УДК 536.24:536.423:532.5:621.565.9

ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО ТРУБЧАТОГО РЕКУПЕРАТОРА С ВНУТРЕННИМИ ВТОРИЧНЫМИ ИЗЛУЧАТЕЛЯМИ КАК ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

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

Институт газа НАН Украины, Киев, Украина

АННОТАЦИЯ

Предложена инженерная методика расчета высокотемпературного трубчатого рекуператора (ВТТР) для промышленных печей на основе использования балансовых уравнений и критериальных зависимостей для внутреннего теплообмена в трубах в случае установки внутри труб вставок различной геометрии. Выполнен численный анализ ВТТР при варьировании схем компоновки труб. При анализе обобщенных энергетических характеристик рекуператоров установлено преимущество конструкции со вставками внутри трубы по сравнению с аппаратами с гладкими трубами. Подтверждена ранее выявленная в испытаниях и при CFD моделировании возможность существенного (порядка 100 °С) повышения температуры подогрева воздуха при одновременном понижении температуры стенок труб.

ВВЕДЕНИЕ

Трубчатые теплообменники различной конструкции имеют широкое распространение в технологических процессах химической технологии, металлургии, при обработке металлических и неметаллических материалов, протекающих в широком диапазоне температур от уровня ниже и в области кипения воды до температур 300…600 °С [1] и даже существенно выше [2].

Несмотря на безусловные достоинства метода CFD моделирования [3] при расчете теплообменных аппаратов, задача оптимизации их конструктивных характеристик, в отличие от выбора режимных условий эксплуатации, является чрезвычайно трудоемкой. Это связано с необходимостью пересмотра вычислительных сеток для решения дифференциальных уравнений в частных производных при каждом изменении геометрии и размеров расчетной системы.

В отличие от CFD моделирования с поиском детальной картины процессов переноса, локальных динамических, температурных и теплообменных характеристик поверхностей и объемов (рис.1), использование инженерных методов расчета на основании балансовых уравнений в интегральной форме позволяет относительно быстро довести до числовых значений определение соответствующих осредненных характеристик аппаратов.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ И ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕКУПЕРАТОРА

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 [4].

При установке внутри туб различного рода вставок (по-видимому, чаще всего спиральных [5]), используемых в качестве интенсификаторов конвективного теплообмена наблюдается рост передаваемого теплового потока и опережающий рост гидравлического (аэродинамического) сопротивления тракта рабочего аппарата.

Инженерные методы расчета трубчатых рекуператоров предложены в работах Б.П. Тебенькова

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

[6], Р.З. Хмельницкого [7], в том числе как алгоритмы для численного компьютерного анализа – в работах A.G. Biro [1] и Стальпроекта [8]. 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.

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 [9, 10, 11].

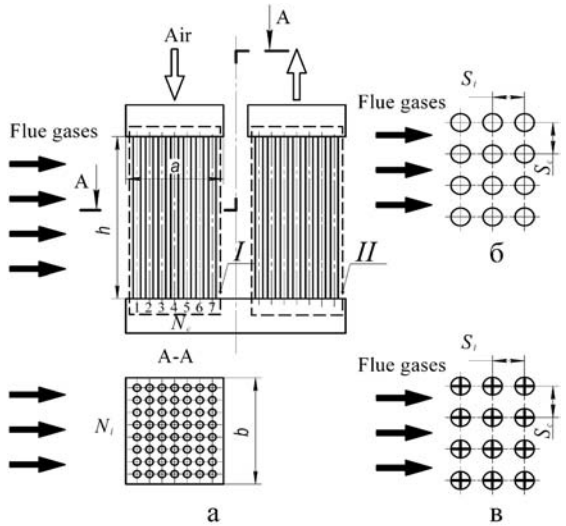

Рис.1 Расчетная схема рекуператора: а – общий вид и вид в плане пакета труб; б – трубы рекуператора без вставок; в – трубы рекуператора, снабженные внутренни ми крестообразными вставками.

