

燃烧器对冲布置 330 MW 煤粉炉配风数值研究

林海翔¹, 赵有生^{1,2}, 杨 茉¹, 陆廷康³, 戴正华³

(1. 上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093; 2. 上海斯耐迪工程咨询有限公司, 上海 200233;

3. 上海市浦东新区特种设备监督检验所, 上海 200136)

摘要: 针对燃烧器对冲布置的 330 MW 煤粉锅炉炉膛内的低氮燃烧问题, 建立了三维物理计算模型, 采用数值模拟的方法, 研究其在 180 MW 负荷条件下, 主燃区风量配比和燃尽层风量占比对 NO_x 生成的影响规律. 模拟结果显示: 当主燃区 A, D 层风量配比 α_A/α_D 和 M, N 层燃尽层风量占比 β 增大时, NO_x 的生成趋势线不是线性单调变化的, 而是具有最优工况. 在本文所给出的计算条件下的最优工况参数是: M, N 层燃尽层风量占比为 24%, 主燃区 A, D 层风量配比为 0.78/0.8. 此工况对比之前工况 NO_x 生成量降低了约 20%.

关键词: 煤粉锅炉; 主燃区风量; NO_x 排放; 分离燃尽风

中图分类号: TK 124 **文献标志码:** A

Numerical Study on the Air Distribution for a 330 MW Pulverized Coal Fired Boiler with Oppose-Firing Arrangement

LIN Haixiang¹, ZHAO Yousheng^{1,2}, YANG Mo¹, LU Tingkang³, DAI Zhenhua³

(1. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China;

2. Shanghai Snerdi Engineering Consulting Co., Ltd., Shanghai 200233, China;

3. Shanghai Pudong New Area Special Equipment Supervision and Inspection Institute, Shanghai 200136, China)

Abstract: The effect of the ratio of secondary air to separated overfired air (SOFA) on the generation of NO_x in a 330 MW oppose-firing coal fired boiler under 180 MW low load condition was investigated by numerical method. The results show that the NO_x generation is not a linear function of the main combustion zone air ratio α_A/α_D and SOFA β ; it presents a parabolic shape and has an optimal value. The other parameters variation curves in the furnace have a similar trend. When the SOFA accounts for about 24% of the total volume and the main combustion zone air ratio is about $\alpha_A/\alpha_D = 0.78/0.8$, the NO_x production can be reduced by about 20% compared with other operation conditions.

收稿日期: 2017-01-15

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51476103); 上海市教委科研创新项目(14ZZ134); 上海市质量技术监督局公益科研项目(2012-12, 2012-41)

第一作者: 林海翔(1988-), 男, 硕士研究生. 研究方向: 流动和传热的数值计算. E-mail: xhlin1216@sina.cn

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

Keywords: pulverized coal fired boiler; main combustion zone air volume; NO_x emissions; separated overfired air

我国大气污染物 NO_x 的主要来源之一是电站锅炉煤粉的燃烧排放物. 目前燃煤电厂为了降低 NO_x 排放, 一般采用在尾部增加脱硝装置的后处理方法. 尽管此方法效果较好, 但是, 设备和运行的成本较高. 而作为低氮燃烧技术之一的空气分级燃烧技术, 通过优化炉内燃烧配风来降低 NO_x 的生成, 将问题解决在源头, 效果很好. 这种分级燃烧技术虽然不能解决全部问题, 但显著降低了炉膛出口的 NO_x 生成量, 从而降低了后处理的成本. 目前, 分级燃烧技术在我国广泛采用, 其中存在的问题是如何匹配燃尽层和主燃区的风量比例, 以使 NO_x 生成量最少. 特别是目前许多电厂都在比较低的负荷下运行, 对不同的炉型在不同负荷运行时如何匹配主燃区各层风量和燃尽层风量使 NO_x 的生成量最小, 是需要研究的问题.

研究 330 MW 燃烧器对冲布置锅炉在 180 MW 运行时, 燃尽层风量占比和主燃区各层风量对比对低氮燃烧的影响规律, 探寻最优的燃烧工况条件, 使 NO_x 的生成量相对较小, 为锅炉的实际运行提供参考.

