

РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСУ СТИСКУ ПОВІТРЯ У ПНЕВМАТИЧНИХ ЗРІВНОВАЖУВАЛЬНИХ ПРИСТРОЯХ

Розрахунок пневматичних зрівноважувальних пристроїв пов'язаний з необхідністю теоретичного описання зміни тиску повітря в процесі його стиску — розширення. Незважаючи на те, що пневматичні зрівноважувальні пристрої застосовуються давно, наприклад у двооберткових плоскодрукарських машинах, теорія розрахунку параметрів стану повітря, внаслідок її складності, будувалась при значному спрощенні дійсних процесів.

Звичайно термодинамічні процеси розглядаються як політропічні, що дає змогу практично одержати задовільну точність розрахунку зміни тиску повітря тільки при

відомому значенні показника політропи n кінцевих параметрів повітря. На підставі досліджень [1, 4] показник політропи для різних реальних пневматичних зрівноважувальних пристроїв (ПЗП) змінюється у досить широких межах $n = 1,1 - 1,35$.

Складність описування процесу стиску — розширення повітря у камері ПЗП пояснюється складними та деякими ще недостатньо вивченими явищами. Перш за все це стосується процесів теплообміну повітря зі стінками

камери змінного об'єму. Математично описати реальні процеси, властиві ПЗП, можна, використовуючи апарат термодинаміки і теплопередачі [4].

Зміна параметрів стану повітря у циліндрах ПЗП пов'язана з рядом фізичних процесів, що проходять одночасно при його роботі. У камері змінного об'єму відбувається постійний теплообмін повітря з її стінками, причому в більшості випадків цей процес проходить зі змінною масою повітря. З урахуванням вказаних процесів на основі першого закону термодинаміки для камери ПЗП (рис. 1) одержано рівняння

$$i_n d\theta_n = dU + AdL + i_a d\theta_a + dQ_r, \quad (1)$$

де i_n — ентальпія газу, що поступає в камеру; $d\theta$ — кількість газу, що поступає в камеру за час $d\tau$; dU — зміна внутрішньої енер-

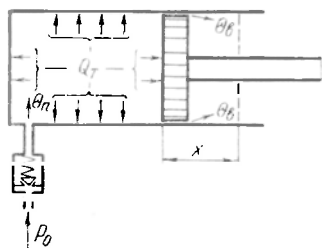


Рис. 1. Розрахункова схема камери ПЗП.

гії; i_n — ентальпія газу, що витікає; $d\Theta_n$ — кількість газу, що витікає із камери за час $d\tau$; dQ_T — тепло, яке віддається стінкам за рахунок теплообміну.

Використавши відомі термодинамічні залежності [3], зведемо рівняння (1) до вигляду

$$c_p T_n d\Theta_n = c_p T dG + c_v G dT + A p dV + c_p T d\Theta_n + dQ_T, \quad (2)$$

де c_n , c_v — питома теплоємність повітря відповідно при постійному тиску і при постійному об'ємі; T — абсолютна температура повітря в камері; T_n — абсолютна температура повітря, яке поступає в камеру; G — кількість повітря в камері; p — абсолютна величина тиску повітря; A — термічний еквівалент роботи; V — об'єм камери.

Враховуючи те, що робочим тілом в ПЗП є повітря, використаємо рівняння стану для ідеального газу

$$pV = GRT, \quad (3)$$

де R — газова постійна.

Оскільки p , V , G і T змінні величини, то диференціюючи (3), одержимо рівняння зміни температури

$$dT = \frac{p}{GR} dV + \frac{V}{GK} dp - \frac{T}{G} dG. \quad (4)$$

Підставивши рівняння (4) в (2) і виконавши деякі перетворення, одержимо диференціальне рівняння для визначення тиску повітря в камері ПЗП

$$\frac{dp}{d\tau} = \frac{k}{V} \left[R T_n \frac{d\Theta_n}{d\tau} - RT \frac{d\Theta_n}{d\tau} - \frac{k-1}{Ak} \frac{dQ_T}{d\tau} - p \frac{dV}{d\tau} \right], \quad (5)$$

де $k = \frac{c_n}{c_v}$ — відношення питомих теплоємностей повітря.

Спробуємо навести кількісну оцінку процесу теплообміну та зміни маси газу. Постійний теплообмін між повітрям і стінками камери ПЗП, що відбувається в конвекційній формі, кількісно можна оцінити за такою залежністю

$$dQ_T = \frac{\alpha_i}{3600} F_i (T - T_c) d\tau, \quad (6)$$

де α_i — миттєве значення коефіцієнта тепловіддачі конвекції, ккал/м²·г·град; F_i — біжуча поверхність теплообміну; T і T_c — відповідно температура повітря і середня температура стінок камери.

