

УДК 687.05:621.822

## ПОРІВНЯЛЬНА ОЦІНКА КІНЕМАТИЧНИХ ТА ІНЕРЦІЙНО-ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ МЕХАНІЗМІВ ГОЛКИ ШВЕЙНИХ МАШИН

Манойленко О.П., кандидат технічних наук, доцент  
Київський національний університет технологій та дизайну  
Сугулов В.С., аспірант  
Київський національний університет технологій та дизайну  
Шквир В.В., аспірант  
Київський національний університет технологій та дизайну

**Ключові слова:** швейна машина, механізм голки, кінематичний аналіз, приведений момент інерції, крутний момент, еквівалентна потужність.

У високошвидкісних швейних машинах ланцюгового стібка динамічні властивості механізму голки безпосередньо впливають на стабільність процесу шиття, рівень вібрацій, довговічність кінематичних пар та енергоємність приводу [1, 2]. Особливо важливим є порівняння механізмів різної структури, оскільки саме геометрія та масоінерційні параметри ланок визначають характер переміщення голководія, величину прискорень і нерівномірність навантаження на головний вал [1, 2].

Метою роботи є порівняльний аналіз кінематичних та інерційно-енергетичних характеристик механізмів голки швейних машин ланцюгового стібка двох типів: шестиланкового механізму машини класу 164 фірми Rimoldi та чотириланкового механізму машини MF-7923D фірми Juki (рис. 1, а, б) [3, 4].

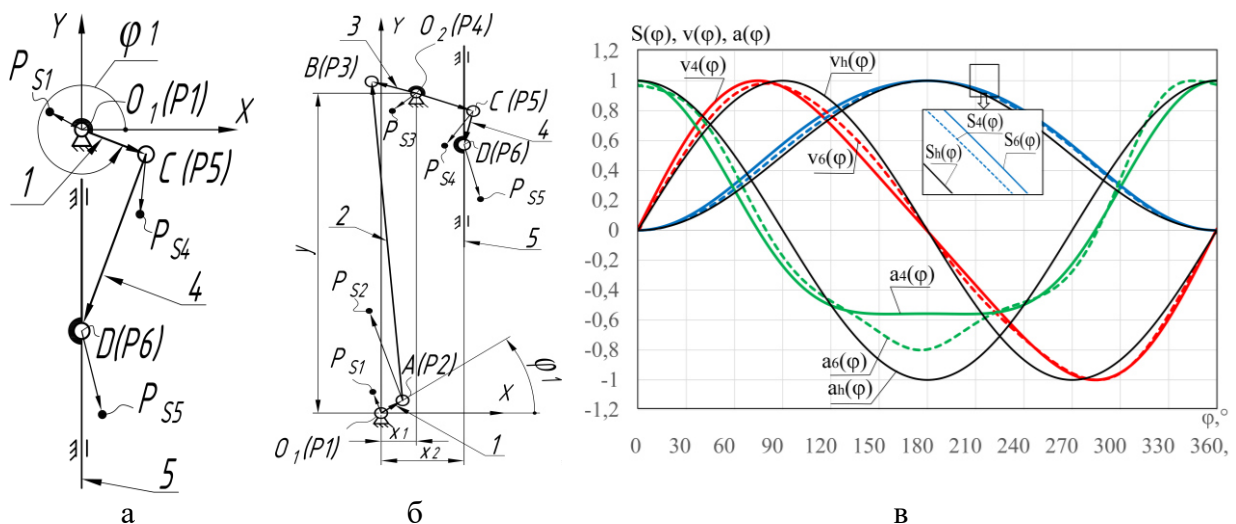


Рисунок 1 – Параметри механізмів голки швейних машин: а – структура чотириланкового механізму; б – структура шестиланкового механізму; в – порівняння кінематичних параметрів механізмів голки з гармонічними залежностями [1]

Для дослідження використано поєднання аналітичних розрахунків і комп'ютерного імітаційного моделювання в середовищах SolidWorksMotion і Mathcad, що дало змогу зіставити закони руху, приведені момент інерції, крутний момент опору та еквівалентну потужність приводу [2, 5].

