

УДК 655.281

А.І.Шустикевич

**ВПЛИВ ПЕРІОДИЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА
АМПЛІТУДУ ПОПЕРЕЧНИХ КОЛИВАНЬ
ЦИЛІНДРІВ ДРУКАРСЬКОГО АПАРАТА**

Основною причиною вібрацій друкарського апарата і друкарської машини в цілому є пульсуючі періодичні навантаження, які внаслідок пружних деформацій ланок друкарського преса створюють поперечні коливання циліндрів. Збуджувані коливання спричиняють перепад тиску при друкуванні, що негативно впливає на якість друку. Оцінка поперечних коливань циліндрів і пошук шляхів їх зменшення важливі при проектуванні та експлуатації ротаційних друкарських машин.

У статті [див: Чехман Я.І., Шустикевич А.І. Оцінка імпульсу сили і амплітуди коливань у друкарському апараті // Наукові записки / УАД. 2000. Вип.2. С. 23–27] наведена методика розрахунку максимальної амплітуди коливань циліндрів. Однак у ній не врахований вплив згасаючих коливань попереднього циклу на початкову амплітуду. Поперечні коливання, які виникають у процесі накочування циліндрів, практично тривають до закінчення контакту форми і деколя. У момент проходження виймок циліндрів технологічна сила зникає, у результаті чого виникає новий імпульс коливань (при цьому циліндри можуть зближатися або розходитися). Найбільш несприятлива ситуація виникає тоді, коли з початком контакту циліндри знаходяться в максимально наближеному між собою стані (коливання у протифазі). Це викликає зростання інтенсивності збільшення технологічного зусилля в процесі накочування циліндрів, а отже, і збільшення початкової амплітуди коливань. Розглянемо цей випадок.

На рис.1 зображена схема контакту ротаційної пари (штриховою лінією показано положення циліндрів у протифазі). Спочатку знайдемо залежність розподілу тиску по ширині смужки контакту від координати x .

Біжуча деформація деколя у перерізі x :
 $\lambda_x = \lambda_m + X_o - (CD + EF)$, де $X_o = X_{o1} + X_{o2}$ – сумарне зближення циліндрів перед початком контакту від положення, коли їх цапфи знаходяться у недеформованому стані.

За теоремою Піфагора

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

звідки

$$CD = \frac{1}{2R_2} \cdot \left(\frac{b_o}{2} - x\right)^2,$$

де $b_o = 2 \cdot \sqrt{\frac{2R_1R_2}{R_1 + R_2} (\lambda_m + x_o)}$ – ширина смужки контакту при знаходженні циліндрів у протифазі.

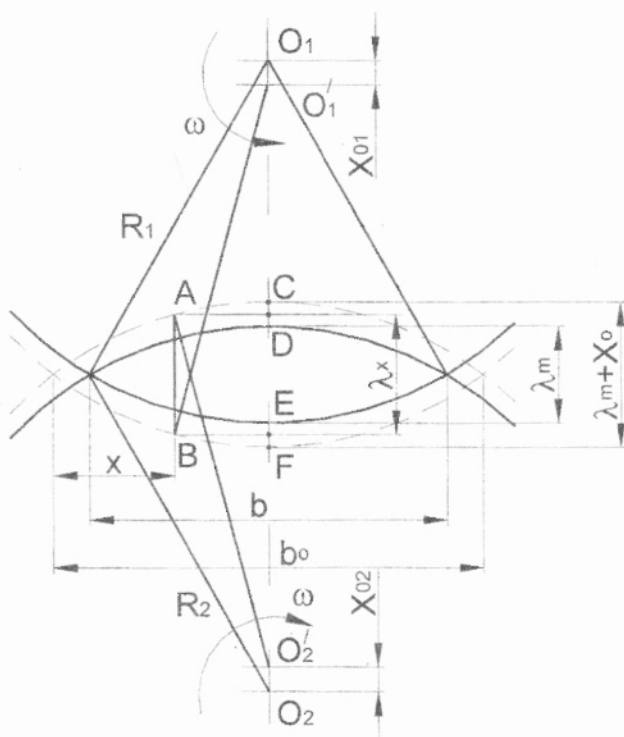


Рис.1. Схема контакту ротаційної пари

Аналогічно $EF = \frac{l}{2R_l} \cdot \left(\frac{b_0}{2} - x \right)^2$.

