

## Приборы и оборудование

УДК 519:536.423:532.5:621.565.9

**Сорока Б.С.<sup>1</sup>**, докт. техн. наук, проф., **Воробьев Н.В.<sup>1</sup>**,  
**Кудрявцев В.С.<sup>1</sup>**, канд. техн. наук,  
**Письменный А.С.<sup>2</sup>**, докт. техн. наук, проф.

<sup>1</sup> **Институт газа НАН Украины, Киев**

ул. Дегтяревская, 39, 03113 Киев, Украина, e-mail: boris.soroka@gmail.com

<sup>2</sup> **Институт электросварки им. Е.О. Патона НАН Украины, Киев**

ул. Боженко, 11, 03680 Киев-150, Украина, e-mail: pismenny@paton.kiev.ua

### Комплексные исследования теплогидравлического совершенства рекуперативных теплообменников

Представлены результаты сопоставительных экспериментальных исследований теплообмена и аэродинамики в высокотемпературных рекуператорах авторской и альтернативных конструкций. Исследования проводились на огневом стенде с целью сравнения характеристик опытных секций ВД гладкотрубных петлевых рекуператоров и образцов с интенсификаторами теплообмена различной геометрии: 1) конструкций SP1 и SP2 со спиральными вставками двух типов, установленными по всей длине теплообменных труб (относительный шаг спиралей  $\sigma_1 = s_1/d = 4,0$  и  $\sigma_2 = s_2/d = 2,5$  соответственно). Такие рекуператоры соответствуют существующим зарубежным аналогам; 2) конструкции MD3 авторской разработки с гибкими крестообразными вставками — вторичными излучателями, установленными по всей длине теплообменных труб. Определены теплотехнические и теплогидравлические преимущества предложенных рекуператоров типа MD3 по сравнению с зарубежными конструкциями со спиральными вставками-турбулизаторами и традиционными отечественными гладкотрубными рекуператорами. *Библ. 18, рис. 8, табл. 2.*

**Ключевые слова:** адиабатные вставки, вторичный излучатель, высокотемпературный рекуператор, интенсификация теплообмена, спиральный турбулизатор, теплогидравлическая эффективность.

#### Введение

Современные трубчатые теплообменники, как правило, снабжаются внутренними вставками для интенсификации теплообмена внутри труб. В случае относительно невысоких температур процессов основное назначение вставок или пристенных устройств, увеличивающих шероховатость поверхностей или вызывающих регулярные и нерегулярные возмущения течения,

— турбулизация пограничного слоя и интенсификация конвективного теплообмена. В случае повышенных или высоких температур первичного теплоносителя (вплоть до 1000 °С и более) основное назначение вставок — создание дополнительных адиабатных поверхностей, получающих тепло излучением от теплообменных труб и передающих его конвекцией воздушному или иному теплоносителю.

Использование вторичных излучателей в каналах рекуперативных теплообменников является эффективным приемом интенсификации теплообмена в случае их установки в воздушном потоке (трубчатые конвективные рекуператоры) и в потоке продуктов сгорания (радиационные щелевые и корзиночного типа рекуператоры).

В отличие от интенсификации за счет установки различных турбулизаторов, теплообменная эффективность которых возрастает при опережающем резком росте гидравлического сопротивления, вторичные излучатели воздействуют через увеличение поверхности теплообмена простой геометрии при умеренном росте сопротивления тракта.

Основные характеристики трубчатых рекуператоров ведущих мировых производителей представлены в табл.1. В качестве вставок для высокотемпературных рекуператоров некоторые зарубежные фирмы используют спиральные завихрители. Такая геометрия вставок обеспечивает возможность их размещения на криволинейных участках труб, выполняющих роль компенсаторов термической деформации: в U-образных элементах петель — для рекуператоров с одной трубной доской (рис.1, а) или на изогнутых участках труб (изгиб направлен по или против потока первичного теплоносителя) — в случае двух трубных досок (рис.1, б).

Несмотря на экспериментальное подтверждение принципиальных преимуществ использования вставок — вторичных излучателей, в теплообменных трубах (выявленные нами в выполненных ранее исследованиях [1, 2]): повышение температуры  $T_a$  подогрева теплоносителя,

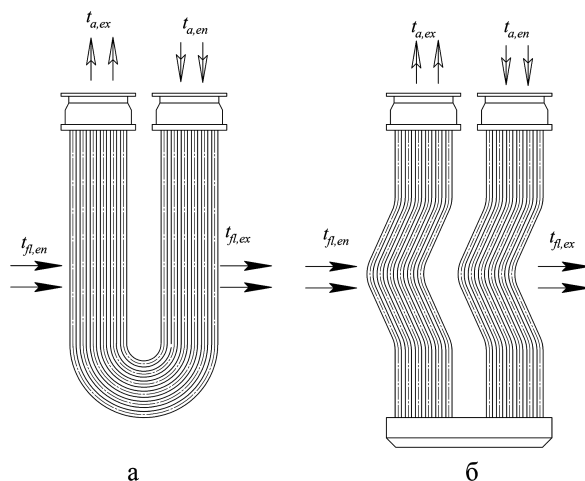


Рис.1. Основные типы трубчатых рекуператоров: а — с U-образными трубами; б — с изогнутыми трубами, изгиб против тока первичного теплоносителя — потока продуктов сгорания.

для, подаваемого в трубы; снижение температуры стенок  $T_w$  теплообменных труб; снижение температуры стенок  $T_a$  и  $T_w$  (уменьшение  $T_w - T_a$ ), — до последнего времени не были определены системные закономерности, касающиеся теплотехнических, гидравлических и теплогидравлических характеристик теплообменных труб рекуператоров, в том числе высокотемпературных, при размещении вторичных излучателей непрерывно по всей длине труб, петля, секций, независимо от локальной кривизны, то есть для промышленных условий, а также при сопоставлении труб со вставками — вторичными излучателями — с лучшими конструкциями зарубежных аналогов со вставками — спиральными турбулизаторами.

**Таблица 1. Характеристики конвективных рекуператоров ведущих мировых производителей**

Производитель (страна)	Характеристики	Вид рекуператора	Источник
Peiler Montanwaerme (Германия)	$t_{fl,en} \leq 850 \text{ }^\circ\text{C}$ ; $t_{a,ex} \leq 700 \text{ }^\circ\text{C}$	с прямыми и изогнутыми трубами, в том числе со спиральными вставками	[3]
Morgan Construction Co. (США)	$t_{fl,en} \leq 705\text{--}940 \text{ }^\circ\text{C}$ ; $t_{a,ex} \leq 430\text{--}650 \text{ }^\circ\text{C}$	с прямыми и изогнутыми трубами	[4]
Hotwork Combustion Technology Ltd. (Великобритания)	$t_{fl,en} \leq 1100 \text{ }^\circ\text{C}$ ; $t_{a,ex} \leq 560 \text{ }^\circ\text{C}$	с прямыми и изогнутыми трубами	[5]
Elcon (Индия)	$t_{fl,en} \leq 750\text{--}940 \text{ }^\circ\text{C}$ ; $t_{a,ex} \leq 430\text{--}650 \text{ }^\circ\text{C}$	с прямыми и изогнутыми трубами	[6]
ALSTOM Power Energy Recovery (США)	$t_{fl,en} \leq 1100 \text{ }^\circ\text{C}$ ; $t_{a,ex} \leq 560 \text{ }^\circ\text{C}$	с прямыми и изогнутыми трубами	[7]
Kalfrisa (Испания)	$t_{fl,en} < 1000 \text{ }^\circ\text{C}$ ; $t_{a,ex} \leq 700 \text{ }^\circ\text{C}$	с прямыми и изогнутыми трубами; условия работы: теплоносители с агрессивными компонентами и дисперсными частицами	[8]
ЧАО «Керамаш» (Украина)	$t_{fl,en} \leq 900 \text{ }^\circ\text{C}$ ; $t_{a,ex} \leq 400 \text{ }^\circ\text{C}$	с U-образными трубами	[9]
ПАО «Днепропетржмаш» (Украина)	$t_{fl,en} \leq 1000 \text{ }^\circ\text{C}$ ; $t_{a,ex} \leq 400 \text{ }^\circ\text{C}$	с U-образными трубами	[10]
Fuel Save Systems & Devices (Индия)	$t_{fl,en} \leq 850 \text{ }^\circ\text{C}$ ; $t_{a,ex} \leq 250\text{--}350 \text{ }^\circ\text{C}$	с прямыми и изогнутыми трубами	[11]
Beijing Shenwu Environment & Energy Technology Co. (Китай)	$t_{fl,en} \leq 600\text{--}800 \text{ }^\circ\text{C}$ ; $t_{a,ex} \leq 350\text{--}500 \text{ }^\circ\text{C}$	с прямыми и изогнутыми трубами с винтовыми вставками в середине труб	[12]

*Примечание.*  $t_{fl,en}$  — температура продуктов сгорания на входе в рекуператор;  $t_{a,ex}$  — температура подогрева воздуха на выходе из рекуператора.

