

空气预热器转子隔板热变形数值模拟

木巴来克·都尕买提¹, 衣宝葵², 刘永阳³, 辛公明¹

(1. 山东大学 能源与动力工程学院, 山东 济南 250061; 2. 山东省特种设备检验研究院有限公司, 山东 济南 250101;
3. 中国电建集团山东电力建设第一工程有限公司, 山东 济南 250101)

摘要:为了解决空气预热器漏风过大问题,以某电厂 660 MW 锅炉机组回转式空气预热器为研究对象,对其内部温度场和转子隔板的热变形进行了数值模拟研究,分析转子内部温度分布情况及转子隔板热变形特征。结果表明:不同工况下,转子高温端和低温端温差大小不同,转子隔板的热变形量随着温差的增大而增大;不同工况下,转子隔板最大热变形都发生在二次风侧,最小变形量发生在烟气侧;减少径向漏风量的有效途径是避免在扇形板区域出现较大温差。

关键词:漏风率;热变形;有限元分析;数值模拟;回转式空气预热器;密封系统

中图分类号:TK172 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2022.07.014

[引用本文格式]木巴来克·都尕买提,衣宝葵,刘永阳,等. 空气预热器转子隔板热变形数值模拟[J]. 热能动力工程,2022,37(7):102-110. DUGAMAITI Mubalike, YI Bao-kui, LIU Yong-yang, et al. Numerical simulation of thermal deformation of air preheater rotor diaphragm[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(7):102-110.

Numerical Simulation of Thermal Deformation of Air Preheater Rotor Diaphragm

DUGAMAITI Mubalike¹, YI Bao-kui², LIU Yong-yang³, XIN Gong-ming¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Shandong University, Jinan, China, Post Code:250061;
2. Shandong Special Equipment Inspection and Research Institute Co. Ltd, Jinan, China, Post Code:250101;
3. PoweChina Sepco1 Electric Power Construction Co., Ltd., Jinan, China, Post Code:250101)

Abstract: In order to solve the problems of large air leakage of the rotary air preheater, the rotary air preheater of a 660 MW boiler unit in a power plant was taken as the research object to numerically simulate the internal temperature field and the thermal deformation of the rotor diaphragm, and analyze the internal temperature distribution situation of the rotor and the thermal deformation characteristics of the rotor diaphragm. The results show that under different working conditions, the temperature difference between the high temperature end and the low temperature end of the rotor is different, and the thermal deformation of the rotor diaphragm increases with the increase of the temperature difference; under different working conditions, the maximum thermal deformation of the rotor diaphragm occurs on the secondary air side, and the minimum deformation occurs on the flue gas side; the effective way to reduce the radial air leakage is to avoid a large temperature difference in the fan-shaped plate area.

Key words: air leakage rate, thermal deformation, finite element analysis, numerical simulation, rotary air preheater, sealing system

收稿日期:2021-06-25; 修订日期:2021-10-15

基金项目:山东省重大科技创新工程项目(2019JZZY010454)

Fund-supported Project: Major Scientific and Technological Innovation Projects in Shandong Province(2019JZZY010454)

作者简介:木巴来克·都尕买提(1993-),男,新疆吐鲁番人,山东大学硕士研究生。

通讯作者:辛公明(1977-),男,山东日照人,山东大学教授。

引言

电厂锅炉机组最大的热损失是尾部烟气的热损失,约占锅炉机组总热损失的 60% ~ 70%^[1]。回转式空气预热器是重要的锅炉余热利用设备,充分利用锅炉机组尾部烟气余热对冷空气进行加热,从而减少尾部烟气的热损失,提高锅炉效率^[2],因此在大型电厂锅炉中得到广泛应用^[3]。回转式空气预热器具有结构紧凑、体积小、布置方便灵活和热交换效率高等优点^[4]。同时,回转式空气预热器存在漏风量大^[5],结构较复杂,容易发生腐蚀和堵灰现象^[6]等问题。在回转式空气预热器的设计中可以做到漏风率小于 5%,但大多数的回转式空气预热器运行一段时间后漏风率可以达到 10%^[7],经研究发现,在空气预热器的运行中,转子隔板高温段的热膨胀大于低温段,漏风量也大于低温段^[8]。据统计,300 MW 机组回转式空气预热器漏风率降低 1%,电厂每年可节约 120 万元^[9]。空气预热器的漏风可分为直接漏风和携带漏风两种。携带漏风是由于传热元件盒圆周旋转携带空气进入烟气侧造成的,漏风量主要由空气预热器转子直径、转子高度、转子旋转速度和换热元件盒孔隙率等参数决定。直接漏风主要与空气预热器烟、风侧压差、转子隔板与壳体之间的间隙等因素有关。直接漏风包括径向漏风、轴向漏风和中心筒漏风。据统计,空气预热器的直接漏风量大概占总漏风量的 81%,其中径向漏风量大概占直接漏风量的 84%,中心筒漏风量大概占直接漏风量的 10%,轴向漏风大概占直接漏风量的 6%^[10]。