У процесі роботи ПЗП відбувається постійне живлення пристрою повітрям. Одночасно в порожнину, що розглядається, може поступати повітря з суміжної порожнини через ущільнення поршня, якщо ПЗП виконаний у формі циліндра двосторонньої дії.

Згідно з [2], надходження повітря в камеру можна визначити за формулою

$$d\Theta_n = G_n d\tau = \mu_n f_n B \sqrt{\frac{p_n}{T_n}} \varphi(Y) d\tau, \quad (7)$$

де μ_n — коефіцієнт витрачання; f_n — площа прохідного перерізу; p_n , T_n — відповідно тиск і температура повітря в порожнині, із якої він поступає; $\varphi(Y)$ — функція витрачання; $B = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \frac{1}{R}}$; g — прискорення сили тяжіння.

Функція витрачання для підкритичного режиму витікання визначається за формулою

$$\varphi(Y) = \sqrt{Y^2 - Y^{\frac{k+1}{k}}}, \quad (8)$$

де $Y = \frac{p}{p_n}$ — відношення тисків.

Для надкритичного режиму витікання, коли $Y < 0,528$, функція витрачання має постійне значення $\varphi(Y) = 0,259$.

Точне кількісне описування поступання повітря з системи підживлення вимагає складання динамічної моделі зворотного клапана, що викликає деякі ускладнення розрахунків. Дослідження доказали можливість використання залежностей [7] і [8] для приблизної оцінки поступання повітря в камеру з системи підживлення.

Повітря з робочої камери ПЗП витікає в атмосферу, а також суміжну порожнину циліндра, якщо тиск повітря в ній менший. Кількість повітря, що витікає, знаходимо за формулою

$$d\Theta_0 = \mu_a f_0 B \sqrt{\frac{p_0}{T_0}} \varphi(Y) d\tau, \quad (9)$$

де $Y = \frac{p_0}{p}$; p_0 — тиск у порожнині, куди витікає повітря.

З урахуванням залежностей (6) — (9) запишемо рівняння для визначення тиску в камері

$$\frac{dp}{d\tau} = \frac{k}{V_0 - F_n x} \left\{ E \left[\sum_{m=1}^m p_{nm} V T_{nm} f_{nm}^e \sqrt{\frac{p}{p_{nm}}} - p V T \sum_{j=1}^j f_{0j}^e \varphi \left(\frac{p_{0j}}{p} \right) \right] - E r \alpha_i F_i (T - T_c) - p F_n \frac{dx}{d\tau} \right\}, \quad (10)$$

де V_0 — максимальний об'єм камери ПЗП; F_n — площа поршня; x — біжуче переміщення поршня; $f_{nm} = \mu_{nm} f_{nm}$ — ефективна площа перерізу отвору m -го каналу поступання повітря; f_{0j}^e — ефективна площа перерізу отвору j -го каналу витікання повітря;

$$E r = \frac{k-1}{3600 k A}; \quad E = \sqrt{\frac{2g k R}{k-1}}.$$

Провівши аналогічні перетворення для рівняння (4), одержимо рівняння для визначення температури повітря

$$\frac{dT}{dz} = \frac{T}{\rho(V_0 - F_{n,x})} \left\{ (V_0 - F_{n,x}) \frac{d\rho}{dz} - \rho F_{n,x} \frac{dx}{dz} - E \left[T \sum_{m=1}^m \frac{1}{T_{nm}} p_{nm} f_{nm}^e \varphi \left(\frac{p}{p_{nm}} \right) - p V T \sum_{j=1}^j f_{bj}^e \varphi \left(\frac{p_{oj}}{p} \right) \right] \right\}. \quad (11)$$

Таким чином, знаходження параметрів повітря в камері ПЗП з урахуванням реальних процесів теплообміну і зміни маси газу зводиться до розв'язку системи нелінійних диференціальних рівнянь (10) — (11).

Для розрахунку конвективного теплообміну в камері ПЗП вигідно користуватись залежністю такого вигляду:

$$Nu = A Re^m Pr^y, \quad (12)$$

де Nu — критерій Нуссельта; Re — критерій Рейнольдса; Pr — критерій Прандля; A , m і y — коефіцієнти, одержані шляхом досліджень.