### Экспериментальная установка и методика проведения исследований

Цель и содержание испытаний состояли в сравнении между собой основных характеристик: теплообменных и температурных, гидравлических и теплогидравлических — рекуперативных секций в виде трубчатых петель. Оценивались возможности улучшения теплообменных характеристик за счет размещения вставок внутри труб, соответствующих авторским разработкам [13], и зарубежным аналогам.

Экспериментальные исследования проводили на компьютеризированном огневом стенде, разработанном и сооруженном в Институте газа НАН Украины. 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  $d \times \delta = 89 \times 4,5$  мм, а суммарная длина трех петель соответствует петле промышленного рекуператора  $3 \times 3385 \approx 10155$  мм.

Для испытаний были выбраны следующие конструкции трубчатых петлевых рекуператоров: 1) гладкотрубной (без вставок) конструкции (ВД) — из трех последовательных U-образных петель без вставок; 2) конструкций со спиральными вставками двух типов — SP1 и SP2, установленными по всей длине теплообменных труб в таких же петлях, как в конструкции ВД. Относительный шаг спиралей в конструкциях SP1 и SP2 — соответственно  $\sigma_1 = s_1/d = 4,0$  и  $\sigma_2 = s_2/d = 2,5$ ; 3) авторской конструкции с гибкими крестообразными вставками — вторичными излучателями, установлен-

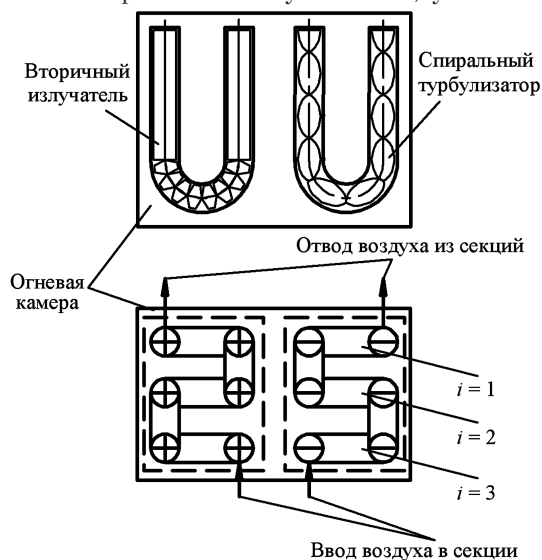


Рис.2. Схема опытных секций рекуператора, установленных в огневом стенде.

ными по всей длине теплообменных труб — конструкция MD3 [13]. Схема опытных секций рекуператора, установленных в огневой камере экспериментального стенда, показана на рис.2.

Для изготовления спиральных вставок были разработаны соответствующие технология и оснастка. Процесс закрутки спиральных лент осуществлялся в «холодном», статически напряженном состоянии. Указанные работы выполнены в Институте электросварки им. Е.О.Патона НАН Украины под руководством профессора А.С.Письменного.

Упомянутые спиральные вставки SP1 соответствуют геометрическим характеристикам спиральных турбулизаторов, используемых в трубчатых рекуператорах фирмы «Peiler Montanwaerme» (Германия, США).

### Исследование теплотехнических характеристик рекуператоров со вставками различной геометрии внутри труб

Сопоставление опытных секций рекуператора проведено в топочной камере упомянутого огневого стенда при среднем и высоком уровне рабочих температур в топочной камере 823–1273 К (550–1000 °С) при автоматическом поддержании в сравниваемых секциях одинаковых массовых расходов воздуха  $\dot{m}_a$ , равных соответственно 0,053; 0,061; 0,072 кг/с, что отвечает объемным расходам  $V_a = 150$ ; 170; 200  $\text{м}^3/\text{ч}$  соответственно. Выбор указанных массовых и объемных расходов определялся возможностями тягодутьевых устройств.

На рис.3 представлены зависимости изменения выходной температуры воздушного потока  $T_{a,\text{ex}}$  (рис.3, а), средней температуры стенок  $T_w$  (рис.3, б), разности температур (средней по стенкам трех петель каждой из секций  $T_w$  и  $T_{a,\text{ex}}$ ) на выходе из секции (рис.3, в) — от температуры продуктов сгорания в топочной камере  $T_{\text{fl}}$  при расходе воздуха через секции  $\dot{m}_a = 0,061$  кг/с ( $V_a = 170$   $\text{м}^3/\text{ч}$ ). Рассматриваемые характеристики для остальных расходов нагреваемого воздуха имеют такие же тренды, а соответствующие значения для высокотемпературного режима во всем диапазоне изменения расходов представлены в табл.2.

Экспериментальные данные свидетельствуют о том, что при относительно невысоких температурах в камере около 823 К (~550 °С) температура нагрева воздуха  $T_{a,\text{ex}}$  (MD3) незначительно превышает  $T_{a,\text{ex}}$  для ВД секции (рис.3, а), но при этом уменьшается температура стенки (на рис.3, б показана средняя температура стенки  $T_w$ ). Уменьшение разности температур меж-

ду стенками труб и подогревом воздуха  $\bar{T}_w - T_{a,ex}$  является более существенным при увеличении температуры в опытной топке  $T_{fl}$  (рис.3, в).

При росте температуры  $T_{fl}$  и сопутствующем подогреве стенок труб возрастает не только суммарный коэффициент внешней теплоотдачи  $\alpha_{out}$  (к стенкам труб), но и доля теплоотдачи, переносимая излучением внутри трубы от стенок к вторичному излучателю также растет. Поэтому с увеличением  $T_{fl}$  разница  $(T_{a,ex})_{MD3} - (T_{a,ex})_{BD}$  увеличивается:

$$\partial [(T_{a,ex})_{MD3} - (T_{a,ex})_{BD}] / \partial T_{fl} > 0. \quad (1)$$

Из рис.3, а видно, что нагрев воздуха до температуры 873 К (600 °С) в секции с крестообразными вставками MD3 может быть достигнут при температуре греющих газов 1100 К (~ 830 °С), а для такого же нагрева в секции базовой конструкции при том же  $\dot{m}_a = 0,061$  кг/с потребуется температура в топке  $T_{fl} = 1273$  К (1000 °С).

При проведении экспериментальных исследований установлено, что при невысоком уровне температур в камере около 550 °С (823 К) температура нагрева воздуха  $T_{a,ex}$  (MD3) незначительно (~ 20 К) уступает  $T_{a,ex}$  для случая использования секции со вставками SP1 (рис.3, а) и около 50 К для случая SP2. Средняя температура стенок  $\bar{T}_w$  (рис.3, б) для MD3 меньше, чем у SP1 и SP2, для которых  $(\bar{T}_w)_{SP1} \approx (\bar{T}_w)_{SP2}$ . Разность температур между стенками труб и подогревом воздуха  $\Delta T_{w,a} = (\bar{T}_w - T_{a,ex})$  в секции SP1 превосходит таковую для секции SP2, которая, в свою очередь, преобладает над MD3:  $(\Delta T_{w,a})_{MD3} < (\Delta T_{w,a})_{SP2} < (\Delta T_{w,a})_{SP1}$  (рис.3, в). С ростом температуры в камере  $T_{fl}$  доля косвенной лучистой составляющей в общем переносе теплоты в системе «внутренняя поверхность трубы – вторичный излучатель – воздушный поток» возрастает, и подогрев воздуха в секции MD3 при температуре в камере 1273 К (1000 °С) опережает  $T_{a,ex}$  в секциях SP1 и SP2 ориентировочно на 60 К (см. табл.2.).

