

УДК 621.002

ВИЗНАЧЕННЯ РЕЖИМІВ УЗГОДЖЕНОЇ РОБОТИ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ З ТЕПЛОВИМ АКУМУЛЯТОРОМ

Кузьменко С.В., Заверкін А.В.

DETERMINATION OF MODE COORDINATED WORK OF HEATING SYSTEMS WITH HEAT ACCUMULATOR

Kuzmenko S., Zaverkin A.

В статті отримані аналітичні залежності течії рідини в системі опалення в залежності від споживаної потужності і процесів теплопередачі в циліндричному трубопроводі, що розташований в теплоакumuлюючому пристрої.

Ключові слова: система опалення, акумулятор теплоти, теплообмінник, течія, прикордонний шар, щільність, швидкість.

Вступ. Визначення переважної конструкції акумулятора теплоти, безпосередньо теплоакumuлюючого матеріала та його потрібної маси дозволяє забезпечити його застосування на пасажирському рухомому складі. Між тим слід приділити достатньої уваги на взаємодію акумулятора теплоти та системою опалення вагону, а саме режимів їх узгодженої роботи у взаємодії із теплофізичними властивостями теплоакumuлюючого матеріалу та рідиною системи опалення, а також конструктивними параметрами теплообмінного устаткування.

Результати досліджень. Потужність системи кондиціонування

$$N_k = c_p \Delta t G,$$

де c_p – теплоємність рідини; Δt – температурний напір рідини системи опалення; G – масова витрата рідини.

З урахування того, що масова витрата може бути визначена як:

$$G = \rho_p \bar{v}_p F,$$

де ρ_p – щільність рідини; \bar{v}_p – середня швидкість течії рідини; F – еквівалентна площа перетину трубопроводів системи опалення.

Таким чином,

$$N_k = c_p \Delta t \rho_p \bar{v}_p F,$$

звідкіля середня швидкість течії рідини в системі

$$\bar{v}_p = \frac{N_k}{c_p \Delta t \rho_p F}.$$

При умові ламінарної течії рідини в трубопроводі, розподіл швидкості [1] може бути представлений формулою:

$$v_p = v_{\max} \left(1 - \frac{2y}{d}\right)^2,$$

де v_{\max} – максимальна швидкість течії рідини; d – внутрішній діаметр трубопроводу; y – поточна координата.

Визначимо середню швидкість течії на підставі визначення її розподілу таки чином:

$$\begin{aligned} \bar{v}_p &= \frac{1}{d} \int_{-d/2}^{d/2} v_{\max} \left(1 - \frac{2y}{d}\right)^2 dy = \\ &= \frac{v_{\max}}{d} \left(y - \frac{2y^2}{d} + \frac{4y^3}{3d^2} \right) \Big|_{-d/2}^{d/2} = \frac{v_{\max}}{3}. \end{aligned}$$

Таким чином,

$$v_p = 3\bar{v}_p \left(1 - \frac{2y}{d}\right)^2.$$

Для можливості подальшого визначення в тепловому прикордонному шарі витрати рідини та переданої кількості теплоти, отримаємо залежність середньої швидкості рідини в тепловому прикордонному шарі наступним чином:

$$\begin{aligned} \bar{v}_\delta &= \frac{1}{\delta} \int_{-d/2}^{d/2} \left[3\bar{v}_p \left(1 - \frac{2y}{d} \right)^2 \right] dy = \\ &= \frac{3\bar{v}_p}{\delta} \left(y - \frac{2y^2}{d} + \frac{4y^3}{3d^2} \right) \Bigg|_{-d/2}^{d/2} = 4\bar{v}_p \frac{\delta^2}{d^2}. \end{aligned}$$

Масова витрата рідини в тепловому прикордонному шарі визначається наступним чином:

$$G = \rho_p \bar{v}_\delta \left[\frac{\pi d^2}{4} - \frac{\pi (d - \delta)^2}{4} \right] = \pi \rho_p \bar{v}_p \frac{\delta^3}{d^2} (2d - \delta).$$

Диференціал від залежності витрати рідини:

$$\begin{aligned} dG &= d \left[\pi \rho_p \bar{v}_p \frac{\delta^3}{d^2} (2d - \delta) \right] = \\ &= 2\pi \left(\frac{\delta}{d} \right)^2 \rho_p \bar{v}_p (3d - 2\delta) d\delta. \end{aligned}$$

Визначимо середній температурний напір в середині теплового прикордонного шару:

$$\bar{\vartheta}_\delta = \frac{1}{\delta} \int_0^\delta \vartheta dy,$$

де ϑ – поточний розподіл температурного напору в прикордонному шарі.

