

三分仓回转式空气预热器轴向和周向泄漏耦合计算

刘福国, 郝卫东, 周新刚, 姜波

(山东电力研究院, 山东省 济南市 250002)

Coupled Axial and Peripheral Mass Leakage Calculation in Tri-section Rotary Regenerative Air Heater

LIU Fuguo, HAO Weidong, ZHOU Xingang, JIANG Bo

(Shandong Electric Power Research Institute, Jinan 250002, Shandong Province, China)

ABSTRACT: The axial and peripheral leakage flows in the rotary regenerator are interrelated and influence each other, forming a complex fluid network. The objective of this paper is to determine various leakage flows and their directions in such axial and peripheral leakage fluid network, a computational model was given by equations of the orifice flow combined with mass and energy conservation equations, all possible leakage directions were calculated in a tri-section rotary regenerator, it lead to the only reasonable physical solution at the given flow boundary parameters. Calculations under different sealing sets show that the peripheral leakage flow direction of either flue gas or secondary air is consistent with it's main flow, while the primary air leak into the peripheral chamber from both hot and cold ends on account of it's high pressure, when the clearance of axial sealing reaches three times as that of peripheral sealing, the gas in peripheral chamber escape to the flue gas through both hot and cold end sealing because the flue gas pressure is the lowest.

KEY WORDS: regenerative air heater; seal; leakage; coupled calculation; tri-sectional

摘要: 回转式空气预热器的周向泄漏和轴向泄漏气流彼此关联, 相互影响, 形成一个复杂的流体网络, 文中给出了确定流动网络中周向泄漏和轴向泄漏气流方向和流量的方法。计算模型由节流孔流动方程和周向泄漏腔室混合过程质量能量守恒方程组成。以一台三分仓回转式空气预热器为例, 对所有可能的泄漏方向进行了计算, 在给定的主气流边界参数下, 泄漏方向有唯一合理的物理解; 不同密封间隙下的计算表明, 正常状态下, 烟气和二次风的周向泄漏方向与主气流流向一致, 由于一次风压力最大, 它从冷热两端同时漏入周向泄漏腔室; 当轴向密封间隙达到周向密封间隙的3倍时, 烟气周向流动方向发生变化, 烟气周向泄漏腔室的气体从冷热两端同时泄漏到预热器进出口烟气气流中。

关键词: 回转式空气预热器; 密封; 泄漏; 耦合计算; 三分仓

0 引言

回转式空气预热器是一个载满蓄热元件的旋转圆盘, 圆盘以固定的比例被烟气和空气冲刷, 高温烟气将热量释放给蓄热元件; 随着圆盘的旋转, 热量被携带并传递给低温空气; 空气和烟气处于不同压力, 高压力的空气通过径向密封泄漏到低压烟气; 同时, 由于预热器进出口压力差的驱动, 空气或烟气通过周向密封进入预热器壳体和转子之间的腔室, 未对蓄热元件进行有效冲刷而直接流向出口, 形成周向泄漏; 不同气流的周向泄漏腔室压力不同, 高压周向泄漏腔室的气体通过轴向密封泄漏到低压周向泄漏腔室, 称为轴向泄漏; 因此, 预热器轴向泄漏和周向泄漏互相关联, 比单纯发生在转子端面上的径向压力泄漏更为复杂。

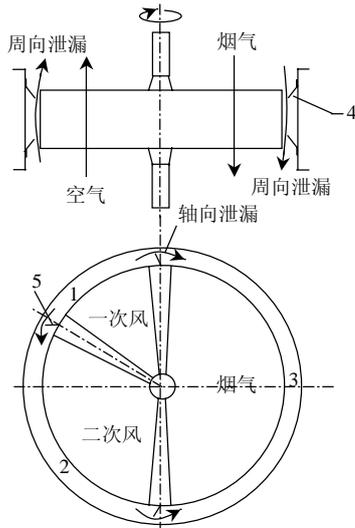
气体泄漏量的大小和方向是预热器设计和分析的基础。由于回转式预热器泄漏点多, 流动复杂, 预热器传热设计时, 通常对泄漏流动进行简化处理^[1-5], 将进出口气体流量平均值作为通过预热器的气体量, 这会产生设计误差; 回转式预热器不同泄漏点的气体温度差别很大, 不同泄漏对预热器性能和锅炉效率产生不同影响, 目前, 在分析计算时将不同泄漏做相同处理, 没有考虑泄漏参数的影响^[6-8], 这会导致对一些泄漏引起的性能变化估计不足, 而另一些泄漏的影响则被过高估计; 在火力发电厂实际运行中, 预热器泄漏对锅炉效率和机组煤耗的影响应进行重新评估, 这需要对泄漏分布进行准确计算, 尤其是复杂的轴向和周向泄漏流动。

