

Приборы и оборудование

УДК 519.6:536.423:532.5:621.565.9

Сорока Б.С., Воробьев Н.В., Кудрявцев В.С., Згурский В.А.*Институт газа НАН Украины, Киев*

Комплексный анализ рабочего процесса в высокотемпературном рекуператоре

Представлены результаты сопоставительных «огневых» испытаний секций рекуператоров трубчатого типа: с полыми каналами и с трубами с внутренними вставками — вторичными излучателями различной геометрии. Проанализированы полученные данные по совершенствованию теплотехнических характеристик теплообменников со вставками, а также по изменению гидравлического сопротивления (потерь напора) воздушного тракта. Особое внимание уделено сравнению комплексных теплогидравлических характеристик (ТГХ) секций. Проведено CFD-моделирование сопряженного теплообмена и гидравлического сопротивления при нагреве воздуха в трубных каналах, омываемых извне потоком продуктов сгорания: со вставками и без вставок. Результаты численного анализа повышения температуры подогрева воздуха и понижения разности температур «воздушный поток — стенка трубы» и изменения ТГХ в сравниваемых конструкциях полностью соответствуют опытными данным. Даны рекомендации по выбору конструкций и режимов эксплуатации модернизированных рекуператоров.

Ключевые слова: высокотемпературный рекуператор, подогрев воздуха, теплогидравлическая характеристика, трубный теплообменник, потери давления, вставка — вторичный излучатель.

Представлено результати порівняльних «вогневих» випробувань секцій рекуператорів трубчатого типу: з порожнистими каналами та з трубами з внутрішніми вставками — вторинними випромінювачами різної геометрії. Проаналізовано отримані дані щодо удосконалення теплотехнічних характеристик теплообмінників зі вставками, а також щодо зміни гідравлічного опору (втрати тиску) повітряного тракту. Особливу увагу приділено порівнянню комплексних теплогідравлічних характеристик (ТГХ) секцій. Проведено CFD-модельовання спряженого теплообміну та гідравлічного опору при нагріві повітря у трубних каналах, що зовні омиваються потоком продуктів згоряння: із вставками та без вставок. Результати чисельного аналізу підвищення температури підігріву повітря та зниження різниці температур «повітряний потік — стінка труби» та зміни ТГХ у порівнюваних конструкціях повністю відповідають дослідним даним. Надано рекомендації з вибору конструкцій та режимів експлуатації модернізованих рекуператорів.

Ключові слова: високотемпературний рекуператор, підігрів повітря, теплогідравлічна характеристика, трубчастий теплообмінник, втрати тиску, вставка — вторинний випромінювач.

Высокотемпературные теплообменники с изогнутыми трубами принадлежат к числу наиболее распространенных утилизаторов теплоты топливоиспользующих агрегатов (промышленных печей). Задача интенсификации внутреннего теплообмена в трубах высокотемпературных теплообменников (рекуператоров) состоит в максимальном сближении температур нагреваемого воздуха (горючего газа) и стенок труб. Предложен способ интенсификации теплообмена в трубчатых теплообменниках за счет установки промежуточных излучателей внутри труб [1, 2].

На этой основе предлагаются эффективные высокотемпературные трубчатые рекуператоры, характеризующиеся наличием в трубах внутренних вставок, выполняющих функцию промежуточного (вторичного) излучателя. Последние представляют дополнительные поверхности теплообмена с потоком нагреваемого диатермического 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. В настоящей 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

p_a в связи с увеличением числа ребер N_{ins} . Аэродинамическое сопротивление теплообменника по воздушному тракту растет опережающими темпами по сравнению с теплообменом.

В работе выполнен комплекс сопоставительных расчетно-теоретических исследований и испытаний пилотных образцов секций трубчатого рекуператора: традиционной конструкции (из трех 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 $T_{w,av}$ и максимальная $T_{w,max}$; теплогидравлическая эффективность теплообменника E [3], которая может быть определена отношением потока теплоты, переданного через стенки труб, к мощности, затрачиваемой на транспортировку теплоносителя (безразмерный параметр) или представлена упрощенной размерной характеристикой $e = T_a / p_a$ [4].

