

ТЕПЛООБМЕН И СОПРОТИВЛЕНИЕ В ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОМ РЕКУПЕРАТОРЕ

Б.С. Сорока, Н.В. Воробьев, В.А. Згурский, В.С. Кудрявцев

Институт газа НАН Украины, Киев, Украина, boris.soroka@gmail.com

Для интенсификации теплообмена в трубах современных высокотемпературных рекуператоров используют вставки – вторичные излучатели, применение которых позволяет значительно (на 60...120 °С) повысить температуру подогрева воздуха и соответственно снизить температуру стенок. Применение интенсификаторов теплообмена, увеличивающих срок службы аппарата сопровождается увеличением гидравлического сопротивления теплообменников. Решающее значение при выборе конструкции вставок имеет теплогидравлическая характеристика (ТГХ) рекуператора. На основании экспериментальных исследований и результатов CFD моделирования сопоставлены ТГХ аппаратов со вставками различной геометрии, получены зависимости для расчета сложного теплообмена, даны рекомендации по выбору излучателей.

Ключевые слова: высокотемпературный рекуператор, подогрев воздуха, теплогидравлическая характеристика, потери давления, вторичный излучатель.

ВВЕДЕНИЕ

В соответствии с назначением высокотемпературных рекуператоров как устройств утилизации теплоты огнетехнических агрегатов, основной задачей является максимальный теплоотвод от продуктов сгорания в сторону компонентов горения, чаще всего – воздуха. Предложен способ интенсификации теплообмена в трубчатых теплообменниках за счет установки промежуточных излучателей внутри труб.

В работе выполнен комплекс сопоставительных расчетно-теоретических исследований и испытаний пилотных образцов секций трубчатого рекуператора: традиционной конструкции – из 3 последовательных U-образных петель без вставок (*BD*) – и трех петель модернизированной конструкции (*MD*) с различными типами вставок. Экспериментальные исследования проведены на огневом стенде мощностью 400 кВт.

Параметрами, характеризующими работу утилизаторов теплоты – высокотемпературных рекуператоров – являются температура нагрева теплоносителя (воздуха) $T_{a,ex}$ при заданных расходах (массовых потоках) теплоносителей: греющего газа – в дымовом канале – и нагреваемого (в трубах) воздуха, температура стенок трубы, средняя \bar{T}_w и максимальная $T_{w,max}$, теплогидравлическая эффективность теплообменника E [1], которая может быть определена отношением потока теплоты,

переданного через стенки труб, к мощности, затрачиваемой на транспортировку теплоносителя (безразмерный параметр) или представлена упрощенной размерной характеристикой $e = \Delta T_a / \Delta p_a$ [2].

1. ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТРУБЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Эффективные высокотемпературные трубчатые рекуператоры характеризуются наличием в трубах внутренних вставок, выполняющих функцию промежуточного (вторичного) излучателя. Последние представляют дополнительные поверхности теплообмена с потоком нагреваемого диатермичного газа (обычно – воздуха), и выступают как адиабатные приемники излучения. Реже традиционные трубчатые рекуперативные теплообменники (без вставок) используются для подогрева низкокалорийных горючих газов или обоих компонентов горения. Далее в работе рассматривается нагрев в рекуператоре воздушного потока.

Интенсификация внутреннего теплообмена благодаря размещению вставок в теплообменных трубах позволяет повысить подогрев воздуха T_a и понизить температуру теплообменных труб T_w за счет трансформации теплового потока, отдаваемого внутренними поверхностями труб, из чисто конвективного в лучисто-конвективный. При этом монотонный рост поверхности контакта $F_{\Sigma,w} = F_{in} + F_{ins}$ за счет металлических ребер – элементов внутри каналов с воздушным потоком – наряду с увеличением возможности теплоотвода приводит к росту потерь напора потока Δp_a в связи с увеличением числа ребер N_{ins} . Аэродинамическое сопротивление теплообменника по воздушному тракту растет опережающими темпами по сравнению с теплообменом.

Параметр E является распространенным критерием, введенным еще М.В. Кирпичевым для оценки энергетической эффективности различных способов и устройств интенсификации теплообмена. В [1] этот критерий называют «эффективностью теплообменника», а в [3] – «коэффициентом мощности». В представленной работе приведена следующая трансформация зависимости, которая в наших обозначениях обеспечивает определение вспомогательной теплогидравлической характеристики:

$$e = E_{mod} \approx \frac{T_{a,ex} - T_{a,en}}{\Delta p_a}. \quad (1)$$

Задача разработок и исследований состоит в создании такой конструкции высокотемпературного рекуператора, в которой заданное увеличение температуры подогрева воздуха и снижение температуры стенок теплообменных труб сопровождается приемлемым увеличением аэродинамического сопротивления каналов.

