

Теплообмен в охлаждаемых камерах сгорания теплогенераторов малой мощности

Анатолий Сергеевич Чуленев

*Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет
(НИУ МГСУ); г. Москва, Россия*

АННОТАЦИЯ

Введение. Исследование теплообмена в охлаждаемых камерах сгорания и изучение влияния на его интенсивность различных факторов является сложной и актуальной задачей. Из анализа теоретических и экспериментальных данных по теплообмену в камерах сгорания различных установок следует, что существующие методы не учитывают особенности теплообмена в топках малых геометрических размеров и не могут быть использованы для их теплового расчета.

Материалы и методы. Представлены опыты и результаты их обобщения критериальным уравнением, имеющие важное значение при анализе процессов теплопереноса и тепловых расчетах охлаждаемых камер сгорания теплогенераторов малой мощности. С помощью обобщающей зависимости оценивается вклад радиационной и конвективной составляющих в сложный теплообмен для камер сгорания котлов малой мощности. Определена качественная и количественная зависимость интегрального радиационно-конвективного теплообмена от основных факторов работы топочных камер малого объема.

Результаты. Получена обобщающая критериальная зависимость, которая позволяет оценить вклад радиационной и конвективной составляющих в сложный теплообмен для камер сгорания котлов малой мощности.

Выводы. Приведенная обобщающая критериальная зависимость дает возможность выявить качественную и количественную зависимость интегрального радиационно-конвективного теплообмена от основных геометрических, физических и режимных факторов работы топочных камер малого объема. Оценка достоверности полученных экспериментальных данных показала, что величина предельной среднеквадратичной погрешности определения числа интегрального теплопереноса K составит 3,24 %. Для всех опытов отклонение расчетных данных от результатов эксперимента с вероятностью 95 % не выходит за пределы доверительного интервала $\pm 9,52$ %.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: теплообмен, теплогенератор малой мощности, топочная камера, эффективность, котел, камера сгорания, теплопередача

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Чуленев А.С. Теплообмен в охлаждаемых камерах сгорания теплогенераторов малой мощности // Строительство: наука и образование. 2022. Т. 12. Вып. 3. Ст. 6. URL: <http://ns-o-journal.ru>. DOI: 10.22227/2305-5502.2022.3.6

Автор, ответственный за переписку: Анатолий Сергеевич Чуленев, ChulenevAS@mgsu.ru.

Heat exchange in cooled combustion chambers of low-power heat generators

Anatoly S. Chulenyov

*Moscow State University of Civil Engineering (National Research University) (MGSU); Moscow,
Russian Federation*

ABSTRACT

Introduction. The study of heat exchange in cooled combustion chambers and the influence of various factors on its intensity is a complex and relevant task. The analysis of theoretical and experimental data on heat exchange in combustion chambers of various plants has proven that current methods fail to take into account features of heat exchange in furnaces, having small geometric dimensions and, therefore, they cannot be used for their thermal calculation.

Materials and methods. The author presents the experiments and the results of their generalization performed using the criterial equation. Generalization results are of great importance for analyzing heat transfer processes and the thermal analysis of cooled combustion chambers of small capacity heat generators. The contribution of radiative and convective components to complex heat exchange processes in combustion chambers of low-capacity boilers is evaluated using this generalized dependence. The author has identified qualitative and quantitative dependence of integral radiative and convective heat exchange on the main factors of operation of small combustion chambers.

Results. The author has obtained generalizing criterial dependence that makes it possible to evaluate the contribution of radiative and convective components to complex heat exchange in combustion chambers of low-capacity boilers.

Conclusions. The generalized criterial dependence, obtained by the author, can be used to identify the qualitative and quantitative dependence of integral radiative and convective heat transfer on the main geometric, physical and performance

factors of operation of small capacity furnace chambers. The assessment of reliability of the experimental data, obtained by the author, has shown that the value of the limiting mean square error of determining the value of integral heat transfer K_{ht} will be 3.24 %. For all experiments, the deviation of the calculated data from the experimental results with a 95 % probability does not go beyond the confidence interval of ± 9.52 %.

KEYWORDS: heat exchange, low-capacity heat generator, furnace chamber, efficiency, boiler, combustion chamber, heat transfer

FOR CITATION: Chulenyov A.S. Heat exchange in cooled combustion chambers of low-power heat generators. *Stroitel'stvo: nauka i obrazovanie* [Construction: Science and Education]. 2022; 12(3):6. URL: <http://nso-journal.ru>. DOI: 10.22227/2305-5502.2022.3.6

Corresponding author: Anatoly S. Chulenyov, ChulenevAS@mgsu.ru.

ВВЕДЕНИЕ

Исследование теплообмена в охлаждаемых камерах сгорания и изучение влияния на его интенсивность различных факторов является сложной и актуальной задачей.

Из анализа теоретических и экспериментальных данных по теплообмену в камерах сгорания различных установок следует, что существующие методы не учитывают особенности теплообмена в топках малых геометрических размеров и не могут быть использованы для их теплового расчета.

Теплоперенос в топках от излучающего потока продуктов сгорания определяется интенсивностью конвективного, молекулярного и лучистого переносов, зависящих от условий ввода, воспламенения и горения топливовоздушной смеси, изменения физико-химических свойств среды, гидродинамических условий протекания процесса и других факторов. Конвективная теплоотдача, излучение и молекулярная теплопроводность, как составляющие сложного теплопереноса, в зависимости от условий развития и протекания вносят различный количественный вклад в результирующий теплоперенос. Пренебрежение какой-либо из этих составляющих без детального анализа процесса может привести к искажению действительной физической стороны теплопереноса и, следовательно, к неправильным количественным связям в этом процессе. К такому же результату приводит и анализ индивидуального вклада каждой составляющей без учета их взаимного влияния [1–3].

