

燃煤工业锅炉湿式旋流烟气脱硫装置的数值模拟法优化设计

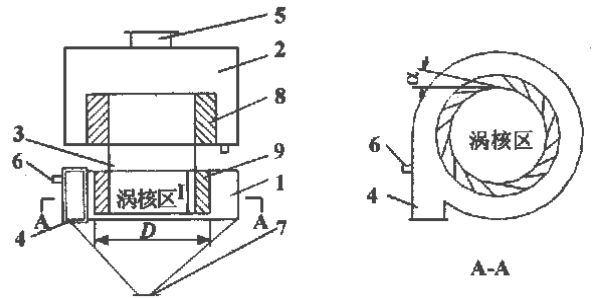
仇中柱, 徐吉浣, 张鹤声

(同济大学热能工程系, 上海 200092)

摘要: 利用 $\kappa-\epsilon$ 双方程模型对湿式旋流烟气脱硫装置涡核区速度场和压力场进行了数值模拟, 同时利用单颗粒动力学模型模拟了液滴在气流场中的运动, 用数值模拟方法确定了旋流装置的结构参数, 实现了湿式旋流烟气脱硫的优化设计, 降低了实验费用, 减少了实验工作量。

关键词: 脱硫装置; 涡核; 数值模拟; 结构参数

中图分类号: X701.3 文献标识码: B



1—旋流装置; 2—除水器; 3—喉部; 4—烟气进口; 5—烟气出口; 6—碱性水进口; 7—旋流装置排水管; 8—除水器叶片; 9—旋流导向叶片

图1 湿式旋流烟气脱硫装置示意图

1 湿式旋流烟气脱硫装置

湿式旋流烟气脱硫装置常用于燃煤工业锅炉和炉窑的烟气净化。湿式旋流烟气脱硫装置组成见图1, 其工作原理是: 烟气切向进入旋流装置, 气流绕筒壁旋转, 向气流中加入碱性吸收液, 碱性吸收液受气流的冲击而形成细小的液滴, 小液滴被气流带动旋转, 可增加气液接触面积和液滴在气流中的停留时间, 使烟气中的二氧化硫被碱性液吸收。初步清洗后的烟气带着大量的小液滴进入筒体中心叶片内的涡核区, 气液两相进一步反应后, 烟气夹带部分小液滴旋转向流到旋流装置上部的气水分离器。气水分离器由弧形导向叶栅构成。气流流经导向叶栅, 增加切向速度, 使液滴与筒体相撞, 捕集液滴。上部的圆筒空间降低了气流速度使大颗粒的液滴沉降。

实际应用中, 脱硫装置出现烟气带水较严重及阻力偏大等问题, 脱硫装置的外壳尺寸确定后, 旋流装置的一些结构参数(包括叶片切角 α 、叶片数目 N 、叶片高度 H 、旋流装置内径 D)影响涡核区速度场及压力场, 进一步影响烟气带水量和涡核局部阻力系数。本文对涡核区的气流场及气流场中液滴的运动轨迹进行数值模拟, 以确定适当的旋流装置结构参数来减小烟气带水量和涡核局部阻力系数。

2 数学模型

收稿日期: 2000-09-11

作者简介: 仇中柱(1969), 男, 山东济宁人, 上海同济大学博士研究生。

2.1 气相控制方程

气流流入涡核区时, 由于叶片的导向作用, 使气体在涡核区形成旋转受限气流。为了给出气相控制方程的一般形式, 首先对流动的物理模型作如下基本假设: (1) 在涡核区的流动是气液两相流动。因为液滴浓度较低, 近似认为液滴不影响气体流动; (2) 流场不随时间变化, 在涡核区气体旋转流动是稳态的; (3) 进入涡核区前气、液相之间已完成充分的能量交换, 涡核区的气流是等温流动。基于上述假设, 描述气相流动的 $\kappa-\epsilon$ 双方程模型的柱坐标形式通用控制方程是:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho v_x \Phi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho v_r \Phi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta}(r \rho v_\theta \Phi) = \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\Gamma_\Phi}{r} \frac{\partial \Phi}{\partial \theta} \right) \right] + S_\Phi \quad (1)$$

