

# 炉内流场对水冷壁高温腐蚀影响的数值模拟分析

(哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001) 王莹 秦裕琨 吴少华 邢继春\*

**摘要:** 采用气-固两相流动数值模拟方法, 分析了1000 t/h直流锅炉水冷壁高温腐蚀的原因, 指出直流燃烧器前后墙矩形布置导致烟气贴壁, 不合理配风使壁面附近缺氧是造成水冷壁高温腐蚀的主要原因。

**关键词:** 锅炉; 水冷壁; 高温腐蚀; 数值模拟

中图分类号: TK229.54 文献标识码: A

某发电厂7号炉是上海锅炉厂早期制造的1000 t/h亚临界直流锅炉, 炉膛结构为单炉体双炉膛“Π”型布置, 固态排渣方式, 配300 MW发电机组。该炉自1980年投入运行至今, 一直燃用含硫量高达1.1%~1.5%之间的高硫煤, 1984年11月8日因高温腐蚀首次发生水冷壁爆管事故, 爆管处管壁严重减薄, 管壁减薄处壁厚仅为0.5毫米, 直接经济损失达40多万元<sup>[1]</sup>。此后, 该炉又多次发生不同程度的水冷壁烟气侧高温腐蚀, 平均腐蚀速度为0.99~1.39毫米/万小时, 最大概算腐蚀速度约为1.68~1.89毫米/万小时, 严重危害了锅炉运行的安全性和经济性。

## 1 设备概况

该炉炉膛结构及燃烧器喷口布置情况如图1所示。双炉膛共布置八组燃烧器, 形成两个旋转方向相反、直径为Φ500毫米的切圆, 双面水冷壁中部有2255毫米的烟气压力平衡通道。原始设计中燃烧器为均等配风, 一、二次风口相间布置, 一次风自下而上分为甲、乙、丙、丁四层, 喷口高宽比为540:300; 二次风自下而上分为A、B、C、D、E

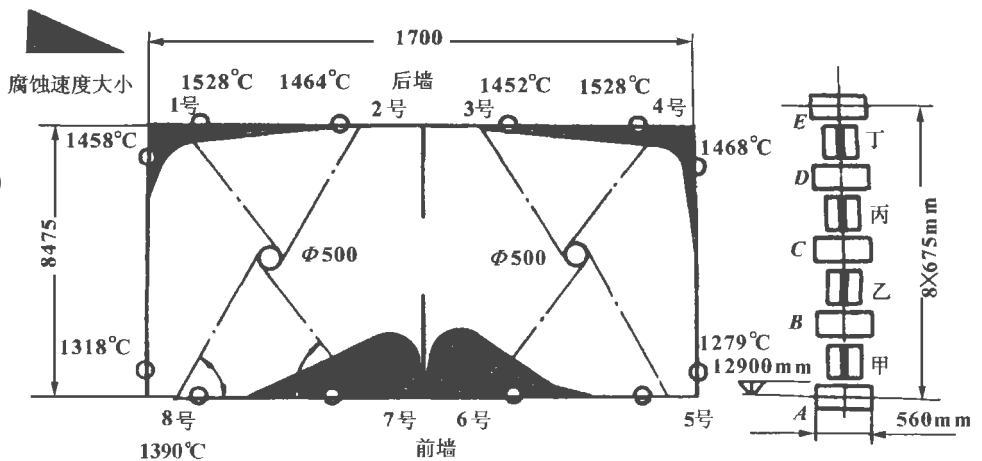


图1 7号炉炉膛燃烧器布置及炉膛横截面腐蚀区域示意图

五层, 喷口高宽比为400:560。

炉膛横截面高温腐蚀的区域也在图1中标出。国内、外关于高温腐蚀的大量研究表明, 烟气侧水冷壁发生高温腐蚀的区域是有规律的: 通常多在燃烧高温区, 即局部热负荷较高, 管壁温度也较高的区域, 例如燃烧器区附近, 其余区域的高温腐蚀明显减弱或根本不发生高温腐蚀。

