УДК 536.24:621.181

Д. В. Степанов, к. т. н., доц.; Л. А. Боднар

КРИТЕРІЇ ОЦІНКИ ЕФЕКТИВНОСТІ ЖАРОТРУБНОГО ПУЧКА З ІНТЕНСИФІКАЦІЄЮ ТЕПЛООБМІНУ ДЛЯ КОТЛА МАЛОЇ ПОТУЖНОСТІ

Проаналізовано відомі критерії оцінки інтенсифікації теплообміну. Запропоновано нові підходи для оцінки ефективності жаротрубного пучка водогрійного котла малої потужності. Проаналізовано результати числових досліджень.

Ключові слова: *жаротрубний пучок, водогрійний котел, інтенсифікація теплообміну, теплообмінники, інтенсифікатор, критерій, втрати тиску.*

Роботи з інтенсифікації теплообміну ведуться протягом багатьох років в різних організаціях. Запропоновано багато різних способів інтенсифікації теплообміну при протіканні однофазних та багатофазних середовищ. В умовах роботи жаротрубних котлів інтенсифікацію тепловіддачі необхідно виконувати всередині труби, де рухається потік димових газів. Найефективнішими є турбулізуючі вставки, які, окрім зменшення перерізу для проходу газів, а звідси збільшення швидкості потоку і конвективної складової тепловіддачі, забезпечують додатковий тепловий потік випромінюванням від нагрітої вставки до стінки жаротрубного елемента.

Незважаючи на значну кількість методів порівняння теплогідравлічної ефективності інтенсифікаторів теплообміну [1 – 8], на сьогоднішній день немає єдиного підходу до оцінки ефективності того чи іншого методу інтенсифікації, що ускладнює вибір раціональних параметрів теплообмінних апаратів з інтенсифікацією теплообміну.

Метою цієї роботи є аналіз відомих критеріїв для оцінки інтенсифікації теплообміну, вибір та розробка нових критеріїв для оцінки ефективності жаротрубного пучка.

Як правило, в публікаціях з інтенсифікації теплообміну порівнюють отримані результати у вигляді залежностей між відношеннями значень критеріїв Нуссельта в трубі з інтенсифікацією теплообміну і в гладкій трубі $Nu/Nu_{гл}$, і коефіцієнтів опору $\xi/\xi_{гл}$ чи оцінюють ефективність досліджуваного методу інтенсифікації параметром $(Nu/Nu_{гл})/(\xi/\xi_{гл})$ або за допомогою енергетичного коефіцієнта Кірпічова, $E=Q/N$ (Q – теплова потужність, N – потужність, витрачена на прокачування теплоносія). В пізнішій літературі пропонується метод ефективних параметрів Г. А. Дрейцера. Метод ґрунтується на використанні в якості умов рівності ефективних чисел Рейнольдса. Для порівнюваних поверхонь більш ефективною буде та, яка має більше значення ефективного числа Нуссельта. Відомі роботи по застосуванню термодинамічних методів для оцінки ефективності інтенсифікації теплообміну [9]. Недоліками цих методів є те, що вони не враховують масу поверхні, об'єм, що займає поверхня, її вартість. Слід зазначити, що роботи мають теоретичний характер і при виведенні певних залежностей автори, як правило, застосовують типові теплогідравлічні граничні умови [6, 7, 8]: рівність теплових навантажень Q, витрат теплоносіїв G, сумарних втрат тиску на тертя ΔP, температурних напорів Δt. При цьому можливі три варіанти порівняння поверхонь:

1. Порівняння потужності теплообмінної поверхні при однакових об'ємах апаратів, витратах теплоносіїв, втратах тиску на прокачування теплоносіїв ($V_i=V_o$, $G_i=G_o$, $\Delta P_i = \Delta P_o$)ю

2. Порівняння площі поверхні теплообміну при однаковій тепловій потужності, витратах теплоносіїв, втратах тиску на прокачування теплоносіїв ($Q_i=Q_o$, $G_i=G_o$, $\Delta P_i = \Delta P_o$).

