

УДК 676.84 + 62-231

ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДУ НАТИСКНОГО ЦИЛІНДРА ШТАНЦЮВАЛЬНОЇ МАШИНИ ПЛОСКОЦИЛІНДРОВОГО ТИПУ

П. В. Топольницький, А. І. Шустикевич, А. Б. Коломієць, Ю. В. Ватуляк

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

Виконаний аналіз виконавчих механізмів штанцювального обладнання, яке застосовують для виробництва розгортки картонних пакувань і тари. Наявні дані про явища, які супроводжують процес високопродуктивного висікання аркушів картону, дозволяє виконати вірогідний розрахунок кінематичних та кінето-статичних параметрів приводу натискного циліндра. Представлені математичні залежності, що враховують вимоги технологічного процесу, фізико-механічні особливості картону, наявні обмеження роботи механізму. Визначення кінематичних параметрів руху натискної плити дозволяє отримати їхню максимальну величину та оцінити характер зміни можливих загальних крутних моментів на головному валі приводу штанцювального преса. Ці дані будуть корисні для проектування раціональної конструкції штанцювального преса за оптимізованою компоновальною схемою.

Ключові слова: пакування, картон, штанцювальний прес, плоскоциліндровий, привод, циліндр, розрахунок, кінематика, крутний момент.

Постановка проблеми. Зростання попиту на екологічні пакування з картону або паперу стимулює розвиток обладнання для їхнього виробництва як в Україні, так і у світі. Штанцювання картонних розгортки є однією з ключових операцій у виробництві пакувань та тари, яка забезпечує високу якість виготовлених виробів [1, 2]. Ця технологічна операція широко застосовується на поліграфічних підприємствах завдяки її універсальності та можливості виготовлення широкого спектру пакувань від універсальних до оригінальних складної конструкції.

Наявне обладнання має як переваги, так і недоліки, що обумовлює необхідність його подальшої модернізації. Основними перевагами сучасних штанцювальних пресів є висока продуктивність, точність виконання операцій та зниження обсягів відходів [3]. Завдяки автоматизації зменшується потреба у ручній праці, що скорочує витрати на виробництво [4]. Проте обладнання має низку недоліків, серед яких високі енерговитрати, значна вартість та зношуваність окремих навантажених елементів, таких як привод натискної плити. Він є одним з найбільш енергоємних вузлів преса, що впливає на економічну ефективність усього виробничого процесу. Недостатній рівень оптимізації цього вузла може призводити до енергата матеріаловитратності, у кінцевому рахунку до підвищення експлуатаційних витрат.

Модернізація штанцювального обладнання є важливою та актуальною для розвитку ряду галузей промисловості: поліграфії, харчової, фармацевтичної галузей, логістики тощо. Зосередження уваги на оптимізації ключових вузлів, зокрема привода натискної плити, сприятиме створенню конкурентоспроможних конструкцій, які забезпечать екологічність, економічність і високу якість виробництва картонних паковань та тари. Це дозволить українським підприємствам зміцнити свої позиції та сприятиме сталому розвитку галузі.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Аналіз навчально-наукових та патентних джерел засвідчив, що преси плоскоциліндрового типу можуть бути широко застосовані на середніх за потужністю поліграфічних підприємствах. Це є оптимальним застосуванням у наш час для України, за наявності значних небезпек для великих підприємств і малої економічної доцільності для малих друкарень.

Також важливим аспектом є забезпечення довговічності та надійності вузлів та деталей штанцювального обладнання, що дозволить знизити експлуатаційні витрати та підвищити продуктивність. Впровадження сучасних рішень у конструкцію привода забезпечить стабільну роботу навіть у складних умовах експлуатації, відомих за джерелами інформації [6]. Розробка нових моделей штанцювальних пресів із раціональними конструктивними рішеннями приведе до створення енергоефективних та високопродуктивних систем, що відповідатимуть сучасним вимогам промисловості країни.

Раціональний підхід до проектування механізмів привода натискної плити штанцювального преса плоскоциліндрового типу дозволить значно знизити енерговитрати та підвищити надійність роботи обладнання [7, 8]. Основними напрямками оптимізації є застосування енергоефективних механізмів за раціональними структурними схемами, коректний розрахунок цих механізмів з урахуванням численних вимог технологічного процесу виготовлення картонних паковань та використання високоміцних і зносостійких матеріалів.