燃尽层风量占比和主燃区各层风量对比对 NO_x 生成影响已有不少报道. 马仑等^[1] 对 W 型 600 MW 火焰炉拱上主燃区各层二次风风量配比的研究表明, 燃烧器各层二次风风量配比的变化对锅炉的温度、燃烧充满度及 NO_x 的生成均有较大的影响. 宋景慧等^[2] 从燃烧器对冲布置的 660 MW 煤粉锅炉运行实验中得出: 为了保障锅炉安全运行, 燃尽层风量应占总风量的 23% ~ 30%. 刘亚明等^[3] 对燃烧器对冲布置的 600 MW 煤粉锅炉进行了数值模拟和实验验证, 结果表明: 随着燃尽层风量占比的增大, NO_x 排放量逐渐降低; 从锅炉安全运行角度来考虑, 当燃尽层风量占比为 30% 时, NO_x 排放综合指数最佳. 程怀志等^[4] 对低氮改造后的燃烧器对冲布置的 350 MW 煤粉锅炉进行了数值模拟和实验, 结果表明, 增大燃尽层风量, 既能降低 NO_x 的生成量, 又能使得炉内温度分布均匀, 还可以在一定程度上缓解结焦状况.

以上关于燃尽层风量和主燃区各层风量的变化对 NO_x 生成的影响, 往往只侧重某一方面因素对 NO_x 生成的影响, 而忽略了燃尽层风量占比和主燃

区各层风量配比的相互作用对 NO_x 生成的影响, 且对 330 MW 额定负荷的燃烧器对冲煤粉锅炉研究尚少.

本文以某电厂长期运行在 50% ~ 60% 额定负荷下的实际情况, 研究了 330 MW 锅炉在 180 MW 工况下 NO_x 的生成规律, 目的是寻找到一个最佳的燃烧方案, 使得炉内 NO_x 生成量达到相对最低.

1 物理模型及数值方法

1.1 物理模型

参照某电厂燃烧器对冲布置的 300 MW 亚临界燃煤锅炉的实际尺寸, 并参考文献[5-6]中关于非线性问题对数值计算的影响, 炉膛采用全尺度建立三维物理模型, 如图 1 所示. 锅炉本体尺寸为 48.5 m × 13.8 m × 12.3 m, 选取炉膛 yz 截面作为数值结果显示的研究截面. 前墙燃烧喷口 SOFA 风口从下至上分别为 B, D, C, N 层; 后墙由下至上依次为 A, E, M 层. 其中, A, B 层布置为 DRB-4Z™ 燃烧器, C, D, E 层为新型的 Airejet™ 型燃烧器, M, N 层为分离燃尽风 (SOFA) 燃烧器, 如图 2 所示 (见下页). 主燃煤为淮南烟煤, 煤质的化学分析数据如表 1 所示.

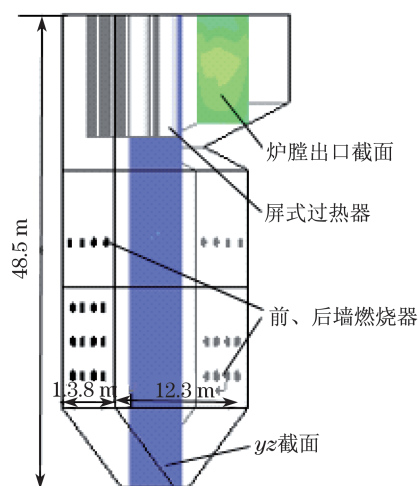


图 1 锅炉的物理模型

Fig.1 Physical model of the boiler

1.2 数学模型与计算方法

采用 SIMPLEC 算法, 运用商业软件 Fluent 进

行数值模拟.虽然近些年学者们发展了一些新的算法^[7-9],但是,这些新算法应用于锅炉炉膛燃烧这种较为复杂的数值计算尚不成熟和有效.文献^[10-13]的研究表明,采用 SIMPLE 系列算法和商业软件 Fluent 能够有效地对锅炉燃烧进行数值模拟.