空气预热器总漏风量中径向漏风占比最大,径向漏风主要是在空气预热器热态运行时,转子隔板的低温段和高温段热膨胀量不同引起的。当转子隔板的低温段和高温段温差较大时,表现为转子隔板发生“蘑菇状”热变形,转子隔板与扇形板之间漏风间隙增大。“蘑菇状”热变形的大小取决于机组的

负荷。径向漏风主要是由于这种热变形引起的漏风间隙变大,在压差的推动下空气向烟气侧泄漏。热变形导致的径向漏风量严重影响了锅炉机组运行的经济性和安全性。研究掌握空气预热器转子隔板的变形特征,选择适用的密封结构,才能提高密封效果。

关于研究空气预热器转子隔板的变形特点,王洪跃等人^[11]运用数学方法,在空气预热器热态投运时建立隔板热应变的数学模型,采用有限元分析法和热弹性力学理论进行分析研究,得到了比较准确的热变形结果。强君刚等人^[12]利用 ANSYS 软件有限元分析法,对空气预热器转子扇形仓的隔板进行分析研究,证明了有限元分析法在转子热变形分析方面的可靠性。李林^[13]采用 MSC. Nastran 软件,对整体回转式空气预热器进行了有限元分析,认为空气预热器自重是影响预热器热变形的重要因素,获得了准确的转子热变形数据。任小龙等人^[14]以转子扇形仓的隔板为研究对象,利用 ANSYS 软件研究空气预热器转子的热变形情况,通过设置不同高度及不同长度的隔板参数,分析了空气预热器烟气进口温度对隔板热变形的影响。李德超等人^[15]通过实验和数值模拟研究了回转式空气预热器直接漏风与密封间隙、空气 - 烟气侧压差以及密封片折角、数目和间距的关系。目前,学者普遍会利用 ANSYS 软件分析转子热变形,但并未在回转式空气预热器内部整体温度场基础上对空气预热器转子隔板整体的热变形进行具体数值模拟,也没能获得内部转子隔板热变形规律和预测漏风率的经验公式。

本文以某电厂 660 MW 锅炉机组回转式空气预热器为研究对象,利用 ANSYS 软件对回转式空气预热器转子隔板热变形进行分析,建立了空气预热器传热仿真模型和热变形仿真模型,通过温度和结构静力的耦合分析得到了空气预热器在 5 种工况下运行时沿径向的热变形特性。通过与经验计算公式的比较,验证了数值模拟结果的可靠性和准确性。

1 转子隔板热变形数值模拟

回转式空气预热器在热态运行时,高温烟气被输送到转子中,高温烟气与金属转子隔板间的换热元件传热,热量通过旋转的换热元件带入空气侧与冷空气换热。当空气预热器运行稳定时,转子隔板高温段平均温度高于低温段平均温度,会造成转子隔板内部有较大的轴向温差。这种温差会导致转子隔板高温段和低温段之间的热膨胀不同,最终导致转子发生“蘑菇状”形变^[16]。空气预热器转子热变形如图 1 所示。

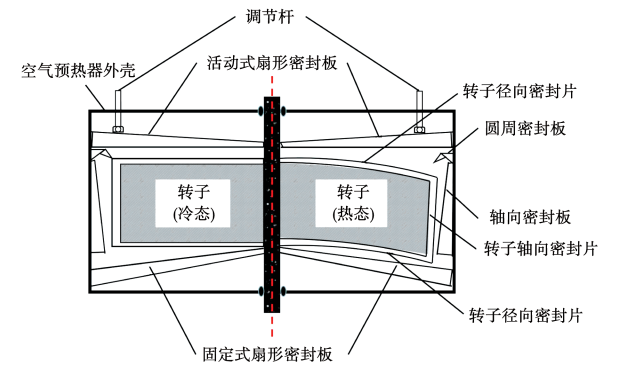


图 1 空气预热器转子热变形

Fig. 1 Thermal deformation of air preheater rotor

1.1 研究对象

空气预热器中包含 48 个扇形仓室,由空气预热器的转子隔板隔开,不同空间位置转子隔板的热变形情况不同,空气预热器内转子隔板的“蘑菇形”热变形也会随着温度的变化而变化。如果将空气预热器的所有部件都作为研究对象,那么研究的结构将会非常复杂。需要结合空气预热器的结构设计特点,选取 48 个扇形仓室径向隔板和换热元件盒作为研究对象,分析扇形仓室内烟气或空气流通时转子隔板的热变形特征,既能获得转子隔板所有空间位置的热变形情况,又能获得转子隔板变形量最大时的变形情况。热变形数值仿真几何模型如图 2 所示。

