

Утилізація теплоти відхідних димових газів у проточному барботажному шарі контактного утилізатора теплоти

<https://doi.org/10.31713/MCIT.2025.026>

Костюк О.П.

кафедра енергетики
Національний університет водного господарства та природокористування
м. Рівне, Україна

Стецюк І. В.

здобувач вищої освіти другого (магістерського) рівня 2 курсу спеціальності «Теплоенергетика»
Національний університет водного господарства та природокористування
м. Рівне, Україна

Анотація У статті розглянуто доцільність використання теплоти відхідних димових газів в контактному теплоутилізаторі. Представлено результати експериментального дослідження процесу нагріву води залежно від густини зрошення робочої ділянки, швидкості та температури газів, висоти робочого каналу. Отримано значення граничної температури нагріву води для умов барботажного режиму течії. запропоновано співвідношення для визначення граничної густини зрошення та максимального теплового навантаження контактного утилізатора теплоти.

Ключові слова: проточний барботажений шар, контактний теплоутилізатор, парогазова суміш, гранична температура нагріву, висхідний супутній потік

I. ВСТУП

Проблема енергозбереження та ефективного використання енергоресурсів є найбільш актуальною на сучасному етапі розвитку енергетики України. Одним із шляхів вирішення цієї проблеми є розробка комплексу заходів по використанню вторинних енергоресурсів і, зокрема, корисне використання теплоти відхідних газів технологічного та енергетичного обладнання.

Для утилізації теплової енергії відхідних газів котельних, газотурбінних установок, отримання нагрітої води широко застосовують контактні тепломасообмінні апарати, що дозволяє досягнути глибокого охолодження газів і, таким чином, збільшити коефіцієнт використання теплоти палива. Інтенсифікація робочих процесів в таких апаратах досягається за рахунок безпосереднього контакту газів та рідини, збільшення міжфазної поверхні теплообміну шляхом застосування насадок різного типу. Разом з тим, традиційні конструкції контактних апаратів мають недоліки, до яких можна віднести невисоку швидкість газів в апаратах протитоккового типу (1 – 3 м/с), а також достатню громіздкість насадок, які використовуються. Частину з цих недоліків можна усунути при організації взаємодії фаз в барботажному шарі, який утворюється над розподільчою решіткою для газової

фази. Такий режим взаємодії середовищ використовується в різних барботажних апаратах, які характеризуються підвищеною інтенсивністю тепло- і масообміну на одиницю об'єму апарату, допускають роботу з забрудненими та помірно в'язкими рідинами, нечуттєві до коливань витрати теплоносіїв. Однак продуктивність таких апаратів з так званим непроточним барботажним шаром також обмежена невисокою швидкістю газової фази внаслідок кризових явищ, що приводять до зруйнування барботажного шару при збільшенні швидкості газу.

Мета роботи – розглянути особливості тепломасообміну у контактному теплоутилізаторі в якому організовано сумісний рух замкнутих газових включень і навколишньої рідини в середині вертикальних труб в умовах проточного барботажного шару, що поєднує переваги високих швидкостей газу з самоорганізацією безперервного перемішування рідини по товщині шару і оновленням поверхні розподілу фаз, а саме дослідити процес нагріву рідини відхідними газами та визначити, яка довжина робочої ділянки буде забезпечувати необхідний процес повної конденсації водяних парів із димових газів на плівці води.

II. ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

Для аналізу та розуміння процесу нагріву води з одночасною конденсацією вологи з газів у висхідній супутній течії газу та рідини в проточному барботажному шарі були проведені дослідження на експериментальній установці, дослідною ділянкою якої була вертикальна трубка, а як теплоносії використовувалися парогазова суміш і вода.

Досліди проводилися на системі повітря – вода та парогазова суміш – вода. Парогазова суміш утворювалась шляхом змішування повітря та водяної пари в камері змішування. Необхідна кількість водяної пари в парогазовій суміші забезпечувалась регулюванням витрат пари і повітря. Організація проточного барботажного шару здійснювалась шляхом незалежного підводу та змішування рідкої та газоподібної фаз, які подавались у барботажну трубку з відповідними

заданими витратами. Підвід рідини у барботажну трубку відбувався по патрубку підводу води, через щілину між нижнім торцем барботажної трубки та діафрагмою, через яку у барботажну трубку підводилось повітря або парогазова суміш.

Температура води визначалась за допомогою термопар. Визначення температур повітря та парогазової суміші проводилось за сухими та мокрими термопарами. Перепад тисків в робочому каналі вимірювався мікроманометром з нахилоною трубкою. Для запобігання втратам теплоти в навколишнє середовище дослідна ділянка експериментальної установки була теплоізована. Після отримання первинних експериментальних даних перевірялось рівняння теплового балансу.

