

**Іван Іванович Регей¹, Олег Богданович Книш²,
Петро Ігорович Бегень³, Юрій Юрійович Михайлів⁴**

¹доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри комп'ютеризованих комплексів поліграфічних і 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 і 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

³кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри комп'ютеризованих комплексів поліграфічних і пакувальних виробництв

Національний університет «Львівська політехніка» (Львів, Україна)

E-mail: Petro.I.Behen@lpnu.ua. **ORCID:** <https://orcid.org/0000-0003-1999-2479>

⁴аспірант кафедри комп'ютеризованих комплексів поліграфічних і пакувальних виробництв

Національний університет «Львівська політехніка» (Львів, Україна)

E-mail: muhayliv99@gmail.com

АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СИЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ ПРИВОДА НАТИСКНОЇ ПЛИТИ У ШТАНЦЮВАЛЬНОМУ ПРЕСІ

Відповідальною і важконавантаженою є штанцювальна техніка, призначена для виготовлення розгортки пакування із картону. Наголошено на актуальності завдання з дослідження силового навантаження привода натискної плити. Наведено аналітичні залежності для геометричного синтезу ланок розклинювального механізму її привода. Встановлено, що процес штанцювання картонних заготовок натискною плитою включає дві фази. Наведено аналітичні залежності для розрахунку складових сил навантаження ланок розклинювального механізму та моменту сили на приводному валу. Встановлено, що протягом початкової фази силове навантаження привода суттєво менше за навантаження протягом основної фази. Розкрито реальну картину характеру навантаження привода натискної плити у процесі штанцювання картонних розгортки.

Ключові слова: штанцювальний прес; штанцювальна форма; розклинювальний механізм; картонна заготовка; натискна плита; привод; геометричний синтез; силове навантаження.

Рис.: 2. Бібл.: 10.

Актуальність теми дослідження. Для задоволення потреб ринку виробники тари з картону розширюють парк технологічного обладнання. Він представлений штанцювальною технікою, яка призначена для виготовлення розгортки пакування із картону. До штанцювального обладнання висувають високі вимоги, пов'язані з особливістю функціонування в умовах значних технологічних навантажень та високої продуктивності. Завдання розкриття реальної картини навантаження привода натискної плити у процесі штанцювання картонних розгортки актуальне для обґрунтування метало- та енергомісткості технологічного обладнання.

Постановка проблеми. У світі обсяг виробництва паперу та картону для тари протягом останніх 10 років зріс майже на 30 %. За прогнозами експертів європейський ринок паперово-картонного пакування зростатиме з показником 4,8 % упродовж 2022–2027 років [1]. Відповідальною і важконавантаженою є штанцювальна техніка, призначена для виготовлення розгортки пакування із картону. Вона широко представлена на ринку обладнання штанцювальними пресами з розклинювальними важільними механізмами для привода натискної плити [2].

Високі вимоги до функціонування штанцювальних пресів пов'язані з особливістю: вони працюють в умовах значних технологічних навантажень за продуктивності понад 7000 циклів/годину. Як приклад, штанцювальний автомат моделі SP 102-EO фірми BOBST створює в робочій зоні преса тиск до 250 тонн [3]. Експериментальне підтвердження значних силових показників висвітлено в праці [4], у якій зазначено, що навантаження у пресовій парі вимірювали методами мікрокапсул та давачів зображення. Встановлено, що при штанцюванні картону завтовшки 0,3 мм навантаження у пресі сягнули 225 тонн.

Для забезпечення тривалого функціонування штанцювальне обладнання комплектується приводом, лівовою складовою потужності якого припадає на прес. Його силове навантаження значною мірою залежить від застосування механізмів натискної плити. Задача дослідження полягає в обґрунтуванні силового навантаження привода преса, укомплектованого розклинювальними механізмами.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. За жорстких експлуатаційних умов особливими є вимоги до надійності та точності роботи механізму привода натискної плити, яка забезпечує потрібний тиск при штанцюванні картону. У науковій праці [5] автори висвітлили новий метод регулювання тиску висікальної лінійки при штанцюванні картону та встановили залежності між зусиллями висікання і частотним спектром вібрування інструменту при миттєвому ударі в картон. Проте в цій праці науковцями не проаналізовано вплив результату взаємодії висікальної лінійки з картоном на навантаження привода засобу створення тиску. Тому висновки щодо ефективності його функціонування потребують додаткових досліджень.