Якщо розглянути розподіл поточної температури із переведенням початку системи координат на стінку трубопроводу, то його аналітичне представлення [2] буде наступним:

$$\vartheta = \vartheta_c \left(1 - \frac{y}{\delta} \right)^2,$$

де ϑ_c – різниця температури між стінкою трубопроводу та рідиною за межами прикордонного шару.

Таким чином:

$$\bar{\vartheta}_\delta = \frac{1}{\delta} \int_0^\delta \vartheta_c \left(1 - \frac{y}{\delta} \right)^2 dy = \frac{\vartheta_c}{3}.$$

Визначимо елементарну кількість теплоти, що приймає рідина в тепловому прикордонному шарі в наслідок теплоємності:

$$dQ = c_p \bar{\vartheta}_\delta dG.$$

Із урахуванням раніше визначених диференціала від витрати рідини та середнього температурного напору в тепловому прикордонному шарі отримуємо:

$$dQ = 2\pi c_p \frac{\vartheta_c}{3} \left(\frac{\delta}{d} \right)^2 \rho_p \bar{v}_p (3d - 2\delta) d\delta.$$

З іншого боку, елементарна кількість теплоти, що може бути переданою внаслідок тепловіддачі, визначається наступним чином:

$$dQ = \alpha \vartheta_c dF = \pi d \alpha \vartheta_c dx,$$

де α – локальний коефіцієнт тепловіддачі.

Оскільки локальний коефіцієнт тепловіддачі визначається як [2]:

$$\alpha = -\frac{\lambda}{\vartheta_c} \left(\frac{d\vartheta}{dy} \right)_{y=0},$$

то похідна від зміни температури в прикордонному шарі:

$$\frac{d\vartheta}{dy} = \frac{d}{dy} \left[\vartheta_c \left(1 - \frac{y}{\delta} \right)^2 \right] = -2\vartheta_c \left(1 - \frac{y}{\delta} \right).$$

Для умов поставленої задачі:

$$\left. \frac{d\vartheta}{dy} \right|_{y=0} = -\frac{2\vartheta_c}{\delta}.$$

Таким чином,

$$\alpha = \frac{2\lambda}{\delta},$$

та, відповідно, кількість теплоти:

$$dQ = \alpha \vartheta_c dF = 2\pi d \frac{\lambda}{\delta} \vartheta_c dx.$$

Прирівнювання правих частин, які визначають елементарну кількість теплоти, дозволяє визначити наступне рівняння:

$$2\pi c_p \frac{\vartheta_c}{3} \left(\frac{\delta}{d} \right)^2 \rho_p \bar{v}_p (3d - 2\delta) d\delta = 2\pi d \frac{\lambda}{\delta} \vartheta_c dx.$$

Розділяючи змінні в наведеному рівнянні, отримуємо:

$$\delta^3(3d - 2\delta)d\delta = 3 \frac{\lambda d^3}{c_p \rho_p \bar{v}_p} dx.$$

Інтегрування даного рівняння дозволяє визначити наступне:

$$\frac{\delta^4}{20}(15d - 8\delta) = 3 \frac{\lambda d^3}{c_p \rho_p \bar{v}_p} x + C.$$

На підставі того, що при $x = 0$ товщина прикордонного теплового шару $\delta = 0$, то $C = 0$, рівняння прийме вигляд:

$$\frac{\delta^4}{20}(15d - 8\delta) = 3 \frac{\lambda d^3}{c_p \rho_p \bar{v}_p} x.$$

Прийнявши, що $15d \gg 8\delta$, то

$$\delta = 4 \sqrt[4]{\frac{4d^2 \lambda x}{c_p \rho_p \bar{v}_p}}.$$

Таким чином, локальний коефіцієнт тепловіддачі: $\alpha = 2\lambda \sqrt[4]{\frac{c_p \rho_p \bar{v}_p}{4d^2 \lambda x}}$.

