

УДК 66.045.1

Е. Г. БРАТУТА, А. М. ГАНЖА

## УДОСКОНАЛЕНА МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ТЕМПЕРАТУРНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛОБІМНИХ АПАРАТІВ З ПЕРЕХРЕСНИМ ПЛИНОМ ТА ЇХ СИСТЕМ

**Вступ.** Для поліпшення ефективності виробництва електроенергії на паротурбінних, газотурбінних, парогазових, бензинових, дизельних, когенераційних енергоустановках, а також системах теплопостачання і кондиціонування повітря широко застосовуються теплообмінні апарати різного типу. З усього різноманіття типів апаратів, що використовуються, найбільшу частку складають рекуперативні теплообмінники з перехресним плином теплоносіїв. Такі теплообмінники призначені для регенеративного підігріву повітря і живильної води на паротурбінних установках електростанцій, регенерації теплоти і проміжного охолодження повітря в компресорах газотурбінних установок та компресорних станцій, охолодження бензинових та дизельних енергоустановок, для підігріву й охолодження повітря в системах вентиляції та кондиціонування. Теплообмінники за габаритами, вагою та металомісткістю порівняно з установками, де вони використовуються, іноді і перевершують їх. Від ефективності роботи апаратів істотно залежить ККД енергетичних установок і (чи) параметри енерго- та теплоносіїв, що відпускаються споживачам (підігріта вода, пара, повітря і ін.). В даний час велика увага вчених та практиків приділяється вирішенню проблеми підвищення ефективності використання та економії енергетичних та матеріальних ресурсів. Тому задача підвищення ефективності та ресурсу теплообмінників, що серійно випускаються, та діючих теплообмінників, розробки нових ефективних апаратів та їх систем є актуальною.

**Постановка задачі.** Традиційно розроблювачі та дослідники подібних теплообмінників велику увагу приділяють інтенсифікації теплообміну з боку теплоносія, що має менший коефіцієнт тепловіддачі. Для цього створюють більш ефективне оребрення зовнішньої поверхні труб [1, 2] чи поліпшують форму самої поверхні. Однак ефективність подібних апаратів з перехресним плином буде залежати не тільки від інтенсивності теплообміну, але і від схеми включення секцій, їх кількості, числа рядів труб в одній секції та їх компонування по ходах, ступеню перемішування кожного теплоносія по ходу в кожній секції. Тому в даній роботі поставлена задача: розробити математичну модель для таких складних теплообмінних апаратів та створити методику, що дозволяє одержати розподіл температурних характеристик за кожним елементом, з яких складається теплообмінник, і в апараті в цілому. Створена методика повинна дати можливість аналізувати ефективність, надійність та ресурс як знову проєктованих, так і діючих теплообмінників з урахуванням технологічних факторів та факторів експлуатації (забруднення, відкладення, корозійно-ерозійний знос, контактні термічні опори та ін.), а також оптимізувати апарати.

**Рішення.** Апарати, що розглядаються, можуть мати різне компонування теплообмінних поверхонь: рівнобіжне чи послідовне протитокове включення секцій по зовнішньому теплоносію, секції можуть бути одноходовими чи багатотходовими. У межах однієї секції зовнішній теплоносій практично цілком не перемішується. Ступінь неперемішування зовнішнього теплоносія визначається кількістю ребер, що припадають на одиницю довжини ряду труб. У межах однієї секції внутрішній теплоносій перемішується частково – тільки в межах ряду труб одного ходу. Між ходами та секціями внутрішній теплоносій, як правило, перемішується. Узагальнена схема

багатоходового багатосекційного теплообмінника зі змішаною схемою плинн теплоносіїв і протитоковим включенням ходів показана на рис. 1.

Для теплообмінника, де коефіцієнти теплопередачі та властивості теплоносіїв однакові в межах одного ходу в секції при нескінченному числі струменів зовнішнього теплоносія (елементів у ряді на рис. 1) авторами отримано аналітичні рішення для розподілу локальних температур. Вихідна система рівнянь включає: рівняння теплового балансу і теплопередачі для елементарних ділянок (елементів) поверхні, інтегральні рівняння, що враховують особливості руху теплоносіїв.

