

低热值煤层气燃烧器结构优化的实验研究

蔡 松 张 力 蒲 舸 周 劲

(重庆大学“低品位能源利用技术及系统”教育部重点实验室 重庆 400030)

摘 要:对一种低热值煤层气燃烧器进行优化设计,在燃气管内设置导流叶片,并在旋流空气管和燃气管之间增加一根直流空气管,对此燃烧器进行冷态和热态实验。结果表明:改进后的燃烧器旋流强度沿中心轴线比原燃烧器下降平缓,在中心轴线相同位置处大于原燃烧器。改进后的燃烧器旋流强度最大值为 0.53;改进后的燃烧器燃烧温度沿中心轴线比原燃烧器上升快,在中心轴线 0.55 m 处,温度达到最大值 1 440 K;在相同热负荷下,温度峰值比原燃烧器更靠近喷口,且比原燃烧器大。原燃烧器火焰尾部温度高,火焰长,局部容积热强度低。

关 键 词:旋流强度;火焰温度;燃烧器;低热值煤层气燃烧器

中图分类号:TK229.1 文献标识码:A

引 言

从煤矿井下抽放的气体,其主要可燃成份是 CH_4 ,浓度在 30% 左右,其余则主要是 N_2 和 CO_2 等不可燃气体^[1],它是一种与煤炭伴生、以吸附状态储存于煤层内的非常规天然气,由于煤层气中甲烷浓度波动大,热值较低,在工程实践中很多被大量排放,造成很大的能源浪费;另一方面,单位质量的 CH_4 对大气温室效应影响是 CO_2 的 21 倍^[1~3],煤层气的大量排放也加剧了温室效应。因此,开展低热值煤层气转化利用途径的研究具有重要的现实意义。

工业上采用常规燃气燃烧器燃烧低热值煤层气时面临的巨大问题是燃烧不稳定,着火困难,火焰长度过长,燃烧效率偏低等^[4~5]。目前,很多学者对燃烧器在燃烧热值较高的燃料时做了大量的冷态和热态实验,研究的重点大多是集中在燃烧高热值的燃料时燃烧区域温度场和速度场的分析以及怎样减少烟气污染物的产生^[6~9],对于怎样优化燃气燃烧器内部结构使之在燃烧低热值煤层气时综合性能更

佳,这方面的研究相对较少。

目前,常规的燃气燃烧器可分为直流燃烧器和旋流燃烧器,这两种燃烧器都有各自的优缺点,直流燃烧器有很强的气流穿透性,射流刚性较好,对尾部的燃烧有很大的改善作用,但是空气和燃气的混合效果不是太好^[10];而旋流燃烧器有很强的转动动量,能大大提高空气和燃气的混合效果,但是由于导流叶片的存在,将大大削弱气流的射流刚性,缺乏了足够的喷射强度,燃烧后期效果不是太好^[11]。常规燃烧器在某种程度上不能同时具备很好的射流刚性和旋流强度。

本研究对文献[12]所给出的低热值煤层气燃烧器内部结构进行了优化,并做了冷态和热态实验研究,分析比较了两种燃烧器在速度场、温度场的不同点,并进一步分析了经优化设计后的燃烧器的优越性。由于煤层气甲烷体积浓度大多是在 30% 左右,因此,实验选择甲烷体积比为 30%,氮气体积比 70% 的混合燃气作为实验燃气。

1 燃烧器结构模型

图 1 为原燃烧器模型,燃气经过燃气入口进入燃烧区域,空气通过蜗壳获得转动动量以后进入燃烧区域,喷口角度为 6.8° 。

优化设计后的燃烧器如图 2 所示,基本部件中心管、空气导流管、燃气导流管、喷口出口直径大小等都可根据气体燃烧器设计手册和有关文献计算得出^[13~14]。为了使燃烧器在燃烧热值较低的燃气时,有较好的空气—燃气混合度,尾部燃烧特性较好,对燃烧器做了如下优化:在燃气管内设置导流叶片,目的是让燃气在进入燃烧区域之前能产生较好的转动动量,助燃空气通过蜗壳产生旋流,燃烧器具有双流燃烧器的性能,但是在射流刚性方面会存在不足,为此,在旋流空气管和燃气管之间增加了一根直流

收稿日期:2011-04-08; 修订日期:2011-05-31

基金项目:重庆市自然科学基金重点项目基金资助(2009BA6067)

