

УДК 536.423.4

**О. П. КОСТЮК**, канд. техн. наук; доц. НУВГП, Рівне

## **ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ ТА МЕТОДИКА ТЕПЛООВОГО РОЗРАХУНКУ КОНТАКТНОГО УТИЛІЗАТОРА ТЕПЛОТИ ВІДХІДНИХ ГАЗІВ ІЗ ПРОТОЧНИМ БАРБОТАЖНИМ ШАРОМ**

В статті розглянуті особливості конструкції теплопередавального елемента контактного утилізатора теплоти парогазової суміші із проточним барботажем шаром та приведена методика теплового розрахунку робочого елемента утилізаційного апарата, створена на основі раніше проведених експериментальних досліджень тепловіддачі і масовіддачі від пароповітряного потоку до охолоджувальної води у проточному барботажному шарі.

**Ключові слова:** парогазова суміш, двофазовий потік, проточний барботажний шар, контактний тепломасообмінний апарат, вертикальний канал.

### **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. Отже, утилізація теплоти відпрацьованих газів у контактних газорідних апаратах – актуальний напрям енергозбереження.

Більшість питань підвищення ефективності роботи контактних апаратів пов'язано із тепло- і масообміном між рідиною та газом. Розвиток нових сучасних технологій потребує глибокого вивчення процесу тепломасообміну при високій турбулізації поверхні фаз, що контактують між собою. Основним критерієм розробки нових високоефективних контактних апаратів є інтенсифікація процесів тепло- і масообміну та зменшення капітальних затрат.

### **Аналіз основних досягнень та літератури**

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 із тим, традиційні конструкції контактних апаратів мають недоліки, до яких можна віднести невисоку швидкість газів в апаратах протитокового типу, яка знаходиться у межах від 1 до 3 м/с, а також достатню громіздкість насадок, що використовуються. Частина із цих недоліків усувається при організації взаємодії фаз в барботажному шарі, який утворюється над розподільчою решіткою для газової фази. Такий режим взаємодії середовищ використовується у різних барботажних апаратах, які характеризуються підвищеною інтенсивністю тепло- і масообміну на одиницю об'єму апарата, допускають роботу із забрудненими та помірно в'язкими рідинами, нечуттєві до коливань витрати теплоносіїв. Однак продуктивність таких апаратів із так званим непроточним барботажем шаром також обмежена невисокою швидкістю газової фази внаслідок кризових явищ, що приводять до зруйнування барботажного шару при збільшенні швидкості газу. До їх недоліків відносять складність конструкції, металоємкість, високий гідравлічний опір [1].

© О.П. Костюк, 2015

На кафедрі теоретичної та промислової теплотехніки НТУУ «КПІ» був розроблений новий контактний барботажний апарат [2], в якому організовано супутній рух замкнених газових включень (із швидкістю більше 15 м/с, тобто, яка перевищує верхню межу захливання протитокового руху газу та плівки рідини у вертикальних трубах) і навколишньої рідини всередині вертикальних труб, у проточному барботажному шарі, що поєднує переваги високих швидкостей газу із самоорганізацією безперервного перемішування рідини по товщині шару і оновленням поверхні розподілу фаз. Це забезпечує умови протікання контактного тепломасообміну у супутньому висхідному потоці газів та рідини у проточному барботажному шарі. Результати експериментального дослідження гідродинамічних характеристик проточного барботажного шару у вертикальному каналі викладені в роботі [3]. Ці дослідження дозволили встановити ефективний режим роботи контактного апарата, а також отримати залежності гідравлічного опору при висхідній супутній течії газу та рідини від основних геометричних характеристик каналу та способів подачі повітря. При роботі контактного апарата у такому режимі досягаються високі значення коефіцієнтів тепло- і масовіддачі, критеріальні залежності середніх безрозмірних коефіцієнтів конвективної тепловіддачі та масовіддачі від газових включень до води наведені у роботах [4, 5].

#### **Мета дослідження, постановка задачі**

З вище викладеного випливає, що у більшості відомих конструкцій контактних апаратів реалізується протитокова схема руху теплоносіїв, недоліком якої є низькі швидкості руху газів (1,5–3,6 м/с), обмежені виникненням явища захливання. Внаслідок цього, актуальним є пошук нових технічних рішень для інтенсифікації тепломасообмінних процесів в контактних апаратах. Висока інтенсивність процесів тепломасообміну досягається за рахунок підвищення відносної швидкості руху фаз та збільшення міжфазної поверхні теплообміну у контактних газорідинних апаратах.

