

УДК 686.12.056

ПРИВОД НАТИСКНОЇ ПЛИТИ ШТАНЦЮВАЛЬНОГО ПРЕСА З ВИКОРИСТАННЯМ ПЕРЕДАЧІ «ГВИНТ-ГАЙКА» (АНАЛІЗ СКЛАДОВИХ КІНЕТИЧНОЇ ПОТУЖНОСТІ)

І. І. Регей, О. Б. Книш, С. В. Терницький, П. І. Бегень, І. А. Радіховський

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

Акцентовано конструкцію пресів штанцювального обладнання, які на базі розклинювальних механізмів розвивають значні зусилля для обробки картонних заготовок. Виявлено технічний недолік комбінованих механізмів привода натискної плити: протягом циклу вона коливається, що негативно впливає як на якість штанцювання картонних заготовок, так і на експлуатаційні характеристики преса. Запропоновано новий привод натискної плити штанцювальної секції, що складається з механізму чотириланковика, зубчастих коліс та передач «гвинт-гайка». Констатовано, що розроблена методика уможливіє оцінку складових кінетичної потужності привода штанцювального преса визначеного формату з реальними розмірами гвинтів, гайок, зубчастих коліс та центрального зубчастого колеса, що виконує реверсивно-хитний рух. Прототипом обрано прес штанцювального автомата серії «BOBST SP» з робочим форматом натискної плити 1020 × 720 мм. Досліджено, що фаза штанцювання картонних заготовок триває найменше за інші, обмежена часом від моменту дотику до картону інструментів штанцювальної форми до моменту зупинки натискної плити. Отримано значення кінетичної потужності, яка витрачається на штанцювання розгортки із картонної заготовки, подолання ваги масивної натискної плити протягом робочого ходу. За результатами досліджень встановлено поточні та виявлено пікові значення кінетичної потужності, що витрачається та генерується в процесі розгону і гальмування рухомих мас елементів привода. Отримані результати будуть використані для обґрунтування загальної потужності привода преса штанцювального автомата.

Ключові слова: картонне пакування, штанцювальне обладнання, прес, натискна плита, передача «гвинт-гайка», зубчасте колесо, кінетична потужність, технологічний опір, інерційні навантаження, пікові значення.

Постановка проблеми. У штанцювальному обладнанні преси, розташовані після самонакладу картонних заготовок, містять нерухому плиту з плоскою штанцювальною формою, рухома натискна плита, що укомплектована механізмом вертикального переміщення [1]. У приводах натискної плити пресів штанцювальних автоматів серії «BOBST SP», що розвивають значні зусилля для обробки картону, використовують комбіновані важільні розклинювальні механізми, які складаються з шарнірного чотириланкового контуру та кривошипно-повзунного [2]. Технологічні

опори у штанцювальному обладнанні виникають у процесі висікання розгорток уздовж контуру та бігування ліній згину, виламування обрізків, роз'єднування розгорток і укладання їх у стоси.

Завдяки практиці експлуатації штанцювальних пресів, дослідженням кінематичних характеристик виявлено технічний недолік таких комбінованих механізмів привода натискної плити — протягом робочого і холостого ходу вона коливається, що негативно впливає як на якість обробки картонних заготовок, виготовлених з мікро- та гофрованого картону, так і на експлуатаційні характеристики преса [3].

Пропонований пристрій штанцювальної секції, що містить опорну плиту 1 (рис. 1), на якій зафіксована плоска штанцювальна форма 2, забезпечує натискній плиті 3 з картонною заготовкою *КЗ* строге вертикальне переміщення [4]. До кутів плити жорстко зафіксовані гайки 4, 4', в які вкручені вертикальні гвинти 5, 5', що встановлені в опорних підшипниках. зубчасті колеса 6, 6', закріплені на гвинтах 5, 5', контактують із центральним зубчастим колесом 7, що вільно посаджене на осі і виконує реверсивно-коливний рух за допомогою механізму чотириланковика, до якого входить шатун 8 та кривошип 9.