2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО РЕКУПЕРАТОРА

2.1. Экспериментальный огневой стенд

Исследования проводили на компьютеризированном огневом стенде, разработанном и сооруженном в Институте газа НАН Украины (г. Киев). Методология испытаний заключалась в одновременных исследованиях двух рекуперативных секций, каждая из которых состоит из трех параллельных U-образных петель. Секции изготовлены из труб промышленного сортамента $\varnothing 89 \times 4,5$, а суммарная длина трех петель соответствует петле промышленного рекуператора $3 \times 3385 \approx 10155$ мм.

На компьютеризированном огневом стенде проведены комплексные теплотехнические, теплообменные и аэродинамические испытания, которые обеспечили одновременные сравнительные измерения характеристик рекуперативных секций модернизированной (*MD*) и базовой (*BD*) конструкции. В ходе испытаний использовались две наиболее перспективные конструкции модернизированных секций рекуператора: *MD1* (вставки выполнены в форме крестообразных ребер, установленных на прямых участках труб в U-образных петлях) и *MD2*. Отличительной конструктивной особенностью секции *MD2* является наличие внутри *MD*-секции вставок на прямых участках теплообменных труб петель и, кроме того, по всей длине 3-й петли.

Петли секций *MD* и *BD* типов расположены в одинаковых условиях по температуре и обтеканию продуктами сгорания в печи [3, 5] (см. рис. 1), номера петель *i* указаны на рисунке.

Испытания состояли в определении и сравнении теплотехнических и гидравлических (аэродинамических) характеристик секций *BD* и *MD* при равных нагрузках (одинаковом массовом

расходе \dot{m}_a воздуха через секции). Тепловые испытания были проведены при различных температурах опытного стенда (печи, продуктов сгорания) T_f и варьировании скорости потоков воздуха (массового расхода) в сопоставляемых секциях $W_{a,N}(MD) = W_{a,N}(BD) = var.$

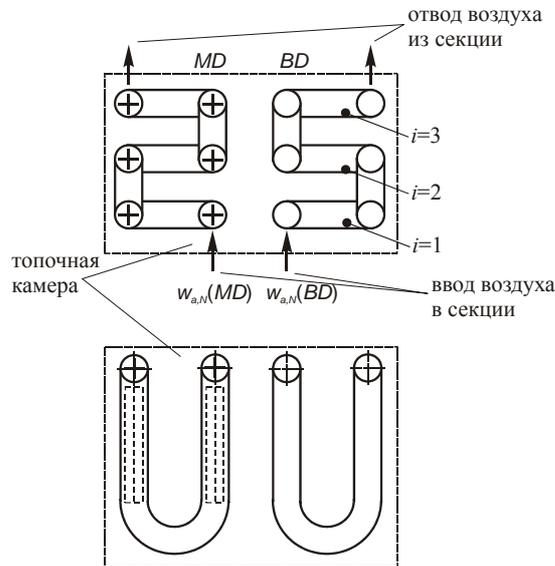


Рис. 1. Схема тестовых секции MD и BD / виды «прямо» и «сверху»

2.2.1. Теплообмен в сопоставляемых секциях

При проведении экспериментальных исследований сопоставляемых конструкций рекуператора (MD2 и BD) рассчитывались следующие значения тепловых и теплообменных характеристик:

- количество теплоты Q_a , переданное воздуху при нагреве – полный тепловой поток:

$$Q_a = c_{pm} \dot{m}_a (T_{a,ex} - T_{a,en}) \quad (2)$$

- коэффициент теплопередачи между первичной (продукты сгорания – дымовые газы) и вторичной (воздушный поток) теплообменной средой k , осредненный по рабочей поверхности рекуператора F_{ext} , т.е. наружной поверхности теплообменных секций BD и MD:

$$k = Q_a / (\Delta T_{f-a} F_{ext}), \quad (3)$$

где ΔT_{f-a} – среднелогарифмический температурный напор между первичной и вторичной теплообменной средой в пределах секции. В условиях взаимного расположения испытуемых секций

внутри огневой установки и с учетом движения каждой из теплообменных сред в BD и MD , выражение для определения ΔT_{f-a} может быть записано в виде [6]:

$$\Delta T_{f-a} = (T_{a,ex} - T_{a,en}) / \ln[(T_f - T_{a,en}) / (T_f - T_{a,ex})], \quad (4)$$

где T_f , $T_{a,en}$, $T_{a,ex}$ – температуры продуктов сгорания в топочной камере, воздушного потока на входе и выходе из рассматриваемой рекуперативной секции – соответственно.

