

DOI: 10.19666/j.rlfed.202212250

# 风率分配对 660 MW 机组褐煤锅炉 煤粉燃烧性能影响的数值研究

刁保圣<sup>1</sup>, 彭彬彬<sup>2</sup>, 李子祥<sup>3</sup>, 王亚军<sup>2</sup>, 陈臻<sup>1</sup>

(1. 国家能源集团泰州发电有限公司, 江苏 泰州 225327;

2. 中国电力工程顾问集团华东电力设计院有限公司, 上海 200063;

3. 上海交通大学机械与动力工程学院, 上海 200240)

**[摘要]** 以 660 MW 机组墙式切圆锅炉为对象, 采用数值模拟方式研究了风率分配对煤粉锅炉炉内燃烧、受热面传热及 NO<sub>x</sub> 转化特性的影响规律。结果表明: 在固定的燃尽风率下, 一次风率的增大使得煤粉燃烧性能呈现先明显恶化而后有所改善的“V 字型”变化趋势; 一次风率升高将导致燃烧初期生成较多燃料型 NO<sub>x</sub>, 并导致炉膛出口 NO<sub>x</sub> 排放增大; 燃尽风率不会改变燃烧性能随一次风率的变化规律, 但其升高将导致煤粉燃烧性能显著恶化的临界一次风率下降; 风率分配变化带来的一、二次风射流动量的变化是影响锅炉性能的主要因素, 二者动量接近时将导致炉内燃烧性能显著恶化。据此, 在锅炉实际运行中应尽量避免一次风率的大幅升高, 若必须提高一次风率, 则应适当降低燃尽风率来减轻一次风率升高后带来的锅炉性能的恶化。

**[关键词]** 燃尽风率; 主燃区; 一、二次风率; 燃烧特性; 褐煤锅炉

**[引用本文格式]** 刁保圣, 彭彬彬, 李子祥, 等. 风率分配对 660 MW 机组褐煤锅炉煤粉燃烧性能影响的数值研究[J]. 热力发电, 2023, 52(9): 195-204. DIAO Baosheng, PENG Binbin, LI Zixiang, et al. Numerical investigation on effects of air distribution ratio on coal combustion performance in a 660 MW lignite-fired boiler[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(9): 195-204.

## Numerical investigation on effects of air distribution ratio on coal combustion performance in a 660 MW lignite-fired boiler

DIAO Baosheng<sup>1</sup>, PENG Binbin<sup>2</sup>, LI Zixiang<sup>3</sup>, WANG Yajun<sup>2</sup>, CHEN Zhen<sup>1</sup>

(1. Taizhou Power Generation Co., Ltd., CHN ENERGY Investment Group, Taizhou 225327, China;

2. East China Electric Power Design Institute Co., Ltd., China Power Engineering Consulting (Group) Corporation, Shanghai 200063, China;

3. School of Mechanical and Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

**Abstract:** Taking a 660 MW wall-tangentially fired boiler as the research object, the effects of air distribution ratio on the characteristics of in-furnace coal combustion and heat transfer processes and NO<sub>x</sub> transformation were numerically investigated. Results show that under the fixed SOFA ratio, the increase of primary air ratio makes the overall boiler performance changes in V type that deteriorates evidently at first and then gets improved somewhat. The increased in primary air ratio leads to the generation of more fuel-NO<sub>x</sub> at the initial combustion stage, which thus increases the final NO<sub>x</sub> emission at the furnace exit. SOFA ratio does not change the variation trend of combustion performance along with the primary air ratio, but its increase leads to the decrease of the critical primary air ratio at which coal combustion performance deteriorates significantly. The variation of primary and secondary airflow momentums caused by the air distribution ratio is the main factor affecting the overall boiler performance, and coal combustion performance deteriorates significantly when their momentums are too close. Based on this, the large increase in the primary air ratio should be avoided during the practical boiler operation process. If it is inevitable, the SOFA ratio should be decreased to alleviate the deterioration of boiler performance caused by the increased primary air ratio.

**Key words:** SOFA ratio; main combustion region; primary and secondary air ratio; combustion characteristics; lignite-fired boiler

随着我国经济的快速发展, 电力需求将继续大幅增加。据统计, 2021 年国内发电总量达到

8 534.3 TW·h, 较 1990 年增长了 12.7 倍<sup>[1]</sup>。鉴于我国以煤为主的资源禀赋, 燃煤火电一直是电力供应

修回日期: 2022-12-29

第一作者简介: 刁保圣 (1972), 男, 高级工程师, 主要研究方向为火力发电生产管理及技术创新, boiler617@126.com。

的主力军,其发电量占国内发电总量的60%以上<sup>[2]</sup>。但燃煤发电过程带来诸多问题,如大量排放的氮氧化物( $\text{NO}_x$ )已成为我国空气污染的重要来源。

为满足 $\text{NO}_x \leq 50 \text{ mg/m}^3$ (标准状态, $\text{O}_2$ 体积分数6%)的超净排放标准,国内燃煤机组普遍采用炉后烟气脱硝的方式降低 $\text{NO}_x$ 排放。然而,目前常用的选择性非催化还原(selected non-catalytic reaction, SNCR)和选择性催化还原(selected catalytic reaction, SCR)烟气脱硝方式均存在着氨逃逸风险<sup>[3]</sup>,且其脱硝效率及成本取决于 $\text{NO}_x$ 的初始排放体积分数。因此,炉内低 $\text{NO}_x$ 燃烧技术被大量采用,如低 $\text{NO}_x$ 燃烧器、烟气再循环、空气分级技术等<sup>[4-5]</sup>。其中,空气分级技术因系统简单、 $\text{NO}_x$ 减排效果明显而被广泛使用。该技术中,部分二次风被上移到燃尽区,从而在主燃区创造出富燃贫氧的燃烧条件,进而降低燃料型 $\text{NO}_x$ 的生成<sup>[6]</sup>。但燃尽风的引入导致主燃区二次风量减少,并影响此处一、二次风射流的组织。

优质煤短缺使得低质褐煤被更多地用于燃煤发电过程。由于褐煤含水率较高(25%~70%)<sup>[7-8]</sup>,褐煤机组常出现制粉系统干燥出力不足的问题,因而不少电厂采用提高一次风率的方式来增大进入磨煤机中的一次风量及其携带的热量,用以维持制粉系统的干燥出力。但这导致主燃区一、二次风率分配偏离设计工况,破坏了炉内设计良好的射流组织方式,进而影响煤粉燃烧过程<sup>[9]</sup>。如某660 MW

