

УДК 536.24:621.783

ПЕДОРЕНКО А.В.*Институт газа НАН Украины*

МОДЕРНИЗАЦИЯ U-ОБРАЗНОГО ТРУБЧАТОГО РЕКУПЕРАТОРА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВТОРИЧНЫХ ИЗЛУЧАТЕЛЕЙ

Розглянуто інтенсифікацію теплообмінних процесів в системі "продукти згорання – стінка труби – потік повітря", зокрема в конвективній складовій, за рахунок встановлення додаткових адіабатичних вставок різної форми. При аналізі експериментальних даних отримано теплообмінну залежність $Nu = f(Re_a)$, для подальшого її використання при конструкторсько-проектувальних розрахунках.

Рассмотрена интенсификация теплообменных процессов в системе "продукты сгорания – стенка трубы – поток воздуха", а в частности конвективной составляющей за счет установки дополнительных адiabатических вставок различной формы. При анализе экспериментальных данных была получена теплообменная зависимость $Nu = f(Re_a)$, для дальнейшего ее использования при конструкторско – проектировочных расчетах.

The intensification of heat-transfer processes in system "combustion products – tube wall – air flow" in a convective component is considered due to installation additional adiabatic inserts of the various form. Analysing experimental data a heat-transfer dependence $Nu = f(Re_a)$ for its further use at design calculations is received.

F – поверхність, m^2 ;

Nu – число Нуссельта;

Re_a – число Рейнольдса в трубе;

T – температура, K ;

α – коефіцієнт теплоотдачи, $Вт \cdot m^2 / K$;

Індекси:

max – максимальний;

f – топочное пространство;

w – стенка;

вн – внутренний;

нар – наружный;

рас – расчетный;

экс – экспериментальный.

Для нагревательных печей характерны высокие уровни температур рабочего пространства (порядка 1300...1450 °С). Температура нагрева металла для его последующей обработки в таких печах составляет обычно 1200...1250 °С. Особенность работы нагревательных печей – наличие высокотемпературных продуктов сгорания с температурой порядка 930...1040 °С. Поэтому для возвращения в технологический процесс энергии, выбрасываемой с высокотемпературными продуктами сгорания из нагревательных печей, разработаны различные методы утилизации теплоты. Одним из основных методов является подогрев воздуха горения в рекуператорах или регенераторах.

Известны три типа рекуператоров, которые определяются основной составляющей теплопереноса от продуктов сгорания к теплообменной поверхности [1]:

- конвективные,
- радиационные,
- конвективно-радиационные.

Тип рекуператора из числа упомянутых определяется основной составляющей теплопереноса от продуктов сгорания к теплообменной поверхности.

Перенос теплоты в системе «высокотемпературные продукты сгорания – теплообменная поверхность – лучепрозрачный газ (воздух)» обычно лимитируется второй стадией, всегда конвективной. В связи с этим основное внимание при разработке рекуператоров новых конструкций обычно уделяется интенсификации конвективной составляющей, лимитирующей суммарный теплоперенос через стенку.

В последние годы наметились два основных подхода к интенсификации конвективного переноса в теплообменниках [2]:

- увеличение поверхности обмена с обеих ее сторон: использование волнообразной поверхности труб – Wellrohrrecuperator (рис.1а), установка продольных ребер с обеих сторон поверхности – Rippenrohrrecuperator (рис.1б), размещение коротких зубьев, ряды которых смещены по отношению друг к другу – Zacken-rekuperator [2];
 - использование поверхностей с мелкими и глубокими впадинами на наружной поверхности труб (dimpled surface) (рис.1в) [2].

В Институте газа НАНУ предложено интенсифицировать тепловые процессы внутри труб петлевого рекуператора, по которому движется подогреваемый газ (чаще всего лучепрозрачный воздух), путем установки адиабатных поверхностей (вставок) – (рис. 1г). Теплообменные трубы получают теплоту от продуктов сгорания в дымовом канале, где устанавливается рекуператор. Затем тепловой поток передается излучением к вставкам от внутренних поверхностей теплообменных труб. В свою очередь вставки, как дополнительные поверхности, конвекцией передают теплоту воздушному потоку [3].

