

УДК 685.31

**МЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ КРИВОШИПНО-ПОВЗУННОГО МЕХАНІЗМУ З
ЗАСТОСУВАННЯМ ПРИКЛАДНИХ CAD ПРОГРАМ****Шевченко М. В., Лагода Е. В., Потопник Д. Р., Скрипак В. М.,
Єременко Г. Ю., Поповіченко С. А.**

Київський національний університет технологій та дизайну

***Мета.** Проектування типового кривошипно-повзунного механізму із застосуванням прикладних CAD програм.*

***Методика.** Використані методи метричного синтезу та кінематичного аналізу типових механізмів машин легкої промисловості.*

***Результати.** Розроблений кривошипно-повзунний механізм, отримані математичні моделі для метричного (геометричного) синтезу типових механізмів легкої промисловості з використанням CAD програм.*

***Наукова новизна.** Запропоновано підхід, що спрощує розробку та дослідження типових механізмів машин легкої промисловості за рахунок використання прикладних CAD програм.*

***Практична значимість** полягає у використанні отриманих результатів при проектуванні та кінематичному синтезі типових механізмів машин легкої промисловості.*

***Ключові слова:** машина легкої промисловості, механізм, метричний синтез, кінематичне дослідження*

Устаткування легкої промисловості вдосконалюється відповідно до змін в технологічних процесах, використання нових матеріалів, тенденцій розвитку у суміжних галузях машинобудування.

Підвищення технічного рівня обладнання, скорочення строків проектування, вимагає від інженера використання сучасних методів проектування та дослідження типових механізмів.

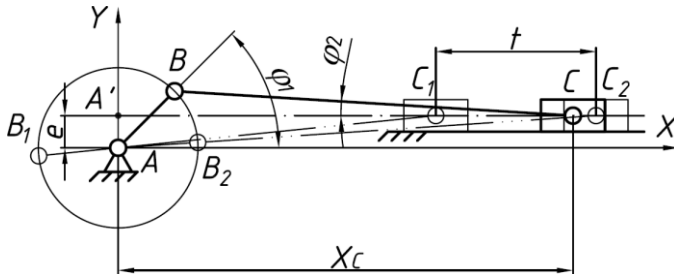
Перспективним є використання сучасних прикладних CAD програм, за рахунок чого досягається спрощення метричного синтезу та кінематичного аналізу механізмів, скорочується час, що витрачається на проектування, а також підвищується точність отриманих результатів.

Постановка завдання

Завданням роботи є метричний синтез дезаксіального кривошипно-повзунного механізму за величиною ходу повзуна (t) при обмеженнях на значення коефіцієнту співвідношення довжин кривошипа і шатуна (λ) та допустимого кута тиску в кінематичній парі шатун-повзун ($[\Theta]$) [1-3].

Результати досліджень

У результаті метричного синтезу необхідно отримати значення довжин ланок кривошипа та шатуна. Зобразимо механізм у двох крайніх положеннях (рис. 1). В першому крайньому положенні кривошип та шатун утворюють відрізок AC_1 , в іншому – відрізок AC_2 . Довжина відрізка AC_1 рівна різниці довжин шатуна l та кривошипа r , а довжина відрізка AC_2 – сумі довжин шатуна l та кривошипа r , тобто



$$AC_1 = l - r; \quad AC_2 = l + r. \quad (1)$$

Через коефіцієнт співвідношення довжин кривошипа та шатуна λ та радіус кривошипа r виразимо довжину шатуна l [3]

$$\lambda = \frac{r}{l}, \text{ звідки } l = \frac{r}{\lambda}. \quad (2)$$

Рис. 1. Розрахункова схема дезаксіального кривошипно-повзунного механізму

Підставимо значення l у вирази (1), отримаємо:

$$AC_1 = \frac{r}{\lambda} - r; \quad AC_2 = \frac{r}{\lambda} + r.$$

Визначимо питомі проекції відрізків AC_1 і AC_2 на вісь X :

$$A_1C_1 = \sqrt{\left(\frac{r}{\lambda} - r\right)^2 - e^2}; \quad A_1C_2 = \sqrt{\left(\frac{r}{\lambda} + r\right)^2 - e^2}.$$

Хід повзуна t дорівнює різниці проекцій A_1C_2 і A_1C_1 , тобто:

$$t = A_1C_2 - A_1C_1 = \sqrt{\left(\frac{r}{\lambda} + r\right)^2 - e^2} - \sqrt{\left(\frac{r}{\lambda} - r\right)^2 - e^2}, \quad (3)$$

