

低热值 C_2H_4 -AIR- N_2 预混气体在多孔介质内的 燃烧特性研究

钱炯杰, 曾宪阳, 凌忠钱, 阮一鸣

(中国计量大学 计量测试工程学院, 浙江 杭州 310018)

摘要: 利用自行设计的多孔介质实验台, 对 C_2H_4 -AIR- N_2 预混气体在多孔介质燃烧器内的燃烧特性进行了实验研究, 分析燃料当量比、预混气体流速以及 N_2 稀释比对预混气体的可燃极限、火焰传播方向、火焰温度分布以及污染物排放的影响。研究表明: 随着稀释比的上升, 预混气体的可燃极限范围缩小, 火焰向上游传播的工况逐渐减少; 燃烧器内最高火焰温度与当量比以及气体流速正相关, 与稀释比负相关; CO 的排放量随着稀释比的上升而增加, 与当量比以及气体流速负相关; 实验中的 NO 排放量小于 20 mg/m^3 。

关键词: 多孔介质; 低热值气体; 可燃极限; 温度特性; 污染物排放

中图分类号: TK09 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2021.08.012

[引用本文格式] 钱炯杰, 曾宪阳, 凌忠钱, 等. 低热值 C_2H_4 -AIR- N_2 预混气体在多孔介质内的燃烧特性研究[J]. 热能动力工程, 2021, 36(8): 78-84. QIAN Jiong-jie, ZENG Xian-yang, LING Zhong-qian, et al. Study on combustion characteristics of low calorific value C_2H_4 -AIR- N_2 premixed gas in porous media[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(8): 78-84.

Study on Combustion Characteristics of Low Calorific Value C_2H_4 -AIR- N_2 Premixed Gas in Porous Media

QIAN Jiong-jie, ZENG Xian-yang, LING Zhong-qian, RUAN Yi-ming

(College of Metrology and Measurement Engineering, China Jiliang University, Hangzhou, China, Post Code: 310018)

Abstract: The combustion characteristics of C_2H_4 -AIR- N_2 premixed gas in a porous media burner were experimentally studied using a self-designed porous media experimental platform. The effects of fuel equivalent ratio, premixed gas flow rate and N_2 dilution ratio on the flammability limit, flame propagation direction, flame temperature distribution and pollutant emission of premixed gas were analyzed. The results show that with the increase of dilution ratio, the range of flammability limit of premixed gas decreases, and the upstream flame propagation condition decreases gradually. The maximum flame temperature in the burner is positively correlated with equivalence ratio and gas flow rate, and negatively correlated with dilution ratio. The CO emission increases with the increase of dilution ratio and is negatively correlated with equivalence ratio and gas velocity. The NO emission in the experiment was less than 20 mg/m^3 .

Key words: porous media, low calorific value gas, flammability limit, temperature characteristics, pollution emission

引言

低热值气体一般定义为发热量低于 6.28 MJ/m^3

的气体^[1]。在日常生产生活中会产生大量的低热值气体, 如冶金行业中产生的焦炉煤气、转炉煤气及高炉煤气, 矿井中的煤层瓦斯气和煤矿乏气, 垃圾填埋气等^[2]。大量的低热值气体由于其难以点燃和

难以维持稳定燃烧等原因被直接排入大气中,这不仅造成了大气污染,而且还浪费了大量的能源^[3]。因此,寻找一种能够高效清洁地利用低热值气体的方法是一项具有重大意义的课题。

多孔介质燃烧技术作为一种新兴的燃烧技术,相比于自由火焰燃烧具有更高的燃烧效率、更低的污染物排放以及可以燃烧更低热值燃料等优点^[4]。20 世纪 70 年代初,Weinberg^[5]提出可以利用蓄热和导热能力较强的多孔介质材料将燃烧产生的部分热量回传给未燃气体,从而使燃烧的最高温度超过预混气体的绝热火焰温度,这种现象被称为“超绝热燃烧”。Song 等人^[6-8]对不同的多孔介质材料展开了研究,而 Terracciano 等人^[9-10]则专注于新型多孔介质燃烧器的研发。Hashemi^[11]、Chen^[12]和 Yang 等人^[13]分别对多孔介质内的燃烧稳定性、火焰温度特性以及火焰倾角等燃烧特性展开了研究。