现场检查发现, 7号炉水冷壁高温腐蚀部位主要分布在炉膛标高13~23米范围内, 即水冷壁燃烧器区及其以上5米区域。在这一区域内, 前后墙腐蚀尤为严重, 6号角、7号角腐蚀速度最大, 1号角、4号角次之, 其余部位则较轻。

## 2 数值模拟方法

电站直流锅炉的炉内流动是复杂的三维湍流流动过程, 本文采用质量、动量守恒方程及经典的 $k-\epsilon$ 双方程湍流模型来模拟炉内气相湍流, 得到下面描述时均定常的气相湍流运动控制方程组的通用形式:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial X_j}(\rho u_j\phi) = \frac{\partial}{\partial X_j}(\Gamma_\phi \frac{\partial\phi}{\partial X_j}) + S_\phi \quad (1)$$

式中,  $\phi$  为通用的气相场因变量, 分别代表直角坐标三维方向上的速度、湍动能  $k$ 、湍动能耗散率  $\epsilon$ ;  $\Gamma_\phi$ 、 $S_\phi$  则分别代表各通用变量的有效扩散系数及源项。上述各变量的意义及表达式详见表 1。

表 1 气相通用控制微分方程中各变量的意义及表达式

方程	$\phi$	$\Gamma_\phi$	$S_\phi$
连续	1	0	0
X 动量方程	$U$	$\mu_e - \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{\partial}{\partial X}(\mu_e \frac{\partial U}{\partial X}) + \frac{\partial}{\partial Y}(\mu_e \frac{\partial V}{\partial X}) + \frac{\partial}{\partial Z}(\mu_e \frac{\partial W}{\partial X})$	
Y 动量方程	$V$	$\mu_e - \frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{\partial}{\partial Y}(\mu_e \frac{\partial V}{\partial Y}) + \frac{\partial}{\partial X}(\mu_e \frac{\partial U}{\partial Y}) + \frac{\partial}{\partial Z}(\mu_e \frac{\partial W}{\partial Y}) + \rho g$	
Z 动量方程	$W$	$\mu_e - \frac{\partial P}{\partial Z} + \frac{\partial}{\partial Z}(\mu_e \frac{\partial W}{\partial Z}) + \frac{\partial}{\partial X}(\mu_e \frac{\partial U}{\partial Z}) + \frac{\partial}{\partial Y}(\mu_e \frac{\partial V}{\partial Z})$	
湍动能	$k$	$\mu_e / \sigma_k$	$G_k - \rho \epsilon$
湍动能耗散率	$\epsilon$	$\mu_e / \sigma_\epsilon$	$\frac{\epsilon}{K}(C_1 G_k - C_2 \epsilon)$

表中,  $\mu_e$  为有效粘性系数  $\mu_e = \mu_t + \mu_l$ ,  $\mu_t$  为湍流粘性系数,  $\mu_l$  为层流粘性系数,  $G_k$  为湍流脉动能的产生项, 用下式计算:

$$G_k = \mu_t \left\{ 2 \left[ \left( \frac{\partial U}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial V}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial W}{\partial z} \right)^2 \right] + \left[ \left( \frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial U}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial V}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial y} \right)^2 \right] \right\}$$

对颗粒相本文采用多流体模型<sup>[2]</sup>, 即类似于对气相湍流的处理, 引入颗粒湍流粘性系数与扩散系数的概念, 可得到用颗粒数密度表达的时均定常颗粒相湍流运动控制方程组的通用形式:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_k \phi_k) + \frac{\partial}{\partial X_j}(\rho_k u_{kj} \phi_k) = \frac{\partial}{\partial X_j}(\Gamma_{\phi_k} \frac{\partial \phi_k}{\partial X_j}) + S_{\phi_k} \quad (2)$$

式中,  $\phi_k$  为通用的颗粒相场因变量, 分别代表直角坐标三维方向上的速度、湍动能  $k$ 、颗粒数密度  $\rho_k$ ;  $\Gamma_{\phi_k}$ 、 $S_{\phi_k}$  则分别代表各通用变量的有效扩散系数及源项。上述各变量的意义及表达式详见表 2。