Мета статті. Представлені математичні моделі для визначення характеристик приводу найбільш навантаженої ланки удосконаленого устаткування для виробництва розгорток паковань і тари з картону. Кінцевою метою є визначення кінематичних та кінетостатичних параметрів механізму привода натискної плити штанцювальної машини плоскоциліндрового типу для забезпечення умов проектування його раціональної конструкції.

Виклад основного матеріалу дослідження. Схему будови плоскоциліндрового преса згідно [7, 9] разом з його приводом для штанцювання заготовок паковань із картону представлено на рис. 1. Із стапеля 1 подавальним механізмом аркуш картону передається у захоплювачі каретки 2 транспортера 3, який подає його до штанцювальної форми 4. Механізм привода натискного циліндра 5 забезпечує його перекочування по штанцювальній формі 4 та його зупинку у крайніх положеннях. Одночасно у цих положеннях зрізана частина циліндра розташовується паралельно до площини висікальної форми, чим забезпечується безперешкодне переміщення висічених аркушів картону та подавання нових у робочу зону.

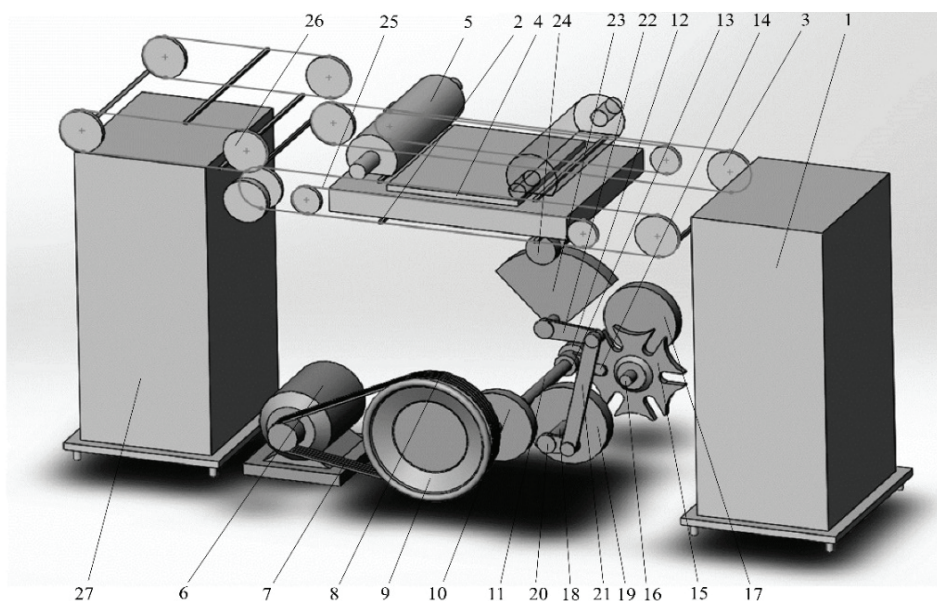


Рис. 1. Схема привода натискного циліндра штанцювальної машини плоскоциліндрового типу

Привод пресу працює наступним чином. Рух від електродвигуна 6 через клинопасову передачу 7 передається шківу 8, який разом з маховиком 9 жорстко закріплені на першому валу. Маховик 9 призначений нормалізувати надлишкові навантаження на двигун приводу, оскільки реверс масивного натискного циліндра у крайніх положеннях супроводжується значними інерційними силами. Далі обертовий рух через зубчасту передачу 10 передається головному валу 11 штанцювальної машини. На валу 11 закріплений шків зубчато-пасової передачі 12, через який урухомлюються механізми аркушеживильного пристрою. На головному валу машини також закріплений кривошип 13 мальтійського механізму для привода транспортера 3, який призначений для крокової подачі аркушів картону до зони їхнього штанцювання. Під час обертання кривошипа 13 його ролик 14 опиняється у пазу мальтійського хреста 15, утворює разом з останнім кулісну пару та повертає ведений вал 16 на 60° . На веденому валу 16 знаходиться шестерня 17 зубчатої передачі, яка передає крутний момент ланцюговому транспортеру 3 штанцювальної машини.