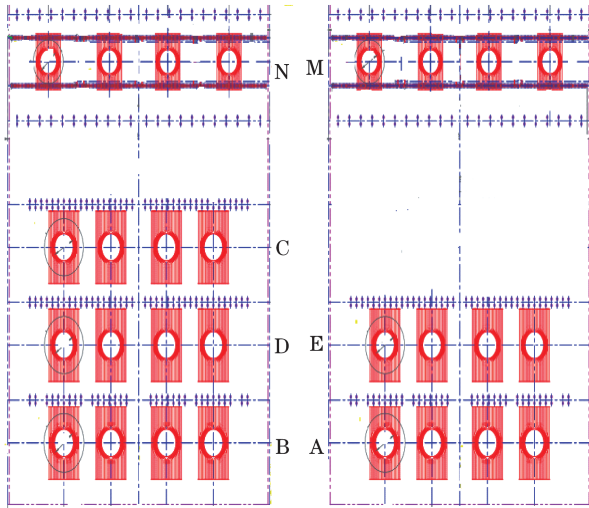


图 2 锅炉前后墙燃烧器布置图

Fig.2 Combustion burners arrangement of the boiler wall

表 1 煤质的化学分析

Tab.1 Chemical analysis of the coal quality

C _{daf}	H _{daf}	O _{daf}	N _{daf}	S _{daf}
81.33	5.0	11.42	1.3	0.95

daf:干燥无灰基

本文的数值模拟方法:气相湍流采用混合分数概率密度函数(Mixture-Reaction/PDF)燃烧模型模拟非预混;焦炭燃烧采用扩散动力控制燃烧模型;选用以热流法为基础的 P1 辐射模型来模拟炉内的辐射传热过程;采用随机轨道模型跟踪煤粉颗粒的运动轨迹,模拟炉内燃烧.湍流模型选 Realization $k-\epsilon$ 双方程模型. k 为湍流脉动能, ϵ 为湍流脉动能的耗散率.

$k-\epsilon$ 双方程模型通用方程式为

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho\varphi) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u\varphi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v\varphi) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w\varphi) = \\ \frac{\partial}{\partial x}(\Gamma_{\varphi} \frac{\partial \varphi}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\Gamma_{\varphi} \frac{\partial \varphi}{\partial y}) + \\ \frac{\partial}{\partial z}(\Gamma_{\varphi} \frac{\partial \varphi}{\partial z}) + S_{\varphi} \end{aligned} \quad (1)$$

式中: Γ_{φ} 为输运系数; $\Gamma_{\varphi} = \mu/\sigma_{\varphi}$; σ_{φ} 为湍流普朗特数; μ 为动力黏度; S_{φ} 为用户定义源项; φ 为任一计算变量; ρ 为物体密度; u, v, w 分别为 x, y, z 方向

的速度.

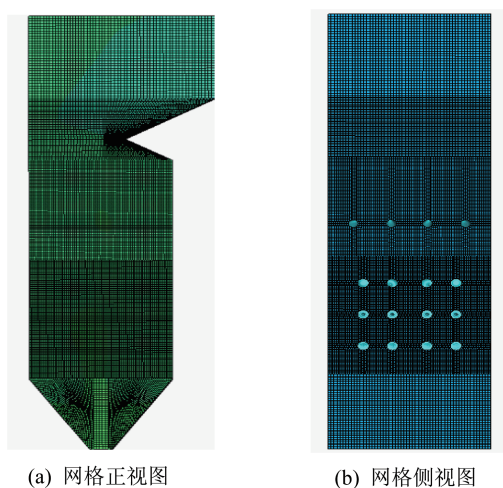
NO_x 生成模型的选择:由于燃煤锅炉的快速型 NO_x 生成量非常小,可忽略不计,故只考虑热力型 NO_x 和燃料型 NO_x 的生成.其中,热力型 NO_x 由空气中的氮与氧在较高温度下反应生成,该反应一般在 1500°C 以上进行,其生成量与温度、高温区停留时间以及氧的分压有关,可用扩展的 Zeldovich 机理描述^[14].燃料型 NO_x 为煤中的有机氮氧化生成,生成量与温度关系不大,生成温度低于热力型,但与氧的浓度关系较密切,煤粉与空气的混合过程对其有显著影响,燃料型 NO_x 生成可采用 De Soete 模型^[15].计算假定挥发分热解中间产物为 90% 的 HCN 与 10% 的 NH_3 ,且在整个 NO_x 计算过程中考虑湍流场温度的脉动以及氧原子的脉动对 NO_x 生成的影响.

