

## ДОСЛІДЖЕННЯ УМОВ ПОВНОГО ЗРІВНОВАЖЕННЯ СИЛ ІНЕРЦІЇ ТАЛЕРА ПЛОСКОДРУКАРСЬКИХ МАШИН

У роботі [1] розглянуто питання про можливість повного зрівноваження сил інерції талера двозворотних плоскодрукарських машин під час реверсу шляхом відповідного регулювання швидкості привода. Знайдено закон зміни швидкості обертання кривошипа привода талера, потрібний для зрівноваження, який виражається такими формулами:

$$\omega = \sqrt{\omega_0^2 - \frac{2}{r}(\varphi - \varphi_0) \left[ \omega_0 - \frac{\Delta\omega}{\Delta\varphi}(\varphi - \varphi_0) \right]} \quad \text{при } 0 < \varphi \leq \varphi_B; \quad (1)$$

$$\omega = \frac{1}{\cos\varphi} \sqrt{\omega_0^2 \cos^2\varphi_0 - \frac{2\omega_0}{r}(\sin\varphi - \sin\varphi_0) - \frac{2\Delta\omega}{r\Delta\varphi}[(\varphi - \varphi_0)\sin\varphi + \cos\varphi - \cos\varphi_0]} \quad \text{при } \varphi_B < \varphi < \varphi_B + 90^\circ, \quad (2)$$

де  $\omega$  — кутова швидкість обертання кривошипа в період гальмування талера;  $\varphi$  — кут повороту кривошипа (у формулі (2) кут змінюється від 0 до  $90^\circ$ );  $\varphi_B$  — кут випередження;  $\omega_0$  — початкове значення прискорення талера на довільній ділянці кусково-лінеаризованої кривої прискорення талера ( $\omega = f(\varphi)$ );  $\omega_0$  — початкове значення швидкості обертання кривошипа на цій ділянці;  $\varphi_0$  — початкове значення кута  $\varphi$  на ділянці;  $\Delta\omega$  — приріст прискорення талера на ділянці;  $\Delta\varphi$  — елементарний кут повороту кривошипа, в межах якого зміна прискорення талера прийнята лінійною;  $r$  — радіус кривошипа.

Дослідимо функції (1) і (2), щоб вияснити, при яких умовах можливе повне зрівноваження. Запишемо формули (1) і (2) так:

$$\omega_i = \sqrt{\omega_{i-1}^2 - P_i}; \quad (3)$$

$$\omega_j = \frac{1}{\cos\varphi_j} \sqrt{(\omega_{j-1} \cos\varphi_{j-1})^2 - R_j}; \quad (4)$$

$$\text{де } P_i = \frac{2(\varphi_i - \varphi_{i-1})}{r} \left[ \omega_{i-1} - \frac{\Delta\omega_i}{2\Delta\varphi_i}(\varphi_i - \varphi_{i-1}) \right]; \quad (5)$$

$$R_j = \frac{2\omega_{j-1}}{r}(\sin\varphi_j - \sin\varphi_{j-1}) + \frac{2\Delta\omega_j}{r\Delta\varphi_j}[(\varphi_j - \varphi_{j-1})\sin\varphi_j + \cos\varphi_j - \cos\varphi_{j-1}]. \quad (6)$$

Індекси  $i$  і  $j$  вказують на приналежність відповідних величин  $i$ -й чи  $j$ -й ділянці кривої  $\omega = f(\varphi)$ , причому величини з індексом  $i$  відно-

сяться до дільниці гальмування в межах  $0 < \varphi_b \leq \varphi_b$ , а з індексом  $j$  — в межах  $\varphi_b = \varphi \leq \varphi_b + 90^\circ$  ( $0 < \varphi \leq 90^\circ$ ).

Величини  $P_i$  і  $R$  залежать від прискорення талера в даний момент гальмування. Для розрахунків зручніше виразити їх через тиск в амортизаторах  $p$ , тому що залежність  $\omega = f(\varphi)$  вигідніше знаходити по політропі  $p = f(\varphi)$ , ніж за кривою  $\omega = f(\varphi)$ .

