

Рис. 5 – Нагрів та охолодження поверхні випромінювача

## Література

1. Лыков М. В. Сушка в химической промышленности – М.: Химия, 1970. – 483с.
2. J. Seyed-Yagoobi and H. Noboa. Heating/drying of uncoated paper with gas-fired infrared emitters – fundamental understanding. – Proceedings of the 14th International Drying Symposium (IDS 2004) August 2004, vol. B, pp. 1217 – 1224.

УДК 536.27

## РАЗРАБОТКА КОНКУРЕНТОСПОСОБНЫХ ТРУБЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Грабов Л.Н., канд. техн. наук, вед. науч. сотр., Чалаев Д.М., канд. техн. наук, вед. науч. сотр.,  
 Переяславцева Е.А., канд. техн. наук, вед. науч. сотр., Сильягина Н.Б., науч. сотр.  
 Институт технической теплофизики НАН Украины, г. Киев

*Проведены теоретические и экспериментальные исследования теплообмена в трубах с дискретными турбулизаторами. Получены критериальные зависимости для расчета теплообменных аппаратов на основе таких труб. Создан энергоэффективный теплообменник нового поколения на основе профилированных труб.*

*Experimental and theoretic investigations of heat transfe in pipes with descrete turbulator had been carried out. Criterial relationships for calculation of heat exchangers with similar pipes had been obtained. The new energy save heat exchanger of new generation on the base of this pipes had been developed.*

Ключевые слова: теплообменник, профилированные трубы, дискретные турбулизаторы, гидравлическое сопротивление, коэффициент теплопередачи.

Теплообменные аппараты занимают важное место в промышленной теплоэнергетике, химической и пищевой промышленности, в ЖКХ и других отраслях.

Одним из важных показателей качества теплообменного устройства является эффективность теплообменной поверхности, величина которой определяется отношением количества передаваемого тепла к затрачиваемой мощности на прокачку теплоносителя. За счет повышения интенсивности теплообменных процессов можно добиться не только увеличения эффективности работы теплообменного оборудования, но и уменьшения их габаритов.

Перспективным направлением повышения эффективности теплообменной поверхности является применение профилированных труб с дискретными турбулизаторами, способствующими формированию вихревой структуры потока, направленной к стенке трубы, что обеспечивает опережающий рост теплообмена по сравнению с увеличением сопутствующих потерь давления [1].

В последние годы серийно освоено производство гибких нержавеющей профилированных труб небольшого диаметра [2]. Такая теплообменная поверхность характеризуется компактностью, невысокой удельной стоимостью, возможностью создания сложных теплообменных поверхностей за счет «сгиба» теплообменной поверхности и закрутки пучка профилированных труб. Однако, в настоящее время в литературе практически отсутствуют данные по теплообмену и гидравлическому сопротивлению профилированных труб, что затрудняет проектирование теплообменных аппаратов и оптимизацию их параметров. Для решения данной задачи в ИТТФ НАН Украины создан стенд и проведены экспериментальные исследования интенсивности теплопередачи при использовании тонкостенных гофрированных труб различных модификаций (кольцевая и винтовая накатка). Исследования показали, что гофрированные трубы эффективно турбулизуют поток в пристенной зоне течения, разрушая эту область с помощью отрывных возмущений потока, которые генерируются турбулизаторами и обеспечивают высокие коэффициенты теплопередачи сравнительно с гладкими трубами [3].

Было изучено влияние геометрии труб на интенсивность процесса теплообмена, что позволило провести оценку эффективности теплопередачи в зависимости от различных параметров. Выполнено исследование теплообмена, гидродинамики и теплопередающих характеристик единичного элемента теплообменного аппарата «труба в трубе» на основе профилированной трубы диаметром Ду15 (табл.1). Обобщение полученных результатов выполнено в сотрудничестве со специалистами в области высокотемпературной термогазодинамики под руководством академика А.А.Халатова и к.т.н. Г.А.Пархоменко. Адекватность результатов проверена сравнением с экспериментальными данными.