1. Экспериментальные исследования высокотемпературного рекуператора

1.1. Экспериментальный огневой стенд. Методика огневых испытаний

Исследования проводили на компьютеризированном огневом стенде, разработанном и сооруженном в Институте газа НАНУ. 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 $d \times \delta = 89 \times 4,5$, а суммарная длина трех петель соответствует петле промышленного рекуператора $3 \times 3385 = 10155$ 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) конструкций. 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 на криволинейном участке 3-й петли.

Петли секций MD и BD типов расположены в одинаковых условиях по температуре и обтеканию продуктами сгорания в печи [1, 2, 5] (рис.1).

Испытания состояли в определении и сравнении теплотехнических и гидравлических (аэродинамических) характеристик секций BD и MD при равных нагрузках (одинаковом массовом расходе воздуха через секции \dot{m}_a). Тепловые испытания были проведены при разных

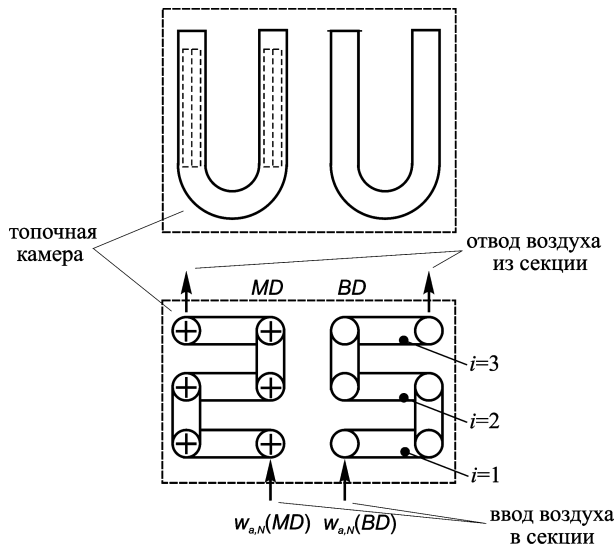


Рис.1. Схема тестовых секций MD и BD (вид прямо и сверху): *i* — номера петель.

температурах опытного стенда (печи, продуктов сгорания) T_f и варьировании скорости потоков воздуха (массового расхода) в сопоставляемых секциях $w_{a,N}(MD) = w_{a,N}(BD) = \text{var}$.

1.2. Теплообмен в сопоставляемых секциях

Теоретически и экспериментально подтверждены исходные положения и идеология создания модернизированной конструкции рекуператора (со вставками) MD: лимитирующий вклад внутреннего теплообмена (α_{in}) в результирующую теплопередачу в системе «продукты сгорания — стенки труб — воздушный поток»; ис-

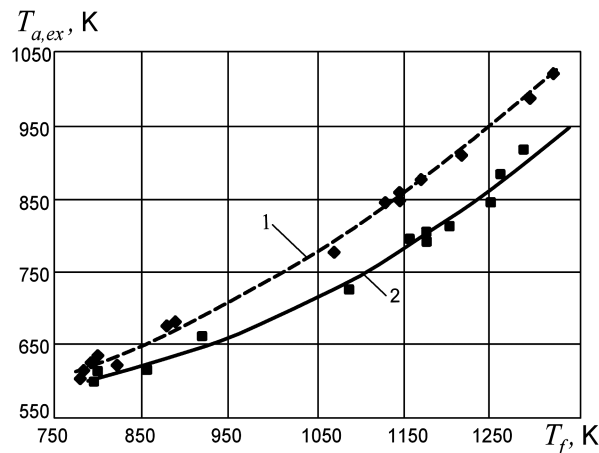


Рис.2. Зависимость температуры нагрева воздуха $T_{a,ex}$ от температуры в топочной камере (греющей среды): 1 — модернизированная секция MD с крестовидными вставками; 2 — секция базовой конструкции (BD) без вставок. Воздушный поток через секцию $\dot{m}_a = 0,062 \text{ кг/с} = \text{const}$.