作者简介:蔡 松(1985-),男,云南玉溪人,重庆大学硕士研究生。

空气管 增加中心轴线的轴向速度 以此来改善射流刚性。通过以上的结构优化 ,该燃烧器同时具备了旋流燃烧器燃气/空气混合度好和直流燃烧器射流刚性好的特点。

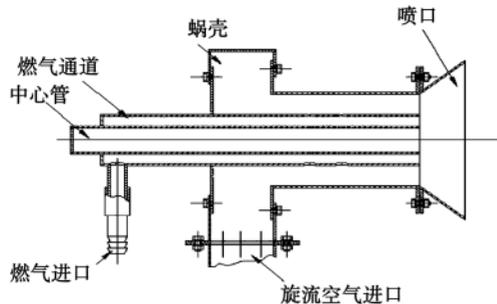


图 1 原燃烧器结构图

Fig. 1 Structural drawing of the original burner

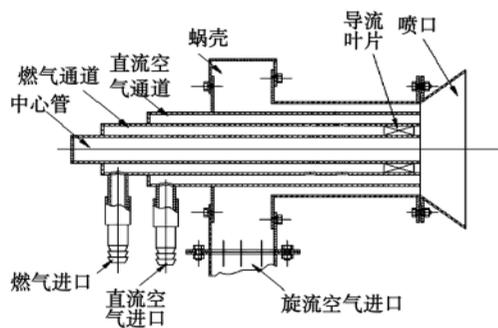


图 2 优化后燃烧器结构图

Fig. 2 Structural drawing of the burner after the optimization

2 实验系统以及实验方案

实验装置由燃烧器、鼓风机、压缩空气机、U 型管、流量控制阀、浮子流量计、热球风速仪、钨铼热电偶等组成。实验系统图如图 3 所示。为了更好地模拟煤层气 热态实验选择甲烷体积比为 30% ,氮气体积比 70% 的混合燃气作为实验燃气。氮气采用瓶装工业氮气 纯度 99.8%。冷态实验使用压缩空气代替燃气。冷态和热态实验工况如表 1、表 2 所示。燃烧器额定功率为 150 kW ,但是在很多情况下燃烧器不需要满负荷运行 ,因此热态实验考察了 20%、60%、80%、100% 4 种热负荷下的燃烧情况。当热负荷分别为 20%、60%、80%、100% 时 ,燃烧器运行功率分别为 30、90、120 和 150 kW。

表 1 冷态实验工况

Tab. 1 Cold state test operating condition

	实验工况			
	工况一	工况二	工况三	工况四
旋流风所占比例/%	20	60	80	100
直流风所占比例/%	80	40	20	0
旋流流量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	10.03	30.08	40.10	50.13
直流流量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	40.10	20.05	10.03	0

表 2 热态实验工况(m^3/h)

Tab. 2 Hot state test operating condition (m^3/h)

	热负荷			
	20%	60%	80%	100%
天然气流量	1.00	3.00	4.00	5.01
氮气流量	2.34	7.02	8.94	11.71
直流风进气量	8.00	24.07	30.09	40.10
旋流风进气量	2.00	6.02	8.02	10.03

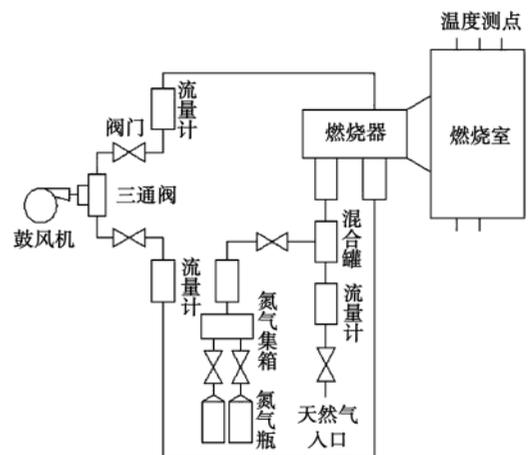


图 3 热态实验系统图

Fig. 3 Hot state test system diagram

3 冷态实验结果分析

冷态实验考察了优化设计后的燃烧器热负荷、过量空气系数的改变、直流风和旋流风配比量的改变与旋流强度的关系 ,进一步分析了两种燃烧器旋流强度沿中心轴线的变化趋势 ,通过测试气流的轴向速度和切向速度 ,计算得到旋流强度为:

$$n = U_t R / U_x H \quad (1)$$

式中: U_t —气流的切向速度 , m/s ; U_x —气流的轴向速度 , m/s ; R —气流旋转半径 ,通常取为喷口出口直径 m ; H —定性特征尺寸 ,取为喷口出口直径的二分

