

# 大容量超临界和超超临界压力锅炉炉膛传热公式

赵伶俐, 周强泰

(东南大学 能源与环境学院, 江苏 南京 210096)

**摘 要:** 分析了以两个平行平面辐射换热公式作为蒸汽锅炉炉内火焰对四周水冷壁进行辐射传热计算方法仍是基本公式, 推导出一维(横截面的径向)的辐射能在从炉膛中心向四周壁面传递时因火焰介质的吸收、自身辐射和散射作用造成的辐射强度的减弱, 并在此基础上得出考虑了辐射能沿截面方向从炉膛中心向四周壁面减弱后的炉内辐射传热公式。以该公式和现有某些计算方法, 对超临界和超超临界的大型煤粉电站锅炉在燃用含灰量不同的 3 种典型烟煤时分别进行了炉膛出口烟温的计算, 和有关方法进行了比较, 分析了这些方法存在的不足。

**关 键 词:** 超临界和超超临界压力锅炉; 辐射传热; 辐射强度; 辐射减弱; 煤粉锅炉; 炉膛火焰

中图分类号: TK124 文献标识码: A

## 引 言

对煤粉燃烧电站锅炉的炉内传热计算, 我国没有一个成熟的方法。各锅炉厂在锅炉技术引进中, 引入了国外厂商的一些方法, 以往书本上介绍较多的是前苏联的方法。前苏联和俄罗斯在炉内传热计算方面进行了大量研究工作, 在应用方面占主导地位的是 20 世纪 50 年代的 A. M. Gurvich 方法及其演变的前苏联 1957 年标准方法到 1973 年标准方法, 俄罗斯对前苏联计算方法进行了修改, 出版了 1998 年标准方法。

我国文献中至今经常介绍的炉内传热计算方法仍然是前苏联 1973 年标准方法<sup>[1]</sup>, 随着火电机组单机容量的增大, 已经表现出明显的缺陷。按该方法计算的炉膛出口烟温比实际烟温明显偏低, 说明该方法过高地估计了炉内的传热量。对于超临界和超超临界压力大容量锅炉, 尤其对多灰燃料, 炉膛出口实际烟温要比该方法的计算值高出 100 °C 以上。

从 20 世纪 70 年代至 90 年代末, 前苏联和俄罗斯多个学派对大容量锅炉的炉膛传热计算进行了研究, 出现了多个计算炉内传热的修正公式。有引入

水冷壁受热面热负荷(单位水冷壁表面积的吸热强度)作修正参数的公式<sup>[2]</sup>, 有引入表征火焰中固体颗粒散射特征的 Schuster 准则数对火焰吸收率(黑度)进行修正的公式<sup>[3~4]</sup>, 有放弃“炉内黑度”概念, 直接以光学密度作计算参数, 并根据光学密度对表征炉内最高温度位置的传统参数  $M$  进行修正的公式<sup>[5]</sup>。

现有炉内辐射传热计算方法很多是以两个平行平面之间的辐射热交换公式作为基础的, 再适当加入一些修正系数。对于煤粉锅炉中大量存在的固体颗粒, 现有方法只考虑其自身辐射性能, 没有考虑固体颗粒的吸收和散射特性在辐射能传递过程中对辐射强度减弱的影响, 是现有计算方法产生偏差的一个主要原因。

本文在分析以两个平行平面的辐射换热公式作为炉内火焰对其周围壁面进行辐射计算所应遵守的基本假设的基础上, 利用辐射能在具有吸收、自身辐射和散射特性介质中传递时辐射强度的减弱方程, 推导出同时考虑介质的吸收、自身辐射和散射性能时炉内辐射的传热方程, 针对具体锅炉(主要是 600 MW 和 1 000 MW 级)进行了计算, 并与现有一些方法的计算进行比较, 对现有一些方法进行相关分析。

## 1 两个平行平面辐射换热方程分析

辐射热交换中一个最经典的公式是两个无限大平行平面之间单位面积的换热量公式, 或称辐射热交换热流  $q_R$  (kW/m<sup>2</sup>) 计算式:

$$q_R = (\sigma_0 T_1^4 - \sigma_0 T_2^4) / \left( \frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right) \quad (1)$$

式中:  $T$ —壁面温度, K;  $\epsilon$ —壁面黑度,  $\sigma_0$ —斯蒂芬—波尔兹曼常数  $\sigma_0 = 5.67 \times 10^{-11}$  kW/(m<sup>2</sup>K<sup>4</sup>); 1 和 2—高温和低温壁面。

很多国家和制造商都以此公式作为锅炉热交换计算的基本公式, 并以和水冷壁中心线组成的平面相

切的火焰假想平面代表火焰辐射面 1, 以水冷壁中心线连成的平面作为接受火焰辐射的水冷壁平面 2。

该公式是在两个平面之间的介质不参与热交换且两平面之间光学密度很小, 其能量吸收和散射可以忽略不计的条件下获得的。

物体的总辐射能称为有效辐射  $J$  (亦有称为投射辐射的), 它是物体自身辐射  $E = \epsilon E_b = \epsilon \sigma_0 T^4$  和外来辐射的反射  $(1 - \epsilon) J_{ex}$  的总和。对于高低温两个平面分别有:

$$J_1 = \epsilon_1 E_{b1} + (1 - \epsilon_1) J_2 \quad (2)$$

$$J_2 = \epsilon_2 E_{b2} + (1 - \epsilon_2) J_1 \quad (2)$$

在相互辐射的两个平面之间的介质如不发生辐射能的吸收或散射, 高温平面的有效辐射抵达低温平面时仍为  $J_1$ , 低温平面的有效辐射抵达高温平面时仍为  $J_2$ , 则两平面的有效辐射之差, 即为两平面之间的辐射热交换热流:

$$q_R = J_1 - J_2 \quad (4)$$

为方便后面的推导, 分别将两个平面的有效辐射与自身黑体辐射  $E_b$  和热交换热流  $q_R$  联系起来, 将式(4)代入式(2), 消去  $J_2$  可得:

$$J_1 = E_{b1} - \frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1} q_R \quad (5)$$