Превышение  $T_{a,ex}$  в трубе с крестообразной вставкой  $(T_{a,ex})_{MD3} > (T_{a,ex})_{SP2} > (T_{a,ex})_{SP1}$  при повышенных температурах продуктов сгорания обусловлено описанной тенденцией:

$$(\partial T_{a,ex} / \partial T_{fl})_{MD3} > (\partial T_{a,ex} / \partial T_{fl})_{SP2} > (\partial T_{a,ex} / \partial T_{fl})_{SP1};$$

$$\begin{aligned} & \partial [(\Delta T_{w,a})_{MD3} - (\Delta T_{w,a})_{SP1}] / \partial T_{fl} > \\ & > \partial [(\Delta T_{w,a})_{MD3} - (\Delta T_{w,a})_{SP2}] / \partial T_{fl} > 0, \end{aligned}$$

что дает возможность обеспечить дополнительную экономию топлива  $\delta B_f$ . В конечном счете становится более выраженным превосходство секции MD3 по значению  $\Delta T_{w,a}$  (сближение  $T_{a,ex}$  и  $\bar{T}_w$ ) и понижению температуры стенок  $\bar{T}_w$  (максимальной, локальной и средней).

Как следует из рис.3, преимущества секции MD3 со вставками авторской конструкции усиливаются по мере повышения уровня рабочих температур в топочной камере (перед рекуператором)  $T_{fl}$  и в теплообменнике в целом. Это связано с сопутствующим усилением роли ра-

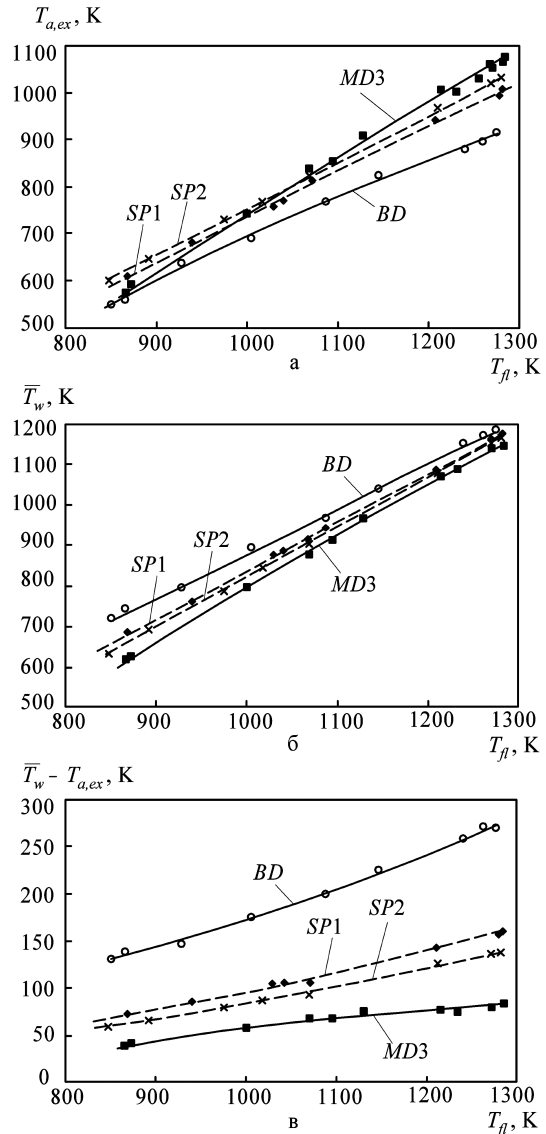


Рис.3. Зависимость основных теплотехнических характеристик: температуры подогрева воздуха  $T_{a,ex}$  (а), средней температуры стенки  $\bar{T}_w$  (б), разности температур  $\bar{T}_w - T_{a,ex}$  (в) – от температуры в топочной камере  $T_{fl}$  при использовании опытных секций рекуператора. Массовый (объемный) расход воздуха  $\dot{m}_a = 0,061$  кг/с ( $\dot{V}_a = 170$  нм<sup>3</sup>/ч = idem).

диационного теплообмена ( $q \sim \Delta T^4$ ) по сравнению с конвективным ( $q \sim \Delta T$ ) по мере повышения уровня рабочих и эффективных температур в системе. Найденные закономерности, касающиеся использования внутритрубных вставок, в большей степени могут быть реализованы в предложенной конструкции рекуператора с вторичными излучателями внутри труб (обозначение MD3) по сравнению с использованием трубных петель со спиральными турбулизаторами (SP1; SP2), интенсифицирующими конвективный теплообмен.

Расчетные кривые экономии топлива  $\delta B_f$  при увеличении температуры подогрева воздуха  $T_{a,ex}$  (см. рис.3, а) для опытных секций рекуператора MD3; SP1; SP2 и BD в зависимости от  $T_{fl}$  представлены на рис.4. Значения экономии топлива  $\delta B_f$  по отношению к случаю холодного (без подогрева) окислителя были найдены из зависимости [14]:

$$\delta B_f = [I_{g,T}(T_a > T_0) - I_{g,T}(T_a = T_0)] / [I_{g,T}(T_a > T_0) - I_{g,ex}]. \quad (2)$$

Как следует из известной зависимости, полученной нами при использовании полных энтальпий в качестве энергетических характеристик [14], возможная экономия природного газа  $\delta B_f$  возрастает (см. рис.4) с увеличением технологической температуры  $T_{fur}$  (условно — температуры продуктов сгорания за топочной камерой, на входе в рекуператор). Из числа сравниваемых конструкций наибольшее значение  $\delta B_f$  наблюдается для конструкции рекуперативной секции с крестообразными вставками MD3:

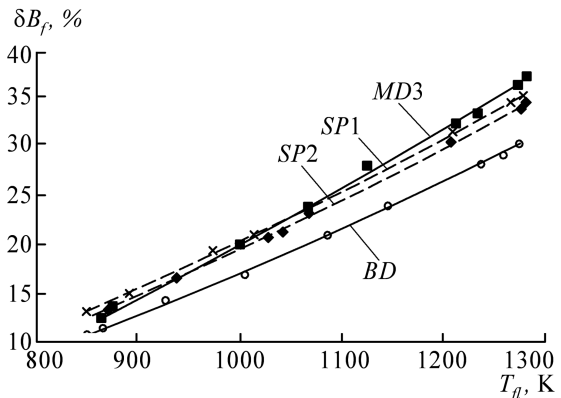


Рис.4. Зависимость экономии топлива  $\delta B_f$  от температуры в топочной камере  $T_{fl}$  для опытных секций рекуператора. Топливо: природный газ — Russ.-Erdgas H, коэффициент избытка воздуха  $\alpha = 1,05$ .

при  $T_{fl} = 1273$  К (1000 °С)  $\delta B_f \sim 37$  %, что превосходит соответствующие значения для BD (~ 29 %), а также SP1 (~ 34 %) и SP2 (~ 35 %). При дальнейшем возрастании  $T_{fl}$  следует ожидать прогрессивного нарастания преимуществ конструкции трубчатого рекуператора со вставками — вторичными излучателями MD3.

