

一种新型低负荷稳燃燃烧器的气固流动特性研究

黄椿朝^{1,2}, 李争起^{1,2}, 路跃^{1,2}, 王誉霏¹, 陈智超¹

(1. 哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 哈尔滨 150006; 2. 哈尔滨工业大学郑州研究院, 郑州 450000)

摘要: 现有燃用劣质煤锅炉无助燃最低稳燃负荷为 50%, 难以满足深度调峰需求。前人的研究主要聚焦于降低 NO_x 排放, 而非低负荷稳燃, 试验条件大多设置为满负荷, 缺乏对低负荷工况的研究。为解决燃用劣质煤锅炉深度调峰能力不足的问题, 研发了一种新型低负荷稳燃技术。该技术保留了原有燃烧器的二次风结构, 通过耦合中心给粉技术, 引入旋流缝隙风, 并结合对预混段和扩口的优化, 可在最低 30% 负荷下仅依靠自身回流区实现稳燃。将该技术应用于一台 350 MW 劣质煤锅炉的 LNASB 燃烧器上, 得到低负荷稳燃 LNASB 燃烧器。通过实验室气固两相试验, 在 30% 锅炉负荷下, 分析了缝隙风量对新型燃烧器气固流动的影响。试验结果表明: 缝隙风可调控回流区形态和尺寸。缝隙风量为内二次风量的 66% 时, 回流区为大环形, 长度 1.0d, 直径 0.48d, 下边界距中心轴线 0.075d (d 为外二出口直径)。缝隙风量为 44% 时, 为中心回流区, 长度 0.7d, 直径 0.60d。缝隙风为 22% 和 0% 时, 回流区变为小环形, 长度 0.5d, 直径分别为 0.24d 和 0.32d。66%、44%、22% 和 0% 缝隙风量时的总回流率分别为 0.74、0.55、0.29 和 0.38, 旋流数分别为 0.872、0.934、0.784 和 0.512, 气相/颗粒相的扩散角分别为 37.8°/36.3°、38.4°/36.6°、35.1°/32.0°、36.0°/35.4°。在径向 $r=0\sim 50$ mm 范围内, 66% 和 44% 缝隙风量的轴向速度低于 22% 和 0% 缝隙风的工况。22% 缝隙风时切向速度的衰减更快。相同 x/d 下, 无缝隙风时的径向速度大于有缝隙风时的工况, 且负值范围更小。在 $x/d=0.1$ 之后, 66% 和 44% 缝隙风时的湍流强度峰值高于其他两个工况。随着缝隙风量的减小, 相同位置的湍流动能呈逐渐增大的趋势。相同位置下, 0% 缝隙风量时湍流动能耗散率低于有缝隙风存在时的工况。四种工况下的颗粒浓度沿径向呈“内浓外淡”分布。66% 缝隙风量时, $x/d=0.3\sim 0.7$ 范围内存在明显的颗粒回流, 且回流的起点靠近燃烧器中心。44% 缝隙风量时, $x/d=0.5\sim 0.7$ 范围内存在中心区域的颗粒回流。0% 缝隙风量时, 峰值位置位于 $r/d=0.15$ 附近, 高浓度颗粒位于一次风边缘, 明显的颗粒回流发生在 $x/d=0.1\sim 0.3$ 。22% 缝隙风量时, 颗粒没有明显的回流。

关键词: 低负荷稳燃; 气固两相; 旋流燃烧器; 劣质煤; 深度调峰

中图分类号: TM621.2

文献标志码: A

Study on gas-solid flow characteristics of a new low-load stable combustion burner

HUANG Chunchao^{1,2}, LI Zhengqi^{1,2}, LU Yue^{1,2}, WANG Yufei¹, CHEN Zhichao¹

(1. School of Energy Science and Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China;

2. Zhengzhou Research Institute of Harbin Institute of Technology, Zhengzhou 450046, China)

Abstract: The existing faulty coal-fired boiler has a minimum stable combustion load rate of 50%, making it challenging to meet deep peak shaving demands. Previous research has primarily focused on reducing NO_x emissions rather than achieving stable combustion at low loads. Most experimental conditions are set at full

基金项目：黑龙江省头雁行动计划

作者简介：黄椿朝(1994)，男，河北省冀州市人，博士研究生，燃煤锅炉深度调峰。E-mail: ustbhuangchunchao@163.com

通讯作者：李争起(1967)，男，黑龙江省哈尔滨市人，教授，燃煤锅炉深度调峰。E-mail: green@hit.edu.cn

load, thus lacking studies on low-load conditions. To address the insufficient deep peak shaving capability of faulty coal-fired boiler, a novel low-load stable combustion technology has been developed. This technology retains the original burner's secondary air structure. By incorporating central powder feeding, introducing swirling gap air, and optimizing the premixing section and flared outlet, it can achieve stable combustion at a minimum load rate of 30% solely through its own recirculation zone. This technology was applied to LNASB burners of a 350 MW faulty coal-fired boiler, resulting in a low-load stable combustion LNASB burner (SLNASB). Through laboratory gas-particle phase experiments, the effect of gap air mass flow on the gas-particle flow of SLNASB was analyzed at 30% boiler load. The experimental results showed that gap air could regulate the shape and size of recirculation zone. When the gap air mass flow was 66% of the inner secondary air mass flow, the recirculation zone formed a large ring with a length of $1.0d$ and a diameter of $0.48d$. The zone boundary was $0.075d$ from the central axis (where d is the outer second exit diameter). At 44% gap air flow, the recirculation zone became central, with a length of $0.7d$ and a diameter of $0.60d$. At 22% and 0% gap air flow, the recirculation zone turned into a small ring, with lengths of $0.5d$ and diameters of $0.24d$ and $0.32d$, respectively. The total recirculation ratio for 66%, 44%, 22% and 0% gap air flow were 0.74, 0.55, 0.29 and 0.38, respectively, with swirl numbers of 0.872, 0.934, 0.784 and 0.512, and gas/particle diffusion angles of $37.8^\circ/36.3^\circ$, $38.4^\circ/36.6^\circ$, $35.1^\circ/32.0^\circ$ and $36.0^\circ/35.4^\circ$, respectively. In the radial range of $r=0-50$ mm, the axial velocity of 66% and 44% gap air flow was lower than that of 22% and 0%. At 22% gap air flow, the tangential velocity decayed more rapidly. For the same x/d , the radial velocity with no gap air was greater than with it, and the negative value range was smaller. After $x/d=0.1$, the turbulence intensity peak at 66% and 44% gap air flow was higher than the other two conditions. As the gap air flow decreased, the turbulence kinetic energy at the same position gradually increased. The turbulence kinetic energy dissipation rate at 0% gap air flow was lower than with it. Under different conditions, the particle concentration is higher near the burner center region and lower at the periphery. At 66% gap air flow, there was significant particle recirculation in the $x/d=0.3-0.7$ range, with the recirculation starting point close to the burner center. At 44% gap air flow, central region particle recirculation occurred in the $x/d=0.5-0.7$ range. At 0% gap air flow, the peak position was near $r/d=0.15$, with high concentration particles at the edge of primary air, and obvious particle recirculation in the $x/d=0.1-0.3$ range. At 22% gap air flow, there was no significant particle recirculation.

