

轴向射流对旋流管状火焰传热影响的实验研究

赵晓尧¹, 彭维康², 余筱³

(1. 中北大学 军民融合协同创新研究院, 山西 太原 030051; 2. 中国航发四川燃气涡轮研究院, 四川 成都 610500;
3. 北京理工大学 宇航学院, 北京 100081)

摘要:为了探究轴向气体流动特征对旋流管状火焰传热性能的影响,在实验中引入轴向喷出的 N_2 作为稀释剂。研究了不同的轴向流量、喷嘴孔径及喷嘴数量下的火焰结构及传热规律,重点分析了不同流动条件下管状燃烧室内火焰径向传热的温度分布特征。分析结果表明:旋流管状火焰能将一定量的气体工质快速升温至1 000℃以上;随着轴向稀释气体流量的增加,火焰根部被吹离切向入口,火焰锋面向燃烧室下游移动,导致火焰根部温度显著降低,而且最高温度区域也向下游移动,最高温度值也有所降低;随着喷嘴孔径的增大,火焰锋面位置无明显变化,而火焰根部向喷嘴侧移动,且相同轴向位置的径向温度更高,即喷嘴孔径的增加有助于对轴向气流的快速加热;在当前实验条件下由于受到空间限制,喷嘴数量的变化对火焰位置与温度分布无明显影响。

关键词:旋流管状火焰;轴向射流;火焰结构;传热规律;温度特征

中图分类号:TK16 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2022.05.007

[引用本文格式]赵晓尧,彭维康,余筱.轴向射流对旋流管状火焰传热影响的实验研究[J].热能动力工程,2022,37(5):46-52. ZHAO Xiao-yao, PENG Wei-kang, YU Xiao. Experimental study on the effect of axial jet on heat transfer of swirling tubular flame[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(5): 46-52.

Experimental Study on the Effect of Axial Jet on Heat Transfer of Swirling Tubular Flame

ZHAO Xiao-yao¹, PENG Wei-kang², YU Xiao³

(1. Institute of Civil-Military Integration Innovation, North University of China, Taiyuan, China, Post Code: 030051;
2. AECC Sichuan Gas Turbine Establishment, Chengdu, China, Post Code: 610500;
3. School of Aerospace Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing, China, Post Code: 100081)

Abstract: In order to explore the effect of axial air flow characteristics on the heat transfer performance of swirling tubular flame, the axial jet N_2 was introduced as the diluter in the test. The flame structure and heat transfer law under different axial flow rates, nozzle diameters and nozzle number were experimentally studied. The temperature distribution characteristics of flame radial heat transfer in the tubular combustion chamber under different flow conditions were emphatically analyzed. The analysis results show that the swirling tubular flame can rapidly raise the temperature of a certain amount of gas medium to more than 1 000℃; with the increase of axial dilution gas flow rate, the flame root is blown away from the tangential inlet, and the flame front moves downstream of the combustion chamber, resulting in a significant decrease in the temperature of the flame root, the highest temperature region moves downstream, and its value also decreases. With the increase of nozzle aperture diameter, the position of flame front has no obvious change, while the flame root moves to the nozzle, and the radial temperature at the same axial position is higher, that is, the increase of nozzle aperture diameter is helpful to the rapid heating of axial air.

收稿日期:2021-05-22; 修订日期:2021-08-06

基金项目:山西省基础研究计划资助项目(20210302124223)

Fund-supported Project: Project supported by Fundamental Research Program of Shanxi Province(20210302124223)

作者简介:赵晓尧(1976-),男,山东齐河人,中北大学副教授。

flow. Under the current experimental conditions, due to the limitation of space, the change of nozzle number has no significant effect on the flame position and temperature distribution.

Key words: swirling tubular flame, axial jet, flame structure, heat transfer law, temperature characteristics

引言

目前,雾霾天气较为常见且对人类健康具有极大危害,燃料燃烧不完全和工业废气的排放被普遍认为是雾霾形成的两大主要因素^[1-3]。因此,改善空气环境质量,寻求高效清洁的燃烧方式,实现工业废气的净化处理,一直是国内外学者的不断追求。

在石油化工、油漆喷涂、半导体制造等工业生产过程中产生的挥发性有机废气(VOCs)种类多、产量大、易挥发,随意排放会严重影响和破坏人们的生活环境质量。很多国家都通过颁布法令对VOCs的种类及其排放量作了严格限制,例如,美国通过的《净化大气法》。我国也颁布了相关政策,明确VOCs污染防治应当着重控制源头和过程,并结合末端进行综合治理^[4]。

