

АДАПТАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ОБОБЩЕННОГО ТЕПЛООБМЕНА В ТОПКАХ

Е.В. Торопов¹, Л.Е. Лымбина²

¹ Научно-производственная компания «УралТермоКомплекс», г. Екатеринбург, Россия,

² Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Россия

Рассмотрение схемы потоков продуктов сгорания в топках и проточных камерах сгорания в рамках парадигмы теплообмена позволило определить соотношение обобщенных механизмов теплопереноса – конвективного и радиационного. Реализован переход от равномерного распределения скорости потока газов к неравномерному распределению в топках с ограждением, имеющим особенности геометрии. Это дало возможность учесть применение газов рециркуляции, двухсветных экранов, изменение формы и величины поперечного сечения топки, установку в топке ширмовых поверхностей. Рассмотрены условия корректности математической модели, при этом получены собственные числа краевой задачи в условиях несимметричного температурного поля и функция изменения температуры газов по высоте топки. Сравнительный анализ характера изменения температуры газов по высоте по предложенной модели с расчетом для парового котла производительностью 950 т/ч по нормативному методу показал удовлетворительное согласование расчетных данных с погрешностью +4,87 %.

Ключевые слова: парадигма теплообмена, топка, тепловые потоки, распределение температуры, корректность, рециркуляция.

Введение, постановка задачи

Опубликованная ранее модель [1] содержит аналитическое описание сложного комбинированного тепло- и массопереноса в проточных камерах сгорания и топках. При достаточно широком применении численных методов в эпоху «цифровизации» [2–5] может сложиться впечатление, что аналитические методы решения сложных задач теплопереноса не обладают достаточным конкурентным потенциалом при сравнении с численными методами с применением современных компьютеров. Однако численные методы всегда требуют обоснования достоверности применяемой модели, учета многомерности геометрической области, наличия у нее переменных границ и т. п.

Общим недостатком численных методов при проведении многофакторного многовариантного анализа является получение в результате огромного объема избыточной информации в связи с необходимостью определения всей эволюции потенциалов теплопереноса с участием массопереноса. В результате возникают трудности при обобщении до аналитических зависимостей и решении логических задач на основе цифровых массивов типа «болота многомерности» [4].

Основоположник современной системы ANSYS Д.Б. Сполдинг, который теорию системы изложил в 1956 г., в 2007 г. отмечал некоторый застой во внедрении численных методов. Он назвал главной причиной застоя коммерциализацию научных и проектных расчетов [6]. Видимо, это не единственная причина, нужно еще отметить недоступность методики с любого ПК, негибкость модели относительно изменения исходных данных и технологической схемы процессов и др. Пред-

ставляется рациональным без противопоставления обоих методов применять их в тех областях, где они обладают несомненными преимуществами, а также применять совместно. Надо также отметить, что наличие достоверных аналитических зависимостей значительно упрощает переход к численной модели, что усиливает актуальность работы с парадигмой сложного теплообмена.

1. Схемы газовых потоков в топках котельных агрегатов

Топочный объем котельного агрегата (КА) разбивается по высоте на зону интенсивного горения (ЗИГ) и основной объем топки. Естественным нулем отсчета высоты принимается конструктивное значение $h_{\text{ЗИГ}}^0$, обычно расположенное ниже кромки амбразуры на 1,5 м, без учета ввода в ЗИГ газов рециркуляции и дополнительной влаги, так как учет этих факторов производится умножением $h_{\text{ЗИГ}}^0$ на отношение количества продуктов сгорания с балластом к расчетному количеству без балласта. Значение $h_{\text{ЗИГ}}^0$ определяется в зависимости от расстояния между осями горелок по высоте с учетом ярусов h_i , сложенного с припусками $(D_a + 3)$, где D_a – диаметр амбразуры горелки в метрах [7].

После ЗИГ поток входит в основной объем топки и сформированное температурное поле является начальным условием при расчете тепло- и массообмена по модели парадигмы. Температурное поле после ЗИГ определяется условиями компоновки горелок, при этом отмечаются пять основных компоновочных схем: фронтальная, встречная, встречно-смещенная, тангенциальная и подовая [8]. Приняв за основу эти схемы, основанные на принятых методических указаниях, под-

твержденных данными эксплуатации, можно составить качественную картину температурного поля потока газов на входе в основной объем топки.

Первые три схемы относятся к топкам призматической формы при расположении горелок на фронтальной и задней стенах. При односторонней фронтальной компоновке максимум температуры наблюдается у задней стенки, при встречной компоновке максимум расположен в центре топки, при встречно-смещенной – максимум также в центре, но более сглаженный. Тангенциальная компоновка применяется на топках квадратного сечения, при этом наблюдаются четыре максимума, их расположение – ближе к боковым стенам.

Подовая компоновка применяется в котельных агрегатах, сжигающих жидкое топливо с высоким содержанием серы, она обеспечивает равномерный тепловой поток на стены в плане, что снижает возможность возникновения разветок. Подовая компоновка позволяет получить факел с высокой плотностью распределения частиц топлива в начальных участках факела, что гарантирует отсутствие недожога на выходе из топки.

2. Парадигма теплообмена при равномерной температуре на входе

Обычно применяемая для аналитических исследований конвективного теплообмена система дифференциальных уравнений в частных производных основана на сочетании уравнений Фурье – Кирхгофа в энергетической части с уравнениями Навье – Стокса в гидродинамической части. Из-за большого числа нелинейных зависимостей общая система не решается аналитически, но при ряде упрощений с использованием результатов экспериментов получены значительные результаты, в том числе теория подобия и моделирования теплообмена и основы численных методов.

В качестве альтернативного метода описания сложного теплообмена предложена схема для изотропного излучения в условиях лучевого переноса теплоты с невысоким градиентом температур. Эти условия достаточно близко соответствуют турбулентным потокам излучающих сред в топках, когда лучевой перенос оказывается одного порядка с турбулентным переносом и значительно уступает по величине конвективному переносу энергии. В этих условиях без учета прихода теплоты от догорания топлива баланс тепловых потоков для любой точки потока газов записывается в виде

$$\operatorname{div} \bar{q}_c + \operatorname{div} \bar{q}_{cd} + \operatorname{div} \bar{q}_r = 0, \quad (1)$$

где $\bar{q}_c = \bar{w} \rho c_p T$ – вектор конвективного переноса энтальпии топочной среды, Вт/м²; $\bar{q}_{cd} = -\lambda_{cd} \nabla T$ – вектор диффузионного переноса энергии теплопроводными турбулентным и молекулярным механизмами, Вт/м²; далее $\bar{q}_r = -\lambda_r \nabla T$ – вектор диффузионного лучевого (радиационного) переноса энергии топочной среды, Вт/м². Коэффициен-

тами теплопроводного и лучевого переноса являются $\lambda_{cd} = \lambda_m + \lambda_{tb}$ и $\lambda_r = 16\sigma_0 T^3 / 3k_d$, Вт/м·К, где σ_0 – коэффициент излучения абсолютно черного тела, k_d – средний по объему топочной среды коэффициент ослабления, 1/м.