Key words: Low load stable combustion; gas-particle experiment; swirl burner; faulty coal; deep peak shaving

0 引 言

随着我国对环境和生态可持续性的日益重视，国家正在积极推进能源供需侧改革，致力于发展可再生新能源发电^[1]。可再生能源发电具有不稳定性 and 间歇性^[2]。火电机组的作用逐渐从传统的主要供电角色演变为维护供电可靠性和提供备用容量^[3]。这意味着火电发电装置需要更具灵活性。中国政府提出，灵活性调峰需要燃煤锅炉在 30% 及以下的额定负荷稳定运行^[4]。动力用煤可分为无烟煤 ($w_{\text{Vdaf}} \leq 10\%$)、贫煤 ($w_{\text{Vdaf}} > 10\% \sim 20\%$)、烟煤 ($w_{\text{Vdaf}} = 20\% \sim 37\%$) 和褐煤 ($w_{\text{Vdaf}} \geq 40\%$)。灰分大于 40% 或发热值低于 16.7 MJ/kg 的烟煤，以及灰分大于 35% 的洗中煤为劣质烟煤。无烟煤、贫煤和劣质烟煤归类为劣质煤。中国的煤炭中有相当一部分

为低品位、低挥发性煤^[5]。劣质煤难燃的特性使其深度调峰异常困难^[6]。目前，我国燃用劣质煤锅炉的最低稳燃负荷率仅为 50% 左右，难以满足深度调峰的需求。

在中国投运的 300 MW 及其以上容量机组中，很大一部分采用旋流燃烧技术^[7]。目前市场占有率较高的有 LNASB 燃烧器、强化点火双调风燃烧器、IHI 燃烧器、HT-NR3 燃烧器以及中心给粉旋流煤粉燃烧器。陈^[8]等和 Jing^[9]等的研究表明，使用中心给粉技术后，一台燃用贫煤 220 MW 锅炉的最低不投油稳燃负荷率从 59% 降低至了 45%，一台燃用烟煤的 300 MW 锅炉的最低不投油稳燃负荷率从 60% 降低至了 37%。上述旋流技术属于早期的低负荷稳燃技术。在电力系统的早期阶段，锅炉受新能源并网的影响较小，主要根据用电

需求调整输出功率, 负荷分配相对稳定, 变化缓慢。结合油枪、等离子等技术, 可以满足负荷变化需求。但在深度调峰下, 早期燃用劣质煤的旋流燃烧技术无法满足超低负荷运行要求。由于环保和经济因素, 中国各火力发电集团和地方经济与信息化委员会在灵活性改造政策中不鼓励使用助燃手段^[10]。因此, 迫切需要开发新型稳燃技术, 以提高燃用劣质煤锅炉的深度调峰能力。

旋流燃烧器的低负荷稳燃性能主要依赖于气固流动特性。在实际情况下, 炉内的气固速度和湍流强度等参数几乎无法获得。因此, 研究人员常用三维激光粒子动态风速计(PDA)来获取实验室规模的气固流动特性。虽然冷态气固流动实验不能完全再现煤粉颗粒在实际条件下的物理和化学过程, 但许多研究表明, 热态环境下流场的分布规律与冷态相似^[11-13]。这样, 就可以在一定程度上预测原尺寸炉膛内的煤粉燃烧和 NO_x 排放特性^[14-15]。为解决 LNASB 燃烧器高 NO_x 排放和喷口结渣的问题, Zeng 等人^[16]对该燃烧器进行了优化, 得到了改进型 LNASB 燃烧器, 并使用三维 PDA 对比分析了两种燃烧器出口的气固流动特性, 研究表明改进型燃烧器具有缓解结渣和减少 NO_x 排放的能力。Chen 等^[17, 18]使用 PDA 测量研究了燃烧器运行参数和结构参数对中心给粉燃烧器出口气固流动特性的影响, 结果表明, 中心给粉燃烧器出口“内浓外淡”的煤粉分布有利于降低 NO_x 排放。基于 PDA 的测量结果, Yan 等人^[19]预测了过量空气系数对工业煤粉锅炉 NO_x 排放和高温腐蚀的影响, 结果表明燃烧器的最佳当量比为 0.4~0.8。上述研究主要聚焦于降低 NO_x 排放, 而非专注于低负荷稳燃, 试验条件大多设置在满负荷, 缺乏对低负荷的研究。

本文研发了一种新型低负荷稳燃技术, 并将其应用于一台燃用劣质煤 350 MW 锅炉的 LNASB 燃烧器, 得到低负荷稳燃 LNASB 燃烧器 (SLNASB)。SLNASB 燃烧器创新型的在一次风和二次风之间引入一股缝隙风, 并耦合中心给粉技术, 能够实现 30% 锅炉负荷下的无助燃稳燃。本工作在实验室建立了单只 LNASB 燃烧器模型, 模型燃烧器与原型燃烧器尺寸比例为 1:7, 并搭建了气固两相冷态模化试验系统。在 30% 负荷条件下, 使用三维 PDA 研究了缝隙风量对燃烧器出口气固流动的影响, 并给出了最佳的工况参数。本研究提出的新型燃烧器可以解决燃用劣质煤锅炉低负

荷稳燃差的问题, 为以后该类型锅炉的灵活性改造提供参考。

1 锅炉及燃烧器

350 MW 锅炉炉型为 HG-1146/25.4-PM1, 为一次中间再热、超临界压力变压运行直流锅炉, 采用固态排渣、 Π 型布置, 燃烧器前后墙对冲布置。炉膛断面尺寸为 15.287 m 宽、13.217 m 深。前后墙共布置 5 层燃烧器(前墙 3 层后墙 2 层), 每层布置 4 只, 其中前墙上层燃烧器为单冲燃烧器, 锅炉正常运行中基本不投运。每台磨煤机供前墙或后墙同一层的燃烧器, 共 20 只 LNASB 燃烧器。锅炉燃用劣质烟煤, 最低稳燃负荷为 40%, 无法满足深度调峰要求。锅炉炉膛及燃烧装置布置如图 1 所示。

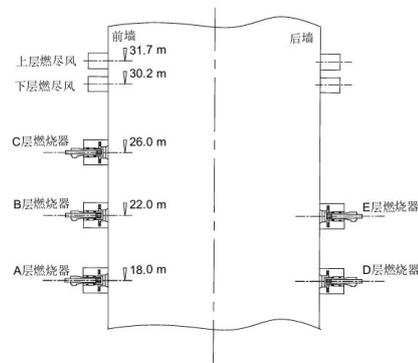


图 1 350 MW 锅炉炉膛及燃烧器布置

Fig.1 Furnace and burner arrangement of 350 MW boiler LNASB 燃烧器结构如图 2 所示。燃烧器中的空气分为五股, 即一次风、内二次风、外二次风、三次风和中心风, 三次风为燃烧器二次风的一部分。一次风和煤粉经过一次风旋转装置后形成旋流。在一次风管出口处, 煤粉被收集器浓缩为四股浓煤粉气流。外二次风叶片为可调角度的切向叶片, 内二次风叶片为位置可调、角度固定的轴向叶片, 三次风为固定的轴向叶片。8 个内二次风进口均匀分布在内二次风管道外壁, 通过调节进口处挡板, 可控制内二次风的风量。通过调节外二叶片角度和内二叶片位置来调节旋流强度。内二次风、外二次风和三次风通过燃烧器内同心的环形通道进入炉膛。中心风管设置在一次风管中心, 一股小流量的中心风通过中心风管, 经过中心风轴向叶片(角度固定)后, 也以旋转的方式进入炉膛。LNASB 燃烧器设计参数见表 1。

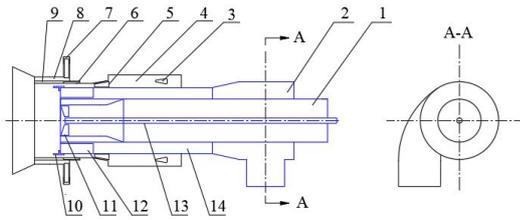


图 2 LNASB 燃烧器: (1)中心风管; (2)一次风旋转装置; (3)内二次风进口; (4)内二次风通道; (5)内二次风轴向叶片; (6)三次风轴向叶片; (7)外二次风切向叶片; (8)外二次风通道; (9)三次风通道; (10)稳燃齿; (11)中心风轴向叶片; (12)煤粉收集器; (13)油枪; (14)一次风管

