文章编号:1674-7607(2026)02-0028-08 DOI:10.19805/j.cnki.jcspe.2026.240718

中心风结构对350 MW锅炉旋流燃烧器流动及燃烧特性的影响

刘 政[1,2]， 姜肇中[3]， 黄浩麟[1,2]， 李争起[1,2]，
魏新平[3]， 陈智超[1]， 刘华财[4]
(1. 哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院，黑龙江哈尔滨 150001； 2. 哈工大郑州研究院，河南郑州 450046； 3. 新疆华电喀什热电有限责任公司，新疆喀什 844000；
4. 中国科学院 广州能源研究所，广东广州 510640)

摘 要：针对新型低NO_x轴向旋流燃烧器(优化前燃烧器简称原型燃烧器)存在的中心风管磨损和低负荷稳燃性能较差的问题，取消了燃烧器的中心风结构(优化后燃烧器简称优化燃烧器)。对上述2种燃烧器进行了实验室1∶4冷态单相模化试验，研究有无中心风结构对燃烧器出口流场的影响。同时，在采用上述2种燃烧器的燃用烟煤350 MW对冲燃烧锅炉上开展了工业试验。结果表明：原型燃烧器和优化燃烧器均在燃烧器出口形成了环形回流区，而优化燃烧器的回流区面积更大，回流区高度由0.07 m(0.2d，d为外二次风扩口直径)增大至0.1 m(0.28d)，回流区高度增大了43%。优化燃烧器的着火距离约为1 m，原型燃烧器的着火距离约为1.15 m，优化燃烧器着火提前，O_2含量下降和CO生成得更早更快。

关键词：锅炉；旋流燃烧器；中心风；冷态单相试验；工业试验；低负荷稳燃
中图分类号：TK223.23 **文献标志码**：A **学科分类号**：470.30

Effect of Central Air Structure on Flow and Combustion Characteristics of Swirl Burner in a 350 MW Coal-fired Boiler

LIU Zheng[1,2]， *JIANG Zhaozhong*[3]， *HUANG Haolin*[1,2]， *LI Zhengqi*[1,2]，
WEI Xinping[3]， *CHEN Zhichao*[1]， *LIU Huacai*[4]
(1. School of Energy Science and Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, Heilongjiang Province, China； 2. Zhengzhou Research Institute of Harbin Institute of Technology, Zhengzhou 450046, Henan Province, China； 3. Xinjiang Huadian Kashi Thermoelectricity Power Co., Ltd., Kashi 844000, Xinjiang Autonomous Region, China；
4. Guangzhou Institute of Energy Conversion, Chinese Academy of Sciences, Guangzhou 510640, Guangdong Province, China)

Abstract: To address the issues of central air duct wear and poor low-load combustion stability performance present in the new type of low-NO_x axial swirl burner (the burner before optimization is referred to as the original burner), the central air structure of the burner was eliminated (the burner after optimization is

收稿日期:2024-11-18 **修订日期**:2024-12-04
基金项目:黑龙江省头雁行动计划资助项目；国家重点研发计划资助项目(2024YFB4104803)
作者简介:刘 政(1995—)，男，山东泰安人，博士研究生，研究方向为燃煤锅炉深度调峰。
李争起(通信作者)，男，教授，博导，E-mail:green@hit.edu.cn。

referred to as the optimized burner). Laboratory 1∶4 cold-state single-phase modeling experiments were conducted on above two types of burners to investigate the impact of the presence or absence of the central air structure on the outlet flow field of the burner. Meanwhile, industrial experiments were carried out on a 350 MW opposed-firing boiler burning bituminous coal that employed these two types of burners. Results show that both the original burner and the optimized burner form an annular recirculation zone at the burner outlet, while the recirculation zone area of the optimized burner is larger. The height of the recirculation zone increases from 0.07 m (0.2d, where d is the flared diameter of the outer secondary air) to 0.1 m (0.28d), representing a 43% increase in height. The ignition distance of the optimized burner is approximately 1 m, while that of the original burner is approximately 1.15 m. The optimized burner experiences earlier ignition, with O_2 content decreasing and CO being generated earlier and faster.

Key words: boiler; swirl burner; central air; cold-state single-phase experiments; industrial experiments; low-load stable combustion

火电机组发电量在 2023 年占我国总发电量的 66.2%，代表我国的发电主力仍然是火电机组[1]。火电机组需要燃烧稳定、高燃烧效率和符合污染物控制标准的煤粉燃烧技术[2-4]。

燃烧器结构优化是提升燃烧器性能普遍采取的措施[5-6]。Su 等[7]针对一款低 NO_x 旋流燃烧器进行研究，发现内二次风扩口结构对燃烧器出口流场的影响很大，通过数值模拟得出了最佳结构并用于电站锅炉的燃烧器改造。Zhou 等[8]通过数值模拟对比研究了一种在一次风管内的分隔环结构对燃烧器性能的影响，结果显示优化结构可以有效降低 NO_x 生成。Li 等[9]对增强型双调风燃烧器和中心给粉旋流煤粉燃烧器进行了现场工业试验，测量 2 种燃烧器出口区域的烟气组分体积分数和烟气温度分布，结果显示中心给粉旋流煤粉燃烧器的性能更佳。Ti 等[10]对强化点火轴向控制低 NO_x 燃烧器和中心给粉旋流燃烧器进行了工业试验研究，同时研究了中心给粉旋流燃烧器外二次风叶片角度的影响，结果显示当外二次风叶片角度从 20°增加至 30°时，NO_x 排放量降低，在最佳外二次风叶片角度下，锅炉改造后在 600 MW 负荷下 NO_x 排放量降低 60.50%。

