

ПРОГРАМНИЙ РОЗВАНТАЖУВАЧ ДРУКАРСЬКОГО ЦИЛІНДРА ПЛОСКОДРУКАРСЬКОГО АВТОМАТА ПС-А2

Цикловим механізмам друкарського автомата типу ПС-А2 властиве нерівномірне споживання енергії. Використання маховика усереднює потужність, що споживається машиною, але передатні механізми при цьому не розвантажуються від передачі пульсуючої надлишкової потужності. Особливо великі пульсуючі динамічні навантаження виникають у приводі друкарського циліндра. Наявність значних надлишкових сил лімітує подальше підвищення продуктивності машини. Тому очевидна необхідність локалізації впливу надлишкових робіт шляхом відповідного їх програмового зрівноваження. У загальному випадку зрівноважувальний пристрій повинен забезпечити у будь-якій фазі циклу рівності потужностей циліндра та програмного зрівноважувача, але з протилежним знаком $N_{зр} = -N_{п}$.

Програмний розвантажувач друкарського циліндра геометрично добре вписується в наявні вільні габарити автомата ПС-А2. До складу механізму (рис. 1, а) входять два кулачки 1, 2, що жорстко закріплені на консолі осі друкарського циліндра і взаємодіють через важелі 3, 4 з пружинними навантажувачами 5. Внаслідок виникнення на валу друкарського циліндра великих надлишкових робіт, в ролі навантажувача вибрана батарея тарілчастих пружин, яка характеризується великою енергоємністю. Деформація пружин програмується профілями кулачків згідно з законом зміни надлишкових робіт циліндра. Необхідна характеристика пружини знаходиться виходячи із умови рівності максимальної кінетичної енергії циліндра максимальній роботі пружини

$$z \cdot f = \frac{I_{ц} \cdot \omega_{ц, \max}^2}{P},$$

де $z \cdot f$ — робоча ділянка деформації батареї тарілчастих пружин; z — число шайб; f — деформація однієї шайби; $I_{ц}$ — момент інерції мас циліндра ($I_{ц} = 0,38 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$); $\omega_{ц, \max}$ — максимальна кутова швидкість друкарського циліндра; P — прийняте максимальне зусилля пружини ($P = 1970 \text{ кгс}$).

Використаний прямолінійний відрізок тарувальної характеристики батареї пружин з жорсткістю $C = 387 \text{ кгс/см}$ (рис. 1, б). Для цієї пружини повне зрівноваження забезпечується при швидкості головного вала машини $n = 53 \text{ об/хв}$. Кутові переміщення та швидкості на відрізьку сумісного руху друкарського циліндра і талера визначались за відомою методикою [4]. Значення переміщення та швидкості друкарського циліндра в період решти циклу визначались експериментально, у зв'язку з відсутністю точних теоретичних даних для механізму лувильного сектора машини ПС-А2 (рис. 2, а).

Біжучі значення надлишкових робіт від моменту сил інерції друкарського циліндра $A_{нл}$ визначаємо за формулою

$$A_{нл} = \frac{I_{ц} \cdot V_{цi}^2}{2} \left(\frac{2\omega r}{R_{ц}} \right)^2,$$

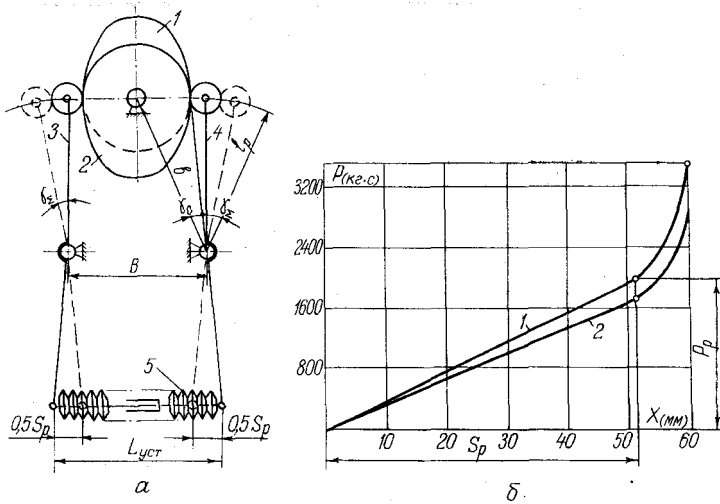


Рис. 1. Схема програмного розвантажувача друкарського циліндра:

а — кінематична схема; б — тарувальний графік навантаження та розвантаження пружини.

де V_{cl} — біжучий позиційний інваріант швидкості друкарського циліндра; ωr — швидкість кривошипа; $R_{ц}$ — радіус друкарського циліндра ($R_{ц} = 160$ мм).

Біжучу деформацію пружини дістаємо

$$S_1 = \sqrt{\frac{2 A_{нл}}{C(1 + 2\psi)}},$$

де $\psi = \frac{S_0}{S_p} = 0,1$ — відносний параметр, що відображає вплив попереднього монтажного стиснення (S_0) пружини.

Біжучі кутові переміщення коромислового штовхача визначаємо за формулою

$$\gamma_i = \arcsin \frac{0,5(L_{уст} - B + S_i)}{l_p} - \arcsin \frac{0,5(L_{уст} - B)}{l_p},$$

де l_p — довжина коромислового штовхача ($l_p = 192$ мм); B — відстань між опорами коромислових штовхачів ($B = 230$ мм); $L_{уст}$ — установочна довжина тарілчастих пружин.

Особливістю розрахунку цих зрівноважувальних кулачків є те, що вони насаджені на вал друкарського циліндра, який обертається зі змінною швидкістю. У зв'язку з цим необхідно у функціях $\gamma_i = f(\varphi)$ і $\psi_{ц} = f(\varphi)$ виключити параметр φ . Теоретично виконати це досить важко, тому ми використали графічний спосіб (рис. 2, б).

Біжучі радіуси-вектори кулачка обчислювались за формулою (рис. 1, а)

$$r_i = r_0 + \rho_i = \sqrt{b^2 + l_p^2 - 2b \cdot l_p \cdot \cos(\gamma_0 + \gamma_i)},$$

де γ_0 — початковий кут відхилення коромислового штовхача.

Ефективність застосування зрівноважувального пристрою оцінювалась коефіцієнтом зрівноваження $K_{зр}$

$$K_{зр} = \frac{M_{ин. max}}{M_{ин. max} - M_{зв}},$$

де $M_{ин. max} = I \cdot \varepsilon_{цл} \left(\frac{2 \omega^2 r}{R_{цл}} \right)$ — максимальне значення моменту на валу дру-

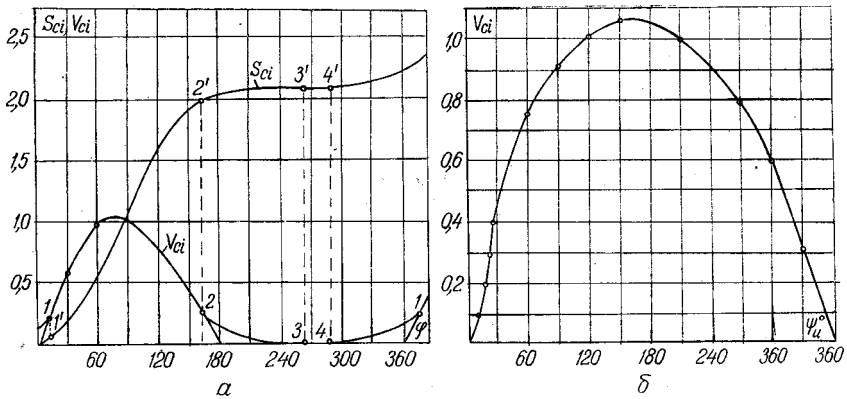


Рис. 2. Діаграми руху талера і друкарського циліндра:

a — графіки змінення позиційних інваріантів переміщень S_{Ci} , швидкостей V_{Ci} талера і друкарського циліндра залежно від кута повороту головного вала α ; b — графік змінення позиційних інваріантів швидкості друкарського циліндра залежно від його кута повороту ψ_{Ci} *

