

УДК 621.01 : 681.3

**РОЗРАХУНОК РЕСУРСУ РОБОТИ ПРИВОДНОГО МЕХАНІЗМУ
НАТИСКНОЇ ПЛИТИ ПЛОСКОГО ШТАНЦЮВАЛЬНОГО ПРЕСА**

О. Ю. Четербух

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

Розглянуто одну з основних проблем для надійної, ефективної та безперебійної роботи плоских штанцювальних пресів під час їх створення та удосконалення, а саме важливість розрахунків ресурсу роботи приводного механізму рухомої натискної плити. Наведено плоскоштанцювальні преси різної конструкції, в яких забезпечується строго вертикальне переміщення натискної плити; схема плоского штанцювального преса та опис принципу його роботи, приводний механізм якого містить кулачок і ролики; вимоги до матеріалів, з яких виготовляють кулачок і ролики. Встановлено один з основних критеріїв працездатності приводного механізму натискної плити плоского штанцювального преса. Наведено теоретичний розрахунок приводного механізму натискної плити плоского штанцювального преса, який містить приводний кулачок і ролики, з метою визначення величини інтенсивності та товщини спрацьовування за певний проміжок часу контактуючих поверхонь кулачка та роликів; визначення ресурсу роботи приводного механізму до порушення геометричних розмірів і правильності форми кулачка та роликів, яке викликає нестабільне функціонування плоского штанцювального преса та спричиняє появу додаткових динамічних навантажень.

Ключові слова: *штанцювання, картонне пакування, плоский штанцювальний прес, інтенсивність спрацьовування, товщина спрацьовування, ресурс роботи.*

Постановка проблеми. Для виготовлення споживчого картонного пакування — засобу або комплексів заходів, які забезпечують захист продукції від пошкоджень, впливу іншої продукції та негативних факторів навколишнього середовища, а також забезпечення належних умов для зберігання кількості та якості продукції, виконується операція штанцювання. Штанцювання передбачає технологічні операції, які призначені для ущільнення волокна картону, формування ліній згину (нанесення бігувальних ліній), розділення волокна методом його руйнування та утворення конфігурації розгортки [1].

Для виробництва розгорток картонного пакування широкого використання набули преси плоского штанцювання, які представлені такими фірмами, як BOBST (Швейцарія), Heidelberg (Німеччина) та ін.

Надійність, стабільність функціонування та продуктивність штанцювальних пресів забезпечується різними технічними параметрами, основний з яких — ресурс роботи. Оскільки продуктивність плоских штанцювальних пресів є відносно

великою (до 8000 прим./год) [1], а технологічні навантаження доволі значними (погонне зусилля лінійок становить до 810 Н/см) [2], то це спричиняє інтенсивне спрацьовування деталей, що контактують. Тому розрахунок ресурсу роботи приводного механізму натискної плити є одним з основних питань для надійної, безперебійної та ефективної роботи штанцювального обладнання.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. У наукових дослідженнях [2, 3] наводяться аналізи технологічно необхідних зусиль, які виникають у процесі штанцювання картонних заготовок, і шляхи для їх зменшення. Так у статті [2] подано дані експериментальних досліджень технологічно необхідних зусиль для кожної групи лінійок (висікальних, бігувальних і перфораційних) залежно від типу оброблювального матеріалу, напрямку волокон матеріалу (вздовж і впоперек) і ступеня затуплення лінійок (для гострого ножа та затупленого, після тиражу близько 600 тис. примірників), що дає змогу теоретично визначити загальні зусилля, які виникають під час штанцювання. У публікації [3] розроблено метод дослідження, що дає можливість отримати технологічно необхідні зусилля штанцювання картону і зміну цих зусиль у функції переміщення інструмента; встановлені значення технологічно необхідних зусиль штанцювання для двох видів картону різної товщини; виявлені залежності зусиль штанцювання від товщини картону; запропоновані емпіричні формули для визначення технологічно необхідних зусиль залежно від товщини картону.

