

**СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ И АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ
УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ В ТОПЛИВНЫХ ПЕЧАХ
С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ
РЕКУПЕРАТОРОВ***

Часть 2

Докт. техн. наук, проф. СОРОКА Б. С.,
канд. техн. наук ЗГУРСКИЙ В. А., асп. ВОРОБЬЕВ Н. В.

Институт газа НАН Украины

В [1] рассмотрен современный метод определения эффективности использования топлива в высокотемпературных агрегатах (промышленных печах). Оценивается роль утилизации теплоты уходящих продуктов сгорания на выходе из печи с целью экономии природного газа и его замены альтернативным газовым топливом. Представлены эффективные теплоутилизирующие устройства для высокотемпературных агрегатов и примеры использования утилизаторов теплоты в различных технологических схемах, в том числе в процессах газификации биомассы.

Настоящая статья посвящена анализу различных факторов, влияющих на теплообмен в высокотемпературных теплообменных аппаратах, и созданию новых конструкций высокоэффективных рекуператоров.

Факторы, влияющие на теплообмен. Очевидно, что необходимость увеличения общего потока теплоты, передаваемого к «вторичному» теплоносителю, может быть обеспечена тремя путями: 1) за счет увеличения интенсивности теплопередачи; 2) путем развития поверхности теплообмена; 3) путем повышения температурного напора между потоками внешнего (греющего) и внутреннего («вторичного», в трубах) теплоносителей $\Delta T_{ef} = \bar{T}_{out} - \bar{T}_{in}$. Для оценки влияния отдельных факторов теплообмена и их сочетания на результирующий перенос теплоты Q через поверхность теплообмена в трубчатых теплообменниках используем простое выражение с принятием некоторых условных параметров при условии пренебрежения термическим сопротивлением стенок труб, их толщиной и формой

$$Q = k \Delta T_{ef} F = \frac{\alpha_{out} \alpha_{in}}{\alpha_{out} + \alpha_{in}} (\bar{T}_{out} - \bar{T}_{in}) F, \quad (1)$$

где $F_{in} \approx F_{out} \approx F$ – поверхность теплообмена; α_{out} , α_{in} – коэффициенты теплоотдачи от внешнего (продуктов сгорания) потока к трубам и внутри труб, от их стенок к воздушному потоку соответственно:

$$\alpha_{out} = \alpha_{out,conv} + \alpha_{out,rad} = \alpha_{out,conv} + \sigma_0 \varepsilon_{ef} (T_{out}^2 + T_w^2) (T_{out} + T_w). \quad (2)$$

Индексы «conv», «rad» – для конвективной и лучистой составляющей теплоотдачи.

Для высокотемпературных рекуператоров вклад конвективной составляющей теплоотдачи от продуктов сгорания уступает радиационной со-

* О к о н ч а н и е. Начало см. «Энергетика» № 3/2013.

ставляющей, рост которой ($\sim T^4$), естественно, при любом уровне турбулизации потока потенциально опережает увеличение конвекции ($\sim T$). На практике лучистая составляющая теплоотдачи для конвективных рекуператоров, например в форме трубчатых секций, обычно существенна для первых рядов труб, когда характерным размером излучающего объема является эквивалентный размер дымового канала. Для последующих рядов эквивалентный размер для потока газового излучения определяется продольным и поперечным шагами размещения труб, что наряду с падением температуры потока продуктов сгорания по мере удаления от входа в рекуператор уменьшает долю лучистой составляющей в суммарной теплоотдаче к стенкам труб со стороны потока продуктов сгорания.

В радиационных рекуператорах, где канал движения продуктов сгорания имеет значительный размер по всей длине (высоте) теплообменной (приемной) поверхности, излучение представляет основную составляющую в потоке теплоты от продуктов сгорания к приемным поверхностям. Как правило, радиационные рекуператоры используют в печах различного назначения, где температура продуктов сгорания на входе в рекуператор (выходе из печи) составляет 1300–1700 К [2, 3], что обуславливает высокие требования к термостойкости металлических поверхностей теплообмена в рекуператоре.

Рассмотрим последовательно влияние перечисленных факторов на изменение характеристик трубчатого рекуперативного теплообменника.

Влияние коэффициентов теплоотдачи α_{out} , α_{in} . Для трубчатых рекуператоров в условиях высокотемпературного теплообмена, как правило, лимитирующей составляющей в результирующей теплопередаче является внутренний теплообмен (α_{in}). Если полагать внешний коэффициент теплоотдачи α_{out} неизменным, то можно показать, что наиболее эффективным является интенсификация внутреннего теплообмена в пределах соотношения $\tilde{\alpha} = \alpha_{in}/\alpha_{out} \in \{0; 2-4\}$ и, прежде всего, в наиболее реальной для высокотемпературных рекуператоров области: $\tilde{\alpha} \in \{0; 1\}$ (рис. 1).