Підставивши знайдені значення, отримаємо

$$\lambda_x = \lambda_m + X_0 - \left(\frac{b_0}{2} - x \right)^2 \cdot \frac{R_l + R_2}{2R_l R_2}.$$

Враховуючи, що $\frac{R_l + R_2}{2R_l R_2} = \frac{4(\lambda_m + X_0)}{b_0^2}$, вираз для біжу-

чої деформації набуде вигляду

$$\lambda_x = (\lambda_m + X_o) \cdot \left(\frac{4x}{b_o} - \frac{4x^2}{b_o^2} \right).$$

Тоді тиск по ширині смужки контакту в залежності від координати x

$$p_x = E_y \cdot \left(\frac{\lambda_x}{\delta} \right)^n = E_y \cdot \left(\frac{\lambda_m + X_o}{\delta} \right)^n \left(\frac{4x}{b_o} - \frac{4x^2}{b_o^2} \right)^n = p_{mo} \cdot \left(\frac{4x}{b_o} - \frac{4x^2}{b_o^2} \right)^n,$$

де $p_{mo} = E_y \cdot \left(\frac{\lambda_m + X_o}{\delta} \right)^n$ – максимальний тиск, що виникає при

знаходженні циліндрів у протифазі; n і E_y – фізичні константи декеля.

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

$$P_l = l \cdot \int_0^{t/2} p_x dx = p_{mo} \cdot l \cdot \int_0^{t/2} \left(\frac{4x}{b_o} - \frac{4x^2}{b_o^2} \right)^n dx.$$

Ширину смужки контакту b_o і біжучу координату x виразимо через кут контакту:

$$b_o \approx \varphi_o \cdot R_l = \omega \cdot R_l \cdot t,$$

$$x \approx \omega \cdot R_l = \omega \cdot R_l \cdot t_i.$$

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

Тоді біжуче навантаження

$$P_l = p_{mo} \cdot l \cdot \omega \cdot R_l \cdot \left(\frac{4}{t} \right)^n \cdot \int_0^{t/2} \left(t_i - \frac{t_i^2}{t} \right)^n dt_i. \quad (1)$$

Розклавши підінтегральну частину виразу в степеневий ряд і обмежившись чотирма його членами, отримаємо залежність (1) у такому вигляді:

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

Проінтегрувавши (2) і підставивши межі інтегрування, дістанемо вираз для визначення технологічного навантаження в проміжку часу від 0 до $t/2$:

$$P_i = p_{mo} \cdot l \cdot \omega \cdot R_1 \left(\frac{4}{t} \right)^n \left[\frac{t_i^{n+1}}{n+1} - \frac{n t_i^{n+2}}{(n+2)t} + \frac{n(n-1) t_i^{n+3}}{(n+3)2 t^2} - \frac{n(n-1)(n-2) t_i^{n+4}}{(n+4)6 t^3} \right]_0^{t/2} \quad (3)$$

Зростання технологічного навантаження (3) у процесі накопчування циліндрів обумовлює пропорційне зростання пружної деформації друкарського преса:

$$X_1 = \frac{P_i}{C_1} = \frac{1}{C_1} \cdot p_{mo} \cdot l \cdot \omega \cdot R_1 \left(\frac{4}{t} \right)^n \left[\frac{t_i^{n+1}}{n+1} - \frac{n t_i^{n+2}}{(n+2)t} + \frac{n(n-1) t_i^{n+3}}{(n+3)2 t^2} - \frac{n(n-1)(n-2) t_i^{n+4}}{(n+4)6 t^3} \right]$$

де C_1 – жорсткість системи друкарського преса.

Перша похідна від переміщення являє собою швидкість деформації

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

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

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

Дана залежність відображає прискорення центра маси циліндрів у поперечному напрямку. Помноживши її на зведену масу циліндрів, визначимо силу інерції $\left\{ P_{in} = m_{np} \cdot \ddot{X}_1 \right\}$, і початкову амплітуду поперечних коливань:

$$A = \frac{P_{in}}{C_1} = \frac{m_{np} \cdot \ddot{X}_1}{C_1} = \pm \frac{m_{np}}{C_1^2} \cdot p_{mo} \cdot l \cdot \omega \cdot R_1 \cdot \left(\frac{4}{t}\right)^n \cdot n \cdot \left(t_i - \frac{t_i^2}{t}\right)^{n-1} \cdot \left(1 - \frac{2t_i}{t}\right) \quad (4)$$

де P_{in} – сили інерції внаслідок деформації цапф, які виникають у процесі накочування циліндрів; m_{np} – зведена маса циліндрів.

