

М. А. МАРТИНЯК-АНДРУШКО, Й. С. МИСАК, Я. М. ГУМНИЦЬКИЙ

ТЕПЛООБМІН З ПОВЕРХНЯМИ ОГОРОДЖУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ ПЛОСКОЇ ТА ЦИЛІНДРИЧНОЇ ФОРМИ

АНОТАЦІЯ Для вивчення особливостей процесів теплообміну з поверхнями огорожуючих конструкцій плоскої та циліндричної форми розроблено математичну модель, яка дозволяє штучно відтворювати зовнішні і внутрішні параметри системи. Запропоновану модель можна застосовувати з метою прогнозування оптимальних режимів роботи системи теплопостачання, режимів її експлуатації та вибору схем підключення системи. Модель теплообміну моделює стаціонарні та нестаціонарні умови теплоперенесення. Нестаціонарні умови виникають через добові зміни температури у навколишньому середовищі, яка апроксимована лінійною залежністю зміни температури з часом. Описано процес теплоперенесення для плоскої та циліндричної стінок.

Ключові слова: теплообмін, теплопередача, зовнішні огороження, стаціонарні та нестаціонарні умови.

M. MARTYNYAK-ANDRUSHKO, J. MYSAK, JA. GUMNITSKY

HEAT EXCHANGE WITH THE SURFACES OF ENVELOPE STRUCTURES OF FLAT AND CYLINDRICAL SHAPES

ABSTRACT Today, the modes of the release of heat energy by functioning systems are not flexible enough and give no way to the maneuvering; these fail to take into account different external factors that influence their operation. To study the specific features of thermal conditions in the premises European and some domestic researchers develop full-scale physical models to artificially simulate external and internal thermal conditions and the special software, however all these methods require the development of appropriate mathematical models. Experimental investigations are efficient, though cost-based and the obtained data reflect just a certain model in laboratory conditions, therefore we had to investigate thermal conditions at changing ambient temperatures and that required performing a preliminary theoretical simulation. A mathematical model was developed to study the specific features of heat-exchange process with the surfaces of envelop structures of flat and cylindrical shapes. The mathematical model was suggested whose task was to measure the temperature of external envelopes and the environmental heat loss provided that the air temperature inside the facility (the room) was constant, depending on the range of external factors and first of all a change in the ambient temperature $T = f(\tau)$, taking into consideration the operation of heating systems. The model suggested can be used for the investigation of the heat-mass exchange, and comfortable conditions for various structures and facilities with different heating systems.

Key words: heat exchange, heat transfer, external envelopes, and steady-state and transient conditions.

Вступ

На сьогоднішній день режими відпуску теплової енергії у діючих системах не гнучкі і не піддаються маневруванню, вони не можуть враховувати різноманітні зовнішні впливи на їх роботу, не забезпечують можливості програмованої зміни температури повітря в приміщеннях та не завжди передбачають паралельну роботу декількох джерел теплоти в загальній тепловій мережі. Крім того, умови експлуатації, теплові та гідравлічні режими впливають на динамічні властивості елементів, які в зв'язку з цим не підтримуються на сталому рівні [1].

Однією з найбільших проблем, що призводять до значної перевитрати енергоносіїв є відсутність методики розрахунку втрат тепла через зовнішні огорожуючі (ізолюючі) конструкції у системах централізованого теплопостачання в умовах перемінних зовнішніх температур. Найбільш істотне значення при теплообміні між поверхнею огорожуючої конструкції і повітряним середовищем приміщення теплового споживача має передача тепла конвекцією і випромінюванням, причому коефіцієнт тепловіддачі визначається як сумарна величина випромінювання і конвекції [2].

Мета роботи

Розглянути та описати основні рівняння теплопереносу в спорудах та конструкціях теплового споживача. Показати особливості теплообміну на поверхнях плоских та циліндричних огорожуючих конструкцій теплового споживача за стаціонарних та нестаціонарних умов, що виникають внаслідок добових змін температури навколишнього середовища.