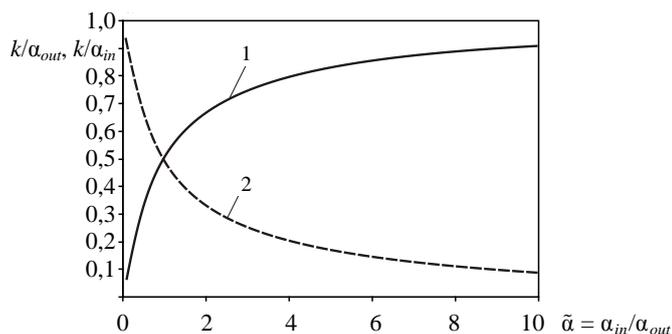


Рис. 1. Влияние относительной интенсивности внутреннего теплообмена (α_{in}) на результирующий коэффициент теплопередачи k в относительной форме: 1 – k/α_{out} ; 2 – k/α_{in}

Совместное влияние интенсивности внешнего α_{out} и внутреннего α_{in} теплообмена изучали методом CFD-моделирования (Computational Fluid Dynamics) при сопоставлении характеристик нагрева вторичного теплоно-

сителя (воздушного потока) в условиях продольного течения в трубе, поперечно обтекаемой первичным (внешним) потоком продуктов сгорания с неизменной по длине (высоте) трубы температурой $T_{out} = T_{fl} = T_{CP}$ теплоносителя (рис. 2).

С использованием CFD-моделирования проведены расчетно-теоретические исследования теплообмена в системе «продукты сгорания, поперечно обтекающие трубу – теплообменная труба – воздушный поток внутри трубы». При этом рассматривали различные схемы воздушного канала: гладкая труба – BD , труба с внутренними радиальными ребрами в форме крестообразной вставки – MD (рис. 2). Расчеты проводили при граничных условиях 3-го рода в системе «поток продуктов сгорания с температурой T_{fl} – цилиндрическая труба диаметром $d_{t,out}/\delta_t = 90 \times 4,5$ мм длиной 1 м – поток воздуха, движущийся вдоль трубы».

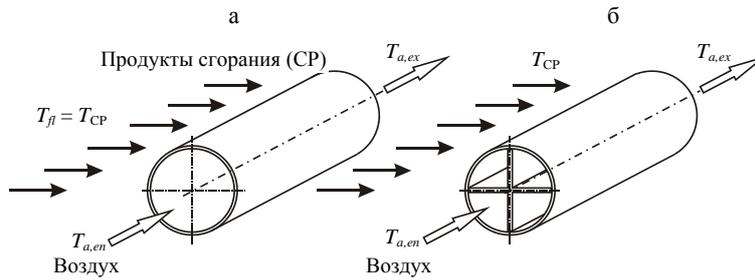


Рис. 2. Теплообменные поверхности, используемые для сравнительных расчетов рекуперативных секций: а – гладкая труба (базовая конструкция) – BD ; б – труба с крестообразной вставкой (модернизированная конструкция) – MD

На рис. 3, 4 по результатам CFD-моделирования представлено изменение характерных температурных показателей нагрева воздушного потока в трубе в условиях изменения температуры греющего теплоносителя $T_{fl} = var$. Для рис. 3: теплообменная труба $d_{t,out}/\delta_t = 90 \times 4,5$ мм; массовый расход воздуха $\dot{m}_a = 0,062$ кг/с = const; начальная температура воздуха $T_{a,en} = 300$ К. Для рис. 4: начальная температура воздуха $T_{a,en} = 300$ К.

