

Я.І.Чехман, А.І.Шустикевич

ДО МЕТОДИКИ ОЦІНКИ ПРУЖНИХ КОЛИВАНЬ ЦИЛІНДРІВ ДРУКАРСЬКОГО АПАРАТА

Друкарський апарат складається з двох і більше циліндрів, що зв'язані зубчастим приводом і взаємодіють між собою при друкуванні через контакт їх поверхонь, одна з яких є поверхнею пружно-еластичної прокладки – декеля, закріпленого на циліндрі. Контакт між циліндрами протягом оберту не є сталим. Великі зусилля, що є технологічно необхідними, викликають пружні деформації ланок, які, у свою чергу, породжують пружні коливання циліндрів у період здійснення технологічного процесу, змінюючи величину тиску при друкуванні. Тому методика оцінки пружних коливань має практичний інтерес з точки зору пошуку шляхів їх зменшення в друкарському апараті. Напружена система двоциліндрового апарата зображена (див. рисунок) схемою *a*, а його динамічна модель – схемою *б*.

Беручи до уваги реальні геометричні параметри, можемо стверджувати, що прогин циліндрів більш ніж на порядок менший за прогин їх валів. Тому пружні коливання можемо розглядати не як згинні, а поперечні, при яких осі циліндрів залишаються плоскопаралельними.

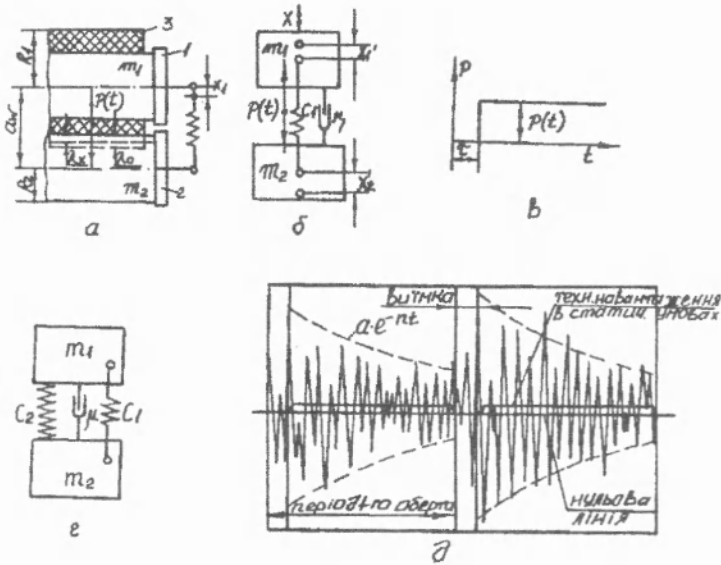
На рис. 1 *a* представлена схема циліндрів (1, 2) друкарського апарата, зв'язаних між собою в міжосьовій площині через декель 3 і пружними ланками жорсткістю C_1 . На рис. 1 *б* – динамічна модель системи, а на рис. 1 *в* – дія технологічної сили P . Динамічна модель вимушених коливань описується диференціальним рівнянням [2]

$$\ddot{X}_1 + 2n\dot{X}_1 + p^2 X_1 = \frac{P(t)}{m}, \quad (1)$$

де $X_1 = X_2' - X_1'$ – відносне переміщення; $2n = \frac{\mu}{m_{пр}}$ –

характеристика в'язкого опору; $m_{пр} = \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2}$ – приведена

маса; $p = \sqrt{\frac{C_1}{m_{пр}}}$ – власна частота вільних коливань.



Пульсація сил у ротаційному друкарському апараті

Розв'язок рівняння (1), відповідно до [1], має вигляд

$$X_1 = \frac{P}{m_{пр}} e^{-n(t-\tau)} \sin p_1(t-\tau). \quad (2)$$

Коливання мають згасаючий характер, максимальна амплітуда яких може досягти $Q = 2,0 X_{ст}$, де $X_{ст}$ – деформація пружних ланок у статичних умовах.

