

УДК:536.24:536.423:532.5:621.565.9

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА В РЕКУПЕРАТИВНОЙ ТРУБЕ
СО ВСТАВКОЙ: РАСЧЕТ, ЭКСПЕРИМЕНТ****Сорока Б.С.¹, Халатов А.А.², Згурский В.А.¹, Борисов И.И.²**¹*Институт газа НАН Украины, Киев, Украина*²*Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев, Украина***АННОТАЦИЯ**

Проведено сравнение результатов численного моделирования теплообмена на начальном участке канала при установке в нем крестообразной вставки, с данными по температурному распределению, полученными при экспериментальном исследовании нагрева воздушного потока в трубе, в условиях подвода фиксированного теплового потока от стенок канала к движущейся среде.

Установлено хорошее совпадение рассчитанных и измеренных данных по нагреву воздуха, а также по температурам поверхностей трубы и вставки. Это подтверждает адекватность комплексной математической модели с принятием “realizable” модели турбулентности и использованием метода дискретных ординат для расчета лучистого теплообмена

УСТАНОВКА ВТОРИЧНЫХ ИЗЛУЧАТЕЛЕЙ КАК СРЕДСТВО УСИЛЕНИЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Для интенсификации теплообмена при течении газов и жидкостей в условиях умеренных температур используют переменный профиль канала с выступами и впадинами, а также турбулизаторы [1, 2]. Благодаря этому усиливается конвективный перенос теплоты, обычно при сопутствующем росте аэродинамического сопротивления канала. Увеличение потерь давления по длине канала при этом обусловлено ростом коэффициента трения (аналогия Рейнольдса процессов переноса энергии (теплоты) и трения). Аналогия строго справедлива при турбулентном течении в трубе жидкостей (газов), характеризующихся числами $Pr = Le = Sc = 1.0$ [1, 3, 4].

Обычно вторичные излучатели устанавливают в излучающей среде – потоке продуктов сгорания, причем в его наиболее высокотемпературной зоне [5, 6], что обеспечивает серьезный вклад в поток воспринятого полезного тепла. Этот способ используется в котельных топках, а в последнее время – в радиационных трубах [7].

Аналитически роль и возможности вторичных излучателей рассмотрены в работе [8], где проанализирована установка адиабатных перегородок между двумя рядами теплообменных труб. Найдено, что в этом случае прирост теплоотдачи при наличии вторичных излучателей зависит от шага теплоприемников и может превышать 15%. Кроме того, наличие вторичных излучателей существенно выравнивает тепловосприятие труб – приемников как между собой, так и в пределах каждой тепловоспринимающей поверхности по ее длине и периметру.

К числу последних публикаций, относящихся к

рассматриваемому методу интенсификации, следует отнести работу [9], где представлены результаты внедрения вставок: винтообразной формы и в виде плоских пересекающихся под прямым углом ребер. Вставки размещаются на тракте продуктов сгорания в радиационных трубах.

В соответствии с результатами этих исследований оборудование выходного колена U-образной радиационной трубы вставкой на тракте уходящих продуктов сгорания обеспечивает передачу теплоты стенкам радиацией наряду с конвекцией. При этом с точки зрения авторов [9], в трубе без вставок имеет место только конвективный теплообмен, а установка вставок добавляет радиационную составляющую. На самом деле в описанном случае вставка выполняет функции вторичного излучателя в ходе трансформации теплоты, полученной вставкой от первичного носителя – продуктов сгорания – конвекцией и частично – радиацией газов.

В свою очередь, замена крестовидной вставки на винтообразную с сопутствующим увеличением поверхности теплообмена обеспечивает дальнейшее усиление теплопередачи и существенное дополнительное (12,3...19,1%) уменьшение удельных расходов топлива на нагрев 1т стали в термической печи с U-образными радиационными нагревателями.

Увеличение производительности печи с 50 до 72 т/час сопровождается повышением уровня температур в рабочих пространствах печи и радиационных труб. При этом роль радиационной составляющей теплообмена увеличивается, что сопровождается дополнительными преимуществами от установки любого вторичного излучателя – вообще –

и в результате использования более эффективной (винтообразной) его конструкции – в частности.

