

УДК 621.184.54

Герщуні О.Н., Ніщик О.П.

Національний технічний університет України „Київський політехнічний інститут”

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ТЕПЛОПЕРЕДАЮЧОЇ ЗДАТНОСТІ ТЕПЛООБМІННИКІВ  
ВИПАРОВУВАЛЬНО-КОНДЕНСАЦІЙНОГО ТИПУ ТА РЕКУПЕРАТИВНИХ  
ТРУБЧАТИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ

Проведено порівняльний аналіз теплопередаючої здатності теплообмінників випаровувально-конденсаційного типу та рекуперативних трубчатих теплообмінників. Отримано та проаналізовано співвідношення теплопередаючих характеристик вказаних теплообмінників типу "газ - газ" в залежності від їх конструктивних параметрів і теплофізичних характеристик процесів теплопередачі.

Проведен сравнительный анализ теплопередающей способности теплообменников испарительно-конденсационного типа и рекуперативных трубчатых теплообменников. Получены и проанализированы соотношения теплопередающих характеристик указанных теплообменников типа "газ - газ" в зависимости от их конструктивных параметров и теплофизических характеристик процессов теплопередачи.

A comparative analysis of heat-transfer capabilities of evaporation-condensation type heat exchangers and recuperative tube-type heat exchangers has been carried out. Relationships between heat-transfer characteristics of the specified heat exchangers of "gas - gas" type subject to their design parameters and thermalphysic characteristics of heat transfer processes have been obtained and analyzed.

$a$  – ширина прохідного перерізу теплообмінника;

$C_1, C_2$  – водяні еквіваленти теплообмінюючих середовищ;

$d_{\text{вн}}$  – внутрішній діаметр труби;

$d_{\text{зовн}}$  – зовнішній діаметр труби (діаметр основи оребрення);

$F_{\text{и}}, F_{\text{к}}$  – площі поверхні теплообміну в зонах випаровування і конденсації всіх теплових труб;

$F_{\text{прод}}, F_{\text{поп}}$  – площі живих перерізів для проходження гріючих газів в рекуперативному трубчатому теплообміннику і в теплообміннику ВКТ;

$F_{\text{1ТР}}$  – площа внутрішньої поверхні всіх труб по потоку гріючих газів в рекуперативному трубчатому теплообміннику;

$F_{\text{2ТР}}$  – площа оребреної поверхні всіх труб по потоку газів, що нагріваються, в рекуперативному трубчатому теплообміннику;

$F_{\text{1ТТТ}}, F_{\text{2ТТТ}}$  – площі оребреної поверхні всіх теплових труб по потоках гріючих газів і газів, що нагріваються, в теплообміннику ВКТ;

$h_p$  – висота ребра;

$K_d = d_{\text{зовн}} / d_{\text{вн}}$ ;

$K_F$  – відношення площі живого перерізу для проходження гріючих газів до відповідної повної площі перерізу при поперечному омиванні пакета оребрених теплових труб;

$L$  – довжина труби;

$n_{\text{ТР}}$  – загальна кількість труб в пакеті;

$Pr$  – число Прандтля;

$Q_{\text{ТТТ}}, Q_{\text{ТР}}$  – теплові потоки, що передаються теплообмінником ВКТ і рекуперативним трубчатим теплообмінником;

$Re$  – число Рейнольдса;

$S_1, S_2$  – поперечний і повздовжній кроки труб;

$t_1, t_2$  – температури гріючих газів і газів, що нагріваються;

$t_p$  – крок оребрення;

$W_{\text{поп}}$  – швидкість поперечного потоку гріючих газів в живому перерізі пакета оребрених теплових труб;

$W_{\text{прод}}$  – швидкість потоку гріючих газів при повздовжньому омиванні всередині труб рекуперативного трубчатого теплообмінника;

$Z_2$  – кількість рядів труб по ходу потоку;

$\alpha_{\text{и}}, \alpha_{\text{к}}$  – середні коефіцієнти теплообміну в зо-

- нах випаровування та конденсації теплових труб відповідно;
- $\alpha_{1\text{ТР}}$  – середній коефіцієнт тепловіддачі від потоку гріючих газів, який повздовжньо омиває внутрішню поверхню труб, до цієї поверхні;
- $\alpha_{2\text{ТР}}$  – середній приведений коефіцієнт тепловіддачі від оребреної поверхні труб до потоку газу, який поперечно омиває цю оребрену поверхню;
- $\alpha_{1\text{ТТТ}}$  – середній приведений коефіцієнт тепловіддачі при поперечному омиванні потоком гріючих газів оребреної поверхні теплових труб;
- $\alpha_{2\text{ТТТ}}$  – середній приведений коефіцієнт тепловіддачі від оребреної поверхні теплових труб до потоку газів, що поперечно омиває цю поверхню;

