

**Назар Мирославович Кандяк<sup>1</sup>, Юрій Ігорович Остафійчук<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри комп'ютеризованих комплексів поліграфічних та пакувальних виробництв

Національний університет «Львівська політехніка» (Львів, Україна)

E-mail: [nazar.m.kandiak@lpnu.ua](mailto:nazar.m.kandiak@lpnu.ua). ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4720-3935>. SCOPUS ID: 57209415215

<sup>2</sup>аспірант кафедри комп'ютеризованих комплексів поліграфічних та пакувальних виробництв

Національний університет «Львівська політехніка» (Львів, Україна)

E-mail: [Yurii.I.Ostafichuk@lpnu.ua](mailto:Yurii.I.Ostafichuk@lpnu.ua). ORCID: <http://orcid.org/0009-0002-3906-0329>

## ПОКРАЩЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВОДА ШТАНЦЮВАЛЬНОГО ПРЕСА ІЗ КОМБІНОВАНИМ КРИВОШИПНО-ПОВЗУННИМ МЕХАНІЗМОМ

У статті виконано аналіз кінематичних характеристик привода штанцювального преса із комбінованим кривошипно-повзунним механізмом. Виявлено недоліки цього механізму та окреслено можливості поліпшення його кінематичних і динамічних характеристик. Модернізовано механізм привода натискної плити із комбінованим кривошипно-повзунним механізмом застосуванням сервопривода. Розроблено методику коригування руху натискної плити штанцювального преса. Отримано аналітичні залежності для визначення часових інтервалів, необхідних для керування серводвигуном, задля задання приводу змінної швидкості за розрахованими залежностями. Для підтвердження теоретичних викладок здійснено динамічне моделювання модернізованого механізму в системі MSC Visual Nastran Desktop 4D, результати якого засвідчили ефективність розробленої методики коригування руху привода кривошипа.

**Ключові слова:** штанцювання; штанцювальний прес; картонна упаковка; кінематична схема; комбінований механізм; привід; закон.

Рис.: 8. Бібл.: 7.

**Актуальність теми дослідження.** У виробництві багатьох товарів значну частку їхніх витрат становить виготовлення пакування. Пакування надає товару привабливого вигляду й одночасно виконує функції транспортної тари. За даними Всесвітньої пакувальної організації, частка картонного пакування становить 37 % і щороку зростає, що пов'язано з екологічністю такого виду пакування, який не забруднює навколишнє середовище.

Виготовлення пакування займає вагомий частку та є найбільш витратним етапом виробництва, що включає багато технологічних операцій. Однією з ключових операцій у виготовленні пакування є штанцювання [1], що включає такі технологічні операції, як висікання, бігування, рицювання та інші. Штанцювання є основною операцією при виготовленні пакування і здійснюється на штанцювальних пресах.

Механізм преса є важливою складовою штанцювального обладнання та виконує технологічні операції з виготовлення пакування, від його роботи залежить точність та якість готової продукції. Як механізми привода натискної плити штанцювального преса застосовуються різноманітні розклинювальні механізми, що працюють у важких умовах та зазнають значних технологічних навантажень. Оскільки рухомі елементи пресів мають велику вагу, під час роботи таких механізмів, крім технологічних навантажень, виникають ще й інерційні.

Основні напрями удосконалення штанцювальних пресів полягають у зменшенні інерційних навантажень, а також у забезпеченні рівномірного підйому натискної плити преса. Модернізація механізму привода натискної плити штанцювального преса є актуальною проблемою у виробництві пакувальної продукції, що впливатиме на якість та вартість готової продукції, адже процес штанцювання є завершальною операцією під час виготовлення картонних розгортки.

**Постановка проблеми.** Механізми штанцювального преса є металоємними, а висока швидкість їхньої роботи спричиняє значні інерційні навантаження, що спричинено необхідністю подолання значних технологічних навантажень.