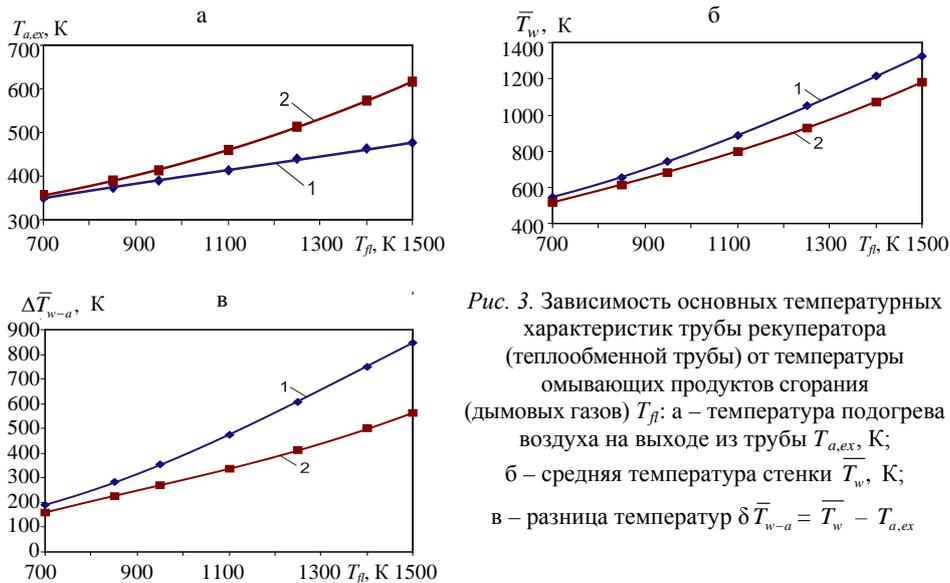


Рис. 3. Зависимость основных температурных характеристик трубы рекуператора (теплообменной трубы) от температуры омывающих продуктов сгорания (дымовых газов) T_{fl} : а – температура подогрева воздуха на выходе из трубы $T_{a,ex}$, К; б – средняя температура стенки \bar{T}_w , К; в – разность температур $\delta \bar{T}_{w-a} = \bar{T}_w - T_{a,ex}$

между стенкой и воздушным потоком;
тип трубы: 1 – *BD*; 2 – *MD*

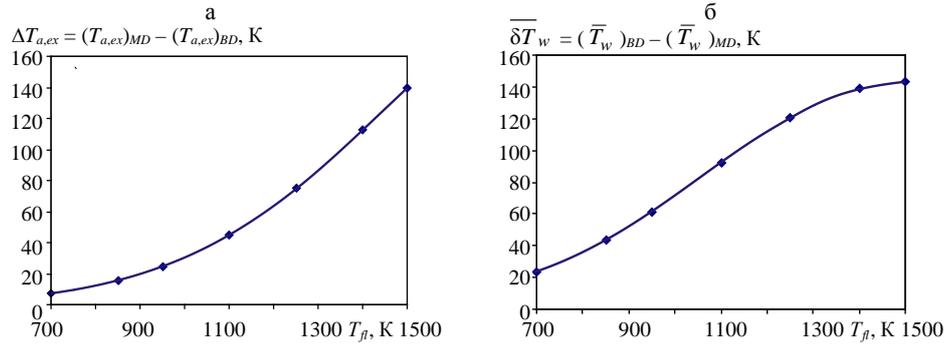


Рис. 4. Зависимость основных температурных преимуществ модернизированной теплообменной трубы (*MD*) по сравнению с гладкой трубой (*BD*) от температуры омывающих продуктов сгорания (дымовых газов) T_{fl} : а – увеличение температуры подогрева воздуха $\delta T_{a,ex}$; б – уменьшение средней температуры стенки $\delta \bar{T}_w$

Вследствие опережающего возрастания лучистого потока при повышении температуры продуктов сгорания по сравнению с возможностями теплосъема внутри трубы при росте T_{fl} наблюдается прогрессивное повышение температуры стенки (\bar{T}_w , $T_{w,max}$):

$$\frac{\partial^2 \bar{T}_w}{\partial T_{fl}^2} \geq 0. \quad (3)$$

Это явление характерно как для гладкой теплообменной трубы (*BD*), так и для трубы со вставками (*MD*). Однако в первом случае значения температур \bar{T}_w и скоростей их изменения выше, чем во втором:

$$(\bar{T}_w)_{BD} > (\bar{T}_w)_{MD}; \quad (4)$$

$$\left(\frac{\partial \bar{T}_w}{\partial T_{fl}} \right)_{BD} > \left(\frac{\partial \bar{T}_w}{\partial T_{fl}} \right)_{MD}. \quad (5)$$

Что касается температуры подогрева воздуха $T_{a,ex}$, то здесь наблюдается связь этой характеристики с T_{fl} , противоположная указанной в рассматриваемой области температур: $700 \text{ K} \leq T_{fl} \leq 1400 \text{ K}$:

$$(T_{a,ex})_{MD} > (T_{a,ex})_{BD}, \quad (6)$$

а также

$$\left(\frac{\partial T_{a,ex}}{\partial T_{fl}} \right)_{MD} > \left(\frac{\partial T_{a,ex}}{\partial T_{fl}} \right)_{BD} \quad (7)$$