В зв'язку із цим в роботі наведена конструкція та методика теплового розрахунку контактного утилізатора теплоти парогазової суміші із супутнім рухом газів та рідини, яка нагрівається у проточному барботажному шарі, побудована на отриманих експериментальних даних для середніх коефіцієнтів переносу, віднесених до величини площі поперечного перерізу труби теплопередавального елемента утилізаційного апарата.

#### **Схема та особливості будови контактного барботажного водонагрівника**

Схема контактного барботажного водонагрівника представлена на рис. 1. Основними складовими частинами якого є: циліндричний корпус 1 з верхнім газовідвідним 2 та нижнім газопідвідним 3 патрубками, між якими встановлено труби 4. Верхня частина вертикальних труб виконана у вигляді дифузорів, при цьому на ділянці вище верхньої трубної дошки вертикальні труби мають перфорацію. Труби закріплені в трубних дошках. Патрубок підведення холодної води 5 розміщено над нижньою трубною дошкою 6. Патрубок відведення нагрітої води 7 розміщено над верхньою трубною дошкою 8 та з'єднано із збірною камерою 9. Під нижньою трубною дошкою 6 розташована додаткова трубна дошка 10 з конфузорами 11 для подачі газів у труби 4. При цьому, між нижньою та додатковою трубними дошками утворено дренажно-конфузорну камеру 12.

Особливістю конструкції даного контактного утилізаційного апарата є використання нового теплопередавального елемента, який виконаний у вигляді перфорованих у нижній частині вертикальних труб закріплених у верхній трубній дошці та у нижній трубній дошці, в просторі між якою та нижнім газовідвідним

патрубком встановлена додаткова трубна дошка з конфузорами для подачі газів у труби, новим є те, що верхня частина вертикальних труб виконана у вигляді дифузорів, при цьому на ділянці вище верхньої трубної дошки вертикальні труби перфоровані.

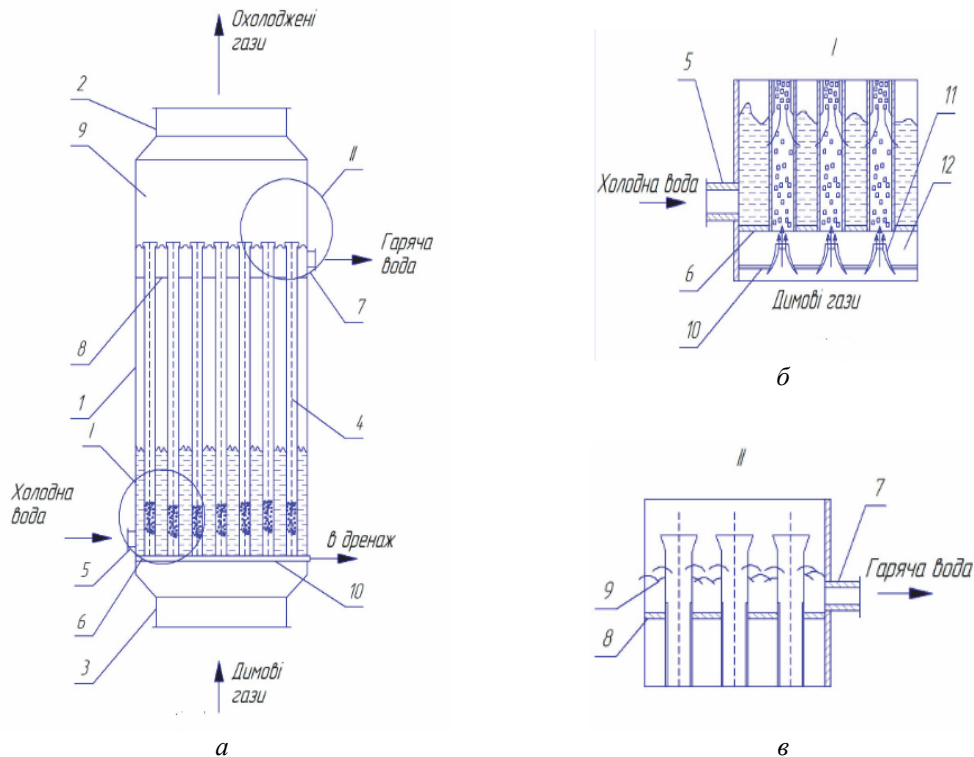


Рис. 1 – Схема контактної барботажної водонагрівника:

*a* – повздовжній розріз; *б* – нижня частина теплопередавального елемента;

*в* – верхня частина теплопередавального елемента;

1 – циліндричний корпус; 2 – верхній газовідвідний патрубок; 3 – верхній газопідвідний патрубок;

4 – вертикальні перфоровані труби; 5 – патрубок підводу холодної води; 6 – нижня трубна дошка;

7 – патрубок відводу гарячої води; 8 – верхня трубна дошка; 9 – збірна камера;

10 – додаткова трубна дошка; 11 – сопла дренажно-конфузорної камери;

12 – дренажно-конфузорна камера

Контактний барботажний водонагрівник працює таким чином: холодна вода підводиться через патрубок 5 в нижню частину нагрівника у простір над нижньою трубною дошкою 6. Гарячі димові газы, проходячи через сопла 11 дренажно-конфузорної камери 12, надходять у перфоровані труби 4, при проходженні перфорованих частин труб вони захоплюють холодну воду, яка знаходиться зовні труб у міжтрубному просторі, і рухаються далі вгору в одному напрямку. За час спільного руху газів та води між ними відбувається теплообмін, в результаті якого вода нагрівається, газы охолоджуються. Охолоджені газы витискають нагріту воду у збірну камеру 9 через отвори перфорованих труб 4, верхні кінці яких виконано у вигляді дифузорів. Із збірної камери 9 гаряча вода через патрубок 7 надходить споживачам. Димові газы відводяться із водонагрівника через газовідвідний патрубок 2.

Конструкція даного теплопередавального елемента контактної нагрівника дозволяє розділити рідину та газы без використання краплеловника, що дозволить зменшити металосмість нагрівника, крім того, зменшаться енерговитрати при зниженні аеродинамічного опору нагрівника.

**Методика теплового розрахунку контактного барботажного водонагрівника**

Перед початком викладення методики теплового розрахунку необхідно відмітити типову для даної задачі картину зміни температури двофазового потоку (раніше наведену в роботі [6]) по висоті труби  $H$  в центрі її перерізу ( $t_0$ ) та безпосередньо біля стінки ( $t_c$ ), яка наведена на рис. 2.

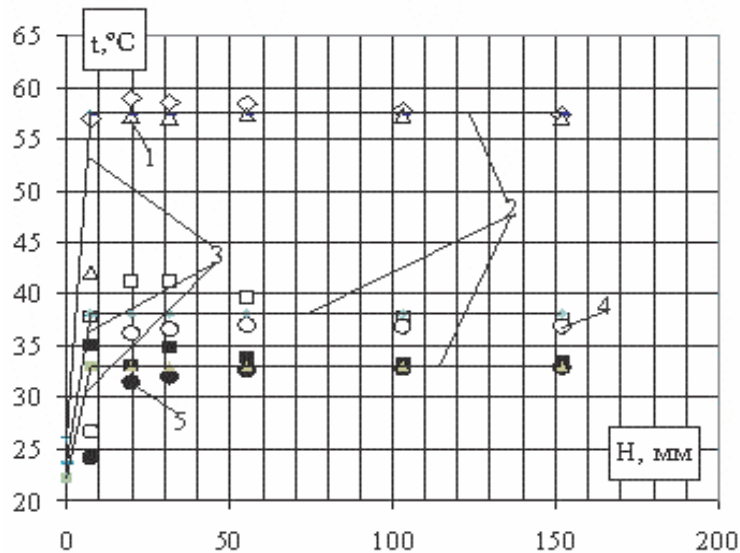


Рис. 2 – Зміна температур  $t_0$  та  $t_c$  при різних режимних параметрах,  $d_{тр} = 0,031$  м:  
 1 –  $t_c$  при  $Q_m = 1,1 \cdot 10^{-5}$  м<sup>2</sup>/с та  $W_{ВХ} = 2,96$  м/с; 2 – графіки  $t_{1ВХ} = \text{const}$  при  $H = 7,6-150$  мм та відповідних режимних параметрах; 3 – графіки лінійної залежності  $t_c = f(H)$  при  $H = 0-7,6$  мм ( $t_c = t_{1ВХ}$  (при  $H = 0$ ) та  $t_c = t_{1ВХ}$  (при  $H = 7,6$  мм)) для відповідних режимних параметрів;  
 4 –  $t_c$  при  $Q_m = 1,17 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с та  $W_{ВХ} = 2,96$  м/с; 5 –  $t_c$  при  $Q_m = 1,17 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с та  $W_{ВХ} = 1,45$  м/с.  
 Інші маркери – температура  $t_0$  при відповідних режимних параметрах

