

# 炉内旋流数对热偏差影响的理论和试验研究

刘泰生<sup>1</sup>, 沈 凌<sup>2</sup>, 姚本荣<sup>2</sup>, 许晋源<sup>1</sup>

(1. 西安交通大学 能源与动力工程学院, 陕西 西安 710049; 2. 东方锅炉(集团)股份有限公司, 四川 自贡 643001)

**摘 要:**介绍了炉内旋流数  $S_W$  的基本概念和计算方法, 指出  $S_W$  实际表征的是炉内气流旋转速度与上升速度之比, 其大小对水平烟道处的高温受热面的热偏差情况有直接影响; 就二次风配风方式、锅炉负荷和 一、二次风风率对  $S_W$  的影响进行了分析和讨论, 并在实炉上就  $S_W$  的变化对再热器热偏差的影响进行了试验研究。理论分析和试验结果显示: 在同样的负荷下, 二次风配风方式对  $S_W$  有明显影响, 均等配风时  $S_W$  最小, 再热器的最大热偏差系数随  $S_W$  的增加而增加; 在同样的二次风配风方式下,  $S_W$  随锅炉负荷的降低而增加, 再热器的最大热偏差系数随  $S_W$  增加而增加。

**关 键 词:** 炉内旋流数; 热偏差; 再热器

中图分类号: TK229 文献标识码: A

## 1 引 言

从 20 世纪 80 年代初起, 大批引进美国 CE 公司技术设计和制造的 300 MW 及以上容量切圆燃烧电站锅炉在我国投入运行。通过近 20 年的消化、吸收和改进, 锅炉机组各项性能指标基本上均达到了预期的目标。但是近年来, 在多台采用切圆燃烧方式的大容量电站锅炉水平烟道内的高温受热面上发现存有较大的热偏差, 爆管事故时有发生。引起切圆燃烧锅炉高温受热面的热偏差过大的主要原因为烟气侧的烟温、烟速偏差和蒸汽侧的流量偏差。对烟气偏差的产生原因, 学术界近年来较一致的看法是由残余旋转所致<sup>[1]</sup>。20 世纪 90 年代中期, 美国 CE 公司采用炉内旋流数  $S_W$  来评估炉内旋流的强弱<sup>[2]</sup>。目前国内几家大锅炉制造商已在切圆燃烧锅炉的设计中采用了炉内旋流数  $S_W$ 。本文就炉内旋流数  $S_W$  与水平烟道中高温受热面的热偏差情况的关系和  $S_W$  的变化对再热器热偏差的影响进行了理论分析和试验研究。

## 2 炉内旋流数 $S_W$

炉内旋流数  $S_W$  的定义如下:

$$S_W = \frac{G_\varphi}{G_x \cdot D_{hr}} \quad (1)$$

式中:  $G_\varphi$ —角动量流率,  $N \cdot m$ ;

$G_x$ —炉膛轴向动量流率,  $N$ ;

$D_{hr}$ —炉膛水平截面水力半径,  $m$ 。

对于没有采用反切风布置的切圆燃烧系统,  $G_\varphi$  的计算式为:

$$G_\varphi = \sum_{i=1}^l \rho_{1i} W_{1i}^2 f_{1i} d_{1i} / 2 + \sum_{j=1}^m \rho_{2j} W_{2j}^2 f_{2j} d_{2j} / 2 + \sum_{k=1}^n \rho_{3k} W_{3k}^2 f_{3k} d_{3k} / 2 \quad (2)$$

式中:  $W$  为风速,  $f$  为喷口面积,  $d$  为假想切圆直径,  $\rho$  为气流密度, 下标 1、2 和 3 分别表示一、二和三次风。

对于采用反切风布置的燃烧系统, 要区分两种情况: 当反切风角动量流率接近或大于正切角动量流率时, 不宜采用  $S_W$  来评估炉内旋流的强弱; 当反切风角动量流率远小于正切风角动量流率时, 采用  $S_W$  来评估炉内旋流的强弱是适宜的, 此时关于  $G_\varphi$  的计算方法与式(2)类似, 但要将反切风部分的角动量流率作负值处理。