Еще одной публикацией с анализом роли вторичных излучателей в трубе с излучающе – поглощающей средой и теплогидравлической оптимизацией конструкции вставок является работа американских исследователей [10], где сопоставлялась эффективность использования различных вставок при движении в трубе продуктов сгорания в условиях съема теплового потока водяным калориметром. Сопоставлялись варианты установки спиральной ленты (twisted inserts) и вставки с уступами, к тому же изогнутой (staggered bent), а также анализировалась роль длины вставок. Установлено, что в случае вставки с уступами удается снять больше тепла, чем при установке спиральной (закрученной, сложенной в спираль) ленты. Однако и потери дав-

ления Δp по длине трубного канала в первом случае превышают таковые для второго типа вставок.

Результаты проведенных исследований [10] показали, что наличие в вертикальной трубе вставок любого из указанных типов и длины повышает теплоотдачу от газов к стенке канала, что сказывается на понижении средней температуры продуктов сгорания по длине трубы на 72...78 К (°С). Температура газов на выходе из трубы при наличии вставок понижается несколько сильнее, что ориентировочно соответствует интенсификации теплообмена на 12...17%.

Таким образом, эффективность установки вторичных излучателей на «горячей стороне» теплообменников является доказанной при анализе приведенных публикаций.

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА В РЕКУПЕРАТИВНОЙ ТРУБЕ СО ВСТАВКОЙ

Широкое распространение имеют теплообменные аппараты, в которых один из рабочих агентов – теплоноситель – движется в каналах трубчатой формы, первичная греющая среда – в межтрубном пространстве.

В условиях высоких температур (и, соответственно, при усилении роли лучистого теплообмена при внешнем теплоподводе или теплоотводе от стенок трубы), ограниченные возможности чисто конвективной передачи теплоты внутри трубы становятся лимитирующим фактором результирующего теплообмена между средами вне и внутри трубы.

В этих условиях установка адиабатных твердотельных вставок внутри трубы обеспечивает дополнительные возможности отвода теплоты от теплообменной трубы: наряду с турбулизирующими функциями такая вставка исполняет роль промежуточного (вторичного) излучателя.

Ниже сопоставлены результаты экспериментальных исследований и расчетного CFD анализа теплообмена в трубе со вставкой (рис.1).

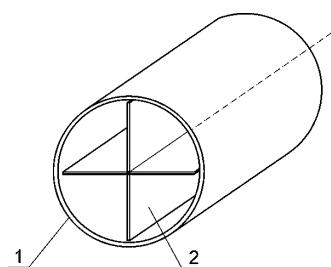


Рис.1. Схема размещения крестообразной вставки в трубе. 1 – стенка трубы; 2 – вставка.

В отличие от проанализированных исследований в настоящей работе рассматривается использование вторичных излучателей при их установке на холодной стороне теплообменных аппаратов в диа-

термической среде – в потоке прозрачного газа (воздуха) в трубах.

Экспериментальные исследования

Эксперименты проводились на установке, схема которой показана на рис.2. Установка представляет открытый газодинамический контур с рабочим участком в виде трубы длиной 40 см. С внешней стороны трубы расположен электронагреватель – спираль с наружной теплоизоляцией. Длина обогре-

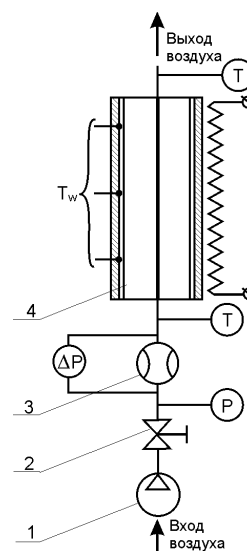


Рис.2. Схема газодинамического стенда ИТТФ. 1 – вентилятор ВВД-5; 2 – заслонка; 3 – расходомер Вентури; 4 – рабочий участок.

ваемого участка трубы составляет 33 см.

Поток воздуха от вентилятора 1 высокого давления ВВД-5 проходит через заслонку 2 для регулирования расхода, мерное сопло Вентури 3, и далее

поступает в рабочий участок 4 с внешним омическим нагревом, после чего выбрасывается в атмосферу (рис.2).

