

УДК 687.053.66

МАНОЙЛЕНКО О.П.

Київський національний університет технологій та дизайну

ПРОЕКТУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ ШВЕЙНИХ МАШИН ДЛЯ РЕАЛІЗАЦІЇ ТРИНИТКОВОГО ЛАНЦЮГОВОГО ЗИГЗАГОПОДІБНОГО СТІБКА

Мета. Розробка методу проектування механізмів швейних машин для реалізації триниткового ланцюгового зигзагоподібного стібка.

Методика. Використаний загальний метод проектування швейних машин ланцюгового стібка в основу, якого покладена теорія подібності визначення оптимальних значень величини ходів робочих органів як основи для проектування відповідних механізмів.

Результати. В роботі запропоновано метод визначення оптимальних параметрів ланок механізмів швейних машин, які забезпечують можливість реалізації нового типу триниткового зигзагоподібного ланцюгового стібка.

Наукова новизна. Визначені основні процедури та алгоритми проектування механізмів швейних машин для виконання триниткового зигзагоподібного ланцюгового стібка нового типу.

Практична значимість. Запропонована метод може бути застосована при проектуванні механізмів швейних машин для виконання зигзагоподібного стібка.

Ключові слова: швейні машини, ланцюговий стібок, проектування механізмів, зигзаг, сінхрограма швейної машини.

Вступ. В роботі [1] авторами був запропонований новий 3-х нитковий ланцюговий стібок (рис. 1), який має низку переваг перед відомими, тому актуальною задачею є розробка нових типів швейних машин, які реалізують цей стібок. Початок розробки нових машин починається з аналізу можливих *послідовностей* операцій взаємодії робочих органів в процесі утворення стібка, що і є передумовою синтезу механізмів швейної машини.

Постановка завдання. Сінхрограми робочих органів машини для реалізації відомих зигзагоподібних ланцюгових стібків не враховують того, що при утворенні вищевказаного стібка захоплення «петель-напуску» відбувається різними петельниками в місцях проколу голкою матеріалів на відстані ширини зигзагу h та «заколів» петель двох петельників, які переміщують «петлі-напуску» до місця проколу, протилежному їх захопленню. Окрім цього ці процеси відбуваються по чергово то з одним петельником то з іншим, що забезпечується передаточним відношенням 2:1 між головним валом та ведучою ланкою кінематичного ланцюга переміщень петельників поперек сторчки.

Результати дослідження. Реалізація процесу 3-х ниткового ланцюгового зигзагоподібного стібка (рис. 1.) можлива декількома послідовними операціями, при цьому при всіх *послідовностях* переміщення матеріалів $T(\varphi)$, голки $S(\varphi)$ та петельника поперек сторчки $L(\varphi)$ відбувається однаково, відмінністю є співвідношення частоти

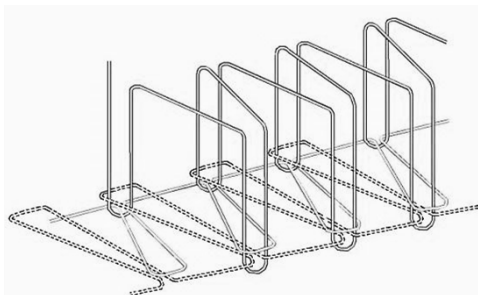


Рис. 1 Структура триниткового ланцюгового зигзагоподібного стібка

обертанні ведучих ланок кінематичних ланцюгів петельників вздовж ω_Z (табл. 1) та поперек строчки ω_L , а також напрямку переміщення петельників $Z(\varphi)$.

Таблиця 1

Параметри механізмів механізму петельника

Варіант способу утворення стібка	Співвідношення частот обертання ведучих ланок механізму петельника ω_Z / ω_L	
	Π_A	Π_B
1	1	-1
2	2	2
3	0	0

Послідовність 1 ($\omega_Z/\omega_L=\pm 1$) (рис. 2): – захоплення «петлі-напуску» відбувається при переміщенні носика петельників Π_A (т. A_3 рис. 2, а), або Π_B (B_3 рис. 2, б) при їх русі з крайнього положення;

– «закол» петель ниток голки та петельника Π_A (т. A_4 рис. 2, а), або Π_B (B_4 рис. 2, б) відбувається при їх зворотному русі від крайнього положення;

– переміщення петельників Π_A та Π_B вздовж строчки відбувається синхронно в протилежних фазах $Z_A(\varphi)=-Z_B(\varphi)$.

