

660 MW 燃煤锅炉屏式过热器壁温特性数值模拟研究

王 涛¹,周 托²,吕俊复²,吴玉新²,张天宇²,马有福¹

(1.上海理工大学 能源与动力工程学院,上海 200093;2.清华大学 能源与动力工程系,北京 100084)

摘 要:在“双碳”目标的背景下,燃煤火电机组向更高参数及深度调峰的方向发展,这对于燃煤锅炉的运行提出了更高的要求,防止锅炉受热面热偏差而导致的管壁超温是其中的关键问题之一。因此,精确预测燃煤锅炉受热面的热偏差和壁温对于机组安全、稳定运行意义重大。锅炉受热面的传热及壁温特性主要受到烟气侧和工质侧的共同作用,但在通过数值模拟方法预测热偏差问题时,常将模拟过程和边界条件进行简化处理,较难精准地分析受热面的传热及壁温分布特性。针对以上问题,利用 Fluent 对 660 MW 前后墙对冲燃煤锅炉进行了数值模拟,建立了屏式过热器管内、外的耦合传热模型,提出了按管内工质流动方向的顺序计算方法,并基于 UDF 实现了烟气侧与工质侧的传热耦合计算。研究了外二次风不同旋流角度对屏式过热器传热的影响,获得了同时考虑烟气侧和工质侧的屏式过热器传热及壁温特性。模拟结果表明,屏式过热器各管屏第 22 号管子出口壁面温度与实测值的相对误差在 4% 以内;外二次风的旋流角度由 15° 增加至 60°,煤粉气流刚性减弱,燃烧不剧烈,煤粉着火延迟,炉膛火焰面升高,且屏式过热器的温度分布由“两端高、中间低”向“两端低、中间高”变化;当旋流角度为 45° 和 60° 时,屏式过热器的最大壁温分别为 945 K 和 965 K,超过受热面材料的最大允许温度,而当旋流角度为 15° 和 30° 时,屏式过热器的最大壁温小于受热面材料的最大允许温度,故最佳旋流角度应选取 15°~30°。

关键词:燃煤锅炉;屏式过热器;壁温;数值模拟;耦合计算

中图分类号:TK16;TM621.2

文献标志码:A

文章编号:0253-9993(2022)11-3860-10

Numerical simulation research on heat transfer characteristics of platen superheater of 660 MW coal-fired boiler

WANG Tao¹, ZHOU Tuo², LÜ Junfu², WU Yuxin², ZHANG Tianyu², MA Youfu¹

(1. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China; 2. Department of Energy and Power Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: Due to the “dual carbon” target, coal-fired thermal power units are developing to higher parameters and deeper peaking, which causes higher requirements for coal-fired boilers. Preventing the over-temperature of the tube wall caused by the thermal deviation of the heating surface is one of the key issues. Therefore, accurate prediction of thermal deviation and wall temperature of the heating surface of coal-fired boilers is of great significance for safe and stable unit operation. The heat transfer and wall temperature characteristics of the heating surface of the boiler are affected by the combined action of the flue gas side and the steam side. When predicting the thermal deviation problem through numerical simulation, the simulation process and boundary conditions are often simplified, and it is difficult to accurately analyze the heat transfer and wall temperature distribution characteristics of the heating sur-

收稿日期:2022-05-10 修回日期:2022-09-08 责任编辑:钱小静 DOI:10.13225/j.cnki.jccs.LC22.0692

基金项目:国家重点研发计划资助项目(2019YFE0125900)

作者简介:王 涛(1997—),男,江苏常州人,硕士研究生。E-mail:wangtao97ly@163.com

通讯作者:周 托(1979—),男,江苏盐城人,副教授。E-mail:zhou tuo@tsinghua.edu.cn

引用格式:王涛,周托,吕俊复,等.660 MW 燃煤锅炉屏式过热器壁温特性数值模拟研究[J].煤炭学报,2022,47(11):3860-3869.

WANG Tao, ZHOU Tuo, LÜ Junfu, et al. Numerical simulation research on heat transfer characteristics of platen superheater of 660 MW coal-fired boiler[J]. Journal of China Coal Society, 2022, 47(11): 3860-3869.



移动阅读

face. For the above problems, numerical simulation of the 660 MW front and rear wall-hedged coal-fired boilers is carried out by Fluent, and the coupled heat transfer model inside and outside the tube of the platen superheater is established. The sequential calculation method according to the flow direction of the steam in the tube is proposed, and the coupled calculation of heat transfer between the flue gas side and the steam side is realized based on UDF. Meanwhile, the influence of different swirl angles of the external secondary air on the heat transfer of the platen superheater is studied, which requires the heat transfer and wall temperature characteristics of the platen superheater considering both the flue gas side and the steam side. From the results, it can be concluded that the relative error of the outlet wall temperature at the No.22 tube of the platen superheater is within 4% of the test values. The swirl angle of the external secondary air increases from 15° to 60° , the rigidity of the pulverized coal flow is weakened, the combustion is not violent, the ignition of the pulverized coal is delayed, and the flame surface of the furnace is raised. And the temperature distribution of the platen superheater changes from "high at both ends and low in the middle" to "low at both ends and high in the middle". When the swirl angle is 45° and 60° , the maximum wall temperature of the platen superheater is 945 K and 965 K respectively, which exceeds the maximum allowable temperature of the heating surface material. However, when the swirl angle is 15° and 30° , the maximum wall temperature of the platen superheater is less than the maximum allowable temperature of the heating surface material. The better external swirl angle should be $15^\circ\text{--}30^\circ$.

Key words: coal-fired boiler; platen superheater; wall temperature; numerical simulation; coupling calculation

煤炭在我国能源结构中一直占有很大的比重, 2020 年我国能源消费中煤炭的占比仍达到 56.8%^[1], 煤炭作为我国基础能源的地位, 在一段时间内无法改变。随着“双碳”目标的提出, 我国能源结构正在逐步低碳化, 一方面需要提升传统煤炭的利用效率^[2], 另一方面要增加可再生能源的比例。因此, 我国燃煤火电机组也不断朝着大容量、高参数发展以提升煤炭利用效率; 与此同时, 燃煤火电机组也被迫全面参与深度调峰, 以便更多的消纳可再生能源。燃煤火电机组蒸汽参数的不断提高以及频繁的深度调峰, 使得大型燃煤锅炉的安全、稳定运行面临着更大的挑战, 而其中由于热偏差而导致的管壁超温问题尤其重要^[3-4]。因此, 对于大型燃煤锅炉受热面热偏差和壁温的预测以及控制提出了更高的要求。

