

УДК 66.045

Губинский В.И. – д.т.н., проф., Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

Губинский М.В. – д.т.н., проф., НМетАУ

Воробьева Л.А. – мл.н.с., НМетАУ

Ерёмин А.О. – к.т.н., доц., НМетАУ

Сибирь А.В. – ас., НМетАУ

ТЕПЛООТДАЧА В ТРУБЧАТОМ РЕГЕНЕРАТИВНОМ ТЕПЛООБМЕННИКЕ ПРИ СОВМЕСТНОМ ДЕЙСТВИИ ВЫНУЖДЕННОЙ И СВОБОДНОЙ КОНВЕКЦИИ

По результатам экспериментального исследования трубчатого регенеративного теплообменника определены значения коэффициентов теплоотдачи при нагреве и охлаждении трубной насадки регенератора. Экспериментально полученные, средние по длине трубы, значения чисел Нуссельта больше аналитически полученных значений, характерных для вязкостного стабилизированного режима движения газов, в 2,0 ÷ 2,5 раза. На теплообмен в вертикальном многотрубном пучке оказывает совместное воздействие вынужденная и свободная конвекция, при этом процесс теплоотдачи почти по всей длине трубы происходит на начальном тепловом участке при развивающемся ламинарном режиме движения газа. Рекомендованы формулы для расчета коэффициентов теплоотдачи при проектировании трубчатых минирегенераторов.

Ключевые слова: регенератор, насадка, теплообмен, коэффициент теплоотдачи, конвекция

Введение

Одним из перспективных направлений развития печной техники для нагрева и термообработки металлоизделий является отопление печей с помощью регенеративных горелок [1], позволяющих осуществить глубокую утилизацию теплоты уходящих дымовых газов путем подогрева воздуха в минирегенераторах, которые устанавливаются в корпусе горелки. Широкое распространение в промышленных регенеративных горелках получили регенеративные теплообменники с керамической насадкой в виде шариков или сотовых блоков [2, 3].

В данной статье рассматриваются результаты экспериментального исследования теплоотдачи при периодическом нагреве и охлаждении регенеративной насадки в виде пучка труб, которая является но-

вой разновидностью сотовой насадки. В отличие от сотовых блоков каждая трубка в пучке свободно удлиняется при нагреве и сокращается при охлаждении, не испытывая термических напряжений из-за неравномерного температурного поля. Исследуемая трубная насадка минирегенератора состояла из 143 труб коррозионнотойкой стали X18H10T с внутренним диаметром $d = 11$ мм, толщиной стенки $\delta = 2,5$ мм, длиной $\ell = 700$ мм (рабочая длина 600 мм). Продолжительность повторяющихся друг за другом периодов нагрева насадки продуктами горения природного газа и охлаждения её воздухом, составляла по $\tau = 60$ с. Трубки в регенеративной камере установлены вертикально. Направление движения дыма сверху вниз, воздуха – снизу вверх.

Средняя скорость движения дыма $W_{д0} = 4,43$ м/с при н.у., воздуха – $W_{в0} = 3,57$ м/с при н.у. Средние за период нагрева насадки температуры дыма: на входе в трубу $\bar{t}'_д = 800$ °С, на выходе из трубы – $\bar{t}''_д = 554$ °С. Средние за период охлаждения насадки температуры воздуха: на входе в трубу $\bar{t}'_в = 228$ °С, на выходе из трубы – $\bar{t}''_в = 570$ °С. Средние температуры стенки трубы (по измерениям в трех точках по её длине): в конце охлаждения $\bar{t}'_{ст} = 531$ °С, в конце нагрева – $\bar{t}''_{ст} = 564,3$ °С. Описание экспериментальной установки, методика и результаты измерений приведены в ранее опубликованной статье [4].