Автори праці [6] аналізували звукові коливання, які супроводжують процес штанцювання картонних розгортки. У процесі експлуатації штанцформи різальні крайки лінійок затуплюються та змінюється характер отриманих деформацій картону. Вагомою зміною є збільшення частки пластичних деформацій, що впливає на характер звукових коливань. Дослідники провели заміри інтенсивності звукових коливань залежно від зміни параметрів: сила висікання, товщина картону, напрямку розташування його волокон та розміру різальної крайки висікальної лінійки. Отримані результати важливі для підвищення ефективності контролю за ступенем зношування висікальних інструментів, що дозволяє стабільно підтримувати потрібну якість продукції. Однак серед досліджуваних параметрів відсутнє силове навантаження привода натискної плити, яке прогнозовано зростатиме внаслідок затуплення різальних крайок інструментів.

Згадані науковці у своїх працях концентрують увагу на дослідженні фізико-механічних явищ, що відбуваються у пресовій парі, проте не приділяють уваги дослідженням механізмів, які переборюють значні технологічні навантаження при штанцюванні картону. Важливий розклинювальний механізм привода натискної плити, який застосовують у пресах фірми BOBST, досліджено у праці [7]. У ній доведено, що складові контури механізму привода спричиняють протилежним частинам натискної плити коливання протягом робочого та холостого ходів. Такий її рух негативно впливає як на якість відштанцьованої продукції, так і на ефективність функціонування привода. Недослідженим параметром в аналізованій праці є силове навантаження привода натискної плити, від якого залежить обґрунтування його потужності.

Шляхи забезпечення строгого вертикального переміщення натискної плити протягом робочого та холостого ходів окреслені застосуванням механізмів її привода нової конструкції: на базі передачі гвинт-гайка [8] та ексцентрикового механізму [9]. Недолік першого механізму полягає в неможливості переборювати технологічний опір, співмірний із можливостями розклинювального. У другому механізмі ключова ланка – ексцентрик – вимагає прецизійної точності виготовлення та використання надміцних матеріалів.

Виділення недосліджених частин загальної проблеми. Аналіз останніх публікацій засвідчив, що наукова інформація, наявна у відкритому доступі з дослідження та удосконалення штанцювальної техніки, лише частково стосується вирішення завдання з визначення силового навантаження її приводів. Відтак відкритою залишається проблема з обґрунтування енерго- та металомісткості штанцювального обладнання.

Мета статті – провести геометричний синтез розклинювального механізму привода натискної плити, виявити вплив деформування ежкторних подушок штанцювальної форми та висікання і бігування картону на навантаження складових механізму, розкрити картину характеру навантаження привода натискної плити у процесі штанцювання картонних розгортки.

Виклад основного матеріалу дослідження. Штанцювальний прес у верхній частині містить горизонтальну нерухому опорну плиту 1 (рис. 1, а) із закріпленою плоскою формою 2. У нижній частині для привода натискної плити 3 з картонною заготовкою КЗ прес укомплектований розклинювальними механізмами лівого ЛК та правого ПК контурів. Механізми складаються із кривошипів 4₁, 5₁, зафіксованих протилежно на приводному валу; ведучих шатунів 4₂, 5₂; коромисел 4₃, 5₃ і ведених шатунів 4₄, 5₄, які шарнірно приєднані до нижнього боку натискної плити 3. Процес штанцювання картонної заготовки КЗ завершується за умови горизонтального вирівнювання кривошипів 4₁, 5₁ і ведучих шатунів 4₂, 5₂ в одну лінію.

