

Сегодня важнейшей задачей предприятия является подготовка нового поколения конструкторов, инженеров, технологов и других технических специалистов. Учитывая потребности рынка труда в высококвалифицированных инженерно-технических кадрах, в 2003 г в ВГТУ была организована кафедра «Нефтегазовое оборудование и транспортировка».

В число сотрудников кафедры входят руководители и ведущие специалисты ФГУП «Турбонасос», обладающие практическим опытом создания оборудования для нефтегазовой отрасли и имеющие ученые степени, полученные при решении конкретных технических проблем.

Одной из задач профессиональной подготовки персонала ФГУП «Турбонасос» является непрерывная подготовка и переподготовка кадров с целью сохранения накопленного предприятием опыта и знаний, на-

учно-технического и интеллектуального потенциала. Основной составляющей этой задачи является подготовка кадрового резерва.

На ФГУП «Турбонасос» действует «Программа работы с молодыми специалистами», направленная на привлечение и закрепление молодых специалистов на предприятии, их становление в профессиональной деятельности.

Мы строим новое предприятие, мобильное, лучшее в своем деле. Обладая высоким научно-производственным потенциалом и многолетним опытом работы «Турбонасос» с оптимизмом смотрит в завтрашний день и специалистам предприятия по плечу решение любых, самых сложных задач, связанных с разработкой и изготовлением современного высокотехнологичного промышленного оборудования.

УДК 532.5.013.12

СОПРОТИВЛЕНИЕ И ТЕПЛООБМЕН КРЕСТООБРАЗНЫХ ВСТАВОК В ТРУБЕ

А. А. Халатов

Доктор технических наук, профессор, заведующий отделом*
Контактный тел.: (044) 456-93-02
E-mail: khalatov@vortex.org.ua

И. И. Борисов

Кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник*
E-mail: borisov@vortex.org.ua

В. Н. Онищенко

Кандидат технических наук, научный сотрудник*
E-mail: vitaliy@vortex.org.ua

Т. В. Доник

Инженер 2 категории*

*Отдел высокотемпературной термогазодинамики
Института технической теплофизики НАН Украины
ул. Желябова, 2-а, г. Киев, Украина, 23057
Контактный тел.: (044) 453-28-53

Досліджений вплив розрізної хрестоподібної вставки на теплообмін та гідравлічний опір в трубі. Показано, що із збільшенням зазору відбувається зменшення гідравлічного опору всередині труби. Застосування вставки з гладкою поверхнею збільшує коефіцієнт тепловіддачі в порівнянні з гладкою трубою на 50% при $Re_D = 63000$, і на 35% при $Re_D = 110000$

Ключові слова: хрестоподібна вставка, теплообмін, гідравлічний опір

Исследовано влияние разрезной крестообразной вставки на гидравлическое сопротивление и теплообмен в трубе. Показано, что с увеличением зазора происходит уменьшение гидравлического сопротивления. Применение вставки с гладкой поверхностью увеличивает коэффициент теплоотдачи по сравнению с гладкой трубой на 50% при $Re_D = 63000$, и на 35% при $Re_D = 110000$

Ключевые слова: крестообразная вставка, теплообмен, гидравлическое сопротивление

The influence of divided cruciform insert on the hydraulic resistance and heat transfer in a round tube is studied. As shown, increase in a gap between tube and insert leads to reduction in the hydraulic resistance. Application of smooth insert increases the heat transfer coefficient up to 50% at Re_D of 63000, and up to 35% at Re_D of 110000 compared to a smooth tube data

Keywords: cruciform insertion, heat transfer, hydraulic resistance

Введение

Проблема интенсификации теплообмена в трубах круглого поперечного сечения продолжает привлекать внимание исследователей в связи с разработкой новых энергетических установок, интенсивных технологических аппаратов, промышленных теплообменников, рекуператоров теплоты, химических реакторов. Для внутренней интенсификации теплообмена широко ис-

пользуются шнеки и скрученные ленты, аксиально-лопаточные завихрители, продольная и поперечная накатка трубы, углубления различной формы, турбулизация потока, оребрение поверхности. Особый интерес представляет интенсификация теплообмена за счет установки в трубе сменных крестообразных вставок, которые технологичны в изготовлении и просты в использовании.