и даже

$$\left(\frac{\partial^2 T_{a,ex}}{\partial T_{fl}^2} \right)_{MD} \geq \left(\frac{\partial^2 T_{a,ex}}{\partial T_{fl}^2} \right)_{BD} . \quad (8)$$

Мерой теплосъема служит плотность теплового потока q по каждой стороне теплообменной поверхности аппарата, а полный передаваемый тепловой поток (теплосъем в теплообменном аппарате Q) определяется произведением

$$Q = q_{in}F_{in} = q_{out}F_{out} \approx qF \quad (9)$$

с учетом слабого различия внутренней F_{in} и внешней F_{out} теплообменных поверхностей, а также стационарного режима их работы.

В свою очередь

$$q = \text{Str} \rho w \Delta T, \quad (10)$$

где ρw – массовый поток теплоносителя около теплопередающей поверхности, к которой (от которой) теплоноситель передает (воспринимает) тепловой поток; $\Delta T = T_{fl} - T_w$ – температурный напор «теплоноситель – теплопередающая поверхность».

В выражениях (9) и (10) число Стантона – единственный интенсивный фактор, что предопределяет первостепенную значимость взаимной ориентации потоков (внутреннего и внешнего) по отношению к теплообменной стенке, использование различных методов интенсификации внутреннего и внешнего теплообмена (путем установки вдоль трактов теплоносителей различных турбулизаторов) путем рациональной компоновки и выбора характерных размеров соответствующих каналов.

На рис. 5, 6 представлены расчетная и опытная зависимости от T_{fl} преимуществ секции MD : в росте температуры подогрева воздуха $\delta T_{a,ex} = (T_{a,ex})_{MD} - (T_{a,ex})_{BD}$, в сближении температур стенок трубы (их среднего значения \bar{T}_w) и подогрева воздуха $T_{a,ex}$. Здесь приняты следующие обозначения с соответствующими индексами (MD, BD):

$$\Delta T_{w-a} = \bar{T}_w - T_{a,ex}; \quad (11)$$

$$\delta T_{w-a} = (\Delta T_{w-a})_{MD} - (\Delta T_{w-a})_{BD}. \quad (12)$$

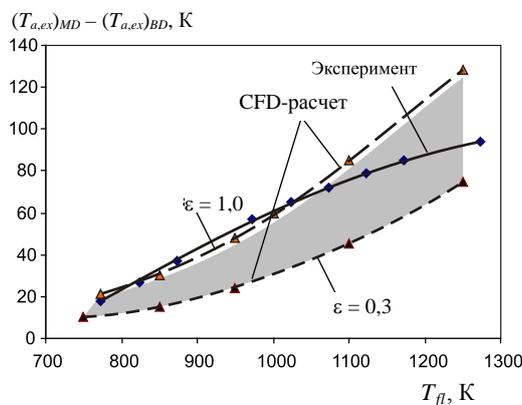


Рис. 5. Зависимость разности температур $(T_{a,ex})_{BD} - (T_{a,ex})_{MD}$ от температуры продуктов сгорания в топочной камере T_{fl} : массовый расход воздуха $\dot{m}_a = 0,062$ кг/с; начальная температура воздуха $T_{a,en} = 300$ К; расчетная область анализируемых функций затемнена

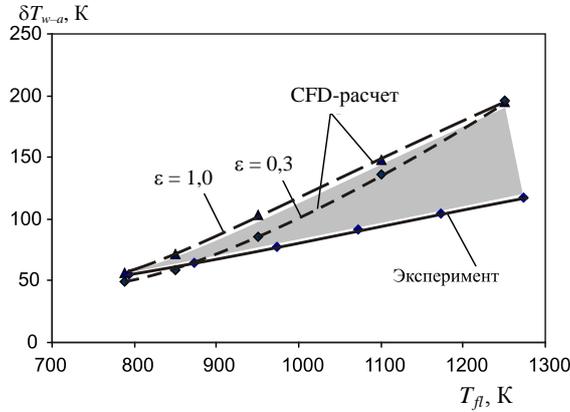


Рис. 6. Зависимость разности температурных напоров внутри трубы $\delta T_{w-a} = (\bar{T}_w - T_{a,ex})_{BD} - (\bar{T}_w - T_{a,ex})_{MD}$ от температуры продуктов сгорания в топочной камере T_{fl} : массовый расход воздуха $\dot{m}_a = 0,062$ кг/с; начальная температура воздуха $T_{a,en} = 300$ К; расчетная область анализируемых функций затемнена

