

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

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛООБМЕНА И АЭРОДИНАМИКИ ЭФФЕКТИВНЫХ МЕТОДОВ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА

В работе оценены интенсификация теплообмена и потери давления при применении в круглом канале газо-водяного теплообменника турбулизирующих вставок с круглыми и прямоугольными отверстиями. Проведены экспериментальные исследования, предложены зависимости для расчета интенсифицированного теплообмена.

Ключевые слова: интенсификация, потери давления, критерий Нуссельта, теплоотдача.

Введение

Системы с микроструйными элементами (импактными струями) достаточно эффективны для систем охлаждения. Струйный обдув обеспечивает при оптимальных условиях рост интенсивности теплообмена в 3 – 5 раз по сравнению с продольным обтеканием поверхности при относительно небольших затратах мощности. Эти системы используют для охлаждения деталей газовых турбин, а также в других областях техники. Исследование структуры потока в таких системах показали существование парновихревых структур, которые генерируются в слоях смешивания струи в виде вихревых шнуров и дальше разрушаются вследствие своей неустойчивости, принимая синусообразную форму. Все это способствует интенсификации теплообмена, как показано в работах Дыбана Е. П. [1].

Актуальным является вопрос о применении такого метода для конструирования различных теплообменных элементов, в частности для интенсификации теплообмена в теплообменниках водогрейных котлов малой мощности на природном газе или биогазе.

Целью данной работы является экспериментальные исследования эффективности оригинальных способов интенсификации теплообмена – вставок с прямоугольными щелями и круглыми отверстиями.

Результаты исследований

Авторами проверена эффективность запатентованных ими вставок оригинальной конструкции [2]. Проведены две серии экспериментов по исследованию эффективности вставок с круглыми отверстиями и прямоугольными щелями (рис. 1).

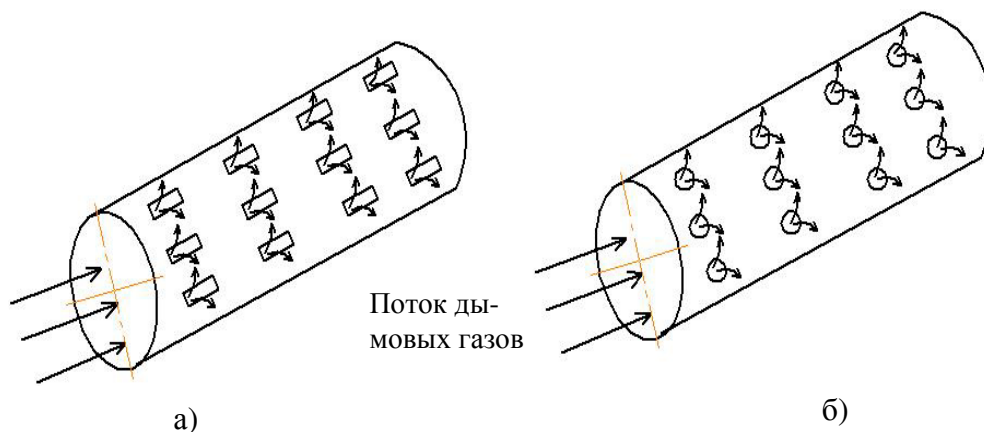


Рис. 1. Интенсификаторы теплообмена с: а) прямоугольными щелями и б) круглыми отверстиями

Экспериментальный стенд

Установка, принципиальная схема которой изображена на рис. 2, состоит из следующих основных частей: воздухоподогревателя и теплообменного элемента. Воздух вентилятором 1 подают в воздухоподогреватель, который состоит из камеры нагрева воздуха 2 и электрического нагревателя 3. Напряжение на нагреватель подают и регулируют через блок 4 питания ЛИПС-68, нагрузку контролируют лабораторным амперметром Э59 и вольтметром Щ4313. Расход воздуха регулируют шаровым краном 5, который установлен перед воздухоподогревателем, и измеряют ротаметрами РМ4 и РМ04. Нагретый в воздухоподогревателе до нужной температуры воздух воздуховодом 6, который изготовлен из трубы $\text{du}32$, подают в теплообменный элемент, который состоит из вертикального круглого канала 7, внутренним диаметром 42 мм, по которому движется воздух, и водяной рубашки 8 с эквивалентным диаметром для прохода воды 11 мм. В вертикальный канал 7 закрепляют интенсификаторы теплообмена 15. Холодную воду в водяную рубашку подают через нижний штуцер 9 из сети, потом она, нагреваясь, выходит через верхний штуцер 10. Расход сетевой воды регулируют краном 11 и измеряют с помощью мерного бака. Температуру воздуха на входе и выходе из теплообменного элемента измеряют термометрами 12 с ценой деления $0,1^\circ\text{C}$, установленными до и после теплообменного элемента. Потери давления воздуха в теплообменном элементе измеряют с помощью манометра 13 типа ММН с диапазоном измерения $5 \dots 1960 \text{ Па}$. Для уменьшения падения температуры воздуха в воздуховодах из-за потерь теплоты в окружающую среду они покрыты слоем изоляции 16 толщиной 9 мм с коэффициентом теплопроводности $\lambda = 0,038 \text{ Вт} / (\text{м} \times \text{К})$.

