

330 MW 旋流对冲锅炉低负荷运行的 低 NO_x 燃烧优化

刘文华¹, 杨 莱²

(1. 上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093; 2. 上海电力股份有限公司, 上海 200010)

摘要: 以某热电厂一台 330 MW 旋流对冲燃煤锅炉为研究对象, 通过数值模拟分析了锅炉在 150 MW 低负荷运行、不同配风比下炉内的流动、传热及 NO_x 排放情况。结果表明, 当二次风配比和燃尽风率增大时, NO_x 的生成趋势并不呈线性变化, 而是存在一个最低点, 可得到一个 NO_x 排放值最低的最佳配风方式。为了验证该最佳工况的优化效果及实际运行的可行性, 又将数值研究中的 3 个典型工况进行了现场实验。实验结果表明: 与原运行工况相比, 采用最佳配风方式的实际炉膛出口 NO_x 浓度下降 20%, 锅炉效率提高 0.41%。该配风优化方案经济可行, 为同类型工程问题提供了优化思路。

关键词: 旋流对冲锅炉; 数值模拟; 燃烧优化; NO_x 排放; 锅炉效率; 实验验证

中图分类号: TK 123 **文献标志码:** A

Low NO_x combustion optimization in a 330 MW swirling opposed-fired boiler at low load operation

LIU Wenhua¹, YANG Mo²

(1. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China;
2. Shanghai Electric Power Co., Ltd., Shanghai 200010, China)

Abstract: Using a 330 MW opposed-fired pulverized coal boiler at a thermal power plant as research object, numerical analysis was conducted on the flow, heat transfer and NO_x emission under different air distribution ratios at low load operation of 150 MW. The simulation results show that when secondary air ratio and overfire air ratio increase, the trend of NO_x formation is not linear. An optimum air

收稿日期: 2023-02-07

基金项目: 国家自然科学基金重点项目(51736007)

第一作者: 刘文华(1991-), 女, 博士研究生. 研究方向: 流动和传热的数值计算. E-mail: wenhua_liu0685@163.com

通信作者: 杨 莱(1958-), 男, 教授. 研究方向: 流动和传热的数值计算. E-mail: yangm@usst.edu.cn

引文格式: 刘文华, 杨莱. 330 MW 旋流对冲锅炉低负荷运行的低 NO_x 燃烧优化[J]. 上海理工大学学报, 2024, 46(3): 293-300.

DOI: 10.13255/j.cnki.jusst.20230207001

Citation: LIU Wenhua, YANG Mo. Low NO_x combustion optimization in a 330 MW swirling opposed-fired boiler at low load operation[J]. Journal of University of Shanghai for Science and Technology, 2024, 46(3): 293-300.

distribution method with the highest combustion efficiency and the lowest NO_x emission can be obtained. In order to verificate the optimal effect of this optimum condition and the feasibility of actual operation, the on-site experiments were carried out at three numerical working conditions. The experimental results show that the mass concentration of NO_x at the outlet is reduced by 20% and the boiler efficiency is improved by 0.41% at the optimum air ratio compared with the original operating conditions. It proves the economy and feasibility of the optimization scheme and provides optimization ideas for similar engineering problems.

Keywords: *opposed-fired boiler; numerical simulation; combustion optimization; NO_x emission; boiler efficiency; experimental verification*

随着我国“双碳”重要目标的提出，风能、光伏发电等新能源占比日益增加。由于新能源发电在时间、空间上的局限性，电网负荷峰谷差日趋明显，因此，需要煤电、燃气发电等传统能源充分发挥调峰调谷作用，弥补新能源发电空缺，保障电力稳定供应。然而对于燃煤机组来说，负荷波动频繁，长时间低负荷运行时存在诸多问题，如燃烧稳定性较差、 NO_x 生成浓度过高、燃烧效率低下等。所以，如何在低负荷阶段合理调整燃烧，提高燃烧稳定性并满足环保参数要求，同时尽可能提高锅炉效率，是现今研究人员所关注的焦点^[1-3]。

为了减少低负荷运行时的负面影响，目前的研究大部分集中在燃料供应优化、燃烧系统改造和烟气处理上。Ti等^[4]在一台600 MW电站锅炉的半负荷下进行了不同给煤率的工业实验，结果表明，通过提高煤的进料速度可以获得合适的着火距离。为确保燃烧的稳定性，Drosatos等^[5]使用预干燥的褐煤和生物质作为辅助燃料开发了两种不同的辅燃策略。在35%的额定负荷下，两种燃料混合物都能一定程度上促进燃烧稳定性。Wang等^[6]研究并应用了一种新型偏心旋流燃烧器，在300MW的W型火焰炉中实现了稳定的超低负荷燃烧。燃烧性能分析表明，超低负荷燃烧稳定性相较于以前得到了显著提高。虽然上述研究都获得了积极的成果，但在实际的工业应用中，燃料优化、系统更新都会产生额外的运营成本。除上述改善措施外，低负荷运行模式下从烟气处理（例如选择性催化还原SCR和选择性非催化还原SNCR）的角度减少污染物的排放也是一种可行方案^[7]。但就已有研究来看，烟气处理过程中所使用材料成本较高，同时会造成二次污染^[8]。而