$G_x$  的计算方法为:

$$G_x = F \rho_g u^2 \quad (3)$$

式中:  $F$ —炉膛水平截面面积,  $m^2$ ;

$\rho_g$ —烟气密度,  $kg/m^3$ ;

$u$ —炉膛水平截面平均烟气上升速度,  $m/s$ 。

计算  $\rho_g$  和  $u$  时烟气温度取为理论燃烧温度和炉膛出口烟气温度的平均值, 这两个温度由锅炉热力计算书中获得。

$D_{hr}$  的计算方法为:

$$D_{hr} = D_e / 4 \quad (4)$$

$D_e$ —炉膛水平截面当量直径,  $m$ 。

假设每角的多个燃烧器合并为一个燃烧器, 合并后的燃烧器高度为  $h$ , 宽度为  $B$ , 喷口处射流流速

为  $W$  (该速度是设计的切于假想切圆处的切向速度), 假想切圆直径为  $d_s$ , 此时  $S_W$  为:

$$S_W = \frac{2Wd_s}{uDe} \quad (5)$$

从式(5)可以看到,  $S_W$  实际表征的是旋转速度与上升速度之比。假想切圆直径的变化对旋转速度的影响, 已在分子中的  $d_s$  得以体现。尽管炉内旋流数  $S_W$  为一简化的设计参数, 与实际炉内的旋转速度和平均上升速度之比存在差异, 但从定性上讲, 炉内旋流数  $S_W$  可以表征炉内实际旋转速度与平均上升速度比值的大小, 即  $S_W$  大则意味着炉内实际旋转速度与平均上升速度的比值大,  $S_W$  小则意味着炉内实际旋转速度与平均上升速度的比值小。

大量的研究表明炉内气流的残余旋转是产生切圆燃烧锅炉水平烟道入口处流速偏差的主要原因, 并且烟温偏差与烟温偏差存在有相似性。假设水平烟道入口处完整的切圆仍存在, 旋转速度(或切向流速)在水平烟道方向上的分量为  $V_{t,j}$ , 水平烟道中的平均流速为  $V$ , 对于水平烟道中的某处, 其实际流速  $V_j$  应为  $V$  和  $V_{t,j}$  的迭加, 即:

$$V_j = V + V_{t,j} \quad (6)$$

该处的流速偏差系数  $VD_j$  为:

$$VD_j = \frac{V_j}{V} = \frac{V + V_{t,j}}{V} = 1 + \frac{V_{t,j}}{V} \quad (7)$$

由于炉内质量守恒, 水平烟道处的平均流速与炉膛中的气流平均上升流速存在有一定的比例关系。令比例系数为  $k_{u-v}$ , 所以式(7)可改写为:

$$VD_j = 1 + k_{u-v} \frac{V_{t,j}}{u} \quad (8)$$

从式(8)可以看到, 水平烟道中的流速偏差大小与残余旋转的旋转速度和炉膛中气流平均上升速度间的比值有关, 比值越大, 流速偏差越大。炉内旋流数  $S_W$  表征的是炉内实际旋转速度与平均上升速度比值的大小, 在同样的炉膛结构(高度、宽度、深度和折焰角尺寸等)下,  $S_W$  越大, 表明气流在离开燃烧器区域时炉内实际旋转速度与平均上升速度比越大, 流至水平烟道进口处水平截面上的旋转速度和平均上升速度比也越大; 反之也亦然。考虑到水平烟道中流速偏差与烟温偏差是相似的, 这样便建立起了炉内旋流数  $S_W$  与水平烟道中高温受热面热偏差的关系: 在炉膛和高温受热面结构相同的条件下, 炉内旋流数  $S_W$  越大则水平烟道中高温受热面的热偏差越严重。