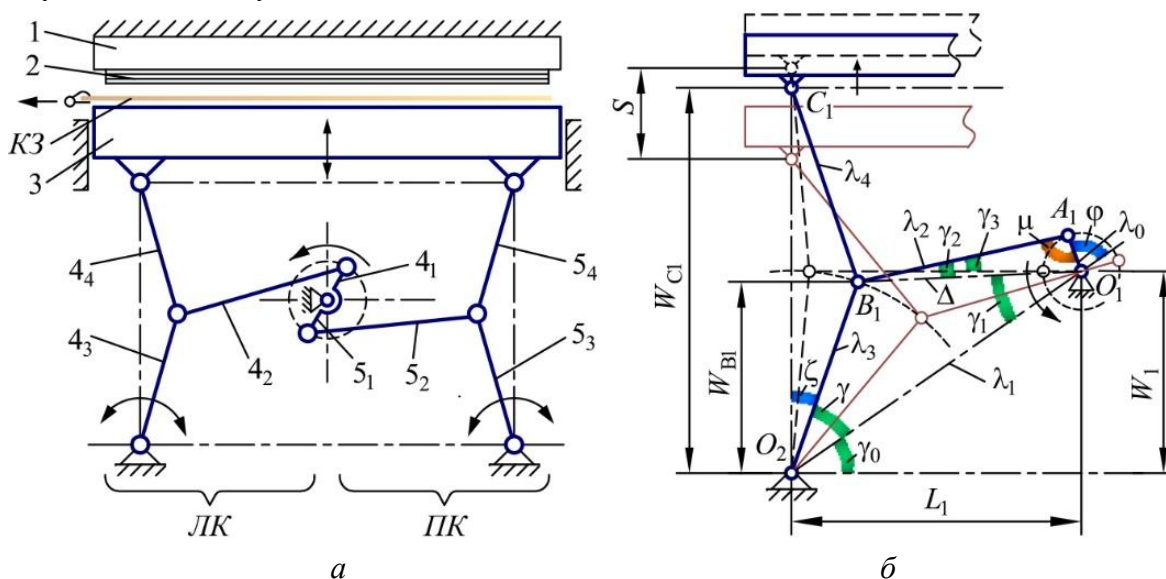


Рис. 1. Кінематична схема штанцювального преса (а), схема до розрахунку положень складових розклинювального механізму лівого контуру в приводі натискної плити (б)
Джерело: розроблено авторами.

Для аналітичних досліджень силового навантаження привода натискної плити спочатку розглянемо схему до розрахунку положень складових розклинювального механізму лівого контуру. Прийнято такі позначення:

відносних параметрів:

- $S = 1,0$ – максимальне переміщення («одиничний» лінійний параметр) натискної плити (рис. 1, б);

- $W_1 = 3,4$ – вертикальна відстань між осями O_1 і O_2 ;

- $L_1 = 5,0$ – горизонтальна відстань між осями O_1 і O_2 ;

- λ_0 – радіус кривошипа;

- λ_1 – міжбазова відстань між осями O_1 і O_2 ;

- λ_2 – довжина шатуна ведучого контуру;

- λ_3 – довжина коромисла веденого контуру;

- λ_4 – довжина шатуна веденого контуру;

- Δ – поточна відстань шарніра B_1 до осі O_1 ;

- W_{CI} – поточна відстань шарніра C_1 до осі O_2 ;

- W_{BI} – поточна відстань шарніра B_1 до осі O_2 ;

абсолютних параметрів (поточних кутів):

- φ – повороту кривошипа;

- ξ – між коромислом ведучого контуру і вертикальною віссю;

- γ_0 – нахилу міжбазової осі до горизонталі;
- γ_1 – нахилу осі Δ до міжбазової осі;
- γ_2 – нахилу ведучого шатуна до осі Δ ;
- γ_3 – нахилу ведучого шатуна до горизонталі;
- γ – нахилу коромисла веденого контуру до міжбазової осі;
- μ – між кривошипом і шатуном ведучого контуру.