3. Порівняння втрат тиску при однаковій тепловій потужності, витратах теплоносіїв, при

однакових об'ємах апаратів ($Q_i=Q_o$, $G_i=G_o$, $V_i=V_o$) (тут і далі індекс *і* відноситься до інтенсифікованої поверхні, а – *о* до гладкотрубної).

Методика порівняння теплообмінних елементів включає в себе [10]: правильну постановку умов порівняння, вибір критеріїв порівняння, раціональний спосіб розрахунку критеріїв, порівняння числових значень отриманих критеріїв.

У зв'язку з високими вимогами до сучасних водогрійних жаротрубних котлів малої потужності, в конструюванні та виготовленні необхідно забезпечити невеликі габарити та масу котлів.

Відомо, що шляхом інтенсифікації теплообміну досягають збільшення коефіцієнту теплопередачі при одночасному збільшенні втрат тиску.

Інтенсифікатори для жаротрубних каналів водогрійних котлів пропонується поділити на дві умовні групи: інтенсифікатори, що при помірному збільшенні коефіцієнту теплопередачі (в 1,05 – 1,4 рази) призводять до незначного збільшення втрат тиску, та інтенсифікатори, що при значному збільшенні теплообміну (в 1,4 – 2,1 рази) призводять до високих втрат тиску. При цьому першу групу інтенсифікаторів можна застосувати в котлах з природною тягою, другу – в котлах з примусовою тягою. Для ефективної роботи котлів з природною тягою необхідною умовою застосування певного інтенсифікатора, при досягненні бажаної потужності котла, є виконання умови:

$$\Delta P_к=\Delta P_{с.к}, \qquad (1)$$

де $\Delta P_к$ – втрати тиску в елементах котла (піддувалі, топці, жаротрубному пучку) і димовій трубі, $\Delta P_{с.к}$ – самотяга в елементах котла і димовій трубі.

При цьому використання інтенсифікаторів із значним аеродинамічним опором вимагає збільшення димової труби.

За умови сталого об'єму топки ($V_т$=const), сталих геометричних розмірах трубної дошки, рівних витрат теплоносіїв ($G_i=G_o$) та температурних напорів ($\Delta t_i=\Delta t_o$), а також при $\Delta P_i \neq \Delta P_o$, можна виділити такі варіанти оптимізації конструкції жаротрубного пучка:

1) при незмінних довжині, діаметрі, кількості труб порівнюється теплова потужність пучків з гладкотрубною поверхнею і з інтенсифікацією теплообміну (задача підвищення потужності котла);

2) при сталій потужності котла порівнюються геометричні розміри жаротрубного пучка (задача зменшення габаритів і маси котла).

Для останнього випадку можливі такі варіанти оптимізації конструкції жаротрубного пучка:

а) при однаковій кількості труб n= const і їх діаметрі d=const інтенсифікована поверхня і гладкотрубна мають різну довжину труб l=var;

б) поверхні, що порівнюються, набрані з різної кількості труб однакового діаметра та довжини (l=const, d= const, n=var);

в) поверхні, що порівнюються, набрані з різної кількості труб різного діаметра та однакової довжини (l=const, d=var, n=var);

г) поверхні, що порівнюються, набрані з труб різного діаметра однакової кількості та довжини (l=const, d=var, n= const).

У межах цієї роботи розглядається варіант (а).

