

文章编号:1671-6833(2021)02-0105-06

一种 MILD 燃烧器的 NO<sub>x</sub> 排放性能的关键影响因素分析

李小民, 曹 侃, 李鹏凯, 许珊珊, 吴宗全

(中原工学院 能源与环境学院, 河南 郑州 450007)

**摘 要:**对一种基于富燃-引射-MILD 燃烧方案的生物质气 MILD 燃烧器进行了实验研究。燃烧器热功率设置为 100 kW,重点分析了一次生物质气比例和富燃室传热比例对 NO<sub>x</sub> 排放的影响。结果表明,在各测试工况下,燃烧室温差均小于 200 ℃,出口烟气 NO<sub>x</sub> 质量浓度为 0.14~1.12 mg/m<sup>3</sup>;当一次生物质气比例为 0.3~0.4 时,需二次稀释实现 MILD 燃烧,大于 0.4 时无须二次稀释;二元回归得到的实验关联式可较好地解释一次生物质气比例、富燃室传热比例对 NO<sub>x</sub> 生成的影响。

**关键词:**生物质气; MILD 燃烧; 富燃燃烧; 氮氧化物; 分布式能源

**中图分类号:**TK124      **文献标志码:**A      **doi:**10.13705/j.issn.1671-6833.2020.06.003

0 引言

MILD (moderate & intense low oxygen dilution) 燃烧在高温低氧条件下进行,反应区氧气体积分数低于 15% (最低可达 3%~5%) 时呈分布式反应,可实现极限余热回收。在此条件下,峰值燃烧温度低、NO<sub>x</sub> 排放小、温度场和辐射热通量分布均匀、燃烧稳定性好、燃料适应性强、燃烧噪音低<sup>[1-6]</sup>。迄今为止,MILD 燃烧主要用于加热炉、隧道窑、套筒窑等工业窑炉领域<sup>[4-5, 7-8]</sup>,可实现节能 30% (相应 CO<sub>2</sub> 排放降低)、NO<sub>x</sub> 减排 50%、装置尺寸缩小 25% (相应初投资降低 10%~20%)<sup>[1, 7-11]</sup>。目前,MILD 燃烧在其他领域的应用多处于实验室研究或中试阶段<sup>[2, 7, 12-15]</sup>。基于 MILD 燃烧在工业窑炉上的应用经验,日本开发了 MILD 燃烧水管锅炉并建造了示范工厂,废热回收率高达 80%、温度场均匀且辐射热通量高、燃料适应性强<sup>[15]</sup>。蒋绍坚等<sup>[7]</sup>提出了一种用于燃气水管锅炉的 MILD 燃烧方案,该方案采用蜂窝型陶瓷蓄热体、HRS 燃烧器和四通高频换向阀。崔玉峰等<sup>[2]</sup>采用内部烟气再循环,提出了一种用于燃气轮机燃烧室的凹陷筒形回流结构的 MILD 燃烧方案,实现了 CO 和 NO<sub>x</sub> 的超低排放,并有效解决了热声振荡问题。

考虑到 MILD 燃烧的诸多优势<sup>[1-3]</sup>,本研究旨在将其用于直燃吸收式热泵发生器、锅壳式燃气锅炉等小型化场合,燃料采用生物质气,以大中型养殖场和村镇等为单位建造自主冷热电三联供系统,积极响应分布式能源系统建设和能源梯级利用<sup>[16-21]</sup>。MILD 燃烧是在 Damköhler 数  $Da = 1$  时进行的分布式容积燃烧,内部烟气再循环率  $K_v$  为 5~10,实践中多采用高射流入口速度和低火焰传播速度实现,系统关键部件包括蜂窝型蓄热体燃烧器和换向阀等,燃烧器成对布置,间歇运行,因此,小型化应用难度大。难点主要在于:①射流入口速度高达 80~150 m/s,送风机要求压头高,能耗较大。②通过增加喷口间距促进燃料与氧气相遇之前与炉内高温烟气混合,进而降低火焰传播速度,结果造成炉胆横截面积大、着火困难和稳定运行工况范围窄。③蓄热式燃烧器结构复杂、设备庞大。④换向阀切换周期为 30~40 s,故障率高,寿命短。因此,本燃烧器采用富燃-引射混合-MILD 燃烧策略,通过两段稀释构建生物质气 MILD 燃烧器方案,并对其进行了实验研究,以此分析一次生物质气比例和富燃室传热比例对 NO<sub>x</sub> 生成的影响。燃烧器热功率设计为 100 kW,采用 4 根  $\Phi 12 \times 3.5$  水管调整燃烧室对工质传热量与相同氧化剂入口温度下传统扩散燃烧的 NO<sub>x</sub> 排放量进行对比。

