

ОЦІНКА ТЕПЛОВІДДАЧІ В ОБМЕЖЕНОМУ ОБ'ЄМІ ПРИ ВІЛЬНІЙ КОНВЕКЦІЇ

Вінницький національний технічний університет;

Анотація

Розглянуто методики розрахунку конвективної тепловіддачі. Проаналізовано критеріальні рівняння для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі при нагріванні досліджуваного рідинного середовища в умовах вільної конвекції. Виведено поправку на коефіцієнт тепловіддачі.

Ключові слова: вільна конвекція; теплообмін, необмежений об'єм, обмежений об'єм; коефіцієнт тепловіддачі;

Abstract

Methods of calculation of convective heat transfer are considered. Criteria equations for calculation of heat transfer coefficient at heating of the investigated liquid environment in the conditions of free convection are analyzed. The correction for the heat transfer coefficient is derived.

Keywords: free convection; heat exchange, unlimited volume, limited volume; heat transfer coefficient;

Вступ

Багатьма авторами проведено численні дослідження з вивчення тепловіддачі при вільному русі середовища в необмеженому просторі та запропоновано багато різних критеріальних залежностей у вигляді степеневих функцій [1-4]. В необмеженому просторі (великому об'ємі) вважається, що обсяг рідини такий великий, що вільний рух, що виникає в інших тілах, розташованих у цьому обсязі, не впливає на аналізований рух. В «обмеженому просторі» об'єм рідини такий невеликий, і рух, що виникає в інших тіл розташованих у цьому обсязі, може вплинути на перебіг рідини, що розглядається, при вільній конвекції.

Масштаби реальних теплотехнологічних установок і експериментальних стендів для дослідження тепловіддачі в більшості випадків суттєво відрізняються. І постає питання достовірності перенесення результатів досліджень в умови діючих технологічних процесів. Так, дослідження авторів [5] в елементах установки у системі експериментально-розрахункового методу (ЕРМ) ґрунтуються на закономірностях теплообміну для «великого об'єму» за умов вільної конвекції.

Метою роботи є оцінювання інтенсивності тепловіддачі в обмеженому об'ємі при вільній конвекції.

Основна частина

На ведені в даній роботі експериментальні дослідження було проведено на дослідній установці, яка детально описана в [6]. Основними елементами експериментального стенду є дві металеві посудини. Єдиною відмінністю є те, що внутрішня ємність була замінена на тонкий металевий циліндр діаметром $d = 50$ мм з товщиною стінки $\delta = 0,13$ мм. Обидві посудини заповненні водою, рівень рідин в робочих порожнинах однаковий $h = 0,125$ м. Рідина всередині металевого циліндра прийнята за модельну рідину, яку в подальшому планується замінити на складну багатофазну багатокомпонентну суміш. Обробка експериментальних даних була здійснена за методикою наведеною у [5].

Дослідження проводились під час нагрівання модельної рідини за умов середньої температури $t_2 = 54,9 \dots 67,1$ °С та $0,68 \cdot 10^9 < Gr_2 \cdot Pr_2 < 1,3 \cdot 10^9$. Достовірність визначення експериментальних коефіцієнтів тепловіддачі складним сумішам α_2 , залежить від правильного вибору критеріальних залежностей, яка описує умови теплообміну в цій конкретній установці, тобто залежить від правильності визначення α_1 . Під час аналізу результатів дослідження були використанні методи

залежності різних авторів, які отримані для умов «великого об'єму», (табл. 1). Важливо завжди враховувати режим руху та обирати критеріальні рівняння у відповідності до діапазону. В розрахункових методах визначальні параметри відрізняються. Для методу 2 і 3 визначальною температурою є середня температура теплового граничного шару, для методу 1 – усереднена у певний проміжок часу температура рідини вдалині від стінки.