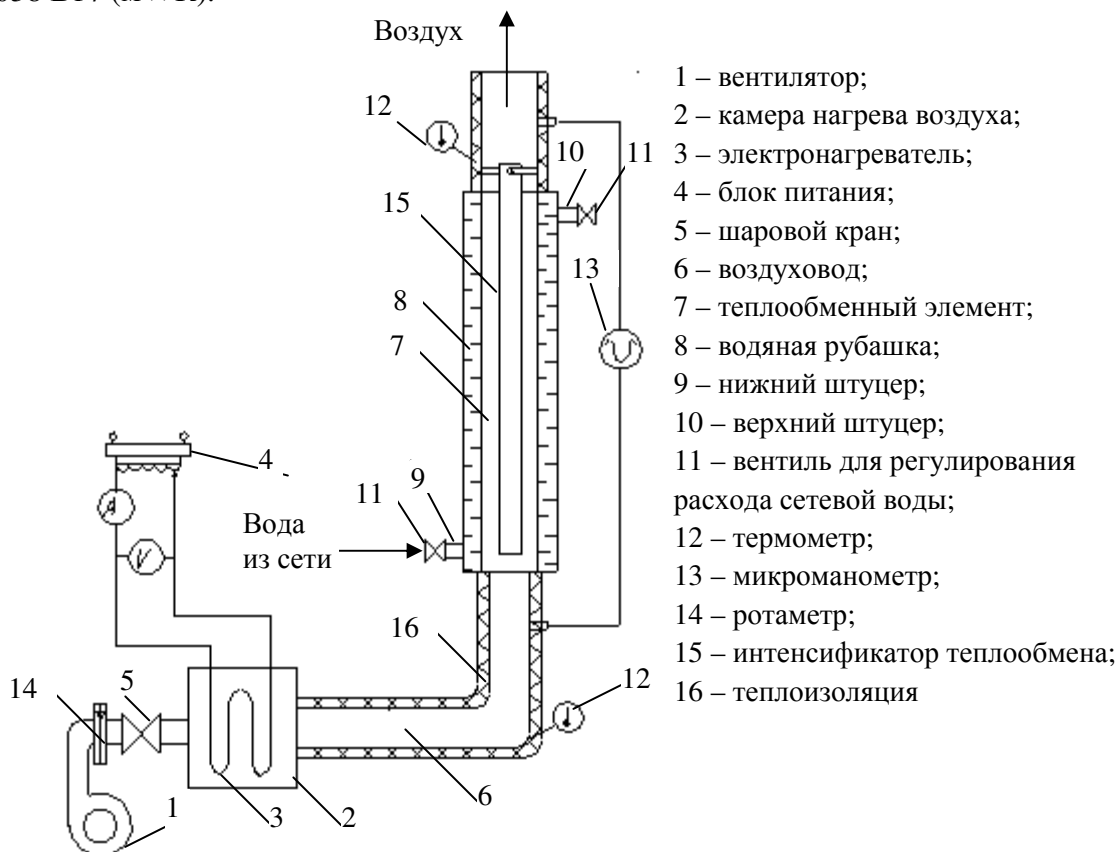


Рис. 2. Схема опытной установки

Опыты проводили в таком диапазоне изменения параметров: температурный напор $22,8 \dots 80^\circ\text{C}$; расход воздуха $0,26 \dots 12 \text{ м}^3 / \text{ч}$; расход сетевой воды $0,02 \dots 0,16 \text{ кг} / \text{с}$; температура воздуха на входе $75 \dots 135^\circ\text{C}$; температура воздуха на выходе $16 \dots 67^\circ\text{C}$; число Рейнольдса $Re = 300 \dots 5500$.