表 2 颗粒相通用控制微分方程中各变量的意义及表达式

方程	$\phi_k$	$\Gamma_{\phi_k}$	$S_{\phi_k}$
连续	$\rho_k$	$\frac{v_k}{\sigma_p}$	0
X 动量方程	$U_k$	$\rho_k \nu_k$	$\frac{\partial}{\partial X_j}(\rho_k \nu_k \frac{\partial v_{kj}}{\partial X_j}) + \frac{\partial}{\partial X_j}(\nu_k / \sigma_k \nu_{kj} \frac{\partial \rho_k}{\partial X_j}) + \frac{\partial}{\partial X_j}(\nu_k / \sigma_k U_k \frac{\partial \rho_k}{\partial X_j}) + \rho_k (U - U_k) / \tau_{RK}$
Y 动量方程	$V_k$	$\rho_k \nu_k$	$\frac{\partial}{\partial X_j}(\rho_k \nu_k \frac{\partial v_{kj}}{\partial Y_j}) + \frac{\partial}{\partial X_j}(\nu_k / \sigma_k \nu_{kj} \frac{\partial \rho_k}{\partial Y_j}) + \frac{\partial}{\partial X_j}(\nu_k / \sigma_k V_k \frac{\partial \rho_k}{\partial X_j}) + \rho_k (V - V_k) / \tau_{RK} + \rho_k g$
Z 动量方程	$W_k$	$\rho_k \nu_k$	$\frac{\partial}{\partial X_j}(\rho_k \nu_k \frac{\partial v_{kj}}{\partial Z_j}) + \frac{\partial}{\partial X_j}(\nu_k / \sigma_k \nu_{kj} \frac{\partial \rho_k}{\partial Z_j}) + \frac{\partial}{\partial X_j}(\nu_k / \sigma_k W_k \frac{\partial \rho_k}{\partial X_j}) + \rho_k (W - W_k) / \tau_{RK}$
湍动能	$K_k$	$\frac{\rho_k \nu_k}{\sigma_p}$	$G_{kp} - \rho_k \epsilon_k$

$\tau_{RK}$  为颗粒的弛豫时间

$$\tau_{Rk} = \frac{d_k^2 \rho_k}{18 \mu (1 + Re_k^{2/3} / 6)}$$

$$Re_k = (u_j - u_{kj}) d_k / \nu$$

### 3 数值模拟结果及高温腐蚀原因分析

图 2 是数值模拟计算得到的该炉甲层一次风喷口处炉膛截面的颗粒相切向速度矢量图。左右炉膛的速度分布基本对称, 炉内气流结构是呈倒“八”字形的两个旋转方向相反的斜长椭圆, “八”字头部在 6 号、7 号角之间, 尾部分别在 1 号和 4 号角。