Протягом одного оберту головного валу машини натискний циліндр 5 здійснює реверсне переміщення з двома паузами [10]. Відповідно, частота обертання валу 18 буде вдвічі меншою від частоти обертання головного валу завдяки наявності зубчатої передачі 19 з передаточним відношенням $u_{zn} = 2$. Привод натискного циліндра відбувається за допомогою шарнірного чотириланковика, що складається з ланок 20, 21, 22 та бази. Згаданий механізм надає реверсного хитного руху зубчастому сектору 23, який через зубчасту шестерню 24 переміщує натискний циліндр 5 в каретках 25 транспортера штанцювальної машини.

У процесі переміщення циліндра 5 вздовж штанцювальної форми 4 відбувається висікання картонних розгортки на аркуші картону. Після чергового штанцювання транспортером 3 відштанцюваний аркуш передається до захоплювачів вивідного транспортера 26, який виводить картонні розгортки на високостапельний приймальний пристрій 27.

Для розрахунку привода спочатку визначимо кінематичні параметри вихідної ланки (натискного циліндра). Спочатку виконуємо розрахунок механізму шарнірного кривошипно-коромислового чотириланковика [11].

Згідно рекомендацій [12] геометричні параметри механізму представляємо в інваріантній формі:

$$\lambda_1 = \frac{d}{a} = 5,0; \lambda_2 = \frac{b}{a} = 5,0; \lambda_3 = \frac{c}{a} = 2,05.$$

Кутове переміщення коромисла чотириланковика

$$\delta = \gamma_1 - \pi + \gamma_2 + \mu - \gamma_3, \quad (1)$$

де допоміжні кути визначаються за наступними залежностями:

$$\gamma_1 = \arccos \frac{\cos(\varphi) - \lambda_1}{\sqrt{1 + \lambda_1^2 - 2 \cdot \lambda_1 \cos(\varphi)}}; \quad (2)$$

$$\gamma_2 = \arccos \frac{\lambda_2^2 - \lambda_3^2 + \sqrt{1 + \lambda_1^2 - 2 \cdot \lambda_1 \cos(\varphi)}}{2\lambda_2 \sqrt{1 + \lambda_1^2 - 2 \cdot \lambda_1 \cos(\varphi)}}; \quad (3)$$

$$\mu = \arccos \frac{\lambda_2^2 + \lambda_3^2 - \sqrt{1 + \lambda_1^2 - 2 \cdot \lambda_1 \cos(\varphi)}}{2\lambda_2 \cdot \lambda_3}; \quad (4)$$

$$\gamma_3 = \pi - \arccos \frac{\lambda_1^2 + \lambda_3^2 - (1 + \lambda_2)^2}{2\lambda_1 \cdot \lambda_3}. \quad (5)$$

Визначасмо інваріанти швидкостей і прискорень вихідної ланки шарнірного чотириланковика:

$$\omega_{3i} = \frac{\sin(\gamma - \varphi)}{\lambda_3 \sin(\gamma - \beta)}; \quad (6)$$

де $\gamma = \gamma_1 + \gamma_2 - \pi$; $\beta = \gamma + \mu$,

$$\varepsilon_{3i} = \frac{\lambda_3 \cos(\gamma - \beta) \omega_{3i}^2 - \cos(\gamma - \varphi) - \lambda_2 \omega_{2i}^2}{\lambda_3 \sin(\gamma - \beta)}, \quad (7)$$

$$\text{де } \omega_{2i} = \frac{\sin(\beta - \varphi)}{\lambda_2 \sin(\gamma - \beta)}.$$

Обчислюємо абсолютні значення кутової швидкості і прискорення коромисла за залежностями, застосованими у [13]:

$$\omega_3 = \omega_{3i} \cdot \omega_1 \text{ (рад/с);}$$

$$\varepsilon_3 = \varepsilon_{3i} \cdot \omega_1^2 \text{ (рад/с}^2\text{),}$$

де ω_1 – кутова швидкість обертання кривошипа.

Визначаємо поточні значення переміщення, швидкості і прискорення натискного циліндра:

$$S_u = 2\pi \cdot R_u = \delta \cdot u \cdot R_u, \quad (8)$$

$$V_u = \omega_3 \cdot u \cdot R_u, \quad (9)$$

$$W_u = \varepsilon_3 \cdot u \cdot R_u. \quad (10)$$

За наведеними формулами визначаємо поточні значення переміщення, швидкості і прискорення натискного циліндра. На рис. 2 представлено кінематичні параметри приводу натискного циліндра.

