

УДК 532.5.013.12

Доник Т.В., Халатов А.А.

Институт технической теплофизики НАН Украины

ТЕПЛООБМЕН И ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ В ТРУБЕ  
С КРЕСТООБРАЗНОЙ ВСТАВКОЙ И ЧАСТИЧНОЙ ЗАКРУТКОЙ ПОТОКА

Виконано експериментальне дослідження теплообміну та гідравлічних втрат в трубі з хресто-подібною вставкою і частковою закруткою потоку біля стінки. Закрутка потоку здійснювалась за рахунок відгину пелюстків вставки висотою 10 мм на кут від 15° до 45°. Аналізується теплогідравлічна ефективність передбачуваного методу інтенсифікації теплообміну.

Выполнено экспериментальное исследование теплообмена и гидравлических потерь в трубе с крестообразной вставкой и частичной закруткой потока. Закрутка потока осуществлялась за счет отгиба лепестков вставки высотой 10 мм на угол от 15° до 45°. Анализируется теплогидравлическая эффективность предлагаемого метода интенсификации теплообмена.

The heat transfer and hydraulic losses have been studied in a tube with cruciform insert and partial flow swirl. The flow swirl was formed by means of the upper part of insert 10 mm height folding at the angle from 15° to 45° degrees. The thermal-hydraulic performance of the proposed heat transfer enhancement technique is analyzed.

$d$  – диаметр трубы;  
 $f$  – коэффициент гидравлического сопротивления экспериментального участка;  
 $l$  – длина экспериментального участка;  
 $Nu$  – число Нуссельта;  
 $\Delta P$  – перепад статического давления на длине экспериментального участка;  
 $Re$  – число Рейнольдса;  
 $w$  – среднерасходная скорость;

$\Phi AP = (\overline{Nu}_d / \overline{Nu}_0) / (f/f_0)$  – фактор аналогії Рейнольдса;

$\varphi$  – угол закрутки потока;  
 $\rho$  – плотность воздуха.

**Індекси:**

$d$  – диаметр трубы;  
 $0$  – осевое стабилизированное течение (труба без вставки);  
 $\gamma$  – геометрическое значение.

**Введение**

Проблема интенсификации теплообмена в каналах продолжает привлекать внимание исследователей и инженеров в связи с разработкой новых энергетических установок, интенсивных технологических аппаратов, промышленных теплообменников, рекуператоров теплоты и химических реакторов.

Для интенсификации внутреннего теплообмена используется закрутка потока, турбулизация потока, оребрение поверхности, выступы и углубления различной формы, а также другие методы [1, 2]. Одним из эффективных и простых в исполнении методов интенсификации теплообмена является закрутка потока. Однако используемые в настоящее время закручивающие устройства (завихрители, скрученные ленты, шнеки, спиральная накатка и спиральное оребрение) обладают рядом не-

достатков, которые сужают область их практического использования. Главным из них являются большие потери давления за счет вращения всего потока, а в ряде случаев недостаточно высокая интенсивность закрутки потока у поверхности канала.

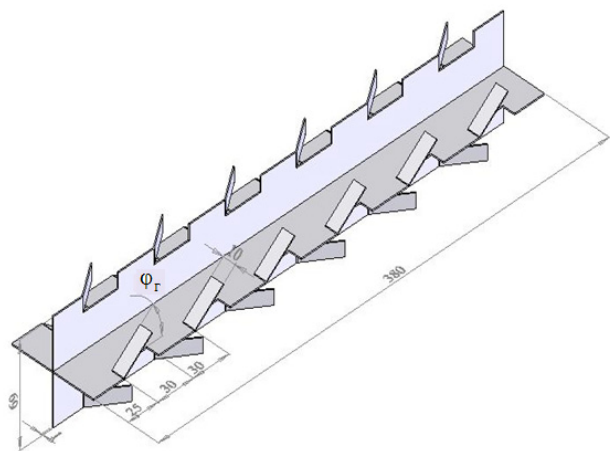
В настоящей работе рассмотрены крестообразные вставки с частичной закруткой потока, которая генерируется у стенки канала. Такие завихрители технологичны и обладают свойством самоочистки от промышленных загрязнений. За счет перераспределения расхода осевого (в центральной части потока) и закрученного (у стенки) потоков такие закручивающие устройства позволяют регулировать интенсивность теплообмена в широких пределах при неизменном расходе теплоносителя в канале.

