

DOI: 10.19666/j.rlfed.202206114

# 喷管结构对甲烷微混燃烧特性的影响研究

蒿宇<sup>1,2</sup>, 雷福林<sup>1,2</sup>, 张哲巛<sup>1,2</sup>

(1.中国科学院先进能源动力重点实验室(工程热物理研究所), 北京 100190;  
2.中国科学院大学工程科学学院, 北京 100049)

**[摘要]** 微混燃烧是一种具有潜力的低污染燃烧技术, 而作为基础单元的微管结构对燃烧特性有显著的影响。以单元微管模型燃烧器为对象, 在空气预热加压和常温常压2组工况下, 使用计算流体力学方法分析了不同微管直径、微管后段长度、火焰筒微管面积比时的甲烷微混燃烧特性。数值模拟结果表明: 常温工况的火焰长度明显增长, 并且增幅受到微管直径和面积比的影响较大; 随着微管直径增大, 火焰筒内流场和温度场基本相似, 无量纲火焰长度变化不大, 但是微管直径更小时2组工况的火焰长度变化更小, 具有更好的适应性; 随着微管后段长度增加, 微管出口湍流强度大幅降低, 火焰长度明显增加, 2组工况下火焰长度的变化趋势较为一致; 随着火焰筒与微管面积比增加, 火焰长度有先缩短后增长的趋势, 而面积比在4.0~9.0时火焰长度较短, 燃烧性能较好。研究结果对燃气轮机燃烧室具有参考价值, 对自由射流火焰也有一定的参考意义。

**[关键词]** 模型燃烧器; 喷管结构; 微混燃烧; 火焰长度; 燃烧特性

**[引用本文格式]** 蒿宇, 雷福林, 张哲巛. 喷管结构对甲烷微混燃烧特性的影响研究[J]. 热力发电, 2023, 52(1): 26-35.  
HAO Yu, LEI Fulin, ZHANG Zhedian. Effect of tube structure on methane micro-mixing combustion characteristics[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(1): 26-35.

## Effect of tube structure on methane micro-mixing combustion characteristics

HAO Yu<sup>1,2</sup>, LEI Fulin<sup>1,2</sup>, ZHANG Zhedian<sup>1,2</sup>

(1. Key Laboratory of Advanced Energy and Power, Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;  
2. School of Engineering Sciences, University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

**Abstract:** Micro-mixing combustion is a kind of potential technology to reduce pollutant emissions, and the microtube structure as a basic unit has significant influence on combustion characteristics. Taking the single microtube model burner as the object, the computational fluid dynamics (CFD) method is employed to analyze methane micro-mixing combustion characteristics with different microtube diameters, rear-section lengths, and chamber-to-tube area ratios, under the air-preheated and pressurized condition and the atmospheric condition. The numerical simulation results show that, the flame length increases obviously under the atmospheric condition, and the increase rate is greatly affected by the microtube diameter and the area ratio. With the increase of microtube diameter, the flow and temperature fields in the flame chamber are similar, and the dimensionless flame length does not change significantly. However, when the microtube diameter is smaller, the change of flame length is smaller between two working conditions, and the flexibility is better. With the increase of microtube rear-section length, the turbulence intensity at the microtube outlet reduces greatly, and the flame length increases obviously, but the change trend of flame length is consistent under two working conditions. With the increase of chamber-to-tube area ratio, the flame length decreases at first and then increases. When the area ratio is 4.0~9.0, the flame length is relatively short, and the combustion performance is relatively good. The results have reference value for the gas turbine combustor, and also have certain reference significance for free jet flame.

**Key words:** model burner; tube structure; micro-mixing combustion; flame length; combustion characteristics

收稿日期: 2022-06-22 网络首发日期: 2022-07-22

基金项目: 国家科技重大专项(Y2019-I-0022-0021)

Supported by: National Science and Technology Major Project (Y2019-I-0022-0021)

第一作者简介: 蒿宇(1997), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为燃气轮机燃烧室, haoyu@iet.cn.

通信作者简介: 雷福林(1975), 男, 博士, 研究员, 主要研究方向为燃烧学、煤气化、多相流等, leifulin@iet.cn.

燃气轮机污染物排放标准日益严格。燃气轮机  $\text{NO}_x$  排放国家标准<sup>[1]</sup>为  $50 \text{ mg/m}^3$ ，而一些地方制定了更严格的  $\text{NO}_x$  排放标准(如北京市为  $30 \text{ mg/m}^3$ <sup>[2]</sup>、江苏省为  $15 \text{ mg/m}^3$ <sup>[3]</sup>)。微混燃烧<sup>[4]</sup>作为一种低污染燃烧技术，具有降低燃气轮机  $\text{NO}_x$  排放的潜力。微混燃烧技术通过缩小燃料与空气的混合尺度而获得优异的燃烧性能，其喷嘴特征直径介于传统燃烧和微尺度燃烧之间。微混燃烧器通常由多根微混喷管阵列形成，在每根微混喷管内完成燃料和空气的预混合。由于微管直径小、气流速度高，因此燃料空气混合均匀性好，火焰较短，能够降低  $\text{NO}_x$  的生成，且有利于抑制回火，适合天然气、 $\text{H}_2$ 、合成气等多种燃料。