Проте ці дослідження не враховують ресурс роботи приводного механізму натискної плити, який залежить від різних факторів, зокрема від стійкості до спрацьовування. Оскільки інтенсивне спрацьовування робочих поверхонь викликає порушення геометричних розмірів і правильності форми, що свою чергу зменшує продуктивність та призводить до нестабільного функціонування штанцювального обладнання, і, як результат, спричиняє появу додаткових динамічних навантажень.

Мета статті — розробити методику теоретичного розрахунку ресурсу роботи приводного механізму натискної плити плоского штанцювального преса, який складається з приводного кулачка та роликів, що є в постійному контакті за допомогою пружини, для встановлення допустимого спрацьовування робочих поверхонь кулачка та роликів до виникнення порушення їх геометричних розмірів і правильності форми, що призводить до зменшення продуктивності преса та появи додаткових динамічних навантажень.

Виклад основного матеріалу дослідження. Для забезпечення високої продуктивності та виготовлення якісної продукції, яка задовольняється строго вертикальним переміщенням натискної плити (без коливань) протягом робочого та холостого ходів, в плоских штанцювальних пресах використовуються найрізноманітніші механізми та їх комбінації [4, 5, 6]. Зазвичай приводні механізми, які приводять в рух натискну плиту, містять кулачково-важільні механізми, ексцентрики або зубчасті передачі.

На рис. 1 зображено схему приводного механізму нижньої рухомої натискної плити плоского штанцювального преса, опис принципу роботи якого наведений у публікації [7]. 3 кулачком 1 за допомогою пружини 2 в постійному контакті

перебувають ролики 3 і 3'. Із роликами 3 та 3' шарнірно з'єднанні розклинювальні важелі 4 і 4' приводного механізму.

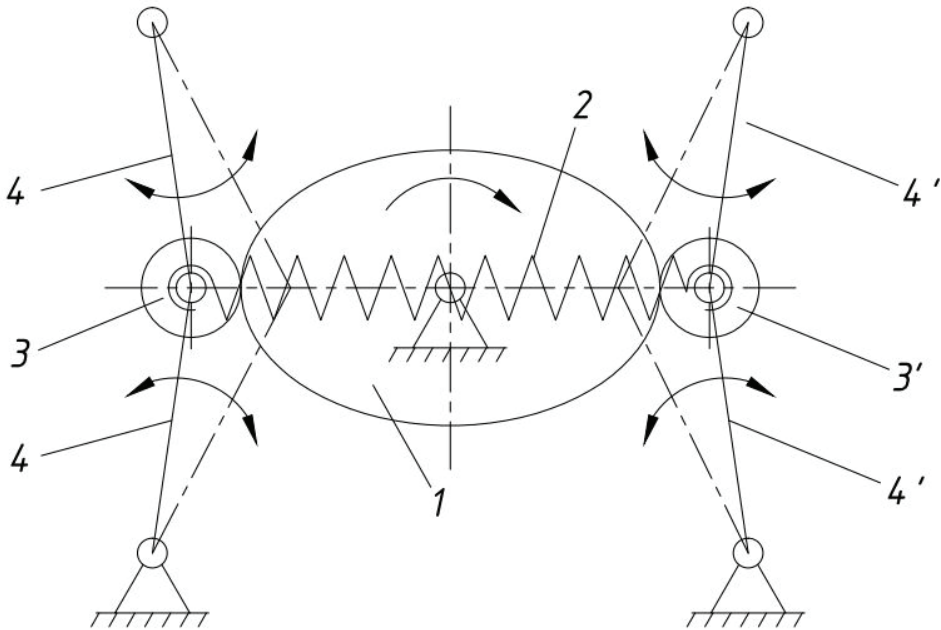


Рис. 1. Схема приводного механізму натискної плити плоского штанцювального преса

У наведеній схемі приводного механізму приводний кулачок має форму еліпса, що задовольняє такі умови: робочий та холостий ходи є однаковими за величиною переміщення; оскільки профіль кулачка симетричний, то за один його повний оберт здійснюються два робочих і два холостих ходи, що вдвічі збільшує продуктивність плоского штанцювального преса.