### Результаты исследования

Ввиду сложной вихревой структуры потока и неопределенности выбора модели турбулентности для исследования выбран экспериментальный метод. Схема экспериментальной установки и результаты тестовых экспериментов представлены в работе [3].

Исследуемая крестообразная вставка представлена на рис. 1. Закрутка потока осуществляется за счет отгиба лепестков ребер вставки у стенки канала на угол  $\varphi_r = 15^\circ, 25^\circ, 30^\circ, 35^\circ, 40^\circ$  и  $45^\circ$ . Дискретные прямоугольные струи, выходящие из прямоугольных отверстий каждого оребрения, попадают в отверстия соседнего оребрения, далее движутся через отверстия других ребер, тем самым, образуя систему винтовых линий, которые обеспечивают закрутку потока у стенки трубы [4]. Геометрическая форма и основные размеры вставки представлены на рис. 1.

Изучался средний теплообмен от поверхности трубы к потоку воздуха в условиях близких к закону  $q_w = \text{const}$  при квазиизотермических условиях. Внутренний диаметр трубы составлял 66 мм, а длина – 370 мм ( $l/d = 5,6$ ). На внешней поверхности трубы смонтирован омический электрический нагреватель, напряжение на клеммах которого измерялось вольтметром Щ4313, а ток в спирали – с помощью шунта и цифрового милливольтметра В7–46/1.



**Рис. 1. Крестообразная вставка с закруткой потока у стенки трубы (схема и основные геометрические размеры).**

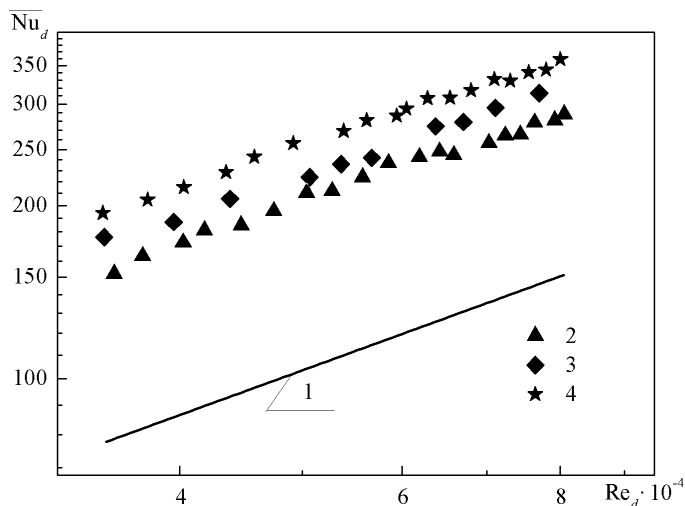
В экспериментах измерялись расход воздуха (расходомер Вентури), средняя температура воздуха на входе в рабочий участок (образцовый термометр) и на выходе из него. Для этого на выходе устанавливался смеситель [3], в который помещался образцовый термометр. Температура внутренней поверхности трубы по ее длине измерялась хромель-алюмелевыми термопарами в семи точках. Средний тепловой поток определялся на основе измерения расхода воздуха через экспериментальный участок, а также средних температур потока на входе и выходе.

Для определения гидравлического сопротивления канала измерялся перепад статического давления на длине рабочего участка в изотермических условиях. При измерениях на выходе устанавливался успокоительный участок трубы длиной 400 мм.