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

Проведено CFD моделирование обтекания продольного пучка труб в рекуперативной секции потоком продуктов сгорания с применением k-ε модели турбулентности. Картины течения и температур представлены на рис.2. Моделирование позволило определить не только интегральные, но и локальные значения характеристик переноса. Видно, что в наиболее теплонапряженных условиях находится первый ряд труб и удается количественно оценить степень перерегрева труб.

Название величины	Обозначение, расчетная формула	Единица измерения	Результат
Типоразмер труб	$d_t \times \delta$	мм	83×5
Внутренний диаметр трубы	$d_{t,in} = d_t - 2\delta$	мм	73
Поперечный шаг труб	$S_c = idem$	мм	160
Продольный шаг труб	$S_l = var$	мм	125; 152; 190
Относительный поперечный шаг	$\sigma_c = S_c / d_t = idem$	–	1.92
Относительный продольный шаг	$\sigma_l = S_l / d_t = var$	–	1.5; 1.85; 2.28
Количество рядов труб поперек хода дымовых газов (продольные ряды)	$N_l = idem$	шт	8
Количество рядов труб вдоль хода дымовых газов (поперечные ряды)	$N_c = var$	шт	7; 6; 5
Ширина горизонтального газохода	$b = idem$	м	1.3
Глубина пакета	$a = idem$	м	0.93
Высота секции (трубы) между коллекторами	$h = idem$	м	3.34
Поверхность нагрева	$F = \pi d_t h N_l$ $N_c = var$	$м^2$	48.75; 41.78; 34.81
Высота ребра вставки	b_{in}	мм	34

Табл.1 Конструктивные характеристики 1-го пакета секции рекуператора

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

Рекуператор представляет собой коридорный пучок труб, имеет два пакета I и II соединенных между собой перепускным коробом (рис.1). Конструктивные характеристики исследуемого пакета рекуператора представлены в табл.1.

Расчетный анализ проводился для случая сжигания в печи коксового газа, расход воздуха горения через секцию рекуператора составляет 1/8 общего расхода на печь: $V_{a,rs}$ = 12500 нм^3/час, расход коксового газа на печь G_f = 20160 нм^3/час, 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 °C = idem, температура воздуха перед рекуператором t'air,n = 25 °C = idem.

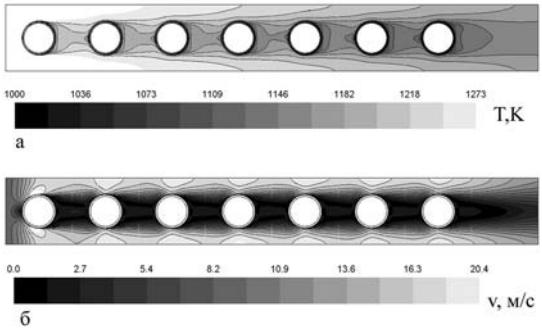

Рис.2 Поля температур, K (а) и скоростей потока дымовых газов, м/с (б) при продольном обтекании труб рекуперативной секции.

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:

$$Q = KF\Delta t \quad (2)$$

где Q – количество теплоты, передаваемое через всю поверхность нагрева, кВт; m_a, m_g – соответственно массовые расходы воздуха и продуктов сгорания через рекуператор, кг/сек; I_a'', I_a', I_a'' – соответственно полная энтальпия воздуха на входе в рекуператор и на выходе из него, кДж/кг; I_g', I_g'' – соответственно полная энтальпия продуктов сгорания на входе в рекуператор и на выходе из него, кДж/кг; k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м^{2}K), F – поверхность нагрева рекуператора, м^2; 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 δQ = ±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 $\Delta t_{dir} \geq 0.92\ \Delta t_{count}$ (Δt_{dir} и Δt_{count} – температурные напоры для случаев прямо- и противотока), используя рекомендации [12] температурный напор для такой перекрестной схемы был найден из выражения:

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

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

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

где φ – коэффициент тепловой эффективности рекуператора [7, 12], φ = 0.75; α_1 – коэффициент теплоотдачи со стороны продуктов сгорания, Вт/(м^{2}K); α_2 – коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха, Вт/(м^{2}K).