式中, Φ 代表所研究的任何一个变量(1, v_θ , v_r , v_x), Γ_Φ 是扩散系数, S_Φ 是源项^[5]; 下标 x , r , θ 分别代表轴向、径向和切向坐标; v_x , v_r , v_θ 分别代表轴向、径向和切向速度。

2.2 液相控制方程

气流中的液滴受离心力、粘滞力和重力的综合作用在涡核区运动。当液滴到达叶片壁时，液滴即从气体中分离出来。不能到达叶片壁的液滴将在重力及轴向粘滞力的作用下，或者重力起主导作用，液滴沉降到涡核区底板上；或者轴向粘滞力起主导作用，液滴随气流进入上方的除水器。通过对液滴运动轨迹的计算，可以了解从高度上某一网络进入涡核区的液滴是被收集还是被气体带入除水器。

对液滴的运动作以下几个基本假设：(1) 液滴为球形，运动过程中不会破碎；(2) 液滴与流体间有速度滑移；(3) 液滴群不作为连续介质，即从根本上认为颗粒群没有自身的湍流粘性，湍流扩散和湍流传热；(4) 在拉格朗日坐标系中考察液滴的行为；(5) 各组液滴群沿其自身的轨道运动而互不干扰。基于以上假设，液滴的运动方程可以直接从牛顿第二定律得出：

$$m_p \cdot \frac{d\vec{v}_p}{dt} = \Sigma \vec{F}_p + m_p \vec{g} \quad (2)$$

式中， m_p 为液滴的质量， \vec{v}_p 为颗粒的速度矢量， $\Sigma \vec{F}_p$ 为颗粒所受外力的和， $m_p \vec{g}$ 为颗粒的重力。具体到切向、径向、轴向三向坐标，液滴的运动方程为：

$$\text{切向运动方程: } \frac{dv_{\theta,p}}{dt} = \frac{1}{\tau} (v_{\theta} - v_{\theta,p}) \quad (3a)$$

$$\text{径向运动方程: } \frac{dv_{r,p}}{dt} = -\frac{1}{\tau} (v_r - v_{r,p}) + \frac{v_{\theta,p}^2}{r} \quad (3b)$$

$$\text{轴向运动方程: } \frac{dv_{x,p}}{dt} = \frac{1}{\tau} (v_x - v_{x,p}) - 9.807 \quad (3c)$$

其中， $\tau = \frac{24\rho_p d_p^2}{18\mu C_D Re_p}$ ；液滴雷诺数 $Re_p = \frac{d_p |\vec{v} - \vec{v}_p|}{\nu}$ ； ρ_p 、 d_p 分别为液滴的密度与直径； v_{θ} 、 v_r 、 v_x 分别为气相的切向速度、径向速度和轴向速度； $v_{\theta,p}$ 、 $v_{r,p}$ 、 $v_{x,p}$ 分别为液滴的切向速度、径向速度和轴向速度； \vec{v} 、 \vec{v}_p 分别为气体和液滴的速度矢量； C_D 为阻力系数，阻力系数 C_D 按下面的方法取值^[3]：

$$Re_p \leq 1 \text{ 时, } C_D = \frac{24}{Re_p}; 1 < Re_p < 1000 \text{ 时, } C_D = \left(1 + \frac{Re_p^{2/3}}{6}\right) \frac{24}{Re_p}; Re_p \geq 1000 \text{ 时, } C_D = 0.44.$$

3 数学模型的解与实验值的比较

选取的旋流装置结构参数如下：叶片切向角 $\alpha = 5$ 度、叶片数目 $N = 18$ 片、叶片高度 $H = 230$ mm、旋流装置内径 $D = 350$ mm。