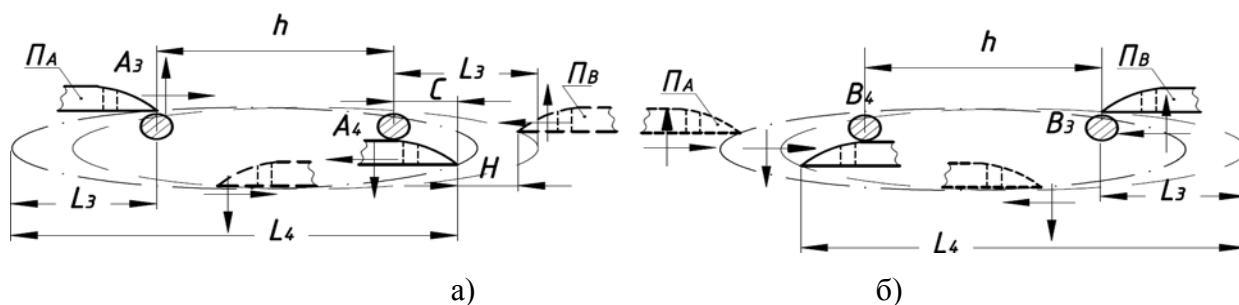


Рис. 2 Схема взаємодії голки та петельників при співвідношенні $\omega_Z/\omega_L = \pm 1$
 а) робочі моменти петельника Π_A , б) робочі моменти петельника Π_B

Послідовність 2 ($\omega_Z/\omega_L = 2$) (рис. 3): – захоплення «петлі-напуску» відбувається при переміщенні носика петельників Π_A (т. A_3 рис. 3, а), або Π_B (B_3 рис. 3, б) при їх русі з крайнього положення;

– «закол» петель ниток голки та петельника Π_A (т. A_4 рис. 3, а), або Π_B (B_4 рис. 3,б) відбувається при їх прямому русі до крайнього положення.

– переміщення петельників Π_A та Π_B вздовж строчки відбувається синхронно в одній фазі $Z_A(\varphi)=Z_B(\varphi)$.

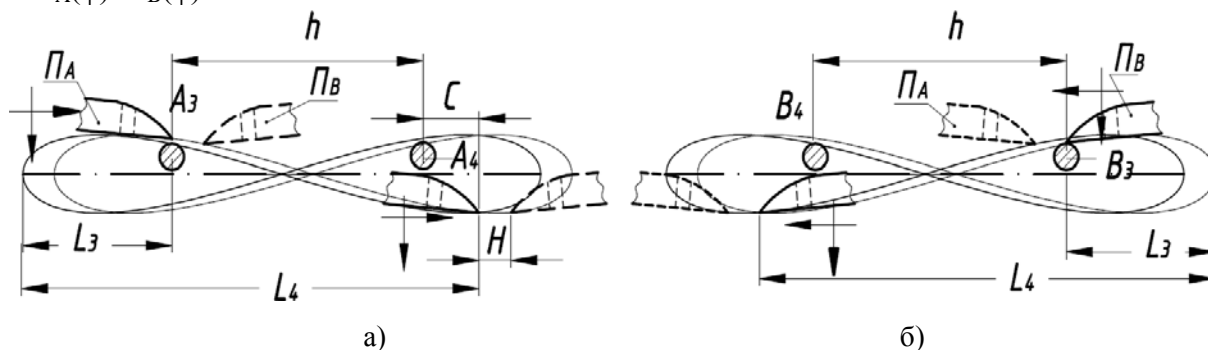


Рис. 3 Схема взаємодії голки та петельників при співвідношенні $\omega_Z/\omega_L=2$: а) робочі моменти петельника Π_A , б) робочі моменти петельника Π_B