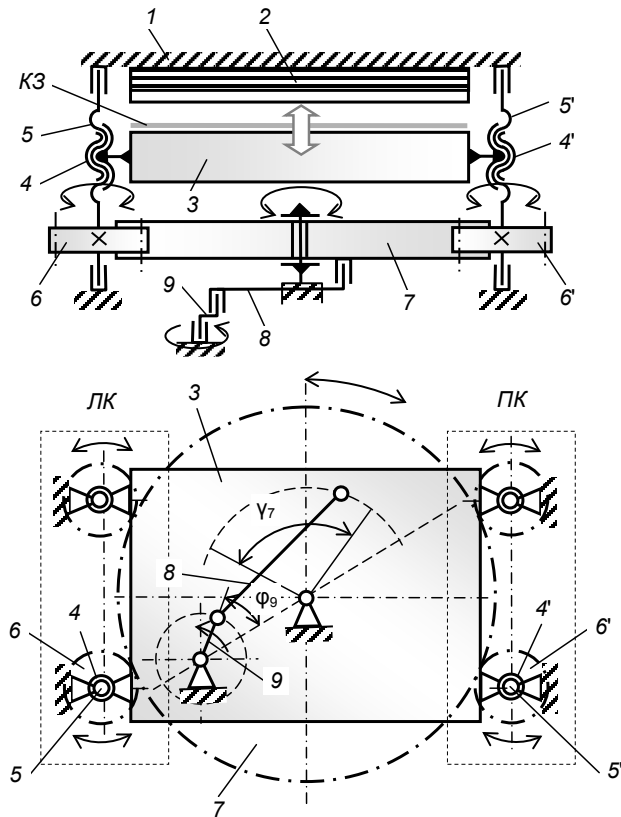


Рис. 1. Схеми (у проєкційному зв'язку) комбінованих механізмів лівого ЛК та правого ПК контурів привода натискної плити в штанцювальному пресі

Реалізація технічного розроблення конструкції нового штанцювального преса ґрунтується насамперед на результатах аналітичних досліджень силового навантаження комбінованих механізмів привода натискної плити з використанням передачі «гвинт-гайка». У праці [5] згруповані елементи привода натискної плити, які виконують зворотно-поступальний, реверсивно-обертний, реверсивно-хитний рухи, та розроблена методика оцінки складових споживаної потужності для розв'язання технічної задачі з інженерного проектування привода натискної плити. Саме розроблена методика уможливує оцінку складових кінетичної потужності штанцювального преса визначеного формату з реальними розмірами гвинтів, гайок, зубчастих коліс та центрального зубчастого колеса, що виконує реверсивно-хитний рух.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Сучасне обладнання для виготовлення розгортки картонного пакування — це високопродуктивні автомати з послідовним ланцюжком виконання технологічних операцій. Найпоширенішим сегментом є штанцювальна техніка плоского типу, що реалізує одночасне висікання контуру розгортки, бігування в них ліній згину, а якщо потрібно — вибіркове рельєфне тиснення. У праці [6] автори провели аналіз наявних конструкцій механізмів штанцювальних пресів різних видів, обладнання з інших галузей промисловості, які виконують операції з подолання значного технологічного опору наприкінці руху виконавчої ланки. Автори констатують, що більшість механізмів привода натискної плити в плоских штанцювальних пресах є розклинювальними, характеризуються наявністю великої кількості ланок. У праці проведено аналітичні дослідження різноманітних механізмів привода натискної плити, що уможливило експертний аналіз порівняльних характеристик механізмів преса із застосуванням основ кваліметрії для оцінювання рівня якості їхніх схем щодо відповідності заданим параметрам. Проте детального кінематичного та кінетостатичного аналізу механізмів не проведено, що важливо з огляду на доволі складну побудову таких механізмів та необхідність подолання значного технологічного опору.

Автори в праці [7] запропонували конструкцію розклинювального механізму з використанням кулачкового привода, що уможливує паралельний рух натискної плити протягом кінематичного циклу. Проте варто зазначити, що запропонований механізм привода натискної плити характеризується складністю виготовлення кулачків, які мають два контактуючі профілі. Окрім того, кулачковий механізм громіздкий, а його налагодження складне, що обмежує застосування такого привода натискної плити.