且锅炉的负荷变化会极大地影响反应气氛，当温度低于最佳反应条件时，甚至会产生严重的安全隐患^[9-10]。

与四角切圆锅炉和W型火焰炉相比，旋流对冲锅炉火焰结构独立、温度分布均匀、燃烧稳定性高^[11]。旋流式燃烧器产生的旋流力可在运行负荷降低时稳定火焰中心，使空气和燃料充分混合。但对冲锅炉低负荷燃烧特性的相关研究极其有限，且其他类型锅炉的运行经验并不能直接应用于对冲锅炉。因此，本文的研究重点旨在针对旋流对冲锅炉寻找一种系统的优化策略，保证在低负荷运行时能够实现低 NO_x 排放燃烧。通过对国内某电厂330 MW旋流对冲锅炉在45%负荷状态（150 MW）下进行系统地数值模拟分析，调整主燃区二次风配比、燃尽风配比参数，在不影响其他燃烧特性的前提下获得了 NO_x 生成量最低的配风方案。分析了优化工况的温度场及空气动力场，验证该配风方案的可行性，并对3个典型工况进行了现场实验。所得结论均得到了实验验证并已应用到实际运行中。该研究成果为同类型锅炉低负荷运行时的燃烧优化提供了重要的参考意义。

1 研究对象及网格划分

1.1 研究对象

研究对象是某热电厂一台B&WB-1025/17.5-M型单炉膛、前后墙对冲燃烧煤粉炉。锅炉炉膛宽13 800 mm、深12 300 mm、高48 500 mm，配有5台MPS-ZGM95N型磨煤机的正压直吹式制粉系统。锅炉所使用的煤质特性见表1。其中： V_{daf} 为干燥无灰基挥发分的质量分数； A_{ad} ， M_{ad} 分别为空气干燥基灰分、水分的质量分数； M_{ar} 为空气收到基水分的质量分数； $Q_{\text{net,ar}}$ 为收到基低位发热

表 1 燃料特性

Tab.1 Fuel properties

V _{daf} /%	A _{ad} /%	M _{ad} /%	M _{ar} /%	Q _{net,ar} /(kJ·kg ⁻¹)
40.24	29.16	1.48	6.00	21 135
C _{ar} /%	H _{ar} /%	O _{ar} /%	N _{ar} /%	S _{ar} /%
54.06	3.51	7.20	0.95	0.47

量；C_{ar}，H_{ar}，O_{ar}，N_{ar}，S_{ar} 分别为收到基碳、氢、氧、氮、硫的质量分数。

1.2 物理模型及网格划分

计算区域取炉膛冷灰斗底部至锅炉空气预热器之前的区域。炉膛出口取于屏式过热器之后、水平烟道之前，炉膛结构的物理模型示意图如图 1 所示，其中炉膛深度、高度、宽度方向分别为坐标轴的 x，y，z 方向。炉膛燃烧器整体布置为“前三后二”不对称布置方式，最下层燃烧器为 DRB-4ZTM 型旋流燃烧器，其余燃烧器均为 AIREJETTM 型旋流燃烧器，前后墙第一层燃烧器的上方各有 4 只 SOFA 喷口。

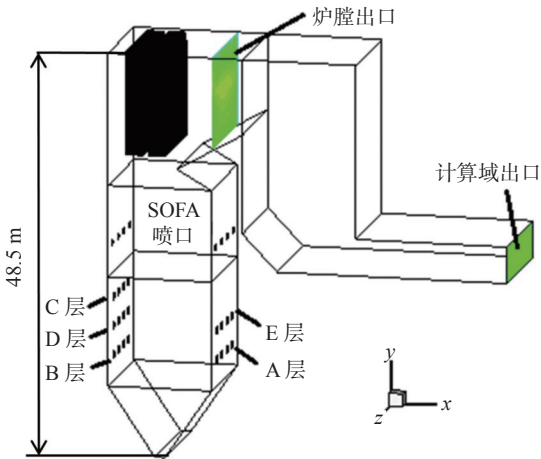


图 1 炉膛结构物理模型

Fig.1 Physical model of the furnace

根据模型特点，将炉膛分为 5 个区域进行网格划分，分别为：冷灰斗区、主燃区、SOFA 风区、屏式过热器区和尾部烟道区。主燃区和 SOFA 风区的网格均已进行网格无关性验证并局部加密，最终总网格数确定为 230 万，具体网格无关性验证方案参考文献 [12]。网格划分如图 2 所示。