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Анализ процессов переноса теплоты конвекцией, молекулярной и турбулентной теплопроводностью и излучением при течении газа приводит к системе дифференциальных и интегродифференциальных уравнений, которые следует решать совместно. Математические трудности, возникающие при решении этой системы, вызывают необходимость поисков методов приближенного решения. Основное допущение при этом связано с исключением интегральных членов

из уравнения переноса энергии, которые вводятся в него вследствие наличия излучения. Операцию исключения проще всего осуществить в предельных случаях оптической толщины излучающего слоя: очень большой и очень малой.

Интенсивность переноса теплоты излучением в камерах сгорания малого объема и топках парогенераторов и технологических печей может быть различной даже при одинаковых температурных условиях, поскольку оптические свойства слоя излучающих продуктов сгорания в камерах большого и малого объема сильно отличаются по своим численным значениям. В связи с этим в топочных камерах малого объема при формулировании задачи исследования теплообмена важное значение приобретает вопрос о диапазоне изменения оптических свойств топочной среды, так как известно, что физическая модель процесса для определения переноса энергии излучением и конечные результаты зависят от оптической плотности среды в большой степени.

Расчетное исследование оптических свойств среды [4–6] в топочных камерах малого размера показало, что независимо от методов расчета усредненного коэффициента поглощения излучающая среда не является ни оптически тонкой, ни оптически толстой.

При промежуточных значениях оптических толщин излучающего слоя для выявления закономерностей процесса необходимо проведение дополнительных экспериментальных исследований, так как в некоторых случаях возможно использование коэффициентов поглощения, усредненных по Планку (приближение оптически тонкого слоя) или Росселанду (приближение оптически толстого слоя) [7–9].

Анализ опытных данных показал, что в рассматриваемом диапазоне оптических толщин обобщение экспериментальных данных, полученных на описываемой ниже установке, может производиться на основе коэффициентов поглощения, усредненных по Росселанду.

Интегральный теплоперенос можно определить функциональным числом интегрального теплообмена:

$$K_T = \frac{I_{\text{теор}} - I_{\text{yx}}}{I_{\text{теор}} - I_{\text{ст}}},$$

где $I_{\text{теор}}$ — энтальпия продуктов сгорания при теоретической температуре горения, кДж/кг; I_{yx} — энтальпия продуктов сгорания при температуре уходящих газов, кДж/кг; $I_{\text{ст}}$ — энтальпия продуктов сгорания при температуре стенки, кДж/кг.

В этом случае K_T определяет эффективность работы камеры сгорания и является функцией теплообмена между движущимся излучающим потоком газа и поверхностью нагрева камеры сгорания [10, 11].

Перенос теплоты из объема камеры сгорания к ее стенкам осуществляется через пограничный слой за счет излучения и турбулентной диффузии (молекулярным переносом в рассматриваемом случае можно пренебречь).

На границе пограничного слоя и стенки теплоперенос к стенке происходит молекулярной теплопроводностью и результирующим излучением среды к поверхности нагрева.

Уравнение баланса тепла на поверхности, соответствующей единице длины цилиндрической камеры, при использовании диффузионного приближения для переноса энергии излучением записывается в следующем виде:

$$-D_{\text{турб}} \frac{d(\rho c_p T)}{d_r} - \lambda_{\text{луч}} \frac{dT}{d_r} = \frac{\sigma_0 n^2 (T_c^4 - T_{\text{ст}}^4)}{\frac{1}{\delta_{\text{ст}}} - \frac{1}{2}} - \lambda_{\text{мол}} \frac{dT}{d_r}, \quad (1)$$

где $D_{\text{турб}}$ — коэффициент турбулентной диффузии, м²/с; ρ — плотность продуктов сгорания, кг/м³; c_p — изобарная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кг·К); $\lambda_{\text{луч}}$ — коэффициент лучистой теплопроводности по Росселанду, Вт/(м·К); σ_0 — постоянная Стефана – Больцмана, Вт/(м²·К⁴); n — показатель преломления среды; $\lambda_{\text{мол}}$ — коэффициент молекулярной теплопроводности, Вт/(м·К); d_r — диаметр горелочного устройства, м; $\delta_{\text{ст}}$ — степень черноты поверхности.

Уравнение (1) записано для поверхностей, подчиняющихся закону Кирхгофа.

Из полученного уравнения баланса теплоты на границе стенки и пограничного слоя можно составить следующие критерии.

1. Критерий радиационного подобия:

$$K_{\text{рад}} = \frac{k d_k}{\frac{1}{\delta_{\text{ст}}} - \frac{1}{2}} \left[1 + \frac{T_{\text{ст}}}{T} + \left(\frac{T_{\text{ст}}}{T} \right)^2 + \dots + \left(\frac{T_{\text{ст}}}{T} \right)^n \right], \quad (2)$$

где k — коэффициент поглощения; d_k — диаметр камеры сгорания, м.

На основе анализа входящих в выражение (2) величин и с учетом особенностей теплопереноса в малых топочных камерах критерий радиационного подобия может быть преобразован к виду

$$K_{\text{рад}} = f(kd, \alpha) = f(\tau_0, \alpha),$$

где α — коэффициент избытка воздуха; $\tau_0 = kd$ — оптическая толщина, м.

2. Критерий турбулентно-молекулярного переноса:

$$K_{\text{т-м}} = \frac{D_{\text{турб}} \rho (I_{\text{теор}} - I_{\text{ст}})}{\lambda_{\text{мол}} (T_{\text{теор}} - T_{\text{ст}})},$$

который в рассматриваемых условиях может быть выражен

$$K_{\text{т-м}} = f_1(\text{Re}_n; d_r/d_k; l/d_k),$$

где Re_n — число Рейнольдса; l — длина камеры, м.

3. Критерий радиационно-молекулярного переноса:

$$K_{\text{р-м}} = \frac{\sigma_0 n^2 T^3}{k \lambda_{\text{мол}}}.$$

В рассматриваемых условиях $K_{\text{р-м}}$ не оказывает влияния на теплообмен в камере сгорания.

