

**КОМБІНОВАНИЙ МЕХАНІЗМ ПРИВОДУ НАТИСКНОЇ ПЛИТИ  
ПЛОСКОГО ШТАНЦЮВАЛЬНОГО ПРЕСА  
(ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ОЦІНКА НАВАНТАЖЕНЬ)**

С. В. Терницький, Н. М. Кандяк, В. В. Влах, О. О. Паламар

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

*Проведено дослідження навантажень (крутних моментів), які виникають на привідному валу механізму приводу натискної плити експериментального преса плоского типу в процесі висікання картонних заготовок, що уможливило отримання достовірних та систематизованих значень крутних моментів на привідному валу залежно від товщини, типу та напрямку розташування волокон у картоні. Розроблено та створено експериментальний стенд для дослідження комбінованого механізму приводу натискної плити, в якому забезпечена можливість зміни та контролю швидкості обертання привідного валу. Застосовано тензометричний метод дослідження крутних моментів, що уможливило отримання їх достовірних значень. Проаналізовано вплив товщини картонних заготовок, напрямку розташування волокон стосовно висікальної лінійки на величину крутного моменту на привідному валу механізму.*

**Ключові слова:** *пакування, експериментальний прес, висікання, ежекторні подушки, кривошипно-повзунний механізм, картон, крутний момент, навантаження.*

**Постановка проблеми.** У штанцювальних машинах-автоматах для привода рухомої натискної плити використовують спеціальні шарнірно-важільні механізми [1]. Їх специфіка полягає у використанні ефекту «розклинювання», завдяки якому при незначних переміщеннях і відносно невеликих зусиллях на вхідних ланках механізму зусилля притиску натискної плити досягають величини, необхідної для виконання технологічної операції штанцювання розгорток.

Існуючі типи штанцювальних пресів плоского типу мають недолік у тому, що протягом робочого та холостого ходів натискна плита виконує хитний рух, який негативно впливає на експлуатаційні характеристики преса та створює технологічні труднощі під час виготовлення розгорток з відносно товстого картону. Крім того, несинхронний рух лівого та правого повзуна, що є причиною непаралельного переміщення нижньої рухомої плити, може сприяти зношуванню повзунів та спричиняти їх заклинювання у напрямних, а також суттєво ускладнює його налагоджування. Для уникнення цих недоліків запропоновано привод нижньої натискної плити на базі комбінованого механізму, який складається з двох пар кривошипно-повзунних контурів (ведучих та ведених) [2]. Аналіз кінематичних параметрів запропонованого механізму засвідчив, що повзуни рухаються у

вертикальному напрямку з однаковими швидкостями, зберігаючи паралельність натискної плити до площини опорної.

Для підтвердження достовірності виконаних аналітичних досліджень щодо запропонованого механізму привода натискної плити у штанцювальному пресі та перевірки його працездатності проведено експериментальні дослідження, що передбачають розроблення конструкції та виготовлення дослідного стенду; визначення впливу змінних геометричних, кінематичних і технологічних параметрів процесу на енергосилові показники роботи преса, а саме: типу та товщини картону, виду та довжини висікальних лінійок тощо; розроблення методики проведення досліджень, встановлення вимірювальних засобів та проведення вимірювань; оцінювання вірогідності результатів попередніх аналітичних досліджень механізму та порівняння з характеристиками наявних пресів.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** У праці [2] висвітлено конструкцію механізму привода натискної плити, що використовується у штанцювальному обладнанні, виявлено несинхронне переміщення лівого і правого повзунів. Запропоновано альтернативний механізм привода нижньої натискної плити на базі ведучих та ведених пар кривошипно-повзунних контурів. Встановлено, що повзуни у прямому та зворотному напрямках рухаються з однаковими швидкостями, забезпечують паралельність натискної плити до нерухокої опорної площини, а процес штанцювання розгортки завершується за відсутності прискорення рухокої плити. У праці [3] запропоновано метод експериментального дослідження плоского штанцювального преса та визначено загальні навантаження у пресі та деформації найподатливіших ланок його привода в процесі його експлуатації. Проте ця праця стосується тигельного преса, що унеможливує опрацювання технологічних навантажень під час висікання розгортки картонних паковань.