Расчеты коэффициента теплоотдачи для определения коэффициента теплопередачи k между стенкой теплообменной трубы и вторичным теплоносителем – воздушным потоком α_{w-a} выполнялись для каждой i -й петли ($i = 1, 2, 3$) в каждой из секций (BD , MD).

На рис. 2 представлены сравнительные данные исследуемых секций BD и $MD2$ по тепловосприятию Q_a потока воздуха в зависимости от его расхода через рекуперативную секцию \dot{m}_a . При одинаковой температуре внешнего источника теплоты (продукты сгорания с температурой $T_f \approx 1215 \pm 20$ К) Q_a для $MD2$ увеличивается приблизительно на 15% в сравнении с BD . При этом относительный рост коэффициента теплопередачи k составляет 25...35% вследствие уменьшения температурного напора ΔT_{f-a} – базовая секция BD имеет большее абсолютное значение ΔT_{f-a} по сравнению с MD .

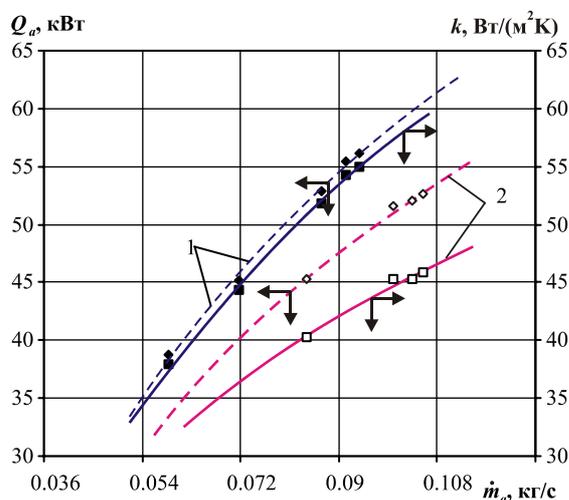


Рис. 2. Сопоставление основных тепловых характеристик рекуперативной секции типа $MD2$ (1) с секцией типа BD (2): пунктирные линии (\square , \diamond) – полный переданный тепловой поток (вся переданная теплота) Q_a , сплошные линии (\blacksquare , \square) – коэффициенты теплопередачи k между первичным (продукты сгорания) и вторичным (воздушный поток) теплоносителем.

Температура продуктов сгорания в печи: $T_f = 1215 \pm 20$ К = *idem*.

При увеличении скорости воздушного потока в секции *MD2* в 2,2 раза коэффициент теплопередачи *k* увеличивается в два раза, до 60 Вт/(м²К).

Проведя сравнение зависимостей $Q_a = f_1(\dot{m}_a)$ и $k = f_2(\dot{m}_a)$ для секций конструкций *BD* и *MD2*, можно сделать вывод о теплообменных преимуществах модернизированных рекуператоров, обусловленных рабочим процессом в каждой из секций.

В случае *BD* возможности интенсификации внешнего теплоподвода к поверхностям труб ограничены механизмом внутреннего (внутри трубы) теплообмена от стенки трубы к потоку воздуха. В случае модернизированной конструкции *MD* внутренний теплообмен интенсифицируется за счет вставок – промежуточных излучателей, расположенных в трубах. Вставки излучением отбирают теплоту от теплообменных труб и конвекцией отдают ее внутреннему теплоносителю – воздушному потоку. Увеличение поверхности $F_{\Sigma,w}$ за счет вставок снимает или, во всяком случае ослабляет ограничения внутреннего теплообмена и, тем самым, передачи теплоты воздушному потоку извне через стенки теплообменных труб.

Если условно полагать, что поверхность внутреннего теплообмена в *BD* и *MD* секциях одинакова и равна внутренней поверхности теплообменной трубы, то «условный» коэффициент внутренней теплоотдачи $\alpha_{w-a}(MD) > \alpha_{w-a}(BD)$, $k(MD) > k(BD)$. Заметим, что вследствие соотношения: $T_w(BD) > T_w(MD)$ – лучистые и полные коэффициенты теплоотдачи в системе «продукты сгорания – стенки труб» $\alpha_{f-w}(MD) < \alpha_{f-w}(BD)$.

Характер зависимостей $Q_a = f_1(\dot{m}_a)$ и $k = f_2(\dot{m}_a)$ для *MD2* становится похожим друг на друга, тем самым, подтверждая снятие ограничений внутреннего теплообмена на общую теплопередачу в системе «продукты сгорания – теплообменная труба – поток воздуха» для модернизированной конструкции рекуперативной секции.

