

# Определение удельного тепловыделения в топочной камере по распределению потока излучения

© В.К. Шифф

Всероссийский научный центр „ГНИ им. С.И. Вавилова“,  
193171 Санкт-Петербург, Россия  
e-mail: shiff@vs3886.spb.edu

(Поступило в Редакцию 11 сентября 2002 г.)

Предлагается тепловая модель топочной камеры, включающая трехмерное уравнение радиационного теплопереноса и уравнение энергии при одномерном движении горючей смеси. Конвективный теплообмен учитывается на стенках и экранах приближенно на основе нормативного метода. Модель позволяет рассчитать распределение температур и тепловых потоков как в объеме, так и на границах топочной камеры. На основе данной модели рассматривается задача восстановления удельного тепловыделения по значениям радиационных потоков, измеренным на стенках топки.

Математически строгое описание сложного теплообмена в топочных камерах энергетических устройств представляет трудноразрешимую задачу. Этому можно указать две причины: во-первых, взаимосвязь тепло-массообмена с горением и, во-вторых, наличие большого количества параметров, определяющих тепловое состояние реальной топки. Поэтому актуальным представляется усовершенствование существующих инженерных методик и включение в них ограниченного числа параметров (значений температуры и тепловых потоков), измеряемых в доступных точках на реальном котельном агрегате с целью настройки модели (доопределения неизвестных параметров). Среди неизвестных параметров могут быть как параметры теплообменных поверхностей (степень черноты, толщина, степень загрязнения и др.), так и теплофизические характеристики сред, участвующих в теплообмене, например степень выгорания топлива, концентрации топочных газов.

Ввиду того что подавляющую роль в теплообмене в топочных процессах играет перенос энергии излучением (до 90%), в настоящей работе для последовательного учета радиационного переноса решается трехмерное уравнение радиационного переноса [1,2]. В рамках данной модели пренебрегается турбулентным движением и кондуктивным теплопереносом и предполагается одномерное движение горючей смеси. Степень черноты топочной среды и полное тепловыделение от сгорания топлива учитываются согласно нормативному методу. Полное тепловыделение в топке определяется расходом топлива ( $B_p$ ) и суммой низшей теплоты сгорания топлива ( $Q_H^p$ ) и физического тепла топлива и подаваемого воздуха. Низшая теплота сгорания топлива оценивается по приближенной формуле Менделеева [3]. Удельное тепловыделение от сгорания топлива является важной характеристикой топочного процесса, оно взаимосвязано с теплообменом и зависит от состава и свойств самого топлива, смешения топлива с окислителем (воздухом), газодинамических процессов, полноты сгорания

и существенно влияет на поле температур в объеме топки и на распределение падающего потока на стенках топки. Непосредственный расчет удельного тепловыделения представляет определенные математические трудности. В инженерных расчетах используют эмпирические зависимости степени выгорания топлива по высоте топки, например так называемый зонный метод [3]. Поэтому представляет интерес восстановление удельного тепловыделения из экспериментальных данных. В настоящей работе предложенная тепловая модель применяется как к „прямому“ расчету топочной камеры котельного агрегата ДКВР-10, так и к обратной задаче восстановления удельного тепловыделения в этой топочной камере.

## Математическая модель

Математическая модель топочной камеры включает уравнение переноса энергии излучения

$$(\Omega \cdot \nabla)I(\bar{r}, \Omega) + (k_{\text{abs}} + k_{\text{sca}})I(\bar{r}\Omega) = k_{\text{abs}}I_b[T(\bar{r})] + \frac{k_{\text{sca}}}{4\pi} \int_{4\pi} P(\Omega, \Omega')I(\bar{r}, \Omega')d\Omega' \quad (1)$$

и уравнение энергии

$$\text{div}(c_p \rho v T(\bar{r}) - \lambda \text{grad} T(\bar{r})) = B_p Q_H^p S(\bar{r}) - \text{div} Q_r, \quad (2)$$

где дивергенция лучистых потоков определяется по формуле (3)

$$\text{div} Q_r = 4\pi k_{\text{abs}} I_b[T(\bar{r})] - k_{\text{abs}} G(\bar{r}), \quad (3)$$