旋流燃烧是燃煤电站锅炉的 3 种燃烧方式之一[11]，在我国 300 MW 及以上大容量机组的应用比例约为 40%，应用范围较广。我国的旋流燃烧技术大多从国外引进。三井巴布科克能源有限公司的低 NO_x 轴向旋流燃烧器[12]在 20 世纪 90 年代就被引入我国，国内某锅炉厂引进低 NO_x 轴向旋流燃烧器后，在此基础上研发了新型低 NO_x 轴向旋流燃烧器，在国内多台 350 MW 及以上容量的锅炉上实现了应用。国内某电厂采用新型低 NO_x 轴向旋流燃烧器（简称原型燃烧器）的锅炉日常燃用烟煤，最低稳燃负荷率为 45%左右，但是频繁出现中心风管磨损问题，甚至出现中心风管磨穿后煤粉倒流入二次风箱后，在风箱内燃烧损坏设备的情况。磨损位置位于一次风进入一次风通道处的中心风管迎风面。因此，对前墙下层的 4 个原型燃烧器进行优化改造，取消了中心风结构（改造后的燃烧器称为优化燃烧器），最低稳燃负荷率达到 40%。

针对原型燃烧器和优化燃烧器 2 种结构开展了实验室冷态单相试验和工业热态试验。在实验室建立了燃烧器的 1∶4冷态模型，通过冷态单相试验测量 2 种燃烧器不同出口截面的平均轴向、径向和切向速度，以及出口射流边界和回流区边界，详细对比了有无中心风结构对燃烧器出口冷态单相流动特性的影响。在燃用烟煤且采用原型燃烧器和优化燃烧器的 350 MW 对冲燃烧锅炉上进行了工业热态试验，详细对比研究了 2 种燃烧器的流动和燃烧特性。

1　锅炉及燃烧装置概述

某电厂 350 MW 机组的锅炉为超临界参数变压运行螺旋管圈直流炉，是单炉膛、一次再热、前后墙对冲燃烧方式、平衡通风、紧身封闭、固态排渣、全钢构架、全悬吊结构 Ⅱ 型锅炉，采用不带再循环泵的大气扩容式启动系统。锅炉总体布置简图如图 1 所示。锅炉采用前后墙对冲燃烧方式，共布置 5 层燃烧器（前 3 层、后 2 层），每层布置 4 个，共有 20 个旋流燃烧器。在燃烧器上方区域共设置 16 个燃尽风装置，分 2 层布置于锅炉前后墙，优化燃烧器取代了锅炉的前墙下层（B 层）原有的 4 个原型燃烧器。

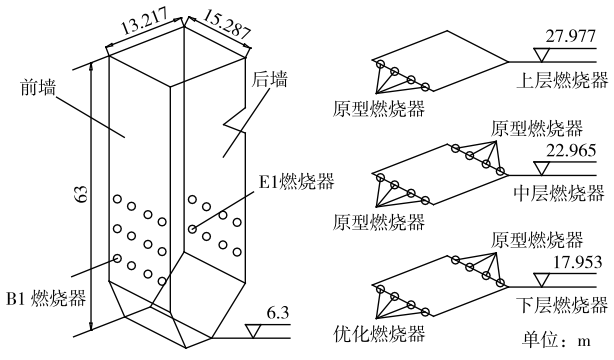


图 1 锅炉总体布置简图

Fig. 1 General layout diagram of boiler

锅炉原型燃烧器的结构示意图如图 2 所示。中心风通过在燃烧器中心布置的中心风管进入炉内。中心风管外部为一次风通道，直流一次风由一次风通道进入炉内。一次风通道出口处设有稳燃环，当煤粉气流经过此类结构时会产生大量局部的小回流，在煤粉气流出口的根部形成加热环。一次风通道外部为内二次风通道，轴向可调叶片安装在内二次风通道内，内二次风通过轴向可调叶片后以旋转的形式进入炉内。内二次风通道外部为外二次风通道，切向叶片设置在最外侧的环形通道内，外二次风通过切向叶片后以旋转的形式进入炉内。一次风与内二次风之间的扩口为一次风扩口，内二次风与外二次风之间的扩口为内二次风扩口，外二次风外侧扩口为外二次风扩口，扩口对气流具有导向作用。燃烧器在一次风中加装了浓缩环，使得煤粉分布趋向于燃烧器中心，形成较明显的煤粉径向浓淡分离。