Fig. 2 LNASB burner: (1) central air duct; (2) primary air rotating device; (3) inner secondary air inlet; (4) inner secondary air channel; (5) inner secondary air axial blade; (6) tertiary air axial blade; (7) outer secondary air tangential blade; (8) Outer secondary air channel; (9) tertiary air channel; (10) stable combustion teeth; (11) central air axial blade; (12) coal collector; (13) oil gun; (14) primary air duct

表 1 燃烧器设计参数

Table 1 Burner design parameters		
参数	LNASB	SLNASB
一次风风管面积 (m ²)	0.2771	0.2771
一次风出口面积 (m ²)	0.2251	0.2771
内二次风出口面积 (m ²)	0.2270	0.2270
外二次风出口面积 (m ²)	0.2391	0.2391
三次风出口面积 (m ²)	0.1073	0.1073
中心风/缝隙风通道面积 (m ²)	0.08218	0.08218
一次风温度 (°C)	94	94
二次风温度 (°C)	313	313
一次风空气流量 (kg/s)	5.46	5.46
内二次风流量 (kg/s)	4.12	3.64
外二次风流量 (kg/s)	4.70	4.15
中心风/缝隙风流量 (kg/s)	0.33	1.67
三次风流量 (kg/s)	2.64	2.33

2 新型低负荷稳燃技术

由于中心油枪的存在,大部分燃烧器设置有中心风。该技术的改造思路为: (1) 保留原型燃烧器的二次风结构不变,但取消中心风。(2) 拆除原有的一次风,并新增与原一次风环形通道面积相同的新结构一次风通道,并在通道内安装煤粉浓缩环;改造后,一次风为直流风。(3) 在新、旧一次风管之间的缝隙中安装叶片,通入二次风,构成旋流缝隙风;缝隙风旋转方向与其他二次风一致。(4) 对扩口和预混段进行优化。该技术已获得国内专利[20]。

通过改造,改变了原有一次风粉的流动方式,

煤粉经过三级浓缩环后,大部分颗粒向中心聚集,高浓度煤粉的着火热降低。即使无法形成中心回流区,也能保证燃烧器中心区域煤粉的及时着火,提高了燃烧器的稳燃性。此外,缝隙风位于直流一次风与旋流二次风之间,起到“媒介”作用,让内二次风能及时带动直流一次风;同时,扩口优化进一步增强二次风对一次风的卷吸作用。这些优化确保了稳定回流区的形成。使用本文技术改造后,LNASB 燃烧器变为稳燃 LNASB(简称 SLNASB)燃烧器,结构见图 3,新型燃烧器的设计参数见表 1。

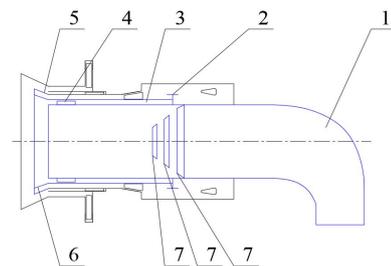


图 3 SLNASB 燃烧器: (1)新一次风管; (2)阀门; (3)缝隙风通道; (4)缝隙风叶片; (5)喷嘴 1; (6)喷嘴 2; (7)浓缩环

Fig. 3 SLNASB burner: (1) new primary air duct; (2) valve; (3) gap air channel; (4) gap air blade; (5) nozzle 1; (6) nozzle 2; (7) concentrating ring

3 气固两相试验

3.1 试验准则

实际运行过程中,锅炉的每只燃烧器可独立组织燃烧。因此,在该实验中只模拟了单只燃烧器,而不需要对整个炉膛进行建模。

燃烧器的气固两相试验必须满足以下准则[21-22]:

(1) 几何尺寸相似:模型燃烧器的尺寸与实际尺寸的比例为 1:7;

(2) 模型内气流流动进入第二自模化区,即各个喷口气流的雷诺数均大于 10^4 ;

(3) 流体混合准则:模型与原型燃烧器各股气流动量之间的比值保持一致;

(4) 边界条件相似:为保证一次风出口的固相速度与气相速度之间的比值为常数,设计试验台模型时将一次风管道预留出了一段较长的直段,使得固相颗粒在一次风通道中能够被气流充分携带加速;

(5) 颗粒的物理性质相似:锅炉实际使用煤粉的粒度分布较广,密度范围为 $1000\sim 2000\text{ kg/m}^3$ 。然而,煤粉的折射率和球形度无法满足试验要求。

因此, 试验时使用球形度大于 95 %、密度为 2000 kg/m³、反射效果更好的玻璃粉代替煤粉^[21-23]。图 4 中给出了玻璃粉的粒度分布, 粒度范围为 0.1~100 μm, 平均粒径约 30 μm (D50 对应的粒径值)。不可否认的是, 玻璃珠和煤粉的密度有差异, 两者的浮力也不同。但在试验过程中, 玻璃粉的动量比与实际锅炉的相同, 空气密度远比玻璃粉或煤粉的密度小, 因此可以忽略玻璃粉和煤粉之间的浮力差值;

(6) 斯托克斯准则: 斯托克斯准则反映了惯性力对流动的影响, 当斯托克斯数小于 1 时, 颗粒可以很好地跟踪气体运动。

此外, 对新结构燃烧器中的三级浓缩环也进行了模化, 并将其安装在模型燃烧器的一次风风管

3.2 试验系统

图 4 给出了试验系统及测点分布, 图 5 为试验台实物照片。试验系统由一个相位多普勒风速计 (PDA)、一个抽风机、一个给料器、一个燃烧器模型、一个测量室和一个旋风分离器组成。抽风机将气流从各个管道引导到燃烧器。通过调节阀开度控制进入燃烧器通道的风量。玻璃珠通过进料器送入燃烧器一次风风管。气固两相经过测量室后, 玻璃珠通过旋风分离器进行回收利用。测量室直径与燃烧器外二次出风口直径之比为 4.23, 比值大于 3 被认为是低受限流动^[24]。