Основний матеріал

Розглянемо рівняння стаціонарних і нестаціонарних умов для зовнішніх огорожень приміщення (рис. 1), які справедливі для централізованих систем теплопостачання q [3, 4].

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (T_{\text{ст1}} - T_{\text{ст2}}) = \alpha (T_{\text{ст2}} - T_c). \quad (1)$$

Якщо відомо $T_c = \text{const}$, з рівняння (1) визначається $T_{\text{ст2}}$, що показує втрати тепла в навколишнє середовище q , які повинні бути мінімальними.

$$q = \alpha (T_{\text{ст2}} - T_c) = \min. \quad (2)$$

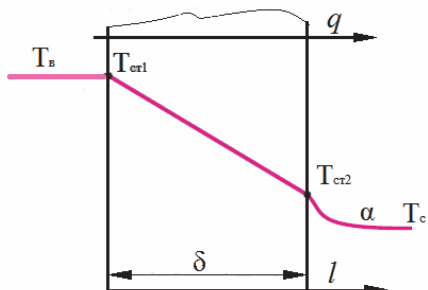


Рис. 1 – Схема зміни температури в огорожувачій плоскій поверхні

У дійсності навколишнє середовище характеризується нестационарними умовами [5]:

1) Температура середовища T_{c1} є змінною, зокрема протягом доби вона зростає з $T_{c \min}$ до $T_{c \max}$, так і зменшується від $T_{c \max}$ до $T_{c \min}$.

2) Різниця між $T_{c \max}$ і $T_{c \min}$ називається добовою амплітудою температур.

3) Добова амплітуда максимальна для літнього періоду, коли відсутнє теплопостачання. В опалювальний період ці амплітуди є меншими, тому зміни температур навколишнього середовища T_c у першому наближенні можемо апроксимувати лінійною залежністю.

В результаті досліджень запропоновані формули для визначення температури:

– нагріву середовища (T_c) (від сходу Сонця до обідніх годин):

$$T_{c1} = T_{\min} [1 + b_1(\tau - \tau_{\min})]; \quad (3)$$

– охолодження середовища (від обідніх максимальних температур до нічних мінімальних):

$$T_{c2} = T_{\max} [1 - b_2(\tau - \tau_{\max})], \quad (4)$$

де b_1 , b_2 – коефіцієнти пропорційності у лінійній апроксимації зміни температури з часом для нагріву та охолодження середовища.

Розглянемо приклад, T_{\max} (14 год) = 15 °С, T_{\min} (6 год) = 5 °С (рис. 2).

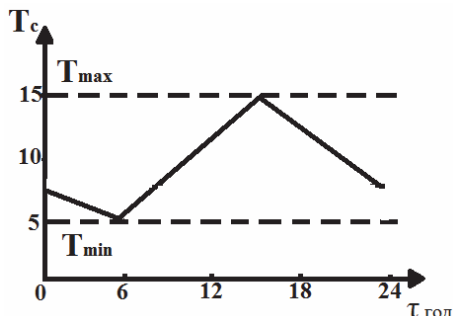


Рис. 2 – Розподіл температур в навколишньому середовищі протягом доби

Якщо відлік проводити від часу $\tau_{\min} = 6$ год (температура сходу Сонця) і застосувати часову шкалу, за якої прийнято $\tau_{\min} = 0$, то час зростання

температури середовища T_{c1} буде від 6 год до 14 год (у реальному часі), а згідно прийнятої часової шкали від 0 до $\tau_{\max} - \tau_{\min} = 8$. У післяобідніх та нічних годинах температура середовища T_{c2} спадає від 14 год до 6 год ранку, що відповідає прийнятій системі часового відліку від $\tau_{\max} = 8$ год до $\tau_{\min} = 24$ год.

$$T_{c1} = T_{\min} [1 + b_1(\tau - \tau_{\min})] \text{ зростання } (0 \rightarrow 8), \quad (5)$$

$$T_{c2} = T_{\max} [1 - b_2(\tau - \tau_{\max})] \text{ спадання } (8 \rightarrow 24). \quad (6)$$