3.1 气相控制方程的计算

计算时旋流装置进口处的速度场由实验确定，涡核区入口处的速度按质量守恒原理计算得到。涡核区入口处的轴向速度取为零，切向速度和径向速度按叶片切向角(α)计算得到，分别为 $v_{\theta} = V' \cos \alpha$ ， $v_r = V' \sin \alpha$ (V' 为涡核区入口截面的平均速度)。入口截面上 k 值取来流平均动能(即按入口平均流速计算的动能)的一个份额。本数值计算中取为 $0.5(v_x^2 + v_r^2 + v_{\theta}^2)$ ，入口截面上的 ϵ 值则可按式 $\epsilon = C_D k^{3/2} / l$ 计算，其中 $l = (D + H) / 2$ 。数值实践表明，当计算区域内湍流运动很剧烈时，入口截面上 κ 、 ϵ 的取值对计算结果的影响并不大。在轴对称线($r = 0$)处，气流的径向速度为零，其它变量的径向导数为零，即： $v_r = 0$ ； $\partial \Phi / \partial r = 0$ ($\Phi = v_x, v_{\theta}, \kappa, \epsilon$)。出口处，模仿充分发展情况管流的出口处理方法，认为在出口处变量的轴向梯度为零，并且保证流量守恒： $\partial \Phi / \partial x = 0$ ($\Phi = v_x, v_r, v_{\theta}, \kappa, \epsilon$)。在涡核的固壁上认为流体是无滑移的，边界条件采用壁面函数法处理。涡核区气流场温度 $t = 70$ °C，烟气密度 $\rho = 1.0$ kg/m³；动力粘性系数 $\mu = 2.409 \times 10^{-5}$ kg/(m·s)。

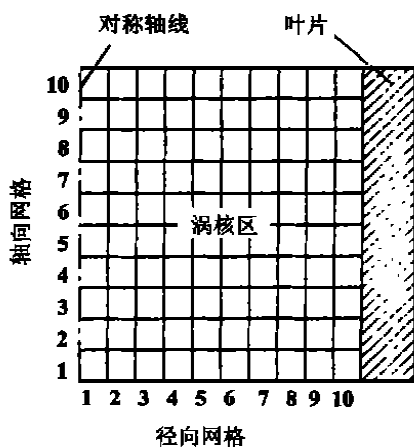


图2 网格划分图

涡核区的气体流动是稳态的旋转流动，计算时角度方向划分成 36 个网格，直径方向划分成 10 个网格，高度方向划分成 10 个网格。由于涡核区的气流流动是

轴对称流动，所以只取通过对称轴的一个截面即子午线截面为研究对象。子午线截面网格划分方法见图 2。采用 SIMPLE 算法求解控制方程^[5]，可以得到切向、径向、轴向速度及压力分布，根据压力分布可以确定局部阻力系数(ζ)。定义涡核的局部阻力系数为：

$$\zeta = \frac{P_{in} - P_{out}}{\rho V_m^2 / 2} \quad (4)$$

式中， P_{in} 、 P_{out} 分别表示涡核区进、出口处全压值； V_m 表示旋流装置入口平均速度。

3.2 液相控制方程的计算

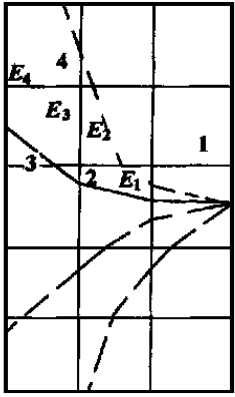


图3 液滴运动示意图

对于轴对称旋流场, 可取子午线截面, 并将此截面按同气流场数值计算时一样划分网格(图 2)。每一网格内的气流速度已由气相数值计算得出。如图 3 所示, 当某一直径的液滴从 i 处进入第一网格, 根据液滴的运动方程, 在时间 Δt_1 内液滴沿着某一轨迹到达网格的另一边壁即 E_1 点, 进入第二个网格, 时间 Δt_2 后到达 E_2 点进入第三个网格, 以此类推。在每一个网格内使用四阶 Rung-Kutta 方法计算液滴的运动方程, 然后再计算网格内的液滴运动轨迹。按照同样的方法一格一格地求解下去, 就可以得出不同粒径的液滴在流场中的运动轨迹。根据液滴的运动轨迹可以判断出液滴是否与叶片壁相碰撞, 或是液滴被气体带出涡核区。