微混燃烧技术虽然发展时间不是很长，但是在燃气轮机中已有应用。2005年，美国航空航天局的 Marek 等人<sup>[5]</sup>开发了一种使用  $\text{H}_2$  为燃料的贫直喷微混燃烧器，空气管直径为  $6.35 \text{ mm}$ ， $\text{H}_2$  从空气管开孔交叉射入混合，能够实现较低的  $\text{NO}_x$  排放。2007年，Koganezawa 等人<sup>[6]</sup>测试了一款以液化天然气为燃料的湿空气透平用的集束喷嘴燃烧器，其空气管直径为  $13 \text{ mm}$ ，燃料管直径为  $2 \text{ mm}$ ，燃料和空气同轴射入燃烧室并快速混合，试验结果表明在  $50\% \sim 100\%$  负荷高含湿量燃烧时  $\text{NO}_x$  排放小于  $20 \text{ mg/m}^3$ 。2008年，Hernandez 等人<sup>[7]</sup>开发了一种微混合杯燃烧器，以  $\text{H}_2$  和天然气为燃料，能够实现  $\text{NO}_x$  排放低于  $6 \text{ mg/m}^3$ 。2011年，Funke 等人<sup>[8]</sup>开发了一种燃烧  $\text{H}_2$  的交叉射流微混燃烧喷嘴，其  $\text{H}_2$  入口直径为  $0.3 \text{ mm}$ ，空气入口直径为  $1 \text{ mm}$ ，试验结果表明在当量比为  $0.47$  时能够实现  $\text{NO}_x$  排放低于  $16 \text{ mg/m}^3$ 。美国通用电气公司在 2012 年<sup>[9]</sup>开发了一种毫米尺度的燃烧  $\text{H}_2$  的微混燃烧器，使用  $\text{N}_2$  进行稀释，能够实现  $\text{NO}_x$  排放低于  $20 \text{ mg/m}^3$ ；最新在其 9HA 型燃气轮机<sup>[10]</sup>上采用了微混燃烧技术，已经投入生产使用。2021年，Araoye 等人<sup>[11]</sup>在一个包含 61 个孔、孔直径为  $3.175 \text{ mm}$ 、孔间距为  $5.5 \text{ mm}$  的六边形多孔阵列燃烧器上对  $\text{CH}_4/\text{H}_2/\text{O}_2/\text{CO}_2$  纯氧燃烧系统进行了实验和数值模拟研究，结果表明甲烷贫吹熄当量比为  $0.45$ ，而  $30\%$  (体积分数，下同)  $\text{CH}_4/70\% \text{H}_2$  燃料吹熄当量比为  $0.15$ ，该燃烧器燃烧稳定性好，并能较好的抑制回火。韩国的 Kim 等人<sup>[12]</sup>对一种多孔阵列燃烧器喷嘴进行了实验研究，在保证相同开孔面积的情况下，改变开孔数目和孔直径，研究了  $\text{H}_2$  在空气中燃烧的动态特性，结果表明，单

个喷射孔直径与自持续压力振荡的频率之间存在较强的关联性，孔径越小更易于耦合到较高频的声学模式。

国内的研究机构近年来也开展了微混燃烧技术的相关研究。华北电力大学张永生等<sup>[13-14]</sup>针对 25 个喷嘴的微混燃烧器进行了研究，每个喷嘴包含 1 个直径为  $2 \text{ mm}$  的燃料孔和 8 个直径为  $1.22 \text{ mm}$  的空气孔，空气孔带有一定的角度，实现同轴弱旋流混合，燃烧  $\text{CO}/\text{CO}_2/\text{H}_2$  合成气，能够实现  $\text{NO}_x$  排放低于  $2 \text{ mg/m}^3$ ；付忠广等<sup>[15]</sup>研究了该微混燃烧器高压下的燃烧特性；刘雪琦<sup>[16]</sup>研究了该微混燃烧器不同燃料孔直径以及不同喷嘴个数下的燃烧特性。中国科学院工程热物理所 Liu 等人<sup>[17-19]</sup>研究了一种由 7 根微管组成的微混燃烧器，微管直径为  $10 \text{ mm}$ ，与前人研究的结构不同之处在于燃料从微管前端进入，而空气从侧面 4 个开孔对冲进入微管与燃料混合，以  $\text{CH}_4/\text{H}_2$  混合物为燃料，实现  $\text{NO}_x$  排放低于  $20 \text{ mg/m}^3$ 。哈尔滨工业大学的刘贵闯<sup>[20]</sup>设计了有空气旋流的微混合管，采用 7 根微混喷嘴阵列组成微混燃烧器，研究了旋流结构以及不同稀释剂对于微混燃烧特性的影响。

综上所述，不同研究机构所采用的微管结构、阵列方式以及氧化剂和燃料的混合方式各不相同。微管作为微混燃烧器的基础单元，其结构尺寸对燃烧器的燃烧特性的影响最显著，而如何选择微管尺寸也没有统一的参考依据。本文从自主研发的微混燃烧器出发，将其简化为单元微管模型燃烧器，采用数值模拟方法研究微管直径、长度、面积占比等对甲烷微混燃烧特性的影响。

## 1 数值方法

### 1.1 几何模型

本文建立一个单元微管模型燃烧器，结构如图 1 所示。本文旨在研究结构因素对燃烧特性的影响，而不考虑掺混的影响，所以预混好的燃料/空气混合物从入口进入微管外部的分配腔。微管头部挡板中心有 1 个小孔，孔径为微管内径的  $1/6$ ；微管侧面分 3 排共 12 个孔，孔径为微管内径的  $1/3$ ；气体混合物从这些开孔进入微管，产生强烈的对冲射流混合，因而加强了湍流强度；强湍流的气体沿微管流动，湍流强度逐渐减弱，最后喷入火焰筒。采用燃料和空气预混气体送入喷管是为了解耦流动和掺混不均匀性的影响，而本文的研究重点聚焦在

喷管结构对流动产生影响进而影响燃烧特性方面。

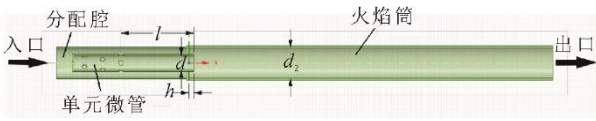


图1 单元微管模型燃烧器结构示意图

Fig.1 Structural diagram of the unit microtube model burner

本研究的单元喷管结构参数主要为微管内径  $d$ 、微管后段长度  $l$ （定义为微管最后孔与微管出口的距离）、火焰筒与微管面积比  $s$ 。 $s$  定义为：

$$s = \frac{d_2^2}{d^2} \quad (1)$$

式中： $d_2$  为火焰筒内径。此处，火焰筒面积相当于多喷嘴微混燃烧室中单根微管占比的流通面积。考虑微管装配以及稳焰作用，微管出口有 1 个突出距离  $h$ ，但是它对燃烧特性影响较小，在本研究中固定为 4 mm。火焰筒长度固定为 300 mm，以基本保证燃料能够完全燃烧。

## 1.2 模拟设置

使用 ANSYS Fluent 软件进行数值模拟。湍流模型选用 Realizable  $k-\varepsilon$  模型<sup>[21]</sup>，燃烧模型选用部分预混燃烧模型的火焰面生成流形（flamelet generated manifolds, FGM）模型<sup>[22]</sup>，其中生成火焰面文件采用的燃烧反应机理为 GRI-Mech 3.0，包含 53 种组分、325 个基元反应。使用 Realizable  $k-\varepsilon$  模型耦合 FGM 燃烧模型的模拟方法常用于天然气贫预混燃烧数值模拟，并得到了实验验证<sup>[23-24]</sup>。使用压力的隐式算子分割（pressure implicit with splitting of operators, PISO）算法对压力速度进行耦合求解，空间离散均采用二阶迎风格式，连续性残差收敛设置为  $10^{-4}$ 。假定壁面绝热，入口设置为速度入口边界条件，出口设置为压力出口边界条件。