На ділянках робочого ходу (розбігу і вибігу) на вали приводу діють в основному крутні моменти, що викликані силами інерції, які значно переважають технологічні навантаження.

Сумарний крутний момент на валу натискного циліндра

$$M_\Sigma = M_m + M_{in1} + M_{in2}, \quad (11)$$

де M_m – момент від технологічного навантаження при висіканні; M_{in1} – момент інерції від обертового руху циліндра; M_{in2} – момент інерції від поступального руху циліндра.

Загальний момент інерції від обох рухів натискного циліндра

$$M_{in} = M_{in1} + M_{in2} = I_u \cdot \varepsilon_u + \frac{m \cdot W_u \cdot V_u}{\omega_u} = \varepsilon_u (I_u + m \cdot R_u^2), \quad (12)$$

де I_u – момент інерції циліндра; $\omega_u = \omega_3 \cdot u$ – поточні значення швидкості центру натискного циліндра; $\varepsilon_u = \varepsilon_3 \cdot u$ – поточні значення прискорення центру натискного циліндра; m – маса циліндра.

Визначаємо основні інерційні характеристики натискного циліндра.

Маса циліндра

$$m = \pi \cdot R_u^2 \cdot L \cdot \gamma - m_1 - m_2, \quad (13)$$

де L – довжина твірної натискного циліндра; γ – густина матеріалу циліндра ($\gamma = 7800 \text{ кг/м}^3$); m_1 – маса сегменту, що вирізається; m_2 – еквівалентна маса порожнини циліндра, що видаляється (циліндр пустотілий).

Маса сегменту

$$m_1 = A \cdot L \cdot \gamma, \quad (14)$$

де A – площа поперечного перерізу сегмента; l – довжина дуги сегмента; c – довжина хорди сегмента; h – висота сегмента.

Довжина дуги сегмента

$$l = \sqrt{\frac{24h \cdot R_u + 4h^2}{3}} = \sqrt{\frac{24 \cdot 0,04 \cdot 0,105 + 4 \cdot 0,04^2}{3}} = 0,189 \text{ м}. \quad (15)$$

Довжина хорди сегмента

$$c = 2\sqrt{h(2R_u - h)} = 2\sqrt{0,04(2 \cdot 0,105 - 0,04)} = 0,16 \text{ м}. \quad (16)$$

Площа поперечного перерізу сегмента

$$A = 0,5 \left[R_u \cdot l - c(R_u - h) \right] = 0,5 \left[0,105 \cdot 0,189 - 0,16(0,105 - 0,04) \right] = 4,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