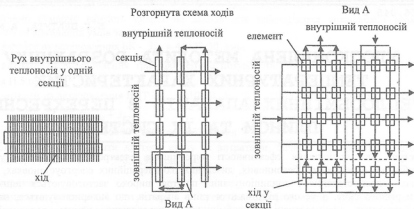
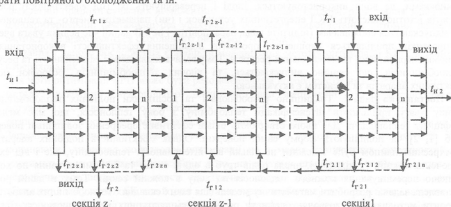


Рис. 1. Узагальнена схема руху теплоносіїв у системі теплообмінників

Розглянемо випадок компонування теплообмінника, коли усередині труб рухається теплоносій, що гріє, а зовні – що нагрівається, при одному ході в кожній секції (див. рис. 2). Такими теплообмінниками можуть бути одноходові багатосекційні калориферні установки, апарати повітряного охолодження та ін.



$t$  – температура; "г" – теплоносій, що гріє; "н" – теплоносій, що нагрівається

Рис. 2. Одноходова багатосекційна схема з нескінченним числом струменів

Локальні температури середовища, що гріє, визначаються за алгоритмом:

а) для першого ряду в секції ( $i = 1$ ):

$$\frac{\bar{t}_{r_{z1k}} - t_{r_{z1k}}}{t_{r1} - t_{n1}} = e^{-R \cdot \bar{x}} \cdot \omega_{1k} = (1 - e^{-R \cdot \bar{x}}) \cdot (1 - \bar{\varphi}_{(k-1)}) + \theta_{\text{атмос}} + \theta_{\text{прот}}, \quad (1)$$

$$\theta_{\text{атмос}} = -\left(\frac{a}{n}\right) \cdot \sum_{l=1}^n \sum_{k=1}^n \left( \frac{\bar{t}_{r_{z1l}} - R a \cdot e^{-R \cdot \bar{x}}}{t_{r_{z1l}} - R a \cdot e^{-R \cdot \bar{x}}} \cdot \int_0^{\bar{x}} e^{R \cdot \bar{x}} \bar{t}_{r_{z1l}} d\bar{x} \right), \quad (2)$$

$$\theta_{\text{сер}} = \left(\frac{a}{n}\right) \cdot \sum_{m=1}^n \sum_{l=1}^n \left( \overline{t_{(l-1)im}} - e^{-R \cdot \omega \cdot \bar{x}} \cdot \overline{t_{(l-1)im}} - Ra \cdot e^{-R \cdot \omega \cdot \bar{x}} \cdot \int_0^{\bar{x}} e^{R \cdot \omega \cdot \bar{x}} \overline{t_{(l-1)im}} d\bar{x} \right), \quad (3)$$

де  $l$  – номери усіх попередніх секцій, що збігаються по напрямку з координатою  $x$  від входу в елемент;

$l = z, z-2, z-4 \dots (k-2)$ , якщо напрямок руху внутрішнього теплоносія збігається з напрямком в останній секції  $z$ ;  $l = z-1, z-3 \dots (k-2)$ , якщо напрямок руху внутрішнього теплоносія в поточній секції не збігається з напрямком в останній секції  $z$ ;

$m$  – номери протилежних по напрямку з координатою  $x$  від входу в елемент усіх попередніх секцій;  $m = z-1, z-3 \dots (k-1)$ , якщо напрямок руху внутрішнього теплоносія збігається з напрямком в останній секції  $z$ ,  $m = z, z-2, z-4 \dots (k-1)$ , якщо напрямок руху внутрішнього теплоносія в поточній секції не збігається з напрямком в останній секції  $z$ ;

$\bar{x}$  – відносна координата від входу внутрішнього середовища в межах секції,

$$\bar{x} = \frac{x}{L},$$

$L$  – довжина ряду труб у секції;  $i$  – номер ряду у секції,  $n$  – число рядів у секції;

$R$  і  $NTU_2$  – відношення водяних еквівалентів теплоносіїв і число одиниць переносу теплоти

$$\text{в секції [1, 2], } R = \frac{W_n}{W_c}, \quad NTU_2 = \frac{K \cdot F}{W_n}, \quad a = n \cdot (1 - \exp(-NTU_2/n));$$

$K$  і  $F$  – коефіцієнт та площа теплопередачі в поточній секції;