$P(\Omega, \Omega')$  — индикатриса рассеяния;  $S(r)$  — удельное тепловыделение за счет сгорания топлива;  $I_b[T(r)]$  — функция Планка;

$$I_b[T(\bar{r})] = \frac{n^2 \sigma_0 T^4(\bar{r})}{\pi}; \quad (4)$$

$k_{\text{abs}}$  и  $k_{\text{sca}}$  — соответственно коэффициенты поглощения и рассеяния топочной среды;  $\sigma_0$  — постоянная Стефана–Больцмана;  $n$  — показатель преломления среды;  $G(r)$  — падающая мощность, определяемая следующей формулой:

$$G(r) = \int_{4\pi} I(\bar{r}, \Omega) d\Omega. \quad (5)$$

Граничные условия для уравнения переноса

$$I(\bar{r}, \Omega) = \varepsilon I_b[T(\bar{r})] + \frac{1-\varepsilon}{\pi} \int_{n \cdot \Omega' > 0} (n \cdot \Omega') I(\bar{r}, \Omega') d\Omega', \quad n \cdot \Omega < 0, \quad (6)$$

где  $\varepsilon$  — степень черноты граничной поверхности.

Граничные условия для уравнения энергии. Учет непрерывности полного теплового потока ( $Q_w$ ) на границе области (внутренняя поверхность топки) позволяет написать для стенки топки систему из двух уравнений с двумя неизвестными значениями температуры внутренней и внешней поверхностей стенки топки ( $T_w$  и  $T_{w0}$ )

$$Q_w = Q_r + Q_{\text{con}} = \frac{T_w - T_{w0}}{R_w} = \alpha_0(T_{w0} - T_{\text{air}}) + \varepsilon_0 \sigma_0 (T_{w0}^4 - T_{\text{air}}^4) \quad (7)$$

и для теплового экрана, при заданной температуре пароводяной смеси ( $T_{\text{par}}$ ), одно уравнение с одним неизвестным  $T_w$

$$Q_w = Q_r + Q_{\text{con}} = \frac{T_w - T_{\text{par}}}{R_{\text{ekr}}}. \quad (8)$$

Полный тепловой поток на внутренней поверхности топки равен сумме результирующего радиационного потока

$$Q_r = \varepsilon_w Q_{r, \text{fall}} - \frac{\varepsilon_w T_w^4}{4} \quad (9)$$

и конвективного потока

$$Q_{\text{con}} = \alpha_{\text{in}} [T - T_w]. \quad (10)$$

Термическое сопротивление экранных трубок  $R_{\text{ekr}}$  можно выразить через коэффициент теплоотдачи пароводяной смеси в экранных трубках ( $\alpha_{\text{par}}$ ), термическое сопротивление стенок экранных трубок ( $\sigma_m/\lambda_m$ ) и термическое сопротивление поверхностных отложений на экранных трубках ( $E_s$ )

$$R_{\text{ekr}} = \frac{1}{\alpha_{\text{par}}} + E_s + \frac{\delta_m}{\lambda_m}, \quad (11)$$

$T_{\text{air}}$  — температура окружающей среды;  $\delta_m$  и  $\lambda_m$  — толщина и теплопроводность экранных трубок;  $R_w$  — термическое сопротивление кладки топки;  $\alpha_0$  — коэффициент конвективной теплоотдачи окружающей среде наружной поверхностью топки;  $\alpha_{\text{in}}$  — коэффициент конвективной теплоотдачи топочной среды стенкам и экранам топки;  $\varepsilon_w$  — степень черноты.

## Упрощения и приближения

Реальная топка заменяется параллелепипедом. Газовое окно моделируется заданием для соответствующей части поверхности топки значений степени черноты и коэффициента отражения, равных нулю. Предполагается, что экран покрывает всю боковую поверхность топки. Коэффициент поглощения дисперсной топочной среды в рамках серой модели оценивается по формулам нормативной методики [3]

$$K_{\text{abs}} = -\frac{\ln(1 - \varepsilon_\phi)}{S_{\text{eff}}}, \quad (12)$$

$$S_{\text{eff}} = 3.6 \frac{V_t}{F_{ct}}, \quad (13)$$

где  $\varepsilon_\phi$  — степень черноты,  $S_{\text{eff}}$  — эффективная толщина излучающего слоя,  $V_t$  — объем топочного пространства,  $F_{ct}$  — полная поверхность стен топки.