Для нашого випадку:

$$T_{c1} = 5(1 + 0,25\tau), \quad (7)$$

$$T_{c2} = 15 \left(1 - \frac{\tau - 8}{24} \right). \quad (8)$$

Густина теплового потоку, що передається теплопровідністю через стінку, дорівнює густині конвективного теплового потоку від стінки до навколишнього середовища. Для періоду зростання температури ця рівність має вид

$$\lambda \frac{T_b - T_{cr2}}{\delta} = \alpha [T_{cr2} - T_{\min} (1 + b\tau)]. \quad (9)$$

Необхідно визначити T_{cr2} , яка залежить від зміни температури навколишнього середовища, з цією метою представимо (9) у виді:

$$\frac{\lambda}{\delta} \left(\frac{\alpha \delta}{\lambda} + 1 \right) T_{cr2} = \frac{\lambda}{\delta} \left[T_b + \frac{\alpha \delta}{\lambda} T_{\min} (1 + b\tau) \right]. \quad (10)$$

Параметр $\frac{\alpha \delta}{\lambda}$ представляє собою число Біо (Bi). Використовуючи це число рівняння (10) запишеться

$$(Bi + 1) T_{cr2} = T_b + Bi T_{\min} (1 + b\tau). \quad (11)$$

Визначаємо температуру стінки як функцію часу

$$T_{cr2} = \frac{T_b + Bi T_{\min} (1 + b\tau)}{Bi + 1}. \quad (12)$$

Визначаємо густину теплового потоку як функцію часу для періоду нагрівання середовища q_n

$$q_n = \frac{\lambda}{\delta} \left[\frac{T_b + Bi T_{\min} (1 + b\tau)}{Bi + 1} \right]. \quad (13)$$

Аналогічно можуть бути визначені температура стінки T_{cr2} та густина теплового потоку q_o для періоду охолодження та зниження температури навколишнього середовища, використовуючи значення T_{cr2}

$$T_{cr2} = \frac{T_b + Bi T_{\max} [1 - b_1(\tau - \tau_{\max})]}{Bi + 1} \quad (14)$$

густина теплового потоку

$$q_o = \frac{\lambda}{\delta} Bi \{ T_b - T_{\max} [1 - b_1(\tau - \tau_{\max})] \}. \quad (15)$$

Визначені температури середовища дозволяють знайти змінну температуру зовнішньої сторони стінки T_{cr2} та оцінити змінні втрати тепла в навколишнє середовище для одношарової стінки.

Систему рівнянь для багат шарових теплоізоляційних огорожень приміщення об'єктів теплового споживання розглянемо на прикладі двошарової стінки (рис. 3).

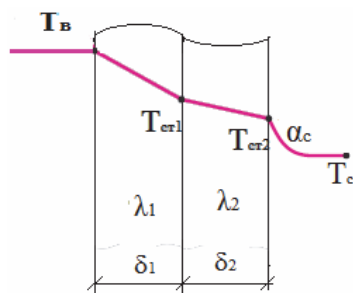


Рис. 3 – Схема зміни температур у двошаровій ізолюючій плоскій поверхні

Запишемо густини теплових потоків

$$q = \frac{\lambda_1}{\delta_1}(T_{\text{в}} - T_{\text{сr1}}) = \frac{\lambda_2}{\delta_2}(T_{\text{сr1}} - T_{\text{сr2}}) = \alpha_c(T_{\text{сr2}} - T_{\text{с}}). \quad (16)$$

Із рівняння (16) використовуючи перші два рівняння теплопровідності визначаємо температуру на границі двох стінок $T_{\text{сr1}}$

$$T_{\text{сr1}} = \frac{\frac{\lambda_1}{\delta_1} \delta_2 T_{\text{в}} + T_{\text{сr2}}}{1 + \frac{\lambda_1}{\lambda_2} \frac{\delta_2}{\delta_1}}. \quad (17)$$

Враховуючи критерії, що характеризують відносну товщину ізоляції K_{δ} та відносну теплопровідність тіла K_{λ} :

$$K_{\delta} = \frac{\delta_2}{\delta_1}, \quad K_{\lambda} = \frac{\lambda_1}{\lambda_2}, \quad (18)$$