Виведені аналітичні залежності для геометричного синтезу ланок $\lambda_0, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4$ (табл. 1) розклинювального механізму привода натискної плити та розрахунку поточних значень кутів. За відносний «одиничний» розмірний параметр прийнято хід S натискної плити. Як початкове, прийнято положення натискної плити 3 (рис. 2, а), при якому картонна заготовка $K3$ доторкається до ежекторних подушок EP штанцювальної форми. Алгоритм послідовного розрахунку поточних значень параметрів: $\gamma \rightarrow \Delta \rightarrow \mu \rightarrow \gamma_1 \rightarrow \varphi \rightarrow \gamma_2 \rightarrow \gamma_3$. Аналітичні залежності наведені в табл. 2.

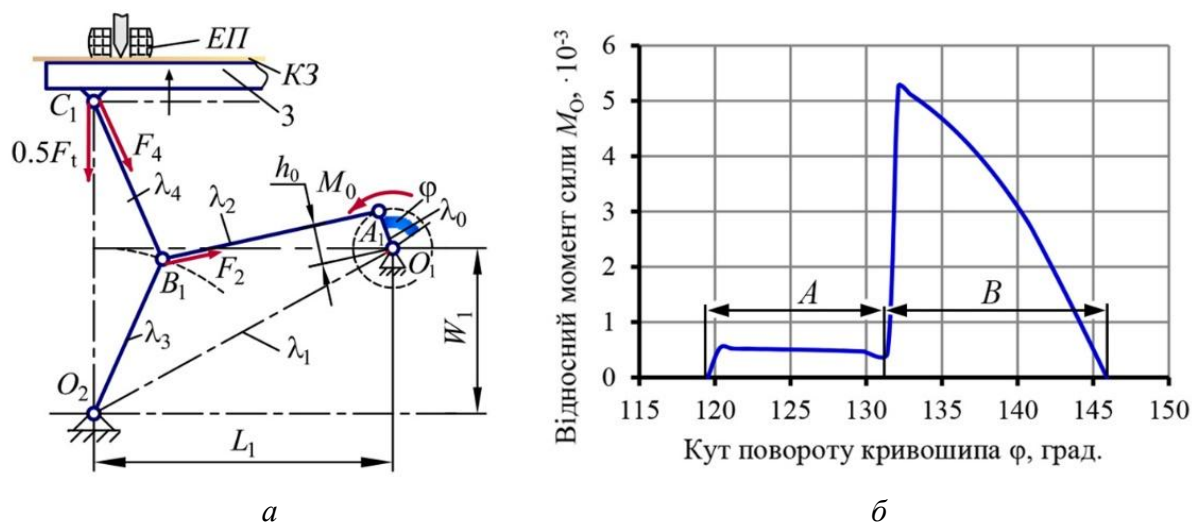


Рис. 2. Схема до розрахунку силового навантаження розклинювального механізму лівого контуру привода натискної плити внаслідок штанцювання картонної заготовки (а), графік залежності відносного моменту сили на приводному валу від кута його повороту (б)

Джерело: розроблено авторами.

Процес штанцювання картонної заготовки натискною плитою включає дві фази: A – деформування ежекторних подушок (рис. 2, б) штанцювальної форми (початковий етап); B – висікання розгорток вздовж контурів та бігування в них ліній згину (основний етап). Виведені аналітичні залежності для розрахунку складових сил навантаження ланок розклинювального механізму та моменту сили на приводному валу. Алгоритм послідовного розрахунку поточних значень параметрів силового навантаження: $F_4 \rightarrow F_2 \rightarrow h_0 \rightarrow M_0$. Тут F_4, F_2 – зусилля, відповідно, на веденому 4_4 (рис. 1, а) та ведучому 4_2 шатунах; h_0 – плече дії сили F_2 на кривошипі 4_1 ; M_0 – момент сили на приводному валу. Аналітичні залежності наведені в табл. 3.