Вибір критерію для порівняння поверхонь жаротрубних пучків

Відомі критерії оцінки ефективності інтенсифікації теплообміну [1 – 10] незручні для інженерних розрахунків і не відповідають умовам роботи жаротрубних котлів малої потужності (невеликі швидкості димових газів, перехідні режими роботи 2300<Re<10000, необхідність враховувати самотягу котла, тепловий потік випромінюванням від інтенсифікаторів до стінки труби жаротрубного пучка). Крім того, поверхні, як правило,

порівнюють при однакових числах Рейнольдса, що для реальних умов роботи котлів неможливо досягти, оскільки після встановлення турбулізатора швидкість потоку збільшується. На нашу думку, основними показниками жаротрубного пучка, які враховують його габарити, масу та площу поверхні теплообміну є: питома площа – $K_f = \frac{F}{Q}, \ \frac{м^2}{кВт}$; питомі габарити – $K_v = \frac{V}{Q}, \ \frac{м^3}{кВт}$; питома маса – $K_m = \frac{M}{Q}, \frac{кг}{кВт}$; питомий опір – $K_{\Delta P} = \frac{\Delta P}{Q}, \ \frac{Па}{кВт}$.

На основі вищенаведених показників, при умові рівності теплової потужності, запропоновані такі безрозмірні критерії:

$$K_1 = \left(\frac{K_{vi}}{K_{vo}}\right)^c \cdot \left(\frac{K_{mi}}{K_{mo}}\right)^n \cdot \left(\frac{K_{\Delta Pi}}{K_{\Delta Po}}\right)^m, \qquad (2)$$

$$K_2 = \left(\frac{K_{fi}}{K_{fo}}\right)^p \cdot \left(\frac{K_{\Delta Pi}}{K_{\Delta Po}}\right)^m, \qquad (3)$$

де K_1 – критерій, який можна застосовувати для порівняння жаротрубних пучків котлів з погляду технології виготовлення, монтажу, вартості в проектно-конструкторській практиці; K_2 – критерій, який використовується для оцінки ефективності жаротрубних пучків з теплотехнічного погляду.

При цьому більш ефективною серед ряду інтенсифікованих поверхонь котла однакової теплової потужності буде та, в якої значення критерію буде меншим ($K \to K_{min}$). У критеріях c, n, m, p – показники степеня, які вказують на вагомість того чи іншого множника в критеріях. Слід зазначити, що ці степені обираються залежно від умов конструювання, від призначення котла, від матеріалів з яких виготовляється котел. У цій роботі прийнято, що c=n=m=p=1. Для котлів з природною тягою множник $\left(\frac{K_{\Delta Pi}}{K_{\Delta Po}}\right)^m$ відсутній, враховується лише умова (1).

Узагальнений критерій для задачі підвищення потужності котла має вигляд:

$$\overline{K} = \left(\frac{Q_o}{Q_i}\right)^{n+m} \cdot \left(\frac{K_{mi}}{K_{mo}}\right)^n \cdot \left(\frac{K_{\Delta Pi}}{K_{\Delta Po}}\right)^m. \qquad (4)$$

У межах нашої роботи розглядається задача зменшення габаритів і маси котла.

З метою отримання чисельних значень критеріїв K_1 і K_2 та їх порівняння на основі розробленої математичної моделі [11] проведено числові дослідження інтенсифікації теплообміну в жаротрубному водогрійному котлі [12] із застосуванням таких інтенсифікаторів теплообміну: пластина, циліндрична вставка та скручена стрічка. Дослідження проведені для таких умов роботи котла: потужність котла 32 кВт, потужність топки 15,6 кВт, потужність жаротрубного пучка 16,4 кВт, коефіцієнт зайвини повітря α=1,4, температура димових газів на вході в жаротрубний пучок t_1=905,6 ºС, на виході – t_2=140 ºС, температурний режим води – 80/60 ºС, діаметр труб $d_т$ пучка – 48/41 мм, кількість труб – n=24.

В роботі проведено дослідження впливу діаметра циліндричної вставки, розташованої на

всю довжину труби, на ефективність теплообміну та оцінено параметри за допомогою розроблених критеріїв (рис. 1). Змінними величинами в числовому експерименті є діаметр циліндра та довжина труби.