Враховуючи, що прискорення талера

$$\omega = \frac{Fp}{m},$$

де  $F$  — площа поверхні поршнів двох амортизаторів;  $m$  — приведена до талера маса ланок, що здійснюють реверсивний рух, одержимо:

$$P_i = \frac{2F\Delta\varphi_i}{rm} (p_{i-1} - 0,5\Delta p_i); \quad (7)$$

$$R_j = \frac{2Fp_{j-1}}{rm} (\sin \varphi_j - \sin \varphi_{j-1}) + \frac{2F\Delta p_j}{rm\Delta\varphi_j} [(\varphi_j - \varphi_{j-1}) \sin \varphi_j + \cos \varphi_j - \cos \varphi_{j-1}]. \quad (8)$$

Тут  $p_{i-1}$ ,  $p_{j-1}$  — значення тиску на початку  $i$ -ї і  $j$ -ї дільниць політропу;  $(\Delta p_i, \Delta p_j)$  — приріст тиску на цих дільницях.

На дільниці руху талера  $0 < \varphi \leq \varphi_b$  тиск в амортизаторах монотонно збільшується; тому величина  $P_i$ , прямо пропорціональна середньому значенню тиску на даній дільниці ламаної  $p = f(\varphi)$ , також буде зростати. Отже, як це видно з формули (3), на цій дільниці руху для повного зрівноваження сил треба поступово зменшувати швидкість обертання кривошипа. Це положення очевидне, бо для забезпечення рівноваги сил сили інерції талера повинні виникати і зростати з самого початку входування поршнів у циліндри, а для збільшення сил інерції треба зменшувати швидкість.

На дільниці  $\varphi_b < \varphi \leq \varphi_b + 90^\circ$  тиск спочатку зростає швидко, а потім чимраз повільніше, тому величина  $R_j$ , яка є функцією зміни тиску, буде зростати, а згодом зменшуватися. Отже, на цій дільниці швидкість треба спочатку зменшувати, а потім збільшувати; сили інерції талера повинні зростати спочатку швидко, а потім дедалі повільніше.

У кінці гальмування, при  $\varphi_j = 90^\circ$ , швидкість, визначена за рівнянням (4), одержує значення, рівне безконечності для всіх значень  $R_j$  за винятком одного:

$$R_j = R_k = (\omega_{k-1} \cos \varphi_{k-1})^2, \quad (9)$$

при якому  $\omega_j = \omega_k = \frac{0}{0}$ . Індексом  $k$  надалі будемо позначати значення величин у кінці гальмування. Щоб розкрити цю неозначеність і довідатись про кінцеве значення швидкості  $\omega_k$ , візьмемо в умові (9) кут  $\varphi_{k-1}$  достатньо близьким до  $90^\circ$  і тоді знайдемо швидкість  $\omega_{k-1}$ , достатньо близьку до кінцевої. В границі одержимо кінцеву швидкість: при  $\varphi_{k-1} \rightarrow 90^\circ$ ,  $\omega_{k-1} \rightarrow \omega_k$ .

Запишемо кінцеве значення величини  $R_j = R_k$ , підставивши у формулу (8)  $\varphi_j = 90^\circ$ .

$$R_k = \frac{2Fp_{k-1}}{rm} (1 - \sin \varphi_{k-1}) + \frac{2F\Delta p_k}{rm\Delta\varphi_k} \left( \frac{\pi}{2} - \varphi_{k-1} - \cos \varphi_{k-1} \right).$$

Для кута  $\varphi_{k-1}$ , близького до  $90^\circ$ , можна прийняти  $\cos \varphi_{k-1} = \frac{\pi}{2} - \varphi_{k-1}$ .

Тоді

$$R_k = \frac{2Fp_{k-1}}{rm} (1 - \sin \varphi_{k-1}).$$



Оскільки  $P_i$  і  $R_j$  залежать від  $\omega_k$ , то  $\omega_0$  визначається швидкістю  $\omega_k$ . У загальному випадку регулювання швидкості з метою повного зрівноваження сил, швидкість у кінці гальмування виявляється не рівною швидкості на початку гальмування. Лише в окремому випадку ці швидкості можуть бути рівними. Саме така збіжність мала місце у випадку, який був розглянутий в роботі [1].

Від значення швидкості  $\omega_k$  залежить величина кінцевого тиску і довжина циліндрів амортизаторів  $l$ . Звідси випливає, що повне зрівноваження сил інерції шляхом зміни швидкості привода, при даному значенні робочої швидкості машини, можливе тільки для одної, строго означеної довжини циліндрів.