之一, m。

图4给出了燃烧器喷口出口中心处旋流强度随过量空气系数的变化情况。从图中可以看出,在相同热负荷下,当过量空气系数改变时,旋流强度波动比较小,基本没有变化,个别点波动较大是由实验误差造成的,原因是:当过量空气系数增加时,燃烧所需空气量也增加,切向速度和轴向速度的增加幅度几乎一样。此外,从图中还可看出,随着热负荷的增加,旋流强度也随着增加,当热负荷达到100%时,旋流强度接近0.6,这是因为随着热负荷的增加,燃气流量增大,燃气经过导流叶片具有很大的转动动量,喷口出口中心区域气流流场特性主要由燃气气流特性决定的,因此当热负荷增大时,旋流强度也随着增大。

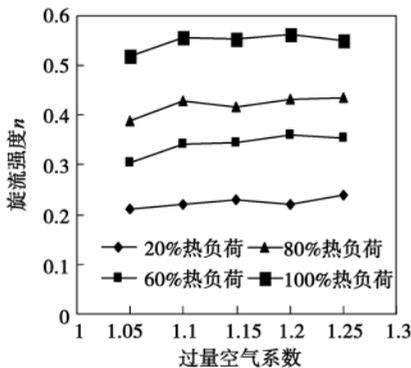


图4 过量空气系数与旋流强度的关系曲线

Fig. 4 Relationship curves of the excess air coefficient and the swirling intensity

旋流强度沿径向方向的变化趋势是喷口出口气流特性的重要体现,距喷口出口($Z=0.1\text{ m}$)处取一横截面,图5为旋流强度在该横截面直径方向上的变化趋势。4种工况具有相同的特征,中心点上旋流强度几乎一样,随着径向距离的增大,工况一、工况二、工况三旋流强度先下降,后升高,原因是:在相同热负荷下,燃气流量保持不变,中心轴向气流特性主要受燃气管气流喷射特性的影响,当燃气流量保持不变时,中心轴线上气流特性不会因为直流风与旋流风的配变量的改变而发生变化;随着径向距离的增大,气流特性主要呈现直流空气管气流喷射特性,由于直流风轴向速度较大,切向速度相对较小,因此旋流强度逐渐下降,在离中心位置大约0.02 m处,旋流强度达到最小值;当径向距离增加到距中心位置处0.02 m以后,气流特性主要呈现外围旋流空气管的气流喷射特性,旋流空气具有较大的切向速度,

因此旋流强度逐渐又上升。

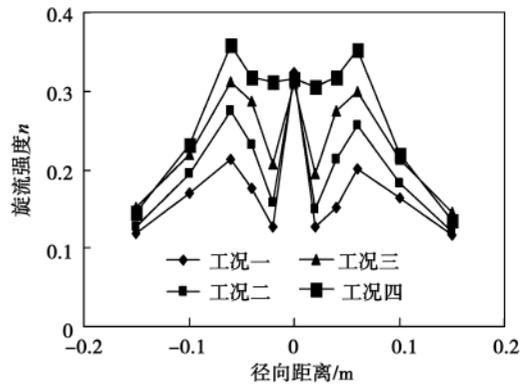


图5 旋流强度在横截面直径方向上的变化 Fig. 5 Change of the swirling intensity along the diameter direction of a cross section

工况一至工况四旋流风所占比例逐渐增加,直流风所占比例逐渐减少,因此从图中还可看出,在相同位置处,工况四的旋流强度是最大的。旋流强度的大小与中心回流区和外围回流区的大小成正比,随着中心回流区和外回流区的增大,更多的高温烟会回流,这对燃气的稳燃是非常有益的。

图6是在100%热负荷下,优化设计后的燃烧器直流风所占比例为80%,旋流风所占比例为20%时,两种燃烧器旋流强度沿中心轴线的变化趋势,坐标原点位于喷口出口中心处,距喷口出口0.1 m距离内,气流流动较为剧烈,变化较快,每隔0.02 m取一个点作为实验研究对象,随着中心轴线距离的增加,气流流动逐渐变得平缓,距喷口出口距离大于0.1 m的区域,每隔0.1 m取一个点作为实验研究对象。