机组褐煤锅炉燃用含水率高达38%的褐煤时,其一次风率被迫提升至45%以上,但仍存在燃烧温度偏低、燃烧效率下降、 $\text{NO}_x$ 排放偏高等问题。

空气分级的引入降低了锅炉主燃区的二次风量,燃用高水分褐煤时大幅提高的一次风率又进一步减少了入炉的二次风量,这无疑加剧了主燃区一、二次风比例的失调并将导致空气动力场紊乱,最终引起锅炉综合性能的下降。为明确燃尽风及一、二次风率分配对切圆锅炉炉内煤粉燃烧、传热及 $\text{NO}_x$ 转化特性的影响,本文将以某660 MW机组褐煤锅炉为对象开展数值模拟研究,以期为实际锅炉中的风率设计及其运行调节提供指导。

## 1 研究对象及方法

### 1.1 660 MW 机组墙式切圆褐煤锅炉简介

研究对象为一台 $\Pi$ 型布置的超临界660 MW机组褐煤锅炉,具体结构如图1所示。炉膛高68.5 m,主燃区横截面尺寸为20.0 m $\times$ 20.3 m。锅炉采用切圆燃烧方式,主燃区四侧炉壁上设有6层煤粉燃烧器和9层二次风喷口,均匀地分成3个燃烧器组,各组内煤粉燃烧器与二次风喷口间隔布置。主燃区上方3.5 m处设有4层角式燃尽风喷口,喷口轴线与炉壁呈48°安装。炉顶安装有2组悬挂屏式过热器和1组末级过热器。为简化计算,模拟过程中忽略悬挂受热面的真实管束结构而将其简化为双面受热平板<sup>[10]</sup>。

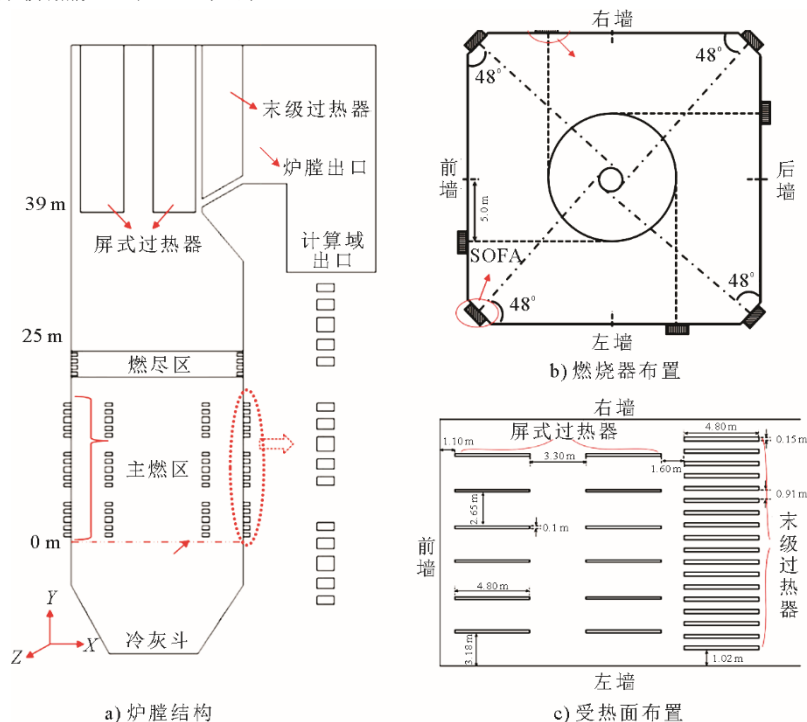


图1 炉膛结构、燃烧器及受热面布置示意

Fig.1 Schematic of boiler structure and the arrangement of burners and heating surfaces

1.2 实际燃用煤种特性

锅炉设计褐煤含水率约 33%，而实际燃用褐煤

水分高达 38%。本文模拟中采用的褐煤参数与实际燃煤一致，具体见表 1。

表 1 实际燃用高水分褐煤参数  
Tab.1 Properties of lignite with high moisture content

工业分析 $w_{ar}/\%$				元素分析 $w_{daf}/\%$					$Q_{net,ar}/(MJ \cdot kg^{-1})$
水分	灰分	挥发分	固定碳	C	H	O	N	S	
38.00	16.86	20.37	24.77	75.17	5.45	16.64	0.95	1.79	12.12

锅炉采用热风送粉，磨煤机中研磨干燥后的煤粉颗粒直接由热一次风携带送入炉膛。煤粉粒径分布可由 Rosin-Rammler 模型<sup>[11]</sup>拟合，粒径最大值、最小值、平均值及其分布数分别为 1 100  $\mu m$ 、10  $\mu m$ 、90  $\mu m$ 、1.13。

由于所研究褐煤水分较高，模拟时若采用传统经验燃料流方法定义煤种特性将无法有效考虑燃烧环境中大量水分的影响<sup>[12]</sup>。因此，本文将采用简化煤种组分方法定义煤种特性，实际煤种对应的简化煤种组分及其质量分数见表 2，其中 C<s>表示焦炭，而挥发分则包含一次挥发分及二次挥发分。

表 2 实际燃用高水分褐煤简化煤种组分及质量分数  
Tab.2 Contents of simplified coal components of high moisture lignite practically used

单位:  $w\%$

简化挥发分组分						液态水	焦炭
CH <sub>4</sub>	HCN	H <sub>2</sub>	CO	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O(g)	H <sub>2</sub> O(l)	C<s>
1.329	0.232	2.336	6.152	4.103	3.034	45.706	37.108

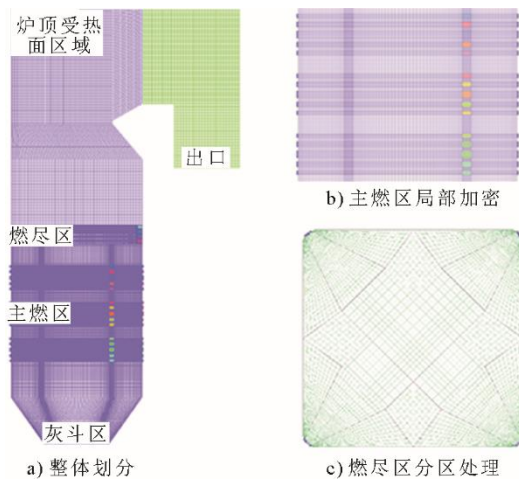


图 2 计算域网格划分方式  
Fig.2 Grid generation scheme of the simulation domain

2 数值模型及研究工况

2.1 通用数值模型

本文选用 ANSYS FLUENT 软件模拟褐煤锅炉

1.3 网格划分方式

褐煤锅炉尺寸较大，需合理划分网格才能以较小的计算代价获得可靠的模拟结果。图 2 为计算域网格划分方式。在流动及燃烧参数变化剧烈的主燃区及燃尽区附近加密网格以提升计算精度，而在参数变化小的炉底灰斗区和炉顶受热面区域采用稀疏网格降低网格总量。角式燃尽风射流入炉时的预期流动方向与炉壁夹角近乎 45°，若继续采用主燃区垂直于壁面的网格划分方式将带来较大的伪扩散效应<sup>[13]</sup>。因此，本文对燃尽区网格进行特殊分区处理（图 2c），以使得此处网格线走向与燃尽风预期流向相近。