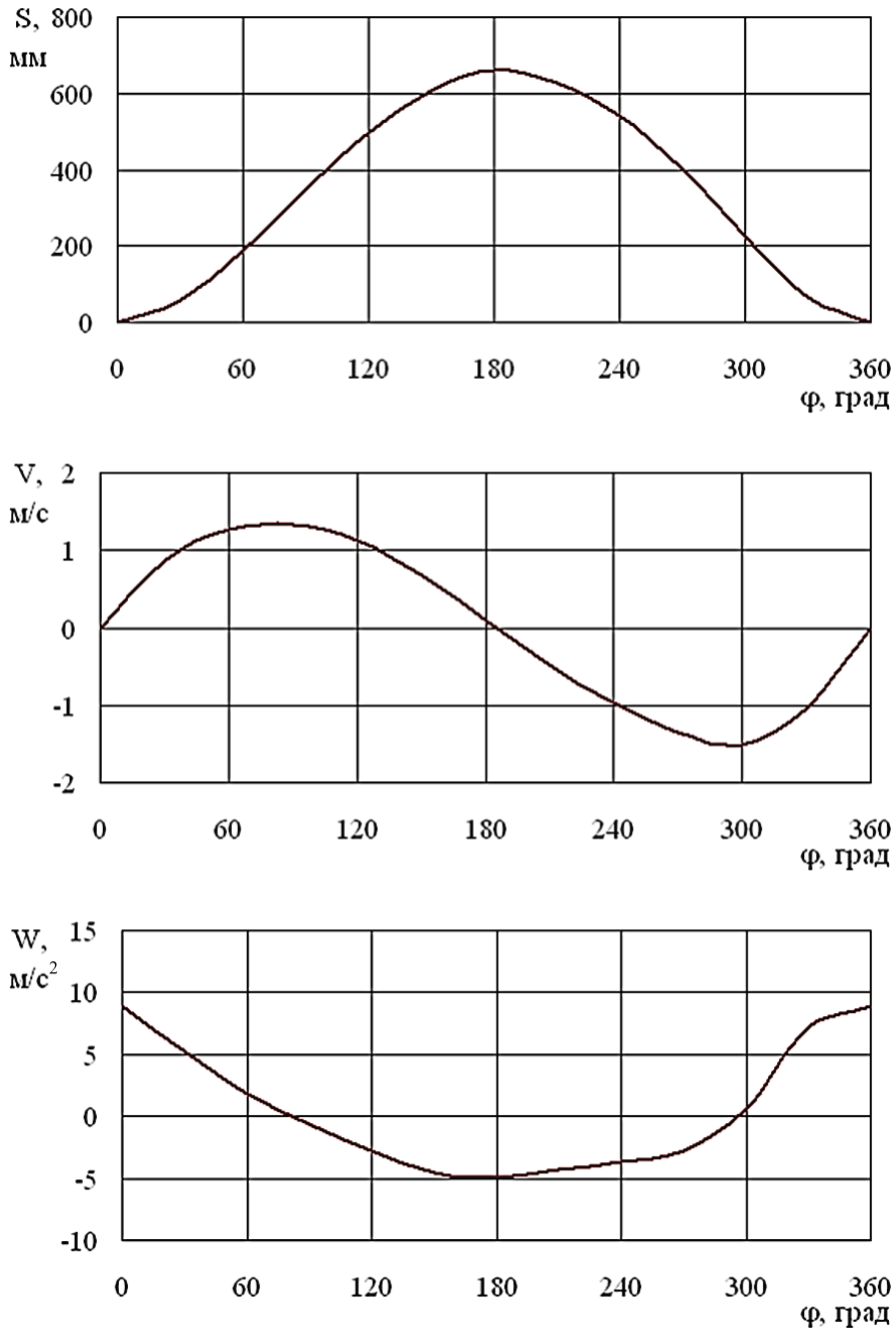


Рис. 2. Діаграми метричних та кінематичних параметрів механізму приводу натискного циліндра штанцювального преса протягом циклу його роботи

Маса сегменту

$$m_1 = 4,6 \cdot 10^{-3} \cdot 0,7 \cdot 7800 = 25,1 \text{ кг.}$$

Маса порожнини циліндра

$$m_2 = \pi \cdot R_b^2 \cdot L \cdot \gamma = \pi \cdot 0,07^2 \cdot 0,7 \cdot 7800 = 84,1 \text{ кг,}$$

де R_b – радіус порожнини циліндра ($R_b = 80$ мм).

Маса натискного циліндра

$$m = \pi \cdot 0,105^2 \cdot 0,7 \cdot 7800 - 25,1 - 84,1 = 80,0 \text{ кг.}$$

Момент інерції натискного циліндра

$$I = \frac{m' \cdot R_u^2}{2} - \frac{m_2 \cdot R_b^2}{2} - m_1 \cdot \rho^2, \quad (17)$$

де m' – маса циліндра з внутрішньою частиною і сегментом; ρ – відстань від осі циліндра до центру мас сегмента.

$$m' = \pi \cdot R_u^2 \cdot L \cdot \gamma = \pi \cdot 0,105^2 \cdot 0,7 \cdot 7800 = 189 \text{ кг,}$$

$$\rho = \frac{c^3}{12A} = \frac{0,16^3}{12 \cdot 4,6 \cdot 10^{-3}} = 0,074 \text{ м.}$$

Момент інерції циліндра

$$I = \frac{189 \cdot 0,105^2}{2} - \frac{84,1 \cdot 0,07^2}{2} - 25,1 \cdot 0,074^2 = 0,973 \text{ кгм}^2.$$

Обчислюємо загальний момент інерції натискного циліндра.