燃料为甲烷，氧化剂为空气，燃料和空气在入口已混合均匀，当量比为  $\Phi$ ，进口温度为  $T_1$ ，进口压力为  $p_1$ ，微管内流速为  $V_1$ 。选取预热（工况 01）和不预热（工况 02）的 2 个工况进行对比。其中。预热工况使用电加热器预热入口空气。工况条件见表 1。其中  $T_{ad}$  为理论燃烧温度，根据燃烧过程的焓值守恒计算得到<sup>[25]</sup>。工况 01 和工况 02 的微管流速保持不变，当量比改变使得 2 组工况的理论燃烧温度相近，均在 1 960~2 000 K。工况 02 入口为常温常压条件，工况 01 为空气预热并加压条件，改变压力使得空气质量流量基本不变。

表 1 模拟工况条件

Tab.1 Simulated working conditions

工况	燃料	$p_1/\text{MPa}$	$T_1/\text{K}$	$V_1/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	$\Phi$	$T_{ad}/\text{K}$
01	CH <sub>4</sub>	0.160 8	473	40	0.7	1 963
02	CH <sub>4</sub>	0.101 3	298	40	0.8	1 995

## 1.3 网格划分及无关性验证

使用多面体-六面体网格对单元微管模型燃烧器进行网格划分，得到网格如图 2 所示。以  $d=12\text{ mm}$ ， $l=5d$ ， $s=4.4$  的燃烧器为例，通过改变最大网格尺寸，分别设置为 3.2、1.6、0.8、0.4 mm，获得数量约为 47 万、71 万、113 万以及 237 万的网格。使用工况 01 条件进行数值模拟，得到距离微管出口  $1d$  位置径向上的轴向速度  $u$  分布如图 3 所示。由图 3 可以看出，113 万与 237 万网格的数值模拟结果基本不变，所以选取 0.8 mm 的最大网格尺寸进行模型网格划分。



图2 单元微管模型燃烧器网格划分示意图

Fig.2 Schematic diagram of grid division of the unit microtube model burner

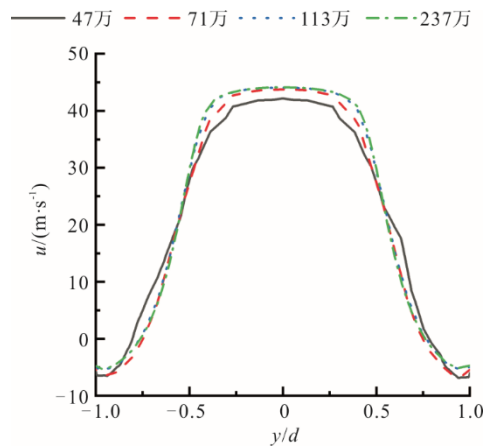


图3 距离微管出口  $1d$  位置径向上轴向速度分布  
Fig.3 Radial axial velocity distribution at  $1d$  distance away from the microtube outlet

## 2 结果与讨论

### 2.1 微管直径对燃烧特性的影响

选用  $l=5d$ 、 $s=16.0$  的单元微管模型燃烧器，研究了微管直径  $d$  为 8、10、12、14 mm 时的甲烷微混燃烧特性。这里设置  $s=16.0$ ，主要是为了减小火焰筒壁面约束影响，使其更接近自由射流火焰的状态。

湍流强度对燃烧速率、火焰长度和燃烧稳定性都有影响。湍流强度  $I$  定义为速度脉动的均方根与平均速度的比值，计算公式为<sup>[26]</sup>：

$$I = \sqrt{\frac{2k}{3}} u_{avg} \quad (2)$$

式中： $I$  为湍流强度； $k$  为湍动能， $m^2/s^2$ ； $u_{avg}$  为平均速度。

燃烧器的燃烧效率  $\eta$  定义为燃烧器出口实际温升与理论温升之比，计算公式为<sup>[27]</sup>：

$$\eta = \frac{T_2 - T_1}{T_{ad} - T_1} \quad (3)$$

表 2 给出了工况 01 和工况 02 下不同直径微管模型燃烧器的一些燃烧特征参数，包括微管出口湍流强度  $I$ 、火焰筒出口速度  $V_2$ 、火焰筒出口温度  $T_2$  以及无量纲火焰长度  $l_f/d$ 。其中，火焰长度  $l_f$  定义为沿微管轴线方向将微管出口面与远离微管出口火焰锋面外缘的距离，以  $CH_2O$  摩尔分数和  $OH$  摩尔分数乘积 ( $[CH_2O] \cdot [OH]$ ) 最大值的 10% 等值面作为火焰锋面外缘<sup>[28]</sup>。计算得到特征雷诺数如下：工况 01 不同直径微管出口雷诺数  $Re_b$  变化范围为 14 554~25 513，火焰筒出口雷诺数  $Re_o$  范围为 1 523~2 671；工况 02 不同直径微管出口雷诺数  $Re_b$  范围为 19 806~34 710，火焰筒出口雷诺数  $Re_o$  范围为 1 480~2 599。

表 2 不同直径微管时模型燃烧器燃烧特征参数  
Tab.2 Combustion characteristic parameters of the model burner with different microtube diameters

$d/mm$	工况 01				工况 02			
	$I$	$V_2/(m \cdot s^{-1})$	$T_2/K$	$l_f/d$	$I$	$V_2/(m \cdot s^{-1})$	$T_2/K$	$l_f/d$
8	0.111 6	10.36	1 940	12.1	0.105 7	16.52	1 976	16.5
10	0.107 9	10.37	1 940	11.8	0.101 8	16.53	1 975	16.8
12	0.106 1	10.37	1 940	11.2	0.100 8	16.53	1 974	16.8
14	0.104 6	10.38	1 940	10.8	0.099 5	16.51	1 972	16.6