### 3 运行工况对 $S_W$ 影响的分析

对于一台已运行的锅炉, 假想切圆直径、喷口面积等因素是无法改变的, 但诸如风量分配、负荷等在运行中会发生改变, 进而使炉内旋流数  $S_W$  发生变化。

#### 3.1 二次风配风方式的影响

假设某一负荷下, 运行中一、三次风风率和风速不变, 各层二次风的假想切圆直径、密度和旋向一样, 并且二次风总量  $Q_2$  保持不变。此时对炉内旋流数产生影响的便是二次风的配风方式。令二次风平均风速为  $W_2$ , 第  $j$  层二次风风速与  $W_2$  的比值为  $k_j$ :

$$k_j = W_{2j} / W_2 \quad (9)$$

则式(2)中有关二次风的部分为:

$$\sum_{j=1}^m \rho_{2j} W_{2j}^2 f_{2j} d_{2j} / 2 = \frac{d_2}{2} \rho_{2j} W_2^2 \sum_{j=1}^m k_j^2 f_{2j} \quad (10)$$

当  $\sum_{j=1}^m k_j^2 f_{2j}$  达到极小值时的二次风配风方式可使炉内旋流数  $S_W$  最小。

求解目标:

$$\text{Min } f(k_1, k_2, \dots, k_m) = \sum_{j=1}^m k_j^2 f_{2j} \quad (11)$$

约束条件为:

$$\sum_{j=1}^m k_j f_{2j} = \frac{Q_2}{\rho_2 W_2} = \text{常数} \quad (12)$$

求解方法为:

$$\frac{df(k_1, k_2, \dots, k_m)}{dk_j} = 0, j = 1, 2, \dots, m-1$$

求解结果显示, 当:

$$k_1 = k_2 = \dots = k_{m-1} = k_m = 1.0 \quad (13)$$

时目标函数可获得最小值。这表明: 在仅考虑二次风配风方式对  $S_W$  的影响的情况下, 各二次风喷口风速相等时将使得  $S_W$  达到最小值; 配风方式偏离均等配风程度越深, 即  $\sum_{j=1}^m k_j^2 f_{2j}$  越大,  $S_W$  越大。

#### 3.2 一、二次风风速的影响

只考虑一、二次风, 在某一负荷下, 假设一、二次风的假想切圆直径和旋向相同, 一、二次风均采用均等配风。令一次风风速为  $W_1$ ; 二次风风速为  $W_2$ ; 一次风喷口面积总和为  $F_1$ ; 二次风喷口面积总和为  $F_2$ ; 入炉总风质量为  $m$ , 是一常数。一、二次风速的变化将会引起角动量流率  $G_\phi$  的变化。  $G_\phi$  为:

$$G_\phi = 0.5 d_s F_1 \rho_1 W_1^2 + 0.5 d_s F_2 \rho_2 W_2^2 \quad (14)$$

求解目标:

$$\text{Min } f(W_1, W_2) = F_1 \rho_1 W_1^2 + F_2 \rho_2 W_2^2 \quad (15)$$

约束条件为:

$$F_1 \rho_1 W_1 + F_2 \rho_2 W_2 = m \quad (16)$$

求解结果显示, 当:

$$W_1 = W_2 = \frac{m}{F_1 \rho_1 + F_2 \rho_2} \quad (17)$$

时目标函数可获得最小值。这表明, 当一、二次风风速相等时将使得  $S_W$  达到最小值。

角动量流率  $G_\varphi$  也可以表达为二次风与一次风动量比  $P$  的函数, 表达式为:

$$G_\varphi = K_1 \frac{1+P}{(K_1 + K_2 \sqrt{P})^2} m^2 \frac{d_s}{2} \quad (18)$$

式中:

$$\begin{cases} K_1 = F_1 \rho_1 \\ K_2 = \sqrt{F_1 F_2 \rho_1 \rho_2} \end{cases} \quad (19)$$

从式(18)可以发现, 存在有一  $P$  值可使  $G_\varphi$  最小。该值的大小为  $K_2^2/K_1^2$ , 对应的一、二次风流速为式(17)。