З рис. 2 видно, що при  $H \approx 100$  мм (робоча висота каналу) максимальна різниця цих температур (при однакових режимних параметрах)  $t_0 - t_c$  складає приблизно 2,5 % від  $t_0$ . Враховуючи переважно снарядний режим течії газових включень, можна стверджувати, що температура  $t_c$  буде, швидше всього, характеризувати температуру води проточного барботажного шару біля стінки труби, а температура  $t_0$  – температуру переважно газової суміші всередині включень. За результатами досліджень температури «сухого» ( $t_{2СВІХ}$ ) та «мокрого» ( $t_{2МВІХ}$ ) термометрів для пароповітряної суміші на виході з робочої ділянки приблизно рівні  $t_{2СВІХ} \approx t_{2МВІХ}$ , що дає змогу сформулювати наступну умову, яка пов'язує температуру рідини ( $t_{1ВІХ}$ ) та «сухого» термометра для пароповітряної суміші ( $t_{2СВІХ}$ ) на виході із робочої ділянки для задачі, що розглядається:

$$t_{2СВІХ} \approx t_{1ВІХ} / 0,975. \quad (1)$$

Крім того, задовільна апроксимація графіками 2 та 3 (див. рис. 2) розподілу температури середовища біля стінки труби дозволила отримати наступний вираз для експериментального значення середнього температурного напору між теплоносіями:

$$\Delta \bar{T} = \bar{T}_{\text{СУМ}} - \bar{T}_{\text{ВОД}} = \frac{t_{2СВХ} + t_{2СВІХ}}{2} - \bar{T}_{\text{ВОД}} = \frac{t_{2СВХ} + t_{2СВІХ}}{2} - \frac{0,5(t_{1ВХ} + t_{1ВІХ})7,6 + t_{1ВІХ}92,4}{100},$$

де  $\bar{T}_{\text{СУМ}}$ ,  $\bar{T}_{\text{ВОД}}$  – відповідно середні значення температури газової суміші та води, яка оточує замкнені газові включення;  $t_{1\text{ВХ}}$ ,  $t_{1\text{ВИХ}}$  – відповідно температура рідини на вході та виході з робочої ділянки;  $t_{2\text{СВХ}}$ ,  $t_{2\text{СВИХ}}$  – відповідно значення температури «сухого» термометра на вході та виході із робочої ділянки.

Розрахунки показали, що для всіх без винятку дослідних даних, відношення  $(t_{1\text{ВИХ}} - \bar{T}_{\text{ВОД}}) / t_{1\text{ВИХ}}$  не перевищувало 3 % через незначну питому вагу першої складової чисельника дробу. Ця обставина дозволила прийняти, з достатньою для даних дослідів точністю, що  $\bar{T}_{\text{ВОД}} \approx t_{1\text{ВИХ}}$ , а вираз для визначення середнього температурного напору представити у такому вигляді:

$$\Delta \bar{T} = 0,5(t_{2\text{СВХ}} + t_{2\text{СВИХ}}) - t_{1\text{ВИХ}} \quad (2)$$

Парціальний тиск водяної пари у пароповітряній суміші вдалині від міжфазної поверхні  $P_{\text{ПО}}$  приймався, рівним середньоарифметичній сумі парціальних тисків пари при  $t_{2\text{СВХ}}$  та  $t_{2\text{СВИХ}}$ , а величина середнього парціального тиску пари на поверхні води  $P_{\text{ПВ}}$  також визначалась за температурою води на виході із робочої ділянки каналу  $t_{1\text{ВИХ}}$ .