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 [12], а коэффициента теплоотдачи излучением пользовались зависимостью [7] на основании простейшего подхода для расчета лучистого потока

между поверхностью с поглощательной способностью 0.9 и потоком продуктов сгорания:

$$\alpha_{rad} = 5.12\ 10^{-8}\varepsilon(T^2_w + T^2_g)(T_w + T_g) \qquad (5)$$

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

Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха α_2 (внутренний теплосъем) для случая использования труб без вставок находился по формуле М. А. Михеева [13]. 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 [14]:

$$Nu = 0.01Re^{0.897}[\omega(F_{in}/F_{ex})(T''_a/T_g)]^{-0.45} \qquad (6)$$

где Nu, Re – соответственно числа Нуссельта и Рейнольдса; ω – поправочный коэффициент, для вставки крестообразной формы ω = 1.21; F_{in}, F_{ex} – соответственно внутренняя и внешняя поверхность теплообмена для трубной секции, м^2.

ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ

На рис.3а, 3б, 3в представлены соответственно распределения температур: выходной (нагрева) воздуха $t''_{a,n}$ – для воздуха, средней по стенкам труб – и продуктов сгорания за соответствующим рядом для теплообменных труб n – го (n = 1, 2…7) ряда $t''_{g,n}$ 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. Благодаря упомянутой интенсификации теплопередачи в условиях заданной температуры продуктов сгорания перед теплообменной поверхностью, что влечет за собой сближение температур нагреваемого воздуха $t''_{a,n}$ и стенки труб $t_{w,n}$ при росте первой из величин и понижении второй. Рост теплоотдачи внутри труб и результирующего теплового потока в n-ом ряду приводит к понижению температуры продуктов сгорания за трубами рассматриваемого n-го ряда в случае установки в трубах вторичных излучателей, в частности крестообразной формы (рис.3в).

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, 6, 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: как с позиций повышения температуры подогрева воздуха: местной по температуре подогрева $t''_{a,n}$ в каждой из труб n –го поперечного ряда (рис.4а) – так и по понижению средней температуры стенок труб $t_{w,n}$, n –го поперечного ряда (рис.4б).

Во-вторых, следует отметить практическую независимость температуры подогрева воздуха от параметра N_c для условий гладкотрубных (без внутренних вставок) теплоприемников.

Это обстоятельство не является очевидным и, по-видимому, обусловлено тем, что при сокращение общего числа труб увеличение массового потока воздуха в каждой из труб сопровождается интенсификацией внешнего лучистого теплоподвода к трубам в связи с ростом оптической толщины излучающего слоя продуктов сгорания.

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 отмечается как падение $t''_{a,n}$ по мере удаления ряда от входа продуктов сгорания в рекуператор (большие значения n), так и понижение температуры нагрева воздуха по мере сокращения числа поперечных рядов труб N_c (в связи с ростом массового потока воздуха как в единичной трубе, так и в общем потоке в трубах n –го поперечного ряда).

Разумеется, из сказанного следует сокращение значения температурного напора $t_{w,n} - t''_{a,n}$

