

**КОРОБЧЕНКО ЄВГЕН**

Київський національний університет технологій та дизайну

<https://orcid.org/0000-0002-6026-1427>e-mail: [korobchenko.yo@knuutd.edu.ua](mailto:korobchenko.yo@knuutd.edu.ua)**ГОРОБЕЦЬ ВАСИЛЬ**

Київський національний університет технологій та дизайну

<https://orcid.org/0000-0001-5174-3224>e-mail: [va1948@ukr.net](mailto:va1948@ukr.net)**ДВОРЖАК ВОЛОДИМИР**

Київський національний університет технологій та дизайну

<https://orcid.org/0000-0002-1693-9106>e-mail: [dvorzhak.vm@knuutd.com.ua](mailto:dvorzhak.vm@knuutd.com.ua)

## ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМІВ ПЕРЕМІЩЕННЯ НИЖНЬОГО ТРАНСПОРТУЮЧОГО ОРГАНА ШВЕЙНОЇ МАШИНИ

У роботі здійснено комплексний кінематичний аналіз кількох механізмів переміщення матеріалу у швейних машинах, зокрема типових важільних систем M1, M2, M3, а також запропонованого нового механізму M4. Основною метою дослідження було оцінити ефективність зазначених механізмів у контексті реалізації інноваційного способу та пристрою, розроблених авторами для покращення процесу транспортування матеріалу в промисловому швейному обладнанні.

Кінематичні характеристики механізмів досліджувалися з використанням методів теорії механізмів і машин. Розрахунки та побудову графіків виконано в середовищі Mathcad. У процесі дослідження побудовано траєкторії руху транспортуючих органів і синхрограми їх кінематичних показників.

Критеріями оцінки прийнято значення кінематичних характеристик нижнього транспортуючого органу, які суттєво впливають на якість роботи нового пристрою для переміщення матеріалів. Зокрема, враховувалися: максимальне значення кута нахилу  $|\alpha_{\max}|$  дотичної до поверхні транспортуючого органу до напрямку транспортування; величину горизонтальної складової швидкості  $v_x$  транспортуючих органів в момент розриву їх магнітної взаємодії; максимальне додатне значення горизонтальної складової прискорення  $a_x$  верхнього транспортуючого органу при робочому ході; інтенсивність ударних навантажень на верхній транспортуючий орган, що характеризується аналогом ривків у вертикальному напрямку. Ці параметри є ключовими для забезпечення ефективної роботи пристрою, який використовує магнітну взаємодію між верхнім (неодимовий магніт) і нижнім транспортуючими органами.

Запропоновані спосіб і пристрій спрямовані на вирішення проблеми відносного зсуву шарів матеріалу (посадки), що є однією з основних проблем швейного виробництва. Аналіз показав, що механізм M4 є оптимальним для реалізації нового способу, хоча типові механізми (M1, M2, M3) також можуть бути застосовані за умови відповідного проектування. Отримані значення кінематичних критеріїв та побудовані синхрограми використовуватимуться як вихідні дані для подальших розрахунків нового пристрою, що дозволить адаптувати його до типових швейних машин.

**Ключові слова:** механізм транспортування швейної машини; траєкторія транспортуючого органу; кінематичний аналіз механізмів, аналоги швидкості, прискорень, ривків; критерії оцінки

**YEVHEN KOROBCHENKO, VASYL HOROBETS, VOLODYMYR DVORZHAK**

Kyiv National University of Technologies and Design

## COMPARATIVE ANALYSIS OF THE MOVEMENT MECHANISMS OF THE LOWER FEEDING ELEMENT IN A SEWING MACHINE

This study presents a comprehensive kinematic analysis of several material feed mechanisms used in sewing machines, including typical lever systems M1, M2, M3, as well as a newly proposed mechanism M4. The main objective of the research was to evaluate the effectiveness of these mechanisms in implementing the innovative feeding method and device developed by the authors to improve the material transportation process in industrial sewing equipment.

The kinematic characteristics of the mechanisms were investigated using classical methods of mechanism and machine theory. Calculations and diagram construction were performed using the Mathcad software environment. During the study, the motion trajectories of the feeding elements and kinematic synchronograms were constructed.

The evaluation criteria were based on the kinematic parameters of the lower feeding element, which significantly influence the performance of the new material feeding device. In particular, the following were considered: the maximum inclination angle of the tangent to the surface of the feeding element relative to the feeding direction; the horizontal velocity component  $v_x$  of the feeding elements at the moment of magnetic decoupling; the maximum positive horizontal acceleration  $a_x$  of the upper feeding element during the working stroke; and the impact loading intensity on the upper feeding element, represented by a vertical jerk analogue. These parameters are critical for ensuring the efficient operation of the proposed device, which is based on magnetic interaction between the upper (neodymium magnet) and lower feeding elements.

The proposed method and device aim to address the issue of relative material layer displacement (fabric shifting), which is one of the major problems in sewing production. The analysis showed that mechanism M4 is the most suitable for implementing the new method, although standard mechanisms (M1, M2, M3) may also be used with proper design adjustments. The obtained kinematic criteria and synchronograms will serve as input data for further design calculations of the device, facilitating its adaptation to conventional sewing machines.

**Keywords:** sewing machine feed mechanism, feed element trajectory, kinematic analysis of mechanisms, analogues of velocity acceleration jerks, evaluation criteria.

Стаття надійшла до редакції / Received 28.07.2025

Прийнята до друку / Accepted 15.08.2025

### Постановка задачі дослідження

Одним із основних проблемних питань підвищення якості швейних виробів є виникнення відносного зсуву шарів матеріалу під час їх зшивання — так звана посадка [1-4]. Для зменшення наслідків цього явища застосовуються різні способи та засоби. Зокрема, в швейних машинах з однорейковим механізмом транспорту використовують різні конструкції транспортуючих і притискних органів, стани їх поверхонь, зміну величини зусилля притискного органу тощо.