У праці [4] розглядаються заходи для забезпечення стабільних умов роботи штанцювального преса. Створення попереднього натягу в системі штанцювального преса дає змогу незалежно від характеру форми та її формату досягти практичної плоскопаралельності натискної та опорної плит. Проте в роботі не розглянуто навантаження в системі преса, а також не висвітлено будову механізму привода натискної плити.

Як видно з аналізу праць, дослідження авторів стосуються процесу виготовлення розгортки споживчих картонних паковань. За результатами аналізу останніх наукових праць не виявлено досліджень навантажень, що виникають на привідному валу механізму привода натискної плити. Окрім того, не виявлено й інформації щодо залежності величини крутного моменту від основних факторів, а саме: типу картону, його товщини, напрямку розташування волокон щодо висікальної лінійки тощо.

**Мета статті** — виявлення дійсних параметрів процесу штанцювання розгортки картонних паковань у плоскому пресі із застосуванням запропонованого механізму привода натискної плити, а саме — дослідження технологічних навантажень на привідному валу механізму, що виникають в процесі виготовлення розгортки картонних споживчих паковань, шляхом виявлення функціональної залежності

крутного моменту від товщини картонної заготовки, із врахуванням впливу виду картону, напрямку розташування волокон щодо висікальної лінійки тощо.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Для проведення експериментальних досліджень спроектовано та виготовлено лабораторний дослідний стенд штанцювального преса із запропонованим механізмом привода натискної плити, який передбачає застосування універсального привода (двигуна, пасових передач), а також застосовано наявні методи експериментальних досліджень для отримання даних щодо крутного моменту на привідному валу механізму.

Експериментальний стенд складається із двигуна 1 (рис. 1) постійного струму типу ПЗ1М потужністю 1,4 кВт та номінальною частотою обертання  $n = 1500$  об./хв, двох клинопасових передач із шківками 2, 3, 4, 5, кривошипа 6, шатуна 7, повзуна 8 ведучого кривошипно-повзунного контура, шатуна 9, повзуна 10 веденого контура. На повзуні 10 закріплено нижню рухому натискну плиту штанцювального преса, на якій розміщується штанцювальна форма 11 із висікальною лінійкою та ежекторними подушками, яка після висікання картонної заготовки врізається в опорну поверхню виконану суцільно із обмежувачами 12. З метою забезпечення необхідної жорсткості системи розроблено конструкцію станини 13. Усю конструкцію змонтовано на жорсткій станині 14. Привідний вал 15 встановлено між двома кронштейнами, в середній його частині встановлено тензометричні датчі, на одному кінці ведений шків 9, на другому — струмомірачі кільцевого типу та кривошип 6.

