

(PDF-метод). Использование этой модели дает возможность предвидеть числовые значения различных аэродинамических характеристик в тех областях котла, где экспериментальные измерения не представляются возможными.

ЛИТЕРАТУРА

1. Sayre A., Lalleman, N., Dugue J., Weber R. Scaling Characteristics of Aerodynamics and Low-NOx Properties of Industrial Natural Gas Burners. The SCALING 400 Study, Part 4: The 300 kW BERL Test Results, IFRF Doc NO F 40/y/11. International Flame Research Foundation, The Netherlands.

Горобець В.Г.

Институт технічної теплофізики НАН України

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ПОВЕРХОНЬ З ІНТЕНСИФІКАЦІЄЮ ТЕПЛООБМІНУ ТА РОЗРОБКА НА ЇХ ОСНОВІ ТЕПЛООБМІННИКІВ ДЛЯ КОТЕЛЕНЬ ТА КОГЕНЕРАЦІЙНИХ УСТАНОВОК

Проведено аналіз теплообмінних поверхонь, що мають ребрення, інтенсифікатори теплообміну при компактному розміщенні цих поверхонь. Отримано розрахункові формули для теплогідравлічної ефективності теплообмінників, що мають розвинені або гладкі поверхні. Проведено розрахунки та порівняльний аналіз масогабаритних показників, гідравлічних втрат та теплогідравлічної ефективності теплообмінників та котлів-утилізаторів з гладкотрубними та ребреними поверхнями теплообміну.

Проведен анализ теплообменных поверхностей, которые имеют ребрение, интенсификаторы теплообмена при компактном размещении этих поверхностей. Получены расчетные формулы для теплогидравлической эффективности теплообменников с гладкими и развитыми поверхностями. Проведены расчеты и сравнительный анализ массогабаритных показателей, гидравлических потерь и теплогидравлической эффективности теплообменников и котлов-утилизаторов с гладкотрубными и ребренными поверхностями теплообмена.

The analysis of heat transfer surfaces which have the fins, heat intensifiers with the compact accommodation of these surfaces are conducted. The analytical formulas for heat and hydraulic effectiveness of heat exchangers having extended and smooth surfaces were obtained. The calculations and comparative analysis of mass and dimension parameters, hydraulic losses, heat and hydraulic effectiveness of heat exchangers and boilers with smooth and finned tube bundles are carried out.

При розробці та конструюванні теплообмінних установок різного призначення серед першочергових задач стоїть задача мінімізації їх масових та габаритних показників, вирішення якої дає можливість зменшити витрати матеріалу при їх виготовленні та скоротити площу виробничих приміщень, необхідних для розміщення таких установок. В кінцевому результаті це дозволяє знизити цінові показники теплообмінного устаткування. Для вирішення поставленої задачі використовують різні методи і засоби для розвинен-

ня площі робочих поверхонь в одиниці об'єму, інтенсифікації теплообміну на цих поверхнях та зменшення габаритів теплообмінників серед яких можна виділити наступні:

1) використання ребрення різного типу, що дає можливість в кілька разів збільшити площу теплообмінної поверхні;

2) застосування різноманітних інтенсифікаторів теплообміну у вигляді виступів, впадин, каналів, невисокого ребрення, спіральних вставок, тощо;

3) компактне розміщення поверхонь теплообміну (трубних пучків, пластинчатих поверхонь) та інші методи, що дають змогу поліпшити масові, габаритні та цінові показники теплообмінного обладнання.

Серед існуючих типів оребрення можна виділити повздовжнє і поперечне оребрення та оребрення поверхні у вигляді шипів. Кожний із зазначених типів оребрення в свою чергу розрізняється своєю геометрією. Наприклад, повздовжнє оребрення може бути неперервним, з перфорацією, гофрованим, розрізним, причому геометрія розрізних ребер може бути різноманітною, та мати іншу геометрію. Поперечне оребрення може бути кільцевим, спіральним, прямокутним, гофрованим, розрізним і т.д. Форма шипів, як методу розвинення поверхні, в поперечному перерізі може бути круговою, еліптичною, прямокутною, ромбовидною або мати іншу форму перерізу, причому профіль шипів по висоті ребра може мінятися (бути постійним, трапецеїдальним, вгнутим або вигнутим параболічним профілем, профілем складної геометрії). Розрізняють коридорне та шахове розташування шипів на поверхні обтікання. В свою чергу, якщо оребрення має місце на поверхні труб, трубні пучки мають певну геометрію пучка. Найбільш поширеними є шахові та коридорні пучки труб.