На аналітичному етапі для рухомих ланок було визначено геометричні та масоінерційні параметри, а також розраховано положення центрів мас, лінійні швидкості та кутові швидкості ланок упродовж повного оберту головного вала. Як узагальнений показник динамічної навантаженості системи використовувався еквівалентний приведені момент інерції, зведений до осі головного вала. Саме цей параметр дозволяє оцінити, наскільки інерційно «легким» або «важким» є механізм для приводу у перехідних і сталих режимах роботи.

Крім того, було виконано порівняння нормованих функцій переміщення  $S(\varphi)$ , швидкості  $v(\varphi)$  та прискорення  $a(\varphi)$  голководія з одиничними гармонічними залежностями. Такий підхід дає можливість встановити, наскільки плавним є закон руху механізму та в яких зонах циклу виникають найбільші відхилення від гармонічної форми. Для швейних машин це важливо, оскільки різкі зміни швидкості та прискорення спричиняють підвищені інерційні сили, додаткові пікові навантаження і погіршення динамічного балансу системи [1-3].

Результати порівняння показали, що шестиланковий механізм голки має закони руху, ближчі до гармонічних, ніж чотириланковий [2]. Відхилення нормованих кінематичних параметрів для шестиланкового механізму становлять 2,1–12,8 %, тоді як для чотириланкового – 3,6–18,5 %. Менші відхилення за функціями переміщення, швидкості та прискорення свідчать про більш плавний рух голководія і кращі передумови для зниження вібронавантаження у процесі роботи [1, 2].

Разом з тим кінематичні переваги шестиланкової структури не означають автоматичного зменшення навантаження на привід. Більш складна структура механізму, наявність додаткових коливних ланок і зростання сумарної інерційності призводять до збільшення приведенного моменту інерції та розмаху його пульсацій у межах циклу. Тому для практичної оцінки було зіставлено також інерційно-енергетичні характеристики двох механізмів, аналогічно роботі [2, 5].

Встановлено, що шестиланковий механізм характеризується вищими середніми та піковими значеннями приведенного моменту інерції: середнє значення  $J_{eq}$  більше приблизно на 36 %, а максимальне – на 38,2 % порівняно з чотириланковим механізмом. Це означає, що під час пуску, гальмування та зміни режимів роботи привід шестиланкового механізму повинен долати більші інерційні навантаження.

Разом із тим більш плавний закон руху може сприяти кращій стабільності технологічного процесу в усталеному режимі.

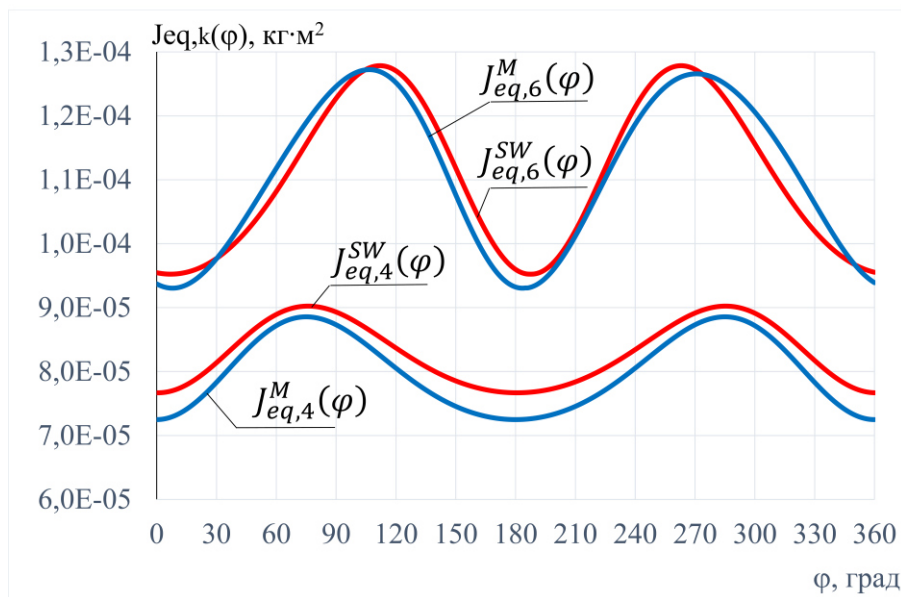


Рисунок 2 – Діаграми еківалентного приведеного моменту інерції для 4- та 6-ланкового механізмів голки [1]

Узагальнені результати порівняння основних показників наведено в табл. 1.