Дослідження коливань циліндрів на фізичній моделі засвідчило значні розходження результатів, перш за все в кількісному відношенні. Це можна пояснити стрімким зростанням прикладеної до циліндрів сили і незгасаючим характером коливань до початку чергового прикладання імпульсу сили (аперіодичні коливання).

Розглядаючи декель як пружну ланку жорсткістю C_2 , динамічну модель можна подати схемою z і описати однорідним диференціальним рівнянням

$$\ddot{X} + 2n\dot{X} + p^2 X = 0, \quad (3)$$

$$\text{де } 2n = \frac{\mu}{m_{\text{пр}}} \quad \text{і} \quad p = \sqrt{\frac{C_1 - C_2}{m_{\text{пр}}}}. \quad (4)$$

Розв'язок рівняння (3) має вигляд

$$X = e^{-nt} \left(x_0 \cos p_1 t + \frac{V_0 + nX_0}{p_1} \sin p_1 t \right), \quad (5)$$

де $p_1 = \sqrt{p^2 - n^2}$ – власна частота згасаючих коливань.

Рівняння (3) описує згасаючі коливання, максимальна амплітуда яких залежатиме від імпульсу сили $P(t_2 - t_1)$.

Прирівнюючи імпульс сили до кількості руху, матимемо:

$$m_{\text{пр}}(V_2 - V_1) = P(t_2 - t_1), \quad (6)$$

де V_2 і V_1 – кінцева і початкова швидкість циліндрів у напрямку деформації пружних елементів на відрізку часу $(t_2 - t_1)$.

З рівняння (6) сила

$$P = \frac{m_{\text{пр}}(V_2 - V_1)}{t_2 - t_1} \approx \frac{m_{\text{пр}}(V_2 - V_1)}{b} V_{\text{д}}, \quad (7)$$

де $b = 2 \sqrt{\frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2}} \lambda_m$ – ширина смужки контакту між

циліндрами; R_1, R_2 – радіуси циліндрів і λ_m – максимальна деформація декеля; $V_{\text{д}}$ – дотична швидкість циліндрів.

Визначена за формулою (7) сила P на порядок вища за величину технологічного зусилля $P_{\text{т}}$, і викликана нею початкова амплітуда коливань підтверджується експериментально.

На рисунку 1д наведена осцилограма поперечних коливань пари циліндрів, яка знята на стенді, що імітує роботу друкарського апарата. Друкарський апарат на стенді представлений формним і офсетним циліндрами однакового діаметра (160 мм). Осцилограма відповідає частоті обертання циліндрів 750 об/хв. Між циліндрами створювалась максимальна деформація офсетного декеля $\lambda_m = 0,124$ мм, що відповідала величині максимального по ширині смужки контакту тиску $p_m = 1,5$ МПа. Деформація цапф формного циліндра при цьому складала $X = 0,05$ мм. На осцилограмі нанесені графіки технологічного навантаження P_T в статичних умовах, період одного оберту T , включаючи період відсутності контакту між циліндрами. Збільшення до максимуму і зменшення до нуля технологічного зусилля відбувалося на ділянках, що визначалися шириною смужки контакту b [3]. Як видно з осцилограми, поперечні коливання, з'явившись внаслідок раптової дії технологічної сили, мають згасаючий характер і практично продовжуються до закінчення періоду контакту між ними. В період проходження виїмок на циліндрах технологічна сила раптово зникає, у результаті чого коливання зростають і, не згасаючи, підсилюються з початком настання другого циклу.

Порівняно з відомою [2] запропонована методика дозволяє досягти значно точнішої оцінки пружних коливань друкарського апарата.

1. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории упругих колебаний. М., 1967.
2. Чехман Я.І. Комплексне дослідження друкарського контакту у вирішенні загальної проблеми удосконалення друкарських машин: Авторефер. дис. д-ра техн. наук / УАД. Львів, 1995.
3. Шустикович А.І. Дослідження поперечних коливань циліндрів у роташійному друкарському апараті на експериментальному стенді // Поліграфія і видавнича справа. 1999. № 35. С.29–36

Стаття надійшла до редакції 29.01.99