燃煤锅炉受热面的热偏差和壁温分布是受到烟气侧和工质侧共同影响的结果, 主要包括烟气温度分布、烟气流场、工质在管屏间的分配和工质温度分布等。国内外学者常采用数值模拟的方法对热偏差和壁温进行预测, 为了简化计算过程, 锅炉受热面常设定为均匀壁温^[5-7]、均匀工质温度^[8]、均匀热流密度^[9]、或将受热面简化为多孔介质^[10-12], 这些方法都忽略了烟气侧和工质侧相互耦合的影响关系。近年来, 考虑将烟气侧与工质侧的流动传热过程进行耦合计算成为主要的研究方法。俞聪等^[13-14]利用 Fluent 和 MATLAB 对四角切圆锅炉建立了炉内燃烧和高温受热面管内工质流动的耦合模型, 详细阐述了烟气和蒸汽的流动耦合传热过程, 能够较为准确地得到受热

面的温度分布。金东昊等^[15]采用类似的方法利用 Fluent 和 Flownex 软件对 600 MW 墙式对冲锅炉的屏式过热器建立了耦合模型, 研究发现低负荷下的屏式过热器管壁超温更显著。目前, 控制锅炉受热面热偏差和壁温的主要方法分为 2 类: 改变炉膛燃烧方式和优化高温受热面布置。前者是通过优化燃烧使炉膛出口处烟温分布趋于均匀, 主要方法有改变各次风比例^[16-17]、改变燃烧器和燃尽风喷口的布置方式^[18-19]等。后者是在现有的炉膛出口烟温分布下, 重新布置高温受热面, 例如将超温管屏布置在烟温较低处^[20]、根据烟温分布调节管屏流量分布^[21-22]等。

为更加准确的预测大型燃煤锅炉的受热面热偏差及壁温分布特性, 需同时考虑烟气侧和工质侧的耦合关系。因此, 笔者以某 660 MW 前后墙旋流对冲煤粉锅炉为对象开展数值模拟, 并基于 Fluent 自带的 UDF 程序建立了屏式过热器管内、外的耦合传热模型, 采用按管内工质流动方向的顺序计算方法, 实现了烟气侧与工质侧的传热耦合计算。同时, 研究了不同外二次风旋流角度对锅炉屏式过热器热偏差及壁温分布的影响, 研究结果对相同类型的锅炉燃烧优化具有借鉴意义。

1 锅炉概况

研究对象为一台 660 MW 的 DG2150/25.4-II 6 型前后墙旋流对冲锅炉。炉膛宽度为 22.16 m, 炉膛深度为 15.46 m, 炉膛高度为 62.00 m。前后墙燃烧器 (DBC-OPCC) 分 3 层布置, 每层 6 个, 共计 36 个燃

烧器;前后墙燃烧器上方布置一层燃尽风喷口,共计 12 个;前后墙燃尽风与最上层燃烧器之间各存在 2 个侧燃尽风口,共计 4 个,锅炉几何结构和主要参数如图 1 和表 1 所示。燃烧器结构如图 2 所示。锅炉主要运行参数见表 2,煤质参数及低位热值($Q_{net,ar}$)见表 3。

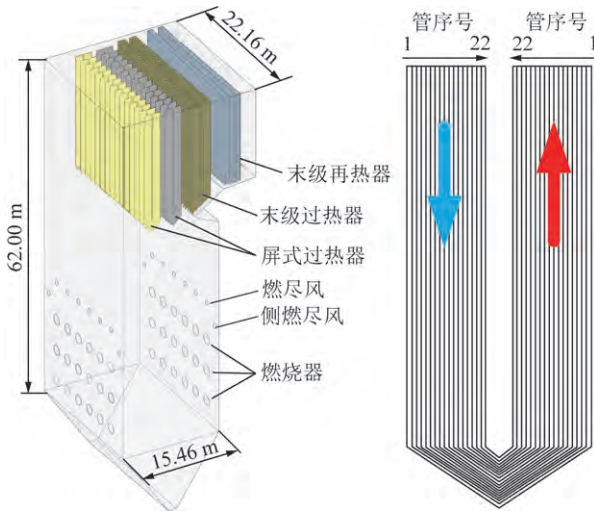


图 1 锅炉结构以及屏式过热器布置示意

Fig.1 Schematic of the boiler structure and the arrangement of the platen superheater

表 1 锅炉几何结构参数

Table 1 Boiler geometry parameters

结构参数	数值
炉膛宽度/m	22.16
炉膛深度/m	15.46
炉膛高度/m	62.00
燃烧器数量/个	36
燃尽风喷口数量/个	16
屏式过热器数量/个	30
末级过热器数量/个	35

表 3 煤质分析

Table 3 Proximate and ultimate analysis of the coal

元素分析/%						工业分析/%			$Q_{net,ar}$ (MJ · kg ⁻¹)
C _{ar}	H _{ar}	O _{ar}	N _{ar}	S _{ar}	M _{ar}	A _{ar}	V _{ar}	FC _{ar}	
58.86	3.76	8.43	0.56	1.03	7.70	19.66	34.73	47.41	22.83

格,整个炉膛的网格间距为 0.15~0.40 m,依次对冷灰斗区域、燃烧器区域、屏式过热器区域、末级过热器区域、末级再热器区域划分网格。由于燃烧器区域、屏式过热器、高温过热器区域为主要的燃烧反应和传热计算区域,故对该区域的网格进行加密处理,经网格无关性验证,采用 135 万多面体网格,炉膛网格划分如图 3 所示。

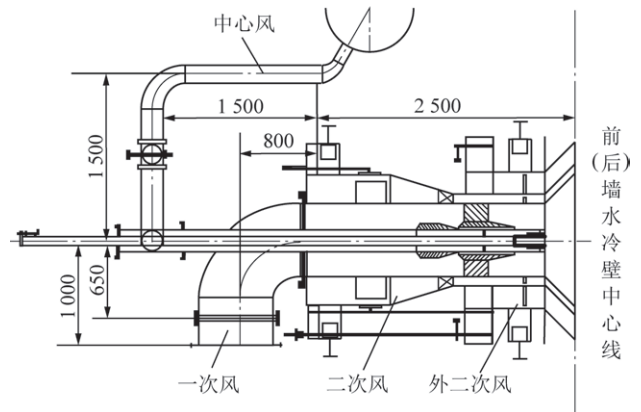


图 2 燃烧器结构示意图

Fig.2 Schematic of the burners

表 2 锅炉主要运行参数

Table 2 Main boiler operating data

参数	数值
主蒸汽质量流量/(t · h ⁻¹)	2 150
主蒸汽压力/MPa	25.4
主蒸汽温度/K	844
给水温度/K	553
再热蒸汽质量流量/(t · h ⁻¹)	1 804.7
再热蒸汽进、出口压力/MPa	4.43(进), 4.20(出)
再热蒸汽进、出口温度/K	589(进), 842(出)

锅炉的屏式过热器分为前分隔屏过热器和后分隔屏过热器,沿炉宽方向各 15 片屏,共计 30 片管屏,各管屏之间的距离为 1 370 mm。每片管屏由 22 根并联管圈组成,管圈外径为 52.5 mm,管壁厚度为 7.5 mm,如图 1 所示。