Значення довжини циліндрів, при якому може бути забезпечено повне зрівноваження, при даній початковій швидкості, може бути визначене методом послідовних наближень. Для цього задають довільне

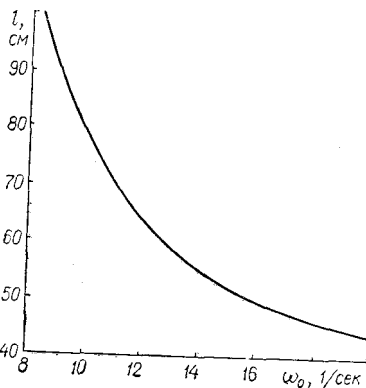


Рис. 1. Залежність довжини циліндрів амортизаторів від робочої швидкості машини ПД-3.

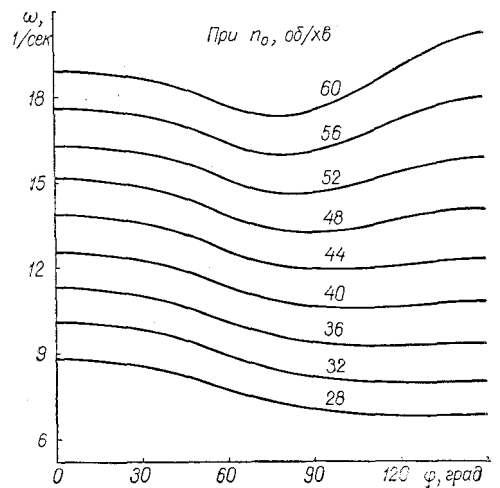


Рис. 2. Залежність швидкості обертання кривошипа від кута повороту.

значення довжини  $l$  і розраховують політропу (11, 12). Далі вичисляють величини  $P_i$ ,  $R_j$  (7, 8), а потім початкову швидкість (14). Якщо одержане значення  $\omega_0$  відрізняється від заданого потрібного значення, то задають інше значення  $l$  і повторюють розрахунок. При цьому треба мати на увазі, що довжина  $l$  збільшується із зменшенням швидкості  $\omega_0$ . Розрахунок повторюють до найменшого відхилення одержаного результату розрахунку значення початкової швидкості від її заданого значення.

Такий розрахунок, як і будь-який інший розрахунок, виконаний за методом послідовних наближень, вимагає досить громіздких обчислень. Обчислення можна значно скоротити, побудувавши або використавши готовий графік залежності довжини циліндрів від початкової швидкості  $l=f(\omega_0)$ . Такий графік, побудований для кута випередження  $60^\circ$  для машини ПД-3, представлено на рис. 1. Цей графік дозволяє знайти для будь-якої швидкості друкування довжину циліндрів, при якій забезпечується повне зрівноваження.

Оскільки повне зрівноваження сил інерції талера при певній робочій швидкості машини можливе тільки для строго означеної довжини циліндрів амортизаторів, значить потрібне автоматичне регулювання довжини циліндрів, в залежності від швидкості машини. Із збільшенням робочої швидкості повинна зменшуватись довжина циліндрів. Таке регулювання може бути здійснене автоматичним регулятором амортиза-

торів, який при зміні робочої швидкості змінює об'єм циліндрів, наприклад, регулятором типу БАРА, зробленим в Українському поліграфічному інституті ім. І. Федорова [4, 5].

Графік, представлений на рис. 1, дає можливість скласти математично чітку програму роботи автоматичного регулятора амортизаторів для підбору відповідного об'єму циліндрів у залежності від швидкості роботи машини при постійному значенні випередження.

Нижче наведені значення довжини  $l$  в залежності від робочої швидкості  $n_0$  при  $\varphi_b = 60^\circ$  для машини ПД-3 ( $n_0 = \frac{10\omega_0}{\pi}$ ).

$n_0, \text{об/хв}$	28	32	36	40	44	48	52	56	60
$l, \text{мм}$	928	782	682	611	559	520	491	468	450

Після того, як знайдено для даної швидкості потрібне значення  $l$ , можна приступати до розрахунку закону  $\omega = f(\varphi)$ , потрібного для зрівноваження.