2.2.2. Обобщение результатов исследований теплообмена в рекуператоре

При обобщении данных по сложному теплообмену в конвективной форме: $Nu_a = f(Re_a)$ – выполнено сопоставление результатов ранее проведенных исследований [7] с

экспериментальными данными настоящих опытов (рис. 3). Кривая 1 обобщает данные испытаний трубчатых секций рекуператора без вставок (*BD*) и со вставками в форме внутренних коаксиальных труб различного диаметра и в виде системы радиальных ребер в форме «звезда» и «крест» (*MD*). Вставки в секции *MD* ранее устанавливались на прямых участках труб. В нынешней серии опытов были опробованы ранее не использованные варианты вставок, которые помимо прямого участка секции *MD* устанавливались на криволинейном участке одной из петель секций *MD2*.

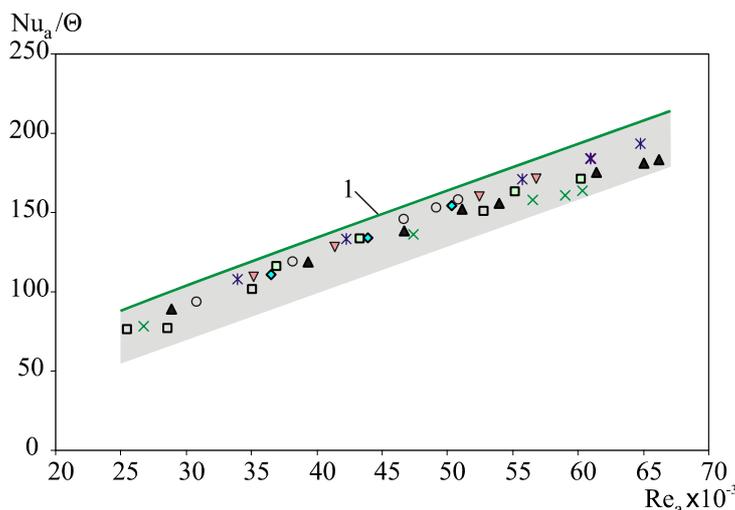


Рис. 3. Зависимость комплекса Nu_a / Θ от числа Re_a для нагрева воздушного потока в трубах рекуперативной секции: кривая 1 – по уравнению (3), точки – экспериментальные данные, соответствующие различным конструктивным модификациям рекуператора и температур первичного теплоносителя (продуктов сгорания) T_f : \times , \square , \blacktriangle – *BD*, остальные символы – *MD*.

Был изменен диапазон рабочих температур T_f в топочной камере, где установлены сравниваемые секции и система дымоотвода (схема обтекания труб). Тем не менее, сравнение результатов прежних испытаний (кривая 1) и нынешней серии опытов (точки) на рис. 3 показывает возможность удовлетворительного обобщения всех данных с отклонением до 20% от зависимости:

$$Nu_a / \Theta = 0,01 Re_a^{0,897}, \quad (5)$$

где $\Theta = [\omega (T_{a,ex} / T_f) (F_{\Sigma,w} / F_{ext})]^{0,45}$ – обобщенный температурный комплекс, ω – поправочный коэффициент, зависящий от конструкции теплообменной трубы и вставки: $\omega = 1,13$ для гладкой трубы; $\omega = 1,03$ для коаксиальной трубной вставки; $\omega = 1,15$ для вставки типа «крест»; $\omega = 1,21$ для вставки типа «звезда – 3». В представленной зависимости (5) в качестве характерного размера при расчете чисел использовали Nu_a и Re_a использовали характеристики гладкой трубы.

Установлено, что строгая оценка и учет температур T_f для опытов, представленных на рис. 3, может уменьшить отклонение точек на рисунке от кривой 1.

Важнейший вывод, который следует из приведенной зависимости – определяющая роль внутренней поверхности теплообмена $F_{\Sigma,w}$ и рост подогрева воздушного потока по мере увеличения числа ребер вставки – промежуточного излучателя. Увеличение показателя степени к числу Рейнольдса при течении потока в трубе является формальным знаком интенсификации теплообмена и обусловлено вкладом дополнительного лучистого переноса теплоты в системе «внутренняя поверхность трубы – вторичный излучатель».

2.3. Сравнение гидравлических и теплогидравлических характеристик сопоставляемых секций

В табл. 1 представлено обобщение результатов экспериментальных исследований двух теплообменных секций BD и $MD2$ на огневом стенде, проведенное путем сопоставления теплогидравлических характеристик.

Таблица 1

Сравнительные теплотехнические, гидравлические и теплогидравлические характеристики исследуемых секций рекуператора. Нагрев секций на стенде, $T_f \approx 1080$ К.