В экспериментах использовалась крестообразная вставка. Внутренняя поверхность трубы и поверхности вставок покрывались черной термолаской с рабочей температурой до 650°C для обеспечения степени черноты поверхности, близкой к $\varepsilon = 1$. Это позволит проводить обоснованный расчет вклада каждой из составляющих в общий теплообмен.

В экспериментах измерялись расход воздуха, температура воздуха на входе в рабочий участок и на выходе из него, температура внутренней стенки трубы и вставок в различных точках. Электрические параметры нагревателя (ток и напряжение); температура внешней стенки трубы вблизи электрической спирали (для исключения ее перегрева и выхода из строя), а также температура внешнего кожуха рабочего участка позволили оценить теплоподвод и тепловые потери нагревателя.

Расход воздуха измерялся с помощью сопла Вентури. Перепад давления и его абсолютное значение в расходомере определялись с помощью дифференциальных манометров. Напряжение на клеммах омического нагревателя измерялось вольтметром Щ4313, а ток в спирали – с помощью шунта и цифрового милливольтметра В7-46/1. Температуры потока воздуха, поверхностей трубы и вставки измерялись хромель-алюмелевыми термопарами и цифровым милливольтметром Щ68003. Измерение среднемассовой температуры потока воздуха на выходе из рабочего участка проводилось с помощью установленного на выходе перемешивающего устройства, поскольку профиль температуры на выходе имеет существенно неравномерный характер.

Диапазон изменения расхода в экспериментах по определению гидравлического сопротивления составлял 0.03...0.15 кг/с, число Рейнольдса, определяемое по диаметру трубы, изменялось в интервале $4 \cdot 10^4$... $1.5 \cdot 10^5$. В экспериментах по теплообмену диапазоны изменения расхода и числа Рейнольдса составляли соответственно 0.06...0.1 кг/с и $6 \cdot 10^4$... $1.0 \cdot 10^5$. Температура воздуха на входе в канал составляла 21...28°C. Рабочий участок был достаточно теплоемкий, поэтому время выхода на стационарный режим при проведении экспериментов составляло 1.5ч.

Обработка экспериментальных данных

Обработка данных выполнялась без детализации процессов конвективного и лучистого теплообмена. При определении коэффициента теплоотдачи для трубы со вставкой в качестве характерной поверхности теплообмена рассматривались внутренняя поверхность трубы, в качестве характерной температуры стенки – температура стенки трубы, а в качестве эквивалентного диаметра – диаметр трубы. При такой обработке получаем «брутто» – ве-

личину α . Такая обработка обеспечивает сравнение теплообмена для гладкой трубы и при различных способах интенсификации теплообмена.

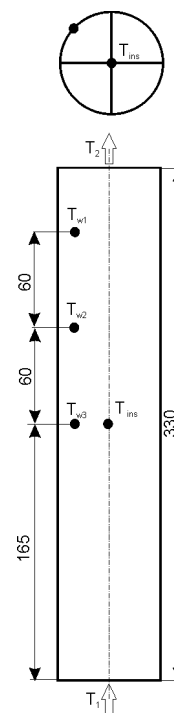


Рис.3. Схема расположения термопар на экспериментальном участке.

Результаты экспериментов и их анализ

Мощность электронагревателя в экспериментах по теплообмену поддерживалась постоянной, и составляла порядка 2500 Вт. Плотность теплового потока от поверхности трубы к потоку воздуха в экспериментах с гладкой трубой составляла $2.3 \cdot 10^4$ Вт/м². Для трубы с крестовиной эта величина составляла $2.4 \cdot 10^4$ Вт/м². Некоторое повышение плотности теплового потока обусловлено увеличением разности температур между нагревателем и стенкой трубы за счет интенсификации внутреннего теплообмена.

Установка в трубе крестообразной вставки с гладкой поверхностью снижает температуру трубы на 150°C - при расходе воздуха 0.06 кг/с и на 100°C - при расходе 0.1 кг/с. Интенсификация теплообмена на поверхности вставки снижает ее температуру на 17...10°, однако практически не оказывает влияния на температуру стенки трубы. Это можно объяснить тем, что повышение коэффициента теплоотдачи на поверхности вставки нивелируется снижением температурного напора.