Оцінимо величину поперечних коливань циліндрів при знаходженні їх у максимально наближеному між собою положенні і порівняємо з прикладом, наведеним у вищезгаданій статті. Для рулонної машини офсетного друку 2ПОК–84 маємо такі дані: $R = 174$ мм; $l = 890$ мм; $p_m = 1,5$ Мпа; $C_1 = 5,22 \cdot 10^8$ Н/м; $n_s = 417$ об/хв. На рис.2 побудовано графіки пружних деформацій друкарського преса в процесі накочування циліндрів при використанні декеля з фізичними сталими $n = 1,38$ і $E_s = 123,4$ МПа для наступних умов: криві 1 – цапфи циліндрів перед початком контакту знаходяться в недеформованому стані ($X_1 = 0$); криві 2 – циліндри перед початком контакту перебувають у протифазі ($X_{01} = X_{02} = 0,005$ мм).

Аналіз графіків свідчить, що згасаючі коливання попереднього циклу впливають на початкову амплітуду поперечних коливань циліндрів. Коли осі циліндрів максимально наближені, спостерігається інтенсивніше зростання технологічного навантаження в процесі накочування фрикційних поверхонь циліндрів, що зумовлює, відповідно, і збільшення величини імпульсу сили, яка визначає початкову амплітуду. Підрахована за формулою (4) максимальна амплітуда коливань A_o становить 0,045 мм (у згада-

ній статті $A = 0,040$ мм). Величина зближення циліндрів X_0 , яка визначає величину амплітуди, залежить від швидкості роботи друкарської машини, довжини виїмки і взаємного положення циліндрів при їх входженні у виїмку.

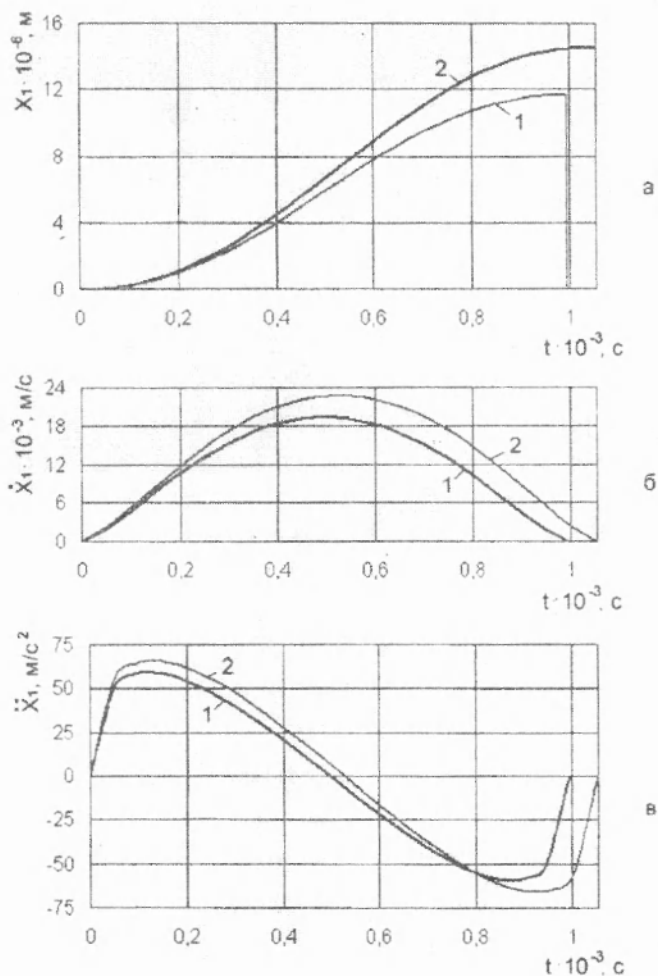


Рис.2. Графіки пружних деформацій друкарського преса в процесі накручування циліндрів:
а – переміщень; б – швидкостей; в – прискорень

Запропонована методика дозволяє точніше оцінити максимальну (початкову) амплітуду пружних коливань циліндрів друкарського апарата ротаційної машини.