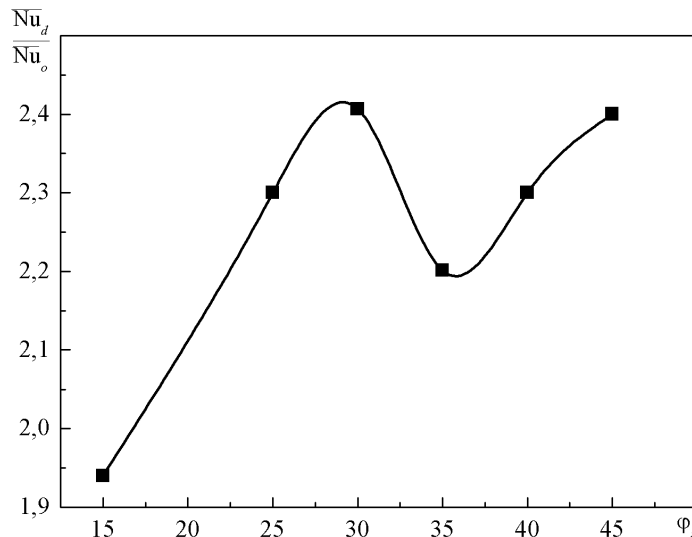
Расход воздуха в экспериментах составлял 0,034...0,089 кг/с, число Рейнольдса  $Re_d$ , вычисленное по диаметру трубы, изменялось от  $4 \cdot 10^4$  до  $9 \cdot 10^4$ , что соответствовало условиям развитого турбулентного режима. Температура воздуха на входе в канал составляла 21...28 °С. Экспериментальный участок имел достаточно высокую теплоемкость, поэтому время выхода на стационарный тепловой режим при проведении экспериментов составляло не менее 1,5 часов.

Результаты определения среднего теплообмена при различных значениях геометрического угла закрутки  $\varphi_r$  представлены на рис. 2, 3. В области  $\varphi_r = 15^\circ \dots 30^\circ$  теплообмен возрастает на 80...150 % по сравнению с теплообменом при осевом стабилизированном турбулентном течении в трубе (линия 1). При этом интенсификация теплообмена примерно одинакова для всех чисел Рейнольдса. При увеличении угла закрутки от  $30^\circ$  до  $35^\circ$  теплообмен уменьшается, однако в области  $\varphi_r = 40^\circ - 45^\circ$  он вновь возрастает.

На рис. 4 представлена зависимость отношения  $\overline{Nu}_d / \overline{Nu}_0$  от угла закрутки  $\varphi_r$ . Как следует, имеет место немонотонное, с локальным максимумом и минимумом, изменение отношения  $\overline{Nu}_d / \overline{Nu}_0$  в зависимости от угла  $\varphi_r$ , что



**Рис. 2. Средний теплообмен в трубе: крестообразная вставка с частичной закруткой потока: 1 – осевое стабилизированное турбулентное течение; 2 –  $\varphi_z = 15^\circ$ ; 3 –  $\varphi_z = 25^\circ$ ; 4 –  $\varphi_z = 30^\circ$ .**



**Рис. 4. Зависимость отношения  $\overline{Nu}_d / \overline{Nu}_0$  от геометрического угла закрутки  $\varphi_z$ .**

образом:

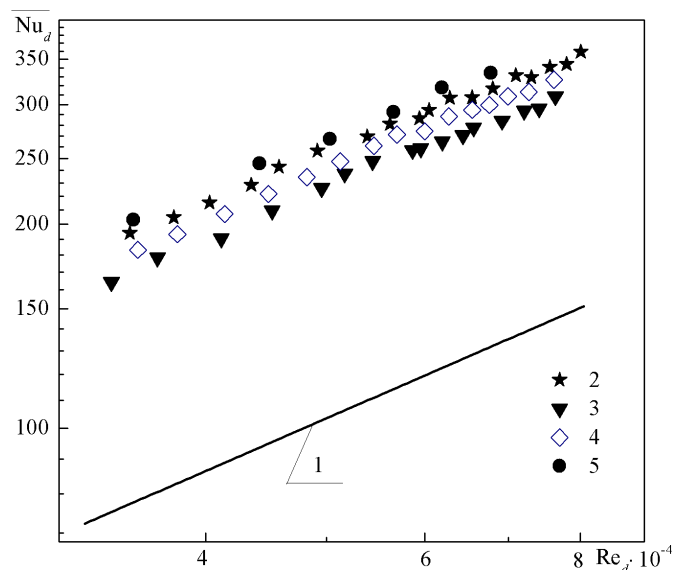
$$\overline{Nu}_d / \overline{Nu}_0 = \varepsilon_\varphi \cdot \varepsilon^*,$$

где  $\overline{Nu}_0$  – средний теплообмен в трубе при осевом стабилизированном течении;  $\varepsilon_\varphi$ ,  $\varepsilon^*$  – относительные функции закрутки потока и вихревого перемешивания в канале.