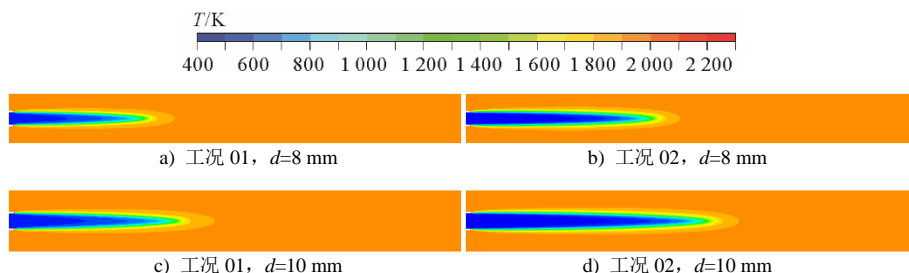
从表 2 可以看出，随着微管直径从 8 mm 增大到 14 mm，微管出口湍流强度略有降低，降幅在 7% 以内。这是因为微管出口雷诺数随直径增大而增大，而充分发展管流的湍流强度与  $Re^{-0.125}$  成正比（尽管这里的微管内流动还没有达到充分发展的状态）。工况 02 的微管出口湍流强度比工况 01 的

低 5% 左右，也是因为工况 02 的微管出口雷诺数要大一些。与工况 01 相比，工况 02 虽然微管气速相同、质量流量相近，同时提高了当量比以保持燃气温度相近，但是压力更低，因而火焰筒出口速度增加很大。在工况 01 条件下，增大微管直径，火焰筒出口温度保持不变，燃烧效率不变，约为 98.5%。工况 02 条件下，随着微管直径的增大，质量流量增加，完全燃烧所需时间更长，火焰长度增加，由于火焰筒长度固定使得燃烧更不完全，导致火焰筒出口温度略有降低，燃烧效率由 98.9% 降低至 98.6%。工况 01 计算的燃烧效率比工况 02 略小一些，主要是因为工况 01 的理论温升更低，如果燃烧产物平衡度差不多时，相对的燃烧效率更低。需要说明的是，计算流体力学模拟得到的火焰筒出口温度本身可能存在误差，因此这里的燃烧效率只作为一个参考，主要用于分析变化趋势。

图 4、图 5、图 6 分别给出了 2 种工况条件下不同直径微管火焰筒子午面温度分布云图、火焰筒中心轴线上温度分布、火焰筒子午面轴向速度分布云图。可以看出，虽然改变了微管直径，但是相应的几何模型相似，因而在工况条件相同时得到的火焰筒内部温度场以及流场相似。

从图 4 可以看出，随着微管直径的增大，火焰低温区变长，高温区朝火焰筒下游移动，这与图 6 显示的射流深度息息相关。在射流速度一定时，射流深度与喷嘴直径成正比，因此随着微管直径的增大，射流深度增加。

从图 5 可以看出，相同工况条件下，随着微管直径的增大，火焰筒中心轴线上温度与无量纲距离的变化曲线基本相近，说明低温区长度也是与微管直径成正比的。从图 5 还可以看出一个细微差别：在工况 01 条件下，随着微管直径增大，中心线上随无量纲距离的升温速率略有加快；而在工况 02 条件下，随着微管直径增大，中心线上随无量纲距离的升温速率略有减慢。这说明在空气预热工况下，微管直径增大使得掺混传热有所加强，或许是因为火焰较短而集中的缘故。



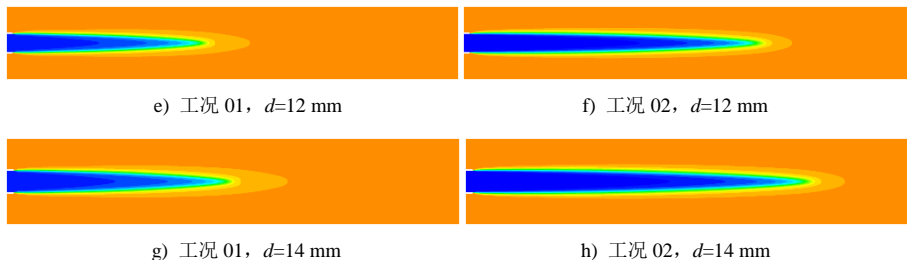


图 4 不同直径微管时火焰筒子午面温度分布

Fig.4 Temperature distribution on the meridional surface of flame chamber with different microtube diameters

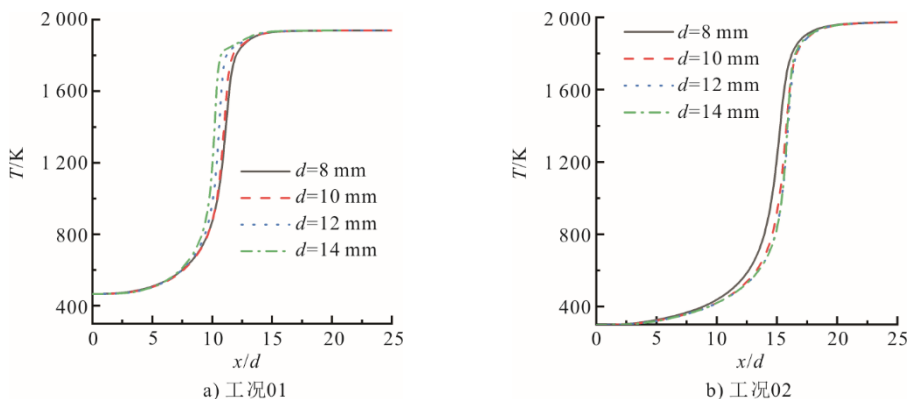


图 5 不同直径微管时中心轴线上温度分布

Fig.5 Temperature distribution on the central axis with different microtube diameters