Передача «гвинт-гайка» в приводах пресів використовується в інших сферах, не пов'язаних із виготовленням розгортки картонних пакувань. У праці [8] проведено дослідження гвинтових формувальних пресів для обробки металевих елементів. Автори проаналізували конструкцію гвинтового преса та запропонували методи для визначення потрібної жорсткості. Проте подані результати не враховують поведінку картонних заготовок під час їхньої обробки, оскільки розраховані для формування виробів із листового металу. Варто зазначити, що проведені дослідження цікаві з погляду методики розрахунку потрібної жорсткості преса.

Проведений аналіз літературних джерел засвідчив потребу в подальших наукових дослідженнях силового навантаження комбінованого механізму з використанням

передачі «гвинт-гайка» для привода натискної плити в штанцювальних пресах. Для інженерного проєктування привода преса важливо оцінити його загальну споживану потужність, що витрачається на переборювання технологічного опору та інерційних навантажень.

Мета статті — дослідження складових кінетичної потужності привода натискної плити штанцювального преса з використанням передачі «гвинт-гайка», що витрачається на переборювання технологічного опору штанцювання розгортки, подолання ваги натискної плити протягом робочого ходу, переборювання інерційних навантажень та генерується в процесі гальмування рухомих мас.

Виклад основного матеріалу дослідження. Прототипом обрано прес штанцювального автомата серії «BOBST SP» з робочим форматом натискної плити 1020×720 мм. Його швидкість становить 3 тис. циклів на годину, а технологічний опір штанювання розгортки сягає $7,232 \times 10^5$ Н [9]. Дані для дослідження складових кінетичної потужності елементів привода преса зведені у табл. 1 і табл. 2.

Таблиця 1

**Перелік елементів комбінованого привода натискної плити,
параметри їхньої інертності**

№ з/п	Елемент привода	Позначення на схемах	Маса, кг		Момент інерції маси, кг·м ²	
1.	Натискна плита	3	m_3	300	—	—
2.	Вертикальний гвинт	5	m_5	23,5	J_5	0,019
3.	Зубчасте колесо	6	m_6	21	J_6	0,075
4.	Центральне зубчасте колесо	7	m_7	288	J_7	69,89

Таблиця 2

**Перелік елементів комбінованого привода натискної плити
та аналітичні залежності для обчислення кінетичної потужності**

№ з/п	Елемент привода, вид руху	Позначення на схемах	Кінетична потужність (аналітичні залежності)
1	2	3	4
1.	Натискна плита, зворотно-поступальний	3	- переборювання технологічного опору внаслідок штанцювання картонних розгортки: $N_I = F_{31} \cdot V_3, \quad (1.1)$ де F_{31} — зусилля штанцювання розгортки із картону; V_3 — змінна лінійна швидкість натискної плити протягом фази робочого ходу від моменту контакту інструментів штанцювальної форми 2 з картонною заготовкою КЗ до зупинки плити [5];

Продовження табл. 2

1	2	3	4
			<p>- подолання ваги натискної плити протягом робочого та генерування протягом холостого ходу:</p> $N_2 = G_3 \cdot V_3, \quad (1.2)$ <p>де G_3 — вага натискної плити 3;</p>
			<p>- переборювання/генерування інерційного навантаження, спричиненого рухомою масою натискної плити:</p> $N_3 = F_{31} \cdot V_3 = m_3 \cdot W_3 \cdot V_3, \quad (1.3)$ <p>де F_{31} — сила інерції натискної плити 3, m_3 — її маса; W_3 — змінне лінійне прискорення натискної плити 3 [5];</p>
2.	Вертикальні гвинти, зубчасті колеса; реверсивно-обертотий	5, 6	<p>- переборювання/генерування інерційного навантаження, спричиненого рухомою масою гвинтів 5 із зубчастими колесами 6 [10]:</p> $N_4 = n_1 (J_5 + J_6) \varepsilon_6 \cdot \omega_6, \quad (2.1)$ <p>де n_1 — кількість гвинтів 5 та зубчастих коліс 6;</p> <p>J_5, J_6 — моменти інерції мас, відповідно, гвинта 5 та зубчастого колеса 6; ε_6, ω_6 — змінні кутові прискорення та швидкість зубчастих коліс 6 (гвинтів 5) [5];</p>
3.	Центральне зубчасте колесо, коливний	7	<p>- переборювання/генерування інерційного навантаження, спричиненого рухомою масою центрального зубчастого колеса:</p> $N_5 = J_7 \cdot \varepsilon_7 \cdot \omega_7, \quad (3.1)$ <p>де J_7 — момент інерції маси центрального зубчастого колеса; ε_7, ω_7 — його змінні кутові прискорення та швидкість [5]</p>