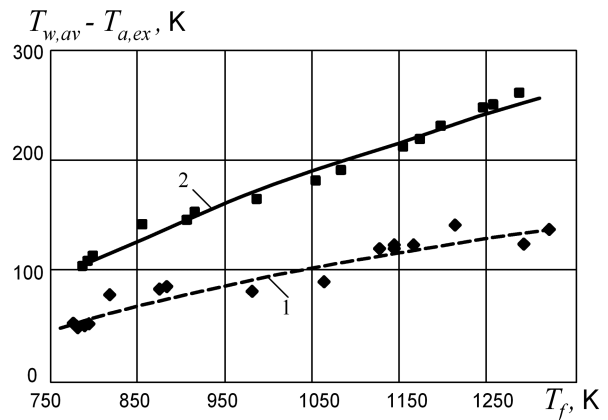


Рис.3. Зависимость разности температур между средней температурой стенки трубы рекуператора $T_{w,av}$ и температурой нагрева воздуха $T_{a,ex}$ от температуры в топочной камере T_f . Обозначения как на рис.2.

пользование радиационной составляющей теплообмена для повышения теплоотдачи в системе «стенки труб (вторичные излучатели) — воздушный поток».

При последующем анализе будем отталкиваться от рассмотрения зависимости:

$$k [(\alpha_{in})^{-1} + (\alpha_{ext})^{-1}]^{-1}. \quad (1)$$

На рис.2 для сравниваемых секций представлены зависимости изменения выходной температуры воздушного потока $T_{a,ex}$, а на рис.3 — разность температур: средней по стенкам трех петель каждой из секций $T_{w,av}$ и на выходе из секций $T_{a,ex}$.

Действительно, экспериментальные данные свидетельствуют о том, что при относительно невысоких температурах в камере (около 750 К) температура нагрева воздуха $T_{a,ex}$ (MD) незначительно превышает $T_{a,ex}$ для BD секции (см. рис.2), но при этом разность температур между стенками труб и подогрева воздуха $T_{w,av} - T_{a,ex}$ более существенна (см. рис.3).

В случае повышения температуры T_f возрастает коэффициент внешней теплоотдачи α_{out} (к стенкам труб). Для базовой конструкции (BD), где лимитирующее влияние внутреннего теплообмена указывается сильнее, чем в MD, возможность увеличения k за счет α_{ext} будет меньше, чем в MD, а лимитирующая роль α_{in} в BD сказывается сильнее. Поэтому с увеличением T_f разница $T_{a,ex}(MD) - T_{a,ex}(BD)$ возрастает:

$$\partial[T_{a,ex}(MD) - T_{a,ex}(BD)]/\partial T_f > 0. \quad (2)$$

Из рис.2 видно, что нагрев воздуха до 750 К в секции со вставками может быть достигнут при температуре греющих газов 1010 К, а для такого же нагрева в секции базовой конструкции при

том же $\dot{m}_a = 0,062$ кг/с потребуется температура 1110 К. В промышленных печах снижение температуры уходящих газов (в условиях огневого стенда — температуры T_f в топочной камере) является обычным средством предупреждения перегрева труб рекуператора. В этих условиях модернизированные секции позволяют сохранить допустимую температуру труб при обеспечении более высокого нагрева (на ≥ 100 К) воздушного потока в рекуператоре.

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

а) количество теплоты Q_a , переданное воздуху при нагреве, — полный тепловой поток:

$$Q_a = c_{pm} \dot{m}_a (T_{a,ex} - T_{a,en}); \quad (3)$$

б) коэффициент теплопередачи k между первичной (продукты сгорания — дымовые газы) и вторичной (воздушный поток) теплообменной средой, осредненный по рабочей поверхности рекуператора F_{ext} , то есть наружной поверхности теплообменных секций BD или MD:

$$k = Q_a / (T_{f-a} F_{ext}), \quad (4)$$

где T_{f-a} — среднелогарифмический температурный напор между первичной и вторичной теплообменными средами в пределах анализируемой секции.