收稿日期:2020-09-30;修订日期:2020-11-02  
基金项目:国家自然科学基金资助项目(21776263)  
作者简介:李小民(1971—),男,河南武陟人,中原工学院讲师,博士,主要从事生物质能清洁利用研究,E-mail: lxm13838087417@163.com。

1 实验

1.1 实验装置

生物质气 MILD 燃烧器实验装置如图 1 所示。装置包括富燃室、混合室与 MILD 燃烧室等。通过套管燃烧器向富燃室提供一次生物质气和一次空气,过量空气系数为 0.9。以富燃室出口高温高速弱还原性烟气为工作介质,通过引射器与

二次空气混合形成高温高速低氧氧化剂。由于引射器出口氧化剂温度高氧气体积分数低,故可在较小的 MILD 燃烧室喷口间距条件下实现 MILD 燃烧。MILD 燃烧室的喷口间距为引射器出口直径的 3 倍,炉胆直径与富燃室相同。燃烧室四周平行布置 4 根  $\Phi 12\times 3.5$  的水管吸热,由耐火纤维板保温,通过调节给水流量控制燃烧室对工质传热量。

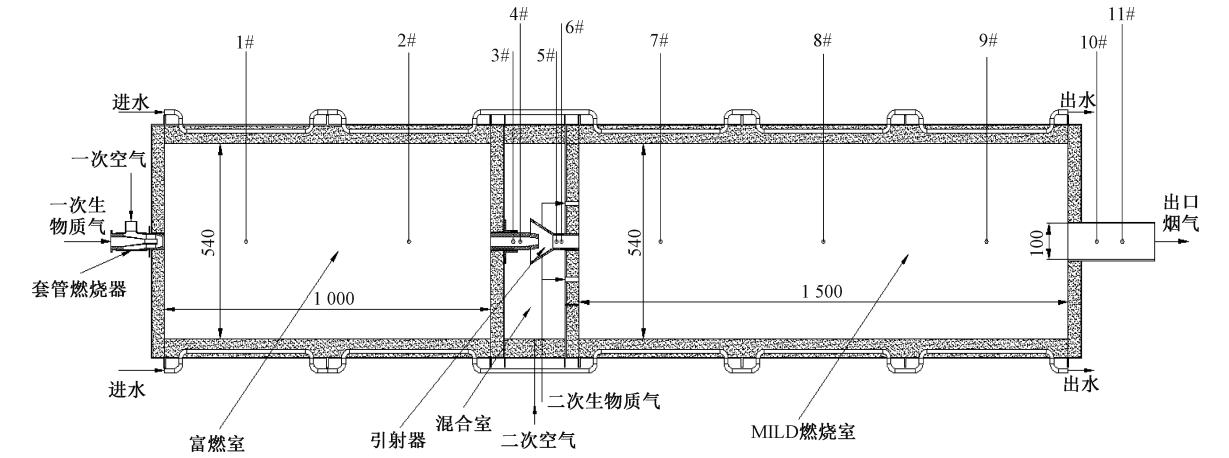


图 1 实验装置示意图

Figure 1 Schematic diagram of the laboratory-scale burner

1.2 实验工况与测点布置

为分析一次生物质气比例、富燃室传热比例等对  $\text{NO}_x$  排放的影响,进行了实验,实验参数如表 1 所示,实验工况如表 2 所示。测点布置见图 1,其中 1#~3#、5#、7#~10#测点用于温度测量,采用 B 型热电偶,位于燃烧室中心截面位置处。4#取样口用于富燃室出口烟气的  $\text{NO}_x$  体积分数测量,6#取样口用于引射器出口烟气的氧气体积分数测量,11#取样口用于 MILD 出口烟气的  $\text{NO}_x$  体积分数测量,采用 testo 350 烟气分析仪。实验流程如图 2 所示,生物质气由甲烷和二氧化碳按体积比为 3:2 混合而成,热值约为  $21\,505\text{ kJ/m}^3$ ,体积浓度为  $1.21\text{ kg/m}^3$ ,混合后生物质气储存于煤气罐中。煤气罐选用车用 CNG 储罐,设计压力为  $20\text{ MPa}$ ,体积为  $30\text{ L}$ 。助燃空气和管道吹扫用风由离心风机供应,测试前吹扫时间不少于  $30\text{ min}$ 。冷却水由离心泵供应,进出口水温由 2 支高温水银温度计测量,根据流量和温升推算燃烧室对工质传热量。

2 结果与讨论

2.1 一次生物质气比例对引射器出口氧化剂的影响

燃烧器采用 2 段稀释实现生物质气 MILD 燃

表 1 实验参数

燃烧器 热功率/ kW	生物质 气流量/ ( $\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$ )	过量空气 系数/ ( $\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$ )	空气流量/ ( $\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$ )	富燃室过量 空气系数/ ( $\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$ )
100	5.7	1.05	34	0.9

表 2 实验工况

工况	一次生物 质气比例	富燃室传 热量/kW	二次空气 流量/( $\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$ )	MILD 燃烧室 传热量/kW
1	0.30	11.0	24.6	36
2	0.35	11.5	23.1	34
3	0.40	13.0	21.6	33
4	0.45	14.5	20.0	32
5	0.50	16.5	18.5	30

烧。一段稀释是指一次生物质气在富燃室中形成的高温弱还原性烟气与二次空气混合形成高温低氧氧化剂,其温度与氧气体积分数取决于一次生物质气比例  $x_1$  和富燃室传热比例  $x_2$ 。图 3 给出了 5 种工况下一次生物质气比例对引射器出口温度和氧气体积分数的影响。

由图 3 可以看出,引射器出口氧气体积分数随一次生物质气比例  $x_1$  的增加而减小。 $x_1$  为 0.3 时,氧气体积分数为 14.7%; $x_1$  为 0.5 时,氧