不同泄漏对预热器性能影响的研究还能够帮助人们有效地改进密封,提高预热器性能^[9-13]。**Banks** 最早研究了径向和周向泄漏对预热器性能的影响,但未能给出泄漏量的确定方法;**Shah** 假设压力泄漏只发生在转子进出口端面上,由此建立一个简单的泄漏模型^[7]; **T. Skiepko** 对回转式空气预热器的漏风分布和控制进行深入研究^[9-10,14-15],所建模型是由径向泄漏、周向泄漏、轴向泄漏和携带泄漏组成的复杂流体网络,并据此模拟不同泄漏对预热器性能影响^[9]; **T. Skiepko** 发现,泄漏会引起预热器空气吸热量减少,径向泄漏和周向泄漏对空气吸热量的影响基本一致,而周向泄漏和轴向泄漏的联合作用会对空气吸热量产生双倍影响;他还发现,即使径向、轴向和周向泄漏只有 5%,空气吸热量也会减少 9.8%~13.2%,且该吸热量的减少还与泄漏气体的方向有关^[9]。

T. Skiepko 所建的模型未能给出泄漏流向的确定方法,只是列出几种可能泄漏流向,并进行了模拟计算^[9];实际上,泄漏方向和泄漏流量一样,是完整泄漏模型的两个求解目标,它们由流体网络的边界压力和密封间隙共同决定。本文建立周向泄漏和轴向泄漏完整的耦合模型,用以确定三分仓回转预热器的周向和轴向泄漏的大小和方向。

1 泄漏流动网络描述

图 1 示意了三分仓回转预热器的轴向和周向泄



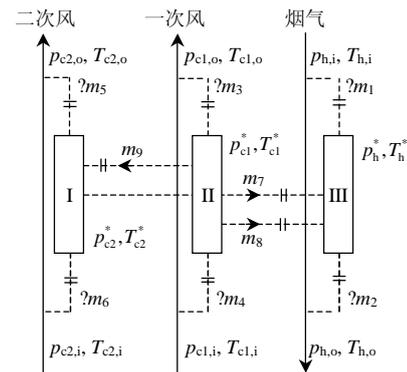
1—一次风周向泄漏腔室; 2—二次风周向泄漏腔室; 3—烟气周向泄漏腔室; 4—周向密封; 5—轴向密封。

图 1 三分仓回转预热器轴向和周向泄漏

Fig. 1 Diagram of axial and peripheral leakage in a tri-sectional regenerative air preheater

漏;烟气、一次风和二次风经过周向密封进入相应的周向泄漏腔室;一次风压力最高,二次风次之,烟气压力最低,由于压差驱动,不同周向泄漏腔室之间形成轴向泄漏:一次风周向泄漏腔室的气体漏入二次风和烟气周向泄漏腔室,二次风周向泄漏腔室气体漏入烟气周向泄漏腔室;在周向泄漏腔室和主气流出口(或进口)压差驱动下,气体通过周向密封流出周向泄漏腔室,与主气流混合后离开(或进入)预热器。三分仓回转预热器的轴向和周向泄漏流体网络见图 2。数学模型可描述为