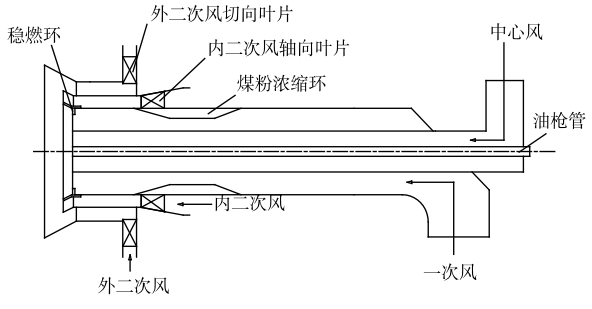


图 2 原型燃烧器结构示意图

Fig. 2 Original burner structure diagram

为了解决锅炉运行中原型燃烧器存在中心风管磨损和低负荷稳燃能力不足的问题，对该燃烧器结构进行如下优化：(1)确保一次风通道的面积与原型燃烧器的面积相同，将一次风通道布置在燃烧器的中心，在一次风通道内部重新设计煤粉浓缩装置，一次风煤粉气流经过煤粉浓缩环后，形成内浓外淡的煤粉颗粒分布，实现中心给粉；(2)保留原型燃烧器的内外二次风结构，取消中心风通道，将中心风通道面积设置在新一次风通道与内二次风通道之间，封堵住出口，则该区域变为不通风的死区；(3)将油枪设备更换为等离子点火设备。优化燃烧器结构示意图如图 3 所示。

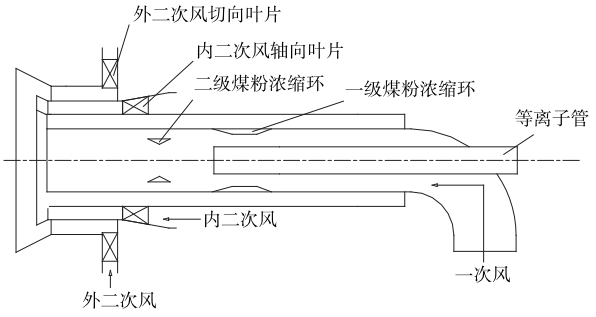


图 3 优化燃烧器结构示意图

Fig. 3 Improved burner structure diagram

为了详细对比原型燃烧器和优化燃烧器内的流动和燃烧特性，开展了实验室冷态单相试验和工业热态试验。表 1 为 2 种结构燃烧器的设计参数。

表 1 2 种燃烧器的设计参数

Tab. 1 Design parameters of the two types of swirl burners

参数	原型燃烧器	优化燃烧器
中心风管面积/m^2	0.050 7	
一次风出口面积/m^2	0.194 9	0.188 6
内二次风出口面积/m^2	0.267 9	0.267 9
外二次风出口面积/m^2	0.351 9	0.351 9
一次风温度/℃	72	72
二次风温度/℃	331	331
中心风质量流量/($kg \cdot s^{-1}$)	0.51	
一次风质量流量/($kg \cdot s^{-1}$)	4.74	4.74
内二次风质量流量/($kg \cdot s^{-1}$)	4.31	4.31
外二次风质量流量/($kg \cdot s^{-1}$)	7.11	7.11

2 燃烧器冷态单相模化试验

2.1 冷态单相模化试验方法介绍

冷态模化试验是一种在满足模化准则的前提下，建立冷态试验台并开展试验研究的试验方法，它能够模拟实际锅炉中炉内流动、混合情况。通过得到的流动特性可以定性分析实际锅炉的燃烧情况。针对所研究的燃烧器，依据相似模化的原则，对燃烧器按 1∶4缩小建立了冷态单相流动特性试验台[13]。通过飘带示踪和热线测量试验进行研究。

飘带示踪法是一种常见的测量手段，可以对不

同工况下燃烧器出口射流边界和回流区边界进行测量[14]。试验采用绑有短飘带的坐标架对燃烧器出口气流进行示踪和测量，坐标架相邻网格间的距离为 0.05 m，通过飘带示踪法，根据飘带的示踪方向来测定气流的射流边界及回流区边界，飘带沿轴向向燃烧器方向摆动区域的边界为回流区边界，由向外侧摆动变为自然下垂的位置为射流边界。图 4 为燃烧器飘带示踪试验系统图。

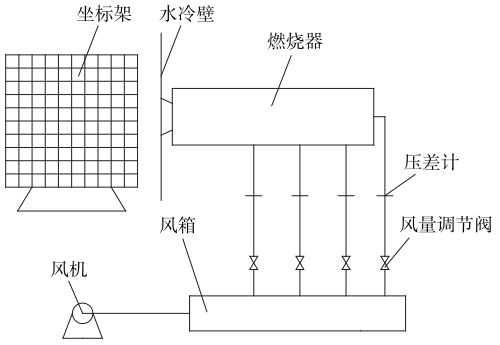


图 4　燃烧器飘带示踪试验系统图

Fig. 4　System diagram of the ribbon tracing test of the burner

热线测量试验采用 IFA300 恒温热线流速计，它能够非常精确地对速度场进行测量[15]。图 5 为热线测量试验系统图。在燃烧器出口采用热线风速仪进行测量。x 是测量点沿燃烧器中心轴线与燃烧器外二次风扩口所在截面的距离；垂直于 x 轴竖直向下，测量点与燃烧器中心轴线的径向距离为 r；d 为外二次风扩口直径（d=0.35 m）。在燃烧器出口距离为 x/d=0、0.25、0.50、0.75、1.00、1.50，共设置 6 个测量截面，每个截面径向测点分别为 r/d=0、0.05、0.10、0.15、0.20、0.25、0.30、0.35、0.40、0.45、0.50、0.60、0.70、0.80、0.90、1.00、1.10、1.20、1.30、1.40、1.50，共有 21 个测点，对每个测点使用热线探针进行接触式测量流场。IFA300 恒温热线流速计的测量误差在 5%之内。

