

УДК 686.12.056

## ГЕОМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ШТАНЦЮВАЛЬНОГО ПРЕСА З НАТИСКНИМ СЕГМЕНТОМ

І. І. Регей, Р. О. Книш, А. М. Терновий

*Українська академія друкарства,  
вул. Під Голоском, 19, Львів, 79020, Україна*

*Проведено аналіз способів виготовлення картонних розгортки, що уможливають зменшення пікових технологічних навантажень. Серед них виокремлено такі, що забезпечують обмежену площу контакту між засобами створення тиску у штанцювальному пресі. Запропоновано нову схему штанцювального преса із натискним сегментом та кривошипно-зубчастий механізм його привода. Пресова пара за такою схемою забезпечує обмеження площі контакту між натискним засобом і штанцювальною формою і, як наслідок, мінімізацію технологічних навантажень. Проведено геометричний синтез преса, визначено його відносні геометричні параметри, ширину смуги контакту між натискним сегментом і штанцювальною формою. Розроблено методику дослідження кінематичних параметрів осі зубчастого колеса та каретки механізму привода сегмента. За результатами дослідження кінематичних параметрів зубчастого колеса виведено залежності для визначення відносних кутів кінематичних параметрів перекочування натискного сегмента по штанцювальній формі. Обґрунтовано перспективу впровадження пресів з обмеженим контактом натискного засобу з картонними заготовками.*

**Ключові слова:** *штанцювання, прес, привод, сегмент, зубчасте колесо, рейка, кривошип, зусилля, кінематичні параметри.*

**Постановка проблеми.** Світовий попит на пакування з картону, як свідчать дослідження компанії Smithers, сягне \$ 172,0 млрд у 2026 р. із середньорічним темпом зростання 4,6% [1]. Фахівці маркетингових агенцій стверджують, ґрунтуючись на розрахунках та прогнозах, що на світовому ринку пакувань сегмент паперово-картонної тари буде інтенсивно зростати через її ефективність, інноваційність, адаптованість та стійкість [2].

Для нарощування обсягів продукування розгортки з картону на підприємствах широко задіюють тигельне штанцювальне обладнання, відповідальною складовою яких є преси. Через переборювання пресом значних технологічних опорів обладнання належить до важконавантаженого. Як приклад тигельний штанцювальний автомат SP 102-EO форматом 1020×720 мм у процесі виготовлення розгортки з аркушевого картону здатний переборювати технологічні опори до 250 тонн [3].

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Автори публікації [4] запропонували реалізовувати технологічний процес штанцювання картонних розгортки з

допомогою використання пневмоциліндрів з відносно низьким робочим тиском у приводі натискної плити. Як зазначено у статті, заміна приводів натискної плити циклової дії на пневматичні зумовить зменшення вібраційних навантажень на прес та спростить його конструкцію. Відомо, що преси штанцювального обладнання належать до категорії важконавантажених через переборювання натискною плитою значних технологічних опорів. Зважаючи на те, що обладнання ще й високопродуктивне, застосування пневмоприводів для натискної плити потребує ґрунтовного технічного аналізу перспективи їх широкого застосування.

У публікації [5] автори запропонували доукомплектувати розклинювальні механізми привода натискної плити у штанцювальному пресі додатковими веденими кривошипями. Таке технічне удосконалення, як стверджують автори, уможливило збільшення тривалості контакту інструментів штанцювальної форми із картонною заготовкою для виготовлення якісних бігувальних ліній та окремих ділянок розгортки з рельєфним тисненням. У праці проведено віртуальний експеримент функціонування розклинювального механізму привода натискної плити та досліджено його кінематичні параметри у програмі SolidWorks. Проте у цьому дослідженні не вирішується задача мінімізації пікового навантаження привода внаслідок переборювання натискною плитою значних технологічних опорів.

Одним із способів зменшення пікового технологічного навантаження є застосування методу ножичного різання для виготовлення картонних розгортки [6]. Однак при цьому виникає складність забезпечення точного взаємного розміщення ножа та контрножа. Це уможливило застосування такого способу лише для виготовлення картонних розгортки простої конструкції.