- 1) 气流 m_1, \dots, m_6 是进、出周向泄漏腔室的气流,其流向和流量 $m_i (i=1, \dots, 6)$ 是待求解变量;
- 2) 周向泄漏腔室是大空间,各处压力相同;气流进入后立即充分混合,温度均匀;烟气周向泄漏腔室气体压力 p_h^* 和温度 T_h^* 、一次风周向泄漏腔室气体压力 p_{c1}^* 和温度 T_{c1}^* 、二次风周向泄漏腔室气体压力 p_{c2}^* 和温度 T_{c2}^* 为待求解变量;
- 3) 气流 m_7, m_8, m_9 是轴向泄漏;分别来自二次风和一次风周向泄漏腔室,其压力和温度等于该周向泄漏腔室中气体的压力和温度;气流 m_7, m_8, m_9 的流量是待求解变量;
- 4) 如图 2,预热器进出口烟气、一次风和二次风的压力和温度为已知变量,如表 2;
- 5) 气流通过密封间隙的泄漏是小孔泄漏,泄漏流量由两端压差和密封间隙决定,按式(1)计算。



——主气流;---泄漏气流;||—预热器密封;?—待确定的气体流向;
I—二次风周向泄漏腔室; II—一次风周向泄漏腔室;
III—烟气周向泄漏腔室。

图 2 三分仓回转预热器轴向和周向泄漏网络

Fig. 2 Flow network of axial and peripheral leakage in tri-sectional regenerative air preheater

2 周向泄漏流向

周向泄漏腔室通过周向密封连接到主气流进、

出口通道，主气流进、出口压力是已知边界压力，它们和周向泄漏腔室气体压力一起决定周向泄漏方向，一次风周向泄漏腔室的压力 p_{cl}^* 有 2 种可能：1) 小于一次风出口压力，即 $p_{cl}^* < p_{cl,o}$ ；2) 介于一次风出口和入口压力之间，即 $p_{cl,i} > p_{cl}^* > p_{cl,o}$ ；烟气周向泄漏腔室的压力 p_h^* 有 2 种可能：1) 大于烟气出口压力，即 $p_h^* > p_{h,o}$ ；2) 介于烟气出口和入口压力之间，即 $p_{h,i} > p_h^* > p_{h,o}$ ；二次风周向泄漏腔室压力 p_{c2}^* 有 3 种可能：1) 小于二次风出口压力，即 $p_{c2}^* < p_{c2,o}$ ；2) 介于二次风出口和入口压力之间，即 $p_{c2,i} > p_{c2}^* > p_{c2,o}$ ；3) 大于二次风入口压力，即 $p_{c2}^* > p_{c2,i}$ 。

上述不同周向泄漏腔室的压力有 12 种组合，见表 1，每种组合对应一种泄漏模式，气流 m_1, \dots, m_6 在每种组合中的流向见表 1，“ $+m_i$ ”表示气流 m_i 的方向是流入周向泄漏腔室，“ $-m_i$ ”表示气流 m_i 的方向是流出周向泄漏腔室，表 1 中模式 3、4 所表示的泄漏方向分别见图 3、4。

3 控制方程

通过密封间隙的泄漏是连接两个大空间的节流孔流动，压降和泄漏流量之间的关系^[9]为

$$\Delta p_i = \frac{1}{2C_d^2 Y^2} \rho_i v^2 = \frac{1}{2\rho_i C_d^2 Y^2} \left(\frac{m_i}{A_i}\right)^2, \quad i=1, \dots, 9 \quad (1)$$

式中： m_i 为泄漏流量，kg/s； C_d 为排放系数，根据试验确定； A_i 为流通面积，m²； Y 为气体膨胀系数； ρ_i 为气体密度，kg/m³； Δp_i 为密封片两端压降，Pa；

v 为气流速度，m/s。根据文献[9]，本文取 $C_d=0.8$ ； $Y=1$ 。

气流在周向泄漏腔室的混合过程遵守质量和能量守恒定律，对表 1 列出的各种可能的泄漏模式，守恒定律有不同的形式，以表 1 第 3 种模式为例，泄漏流向见图 3，质量和能量守恒方程为

$$m_6 + m_9 = m_5 + m_7 \quad (2)$$

$$m_3 + m_4 = m_8 + m_9 \quad (3)$$

$$m_1 + m_7 + m_8 = m_2 \quad (4)$$

$$c_6 m_6 T_{c2,i} + c_9 m_9 T_{cl}^* = c_5 m_5 T_{c2}^* + c_7 m_7 T_{c2}^* \quad (5)$$

$$c_3 m_3 T_{cl,o} + c_4 m_4 T_{cl,i} = c_8 m_8 T_{cl}^* + c_9 m_9 T_{cl}^* \quad (6)$$

$$c_1 m_1 T_{h,i} + c_7 m_7 T_{c2}^* + c_8 m_8 T_{cl}^* = c_2 m_2 T_h^* \quad (7)$$