Для гомогенных реакций горения влиянием реакционно-кинетических факторов на теплообмен можно пренебречь [5] или считать их идентичными для подобных камер сгорания с подобными условиями ввода реагирующих масс.

Таким образом, уравнение подобия для определения теплообмена для данного случая может быть представлено в следующем виде:

$$K_T = \Phi(\text{Re}_n; \tau_0; \alpha; d_r/d_k; l/d_k). \quad (3)$$

Функциональная зависимость числа интегрального переноса от критериальных чисел аргументов наиболее надежно может быть установлена на основе экспериментального исследования сложного теплообмена на моделях и реальных установках.

Экспериментальное исследование сложного радиационно-конвективного теплообмена проводилось на полностью калориметрируемых камерах сгорания, выполненных в реальном масштабе (рис. 1). Установка состоит из охлаждаемых водой секционных камер сгорания 1, горелочных устройств на жидком и газообразном топливе с различными условиями ввода и сжигания топливно-воздушной смеси 2, устройств для подачи и регулирования расхода воздуха, топлива и охлаждающей воды, а также контрольно-измерительных приборов для определения давления, расхода воды, температур и состава топлива и продуктов сгорания.

Камеры сгорания представляют собой вертикальные цилиндрические теплообменники диаметром d_k — 0,18; 0,24; 0,3; 0,36 м, собираемые из секций различной длины с целью получения средних зональных тепловых потоков на поверхностях, соответствующих относительной длине секции, $l/d_k = 1/3$, рассчитываемых на основе определения температуры и расхода теплоносителя в точках В.

Для исследования влияния на теплообмен длины камеры сгорания при неизменных тепловых напряжениях топочного объема q_y экспериментально определялся интегральный теплоперенос в камерах длиной

$$l/d_k = 1; 1\frac{1}{3}; 2; 2\frac{1}{3}.$$

В верхней части камеры сгорания устанавливался выходной калориметр в виде полого охлаждаемого водой диска с дымогарными трубами 7, распределенными на поверхности таким образом, чтобы соотношение площади поперечного сечения камеры сгорания и площади выходного сечения дымогарных трубок сохранялось постоянным для камер различного диаметра.

Температура продуктов сгорания на выходе из цилиндрической части определялась по данным измерения температуры газов в точке А, расположенной между экранами 8 и по величине тепловосприятия выходного калориметра.

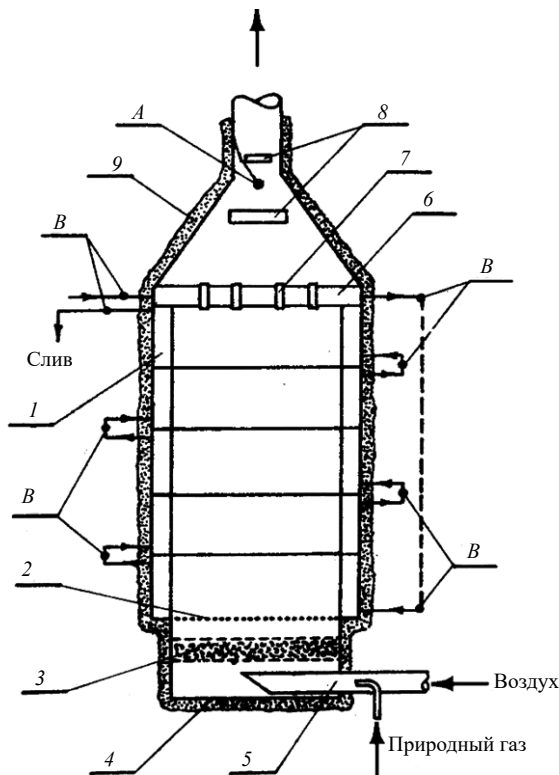


Рис. 1. Схема экспериментальной установки

В одной из серий опытов камеры сгорания оснащались горелкой полного предварительного смешивания воздуха с природным газом. Горелка состояла из корпуса 4, смесителя 5, слоя керамической крошки 3, предназначенного для выравнивания поля скоростей топливо-воздушной смеси и нагрева этой смеси, нихромовой сетки 2, на которой осуществлялось кинетическое сжигание газа с коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 1,05$ –2,0.

Полученное уравнение (3) позволяет на основании обобщения экспериментальных данных провести анализ воздействия режимных и геометрических факторов, а также свойств поглощающей среды на теплообмен в охлаждаемой камере сгорания при идентичных условиях ввода.

Исследование, проведенное в настоящей публикации и в работах [12–15], показывает, что коэффициент поглощения продуктов сгорания k , рассчитываемый по диффузионному приближению Росселанда, является величиной, обратно пропорциональной коэффициенту избытка воздуха. В этом случае критерий радиационного подобия может быть представлен так:

$$K_{\text{рад}} = \frac{k d_k}{\alpha}.$$

Коэффициент поглощения продуктов сгорания при $\alpha = 1,0$ составляет для природного газа $k_0 = 3,34 \text{ м}^{-1}$ и для мазута $k_0 = 3,92 \text{ м}^{-1}$.

Коэффициент избытка воздуха оказывает различное влияние на отдельные составлявшие сложного теплового потока [16, 17]. С увеличением коэффициента избытка воздуха происходит интенсификация конвективного переноса тепла вследствие возрастания критерия Re [18–20]. Одновременно уменьшается теоретическая температура горения топлива и парциальные давления трехатомных газов, т.е. коэффициент избытка воздуха влияет на величину оптической толщины среды.

Введение коэффициента избытка воздуха в качестве аргумента не исключает из рассмотрения критерий Re, несмотря на имеющую место зависимость этого критерия от α . Это объясняется тем, что при постоянных значениях α и l/d_k изменение Re определяет режим течения излучающей среды, т.е. интенсивность конвективного переноса теплоты. Одновременно критерий является функцией теплового напряжения объема камеры сгорания.