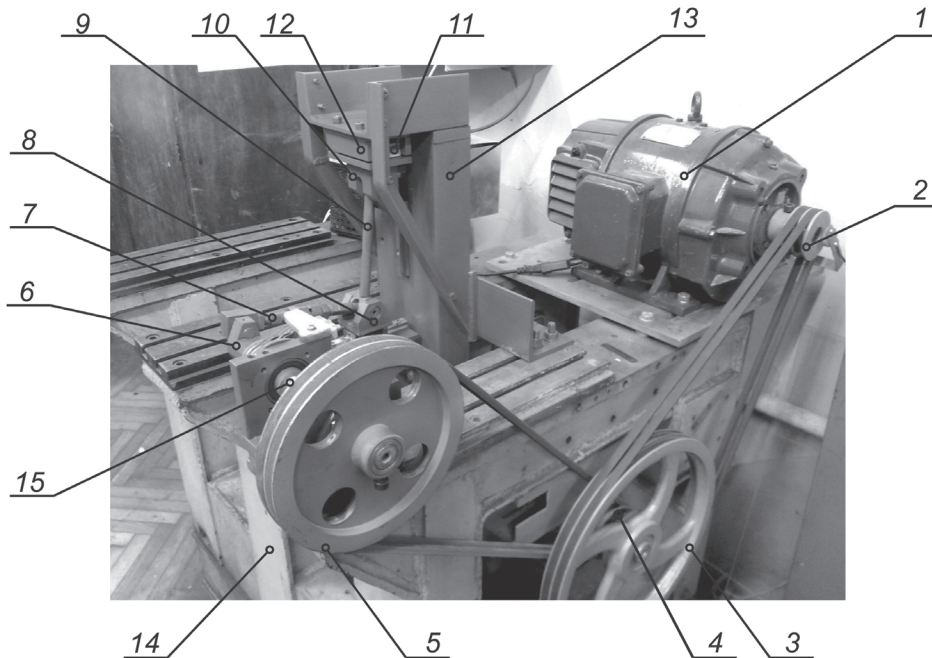


Рис. 1. Експериментальний стенд – загальний вигляд (фото)

Відібраний для проведення дослідження зразок картону КЗ (рис. 2) поміщається на штанцювальну форму 11, де розміщено висікальну лінійку та ежеторні подушки. Штанцювальна форма 11 закріплюється нерухомо на натискній плиті механізму. Натискна плита здійснює зворотньо-поступальний рух, забезпечуючи якісне висікання. Вертикальне переміщення натискної плити відбувається до моменту контакту висікальної лінійки та опорної поверхні, що нерухомо закріплена на станині 13, забезпечуючи необхідну жорсткість системи.

У розробленому експериментальному стенді реалізовано схему плоского штанцювального преса із нижньою рухомою плитою. Привід натискної плити здійснюється комбінованим механізмом. Натискна плита закріплена на веденому повзуні 10, який приводиться в рух від ведучого повзуна 8 через шатун 9. Ведучий повзун 8 приводиться від кривошипа 6 через шатун 7, який виконаний у вигляді регульованої тяги. Регульована тяга 7 складається із напівтяг  $7_1$  та  $7_2$ , втулки із різьбою  $7_3$ , що забезпечує зміну розміру шатуна. Для надійного фіксування необхідного розміру шатуна 7 застосовуються гайки  $7_4$  та  $7_5$ . Змінна довжина шатуна 7 уможливила компенсацію зазорів у шарнірах та можливість регулювання ходу натискної плити.

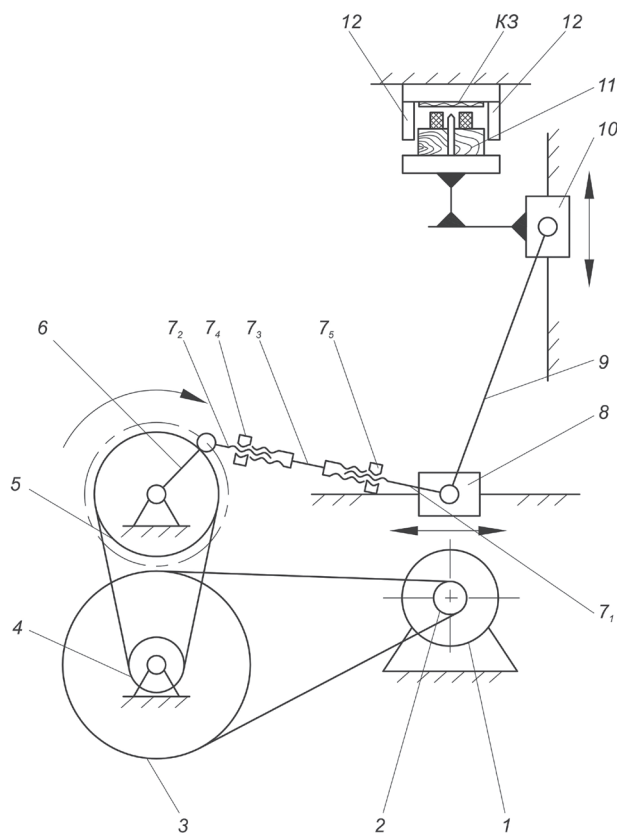


Рис. 2. Кінематична схема комбінованого механізму привода натискної плити штанцювального преса