为了比较直观地表示液滴在气流场中的运动情况, 图 4 示出了液滴运动轨迹的部分计算结果, 其液滴

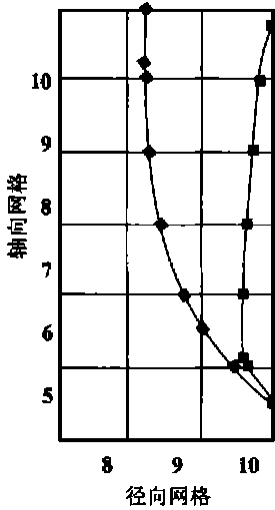


图 4 液滴在涡核区气流场中的运动轨迹

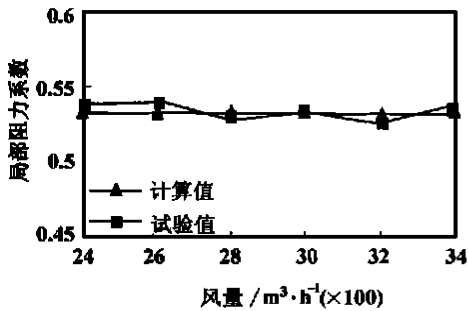


图 5 局部阻力系数的计算值与实验值 (碱液量保持不变为 1 500 L/h)

气体带水量。液滴尺寸分布服从对数正态分布^[9], 液滴群数目分布函数

$$n(\ln d_p) = \frac{N_0}{\ln \sigma_m \sqrt{2\pi}} \exp \left[-\frac{1}{2} \left(\frac{\ln d_p - \ln d_m}{\ln \sigma_m} \right)^2 \right] \quad (5)$$

其中, d_p 为任意液滴直径; d_m 为几何平均直径; σ_m 为几何标准差; N_0 为单位时间进入每个网格的液滴总个数。气体带水量可由下式计算

$$G = \frac{\pi}{6} \sum_{i=1}^{10} \int_{\infty}^{\ln d_{pi}} n(\ln d_p) d_p^3 \rho d(\ln d_p) \quad (6)$$

其中 i 表示从低部算起的网络序号; ρ 为液体的密度; d_{pi} 为液滴从轴向第 i 个网格进入涡核区时, 被捕集液滴的最小直径; V 为单位时间气体流量。

3.3 模拟值与实验值的比较

实验时, 用 U 型压力计测量进出口处静压, 用热球风速仪测进出口风速计算动压值, 进出口全压用式(4) 计算局部阻力系数。采用水量平衡法测量气体带水量, 测定供给装置的水量和装置排水管排出水量的差值, 计算出气体的带水量。局部阻力系数与气体带水量实验值与模拟值的比较分别见图 5、图 6。计算值与模拟值基本符合。

4 结构参数的优化设计

以上实验验证了数学模型及数值计算方法是正确的。那么就可以将数值模拟应用于旋流装置结构参数的优化设计, 即: 用数值模拟方法寻求局部阻力系数及气体带水量都较小的旋流装置结构参数组合。

把旋流装置的结构参数 — 叶片切向角 (α)、叶

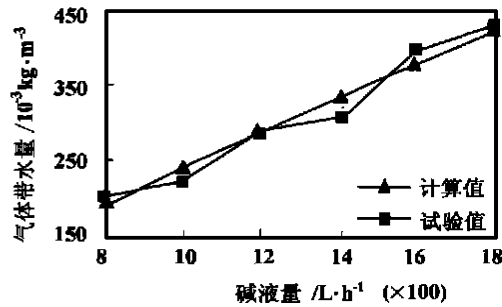


图 6 气体带水量的计算值与实验值 (气体流量保持不变为 2 900 m³/h)

片数目 (N)、叶片高度 (H)、旋流装置内径 (D) 看作影响局部阻力系数和气体带水量的四个因素, 考虑制造工艺、装配方便和外形美观等限制条件, 每个因素取三个水平(见表

1)。根据实验设计理论^[7], 四因素三水平的全面实验 (下转第 676 页)