Існуючий в Україні значний потенціал утилізації теплоти викидних потоків, який в натуральному вираженні приблизно складає 14 млн. т у.п. на рік, а у вартісному – 20 млрд. грн. на рік, реалізується в незначній мірі [1]. Основною технічною причиною такого становища є недосконалість традиційних типів теплообмінних апаратів-теплоутилізаторів, конструктивні, енергетичні та енергоекономічні характеристики яких не дозволяють забезпечити раціональне (а часто і будь-яке) їх компонування на об'єктах застосування і призводять до економічно неприйнятних капітальних та експлуатаційних витрат і термінів їх окупності.

Аналіз стану розробок в галузі теплопередаючих систем показує, що зазначених недоліків позбавлені теплоутилізаційні системи на основі теплообмінників з теплопередаючими елементами випарувально-конденсаційного типу (ВКТ) з проміжним двофазним теплоносієм. Дослідженням теплофізичних процесів в таких теплообмінних апаратах, розробкам і практичним застосуванням у даному напрямку присвячена велика кількість робіт, наприклад [2, 3]. Такі теплообмінні апарати мають ряд теплофізичних, технологічних

- $\overline{\Delta T}_{\text{ПРОТ}_1}, \overline{\Delta T}_{\text{ПРОТ}_2}$  – середні температурні напори при протічанні для теплообмінника ВКТ і для рекуперативного трубчатого теплообмінника відповідно;
- $\overline{\Delta T}_{\text{ТТТ}}, \overline{\Delta T}_{\text{ТР}}$  – середні температурні напори теплопередачі між потоками для теплообмінника ВКТ і рекуперативного трубчатого теплообмінника відповідно;
- $\delta_p$  – товщина ребра;
- $\varepsilon_{\Delta t}$  – поправка на змішаний тік;
- $\lambda_1, \nu_1$  – середні значення коефіцієнтів теплопровідності та кінематичної в'язкості гріючих газів;
- $\Sigma R_{\text{ТТТ}}, \Sigma R_{\text{ТР}}$  – сумарні термічні опори теплопередачі для теплообмінника ВКТ і рекуперативного трубчатого теплообмінника відповідно;
- $\phi$  – коефіцієнт поперечного оребрення.

та експлуатаційних переваг в порівнянні з традиційними типами теплообмінників.

Метою даної роботи є отримання закономірностей для визначення порівняльних співвідношень характеристик теплопередаючої здатності теплообмінників ВКТ на основі теплових труб чи двофазних термосифонів (надалі – теплових труб) і рекуперативних трубчатих теплообмінників.

Умови проведення такого порівняння мають бути коректними. Тому при його виконанні були прийняті наступні умови та правомірні припущення:

1. По типу теплообмінюючих середовищ розглядаються теплообмінники "газ – газ".
2. Обмеженням теплопередаючої здатності теплообмінника ВКТ є обмеження за термодинамічними умовами.
3. Рекуперативний трубчатий теплообмінник – одноходовий по гріючим газам та двоходовий по газам, що нагріваються (рис. 1), а теплообмінник ВКТ одноходовий по обох потоках (рис. 2). На схемах індекси 1 і 2 відносяться до потоків гріючих газів і газів, що нагріваються, відповідно, а позначення (') і (') відносяться до величин на вході в теплообмінник і на виході з

нього відповідно.

4. Матеріал, кількість та розміри труб, тип та параметри оребрення для обох схем однакові. Розміщення труб в пакетах (шахове) та кроки  $S_1$  і  $S_2$  однакові.

5. Трубні дошки ділять довжину труб навпіл.

6. Термічні опори теплопровідності стінок

труб і контакту оребрення з трубами для обох схем є відповідно однаковими, відносно малими величинами і в сумарних термічних опорах теплопередачі не враховуються.

7. Масові витрати відповідних потоків, а також відповідні водяні еквіваленти однакові.

8. Відповідні температури потоків на вході однакові.