Послідовність 3 ($\omega_Z/\omega_L=0$) можна реалізувати трьома варіантами операцій (рис. 4):

- петельником, який має дугоподібну траєкторію (рис. 4, а);
- петельником який має специфічну борідкоподібну форму (рис. 4, б);
- петельником, який виконує захоплення «петлі-напуску» з тієї ж сторони голки де виконується «закол» $Z_A(\varphi)=Z_B(\varphi)=0$ (рис. 4, в).

виконується «закол» $Z_A(\varphi)=Z_B(\varphi)=0$ (рис. 4, в).

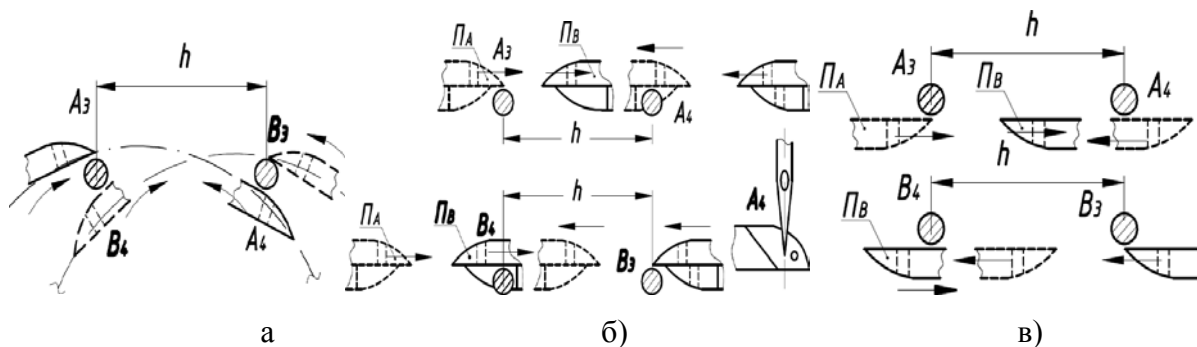


Рис. 4. Схема взаємодії голки та петельників при співвідношенні $\omega_Z/\omega_L=0$: а) з петельником дугоподібної траєкторії, б) з петельником борідкоподібної форми, в) з петельником, який виконує захоплення «петлі-напуску» та «закол» з однієї і тієї ж сторони

Запропонована синхrogramма (рис. 5) зигзагоподібного ланцюгового стібка (без графіка руху транспортуючого органа) дозволяє проаналізувати всі вищерозглянуті послідовності.

Оскільки умови взаємодії між голкою та петельником при різних проколах однакові, достатньо визначити складові величини переміщення голки в вертикальному