同理对表面 2 有:

$$J_2 = E_{b2} + \frac{1 - \epsilon_2}{\epsilon_2} q_R \quad (6)$$

将式(5)和式(6)代入式(4), 整理可得式(1)。

在前苏联热力计算标准方法中, 定义了水冷壁热有效系数  $\Psi$  和炉膛黑度  $\epsilon_{fum}$  两参数, 后者又由热有效系数  $\Psi$  和火焰黑度  $\epsilon_1$  确定:

$$\Psi = \frac{q_R}{J_1} \quad (7)$$

$$\epsilon_{fum} = \frac{J_1}{\sigma_0 T_1^4} \quad (8)$$

$$\epsilon_{fum} = \frac{\epsilon_1}{\epsilon_1 + (1 - \epsilon_1) \Psi} \quad (9)$$

其实, 将式(1)等号右边的分子和分母同时乘以  $\Psi \epsilon_{fum} \sigma_0 T_1^4$ , 从所得分子中提出  $\Psi \epsilon_{fum} \sigma_0 T_1^4 = q_R$ , 与等号左边的  $q_R$  相消, 经整理推导即可获得炉膛黑度  $\epsilon_{fum}$  的表达式(9)。因此, 前苏联 1973 年炉内换热计算的基本公式, 即式(7)~式(9)与两平行平面之间介质不参与换热过程的式(1)是当量的, 只是采用  $\Psi$  值后可避免了  $T_2$  的计算。

当把由水冷壁中心线连线组成的具有壁面温度  $T_2$  的平面看作吸热平面 2, 与之相切的假想火焰平面看作是具有火焰平面温度  $T_1$  的辐射平面 1, 并应

用式(1)计算火焰向水冷壁的辐射传热时, 因两平面直接靠在一起, 有效辐射层厚度和光学密度几乎为零, 两平面间介质的吸收和散热可以忽略不计, 符合推导式(1)的假设条件。这种处理炉内换热的方法, 只有当沿炉膛任意高度的火焰温度(或火焰辐射强度)沿截面各点均相同时才符合炉内的实际传热状况, 但火焰沿截面不可能是等温的。实际情况是, 在炉膛截面中心处火焰温度最高, 沿截面方向在靠近壁面附近处烟温最低。这是由于火焰的辐射能从炉膛中心向四周壁面进行传递时, 火焰的辐射强度因介质的吸收和散射作用被减弱所致。

把炉膛简化为圆柱体, 其当量半径为  $R$ 。在讨论火焰温度(及辐射强度)沿径向( $x$  向)变化时, 假设只有温度(辐射强度)发生变化, 吸收性能和火焰黑度等保持不变, 火焰辐射强度沿径向的变化为线性。图 1 为火焰有效辐射强度沿径向变化或保持不变时吸热表面邻近火焰有效辐射  $J_R$  的几种情况。其中,  $J_0$  和  $J_R$  分别表示截面中心( $x=0$ )和壁面邻近( $x=R$ )的火焰有效辐射;  $J_m$  为截面平均的火焰有效辐射,  $J_1$  为炉内传热计算时火焰的平均有效辐射,  $J_1$  应等于  $J_m$ ;  $J_2$  为水冷壁面 2 的有效辐射。

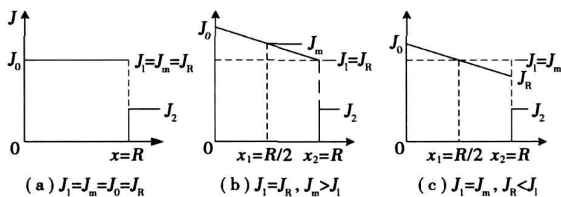


图 1 火焰有效辐射  $J_1$  沿径向变化或不变时的辐射热交换

对于图 1(a), 虽然满足  $J_1 = J_m$ , 但  $J_0 = J_m = J_R$ , 这与炉内实际状况不符; 在火焰辐射强度沿径向变化的情况下, 当利用式(1)以具有辐射强度  $J_1$  的火焰平面作为辐射面向水冷壁面进行热辐射时, 炉内火焰的实际平均有效辐射  $J_m$  高于  $J_1$ , 因而计算传热量要大于实际值, 如图 1(b)所示; 只有图 1(c)满足火焰辐射强度沿径向变化和  $J_1 = J_m$  的条件。因此应该按照辐射强度沿射线行程的变化规律, 确定由  $x_1 = R/2$  至  $x_2 = R$  范围内辐射强度的减弱以求出  $J_R$ , 并由  $J_R$  与  $J_2$  之差值来确定炉内的辐射热流。

## 2 火焰辐射强度沿炉膛截面的减弱

为将炉膛截面的二维矩形简化为等截面的一维

圆形, 即把炉膛看作是两端封闭的圆柱体, 假定火焰辐射强度沿径向( $x$  向)呈线性变化。火焰平均的有效辐射位于  $x=R/2$  的位置, 如图 1(c) 所示。为确定  $x=R$  处火焰的有效辐射  $J_R$ , 进一步假设炉内介质为灰体(即辐射强度与介质的波长无关), 辐射能在具有吸收、自身辐射和散射作用的介质中进行传递时, 辐射强度  $I$  沿射线  $S$  方向的变化可由如下辐射能传递方程描述<sup>[3,6]</sup>:

$$\frac{dI(s)}{ds} + kI(s) = I_s(S, \omega) \quad (10)$$

式中: 第一项为辐射强度沿射线方向的变化; 第二项为辐射能在传递过程中因介质的吸收作用(吸收减弱系数为  $k_a, m^{-1}$ )和散射作用(散射减弱系数为  $\sigma_s, m^{-1}$ )的减弱项, 介质的总减弱系数:

$$k = k_a + \sigma_s \quad (11)$$

第三项是源项, 即辐射能在传递过程中因介质的自身辐射性能和外来散射作用使辐射强度在  $S$  方向上的增加项, 其中  $\omega$  为立体角。

散射减弱系数  $\sigma_s$  与总减弱系数  $k$  之比, 称为 Schuster 准则数(也称反照率), 以  $Sc$  表示:

$$Sc = \frac{\sigma_s}{k}; 1 - Sc = \frac{k_a}{k} \quad (12)$$

式中:  $Sc$ —减弱能量中的被散射部分;  $1 - Sc$ —被吸收的部分。

Robert 通过复杂的数学处理, 并假设介质的外来散射为各向同性, 将辐射能沿射线方向变化的式(10)转化为以坐标点黑体辐射强度表示的一维辐射强度方程<sup>[9]</sup>:

$$I(x, \theta) = I_b(x) - \frac{\cos\theta}{k} \frac{dI_b(x)}{dx} \quad (13)$$

式中:  $I(x, \theta)$ —坐标点  $x$  处沿射线方向的辐射强度,  $kW/(m^2 \cdot sr)$ ;  $\theta$ —辐射能的射线方向  $s$  与  $x$  方向的夹角;  $I_b(x)$ —介质作为黑体时坐标  $x$  处的辐射强度,  $kW/(m^2 \cdot sr)$ 。

当火焰辐射能沿射线方向进行传递时, 利用式(13)可以计算辐射强度沿圆柱体径向的变化。

设圆柱体高度为  $h$ , 与半径  $R$  相比大很多, 圆柱体周围壁上布满了吸收火焰辐射能的水冷壁受热面, 由于沿截面径向( $x$  向)辐射梯度较大, 故只考虑辐射强度沿径向的一维变化。

先将坐标原点  $O$  设于  $1/2$  炉膛高度的中心, 此点辐射强度最高, 为  $I_0$ 。在圆柱体内作一半径为  $x$  的圆柱形假想分割面, 从  $O$  点至分割面上任一点的射线方向为  $S$ , 它与  $Ox$  轴的夹角(顶角)为  $\theta$ , 在水平投影面上射线与  $Ox$  轴的夹角(方位角)为  $\phi$ , 如图 2 所示。

从坐标原点  $O$  沿射线  $S$  方向的辐射能在达到以  $x$  为半径的圆柱形分割面上时, 单位立体角  $d\omega$ 、法线方向单元面积  $dA_n$  的辐射强度为  $I(x, \theta)$ 。在射线  $S$  与分割面的交点(如  $P$ )处, 垂直于射线  $S$  的(即法线方向的)单元面积  $dA_n$  与分割面上单元面积  $dA$  的关系为  $dA = dA_n / \cos\theta$ , 单元立体角  $d\omega$  可表示为  $d\omega = \sin\theta d\theta d\phi$ 。因此, 从坐标原点出发到达分割面上单位立体角单元分割面面积  $dA$  的辐射能为  $dQ = I(x, \theta) dA_n \cdot d\omega = I(x, \theta) \cos\theta \sin\theta d\theta d\phi dA$ , 或单位分割面面积的热流为:

$$dq = \frac{dQ}{dA} = I(x, \theta) \cos\theta \sin\theta d\theta d\phi \quad (14)$$

在以  $Ox$  为分界的半个分割面上取点  $P_1, P_2, \dots, P_n$ , 从坐标原点出发通过这些点的辐射热流分别为:

$$\begin{aligned} dq_1 &= I(x, \theta_1) \cos\theta_1 \sin\theta_1 d\theta_1 d\phi \\ dq_2 &= I(x, \theta_2) \cos\theta_2 \sin\theta_2 d\theta_2 d\phi \\ &\vdots \\ dq_n &= I(x, \theta_n) \cos\theta_n \sin\theta_n d\theta_n d\phi \end{aligned}$$

从坐标原点通过半个分割面的辐射热流为  $q_{1/2} = \sum dq_n$ , 即:

$$q_{1/2} = \int_{\phi=0}^{\phi=2\pi} \int_{\theta=0}^{\theta=\theta_i} I(x, \theta) \cos\theta \sin\theta d\theta d\phi \quad (15)$$

通过整体分割面的热流则为:

$$q = 2q_{1/2} = 2 \int_{\phi=0}^{\phi=2\pi} \int_{\theta=0}^{\theta=\theta_i} I(x, \theta) \cos\theta \sin\theta d\theta d\phi \quad (16)$$

在煤粉炉膛中, 炉膛高度  $h$  比截面积的当量半径  $R$  大很多。在讨论辐射强度沿径向变化时, 把炉膛看作无限高, 即在式(16)中顶角  $\theta$  的积分上限取  $\theta_i = \pi/2$  所造成的辐射强度减弱的误差最大不超过 10%, 计算炉内辐射传热量带来的误差不超过 3%。同时, 圆柱体两个端部封闭面有相应的吸热能力, 可使这个误差得到一定的补偿。因此, 为方便热流公式的积分, 假设圆柱体的高度无限大。

通过分割面单元面积  $dA$  的辐射强度, 以来自辐射源向壁面的方向为正, 用  $I^+(x, \theta)$  表示, 相应的热流以  $q^+$  表示。将式(13)代入式(16), 可得从坐标原点通过整个分割面向四周壁面的正向热流:

$$q^+ = 2 \int_{\phi=0}^{\phi=2\pi} d\phi \int_{\theta=0}^{\theta=\pi/2} \left[ I_b(x) - \frac{\cos\theta}{k} \frac{dI_b(x)}{dx} \right] \cos\theta d(\cos\theta) \quad (17)$$

因只考虑辐射强度的一维(径向)变化, 辐射强度与方位角  $\phi$  无关; 此外, 介质看作黑体时的辐射强度与方向和位置无关<sup>[9]</sup>, 故式(17)中的  $I_b(x)$  和  $\frac{dI_b(x)}{dx}$  都可提到积分符号外面进行积分。