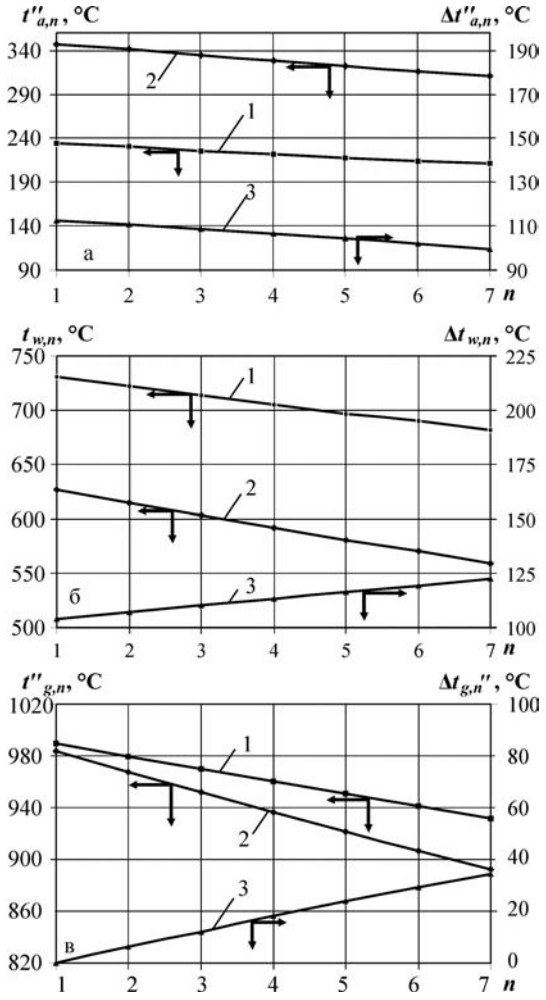

Рис.3 Зависимости от типа труб основных температурных характеристик рекуператора (кривые 1, 2) и разности соответствующих величин (кривая 3), в n-ом ряду теплообменных труб: а – температура нагрева воздуха $t''_{a,n}$, °С и разность температур $\Delta t''_{a,n}$, °С; б – средняя температура стенки $t_{w,n}$,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

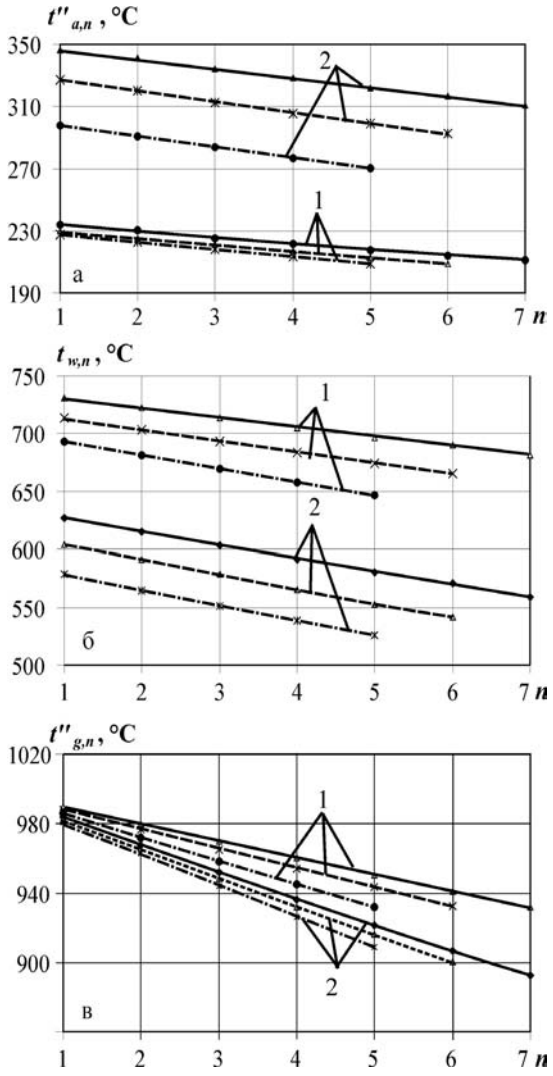

Рис.4 Зависимости основных характеристик рекуператора в n-ом ряду теплообменных труб от типа труб при различном количестве поперечных рядов труб рекуператора Nc: а – температура нагрева воздуха $t''_{a,n}$, °С; б – среднея температура стенки $t_{w,n}$, °С; в – температура продуктов сгорания за n-ым рядом труб $t''_{g,n}$, °С; 1 – рекуператор с трубами без вставок; 2 – рекуператор с трубами, снабженными внутренними крестообразными вставками.
Nc: —— 7; — — — 6; — • — 5

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 теплоот-

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

дачи 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 довольно существенно возрастают преимущества труб со вставками как вторичными излучателями. Это подтверждает ожидаемый рост относительного вклада лучистой составляющей теплообмена при повышенных температурах $t''_{a,rs}$.

