

УДК 676.84.059

АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ МЕХАНІЗМА ПРИВОДА ПЛОСКОЦИЛІНДРОВОГО ШТАНЦЮВАЛЬНОГО ПРЕСА

В. В. Лойзик, А. М. Бриндас, Н. М. Шельонг, С. В. Терницький

*Національний університет «Львівська політехніка»
вул. С. Бандери, 12, Львів, 79013, Україна*

У статті розглянуто актуальну проблему вдосконалення штанцювального обладнання для виробництва картонного пакування. Запропоновано нову конструкцію плоскоциліндрового штанцювального преса, яка поєднує переваги традиційних плоских систем та енергоефективність ротаційного обладнання. Наведено результати комплексного дослідження основних параметрів робочих органів преса, зокрема методика розрахунку діаметра натискного циліндра з урахуванням формату заготовок та конфігурації транспортної системи. Детально описані розрахунки привідного механізму, включаючи визначення передавальних відношень, параметрів пасових передач та характеристик фрикційної муфти. Окрему увагу приділено обґрунтуванню параметрів допоміжних систем, зокрема розрахунку пружних елементів конструкції та демпфуючих пристроїв на основі гумових полімерів для мінімізації вібрацій. Результати дослідження демонструють потенціал запропонованої конструкції для забезпечення стабільно високої якості штанцювання при значному зниженні енергоспоживання та експлуатаційних витрат, що становить значний інтерес для розвитку сучасної пакувальної індустрії.

Ключові слова: *штанцювання; штанцювальний прес; картонне пакування; натискний циліндр; реверсивний привод.*

Постановка проблеми. Актуальний стан світових ринків чітко орієнтовано на кінцевого споживача, що супроводжується значними коливаннями попиту та інтенсивним впровадженням інноваційних технологічних рішень і продуктів [1]. У структурі ринку споживчого пакування картонне пакування займає значну частку, яка оцінюється в 36% від загального обсягу ринку, що у вартісному вираженні становить приблизно 400 мільярдів доларів США [2]. Згідно з прогностичними оцінками Всесвітньої пакувальної організації (*World Packaging Organisation*), передбачається подальше зростання сегменту картонного пакування, незважаючи на перманентну конкурентну боротьбу з полімерними аналогами. До факторів, що обумовили лідируючу позицію картонного пакування, відносяться специфічні властивості вихідної сировини, особливості технологічних процесів виробництва, а також екологічні аспекти та системи управління відходами [3].

Ключовим у виробництві картонного пакування є процес штанцювання розгортки з подальшим формуванням об'ємних конструкцій різноманітних конфігурацій. Застосування плоскої штанцформи дозволяє виготовляти розгортки

картонного пакування з різними геометричними параметрами [1, 4]. Виробничий цикл передбачає послідовне виконання низки технологічних операцій. За великотою середньосерійного виробництва картонного пакування технологічний процес передбачає використання плоских штанцювальних пресів. Принцип дії плоских пресів полягає в одночасному контакті усіх робочих інструментів штанцформи з картонною заготовкою. Якість продукції, точність її геометричних розмірів, чистота різку та чіткість ліній перфорації, досягається значним зусиллям штанцювання, що забезпечує привод преса. Плоскі штанцювальні преси характеризуються складністю привода, енергоємністю та високою собівартістю.