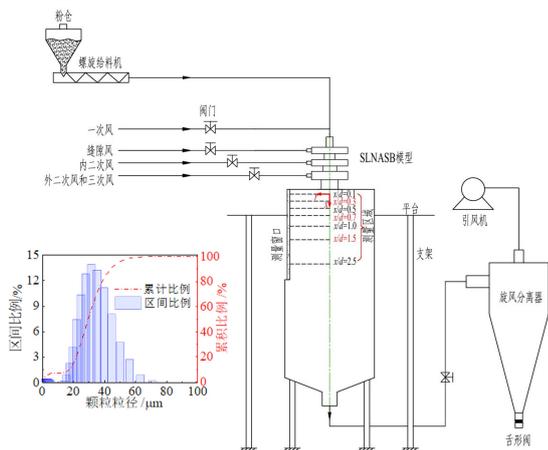


图 4 试验系统、测点分布和粒径分布

Fig. 4 Test system, measuring point distribution and particle size distribution

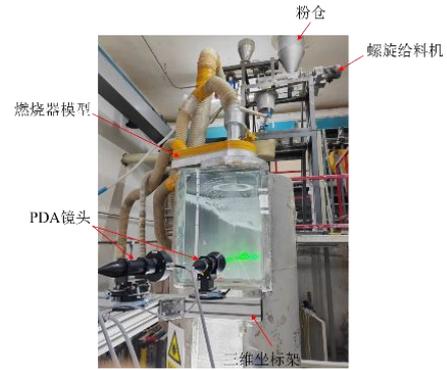


图 5 试验台实物照片

Fig. 5 Photos of the test bench

本文所用仪器为 Dantec Dynamics 公司生产的三维 PDA。它可以对三维速度, 颗粒体积通量和颗粒直径进行非接触式测量。该仪器对平均速度、粒径和颗粒体积通量测量值的不确定度分别为 1%、4%和 30%, 尺寸和速度的可测量范围分别为 0.5~1000 μm 和 -500~500 m/s^[25]。需要注意的是, PDA 只能测量颗粒的流动。本实验中, 0~8 μm 细颗粒的斯托克斯数 St 远小于 1, 颗粒处于均匀悬浮状态且能够较好地跟踪气体运动; 直径大于 10 μm 的粗颗粒的斯托克斯数 St 大于 1, 这些颗粒受其惯性和重力控制, 且存在不同程度的沉积。因此, 采用 0~8 μm 粒径的微珠示踪气相; 采用 10~100 μm 的微珠代表固相。

三维 PDA 系统不对浓度进行直接测量, 而是在测得颗粒速度和粒径分布后用软件方法通过计算求得, 这是颗粒体积通量不确定度较高的主要原因。为了减小该不确定度, 就需要对颗粒体积通量进行全局质量平衡校准。具体操作为^[24-25]: 通过积分质量通量曲线确定经过燃烧器的总质量流量, 通过称量一定时间内的给粉量确定全局质量流量, 两者相比得到校准系数; 获得的校准系数应用于测量结果。

3.3 试验参数和分析方法

锅炉的深度调峰能力往往取决于下层燃烧器的稳燃, 而合理的气固流动是稳燃的前提。100%锅炉负荷下, 下层单只燃烧器模化后的一次风、二次风、外二次风及三次风、缝隙风的质量流量分别为: 0.0761、0.0704、0.1036 和 0.0327 kg/s。30%锅炉负荷下, 下层单只燃烧器模化后的参数见表 2, 满负荷风量与低负荷的明显不同。本研究重点关注 30%负荷下缝隙风量对气固流动的影响。

表 2 冷态试验参数

Table 2 Cold test parameters

项目	缝隙风量占内二次风量比例			
	66%	44%	22%	0%
一次风温(°C)			15	
二次风温(°C)			15	
一次风流量(kg/s)			0.0527	
内二次风流量(kg/s)			0.0519	
外二次风和三次风流量(kg/s)			0.0829	
气流/颗粒扩散角(°)	37.8/36.3	38.4/36.6	35.1/32.0	36.0/35.4
旋流数	0.872	0.934	0.784	0.512
L/d	1.0	0.7	0.5	0.5
D/d	0.48	0.60	0.24	0.32

(1) 气流/颗粒的扩散角。对轴向速度的绝对值取平均，将平均值的 10% 定义为最小轴向速度。连线截面上该值对应的位置(远离燃烧器中心)，得到一条边界线，它与中心轴线的夹角定义为气流/颗粒的扩展角。

(2) 旋流数 S 的计算公式为：

$$S = \frac{G_\theta}{RG_x} \quad (1)$$

其中， G_θ 为旋转动量矩，； G_x 为轴向动量； R 为燃烧器外二喷口内径， ρ 为空气密度， u 为 PDA 测得的轴向速度(见图 8)， w 为 PDA 测得的切向速度(见图 10)。选取的 $x/d=0.1$ 截面的速度计算 S ， d 为外二喷口直径。

(3) 回流区边界。在每个 x/d 截面上，将轴向速度为 0 的位置点定义为速度边界点。为排除边壁回流，边界点靠近燃烧器中心轴线。将每个边界点按照顺序连线，得到边界线。在边界线内部，轴向速度为负，反之则为正，边界线内的区域为回流区。分别用 L 和 D 来表示测得的后流区最大长度和最大直径。

3.4 气固两相试验结果

3.4.1 回流区和速度边界

图 6 为不同缝隙风量下的回流区边界。图中所示 x 为沿轴线方向到燃烧器出口的距离， r 为沿着径向方向到燃烧器中心轴线的距离， d 为燃烧器出口直径， $d=0.200$ m。从图 6 可以看出，每个工况气相和固相的边界几乎重合，两者的变化趋势相同。缝隙风量为 66% 和 44% 时的回流区尺寸明显大于 22% 和 0% 时的尺寸。表 2 中给出了不同工况下回流区的长度和直径。回流区的长度从 66% 缝隙风的 $1.0d$ 减小至 0~22% 缝隙风的 $0.5d$ ，直径的最大值出现在 44% 缝隙风。66% 缝隙风时，回流区为大环形，其下边界距离中心轴线仅 $0.075d$ ，接近中心回流区；44% 缝隙风时，变为中心回流区；0~22% 缝隙风时，回流区变为小环形。可以看出，

44% 的缝隙风量为回流区形态变化的转折点。

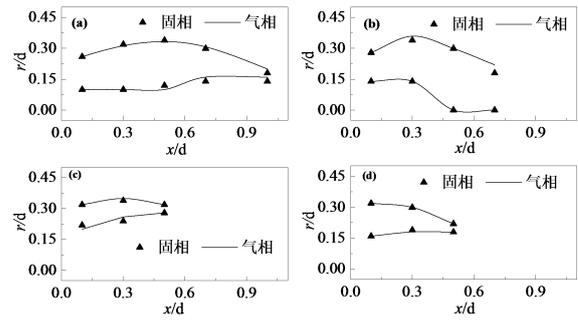


图 6 不同缝隙风量下的回流区边界：(a) 66% 缝隙风；(b) 44% 缝隙风；(c) 22% 缝隙风；(d) 0% 缝隙风

Fig.6 Recirculation zone boundary under different gap air flow: (a) 66% gap air; (b) 44% gap air; (c) 22% gap air; (d) 0% gap air

Zeng 等人^[16]对一种无三次风的 LNASB 燃烧器进行过改进，得到了 ILNASB，它在内二次风和一次风之间增加了一股直流二次风，类似于本文的缝隙风，但其目的是解决喷口结渣问题，没有关注低负荷稳燃。满负荷下的气固流动结果显示，ILNASB 的出口为环形回流区，长度为 $0.3d$ ，直径为 $0.27d$ 。回流区的相对尺寸与本文 22% 缝隙风时的相近。

回流率是对稳燃效果的定量描述，定义为回流的烟气量与一次风流量的比值：

$$\text{回流率} = \frac{2\pi}{Q_1} \int_{r_1}^{r_2} u r dr \quad (2)$$

公式(2)中， Q_1 代表一次风体积流量， m^3/s ； r_1 和 r_2 分别为回流区的起始位置和结束位置， m ； u 为测量截面上的轴向速度， m/s 。

图 7 为不同缝隙风量下的回流率。从图 7(a)可以看出，随着 x/d 的增大，66%、44% 和 22% 缝隙风下的回流率均先增大后减小，在 $x/d=0.3$ 附近存在极大值，而无缝隙风时，回流率则逐渐减小，最大值出现在 $x/d=0.1$ 。图 7(b) 中展示了不同缝隙风量下的总回流率。随着缝隙风从 66% 降低至 0%，总回流率先减小后增大，在 22% 时出现极小值。当没有缝隙风时，一次风和二次风之间存在“断层”，类似于钝体，因此在燃烧器出口附近存在较多的气体回流。当少量缝隙风吹入后，不仅没有加强对一次风的卷吸，反而破坏了“断层”后方的负压环境，导致出口附近的回流量降低。只有当风量大于 22% 时，缝隙风才会对一次风产生明显的卷吸，进而促进内二次风与一次风的混合。表 2 中的数据显示，66% 和 44% 缝隙风时的旋流数和扩散角