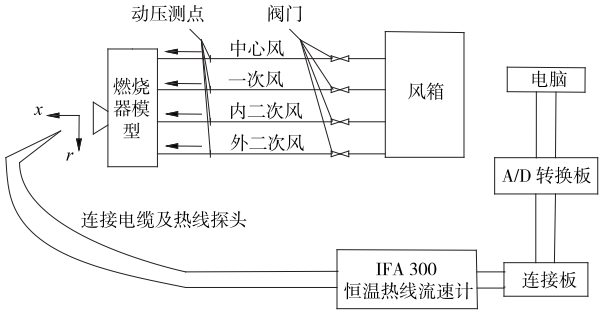


图 5　热线测量试验系统图

Fig. 5　Hot-wire measurement test system diagram

2.2　冷态单相模化试验结果

表 2 为原型燃烧器与优化燃烧器的流动特性试验参数设置，试验过程中其他条件设置均保持不变。

表 2　原型燃烧器与优化燃烧器流动特性对比试验参数设置

Tab. 2　Setting parameters of flow characteristic between original and improved burners

项目	质量流量/(kg·s^{-1})			
	中心风	一次风	内二次风	外二次风
原型燃烧器	0.028	0.304	0.251	0.376
优化燃烧器		0.304	0.251	0.376

图 6 为原型燃烧器与优化燃烧器出口射流边界和回流区边界。经过燃烧器改造后，优化燃烧器出口的回流区相比于原型燃烧器有所增大，环形回流区的内边界向中心移动，而外边界变化不大。环形回流区长度由 0.125 m（0.36d）增大至 0.150 m（0.43d），回流区长度增加了 20%。回流区高度由 0.07 m（0.2d）增大至 0.1 m（0.28d），回流区高度增大了 43%，这是因为优化燃烧器取消了中心风结构，将原中心风面积移至一次风与内二次风之间，该区域变为不通风的死区，以死区为起点，在一次风与内二次风之间形成大面积的环形回流区，相比于原型燃烧器的稳燃环结构，该结构的死区更大，有利于形成更大的环形回流区。2 种燃烧器的出口射流边界区别不大，这是因为优化燃烧器并没有对原燃烧器的内外二次风结构进行改造，两者在旋流强度上具有一致性，因此气流扩展情况相似。

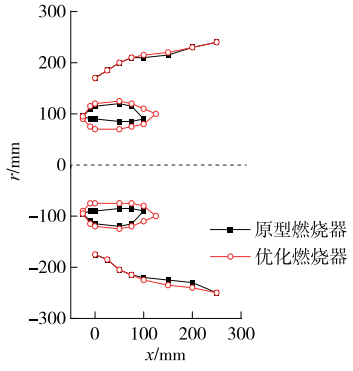


图 6　原型燃烧器与优化燃烧器出口射流边界和回流区边界

Fig. 6　Outlet jet boundary and reflux zone boundary of original and improved burners

图 7 为原型燃烧器与优化燃烧器出口轴向速度分布。在 x/d=0、0.25 面上，轴向速度存在 2 个正向峰值和 1 个负向峰值。靠近中心的正向峰值由一次风气流形成，远离中心的另一个峰值由二次风出口气流形成。特别的是，原型燃烧器在 r/d=0 的燃

烧器中心处速度较低，该低速区是由相对低速的中心风形成的，而优化燃烧器就没有这个低速区，原因是优化时取消了中心风结构。而负向峰值源于在燃烧器一、二次风喷口之间形成的环形回流区，可见优化燃烧器结构的回流区面积更大。在 $x/d=0.5$ 平面上，原型燃烧器所有轴向速度变为正向，并且只存在 1 个位于燃烧器中心的正向峰值，代表一次风与中心风已混合完毕。而优化燃烧器在 $r/d=0.25$ 位置上仍存在一个低速区，再次证明优化燃烧器的回流区结束点距离燃烧器出口的距离比原型燃烧器更远，回流区面积更大，稳燃性能更加优越。而在之后的平面上，2 种燃烧器的差别不大。

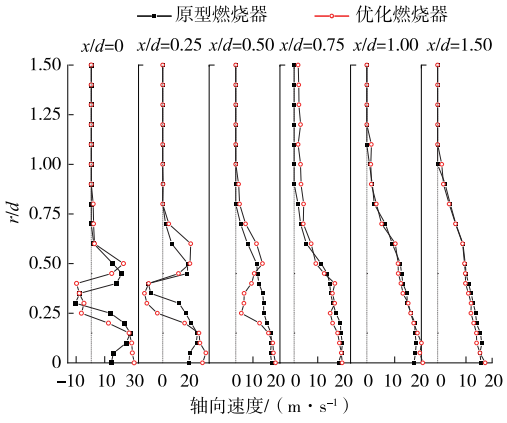


图 7 原型燃烧器与优化燃烧器出口轴向速度分布

Fig. 7 Axial velocity distribution at the outlet of original and improved burners

