

Ю.И. Хведчин

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ВИВЕДЕННЯ ЗОШИТА АРКУШОВИВІДНИМ ПРИСТРОЄМ ШВИДКІСНИХ ПІДБИРАЛЬНИХ МАШИН

Підбиральні машини, як відомо, використовуються як операційні (автономні одиниці устаткування), так і в агрегатованому вигляді як складова частина агрегатів або поточкових ліній. Як операційні застосовуються в діапазоні обмежених швидкостей (не більше 100 – 120 ц/хв). При агрегуванні з машинами незшивного скріплення (МНС) скомплектовані накладанням блоки за допомогою передавального пристрою безперервним потоком надходять у транспортувальні засоби цього устаткування для подальшої обробки. При цьому швидкість роботи підбиральної машини задається швидкістю МНС, яка за останній період значно зросла (300 бл/хв). Це викликало потребу в створенні швидкісних підбиральних машин, в яких відповідальною операцією є виведення зошита з магазину аркушовивідним пристроєм (АВП).

Найбільш прийнятними для таких машин ротаційні клапанні АВП, які бувають двох видів: зі змінною та сталою швидкістю обертання. До перших відносяться АВП з планетарним приводом й еліптичними зубчастими колесами. Їх використовують, зокрема, фірма „Müller Martini” (Швейцарія) та деякі американські фірми. Інші фірми, наприклад, „Kolbus” (Німеччина) і „Sulby” (Англія) застосовують АВП з рівномірним обертанням. Ці АВП мають суттєві переваги: конструкція приводу дуже проста і тому має меншу матеріалоємність, у ньому відсутні інерційні навантаження. Разом з тим є і недоліки: при виведенні з магазину у зошитів виникають значні прискорення, що спричиняють інерційні навантаження на привод; з’являється ймовірність невиведення зошита з магазину, внаслідок чого блокування викликає зупинку машини.

При дослідженні механіки схоплення зошита клапанами АВП й аналізі явищ, які супроводжують цей процес, використовувався ротаційний АВП зі сталою швидкістю обертання (рис.1).

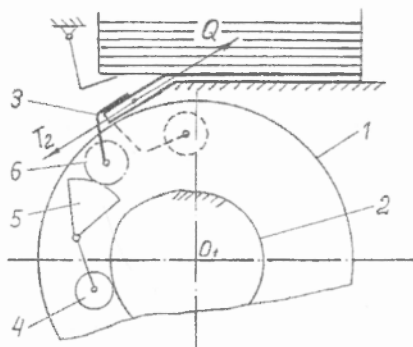


Рис. 1. Кінематична схема ротаційного аркушовивідного пристрою зі сталою швидкістю обертання:
 1 – барабан; 2 – дисковий кулачок; 3 – клапани; 4 – ролик;
 5 – сектор; 6 – колесо

Барабан обертається навколо осі O_1 , на якій нерухомо закріплений дисковий кулачок. Механізм закривання клапанів має привод від цього кулачка через ролик і зубчасту пару: сектор і колесо, на осі якого кріпляться клапани. Наявність мультиплікатора викликана потребою забезпечити поворот клапанів на значний кут при відносно невеликому куті повороту коромисла з роликом. Величина цього кута обумовлена необхідністю вільного проходження клапанів під корінцем зошита (див. пунктирне зображення клапана) і міцного затиснення корінця зошита на поверхні барабана.

Цей процес можна умовно розділити на три фази: 1) ущільнення пухкого корінця зошита, який має прошарки повітря; 2) деформація ущільненого шару паперу корінця при відсутності руху зошита; 3) подальша деформація паперу зошита, що характеризується перехідним періодом розгону зошита від стану спокою до колової швидкості барабана.

На рис.2,а показано момент торкання клапанами поверхні зошита, який має деяке потовщення в корінцевій зоні через недостатнє обтиснення. При цьому, рухаючись разом з барабаном, кінцева т. O буде мати умовну траєкторію по лінії $OKAB$ як результуючу двох рухів клапана: вертикального – перпендикулярно до поверхні зошита і горизонтального – уздовж поверхні зошита.