Одним із напрямів зменшення пікового технологічного навантаження при штанцюванні полягає в застосуванні пресів з обмеженим контактом засобів створення тиску [7]. Це можуть бути пресові пари «циліндр — плоска штанцювальна форма», «конус — плоска штанцювальна форма». Вони пов'язані з реалізацією контакту поверхонь пресової пари обмеженої площі, чим досягається суттєве зменшення технологічного навантаження на привод, мінімізація металомісткості преса. Проте стабільне функціонування преса, наприклад у першому випадку, ускладнене наявністю реверсу масивного натискного циліндра.

Для зменшення технологічних навантажень група науковців запропонувала пристрій для виготовлення розгортки картонного пакування із сегментним натискним засобом [8, 9]. У такому пресі засобом створення тиску є циліндричний сегмент, що послідовно перекочується по штанцювальній формі завдяки застосуванню каретки з роликками. Недоліком такого пристрою є відсутність механізму привода циклічного перекочування сегмента по плоскій штанцювальній формі з картонною заготовкою. Для усунення цього недоліку запропоновано привод каретки здійснювати кривошипно-зубчастим механізмом.

**Мета статті** — проведення геометричного синтезу штанцювального преса із натискним сегментом та дослідження кінематичних параметрів його руху.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Штанцювальний прес із натискним сегментом складається зі станини 1 (рис. 1), на якій зафіксована плоска

штанцювальна форма 2; П-подібної каретки 3 з верхнім та нижніми роликами; циліндричного сегмента 4; ростової планки 5; верхньої нерухокої зубчастої рейки 6; зубчастого сектора 7; зубчастої рейки 8 каретки 3; зубчастого колеса 9; опорної нерухокої зубчастої рейки 10, що контактує із зубчастим колесом 9; шатуна 11, шарнірно приєднаного до кривошипа 12.

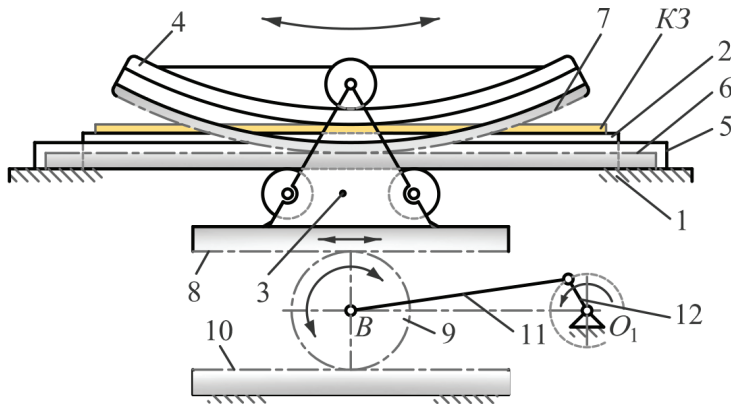


Рис. 1. Кінематична схема кривошипно-зубчастого механізму привода сегментного натискного засобу у штанцювальному пресі

Пристрій працює так. У крайньому лівому положенні сегмент 4 знаходиться за межами робочої поверхні штанцювальної форми 2, а кривошип 12 розташований горизонтально зліва від осі обертання. Після встановлення картонної заготовки КЗ на штанцювальній формі 2 кривошип 12 внаслідок обертання проти годинникової стрілки через шатун 11 зміщує вправо вісь  $B$  зубчастого колеса 9. При цьому зубчасте колесо 9 обкочує опорну зубчасту рейку 10 і завдяки одночасному контакту з нижньою зубчастою рейкою 8 переміщує каретку 3 вправо. При цьому верхні ролики каретки 3 обкочують заокруглені виступи внутрішнього циліндричного сегмента 4, а нижні ролики — нижню площину ростової планки 5. Цим забезпечується постійний контакт між робочою поверхнею сегмента 4 і штанцювальною формою 2. Завдяки перекочуванню сегмента 4 по штанцювальній формі 2 відбувається поступове штанцювання картонної заготовки КЗ. Для унеможливлення проковзування сегмента 4 відносно ростової планки 5 передбачено закріплені до станини 1 верхню зубчасту рейку 6, а до циліндричного сегмента 7 — зубчастий сектор 7. У крайньому правому положенні сегмент 4 виходить за межі штанцювальної форми 2 для виведення відштанцюваної картонної заготовки КЗ та подачі нової. На зворотному русі каретки 3 процес штанцювання відбувається аналогічно.