图 8 为原型燃烧器与优化燃烧器出口径向速度分布。可见在 $x/d=0\sim0.5$ 的截面处，原型燃烧器中心处存在 1 个明显负向速度峰值，说明高速的一次风正在向相对低速的中心风内混合，而优化燃烧器在燃烧器中心处则没有这个速度峰值。因为优化燃烧器没有中心风结构，所以没有这一过程。2 种燃烧器在 $r/d=0.5$ 附近存在 1 个正向速度峰值，这是由旋转的二次风形成的，强烈旋转的内外二次风沿径向方向四周扩散，在内外二次风与一次风之间形成低压区，形成环形回流区，可以卷吸炉膛内的高温烟气，有利于在燃烧器出口及时点燃煤粉。在后面几个平面可见径向速度衰减很快，气流在充分发展后径向速度很小，在燃烧器出口射流边界也可以看出类似的结果。

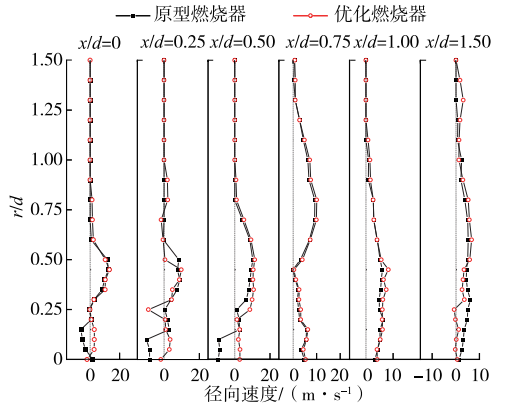


图 8 原型燃烧器与优化燃烧器出口径向速度分布

Fig. 8 Radial velocity distribution at the outlet of original and improved burners

图 9 为原型燃烧器与优化燃烧器出口切向速度分布。在燃烧器中心线附近区域的切向速度相对较小，轴向气流流动居主导地位。2 种燃烧器在 $r/d=0.5$ 附近均存在 1 个正向速度峰值，是由旋转的二次风形成的切向速度峰值，并且这个速度峰值随着气流的发展不断向外移动。2 种燃烧器的切向速度分布很接近，这是因为优化燃烧器并没有对原燃烧器的内外二次风结构进行改造，而切向速度主要由旋转的内外二次风带动，因此两者在切向速度分布上具有一致性。

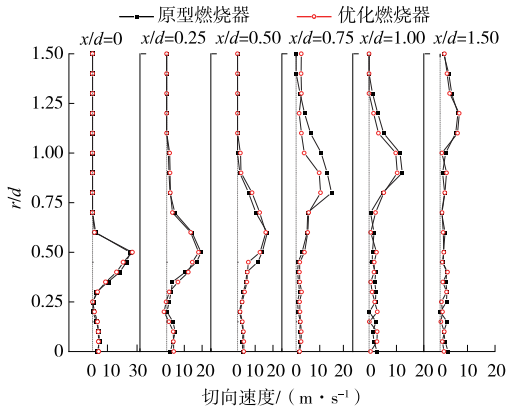


图 9 原型燃烧器与优化燃烧器出口切向速度分布

Fig. 9 Tangential velocity distribution at the outlet of original and improved burners

3 工业试验

3.1 工业试验方法介绍

为了研究 2 种燃烧器在实际运行过程中的燃烧特性，对位于锅炉下层的 B1 燃烧器（优化燃烧器）、E1 燃烧器（原型燃烧器）进行了燃烧器出口区域烟气温度和组分体积分数分布测量，2 个燃烧器均靠近左侧墙，为位于前后墙正相对的燃烧器，位置见图 10。试验期间 2 个燃烧器的运行参数见表 3（磨煤机组合均为 ABDE），燃烧器参数有所差别，但是这些差别对燃烧器燃烧的影响较小。试验时，将选定燃烧器的油枪（等离子发生器）从油枪管（等离子管）中抽出，将实验仪器从燃烧器中心的油枪管（等