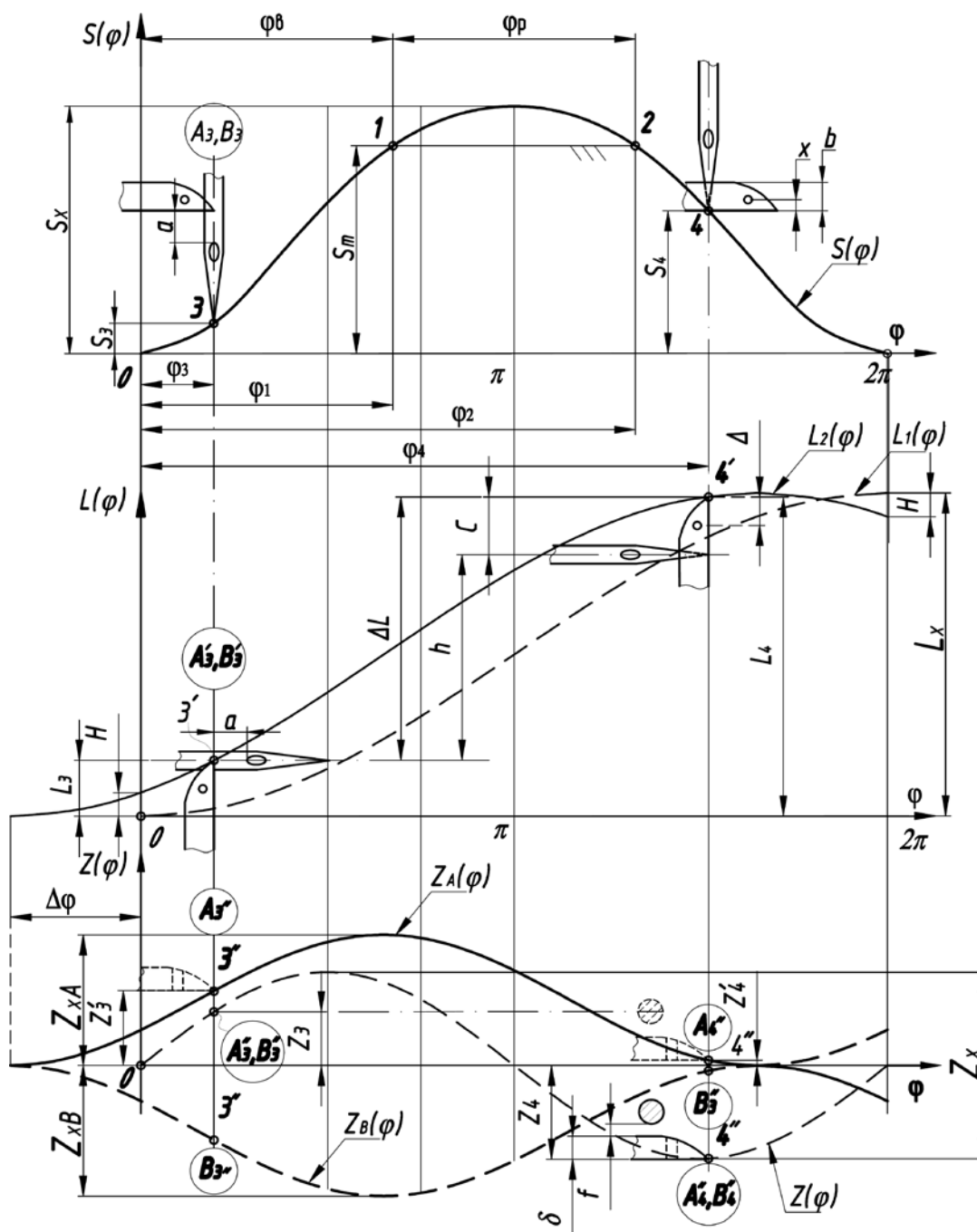


Рис. 5 Сінхрограма робочих органів швейної машини трьохниткового зигзагоподібного ланцюгового стібка

(S_x) та поперечному напрямках (h), які задовольняють умови утворення «петлі-напуску», переміщення матеріалів на довжину стібка та голки на ширину зигзагу h . В цей же час величина переміщення петельника поперек строчки – L_x повинне забезпечувати умову захоплення «петлі-напуску», як першим так і другим петельником, та реалізації «заколу» почергово, а в свою чергу величина переміщення петельників вздовж строчки – Z_x повинне забезпечувати переміщення петельників за голкою та перед нею.

Згідно з [2] мінімально-необхідний хід голоки при утворенні зигзагоподібного триниткового ланцюгового стібка визначається з умови:

$$S_x = \frac{S_m}{f_1(\varphi_p)}, \quad (1)$$

де S_m – величина переміщення в матеріалі голки. Ця величина залежить від технологічних (товщини матеріалу, вид нитки) та конструктивних (тип голки, конструкція петельника, товщина лапки та голкової пластини) параметрів і визначається за методикою [3].

φ_p – кут повороту головного валу, який відраховується від моменту виходу голкою з матеріалу «1» (рис. 5) до моменту його проколу «2»;

$f_1(\varphi_p)$ – одинична функція положення голковода.

$$f_1(\varphi_p) = 2S(\varphi) / S_x,$$

$S(\varphi)$ – положення голковода в момент φ .