对于燃用烟煤的 300 ~ 600MW 锅炉, 在常规的燃烧器设计参数选取范围内, 根据上述方法计算发现获得最小  $G_\varphi$  值的  $P$  值为 1.30 ~ 1.60。文献[3]对一燃用烟煤的 600MW 锅炉的冷态模化试验结果显示,  $P$  值为 1.47 左右时炉内旋转强度和水平烟道流速偏差最小。该试验值与上述计算结果非常接近。较多的冷态模化试验显示, 在  $P \geq 2.0$  的情况下,  $P$  值增大则炉内旋转强度和水平烟道流速偏差增大, 这些试验结果与式(18)的计算推导基本保持一致。

### 3.3 锅炉负荷的影响

假设锅炉负荷变化时炉膛出口过量空气系数和锅炉效率保持不变(该假设与实际有些小差异), 此时入炉风量、燃料量和锅炉负荷呈线性关系。锅炉负荷降低时, 一、二次风风速将基本不变, 但要停用部分燃烧器。令锅炉实际负荷与额定负荷间的比例为  $K$ , 则在该负荷下的  $S_W$  为(仅考虑有一、二次风时的情况):

$$S_W = \frac{(m_1 W_1 + m_2 W_2) \rho_g F}{Km} \frac{d_s}{2} \quad (20)$$

式中:  $m_1, m_2, m$ —额定负荷下一、二次风和总风质量, kg/s;  $F$ —炉膛水平截面面积,  $m^2$ 。

由于  $K$  值小于 1.0, 且烟气密度  $\rho_g$  的变化幅度要小于锅炉负荷的变化幅度, 故随着锅炉负荷下降, 炉内旋流数  $S_W$  增加。

为验证上述关于  $S_W$  的分析, 本文在一台 300

MW 锅炉上进行了再热器热偏差试验。

## 4 试验方法和测点布置

试验在一台 300 MW 四角切圆燃烧锅炉上进行。该锅炉每角燃烧器共有 15 层喷口, 其中一次风喷口 5 层(A、B、C、D、E 层), 采用的是水平浓淡燃烧器; 二次风喷口 7 层; 三次风喷口 2 层(F、G 层); 顶二次风(OFA)喷口 1 层。每角燃烧器分上、下两组。锅炉的炉内切圆布置情况见图 1。

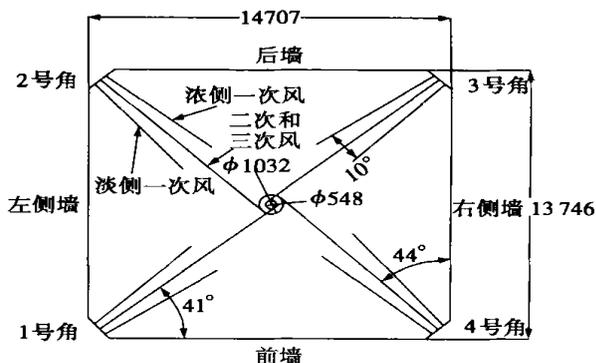


图 1 锅炉切圆布置简图

采用测量再热器热偏差系数的方法来评价炉内旋流数  $S_W$  的变化对烟气流速和温度偏差的影响。利用锅炉水动力计算程序对屏再和末再中的流量偏差进行校核计算, 结果显示: 屏再和末再系统中单管最大流量偏差系数为 1.035, 最小流量偏差系数为 0.968, 各屏的流量偏差系数基本为 0.97 ~ 1.02。另外, 再热器减温水为事故减温水性质, 锅炉实际运行中极少投用, 基本上不存在因投用减温水而造成流量偏差的问题。这意味着沿炉膛宽度方向的屏间热偏差主要由烟气偏差所导致, 蒸汽流量偏差所导致的热偏差极小。