边界条件:锅炉壁面采用无滑移、无渗透条件.炉膛壁温根据实际运行数据分段给出:冷灰斗区域 685 K ,主燃区 690 K ,SOFA 区域 690 K ,屏式过热器区域 690 K ,屏式过热器壁面为 710 K .假定炉膛出口状态为出口平面的充分发展流,锅炉计算域出口边界采用压力出口,设值为表压 -450 Pa .煤粉的直径分布遵循 Rosin-Rammler 分布,最小直径 $10\text{ }\mu\text{m}$,最大直径 $300\text{ }\mu\text{m}$,平均直径 $61.5\text{ }\mu\text{m}$.

网格条件:采用专业软件 ICEM 对物理模型进行网格划分,根据所建模型的特点,将整个计算域分割为 5 个区域,依次划分网格,分别为冷灰斗区、主燃区、SOFA 风区、屏式过热器区和炉膛出口水平烟道区域.网格采用结构化的六面体网格,主燃区和 SOFA 风区域的网格进行局部加密,并且对网格进行了无关性验证,最终总网格数确定为 230 万.网格切面图如图 3 所示.

1.3 计算工况

以 180 MW 负荷为计算负荷.总过量空气系数为 1.2,一次风温度为 350 K ,二次风温度为 540 K .根据实际运行经验值,设定一次风与煤粉质量比为 2.5.A, B 层前、后墙燃烧器风量配比大小相同, M, N 层前、后墙燃烧器风量大小也相同, C, E 层燃烧器只有冷却二次风.因为,研究负荷只在 A, B, D 层输送煤粉,且 A, B 层风量大小相同,所以,主燃区分量配比优化只需计算 A, D 层的风量配比.风量分配方法为:在保持某一燃尽层风量占比不变的条件下,主燃区采用二分法来分配主燃区 A, D 层风量大小,即在保持主燃区内某一层燃烧器风量不变的条件下,改变另一层燃烧器风量的大小.根据实际运行结果,



(a) 网格正视图

(b) 网格侧视图

图3 网格结构

Fig.3 Structure of mesh

选取 β 的范围为 20% ~ 30%。具体计算工况如表 2 所示。 α_A, α_D 为 A 层、D 层煤粉燃烧实际风量比用 α_A/α_D 表示, α_A, α_D 为 A 层、D 层煤粉燃烧实际风量与 A 层、D 层煤粉燃烧理论燃烧风量的比值; 燃尽层风量占比用 β 代表, β 为 M, N 层实际燃尽层风量与锅炉燃烧实际总风量的比值。