Альтернативою є плоскоциліндрові штанцювальні преси, позбавлені зазначених недоліків при збереженні основних переваг. У таких пресах використовується стандартна плоска штанцформа з добре відпрацьованою технологією виготовлення. Вони відрізняються універсальністю, низькою енергоємністю, простотою конструкції та зручністю експлуатації, не поступаючись за продуктивністю іншим типам пресів. Тому розроблення плоскоциліндрових штанцювальних пресів, спрямованих на мінімізацію недоліків при збереженні таких переваг, як універсальність та простота обслуговування, є актуальним.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Аналіз літературних джерел свідчить про доцільність впровадження пресів плоскоциліндрового типу. Особливої уваги потребує оптимізація приводу натискного елемента як найбільш енергоємного компонента системи. Проектування механізму приводу преса має ґрунтуватися на застосуванні енергоефективних рішень, розрахунках з урахуванням технологічних вимог процесу виробництва картонних пакувань, а також використанні високоміцних та зносостійких матеріалів. Впровадження сучасних інженерних рішень у конструкцію привідного механізму дозволить забезпечити стабільність функціонування обладнання в умовах інтенсифікованого виробничого циклу, що підтверджено даними наукових джерел [5].

Аналіз наукових джерел виявив суттєві обмеження існуючих конструкцій штанцювального обладнання. В дослідженнях [5, 6] виявлено структурні недоліки систем плоского штанцювання, зокрема у важільних механізмах приводу натискної плити, що визначають негативний вплив на якість продукції та обмежують динаміку обладнання. Ротаційні преси [7] забезпечують високу продуктивність, проте вимагають високої точності виготовлення та складні у переналагодженні.

Перспективним є розроблення плоскоциліндрових пресів, що базуються на принципі мінімізації площі контактуючих поверхонь. Такі системи демонструють універсальність щодо матеріалу, який оброблюється та зручність у експлуатації [8]. Дослідження [9] описує залежність крутного моменту від технологічних факторів, проте залишає поза увагою критично важливі аспекти механізму приводу циліндра.

Подальші наукові розробки [10, 11, 12] зосереджені на вдосконаленні плоскоциліндрового преса, запропоновано оригінальні конструктивні рішення та методи розрахунку пружних елементів, що відкривають шлях до створення більш ефективного та адаптивного штанцювального обладнання.

Таким чином, незважаючи на існування численних досліджень технології виробництва картонних паковань, питання проєктування плоскоциліндрових штанцювальних пресів залишається недостатньо висвітленим у науковій літературі. Зокрема, це стосується розроблення механізмів привода натискного циліндра, що є критично важливим вузлом, який безпосередньо впливає на енергоефективність, динамічну стабільність і точність виконання технологічних операцій. Тому проведення досліджень привода плоскоциліндрового преса є актуальним.

Мета статті полягає у комплексному обґрунтуванні конструкції та параметрів плоскоциліндрового штанцювального преса шляхом визначення параметрів натискного циліндра з урахуванням формату заготовок та конфігурації транспортної системи, а також розрахунку характеристик механізму привода для забезпечення синхронізації робочих процесів.