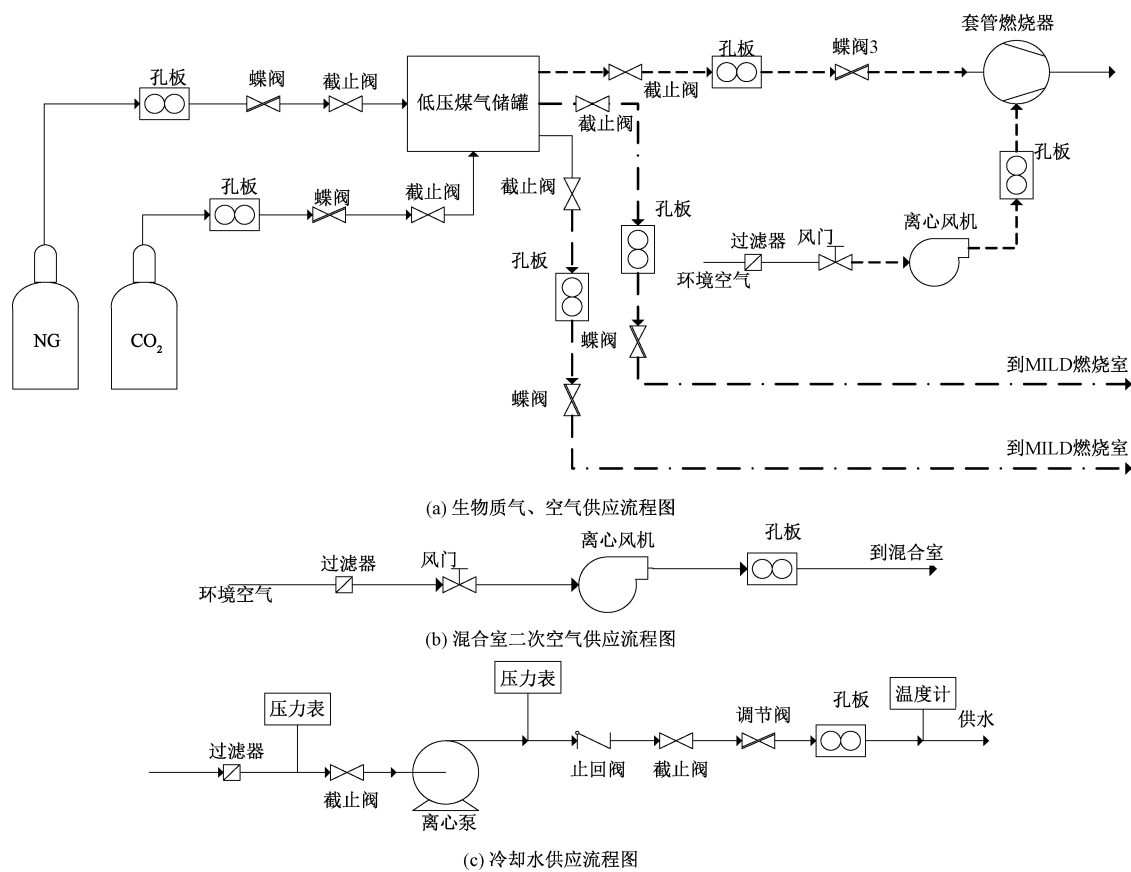


图 2 实验流程图

Figure 2 Schematic diagram of the experimental procedures

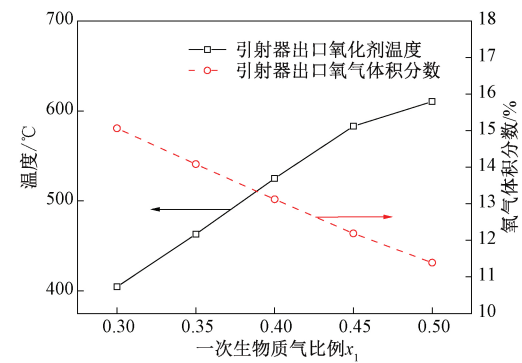


图 3 一次生物质气比例对引射器出口氧化剂温度和氧气体积分数的影响

Figure 3 Temperature and oxygen concentrations of oxidant from ejector along with the primary biogas ratio

气体积分数为 11.39%。通常认为氧气体积分数低于 15% 条件下的燃烧为 MILD 燃烧。此外,引射器出口温度随一次生物质气比例  $x_1$  增加而增加。 $x_1$  为 0.3 时,出口温度为 404 °C;  $x_1$  为 0.5 时,出口温度为 610 °C。考虑到常压下生物质气着火温度约为 540 °C,故当  $x_1$  为 0.3~0.4 时,必须在 MILD 燃烧室中通过增加喷嘴间距,即二次稀释实现 MILD 燃烧;当  $x_1$  大于 0.4 时,引射器出口温度高于生物质气着火温度,故无须采取二次

稀释即可实现 MILD 燃烧,但采取二次稀释却可实现更低氧气体积分数条件下的 MILD 燃烧。