2 数值模拟与实验结果分析

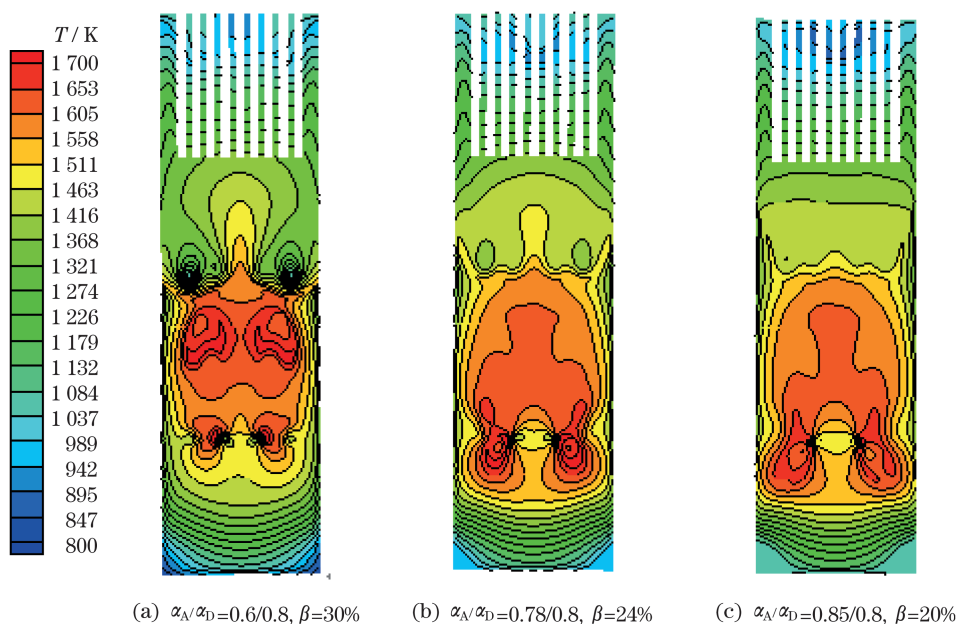
2.1 主燃区风量比对炉内燃烧温度分布的影响

图 4 给出了锅炉在 180 MW 负荷运行时, 在 α_D 不变而 α_A 变化的条件下, 炉内 $x=0$ 截面的温度云图。图 5(见下页) 为相应条件下, $x=0$ 截面的平均温度 T 沿炉膛高度 H 的变化情况。图 6(见下页) 为 $z=8.36$ 截面的速度矢量图。

表 2 数值计算参数

Tab.2 Calculation condition

α_A/α_D	0.78/0.62	0.78/0.7	0.78/0.75	0.78/0.8	0.78/0.85	0.6/0.8	0.7/0.8	0.78/0.8	0.8/0.8	0.85/0.8
β	30%	28%	25%	24%	23%	30%	28%	24%	23%	20%

(a) $\alpha_A/\alpha_D=0.6/0.8, \beta=30\%$ (b) $\alpha_A/\alpha_D=0.78/0.8, \beta=24\%$ (c) $\alpha_A/\alpha_D=0.85/0.8, \beta=20\%$ 图4 $x=0$ 截面不同工况温度云图Fig.4 Temperature contour under different working conditions at $x=0$

从图 4 ~ 6 中可以看出: 当 α_A 较小时, 炉内高温区域主要分为两部分, 分别为 A, B 层炉膛区域和 C, D, E 层炉膛区域。A, B 层炉膛区域高温分布范围较小, 而 C, D, E 层炉膛区域高温分布范围较广。在燃尽层风量区域温度梯度变化较大, 与其他两种工况相比, 此区域平均温度较高。由于燃烧器的旋流作用, 流

场分布呈现一种较强的卷吸现象, 在此区域高温分布范围较广, 高温区域出现一种“上漂”的现象。当 α_A 变大以后, 高温分布范围开始向炉内中下层区域集中, 在 D, E 层与 A, B 层之间温度梯度变化较大, 最高温度在下层燃烧器附近。燃尽层风量层平均温度较之前工况有所降低, 且最低温度比之前工况低。当 α_A 进

一步变大之后,燃烧器附近平均温度逐渐变大,且燃烧器附近高温的分布范围逐渐变大.可以看出,在燃尽层温度梯度变化非常小,平均温度也较低.

从以上分析可以得出,主燃区 A、D 层风量配比变化对炉膛温度影响明显,随着风量比值的不断增大,炉内高温区域由上部区域向下部区域移动,上部平均温度逐渐降低,底部主燃区温度逐渐增高.

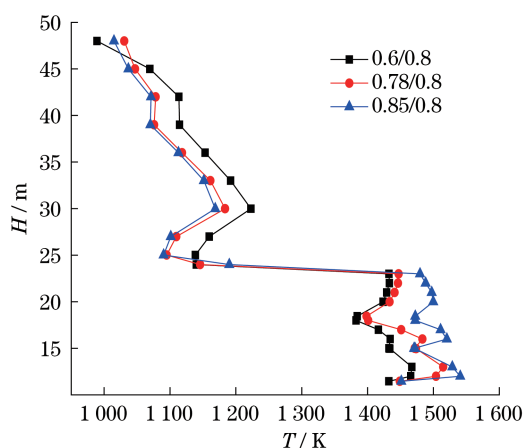


图5 $x=0$ 不同工况平均温度沿炉膛高度的变化

Fig.5 Change of average temperature along the furnace height under different working conditions at $x=0$

