

**Іван Іванович Регей¹, Олег Богданович Книш², Ростислав Олегович Книш³,
Андрій Михайлович Терновий⁴, Ігор Олександрович Романчук⁵**

¹доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри комп'ютеризованих комплексів
поліграфічних та пакувальних виробництв

Національний університет «Львівська політехніка» (Львів, Україна)

E-mail: Ivan.I.Rehei@lpnu.ua. **ORCID:** <https://orcid.org/0000-0002-3395-2994>

Scopus Author ID: 57209409155

²доктор технічних наук, професор, професор кафедри комп'ютеризованих комплексів
поліграфічних та пакувальних виробництв

Національний університет «Львівська політехніка» (Львів, Україна)

E-mail: Oleh.B.Knysh@lpnu.ua. **ORCID:** <https://orcid.org/0000-0001-5854-1879>

Scopus Author ID: 57209411556

³аспірант кафедри комп'ютеризованих комплексів поліграфічних та пакувальних виробництв
Національний університет «Львівська політехніка» (Львів, Україна)

E-mail: Rostyslav.O.Knysh@lpnu.ua. **ORCID:** <https://orcid.org/0009-0005-4005-5502>

⁴аспірант кафедри комп'ютеризованих комплексів поліграфічних та пакувальних виробництв
Національний університет «Львівська політехніка» (Львів, Україна)

E-mail: Andrii.M.Ternovyi@lpnu.ua. **ORCID:** <https://orcid.org/0009-0007-8933-6115>

⁵асистент кафедри комп'ютеризованих комплексів поліграфічних та пакувальних виробництв
Національний університет «Львівська політехніка» (Львів, Україна)

E-mail: Ihor.O.Romanchuk@lpnu.ua. **ORCID:** <https://orcid.org/0009-0003-8598-1054>

АНАЛІТИЧНА ОЦІНКА ЛІНІЙНОГО ЗМІЩЕННЯ ЦЕНТРА МАСИ НАТИСКНОГО СЕГМЕНТА В ПРОЦЕСІ ШТАНЦЮВАННЯ РОЗГОРТOK КАРТОННОГО ПАКОВАННЯ

Виготовлення розгортки картонних пакувань здійснюється на штанцювальних пресах. Для зменшення технологічних навантажень при штанцюванні пропонується пресою пара «натискний сегмент – опорна плита». Обґрунтовано актуальність дослідження умов функціонування преса із сегментним натискним засобом. Наведено аналітичні залежності для геометричного синтезу пресою пари при різних значеннях відносного радіуса сегмента. Встановлено кількісні та якісні характеристики зміни відносних горизонтального та вертикального переміщень центра мас сегмента. Визначено умову при якій відносна ширина сегмента займає горизонтальне положення.

Ключові слова: картонне пакування; штанцювальний прес; сегмент; центр маси; механізм; кривошип; опорна плита; відносьне переміщення.

Рис.: 3. Бібл.: 11.

Актуальність теми дослідження. Для продукування картонної тари на підприємствах поліграфічної галузі широко задіяні технології та техніка додрукарського, друкарського та післядрукарського секторів. Останній сектор, серед іншого, представлений штанцювальним обладнанням, призначеним для виготовлення картонних розгортки із заготовок в автоматичному режимі. Особливість його функціонування пов'язана з переборюванням значних технологічних навантажень через одночасний контакт усіх висікальних та бігувальних інструментів форми з оброблюваним матеріалом. Як результат, штанцювальне обладнання метало- та енергомістке. Водночас великотиражне значною мірою доповнює середньотиражне виробництво картонної тари з обмеженим парком сучасного штанцювального обладнання. Завдання дослідження умов функціонування пропонованих малоформатних пресів з обмеженим контактом пресою пари актуальне для обґрунтування конструкції пресів нового покоління для середньотиражного виробництва картонної тари.