Постановка задачи

Процесс теплоотдачи в нашем случае классифицируется в литературе [8] как смешанная (вынужденная и свободная) конвекция при развивающемся ламинарном движении газов ($\ell/d = 700/11 = 63,6$) внутри прямой трубы круглого сечения. Указанный случай конвективной теплоотдачи был предметом экспериментальных и теоретических исследований [5 – 9], которые порой противоречивы по своим выводам и не вполне соответствуют условиям работы минирегенераторов. Теплообмен в минирегенераторах происходит в крайне нестационарных условиях, при частой смене периодов нагрева и охлаждения насадки, при большой величине температурного напора. Разность температур газообразных теплоносителей по длине насадки составляет несколько сотен градусов, в связи с чем теплопроводность, вязкость и плотность газов изменяются в несколько раз. Наша задача состоит в том, чтобы по результатам измерений определить значения коэффициентов теплоотдачи при нагреве и охлаждении трубной насадки регенератора и затем на основе имеющихся в литературе зависимостей $Nu = f(Re, Pr, Gr, \ell/d)$ для смешанной конвекции рекомендовать формулы для расчета коэффициентов теплоотдачи при

проектировании трубчатых минирегенераторов регенеративных горелок. Достоверность расчета должна быть достаточной для промышленной эксплуатации горелок.

Определение коэффициентов теплоотдачи

В установившемся состоянии количество теплоты, полученное стенкой трубы от дымовых газов в периоде нагрева, равно количеству теплоты, отданному стенкой воздуху в периоде охлаждения:

$$Q = m_{\text{тр}} \cdot (i''_{\text{тр}} - i'_{\text{тр}}), \text{ кДж} \quad (1)$$

где $m_{\text{тр}}$ – масса исследуемой трубы, кг; $i'_{\text{тр}}$ и $i''_{\text{тр}}$ – энтальпия стенки трубы в конце периода охлаждения и в конце периода нагрева соответственно, кДж/кг.

Средняя по длине трубы плотность теплового потока:

$$\bar{q} = \frac{Q \cdot 10^3}{F_{\text{тр}} \cdot \tau}, \text{ Вт/м}^2. \quad (2)$$

Здесь $F_{\text{тр}}$ – площадь внутренней боковой поверхности трубы, м^2 .

Специальными расчетами установили, что при плотной упаковке труб в пучке расход газов в межтрубном пространстве составляет 0,5 %. В связи с этим влияние наружного охлаждения труб пренебрежимо мало.

Средние по длине трубы коэффициенты теплоотдачи вычисляли по среднеарифметической разности температур между газом и стенкой.

Коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к стенке:

$$\bar{\alpha}_{\text{д}} = \frac{\bar{q}}{\Delta t_{\text{д-ст}}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad \text{где } \Delta t_{\text{д-ст}} = \frac{\bar{t}'_{\text{д}} + \bar{t}''_{\text{д}}}{2} - \frac{\bar{t}'_{\text{ст}} + \bar{t}''_{\text{ст}}}{2}. \quad (3)$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху:

$$\bar{\alpha}_{\text{в}} = \frac{\bar{q}}{\Delta t_{\text{в-ст}}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad \text{где } \Delta t_{\text{в-ст}} = \frac{\bar{t}'_{\text{ст}} + \bar{t}''_{\text{ст}}}{2} - \frac{\bar{t}'_{\text{в}} + \bar{t}''_{\text{в}}}{2}. \quad (4)$$

Средние по длине трубы числа Нуссельта:

$$\text{Nu}_{\text{д}} = \frac{\bar{\alpha}_{\text{д}} \cdot d}{\bar{\lambda}_{\text{д}}}; \quad \text{Nu}_{\text{в}} = \frac{\bar{\alpha}_{\text{в}} \cdot d}{\bar{\lambda}_{\text{в}}},$$

где $\bar{\lambda}_{\text{д}}$ и $\bar{\lambda}_{\text{в}}$ – средние значения коэффициента теплопроводности дыма и воздуха, Вт/(м·К).

$$\bar{\lambda}_{\text{д}} = \frac{\bar{\lambda}_{\text{д}}(\bar{t}'_{\text{д}}) + \bar{\lambda}_{\text{д}}(\bar{t}''_{\text{д}})}{2}, \quad (5)$$

$$\bar{\lambda}_B = \frac{\bar{\lambda}_B(\bar{t}'_B) + \bar{\lambda}_B(\bar{t}''_B)}{2} \quad (6)$$

Числовые данные и результаты расчетов приведены в таблице 1.