Одним із методів модернізації таких механізмів можна розглядати коригування руху натискної плити шляхом вибору раціонального закону руху плити. Це підтверджено у праці [2], де для привода преса використовуються кулачкові механізми, що дають змогу задавати закон руху плити штанцювального преса. Проте в такому способі задання руху для перелаштування на новий закон необхідно замінювати кулачки, що неефективно та ускладнює процес обслуговування устаткування. Задля усунення указаних недоліків доцільно застосувати метод покращення кінематичних характеристик коригуванням руху вхідної ланки сервоприводом, який дозволяє покращити кінематичні характеристики практично будь-якого механізму преса. Такий підхід не потребує складної й дорогої модернізації існуючого устаткування, розробки або заміни механізмів, що часто неможливо через конструктивні обмеження. У цьому разі удосконалення відбувається лише шляхом заміни привода або модернізації наявного шляхом додавання датчика зворотного зв'язку та оновлення електроніки для його керування.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Аналіз останніх досліджень у галузі приводів штанцювальних пресів [1] засвідчує високу активність у публікаціях різного типу – патентах, статтях та тезах – щодо удосконалення приводів штанцювальних пресів та наявного обладнання. Оскільки під час виготовлення пакування найбільш енергоємним вузлом є механізм штанцювального преса, де зосереджені значні зусилля та маси рухомих елементів, навіть незначні його покращення можуть забезпечити істотну економію коштів при виробництві картонних розгортки.

Покращення кінематичних характеристик шляхом застосування у приводі штанцювального преса комбінованого кривошипного механізму представлено у публікаціях [3-5], де виведено аналітичні залежності для розрахунку цього механізму, завдяки яким визначено шляхи його удосконалення. Водночас у зазначених роботах не розглянуто можливість коригування закону руху привода для покращення кінематичних характеристик механізму.

Запис законів періодичної дії розглянуто у роботі [6], де подано методику розрахунку кулачкового механізму, під час проектування якого застосовуються різноманітні закони періодичної дії. Запис законів періодичної дії та їх розрахунок здійснюється в інваріантній формі з використанням відповідних модулів.

Експериментальні дослідження привода штанцювального преса з комбінованим кривошипно-повзунним механізмом наведено у статті [7]. На такому устаткуванні не враховано можливості покращення кінематичних і динамічних характеристик шляхом коригування закону руху.

**Виділення недосліджених частин загальної проблеми.** Проаналізувавши вищезазначені роботи, присвячені удосконаленню привода штанцювального преса, було виявлено його недоліки та запропоновано можливості модернізації, зокрема покращення кінематичних характеристик. Наприклад, у праці [2] проаналізовано вплив законів руху на кінематичні характеристики преса. У зв'язку з цим пропонується здійснити модернізацію шляхом коригування руху вхідної ланки.

**Мета статті.** Робота полягає в розробленні методики покращення кінематичних і динамічних характеристик привода штанцювального преса з комбінованим кривошипно-повзунним механізмом шляхом коригування руху кривошипа за допомогою сервопривода та визначенні математичних залежностей для знаходження часових інтервалів керування сервоприводом зі змінною швидкістю за заданим законом руху, що дозволить покращити енергосилові характеристики механізму.

**Виклад основного матеріалу.** На рис. 1 наведено розрахункову кінематичну схему механізму привода штанцювального преса з комбінованим кривошипно-повзунним механізмом.