试验通过测量再热蒸汽的各管进出口温度, 计算各管中的焓增来获得热偏差系数。屏再进口集箱上左、右侧各安装一个温度测点。沿炉膛宽度方向从左至右在末再出口处每屏向火侧的第一根管子上均匀布置了 22 个温度测点。测温元件为镍铬—镍硅 K 型 I 等热电偶, 测温误差为  $\pm 0.4\%$ 。采用计算机数据采集系统, 采样时间间隔为 20 s。每个试验工况稳定运行时间不少于 2h。

正式试验前对锅炉的烟风系统进行了详细的调整: 一次风进行了调平; 一、二、三次风风量测量元件均进行了标定; 对各二次风燃烧器风门挡板特性进

行了详细测量, 获得了各层二次风流量与挡板开度的关系。试验期间对入炉煤、飞灰和大渣进行了分析, 排烟温度和排烟氧量也进行了实地测量。根据试验时测量得到的各股风的风温、风速计算炉内旋流数  $S_W$ , 入炉煤量根据试验测得的锅炉效率和煤质分析结果计算得到。

### 5 试验结果与分析

各测管的热偏差系数  $\eta_i$  定义如下:

$$\eta_i = \frac{\Delta h_i}{\Delta h} \quad (21)$$

$\Delta h_i$ — 第  $i$  根测管的焓增, kJ/kg;

$\Delta h$ — 所有测管的平均焓增, kJ/kg。

最大热偏差系数  $\eta_{max}$  为所有测管热偏差系数的最大值。定义标准偏差  $\sigma$  为:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\eta_i - 1)^2}{n}} \quad (22)$$

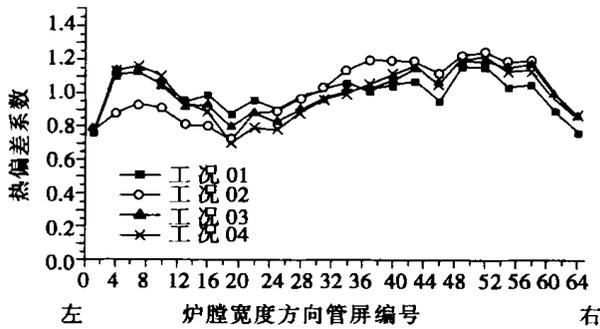


图 2 工况 01 ~ 04 热偏差系数分布图

最大热偏差系数  $\eta_{max}$  用以评估受热面发生超温的危险程度; 标准偏差  $\sigma$  用以评估受热面总体的热偏差情况。工况设置情况和主要试验结果见表 1, 图 2 和图 3。

工况 01 ~ 04 探讨了配风方式变化对  $S_W$  和再热器热偏差的影响, 采用最小二乘法对工况 01 ~ 04 的  $S_W \sim \eta_{max}$  间的关系进行了一元线性回归分析。回归情况见图 4。该回归直线的相关系数为  $R = 0.9478$ 。这表明在仅通过改变二次风配风方式来改变炉内旋流数  $S_W$  的情况下,  $\eta_{max}$  与  $S_W$  具有较好的线性相关关系。