Також існує значна номенклатура обладнання, в якому зменшення посадки досягається шляхом введення додаткового транспортуючого органу, який отримує рух від окремого механізму — нижнього (диференціальний механізм транспорту) або верхнього. Однак, незважаючи на різноманіття способів та засобів, повного вирішення цієї проблеми на сьогодні не існує.

### Аналіз досліджень та публікацій

Авторами розроблено нові спосіб і пристрій [5], в якому усунення явища посадки досягається шляхом реалізації під час переміщення матеріалу іншої фізичної суті процесу (рис. 1).

Матеріали в процесі переміщення затиснуті силою магнітного поля між верхнім транспортуючим органом у вигляді неодимового магніту плоскої форми та нижнім, що виконаний у вигляді пластини з нанесеним на її поверхню феромагнітним сплавом.

При цьому нижній транспортуючий орган під час реалізації даного способу на діючому обладнанні планується встановлювати замість зубчастої рейки на ведених ланках існуючих механізмів переміщення матеріалу. Тому при визначенні характеристик та матеріалів нового пристрою необхідно враховувати кінематичні й динамічні характеристики зазначених механізмів.

Дослідженню однорейкових механізмів переміщення матеріалу універсальних швейних машин присвячено значну кількість літературних джерел [1, 2, 5-11]. Однак робота цих механізмів розглядалися за умови взаємодії нижнього транспортуючого органу (зубчастої рейки) з притискною лапкою, яка знаходилася під дією верхньої притискної пружини.

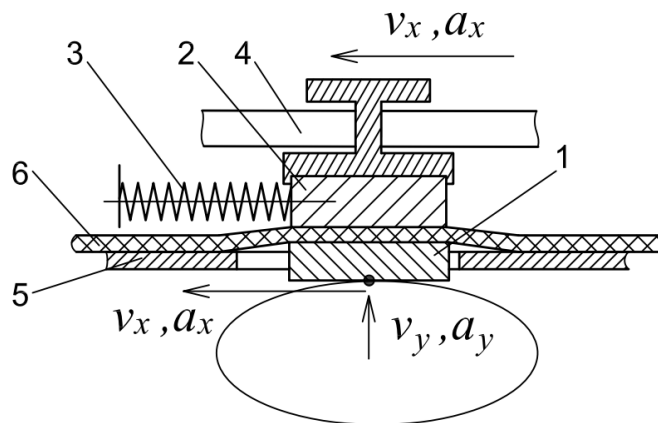


Рис. 1. Схема нового пристрою переміщення матеріалів під час їх зшивання:

1 — нижній транспортуючий орган; 2 — верхній транспортуючий орган;  
3 — зворотна пружина; 4 — притискний пристрій; 5 — голкова пластина; 6 — матеріали, що зшиваються

Інший характер силової взаємодії робочих органів при реалізації нового способу переміщення матеріалів та інша їх будова в новому пристрої вимагають врахування цих обставин при дослідженні механізмів переміщення конкретних типів швейних машин.

### Формулювання цілей статті

Виходячи з вище наведеного, метою даної роботи є оцінка можливості застосування механізмів типових швейних машин при реалізації нових пристроїв та способу переміщення матеріалів. Критеріями оцінки є значення деяких кінематичних характеристик механізмів, які суттєво впливають на якість роботи нового пристрою і є вихідними даними для визначення його параметрів при проектуванні.

### Матеріали і методи

Об'єктами дослідження є механізми переміщення матеріалу типових універсальних швейних машин та механізм аналогічного призначення, розроблений авторами.

Для визначення шуканих показників використовуються відомі методи теорії механізмів та машин для кінематичного аналізу плоских важільних механізмів. Реалізація названих методів виконувалася з використанням системи MatCAD.

### Виклад основного матеріалу

Дослідженню підлягали чотири структури механізмів транспорту: механізм M1, що використовується в машинах [12-13], механізм M2, використаний в машинах [14], механізм M3, який останнім часом набуває все більшого застосування в сучасних швейних машинах [15-16], а також механізм транспорту M4, розроблений та досліджений авторами [17]. Особливістю даного механізму є прямолінійність робочої ділянки траєкторії транспортуючого органу [6], що вкрай важливо для

забезпечення постійного значення сили транспортування (в даному випадку сили магнітного поля).

Розрахункові схеми механізмів наведені на рис. 2

За критерії оцінки було прийнято:

1. Максимальне значення кута нахилу  $|\alpha_{max}|$  дотичної до поверхні транспортуючого органу кожного механізму до напрямку переміщення матеріалу на її робочій ділянці ABC (Рис. 3).

$$\alpha = f(\varphi),$$

де  $\varphi$  - кут повороту головного валу машини.

Даний критерій визначає положення площини поверхні нижнього транспортуючого органу до площини магніту, що в процесі транспортування критично важливо для величини сили транспортування, а отже, для параметрів магніту.