Таблица 1

Числовые значения величин в опыте по определению коэффициентов конвективной теплоотдачи

Момент измерения	Температура стенки трубы, °С				Средняя удельная теплоемкость стали X18H10T, кДж/(кг·К) [10]
	Место измерения по длине трубы			средняя по длине $\bar{t}_{ст} = \frac{t_1 + 2 \cdot t_2 + t_3}{4}$	
	верх (на расстоянии 50 мм от верхней кромки), t_1	середина, t_2	низ (на расстоянии 50 мм от нижней кромки), t_3		
Конец периода охлаждения трубы	704	545	330	$\bar{t}'_{ст} = 531$	0,5469
Конец периода нагрева трубы	730	576	375	$\bar{t}''_{ст} = 564,3$	0,5497

Продолжение таблицы 1

$m_{тр}$, кг	$i'_{тр}$, кДж/кг	$i''_{тр}$, кДж/кг	$F_{тр}$, м ²	τ , с	Q , кДж	\bar{q} , Вт/м ²
0,499	290,4	310,1	0,0207	60	9,865	7930

Продолжение таблицы 1

Значения величин	$\bar{\alpha}_Г$, Вт/(м ² ·К)	$\bar{\lambda}_Г$, Вт/(м·К)	$N\bar{u}_Г$	$\bar{v}_Г \cdot 10^6$, м ² /с	$\bar{W}_Г$, м/с	$Re_Г$	$\Delta t_{Г-ст}$	$Gr_Г$	$Pr_Г$
для дымовых газов	58,6	0,064	10,04	108,3	15,4	1566	130	527	0,7
для воздуха	51,0	0,051	11,0	65,05	8,8	1486	149	1680	0,7

Числа $Re_Г$, $Gr_Г^*$ в таблице 1 вычислены по формулам:

$$Re_Г = \frac{\bar{W}_Г \cdot d}{\bar{v}_Г}; \quad Gr_Г = \frac{g \cdot d^3 \cdot \beta \cdot \Delta t_{Г-ст}}{\bar{v}_Г^2},$$

* Индекс “Г” означает «газ» (дым или воздух).

где \bar{W}_Γ – средняя расходная скорость при средней температуре газов по длине трубы и по длительности периода, м/с, например, для дыма

$$\bar{W}_\Gamma = \bar{W}_{\Gamma 0} \cdot \left(1 + \frac{\bar{t}'_d + \bar{t}''_d}{2 \cdot 273} \right); \bar{\nu}_\Gamma - \text{средняя вязкость газов, м}^2/\text{с, например,}$$

$$\text{для дыма } \bar{\nu}_d = \frac{\nu_d(\bar{t}'_d) + \nu_d(\bar{t}''_d)}{2}. \text{ На рис. 1 представлена зависимость}$$

коэффициентов теплопроводности и кинематической вязкости газов от температуры теплоносителя.