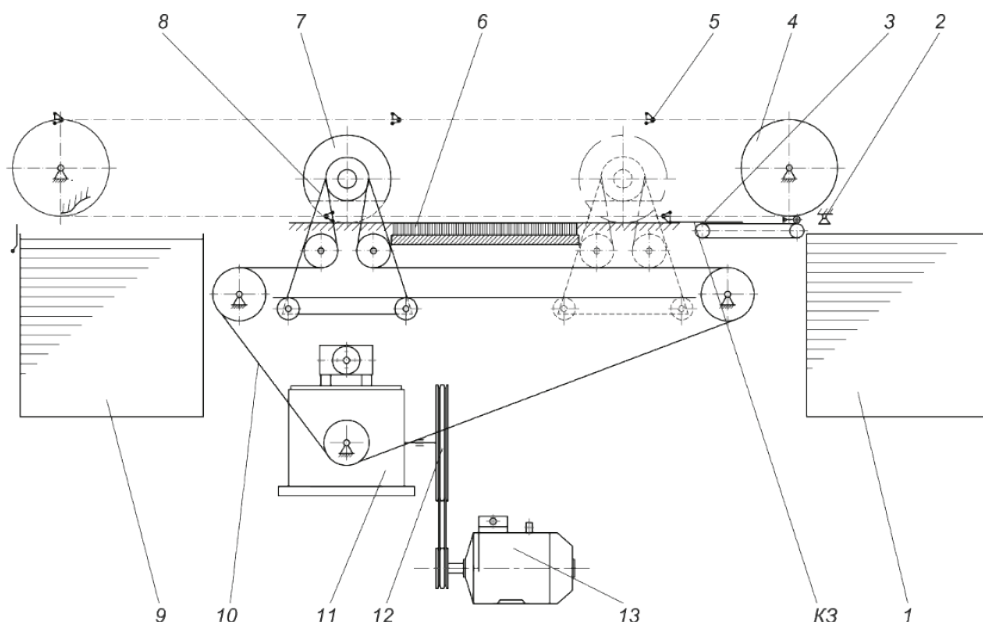


Рис. 1. Кінематична схема плоскоциліндрового штанцювального преса:

1 – стос картонних заготовок; 2 – механізм самонакладу; 3 – подавач; 4 – система транспортування заготовок; 5 – захоплювачі каретки транспортера; 6 – штанцювальна форма; 7 – натискний циліндр; 8 – каретка; 9 – приймальний пристрій; 10 – зубчатопасова передача; 11 – механізм зміни напрямку руху циліндра (реверсивний механізм); 12 – клинопасова передача; 13 – електродвигун

Виклад основного матеріалу дослідження. Запропонована конструкція [13] ґрунтується на кінематичній взаємодії циліндра з плоскою штанцювальною формою, поєднує переваги традиційних плоских та ротаційних систем. Ключовим фактором оптимізації є розподіл робочих навантажень протягом циклу штанцювання, що знижує енергоємність процесу. Технологічний цикл роботи плоскоциліндрового преса (рис. 1) у наступній послідовності. Попередньо задруковані картонні аркуші

розміщуються стосом 1 на столі механізму самонакладу 2. У фазу технологічної паузи ланцюгового транспортера 4 подавальний механізм 3 забезпечує позиціонування аркуша в захоплювальних елементах каретки транспортувальної системи 5. Ключова операція штанцювання виконується при кінематичній взаємодії натискного циліндра 7 з нерухомою штанцформою 6. Зворотно-поступальне переміщення каретки 8 з циліндром забезпечується зубчатопасовою передачею 10. Завершення технологічного циклу передбачає транспортування обробленого аркуша системою 4 до приймального пристрою 9. Привідна система каретки інтегрує електродвигун 13 та клинопасову передачу 12, що забезпечує синхронізацію робочих органів протягом виробничого процесу. Розрахунок технологічних параметрів плоскоциліндрового преса є важливою умовою для створення енергоефективної конструкції. Недостатнє навантаження призводить до неповного прорізування матеріалу, тоді як надмірне – спричиняє прискорений знос інструменту та деформацію конструктивних елементів. Розрахунок потужності привода є вирішальним для досягнення енергоефективності обладнання. Врахування динамічних навантажень, що виникають при зворотно-поступальному русі каретки, дозволяє оптимізувати вибір електродвигуна та параметрів передавальних механізмів. Кінематичний аналіз забезпечує синхронізацію роботи транспортерних систем та натискного циліндра, що виключає можливість пошкодження заготовок.

Діаметр натискного циліндра визначаємо з урахуванням вилучення сегмента для забезпечення проходження під ним ланцюгового транспортера аркушів в момент вистою (рис. 2).

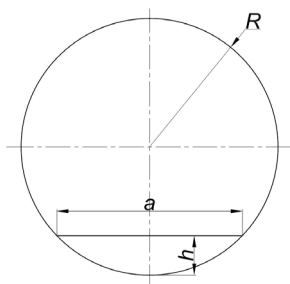


Рис. 2. Схема до визначення діаметру натискного циліндра

Загальна довжина кола циліндра становитиме:

$$L = l_1 + l_2, \quad (1)$$

де: l_1 – менша сторона формату аркуша картону, мм; l_2 – довжина дуги сегменту висотою h , мм, що повинна забезпечити проходження під циліндром кареток транспортера подачі – виводу аркушів картону.