Задача исследований состояла в получении общей теплообменной зависимости $Nu = f(Re_a)$ для дальнейшего ее использования с конструкторско-проектных расчетах модернизированного U-образного трубчатого рекуператора.

Экспериментально полученный массив данных для различных образцов вставок обрабатывался при помощи зависимости следующего вида, учитывающей включением в критериальную зависимость дополнительного температурного комплекса

$$Nu = a \cdot Re_a^b \cdot \left[\frac{F_{вн\Sigma\text{эф}} \cdot T_{a,m}}{F_{нар} \cdot T_f} \right]^c, \quad (1)$$

где $\left[\frac{F_{вн\Sigma\text{эф}}}{F_{нар}} \right]$ – отношение внутренней суммарной эффективной поверхности теплообмена к наружной поверхности трубы.

При обработке массива данных при помощи компьютерной программы STATISTICA была получена следующая зависимость:

$$Nu = 0.01 \cdot Re_a^{0.897} \cdot \left[\frac{F_{вн\Sigma\text{эф}} \cdot T_{a,m}}{F_{нар} \cdot T_f} \right]^{0.45}, \quad (2)$$

коэффициент корреляции $R = 0.983$. Рабочий диапазон изменения параметров, по которым получена формула: $T_f = 1000 \dots 1150$ К; $T_{a,m} = 700 \dots 950$ К; $Re_a = (2.0 \dots 8.0) \cdot 10^4$.

На рис. 2 представлена статистическая корреляция $\alpha_{рас} = f(\alpha_{экс})$ для опытной секции трубчатого рекуператора с различными видами вставок и без них. Значения $\alpha_{рас}$ было рассчитано при помощи полученной зависимости (2), $\alpha_{рас}$ – относится к внутренней поверхности трубы, а Re_a рассчитывается по определяющему размеру базовой конструкции. Сопоставление величин $\alpha_{рас}$ и $\alpha_{экс}$ показывает, что погрешность расчетных значений по отношению к экспериментальным $\delta\alpha$ составляет от (-4)% до (+10)%.

Для уменьшения погрешности и приближения расчетных данных с экспериментальными в формулу (2) ввели дополнительный параметр θ ,

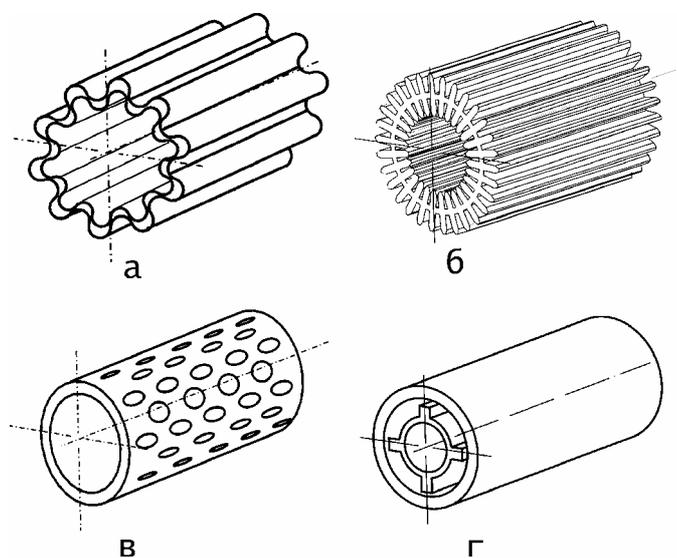
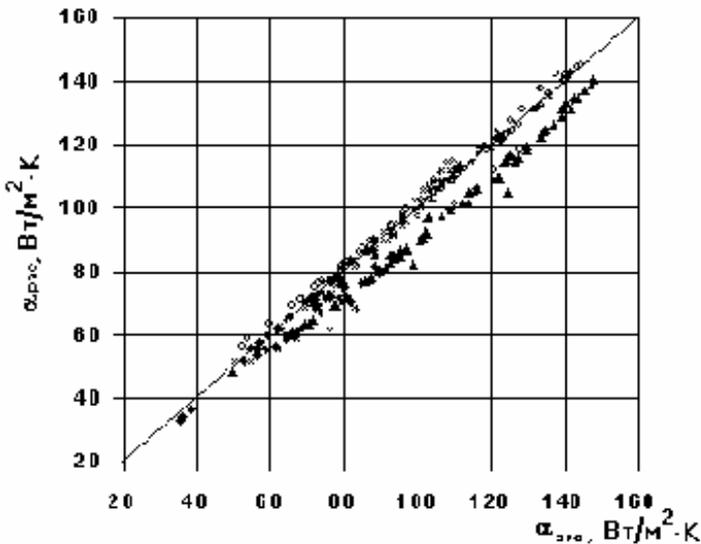