В настоящее время в литературе имеются ограниченные данные по теплообмену и гидравлическому со-

противлению в трубе круглого сечения при установке гладких крестообразных вставок [1, 2]. Исследования показали, что такие вставки обладают недостаточно высокими теплогидравлическими характеристиками. Цель настоящей работы – поиск новых форм крестообразных вставок с более высокими теплогидравлическими характеристиками. Для исследования выбран экспериментальный метод.

Экспериментальная установка

Схема экспериментальной установки для исследования гидравлического сопротивления и теплообмена (газодинамический контур открытого типа) приведена на рис. 1. Поток воздуха в установку подается от вентилятора высокого давления ВВД-5 (1), проходит через заслонку для регулирования расхода (2), расходомер Вентури (3), поступает в экспериментальный участок (4) и выбрасывается в атмосферу. Гидравлическое сопротивление трубы со вставками (рис. 2) изучалось в изотермических условиях без нагревания воздуха.

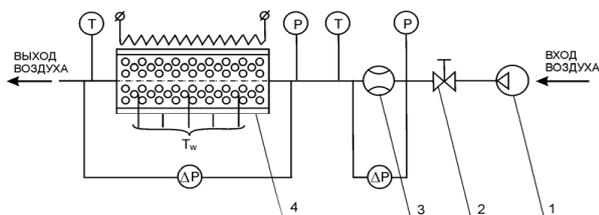


Рис. 1. Схема экспериментальной установки:
1 – вентилятор ВВД-5; 2 – заслонка; 3 – расходомер Вентури; 4 – экспериментальный участок

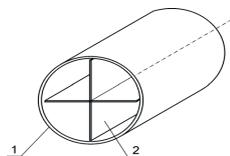


Рис. 2. Схема размещения крестообразной вставки в трубе: 1 – стенка трубы; 2 – крестообразная вставка

В опытах измерялись скорость набегающего потока, а также изменение статического давления по длине экспериментального участка (микроманометром МКВ-250-0.02). Диапазон изменения расхода воздуха в экспериментах составлял 0,146...0,293 кг/с, число Рейнольдса, вычисленное по диаметру трубы, изменялось от 37000 до 75000 (развитый турбулентный режим течения). Тарировочные эксперименты, выполненные в трубе без крестообразной вставки, показали, что полученные опытные данные согласуются с классическим уравнением для сопротивления в трубе [3] в пределах $\pm 6\%$.

Поскольку при использовании вставки канал представляет собой систему из четырех отдельных секторов, то при обработке опытных данных в качестве характерного размера в числе Рейнольдса ($Re_{эКВ}$) использовался эквивалентный диаметр канала:

$$d_{эКВ} = \frac{4F}{\Pi},$$

где F – площадь поперечного сечения сектора; Π – периметр сектора.

Результаты экспериментов и их анализ

Результаты определения коэффициента гидравлического сопротивления для гладкой крестообразной вставки в трубе в зависимости от числа $Re_{эКВ}$ представлены на рис. 3. Здесь $f_{эКВ} = 2\Delta P / (l/d_{эКВ})\rho\bar{w}^2$ – гидравлическое сопротивление трубы со вставкой; \bar{w} – среднерасходная скорость в сечении сектора, $l, d_{эКВ}$ – длина и диаметр канала. В процессе экспериментов каждая вставка продувалась четыре раза с поворотом на угол 90° относительно ее положения в предыдущем эксперименте.