Крім того величина ходу голковода повинна забезпечити нормальну роботу транспортуючого органа, тобто:

$$S(\varphi_p) = S(\varphi_p + \varphi_b) \geq S_m, \quad (2)$$

де φ_b – заданий кут повороту головного валу, що характеризує період руху голки над матеріалом;

При невиконанні умови (2) отриману з (1) величину ходу голковода необхідно відповідно збільшити.

Мінімальнонеобхідний хід петельника поперек L_x строчки повинен забезпечити виконання двох умов: надійного забезпечення захоплення «петлі-напуску» голки в одному з проколів, а також «заколу» кожної петлі петельників голкою. Відповідно:

$$L_{x1} = \frac{L_3}{f_2(0,5\varphi_3)}, \quad (3)$$

$$L_{x2} = \frac{\Delta L}{f_2(0,5\varphi_4) - f_2(0,5\varphi_3)}, \quad (4)$$

$$L_3 = \frac{S_3}{K} + H, \quad (5)$$

$$\Delta L = h + C, \quad f_2(\varphi) = 2L(\varphi) / L_x,$$

де ΔL – відстань, яку проходить петельник між крайніми проколами голкою (ширина зигзагу) до моменту «заколу»;

L_3 – відстань, яку проходить петельник з крайнього положення до моменту захоплення «петлі-напуску»;

$f_2(\varphi)$ – одинична функція положення петельника поперек строчки;

S_3 – величина підйому голки, яка необхідна для утворення достатньої «петлі-напуску» (для машини ланцюгового стібка (згідно [3] $S_3 = 3 \div 8$ мм);

K – відношення середніх швидкостей голковода та петельника в інтервалі взаємодії останнього з голкою;

h – величина ширини зигзагу (максимальне значення);

C – довжина від носика петельника до вісі голки у момент «заколу» ($C \geq \Delta$);

Δ – довжина носика петельника

$\varphi_{3,4}$ – кути повороту головного валу, що характеризують моменти взаємодії «3'» та «4'».

H – відстань між носиками петельників P_A та P_B (рис. 1, 2).

Необхідно відмітити, що параметр H повинен забезпечувати можливість скидання попередньої «петлі-напуску» з носика петельника, що може бути досягнуто при $K < 1$, тобто

швидкість петельників повинна бути більшою швидкості голки в інтервалі φ_{0-3} . З метою збільшення швидкості петельникам в вказаному інтервалі доцільно змінити фазу ведучої ланки механізму переміщення петельників поперек строчки на фазовий кут $\Delta\varphi$ по відношенню ведучих ланок інших механізмів. Фазовий кут $\Delta\varphi$ повинен забезпечувати проходження петельниками відстані H , для цього повинна виконуватись умова $L(\Delta\varphi) = H$.

$$H = L_X - L_4. \quad (6)$$

З урахуванням (5, 6) та того, що $L_4 = S_4 / K$ [2], $S_4 = S_3 + s + c + a + x$ [3] вираз (3) приймає вид:

$$L_{X1} = \frac{s + c + a + x}{(1 - f_2(0,5\varphi_3)) \cdot K}, \quad (7)$$

де S_4 – величина, яку проходить голка від крайнього нижнього свого положення до моменту «заколу»;

s – довжина вістря голки;

c – товщина голкової пластини;

a – перевищення носика петельника над вушком голки в момент захоплення «петлі-напуску» (згідно [3] в машинах ланцюгового стібка $a = 2$ мм);

x – величина, що характеризує положення голки відносно верхньої грані вушка петельника в момент «3» (відповідно до [3] $x = 1$ мм);

З отриманих за формулами (4, 7) значень L_X необхідно вибрати найбільше.