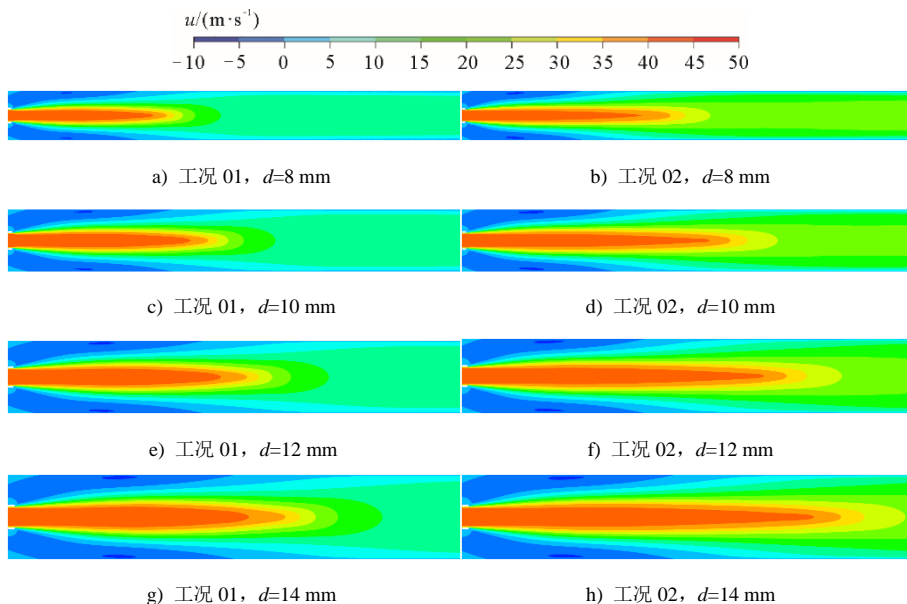


图 6 不同直径微管时火焰筒子午面轴向速度分布

Fig.6 Axial velocity distribution on the meridional surface of flame chamber with different microtube diameters

图 7 给出了 2 种工况下火焰筒子午面  $[CH_2O]*[OH]$  分布情况, 用来表征火焰锋面结构<sup>[29]</sup>。从表 2 和图 7 可以看出: 在工况 01 条件下, 随着微管直径的增大, 火焰绝对长度增加, 但无量纲火焰长度减小,  $l_f/d$  从 12.1 减小到 10.8; 在工况 02 条件下, 同样随着微管直径的增大, 火焰绝对长度增加, 而无量纲火焰长度  $l_f/d$  在 16.5~16.8, 基本保持

不变; 与工况 01 相比, 相同微管直径的燃烧器在工况 02 下火焰长度明显增加, 增加幅度在 36.4%~53.7%, 并且增幅随着微管直径增大而增大。虽然工况 02 与工况 01 理论燃烧温度和质量流量相近, 但是工况 02 压力和入口温度更低, 完全燃烧所需时间更长, 并且燃烧后的气体流速增幅更大, 导致火焰拉伸率更大, 因此火焰长度明显增加。

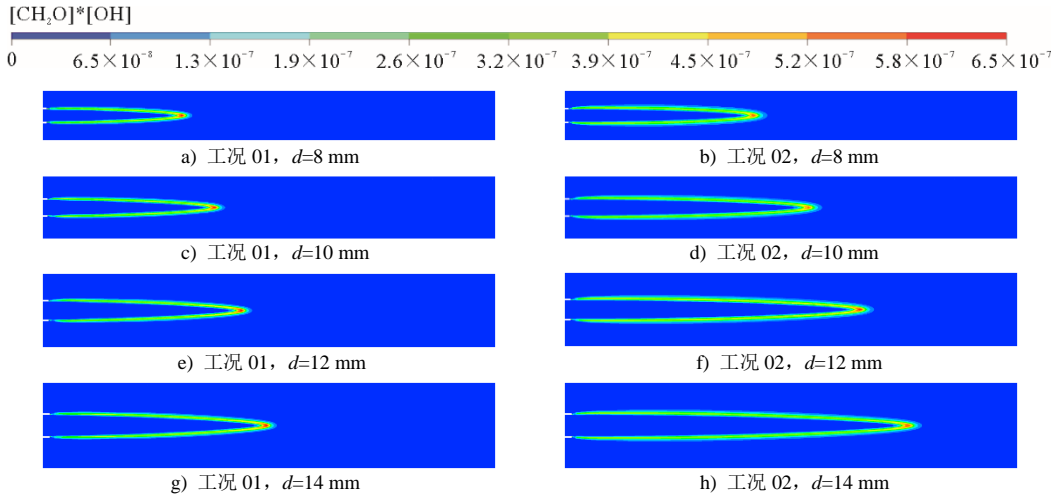


图 7 不同直径微管时火焰筒子午面 $[CH_2O]*[OH]$ 分布

Fig.7 The  $[CH_2O]*[OH]$  distribution on the meridional surface of flame chamber with different microtube diameters

总之，直径更小微管的出口湍流强度更高，这有利于燃料/空气的掺混和燃烧稳定性。同时，微管直径更小时，绝对火焰长度更短，常温工况相较于预热工况的火焰长度增幅更小，具有更好的适应性。因此，选用直径更小的微管可以缩短燃气轮机燃烧室火焰区的长度，使得燃烧停留时间缩短，进一步降低  $NO_x$  排放。

2.2 微管后段长度对燃烧特性的影响

考虑到实际燃烧室空间受限情况，选择  $d=12\text{ mm}$ 、 $s=4.4$  的单元微管模型燃烧器，研究了微管后段长度  $l$  为  $2d$ 、 $3d$ 、 $4d$ 、 $5d$  时的甲烷微混燃烧特性。此处设置  $s=4.4$ ，是基于一个实际燃气轮机燃烧室的火焰筒与喷嘴面积比。

表 3 给出了工况 01 和工况 02 下不同微管后段长度模型燃烧器的一些燃烧特征参数。在微管直径相同的情况下，工况 01 微管出口雷诺数  $Re_b$  约为 21 873，火焰筒出口雷诺数  $Re_o$  约为 4 355；工况 02 微管出口雷诺数  $Re_b$  约为 29 754，火焰筒出口雷诺数  $Re_o$  约为 4 234。由表 3 可以看到：在 2 种工况条件下，随着微管后段长度  $l$  从  $2d$  增加到  $5d$ ，微管出口湍流强度大幅降低，降幅为 45% 左右；工况 02 的微管出口湍流强度要比与工况 01 的略低一些，并且降幅随着  $l$  的增加而增加，降幅从  $l=2d$  时的 1.5% 增加到  $l=5d$  时的 5%。在工况 02 条件下，随着  $l$  的增加，火焰筒出口温度逐渐降低，燃烧效率由 98.8% 降低到 98.4%。这主要因为随着  $l$  的增加，湍流强度降低，掺混速率降低导致燃烧速率降低，完全燃烧所需时间更长，火焰长度增加，由于火焰筒长度固定使得燃烧更不完全，导致火焰筒出口温度略有降低。而在工况 01 条件下，增加  $l$  对火焰筒

出口温度影响很小，燃烧效率保持在 98.5% 左右，这主要是因为工况 01 火焰长度更短，火焰筒长度足够而对燃烧没有影响。

表 3 不同微管后段长度时模型燃烧器燃烧特征参数  
Tab.3 Combustion characteristic parameters of model burner with different microtube rear-section lengths