2 数值模拟方法和模型介绍

2.1 网格划分

网格划分采用精度高、收敛速度快的多面体网

2.2 燃烧模型设置

锅炉炉膛内煤粉的燃烧过程非常复杂,涉及湍流流动、化学反应、传热传质等多个方面。本研究中,湍流模型选择带旋流修正的 Realize $k-\epsilon$;燃烧模型采用非预混模型,煤质分析结果见表 3;辐射传热模型选择 P1 模型;挥发分析出模型选择 CPD 模型;焦炭燃烧模型选择动力学-扩散模型,反应速率参数为

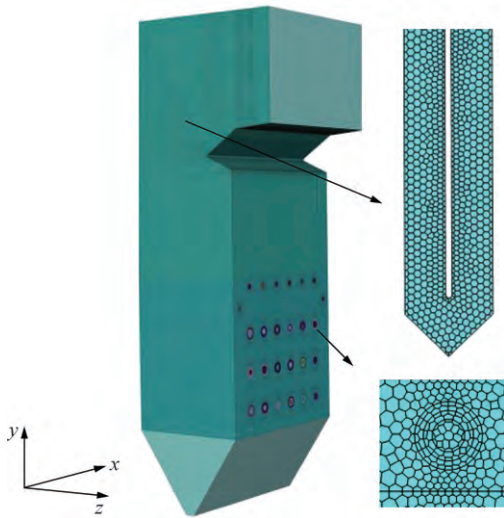


图 3 炉膛网格划分

Fig.3 Mesh generation of the boiler

0.2 kg/(m² · s · MPa) 和 79 kJ/mol;气固两相流动模型选择拉格朗日随机轨道模型。煤粉颗粒直径按照 Rosin-Rammler 方法分布,平均粒径为 50 μm,均匀性指数为 1.15。

边界条件设置:一次风、内二次风、外二次风、燃尽风均为质量流量入口,具体参数见表 4;屏式过热器、末级过热器使用平面代替,初始时设置均匀温度计算,从前到后依次为 718,768,818 K;末级再热器由于数量较多,采用多孔介质进行计算;出口为压力出口,设置为-80 Pa。

表 4 计算工况运行参数

Table 4 Operating parameters of calculation conditions

项目	风温/K	风速/ (m · s ⁻¹)	风量/ (t · h ⁻¹)	风率/ %
一次风	603	17.8	531.4	21.6
内二次风	621	15.8	218.6	8.9
外二次风	621	38.8	1 314.2	53.5
燃尽风	621	28.2	393.0	16.0

2.3 受热面计算区域划分以及传热模型

首先需要在屏式过热器划分计算区域,且计算区域的计算方向与蒸汽流动方向一致,本研究将过热器的平面划分为多个正方形的计算区域,每片管屏上 3~4 根管划分为一个计算区域,共计 6 个计算区域,如图 4 所示。以计算区域正中心的坐标代表该计算区域的位置,通过式(1),(2)进行计算区域坐标的移动。

$$x_i = x_{i-1} + \Delta x \sin \theta \quad (1)$$

$$y_i = y_{i-1} + \Delta y \cos \theta \quad (2)$$

式中, x_{i-1} 和 x_i 分别为第 $i-1$ 个和第 i 个计算区域的中心横坐标,m; y_{i-1} 和 y_i 分别为第 $i-1$ 个和第 i 个计算区域的中心纵坐标,m; Δx 和 Δy 分别为横坐标和纵坐标的变化量,m; θ 为计算区域中过热蒸汽的流出方向与 y 轴正向的夹角。

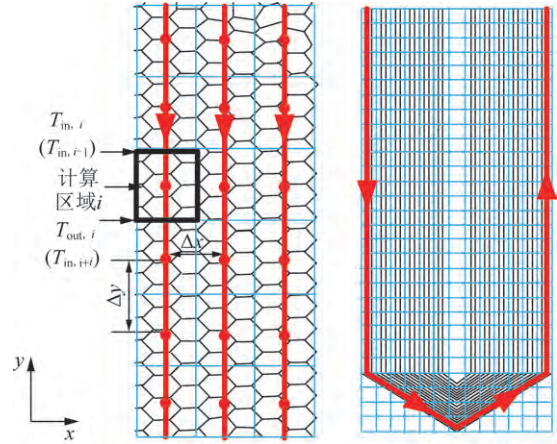


图 4 屏式过热器计算区域划分

Fig.4 Schematic of calculation area division

在确定计算区域中心坐标后,通过式(3)~(5),确定该区域的范围,可根据实际的计算资源进行调节。

$$x_{i,L} = x_i - \Delta x/2 \quad (3)$$

$$x_{i,R} = x_i + \Delta x/2 \quad (4)$$

$$y_{i,down} = y_i - \Delta y/2 \quad (5)$$

$$y_{i,up} = y_i + \Delta y/2 \quad (6)$$

式中,下标 L,R,down,up 分别为计算区域的左边界、右边界、下边界、上边界。

同时,屏式过热器中的蒸汽需满足质量守恒、动量守恒、能量守恒(图 5),计算公式为

$$m_1 = m_2 = \dots = m_i \quad (7)$$

$$p_i = p_{i-1} - \frac{m^2}{A^2} \left(\frac{1}{\rho_i} - \frac{1}{\rho_{i-1}} \right) - \frac{f_i m^2}{2\rho A^2 d} \Delta y \quad (8)$$

$$T_{in,i+1} = T_{out,i} = T_{in,i} + \frac{K_i S_i (T_{G,i} - T_{in,i})}{m c_{p,i}} \quad (9)$$

$$i = 2, 3, \dots, n \quad (10)$$

式中,下标 i ,in,out,G 分别为第 i 个计算区域、计算区域进口、计算区域出口、烟气; m 为过热蒸汽质量流量,kg/s; p 为压力,Pa; A 为管子横截面积,m²; ρ 为密度,kg/m³; f 为摩擦因数; d 为管子内径,m; Δy 为计算区域 i 和 $i-1$ 的纵坐标距离,m; T 为温度,K; K 为总传热系数,W/(m² · K); S 为计算区域管子外表面积,m²; c_p 为定压比热容,kJ/(kg · K)。