рівняння (17) прийме вид

$$T_{\text{сr1}} = \frac{K_{\lambda} K_{\delta} T_{\text{в}} + T_{\text{сr2}}}{1 + K_{\lambda} K_{\delta}}. \quad (19)$$

Із рівняння (16) визначаємо температуру зовнішньої поверхні стінки $T_{\text{сr2}}$, прирівнюючи рівняння теплопровідності та конвективної тепловіддачі, та враховуючи, що $\frac{\alpha_c \delta_2}{\lambda_2} = \text{Bi}$:

$$T_{\text{сr2}} = \frac{T_{\text{сr1}} + \text{Bi} T_{\text{с}}}{\text{Bi} + 1}. \quad (20)$$

Переходимо до визначення температури на ізолюючій поверхні, що контактує із зовнішнім середовищем, $T_{\text{сr2}}$, використовуючи залежність (20), та підставляючи у неї значення $T_{\text{сr1}}$ з рівняння (19)

$$T_{\text{сr2}}(\text{Bi} + 1) = \frac{K_{\lambda} K_{\delta}}{K_{\lambda} K_{\delta} + 1} T_{\text{в}} + \frac{1}{K_{\lambda} K_{\delta} + 1} T_{\text{сr2}} + \text{Bi} T_{\text{с}}. \quad (21)$$

Визначаємо температуру $T_{\text{сr2}}$

$$T_{\text{сr2}} = \frac{\frac{K_{\lambda} K_{\delta}}{K_{\lambda} K_{\delta} + 1} T_{\text{в}} + \text{Bi} T_{\text{с}}}{(\text{Bi} + 1) - \frac{1}{K_{\lambda} K_{\delta} + 1}}. \quad (22)$$

Після перегрупування зовнішня температура стінки $T_{\text{сr2}}$ як функція внутрішньої температури $T_{\text{в}}$ та температури середовища $T_{\text{с}}$ має вид

$$T_{\text{сr2}} = \frac{K_{\lambda} K_{\delta} T_{\text{в}} + \text{Bi}(K_{\lambda} K_{\delta} + 1) T_{\text{с}}}{(\text{Bi} + 1)(K_{\lambda} K_{\delta} + 1) - 1}. \quad (23)$$

Відповідно густина теплового потоку через двошарову стінку визначається теплопровідністю і конвекцією. Використовуючи густини теплових потоків (16), визначаємо кінцеве значення густини теплового потоку, яке враховує зміну температури середовища у часі $T_{\text{с}}(\tau)$

$$q(\tau) = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha}} [T_{\text{в}} - T_{\text{с}}(\tau)]. \quad (24)$$

Якщо α незмінне, зменшити втрати теплоти у навколишнє середовище q можна збільшуючи значення $\sum \frac{\delta}{\lambda}$. Якщо $\lambda = \text{const}$ то необхідно збільшувати δ .

Формула (24) дозволяє визначити втрати теплоти в залежності від часу доби τ , яка визначається згідно залежностей (5) і (6).

В інженерній практиці широко застосовується трубопровідний транспорт теплоносіїв, причому на значні відстані [6]. В даному випадку розглянуто процес передавання тепла у трубах круглого перерізу (рис. 4). Граничні умови для даного процесу мають вигляд:

$$T(r_{\text{в}}, \tau) = T_{\text{в}}, \quad -\lambda_c \left(\frac{dT}{dr} \right)_{r=r_3} = \alpha [T_3 - T_{\text{с}}(\tau)]. \quad (25)$$

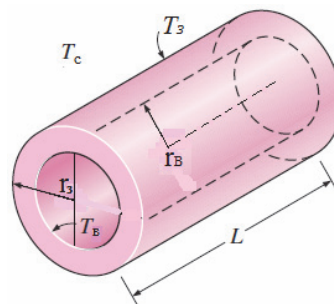


Рис. 4 – Схематичне зображення температур під час теплообміну з навколишнім середовищем для циліндричної труби

Доповнимо граничні умови:

- 1) Температура середовища є функцією часу;
- 2) Ця функція приймається лінійною, тому що опалення відбувається у зимовий період, а амплітуда зміни температури у зимовий період є не-

значною, тому може апроксимуватись лінійною залежністю.