Запропонований кривошипно-зубчастий привод каретки та натискного сегмента забезпечує поступове перекочування циліндричного сегмента по плоскій штанцювальній формі з картонною заготовкою. Це сприяє зменшенню технологічного навантаження внаслідок заміни штанцювання картонної заготовки одночасно по всій площині на поступове обмеження смугою.

На процес штанцювання картонних заготовок впливають геометричні параметри натискного сегмента: радіус робочої поверхні, його довжина. Приймаючи стандартний формат штанцювального преса 760×560 мм, виразимо відносні геометричні параметри пресової пари:

- $\lambda_R = R/L$  — радіус робочої поверхні натискного сегмента 3 (рис. 2);
- $L_i = 1,0$  — ширина опорної плити 1;
- $\Delta_i = \Delta/L$  — товщина картонної заготовки КЗ (тут  $\Delta = 1,0$  мм);
- $b_i$  — ширина смуги контакту натискного сегмента з КЗ.

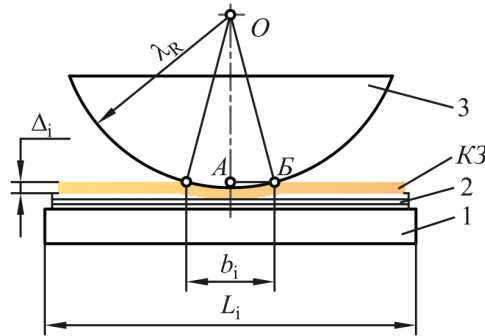


Рис. 2. Схема до розрахунку ширини смуги контакту натискного сегмента з картонною заготовкою

З трикутника ОАВ:

$$0,5b_i = \sqrt{\lambda_R^2 - (\lambda_R - \Delta_i)^2}, \quad (1)$$

де  $b_i$  — ширина смуги контакту натискного сегмента з картонною заготовкою.

Після перетворень (1) отримуємо:

$$b_i = 2\Delta_i \sqrt{\frac{2\lambda_R}{\Delta_i} - 1}. \quad (2)$$

Отримані за результатами розрахунку за виразом (2) значення відносної ширини смуги контакту натискного сегмента з картонною заготовкою графічно зображені на рис. 3.

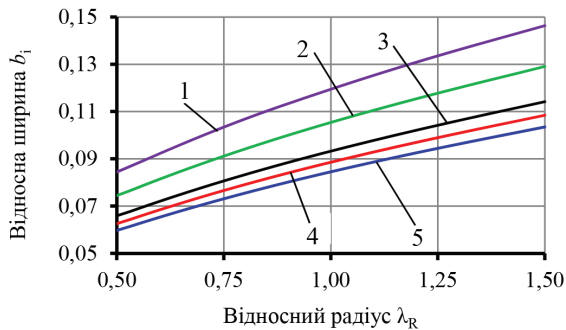


Рис. 3. Графік залежності відносної ширини смуги контакту натискного сегмента з картонною заготовкою від його відносного радіуса для формату опорної плити  $L$ : 560 мм (1), 720 мм (2), 920 мм (3), 1020 мм (4), 1120 мм (5)

Як видно з графіка, збільшення  $R_1$  спричиняє аналогічну зміну  $b_1$ . Найменше значення відносної ширини смуги контакту натискного сегмента з картонною заготовкою  $b_1 = 0,084$  отримано для його відносного радіуса  $R_1 = 0,5$ . Збільшення  $R_1$  у три рази призводить до збільшення  $b_1$  в 1,73 раза.

Для досліджень кінематичних параметрів натискного сегмента скористаємось розрахунковою схемою, зображеною на рис. 4. Для зручності подальших досліджень у табл. 1 подано назву, умовні позначення та значення, що відповідають елементам штанцювального преса на рис. 1 та рис. 4.