Таблиця 1 – Критеріальні рівняння для визначення конвективної тепловіддачі

Розрахунковий метод	Критеріальне рівняння	Визначальні параметри	
		температура	лінійний розмір
Метод 1	при $10^3 < Gr \cdot Pr < 10^9$ (ламінарний режим) $Nu = 0.76 \cdot (Gr \cdot Pr_p)^{0.25} \cdot \frac{Pr_p^{0.25}}{Pr_{ст}}$ при $Gr \cdot Pr > 10^9$ (турбулентний режим) $Nu = 0.15 \cdot (Gr \cdot Pr_p)^{0.33} \cdot \frac{Pr_p^{0.25}}{Pr_{ст}} [3]$	t_p	$L = H$
Метод 2	при $Gr \cdot Pr > 2 \cdot 10^7$ $Nu = 0.135 \cdot (Gr \cdot Pr_p)^{0.33} [7]$	$t = \frac{t_p + t_{ст}}{2}$	$L = H$
Метод 3	$Nu = 0.8 \cdot (Gr \cdot Pr)^{0.25} \cdot K [8]$ $K = \left(1 + \left(1 + \frac{1}{\sqrt{Pr}}\right)^2\right)^{-0.25}$	$t = \frac{t_p + t_{ст}}{2}$	$L = H$

Коефіцієнт тепловіддачі від гарячого теплоносія (води) у зовнішній ємності до стінки внутрішнього циліндра

$$\alpha_1 = Nu \cdot \lambda / l, \quad (1)$$

Експериментальний коефіцієнт тепловіддачі для натурної рідини α_2 знаходимо із співвідношення

$$\alpha_2 = (1/K_{експ} - 1/\alpha_1 - \delta_{ст}/\lambda_{ст})^{-1}, \quad (2)$$

де $\lambda_{ст}$ – теплопровідність стінки теплообмінної поверхні, Вт/(м К);

$\delta_{ст}$ – товщина стінки теплообмінної поверхні, м;

$K_{експ}$ – експериментальний коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м² К);

Результати отримані за (2) порівняно із розрахунковими значеннями відповідно до трьох, запропонованих у табл. 1, методик. На рисунку 1 зображено співвідношення експериментального до розрахункового значення коефіцієнта тепловіддачі від середньої температури модельної рідини. Із результатів видно, що коефіцієнт тепловіддачі від стінки до натурної рідини, розрахунково визначений за методикою 3 дає більш наближені значення до експериментального α_2 . Проте дані результати не повністю задовольняють та потребують введення поправки.

Для вирівнювання експериментальних та розрахункових значень пропонується ввести однакову поправку Ψ на значення α_1 та α_2 . Дана поправка отримана із умови відповідності отриманих за залежністю (2) експериментальних значень α_2 їх розрахункових значенням із похибкою не більше трьох відсотків. Величини отриманих поправок показані на рис. 2. Для досліджуваного діапазону дана поправка знаходиться в межах 1,02...1,42.

Як видно із рис. 2, величина Ψ збільшується із зростанням температури модельної рідини, що також відповідає умовам зменшення різниці температур між рідинами у зовнішньому об'ємі і внутрішньому циліндрі.

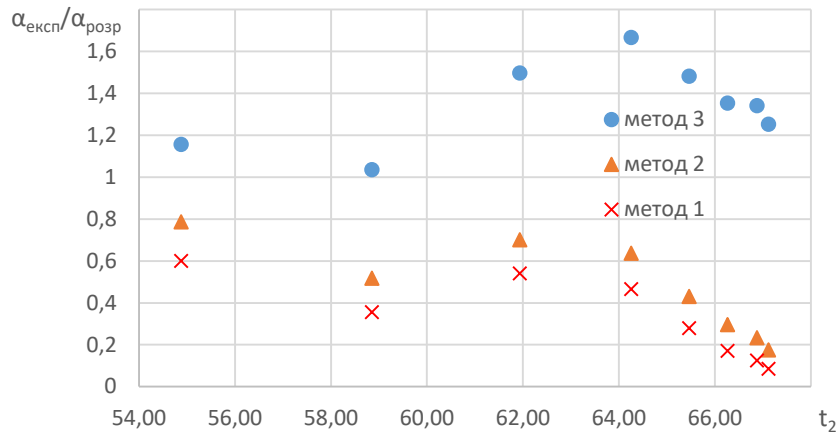


Рисунок 1 – Залежність співвідношення експериментального до розрахункового значення коефіцієнта тепловіддачі α_2 від середньої температури внутрішньої ємності t_2