б) для наступних рядів поточної секції ( $i = 2 \dots n$ ):

$$\overline{t_{z,ik}} = \frac{t_{r1k} - t_{rx,ik}}{t_{r1} - t_{n1}} = e^{-R \cdot \omega \cdot \bar{x}} \cdot \omega_{ik}, \quad i = 2 \dots n, \quad (4)$$

$$\omega_{ik} = \left(1 - \frac{a}{n}\right) \cdot \omega_{(i-1)k} + R \cdot a \cdot \left(\frac{a}{n}\right) \int_0^{\bar{x}} \omega_{(i-1)k} d\bar{x}, \quad i = 2 \dots n, \quad \omega_{ik} = e^{R \cdot \omega \cdot \bar{x}} \cdot \overline{t_{z,ik}}. \quad (5)$$

Слід зазначити, що в схемі з протитоком локальні температури середовища, що гріє, можуть бути визначені тільки після розрахунку параметрів  $\overline{\varphi}_k$  шляхом вирішення системи рівнянь (1)–(5) методом послідовних наближень при значенні відносної координати  $\bar{x} = 1$ :

$$\overline{\varphi}_k^q = \overline{\varphi}_{(k-1)}^{(q-1)} + \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \overline{t_{(i-1)ik}}^{(q-1)}, \quad \overline{\varphi}_0 = \overline{\varphi}_0^q = 0, \quad (6)$$

де  $q$  – індекс поточного наближення.

Температура середовища, що гріє, перед поточною секцією:

$$t_{r1k} = t_{r1k} = t_{r1} - \overline{\varphi}_{(k-1)} \cdot (t_{r1} - t_{n1}). \quad (7)$$

Локальні температури середовища, що нагрівається, перед і за елементом, локальні середні температури середовища, що нагрівається, та локальна різниця температур визначаються за залежностями:

$$t_{\text{max,ser}} = t_{\text{max,ser}} = t_{\text{max,ser}} - \frac{1}{R \cdot n} \cdot \frac{\partial t_{z,ik}}{\partial \bar{x}}, \quad \Delta t_{\text{ser}} = \frac{\partial t_{z,ik}}{\partial \bar{x}}; \quad t_{\text{nc,ser}} = t_{r,ik} - \Delta t_{\text{ser}}. \quad (8)$$

Підсумкова ефективність теплообмінника і температури середовищ на виході:

$$P = \frac{\varphi_L}{R}; \quad t_{n2} = t_{n1} + P \cdot (t_{r1} - t_{n1}); \quad t_{r2} = t_{r1} - P \cdot R \cdot (t_{r1} - t_{n1}). \quad (9)$$

Як видно з аналізу вищенаведеного алгоритму, рішення системи рівнянь для пошуку температур складне, супроводжується ітераціями, обчисленням інтегралів та похідних. Для багатোধодових секцій рішення ще більш ускладнюються.

Тому для спрощення пошуку рішення авторами була запропонована методика дискретного розрахунку, де елементами, з яких скомпонований теплообмінник (див. рис. 1, вид А), є

найпростіші схеми однократного перехресного плинину з повним перемішуванням обох теплоносіїв по ходу. Слід зазначити, що більшість традиційних підходів до дискретного розрахунку теплообмінників передбачає розбивку поверхні на велике число елементів (кінцевих різнистей), де, як правило, не враховуються особливості руху середовищ в елементах. У запропонованій авторами методиці ефективність кожного перехресноплинного елемента з рис. 1 та температури теплоносіїв на виході з елементів будуть виражатися в такий спосіб [1, 2]:

$$P_e = \frac{1}{\frac{1}{1 - e^{-NTU_{2e}}} + \frac{R_e}{1 - e^{-R_e \cdot NTU_{2e}}} - \frac{1}{NTU_{2e}}}; \quad (10)$$

$$t_{n1,e} = t_{n1,e} + P_e (t_{r1,e} - t_{n1,e}) \text{ і } t_{r1,e} = t_{r1,e} - P_e R_e (t_{r1,e} - t_{n1,e}), \quad (11)$$

де "e" – індекс, який позначає, що параметри визначаються в елементі; "1" – вхід середовища, "2" – вихід середовища.