处理工业废气的传统方法是燃烧法,通过可燃废气燃烧可将VOCs中的纯碳氢燃料完全转化为二氧化碳和水蒸气等无害气体,且操作简单、净化效果好、可实现热量回收利用、处理范围广,被广泛应用于可燃性有机废气净化处理。通过燃烧法处理VOCs方法有直接燃烧法、热力燃烧法、蓄热式燃烧法和催化燃烧法^[5-6]。可以直接将废气转化为CO₂和H₂O是直接燃烧法的优点,但是如果燃烧空间内氧气体积分数过大或不足使得燃气当量比严重偏离平衡当量比就会导致燃烧不充分,排出大量的污染物和烟尘。蓄热式燃烧法通过外部设备预热提高燃烧空间温度,催化燃烧法则是通入催化剂使得VOCs能在较低温度下转化为无害气体。但是,这两种方法分别存在管路复杂及催化剂适用性较差的缺点。因此,对于工业生产中产量巨大的大风量、低体积分数有机废气而言,在保证燃烧室高温的前提下,热力燃烧法更具适用性。

Ishizuka等人^[7-8]开发的管状火焰燃烧技术,由于其良好的气体流动特征和稳定的热力特性,具有混合气体掺混充分、燃烧稳定、火焰温度高、燃烧效率高和能有效降低NO_x排放等优点。火焰锋面外

部为低温高密度的未燃气体,内部为高温低密度的已燃气体,可以有效防止热量的损失及高温气体对燃烧器壁面的烧蚀,具有很好的研究价值^[9-15]。

旋流管状火焰具有良好的气动及强化传热特性,且燃烧器结构紧凑。因此,一种能够将工业有机废气从轴向注入柱形燃烧室,使可燃废气在旋流管状火焰的作用下快速加热氧化分解处理的快速加热技术得到了部分学者的关注。

Hu等人^[16]对比分析了无旋流的管状火焰燃烧器和旋流管状火焰燃烧器对轴向气流的加热效果,通过对两种加热方式的比较发现,气流在旋流管状火焰燃烧器内加热速率更快,温度升高更加显著,且随着旋流数的增加,加热速率增加。但文献^[16]对旋流管状火焰的快速加热效果只做了宏观上的比较,对于不同轴向射流条件下旋流管状火焰结构及传热规律的研究较少。因此,采用将甲烷和空气预混后切向注入柱形燃烧室的旋流燃烧技术,在轴向N₂射流的作用下,在不同的轴向流量、喷嘴孔径、喷嘴数量条件下开展了旋流管状火焰结构及传热规律实验。基于旋流管状火焰快速加热特性的研究,重点分析了不同轴向射流条件下,柱形燃烧室内的温度分布特征。

1 实验装置

图1为实验燃烧器结构示意图。其中,轴向射流入口处加工有螺纹,与螺纹紧密配合的孔径、孔数可变的喷嘴通过螺纹旋入至旋流结构左侧,喷嘴孔径、孔数分别以 d, n 表示。旋流结构为4个与柱形燃烧室相切的矩形入口,入口长度记为 l ,宽度分别记为 W_1, W_2, W_3, W_4 。为了便于观察火焰的结构及位置,在燃烧器右侧出口端连接石英玻璃管作为燃烧室,实验中使用了两种石英玻璃管,未打孔的石英玻璃管用于观测火焰结构,单侧打孔的石英玻璃管用于测量火焰温度分布。实验中轴向喷射气体的喷嘴孔径为 d ,旋流燃烧器内径 $D = 24$ mm,切向旋流入口长 $l = 12$ mm,切向入口缝隙宽 $W_1 = W_2 = W_3 = W_4 = 0.5$ mm,石英玻璃管长度 $L = 150$ mm,相机型

号为 Nikon D810, 测温用铂铑 10 - 铂热电偶, 信号传输线径 0.5 mm, 传输线防护陶瓷管直径 2 mm, 探头直径 0.8 mm、长 200 mm, 热电偶等级为 I 级。石英玻璃管轴向布置有 6 个测温点, 测温孔直径为 2 mm, 最左侧孔中心位置距旋流结构中心距离为 20 mm, 径向流动方向为 z , 其余测温点沿 z 向间隔 20 mm 等距排列; 径向测温点布置在不同轴向位置, 石英管中心为零点, 径向半径为 r , 径向温度间隔 2 mm 测量, 至管壁处为 $r = 12$ mm, 试验温度结果未作辐射修正。