Проведены две серии экспериментов по исследованию эффективности вставок с круглыми отверстиями и прямоугольными щелями (рис. 3, рис. 4). Вставки установлены в верхнем участке теплообменной трубы. Соотношение длины вставки с прямоугольными щелями к длине трубы составляет $L_{\text{вст}} / L_{\text{тр}} = 0,4$; для вставки с круглыми отверстиями этот показатель составляет $L_{\text{вст}} / L_{\text{тр}} = 0,59$.

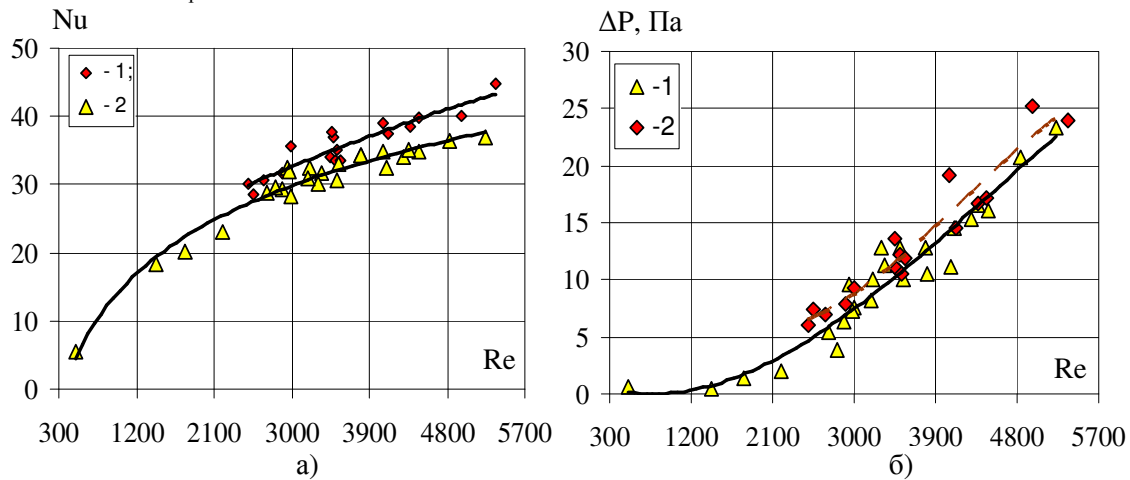


Рис. 3. Зависимость критерия Нуссельта (а) и потерь давления в теплообменном элементе (б) от критерия Рейнольдса для вставок с круглыми отверстиями:
1 – $d = 8$ мм; 2 – $d = 9$ мм

Количество круглых отверстий в экспериментах составляет 24. Вставки с меньшим диаметром отверстий $d = 8$ мм более эффективные с точки зрения теплообмена (см. рис. 3). При увеличении площади сечения отверстий в 1,27 раза (с $d = 8$ мм до $d = 9$ мм) потери давления уменьшились в 1,07 – 1,2 раза, а значение критерия Nu – в 1,09 – 1,18 раза.