2.2 一次生物质气比例对 MILD 燃烧室出口 NO<sub>x</sub> 质量浓度的影响

图 4 给出了各工况下 MILD 燃烧室出口烟温及烟气中的 NO<sub>x</sub> 质量浓度,各工况下的一次生物质气比例见表 2,NO<sub>x</sub> 质量浓度计算采用的基准氧体积分数为 3.5%。作为对比,图 4 还给出了各工况下的引射器出口温度。由图 4 可知,各工况下 MILD 燃烧室出口烟气中的 NO<sub>x</sub> 质量浓度为 0.15~0.68 mg/m<sup>3</sup>(干烟气),远低于目前施行的 30 mg/m<sup>3</sup> 排放限制。其原因在于,气体燃烧时主要生成热力型 NO<sub>x</sub>,生成量与瞬时温度强相关,当温度高于 1 500 °C 时,生成量呈指数规律增加,而本研究中各工况下的 MILD 燃烧室出口烟温为 940~1 100 °C,远低于 1 500 °C,故 NO<sub>x</sub> 生成量极小。此外,由图 4 还可看出,MILD 燃烧室出口烟温随一次生物质气比例的增加而先升高后降低。其原因在于 MILD 燃烧室的温度水平受到入口氧化剂温度及氧气体积分数的双重影响:入口氧化剂温度越高,燃烧室温度越高;入口氧化剂中氧气体积分数越低,燃烧室中反应速率越小,温度相应越低。结合