Розрахунок рекомендується виконувати в такому порядку. Спочатку за рівняннями (11) і (12) розраховують ламану  $p = f(\varphi)$ . Далі вивчають величину  $P_i, R_j$ . Надамо формулам (7, 8) зручнішого для обчислення вигляду:

$$P_i = A \Delta\varphi_i p_{i\text{сер}}; \quad (15)$$

$$R_j = B p_{j-1} + C \Delta p_j, \quad (16)$$

де  $p_{i\text{сер}}$  — середнє значення тиску на  $i$ -й ділянці;

$$A = \frac{2F \Delta\varphi_i}{rm}; \quad B = \frac{2F}{rm} (\sin \varphi_j - \sin \varphi_{j-1});$$

$$C = \frac{2F}{rm \Delta\varphi_j} [(\varphi_j - \varphi_{j-1}) \sin \varphi_j + \cos \varphi_j - \cos \varphi_{j-1}].$$

Величини  $A, B, C$  не залежать від початкової швидкості. Для машини ПД-3  $A = 100,57 \cdot \Delta\varphi_i \left( \frac{\text{см}^2 \cdot \text{рад}}{\text{кг} \cdot \text{сек}^2} \right)$ , а значення  $B$  і  $C$  наведені нижче:

$\varphi_j, \text{град}$	10	20	30	40	50	60	70	80	90
$B, \frac{\text{см}^2}{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}$	17,459	16,956	15,870	14,392	12,370	10,118	7,352	4,526	1,529
$C, \frac{\text{см}^2}{\text{кг} \cdot \text{сек}^2 \cdot \text{рад}}$	8,703	8,473	8,184	6,686	6,167	4,669	3,573	2,017	3,403

Нарешті, за формулами (13) вивчають значення величин  $(\omega_{k-1} \cos \varphi_{k-1})^2, \dots, \omega_0^2$ , звідки легко знаходять потрібні значення швидкостей. Кінцеву швидкість вивчають за формулою (10).

Якщо в результаті обчислень одержимо початкову швидкість, відмінну від дійсного значення заданої робочої швидкості, то значить, довжина  $l$  була вибрана невірно.

На рис. 2 наведені результати розрахунку закону  $\omega = f(\varphi)$  для плоскодрукарської машини ПД-3 для різних робочих швидкостей. Кут випередження прийнятий рівним  $60^\circ$ .

На основі цього графіка можна зробити такі висновки про характер зміни швидкості, потрібний для зрівноваження:

Кінцеві швидкості не дорівнюють початковим.

При робочих швидкостях до 32 об/хв для повного зрівноваження потрібне лише зменшення швидкості, а при більших робочих швидкостях — спочатку зменшення, а потім збільшення швидкості привода.

Зниження швидкості привода за час випередження однакове для всіх робочих швидкостей і складає 1,2 рад/сек (3,8 об/хв).

Загальне зниження швидкості тим більше, чим менша робоча швидкість і складає від 1,6 до 2 рад/сек, тобто від 8,8 до 22,5%.

Кінцева швидкість більша від початкової лише для двох верхніх ступенів швидкостей і не перевищує 8%.

Все це вказує на те, що регулювання швидкості в період реверсу з метою повного зрівноваження сил інерції галера призводить до зменшення продуктивності роботи машини. Зниження продуктивності можна вчислити за середнім значенням швидкості за повний робочий цикл машини за формулою

$$\Delta \omega = \frac{\omega_0 - \omega_{\text{сер}}}{\omega_0} \cdot 100,$$

де

$$\omega_{\text{сер}} = \frac{2}{\varphi_{\text{циклу}}} \int_0^{0,5 \varphi_{\text{циклу}}} \omega d\varphi.$$

Воно тим менше, чим вища швидкість і складає для машини ПД-3 від 0,5 до 3,4%. Зменшення середньої швидкості роботи машини має істотне значення лише для високих робочих швидкостей. Тому зниженням максимальної робочої швидкості на 0,5%, тобто на 1 об/хв, практично можна нехтувати. Отже, можна вважати, що регулювання швидкості під час реверсу, по суті, не призводить до зменшення продуктивності машини.

Нижче наведені значення швидкості і тиску в амортизаторах у кінці гальмування.

$n_0, \text{об/хв}$	28	32	36	40	44	48	52	56	60
$p_k, \text{атм}$	0,931	1,289	1,747	2,325	3,054	3,968	5,079	6,487	8,217
$\omega_k, \frac{\text{рад}}{\text{сек}}$	6,84	8,06	9,38	10,81	12,38	14,10	15,97	18,06	20,30

Звідси видно, що при найбільшій швидкості роботи машини — 60 об/хв — максимальний тиск надто великий. Щоб зменшити максимальний тиск, треба збільшити величину випередження, а отже, збільшити довжину циліндрів.