2 数学模型及边界条件

炉膛内燃烧过程包含剧烈的放热化学过程和混合的气固两相流动过程，均遵循连续介质运动规律。采用三维湍流模型对炉内空气流场进行数值

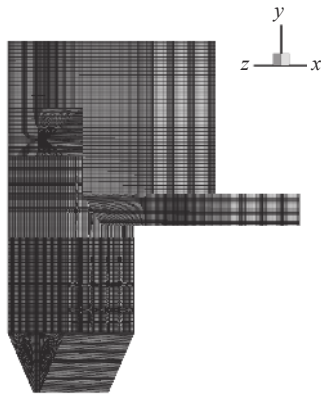


图 2 炉膛结构网格划分

Fig.2 Meshing details of the furnace

模拟，其通用控制方程如下：

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial\tau} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u\phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v\phi) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma_\phi \frac{\partial\phi}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma_\phi \frac{\partial\phi}{\partial y}\right) + S_\phi \tag{1}$$

式中： ϕ 为通用变量，用以代表求解变量； u ， v 分别代表 x ， y 方向的速度； ρ 为密度； τ 为时间； Γ_ϕ 和 S_ϕ 为不同的求解变量所对应的广义扩散系数和广义源项。

由于旋流燃烧器出口气流旋流强度较大，具有强卷吸作用，故气相湍流模型选择 Realizable $k-\varepsilon$ 模型对旋流进行修正。此外，采用混合分数-概率密度函数模拟气相湍流燃烧；采用随机轨道模型跟踪煤粉颗粒，同时考虑气相湍流瞬时波动对颗粒轨迹的影响；采用 P_1 辐射模型计算炉内辐射传热；采用单步反应模型模拟煤粉挥发分的析出；采用动力/扩散控制燃烧模型模拟焦炭的燃烧。压力与速度耦合选择 Simple 算法，连续性方程、N-S 方程、能量守恒方程和组分守恒方程均采用 QUICK 离散格式。

NO_x 生成的模拟采用后处理方法，由于燃煤锅炉快速型 NO_x 生成量较小可忽略不计，故只考虑热力型 NO_x 和燃料型 NO_x 的生成。热力型 NO_x 根据广义的 Zeldovich 机理计算，燃料型 NO_x 的形成可分为挥发分 NO_x 和焦炭 NO_x。假定挥发分热解中间产物为 90% HCN 与 10% NH₃，焦炭中的 N 全部转化为 NO。整个计算过程考虑了湍流流场温度的脉动以及氧原子的脉动对 NO_x 生成的影响^[13]。

所有燃烧器喷嘴、SOFA 喷嘴设置为速度入口，炉膛出口处设为压力出口，炉膛壁面是无滑移边界条件。根据实验结果，炉膛壁温从下至上

分段给定为：冷灰斗区域 710 K，主燃区 690 K，SOFA 区域 690 K，屏式过热器所在区域 690 K，屏式过热器为 710 K。由于尾部区域未布置受热面，故此部分边界条件设置为绝热。

3 计算结果及分析

3.1 基本工况的计算结果验证及结果分析

为了验证数值方法的可靠性，并以此为基础进行后续一系列的数值研究，先选取 150 MW 实际运行中的某一工况作为基础工况(工况 0)，将数值模拟的结果与现场测试数据进行对比，对比数据见表 2。

表 2 基础工况数值模拟结果与实际测量数据对比
Tab.2 Comparison of the simulation results and the on-site measured values

	O ₂ 体积分数/%	炉膛出口NO _x 质量浓度/(mg·m ⁻³)
模拟值	4.540	289
测量值	4.505	280

由表 2 中可以看出，NO_x 浓度及 O₂ 浓度数值模拟结果与实际测量数据之间的误差均控制在 10% 之内，足以证明数值模拟结果的准确性。其余工况的数值模拟中，除配风方式不同，网格的数量及数值模拟计算参数均未改变，因此无需进行其他验证。