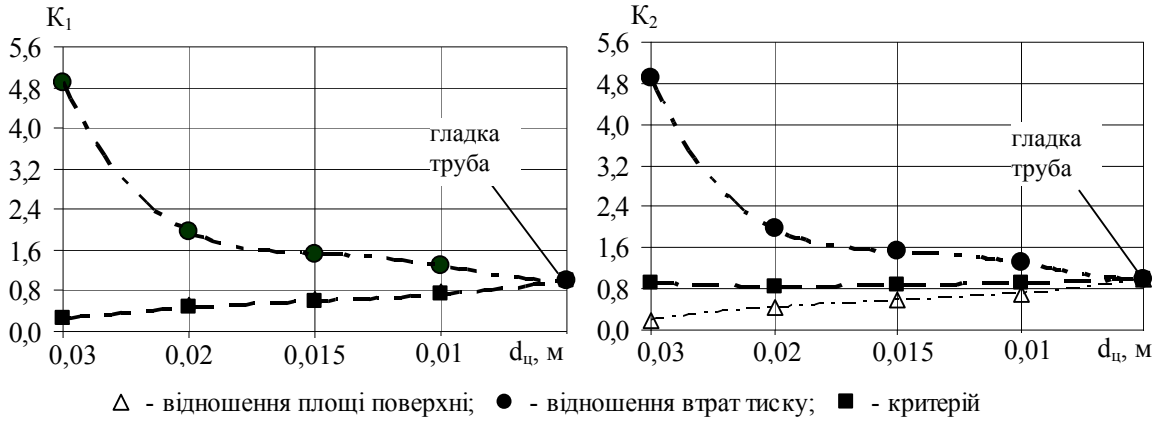

Рис.1. Значення критеріїв K_1, K_2 в залежності від діаметра циліндричної вставки

При зменшенні діаметра циліндричної вставки $d_ц$, значення критеріїв зростає, що пояснюється погіршенням теплообміну внаслідок зменшення швидкості димових газів та площі поверхні, яка випромінює. Зазначені чинники призводять до зростання довжини труби, що призводить до збільшення маси, габаритів, площі поверхні. Встановлено, що раціональним співвідношенням діаметра циліндра до діаметра труби є значення $d_ц/d_т$=0,6...0,36.

Для трубної дошки заданих розмірів можна встановити лише певну кількість труб діаметром d, варіюючи при цьому довжину труби для досягнення заданої потужності. При цьому, в залежності від ефективності інтенсифікатора теплообміну, відношення габаритів, маси, площі поверхні, втрат тиску будуть різними. Авторами проведено числовий експеримент з метою дослідження впливу діаметра труби на значення критеріїв. У дослідженнях використані труби з внутрішнім діаметром в діапазоні від 20 мм до 51 мм. Прийнято, що ширина пластини скрученої стрічки дорівнює діаметру труби, а співвідношення $d_ц/d_т$ для циліндричної вставки становить 0,6. Інтенсифікатори теплообміну розташовані по всій довжині труби. На рис. 2 представлені результати числових експериментів.