Фаза штанцювання картонних заготовок триває найменше (рис. 2): вона обмежена часом від моменту дотику до картону інструментів штанцювальної форми до моменту зупинки натискної плити. У пресі з використанням для привода натискної плити комбінованого механізму на базі передачі «гвинт-гайка» інструменти форми контактують із картоном протягом повороту кривошипа чотириланковика (залежно від товщини картону) на кут $\varphi_{9ш}$, частка якого становить у межах 0,02 циклового оберту кривошипа.

Серед комплексу операцій найбільш енерговитратним є штанцювання картонних заготовок, яке пов'язане зі взаємодією інструментів плоскої форми з картоном при максимальному наближенні натискної плити. Виконані розрахунки за залежністю (1. 1), наведеною в табл. 1, засвідчують, що взаємодію інструментів штанцювальної форми з картоном супроводжує витрата кінетичної потужності $N_1 = 5757$ Вт

(рис. 4). Через подальше зменшення лінійної швидкості натискної плити до моменту повної зупинки (відповідає куту повороту кривошипа $\varphi = 208,16^\circ$) значення кінетичної потужності зменшуються до нуля.

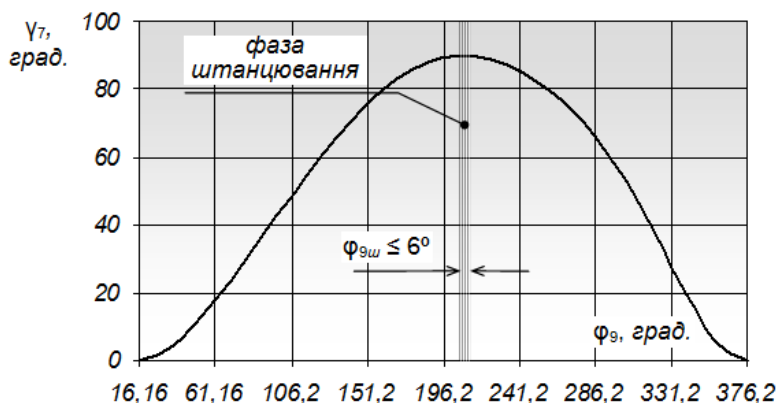


Рис. 2. Графік залежності кута хитання центрального зубчастого колеса від кута повороту кривошипа

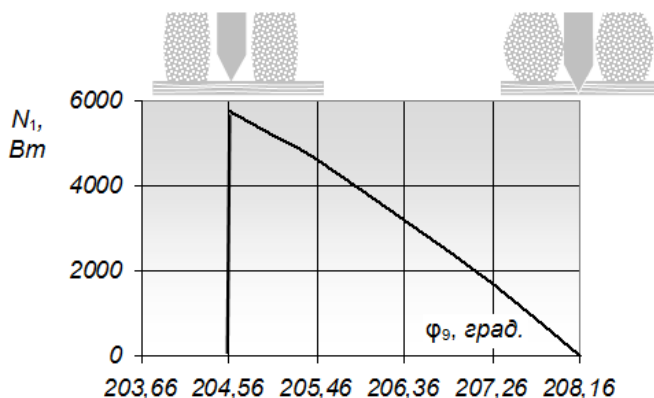


Рис. 3. Графік залежності кінетичної потужності, що витрачається на подолання технологічного опору штанцювання розгорток, від кута повороту кривошипа чотириланковика

Штанцювання картонних заготовок $K3$ забезпечує натискна плита 3 (рис. 1) масивної конструкції, яка протягом циклу виконує робочий та холостий ходи. Для подолання її ваги протягом робочого ходу кінетична потужність привода витрачається, а протягом холостого — її значення змінюють знак на протилежний. За результатами виконаних розрахунків за виразом (1. 2) побудовано графік залежності $N_2 = f(k, \varphi)$ (рис. 4).