Постановка проблеми. Загальне споживання паперу та картону у 2023 році, як свідчать дані Конфедерації європейської паперової промисловості, що об'єднує національні асоціації 18 країн, становило 62,7 млн т, у тому числі 38,7 млн т – пакувального [1]. Попит на пакування з картону, що спостерігається в наш час, зріс передусім через прагнення споживачів зменшити свій вплив на довкілля та відмовитися від «полімерних матеріалів на користь екологічніших альтернатив» [2].

Продуктування картонних пакувань за технологічним процесом базується на штанцюванні їхніх розгортки на спеціальних пресах у складі автоматичного обладнання. Вони укомплектовані нерухомою плитою зі штанцювальною формою та натискною, яку приводять у рух розклинювальні важільні чи ексцентриккові механізми [3]. Такі механізми забезпечують натискній плиті вертикальне переміщення у протилежних напрямках. Рух її в одному з напрямів потрібен для реалізації вільного переміщення через робочу зону преса кареток з картонними заготовками, а у протилежному – для силової взаємодії інструментів штанцювальної форми з картоном. Основною проблемою функціонування таких пресів є переборювання натискною плитою значних технологічних опорів. Це спричинено одночасним контактом інструментів штанцювальної форми з картонною заготовкою по всій її площині. Для вирішення цієї проблеми пропонується мінімізувати площину контакту натискного засобу з картонною заготовкою.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Удосконаленню штанцювальних пресів присвячені ряд наукових праць. Для приводу натискної плити автори у праці [4] пропонують комплектувати штанцювальні преси пневмоциліндрами. Зазначено, що їх використання уможливило реалізацію технологічного процесу штанцювання розгортки з картону. Як стверджують автори, працездатність пневмоприводу з відносно низьким робочим тиском базується на інерційно-швидкісних властивостях поршня. Автори праці на базі виконаних досліджень стверджують, що заміна приводів натискної плити з використанням циклових механізмів на пневматичні зменшить вібраційні навантаження на прес та спростить його загальну конструкцію. Беручи до уваги, що штанцювальні преси належать до категорій важконавантаженого (через циклічне переборювання значних технологічних опорів) та високопродуктивного обладнання, висновок щодо реального використання пневмоприводів у штанцювальному обладнанні варто отримати за результатами комплексних досліджень, у тому числі й експериментальних.

У праці [5] запропоновано пікове силове навантаження у штанцювальному пресі мінімізувати почерговою обробкою картонних заготовок окремими секціями натискної плити. Автори дослідили вплив товщини картону на кутове зміщення ексцентриків у приводі секційних розклинювальних механізмів. У праці зазначено, що впровадження побудови натискної плити з окремих секцій вирішує важливу задачу мінімізації метало- та енергомісткості штанцювального обладнання. Разом з тим варто зазначити, що секційна побудова натискної плити значно ускладнює як її конструкцію та привод розклинювальних механізмів, так і утруднює його налагоджування через часту зміну товщини картонних заготовок.

Нову перспективну схему штанцювального обладнання запропоновано у праці [6]. У ній автори виконали геометричний синтез плоскоциліндрового преса, призначеного для виготовлення розгортки пакування з листового картону. Засобом створення тиску обрано циліндр, який перекошується уздовж штанцювальної форми, на яку почергово подають картонні заготовки та виводять відштанцьовані листи. Переваги застосування такого обладнання полягають у спрощенні конструкції його приводу, зменшенні металомісткості. Зважаючи на те, що діаметр циліндра значно менший за довжину штанцювальної форми, можна передбачити, що він спричинюватиме згинальну дію на її інструменти. Результат такої дії може проявлятися у зсуві картонної заготовки відносно форми та погіршенні якості відштанцьованих розгортки.

Дослідники у праці [7] поділилися результатами застосування технології комп'ютерного моделювання для оптимізації механізмів у напівавтоматичних штанцювальних пресах. Автори дійшли висновку, що її використання значно скорочує цикл інженерного проектування та здешевлює виробництво пресів з одночасним підвищенням продуктивності механізмів. Як стверджують дослідники, комп'ютерне моделювання сприяє ідентифікуванню та усуненню слабких місць конструкції ще на стадії проектування. Проте результати дослідження не стосуються практичних аспектів мінімізації силового навантаження приводу штанцювальних пресів та їхньої металомісткості.