ВЫВОДЫ

- Предложена инженерная методика расчета высокотемпературного трубчатого рекуператора (ВТТР) для промышленных печей на основе использования балансовых уравнений и критериальных уравнений внутреннего теплообмена в трубах для случаев установки внутри труб вставок различной геометрии. Предполагается, что последние выполняют роль турбулизаторов и, прежде всего, – вторичных излучателей.
- С использованием инженерного метода расчета ВТТР подтверждена возможность существенного (порядка 100 °С) повышения температуры подогрева воздуха при одновременном понижении температуры стенок труб (такого же порядка) в случае установки внутри туб радиальных крестообразных вставок – вторичных излучателей по сравнению с использованием ВТТР с гладкими трубами.
- Установлена практическая независимость температуры подогрева воздуха в теплообменной секции с фиксированным массовым расходом от числа поперечных рядов гладких труб Nc. Одновременно наблюдается некоторое понижение температуры стенок гладких труб tw при уменьшении числа поперечных рядов труб с 7 до 5.
- В случае рекуператора, оснащенного крестообразными вставками в трубах, по мере увеличения поверхности теплообмена труб при возростании числа их рядов Nc отмечается увеличение температуры подогрева воздуха t"a при сопутствующем увеличении средней температуры стенок труб tw.
- 4) С точки зрения обобщенных энергетических характеристик удельное тепловосприятие рекуператора, оснащенного вставками в трубах, может быть увеличено в 1.5 раза.

ЛИТЕРАТУРА

1. Biro A.G. Computing of furnace operations. – Budapest: Biro Engineering Ltd., 1994. – 221p.
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., Шандор П., Пьяных К.Е., Педоренко А.В. Интенсификация высокотемпературного теплообмена путем установки вторичных излучателей в трубах / Промышленная теплотехника. - 2003, №4. - С.349-352.
5. Tarasevich S.E. et al. Heat and Mass Transfer in Tubes with Various Twited Tape Inserts / Proceeding of ASME 2011 Intern. Mechanical Congress & Exposition – IMECE 2011, November 11-17, 2011, Denver, Colorado, USA // IMECE 2011 – 62088, 6 pp.
6. Тебеньков Б.П. Рекуператоры для промышленных печей – М.: Металлургия, 1975. – 291с.
7. Хмельницкий Р.З. Стальные рекуператоры расчет и основы проектирования / Р.З. Хмельницкий – М.: “МЭИ”, 1970. – 63стр.
8. Теплотехнические расчеты при автоматизированном проектировании нагревательных и термических печей: Справ. изд. Научные труды ОАО «Институт Стальпроект» / под ред. А.Б. Усачева. Авт.: В.А. Гусовский, А.Е. Лифшиц, В.Г. Масалович, А.Б. Усачев. – М.: Черметинформация, 1999. – 185 с.

9. B. Soroka, P. Sandor. Advanced conception, new designs and simulation of high temperature steel tube recuperators// Preprints of the 6th European Conference on Industrial Furnaces and Boilers, 2-5 April 2002, Vol. II "Furnace and Boiler operation". Lisbon-Estoril, Portugal, INFUB, 2002, 11pp.
10. Soroka B., Kudryavtsev V., Zgurskyi V. Sandor P., Development of tube recuperators of new generation for high-temperature combustion air preheating // Insytut Nafty i Gazu NR162, Wydanie Międzynarodowa Konferencja Naukowo – Techniczna: Efektywność Energetyczna 2009. – 21–23 września, 2009. – Krakow, –P.143 – 147.
11. Soroka B., Sandor P., Kudryavtsev V., Zgurskyi V. Development of new concept and design of high temperature tube recuperators. Proceedings of 8th International Symposium on High Temperature Air Combustion and Gasification, July5–7, 2010, Poznan, Poland, P.285-393.
12. Тепловой расчет котлов (нормативный метод). ВТИ та ЦКТИ – НПО ЦКТИ, СПб, 1998 – 256 стр.
13. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача / Изд.2-е / – М.: Энергия, 1969. – 440с.
14. Педоренко А.В. Модернизация U-образного трубчатого рекуператора с использованием вторичных излучателей // Промышленная теплотехника. – 2004, т. 26, №6 – С. 104–106. стр.

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