Як видно з графіка, пікове значення 541 Вт кінетичної потужності N_2 виявлене в положенні $k = 4$ (кута повороту $\varphi = 88,16^\circ$) кривошипа чотириланковика. Протягом холостого ходу вага натискної плити спричинює циркулювання кінетичної

потужності в зворотному напрямку з максимальним піковим значенням $N_2 = -759$ Вт для $k = 17$ ($\varphi = 331,16^\circ$).

Переміщення натискної плити на початку робочого ходу потребує подолання інерційного навантаження, спричиненого її масою, яке залежить від лінійної швидкості. За результатами розрахунків, виконаних за виразом (1. 3), побудовано графік залежності $N_3 = f(k, \varphi)$ (рис. 5).

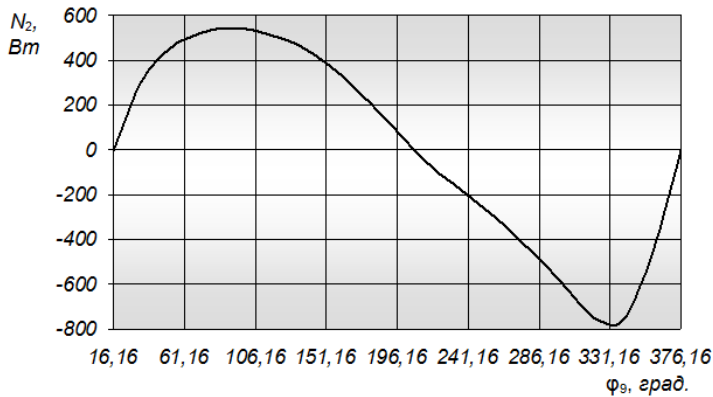


Рис. 4. Графік зміни кінетичної потужності натискної плити, спричиненої вагою, від кута повороту кривошипа чотириланковика

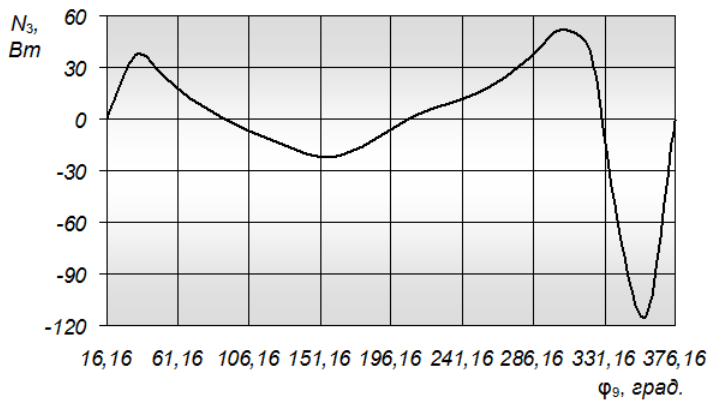
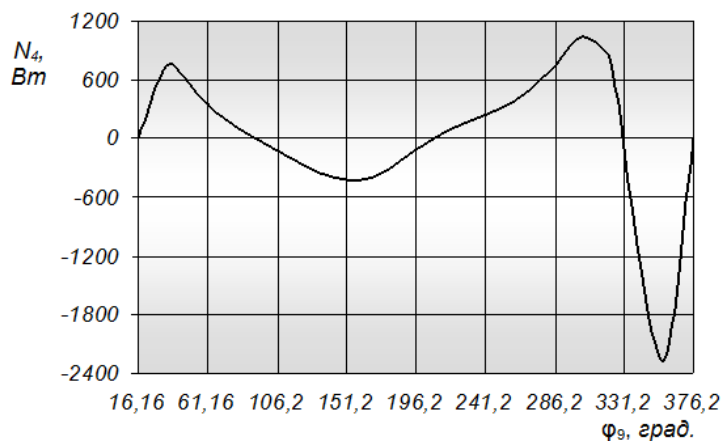