У праці [8] автори дослідили найбільш навантажений вузол плоскоциліндрового штанцювального преса – привод засобу створення тиску. Для виконання розрахунків залучено методику інваріантної форми. За результатами розрахунків автори засвідчили наявність короточасного піку моменту сили на приводному валу від переборювання технологічного опору штанцювання та інерційних навантажень. Дослідники стверджують, що пропонований механізм привода натискного циліндра сприяє мінімізації енерго- та металомісткості преса, спрощенню його конструкції. Разом з тим варто зазначити, що застосування плоскоциліндрового штанцювального преса у виробничих умовах не поширене. Крім того, перекочування циліндра по картонній заготовці від хвостового (незафіксованого) боку до переднього сприятиме її зсуву відносно інструментів штанцювальної форми.

Виділення недосліджених частин загальної проблеми. Наявна у відкритому доступі наукова інформація з дослідження та удосконалення механізмів привода засобів створення тиску у штанцювальних пресах зосереджена на двох напрямках. Перший – удосконалення механізму привода натискної плити в плоских штанцювальних пресах. Другий – зменшення технологічних навантажень шляхом мінімізації площі контакту в парі натискний засіб – опорна плита. У цьому випадку для виконання технологічної операції штанцювання переобладнаних плоскодрукарських машин не знайшло ефективного застосування на практиці. Це пояснюється використанням натискного циліндра відносно малого діаметра, що спричинює згинання висікальних лінійок та зміщення картонної заготовки. Застосування натискного сегмента великого діаметра певною мірою вирішує ці проблеми. Проте недослідженою залишається задача позиційного технічного контролю положення його центра маси в процесі штанцювання картонних заготовок, що потребує дослідження характеру його переміщення.

Мета статті – обґрунтувати особливості геометричного налаштування кривошипно-зубчастого механізму привода каретки, дослідити зміщення центра маси натискного сегмента різних відносних геометричних розмірів в процесі штанцювання картонних заготовок, необхідного для профілювання технічного засобу, що контролює його положення в процесі переміщення.

Виклад основного матеріалу дослідження. Для досліджень скористаємось схемою кривошипно-зубчастого механізму привода натискного сегмента (рис. 1). Тут прийнято наступні позначення: КЗ – картонна заготовка, 1 – станина, 2 – опорна плита з плоскою штанцювальною формою, 3 – зубчаста пара «нерухома рейка – колесо», 4 – натискний сегмент, 5 – нерухома рейка, 6 – каретка з рухомою рейкою. Будова та принцип роботи механізму описано у статті [9].

Для геометричного аналізу переміщення центра мас сегмента, з урахуванням стандартного формату штанцювального преса 760×560 мм, в «одиничному» механізмі прийнято наступні позначення відносних геометричних розмірів: $L_1 = 1,0$ – ширина опорної плити 2 з плоскою штанцювальною формою; $\lambda_1 = 0,25$ – довжина кривошипа; $\lambda_2 = 0,5$ – довжина шатуна; $\lambda_r = 0,5$ – радіус зубчастого колеса [9].

Для знаходження положення кривошипа, при якому натискний сегмент проходить половину шляху, скористаємось виразом [9]:

$$S_{Bi} = \lambda_2 \cdot \cos \left(\arcsin \frac{\lambda_1 \cdot \sin \varphi}{\lambda_2} \right) - \lambda_1 \cdot \cos \varphi - S_{\min}, \quad (1)$$

де $S_{\min} = \lambda_2 - \lambda_1$.