Коэффициент избытка воздуха при неизменных значениях Re и l/d_k , но при различных удельных энерговыделениях в объеме камеры,

характеризует изменение радиационной составляющей в сложном теплообмене.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Опытные данные обрабатывались по методике, позволяющей установить зависимость радиационной и конвективной составляющих от коэффициента избытка воздуха.

В результате обработки экспериментальных сведений получены следующие зависимости, отражающие влияние коэффициента избытка воздуха α на теплообмен в камере сгорания:

$$K_T = A \left(\frac{kd_k}{\alpha} \right)^{0,47} \quad \text{при } Re = \text{const}; l/d_k = \text{const}; \quad (4)$$

$$K_T = B Re_n^{-0,33} \quad \text{при } \alpha = \text{const}; l/d_k = \text{const}.$$

В качестве определяющей скорости газов принималась скорость, отнесенная к единице тепловоспринимающей поверхности, за определяющий размер принимался диаметр камеры, за определяющую температуру — теоретическая температура горения.

На рис. 2 продемонстрировано влияние коэффициента α на радиационную составляющую при неизменной величине конвективного переноса тепла. Уравнение (4) описывает зависимость конвективной составляющей переноса теплоты от $Re_n = f(q_v)$ при малом изменении интенсивности теплоотдачи излучением:

- 1) $l/d_k = 7/3$, $Re_n = 67,1-80,1$;
- 2) $l/d_k = 7/3$, $Re_n = 299,1-315,2$;
- 3) $l/d_k = 7/3$, $Re_n = 121,1-137,1$;
- 4) $l/d_k = 7/3$, $Re_n = 120,6-144,4$;
- 5) $l/d_k = 4/3$, $Re_n = 189,9-211,3$.

Обобщение результатов обработки опытных данных степенной функцией позволило получить частные зависимости числа интегрального переноса K_T от критериальных чисел-аргументов, входящих в уравнение подобия (3).

Результаты обработки опытов в топочных камерах диаметром $d = 0,18-0,36$ м, оборудованных горелками полного и неполного предварительного смешения топлива с воздухом, при распределенном по сечению вводе топливовоздушной смеси обобщены зависимостью:

$$K_T = \frac{1}{1 + 0,1016 \cdot Re_n^{0,55} (K_o d / \alpha)^{-0,86} (l/d_k)^{0,75}}. \quad (5)$$

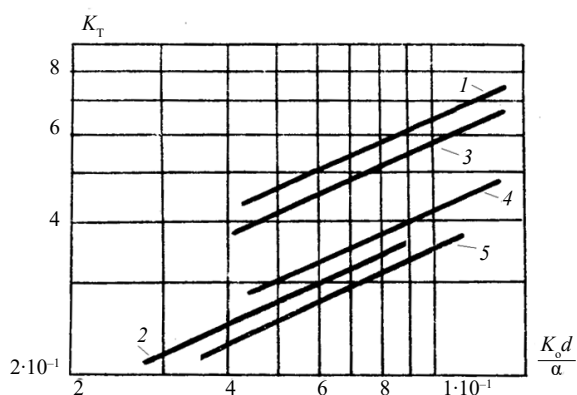


Рис. 2. Зависимость числа интегрального теплопереноса от критерия $K_o d / \alpha$

В опытах нагрузка камеры сгорания по топливу изменялась в пределах $1,5 \cdot 10^{-4} - 17,5 \cdot 10^{-4}$ кг/с, коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,05-2,0$, температура на выходе из топки на входе в выходной калориметр $T_2 = 1011-1752$ К, условное число Рейнольдса $Re_n = 66-359$, относительная длина камеры:

$$l/d_k = 1 - 2 \frac{1}{3},$$

критерий радиационного подобия $k_o d / \alpha = 0,301-1,145$, число интегрального теплопереноса $K_T = 0,15-0,67$, удельное энерговыделение в камере $q_v = 0,76-1,73$ МВт/м³.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ОБСУЖДЕНИЕ

Полученная обобщающая критериальная зависимость (5) позволяет оценить вклад радиационной и конвективной составляющих в сложный теплообмен для камер сгорания котлов малой мощности и выявить качественную и количественную зависимость интегрального радиационно-конвективного теплообмена от основных геометрических, физических и режимных факторов работы топочных камер малого объема.