图 3,随着一次生物质气比例增加,MILD 燃烧室入口氧化剂中氧气体积分数呈线性降低,但其温度却先是迅速升高,然后缓慢升高,结果造成出口烟温随一次生物质气比例的增加而先升高后降低。

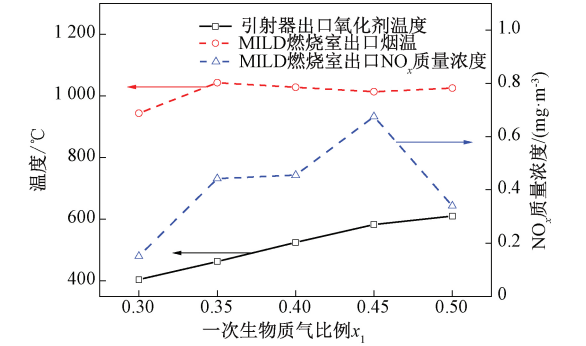


图 4 一次生物质气比例对 MILD 燃烧室出口烟温与 NO<sub>x</sub> 质量浓度的影响

Figure 4 Temperature and NO<sub>x</sub> content of the flue gas from MILD combustor along with the primary biogas ratio

作为对比,图 5 给出了与对应工况相同的空气预热温度、相同传热条件下传统扩散燃烧的峰值燃烧温度、出口烟温和出口烟气中的 NO<sub>x</sub> 质量浓度。由图 5 可知,在通常条件下,随着空气预热温度增加,峰值燃烧温度和出口烟温相应增加,峰值温度远高于 1 500 °C。此时,尽管其氧气体积分数高,燃烧稳定性好,但 NO<sub>x</sub> 质量浓度却随着空气预热温度升高而急剧增加,远高于 30 m<sup>3</sup> 的 NO<sub>x</sub> 排放限值。故结合图 4 可以认为,本研究提出的 MILD 燃烧方案,不但解决了 MILD 燃烧的小型化应用难点,还可实现超低 NO<sub>x</sub> 排放。

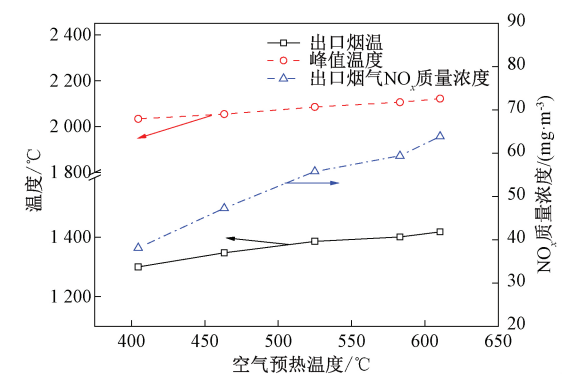


图 5 传统扩散燃烧的出口烟温与 NO<sub>x</sub> 质量浓度

Figure 5 Temperature and NO<sub>x</sub> content of flue gas from the MILD combustor of conventional burn

2.3 NO<sub>x</sub> 生成的影响因素

NO<sub>x</sub> 生成的影响因素非常复杂。首先,根据热力型 NO<sub>x</sub> 生成机制,在总传热量一定的条件下,富燃室传热比例越大,MILD 燃烧室传热比例