**Таблица 1 – Геометрические размеры профилированной трубы**

Толщина стенки трубы, мм	Внешний диаметр гофр, мм	Внутренний диаметр гофр, мм	Количество гофр, шт./м пог.	Площадь поверхности, м2/м пог.
0,25	17,55	13,9	226 ± 2	0,067

При обобщении экспериментальных данных для внутреннего канала профилированной трубы с дискретными турбулизаторами в качестве базового использовалось уравнение подобия степенного типа для течения в трубах:

$$\overline{Nu}_d = C \cdot Re_d^m \cdot Pr_{жс}^{0,43} \cdot \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}, \quad (1)$$

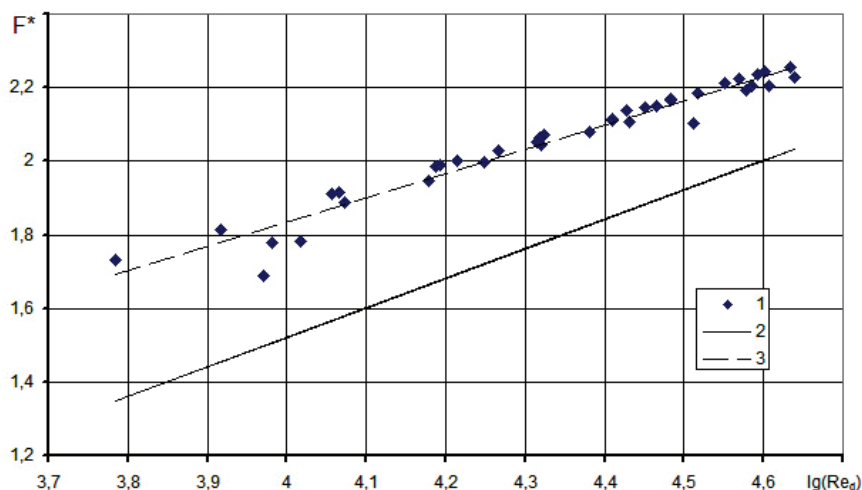
из которого статистической обработкой экспериментальных данных определялись значения константы C и показателя степени m.

Для этого экспериментальные данные представлялись в логарифмической системе координат:

$$F^* = \lg \left( \frac{\overline{Nu}_{жс}}{Pr_f^{0,43} \cdot (Pr_f / Pr_w)^{0,25}} \right) = \lg C + m \lg(Re_d) \quad (2)$$

в которой опытные данные располагаются около прямой (рис. 5) с константой C в уравнении (2) равной 0,79 и показателем степени m = 0,66.

Значение показателя степени 0,66 обычно соответствует переходному режиму. Поскольку опыты проведены при числах Рейнольдса более 9000, то можно считать, что поток в профилированной трубе был турбулентным. Поэтому была выполнена дополнительная обработка опытных данных с показателем степени при числе Рейнольдса в уравнении (1) равным 0,8.



1 – опытные данные; 2 - уравнение для среднего теплообмена в трубе на участке стабилизированного течения  $\overline{Nu}_d = 0,021 \cdot Re_d^{0,8} \cdot Pr_{жс}^{0,43}$ ; 3 – аппроксимация экспериментальных данных

**Рис. 5 – Результаты обобщения опытных данных по теплообмену внутри профилированной трубы**

Как следует из рис. 6, в представленной системе координат константа  $C$  не является постоянной, а зависит от числа Рейнольдса и определяется уравнениями:

$$\lg(C) = -0,02 \cdot \lg(Re_d) + 0,12 \quad (3)$$

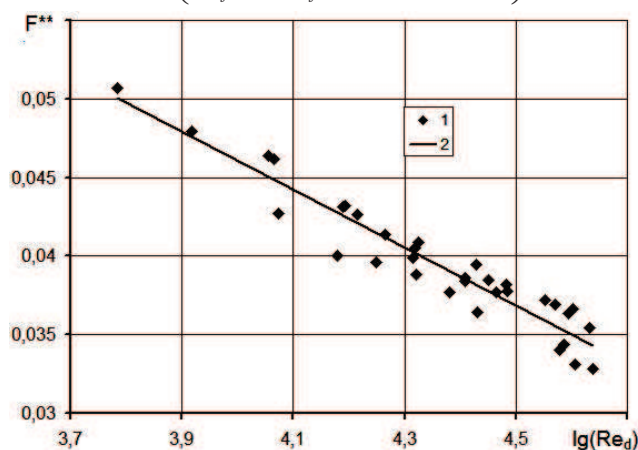
$$C = 10^{-0,02 \cdot \lg(Re_d) + 0,12} \quad (4)$$

В этом случае уравнение для среднего теплообмена внутри профилированного канала принимает следующий вид:

$$\overline{Nu}_d = 10^{-0,02 \cdot \lg(Re_d) + 0,12} \cdot Re_d^{0,8} \cdot Pr_{жс}^{0,43} \cdot \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_{см}} \right)^{0,25} \quad (5)$$