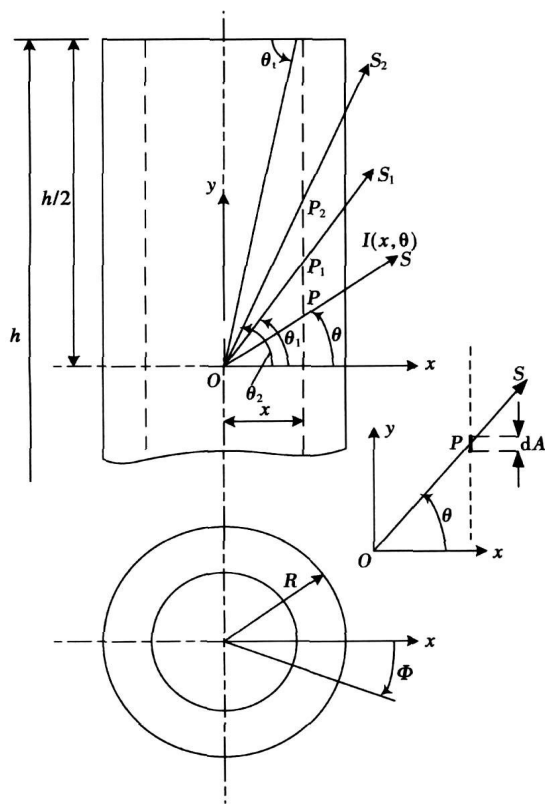


图 2 炉膛圆柱体模型

通过分割面反方向的辐射为负向, 在分割面上向着坐标原点的负向辐射强度以  $I^-(x, \theta)$  表示, 则通过整个分割面返回坐标原点的热流为:

$$q^- = 2 \int_{\phi=0}^{\phi=2\pi} d\phi \int_{\theta=0}^{\theta=\pi/2} I^-(x, \theta) \cos \theta \sin \theta d\theta$$

$$= 2 \int_{\phi=0}^{\phi=2\pi} d\phi \int_{\theta=0}^{\theta=\pi/2} \left[ I_b(x) + \frac{\cos \theta}{k} \frac{dI_b(x)}{dx} \right] \times \cos \theta d(\cos \theta) \quad (18)$$

通过分割面上单元面积离开坐标原点的辐射热流  $q^+$  与返回坐标原点的辐射热流  $q^-$  之差, 就是通过分割面单元面积向圆柱体四周壁面传递的净热流  $q_R$ 。将式(17)和式(18)积分可得:

$$q_R = q^+ - q^- = -\frac{8}{3k} \frac{dE_b(x)}{dx} \quad (19)$$

式中:  $E_b(x)$ —坐标为  $x$  的分割面上介质作为黑体的总辐射能力,  $E_b(x) = \pi I_b(x)$ , kW/m<sup>2</sup>。

当坐标原点设置在圆柱体任一端面的中心时, 对式(14)沿顶角由  $\theta=0$  至  $\theta=\pi/2$ , 方位角由  $\phi=0$  至  $\phi=2\pi$  进行积分, 得到的是从坐标原点通过整个分割面的指向圆柱体四周壁面的热流(正向  $q^+$ )或通过整个分割面返回坐标原点的辐射热流(负向  $q^-$ )。在这种情况下, 通过分割面单元面积向圆柱体四周壁面传递的净热流为:

$$q_R = q^+ - q^- = -\frac{4}{3k} \frac{dE_b(x)}{dx} \quad (20)$$

由式(19)和式(20)看出, 从圆柱体半高中心和端面中心, 向壁面所传递的热流  $q_R$  与辐射强度梯度  $\frac{dE_b(x)}{dx}$  的关系在数量上是有差别的。本文以圆柱体半高中心和端面中心所传递热流的平均值作为整个炉膛的平均值来确定辐射强度的梯度, 即  $q_R$  采用式(19)和式(20)的平均值:

$$q_R = -\frac{6}{3k} \frac{dE_b(x)}{dx} = -\frac{2}{k} \frac{dE_b(x)}{dx} \quad (21)$$

将式(21)在稳态下对  $x$  由  $R/2$  至  $R$  进行积分, 注意  $x=R/2$  对应的是炉膛火焰的平均辐射强度如图 1(c) 所示, 此时, 火焰看作黑体时的辐射力为  $E_{b,1}$ ;  $x=R$  时, 火焰黑体辐射力为  $E_{b,R}$ , 可得  $x_1$  至  $x_2$  火焰辐射力的降低值  $\Delta E_b$ :

$$\Delta E_b = E_{b,1} - E_{b,R} = \frac{1}{4} k R q_R \quad (22)$$

由此可见, 火焰辐射强度的减弱程度与传递的热流、火焰总减弱系数和炉膛截面尺寸(当量半径)的大小成正比。

### 3 考虑辐射强度减弱时炉内辐射热交换公式

当考虑介质的吸收、自身辐射和散射作用时, 炉内辐射热交换应为辐射强度减弱后的假想火焰平面 1 与水冷壁平面 2 之间的热交换, 亦即应为靠近壁面的假想火焰平面的有效辐射  $J_R$  与水冷壁平面有效辐射  $J_2$  的差值。

当不考虑沿炉膛截面方向辐射强度减弱时, 假想火焰平面的有效辐射  $J_1$  按式(5)计算, 其中第一项  $E_{b,1}$  为火焰平均温度下黑体介质的辐射力。当考虑辐射强度沿射线方向减弱时, 假想火焰平面上黑体介质的辐射力为  $E_{b,R}$ , 比  $E_{b,1}$  降低了  $\Delta E_b$  (式 22), 据式(5), 假想火焰平面 1 的有效辐射应为  $J_R = (E_{b,1} - \Delta E_b) - (1 - \epsilon_1) q_R / \epsilon_1 = J_1 - \Delta E_b$ 。在这种情况下, 火焰平面 1 与水冷壁面 2 之间的热交换热流为:

$$q_R = J_R - J_2 = J_1 - J_2 - \Delta E_b \quad (23)$$

将式(5)、式(6)和式(22)代入式(23), 整理可得, 同时考虑介质的吸收、自身辐射和散射作用时炉内辐射热交换的公式:

$$q_R = (\sigma_0 T_1^4 - \sigma_0 T_2^4) / \left( \frac{1}{4} k R + \frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right) \quad (24)$$