相对较大,说明此时气流的旋转较强,这有利于增大回流,增强稳燃。

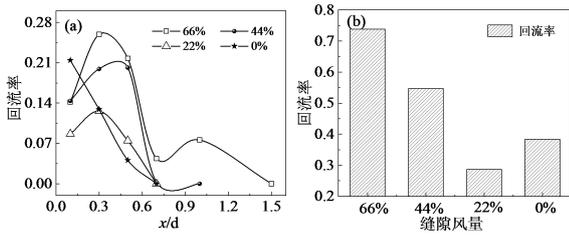


图7 不同缝隙风量下的回流率: (a)不同截面的回流率; (b) 总回流率

Fig.7 Recirculation ratio under different gap air flow: (a) recirculation ratio of different sections; (b) total recirculation ratio

回流区对旋流燃烧器的低负荷稳燃至关重要。只有当煤粉不断与回流区内的高温烟气接触时,才能确保被迅速点燃。新型燃烧器在实际运行时,可以通过调节缝隙风量实现对回流区的调控。低负荷时,推荐使用66%~44%的缝隙风量。耦合中心给粉技术后,高浓度煤粉集中分布于燃烧器中心,这部分煤粉着火热较低,也有利于稳燃。

3.4.2 气固两相速度分布

图8展示了不同缝隙风量下气固两相流的轴向速度分布,其中G代表缝隙风量。在 $x/d=0.1\sim 0.3$ 范围内,四种工况下的轴向速度均表现出双峰分布。靠近 $r=0$ mm的峰值是由一次风/粉的流动引起的,而远离中心的峰值是由二次风的流动引起的。在这一阶段,不同工况的负速度范围差异不大。当气流运动到 $x/d=0.5$ 时,66%和44%缝隙风量的一次风峰值迅速衰减,负速度的起点向中心轴线靠近,两峰合并为一个,以二次风的流动为主。在 $x/d=0.5$ 之后,二次风峰值逐渐衰减。相比之下,0%和22%缝隙风量的一次风峰值衰减较慢,在 $x/d=1.0$ 处依然存在明显的波峰。总体来看,在 $r=0\sim 50$ mm范围内,66%和44%缝隙风量的轴向速度明显低于其他两个工况。较低的一次风速增加了煤粉与高温烟气的接触时间,有利于稳燃。同时,一次风轴向速度的快速衰减是形成大回流区的关键,否则,刚性较强的直流一次风会破坏中心回流区。因此,只有当缝隙风量超过22%时,缝隙风的引入才能显著促进稳燃。

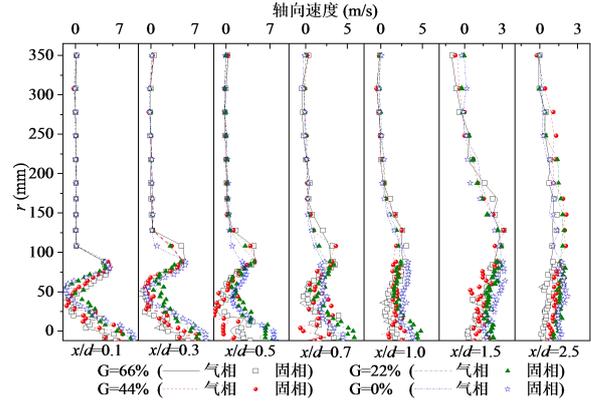


图8 不同缝隙风量下的气固两相流的轴向速度分布
Fig.8 Axial velocity distribution of gas-particle flow under different gap air flow

图9显示了正轴向速度最大值的位置,通过该图可以确定一次风和二次风的混合位置。66%和44%缝隙风量下,一次风和二次风的混合发生在 $x/d=0.5$ 处,而22%和0%缝隙风量下的混合发生在 $x/d=1.5$ 处。混合前,不同工况下二次风的波峰位置差别不大。混合后,66%和44%缝隙风量下的二次风波峰位置 r 接近,但明显比22%和0%缝隙风量下的 r 更大,0%缝隙风量下的 r 最小。这些结果表明,随着缝隙风量的增加,一次风和二次风的混合提前,这是高缝隙风量下一次风迅速衰减的主要原因。这种现象有助于气流的扩散,从而在燃烧器出口中心区域形成负压或低速区,延长煤粉颗粒的停留时间,从而增强稳燃效果。

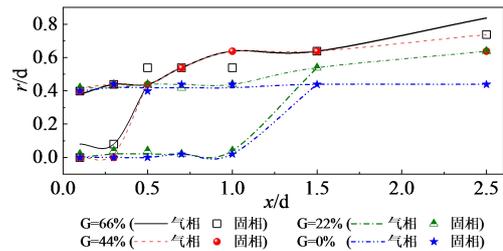


图9 不同缝隙风量下最大正轴向速度位置
Fig.9 Position of maximum positive axial velocity under different gap air flow

图10显示了不同缝隙风量下气固两相流的切向速度分布。可以看出,各种工况下的切向速度均呈单峰分布,该峰是由旋转的二次风形成的。在 $x/d=0.1$ 处,四种工况的切向速度差别不大。随着气流的发展,22%缝隙风的切向速度衰减最快,而0%缝隙风的衰减较慢。在 $x/d=0.3\sim 1.0$ 范围内,比较不同工况下峰值附近的切向速度,发现0%缝隙

风和 22% 缝隙风的切向速度分别为最大值和最小值。燃烧器出口的气固流动同时受到直流一次风和旋流二次风的影响。直流一次风不利于二次风的扩散，因为它增大了气流的整体轴向动量。当一次风和二次风接触后，二次风卷吸一次风，导致切向速度迅速衰减。当没有缝隙风时，一次风和内二次风之间出现“断层”，混合延迟，反而减缓了切向速度的衰减。少量缝隙风可以填补“断层”，使内二次风与一次风的接触提前，但由于缝隙风量较小，其旋转强度不足，导致整体切向速度衰减更快。换句话说，只有当缝隙风量在 66% 至 44% 之间时，缝隙风才能既起到“媒介”作用，又有足够的旋转强度带动一次风。

图 11 给出了不同缝隙风量下最大切向速度位置。由上述讨论可知，由于一次风为直流，因此最大切向速度出现在二次风流动区域。在 $x/d=0.1\sim 0.7$ ，受直流一次风的影响，不同工况的峰值位置均分布在 $r/d=0.3$ 附近。在 $x/d=0.7$ 之后，峰值位置 r/d 迅速增大，气流向外扩散。缝隙风对峰值位置的影响主要发生在 $x/d=0.7$ 之后。此时，随着缝隙风量的增大，切向速度峰值位置 r/d 呈现逐渐增大的趋势。

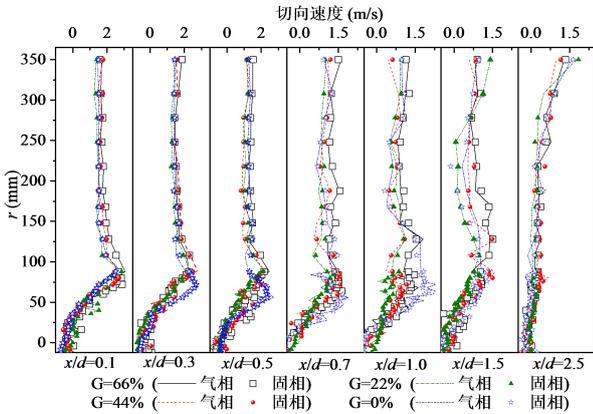


图 10 不同缝隙风量下的气固两相切向速度

Fig.10 Tangential velocity distribution of gas-particle flow under different gap air flow