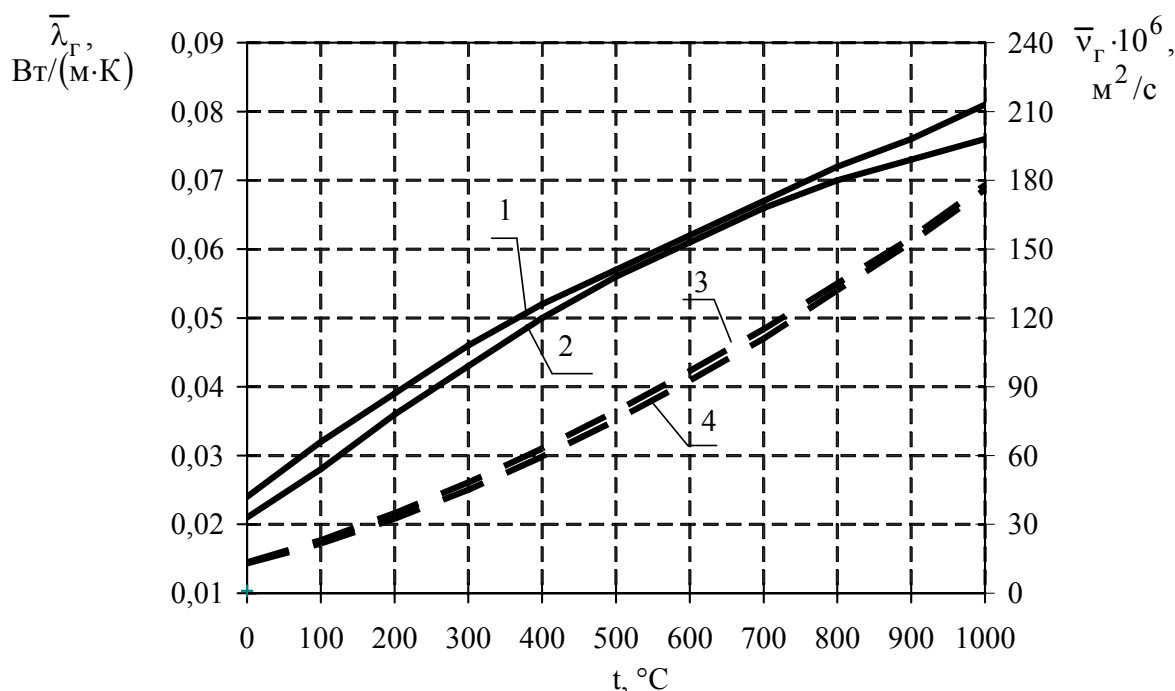


Рис. 1. Зависимость коэффициентов теплопроводности и кинематической вязкости газов от температуры теплоносителя:
1, 2 – коэффициенты теплопроводности воздуха и дыма соответственно;
3, 4 – коэффициенты кинематической вязкости воздуха и дыма

Число Pr_Γ считали постоянным и одинаковым для дыма и воздуха, поскольку природный газ сжигали при большом избытке воздуха. Состав дыма был следующим (в % объема): $CO_2 = 3,84\%$; $H_2O = 7,62\%$; $O_2 = 12,54\%$; $N_2 = 76\%$. При данном составе дыма лучистый тепловой поток от дыма на стенку составил 4,4 % от общего, а $\bar{q}_{\text{конв}} = 0,956 \cdot 7930 = 7581 \text{ Вт/м}^2$. Коэффициент $\bar{\alpha}_d$ определен исходя из плотности теплового потока $\bar{q}_{\text{конв}}$. Значения чисел $Re_d = 1566$ и $Re_v = 1486$ свидетельствуют о том, что движение дыма и воздуха в трубе теплообменника является ламинарным.

Анализ полученных результатов и предложения по расчету коэффициентов теплоотдачи

В теплообменниках, при наличии разности температур между газом и стенкой, совмещаются два вида движения:

1) движение потока газа под действием силы внешнего давления (вынужденная конвекция);

2) естественное движение объемов газа вблизи стенки под действием выталкивающей силы, вызванное разной плотностью объемов газа с неодинаковой температурой (свободная конвекция).

Оба вида конвекции оказывают воздействие на теплообмен газа со стенкой. Во многих практических случаях, как указывается в специальной литературе [8], роль вынужденной и свободной конвекции в теплообмене примерно одинакова.

Путем решения уравнений движения и теплопереноса при ламинарном течении и при постоянных физических свойствах среды, включая плотность, определено значение чисел $N\bar{u}$, не зависящих от чисел Re и Pr : в круглой трубе при постоянной температуре стенки $N\bar{u} = 3,66$, при постоянной плотности теплового потока по длине трубы $N\bar{u} = 4,36$ [11, 12].