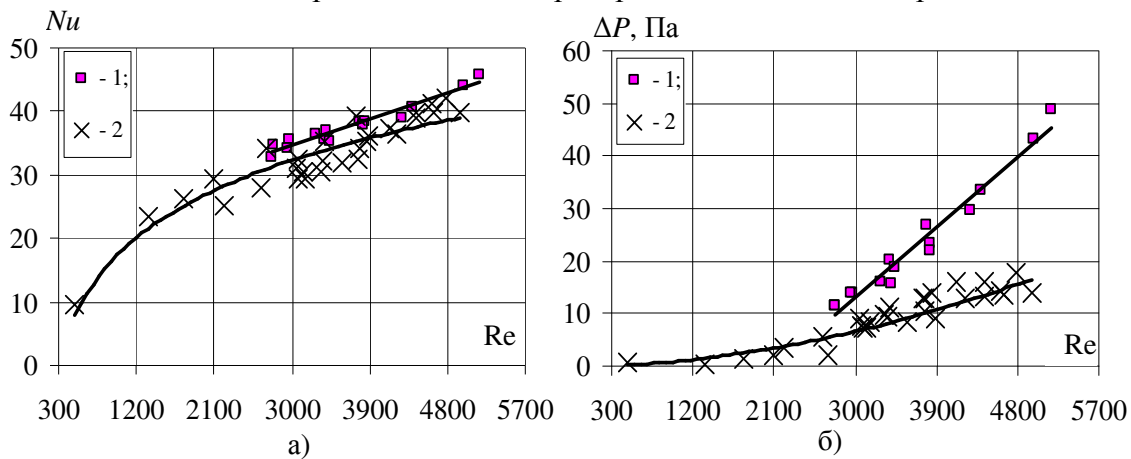


Рис. 4. Зависимость критерия Нуссельта (а) и потерь давления в теплообменном элементе (б) от критерия Рейнольдса для вставок с прямоугольными щелями: 1 – $s \times h = 1 \times 37$ мм; 2 – $s \times h = 2 \times 50$ мм

Вставки с прямоугольными щелями имеют следующие параметры: в верхней и нижней части расположены по 4 прямоугольные щели размерами 1×37 мм общей площадью поверхности $2,98 \times 10^{-4} \text{ м}^2$, во второй серии экспериментов размеры щелей увеличили до 2×50 мм. Во второй серии опытов критерий Нуссельта уменьшился в 1,04 – 1,12 раза, а потери давления – в 2 – 2,6 раза (см. рис. 4).

На рис. 5 представлены эффект интенсификации теплообмена и повышение сопротивления для труб со вставкой с прямоугольными щелями 2×50 мм и вставкой с отверстиями $d =$

9 мм по сравнению с гладкой трубой.

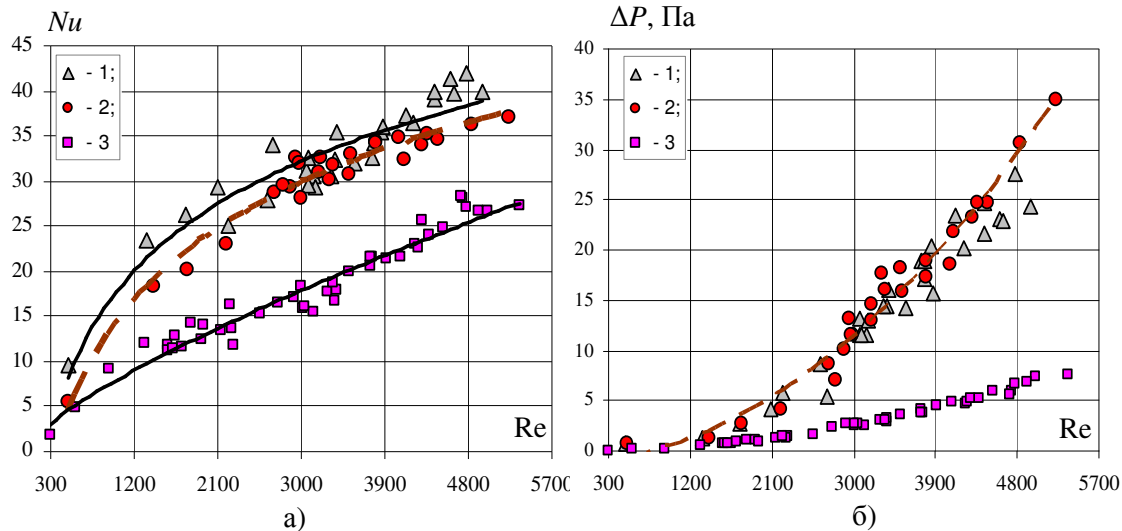


Рис. 5. Интенсивность теплообмена (а) и потери давления (б) для гладкой трубы и трубы с интенсификатором в зависимости от числа Рейнольдса: 1 – труба с вставкой с щелями 2×50 мм; 2 – с вставкой с отверстиями $d = 9$ мм; 3 – гладкая труба

Как видно из рис. 5, вставки со щелями 2×50 мм и отверстиями $d = 9$ мм обеспечивают почти одинаковую интенсификацию теплообмена. В ламинарном режиме вставки со щелями увеличивают теплоотдачу по сравнению с гладкой трубой в 1,98 – 2,11 раза при увеличении сопротивления в 2,77 – 6,7 раза, а в переходном режиме увеличение интенсивности теплоотдачи в 1,49 – 2,11 при увеличении сопротивления в 3,26 – 3,8 раза соответственно. Для вставок с отверстиями увеличение числа Нуссельта в ламинарной области по сравнению с гладкой трубой составляет 1,12 – 1,685 раза при увеличении сопротивления в 2,77 – 7,8, а для переходного режима увеличение интенсивности теплоотдачи составляет 1,37 – 1,685 раза при увеличении сопротивления в 2,77 – 4,57 раза соответственно. Экспериментальные данные исследования эффективности вставки оригинальной конструкции с круглыми отверстиями описывают эмпирической зависимостью с коэффициентом детерминации $R = 0,92$.