Кривошип 6 розташовано на одному валу із веденим шківом 5 клинопасової передачі. Кривошип здійснює обертання із заданою кутовою швидкістю. Обертаний рух веденому шківу 5 надається через дві клинопасові передачі від електродвигуна постійного струму 1. Ведучий шків 2 першої клинопасової передачі розташовано на валу двигуна 1, а ведений 3 — на проміжному валу спільно із ведучим шківом 4 другої клинопасової передачі. Передавальне число клинопасової передачі, розраховане за умови забезпечення частоти обертання 15–120 об/хв привідного вала, що досягається за передавального числа першої ступені  $u_1 = 5,6$  та другої —  $u_2 = 2,3$ . Тоді за загального передавального числа 12,8 забезпечується частота обертання привідного валу механізму приводу натискної плити в потрібному діапазоні швидкостей.

Для мінімізації втрат від тертя ковзання під час руху повзунів кривошипно-повзунних контурів, що спричинятиме додаткові навантаження у приводі пристрою у якості повзуна застосовано стандартизовані профільні рейкові кулькові напрямні.

Для одержання достовірної інформації стосовно реальних навантажень на привідному валу запропонованого механізму застосовано тензометричний спосіб дослідження, що передбачає вимірювання крутних моментів тензорезисторами, які змінюють свій опір під дією деформації [5].

Зазвичай для виготовлення споживчого пакування використовують картон з багатошаровою структурою. Картон із крейдованим покриттям використовують для виготовлення пакування із високоякісним поліграфічним оформленням. Найпоширенішим картоном, що використовується для виготовлення споживчого пакування, є картон типу хром-ерзац, оскільки він має добрі друкарські показники та порівняно невисоку вартість [6]. Тому для дослідження обрано картон типу хром-ерзац крейдований різної товщини (0,3 мм, 0,5 мм та 0,7 мм). Експериментальні дослідження крутного моменту на привідному валу проводилися із використанням нової висікальної лінійки *Universal SF* із радіусом заокруглення ріжучої крайки 9 мкм, товщиною 3 мм та довжиною 40 мм за температури в приміщенні 20–23 °С та вологості 60 %.

На рис. 3 представлено зразок запису крутного моменту на привідному валу комбінованого механізму приводу натискної плити при висіканні картонної заготовки із частотою обертання кривошипа 80 об/хв.

На графіку наведено два цикли роботи механізму: перший, на ділянці *A–E* (рис.3), відповідає роботі механізму без картонної заготовки; другий, на ділянці *E–I* — роботі механізму під час висікання картонної заготовки. У процесі роботи механізму виникатимуть інерційні навантаження. Так, в точці *A* (початок циклу) починає зростати крутний момент від інерційних сил, який досягає максимуму в точці *B*. Далі крутний момент від сил інерції поступово зменшується до точки *C* початку контакту ежекторних подушок та висікальної лінійки із опорною поверхнею, де виникають статичні навантаження, що досягають максимального значення в точці *D*. Таким чином уможливлено визначення зусилля врізання лінійки в опорну поверхню. При переміщенні натискної плити вниз спостерігається зменшення крутного моменту до мінімального значення (точка *E*).