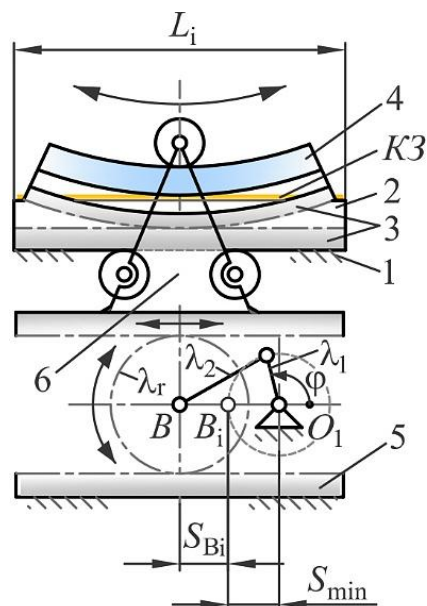


Рис. 1. Схема кривошипно-зубчастого механізму привода сегментного натискного засобу у штанцювальному пресі

Джерело: розроблено авторами.

Вираз (1), з врахуванням обернених тригонометричних функцій [10], набуває вигляду:

$$\sqrt{\lambda_2^2 - \lambda_1^2 \cdot \sin^2 \varphi} = S_{Bi} + \lambda_1 \cdot \cos \varphi + S_{min}. \quad (2)$$

Після перетворень (2), отримуємо залежність:

$$2(S_{Bi} + S_{min})\lambda_1 \cdot \cos \varphi = \lambda_2^2 - \lambda_1^2 - (S_{Bi} + S_{min})^2, \quad (3)$$

розв'язком якої є вираз:

$$\varphi = \arccos \left[\frac{\lambda_2^2 - \lambda_1^2}{2\lambda_1(S_{Bi} + S_{min})} - \frac{S_{Bi} + S_{min}}{2\lambda_1} \right]. \quad (4)$$

Для випадку $S_{Bi} = 0,25$ і $S_{min} = 0,25$ кут повороту кривошипа дорівнює $\varphi = 104,48^\circ$.

Для дослідження переміщення центра O_c маси натискного сегмента вздовж осей Ox та Oy (рис. 2) скористаємося виразами [11]:

$$x = \lambda_R \cdot \gamma_c - \lambda_h \cdot \sin \gamma_c, \quad (5)$$

$$y = \lambda_R - \lambda_h \cdot \cos \gamma_c, \quad (6)$$

де λ_R – відносний зовнішній радіус натискного сегмента, λ_h – відносний радіус центра його маси, γ_c – поточний кут повороту натискного сегмента відносно вертикальної осі.

Значення λ_h знаходимо за алгоритмом [11]:

$$\alpha = \frac{L_i}{\lambda_R}; \rightarrow c_i = 2\lambda_R \cdot \sin \left(\frac{\alpha}{2} \right); \rightarrow S_i = \frac{1}{2} \lambda_R^2 (\alpha - \sin \alpha); \rightarrow \lambda_h = \frac{c_i^3}{12S_i},$$

де α – центральний кут натискного сегмента; $L_i = 1,0$ – відносна ширина опорної плити з плоскою штанцювальною формою; c_i – відносна ширина натискного сегмента; S_i – його відносна площа.