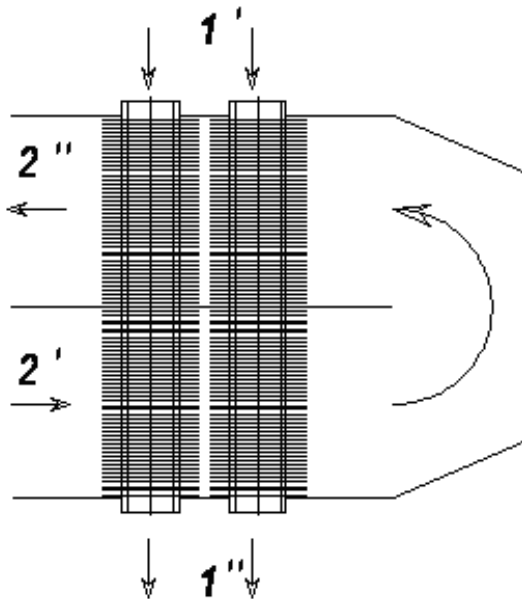


Рис. 1. Схема рекуперативного трубчатого теплообмінника.

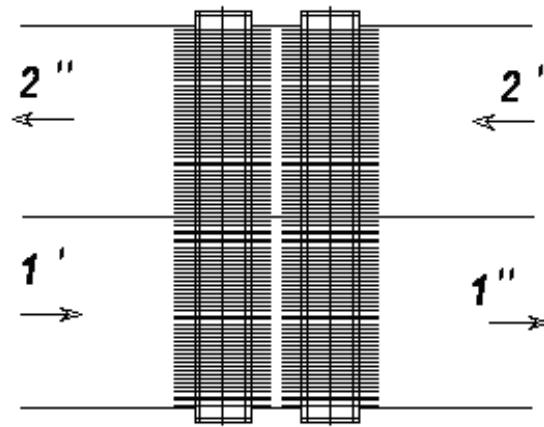


Рис. 2. Схема теплообмінника ВКТ.

Для схем, що розглядаються, мають місце наступні співвідношення геометричних характеристик:

$$\frac{F_{2\text{ТР}}}{F_{1\text{ТР}}} = \frac{d_{\text{зовн}}}{d_{\text{вн}}} \cdot \varphi = K_d \cdot \varphi ; \quad (1)$$

$$F_{\text{И}} = F_{\text{К}} = 0,5 F_{1\text{ТР}} ; \quad (2)$$

$$\frac{F_{1\text{ТР}}}{F_{1\text{ТТТ}}} = \frac{2}{\varphi \cdot K_d} ; \quad (3)$$

$$\frac{F_{1\text{ТР}}}{F_{2\text{ТТТ}}} = \frac{2}{\varphi \cdot K_d} . \quad (4)$$

Крім того, запишемо:

$$\alpha_{2\text{ТР}} = \alpha_{2\text{ТТТ}} = \alpha_2 ; \quad (5)$$

$$\frac{\alpha_{\text{К}}}{\alpha_{2\text{ТТТ}}} = \frac{\alpha_{\text{К}}}{\alpha_2} = K_{\text{К}} ; \quad (6)$$

$$\frac{\alpha_{\text{И}}}{\alpha_{1\text{ТТТ}}} = K_{\text{И}} . \quad (7)$$

Величини теплових потоків, що передаються теплообмінником ВКТ і рекуперативним трубчатим теплообмінником, запишемо у вигляді:

$$Q_{\text{ТТТ}} = \frac{\overline{\Delta T}_{\text{ТТТ}}}{\Sigma R_{\text{ТТТ}}}; \quad (8)$$

$$Q_{\text{ТР}} = \frac{\overline{\Delta T}_{\text{ТР}}}{\Sigma R_{\text{ТР}}}. \quad (9)$$

Розглянемо величини  $\overline{\Delta T}_{\text{ТТТ}}$  і  $\overline{\Delta T}_{\text{ТР}}$ :

$$\overline{\Delta T}_{\text{ТТТ}} = \overline{\Delta T}_{\text{ПРОТ}_1}; \quad (10)$$

$$\overline{\Delta T}_{\text{ТР}} = \overline{\Delta T}_{\text{ПРОТ}_2} \cdot \varepsilon_{\Delta}. \quad (11)$$

Приймаючи в якості середніх температурних напорів середньоарифметичні температурні напори, отримаємо:

$$\overline{\Delta T}_{\text{ПРОТ}} = \frac{(t'_1 - t'_2) + (t''_1 - t''_2)}{2}, \quad (12)$$