Апроксимуємо температуру у зовнішньому середовищі залежністю

$$T_c = T_{\min}(1 + b\tau). \quad (26)$$

Визначаємо розподілення температур у циліндричній трубі для стаціонарного процесу. Рівняння теплопровідності запишемо [4]

$$Q = -\lambda 2\pi r L \frac{dt}{dr}, \quad (27)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу труби.

Рішення даного рівняння у границях $r_b \leq r \leq r_3$ та $T_b \geq T \geq T_3$ дає результат

$$\begin{aligned} \ln \frac{r_3}{r_b} &= -\lambda \frac{2\pi L}{Q} (T_3 - T_{\text{вн}}) = \\ &= \lambda \frac{2\pi L}{Q} (T_{\text{вн}} - T_3), \end{aligned} \quad (28)$$

Тепловий потік через циліндричну стінку довжиною L буде рівний

$$Q = \lambda \frac{2\pi L (T_{\text{вн}} - T_3)}{\ln \frac{r_3}{r_b}}. \quad (29)$$

Визначаємо температуру зовнішньої поверхні стінки T_3 , використовуючи рівняння теплопровідності через стінку та тепловіддачі у навколишнє середовище:

$$Q = \alpha 2\pi r_3 L (T_3 - T_c), \quad (30)$$

$$Q \frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_3}{r_b} \frac{1}{2\pi L} = T_b - T_3. \quad (31)$$

З рівнянь (30) і (31) визначаємо взаємозв'язок між тепловим потоком та нестационарною різницею температур $(T_b - T_c)$

$$Q \frac{1}{2\pi r_3 L} \left(\frac{r_3 \ln \frac{r_3}{r_b}}{\lambda} + \frac{1}{\alpha} \right) = T_b - T_c, \quad (32)$$

у якому коефіцієнт теплопередачі K дорівнює

$$K = \frac{1}{\frac{r_3 \ln \frac{r_3}{r_b}}{\lambda} + \frac{1}{\alpha}}.$$

Рівняння теплопередачі у навколишнє середовище приведені до зовнішньої поверхні має вигляд

$$Q = KF_3 (T_b - T_c). \quad (33)$$

Приймаючи, що значення найнижчої температури відповідає $\tau = \tau_{\text{дійсне}} - \tau_{\text{сх.сонця}}$ відлік часу буде рівний, наприклад, для $T_c = T_{\min}(1 + b\tau)$ часу сходу Сонця (3), (4).

У рівнянні (33) величина теплового потоку є змінною і залежить від температури навколишнього середовища T_c . Очевидно, найбільше значення теплового потоку Q припадає на годину сходу Со-

нця, де температура середовища є мінімальною. Визначимо середнє значення теплового потоку \bar{Q} для періоду нагріву повітря від сходу Сонця до максимальної температури, значення якої із врахуванням часової шкали (5) визначається залежністю (7).

Для періоду часу зростання температури середнє значення теплового потоку для нестационарного процесу буде рівним

$$\begin{aligned} \bar{Q} &= \frac{\int_0^{\tau} Q d\tau}{\tau} = \\ &= \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} KF_3 [T_{\text{вн}} - T_{\min}(1 + b\tau)] d\tau. \end{aligned} \quad (34)$$

Інтегрувавши рівняння (34) дозволяє визначити середній тепловий потік \bar{Q} для періоду нагріву повітря середовища

$$\bar{Q} = KF_3 \left[(T_{\text{вн}} - T_{\min}) - T_{\min} b \frac{\tau}{2} \right]. \quad (35)$$

Аналогічно визначається втрата тепла у навколишнє середовище для післяобідніх годин, коли відбувається охолодження повітря.

Середня густина теплового потоку повинна бути меншою, або рівною допустимим втратам тепла у навколишнє середовище $Q_{\text{допуст.}}$. Якщо умова $\bar{Q} \leq Q_{\text{допуст.}}$ не виконується, тоді трубопровід покривається ізоляційним шаром (рис. 5).