На рис. 6 использовано:

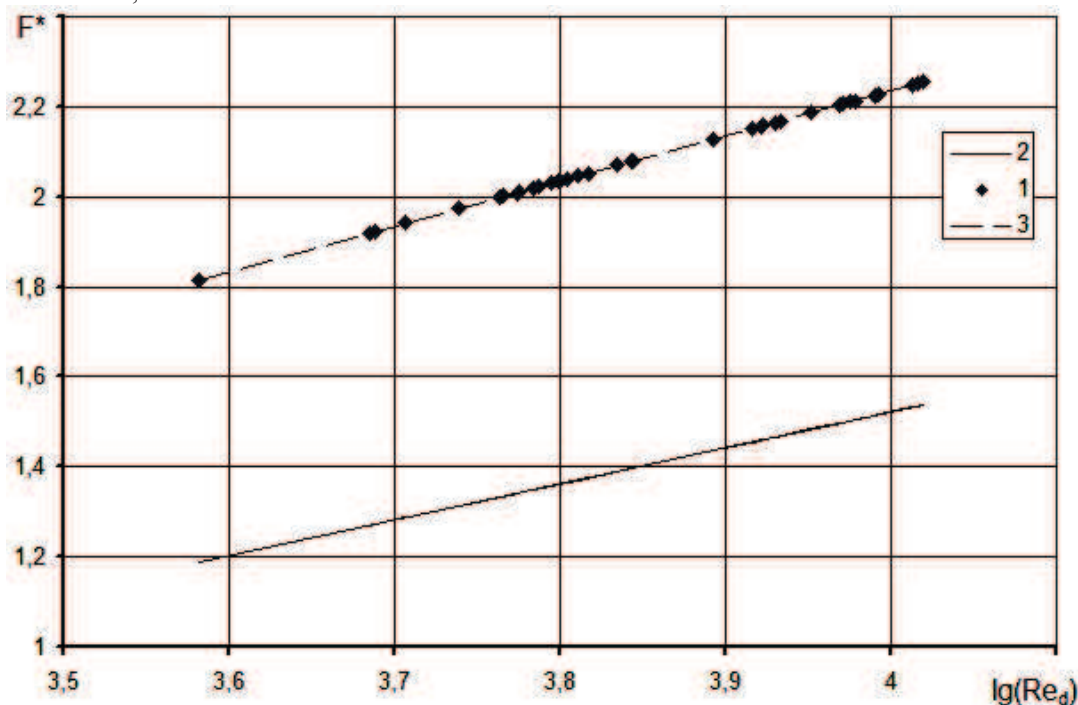
$$F^{**} = \lg \left( \frac{\overline{Nu}_d}{Pr_f^{0,43} \cdot (Pr_f / Pr_w)^{0,25} \cdot Re_d^{0,8}} \right)$$



1 – опытные данные; 2 – обобщающая линия

**Рис. 6 – Результаты обобщения опытных данных по теплообмену для внутреннего канала профилированной трубы с показателем степени 0,8 при числе Рейнольдса**

Аналогичное обобщение опытных данных было выполнено для теплообмена в кольцевом канале. Результаты обобщения опытных данных в полулогарифмической системе координат с определением константы  $C$  и показателя степени  $m$  представлены на рис. 7. В этом случае константа  $C$  равна 1,77, а показатель степени  $m = 1,0$ .



1 – опытные данные; 2 - уравнение для среднего теплообмена в трубе на участке стабилизированного течения  $\overline{Nu}_d = 0,021 \cdot Re_d^{0,8} \cdot Pr_{жс}^{0,43}$ ; 3 – обобщающая линия

Рис. 7 – Результаты обобщения опытных данных для теплообмена в кольцевом канале

Однако значение показателя степени  $m$  не соответствует физической картине теплообмена в кольцевом канале поскольку опытные данные получены при числе Рейнольдса более 4000. Несмотря на малое значение числа Рейнольдса, соответствующее переходному режиму при осевом течении, можно предполагать, что в данном случае в кольцевом канале существует турбулентный режим. Поэтому было выполнено обобщение опытных данных с показателем степени при числе Рейнольдса равным 0,8. Результаты такого обобщения опытных данных представлены на рис. 8.