对表 1 中其他泄漏模式，同样可以得到类似于式(2)–(7)的质能守恒方程；对表 1 中每种可能的泄漏，6 个质能守恒方程和式(1)所表示的 9 个流量方程组成非线性方程组，其中待求解变量是 9 个气体流量 m_i 以及周向泄漏腔室压力和温度等 6 个变量；式(1)–(7)总计包含 15 个方程，含有 15 个待求变量，方程组封闭。

当气流是单一的空气或烟气时，方程(1)中密度 ρ_i 为气流压力和温度的函数，按式(8)确定：

$$\rho_i = k(101\ 300 + p_i) / (273 + T_i) \quad (8)$$

式中 p_i 、 T_i 分别为气流 m_i 的压力和温度；对于烟气， $k=0.003\ 616$ ；对于空气， $k=0.003\ 485$ 。

从周向泄漏腔室中流出的气流，其密度 ρ_i 不仅

表 1 周向泄漏腔室的压力与周向泄漏流向

Tab. 1 Peripheral chamber pressure vs. flow direction of peripheral leakage

模式	周向泄漏腔室压力	气流 m_1, \dots, m_6 的流向
1	$p_{cl}^* < p_{cl,o}, p_{c2,o} > p_{c2}^*, p_{h,i} > p_h^* > p_{h,o}$	$+m_1, -m_2, +m_3, +m_4, +m_5, +m_6$
2	$p_{cl}^* < p_{cl,o}, p_{c2,o} > p_{c2}^*, p_h^* > p_{h,i}$	$-m_1, -m_2, +m_3, +m_4, +m_5, +m_6$
3	$p_{cl}^* < p_{cl,o}, p_{c2,i} > p_{c2}^* > p_{c2,o}, p_{h,i} > p_h^* > p_{h,o}$	$+m_1, -m_2, +m_3, +m_4, -m_5, +m_6$
4	$p_{cl}^* < p_{cl,o}, p_{c2,i} > p_{c2}^* > p_{c2,o}, p_h^* > p_{h,i}$	$-m_1, -m_2, +m_3, +m_4, +m_5, +m_6$
5	$p_{cl}^* < p_{cl,o}, p_{c2}^* > p_{c2,i}, p_{h,i} > p_h^* > p_{h,o}$	$+m_1, -m_2, +m_3, +m_4, -m_5, -m_6$
6	$p_{cl}^* < p_{cl,o}, p_{c2}^* > p_{c2,i}, p_h^* > p_{h,i}$	$-m_1, -m_2, +m_3, +m_4, -m_5, -m_6$
7	$p_{cl,i} > p_{cl}^* > p_{cl,o}, p_{c2,o} > p_{c2}^*, p_{h,i} > p_h^* > p_{h,o}$	$+m_1, -m_2, -m_3, +m_4, +m_5, +m_6$
8	$p_{cl,i} > p_{cl}^* > p_{cl,o}, p_{c2,o} > p_{c2}^*, p_h^* > p_{h,i}$	$-m_1, -m_2, -m_3, +m_4, +m_5, +m_6$
9	$p_{cl,i} > p_{cl}^* > p_{cl,o}, p_{c2,i} > p_{c2}^* > p_{c2,o}, p_{h,i} > p_h^* > p_{h,o}$	$+m_1, -m_2, -m_3, +m_4, -m_5, +m_6$
10	$p_{cl,i} > p_{cl}^* > p_{cl,o}, p_{c2,i} > p_{c2}^* > p_{c2,o}, p_h^* > p_{h,i}$	$-m_1, -m_2, -m_3, +m_4, -m_5, +m_6$
11	$p_{cl,i} > p_{cl}^* > p_{cl,o}, p_{c2}^* > p_{c2,i}, p_{h,i} > p_h^* > p_{h,o}$	$+m_1, -m_2, -m_3, +m_4, -m_5, -m_6$
12	$p_{cl,i} > p_{cl}^* > p_{cl,o}, p_{c2}^* > p_{c2,i}, p_h^* > p_{h,i}$	$-m_1, -m_2, -m_3, +m_4, -m_5, -m_6$