де

$$t''_1 = t'_1 - \frac{Q}{C_1}; \quad (13)$$

$$t''_2 = t'_2 + \frac{Q}{C_2}. \quad (14)$$

Підставляючи (13), (14) в (12), величини  $\overline{\Delta T}_{\text{ПРОТ}_1}$  і  $\overline{\Delta T}_{\text{ПРОТ}_2}$  запишемо у вигляді:

$$\overline{\Delta T}_{\text{ПРОТ}_1} = (t'_1 - t'_2) - Q_{\text{ТТТ}} \left( \frac{1}{2C_1} + \frac{1}{2C_2} \right); \quad (15)$$

$$\overline{\Delta T}_{\text{ПРОТ}_2} = (t'_1 - t'_2) - Q_{\text{ТР}} \left( \frac{1}{2C_1} + \frac{1}{2C_2} \right). \quad (16)$$

Тоді рівняння (10), (11) запишуться:

$$\overline{\Delta T}_{\text{ТТТ}} = (t'_1 - t'_2) - Q_{\text{ТТТ}} \left( \frac{1}{2C_1} + \frac{1}{2C_2} \right); \quad (17)$$

$$\overline{\Delta T}_{\text{ТР}} = \left[ (t'_1 - t'_2) - Q_{\text{ТР}} \left( \frac{1}{2C_1} + \frac{1}{2C_2} \right) \right] \varepsilon_{\Delta}. \quad (18)$$

Величина  $\varepsilon_{\Delta} \approx 0,75 \dots 0,85$  (по номограмі № 21, крива № 2 при  $P = 0,6 \dots 0,7$ ;  $R \approx 1,2$  [4]).

Підставляючи (17) в (8), отримаємо:

$$Q_{\text{ТТТ}} = \frac{t'_1 - t'_2}{\Sigma R_{\text{ТТТ}} + \frac{1}{2C_1} + \frac{1}{2C_2}}. \quad (19)$$

Підставляючи (18) в (9), отримаємо:

$$Q_{\text{ТР}} = \frac{t'_1 - t'_2}{\Sigma R_{\text{ТР}} + \left( \frac{1}{2C_1} + \frac{1}{2C_2} \right) \varepsilon_{\Delta}} \cdot \varepsilon_{\Delta}. \quad (20)$$

Тоді відношення теплових потоків  $Q_{\text{ТТТ}}$  та  $Q_{\text{ТР}}$  має вигляд:

$$\frac{Q_{\text{ТТТ}}}{Q_{\text{ТР}}} = \frac{\Sigma R_{\text{ТР}} + \left( \frac{1}{2C_1} + \frac{1}{2C_2} \right) \varepsilon_{\Delta}}{\varepsilon_{\Delta} \cdot \Sigma R_{\text{ТТТ}} + \left( \frac{1}{2C_1} + \frac{1}{2C_2} \right) \varepsilon_{\Delta}} \quad (21)$$

або

$$\frac{Q_{\text{ТТТ}}}{Q_{\text{ТР}}} = \frac{\Sigma R_{\text{ТР}}}{\varepsilon_{\Delta} \cdot \Sigma R_{\text{ТТТ}}} \frac{1 + \varepsilon_{\Delta} \frac{\frac{1}{2C_1} + \frac{1}{2C_2}}{\Sigma R_{\text{ТР}}}}{1 + \frac{\frac{1}{2C_1} + \frac{1}{2C_2}}{\Sigma R_{\text{ТТТ}}}}. \quad (22)$$

З формули (22) видно, що відношення  $Q_{\text{ТТТ}}/Q_{\text{ТР}}$  можна представити добутком двох безрозмірних величин, а саме:

$$\frac{\Sigma R_{\text{ТР}}}{\varepsilon_{\Delta} \cdot \Sigma R_{\text{ТТТ}}} \quad \text{і} \quad \frac{1 + \varepsilon_{\Delta} \frac{\frac{1}{2C_1} + \frac{1}{2C_2}}{\Sigma R_{\text{ТР}}}}{1 + \frac{\frac{1}{2C_1} + \frac{1}{2C_2}}{\Sigma R_{\text{ТТТ}}}}.$$

Розглянемо та проаналізуємо ці безрозмірні величини.

Спочатку розглянемо величину  $\frac{\Sigma R_{\text{ТР}}}{\varepsilon_{\Delta} \cdot \Sigma R_{\text{ТТТ}}}$ .

Аналіз показує, що саме ця величина в основному і визначає величину  $Q_{ТТТ}/Q_{ТР}$ . Крім того, як видно з формули (21), при  $\Sigma R_{ТР} > \varepsilon_{\Delta t} \cdot \Sigma R_{ТТТ}$  (або  $\frac{\Sigma R_{ТР}}{\varepsilon_{\Delta t} \cdot \Sigma R_{ТТТ}} > 1$ ) маємо  $Q_{ТТТ} > Q_{ТР}$  (або

$Q_{ТТТ}/Q_{ТР} > 1$ ), що означає перевагу теплообмінника ВКТ над рекуперативним трубчатим теплообмінником за теплопередаючою здатністю.