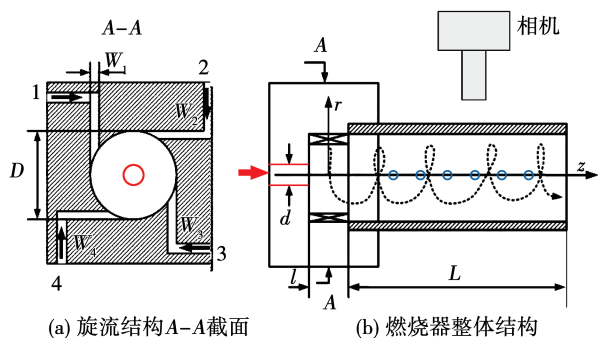


图 1 燃烧器结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of burner structure

为定量说明燃烧器切向旋流结构产生的旋流强度, 以燃烧器入口和出口尺寸作为计算参数, 可以计算得到燃烧器的旋流数 S_w [17]:

$$S_w = \frac{\pi D_e D}{4 A_T}$$

式中: D —旋流燃烧器的内径; D_e —燃烧器出口喉部直径, $D_e = D - W_1$; A_T —4 个切向入口截面的总面积。该燃烧器的旋流数 S_w 为 18.46。

实验中用的燃料为纯度 99.9% 的甲烷气体, 氧化剂为纯度 99.9% 的自制干燥空气。燃料和氧化剂预混后从燃烧器切向入口进入燃烧室, 切向混合气总流量为 Q_{Total} , 甲烷流量为 Q_{CH_4} , 空气流量为 Q_{Air} 。实验中当量比的计算, 假设燃料与氧化剂完全混合, 且实验中固定切向混合气的总流量 $Q_{\text{Total}} = 50$ L/min, 即当量比 $\Phi = 1$ 时, $Q_{\text{CH}_4} = 4.8$ L/min, $Q_{\text{Air}} = 45.2$ L/min。轴向通入纯度为 99.9% 的 N_2 , 其流量为 Q_{N_2} 。由质量流量计控制气体流量。

2 实验结果及分析

2.1 加轴向射流前的火焰结构及温度分布

为了分析加入轴向射流前后火焰的结构及温度

的变化规律, 并验证实验测量的准确性, 首先在轴向射流 $Q_{\text{N}_2} = 0$ 的条件下, 考察当量比 $\Phi = 0.8, 1.0$ 和 1.2 时的火焰结构及燃烧室轴向位置的径向温度分布, 火焰结构如图 2 所示。在火焰结构图中, 火焰左侧为邻近喷嘴侧。为了更好地分析不同轴向测温位置的火焰结构, 在火焰结构图中给出了轴向测温点的位置 (见火焰结构图中坐标点的位置)。

由图 2 可知, 当 $Q_{\text{N}_2} = 0$, 即无轴向射流时, Φ 为 0.8, 1.0 和 1.2 的火焰结构符合旋流管状火焰特征, 火焰为均匀稳定、强旋层流化的管状火焰。当量比 $\Phi = 1.0$ 时, 火焰明亮, 燃速较大, 火焰较短; 当量比 $\Phi = 0.8$ 时, 燃速减慢, 火焰长度增加, 火焰亮度减弱; 当量比增加到 1.2 时, 火焰长度明显增加, 由于燃料过剩, 火焰明亮。对比发现, 当量比 $\Phi = 1.0$ 时的管状火焰直径最大, 这是由于火焰锋面总是稳定在火焰燃烧速度与未燃气体径向速率相等的位置。在氧气体积分数一定的条件下, 当量比 $\Phi = 1.0$ 时, 气体燃烧速度最快, 混合气总流量固定, 未燃气体的径向速率基本恒定, 故在燃烧速度最大的条件下获得的管状火焰直径最大。

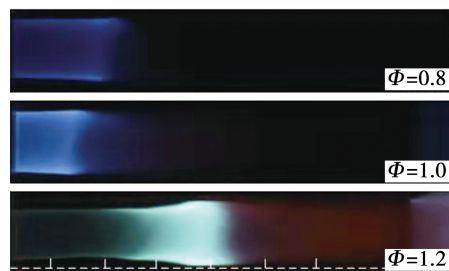


图 2 火焰结构图 ($Q_{\text{N}_2} = 0, \Phi = 0.8, 1.0, 1.2$)