В качестве топлива рассматривается мазут. При сгорании мазутного топлива образуются частицы сажи достаточно малых размеров (средний радиус  $r_m < 0.02 \mu\text{m}$ ), обладающие пренебрежимо малым рассеянием видимого и инфракрасного излучения. Поэтому в настоящей работе в уравнении переноса излучения (1) интегральным членом можно пренебречь.

Для описания удельного тепловыделения выбирается простая модель. Топка по высоте условно разбивается на две зоны. Нижняя зона (максимального тепловыделения) располагается от плоскости пода до сечения, расположенного примерно на 1.5 м выше оси амбразур горелок. В этой зоне сгорает основная часть топлива. В верхней зоне с увеличением высоты предполагается экспоненциальное уменьшение тепловыделения. Такую модель тепловыделения предлагается описывать шести-параметрической функцией одной переменной (14)

$$S(z) = \begin{cases} a_1, & \text{если } z = z_1, \\ a_2, & \text{если } z = z_2, \\ a_3, & \text{если } z = z_3, \\ a_4, & \text{если } z = z_4, \\ a_5, & \text{если } z = z_5, \\ a_5 \exp[-(z - z_5)a_6], & \text{если } z_5 < z < zL, \end{cases} \quad (14)$$

где  $zL$  — высота топки.

Коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_{\text{par}}$ ,  $\alpha_0$  и  $\alpha_{\text{in}}$  оцениваются по эмпирическим формулам [3,4]

$$\alpha_0 = \begin{cases} -6.80 + 0.054T_{w0}, & T_{w0} \geq 473 \text{ K}, \\ -20.56 + 0.83T_{w0}, & T_{w0} < 473 \text{ K}, \end{cases} \quad (15)$$

$$\alpha_{\text{in}} = \begin{cases} 0.15\xi \frac{1}{D} \text{Pr}^{0.33} \text{Re}^{0.43}, & \text{Re} < 2000, \\ 0.023\xi \frac{1}{D} \text{Pr}^{0.4} \text{Re}^{0.8}, & \text{Re} > 2000, \end{cases} \quad (16)$$

где  $\text{Pr}$  и  $\text{Re}$  — соответственно параметры Прандтля и Рейнольдса;  $\xi$  — поправочный коэффициент [1], зависящий от соотношения высоты топки и ее эффективного диаметра  $D$ .

## Методические вопросы

Уравнения переноса. При разработке численных методов решения уравнения переноса большие усилия прилагаются к предварительному полному или частичному интегрированию по частоте и угловым переменным. В настоящей работе используется приближение серой среды, которое представляет полное интегрирование по спектру излучения, т.е. предполагается, что радиационные характеристики среды не зависят от длины волны излучения. Для упрощения угловой зависимости в настоящей работе используется метод дискретных ординат (ДО) [2,3], впервые предложенный Чандрасекаром. В методе ДО можно выделить два этапа. На первом этапе осуществляется угловая дискретизация уравнения переноса. На втором этапе для каждого направления, определяемого соответственно зенитным и азимутальным углами  $\Theta_L$  и  $\varphi_m$ , на заданной пространственной сетке интегрирующим методом строится конечно разностное приближение уравнения переноса [2]

$$I_{i,j,k}^{1,m} = \frac{|\mu_m|A|I_{i\pm 1/2,j,k}^{1,m} + |\xi_{1,m}|B|I_{i,j\pm 1/2,k}^{1,m} + |\eta_{1,m}|C|I_{i,j,k\pm 1/2}^{1,m} + \alpha \cdot k_{\text{abs}}I_b(T)\Delta v}{|\mu_m|A + |\xi_{1,m}|B + |\eta_{1,m}|C + \alpha \cdot k_{\text{abs}}\Delta v}, \quad (17)$$

где  $\mu_L$ ,  $\xi_{L,m}$ ,  $\eta_{L,m}$  — угловые координаты, равные:  $\mu_L = \cos \Theta_L$ ;  $\xi_{L,m} = \sin \Theta_L \cos \varphi_m$ ;  $\eta_{L,m} = \sin \Theta_L \sin \varphi_m$ ;  $\alpha$  — конечно-разностный весовой коэффициент ( $1/2 < \alpha \leq 1$ );  $A = \Delta y(j) \cdot \Delta z(k)$ ,  $B = \Delta x(i) \cdot \Delta z(k)$ ,  $C = \Delta x(i) \cdot \Delta y(j)$  — площади граней контрольных объемов;  $\Delta v = \Delta x(i)\Delta y(j)\Delta z(k)$ ; знаки „+“ и „-“ в нижних индексах формулы (16) определяются в зависимости от направления счета между шестью гранями вычислительного домена: знак „+“ ставится при движении в положительном направлении соответствующей оси координат и знак „-“ соответственно в противоположном направлении; индексы  $i, j$  и  $k$  приобретают следующие значения:  $i = 1.Nx$ ;  $j = 1.Ny$ ;  $k = 1.Nz$ ;  $Nx, Ny$  и  $Nz$  — количество узлов конечно-разностной сетки по осям  $Ox, Oy$  и  $Oz$ .