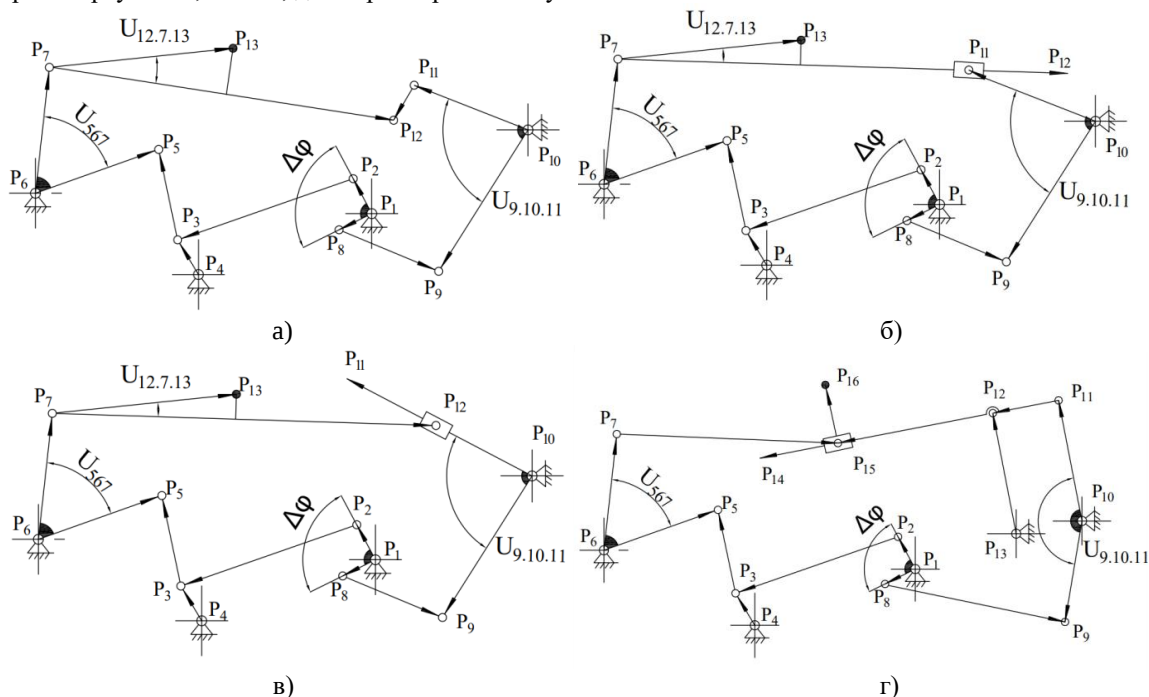


Рис. 2. Розрахункові схеми механізмів транспорту: а) M1; б) M2 в) M3 г) M4

2. Величина горизонтальної складової швидкості  $v_x$  транспортуючих органів в момент розриву їх магнітної взаємодії (точка C, рис. 3), яка характеризується її аналогом  $\frac{dx_c}{d\varphi_c}$ . Необхідність мінімального значення цієї складової в даний момент пояснюється впливом цього показника не тільки на роботу зворотної пружини пристрою, але й на якість процесу транспортування матеріалів.

3. Максимальне додатне значення горизонтальної складової прискорення  $a_x$  верхнього транспортуючого органу при робочому ході, яке характеризується його аналогом  $\left(\frac{d^2x}{d\varphi^2}\right)_{max}$ . Величина цього показника безпосередньо впливає на динаміку процесу переміщення і служить вихідними даними для визначення сили транспортування, а отже, параметрів магніту.

4. Інтенсивність ударних навантажень на верхній транспортуючий орган, яка характеризується аналогом ривків  $\left(\frac{d^3y}{d\varphi^3}\right)_{max}$  в вертикальному напрямі [18]. Необхідність мінімізації цього критерію пояснюється негативним впливом ударних навантажень на характеристики магніта.

Отримання відповідних значень названих вище критеріїв проводилось на основі кінематичного аналізу механізмів з використанням Mathcad.

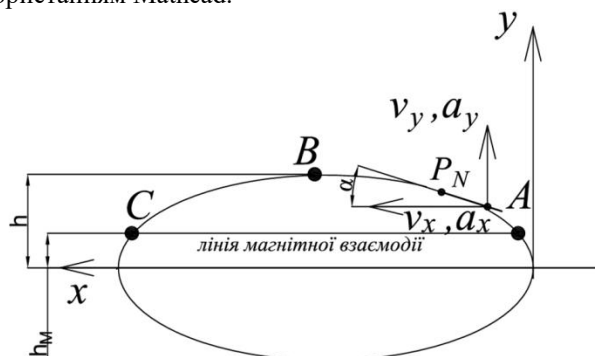


Рис. 3. Робоча ділянка траєкторії нижнього транспортуючого органу.

При цьому значення коефіцієнта робочого ходу механізмів було прийнято

$$k_p = \frac{\varphi_p}{360} \approx 0.39,$$

де  $\varphi_p$  - кут повороту головного вала при робочому ході механізму, що відповідає руху нижнього транспортуючого органу вище голкової пластини.

Максимальна величина виходу площини нижнього транспортуючого органу (рис.3) над поверхнею голкової пластини  $h$  та висота взаємодії нижнього транспортуючого органу з магнітом  $h_M$  були прийняті [19]

$$h = 1.0 \text{ мм}, h_M = 0.4 \text{ мм}.$$

Вказані величини повинні забезпечувати деформацію матеріалів силою магніту, а також вільний холостий хід верхнього транспортуючого органу.

Методика кінематичного аналізу та значення їх параметрів для механізмів М1 та М4 була розроблена авторами та наведена в роботах [6,20]. Методика розрахунку для механізмів М2 та М3 розроблена в рамках даного дослідження. Розмірні параметри були визначені на машинах [14, 15]

В зв'язку з доволі громіздкими викладками суть даної методики приведено тільки для механізму М3 (рис.2,в), що є найбільш поширеним в машинах сучасного виробництва.