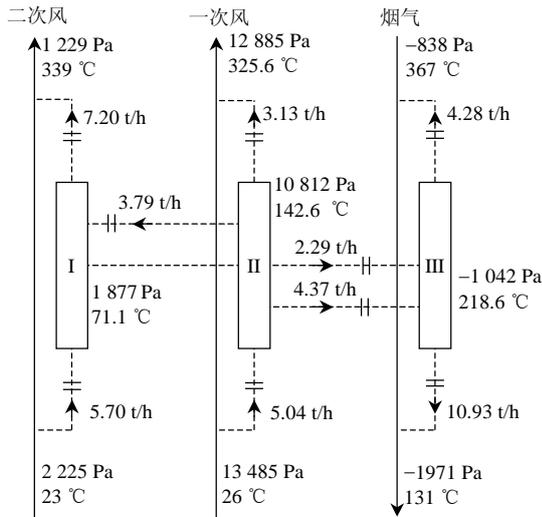


图3 轴向和周向泄漏求解结果($\delta_1=\delta_2=5\text{ mm}$)

Fig. 3 Solutions of axial and peripheral leakage

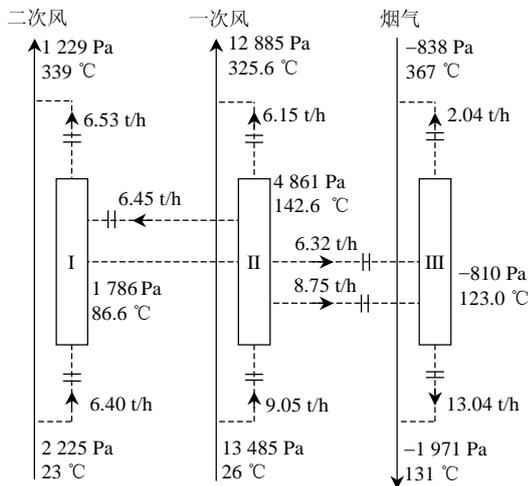


图4 轴向和周向泄漏求解结果($\delta_1=5\text{ mm}, \delta_2=15\text{ mm}$)

Fig. 4 Solutions of axial and peripheral leakage

是压力和温度的函数，而且和气流组成有关；例如，对表1中模式3，泄漏流向见图3，其中气流 m_2 的密度 ρ_2 不仅是压力和温度的函数，还与气流 m_1 、 m_7 、 m_8 所占比例有关， ρ_2 按式(9)计算：

$$\rho_2 = \rho_1 m_1 / (m_1 + m_7 + m_8) + \rho_7 m_7 / (m_1 + m_7 + m_8) + \rho_8 m_8 / (m_1 + m_7 + m_8) \quad (9)$$

方程(5)–(7)中比热容 c_i 为温度的函数，比热容 c_i 计算也分为单一气流和混合气流两种情形，单一气流的比热可表示成温度的多项式函数。

密度 ρ_i 和比热容 c_i 包含了待求解的气流温度变量，方程(1)–(7)是复杂的非线性方程组。

4 实际应用

计算实例是针对一台型号为 32-VI(T)-2033-

SMR 的三分仓回转式空气预热器，安装于某 600 MW 亚临界压力锅炉；转子转速 0.9 r/min，预热器转子直径 13.552 m，高度 2.033 m；烟气周向密封长度 19.5036 m，一次风周向密封长度 4.1371 m，二次风周向密封长度 13.5934 m，轴向密封长度 2.033 m；给定密封间隙值，根据密封长度，可得到式(1)中的流通面积 A_i 。