Традиційне використання в числах подібності в якості характерного лінійного масштабу величини внутрішнього діаметра труби непридатне. Такий масштаб явно не відображає багатоподібності структури газорідної системи, яка розглядається, так межа розділу парогазової та рідкої фаз спонтанно утворюється та руйнується, що створює умови нестійкості системи в цілому. Як правило, такі процеси пов'язані з виникненням хвиль та взаємодій, в яких суттєву роль відіграє вільна енергія межі розділу фаз, характеристикою якої є коефіцієнт поверхневого натягу. При цьому утворюється характерний лінійний масштаб, що характеризує собою відношення сил поверхневого натягу до сил динамічного напору газової суміші на рідину, що оточує газові включення [8]:

$$L = \frac{\sigma}{\rho_C W_{\text{ВХ}}^2}, \quad (3)$$

де  $\sigma$  – коефіцієнт поверхневого натягу, Н/м;  $\rho_C$  – густину парогазової суміші на вході в канал, кг/м<sup>3</sup>;  $W_{\text{ВХ}}$  – приведена швидкість газової суміші в трубі, м/с.

Тоді, вводячи цей лінійний масштаб в канонічні критерії подібності, отримаємо специфічні безрозмірні комплекси, які і будуть характеризувати взаємодію фаз. Так, критерій Рейнольдса в цьому випадку буде мати вигляд:

$$\text{Re}_L = \frac{W_{\text{ВХ}} L}{\nu_C} = \frac{\sigma}{\nu_C \rho_C W_{\text{ВХ}}}, \quad (4)$$

де  $\nu_C$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості суміші, м<sup>2</sup>/с.

В якості робочого елементу утилізаційного апарата розглядається вертикальна труба із внутрішнім діаметром  $d_{\text{ВН}} \leq 32$  мм (критерій Бонда  $\text{Bo} = d_{\text{ВН}} / \delta < 12$ , де  $\delta$  – постійна Лапласа).

Викладена методика розрахунку придатна в діапазоні зміни масового вмісту водяної пари в газовій суміші на вході в утилізаційну установку  $\varepsilon_{\Pi} = 0,062 \dots 0,307$ , числа Рейнольдса для парогазової суміші  $Re_{\Pi GC} = 2800 \dots 14150$  ( $Re_L = 200 \dots 2100$ ), об'ємної густини зрошення  $Q_m = (1,097 \dots 33,5) \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ . Фізичні параметри суміші приймалися при її середній температурі.

Розрахунки наведені у роботі [7] показують, що парціальний тиск водяної пари в димових газах на виході із котлів (при спалюванні природного газу з надлишком повітря, рівним одиниці та при відсутності підсмоктування повітря по газовому тракту котлоагрегату) приблизно рівний  $P_{\Pi} \approx 0,2 \text{ ата}$ , що повністю покривається діапазоном зміни величини  $\varepsilon_{\Pi}$  на вході в утилізаційну установку.

Для розрахунку відомі наступні параметри:

- тиск парогазового потоку,  $B$ , Па ;
- об'ємна витрата парогазової суміші за нормальних термодинамічних умов на вході в контактний теплообмінний апарат,  $V_{\Pi T}$ ,  $\text{м}^3/\text{с}$  ;
- об'ємна витрата води, яка нагрівається,  $V_B$ ,  $\text{м}^3/\text{с}$  ;
- температура води на вході в апарат  $t_{B1}$ ,  $^{\circ}\text{C}$  ;
- температура парогазової суміші на вході в апарат по «сухому» та «мокрому» термометрам  $t_{C1}$ ,  $t_1^M$ ,  $^{\circ}\text{C}$  ;
- температура парогазової суміші на виході з апарата по «сухому» та «вологодому» термометрам  $t_{C2}$ ,  $t_2^M$ ,  $^{\circ}\text{C}$  ;
- внутрішній діаметр труби  $d_{BH}$ , м ;
- вологовміст парогазової суміші на вході в апарат,  $d_1$ , кг/(кг сух. пов.) .

Порядок розрахунку робочого елемента контактного утилізаційного апарата наступний:

1) Для попередження переходу проточного барботажного шару в кільцевий режим течії двофазового потоку приймається величина густини зрошення однієї труби, рівна  $Q_m > 7 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ . Відразу ж визначається витрата води  $V_{B BX}$  на вході в трубу

$$V_{B BX} = \pi d_{BH} Q_m, \quad (5)$$

2) Визначаємо величину витрати суміші на вході в одну трубу

$$V_{CBX} = \pi d_{BH}^2 W_{BX} / 4, \quad (6)$$

де приведено швидкість газової суміші в трубі рекомендується приймати в діапазоні  $W_{BX} = 3 - 5 \text{ м/с}$  (для попередження підвищеного виносу крапель рідини в об'єм газових включень).