При зіткненні теплових шарів $\delta = d/2$, тому мінімальне значення локального коефіцієнту тепловіддачі становить:

$$\alpha = \frac{4\lambda}{d}.$$

Довжина трубопроводу, яка характеризується зіткненням теплових шарів визначиться як:

$$x_{\max} = \frac{c_p \rho_p \bar{v}_p}{80\lambda} d^2.$$

На підставі [2] середній коефіцієнт тепловіддачі можна визначити як:

$$\bar{\alpha} = \frac{4}{3} \alpha_{x=x_{\max}} = \frac{16\lambda}{3d}.$$

Кількість теплоти, що передається від поверхні трубопроводу становить:

$$Q = \bar{\alpha} \pi d L \vartheta_c,$$

де L – довжина трубопроводу.

Із урахуванням визначення середнього коефіцієнта теплопередачі

$$Q = \frac{16}{3} \pi L \lambda \vartheta_c.$$

Прийнявши із конструктивних урахувань співвідношення довжини та діаметру трубопроводу в теплоакumuлюючому пристрої, на підставі

$$L = x_{\max} = \frac{c_p \rho_p \bar{v}_p}{80\lambda} d^2,$$

та з урахуванням

$$\bar{v}_p = \frac{N_{\kappa}}{c_p \Delta t_p F},$$

маємо:

$$L = \frac{N_{\kappa} d^2}{80\lambda \Delta t_p F}.$$

Таким чином, кількість теплоти, що передається до рідини в трубопроводі:

$$Q = \frac{\pi N_{\kappa} d^2}{15 \Delta t_p F} \vartheta_c.$$

Потрібна кількість трубопроводів у теплоакumuлюючому пристрої становить:

$$n = 15 \frac{\Delta t_p F}{\pi \lambda \vartheta_c N_{\kappa} d^2}.$$

Висновки. В результаті проведених досліджень отримані аналітичні залежності течії рідини в системі опалення пасажирського вагону в залежності від споживаної потужності, процесів теплопередачі в циліндричному трубопроводі, що розташований в теплоакumuлюючому пристрої. Ці залежності в кінцевому випадку дозволили розрахувати коефіцієнт тепловіддачі, споживану теплову потужність та потрібну кількість трубопроводів в пристрої акумулювання теплоти, який працює на нагрівання рідини системи опалення.

Л і т е р а т у р а

1. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. – М.: Наука. – 1974. – 712 с.
2. Теплопередача: Учебник для вузов / Исаченко В.П. и др. – М.: Энергоиздат. – 1981. – 416 с.

R e f e r e n c e s

1. Shlihting G. Teoriya pogranychogo sloya. – M.: Nauka. – 1974. – 712 s.
2. Teploperedacha: Uchebnik dlya vuzov / Isachenko V.P. i dr. – M.: Energoizdat. – 1981. – 416 s.

Кузьменко С.В., Заверкин А.В. Определение режимов согласованной работы системы отопления с тепловым аккумулятором

В статье получены аналитические зависимости течения жидкости в системе отопления в зависимости от потребляемой мощности и процессов теплопередачи в цилиндрическом трубопроводе, расположенном в теплоаккумулирующем устройстве.

Ключевые слова: система отопления, аккумулятор теплоты, теплообменник, течение, пограничный слой, плотность, скорость.

Kuzmenko S., Zaverkin A. Determination of mode coordinated work of heating systems with heat accumulator

In the article analytical dependences of fluid flow in the heating system are obtained, depending on the power consumed and the heat transfer processes in a cylindrical pipeline located in the heat storage device.

Keywords: heating system, heat accumulator, heat exchanger, flow, boundary layer, density, speed.

Кузьменко С.В. – к.т.н., доцент, директор інституту транспорту і логістики СНУ ім. В.Даля.

Заверкін А.В. – к.т.н., доцент кафедри залізничного, автомобільного транспорту, підйомних та транспортних машин СНУ ім.В.Даля

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 05.03.2018.