

УДК 622.232

В. М. Стасюк*Луцький національний технічний університет***ТЕПЛООБМІН ПРИВОДІВ ІЗ ПНЕВМОМЕХАНІЧНИМ КЕРУВАННЯМ: ВПЛИВ НА ДИНАМІКУ ТА БЕЗПЕКУ ЕКСПЛУАТАЦІЇ***Наведено результати досліджень теплообміну приводів із пневмомеханічними системами керування для етапу холостого ходу.**Ключові слова:* приводи із пневмомеханічним керуванням, холостий хід, теплообмін.*Літ. 2.***В. М. Стасюк****ТЕПЛООБМЕН ПРИВОДОВ С ПНЕВМОМЕХАНИЧЕСКИМ УПРАВЛЕНИЕМ: ВЛИЯНИЕ НА ДИНАМИКУ И БЕЗОПАСНОСТЬ ЭКСПЛУАТАЦИИ***Наведены результаты исследований теплообмена приводов с пневмомеханическими системами управления для этапа холостого хода.**Ключевые слова:* приводы с пневмомеханическим управлением, холостой ход, теплообмен.**V. M. Stasiuk****HEAT EXCHANGE OF THE DRIVES WITH PNEUMO-MECHANICAL CONTROL: INFLUENCE OVER DYNAMIC AND SAFETY OF OPERATION***The results of the investigations of heat exchange of the drives with pneumo-mechanical control for the stage of idle stroke have been presented.**Keywords:* pneumatic actuators with control, idle, heat transfer.

Постановка проблеми. Під час експлуатації приводів із пневмомеханічними системами керування їх надійність може погіршуватись внаслідок істотного нагрівання основних складових частин. Відбувається нагрівання внаслідок неврахування термодинамічних процесів у робочих камерах під час проектування приводів. Тому відображення в рівняннях динаміки робочих процесів теплообміну із навколишнім середовищем, а особливо при фазній диференціації робочого циклу, дозволить простежити за впливом температури на зміну тиску в робочих камерах і, за необхідності, прийняти відповідні конструкторські рішення для підвищення рівня надійності приводів із пневмомеханічними системами керування.

Аналіз останніх досліджень. Загальні залежності, які описують теплообмін пневматичних приводів із навколишнім середовищем, наведені в роботі [1, с.81-84]. Однак результатів досліджень термодинаміки приводів із пневмомеханічними системами керування в згаданій і в інших роботах виявити не вдалося.

Формулювання цілей статті – отримати рівняння динаміки приводів із пневмомеханічним керуванням, в яких враховано їх теплообмін із навколишнім середовищем.

Результати досліджень. Кількість тепла, яке передається навколишньому середовищу під час робочого циклу пневматичного приводу, можна з достатньою точністю визначити за формулою [1, с.81-84]:

$$dQ = \frac{\alpha_0 p}{R} \left(1 - \frac{T_c}{T} \right) (F^K + \pi D x) dt.$$

де α_0 - коефіцієнт пропорційності; p - усереднене значення тиску в порожнині пневмоциліндра; R - газова стала; T_c і T відповідно температура корпусу (стінок) пневмоциліндра та повітря в камері (робочій чи холостого ходу); F^K - площа поверхні кришки компенсаційної камери холостого ходу; D - діаметр поршня; x - координата переміщення поршня.

Використавши отримані Герц Є.В. та Крейніном Г.В. (на основі першого закону термодинаміки) вирази для визначення кількості тепла в порожнині пневмоциліндра [1, с.26-29, 38-40] та рівняння динаміки приводів із пневмомеханічними системами керування для етапу їх холостого ходу [2, с.55-58], а також виконавши ряд відповідних перетворень, отримуємо залежності, які описують вплив теплообміну на зміну тиску в камері наповнення на кожній із характерних фаз під час холостого ходу поршня:

- для першої фази, на якій поршень рухається з крайньої точки камери холостого ходу до моменту закриття впускного клапана:

© В. М. Стасюк

$$\frac{dp_I}{dt} = \frac{n}{x_{01} + x} \left(\frac{f_{en}^e p_M K \sqrt{RT_M} \varphi_1(\sigma_1)}{F} - p_1 \frac{dx}{dt} \right) - \frac{\alpha_0 p_1 (n-1) (F^K + \pi D x) \left(1 - \frac{T_c}{T} \right)}{ARF(x_{01} + x)};$$

- для другої фази, яка триває з моменту припинення надходження магістрального повітря в камеру холостого ходу до моменту перекриття поршнем випускних отворів у пневмоциліндрі:

$$\frac{dp_{II}}{dt} = p_2 \left(1 + \frac{x}{x_{01} + l_1} \right)^{-k} - \frac{\alpha_0 p_2 (k-1) \left(1 - \frac{T_c}{T} \right)}{ARF(x_{01} + l_1 + x)} \times [F^K + \pi D(l_1 + x)];$$

- для третьої фази, на якій поршень рухається при закритих випускних отворах за рахунок енергії розширення стисненого повітря до моменту відкриття впускного клапана камери робочого ходу:

$$\frac{dp_{III}}{dt} = p_3 \left(1 + \frac{x}{x_{01} + l_1 + l_2} \right)^{-k} - \frac{\alpha_0 p_3 (k-1) \left(1 - \frac{T_c}{T} \right)}{ARF(x_{01} + l_1 + l_2 + x)} \times [F^K + \pi D(l_1 + l_2 + x)];$$

- для четвертої фази, на якій у камеру робочого ходу надходить стиснене магістральне повітря, активно протидіючи рухові поршня, і яка закінчується відкриванням випускних отворів:

$$\frac{dp_{IV}}{dt} = p_4 \left(1 + \frac{x}{x_{01} + l_1 + l_2 + l_3} \right)^{-k} - \frac{\alpha_0 p_4 (k-1) \left(1 - \frac{T_c}{T} \right)}{ARF(x_{01} + l_1 + l_2 + l_3 + x)} \times [F^K + \pi D(l_1 + l_2 + l_3 + x)];$$

- для п'ятої (завершальної) фази, на якій поршень, рухаючись при відкритих випускних отворах, внаслідок зростаючої протидії його переміщенню закінчує свій холостий хід:

$$\begin{aligned} \frac{dp_V}{dt} = & \frac{kp_5}{x_{01} + l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + x} \left(-\frac{f_{e.o}^e K \sqrt{RT_M} \varphi_5(\sigma_5)}{F} - \frac{dx}{dt} \right) - \\ & - \frac{\alpha_0 p_5 (k-1) \left(1 - \frac{T_c}{T} \right)}{ARF(x_{01} + x + l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + x)} \times [F^K + \pi D(l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + x)]. \end{aligned}$$

У наведених формулах: n - показник політропи; x_{01} - довжина компенсаційної камери холостого ходу; f_{en}^e - ефективна площа робочого перерізу випускних елементів камери холостого ходу ($f_{en}^e = \frac{\pi \psi D^2}{4}$, де $\psi = 0,065 - 0,08$ - коефіцієнт відношення площі перерізу підвідних каналів до площі поперечного перерізу поршня [2, с.85]); p_M - абсолютний тиск у напірній магістралі; K - коефіцієнт ($K = \sqrt{\frac{2gk}{k-1}}$ [1, с.33], де k - коефіцієнт адіабати); T_M - температура магістрального повітря; $\varphi_1(\sigma_1)$, $\varphi_5(\sigma_5)$ - витратні функції термодинамічних процесів на першій та п'ятій фазах відповідно (при цьому $\sigma_1 = \frac{p_1}{p_M}$, $\sigma_5 = \frac{p_a}{p_5}$ [2, с.76]); F - площа поперечного перерізу поршня ($F = \frac{\pi D^2}{4}$, де D - діаметр суцільноциліндричного тіла поршня); p_1 , p_2 , p_3 , p_4 , p_5 - усереднені значення тисків у камері холостого ходу відповідно на 1, 2, 3, 4, 5 фазах; A - термічний еквівалент; l_1 , l_2 , l_3 , l_4 - величина переміщення поршня відповідно на 1, 2, 3, 4 фази; $f_{e.o}^e$ - ефективна площа робочого перерізу випускних вікон.