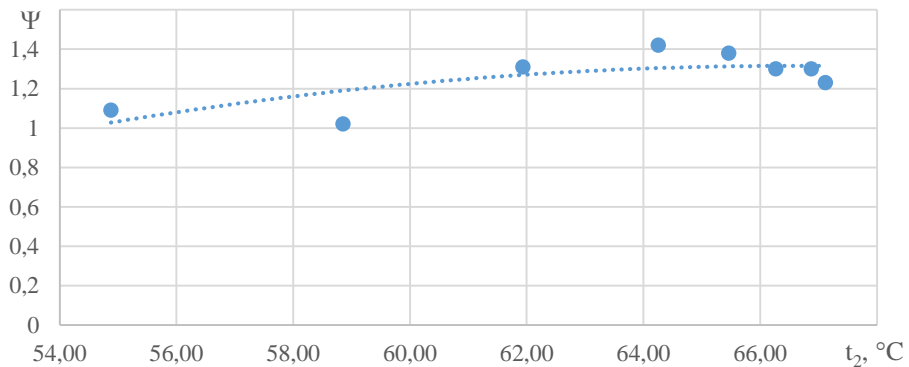


Рисунок 2 – Залежність поправки Ψ на значення α_1 та α_2 від середньої температури внутрішньої ємності t_2

Отже, як видно залежності, показані у табл. 1, описують експериментальні дані для даної установки із похибкою до 42 % і потребують введення поправки, що враховуватиме обмеженість об'єму, в узагальненому критеріальному вигляді.

Висновки

В роботі досліджувалися процеси нагрівання води за умов вільної конвекції. Були розглянуті різні методики розрахунку конвективної тепловіддачі з урахуванням визначальних параметрів та режимів руху.

Встановлено, що експериментально отримані коефіцієнти тепловіддачі від стінки до модельної рідини під час її нагрівання відрізняються від розрахункових за залежностями для «великого об'єму»: метод 1 – менші на 40 – 91 %, метод 2 – менші на 21,3 – 82,4 %, метод 3 – більші на 3,7 – 66,7%. Найбільші відхилення експериментальних значень від розрахункових відповідають найменшим значенням температурного напору між рідиною у зовнішньому об'ємі і модельною рідиною.

Отримані поправки до критеріальних рівнянь за методом 3 для визначення коефіцієнта тепловіддачі під час нагрівання внутрішньої порожнини експериментальної установки в умовах вільної конвекції, що складають $\Psi = 1,02 - 1,42$.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Теплопередача : учебн. для вузов / В. П. Исаченко [и др.]. – 3-е изд. доп. Москва : Энергия, 1975. 488 с.
2. Гребер Г. Основы учения о теплообмене / Г. Гребер, С. Эрк, У. Григуль; под ред. А. А. Гухмана. Москва : Издательство иностранной литературы, 1958. 566 с
3. Михеев М. А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. Москва : Энергия, 1977. 344 с.
4. Эккерт Э. Р. Теория тепло- и массообмена / Э. Р. Эккерт, Р. М. Дрейк ; под. ред. А. В. Лыкова. Москва : Госэнергоиздат, 1961. 680 с.
5. С. Й. Ткаченко, і Н. В. Пішеніна, Нові методи визначення інтенсивності теплообміну в системах переробки органічних відходів, моногр. Вінниця, Україна: ВНТУ, 2017.
6. С. Й. Ткаченко, О. В. Власенко, Н. Д. Степанова, і Є. О. Павлович, «Нестационарный теплообмін у вертикальному циліндричному об'ємі, заповненому рідиною», *Вісник ВПІ*, вип. 1, с. 16–20, берез. 2022.
7. Бухмиров В.В. Тепломассообмен: учеб. пособие. Иваново: ФГБОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина», 2014. 360 с.
8. Уонг Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров: Пер. с англ. / Справочник. Москва: Атомиздат, 1979. 216 с.

Степанова Наталія Дмитрівна, кандидат технічних наук, доцент кафедри теплоенергетики, Вінницький національний університет, м. Вінниця, e-mail: Stepanovand@i.ua

Горовенко Яна Сергіївна, аспірантка кафедри теплоенергетики, Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця, e-mail: yanagorovenko98@gmail.com .

Stepanova Nataliya D., Cand. Sc. (Eng), Associate Professor of the Department of Thermal Power Engineering, Vinnitsa National Technical University, Vinnitsya, e-mail: Stepanovand@i.ua

Horovenko Yana S., postgraduate student, Head of the Chair of Power Engineering, Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia, e-mail: yanagorovenko98@gmail.com