карського циліндра від сил інерції (кгс·см); $M_{Зв}^*$ — зведений до валу друкарського циліндра момент від розвантажувача ($M_{Зв}^* = 4184$ кгс·см).

Значення коефіцієнта зрівноваження для різних швидкостей знайдені аналітично за наведеною вище формулою:

n , об/хв	$-K_{Зр}$	n , об/хв	$K_{Зр}$
40	1,5	60	4,1
45	2,4	65	2,8
50	10,8	70	2,9
53	повне зрівноваження	75	1,9

Зона найбільшого ефекту зрівноваження сил інерції друкарського циліндра перебуває у межах швидкостей $n=50-53$ об/хв. Для перевірки аналітичних розрахунків розвантажувального пристрою ми проводили експериментальні дослідження. При цьому було необхідно визначити ефективність механізму розвантажувального пристрою та вплив на його роботу величини тертя, вивчити вплив зміни швидкості на роботу механізму друкарського циліндра з розвантажувальним пристроєм.

Зміну величини тертя розвантажувального пристрою здійснювали заміною підшипників ковзання на підшипники кочення в роликах комірцислових штовхачів.

Експериментальне дослідження проводили на діючому плоскодрукарському автоматі ПС-А2. Профілі зрівноважувальних кулачків обробляли на копіювально-фрезерному станку типу 6М42К. Копії виготовляли на спеціальному пристосуванні, спроектованому і виготовленому на кафедрі поліграфічних машин УПІ ім. Ів. Федорова [2]. Дійсну величину навантажень у приводі друкарського циліндра без зрівноважувального та зі зрівноважувальним пристроєм визначали шляхом реєстрації деформацій розтягу і стиску повідка механізму ловильного сектора за допомогою дротяних датчиків. Датчики тарували навантаженням друкарського циліндра через закріпленій на ньому важіль. Силу створювали гідравлічним домкратом, а її величину визначали за показовим динамометром ДОСМ-5. Тарувальний графік являє собою прямолінійну залежність. Результати експериментальних досліджень зображені у вигляді осцилограм на рис. 3. Зліва вказані числа обертів головного вала привода машини, які визначені по записах осцилограм.

* При розрахунку $M_{Зв}^*$ не враховувалися сили тертя.