Мінімально-необхідний хід петельника поздовж строчки визначається в залежності від *послідовності* реалізації способу утворення стібка за виразами:

$$Z_X = \frac{Z}{f_3(\varphi_3) - f_3(\varphi_4)}, \quad (8)$$

$$Z_{XА,Б} = \frac{Z}{f_3(0,5\varphi_3) + f_4(0,5\varphi_4)}, \quad (9)$$

де $f_3(\varphi)$ – одинична функція положення петельника поздовж строчки для виконання;

$$f_3(\varphi) = 2Z(\varphi) / Z_X,$$

Z – відстань, яка вимірюється між положеннями петельника в моменти взаємодії 3 та 4 вздовж строчки.

$$Z = d + \delta + 2f,$$

де d – діаметр голки;

δ – товщина петельника;

f – зазор між петельниками та голкою в моменти взаємодії «3''» та «4''» ($f = 0,1$ мм).

Вираз (4, 7, 8) та (4,7,9) відповідно справедливі при реалізації *послідовностей* 1 та 2 реалізації стібка, а для реалізації *послідовності* 3 достатньо визначити величину переміщення петельника поперек строчки L_X за виразами (4, 7).

Для визначення параметрів конкретних механізмів проаналізуємо особливості умов виконання моментів взаємодії A_3, B_3 та A_4, B_4 при утворенні нового типу стібка. Як видно із залежності (4, 7) при утворенні відомих зигзагоподібних стібків, величина ходу петельника поперек строчки, по-перше, прямопропорційна відстані між проколами, а по-друге, дуже суттєво залежить від різниці положень голки в моменти захоплення «петель-напуску» та «заколу», яку враховуючи конструктивні параметри робочих органів (s та Δ), та механізмів змінити майже неможливо. Це призводить до того що реально максимальна ширина зигзагоподібного стібка ланцюгового стібка в відомих швейних машинах не перевищує $h=3-4$ мм. Водночас при утворенні нового типу стібка при всіх *послідовностях* утворення стібка

голка взаємодіє послідовно то з одним петельником то з іншим, тобто точки $A_{3,4}$ та $B_{3,4}$ відповідно в певних моментах взаємодії на синхрограмі співпадають. За такою аналогією відбувається й утворення *послідовності 1*. Слід відмітити, що утворення стібка за *послідовністю 2* відмінне не тільки, тому що петельники мають вісімко-подібною траєкторію, але й тому що «закол» відбувається до моменту зайняття петельником крайнього другого положення. Ця особливість може бути застосована для утворення стібків значно більшої величини зигзагу, оскільки не прив'язує процес «заколу» з крайнім положенням петельника, а захоплення «петлі напуску» іншим петельником реалізується взаємною установкою носиків петельників (параметр Н). Реалізація стібка за *послідовністю 3* дозволяє зменшити не тільки кількість кінематичних ланцюгів в механізмі петельника, але й утворити стібок вузлової структури, який має низку переваг [4].

Ці особливості необхідно обов'язково враховувати при проектуванні машин для реалізації нового типу зигзагоподібного ланцюгового стібка.

Приклад розрахунку. Користуючись викладеним вище, визначимо параметри (табл. 2) механізмів голки та петельників швейної машини, у якій петельники мають функцію положення наближену до гармонічного закону [3].

Таблиця 2

Вихідні дані

Параметр	Позначення	Величина
Технологічні параметри:		
1. Товщина матеріалу	m	4 мм
2. Голка 032 GHS діаметр голки	d	0,9 мм
довжина вістря	s	5 мм
3. Ширина стібка	h	4 мм
Конструктивні параметри		
1. Ширина петельника	b	4 мм
2. Товщина петельника	δ	2 мм
3. Товщина голкової пластини	c	3 мм
Кінематичні параметри.		
1. Одиничні функції положення механізмів:	$f_{1,2}(\varphi) = 1 - \cos \varphi$ $f_3(\varphi) = \sin \varphi$	
2. Відношення швидкостей голки та петельника в період взаємодії $\varphi_3 - \varphi_4$	K	0,9
Інші параметри		
1. Коефіцієнт робочого ходу транспортуючого органу	$\frac{\varphi_B}{2\pi}$	0,3
2. Параметр моменту «заколу»	C	4 мм