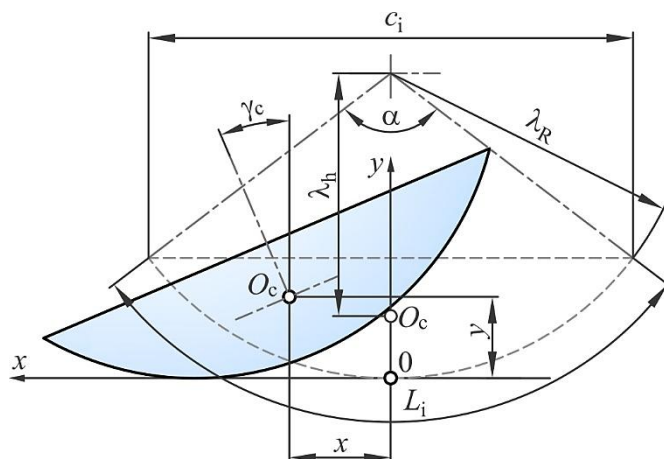
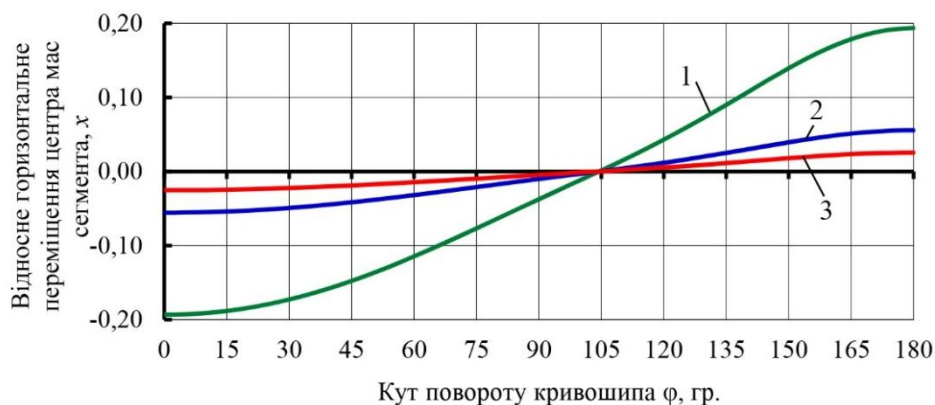


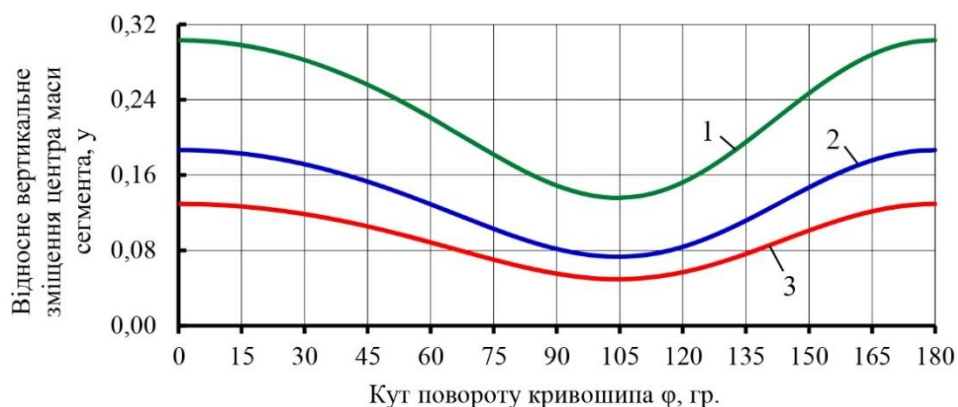
Рис. 2. Розрахункова схема до визначення переміщення центра маси натискного сегмента

Джерело: розроблено авторами.

За результатами розрахунків для $\lambda_R = 0,5; 1,0$ і $1,5$ отримані значення відносного радіуса центра O_c маси натискних циліндрів $\lambda_h = 0,364; 0,927$ і $1,451$. Результати розрахунку відносного горизонтального і вертикального переміщення центра мас натискного сегмента зображені на рис. 3, а, б.



а



б

Рис. 3. Графіки залежностей відносних переміщень центра маси натискного сегмента: горизонтального (а) та вертикального (б) від кута повороту кривошипа для відносного зовнішнього радіуса λ_R сегмента: 1 – 0,5; 2 – 1,0; 3 – 1,5

Джерело: розроблено авторами.

Як видно із рис. 3, а, горизонтальна складова x переміщення центра O_c маси змінюється з від'ємного до додатного значення. Зміна знаку відбувається при значенні $\varphi = 104,48^\circ$, коли відносна ширина c_i сегмента займає горизонтальне положення. Несиметричність від'ємного та додатного циклів горизонтального переміщення центра маси сегмента пояснюється прийнятими геометричними параметрами кривошипно-зубчастого механізму. Максимальні значення відносного горизонтального переміщення спостерігаються при відносному радіусу сегмента $\lambda_R = 0,5$. Відповідно мінімальні – при $\lambda_R = 1,5$. Це пояснюється необхідністю більшого кутового переміщення γ_c сегмента вздовж опорної плити форматом $L_i = 1,0$ у першому випадку при малому радіусі, ніж при більшому радіусі в другому випадку.