Визначаємо технологічне навантаження в процесі висікання за формулою

$$P_m = q \cdot L, \quad (18)$$

де q – погонне зусилля, яке необхідне для висікання; L – довжина твірної циліндра

$$q = q_a + q_e = 25 + 5 = 30 \text{ Н/мм,}$$

де q_a – погонне зусилля від висікальних лінійок (приймаємо $q_a = 25$ Н/мм) [4];

q_e – погонне зусилля від ежекторного матеріалу (приймаємо $q_e = 5$ Н/мм).

$$P_m = 30 \cdot 700 = 21000 \text{ Н.}$$

Момент від технологічного навантаження

$$M_m = P_m \cdot k, \quad (19)$$

де k – коефіцієнт опору перекочуванню (при розрахунках приймаємо $k = 0,3 \cdot b$, де b – довжина різання в напрямку руху циліндра)

$$b = \sqrt{2 \cdot R_u \cdot \Delta - \Delta^2} = \sqrt{2 \cdot 105 \cdot 0,6 - 0,6^2} = 10,8 \text{ мм,}$$

де Δ – товщина матеріалу, що обробляється ($\Delta = 0,6$ мм).

Коефіцієнт опору перекочуванню

$$k = 0,3 \cdot 10,8 \cdot 10^{-3} = 3,23 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Момент, який виникає внаслідок дії технологічного навантаження

$$M_m = 21000 \cdot 3,23 \cdot 10^{-3} = 67,8 \text{ Нм.}$$

Сумарний момент на валу натискного циліндра

$$M_\Sigma = (M_m + M_{in}) \theta_3, \quad (20)$$

Крутний момент на валу зубчастого сектора

$$M_2 = M_\Sigma \cdot i \cdot \theta_2.$$

Крутний момент на валу кривошипа

$$M_1 = \frac{M_2 \cdot \omega_3}{\omega_1} \cdot \theta_1, \tag{21}$$

де i – передатне відношення зубчастої передачі; θ – к.к.д. механізму.

Коефіцієнти θ визначаються за формулами згідно методики [11, 12]:

$$\theta_3 = \begin{cases} \frac{1}{\eta_m \cdot \eta_{zn} \cdot \eta_z \cdot \eta_v \cdot \eta_n}, & \text{якщо } M_{in} > 0 \\ \eta_m \cdot \eta_{zn} \cdot \eta_z \cdot \eta_v \cdot \eta_n, & \text{якщо } M_{in} < 0 \end{cases},$$

$$\theta_2 = \begin{cases} \frac{1}{\eta_z}, & \text{якщо } M_\Sigma > 0 \\ \eta_z, & \text{якщо } M_\Sigma < 0 \end{cases},$$

$$\theta_1 = \begin{cases} \frac{1}{\eta_v}, & \text{якщо } M_2 > 0 \\ \eta_v, & \text{якщо } M_2 < 0 \end{cases},$$

де $\eta_m; \eta_{zp}; \eta_{zn}; \eta_z; \eta_n$ – к.к.д. відповідно ланцюгової, зубчато-пасової, зубчастої передачі, чотириланковика і підшипникових опор.

Результати розрахунку зміни крутного моменту на валу кривошипа протягом циклу $M_{кр} = f(\varphi)$ зображено на рис. 3.

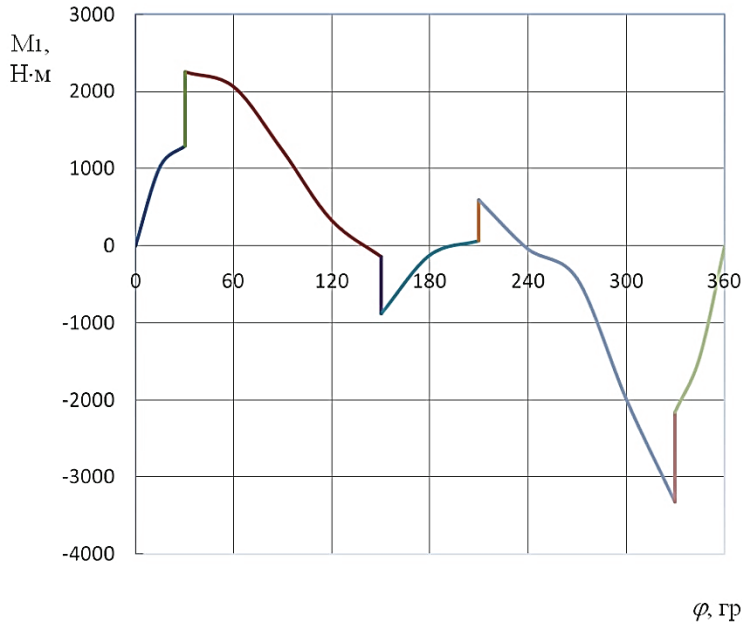


Рис. 3. Графік крутного моменту на головному валі преса протягом одного циклу роботи механізму приводу натискного циліндра