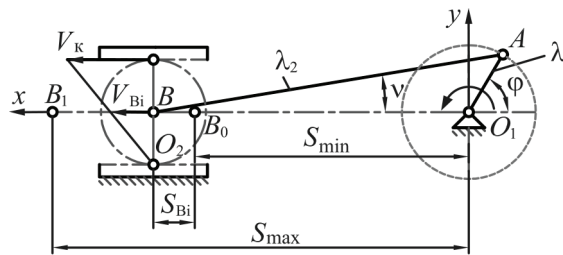


Рис. 4. Розрахункова схема кривошипно-зубчастого механізму привода каретки з натискним сегментом

Скориставшись схемою (рис. 4), визначаємо відносні мінімальне  $S_{min}$  та максимальне  $S_{max}$  зміщення осі В зубчастого колеса від осі  $O_1$  обертання кривошипа:

$$S_{min} = \lambda_2 - \lambda_1, \quad S_{max} = \lambda_1 + \lambda_2.$$

Проектуємо  $\lambda_1$  і  $\lambda_2$  на вісь  $O_1y$ :

$$\lambda_2 \cdot \sin v = \lambda_1 \cdot \sin \varphi, \tag{3}$$

де кут  $v$ , що визначає положення шатуна:

$$v = \arcsin \frac{\lambda_1 \cdot \sin \varphi}{\lambda_2}. \tag{4}$$

Проектуємо  $\lambda_1$  і  $\lambda_2$  на вісь  $O_1x$  для знаходження відносного переміщення осі зубчастого колеса:

$$S_{Bi} = \lambda_2 \cdot \cos v - \lambda_1 \cdot \cos \varphi - S_{min}, \tag{5}$$

$$S_{Bi} = \lambda_2 \cdot \cos \left( \arcsin \frac{\lambda_1 \cdot \sin \varphi}{\lambda_2} \right) - \lambda_1 \cdot \cos \varphi - S_{min}. \tag{6}$$

Відносна швидкість осі В зубчастого колеса:

$$V_{Bi} = \frac{dS_{Bi}}{d\varphi} = -\lambda_2 \cdot \sin v \frac{dv}{d\varphi} + \lambda_1 \cdot \sin \varphi. \tag{7}$$

Для визначення  $\frac{dv}{d\varphi}$  диференціюємо за кутом повороту:

$$\lambda_2 \cdot \cos v \frac{dv}{d\varphi} = \lambda_1 \cdot \cos \varphi. \tag{8}$$

З виразу (8):

$$\frac{dv}{d\varphi} = \frac{\lambda_1 \cdot \cos \varphi}{\lambda_2 \cdot \cos v}. \tag{9}$$

Таблиця 1

**Умовні позначення елементів штанцювального преса з натискним сегментом**

| № з/п | Назва елемента кінематичної схеми механізму (позиція на рис. 1) | Умовне позначення на кінематичній схемі (рис. 4)                                    | Значення відносного геометричного параметра |
|-------|---|---|---|
| 1.    | Кривошип (12)   |    | $\lambda_1$                                 |
|       |   |   | 0,25  |
| 2.    | Шатун (11)  |    | $\lambda_2$                                 |
|       |   |   | 0,5   |
| 3.    | Рейка нерухома (10)   |    | $\lambda_3$                                 |
|       |   |   | 0,5   |
| 4.    | Зубчасте колесо (9)   |    | $\lambda_r$                                 |
|       |   |   | $1/\pi$                                     |
| 5.    | Рейка (8) рухомої каретки (3)                                   |   | $\lambda_4$                                 |
|       |   |   | 0,5   |
| 6.    | Сегмент натискний (4)   |  | $\lambda_R$                                 |
|       |   |   | 0,5; 0,75; 1,0; 1,25; 1,5                   |

Тоді

$$V_{B_i} = \lambda_1 \cdot \sin \varphi - \lambda_2 \cdot \sin v \frac{\lambda_1 \cdot \cos \varphi}{\lambda_2 \cdot \cos v} = \lambda_1 \cdot \sin \varphi - \lambda_1 \cdot \cos \varphi \tan v,$$

$$V_{B_i} = \lambda_1 \left( \sin \varphi - \cos \varphi \cdot \tan \left( \arcsin \frac{\lambda_1 \cdot \sin \varphi}{\lambda_2} \right) \right). \tag{10}$$

Відносне прискорення осі зубчастого колеса:

$$W_{B_i} = \frac{dV_{B_i}}{d\varphi} = \lambda_1 \cdot \cos \varphi - \frac{\lambda_1^2 \cdot \cos^2 \varphi}{\lambda_2 \cdot \cos v} - \frac{\lambda_1^2 \cdot \cos^2 \varphi \cdot \tan^2 v}{\lambda_2 \cdot \cos v} + \lambda_1 \cdot \sin \varphi \cdot \tan v. \tag{11}$$

Результати розрахунку відносних кінематичних параметрів осі В зубчастого колеса (ЗК) від кута повороту кривошипа зображені на рис. 5.