Величини  $\Sigma R_{ТР}$ ,  $\Sigma R_{ТТТ}$  мають вигляд:

$$\Sigma R_{ТР} = \frac{1}{\alpha_{1ТР} F_{1ТР}} + \frac{1}{\alpha_{2ТР} F_{2ТР}} = \frac{1}{F_{1ТР}} \left( \frac{1}{\alpha_{1ТР}} + \frac{1}{\alpha_2 K_d \cdot \varphi} \right); \quad (23)$$

$$\Sigma R_{ТТТ} = \frac{1}{\alpha_{1ТТТ} F_{1ТТТ}} + \frac{1}{\alpha_{2ТТТ} F_{2ТТТ}} + \frac{1}{\alpha_{и} F_{и}} + \frac{1}{\alpha_{к} F_{к}} \quad (24)$$

або

$$\Sigma R_{ТТТ} = \frac{2}{F_{1ТР}} \left( \frac{1}{\alpha_{1ТТТ} \varphi K_d} + \frac{1}{\alpha_2 \varphi K_d} + \frac{1}{\alpha_{1ТТТ} K_{и}} + \frac{1}{\alpha_2 K_{к}} \right). \quad (25)$$

Тоді відношення сумарних термічних опорів теплопередачі для рекуперативного трубчатого теплообмінника і теплообмінника ВКТ має вигляд:

$$\frac{\Sigma R_{ТР}}{\Sigma R_{ТТТ}} = \frac{1}{2} \frac{\frac{1}{\alpha_{1ТР}} + \frac{1}{\alpha_2 \varphi K_d}}{\frac{1}{\alpha_{1ТТТ} \varphi K_d} + \frac{1}{\alpha_2 \varphi K_d} + \frac{1}{\alpha_{1ТТТ} K_{и}} + \frac{1}{\alpha_2 K_{к}}}. \quad (26)$$

Знайдемо залежність між  $\alpha_{1ТР}$  і  $\alpha_{1ТТТ}$ . Величини  $\alpha_{1ТР}$  і  $\alpha_{1ТТТ}$  визначаються формулами в [4] і [5] відповідно:

$$\alpha_{1ТР} = 0,023 \frac{\lambda_1}{d_{ВН}} \text{Re}_{d_{ВН}}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot \psi_{загр}; \quad (27)$$

$$\alpha_{1ТТТ} = 1,13 C_z C_q \frac{\lambda_1}{d_{ЗОВН}} \text{Re}_{d_{ЗОВН}}^m \cdot \text{Pr}^{0,33} \cdot \psi_{загр} K_{ПРИВ}, \quad (28)$$

де коефіцієнти  $C_z$ ,  $C_q$  і показник  $m$  визначені в роботі [5].

Враховуючи, що  $m = f\left(\frac{S_1}{S_2}; \varphi\right)$ , для даних умов  $m = 0,68 \dots 0,74$ . Приймаємо  $m = 0,72$ , і тоді:

$$\alpha_{1ТТТ} = 1,13 C_z C_q \frac{\lambda_1}{d_{ЗОВН}} \text{Re}_{d_{ЗОВН}}^{0,8} \text{Re}_{d_{ЗОВН}}^{-0,08} \text{Pr}^{0,33} \cdot \psi_{загр} K_{ПРИВ}. \quad (29)$$

Відношення  $\alpha_{1ТТТ}$  і  $\alpha_{1ТР}$  має вигляд:

$$\frac{\alpha_{\text{ГТТ}}}{\alpha_{\text{ТР}}} = \frac{1,13}{0,023} C_Z C_q \frac{d_{\text{ВН}}}{d_{\text{ЗОВН}}} \left( \frac{\text{Re}_{d_{\text{ЗОВН}}}}{\text{Re}_{d_{\text{ВН}}}} \right)^{0,8} \cdot \text{Re}_{d_{\text{ЗОВН}}}^{-0,08} \cdot \text{Pr}^{-0,07} K_{\text{ПРИВ}} \quad (30)$$

Для задачи, що розглядається,  $C_Z = 1$ ;  $\text{Pr}^{-0,07} \approx 1,05$ ;  $K_{\text{ПРИВ}} \approx 0,95$ . Розглянемо величину  $\text{Re}_{d_{\text{ЗОВН}}}^{-0,08}$ :

$$\text{Re}_{d_{\text{ЗОВН}}}^{-0,08} = \left( \frac{W_{\text{ПОП}} \cdot d_{\text{ЗОВН}}}{\nu_1} \right)^{-0,08}$$

Для даної задачі  $W_{\text{ПОП}} = 5 \dots 15$  м/с;  $d_{\text{ЗОВН}} = (20 \dots 40) \cdot 10^{-3}$  м;  $\nu_1 = (25 \dots 50) \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с.

