

УДК 655.281

**ОЦІНКА ІМПУЛЬСУ СИЛИ ТА АМПЛІТУДИ КОЛИВАНЬ
У ДРУКАРСЬКОМУ АПАРАТІ**

Я.І. Чехман, А.І. Шустикевич

Запропоновано методика оцінки імпульсу сили й амплітуди коливань циліндрів у ротаційній друкарській машині. Показано вплив деформаційних характеристик декелів на коливний процес у друкарському апараті.

Предложена методика оценки импульса силы и амплитуды колебаний цилиндров в ротационной печатной машине. Показано влияние деформационных характеристик декелей на колебательный процесс в печатном аппарате.

Друкарський апарат ротаційної машини включає два і більше циліндрів, які пов'язані зубчастим приводом і взаємодіють між собою в процесі друкування через контакт своїх поверхонь. Із-за наявності виїмок на циліндрах процес друкування не є неперервним. У машинах високого друку ця дискретність процесу обумовлена додатково наявністю прогалинних смуг на формі. Раптове прикладання та зникнення технологічних навантажень внаслідок пружних деформацій ланок друкарського преса викликає коливання циліндрів. Щодо офсетних машин, в яких навантаження розподіляється рівномірно по довжині контакту, а конструкція опор симетрична, то можна вважати, що циліндри коливатимуться плоскопаралельно, тобто розглядати їх як поперечні. Ці коливання можна розглядати як вільні згасаючі, початкова амплітуда яких визначається імпульсом сили, що виникає на початку взаємного контакту фрикційних поверхонь циліндрів. Величина цього імпульсу залежить від інтенсивності наростання технологічного зусилля, пропорційно якому змінюватиметься пружна деформація ланок преса, друга похідна від якої, помножена на приведену масу циліндрів, визначатиме силу інерції і початкову амплітуду коливань.

Зростання технологічного навантаження відбувається за період, що відповідає ширині смужки контакту b між циліндрами (рис. 1).

Спочатку знайдемо залежність, що відображає зміну тиску по ширині смужки контакту від координати X .

Біжуча деформація декеля (λ_x) в перерізі X

$$\lambda_x = \lambda_m - (DE + FK).$$

За теоремою Піфагора

$$\left(\frac{b}{2} - x\right)^2 = R_2^2 - (R_2 - DE)^2 \approx 2 \cdot R_2 \cdot DE,$$

звідки

$$DE = \frac{1}{2R_2} \cdot \left(\frac{b}{2} - x\right)^2.$$

Аналогічно:
$$FK = \frac{1}{2R_1} \cdot \left(\frac{b}{2} - x\right)^2.$$

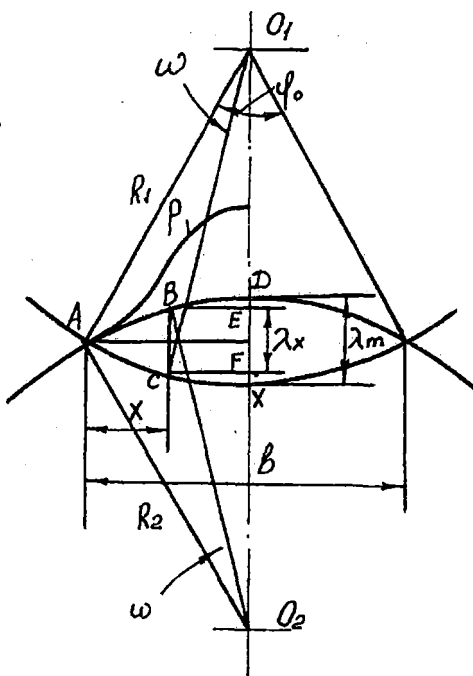


Рис. 1. Схема контакту ротаційної друкарської пари

Підставляючи знайдені значення, отримаємо

$$\lambda_x = \lambda_m - \left(\frac{1}{2R_2} + \frac{1}{2R_1} \right) \cdot \left(\frac{b}{2} - x \right)^2 = \lambda_m - \left(\frac{b}{2} - x \right)^2 \cdot \frac{R_1 + R_2}{2R_1R_2}. \quad (1)$$