Оскільки в наведеному приводному механізмі натискної плити плоского штанцювального преса використовуються кулачок і ролики, які є в постійному контакті, то матеріали, з яких вони виготовлені, повинні задовольняти такі вимоги: мати високу стійкість до спрацьовування; добру теплопровідність; поверхневу міцність. Рекомендується виготовляти приводний кулачок з більш стійкого матеріалу, аніж ролики, для запобігання утворення на ньому подряпин.

Одним з основних критеріїв працездатності приводного механізму натискної плити плоского штанцювального преса, що розглядається, є стійкість до спрацьовування робочих поверхонь кулачка та роликів. Для такого приводного механізму спрацьовування кулачка та роликів має вигляд поверхневого викришування, а розрахунок ведеться на контактну витривалість. Також можливе абразивне спрацьовування, яке обумовлене недостатньою чистотою робочих поверхонь. Інтенсивне спрацьовування робочих поверхонь кулачка та роликів спричиняє порушення

геометричних розмірів і правильність їх форми, а отже, і появу додаткових динамічних навантажень. Контактна витривалість та абразивне спрацювання робочих поверхонь кулачка та роликів насамперед залежать від величини максимальних контактних напружень і механічних характеристик матеріалів, з яких вони виготовлені.

Розрахунок ресурсу роботи приводного механізму натискної плити плоского штанцювального преса передбачає визначення величини інтенсивності та товщини спрацювання поверхонь кулачка та роликів, що контактують, за певний проміжок часу; визначення ресурсу роботи кулачка та роликів до порушення їх геометричних розмірів і правильності форми.

Нижче наведено запропоновану методику теоретичного розрахунку ресурсу роботи для приводного механізму натискної плити плоского штанцювального преса з приводним кулачком та роликами, що перебувають в постійному контакті за допомогою пружини.

Допустимий ресурс роботи приводного механізму натискної плити плоского штанцювального преса без значної зміни розмірів і правильності форми, що не призводить до виникнення додаткових динамічних навантажень за критерієм спрацювання, визначається за виразом:

$$L_h = \frac{[h] \cdot T_p}{h_{max}}, \quad (1)$$

де $[h]$ — допустиме спрацювання поверхонь кулачка та роликів у приводному механізмі, без значної зміни розмірів і правильності форми, що не призводить до виникнення додаткових динамічних навантажень; T_p — заданий час роботи приводного механізму до виникнення зміни розмірів і правильності форми; h_{max} — максимальна товщина спрацьованого шару (яка обирається з виразу 2 або 3).

Товщину спрацьованого шару кулачка і ролика розраховують за виразами [8]:

– для кулачка:

$$h_1 = 2 \cdot I_{h1} \cdot b_H \cdot \frac{V_1 - V_2}{V_1} \cdot \frac{V_1}{2\pi R_1} \cdot T_p, \quad (2)$$

– для ролика:

$$h_2 = 2 \cdot I_{h2} \cdot b_H \cdot \frac{V_1 - V_2}{V_2} \cdot \frac{V_2}{2\pi R_2} \cdot T_p, \quad (3)$$

де $I_{h(1,2)}$ — інтенсивність спрацювання робочих поверхонь кулачка та ролика відповідно; b_H — півширина смуги контакту при дії зусилля притиску; V_1, V_2 — окружні швидкості кулачка та ролика; R_1, R_2 — радіуси кулачка та ролика; T_p — заданий час роботи приводного механізму натискної плити до виникнення зміни розмірів та правильності форми.

Інтенсивність спрацювання робочих поверхонь визначається за виразом [9]:

$$I_{h(1,2)} = C \cdot \left(\frac{q_a \cdot z}{K_V} \right)^{1+\beta \cdot t} \cdot \left(\frac{K_f}{\sigma_o} \right)^t \cdot \left(\frac{R_{max}}{R} \right)^{\frac{t(1+\beta)}{2}} \cdot (\eta_c b)^{-\beta \cdot t}, \quad (4)$$

де C — коефіцієнт, який враховує ефект сумування втомних пошкоджень; q_a — номінальний тиск; z — постійна пружності матеріалу; K_v — коефіцієнт, який враховує параметр апроксимації початкової ділянки опорної кривої; K_f — коефіцієнт, що враховує параметр фрикційно-втомної характеристики; σ_o — константа фрикційної втоми; R_{max} — максимальна висота нерівностей поверхні; R — середній радіус кривизни вершини мікронерівності поверхні; η_c — коефіцієнт перекриття поверхонь, що контактують; b — параметр ступеня апроксимації початкової ділянки опорної поверхні; β — допоміжний коефіцієнт для параметра ступеня апроксимації початкової ділянки опорної поверхні; t — константа фрикційної втоми.