В условиях взаимного расположения испытываемых секций внутри огневой установки и с учетом движения каждой из теплообменных сред в BD и MD выражение для определения T_{f-a} может быть записано в виде [6]:

$$T_{f-a} = (T_{a,ex} - T_{a,en}) / \ln[(T_f - T_{a,en}) / (T_f - T_{a,ex})], \quad (5)$$

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.4 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 одинаковых температурах внешнего

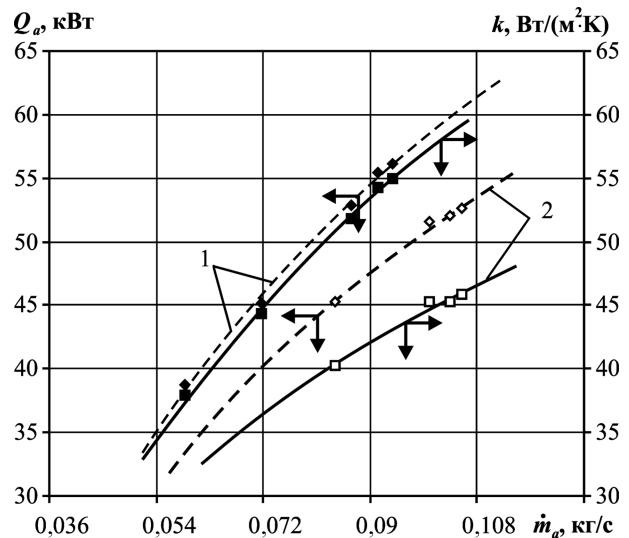


Рис.4. Сопоставление основных тепловых характеристик рекуперативной секции типа MD2 (1) с секцией типа BD (2): пунктирные линии — полный переданный тепловой поток (вся переданная теплота) Q_a ; сплошные линии — коэффициенты теплопередачи k между первичным (продукты сгорания) и вторичным (воздушный поток) теплоносителем. Температура продуктов сгорания в печи $T_f = 1215 \pm 20$ К = idem.

источника теплоты (продукты сгорания с температурой $T_f = 1215 \pm 20$ 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 T_{f-a} — базовая секция BD имеет большее абсолютное значение T_{f-a} по сравнению с MD.

При увеличении скорости воздушного потока в секции MD2 в 2,2 раза коэффициент теплопередачи k увеличивается в 2 раза (до 60 Вт/(м²·К)).

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 ослабляет ограничения внутреннего теплообмена и, тем самым, передачи теплоты воздушному потоку извне через стенки теплообменных труб.

Сравнив зависимости $Q_a = f_1(\dot{m}_a)$ и $k = f_2(\dot{m}_a)$ для секций конструкций BD и MD2 (см. рис.4), можно сделать вывод о теплообменных преимуществах модернизированных рекуперато-

ров, обусловленных развитием поверхностей для лучистого обмена внутри труб в секции MD2.

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

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

1.3. Обобщение результатов исследований теплообмена в рекуператоре

При обобщении данных по сложному теплообмену в конвективной форме $Nu_0 = f(Re_0)$ выполнено сопоставление результатов ранее проведенных исследований [7] с экспериментальными данными настоящих опытов (рис.5). 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

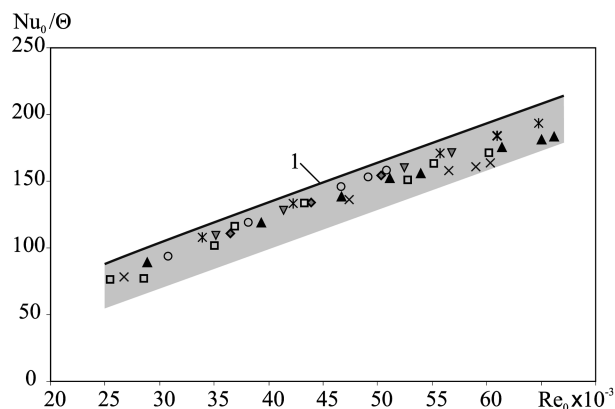


Рис.5. Зависимость комплекса Nu_0/Θ от числа Re_0 для нагрева воздушного потока в трубах рекуперативной секции: кривая 1 — по уравнению (6); точки — экспериментальные данные, соответствующие различным конструктивным модификациям рекуператора и температур первичного теплоносителя (продукты сгорания) T_f : крестики, белые квадраты, треугольники — BD; остальные символы — MD.

серии опытов были опробованы ранее не использованные варианты вставок, которые, помимо прямого участка секции MD, устанавливались на криволинейном участке одной из петель секций MD2.