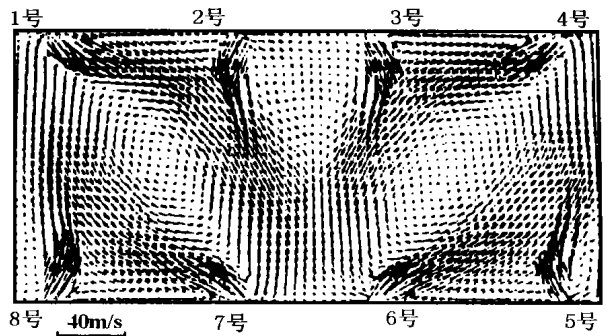


图 2 甲层一次风喷口处炉膛截面速度向量分布图

因单炉体双炉膛的独特结构, 八组燃烧器在前、后墙分别布置, 使得每个炉膛的燃烧器中心连线呈矩形, 长、宽比高达 1.513 : 1 (8475 : 5600)。当同一平面的八支燃烧器为均等配风, 出口射流速度相同时, 因各射流在相互撞击前行程不同, 使得 1 号、4 号、6 号、7 号射流分别对 2 号、3 号、5 号、8 号射流的冲击作用较为强烈。这是因为 2 号、3 号、5 号、8 号燃烧器射流分别到达前、后墙 7 号、6 号、4 号、1 号角区域附近时, 射流速度减弱, 而分别偏向壁面。7 号、6 号、4 号、1 号燃烧器射流在燃烧器喷口附近速度还未衰减, 刚性较强, 因此 7 号、6 号、4 号、1 号射流偏转不大。现场运行观察发现, 2 号、3 号射流在 1 号、4 号射流的强烈冲击下, 一方面, 大部分煤粉气流直接冲向 6 号、7 号燃烧器之间的区域, 强烈冲刷 6 号、7 号角之间的水冷壁; 另一方面, 因上游火焰的点燃作用, 温度很高的 2 号、3 号射流到达 6 号、7 号燃烧器之间的区域时, 已成为高温火焰气流, 使得 6 号、7 号燃烧器区域的烟气温度较高, 如果此时这一区域氧气供应不充分, 煤粉浓度过大, 即使炉内平均

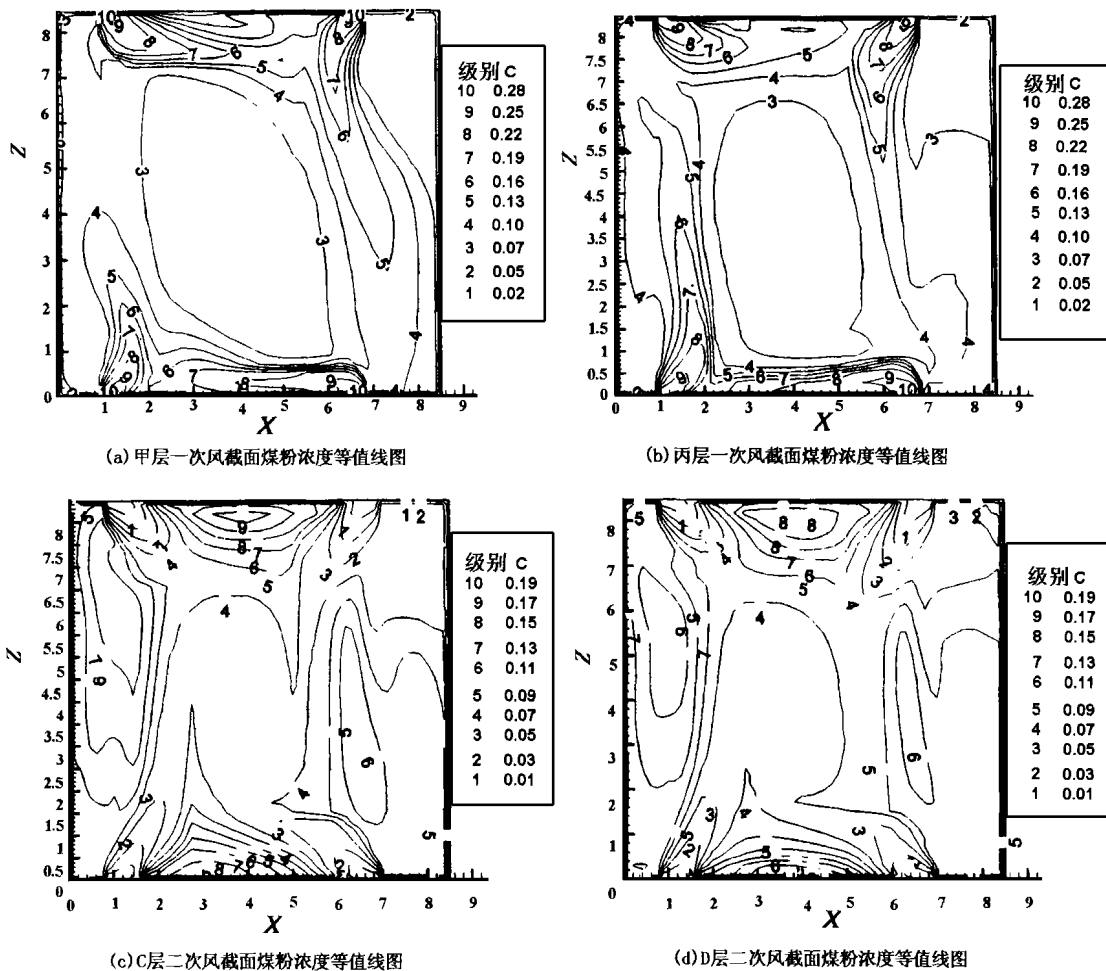


图 3 甲、丙层一次风截面和 C、D 层二次风截面煤粉浓度等值线图

空气过量系数大于 1, 在这一区域也可能会出现强烈的高温腐蚀。同时, 5 号、8 号燃烧器射流在 6 号、7 号燃烧器射流的冲击下, 分别冲向 4 号、1 号角, 使这两个角也成为易发生高温腐蚀的区域。