Оценка достоверности полученных экспериментальных данных показала, что величина предельной среднеквадратичной погрешности определения числа интегрального теплопереноса K_T составит 3,24 %. Корреляционная оценка соответствия обобщающей зависимости (5) была произведена по числу интегрального теплопереноса K_T и температуре газов на выходе из топки T_2 . Для всех опытов отклонение расчетных данных от результатов эксперимента с вероятностью 95 % не выходит за пределы доверительного интервала $\pm 9,52$ %.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. *Хаванов П.А.* Источники теплоты автономных систем теплоснабжения. М. : МГСУ, 2014. 202 с.
2. *Kalchevsky S.* Renewable energy sources, waste energy in industry. Sofia : Avangard Prima, 2012.
3. *Ferreira D.J.O., Cardoso M., Park S.W.* Gas flow analysis in a Kraft recovery boiler // *Fuel Processing Technology*. 2010. Vol. 91. Issue 7. Pp. 789–798. DOI: 10.1016/j.fuproc.2010.02.015
4. *Caudal J., Fiorina B., Labégorre O., Gicquel O.* Modeling interactions between chemistry and turbulence for simulations of partial oxidation processes // *Fuel Processing Technology*. 2015. Vol. 134. Pp. 231–242. DOI: 10.1016/j.fuproc.2015.01.040
5. *Брюханов О.Н., Шевченко С.Н.* Теплообмен : учебник. М. : Инфра-М, 2014. 464 с.
6. *Акимов Л.М., Виноградов П.М., Акимов Е.Л.* Анализ влияния функционально-планировочной структуры города на загрязнение воздушного бассейна // *Экологическая оценка и картографирование состояния городской среды*. Воронеж : Воронежский государственный университет, 2014. С. 55–65.
7. *Делягин Г.Н., Лебедев В.И., Пермяков Б.А., Хаванов П.А.* Теплогенерирующие установки : учебник для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. М. : Бастет, 2010. 624 с.
8. *Леманов В.В., Терехов В.И.* Особенности теплообмена в лобовой точке импактной осесимметричной струи при малых числах Рейнольдса // *TBT*. 2016. Т. 54. № 3. С. 482–484.
9. *Khavanov P., Chulenyov A.* Flue gas removal systems are a key issue in the application of condensing boilers // *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. Vol. 2096. Issue 1. P. 012057. DOI: 10.1088/1742-6596/2096/1/012057
10. *Khavanov P.* Autonomous active solar energy systems for heat supply in housing and communal services // *Light & Engineering*. 2021. Issue 05–2021. Pp. 51–55. DOI: 10.33383/2021-079
11. *Kemp W.* The renewable energy handbook: A guide to rural independence, off-grid and sustainable living. New Society Publishers, 2004.
12. *Novak S.* Photovoltaic in the world. Status and future trends // *Chairman IEA PVPS. Seminar in PV Research & Technological Development in European Union New Member and Candidate States*. Warsaw, Poland, 2004.
13. *Chulenyov A.S.* Calculation of heat transfer in condensing boilers // *2019 International Multi-Conference on Industrial Engineering and Modern Technologies (FarEastCon)*. 2019. DOI: 10.1109/far-eastcon.2019.8934299
14. *Shi X., Nazari M.H.* A comparison between the effects of different deicers on external corrosion of buried pipes // *Proceedings of 1st Corrosion and Materials Degradation Web Conference*. 2021. DOI: 10.3390/cmdwc2021-09999
15. *Ko J., Park J., Jeong J.W.* Energy saving potential of a model-predicted frost prevention method for energy recovery ventilators // *Applied Thermal Engineering*. 2021. Vol. 185. P. 116450. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116450
16. *Шуганов А.Б.* Радиационный теплообмен в топках котлов // *Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики*. 2014. № 1–2. С. 27–36.
17. *Харламова Н.А.* Коммунальная энергетика АПК: состояние, проблемы и перспективы // *Аграрный научный журнал*. 2019. № 11. С. 99–101. DOI: 10.28983/asj.y2019i11pp99-101
18. *Zervos A., Lius Ch., Schrafer O.* Tomorrow's world, renewable energy world. 2004. Vol. 7. Issue 4.
19. *Николаев В.Г. и др.* Перспективы развития возобновляемых источников энергии в России. Результаты проекта TACIS Europe Aid/116951/C/SV/RU. М. : Атмограф, 2009. 455 с.
20. *Дьяков А.Ф.* Малая энергетика России: проблемы и перспективы. М. : Энергопрогресс : Энергетик, 2003. 127 с.

Поступила в редакцию 22 сентября 2022 г.

Принята в доработанном виде 29 сентября 2022 г.

Одобрена для публикации 29 сентября 2022 г.

ОБ АВТОРЕ: **Анатолий Сергеевич Чуленев** — кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры теплогазоснабжения и вентиляции; **Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет (НИУ МГСУ)**; 129337, г. Москва, Ярославское шоссе, д. 26; РИНЦ ID: 709602, Scopus: 57131093800, ORCID: 0000-0003-4691-3668; ChulenevAS@mgsu.ru.

INTRODUCTION

The study of heat exchange in cooled combustion chambers and the influence of various factors on its intensity is a complex and relevant task.

The analysis of theoretical and experimental data on heat exchange in combustion chambers of various plants has proven that current methods fail to take into account features of heat exchange in furnaces, having

small geometric dimensions and, therefore, they cannot be used for their thermal calculation.

In furnaces, heat transfer, triggered by the radiating flow of combustion products, is determined by the intensity of convective, molecular and radiant transfers, depending on conditions of addition, ignition and combustion of the fuel-air mixture, changes in the physical and chemical properties of the medium, hydrodynamic conditions of the process and other factors. Convective heat transfer, radiation, and molecular heat conduction, being components of complex heat transfer, make different quantitative contributions to the resulting heat transfer. Neglecting any of these components without a detailed analysis of the process can lead to a distortion of the real physical nature of heat transfer and, consequently, to incorrect quantitative relationships typical for this process. The analysis of individual contributions made by each component without taking into account their mutual influence leads to the same result [1–3].

MATERIALS AND METHODS

The analysis of heat transfer processes by convection, molecular and turbulent heat conduction and radiation leads to a system of differential and integro-differential equations, which should be solved together. Mathematical difficulties in solving this system make it necessary to search for approximate solutions. In this case, the main assumption is related to the exclusion of integral terms from the energy transfer equation, which are introduced into it due to the presence of radiation. The operation of exclusion is easiest to perform in the limiting cases of the optical thickness of the radiating layer, which can be both very large and very small.

The intensity of heat transfer by radiation in small combustion chambers and furnaces of steam generators and process furnaces can be different even at the same temperature, since the optical properties of the radiating layer of combustion products in large and small chambers differ greatly in their numerical values. Hence, when formulating the problem of investigating heat exchange in small furnace chambers, the issue of the range of variation of optical properties of the furnace medium becomes important, since we know that the physical model of the process, used for determining the energy transfer by radiation, and the final results depend to a large extent on the optical density of the medium.

A computational study of the optical properties of the medium [4–6] in small furnace chambers has shown that, regardless of the methods for calculating the average absorption coefficient, the emitting medium is neither optically thin nor optically thick.

For intermediate values of optical thicknesses of the emitting layer, additional experimental studies

are necessary to reveal the regularities of the process, since in some cases it is possible to use absorption coefficients averaged by Planck (approximation of an optically thin layer) or Rosseland (approximation of an optically thick layer) [7–9].

The analysis of the experimental data shows that, in the range of optical thicknesses under consideration, generalization of the experimental data obtained using the unit described below can be made using the absorption coefficients averaged by Rosseland.