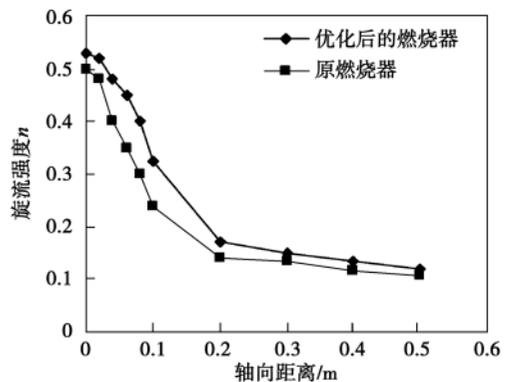


图6 旋流强度沿中心轴线的变化趋势 Fig. 6 Variation tendency of the swirling intensity along the central axial line

从图中可以看出,在相同位置处,优化设计后的燃烧器旋流强度都大于原燃烧器,原燃烧器旋流强度随中心轴线下下降很剧烈,而优化设计后的燃烧器下降相对平缓;随着轴向距离的增加,两种燃烧器旋流强度逐渐靠近,到距喷口出口距离为 0.2 m 处,两种燃烧器旋流强度大约相同,出现这种现象的原因是:优化设计后的燃烧器燃气管中的导流叶片能使气体在进入燃烧区域之前具有较大的切向速度,喷口出口中心处气流流动状态主要取决于燃气管中气体的喷射特性,较大的切向速度能使气流具有较大的选转动量;随着中心轴线距离的增加,燃气管中气体的喷射特性对中心轴线附近气流的流动状态影响越来越小,外围直流空气逐渐与旋流燃气相混合,直流空气提高了气流整体的射流刚性,旋流强度逐渐变小。

4 热态实验分析

通过燃烧区域温度场的分布状况可以判断燃气在炉膛内的燃烧状况,图 7 (a), (b) 给出了两种燃烧器在 100%、60% 热负荷下,燃烧区域中心轴线上温度的分布情况,由于两种燃烧器都属于扩散式燃烧器,燃气在进入燃烧区域之前不与氧气混合,在燃烧进行的同时,相互混合,在燃烧开始初期,燃气的燃烧速度主要取决于分子之间的扩散速度^[15~16],燃气和空气刚离开喷口以后,分子扩散速度很慢,所以在燃烧区域进口处温度沿着轴向距离缓慢上升,随着轴向距离的增加,空气与燃气混合越来越充分,化学反应速度对燃气的燃烧速度影响越来越大,伴随着燃烧的进行,可燃气体逐渐减少,化学反应速度减缓,因此,温度在达到峰值以后又迅速下降,这一规律如图 7 所示。

优化设计后的燃烧器燃气在进入燃烧区域之前具有很大的转动量,燃气和空气预混快,混合度好,温度上升很快,温度峰值比原燃烧器更靠近喷口,在相同热负荷下,温度峰值比原燃烧器大。原燃烧器由于气流整体转动量较小,高温烟气回流量较少,使得火焰尾部温度比优化后的燃烧器略高,火焰拉得很长,局部容积热负荷低,从这方面看,优化设计后的燃烧器比原燃烧器性能更佳。

从图 7 中还可看出,随着热负荷的降低,两种燃烧器温度峰值都在下降,并且温度峰值越来越靠近喷口,这是由于随着热负荷的下降,化学反应速度和气流整体速度都在下降,但是化学反应速度下降的

幅度大于气流流速下降的幅度。随着热负荷的降低,火焰尾部温度也在逐渐下降。

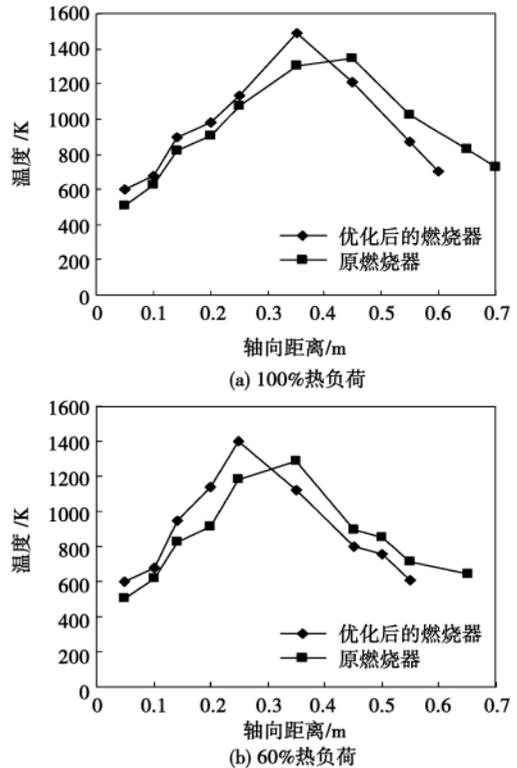


图 7 温度沿中心轴线分布情况

Fig. 7 Temperature distribution along the central axial line

5 结 论

对原燃烧器进行了结构优化的实验研究,得到的结论如下:

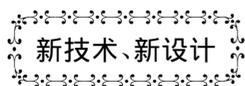
- (1) 优化设计后的燃烧器旋流强度沿燃烧区域中心轴线在相同位置处都大于原燃烧器,原燃烧器旋流强度随中心轴线下下降很剧烈,而优化设计后的燃烧器下降相对平缓;
- (2) 燃烧器在相同热负荷下,当过量空气系数改变时,旋流强度波动比较小,基本没有变化,旋流强度随着热负荷的降低逐渐减小;
- (3) 在相同横截面上,燃烧器旋流强度沿径方向先下降后升高,在相同位置处,随着旋流风量的增加,旋流强度不断增大;
- (4) 优化设计后的燃烧器燃气温度上升很快,温度峰值比原燃烧器更靠近喷口,在相同热负荷下,温度峰值比原燃烧器大。原燃烧器火焰尾部温度比优

化后的燃烧器略高,火焰拉得很长,局部容积热负荷低。

参考文献:

- [1] Ekrem Ozdemir. Modeling of coal bed methane (CBM) production and CO₂ sequestration in coal seams [J]. International Journal of Coal Geology 2009 77: 145 - 152.
- [2] 蒋孝兵, 谢海英. 煤层气利用新方案 [J]. 天然气工业 2006 26 (10): 144 - 146.
JIANG Xiao-bing, XIE Hai-ying. New versions for utilizing coal bed gas [J]. Natural Gas Industry 2006 26(10): 144 - 146.
- [3] Remeljevic W, Hoadley A F A. An exergy analysis of small-scale natural gas liquefaction processes [J]. Energy 2009 31(12): 2005 - 2019.
- [4] Shuhn-Shyung Hou, Chien-Ying Lee, Ta-Hui Lin. Efficiency and emissions of a new domestic gas burner with a swirling flame [J]. Energy Conversion and Management 2007 48: 1401 - 1410.
- [5] Li Zhengqi, Sun Rui. Effect of primary air flow types on particle distributions in the near swirl burner region [J]. Fuel 2002 81: 829 - 835.
- [6] Jing Jianping, Li Zhengqi. Influence of the outer secondary air vane angle on the gas/particle flow characteristics near the double swirl flow burner region [J]. Energy 2011 36: 258 - 267.
- [7] Leschziner M A, Rodi W. Computation of strongly swirling axisymmetric free jets [J]. AIAA Journal 1984 22(12): 1742 - 1747.
- [8] Shi Su, Jenny Agnew. Catalytic combustion of coal mine ventilation air methane [J]. Fuel 2006 85(9): 1201 - 1210.
- [9] 吴德飞, 毛羽. 复杂结构气体燃烧器三维流场和燃烧状况数值模拟 [J]. 石油大学学报 2003 27(2): 93 - 97.
WU De-fei, MAO Yu. Numerical simulation of the three-dimensional flow field and combustion conditions of a gas burner with a complex structure [J]. Journal of Petroleum University 2003 27(2): 93 - 97.
- [10] Giulio Solero, Aldo Coghe. Effect of injection typology on turbulent homogeneous mixing in a natural gas swirl burner [J]. Experimental Thermal and Fluid Science 2000 21: 162 - 170.
- [11] 杨炜平, 张健. 旋流燃烧室内甲烷湍流燃烧的数值模拟 [J]. 燃烧科学与技术 2009 15(6): 477 - 484.
YANG Wei-ping, ZHANG Jian. Numerical simulation of methane turbulent flow combustion inside a swirling flow combustor [J]. Combustion Science and Technology 2009 15(6): 477 - 484.
- [12] 唐强, 罗渝东, 张力. 低热值煤层气燃烧器的影响因素及优化的数值模拟 [J]. 动力工程 2007 27(3): 344 - 348.
TANG Qiang, LUO Yu-dong, ZHANG Li. Numerical simulation of the influencing factors and optimization of a low heat value coal bed gas burner [J]. Power Engineering 2007 27(3): 344 - 348.
- [13] 卢永昌. 煤气设计手册 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1987.
LU Yong-cang. Coal gas design handbook [M]. Beijing: China Architectural Industry Press, 1987.
- [14] 姜正侯. 燃气燃烧与应用 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1988.
JIANG Zheng-hou. Gas combustion and its applications [M]. Beijing: China Architectural Industry Press, 1988.
- [15] 岑可发, 姚强, 骆仲决, 等. 高等燃烧学 [M]. 杭州: 浙江大学出版社, 2000.
CEN Ke-fa, YAO Qiang, LUO Zhong-yang, et al. Higher combustion studies [M]. Hangzhou: Zhejiang University press, 2000.
- [16] 常弘哲. 燃料与燃烧 [M]. 上海: 上海交通大学, 1992.
CHANG Hong-zhe. Fuel and combustion [M]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University, 1992.

