

## ДОСЛІДЖЕННЯ ПЛІВКОВИХ ТЕПЛОБМІННИКІВ ДЛЯ КОНДЕНСАЦІЙНИХ КОТЛОАГРЕГАТІВ ІНДИВІДУАЛЬНОГО ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

*Наведені результати досліджень теплообміну при конденсації водяної пари з парогазової суміші в плівковому теплообмінному апараті, розробленому на кафедрі теплогазопостачання і вентиляції Київського національного університету будівництва і архітектури. Отримані залежності для розрахунку такого теплообмінника для глибокої утилізації теплоти відвідних газів котельних установок індивідуального теплопостачання*

*Ключові слова: полімерна плівка, економайзер, індивідуальне теплопостачання, котлоагрегат, глибока утилізація теплоти*

**Вступ.** Максимально повне використання потенціалу енергоресурсів є одним з напрямків підвищення енергоефективності. Для цього використовуються теплообмінники-економайзери, в яких відбувається охолодження відвідних газів з конденсацією водяної пари. Наявність агресивних сполук у відвідних газах призводить до потреби в корозійній стійкості теплообмінників. Це визначає підвищені капітальні вкладення, що змушує розробляти теплообмінники низької вартості та високої ефективності

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Серед теплообмінників найбільш ефективні контактні апарати, де теплообмін відбувається між середовищами. У Київському Галузевому науково-дослідному інституті санітарної техніки (НДІСТ) [1,2] розроблені конструкції теплообмінників зі зрошуваними насадками під керівництвом докт. техн. наук, професора Б. М. Лобаєва та канд. техн. наук. І. З. Аронова. На кафедрі теплотехніки Київського національного університету будівництва і архітектури [3-5] – розроблений найбільш ефективний теплообмінник (автори – докт. техн. наук, професори Е.С. Малкін та О.В. Приймак), названий тепломасообмінником змішувального типу (ТМЗД). Завдяки взаємодії закрученого потоку з радіальними струминками досягається інтенсивний тепломасообмін. Основною проблемою контактних апаратів є можливість забруднення теплоносія домішками, що є в іншій теплоносії. Забруднена вода не може бути подана безпосередньо до систем опалення або гарячого водопостачання. Для вирішення цих проблем використовуються рекуперативні теплообмінники, в яких теплоносії розділені теплообмінною стінкою. Серед них за

співвідношенням вартість-ефективність слід виділити плівковий теплоутилізатор, розроблений на кафедрі теплогазопостачання і вентиляції Київського національного університету будівництва і архітектури [6] для геотермального теплопостачання теплиць (автори: канд. техн. таук, професор Ю.К. Росковшенко та канд. техн. таук Є.О. Кезля). Він складається із секцій, зварених з двох плівкових листів з утворенням двокутних каналів для води (рис. 1). Парогазова суміш переміщується в просторі між секціями. Завдяки отворам у секціях теплообмінник може реалізувати різні схеми руху теплоносіїв.

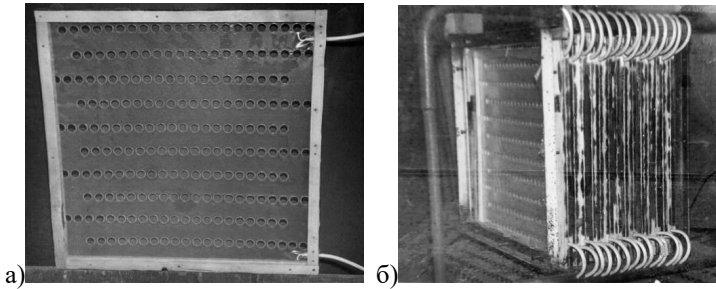


Рис. 1. Конструкція теплообмінника: а – секція, б – зібраний теплообмінник

**Мета роботи.** Дослідження теплообміну в плівковому теплообміннику при конденсації пари з парогазової суміші, що імітує відхідні гази.

**Виклад основного матеріалу.** Дослідження виконані на установці (рис. 2) для моделювання теплообміну з конденсацією водяної пари. Фізичні властивості середовищ та плівки (поліетилен) прийняті за [7-14].