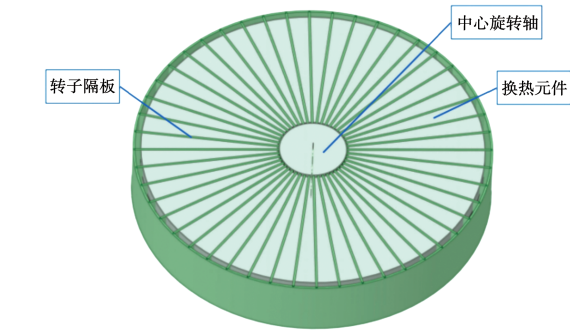


图 2 热变形仿真模拟几何模型

Fig. 2 Geometric model for thermal deformation simulation

1.2 计算方法和参数

利用 ANSYS 软件对某 660 MW 锅炉机组的三分仓回转式空气预热器进行传热数值仿真模拟,建立空气预热器热温度场和结构静力的耦合分析数值仿真模型,并将通过传热数值模拟获得的温度场信息带入计算获得了不同工况、不同烟气入口温度下的空气预热器转子隔板热变形的特征。研究过程主要分为以下几步:第一步,先建立传热和流动数值仿真几何模型,数值模拟分析空气预热器内部传热和流动,获得不同工况下空气预热器温度分布;第二步,建立了转子隔板的热变形几何模型,将模拟计算得到的温度场信息加载到热变形几何模型以进行热应力分析,从而可获得空气预热器转子在不同工况下的热变形;第三步,将获得的热变形信息与温度场信息进行耦合分析,归纳总结得到空气预热器转子随工况变化的热变形特征。

在数值模拟研究中,首先,确定仿真模型的具体结构和物理参数,并对数值仿真几何模型进行网格划分,得到离散模型;然后,对模型施加温度条件、位移约束等边界条件;最后,通过设置合适的计算参数,可得到温度场信息、热应力分布和轴向位移变化特征。本文选择某电厂 660 MW 锅炉机组的三分仓回转式空气预热器作为研究对象,空气预热器相关参数均由电厂提供,如表 1 所示。

表 1 回转式空气预热器主要参数

Tab. 1 Main parameters of rotary air preheater

参数	数值
转子半径 R/m	7.5
中心筒直径 D_1/m	2.85
一次风分仓名义角度/ $^\circ$	60
二次风分仓名义角度/ $^\circ$	120
烟气仓名义角度/ $^\circ$	180
转子转速/ $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	1
进口一次风量/ $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	543 111
进口二次风量/ $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	1 745 394
进口烟气量/ $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	2 663 677
进口一次风温/ $^\circ\text{C}$	30
进口二次风温/ $^\circ\text{C}$	23
进口烟气温度/ $^\circ\text{C}$	365
转子隔板长度 L_p/m	6.03
转子隔板高度 H_p/m	2.65
热膨胀系数 α	1.2×10^{-5}
弹性模量 E/Pa	2×10^{11}
隔板密度 $\rho/\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	7.9×10^3
泊松比 λ	0.25

2 转子隔板热变形的数值模拟分析

空气预热器内部是由转子隔板、支撑架和若干换热元件盒组装而成,换热元件盒内部又是由不同版型的换热元件压制而成。换热元件及其间隙尺度远小于烟风道尺度,直接建模十分困难。本文在建立传热模型时采用多孔介质模型+多重参考系方法^[17],建立了三维的三分仓空气预热器本体的数值模型。为方便数值模拟,作以下假设和简化:

- (1) 因换热元件本身是波纹状,且被转子隔板和周向隔板分隔,故忽略其沿径向和周向的导热。
- (2) 因漏风主要出现在空气预热器的出入口,且对空气预热器换热过程影响小,故忽略漏风影响,假设密封性能良好。
- (3) 为了建模方便,忽略内部支撑结构;因空气预热器外部布置有保温层,故假设空气预热器模型与周边环境没有换热。

2.1 空气预热器温度场分析

基于双流体的思想,将转子内换热元件视为金

属流,即围绕中心旋转轴转动的无粘流体,采用旋转参考系法求解,而转子内烟空气流动采用定参考系法求解。空气预热器转子隔仓的周期性稳态过程可在欧拉法思想下简化为真实稳态过程,因而控制方程的非稳态项均可以忽略;气体物性参数只考虑为温度的函数。利用式(1)计算可得,多孔介质中的流体流道雷诺数大于 6 000。采用了 $k-\varepsilon$ 湍流模型,此种模拟方法被证实对很多工程问题的解决提供了良好的预测,且在精确性和实用性之间有很好的折衷^[17]。

$$Re = \frac{v \cdot d \cdot \rho}{\mu}$$

(1)

式中: d —换热板片间隙当量直径,m; v —速度,m/s; μ —动力黏度, $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$; ρ —流体密度, kg/m^3 。

连续性方程和动量方程为:

$$\nabla \cdot \rho \bar{v} = 0$$

(2)

$$\nabla \cdot (\rho \bar{v}_i \bar{v}) + \rho [\bar{\omega} \cdot (\bar{v} - \bar{v}_i)] = -\nabla p + \nabla \bar{\tau}_r + \bar{F}$$

