

Приборы и оборудование

УДК 536.24:536.423:532.5:621.565.9

Расчет основных характеристик высокотемпературного трубчатого рекуператора при интенсификации теплообмена внутри труб

Сорока Б.С., Воробьев Н.В., Карабчиевская Р.С.

Институт газа НАН Украины, Киев

Разработаны инженерная методика расчета высокотемпературного трубчатого рекуператора и компьютерная программа, позволяющая оптимизировать конструктивные и режимные характеристики теплообменника, в том числе при установке вторичных излучателей внутри труб. Проведен численный анализ конструкции при изменении компоновки рекуператора. Анализ энергетических и массогабаритных характеристик теплообменника показал преимущества конструкции со вставками внутри труб по сравнению с гладкотрубными рекуператорами. Установлено существенное увеличение температуры подогрева воздуха (около 100 °С) и соответственно понижение температуры стенок труб, что подтверждено ранее проведенными экспериментальными исследованиями и результатами CFD моделирования.

Ключевые слова: трубчатый рекуператор, удельная металлоемкость, утилизация теплоты, балансовые уравнения, вторичный излучатель, высокотемпературный теплообмен.

Розроблено інженерну методику розрахунку високотемпературного трубчастого рекуператора та комп'ютерну програму, що дозволяє оптимізувати конструктивні та режимні характеристики теплообмінника, у тому числі при встановленні вторинних випромінювачів у середині труб. Проведено чисельний аналіз конструкції при зміні компонування рекуператора. Аналіз енергетичних та масогабаритних характеристик теплообмінника показав переваги конструкції із вставками у середині труб у порівнянні з гладкотрубними рекуператорами. Встановлено суттєве збільшення температури підігріву повітря (близько 100 °С) та відповідне зниження температури стінок труб, що підтверджено раніше проведеними експериментальними дослідженнями та результатами CFD моделювання.

Ключові слова: трубчастий рекуператор, питома металоємність, утилізація теплоти, балансові рівняння, вторинний випромінювач, високотемпературний теплообмін.

В металлургии и энергетике, в процессах химической технологии и в промышленности строительных материалов в качестве утилизаторов теплоты широко применяются трубчатые теплообменники, температурный диапазон которых изменяется от параметров кипения воды до 300–600 °С [1] и даже существенно выше [2].

В настоящее время широкое распространение для расчета теплообменных аппаратов нашли методы математического и CFD моделирования [3]. Безусловным достоинством последних является возможность получения локальных характеристик аэродинамики и теплообмена различных поверхностей и объемов. Однако задача

оптимизации конструкций теплообменных аппаратов с использованием математического моделирования является чрезвычайно трудоемкой и требует пересмотра расчетных сеток для решения дифференциальных уравнений в частных производных при каждом изменении геометрических характеристик расчетной системы.

Применение инженерных методов расчета в отличие от CFD моделирования дает возможность быстрого получения осредненных численных характеристик аппаратов.

Постановка задачи и характеристики рекуператора

В работе [4] рассмотрена эффективность идеальной (без потерь энергии) системы «печь — рекуператор» в диапазоне температур от исходной T_0 (стандартной) до теоретической температуры горения T_T .

При таком подходе становится очевидным, что наряду с температурой подогрева компонентов горения в рекуператоре индикатором эффективности использования топлива может служить температура продуктов сгорания за рекуператором T_g'' . Ее понижение свидетельствует о возможности сокращения расхода топлива вследствие дополнительной утилизации теплоты сгорания потоком (потоками) компонентов горения: воздуха или (и) горючего газа. Действительно, установка по тракту продуктов сгорания рекуператоров для нагрева обоих компонентов горения — воздуха и низкокалорийного газа, — обеспечивая рост T_T , понижает значение температуры выбросных газов $T_{fl} = T_g''$.

В условиях высокотемпературных печей, когда лимитирующим при работе теплообменников — утилизаторов теплоты — является внутренний теплообмен (в частности, в трубчатых рекуператорах для подогрева воздуха горения — конвективная теплоотдача от внутренней поверхности труб к лучепрозрачному потоку воздуха), существенный эффект дает установка промежуточных (вторичных) излучателей внутри труб [5].