Был изменен диапазон рабочих температур T_f в топочной камере, где установлены сравниваемые секции и система дымоотвода (схема обтекания труб). 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:

$$Nu_0/\Theta = 0,01 Re_0^{0,897}, \quad (6)$$

где Θ — обобщенный температурный комплекс, $\Theta = [\omega(T_{a,ex}/T_f) \cdot (F_{\Sigma,w}/F_{ext})]^{0,45}$; ω — поправочный коэффициент, зависящий от конструкции теплообменной трубы и вставки (для гладкой трубы — 1,13; для коаксиальной трубной вставки — 1,03; для крестообразной вставки — 1,15; для вставки с тремя радиальными ребрами (звезда-3) — 1,21).

В зависимости (6) в качестве характерного размера при расчете чисел Nu_0 и Re_0 использовали характеристики гладкой трубы.

Установлено, что строгая оценка и учет температур T_f для опытов, представленных на рис.5, может уменьшить отклонение точек 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».

1.4. Сравнение гидравлических и теплогидравлических характеристик сопоставляемых секций

Гидравлическое сопротивление теплообменников (потеря напора) является неотъемлемой практической характеристикой, определяющей выбор дутьевых средств для транспортировки теплоносителя.

Поскольку интенсификация теплообмена и повышение температуры подогрева воздуха сопровождается ростом потерь напора, важнейшее значение для оценки совершенства теплообмен-

Таблица 1. Сравнение показателей нагрева воздуха в теплообменных рекуперативных секциях

Характеристика	BD (без вставки)				MD2 (с крестообразной вставкой)			
\dot{m}_a , кг/с	0,062	0,0719	0,0903	0,0982	0,062	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
$T_a = T_{a,ex} - T_{a,en}$, К	433	422	397	388	510	500	474	465
p_a , Па	1170	1570	2490	2800	2220	2910	4190	4770
Q_a , кВт	27,5	31	36,8	39,4	32,5	37,4	44	44,6
Nu	83	96	117	125	107	125	155	167
Re	36920	43340	55160	60280	35115	41545	52440	56700
$e = (T_{a,ex} - T_{a,en}) / p_a$, 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
$\tilde{Nu} = Nu_{MD} / Nu_{BD}$	–	–	–	–	1,29	1,30	1,32	1,34
$\tilde{p} = p_{a,MD} / p_{a,BD}$	–	–	–	–	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
$\tilde{\eta}_a = \tilde{\alpha}_{w-a} / \tilde{p}_a$	–	–	–	–	0,72	0,75	0,82	0,84

ников имеет смешанная теплогидравлическая характеристика, которая увязывает между собой изменение величин переданного теплового потока и потерь напора дутья.

Параметр E является распространенным критерием, введенным М.В.Кирпичевым для оценки энергетической эффективности различных способов и устройств интенсификации теплообмена. В работе [3] этот критерий называют «эффективностью теплообменника», а в [8] — «коэффициентом мощности». В представленной работе приведена следующая трансформация зависимости, которая в наших обозначениях обеспечивает определение вспомогательной теплогидравлической характеристики:

$$e = E_{mod} (T_{a,ex} - T_{a,en}) / p_a \quad (7)$$

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.

В табл.1 представлены сравнительные теплотехнические, гидравлические и теплогидравлические характеристики исследуемых секций рекуператора, полученные при обобщении результатов экспериментальных исследований на огневом стенде двух сопоставляемых теплообменных секций рекуператора BD и MD2.

Исследования были проведены при температуре в топочной камере $T_f = 1080$ К и условии соблюдения одинаковых массовых (объемных при нормальных условиях) потоков воздуха в секциях MD2 и BD: $\dot{m}_a(MD) = \dot{m}_a(BD)$, которые соответствуют одинаковым входным

числам $Re_{MD} = Re_{BD}$. Диапазон изменения расхода воздушного потока по массовому потоку $1,0 : 0,637$. При варьировании числа Re диапазон относительного изменения потоков в секциях $\dot{m}_a / \dot{m}_{a,max} \in \{0,5825; 1,0\}$.