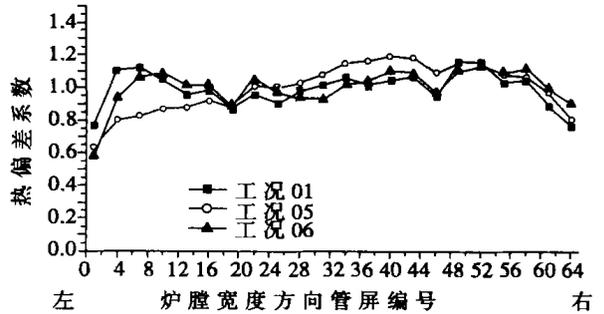


图 3 工况 01、05 和 06 热偏差系数分布图

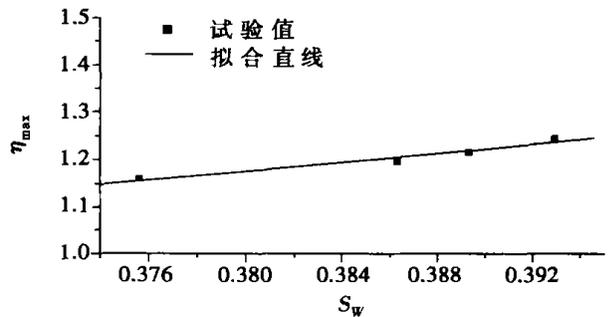


图 4 工况 01 ~ 04 的  $S_W \sim \eta_{max}$  一元线性回归

工况 01、05 和 06 探讨了负荷变化对炉内旋流数  $S_W$  和再热器热偏差的影响。从  $S_W$  和热偏差试验结果可以看到: 随着锅炉负荷降低, 炉内旋流数  $S_W$  升高, 最大热

表 1 各工况的主要运行参数和试验结果

	工况 01	工况 02	工况 03	工况 04	工况 05	工况 06
电负荷/MW	278	277	279	284	218	300
二次风配风方式	均等	正宝塔	缩腰	鼓腰	均等	均等
一次风量/ $m^3 \cdot s^{-1}$ (标态)	42.08	41.79	43.07	43.09	35.36	45.65
二次风量/ $m^3 \cdot s^{-1}$ (标态)	124.43	123.96	124.20	126.98	93.84	138.09
三次风量/ $m^3 \cdot s^{-1}$ (标态)	45.00	45.10	45.05	46.20	40.30	44.51
省煤器后过量空气系数 $\alpha$	1.236	1.237	1.235	1.237	1.230	1.200
投用的一次风燃烧器	A~D 层	A~D 层	A~D 层	A~D 层	B、C 和 D 三层	A~D 层, E1 和 E3
投用的三次风燃烧器	F 层和 G2、G4	F 层和 G2、G4	F 层和 G2、G4	F 层和 G2、G4	F1、F3、G1、G3	F 层和 G1、G3
炉内旋流数 $S_W$	0.3756	0.3929	0.3868	0.3893	0.3981	0.3414
最大热偏差系数 $\eta_{max}$	1.160	1.245	1.196	1.217	1.193	1.134
标准偏差 $\sigma$	0.0114	0.0281	0.0168	0.0232	0.0221	0.0137

偏差系数  $\eta_{\max}$  随着  $S_W$  升高而升高; 标准偏差  $\sigma$  与  $S_W$  间的关系不如工况 01 ~ 04 时明显, 工况 06 的  $S_W$  小于工况 01 的  $S_W$ , 但标准偏差  $\sigma$  却稍大一些。

采用最小二乘法对工况 01 ~ 06 的  $S_W \sim \eta_{\max}$  间的关系进行了一元线性回归分析。回归直线的相关系数为  $R = 0.8186$ 。这表明除了  $S_W$  与  $\eta_{\max}$  有明显的相关关系外, 还有其它因素对  $\eta_{\max}$  有作用。在试验中, 这个因素应为锅炉负荷。从  $S_W$  的计算方法可知, 锅炉负荷下降  $S_W$  将升高, 该因素将促使再热器热偏差系数增大; 但另一方面, 锅炉负荷下降时要关停部分燃烧器, 这意味实际燃烧器高宽比降低, 有助于改善射流的补气条件, 降低气流旋转速度, 该因素将促使再热器热偏差系数减小。

## 6 结 论

(1) 理论分析表明: 炉内旋流数  $S_W$  表征的是炉内实际旋转速度与平均上升速度比值的大小, 其大小将影响水平烟道中高温受热面热偏差的情况。

(2) 在仅考虑二次风配风方式对  $S_W$  的影响的情况下, 各二次风喷口风速相等时将使得  $S_W$  达到最小值; 配风方式偏离均等配风程度越深,  $S_W$  越大; 在仅考虑一、二次风风速对  $S_W$  的影响的情况下, 当一、