Значення довжини дуги сегменту l_2 :

$$l_2 \approx \sqrt{a^2 + \left(\frac{16 \cdot h^3}{3}\right)}, \quad (2)$$

де: a – хорда сегменту, мм.

Величина хорди:

$$a = 2 \cdot \sqrt{2h \cdot R - h^2}. \quad (3)$$

Зробивши підстановку (3) в (2) отримаємо:

$$l_2 = \sqrt{\frac{24 \cdot h \cdot R + 4h^2}{3}}. \quad (4)$$

Виконуємо підстановку (4) в (1):

$$L = 2 \cdot \pi \cdot R = l_1 + l_2 = l_1 + \sqrt{\frac{24 \cdot h \cdot R + 4 \cdot h^2}{3}}. \quad (5)$$

Радіус натискного циліндра R визначаємо за одержаною залежністю:

$$R_{1,2} = \frac{6 \cdot h + 3 \cdot \pi \cdot l_1 \pm \sqrt{12 \cdot h \cdot (3 \cdot h + 3 \cdot \pi \cdot l_1 + h \cdot \pi^2)}}{6 \cdot \pi^2}. \quad (6)$$

Отримана залежність дозволяє визначити оптимальний радіус циліндра з урахуванням технологічних параметрів процесу та міцнісних характеристик матеріалу.

Привод натискного циліндра (рис. 3) складається з наступних частин: двигун, клинопасова передача, конічна зубчата передача, зубчато-пасова передача, а також пазовий кулачок із блоком прямозубих зубчатих коліс.

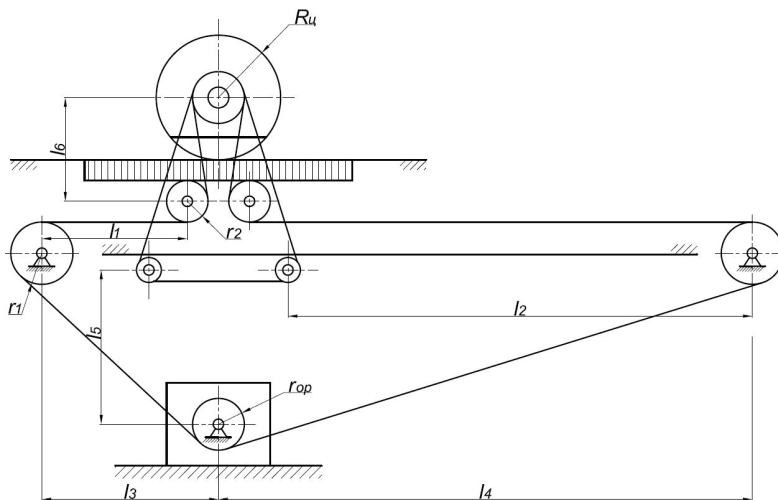


Рис. 3. Схема для розрахунку механізму привода

З огляду на швидкість циліндра V_u , яка дорівнює швидкості каретки V_k , необхідна лінійна швидкість паса:

$$V_n = V_u + \frac{V_u}{R_u} \cdot r_{вед}. \quad (7)$$

Швидкість паса, на шківі, що закріплений на приводному валі редуктора:

$$V_n = \omega_p \cdot r_{np}. \quad (8)$$

Прирівнюємо праві частини 7 та 8, запишемо:

$$V_n = \left(1 + \frac{r_{вед}}{R_u} \right) = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot r_{np}. \quad (9)$$

Необхідний радіус привідного шківа:

$$r_{np} = \frac{30 \cdot V_n \cdot \left(1 + \frac{r_{вед}}{n}\right)}{\pi \cdot n}. \quad (10)$$