相应越小、温度水平越高,NO<sub>x</sub> 生成量也越大。其次,在燃烧器热功率一定的条件下,一次生物质气比例越高,MILD 燃烧室进口氧化剂的温度越高,氧气体积分数越低,前者促进 NO<sub>x</sub> 生成,后者却会抑制 NO<sub>x</sub> 生成。为定量分析一次生物质气比例和富燃室传热比例等对 NO<sub>x</sub> 生成的影响,对测试结果进行了二元回归分析。回归分析通过 IBM SPSS Statistics 22 软件进行,最终得到的回归关系式为:

$$\ln m_{\text{NO}_x} = 6.06 - 34.10x_1 - \frac{10.51}{x_2} \quad (1)$$

式中: $m_{\text{NO}_x}$  为出口烟气中 NO<sub>x</sub> 质量浓度,mg/m<sup>3</sup>;  $x_1$  为一次生物质气比例; $x_2$  为富燃室对工质传热量与总传热量之比,该式的复测定系数为 0.946,调整复测定系数为 0.893。图 6 给出了由式(1)得到的 NO<sub>x</sub> 质量浓度的预测值与实测值。

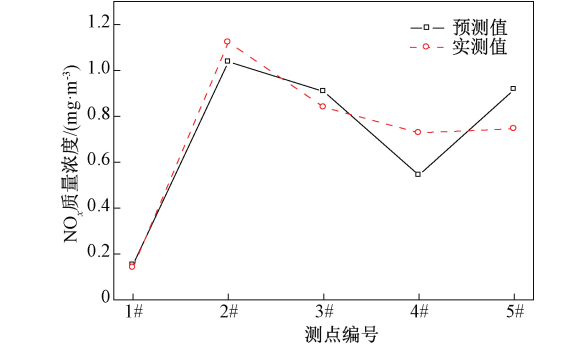


图 6 NO<sub>x</sub> 质量浓度的预测值与实测值对比

Figure 6 Comparison of NO<sub>x</sub> content between the measured values and the predicted values

从图 6 可看出,由式(1)得到的 NO<sub>x</sub> 质量浓度的预测值和实测值之间的符合较好,可较好地解释一次生物质气比例和富燃室传热比例对 NO<sub>x</sub> 生成的影响。由式(1)可知,NO<sub>x</sub> 生成量随一次生物质气比例  $x_1$  的增加而迅速降低,原因在于随着  $x_1$  增加,富燃室出口烟气量增加,MILD 燃烧室进口氧气体积分数降低,故 NO<sub>x</sub> 生成量相应降低。此外,NO<sub>x</sub> 生成量随富燃室传热比例  $x_2$  的增加而迅速增加,原因在于随着  $x_2$  的增加,MILD 燃烧室传热比例相应减小,温度水平相应提高。式(1)同时考虑了一次生物质气比例和富燃室传热比例对 NO<sub>x</sub> 生成的影响,对优化燃烧器运行具有重要意义。

2.4 富燃室与 MILD 燃烧室中的温度分布

图 7 为各工况下富燃室内的温度分布。由图 7 可知,套管燃烧器附近区域温度(1#测点)在各种工况下差异不大。其原因在于富燃室使用的

套管燃烧器为传统扩散燃烧器,各工况下一次生物质气和一次空气流速差别不大,且其过量空气系数均为 0.9,为富燃模式,故其燃烧器出口区域着火条件和温度水平差别不大。

图 8 给出了各工况下 MILD 燃烧室内的温度分布。由图 8 可知,各工况下 MILD 燃烧室内的温差较小,均低于 200 ℃,远低于富燃室内的温差。而由图 7 可知,各工况下富燃室内的温差均大于 500 ℃。原因在于富燃室内的过量空气系数为 0.9,运行条件接近传统燃烧,生物质气与空气射流相遇点处氧气体积分数较高,故燃烧速率大、温度水平高。相对来说,由于富燃室出口为高温高速弱还原性烟气,通过引射混合对二次空气同时进行稀释和预热,故 MILD 燃烧室进口即为高温低氧氧化剂。加上 MILD 燃烧室中氧化剂喷口和二次生物质气喷口之间距离较大(设计值为 3 倍氧化剂喷口直径),氧化剂射流和二次生物质气射流相遇点位置距燃烧器出口较远,射流发展相对充分、高温烟气卷吸量增加,结果导致射流相遇位置处尽管温度较高但氧气体积分数却相对