Указанные значения чисел Нуссельта характеризуют стабилизированную теплоотдачу при вынужденной конвекции без учета свободной конвекции, поскольку при постоянной плотности газов выталкивающая сила не действует. Это так называемый вязкостный режим ламинарного движения, при котором перенос теплоты в радиальном направлении происходит только теплопроводностью. Пренебрежение свободной конвекцией приводит к тому, что аналитически полученные значения чисел $N\bar{u}$ 3,66 и 4,36 расходятся с опытными данными, по мнению М.А. Михеева [9], на 100 % и более. В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел [12] считают, что под влиянием свободной конвекции у стенки теплоотдача может усиливаться в 5 раз.

Масштабные исследования теплоотдачи при смешанной конвекции проведены отечественными и зарубежными учеными в вертикальных и горизонтальных трубах, при совпадении и несовпадении направления вынужденного и свободного движений. В экспериментальных исследованиях Б.С. Петухова [5], а также И.Т. Аладьева, М.А. Михеева и О.С. Федынского [6] при $Re < 2300$ числа $N\bar{u}$ достигают 20.

Для расчета смешанной конвективной теплоотдачи при ламинарном движении жидкости М.А. Михеевым [9] рекомендована зависимость:

$$N\bar{u}_T = 0,17 \cdot (Re_T \cdot Pr_T)^{0,33} \cdot (Gr_T \cdot Pr_T)^{0,1} \cdot \left(\frac{Pr_T}{Pr_{CT}} \right)^{0,25} \quad (7)$$

Эта формула дает среднее по длине значение коэффициента теплоотдачи при $\ell/d > 50$, т.е. за пределами начального участка. Для количественной оценки роли свободной конвекции в теплоотдаче воспользуемся комментарием автора работы [9] к формуле (7). «При $Gr_\Gamma = 1$ формула (7) даёт значение коэффициента теплоотдачи при строго ламинарном (вязкостном) режиме течения жидкости. Это крайний нижний предел; в действительности теплоотдача будет всегда выше этого».

На наш взгляд, влияние свободной конвекции не будет проявляться, если в формуле (7) принять равным единице число Рэлея $Ra_\Gamma = Gr_\Gamma \cdot Pr_\Gamma$, поскольку в эмпирических формулах для расчета коэффициента теплоотдачи при свободной конвекции содержится произведение $Gr_\Gamma \cdot Pr_\Gamma$. Наше соображение согласуется с материалами работы [8]. Обозначим число Нуссельта при $Ra_\Gamma = 1$ $Nu_{ог}$. В нашем случае $Nu_{ог} = 4,36$, поскольку плотность теплового потока по длине трубы близка к постоянной.

Отношение, получаемое из формулы (7),

$$\frac{Nu_\Gamma}{Nu_{ог}} = Ra_\Gamma^{0,1} \quad (8)$$

показывает, во сколько раз коэффициент теплоотдачи при совместной вынужденной и свободной конвекции будет больше, чем только при вынужденной. Зависимость (8) представлена в виде графика на рис. 2.

Из соотношения (8) следует:

$$Nu_\Gamma = Nu_{ог} \cdot Ra_\Gamma^{0,1}. \quad (9)$$

Для условий нашего опыта будем иметь (см. табл. 1) $Ra_D = Gr_D \cdot Pr_D = 527 \cdot 0,7 = 369$; $Ra_B = Gr_B \cdot Pr_B = 1680 \cdot 0,7 = 1176$;

$$\frac{Nu_D}{Nu_{од}} = 369^{0,1} \approx 1,81, \text{ откуда } Nu_D = 4,36 \cdot 1,81 = 7,9;$$

$$\frac{Nu_B}{Nu_{ов}} = 1176^{0,1} = 2,03, \text{ откуда } Nu_B = 4,36 \cdot 2,03 = 8,84.$$

Полученные расчетные значения чисел Нуссельта удовлетворительно соответствуют опытным (см. табл. 1), хотя следует учесть, что в нашем опыте процесс теплоотдачи почти по всей длине трубы происходил на начальном участке при развивающемся, а не при полностью развитом ламинарном движении. Поэтому опытное значение

$N\bar{u}_\Gamma$ больше расчетного, характеризующего коэффициент теплоотдачи после участка тепловой стабилизации.