Уравнения энергии. После ряда упрощений пренебрежение теплопроводностью (второй член в левой части уравнения (2)), предположение об одномерности движения газов вдоль оси  $Oz$  ( $v_x = v_y = 0$ ) — интегрирование уравнения энергии (2) по контрольному объему с текущими индексами:  $i, j, k$  и с учетом неразрывности преобразует дифференциальное уравнение энергии в нелинейное алгебраическое уравнение с неизвестной температурой в центре контрольного объема

$$4K_{\text{abs}}\sigma_0 T_{i,j,k}^4 = \rho_g C_p T_{i,j,k-1/2} - \rho_g C_p T_{i,j,k+1/2} + B_p Q_H^p S_{i,j,k} + K_{\text{abs}} G_{i,j,k}, \quad (18)$$

где  $\rho_g$  — значение величины объемной плотности расхода горючей смеси

$$\rho_g = \frac{B_p}{v_t}. \quad (19)$$

Первый и второй члены правой части уравнения (17) представляют приращение энтальпии газа. Нижние индексы  $k - 1/2$  и  $k + 1/2$  соответствуют противоположным граням контрольного объема. Температуру газа на нижних гранях контрольных объемов, имеющих следующие индексы:  $i, j, 1/2$  и касающихся пода топки, будем считать равной  $T = 300$  К (начальная температура газа). Приграничные контрольные объемы, содержащие неизвестные значения температуры стенок печи или экрана, дополняются соответственно либо системой уравнений для стенки (7), либо одним уравнением для экрана (8).

## Восстановление удельного тепловыделения

В качестве неизвестных взяты параметры удельного тепловыделения ( $n$  — мерный вектор  $A = (a_1, a_2, \dots, a_n)$ ) и в качестве „измеряемых“ величин плотности интегрального потока излучения, падающего на стенки топки. Вектор  $A = (a_1, a_2, \dots, a_n)$  находим из минимизации функции

$$F(\bar{A}) = \sum_{k=1}^{Nk} (Q_{r,\text{fall}}^{\text{exp}}(k) - Q_{r,\text{fall}}^{\text{call}}(k))^2, \quad (20)$$

определяемой суммой квадратов отклонения „измеренных“ (точных) и рассчитанных значений падающих радиационных потоков,  $Nk$  — количество приемников излучения.

Минимизацию многомерной функции производим простейшим методом, не требующим вычисления производной минимизируемой функции, — методом покоординатного случайного поиска. Для выбранной координаты вычисляется случайный пробный шаг. Пробный шаг принимается при уменьшении значения функции  $F(A)$ . В противоположном случае меняем направление шага для данной координаты на противоположное и снова проверяем изменение минимизируемой функции. Амплитуда шага каждой координаты при последовательной серии удачных шагов увеличивается и в противоположном случае соответственно уменьшается. Поиск минимума функции  $F(A)$  (соответственно нахождение неизвестных параметров) завершается, когда изменение этой функции становится меньше заданной величины. Влияние случайных погрешностей измерения радиационных потоков моделируется введением в „точные“ данные шумов, распределенных по нормальному закону,