二次风风速相等时将使得  $S_W$  达到最小值, 如从二次风与一次风动量比  $P$  角度考虑, 存在有一  $P$  值可使  $G_{\phi}$  最小; 随着锅炉负荷下降, 炉内的旋流数  $S_W$  增加。

(3) 一台 300 MW 锅炉的再热器热偏差试验结果显示: 在相同负荷下, 二次风配风方式的改变对  $S_W$  的影响较明显, 最大热偏差系数  $\eta_{\max}$  和标准偏差  $\sigma$  随  $S_W$  增大而增大, 均等配风时  $S_W$ 、 $\eta_{\max}$  和  $\sigma$  也最小, 这与二次风配风方式对  $S_W$  影响的理论分析结果是一致的和相互对应的。

(4) 一台 300 MW 锅炉的再热器热偏差试验结果显示: 随着锅炉负荷降低, 炉内旋流数  $S_W$  升高, 最大热偏差系数  $\eta_{\max}$  随着  $S_W$  升高而升高, 这与锅炉负荷对  $S_W$  影响的理论分析结果是一致的和相互对应的。

## 参考文献:

- [1] 姜义道, 李永兴, 刘明仁. 四角切圆燃烧大容量电站锅炉烟气参数场偏置问题的研究[J]. 动力工程, 1994, 14(5): 16-21.
- [2] 李彦鹏, 刁永发. 切向燃烧炉内旋流数分布的试验研究[J]. 工程热物理学报, 2001, 22(增刊): 213-216.
- [3] 郭宏生, 徐通模, 惠世恩, 等. 四角布置切向燃烧锅炉水平烟道烟温、汽温偏差原因分析及防治对策[J]. 动力工程, 1996, 16(2): 9-13.

(何静芳 编辑)

(上接第 351 页)

如: 当流量等于 0.466 kg/s, 共振腔后喷嘴在 15 ~ 23 mm 时有利于强化换热。

(1) 对于研究设计的共振腔, 只要配合以适当的水力参数, 就可以产生自激振荡脉冲射流。对于同一结构的共振腔, 水力参数不同, 所产生的自激振荡脉冲射流的强弱也不相同, 随着共振腔前后的压差和流量的增大, 所产生的自激振荡脉冲射流的强度也在增大。

(2) 将共振腔产生的自激振荡脉冲射流引入换热器后, 当自激振荡的强度达到一定程度后, 可以强化换热。不同的振荡强度, 强化换热的效果也不同。

(3) 本实验中的强化比范围是 1.01 ~ 1.74, 比较稳定的强化比是 1.1 ~ 1.4, 也就是说, 只要选定合适的水力参数和结构参数, 共振腔可以将管内流动换热系数普遍提高 10% ~ 40%。

(4) 对于同一共振腔, 不同的出口结构尺寸对于换热效果的强化的影响不大。

(5) 共振腔不是在所有的工况下都可以强化换热的。当压差及流量小至一定程度时, 使用共振腔还可能弱化换热。

## 参考文献:

- [1] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1992.
- [2] GEORGES L, CHAHINE ANDREW F, CONN VIRGIL E, et al. Cleaning and cutting with self-resonating pulsed water jets[A]. Proceedings of the 2nd U. S. Water Jet Conference[C]. USA: Missouri, 1983. 195-207.
- [3] 廖振方, 唐川林. 自激振荡脉冲射流喷嘴的理论分析[J]. 重庆大学学报, 2002, (2): 24-27.
- [4] 唐川林, 廖振方. 自激振荡脉冲射流装置的理论分析和实验研究[J]. 煤炭学报, 1989(1): 90-100.
- [5] 蒋海军, 廖荣庆. 自激振荡脉冲射流机理探讨[J]. 西南石油学院学报, 1998(3): 55-58.
- [6] 杨林, 李晓红, 王建生, 等. 结构参数对自激振荡脉冲射流固有频率特性的影响[J]. 流体机械, 2001(2): 26-28.
- [7] 李淑英, 李兴泉, 王乃华. 管内流动脉动强化换热的影响[J]. 山东建筑工程学院学报, 1998(4): 46-49.