(3)

$$\nabla \cdot (\rho \bar{v}_r H + p \bar{\mu}_r) = \nabla (k \nabla t + \nabla \tau_r \bar{v}) + S_h$$

(4)

式中: $\bar{v}$ —绝对速度,m/s; $\bar{v}_r$ —相对速度,m/s; $\bar{\omega}$ —旋转速度,r/min; $\bar{v}_i$ —平移速度,m/s; p —压力,Pa; $\bar{\tau}_r$ —相对应力张量; $\bar{F}$ —外力,N; H —相对总能量,J; k —导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$; t —温度, $^\circ\text{C}$; S_h —热源项。

在这种模拟方法中,固体区域在空间上与流体区域相重合,并且固体区域和流体区域相互作用。需要分别求解流体和固体各区域的能量守恒方程,式(5)和式(6)分别为流体区域和固体区域的能量方程:

$$\nabla \cdot [\vec{v}(\rho_f E_f + p)] = \nabla \cdot (\gamma k_f \nabla t_f) + h_{fs} A_{fs} (t_s - t_f)$$

(5)

$$\nabla \cdot [(1 - \gamma) k_s \nabla t_s] + h_{fs} A_{fs} t_f - t_s = 0$$

(6)

式中: ρ_f —流体密度, kg/m^3 ; E_f —流体总能量,J; γ —孔隙率; k_f —流体导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$; t_f —流体温度, $^\circ\text{C}$; h_{fs} —固体与流体表面对流换热系数; A_{fs} —面积密度, m^2/m^3 ; t_s —固体温度, $^\circ\text{C}$; k_s —固体导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$ 。

图 3 为传热仿真模拟几何模型示意图。

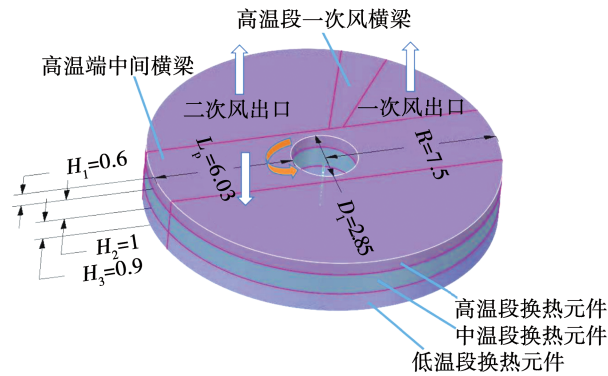


图3 传热仿真模拟几何模型(m)

Fig.3 Geometric model for heat transfer simulation(m)

空气预热器中烟气自上而下在烟气侧通道内流动,冷空气自下而上在一次风侧和二次风侧通道内流动。换热元件被简化为3层不同孔隙率的多孔介质,忽略空气预热器入口烟道和一、二次风进出口烟道结构,只需要分析空气预热器本身及其进出口的温度分布情况。转子层换热元件参数如表2所示,其中高、中温段换热元件材质为低碳钢,低温段换热元件材质为脱碳钢板涂搪瓷。

表2 转子层换热元件参数

Tab.2 Heat exchange element parameters of rotor layer

参数	高温段换 热元件	中温段换 热元件	低温段换 热元件
高度 $H_1、H_2、H_3/m$	0.6	1	09
厚度/mm	0.6	0.6	1.2
有效传热面积/ m^2	75 503	125 839	89 795
总质量/kg	91 152	128 928	179 580

对空气预热器几何模型进行网格划分,网格采用 MultiZone 划法,选择六面体网格。采用 SIMPLE 作为压力 - 速度耦合算法,湍动能及其耗散率的离散采用一阶迎风格式,其他均采用二阶迎风格式,能量方程残差为 1.0×10^{-7} ,其他方程均为 1.0×10^{-4} 。网格划分结果如图4所示。

对空气预热器转子进行网格划分,对其进行网格独立性验证,验证结果如表3所示。当网格数超过63万后,增大网格数,降低平均体网格尺寸对计算精度基本无提高,综合考虑计算精度和速度,选取网格数量为846 132网格方案。

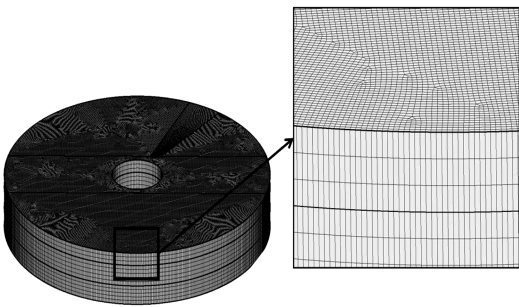


图4 空气预热器转子网格划分

Fig.4 Grid division of air preheater rotor

表3 网格独立性验证结果

Tab.3 Grid independence verification results

网格数	烟气出口 温度/ $^{\circ}C$	一次风出 口温度/ $^{\circ}C$	二次风出 口温度/ $^{\circ}C$
352 512	138.7	344.0	328.6
634 599	133.5	350.0	335.6
846 132	132.4	351.3	337.1
1 339 709	131.6	352.2	338.1
1 762 775	131.1	350.8	339.6