При сопоставлении расчетных и экспериментальных данных для базовой гладкотрубной конструкции теплообменника (*BD*) с конструкцией со вставками в виде четырех радиальных ребер («крест») (*MD*) установлено монотонное повышение во втором случае температуры подогрева воздуха $\delta T_{a,ex} = (T_{a,ex})_{MD} - (T_{a,ex})_{BD}$ при росте температуры внешнего теплоносителя $T_{out} = T_{fl}$ (рис. 5). Отметим также, что здесь данные CFD-моделирования получены для продуктов сгорания с различной степенью черноты ($\epsilon = 0,3; 1,0$) и образуют расчетную область значений прироста $\delta T_{a,ex}$, которая сопоставлена с экспериментальными результатами. Установлено удовлетворительное совпадение экспериментальных данных с областью расчетных величин прироста $\delta T_{a,ex}$.

Качественно такой же характер имеет зависимость разности температур «стенка трубы – воздушный поток» от температуры T_{fl} в «опытной топке» (рис. 6). Сходство характера различий определяющих температур в секциях *MD* и *BD* между расчетами и экспериментом подтверждается сопоставлением полученных опытных данных нагрева воздушного потока в рекуперативных секциях *MD* и *BD* с результатами CFD-моделирования теплообмена в одиночных трубах, обтекаемых поперечным потоком продуктов сгорания.

Анализ приведенных данных позволяет сделать следующие выводы.

Преимущества конструкции *MD* по сравнению с *BD* с точки зрения повышения температуры подогрева воздуха $T_{a,ex}$ и сближения температур воздуха и стенок труб:

- при увеличении температуры продуктов сгорания T_{fl} перед рекуператором (в топочной камере, в печи);

- на начальных этапах нагрева воздушного потока в большей степени, чем на завершающих, т. е. каждый последующий градус повышения $T_{a,ex}$ и δT_{w-a} достигается сложнее, чем предыдущий.

Влияние поверхности теплообмена. Задача повышения характеристик рекуператора (температуры подогрева воздуха горения $T_{a,ex}$ и переданного вторичному теплоносителю теплового потока Q) является неизменно актуальной и решается она, как правило, увеличением теплообменной поверхности. Однако способ реализации этого приема имеет большое количественное влияние на производимый эффект.

На рис. 7 представлено влияние развития теплообменной поверхности (относительной ее площади \tilde{F}) на изменение температуры подогрева воздуха $T_{a,ex}$ в рекуператоре колпаковой печи по данным [4] (кривая 1), где конструкция рекуператора не приводится. Современные колпаковые отжигательные печи оборудованы высокоэффективными индивидуальными рекуператорами для каждой из горелок либо централизованным рекуператором. Рассматриваемый процесс относится к числу низко- и среднетемпературных процессов термообработки (840–880 К) [5], хотя при многообразии процессов отжига стали (темного, светлого, сфероидального) и других процессов термообработки следует говорить об уровне рабочих температур до 1400 К [6]. Максимальная температура подогрева воздуха 730 К, средняя температура воздуха в процессе отжига 630 К или несколько ниже. В этих условиях потери энергии с уходящими газами за рекуператором составляют ~28 % [4].

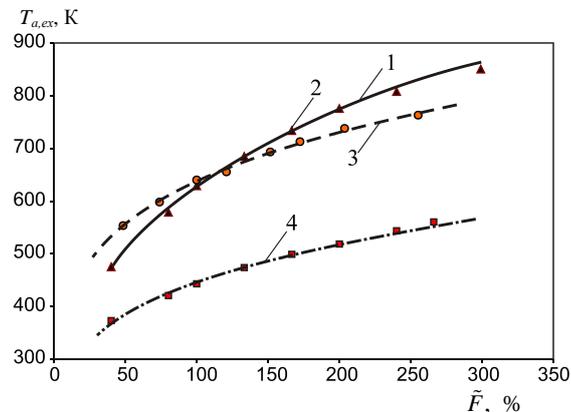


Рис. 7. Зависимость температуры подогрева воздуха $T_{a,ex}$ от относительной величины теплообменной поверхности рекуператора \tilde{F} : 1 – кривая по данным [4];

- 2, ▲ – точки по полученным расчетам для радиационного рекуператора РРД при увеличении поверхности через изменение высоты рекуператора H ;
- 3, ● – по полученным расчетам для радиационного рекуператора РРД (рис. 8) при воздействии на поверхность путем изменения диаметров теплообменных поверхностей;
- 4, ■ – по полученным расчетам для радиационного рекуператора с односторонним обогревом при воздействии на поверхность путем изменения высоты рекуператора H

Дальнейшее увеличение температуры подогрева воздуха до 900 К для рассматриваемой технологии обеспечивает дополнительное сокращение расхода природного газа на 11 %, однако требует существенного увеличения теплообменной поверхности рекуператора [4].