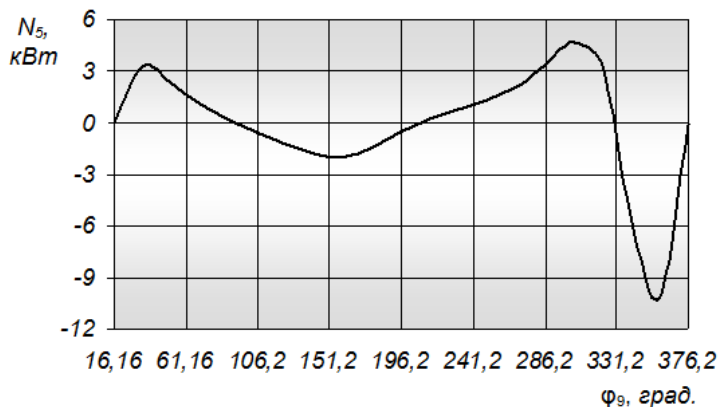
Рис. 5. Графік зміни кінетичної потужності натискної плити, спричиненої інерційним навантаженням, від кута повороту кривошипа чотириланковика

Графік засвідчує, що кінетична потужність натискної плити, спричинена інерційним навантаженням протягом циклу, у витратних фазах характеризується піковими значеннями $N_3 = 37,4$ і $52,7$ Вт для $\varphi = 34,16^\circ$ і $304,16^\circ$. У фазах накопичення пікові від'ємні значення ϵ , відповідно, для $\varphi = 160,16^\circ$ меншими в 1,6 раза та більшими для $\varphi = 358,16^\circ$ в 2,1 раза.

Вертикальні гвинти 5 із зубчастими колесами 6 в механізмі привода натискної плити 3 виконують реверсивно-обертотий, а центральне зубчасте колесо 7 — колиний рух. У межах циклу кінетична потужність привода витрачається на подолання інерційних навантажень протягом розгону і генерується в процесі гальмування рухомих мас. За залежностями (2. 1), (3. 1) розраховані поточні значення кінетичної потужності N_4 гвинтів і зубчастих коліс, N_5 — центрального зубчастого колеса (рис. 6, а; б, б).



а)



б)

Рис. 6. Графіки зміни кінетичної потужності гвинтів із зубчастими колесами (а), центрального зубчастого колеса (б), спричиненої інерційними навантаженнями, від кута повороту кривошипа чотириланковика

Як видно з графіків, пікові значення кінетичної потужності N_4 , N_5 характерні для значень кута повороту $\varphi = 34,16^\circ$, $160,16^\circ$, $304,16^\circ$ і $358,16^\circ$ кривошипа чотириланковика. За допомогою порівняння поточних значень встановлено, що співвід-

ношення N_5/N_4 становить 4,5 і в зазначених положеннях кривошипа $N_{51} = 3,35$ кВт, $N_{52} = -1,95$ кВт, $N_{53} = 4,73$ кВт і $N_{54} = -10,13$ кВт.

Отже, за результатами досліджень виявлено максимальні значення кінетичної потужності $N_1 = 5,76$ кВт, що витрачається на технологічну взаємодію інструментів штанцювальної форми з картоном, та $N_{54} = -10,13$ кВт, що генерується в процесі гальмування рухомої маси центрального зубчастого колеса.