内复杂的煤粉燃烧过程。由于炉内煤粉燃烧涉及到高度耦合的流动、燃烧、传热、污染物生成等过程，需要选择适当的子模型才能准确反映炉内真实情况。本文所选子模型见表 3，具体的模型及模型参数介绍可参见文献[14]。

2.2 煤中水分的特殊考虑方法

通常有 2 种方式定义煤种参数：一是给出煤的详细化学组成；二是给出煤的无灰基元素组成（经验燃料流方法）。由于煤的化学结构极其复杂，难以给出其详细化学组成，经验燃料流方法被广泛用于优质煤燃烧过程的模拟<sup>[18-19]</sup>。但该方法无法准确考虑高水分褐煤中大量水分蒸发对颗粒着火及燃烧过程的影响<sup>[12]</sup>。为此，本文采用简化煤种组分方法定义煤种特性，即给出简化后的主要煤种成分，并以 H<sub>2</sub>O(l)形式直接指定入炉煤中水分的存在形态。不少研究者<sup>[12,14]</sup>已成功利用该方法研究了不同燃烧条件下的褐煤锅炉性能。关于简化煤种组分方法的具体介绍及其参数计算过程可详见文献[20]。

2.3 NO<sub>x</sub> 生成/还原模型

NO<sub>x</sub> 生成/还原行为由后处理方式计算获得。本文只考虑了体积分数较高的热力型 NO<sub>x</sub> 及燃料型 NO<sub>x</sub>，而忽略了数量极少的快速型 NO<sub>x</sub>。热力型 NO<sub>x</sub> 由扩展的 Zeldovich 机理考虑<sup>[21]</sup>，其 NO<sub>x</sub> 生成速率取决于一系列显著依赖于温度的化学反应，反应中 [O]、[OH] 体积分数由局部平衡方法求得<sup>[22]</sup>；燃料型 NO<sub>x</sub> 由 De Soete 提出的全局模型考虑，其认为挥发

分氮以 HCN 及 NH<sub>3</sub> 等中间体形式释放，随后被氧化或还原，而焦炭氮则直接转化为 NO<sup>[23]</sup>。本文设定 HCN 与 NH<sub>3</sub> 的体积分数为 0.9:0.1，且仅有 90% 的焦炭氮转化为 NO，以考虑焦炭的不完全燃尽<sup>[24]</sup>。此外，还考虑了已生成 NO<sub>x</sub> 的还原过程，其与还原性气态组分的均相还原过程由局部平衡方式计算，而焦炭表面的 NO<sub>x</sub> 异相还原过程由 Levy 等提出的模型考虑<sup>[25]</sup>。

表 3 本文选用的数值模型  
Tab.3 Simulation models used in this work

项目	所选模型	模型数学描述
气相	RANS 方程	$\partial(\rho u_i \phi) / \partial x_i = \partial(\Gamma_\phi \partial \phi / \partial x_i) / \partial x_i + S_\phi$
颗粒相	牛顿第二定律	$d\bar{u}_p / dt = (3\mu C_D Re / 4\rho_p d_p^2)(\bar{u} - \bar{u}_p) + \bar{g}(\rho_p - \rho) / \rho_p Re = \rho d_p  \bar{u}_p - \bar{u}  / \mu$
脱挥发分	两相竞速模型 <sup>[15]</sup>	$\frac{m_v(t)}{(1-f_{v,0})m_{p,0} - m_a} = \int_0^t (a_1 \mathfrak{R}_1 + a_2 \mathfrak{R}_2) \exp\left(-\int_0^t (\mathfrak{R}_1 + \mathfrak{R}_2) dt\right) dt$
气相燃烧	混合分数-PDF <sup>[15]</sup>	$f = (Z_i - Z_{i,ox}) / (Z_{i,fuel} - Z_{i,ox}) \bar{\phi}_i = \int_0^1 \phi_i(f, \bar{H}) p(f) df$
焦炭燃烧	扩散/动力限制模型 <sup>[16]</sup>	$D_0 = 2.53 \times 10^{-7} \times [(T_p + T_\infty) / 2]^{-0.75} / d_p \mathfrak{R} = C_2 e^{-E/RT_p}$ $dm_p / dt = -\pi d_p^2 (\rho RT_\infty Y_{ox} / M_{w,ox}) [D_0 \mathfrak{R} / (D_0 + \mathfrak{R})]$
辐射传热	P-1 模型 <sup>[6]</sup>	$q_r = -\nabla G / [3(\sigma + \delta_s) - C\sigma_s]$
气相发射率	WSGGM <sup>[17]</sup>	$\varepsilon = \sum_{i=0}^j a_{s,i}(T)(1 - e^{-\kappa_i p s}) a_{s,i} = \sum_{j=0}^j b_{s,i,j} T^{j-1}$

2.4 工况设置及边界条件

本文设计了表 4 所示的 9 组燃烧工况，其燃尽风率分别为 0.15、0.20（设计值）、0.25，且各燃尽风率下均设有 3 组不同一、二次风率分配的工况。由于实际锅炉中燃烧器喷口面积固定，一、二次风率变化将导致其风速相应变化。该锅炉设有 4 层燃尽风，在燃尽风率较低时可关闭部分燃尽风喷口，因此燃尽风率为 0.15 时燃尽风速度仍为 48.1 m/s，而燃尽风率为 0.25 时燃尽风速度增大为 60.1 m/s。

模拟过程中采用了 3 种边界条件。速度入口条件用于各燃烧器、二次风及燃尽风喷口截面，用以指定入炉空气及煤粉的速度、温度、流量等信息。定温壁面边界条件用于水冷壁、屏式过热器及末级过热器等受热面，以设定炉内换热过程信息。炉膛出口采用压力出口条件，给定出口处的烟气温度及压力，并允许烟气的回流。表 5 给出了各工况下相同的操作参数及边界条件设置。