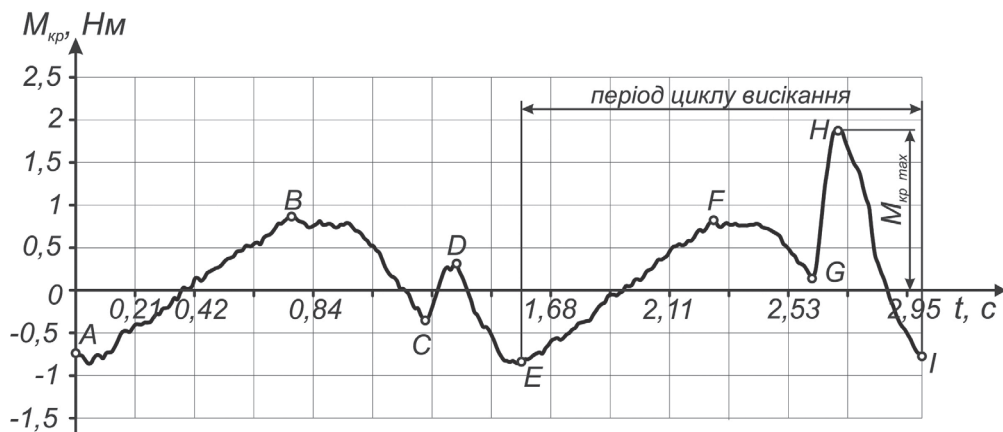


Рис. 3. Графік залежності крутного моменту на привідному валу механізму приводу натискної плити експериментального стенду від часу висікання картонних заготовок

Далі робота механізму відбувається у тій же послідовності однак із висіканням картонної заготовки. Цикл роботи механізму починається в точці  $E$ , де починається зростання моменту від сил інерції (точка  $F$ ). У точці  $G$  починається контакт ежекторних подушок, а згодом і висікальної лінійки, із картонною заготовкою, починається врізання висікального інструменту в картон і зростання навантаження. Крутний момент  $M_{кр}$  зростає, досягаючи максимального значення в точці  $H$ . Це значення фіксуємо як момент від зусилля висікання, характерного для цього картону. Далі натискна плита починає зворотній рух, що демонструє ділянка  $H-I$  на графіку.

В процесі експериментальних досліджень крутних моментів виявлено, що товщина картонної заготовки не впливає на характер зміни кривих, змінюється лише максимальне значення. Можна стверджувати, що для кожної товщини  $\Delta$  картону існує певне значення крутного моменту  $M_{кр}$ . Окрім того, на величину крутного моменту впливатиме напрямок розташування волокон в картонній заготовці щодо висікальної лінійки.

Експериментальні дані крутних моментів під час висікання картонних заготовок для відібраних картонів, що розшифровані на основі тарувальних залежностей, наведені в таблиці, а графічні залежності представлені на рис. 4.

Таблиця 1

**Значення крутного моменту на привідному валу механізму для картону хром-ерзац крейдований при частоті обертання кривошипа 160 об/хв**

Товщина $\Delta$ та маса квадратного метра картону		0,3 мм, 250 г/м <sup>2</sup>	0,5 мм, 380 г/м <sup>2</sup>	0,7 мм, 520 г/м <sup>2</sup>
Крутний момент $M_{кр}$ на привідному валу, Н·м	вздовж волокон	0,69	1,12	1,45
	поперек волокон	0,95	1,38	1,57

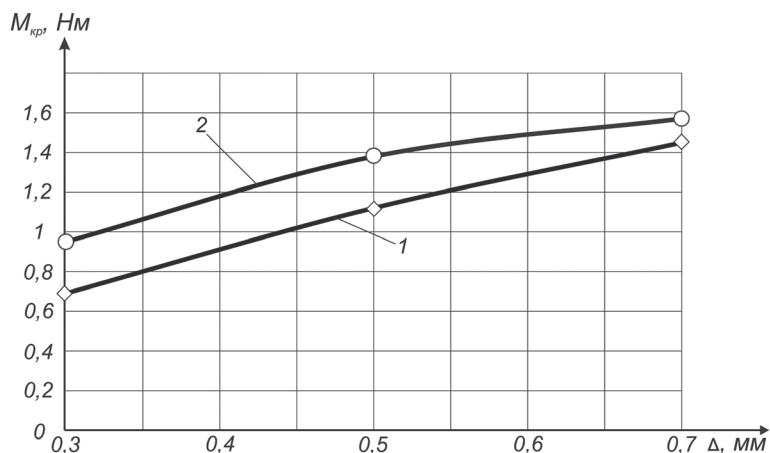


Рис. 4. Графік залежності крутного моменту на привідному валу від товщини картонних заготовок вздовж (1) та поперек (2) волокон картону