Висновки. Запропоновано привод натискної плити штанцювального преса з використанням гайок, зафіксованих до її кутів, у які вкручені вертикальні гвинти із зубчастими колесами. Вертикальне переміщення натискної плити забезпечує центральне зубчасте колесо, що контактує з чотирма зубчастими колесами гвинтів, і його запускає в реверсивно-коливний рух чотириланковик. Констатовано, що фаза штанцювання картонних заготовок триває найменше за інші, обмежена часом від моменту дотику до картону інструментів штанцювальної форми до моменту зупинки натискної плити. Виконані розрахунки засвідчують, що початок взаємодії інструментів штанцювальної форми з картоном супроводжує витрата кінетичної потужності $N_1 = 5757$ Вт. Для подолання ваги масивної натискної плити протягом робочого ходу кінетична потужність привода витрачається (пікове значення $N_2 = 541$ Вт), а протягом холостого — її значення змінюють знак на протилежний (пікове значення $N_2 = -759$ Вт). За допомогою розрахунку поточних значень кінетичної потужності N_4 гвинтів із зубчастими колесами, N_5 — центрального зубчастого колеса встановлено, що співвідношення N_5/N_4 становить 4,5. Окрім того, за результатами досліджень виявлено максимальне пікове значення кінетичної потужності $N_{54} = -10,13$ кВт, що генерується в процесі гальмування рухомої маси центрального зубчастого колеса.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Шредер В. Л., Пилипенко С. Ф. Упаковка из картона. Киев : ИАЦ «Упаковка», 2004. 560 с.
2. Регей І. І. Споживче картонне пакування (матеріали, проектування, обладнання для виготовлення) : навч. посіб. Львів : УАД, 2011. 144 с.
3. Регей І. І., Кузнецов В. О., Влах В. В. Механізм приводу натискної плити у штанцювальному обладнанні (обґрунтування удосконалення). *Упаковка*. 2017. № 6. С. 29–31.
4. Прес штанцювального автомата : пат. № 118155 Україна: МПК В31В 50/52 (2017.01), В26F 1/40 (2006.01), F16H 21/34 (2006.01), В30В 1/26 (2006.01), В30В 1/18 (2006.01) / Регей І. І., Радіховський І. А., Книш О. Б., Млинко О. І. № a2017 11500 ; заявл. 24.11.2017 ; опубл. 26.11.2018. Бюл. № 22. 3 с.
5. Привод натискної плити штанцювального преса на базі використання передачі «гвинт-гайка» (методика оцінки складових споживаної потужності) / Регей І. І., Книш О. Б., Бегень П. І., Радіховський І. А., Млинко О. І. *Наукові записки [Української академії друкарства]*. 2020. № 1 (60). С. 98–107.
6. Хведчин Ю. Й., Зелений В. В. Аналіз механізмів преса штанцювальних автоматів. *Наукові записки [Української академії друкарства]*. 2014. № 4 (49). С. 21–30.
7. Lin W., Zhou C., Huang W. Optimum design for mechanical Structures and material Properties of the dual-elbow-bar mechanism. *Hindawi Advances in Materials Science and Engineering*. 2015. Article ID 724171. 5 p. <http://dx.doi.org/10.1155/2015/724171>.

8. Durand C., Bigot R., Baudouin C. Contribution to characterization of metal forming machines: application to screw presses. *Procedia Manufacturing*. 2018. Vol. 15. Pp. 1024–1032.
9. Влах В. В. Удосконалення штанцювального преса застосуванням комбінованих механізмів привода натискної плити : дис... канд. техн. наук : 05.05.01. Львів, 2018. 169 с.
10. Полюдов О. М. Механіка поліграфічних і пакувальних машин : навч. посіб. Львів : УАД, 2005. 180 с.