Тоді  $\text{Re}_{d_{\text{ЗОВН}}}^{-0,08} = 0,54 \dots 0,45$ . Приймаємо  $\text{Re}_{d_{\text{ЗОВН}}}^{-0,08} = 0,5$ .

Враховуючи, що

$$\left( \frac{\text{Re}_{d_{\text{ЗОВН}}}}{\text{Re}_{d_{\text{ВН}}}} \right)^{0,8} = \left( \frac{W_{\text{ПОП}}}{W_{\text{ПРОД}}} \right)^{0,8} \cdot \left( \frac{d_{\text{ЗОВН}}}{d_{\text{ВН}}} \right)^{0,8},$$

а  $\left( \frac{d_{\text{ВН}}}{d_{\text{ЗОВН}}} \right)^{0,2} \approx 0,95$ , формула (30) прийме вигляд:

$$\frac{\alpha_{\text{ГТТ}}}{\alpha_{\text{ТР}}} = 23,3 C_q \left( \frac{W_{\text{ПОП}}}{W_{\text{ПРОД}}} \right)^{0,8} \quad (31)$$

Розглянемо відношення  $\frac{W_{\text{ПОП}}}{W_{\text{ПРОД}}}$ :

$$\frac{W_{\text{ПОП}}}{W_{\text{ПРОД}}} = \frac{F_{\text{ПРОД}}}{F_{\text{ПОП}}} = \frac{n_{\text{ТР}} \pi d_{\text{ВН}}^2}{4 \cdot 0,5 \cdot L \cdot a \cdot K_F} = \frac{Z_2 \pi d_{\text{ВН}}^2}{2 S_1 L \cdot K_F}, \quad (32)$$

де  $n_{\text{ТР}} = \frac{a}{S_1} Z_2$ ; (33)

$$K_F = 1 - \left( \frac{d_{\text{ЗОВН}}}{S_1} + \frac{2h_p \delta_p}{S_1 t_p} \right) \quad (34)$$

Приймаючи  $S_1 - d_{\text{ЗОВН}} = 2,3h_p$ , що є практично правомірним, отримаємо:

$$\frac{W_{\text{ПОП}}}{W_{\text{ПРОД}}} = \frac{\pi}{2} \frac{Z_2 d_{\text{ВН}}^2}{L(S_1 - d_{\text{ЗОВН}} - \frac{2h_p \delta_p}{t_p})} = \frac{\pi}{4,6} \frac{Z_2 d_{\text{ВН}}^2}{L h_p (1 - \frac{0,87 \delta_p}{t_p})} \quad (35)$$

Тоді відношення (31) можемо представити у вигляді:

$$\frac{\alpha_{1ТТТ}}{\alpha_{1ТР}} = 23,3 \cdot \left(\frac{\pi}{4,6}\right)^{0,8} \cdot K_C \quad (36)$$

або

$$\frac{\alpha_{1ТТТ}}{\alpha_{1ТР}} = 17,2 \cdot K_C. \quad (37)$$

Коефіцієнт  $K_C$ , що враховує конструктивні параметри оребреного трубного пакета, має вигляд:

$$K_C = (1,36 - \text{th}X) \left(\frac{1,1}{\varphi + 8} - 0,014\right) \left[ \frac{Z_2 d_{\text{ВН}}^2}{L h_p \left(1 - \frac{0,87 \delta_p}{t_p}\right)} \right]^{0,8}, \quad (38)$$

де

$$X = \frac{S_1}{S_2} - \frac{1,26}{\varphi} - 2; \quad (39)$$

$$\varphi = 1 + 2 \frac{h_p}{t_p} \left(1 + \frac{h_p + \delta_p}{d_{\text{зовн}}}\right). \quad (40)$$

Підставивши величину  $\frac{1}{\alpha_{1ТР}}$  з рівняння (37) в рівняння (26), отримаємо:

$$\frac{\Sigma R_{\text{ТР}}}{\Sigma R_{\text{ТТТ}}} = \frac{1}{2} \frac{\frac{17,2 \cdot K_C}{\alpha_{1ТТТ}} + \frac{1}{\alpha_2 \varphi K_d}}{\frac{1}{\alpha_{1ТТТ} \varphi K_d} + \frac{1}{\alpha_2 \varphi K_d} + \frac{1}{\alpha_{1ТТТ} K_{\text{И}}} + \frac{1}{\alpha_2 K_{\text{К}}}}. \quad (41)$$