(何静芳 编辑)

炉内旋流数对热偏差影响的理论和试验研究= **Theoretical and Experimental Study of the Impact of In-boiler Swirl Number on the Thermal Deviation in a Reheater** [刊, 汉] / LIU Tai-sheng, XU Jin-yuan (Institute of Energy and Power Engineering under the Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China, Post Code: 710049), SHEN Lin, YAO Ben-rong (Dongfang Boiler Group Co. Ltd., Zigong, Sichuan Province, China, Post Code: 643001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2003, 18(4). — 356 ~ 360

The basic conception and calculation method of an in-boiler swirl number SW is described. The latter is actually characterized by a ratio of the gas-flow swirling and rising speed in a boiler furnace with its magnitude exercising a direct influence on the thermal deviation in high-temperature heating surfaces at a horizontal gas pass. The authors analyzed and discussed the impact of secondary air distribution mode, boiler load and the ratio of primary and secondary air on SW. Moreover, through a specific boiler an experimental research is conducted of the impact of SW variation on the thermal deviation in a reheater. The results of theoretical analyses and tests indicate that under identical loads the distribution mode of secondary air has a significant influence on SW with SW assuming a minimum value under the condition of a uniform air distribution. The maximum thermal deviation factor of the reheater will increase with the increase in SW value. Under the same secondary-air distribution mode SW will increase with a reduction in boiler load. The maximum thermal deviation factor of the reheater will increase with an increase in SW value. **Key words:** in-boiler swirl flow number, thermal deviation, reheater

布袋除尘器脱硫特性试验及机理研究= **Tests on the Desulfurization Characteristics of a Bag-type Dust Collector and Related Mechanism Investigation** [刊, 汉] / WANG Nai-hua, CEN Ke-fa (Department of Energy and Power Engineering, Shandong University, Jinan, China, Post Code: 250061), LUO Zhong-yang (Education Ministry Key Laboratory on Clean Utilization of Energy and Environmental Protection under the Zhejiang University, Hangzhou, China, Post Code: 310027) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2003, 18(4). — 361 ~ 364

A desulfurization reaction model was set up. The results of the model calculation show that when YB is smaller than 0.3, a chemical reaction process will limit a desulfurization reaction, and when YB is greater than 0.3, the diffusion resistance of SO<sub>2</sub> passing through an ash layer plays a dominant role. The authors also analyzed various factors, which may affect the desulfurization efficiency of the bag-type dust collector. It is found that the SO<sub>2</sub> concentration at the inlet of the bag-type dust collector exercises a relatively small influence on desulfurization efficiency. An increase in temperature can increase the desulfurization efficiency of the bag-type collector. The relative humidity of flue gases has a most significant effect on the latter's desulfurization efficiency. The desulfurization efficiency will drastically increase with an increase in relative humidity. The calculation results of Model 3 are in relatively good agreement with those of experiments. **Key words:** bag-type dust collector, flue gas desulfurization, additive

船用燃气轮机一次表面回热器的设计分析= **Design Analysis of Primary Surface Recuperators for Marine Gas Turbines** [刊, 汉] / YANG Jing, CHEN Hui-er (Mechanical and Power Engineering School under the Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China, Post Code: 200030), WEN Xue-you, XIAO Dong-ming (Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2003, 18(4). — 365 ~ 368

The design technology of a primary surface recuperator (PSR), a new type of compact heat exchanger, is presented. In conjunction with the development of PSR for ICR (intercooled recuperated) marine gas turbines briefly described are the construction characteristics of PSR and the theoretical basis of its design calculations. Some examples of design calculation are given. The results of a study indicate that the PSR features extremely high compactness and excellent heat exchange performance. Hence, this type of advanced heat exchangers will inevitably take the place of traditional heat exchange units and play a major role in the area of marine power plants and advanced thermal engineering facilities. **Key**