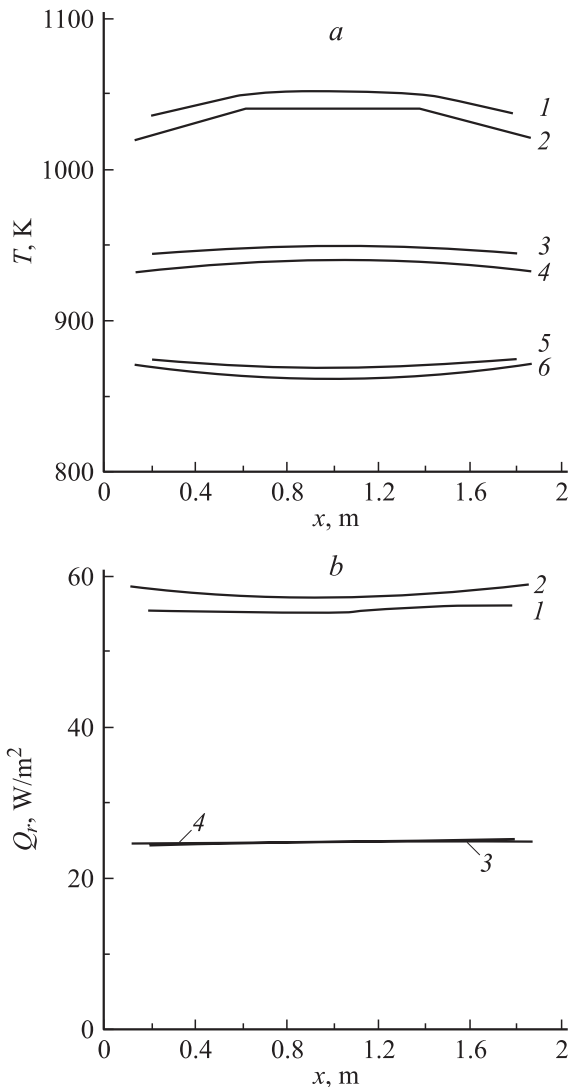
$$\tilde{Q}_{r,\text{fall}}^{\text{exp}}(k) = Q_{r,\text{fall}}^{\text{exp}}(k) - \sigma_q(k) \cdot \xi(k), \quad (21)$$

$$\sigma_q(k) = \frac{Q_{r,\text{fall}}^{\text{exp}}(k) \cdot \gamma\%}{2.576}, \quad (22)$$

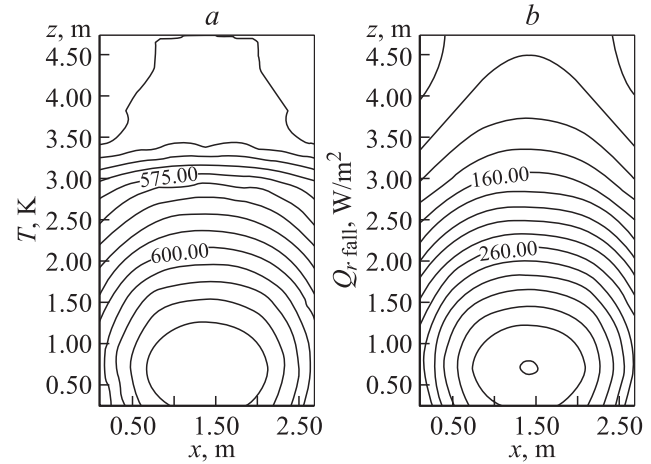
где  $\xi(k)$  — нормально распределенное случайное число с единичной стандартной дисперсией и с нулевым средним значением;  $\sigma_q(k)$  — среднеквадратичное отклонение измеряемого потока излучения на  $k$ -м приемнике для относительной ошибки измерения, равной  $\gamma\%$ , при 99% доверительной вероятности.

## Результаты

Сравнительные расчеты уравнения переноса. В качестве теста рассматривается радиационный перенос в идеализированной печи, имеющей форму параллелепипеда с размерами:  $XL = 2\text{ m}$ ,  $YL = 2\text{ m}$ ,  $ZL = 4\text{ m}$  и со следующими значениями температуры и степени черноты на граничных поверхностях:  $T = 1200\text{ K}$  и  $\varepsilon_{z0} = 0.85$  при  $z = 0$ ,  $T = 400\text{ K}$  и  $\varepsilon_{zH} = 0.70$  при  $z = ZL$  и  $T = 900\text{ K}$  и  $\varepsilon_{x0} = \varepsilon_{xL} = \varepsilon_{y0} = \varepsilon_{yL} = 0.70$  при  $x = x_0$ ,  $x = xL$ ,  $y = y_0$  и  $y = yL$ . Удельное тепловыделение и коэффициент поглощения задавались постоянными в объеме топки и равными  $S_v = 5.0\text{ kW/m}^3$  и  $k_{\text{abs}} = 0.5\text{ m}^{-1}$ . Результаты, полученные методом ДО для поля темпера-



**Рис. 1.** *a* — распределение температур в плоскости  $y = 1.0\text{ m}$  вдоль прямых линий с аппликатами:  $z = 0.4\text{ m}$  (1, 2);  $z = 2.0\text{ m}$  (3, 4) и  $z = 3.6\text{ m}$  (5, 6). 1, 3, 5 — зональный метод [2]; 2, 4, 6 — метод ДО. *b* — распределение падающего потока в плоскости  $y = 1.0\text{ m}$  вдоль прямых линий с аппликатами:  $z = 0$  (1, 2); и  $z = ZL$  (3, 4). 2, 4 — метод ДО; 1, 3 — зональный метод [2].