表 4 研究工况参数设置  
Tab.4 Parameter settings of the simulated cases

工况	燃尽风率	一次风率	二次风率	一次风速/(m·s <sup>-1</sup> )	二次风速/(m·s <sup>-1</sup> )	一、二次风动量比
1	0.15	0.35	0.50	27.9	53.4	0.366
2		0.45	0.40	36.2	42.2	0.988
3		0.55	0.30	43.8	32.1	2.502
4	0.20	0.34	0.46	27.1	49.2	0.407
5		0.43	0.37	34.2	39.5	1.006
6		0.52	0.28	41.4	29.9	2.571
7	0.25	0.32	0.43	25.5	45.9	0.413
8		0.40	0.35	31.9	37.4	0.975
9		0.48	0.27	38.2	28.8	2.358

表 5 通用边界条件设置  
Tab.5 Shared settings of the simulated cases

项目	数值	项目	数值
过量空气系数	1.18	分隔屏过热器壁面温度/K	850
一次风及煤粉颗粒温度/K	338	末级过热器壁面温度/K	893
二次风及燃尽风温度/K	671	计算域出口温度/K	1 200
水冷壁壁面温度/K	750	计算域出口压力/Pa	-200

### 3 结果与分析

#### 3.1 模型验证

针对燃尽风率为 0.20 的实际运行工况，设计了 3 组网格数量分别为 228 万、453 万、681 万的网格系统进行网格无关性测试，并选取沿炉膛高度方向的截面平均流速、温度分布及炉膛四侧水冷壁受热面上平均热负荷强度分布作为网格质量的评价指标，计算结果如图 3 所示。由图 3 可知，网格数量从 228 万增加到 453 万时各参数均有较大改变，而网格数量继续增加到 681 万时各参数变化幅度很小。因此，可认为 453 万网格单元系统可产生与网格密度无关的数值结果，选取其进行后续模拟研究。

同时，为验证模型准确性，将 453 万网格单元系统下的模拟结果与锅炉运行数据进行对比，结果见表 6。

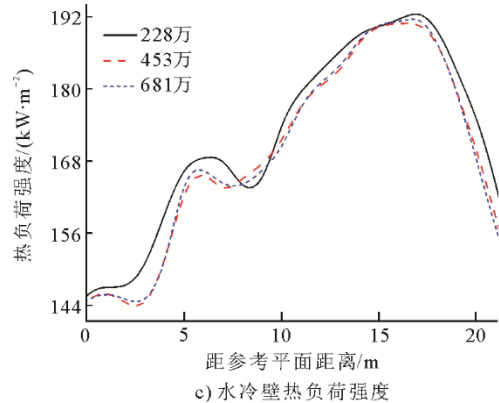
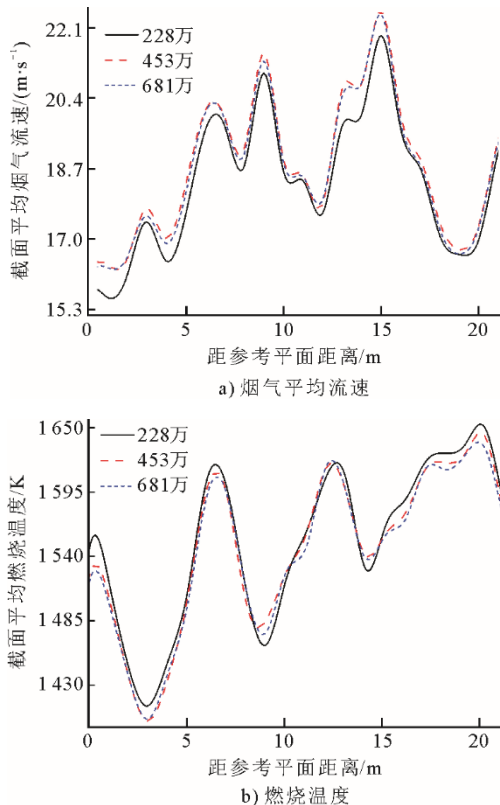


图 3 不同网格系统下主燃区速度、温度及传热强度比较  
Fig.3 Comparisons of velocity, temperature and heat flux intensity under different mesh systems

表 6 炉膛出口处烟气参数对比  
Tab.6 Comparison of flue gas parameters at the furnace exit

	温度/K	速度/(m·s <sup>-1</sup> )	$\varphi(\text{O}_2)/\%$	$\varphi(\text{CO}_2)/\%$
运行数据	1 237.10	11.20	4.70	18.72
模拟结果	1 212.40	10.70	4.92	18.85
误差/%	1.99	4.46	4.68	0.69

由表 6 可见，选取炉膛出口处（末级过热器后方）的烟气参数模拟值与电厂实际运行数据对比，发现各参数的模拟结果与参考数据的相对偏差均在 5.0% 以内。考虑到实际锅炉运行数据测量过程中的波动性，这一较小偏差足以证明本文所建立的数值模型可较为真实地反映褐煤锅炉炉内的流动、煤粉燃烧及受热面传热情况。

#### 3.2 一、二次风率分配对锅炉性能的影响

为满足制粉系统干燥出力而提高的一次风率是导致炉内空气动力组织变化的直接因素。下面将选取不同一次风率下性能参数的变化来分析一、二次风率分配对锅炉性能的影响。

##### 3.2.1 燃烧温度与受热面吸热量

图 4 给出了沿炉高方向的平均温度分布及各受热面吸热量的变化对一、二次风率分配对锅炉性能的总体影响。由图 4a)可知：由于主燃区煤粉燃烧器及二次风喷嘴分组布置，各工况下温度分布均存在明显的波峰与波谷；随一次风率升高，主燃区温度

水平整体呈先明显下降、而后有所回升的趋势，而燃尽区上方燃烧温度先略有上升、而后明显降低。这表明一次风率从 0.34 升高至 0.43 后，主燃区煤粉燃烧过程的放热量显著减少，而部分煤粉颗粒在燃尽区上方继续燃烧放热；当一次风率增大至 0.52 后，主燃区煤粉燃烧放热过程有所改善，但炉内整体燃烧温度水平仍低于一次风率为 0.34 的工况。图 4b) 中各受热面吸热量变化规律与燃烧温度一致。一次风率升高至 0.43 后，主燃区燃烧温度的下降使得四侧水冷壁吸热量大幅降低，而燃尽区上方温度的小幅升高导致屏式过热器和末级过热器吸热量有所增加。但由于水冷壁吸热量占主导地位，各受热面吸热总量仍明显下降。而当一次风率升高至 0.52 后，主燃区温度的回升使得水冷壁吸热量增加，但燃尽区温度的大幅下降使得悬挂受热面吸热量明显降低，炉内受热面总吸热量仍降低。

