

УДК 687.053.2

## ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ТА ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДВОКРИВОШИПНОГО МЕХАНІЗМУ ГОЛКИ ШВЕЙНОЇ МАШИНИ

Сугулов В.С., аспірант

*Київський національний університет технологій та дизайну*

Манойленко О.П., кандидат технічних наук, доцент

*Київський національний університет технологій та дизайну*

Кошель С.О., кандидат технічних наук, доцент

*Київський національний університет технологій та дизайну*

*Ключові слова:* швейна машина, механізм голки, двокривошипний механізм, SolidWorksMotion, кінематичний аналіз, динамічні навантаження, реакції в кінематичних парах.

Двокривошипні механізми голки розглядаються як перспективний напрям удосконалення швейних машин [1, 2], проте нині такі конструкції переважно представлені у вигляді патентних рішень [3, 4]. У зазначених описах наведено структурні особливості механізмів та очікуваний технічний ефект, однак не подано кількісної оцінки кінематичних і динамічних характеристик, необхідної для обґрунтування їх практичного застосування у високошвидкісному швейному обладнанні.

Необхідність такого аналізу зумовлена тим, що під час роботи механізму голки виникають інерційні навантаження, реакції у кінематичних парах і зусилля, пов'язані з проколом матеріалу. Для двокривошипної схеми, у якій рух до голководу передається від двох кривошипів через шатуни та зубчасту передачу, важливо встановити характер зміни переміщення, швидкості й прискорення голководу, а також розподіл навантажень у кінематичних парах.

Метою роботи є дослідження кінематичних та динамічних характеристик двокривошипного механізму голки швейної машини методом імітаційного моделювання в SolidWorksMotion, зокрема визначення закону руху голководу та реакцій у кінематичних парах двох кінематичних ланцюгів механізму.

Вихідні геометричні параметри прийнято за даними машини MF-7923D фірми Juki [5]. Радіус кривошипа становить  $r = 15,5$  мм. Для циліндричної зубчастої передачі прийнято модуль зачеплення  $m = 2$  мм, кількість зубців  $z = 23$ , тоді дільний діаметр зубчастого колеса:

$$d_1 = m z = 2 \cdot 23 = 46 \text{ мм.}$$

Компоновку механізму виконано за умови співвісності других головок шатунів А та В, при цьому дезаксіал прийнято:

$$e = d_1/2 = 23 \text{ мм.}$$

За допустимого кута тиску  $\theta_{\text{доп}} = 30^\circ$  розрахункова довжина шатуна визначається з умови:

$$L = (e + r) / \sin \theta_{\text{доп}} = (23 + 15,5) / \sin 30^\circ = 77,0 \text{ мм.}$$
$$\lambda = r / L = 15,5 / 77,0 = 0,201.$$

Для проведення дослідження побудовано 3D-модель двокривошипного механізму голки в SolidWorks (рис. 1, а). Модель містить два зубчасті колеса, два кривошипи, шатуни, повідок, голковід і голку. Імітаційне дослідження виконано в модулі SolidWorksMotion за частоти обертання головного вала  $n = 5000$  об/хв; отримані кінематичні характеристики наведено на рис. 1, б.