The integral heat transfer can be defined by the integral heat transfer functional number:

$$K_{h,t} = \frac{I_{theor} - I_{out,g}}{I_{theor} - I_w},$$

where I_{theor} is the enthalpy of combustion products at the theoretical combustion temperature, kJ/kg; $I_{out,g}$ is the enthalpy of combustion products at the temperature of outgoing gases, kJ/kg; I_w is the enthalpy of combustion products at the temperature of the wall, kJ/kg.

In this case, $K_{h,t}$ determines the efficiency of the combustion chamber and is a function of heat exchange between the radiating gas flow in motion and the combustion chamber heating surface [10, 11].

The transfer of heat from the combustion chamber's inner space to its walls is carried out through the boundary layer due to radiation and turbulent diffusion (molecular transfer can be neglected in this case).

At the boundary layer — wall interface, heat is transferred to the wall by molecular thermal conduction and the resulting radiation of the medium onto the heating surface.

The heat balance equation on the surface, corresponding to a unit of length of the cylindrical chamber, is written in the following form:

$$-D_{turb} \frac{d(\rho c_p T)}{d_b} - \lambda_{rad,t} \frac{dT}{d_b} = \frac{\sigma_o n^2 (T_s^4 - T_{bl}^4)}{\frac{1}{\delta_{bl}} - \frac{1}{2}} - \lambda_{mol} \frac{dT}{d_b}, \quad (1)$$

where D_{turb} is the turbulent diffusion coefficient, m²/s; ρ is the density of combustion products, kg/m³; c_p is the isobaric heat capacity of combustion products, kJ/(kg·K); $\lambda_{rad,t}$ is the radiant thermal conductivity coefficient by Rosseland, W/(m·K); σ_o is the Stefan – Boltzmann constant, W/(m²·K⁴); n is the refractive index of the medium; λ_{mol} is the molecular thermal conductivity coefficient, W/(m·K); d_b is the burner diameter, m; δ_{bl} is the surface blackness degree.

Equation (1) is written for the surfaces obeying the Kirchhoff law.

The following criteria can be derived from the obtained equation of the balance of heat at the boundary of the wall and the boundary layer.

1. The radiation similarity criterion:

$$K_{rad} = \frac{kd_c}{\frac{1}{\delta_{bl}} - \frac{1}{2}} \left[1 + \frac{T_{bl}}{T} + \left(\frac{T_{bl}}{T} \right)^2 + \dots + \left(\frac{T_{bl}}{T} \right)^n \right], \quad (2)$$

where k is the absorption coefficient; d_c is the combustion chamber diameter, m.

Given the analysis of the values included in expression (2) and taking into account the peculiarities of heat transfer in small furnace chambers, the radiation similarity criterion can be transformed to

$$K_{rad} = f(kd, \alpha) = f(\tau_o, \alpha),$$

where α is excess air ratio; $\tau_o = kd$ is optical thickness, m.

2. The turbulent-molecular transfer criterion:

$$K_{t-m} = \frac{D_{turb} \rho (I_{theor} - I_{bl})}{\lambda_{mol} (T_{theor} - T_{bl})},$$

which, under the conditions in question, can be expressed in terms of

$$K_{t-m} = f_1(Re_n; d_b/d_k; l/d_k),$$

where Re_n is Reynolds number; l is chamber length, m.

3. Radiation-molecular transfer criterion:

$$K_{t-m} = \frac{\sigma_o n^2 T^3}{k \lambda_{mol}}.$$

Under the considered conditions, K_{t-m} has no effect on heat exchange in the combustion chamber.

For homogeneous combustion reactions, the influence of reactional-kinetic factors on heat exchange can be neglected [5] or considered identical for similar combustion chambers with similar conditions of reacting masses.

Thus, in this case the similarity equation for determining heat exchange can be presented as follows:

$$K_{h,t} = \Phi(Re_n; \tau_o; \alpha; d_b/d_c; l/d_c). \quad (3)$$

The functional dependence of the integral transfer number on the criterial numbers-arguments can be most reliably identified in an experimental study of complex heat transfer using models and real units.

The experimental study of complex radiative-convective heat transfer was carried out in fully measurable real-size combustion chambers (Fig. 1). The unit consists of water-cooled sectional combustion chambers 1, burners for liquid and gaseous fuel with different conditions of input and combustion of fuel-air mixture 2, devices for supplying and control-

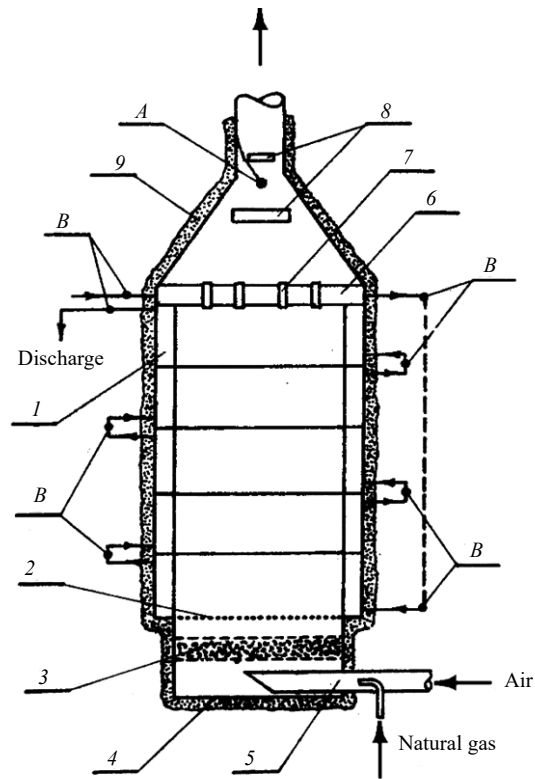


Fig. 1. Unit layout

ling air, fuel and cooling water consumption, as well as instruments for measuring pressure, water consumption, temperatures and composition of fuel and combustion products.