$$Nu = 0,407 \cdot Re^{0,56} \cdot Pr^{0,43}. \quad (1)$$

Для вставок с прямоугольными щелями с коэффициентом детерминации $R = 0,93$ получена зависимость

$$Nu = 0,586 \cdot Re^{0,52} \cdot Pr^{0,43}. \quad (2)$$

Определяющим размером в зависимостях (1) – (2) является диаметр трубы, определяющей температурой – средняя температура потока, определяющей скоростью – средняя скорость потока без учета загромождения интенсификатором.

Таким образом, применение вставок с круглыми отверстиями и прямоугольными щелями является эффективным способом интенсификации теплообмена. Эффект можно объяснить струйным истечением воздуха из отверстий (щелей), что приводит к интенсивной турбулизации потока в пограничном слое «воздух – стенка» теплообменника.

В высокотемпературных теплообменниках теплосъем увеличится еще и за счет излучения от вставок. Их применение целесообразно в водогрейных котлах малой мощности, особенно с вынужденной тягой.

Выводы

Исследование интенсификации теплоотдачи на моделях теплообменников позволяет получить с небольшими материальными затратами надежные исходные данные для разработки более эффективных конструкций теплообменных аппаратов. В работе исследована теплогидродинамическая эффективность интенсификаторов теплообмена в ламинарном и переходном режимах движения теплоносителя, что характерно для жаротрубных водогрейных котлов малой мощности (до 100 кВт). Вставки с прямоугольными щелями и круглыми отверстиями эффективно интенсифицируют теплообмен при значительном росте гидравлического сопротивления. В ламинарном режиме вставки с щелями увеличивают теплоотдачу по сравнению с гладкой трубой в 1,98 – 2,11 раза при увеличении сопротивления в 2,77 – 6,7 раза, а в переходном режиме увеличение интенсивности теплоотдачи в 1,49 – 2,11 при увеличении сопротивления в 3,26 – 3,8 раза соответственно. Для вставок с отверстиями увеличение числа Нуссельта в ламинарной области по сравнению с гладкой трубой составляет 1,12 – 1,685 раза при увеличении сопротивления в 2,77 – 7,8, а для переходного режима увеличение интенсивности теплоотдачи составляет 1,37 – 1,685 раза при увеличении сопротивления в 2,77 – 4,57 раза соответственно, поэтому применение таких вставок возможно в котлах с вынужденной тягой. При применении таких вставок в высокотемпературных теплообменниках (жаротрубных котлах с вынужденной тягой) можно ожидать увеличения теплоотдачи за счет излучения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дыбан Е. П. Теплообмен при взаимодействии системы струй с перфорированной поверхностью / Е. П. Дыбан, А. И. Мазур // Промышленная теплотехника. – 1991. – Т. 13, № 1. – С. 3 – 9.
2. Пат. 21404 України, МПК⁷ F 28 F 1/10. Вставка для теплообмінної труби / Ткаченко С. Й., Степанов Д. В., Боднар Л. А.; заявник та патентовласник Вінницький національний технічний університет. – № 200610176 ; заявл. 25.09.06 ; опубл. 15.03.2007, Бюл. №3.
3. Коваленко Л. М. Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи / Л. М. Коваленко, А. Ф. Глушков. – М. : Энергоатомиздат, 1986. – 238 с.
4. Долинский А. А. Теплообмен и гидродинамика при конфузорно – диффузорном течении воздуха в плоском щелевом канале / Ю. Е. Дыбан, А. А. Долинский // Промышленная теплотехника. – 1991. – Т. 13, № 3. – С. 33 – 40.

Боднар Лилия Анатольевна – кандидат технических наук, доцент кафедры теплоэнергетики, тел.598339, Bodnar06@ukr.net.

Степанов Дмитрий Викторович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры теплоэнергетики, тел.598339, StepanovDV@mail.ru.

Винницкий национальный технический университет.