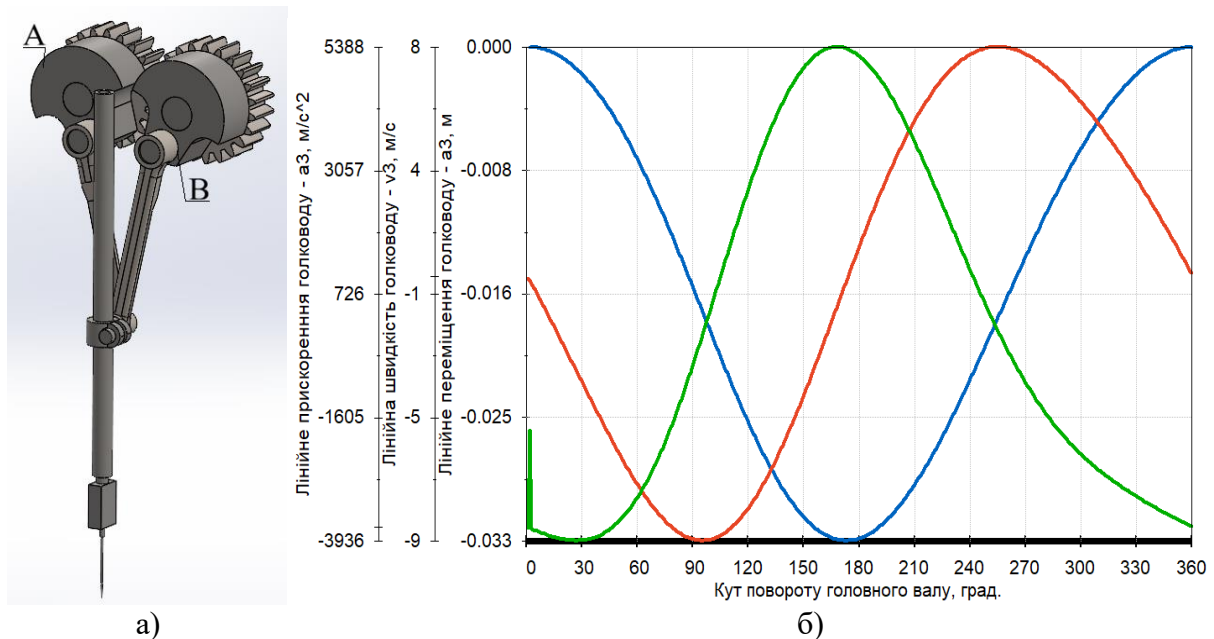


Рисунок 1 – Результати моделювання двокривошипного механізму голки швейної машини: а – 3D-модель механізму, побудована в SolidWorks; б – залежності переміщення, швидкості та прискорення голководу, отримані в SolidWorksMotion

За частоти обертання головного вала  $n=5000$  об/хв переміщення голководу змінюється приблизно в межах від 0 до 0,031 м, що відповідає ходу близько 31 мм. Лінійна швидкість голководу змінюється в межах від  $-9$  до 8 м/с, а прискорення — приблизно від  $-3930$  до 5400 м/с<sup>2</sup>. Максимальні значення швидкості спостерігаються поблизу середини ходу голки, тоді як найбільші прискорення виникають у зонах зміни напрямку руху голководу під час прямого та зворотного ходів. Отримані екстремальні ділянки є визначальними для подальшого оцінювання інерційних навантажень.

Динамічний аналіз передбачав визначення реакцій у кінематичних парах двох гілок механізму А та В. Результати розрахунку для кінематичного ланцюга А та кінематичного ланцюга В наведено на рис. 2.

