

УДК 687.053.1

АНАЛІЗ ВЗАЄМОДІЇ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ШВЕЙНОЇ МАШИНИ ПОТАЙНОГО ЛАНЦЮГОВОГО СТІБКА

В.А. ГОРОБЕЦЬ, О.П. МАНОЙЛЕНКО, В.М. ДВОРЖАК

Київський національний університет технологій та дизайну

Повідомлення 2

У статті продовжено дослідження механізмів типової швейної машини потайного ланцюгового стібка (ШМПЛС), у ході якого побудована синхрограма робочих органів машини та запропонований метод визначення їх необхідних ходів [1]

Об'єкти та методи дослідження

Об'єктами дослідження служать основні механізми типової ШМПЛС 85 кл. ПМЗ та їх робочі органи. При вирішенні задач, поставлених в роботі, застосовувались сучасні методики дослідження, що базуються на аналітичному визначенні функцій положення та умов взаємодії робочих органів даної машини.

Постановка завдання

Задачею даного дослідження є визначення мінімально необхідних ходів робочих органів, які, в свою чергу, будуть вихідними даними для синтезу відповідних механізмів.

Результати та їх обговорення

На відміну від метода [2], за яким механізм голки проектується після визначення коефіцієнту робочого ходу транспортуючого органу, враховуючи специфіку взаємодії робочих органів ШМПЛС, пропонуємо почати з визначення необхідного ходу голки (рис. 1):

$$S_{\phi} \approx R_2 \cdot \psi_{\phi},$$

де ψ – кут повороту коромисла голководи; R_2 – відстань від осі голководи до вістря голки (радіус дугоподібної голки).

Характерні моменти положення дугоподібної голки зображені на рис. 1.

Звідси, аналогічно методу [2], визначимо переміщення голки в матеріалі:

$$S_m = R_2 \cdot \psi_m = S_1 + \Delta l + a + f_1 + 2 \cdot m + R_2 \cdot (\Delta \psi_1 + \Delta \psi_2),$$

де S_1 – переміщення голки, необхідне для утворення «петлі-напуску»; Δl – довжина вістря голки до верхньої грані її вушка; a – величина, що характеризує положення правої поверхні довгого різка розширювача над верхньою гранню вушка голки в момент захоплення «петлі-напуску»; f_1 – зазор між правою поверхнею короткого різка розширювача та поверхнею витисненого матеріалу; $\Delta \psi_2 R_2$ – переміщення голки в нижньому шарі матеріалу (її можна з достатньою точністю прийняти таким, що дорівнює товщині c витискача); $\Delta \psi_1 R_2$ – переміщення голки, яке з достатньою точністю можна прийняти такою, що дорівнює ширині b розширювача; m – товщина матеріалів;

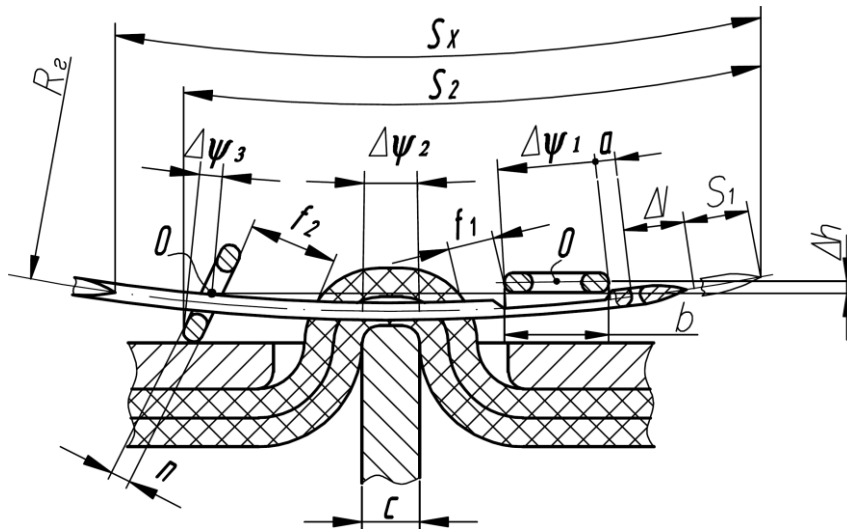


Рис. 1. Розрахункова схема необхідного ходу голки

Також визначимо величину переміщення голки S_2 до моменту взаємодії її з попередньою петлею нитки (так званого моменту «заколу»):