Інтенсифікатори теплообміну як метод підвищення ефективності теплообмінних процесів на поверхні можуть мати різноманітну форму. Серед найбільш поширених видів інтенсифікаторів – накатка на поверхні труб, інтенсифікатори у вигляді невисоких ребер прямокутної, циліндричної, напівциліндричної та іншої форми ребер, виступи та впадини на поверхні, які можуть розташовуватись під різними кутами відносно напрямку зовнішнього потоку, лунки різної форми та інші типи інтенсифікаторів.

Ще одним методом поліпшення масових та габаритних показників теплообмінного устаткування є компактне розміщення теплообмінних поверхонь, а саме трубних пучків в кожухотрубних апаратах та системи пластин в пластинчатих теплообмінниках. При виборі повздовжнього і поперечного кроку між трубами в трубних пучках, при конструюванні пластинчатих поверхонь існують оптимальні геометрії розташування труб чи пластин, при яких розміри теплообмінників та їхня маса будуть мінімальними. Вибір та-

ких оптимальних геометрій розташування теплообмінних поверхонь може бути ефективним засобом поліпшення массогабаритних показників теплообмінного устаткування.

Таким чином, оребрення поверхні, використання інтенсифікаторів теплообміну та компактне розміщення теплообмінних поверхонь являються тими методами, що дають можливість вибрати найбільш оптимальну конструкцію теплообмінного апарату. Слід зазначити, що інтенсифікація теплопереносу за допомогою ребер, виступів, впадин, лунок і інших типів інтенсифікаторів, як правило, пов'язана із збільшенням гідравлічного опору, що призводить до підвищення потужності, необхідної на прокачування теплоносіїв в каналах. Найбільш енергетично вигідними є такі конструкції теплообмінників, які при заданій тепловій потужності теплообмінника мають мінімальну потужність насосів для прокачування зовнішнього і внутрішнього теплоносіїв.

В ряді робіт запропоновано різні підходи для оцінки і порівняння енергетичної ефективності теплообмінних поверхонь різного типу [1,2]. Разом з тим, ці оцінки, зазвичай, проводяться лише для конкретного типу теплообмінної поверхні і теплоносія, що омиває цю поверхню. У реальних теплообмінних апаратах необхідно враховувати ефективність як внутрішньої, так і зовнішньої поверхні теплообміну та енергетичні витрати при прокачуванні теплоносіїв у внутрішньому і зовнішньому теплообмінних трактах. Крім того, теплообмінники мають вхідні і вихідні ділянки, а також колектори, які грають незначну роль в теплообмінних процесах, проте створюють додаткові втрати тиску і, отже, збільшують потужність, потрібну для прокачування теплоносіїв. При оцінці енергетичної ефективності теплообмінника, необхідно також враховувати теплові втрати в зовнішнє середовище. Враховуючи приведені чинники, далі будуть отримані вирази для обчислення енергетичної ефективності теплообмінників, виконаних з використанням як розвинених, так і гладких поверхонь теплообміну.

Згідно [1] енергетична або теплогідравлічна ефективність теплообмінника визначається як:

$$E = Q / N \quad , \quad (1)$$

де Q – сумарна теплова потужність теплообмінника, N – загальна потужність, потрібна на прокачування теплоносіїв в

теплообміннику заданої конструкції.