图 3 分别为计算得到的该炉左炉膛燃烧器区甲、丙层一次风及 C、D 层二次风截面的煤粉浓度等值线图。数值计算结果表明: 前墙 7 号角区域的煤粉浓度较大, 1 号区域的煤粉浓度次之, 而水冷壁其他区域的煤粉浓度较小。煤粉浓度较大的区域氧含量相对较低, 极易发生高温腐蚀。因此, 根据数值模拟的结果分析, 该炉左炉膛最易发生高温腐蚀的区域是 7 号角水冷壁, 其次是 1 号角水冷壁, 其他位置较轻或者不会出现高温腐蚀的现象。数值模拟结果与现场检查情况完全吻合。

对上述数值模拟结果进行分析, 认为 7 号炉烟气侧水冷壁产生高温腐蚀的主要原因有:

(1) 燃煤含硫量大

燃煤中硫含量越大, 腐蚀性介质浓度越大, 高硫煤产生的大量 H<sub>2</sub>S、SO<sub>2</sub>、SO<sub>3</sub>、原子硫[S]不仅破坏管

壁的 Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub> 保护膜, 还侵蚀管子表面, 致使金属管壁不断减薄, 最终导致爆管事故。

(2) 煤粉气流直接冲刷水冷壁

煤粉浓度较大的烟气流直接冲刷水冷壁管时, 未燃尽的煤粉颗粒对水冷壁管的磨损将加速水冷壁管上保护膜的破坏, 加快金属管壁高温腐蚀的过程。

(3) 水冷壁管壁温度较高

H<sub>2</sub>S 等腐蚀性介质在 300 °C 以上腐蚀性逐步增强, 对亚临界大型电站锅炉燃烧器区域烟气侧水冷壁管的管壁温度多在 420 °C 左右正处于强烈腐蚀的温度范围之内; 同时, 管子局部温度过高, 易使有腐蚀性的低熔点化合物粘附在金属表面, 促进了管壁的高温腐蚀的发生。

(4) 局部区域存在还原性气体

未燃烬的煤粉在水冷壁附近进一步燃烧时, 发生化学不完全燃烧反应, 形成局部缺氧区, 使炉膛壁面附近处于含有还原性气体(CO、H<sub>2</sub>)和腐蚀性气体(H<sub>2</sub>S)的烟气成分之中, 没有完全燃烧的游离硫和硫化物与金属管壁发生反应, 引起管壁高温腐蚀。

4 结论

双炉膛锅炉直流燃烧器前后墙矩形布置, 导致炉内切圆偏移、烟气贴壁, 不合理配风又使壁面附近缺氧是造成水冷壁高温腐蚀的主要原因。对燃用高

(下转 303 页)

式(5)或式(9)可以计算出故障与案例的相似度。

### 6 案例的学习

初始案例库中的案例是有限的,需要在诊断过程中不断地形成新的案例加入案例库中,以便积累诊断经验。由于故障的发生具有一定的规律,待诊断故障可能与案例库中的案例完全相同或基本相似,如果都加到案例库中,必然会使案例库越来越庞大,因此必须对加到案例库中的案例进行学习。通常案例学习的策略有:若案例库中没有该案例,则加入该案例;若该案例与案例库中所有案例的相似度均小于某个给定的值(如 0.8),则加入该案例;对案例库中已存在的案例,若为频繁使用的案例则不替换,否则以新的案例替换旧的案例等。