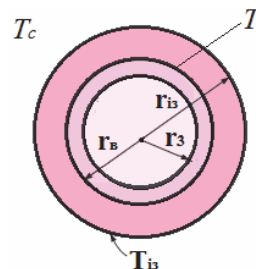


Рис. 5 – Переріз циліндричної труби із зовнішньою ізоляцією

Кількість тепла, що передається теплопровідністю через трубу (29), доповнимо рівнянням теплопровідності через ізоляцію

$$Q_1 = \lambda_{i3} \frac{2\pi L}{\ln \frac{r_{i3}}{r_b}} (T_3 - T_{i3}), \quad (36)$$

де λ_{i3} – коефіцієнт теплопровідності ізоляції.

Використовуючи залежності (29) і (36) визначаємо тепловий потік через ізольовану трубу. З рівняння теплового потоку для двошарової стінки

$$Q_1 = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{r_{i+1}}{r_i}} 2\pi L (T_b - T_3). \quad (37)$$

З врахуванням тепловіддачі у навколишнє середовище згідно рівняння

$$Q_1 = \alpha 2\pi r_{i3} L (T_{i3} - T_c). \quad (38)$$

Для двох шарів – (труба+ізоляція) тепловий потік буде рівним

$$Q_1 = \frac{2\pi r_{i3} L (T_B - T_c)}{r_{i3} \left(\frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_3}{r_B} + \frac{1}{\lambda_{i3}} \ln \frac{r_{i3}}{r_3} \right) + \frac{1}{\alpha}}. \quad (39)$$

Позначивши $\frac{1}{r_{i3} \left(\frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_3}{r_B} + \frac{1}{\lambda_{i3}} \ln \frac{r_{i3}}{r_3} \right) + \frac{1}{\alpha}}$, як

коефіцієнт теплопередачі K_1 .

Загальне рівняння теплопередачі для нестационарного процесу має вигляд

$$Q_1 = K_1 2\pi r_{i3} L [T_B - T_{\min} (1 + b\tau)]. \quad (40)$$

Аналогічно, знаходимо середнє значення теплового потоку \bar{Q}_1 та підбираємо значення $r_{i3} - r_3 = \delta_{i3}$, щоб виконувалась умова $\bar{Q}_1 \leq Q_{\text{допуст}}$.

Обговорення результатів

Рівняння, які складають математичну модель, можна розв'язати з достатньо високою точністю за допомогою комп'ютерних програм. При цьому потрібно ввести корекцію на відповідність конструктивних особливостей існуючих систем експлуатації та вимогах до них.

Визначальним для аналізу динаміки теплообмінних процесів в опалювальних приладах є модель розповсюдження теплоти від гарячого елемента до холодного. Ці процеси є дуже складними і суттєво відрізняються в залежності від виду теплообміну [6, 7].

Для складання диференційного рівняння теплового балансу охарактеризуємо довільний елементарний шар теплообмінного приладу, який має товщину Δx .

Рівняння теплового балансу записується у вигляді

$$\Delta Q_x + \Delta Q_A + \Delta Q_w = 0, \quad (41)$$

де ΔQ_x – різниця кількості теплоти, яка проходить через шар товщиною « x » та « $x+\Delta x$ »; ΔQ_A – приріст кількості теплоти, акумульованої в елементарному шарі; ΔQ_w – кількість теплоти, що надходить від елементарної поверхні теплообміну.

Значення змінної Q_x є сумою кількості теплоти, яка принесена гарячою водою з трубок теплообмінника Q_v , теплоти переданої від стінок приладу до повітря приміщення $Q_{\lambda w}$, кількість теплоти переданої від гарячої води до стінок теплообмінника $Q_{\lambda s}$.

$$Q_x = Q_v + Q_{\lambda w} + Q_{\lambda s}. \quad (42)$$

Кількість теплоти, принесеної гарячою водою за час Δt , можна розрахувати наступним чином

$$Q_v = f_w v \rho_w c_w t \Delta \tau. \quad (43)$$

де f_w – площа поперечного перерізу трубок тепло-

обмінника, m^2 ; v – швидкість води, m/c ; ρ_w, c_w – густина та питома теплоємність води; t – температура гарячої води.