**Рис. 2.** *a* — изорады падающих радиационных потоков на стенку топки ( $y = YL$ ), *b* — изотермы на стенке топки ( $y = YL$ ).

тур и для падающих радиационных потоков (рис. 1, *a, b*), показывают хорошее совпадение с данными зонального метода [1].

Тепловой расчет топки котельного агрегата ДКВР-10. Методика теплового расчета применяется к широко используемому на практике паровому котлу ДКВР-10. Топка котла приближалась параллелепипедом со следующими размерами  $XL = 2.80\text{ m}$ ,  $YL = 3.0\text{ m}$  и  $ZL = 4.98\text{ m}$ . Газовое окно располагалось в плоскости  $Y = YL$  в интервале  $3.50\text{ m} \leq Z \leq 4.98\text{ m}$ . Значения степени черноты для внутренней поверхности топки задавались равными  $\varepsilon_{z0} = 0.85$  и  $\varepsilon_{zH} = \varepsilon_{x0} = \varepsilon_{xL} = \varepsilon_{y0} = \varepsilon_{yL} = 0.70$ . Исходные данные для расчета приведены в табл. 1.

**Таблица 1.** Исходные данные для расчета

$T_{\text{пар}}$	464 K
$\alpha_{\text{ин}}$	$(1.94-2.58)\text{ J/m}^2 \cdot \text{s} \cdot \text{K}$ ( $T = 1000-2000$ ) K
$R_{\text{екр}}$	$0.299-3\text{ m}^2 \cdot \text{s} \cdot \text{K/kJ}$
$R_w$	$0.52\text{ m}^2 \cdot \text{s} \cdot \text{K/kJ}$
$E_s$	$0.0\text{ m}^2 \cdot \text{s} \cdot \text{K/kJ}$
$\alpha_{\text{пар}}$	$1.00\text{ kJ/m}^2 \cdot \text{s} \cdot \text{K}$

Параметры функции удельного тепловыделения приведены в табл. 2 (второй и третий столбцы). Расход жидкого топлива для данного котельного агрегата равен  $V_p = 0.193\text{ kg/s}$ . Состав топлива и состав продуктов сгорания топлива приведены соответственно в табл. 3 и 4. Результаты расчетов представлены распределением температур и радиационных потоков как в объеме топки, так и на стенках топки. На задней стенке топки ( $Y = YL$ ) (рис. 2, *a, b*) ниже газового окна наблюдается сильное изменение (уменьшение с высотой) температуры внутренней поверхности топки и падающего

**Таблица 2.** Вектор параметров удельного тепловыделения

N	$Z_i, m$	$a_i$	$\gamma = 3\%$		
			$\langle a_i \rangle$	$\sigma(a_i)$	$\delta_{air} \%$
1	0.226	333.2 kW/m <sup>3</sup>	337.4 kW/m <sup>3</sup>	12.30 kW/m <sup>3</sup>	1.26
2	0.679	426.4 kW/m <sup>3</sup>	414.1 kW/m <sup>3</sup>	14.06 kW/m <sup>3</sup>	2.88
3	1.13	412.6 kW/m <sup>3</sup>	419.9 kW/m <sup>3</sup>	16.42 kW/m <sup>3</sup>	1.77
4	1.58	346.2 kW/m <sup>3</sup>	340.4 kW/m <sup>3</sup>	15.05 kW/m <sup>3</sup>	1.68
5	2.94	66.5 kW/m <sup>3</sup>	68.31 kW/m <sup>3</sup>	58.24 kW/m <sup>3</sup>	2.72
6	2.94 < z < 4.80	4.5 m <sup>-1</sup>	4.605 m <sup>-1</sup>	0.320 m <sup>-1</sup>	2.33