综上所述,一个完整的基于案例推理的故障诊断过程如图 1 所示。



图 1 基于案例推理的故障诊断框图

通过对故障进行详细描述形成案例库,通过检索器将待诊断故障与案例库中的案例进行匹配,得到与待诊断故障相同或相近的案例,供现场人员决策参考。通过对当前待诊断故障的学习,决定是否将其加入到案例库中。

### 7 诊断示例

某电厂 20 万机组 1984 年 12 月 21 日锅炉临检后启动并网,在负荷为 195 MW 时,2 号轴承出现强烈振动。将负荷减至 180 MW 时,通频振动为 80 ~ 100  $\mu\text{m}$ ,负荷减至 128 MW 时,振动降为 20  $\mu\text{m}$ ,重新加负荷至 150 MW 时,2 瓦振动又剧增为 70 ~ 80  $\mu\text{m}$ ,振动波形呈 25 ~ 30 Hz,且 1、3、4 瓦振动均为 48 ~ 68  $\mu\text{m}$ ,当负荷降到 110 MW 时,振荡现象消失,打闸停机。其后采取若干措施多次启动,运行中 2 瓦出现较大的 3 倍频,4 瓦振动不稳定,停机过程中,当

负荷滑至 172 ~ 162 MW 时,2 瓦又一次出现振荡现象,半小时后消失,当负荷降至 143 MW 时,振荡现象又出现,约十分钟后消失。经过整理分析,该待诊断故障的组织形式如表 3 所示。

表 3 待诊断故障的组织形式

确定性 必要征兆	设备型号 故障部位 机组状态	200 MW 机组 高中压转子 带负荷运行
其 它 征 兆	振动频谱 趋势分析 振动与负荷的关系 振动随负荷变化	低频和高倍频较大 振动不稳定 有关 具有再现性

比较表 3 与表 2 可知,待诊断故障  $c'$  与给定案例  $c$  中确定性必要征兆都满足逻辑条件,且  $M = 4$ ,  $N = 5$ ,  $K = 3$ ,即在其它征兆中有三个相似,设  $CF(E1') = 0.75$ ,  $CF(E1) = 0.85$ ,  $CF(E2') = 0.85$ ,  $CF(E2) = 0.90$ ,  $CF(E3') = 0.65$ ,  $CF(E3) = 0.45$ ,  $w_1 = 0.30$ ,  $w_2 = 0.20$ ,  $w_3 = 0.30$ ,  $w_4 = 0.10$ ,  $w_5 = 0.10$ ,则由式(7)和式(8)得到征兆的相似度

$$\beta_1 = 1$$

$$D_s(E1', E1) = 1 - |0.75 - 0.85| = 0.90$$

$$\beta_2 = 1$$

$$D_s(E2', E2) = 1 - |0.85 - 0.90| = 0.95$$

$$\beta_3 = 1.667 \times \text{MIN}(0.65, 0.45) = 0.75$$

$$D_s(E3', E3) = 0.75 \times (1 - |0.65 - 0.45|) = 0.60$$

由式(5)得到故障与案例的相似度

$$D_s(c', c) = 0.30 \times 0.90 + 0.20 \times 0.95 + 0.30 \times 0.60 = 0.64$$

假设在已有的案例库中上述计算得到的相似度为最大,与其它案例的相似度均小于此值,因此可诊断为汽流激振故障,并且由于它小于给定的阈值(0.64 < 0.8),所以应将此故障加入案例库中。

### 参考文献

[1] 阮跃. 振动故障诊断的反问题研究. 华北电力技术, 1998 (7): 9 ~ 14.  
 [2] 耿卫东, 潘云鹤, 何志均. 基于事例的设计推理研究. 计算机科学 1993, 20(4): 36 ~ 39.

(何静芳 编辑)

(上接 286 页)

硫煤的锅炉,使一次风在炉膛中心处充分燃烧、二次风气流在靠近炉膛水冷壁的区域形成较强的氧化性气氛以达到降低水冷壁附近还原性气氛和避免烟气直接冲刷水冷壁两个目的,从而在根本上解决双炉膛直流锅炉烟气侧水冷壁高温腐蚀问题。

### 参考文献

[1] 陈永保, 金代立. 1 000 t/h 直流锅炉水冷壁事故分析. 华东电力, 1989, (3).  
 [2] 周力行. 湍流气固两相流动和燃烧的理论及数值模拟. 北京: 科学出版社, 1994.