Хід розрахунку

1. Визначимо періоди знаходження голки над матеріалом та в матеріалі

$$\varphi_B = 0,3 \cdot 2\pi = 0,6\pi = 108^\circ, \quad \varphi_m = \pi - \frac{\varphi_B}{2} = 180^\circ - \frac{108^\circ}{2} = 126^\circ$$

2. Визначимо величину переміщення нижньої голки в матеріалі [3]

$$S_m = S_3 + s + c + a + e + b + m = 24 \text{ мм},$$

де e – відстань від верхньої поверхні петельника до нижньої поверхні голкової пластини (приймається конструктивно, e=3 мм).

3. Визначимо хід голки за формулою (1)

$$S_X = \frac{2 \cdot 24}{1 - \cos 126^\circ} = 30,2 \text{ мм},$$

Звідси $\lambda = 0,3$ [3]: $r_1 = \frac{S_X}{2} = 15,1 \text{ мм}$; $l_1 = r_1 / \lambda = 50,3 \text{ мм}$

4. Знаходимо значення кутів $\varphi_{3,4}$

$$S(\varphi_3) = S_3 = 3 \text{ мм}; S(\varphi_4) = S_4 = S_m - m - b + x - e = 13 \text{ мм},$$

Для центрально-кривошипно-повзунного механізму голки за теоремою косинусів

$$\varphi_{3,4} = \arccos \frac{r_1^2 - l_1^2 + (r_1 + l_1 - S_{3,4})^2}{2r_1(r_1 + l_1 - S_{3,4})},$$

Звідси, $\varphi_3 = 32,4^\circ$, $\varphi_4 = 286,2^\circ$

5. Знайдемо хід петельника поперек строчки з рівняння (4) та (7) прийнявши конструктивно:

$$L_{X1} = \frac{4 + 3 + 2 + 1}{\cos(0,5 \cdot 32,4^\circ) \cdot 0,9} = 11,6 \text{ мм}, L_{X2} = \frac{2 \cdot 8}{\cos(0,5 \cdot 32,4^\circ) - \cos(0,5 \cdot 286,2^\circ)} = 9,1 \text{ мм}$$

Для подальших розрахунків приймаємо значення L_{X1}

6. Знайдемо хід петельника повздовж строчки з рівняння (6) та (7')

$$Z_X = \frac{2 \cdot (0,9 + 2 + 2 \cdot 0,1)}{\sin 32,4^\circ - \sin 286,2^\circ} = 6,8 \text{ мм} \quad Z_{XAB} = \frac{2 \cdot (0,9 + 2 + 2 \cdot 0,1)}{\cos(0,5(32,4^\circ) + \cos(0,5(286,2^\circ))} = 11,6 \text{ мм}$$

Оскільки конструктивні параметри механізму петельника не відображались в розрахунку визначимо величину ведучої ланки за виразом $r_2 = \frac{L_X}{2}$, $r_3 = \frac{Z_X}{2}$ в залежності від послідовності реалізації стібка (табл. 3.).

Таблиця 3

Параметри механізмів голки та петельника

Порядковий номер послідовності утворення стібка	Механізм голки		Механізм петельника	
	r_1	l_1	r_2	r_3
	мм			
Послідовність 1	15,1	50,3	5,8	3,4
Послідовність 2				5,8
Послідовність 3				-

Висновки. 1. Отримані значення параметрів механізмів машини для реалізації нового типу стібка співставні з параметрами аналогічних механізмів машин, які виконують класичний тип зигзагоподібного стібка, однак отримані значення параметрів механізму петельника говорять про можливість збільшення ширини зиг-загу в декілька разів, що підтверджує переваги цього типу стібка.

2. Запропонований метод розрахунку може бути застосований при проектуванні механізмів нових швейних машин для виконання триниткового зигзагоподібного стібка.