Combustion chambers are vertical cylindrical heat exchangers having diameter d_c — 0.18; 0.24; 0.3; 0.36 m, assembled from sections of different length for the purpose of obtaining average zonal thermal flows on the surfaces corresponding to the relative length of section $l/d_c = 1/3$, calculated by determining the temperature and the heat carrying agent in points B.

To investigate the influence of the length of a combustion chamber on heat exchange at constant thermal stresses of furnace volume q_v , an experiment was conducted to find the integral heat transfer in the chambers having lengths

$$l/d_c = 1; 1\frac{1}{3}; 2; 2\frac{1}{3}.$$

An outlet calorimeter, having the shape of a hollow water-cooled disk with distributed smoke tubes 7, was installed on the surface in the upper part of the combustion chamber, so that the ratio of the cross sectional area of the combustion chamber to the outlet cross sectional area of the smoke tubes remained constant for chambers of different diameters.

The temperature of combustion products at the outlet of the cylindrical part was determined by measuring the gas temperature at point A located

between screens 8 and by the heat absorption value of the outlet calorimeter.

In one series of experiments, combustion chambers were equipped with a burner that featured completely premixed air and natural gas. The burner consisted of body 4, mixer 5, the layer of ceramic crumbs 3 designed to equalize the velocity field of the fuel-air mixture and heat this mixture, nichrome mesh 2, where the kinetic combustion of gas with excess air ratio $\alpha = 1.05\text{--}2.0$ was performed.

The obtained equation (3) makes it possible to analyze the effect of the combustion mode and geometry-related factors, as well as the properties of the absorbing medium on the heat exchange in the cooled combustion chamber under identical input conditions based on the generalization of experimental data.

The study, described in this article and in works [12–15], shows that combustion products absorption coefficient k , calculated using the Rosseland diffusion approximation, is a value inversely proportional to the excess air ratio. In this case, the radiation similarity criterion can be represented as follows:

$$K_{rad} = \frac{k d_c}{\alpha}.$$

The combustion products absorption coefficient at $\alpha = 1.0$ is $k_o = 3.34 \text{ m}^{-1}$ for natural gas and $k_o = 3.92 \text{ m}^{-1}$ for fuel oil.

The excess air coefficient has a different effect on individual components of the complex heat flow [16, 17]. An increase in the excess air ratio intensifies convective heat transfer due to an increase in the Re criterion [18–20]. Simultaneously, the theoretical combustion temperature and partial pressures of triatomic gases decrease, i.e. the excess air coefficient affects the value of the optical thickness of the medium.

The introduction of the excess air coefficient as an argument does not exclude criterion Re from consideration, despite the dependence of this criterion on α . This is explained by the fact that at constant values of α and l/d_c change in Re determines the flow mode of the radiating medium, i.e. the intensity of convective heat transfer. At the same time, the criterion is a function of thermal stress in the combustion chamber.

The excess air coefficient at constant values of Re and l/d_c , but at different specific energy releases in the chamber volume characterizes the change in the radiation component in the complex heat exchange.

RESEARCH RESULTS

The experimental data were processed according to the method that allows identifying the depen-

dence of radiative and convective components on the excess air ratio.

As a result of processing the experimental data, the following dependences, reflecting the influence of excess air coefficient α on the heat exchange in the combustion chamber, were obtained:

$$K_{h,t} = A \left(\frac{k d_b}{\alpha} \right)^{0.47} \text{ when } Re = \text{const}; l/d_c = \text{const}; \quad (4)$$

$$K_{h,t} = B Re_n^{-0.33} \text{ when } \alpha = \text{const}; l/d_c = \text{const}.$$

The velocity, attributed to the unit of heat absorbing surface, was taken as the defining velocity of gases, the chamber diameter was taken as the defining size, and the theoretical combustion temperature was taken as the defining temperature.

Fig. 2 shows the influence of coefficient α on the radiation component when the value of convective heat transfer is unchanged. Equation (4) describes the dependence of the convective component of the heat transfer on $Re_n = f(q_v)$ with a little change in the intensity of heat transfer by radiation:

- 1) $l/d_c = 7/3$, $Re_n = 67.1\text{--}80.1$;
- 2) $l/d_c = 7/3$, $Re_n = 299.1\text{--}315.2$;
- 3) $l/d_c = 7/3$, $Re_n = 121.1\text{--}137.1$;
- 4) $l/d_c = 7/3$, $Re_n = 120.6\text{--}144.4$;
- 5) $l/d_c = 4/3$, $Re_n = 189.9\text{--}211.3$.

Generalization of the processed results of experiments, performed using the power function, allowed to obtain partial dependences of integral transfer number $K_{h,t}$ on the criterial numbers-arguments included in the similarity equation (3).

Processed experimental results, obtained in furnace chambers with diameter $d = 0.18\text{--}0.36 \text{ m}$, equipped with burners consuming completely and incompletely premixed fuel and air, distributed over

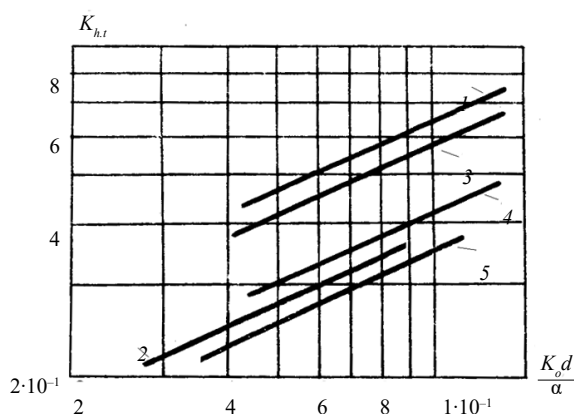


Fig. 2. Dependence of the integral heat transfer number on criterion $K_o d / \alpha$

the cross section, are generalized by the following dependence:

$$K_{h,t} = \frac{1}{1 + 0.1016 \cdot \text{Re}_n^{0.55} (K_o d / \alpha)^{-0.86} (l/d_c)^{0.75}} \cdot (5)$$

In the experiments, the combustion chamber fuel load varied between $1.5 \cdot 10^{-4}$ – $17.5 \cdot 10^{-4}$ kg/s, excess air ratio $\alpha = 1.05$ – 2.0 , temperature at the outlet of the furnace and at the inlet to the outlet calorimeter $T_2 = 1,011$ – $1,752$ K, conditional Reynolds number $\text{Re}_n = 66$ – 359 , relative chamber length

$$l/d_c = 1 - 2 \frac{1}{3},$$

radiation similarity criterion $k_o d / \alpha = 0.301$ – 1.145 , integral heat transfer number $K_{h,t} = 0.15$ – 0.67 , specific energy release in the chamber $q_y = 0.76$ – 1.73 MW/m³.