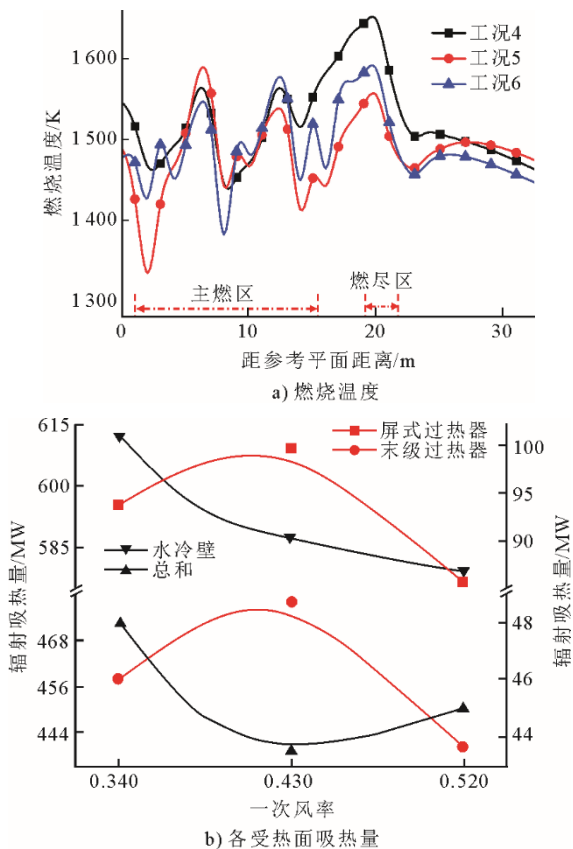
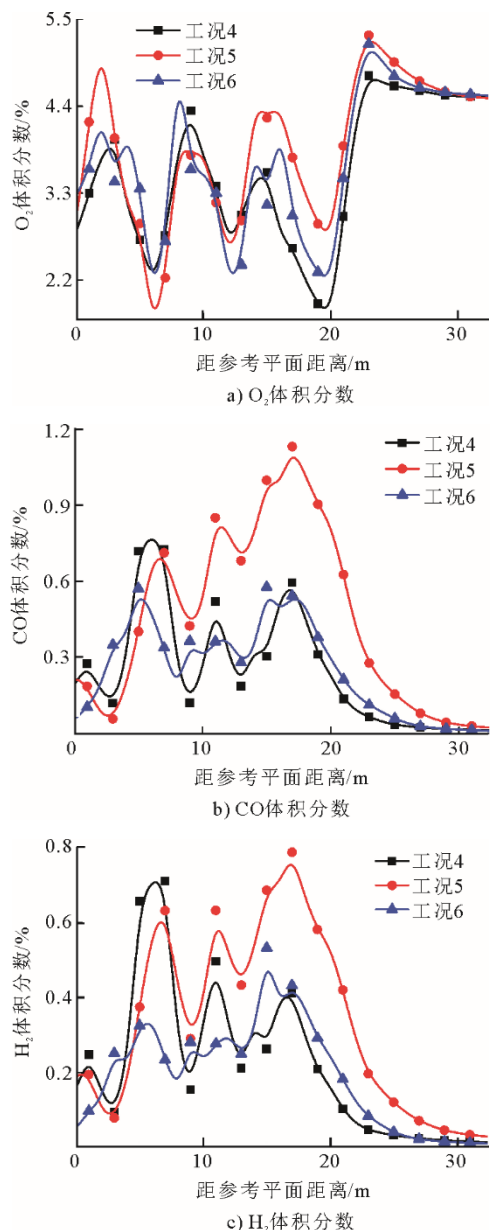


图 4 不同一次风率下炉内燃烧温度及受热面吸热量分布  
Fig.4 Distributions of combustion temperature and heat absorption amount under scenarios with various primary air ratios

### 3.2.2 烟气组分及未燃尽颗粒浓度

图 5 给出了不同一、二次风率分配下炉内烟气组分体积分数的分布。由图 5 可知，与工况 4 相比，

工况 5 中主燃区残余  $O_2$  体积分数增加而完全燃烧产物  $CO_2$  体积分数降低，且不完全燃烧产物  $CO$  和  $H_2$  体积分数升高。燃煤锅炉中  $CO$  源于煤粉的不充分燃烧过程，而  $H_2$  来自煤粉颗粒与水蒸气的气化反应，因而上述变化表明工况 5 中主燃区煤粉燃烧变差，且部分未燃尽颗粒与水蒸气发生了明显的气化反应。部分煤粉颗粒在燃尽区及其上方继续燃烧，并导致此处氧体积分数更快下降（图 5a）、而  $CO_2$  体积分数迅速回升（图 5d）。相比于工况 5，工况 6 中主燃区煤粉燃烧行为有所改善，未利用的  $O_2$  体积分数降低而  $CO_2$  体积分数有所回升，且不充分燃烧产物  $CO$  及  $H_2$  体积分数明显降低。同时，较少的煤粉颗粒在燃尽区上方燃烧，此处的氧体积分数降低幅度及  $CO_2$  体积分数升高幅度均有所减缓。



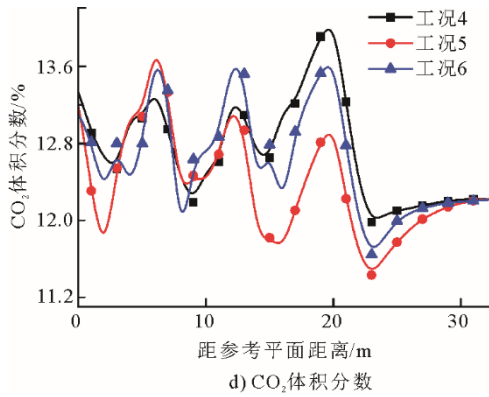


图5 不同一次风率下炉内烟气组分体积分数分布  
Fig.5 Distributions of volume fractions of flue gas components under scenarios with various primary air ratios

未燃尽煤粉颗粒质量浓度可表征燃烧过程的优劣,但一、二次风率不同导致主燃区燃烧空气的投入位置不同,主燃区各处煤粉质量浓度初始值不同,不易比较。图6给出了主燃区上方未燃尽煤粉颗粒质量浓度的截面平均值分布,可直接反映主燃区煤粉燃烧利用的充分程度。由图6可以看出,一次风率升高后主燃区未燃尽颗粒质量浓度先明显升高而后有所降低,但最终仍高于一次风率较小的工况4中。