Результаты [4] сопоставлены с полученными авторами данными. На соответствующую кривую (рис. 7) нанесены результаты экспериментальных расчетов по влиянию \tilde{F} на $T_{a,ex}$ при варьировании характерных размеров радиационного рекуператора новой оригинальной конструкции РРД (рекуператор радиационный двухходовой) для печей машиностроения, предложенного в [7] (рис. 8). Изменение $\tilde{F} = \pi(D_2 + D_3 + D_4)H / F_0$ (где F_0 – теплообменная поверхность базовой конструкции) обеспечивалось в одном случае изменением высоты H , в другом – величиной диаметров теплообменных поверхностей с фиксированными соотношениями $D_4/D_3 = \text{const}$, $D_4/D_2 = \text{const}$. Анализ представленных зависимостей показывает, что для радиационного рекуператора увеличение теплообменной поверхности путем изменения высоты является более эффективным, чем увеличение диаметров теплообменных поверхностей.

Также на рис. 7 нанесены расчетные точки для радиационного рекуператора с односторонним обогревом типа традиционного щелевого рекуператора (кривая 4) с прямоточным движением продуктов сгорания и нагреваемого воздушного потока [8]. Как видно из рис. 7, предложенный авторами высокоэффективный рекуператор РРД дает возможность увеличения температуры подогрева воздуха примерно в два раза по сравнению с классической конструкцией радиационного рекуператора с односторонним обогревом.

При проведении расчетов рекуператора РРД для базовой конструкции ($\tilde{F} = 100\%$) были выбраны следующие исходные данные – диаметры обечайки: наружный $D_1 = 1,3$ м, образующий внутренние кольцевые воздушный и дымовой каналы $D_2 = 1,24$ м, $D_3 = 0,87$ м, $D_4 = 0,8$ м; при этом высота рекуператора и размер воздушного зазора составляли соответственно $H = 3$ м; $\delta = 0,025$ м. Температура продуктов сгорания и воздуха на входе рекуператор $T_{fl,en} = 1173$ К; $T_{a,en} = 298$ К. Массовые потоки воздуха и продуктов сгорания соответственно: $\dot{m}_a = 0,786$ кг/с; $\dot{m}_fl = 0,825$ кг/с.

Для классической конструкции радиационного рекуператора с односторонним обогревом по аналогии с рассматриваемой выше конструкцией РРД диаметр наружной обечайки был принят $D_1 = 1,3$ м; высота рекуператора и размер воздушного зазора $H = 3$ м; $\delta = 0,025$ м. Массовые потоки воздуха и продуктов сгорания, а также их начальные температуры принимали равными параметрам рекуператора РРД, указанным выше.

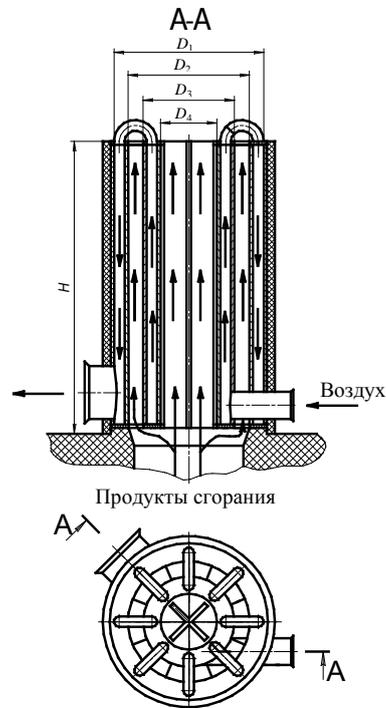


Рис. 8. Радиационный рекуператор типа РРД конструкции Института газа НАН Украины

Интересно отметить, что оценка роли изменения поверхности для конвективного трубчатого рекуператора путем изменения числа продольных рядов труб (рис. 9) также дает хорошее совпадение с результатами [4] и практически сходное влияние рассматриваемого фактора на изменение подогрева воздушного потока. При проведении упомянутых расчетов в качестве прототипа был принят трубчатый рекуператор с характеристиками, соответствующими рекуператору толкательной нагревательной печи металлургического комбината DUNAFFER (Дунайварош, Венгрия) [9]. Температура продуктов сгорания и воздуха на входе в рекуператор была принята соответственно $T_{fl,en} = 1023$ К, $T_{a,en} = 298$ К.