图 3 为炉膛内各截面温度分布， H 为炉膛高度，图 3(a) 为炉膛纵向 yz 方向的中心截面，图 3(b) 为炉膛纵向 xy 方向第二列燃烧器的中心截面。可以看出：炉膛温度最高的区域主要集中在主燃区，DE 层的 AireJet™ 燃烧器由于有较强的旋流作用，此区域高温影响范围较广。但从图 3(b) 可以看出，AireJet™ 燃烧器煤粉燃烧影响范围明显比 AB 层的 DRB-4Z™ 燃烧器小。这主要是因为 DRB-4Z™ 燃烧器中心风风量较大，中心风射流刚度较大，燃烧向中心靠拢，燃烧的温度分布更趋于细长。而 AireJet™ 燃烧器二次风旋流强度较大，对燃烧器左右方向影响较大，燃烧的温度分布更趋于短宽。在炉膛 20 m 上下位置，火焰逐渐向炉膛中间集中，这是因为 C 层冷却风和 SOFA 层大量燃尽风的喷入使下部的高温气体到此区域受到冷却，温度迅速降低。炉膛宽度方向上，炉膛的温度分布相对对称，见图 3(a)；但在炉膛深度方向上主燃区温度分布较为不对称，见图 3(b)。

炉膛内 NO 体积分数沿炉膛高度 H 的变化如图 4 所示。其中 AB 层、D 层燃烧区域和 MN 层燃烧器下部有明显低点。因为 AB 层区域燃烧器过量空气系数较小，燃烧处于低氧强还原性的环境，因此 NO 生成量较低。但当达到 MN 层燃烧附近时，大量的氧气补入炉膛，中心位置下部的未燃尽的颗粒在此区域进一步燃烧，NO 生成量有所回升。随着高度继续增加至 MN 层以上时，未燃尽的颗粒继续燃烧，但由于 O₂ 较多，此区域处在较强的氧化性条件下，NO 生成量仍然迅速上升。但是此区域燃烧器的射流强度较大，高温区域被气流隔断在中心下侧，上部区域温度较低，在一定程度上抑制了热力型 NO 的生成，因此 NO 生成量只有小幅度的升高，且主要是燃料型 NO。

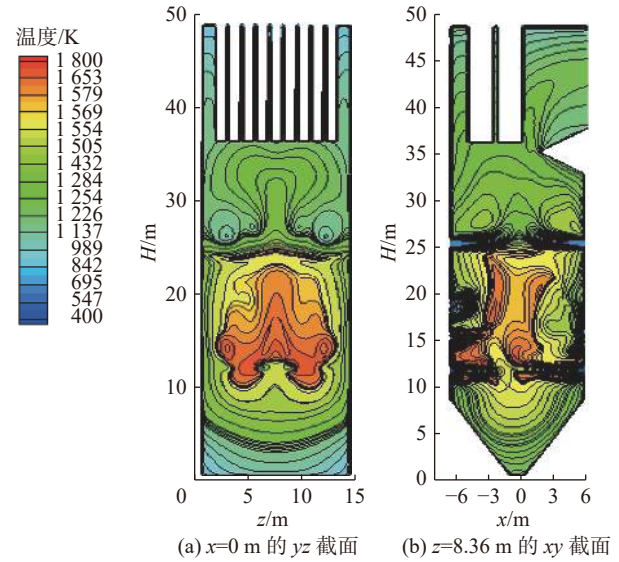


图 3 炉膛内各截面温度分布
Fig.3 Temperature distribution of the furnace cross sections

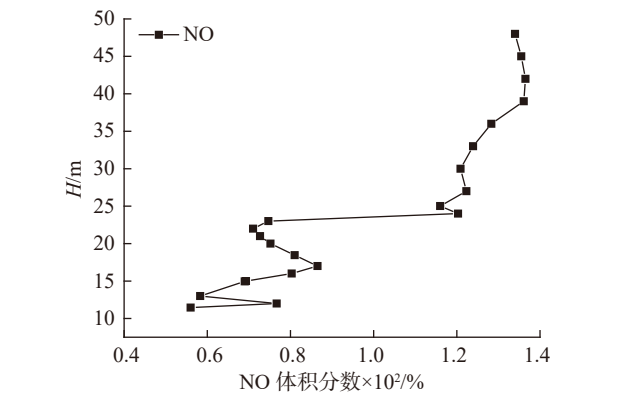


图 4 NO 体积分数沿炉膛高度的变化
Fig.4 Change of NO volume fraction with the furnace height

3.2 配风优化的数值研究

通过改变配风方式，获得 150 MW 下 NO_x 排

放最低的最佳工况。燃烧器的组合模式选取、一次风煤比的选择及燃尽风的选择范围均基于 Liu 等^[12]，Qi 等^[14]，Ma 等^[15] 前序研究所得出的 NO_x 生成量最低时的最佳数值：燃尽风量占总风量的 20%~30%；DRB-4ZTM 燃烧器在二次风过量空气系数 α_1 为 0.7 左右；AirejetTM 燃烧器在过量空气系数 α_2 为 0.8 左右。因此，选定将燃尽风在某个比例区间变化，然后再优化 α_1/α_2 值来获得炉内 NO_x 生成量最低的最优燃烧工况。三维模型模拟工况参数如表 3 所示，其中工况 2 为调整第一、二层过量空气系数的交叉工况，该工况重复列出