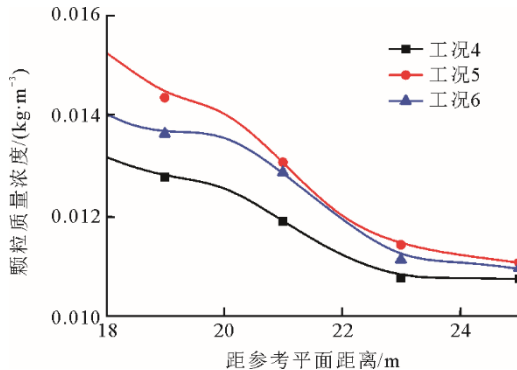


图6 不同一次风率下主燃区上方未燃尽颗粒质量浓度  
Fig.6 Unburnt particles concentration above SOFA region under scenarios with various primary air ratios

结合图4、图5和图6可知,一次风率的持续升高将导致炉内煤粉燃烧性能呈“V字型”变化。一次风率小幅升高(0.43)导致主燃区氧气和燃料利用率降低,煤粉燃烧反应变差而其气化反应增强,煤粉燃烧过程放热量减少,四侧水冷壁传热过程减弱。同时,部分未燃尽颗粒在燃尽风作用下迅速燃烧,放出部分热量并导致燃尽区上方温度升高和炉顶悬挂受热面吸热量增加。而一次风率的大幅升高(0.52)促进了主燃区煤粉燃烧过程,消耗了更多的氧气和燃料且放出更多的热量,水冷壁吸热量

有所增加。同时,燃尽区上方的煤粉后燃过程受到抑制,燃尽区上方温度及悬挂受热面吸热量均降低。

### 3.2.3 炉膛出口 NO<sub>x</sub> 排放

图7给出了不同一、二次风率分配工况下沿炉膛高度的NO<sub>x</sub>体积分数分布。通常,增大燃烧初期煤粉颗粒周围的氧体积分数将促进燃料型NO<sub>x</sub>的生成,因而一次风率的升高理应导致炉内NO<sub>x</sub>体积分数的增加。但从图7可知,一次风率持续升高过程中主燃区NO<sub>x</sub>体积分数先有所降低,而后显著升高。这是因为一次风率小幅升高后主燃区存在较多的还原性气体(CO和H<sub>2</sub>)和未燃尽颗粒,有利于还原煤粉燃烧初期已生成的NO<sub>x</sub>,因而工况5中主燃区的NO<sub>x</sub>体积分数不会显著增加。然而,燃尽区及其上方部分煤粉颗粒的后燃过程将产生一定量的NO<sub>x</sub>,且此处生成的NO<sub>x</sub>不易被还原,因而工况5中的NO<sub>x</sub>水平快速升高至高于工况4。工况6中主燃区还原性组分数大幅减少,不能有效还原燃烧初期大量生成的燃料型NO<sub>x</sub>,因而其主燃区NO<sub>x</sub>体积分数明显升高。就炉膛出口而言,一次风率的升高将导致NO<sub>x</sub>排放量增大,3个工况下炉膛出口的最终NO<sub>x</sub>排放体积分数分别为224.5×10<sup>-6</sup>、238.8×10<sup>-6</sup>、286.9×10<sup>-6</sup>。

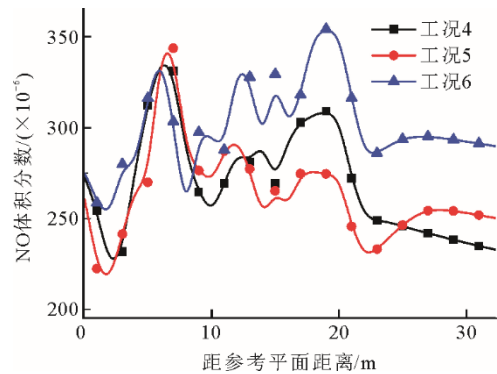


图7 不同一次风率下炉内NO<sub>x</sub>体积分数分布  
Fig.7 Distributions of NO<sub>x</sub> content under scenarios with various primary air ratios

### 3.3 燃尽风率对锅炉性能的影响

由上可知,主燃区一、二次风率分配的变化显著影响锅炉总体性能,而燃尽风率的变化将直接影响主燃区一、二次风率的分配。为此,本部分将探究燃尽风率变化对主燃区不同风率分配方式下锅炉性能的影响。

图8为燃尽风率为0.15和0.25时各一、二次风率分配工况下截面平均温度分布。由图8可以发现,在燃尽风率为0.15和0.25条件下,一次风率的持续

升高仍将导致燃烧温度呈“V字型”变化趋势。一次风率小幅升高后（工况2、工况8）主燃区温度明显降低，而一次风率继续大幅升高后（工况3、工况9）燃烧温度有所回升，但仍明显低于较小一次风率工况中（工况1、工况7），如图8a)中一次风率为0.35、0.45及0.55时对应的燃尽区下方（ $Y=0\sim 20\text{ m}$ ）平均温度分别为1523.7、1476.5、1493.9 K。

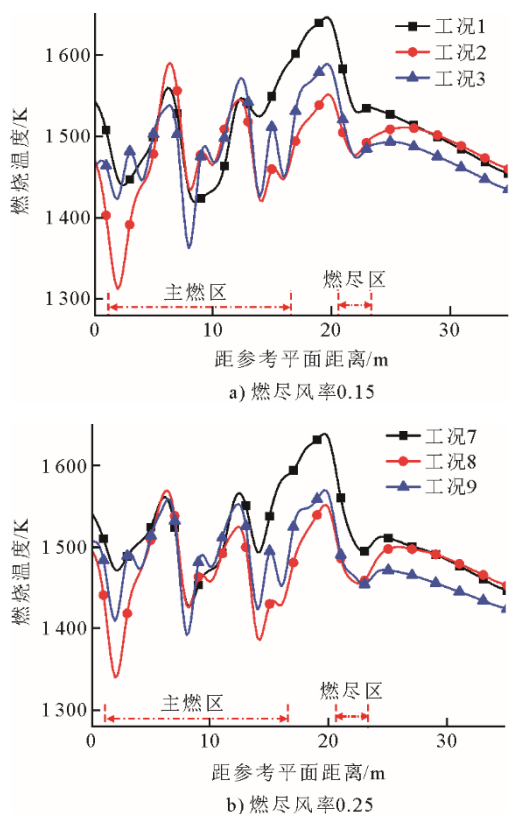


图8 不同燃尽风率下炉内燃烧温度及受热面热负荷分布  
Fig.8 Distributions of combustion temperature and heat transfer intensity under scenarios with various separated over-fire air ratio