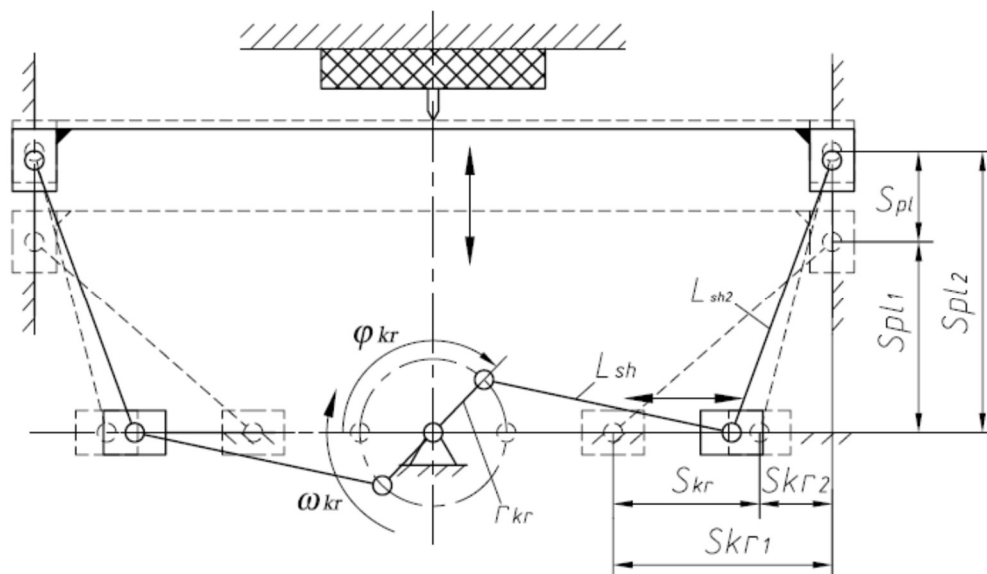


Рис. 1. Розрахункова схема механізму преса

Джерело: розроблено авторами.

На основі геометричних параметрів досліджуваного механізму побудовано графічні залежності переміщення, швидкості та прискорення плити натискного преса (рис. 2) за продуктивності преса 7200 циклів на годину.

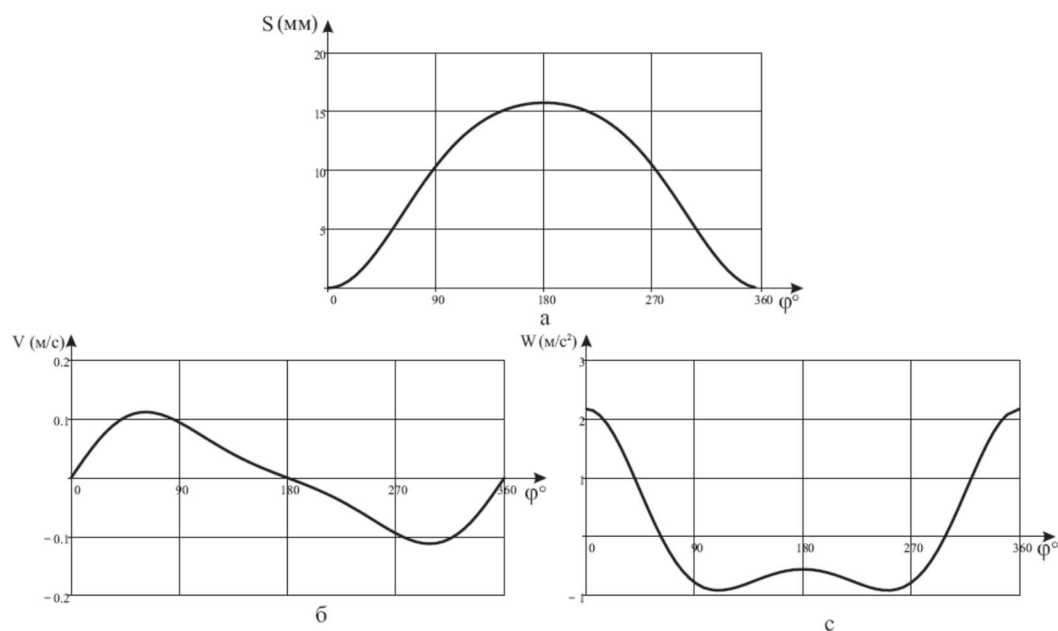


Рис. 2. Графічні залежності вихідного механізму:

а – графік переміщення; б – швидкість; с – прискорення плити штапцювального преса

Джерело: розроблено авторами.

Аналізуючи графічні залежності, особливо графіка прискорення, видно, що в середній ділянці, де відбувається різ картону, спостерігається зміна знаку прискорення, що негативно впливає на роботу механізму. Тому в цій статті для покращення роботи зазначеного механізму пропонується задати закон руху плити та визначити часові інтервали для коригування привода водила, щоб забезпечити необхідний закон руху плити.

Визначення часових інтервалів починаємо із визначення ходу повзуна – це необхідно для того, щоб на цій ділянці задати закон руху плити.