Fig. 2 Flame structure diagram ($Q_{\text{N}_2} = 0, \Phi = 0.8, 1.0, 1.2$)

当 $Q_{\text{N}_2} = 0$ 时, 不同当量比 ($\Phi = 0.8, 1.0, 1.2$) 下切向旋流燃烧器石英玻璃管内的温度分布趋势, 如图 3 所示。同一轴向位置的径向温度分布中心略低, 管状火焰锋面处最高, 近壁面迅速降低, 全火焰结构上大致呈“M”型趋势, 与文献 [18] 中所研究的管状火焰的径向温度特征基本一致。原因是火焰锋面与管壁之间是低温的未燃气体, 使得临近壁面处温度较低。随着测量点远离壁面至管状火焰锋面处, 温度测得最大值。由于中心区域的辐射和散热损失较高, 管状火焰中心区域的已燃气体温度略低于火焰锋面。当 $\Phi = 0.8$ 和 1.0 时, 火焰轴向最高温

度在 $z = 40\text{ mm}$ 处,而当 $\Phi = 1.2$ 时,火焰轴向最高温度在 $z = 80\text{ mm}$ 附近。由此可知,富燃条件下由于氧化剂不足导致火焰锋面区域向燃烧室下游移动。此外,当量比 $\Phi = 0.8$ 和 1.0 时,其径向温度分布较为均匀,在径向半径 $r = 0 \sim 10\text{ mm}$ 范围内是高温区域;当 $\Phi = 1.2$ 时,其径向高温主要分布于 $r = 0 \sim 6\text{ mm}$ 内,这也可以很好地说明高当量比下火焰直径减小,径向高温区域变窄。

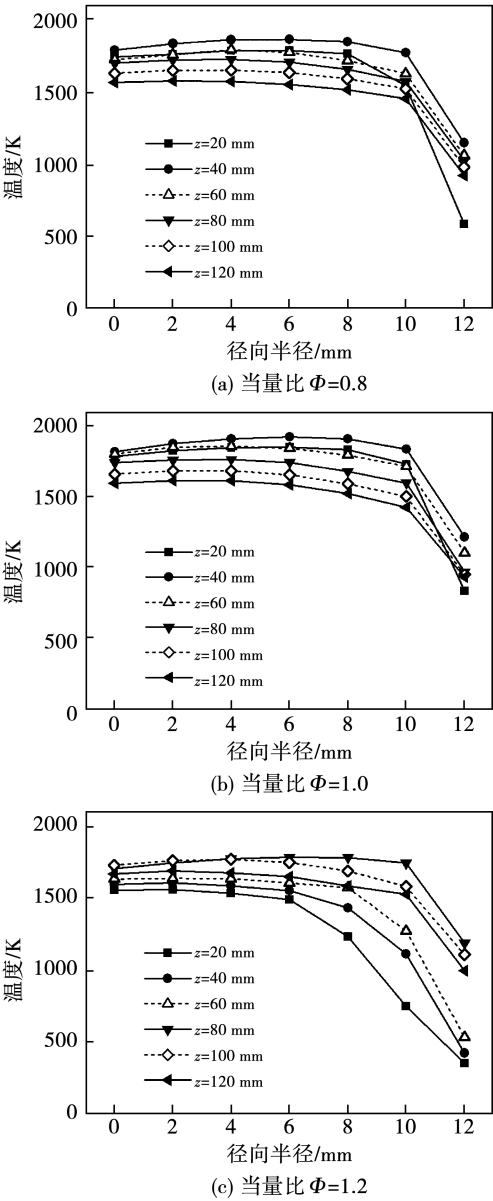


图 3 径向温度分布图 ($Q_{N_2} = 0$)

Fig. 3 Experimental results of temperature distribution along radial direction ($Q_{N_2} = 0$)

2.2 不同轴向流量下火焰结构及温度分布

固定轴向喷嘴孔径 $d = 5\text{ mm}$,孔数 $n = 1$,设置 N_2 轴向射流流量 Q_{N_2} 为 5, 10, 15 和 20 L/min 4 个梯