Для теплообмінника з оребреною поверхнею величина теплової потужності знаходиться з виразу:

$$Q = \alpha_{np} \Delta T F_n - k_{вн} \Delta T_{вн} F_{кожж} \quad (2)$$

де $\Delta T = T_n - T_m$ – температурний напір на поверхні обтікання, $\Delta T_{вн} = T_m - T_{вн}$ – температурний напір між теплоносієм в міжтрубному просторі (зовнішній теплоносій) і оточуючим середовищем, $T_n, T_m, T_{вн}$ – відповідно, усереднені температури теплообмінної поверхні, теплоносія і зовнішнього середовища, F_n – площа теплообмінної поверхні, $F_{кожж}$ – площа кожуха теплообмінного апарату,

$k_{вн} = (1/\alpha_{внут} + \delta_{кожж}/\lambda_{кожж} + 1/\alpha_{вн})^{-1}$ – коефіцієнт теплопередачі через стінку кожуха, $\alpha_{внут}, \alpha_{вн}$ – коефіцієнт тепловіддачі, відповідно, на внутрішній і зовнішній стінках кожуха, $\delta_{кожж}/\lambda_{кожж}$ – термічний опір стінки кожуха,

$\alpha_{np} = \alpha_{\kappa} \left(\frac{F_n}{F_n} + \eta \frac{F_p}{F_n} \right)$ – приведений коефіцієнт тепловіддачі на оребреній поверхні,

α_{κ} – усереднений по поверхні конвективний коефіцієнт тепловіддачі на цій поверхні,

F_n, F_p – відповідно, площа неоребреної поверхні і площа оребрення,

η – теплова ефективність ребер [3,4].

Для течій в зовнішньому і внутрішньому каналах теплообмінника сумарна величина

$$E = \frac{\alpha_{\kappa} \left(\frac{F_n}{F_n} + \eta \frac{F_p}{F_n} \right) \Delta T F_n - (1/\alpha_{внут} + \delta_{кожж}/\lambda_{кожж} + 1/\alpha_{вн})^{-1} \Delta T_{вн} F_{кожж}}{\zeta_1 \frac{L_1 F_{1,сеч}}{d_{1,экв}} \frac{\rho_1 V_{1ж}^3}{2} + \zeta_2 \frac{L_2 F_{2,сеч}}{d_{2,экв}} \frac{\rho_2 V_{2ж}^3}{2}} \quad (5)$$

$$E = \frac{\alpha_{\kappa} \left(\frac{F_n}{F_n} + \eta \frac{F_p}{F_n} \right) \Delta T F_n - (1/\alpha_{внут} + \delta_{кожж}/\lambda_{кожж} + 1/\alpha_{вн})^{-1} \Delta T_{вн} F_{кожж}}{\zeta_1 \frac{L_1 F_{1,сеч}}{d_{1,экв}} \frac{\rho_1 V_{1ж}^3}{2} + \zeta_2 \frac{L_2 F_{2,сеч}}{d_{2,экв}} \frac{\rho_2 V_{2ж}^3}{2}}$$

Для теплообмінників з гладкотрубною поверхнею враховуючи рівність $\alpha_{np} = \alpha_{\kappa}$ вираз (5) зводиться до наступного:

$$E_{\text{зл}} = \frac{\alpha_{\kappa, \text{зл}} \Delta T F_{n, \text{зл}} + (1/\alpha_{внут, \text{зл}} + \delta_{кожж, \text{зл}}/\lambda_{кожж, \text{зл}} + 1/\alpha_{вн, \text{зл}})^{-1} \Delta T_{вн} F_{кожж, \text{зл}}}{\zeta_{1, \text{зл}} \frac{L_{1, \text{зл}} F_{1, \text{сеч}, \text{зл}}}{d_{1, \text{экв}, \text{зл}}} \frac{\rho_1 V_{1ж, \text{зл}}^3}{2} + \zeta_{2, \text{зл}} \frac{L_{2, \text{зл}} F_{2, \text{сеч}, \text{зл}}}{d_{2, \text{экв}, \text{зл}}} \frac{\rho_2 V_{2ж, \text{зл}}^3}{2}} \quad (6)$$

потужності, яка необхідна для прокачування теплоносіїв рівна :

$$N = \Delta p_1 G_1 / \rho_1 + \Delta p_2 G_2 / \rho_2, \quad (3)$$

де Δp_i – перепад тиску на вході і виході i -го каналу,

G_i, ρ_i – витрата і густина i -го теплоносія, $i=1,2$ – індекс, що позначає, відповідно, зовнішній і внутрішній теплоносій (канал). З урахуванням залежностей $\Delta p_i = \zeta_i \frac{\rho_i V_{iж}^2}{2}$ і $G_i / \rho_i = F_{i,сеч} V_{iж}$