Тоді величина  $\frac{\Sigma R_{\text{ТР}}}{\varepsilon_{\Delta t} \cdot \Sigma R_{\text{ТТТ}}}$  після перетворень рівняння (41) запишеться у вигляді:

$$\frac{\Sigma R_{\text{ТР}}}{\varepsilon_{\Delta t} \cdot \Sigma R_{\text{ТТТ}}} = \frac{0,5}{\varepsilon_{\Delta t}} \frac{17,2 \cdot \varphi \cdot K_C \cdot K_d \cdot \frac{\alpha_2}{\alpha_{1ТТТ}} + 1}{\frac{\alpha_2}{\alpha_{1ТТТ}} \left(1 + \frac{\varphi \cdot K_d}{K_{\text{И}}}\right) + \left(1 + \frac{\varphi \cdot K_d}{K_{\text{К}}}\right)}. \quad (42)$$

Формула (42) дозволяє проводити оцінку куперативними трубчатими теплообмінниками ступеня переваги теплообмінників ВКТ над ре- за теплопередаючою здатністю відповідно до

розглянутих схем, умов і припущень. Результати розрахункового аналізу, що проведений для реальних інтервалів відповідних характеристик, показують:

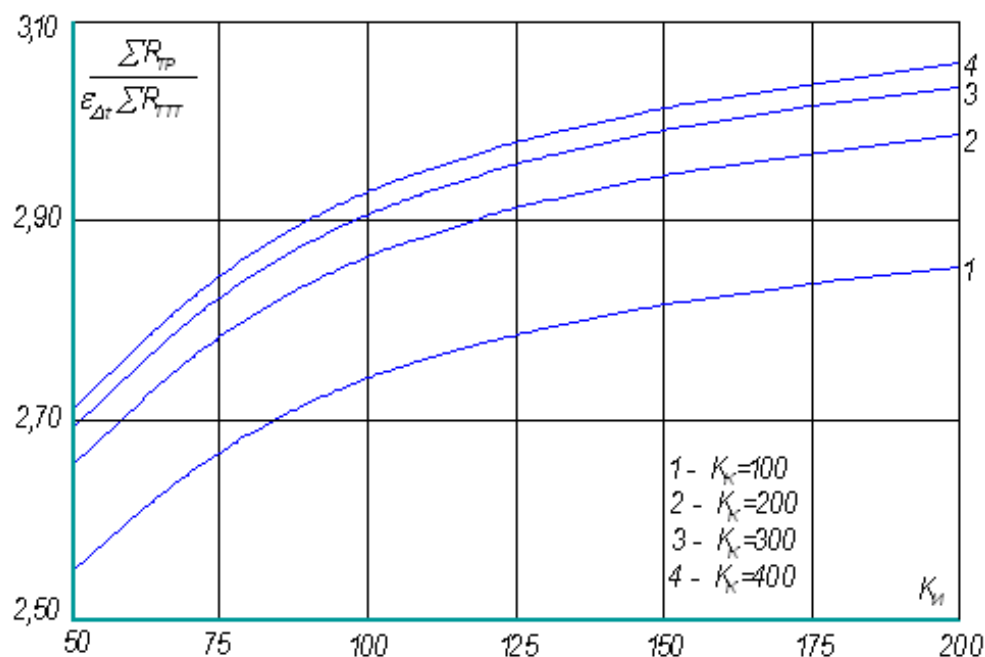
1) при заданих умовах порівняння відношення  $\frac{\Sigma R_{TP}}{\epsilon_{\Delta} \cdot \Sigma R_{TТТ}} > 1$  і знаходиться в інтервалі величин 1,6...3,5;

2) зростаючий характер залежностей відношення  $\frac{\Sigma R_{TP}}{\epsilon_{\Delta} \cdot \Sigma R_{TТТ}}$  від коефіцієнтів  $K_{И}$  та  $K_{К}$ ;

3) складний характер впливу конструктивних характеристик пакетів оребрених труб на величину відношення  $\frac{\Sigma R_{TP}}{\epsilon_{\Delta} \cdot \Sigma R_{TТТ}}$ ;

4) перевищення при заданих умовах порівняння теплопередаючої здатності теплообмінника ВКТ над теплопередаючою здатністю рекуперативного трубчатого теплообмінника.

На рис. 3 в якості ілюстрації наведено один з варіантів таких порівнянь.