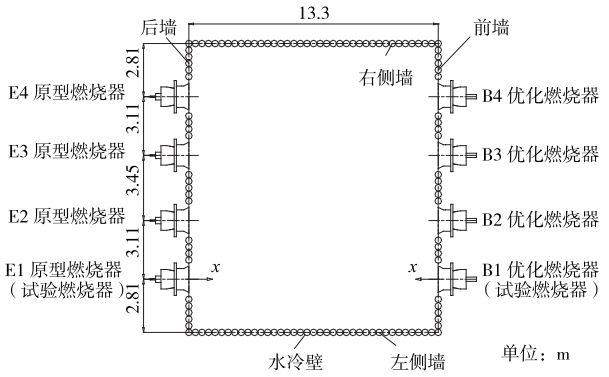


图 10　锅炉炉膛下层燃烧器俯视示意图

Fig. 10　Schematic top view of the burners at the low layer of boiler furnace

表 3　试验期间锅炉主要参数设置

Tab. 3　Main parameters setting of the boiler during test

参数	E1 燃烧器	B1 燃烧器
负荷/MW	200	200
外二次风叶片角度/(°)	40	40
二次风温度/℃	304.7	304.7
主蒸汽质量流量/(t·h^{-1})	633.1	633.1
主蒸汽温度/℃	561.2	561.2
主蒸汽压力/MPa	20.38	20.38
再热蒸汽温度/℃	561.2	561.2
炉膛出口氧气体积分数/%	2.2	2.2
总煤量(质量流量)/(t·h^{-1})	103.6	103.6
一次风质量流量/(kg·s^{-1})	5.08	5.19
煤粉质量浓度/(kg·m^{-3})	0.30	0.30
一次风温度/℃	76.9	83.1
煤粉细度 R_{90}/%	31.36	30.54

离子管)平行于一次风管轴线插入炉内获取数据(油枪管和等离子管位置见图 2、图 3)。

使用 K 型铠装热电偶测量燃烧器出口区域烟气温度。热电偶规格、测量范围及精度见表 4。将热电偶从燃烧器中心的油枪管(等离子管)平行于一次风管轴线插入炉内，以燃烧器一次风出口平面为零点，每间隔 100 mm 设置 1 个测量点，在温度变化较快处进行加密，多次测量该测点的烟气温度并取平均值，得到燃烧器出口区域烟气温度分布，进而分析煤粉气流的着火情况[16]。

表 4　试验仪器规格和精度

Tab. 4　Specification and accuracy of test instruments

序号	项目	型号	原产地	测量内容	测量范围	精度
1	热电偶	K 型铠装	中国	温度	223～1 573 K	±1 K
2	烟气分析仪	MRU optima 7	德国	O_2 体积分数	0～21%	±0.2%
				CO 体积分数	0～4%	±5%

燃烧器出口区域烟气组分体积分数分布测量所用测量仪器为水冷枪、前置泵及烟气分析仪。使用水冷枪和前置泵，通过油枪管(等离子管)从燃烧器区域抽取炉内的烟气。水冷枪内布置气样管和冷却水管，冷却水从冷却水进水管流入水冷枪顶端，然后从出水管流出，冷却水管包裹气样管，以冷却气样管内的高温烟气，经过冷却后的高温烟气基本停止了反应，能够较准确地反映测点的烟气组分体积分数。经水冷枪冷却后的烟气，通入烟气分析仪分析烟气组分。图 11 为水冷枪的结构及烟气组分测量系统图。

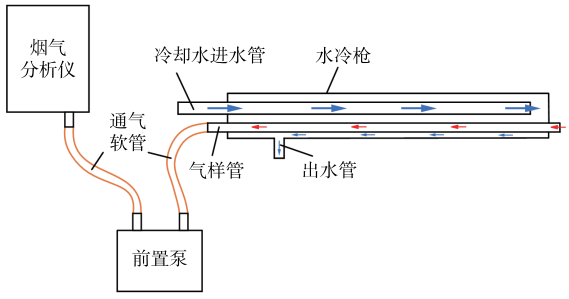


图 11　水冷枪的结构及烟气组分测量系统图

Fig. 11　Structure of the water-cooled gun and system diagram of the flue gas component measurement

3.2　工业试验结果

工业试验期间煤质参数见表 5。试验期间各燃烧器燃用煤质一致。燃用煤种为烟煤，通过热重试验测得煤粉着火温度为 435 ℃，用以进行定性分析。燃烧器出口位置为一次风出口所在截面，该截面距离水冷壁截面 244 mm。

表 5　试验期间煤质分析

Tab. 5　Analysis of coal quality during test

项目	参数	
工业分析	$\omega(V_{daf})$/%	35.74
	$\omega(A_{ar})$/%	14.37
	$\omega(M_{ar})$/%	10.85
	$\omega(FC_{ar})$/%	50.08
元素分析	$\omega(C_{ar})$/%	60.40
	$\omega(H_{ar})$/%	3.43
	$\omega(O_{ar})$/%	8.92
	$\omega(N_{ar})$/%	0.82
	$\omega(S_{ar})$/%	0.59
低位发热量 $Q_{net,ar}$/(kJ·kg^{-1})		25 263

图 12 为原型与优化燃烧器出口区域的烟气温度分布。在煤粉燃烧过程的初期阶段，距离燃烧器出口 0.8 m 以内，烟气温度均为 200 ℃左右，是部分二次风混入一次风导致的温升，2 种燃烧器的烟气温度上升均较缓慢。但优化燃烧器出口区域温度

在距燃烧器出口约 0.9 m 处迅速升高，在 1 m 处达到 435 ℃以上，认为一次风煤粉气流在 1 m 附近着火燃烧，而原型燃烧器在距燃烧器出口约 1.15 m 达到 435 ℃以上，煤粉气流着火燃烧，即优化燃烧器的着火距离比原型燃烧器提前了 15%，低负荷稳燃性能更佳。优化燃烧器使煤粉着火位置提前，同时使煤粉颗粒在锅炉炉膛内停留的时间延长，煤粉颗粒的燃尽性能会得到提高。原型燃烧器的着火位置相对靠后，并且由于着火位置延后，煤粉颗粒在炉膛内的停留时间缩短，燃尽性能相对较弱。