Для прийнятих відносних геометричних параметрів (табл. 1) кривошипно-зубчастого механізму привода каретки штанцювального преса максимальне значення відносного переміщення осі В зубчастого колеса становить  $S_{Bmax} = 0,5$ , а максимальне значення відносної швидкості —  $V_{Bmax} = 0,28$ . При цьому пікове від’ємне значення відносного прискорення  $W_{Bmax} = -0,375$ , яке спостерігається під час реверсу зубчастого колеса ( $\varphi = 180^\circ$ ).

Оскільки  $O_2$  (рис. 4) є миттєвим центром швидкостей для зубчастого колеса, то переміщення  $S_K$ , швидкість  $V_K$  та прискорення  $W_K$  рухомої зубчастої рейки з кареткою будуть вдвічі більшими за відповідні параметри осі В зубчастого колеса (рис. 5). Отже, відносні максимальні значення кінематичних параметрів каретки становлять:  $S_{Kmax} = 1,0$ ;  $V_{Kmax} = 0,56$ ;  $W_{Kmax} = -0,75$ .

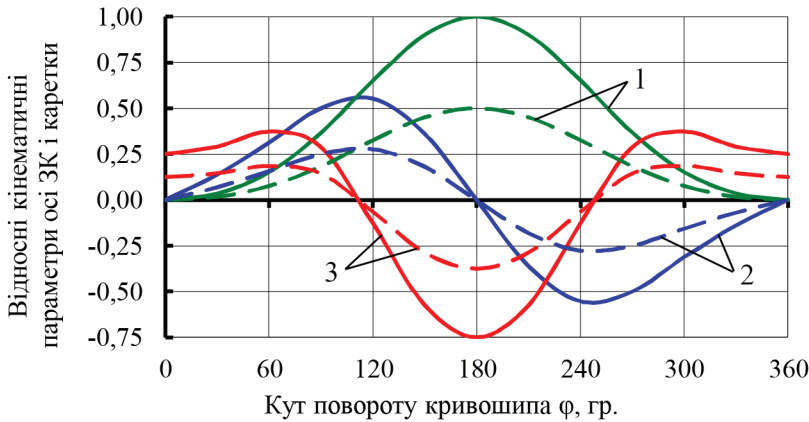


Рис. 5. Графік залежності відносних кінематичних параметрів осі зубчастого колеса ЗК (штрихова лінія) та каретки (суцільна лінія) від кута повороту кривошипа:

1 — переміщення; 2 — швидкість; 3 — прискорення

За отриманими відносними кінематичними параметрами каретки з рейкою визначаємо відносні значення кутового переміщення  $\gamma_{Ci}$ , швидкості  $\omega_{Ci}$  та прискорення  $\epsilon_{Ci}$  натискного сегмента:

$$\gamma_{Ci} = \frac{S_K}{\lambda_R}; \omega_{Ci} = \frac{V_K}{\lambda_R}; \epsilon_{Ci} = \frac{W_K}{\lambda_R}. \tag{12}$$

Аналіз зміни відносних кінематичних параметрів натискного сегмента проведемо для трьох значень його відносного радіуса:  $\lambda_R = 0,5$ ;  $1,0$ ;  $1,5$ . Відповідні результати зображені у вигляді графіків на рис. 6.

Як видно з графіків на рис. 6, а, максимальне кутове переміщення сегмента зростає з  $\gamma_{Cmax} = 0,67$  для  $\lambda_R = 1,5$  до  $\gamma_{Cmax} = 2,0$  для  $\lambda_R = 0,5$ . Очевидно, що для перекочування сегмента по картонній заготовці постійного формату із зменшенням радіуса сегмента кут його коливання буде збільшуватись.

Аналіз зміни відносної кутової швидкості сегмента засвідчує, що при зменшенні відносного радіуса сегмента його максимальна відносна кутова швидкість збільшується з  $\omega_{Cmax} = 0,38$  для  $\lambda_R = 1,5$  до  $\omega_{Cmax} = 1,1$  для  $\lambda_R = 0,5$  (рис. 6, б).