Вихідними даними розрахунку є довжини ланок  $l_{1-2}, l_{2-3}, l_{4-3}, l_{3-5}, l_{6-7}, l_{1-8}, l_{8-9}, l_{10-9}, l_{10-11}, l_{7-12}$ ; фіксовані кути між ланками  $U_{2-1-8}, U_{5-6-7}, U_{9-10-11}, U_{12-7-13}$ ; варіанти складання двоповідкових групи першого виду  $W_{2-3-4} = 1, W_{3-5-6} = -1, W_{8-9-10} = -1$ ; координати стояків  $P_1, P_4, P_6, P_{10}$ .

Вектори-ланки механізму визначені з використанням власної функції  $\rho_z$  для повернення вектора зі зміною його модуля:

- 1) вектор кривошипа 1-2:  $P_{1-2}(\varphi) = \rho_z(e_x, \varphi, l_{1-2})$ ;
- 2) вектор шатуна 2-3:  $P_{2-3}(\varphi) = P_3(\varphi) - P_2(\varphi)$ ;
- 3) вектор коромисла 4-3:  $P_{4-3}(\varphi) = \rho_z(P_{4-2}(\varphi), -W_{2-3-4} \cdot U_{2-4-3}(\varphi), l_{4-3})$ ;
- де  $P_{4-2}(\varphi) = P_2(\varphi) - P_4$ ;
- 4) радіус-вектор кінематичної пари 2:

$$P_2(\varphi) = P_1 + P_{1-2}(\varphi);$$

$$U_{4-2-3}(\varphi) = \arccos\left(\frac{|P_{4-2}(\varphi)|^2 + l_{4-3}^2 - l_{2-3}^2}{2|P_{4-2}(\varphi)| \cdot l_{4-3}}\right);$$

- 5) радіус-вектор кінематичної пари 3:  $P_3(\varphi) = P_4 + P_{4-3}(\varphi)$ ;
- 6) вектор шатуна 3-5:  $P_{3-5}(\varphi) = P_5(\varphi) - P_3(\varphi)$ ;
- 7) вектор коромисла 6-5:  $P_{6-5}(\varphi) = \rho_z(P_{6-3}(\varphi), -W_{3-5-6} \cdot U_{3-6-5}(\varphi), l_{6-5})$ ;
- де

$$P_{6-3}(\varphi) = P_3(\varphi) - P_6;$$

$$U_{3-6-5}(\varphi) = \arccos\left(\frac{|P_{6-3}(\varphi)|^2 + l_{6-5}^2 - l_{3-5}^2}{2|P_{6-3}(\varphi)| \cdot l_{6-5}}\right)$$

- 8) радіус-вектор кінематичної пари 5:  $P_5(\varphi) = P_6 + P_{6-5}(\varphi)$ ;
- 9) вектор другого плеча коромисла 6-7:  $P_{6-7}(\varphi) = \rho_z(P_{6-5}(\varphi), U_{5-6-7}, l_{6-7})$ ;
- 10) радіус-вектор кінематичної пари 7:  $P_7(\varphi) = P_6 + P_{6-7}(\varphi)$ ;
- 11) вектор кривошипа 1-8:  $P_{1-8}(\varphi) = \rho_z(P_{1-2}(\varphi), U_{2-1-8}, l_{1-8})$ ;
- 12) вектор шатуна 8-9:  $P_{8-9}(\varphi) = P_9(\varphi) - P_8(\varphi)$ ;
- 13) вектор коромисла 10-9:  $P_{10-9}(\varphi) = \rho_z(P_{10-8}(\varphi), -W_{8-9-10} \cdot U_{8-10-9}(\varphi), l_{10-9})$ ;
- де  $P_{10-8}(\varphi) = P_8(\varphi) - P_{10}$ ;
- 14) радіус-вектор кінематичної пари 8:

$$P_8(\varphi) = P_1 + P_{1-8}(\varphi);$$

$$U_{8-9-10}(\varphi) = \arccos\left(\frac{|P_{10-8}(\varphi)|^2 + l_{10-9}^2 - l_{8-9}^2}{2|P_{10-8}(\varphi)| \cdot l_{10-9}}\right)$$

- 15) радіус-вектор кінематичної пари 9:  $P_9(\varphi) = P_{10} + P_{10-9}(\varphi)$ ;
- 16) вектор напрямної повзуна 10-11:  $P_{10-11}(\varphi) = \rho_z(P_{10-9}(\varphi), U_{9-10-11}, l_{10-11})$ ;
- 17) радіус вектор другої точки напрямної 11:  $P_{11}(\varphi) = P_{10} + P_{10-11}(\varphi)$ ;
- 18) радіус-вектор кінематичної пари 12:
- 18.1) вектор  $P_{7-10}(\varphi)$ :  $P_{7-10}(\varphi) = P_{10} - P_7(\varphi)$ ;
- 18.2) модуль перпендикуляра на напрямну з точки 7:  $l_{7-14}(\varphi) = (P_{7-11}(\varphi) \times \text{Ort}(P_{10-11}(\varphi)))_z$ ;
- де

$$\text{Ort}(P_{10-11}(\varphi)) = \frac{P_{10-11}}{|P_{10-11}|} = \frac{P_{10-11}}{l_{10-11}};$$

$$\vec{c} = \vec{a} \times \vec{b} = \begin{pmatrix} i & j & k \\ a_x & a_y & a_z \\ b_x & b_y & b_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} a_x \cdot b_z - a_z \cdot b_y \\ a_z \cdot b_x - a_x \cdot b_z \\ a_x \cdot b_y - a_y \cdot b_x \end{pmatrix};$$

$$l_{7-14}(\varphi) = \frac{P_{7-11}(\varphi)_x \cdot P_{10-11}(\varphi)_y}{l_{10-11}} - \frac{P_{7-11}(\varphi)_y \cdot P_{10-11}(\varphi)_x}{l_{10-11}};$$