Результаты проведенных исследований подтвердили основное преимущество установки вставок в рекуперативных трубах: вставки с гладкой поверхностью интенсифицируют теплообмен на начальном участке трубы на 35...50%.

Исходные данные	№ опыта	1	2	3	4
	G , кг/с	0.097	0.082	0.076	0.064
	T_1 , К	294.4	294.4	294.4	294.7
	Q_a , Вт	1652	1601	1680	1651
	q , Вт/м ² ·10 ⁴	2.28	2.21	2.31	2.27
Эксперимент ("exp")	T_2 , К	311.4	313.95	316.4	320.7
	T_{w1} , К	556.2	580.2	593.2	612.2
	T_{w2} , К	549.2	576.2	588.2	607.2
	T_{w3} , К	523.2	557.2	566.2	579.2
	T_{ins} , К	318	329.2	336	362.2
Моделирование k-ε ("calc")	T_2 , К	310.6	314	316.5	320.6
	T_{w1} , К	552.8	567.1	585.9	600.2
	T_{w2} , К	543.6	560	576.3	592.2
	T_{w3} , К	532.3	549.9	565	579.4
	T_{max} , К	554.9	570.2	587.9	602.5
	T_{min} , К	376.8	357.9	392.5	401.2
	$T_{w,av}$, К	511	525.4	543.1	555.1
	T_{ins} , К	319.2	327.2	333.6	344.8
ΔT расчета и эксперимента	ΔT_2 , К	0.8	-0.05	-0.1	0.1
	ΔT_{w1} , К	3.4	13.1	7.3	12
	ΔT_{w2} , К	5.6	16.2	11.9	15
	ΔT_{w3} , К	-9.1	7.3	1.2	-0.2
	ΔT_{ins} , К	-1.2	2	2.4	17.4

Моделирование.

На первом этапе расчетов был выполнен CFD анализ, посвященный сравнению характеристик нагрева воздушного потока в трубе со вставками с различным количеством радиальных ребер (2, 4, 8 штук) для двух случаев: а) наличия зазора между

ЗАКЛЮЧЕНИЕ И РЕКОМЕНДАЦИИ

В настоящей работе оценивается возможность и целесообразность моделирования как основы оптимизации конструкции трубчатых рекуператоров в системах утилизации теплоты продуктов сгорания, уходящих из топки.

Выполнен анализ возможностей интенсификации теплообмена в топочных устройствах за счет использования вторичных излучателей. Установлено, что до последнего времени этот способ использовался при установке излучателей различной фор-

стенками трубы и ребрами, б) отсутствием зазора (сплошная конструкция "труба-вставка").

Результаты сравнения показывают, что без ущерба для теплогидравлической характеристики трубчатого рекуператора вставки могут изготавливаться отдельно от трубы, что существенно упрощает изготовление рекуперативных труб. В соответствии с этим заключением вставки при экспериментальных исследованиях и при практическом использовании являются отдельными от трубы конструктивными элементами.

На первом этапе расчетов был выполнен CFD анализ, посвященный сравнению характеристик нагрева воздушного потока в трубе со вставками с различным количеством радиальных ребер (рис.1-3). В связи со спецификой постановки экспериментальных исследований и особенностями опытной установки задача рассматривалась при граничных условиях второго рода – при задании теплового потока на поверхности трубы.

Расчеты проводились с применением следующих моделей турбулентности: k-ε, RNG и realizable, что принципиально не сказывалось на полученных результатах. При построении сетки расчетной области было необходимо:

- упростить вычислительные процедуры путем выбора минимального количества ячеек;
- обеспечить точность расчетов путем верификации по соответствующим экспериментальным данным.

Результаты расчетов представлены на рис.4. При расчете применялась гексаэдрическая сетка с количеством ячеек 40000.

Характерные поля температур и лучистых тепловых потоков для одного из режимов представлены на рис.4.

Сравнение расчетных и экспериментальных данных по температурам поверхности трубы и вставки представлено в таблице. Как видно из таблицы, при использовании k-ε модели расхождение расчетных и экспериментальных данных не превышает 5%, что можно считать приемлемым. Таким образом, принятая математическая модель может быть использована для расчета и проектирования трубчатых рекуператоров со вставками – вторичными излучателями.

мы в *излучающее - поглощающей (нелучепрозрачной, не диатермической) среде*: в каналах или в межтрубном пространстве.