计算是在 Matlab 2008 a 平台上进行，采用 fsolve 函数求解上述非线性方程组，求解时应避免迭代过程中对负数开平方。

预热器密封间隙通常在冷态下设定^[16-17]，实际运行中由于转子膨胀变形^[18]，间隙将发生变化。假定所有周向和轴向密封实际运行时的间隙值为 5 mm，对表 1 列出的每种可能的泄漏模式，采用表 2 给出的主气流边界参数，求解式(1)和质能守恒方程组成的方程组；对表 1 列出的泄漏模式 1—2、模式 4—12，方程组在给定的周向泄漏腔室压力范围内无解；对表 1 的泄漏模式 3，方程组有合理的解；因此，在表 2 给定的主气流的边界参数下，轴向和周向泄漏方向见表 1 中的模式 3，泄漏流量见图 3。

表2 预热器实际运行参数

Tab. 2 Actual operation parameters of an airheater

名称	数值
预热器入口烟气压力 $p_{h,i}$ /Pa	-838
预热器出口烟气压力 $p_{h,o}$ /Pa	-1 971
预热器入口烟气温度 $T_{h,i}$ /°C	367
预热器出口烟气温度 $T_{h,o}$ /°C	131
预热器入口一次风压力 $p_{c1,i}$ /Pa	13 485
预热器出口一次风压力 $p_{c1,o}$ /Pa	12 885
空预器入口一次风温 $T_{c1,i}$ /°C	26
空预器出口一次风温 $T_{c1,o}$ /°C	325.6
预热器入口二次风压力 $p_{c2,i}$ /Pa	2 225
预热器出口二次风压力 $p_{c2,o}$ /Pa	1 229
空预器入口二次风温 $T_{c2,i}$ /°C	23
空预器出口二次风温 $T_{c2,o}$ /°C	339

改变周向和轴向密封间隙值 δ_1 、 δ_2 ，重新求解上述方程组，得到不同间隙状态下的泄漏方向和流量，见表3，可以看出：

1) 在大多数密封间隙下，泄漏流动的方向是表1中的模式3，此时，各种气流流向见图3，一次风从冷热两端周向密封进入周向泄漏腔室，而后通过轴向泄漏进入烟气和二次风周向泄漏腔室。

2) 保持周向间隙 $\delta_1=5\text{ mm}$ 不变，轴向间隙 δ_1 由5 mm增大到10 mm，轴向泄漏流量 m_7 、 m_8 、 m_9

表 3 不同密封间隙下, 泄漏方向和流量计算
Tab. 3 Axial and peripheral leakage fluxes and directions under various sealing sets

泄漏参数	$\delta_1=5\text{mm}$	$\delta_1=10\text{mm}$	$\delta_1=7.5\text{mm}$	$\delta_1=5\text{mm}$	$\delta_1=5\text{mm}$
	$\delta_2=5\text{mm}$	$\delta_2=10\text{mm}$	$\delta_2=5\text{mm}$	$\delta_2=10\text{mm}$	$\delta_2=15\text{mm}$
	模式 3	模式 3	模式 3	模式 3	模式 4
$m_1/(t/h)$	4.28	8.56	7.96	1.20	2.04
$m_2/(t/h)$	10.93	21.87	15.00	12.60	13.04
$m_3/(t/h)$	3.13	6.25	3.10	5.15	6.15
$m_4/(t/h)$	5.04	10.07	5.67	7.68	9.05
$m_5/(t/h)$	7.20	14.41	10.71	7.08	6.53
$m_6/(t/h)$	5.70	11.39	8.97	5.65	6.40
$m_7/(t/h)$	2.29	4.57	2.36	4.33	6.32
$m_8/(t/h)$	4.37	8.74	4.67	7.07	8.75
$m_9/(t/h)$	3.79	7.59	4.11	5.76	6.45
p_h^*/Pa	-1 042	-1 042	-1 153	-854	-810
p_{c1}^*/Pa	10 813	10 813	11 977	7 267	4 861
p_{c2}^*/Pa	1 877	1 877	1 842	1 883	1 786
$T_h^*/\text{°C}$	218.6	218.6	249.1	148.9	123.0
$T_{c1}^*/\text{°C}$	142.6	142.6	133.7	148.1	149.2
$T_{c2}^*/\text{°C}$	71.1	71.1	58.0	86.5	86.6