За результатами досліджень зміни вертикальної складової у переміщення центра маси сегмента (рис. 3, б) констатуємо наступне. Як і у випадку горизонтальної складової переміщення, максимальні значення спостерігаються для відносного радіуса сегмента $\lambda_R = 0,5$, а мінімальні – при $\lambda_R = 1,5$. Для кожного з досліджуваних випадків мінімальні значення відносного вертикального переміщення спостерігаються при значенні кута повороту кривошипа $\varphi = 104,48^\circ$. Це логічно, оскільки, як відзначалось вище, у цьому положенні відносна ширина c_i сегмента займає строго горизонтальне положення. Також це корелюється зі зміною знаку горизонтальної складової переміщення з від'ємного на додатній. Щодо максимальних значень координати у переміщення центра мас, то вони спостерігаються у крайніх положеннях сегмента при куті повороту кривошипа $\varphi = 0^\circ$ та $\varphi = 180^\circ$.

Висновки. Запропоновано зменшити технологічні навантаження у пресовій парі шляхом мінімізації площі контакту між натискним засобом та опорною плитою застосуванням натискного сегмента. Для аналітичних досліджень використано схему кривошипно-зубчастого механізму привода натискного сегмента в «одиничній» формі. У процесі перекошування натискного сегмента по плоскій штанцювальній формі з картонною заготовкою його центр маси циклічно зміщується відносно локальної зони штанцювання, що навантажує каретку згинальним моментом сили у її крайніх положеннях.

За результатами аналітичних досліджень встановлено, що горизонтальна складова переміщення центра маси натискного сегмента змінюється з від'ємного до додатного значень. Зміна знаку відбувається для $\varphi = 104,48^\circ$ кута повороту кривошипа, при якому сегмент займає горизонтальне положення. Максимальне значення відносного горизонтального переміщення становить 0,193 і отримано для відносного радіуса $\lambda_R = 0,5$ сегмента, а максимальне для $\lambda_R = 1,5$ – 0,025. Це пояснюється збільшенням кутового переміщення натискного сегмента вздовж опорної плити.

Отримані аналітичні результати дослідження будуть використані для профілювання додаткового технічного засобу каретки, призначеного для забезпечення контрольованого положення центра маси натискного сегмента в процесі штанцювання картонних заготовок, що зменшить вплив на каретку згинального моменту сили ваги сегмента у крайніх положеннях.

Список використаних джерел

1. Маркетологи інформують... Папір та картон Європи у 2023 р. (2024). *Упаковка*, 5, 24-26.
2. Легейда, Д. А. (2024). Сталий розвиток у виробництві пакетів. *Упаковка*, 5, 36-37.
3. Четербух, О. Я., Шахбазов, Я. О., Терницький, С. В. (2024). Аналіз механізмів привода натискної плити плоских штанцювальних пресів. *Наукові записки*, 1(68), 238-246.
4. Ivanko, A. I., Kolinko, I.O. (2023). Designing the pressing plate mechanism of the flat die-cutting press. *Технологія і техніка друкарства*, 1(79), 77-90.
5. Регей, І. І., Влах, В. В., Михайлів, Ю. Ю. (2024). Прес штанцювального обладнання: перспективи заміни моноблочної конструкції натискної плити на секційну. *Упаковка*, (1), 38-40.