Для визначення ходу повзуна спочатку визначаємо крайні положення повзуна за наступними залежностями.

$$S_{pl1} = \sqrt{L_{sh2}^2 - S_{kr1}^2}; \quad (1)$$

$$S_{pl2} = \sqrt{L_{sh2}^2 - (S_{kr1} - r_{kr} \cdot 2)^2}, \quad (2)$$

де  $S_{kr1} = 80$  мм,

$r_{kr} = 25$  мм,

$L_{sh2} = 185$  мм згідно з даними експериментального стенда.

Хід повзуна визначається як різниця між його крайніми положеннями.

$$S_{pl} = S_{pl2} - S_{pl1}. \quad (3)$$

Оскільки закон руху плити вихідного механізму близький до косинусоїдного, як видно з графіка (рис. 2, с), можна рекомендувати коригувати рух вихідної ланки (плити штанцювального преса) відповідно до цього закону.

Для автоматизації розрахунків закон руху плити записується у вигляді поліноміальної функції та в інваріантній формі [6].

Для інваріантів переміщення.

$$a_k = A_2 \cdot k^2 + A_3 \cdot k^3 + A_4 \cdot k^4 + A_5 \cdot k^5 + A_6 \cdot k^6 + A_7 \cdot k^7, \quad (3)$$

де  $A_2 = 2,466$ ;

$A_3 = 1,136$ ;

$A_4 = -2,67$ ;

$A_5 = 1,068$ ;

$A_6 = 0$ ;

$A_7 = 0$ ; – коефіцієнти полінома для закону руху синусоїда.

Оскільки значення  $S_{kr1}$  задано, тоді визначаємо переміщення

$$S_{kr2} = \sqrt{L_{sh2}^2 - (S_{pl1} + S_{pl})^2} \quad (4)$$

Перемноживши хід повзуна на інваріант переміщення та підставивши в попередню математичну залежність, отримаємо переміщення першого повзуна за законом руху.

$$S_{kr2i} = \sqrt{L_{sh2}^2 - (S_{pl1} + S_{pl} \cdot a_k)^2} \quad (5)$$

Значення швидкості та прискорення першого повзуна знаходимо, відповідно взявши першу та другу похідну від переміщення.

Лінійна швидкість повзуна дорівнює:

$$V_{kr2i} = \frac{dS_{kr2i}}{dt} = \frac{dS_{kr2i}}{d\varphi} \cdot [\omega_{kr}], \quad (6)$$

де  $\omega_{kr}$  – кутова швидкість кривошипа;

$\varphi$  – кут повороту кривошипа.

Лінійне прискорення повзуна дорівнює:

$$W_{kr2i} = \frac{d^2 S_{kr2i}}{dt^2} = \frac{d^2 S_{kr2i}}{d\varphi^2} \cdot [\omega_{kr}^2]. \quad (7)$$

Графічні залежності кінематичних характеристик першого повзуна за заданим косинусоїдним законом руху штанцювальної плити представлено на рис. 3.