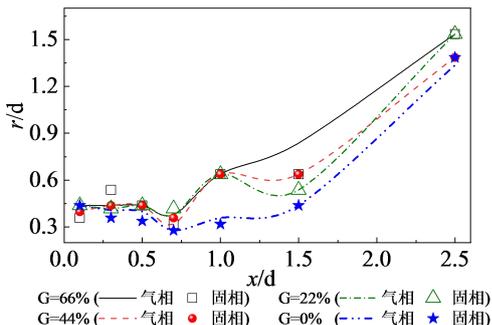


图 11 不同缝隙风量下最大切向速度位置

Fig.11 Position of maximum tangential velocity under different gap air flow

图 12 展示了不同缝隙风量下气固两相流的径向速度分布。在 $x/d=0.1\sim 0.3$ 范围内，径向速度呈现双峰分布。靠近中心的峰值由一次风引起，由于一次风是直流，其峰值较小；远离中心的峰值由二次风引起，二次风为旋流，沿径向的输送能力较强，峰值较大。径向速度存在明显的负值，对应回流区的位置。由于径向速度的衰减明显快于轴向速度，到了 $x/d=0.5$ ，径向速度值已经很小，气固两相以轴向运动为主。缝隙风对径向速度的影响主要发生在 $x/d=0.1\sim 0.7$ 范围内。在相同的 x/d 下，无缝隙风时的径向速度明显大于有缝隙风时的工况，且负值范围更小。负速度的出现意味着在实际运行中，煤粉颗粒朝着燃烧器中心方向移动，部分未燃烧的煤粉折返回回流区，有助于劣质煤的点燃。

3.4.3 湍流特性分析

本节旨在深入探讨燃烧器在不同负荷下的湍流强度、湍流动能和湍流能量耗散率。研究湍流强度有助于理解在不同负荷条件下湍流波动幅度及其对流动稳定性的影响，而湍流动能提供了关于湍流能量分布的重要信息，反映了流体在燃烧器中能量的储存和传递情况。进一步地，湍流能量耗散率揭示了湍流能量向内能转化的速率，这对于理解能量在湍流中的传递和消散机制至关重要。

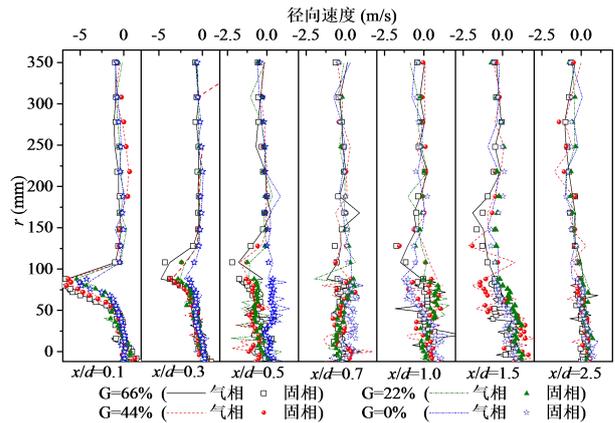


图 12 不同缝隙风量下的气固两相径向速度

Fig.12 Position of maximum radial velocity under different gap air flow

湍流强度 T 由三维平均速度和三维脉动速度计算得来：

$$T = \left(\frac{u_f^2 + v_f^2 + w_f^2}{3U} \right)^{0.5} \quad (3)$$

公式(3)中, u_f 、 v_f 和 w_f 分别代表轴向、径向和切向速度的波动值, 它们直接由 PDA 测得, 不确定度为 1%。 U 代表三维平均速度的合速度。

湍流动能(TKE)的公式为:

$$TKE = \frac{1}{2}(u_f^2 + v_f^2 + w_f^2) \quad (4)$$

湍流动能耗散率(ϵ)的公式为^[26]:

$$\epsilon = \frac{1}{2}b \left(\frac{\partial u_f}{\partial c_i} + \frac{\partial v_f}{\partial c_j} + \frac{\partial w_f}{\partial c_k} \right)^2 \quad (5)$$

公式中(5), b 是运行粘度, $\partial u_f / \partial c_i$ 、 $\partial v_f / \partial c_j$ 和 $\partial w_f / \partial c_k$ 分别为波动速度对坐标的偏导数, 其中 i 、 j 、 k 对应于空间坐标方向。本文中, 同一 x/d 截面的速度值仅与径向方向相关。

图 13 展示了不同缝隙风量下的湍流强度分布。湍流强度呈单峰分布, 峰值集中在 $r=20$ mm~ 30 mm 之间, 该位置处于回流区内。回流区内部的气体微团之间的能量交换非常剧烈, 因此湍流强度较大。特别是, 在 $x/d=0.5\sim 0.7$ 范围内, 44%缝隙风量在 $r=0$ mm 附近的湍流强度较高, 这主要是由于中心回流区的形成。随着缝隙风量的增大, 相同 x/d 截面下, $r=0\sim 75$ mm 范围内的湍流强度呈现逐渐增大的趋势。可以明显看出, 在 $x/d=0.5\sim 2.5$ 范围内, 22%和 0%缝隙风量下的湍流强度已经很小, 而 66%和 44%缝隙风量下的湍流强度仍存在峰值。较大的湍流强度有助于气固两相的混合, 在实际运行中, 有利于提高燃烧器的稳燃性能。

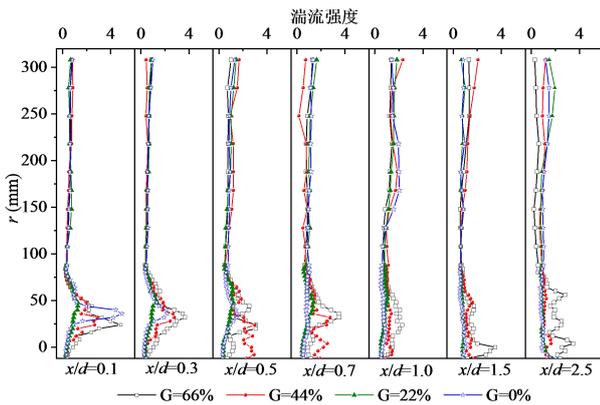


图 13 不同缝隙风量下的湍流强度

Fig. 13 Turbulence intensity under different gap air flow

图 14 展示了不同缝隙风量下的湍流动能分布。不同工况的湍流动能变化趋势类似, 在同一截面上, 湍流动能随 r/d 的增大逐渐减小。在 $x/d=0.1\sim 0.3$ 范围内, 各工况下湍流动能的波谷位

置位于 $r=150$ mm 附近; 到了 $x/d=0.5$ 、 0.7 和 1.0 时, 波谷位置分别移动到 $r=200$ mm、 250 mm 和 275 mm。 $r=300$ mm 附近的湍流动能略微增大, 可归因于边壁回流。这表明射流前期的湍流能量主要分布在喷口附近, 随着气流的发展, 逐渐向边壁移动。此外, 在 $r=0\sim 100$ mm 范围内, 66%缝隙风量的湍流动能相对较大; 当 $r > 100$ mm 时, 在 $x/d=0.5$ 至 1.0 范围内, 66%和 44%缝隙风量的湍流动能明显大于其他两个工况。总体而言, 较大缝隙风量工况下的湍流动能相对较大。