Перенесемо всі доданки рівняння (3) в одну сторону та прирівняємо його до нуля:

$$\sqrt{\left(\frac{r}{\lambda} + r\right)^2 - e^2} - \sqrt{\left(\frac{r}{\lambda} - r\right)^2 - e^2} - t = 0. \quad (4)$$

В результаті вирішення рівняння четвертого ступеня (4) відносно радіусу кривошипу r отримаємо чотири формули для розрахунку радіусу кривошипу[3]:

$$r_1 = \frac{1}{4} \cdot \sqrt{2t(\lambda^2 t + t + \sqrt{(\lambda^2 t + 4\lambda e - t)(\lambda^2 t - 4\lambda e - t)})}; \quad (5)$$

$$r_2 = \frac{1}{4} \cdot \sqrt{2t(\lambda^2 t + t - \sqrt{(\lambda^2 t + 4\lambda e - t)(\lambda^2 t - 4\lambda e - t)})}; \quad (6)$$

$$r_3 = -\frac{1}{4} \cdot \sqrt{2t(\lambda^2 t + t + \sqrt{(\lambda^2 t + 4\lambda e - t)(\lambda^2 t - 4\lambda e - t)})}; \quad (7)$$

$$r_4 = -\frac{1}{4} \cdot \sqrt{2t(\lambda^2 t + t - \sqrt{(\lambda^2 t + 4\lambda e - t)(\lambda^2 t - 4\lambda e - t)})}. \quad (8)$$

Умовам синтезу будуть задовольняти значення радіусів кривошипу r_1 і r_2 .

Визначимо допустимий кут тиску Θ_{\max} в кінематичній парі – шатун-повзун. Для кривошипно-повзунного механізму, що досліджується, максимальне значення кута тиску досягатиме на куті повороту кривошипу $\varphi_1 = w \cdot 90^\circ$. При визначенні значення максимального кута тиску використаємо я функцією кута повороту $\varphi_2(\varphi_1)$ шатуна l :

$$\varphi_2(\varphi_1) = \arcsin\left(\frac{r \cdot \sin(\varphi_1) + w \cdot e}{l}\right), \quad (9)$$

$$\Theta_{\max} = \varphi_2(90^\circ) \leq [\Theta]. \quad (10)$$

Згідно з вихідними даними виконаємо метричний синтез цільового дезаксіального механізму поштучного відокремлення магазинного завантажувального пристрою взуттєвої машини для завантаження деталей низу взуття.

Таблиця 1

Вихідні дані для метричного синтезу та кінематичного аналізу

Номер схеми складання (рис. 1)	Початковий кут повороту кривошипа (φ_0)	Хід повзуна (t), мм	Величина дезаксіалу (e), мм	Коефіцієнт (λ)	Кутова швидкість кривошипа (ω_1), c^{-1}
M3	171°	80	35	0,2083	60

Визначаємо радіус кривошипу за формулами (5) та (6):

$$r_1 = 24,9 \text{ мм}; r_2 = 5,4 \text{ мм}.$$

Визначаємо довжини шатуна для двох значень кривошипу за формулою (2):

$$l_1 = \frac{24,9}{0,2} = 124,5 \text{ мм}; \quad l_2 = \frac{5,4}{0,2} = 27,0 \text{ мм}.$$

Виконуємо перевірку кута тиску для двох значень кривошипу та шатуна за формулою (10) [1-3]:

$$\text{для } r_1 \text{ та } l_1: \Theta_{\max} = \arcsin\left(\frac{24,9 \cdot \sin(90^\circ) + (-1) \cdot 10}{124,5}\right) = 16,3^\circ < [\Theta] = 40^\circ;$$

$$\text{для } r_2 \text{ та } l_2: \Theta_{\max} = \arcsin\left(\frac{5,4 \cdot \sin(90^\circ) + (-1) \cdot 10}{27,0}\right) = 34,8^\circ < [\Theta] = 40^\circ.$$

Таким чином, при визначених значеннях r_1 та l_1 , максимальний кут тиску Θ_{\max}

менший, ніж при значеннях r_2 та l_2 . Відповідно характер роботи механізму більш сприятливий. Для подальших досліджень приймаємо $r = r_1$ і $l = l_1$.