许多学者针对稀释气体对于气体燃料燃烧特性的影响开展了研究。Yang 等人^[14]研究了 N_2 和 CO_2 的稀释对 CH_4/O_2 预混气体燃烧火焰结构和反应特性的影响,随着稀释比的增加,火焰的宽度变窄且火焰的核心反应区逐渐向燃烧器出口移动。Gao 等人^[15]研究了双层多孔介质燃烧器中 $C_2H_4-(Ar, N_2, CO_2)$ -AIR 混合燃烧的污染物排放特性, NO_x 和 CO 的生成量与添加的惰性气体种类及其稀释比有关。

基于以上研究,设计并搭建了氧化铝小球自由堆积状态下的单向流动多孔介质实验台。在实验气体选择方面,由于在化工气体排放中含有大量的烯烃类物质,而目前对烯烃类物质的研究较少,从实际应用角度出发,选择烯烃类物质中结构较为简单的乙烯作为代表进行多孔介质燃烧实验,并选择氮气作为实验用稀释气体。实验中,乙烯的体积分数范围在 1.82% ~ 4.67%,预混气体热值范围为 1.15 ~ 2.94 MJ/m^3 ,远低于低热值气体的定义上限 6.28 MJ/m^3 ,因此实验中所使用的 C_2H_4 -AIR- N_2 预混气体属于低热值燃料的范畴。通过改变当量比、预混气体流速以及稀释比等参数研究不同工况下 C_2H_4 -AIR- N_2 预混气体在多孔介质中的燃烧和污染物排放特性。

1 实验装置及参数

1.1 实验系统

实验系统如图 1 所示,主要分为供气系统、燃烧系统和测量分析系统 3 部分。供气系统由乙烯气瓶、氮气气瓶、空压机和质量流量控制器组成。通过空压机供给新鲜空气,分别使用 0 ~ 5, 0 ~ 100 和 0 ~ 100 L/min 量程的 Alicat 流量控制器来控制乙烯、氮气和空气 3 种气体的比例。燃烧系统分为预混室和燃烧室两部分,预混室的存在保证了各气体混合均匀。燃烧室本体材料为一根长 500 mm、外径 520 mm、壁厚 4 mm 的 316 不锈钢管。燃烧室内填充有直径为 9 mm,孔隙率为 47.5% 的 Al_2O_3 小球,入口处布置两块厚度为 20 mm、孔隙率为 20ppi 的 SiC 泡沫陶瓷用于支撑 Al_2O_3 小球和整理流场。

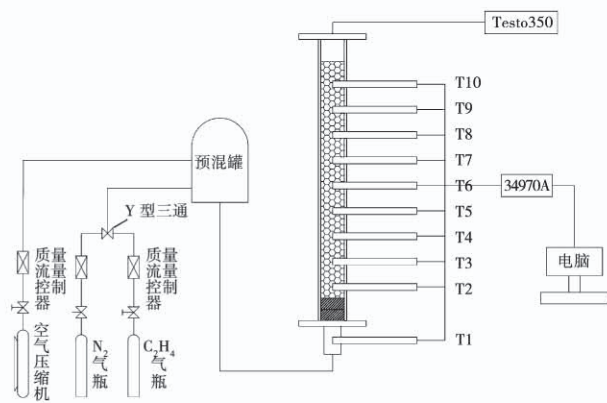


图 1 实验系统简图

Fig. 1 Experimental system sketch

测量分析系统主要由温度测量系统和烟气分析系统组成。为了更精确地体现燃烧室内部的温度变化情况,将 9 根测温范围为 0 ~ 1 600 $^{\circ}C$ 的 S 型热电偶的测点垂直布置于燃烧室的圆心位置处,各热电偶的间距为 45 mm。另将一根 K 型热电偶布置于燃烧室入口处,用于监测是否发生回火现象。各热电偶自上而下编号为 T10 ~ T1,热电偶的数据通过数据采集仪 Agilent 34970A 实时捕捉获取后传输给计算机端。实验使用的气体分析装置为 Testo 350 烟气分析仪,可以实现出口烟气中的 CO、NO 和 CO_2 等成分的浓度的测量。本实验的测量参数精度如表 1 所示。