Рекомендуется использовать установку излучателей в виде вставок в проточной части (трубах) высокотемпературных рекуператоров для интенсификации нагрева *диатермической* среды – воздуха горения – путем снятия лимитирующей ступени теплообмена при утилизации теплоты уходящих продуктов сгорания.

Проведен расчетный анализ теплообмена и сопротивления в канале при установке крестообразной вставки, выбранной на основе анализа работ Института газа, ИТТФ и других авторов с позиций тепло-гидравлической эффективности.

Использована комплексная 3-мерная математическая модель, включающая уравнения неразрывности, движения для стационарного потока, сохранения энергии с опробованием различных моделей турбулентности.

Выполнены экспериментальные исследования нагрева воздушного потока в трубчатом канале, подтвердившие адекватность результатов CFD-моделирования при описанном подходе, а также теплообменные и эксплуатационные преимущества каналов со вставками – вторичными излучателями.

Условные обозначения

G , – массовый расход воздуха, кг/с;
 Q_a , – теплота от электронагревателя, воспринятая воздухом, Вт;

T_1, T_2 , – температура воздуха на входе и выходе из рабочего участка, К;

T_{w1}, T_{w2}, T_{w3} , – температура поверхности трубы в соответствующих точках (рис.3), К;

T_{ins} – температура вставки, К;

$T_{max}, T_{min}, T_{w,av}$ – максимальная, минимальная, средневзвешенная температуры поверхности трубы, К;

Pr, Le, Sc – числа подобия Прандтля, Льюиса и Шмидта;

$\Delta T_i = T_i(exp) - T_i(calc)$ – невязка опытных и расчетных значений температуры T_i .