В таблице приведены результаты определения функций  $\varepsilon_\varphi$  и  $\varepsilon^*$ , где значение  $\varepsilon_\varphi$  рассчитывалось в соответствии с теорией винтовой линии [5]. Как следует при  $\varphi_r < 30^\circ$  преобладает вихревое перемешивание потока, при  $\varphi_r = 35^\circ$  имеет место соизмеримый вклад закрутки потока и вихревого перемешивания, а при  $\varphi_r > 35^\circ$  – доминирует закрутка потока.

Таблица. Факторы закрутки и вихревого перемешивания

$\varphi_r$	Эксперимент $\overline{Nu}_d / \overline{Nu}_0$	Закрутка потока, $\varepsilon_\varphi$	Вихревое перемешивание, $\varepsilon^*$	ФАР
15°	1,52	1,05	1,45	0,292
25°	1,83	1,15	1,59	0,296
30°	1,91	1,22	1,56	0,276
35°	1,74	1,32	1,32	0,218
40°	1,81	1,45	1,25	0,200
45°	1,88	1,62	1,16	0,177



**Рис. 3. Средний теплообмен в трубе: крестообразная вставка с частичной закруткой потока: 1 – осевое стабилизированное турбулентное течение; 2 –  $\varphi_z = 30^\circ$ ; 3 –  $\varphi_z = 35^\circ$ ; 4 –  $\varphi_z = 40^\circ$ ; 5 –  $\varphi_z = 45^\circ$ .**

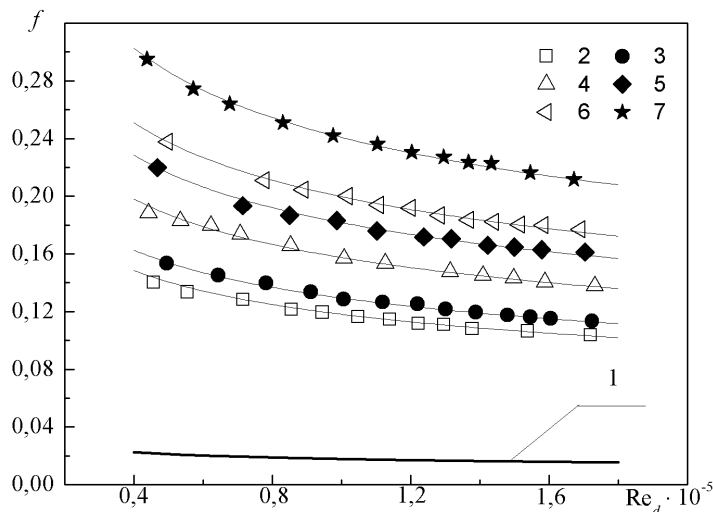
связано со сложным механизмом течения и теплообмена в канале с закруткой потока у стенки.

В соответствии с принципом суперпозиции отдельных факторов средний теплообмен от стенки к потоку можно определить следующим

Такой характер влияния отдельных факторов обусловлен тем, что при слабой закрутке ( $\varphi_r < 35^\circ$ ) закрученная струя ударяется о поверхность ребра со «скольжением» (или может даже не достигать ее) и не попадает в соседний канал закрутки. В этом случае в каналах вставки формируется сложная вихревая структура. При  $\varphi_r = 35^\circ$  большая часть потока из каждого канала закрутки попадает в соседний канал, формируя таким образом систему закрученных струй, и вклад закрутки потока и вихревого перемешивания становится соизмеримым. При  $\varphi_r > 35^\circ$  струи наклонно-импактно ударяются о поверхность ребер вставки и формируют вторичную закрутку потока, но часть потока проходит через каналы закрутки. Следует отметить, что при всех углах закрутки потока имеет место его взаимодействие с внешней частью лепестков, что формирует дополнительную вихревую структуру, которая доминирует при малых углах закрутки.