为了求解能量方程,需得到屏式过热器对流换热量和辐射换热量。因此,分别求得蒸汽对流换热量 $h_{f,i}$,烟气对流换热量 $h_{G,i}$,过热器壁面辐射换

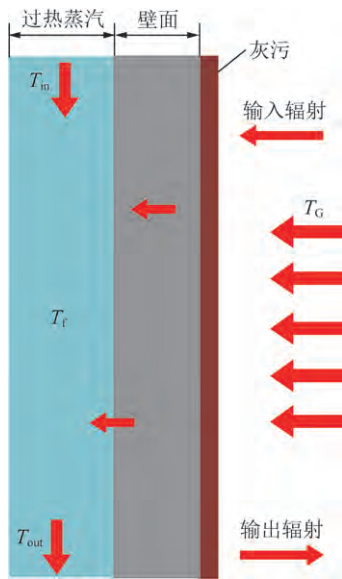


图 5 热平衡示意

Fig.5 Heat balance of the platen superheater

热系数 α_i , 依次为

$$h_{f,i} = \frac{Nu_{f,i} \lambda_{f,i}}{d} = \frac{0.023 Re_{f,i}^{0.8} Pr_{f,i}^{0.4} \lambda_{f,i}}{d} \quad (11)$$

$$h_{G,i} = \frac{Nu_{G,i} \lambda_{G,i}}{D} = \frac{0.268 Re_{G,i}^{0.63} Pr_{G,i}^{0.36} \lambda_{G,i}}{D} \quad (12)$$

$$\alpha_i = \varepsilon \sigma (T_{G,i} + T_{w,i}) (T_{G,i}^2 + T_{w,i}^2) \quad (13)$$

式中,下标 w,f 分别为管子壁面、管内工质; h 为对流换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; Nu 为努塞尔数; λ 为导热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; Re 为雷诺数; Pr 为普朗特数; D 为受热面管子外径, m ; α 为辐射换热系数, K^3 ; ε 为壁面与烟气的系统黑度; σ 为 Boltzmann 常数。

最终计算总换热系数 K_i , 再通过式(9)计算出第 $i-1$ 区域的出口温度 $T_{out,i-1}$, 也即第 i 区域的进口温度 $T_{in,i}$; 然后对进出口温度取算术平均作为该区域的工质温度 $T_{f,i}$, 进而可计算得到外管壁温度 $T_{w,i}$, 即式(15), (16)。

$$K_i = \frac{1}{\frac{1}{h_{G,i}} + \frac{\delta_w}{\lambda_w} + \frac{1}{h_{f,i}} + \frac{1}{\alpha_i} + R} \quad (14)$$

$$T_{f,i} = (T_{in,i} + T_{out,i})/2 \quad (15)$$

$$T_{w,i} = \frac{K_i (T_{G,i} - T_{in,i})}{h_{f,i} + \lambda_w/\delta_w} + T_{f,i} \quad (16)$$

式中, δ 为壁面厚度, m ; R 为管外灰污层热阻, $m^2 \cdot K/W$ 。

2.4 耦合方法

在炉膛中, 过热器壁面的温度分布主要与烟气的温度分布以及并联管内的流动传热有关。因此, 为准确计算过热器受热面壁温, 需要准确得到管外烟气的

流动参数和管内过热蒸汽的流动参数, 具体方法如下:

(1) 在 Fluent 中, 将过热器的边界条件先设定为均匀壁温, 计算至流场收敛。

(2) 在 UDF 中, 首先需确定单元计算区域, 由于屏式过热器的网格为多边形, 若计算区域与网格完全一致, 计算量较大且较难实现。故本研究采用大于多边形的正方形计算区域, 并沿 x, y 方向等距分布, 如图 4 所示。然后改变单元计算区域中心坐标, 模拟实现屏式过热器中蒸汽的流动。

(3) 在第 1 个计算区域中, 假设入口流量分布是均匀的, 把屏过进口温度作为第 1 个计算区域的入口温度, 并假设第 1 次初始计算的壁面温度, 计算屏式过热器管内蒸汽的流动物性参数, 即可计算出管内对流换热系数; 读取该计算区域的对应网格中的烟气物性, 计算出管外对流换热系数和辐射换热系数; 最终计算出该计算区域的总换热量。通过能量守恒, 可得到管内蒸汽的温度变化, 即该单元计算区域的出口温度, 该温度作为下一个计算区域的入口温度。

(4) 在单元计算区域中, 将得到的出口温度与入口温度的平均值作为该计算区域的管内蒸汽温度, 写入蒸汽温度文件中。然后, 通过管内对流换热系数计算该区域的外管壁温度, 写入壁温文件中, 同时赋值给 Fluent 中的过热器网格壁温, 计算下一个计算区域。

(5) 循环计算步骤 2~4, 直至屏式过热器出口, 然后继续计算燃烧模型。

由于计算量较大, 以 100 步迭代计算一次。当计算至 n 步后, 屏式过热器出口蒸汽温度偏差不超过 1 K, 即认为达到平衡, 停止计算。

整个烟气侧和蒸汽侧传热耦合的计算流程如图 6 所示。

2.5 准确性验证

利用以上模型经初步计算, 得到屏式过热器各管屏的出口温度, 与实测(旋流角度 45°) 的各管屏 22 号管子的测量值进行比较, 结果如图 7 所示。从图 7 可以看出, 测量结果与模拟结果的趋势吻合较好, 实测值和模拟值的最大温度差为 28 K, 相对误差小于 4%。

表 5 为模拟结果与现场测量结果的出口参数对比。现场测量的参数为满负荷运行时的炉膛出口烟温和炉膛出口氧量。由表 5 可以看出, 出口参数的相对误差均小于 6%, 模拟计算结果在可接受范围内。