$l$	工况 01				工况 02			
	$I$	$V_2/(m \cdot s^{-1})$	$T_2/K$	$l/d$	$I$	$V_2/(m \cdot s^{-1})$	$T_2/K$	$l/d$
$2d$	0.191 6	37.51	1 940	7.1	0.188 8	59.76	1 974	11.9
$3d$	0.147 2	37.51	1 940	8.6	0.142 8	59.69	1 972	14.3
$4d$	0.121 1	37.51	1 940	9.9	0.116 4	59.63	1 970	16.4
$5d$	0.106 2	37.50	1 939	10.9	0.100 9	59.55	1 968	18.2

图 8 给出了 2 种工况条件下不同微管后段长度时火焰筒中心轴线上温度分布。由图 8 可以看出，随着微管后段长度  $l$  的增加，2 种工况条件下火焰筒中心线上随无量纲距离的升温速率减小，微混燃烧低温区域逐渐增大。这主要是因为微管后段长度增加导致微管出口湍流强度降低，掺混性能变差，燃烧速率变慢。尤其在常温常压的工况 02 条件下，火焰长度比工况 01 的更长，中心轴线上温度分布随  $l$  的变化更为显著，并且微管后段长度增加导致了燃烧效率降低。图 9 给出了 2 种工况下火焰筒子午面上表征火焰锋面的  $[CH_2O]*[OH]$  分布情况。在相同的工况条件下，微管后段长度影响微混燃烧特性的主要因素为微管出口湍流强度的变化。由图 9 可见：当微管后段长度  $l$  较小时，湍流强度较大，微管出口处燃烧反应剧烈，预混气体与高温回流烟气在火焰根部掺混剧烈，火焰直径较大而长度较短；随着  $l$  增加，微管出口湍流强度的降低，火焰根部直径缩小，火焰长度明显增加。

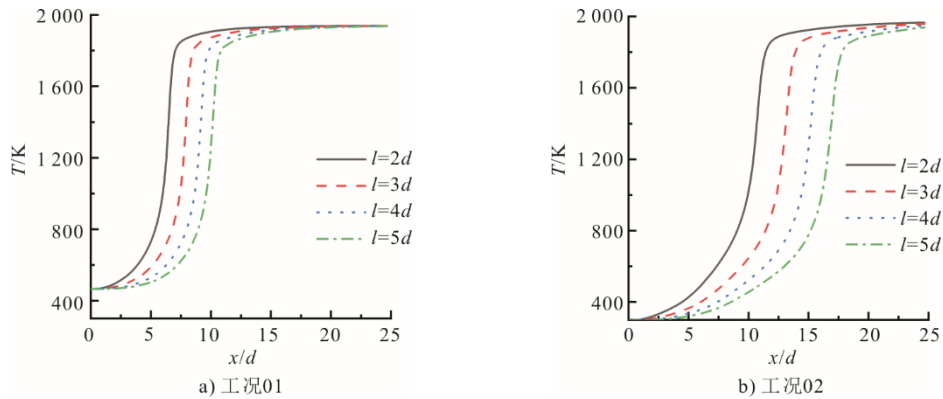
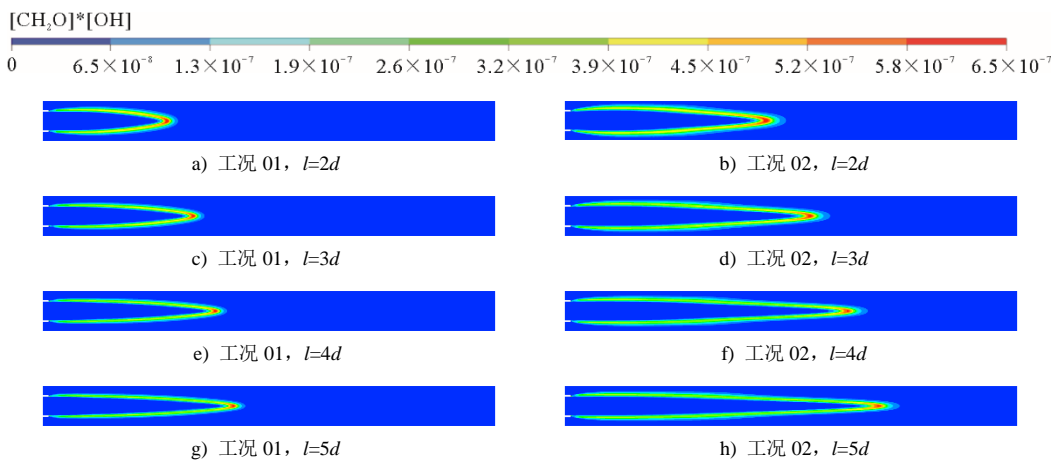


图 8 不同微管后段长度时中心轴线上温度分布

Fig.8 Temperature distribution on the central axis with different microtube rear-section lengths

图 9 不同微管后段长度时火焰筒子午面 $[\text{CH}_2\text{O}]*[\text{OH}]$ 分布Fig.9 The  $[\text{CH}_2\text{O}]*[\text{OH}]$  distribution on the meridional surface of flame chamber with different microtube rear-section lengths

从表 3 可以看出：随着微管后段长度从  $2d$  增加到  $5d$ ，在工况 01 条件下无量纲火焰长度  $l_f/d$  从 7.1 增加到 10.9，逐级增加幅度分别为 21.1%、15.1%、10.1%；而工况 02 条件下  $l_f/d$  从 11.9 增加到 18.2，逐级增加幅度分别为 20.2%、14.7%、11.0%。因此 2 组工况下火焰长度的变化趋势较为一致。相较于空气预热加压的工况 01 条件，常温常压的工况 02 条件下火焰长度增加幅度在 66% 左右，燃烧稳定性会降低，主要是因为工况 02 的压力和入口温度更低，完全燃烧所需时间更长，并且燃烧后的气体流速增幅更大导致火焰拉伸率更大。

### 2.3 火焰筒与微管面积比对燃烧特性的影响

选择  $d=12\text{ mm}$ 、 $l=5d$  的单元微管模型燃烧器，改变火焰筒内径  $d_2$  为 16.00、20.00、24.00、25.26、36.00、48.00、72.00 mm，研究了火焰筒与微管面积比  $s$  为 1.8、2.8、4.0、4.4、9.0、16.0、36.0 时的甲烷微混燃烧特性。