Перенос теплоты также возможен совместно с переносом массы вещества в условиях температурного градиентного поля ∇T_Σ с коэффициентом переноса $D\rho c_p \equiv \lambda_{ms}$, Вт/м·К, при этом плотность теплового потока составит $\bar{q}_{ms} = -\lambda_{ms} \nabla T$, Вт/м²; здесь D – коэффициент массовой диффузии, м²/с. Это позволяет все диффузионные механизмы, имеющие множитель ∇T , объединить с помощью равенства $\lambda_\Sigma = \lambda_m + \lambda_{tb} + \lambda_r + \lambda_{ms}$.

Уравнение (1) приведено к каноническому виду линейного дифференциального уравнения второго порядка для двухмерной задачи $\theta = f(x, y)$

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} - \frac{w_x}{a_\Sigma} \frac{\partial \theta}{\partial x} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} = 0, \quad (2)$$

где $\theta = T - T_w$ – избыточная температура потока топочных газов T над температурой панелей стен топки T_w , К; $w_x \approx \bar{w}$ для проточных каналов; $a_\Sigma = \lambda_\Sigma / \rho c_p$ – обобщенный коэффициент теплопроводности топочной среды, м²/с.

Уравнение (2) решено методом Фурье при граничных условиях III рода на стенке и краевом значении при $x = 0$ $\theta_0 = T_0 - T_w$, причем начальное значение температуры среды на входе в канал принято не зависящим от координаты y . Решение уравнения (2) представлено в виде произведения двух температур $\theta = \theta_x \theta_y$, где θ_x – изменение избыточной температуры вдоль вертикальной координаты x , а θ_y – изменение температуры по нормали к x ; при учете третьей координаты решение имеет вид $\theta_x \theta_y \theta_z$.

Показано, что безразмерная температура любой точки $\Theta = \theta_x \theta_y \theta_z / \theta_0^3$ определяется только одним критерием $Nu_\Sigma = \alpha_\Sigma y / \delta_y$, или $Nu_\Sigma = \alpha_\Sigma z / \delta_z$ при рассмотрении изменения температуры в соответствующем направлении. При неизменных краевых условиях касательные к функциям $\Theta = f(X, Y)$ в точке на внутренней поверхности теплообмена топки сходятся в одной точке на расстоянии $1/Nu_\Sigma$ от этой поверхности. Существует возможность применения разработанной математической модели для определения безопасной относительно шлакования поверхностей тепловосприятности высоты топки. При совершенствовании модели можно распространить решение на начальные температуры $\theta_0 \neq \text{const}$, учесть ввод газов рециркуляции в топку и изменение формы и размеров топочного объема по высоте.

3. Учет формы начальной температуры $\theta_0 \neq \text{const}$

Пространственное распределение начальной температуры для основного объема топки $\theta_0(y)$ складывается как результат распределения пото-

ков в ЗИГ, связанный с ее компоновкой. Следуя классификации, предложенной в [8] для наиболее распространенных видов компоновки ЗИГ в зависимости от конструкции КА, можно отметить фронтальную, встречную, встречно-смещенную, тангенциальную и подовую компоновки. Пользуясь этими данными, можно произвести качественную оценку распределения $\theta_0(y)$: при фронтальной компоновке – явная асимметрия относительно оси y , при встречной компоновке – симметричная $\theta_0(y)$ с максимумом при $y \approx 0$. При встречно-смещенной появляется слабый максимум при $y \approx 0$, аналогично определяются оценки распределения при других компоновках. Согласование распределения температуры в конце ЗИГ с экологическими показателями работы КА не является случайным, так как области повышенной температуры являются основным источником повышенных выбросов термических оксидов азота.

Решение уравнения (2) при симметрии $\theta_0(y)$ относительно вертикальной оси x имеет вид [1]

$$\theta = \theta_x \theta_y = C_1 C_4 \exp(\gamma_1 x) \cos(ky) + C_2 C_4 \exp(\gamma_2 x) \cos(ky), \quad (3)$$

где $\gamma_{1,2} = w_x / 2a_\Sigma \pm (w_x^2 / 4a_\Sigma^2 + k^2)^{0,5}$, k – константа разделения.

Вторым условием однозначности принимается граничное условие III рода на поверхности тепловосприятия при $y = \delta$, что приводит к характеристическому уравнению $k\delta / Nu_\Sigma = \text{ctg}(k\delta)$, что дает сходящийся ряд собственных чисел краевой задачи $k\delta = \mu_i$ при $i = 1, 2, 3, \dots, n$. Число $Nu_\Sigma = \alpha_\Sigma \delta / \lambda_\Sigma$ определяется с учетом соотношения между конвективной и радиационной составляющими теплового потока в топке с использованием нормативных материалов [9].

Форма зависимости, представляющей экспериментальные данные по начальному значению температуры на входе в основную часть топки, может быть различной. Корректность краевой задачи для начального момента времени связана с правилом эквивалентности математической модели и физического образца, которое требует «рефлексивности отношений эквивалентности, симметричности и транзитивности» [10]. Первое требование означает, что эквивалентные факторы в модели и образце однозначно описываются в статике и динамике тепло- и массообмена. Второе требование означает, что при рассмотрении симметричной задачи характеристики процессов не изменяются. Транзитивность означает, что в случае обнаружения третьей системы математического или физического характера триада считается эквивалентной. В совокупности корректность задачи приводит к прогнозируемому решению, для чего необходимо принять $\Theta_0 = 1,0$. Нобелевский лауреат по экономике Джо Нэш отмечал: «Если я поставил задачу, значит, я уже знаю ее решение». Коррект-

ная постановка краевой задачи отвечает получению достоверного аналитического решения.

В принятой модели с парадигмой теплообмена, согласно (2) и (3), условиям корректности краевой задачи отвечает схема со снижением температурной разности в потоке газов от максимума при $x = 0$ до заданной величины, например, $t_{sl} - t_w$.