(渠 源 编辑)

right and left side of both the upper furnace and the convection flue. This is generally attributed to the flue gas residual rotation. An analytical study was conducted to address this issue. Moreover, a 410 t/h boiler was selected as a specific object of study in this regard. By the use of a numerical simulation method and based on an initial design scheme, the authors have made changes in such flow parameters as secondary air injection angle and the secondary air inverse tangential flow at the furnace uppermost layer. After a summing-up and analysis of the simulation results a feasible scheme was proposed to lower the deviation of the flue gas speed at the furnace outlet. **Key words:** tangential firing, numerical simulation, three-dimensional flow field, pulverized coal-fired boiler

**炉内流场对水冷壁高温腐蚀影响的数值模拟和分析 = Numerical Simulation and Analysis of the Effect of an In-furnace Flow Field on the High-temperature Corrosion of Water Walls in a Tangentially Fired Boiler Furnace**

[刊, 汉] / Wang Ying, Qin Yukun, Wu Shaohua (College of Energy Science and Engineering under the Harbin Institute of Technology) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —2000, 15(3). —284~286, 303

With the help of a numerical simulation method for gas-solid dual-phase flows an analysis was performed of the cause of high-temperature corrosion in water walls of a tangentially fired 1000 t/h once-through boiler. The main cause of such corrosion has been identified as the rectangular layout of the burners at the front and rear walls, which leads to the impingement of flue gases on the water walls. The lack of oxygen in the neighborhood of the wall surface due to an irrational air distribution has also been found to be a main culprit. **Key words:** boiler, water wall, high-temperature corrosion, numerical simulation

**舰用燃气轮机排气蜗壳流场数值模拟 = Numerical Simulation of the Flow Field of a Naval Gas Turbine Exhaust Volute**

[刊, 汉] / Liu Xueyi, Liu Min (Harbin No.703 Research Institute, Harbin, China, Post Code 150036), Sun Haiou, Zheng Hongtao, *et al* (Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code 150009) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —2000, 15(3). —287~289

Based on a N-S equation and K -  $\epsilon$  turbulent flow model the authors have conducted the numerical simulation of two types of exhaust volute. Through an analysis of pressure loss and flow field status a performance evaluation was given of the above-cited exhaust volutes. **Key words:** gas turbine, exhaust volute, pressure loss, numerical simulation

**适用于燃煤气的 STIG 循环中湿燃气的状态方程 = Status Equation of the Wet Gas in a Steam Injected Gas Turbine (STIG) Cycle Plant Fit for Burning Gases**

[刊, 汉] / Chen, Anbin, Shang Demin, Yan Jialu, *et al* (Teaching and Research Department of Thermal Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —2000, 15(3). —290~293

The wet gas in a gas-fired steam injected gas turbine cycle plant is treated as a real gas. Set up is the wet gas status equation by utilizing the corresponding status mode of a two-term Virial equation. The thermodynamic properties of the wet gas have been calculated by the use of the above-cited status equation and a complementary function correction method. Moreover, a comparison was conducted of the wet gas thermodynamic properties with those calculated on the basis of an ideal gas. **Key words:** gasification, steam injected gas turbine cycle, wet gas, status equation

**蒸汽蓄热器容积最优化研究 = Optimization Study of Steam Accumulator Volume**

[刊, 汉] / Cao Jiacong, Zhong Wei (China National Textile University, Shanghai, China, Post Code 200051) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —2000, 15(3). —294~297

An algorithm model was set up for minimizing the essential heat storage of a steam accumulator with a computer program being applied to a specific example to illustrate this approach. The results of computation indicate that with the help of the above-mentioned program one can determine a minimal heat storage capacity required, which is considerably less than that obtainable by a manual calculation. This makes it possible to attain a minimized heat storage capacity required of an accumulator, creating the necessary conditions for the optimization of a steam accumulator design. **Key words:** industrial boiler, steam accumulator, heat storage capacity, volume, optimization, computer program