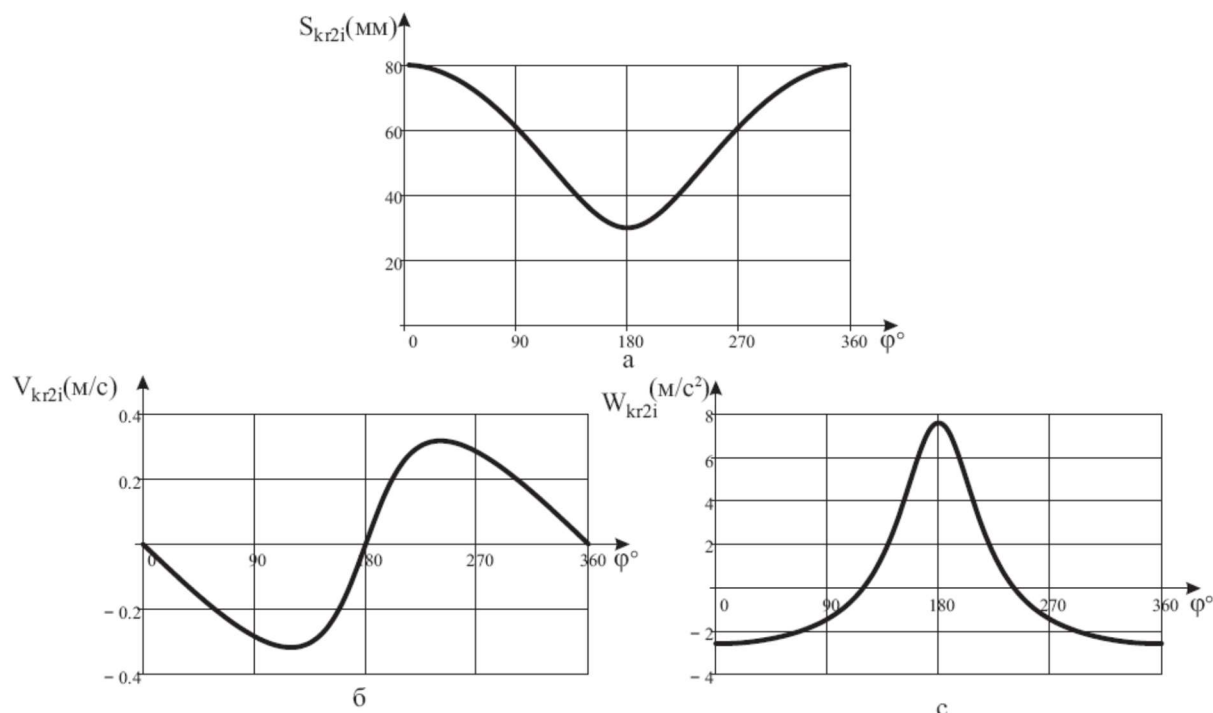


Рис. 3. Графічні залежності переміщення першого повзуна:

а – графік переміщення; б – швидкість; с – прискорення повзуна

Джерело: розроблено авторами.

Коригуючі значення кута повороту кривошипа визначаємо із залежності

$$\varphi_{kr} = \arccos \left( \frac{r_{kr}^2 + (L_{sh} - r_{kr}) + (S_{kr1} - S_{kr2i}) - L_{sh}^2}{2((L_{sh} - r_{kr}) + (S_{kr1} - S_{kr2i})) \cdot r_{kr}} \right) \quad (8)$$

та виводимо залежності коригуючого кута повороту (рис. 4).

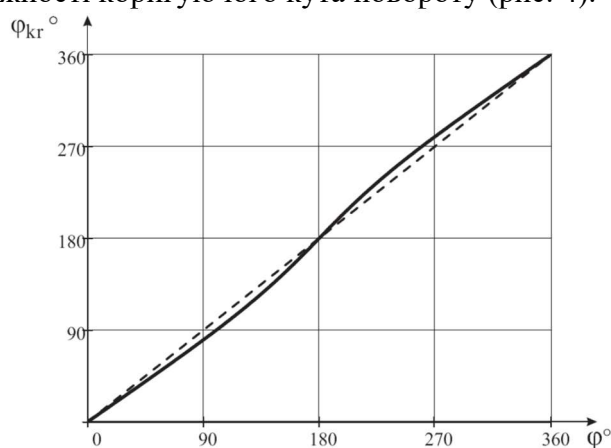


Рис. 4. Графіки залежності кута повороту кривошипа

Джерело: розроблено авторами.

На графіку (рис. 4) штриховою лінією показано кутове переміщення базового механізму, у якому кут повороту кривошипа змінюється з однаковою постійною швидкістю, а суцільна крива відображає необхідне переміщення кривошипа зі змінною швидкістю для забезпечення косинусоїдального закону руху штанцювальної плити.

Взявши похідну від кута повороту кривошипа, отримуємо його кутову швидкість, графік якої наведено на рис. 5. З нього видно, що для забезпечення косинусоїдального руху плити штанцювального преса кривошип має обертатися з кутовою швидкістю, представлену суцільною лінією. Кутова швидкість базового механізму, відображена штрихпунктирною лінією, відрізняється від необхідної лише незначно, що приведе до мінімальних додаткових навантажень на привід.