**Таблица 3.** Элементарный состав топлива

Углерод	C <sup>c</sup>	85.9%
Водород	H <sup>c</sup>	11.5%
Азот	N <sup>c</sup>	0.26%
Кислород	O <sup>c</sup>	0.26%
Сера	S <sup>c</sup>	2.05%
Зольность	A <sup>c</sup>	0.1%
Влажность	W <sup>p</sup>	3.0%

**Таблица 4.** Состав продуктов сгорания в топке

Коэффициент избытка воздуха	$\alpha_T$	1.10	–
Теоретический объем воздуха	$V_a$	11.4	m <sup>3</sup> /kg
Теоретический объем дымовых газов	$V_g$	12.3	m <sup>3</sup> /kg
Теоретический объем трехатомных газов	$V_{RO2}$	1.57	m <sup>3</sup> /kg
Теоретический объем водяных паров	$V_{H2O}$	1.46	m <sup>3</sup> /kg
Теоретический объем азота	$V_{N2}$	8.22	m <sup>3</sup> /kg

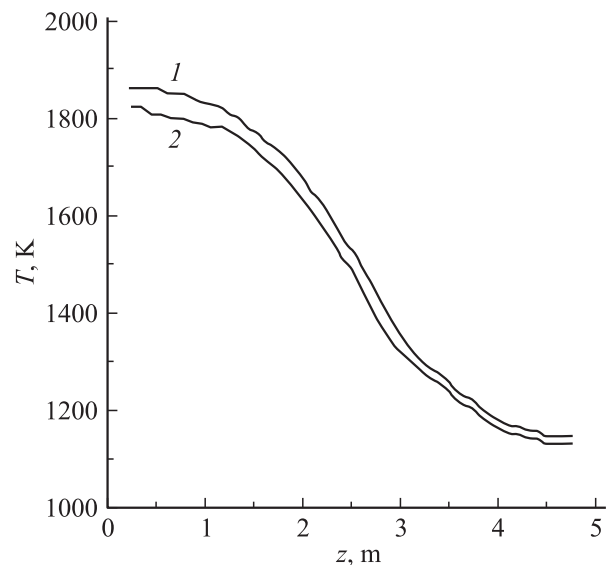
**Таблица 5.** Показатели теплообмена в топочной камере (нормативный метод)

Теоретическая температура горения в топке	$T_a$	K	2253
Температура газа за топкой	$T_{top}$	K	1333
Низшая теплота сгорания топлива	$Q_p^H$	kJ/kg	0.339 + 5
Физическое тепло топлива	$Q_{em}$	kJ/kg	0.244 + 3
Физическое тепло подаваемого воздуха	$Q_a$	kJ/kg	0.304 + 3
Тепло, переданное излучением	$Q_{rad}$	kJ/kg	0.203 + 5

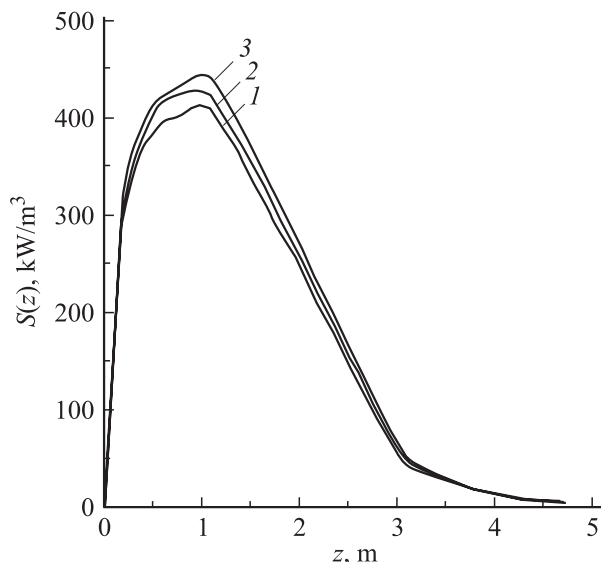
теплового потока, а в области газового окна почти однородные значения этих величин. Такое поведение тепловых характеристик топки можно объяснить прежде всего выбранной моделью удельного тепловыделения и наличием в модели газового окна. Распределение температуры газов по высоте топки (рис. 3) имеет такой же характер и удовлетворительно совпадает с оценками нормативного метода, приведенными в табл. 5.