18.3) вектор перпендикулярна на напрямну з точки 7:

$$P_{7-10}(\varphi) = \rho_z(P_{10-11}(\varphi), \frac{l_{7-14}(\varphi)}{|l_{7-14}(\varphi)|} \cdot 90^\circ, |l_{7-14}(\varphi)|);$$

18.4) вектор шатуна 7-12

$$P_{7-12}(\varphi) = \rho_z(P_{7-14}(\varphi), \frac{l_{7-14}(\varphi)}{|l_{7-14}(\varphi)|} \cdot U_{14-7-12}, l_{7-12});$$

де

$$U_{14-7-12}(\varphi) = \arccos\left(\frac{|l_{7-14}(\varphi)|}{l_{7-12}}\right);$$

18.5) радіус-вектор кінематичної пари 12:  $P_{12}(\varphi) = P_7(\varphi) + P_{7-12}(\varphi)$ ;

19) вектор другого плеча шатуна 7-13:  $P_{7-13}(\varphi) = \rho_z(P_{7-12}(\varphi), U_{12-7-13}, l_{7-13})$ ;

20) радіус вектор робочої точки 13:  $P_{13}(\varphi) = P_7(\varphi) + P_{7-13}(\varphi)$ ;

Диференціюванням радіус-вектора точки 13, що є середньою точкою на поверхні транспортуючого органу, були отримані значення аналогів її швидкостей  $\frac{dx}{d\varphi}$ , прискорень  $\frac{d^2x}{d\varphi^2}$ , та ривків  $\frac{d^3y}{d\varphi^3}$ .

Максимальний кут  $\alpha$  нахилу поверхні нижнього транспортуючого органу до напрямку транспортування визначався як відношення різниці координат крайніх лівої та правої точок цієї поверхні до її довжини  $L$  на початку  $y_A$  та в кінці  $y_C$  робочої ділянки траєкторії, тобто в моменти найбільшої кривизни траєкторії цих точок (рис.3). З двох значень вибиралось більше.

$$\alpha_{\Pi} = \arcsin \frac{|y_{1A} - y_{2A}|}{L}, \quad \alpha_K = \arcsin \frac{|y_{1C} - y_{2C}|}{L}.$$

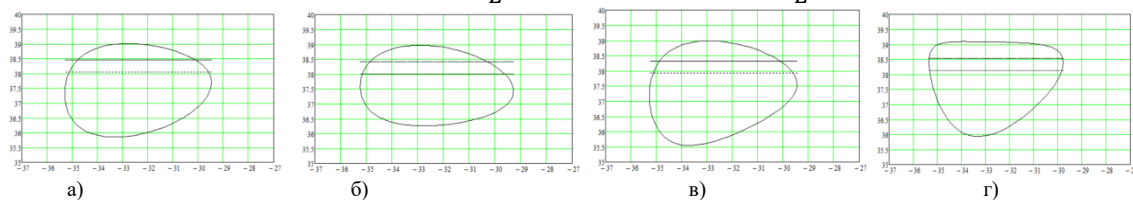
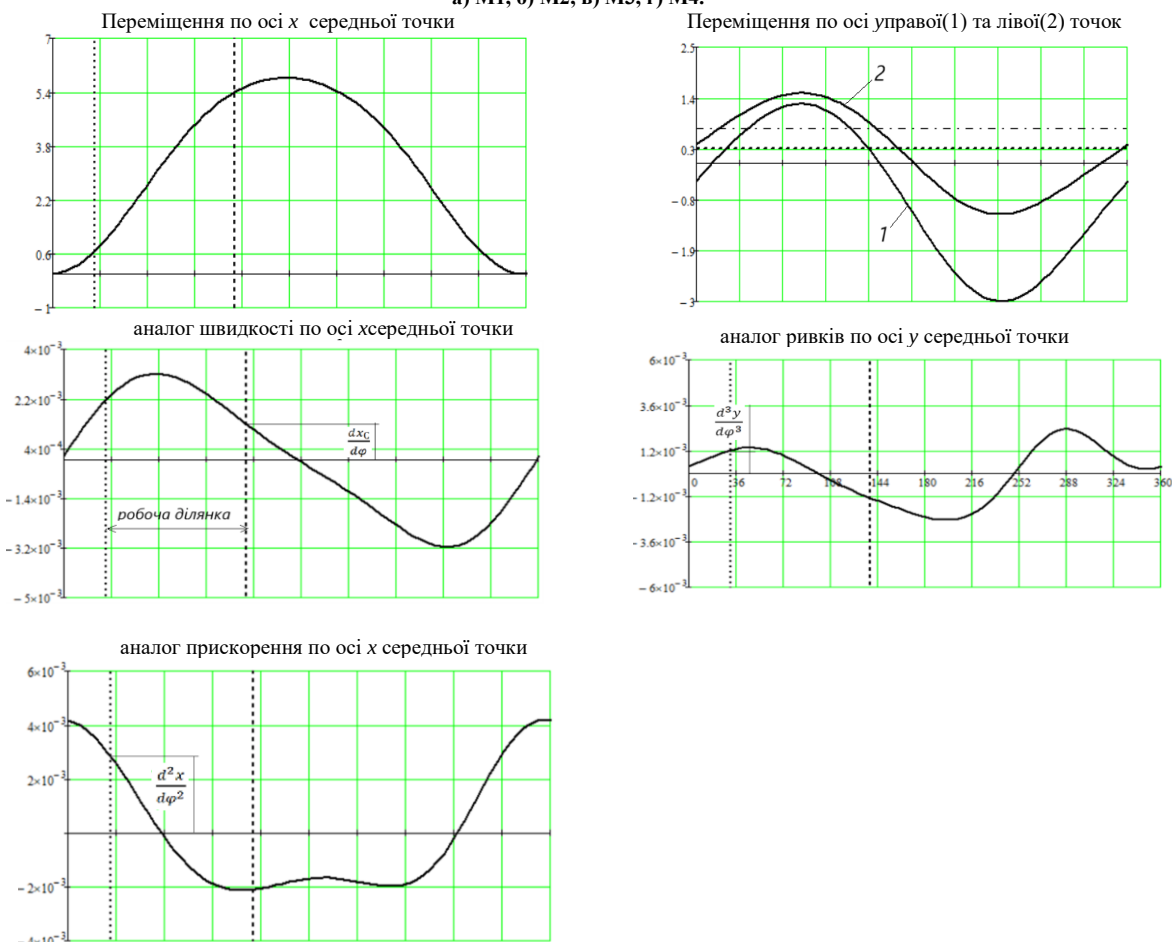