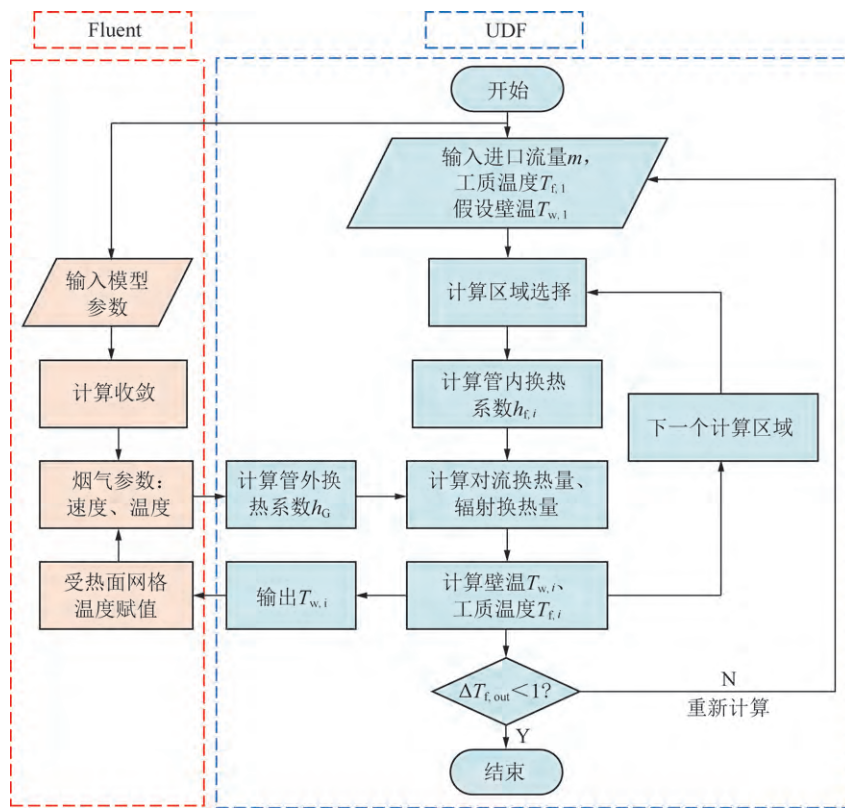


图 6 烟气侧和蒸汽侧传热耦合流程

Fig.6 Coupling flow of heat transfer on flue gas and steam

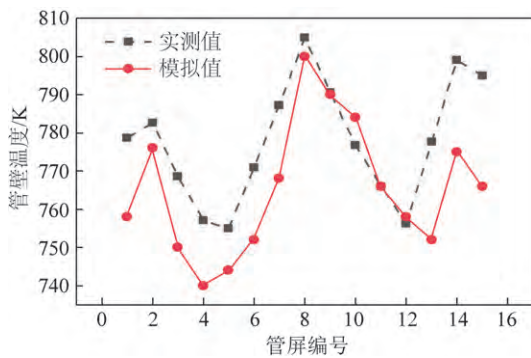


图 7 屏式过热器管壁温度实测值和模拟值对比

Fig.7 Comparison between test and simulation values of the tube wall temperature of the platen superheater

表 5 试验结果与模拟结果对比

Table 5 Comparison of test and simulation results

项目	出口烟温/K	出口氧量(体积分数)/%
实测值	1 078	3.12
模拟值	1 099	3.29
相对误差/%	1.9	5.4

3 模拟结果与分析

在前后墙旋流对冲锅炉中,旋流燃烧器的旋流角度是影响煤粉燃烧及燃尽的重要因素,旋流角度的改

变会显著影响炉膛的烟温分布,进而影响锅炉受热面的传热特性^[23-24]。基于此,笔者重点研究了前后墙两侧燃烧器外二次风旋流角度的变化(15°~60°)对屏式过热器传热及壁温分布特性的影响(内二次风旋流角度为0°,不做调节),旋流角度的改变通过改变燃烧器3个流动方向(径向、轴向、切向)的值实现。

3.1 不同旋流角度对炉膛温度分布的影响

不同外二次风旋流角度下炉膛截面的温度分布如图8所示,可以看出,当旋流角度为15°时,旋流角度较小,气流刚性较强,主要向轴向运动,燃烧较为充分。随着旋流角度的增大,气流径向运动增强,轴向运动刚性减弱,并在轴向反向气流的作用下,使燃烧高温区向前后墙扩散,逐渐充满整个炉膛。当旋流角度为60°时,在压力差的作用下,旋流向径向严重扩散,导致炉膛高温区向燃烧器出口和水冷壁靠近,容易发生结渣且存在安全隐患^[25]。

同时,随着外二次风的旋流角度的增加,炉膛火焰温度略有提升,炉膛火焰高度也略有提高。分析认为这是由于高旋流角度下,燃烧区底部的煤粉扰动较弱,煤粉燃烧不剧烈,外二次风延迟与煤粉气流的混合,燃烧区上移,又由于上层燃烧器和燃尽风中氧量进入炉膛,使煤粉气流剧烈燃烧,温度上升。

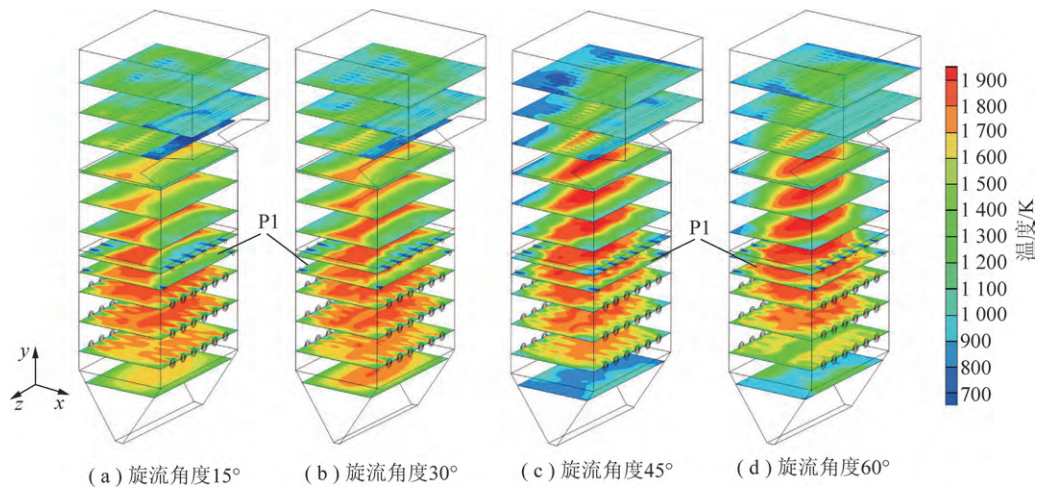


图 8 不同外二次风旋流角度下炉膛截面温度分布

Fig.8 Temperature distributions of boiler under different external secondary air swirl angles

3.2 不同旋流角度对受热面热负荷分布的影响

图 9 为不同旋流角度下屏式过热器的热流密度分布。由图 9 可知,屏式过热器底部热流密度较高,主要受到复杂烟温的影响,因此与烟温分布基本一致^[26]。同时,对比不同外二次风旋流角度的结果,当旋流角度为 15°和 30°时,热流密度分布呈现“两端高,中间低”的趋势;当旋流角度增大到 45°时,热流密度分布呈现“两端低,中间高”的趋势,且随着旋流角度的继续增加,该趋势略有加剧。观察图 8 中 P1

处,炉膛截面火焰由“两边宽、中间窄”的沙漏型随旋流角度增大变为“两边窄、中间低”的球形。分析认为,旋流角度较小时,气流刚性较强,在侧燃尽风区域,轴向运动的燃尽风与上升运动的煤粉气流混合,2 者气流刚性相近,能够较好的混合,燃烧剧烈;但旋流角度变大后,炉膛高度方向上的烟气运动较为缓慢,与刚性较强的侧燃尽风难以混合,侧燃尽风对烟气的降温作用较强,且燃烧不剧烈,故该处温度相对较低。