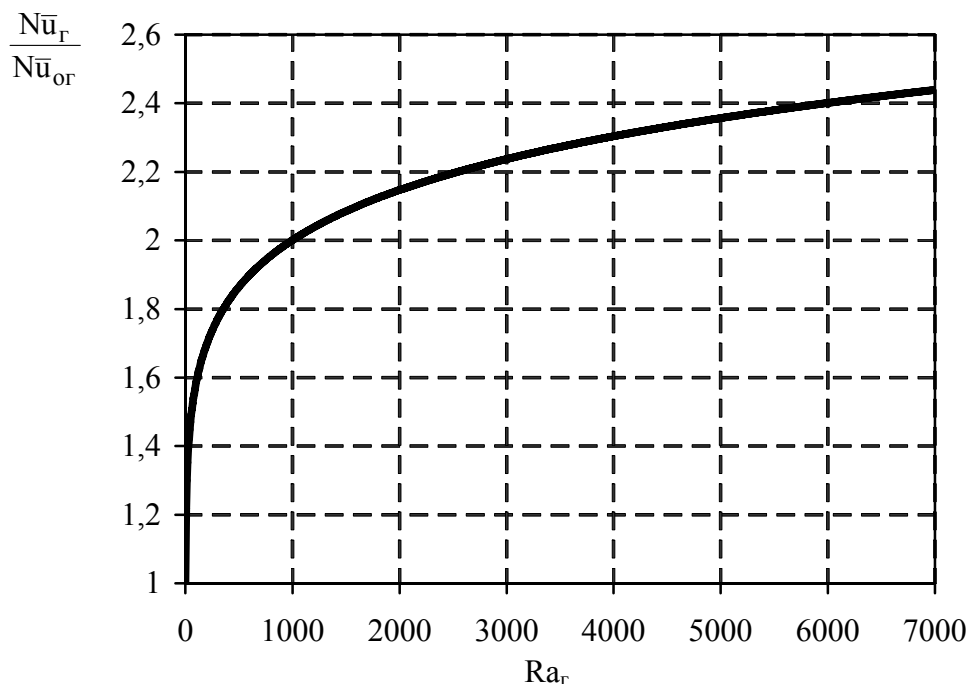


Рис. 2. Относительное увеличение коэффициента теплоотдачи при смешанной конвекции

Пользуясь данными работ [9, 12, 13], вычислили поправочный множитель $\bar{\varepsilon}_\ell$ к среднему по всей длине трубы числу Нуссельта, который учитывает относительное увеличение интенсивности теплоотдачи на начальном участке при $Re < 2300$ (рис. 3). По мере накопления опытных данных значение $\bar{\varepsilon}_\ell$ подлежит уточнению.

В нашем опыте при $\ell/d = 63,6$ множитель $\bar{\varepsilon}_\ell = 1,13$ (см. рис. 3). С учетом начального участка формула (9) принимает вид:

$$N\bar{u}_\Gamma = N\bar{u}_{or} \cdot Ra_\Gamma^{0,1} \cdot \bar{\varepsilon}_\ell. \quad (10)$$

Из (10) получим $N\bar{u}_d = 1,13 \cdot 7,9 = 8,93$, а $N\bar{u}_b = 1,13 \cdot 8,84 \approx 10$.