Для теплообміну без конденсації в межах параметрів  $Re_{mrc} = 170 \dots 1050$ ,  $Re Pr de / \ell = 39,1 \dots 49,6$ ,  $Pr Gr = 3,68 \cdot 10^5 \dots 2,86 \cdot 10^6$ ;  $\Delta \ell = 5,8 \cdot 10^{-3} \dots 1,6 \cdot 10^{-2}$  отримана залежність для коефіцієнта теплопередачі,  $Вт/(м^2 \text{ } ^\circ\text{C})$ :

$$\hat{k} = \frac{1}{\frac{1}{0,002972 Re_{I,AN}^{1,7747} \lambda_{I,AN}} + \frac{\delta_{no}}{\lambda_{no}} + \frac{d_e}{\lambda} \frac{(\bar{\Delta} \ell \cdot 10^3)^{4,3445}}{1,111 \left( \frac{d_e Re Pr}{\ell} \right)^{1,1524} (Gr Pr \cdot 10^{-5})^{2,321}}} \quad (1)$$

де  $Re_{mrc} = v_{mrc} d_{e,mrc} / \nu_{mrc}$  – число Рейнольдса для парогазової суміші;  $v_{mrc}$  – швидкість парогазової суміші, м/с;  $d_{e,mrc} = \chi / \pi$  – визначальний зовнішній розмір каналів, м;  $\chi$  – периметр каналу, м;  $\nu_{mrc}$  – кінематична в'язкість парогазової суміші,  $м^2/с$ ;  $\lambda_{mrc}$  – коефіцієнт теплопровідності парогазової суміші,  $Вт/(м \text{ } ^\circ\text{C})$ ;  $d_e$  – внутрішній еквівалентний діаметр каналів, м;  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності води,  $Вт/(м \text{ } ^\circ\text{C})$ ;  $Re = v d_e / \nu$  – число Рейнольдса для води;  $v$  – швидкість води, м/с;  $Pr$  – число Прандтля для води;  $\ell$  – характерна довжина

внутрішньої порожнини каналів для врахування стабілізації теплообміну після зміни структури потоку теплоносія (вхід, поворот), яка дорівнює довжині однієї прямої ділянки каналу секції;  $Gr = g \beta d_e^3 \Delta t_1 / \nu^2$  – число Грасгофа;  $g$  – місцеве значення прискорення вільного падіння,  $\text{м/с}^2$ ;  $\beta$  – коефіцієнт об'ємного розширення води,  $\text{К}^{-1}$ ;  $\Delta t_1 = \tau - t_1$  – перепад температури,  $^{\circ}\text{C}$ , між середньою температурою внутрішньої поверхні каналу  $\tau$ ,  $^{\circ}\text{C}$ , та початковою температурою води  $t_1$ ,  $^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta \ell = \alpha_{cm} \tau$  – безрозмірний параметр видовження стінки;  $\alpha_{cm}$  – коефіцієнт лінійного розширення матеріалу стінки,  $\text{К}^{-1}$ .

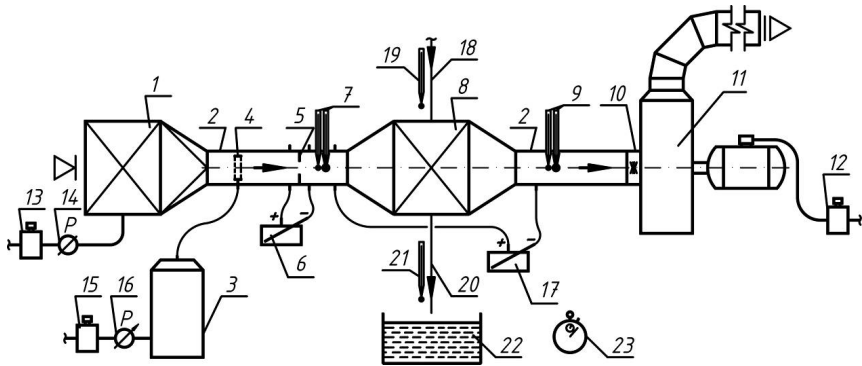


Рис. 2. Дослідна установка:

1 – повітрянагрівач, 2 – повітровід, 3 – парогенератор, 4 – паророзподільник, 5 – діафрагма, 6 – мікроманометр, 7 – сухий та мокрий термометри для вимірювання початкової температури парогазової суміші, 8 – дослідний зразок теплообмінника, 9 – сухий та мокрий термометри для вимірювання кінцевої температури парогазової суміші, 10 – гнучка вставка, 11 – вентилятор, 12 – регулятор обертів електродвигуна, 13 – регулятор потужності повітрянагрівача, 14 – вимірювач потужності повітрянагрівача, 15 – регулятор потужності парогенератора, 16 – вимірювач потужності парогенератора, 17 – мікроманометр для вимірювання втрат тиску дослідного зразка, 18 – вхідний трубопровід теплоносія, 19 – термометр для вимірювання початкової температури теплоносія, 20 – вихідний трубопровід теплоносія, 21 – термометр для вимірювання кінцевої температури теплоносія, 22 – вимірювальний бак, 23 – секундомір

Перший член знаменника формули (1) – це опір тепловіддачі до парогазової суміші  $R_{q, \text{ПГС}}$ , другий член – опір теплопередачі плівки  $R_{q, \text{cm}}$ , а третій – опір тепловіддачі до теплоносія  $R_q$ .

З увімкненим парогенератором проведені дослідження в діапазонах  $Re_{\text{ПГС}} = 107 \dots 1050$ ,  $Re Pr de / \ell = 39,1 \dots 70,6$ ,  $Pr Gr = 3,68 \cdot 10^5 \dots 5,04 \cdot 10^6$ ;  $\Delta \ell = 5,8 \cdot 10^{-3} \dots 2 \cdot 10^{-2}$ .

Обробка результатів досліджень, проведених з увімкненим парогенератором, показала залежність, аналогічну (1), але перший член

знаменника  $Re_{IIIc}$  виявився статистично незначимим. Це означає, що інтенсифікація тепловіддачі завдяки конденсації пари робить її опір незрівнянно малим порівняно з опором плівки та тепловіддачі до води. Таким чином, діапазони чинності формули (1) розширені до вищенаведених останніх значень.

Для коефіцієнта теплопередачі,  $Vt/(m^2 \cdot ^\circ C)$ , при конденсації пари в цих же діапазонах:

$$\hat{k} = \frac{1}{\frac{\delta_{\tilde{\rho}\tilde{\rho}}}{\lambda_{\tilde{\rho}\tilde{\rho}}} + \frac{d_e}{\lambda} \frac{(\tilde{\Delta}l \cdot 10^3)^{4,3445}}{1,111 \left( RePr \frac{d_e}{\ell} \right)^{1,1524} (GrPr \cdot 10^{-5})^{2,321}}} \quad (2)$$

Діапазони факторів прийняті за результатом аналізу роботи сучасних котельних установок для індивідуального тепlopостачання різних виробників. Дані за формулами (1) та (2) відхиляються від дослідних не більше за 5%. Адекватність залежностей (1) та (2) підтверджується значеннями критерію Фішера, відповідно, 0,34 та 1,17. Вони менші за критичні значення, відповідно, 1,704 та 2,51. Ця залежність дозволяє виконати інженерний розрахунок теплообмінника для індивідуального тепlopостачання.

Для визначення надлишкової температури води на вході до теплообмінника,  $^\circ C$ , чисельними методами розв'язується перетворене рівняння балансу теплоти:

$$\Delta t_o = (\Delta t_1 - \Delta t_{1/2}) \times \left[ \frac{R_{q,\tilde{\rho}\tilde{\rho}}}{R'_q} \frac{\Delta t_1^{2,321}}{((\Delta t_1 + t_1)(0,27(\Delta t_1 + t_1) + 18,87)10^{-2})^{4,3445}} + 1 \right], \quad (3)$$

де  $\Delta t_T$  – температурний напір,  $^\circ C$ , тобто різниця середньої температури парогазової суміші та води;  $\Delta t_{1/2}$  – половина різниці температури води на виході та вході,  $^\circ C$ ;  $t_1$  – початкова температура води,  $^\circ C$ ;  $R'_q$  – множник,  $^\circ C^{2,284}$ , опорю тепловіддачі до води, що не залежить від шуканого перепаду температури  $\Delta t_1$ :

$$R'_q = \frac{d_e}{\lambda} \frac{(\Delta l \cdot 10^3)^{4,3445}}{1,047 (RePr d_e / \ell)^{1,1524} ((Gr / \Delta t_1) Pr \cdot 10^{-5})^{2,321}}. \quad (4)$$

Для тонких плівок використовується наближена формула,  $^\circ C$ :

$$\Delta t_1 \approx \Delta t_T + \Delta t_{1/2} - 1,86. \quad (5)$$

**Висновки.** Виконані дослідження теплообміну в плівковому теплообміннику при конденсації пари з парогазової суміші в діапазонах

параметрів, характерних для індивідуального тепlopостачання. Показано незначущість опору тепловіддачі з боку парогазової суміші. Отримано експериментальну залежність для визначення коефіцієнта теплопередачі.