度,得到了当量比 $\Phi = 1.0$ 时,不同轴向射流流量下的火焰结构,如图 4 所示。

分析可知,加入轴向射流后,火焰长度先增加,随后又逐渐缩短,在 $Q_{N_2} = 10\text{ L/min}$ 时,石英玻璃管内火焰长度最长;随着轴向 N_2 流量的增加,火焰由明亮转黯淡,火焰直径减小,火焰根部脱离喷嘴,距切向入口轴心的距离不断增大,而明亮的火焰锋面位置明显向燃烧室下游移动。火焰结构产生显著差异,不仅是因为轴向 N_2 流量的增加引起的轴向流速增大对气流有推动作用,还因为不同轴向 N_2 流量对切向、轴向总混合气中氧气体积分数有降低作用。

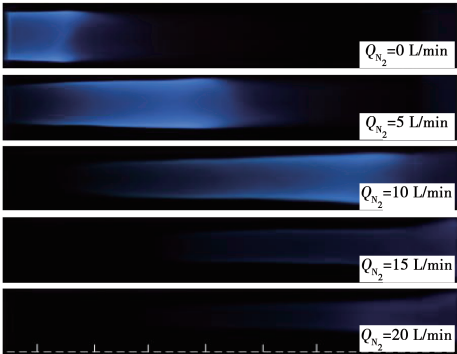


图 4 不同轴向 N_2 流量下的火焰结构图 ($\Phi = 1.0$)

Fig. 4 Flame structure diagram at different axial N_2 flow rates ($\Phi = 1.0$)

轴向射流产生了火焰根部抬升及火焰锋面向下游移动的现象。实验选取 N_2 流量 $Q_{N_2} = 5\text{ L/min}$,测试当量比 $\Phi = 1.0$ 时不同轴向位置的温度分布,结果如图 5 所示。石英玻璃管内温度分布趋势与 $Q_{N_2} = 0$ 时相似,管状火焰径向温度分布近似为“M”型。所不同的是,临近壁面处的径向低温区域变宽,在壁面低温点至径向最高温度位置存在较大的温度梯度,且其轴向最高温度点位于 $z = 80\text{ mm}$ 附近。

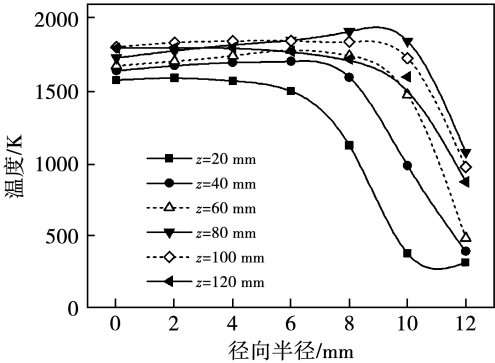


图 5 燃烧室径向温度分布图 ($Q_{N_2} = 5\text{ L/min}$, $\Phi = 1.0$)

Fig. 5 Radial temperature distribution of combustion chamber ($Q_{N_2} = 5\text{ L/min}$, $\Phi = 1.0$)

实验测试了当量比 $\Phi = 1.0$ 时,不同轴向流量下临近喷嘴及与喷嘴距离较远处轴向位置的径向温度分布,如图 6 所示。在轴向距离 $z = 20\text{ mm}$ 处,随着轴向流量的增大,径向温度显著降低。当 $Q_{N_2} = 10\text{ L/min}$ 时,由于较大的轴向流量,燃烧器中心位置区域温度显著减小,仅在径向半径 $r = 4\text{ mm}$ 附近存在很窄的温度较高区域。当 Q_{N_2} 为 15 和 20 L/min 时, $z = 20\text{ mm}$ 处的径向温度近似燃气(环境温度),且已无明显变化,说明此处已完全是为未燃气体;在 $z = 120\text{ mm}$ 处,随着 N_2 轴向流量的增大,温度的径向分布降低梯度为 500 K 左右。 $z = 120\text{ mm}$ 与 $z = 20\text{ mm}$ 处温度分布存在差异的原因是随着轴向 N_2 流量的增加,火焰前锋面(轴向最高温度位置)向下游移动,使得 $z = 120\text{ mm}$ 处温度差异不显著,且随着轴向 N_2 流量的增大,径向最高温度逐渐向燃烧室中心位置靠拢,说明火焰直径在减小。