Кількість теплоти, переданої від гарячої води до стінок теплообмінника $Q_{\lambda w}$ і від теплообмінника – повітрю приміщення становить $Q_{\lambda s}$:

$$Q_{\lambda w} = -f_w \lambda_w \frac{\partial t}{\partial x} \Delta \tau, \quad (44)$$

$$Q_{\lambda s} = -f_s \lambda_s \frac{\partial t}{\partial x} \Delta \tau, \quad (45)$$

де λ_w – коефіцієнт теплопровідності води; f_s – площа поперечного перерізу каналів теплообмінника; λ_s – коефіцієнт теплопровідності матеріалу труби теплообмінника.

Висновки

Наведено залежності розрахунку теплових втрат у системах тепlopостачання з врахуванням температурних умов навколишнього середовища, які носять змінний характер. Ці умови визначаються згідно метеорологічних даних для певної місцевості та пори року. Вибір товщини ізоляції залежить від максимальної втрати тепла у навколишнє середовище і визначається згідно наведених розрахунків.

Традиційні системи опалення і тепlopостачання, у більшості, обладнані елеваторними схемами приєднання, які не піддаються точному регулюванню, а також системами опалення, які практично виключають можливість індивідуального автоматичного регулювання теплових режимів.

Виходячи з цього, можна зробити висновок про те, що використання даної математичної моделі може бути ефективним для нових систем тепlopостачання, які проектують з урахуванням сучасних вимог.

Список літератури

- 1 **Чепурний, М. М.** Тепломасообмін в прикладах і задачах : навч. посіб. / **М. М. Чепурний, Н. В. Резидент.** – Вінниця : ВНТУ, 2011. – 128 с.
- 2 **Alotaibi, S.** Controllability of cross-flow heat exchangers / **S. Alotaibi, M. Sen, W. J. Goodwine, K. T. Yang** // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2004. – Vol. 47. – P. 913–924.
- 3 **Fakheri, A.** Intermediate heat transfer / **A. Fakheri.** – Boca Raton, FL : CRC Press, Taylor & Francis Group, 2014. – 727 p.
- 4 **Pudlik, W.** Wymiana i wymienniki ciepła : Podręcznik dla studentów wydziałów mechanicznych specjalizujących się w technikach cieplnych i chłodniczych / **W. Pudlik.** – Gdańsk, 2012. – 336 s.
- 5 **Гумницький, Я. М.** Метеорологія та кліматологія / **Я. М. Гумницький.** – Львів : Вид-во «Львівської політехніки», 2017. – 204 с. – ISBN 978-617-607-671-1.
- 6 **Kaviany, Massoud.** Heat transfer physics / **Massoud Kaviany.** – Cambridge University Press, 2014. – 788 p. – ISBN 978-0-521-89897-3.
- 7 **Мартиняк, М. А.** Узагальнена математична модель

теплогового режиму приміщення та системи теплопостачання будинку / **М. А. Мартиняк, Й. С. Мисак** // Вісник НУ «ЛП». Серія: Теплоенергетика. Інженерія доквілля. Автоматизація. – Львів, 2013. – № 758. – С. 40–46. – ISSN 0321-0499.

Bibliography (transliterated)