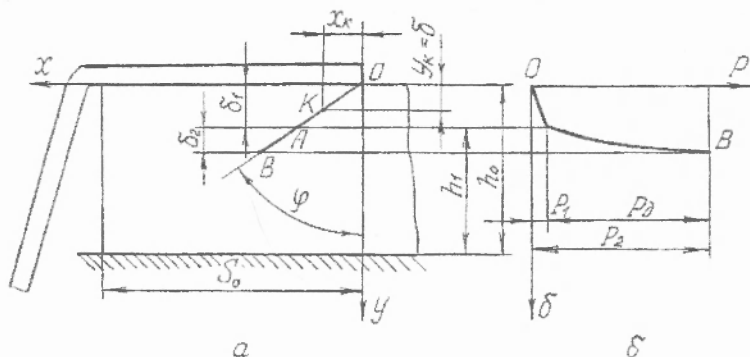


Рис. 2. Схема деформації зошита клапаном у процесі його виведення з магазину

Розташуємо систему координат так, щоб лінія ординат проходила через т. O , а лінія абсцис була паралельна поверхні зошита. Тоді положення кінця клапанів у будь-яку мить, наприклад у т. K , можна визначити координатами

$$x_k = y_k \operatorname{tg} \varphi; \quad y_k = \delta = a_k S, \quad (1)$$

де a_k — позиційний інваріант переміщень клапанів, які обумовлені законом періодичного руху на кулачку; $\operatorname{tg} \varphi$ — параметр пропорційності, що виражає відношення вертикальної і горизонтальної складових руху; δ — абсолютна деформація зошита. Положення клапана відносно корінця зошита

$$L_k = S_0 - \delta \cdot \operatorname{tg} \varphi, \quad (2)$$

де S_0 — розташування корінця зошита відносно початку координат.

Перша фаза характеризується ушільненням корінця зошита від вихідної величини h_0 до товщини, яку він має в передній частині h_1 . Ця фаза супроводжується деформацією зошита на величину δ_1 і переміщенням клапанів з т. O в т. A . Статистична

обробка даних про параметри зошитів у корінці показує, що ця величина приблизно дорівнює $0,2h_0$.

Потрібне для ущільнення зусилля

$$P_1 = g_v \cdot F_1, \quad (3)$$

де g_v – питоме зусилля тиску при ущільненні; F_1 – площа контакту клапанів із зошитом. Дослідженнями [1] встановлено, що величина g_v прямо пропорційна δ_1 , тобто $g_v = d \cdot \delta_1$, де d – коефіцієнт пропорційності; величина g_v у максимумі дорівнює 0,1 Мпа.

Параметр F_1 визначаємо так:

$$F_1 = b \cdot L_A = b(S_0 - \delta_1 \operatorname{tg} \varphi), \quad (4)$$

де b – ширина клапанів у площині, перпендикулярній до рисунка; L_A – координата т. A відносно корінця зошита.

Підставляючи вираз (4) у рівняння (3), отримаємо

$$P_1 = d \cdot \delta_1 \cdot b(S_0 - \delta_1 \operatorname{tg} \varphi). \quad (5)$$

Друга фаза характеризується деформацією паперу зошита на величину δ_2 (це відповідає відрізу траєкторії AB). Сумарне зусилля стиску на цій фазі буде визначатись двома складовими:

$$P_2 = P_1 + P_0, \quad (6)$$

де P_0 – зусилля, що виникає внаслідок деформації стиску аркушів паперу і виражається формулою

$$P_0 = \sigma \cdot F_2 = \alpha \cdot \varepsilon^k \cdot F_2 = \alpha \left(\frac{\delta_2}{h_1} \right)^k \cdot F_2, \quad (7)$$

де σ – напруження в папері під час дії тиску; δ_2 – абсолютна деформація паперу в цій фазі (має величину приблизно $(0,1-0,2)h_1$); F_2 – площа контакту клапанів із зошитом, яка за аналогією виразу (4) буде такою:

$$F_2 = b[S_0 - (\delta_1 + \delta_2) \cdot \text{tg} \varphi]. \quad (8)$$

Після підстановки (8) у (7) маємо

$$P_o = \alpha \left(\frac{\delta_2}{h_1} \right)^k b[S_0 - (\delta_1 + \delta_2) \cdot \text{tg} \varphi]. \quad (9)$$