співвідношення (3) зводиться до вигляду:

$$N = \zeta_1 \frac{L_1 F_{1,сеч}}{d_{1,экв}} \frac{\rho_1 V_{1ж}^3}{2} + \zeta_2 \frac{L_2 F_{2,сеч}}{d_{2,экв}} \frac{\rho_2 V_{2ж}^3}{2}, \quad (4)$$

де ζ_i – сумарний коефіцієнт гідравлічного опору в i -му каналі, L_i – довжина i -го каналу,

$d_{i,зв}, F_{i,сеч}$ – відповідно, еквівалентний діаметр і площа поперечного перерізу i -го каналу,

$V_{iж}$ – характерна швидкість течії для i -го теплоносія. Величини $d_{i,зв}, F_{i,сеч}, V_{iж}$ зазвичай визначають для вузького перерізу каналу.

Коефіцієнт гідравлічного опору в i -му каналі теплообмінника визначається виразом

$$\zeta_i = \zeta_{i,вх} + \zeta_{i,вих} + \zeta_{i,кан} \frac{L_i}{d_{i,экв}},$$

де $\zeta_{i,вх}, \zeta_{i,вих}$ – коефіцієнт гідравлічного опору для i -го каналу, відповідно, на вході и виході,

$\zeta_{i,кан}$ – коефіцієнт гідравлічного опору в i -му каналі. З врахуванням (1), (4) вираз (2) набуває вигляду:

Співставлення теплообмінників різних конструкцій по теплогідрравлічній ефективності слід проводити при рівності наступних витратних, геометричних і теплофізичних параметрів

$Q, \rho_i, \Delta T, \Delta T_{вн}, G_{i,ж} = idem \quad (i = 1, 2)$.
З метою порівняльної оцінки енергетичної ефективності оребреного теплообмінника з гладкотрубним теплообмінником можна використовувати відносний параметр ефективності $\bar{E} = E / E_{гл}$, який дозволяє безпосередньо визначити ступінь підвищення енергетичної ефективності тієї або іншої конструкції оребреного теплообмінника в порівнянні з її гладко-

трубним аналогом.

Використовуючи співвідношення (5), (6) були розраховані значення номінальної і відносної теплогідрравлічної ефективності E і \bar{E} для теплообмінників-утилізаторів і водогрійних котлів-утилізаторів, виконаних на основі пучків труб з різними типами повздовжнього і поперечного оребрення. Результати розрахунків наведені в табл. 1 і 2.

Крім номінальної і відносної енергетичної ефективності в таблицях представлені також габаритні і вагові показники теплообмінників і гідрравлічні втрати у водяному і газовому тракті.

Табл. 1. Порівняння конструкцій теплообмінників-утилізаторів з різними типами теплообмінних поверхонь при використанні повздовжнього оребрення, теплова потужність теплообмінника $Q=308$ кВт

Тип теплообмінника	Повздовжні розміри, м	Маса, кг	Втрати тиску по газу, Па	Втрати тиску по воді, Па	Енергетична ефективність	Відносна енергетична ефективність
гладкотрубний	3,86	845	448,2	274,1	$0,52 \times 10^3$	1,0
з неперервним оребренням	3,4	740	160,3	189,0	$1,46 \times 10^3$	2,81
з компактним неперервним оребренням	2,7	683	153,2	162,1	$1,52 \times 10^3$	2,92
з перфорованим оребренням	3,2	712	172,8	170,3	$1,35 \times 10^3$	2,6
з розрізним оребренням	2,5	638	183,3	157,8	$1,27 \times 10^3$	2,45

Табл. 2. Порівняння конструкцій котлів-утилізаторів з різними типами теплообмінних поверхонь при використанні поперечного оребрення, потужність котла $Q=8$ МВт

Тип котла	Об'єм корпусу, м ³	Маса, т	Втрати тиску по газу, кПа	Втрати тиску по воді, кПа	Енергетична ефективність	Відносна енергетична ефективність
гладкотрубний	10,0	8,3	1,97	2,02	117,2	1,0
з неперервним оребренням	3,5	5,1	1,3	0,81	178,23	1,52
з розрізним оребренням	3,2	4,2	1,22	0,7	189,92	1,615