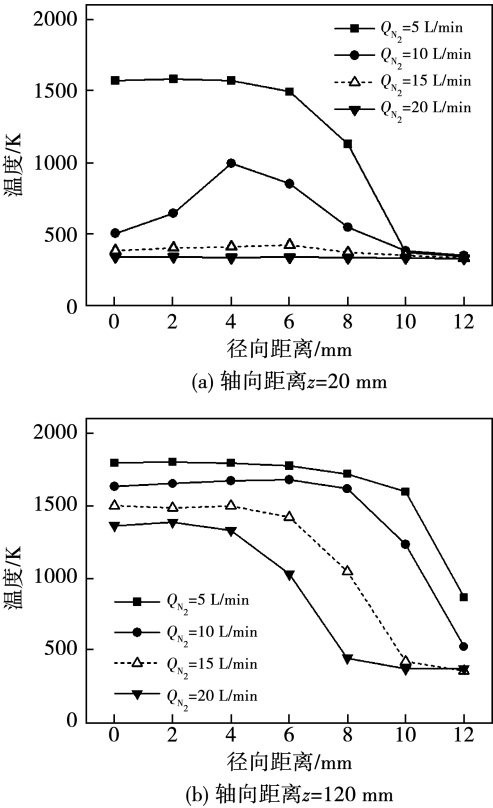


图 6 不同轴向氮气流量的径向温度分布图 ($\Phi = 1.0$)
Fig. 6 Radial temperature distribution at different axial nitrogen flow rates ($\Phi = 1.0$)

2.3 不同孔径下火焰结构及温度分布

在轴向 N_2 流量 $Q_{N_2} = 5\text{ L/min}$ 、孔数 $n = 1$ 条件下,当量比 $\Phi = 1.0$,孔径 $d = 1, 3$ 和 5 mm 时的火焰结构,如图 7 所示。火焰结构图表明,随着孔径的增

大火焰根部不断向喷嘴侧移动,即火焰抬升现象减弱。因此,相同射流下,孔径增加,火焰更加稳定,火焰分布性更好。这说明氮气流速对管状火焰结构的影响比较大,孔径小、流速大,切向入口处火焰根部的稳焰能力较差,火焰抬升;孔径大流速相对较小,切向入口处火焰根部的稳焰能力相对较强。

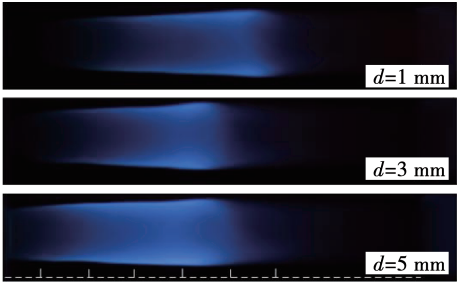


图 7 不同孔径下火焰结构图 ($Q_{N_2} = 5\text{ L/min}$, $\Phi = 1.0$)
Fig. 7 Flame structure diagram of different apertures ($Q_{N_2} = 5\text{ L/min}$, $\Phi = 1.0$)

图 8 为轴向 N_2 流量 $Q_{N_2} = 5\text{ L/min}$,当量比 $\Phi = 1.0$ 时,不同孔径下同一轴向位置的温度分布图。相同轴向 N_2 流量下,较小的轴向流速更有助于燃烧器内燃料的掺混,径向温度分布更合理,加热效果更好。

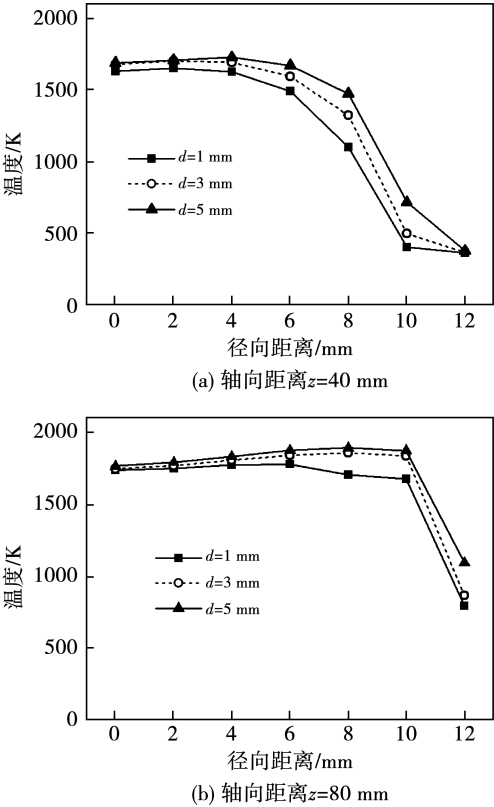


图 8 不同孔径的温度分布 ($Q_{N_2} = 5\text{ L/min}$, $\Phi = 1.0$)
Fig. 8 Temperature distribution of different apertures ($Q_{N_2} = 5\text{ L/min}$, $\Phi = 1.0$)