式中等号右边分母的第一项是反映辐射能由炉子中心向壁面传递过程中辐射强度因介质的吸收和

散射作用造成的减弱;第二项反映火焰介质的自身辐射力。可以把这两项综合起来,用一个火焰综合黑度  $\epsilon_{\text{syn}}$  表示,则:

$$\frac{1}{\epsilon_{\text{syn}}} = \frac{1}{4}kR + \frac{1}{\epsilon_1} \quad (25)$$

式中: $k$ —考虑介质的吸收和散射性能的总减弱系数,  $\text{m}^{-1}$ 。

介质的总减弱包括了吸收减弱和散射减弱。辐射的散射是辐射换热中一个比较复杂的问题,当辐射线与介质颗粒相遇时部分辐射能会直接发生反射散射,其余辐射能会透入颗粒本身,部分被吸收;若颗粒受吸收性能的限制不能全部吸收时,部分辐射能在颗粒中还会发生多次内部反射,部分能量最终从颗粒中逃出;入射辐射能还会在颗粒边界处与之相互作用而发生射线方向改变的折射散射;此外,辐射能还会绕过微细颗粒继续向前方辐射,称之为绕射或衍射散射。衍射散射是以辐射能前进方向的散射占主导地位,故可看作没有与介质颗粒发生散射作用时处理<sup>[6]</sup>。由于煤粉燃烧过程中存在大量绕射参数( $\pi d/\lambda$ )很小的介质颗粒,据文献[4]介绍,在煤粉锅炉的散射辐射能中,绕射散射能量所占比例达60%~90%,平均为 $\eta \approx 75\%$ 。因此实际散射能量为  $\overline{Sc} = \frac{(1-\eta)Sc}{1-\eta Sc} \approx 0.22$  (其中大颗粒的  $Sc$  值,按文献[3,6~7]取0.55)。根据式(11),可得总减弱系数与吸收减弱系数之间的关系:

$$\frac{k_a}{k} = 1 - \overline{Sc} = 0.78 \text{ 或 } k = 1.28k_a \quad (26)$$

将式(26)代入式(25),可得煤粉锅炉火焰综合黑度计算式:

$$\frac{1}{\epsilon_{\text{syn}}} = 0.32k_a R + \frac{1}{\epsilon_1} \quad (27)$$

$$\text{或: } \epsilon_{\text{syn}} = \frac{\epsilon_1}{0.32k_a R \epsilon_1 + 1} \quad (28)$$

考虑介质吸收和散射减弱作用的炉内辐射换热公式可写为:

$$q_R = (\sigma_0 T_1^4 - \sigma_0 T_2^4) / \left( \frac{1}{\epsilon_{\text{syn}}} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right) \quad (29)$$

由式(27)~式(29)可见,火焰的综合黑度由两部分组成,第一部分反映介质自身辐射性能的火焰黑度  $\epsilon_1$ ,它随光学密度  $\tau_s = k_a s$  的增加而增加。但因  $\epsilon_1 = 1 - e^{-\tau_s}$ ,故  $\tau_s$  增加到一定程度时,  $\epsilon_1$  增加缓慢( $\epsilon_1$  最大值为1);第二部分反映介质吸收和散射作用造成的辐射强度的减弱部分,即  $0.32k_a R = 0.32\tau_s R/s$ ,它在光学密度  $\tau_s$  增加时使  $\epsilon_{\text{syn}}$  减小,且在  $\tau_s$  较大时下降趋势比较迅速。因此,火焰综合黑

度会在某一  $\tau_s^m$  值时达到最大值,此时炉内辐射换热强度也最大。由式(28)将  $\epsilon_{\text{syn}}$  对  $\tau_s$  进行微分,令  $d\epsilon_{\text{syn}}/d\tau_s = 0$ ,得到煤粉锅炉炉内换热强度最大时的  $\tau_s^m$  值:  $\tau_s^m \approx 1.75$ 。

当  $\tau_s < 1.75$  时,增加  $\tau_s$  会使炉内换热增加;但在  $\tau_s > 1.75$  时,增加  $\tau_s$  则使炉内换热能力下降,炉膛出口温度提高。上述分析与现有文献的分析是一致的,只是具体数值有所不同,文献[5]认为换热能力最大的  $\tau_s$  值为  $\tau_s^m = 2$ ;文献[8]认为  $\tau_s^m = 1$  是换热能力随光学密度发生相应变化的分界线。

本文提出的炉内辐射传热计算式(28)~式(29),同时考虑了炉内介质的吸收、自身辐射和散射作用,可以正确地反映出有关参数(包括燃料含灰量、锅炉容量等)对辐射换热的影响。

现代电站煤粉锅炉的  $\tau_s$  都在1.75以上,不同煤种600 MW 锅炉的  $\tau_s = 1.8 \sim 3.9$ ,1000 MW 煤粉锅炉的  $\tau_s$  在2.0~4.5之间。因此,在其它条件相同时,随锅炉容量的增加(炉膛容积和辐射层厚度增大)和煤种含灰量增大( $k_a$  值增加),炉内传热能力下降,炉膛出口温度升高。所以,式(28)~式(29)同时反映了锅炉容量和煤粉含灰量对炉膛出口烟温的影响。

本方法的计算公式也反映出炉膛几何结构(即炉膛高度与炉膛横截面尺寸)对炉内换热的影响。当炉膛总面积保持一定时,炉膛高度增加,炉膛横截面尺寸以及横截面当量半径  $R$  就相应减小,由式(28)看出火焰黑度  $\epsilon_{\text{syn}}$  随之提高,炉内辐射热交换能力相应增大。其原因是当  $R$  值减小时炉子中心的火焰辐射在传递至四周壁面邻近时,辐射强度的减弱较少。因此,在炉内换热面积相同的条件下,矮胖炉膛的出口烟温要比高瘦炉膛高。