增大到原来的 1.5~1.9 倍; 轴向间隙 δ_2 进一步增大到 15 mm, 泄漏方向变为表 1 中的模式 4, 此时, 烟气周向泄漏腔室的压力高于烟气进出口压力, 周向泄漏腔室中的气体通过周向密封泄漏到烟气进出口通道; $\delta_1=5\text{mm}$ 、 $\delta_2=15\text{mm}$ 时, 泄漏方向和流量见图 4。

3) 保持轴向间隙 $\delta_2=5\text{mm}$ 不变, 周向间隙 δ_1 由 5 mm 增大到 7.5 mm, 二次风和烟气两端的周向泄漏流量 m_1 、 m_2 、 m_5 、 m_6 明显增大, 而一次风漏入周向泄漏腔室的流量 m_3 、 m_4 无明显改变, 一次风周向泄漏腔室的压力明显增大。

4) 周向和轴向密封间隙 δ_1 、 δ_2 同时从 5 mm 增大到 10 mm, 各种泄漏流量按相同比例增大, 而烟气、一次风和二次风周向泄漏腔室的压力保持不变。

5 结论

回转式预热器的周向泄漏和轴向泄漏彼此关联, 相互影响, 本文给出了确定周向泄漏和轴向泄漏气流方向和流量的方法。

周向泄漏腔室的压力、主气流进出口的压力以及密封间隙共同决定周向泄漏方向。

在气流边界一定的情况下, 轴向密封间隙和周向密封间隙的改变可能引起气流泄漏方向的变化。在给定的实例中, 当轴向密封间隙是周向密封间隙

的 3 倍以上时, 周向泄漏流向发生改变, 一次风从两端周向密封同时进入周向泄漏腔室, 烟气周向泄漏腔室中的气体全部来自一次风和二次风的轴向泄漏, 该腔室中的气体经两端周向密封泄漏到预热器进出口的烟气气流中。

参考文献

- [1] 周俊虎, 杨卫娟, 靳彦涛, 等. 三分仓空气预热器热力计算的研究[J]. 动力工程, 2003, 23(6): 2810-2813. Zhou Junhu, Yang Weijuan, Jin Yantao, et al. Research on the heat balance calculation of the tri-Sectional regenerative air preheater[J]. Journal of Power Engineering, 2003, 23(6): 2810-2813(in Chinese).
- [2] 阎维平, 李皓宇, 黄景立, 等. 电站锅炉三分仓回转式空气预热器热力计算方法研究[J]. 热力发电, 2009, 38(3): 44-47. Yan Weiping, Li Haoyu, Huang Jingli, et al. Study on thermodynamic calculation of tri-section regenerative air preheater for utility boilers[J]. Thermal Power Generation, 2009, 38(3): 44-47(in Chinese).
- [3] 冷伟, 陈道轮, 张志伦. 基于解析方法的回转式空气预热器换热计算[J]. 中国电机工程学报, 2005, 25(3): 141-146. Leng Wei, Chen Dao lun, Zhang Zhi lun. Heat exchange calculation of a regenerative air heater with analytical method[J]. Proceedings of the CSEE, 2005, 25(3): 141-146(in Chinese).
- [4] 王洪跃, 毕小龙, 司凤琪, 等. 求解回转式空气预热器传热模型的解析-数值法[J]. 中国电机工程学报, 2006, 26(11): 51-55. Wang Hongyue, Bi Xiaolong, Si Fengqi, et al. Analytical-numerical method based on the model of heat transfer in rotary regenerator[J]. Proceedings of the CSEE, 2006, 26(11): 51-55(in Chinese).
- [5] 冷伟, 陈曦, 于翔, 等. 回转式空气预热器非稳定换热的分析[J]. 动力工程, 2006, 26(3): 412-416. Leng Wei, Cheng Xi, Yu Xiang, et al. Analysis of unsteady heat exchange of rotary air preheaters[J]. Journal of Power Engineering, 2006, 26(3): 412-416(in Chinese).
- [6] 刘福国, 郝卫东, 杨建柱, 等. 电厂锅炉变氧量运行经济性分析及经济氧量的优化确定[J]. 中国电机工程学报, 2003, 23(3): 172-176. Liu Fuguo, Hao Weidong, Yang Jianzhu, et al. Economic analyze for utility boiler operated in different oxygen content outlet furnace and its optimization[J]. Proceedings of the CSEE, 2003, 23(3): 172-176(in Chinese).
- [7] 北京锅炉厂. 锅炉机组热力计算标准方法[M]. 北京: 机械工业出版社, 1976: 86-89.