Беручи до уваги, що

$$\frac{R_1 + R_2}{2R_1R_2} = \frac{4\lambda_m}{b^2},$$

вираз (1) запишемо в такому вигляді:

$$\lambda_x = \lambda_m \left[1 - \left(\frac{b}{2} - x \right)^2 \cdot \frac{4}{b^2} \right] = \lambda_m - \left(\frac{4x}{b} - \frac{4x^2}{b^2} \right). \quad (2)$$

Тоді тиск по ширині смужки контакту в залежності від координати X

$$p_x = E_y \cdot \left(\frac{\lambda_x}{\delta} \right)^n = p_m \cdot \left(\frac{4x}{b} - \frac{4x^2}{b^2} \right)^n, \quad (3)$$

де n і E_y – фізичні константи матеріалу декеля; δ – його товщина.

Біжуче технологічне навантаження в зоні контакту довжиною l на проміжку $t/2$ (t – час зростання тиску від 0 до максимуму)

$$P_i = l \cdot \int_0^{t/2} p_x dx = p_m \cdot l \cdot \int_0^{t/2} \left(\frac{4x}{b} - \frac{4x^2}{b^2} \right)^n dx.$$

Біжучу координату X , як і ширину смужки контакту b , можна виразити через кут контакту

$$\begin{aligned} x &\approx \varphi \cdot R_1 = \omega \cdot R_1 \cdot t_i, \\ b &\approx \varphi_0 \cdot R_1 = \omega \cdot R_1 \cdot t, \end{aligned} \quad (4)$$

де $\omega = const$ – кутова швидкість обертання ведучого циліндра.

Тоді біжуче навантаження

$$P_i = p_m \cdot l \cdot \omega \cdot R_1 \cdot \left(\frac{4}{t} \right)^n \cdot \int_0^{t/2} \left(t_i - \frac{t_i^2}{t} \right)^n dt_i. \quad (5)$$

Розкладаючи підінтегральний вираз в ряд [1], одержимо

$$P_i = p_m l \omega R_1 \left(\frac{4}{t} \right)^n \int_0^{t/2} \left[t_i^n - \frac{nt_i^{n+1}}{t} + \frac{n(n-1)t_i^{n+2}}{2t^2} - \frac{n(n-1)(n-2)t_i^{n+3}}{6t^3} + \dots \right] dt_i. \quad (6)$$

Проінтегрувавши (6), отримаємо вираз для визначення технологічного навантаження в проміжку часу від 0 до $t/2$

$$P_i = p_m l \omega R_1 \left(\frac{4}{t} \right)^n \left[\frac{t_i^{n+1}}{n+1} - \frac{nt_i^{n+2}}{(n+2)t} + \frac{n(n-1)t_i^{n+3}}{(n+3)2t^2} - \frac{n(n-1)(n-2)t_i^{n+4}}{(n+4)6t^3} \right] \Bigg|_0^{t/2}. \quad (7)$$

Зростання технологічного навантаження (7) обумовить пропорційне зростання пружної деформації друкарського преса

$$X_1 = \frac{P_i}{C_1} = \frac{1}{C_1} p_m l \omega R_1 \left(\frac{4}{t} \right)^n \left[\frac{t_i^{n+1}}{n+1} - \frac{nt_i^{n+2}}{(n+2)t} + \frac{n(n-1)t_i^{n+3}}{(n+3)2t^2} - \frac{n(n-1)(n-2)t_i^{n+4}}{(n+4)6t^3} \right]. \quad (8)$$

Перша похідна від X_1 відображає швидкість деформації

$$\dot{X}_1 = \frac{1}{C_1} \cdot p_m \cdot l \cdot \omega \cdot R_1 \cdot \left(\frac{4}{t} \right)^n \cdot \left(t_i - \frac{t_i^2}{t} \right)^n, \quad (9)$$