Установлено, что потери давления всегда опережают по темпам роста скорость возрастания переданной теплоты. В рамках диапазона варьирования массового потока воздуха потери напора для секции BD увеличились в 2,393 раза, в секции MD2 — 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 p_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 $T_a = T_{a,ex} - T_{a,en}$ — определяется многими факторами, 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 Nu). В приведенном диапазоне расходов воздушного потока прирост полезного тепловосприятия Q_a в MD2 по сравнению с BD составляет 1,130–1,206 раза и является (1,29–1,34)-кратным по числу Nu. Явные тенденции влияния нагрузки на прирост значений $Q_{a,MD} / Q_{a,BD}$ и Nu_{MD} / Nu_{BD} не отмечаются.

Теплогидравлические характеристики e и η секций MD2 и BD сопоставлены между собой в

виде их относительных значений через $\tilde{\epsilon} = \epsilon_{MD}/\epsilon_{BD}$ и $\tilde{\eta}_{Nu} = \eta_{MD}/\eta_{BD} = (Nu/p_a)_{MD} / (Nu/p_a)_{BD}$ соответственно. Из анализа экспериментальных результатов установлено, что абсолютные значения теплогидравлической характеристики $\tilde{\epsilon}$, $\tilde{\eta}_{Nu}$ и $\tilde{\eta}_a$ увеличиваются для конструкции рекуператора со вставками – вторичными излучателями. Этот вывод подтверждается подобием трендов изменения величин $\tilde{\epsilon}$ и $\tilde{\eta}$ для каждого из исследуемых режимов. При этом в качестве η как безразмерной характеристики было необходимо использовать соотношение чисел Nu и Eu , а в первом приближении соотношение размерных величин $\eta_a = \alpha_{w-a} / p_a$ для секций MD и BD или смешанную характеристику с использованием относительного параметра Nu_{MD}/Nu_{BD} в форме $\tilde{\eta}_{Nu} = Nu / \Delta p_a$, где характеристики с верхним символом «~» означают соотношение соответствующих параметров для исследуемых секций рекуператора.

2. Математическое моделирование теплообмена и аэродинамики в каналах с вторичными излучателями

С использованием CFD моделирования проведены расчетно-теоретические исследова-

ния 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 $d \times \delta = 90 \times 4,5$ длиной 1 м – поток воздуха, движущийся вдоль трубы» для различных температурных диапазонов ($T_{a,en} = 300, 600, 900$ K): задавались температура теплоотдающего агента (продуктов сгорания T_f) и суммарный коэффициент теплоотдачи к приемной поверхности $\alpha_{\Sigma,f-w} = \alpha_{f-w,conv} + \alpha_{f-w,rad}$. Сравнимые схемы соответствуют процессам при использовании базовой (BD) и модернизированной (MD) конструкций трубчатого рекуператора.

Для упрощения расчетной задачи были приняты неизменными теплофизические свойства теплоносителя (воздушного потока), взятые при $T_0 = 298$ K. Величины, которые рассчиты-

Таблица 2. Основные характеристики теплообменной трубы при размещении вставок

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

Примечание. Типы каналов: I – без вставки (BD); MD: II – с диаметральной вставкой; III – с крестообразной вставкой; IV – со вставкой из 8 радиальных ребер (звезда-8).

вались при анализе: температура подогрева воздуха (на выходе из трубы) $T_{a,ex}$, температуры стенки трубы (максимальная $T_{w,max}$ и средняя $T_{w,av}$) и вставок (максимальная $T_{in,max}$ и средняя $T_{in,av}$), а также аэродинамическое сопротивление канала p_a . Важнейшие показатели преимуществ теплообменной трубы при наличии вставок — снижение разности $T_{w,a} = T_{w,max} - T_{a,ex}$, 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 и $T_f = 1223$ К, $\alpha_{f-w,conv} = 50$ Вт/(м²·К) сведены в табл.2.

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 $T_{w,av}$, поскольку для любой из расчетных схем должно быть обеспечено балансовое равенство (в пренебрежении температурным перепадом по толщине теплообменной трубы и неоднородности переноса теплоты):

$$\int_{F_{in}} \alpha_{w-a} (T_{w,av} - T_{a,av}) dF_{in} = \int_{F_{ext}} \alpha_{f-a} (T_{f,av} - T_{w,av}) dF_{ext} \quad (8)$$

при $T_f = \text{const}$.

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/с — в 1,47 раза.