3) Визначається кількість труб  $n$ , шт., в теплоутилізаторі

$$n = V_{\Pi T} / V_{CBX}. \quad (7)$$

4) Визначається значення парціального тиску пари в суміші  $P_{\text{п}}$  на вході в апарат та температура точки роси  $t_{\text{ТР1}}$  (по таблицям термодинамічних властивостей води і водяної пари)

$$P_{\text{п}} = \frac{Bd_1}{0,622 + d_1}, \quad (8)$$

5) Визначається масова частка газу в парогазовій суміші

$$\varepsilon_{\text{Г}} = \varepsilon_{\text{ПОВ}} = \frac{P_{\text{С}} - P_{\text{п}}}{P_{\text{С}}}, \quad (9)$$

де  $P_{\text{С}}$  – загальний тиск суміші, Па.

6) Визначається коефіцієнт теплопровідності парогазової суміші

$$\lambda_{\text{С}} \approx \lambda_{\text{п}}(1 - \varepsilon_{\text{Г}}) + \lambda_{\text{Г}}\varepsilon_{\text{Г}}, \quad (10)$$

де  $\lambda_{\text{п}}, \lambda_{\text{Г}}$  – відповідно коефіцієнти теплопровідності пари та газів, що не конденсуються (приймаються по середній температурі суміші).

7) Визначаємо густину парогазової суміші на вході в канал

$$\rho_{\text{С}} = \rho_0 \frac{273}{T} \left( \frac{B}{760} - 0,378 \frac{P_{\text{п}}}{760} \right), \quad (11)$$

де  $T$  – абсолютна температура суміші, К;  $\rho_0 = 1,293 \text{ кг/м}^3$  – густина повітря за нормальних термодинамічних умов; відповідні значення тисків підставляються в мм. рт. ст.

8) Визначається коефіцієнт динамічної в'язкості суміші

$$\mu_{\text{С}} = \frac{(1 - \varepsilon_{\text{ПОВ}})\mu_{\text{п}} + 1,61\varepsilon_{\text{ПОВ}}\mu_{\text{ПОВ}}}{1 + 0,61\varepsilon_{\text{ПОВ}}}, \quad (12)$$

де  $\mu_{\text{п}}, \mu_{\text{ПОВ}}$  – відповідно динамічний коефіцієнт в'язкості водяної пари та газів, що не конденсуються, Па·с.

9) Розраховується кінематичний коефіцієнт в'язкості суміші

$$\nu_{\text{С}} = \mu_{\text{С}} / \rho_{\text{С}}. \quad (13)$$

10) Задаються величиною температури води в кінці робочої висоти каналу  $t_{\text{В2}}$ , °С та визначається загальний тепловий потік

$$Q = Q_{\text{КОНВ}} + Q_{\text{КОНД}} = \rho_{\text{В}} \cdot V_{\text{ВВХ}} \cdot c_{\text{П}} \cdot (t_{\text{В2}} - t_{\text{В1}}), \quad (14)$$

де  $\rho_B$  – густина води на вході в контактний теплообмінний апарат,  $\text{кг/м}^3$ .

Далі розрахунок буде проводитися методом послідовних наближень. При цьому необхідно мати на увазі, що температура води на виході з робочої ділянки  $t_{B2}$ ,  $^{\circ}\text{C}$  не повинна перевищувати температуру «сухого» термометра для парогазової суміші ( $t_{C2}$ ,  $^{\circ}\text{C}$ ) на виході із робочої ділянки.

11) Розраховується середній перепад температур між газовою сумішшю та водою

$$\Delta \bar{T} = 0,5 \cdot (t_{C1} + t_{C2}) - t_{B2}. \quad (15)$$

12) Середній безрозмірний коефіцієнт конвективної тепловіддачі

$$\overline{\text{Nu}}_{KL} = \frac{\bar{\alpha}_{\text{КОНВ}} \sigma}{\lambda_C \rho_C W_{\text{ВХ}}^2} = (2,2 \text{Re}_L - 51,4) \varphi^{0,18}, \quad (16)$$

де  $\varphi$  – відносна вологість пароповітряної суміші на вході у робочу ділянку, %.

13) Визначаємо середній коефіцієнт конвективної тепловіддачі

$$\bar{\alpha}_{\text{КОНВ}} = \frac{\overline{\text{Nu}}_{KL} \lambda_C}{S_p}, \quad (17)$$

де  $S_p = \pi d_{\text{ВН}}^2 / 4$  – площа поперечного перерізу робочого каналу,  $\text{м}^2$ .

