

УДК 536.3:535.34

## ПРИМЕНЕНИЕ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО МЕТОДА ТЕПЛООВОГО РАСЧЕТА ДЛЯ ТРУБЧАТЫХ ПЕЧЕЙ С АКУСТИЧЕСКИМИ ГОРЕЛКАМИ

**Вафин Д.Б., Садыкова Д.А.**

*Нижнекамский химико-технологический институт (филиал) ФГБОУ ВПО «Казанский национальный исследовательский технологический университет»,  
Нижнекамск, e-mail: nchti@nchti.ru*

В работе показывается возможность применения дифференциального метода теплового расчета для трубчатых печей нефтехимической промышленности с акустическими горелками настильного пламени. Процессы, протекающие в топочной камере трубчатой печи, моделируются двухмерными уравнениями энергии, переноса излучения, турбулентного движения продуктов сгорания, неразрывности,  $k-\varepsilon$  модели турбулентности и простой модели горения природного газа. Перенос энергии излучением рассматривается в рамках  $S_2$  – приближения метода дискретных ординат. Обсуждаются вопросы постановки граничных условий к перечисленным уравнениям и численной аппроксимации дифференциальных уравнений. Приведены некоторые результаты численных исследований. Показаны изотермы в камере радиации технологической трубчатой печи, вид линий функции тока, распределения поверхностных плотностей лучистых потоков теплоты к трубчатому экрану.

**Ключевые слова:** трубчатая печь, горелки, горение, теплообмен, излучение, турбулентность

## APPLICATION OF THE DIFFERENTIAL METHOD OF THERMAL CALCULATION FOR TUBELAR FURNACES WITH ACOUSTIC BURNERS

**Vafin D.B., Sadykova D.A.**

*Nizhnekamsk Institute of Chemical Technology (Branch) FGBOU VPO «Kazan State Technological University», Nizhnekamsk, e-mail: nchti@nchti.ru*

In work possibility of application of a differential method of thermal calculation for tubular furnaces of the petrochemical industry with acoustic burners with a laying flame is shown. Processes occurring in the furnace tube furnace, simulated two-dimensional energy equation of radiative transfer, turbulent flow of combustion products, continuity,  $k-\varepsilon$  turbulence model and a simple model of the combustion of natural gas. The transfer of energy by radiation is considered as part of  $S_2$  – approximation of the method of discrete ordinates. The issues of boundary conditions to the above equations and numerical approximation of differential equations. Some results of numerical researches are given. Isotherms in the camera of radiation of the technological tubular furnace, a view of lines of function of current, distribution of area densities of radiant streams of warmth to the tubular screen are shown.

**Keywords:** tubular furnace, burners, combustion, heat exchange, radiation, turbulence

В газовой, нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности широкое применение находят трубчатые печи. Для протекания технологических процессов в трубчатых реакторах печей с кратковременным пребыванием продуктов должна быть обеспечена определенная теплонапряженность труб по их длине. Для этого обычно используются инжекционные чашеобразные горелки, беспламенные панельные горелки или горелки настильного сжигания топлива с многоярусным расположением на боковых стенках секции радиации трубчатой печи. Определенное распространение получают плоскопламенные горелки акустического типа АГГ, разработанные в Самарском государственном техническом университете [1]. На рис. 1 показана упрощенная схема акустической горелки.

В корпусе горелки АГГ имеется акустический резонатор, где возникает вихреобразное движение потока газа, создающее две зоны разрежения. За счет разрежения до и после горелки и тяги в печи подсасывает-

ся атмосферный воздух и частично дымовые газы из топки. Выходящая из горелки смесь газа и воздуха направляется на раскаленные стены камеры радиации в виде кругов, распределяется по их поверхности и сгорает в режиме беспламенного горения, создавая температурное поле на излучающих стенах топки.

На рис. 2 показана упрощенная схема камеры радиации печи с двухъярусным расположением акустических горелок. Смесь углеводородов и водяного пара движется внутри вертикальных однорядных труб и нагревается до необходимой температуры за счет излучения продуктов сгорания и раскаленных стен, расположенных симметрично с двух сторон относительно трубчатого экрана.

Погрешность в оценке локальных значений тепловых потоков, скорости продуктов сгорания в пристеночном слое, температуры стенки труб и футеровки в лучшем случае значительно удорожает, а в худшем – существенно снижает срок службы печи.