表4给出了模拟结果和设计值的对比。由表4可知,最大误差小于3.4%,验证了数值模型的可靠性。数值模拟的误差主要来源于以下几个因素:省略了一、二次风进出口和烟气进出口的异形件结构;忽略了空气侧向烟气侧的漏风;忽略了空气预热器本体与环境的散热;忽略了支撑和其他附属结构的扰流、蓄热作用。

表4 锅炉最大连续负荷工况下模拟结果与设计值对比

Tab.4 Comparison of simulated and design values under maximum continuous load condition of boiler

温度	模拟温度值/ $^{\circ}C$	设计温度值/ $^{\circ}C$	相对误差%
烟气出口	132.4	128	3.4
一次风出口	351.3	344.4	2.0
二次风出口	337.1	330	2.2

将 BMCR(锅炉最大连续负荷)、TRL(汽轮机额定功率)、BRL(锅炉额定负荷)、75% THA(75%热耗率验收功率)、50% THA(50%热耗率验收功率)等5种工况下空气预热器运行参数代入热力仿真模

型,数值模拟结果与设计值作比较,如表 5 所示。由表可得 5 种工况下模拟计算结果与实际值偏差在可接受范围内,说明热力模型可靠。

表 5 5 种工况下模拟计算结果与设计值对比

Tab. 5 Comparison of simulated and design values under five working conditions

工况	烟气出口		一次风出口		二次风出口	
	温度/℃		温度/℃		温度/℃	
	设计值	模拟值	设计值	模拟值	设计值	模拟值
BMCR	128	132.4	344.4	351.3	330	337.1
TRL	122	126.3	337.8	346.5	324	336.5
BRL	120	128.4	341	352.3	328	341.0
75% THA	115	121.3	319.4	323.2	290	315.6
50% THA	107	103.0	298.3	313.0	301	310.9

2.2 转子隔板热变形特征

空气预热器转子隔板的热变形是温度场和结构静力的耦合问题,在利用 Thermal 模块和 Mechanical 模块中进行热应力分析时需要加载 Fluent 软件计算得到的温度场信息,获得空气预热器在不同工况下的热变形信息。数值模拟过程中每次施加载荷进行数值计算后,都需要对模拟结果进行分析验证。模型中间端为与旋转轴相接的转子隔板内端,外周为隔板的外侧,几何模型上方设置有烟气进口,被称作高温段,下端设置有空气进口,被称作低温段。因锅炉最大连续负荷工况是热应力最恶劣工况,故选择空气预热器在锅炉最大连续负荷工况下的热变形情况举例说明,热变形仿真模型模拟温度场分布情况如图 5 所示。

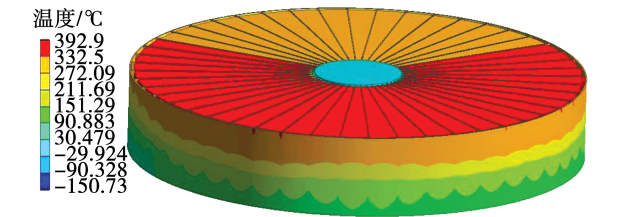


图 5 热变形仿真模拟模型温度场分布

Fig. 5 Temperature field distribution in thermal deformation simulation model

空气预热器转子隔板利用焊接技术连接到中心旋转轴,中心旋转轴对转子隔板施加位移约束,数值模拟得到锅炉最大连续负荷工况下转子热变形云图,如图 6 所示。

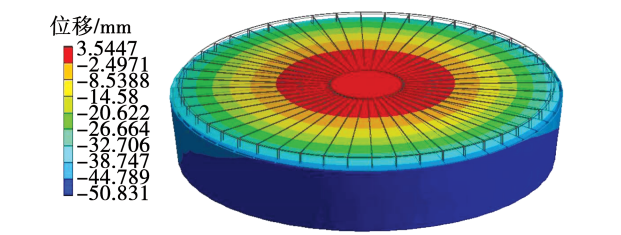


图 6 转子热变形云图

Fig. 6 Nephogram of rotor thermal deformation

从图 6 可以看出,当锅炉机组在锅炉最大连续负荷工况下运行时,空气预热器转子隔板整体向下弯曲,类似于常见的“蘑菇形”热变形。弯曲热变形发生在转子隔板的高温段和低温段。为了更全面地获得转子隔板的热变形,从数值模拟结果中得到了所有转子隔板的轴向位移数据。在轴向位移计算中,以有限元单元为参考,转子隔板某一点与该点初始位置的垂直距离定义为轴向位移。转子隔板轴向位移如图 7 所示。图中表示空气预热器转子隔板高温端沿轴向位移量的变化情况,轴向位移正负值分别代表向上和向下的位移量。