从轴向第五个网格进入涡核区, 所捕集液滴的最小直径为 35 μm 。计算出捕集液滴最小直径即可计算

炉用水量大,用户对蒸汽品质要求较严,可采用二级钠离子交换。

(2) 配置专职水处理化验员。化验员素质要高,责任心要强,每班至少一人。严格按《低压锅炉水质标准》控制锅炉给水,锅水等各项指标符合标准要求。

(3) 在锅外水处理的基础上可配置锅内加药作为辅助处理,以进一步消除给水中的残余硬度,调节锅水碱度。

(4) 建立科学的排污制度,化验员可根据水质变化情况指导司炉排污。

(5) 锅炉水侧一旦结生水垢,要采用化学清洗方法将垢除掉。清洗完后,要对锅炉认真冲洗,防止残垢堆积在水冷壁、锅筒和集箱等处。

如果能做到上述几条,就可以避免或减少这类锅炉事故的发生。

参考文献:

[1] 李正华. 工业锅炉检验[M]. 北京: 北京科技出版社, 1992.
 [2] 许兴伟. 低压锅炉水处理技术[M]. 北京: 劳动出版社, 1991.
 [3] 杨世明. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1980.

(辉 编辑)

(上接第 655 页)

需要实验次数为 $3^4 = 81$ 次。意味着必须制造 81 个不同结构参数的装置,逐一实验,这在实际中既浪费,实验工作量又大。即使采用正交实验法设计实验,仍需要 9 个不同结构参数的装置,制造费用高、实验工作量大。

表 1 结构参数的水平

叶片切向角 $\omega / (^\circ)$	3	5	7
叶片数目 $N / \text{片}$	15	18	21
叶片高度 H / mm	180	230	280
旋流装置内径 D / mm	250	350	420

若采用数值模拟方法,应用 C 语言编制的计算程序,只需输入全面实验设计下的各结构参数组合及其它条件,可以迅速计算出每种装置的涡核局部阻力系数与气体带水量。小粒径的液滴即使在除水器内也不易被收集,若涡核出口处烟气带水量大,即烟气中含有大量吸收了 SO_2 的酸性小液滴,它们对脱硫装置后的烟道和风机有很强的腐蚀作用,以至出现钢制烟道和烟囱使用寿命不长,风机叶轮“飞车”事故等问题。湿式脱硫后烟气带水问题将造成很大的经济损失,因此把尽量降低气体带水量作为优化设计的主要目标。气体流量保持 $2\,900\text{ m}^3/\text{h}$,碱液量保持 $1\,500\text{ L/h}$,经计算,81 种结构参数组合中,叶片切向角 $\alpha = 3^\circ$ 、叶片数目 $N = 21$ 片、叶片高度 $H = 180\text{ mm}$ 、旋流装置内径 $D = 250\text{ mm}$ 时,烟气带水量最小为 $203.9 \times 10^{-3}\text{ kg/m}^3$,涡核局部阻力系数虽不是最小值,但也在中下水平为 0.301。所以,结构参数取为叶片切向角 $\alpha = 3^\circ$ 、叶片数目 $N = 21$ 片、

叶片高度 $H = 180\text{ mm}$ 、旋流装置内径 $D = 250\text{ mm}$ 。

5 结论

建立了湿式旋流烟气脱硫装置涡核区气流场及液滴在气流场中运动的数学模型,分别采用 $\kappa-\epsilon$ 双方程模型及单颗粒动力学求出数学模型的数值解,用实验验证了数学模型及求解方法的正确性。

将数值模拟方法应用于旋流装置结构参数的设计,寻求烟气带水量低、阻力小的优化结构参数组合,大大节省了实验费用和工作量。数值模拟程序可用于相同结构的大、中、小型湿式旋流烟气脱硫装置的优化设计。

参考文献:

[1] 柳吉祥. 旋流分选的理论及应用[M]. 北京: 煤炭工业出版社 1985.
 [2] 帕坦卡 S. V. 传热与流体流动的数值计算[M]. 北京: 科学出版社 1984.
 [3] 周力行. 湍流气粒两相流动和燃烧的理论及数值模拟[M]. 北京: 科学出版社, 1994.
 [4] 林 玮. 旋风分离器内气固两相流动的数值模拟及实验研究[D]. 上海: 上海工业大学, 1997.
 [5] 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1988.
 [6] 刘永平. 旋流脱硫装置脱硫性能的研究[D]. 上海: 同济大学, 1999.
 [7] 中国科学院数学研究所统计组编. 方差分析[M]. 北京: 科学出版社, 1977.