较低,故燃烧速率慢、峰值温度低。正是由于 MILD 燃烧室的这种低氧慢反应特征,使反应区范围扩大,温度分布更趋均匀。此外,由图 8 还可看出,工况 1 条件下 MILD 燃烧室内的温度水平最低、温差最大。其原因在于该工况下一次生物质气比例最低,引射器出口氧化剂温度最低,氧气体积分数最高。相对氧气体积分数因素对着火的影响,温度因素对着火的影响更加突出,结果造成工况 1 条件下燃烧室内的温度水平最低,温差最大。

3 结论

(1)本研究提出的 MILD 燃烧方案,可有效解决 MILD 燃烧的小型化应用难题,出口烟气中 NO<sub>x</sub> 质量浓度仅为 0.15~0.68 mg/m<sup>3</sup>(干烟气),而在相同空气预热温度和相同传热量条件下,传统扩散燃烧装置的 NO<sub>x</sub> 质量浓度却高达 38~65 mg/m<sup>3</sup>。

(2)随着一次生物质气比例  $x_1$  的增加,引射器出口氧气体积分数降低、温度升高。当  $x_1$  为 0.3~0.4 时,必须采取二次稀释措施以实现 MILD 燃烧;而当  $x_1$  大于 0.4 时则无须采取二次稀释。

(3)通过二元回归得到的关系式的复测定系数为 0.946,调整复测定系数为 0.893,可较好地解释一次生物质气比例、富燃室传热比例等对 NO<sub>x</sub> 生成的影响。

(4)各工况下 MILD 燃烧室内的峰值温度较低,温差低于 200 ℃;而在相同热功率、相同空气预热温度、相同传热量条件下,传统扩散燃烧的峰值温度高,温差大于 500 ℃。

参考文献:

[1] 李鹏飞,米建春,DALLY B B,等. MILD 燃烧的最新进展和发展趋势[J]. 中国科学:技术科学,2011, 41(2): 135-149.

[2] 崔玉峰,吕焯,徐纲,等. 无焰燃烧模型燃烧室动态特性分析[J]. 中国科学:技术科学,2010, 40(9): 1044-1051.

[3] WEBER R,SMART J P, KAMP W V.On the (MILD) combustion of gaseous, liquid, and solid fuels in high temperature preheated air[J].Proceedings of the combustion institute, 2005,30(2):2623-2629.

[4] 代朝红,温治,朱宏祥,等. 高温空气燃烧技术的研究现状及发展趋势(上)[J]. 工业加热,2002(3): 14-18.

[5] 代朝红,温治,朱宏祥,等. 高温空气燃烧技术的研

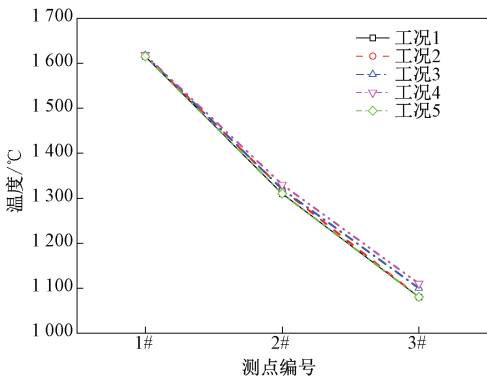


图 7 5 种工况下富燃室内的温度分布  
Figure 7 Temperature distribution in the rich combustion chamber in five experimental conditions

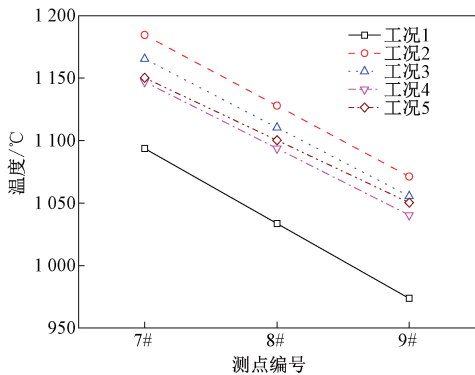


图 8 5 种工况下 MILD 燃烧室内的温度分布  
Figure 8 Temperature distribution in the MILD combustion chamber in five experimental conditions

究现状及发展趋势(下)[J]. 工业加热, 2002(4): 11-16.