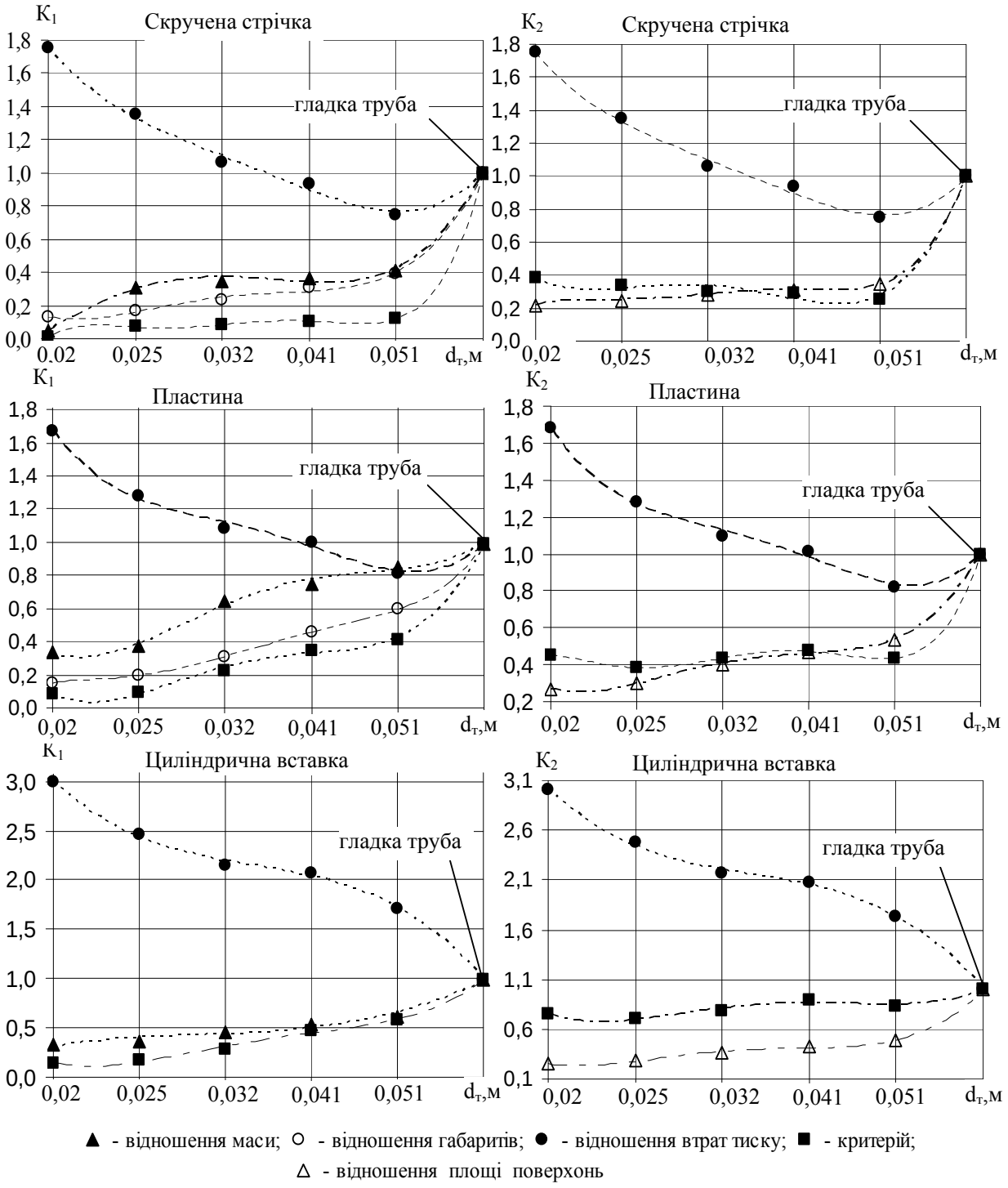

Рис. 2. Вплив діаметра труби жаротрубного пучка на значення критеріїв K_1 та K_2

Як видно з рис. 2, найкращі значення критеріїв спостерігаються для труб меншого діаметра. Це пояснюється тим, що при однакових витратах теплоносіїв та температурних напорах швидкість димових газів буде більшою, що сприятливо впливає на теплообмін, але при цьому зростає аеродинамічний опір пучка. Для труб середнього діаметра значення критеріїв дещо більші, але з погляду технології виготовлення жаротрубного пучка (зменшується кількість зварювальних швів, спрощується монтаж) їх використання є

доцільним. Серед інтенсифікаторів у всьому діапазоні зміни діаметра труб найефективнішою є скручена стрічка.