表 1 测量参数精度

Tab. 1 Precision of measurement parameter

测量参数	分辨率	精度
C ₂ H ₄ 流量	0.001 L/min	±0.4%
AIR 流量	0.1 L/min	±0.8%
N ₂ 流量	0.1 L/min	±0.8%
S 型热电偶温度	1 K	±0.75%
K 型热电偶温度	1 K	±0.25%
CO 质量浓度	1 mg/m ³	±5%
NO 质量浓度	1 mg/m ³	±2 mg/m ³

1.2 化学计量方程

化学当量比的定义为：

$$\varphi = \frac{(m_{fu}/m_{air})_{actu}}{(m_{fu}/m_{air})_{stoic}} = 14.28 \frac{V_{C_2H_4}}{V_{air}} \tag{1}$$

式中： φ —化学当量比； $(m_{fu}/m_{air})_{actu}$ —实际燃料和氧化剂的质量比； $(m_{fu}/m_{air})_{stoic}$ —完全反应时燃料和氧化剂的质量比； $V_{C_2H_4}$ 和 V_{air} —乙烯和空气的实际流量，L/min。

乙烯的燃烧化学计量方程式为：

$$C_2H_4 + \frac{3(1+\varphi)}{2\varphi}O_2 = 2CO_2 + 2H_2O + \frac{3(1-\varphi)}{2\varphi}O_2 \tag{2}$$

N₂并不参与化学反应，仅起到了作为稀释气体的作用，定义氮气稀释比为：

$$\theta = \frac{V_{N_2}}{V_{C_2H_4} + V_{Air}} \tag{3}$$

式中： θ —氮气稀释比，%； V_{N_2} ， $V_{C_2H_4}$ 和 V_{air} —氮气、乙烯和空气的实际流量，L/min。

2 燃烧特性分析

2.1 可燃极限与火焰传播

可燃极限是指预混气体可以在燃烧器内保持燃烧状态的极限当量比及气体流速。图 2 为不同稀释比的预混气体在多孔介质燃烧器内的可燃极限以及火焰传播特性。实验中，稀释比为 0 时的预混气体的可燃下限为 $\varphi = 0.3$ ，实验选择化学当量比上限 $\varphi = 0.7$ 是为了防止火焰发生爆燃现象而产生安全问题。因此，选择化学当量比范围为 $0.3 \leq \varphi \leq 0.7$ 。随着稀释比的增加，预混气体的可燃极限逐渐下降，当稀释比为 50% 时的可燃范围仅为稀释比为 0 时的 32.7%。此现象可以从氮气本身的特性来解释，由于氮气化学性质极其稳定，增大稀释比相当于降