Постійну пружності матеріалу можна визначити згідно з виразом:

$$z = \frac{1 - \mu^2}{E}, \quad (5)$$

де μ — коефіцієнт Пуассона; E — модуль пружності.

Півширина смуги контакту при дії притискного зусилля розраховується за виразом [8]:

$$b_H = 1,522 \cdot \sqrt{\frac{k_d \cdot F_n \cdot R_{np}}{b \cdot E_{np}}}, \quad (6)$$

де k_d — коефіцієнт динамічного навантаження; F_n — необхідне притискне зусилля; b — довжина лінії контакту; R_{np} — приведений радіус кривизни; E_{np} — приведений модуль нормальної пружності.

Розрахункові контактні напруження визначаються за виразом [10]:

$$\sigma_H = m^3 \cdot \sqrt{\frac{F_n \cdot E_{np}^2}{R_{np}^2}}, \quad (7)$$

де m — коефіцієнт, який залежить від форми тіл кочення; F_n — необхідне притискне зусилля; E_{np} — приведений модуль нормальної пружності; R_{np} — приведений радіус кривизни.

Приведений радіус кривизни розраховується за відомим виразом:

$$R_{np} = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2}, \quad (8)$$

де R_1 — радіус кулачка; R_2 — радіус ролика.

Приведений модуль нормальної пружності визначається за відомим виразом:

$$E_{np} = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}, \quad (9)$$

де E_1 — модуль нормальної пружності кулачка; E_2 — модуль нормальної пружності ролика.

Для розрахунку зусилля, що передається на вали скористаємось виразом

– для вала з роликом:

$$F = \sqrt{F_n^2 + F_t^2}. \quad (10)$$

Оскільки з кулачком в постійному контакті перебувають два ролики, то для визначення зусилля, що діє на вал з кулачком буде справедливий такий вираз:

$$F = \sqrt{(2F_n)^2 + F_t^2}, \quad (11)$$

де F_n — необхідне притискне зусилля ролика; F_t — колове зусилля кулачка.

Оскільки на ролик діє радіальне зусилля, а для функціонування приводного механізму натискної плити необхідно, щоб кулачок і ролик був у постійному контакті, то необхідно, щоб виконувалась умова

$$F_n > F_{ri\max}, \quad (12)$$

де F_n — необхідне притисне зусилля, за якого ролик буде в постійному контакті з кулачком; $F_{ri\max}$ — максимальне радіальне зусилля, яке діє на ролик.

На рис. 2 зображені зусилля, які виникають у приводному механізмі натискної плити між кулачком і роликом, що перебуває в постійному контакті за допомогою пружини.