За розмірний «еталон» значень сили прийнято відносне значення технологічного опору $F_1 = 1,0$. У дослідженні прийнято, що частка складового опору, що припадає на висікання розгорток, становить 73,4 % від сумарного, на бігування картону – 18,2 %, на деформування ежекторних подушок – 8,4 % [10].

Таблиця 1 – Лінійні відносні параметри

№ з/п	Параметр	Позначення	Аналітична залежність	Номер формули
Задані				
1	Максимальне переміщення натискної плити	S	$S = 1,0$	
2	Вертикальна відстань між осями O_1 і O_2	W_1	$W_1 = 3,4$	
3	Горизонтальна відстань між осями O_1 і O_2	L_1	$L_1 = 5,0$	
Розрахункові поточні				
4	Радіус кривошипа	λ_0	$\begin{cases} W_1 \cdot \text{tg} \xi_0 + \lambda_0 + \lambda_2 = L_1, \\ \lambda_2 - \lambda_0 = \sqrt{\lambda_1^2 + \lambda_3^2 - 2\lambda_1 \cdot \lambda_3 \cdot \cos(\gamma_{\min} - \gamma_0)} \end{cases}$	(1.1)
5	Довжина шатуна ведучого контуру	λ_2		(1.2)
6	Міжбазова відстань між осями O_1 і O_2	λ_1	$\lambda_1 = \sqrt{L_1^2 + W_1^2}$	(1.3)
7	Довжина коромисла веденого контуру	λ_3	$\lambda_3 = \frac{W_1}{\cos \xi_1}$	(1.4)
8	Довжина шатуна веденого контуру	λ_4	$\lambda_4 = \lambda_3$	
9	Довжина осі між шарніром B і віссю O_1	Δ	$\Delta = \sqrt{\lambda_3^2 + \lambda_1^2 - 2\lambda_3 \cdot \lambda_1 \cdot \cos \gamma}$	(1.5)
10	Поточна відстань шарніра C_1 до осі O_2	W_{C1}	$W_{C1} = \lambda_3 \cdot \sin(\gamma_0 + \gamma)$	(1.6)
11	Поточна відстань шарніра B_1 до осі O_2	W_{B1}	$W_{B1} = 2W_{C1}$	

Таблиця 2 – Кутові параметри (абсолютні)

№ з/п	Кут	Позначення	Аналітична залежність	Номер формули
Заданий				
1	Між коромислом веденого контуру і вертикальною віссю у верхньому положенні натискної плити	ξ_0	$\xi_0 = 5^\circ$	
Розрахункові				
2	Між коромислом веденого контуру і горизонтальною віссю у нижньому положенні натискної плити	γ_{\min}	$\gamma_{\min} = \arcsin \frac{W_1 - 0,5}{\lambda_3}$	(2.1)
3	Нахилу міжбазової осі до горизонталі	γ_0	$\gamma_0 = \arctg \frac{W_1}{L_1}$	(2.2)
Розрахункові поточні				
4	Між коромислом веденого контуру і міжбазовою віссю	γ	$\gamma = \arcsin \frac{W_{B1}}{\lambda_3} - \gamma_0$	(2.3)
5	Між коромислом ведучого контуру і вертикальною віссю	ξ	$\xi = 0,5\pi - (\gamma_0 + \gamma)$	(2.4)
6	Нахилу осі Δ до міжбазової осі	γ_1	$\gamma_1 = \arccos \frac{\lambda_1^2 + \Delta^2 - \lambda_3^2}{2\lambda_1 \cdot \Delta}$	(2.5)
7	Нахилу ведучого шатуна до осі Δ	γ_2	$\gamma_2 = \arccos \frac{\lambda_2^2 + \Delta^2 - \lambda_0^2}{2\lambda_2 \cdot \Delta}$	(2.6)
8	Між кривошипом і шатуном ведучого контуру	μ	$\mu = \arccos \frac{\lambda_2^2 + \lambda_0^2 - \Delta^2}{2\lambda_2 \cdot \lambda_0}$	(2.7)
9	Нахилу ведучого шатуна до горизонтальної осі	γ_3	$\gamma_3 = \gamma_2 - (\gamma_0 - \gamma_1)$	(2.8)
10	Між кривошипом і віссю Δ	γ_4	$\gamma_4 = \arccos \frac{\lambda_0^2 + \Delta^2 - \lambda_2^2}{2\lambda_0 \cdot \Delta}$	(2.9)
10	Повороту кривошипа	φ	$\varphi = \pi - \gamma_0 - \gamma_4 + \gamma_3$	(2.10)