Сопоставлены расчетная (по результатам CFD моделирования) и опытная зависимости от  $T_{fl}$  преимуществ секции MD с крестообразными вставками по сравнению с гладкотрубной конструкцией BD (рис.5). Здесь приняты следующие обозначения:

$$\delta T_{a,ex} = (T_{a,ex})_{MD} - (T_{a,ex})_{BD}; \quad (3)$$

$$\delta \Delta T_{w-a} = (\Delta T_{w-a})_{BD} - (\Delta T_{w-a})_{MD}; \quad (4)$$

$$\Delta T_{w-a} = \bar{T}_w - T_{a,ex}. \quad (5)$$

**Таблица 2. Теплотехнические (теплообменные), гидравлические и теплогидравлические характеристики исследуемых секций рекуператора**

Характеристики	BD			MD3			SP1			SP2		
	150	170	200	150	170	200	150	170	200	150	170	200
$\dot{V}_a$ , м <sup>3</sup> /ч	0,053	0,061	0,072	0,053	0,061	0,072	0,053	0,061	0,072	0,053	0,061	0,072
$\dot{m}_a$ , кг/с	301	301	301	302	302	302	301	301	302	302	302	302
$T_{a,en}$ , К	915	915	900	1068	1074	1070	995	1005	1004	1005	1015	1011
$T_{a,ex}$ , К	1187	1182	1171	1140	1141	1139	1158	1165	1160	1159	1164	1162
$\bar{T}_w$ , К	1253	1268	1263	1242	1261	1255	1260	1268	1263	1258	1268	1261
$T_{w,max}$ , К	614	615	599	767	772	767	694	703	702	704	713	708
$\Delta T_a = T_{a,ex} - T_{a,en}$ , К	1590	2020	2550	2320	3230	3810	2700	3370	4200	2670	3540	4590
$\Delta p_a$ , Па	33,40	39,98	46,10	40,09	49,44	58,44	38,12	44,60	50,31	39,72	47,12	55,46
$\dot{Q}_a$ , кВт	67,08	80,90	94,56	115,49	134,49	161,69	84,66	84,40	96,88	76,32	89,12	106,60
Nu	27989	33443	39928	26494	30020	35741	26916	30896	34932	26687	30997	36777
Re	0,386	0,304	0,235	0,331	0,239	0,201	0,257	0,209	0,167	0,263	0,201	0,154
$e = (T_{a,ex} - T_{a,en}) / \Delta p_a$ , К/Па	—	—	—	0,856	0,785	0,857	0,666	0,686	0,711	0,682	0,672	0,656
$\tilde{e} = e_{RD} / e_{BD}$	272	267	271	72	67	69	163	160	156	154	149	151
$\Delta T_{w-a} = \bar{T}_w - T_{a,ex}$ , К												

Примечание. Температура в огневой камере  $T_{fl} \approx 1273$  К (1000 °С).



При сопоставлении температурных характеристик для базовой гладкотрубной конструкции теплообменника ВД с конструкцией со вставками в виде крестообразно расположенных радиальных ребер МДЗ установлено монотонное повышение преимуществ конструкции со вставками при повышении температуры внешнего теплоносителя  $T_{out} = T_{fl}$  с учетом конечной температуры подогрева воздуха (рис.5, а) и сближение между собой температур теплообменных труб и воздушного потока (рис.5, б). Как следствие, наблюдается рост  $\delta\Delta T_{w-a}$  при повышении  $T_{fl}$  (рис.5, б).

При анализе результатов экспериментальных исследований и CFD моделирования исходили из того, что в рассматриваемом случае можно принять условие слабого взаимного обмена между отдельными вертикальными трубами теплообменных секций в топочной камере ( $\varphi_{t1,t2} \rightarrow 0$ ). Следовательно, принимается справедливость условия  $\varphi_{t,ch} \rightarrow 1,0$ ; то есть исходим из нагрева единичной трубы (t) в камере

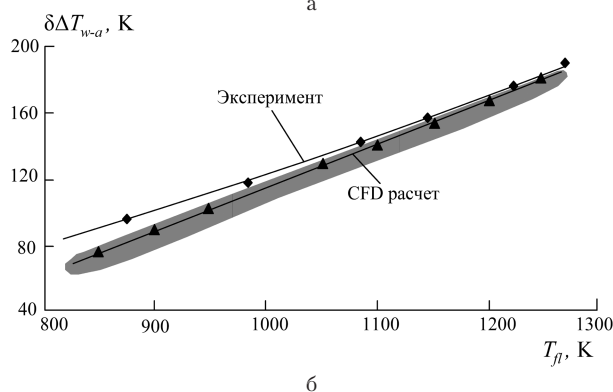
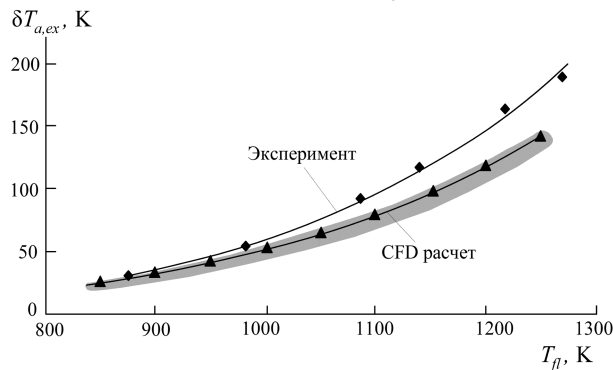


Рис.5. Зависимость разности температур  $\delta T_{a,ex} = (T_{a,ex})_{MD} - (T_{a,ex})_{BD}$  (а) и разности температурных напоров внутри трубы  $\delta\Delta T_{w-a} = (\bar{T}_w - T_{a,ex})_{BD} - (\bar{T}_w - T_{a,ex})_{MD}$  (б) от температуры продуктов сгорания в топочной камере  $T_{fl}$ . Массовый (объемный) расход воздуха  $\dot{m}_a = 0,061$  кг/с ( $\dot{V}_a = 170$  нм<sup>3</sup>/ч = idem). Расчетная область анализируемой функции по результатам CFD моделирования в условиях варьирования  $\varepsilon_{fur} \rightarrow 1,0$  затемнена.

(ch) и, кроме того, учитываем высокую, близкую к 1,0, степень черноты замкнутой камеры (печи)  $\varepsilon_{fur}$ , заполненной излучающе-поглощающим газом. Этот вывод соответствует соображениям, изложенным в [15], о независимости общей степени черноты системы от степени черноты адиабатной (хорошо изолированной) кладки.

Для проведения CFD моделирования задавались температура печи  $T_{fur}$  и степень черноты заполненной газом камеры (fur)  $\varepsilon_{fur} = 0,9$  при степени черноты приемной трубы  $\varepsilon_t = 1,0$ .

Исходя из приближенного выражения для результирующего тепловосприятия нагреваемой поверхности [15], получим:

$$Q_t = \sigma_0 (T_g^4 - T_t^4) F_t \varepsilon_{g,ch,t} = \sigma_0 (T_{fur}^4 - T_t^4) F_t \varphi_{t,fur} \varepsilon_{fur,t}. \quad (6)$$

Здесь выполнен переход от системы «газ — кладка — приемник» (g — ch — t) к системе «печь — приемник» (fur — t).

Замеряемая в наших опытах температура греющей среды  $T_{fl}$  представляет температуру печи:  $T_{fl} = T_{fur}$ , а теплообменной приемной поверхности  $\bar{T}_w$  — температуру  $T_t$  в уравнении (6):  $\bar{T}_w = T_t$ .

С учетом соображений [15] и  $\varphi_{ch,t} \approx \varphi_{fur,t} \approx 0$  (см. выше) получим:

$$\varepsilon_{fur,t} = (\varepsilon_{fur} \varepsilon_t) / [\varepsilon_{fur} + \varphi_{fur,t} \varepsilon_t (1 - \varepsilon_g)] = \varepsilon_t / [1 + \varphi_{fur,t} \varepsilon_t \varepsilon_{fur}^{-1} (1 - \varepsilon_g)] \approx \varepsilon_t \approx 1,0. \quad (7)$$

Справедливость выражения (7) тем выше, чем больше значение  $\varepsilon_{fur}$  и меньше  $\varphi_{fur,t}$ . С учетом изложенного можно полагать, что в рассматриваемом случае (трубчатые петлевые секции в топочной камере) использование CFD решений для  $\varepsilon_t = 1,0$  является оправданным.

### Сравнение гидравлических характеристик опытных секций рекуператора

Гидравлическое сопротивление теплообменников (потеря напора) наряду с температурными показателями: нагреваемого теплоносителя, стенок теплообменного канала (труб), разницы соответствующих температур — является важнейшей эксплуатационной характеристикой, определяющей выбор дутьевых средств для транспортировки теплоносителей.