REFERENCES

1. Shreder, V. L., & Pilipenko, S. F. (2004). Upakovka iz kartona. Kiev : IAC «Upakovka» (in Russian).
2. Rehei, I. I. (2011). Spozhyvche kartonne pakovannia (materialy, proektuvannia, obladnannia dlia vyhotovlennia). Lviv : UAD (in Ukrainian).
3. Rehei, I. I., Kuznetsov, V. O., & Vlach, V. V. (2017). Mekhanizm pryvodu natysknoi plyty u shtantsiuvalnomu obladnanni (obhruntuvannia udoskonalennia): Upakovka, 6, 29–31 (in Ukrainian).
4. Pres shtantsiuvalnoho avtomata : pat. № 118155 Ukraina: MPK V31V 50/52 (2017.01), V26F 1/40 (2006.01), F16N 21/34 (2006.01), V30V 1/26 (2006.01), V30V 1/18 (2006.01) / Rehei I. I., Radikhovskiy I. A., Knysh O. B., Mlynko O. I. № a2017 11500 ; zaiavl. 24.11.2017 ; opubl. 26.11.2018. Biul. № 22. 3 s. (in Ukrainian).
5. Rehei, I. I., Knysh, O. B., Behen, P. I., Radikhovskiy, I. A., & Mlynko, O. I. (2020). Pryvod natysknoi plyty shtantsiuvalnoho presa na bazi vykorystannia peredachi «hvynt-haika» (metodyka otsinky skladovykh spozhyvanoj potuzhnosti): Naukovi zapysky [Ukrainskoi akademii druzarstva], 1 (60), 98–107 (in Ukrainian).
6. Khvedchyn, Yu. Y., & Zelenyi, V. V. (2014). Analiz mekhanizmiv presa shtantsiuvalnykh avtomativ: Naukovi zapysky [Ukrainskoi akademii druzarstva], 4 (49), 21–30 (in Ukrainian).
7. Lin, W., Zhou, C., & Huang, W. (2015). Optimum design for mechanical Structures and material Properties of the dual-elbow-bar mechanism. *Hindawi Advances in Materials Science and Engineering*. Article ID 724171. 5 p. <http://dx.doi.org/10.1155/2015/724171> (in English).
8. Durand, C., Bigot, R., & Baudouin, C. (2018). Contribution to characterization of metal forming machines: application to screw presses: *Procedia Manufacturing*, 15, 1024–1032 (in English).
9. Vlach, V. V. (2018). Udoskonalennia shtantsiuvalnoho presa zastosuvanniam kombinovanykh mekhanizmiv pryvoda natysknoi plyty : dys... kand. tekhn. nauk : 05.05.01. Lviv (in Ukrainian).
10. Poliudov, O. M. (2005). Mekhanika polihrafichnykh i pakuvalnykh mashyn. Lviv : UAD (in Ukrainian).

doi: 10.32403/0554-4866-2021-1-81-51-61

**DRIVE OF THE DIE-CUTTING PRESSING PLATE WITH
USING THE SCREW-NUT TRANSMISSION
(ANALYSIS OF KINETIC POWER COMPONENTS)**

I. I. Rehei, O. B. Knysh, S. V. Ternytskii, P. I. Behen, I. A. Radihovskii

*Ukrainian Academy of Printing,
19, Pid Holoskom St., Lviv, 79020, Ukraine
regey.ivan@gmail.com*

The article focuses on the die-cutting presses construction, which are based on wedging lever mechanisms and develop significant efforts during cutting cardboard involutes. The technical disadvantage of combined lever mechanisms of the pressure plate drive is revealed: during the cycle it oscillates, which negatively affects both the quality of cutting cardboard involutes and the die-cutting press operational characteristics. A new drive of the die-cutting section pressure plate is proposed, which consist of a four-link lever mechanism, gears and “screw-nut” gears. It is stated that the developed technique makes it possible to estimate the components of the kinetic power of the certain format die-cutting press drive according to the actual sizes of screws, nuts, gears and the central gear, which performs reversible-oscillating motion. The prototype is a die-cutting press of the BOBST SP series machine with a pressure plate working format 1020×720 mm. It is studied that the phase of die-cutting cardboard involutes is the shortest for others, limited by the time from the moment of the die-cutting form tools contact with the cardboard to the moment of stopping the pressure plate. The value of kinetic power spent on cutting cardboard involutes, overcoming of a massive pressure plate weight during a working phase is received. According to the research results, the current and maximum values of the kinetic power which is generated in the process of acceleration and braking of the drive elements moving masses are established and revealed. The obtained results will be used for justification of the total power of the die-cutting machine press drive.

Keywords: *cardboard packaging, die-cutting equipment, press, pressure plate, screw-nut transmission, gear, kinetic power, technological resistance, inertial loads, peak values.*

Стаття надійшла до редакції 04.02.2021.

Received 04.02.2021.