Таблиця 3 – Відносні параметри, пов'язані з розрахунком відносного силового навантаження ведучого кривошипа

№ з/п	Відносний параметр	Позначення	Аналітична залежність	Номер формули
Заданий				
1	Загальний технологічний опір	F_t	$F_t = 1,0$	
2	Технологічний опір, що переборює механізм лівого (правого) контуру	$F_{tl},$ (F_{tr})	$F_{tl} = F_{tr} = 0,5 F_t$	
Розрахунковий поточний				
3	Зусилля на веденому шатуні	F_4	$F_4 = \frac{0,5}{\cos \zeta}$	(3.1)
4	Зусилля на ведучому шатуні	F_2	$F_2 = F_4 \cdot \cos[(0,5\pi - \zeta) + \gamma_3]$	(3.2)
5	Плече дії сили, що діє на кривошип	h_0	$h_0 = \lambda_0 \cdot \sin \mu$	(3.3)
6	Момент сили на валу кривошипа	M_0	$M_0 = F_2 \cdot h_0$	(3.4)

За результатами розрахунку силового навантаження розклинювального механізму лівого контуру привода натискної плити побудований графік залежності $M_0 = f(\varphi)$ (рис. 2, б). Як видно з графіка, протягом фази *A* спостерігається значно менше значення M_0 , ніж протягом наступної. Причина полягає у тому, фаза *A* пов'язана тільки з деформуванням пружних ежекторних подушок форми, а фаза *B* – із взаємодією численних інструментів форми з картоном. Відношення пікових значень становить 10,6. Зменшення значень крутного моменту сили на приводному валу протягом фази *B* спричинене зменшенням плеча h_0 внаслідок його повороту.

Отримані результати розкрили реальну картину характеру навантаження привода натискної плити у процесі штанцювання картонних розгорток, а кількісний показник навантаження уможливорює інженерне обґрунтування силових засобів привода.

Висновки. Складовою секцією штанцювальної техніки є прес із розклинювальними важільними механізмами для привода натискної плити. Для аналітичних досліджень силового навантаження привода натискної плити прийнято позначення відносних геометричних параметрів ланок. Виведені аналітичні залежності для геометричного синтезу ланок розклинювального механізму привода натискної плити та розрахунку поточних значень кутів. За «одиничний» відносний розмірний параметр прийнятий хід натискної плити.

Виведені аналітичні залежності для розрахунку складових сил навантаження ланок розклинювального механізму та моменту сили на приводному валу, створений алгоритм послідовного розрахунку поточних значень параметрів силового навантаження. Аналітично досліджено процес штанцювання картонних заготовок натискною плитою протягом фаз деформування ежекторних подушок штанцювальної форми та висікання розгорток вздовж контурів і бігування в них ліній згину. Співвідношення пікових значень фаз становить 10,6. Досліджено характер зміни крутного моменту сили на приводному валу протягом фаз штанцювання картону.

Отримана реальна картина характеру навантаження привода натискної плити у процесі штанцювання картонних розгорток, що уможливорює інженерне обґрунтування його силових засобів.

Список використаних джерел

1. Тенденції розвитку ринку упаковки з паперу та картону // Упаковка. – 2023. – № 2. – С. 24-27.
2. Регей, І. І. Споживче картонне пакування (матеріали, проектування, обладнання для виготовлення) : навч. посіб. / І. І. Регей. – Львів : УАД, 2011. – 144 с.
3. Kirwan, M. J. Handbook of Paper and Paperboard Packaging Technology / M. J. Kirwan. – 2nd Edition. – Oxford : John Wiley & Sons, 2013. – 432 p.