在利用式(29)进行炉内辐射传热计算时,需先求出整个炉膛平均的火焰温度  $T_1$  和吸热壁面的表面温度  $T_2$ 。

研究炉膛火焰温度的论文很多,提出的公式不少。对于煤粉燃烧火焰,伯劳赫提出计算炉膛火焰平均温度的如下公式:

$$\theta_1 = \frac{T_1}{T_{\text{th}}} = \left[ \frac{3(1-x_m)}{(T_{\text{th}}/T'_{\text{fum}}) + (T_{\text{th}}/T'_{\text{fum}})^2 + (T_{\text{th}}/T'_{\text{fum}})^3} \right]^{1/4} \quad (30)$$

式中:  $T_1$ 、 $T'_{\text{fum}}$  和  $T_{\text{th}}$ —火焰平均温度、炉膛出口温度和理论(绝热)燃烧温度, K;  $\theta_1$ —无量纲火焰平均温度;  $x_m$ —炉内最高火焰温度的位置,用相对高度表示,可取燃烧器布置的相对高度  $x_r$ 。

伯劳赫公式是在只沿径向进行辐射传热, 燃烧器标高上火焰的最高温度为理论燃烧温度的假设条件下推导出来的理论近似公式<sup>[11]</sup>, 也有试验数据表明<sup>[9]</sup>, 其与实际情况符合相对较好。故本文采用这一公式求取炉内火焰的平均温度。

水冷壁吸热表面的温度  $T_2$ , 应为灰污层外表面的温度。灰污层热阻较大, 管壁热阻和管内工质的对流热阻可以忽略不计。故灰污层表面温度可用下式计算:

$$T_2 = t + 273 + R_r q_R \quad (31)$$

式中:  $t$ —管内工质平均温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $R_r$ —灰污层热阻,  $\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{W}$  或  $\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{kW}$ 。对于煤粉燃烧, 一般建议的数据<sup>[1, 3, 9, 11]</sup> 在  $0.003 \sim 0.005 \text{ m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{W}$  之间。本文计算时采用  $R_r = 0.004 \text{ m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{W}$ 。

炉内火焰黑度  $\epsilon_1$  和介质的吸收系数  $k_a$  有比较公认的计算公式。为方便比较, 本文计算时采用前苏联 1973 年的计算方法进行计算。

水冷壁灰污表面的黑度  $\epsilon_2$ , 对于煤粉燃烧一般的建议数据在  $0.75 \sim 0.85$  之间, 多数取  $0.8$  左右<sup>[1, 3, 9, 11]</sup>, 本文计算中也取  $\epsilon_2 = 0.8$ 。

#### 4 计算结果及与其它计算方法的比较

用于与本文提出的方法作比较的, 除前苏联 1973 年标准计算方法外<sup>[11]</sup>, 还有 Yu. E. Dubovsky 等人提出的方法、俄罗斯 1998 年的标准方法和 CE 的方法<sup>[2, 5, 10]</sup>。

按 Dubovsky 方法, 炉膛出口无量纲烟温由下式计算:

$$\theta''_{\text{furn}} = \frac{T''_{\text{furn}}}{T_{\text{th}}} = 1 - M \left( \frac{\epsilon_{\text{furn}} \psi T_{\text{th}}^2}{10\ 800 q_F} \right)^{0.6} \quad (32)$$

式中:  $M$ 、 $\psi$ 、 $\epsilon_{\text{furn}}$ 、 $T_{\text{th}}$  等均按前苏联 1973 年标准方法计算;  $q_F$ —炉膛单位表面积的吸热强度,  $\text{kW}/\text{m}^2$ ;  $B_c$ —计算燃料耗量,  $\text{kg}/\text{s}$ ;  $F$ —包围炉膛的炉墙总面积,  $\text{m}^2$ ;  $Q_T$ — $1 \text{ kg}$  燃料及相应供应空气所拥有的总热量,  $\text{kJ}/\text{kg}$ 。  $q_F$  由下式求出:

$$q_F = \frac{B_c Q_T}{F} \quad (33)$$

俄罗斯 1998 年的标准方法放弃了炉内黑度的概念, 采用了与 Bouger 准则数 (即光学密度  $\tau_s$ ) 相关的准则数  $Bu$ , 并对表征炉内最高温度位置的参数  $M$  按光学密度进行了修正, 炉膛出口无量纲烟温的计算式为:

$$\theta''_{\text{furn}} = \frac{Bo^{0.6}}{M' Bu^{0.3} + Bo^{0.6}} \quad (34)$$

式中:  $Bo$ —玻尔兹曼准则数, 计算方法与前苏联 73 年标准方法相同:

$$Bu = 1.8 \ln \frac{1.4 \tau_s^2 + \tau_s + 2}{1.4 \tau_s^2 - \tau_s + 2} \quad (35)$$

$$M' = 0.56 - 0.5 [x_b + 0.06(\tau_s - 2)] \quad (36)$$

式中:  $x_b$ —燃烧器布置中心线的高度与炉膛总高之比, 计算方法与前苏联 1973 年方法相同。

当炉膛出口过量空气系数为  $\alpha'' = 1.20$  时, CE 对大屏底部烟温的计算方法 (图线法) 主要取决于两个参数和炉膛污染程度。这两个参数为: 以燃料收到基高位发热量  $Q_{\text{ar.gr}}$  ( $\text{MJ}/\text{kg}$ ) 计算的炉膛横截面热强度  $q_a$  和运行顶层燃烧器中心线至大屏底部 (空炉膛最高点) 的距离  $h_f$  与炉膛横截面的当量半径  $R$  的比值 ( $h_f/R$ ), 由提供的清洁炉膛和污染炉膛的出口烟温两幅图线分别查出清洁状态和污染状态下的炉膛出口温度。  $q_a$  ( $\text{MW}/\text{m}^2$ ) 的计算式为:

$$q_a = \frac{B_c Q_{\text{ar.gr}}}{a \times b} \quad (37)$$

式中:  $a$ 、 $b$ —炉膛的宽度和深度,  $\text{m}$ ;  $B_c$ —计算燃料耗量,  $\text{kg}/\text{s}$ 。

为了与上述方法进行对比, 进行了 600 MW 和 1 000 MW 两个容量等级的超临界和超超临界压力锅炉的炉膛出口烟温的计算。为了比较燃煤含灰量对炉膛出口计算温度的影响, 进行了 3 个典型烟煤煤种的计算: 神化煤 (代号为  $C_1$ )、兖州煤 ( $C_2$ ) 和混合烟煤 ( $C_3$ ), 其收到基低位发热量  $Q_{\text{ar.net}}$  ( $\text{MJ}/\text{kg}$ ) 和灰含量  $A_{\text{ar}}$  ( $\%$ ) 分别为和 23.4/22.42/22.31 和 8.8/21.39/30.13, 计算是在炉膛出口过量空气系数  $\alpha'' = 1.20$  条件下进行的。

本文计算的几台锅炉, 除哈锅 600 MW 超临界压力锅炉在炉膛出口只布置后屏, 不设置大屏 (前屏), 炉膛出口为出口烟窗中点 (约为后屏高度的中点) 处外, 其它锅炉均设置布满炉膛上部的大屏和后屏, 炉膛出口为大屏 (或后屏) 最低点 (即只计算空炉膛)。

不同方法的计算结果列于表 1。由表 1 计算数据看出, 前苏联 1973 年标准方法对炉膛出口烟温的计算值偏低, 即辐射传热量的计算值偏大, 这是由于该方法没有考虑火焰辐射能沿射线行程的减弱造成的。前苏联 1973 年标准方法、Dubovsky 方法和 CE 方法有一个共同点, 当燃煤含灰量增加时, 炉膛出口烟温的计算值略为下降, 这是由于这几种方法只考虑燃煤含灰量增加, 会使火焰黑度  $\epsilon_1$  增大, 而没有考虑燃煤含灰量增加造成的吸收和散射作用加强, 使辐射能沿射线传递过程中辐射强度减弱所造成的传热能力的下降。Dubovsky 方法在计算含灰量较低

的煤种所给出的炉膛出口温度普遍偏高,CE方法在清洁炉膛和污染炉膛之间出口烟温的计算值相差很大,对600~1000 MW锅炉,达90~120℃。如何判断炉内污染程度成了计算准确与否的难题,而且把一些影响因素(如燃料含灰量等)归结为污染程度不同,似乎不妥。

本文提出的方法与俄罗斯1998年标准方法都反映出燃料含灰量对炉膛出口烟温计算值的影响,

在定性上也与文献[8]一致。但对含灰量较低( $A_{ar}=8.8\%$ )的燃煤,按俄罗斯1998年标准方法计算炉膛出口烟温偏低;当含灰量较大( $A_{ar}=30.13$ )时,计算出口烟温似乎又偏高,对1000 MW机组, $\theta''_{fum}$ 超过了1500℃。对含灰量从10%~30%的煤种,按本文方法计算的炉膛出口烟温相差在20~40℃之间,而按俄罗斯1998年标准方法相差达130~140℃。

表1 不同计算方法、不同煤种炉膛出口烟温的计算结果

	600 MW 超临界压力 机组(哈锅)	600 MW 超临界压力 机组(上锅)	1 000 MW 超超临界压力 机组(哈锅)	1 000 MW 超超临界压力 机组(上锅)
燃料煤种代号	$C_1/C_2/C_3$	$C_1/C_2/C_3$	$C_1/C_2/C_3$	$C_1/C_2/C_3$
燃料低位发热量/ $MJ \cdot kg^{-1}$	23.44/22.42/20.31	23.44/22.42/20.31	23.44/22.42/20.31	23.44/22.42/20.31
燃料灰分含量/%	8.8/21.39/30.13	8.8/21.39/30.13	8.8/21.39/30.13	8.8/21.39/30.13
炉膛出口过量空气系数	1.2	1.2	1.2	1.2
炉膛出口温度计算值/℃				
前苏联1973年方法	1 233/1 220/1 214	1 338/1 329/1 317	1 341/1 334/1 323	1 345/1 339/1 327
Dubovsky方法	1 339/1 332/1 306	1 470/1 470/1 438	1 470/1 473/1 442	1 477/1 480/1 448
俄罗斯1998年方法	1 244/1 326/1 379	1 346/1 429/1 478	1 370/1 462/1 513	1 371/1 462/1 512
CE方法清洁炉膛	1 300/1 275/1 276	1 350/1 320/1 318	1 368/1 340/1 342	1 360/1 335/1 336
污染炉膛	1 385/1 365/1 366	1 442/1 416/1 418	1 472/1 450/1 454	1 475/1 455/1 460
本文方法	1 273/1 277/1 293	1 380/1 396/1 405	1 395/1 420/1 430	1 410/1 436/1 450

## 5 结论

(1) 前苏联1973年标准方法关于炉膛传热的计算是在假设整个炉膛横截面辐射强度和烟气温度相同的条件下获得的,没有考虑辐射能在传递过程中沿射线行程的减弱,因而炉膛传热量计算值偏大,炉膛出口温度计算值偏低,在燃煤含灰量较大时偏低更加严重。

(2) 通过辐射能传递方程推导出炉膛内火焰辐射能从炉膛中心向四周水冷壁面进行传递过程中因介质的吸收、自身辐射和散射作用造成的辐射强度的减弱,并在此基础上推导出炉膛辐射传热计算公式。该公式物理概念清楚地反映出锅炉容量、燃料不同含灰量和炉膛几何结构的影响,给炉膛出口烟温的计算提供了一个可供选择的方法。