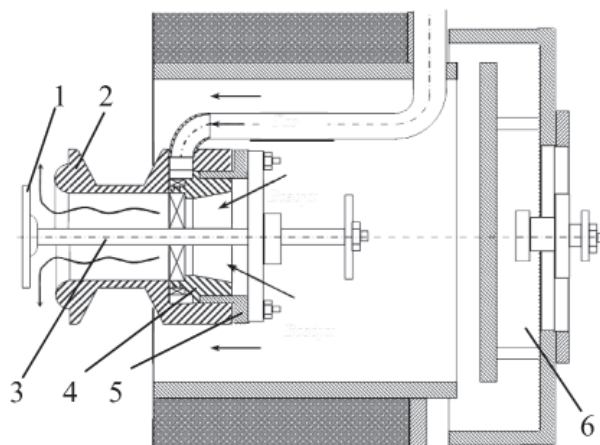


Рис. 1. Акустическая газовая горелка:

1 – отражающий диск; 2 – корпус; 3 – шток; 4 – резонатор; 5 – прижимной фланец;  
6 – регулятор эжекции воздуха и шумоглушитель

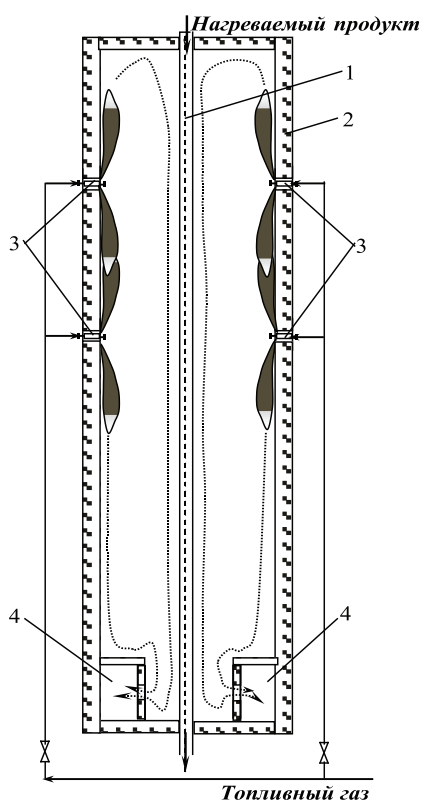


Рис. 2. Камера радиации трубчатой печи:

1 – трубчатый экран; 2 – футеровка;  
3 – акустические горелки; 4 – переход  
в конвекционную часть

Рассматриваемые в данной работе трубчатые печи характеризуются малой шириной

радиационной камеры по сравнению с ее длиной и высотой, симметричным расположением трубчатого экрана и ряда горелок. В этом случае изменение параметров потока по длине намного меньше, чем по ее ширине и высоте. Поэтому задачу теплообмена и газовой динамики продуктов сгорания можно рассматривать в двухмерной постановке. Малый диаметр труб реакционного змеевика по сравнению с размерами камеры радиации и малый шаг между ними позволяет рассматривать трубчатый экран как твердую стенку, воспринимающую лучистые потоки, что также упрощает решение газодинамической задачи. В случае настольного сжигания топлива и использования беспламенных горелок имеет место косвенный направленный режим теплообмена.

Разработанный нами дифференциальный метод расчета внешнего теплообмена в трубчатых печах [2–5] здесь используется для моделирования печей с газовыми акустическими горелками настольного пламени. В работе [5] было показано применение данного метода для теплового расчета топок с веерными горелками настольного сжигания топлива.

Дифференциальный метод теплового расчета топок основан на совместном численном интегрировании двухмерных уравнений переноса излучения (1), энергии (2), турбулентного движения продуктов сгорания (3), двухпараметрической  $k-\epsilon$  модели турбулентности (4), неразрывности и состояния (5), модели горения (6):

$$\Lambda \tilde{N} I_{\lambda}(\mathbf{M}, \Lambda) + k_{\lambda}(\mathbf{M}) I_{\lambda}(\mathbf{M}, \Lambda) = \alpha_{\lambda}(\mathbf{M}) I_{b\lambda}(T) + \frac{\beta_{\lambda}(\mathbf{M})}{4\pi} \int_{4\pi} I_{\lambda}(\mathbf{M}, \Lambda) \gamma_{\lambda}(\Lambda, \Lambda') \Lambda' d\Omega; \quad (1)$$