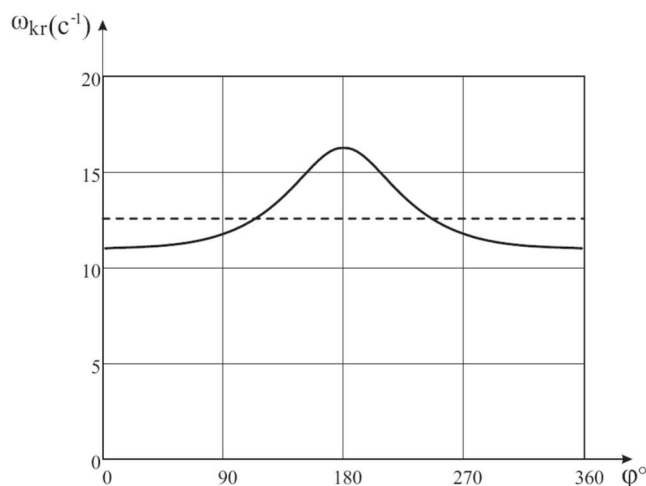


Рис. 5. Графіки кутової швидкості кривошипа

Джерело: розроблено авторами.

Для розрахунку часових інтервалів кутових поворотів кривошипа, необхідних для керування серво- або кроковим двигуном, спочатку визначається період одного циклу механізму в мілісекундах:

$$t = \frac{60 \cdot 1000000}{n}, \quad (9)$$

де  $n$  – швидкість обертання кривошипа.

Залежність кута повороту за заданим законом руху має різні інтервали, тому її необхідно записати у вигляді сплайна та виконати інтерполяцію з рівномірними інтервалами кута повороту кривошипа, що здійснено в системі MathCad за допомогою спеціальних функцій `interp` – здійснює інтерполяцію та `lspline` – записує у вигляді сплайна.

Відповідно проміжкові значення часових інтервалів набудуть вигляду (рис. 6).

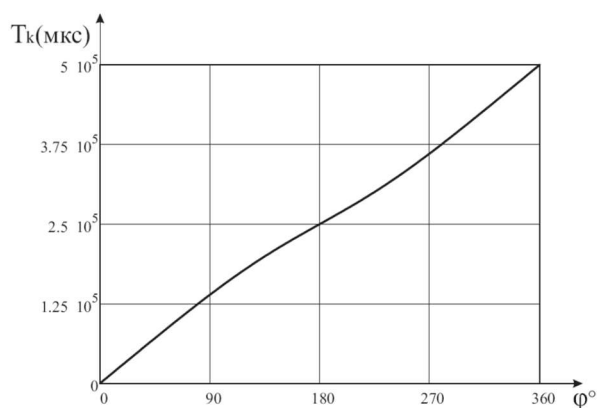


Рис. 6. Графік часових інтервалів

Джерело: розроблено авторами.

Для підтвердження аналітичних розрахунків виконано моделювання руху такого механізму в системі MSC Visual Nastran Desktop 4D. Для цього в системі MathCad були визначені часові інтервали (рис. 6), табличні дані яких було скопійовано та збережено у текстовий файл. Під час урухомлення кривошипа механізму штанцювального преса обрано варіант за графічною залежністю, при якому дані про переміщення зчитуються з попередньо підготовленого текстового файлу (рис. 7).

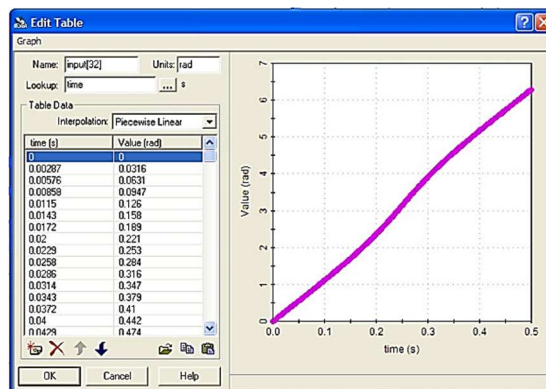


Рис. 7. Завдання закону руху кривошипа в системі MSC Visual Nastran Desktop 4D  
Джерело: розроблено авторами.