2.4 不同喷嘴孔数下火焰结构及径向温度分布

在轴向流量 $Q_{N_2} = 5 \text{ L/min}$, 当量比 $\Phi = 1.0$, 喷嘴孔个数 n 为 1, 3, 5, 7 时, 喷嘴孔总面积相同条件下的火焰结构, 如图 9 所示。此时, 轴向 N_2 流速基本一致, 管状火焰的长度差别不大, 但是喷嘴孔个数越多则轴向 N_2 在石英玻璃管内的分布和流动越均匀, 使得混合物的掺混更为均匀, 火焰锋面更明亮。

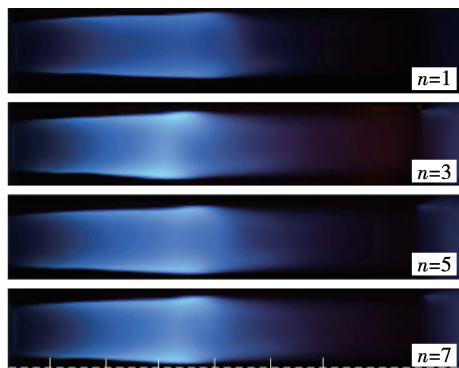


图 9 不同喷嘴孔数下的火焰结构图 ($Q_{N_2} = 5 \text{ L/min}$, $\Phi = 1.0$)

Fig. 9 Flame structure diagram with different number of nozzle holes ($Q_{N_2} = 5 \text{ L/min}$, $\Phi = 1.0$)

在轴向距离 $z = 60 \text{ mm}$ 处不同喷嘴孔数下的径向温度分布, 如图 10 所示。由于喷嘴孔总面积是一样的, N_2 的轴向流速也基本一致, 所以径向温度分布也基本一致。表明, 在此实验条件下孔数对火焰结构及温度分布无明显影响。

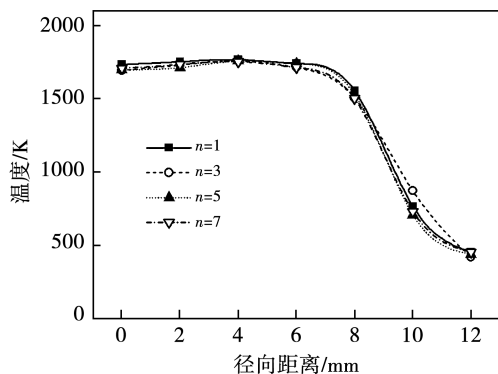


图 10 不同喷嘴孔数的径向温度分布 ($Q_{N_2} = 5 \text{ L/min}$, $\Phi = 1.0$)

Fig. 10 Radial temperature distribution with different number of nozzle holes ($Q_{N_2} = 5 \text{ L/min}$, $\Phi = 1.0$)

3 结 论

在旋流管状火焰中引入了轴向氮气射流, 研究了不同轴向流量、喷嘴孔径及喷嘴孔数下的火焰结构特征及传热规律, 重点分析了不同流动条件下, 燃烧室内不同轴向、径向位置的温度分布及传热规律, 结论如下:

(1) 无轴向射流时, 旋流管状火焰带内部高温燃气的径向温度分布均匀; 引入轴向射流后, 旋流管状火焰能将轴向喷注的一定量气体工质快速升温。

(2) 随着轴向 N_2 流量的增大, 火焰根部被吹离切向入口, 火焰向燃烧室下游移动, 导致火焰根部温度显著降低, 而最高温度区域向下游移动。

(3) 随着喷嘴孔径的增大, 火焰锋面位置无明显变化, 而火焰根部向喷嘴侧移动, 火焰长度有所增加, 且相同轴向位置时径向温度更高, 即喷嘴孔径的增加有助于对轴向气流的快速加热。

(4) 在相同喷嘴入口面积下, 喷嘴孔数变化对火焰位置与温度分布无明显影响。

参考文献:

- [1] 刘 敏. 城市雾霾天气分析及治理对策探讨[J]. 环境与生活, 2014(16): 148.
LIU Min. City haze weather analysis and countermeasures[J]. Green Living, 2014(16): 148.
- [2] 董静兰. 富氧燃烧氛围下纯煤掺烧生物质的污染物排放模拟研究[J]. 热能动力工程, 2016, 31(7): 68-73, 135.
DONG Jing-lan. Simulation study of the pollutant emissions during the combustion of pure coal diluted and mixed biomass in the oxygen-enriched combustion atmosphere[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2016, 31(7): 68-73, 135.
- [3] 王亚妮. 雾霾的影响因素分析及治理措施研究——以北京市为例[D]. 北京: 北京首都经济贸易大学, 2015.
WANG Ya-ni. Analysis of the influencing factors of haze and research on governance measures—taking Beijing as an example [D]. Beijing: Capital University of Economics and Business, 2015.
- [4] 吕亚亚, 朱 彤. 工业锅炉及炉窑大气污染物排放标准的对比分析[J]. 热能动力工程, 2017, 32(1): 1-6, 117.
LYU Ya-ya, ZHU Tong. Comparative analysis of emission standard of air pollutants for industrial boilers and furnaces[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2017, 32(1): 1-6, 117.
- [5] 盛 楠, 魏周好胜, 陈明功, 等. 喷漆废气处理技术研究进展

[J]. 化工进展,2017,36(4):1434-1447.

SHENG Nan, WEI Zhou-haosheng, CHEN Ming-gong, et al. Research progress in treatment technology for exhaust gas from spray paint process[J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2017,36(4):1434-1447.

[6] 曹秋伟,陈彦霞,张艳玲,等. 燃烧法处理有机废气的探讨[J]. 科技视界,2012(27):356-357.

CAO Qiu-wei, CHEN Yan-xia, ZHANG Yan-ling, et al. Treatment of organic waste gas of combustion method[J]. Science & Technology Vision,2012(27):356-357.

[7] ISHIZUKA S. On the behavior of premixed flames in a rotating flow field;establishment of tubular flames[J]. Symposium on Combustion,1985,20(1):287-294.

[8] ISHIZUKA S,HAGIWARA R,SUZUKI M,et al. Combustion characteristics of a tubular flame burner[J]. Nihon Kikai Gakkai Ronbunshu B Hen/Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Part B,2000,66(652):3226-3232.

[9] ISHIZUKA S. An experimental study on extinction and stability of tubular flames [J]. Combustion & Flame, 1989, 75 (3): 367-379.

[10] SHIMOKURI D,ISHIZUKA S. Flame stabilization with a tubular flame[J]. Proceedings of the Combustion Institute,2005,30(1):399-406.

[11] ISHIZUKA S,MOTODAMARI T,SHIMOKURI D. Rapidly mixed combustion in a tubular flame burner [J]. Proceedings of the Combustion Institute,2007,31(1):1085-1092.

[12] MATSUDA S,KOWARI T,SHI B L,et al. E221 pure oxygen combustion with a rapidly-mixed type tubular flame burner[J]. The Proceedings of the Thermal Engineering Conference,2011:313-314.

[13] SHI B L,SHIMOKURI D,ISHIZUKA S. Methane/oxygen combustion in a rapidly mixed type tubular flame burner[J]. Proceedings of the Combustion Institute,2013,34(2):3369-3377.

[14] SHI B L,HU J,ISHIZUKA S. Carbon dioxide diluted methane/oxygen combustion in a rapidly mixed tubular flame burner[J]. Combustion & Flame,2015,162(2):420-430.

[15] SHI B L,HU J,PENG H,et al. Flow visualization and mixing in a rapidly mixed type tubular flame burner[J]. Experimental Thermal & Fluid Science,2014,54(2):1-11.

[16] HU J,SHI B L,SHIMOKURI D,et al. An experimental study on the heating process with a premixed tubular flame[C]//ASME-JSME-KSME Joint Fluids Engineering Conference,2015.

[17] ZHAO X Y,SHI B L,PENG W K,et al. Effects of N₂ and CO₂ dilution on the combustion characteristics of C₃H₈/O₂ mixture in a swirl tubular flame burner[J]. Experimental Thermal and Fluid Science,2019(100):251-258.

[18] ZHAO X Y,PENG W K,YU X,et al. A comparison of partially premixed methane/air combustion in confined vane-swirl and jet-swirl combustors[J]. Combustion Science and Technology,2021:1-20.

(刘颖编辑)