Характеристики	Тип канала							
	○				⊕			
Дизайн	BD				$MD2$			
\dot{m}_a , кг/с	0,0619	0,0719	0,0903	0,0982	0,0619	0,0726	0,0903	0,0971
$T_{a,en}$, К	303	303	304	305	303	303	304	305
$T_{a,ex}$, К	736	725	701	693	813	803	778	770
$\Delta T_a = T_{a,ex} - T_{a,en}$, К	433	422	397	388	510	500	474	465
Δp_a , Па	1170	1570	2490	2800	2220	2910	4190	4770
Q , кВт	27,5	31	36,8	39,4	32,5	37,4	44	44,6
\overline{Nu}	83	96	117	125	107	125	155	167
\overline{Re}	36920	43340	55160	60280	35115	41545	52440	56700
$e = (T_{a,ex} - T_{a,en}) / \Delta p_a$, К/Па	0,37	0,27	0,16	0,14	0,23	0,172	0,113	0,098
$\tilde{e} = e_{MD} / e_{BD}$	–	–	–	–	0,62	0,64	0,71	0,705
$\tilde{Nu} = \overline{Nu}_{MD} / \overline{Nu}_{BD}$	–	–	–	–	1,29	1,30	1,32	1,34
$\tilde{\Delta p} = \Delta p_{a,MD} / \Delta p_{a,BD}$	–	–	–	–	1,9	1,85	1,68	1,7
$\tilde{\eta}_{Nu} = \tilde{Nu} / \tilde{\Delta p}_a$	–	–	–	–	0,68	0,7	0,78	0,79
$\tilde{\eta}_\alpha = \tilde{\alpha}_{w-a} / \tilde{\Delta p}_a$	–	–	–	–	0,72	0,75	0,82	0,84

Исследования проведены при температуре в топочной камере $T_f=1080$ К, при условии соблюдения одинаковых массовых (объемных при нормальных условиях) потоков воздуха в секциях $MD2$ и BD : $\dot{m}_{MD} = \dot{m}_{BD}$, которые соответствуют одинаковым входным числам $Re_{a,MD} = Re_{a,BD}$. Диапазон изменения расхода воздушного потока по массовому потоку 1,0:0,637. Диапазон относительного изменения потоков в секциях по числам $Re_a \in \{0.5825; 1,0\}$.

Установлено, что потери давления всегда опережают по темпам роста скорость возрастания переданной теплоты. В рамках диапазона варьирования массового потока воздуха потери напора для секции MD увеличились в 2,393 раза, в секции BD – в 2,149 раза. При этом абсолютные значения потерь давления в MD превышают потери давления в BD в 1,7...1,9 раза. Поскольку сопротивление тракта Δp_a растет опережающими темпами, именно возможности тягодутьевых средств определяют выбор теплообменных поверхностей.

Конечный результат рабочего процесса в теплообменнике – изменение температуры внутреннего теплоносителя по длине рекуператора $\Delta T_a = T_{a,ex} - T_{a,en}$ – определяется многими факторами, но, прежде всего, интенсивностью лимитирующей составляющей теплообмена (для рекуператора – на воздушной стороне).

Получено, что тепловосприятие секции MD всегда превышает съем теплоты секцией BD (определяется величинами Q_a и числами \overline{Nu}). В приведенном диапазоне расходов воздушного потока прирост полезной теплоты в $MD2$ по сравнению с BD составляет 1,13...1,206 по Q_a и 1,29...1,34 по \overline{Nu} . Явные тенденции влияния нагрузки на прирост $Q_{a,MD} / Q_{a,BD}$ и $\overline{Nu}_{MD} / \overline{Nu}_{BD}$ не отмечаются.

Теплогидравлические характеристики e и η секций $MD2$ и BD сопоставлены между собой в виде их относительных значений, через $\tilde{e} = e_{MD}/e_{BD}$ и $\tilde{\eta}_{Nu} = \eta_{MD}/\eta_{BD} = \left(\overline{Nu}/\Delta p_a\right)_{MD} / \left(\overline{Nu}/\Delta p_a\right)_{BD}$ – соответственно. Из анализа экспериментальных результатов, установлено, что относительные значения теплогидравлических характеристик \tilde{e} , $\tilde{\eta}_{Nu}$ и $\tilde{\eta}_\alpha$ уменьшаются для конструкции рекуператора со вставками – вторичными излучателями. Этот вывод подтверждается подобием трендов изменения величин \tilde{e} и $\tilde{\eta}$ для каждого из исследуемых режимов. При этом в качестве η как