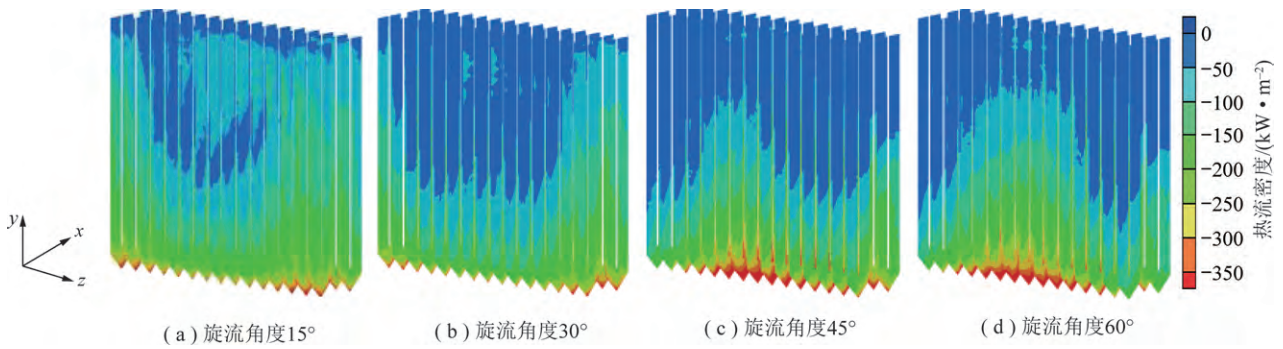


图 9 不同外二次风旋流角度下屏式过热器热流密度分布

Fig.9 Heat flux distributions of platen superheater under different external secondary air swirl angles

3.3 不同旋流角度对受热面温度分布的影响

图 10 为不同旋流角度下受热面的温度分布。可以发现,受热面的高温区域与受热面的高热流密度区域基本一致。由式(16)可知,壁温主要受到热流密度、管内工质温度、管内对流换热系数、管子本身物性参数共同影响。由于受热面底部的热流密度远高于受热面出口,故底部的壁面温度相对较大。对比不同的外二次风旋流角度,随着旋流角度的增大,受热面的温度分布与热流密度分布呈现相同变化趋势,由“两端高、中间低”向“两端低、中间高”

变化。

图 11 为不同外二次风旋流角度屏式过热器每片管屏底部的最高管壁温度。当旋流角度为 15°和 30°时,屏式过热器的最高管壁温度出现在两端,分别为 905,918 K;当旋流角度为 45°和 60°时,屏式过热器的最高管壁温度出现在中部,分别为 945,965 K。而屏式过热器材料为 SA-213TP347H,最大的允许管壁温度为 923 K,故旋流角度过大时,管壁存在超温危险,当旋流角度在 30°以下时,屏式过热器的管壁温度分布较为安全。

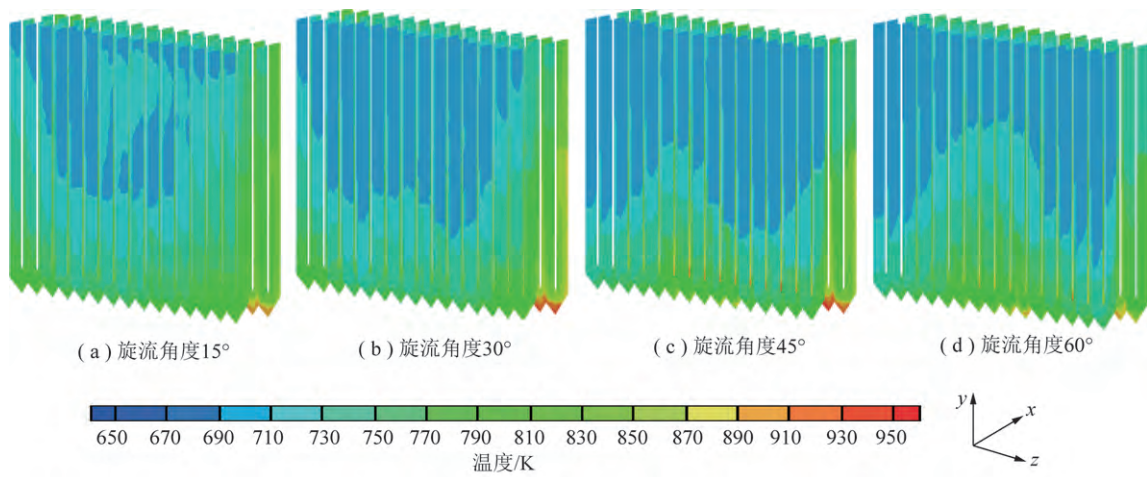


图 10 不同外二次风旋流角度下屏式过热器温度分布

Fig.10 Temperature distributions of platen superheater under different external secondary air swirl angles

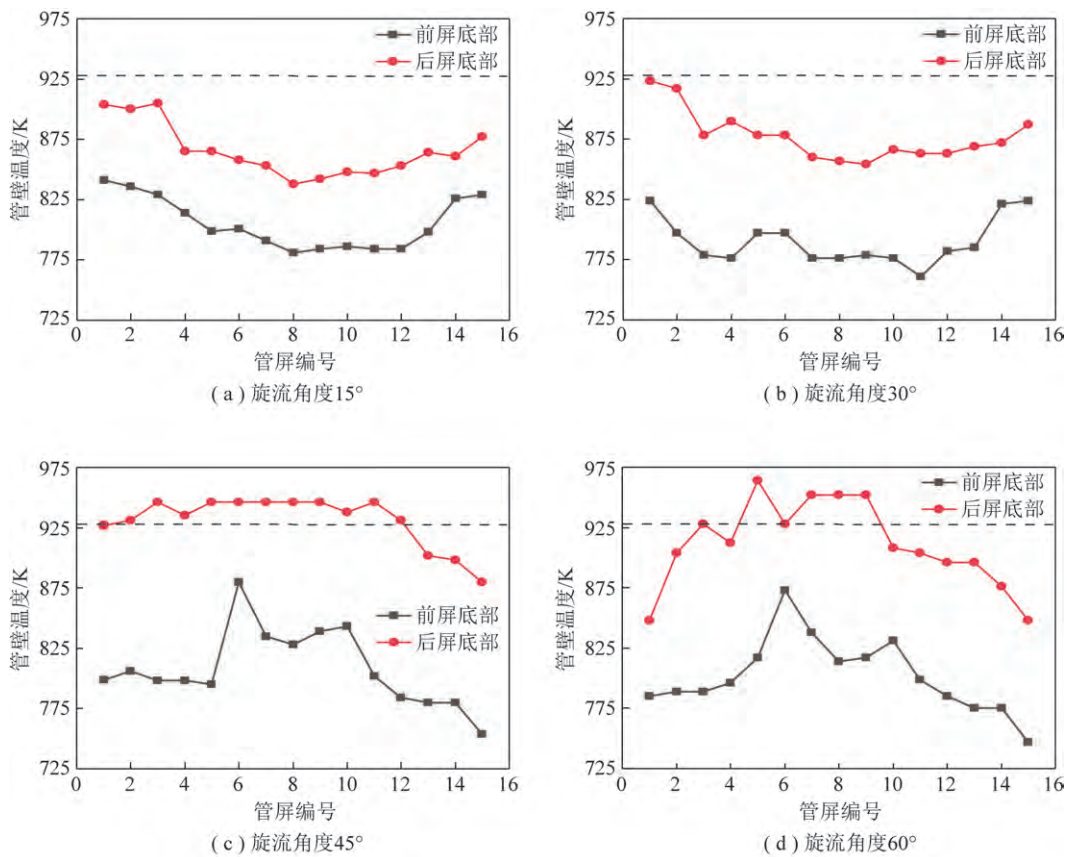


图 11 不同外二次风旋流角度下前屏底部和后屏底部温度分布

Fig.11 Temperature distributions of the bottom of front platen and rear platen under different external secondary air swirl angles