В работе [11] для расчета коэффициентов теплоотдачи при смешанной конвекции рекомендуется использовать формулу, полученную в [6].

$$N\bar{u}_\Gamma = \left(0,74 \cdot \bar{\varepsilon}_\ell \cdot Pe_\Gamma^{0,2} + z \cdot (\beta \cdot \Delta t_\Gamma)^{0,02} \right) (Pr_\Gamma \cdot Gr_\Gamma)^{0,1}, \quad (11)$$

где $Pe_\Gamma = Re_\Gamma \cdot Pr_\Gamma$ – число Пекле; $z=0$ – для горизонтальной трубы; для вертикальной трубы при совпадении направлений вынужденного и свободного течения $z=+1$; при взаимно противоположном направлении течений $z=-1$; β – коэффициент объемного расширения газа,

$1/K$; Δt_{Γ} – разность между температурами теплоносителя при входе в трубу и выходе из нее, °C.

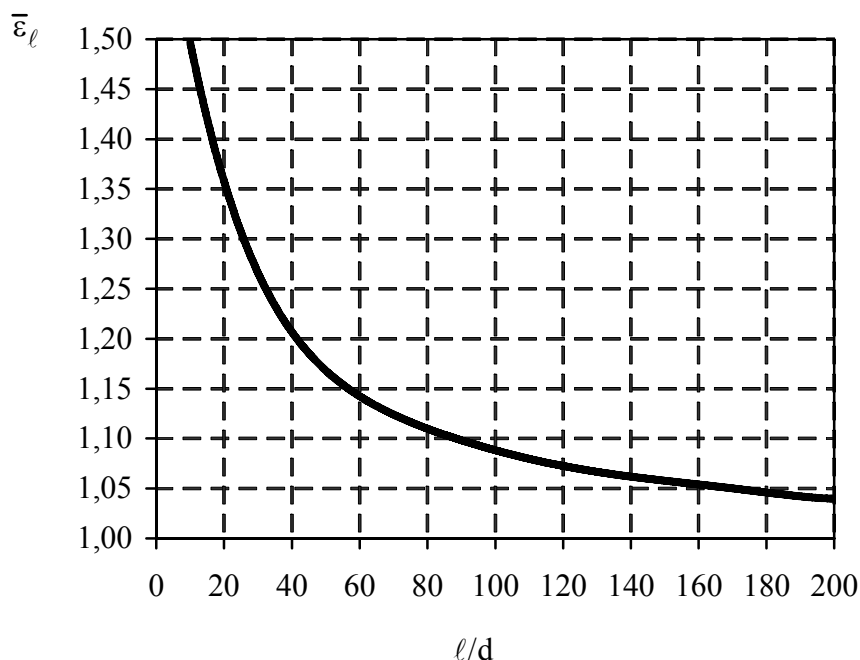


Рис. 3. Множитель $\bar{\epsilon}_{\ell}$ в зависимости от ℓ/d

Формула (11) справедлива при условии $0,5 < Pr_{\Gamma} < 12$ и $(Pr_{\Gamma} \cdot Gr_{\Gamma}) < 3,6 \cdot 10^6$. Из формулы (11), для вертикальной трубы при совпадении направлений вынужденной и свободной конвекции ($z=+1$), при $\bar{\epsilon}_{\ell} = 1,13$ и значениях Re_{Γ} , Pr_{Γ} , Gr_{Γ} из табл. 1, получаем $N\bar{u}_{\text{д}} = 7,9$ и $N\bar{u}_{\text{в}} = 8,8$.

Экспериментальные и расчетные значения чисел Нуссельта сведены в таблицу 2, из которой явствует, что числа Нуссельта, вычисленные по формуле (10), отличаются от экспериментальных для дыма $N\bar{u}_{\text{д}}$ на 11 %, для воздуха $N\bar{u}_{\text{в}}$ на 9 %, а по формуле (11) – $N\bar{u}_{\text{д}}$ на 21 %, $N\bar{u}_{\text{в}}$ на 19,6 %.