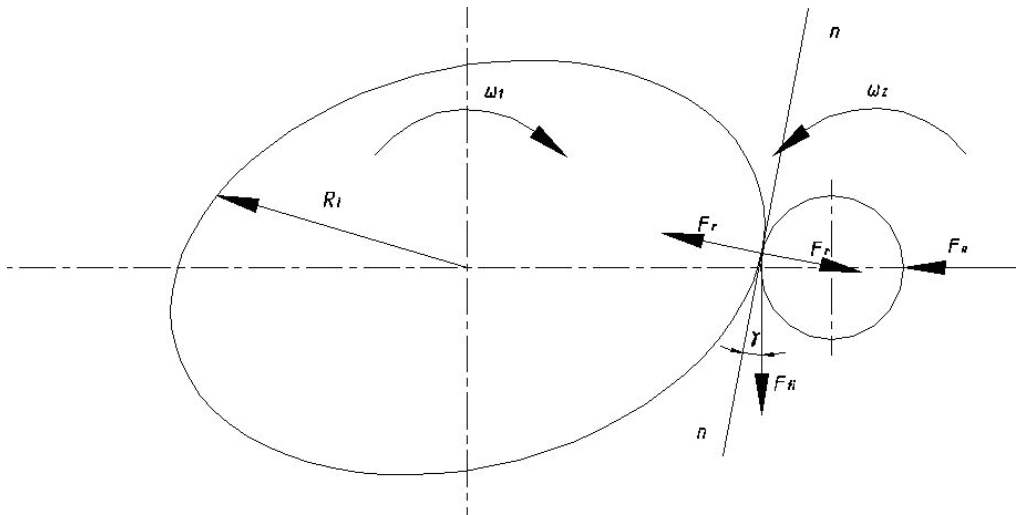


Рис. 2. Зусилля, що виникають у приводному механізмі

Визначаємо радіальне зусилля згідно з виразом:

$$F_{ri} = F_{ti} \cdot \operatorname{tg}(\gamma_i), \quad (13)$$

де F_{ti} — колове зусилля кулачка; γ_i — кут між коловим зусиллям та нормаллю.

Розраховуємо колове зусилля за виразом:

$$F_{ti} = \frac{T_1}{R_i}, \quad (14)$$

де T_1 — крутний момент на кулачку; R_i — радіус кулачка.

Оскільки у приводному механізмі натискної плити плоского штанцювального преса, що розглядається, приводний кулачок виконаний у вигляді еліпса, то для визначення його радіуса буде справедливий такий вираз.

За відомим виразом визначаємо радіус кулачка

$$R_i = \frac{a \cdot b}{\sqrt{a^2 \sin(\alpha_i)^2 + b^2 \cdot \cos(\alpha_i)^2}}, \quad (15)$$

де a — велика піввісь еліпса; b — мала піввісь еліпса; α_i — кут між радіусом еліпса та великою піввіссю.

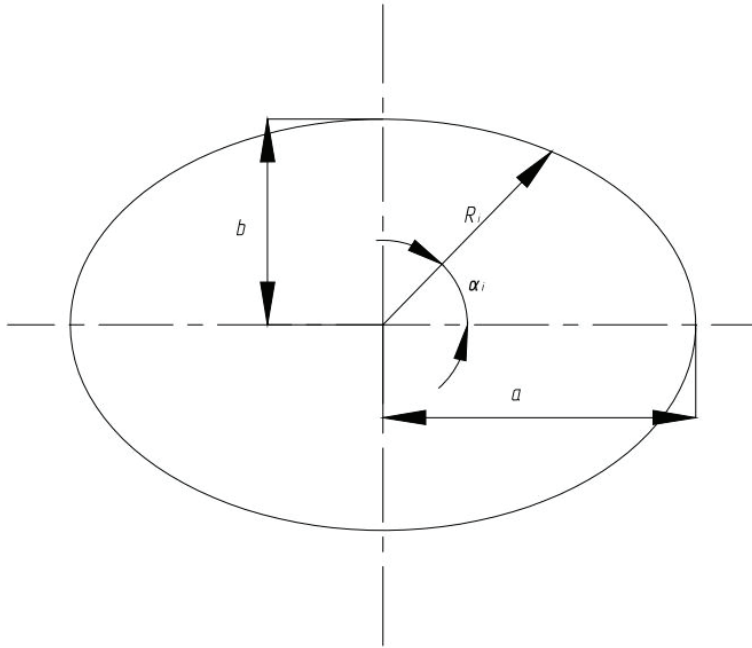


Рис. 3. Геометричні розміри еліпсного кулачка

Вищенаведена запропонована методика дає змогу теоретично розрахувати ресурс роботи приводного механізму натискної плити плоского штанцювального преса за критерієм стійкості до спрацьовування робочих поверхонь приводного кулачка та роликів, які перебувають в постійному контакті, з метою підвищення його терміну експлуатації. Розрахунок передбачає визначення величини інтенсивності спрацьовування робочих поверхонь кулачка та роликів за певний проміжок часу та їх ресурсу роботи. За допомогою запропонованої методики теоретичного розрахунку ресурсу роботи приводного механізму натискної плити плоского штанцювального преса можна встановити допустиме спрацьовування робочих поверхонь кулачка та роликів до виникнення порушення їх геометричних розмірів і правильності форми, що зменшує продуктивність преса та призводить до появи додаткових динамічних навантажень.