Як відомо значення коефіцієнту співвідношення довжин кривошипу та шатуна (λ) можуть знаходитися в границях $\lambda = 0,20 \dots 0,50$. Знайдемо максимальне його значення (з точністю до 0,01), при якому буде виконуватися умова (10).

Наступним етапом після метричного синтезу виконаємо кінематичний аналіз отриманого механізму, в результаті якого визначимо функції положення характерних точок механізму, їхні швидкості та прискорення за один оберт кривошипу.

Функція положення точки C – кінематичної пари шатун-повзун визначається згідно з формулою:

$$X_C(\varphi_1) = r \cdot \cos(\varphi_1) + l \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{r \cdot \sin(\varphi_1) + w \cdot e}{l} \right)^2}. \quad (11)$$

В загальному випадку функція положення точки C повзуна залежить від положення траєкторії повзуна з дезаксіалом e . На рис. 1 зображено вісім варіантів досліджуваного механізму, в яких траєкторія точки C паралельна одній з осей координат.

Визначимо швидкість точки C :

$$V_C(t) = \frac{dX_C}{dt} = \frac{dX_C}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} = \frac{dX_C}{d\varphi_1} \cdot \omega_1; \quad (12)$$

Визначимо прискорення точки C :

$$\begin{aligned} a_C(t) &= \frac{d^2 X_C}{dt^2} = \frac{d}{dt} \left(\frac{dX_C}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} \right) = \frac{d}{dt} \left(\frac{dX_C}{d\varphi_1} \right) \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} + \frac{d}{dt} \left(\frac{d\varphi_1}{dt} \right) \frac{dX_C}{d\varphi_1} = \\ &= \frac{d^2 X_C}{d\varphi_1^2} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} + \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} \cdot \frac{dX_C}{d\varphi_1} = \frac{d^2 X_C}{d\varphi_1^2} \cdot \left(\frac{d\varphi_1}{dt} \right)^2 + \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} \cdot \frac{dX_C}{d\varphi_1} = \\ &= \frac{d^2 X_C}{d\varphi_1^2} \cdot \omega_1^2 + \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} \cdot \varepsilon_1; \end{aligned} \quad (13)$$

Розрахунки виконаємо за допомогою програми *MathCAD*.

За результатами кінематичного розрахунку побудовані графіки траєкторій точок механізму, функції положення, функції лінійних швидкостей та функції лінійних

прискорень точки *C*, які представлені на рис. 2, рис. 3, рис. 4 та рис. 5, відповідно.

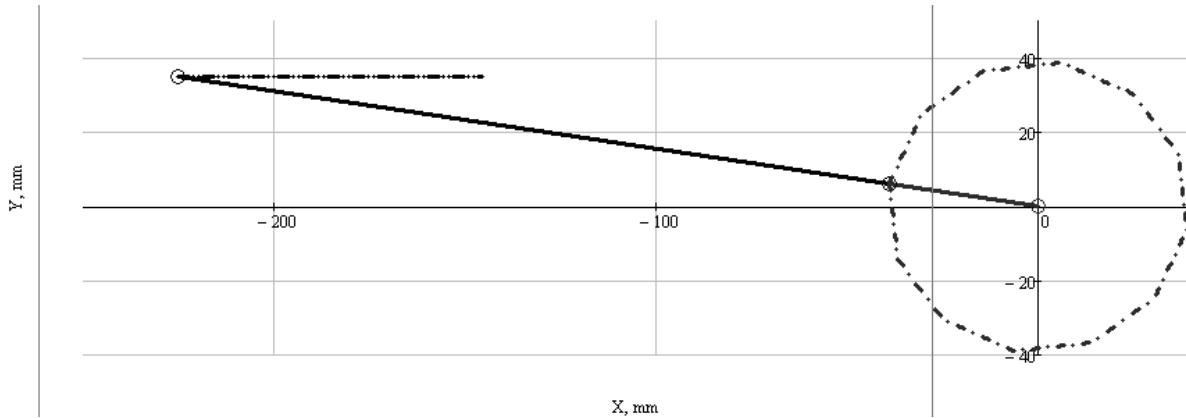


Рис. 2. Графік траєкторій точок механізму



Рис. 3. Графік функції положення точки *C*



Рис. 4. Графік лінійної швидкості точки *C*



Рис. 5. Графік лінійного прискорення точки *C*

Висновки

Синтезовано типовий кривошипно-повзунний дезаксіальний механізм, який може бути використаний у завантажувальному пристрої машин легкої промисловості, визначено його основні геометричні параметри. Виконано кінематичний розрахунок в програмі *MathCAD*, за результатами кінематичного розрахунку якого побудовані графіки траєкторій точок механізму, функції положення, функції лінійних швидкостей та функції лінійних прискорень.