безразмерной характеристики было необходимо использовать отношение чисел Nu и Eu , а в первом приближении – отношение размерных величин $\eta_\alpha = \alpha_{w-a} / \Delta p_a$ для секций MD и BD или смешанную характеристику с использованием упомянутого относительного параметра Nu / Nu_0 в форме $\tilde{\eta}_{Nu} = \tilde{Nu} / \Delta \tilde{p}_a$, где характеристики с верхним символом « \sim » означают отношение соответствующих параметров для исследуемых секций рекуператора.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА И АЭРОДИНАМИКИ В КАНАЛАХ С ВТОРИЧНЫМИ ИЗЛУЧАТЕЛЯМИ

С использованием CFD моделирования проведены расчетно-теоретические исследования теплообмена и аэродинамического сопротивления в системе «продукты сгорания, поперечно обтекающие трубу – теплообменная труба – воздушный поток внутри трубы». При этом рассматривались различные схемы воздушного канала: гладкая труба – BD , труба с радиальными перегородками – MD (расположенными вдоль трубы равномерно по сечению в количестве N единиц, где $N_{ins} = 2, 4, 8$). Расчеты проводили при граничных условиях 3-го рода в системе «поток продуктов сгорания с температурой T_f – цилиндрическая труба диаметром $\varnothing 90 \times 4,5$ длиной 1 м – поток воздуха, движущийся вдоль трубы» для различных температурных диапазонов ($T_{a,en} = 300, 600, 900$ К): задавалась температура теплоотдающего агента – продуктов сгорания T_f и суммарный коэффициент теплоотдачи к приемной поверхности $\alpha_{\Sigma f-w} = \alpha_{f-w,conv} + \alpha_{f-w,rad}$. Сравниваемые схемы соответствуют процессам при использовании базовой – BD и модернизированной – MD конструкциям трубчатого рекуператора.

Для упрощения расчетной задачи были приняты неизменными теплофизические свойства теплоносителя (воздушного потока), взятые при $T_0 = 298$ К. Величины, которые рассчитывались при анализе: температура подогрева воздуха (на выходе из трубы) $T_{a,ex}$, температуры стенки трубы – максимальная $T_{w,max}$ и средняя \bar{T}_w и вставок – максимальная $T_{in,max}$ и средняя \bar{T}_{in} , а также аэродинамическое сопротивление канала Δp_a . Важнейшие показатели преимуществ теплообменной

трубы при наличии вставок – снижение разности $\Delta T_{w,a} = T_{w,max} - T_{a,ex}$, а также понижение максимальной температуры стенки теплообменных труб $T_{w,max}$ по сравнению с гладкой трубой. Результаты расчетов для случаев температуры воздуха на входе в трубу $T_{a,en} = 300, 900$ К сведены в табл.2.

Таблица 2

Сравнение основных характеристик теплообменной трубы при размещении вставок

($T_f=1223$ К, $\alpha_{f-w,conv} = 50$ Вт/м²К)

\dot{m}_a , кг/с	0,08				0,2	
						
Тип канала	BD	полоса	крест	звезда-8	BD	крест
$T_{a,en}$, К	300					
$T_{a,ex}$, К	380	420	451	482	361	390
$T_{w,max}$, К	1165	1141	1109	1065	1100	1018
\bar{T}_w , К	1140	1096	1059	1019	1054	954
$T_{in,max}$, К		1067	999	863		745
\bar{T}_{in} , К		972	872	689		570
Δp_a , Па	88	144	203	320	435	873
$\Delta T_{w,a} = T_{w,max} - T_{a,ex}$	785	721	658	583	739	628
$e = (T_{a,ex} - T_{a,en}) / \Delta p_a$	0,92	0,84	0,75	0,57	0,14	0,10
$\tilde{e} = e_{MD} / e_{BD}$	1,00	0,91	0,81	0,62	1,00	0,73
$T_{a,en}$, К	900					
$T_{a,ex}$, К	939	955	968	983	924	938
$T_{w,max}$, К	1193	1184	1173	1159	1165	1136
\bar{T}_w , К	1182	1166	1153	1138	1149	1110
$T_{in,max}$, К		1155	1136	1107		1070
\bar{T}_{in} , К		1126	1102	1061		1027
Δp_a , Па	134	220	314	536	694	1587
$\Delta T_{w,a} = T_{w,max} - T_{a,ex}$, К	254	229	205	176	241	198
$e = (T_{a,ex} - T_{a,en}) / \Delta p_a$, К/Па	0,29	0,25	0,22	0,15	0,03	0,02
$\tilde{e} = e_{MD} / e_{BD}$	1,00	0,88	0,75	0,54	1,00	0,70