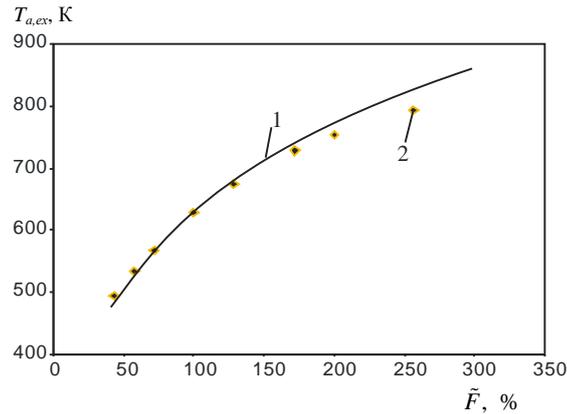


Рис. 9. Зависимость температуры подогрева воздуха $T_{a,ex}$ от относительной величины теплообменной поверхности рекуператора \tilde{F} :
1 – кривая по данным [4]; 2 – точки по полученным расчетам для конвективного трубчатого рекуператора при увеличении поверхности путем изменения числа продольных рядов труб

Влияние температурного напора. Эффективный (в частности средне-логарифмический) температурный напор ΔT_{ef} является функцией начальных и конечных температур внешнего и внутреннего теплоносителей. Он определяется схемой взаимного движения греющего и нагреваемого агентов (прямоток, противоток, смешанный ток) [10]. Для простейшей схемы размещения теплообменных труб в среде с тепловым источником (в топочной камере) с практически равномерной температурой греющих газов (продуктов сгорания) $T_{out} = T_{fl} = idem$ средне-логарифмический температурный напор может быть представлен в универсальной форме, полученной для схем прямо- и противотока в предположении о неизменности внешней (первичного теплоносителя) температуры по ходу вторичного теплоносителя в трубах $T_{fl,en} = T_{fl,ex} = T_{fl}$

$$\Delta T_{ef} = \frac{T_{a,ex} - T_{a,en}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} = \frac{T_{a,ex} - T_{a,en}}{\ln \frac{T_{fl} - T_{a,en}}{T_{fl} - T_{a,ex}}}. \quad (13)$$

Наиболее эффективным способом повышения температурного напора являются увеличение начальной температуры горячего источника и организация рациональной схемы движения теплоносителей. По мере повыше-

ния начальной температуры горячего источника – продуктов сгорания перед рекуператором $T_{out} = T_{CP}$ – возрастает коэффициент внешней теплоотдачи α_{out} (к стенкам труб). В случае лимитирующего влияния внутреннего теплообмена ($\alpha_{in} < \alpha_{out}$) возможность увеличения k за счет внешней теплоотдачи α_{out} будет меньше, чем в случае, когда $\alpha_{in} \approx \alpha_{out}$. Таким образом, лимитирующая роль внутренней теплоотдачи при $\alpha_{in} < \alpha_{out}$ влияет на результирующую теплопередачу сильнее, чем повышение $T_{out} = T_{fl}$. Благодаря размещению вставок – вторичных излучателей внутри теплообменных труб (конструкция *MD*) удастся обеспечить равные с обычной трубой (конструкция *BD*) температуры подогрева воздуха $T_{a,ex}$ при уменьшенных на ~100 К температурах продуктов сгорания перед трубами *MD* рекуператора [11].

ВЫВОДЫ

1. Предложен способ интенсификации теплообмена для трубчатых рекуператоров за счет установки вставок – вторичных излучателей внутри труб, обеспечивающий значительное (~100 К) повышение температуры нагреваемого теплоносителя (воздуха) при соответствующем понижении температуры теплообменной поверхности труб. Благодаря использованию трубных вставок удастся значительно повысить температурную и химическую стойкость рекуператоров.