Довжина паса (рис. 3):

$$L_n = 2 \cdot \pi \cdot r_1 + l_1 + \pi \cdot r_2 + 2 \cdot l_6 + \pi \cdot r_{вед} + l_2 + d \cdot c + c \cdot b, \quad (11)$$

$$\text{де } d \cdot c = \sqrt{(l_5 - r_2 + r_{np})^2 + l_4^2}, c \cdot b = \sqrt{(l_5 - r_1 + r_{np})^2 + l_3^2}.$$

Обертання пазового кулачка, що реалізує задану програму керування робочими органами преса, забезпечується кінематичним зв'язком з вихідним валом редуктора. Така конструкція дозволяє синхронізувати циклограму роботи обладнання з основним технологічним циклом, забезпечуючи точне позиціонування та послідовність виконання операцій.

З метою уникнення удару в процесі під'єднання привода циліндра до вала, що обертається зі сталою швидкістю, передбачена фрикційна муфта (рис. 4). Необхідно узгодити параметри півмуфти з осевим зусиллям P_o , яке необхідно прикласти для її включення.

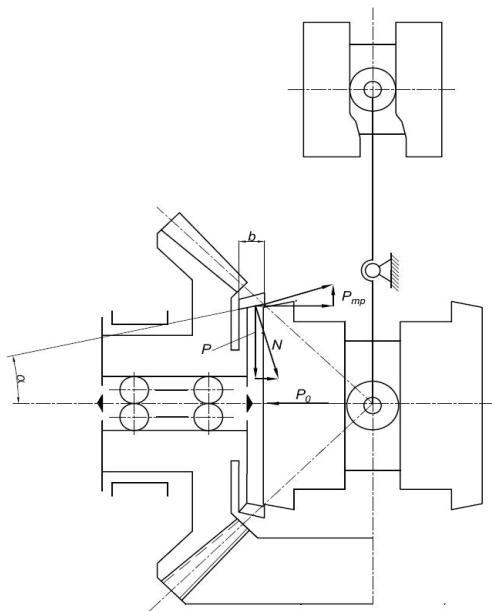


Рис. 4. Схема до розрахунку фрикційної муфти

Під дією сили P_o утворюється реакція N_p (спрямована перпендикулярно до площини тертя), яка обумовлює силу тертя і протидіючу їй складову:

$$P_0 = N_p \cdot \sin \alpha + P_{mp} \cdot \cos \alpha = N_p \cdot (\sin \alpha + f \cdot \cos \alpha). \quad (12)$$

Зусилля притиску колодок муфти:

$$P = N_p \cdot \cos \alpha - P_{mp} \cdot \sin \alpha = N_p \cdot (\cos \alpha - f \cdot \sin \alpha). \quad (13)$$

Звідки:

$$N_p = \frac{P_{mp}}{\cos \alpha - f \cdot \sin \alpha}. \quad (14)$$

Підставимо (14) в (12) і отримаємо:

$$P_0 = P \cdot \frac{\sin \alpha + f \cdot \cos \alpha}{\cos \alpha - f \cdot \sin \alpha}. \quad (15)$$

Зусилля притиску колодок для створення необхідного крутного моменту:

$$P = \frac{N}{f \cdot r_{cep} \cdot \omega_p}, \quad (16)$$

де r_{cep} – радіус дії колодок (з допущенням, що вони циліндричні), яким задаємось конструктивно.

Необхідна ширина колодок:

$$b = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot r_{cep} \cdot [q]}. \quad (17)$$

Встановлення гумових демпферів у крайніх положеннях траєкторії руху циліндра зменшує кінетичну енергію рухомої системи. Конструкція передбачає монтаж амортизаційних елементів із полімерних матеріалів на напрямних, що слугують опорною поверхнею для переміщення циліндра.

Робота демпфуючої системи ґрунтується на реологічних властивостях полімеру, який забезпечує непружне перетворення механічної енергії за рахунок внутрішнього тертя при деформаційних процесах. Енергетична ефективність демпфування визначається співвідношенням маси рухомих елементів, квадрата швидкості перед контактом із демпфером та деформаційних характеристик амортизаційного матеріалу.