4. Study on Pressure Testing Method of Die-Cutting Machine Based on Micro-capsule and Image Sensor / L. Q. Jiao, Y. M. Wang, S. Q. Wu, L. H. Li // In Proceedings of the ICMEIT 2018. – Shanghai, China, 15–16 April 2018. – Pp. 32–38.
5. Pressure Balance Characteristic of a Double Structure Blade under Quasi-Statically Reciprocal Loading Condition / D. Abdul Hamid, S. Nagasawa, Y. Fukuzawa, K. Kojima, & A. Hine // Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering. – 2008. – № 2(10). – Pp. 1253-1264.
6. Analysis acoustic emission and sound during the paperboard of cutting process / Y. Fukuzawa, S. Nagasaw, S. Suzuki, I. Katayama, A. Sadamoto // Journal of Materials Processing Technology. – 2007. – Vol. 192–193. – Pp. 134-138.
7. Пасіка, В. Р. Кінематичний синтез механізму штанцювального преса з умови рівності прямого і зворотного ходів / В. Р. Пасіка, В. В. Влах // Поліграфія і видавнича справа. – 2016. – № 1 (71). – С. 129-139.
8. Experimental research of paperboard cutting in die cutting press with the screw nut transmission of drive mechanism of a movable pressure plate / S. Ternytskyi, I. Rehei, N. Kandiak, I. Radikhovskiy, O. Mlynko // Acta mechanica et automatica. – 2021. DOI: 10.2478/ama-2021-0017.
9. Analytical interpretation of experimental research of cardboard cutting in die-cutting press / O. Knysh, I. Rehei, V. Vlakh, O. Mlynko, S. Ternytskyi // Academic journal of manufacturing engineering. – 2023. – Vol. 21.
10. Регей, І. І. Застосування двосекційної натискної плити у пресі штанцювального автомата: перспективи відмови від моноблочної конструкції / І. І. Регей, В. В. Влах, Ю. Ю. Михайлів, О. І. Млинко // Наукові записки УАД. – 2023. – № 2 (67). – С. 239-248.

References

1. Tendentsii rozvytku rynku upakovky z paperu ta kartonu [Development trends of the paper and cardboard packaging market]. (2023). *Upakovka – Packaging*, 2, 24-27.
2. Rehei I. I. (2011) *Spozhyvche kartonne pakovannia (materialy, proektuvannia, obladnannia dlia vyhotovlennia) [Consumer cardboard packaging (materials, design, manufacturing equipment)]*. UAD.
3. Kirwan, M.J. (2013) *Handbook of Paper and Paperboard Packaging Technology, 2nd Edition*. Oxford: John Wiley & Sons.
4. Jiao, L. Q., Wang, Y. M., Wu, S. Q., Li, L. H. (15–16 April, 2018). Study on Pressure Testing Method of Die-Cutting Machine Based on Micro-capsule and Image Sensor. *In Proceedings of the ICMEIT* (pp. 32–38). Shanghai, China.
5. Abdul Hamid, D., Nagasawa, S., Fukuzawa, Y., Kojima, K., & Hine, A. (2008). Pressure Balance Characteristic of a Double Structure Blade under Quasi-Statically Reciprocal Loading Condition. *Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering*, 2(10), 1253-1264.
6. Fukuzawa, Y., Nagasaw, S., Suzuki, S., Katayama, I., Sadamoto, A. (1 October 2007). Analysis of acoustic emission and sound during the paperboard of cutting process. *Journal of Materials Processing Technology*, 192–193, 134-138.
7. Pasika, V.R., Vlakh, V.V. (2016). *Kinematychnyi syntez mekhanizmu shtantsiuvalnoho presa z umovy rivnosti priamoho i zvorotnoho khodiv [Kinematic synthesis of the die cutting press mechanism from the condition of equality of forward and reverse displacements]*. *Polihrafia i vydavnycha sprava – Printing and publishing*, (1(71)), 129–139.
8. Ternytskyi, S., Rehei, I., Kandiak, N., Radikhovskiy, I., Mlynko, O. (2021). Experimental research of paperboard cutting in die cutting press with the screw nut transmission of drive mechanism of a movable pressure plate. *Acta mechanica et automatica*. doi: 10.2478/ama-2021-0017.
9. Knysh, O., Rehei, I., Vlakh, V., Mlynko, O., Ternytskyi, S. (2023). Analytical interpretation of experimental research of cardboard cutting in die-cutting press. *Academic journal of manufacturing engineering*, 21(1).
10. Rehei, I.I., Vlakh, V.V., Mykhayliv, Y.Y., Mlynko, O.I. (2023) Zastosuvannia dvosektsiinoi natysknoi plyty u presi shtantsiuvalnoho avtomata: perspektyvy vidmovy vid monoblochnoi konstruktsii [The use of a two-section pressure plate in the die cutting press: possibilities for abandoning the monoblock design]. *Naukovi zapysky UAD –Scientific notes of UAD*, (2(67)), 239–248.