$$\rho c_p u \frac{\partial T}{\partial x} + \rho c_p v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda_{\text{эф}} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda_{\text{эф}} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + (q_v - \text{div} \mathbf{q}_p); \quad (2)$$

$$\left. \begin{aligned} \rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \left( \mu_{\text{эф}} \left( 2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \operatorname{div} v \right) \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_{\text{эф}} \left( 2 \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right) + f_1; \\ \rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_{\text{эф}} \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_{\text{эф}} \left( 2 \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \operatorname{div} v \right) \right) + \\ &+ \mu_{\text{эф}} \left( 2v - \frac{2}{3} \operatorname{div} v \right) + f_2. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho u \varphi) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v \varphi) = \frac{\partial}{\partial x} \left( \Gamma_{\varphi} \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \Gamma_{\varphi} \frac{\partial \varphi}{\partial y} \right) + S_{\varphi}; \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho \cdot u)}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v) = 0; \quad p = \frac{\rho}{\mu_{\text{см}}} RT; \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho u m_r) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v m_r) = \frac{\partial}{\partial x} \left( \Gamma_r \frac{\partial m_r}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \Gamma_r \frac{\partial m_r}{\partial y} \right) + S_r. \quad (6)$$

В этих уравнениях  $I_{\lambda}(\mathbf{M}, \Lambda)$  – спектральная интенсивность излучения в точке  $\mathbf{M}$  в направлении  $\Lambda$ ;  $I_{b\lambda}(T)$  – спектральная интенсивность излучения черного тела при температуре  $T$ ;  $k_{\lambda}(\mathbf{M}) = \alpha_{\lambda} + \beta_{\lambda}$  – спектральный коэффициент ослабления;  $\alpha_{\lambda}(\mathbf{M})$ ,  $\beta_{\lambda}(\mathbf{M})$  – спектральные коэффициенты поглощения и рассеяния;  $\gamma_{\lambda}(\Lambda, \Lambda')$  – индикатриса рассеяния;  $u, v$  – компоненты скорости продуктов сгорания вдоль осей  $x$  и  $y$ ;  $c_p$  – изобарная теплоемкость;  $\lambda_{\text{эф}} = \lambda + \lambda_r$  – коэффициент эффективной теплопроводности;  $\rho$  – плотность;  $p$  – давление;  $R$  – универсальная газовая постоянная;  $\mu_{\text{см}}$  – эффективная молярная масса продуктов сгорания;  $q_v$  – объемная плотность источников тепла;

$\operatorname{div} \mathbf{q}_p$  – мощность плотности лучистых потоков;  $\mu_{\text{эф}} = \mu + \mu_r$  – эффективная вязкость;  $k, \varepsilon$  – кинетическая энергия турбулентных пульсаций и скорость ее диссипации;  $\varphi = \{k, \varepsilon\}$ ;  $\Gamma_{\varphi} = \mu + \mu_r / \sigma_{\varphi}$  – коэффициент переноса;  $S_{\varphi}$  – источниковый член;  $m_r$  – массовая концентрация горючего (уравнение для концентрации окислителя  $m_{\text{ок}}$  также имеет вид (6));  $S_r$  – скорость химической реакции;  $\Gamma_r = \mu / \sigma_r$  – коэффициент переноса, где  $\sigma_r$  – число Шмидта.

Система координат и изотермы в верхней части камеры радиации, полученные в результате расчетов, показаны на рис. 3, который представлен повернутым на  $90^\circ$ . На самом деле ось  $x$  направлена вертикально вниз.

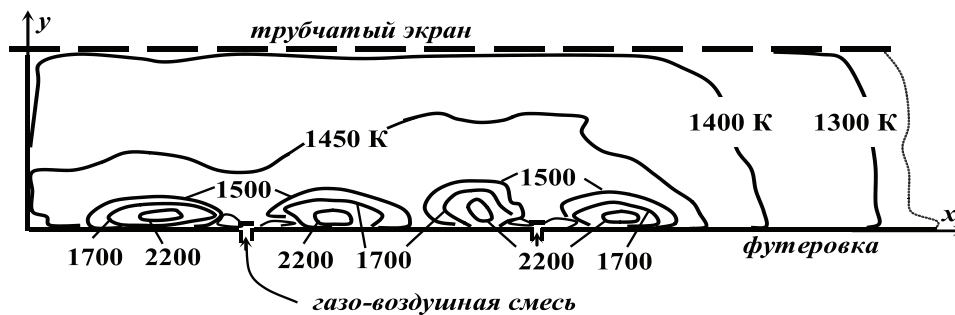


Рис. 3. Система координат и изотермы в камере радиации

При моделировании работы акустических горелок предполагается, что газ на горение, частично перемешанный с воздухом, поступает в камеру радиации через две узкие щели параллельно стенкам в противоположных направлениях. Еще по четырем щелям с двух сторон от газовых щелей поступает вторичный воздух.