Як видно із графіків, значення крутного моменту  $M_{кр}$  поступово зростає залежно від товщини  $\Delta$  картону. Проте при цьому зростання навантаження на привідному валу відбувається не прямопропорційно збільшенню товщини заготовки. На рис. 4 видно, що при швидкості обертання кривошипа  $n = 80$  циклів/хв спостерігається поступове зростання крутного моменту на привідному валу від 0,69 Н·м до 1,45 Н·м (вздовж волокон) та від 0,95 Н·м до 1,57 Н·м (поперек волокон). При збільшенні товщини  $\Delta$  картону вдвічі, величина крутного моменту  $M_{кр}$  збільшується при висіканні вздовж волокон в 2,1 рази та поперек волокон — в 1,65 рази.

Встановлено, що при висіканні картону поперек волокон значення крутного моменту на привідному валу комбінованого механізму приводу натискної плити для картону хром-ерзац приблизно на 18 % більше, ніж при висіканні вздовж волокон.

Результатом експериментальних вимірювань є отримання статистичного ряду вимірювань двох значень. Характер зміни крутного моменту на привідному валу механізму залежно від товщини картону можна описати емпіричними залежностями, а саме залежністю виду:

$$M_{кр} = A \cdot \Delta^n, \quad (1)$$

де  $A$  і  $n$  — характеристики певного виду картону, які отримані за допомогою програмного забезпечення як математичний опис усередненої лінії «тренда».

Для картону хром-ерзац:

– вздовж волокна:

$$M_{кр} = 2,001 \cdot \Delta^{0,604}, \quad (2)$$

– поперек волокна:

$$M_{кр} = 2,02 \cdot \Delta^{0,88}. \quad (3)$$

Отже, було підібрано функціональну залежність, що описує експериментальні значення змінних і точно відображає загальну тенденцію зміни цієї залежності, що уможливорює виключення похибки вимірювань та випадкових відхилень.

Для забезпечення максимального рівня достовірності отриманих залежностей контролювався ступінь близькості апроксимації до експериментальних даних, який оцінюється коефіцієнтом детермінації.

**Висновки.** Для характерних видів картону, що застосовується для виготовлення споживчих паковань, експериментально визначені крутні моменти на привідному валу комбінованого механізму приводу натискної плити при висіканні вздовж та поперек волокон для діапазону товщин картону 0,3–0,7 мм висікальними лінійками з радіусом заокруглення крайки леза 9 мкм. Залежність крутного моменту від товщини картону виражена степеневою залежністю. Отримані в результаті експериментальних досліджень дані та залежності підтвердили доцільність удосконалення механізму приводу нижньої натискної плити в плоских штанцювальних пресах.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Регей І. І. Споживче картонне пакування (матеріали, проектування, обладнання для виготовлення) : навч. посіб. Львів : УАД, 2011. 144 с.
2. Кузнецов В. О., Регей І. І., Влах В. В. Модернізація механізму приводу натискної плити у штанцювальному пресі. Поліграфія і видавнича справа. 2017. № 1. С. 56–62.
3. Банах Ю. О. Експериментальне дослідження процесу штанцювання на пресах тигельного типу з підвищеною точністю базування його робочих органів. Поліграфія і видавнича справа. 1998. № 34. С. 159–163.
4. Чехман Я. І., Терницький С. В. Штанцювальний прес для виготовлення розгортки картонних паковань (забезпечення стабільних умов роботи). Упаковка. 2013. № 1. С. 51–53.
5. Тензометрия в машиностроении : справоч. пособ. / под ред. Р. А. Макарова. Москва : Машиностроение, 1975. 288 с.
6. Терницький С. В. Картон його будова, різновид, характеристики і сфера доцільного застосування для виготовлення паковань. Науковий вісник НЛТУ України. 2011. Вип. 21.6. С. 85–90.