不同燃尽风率下炉内各受热面吸热量变化见表7。

表7 不同燃尽风率下炉内各受热面吸热量变化  
Tab.7 Variation of heat absorption amounts on heating surfaces under scenarios with various separated over-fire air ratios

工况	燃尽风率	受热面辐射吸热量/MW			
		水冷壁	屏式过热器	末级过热器	总和
1	0.15	473.6	91.9	45.5	611.0
2		440.8	95.0	47.0	582.8
3		441.3	86.7	43.2	571.2
7	0.25	475.7	92.7	44.7	613.1
8		443.1	96.0	47.2	586.3
9		450.6	84.2	43.0	577.8

由表7可见：炉内各受热面吸热量变化与温度变化趋势高度吻合；工况2、工况8中主燃区温度的降低使得水冷壁吸热量明显下降，而燃尽区炉顶温度的上升则使得悬挂受热面吸热量增加；工况3、工况9中主燃区燃烧温度的回升使得水冷壁吸热量略有增加，而炉顶悬挂受热面吸热量相应降低。但就炉内各受热面吸热总量而言，一次风率的持续升高仍将导致炉内吸热总量的降低。

表8给出了不同燃尽风率下炉内燃尽区下方区域（ $Y=0\sim 20\text{ m}$ ）烟气组分参数的平均值。由表8可知，烟气组分体积分数仍随一次风率的持续升高而呈现“V字型”变化。结合燃烧温度及受热面吸热量变化趋势可知，燃尽风率变化并不会改变一次风率持续升高对炉内煤粉燃烧性能的“V字型”影响规律。

表8 各工况下燃尽区下方（ $Y=0\sim 20\text{ m}$ ）烟气参数平均值  
Tab.8 Averaged values of major combustion parameters below SOFA region ( $Y=0\sim 20\text{ m}$ ) under various cases

工况	燃尽风率	烟气组分体积分数/%				
		O <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	CO	H <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O
1	0.15	3.849	12.534	0.364	0.195	14.691
2		4.204	12.135	0.615	0.333	14.384
3		3.987	12.437	0.351	0.177	14.584
7	0.25	2.452	13.285	0.892	0.492	15.874
8		2.892	12.860	1.100	0.652	15.464
9		2.438	13.312	0.865	0.478	15.888

### 3.4 风率分配变化影响锅炉性能的机制

表4中给出的射流信息可用于明确风率分配变化影响锅炉性能的机制。煤粉燃烧过程中，动量差距大的一、二次风射流间可形成强弱射流，有利于射流的相互卷吸与物质交换<sup>[26]</sup>，从而促进一次风中未燃尽煤粉颗粒与二次风中氧气的混合。由表4可见：一次风率较小时（工况1、工况4、工况7），二次风动量明显高于一次风，有利于促进空气与煤粉的混合及随后的煤粉燃烧过程；一次风率小幅升高后（工况2、工况5、工况8），一次风率及其速度增大而二次风率及风速降低，使得一、二次风射流动量几乎相等，不利于风粉间的有效混合，因而煤粉燃烧性能显著恶化；而当一次风率大幅升高后（工况3、工况6、工况9），一次风动量明显高于二次风，二者之间重新形成强弱射流关系，一次风可有效卷吸二次风来补充煤粉继续燃烧所需的氧气，煤粉燃烧性能又有所改善。

然而,一次风率的大幅升高将导致一次风粉射流中煤粉颗粒浓度明显降低,且入炉初期煤粉颗粒周围存在大量温度较低的一次风。与此同时,体积流量较大的单股一次风粉射流着火所需热量较多,因而,较大一次风率下的煤粉颗粒着火及其后续燃烧过程均受到不利影响。所以,尽管一次风率大幅升高后(工况3、工况6、工况9)其一、二次风射流间的相互卷吸增强,但炉内煤粉燃烧性能仍不如较小一次风率条件下(工况1、工况4、工况7)。

进一步可知,尽管燃尽风率不会改变主燃区一次风率持续升高对煤粉燃烧性能的“V字型”影响规律,但将影响煤粉燃烧性能显著恶化对应的临界一次风率。燃尽风率的升高将导致临界一次风率下降,如燃尽风率为0.15、0.20及0.25时对应的临界一次风率分别为0.45、0.43和0.40。其原因在于燃尽风率的升高将导致主燃区二次风量减少,二次风初始动量也随之降低,因而达到一、二次风射流动量接近时所需的一次风率相应降低。

由上可知,燃尽风率的升高使得主燃区一、二次风率的可调节范围缩小,较高燃尽风率下小幅提升一次风率即可导致炉内煤粉燃烧性能显著恶化,这显然不利于燃煤锅炉的运行调整。因此,在实际锅炉运行中,若因某些因素(如煤种含水率升高)而不得不提高一次风率,则应相应地降低燃尽风率,以扩大主燃区一、二次风率的可调节范围,避免锅炉性能的明显下降。

## 4 结 论

基于建立的660 MW机组切圆锅炉燃烧模型,研究了风率分配对炉内煤粉燃烧、传热及 $\text{NO}_x$ 生成特性的影响规律,分析了其作用机制,所获主要结论如下。