Висновки. Представлена схема будови штанцювального преса плоскоциліндрового типу. Описано роботу приводу штанцювального преса та його найбільш навантаженого вузла – приводу натискної плити. Представлені математичні залежності враховують вплив багатьох факторів технологічного процесу. Розрахунки виконані з урахуванням наявної методики у інваріантній формі, що значно пришвидшує процес проєктування типажного ряду удосконалених пресів. Результати кінетостатичних розрахунків засвідчують, що короткочасний пік максимального моменту від дії механізму приводу натискної плити на головному валі не перевищує 3,4 кН·м. Удосконалений механізм приводу натискної плити забезпечує істотне зменшення енерго- та металоємності, спрощення конструкції найбільш навантаженої частини.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Регей І. І. Споживче картонне пакування (матеріали, проєктування, обладнання для виготовлення): навч. посіб. Львів: УАД, 2011. 144 с.
2. Kirwan, M. J. (2013), *Handbook of Paper and Paperboard Packaging Technology*, Oxford: John Wiley & Sons.
3. Song, S. N. Discussion on the Factors Affecting the Accuracy of Die-cutting Machine. *Innov. Appl. Sci. Technol.* 2016, 20, 100. [Google Scholar].
4. Регей І. І. Енергоощадна технологія і засоби виготовлення розгортки картонного пакування. Львів: УАД, 2009. 176 с.
5. Патент США № 3686987, В 31 В 1/16. Machine For and Process of Diecutting / Rene D. Colinet, William I. Bulmash. Опуб. 29.08.72. 18 с.
6. Wang, Jing, Xian Chen, and Yong Li. 2023. "Structure Design and Optimization Algorithm of a Lightweight Drive Rod for Precision Die-Cutting Machine" *Applied Sciences* 13, no. 7: 4211. <https://doi.org/10.3390/app13074211>.
7. Пат. № 84071 (Україна). Пристрій для виготовлення розгортки картонних пакувань // Чехман Я.І., Шустикевич А. І., Попович І.Я. Опубл. бюл. №17 від 10.09.2008.
8. Банах Ю.О. Технологічні навантаження в процесі штанцювання і шляхи їх зменшення. *Поліграфія і видавнича справа*. № 32, 1997. С. 67–70.
9. Чехман Я. І., Шустикевич А. І, Соосний кулачково-важільний механізм періодичного повороту. *Наукові записки*. №2 (57), 2018. С. 11-15.
10. Коломієць А.Б., Шустикевич А.І., Голдак Л.Б. Метричний синтез штанцювальної машини плоскоциліндрового типу із оптимізованою компоновальною схемою. *Поліграфія і видавнича справа*, № 1 (87), УАД, 2024, С. 165-173.
11. Полюдов О.М. Механіка поліграфічних і пакувальних машин: навч. посіб. Львів: УАД, 2005. 177 с.
12. Полюдов О. М., Кузнецов В. О., Коломієць А. Б. Розрахунки циклових механізмів поліграфічних і пакувальних машин на персональних комп'ютерах. Навчальний посібник. – Львів: УАД, 2004. 96 с.
13. Кузнецов В. О., Коломієць А. Б., Дмитрашук В. С. Параметричні дослідження приводу натискної плити у штанцювальному автоматі. *Упаковка*, №6, 2012. С. 31-34.