- Beijing Boiler Work, Ltd. Thermal calculation criterion for station boiler units[M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 1976: 86-89(in Chinese).
- [8] Shah R K. Counterflow rotary regenerator thermal design procedures . Heat transfer equipment design [M]. Washington DC: Hemisphere, 1988: 267-296.
- [9] Shah R K, Skiepko T. Influence of leakage distribution on the thermal performance of a rotary regenerator [J]. Applied Thermal Engineering, 1999, 19(7): 685-705.
- [10] Shah R K, Skiepko T. Modeling and effect of leakages on heat transfer performance of fixed matrix regenerators [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, 48(8): 1608-1632.
- [11] Drobic B, Oman J, Tuma M. A numerical model for the analyses of heat transfer and leakages in a rotary air preheater[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2006, 49(25-26): 5001-5009.
- [12] 王庆峰, 何立东, 张强. 回转式空气预热器接触式柔性密封模拟分析[J]. 中国电机工程学报, 2008, 28(20): 66-71.
Wang Qingfeng, He Lidong, Zhang Qiang. Simulation analysis of contact flexible seal for rotary air preheater [J]. Proceedings of the CSEE, 2008, 28(20): 66-71(in Chinese).
- [13] 胡兰海, 赵文军, 张燕飞, 等. 回转式空气预热器双密封节能改造[J]. 热能动力工程, 2005, 20(2): 208-210.
Hu Lanhai, Zhao Wenjun, Zhang Yanfei, et al. Energy saving-oriented modification of a rotary air preheater through the adoption of a double seal[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy & Power, 2005, 20(2): 208-210(in Chinese).
- [14] Skiepko T. Indirect estimation of leakage distribution in steam boiler rotary regenerators[J]. Heat Transfer Engineering, 1997, 18(1): 56-81.
- [15] Skiepko T. Some essential principles for adjustment of seal clearances in rotary regenerators[J]. Heat Transfer Engineering, 1993, 14(2): 27-43.
- [16] 郑国雄. 300MW 机组回转式空气预热器密封系统改造[J]. 电力科学与工程. 2008, 24(5): 36-38.
Zheng Guoxiong. Conversion of rotary air preheater sealed system in 300MW unit[J]. Electric Power Science and Engineering, 2008, 24(5): 36-38(in Chinese).
- [17] 刘建国, 谢淑华, 陈太广, 等. 300MW 机组锅炉容克式空气预热器密封改造[J]. 华中电力, 2004, 17(6): 50-55.
Liu Jianguo, Xie Shuhua, Cheng Taiguang, et al. Seal improvement in ljungotroem air heaters of 300 MW unit boiler[J]. Central China Electric Power, 2004, 17(6): 50-55(in Chinese).
- [18] 刘福国, 牟春华, 魏恩宗. VN 型回转式空气预热器转子径向隔板热弹性变形模型[J]. 中国电机工程学报, 2001, 21(11): 96-99.
Liu Fuguo, Mou Chunhua, Wei Enzong. Thermoelastic model for deformation of the radial plate in rotary regenerative airheater[J]. Proceedings of the CSEE, 2001, 21(11): 96-99(in Chinese).



刘福国

收稿日期: 2010-10-10。

作者简介:

刘福国(1969), 男, 教授, 高级工程师, 从事电站锅炉性能优化研究, lephico@163.com。

(责任编辑 王庆霞)