При установке внутри труб различного рода вставок (по-видимому, чаще всего спиральных [6]), используемых в качестве интенсификаторов конвективного теплообмена, наблюдается рост передаваемого теплового потока и опережающий рост гидравлического (аэродинамического) сопротивления тракта рабочего аппарата. Например, в работе [6] рассматриваются теплообмен и сопротивление трубного канала при установке спиральной ленты с ребрами, ориентированными различным образом по отно-

шению к углу подъема винта. В качестве рабочего агента использовали двухфазный водовоздушный поток.

В работе [6] для случая однофазного потока экспериментально установлено, что при турбулентном и особенно при ламинарном потоке установка спиральных лент с ребрами позволяет увеличить теплоотдачу до двух раз. При турбулентном режиме дополнительная установка ребер на вставке увеличивает теплоотдачу на 40 % при росте гидравлического сопротивления на 65 %.

Инженерные методы расчета трубчатых рекуператоров предложены в работах [7–9], в том числе как алгоритмы для численного компьютерного анализа в работах [1, 10]. При различной компоновке трубных поверхностей между собой и по отношению к потоку первичного теплоносителя — продуктов сгорания (системы «поперечный ток», «прямоток», «противоток» и различных их комбинаций) — внутренний канал для воздушного потока в известных работах представляется в виде системы гладких труб.

Существующие инженерные методы расчета построены на усреднении параметров потоков теплоносителей в целом для аппарата, на входе и выходе из него. Попытка расчета рекуператора на основании балансового метода по высоте и длине блока (рекуператора по рядам труб) принята в работе [11]. Полученные результаты показали понижение температуры нагрева воздуха и повышение температуры продуктов сгорания на выходе из рекуператора на 7–10 % по сравнению с классическим инженерным методом расчета. Также были получены перекосы температур нагрева воздуха по длине и продуктов сгорания по высоте блока рекуператора. Все перечисленные методы расчета использовали упрощенное описание внутреннего теплообмена применительно к гладким прямым трубам.

Нами предложен инженерный метод, учитывающий характеристики теплоносителя для каждого из рядов труб с углубленным рассмотрением внутреннего теплообмена применительно к гладким трубам и трубам со вставками, установленными в высокотемпературном рекуператоре.

Однако до последнего времени не выполнялись расчеты трубчатого рекуператора (рекуперативной секции) в целом для определения его оптимальной компоновки в условиях, когда внутренний теплообмен в трубах интенсифицируется за счет установки вставок — вторичных излучателей внутри труб.

Соответствующие разработки, расчетно-теоретические и экспериментальные исследования в последние годы интенсивно проводятся в Институте газа НАНУ под руководством проф.

Б.С.Сороки. Возможность повышения температуры подогрева воздуха в трубчатых рекуператорах в условиях сохранения теплообменных трубчатых поверхностей при установке вставок в трубах определена расчетным путем, методами CFD моделирования и подтверждена в опытах на огневых установках [12–14].

К основным температурным характеристикам рекуператоров относятся следующие: температура подогрева воздуха $t_{a,rs}$; температура стенок труб рекуператора t_w ; температура продуктов сгорания на входе и за соответствующим рядом теплообменных труб рекуператора t_{fg}' и $t_{g,n}$. В работе, кроме того, анализируется сравнительная удельная металлоемкость теплообменного аппарата-рекуператора со вставками и гладкотрубной конструкции. Важнейшая характеристика теплообменных аппаратов — теплогидравлическая [14] — в данной работе не рассматривается.

В настоящей работе проведен расчетный анализ на примере I пакета трубчатого рекуператора (рис.1) с характеристиками, соответствующими рекуператору толкательной нагревательной печи металлургического комбината DUNAFFER (Дунауйварош, Венгрия).

Проводилась сравнительная оценка использования труб без вставок и труб, снабженных внутренними крестообразными вставками, для подогрева воздуха горения. Выполнена оптимизация конструктивных характеристик варьированием числа поперечных рядов труб по длине аппарата N_c .

Рекуператор представляет собой коридорный пучок труб, имеющий два пакета (I и II), соединенных между собой перепускным коромом (рис.1).