图 12 为屏式过热器后屏出口壁温分布。对于不同管屏,出口壁温分布主要受到受热面热流密度的影响,且是温度累积的结果,故温度分布趋势与热流密度分布趋势一致,低旋流角度时“两端高、中间低”,高旋流角度时“两端低、中间高”。不同旋流角度下,

屏式过热器出口壁温最大值与最小值相差 60~80 K,存在较大的不均匀性。

对同一管屏,由于外圈管子长度较长,吸热量大,大部分外部管圈的壁温略大于内部管圈的壁温。

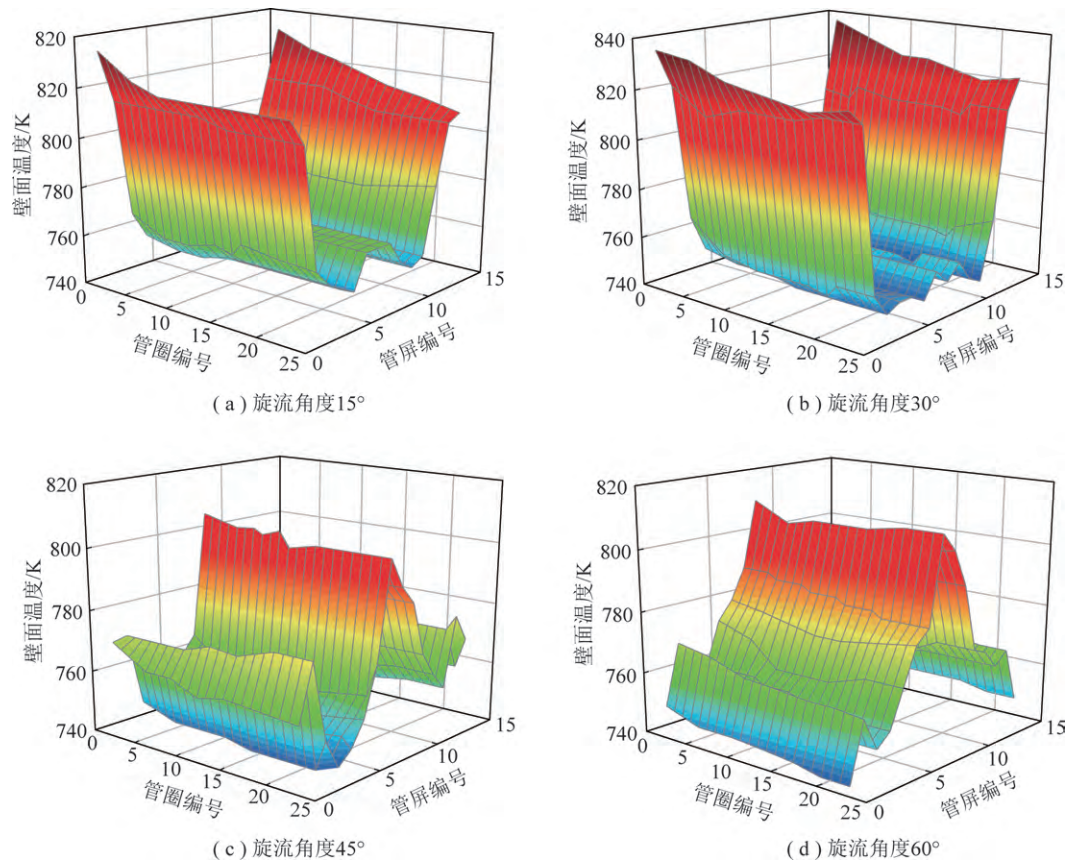


图12 不同外二次风旋流角度下后屏过热器的出口壁温分布

Fig.12 Temperature distributions of the outlet of rear platen superheater under different external secondary air swirl angles

4 结 论

(1)屏式过热器底部靠近炉膛火焰,热流密度较高,管壁温也较高。随外二次风旋流角度增大,屏式过热器的热流密度分布由“两端高、中间低”逐渐变为“两边低、中间高”,屏式过热器的温度分布也与热流密度分布基本一致。

(2)屏式过热器的高温区域主要出现在后屏过热器底部,且当旋流角度为 45° 和 60° 时,屏式过热器最高温度超过材料最大允许温度 923 K ;而当旋流角度为 15° 和 30° 时,屏式过热器的最大温度小于最大允许温度。故在保证运行安全的情况下,最佳旋流角度为 $15^\circ\sim 30^\circ$ 。

(3)本文建立的计算模型综合考虑了烟气侧和工质侧耦合作用对锅炉受热面传热的影响,能够准确的获得屏式过热器壁温分布特性,判断管壁超温的风险位置,为同类型锅炉的受热面设计和材料选择、壁温预警以及锅炉燃烧优化提供了参考。

参考文献 (References):

[1] 国家发展改革委.“十四五”现代能源体系规划[R/OL].(2022-01-29)[2022-10-28].http://zfxxgk.nea.gov.cn/2022-01/29/c_1310524241.htm.

- [2] 王诗啸. 电站锅炉高温受热面壁温在线监测系统研究[D]. 保定:华北电力大学,2018.
WANG Shixiao. Thesis for the master degree online monitoring system of high temperature heating surface wall temperature of power station[D]. Baoding:North China Electric Power University,2018.
- [3] 喻聪,司风琪,熊尾,等.电站锅炉低氮燃烧与高温受热面换热的联合模拟及分析[J].中国电机工程学报,2019,39(13):3842-3851.
YU Cong, SI Fengqi, XIONG Wei, et al. Coupled simulation and analysis of low NO_x combustion and high-temperature surfaces heat transfer for a utility boiler[J]. Proceedings of the CSEE,2019,39(13):3842-3851.
- [4] 李应保,王东风.超临界塔式切圆锅炉燃烧优化方案的仿真分析[J].系统仿真学报,2017,29(9):1930-1937.
LI Yingbao, WANG Dongfeng. Simulation analysis of combustion optimization scheme for ultra supercritical wall arrangement tangential circle boiler[J]. Journal of System Simulation,2017,29(9):1930-1937.
- [5] WU Xiaofeng, FAN Weidong, LIU Yacheng, et al. Numerical simulation research on the unique thermal deviation in a 1 000 MW tower type boiler[J]. Energy,2019,173:1006-1020.
- [6] MADEJSKI P. Numerical study of a large-scale pulverized coal-fired boiler operation using CFD modeling based on the probability density function method [J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 145: 352-363.