### Література

1. *Кудинов А.А.* Энергосбережение в теплогенерирующих установках. - Ульяновск: УЛГТУ, 2000. - 139 с.
2. *Федорова У.Д., Лебедева Е.А.* Повышение энергоэффективности котельной установки // Современные наукоемкие технологии. – 2014. – № 5 (часть 1). – С. 184-186
3. *Малкін Е.С., Солодка Н.В.* Раціональне тепlopостачання промислових підприємств // Вісник інженерної академії України. – 1999, № 1. – С. 15-20.
4. *Приймак О.В.* Експериментальні дослідження теплових і гідродинамічних характеристик тепломасообмінників змішувального типу (ТМЗД). Гідравлічні дослідження // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: Науково-технічний збірник. Випуск 6. Відповідальний редактор А.А. Худенко. – Київ.: КНУБА, 2003. – С. 59-64.
5. *Приймак О.В.* Експериментальні дослідження теплових і гідродинамічних характеристик тепломасообмінників змішувального типу (ТМЗД). Теплотехнічні дослідження // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: Науково-технічний збірник. Випуск 7. Головний редактор А.А. Худенко. – Київ.: КНУБА, 2004. – С. 46-51.
6. *Кезля Е.А.* Воздухонагреватель из полимерной плёнки для систем воздушного отопления теплиц. – Автореферат диссертации на соискание учёной степени кандидата технических наук. - К., 1988.
7. Физические величины: Справочник / *А.П. Бабичев, Н.А. Бабушкина, А.М. Братковский и др.*; Под ред. И.С. Григорьева, Е.З. Мейлихова. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 1232 с.
8. *Николаев А.Ф.* Синтетические полимеры и пластические массы на их основе: учеб. пособие. – М.,Л.: «Химия», 1964. – 783 с.
9. *Милейковский В.А.* Математическое моделирование переменного гидравлического режима однотрубных вертикальных систем водяного отопления // Данфосс INFO #3-4 / 2011 | отдел Теплоснабжение
10. Внутренние санитарно-технические устройства. В. 3-х частях. Ч. I. Отопление / *В.Н. Богословский, Б.А. Крупнов, А.Н. Сканава и др.* – под ред. И.Г. Старовойтова и Ю.И. Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1990. – 344 с.
11. Справочник по теплопроводности жидкостей и газов / *Н.Б. Варгафтик, Л.П. Филиппов, А.А. Тарзиманов, Е.Е. Тоцкий.* – М.:

Єнергоатомиздат, 1990. – 352 с.

12. Отопление и вентиляция. Учебник для ВУЗов. В 2-х ч. Ч. 2. Вентиляция. Под ред. В.Н. Богословского. М.: Стройиздат, 1976. – 439 с.

13. *Нестеренко А.В.* Основы термодинамических расчётов вентиляции и кондиционирования воздуха: Учебн. пособие. – Изд. 3, доп. – М.: “Высшая школа”, 1971. – 460 с.

14. Тепловой расчет котлов (Нормативный метод). – Издание 3-е, переработанное и дополненное. - СПб.: Издательство НПО ЦКТИ, 1998. – 256 с.

### **Аннотация**

Приведены результаты исследований теплообмена при конденсации водяного пара из парогазовой смеси в плёночном теплообменном аппарате, разработанном на кафедре теплогазоснабжения и вентиляции Киевского национального университета строительства и архитектуры. Получены зависимости для расчёта такого теплообменника для глубокой утилизации теплоты уходящих газов котельных установок индивидуального теплоснабжения

Ключевые слова: полимерная плёнка, экономайзер, индивидуальное теплоснабжение, котлоагрегат, глубокая утилизация теплоты

### **Summary**

We show the research results of heat exchange at water steam condensation from gas-vapour mixture in a film heat exchanger, developed by Heat Gas Supply and Ventilation department of Kyiv National University of Construction and Architecture. We obtain dependencies for such heat exchanger calculation for deep heat utilization of outgoing gases from boiler plants for individual heat supply

Keywords: polymer film, economizer, individual heat supply, boiler plant, deep heat utilization