В методе дискретных ординат уравнение переноса излучения (1) заменяется системой дифференциальных уравнений

относительно интенсивности излучения  $I_m^k$  вдоль ограниченного количества выделенных направлений  $S_m \{S_m; m = 1, N_o\}$ . Эти направления задаются набором угловых координат  $\{\mu_m, \xi_m; m = 1, N_o\}$ . В зависимости от их количества различают  $S_2$  – приближение ( $N_o = 4$ ),  $S_4$  – приближение ( $N_o = 12$ ), и другие [6]. Вместо интегро-дифференциального уравнения получается система дифференциальных уравнений относитель-

по интенсивности излучения  $I_m^k$  в  $k$ -м спектральном диапазоне вдоль каждого из этих направлений  $m$ . В данной работе используется  $S_2$  – приближение. Для вычисления интегрального по спектру коэффициента поглощения газообразных продуктов сгорания использована модель взвешенной суммы серых газов (МВССГ) [7].

Уравнения (1)–(6) дополняются граничными условиями. Для ограничивающих поверхностей задается степень черноты со стороны топки, температура наружной поверхности и эффективный коэффициент теплопроводности стен. С внутренней стороны стены футерованы шамотным кирпичом. Для уравнения энергии, уравнений движения, уравнений модели турбулентности, модели горения на входном участке ставится граничное условие 1-го рода. Для уравнений движения на твердой границе ставятся условия «прилипания» и «непроницаемости». На жесткой стенке для уравнений модели горения задается условие отсутствия потока. Для уравнения энергии на поверхности нагрева ставится граничное условие 1-го рода. Распределение температуры по длине труб задается в виде эмпирической зависимости. На выходе из топки для большинства параметров задается условие нулевого градиента. Для уравнения неразрывности на выходном сечении задается нулевое избыточное давление покидающих топку дымовых газов. На твердой границе диффузионный поток кинетической энергии турбулентности полагается равным нулю.

Для получения дискретных аналогов уравнений сохранения использован метод контрольных объемов в сочетании с методом конечных разностей. Для алгебраической аппроксимации уравнений применена разностная сетка «шахматного» типа. Узлы, в которых определяются продольная  $u$  и поперечная  $v$  составляющие скорости, сдвинуты относительно «основных» узлов на полшага в продольном и поперечном направлениях соответственно. Около футерованной стенки, где расположены горелки, использована более мелкая сетка. Вся область интегрирования разделена на 6000 прямоугольных ячеек.

Подробное описание вопросов постановки граничных условий, численных методов решения исходных уравнений, а также проверка результатов расчетов сравнением с имеющимися экспериментальными данными приводится в работе [3]. Решение задачи сложного теплообмена проводится по итерационной схеме. В каждой итерации последовательно решаются газодинамическая и тепловая задачи.

Расчеты внешнего теплообмена и аэродинамики топочных газов при настильном сжигании топлива с использованием акустических горелок выполнены на примере трубчатой печи двухстороннего обогрева реакционных труб. Камера радиации указанной печи состоит из двух секций, расположенных симметрично относительно однорядного трубчатого змеевика с вертикальным расположением труб. Количество труб в змеевике 28, диаметр  $134 \times 12$  мм, шаг между ними 300 мм, обогреваемая длина труб  $L = 10$  м. Ширина секции  $H = 1,5$  м. В проведенных расчетах акустические горелки были расположены в два яруса: верхний ярус на расстоянии 1,5 м от свода, расстояние между верхним и нижним ярусами – 2 м.

В тестовых расчетах в качестве топливного газа использовался метан. Расход газа на горение составлял  $B_T = 0,396$  нм<sup>3</sup>/с, теплота сгорания  $Q_n^p = 35818$  кДж/нм<sup>3</sup>. Температура топливной смеси на входе в горелки 323 К, температура воздуха, подаваемого в горелки в проведенных расчетах, принята такой же. Коэффициент избытка воздуха  $\alpha_T = 1,07$ . Расчеты выполнены при равномерном распределении топливного газа по ярусам горелок.