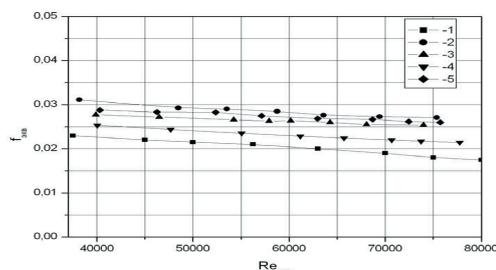


Рис. 3. Гидравлическое сопротивление трубы с гладкой крестообразной вставкой:

1 – f_0 : гладкая труба (без вставки); 2 – положение 1 (сектор 0°); 3 – положение 2 (сектор 90°); 4 – положение 3 (сектор 180°); 5 – положение 4 (сектор 270°)

Как видно из рис., наблюдается некоторое расслоение опытных данных (в пределах 17%) для различных положений крестообразной вставки, что является следствием недостаточно плотного контакта вставки с трубой.

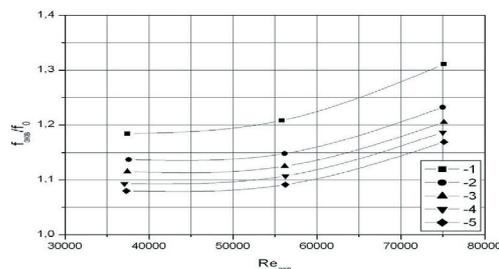


Рис. 4. Гидравлическое сопротивление гладкой крестообразной вставки: 1 – без зазора; 2 – зазор 2 мм; 3 – зазор 4 мм; 4 – зазор 6 мм; 5 – зазор 8 мм

На рис. 4. представлены экспериментальные зависимости для относительного коэффициента гидравлического сопротивления $f_{эКВ}/f_0$ для гладкой крестообразной вставки, установленной в трубе с зазором. Экспериментальные данные как и в предыдущем случае осреднялись для четырех положений вставки. Как видно из рис. 4, с увеличением зазора безразмерное сопротивление $f_{эКВ}/f_0$ уменьшается, причем диапазон изменения отношения $f_{эКВ}/f_0$ лежит в пределах 1,07 ... 1,31. Характер изменения $f_{эКВ}/f_0$ с ростом $Re_{эКВ}$ для всех вставок свидетельствует о существенной турбулизации потока.

Теплообмен

В экспериментах по теплообмену использовалась крестообразная вставка без зазора между вставкой и трубой.

Мощность электронагревателя поддерживалась постоянной и составляла 2500 Вт. Плотность теплового потока от поверхности трубы к потоку воздуха составляла $2,3 \cdot 10^4$ Вт/м², а для трубы с крестообразной вставкой - $2,4 \cdot 10^4$ Вт/м². Некоторое повышение плотности теплового потока обусловлено увеличением разности температур между нагревателем и стенкой трубы за счет интенсификации внутреннего теплообмена. Теплообмен в трубе без вставки с погрешностью $\pm 8\%$ совпадает с известной критериальной зависимостью для среднего теплообмена на стабилизированном участке трубы [5]: $Nu_d = 0,018 \cdot Re_d^{0,8}$.

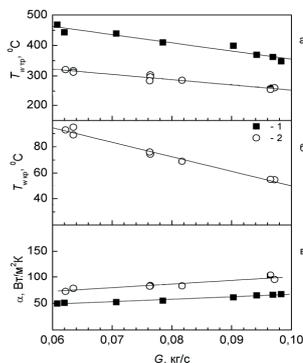


Рис. 5. Зависимость средней температуры внутренней стенки трубы (а), средней температуры крестовины (б) и коэффициента теплоотдачи (в) от массового расхода воздуха: 1 — труба; 2 — труба с вставкой

На рис. 5 показана зависимость средней температуры стенки трубы, температуры вставки и коэффициента теплоотдачи от массового расхода воздуха. Установка в трубе крестообразной вставки снижает температуру трубы на 150⁰С при расходе воздуха 0,06 кг/с и на 100⁰С - при расходе 0,1 кг/с (рис. 5,а). Интенсификация теплообмена на поверхности вставки снижает ее температуру на 17...10 градусов (рис. 5,б), однако практически не оказывает влияния на температуру стенки трубы. Это можно объяснить тем, что повышение коэффициента теплоотдачи на поверхности вставки «нивелируется» снижением температурного напора.