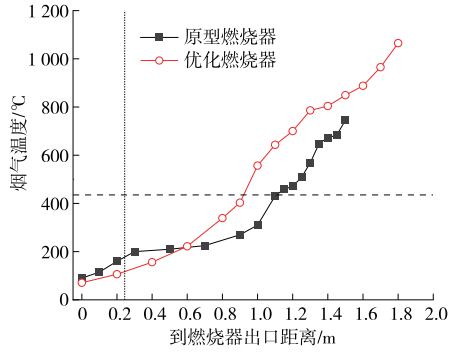


图 12 原型与优化燃烧器出口区域烟气温度分布

Fig. 12 Flue gas temperature distribution in the outlet area of original and improved burners

图 13 为原型与优化燃烧器出口区域烟气组分体积分数分布。

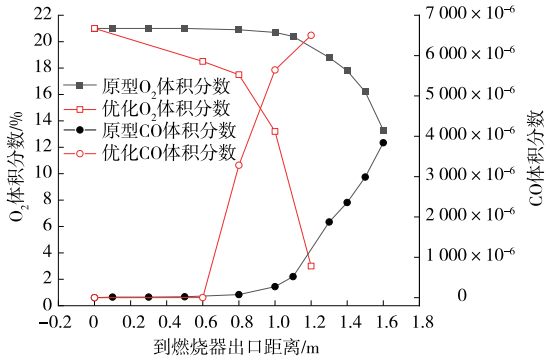


图 13 原型与优化燃烧器出口区域烟气组分体积分数分布

Fig. 13 Volume fraction distribution of flue gas components in the outlet area of original and improved burners

优化燃烧器在 $0 \leqslant x \leqslant 0.8$ m 区域内，O_2 体积分数未发生明显变化，对比烟气温度分布曲线可知，一次风煤粉气流在该区域处于缓慢升温状态，还未发生着火，O_2 消耗量小。O_2 体积分数在 0.8 m 以后迅速下降，并在 1.2 m 处达到 3%，这是因为在 0.8 m 以后部分煤粉开始燃烧，迅速消耗 O_2，直至其耗尽。而原型燃烧器在 $0 \leqslant x \leqslant 1.1$ m 区域内，O_2 体积分数未发生明显下降。在 1.2 m 左右，O_2 体积分数迅速下降，并且 O_2 消耗速率逐渐增快，在 1.6 m 处达到最快，O_2 体积分数降至 14%。通过对比 2 种燃烧器可得，优化燃烧器相较于原型燃烧器在煤粉着火距离方面有较大改善，具有更加优越的低负荷稳燃能力。燃烧器出口区域 O_2 体积分数的迅速下降源于煤粉迅速燃烧消耗的大量 O_2。优化燃烧器的 O_2 体积分数下降得更早更快，这与烟气温度反应的着火规律类似，即 O_2 体积分数下降速率与煤粉着火时间和速率相关。

当一次风煤粉气流从燃烧器进入炉膛后，优化燃烧器在 $0 \leqslant x \leqslant 0.6$ m 的区域内，CO 含量很低，表明在此区域内，煤粉气流没有燃烧；在 $x = 0.6$ m 及此后的区域，CO 体积分数急剧上升，表明已经开始燃烧，消耗掉了大量的氧气，并形成了缺氧的强还原性气氛，相比之下，原型燃烧器在 $0 \leqslant x \leqslant 0.8$ m 的区域内，CO 含量很低，在 $x \geqslant 1$ m 及此后的区域 CO 体积分数虽也是急剧上升，但其上升速率比优化燃烧器 CO 体积分数上升速率慢，表明该燃烧器在此区域内煤粉燃烧剧烈程度不如优化燃烧器。同时，优化燃烧器在距燃烧器出口 0.6 m 位置处，CO 体积分数开始出现显著变化，原型燃烧器在距燃烧器出口 1 m 位置处，CO 体积分数才开始出现显著变化，相比之下，优化燃烧器中煤粉颗粒着火更早更剧烈，可使煤粉颗粒在炉膛内停留更长的时间，燃烧更充分，具有更优越的低负荷稳燃性能。

4 结论

(1) 原型燃烧器和优化燃烧器均在燃烧器出口形成了环形回流区结构。优化燃烧器的回流区面积更大，回流区高度由约 0.07 m($0.2d$)增大至 0.1 m ($0.28d$)，回流高度增大了 43%，环形回流区的内边界向中心移动，而外边界变化不大。更大的回流区可以卷吸更多的高温烟气回流，温度更高，在燃烧器出口及时将煤粉点燃，有利于提高燃烧器的低负荷稳燃能力。