Необходимо при этом рассмотреть фактическое распределение температуры потока газов. Достаточно распространенной формой описания экспериментальных данных является полином второй степени

$$\theta_0(y) = F(y) = \alpha + \beta y + \gamma y^2. \quad (4)$$

При умножении (4) на выражение

$$\sum_{i=1}^n A_i \cos(\mu_i y / \delta)$$

и дальнейшем интегрировании от 0 до δ получает зависимость для $f[\theta_0(y)]$

$$f[\theta_0(y)] = C_4 \alpha \delta \sin \mu_i / \mu_i + C_4 \beta \delta / \mu_i [(\delta \sin \mu_i + \cos \mu_i) - 1] + C_4 \gamma [\delta^3 \sin \mu_i / \mu_i - 2(\sin \mu_i - \delta \cos \mu_i)]. \quad (5)$$

Выражение (5) дает возможность получить константу C_4

$$C_4 = \frac{\theta_0(y) \cos(\mu_i y / \delta)}{f[\theta_0(y)]}. \quad (6)$$

Несмотря на конкретность полученных зависимостей, дальнейший анализ процессов затруднен, так как в методах математической физики отсутствуют решения для полученных выражений [11]. Эти выражения не отвечают требованиям корректности краевой задачи. Аналогичный вывод получается при разложении фактической функции в ряды Фурье. Таким образом, для соответствия требованиям корректности краевой задачи необходимо принять $t_0 = \text{const}$, рационально при этом начальную температуру определить как среднюю по сечению потока газов в топке. Соответствие средней температуры фактическому распределению можно определить по величине коэффициента парной корреляции. При замене $\theta_0(y)$ на среднюю температуру по всему начальному сечению топки $\theta''_0(y)$ требования корректности начальных условий будут удовлетворены. При этом необходимо определить температуру ограждения при $x = 0$, так как начальная разность температур определяется с учетом температуры ограждения t_w .

Для определения температуры ограждения t_w необходимо рассмотреть граничные условия радиационного теплообмена излучающей среды со стенкой. В стационарных условиях удельный радиационный поток энергии в направлении оси y определяется зависимостью [12]

$$q_r = -\frac{4\sigma_0}{3\alpha} \frac{dT^4}{dy}, \quad (7)$$

где $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴) – коэффициент излучения абсолютно черного тела; α – осредненная по спектру поглощательная способность топочной среды, которую можно в данном случае определить как степень черноты среды α_g . Из (7) следует

$$T^4(y) = T_{g,0}^4 - q_r \frac{3\alpha y}{4\sigma_0} \quad (8)$$

и далее разность температур топочной среды на обеих границах слоя от $y = 0$ до $y = \delta$

$$T_{g,0}^4 - T_{g,\delta}^4 = q_r \frac{3\alpha\delta}{4\sigma_0}. \quad (9)$$

Разность температуры топочной среды $T_{g,\delta}^4$ и температуры стенки T_w^4 , определяемая как «температурный скачок»,

$$T_{g,\delta}^4 - T_w^4 = q_r \frac{(1/A_w - 1/2)}{\sigma_0}. \quad (10)$$

Заменив в (7) q_r/σ_0 на выражение

$$q_r/\sigma_0 = \frac{T_{g,0}^4 - T_w^4}{(1/A_w + 1/2)} \quad (11)$$

из формулы (10) получим

$$T_w^4 = \frac{(T_{g,\delta}^4 - T_{g,0}^4)}{0,75\alpha\delta(1/A_w - 1/2)} + T_{g,0}^4. \quad (12)$$

В зависимость (12) входят: $T_{g,0}$ и $T_{g,\delta}$ – температуры, К, на оси потока топочной среды и в области виртуальной «стенки»; A_w – коэффициент поглощения виртуальной «стенки».

Коэффициент поглощения A_w , определяемый как отношение поглощенного потока к падающему радиационному потоку, в случае экранных поверхностей топки КА может быть определен как коэффициент эффективности экранов $A_w \approx \psi_{sh}$. В свою очередь ψ_{sh} связан с угловым коэффициентом облученности экрана конкретной конструкции ϕ_{g-w} и коэффициентом теплового сопротивления изоляции или загрязнений ζ . Таким образом, $A_w = \psi_{sh} = \phi_{g-w}\zeta$; нормативный метод [9] и другие регламентирующие материалы [12] позволяют определить ϕ_{g-w} и ζ в зависимости от конструкции тепловоспринимающей поверхности экранов и вида применяемого топлива.

При переходе к среднему постоянному значению $\theta_0^m(y)$ необходимо применить среднее интегральное значение θ , так как зависимость (4) не линейна

$$\theta_0^m = \alpha + \beta\delta/2 + \gamma\delta^2/3. \quad (13)$$

При $x = 0$ решение (13) приводится к виду

$$\theta_0^m(y) = \sum_{i=1}^n A_i \cos(\mu_i y / \delta), \quad (14)$$

где

$$A_i = \frac{\theta_0^m(y) \cdot 2 \sin \mu_i}{\mu_i + \sin \mu_i \cos \mu_i} = \theta_0(y) D_i, \quad (15)$$

при этом решение для θ_y приобретает вид

$$\theta_y = \theta_0^m(y) \sum_{i=1}^n \frac{2 \sin \mu_i}{\mu_i + \sin \mu_i \cos \mu_i} \cos(\mu_i y / \delta). \quad (16)$$

Для получения констант C_1, C_2 необходимо ввести краевые условия при $x = 0$ и при $x = h$, где h – расстояние от начала топки до рассматриваемой неоднородности, то есть до выходного окна, до изменения формы канала или до места ввода газов рециркуляции:

$$\text{при } x = 0 \quad C_1 + C_2 = \theta_0^m(y); \quad (17)$$

$$\text{при } x = h \quad \theta_{x=h} = -\frac{\lambda_\Sigma}{\alpha_\Sigma} \left(\frac{\partial \theta_x}{\partial x} \right)_{x=h}. \quad (18)$$

Совместное решение уравнений (17) и развернутого (18) дает возможность для определения C_1, C_2 из (3) и в целом распределения температуры по высоте топки от начала $x = 0$ до $x = h$

$$\theta_x = \theta_0(y) \exp(\gamma_2 x) \times \frac{1 - (\beta_2 / \beta_1) \exp[(\gamma_2 - \gamma_1)(h - x)]}{1 - (\beta_2 / \beta_1) \exp(\gamma_2 - \gamma_1)h}. \quad (19)$$

В уравнение (19) введены сокращения:

$$\beta_1 = \alpha_\Sigma / \lambda_\Sigma + \gamma_1; \quad \beta_2 = \alpha_\Sigma / \lambda_\Sigma + \gamma_2.$$

4. Теплофизические характеристики процессов

При адаптации зависимостей для основных безразмерных чисел подобия Нуссельта, Бугера и Больцмана необходимо уточнить компоненты формул для теплопроводности, излучения и конвективного потока вдоль x .

Молекулярная теплопроводность в газах определяется тепловым движением молекул, при этом столкновения молекул разной конфигурации и массы дает целый спектр результатов, описываемых статистическими зависимостями (Максвелл, Больцман). Подробное описание этих результатов выходит за рамки настоящей работы, где определяются в основном границы изменения этих величин. Так, численное значение коэффициента молекулярной теплопроводности λ_m для средней температуры 1200 °С продуктов сгорания топлива среднего состава можно принять равным 0,1262 Вт/м, который увеличивается в 1,2 при турбулизации потока газа [13]. Таким образом, $(\lambda_m + \lambda_{tb}) = 0,1514$ Вт/м·К.