друга – прискорення пружної деформації друкарського преса в період стрімкого зростання технологічного навантаження

$$\ddot{X}_1 = \frac{1}{C_1} \cdot P_m \cdot l \cdot \omega \cdot R_1 \cdot \left(\frac{4}{t}\right)^n \cdot n \cdot \left(t_i - \frac{t_i^2}{t}\right)^{n-1} \cdot \left(1 - \frac{2t_i}{t}\right). \quad (10)$$

Залежність (10) відображає прискорення центра маси циліндра в поперечному напрямку, внаслідок якого сили інерції $\left(P_{ін} = m \cdot \ddot{X}_1\right)$ спричинять зростання величини пружної деформації ланок преса до

$$X_{1д} = \frac{P_{ін}}{C_1} = \frac{m \cdot \ddot{X}_1}{C_1}, \quad (11)$$

де $X_{1д}$ – деформація в динамічних умовах, що визначатиме початкову амплітуду вільних згасаючих коливань.

З врахуванням (8) і (11) співвідношення деформації в динамічних і статичних умовах набуде вигляду

$$K_d = \frac{X_{1д}}{X_1} = \frac{P_{інmax}}{P_{max}} = \frac{m}{C_1} \cdot \frac{n \cdot \left(t_i - \frac{t_i^2}{t}\right)^{n-1} \cdot \left(1 - \frac{2t_i}{t}\right)}{t^{n+1} \left[\frac{1}{n+1} - \frac{n}{n+2} + \frac{n(n-1)}{n+3} - \frac{n(n-1)(n-2)}{n+4} \right]}, \quad (12)$$

де K_d – динамічний коефіцієнт.

Тут слід зауважити, що фази максимальних деформацій у статичних і динамічних умовах не збігаються. Якщо перша (X_1) набуває максимального значення при $t_i = t$, то друга ($X_{1д}$) – при $t_i \approx (0,07 \dots 0,15)t$.

Отже, як впливає з формули (12), динамічний коефіцієнт залежатиме від характеристики декеля при стисненні (показник степеня n), збільшуватиметься прямо пропорційно масі циліндрів (m) і швидкості машини (t) та зменшуватиметься в прямому відношенні до зростання жорсткості системи друкарського преса (C_1).

Результати дослідження фізичної моделі друкарського апарата показали, що динамічний коефіцієнт K_d залежно від названих факторів може змінюватись у широких межах (від 2 до 6-ти і вище), що підтверджує достовірність наведеної методики. Тому технологічне навантаження не можна розглядати як стали, при якому $K_d \leq 2$ [2]. Воно повинно бути представлене пружним (C_d) і в'язким (n) елементами. Тоді власна частота згасаючих коливань становитиме

$$p_1 = \sqrt{p^2 - n^2}, \quad \text{де } p^2 = \frac{C_1 + C_d}{m}.$$

Для ілюстрації викладених положень на підставі проведених розрахунків стосовно конкретної рулонної машини офсетного друку 2ПОК-84 (виробництва Рибінського заводу за ліцензією фірми MAN) побудовано графіки (рис. 2): 1* і 2* – розподілу тиску по куту зони контакту для двох різних ОГТП ($E_{y1} = 123,4$ МПа, $n_1 = 1,38$ і $E_{y2} = 34,1$ МПа, $n = 1,22$); 1 і 2 –

статичних деформацій X_1 (переміщень) при цих декелях, швидкостей \dot{X}_1 та прискорень \ddot{X}_1 циліндра. Підрахована для машини жорсткість друкарського преса $C_1 = 5,22 \cdot 10^8$ Н/м. Швидкість визначена з максимальної частоти обертання 25000 об/год. Величина технологічно необхідного тиску (максимального по ширині смужки контакту) для двох гумотканинних пластин прийнята однаковою – $p_m = 1,5$ МПа.