Технологічний ефект проявляється у зниженні динамічних навантажень, усуненні вібрацій та мінімізації шумів. Оптимізація параметрів демпфуючої системи дозволяє суттєво підвищити ресурс роботи обладнання та стабілізувати технологічний процес штанцювання.

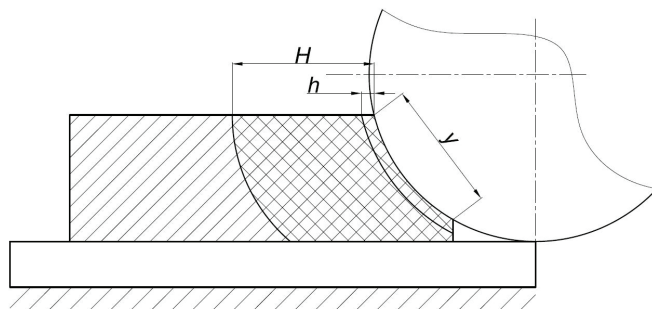


Рис. 5. Схема для розрахунку параметрів демпфера

Загальна деформація дорівнює:

$$\varepsilon = \frac{h}{H}. \quad (18)$$

Напруження від дії сили на площу демпфера:

$$\xi = E \cdot \varepsilon, \quad (19)$$

$$\sigma = \frac{P}{S} = \frac{h}{H} \cdot E. \quad (20)$$

Величина деформації демпфера:

$$h = \frac{P \cdot H}{S \cdot E}. \quad (21)$$

Розрахункова модель демпфування ґрунтується на принципі енергетичного балансу, згідно з яким кінетична енергія рухомих мас W_k еквівалентна роботі деформації демпферних елементів з обох сторін циліндра.

$$W_k = 2 \frac{P \cdot h}{2} = [\sigma] \cdot S \cdot \frac{\sigma}{E} \cdot H, \quad (22)$$

де $S = l_k \cdot y$ – площа стиснення, l_k – ширина кільця, y – висота подушки; $[\sigma]$ – допустиме напруження стиску; E – модуль пружності для даного полімера.

Знаходимо із (22):

$$H = \frac{W_k \cdot E}{l_k \cdot y \cdot \sigma^2}. \quad (23)$$

Висновки. Ринок картонного пакування вимагає застосування високоефективного та економічного обладнання. Традиційні плоскі штанцювальні преси, незважаючи на поширеність, мають суттєві недоліки, такі як висока енергоємність, конструктивна складність і труднощі в налагодженні. Плоскоциліндрові штанцювальні преси є перспективною альтернативою. Запропонована конструкція привода преса поєднує переваги плоских (універсальність, відпрацьована технологія виготовлення штанцформ) та ротаційних (висока продуктивність) систем, усуваючи їхні ключові недоліки.

Розроблено комплексну методику розрахунку основних параметрів преса. Отримано аналітичні залежності для визначення параметрів, що забезпечують ефективну роботу преса. Розроблено методику розрахунку привода циліндра, а саме довжини паса та параметрів фрикційної муфти для запобігання динамічним ударам. Обґрунтовано вибір та розраховано параметри пружних елементів (пластин) та демпферів, що забезпечують динамічну стабільність, зниження вібрацій та підвищення ресурсу обладнання.

Запропоновані технічні рішення спрямовані на підвищення енергоефективності та якості продукції. Проведене дослідження закладає основи для створення енергоефективного обладнання. Розроблена конструкція преса та отримані аналітичні залежності є теоретичною базою для подальшого проєктування, виготовлення та впровадження високопродуктивних плоскоциліндрових штанцювальних пресів, що відповідають сучасним вимогам промисловості.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Rudawska, A., Čuboňova, N., Pomarańska, K., Stančková, D & Gola A. Technical and organizational improvements of packaging production process, *Advances in Science and Technology*. 2016. Vol. 10, nr 30, 182–192. DOI:10.12913/22998624/62513.