На рис.6 представлено изменение аэродинамического сопротивления воздушного тракта  $\Delta p_a$  опытных секций рекуператора МДЗ, SP1, SP2 и ВД в условиях холодных испытаний

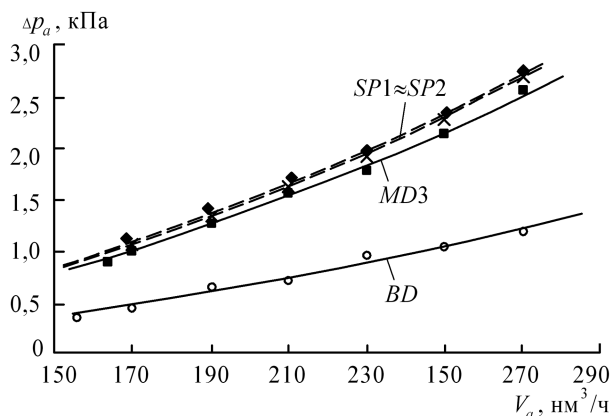


Рис.6. Зависимость потерь напора (аэродинамического сопротивления)  $\Delta p_a$  по воздушному тракту опытных секций рекуператора от расхода воздуха  $\dot{V}_a$ .

(при стандартной (индекс «st») температуре  $T_{a,st} \approx 300 \text{ K} \approx \text{const}$ ) от расхода воздуха  $\dot{V}_{a,st}$  через секции.

Как следует из рис.6, для любой из секций «гес» в случае изотермических условий удовлетворительно выполняется соотношение:

$$\Delta p_{a,rec} = k_{rec} \dot{V}_{a,st}^2, \quad (8)$$

где  $k_{rec}$  — коэффициент пропорциональности для секций «гес»: BD, MD3, SP1, SP2.

При этом наименьшее аэродинамическое сопротивление  $\Delta p_a$  имеет гладкотрубная (без вставок) секция BD. Потери напора  $(\Delta p_a)_{MD3} < \{(\Delta p_a)_{SP1} \approx (\Delta p_a)_{SP2}\}$ , поскольку в MD3 труба с крестообразным вторичным излучателем определяет канал простой геометрии, где образующие ребер и труб параллельны между собой. Основным видом потерь напора при этом является трение потока о стенки труб и ребра вторичного излучателя. В трубе со спиральными интенсификаторами теплообмена, помимо существенного удлинения тракта, обусловленного винтовым характером движения потока, и сопутствующего увеличения потерь давления на трение, возникают местные потери энергии, обусловленные вихреобразованием. В трубном канале имеет место перекрытие проходного сечения по отношению к осевой составляющей скорости течения, а движение потока задается подъемом спирали. Таким образом, дополнительные местные сопротивления возникают в поле центробежных сил и связаны в общем случае с радиальной и тангенциальной составляющими скорости в канале произвольного профиля.

Секции со спиральными вставками SP1 ( $\sigma_1 = 4,0$ ) и SP2 ( $\sigma_2 = 2,5$ ) имеют примерно равное аэродинамическое сопротивление. К аналогичному выводу пришли ученые из Таиланда: в их экспе-

риментальной работе [16] показано, что каналы со спиральными вставками с шагом  $\sigma = 3,0$  и  $\sigma = 5,0$  имеют примерно равное аэродинамическое сопротивление.

Упомянутое явление не является очевидным и требует более подробного анализа.

Коэффициент аэродинамического сопротивления секции или ее отдельного участка  $\xi_{rec}$ , состоящего из  $i$  сопротивлений трения (индекс «fr,i») и  $j$  местных сопротивлений (индекс «loc,j»), может быть представлен в виде суммы отдельных сопротивлений, относящихся к средней осевой скорости в сечении трубного участка  $w$ :

$$\xi_{rec} = \sum_{(i)} \xi_{fr,i} + \sum_{(j)} \xi_{loc,j}. \quad (9)$$

При изменении (уменьшении) относительного шага спирали с  $\sigma_1 = 4,0$  до  $\sigma_2 = 2,5$  аэродинамические потери за счет трения потока о направляющую поверхность вставки неизбежно увеличатся из-за относительного удлинения тракта (траектории) в связи с увеличением угла подъема спирали и сопутствующего роста поверхности контакта потока и направляющего аппарата, создаваемого витками спирали при движении воздуха в трубе со спиральным турбулизатором. Также будут иметь место потери вследствие диссипации энергии за счет турбулентных напряжений при взаимодействии турбулентных вихрей между собой.

Если потери давления одинаковы для закрученных потоков с различным шагом спирали и соответственно с разными углами подъема потока, это означает перераспределение составляющих потерь давления для случаев, которые сравниваются. В случае вставки с большим шагом спирали и меньшими потерями энергии (давления) на трение имеет место сопутствующий рост локальных потерь, которые, в частности, обусловлены увеличением при этом турбулентных напряжений в закрученном потоке.

Как аналогия такого перераспределения составляющих потерь может рассматриваться пример из фундаментальной работы [14] по результатам исследований Б.С.Сороки. Изучались гидравлические потери закрученного потока по длине канала, состоящего из цилиндрического и конического участков. Воздушный поток закручивался с помощью тангенциального подвода. Далее сопоставлялись два способа организации течения в канале: 1) при установленном вдоль тракта винтовом завихрителе с неизменным углом подъема по длине тракта, который поддерживает неизменной исходную крутку потока; 2) при отсутствии в канале винта-завихрителя и движении потока, подаваемого через упомянутый тангенциальный подвод. В первом случае крутка потока сохраняется до выхо-

да из винта-завихрителя, во втором — постепенно понижается по выходе из тангенциального подвода.

По результатам исследований установлено, что в первом случае потери напора в канале меньше, а крутка выше, чем во втором. Представляется, что в пустом канале при отсутствии направляющего аппарата по длине канала, за исключением тангенциального подвода, вместо трения о стенки винта (направляющий аппарат) витки потока трутся друг о друга. Такое неупорядоченное движение сопровождается усиленным ростом турбулентности (пульсаций скорости) и турбулентного трения, определяемого напряжениями Рейнольдса  $\tau = -\rho u' v'$ , где  $u'$ ,  $v'$  — компоненты пульсаций скорости [17]. Увеличение  $\tau$  при эмпирическом описании течения в рамках уравнения Бернулли вызывает увеличение коэффициента местного сопротивления  $\xi_{loc,j}$ .

Взаимный характер расположения кривых зависимости аэродинамического сопротивления  $\Delta p_a$  для сопоставляемых рекуперативных секций в случае неизменного массового потока ( $\dot{m}_a = \text{const}$ ;  $\dot{V}_{a,st} = \text{const}$ ) сохраняется при увеличении технологической температуры  $T_{fl}$  в огневой камере опытного стенда (рис.7). Из всех секций, где установлены внутренние вставки вдоль труб, MD3 соответствует наименьшим потерям напора  $\Delta p_{a,rec}$ . При этом в соответствии с базовыми закономерностями для фиксированного массового потока газов  $\Delta p_a \sim \rho w^2$  наблюдается линейное изменение  $\Delta p_a$  от определяющей температуры (теплоносителя):

$$\Delta p_a(T_a) - \Delta p_a(T_a') = \chi_{rec}(T_{fl} - T_{fl}'), \quad (10)$$

где  $T_a$ ,  $T_a'$  — температуры подогрева фиксированного массового потока  $\dot{m}_a$  при изменении температуры в топочной камере от  $T_{fl}$  до  $T_{fl}'$  соответственно;  $\chi_{rec}$  — коэффициент пропорциональности для секций «гес».

#### Сопоставление теплогидравлической эффективности рекуперативных секций с интенсификаторами теплообмена различной геометрии

Поскольку интенсификация теплообмена и повышение температуры подогрева воздуха сопровождается ростом потерь напора, важнейшее значение для оценки совершенства теплообменников имеет комплексная теплогидравлическая характеристика  $\epsilon = \Delta T_a / \Delta p_a$ , которая увязывает между собой изменение величин переданного теплового потока и потерь напора дутья [18].