是为说明参数变化情况，以便于后续的对比分析。

通过计算得出炉内煤粉燃烧主要产物参数沿炉膛高度方向的变化情况，如图 5 所示。从

表 3 模拟计算参数

Tab.3 Parameters of the simulation

参数	调整一层过量空气系数			调整二层过量空气系数		
	工况1	工况2	工况3	工况4	工况2	工况5
α_1	0.6	0.78	0.85	0.78	0.78	0.78
α_2	0.8	0.8	0.8	0.75	0.8	0.85
β	30%	24%	20%	25%	24%	23%

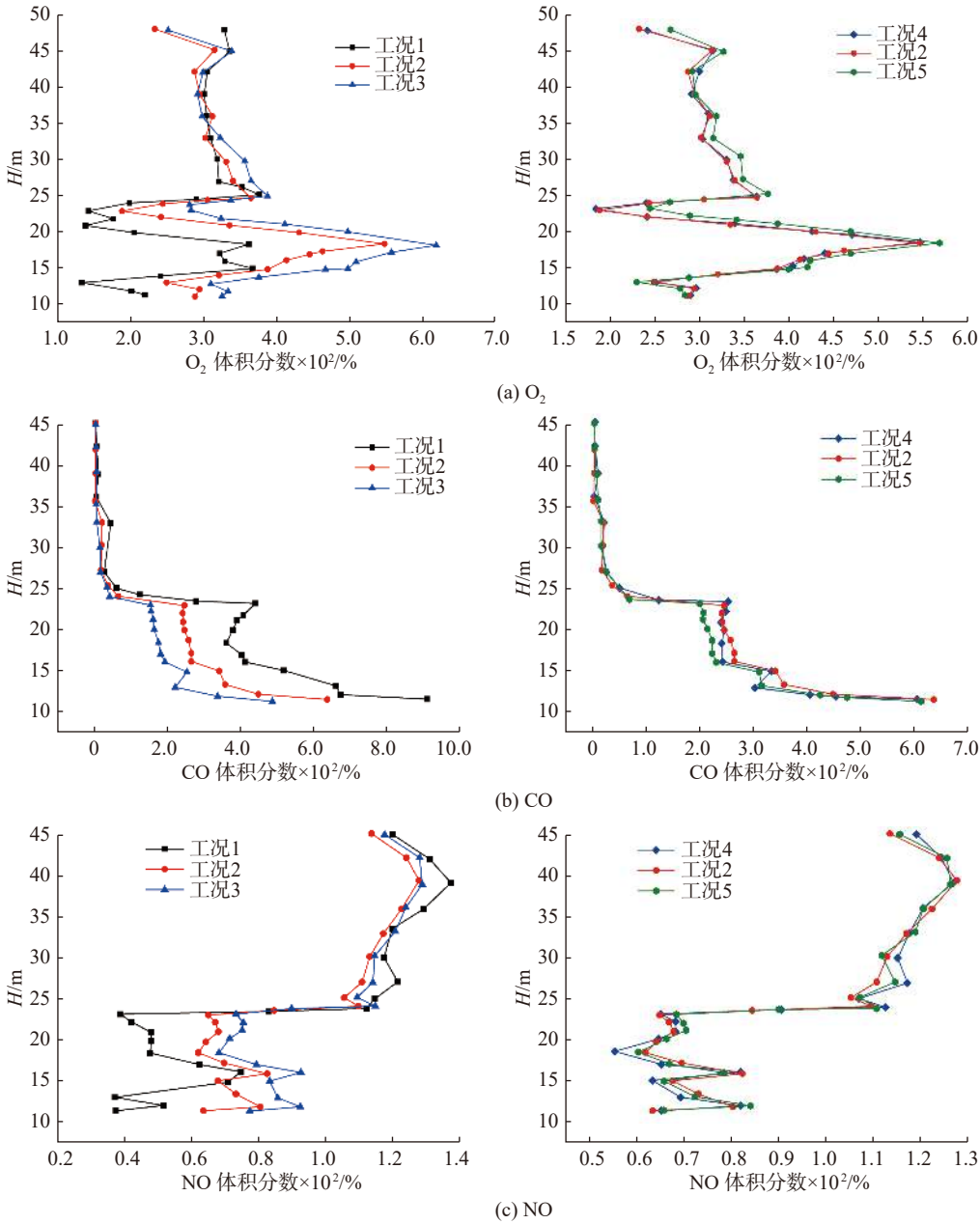


图 5 不同工况下各组分体积分数沿炉膛高度的变化

Fig.5 Change of volume fraction of components with the furnace height under different working conditions