Таблица 2

Экспериментальные и расчетные значения средних по длине трубы чисел Нуссельта

Величина	Эксперимент	Расчет	
		по формуле (10)	по формуле (11)
$N\bar{u}_{\text{д}}$	10,04	8,93	7,9
$N\bar{u}_{\text{в}}$	11,0	10,0	8,8

Выводы

В результате исследования теплообмена в трубной насадке регенератора экспериментально определены значения коэффициентов теплоотдачи от дымовых газов к стенке трубы и от стенки к воздуху при частой смене периодов нагрева и охлаждения насадки. Экспериментально полученные, средние по длине трубы, значения чисел Нуссельта больше аналитически полученных значений, характерных для вязкостного стабилизированного режима движения газов, в $2,0 \div 2,5$ раза. Этот факт свидетельствует о наличии вязкостно-гравитационного режима движения газов в вертикальных трубах насадки регенератора, т.е. о совместном влиянии на теплоотдачу вынужденной и свободной конвекции, а также объясняется более интенсивной теплоотдачей на начальном тепловом участке, который в условиях эксперимента занимает почти всю длину трубы. Для расчета коэффициентов конвективной теплоотдачи в вертикальных трубах насадки регенератора при $Re \leq 2300$ и при совпадении направлений вынужденного и свободного движения рекомендуется использовать формулы (10) и (11).

Список литературы

1. Воробьева Л. А. Перспективные направления утилизации теплоты в промышленных печах / Л. А. Воробьева // *Металлургическая теплотехника* : сб. научн. тр. Национальной металлургической академии Украины. – Днепропетровск : Пороги, 2005. – С. 103–105.
2. Сезоненко Б. Д. Повышение эффективности использования природного газа при отоплении промышленных печей регенеративными горелками / Б. Д. Сезоненко, В. Н. Орлик, В. В. Алексеенко // *Экотехнологии и ресурсосбережение*, 1996. – № 1. – С. 14–18.
3. Toshiaki Hasegawa Environmentally-compatible regenerative combustion heating system / Toshiaki Hasegawa, Sumiyuki Kishimoto and Yutaka Suzukawa // *The second International Seminar On High Temperature Combustion In Stockholm Sweden*, royal Institute of Technology, 17 – 18 January – 2000.
4. Воробьева Л. А. Исследование теплообмена и гидравлического сопротивления в металлическом трубчатом регенераторе / [Воробьева Л. А., Затопляев Г. М., Губинский В. И. и др.] // *Металлургическая теплотехника* : сб. научн. тр. Национальной металлургической академии Украины. – Днепропетровск : ПП Грек О. С., 2007. – С. 71 – 77.
5. Петухов Б. С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах / Б. С. Петухов. – М. : «Энергия», 1967. – 412 с.
6. Аладьев И. Т. Зависимость теплоотдачи в трубах от направления теплового потока и естественной конвекции / И. Т. Аладьев,

М. А. Михеев, О. С. Федынский .– М. : Известия академии наук СССР, 1951. – № 1 – С. 53–67.

7. Кулинченко В. Р. Вынужденная конвекция при ламинарном течении среды / В. Р. Кулинченко. – К: Деп. в УкрНИИНТИ, 1984. – 45 с.

8. Свободноконвективные течения, тепло- и массообмен / Гебхарт Б., Джалурия Й., Махаджан Р., Б. Саммакия : [пер. с англ. С. Л. Вишнивецкого] . – М. : «Мир», в 2-х книгах, кн. 1, 1991. – 678 с.

9. Михеев М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев. – М. : Госэнергоиздат, 1956. – 392 с.

10. Справочник конструктора печей прокатного производства / Под ред. В. М. Тымчака. – М. : Metallurgia, т. 1, 1970. – 992 с.

11. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена / С. С. Кутателадзе. – Новосибирск : Наука, 1970. – 659 с.

12. Исаченко В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М. : Энергоиздат, 1981. – 417 с.

13. Шорин С. Н. Теплопередача / С. Н. Шорин. – М. : Высшая школа, 1964. – 490 с.

Рукопись поступила 20.07.2009 г.