При исходной температуре нагрева воздуха 900 К передаваемые воздуху тепловые потоки сильно падают, но сохраняются теплообменные преимущества трубы с радиальными вставками. Так, при базовом массовом потоке (расход 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 тепловосприятости 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 тепловосприятости воздуха приводит к росту потерь напора потока p_a . В случае использования крестообразной вставки для интенсификации теплообмена (MD труба) относительное увеличение сопротивления воздушных каналов по сравнению с гладкой трубой (BD) составило от 2,31 (2,34) до 2,0 (2,28) раза при увеличении нагрузки (массового потока воздуха) в 2,5 раза — по результатам математического моделирования. В ходе экспериментальных исследований рост потерь напора $p_{a,MD} / p_{a,BD}$ составил 1,9–1,7 раза по мере увеличения массового потока воздуха в 1,57 раза.

Теплогидравлическая характеристика рекуператора рассматриваемой конструкции (MD) $e = (T_{a,ex} - T_{a,en}) / p_a$ 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:

$$\begin{cases} \partial(\bar{p}_a) / \partial F_{\Sigma,w} > \partial(\bar{T}_a) / \partial F_{\Sigma,w} \\ \partial^2(\bar{p}_a) / \partial F_{\Sigma,w}^2 \geq 0 \\ \partial^2(\bar{T}_a) / \partial F_{\Sigma,w}^2 < 0, \end{cases} \quad (9)$$

где $\bar{p}_a = p_a / (p_a)_{BD}$, $\bar{T}_a = T_a / (T_a)_{BD}$.

Для оценки изменения тепловых и аэродинамических характеристик теплообменников служит безразмерный параметр — соотношение $A ! (Nu / Nu_0) / (f / f_0)$ сравнительных значений интенсивности теплообмена Nu / Nu_0 и гидравлического сопротивления f / f_0 [9] как фактор аналогии Рейнольдса для тракта рекуператора. Обычно

$$\begin{cases} 0 < (Nu / Nu_0) / (f / f_0) < 1 \\ \infty > f / f_0 \geq 1,0. \end{cases} \quad (10)$$

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

В рассматриваемом диапазоне температур подогрева воздушного потока ($T_{a,ex} < 973$ К) параметр $A ! (Nu / Nu_0) / (f / f_0)$ падает при установке промежуточных излучателей с увели-

чением числа ребер (с ростом f/f_0) независимо от уровня температур.

Выводы

Проведены широкие экспериментальные и численные (CFD) исследования теплообмена и аэродинамики в газо-газовых теплообменниках (рекуператорах), снабженных интенсификаторами теплообмена — вторичными излучателями в теплообменных каналах. Экспериментально полностью подтверждены результаты расчетного и CFD анализа для случая размещения в трубах плоских радиальных вставок: установлено существенное (на 60–120 К) 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 температуры продуктов сгорания, омывающих трубы рекуператора, а также увеличения поверхности вставок. Показано, что труба с диаметральной перегородкой ($F_{ins} = dl (\pi + 2)$) обеспечивает более высокую теплопередачу ко вторичному теплоносителю (воздушному потоку), чем гладкостенная труба. В трубе с крестообразной вставкой ($F_{ins} = dl (\pi + 4)$) передается более высокий тепловой поток, чем в трубе с диаметральной перегородкой. Максимальный теплообменный эффект из числа рассмотренных конструкций достигается у трубы, имеющей 8 радиальных поверхностей ($F_{ins} = dl (\pi + 8)$). Одновременно с интенсификацией теплообмена, обеспечиваемой ростом числа радиальных ребер (поверхности вторичных излучателей), опытами и расчетами доказано опережающее повышение аэродинамического сопротивления p_a , что приводит к снижению обобщенной характеристики — теплогидравлической эффективности рекуператора. Подтверждены результаты ранее проведенных исследований теплообмена в трубах со вставками различной геометрии, проанализированы соответствующие критериальные зависимости.