Усереднені значення тисків у камері холостого ходу в отриманих вище рівняннях динаміки доцільно приймати наступними [2, с.111-117]:

- для I фази: $p_1 = 0,97 p_M$;

- для II фази:

$$p_2 = 0,47 p_M \left[1 + \left(1 + \frac{l_2}{x_{01} + l_1} \right)^{-k} \right];$$

- для III фази:

$$p_3 = \frac{0,47 p_M}{\left(1 + \frac{l_2}{x_{01} + l_1} \right)^k} \left[1 + \left(1 + \frac{l_3}{x_{01} + l_1 + l_2} \right)^{-k} \right];$$

- для IV фази:

$$p_4 = 0,47 p_M \left(1 + \frac{l_2}{x_{01} + l_1} \right)^{-k} \cdot \left(1 + \frac{l_3}{x_{01} + l_1 + l_2} \right)^{-k} \cdot \left[1 + \left(1 + \frac{l_4}{x_{01} + l_1 + l_2 + l_3} \right)^{-k} \right];$$

- для V фази:

$$p_5 = \frac{1}{2} \left[0,94 p_M \left(1 + \frac{l_2}{x_{01} + l_1} \right)^{-k} \cdot \left(1 + \frac{l_3}{x_{01} + l_1 + l_2} \right)^{-k} \cdot \left(1 + \frac{l_4}{x_{01} + l_1 + l_2 + l_3} \right)^{-k} - p_a \right];$$

де p_a - атмосферний тиск.

Витратні функції $\varphi(\sigma)$ залежать від видів термодинамічних процесів, що протікають у камерах пневмопривода. Для адіабатних процесів, характерних для 2-5 фаз, вони визначаються за формулами [2, с.81-82]:

$$\varphi(\sigma) = \sqrt{\sigma^{\frac{2}{k}} - \sigma^{\frac{(k+1)}{k}}} \text{ при } 0,528 < \sigma < 1;$$

$$\varphi(\sigma) = 0,2588 \text{ при } 0 < \sigma < 0,528,$$

а для політропних процесів, характерних для 1 фази, [2, с.81-82]:

$$\varphi(\sigma) = \sqrt{\sigma^{\frac{2}{n_1}} - \sigma^{\frac{(n_1+1)}{n_1}}}.$$

При цьому показник політропи для першої фази визначатиметься за виразом [2, с.74]:

$$n_1 = 1 + \left[\sigma_0^* (k-1) \left(\frac{p_1}{p_M} \right)^{-1} \right],$$

де $\sigma_0^* = \frac{p_a}{p_M}$ [2, с.73].

Для визначення величини ефективної площі робочого перерізу випускних вікон $f_{e.o}^e$ доцільно використовувати залежність:

$$f_{e.o}^e = \mu_{e.o} f_{e.o},$$

де $\mu_{e.o}$ - коефіцієнт витрати випускних отворів; $f_{e.o}$ - фактична площа випускних отворів.

Висновки. Отримані залежності дозволяють оцінити температурні впливи на динаміку приводів із пневмомеханічними системами керування на кожній із характерних фаз руху поршня на етапі холостого ходу, а також оцінити (шляхом виконання відповідних розрахунків) безпечність їх експлуатації у випадку застосування зазначених приводів у складі ручних пневматичних машин ударної дії.

Перспективи подальших досліджень у даному напрямку полягають у дослідженні термодинамічних процесів у робочих камерах приводів із пневмомеханічними системами керування на протязі робочого циклу в цілому із врахуванням режиму надходження/витікання повітря (надкритичний чи підкритичний), їх впливу на динаміку машин та безпеку їх експлуатації.

1. Герц Е. В. Расчет пневмоприводов. Справочное пособие. / Е. В. Герц, Г. В. Крейнин // М.: Машиностроение, 1975. – 272 с.
2. Стасюк В. М. Пневматичний привод виконавчих органів ударних машин із механічним зв'язком поршня-ударника з впускними елементами / В. М. Стасюк // Дис. канд. техн. наук: 050203. – Вінниця, 2003. – 296 с.

Стаття надійшла до редакції 30.09.2014.