14) Визначається конвективний тепловий потік

$$Q_{\text{КОНВ}} = \bar{\alpha}_{\text{КОНВ}} \Delta \bar{T} S_p. \quad (18)$$

15) Визначаємо конденсаційну складову загального теплового потоку

$$Q_{\text{КОНД}} = Q - Q_{\text{КОНВ}}. \quad (19)$$

16) Визначаємо коефіцієнт дифузії

$$D = 0,226 \cdot 10^{-4} \left( \frac{T}{273} \right)^{1,8}. \quad (20)$$

17) Середній безрозмірний коефіцієнт масовіддачі від замкнених газових утворень до води при супутньому їх русі у вертикальній трубі

$$\overline{\text{Nu}}_{DL} = \frac{\bar{\beta} \sigma}{D \rho_C W_{\text{ВХ}}^2} = 0,297 \text{Re}_L^{1,23} \varphi^{0,15}. \quad (21)$$

18) Середній коефіцієнт масовіддачі



$$\bar{\beta} = \frac{\overline{Nu}_{DL} D}{S_p}. \quad (22)$$

19) Середній коефіцієнт масовіддачі, віднесений до різниці парціальних тисків

$$\bar{\beta}_p = \frac{\mu_{H_2O}}{R_\mu} \cdot \frac{\bar{\beta}}{T}, \quad (23)$$

де  $\mu_{H_2O} = 18$  – молекулярна маса водяної пари, кг/кмоль;  $R_\mu = 8314$  – універсальна газова постійна, Дж/(кмоль·К);  $T$  – середня абсолютна температура суміші, К.

20) Визначаємо густину потоку маси

$$j_\Pi = \bar{\beta}_p \cdot (P_{\Pi O} - P_{\Pi BOДИ}), \quad (24)$$

де  $P_{\Pi O}$  – парціальний тиск пари в пароповітряній суміші удалині від поверхні води, дорівнює середньоарифметичній сумі парціальних тисків пари при  $t_{C1}$  (при температурі точки роси при  $d_1$ ) і  $t_{C2}$  (при температурі точки роси при  $d_2$ );  $P_{\Pi BOДИ}$  – середній парціальний тиск на поверхні води, визначається по температурі води в кінці робочої висоти каналу  $t_{B2}$ .

21) Розраховуємо кількість водяної пари, що повинна сконденсуватися

$$\Delta G_K = j_\Pi S_p. \quad (25)$$

22) Визначаємо конденсаційну складову загального потоку теплоти

$$Q_{\text{конд}} = \Delta G_K r, \quad (26)$$

де  $r = 2501$  кДж/кг – питома теплота конденсації водяної пари.

Порівнюємо дві величини конденсаційної складової теплового балансу. Першу, яка отримана після розрахунку конвективної складової  $Q_{\text{конв}}$  та загального потоку теплоти (пункт 15), та другу – розраховану по масовіддачі (пункт 22) і яка враховує величину рухомої сили (різниця парціальних тисків), яка виникає при цьому. Якщо небаланс цих величин не перевищує 2–4 %, то розрахунок робочого елемента теплоутилізаційного апарата в частині тепло- і масообміну можна вважати завершеним, а при більшому небалансі, необхідно повернутись до пункту 10 викладеної методики розрахунку, перезадатись величиною  $t_{B2}$  та повторити розрахунок починаючи із пункту 10.

23) Визначаємо величину вологовмісту пароповітряної суміші на виході із робочого каналу

$$d_2 = d_1 - \frac{\Delta G_K}{\rho_0 V_C}. \quad (27)$$

### Висновки

1) Запропонована конструкція контактного утилізатора теплоти із проточним барботажем шаром дозволяє інтенсифікувати процеси тепломасообміну у контактних газорідних апаратах, має меншу металоємність, а також зменшені енерговитрати за рахунок зниження аеродинамічного опору водонагрівника.

2) Володіючи вихідними даними, які перераховані у методиці теплового розрахунку, можна отримати теплопродуктивність та режимні характеристики, включно з параметрами теплоносіїв на вході та виході, утилізаційної установки із проточним барботажем шаром.