图 5(a)~(b)可以看出, 各个工况的 CO 与 O₂ 的体积分数分布趋势相反, CO 体积分数升高表明炉膛内的还原性氛围较好, 有利于抑制 NO_x 的生成。对比工况 1~3, 当 α_1 升高时, 可以看出主燃区第一、二层燃烧器之间的区域 CO 体积分数明显下降。而在 25 m 附近燃尽风投入之后, 工况 2 与工况 3 的 CO 体积分数基本降低到了同等水平, 而工况 1 的 CO 体积分数依然很高。这表明工况 1 虽然整体还原性氛围最佳, 但主燃区欠氧程度过高, 未燃尽的可燃物即使有大量燃尽风补入也不能完全燃烧。由于工况 4、工况 2 与工况 5 之间 α_2 只改变了 0.05, 因此在 15 m 处的入射区仅有微小差别, 但在 15~25 m 之间的还原区可以看到差别被放大。由图 5(c) 可以看出, 在主燃区的中下层区域, α_1 越高, NO 体积分数越大。但由于工况 1 处于过度欠氧状态, 导致工况 1 与工况 2 之间的差值明显要大于工况 2 与工况 3 之间的。当进入燃

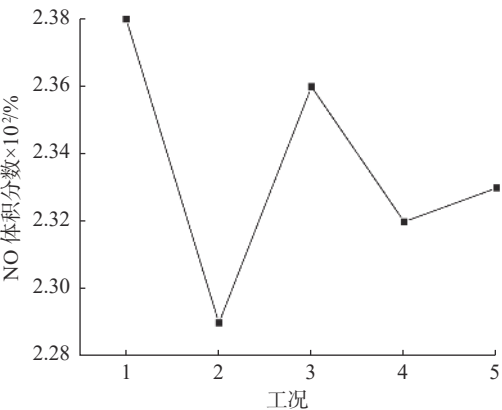


图 6 不同工况下炉膛出口处 NO_x 体积分数

Fig.6 NO_x concentration at the furnace exit of different cases

尽区之后, 工况 1 中未燃尽的大量煤粉颗粒迅速氧化, 导致燃尽区以上 NO 体积分数一直处于最高值。对于工况 3 来说, 主燃区生成的大量 NO 在还原区没有得到充分还原, 导致在还原区及燃尽区的 NO 值均高于工况 2。对比工况 4 与工况 5, NO 值区别较明显的区域位于主燃区的中上层及还原区, 工况 5 的 NO 生成量均高于工况 4。由于坐标尺寸较大, 工况 4、5 之间的差别不能在图中很好地辨别, 还需要参考炉膛出口处最终的 NO_x 生成量来具体判断, 见图 6。

为了验证最优工况的实际可行性, 对工况 1($\alpha_1/\alpha_2=0.6/0.8$)、工况 2($\alpha_1/\alpha_2=0.78/0.8$)、工况 4($\alpha_1/\alpha_2=0.78/0.75$) 3 个典型工况进行现场实验。

3.3 最优工况运行可行性实验

3.3.1 实验工况安全性分析

为进一步验证优化配风方案应用在实际运行中的可行性, 对最优工况(工况 4)及两个对比工况(工况 1 和工况 6)进行现场实验。在机组实验之前, 先分析具体工况的温度场及空气动力场判断是否满足实验安全条件。图 7 给出了 150 MW 运行时工况 1, 4, 6 在炉膛纵向 yz 方向中心截面的温度分布图。可以看出: 当 α_1/α_2 较小时, 炉内高温区域主要分布为 AB 层和 CDE 层炉膛区域两部分。由于燃烧器卷吸作用较强, 高温区域形成一种“上漂”的现象。当 α_1/α_2 变大以后, 高温范围开始在炉内中下层区域集中; 在 DE 层与 AB 层之间, 温度梯度变化较大, 且温度分布均匀性较好, 最高温度处在下层燃烧器附近。当 α_1/α_2 进一步变大之后, 燃烧器附近平均温度逐渐变大, 炉