2.1 节中，微管直径和火焰筒直径成比例变化，质量流量增加，火焰筒出口流速不变；而本节微管直径不变，质量流量不变，火焰筒出口流速变化。此处  $s$  变化范围较大，从火焰受到壁面的强烈约束状态到接近自由射流边界条件。

表 4 给出了工况 01 和工况 02 下不同火焰筒与微管面积比时模型燃烧器的一些燃烧特征参数。因为  $s$  为 1.8 的微管模型在 2 种工况条件下均发生吹熄，故未列在表 4 中。在微管直径相同的情况下，工况 01 微管出口雷诺数  $Re_b$  约为 21 873，火焰筒出口雷诺数  $Re_o$  范围为 5 507~1 525；工况 02 微管出口雷诺数  $Re_b$  约为 29 754，火焰筒出口雷诺数  $Re_o$  范围为 5 366~1 483。从表 4 可以看出：因为微管结构不变，相同工况下的微管出口雷诺数不变，所以微管出口湍流强度一致，而工况 02 的微管出口湍流强度要比与工况 01 的低 5%；随着火焰筒面积增大，火焰筒出口流速逐渐减小；常温常压的工况 02

条件下,随着面积比的增大,火焰筒出口温度增加,燃烧效率由 98.3%提高到约 98.8%。这主要是因为随着  $s$  增大,火焰筒体积增大,平均流速降低,有更长的燃烧停留时间,燃料燃烧更充分。从表 4 还可以看出,随着火焰筒与微管面积比  $s$  的增加,火焰长度有先缩短后增长的趋势。在工况 01 条件下, $s$  从 2.8 增大到 4.0,  $l_f$  缩短了 6.8%,继续增大  $s$ ,  $l_f$  增长幅度小于 3.4%,认为火焰长度基本保持一致。在常温常压的工况 02 条件下,  $s$  从 2.8 增大到 9.0,  $l_f$  缩短了 28.4%;  $s$  从 9.0 增大到 36.0,  $l_f$  增长幅度小于 5%。工况 02 的火焰长度比工况 01 的增长很多,并且增幅随着  $s$  的增大呈现出先减小后增大的趋势。 $s=2.8$  时增幅最大为 95.7%,  $s=9.0$  时增幅最小为 47.7%。

表 4 不同面积比时模型燃烧器燃烧特征参数  
Tab.4 Combustion characteristic parameters of the model burner with different area ratios

$s$	工况 01				工况 02			
	$I$	$V_2/(m \cdot s^{-1})$	$T_2/K$	$l_f/d$	$I$	$V_2/(m \cdot s^{-1})$	$T_2/K$	$l_f/d$
2.8	0.106 1	59.85	1939	11.7	0.100 8	94.98	1966	22.9
4.0	0.106 2	41.54	1939	10.9	0.100 8	65.98	1968	19.2
4.4	0.106 2	37.50	1939	10.9	0.100 9	59.55	1968	18.2
9.0	0.106 2	18.45	1940	11.1	0.100 8	29.37	1973	16.4
16.0	0.106 1	10.37	1940	11.2	0.100 8	16.53	1974	16.8
36.0	0.106 2	4.610	1940	11.3	0.100 8	7.351	1975	17.2

从原因上分析,当火焰筒面积比较小时,燃烧的气体膨胀受到壁面的限制,只能往轴向拉长,导致火焰长度更长,因而随着  $s$  增大,火焰长度变短。当  $s$  增大到某个临界值时,燃烧的气体膨胀不再受到壁面的影响,但是  $s$  进一步增大时,火焰筒外围平均流速降低,火焰筒中心射流能够卷吸更多的回流气体,使得中心流速增大,从而把火焰拉伸得更长一些。从下面给出的中心线上温度分布和径向位置上轴向上速度分布也能够体现这些特征。

图 10、图 11 分别给出了 2 种工况条件下不同面积比时火焰筒中心轴线上温度分布和距离微管出口  $5d$  位置径向上轴向上速度分布。

从图 10 可以看出:在工况 01 条件下,随着  $s$  增大,中心线上的温度分布变化较小,但是中心线上的升温速率仍然有一个先增大后降低的趋势;在工况 02 条件下,  $s$  从 2.8 增大到 4.4 时,低温区明显减小,而  $s$  继续增大时,温度分布变化较小,中心线上的升温速率也有一个先增大后降低的趋势。

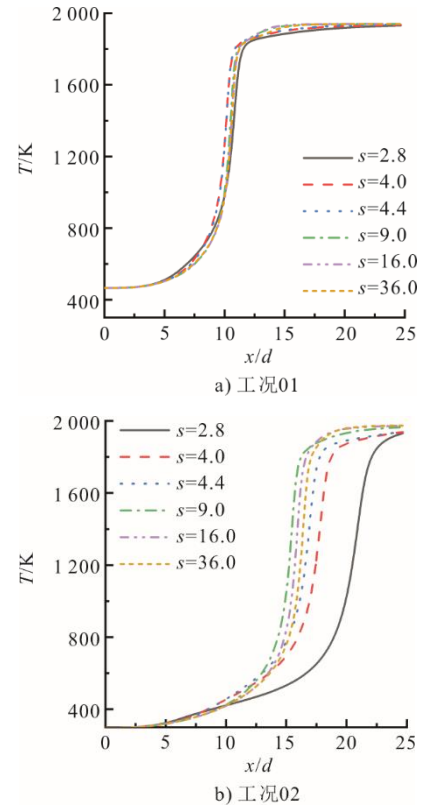


图 10 不同面积比时中心轴线上温度分布  
Fig.10 Temperature distribution on the central axis with different area ratios

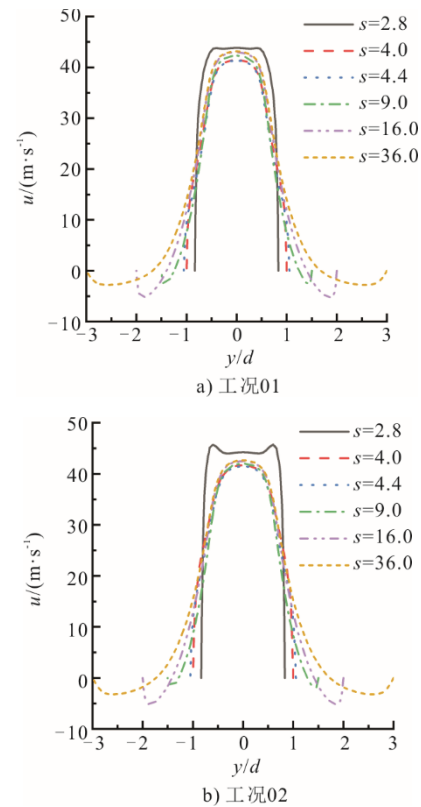


图 11 距离微管出口  $5d$  位置径向上轴向上速度分布  
Fig.11 Radial axial velocity distribution at  $5d$  distance away from the microtube outlet