(2) 将优化燃烧器应用于某燃用烟煤的 350 MW 机组锅炉的前墙下层后，试验结果显示优化燃烧器的着火距离约为 1 m，而原型燃烧器的着火距离约为 1.15 m，优化燃烧器着火提前。燃烧器出口气氛也呈现了相似的结果，由于优化燃烧器着火提前，其 O_2 下降和 CO 生成得更早更快。因此，优化燃烧器的低负荷稳燃能力更强。

(3) 优化燃烧器通过优化改造，保留原有燃烧器的内外二次风结构，去除了中心风结构，从根源上杜绝了中心风管磨损问题，同时具有优秀的低负荷

稳燃性能，证明了只需要通过有限改动就可以提升现有燃烧器性能，为今后相似燃烧器优化提供了方向。

参考文献：

[1] 徐鹏，李战国，姜龙，等. 新型电力系统下火电机组的调峰技术综述[C]//2024 年北京电机工程学会年度论文集. 北京：北京电机工程学会，2024：7.

[2] 谢召祥，凌鹏，湛芳，等. 分离燃尽风对贫煤锅炉 CO 和 H_2S 生成特性的影响[J]. 动力工程学报，2021，41(9)：729-735.
XIE Zhaoxiang，LING Peng，ZHAN Fang，et al. Influence of separated over fire air on CO and H_2S formation characteristic of a lean coal-fired boiler[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering，2021，41(9)：729-735.

[3] 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)：4552-4565.
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)：4552-4565.

[4] 舒健. 浅谈燃煤锅炉低负荷运行的稳燃措施[J]. 低碳世界，2020，10(1)：95-96.
SHU Jian. Brief discussion on measures for stabilizing combustion in low load operation of coal-fired boilers[J]. Low Carbon World，2020，10(1)：95-96.

[5] 马达夫，何翔，张守玉，等. 燃用混煤的 1 000 MW 旋流对冲锅炉宽负荷稳燃特性研究[J]. 动力工程学报，2021，41(12)：1019-1026.
MA Dafu，HE Xiang，ZHANG Shouyu，et al. Study on combustion stability of a 1 000 MW swirl-opposed boiler with blending coal under wide load[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering，2021，41(12)：1019-1026.

[6] 吕为智，赵旭，何翔，等. 燃煤机组灵活性改造后燃烧优化试验研究[J]. 动力工程学报，2023，43(11)：1406-1412.
LÜ Weizhi，ZHAO Xu，HE Xiang，et al. Experimental study on combustion optimization of coal-fired unit after flexible modification[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering，2023，43(11)：1406-1412.

[7] SU Xianqiang，FANG Qingyan，MA Lun，et al. Improving combustion and lowering NO_x emissions of an industrial coal swirl burner by optimizing its nozzle structure[J]. Applied Thermal Engineering，2023，218：119340.

[8] ZHOU Hao，YANG Yu，LIU Haize，et al. Numerical simulation of the combustion characteristics of a low NO_x swirl burner：influence of the primary air pipe[J]. Fuel，2014，130：168-176.

[9] LI Zhengqi，JING Jianping，CHEN Zhichao，et al. Combustion characteristics and NO_x emissions of two kinds of swirl burners in a 300-MW_e wall-fired pulverized-coal utility boiler[J]. Combustion Science and Technology，2008，180(7)：1370-1394.

[10] TI Shuguang，CHEN Zhichao，LI Zhengqi，et al. Effect of outer secondary air vane angles on combustion characteristics and NO_x emissions for centrally fuel rich swirl burner in a 600-MWe wall-fired pulverized-coal utility boiler[J]. Applied Thermal Engineering，2017，125：951-962.

[11] 王慧青，罗睿，周屈兰，等. 一种新型旋流燃烧器的工作特性研究[J]. 动力工程学报，2011，31(7)：491-496，506.
WANG Huiqing，LUO Rui，ZHOU Qulan，et al. Study on operation performance of a new swirl burner[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering，2011，31(7)：491-496，506.

[12] ZENG Lingyan，LI Zhengqi，ZHAO Guangbo，et al. Effect of the vane angle for outer secondary air on the flow and combustion characteristics and NO_x emissions of the low-NO_x axial-swirl coal burner[J]. Numerical Heat Transfer，Part A：Applications，2011，59(1)：43-57.

[13] LI Zhengqi，KUANG Min，ZHU Qunyi，et al. Aerodynamic characteristics within a cold small-scale model for a down-fired 350 MW_e utility boiler applying a multiple-injection and multiple-staging technology：effect of the staged-air declination angle[J]. Experimental Thermal and Fluid Science，2012，38：184-194.

[14] CHEN Zhichao，LI Zhengqi，JING Jianping，et al. Study on flow fields of centrally fuel rich swirl burner and its applications[J]. Korean Journal of Chemical Engineering，2009，26(5)：1186-1193.

[15] MÜLLER U R. On the accuracy of turbulence measurements with inclined hot wires[J]. Journal of Fluid Mechanics，1982，119：155-172.

[16] LI Song，LI Zhengqi，JIANG Bingkun，et al. Effect of secondary air mass flow rate on the airflow and combustion characteristics and NO_x formation of the low-volatile coal-fired swirl burner[J]. Asia-Pacific Journal of Chemical Engineering，2015，10(6)：858-875.