В представленной системе координат уравнение для константы  $C$  будет определяться зависимостями:

$$\lg(C) = 0,05 \cdot \lg(Re_d) - 0,08 \quad (6)$$

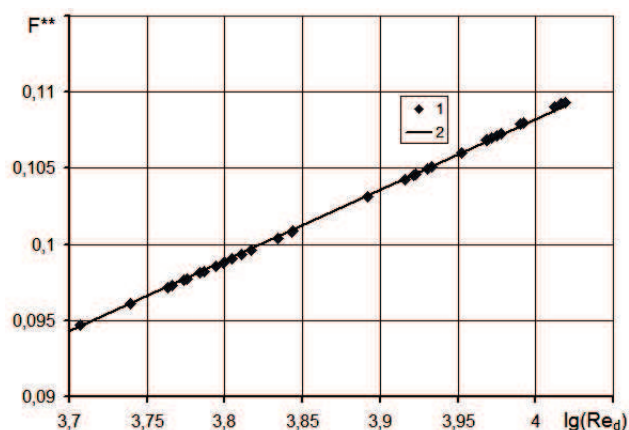
$$C = 10^{0,05 \cdot \lg(Re_d) - 0,08} \quad (7)$$

а уравнение для среднего теплообмена в кольцевом канале принимает следующий вид:

$$\overline{Nu}_d = 10^{0,05 \cdot \lg(Re_d) - 0,08} \cdot Re_d^{0,8} \cdot Pr_{жс}^{0,43} \cdot \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_{см}} \right)^{0,25} \quad (8)$$

Полученные результаты использованы в качестве исходных данных для проектирования теплообменного аппарата на основе профилированных труб для индивидуального теплового пункта [4, 5].

Сравнительные теплотехнические испытания нового теплообменника были проведены на тепловом пункте административного здания ИТТФ НАН Украины. В штатном пластинчатом теплообменнике мощностью 350 кВт, которым был оборудован тепловой пункт, коэффициент теплопередачи составлял 4000...4500 Вт/м<sup>2</sup>·К. В новом теплообменнике, при одинаковых гидравлических режимах системы, коэффициент теплопередачи возрастает до 6000 Вт/м<sup>2</sup>·К. Стоимость изготовления нового теплообменника примерно в два раза меньше стоимости серийно выпускаемых пластинчатых теплообменников.



1 – опытные данные; 2 – обобщающая линия

**Рис. 8** – Результати обобщення опытних даних для теплообмена в кільцевому каналі профілюваної труби з показателем степені 0,8 при числі Рейнольдса.

#### Выводы

Нові теплообмінники на основі профілюваних труб з дискретними турбулізаторами забезпечують величину коефіцієнта теплопередачі в апараті в 1,1 – 1,2 рази перевищують середні значення  $k$  для пластинчатих теплообмінників;

Нові теплообмінники на основі профілюваних труб з дискретними турбулізаторами мають значительно меншу металоемкість по порівнянню з пластинчатим теплообмінником аналогічної потужності;

Стоимість одиниці теплообмінної поверхності профілюваних труб в 5 – 6 разів нижче порівнянню з аналогічними показателями пластинчатих теплообмінників, що являється суттєвим резервом для удешевлення теплообмінного обладнання і створення апарату, спроможного скласти конкуренцію пластинчастим теплообмінникам;

Робота виконується при підтримці програми научних проєктів НАНУ – СО РАН (проєкт 04-08-12 НАНУ).

#### Литература

1. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А. и др. Интенсификация теплообмена в каналах // М.: Машиностроение. 1981.
2. Kofulso Co., Ltd. (<http://www.kofulso-olton.ru/>)
3. Грабов Л.Н., Чалаев Д.М., Король И.В. Экспериментальное исследование процесса теплопередачи в трубчатых теплообменниках с дискретными турбулизаторами. Наукові праці ОНАХТ, -2012, вип.41, т.1, с.187-190.
4. Долінський А.А., Чалаев Д.М., Грабов Л.Н., Переяславцева О.О., Сильнягіна Н.Б., Ковальов В.В. Розробка ефективних теплообмінників нового покоління на основі труб з дискретними турбулізаторами / Енергетика та електрифікація. - 2013. - Т.13. - № 4. -С. 28-33.
5. Грабов Л.Н. Перспективы создания энергоэффективных теплообменников нового поколения с дискретными турбулизаторами / Чалаев Д.М., Сильнягина Н.Б. // Промышленная теплотехника. - 2013. - Т.35 - № 7 – С.134-138.