Аналіз графіків свідчить про наявність на початку контакту циліндрів великих прискорень, внаслідок чого сили інерції створюють значну початкову амплітуду знакозмінної

деформації, породжуючи коливний процес циліндрів у процесі друкування. В результаті цього явища на відбитках можуть утворюватись поперечні смуги світлішого і темнішого відбитків.

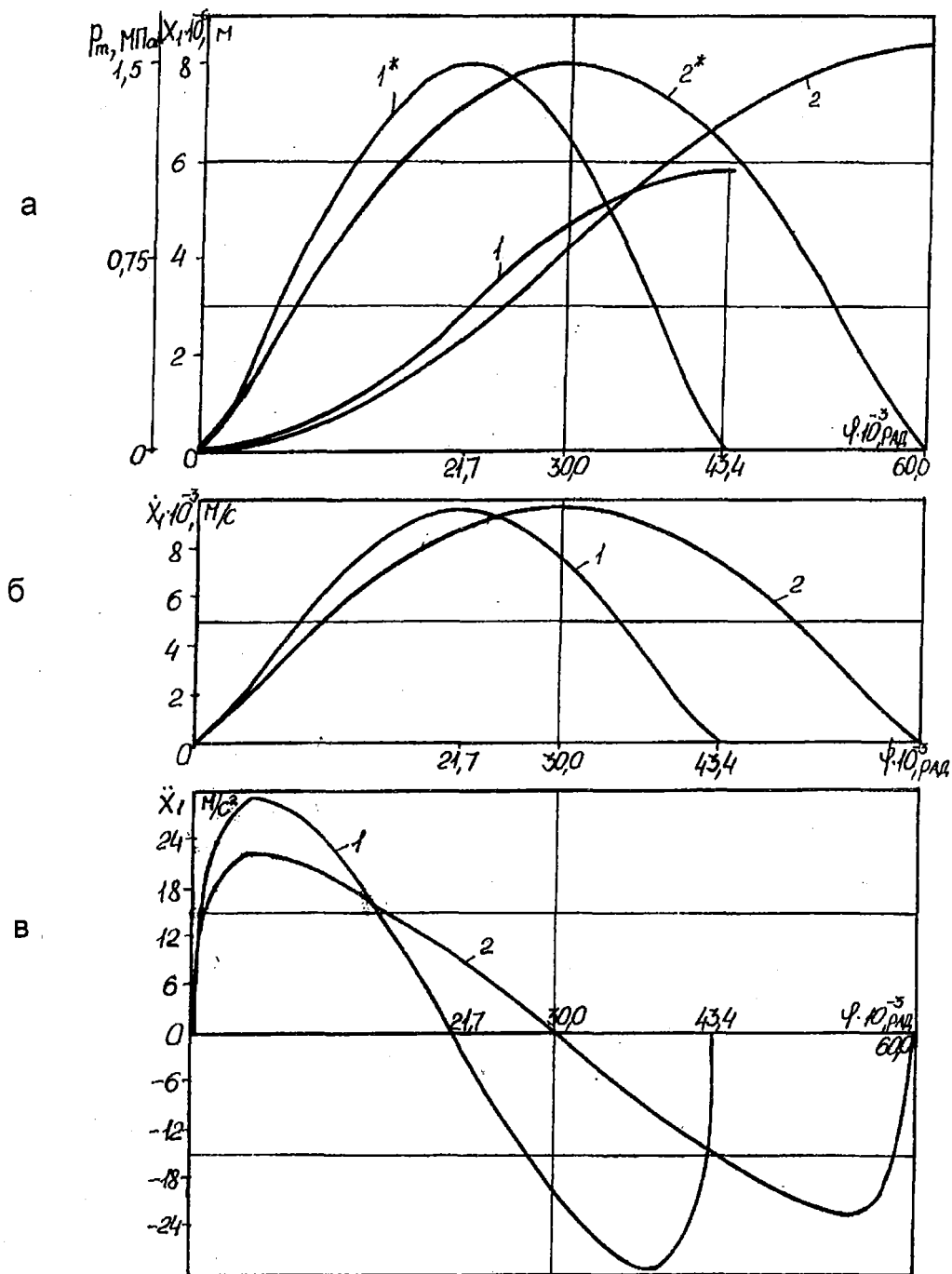


Рис. 2. Кінематична діаграма пружних деформацій друкарського преса:
а – переміщень і розподілу тисків; б – швидкостей; в – прискорень