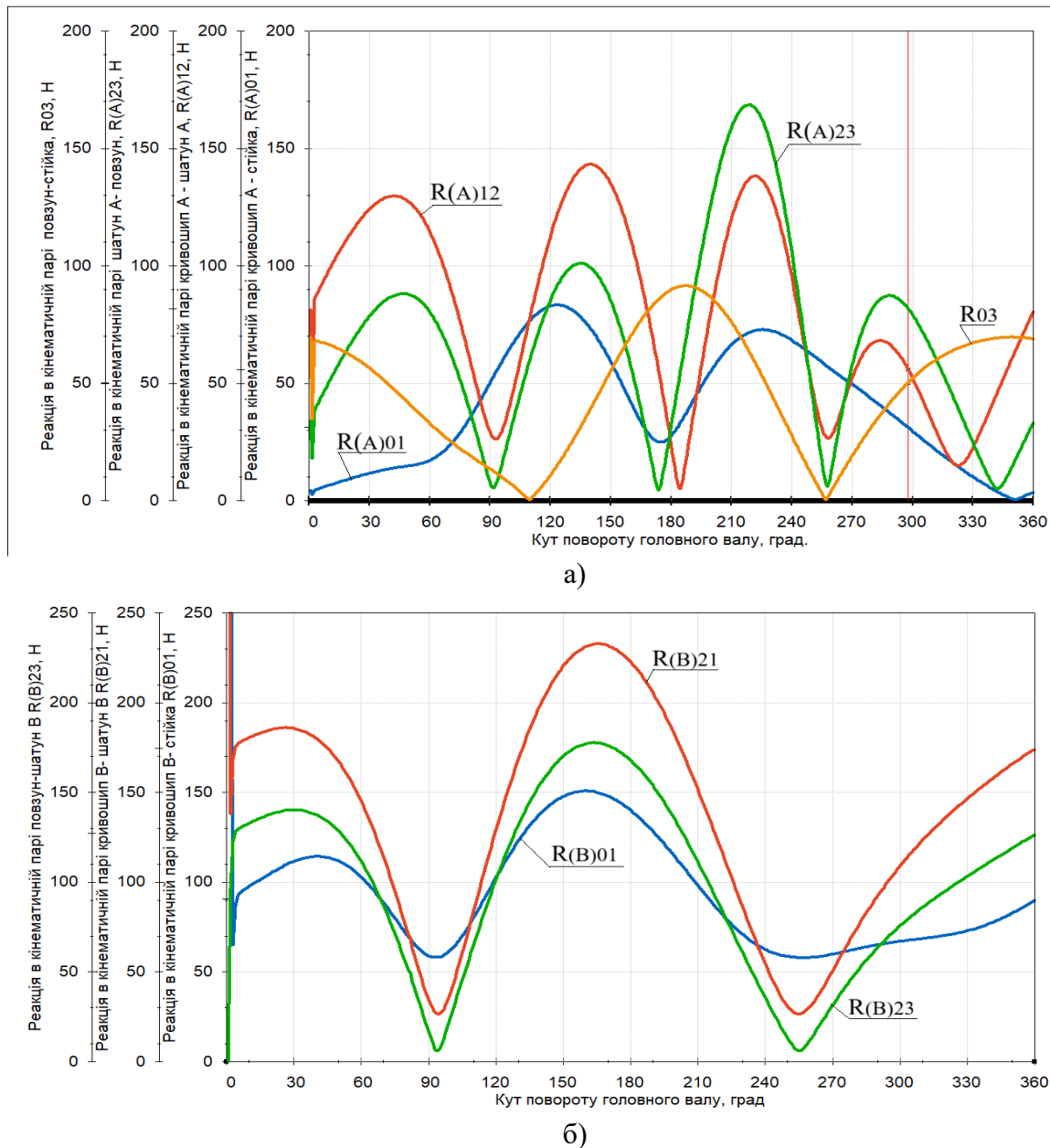


Рисунок 2 – Реакції в кінематичних парах двокривошипного механізму голки: а – кінематичний ланцюг А; б – кінематичний ланцюг В

Для кінематичного ланцюга А найбільші пікові навантаження спостерігаються у парі шатун – повзун  $R(A)_{23}$ , де реакція досягає близько 170 Н. Реакція у парі кривошип А – шатун  $R(A)_{12}$  має пікове значення близько 140–145 Н. Реакція у парі кривошип А – стійка  $R(A)_{01}$  не перевищує приблизно 80–85 Н, а реакція у парі повзун – стійка  $R_{03}$  становить близько 90 Н. Отримані залежності мають нерівномірний періодичний характер і містять локальні піки в зонах підвищених інерційних навантажень. Водночас для кінематичного ланцюга В найбільші реакції спостерігаються у парі кривошип – шатун  $R(B)_{21}$ , де пікове значення становить близько 230 Н. Реакція у парі кривошип В – стійка  $R(B)_{01}$  досягає близько 175 Н, а у парі шатун В – повзун  $R(B)_{23}$  – близько 150 Н. Порівняння двох гілок показує, що ланцюг В є більш

навантаженим у парі кривошип–шатун, тоді як для ланцюга А найбільш критичною є пара шатун–повзун. Це слід враховувати під час вибору перерізів шатунів, розрахунку шарнірів, призначення зазорів і оцінювання довговічності механізму.

### **Висновки**

У роботі досліджено кінематичні та динамічні характеристики двокривошипного механізму голки швейної машини в SolidWorksMotion. За прийнятими геометричними параметрами визначено довжину шатуна  $L=77,0$  мм, параметр  $\lambda=0,201$  та дезаксіал  $e=23$  мм. Аналіз кінематичних характеристик показав, що прийнята компоновка забезпечує формування раціонального нерівномірного закону руху голководи. Завдяки цьому підвищені прискорення припадають на робочий хід голки у фазі проколювання матеріалу, а у фазі утворення «петлі напуску» швидкість голки зменшується. Таке співвідношення кінематичних параметрів сприяє стабілізації процесу петлеутворення та покращенню функціональних характеристик механізму.

Динамічний аналіз підтвердив нерівномірний розподіл реакцій у двох кінематичних ланцюгах: для ланцюга А найбільш навантаженою є пара шатун–повзун, а для ланцюга В – пара кривошип–шатун. Подальші дослідження доцільно спрямувати на оптимізацію масоінерційних параметрів ланок, зменшення пікових реакцій і вибір раціональних конструктивних співвідношень механізму.

### **Список використаних джерел**

1. 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.
2. Горобець В. А. Дослідження впливу значень параметрів напрямного механізму голки на його технологічність / В. А. Горобець, О. П. Манойленко, В. М. Двожак // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. — 2013. — № 3. — С. 56-63.
3. Патент України на корисну модель № 121674, МПК D05B 3/02. Механізм голки швейної машини / І. В. Лазар, Г. В. Кошель, С. О. Кошель; заявник і власник Київський національний університет технологій та дизайну. – Опубл. 11.12.2017, бюл. № 23.
4. Патент України на корисну модель № 127085, МПК D05B 3/02, D05B 55/00. Механізм голки швейної машини / С. О. Кошель, Г. В. Кошель, А. В. Круговий; заявник і власник Київський національний університет технологій та дизайну. – Опубл. 10.07.2018, бюл. № 13.
5. 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.