2. Emblem A., Emblem H. Packaging technology Fundamentals, Materials and Processes, Oxford: Woodhead Publishing. 2012.
3. Kirwan, M. J. Handbook of Paper and Paperboard Packaging Technology, Oxford: John Wiley & Sons. 2013.
4. Регей І. І. Споживче картонне пакування (матеріали, проектування, обладнання для виготовлення). Львів: УАД. 2011.
5. Регей, І. І. & Керя, В. М. Механізм привода преса штанцювальної машини-автомата. *Упаковка*. 2015. №1. С. 62-63.
6. Хведчин, Ю. Й. & Зелений, В. В. Аналіз механізмів преса штанцювальних автоматів. *Наукові записки*. 2014. №4 (49). С. 21–30.
7. Fan Feiran, Ding Huiyao. The research and the application for the rotary die-cutting machine drive technology. International Conference on Mechanic Automation and Control Engineering, Wuhan. 2010. Pp. 5914-5917.
8. Чехман, Я. І., Ткач, С. В. & Кравчук І. М. (2003). Особливості визначення зусиль при висіканні картону на плоскоциліндровому пресі. *Наукові записки*. 2003. №6. С. 21–24.
9. Терницький С. В. (2012). Оцінка максимального крутного моменту в штанцювальному пресі плоскоциліндрового типу для виготовлення розгорток картонних пакувань. *Поліграфія і видавнича справа*. 2012. № 1. С. 80–89.
10. Регей, І. І., Федішин, Р. І. & Терницький С. В. Засоби штанцювання картону (обґрунтування конструктивних особливостей та технічних параметрів). *Упаковка*. 2008. №6. С.29–31.
11. Регей, І. І., Федішин, Р. І. & Терницький, С. В. Засоби штанцювання картону (обґрунтування конструктивних особливостей та технічних параметрів). *Упаковка*. 2009. № 1. С.37–38.
12. Топольницький П. В., Шустикевич А. І., Коломієць А. Б., Ватулак Ю. В. Дослідження параметрів приводу натискного циліндра штанцювальної машини плоскоциліндрового типу. *Наукові записки [Української академії друкарства]*. 2024. № 2 (69). С. 140–150.
13. Бриндас А. М., Терницький С. В. Конструктивно-технологічні особливості плоскоциліндрового преса для штанцювання розгорток картонних пакувань. *Технічні науки та технології*. 2025 № 2 (40). С. 108–115.

REFERENCES

1. Rudawska, A., Čuboňova, N., Pomaraňska, K., Stančková, D & Gola A. (2016), Technical and organizational improvements of packaging production process, *Advances in Science and Technology*, Vol. 10, No. 30, 182–192. DOI:10.12913/22998624/62513.
2. Emblem A., Emblem H. (2012), *Packaging technology Fundamentals, Materials and Processes*, Oxford: Woodhead Publishing.
3. Kirwan, M. J. (2013), *Handbook of Paper and Paperboard Packaging Technology*, Oxford: John Wiley & Sons.
4. Rehei, I. I. (2011), *Spozhyvche kartonne pakuvannia (materialy, proektuvannia, obladnannia dlia vyhotovlennia)*. Lviv: UAD.
5. Reheii, I. I. & Kereia, V. M. (2015). *Mekhanizm pryvoda presa shtantsiuvalnoi mashyny-avtomata*. *Upakovka*. 1. 62-63.