Навіть для такого друкарського апарата, як у машині 2ПОК-84, динамічний коефіцієнт K_d при використанні більш жорсткого декеля N1 становить 3,5, а декеля N2 – 1,8. Отже, на величину амплітуди коливань істотно впливають і механічні характеристики декеля.

1. Бронштейн Н.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике. М., 1986. 2. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории упругих колебаний. М., 1967.

УДК 621.867

ДО ПРОБЛЕМИ АВТОМАТИЗАЦІЇ ТРАНСПОРТУЮЧИХ ПРОЦЕСІВ У ПОЛІГРАФІЇ

О.О. Палюх

Розглядаються питання використання в тамподрукарській машині заблокованих кулачкових механізмів повороту, в яких відсутня змінність структури, значно простіша конструкція, що забезпечує використання повного закону періодичного руху веденої ланки.

Рассматривается вопрос использования в тампопечатной машине заблокированных кулачковых механизмов поворота, в которых отсутствует изменяемость структуры, значительно проще конструкция, обеспечивающая использование полного закона периодического движения ведомого звена.

В умовах зростаючої конкуренції на міжнародному ринку продукції поліграфічного машинобудування до якості вітчизняних поліграфічних машин і автоматизованих ліній ставляться все більші вимоги. Різноманітність технологічних процесів, інтенсифікація виробництва вимагають подальшого розвитку теорії машин-автоматів. Впровадження новітніх наукових досягнень у практику, використання результатів технічного розвитку суттєво вплине на якісні характеристики нового поліграфічного обладнання, що виготовляється на вітчизняних заводах.

Невід'ємною частиною сучасних поліграфічних машин або автоматизованих ліній є транспортно-подаючі системи (ТПС), що служать для автоматизації виробничих процесів. При автоматичному виконанні операцій технологічного процесу за допомогою ТПС здійснюється періодичне або безперервне переміщення оброблюваного об'єкта.

Якість випущеної продукції прямо залежить від надійності ТПС. Надійністю цих систем визначається й експлуатаційна швидкість машини або автоматизованої лінії. Тому до ТПС і механізмів, які входять до їх складу, ставляться високі вимоги.

Збільшення швидкості роботи механізмів періодичного повороту, що є основною складовою ТПС, призводить до погіршення їх динамічних характеристик, зниження ресурсу роботи та якості поліграфічної продукції. Усе це спричиняється наявністю зазорів у кінематичних парах, впливом пружно-частотних характеристик ланок тощо. Найбільше це стосується систем з періодичним кроковим переміщенням транспортного органа, у поворотно-фіксуєючих пристроях яких використовуються різні механізми періодичного повороту МПП. У зв'язку з тим створення досконалих механізмів періодичного повороту в транспортно-подаючих системах для виконання технологічного процесу є сьогодні одним з актуальних завдань.

При періодичному переміщенні оброблюваного виробу застосовуються відомі механізми повороту: мальтійські, неповнозубих коліс, кулачково-цівкові, диференціальні кулачково-зубчасті, за допомогою яких розв'язуються окремі задачі щодо точності позиціонування, надійності, збільшення числа позицій обробки з використанням пристроїв для стабілізації та зменшення динамічних навантажень у кінематичних ланцюгах. Одні з них рекомендується використовувати при невисоких вимогах до швидкості повороту і точності положення веденої ланки в період вистоювання, інші відрізняються високою точністю кута повороту та простотою конструкції. Застосовуються МПП у поворотно-фіксуєючих пристроях