Аналогічна тенденція спостерігається і для кутового прискорення сегмента. Так, максимальні від'ємні значення кутового прискорення  $\varepsilon_{C_{\max}}$  зростають з  $-0,5$  для  $\lambda_R = 1,5$  до  $-1,5$  для  $\lambda_R = 0,5$  (рис. 6, в). При цьому максимальні значення відносного кутового прискорення сегмента зафіксовані під час його реверсу, оскільки кутова швидкість змінює свій напрямок з додатного на від'ємний (рис. 6, б).

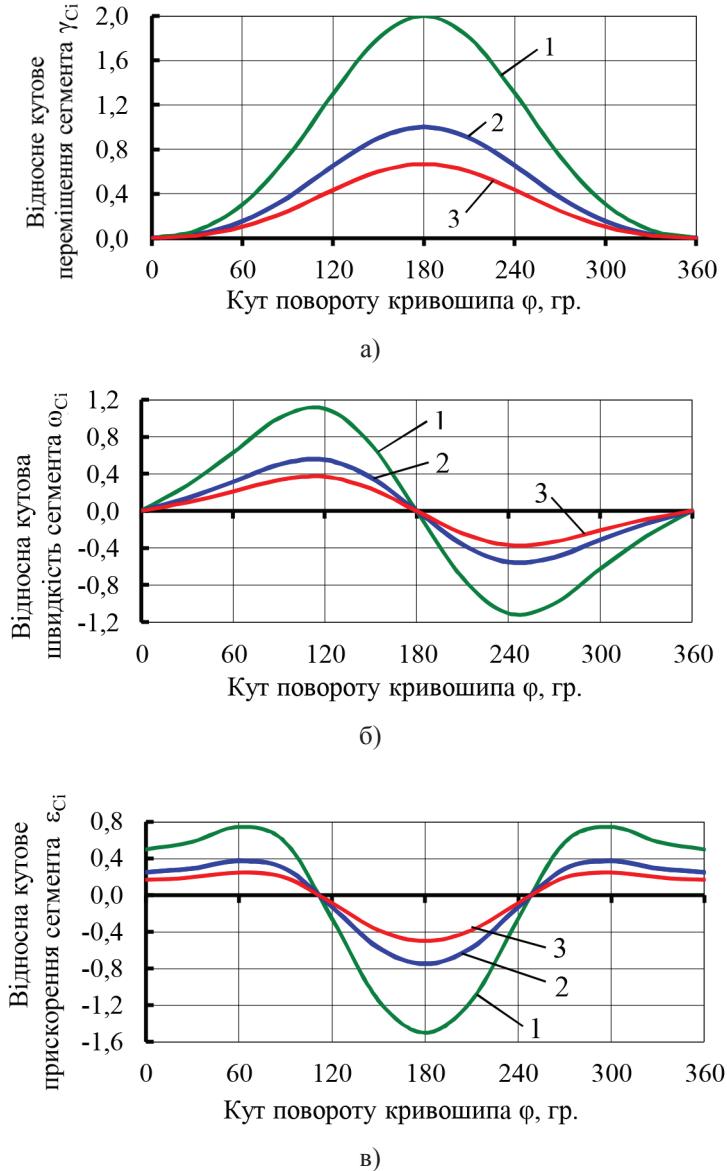


Рис. 6. Графіки залежності інваріантів кутового переміщення (а), кутової швидкості (б), кутового прискорення (в) натисного сегмента від кута повороту кривошипа для значень відносного радіуса сегмента  $\lambda_R$ : 1 – 0,5; 2 – 1,0; 3 – 1,5



**Висновки.** Виготовлення картонних розгортки плоским штанцюванням супроводжується значними піковими технологічними навантаженнями пресів понад декілька сотень тонн. Аналіз літературних джерел виявив кілька напрямів мінімізації пікових навантажень. Серед них — застосування методу ножичного різання, використання пресів з обмеженим контактом засобів створення тиску. Кожен із них характеризується певними перевагами і недоліками.