Рис. 4. Траєкторії середньої точки нижніх транспортуючих органів механізмів:

а) М1, б) М2, в) М3, г) М4.



**Рис. 5. Типова синхрограма механізму (на прикладі механізму М3)**

Для визначення значень решти критеріїв за результатами обчислень були побудовані траєкторії нижніх транспортуючих органів (рис. 4) всіх механізмів та синхрограми їх кінематичних показників (рис. 5). За нульове значення  $\varphi$  в кожному механізмі було прийнято крайнє положення транспортуючого органу по осі  $x$ . Значення другого критерію  $\frac{dx_c}{d\varphi}$  визначалось в т. С, а четвертого критерію  $\left(\frac{d^3y}{d\varphi^3}\right)_{\max}$  в т. В. Максимальне значення третього критерію  $\left(\frac{d^2x}{d\varphi^2}\right)_{\max}$  визначалось на ділянці АВС (рис.3).

Отримані при розрахунках значення критеріїв оцінки механізмів транспорту, що досліджувались, приведені в таблиці

Таблиця 1

**Числові значення критеріїв оцінки**

| Механізми | Критерій                 |                           |                                               |                                               |
|-----------|--------------------------|---------------------------|-----------------------------------------------|-----------------------------------------------|
|           | $ \alpha_{\max} $ , град | $\frac{dx_c}{d\varphi_c}$ | $\left(\frac{d^2x}{d\varphi^2}\right)_{\max}$ | $\left(\frac{d^3y}{d\varphi^3}\right)_{\max}$ |
| М1        | 1.36                     | $1.424 \cdot 10^{-3}$     | $2.869 \cdot 10^{-3}$                         | $3.197 \cdot 10^{-4}$                         |
| М2        | 1.079                    | $1.211 \cdot 10^{-3}$     | $2.318 \cdot 10^{-3}$                         | $1.535 \cdot 10^{-3}$                         |
| М3        | 1.334                    | $1.279 \cdot 10^{-3}$     | $2.832 \cdot 10^{-3}$                         | $1.2357 \cdot 10^{-3}$                        |
| М4        | 0.031                    | $1.546 \cdot 10^{-4}$     | $3.308 \cdot 10^{-3}$                         | $5.555 \cdot 10^{-6}$                         |

### Висновки

Результати проведених у даній роботі досліджень найпоширеніших у діючому швейному обладнанні структур механізмів переміщення нижнього транспортуючого органу показали:

1. Найбільш придатним для реалізації нового способу переміщення матеріалів за допомогою магнітної взаємодії є механізм М4, розроблений авторами, який має значно кращі показники за трьома з чотирьох критеріями оцінки, у тому числі за найважливішим — кутом нахилу площини нижнього транспортуючого органу. Тому доцільно при застосуванні нового пристрою для переміщення матеріалів у діючому обладнанні шляхом незначної його модернізації встановлювати саме даний механізм.

2. Оскільки значення критеріїв оцінки типових механізмів переміщення відрізняються не суттєво, існує можливість проектування нового пристрою, придатного для встановлення на будь-які одиниці типового універсального швейного обладнання.

3. Отримані значення критеріїв оцінки будуть у подальшому використані при проектуванні нового пристрою для визначення його динамічних та конструктивних параметрів.

### Література

1. Коробченко Є. О. Підвищення якості процесу переміщення матеріалу на швейних машинах / Є. О. Коробченко, В. А. Горобець, Є. Крикун // Технології та інжиніринг. – 2024. – № 3 (20). – С. 31–46.
2. Щербань Ю. Ю. Наукові засади проектування швейних машин з регульованою пасадкою матеріалу : дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.10 / Ю. Ю. Щербань. – Київ, 2000. – 411 с.
3. Chen D., Cheng P., Li Y. Investigation of interactions between fabric performance, sewing process parameters and seam pucker of shirt fabric / D. Chen, P. Cheng, Y. Li // Journal of Engineered Fibers and Fabrics. – 2021. – Vol. 16. – DOI: 10.1177/15589250211020394.
4. Le T. H. H. The Influence of Sewing Thread to the Seam Wrinkle / T. H. H. Le // Case Studies Journal. – 2020. – Vol. 9, Issue 3 (March). – P. 111. – ISSN 2305-509X. – Impact Factor 3.582. – Режим доступу : <http://www.casestudiesjournal.com>
5. Коробченко Є. О. Розроблення нового способу переміщення матеріалів на швейній машині / Є. О. Коробченко, В. А. Горобець // Синергія науки і бізнесу у повоєнному відновленні регіонів України = Synergy of science and business in the post-war restoration of Ukrainian Regions : матеріали II Міжнародної науково-практичної конференції, м. Херсон, 24 квітня 2024 року. – У 3-х т. – Т. 3. – Одеса : Олді+, 2024. – С. 184–188.
6. Горобець В. А. Розробка і синтез нового механізму транспорту швейної машини / В. А. Горобець, В. М. Дворжак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Серія: Технічні науки. – 2018. – № 5. – С. 33–39
7. Селівончик І. С. Розробка транспортуючих органів швейних машин : дис. ... канд. техн. наук : 05.02.13 / І. С. Селівончик. – Київ, 1994. – 173 с.
8. Aliyev Sh., Kengbaev S., Safarov N. Force analysis of the mechanism for moving materials of high-speed sewing machines / Sh. Aliyev, S. Kengbaev, N. Safarov // E3S Web of Conferences. – 2024. – Vol. 508. – Article ID 08022. – DOI: 10.1051/e3sconf/202450808022