Рис. 1. Способы интенсификации теплообмена в трубах: а-в – дополнительная турбулизация за счет изменения геометрии обтекаемой поверхности: а – волнообразная поверхность, б – двустороннее оребрение, в – впадины (каверны) на поверхности трубы; г – установка вторичных излучателей – адиабатных вставок внутри трубы.



данных $\alpha_{рас}$ по обобщенной зависимости $Nu = f(Re_a)$ и экспериментальных $\alpha_{экс}$ значений коэффициента теплоотдачи внутри трубы от стенки к воздушному потоку: \blacklozenge – базовая секция без вставок. Секции со вставками: \times – вставки – коаксиальные трубы, \circ – вставки с оребрением I, \blacktriangle – вставки с оребрением II.

позволяющий уменьшить погрешность расчета.

$$Nu = 0.01 \cdot Re_a^{0.897} \cdot \left[\theta \cdot \frac{F_{вн\ \Sigma\ \Phi} \cdot T_{a,m}}{F_{нар} \cdot T_f} \right]^{0.45} \quad (3)$$

Физический смысл параметра θ состоит в учете различий интенсивности суммарного лучисто-конвективного теплообмена внутри трубы, обусловленного, как изменением в различных вариантах взаимной геометрии системы: стенка (внешняя поверхность) теплообменной трубы – вторичные излучатели – радиационный перенос, так и изменением в этих условиях условий обтекания поверхностей, задействованных при облучении вставок – конвективный перенос. В конечном счете, влияние параметра θ сводится к некоторому учету изменения относительного температурного напора в системе: теплообменная стенка – независимый поток в трубе для случая движения лучепрозрачного газа (воздуха) между взаимно излучающими поверхностями. Можно считать, что этот параметр аналогичен сомножителю $(T_f - T_w) / T_f$, входящему в параметр χ_{II} при учете неаддитивности лучистого и конвективного пото-

ков при турбулентном движении излучающего газа в каналах [4].

В результате расчетов были получены следующие значения коэффициентов θ в формуле (3):

- базовая секция без вставок – $\theta = 1,13$;
- секции со вставками:
 - вставки коаксиальные трубы- $\theta = 1,03$;
 - вставки с оребрением I – $\theta = 1,15$;
 - вставка с оребрением II – $\theta = 1,21$.

Коэффициент корреляции для всех случаев находится в диапазоне $R = 0,993 \dots 0,997$.

На рис. 3 представлена зависимость $\alpha_{рас} = (\alpha_{экс})$ для опытной секции трубчатого рекуператора с различными видами вставок и без них. $\alpha_{рас}$ было рассчитано при помощи полученной зависимости (3), с учетом рекомендованных значений параметра θ . Их сопоставление показывает, что погрешность расчетных значений по отношению к экспериментальным укладывается в область $\delta\alpha = \pm 6\%$.