Ранее [14] были получены соотношения для определения Nu_Σ с учетом конвективного механизма теплопереноса вдоль вертикальной координаты, которые можно представить в виде $Nu_\Sigma = 0,61 Bu_{ef} \Psi \cdot (Bo + 1)$, где $\Psi = 2b\psi_w^2 / (2 + \psi_w)$; $b = \lambda_r / \lambda_\Sigma$. Коэффициент тепловой эффективности стен ограждения равен произведению углового коэффициента экрана x_{sh} на термическое сопротивление ζ загрязнений или изоляции $\psi_w = x_{sh}\zeta$. Конструктивный фактор x_{sh} изменяется от 1,0 до 0,2...0,6, тепловое сопротивление для газомазутных котлов $\zeta = 0,65...0,55$, для пылеугольных котлов $\zeta = 0,45...0,55$, параметр $b \approx 1,0$. Таким образом, $\Psi = 0,45$; как показывает численный анализ, $Bu_{ef} = 0,9566$, число $Bo = 0,931$, определяющее число Нуссельта $Nu_\Sigma = 0,507$. Для оценки интерва-

ла изменения Nu_{Σ} был построен график, представленный на рис. 1.

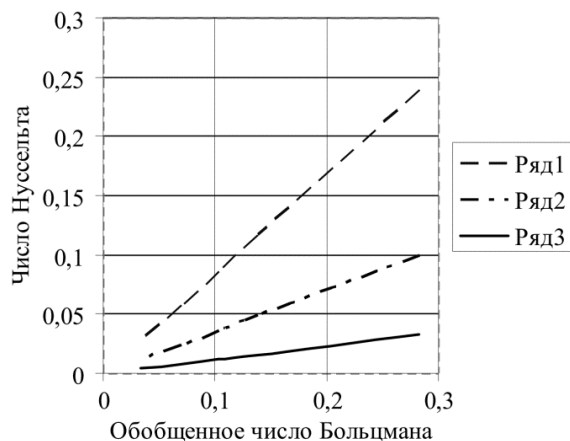


Рис. 1. Число Нуссельта Nu_{Σ} в функции обобщенного числа Больцмана $Bo_u = \Psi \cdot (Bo + 1)$ при параметре числе Бугера Bu_{ef} (1 ряд: $Bu_{ef} = 0,8$; 2 ряд: $Bu_{ef} = 0,6$; 3 ряд: $Bu_{ef} = 0,4$); $\Psi = 2\Psi_w^2 / (2 + \Psi_w)$

Анализ данных, ограниченных рамками построения графика на рис. 1, показывает, что $Nu_{\Sigma} > 0,1$ при $Bo_u = \Psi \cdot (Bo + 1) > 0,117$, число Bu_{ef} при низких значениях $Bo_u = \Psi \cdot (Bo + 1)$ практически не влияет на Nu_{Σ} : отклонение $\pm 11\%$. Эти данные характеризуют задачу по Mu_{Σ} , как теплообмен при средней радиационной массивности среды в канале топки, но при практической эксплуатации котельных агрегатов могут проявиться условия для значения $Nu_{\Sigma} < 0,1$. Факторами, приводящими к этим условиям, могут быть уменьшение Bo из-за снижения тепловой нагрузки, а также снижение Ψ_w из-за увеличения слоя загрязнений на поверхностях экранов.

Теплообмен в топке при низкой радиационной массивности среды дает возможность в сумме бесконечного ряда в (16) ограничиться первыми слагаемыми при определении μ_1 и D_1 , погрешность не превышает $\pm 2,5\%$, при $Nu_{\Sigma} = 0,1$ $\mu_1 = 0,3111$, $D_1 = 1,016$, когда происходит снижение $Nu_{\Sigma} \rightarrow 0$, $\mu_1 \rightarrow 0$, $D_1 \rightarrow 1,0$. В рассматриваемом случае процесс теплопереноса в топке определяется интенсивностью теплоотдачи на поверхность экранов α – это внешняя задача управления, так как $Nu_{\Sigma} \equiv (\delta/\lambda_{\Sigma})/(1/\alpha)$. Любое изменение α при $Nu_{\Sigma} \rightarrow 0$ сразу же изменяет температуру во всем объеме топки, причем температура у поверхности экранов равна температуре на оси топки.

При $1,0 > Nu_{\Sigma} > 0,1$ анализ [15] приводит с учетом фактора термической массивности среды в топке $m = 1 + 0,33Nu_{\Sigma}$ к решению

$$\Theta = \frac{t - t_w}{t_0 - t_w} = \exp \left[- \frac{\alpha x}{(1 + 0,33Nu_{\Sigma})c_p \delta w_x} \right]. \quad (20)$$

При подстановке значений для $\gamma_{1,2}$ согласно (3) и $\beta_{1,2}$ согласно (11) зависимость для θ_x приводится к виду

$$\theta_x = \theta_0 \exp(-\mu_i^2 Ho), \quad (21)$$

где Ho – число гомотронности процессов переноса вдоль оси x , аналогичное числу Фурье в теории теплопроводности, но с заменой τ на x/w : $Ho \equiv \lambda_{\Sigma} x / (\delta^2 w c_p)$, где c_p – объемная изобарная теплоемкость, Дж/м³К; $\mu_i = k_i / \delta$ – собственные числа краевой задачи определяются по справочной литературе для процессов теплопроводности и диффузии с заменой числа Био на число Нуссельта. В соответствии с этими преобразованиями общее решение для двумерного температурного поля приобретает вид

$$\Theta = \frac{\theta_x \theta_y}{\theta_0^2} = \sum_{i=1}^n D_i \cos(\mu_i y / \delta) \exp(-\mu_i^2 Ho). \quad (22)$$

В этой зависимости при низких значениях числа $Nu_{\Sigma} < 0,1$, когда $\sin \mu$ и $\text{tg} \mu$ заменяются своими аргументами, D_i из (14) стремится к 1,0: $D_i \rightarrow 1,0$, уравнение (13) преобразуется к виду

$$\begin{aligned} \Theta &= \cos(\mu_1 Y) \exp(-\mu_1^2 Ho) = \\ &= \cos(Nu_{\Sigma}^{0,5} Y) \exp(-Nu_{\Sigma} Ho). \end{aligned} \quad (23)$$

При этом отношение температуры на оси потока при $Y = 0$ к температуре на виртуальной поверхности экранов при $Y = 1$ стремится к 1,0

$$\frac{\Theta_{Y=0}}{\Theta_{Y=1}} = \frac{\exp(-Nu_{\Sigma} Ho)_{Y=0}}{\cos(Nu_{\Sigma}^{0,5}) \exp(-Nu_{\Sigma} Ho)_{Y=1}} \rightarrow 1,0. \quad (24)$$

Почти линейное распределение температуры по сечению топки означает, что неинтенсивное охлаждение топочных газов слабо влияет на поток топочных газов, процесс охлаждения у стенки становится лимитирующим и для управления топкой необходимо изменять интенсивность охлаждения, то есть увеличивать ψ .