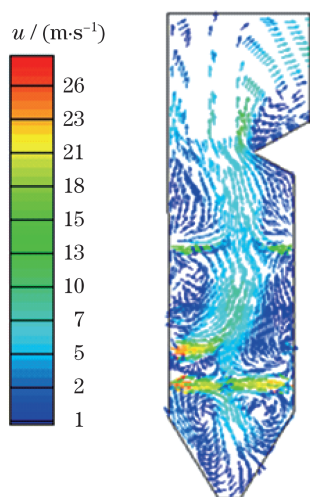
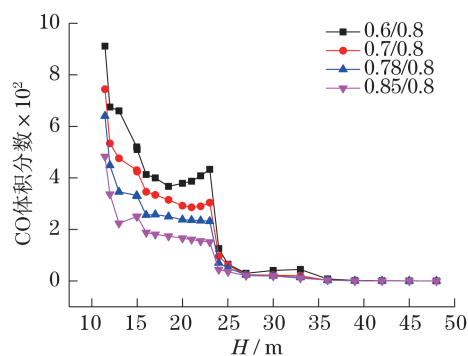


图6 $z=8.36$ 速度矢量图

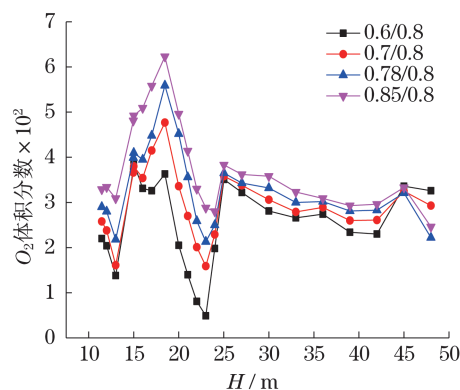
Fig.6 $z=8.36$ velocity vector diagram

2.2 燃尽层风量占比对炉内燃烧气体还原和氧化性氛围的影响

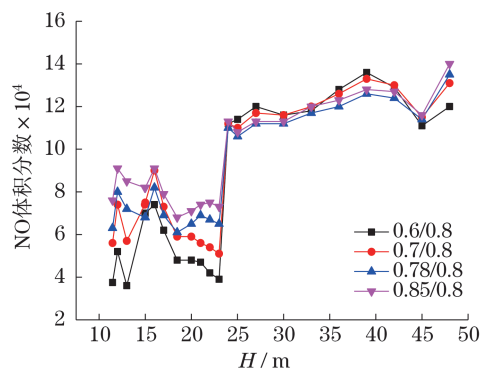
图7为炉内煤粉燃烧主要产物参数沿炉膛高度方向的变化情况.从图7可以看出: NO在10~25 m区间内呈现一种类似M型的下降趋势,在25 m后, NO急剧增加,最终趋于一个稳定的波动区间.且炉内燃烧随着 β 值变化,气体氛围有以下特点:



(a) 不同工况CO体积分数变化



(b) 不同工况O₂体积分数变化



(c) 不同工况NO体积分数变化

图7 不同工况下主要生成物参数的变化

Fig.7 Change of main parameters under different working conditions

当 β 最大时,在10~25 m内 CO 的体积分数和其他工况相比是最高的,且在这区间 O_2 的体积分数是最低的.由空气分级燃烧原理可知,此区域处于一个较强的还原性气氛条件.当高度增加到25 m左右时,由于D、E层和燃尽层煤粉进一步燃烧,CO 体积分数降低到趋于0,说明此区域燃烧较为强烈,气体处于较强的氧化性气氛条件.

当 β 最小时,底部燃烧器的过量空气系数较大,大部分的 CO 被燃尽,所以,对比其他工况气体处于相对较强的氧化性条件,此区间处于 CO 体积分数较低而 O_2 体积分数相对较高的条件,燃尽层风

量层 O_2 体积分数相对最高,气体还原性较差。

当 β 为最优值时,由于主燃区 A、D 层风量配比较为合理,底层区域 CO 的体积分数相对较高,气体处在一个较强的还原性气氛条件中。燃尽层风量过量空气系数也较为合理,尾部气体氧化性不是十分强烈。