Для зменшення пікових технологічних навантажень запропоновано схему преса із натискним сегментом та кривошипно-зубчастий механізм його привода. Проведено геометричний синтез параметрів преса. Виведено залежність для визначення відносної ширини смуги контакту натискного сегмента з картоною заготовкою від його радіуса для різних значень формату. Встановлено, що при збільшенні відносного радіуса сегмента з  $\lambda_R = 0,5$  до  $\lambda_R = 1,5$  відносна ширина смуги контакту зростає з 0,06 до 0,14 для формату опорної плити 1120 мм і 560 мм, відповідно.

Виведено залежності для визначення кінематичних параметрів осі зубчастого колеса та каретки кривошипно-зубчастого механізму привода натискного сегмента. Досліджено зміну відносних кінематичних параметрів натискного сегмента для трьох його значень:  $\lambda_R = 0,5; 1,0; 1,5$ . Встановлено, що із зменшенням радіуса сегмента кут його коливання збільшується. При цьому зменшення відносного радіуса сегмента спричинює збільшення його максимальної відносної кутової швидкості з 0,38 при  $\lambda_R = 1,5$  до 1,1 при  $\lambda_R = 0,5$ . Аналогічна тенденція спостерігається і для кутового прискорення сегмента. Так максимальні значення від'ємного кутового прискорення зростають з  $-0,5$  при  $\lambda_R = 1,5$  до  $-1,5$  для  $\lambda_R = 0,5$ .

Проведені геометричний синтез та дослідження відносних кінематичних параметрів руху натискного сегмента створюють передумови до подальшого силового аналізу штанцювального преса. Загалом дані дослідження слугуватимуть базою для розроблення конструкції штанцювального преса із обмеженим контактом засобів створення тиску.

#### СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Маркетологи інформують. Ринок картонної упаковки. Упаковка. 2023. № 2. С. 18–21.
2. Тенденції розвитку ринку упаковки з паперу та картону. Упаковка. 2023. № 2. С. 24–27.
3. Шредер В. Л., Пилипенко С. Ф. Упаковка з картону. Київ : ІАЦ «Упаковка», 2004. 560 с.
4. Ivanko I., Kolinko I. O. Designing the pressing plate mechanism of the flat die-cutting press. *Технологія і техніка друкарства*. 2023. Вип. 1 (79). С. 77–90.
5. Combined double crank wedging drive mechanisms of the press plate used in die-cutting press: synthesis, kinematic and functional / Rehei I., Vlakh V., Knysh O., Knysh R., Mlynko O. *Academic journal of manufacturing engineering*. 2023. Vol. 21. Issue 3. Pp. 53–60. URL: [https://ajme.ro/PDF\\_AJME\\_2023\\_3/L8.pdf](https://ajme.ro/PDF_AJME_2023_3/L8.pdf).
6. Книш О. Б., Слобода Т. В. Механіка руйнування картону при ножичному різанні з використанням гострого ножа та незагостреного контр ножа. *Технологічні комплекси*. 2013. № 2 (8). С. 117–122.

7. Регей І. І., Федишин Р. І. Стабілізація тиску в плоскоциліндровому штанцювальному пресі. Упаковка. 2009. № 2. С. 47–49.
8. Regej I., Knysz R., Knysz O. Prasa sztancowalna z użyciem segmentu naciskającego (stabilizacja procesu szancowania). *Opakowanie*. 2017. Warszawa : Wydawnictwo Sigma-NOT. S. 78–80.
9. Пристрій для виготовлення розгортки картонного пакування : пат. 112371 Україна: МПК В26F 1/38 (2006.01), В31В 1/16(2006.01) / Регей І. І., Книш О. Б., Хведчин Ю. Й., Книш Р. О. №а201502149 ; заявл. 11.03.2015 ; опубл. 25.08.2016. Бюл. №16. 3 с.