Результаты определения коэффициента гидравлического сопротивления в зависимости от числа Рейнольдса  $Re_d$  представлены на рис. 5.

Здесь  $f = 2 \cdot \Delta P / (l/d) \rho w^2$  – гидравлическое сопротивление трубы со вставкой. Как вид-



**Рис. 5. Гидравлическое сопротивление: крестообразная вставка с закруткой потока у стенки: 1 – осевое стабилизированное турбулентное течение; 2 –  $\varphi_2 = 15^\circ$ ; 3 –  $25^\circ$ ; 4 –  $30^\circ$ ; 5 –  $35^\circ$ ; 6 –  $40^\circ$ ; 7 –  $45^\circ$ .**

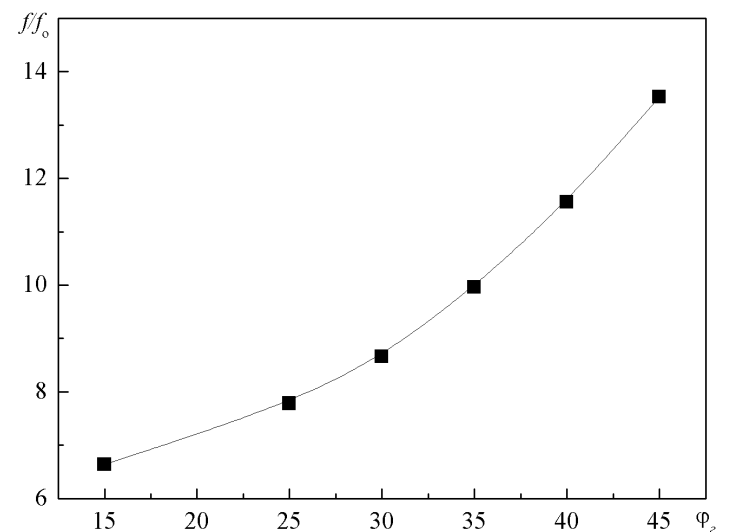
но из рисунка, коэффициент сопротивления уменьшается с ростом числа  $Re_d$  и монотонно увеличивается с ростом геометрического угла закрутки  $\varphi_r$ .

На рис. 6 представлена зависимость отношения  $f/f_0$  от угла закрутки  $\varphi_r$ . Это изменение автомодельно по числу  $Re_d$ , но в отличие от зависимости  $\overline{Nu}_d / \overline{Nu}_0$  его изменение имеет монотонный характер.

На рис. 7 в координатах ФАР –  $f/f_0$  представлены данные настоящего исследования (таблица), а также результаты, полученные для других устройств, использующих принцип закрутки и отрыва потока. При использовании такой системы координат все методы интенсификации теплообмена располагаются в области между двумя граничными линиями – для оребрения при высоких числах Рейнольдса (линия 1) и поверхностных сферических углублений при низких числах Рейнольдса (линия 2) [6]. Более высокое теплогидравлическое качество интенсификатора теплообмена характеризуется приближением его данных по фактору аналогии Рейнольдса к линии 2.

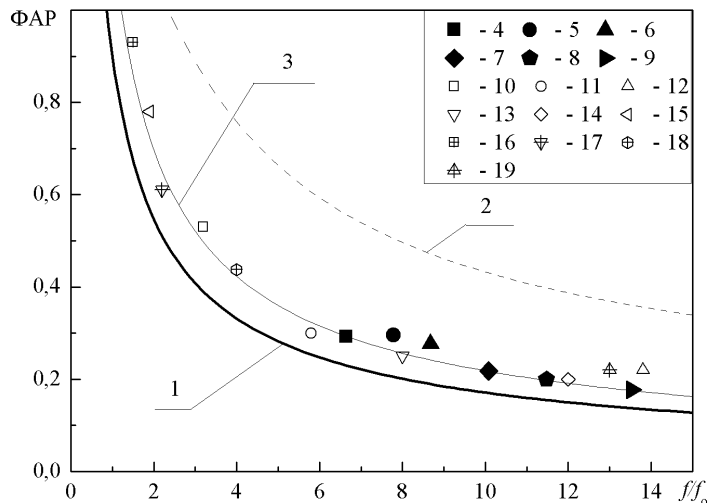
Из анализа данных, представленных на рис. 7, можно сделать следующие основные выводы:

Экспериментальные данные для различных интенсификаторов, в том числе результаты



**Рис. 6. Зависимость отношения  $f/f_0$  от геометрического угла закрутки  $\varphi_2$ .**





**Рис. 7. Фактор аналогии Рейнольдса в канале: интенсификаторы, выступающие в поток: 1 – орбрение при высоких числах Рейнольдса; 2 – поверхностные сферические углубления при низких числах Рейнольдса; 3 – обобщающая линия; 4 – 9: данные настоящего исследования: 4 –  $\varphi_2 = 15^\circ$ ; 5 –  $= 25^\circ$ ; 6 –  $= 30^\circ$ ; 7 –  $= 35^\circ$ ; 8 –  $= 40^\circ$ ; 9 –  $= 45^\circ$ ; 10 – спиральные выступы; 11 – 12 – крестообразная вставка: 11 – со сферическими углублениями на поверхности; 12 – со сферическими углубления и ребрами на поверхности вставки; 13 – проволочные спиральные вставки; 14 – чередующиеся сферические выступы; 15 – сферические выступы; 16 – винтовые трубы; 17 – каналы переменного сечения; 18 – цилиндрические штырьки; 19 – внутренние спиральные канавки.**

настоящего исследования для  $\varphi_r = 15^\circ \dots 45^\circ$ , располагаются на обобщающей линии 3. Хотя эти данные относятся к различным методам интенсификации теплообмена, но они характеризуются общим механизмом интенсификации теплообмена за счет закрутки потока, его отрыва и вихревого перемешивания.

### Выводы

1. Изучен средний теплообмен и гидравлическое сопротивление в трубе с крестообразной вставкой и частичной закруткой потока.

Построена диаграмма теплогидравлической эффективности.

2. Наиболее высокий уровень интенсификации теплообмена наблюдается для вставки с углом закрутки  $\varphi_r = 30^\circ$  и  $45^\circ$ , а наилучший фактор аналогии Рейнольдса получен при  $\varphi_r = 25^\circ$ .

3. В зависимости от угла закрутки потока в канале с закруткой наблюдаются режимы с преобладанием вихревого перемешивания или закрутки потока.

4. Показано, что интенсификаторы теплообмена, имеющие различную конструкцию, описываются единой кривой на диаграмме теплогидравлической эффективности, что обусловлено общим механизмом интенсификации теплообмена (закрутка, отрыв, вихревое перемешивание).

Работа выполнена при финансовой поддержке Фонда фундаментальных исследований Украины (проект Ф40/24-2011 между ИТТФ НАНУ и ИТФ СО РАН, г. Новосибирск).

### ЛИТЕРАТУРА

- Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. Изд. 3-е перераб. и доп. М.: Энергия, 1975. – 488 с.
- Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. М.: Машиностроение, 1972. – 220 с.
- Доник Т.В., Халатов А.А., Борисов И.И. Теплообмен при течении воздуха в круглой трубе с крестообразной вставкой // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2011. – 3/10(51). – С. 21 – 24.
- Заявка на патент № И201111842 от 7.10.2011 г. «Пристрій для інтенсифікації теплообміну»
- Халатов А.А. Теория и практика закрученных потоков. – К.: Наукова думка, 1989. – 198 с.
- Халатов А.А., Онищенко В.Н., Доник Т.В., Окишев А.В. Фактор аналогии Рейнольдса для интенсификаторов теплообмена различного типа // Известия РАН. Сер. Энергетика. – 2011. – № 4. – С. 109-116.

Получено 01.09.2011 г.