2.3 NO_x 生成影响分析

图 8 为不同燃尽层风量条件下 NO_x 的变化情况。从图 8 可以看出:当保持 A 层或 D 层风量不变时,燃尽层风量占比对 NO_x 生成的影响。随着燃尽层风量的减小, NO_x 生成先下降后上升,具有最小值。根据炉内温度变化和气体氧化还原条件对 NO_x 生成的影响进行综合分析可知,当燃尽层风量较大且 α_A/α_D 比值较小时,煤粉在底部 A、B 层燃烧器区域的燃烧不够充分,造成 CO 体积分数较高而 O_2 浓度较低,所以,此区域处于一个富燃料低氧的还原性气氛条件,使得此区域的 NO_x 生成量较小。大部分未燃尽的颗粒继续在 D 层和 M、N 附近充分燃烧,且由于燃烧器的旋流作用,在此区域高温影响范围

较广。由于此区域 CO 体积分数降到几乎为 0,气体处于较强的氧化性气氛条件下。由于上部燃烧环境对 NO_x 生成影响很大,温度和燃烧气体气氛条件共同作用使得此工况 NO_x 生成量较大。

当燃尽层风量降低而 α_A/α_D 比值进一步增大时,煤粉颗粒逐渐在锅炉中下部燃烧,底层区域的 CO 体积分数相对较高,气体处于一个较强的还原性气氛条件,所以,底层区域的 NO_x 生成量相对较小。且未燃尽颗粒相对较少,上部区域氧化性不是很强, NO_x 生成量相对较小。燃尽层风量过量空气系数也较小,尾部气体燃烧氧化性不是十分强烈。最终使得 NO_x 生成量较少。

当燃尽层风量最小而 α_A/α_D 比值最大时,由于底部空气过量空气系数较大,造成主燃区域处于富氧、富燃料的状态。最终 CO 的体积分数较低,相对于其他工况,此区间气体的氧化性条件较强, NO_x 生成量相对较高。在燃尽层风量层由于没有采用低氮燃烧器,气体还原性较差,综合作用使得此工况的 NO_x 生成量一直保持很大的值。

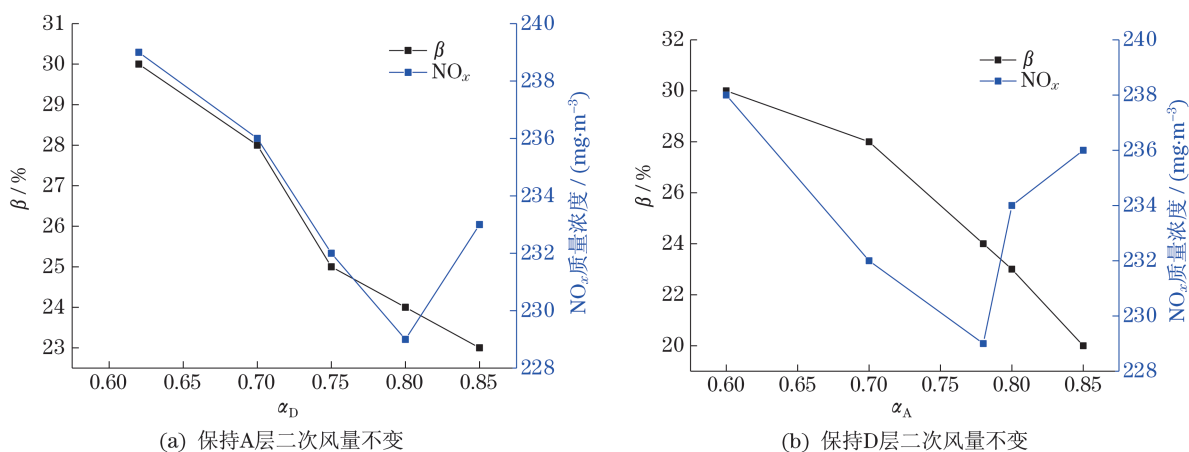


图 8 不同燃尽层风量条件下 NO_x 变化

Fig. 8 Change of NO_x under different conditions of SOFA

3 结 论

针对某燃烧器对冲煤粉锅炉,抽象出一个三维物理模型,基于煤粉空气分级燃烧机理,通过数值模拟方法研究炉膛内的 NO_x 生成规律,并寻求一个最佳的燃烧条件。并与实际运行结果进行了验证,结果符合较好。本文主要结论如下:

a. 随着主燃区 A、D 层风量 α_A/α_D 的增大,高温分布范围逐渐向炉膛中下部移动,底部平均温度逐渐升高,尾部平均温度逐渐降低。当高温分布范围

在炉膛上部时, NO_x 生成量较大。最终 NO_x 生成量随着 α_A/α_D 值的增大呈现类似抛物线状。

b. 模拟与实验结果都表明,当燃尽层风量占比 β 在 24% 左右,且主燃区 A、D 层风量配比 $\alpha_A/\alpha_D = 0.78/0.8$ 左右时,炉内气体处于一个较好燃烧还原性气氛条件。在此条件下,锅炉 NO_x 生成量较低,锅炉效率也相对较高, NO_x 生成有最低值,此工况条件为最优低氮燃烧条件。

c. 对于燃烧器对冲燃煤锅炉,采用数值模拟方法,基于空气分级燃烧技术,通过优化主燃区风量配比和燃尽层风量占比, NO_x 生成量可以比未优化前

降低10%~20%,模拟和实际运行实验都证实这点.表明数值模拟可以为锅炉低氮燃烧提供一个最佳的燃烧方案.

参考文献:

- [1] 马仑,方庆艳,张成,等. 600 MW W型火焰锅炉拱上二次风低 NO_x 燃烧特性的数值模拟及优化[J]. 燃烧科学与技术, 2016, 22(1): 64-70.
- [2] 宋景慧,李兵臣,李德波,等. 不同燃尽风风量对炉内燃烧影响的数值模拟[J]. 动力工程学报, 2014, 34(3): 176-181.
- [3] 刘亚明,李方勇,徐齐胜,等. 600 MW 对冲燃烧锅炉 NO_x 排放特性的数值模拟[J]. 动力工程学报, 2015, 35(5): 341-347.
- [4] 程怀志,文雷,宋正昶. 350 MW 煤粉锅炉低氮燃烧改造与参数优化设计[J]. 动力工程学报, 2015, 35(9): 704-708.
- [5] 王慧,杨荣,王治云,等. 对称结构锅炉炉膛内非对称流动机理分析[J]. 工程热物理学报, 2013, 34(11): 2162-2165.
- [6] 刘丽娜,杨荣,王治云,等. 扩缩通道内流动和换热非线性特性的数值模拟[J]. 上海理工大学学报, 2015, 37(5): 440-444.
- [7] LI Z, YANG M, ZHANG Y W. Hybrid lattice Boltzmann and finite volume method for natural convection[J]. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 2014, 28(1): 68-77.
- [8] LI Z, YANG M, ZHANG Y W. A coupled lattice Boltzmann and finite volume method for natural convection simulation[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014, 70: 864-874.
- [9] LI Z, YANG M, ZHANG Y W. Hybrid lattice Boltzmann and finite volume methods for fluid flow problems[J]. International Journal for Multiscale Computational Engineering, 2014, 12(3): 177-192.
- [10] YANG M, SHEN Y Y, XU H T, et al. Numerical investigation of the nonlinear flow characteristics in an ultra-supercritical utility boiler furnace[J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 88: 237-247.
- [11] 沈云羿,杨荣,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.
- [12] 王慧,杨荣,王治云,等. 对称结构锅炉炉膛内非对称流动机理分析[J]. 工程热物理学报, 2013, 34(11): 2162-2165.
- [13] 刘文华,杨荣,李峥,等. 200MW 燃煤炉分级燃烧及 NO_x 减排的数值研究[J]. 工程热物理学报, 2016, 37(12): 2590-2593.
- [14] HILL S C, SMOOT L D. Modeling of nitrogen oxides formation and destruction in combustion systems[J]. Progress in Energy and Combustion Science, 2000, 26(4/5/6): 417-458.
- [15] DE SOETE G G. Overall reaction rates of NO and N_2 formation from fuel nitrogen [J]. Symposium (International) on Combustion, 1975, 15(1): 1093-1102.

(编辑:石 瑛)