При увеличении числа Нуссельта $Nu_{\Sigma} > 0,1$ происходит постепенное усиление механизмов переноса в направлении оси y , причем усиливается и механизм продольного переноса за счет изменения, согласно характеристическому уравнению, собственных чисел краевой задачи μ . Таким образом, воздействие на двумерное температурное поле требует комплексного подхода согласно зависимости (22).

Тепловой поток в радиальном направлении при определенном температурном напоре $\Delta T = T - T_w$ распределяется по отдельным проводимостям $(\lambda_m + \lambda_{tb}; \lambda_r; \lambda_{ms})$ пропорционально величине этих проводимостей – первое электротехническое правило Кирхгофа. Так как $\lambda_m + \lambda_{tb} = 0,1514$, $\lambda_r = 522,5$, $\lambda_{ms} = 0,5181$, то общая сумма проводимостей составляет 523,17 и общий тепловой поток в направлении оси y распределится таким образом: $q = (0,289 \cdot 10^{-3} + 0,9987 + 0,99 \cdot 10^{-3}) \cdot 523,17$. Даже небольшое изменение λ_r почти пропорционально изменяет тепловой поток, а влияние двух других проводимостей незначительно. Управление таким процессом должно быть сосредоточено на радиационной проводимости топочной среды.

5. Влияние конструктивных факторов на переносные процессы в топке

С целью достижения требуемой интенсивности теплопереноса в топке применяют вынос в топку ширмовых поверхностей, а при большой глубине топки применяют двухсветные экраны – это приводит к несимметричному распределению температуры. Необходимо отметить, что изменение конструктивных факторов требует изменения и режимных факторов.

В [15] и ряде других работ [16, 17] приводятся математические модели для решения несимметричных задач, в основном для процессов теплопроводности. Применение парадигмы теплообмена в топке позволяет на основе аналогий произвести оценку влияния этих решений на двумерное температурное поле в топке, например, с применением двухсветных экранов. Эти модели основаны на приведении граничных условий (ГУ III) к однородному виду и представлении общего решения в виде суммы решения для стационарной задачи, а также функции «нестационарности» с применением в последней метода разделения переменных.

Начало координат выбирается на левой виртуальной поверхности у двухсветного экрана $y = 0$, на правой поверхности расположены обычные экраны топки, где, как и ранее, $y = \delta$ или $Y = y/\delta = 1,0$. Так как единого масштаба температур нет, решение получают в виде избыточной температуры $\theta = t - t_w$, откуда следует разделение ГУ на две части:

для стационарной составляющей

$$\begin{aligned} d^2\theta_{st}/dY^2 &= 0; \\ d\theta_{st}/dY &= -Nu_{\Sigma 1}(\theta_{w1} - \theta_{st}); \\ d\theta_{st}/dY &= -Nu_{\Sigma 2}(\theta_{w2} - \theta_{st}); \end{aligned} \quad (25)$$

для функции «нестационарности»

$$\begin{aligned} \partial\Phi/\partial Ho &= \partial^2\Phi/\partial Y^2; \\ Ho &= 0, \quad \Phi = -\theta_{st}(Y); \\ Y = 0, \quad \partial\Phi/\partial Y - Nu_{\Sigma 1}\Phi &= 0; \\ Y = 1, \quad \partial\Phi/\partial Y + Nu_{\Sigma 2}\Phi &= 0. \end{aligned} \quad (26)$$

Решение системы (25) производится обычным способом при определении констант интегрирования, что дает

$$\theta_{st}(Y) = \frac{\{Nu_{\Sigma 1}\theta_{w1}[1 + Nu_{\Sigma 2}(1 - Y)] + Nu_{\Sigma 2}\theta_{w2}(1 + Nu_{\Sigma 1}Y)\}}{Nu_{\Sigma 1} + Nu_{\Sigma 2} + Nu_{\Sigma 1}Nu_{\Sigma 2}}. \quad (27)$$

По решению системы (26) также определяется характеристическое уравнение

$$\operatorname{tg}\mu = \frac{\mu(1 + Nu_{\Sigma 2}/Nu_{\Sigma 1})Nu_{\Sigma 1}}{(\mu^2 - Nu_{\Sigma 1}Nu_{\Sigma 2})}, \quad (28)$$

а для определения собственных чисел краевой задачи построен график (рис. 2).

При этом избыточная температура $\theta(Y, Ho)$ в условиях несимметричной парадигмы определяется по формуле

$$\theta(Y, Ho) = \frac{Nu_{\Sigma 1}\theta_{w1}[1 + Nu_{\Sigma 2}(1 - Y)] + Nu_{\Sigma 2}\theta_{w2}(1 + Nu_{\Sigma 1}Y)}{(Nu_{\Sigma 1} + Nu_{\Sigma 2} + Nu_{\Sigma 1}Nu_{\Sigma 2})} - \Phi(\mu_i, Y, Ho), \quad (29)$$

где функция «нестационарности» определяется по формуле

$$\Phi(\mu_i, Y, Ho) = 2 \sum_{i=1}^{\infty} \frac{(\mu_i \cos \mu_i Y + Nu_{\Sigma 1} \sin \mu_i Y) [Nu_{\Sigma 1}\theta_{w1} + \theta_{w2}(\mu_i \sin \mu_i - Nu_{\Sigma 1} \cos \mu_i)]}{\mu_i^2 (\mu_i + \sin \mu_i \cos \mu_i) + Nu_{\Sigma 1}^2 (\mu_i - \sin \mu_i \cos \mu_i) + 2\mu_i Nu_{\Sigma 1} \sin^2 \mu_i} \cdot \exp(-\mu_i^2 Ho). \quad (30)$$

Громоздкость выражений (29), (30) легко редуцируется при подстановке конкретных значений величин согласно рис. 1, 2. Аналогично учитывается установка ширмовых тепловоспринимающих устройств, только установка ширм перед пароперегревателями в области высоких температур требует учета этого в расчете допустимой температуры на выходе из топки [1]. А размещение ширм в топке в котлах высокого давления требует разделения топки на отдельные каналы, так же как при установке двухсветных экранов, только с разделением топки по ширине.