6. Шустикевич, А. І., Коломієць, А. Б., Голдак, Л. Б. (2024). Метричний синтез штанцювальної машини плоскоциліндрового типу із оптимізованою компоновальною схемою. *Поліграфія і видавнича справа*, 1(87), 165-173.
7. Song, Rong, Jian Zhong Chu, Bai Zhong Wu. (2011). Semi-Automatic Platen Die-Cutting Mechanism's Optimization Design Based on CAE Technology. *Advanced Materials Research*, 338, 223-226. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amr.338.223>.
8. Топольницький, П. В., Шустикевич, А. І., Коломієць, А. Б., Ватуляк, Ю. В. (2024). Дослідження параметрів привода натискного циліндра штанцювальної машини плоскоциліндрового типу. *Наукові записки*, 2(69), 140-150.
9. Регей, І. І., Книш, Р. О., Терновий, А. М. (2023). Геометричний синтез та дослідження кінематичних параметрів штанцювального преса з натискним сегментом. *Поліграфія і видавнича справа*, 2(86), 163-173.
10. Шинкарика, М. І. (2003). Вища математика : підручник / за ред. Тернопіль : Вид-во Карп'юка.
11. Березін, Л. М. [та ін.]. (2021). Теоретична механіка. Частина 1. Статика, кінематика : навч. посіб. Київ : Університет «Україна».

References

1. Marketolohy informuiut... Papir ta karton Yevropy u 2023 r. [Marketers inform... Paper and cardboard in Europe in 2023]. (2024). *Upakovka – Packaging*, 5, 24-26.
2. Leheida, D. A. (2024). Stalyi rozvytok u vyrobnytstvi paketiv [Sustainable development in packaging production]. *Upakovka – Packaging*, 5, 36-37.
3. Cheterbukh, O. Ya., Shakhbazov, Ya. O., Ternytskyi, S. V. (2024). Analiz mekhanizmiv pryvoda natysknoi plyty ploskykh shtantsiuvalnykh presiv [Analysis of the pressure plate drive mechanisms of flat die-cutting presses]. *Naukovi zapysky – Scientific notes*, 1(68), 238-246.
4. Ivanko, A. I., Kolinko, I. O. (2023). Designing the pressing plate mechanism of the flat die-cutting press. *Tekhnolohiia i tekhnika drukarstva – Technology and Technique of Typography*, 1(79), 77-90.
5. Rehei, I.I., Vlach, V.V., Mykhailiv, Yu.Iu. (2024). Pres shtantsiuvalnoho obladnannia: perspektyvy zaminy monoblochnoi konstruktsii natysknoi plyty na sektsiinu [Die-cutting press equipment: prospects for replacing the monoblock design of the pressing plate with a sectional one] *Upakovka – Packaging*, 1, 38-40.
6. Shustykevych, A.I., Kolomiets, A.B., Holdak, L.B. (2024). Metrychnyi syntez shtantsiuvalnoi mashyny ploskotsylindrovoho typu iz optymizovanoiuiu komponuvalnoiui skhemoiui [Metric synthesis of a flat-cylindrical type die-cutting machine with an optimized layout scheme]. *Polihrafiia i vydavnycha sprava – Printing and publishing*, 1(87), 165-173.
7. Song, R., Chu, J. Z., Wu, B. Z. (2011). Semi-Automatic Platen Die-Cutting Mechanism's Optimization Design Based on CAE Technology. *Advanced Materials Research*, 338, 223-226.
8. Topolnytskyi, P.V., Shustykevych, A.I., Kolomiets, A.B., Vatuliak, Yu.V. (2024). Doslidzhennia parametriv pryvoda natysknoho tsylindra shtantsiuvalnoi mashyny ploskotsylindrovoho typu [Research of the drive parameters of the pressing cylinder in a flat-cylindrical type die-cutting machine]. *Naukovi zapysky – Scientific notes*, 2(69), 140-150.
9. Rehei, I.I., Knysh, R.O., Ternovyi, A.M. (2023). Heometrychnyi syntez ta doslidzhennia kinematychnykh parametriv shtantsiuvalnoho presa z natysknym sehmentom [Geometric synthesis and research of the kinematic parameters of a die-cutting press with a pressure segment]. *Polihrafiia i vydavnycha sprava – Printing and publishing*, 2(86), 163-173.
10. Dombrovskyi, V.A., et al. (2003). *Vyscha matematika: pidruchnyk [Higher Mathematics: A Textbook]*. M.I. Shynkaryk (Ed.). Vydavnytstvo Karpiuka.
11. Berezin, L.M., et al. (2021). *Teoretychna mekhanika. Chastyna 1. Statyka, kinematyka: navch. posib. [Theoretical Mechanics. Part 1. Statics, Kinematics: Study Guide]*. Universytet "Ukraina".