Таблиця 1

Порівняння основних характеристик механізмів голки

Показник	4-ланковий	6-ланковий
Відхилення від гармонічних функцій	3,6–18,5 %	2,1–12,8 %
Середній $J_{eq}$	$8,3 \times 10^{-5}$ кг·м <sup>2</sup>	$1,14 \times 10^{-4}$ кг·м <sup>2</sup>
Максимальний $J_{eq_{max}}$	$9,1 \times 10^{-5}$ кг·м <sup>2</sup>	$1,26 \times 10^{-4}$ кг·м <sup>2</sup>
Максимальний $ M_{кр} $	$\approx 0,16$ Н·м	$\approx 0,27$ Н·м
Пікова потужність $P_{eq}$	$\approx 17$ Вт	$\approx 24$ Вт

Додатково встановлено, що для шестиланкового механізму спостерігаються вищі пікові значення крутного моменту та еківалентної потужності. За однакових умов моделювання максимальний крутний момент досягає близько 0,27 Н·м проти 0,16 Н·м у чотириланковому механізмі, а пікова еківалентна потужність зростає приблизно до 24 Вт проти 17 Вт.

Отже, шестиланкова структура є кінематично досконалішою, але інерційно більш навантаженою.

Практичне значення одержаних результатів полягає у можливості обґрунтованого вибору структури механізму голки для різних умов експлуатації. Якщо пріоритетом є плавність закону руху та краща кінематична узгодженість, доцільним є застосування шестиланкової схеми. Якщо ж основною вимогою є зниження інерційного навантаження на привід та спрощення системи, перевагу може мати чотириланковий механізм. Отримані дані також можуть бути використані під час оптимізації масоінерційних параметрів ланок і розроблення раціональних профілів пуску та гальмування.

#### Висновки

Шестиланковий механізм голки демонструє кращу відповідність гармонічним законам руху, однак має вищі інерційно-енергетичні показники. Чотириланковий механізм є інерційно «легшим», але поступається за плавністю кінематики. Тому вибір конструкції повинен здійснюватися з урахуванням компромісу між кінематичною якістю руху та енергетичним навантаженням на привід.

#### Список використаних джерел

1. Порівняльний аналіз інерційно-енергетичних і кінематичних характеристик механізмів голки швейних машин ланцюгового стібка / О. Манойленко, В. Дворжак, С. Горященко, В. Сугулов // Вісник Хмельницького національного університету. Серія: Технічні науки. - 2025. - № 359 (6.1). - С. 37-47.

2. Манойленко О. П. Моделювання в SolidWorksMotion динамічних характеристик головки плоскошовної швейної машини для оптимізації потужності привода / О. П. Манойленко, В. А. Горобець // Сучасні технології промислового комплексу – 2025: матеріали IX Міжнародної науково-практичної конференції (м. Херсон – м. Хмельницький, 17–19 вересня 2025 р.). – Херсон–Хмельницький: ХНТУ, 2025. – С. 140–142.

3. Горобець В. А., Манойленко О. П., Сисенко І. В. Питання синтезу багатоланкового механізму з масивною веденою ланкою // Вісник Хмельницького національного університету. – 2017. – № 1. – С. 16–23. – URL:

[https://er.knutd.edu.ua/bitstream/123456789/9462/7/VHNU\\_2017\\_1\(245\).pdf](https://er.knutd.edu.ua/bitstream/123456789/9462/7/VHNU_2017_1(245).pdf)

4. Manoilenko, O., Dvorzhak, V., Horobets, V., Panasiuk, I., & Bezuhlyi, D. (2024). Assessing the impact of sewing machine thread take-up mechanism parameters on the magnitude and nature of thread take-up. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 6(1 (132)), 64–75. DOI: 10.15587/1729-4061.2024.315129.

5. Manoilenko, O., Horobets, V., Rubanka, M., Horiashchenko, S., Volianyk, O., & Dvorzhak, V. (2025). Modeling of the winding process on rewinding machines. *IAENG International Journal of Applied Mathematics*, 55(10), 3376–3383.

[https://www.iaeng.org/IJAM/issues\\_v55/issue\\_10/IJAM\\_55\\_10\\_28.pdf](https://www.iaeng.org/IJAM/issues_v55/issue_10/IJAM_55_10_28.pdf)