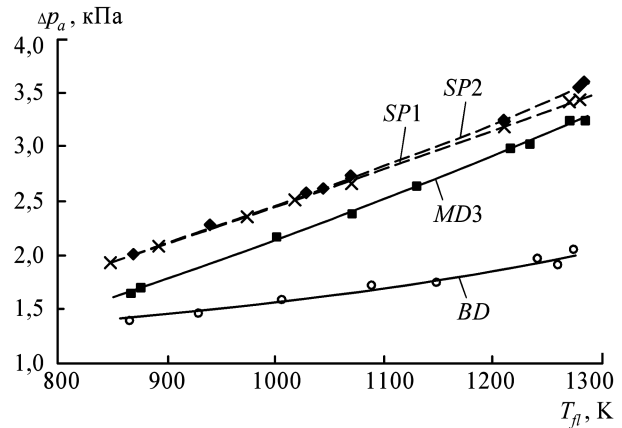


Рис.7. Зависимость потерь напора (аэродинамического сопротивления)  $\Delta p_a$  вдоль воздушного тракта для опытных секций рекуператора от температуры в топочной камере  $T_{fl}$ . Массовый (объемный) расход воздуха  $\dot{m}_a = 0,061$  кг/с ( $\dot{V}_a = 170$  нм<sup>3</sup>/ч = idem).

Задача разработок и исследований при создании совершенной конструкции высокотемпературного рекуператора состоит в обеспечении рабочего процесса, при котором заданное увеличение температуры подогрева теплоносителя (воздуха) и снижение температуры стенок теплообменных труб в сравнении с базовой конструкцией сопровождается приемлемым увеличением аэродинамического сопротивления каналов. Таким образом, оптимизация конструкции рекуператора по теплогидравлической характеристике  $\epsilon$  является составной целью исследований.

В табл.2 представлено обобщение результатов экспериментальных исследований опытных рекуперативных секций BD, MD3, SP1, SP2 на огневом стенде, где сведены температурные, гидравлические и теплогидравлические характеристики опытных секций.

Исследования были проведены при температуре в топочной камере  $T_{fl} = 1273$  К (1000 °С) при условии соблюдения одинаковых массовых (объемных — при нормальных или стандартных условиях) потоков воздуха в секциях BD, MD3, SP1, SP2:

$$\begin{aligned} \dot{m}_a(BD) &= \dot{m}_a(MD3) = \\ &= \dot{m}_a(SP1) = \dot{m}_a(SP2), \end{aligned} \quad (11)$$

которые соответствуют одинаковым входным числам Re. Диапазон изменения относительного массового расхода воздушного потока  $\tilde{m}_a \in \{0,736; 1,0\}$ . Диапазон относительного изменения потоков в секциях по числам  $Re \in \{0,7; 1,0\}$ .

В результате подтверждено, что изменение потерь давления всегда опережает по темпам роста скорость возрастания переданной теплоты



при варьировании любого параметра. В рамках фиксированного диапазона увеличения массового потока воздуха потери напора в секции BD увеличились в 1,603 раза, в MD3 — в 1,642 раза, в SP1 — в 1,56 раза, в SP2 — в 1,72 раза (относительное влияние изменения  $\dot{m}_a$ ). При этом абсолютные значения потерь давления в MD3 превышают потери давления в BD в 1,460–1,494 раза, а сопротивление секций SP1 и SP2 превышает сопротивление MD3 в 1,1–1,16 раза и 1,15–1,2 раза соответственно (влияние типа секции при  $\dot{m}_a = \text{idem}$ ). Поскольку сопротивление тракта  $\Delta p_a$  растет опережающими темпами, именно характеристики тягодутьевых средств определяют выбор типа вставок — интенсификаторов теплообмена для рекуперативных секций.

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

Получено, что тепловосприятие секции MD3 всегда превышает съём теплоты секциями BD, SP1, SP2 (определяется величинами  $\dot{Q}_a$  и числами Nu). В приведенном диапазоне расходов воздушного потока прирост полезной теплоты в MD3 по сравнению с BD составляет 1,2–1,267 раз по  $\dot{Q}_a$  и является (1,71–1,72)-кратным по числу Nu. По отношению показателей MD3 к SP1, SP2 прирост  $\dot{Q}_a$  составляет (1,05–1,16) и (1,01–1,05) раз, а по числу Нуссельта (1,36–1,67) и (1,513–1,518) раз в зависимости от нагрузки.

Зависимость теплогидравлической характеристики  $e$  секций BD, MD3, SP1, SP2 сопоставлены между собой в виде их относительных значений через величину  $\tilde{e} = e_{RD} / e_{BD}$ , где RD  $\in$  (MD, SP1, SP2). Из анализа экспериментальных результатов следует, что абсолютные значения теплогидравлической характеристики  $e$  увеличиваются для конструкции рекуператора со вставками — вторичными излучателями MD3, по сравнению с SP1 и SP2, однако наибольшее значение  $e$  обычно относится к гладкотрубной конструкции BD.

Изменение теплогидравлической характеристики  $e$  опытных секций рекуператора от температуры в огневой камере  $T_{fl}$  представлено на рис.8. Секция MD3 уступает BD во всем диапазоне температур, однако MD3 опережает конструкции со спиральными вставками SP1 и SP2,

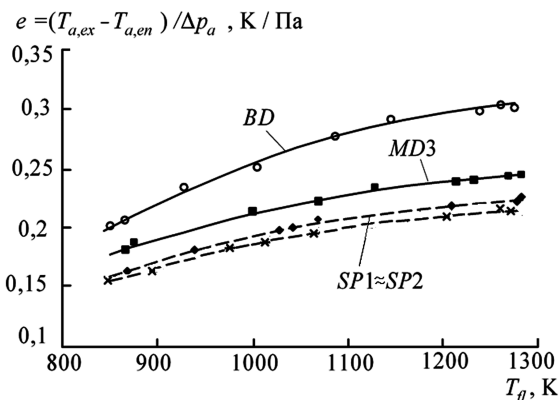


Рис.8. Зависимость теплогидравлической эффективности  $e = (T_{a,ex} - T_{a,en}) / \Delta p_a$  от температуры в топочной камере  $T_{fl}$  для опытных секций рекуператора разных конструкций. Массовый (объемный) расход воздуха  $\dot{m}_a = 0,061$  кг/с ( $\dot{V}_a = 170$  м<sup>3</sup>/ч = idem).

соответствующие конструкциям рекуператоров западных производителей.

Таким образом, показаны преимущества предложенных рекуператоров с вторичными излучателями по сравнению с западными аналогами — рекуператорами со спиральными вставками-турбулизаторами и отечественными гладкотрубными рекуператорами.

Прямым сопоставлением теплотехнической и теплогидравлической характеристик секций при температуре продуктов сгорания в топочной камере  $T_{fl} = 1273$  К (1000 °С) подтверждена более высокая интенсивность теплообмена в каналах секции MD3 с крестообразной вставкой по сравнению с базовой конструкцией BD и конструкцией со спиральными вставками SP1 и SP2 — секциями, что обеспечило следующие преимущества канала MD3: повышение температуры подогрева воздуха  $T_{a,ex}$ ; понижение максимальной  $T_{w,max}$  и средней  $\bar{T}_w$  температуры стенок теплообменных труб; снижение температур стенок труб и нагреваемого потока воздуха и уменьшение разности  $\Delta T_{w-a} = T_{w,max} - T_{a,ex}$ ,  $\Delta \bar{T}_{w-a} = (\bar{T}_w - T_{a,ex})$ ; повышение теплогидравлической характеристики  $e$ .

В условиях высоких температур продуктов сгорания (~ 1000 °С) можно однозначно рекомендовать рекуператоры с вторичными излучателями, поскольку они имеют наивысшую теплогидравлическую характеристику  $e$  (по отношению к аналогам — рекуператорам со спиральными вставками) при приемлемом росте аэродинамического сопротивления тракта.

### Выводы

Проведены широкие экспериментальные исследования теплообмена и аэродинамики в га-

зо-газовых теплообменниках (рекуператорах) при использовании двух способов интенсификации теплообмена в каналах: установке в трубах интенсификаторов конвективного теплообмена — спиральных турбулизаторов, с одной стороны, и вторичных излучателей в форме гибких вставок крестообразного сечения, с другой. 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. Опытами доказано, что интенсификация высокотемпературного теплообмена за счет установки вторичных излучателей приводит к опережающему росту аэродинамического сопротивления тракта, что понижает обобщенную теплогидравлическую характеристику рекуператора  $e$ .