(陈滨 编辑)



新技术、新设计

锅炉切向燃烧器的火焰气体动力学和结构优化

据《Теплоэнергетика》2011年8月刊报道,俄罗斯 ОАО «Мосэнерго» ТЭЦ - 23(《莫斯科电力》无限股份公司 23 号热电站) 5 号和 6 号机组的 ТГМП - 314 型燃气和燃油锅炉装有切向布置的燃烧器。16 个矩形的燃气和燃油燃烧器分两层布置, 8 个在炉膛前墙, 8 个在炉膛后墙(标高分别为 4.3 m 和 7.5 m)。

为了提高 ТГМП - 314 型锅炉的性能, ТЭИ(莫斯科动力学院)的专家对燃烧器的结构和性能进行了深入分析和研究。

提出了有关 ТГМП - 314 型燃气和燃油锅炉切向燃烧器火焰气体动力学和结构优化的技术解决方案。实施这些技术方案, 考虑在燃烧重油时提高锅炉运行的可靠性, 在燃烧天然气和重油时减少 NO_x 排放, 并降低炉膛内的过量空气系数。

(吉桂明 摘译)

the burner optimum values of which are 325 mm and 80 mm respectively. **Key words:** swirl burner, concentration ring, NO_x , numerical simulation

低热值煤层气燃烧器结构优化的实验研究 = **Experimental Study of the Structural Optimization of a LHV (low heating value) Coal-bed Gas Burner** [刊, 汉] CAI Song, ZHANG Li, PU Ge, ZHOU Jin (Education Ministry Key Laboratory on “Low Quality Energy Source Utilization Technologies and Systems”, Chongqing University, Chongqing, China, Post Code: 400030) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2012, 27(2). - 202 ~ 206

Optimized and designed was a LHV coal-bed gas burner with guiding vanes being mounted in the gas tube and a once-through air tube being additionally installed between the swirling flow air tube and the gas tube. Finally, a cold-state and hot-state test were performed respectively of the burner under discussion. The optimized burner has a smoother and slower swirling flow intensity descending along the center axes than the original one and the intensity of the optimized one at a same location on the center axes is bigger than that of the original. The former has a maximal swirling flow intensity of 0.53 and a combustion temperature rise quicker than the latter along the center axes. At a distance of 0.55 m on the center axes, the combustion temperature attains its maximal value of 1440 K. At a same heat load, the temperature peak value of the former is more close to the spout and also bigger than the latter. Furthermore, the original has a higher tail portion flame temperature, a longer flame and a lower local volumetric heat intensity. **Key words:** swirling flow intensity, flame temperature, burner, LHV (low heating value) coal-bed gas burner

多孔介质回热微燃烧器预混燃烧特性研究 = **Study of the Pre-mixed Combustion Characteristics of a Porous Medium Heat Recuperation Micro-burner** [刊, 汉] CAO Hai-liang, ZHANG Kai, ZHANG Suo-guo, ZHAO Ji-na (College of Chemical Engineering and Energy Source, Zhengzhou University, Zhengzhou, China, Post Code: 450001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2012, 27(2). - 207 ~ 211

Designed was a porous medium heat recuperation micro-burner and experimentally studied and numerically simulated were its H_2/A_k premixed combustion characteristics. The test results show that when the excess air factor falls in a range of $1.0 < \alpha < 3.0$, the burner has a relatively high combustion efficiency and outlet flue gas temperature and a relatively low combustion heat loss. Furthermore, the higher the combustion heat power P , the bigger the α and the smaller the heat loss rate. When $P = 100 \text{ W}$, the maximum outlet flue gas temperature can hit 1232 K. When $\alpha = 3.0$, the combustion efficiency still can reach 96.85% while the heat loss rate is only 14.87%. The numerical simulation results show that due to an adoption of a heat recuperation interlayer and porous medium heat recuperation