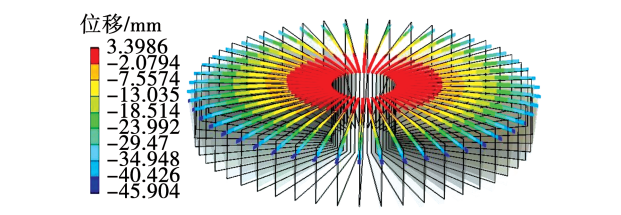


图 7 转子隔板高温端轴向位移云图

Fig. 7 Axial displacement nephogram of high temperature end of rotor diaphragm

由图 7 可知,转子隔板轴向位移量随着转子隔板离中心轴距离的增加逐渐增大,空气预热器高温端转子隔板在接近中心轴处发生很小的向上变形,这是由转子隔板的膨胀作用和旋转轴的固定作用耦合造成的。转子隔板沿转子径向高温端和低温端都

会有向下热变形的趋势,最大热变形发生在转子隔板的最外端。仿真结果表明,转子隔板高温端最外边缘的轴向位移最大,为 45.9 mm。空气预热器转子隔板轴向位移是造成直接漏风的重要原因。因此,在设置径向密封结构时,应适当减小空气预热器高温端外围的预留密封间隙,增大转子隔板低温端外缘的密封间隙。

2.3 转子隔板热变形的规律

空气预热器实际运行时转子隔板的热变形情况较为复杂,是很多部件组合变形的结果。美国 ABB- API 公司提供了比较权威的资料用于计算空气预热器转子热变形,转子隔板“蘑菇形”热变形量可采取如下经验公式计算^[18]:

$$\Delta Y = P_c + P_g + T_d - T_c - P_d \tag{7}$$

式中:ΔY—空气预热器高温端转子隔板径向向外缘热态增加的缝隙量; P_c —转子中心轴热态膨胀值,m; P_g —转子支承端轴的热态膨胀值,m; T_d —转子隔板外缘热态热变形量,m; T_c —低温端中心桁架的变形量,m; P_d —转子外壳热态膨胀值,m。

因为在转子隔板最外缘的轴向位移中 $|P_g + T_g - T_c - P_d|$ 的值在所有热变形中所占的比例很小,所以需要忽略,主要是计算 T_d 的值^[19]:

$$T_d = \frac{\alpha \Delta t R^2}{2H} \tag{8}$$

式中:α—平均温度下材质的线膨胀系数,℃⁻¹;Δt—平均温差,℃⁻¹;R—转子半径,m;H—传热元件高度,m。

Δt 可表示为:

$$\Delta t = \frac{t_{gi} - t_{ao}}{2} - \frac{t_{go} - t_{ai}}{2} \tag{9}$$

式中: t_{gi} —空气预热器烟气侧进口平均温度,℃; t_{ao} —空气预热器空气侧出口平均温度,℃; t_{go} —空气预热器烟气侧出口平均温度,℃; t_{ai} —空气预热器空气侧进口平均温度,℃。

将空气预热器在 5 种工况下的温度场信息代入热变形仿真模型获得转子隔板热变形情况,将转子隔板最外侧变形量模拟计算结果与利用经验公式计算获得值比较如表 6 所示。

表 6 转子最外侧变形量模拟结果与经验公式
计算值比较

Tab.6 Comparison between the simulation results
of the outermost deformation of rotor and the
calculated values of empirical formulas

工况	最大变形	最小变形	平均变形	经验公式计	相对偏
	量/mm	量/mm	量/mm	算值/mm	差/%
BMCR	45.9	32.8	39.9	38.3	4.2
TRL	45.8	25.5	35.6	37.7	-5.6
BRL	46.8	25.6	36.1	38.6	-6.5
75% THA	41.7	24.0	32.8	34.9	-6.0
50% THA	41.7	26.0	33.8	34.3	-1.5

由表 6 可知,转子隔板最外缘变形量经验公式计算值与仿真模拟结果误差在 ±6.5% 以内,说明建立的转子隔板热变形仿真模型可以较好反映实际的转子热变形情况。数值仿真模拟有效解决了测量转子隔板轴向位移量的难题。空气预热器在 5 种工况下转子隔板最外侧热变形量对比如图 8 所示。

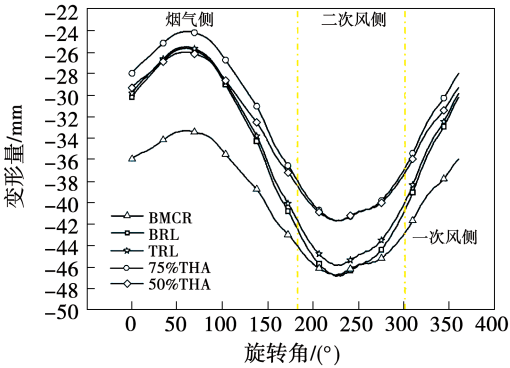


图 8 在 5 种工况下转子隔板最外侧热变形量对比
Fig.8 Comparison of thermal deformations on the
outermost side of the rotor diaphragm under five
working conditions