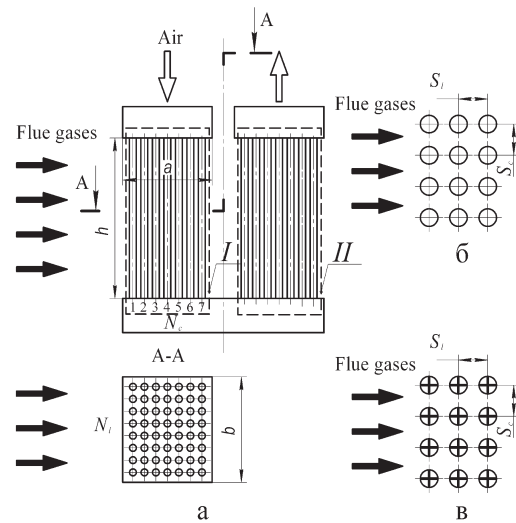


Рис.1. Расчетная схема рекуператора: а — общий вид и вид в плане пакета труб; б, в — схемы расположения труб в плане без вставок и с внутренними крестообразными вставками.

Расчетный анализ проводился для случая сжигания в печи коксового газа. Расход воздуха горения через секцию рекуператора составляет 1/8 общего расхода на печь, то есть $V_{a,rs} = 12500 \text{ м}^3/\text{ч}$, расход коксового газа на печь $G_f = 20160 \text{ м}^3/\text{ч}$, расход продуктов сгорания на секцию рекуператора составляет 1/4 их общего расхода. Схема движения греющей и нагреваемой сред в рекуператоре перекрестно-прямоточная, продукты сгорания коксового газа на входе в рекуператор имеют температуру $t_{fg}' = t_{g,1}' = 1000 \text{ °C} = \text{idem}$, температура воздуха перед рекуператором $t_{air,n}' = 25 \text{ °C} = \text{idem}$. Конструктивные характеристики исследуемого пакета рекуператора представлены в табл.1.

Таблица 1. Конструктивные характеристики I пакета секции рекуператора

Величина	Обозначение, расчетная формула	Результат
Типоразмер труб, мм	$d_t \times \delta$	83 × 5
Внутренний диаметр трубы, мм	$d_{t,in} = d_t - 2\delta$	73
Поперечный шаг труб, мм	$S_c = \text{idem}$	160
Продольный шаг труб, мм	$S_l = \text{var}$	125; 152; 190
Относительный поперечный шаг	$\sigma_c = S_c/d_t = \text{idem}$	1,92
Относительный продольный шаг	$\sigma_l = S_l/d_t = \text{var}$	1,5; 1,85; 2,28
Количество рядов труб в ВТТР поперек хода дымовых газов (продольные ряды), шт.	$N_l = \text{idem}$	8
Количество рядов труб в ВТТР вдоль хода дымовых газов (поперечные ряды), шт.	$N_c = \text{var}$	7; 6; 5
Ширина горизонтального газохода, м	$b = \text{idem}$	1,3
Глубина пакета, м	$a = \text{idem}$	0,93
Высота секции между коллекторами (высота трубы теплообменника), м	$h = \text{idem}$	3,34
Поверхность нагрева, м ²	$F = \pi d_t h N_l N_c = \text{var}$	48,75; 41,78; 34,81
Высота ребра вставки, мм	b_{in}	34

Описание численного решения

Поверочный тепловой расчет рекуператора состоял в совместном решении уравнений теплового баланса:

$$Q = m_a (I_a'' - I_a') = m_g (I_g' - I_g''), \quad (1)$$

и теплопередачи:

$$Q = K F \Delta t, \quad (2)$$

где Q — количество теплоты, передаваемое через всю поверхность нагрева, кВт; m_a , m_g — массовые расходы воздуха и продуктов сгорания через рекуператор, кг/с; I_a' , I_a'' — полная энтальпия воздуха на входе в рекуператор и на выходе из него, кДж/кг; I_g' , I_g'' — полная энтальпия продуктов сгорания на входе в рекуператор и на выходе из него, кДж/кг; K — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); F — поверхность нагрева рекуператора, м²; Δt — среднелогарифмический температурный напор между продуктами сгорания и воздухом.

Расчет пакета секции рекуператора производился в итерационном цикле. Для определения коэффициента теплопередачи K и среднелогарифмического температурного напора Δt задавались температурой воздуха t_a'' на выходе из рекуператора. В случае расхождения значений количества теплоты Q , полученного из уравнения теплового баланса (1) и из уравнения теплопередачи (2) более, чем на $\delta Q = \pm 5\%$, производился перерасчет.