低了预混气体内乙烯和氧气的浓度，起到了降低燃烧强度以及火焰温度的作用，预混气体需要在更高的当量比下维持燃烧状态。

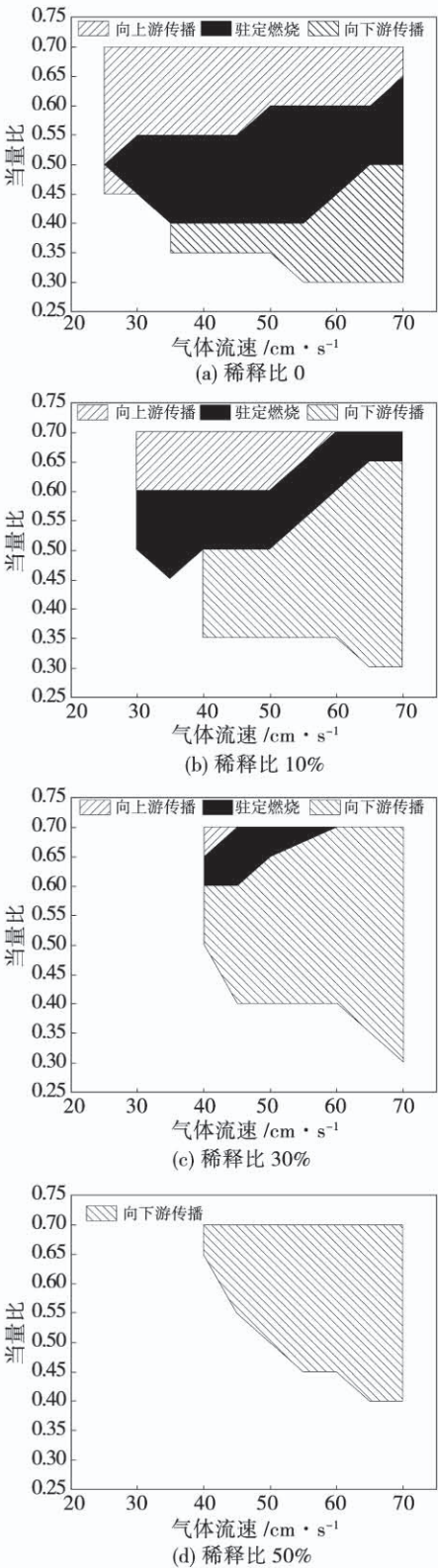


图 2 可燃极限和火焰传播方向
Fig. 2 Flammability limit and flame propagation direction

C₂H₄-AIR-N₂预混气体在多孔介质燃烧器中的燃烧状态可分为过滤燃烧和驻定燃烧两种,而过滤燃烧又可分为燃烧波向上游传播和燃烧波向下游传播两种状态。多孔介质内的燃烧波传播方向可理解为燃烧强度与预混气体流速间的博弈现象。预混气体在多孔介质内燃烧会形成燃烧波,高当量比的预混气体意味着更高的燃烧强度,会促使燃烧波向预混气体的供给源方向移动。而气体流速的提高会增加燃烧波向上游传播的流动阻力,当流动阻力大于燃烧波向上游传播的驱动力时,燃烧波就会向燃烧器下游传播。由图 2 可知,随着稀释比的增加,燃烧波向下游传播的工况在总的稳定燃烧工况中的占比逐渐上升,当稀释比为 50% 时甚至只存在燃烧波向下游传播的工况。这是因为稀释比的增加降低了预混气体内的可燃成分,一部分相同当量比与气体流速的工况会由于燃烧强度的减弱而转为向下游传播。

2.2 火焰温度

图 3 为两个典型的火焰波在多孔介质内传播时 T1 ~ T10 热电偶的温度分布图。由图 3 可知,火焰波在多孔介质内传播时,不同热电偶的最高温度的温差均在 80 K 之内,且总的温度分布趋势大致相同。选取 T8 热电偶的最高温度作为单个工况的代表温度进行总结并分析当量比、气体流速和稀释比对火焰温度带来的影响。

图 4 为不同稀释比的预混气体的火焰温度特性,实验中火焰温度最高可达 1 263 K。在稀释比与气体流速一定的条件下,T8 热电偶监测到的最高温度与当量比成正相关。这是因为随着当量比的增加,预混气体中乙烯的比例逐渐上升,预混气体的热值不断提高,从而能达到更高的火焰温度。由图 4 可知,同一稀释比与当量比的条件下,火焰温度随着气体流速的增加呈现出先快速上升后逐渐减缓的趋势,不同气体流速下的温差最高可达 472 K。分析可知,当稀释比与当量比一定时,气体流速的增加意味着单位时间内进入燃烧器的预混气体量的增加,因此在相同时间内可以释放出更多的热量,从而导致火焰温度上升。