З досліджень можна зробити висновок, що процеси тепло- та масообміну при конденсації водяної пари з парогазової суміші в умовах висхідної супутньої течії газу та рідини в проточному барботажному шарі найбільш інтенсивно протікають у нижній частині барботажного шару, а протяжність активної зони теплової взаємодії фаз складає всього декілька десятків міліметрів. Зі збільшенням густини зрошення нерівномірність температур по перерізу каналу зростає, проте вона дуже швидко згладжується по ходу течії як при малих, так і при великих значеннях густини зрошення. Процес передачі теплоти від парогазового середовища до рідини може бути охарактеризований зміною температури стінки каналу в умовах адіабатності з навколишнім середовищем.

На рис.1 стала температура нагріву води представлена у вигляді явної залежності від густини зрошення при різних значеннях швидкості парогазової суміші на вході в канал (рис.1а) та початкового паровмісту суміші (рис.1б).

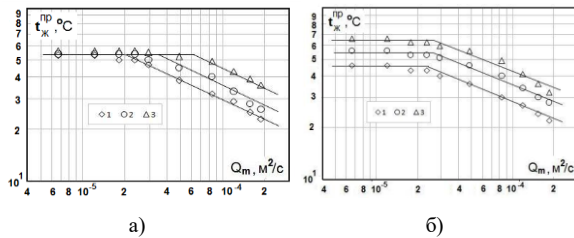


Рисунок 1. Гранична температура підігріву води при різних значеннях: а) швидкості парогазової суміші при $\phi = 20\%$: 1 – $w_{cm} = 4$ м/с; 2 – $w_{cm} = 6$ м/с; 3 – $w_{cm} = 12$ м/с; б) початковому паровмісту суміші при $w_{cm} = 6$ м/с: 1 – $\phi = 10\%$; 2 – 20% ; 3 – 30% .

З рисунку видно, що гранична температура нагріву води не залежить від швидкості парогазової суміші та зростає зі збільшенням вихідного паровмісту суміші. При відносно малих значеннях густини зрошення гранична температура нагріву води не залежить ні від густини зрошення Q_m , ні від швидкості парогазової суміші. При досягненні деякого граничного значення, збільшення густини зрошення призводить до падіння температури підігріву води, а збільшення швидкості парогазової суміші до зростання кінцевої температури нагріву води. Було отримано, що при збільшенні

початкового паровмісту від 10% до 30% гранична температура підігріву води змінюється від 46°C до 64°C .

Нагрів рідини до граничної температури пов'язаний з умовами масообміну на поверхні розділу фаз при досягненні температури мокрого термометра, при якій починається зворотний процес – процес випаровування рідини. Як видно з рис.2 значення граничної температури підігріву води всього на $3...4^\circ\text{C}$ нижче відповідного значення граничної температури для протиточної схеми за даними І.З.Аронова та перевищує граничну температуру нагріву при висхідному потоці газу та плівки рідини приблизно на 3°C .

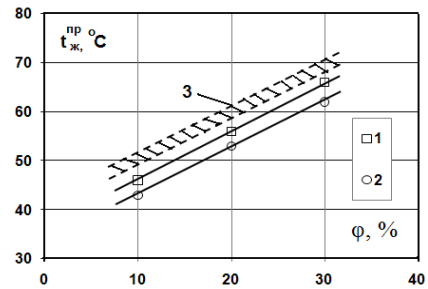


Рисунок 2. Залежність граничної температури контактного нагріву води від початкового паровмісту суміші: 1 – проточний барботажний шар; 2 – висхідний прямоток; 3 – протіток з плівкою рідини для продуктів згорання природного газу за даними І.З. Аронова.

Отримана залежність для граничної температури нагріву води описується формулою

$$t_{ж}^{np} = 24,6\phi^{0,28}. \quad (1)$$

Рівняння для визначення значення граничної густини зрошення на основі отриманих експериментальних даних має вигляд

$$Q_m^{np} = 0,67 \cdot 10^{-5} \cdot w_{cm}^{1,1} \cdot \phi^{0,32}. \quad (2)$$

Рівняння (1–2) справедливі в наступному діапазоні зміни параметрів двофазового потоку: $w_{cm} = 4 \div 12$ м/с, $\phi = 10 \div 30\%$.