- 1 **Chepurnyy, M. M. and Rezydent, N. V.** (2011), *Teplomassoobmin v prykladakh i zadachakh [Heat and Mass Transfer in examples and problems]*, VNTU, Vinnytsya, Ukraine.
- 2 **Alotaibi, S., Sen, M., Goodwine, W. J. and Yang, K. T.** (2004), "Controllability of cross-flow heat exchangers", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, pp. 913–924.
- 3 **Fakheri, A.** (2014), *Intermediate heat transfer*, CRC Press, Taylor & Francis Group, Boca Raton, FL.
- 4 **Pudlik, W.** (2012), *Wymiana i wymienniki ciepła : Podręcznik dla studentów wydziałów mechanicznych specjalizujących się w technikach cieplnych i chłodniczych*, Gdańsk.
- 5 **Gumnitsky, Ja. M.** (2017), *Meteorolohiya ta klimatolohiya*, Publisher "Lviv Polytechnic", Lviv, Ukraine, ISBN 978-617-607-671-1.
- 6 **Kaviany, Massoud.** (2014), *Heat transfer physics*, Cambridge University Press, ISBN 978-0-521-89897-3.
- 7 **Martyniak, M. A. and Mysak, Y. S.** (2013), "Uzahal'nena matematychna model' teplovoho rezhymu prymishchennya ta systemy tep-lopustachannya budynku [Summarized mathematical model of the of heat mode of facilities and building heating system]", *Visnyk NU «LP»*. Seriya: *Teploenerhetyka. Inzheneriya dovkillya. Avtomatyzatsiya*, No. 758, pp. 40–46, ISSN 0321-0499.

Відомості про авторів (About authors)

Мартиняк-Андрушко Марта Андріївна – кандидат технічних наук, старший викладач кафедри теплотехніки, теплових і атомних електричних станцій, Національний університет «Львівська політехніка»; м. Львів, Україна; e-mail: marta.martyniak@gmail.com, ORCID 0000-0002-0393-2669.

Martyniak-Andrushko Marta – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Lecturer, Department of Heat Engineering and Thermal and Nuclear Power Plants, Lviv Polytechnic National University; Lviv, Ukraine.

Мисак Йосиф Степанович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри теплотехніки, теплових і атомних електричних станцій, Національний університет «Львівська політехніка»; м. Львів, Україна; e-mail: yosyp.s.mysak@lpnu.ua, ORCID 0000-0002-4374-3299.

Mysak Josef – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Head of the Department of Heat Engineering and Thermal and Nuclear Power Plants, Lviv Polytechnic National University; Lviv, Ukraine.

Гумницький Ярослав Михайлович – доктор технічних наук, професор, професор кафедри екології та збалансованого природокористування, Національний університет «Львівська політехніка»; м. Львів, Україна; e-mail: jgumnitsky@ukr.net, ORCID 0000-0003-0464-9782.

Gumnitsky Jaroslav – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Professor of the Department of Ecology and Sustainable Environmental Management, Lviv Polytechnic National University; Lviv, Ukraine.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Мартиняк-Андрушко, М. А. Теплообмін з поверхнями огорожуючих конструкцій плоскої та циліндричної форми / **М. А. Мартиняк-Андрушко, Й. С. Мисак, Я. М. Гумницький** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2017. – № 8(1230). – С. 76–81. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.11.

Please cite this article as:

Martyniak-Andrushko, M., Mysak, J. and Gumnitsky, Ja. (2017), "Heat Exchange with the Surfaces of Envelope Structures of Flat and Cylindrical Shapes", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 8(1230), pp. 76–81, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.11.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом

Мартыняк-Андрушко, М.А. Теплообмен с поверхностями ограждающих конструкций плоской и цилиндрической формы / **М. А. Мартыняк-Андрушко, И. С. Мысак, Я. М. Гумницький** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2017. – № 8(1230). – С. 76–81. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.11.

АННОТАЦИЯ Для изучения особенностей процессов теплообмена с поверхностями ограждающих конструкций плоской и цилиндрической формы разработана математическая модель, которая позволяет искусственно воспроизводить внешние и внутренние параметры системы. Предложенную модель можно применять для прогнозирования оптимальных режимов работы системы теплоснабжения, режимов ее эксплуатации и выбора схем подключения системы. Модель теплообмена моделирует стационарные и нестационарные условия теплопереноса. Нестационарные условия возникают из-за суточных изменений температуры в окружающей среде, которые аппроксимированы линейной зависимостью изменения температуры со временем. Описаны процессы теплопереноса для плоской и цилиндрической стенок.

Ключевые слова: теплообмен, теплопередача, наружные ограждения, стационарные и нестационарные условия.

Надійшла (received) 27.02.2017