**Список літератури:** 1. Аронов, И. З. Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа [Текст] / И. З. Аронов. – Ленинград : Недра, 1990. – 280 с. 2. Деклараційний патент на корисну модель № 22852 України, МПК F24H6/00. Нагрівник текучої рідини / Безродний М. К., Назарова І. О., Костюк О. П. ; Заявник та власник Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут». – № u2006 13907 ; заявл. 27.12.2006 ; опубл. 25.04.2007, Бюл. № 5. 3. Безродний, М. К. Гидродинамика проточного барботажного слоя в вертикальном канале [Текст] / М. К. Безродный, П. А. Барабаш, И. А. Назарова, А. П. Костюк // Промышленная теплотехника. – 2009. – Т. 31, № 4. – С. 27–33. – ISSN 0204-3602. 4. Безродний, М. К. Контактный тепломасообмен в проточном барботажном слое. Часть 1. Теплоотдача [Текст] / М. К. Безродный, А. П. Костюк, Н. Н. Голяяд, П. А. Барабаш // Промышленная теплотехника. – 2011. – Т. 33, № 6. – С. 39–45. – ISSN 0204-3602. 5. Безродний, М. К. Контактный тепломасообмен в проточном барботажном слое. Часть 2. Массоотдача [Текст] / М. К. Безродный, А. П. Костюк, Н. Н. Голяяд, П. А. Барабаш // Промышленная теплотехника. – 2012. – Т. 34, № 2. – С. 33–39. – ISSN 0204-3602. 6. Безродний, М. К. Тепло- і масовіддача при охолодженні парогазової суміші в проточному барботажному контактному апараті [Текст] / М. К. Безродний, М. Н. Голяяд, П. О. Барабаш, О. Б. Голубев, І. О. Назарова, О. П. Костюк // Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика. – 2009. – Вип. 1. Дніпропетровськ : Нова ідеологія. – С. 34–45. – ISSN 2077-1134. 7. Юрєнев, В. Н. Теплотехнический справочник [Текст] : справ. в 2-х т. / В. Н. Юрєнев, П. Д. Лебедев. – М. : Энергия, 1976. – Т. 2. – 895 с. 8. Кутателадзе, С. С. Тепломасообмен и волны в газожидкостных системах [Текст] / С. С. Кутателадзе, В. Е. Накоряков. – Новосибирск : Наука, 1984. – 301 с.

**Bibliography (transliterated):** 1. Aronov, Y. Z. *Kontaktnij nagrev vody produktamy sgoranyja pryrodnogo gaza*. Leningrad : Nedra, 1990. Print. 2. Bezrodnyj, M. K., I. O. Nazarova, and O. P. Kostyuk. *Nagrivnyk tekuchoi' ridyny*. Nacional'nyj Tehnichnyj Universytet Ukraïny "Kyï'vs'kyj Politehnicnyj Instytut", assignee. Patent 22852. 25 Apr. 2007. Print. 3. Bezrodnyj, M. K., et al. "Gidrodinamika protochnogo barbotazhnogo sloja v vertikal'nom kanale." *Promyshlennaja teplotehnika* 31.4. (2009): 27–33. ISSN 0204-3602. Print. 4. Bezrodnyj, M. K., et al. "Kontaktnyj teplomasoobmen v protochnom barbotazhnom sloe. Chast' 1. Teplotdacha." *Promyshlennaja teplotehnika* 33.6. (2011): 39–45. ISSN 0204-3602. Print. 5. Bezrodnyj, M. K., et al. "Kontaktnyj teplomasoobmen v protochnom barbotazhnom sloe. Chast' 2. Massootdacha." *Promyshlennaja teplotehnika* 34.2. (2012): 33–39. ISSN 0204-3602. Print. 6. Bezrodnyj, M. K., et al. "Teplo- i masoviddacha pry oholodzhenni parogazovoi' sumishi v protochnomu barbotazhnomu kontaktному aparati." *Tehnicna teplofizyka ta promyslova teploenergetyka*. Vol. 1. Dnipropetrovsk : Nova ideologija, 2009. 34–45. ISSN 2077-1134. Print. 7. Jurenev, V. N., and P. D. Lebedev. *Teplotehnicheskij spravocnik* Vol. 2. Moscow : Jenergija, 1976. Print. 8. Kutateladze, S. S., and V. E. Nakorjakov. *Teplomassoobmen i volny v gazozhidkostnyh sistemah*. Novosibirsk : Nauka, 1984. Print.

Надійшла (received) 11.01.2015