Список використаних джерел

1. Спосіб утворення триниткового зигзагоподібного ланцюгового стібка: пат. України О.П. Манойленко, В.А. Горобец; заявник та патентовласник «КНУТД». № 80838; від 10.06.13, Бюл. № 24 – 4 с. 4
2. Горобець В.А. Анализ и синтез механизмов иглы и петлителя машин многониточного плоского цепного стежка. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. К.: КТИЛП. – 1980. – 20 с.
3. Пищиков В.О. Проективання швейних машин / В.О. Пищиков, Б.В. Орловський – К.: Видавничо-поліграфічний дім «Формат». – 2007. – 320 с.
4. Хлистунов В.С. Разработка способа и машины для получения двухниточных цепных стежков узловой структуры: автореф. дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.02.13 – Машины и агрегаты легкой промышленности / В. С. Хлистунов ; КТИЛП. – Киев, 1984. – 23 с.

References

1. Manoylenko, A.P., Gorobets, V.A. (2013) *Sposib utvorennya trinitkovogo zigzagopodibnogo lantsyugovogo stibka [The method of forming a planar four thread chain stitch]*, – patent UA, № 80838, [in Ukrainian].
2. Gorobets, V.A. (1980) *Analiz i sintez mehanizmov iglyi i petlitelya mashin mnogonitochnogo ploskogo tsepnogo stezhka. [Analysis and synthesis of mechanisms needle and looper machines multiline flat chain stitch.]*. Kyiv: KTILP [in Ukrainian].
3. Pischikov, V.A., Orlovsky, B.V. (2007) *Proektuvannya shveynih mashin [Design sewing machine]* Kyiv: Publishing and Printing House «Format» [in Ukrainian].
4. Hlistunov V.S. (1984) *Razrabotka sposoba i mashiny dlya polucheniya dvuhnitochnyh cepnyh stezhkov uzlovoj struktury [Development of the method and the machine for two-thread chain stitch node structure]*. Kyiv: KTILP [in Ukrainian].

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ШВЕЙНЫХ МАШИН ДЛЯ РЕАЛИЗАЦИИ ТРЕХНИТОЧНОГО ЦЕПНОГО ЗИГЗАГООБРАЗНОГО СТЕЖКА

МАНОЙЛЕНКО А.П.

Київський національний університет технологій і дизайну

Цель. Разработка метода проектирования механизмов швейных машин для реализации трехниточного цепного зигзагообразного стежка.

Методика. Использован общий метод проектирования швейных машин цепного стежка в основу, которого положена теория подобия определения оптимальных значений величины ходов рабочих органов как основы проектирования соответствующих механизмов.

Результаты. В работе предложен метод определения оптимальных параметров звеньев механизмов швейных машин, которые обеспечивают возможность реализации нового типа трехниточный зигзагообразного цепного стежка.

Научная новизна. Определены основные процедуры и алгоритмы проектирования механизмов швейных машин для выполнения трехниточный зигзагообразного цепного стежка нового типа.

Практическая значимость. Предложенная метод может быть применена при проектировании механизмов швейных машин для выполнения зигзагообразного стежка.

Ключевые слова: *швейные машины, цепной стежок, проектирование механизмов, зиг-заг, синхрограмма швейной машины.*

DESIGNING MECHANISMS FOR THE IMPLEMENTATION OF SEWING MACHINES THREE-THREAD CHAIN STITCH ZIGZAG

MANOILENKO O.P.

Kiev National University of Technology and Design

Purposel. Development of a method of designing the mechanisms of sewing machines for the realization of three-thread chain stitch zigzag.

Methodology. Use common method of design chain stitch sewing machine as a basis, which put the theory of similarity determining the optimal value of stroke working bodies as the basis for the design of appropriate mechanisms.

Findings. This paper proposes a method for determining the optimum parameters of units of sewing machines mechanisms that enable the implementation of a new type of three-thread chain stitch zigzag.

Originality. The basic procedures and algorithms for designing mechanisms of sewing machines to perform trehnitochny zigzag chain stitch of a new type.

Practical value. The proposed method can be applied in designing arrangements sewing machines to perform zigzag stitch.

Keywords: *sewing machines, chain stitch, design mechanisms, zigzag, sinhrogramma sewing machine.*