(辉 编辑)

Circulating Fluidized Bed Boiler Furnace by Utilizing a Monte Carlo Method [刊, 汉] / SUN Yong-li, HE Yu-rong, LU Hui-lin (Thermal Energy Engineering Department, Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001), TAN Xiu (Electric Power Scientific Research Institute of Jilin Province, Changchun, China, Post Code: 130021) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —2001, 16(6)—650~652

A numerical study was conducted of the heat transfer in a circulating fluidized bed boiler furnace. The relevant model being set up takes into account the influence of the concentration distribution of axial and radial particles. The calculation of the model reveals the distribution variation of flue gas concentration and heat flux density within the furnace. The results of the calculation indicate that in the heat transfer calculation of a circulating fluidized bed boiler furnace the convection heat transfer of particle phase should not be neglected. **Key words:** circulating fluidized bed boiler, heat transfer, Monte Carlo method

燃煤工业锅炉湿式旋流烟气脱硫装置的数值模拟法优化设计 = Optimized Design of a Numerical Simulation Method for the Vortex Desulfurization Device of Wet Flue Gases of a Coal-fired Industrial Boiler [刊, 汉] / QIU Zhong-zhu, XU Ji-huan, ZHANG He-sheng (Thermal Energy Engineering Department, Tongji University, Shanghai, China, Post Code: 200092) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —2001, 16(6)—653~655, 676

Through the use of a $k-\epsilon$ dual equation model a numerical simulation was conducted of the vortex area speed and pressure field of a vortex wet gas desulfurization device. Meanwhile, with the help of a single-particle dynamic model the movement of liquid drops in the gas flow field was simulated, and by utilizing the numerical simulation method the structural parameters of the above-mentioned vortex device were determined. As a result, the optimized design of the vortex wet gas desulfurization was realized, contributing to a reduction of test expenses and a decrease in experimental work load. **Key words:** desulfurization device, vortex area, numerical simulation, structural parameter

船用蒸汽动力装置控制监测系统的研制 = The Development of a Control and Monitoring System for a Naval Steam Power Plant [刊, 汉] / LI Lai-chun, LIU Fan-ming, et al (Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —2001, 16(6)—656~658, 674

Due to its complicated system, the presence of many equipment items and the large quantity of needed control parameters a steam power plant has a majority of its controlled objects not liable to be represented by simple mathematical models. During the operation of the plant many parameters are interrelated and involved in a complicated coupled relationship. Numerous controlled parameters cannot meet usage requirements if a single loop control is employed. Moreover, a naval steam propulsion plant features a high frequency of load changes and a wide range of such changes, resulting in a control system, the implementation of which demands sophisticated technical skills. In light of the above the authors present the composition and functions of a centralized control and monitoring system for a naval steam propulsion plant along with some innovative approaches of that system. **Key words:** naval vessel, steam power plant, automatic control

某汽轮机轴封汽外泄的原因分析及处理 = An Analysis of the Cause of a Steam Turbine Shaft Seal Leakage and Its Treatment [刊, 汉] / Zhang Shao-bo (Cixi Thermal Power Plant, Cixi, Zhejiang Province, China, Post Code: 315300) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —2001, 16(6)—659~660

After an analysis of the symptoms of shaft seal leakage and other abnormal conditions detected during the overhaul of a steam turbine the root cause of the leakage was identified and an economic, simplified and effective method proposed for its resolution. **Key words:** steam turbine, shaft seal, leakage rate, problem solving

轴向型粗粉分离器改进与完善 = Improvement and Advancement of an Axial Type Separator of Coarse Pulverized Coal [刊, 汉] / LU Tai, CHOU Lin-qing, CHEN Fu, et al (Jilin Electric Power Institute, Jilin, China, Post Code: 131200), NIU Zhi-hong (Jilin Municipal Thermal Power General Co., Jilin, China, Post Code: 131200) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —2001, 16(6)—661~663