Висновки. Проаналізовані дослідження для визначення технологічно необхідних зусиль штанцювання в штанцювальних пресах. Наведено схему та принцип роботи приводного механізму натискної плити плоского штанцювального преса для штанцювання розгортки картонного пакування, який містить приводний

кулачок і ролики, що перебувають в постійному контакті за допомогою пружини. Перераховані вимоги, що висуваються до матеріалів, з яких виготовляють кулачок і ролики. Проаналізовано один із основних критеріїв працездатності приводного механізму натискної плити плоского штанцювального преса — стійкість до спрацьовування робочих поверхонь кулачка та роликів, які є в постійному контакті. Запропоновано методіку теоретичного розрахунку приводного механізму натискної плити плоского штанцювального преса, який містить кулачок і ролики, що передбачає визначення інтенсивності та товщини спрацьовування за певний проміжок часу контактуючих поверхонь кулачка та роликів; визначення ресурсу роботи приводного механізму до порушення геометричних розмірів і правильності форми кулачка та роликів, яке викликає нестабільне функціонування плоского штанцювального преса та спричиняє появу додаткових динамічних навантажень.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Регей І. І. Споживче картонне пакування: матеріали, проектування, обладнання для виготовлення. Львів : УАД, 2011. 142 с.
2. Банах Ю. О. Технологічні навантаження в процесі штанцювання і шляхи їх зменшення. Поліграфія і видавнича справа. 1997. № 32. С. 67–70.
3. Терницький С. В. Дослідження зусиль висікання розгортки картонних пакувань. Упаковка. 2011. № 3. С. 28–31.
4. Прес штанцювального автомата : пат. 107868 Україна: МПК В31В 1/14, В26F 1/38 / Хведчин Ю. Й., Регей І. І., Зелений В. В. № а201306886 ; заявл. 01.06.2013 ; опубл. 25.02.2015. Бюл. № 4. 4 с.
5. Прес штанцювального автомата : пат. 109520 Україна: МПК В26F 1/40, В31В 1/4 / Хведчин Ю. Й., Регей І. І., Зелений В. В. № а201411880 ; заявл. 03.11.2014 ; опубл. 25.08.2015. Бюл. № 16. 4 с.
6. Прес штанцювального автомата : пат. 120580 Україна: МПК В31D 50/14, В31В 50/88 / Книш О. Б., Регей І. І., Кравчук І. М., Іваськів Б. Р., Млинко О. І. № а201901818 ; заявл. 22.02.2019 ; опубл. 25.12.2019. Бюл. № 24. 4 с.
7. Механізм приводу натискної плити плоского штанцювального преса / Шахбазов Я. О., Четербух О. Ю., Широков В. В., Паламар О. О. Поліграфія і видавнича справа. 2020. № 1. С. 112–120.
8. Износостойкость сопрягающихся деталей механического оборудования наземных транспортных систем : учеб. пособ. / Асеев Н. В., Асеева Е. Н., Крейчи Э. Ф., Матлин М. М. Волгоград : ВолгГТУ, 2000. 99 с.
9. Хебда М., Чичинадзе А. В. Справочник по триботехнике в 3 томах. Т. 1. Теоретические основы. Москва : Машиностроение, 1989. 400 с.
10. Иванов М. Н. Детали машин : учеб. 4-е изд., перераб. Москва : Высшая школа, 2008. 336 с.

REFERENCES

1. Rehei, I. I. (2011). Spozhyvche kartonne pakuvannia: materialy, proektuvannia, obladdnannia dlia vyhotovlennia. Lviv : UAD (in Ukrainian).