**Рис. 3. Порівняльна оцінка теплопередаючої здатності теплообмінників при наступних вихідних даних: оребрення – спірально-накатне;**

$$d_{\text{зовн}} = 28 \text{ мм}; d_{\text{вн}} = 21 \text{ мм}; h_p = 13,5 \text{ мм};$$

$$t_p = 3 \text{ мм}; \delta_p = 0,5 \text{ мм}; \varphi = 14,5; S_1/S_2 = 1,16; Z_2 = 17; L = 2 \text{ м}; \alpha_2/\alpha_{\text{ТТТ}} = 0,9; \epsilon_{\Delta} = 0,8.$$

Далі розглянемо другу безрозмірну величину в формулі (22).

$$\text{Якщо } \frac{\Sigma R_{TP}}{\epsilon_{\Delta} \cdot \Sigma R_{TТТ}} > 1, \text{ то } \frac{1 + \epsilon_{\Delta} \frac{\frac{1}{2C_1} + \frac{1}{2C_2}}{\Sigma R_{TP}}}{1 + \frac{\frac{1}{2C_1} + \frac{1}{2C_2}}{\Sigma R_{TТТ}}} < 1.$$

Причому, чим більша величина  $\frac{\Sigma R_{TP}}{\epsilon_{\Delta} \cdot \Sigma R_{TТТ}}$ ,

тим меншою є величина  $\frac{1 + \epsilon_{\Delta} \frac{\frac{1}{2C_1} + \frac{1}{2C_2}}{\Sigma R_{TP}}}{1 + \frac{\frac{1}{2C_1} + \frac{1}{2C_2}}{\Sigma R_{TТТ}}}$ .



Слід відзначити, що при  $\frac{\Sigma R_{\text{ТР}}}{\varepsilon_{\Delta t} \cdot \Sigma R_{\text{ТТТ}}} > 1$  завжди буде  $\frac{Q_{\text{ТТТ}}}{Q_{\text{ТР}}} > 1$ , однак при цьому  $\frac{Q_{\text{ТТТ}}}{Q_{\text{ТР}}} < \frac{\Sigma R_{\text{ТР}}}{\varepsilon_{\Delta t} \cdot \Sigma R_{\text{ТТТ}}}$ .

Необхідно підкреслити, що задані умови порівняння теплопередаючої здатності є достатньо коректними. Це підтверджується, наприклад, тим, що при проведенні порівняння забезпечена практична рівність швидкостей газів, що нагріваються, за рахунок двоходовості потоку для рекуперативного трубчатого теплообмінника. При цьому зауважимо, що забезпечення рівності швидкостей призводить разом з тим до додаткової переваги теплообмінника ВКТ, яка полягає в суттєво меншому аеродинамічному опорі порівняно з рекуперативним трубчатим теплообмінником.

### Висновки

1. Проведено порівняльний аналіз теплопередаючої здатності теплообмінників ВКТ і рекуперативних трубчатих теплообмінників. Порівняння проведені відповідно до коректно розглянутих схем, умов і припущень. Отримано та проаналізовано співвідношення характеристик теплопередаючої здатності за термодинамічними умовами теплообмінників типу "газ – газ".

2. Аналіз показав значну перевагу за теплопередаючою здатністю теплообмінників

ВКТ над рекуперативними трубчатими теплообмінниками. Ступінь цієї переваги залежить від багатьох конструктивних характеристик і параметрів пакетів труб, схем течій середовищ, співвідношень характеристик інтенсивності внутрішнього і зовнішнього теплообміну, термодинамічних характеристик процесів теплопередачі, теплофізичних властивостей теплообмінюючих середовищ і проміжного теплоносія.

### ЛІТЕРАТУРА

1. Гершуни А.Н., Нищик А.П. Энергоэкономическая эффективность утилизации теплоты // Промышленная теплотехника. – 2009. – Т. 31, № 2. – С. 82 – 86.
2. Безродный М.К., Пиоро И.Л., Костюк Т.О. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах. – Киев: Факт, 2003. – 480 с.
3. Гершуни А.Н., Нищик А.П. Разработка и внедрение эффективных теплоутилизаторов на основе теплопередающих элементов испарительно-конденсационного типа // Промышленная теплотехника. – 1997. – Т. 19, № 6. – С. 69 – 73.
4. Тепловой расчет котлов (Нормативный метод). – Санкт-Петербург: Издательство НПО ЦКТИ, 1998. – 257 с.
5. Письменный Е.Н. Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-оребрённых труб. – Киев: Альтерпрес, 2004. – 244 с.

Отримано 14.01.2010 р.