При расчете среднелогарифмического температурного напора Δt учитывалось, что в I пакете рекуператора схема движения сред является перекрестной. Для такого случая выполняется условие $\Delta t_{\text{dir}} \geq 0,92 \Delta t_{\text{count}}$ (здесь Δt_{dir} , Δt_{count} — температурные напоры для случаев прямо- и противотока). Используя рекомендации [15], температурный напор для такой перекрестной схемы был найден по зависимости:

$$\Delta t = (\Delta t_{\text{dir}} + \Delta t_{\text{count}}) / 2. \quad (3)$$

Коэффициент теплопередачи K при учете относительно малой величины термического сопротивления тонкой металлической трубы находился из уравнения:

$$K = \varphi (\alpha_1 \alpha_2) / (\alpha_1 + \alpha_2), \quad (4)$$

где φ — коэффициент тепловой эффективности рекуператора [8, 15], $\varphi = 0,75$; α_1 , α_2 — коэффициенты теплоотдачи со стороны продуктов сгорания и со стороны воздуха, Вт/(м²·К).

Коэффициент теплоотдачи со стороны продуктов сгорания α_1 равен сумме коэффициентов теплоотдачи конвекцией и излучением. При нахождении коэффициента теплоотдачи конвекцией использовали номограммы для коридорного гладкотрубного пучка, приведенные в [15], а коэффициента теплоотдачи излучением пользовались зависимостью из [8] на основании простейшего подхода для расчета лучистого потока между поверхностью с поглощательной способностью 0,9 и потоком продуктов сгорания:

$$\alpha_{\text{rad}} = 5,12 \cdot 10^{-8} \varepsilon (T_w^2 + T_g^2) (T_w + T_g), \quad (5)$$

где ε — степень черноты газов; T_w , T_g — соответственно средняя температура стенок и газов рекуператора, К.

Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха α_2 (внутренний теплосъем) для случая использования труб без вставок находился по формуле М.А.Михеева [16]. Для случая установки вторичных излучателей в трубах расчет α_2 выполнялся по критериальной зависимости, полученной в Институте газа НАНУ под руководством проф. Б.С.Сороки [17]:

$$Nu = 0,01 Re^{0,897} [\omega (F_{\text{in}}/F_{\text{ex}}) (T_a''/T_g)]^{0,45}, \quad (6)$$

где Nu , Re — числа Нуссельта и Рейнольдса; ω — поправочный коэффициент, для вставки крестообразной формы $\omega = 1,21$; F_{in} , F_{ex} — внутренняя и внешняя поверхность теплообмена для трубной секции, м².

Обсуждение результатов

На рис.2 представлены распределения температур: выходной (нагрева) воздуха $t_{a,n}''$, средней по стенкам труб $t_{w,n}$, и продуктов сгорания $t_{g,n}''$ за соответствующим рядом теплообменных труб n -го ($n = 1, 2, \dots, 7$) в пределах 1-го поперечного хода воздушного потока (n — порядковый номер поперечного ряда труб в пределах 1-го хода труб секции). Кривые 3 соответствуют разности соответствующих температур для труб со вставками и без них: $\Delta t_{a,n} = t_{a,n,2}'' - t_{a,n,1}''$; $\Delta t_{w,n} = t_{w,n,1}'' - t_{w,n,2}$; $\Delta t_{g,n} = t_{g,n,1}'' - t_{g,n,2}''$.

Сопоставление соответствующих данных для гладкого трубного канала и труб со вставкой крестообразной формы показывает, что в пределах каждой из таких теплообменных поверхностей наблюдается интенсификация теплопередачи в системе «продукты сгорания — воздух» благодаря росту внутренней теплоотдачи в трубчатых каналах со вставками. За счет упомянутой интенсификации теплопередачи в усло-