У т. В рушійне зусилля T_2 , що намагається витягнути зошит з магазину, дорівнює зусиллю опору Θ зошига при виведенні його з магазину (воно визначене в роботі автора [2]):

$$\Theta = N(f_1 + f_2)e^{f_3\beta}, \quad (10)$$

де N – тиск стопи на нижній зошит; f_1 , f_2 – коефіцієнти тертя ковзання паперу по папері і паперу по дну магазину; β – кут відгину корінця зошита присосами.

Рушійне зусилля T_2 , що діє на зошит і створюється за рахунок сил тертя між клапанами й поверхнею барабана з одного боку (f_1) та зошитом (f_2) з другого, буде визначатися формулою

$$T_2 = P_2(f_1 + f_2) = \Theta, \quad (11)$$

звідки

$$P_2 = \frac{\Theta}{f_1 + f_2}. \quad (12)$$

Або ж після підстановки замість P_o і P_1 відповідних виразів отримаємо

$$P_1 + \alpha \cdot \left(\frac{\delta_2}{h_1} \right)^k b[S_0 - (\delta_1 + \delta_2) \cdot \text{tg} \varphi] = \frac{\Theta}{f_1 + f_2}. \quad (13)$$

З рівняння (13) одержимо величину необхідної деформації зошита δ_2 , яка забезпечить рівність рушійної сили, прикладеної до нього, силі опору: зошит буде знаходитись на початку перехідного періоду, тобто на початку рушання і розгопу, який почнеться в наступній, третій, фазі виведення:

$$\delta_2 = h_1 \left[\frac{\theta - P_1(f_1 + f_2)}{\alpha \cdot b [S_0 - (\delta_1 + \delta_2) \lg \varphi] (f_1 + f_2)} \right]^{\frac{1}{k}} \quad (14)$$

Підставляючи $\delta_1 \approx 0,2h_0$; $\delta_2 \approx 0,1h_1$ у вираз з круглими дужками рівняння (13), що суттєво не вплине на точність обчислень, оскільки він виражає площу контакту клапана із зошигом, і приймаючи $\dot{h}_1 \approx 0,72h_0$, що встановлено експериментальним шляхом, а $f_1 = 0,15$; $f_2 = 0,25$, одержимо

$$\delta_2 = h_1 \left[\frac{\theta - 0,4P_1}{0,4\alpha \cdot b [S_0 - 0,377h_1 \cdot \lg \varphi]} \right]^{\frac{1}{k}} \quad (15)$$

Як бачимо, потрібна деформація зошита δ_2 буде визначатися в першу чергу параметрами зошита: його товщиною h_1 і фізико-механічними характеристиками паперу α і k , з якого він виготовлений. На жаль, на ці параметри у виробничих умовах вплинути неможливо. Величини зусиль θ і P_1 є об'єктивними факторами, що існують незалежно, параметри f_1 , f_2 і b переважно диктуються конструктивними міркуваннями, які можна коригувати лише в обмеженому обсязі. Отже, реально можна в значній мірі вплинути на параметр $\lg \varphi$, який визначається законом періодичного руху профілю кулачка, цикловою діаграмою роботи і геометричними параметрами механізму клапанів.

На рис. 2.6 наведено графік зростання зусиль P_1 і P_2 , відповідно, на ділянках деформації δ_1 і δ_2 , причому в т. А, як бачимо, воно досягає такої величини, коли сили опору θ стають рівними рушійному зусиллю T_2 . З цієї миті починається перехідний процес руху зошита, що є темою для окремого дослідження.

І. Семеновский А.А. Исследование механики процессов прессования книжных полуфабрикатов и книг: Автореф. дис. ... к.т.н. М., 1977. 2. Хведчин Ю.Й. Визначення зусилля, необхідного для виведення зошита з магазинів самонакладів // Поліграфія і видавнича справа. 1994, №29. С.36–39.

Стаття надійшла до редколегії 28.01.2000