6. Khvedchyn, Yu. Ya. & Zelenyi, V. V. (2014). Analiz mekhanizmiv presa shtantsiuvalnykh avtomativ. Naukovi zapysky. 4 (49). 21–30.
7. Fan Feiran, Ding Huiyao. (2010). The research and the application for the rotary die-cutting machine drive technology. International Conference on Mechanic Automation and Control Engineering, Wuhan. 5914-5917.
8. Chekhman, Ya. I., Tkach, S. V. & Kravchuk I. M. (2003). Osoblyvosti vyznachennia zusyl pry vyisikanni kartonu na plosko tsylindrovomu presi. Naukovi zapysky. 6. 21–24.
9. Ternytskyi S. V. (2012). Otsinka maksymalnoho krutnoho momentu v shtantsiuvalnomu presi ploskot sylindrovoho typu dlia vyhotovlennia rozhortok kartonn ykh paku van. Polihrafiia i vydavnycha sprava. 1. 80–89.
10. Rehei, I. I., Fedyshyn, R. I. & Ternytskyi S. V. (2008). Zasoby shtantsiuvannia kartonu (obgruntuvannia konstruktyvnykh osoblyvostei ta tekhnichnykh parametriv). Upakovka. 6. 29–31.
11. Rehei, I. I., Fedyshyn, R. I. & Ternytskyi, S. V. (2009). Zasoby shtantsiuvannia kartonu (obgruntuvannia konstruktyvnykh osoblyvostei ta tekhnichnykh parametriv). Upakovka. 1. 37–38.
12. Topolnytskyi P. V., Shustykevych A. I., Kolomiiets A. B., Vatuliak Yu. V. (2024). Doslidzhennia parametriv pryvodu natysknoho tsylindra shtantsiuvanoi mashyny plosko tsylindrovoho typu. Naukovi zapysky [Ukrainskoi akademii drukarstva]. 2 (69). 140–150.
13. Bryndas, A., & Ternytskyi, S. (2025). Konstruktyvno-tekhnologichni osoblyvosti plosko tsylindrovoho presa dlia shtantsiuvannia rozhortok kartonn ykh paku van. Tekhnichni nauky ta tekhnolohii, 2 (40). 108–115.

doi: 10.32403/1998-6912-2025-2-71-293-303

ANALYTICAL STUDIES OF DRIVE MECHANISM PARAMETERS OF FLAT CYLINDER DIE-CUTTING PRESS

V. V. Loizyk, A. M. Bryndas, N. M. Shelonh, S. V. Ternytskyi

*Lviv Polytechnic National University,
12 Bandery St., Lviv, 79013, Ukraine
serhii.v.ternytskyi@lpnu.ua*

The paperboard packaging sector, representing a significant portion of the global packaging market, is undergoing a transformation driven by escalating demand, competitive pressures, and heightened emphasis on environmental and quality standards.

The study addresses the critical challenge of enhancing die-cutting equipment efficiency in the cardboard packaging manufacturing sector. The research presents an innovative design of a flat-cylinder die-cutting press that successfully integrates the operational versatility of traditional flatbed systems with the energy-saving advantages of rotary equipment. The work establishes methodological approaches through

comprehensive engineering analysis to determine optimal operational parameters of the press's main components.

The investigation provides a detailed methodology for calculating the impression cylinder diameter, accounting for specific workpiece formats and transport system configurations. Furthermore, the study presents thorough calculations of the drive mechanism, including precise determination of transmission ratios, belt drive parameters, and friction clutch characteristics. Significant attention is devoted to the rationalisation of auxiliary systems, particularly in calculating elastic structural elements and developing effective damping devices utilising rubber polymers for vibration suppression.

The research findings demonstrate that the proposed press design substantially improves operational efficiency and product quality. The implemented engineering solutions enable consistent high-quality die-cutting performance while remarkably reducing energy consumption and operational expenses. These advancements present significant practical value for the modern packaging industry, offering substantial economic benefits and contributing to sustainable manufacturing practices through enhanced energy efficiency.

Keywords: *die-cutting; die-cutting press; cardboard packaging; pressure cylinder; reversible drive.*

Стаття надійшла до редакції 27.09.2025.

Received 27.09.2025.