图 15 展示了不同缝隙风量下的湍流动能耗散率, 这是一项衡量湍流能量损失的重要参数。整体来看, 不同工况下的耗散率均存在各自的峰值, 主要集中在 $r=0\sim 75$ mm 范围内, 该区域为一次风和二次风的主要流动区域。0%缝隙风量下的耗散率相对低于有缝隙风量的工况, 且其耗散率峰值不明显。有缝隙风量存在时, 耗散率的峰值较为明显: 66%和 44%缝隙风量的耗散率在 $x/d=0.1\sim 2.5$ 范围内均存在峰值, 22%缝隙风量在 $x/d=0.1\sim 0.5$ 范围内出现明显的峰值。这表明引入缝隙风后, 湍流能量的消散速度更快。能量消散的本质是各气体或颗粒微团逐渐相互接触、碰撞, 使湍流能量转化为内能。这一过程的宏观结果是气流和颗粒的充分混合, 从而有利于燃烧器的性能提升。

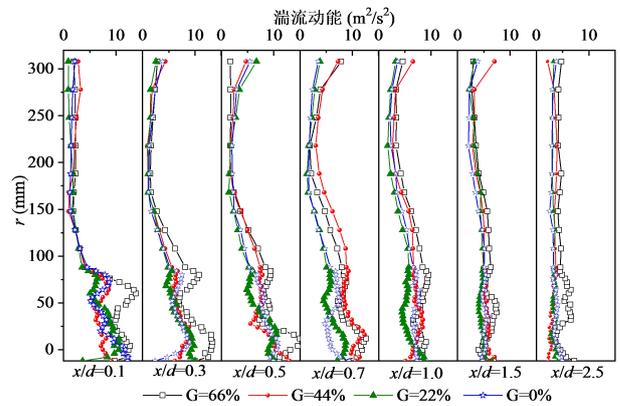


图 14 不同缝隙风量下的湍流动能

Fig.14 Turbulent kinetic energy under different gap air flow

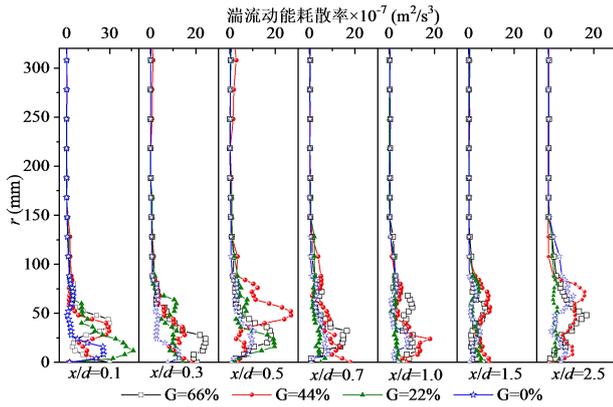


图 15 不同缝隙风量下的湍流动能耗散率

Fig.15 Turbulent kinetic energy dissipation rate under different gap air flow

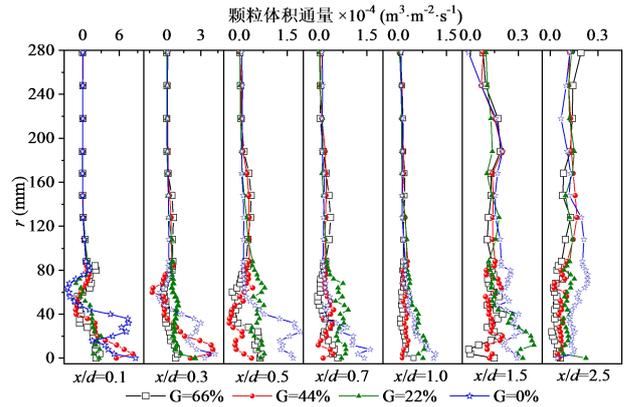


图 16 不同缝隙风量下的颗粒体积通量

Fig.16 Particle volume flux under different gap air flow

3.4.4 颗粒体积流量分布

颗粒体积流量是指单位时间内通过测量体单位面积的颗粒体积。本文仅考虑了轴向的颗粒体积流量。图 16 展示了不同缝隙风量下的颗粒体积流量。不同工况下的颗粒体积流量均呈单峰分布。从图 17 中不同截面下的峰位置可以看出，在 $x/d=0.1\sim 0.7$ 范围内，66%~22%缝隙风量的峰位置集中在 $r/d=0$ 附近。新型燃烧器的一次风为直流，一次风管内安装有三级煤粉浓缩环。颗粒由一次风携带，由于自身惯性，颗粒与锥形环碰撞后会获得一个朝向中心的分速度，从而部分颗粒向中心聚集，形成高煤粉浓度。特别是在 66%缝隙风量时， $x/d=0.3\sim 0.7$ 范围内存在明显的颗粒回流，且回流的起点靠近燃烧器中心；44%缝隙风量时， $x/d=0.5\sim 0.7$ 范围内存在中心区域的颗粒回流。这意味着在这两个工况下，高浓度煤粉将直接进入高温回流区内部，保证了燃烧器在低负荷下的稳燃运行。在 0%缝隙风量时，缝隙风通道起到钝体的作用，在预混段内颗粒提前向钝体后方运动，导致较多颗粒过早与二次风接触，不利于降低 NO_x 排放。钝体效应的影响范围仅限于 $x/d=0.1\sim 0.3$ ，对稳燃的提升较小。在 22%缝隙风量时，颗粒没有明显的回流，主要是因为少量的缝隙风旋转不足，并且破坏了钝体效应。

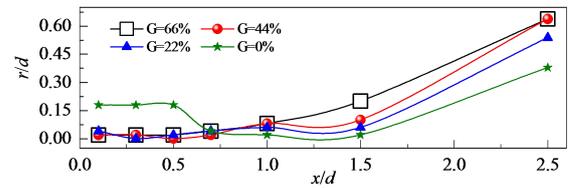


图 17 不同缝隙风量下的最大颗粒体积流量位置

Fig. 17 Position of maximum particle volume flux under different gap air flow

4 结 论

为解决燃用劣质煤锅炉深度调峰能力不足的问题，研发了一种新型低负荷稳燃技术，并将其应用在一台燃用劣质煤 350 MW 锅炉的 LNASB 燃烧器，得到 SLNASB 燃烧器。基于实验室气固两相试验，在 30% 锅炉负荷下，分析了缝隙风量对 SLNASB 燃烧器气固流动及稳燃性能的影响，结果如下：

(1) 新型低负荷稳燃技术无需更换整个燃烧器，SLNSAB 保留了原有 LNASB 的二次风结构但取消了中心风，仅需要更换一次风、引入旋流缝隙风，结合预混段和扩口优化，改动范围小。

(2) 缝隙风可以调节回流区形态和大小。新结构燃烧器的缝隙风量为内二次风量的 66% 时，回流区为大环形，长度为 $1.0d$ ，直径为 $0.48d$ ，下边界距离中心轴线仅 $0.075d$ ，接近中心回流；缝隙风量为 44% 时，为中心回流区，长度为 $0.7d$ ，直径为 $0.60d$ 。当缝隙风为 22% 和 0% 时，变为小环形回流区，长度缩小为 $0.5d$ ，直径分别减小为 $0.24d$ 和 $0.32d$ 。66%、44%、22% 和 0% 缝隙风量时的总回流率分别为 0.74、0.55、0.29 和 0.38，66%~44% 缝隙风时的回流率较大。实际运行时，推荐使用 66%~44% 缝隙风量，以实现最低 30% 负荷下的稳