Установлено, что увеличение числа ребер вставки интенсифицирует теплообмен внутри трубы, причем результирующий тепловой поток возрастает с ростом числа ребер. Рост теплового потока, переданного воздуху, наряду с повышением $T_{a,ex}$ сопровождается понижением $T_{w,max}$ и \bar{T}_w ,

поскольку для любой из расчетных схем должно быть обеспечено балансовое равенство (в пренебрежении температурным перепадом по толщине теплообменной трубы и неоднородностью переноса теплоты):

$$\int_{F_{in}} \alpha_{w-a} (\bar{T}_w - \bar{T}_a) dF_{in} \approx \int_{F_{ext}} \alpha_{f-w} (\bar{T}_f - \bar{T}_w) dF_{ext}, \text{ при } T_f = const \quad (6)$$

Увеличение нагрузки (массового потока воздуха \dot{m}_a) в 2,5 раза при начальной температуре 300 К приводит к увеличению результирующего теплового потока в 1,9 раза для гладкой трубы и в 1,49 раза – для трубы с крестообразной вставкой. Однако абсолютные значения тепловых потоков для последней конструкции при базовом расходе 0,08 кг/с выше, чем для гладкой трубы, в 1,88 раза, а при расходе 0,2 кг/сек – в 1,47 раза.

При исходной температуре нагрева воздуха 900 К передаваемые воздуху тепловые потоки, естественно, сильно падают, но сохраняются теплообменные преимущества трубы с радиальными вставками. Так, при базовом массовом потоке – расходе воздуха 0,08 кг/с труба с крестообразными вставками обеспечивает рост абсолютной величины теплового потока в 1,74 раза по сравнению с гладкой трубой, а при расходе 0,2 кг/с – рост составляет 1,58 раза. Абсолютное значение теплового потока при росте массового потока в 2,5 раза увеличивается в 1,39 раза в трубе с рассматриваемой вставкой против 1,53 – кратного роста воспринятой теплоты при увеличении расхода в гладкой трубе.

Установка вторичных излучателей внутри труб наряду с увеличением тепловосприятия воздуха, приводит к росту потерь напора потока Δp_a . В случае использования крестообразной вставки для интенсификации теплообмена, абсолютное увеличение сопротивления воздушных каналов составило 2,0 – 2,34 раза по результатам математического моделирования, в то время как по данным экспериментальных исследований в 1,7...1,9 раза, при этом для случая математического моделирования увеличение нагрузки (массового потока воздуха) составило 2,5 раза, а в случае экспериментальных исследований 1,58 раза.

Теплогидравлическая характеристика рекуператора рассматриваемой конструкции (MD) $e = (T_{a,ex} - T_{a,en}) / \Delta p_a$ как связанная с приведенным параметром уменьшается по мере интенсификации теплообмена, обусловленной ростом числа радиальных ребер (поверхности вторичных излучателей). Расчетные данные табл. 2 могут быть качественно обобщены следующими зависимостями:

$$\begin{cases} \partial(\Delta p_a) / \partial F_{\Sigma,w} > \partial(\Delta T_a) / \partial F_{\Sigma,w}; \\ \partial^2(\Delta p_a) / \partial F_{\Sigma,w}^2 \geq 0; \partial^2(\Delta T_a) / \partial F_{\Sigma,w}^2 < 0. \end{cases} \quad (7)$$

Для оценки изменения тепловых и аэродинамических характеристик теплообменников служит безразмерный параметр – отношение $A \equiv Nu/Nu_0/ff_0$ сравнительных значений интенсивности теплообмена Nu/Nu_0 и гидравлического сопротивления ff_0 [8] как фактор аналогии Рейнольдса для тракта рекуператора. Обычно

$$\begin{cases} 0 < (Nu/Nu_0) / (f / f_0) < 1; \\ \infty > f / f_0 \geq 1, 0. \end{cases} \quad (8)$$

Кроме того, очевидно, что включение в процесс радиационной составляющей в любом случае нарушает аналогию переноса теплоты и импульса: $\bar{St} \neq f / 2$.

В рассматриваемом диапазоне температур подогрева воздушного потока ($T_{a,ex} < 973$ К) параметр $A \equiv Nu/Nu_0/ff_0$ падает при установке промежуточных излучателей с увеличением числа ребер (с ростом ff_0) независимо от уровня температур.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложен способ и конструкции модернизированного рекуператора, обеспечивающего интенсификацию теплообмена за счет установки в трубах вставок, выполняющих функции вторичных излучателей на пути воздушного потока. При экспериментальных исследованиях секций трубчатых рекуператоров полностью подтверждены результаты расчетного и CFD анализа для случая размещения внутри труб плоских радиальных вставок: установлено существенное (на 60...120 °С) повышение температуры подогрева воздушного потока $T_{a,ex}$, снижение температуры стенки труб T_w и разности температур $T_w - T_{a,ex}$. В целом роль вставок с точки зрения возможностей теплопередачи всегда положительна и монотонно увеличивается по мере роста поверхности вставок: у трубы с диаметральной перегородкой ($F_{ins} = dl(\pi + 2)$) – теплопередача к вторичному теплоносителю (воздушному потоку) выше, чем у гладкой трубы, у трубы с крестообразной вставкой ($F_{ins} = dl(\pi + 4)$) – выше, чем у предыдущей. Максимальный теплообменный эффект из числа