Эффективная степень черноты поверхности нагрева равна 0,79. Температура наружной поверхности труб линейно менялась от 1150 до 1200 К. Предполагается, что твердые поверхности диффузно испускают собственное и отражают падающее излучение. Степень черноты футерованных боковых стенок  $\epsilon = 0,42$ , коэффициент теплопроводности с учетом многослойности стенок  $\lambda = 0,35$  Вт/(м·К). Учитывалась потеря теплоты через стенки за счет теплопроводности. Наружная температура стенок печи принята равной 300 К. Толщина стенок 0,45 м. Степень черноты свода принята равной 0,67, а пода – 0,69.

На рис. 4 показаны расположения линий функции тока  $\psi$  в одной секции камеры радиации.

Как видно из рис. 3 и 4, при использовании акустических горелок поля температур и скоростей продуктов сгорания становятся более сложными. Области наиболее высоких температур продуктов сгорания возникают у футерованной боковой стенки печи около мест расположения горелок, что приводит к разогреву футеровки примерно до 2000 К. Непосредственно около отражательного диска горелок температура невысокая, так как газо-воздушная смесь небольшой температуры еще только воспламеняется. Поток лучистой энергии от

раскаленной футеровки через неизотермический слой продуктов сгорания передается реакционным трубам. Около трубчатого

экрана располагается область относительно умеренных температур продуктов сгорания порядка 1400 К.

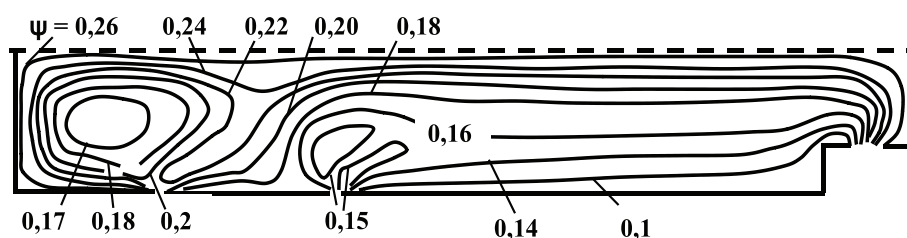


Рис. 4. Вид линий функции тока в камере радиации

Поле течения состоит из трех зон прямого тока, которые разделены зонами обратного течения. Первая зона прямого тока образуется продуктами сгорания первого яруса горелок, направленных к своду печи. Эти линии тока идут вдоль верхней части футеровки боковой стенки, свода и трубчатого экрана до туннеля сбора дымовых газов в нижней части печи. Температура этого слоя постепенно снижается от 1500 у свода до 1220 К на выходе из камеры радиации. Вторая зона прямого тока образуется частями продуктов сгорания горелок первого и второго ярусов и на уровне второго яруса горелок образуют общий поток с дымовыми газами первой зоны. Третья зона прямого тока образуется продуктами сгорания горелок второго яруса и располагается у боковой стенки печи ниже второго яруса, обогревая футеровку.

Определенную часть топочного объема занимают зоны обратного тока, расположенные чуть выше места расположения ярусов горелок. Зона обратного тока имеет температуру порядка 1450 К, что объясняется, с одной стороны, охлаждающим действием поверхности нагрева и, с другой,

значительной удаленностью от области тепловыделения. Из зон обратных токов подсасываются продукты сгорания к устью горелок, что способствует устойчивости горения газо-воздушной смеси.

На рис. 5 представлены графики распределения поверхностной плотности теплового потока  $q$  вдоль реакционных труб. На том же рисунке штриховой линией показано изменение теплонапряженности реакционных труб при использовании инжекционных горелок той же тепловой мощности, расположенных на своде посередине секции радиации печи. Обращает внимание достаточно равномерное изменение поверхностных плотностей тепловых потоков вдоль реакционных труб в области расположения акустических горелок. Наличие небольших колебаний теплонапряженности труб в этой области можно объяснить соответствующим характером поля температур продуктов сгорания вблизи горелок, показанным на рис. 3. В то же время при использовании горелок, расположенных на своде печи, получается неравномерное распределение плотностей тепловых потоков вдоль реакционных труб с характерным максимумом в районе факела.