REFERENCES

1. Rehei I. I. Spozhyvche kartonne pakovannia (materialy, proektuvannia, obladnannia dlia vyhotovlennia): navch. posib. Lviv: UAD, 2011. 144 s. (in Ukrainian)
2. Kirwan, M. J. (2013), Handbook of Paper and Paperboard Packaging Technology, Oxford: John Wiley & Sons.
3. Song, S. N. Discussion on the Factors Affecting the Accuracy of Die-cutting Machine. Innov. Appl. Sci. Technol. 2016, 20, 100. [Google Scholar].
4. Rehei I. I. Enerhooshchadna tekhnolohiia i zasoby vyhotovlennia rozghortok kartonnoho pakovannia. Lviv: UAD, 2009. 176 s. (in Ukrainian).
5. Patent 3686987 (US), B 31 B 1/16. Machine For and Process of Diecutting / Rene D. Colinet, William I. Bulmash. Publ. 29.08.72. 18 p.
6. Wang, Jing, Xian Chen, and Yong Li. 2023. "Structure Design and Optimization Algorithm of a Lightweight Drive Rod for Precision Die-Cutting Machine" *Applied Sciences* 13, no. 7: 4211. <https://doi.org/10.3390/app13074211/>.
7. Pat. № 84071 (Ukraine). Prystrii dlia vyhotovlennia rozghortok kartonnykh pakovan // Chekhman Ya.I., Shustykevych A. I., Popovych I.Ia. Publ. biul. №17 10.09.2008. (in Ukrainian).
8. Banakh Yu.O. Tekhnolohichni navantazhennia v protsesi shtantsiuвання i shliakhy yikh zmeshennia. *Polihrafiia i vydavnycha sprava*. № 32, 1997. s. 67–70. (in Ukrainian).
9. Chekhman Ya.I., Shustykuvych A.I., Soosnyi kulachkovo-vazhilnyi mekhanizm periodychnoho povorotu. *Naukovi zapysky*. №2 (57), 2018. S. 11-15. (in Ukrainian).
10. Kolomiets A.B., Shustykevych A.I., Holdak L.B. Metrychnyi syntez shtantsiuvalnoi mashyny ploskotsylindrovoho typu iz optymizovanoiu komponovalnoiu skhemoiu. *Polihrafiia i vydavnycha sprava*, № 1 (87), UAD, 2024, S. 165-173.
11. Poliudov O.M. Mekhanika polihrafichnykh i pakuvalnykh mashyn: navchalnyi posibnyk. Lviv: UAD, 2005. 177 s.
12. Poliudov O.M., Kuznietsov V.O., Kolomiets A.B. Rozrakhunky tsyklovykh mekhanizmiv polihrafichnykh i pakuvalnykh mashyn na personalnykh kompiuterakh. Navchalnyi posibnyk. Lviv: UAD, 2004. 96 s.
13. Kuznetsov V. O., Kolomiets A. B., Dmitraschuk V. S. (2012), Parametric Researches of the Press Plate Drive in Die-cutting Automat, *Upakovka*, №6, 31-34 (in Ukrainian).

doi: 10.32403/1998-6912-2024-2-69-140-150

RESEARCH OF THE DRIVE PARAMETERS OF THE PRESSURE CYLINDER OF A FLAT-BED TYPE DIE-CUTTING MACHINE

P. V. Topolnitskii, A. I. Shustykevich, A. B. Kolomiets, Yu. V. Vatuliak

*Ukrainian Academy of Printing,
19, Pid Holoskom, St., L'viv, 79020, Ukraine
shustandiv@gmail.com*

The purpose of the work is to provide better conditions for the design of a rational structure of the improved drive mechanism of the pressure plate of the flat-bed type die-cutting press by determining the kinematic and kinetostatic parameters of the mentioned drive.

Die-cutting of cardboard blanks is one of the key operations in the production of packaging and containers, which ensures high quality of manufactured products. The technological operation is performed using die-cutting presses, where the packaging blanks, placed on a pre-printed sheet, are cut out. One type of the presses is a machine where a pressure cylinder rolls over a printed cardboard sheet placed on a flat die-cutting plate. A description of the structural scheme of a flat-cylinder type punching press is presented and the operation of its most loaded unit – the pressure plate drive – is described. It is noted that a feature of the mechanism is the presence of 2 pauses in its operation during the entire press cycle, i.e. the ability to punch 2 sheets per cycle.

The determined mathematical dependencies take into account the influence of many factors of the technological process. To perform kinematic and kinetostatic calculations, the well-known method of dimensionless quantities (invariants) was used, which significantly speeds up the process of designing a typical series of improved presses. The results of kinetostatic calculations show that the short-term peak of the maximum moment from the action of the pressure plate drive mechanism on the main shaft does not exceed 3.4 kN m at a press productivity of up to 6000 cycles per minute. Taking into account the presence of a flywheel in the drive, it is possible to install an engine with less power than in existing similar presses of other types.

The improved pressure plate drive mechanism provides a significant reduction in energy and metal consumption, and simplifies the design of the most loaded part of the die-cutting press.

Keywords: *packaging, cardboard, die-cutting press, flat-bed, drive, cylinder, calculation, kinematics, torque.*

Стаття надійшла до редакції 21.08.2024.

Received 21.08.2024.