9. Roussev R., Paleva-Kadiyska B. Determination of the kinematic features of the feed dog of mechanisms for transportation of material of the sewing machines / R. Roussev, B. Paleva-Kadiyska // *Текстиль и облекло*. – 2015. – № 3. – С. 58–63.
10. Blagova E., Roussev R., Paleva-Kadiyska B. Method for synthesis of mechanism for the material transportation of sewing machines through the kinematic geometry instrument / E. Blagova, R. Roussev, B. Paleva-Kadiyska // *Світова наука*. – 2018. – № 2(30), т. 1. – С. 16–21. – ISSN 2413-1032
11. Paleva-Kadiyska B. Energy balance of the feed dog mechanism of the textile material of sewing machine with below drive / B. Paleva-Kadiyska // *World Science*. – 2017. – № 12(28), т. 1. – С. 7–11.
12. DDL-9000C-F Промислова швейна машина для легких та середніх матеріалів [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.juki.co.jp/partslist/product/?cd=1696-11&num=6#num6>
13. LH-4500C Промислова швейна машина для легких та середніх матеріалів [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.juki.co.jp/partslist/product/?cd=1732-03&num=11#num11>
14. JACK JK-20U-53Z Промислова швейна машина для легких та середніх матеріалів [Електронний ресурс]. – Режим доступу: [https://www.jacksewingmachines.co.uk/jackjk20u53z-jack-jk-20u-53z-zig-zag-direct-drive-machine.html?srltid=AfmBOoq\\_y6pVconQu7NR138QtsvCy-CUjhU-i6oGtdHS5Jk8kt8R43kO](https://www.jacksewingmachines.co.uk/jackjk20u53z-jack-jk-20u-53z-zig-zag-direct-drive-machine.html?srltid=AfmBOoq_y6pVconQu7NR138QtsvCy-CUjhU-i6oGtdHS5Jk8kt8R43kO)
15. DDL-5550N-7 Промислова швейна машина для легких та середніх матеріалів [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.juki.co.jp/partslist/product/?cd=0919-13&num=6#num6>
16. DDL-7000A Промислова швейна машина для легких та середніх матеріалів [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.juki.co.jp/partslist/product/?cd=1742-02&num=6#num6>
17. Горобець В. А., винахідник. Механізм переміщення матеріалів швейної машини : пат. № 132870 Україна. МПК А41Н 5/00 / В. А. Горобець ; заявник Київ. нац. ун-т технологій та дизайну. – № u201810565 ; заявл. 26.10.2018 ; опубл. 11.03.2019.
18. Steiner W. On the impact of the jerk on structural dynamics // *Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics (PAMM)*. – 2021. – Vol. 21, Iss. 1. – Article e202100202. – DOI: 10.1002/pamm.202100202. – Received: 25 June 2021. – Accepted: 22 August 2021.
19. Пищикова В.О., Орловський Б.В. Проективання швейних машин. – Київ: Видавничо-поліграфічний дім «Формат», 2007. – 320 с.
20. Horobets V., Dvorzhak V., Korobchenko Ye. Comparative analysis of materials movement mechanisms in sewing machines / V. Horobets, V. Dvorzhak, Ye. Korobchenko // *Actual problems of modern science : monograph based on the materials of the 10th International Conference "X Ukrainian-Polish Scientific Dialogues", Khmelnytskyi, Ukraine, 11-15 June 2024 / ed. S. Matiukh, J. Musial, O. Polishchuk, M. Macko. – Bydgoszcz, Poland : Uniwersytet Kazimierza Wielkiego w Bydgoszczy ; Khmelnytskyi, Ukraine : Khmelnytskyi National University, 2024. – P. 284–289.*