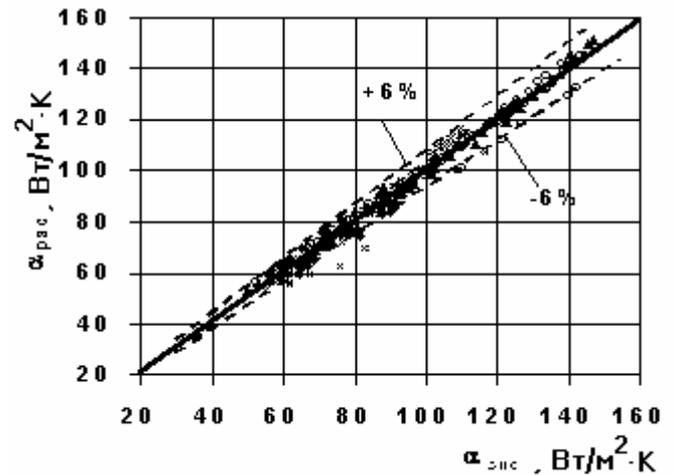


Рис. 3. Статистическая корреляция расчетных данных $\alpha_{рас}$ по обобщенной зависимости $Nu = f(Re_a)$ с учетом параметра θ и экспериментальных $\alpha_{экс}$ значений коэффициента теплоотдачи внутри трубы от стенки к воздушному потоку: \blacklozenge – базовая секция без вставок. Секции со вставками: \times – вставки – коаксиальные трубы; \circ – вставки с оребрением I; \blacktriangle – вставки с оребрением II.

Выводы

Выполнено обобщение экспериментальных данных по теплообмену между воздушным потоком, движущимся в трубах петлевого рекуператора, и стенками трубы при установке внутри трубы вторичных излучателей различной конструкции и геометрии.

Установлено, что в трубах с вторичными излучателями наблюдается интенсификация передачи тепла к воздушному потоку.

Обобщение экспериментальных данных в виде критериального уравнения $Nu = f(Re_d)$ обычно используемого для описания конвективного теплообмена в каналах дает удовлетворительное согласование с экспериментом при условии введения в уравнение дополнительного множителя учитывающего влияние температур внешнего по отношению к трубе теплоотдающего агента и движущегося внутри трубы потока воздуха.

* Выполнено под руководством проф. Б.С. Сороки.

УДК 532.695

ПИРОЖЕНКО И.А.

Ин-т технической теплофизики НАН Украины

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОВЫХ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЖИДКОСТИ В РОТОРНО-ПУЛЬСАЦИОННОМ АППАРАТЕ

Наведено результати дослідження експериментального дослідження напірно-витратних та теплових характеристик рідини в роторно-пульсаційному апараті циліндричного типу при змінному числі обертання двигуна на модельних рідинах різної в'язкості.

Представлены результаты экспериментального исследования напорно-расходных и тепловых характеристик жидкости в роторно-пульсационном аппарате цилиндрического типа при переменном числе оборотов двигателя на модельных средах различной вязкости.

Experimental results of fluid-flow and heat characteristics of liquid in rotor-pulse apparatus of cylindrical type at variable motor speed on model mediums with different viscosity are presented.

a – ширина прорезей, м;
 b – высота прорезей, м;
 H – напор, м;
 m – число отверстий в обечайке;

n – число оборотов ротора, об/мин;
 Q – объемный расход, м³/с;
 r – радиус ротора, м;
 T – температура, К;

ЛИТЕРАТУРА

1. Чоджой М.Х. Энергосбережение в промышленности.– М: “Металлургия”, 1982.– 270 с.
2. Сорока Б.С., Шандор П., Пьяных К.Е., Педоренко А.В. Интенсификация высокотемпературного теплообмена путем установки вторичных излучателей в трубах // Пром. теплотехника.– 2003.– Т. 25.– № 4.– С.349-352.
3. Патент 22983 А, Украина, F23 L 15/04. Рекуператор/ Сорока Б.С., Карп И.Н., Шандор П. и др.– 05.05.1998.
4. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. М.:«Наука», 1982.– С. 472.
5. Шведжда С.А., Кионюнас А.П., Головлев И.Г. Теплообмен продольно обтекаемого цилиндра в канале, разделенном на секторы.– В кн.: Физико-технические проблемы энергетики.– Каунас: ИФТПЭ АНЛитССР.– 1986.– С.115-119.

Получено 28.09.2004 г.