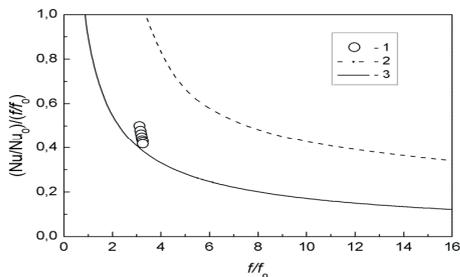


Рис. 6. Фактор аналогии Рейнольдса в зависимости от фактора повышения гидравлического сопротивления: 1 — труба со вставкой; 2 — верхняя линия, соответствующая поверхностям с поверхностными углублениями [6]; 3 — нижняя линия, соответствующая обтеканию ребер при высоких числах Рейнольдса [7]

На рис. 5,в показана зависимость коэффициента теплоотдачи от расхода воздуха в трубе. Как следует, использование вставки интенсифицирует теплообмен по сравнению с гладкой трубой на 35...50%.

Фактор аналогии Рейнольдса

Теплогидравлический анализ позволяет определить эффективность поверхности теплообмена при заданных ограничениях по гидравлическому сопротивлению и теплообмену. Как показано в работе [6], при использовании системы координат $[(Nu/Nu_0)/(f/f_0)] - (f/f_0)$ (фактор аналогии Рейнольдса – относительные потери давления) опытные данные для различных интенсификаторов теплообмена располагаются в узком «коридоре» между двумя линиями: верхней, соответствующей поверхностям со сферическими углублениями при низких числах Рейнольдса [6], и нижней, полученной для обтекания ребер при высоких числах Рейнольдса [7].

На рис. 6 показана зависимость фактора аналогии Рейнольдса от фактора повышения сопротивления для исследованных вариантов трубы с крестообразной вставкой, установленной без зазора. Как видно из рисунка, для исследованных условий экспериментальные данные располагаются в вышеуказанном «коридоре» около нижней ограничительной линии.

Выводы

Уменьшение зазора между крестообразной вставкой и трубой является простым методом управления гидравлическим сопротивлением канала при использовании крестообразных вставок. Использование крестообразных вставок интенсифицирует теплообмен в канале на 35...50% по сравнению с гладкой трубой. Анализ обобщенных данных по фактору аналогии Рейнольдса позволяет заключить, что теплогидравлические характеристики канала с крестообразной вставкой близки к поверхности с поверхностным оребрением при больших числах Рейнольдса.

Литература

1. Исаченко В. П., Осипова В.А., Сукомел А. С. Теплопередача. Учебник для вузов, Изд. 3-е перераб. и доп. М.: Энергия, 1975. – 488 с.
2. Калинин Э. К., Дрейцер Г. А., Ярхо С. А. Интенсификация теплообмена в каналах. М.: Машиностроение, 1972. 220с.
3. Сукомел А.С., Величко В.И., Абросимов Ю.Г. Теплообмен и трение при турбулентном течении газа в коротких каналах.- М.- Энергия.- 1979- 216 с.
4. Халатов А. А., Борисов И. И., Шевцов С. В. Теплообмен и теплогидравлическая эффективность вихревых и закрученных потоков. Том 5 / Институт технической теплофизики НАН Украины. К, 2005. – 500 с.
5. Михеев М.А., Михеева И.М. Краткий курс теплопередачи.- Ленинград.: Госэнергоиздат, 1960. – 208 с.
6. Халатов А.А., Онищенко В.Н., Борисов И.И. Аналогия переноса теплоты и количества движения в каналах с поверхностными генераторами вихрей / К.: Доклады НАН Украины. – 2007. – № 6. – С. 70 – 75.
7. Haasenritter A., Weigand B. Optimization of the rib structure inside a 2D cooling channel // ASME Paper GT2004 – 53187. – 10 p.