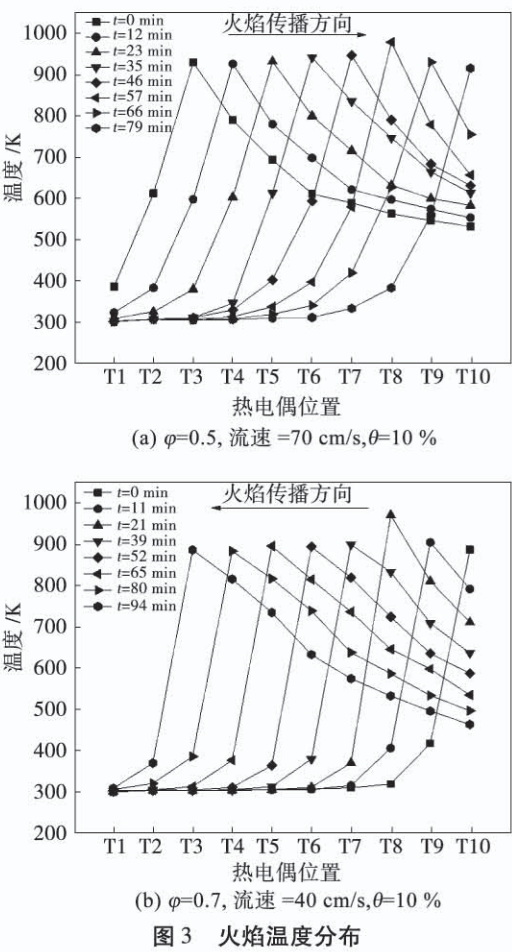
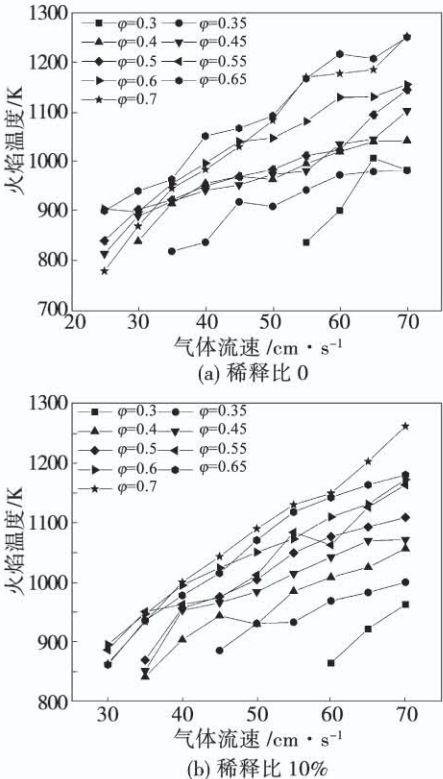
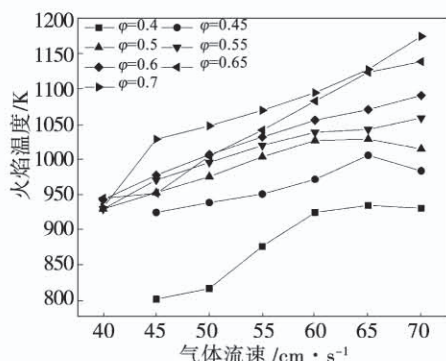
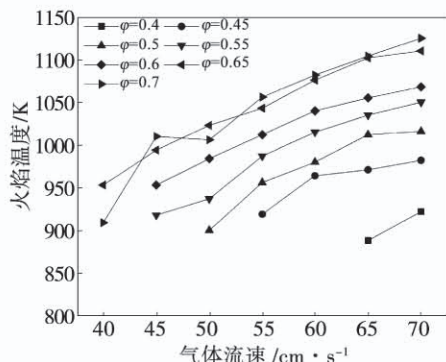


图 3 火焰温度分布
Fig. 3 Flame temperature distribution





(c) 稀释比 30%



(d) 稀释比 50%

图 4 不同工况下的火焰最高温度

Fig. 4 Maximum flame temperature under different working conditions

图 5 为不同稀释比的预混气体在 $\varphi = 0.5$ 时的最高火焰温度的对比图。稀释比为 0, 10% 的预混气体在相同当量比与气体流速下的火焰温度接近于相同, 而当稀释比增加到 30% 时, 各实验工况的火焰温度相比于不掺加 N_2 时降低了 50 ~ 100 K, 这个差值在稀释比增加到 50% 时达到了 100 ~ 200 K。这是因为不掺加稀释气体且 $\varphi = 0.5$ 时的大部分工况都为驻定燃烧状态, 而掺加少量的稀释气体在降低了燃烧强度的同时也可以让部分工况的火焰传播方向转为向燃烧器下游缓慢传播, 从而起到更好地预热未燃气体的作用, 因此火焰温度没有发生较大的变化。而当稀释比增大到 30% 与 50% 时, 稀释气体的大量掺加导致了燃烧强度的大幅下降, 从而引起了火焰温度的大幅度降低。

2.3 污染物排放

C_2H_4 -AIR- N_2 预混气体在多孔介质内燃烧产生的气态污染物主要包括 NO 和 CO。NO 和 CO 的排放量均在当火焰中心传播到 T8 热电偶时所采集。