При складанні алгоритму вирішення системи рівнянь (10)–(11), що записуються для кожного елемента з рис. 1, враховується схема взаємного з'єднання елементів і перемішування теплоносія між ходами та на виході з апарата. По ходу руху теплоносіїв обчислюються втрати тисків від тертя та місцеві втрати. Ефективність кожного елемента визначається з урахуванням розходження властивостей теплоносіїв і матеріалів стінок труб, параметрів, що характеризують теплопередачу. Тому що схема руху протитокова, то для уточнення ефективності елементів використовується інтервально-ітераційний метод. На кожнім наближенні властивості середовищ в елементах визначаються за їхніми усередненими температурами. Для випадку перемішування обох теплоносіїв в елементах авторами були отримані такі залежності середніх температур:

$$\bar{t}_{n1,e} = t_{n1,e} + \mathcal{G}_{n1,e} (t_{r1,e} - t_{n1,e}) \text{ і } \bar{t}_{r1,e} = t_{r1,e} - \mathcal{G}_{r1,e} (t_{r1,e} - t_{n1,e}), \quad (12)$$

$$\mathcal{G}_{n1,e} = P_e \cdot \left( 1 - \frac{1 - e^{-NTU_{2e}}}{NTU_{2e}} \right) \text{ і } \mathcal{G}_{r1,e} = R_e \cdot P_e \cdot \left( 1 - \frac{1 - e^{-R_e \cdot NTU_{2e}}}{R_e \cdot NTU_{2e}} \right). \quad (13)$$

Ефективність теплообміну (якщо середовище, що гріє, усередині) буде обчислюватися так:

$$P = \frac{1}{R} \frac{t_{r1} - t_{r2}}{t_{r1} - t_{n1}}, \quad (14)$$

де  $t_{r1} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n t_{r2n,i}$ ;  $n$  – число рядів труб у секції;  $t_{r2n}$  – температури середовища, що гріє, на виході з елементів останнього ходу останньої секції.

Авторами були зіставлені результати розрахунку за розробленим алгоритмом пошуку локальних температур і дискретним алгоритмом для схеми з рис. 2 при однакових коефіцієнтах теплопередачі та властивостях теплоносіїв у секціях. Відзначено, що при числі дискретних елементів у ряді більше за 10 розбіжності в результатах практично відсутні. Методика дискретного розрахунку була апробована для апаратів повітряного охолодження (АПО), повітропідігрівачів ГТУ, повітроохолоджувачів компресорів [3-5] та ін.

Результати розрахунків параметра  $P$  за розробленими методиками для деяких окремих випадків були зіставлені з номограмами з [2] і відзначено практично їхній збіг, що говорить про вірогідність розроблених математичних моделей, методик та алгоритмів. На відміну від формул і номограм з [2], створена методика дозволяє розраховувати характеристики апаратів з довільною кількістю рядів, секцій і ходів, у тому числі – і з дискретним розподілом параметрів теплопередачі.

На рис.3 показаний розподіл температур повітря, що нагрівається, після рядів труб в одноходовому дворядному трисекційному та трирядному двосекційному калориферах. Розподіл отриманий за допомогою створеної методики дискретного розрахунку апаратів.

## Висновки

За допомогою розроблених методів та засобів можна одержати розподіл локальних температурних характеристик у складних багатходових та багатосекційних перехресноплинних теплообмінниках. Створені методики дозволяють: визначати теплову продуктивність теплообмінників з довільним числом рядів, ходів і секцій з урахуванням особливості компоновання, проводити аналіз роботи апаратів, їх ефективності на різних режимах роботи, у тому числі з урахуванням умов експлуатації. Методика дозволяє враховувати вплив забруднень і

відкладень на поверхнях і місць їхнього скупчення на ефективність теплообмінних апаратів, а також може використовуватися при розробці, модернізації, обстеженні та енергетичному аудиті систем тепло- і енергозабезпечення.

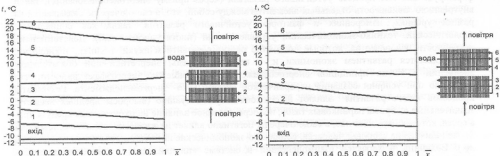


Рис. 3. Розподіл температур повітря, що нагрівається, у калориферах

#### Література

1. Кейс В.М., Лондон В.М. Компактные теплообменники: Пер. с англ. В.Я. Сидорова/Под ред. Ю.В. Петровского. – М.: Энергия, 1967. – 223 с.
2. Справочник по теплообменникам: Пер. с англ.: В 2 т./Под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – Т.1. – 560 с.
3. Ганжа А.Н., Марченко Н.А. Анализ эффективности аппаратов воздушного охлаждения// Двигатели внутреннего сгорания, – 2005. – №1, С. 81–85.
4. Ганжа А.Н., Марченко Н.А. Моделирование процессов в воздухоподогревателе газотурбинной установки//Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2006. – №1, С. 94-97.
5. Ганжа А.Н., Марченко Н.А. Исследование эффективности воздухоохлаждителей компрессорных установок//Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит, –2007. – № 9, С. 32-37.