### REFERENCES

1. Rehei, I. I. (2011). Spozhyvche kartonne pakovannia (materialy, proektuvannia, obladnannia dlia vyhotovlennia). Lviv : UAD (in Ukrainian).
2. Kuznetsov, V. O., Rehei, I. I., & Vlach, V. V. (2017). Modernizatsiia mekhanizmu pryvoda natysknoi plyty u shtantsiuvalnomu presi: Polihrafiia i vydavnycha справа, 1, 56–62 (in Ukrainian).
3. Banakh, Yu. O. (1998). Eksperymentalne doslidzhennia protsesu shtantsiuvannia na presakh tyhelnoho typu z pidvyshchenoiu tochnistiu bazuvannia yoho robochykh orhaniv: Polihrafiia i vydavnycha справа, 34, 159–163 (in Ukrainian).
4. Chekhman, Ya. I., & Ternytskyi, S. V. (2013). Shtantsiuvalnyi pres dlia vyhotovlennia rozghortok kartonnykh pakovan (zabezpechennia stabilnykh umov roboty): Upakovka, 1, 51–53 (in Ukrainian).
5. Pod red. Makarova R. A. (1975). Tenzometriia v mashinostroenii. Moskva : Mashinostroenie (in Russian).



6. Ternytskyi, S. V. (2011). Karton yoho budova, riznovyd, kharakterystyky i sfera dotsilnoho zastosuvannya dlia vyhotovlennia pakovan: Naukovyi visnyk NLTU Ukrainy, 21.6, 85–90 (in Ukrainian).

doi: 10.32403/1998-6912-2018-1-56-11-19

### **COMBINED DRIVE MECHANISM OF A PRESS PLATE USED IN FLAT DIE-CUTTING PRESS (EXPERIMENTAL EVALUATION OF LOADS)**

S. V. Ternytskyi, N. M. Kandiak, V. V. Vlach, O. O. Palamar

*Ukrainian Academy of Printing,  
19, Pid Holoskom St., Lviv, 79020, Ukraine  
serhij86@gmail.com*

*In the article, the research of loads (torques) has been carried out that arise on the mechanism drive shaft of the press plate in a flat die-cutting press during process of cardboard consumer packing cutting. It allows making possible to obtain reliable and systematic values of torque, depending on the thickness, type and direction of fibers disposition in cardboard.*

*There has been developed and designed an experimental test device of the combined mechanism of the press plate with possibility of changing and controlling the speed of the drive shaft. In the developed experimental device, the implementation of a scheme of a flat die-cutting press with a lower movable press plate has been realized. The drive of the press plate is provided by a combined mechanism.*

*The strain gauge method of torque research has been applied, which made possible obtaining of its reliable data. It has been revealed that the thickness of the cardboard does not affect the nature of the change curve, it only effects the maximum values of torque. For each thickness of the cardboard there is a certain value of torque. In the article, the influence of the cardboard thickness on the value of the torque on the drive shaft of the mechanism has been analyzed including the influence of direction of fibers disposition of cardboard concerning the cutting line. It has been established that with doubled increasing of cardboard thickness, the magnitude of the torque increases by 2.1 times during cutting along the fibers and by 1.65 times - across the fibers.*

*It has been confirmed that the combined drive mechanism of the press plate ensures the parallelism of the plates during the working cycle, which ensures the stability of the machine working process and leads to the increasing of the product quality.*

**Keywords:** *packaging, experimental press, die-cutting, ejector pillows, crank-cross-head mechanism, cardboard, torque, load.*

*Стаття надійшла до редакції 07.02.2018.*

*Received 07.02.2018.*