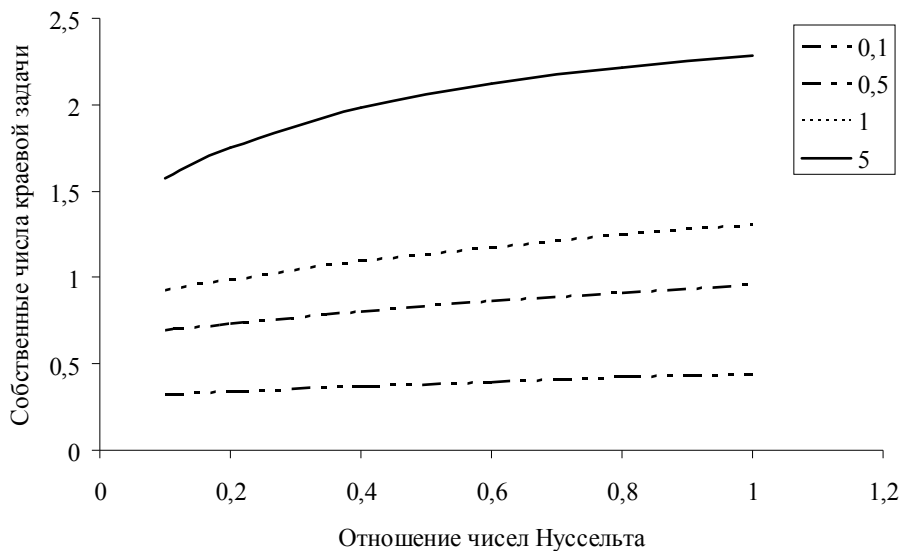


Рис. 2. Собственные числа краевой несимметричной задачи μ_i в функции отношения $Nu_{\Sigma 2}/Nu_{\Sigma 1}$ при изменении $Nu_{\Sigma 1}$ от 0,1 до 5,0

При подаче газов рециркуляции в горизонтальной плоскости с координатой x_{rc} требуется изменить $\gamma_{1,2} = w_x/2a_{\Sigma} \pm (w_x^2/4a_{\Sigma}^2 + k^2)$ в части увеличения скорости потока газов и их температуры, а, следовательно, и параметры $\beta_1 = \alpha_w/\lambda_{\Sigma} + \gamma_1$, $\beta_2 = \alpha_w/\lambda_{\Sigma} + \gamma_2$. При адаптации процесса до x_{rc} расчет температуры ведется без учета рециркуляции, при $x > x_{rc}$ также изменяется температура, изменение учитывается по тепловому балансу зоны смешения [9], в зависимости от коэффициента рециркуляции и температуры газов, подаваемых на рециркуляцию. Для снижения эффекта ступенчатого изменения температуры в плоскости $x = x_{rc}$ рационально применить операцию сглаживания.

При изменении формы поперечного сечения топки необходимо все сечение разделить на части с симметричным температурным полем, учитывая изменение скорости потока газов в этом сечении. В работе [1] даны решения для призматической и цилиндрической топок, но нет формальных препятствий для расширенного применения этого метода при изменении формы сечения по высоте топки. В этом случае необходимо высоту топки разбивать на участки с однородными граничными условиями.

Весьма важным конструктивно-режимным фактором надежной и экономичной эксплуатации котельных агрегатов является определение допустимой температуры на выходе из топки t_g'' . В работе [1] приводится решение этой задачи на основе учета безразмерной температуры шлакования $\Theta_{sl} = (t_{sl} - t_w)/(t_0 - t_w)$, при $\Theta < \Theta_{sl}$. Решение дано в виде безопасной относительно шлакования высоты топочного объема $h_{sl} = f(\Theta_{sl}, \gamma_1, \gamma_2, \beta_1, \beta_2)$, при учете только первого слагаемого в сумме бесконечного ряда. Температура шлакования Θ_{sl} назначается в соответствии со свойствами минеральной части

твердого топлива и в соответствии с экономической оценкой для газомазутных котлов.

В принятой к рассмотрению схеме парадигмы теплообмена в топках начальная вертикальная координата $x = 0$ соответствует максимальному перепаду температур $\theta = t_0 - t_w$ и максимальному значению безразмерной температуры $\Theta = 1,0$. В процессе охлаждения продуктов сгорания при $x > 0$ температурный перепад снижается и при полном охлаждении до температуры ограждения $\theta = t_0 - t_w = 0$, при этом также $\Theta = 0$. Если решить уравнение (19), согласовав $\theta_{sl} = t_{sl} - t_w$ с координатой x , где достигается θ_{sl} , то это можно считать достаточной гарантией того, что за пределами этой плоскости, где расположены поверхности пароперегревателя, не будет процесса шлакования.

Допустимо также приближенное рассмотрение вопроса об определении максимальной температуры в выходном окне топки. При определенных условиях дробь в уравнении (19) стремится к единице, при этом безразмерную температуру в конце топки можно определить по формуле $\Theta_x = \theta_x/\theta_{x,0} = D_1 \exp(\gamma_2 x)$, причем фактор γ_2 зависит только от принятых параметров потока газов – скорости w_x , температуры t и теплофизических свойств. В этом случае продольная координата x , соответствующая температуре Θ_x , определяется по формуле

$$x = (\ln D_1 - \ln \Theta_x) / \gamma_2. \quad (31)$$

Результаты адаптационного расчета по формуле (31) при численных значениях величин $t_0 = 1500$ °C, $t_w = 650$ °C для достижения температуры охлажденных продуктов сгорания среднего состава до 900 °C приведены на рис. 3. Данные рис. 3 свидетельствуют о том, что температура охлажденного потока продуктов сгорания 900 °C при средней скорости потока 10 м/с наблюдается в сечении топки на расстоянии 29,35 м от входа

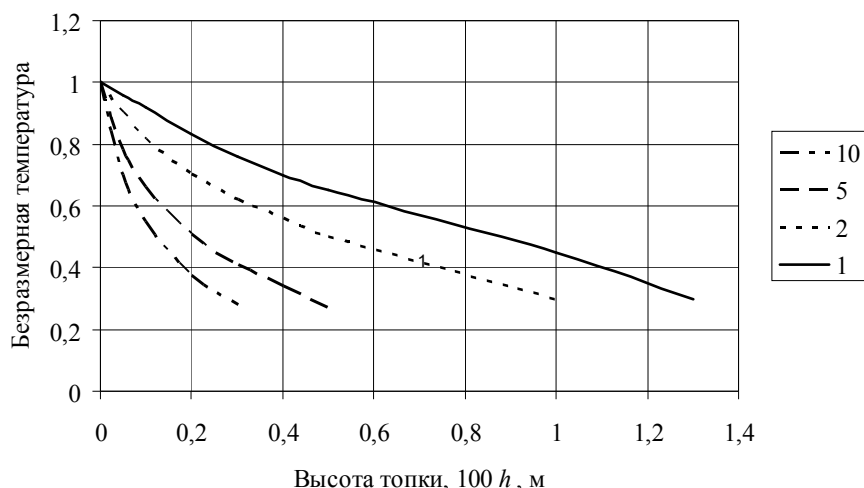


Рис. 3. Распределение безразмерной температуры потока продуктов сгорания Θ_x по высоте топки, где $h = 1$ соответствуют 100 м высоты, при средней скорости $w_x = 10; 5; 2; 1$ м/с

в основной объем топки. При скорости 5 м/с – на расстоянии 47,8 м, при скорости 2 м/с – на расстоянии 130,45 м и при скорости 1 м/с – на расстоянии 136,6 м.