Значення переміщення кривошипа, як видно з рис. 7, записані у вигляді таблиці, при цьому обрано метод інтерполяції кусково-лінійною функцією, що забезпечує кращий результат порівняно з іншими методами.

Результат моделювання представлено на рис. 8, де наведено графічні залежності переміщення, швидкості та прискорення плити штанцювального преса. З цих графіків видно, що закон руху плити відповідає косинусоїдальному закону, на відміну від некоригованого руху, зображеного на графіках рис. 2, що призвело до зменшення пікових значень прискорення в 1,74 раза та відповідно інерційних навантажень механізму.



Рис. 8. Моделювання руху механізму штанцювального преса

**Висновки.** Запропоновано методику покращення кінематичних характеристик штанцювального преса та підтверджено її ефективність шляхом моделювання роботи механізму. Виведено аналітичні залежності для розрахунку часових інтервалів повороту кривошипа, необхідних для забезпечення руху зі змінною швидкістю сервопривода,

керування яким відбувається шляхом подачі імпульсів кроку та зміни напрямку повороту, при цьому інтервал між кроками двигуна регулює швидкість відповідно до заданого закону руху.

За допомогою цієї методики можливо коригувати закон руху механізму, покращуючи його кінематичні та енергосилові характеристики., що сприятиме підвищенню довговічності механізму та забезпечить більш плавний рух виконавчих ланок.

### Список використаних джерел

1. Регей, І. І. (2011). *Споживче картонне пакування (матеріали, проектування, обладнання для виготовлення)*. УАД.
2. Четербух, О. Ю. & Шахбазов, Я. О. (2023). Визначення впливу закону періодичного руху приводного механізму рухомої натискної плити на кінематичні параметри плоскоштанцювального преса. *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні*, 57, 75-81.
3. Пасіка, В. Р., Кузнєцов, В. О., Регей, І. І., & Влах, В. В. (2016). *Прес штанцювального автомата* (Патент України № 113347). Опубліковано 26 вересня 2016 року.
4. Влах, В. В. (2018). *Удосконалення штанцювального пресу застосуванням комбінованих механізмів приводу натискної плити* (Дисертація кандидата технічних наук).
5. Кузнєцов, В. О., Регей, І. І., & Влах, В. В. (2017). Модернізація механізму приводу натискної плити у штанцювальному пресі. *Поліграфія і видавнича справа*, 1, 56-62.
6. Поллюдов, О. М. (2005). *Механіка поліграфічних і пакувальних машин*. УАД.
7. Терницький, С. В., Кандяк, Н. М., Влах, В. В. & Паламар, О. О. (2018). Комбінований механізм приводу натискної плити плоского штанцювального преса (експериментальна оцінка навантажень). *Наукові записки*, 1(56), 12-19.

### References

1. Rehei, I. I. (2011). *Sposhyvche kartonne pakovannia (materialy, proektuvannia, obladnannia dlia vyhotovlennia)* [Consumer cardboard packaging (materials, design, manufacturing equipment)]. UAD.
2. Cheterbukh, O. Yu. & Shakhbazov, Ya. O. (2023). Vyznachennia vplyvu zakonu periodychnoho rukhu pryvodnoho mekhanizmu rukhomoiu natsynknoi plyty na kinematychni parametry ploskoshantsiuvalnoho presa. [Determination of the influence of the periodic motion law of the drive mechanism of the movable pressure plate on the kinematic parameters of a flat-bed press.] *Avtomatyzatsiia vyrobnychnykh protsesiv u mashynobuduvanni ta pryladobuduvanni – Automation of production processes in mechanical engineering and instrument making*, 57, 75-81.
3. Pasika, V. R., Kuznetsov, V. O., Rehei, I. I., & Vlah, V. V. (2016). Pres shantsiuvalnoho avtomata. Patent Ukrainy № 113347. [Press of an automatic punching machine (Ukrainian Patent No. 113347)]. Published on 26<sup>th</sup> September 2016.
4. Vlah, V. V. (2018). Udoshkonalennia shantsiuvalnoho presu zastosuvanniam kombinovanykh mekhanizmiv pryvodu natsynknoi plyty [Improvement of a punching press by using combined drive mechanisms for the pressure plate] [PhD dissertation].
5. Kuznetsov, V. O., Rehei, I. I. & Vlah, V. V. (2017). Modernizatsiia mekhanizmu pryvodu natsynknoi plyty u shantsiuvalnomu presi. [Modernisation of the drive mechanism for the pressure plate in a stamping press.] *Polihrafiia i vydavnycha справа – Printing and publishing*. 1, 56-62.
6. Poliudov, O. M. (2005). *Mekhanika poligrafichnykh i pakuvalnykh mashyn*. [Mechanics of printing and packaging machines]. UAD.
7. Ternytskyi, S. V., Kandiak, N. M., Vlah, V. V. & Palamar, O. O. (2018). Kombinovanyi mekhanizm pryvodu natsynknoi plyty ploskoho shantsiuvalnoho presa (eksperymentalna otsinka navantazhen). [Combined drive mechanism for the pressure plate of a flat stamping press (experimental load assessment)]. *Naukovi zapysky – Scientific Notes*, 1(56), 12-19.