$$S_2 = S_m + f_2 + R_2 \cdot \Delta\psi_3,$$

де f_2 – зазор між проекцією правої грані розширювача на трасу голки й поверхнею витиснутого матеріалу; $R_2 \cdot \Delta\psi_3$ – переміщення голки, яке, враховуючи те, що розширювач у даний момент віддаляється від голки, можна з достатньою точністю прийняти таким, що дорівнює товщині n розширювача.

Тепер визначимо мінімально необхідний хід голки за методом [1] і теоремою подібності:

$$S_x = S_{xp} \cdot K_1, \tag{1}$$

де S_x^P – величина ходу голки при довільно вибраних значеннях параметрів механізму голки (в даному випадку взяті параметри машини 85 кл.); K_1 – коефіцієнт подібності;

Значення коефіцієнту K_1 дістанемо з виразу:

$$K_1 = S_m / S_m^P,$$

де S_m^P – переміщення голки в матеріалі при довільно вибраних значеннях параметрів механізму голки, при якому забезпечується наступна рівність

$$S_m^P = S_{\phi_{n.mp}} \approx S_{\phi_{z.mp}},$$

$$\phi_{z.mp} - \phi_{n.mp} = \phi_{mp},$$

Де ϕ_{mp} – кут повороту головного вала, що характеризує тривалість транспортування матеріалу (за циклограмою швейної машини 85 кл – $\phi_{mp} = 90^\circ$)

Наступним розглянемо механізм витискача, конструктивно виконаний у вигляді сектора круга (рис. 2).

Положення витискача в момент початку роботи ψ_1 можна визначити із залежності:

$$\psi_1 = \psi_0 + \psi_D = \arccos\left(\frac{R_6 - h}{R_6}\right) + \arcsin\left(\frac{d}{2 \cdot R_6}\right),$$

де R_6 – радіус зовнішньої поверхні витискача;

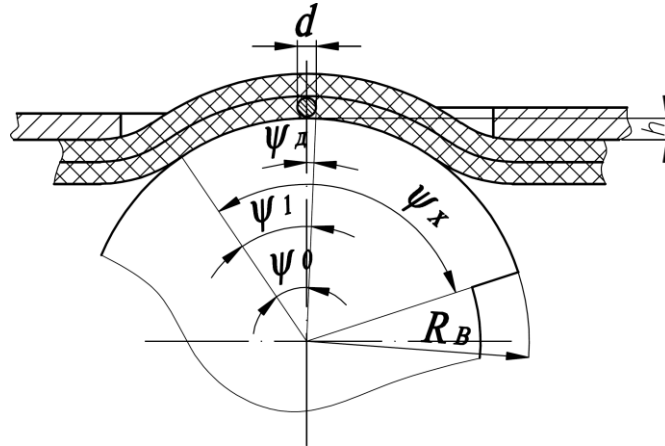


Рис. 2. Визначення мінімального ходу витискача

h – відстань між нижньою гранню голки та нижньою поверхнею голкової пластини; d – діаметр голки.

Тоді мінімально необхідний хід повороту витискача $V(x)$ визначається із залежностей:

$$V(x) = R_6 \cdot \psi_x = R_6 \left(\psi_1 + \frac{\psi_m}{2} \right),$$

де

$$\psi_m = \psi_{n.mp} + \psi_{z.mp}$$

ψ_m – кут робочого повороту витискача в прямому та зворотному напрямках;

Величина ψ_x показує величину загального кута повороту витискача.

Надалі розглянемо механізм розширювача.

Мінімально-необхідний хід умовного центра O розширювача (рис. 1) поперек строчки L_x з достатньою для проектування механізму точністю можна визначити з виразу:

$$L_x = \frac{b+n}{2} + f_1 + 2 \cdot m + c + f_2.$$

де n – товщина розширювача.