рассмотренных конструкций достигается у трубы с 8-ью радиальными поверхностями ($F_{ins} = dl(\pi + 8)$). Одновременно с интенсификацией теплообмена, обеспечиваемой ростом числа радиальных ребер (поверхности вторичных излучателей), опытами и расчетами доказано опережающее повышение аэродинамического сопротивления Δp_a , что приводит к понижению теплогидравлической характеристики рекуператора. Подтверждены результаты ранее проведенных исследований, обобщающие теплообмен в трубах со вставками различной геометрии, приведены соответствующие критериальные зависимости.

Обозначения

«*BD*», «*MD*» – конструкции рекуперативной секции: базовая и модернизированная – соответственно; c_{pm} – удельная массовая изобарная теплоемкость воздуха, кДж/кгК; E – критерий теплогидравлической эффективности теплообменника; d – внутренний диаметр трубы, м; e , η – упрощенные критерии теплогидравлической эффективности теплообменника; F – поверхность теплообмена, м²; f – коэффициент трения; k – коэффициент теплопередачи, Вт/м²К; \dot{m}_a – расход воздуха, кг/с; N – количество радиальных плоскостей вторичного излучателя; Q – переданное количество теплоты, кВт; Eu , Nu , Re , St – критерии Эйлера, Нуссельта, Рейнольдса, Стэнтона – соответственно; T – температура, К; W – скорость теплоносителя в трубах, м/с; Δp_a – потери давления, Па; ΔT – среднелогарифмический температурный напор, К; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/м²К; ω – поправочный коэффициент. Индексы: a – воздух; $conv$ – конвекция; en – начальные параметры; ex – конечные параметры; ext – внешняя поверхность; f – продукты сгорания; in – внутренняя поверхность гладкой трубы; ins – вставка; max – максимальное значение; N – параметры при нормальных условиях ($T = 273$ К, $P = 101325$ Па); rad – излучение; Σ, w – суммарная внутренняя поверхность; w – стенка; 0 – параметры гладкой трубы.

Литература

1. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в тепломассообменниках. М.: Наука, 1982.472с.
2. Tanbour E.Y. Experimental study of natural convection heat transfer in a vertical pipe with a stationary inserts / E.Y. Tanbour, R.K. Rahmani Proceedings of 2008 ASME Summer Heat Transfer Conference (HT 2008), August 10-14, 2008, Jacksonville, Florida, USA. – 6pp.
3. Воронин Г.И., Дубровский Е.В. Эффективные теплообменники. М.: Машиностроение, 1973. 96с.
- 4.Sandor P., Soroka B., Kudryavtsev, V. Zgursky V. Heat Transfer Intensification within Tube Recuperator by Inserting Secondary Emitters Inside air Channels // Abstracts 16th International Conference on Thermal Engineering and Thermogrammetry (THERMO) 1–3 July, 2009, Budapest, Hungary, MATE, 2009, pp. 34 – 35.
5. Soroka B., Kudryavtsev V., Zgurskyi V., Sandor P. Development of tube recuperators of new generation for high-temperature combustion air preheating // Wydanie Międzynarodowa Konferencja Naukowo–Techniczna: Efektywność Energetyczna 2009. 21–23 września, Krakow, Insytut Nafty i Gazu NR162, 2009, pp. 143 – 147.
6. H. Hausen “Wärmeübertragung im gegensrtom, Gleichstrom und Kreuzstrom”, Berlin. Heidelberg, Springer-Verlag, 1976. 384 p.
7. Сорока Б.С., Воробьев Н.В., Карабчиевская Р.С. Расчет основных характеристик высокотемпературного трубчатого рекуператора при интенсификации теплообмена внутри труб // Энерготехнологии и ресурсосбережение. –2011, №5. – С. 47 – 54.
8. Борисов И.И., Халатов А.А., Сорока Б.С., Теплообмен и сопротивление при течении воздуха в трубе со вставками с интенсификаторами на их поверхности // Промышленная теплотехника. – 2009. – т.31, №3. – С. 7 – 13.