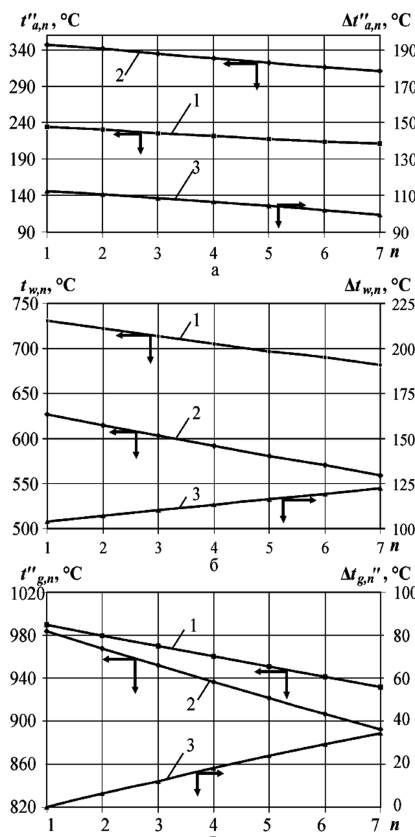


Рис.2. Зависимости от типа труб основных температурных характеристик рекуператора (1 – с трубами без вставок; 2 – с трубами с внутренними крестообразными вставками; 3 – разности соответствующих величин в n-м ряду теплообменных труб): а – температура нагрева воздуха $t''_{a,n}$ и разность температур $\Delta t''_{a,n}$, °С; б – средняя температура стенки $t_{w,n}$ и разность температур $\Delta t_{w,n}$, °С; в – температура продуктов сгорания за n-м рядом труб $t''_{g,n}$ и разность температур $\Delta t_{g,n}$, °С.

виях заданной температуры продуктов сгорания перед теплообменной поверхностью рост теплоотдачи внутри труб и результирующего теплового потока в n-м ряду в случае установки в трубах вторичных излучателей, в частности, крестообразной формы приводит к понижению температуры продуктов сгорания за трубами рассматриваемого n-го ряда (рис.2, в). Интенсификация внутреннего теплообмена влечет за собой сближение температур нагреваемого воздуха $t_{a,n}$ и стенки труб $t_{w,n}$ при росте первой из величин и понижении второй.

Рассмотрим характеристики рекуператоров фиксированных габаритов и производительности по массовому (объемному) расходу нагреваемого воздуха. Варьируемым будет единственный параметр – число поперечных рядов труб по длине аппарата N_c : 5–7 при сохранении остальных конструктивных и геометрических характеристик рекуператора.

Во-первых, вывод о преимуществах теплообменных труб со вставками по сравнению с гладкими трубами подтверждается во всех без исключения примерах сравнения и с позиций повышения температуры подогрева воздуха: местной по температуре подогрева $t_{a,n}$ в каждой из труб n-го поперечного ряда (рис.3, а), и по понижению средней температуры стенок труб $t_{w,n}$ n-го поперечного ряда (рис.3, б), а также средней за рекуператором $t_{a,rs}$ (рис.4, а).

Во-вторых, можно отметить практическую независимость температуры подогрева воздуха от параметра N_c (рис.4, а) для условий гладкотрубных (без внутренних вставок) теплоприемников. Это обстоятельство не является очевидным и, по-видимому, обусловлено тем, что увеличение массового потока воздуха в каждой из труб сопровождается ростом скорости при сокращении общего числа труб (наряду с ростом

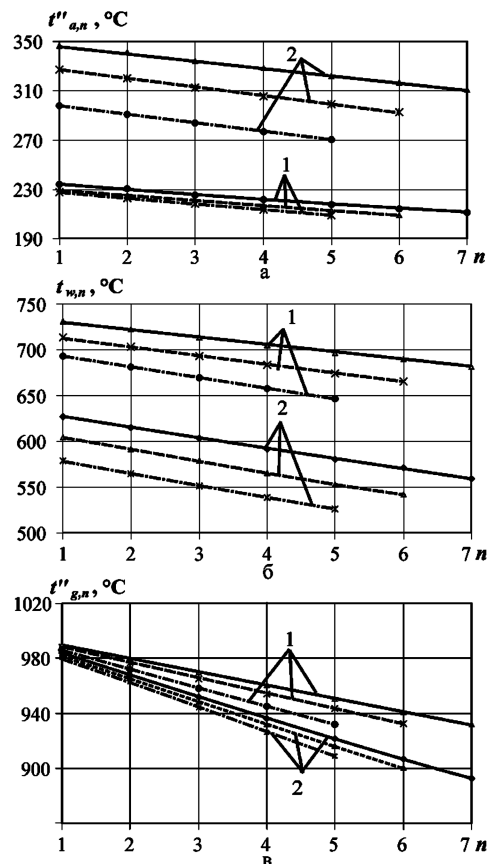


Рис.3. Зависимости основных характеристик рекуператора от типа теплообменных труб в n-м ряду (1 – без вставок; 2 – с внутренними крестообразными вставками) при различном количестве поперечных рядов труб рекуператора N_c , равном 5 (штрих-пунктирная линия), 6 (пунктирная) и 7 (сплошная): а – температура нагрева воздуха $t''_{a,n}$, °С; б – средняя температура стенки $t_{w,n}$, °С; в – температура продуктов сгорания за n-м рядом труб $t''_{g,n}$, °С.