У таблиці 1 наведено результати числових досліджень інтенсифікації теплообміну при встановленні зазначених вище інтенсифікаторів для таких варіантів їх встановлення: на всю довжину труби ($L_i=L_{труби}$), у верхній частині труби при $L_i=0,75L_{труби}$, $L_i=0,5L_{труби,}$, $L_i=0,25L_{труби}$ та у нижній ділянці труби при $L_i=0,75L_{труби}$, $L_i=0,5L_{труби,}$, $L_i=0,25L_{труби}$. Встановлено, що інтенсифікація теплообміну в нижній частині труби є ефективнішою, оскільки необхідна довжина труб для досягнення зазначеної потужності котла є значно меншою, ніж при встановленні інтенсифікаторів у верхній частині, про що свідчать значення критеріїв.

Таблиця 1

Значення критеріїв для різних варіантів розташування інтенсифікаторів теплообміну

Інтенсифікатор теплообміну	Параметри інтенсифікатора							
	$L_i=L_{труби}$	$L_i=0,75L_{труби}$		$L_i=0,5L_{труби}$		$L_i=0,25L_{труби}$		Критерій
		нижня частина труби	верхня частина труби	нижня частина труби	верхня частина труби	нижня частина труби	верхня частина труби	
Пластина	0,31	0,298	0,634	0,473	0,757	0,724	0,784	K_1
Циліндр	0,368	0,476	0,817	0,588	1,165	0,758	1,194	K_1
Стрічка	0,067	0,27	0,313	0,31	0,481	0,432	0,832	K_1
Пластина	0,55	0,52	0,581	0,643	0,683	0,767	0,751	K_2
Циліндр	0,869	1,009	1,143	1,076	1,172	1,158	1,183	K_2
Стрічка	0,205	0,607	0,539	0,641	0,667	0,72	0,904	K_2

Як видно з таблиці 1, найефективнішим у всьому діапазоні зміни параметрів серед даних інтенсифікаторів є скручена стрічка, що пояснюється додатковим закручуванням потоку, а найкращими параметрами інтенсифікатора є: $L_i=L_{труби}$, $L_i=0,75L_{труби}$.

Виявлено, що при встановленні інтенсифікаторів в нижній ділянці труби за рахунок випромінювання тепловий потік збільшується на 43 – 72 %, що пояснюється більш високою температурою димових газів. При встановленні інтенсифікатора у верхній ділянці труби цей показник становить 18 – 35%. Аналогічні результати отримали автори [13], які з метою інтенсифікації теплообміну у високотемпературних теплообмінниках використали скручені хрестоподібні стрічки. Це призвело до збільшення теплового потоку на 10 – 80% завдяки випромінюванню. Таким чином використання різноманітних вставок у жаротрубних водогрійних котлах малої потужності є ефективним засобом інтенсифікації теплообміну.

Для практичної реалізації розроблених критеріїв з метою порівняння певних інтенсифікаторів необхідно провести детальний тепловий і аеродинамічний розрахунок котла.

Отже, запропоновані критерії дозволяють оцінювати ефективність інтенсифікації теплообміну в жаротрубному пучку водогрійного котла малої потужності за таких умов порівняння: рівність теплових навантажень, витрат теплоносіїв, температурних напорів. При цьому геометричні розміри та втрати тиску для гладкотрубної поверхні і поверхні з інтенсифікацією теплообміну можуть бути різними.