Для условий рекуперативных секций в форме трубчатых петель найдено существенное (до 170 К) повышение температуры подогрева воздушного потока  $T_{a,ex}$ , снижение температуры стенки труб  $T_w$  и  $T_{w,max}$ , а также разности температур  $T_w - T_{a,ex}$  при размещении в трубах плоских радиальных вставок, в частности, крестообразного сечения по сравнению с гладкотрубной конструкцией петель.

Показано, что характеристики предложенных рекуператоров с вторичными излучателями превосходят таковые для зарубежных аналогов, оснащенных спиральными вставками-турбулизаторами, по теплотехническому показателю: повышению температуры подогрева воздушного потока  $T_{a,ex}$  (на 60 К) и снижению температуры стенок труб  $T_w$  (ориентировочно на 20 К), гидравлическим характеристикам: пониженному аэродинамическому сопротивлению воздушного тракта  $\Delta p_a$ , а также теплогидравлической эффективности  $e$ . Превышение эффективности  $e$  для секции MD3 по сравнению с зарубежными прототипами SP1 и SP2 находится в пределах 14,5 и 30,5 %.

Особенно ощутимыми являются преимущества конструкции MD3 по наиболее представительному температурному критерию — разности температур  $\Delta T_{w-a} = (T_w - T_{a,ex})$ : примерно 4-кратное его уменьшение по сравнению с BD конструкцией, более 2-кратное сокращение по сравнению с SP1 и SP2 конструкциями.

Приведенные достоинства позволяют рекомендовать вторичные излучатели предложенной конструкции как более эффективные по сравнению со спиральными вставками-турбулизаторами для трубчатых высокотемпературных рекуператоров.

*Работа выполнена при поддержке Украинского научно-технологического центра (УНТЦ) и Национальной академии наук Украины (НАНУ), проект № 5722, которым авторы выражают глубокую благодарность.*

### Список литературы

1. Сорока Б.С., Воробьев Н.В., Кудрявцев В.С., Згурский В.А. Комплексный анализ рабочего процесса в высокотемпературном рекуператоре // Энерготехнологии и ресурсосбережение. — 2012. — № 4. — С. 71–80.
2. Сорока Б.С., Воробьев Н.В., Згурский В.А., Кудрявцев В.С. Теплообмен и сопротивление в высокотемпературном рекуператоре // XIV Минский международный форум «Тепломассообмен ММФ-2012», Минск, 10–13 сент. 2012 г. — Минск : Институт тепло- и массообмена им. А.В.Лыкова НАН Беларуси, 2012. — С. 148–151.
3. The Peiler Convection Recuperator // Helmut Peiler Montanwarmer. [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://www.peilermontanwarmer.de/en/convectionrecu.htm#>
4. Smith D.P. Design of recuperators to preheat combustion air for energy efficiency in furnace operations // Industrial Heating. — 1991. — Vol. 58, № 2. — P. 26–28.
5. Recuperators // Hotwork Combustion Technology. [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://ccgi.hotworkct.plus.com/cms/index.php?page=companyintroduction&hl=en>
6. Encon Recuperator // ENCON Thermal Engineers. [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://www.encon.co.in/recuperators.html>
7. Technical data bulletins: Schack canal recuperators // Alstom power energy recovery. [Электронный ресурс]. — Режим доступа: [www.amschack.com](http://www.amschack.com)
8. Kalfrisa S.A. Convective Recuperators. [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://www.kalfrisa.com/convectiverecuperator.aspx>
9. Металлические трубчатые петлевые рекуператоры // ЧАО «Кераммаш» [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://www.kerammash.ua/rus/index.htm>
10. Рекуператоры петлевые трубчатые // Каталог продукции НПГ «Днепроптехсервис». [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://www.dtm.dp.ua/product.php>
11. Recuperator // Fuel Save Systems & Devices (P) Ltd. [Электронный ресурс]. — Режим доступа: [http://www.fuel-save.com/index.php?app=product&act=view&column\\_id=137&id=187](http://www.fuel-save.com/index.php?app=product&act=view&column_id=137&id=187)
12. : Recuperator // Beijing Shenwu Environment & Energy Technology Co. Ltd. [Электронный ресурс]. — Режим доступа: [http://www.shenwu.com.cn/index.php?app=product&act=view&column\\_id=137&id=187](http://www.shenwu.com.cn/index.php?app=product&act=view&column_id=137&id=187)
13. Пат. 101124 Укр., МПК9 F 23 L 15/04, F 27 D 17/00. Рекуператор / Б.С.Сорока, П.Шандор, В.С.Кудрявцев, Н.В.Воробьев. — Оpubл. 25.02.13, Бюл. № 4.
14. Сорока Б.С. Интенсификация тепловых процессов в топливных печах. — Киев : Наук. думка, 1993. — 416 с.

15. Металлургические печи. Теория и расчеты : Учеб. для вузов. / Под ред. В.И.Тимошпольского, В.И.Губинского. — Минск : Белорусская наука, 2007. — Т. 1. — 596 с.
16. Smith E., Chinaruk T., Petpices E., Pongjet P. Thermal characteristics in a heat exchanger tube fitted with dual twisted tape elements in tandem // International Communications in Heat and Mass Transfer. — 2010. — Vol. 37. — P. 39–46.
17. Монин А.С. Турбулентность; Кадомцев Б.Б. Турбулентное течение // Физический энциклопедический словарь. — М.: Сов. энцикл., 1984. — С. 769–771.
18. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. — М. : Наука, 1982. — 472 с.

Поступила в редакцию 24.02.14

**Сорока Б.С.<sup>1</sup>**, докт. техн. наук, проф., **Воробйов М.В.<sup>1</sup>**,  
**Кудрявцев В.С.<sup>1</sup>**, канд. техн. наук,  
**Письменний О.С.<sup>2</sup>**, докт. техн. наук, проф.

<sup>1</sup> **Інститут газу НАН України, Київ**

вул. Дегтярівська, 39, 03113 Київ, Україна, e-mail: boris.soroka@gmail.com

<sup>2</sup> **Інститут електрозварювання ім. Є.О. Патона НАН України, Київ**

вул. Боженка, 11, 03680 Київ-150, Україна, e-mail: pismenny@paton.kiev.ua

## **Комплексні дослідження теплогідравлічної досконалості рекуперативних теплообмінників**

Представлено результати порівняльних експериментальних досліджень теплообміну та аеродинаміки у високотемпературних рекуператорах авторської та альтернативних конструкцій. Дослідження проводилися на вогневому стенді з метою порівняння характеристик дослідних секцій VD гладкотрубних петльових рекуператорів та зразків з інтенсифікаторами теплообміну різної геометрії: 1) конструкції SP1 та SP2 зі спіральними вставками двох типів, встановленими по всій довжині теплообмінних труб (відносний крок спіралей  $\sigma_1 = s_1/d = 4,0$  та  $\sigma_2 = s_2/d = 2,5$  відповідно). Такі рекуператори відповідають існуючим закордонним аналогам; 2) конструкції MD3 авторської розробки з гнучкими хрестоподібними вставками — вторинними випромінювачами, встановленими по всій довжині теплообмінних труб. Визначено теплотехнічні та теплогідравлічні переваги запропонованих рекуператорів типу MD3 у порівнянні із зарубіжними конструкціями зі спіральними вставками-турбулізаторами та традиційними вітчизняними гладкотрубними рекуператорами. *Бібл. 18, рис. 8, табл. 2.*

**Ключові слова:** адіабатні вставки, вторинний випромінювач, високотемпературний рекуператор, інтенсифікація теплообміну, спіральний турбулізатор, теплогідравлічна ефективність.