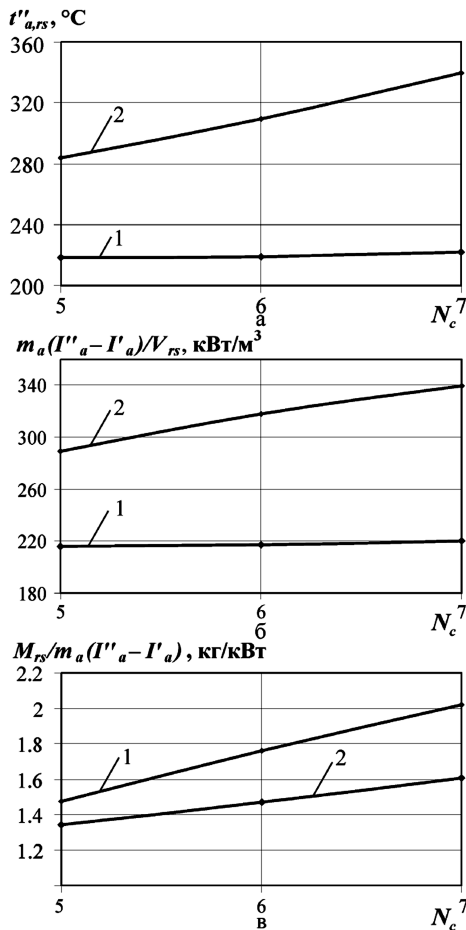


Рис.4. Зависимость энергетических и массогабаритных характеристик секции рекуператора от типа труб (1 — без вставок; 2 — с внутренними крестообразными вставками) при различном количестве поперечных рядов труб N_c 1-го хода труб в секции: а — средняя температура нагрева воздуха $t_{a,rs}$, °C; б — отношение изменения теплосодержания воздуха в рекуператоре к его объему, кВт/м³; в — отношение металлоемкости рекуператора к приросту теплосодержания воздуха, кг/кВт.

аэродинамического сопротивления), что интенсифицирует теплообмен внутри труб. Это, в свою очередь, увеличивает внешний тепловой поток в связи с ростом температурного напора «продукты сгорания — стенки труб», что обусловлено понижением температуры стенок труб, сопутствующим интенсификации внутреннего теплообмена. Кроме того, при сокращении числа труб в фиксированном объеме рекуператора интенсификация внешнего лучистого теплоподвода к трубам является результатом роста оптической толщины излучающего слоя продуктов сгорания в промежутках между трубами.

Однако для труб с крестообразными вставками при общей тенденции к повышению $t_{a,n}$ в трубах каждого из рядов по сравнению с соответствующими значениями для труб без вставок от-

мечается падение $t_{a,n}$ по мере удаления ряда от входа продуктов сгорания в рекуператор (большие значения n), а также понижение температуры нагрева воздуха по мере сокращения числа поперечных рядов труб N_c (в связи с ростом массового потока воздуха и в единичной трубе, и в общем потоке в трубах n -го поперечного ряда).

Из сказанного следует сокращение значения температурного напора $t_{w,n} - t_{a,n}$ в трубах со вставками по сравнению с соответствующими значениями для труб без вставок. Это свидетельствует об интенсификации внутреннего теплообмена в случае использования вставок — вторичных излучателей, если полагать, что условный коэффициент теплоотдачи относится к фиксированной внутренней поверхности трубы.

Благодаря относительному увеличению температуры подогрева воздуха в трубах со вставками в случае роста числа поперечных рядов труб в рекуператоре N_c (рис.4, а) существенно возрастают преимущества труб со вставками — вторичными излучателями. Это подтверждает ожидаемый рост относительного вклада лучистой составляющей теплообмена при повышенных температурах $t_{a,rs}$.

На рис.4, б показана зависимость удельного, отнесенного к единице объема, тепловосприятия теплообменных труб в секции рекуператора:

$$m_a (I''_a - I'_a) / V_{rs}, \quad (8)$$

где V_{rs} — объем пространства, занятого рекуперативной секцией.

Из рис.4, б следует возможность 1,5-кратного увеличения упомянутой характеристики теплообменной эффективности рекуперативной секции при ее выполнении из 7 поперечных рядов труб в случае их оснащения внутренними крестообразными вставками.