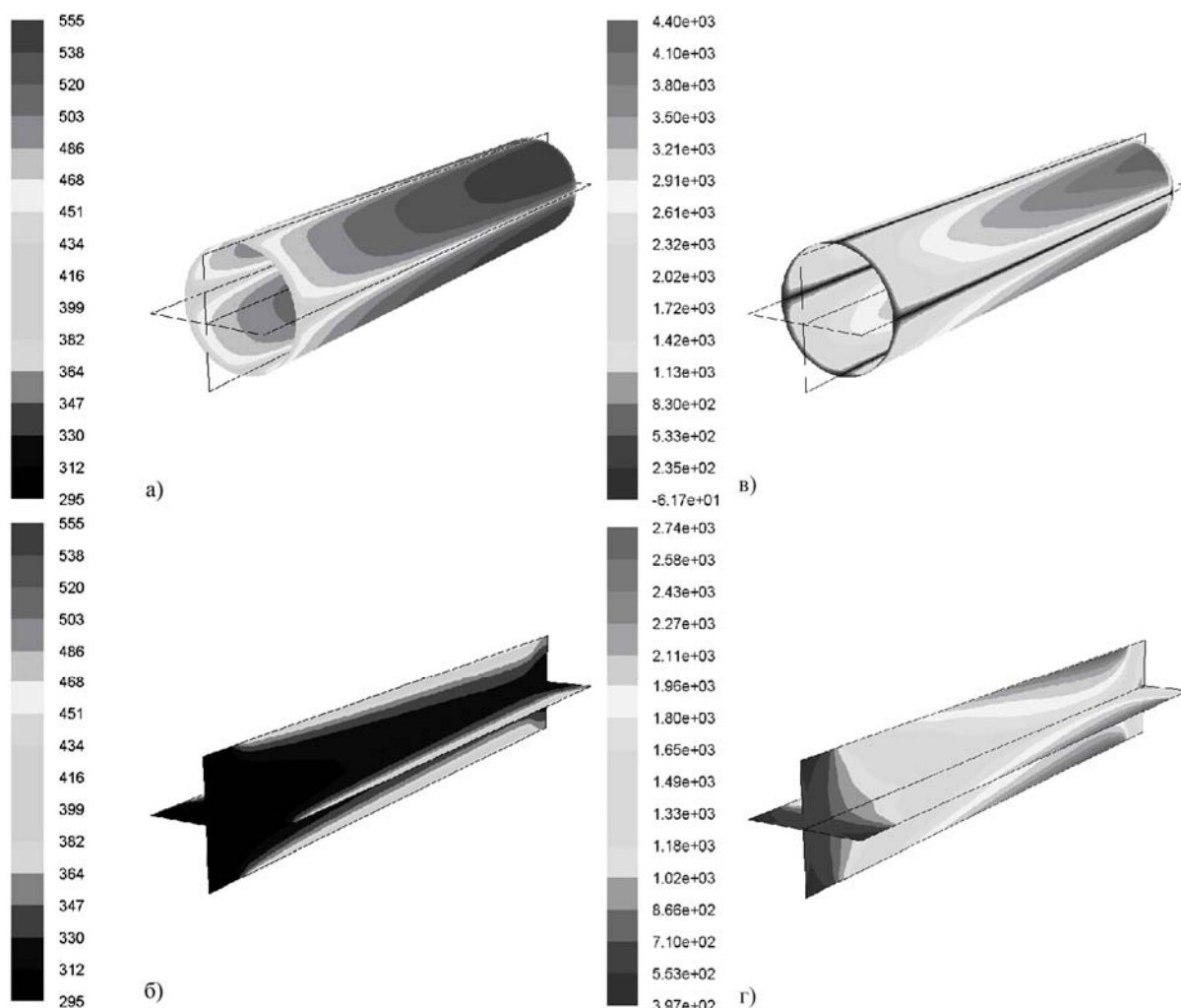


Рис.4. Поля температур (а, б) и тепловых потоков (в, г) на расчетных участках а – температура поверхности трубы; б – температура поверхности крестообразной вставки, в – результирующий лучистый тепловой поток от поверхности трубы, г – падающий лучистый тепловой поток на поверхности вставки

ЛИТЕРАТУРА

1. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. – М.: Наука. – 1982 – 472с.
2. Вилемас Ю.В., Воронин Г.И., Дзюбенко Б.В. и др. Интенсификация теплообмена. Успехи теплопередачи, 2/ Под.ред. проф А.А. Жукаускаса и проф. Э.К. Калинина. – Вильнюс: Моксалас. – 1988. – 188с.
3. Теория теплообмена/ под.ред. А.И.Леонтьева. – М.: Высшая школа. – 1979. – 495с.
4. Сорока Б.С. Интенсификация тепловых процессов в топливных печах. – Киев: Наукова думка. – 1993. – 416с.
5. Demchenko V., Dolinsky A., Sigal A. The organization of internal recirculation of smoke gases in reversible water-cooled chamber of combustion of boilers for their modernization. – In: Advance Combustion and Aerothermal Technologies. Environmental Protection and Pollution Reductions./ Edited by N.Syred, A. Khalatov. – NATO Science for Peace and Security Series – C: Environmental Security. – Dordrecht, Netherland: Springer. – 2007. – P.299-315.
6. Сигал И.Я., Защита воздушного бассейна при сжигании топлива. – Издание второе, перераб. и доп.. – Л.: Недра, Ленинградское отд-ие. – 1988 – 312 с.
7. Günter S., Sun J. Gegenüberstellung des feuerungstechnischen Wirkungsgrades von gasbeheizten Mantelstrahlheizrohren mit Rekuperatoren aus Keramik oder Stahl // Gas Wärme Int. – 2002 (51), Nr.8. – S. 348–352 (Incl. LBE/ECO –MAX Recuperatorbrenner für Gas – 2s); Gas Wärme Int. – 2006 (55), Nr. 3. – S.169, 193.
8. Soroka B.S., Val L.I., Shpilski R.M. Analysis of the effect of intermediate emitters on the heat exchange in system with distributed tubular receivers / 7th Conference on Thermogrammetry and Thermal Engineering, 5-7 June 1991. – Budapest: MATE – P.225–228.
9. Winger C., Hardy R. Innovative Energy Savings in Continues Annealing Furnace // Industrial Heating. – August 2008, vol. LXXV. – No.8 – P.52-55.
10. Tanbour E.Y., Rahmani R.K. Experimental study of natural convection heat transfer in a vertical pipe with a stationary inserts/ Proceedings of 2008 ASME Summer Heat Transfer Conference (HT 2008), August 10-14, 2008, Jacksonville, Florida, USA. – 6pp.