Рис. 3 построен по данным для $\alpha_w = 63,36$ Вт/м²·К, $y = 3,0$ м, причем с точностью до 6-го знака после запятой принято, что дробь в формуле (19) равна 1,0.

Вид зависимостей на рис. 3 объясняется с учетом соотношения плотности потоков теплоты конвективного переноса q_c и диффузионного радиационного переноса q_r энтальпии топочной среды, Вт/м². В начальном сечении топки при $t_0 = 1500$ °С соотношение $q_c/q_r = 1,7$; при охлаждении до 900 °С это соотношение увеличивается до 11,23 при скорости $w_x = 1,0$ м/с. При увеличении скорости потока величина q_c увеличивается пропорционально увеличению скорости, а q_r снижается из-за уменьшения и температуры потока, и градиента температуры dt/dy . Вследствие действия этих факторов интенсивность теплопередачи на поверхность экранов топки возрастает с увеличением скорости потока, что приводит к снижению требуемой высоты топки h для достижения заданной температуры θ_x .

Причем для сохранения общего баланса теплоты следует изменять скорость потока газов изменением поперечного сечения котла в направлении не участвующей в анализе координаты.

Определенный интерес представляет сопоставление результатов расчета требуемой высоты топки по формуле (30) с результатами расчета по нормативному методу, которые приводятся в работе [18] для КА производительностью 950 т/ч (263,89 кг/с), работающему на кузнецком угле

марки Г РОК II с теплотой сгорания 16,33 МДж/кг. Расчет по [18] показал, что требуемая температура на выходе из топки 1250 °С при $h = 30$ м достигается при температуре ограждения 650 °С, температуре газов на выходе из ЗИГ 1700 °С и скорости газов 3,2 м/с. При этих же исходных данных расчет по формуле (31) при $\Theta = 0,7$, $\gamma_2 = -0,012$ 1/м, $Nu_\Sigma = 0,124$ и $D_1 = 1,021$ дает $h = 31,46$ м, что можно считать удовлетворительным соответствием с погрешностью +4,87 %.

Заключение

Рассмотрены принятые схемы расположения горелок на стенах и подах зоны интенсивного горения (ЗИГ), которые дают возможность адаптировать парадигму теплообмена в топках КА к реальным условиям эксплуатации агрегатов и перейти к рассмотрению возможных неоднородностей в конструктивном исполнении. В настоящей работе впервые получены следующие научные результаты.

1. Решена несимметричная задача теплообмена в топке с двухсветными экранами, с выносом в топку ширмовых поверхностей и с применением газов рециркуляции.

2. Получено решение задачи с представлением отдельных элементов поверхности топки геометрическими телами простой формы.

3. Найдено аналитическое решение по определению допустимой температуры на выходе из топки.

Все зависимости сопоставлены с экспериментальными данными и с расчетами по нормативному методу и имеют вид, удобный для применения цифровой техники.

Литература

1. Торопов, Е.В. Математическая модель обобщенного теплообмена в топке котельного агрегата – парадигма теплообмена / Е.В. Торопов, К.В. Осинцев // Вестник ЮУрГУ. Серия «Энергетика». – 2017. – Т. 17, № 1. – С. 5–12. DOI: 10.14529/power170101
2. Alstom. – <http://www.alstom.com> (дата обращения: 01.11.2016).
3. Моделирование. Программные продукты / ANSYS. – <http://www.ansys.com/products> (дата обращения: 01.11.2016).
4. Элементы теории систем и численные методы моделирования процессов тепломассопереноса / В.С. Швыдкий, Н.А. Спиринов, М.Г. Ладыгичев и др. – М.: Интермет Инжиниринг, 1999. – 500 с.
5. Коняшкин, В.Ф. Моделирование физических процессов в кольцевой топке с помощью программы FLUENT / В.Ф. Коняшкин // Горение твердого топлива. – Новосибирск: Изд-во Института теплофизики СО РАН, 2006. – Ч. 1. – С. 170–178.
6. Сполдинг, Д.Б. Вычислительная гидродинамика (CFD): прошлое, настоящее и будущее // Труды XVI школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством акад. РАН А.И. Леонтьева. – М.: Изд-во МЭИ, 2007. – Т. 1. – С. 9–13.
7. Вербовецкий, Э.Х. Методические указания по проектированию топочных устройств энергетических котлов / Э.Х. Вербовецкий, Н.Г. Жмерик. – СПб: НПО ЦКТИ-ВТИ, 1996. – 270 с.
8. Росляков, П.В. Методы защиты окружающей среды: учеб. для вузов / П.В. Росляков. – Издат. дом МЭИ, 2007. – 336 с.
9. Тепловой расчет котельных агрегатов. Нормативный метод / Н.В. Кузнецов, В.В. Митор, И.Е. Дубовский, Э.С. Карасина. – Минск: ЭКОЛИТ, 2011. – 206 с.
10. Корн, Г.А. Справочник по математике (для научных работников и инженеров). Определения, теоремы, формулы / Г.А. Корн, Т.М. Корн. – СПб.: Лань, 2003. – 206 с.
11. Джеффрис, Г. Методы математической физики / Г. Джеффрис, Б. Свирлс. – М.: Мир, 1969. – Вып. 1. – 423 с.
12. Проектирование топков с твердым шлакоудалением / под ред. В.В. Митора и Ю.Л. Маршака. – Л.: Изд-во НПО ЦКТИ, 1981. – 186 с.
13. Сивухин, Д.В. Общий курс физики. В 5 т. Т. II: Термодинамика и молекулярная физика / Д.В. Сивухин. – М.: Физматлит, 2006. – 544 с.
14. Торопов, Е.В. Адаптация дифференциального уравнения энергии к условиям топочных процессов в котельных агрегатах / Е.В. Торопов, К.В. Осинцев // Вестник ЮУрГУ. Серия «Энергетика». – 2015. – Т. 15, № 1. – С. 5–10. DOI: 10.14529/power150101
15. Телегин, А.С. Тепломассоперенос / А.С. Телегин, В.С. Швыдкий, Ю.Г. Ярошенко. – М.: ИКЦ «Академкнига», 2002. – 455 с.
16. Лыков, А.В. Тепломассообмен: справ. / А.В. Лыков. – М.: Энергия, 1978. – 480 с.
17. Тепло- и массообмен: учеб. пособие: в 2 ч. / Б.М. Хрусталева [и др.]; под общей ред. А.П. Несенчука. – Минск: БНТУ, 2007. – Ч. 1. – 606 с.
18. Осинцев, К.В. Расчет теплообмена в топке котельного агрегата: учебное пособие / К.В. Осинцев, Е.В. Торопов. – Челябинск: Издат. центр ЮУрГУ, 2010. – 179 с.

Торопов Евгений Васильевич, д-р техн. наук, профессор, заслуженный деятель науки и техники РФ, старший научный сотрудник, Научно-производственная компания «УралТермоКомплекс», г. Екатеринбург; evtor@mail.ru.