#### REFERENCES

1. Marketolohy informuiut. Rynok kartonnoi upakovky. (2023). *Upakovka*, 2, 18–21 (in Ukrainian).
2. Tendentsii rozvytku rynku upakovky z paperu ta kartonu. (2023). *Upakovka*, 2, 24–27. (in Ukrainian).
3. Shreder, V. L., & Pylypenko, S. F. (2004). *Upakovka z kartonu*. Kyiv : IATs «Upakovka» (in Ukrainian).
4. Ivanko, I., & Kolinko, I. O. (2023). Designing the pressing plate mechanism of the flat die-cutting press: *Tekhnolohiia i tekhnika drukarstva*, 1 (79), 77–90 (in English).
5. Rehei, I., Vlach, V., Knysh, O., Knysh, R., & Mlynko, O. (2023). Combined double crank wedging drive mechanisms of the press plate used in die-cutting press: synthesis, kinematic and functional: *Academic journal of manufacturing engineering*, 21, Issue 3, 53–60. Retrieved from [https://ajme.ro/PDF\\_AJME\\_2023\\_3/L8.pdf](https://ajme.ro/PDF_AJME_2023_3/L8.pdf) (in English).
6. Knysh, O. B., & Sloboda, T. V. (2013). Mekhanika ruinuvannia kartonu pry nozhychnomu rizanni z vykorystanniam hostroho nozha ta nezahostrenoho kontr nozha: *Tekhnolohichni komplekсы*, 2 (8), 117–122 (in Ukrainian).
7. Rehei, I. I., & Fedyshyn, R. I. (2009). Stabilizatsiia tysku v ploskotsylindrovomu shtantsiuvalnomu presi: *Upakovka*, 2, 47–49 (in Ukrainian).
8. Regej, I., Knysz, R., & Knysz, O. (2017). Prasa sztancowalna z użyciem segmentu naciskającego (stabilizacja procesu szancowania): *Opakowanie*. Warszawa : Wydawnictwo Sigma-NOT, 78–80 (in Polish).
9. Prystrii dlia vyhotovlennia rozghortok kartonnoho pakuvannia : pat. 112371 Ukraina: МПК В26F 1/38 (2006.01), В31В 1/16(2006.01) / Rehei І. І., Knysh О. В., Khvedchyn Yu. Y., Knysh R. O. №а201502149 ; zaiavl. 11.03.2015 ; opubl. 25.08.2016. Biul. №16. 3 s. (in Ukrainian).

doi: 10.32403/0554-4866-2023-2-86-163-173

#### GEOMETRIC SYNTHESIS AND STUDY OF KINEMATIC PARAMETERS OF A DIE-CUTTING PRESS WITH A PRESSURE SEGMENT

I. I. Rehei, R. O. Knysh, A. M. Ternovyi

*Ukrainian Academy of Printing,  
19, Pid Holoskom St., Lviv, 79020, Ukraine*

regey.ivan@gmail.com,  
djrelevant@gmail.com,  
andrii.ternovyi@gmail.com

*It is established that during flat die-cutting of cardboard blanks, short-term significant technological forces occur. An analysis of methods for manufacturing cardboard blanks that allow reducing peak technological loads is conducted. Among them, those providing a limited contact area between the pressure means in the die-cutting press are highlighted. A new scheme of a die-cutting press with a pressure segment and a cam-toothed drive mechanism is proposed. The use of a pressure segment ensures a minimal contact area between it and the die-cutting form. As a result, the minimization of technological loads occurs, contributing to the reduction of energy and metal consumption of the die-cutting press. Geometric synthesis of the press is carried out. Its relative geometric parameters, the width of the contact strip between the pressure segment and the die-cutting form, are determined. A methodology for calculating the relative kinematic parameters of the motion of the toothed wheel axis and the toothed rack with a carriage are developed. Based on the research results, quantitative and qualitative characteristics of the change in the relative kinematic parameters of the toothed wheel axis and the carriage drive mechanism are established. Graphical dependencies of kinematic parameters of the motion of the toothed wheel axis and the carriage are constructed depending on the rotation angle of the cam of the cam-toothed mechanism. Based on the study of kinematic parameters of the motion of the toothed wheel, dependencies for determining the relative angular kinematic parameters of the pressure segment rolling along the die-cutting form are derived. The influence of the relative radius of the segment on the change in its kinematic parameters of motion is studied. Corresponding graphical dependencies are constructed. Based on the geometric synthesis of the press and the study of the kinematic parameters of the motion of the pressure segment, directions for further research on force parameters are outlined.*

**Keywords:** segment, die-cutting, press, forces, drive, cam, kinematic parameters, toothed wheel, rack.

*Стаття надійшла до редакції 24.08.2023.*

*Received 24.08.2023.*