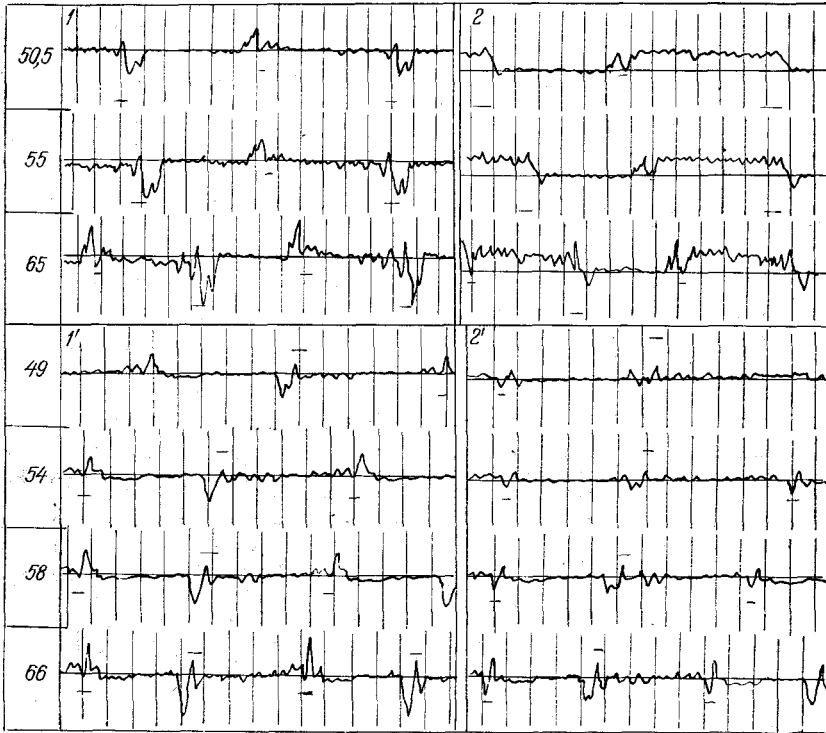


Рис. 3. Осцилограми запису зусиль в повідку механізму «ловильного сектора»: 1 і 1' — без розвантажуючого пристрою; 2 і 2' — з розвантажуючим пристроєм; 2'' — з опорами ковзання, 2''' — з шарикопідшипниками замість роликів.

Ефективність застосування зрівноважувального пристрою оцінена коефіцієнтом зрівноваження. Результати обробки осцилографічних записів зведені в графіки, які показані на рис. 4. Графік 1 зображає залежність коефіцієнта зрівноваження від числа циклів машини $K_{зр} = f(n)$ при використанні роликів, а графік 2 — шарикопідшипників замість роликів. Коефіцієнт зрівноваження досягає максимального значення на розрахунковій швидкості $n = 53 \div 55$ об/хв і дорівнює відповідно 2,2 при наявності шарикопідшипників і 1,9 — при застосуванні роликів.

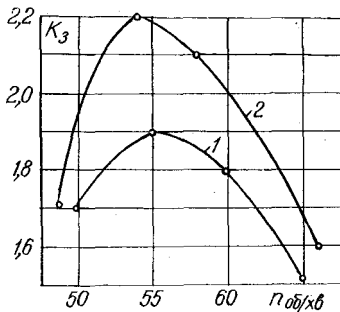


Рис. 4. Графік зміння коефіцієнта зрівноваження залежно від швидкісного режиму $K_{зр} = f(n)$.

Відхилення швидкості машини від розрахункової у бік зменшення знижує ефективність розвантажувача в більшій мірі, ніж в сторону збільшення. Збільшення величини тертя (застосування роликів) значно знижує ступінь зрівноваження $K_{зр}$ (рис. 4) і збільшує споживану потужність. При зрівнянні теоретичних значень коефіцієнта зрівноваження з експериментальними помічено розходження, яке пояснюється неточністю врахування втрат на тертя в опорах коромисел, між тарілками пружини та її направляючими.

ЛИТЕРАТУРА

1. Артоболевский С. И. Теория механизмов и машин. М., Физматгиз, 1965.
2. Полюдов А. Н. Исследование истинной динамики исполнительных и уравновешивающих кулачковых механизмов. Автореферат канд. дис., Львов, 1964.
3. Раевский Н. П. Методы экспериментального исследования механических параметров машин. М., Изд-во АН СССР, 1952.
4. Тир К. В. Механика полиграфических автоматов. М., «Книга», 1965.

Yu. V. KOSINOV, S. G. STELMASHCHUK

THE PROGRAMME UNLOADER OF THE PRINTING CYLINDER OF THE FLAT BED AUTOMATIC MACHINE PS-A2

Summary

On the basis of investigation of programme unloaders of cyclic mechanisms (PRTsM), done by the chair of printing machines of the UPI named after I. Fedorov, the construction of such an unloader for the printing cylinder of the flat-bed printing machine PS-A2 has been worked out. The experimental investigations that have been carried out confirmed the effectiveness of this unloader.