燃。

(3) 0%和22%缝隙风量的一次风峰值衰减较慢,在 $x/d=1.0$ 处依然存在明显的波峰。在 $r=0\sim 50$ mm范围内,66%和44%缝隙风量的轴向速度低于22%和0%缝隙风的工况。22%缝隙风时切向速度的衰减更快。在相同的 x/d 下,无缝隙风时的径向速度明显大于有缝隙风时的工况,且负值范围更小。在 $x/d=0.1$ 之后,66%和44%缝隙风时的湍流强度峰值高于其他两个工况。

(4) 四种工况下的颗粒体流量分布均在燃烧器中心附近存在峰值,煤粉浓度沿径向呈“内浓外淡”分布。66%缝隙风量时, $x/d=0.3\sim 0.7$ 范围内存在明显的颗粒回流,且回流的起点靠近燃烧器中心。44%缝隙风量时, $x/d=0.5\sim 0.7$ 范围内存在中心区域的颗粒回流。0%缝隙风量时,峰值位置位于 $r/d=0.15$ 附近,高浓度颗粒位于一次风边缘,明显的颗粒回流发生在 $x/d=0.1\sim 0.3$ 。22%缝隙风量时,颗粒没有明显的回流。

参考文献(References):

- [1] MATTHIAS H, CHRISTOPH W. On the optimal mix of wind and solar generation in the future Chinese power system[J]. *Energy*, 2015, 90: 235-243.
- [2] JON O, MOHD N A, MIKAEL B, et al. Net load variability in Nordic countries with a highly or fully renewable power system[J]. *Nature Energy*, 2016, 175: 1-8.
- [3] VASILIKI V, ELIAS Z, IOANNIS F G, et al. Power system studies in the clean energy era: from capacity to flexibility adequacy through research and innovation: The International Symposium on High Voltage Engineering[C]. Springer Cham, 2019: 73-83.
- [4] 国家能源局. 全国煤电机组改造升级实施方案[EB/OL]. (2021.10) [2024.6] https://www.gov.cn/zhengce/zhengceku/2021-11/03/content_5648562.htm. National Energy Administration. National coal power unit upgrading implementation plan[EB/OL]. (2021.10) [2024.6] https://www.gov.cn/zhengce/zhengceku/2021-11/03/content_5648562.htm.
- [5] BAI Xiangfei, DING Hua, LIAN Jinjing, et al. Coal production in China: past, present, and future projections[J]. *International Geology Review*, 2018, 60(5): 535-547.
- [6] RYOICHI K, HISAO M, AKIRA S. Numerical analysis of pulverized coal combustion characteristics using advanced low- NO_x burner[J]. *Fuel*, 2004, 83(6): 693-703.
- [7] 宋民航, 黄云, 黄骞, 等. 旋流煤粉燃烧器低负荷稳燃技术探讨[J]. *中国电机工程学报*, 2021, 41(13): 4552-4566. SONG Minhang, HUANG Yun, HUANG Qian, et al. Discussion on low-load stable combustion technology of swirl pulverized-coal burner[J]. *Proceedings of the CSEE* 2021, 41(13): 4552-4566.
- [8] 陈智超. 中心给粉旋流燃烧器气固流动及应用的研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2007: 92-96. CHEN Zhichao. Studies on characteristics of gas-particle two phase flows with centrally fuel rich swirl coal combustion burner and its application [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2007: 92-96.
- [9] LI Zhengqi, JING Jianping, CHEN Zhichao, et al. Combustion characteristics and NO_x emissions of two kinds of swirl burners in a 300-MWe wall-fired pulverized-coal utility boiler. *Combustion Science and Technology*, 2008, 180(07): 1370-1394.
- [10] 张广才, 周科, 鲁芬, 等. 燃煤机组深度调峰技术探讨[J]. *热力发电*, 2014, 46(09): 17-23. ZhANG Guangcai, ZHOU Ke, LU Fen, et al. Discussions on deep peaking technology of coal-fired power plants[J]. *Thermal Power Generation*, 2014, 46(09): 17-23.
- [11] FAN Weidong, LIN Zhengchun, LI Youyi, et al. Experimental flow field characteristics of OFA for large-angle counter flow of fuel-rich jet combustion technology[J]. *Applied Energy*, 2010, 87(8): 2737-2745.
- [12] YOU Changfu, ZhOU Yong. Effect of operation parameters on the slagging near swirl coal burner throat[J]. *Energy Fuels*, 2006, 20(5): 1855-1861.
- [13] LIU Yacheng, FAN Weidong, WU Manzhi. Experimental and numerical studies on the gas velocity deviation in a 600 MWe tangentially fired boiler[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 110: 553-563.
- [14] YUAN Zhenhua, CHEN Zhichao, WU Xiaolan, et al. An innovative low- NO_x combustion technology for industrial pulverized coal boiler: Gas-particle flow characteristics with different radial-air-staged levels[J]. *Energy*, 2022, 260: 125142.
- [15] CHEN Zhichao, YUAN Zhenhua, WANG Yufei, et al. Experimental study of gas-particle flow in the coal-fired industrial boiler applied radial air staging at variable over-fired air distributions[J]. *Fuel*, 2023, 354: 129315.
- [16] ZENG Lingyan, LI Zhengqi, ZHAO Guangbo, et al. The influence of swirl burner structure on the gas/particle flow characteristics[J]. *Energy*, 2011, 36(10): 6184-6194.

- [17] CHEN Zhichao, LI Zhengqi, WANG Fuqiang, et al. Gas/particle flow characteristics of a centrally fuel rich swirl coal combustion burner[J]. *Fuel*, 2008; 87(10): 2102-2110.
- [18] CHEN Zhichao, LI Zhengqi, WANG Fuqiang, et al. Gas/particle flow characteristics of two swirl burners[J]. *Energy Conversion and Management*, 2009, 50(5): 1180-1191.
- [19] YAN Rong, CHEN Zhichao, ZHANG Bo, et al. Impact of radial air staging on gas-particle flow characteristics in an industrial pulverized coal boiler[J]. *Energy*, 2022, 243: 123123.
- [20] 李争起, 黄椿朝, 王誉霏, 等. 一种回流区形态可调节的旋流煤粉燃烧器及其使用方法: CN202311319641.9[P]. 2024.
- LI Zhengqi, HUANG Chunchao, WANG Yufei, et al. A swirl pulverized coal burner with adjustable recirculation zone and its application method: CN202311319641.9[P]. 2024.
- [21] LIN Zhengchun, FAN Weidong, LI Youyi, et al. Research of low NO_x combustion with large-angle counter flow of a fuel-rich jet and its particle-dynamics anemometer (PDA) experiment[J]. *Energy Fuel*, 2009, 23 (1): 744-753.
- [22] FAN Weidong, LI Youyi, LIN Zhengchun, et al. PDA research on a novel pulverized coal combustion technology for a large utility boiler[J]. *Energy*, 2010, 35 (5): 2141-2148.
- [23] WANG Zhiqiang, HU Yingjie, Cheng Xingxing, et al. Influence of offset angle of mid-secondary air nozzles on gas-particle flow characteristics in a furnace[J]. *RSC Advances*, 2018, 32(08): 17764-17772.
- [24] WEBER R, VISSER B M, BOYSAN F. Assessment of turbulence modeling for engineering prediction of swirling vortices in the near burner zone[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 1990, 11(03): 225-235.
- [25] JING Jianping, LI Zhengqi, WANG Lin, et al. Influence of the mass flow rate of secondary air on the gas/particle flow characteristics in the near-burner region of a double swirl flow burner[J]. *Chemical Engineering Science*, 2011, 66(12): 2864-2871.
- [26] WANG Guichao, YANG Fan, WU Ke, et al. Estimation of the dissipation rate of turbulent kinetic energy: A review[J]. *Chemical Engineering Science*, 2021, 229: 116133.