Як впливає з порівняльного аналізу табл. 1, використання повздовжнього оребрення різних модифікацій дозволяє зменшити масу теплообмінника в порівнянні з гладкотрубним аналогом на 20...39 %, скоротити його розміри в 1,5...1,7 рази, знизити гідравлічні втрати в газовому тракті в 2,4...2,8 рази, а у водяному тракті в 1,4...1,75 рази. Що стосується теплогідравлічної ефективності, то застосування повздовжнього оребрення дозволяє в 2,5...2,9 рази підвищити його ефективність в порівнянні з гладкотрубним теплообмінником-утилізатором. Характерно, що найбільшу енергетичну ефективність мають теплообмінники з повздовжнім неперервним оребренням, особливо при їх компактному розташуванні, що обумовлено мінімальними гідравлічними втратами при течії теплоносія в міжтрубному просторі і їх високою теплогідравлічною ефективністю.

Використання поперечного неперервного і розрізного оребрення в котлах-утилізаторах (див. табл. 2) дає можливість знизити масу котла в порівнянні з гладкотрубним котлом в 1,6...1,8 рази, зменшити його габарити в 2,5...3 рази, знизити гідравлічні втрати в газовому тракті в 1,5...1,6 рази, а у водяному тракті котла в 2,5...2,9 рази. При цьому енергетична ефективність котлів

з поперечним оребренням зростає в порівнянні з гладкотрубним аналогом в 1,5...1,6 рази.

Таким чином показано, що використання оребрення, інтенсифікаторів теплообміну, компактного розміщення теплообмінних поверхонь та інших методів інтенсифікації теплообмінних процесів може бути дієвим засобом для зменшення ваги, розмірів та вартості теплообмінного устаткування, яке використовується в комунальній енергетиці, когенераційних технологіях та інших галузях народного господарства.

ЛІТЕРАТУРА

1. *Кирпичев М.В.* О наивыгоднейшей форме поверхности нагрева // Изв. ЭНИН им. Г.М. Кржижановского, 1944, т.12.
2. *Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Копп И.З., Мякочин А.С.* Эффективные поверхности теплообмена. – М.: Энергоатомиздат, 1998. – 407 с.
3. *Керн Д., Краус А.* Развитие поверхности теплообмена. – М.: Энергия. – 1977. – 452 с.
4. *Ройзен Л.И., Дулькин И.Н.* Тепловой расчет оребренных поверхностей. – М.: Энергия. – 1977. – 254 с.

УДК 666.193; 542.47; 66.047.37

Кремнев В.О., Лопатин В.В., Шпильберг Л.Е., Стецюк В.Г., Прудяк Д.Р., Билецкая Е.В.
Институт технической теплофизики НАН Украины

ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕТИКИ ОБЕЗВОЖИВАНИЯ ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННЫХ БАЗАЛЬТОВЫХ ПЛИТ ПРИ РАЗЛИЧНОМ ВЛАГОСОДЕРЖАНИИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

Проведенный расчетный анализ влияния влагосодержания теплоносителя в процессе сушки теплоизоляционных базальтовых плит с бентонитовым связующим показал, что проведение процесса при повышенных влагосодержаниях теплоносителя приводит к экономии энергозатрат на единицу испаренной влаги.

Поэтому задачей исследований было определить влияние влагосодержания теплоносителя на кинетику сушки теплоизоляционных базальтовых плит.

Для определения влияния влагосодержания теплоносителя в первом и втором периодах сушки были проведены серии опытов, в которых из-

менялось влагосодержание теплоносителя.

При проведении исследований было установлено, что заводские образцы имеют довольно широкое колебание в начальном влагосодержании (от 3 до 4,4 кг вл./кг с.в.), в толщине плит ($\delta = 82...100$ мм), а также плотности образцов (от 140 кг/м³ до 225 кг/м³).

Естественно, что при таких колебаниях в начальных условиях опытов затруднительно определить степень влияния каждого из параметров процесса.

Поэтому, для исключения этого был принят метод проведения исследований с одним образцом: толщина и плотность сухого образца была