Лымбина Людмила Ефимовна, канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры «Промышленная теплоэнергетика», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск; lymbinale@susu.ru.

Поступила в редакцию 15 сентября 2020 г.

ADAPTATION OF A MATHEMATICAL MODEL OF GENERALIZED HEAT EXCHANGE IN FURNACES

E.V. Toropov¹, evtor@mail.ru,

L.E. Lymbina², lymbinale@susu.ru

¹ Scientific and Production Company UralTermoComplex, Ekaterinburg, Russian Federation,

² South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation

Consideration of the scheme of flows of combustion products in furnaces and flow chambers of combustion within the framework of the heat transfer paradigm made it possible to determine the ratio of the generalized mechanisms of heat transfer – convection and radiation. The transition from uniform distribution of gas flow velocity to uneven distribution in furnaces with a geometrically peculiar fence has been implemented. This made it possible to take into account the use of recirculation gases, dual-light shades, changes in the shape and size of the cross-section of the furnace, and installation of shade surfaces in a furnace. The conditions for the correctness of the mathematical model are considered, and the eigenvalues of the boundary value problem under conditions of an asymmetric temperature field and the function of the gas temperature changing along the height of the furnace are obtained. A comparative analysis of the nature of the change in gas temperature with height according to the proposed model with the calculation for a steam boiler with a capacity of 950 t/h according to the standard method showed a satisfactory agreement of the calculated data with an accuracy of +4.87 %.

Keywords: heat transfer paradigm, furnace, heat flows, temperature distribution, correctness, recirculation.

References

1. Toropov E.V., Osintsev K.V. Mathematical Model of Generalized Heat Transfer Inside Boiler Unit Furnace – Heat Exchange Paradigm. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Power Engineering*, 2017, vol. 17, no. 1, pp. 5–12. (in Russ.) DOI: 10.14529/power170101
2. Alstom. Available at: <http://www.alstom.com> (accessed: 01.11.2016).
3. Modeling Software products. ANSYS. Available at: <http://www.ansys.com/products> (accessed: 01.11.2016)
4. Shvydky V.S., Spirin N.A., Ladygichev M.G., Yaroshenko Yu.G., Gordon Ya.M. *Elementy teorii sistem i chislennyye metody modelirovaniya protsessov teplomassoperenosa* [Elements of the Theory of Systems and Numerical Methods of Modeling of Processes of Heat and Mass Transfer]. Moscow, Internet Engineering Publ., 1999, 520 p.
5. Konyashkin V.F. *Modelirovanie fizicheskikh processov v kol'cevoy topke s pomoshch'yu programmy FLUENT* [Modeling of physical processes in a ring furnace using the FLUENT program]. Novosibirsk, House of the Institute of Thermophysics SB RAS Publ., 2006. Ser. Combustion of solid fuel., part 1, pp. 170–178. (in Russ.)
6. Spaulding D.B. [Computational fluid dynamics (CFD): past, present and future]. *Trudy XVI shkoly-seminara molodykh uchenykh i specialistov pod rukovodstvom akad. RAN A.I. Leont'eva* [Computational Fluid Dynamics (CFD): Past, Present, and Future. Proceedings of the XVI school-seminar of young scientists and specialists under the leadership of Acad. RAS Leontiev A. I.]. Moscow, MPEI publishing house Publ., 2007, vol. 1, pp. 9–13. (in Russ.)
7. Verbovetskiy E.Kh., Zhmerik N.G. *Metodicheskie ukazaniya po proektirovaniyu topochnykh ustroystv energeticheskikh kotlov* [Guidelines for the design of furnace devices of energy boilers]. St. Petersburg, NPO TSKTI-VTI Publ., 1996, 270 p.
8. Roslyakov P.V. *Metody zaschity okruzhayushey sredy*. [Methods of environmental protection]. Moscow, MPEI publishing house Publ., 2007, 336 p.
9. Kuznetsov N.V., Mitor V.V., Dubrovsky I.E., Karasina E.S. *Teplovoy raschet kotelnykh agregatov. Normativnyy metod*. [Thermal calculation of boiler units. Standard Method]. 2nd ed., reprint. Minsk, EKOLIT Publ., 2011, 296 p.
10. Korn G., Korn T. *Spravochnik po matematike dlya nauchnykh rabotnikov i inzhenerov: opredeleniya, teoremy, formuly*. [Mathematical Handbook for Scientists and Engineers]. Saint-Petersburg, Lan Publ., 2003, 832 p.
11. Jeffries G., Swirls B. *Metody matematicheskoy fiziki: vyp. 1* [Methods of mathematical physics: issue 1]. Moscow, MIR Publ., 1969, 423 p.
12. Mitor V.V. and Marshak Yu.L. (Eds.). *Proektirovanie topok s tverdym shlakoudaleniem* [Designing furnaces with solid slag removal]. Leningrad, NPO TSKTI-VTI Publ., 1981, 186 p.

13. Sivukhin D.V. *Obshchiy kurs fiziki. V 5 t. T. II: Termodinamika i molekulyarnaya fizika* [General physics course. At 5 books. Book II: Thermodynamics and molecular physics]. Moscow, Fizmatlit Publ., 2006, 544 p.

14. Toropov E.V., Osintsev K.V. Adaptation of Differential Equation of the Energy to Conditions of Furnace Processes in the Boiler Units. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Power Engineering*, 2015, vol. 15, no. 1, pp. 5–10. (in Russ.) DOI: 10.14529/power150101

15. Telegin A.S., Shvydky V.S., Jaroshenko Yu.G. *Teplomassoperenos* [Heat and Mass Transfer]. Moscow, Akademkniga Publ., 2002, 455 p.

16. Lykov A.V. *Teplomassoobmen: spravochnik* [Heat And Mass Transfer. Reference book]. Moscow, Energiya Publ., 1978, 480 p.

17. Nesenчук А.Р. (Ed.). *Тепло- и массообмен: учеб. пособие. V 2 ch. Ch. 1* [Heat and mass transfer: text-book allowance. At 2 parts. Part 1]. Minsk, BNTU Publ., 2007, 606 p.

18. Osintsev K.V., Toropov E.V. *Raschet teploobmena v topke kotel'nogo agregata* [Calculation of heat transfer in the furnace of the boiler unit]. Chelyabinsk, SUSU Publishing Center, 2010, 179 p.

Received 15 September 2020

ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Торопов, Е.В. Адаптация математической модели обобщенного теплообмена в топках / Е.В. Торопов, Л.Е. Лымбина // Вестник ЮУрГУ. Серия «Энергетика». – 2020. – Т. 20, № 4. – С. 12–22. DOI: 10.14529/power200402

FOR CITATION

Toropov E.V., Lymbina L.E. Adaptation of a Mathematical Model of Generalized Heat Exchange in Furnaces. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Power Engineering*, 2020, vol. 20, no. 4, pp. 12–22. (in Russ.) DOI: 10.14529/power200402