**Soroka B.S.<sup>1</sup>, Doctor of Technical Science, Professor, Vorobyov N.V.<sup>1</sup>,  
Kudryavtsev V.S.<sup>1</sup>, Candidate of Technical Science,  
Pismenny A.S.<sup>2</sup>, Doctor of Technical Science, Professor**

**<sup>1</sup> The Gas Institute of National Academy of Science of Ukraine, Kiev**

39, Degtjarivska Str., 03113 Kiev, Ukraine, e-mail: boris.soroka@gmail.com

**<sup>2</sup> E.O.Paton Electric Welding Institute of National Academy of Science of Ukraine, Kiev**

11, Bozhenka Str., 03680 Kiev-150, Ukraine, e-mail: pismenny@paton.kiev.ua

## Combined Researches of Heat- and Hydraulic Perfection of High-Temperature Tube Recuperative Heat Exchangers

In frame of the presented work the results of comparative experimental investigations carried out on heat transfer and fluid dynamics processes within high temperature recuperators of the authors' and alternative designs are discussed. The researches were fulfilled at firing rig with a purpose of comparison the characteristics of the test sections of smooth tube recuperator (BD) and the specimens with the facilities of different geometry providing heat transfer intensification: 1) the designs SP1 and SP2 with the spiral inserts of two types installed by the whole length of heat exchange tubes with the relative pitch of the spirals  $\sigma_1 = s_1/d = 4,0$  and  $\sigma_2 = s_2/d = 2,5$  respectively. These recuperators meet the existing foreign analogous prototypes; 2) design MD3 of authors' design with flexible cross-shaped inserts — the secondary emitters installed by the whole length of heat-exchange tubes. The heat engineering and combined heat and hydraulic advantages of proposed recuperators of MD3 type in comparison with the foreign designs with the spiral inserts-turbulators and with traditional native smooth-tube recuperators (BD) have been identified. It has been stated that especially appreciable results of the tests make the advantages of MD3 design regarding the most representative temperature criterion — temperature difference  $\Delta \bar{T}_{w-a}$  between the tube walls and of an air flow. This value for authors' design is decreased approximately 4 times in comparison with BD design and more than 2 times lower in comparison with that for foreign designs SP1 and SP2. *Bibl. 18, Fig. 8, Table 2.*

**Key words:** adiabatic inserts, combined heat and hydraulic efficiency, heat transfer enhancement, high-temperature recuperator, secondary emitter, spiral turbulator.

### References

1. Soroka B.S., Vorobyov N.V., Kudryavtsev V.S., Zgurskiy V.A. Complex analysis of working process within high-temperature recuperator. *Energy Technologies and Resource Saving*, 2012, (4), pp. 71–80. (Rus.)
2. Soroka B.S., Vorobyov N.V., Zgurskiy V.A., Kudryavtsev V.S. Heat transfer and hydraulic resistance in the high temperature recuperator. XIV Minsk International Forum «Heat and Mass Transfer MIF-2012», Minsk, Belarus, 10–13 Sept., 2012. — Minsk : A.V.Luikov Heat and Mass Transfer Institute of NAS of Belarus, 2012, pp. 148–151. (Rus.)
3. The Peiler Convection Recuperator // Helmut Peiler Montanwarmer. [Web resource]. — Access mode: <http://www.peiler-montanwarmer.de/en/convectionrecu.htm#>
4. Smith D.P. Design of recuperators to preheat combustion air for energy efficiency in furnace operations. *Industrial Heating*, 1991, 58 (2), pp. 26–28.
5. Recuperators. Hotwork Combustion Technology. [Web resource]. — Access mode: <http://csgi.hotworkct.plus.com/cms/index.php?page=companyintroduction&hl=en>
6. Encon Recuperator // ENCON Thermal Engineers. [Web resource]. — Access mode: <http://www.encon.co.in/recuperators.html>
7. Technical data bulletins: Schack canal recuperators. Alstom power energy recovery. [Web resource]. — Access mode: [www.amschack.com](http://www.amschack.com)
8. Kalfrisa S.A. Convective Recuperators. [Web resource]. — Access mode: <http://www.kalfrisa.com/convectiverecuperator.aspx>
9. Metallic tubular U-shaped recuperators. PJSC «Kerammash». [Web resource]. — Access mode: <http://www.kerammash.ua/rus/index.htm>
10. U-shaped tubular recuperators. Catalog Product of SPG «Dneprotechservice». [Web resource]. — Access mode: <http://www.dtm.dp.ua/product.php> (Rus.)



11. Recuperator. Fuel Save Systems & Devices (P) Ltd. [Web resource]. — Access mode: <http://www.fuelsavesystems.com/recuperator.htm>
12. Combustor (Burner) series : Recuperator // Beijing Shenwu Environment & Energy Technology Co. Ltd. [Web resource]. — Access mode: [http://www.shenwu.com.cn/english/index.php?app=product&act=view&column\\_id=137&id=187](http://www.shenwu.com.cn/english/index.php?app=product&act=view&column_id=137&id=187)
13. Patent for an invention of Ukraine 101124, MPC9 F 23 L 15/04, F 27 D 17/00. Recuperator. B.S.Soroka, P.Sandor, V.S.Kudryavtsev, N.V.Vorobyov. — Publ. 25.02.2013, Bull. 4. (Ukr.)
14. Soroka B.S. Intensification of thermal processes in the fuel furnaces. Kiev : Naukova Dumka, 1993, 416 p. (Rus.)
15. Metallurgical furnace. Theory and calculations / Ed. V.I.Timoshpolskiy, V.I.Gubinskiy. Minsk : Belarusian Science, 2007, 1, 596 p. (Rus.)
16. Smith E., Chinaruk T., Petpices E., Pongjet P. Thermal characteristics in a heat exchanger tube fitted with dual twisted tape elements in tandem. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2010, 37, pp. 39–46.
17. Monin A.S. Turbulence; Kadomtsev B.B. Turbulent flow. Physical Encyclopedic Dictionary. Moscow : Soviet Encyclopedia, 1984, pp. 769–771. (Rus.)
18. Zhukauskas A.A. Convective transfer in heat exchangers. Moscow : Nauka, 1982, 472 p. (Rus.)

Received February 24, 2014

УДК 536.24:537.312.5

**Великодный В.А., канд. техн. наук, Пикашов В.С., канд. техн. наук**

**Институт газа НАН Украины, Киев**

*ул. Дегтяревская, 39, 03113 Киев, Украина, e-mail: Vel\_vldr@lan.com.ua*

## Влияние радиационных характеристик поверхностей на теплообмен

Приведены результаты анализа различных случаев теплообмена в печах и топках тепловых агрегатов. Наиболее типичные и простые из них представлены в виде моделей теплообмена. Модели разделены между собой в зависимости от стороны подвода теплоты к поверхности, вида теплообмена с излучающей стороны стенки, а также селективности излучения, когда падающее и эффективное излучение поверхности считается серым, или их селективность учитывается. Показано, что в зависимости от видов теплопереноса, их характера и соотношения параметров теплообмена зависимость эффективного излучения поверхности от ее степени черноты имеет неоднозначный характер. *Библ. 15, рис. 1, табл. 1.*

**Ключевые слова:** печи, камеры сгорания, радиационные характеристики, излучающая поверхность, эффективность сложного теплообмена.

Согласно закону Стефана-Больцмана, собственное излучение поверхности прямо зависит от ее степени черноты ( $\epsilon$ ). На практике этот закон получил широкое распространение при регулировании теплообмена искусственным изменением радиационных характеристик поверхности [1]. Однако в условиях сложного теплообмена излучение поверхности зависит и от собственного излучения, и от отраженного, а также конвективной составляющей и потерь теплопроводностью поверхности в окружающую среду. Поэтому излучение поверхности в таких случаях более сложным образом зависит от ее радиационных характеристик [2]. Так, в пламенных печах, работающих в режиме радиационного те-

плообмена, ранее принималось, что  $\epsilon$  кладки не оказывает влияния на эффективное излучение, а конвективную составляющую от газов к кладке было принято считать незначительной, и ее приравнивали к потерям кладки в окружающую среду. Более поздними исследованиями было доказано, что за счет селективности излучения повышение  $\epsilon$  кладки может увеличивать ее эффективное излучение на 3–5 % [3, 4].

Нашими исследованиями впервые было установлено, что в условиях сложного теплообмена в печах с низкой степенью черноты огнеупоров за счет покрытий на них, ее повышающих, можно интенсифицировать теплообмен к нагреваемым поверхностям на 30–40 %. [5].