2. Выполнен анализ влияния теплообменных факторов: интенсификации теплообмена в трубах рекуператора (рост коэффициентов внутренней и внешней теплоотдачи), увеличения теплообменной поверхности и повышения температурного напора на результирующий тепловой поток. Установлено, что эффект интенсификации теплообмена внутри труб за счет установки вставок – вторичных излучателей, а также преимущества в целом модернизированной конструкции (*MD*) с вторичными излучателями возрастают по мере повышения температуры уходящих газов на входе в рекуператор. Результаты расчетных и экспериментальных исследований доказан рост температуры нагрева воздуха $T_{a,ex}$, снижение температуры стенок труб T_w и разности определяющих температур $T_w - T_a$. Установлено удовлетворительное совпадение экспериментальных данных, полученных

в условиях огневого стенда, а также данных других исследований с областью расчетных значений, найденных авторами при инженерных расчетах, а также при компьютерном CFD-моделировании.

3. Предложена конструкция высокоэффективного радиационного рекуператора РРД с увеличенной теплообменной поверхностью для печей машиностроения, которая позволяет значительно повысить температуру подогрева воздуха, а также существенно (вплоть до двух раз) увеличить теплосъем по сравнению с известными рекуператорами-аналогами. Установлено нелинейное и неоднозначное влияние изменения теплообменной поверхности на теплосъем в рекуператоре. Показано, что в рассматриваемой области геометрий увеличение теплообменной поверхности для радиационного рекуператора путем изменения высоты аппарата является бо-

лее эффективным приемом, чем увеличение диаметров теплообменных поверхностей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сорока, Б. С. Современное состояние и анализ эффективности утилизации теплоты в топливных печах с использованием высокотемпературных рекуператоров. Часть 1. Современные утилизаторы теплоты в процессах использования и производства газового топлива / Б. С. Сорока, Н. В. Воробьев, В. А. Згурский / Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ). – 2013. – № 3. – С. 60–68.
2. Oyelami, A. T. Performance Evaluation of Recuperative Heat Exchanger in Rotary Furnace / A. T. Oyelami, S. B. Adejuyigbe, M. A. Waheed // Proceedings of the World Congress on Engineering 2012 WCE 2012, July 4–6, 2012, London, U.K. – 7 p.
3. Industrial Application of Submerged Combustion Melters / L. S. Piore [et al.]. Kyiv: Fact Publ, 2006. – 240 p. (USA copyright).
4. Wendt, P. Modernization and efficiency of thermal processing plants / P. Wendt, F. Kühn // Heat Processing (9). – 2011. – Issue 1. – P. 21–28.
5. Способ отжига рулонов в колпаковой печи: пат. РФ 215104 МПК8 C21D9/663 1999 / М. П. Мишин, А. Ф. Сарычев, С. А. Лебедев [и др.]; заявитель и собственник ООО «Магнитогор. металлург. комб.» – № 97116621/02; заявл. 07.10.1997; опубл. 20.01.1999.
6. Technical data bulletins: Bell type annealing furnaces. – EM EM ENGINEERS. – Режим доступа: <http://www.mmfurnaces.com/prod01.htm>.
7. Радиационный рекуператор: заявка на изобрет., Украина, № а 201208213: МПК (2012) F28D 7/00, 7/10 / Б. С. Сорока, П. Шандор, Н. В. Воробьев; заявитель и собственник патента Ин-т газа НАН Украины; заявл. 05.07.2012. – 5 с.
8. Теплотехнические расчеты при автоматизированном проектировании нагревательных и термических печей: справ. изд-е // Науч. труды ОАО «Институт стальпро-ект» / В. Л. Гусовский [и др.]; под ред. А. Б. Усачева. – М.: Черметинформация, 1999. – 185 с.
9. Сорока, Б. С. Расчет основных характеристик высокотемпературного трубчатого рекуператора при интенсификации теплообмена внутри труб / Б. С. Сорока, Н. В. Воробьев, Р. С. Карабчиевская // Энерготехнологии и ресурсосбережение. – 2011. – № 5. – С. 47–54.
10. Тепловой расчет котлов (нормативный метод). ВТИ та ЦКТИ – НПО ЦКТИ. – СПб., 1998. – 256 с.
11. Комплексный анализ рабочего процесса в высокотемпературном рекуператоре // Б. С. Сорока [и др.] // Энерготехнологии и ресурсосбережение. – 2012. – № 4. – С. 71–80.

Поступила 25.10.2012

УДК 620.9:662.638

ОПЫТ СЖИГАНИЯ ФРЕЗЕРНОГО ТОРФА НА ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ*

Докт. техн. наук, проф. ЖИХАР Г. И., магистрант ШЕЛЕПОВА Я. И.

Белорусский национальный технический университет

На тепловых электростанциях Белглавэнерго ранее широко использовался фрезерный торф. В Белорусской энергосистеме в 70-х гг. XX ст. 20 % установленной мощности котлов работало на фрезерном торфе [1].