У зв'язку з цим певний інтерес представляє питання, яким повинен бути кут випередження, щоб максимальний тиск при найбільшій швидкості роботи машини дорівнював допустимому значенню. Для визначення цього кута треба спочатку прийняти деяку величину кута  $\varphi_v$  і знайти для нього відповідне значення довжини

$$l = \frac{r(\varphi_v + 1)}{1 - (p_{\text{доп}} + 1)^{-\frac{1}{n}}}, \quad (17)$$

потім розрахувати криву  $p = f(\varphi)$  і визначити за нею  $\omega_0$ . Аналогічно знаходимо  $\omega_0$  для іншого значення  $\varphi_v$ . Потрібне значення  $\varphi_v$  вдається знайти після дво- триразового повторення розрахунку.

При обчисленнях треба мати на увазі, що, по-перше, швидкість  $\omega_0$  тим вища, чим більший кут випередження. По-друге, при  $p_k = \text{const} = p_{\text{дол}}$  довжина  $l$  прямо пропорційна кутові  $\varphi_b$ . Наприклад, для машини ПД-3 приріст довжини  $l$  на  $1^\circ$  зміни кута  $\varphi_b$  складає 3,9 мм.

На підставі розрахунків встановлено, що для машини ПД-3 потрібний кут випередження дорівнює  $66^\circ$ , тобто величина випередження складає 207 мм (прийнято  $p_{\text{дол}} = 7,5 \text{ атн}$ ).

Взагалі кажучи, таке випередження не надто велике: в машині ПД-3, обладнаній амортизаторами з відсікаючими клапанами, максимальне випередження досягає 280 мм (при  $n_0 = 60 \text{ об/хв}$ ).

При випередженні, рівному 280 мм і при регулюванні швидкості за запропонованим законом тиск у кінці гальмування досягає тільки 5,5 атн. Цей приклад показує, що регулювання швидкості привода талера під час реверсу дозволяє збільшити продуктивність плоскодрукарських машин не тільки за рахунок компенсації незрівноважених сил, але й за рахунок зменшення максимального тиску в амортизаторах.

Проте збільшення випередження небажане. Не лише через погіршення якості друку, зокрема, внаслідок його дроблення, але й тому, що чим більший кут випередження при тому самому значенні кінцевого тиску, тим більше потрібне зниження швидкості для зрівноваження (при  $\varphi_b = 0$  взагалі потрібне не зменшення швидкості, а збільшення її). В результаті зменшується середня швидкість роботи машини. Помітний ефект, на наш погляд, можуть дати амортизатори з підпружиненими поршнями, які були запропоновані К. В. Тіром і Я. І. Чехманом [2, 3]. Застосування підпружинених поршнів дозволяє зменшити величину випередження. Регулювання швидкості переміщення талера в механізмі з підпружиненими поршнями амортизаторів є додатковим резервом збільшення робочих швидкостей двозворотних плоскодрукарських машин.

## ЛІТЕРАТУРА

1. І. А. Волощак, Б. Д. Денис. До питання про повне зрівноваження сил інерції стола плоскодрукарських машин. «Поліграфія і видавнича справа», вип. 4, Львів, 1968.
2. К. В. Тір, Я. І. Чехман. Автоматичний регулятор амортизаторів сил інерції талера двозворотних плоскодрукарських машин (АРА). «Поліграфія і видавнича справа», вип. 2, Львів, 1966.
3. К. В. Тир. Механика полиграфических автоматов. «Книга», 1965.
4. І. А. Волощак. Про повне зрівноваження сил інерції талера плоскодрукарських машин. Матеріали поліграфічного інституту ім. Ів. Федорова за 1967 рік. Львів, 1968.
5. К. В. Тир, Я. И. Чехман, И. А. Волощак. Устройство для амортизации реверсируемых масс. Авторское свидетельство № 238558.

I. A. VOLOSHCHAK

## THE INVESTIGATION OF THE CONDITIONS OF THE FULL BALANCING OF BED'S INERTIA FORCES IN FLAT-BED PRESSES

### Summary

In the paper an analysis of the conditions of complete balancing of bed's inertia forces in two-revolution flat-bed presses at the balancing of these forces by corresponding change of bed's drive speed is accomplished.