## References

1. Korobchenko Ye. O. Pidvyshchennia yakosti protsesu peremishchennia materialu na shveinykh mashynakh / Ye. O. Korobchenko, V. A. Horobets, Ye. Krykun // *Tekhnolohii ta inzhynirynh*. – 2024. – № 3 (20). – С. 31–46.
2. Shcherban Yu. Yu. Naukovi zasady proektuvannia shveinykh mashyn z reholovanoi pasadkoiu materialu : dys. ... d-ra tekhn. nauk : 05.05.10 / Yu. Yu. Shcherban. – Kyiv, 2000. – 411 s.
3. Chen D., Cheng P., Li Y. Investigation of interactions between fabric performance, sewing process parameters and seam pucker of shirt fabric / D. Chen, P. Cheng, Y. Li // *Journal of Engineered Fibers and Fabrics*. – 2021. – Vol. 16. – DOI: 10.1177/15589250211020394.
4. Le T. H. H. The Influence of Sewing Thread to the Seam Wrinkle / T. H. H. Le // *Case Studies Journal*. – 2020. – Vol. 9, Issue 3 (March). – P. 111. – ISSN 2305-509X. – Impact Factor 3.582. – Режим доступу : <http://www.casestudiesjournal.com>
5. Korobchenko Ye. O. Rozroblennia novoho sposobu peremishchennia materialiv na shveinii mashyni / Ye. O. Korobchenko, V. A. Horobets // *Synerhiia nauky i biznesu u povojenomui vidnovlenni rehioniv Ukrainy = Synergy of science and business in the post-war restoration of Ukrainian Regions : materialy II Mizhnarodnoi naukovo-praktychnoi konferentsii, m. Kherson, 24 kvitnia 2024 roku. – U 3-kh t. – T. 3. – Odesa : Oldi+, 2024. – S. 184–188.*
6. Horobets V. A. Rozrobka i syntezy novoho mekhanizmu transportu shveinoi mashyny / V. A. Horobets, V. M. Dvorzhak // *Visnyk Kyivskoho natsionalnoho universytetu tekhnolohii ta designu. Seriya: Tekhnichni nauky*. – 2018. – № 5. – С. 33–39.
7. Selivonchik I. S. Rozrobka transportuiuchykh orhaniv shveinykh mashyn : dys. ... kand. tekhn. nauk : 05.02.13 / I. S. Selivonchik. – Kyiv, 1994. – 173 s. 8. Aliyev Sh., Kengbaev S., Safarov N. Force analysis of the mechanism for moving materials of high-speed sewing machines / Sh. Aliyev, S. Kengbaev, N. Safarov // *E3S Web of Conferences*. – 2024. – Vol. 508. – Article ID 08022. – DOI: 10.1051/e3sconf/202450808022
9. Roussev R., Paleva-Kadiyska B. Determination of the kinematic features of the feed dog of mechanisms for transportation of material of the sewing machines / R. Roussev, B. Paleva-Kadiyska // *Текстиль и облекло*. – 2015. – № 3. – С. 58–63.
10. Blagova E., Roussev R., Paleva-Kadiyska B. Method for synthesis of mechanism for the material transportation of sewing machines through the kinematic geometry instrument / E. Blagova, R. Roussev, B. Paleva-Kadiyska // *Світова наука*. – 2018. – № 2(30), т. 1. – С. 16–21. – ISSN 2413-1032
11. Paleva-Kadiyska B. Energy balance of the feed dog mechanism of the textile material of sewing machine with below drive / B. Paleva-Kadiyska // *World Science*. – 2017. – № 12(28), т. 1. – С. 7–11.
12. DDL-9000C-F Promyslova shveina mashyna dlia lehkykh ta serednikh materialiv [Elektronnyi resurs]. – Rezhym dostupu: <https://www.juki.co.jp/partslist/product/?cd=1696-11&num=6#num6>
13. LH-4500C Promyslova shveina mashyna dlia lehkykh ta serednikh materialiv [Elektronnyi resurs]. – Rezhym dostupu: <https://www.juki.co.jp/partslist/product/?cd=1732-03&num=11#num11>
14. JACK JK-20U-53Z Promyslova shveina mashyna dlia lehkykh ta serednikh materialiv [Elektronnyi resurs]. – Rezhym dostupu: [https://www.jacksewingmachines.co.uk/jackjk20u53z-jack-jk-20u-53z-zig-zag-direct-drive-machine.html?srltid=AfmBOoq\\_y6pVconQu7NR138QtsvCy-CUjhU-i6oGtdHS5Jk8kt8R43kO](https://www.jacksewingmachines.co.uk/jackjk20u53z-jack-jk-20u-53z-zig-zag-direct-drive-machine.html?srltid=AfmBOoq_y6pVconQu7NR138QtsvCy-CUjhU-i6oGtdHS5Jk8kt8R43kO)

15. DDL-5550N-7 Promyslova shveina mashyna dlia lehkykh ta serednikh materialiv [Elektronnyi resurs]. – Rezhym dostupu: <https://www.juki.co.jp/partslist/product/?cd=0919-13&num=6#num6>
16. DDL-7000A Promyslova shveina mashyna dlia lehkykh ta serednikh materialiv [Elektronnyi resurs]. – Rezhym dostupu: <https://www.juki.co.jp/partslist/product/?cd=1742-02&num=6#num617>.
17. Horobets V. A., vynakhidnyk. Mekhanizm peremishchennia materialiv shveinoi mashyny : pat. № 132870 Ukraina. MPK A41H 5/00 / V. A. Horobets ; zaivnyk Kyiv. nats. un-t tekhnolohii ta dyzainu. – № u201810565 ; zaivl. 26.10.2018 ; opubl. 11.03.2019.
18. Steiner W. On the impact of the jerk on structural dynamics // Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics (PAMM). – 2021. – Vol. 21, Iss. 1. – Article e202100202. – DOI: 10.1002/pamm.202100202. – Received: 25 June 2021. – Accepted: 22 August 2021.
19. Pyshchikov V. O., Orlovskiy B. V. Proektuvannia shveinykh mashyn. – Kyiv: Vydavnycho-polihrafichnyi dim «Format», 2007. – 320 s.
20. Horobets V., Dvorzhak V., Korobchenko Ye. Comparative analysis of materials movement mechanisms in sewing machines / V. Horobets, V. Dvorzhak, Ye. Korobchenko // Actual problems of modern science : monograph based on the materials of the 10th International Conference "X Ukrainian-Polish Scientific Dialogues", Khmelnytskyi, Ukraine, 11-15 June 2024 / ed. S. Matiukh, J. Musial, O. Polishchuk, M. Macko. – Bydgoszcz, Poland : Uniwersytet Kazimierza Wielkiego w Bydgoszczy ; Khmelnytskyi, Ukraine : Khmelnytskyi National University, 2024. – P. 284–289.