Условные обозначения

BD	— базовая конструкции рекуперативной секции
MD	— модернизированная конструкции рекуперативной секции
c_{pm}	— удельная массовая изобарная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К)
d	— внутренний диаметр трубы, м
E	— критерий теплогидравлической эффективности теплообменника
Eu	— критерий Эйлера
Nu	— число Нуссельта
Re	— число Рейнольдса

St	— число Стэнтона
e, η	— упрощенные критерии теплогидравлической эффективности теплообменника
F	— поверхность теплообмена, м ²
f	— коэффициент трения
k	— коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² ·К)
l	— длина теплообменной трубы, м
\dot{m}_a	— расход воздуха, кг/с
N_{ins}	— количество радиальных плоскостей вторичного излучателя
Q	— переданное количество теплоты, кВт
T	— температура, К
w	— скорость теплоносителя в трубах, м/с
p_a	— потери давления, Па
Θ	— среднелогарифмический температурный напор, К
α	— коэффициент теплоотдачи, Вт/(м ² ·К)
δ	— толщина стенки, м
Θ	— обобщенный температурный комплекс
ω	— поправочный коэффициент

Индексы: а — воздух; av — осредненное значение в пределах петли или рекуперативной секции; 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.

Список литературы

- Soroka B., Kudryavtsev V., Zgurskiy V., Sandor P. Development of tube recuperators of new generation for high-temperature combustion air preheating // Wydział Miedzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna: Efektywnosc Energetyczna-2009. Krakow, 21–23 wrz. 2009. — Krakow : Instytut Nafty i Gazu NR162, 2009. — S. 143–147.
- Soroka B., Sandor P., Kudryavtsev V., Zgurskiy V. Development of new concept and design of high temperature tube recuperators // Proc.: 8th Intern. Sympos. on High Temperature Air Combustion and Gasification, Poznan, Pl., July 5–7, 2010. — Poznan, 2010. — P. 285–393.
- Жукаускас А.А. Конвективный перенос в тепло-массообменниках. — М. : Наука, 1982. — 472 с.
- Tanbour E.Y., Rahmani R.K. Experimental study of natural convection heat transfer in a vertical pipe with a stationary inserts // Proc. of 2008 ASME Summer Heat Transfer Conference (HT 2008), Jacksonville, Florida, USA, Aug. 10–14, 2008, Jacksonville, Fla., 2008.
- Sandor P., Soroka B., Kudryavtsev V., Zgurskiy V. Heat Transfer Intensification within Tube Recuperator by Inserting Secondary Emitters Inside air Channels // Abstracts 16th Intern. Conf. Thermal Eng. and Thermogrammetry (THERMO) Budapest, Hungary, 1–3 July, 2009. — Budapest : MATE, 2009. — P. 34–35.

6. Hausen H. Waermeuebertragung im Gegensrtom, Gleichstrom und Kreuzstrom. — Berlin; Heidelberg : Springer-Verlag, 1976. — 384 S.
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. Воронин Г.И., Дубровский Е.В. Эффективные теплообменники. — М. : Машиностроение, 1973. — 96 с.
9. Борисов И.И., Халатов А.А., Сорока Б.С. Теплообмен и сопротивление при течении воздуха в трубе со вставками с интенсификаторами на их поверхности // Пром. теплотехника. — 2009. — Т. 31, № 3. — С. 7–13.

Поступила в редакцию 31.05.12

*Soroka B.S., Vorobyov N.V.,
Kudryavtsev V.S., Zgurskyi V.A.
Gas Institute of NASU, Kiev, Ukraine*

Complex Analysis of Working Process Within High-Temperature Recuperator

The results of comparative «firing» tests of the recuperators of tube type: of «smooth (hollow)» channels and of channels with the inserts — secondary emitters of various geometry — have been presented in the work under consideration. The obtained data on improvement the heat engineering characteristics of the heat exchangers with the inserts are analyzing along with the data on variation the hydraulic resistance (head losses) of an air pathway. Comparison of combined heat and hydraulic characteristics (CHHC) of the sections is of particular attention. CFD modeling has been carried out of conjugated heat exchange and hydraulic resistance while outside flowing the tubes by combustion products and under air preheating within the tube channels: both with and without the inserts. The results of numerical analysis of an air preheating temperature increase and reduction of temperature difference between an air flow and tube walls as well of CHHC are fully corresponding to the test data. The recommendations on option the designs and operation modes of the modernized recuperators have been brought out.

Key words: air-flow preheating, high temperature recuperator, combined heat and hydraulic criteria, pressure losses, inserts — secondary emitters.

Received May 31, 2012