Отримано 20.09.2024

Ivan Rehei¹, Oleh Knysh², Petro Behen³, Yuriy Mykhayliv⁴¹Doctor 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](https://orcid.org/0000-0002-3395-2994)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](https://orcid.org/0000-0001-5854-1879)³PhD in Technical Sciences, Associate Professor,

Associate Professor of the Department of Computerized Complexes of Printing and Packaging Industries

Lviv Polytechnic National University (Lviv, Ukraine)

E-mail: Petro.I.Behen@lpnu.ua. **ORCID:** <https://orcid.org/0000-0003-1999-2479>⁴Graduate Student of the Department of Computerized Complexes of Printing and Packaging Industries

Lviv Polytechnic National University (Lviv, Ukraine)

E-mail: muhayliv99@gmail.com**ANALYTICAL RESEARCHES OF THE PRESSURE PLATE DRIVE
POWER LOAD IN A DIE CUTTING PRESS**

It is stated in the article that the volume of paper and cardboard production for packaging has increased in recent years. It is emphasized that the die cutting equipment, intended for the production of cardboard blanks of packages, is responsible and heavily loaded. High requirements for die cutting equipment, which are related to the peculiarity of functioning in conditions of heavy technological loads and high productivity, are pointed out. It is widely represented on the technological equipment segment by die cutting presses with wedging lever mechanisms for driving the pressure plate. The analysis of scientific publications was performed and the relevance of the task of researching the force load of the pressure plate drive mechanism was emphasized. Its left wedging contour is considered. Analytical dependencies for geometric synthesis of the pressure plate drive wedging mechanism links and the calculation of their angles current values are presented. Its initial position is taken as the position in which the cardboard blank touches the ejector cushions of the die board. It is taken into account that the process of die cutting cardboard blanks is completed with the horizontal alignment of the crank and the driving connecting rod in one line. It was established that the process of die cutting cardboard with a pressure plate includes two phases. The first one is associated with the deformation of the ejector cushions of the die board, and the second main phase is with the cutting of blanks along their contours and the creasing of fold lines in them. It is considered that the second phase also includes the compression of the ejector cushions. Analytical dependences for calculating the component forces of the wedging mechanism links and the moment of force on the drive shaft are given. The starting peak of the relative moment of force on it was detected during the research of the main phase. The components of technological resistance accounted for by the blanks cutting, creasing and the deformation of ejector pillows are taken into account. It was established that during the first phase the drive load is significantly less than the load during the second main phase. The ratio of the moment of force peak values for different phases was obtained. The real picture of the pressure plate drive load nature in the process of die cutting cardboard blanks has been revealed.

Key words: die cutting; die board; wedging mechanism; cardboard blank; pressure plate; drive; geometric synthesis; force load.

Fig.: 2. References: 10.