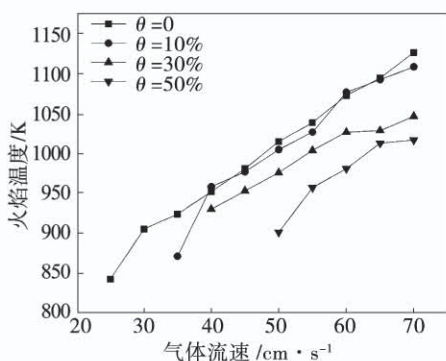


图 5 稀释比对火焰温度的影响

Fig. 5 Effect of dilution ratio on flame temperature

图 6 所示为不同工况下的 NO 排放量。本实验中产生的 NO 主要为热力型 NO_x , 其生成机理为空气中的氮气在高温下发生氧化反应。火焰温度对于热力型 NO_x 的生成影响巨大, 当火焰温度低于 1 573 K 时, NO_x 的生成量很低, 而当火焰温度大于 1 573 K 时, 温度每提升 100 K 反应速率都会提升 6 ~ 7 倍。由于预混气体在多孔介质内燃烧避免了局部高温的产生, 因此火焰温度仅为 1 263 K, 不同工况下的 NO 排放量都小于 20 mg/m³。

图 7 为不同稀释比的预混气体的 CO 排放特性。

在高当量比的情况下, 由于燃烧器内的火焰温度相对较高, C_2H_4 的氧化反应进行得较为充分, CO 的排放量保持在一个比较低的范围内。但随着当量比的降低, 预混气体的燃烧强度也在缓慢下降, 燃烧波传播速度由向上游传播的缓慢降低转变为向下游传播的逐渐增长。因此在低当量比时火焰温度低且燃烧波传播速度较快, 预混气体无法充分燃烧从而导致了 CO 的大量生成。因此 CO 的生成量会随着当量比的降低呈现出先平缓后快速上升的趋势, 最高可达 4 538 mg/m³。

在较高当量比的情况下, 出口烟气中的 CO 浓度随着气体流速的增加先快速降低后逐渐趋于平缓, 较低当量比下的气体流速增加则只会导致 CO 排放量的快速下降。预混气体在多孔介质内燃烧的过程中, 火焰温度和烟气停留时间是影响 CO 能否继续氧化成 CO_2 的关键因素。一方面, 气体流速增加会提高多孔介质燃烧器内的火焰温度, C_2H_4 可以更充分地燃烧。另一方面, 气体流速增加会减少烟