Аналіз отриманих експериментальних даних показав, що температури сухого та вологого термометрів на виході з робочого каналу після сепаратора повторюють залежності на рис.4.4 та практично рівні між собою. Це свідчить про те, що парогазова суміш на виході з робочого каналу знаходиться на лінії насичення та відповідає відносному паровмісту вологого повітря на діаграмі h–d, рівному 100% . Приймаючи за дослідними даними, що температура парогазової суміші на виході з робочого каналу рівна температурі нагрітої води, з h–d діаграми вологого повітря на лінії, яка відповідає відносному паровмісту вологого повітря 100% , можна отримати залежність між кінцевим вологовмістом d_2 суміші та відомою граничною температурою води, яка визначається за формулою (1). Дана залежність має вигляд:

$$d_2 = 1,78 \cdot 10^{-5} (t_{ж}^{np})^{2,15}. \quad (3)$$

та відповідає відомій залежності вологовмісту від парціального тиску водяної пари на лінії насичення

$$d = 0,622 \frac{P_n}{B - P_n} . \quad (4)$$

Визначивши граничну температуру нагріву води в залежності від початкового паровмісту суміші (рівняння (1)), відповідне їй значення граничної густини зрошення при заданих значеннях w_{cm} та ϕ (рівняння (2)), а також параметри (температуру та вологовміст) парогазової суміші на виході з робочої ділянки (рівняння (3)), можна розрахувати максимальну теплову продуктивність робочого елемента (трубки заданого внутрішнього діаметра $d_{вн}$) контактної апаратури при умові нагріву води до граничної температури. При цьому маємо:

$$Q_{max} = \pi d_{вн} Q_m^{np} c_{\theta} (t_{ж}^{np} - t_1) + G_{c.z.} (d_1 - d_2) c_{\kappa} t_{ж}^{np} , \quad (5)$$

де G_{θ}, c_{θ} – масова витрата та теплоємність води, яка подається; $t_{пгд}^{np}, t_1$ – гранична температура нагріву води та температура води на вході відповідно; $G_{\kappa} = G_{c.z.} (d_1 - d_2)$ – кількість конденсату; c_{κ} – теплоємність конденсату; Q_m^{np} – гранична густина зрошення; $G_{c.z.}$ – масова витрата сухого газу; d_1, d_2 – початковий та кінцевий вологовміст газу.

Максимальна витрата газу на робочий елемент контактної апаратури можна визначити із співвідношення

$$G_{c.z.}^{max} = \frac{Q_{max} - [G_{\kappa} (r + c_n t_2) + G_{n.1} c_n (t_1 - t_2)]}{c_{c.z.} (t_1 - t_2)} . \quad (6)$$

де $G_{c.z.}$ – масова витрата сухого газу; $c_{c.z.1}, c_{c.z.2}$ – теплоємність сухого газу на вході та виході; c_n – теплоємність пари; t_1, t_2 – температура парогазової суміші на вході та виході; $G_{n.1}, G_{n.2}$ – витрата пари в суміші на вході та виході; $G_{\kappa} = G_{c.z.} (d_1 - d_2)$ – кількість конденсату.

III. ВИСНОВКИ

В результаті проведених експериментальних досліджень по тепло- і масообміну при висхідній супутній течії парогазової суміші та рідини в проточному барботажному шарі можна сформулювати наступні висновки: встановлено, що процеси тепло- і масообміну інтенсивно протікають в нижній частині барботажного шару (поблизу шайби), вирівнювання температур газу та рідини відбувається на висоті 60...100 мм; експериментально встановлено значення граничної температури нагріву води та значення граничної густини зрошення при якій рідина нагрівається до граничної температури; отримані граничні характеристики проточного барботажного шару, які можуть бути використані для розрахунку максимальної питомої теплопродуктивності контактної апаратури-утилізатора теплоти парогазових сумішей.

ЛІТЕРАТУРА

- [1] Тепловые характеристики проточного барботажного слоя контактных утилизаторов теплоты / М. К. Безродний, П. О. Барабаш, І. О. Назарова, О. П. Костюк. Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика. 2009. Вип. 1. С. 16–26.
- [2] Костюк О. П. Режимы течения двухфазовых смесей в проточном барботажном шаре утилизатора теплоты выходящих газов / О. П. Костюк // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ" : зб. наук. пр. Темат. вип. : Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ "ХПІ". – 2014. – № 12 (1055). – С. 163-170.
- [3] Утилізація теплоти відпрацьованих газів котлів у комбінованих тепло- і масообмінних апаратах / В. О. Туз, Я. Є. Трокоз, Н. Л. Лебедь Проблеми загальної енергетики. 2011. Вип. 1. С. 46–50.
- [4] М. М. Чепурний, Н. В. Резидент, Т. М. Олексина, і Ю. К. Возіян, «УТИЛІЗАЦІЯ ТЕПЛОТИ ВІДХІДНИХ ГАЗІВ ІЗ КОТЛІВ В УТИЛІЗАТОРАХ КОНТАКТНОГО ТИПУ», *НаукПраці ВНТУ*, вип. 4, Січ 2016.
- [5] Чепурний М. М. Розрахунки тепломасообмінних апаратів / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко. – Вінниця : ВНТУ, 2006. – 130 с.