(3) 前苏联1973年标准方法、Dubovsky方法和CE方法均未考虑辐射能传递过程中的减弱问题,因而忽略了燃料含灰量增加会加大辐射能沿射线行程传递过程中辐射强度的减弱对炉膛出口烟温的影响。

(4) 俄罗斯1998年标准方法对燃料含灰量对炉膛出口烟温的影响,是否存在过量的考虑,值得探究。在燃料含灰量中等时,其炉膛出口烟温的计算

值与本文方法吻合良好。

## 参考文献:

- [1] Thermal Calculation of Boiler Units (Normative Method)[M]. Moscow: Energiya Press, 1973 (in Russian).
- [2] DUBOVSKY YU E BLOKH A G. Accurate calculation of heat transfer and Selection of Wall heat flux in boiler Furnace with large Capacity [J]. Teploenergetika, 1987, 1: 22-25(in Russian).
- [3] BLOKH A G. Heat transfer in furnaces of Steam boilers[M]. Leningod: Leningrad Energy atomic Press, 1984(in Russian).
- [4] ZHURAVLEV YU A. Heat transfer in boiler furnace, taking account of the scattering of radiation[J]. Engineering-Physical, 1983, 5: 541-548.
- [5] ANTONOVSKY V YU. Heat transfer in furnaces of steam boilers, the review of normative calculation method in retrospect[J]. Teploenergetika, 2004, 9: 53-62(in Russian).
- [6] Robert Siegel and John R. Howell, Thermal radiation heat transfer(2nd Edition)[M]. New York: Hemisphere and McGraw-Hill, 1981.
- [7] Rohsenow, W. M. et al Handbook of Heat Transfer Fundamentals(2nd Edition)[M]. New York: McGraw-Hill Book Company, 1985.
- [8] BLOKH A G. Heat transfer in furnaces of high-power boilers[J]. Heat Transfer Research, 1993, 25(3): 418-424.
- [9] 王致均. 锅炉炉内过程[M]. 北京: 科学技术文献出版社, 1980.
- [10] 胡荫平. 电站锅炉手册[M]. 北京: 中国电力出版社, 2005.
- [11] 秦裕坤. 炉内传热[M]. 北京: 机械工业出版社, 1981.

(编辑 伟)

employing an experimental study method with the change characteristics of different flow patterns being observed and analyzed. In addition, two types of improved pulsating heat pipe, favorable for securing a stable circulating flow of the working medium, were designed. The test results indicate that various flow patterns may occur in the pulsating heat pipe under different working conditions, namely, plug flow-, hybrid flow- and annular flow pattern, etc. The flow patterns feature self-adjusting characteristics to any change of heat transferred. To modify the symmetry and equilibrium of the flow passage of the pulsating heat pipe as well as the micro-pump effect of bubbles in the capillary diverging passage will be beneficial to attaining a stable single-direction circulating flow of the working medium. **Key words:** pulsating heat pipe, flow pattern, flow direction, structural improvement

场协同原理在对流换热中的应用方法 = **Methods for Applying Field Synergy Principle in Convection Heat Exchange** [刊, 汉] / LENG Xue-li, ZHANG Guan-min, TIAN Mao-cheng, CHENG Lin (College of Energy Source and Power Engineering, Shandong University, Jinan, China, Post Code: 250061) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(3). — 352 ~ 354

Proceeding from the basic concept of field synergy principle and in combination with a basic understanding of convection heat exchange, the authors have established a quantitative method for maintaining the great value and matching principles in the field synergy guidelines during the convection heat exchange process. The synergy angle definition was improved at a microelement unit on the heat exchange surface, enabling the field synergy principle more adaptive to the convection heat exchange treatment and improving the arithmetic average method for field synergy angles so as to evaluate the synergy performance. An integration average method was put forward to evaluate velocity-weighted integral synergy performance. A concept of synergy matching coefficient was proposed to assess the synergy matching performance. Non-dimensional C-V and K charts were used for analyzing the distribution of synergy matching performance. **Key words:** field synergy, convection heat exchange, synergy matching coefficient

大容量超临界和超超临界压力锅炉炉膛传热公式 = **In-furnace Heat Transfer Formula for Large-capacity Supercritical and Ultra-supercritical Pressure Boilers** [刊, 汉] / ZHAO Ling-ling, ZHOU Qiang-tai (College of Energy Source and Environment, Southeast University, Nanjing, China, Post Code: 210096) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(3). — 355 ~ 361

Analyzed were two parallel-plane radiative heat exchange formulae, which serve as the basic formulae for calculating the radiative heat transfer of in-furnace flames to the surrounding waterwalls in a steam boiler. Derived was the radiation intensity weakening of a one-dimensional (radial direction on a cross section) radiative energy caused by the following factors when the energy is transferred from the furnace center to surrounding wall surfaces. The factors are: absorption of flame media, self radiation and dispersion action. On this basis, a formula for radiative heat transfer in furnace was also deduced with due consideration of the weakening of radiative energy along the cross section direction from the furnace center to the surrounding wall surfaces. By using the derived formula and currently available calculation methods, the furnace outlet flue gas temperatures were calculated respectively when supercritical and ultra-supercritical large-sized pulverized coal utility boilers are burning three kinds of typical bituminous coal with different ash contents. The calculation method was compared with other relevant methods and the deficiencies of the methods in question were analyzed. **Key words:** supercritical and ultra-supercritical pressure boiler, radiative heat transfer, radiative intensity, radiation weakening, pulverized coal boiler, in-furnace flame

循环流化床锅炉翼形墙受热面壁温特性分析 = **Analysis of the Heating-surface Wall Temperature Characteristics of a CFB (Circulating Fluidized Bed) Boiler Wing Wall** [刊, 汉] / LI Yan, LI Wen-kai, WU Yu-xin, YANG Hai-rui (Education Ministry Key Laboratory on Thermal Sciences and Power Engineering, Department of Thermal Energy Engineering, Qinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(3). — 362 ~ 366

With the three wing wall typical structures of a circulating fluidized bed boiler serving as an example, namely,  $\phi 51 \times$