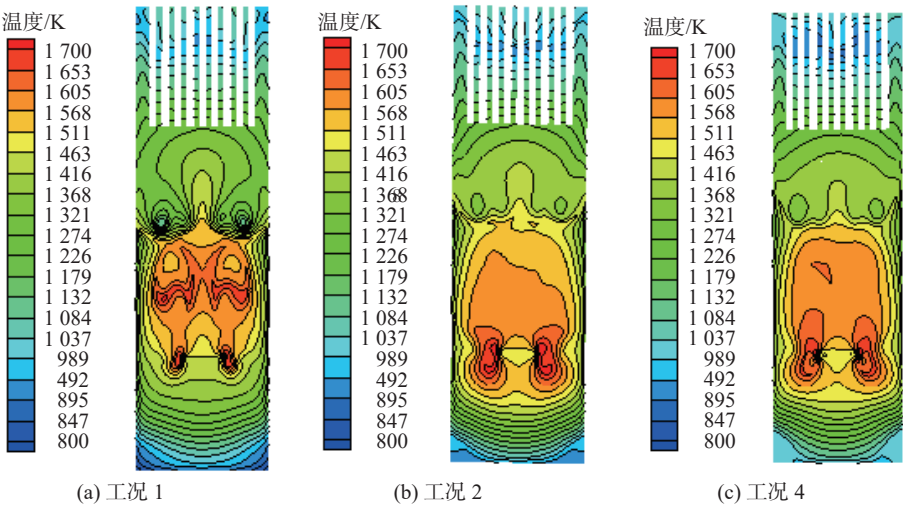


图 7 不同工况下炉膛纵截面的温度云图

Fig.7 Temperature distribution of different vertical cross sections

内高温区域呈现由上部向下部区域移动、上部平均温度逐渐降低、底部主燃区温度逐渐增高的现象。

通过与图 3 的实际运行工况对比发现: 一、二次风的配比变化后, 主燃区的炉膛中心温度下降 5~15 ℃, 但整体温度分布较基础工况相比无太大变化, 火焰充满度一致, 因此从仿真结果来看炉膛的燃烧是稳定的, 并不存在飞边现象及超温问题。

结合图 5 对各工况下炉膛各截面的组分浓度分析可知, 虽然优化调整后在炉膛主燃区 CO 浓度有所提高, 但炉膛中心的还原性气氛并不会引起结焦, 而在后墙壁面附近, 由于采用 A, B, D 磨运行方式, 主燃区后墙 E 磨并不投入运行, 只投入冷却风, 后墙温度水平要远低于截面的平均温度, 加之炉膛主燃区温度有所下降, 空气动力场未发生明显改变, 因此配风优化后在炉膛主燃区的结焦特性与实际运行工况相近。

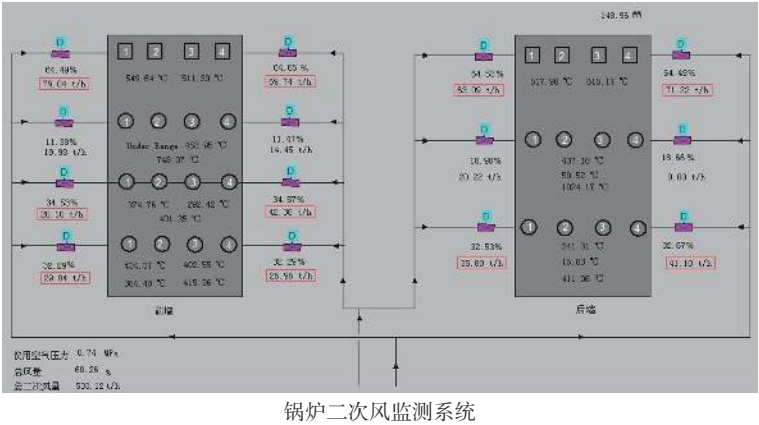
在折焰角至炉膛出口(前屏过热器后)区域,

优化后炉膛出口的烟气温度提高了 20~38 ℃, 但出口烟气温度仍远低于燃煤种的软化温度(约 1 500 ℃), 且由于烟气流量及流速的降低(锅炉吸热量不变), 受热面区域烟气中的灰分温度会迅速下降, 因此过热器之后再热器上的温度也不满足结焦条件。

综合以上分析, 优化工况的炉膛内整体温度均比基础工况要高, 且还原性气氛更强, 因此与实际运行工况相比并不会出现更加严重的结焦情况。

3.3.2 实验结果说明

由于本次实验目的是为了检测优化工况 2 在实际运行中的可行性, 不涉及实验研究过程, 因此在实验中并未单独增设专门监测点, 通过锅炉实时生产系统, 如二次风监测系统(图 8)直接获取实验数据。在每一组实验工况稳定期间等时间间隔采集 8 次煤量、风量等调节参数和 NO_x、炉效率等环保经济运行评价参数, 各工况实验收集数据与数值模拟数据对比比如表 4 所列, 按 6%O₂ 折算值。