Для визначення мінімально-необхідного ходу розширювача вздовж строчки, розглянемо положення розширювача в даному напрямі в момент захоплення ним «петлі-напуску» (рис. 3, а) та в момент «заколу» голкою попередньої петлі нитки.

Звідси за методом [2] визначаємо необхідний хід Y_x розширювача:

$$Y_{\phi_2} - Y_{\phi_1} = \Delta Y,$$

де ΔY – відстань від довшого носика розширювача до його умовного центру O ;

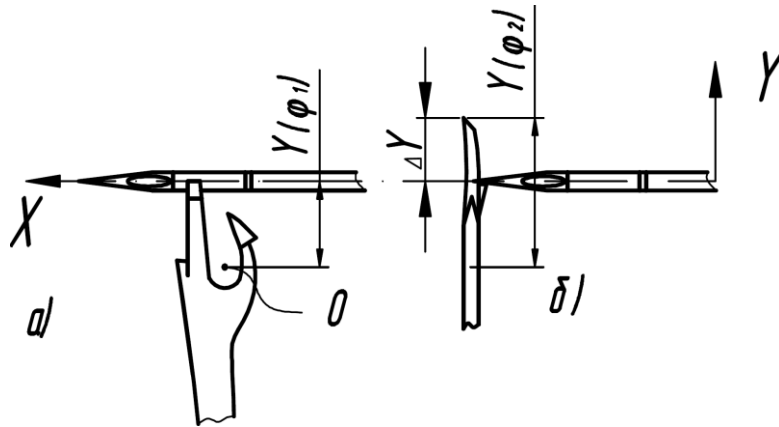


Рис. 3. Параметри взаємодії розширювача з голкою

моменти ϕ_1 та ϕ_2 визначимо із закону руху голки:

$$S_{\phi_1} = S_1; \quad S_{\phi_2} = S_2.$$

Тоді аналогічно виразу (1):

$$Y_x = K_2 \cdot Y_x^p, \tag{2}$$

де

$$K_2 = \frac{\Delta Y}{Y^p_{\phi_2} - Y^p_{\phi_1}}.$$

Нарешті, вертикальна складова ходу Z_x умовного центра O розширювача (рис. 1) визначиться аналогічно (1) і (2):

$$Z_{\phi_1} - Z_{\phi_2} = \Delta h,$$

$$Z_x = K_3 \cdot Z_x^p, \tag{3}$$

$$K_3 = \frac{\Delta h}{Z^p_{\phi_1} - Z^p_{\phi_2}} = \frac{\Delta h}{\Delta Z}$$

Також загальна величина Z_x повинна відповідати виразу:

$$Z_x \geq m + f_3 - \Delta h \tag{4}$$

де Δh – різниця координат Z умовного центру O розширювача в момент захоплення «петлі-напуску» та «заколу»; f_3 – зазор між нижньою поверхнею розширювача і вершиною витисненого матеріалу в момент проходження його над нею.

При розгляді механізму транспорту необхідно врахувати, що зубчаста рейка рухається над, а не під голковою пластиною з майже прямолінійною ділянкою робочої частини траєкторії. Тому мінімально-необхідний хід рейки в горизонтальному напрямку визначиться з виразу:

$$T_{\varphi_{з.мп}} - T_{\varphi_{п.мп}} = t,$$

де t – максимальна величина стібка,

$$T_x = K_4 \cdot T_x^P,$$

де

$$K_4 = \frac{t}{T_{\varphi_{з.мп}}^P - T_{\varphi_{п.мп}}^P}$$

Вимоги до вертикальної складової руху рейки $P(\varphi)$ наступні:

$$P_{\min} \leq P_{\varphi} \leq P_{\max} \text{ при } \varphi_{п.мп} \leq \varphi \leq \varphi_{з.мп}, \quad (5)$$

де P_{\min} і P_{\max} – відповідно мінімальна та максимальна величина заглиблення зубців рейки в матеріал, при яких забезпечується якісне транспортування матеріалів (рис. 5).