CONCLUSION AND DISCUSSION

The resulting generalized criterial dependence (5) makes it possible to assess the contribution of radiative and convective components to the complex heat exchange for combustion chambers of small capacity boilers, and to identify the qualitative and quantitative dependence of integral radiative and convective heat exchange on the main geometrical, physical and combustion mode factors of small furnace chambers.

The evaluated reliability of the experimental data shows that the value of the limiting mean square error in determining the number of integral heat transfer $K_{h,t}$ will be 3.24 %. The correlative assessment of the compliance of the generalized dependence (5) was based on the number of integral heat transfer $K_{h,t}$ and the temperature of gases at furnace outlet T_2 . For all experiments, the deviation of calculated data from the experimental results with 95 % probability does not go beyond the confidence interval of ± 9.52 %.

REFERENCES

1. Havanov P.A. *Sources of heat of autonomous heat supply systems*. Moscow, MGSU, 2014; 202. (rus.).
2. Kalchevsky S. *Renewable energy sources, waste energy in industry*. Sofia. Avangard Prima. 2012.
3. Ferreira D.J.O., Cardoso M., Park S.W. Gas flow analysis in a Kraft recovery boiler. *Fuel Processing Technology*. 2010; 91(7):789–798. DOI: 10.1016/j.fuproc.2010.02.015
4. Caudal J., Fiorina B., Labégorre O., Gicquel O. Modeling interactions between chemistry and turbulence for simulations of partial oxidation processes. *Fuel Processing Technology*. 2015; 134:231–242. DOI: 10.1016/j.fuproc.2015.01.040
5. Bryukhanov O.N., Shevchenko S.N. *Thermal power : textbook*. Moscow, Infra-M, 2014; 464. (rus.).
6. Akimov L.M., Vinogradov P.M., Akimov E.L. Analysis of the influence of the functional planning structure of the city on air pollution. *Ecological assessment and mapping of the state of the urban environment*. Voronezh, Voronezh State University, 2014; 55–65. (rus.).
7. Delyagin G.N., Lebedev V.I., Permyakov B.A., Khavanov P.A. *Heat-generating attitudes: textbook for universities. 2nd ed., Processed and supplemented*. Moscow, Bastet, 2010; 624. (rus.).
8. Lemanov V.V., Terekhov V.I. Features of heat transfer at the frontal point of the impact-impactive stream in the small numbers of Reynolds. *TVT*. 2016; 54(3):482–484. (rus.).
9. Khavanov P., Chulenyov A. Flue gas removal systems are a key issue in the application of condensing boilers. *Journal of Physics: Conference Series*. 2021; 2096(1):012057. DOI: 10.1088/1742-6596/2096/1/012057
10. Khavanov P. Autonomous active solar energy systems for heat supply in housing and communal services. *Light & Engineering*. 2021; 05-2021:51–55. DOI: 10.33383/2021-079
11. Kemp W. *The Renewable Energy Handbook: A Guide to Rural Independence, Off-Grid and Sustainable Living*. New Society Publishers, 2004.
12. Novak S. Photovoltaic in the world. Status and future trends. *Chairman IEA PVPS. Seminar in PV Research & Technological Development in European Union New Member and Candidate States*. Warsaw, Poland, 2004.
13. Chulenyov A.S. Calculation of heat transfer in condensing boilers. *2019 International Multi-Conference on Industrial Engineering and Modern Technologies (FarEastCon)*. 2019. DOI: 10.1109/fareast-con.2019.8934299
14. Shi X., Nazari M.H. A comparison between the effects of different deicers on external corrosion of buried pipes. *Proceedings of 1st Corrosion and Materials Degradation Web Conference*. 2021. DOI: 10.3390/cmdwc2021-09999
15. Ko J., Park J., Jeong J.W. Energy saving potential of a model-predicted frost prevention method for energy recovery ventilators. *Applied Thermal Engineering*. 2021; 185:116450. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116450
16. Shigapov A.B. Radiation heat transfer in boiler furnaces. *Izvestia of higher educational institutions. Energy problems*. 2014; 1-2:27–36. (rus.).

17. Kharlamova N.A. Communal energy in agricultural sphere: state, problems and prospects. *The Agrarian Scientific Journal*. 2019; 11:99-101. DOI: 10.28983/asj.y2019i11pp99-101 (rus.).

18. Zervos A., Lius Ch., Schrafer O. *Tomorrow's World, Renewable Energy World*. 2004; 7(4).

19. Nikolaev V.G. et al. *Prospects for the development of renewable energy sources in Russia. Results of the project Tacis Europe AID/116951/C/SV/RU*. Moscow, Atmograph, 2009; 455. (rus.).

20. Dyakov A.F. *Small power industry of Russia: problems and prospects*. Moscow, Energoprogress: Energetik, 2003; 127. (rus.).

Received September 22, 2022.

Adopted in revised form on September 29, 2022.

Approved for publication on September 29, 2022.

B I O N O T E S: **Anatoly S. Chulenyov** — Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Heat and Gas Supply and Ventilation; **Moscow State University of Civil Engineering (National Research University) (MGSU)**; 26 Yaroslavskoe shosse, Moscow, 129337, Russian Federation; ID RISC: 709602, Scopus: 57131093800, ORCID: 0000-0003-4691-3668; ChulenevAS@mgsu.ru.