Отримано 13.02.2025

Ivan Rehei¹, Oleh Knysh², Rostyslav Knysh³, Andrii Ternovyi⁴, Ihor Romanchuk⁵

¹Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department of Computerized Complexes of Printing and Packaging Industries
Lviv Polytechnic National University (Lviv, Ukraine)

E-mail: Ivan.I.Rehei@lpnu.ua. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3395-2994>

Scopus Author ID: 57209409155

²Doctor of Technical Sciences, Professor,
Professor of the Department of Computerized Complexes of Printing and Packaging Industries
Lviv Polytechnic National University (Lviv, Ukraine)

E-mail: Oleh.B.Knysh@lpnu.ua. ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5854-1879>

Scopus Author ID: 57209411556

³Graduate student of the department of computerized complexes of printing and packaging industries
Lviv Polytechnic National University (Lviv, Ukraine)

E-mail: Rostyslav.O.Knysh@lpnu.ua. ORCID: <https://orcid.org/0009-0005-4005-5502>

⁴Graduate Student of the Department of Computerized Complexes of Printing and Packaging Industries
Lviv Polytechnic National University (Lviv, Ukraine)

E-mail: Andrii.M.Ternovyi@lpnu.ua. ORCID: <https://orcid.org/0009-0007-8933-6115>

⁵Assistant Professor of the Department of Computerized Complexes of Printing and Packaging Industries
Lviv Polytechnic National University (Lviv, Ukraine)

E-mail: Ihor.O.Romanchuk@lpnu.ua. ORCID: <https://orcid.org/0009-0003-8598-1054>

ANALYTICAL ASSESSMENT OF THE LINEAR DISPLACEMENT OF THE CENTER OF MASS OF THE PRESSURE SEGMENT DURING THE DIE-CUTTING PROCESS OF CARDBOARD PACKAGING BLANKS

The production of cardboard packaging blanks involves a set of operations, one of which is die-cutting. For this purpose, presses with a flat die-cutting method are used. A disadvantage of this method is the significant technological loads, which can reach several hundred tons. The article presents an analysis of publications dedicated to improving die-cutting presses and reducing technological loads. It has been established that the reduction of loads can be achieved by decreasing the contact area in the press pair. However, the existing studies only concern the retrofit of offset printing machines for die-cutting purposes. In this case, a small-diameter cylinder is used to create pressure. This leads to technological problems and poor-quality, inaccurate die-cutting.

The authors' research on the use of a large-radius segment to create process pressure in a die-cutting press was further developed in the article. The scheme of a crank-gear mechanism for driving the carriage with a pressing segment is considered. The displacement of the center of mass of the segment is studied for the optimised relative geometric sizes of the mechanism from previous works. For the accepted relative values of the radius and width of the segment, a condition is determined when it passes half of the path during die-cutting. The asymmetry of the oscillation angle of the segment relative to its horizontal position is substantiated. The nature of the change in the relative horizontal and vertical components of the displacement of the center of mass of the segment is investigated. Quantitative indicators of the change in the center of mass displacement are determined. Based on the results of the analytical research, the use of a large radius segment is justified in order to minimise the maximum values of the components of its center of gravity displacement.

The research on the linear displacement of the center of mass of the pressing segment creates the conditions for developing an additional means to reduce the impact of the bending moment on the carriage from the segment's weight in extreme positions.

Keywords: cardboard packaging; die-cutting press; segment; center of mass; mechanism; crank; support plate; relative displacement.

Fig.: 3. References: 11.