Использование вставок также дает возможность уменьшить металлоемкость конструкции на единицу переданного теплового потока. Отношение металлоемкости рекуператора M_{rs} к приросту теплосодержания воздуха представлено на рис.4, в. Видно, что применение вставок внутри труб дает возможность значительно снизить металлоемкость рекуператора по сравнению с гладкотрубной конструкцией.

Выводы

Предложена и реализована инженерная методика расчета высокотемпературного трубчатого рекуператора (ВТТР) для промышленных печей с определением температурных характеристик для каждого ряда труб на основе использования балансовых и критериальных уравнений внутреннего теплообмена в трубах

для случаев гладкотрубного рекуператора и установки внутри труб вставок различной геометрии. С целью оптимизации конструкции теплообменного аппарата разработана компьютерная программа в среде EXCEL.

С использованием инженерного метода расчета ВТТР подтверждена возможность существенного повышения температуры подогрева воздуха (~ 100 °С) при одновременном понижении температуры стенок труб (такого же порядка) в случае установки внутри труб радиальных крестообразных вставок — вторичных излучателей — по сравнению с использованием ВТТР с гладкими трубами.

Предполагая определяющую роль расхода воздушного потока, задаваемого при расчете теплообменной секции, установлено, что при фиксированном массовом расходе температура подогрева воздуха практически не зависит от числа поперечных рядов гладких труб N_c при 30 %-м уменьшении (увеличении) площади проходного сечения труб и соответственно при изменении теплообменной поверхности секции рекуператора. Одновременно наблюдается некоторое понижение температуры стенок гладких труб t_w при уменьшении числа поперечных рядов труб с 7 до 5.

В случае рекуператора, оснащенного крестообразными вставками, по мере увеличения поверхности теплообмена секции при возрастании числа рядов труб N_c отмечается увеличение температуры подогрева воздуха t_a'' при сопутствующем увеличении средней температуры стенок труб t_w .

При обобщении характеристик теплообменника установлено, что удельное тепловосприятие рекуператора, оснащенного вставками в трубах, может быть увеличено в 1,5 раза, а удельная металлоемкость такого теплообменника по трубным пучкам уменьшена на 25 %.

Список литературы

1. Biro A.G. Computing of furnace operations. — Budapest : Biro Engineering Ltd., 1994. — 221 p.
2. Technical data bulletins : Schack canal recuperators. Alstom power energy recovery. — www.amschack.com.
3. Сорока Б.С. Развитие в Институте газа работ в области математического и компьютерного моделирования горения газа и топочных процессов // Энерготехнологии и ресурсосбережение. — 2009. — № 4. — С. 62–73.
4. Сорока Б.С., Кудрявцев В.С., Карабчиевская Р.С. Энергоэкологический анализ эффективности использования топлива и энергии с применением математического и компьютерного моделирования. 1. Методика расчета энергетической эффективно-

сти и ее теплофизическое обоснование // Там же. — 2010. — № 1. — С. 11–21.

5. Сорока Б.С., Шандор П., Пьяных К.Е., Педоренко А.В. Интенсификация высокотемпературного теплообмена путем установки вторичных излучателей в трубах // Пром. теплотехника. — 2003. — № 4. — С. 349–352.
6. Tarasevich S.E. et al. Heat and Mass Transfer in Tubes with Various Twisted Tape Inserts / Proceeding of ASME 2011 Intern. Mechanical Congress & Exposition — IMECE 2011, November 11-17, 2011, Denver, Colorado, USA // IMECE 2011 — 62088, 6 pp.
7. Тебеньков Б.П. Рекуператоры для промышленных печей. — М. : Металлургия, 1975. — 291 с.
8. Хмельницкий Р.З. Стальные рекуператоры расчет и основы проектирования. — М. : Моск. энергет. ин-т, 1970. — 63 с.
9. Cone C. Energy Management for Industrial Furnaces. — New York : John Wiley and Sons, 1980. — 201 p.
10. Гусовский В.А., Лифшиц А.Е., Масалович В.Г., Усачев А.Б. Теплотехнические расчеты при автоматизированном проектировании нагревательных и термических печей : Справ. // Науч. тр. ОАО «Институт Стальпроект» / Под ред. А.Б. Усачева. — М. : Черметинформация, 1999. — 185 с.
11. Словоковський П.А., Сліпченко Н.В. Застосування методу елементарних балансів для розрахунку трубчастого теплообмінника // Труды XV Междунар. конф. «Теплотехника и энергетика в металлургии» г. Днепропетровск, 7–9 окт. 2008 г. — Днепропетровск, 2008. — С. 209–210.
12. Soroka B., Sandor P. Advanced conception, new designs and simulation of high temperature steel tube recuperators // Preprints of the VI Europ. Conf. on Industrial Furnaces and Boilers, 2–5 Apr. 2002, Vol. II «Furnace and Boiler operation». — Lisbon-Estoril, Portugal : INFUB, 2002. — 11 p.
13. Soroka B., Kudryavtsev V., Zgurskiy V., Sandor P. Development of tube recuperators of new generation for high-temperature combustion air preheating // Insytut Nafty i Gazu NR162, Wydanie Miedzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna : Efektywnosc Energetyczna 2009, Krakow, 21–23 wrzesnia 2009. — Krakow, 2009. — P. 143–147.
14. Soroka B., Sandor P., Kudryavtsev V., Zgurskiy V. Development of new concept and design of high temperature tube recuperators // Proc. of VIII International Symp. on High Temperature Air Combustion and Gasification, Poznan, 5–7 July 2010. — Poznan, Poland, 2010. — P. 285–393.
15. Тепловой расчет котлов (нормативный метод). — СПб : ВТИ и ЦКТИ-НПО ЦКТИ, 1998. — 256 с.
16. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. — М. : Энергия, 1969. — 440 с.
17. Педоренко А.В. Модернизация U-образного трубчатого рекуператора с использованием вторичных излучателей // Пром. теплотехника. — 2004. — Т. 26, № 6. — С. 104–106.