锅炉二次风监测系统

图 8 机组实际运行检测参数截图

Fig.8 Actual operation detection parameters of the boiler

表 4 锅炉热态测试结果

Tab.4 Thermal test results of the boiler

工况	模拟出口NO _x	实验出口NO _x
	质量浓度/(mg·m ⁻³)	质量浓度/(mg·m ⁻³)
1	264	265
2	231	224
4	249	257

通过对比可以看出, 模拟数据变化趋势与实验结果是一致的, NO_x 生成不是线性的变化而是随着燃尽风比例的变化呈现类抛物线变化。150 MW 的最优工况与原实际运行工况比较: NO_x 下降

20%、炉效提高 0.41%, 厂用电率下降 0.20%。现场实验再次验证了数值模拟的准确性及改造方案的经济可行性。

4 结 论

以一台旋流对冲燃煤锅炉为研究对象, 通过数值模拟与实验验证相结合的方法, 研究了不同配风条件下的燃烧及 NO_x 生成规律, 得出结论如下:

a. 当主燃区 AD 层风量配比和 MN 层燃尽风占

比增大时，NO_x的生成趋势线并不是线性单调变化，而是有最优工况。最优工况参数是：在MN层燃尽风量占比为24%，并且此时主燃区AD层风量配比为0.78/0.8。

b. 通过分析优化前后炉膛各层截面的温度场、速度场、CO浓度场可知，优化的配风方案中炉膛内的整体温度分布及空气动力场与基础工况相比无太大变化，不存在飞边现象及超温问题，可适用于实际运行。

c. 通过实验验证模拟计算对低NO_x燃烧配风优化的可行性，结果显示数值计算结果与实验结果能较好吻合，经优化的150 MW负荷优化NO_x降低20%，实验结果显示优化工况锅炉效率提高了0.41%，总体运行比较稳定。

参考文献：

[1] 李政, 张东杰, 潘玲颖, 等. “双碳”目标下我国能源低碳转型路径及建议[J]. 动力工程学报, 2021, 41(11): 905–909, 971.

[2] 楚玉萍. 锅炉低负荷运行中常见问题及对策[J]. 机电信息, 2011, (36): 114–115.

[3] GARBRECHT O, BIEBER M, KNEER R. Increasing fossil power plant flexibility by integrating molten-salt thermal storage[J]. *Energy*, 2017, 118: 876–883.

[4] TI S G, KUANG M, WANG H P, et al. Experimental combustion characteristics and NO_x emissions at 50% of the full load for a 600-MWe utility boiler: effects of the coal feed rate for various mills[J]. *Energy*, 2020, 196: 117128.

[5] DROSATOS P, NIKOLOPOULOS M N, KARAMPINIS E, et al. Comparative investigation of a co-firing scheme in a lignite-fired boiler at very low thermal-load operation using either pre-dried lignite or biomass as supporting fuel[J]. *Fuel Processing Technology*, 2018, 180: 140–154.

[6] WANG C Y, ZHAO Y L, LIU M, et al. Peak shaving operational optimization of supercritical coal-fired power

plants by revising control strategy for water-fuel ratio[J]. *Applied Energy*, 2018, 216: 212–223.

[7] XUE Y, GE Z H, YANG L J, et al. Peak shaving performance of coal-fired power generating unit integrated with multi-effect distillation seawater desalination[J]. *Applied Energy*, 2019, 250: 175–184.

[8] DU Y B, WANG C A, LV Q, et al. CFD investigation on combustion and NO_x emission characteristics in a 600 MW wall-fired boiler under high temperature and strong reducing atmosphere[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 126: 407–418.

[9] GU R J, XU J, CHEN D C, et al. Overall review of peak shaving for coal-fired power units in China[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2016, 54: 723–731.

[10] TI S G, CHEN Z C, KUANG M, et al. Numerical simulation of the combustion characteristics and NO_x emission of a swirl burner: influence of the structure of the burner outlet[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 104: 565–576.

[11] 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(1): 88–96.

[12] LIU W H, YANG M, ZHANG Y W, et al. Improving the asymmetric phenomenon effects on the combustion characteristics in an opposed-fired pulverized coal boiler[J]. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 2023, 83(7): 790–813.

[13] ARENILLAS A, BACKREEDY R I, JONES J M, et al. Modelling of NO formation in the combustion of coal blends[J]. *Fuel*, 2002, 81(5): 627–636.

[14] QI X C, YANG M, ZHANG Y W. Numerical analysis of NO_x production under the air staged combustion[J]. *Frontiers in Heat and Mass Transfer*, 2017, 3: 1–8.

[15] MA X Q, YANG M, ZHANG Y W. Analysis of combustion mechanism and combustion optimization of a 300 MW pulverized coal boiler[J]. *Frontiers in Heat and Mass Transfer*, 2016, 7: 1–8.

(编辑：董 伟)