2. Banakh, Yu. O. (1997). Tekhnolohichni navantazhennia v protsesi shtantsiuvannia i shliakhy yikh zmenshennia: Polihrafiia i vydavnycha sprava 32, 67–70 (in Ukrainian).
3. Ternytskyi, S. V. (2011). Doslidzhennia zusyl vysikannia rozghortok kartonnykh pakovan: Upakovka, 3, 28–31 (in Ukrainian).
4. Pres shtantsiualnoho avtomata : pat. 107868 Ukraina: MPK V31V 1/14, B26F 1/38 / Khvedchyn Yu. Y., Rehei I. I., Zelenyi V. V. № a201306886 ; zaiavl. 01.06.2013 ; opubl. 25.02.2015. Biul. № 4. 4 s. (in Ukrainian).
5. Pres shtantsiualnoho avtomata : pat. 109520 Ukraina: MPK B26F 1/40, B31B ¼ / Khvedchyn Yu. Y., Rehei I. I., Zelenyi V. V. № a201411880 ; zaiavl. 03.11.2014 ; opubl. 25.08.2015. Biul. № 16. 4 s. (in Ukrainian).
6. Pres shtantsiualnoho avtomata : pat. 120580 Ukraina: MPK B31D 50/14, B31B 50/88 / Knysh O. B., Rehei I. I., Kravchuk I. M., Ivaskiv B. R., Mlynko O. I. № a201901818 ; zaiavl. 22.02.2019 ; opubl. 25.12.2019. Biul. № 24. 4 s. (in Ukrainian).
7. Shakhbazov, Ya. O., Cheterbukh, O. Yu., Shyrovkov, V. V., & Palamar, O. O. (2020). Mekhanizm pryvodu natysknoi plyty ploskoho shtantsiualnoho presa: Polihrafiia i vydavnycha sprava, 1, 112–120 (in Ukrainian).
8. Aseev, N. V., Aseeva, E. N., Krejchi, Je. F., & Matlin, M. M. (2000). Iznosostojkost' soprjagajushhihsja detalej mehanicheskogo oborudovaniia nazemnyh transportnyh sistem. Volgograd : VolgGTU (in Russian).
9. Hebda, M., & Chichinadze, A. V. (1989). Spravochnik po tribotehnikе v 3 tomah. T. 1. Teoreticheskie osnovy. Moskva : Mashinostroenie (in Russian).
10. Ivanov, M. N. (2008). Detali mashin. 4-e izd., pererab. Moskva : Vysshaja shkola (in Russian).

doi: 10.32403/1998-6912-2021-1-62-105-114

CALCULATION OF THE WORK RESOURCE OF THE DRIVE MECHANISM OF A PRESSURE PLATE IN A DIE-CUTTING FLAT PRESS

O. Yu. Cheterbukh

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

One of the main problems for reliable, efficient and uninterrupted operation of flat die-cutting presses in their creation and improvement is considered, namely, the importance of calculating of the work resource of the drive mechanism of a pressure plate. The flat die-cutting presses of various designs are given, in which strictly vertical movement of a pressure plate is provided; the scheme of the flat die-cutting press and the description of the principle of its work, the drive mechanism of which contains a cam and rollers; requirements for the materials from which the cam and rollers are made. Experimental researches for definition of technologically necessary efforts of die-cutting in die-cutting presses are analyzed. One of the basic efficiency criteria of the

drive mechanism of a pressure plate in a flat die-cutting press is established. The method of theoretical calculation of the drive mechanism of a pressure plate in a flat die-cutting press is offered, which contains a cam and rollers, which involves determining the wear intensity and the wear thickness for a certain period of time the contact surfaces of the cam and rollers; determining the work resource of the drive mechanism before the violation of the geometric dimensions and the correct shape of the cam and rollers, which causes unstable operation of the flat die-cutting press and makes additional dynamic loads. The above technique can be useful in solving practical problems, in particular to determine the wear intensity, the wear thickness and the work resource of the drive mechanism of the pressure plate in a flat die-cutting press depending on the torque of the drive cam and the selected material from which the cam and rollers are made.

Keywords: *die-cutting, cardboard packaging, flat die-cutting press, intensive wear, wear thickness, work resource.*

Стаття надійшла до редакції 01.03.2021.

Received 01.03.2021.