[6] 黄锦耀,严诗伦,陈朝阳. EGR 对二甲醚 HCCI 发动机燃烧特性的影响[J]. 郑州大学学报(工学版), 2018, 39(1): 24-28.

[7] 蒋绍坚,彭好义.高温空气燃烧新型锅炉及特性分析[J].热能动力工程,2000,15(4):348-351.

[8] TSUJI H, GUPTA A K, HASEGAWA T, et al. High temperature air combustion;from energy conservation to pollution reduction [ M ]. Boca Raton: CRC Press, 2003.

[9] 孟庆新. 高温空气燃烧技术在隧道窑中的应用分析[J]. 耐火材料,2015, 49(2): 156-160.

[10] 陈小娟,蒋继锐. 无焰燃烧技术在环形套筒窑中的应用[J]. 耐火与石灰,2012, 37(6): 10-12.

[11] 余跃,温治,楼国锋,等. 无焰燃烧技术的研究现状[J]. 金属热处理. 2012, 37(10): 65-70.

[12] 王昆,臧鹏,邢双喜,等. 基于驻涡稳定的无焰燃烧室实验研究[J]. 燃气轮机技术,2014, 27(3): 14-18.

[13] 臧鹏,张克舫,崔玉峰,等. 基于凹腔驻涡的无焰燃烧室数值模拟[J]. 工程热物理学报, 2012, 33(9): 1615-1618.

[14] 毛艳辉,徐纲,房爱兵,等. 燃气轮机无焰燃烧技术的研究进展[J]. 热能动力工程,2011, 26(5): 501-506.

[15] 王爱华,蔡九菊,王连勇,等. 高温空气燃烧技术进展与应用[J]. 中国冶金,2006(8): 1-5.

[16] 王蓓蓓,李雅超,赵盛楠,等. 基于区块链的分布式能源交易关键技术[J]. 电力系统自动化, 2019, 43(14): 53-64.

[17] 韩中合,祁超,向鹏,等. 分布式能源系统效益分析及综合评价[J]. 热力发电,2018, 47(2): 31-36.

[18] 金红光,隋军,徐聪,等. 多能源互补的分布式冷热电联产系统理论与方法研究[J]. 中国电机工程学报,2016, 36(12): 3150-3161.

[19] 刘满平. 我国天然气分布式能源发展的制约因素及政策建议[J]. 中国石油和化工经济分析, 2013(12): 13-16.

[20] 徐建中,邓建玲. 分布式能源定义及其特征[J]. 华电技术, 2014, 36(1): 3-5.

[21] 熊超,程小矛. 分布式能源梯级利用;钢铁工业“十二五”节能的重要方向[J]. 冶金经济与管理, 2011(6): 9-11.

Effects of Several Chief Parameters on the NO<sub>x</sub> Emission of a MILD Burner Firing Biogas

LI Xiaomin, CAO Kan, LI Pengkai, XU Shanshan, WU Zongquan

(School of Energy & Environment, Zhongyuan University of Technology, Zhengzhou 450007, China)

**Abstract:** An experimental investigation was carried out on a MILD burner firing biogas, which was developed based on the scheme of rich combustion-injection-MILD (moderate & intense low oxygen dilution) combustion. An analysis was conducted to explore effects of primary biogas ratio and heat transfer ratio of rich combustion chamber on NO<sub>x</sub> emissions of the burner, with thermal input of 100 kW. Results showed that temperature difference in the MILD combustion chamber was less than 200 ℃ and NO<sub>x</sub> content in its flue gas was in the range of 0.14 and 1.12 mg/m<sup>3</sup>. When the primary biogas ratio was in the range of 0.3 and 0.4, secondary dilution was indispensable to achieve MILD combustion. However, when the primary biogas ratio was greater than 0.4, MILD combustion could be realized without secondary dilution. Finally, an expression was obtained through binary regression, which could explain influences of the primary biogas ratio and the heat transfer ratio of the rich combustion chamber on NO<sub>x</sub> emissions to a great degree.

**Key words:** biogas; moderate & intense low oxygen dilution combustion; rich combustion; NO<sub>x</sub>; distributed energy resources