由图 8 可得,空气预热器在 5 种工况下运行转子隔板的热变形量因烟气入口温度不同,空气预热器转子隔板热变形不同。空气预热器在 BMCR 工况下转子平均变形量最大,最大变形量达 45.9 mm; 75% THA 工况下转子变形量最小,最大变形量为 41.7 mm。而且转子最大热变形量都发生在二次风侧,最小变形量发生在烟气侧,这是由于空气预热器

转子由烟气侧旋转至空气侧后高温端与低温端温差变大,转子旋转至二次风侧时温差达到最大导致的。在不同工况下空气预热器转子隔板热变形在不同风侧变形情况如表 7 所示。

表 7 在不同工况下转子隔板热变形量

Tab. 7 Thermal deformation of rotor diaphragm under different working conditions

工况	一次风侧平均变形/mm	烟气侧平均变形/mm	二次风侧平均变形/mm	平均变形/mm
BMCR	39.73	36.28	45.45	39.91
TRL	35.50	30.0	43.98	35.57
BRL	36.07	30.32	44.88	36.13
75% THA	32.90	27.90	40.09	32.80
50% THA	33.71	29.49	40.25	33.78

根据空气预热器转子隔板热变形特点,一方面需有区别地布置不同风侧之间横梁上的固定密封系统,一次风侧与烟气侧之间横梁上的密封条相对转子的高度不必太低,二次风侧与烟气侧之间横梁上的密封相对转子高度必须低,密封条高度有区别布置可以更好避免二次风侧的直接漏风,而且也减少了转子通过一次风侧与烟气侧之间横梁区域时的刮蹭损坏和噪音。另一方面需采用全自动可调节软密封系统作为减少漏风的有效措施,该密封系统可在锅炉系统工况发生改变时,根据烟气入口温度及空气预热器内部温度实时调节径向密封条高度来减少漏风缝隙,进而减少直接漏风。由图 8 可知,在设置回转式空气预热器密封结构时,可利用数值模拟结果进行计算,为密封结构的选取和设置提供指导。

3 结 论

本文基于温度和结构静力的耦合仿真模型,获得了不同工况、不同烟气入口温度下的空气预热器内部温度分布信息及转子隔板热变形特征,分析了转子隔板轴向热变形的影响因素,为准确掌握漏风间隙,解决漏风过大问题提供了基础支撑。主要结论为:

(1) 空气预热器内部金属侧和烟风侧轴向上有

较大温度梯度,高温端和低温端存在约 200 ℃ 的温差,易导致转子隔板在轴向上产生较大热变形。

(2) 在 5 种工况下运行时,空气预热器转子热变形情况存在较大差异。在锅炉最大连续负荷工况下转子平均变形量最大,最大变形量可达 45.9 mm; 75% 热耗率验收功率工况下转子变形量最小,最大变形量为 41.7 mm。因此,在设置密封系统时需根据机组运行工况和烟气入口温度做出相应调整。

(3) 空气预热器转子最大热变形都发生在二次风侧,最小变形量发生在烟气侧。在扇形板上布置密封条时应注意分区分别对待。

(4) 在不同工况下运行时,空气预热器转子隔板热变形量均呈现随高温端和低温端温差的增加而增加的趋势,所以控制空气预热器径向漏风量的有效途径是避免在扇形板区域出现较大温差。

参考文献:

[1] 王秀红,盛伟,刘全山. 电站锅炉烟气余热利用技术方案研究[J]. 发电技术,2019,40(3):276-280.

WANG Xiu-hong, SHENG Wei, LIU Quan-shan. Research on the technical scheme of waste heat utilization of power station boiler flue gas [J]. Power Generation Technology, 2019, 40(3): 276-280.

[2] 张启. 回转式空气预热器温度场数值计算及漏风研究[D]. 上海:上海交通大学,2009.

ZHANG Qi. Numerical calculation of temperature field and air leakage of rotary air preheater[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2009.

[3] 吕太,翟博. 回转式空气预热器径向密封数值分析及监测[J]. 热力发电,2014,43(11):41-45.

LYU Tai, ZHAI Bo. Numerical analysis and monitoring of radial seal in a rotary air preheater[J]. Thermal Power Generation, 2014, 43(11): 41-45.

[4] 刘福国,郝卫东,姜波. 三分仓回转再生式空气预热器漏风设计计算模型[J]. 机械工程学报,2012,48(4):146-154.

LIU Fu-guo, HAO Wei-dong, JIANG Bo. Design and calculation model for air leakage of three-divided rotary regenerative air preheater[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(4):146-154.

[5] 马悦,孙奉仲,史月涛,等. 电站锅炉回转式空气预热器漏风率过高的分析与对策[J]. 电站系统工程,2007(2):20-22.