Висновки

У ході аналізу літературної інформації встановлено, що на сьогоднішній день немає єдиного підходу до оцінки ефективності того чи іншого методу інтенсифікації, що ускладнює вибір оптимальних параметрів теплообмінних апаратів в умовах використання інтенсифікації теплообміну. Крім того, відомі критерії не задовольняють умови роботи жаротрубних котлів малої потужності. Авторами запропоновано узагальнений критерій для оцінки ефективності жаротрубних пучків в умовах інтенсифікації теплообміну. За допомогою числового експерименту авторами отримані значення запропонованих критеріїв. Встановлено, що оптимальним відношенням діаметра циліндра до діаметра труби є значення $d_ц/d_т$=0,6...0,36. Виявлено також, що найефективнішим інтенсифікатором є скручена стрічка, раціональним є встановлення інтенсифікатора в нижній ділянці труби, а оптимальними параметрами інтенсифікаторів є $L_і$=$L_{труби}$, $L_і$=0,75$L_{труби}$. Слід також зазначити, що при виробництві котлів слід використовувати труби середнього діаметра, бо це полегшує монтаж жаротрубного пучка, а також призводить до зменшення кількості зварювальних швів, а звідси до спрощення технології виготовлення котла.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Гортышов Ю. Ф. Эффективность промышленно перспективных интенсификаторов теплоотдачи / Гортышов Ю. Ф., Олимпиев В. В. – Известия Академии наук. Энергетика. – 2002. – № 3. – С. 102 – 119.

2. Антуфьев В. М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева / Антуфьев В. М. – М.: Энергия, 1966. – 194 с.

3. Коваленко Л. М. Оценка теплоэнергетической эффективности каналов теплообменных аппаратов / Коваленко Л. М. // Промышленная теплотехника. – 2005. – т. 27, № 1. – С. 50 – 55.

4. Дрейцер Г. А. Проблемы создания высокоэффективных трубчатых теплообменных аппаратов / Дрейцер Г. А // Теплоэнергетика. – 2006. – № 4. – С.31 – 38.

5. Мигай В. К. Методика сравнения интенсифицированных поверхностей теплообмена / Мигай В. К. // Известия ВУЗов. Энергетика. – 1990. – № 9. – С. 101 – 103.

6. Дубровский Е. В. Метод относительного сравнения теплогидравлической эффективности интенсификации процесса теплообмена в каналах теплообменных поверхностей / Дубровский Е. В. // Теплоэнергетика. – 2002. – № 5. – С.47 – 53.

7. Дубровский Е. В. Метод относительного сравнения теплогидравлической эффективности интенсификации процесса теплообмена в каналах теплообменных поверхностей / Дубровский Е. В. // Теплоэнергетика. – 2002. – № 6. – С.60 – 63.

8. Дрейцер Г. А. Методика оценки эффективности интенсификации теплообмена в теплообменных аппаратах / Дрейцер Г. А. // Изв. вузов. Машиностроение. – 1999. – № 5. – 6. – С. 67 – 76.

9. Zimparov V. D. Extended performance evaluation criteria for heat transfer surfaces: Heat transfer through ducts with constant wall temperatures / Zimparov V. D. // Int.J.Heat Mass Transfer. – 2000. – Vol. 43, № 17. – P. 3137 – 3150.

10. Калафати Д. Д. Оптимизация теплообменников по эффективности теплообмена / Калафати Д. Д., Попалов В. В.. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 152 с.

11. Степанов Д. В. Математичне моделювання теплообмінних процесів у жаротрубному елементі водогрійного котла малої потужності / Степанов Д. В., Ткаченко С. Й., Боднар Л. А. // Вісник ВПІ. – 2007 – № 2. – С. 76 – 79.

12. Степанов Д. В. Експериментальні дослідження теплообміну в жаротрубному водогрійному котлі/ Степанов Д. В., Ткаченко С. Й., Боднар Л. А. // Вісник ВПІ. – 2008. – № 1. – С. 43 – 46.

13. Мигай В. К. Моделирование теплообменного энергетического оборудования / Мигай В. К. – Л.: Энергоатомиздат, 1987. – 264 с.

Степанов Дмитро Вікторович – кандидат технічних наук, доцент кафедри теплоенергетики, тел.: (0432)-598339, StepanovDV@mail.ru.

Боднар Лілія Анатоліївна – аспірант кафедри теплоенергетики, тел.: (0432)-598339, Bodnar06@ukr.net.

Вінницький національний технічний університет.