1) 主燃区一、二次风率分配显著影响煤粉燃烧性能。随着一次风率持续升高,煤粉燃烧性能呈现先明显恶化而后有所改善的“V字型”变化规律。

2) 一次风率升高后颗粒周围存在更多氧气,燃烧初期将生成更多的燃料型 $\text{NO}_x$ ,并导致炉膛出口 $\text{NO}_x$ 排放量升高。

3) 燃尽风率不会改变一次风率升高对煤粉燃烧性能的“V字型”影响趋势,但将影响煤粉燃烧性能显著恶化的临界一次风率。燃尽风率越大,临界一次风率越小。

4) 不同一、二次风率分配导致的二者射流动量

的变化是影响煤粉燃烧性能的主要原因,二者动量过于接近时将导致煤粉燃烧性能显著恶化。

5) 煤粉锅炉运行中应避免提高一次风率,若不得不提高一次风率,则应合理降低燃尽风率,以避免一次风率升高后锅炉性能的显著恶化。

## [参 考 文 献]

- [1] BP statistical review of world energy 2022[R/OL]. (2022-06-28) [2022-10-28]. <https://www.bp.com/en/global/corporate/energy-economics/statistical-review-of-world-energy.html>.
- [2] 王月明,姚明宇,张一帆,等. 煤电的低碳化发展路径研究[J]. 热力发电, 2022, 51(1): 11-20.  
WANG Yueming, YAO Mingyu, ZHANG Yifan, et al. Study on low-carbon development path of coal-fired power generation[J]. Thermal power generation, 2022, 51(1): 11-20.
- [3] 辛胜伟,韩平,段彩丽,等. 300 MW 机组循环流化床锅炉选择性非催化还原系统模拟及优化研究[J]. 热力发电, 2021, 50(11): 122-129.  
XIN Shengwei, HAN Ping, DUAN Caili, et al. Simulation and optimization of SNCR system of 300 MW circulating fluidized bed boiler[J]. Thermal power generation, 2021, 50(11): 122-129.
- [4] WANG J C, FAN W D, LI Y, et al. The effect of air staged combustion on  $\text{NO}_x$  emissions in dried lignite combustion [J]. Energy, 2012, 37: 725-736.
- [5] HODŽIĆ N, KAZAGIĆ A, SMAJEVIĆ I. Influence of multiple air staging and reburning on  $\text{NO}_x$  emissions during co-firing of low rank brown coal with woody biomass and natural gas[J]. Applied energy, 2016, 168: 38-47.
- [6] 赵星海,白贵生. 墙式切圆锅炉分级富氧燃烧对  $\text{NO}_x$  生成量影响的数值模拟[J]. 热力发电, 2017, 46(5): 63-68.  
ZHAO Xinghai, BAI Guisheng. Numerical study on effect of staged oxy-fuel combustion on  $\text{NO}_x$  production in wall type tangentially fired boiler[J]. Thermal power generation, 2017, 46(5): 63-68.
- [7] SI C D, WU J J, WANG Y, et al. Drying of low-rank coals: a review of fluidized bed technologies[J]. Drying Technology, 2015, 33: 277-287.
- [8] RAO Z H, ZHAO Y M, HUANG C L, et al. Recent developments in drying and dewatering for low rank coals[J]. Progress in energy and combustion science, 2015, 46: 1-11.
- [9] JING J P, LI Z Q, ZHU Q Y, et al. Influence of primary air ratio on flow and combustion characteristics and  $\text{NO}_x$  emissions of a new swirl coal burner[J]. Energy, 2011, 36: 1206-1213.
- [10] HWANG M, KIN S, KIM G, et al. Simulation studies on direct ash recycling and reburning technology in a tangentially fired 500 MW pulverized coal boiler[J]. Fuel, 2013, 114: 78-87.
- [11] 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, LYU 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.

- [12] 刘敦禹. 600 MW 超超临界墙式切圆锅炉炉内燃烧过程数值模拟[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2010: 1.  
LIU Donyu. Numerical simulation of combustion processes in 600 MW ultra supercritical wall-tangentially fired boilers[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2010: 1.
- [13] 刘向军, 徐旭常. 采用不同网格比较伪扩散对四角切圆型炉膛流场计算的影响[J]. 燃烧科学与技术, 1997(2): 113-119.  
LIU Xiangjun, XU Xuchang. Comparison of the influence of pseudo diffusion on the numerical simulation of flow field in a tangential firing furnace with different grid systems[J]. Journal of combustion science and technology, 1997(2): 113-119.
- [14] LI Z X, MIAO Z Q, ZHOU Y, et al. Influence of increased primary air ratio on boiler performance in a 660 MW brown coal boiler[J]. Energy 2018, 152: 804-817.
- [15] 陈勤根, 林闽城, 项群杨, 等. 超超临界机组锅炉贴壁风系统的数值模拟及工程验证[J]. 热能动力工程, 2022, 37(10): 112-121.  
CHEN Qingen, LIN Mincheng, XIANG Qunyang, et al. Numerical simulation and practical verification of near-wall air system for an ultra-supercritical boiler[J]. Journal of engineering for thermal energy and power, 2022, 37(10): 112-121.
- [16] 张小桃, 段佛元, 黄勇, 等. 660 MW 机组燃煤锅炉耦合生物质气再燃数值模拟[J]. 热力发电, 2020, 49(3): 38-44.  
ZHANG Xiaotao, DUAN Foyuan, HUANG Yong, et al. Numerical simulation on biomass gas re-burning in a 660 MW coal-fired boiler[J]. Thermal power generation, 2020, 49(3): 38-44.
- [17] SMITH T F, SHEN Z F, FRIEDMAN J N. Evaluation of coefficients for the weighted sum of gray gases model[J]. Journal of Heat Transfer, 1982, 104(4): 602-608.
- [18] CHOI C, KIM C. Numerical investigation on the flow, combustion and NO<sub>x</sub> emission characteristics in a 500 MWe tangentially fired pulverized-coal boiler[J]. Fuel, 2009, 88: 1720-1731.
- [19] FANG Q Y, WANG H J, WEI Y, et al. Numerical simulations of the slagging characteristics in a down-fired, pulverized-coal boiler furnace[J]. Fuel Processing Technology, 2010, 91: 88-96.
- [20] LI Z X, MIAO Z Q, SHEN X S. Combined effects of water content and primary air volume on performance of lignite-fired boiler[J]. Fuel, 2019, 244: 580-591.
- [21] HANSON R, SALIMIAN S. Survey of rate constants in N/H/O systems[C]//WILLIAM C. Cardiner, Jr. Combustion chemistry. New York: Springer, New York; 1984:361-421.
- [22] DÍEZ L, CORTES C, PALLARES J. Numerical investigation of NO<sub>x</sub> emissions from a tangentially-fired utility boiler under conventional and overfire air operation[J]. Fuel, 2008, 87: 1259-1269.
- [23] SOETE G G D. Overall reaction rates of NO and N<sub>2</sub> formation from fuel nitrogen[J]. Symposium on Combustion, 1975, 15(1): 1093-1102.
- [24] DU Y B, WANG C A, LYU Q, et al. CFD investigation on combustion and NO<sub>x</sub> emission characteristics in a 600 MW wall-fired boiler under high temperature and strong reducing atmosphere[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 126: 407-418.
- [25] LEVY J M, CHAN L K, SAROFIM A F, et al. NO/char reactions at pulverized coal flame conditions[J]. Symposium on Combustion, 1981, 18: 111-120.
- [26] 缪正清. 组合射流与集管内流动的数学物理模型研究[D]. 西安: 西安交通大学, 2005: 1.  
MIAO Zhengqing. Study on mathematical and physical models of the combined jet and flow in the header[D]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2005: 1.

(责任编辑 邓玲惠)

## 广告目次

上海凯泉泵业(集团)有限公司.....	封三
南京苏夏工程设计有限公司.....	后彩插 1
上海冠龙阀门机械有限公司.....	后彩插 2
浙江顺豪科技有限公司.....	后彩插 3
西安热工研究院有限公司.....	后彩插 4—7
隔而固(青岛)振动控制有限公司.....	后彩插 8