Список використаних джерел

1. Вавилов В. И. Оборудование заготовочных цехов обувных фабрик. Учебник / В. И. Вавилов. – М. : Легкая индустрия, 1978. – 192 с.
2. Колосков В. И. Оборудование и механизация обувного производства / В. И. Колосков, Б. П. Колясин / Учебник. – М. : Легкая индустрия, 1979. – 320 с.
3. Орловський Б. В. Комп'ютерне моделювання та синтез типового механізму технологічних машин / Б. В. Орловський, В. М. Дворжак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2014. – №5. – С. 103-108.

References

1. Vavilov, V.I. (1978). *Oborudovanie zagotovochnyh cehov obuvnyh fabric* [Equipment of shoe shops of shoe factories]. *Uchebnik*. Moscow: Legkaja industrija, 192 p. [in Russian].
2. Koloskov, V.I. & Koljasin, B.P. (1979). *Oborudovanie i mehanizacija obuvnogo proizvodstva* [Equipment and mechanization of footwear production]. *Uchebnik*. – Moscow: Legkaja industrija, 320 p. [in Russian].
3. Orlovskiy, B.V. & Dvorzhak, V.M. (2014). *Komp'yuterne modeliuvannia ta syntezy tipovoho mekhanizmu tekhnolohichnykh mashyn* [Computer design and synthesis of typical mechanism of technological machines]. *Announcer of the Kyiv national university of technologies and design*, Vol. 5, Pp.103-108. [in Ukraine].

Shevchenko Maxim
ShevchenkoM@gmail.com
Kyiv National University of
Technologies and Design
Potopnik Dmitro
Potopnikand@gmail.com
Kyiv National University of
Technologies and Design
Eremenko Greta
Eremko@gmail.com
Kyiv National University of
Technologies and Design

Lagoda Eduard
Astarta4101@ukr.net
Kyiv National University of
Technologies and Design
Skripak Vladimir
SkripakVlad@gmail.com
Kyiv National University of
Technologies and Design
Popovichenko Sergey
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8971-9892>
sergeypopovichenko@gmail.com
Kyiv National University of
Technologies and Design

Метрический синтез кривошипно-ползунного механизма с применением прикладных САД программ

Шевченко М. В., Лагода Е. В., Потопник Д. Р., Скрипак В. М., Еременко Г. Ю., Поповиченко С. А.

Киевский национальный университет технологий и дизайна

Цель работы. Проектирование типового кривошипно-ползунного механизма с применением прикладных САД программ.

Методика. Используются методы метрического синтеза и кинематического анализа типовых механизмов машин легкой промышленности.

Результаты. Разработан кривошипно-ползунный механизм, получены математические модели для метрического (геометрического) синтеза типовых механизмов легкой промышленности с использованием САД программ.

Научная новизна. Предложен подход, который упрощает разработку и исследования типовых механизмов машин легкой промышленности за счет использования прикладных САД программ.

Практическая значимость заключается в использовании полученных результатов при проектировании и кинематическом синтезе типовых механизмов машин легкой промышленности.

Ключевые слова: машина легкой промышленности, механизм, метрический синтез, кинематическое исследование

Metric synthesis of a crank-slider mechanism using applied CAD programs

Shevchenko M. V., Lagoda E. V., Potopnik D. R., Skripak V. M., Eremenko G. Yu., Popovichenko S. A.

Kyiv National University of Technology and Design

Purpose. Designing a typical crank-slider mechanism using applied CAD programs.

Methodology. The methods of metric synthesis and kinematic analysis of typical mechanisms of light industry machines are used.

Findings. A crank-slider mechanism was developed, mathematical models were obtained for metric (geometric) synthesis of typical light industry mechanisms using CAD programs.

Originality. An approach that simplifies the development and research of typical mechanisms of light industry machines through the use of applied CAD programs is proposed.

Practical value. It consists in using the results obtained in the design and kinematic synthesis of typical mechanisms of light industry machines.

Keywords: light industry machine, mechanism, metric synthesis, kinematic research