Поступила в редакцию 05.10.11

Calculations of Basic Characteristics of High Temperature Recuperator with Intensifications Heat Transfer in Tubes

Soroka B.S., Vorobyov N.V., Karabchievskaya R.S.

The Gas Institute of NASU, Kiev

The engineering calculation technique and computer code allowing the optimization of design and operation characteristics of heat exchanger, has been developed for high temperature tube recuperator arranged with the secondary emitters within the tubes. The numerical analysis has been carried out by variation the assemblies of recuperator design. Analysis of energy and mass-boundary characteristics of the heat exchanger has showed the advantages of the design equipped with the inserts within the tubes in comparison with recuperators composed of smooth tubes. Considerable (of 100 °C order) increase of an air preheating temperature as well as of lowering the tube walls temperature has been determined, which proves an earlier experimental data and the CFD modeling results.

Key words: air flow preheating, balance equations, criterion equation, heat recovery, high temperature heat transfer, secondary emitter, specific metal content, tube recuperator.

Received October 5, 2011

УДК 542.973:66.074.33:66.074.36

Очистка газов от примесей в миллисекундном адиабатическом реакторе при использовании их в качестве моторных топлив

Лунев Н.К., Стрижак П.Е.

Институт физической химии НАН Украины, Киев

Предложен способ очистки газов от кислорода, водорода, монооксида углерода, метана в каталитическом миллисекундном адиабатическом реакторе, который не требует предварительного подогрева очищаемых газов. Применение миллисекундного адиабатического реактора с двухслойным расположением металлических проволок, через которые пропускают электрический ток, позволяет достигнуть степени очистки биогаза от кислорода и водорода от монооксида углерода до 98 %, а вентиляционного газа от шахтного метана до 85 %.

Ключевые слова: миллисекундный адиабатический реактор, биогаз, водород, кислород, монооксид углерода, метан.

Запропоновано спосіб очистки газів від кисню, водню, монооксиду вуглецю, метану у каталітичному мілісекундному адиабатичному реакторі, який не потребує попереднього підігріву газів, що очищуються. Використання мілісекундного адиабатичного реактору з двохшаровим розташуванням металічних дротів, через які пропускають електричний струм, дозволяє досягти ступеню очистки біогазу від кисню та водню від монооксиду вуглецю до 98 %, а вентиляційного газу від шахтного метану до 85 %.

Ключові слова: мілісекундний адиабатичний реактор, біогаз, водень, кисень, монооксид вуглецю, метан.

Моторные топлива производятся из ископаемого сырья, в основном из нефти. С учетом того, что запасы нефти уменьшаются, возникает необходимость поиска альтернативного сырья для получения моторных топлив. Одними из

перспективных альтернативных моторных топлив являются водород и биогаз [1, 2]. Однако применение таких видов топлива требует высокой степени их чистоты. Так, содержание монооксида углерода в водороде для его использова-