- [7] TAN Peng, FANG Qingyan, ZHAO Sinan, et al. Causes and mitigation of gas temperature deviation in tangentially fired tower-type boilers[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 139: 135–143.
- [8] LAUBSCHER R, ROUSSEAU P. Coupled simulation and validation of a utility-scale pulverized coal-fired boiler radiant final-stage superheater[J]. Thermal Science and Engineering Progress, 2020, 18: 100512.
- [9] ZHENG Shu, LUO Zixue, DENG Yanxiang, et al. Development of a distributed parameter model for the evaporation system in a supercritical W-shaped boiler[J]. Applied Thermal Engineering, 2014; 62(1): 123–32.
- [10] PARK H Y, BAEK S H, KIM Y J, et al. Numerical and experimental investigations on the gas temperature deviation in a large scale, advanced low NO_x , tangentially fired pulverized coal boiler[J]. Fuel, 2013, 104: 641–646.
- [11] 肖琨, 辛娜娜, 张建文. 燃烧设备对塔式锅炉受热面热偏差的影响[J]. 动力工程学报, 2019, 39(11): 865–869.
XIAO Kun, XIN Nana, ZHANG Jianwen. Influence of burner design on thermal deviation of tower boiler heating surfaces[J]. Journal of Chinese Society Power Engineering, 2019, 39(11): 865–869.
- [12] SCHUHBAUER C, ANGERER M, SPLIETHOFF H, et al. Coupled simulation of a tangentially fired coal fired 700 °C boiler[J]. Fuel, 2014, 122: 149–163.
- [13] 喻聪, 司凤琪, 李敏, 等. 基于燃烧与水动力耦合模型的锅炉蒸汽管超温特性研究[J]. 热能动力工程, 2021, 36(8): 92–98.
YU Cong, SI Fengqi, LI Min, et al. Study on over temperature of boiler steam tube base on coupling model of combustion and hydrodynamic[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(8): 92–98.
- [14] YU Cong, XIONG Wei, MA Huan, et al. Numerical investigation of combustion optimization in a tangential firing boiler considering steam tube overheating[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 154: 87–101.
- [15] 金东吴, 刘欣, 张效源, 等. 燃煤锅炉屏式过热器壁温耦合计算方法[J/OL]. 中国电机工程学报: 1–13 [2022–10–27]. <https://doi.org/10.13334/j.0258-8013.pcsee.212259>.
JIN Donghao, LIU Xin, ZHANG Xiaoyuan, et al. A coupled model for predicting the tube temperature of platen superheater of coal-fired boiler[J/OL]. Proceedings of the CSEE: 1–13 [2022–10–27]. <https://doi.org/10.13334/j.0258-8013.pcsee.212259>.
- [16] 钟伟. 600 MW 超临界旋流对冲锅炉降低热偏差燃烧调整[J]. 发电设备, 2020, 34(4): 292–296.
ZHONG Wei. Combustion adjustment for reducing the thermal deviation in a 600 MW supercritical swirl opposed boiler[J]. Power Equipment, 2020, 34(4): 292–296.
- [17] 丁士发, 杨凯铤. 超临界锅炉高温受热面屏间热偏差在线优化研究[J]. 动力工程学报, 2011, 31(4): 243–247.
DING Shifa, YANG Kaixuan. Online optimization on thermal deviation of high-temperature heat pipe panels for a supercritical boiler[J]. Journal of Chinese Society Power Engineering, 2011, 31(4): 243–247.
- [18] 刘辉, 曹庆喜, 韩冰, 等. 燃烧器布置对 1 000 MW 锅炉热偏差的影响[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2016, 48(7): 112–117.
- LIU Hui, CAO Qingxi, HAN Bing, et al. Effects of the burner arrangement on thermal deviation of 1 000 MW boiler[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2016, 48(7): 112–117.
- [19] 孙俊威, 葛铭, 戴维葆, 等. 燃烧优化对超临界锅炉热偏差影响的试验研究[J]. 热能动力工程, 2020, 35(7): 109–113.
SUN Junwei, GE Ming, DAI Weibao, et al. Experimental study on the effect of combustion adjustment on thermal deviation of supercritical boiler[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(7): 109–113.
- [20] 昌永发, 郭鹏飞, 房新. 660 MW 超超临界二次再热机组高效灵活塔式锅炉热偏差全过程管控实践[J]. 锅炉技术, 2020, 51(4): 20–24.
CHANG Yongfa, GUO Pengfei, FANG Xin. Whole process management and control of thermal deviation of 660 MW high-efficiency and flexible ultra supercritical double-reheat cycle tower boiler[J]. Boiler Technology, 2020, 51(4): 20–24.
- [21] 金鑫, 马有福, 吕俊复. 135 MW CFB 锅炉 L 形屏式过热器热偏差分析[J]. 动力工程学报, 2020, 40(3): 177–184.
JIN Xin, MA Youfu, LÜ Junfu. Analysis of thermal deviation in L-type platen superheaters of a 135 MW CFB boiler[J]. Journal of Chinese Society Power Engineering, 2020, 40(3): 177–184.
- [22] 马有福, 牛芳芳, 吕俊复, 等. 基于集箱效应控制 CFB 锅炉汽冷屏热偏差研究[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2021, 52(12): 4454–4463.
MA Youfu, NIU Fangfang, LÜ Junfu, et al. Study of controlling thermal deviation in platen superheaters of a CFB boiler by utilizing header effect[J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2021, 52(12): 4454–4463.
- [23] 毛睿, 李源, 任利明, 等. 600 MW 旋流对冲锅炉燃烧器燃尽特性及其优化数值模拟研究[J/OL]. 洁净煤技术: 1–10 [2022–10–27]. <https://kns.cnki.net/kcms/detail/11.3676.TD.20210826.1657.002.html>.
MAO Rui, LI Yuan, REN Liming, et al. Numerical study on burner burnout characteristics and optimization in a 600 MW swirling opposed boiler[J/OL]. Clean Coal Technology: 1–10 [2022–10–27]. <https://kns.cnki.net/kcms/detail/11.3676.TD.20210826.1657.002.html>.
- [24] 苏伟. 旋流燃烧器叶片角度对 W 火焰锅炉炉内流动的影响[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2010.
SU Wei. Influence of vane angle on flow of a down-fired boiler with swirl burners[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2010.
- [25] 刘森. 600 MW 前后墙旋流对冲锅炉燃烧优化数值模拟[D]. 武汉: 华中科技大学, 2019.
LIU Sen. Numerical simulation of combustion optimization for a 600 MW swirl-opposed firing boiler[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2019.
- [26] 沈云羿, 杨茉, 徐洪涛, 等. 塔式锅炉炉膛烟气侧热偏差机理的数值研究[J]. 工程热物理学报, 2015, 36(10): 2178–2182.
SHEN Yunyi, YANG Mo, XU Hongtao, et al. Investigation of the forming mechanism of flue gas side heat deviation and improvement measures in the boiler furnace with a symmetrical structure[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2015, 36(10): 2178–2182.