Задача восстановления удельного тепловыделения для ДКВР-10. В качестве „эксперимен-

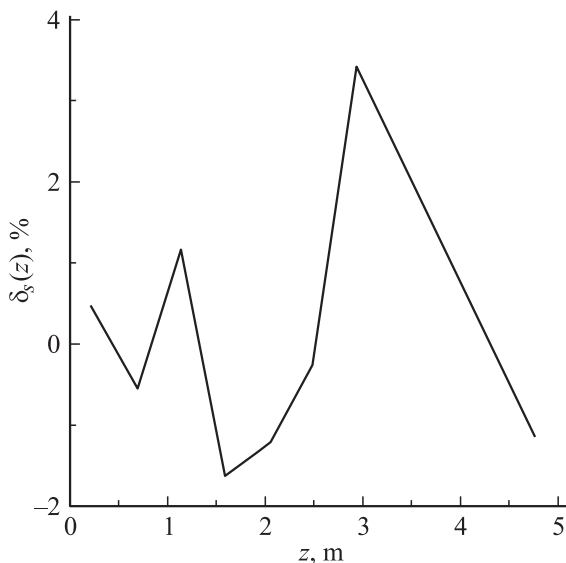
тальных“ значений падающих потоков взяты результаты прямых расчетов (предыдущий раздел). Функцию, соответствующую этим условиям, будем обозначать  $S^{exast}$ . Приемники излучения устанавливались в 14 точках внутренней поверхности: по 6 на каждой из двух смежных боковых граней ( $x = 0$  и  $y = 0$ ) и по одному соответственно на нижней и верхней гранях. Шумы измерений падающих потоков моделировались по нормальному закону серией из 25 реализаций. Погрешность измерений предполагалась равной  $\gamma = 3\%$ . Средние значения и среднеквадратичные отклонения каждого  $i$ -го восстанавливаемого параметра приведены в табл. 2 (столбцы 3, 4 и 5). На рис. 4 для средних значений восстановленных параметров и для их среднеквадратичных отклонений построены соответствующие функции удельного тепловыделения. Как видно из рис. 4, для выбранной достаточно высокой погрешности измерения потоков, равной  $\gamma = 3\%$ , интервал изменения восстановленной функции удельного тепловыделения можно считать удовлетворительным. Относительная погрешность восстановленных значений функции удельного тепловыделе-



**Рис. 3.** Распределение температуры газов по высоте топки. 1 — вдоль поверхности топки ( $x = 1.4 m, y = 3 m$ ); 2 — в центре топки ( $x = 1.4 m, y = 1.5 m$ ).



**Рис. 4.** Функции удельного тепловыделения при  $\gamma = 3\%$ . 1, 3 — функции, построенные соответственно только по отрицательным и только по положительным среднеквадратичным отклонениям восстановленных параметров; 2 — функция, построенная по средним значениям восстановленных параметров.



**Рис. 5.** Относительная погрешность значений функции удельного тепловыделения в зависимости от высоты.

ния в зависимости от высоты  $\delta_s(z)$  приведена на рис. 5. Рост относительной ошибки восстановленной функции удельного тепловыделения с высотой, возможно, связан с двумя обстоятельствами: значительным относительным уменьшением функции удельного тепловыделения на выходе из топки (рис. 4) и недостаточным количеством приемников излучения в верхней части топки. Видимо, по этим же причинам наблюдается большое значение квадратичного отклонения 5-го восстанавлива-

емого параметра (табл. 2), который определяет степень экспоненциального затухания тепловыделения в верхней части топки.

## Заключение

1) Представленная тепловая модель топки в отличие от нормативного метода позволяет оценивать температурные поля и радиационные потоки, а также рассчитывать малые и средние котельные агрегаты, для которых в нормативном методе недостаточно эмпирических данных. Данная методика позволяет оценивать наиболее термонапряженные участки теплообменных поверхностей.

2) С помощью данной тепловой модели показана возможность восстановления профиля удельного тепловыделения при относительно больших погрешностях измерений падающих радиационных потоков.

## Список литературы

- [1] Файвленд В.А. // Аэрокосмическая техника. 1989. № 9. С. 79–88.
- [2] Шифф В.К. // Оптический журнал. 2000. № 6. С. 56–60.
- [3] Кузнецов Н.В., Митор В.В., Дубовский И.Е., Карасина Э.С. Тепловой расчет котельных агрегатов. Нормативный метод. М.: Энергия, 1973. 295 с.
- [4] Станек Я. Электрическая варка стекла. М., 1979. 247 с.