Отримано 10.09.2025

**Nazar Kandiak<sup>1</sup>, Yuriy Ostafiychuk<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>PhD, Docent, Associate Professor, Department of Computerized Systems of Printing and Packaging Industries  
Lviv Polytechnic National University (Lviv, Ukraine)

**E-mail:** [nazar.m.kandiak@lpnu.ua](mailto:nazar.m.kandiak@lpnu.ua). **ORCID:** <http://orcid.org/0000-0002-4720-3935>. **SCOPUS ID:** 57209415215

<sup>2</sup>Postgraduate Student, Department of Computerized Systems of Printing and Packaging Industries  
Lviv Polytechnic National University (Lviv, Ukraine)

**E-mail:** [Yurii.I.Ostafiichuk@lpnu.ua](mailto:Yurii.I.Ostafiichuk@lpnu.ua). **ORCID:** <http://orcid.org/0009-0002-3906-0329>

**IMPROVEMENT OF KINEMATIC CHARACTERISTICS OF THE DIE-CUTTING PRESS DRIVE WITH A COMBINED CRANK-SLIDER MECHANISM**

*The key technological operation of the packaging manufacturing process is die-cutting, which directly determines the accuracy and quality of finished products. The implementation of technological processes of die-cutting is accompanied by significant energy consumption. Substantial inertial loads characterise the exploitation of die-cutting presses due to the massiveness of moving elements, which is combined with the needed technological loads. As a result, the modernisation of the drive mechanisms of die-cutting presses remains an urgent scientific and technical problem, the solution of which allows the increase of the manufacturing accuracy, energy consumption reduction and the cost of products.*

*Existing scientific developments to improve the kinematic characteristics of die-cutting presses often involve creating new, complex and expensive mechanisms. A more promising direction is optimising the motion law of the working parts (movable pressure plate) with subsequent adjustment of the motion of the input link of the mechanism, which allows improving the kinematic characteristics without structural changes to the design.*

*This study aims to develop a method for improving the kinematic and dynamic characteristics of the drive mechanism of a die-cutting press with a combined crank-slider mechanism. The method uses a servo drive to correct the input link motion. It determines mathematical dependencies for calculating the time intervals of controlling a servo motor with variable speed to implement a given motion law.*

*The work derives analytical dependencies to calculate the time intervals of crank rotation required to ensure the movement of the servo drive at variable speeds. Control is carried out by generating step pulses and signals to change the direction of rotation, while speed regulation is achieved by changing the interval between pulses.*

*The results of simulation modelling of the mechanism in the MSC Visual Nastran Desktop 4D environment and the construction of the corresponding graphical dependencies confirm the effectiveness of the proposed method. The proposed approach allows adjustment of the law of motion for mechanisms of various types, improving their kinematic and energy-power characteristics, leading to increased durability and smoother movement of the executive links.*

**Keywords:** die-cutting; die-cutting press; cardboard packaging; kinematic scheme; combined mechanism; drive; law of motion.

**Fig.:** 8. **References:** 7.