气在燃烧器内的停留时间,抑制了 CO 氧化反应的发生。但在本实验中,火焰温度是影响 CO 排放特性的主导原因。

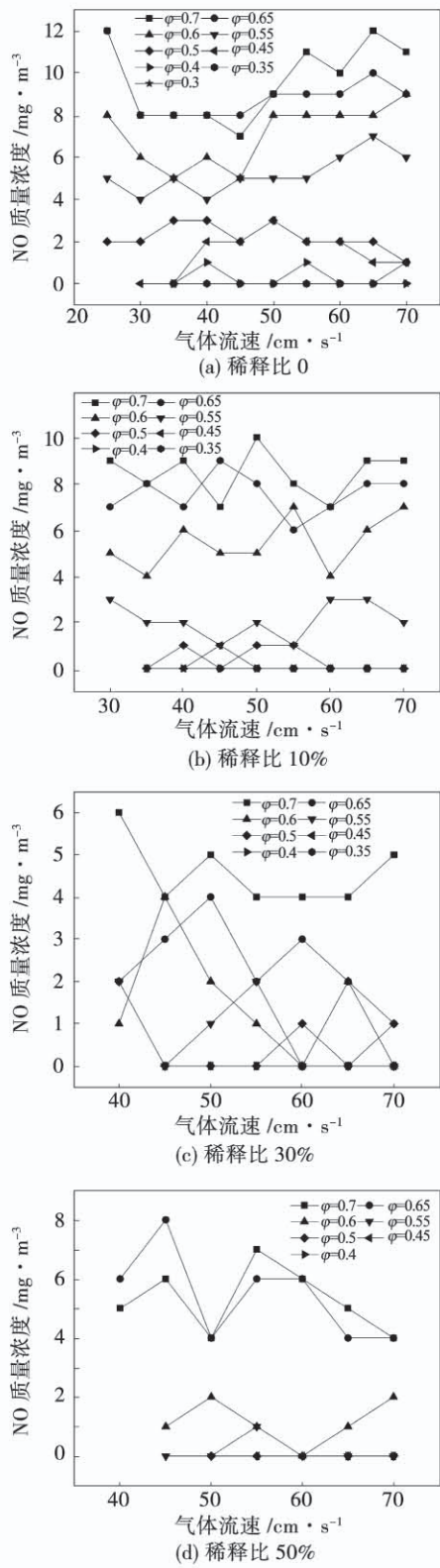


图 6 不同工况下的 NO 排放量

Fig. 6 NO emissions under different working conditions

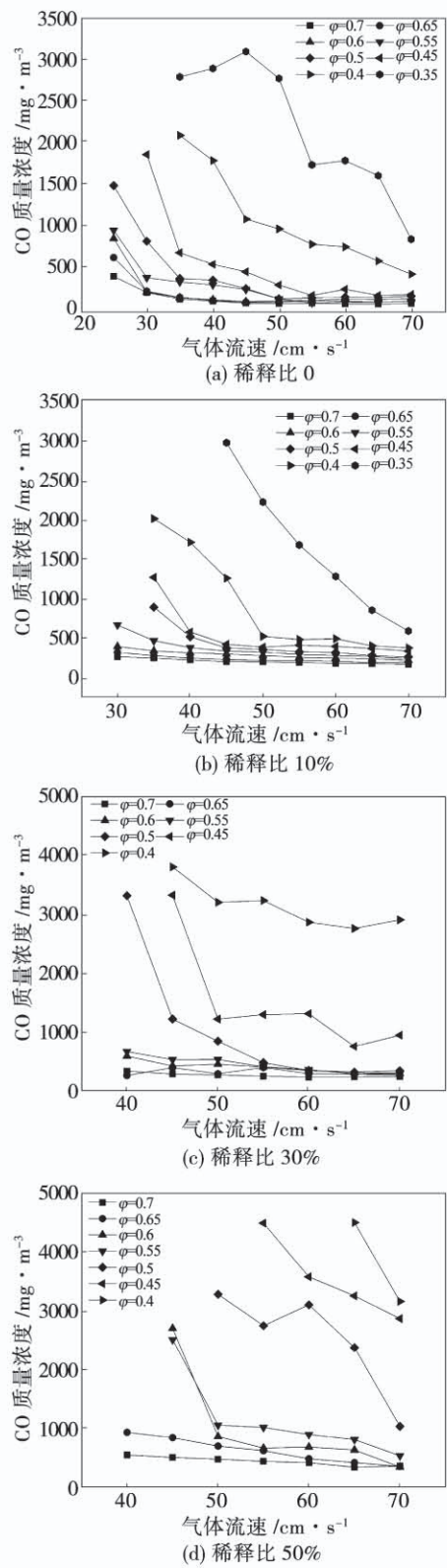


图 7 不同工况下的 CO 排放量

Fig. 7 CO emissions under different working conditions

稀释比对 CO 排放量的影响也主要来自于火焰温度的变化。图 8 为不同稀释比的预混气体在 $\phi = 0.5$ 时的 CO 排放量对比。从整体来看,出口烟气中

的 CO 浓度随着稀释比的增加先小幅增加而后快速上升。稀释比为 10% 时的 CO 排放量相比于不掺加 N_2 时提升不大,而当稀释比增加到 30% 与 50% 时,稀释比提高所引起的火焰温度差异开始增大, C_2H_4 无法充分燃烧从而致使 CO 排放量明显上升。

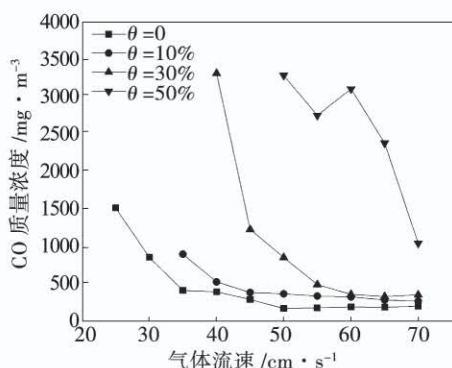


图 8 稀释比对 CO 排放量的影响

Fig. 8 Effect of dilution ratio on CO emissions

3 结 论

对 C_2H_4 -AIR- N_2 预混气体在多孔介质燃烧器内燃烧的稳定性、火焰传播方向、火焰温度特性和污染物排放特性进行了研究,得出了以下结论:

(1) 预混气体在多孔介质燃烧器内燃烧的可燃极限范围随着稀释比的增加而缩小,稀释比 50% 时的可燃范围仅为稀释比为 0 时的 32.7%。随着预混气体中 N_2 掺加比例的上升,燃烧波向下游传播的工况所占的比例逐渐提高。当稀释比为 50% 时,仅存在燃烧波向下游传播的工况。

(2) 相同当量比和流速工况下,多孔介质燃烧所能达到的最高温度随着稀释比的增加而降低。当量比和流速也是决定火焰温度的两大因素,当量比的增加会提高预混气体中 C_2H_4 的浓度,从而达到更高的火焰温度。而预混气体流速的增加则相对地增加了单位时间内送入燃烧器的燃料量,从而释放出更多的热量。

(3) 在试验过程中,NO 的排放量都小于 20 mg/m^3 。随着预混气体稀释比的增加,出口烟气中的 CO 浓度上升。当量比和流速对于 CO 的排放量有很大的影响,高当量比和高流速下的 CO 排放量维持在 500 mg/m^3 以下,而低流速和低当量比下最高可达到 4538 mg/m^3 。

参考文献:

- [1] 娄马宝. 低热值气体燃料(包括高炉煤气)的利用[J]. 燃气轮机技术,2000(3):16-18.
LOU Ma-bao. Utilization of low calorific value gaseous fuels (including blast furnace gas) [J]. Gas Turbine Technology, 2000 (3):16-18.
- [2] 赵黛青,夏亮,何立波. 低热值燃料稳定燃烧的研究现状与进展[J]. 世界科技研究与发展,2005(5):39-45.
ZHAO Dai-qing, XIA Liang, HE Li-bo. Research and development of stable combustion using low heat value fuel [J]. World Sci-Tech R & D, 2005(5):39-45.
- [3] 范洪武. 低热值燃料燃气轮机燃烧特性及技术优化[J]. 现代经济信息,2019(10):370-371.
FAN Hong-wu. Optimization of combustion characteristics and technology of low calorific value fuel gas turbine [J]. Modern Economic Information, 2019(10):370-371.
- [4] MUIEBU M A, ABDULLAH M Z, MOHAMAD A A, et al. Trends in modeling of porous media combustion [J]. Progress in Energy & Combustion, 2010, 36(6):627-650.
- [5] WEINBERG F J. Combustion temperatures: The Future [J]. Nature, 1971, 233(5317):239-241.
- [6] SONG F, WEN Z, DONG Z, et al. Ultra-low calorific gas combustion in a gradually-varied porous burner with annular heat recirculation [J]. Energy, 2017, 119:497-503.
- [7] HUANG R, CHENG L, QIU K, et al. Low-calorific gas combustion in a two-layer porous burner [J]. Energy & Fuels, 2016, 30(2):1364-1374.
- [8] JANVEKAR A A, ABDULLAH M Z, AHAMAD Z A, et al. Assessment of porous media burner for surface/submerged flame during porous media combustion [C]//5th International Conference on Education, Concept, and Application of Green Technology. Indonesia: Universitas Negeri Semarang, 2017.
- [9] TERRACCIANO A C, VASU S S, ORLOVSKAYA N. Design and development of a porous heterogeneous combustor for efficient heat production by combustion of liquid and gaseous fuels [J]. Applied Energy, 2016, 179(1):228-236.
- [10] 刘宏升,王松祥,刘林,等. 电预热多孔介质燃烧器内柴油燃烧的实验研究[J]. 上海交通大学学报, 2019, 53(10):1203-1209.
LIU Hong-sheng, WANG Song-xiang, LIU Lin, et al. Experimental study on combustion of diesel oil in an electric preheating porous medium burner [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2019, 53(10):1203-1209.