За даними роботи [4], показники степеня $m = 0,8$, $y = 0,4$. Коефіцієнт A для кожного типу поршневої машини має своє конкретне значення. Для ПЗП експериментально-розрахунковим шляхом було встановлено його орієнтовне значення $A \cong 0,0015$. Із критерія Нуссельта знаходимо значення коефіцієнта тепловіддачі

$$\alpha_i = \frac{Nu \lambda}{D},$$

де λ — коефіцієнт теплопровідності повітря; D — діаметр циліндра ПЗП.

Основною причиною турбулізації повітря в камері ПЗП є рух поршня. У зв'язку з цим його середня швидкість взята як основна швидкість руху частинок повітря при визначенні критерія Рейнольдса

$$Re = \frac{C_n D}{\nu},$$

де C_n — середня швидкість руху поршня; ν — кінематична в'язкість повітря.

Критерій Прандля

$$Pr = \frac{\nu}{a},$$

де a — коефіцієнт температуропровідності повітря.

За наведеною вище методикою були проведені розрахунки стану повітря в камері ПЗП з такими параметрами: хід поршня $H = 0,090$ м; діаметр циліндра $D = 0,062$ м; початковий об'єм стиснуваного повітря $V_0 = 0,000386$ м³; ефективна площа перерізу отвору

витікання повітря $f_g^e = 0,0015 \text{ см}^2$; ефективна площа перерізу зворотного клапана в системі підживлення $f_n^e = 0,2 \text{ см}^2$.

Результати теоретичних розрахунків ми порівнювали з дослідними даними для оцінки правомірності запропонованої методики розрахунку параметрів стану повітря в камері ПЗП. На рис. 2 показана експериментальна крива зміни тиску повітря в камері ПЗП і значення тиску повітря (*штрих*), одержані на підставі розв'язку

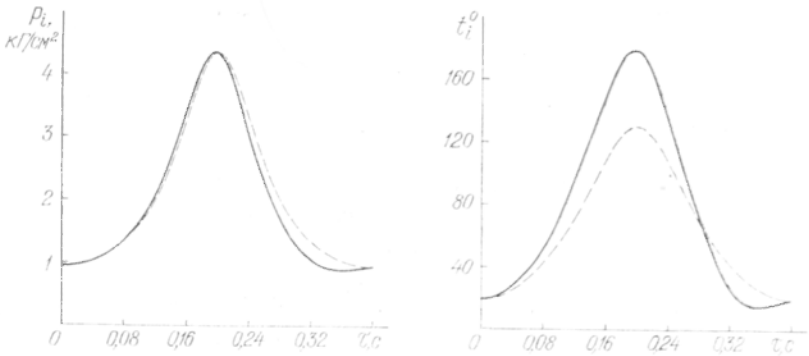


Рис. 2. Експериментальна крива зміни тиску і розрахункові значення тиску в камері ПЗП.

диференціальних рівнянь (10)—(11). Деякі розходження дослідних і розрахункових величин можна пояснити як похибками заміру тиску, так і тими припущеннями, які були прийняті при одержанні рівнянь (10)—(11).

Рівняння (10)—(11) розв'язували числовим методом. Початкові значення тиску p_0 , температури повітря T_0 і середньої температури стінок камери T_c , необхідних для розв'язання рівнянь (10)—(11), знаходили математичним моделюванням робочих процесів (ПЗП) з урахуванням теплопередачі.

Таким чином, запропонована методика розрахунку параметрів стану повітря в камері ПЗП дає результати, які добре узгоджуються з дослідними даними і можуть бути використані при уточнених розрахунках конкретних пневматичних зрівноважувальних пристроїв.

ЛІТЕРАТУРА

1. Буренко Е. В. Разработка и исследование системы уравновешивания сил инерции талера плоскопечатных двухоботных машин. Автореф. канд. дис. М., 1967.
2. Герц Е. В., Крейнин Г. В. Динамика пневматических приводов машин-автоматов. М., «Машиностроение», 1964.
3. Литвин А. М. Техническая термодинамика. М.—Л., Госэнергоиздат, 1963.
4. Петриченко Р. М., Оносовский В. В. Рабочие процессы поршневых машин. Л., «Машиностроение», 1972.
5. Чехман Я. И. Исследование воздушных амортизаторов талера двухоботной плоскопечатной машины ДПП. Автореф. канд. дис. М., 1963.

G. Ja. KRASILNIKOV

**THE PARAMETERS CALCULATIONS OF THE PROCESS
OF THE AIR COMPRESSION
IN PNEUMATIC BALANCING DEVICES**

S u m m a r y

The methods of parameters calculation of the air condition in the process of compression—expansion in the chamber of the pneumatic balancing device considering heat-exchange and variable gas mass, are suggested.