Згідно з дослідженням [3] надійне транспортування матеріалу відбувається в діапазоні $P_{\min}=0,5$ мм, $P_{\max}=1,2$ мм.

Загальна ж величина вертикального ходу рейки на її роботу не впливає.

Виходячи із залежностей [1], була побудована синхрограма роботи механізмів машини 85 кл. (рис. 4), за якою було проведено визначення значень мінімально необхідних ходів робочих органів згідно запропонованого вище методу. Результати проведених розрахунків приведені в таблиці.

Значення параметрів механізмів швейних машин потайного ланцюгового стібка

Параметр	S_x , мм	V_x , мм	L_x	Y_x	T_x	Z_x	K_1	K_2	K_3	K_4
Значення	мм	мм								
Мінімально необхідні ходи робочих органів	34,9	13,5	17,5	9,8	10,6	5,4	0,92	0,92	0,86	0,96
У машині 85 кл.	37,5	15,0	18,0	11,2	11,0	6,1	1,0	1,0	1,0	1,0

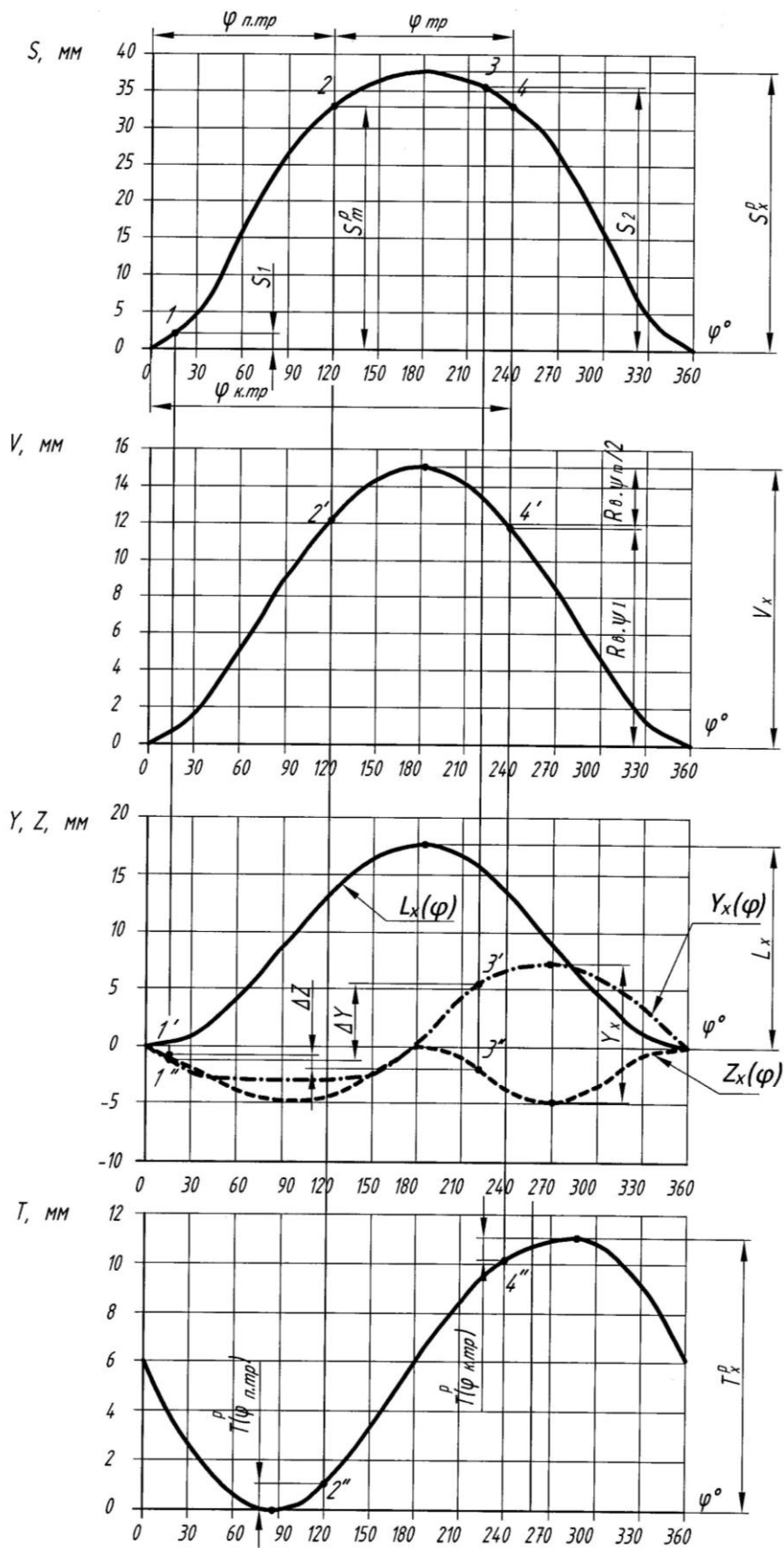


Рис. 4. Синхрограма роботи механізмів ШМПЛС (85 кл. ПМЗ)

Крім того на рис. 5 показана робоча ділянка траєкторії зубчастої рейки в інтервалі $\varphi_{п.тр}$ - $\varphi_{з.тр}$.

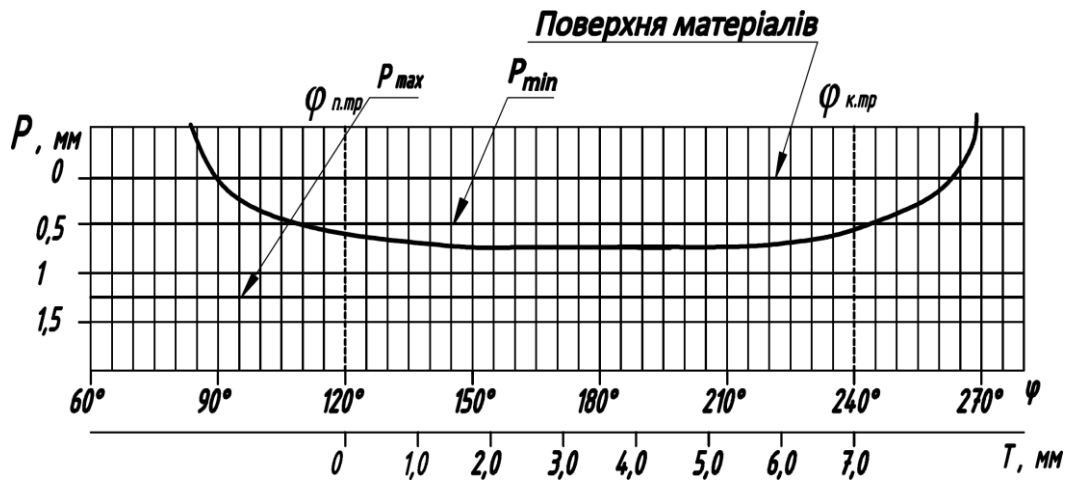


Рис. 5. Схема заглублення вершини середнього зубця в матеріалі

Висновки

1. Проведені дослідження показали, що визначені за запропонованою авторами методикою величини ходів робочих органів близькі до величини ходів реальної ШМПЛС, причому менші за них. Оскільки за даною методикою визначились мінімально – необхідні ходи робочих органів, то вищевказане підтверджує її правильність.

2. Дана методика може бути застосована при проектуванні механізмів ШМПЛС будь-якої структури.

3. Метод визначення функції положення простого 4-х ланковика з «універсальним шарніром» може бути застосований при дослідженні та проектуванні подібних механізмів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Горобець В.А., Манойленко О.П., Дворжак В.М. Аналіз взаємодії робочих органів швейної машини потайного ланцюгового стібка. Повідомлення 1 // Вісник КНУТД, 2010, № , с.
2. Пищиков В.О., Сараєв Н.К., Трачун А.И. Определение ходов петлителя машины двухниточного цепного стежка // ИВ ТЛП, 1974, № 3.4
3. Горобець В.А., Щербань Ю.Ю., Селивончик И.С. Транспортирующие органы швейных машин, обеспечивающие повышенную сцепляемость с материалом ИВ ТЛП, 1991, №4.