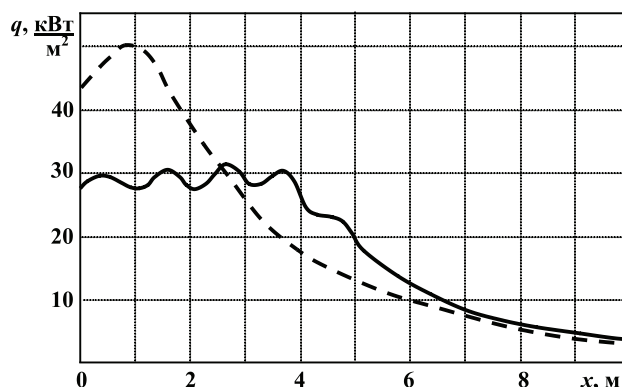


Рис. 5. Распределение поверхностных плотностей тепловых потоков вдоль реакционных труб: — с акустическими горелками; - - - с горелками, расположенными на своде

### Выводы

Проведенные расчеты показывают, что дифференциальный метод теплового расчета топок можно использовать для определения локальных значений температур и скоростей продуктов сгорания в объеме камеры радиации трубчатых печей с акустическими горелками, расположенными на боковых стенках. Одновременно определяются поверхностные плотности лучистых, конвективных и суммарных тепловых потоков к реакционным трубам, а также температура футеровки. При совместном решении задач внутриреакторных процессов и внешнего теплообмена определяются и локальные значения температуры стенок реакционных труб.

### Список литературы

1. Ентус Н.Р., Шарихин В.И. Трубчатые печи в нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности. – М.: Химия, 1987. – 304 с.
2. Абдуллин А.М., Вафин Д.Б. Численное моделирование локального теплообмена в топках трубчатых печей на основе дифференциальных приближений для лучистого переноса тепла // ИФЖ. – 1991. – Т.60. № 2. – С. 291–297.
3. Вафин Д.Б. Сложный теплообмен / Радиационный теплообмен в энергетических установках. Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2011. – 251 с.
4. Вафин Д.Б. Тепловой расчет топок с многоярусным расположением настилающих горелок // Известия высших учебных заведений: Проблемы энергетики. – 2009. – № 1–2. – С. 53–60.
5. Вафин Д.Б., Садькова Д.А. Применение дифференциального метода теплового расчета для трубчатых печей с веерными горелками настольного пламени // Фундаментальные исследования. – 2013. – № 6. – С. 13–18.
6. Fiveland W.A. Discrete – ordinate solutions of the radiation transport equation for rectangular enclosures // Trans. ASME: J. Heat Transfer. – 1984. – Vol. 106. – № 4. – P. 699–706.

7. Smith T.F., Shen Z.F., Friedman J.N. Evaluation of Coefficients for the Weighted Sum of Gray Gases Model // J. Heat Transfer. – 1982. – № 104. – P. 602–608.

### References

1. Entus E.R., Sharigin V.I. Tube furnaces in refining and petrochemical industries. – M.: Chemistry, 1987. – 304 p.
2. Abdullin A.M., Vafin D.B. Numerical simulation of local heat transfer in furnace tube furnace based on differential approximation for radiative heat transfer // Journal of Engineering Physics. – 1991. – Vol. 60. – №2. – P. 291–297.
3. Vafin D.B. Complex heat transfer / Radiation heat transfer in power plants. – Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2011. – 251 p.
4. Vafin D.B. Thermal design of furnaces with multi-location flooring burner // Proceedings of higher education: Issues of Energy. – 2009. – № 1–2. – P. 53–60.
5. Vafin D.B., Sadykova D.A. Application of the differential method of thermal calculation for tube furnaces with fan-shaped near-wall flame burners // Fundamental research. – 2013. – № 6. – P. 13–18.
6. Fiveland W.A. Discrete – ordinate solutions of the radiation transport equation for rectangular enclosures // Trans. ASME: J. Heat Transfer. – 1984. – Vol. 106. – № 4. – P. 699–706.
7. Smith T. F., Shen Z.F., Friedman J.N. Evaluation of Coefficients for the Weighted Sum of Gray Gases Model // J. Heat Transfer. – 1982. – № 104. – P. 602–608.

### Рецензенты:

Шигапов А.Б., д.т.н., профессор кафедры «Котельные установки и парогенераторы», ФГБОУ ВПО «Казанский государственный энергетический университет», г. Казань;

Липаев А.А., д.т.н., профессор кафедры разработки и эксплуатации нефтяных и газовых месторождений Альметьевского государственного нефтяного института Минобрнауки РФ, г. Альметьевск.

Работа поступила в редакцию 15.09.2014.