- MA Yue, SUN Feng-zhong, SHI Yue-tao, et al. Analysis and countermeasures of excessive air leakage rate of rotary air preheater in power plant boiler[J]. Power Station System Engineering, 2007(2): 20–22.
- [6] 刘红玲. 空气预热器腐蚀积灰问题探讨[J]. 能源研究与管理, 2019(3): 33–35.
- LIU Hong-ling. Discussion on the corrosion and fouling of air preheater[J]. Energy Research and Management, 2019(3): 33–35.
- [7] 李广伟, 种西虎, 靳 军. 1 000 MW 火电机组安装的三分仓和四分仓空气预热器的性能比对试验[J]. 锅炉制造, 2020(1): 20–22, 28.
- LI Guang-wei, ZHONG Xi-hu, JIN Jun. Performance comparison test of air preheater installed in three-compartment and four-compartment of 1 000 MW thermal power unit[J]. Boiler Manufacturing, 2020(1): 20–22, 28.
- [8] 高建强, 唐树芳, 刘宪岭, 等. 空预器不同部位漏风对锅炉效率的影响[J]. 电力科学工程, 2011, 27(6): 47–50.
- GAO Jian-qiang, TANG Shu-fang, LIU Xian-ling, et al. Influence of air leakage from different parts of air preheater on boiler efficiency[J]. Electric Power Science Engineering, 2011, 27(6): 47–50.
- [9] 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(11): 97–100, 104.
- LIU Fu-guo, MOU Chun-hua, WEI En-zong. Thermoelastic deformation model of the radial diaphragm of the VN rotary air preheater rotor[J]. Proceedings of the Chinese Society for Electrical Engineering, 2001(11): 97–100, 104.
- [10] 赵世斌. 回收式密封技术在回转式空预器上的应用[J]. 能源与环境, 2019(6): 47–49.
- ZHAO Shi-bin. Application of recycling sealing technology in rotary air preheater[J]. Energy and Environment, 2019(6): 47–49.
- [11] 王洪跃. 回转式空气预热器动态特性及控制策略研究[D]. 南京: 东南大学, 2006.
- WANG Hong-yue. Research on dynamic characteristics and control strategy of rotary air preheater[D]. Nanjing: Southeast University, 2006.
- [12] 强君刚, 马 凯, 窦万生. 回转式空气预热器转子热变形数值模拟[J]. 应用能源技术, 2013(10): 22–27.
- QIANG Jun-gang, MA Kai, DOU Wan-sheng. Numerical simulation of thermal deformation of rotary air preheater rotor[J]. Applied Energy Technology, 2013(10): 22–27.
- plied Energy Technology, 2013(10): 22–27.
- [13] 李 林, 李映辉, 袁继禹. 基于有限元方法的空气预热器转子热位移分析[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2016, 30(10): 49–54.
- LI Lin, LI Ying-hui, YUAN Ji-yu. Analysis of thermal displacement of air preheater rotor based on finite element method[J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science), 2016, 30(10): 49–54.
- [14] 任小龙, 张世红, 杨海平. 回转式空气预热器转子隔板的热变形分析[J]. 电站辅机, 2018, 39(2): 43–47, 51.
- REN Xiao-long, ZHANG Shi-hong, YANG Hai-ping. Thermal deformation analysis of rotor diaphragm of rotary air preheater[J]. Auxiliary Engine of Power Station, 2018, 39(2): 43–47, 51.
- [15] 李德超, 朱 骅, 王利民, 等. 回转式空气预热器直接漏风的实验和数值研究[J]. 工程热物理学报, 2020, 41(6): 1325–1331.
- LI De-chao, ZHU Hua, WANG Li-min, et al. Experimental and numerical research on direct air leakage of rotary air preheater[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2020, 41(6): 1325–1331.
- [16] 韩少非. 电厂锅炉空气预热器漏风研究与改造[D]. 大连: 大连理工大学, 2015.
- HAN Shao-fei. air leakage research and retrofit of boiler air preheater in power plant[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2015.
- [17] 闫顺林, 曹保鑫. 回转式空气预热器温度场三维数值模拟[J]. 热力发电, 2020, 49(4): 51–57.
- YAN Shun-lin, CAO Bao-xin. Three-dimensional numerical simulation of temperature field of rotary air preheater[J]. Thermal Power Generation, 2020, 49(4): 51–57.
- [18] 刘建国, 谢淑华, 陈太广, 等. 300 MW 机组锅炉容克式空气预热器密封改造[J]. 华中电力, 2004(6): 51–53, 55.
- LIU Jian-guo, XIE Shu-hua, CHEN Tai-guang, et al. Seal modification of Junker air preheater for 300 MW unit boiler[J]. Huazhong Electric Power, 2004(6): 51–53, 55.
- [19] 强君刚, 马 凯, 窦万生. 回转式空气预热器转子热变形数值模拟[J]. 应用能源技术, 2013(10): 22–27.
- QIANG Jun-gang, MA Kai, DOU Wan-sheng. Numerical simulation of thermal deformation of rotary air preheater rotor[J]. Applied Energy Technology, 2013(10): 22–27.