从图 11 可以看出, 当  $s=2.8$  时, 距离微管出口  $5d$  位置处径向上轴向速度分布明显受到壁面的影响, 并且没有回流, 更接近平推流的状态。图 11b) 中  $s=2.8$  的曲线呈现出边缘区速度高于中心区情况, 因为这个工况燃烧后的火焰筒平均速度很高, 而微管射流在  $5d$  位置处已经衰减, 小突起的位置是在火焰锋面区, 燃烧后气体膨胀使得局部速度比中心区更高。当  $s>9.0$  时, 火焰筒外围出现回流区, 并且随着  $s$  增大回流区增大, 中心处的最高速度略有增加, 而中心流速增大会把火焰拉伸的更长。总体上看, 随着  $s$  增大, 微管出口附近回流区逐渐增大, 高温气体回流预热头部的预混气体, 有利于火焰稳定燃烧。

总之, 火焰筒与微管面积比  $s<4.0$  时, 火焰受到壁面的强烈约束, 火焰很长, 并且预热工况和常温工况的火焰长度差距更大;  $s$  在  $4.0\sim 9.0$  时, 火焰长度较短, 燃烧性能较好;  $s>9.0$  时, 火焰受壁面的影响较小, 火焰长度略有增长, 最终接近自由射流火焰的状态。过大的  $s$  会降低燃烧强度, 而对燃烧性能改善很小, 综合考虑  $s$  为  $4.0\sim 9.0$  时比较适合燃气轮机燃烧室。

### 3 结 论

本文采用数值模拟方法, 以单元微管模型燃烧器为对象, 在保持微管流速相同、空气质量流量和理论燃烧温度相近的预热 ( $200\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) 加压和常温常压 2 组工况条件下, 研究了微管的直径  $d$ 、后段长度  $l$  以及火焰筒与微管的面积比  $s$  对甲烷微混燃烧特性的影响, 得到如下结论。

1) 在结构参数相同时, 与预热工况相比, 常温工况的微管出口湍流强度略低, 降低幅度在 5% 以内; 常温工况的火焰长度明显增长, 并且增幅受到  $d$  和  $s$  的影响较大, 在本文研究范围内,  $d=8\text{ mm}$ 、 $l=5d$ 、 $s=16.0$  结构的增幅最小为 36.4%, 而  $d=12\text{ mm}$ 、 $l=5d$ 、 $s=2.8$  结构的增幅最大为 95.7%。

2) 保持  $l=5d$ 、 $s=16.0$  不变, 随着微管直径从  $8\text{ mm}$  增大到  $14\text{ mm}$ , 相同工况条件下微管出口湍流强度略有降低, 火焰筒内流场和温度场基本相似; 常温工况的无量纲火焰长度  $l/d$  在  $16.5\sim 16.8$ , 基本保持不变, 而预热工况的  $l/d$  从  $12.1$  减小到  $10.8$ 。直径更小微管的出口湍流强度更高, 绝对火焰长度更短, 常温工况相较于预热工况的火焰长度增幅更小, 具有更好的工况适应性。

3) 基于一个实际的火焰筒与喷嘴面积比, 保持  $d=12\text{ mm}$ 、 $s=4.4$  不变, 随着微管后段长度从  $2d$  增加到  $5d$ , 微管出口湍流强度大幅降低, 降幅为 45% 左右, 使得燃烧反应速率减小, 火焰根部直径缩小, 火焰长度明显增加; 常温工况的无量纲火焰长度  $l/d$  从  $7.1$  增加到  $10.9$ , 而预热工况的  $l/d$  从  $11.9$  增加到  $18.2$ , 2 组工况下火焰长度的变化趋势较为一致。

4) 保持  $d=12\text{ mm}$ 、 $l=5d$  不变, 随着火焰筒与微管面积比  $s$  从  $2.8$  增加到  $36.0$ , 火焰长度有先缩短后增长的趋势。 $s<4.0$  时, 火焰受到壁面的强烈约束, 火焰很长, 并且预热和常温工况的火焰长度差距更大;  $s$  在  $4.0\sim 9.0$  时, 火焰长度较短, 燃烧性能较好;  $s>9.0$  时, 火焰受壁面的影响较小, 火焰长度略有增长, 最终接近自由射流火焰的状态。过大的  $s$  会降低燃烧强度, 而对燃烧性能改善很小, 综合考虑  $s$  在  $4.0\sim 9.0$  比较适合燃气轮机燃烧室。

当  $s>9.0$  时较为接近自由射流边界条件, 本文研究结果对自由射流火焰也有一定的参考意义。 $s$  在  $4.0\sim 9.0$  时比较接近实际燃烧室的火焰筒与喷嘴面积比, 研究结果对燃气轮机燃烧室具有参考价值。本文中火焰筒面积相当于实际燃烧室中单根微管所占比的流通面积, 研究结果能在一定程度上反映实际微混燃烧特性, 但是忽略了微管间的相互作用, 今后需要进一步研究多喷嘴相互作用的影响。

#### [参 考 文 献]

- [1] 火电厂大气污染物排放标准: GB 13223—2011[S]. 北京: 中国环境科学出版社, 2012: 1.  
Emission standard of air pollutants for thermal power plants: GB 13223—2011[S]. Beijing: China Environmental Science Press, 2012: 1.
- [2] 固定式燃气轮机大气污染物排放标准: DB11/847—2011[S]. 北京: 北京市环境保护局, 北京市质量技术监督局, 2011: 1.  
Emission standard of air pollutants for stationary gas turbines: DB11/847 — 2011[S]. Beijing: Beijing Municipal Bureau of Environmental Protection, Beijing Municipal Bureau of Quality and Technical Supervision, 2011: 1.
- [3] 固定式燃气轮机大气污染物排放标准: DB32/3967—2021[S]. 南京: 江苏省生态环境厅, 江苏省市场监督管理局, 2021: 1.  
Emission standard of air pollutants for stationary gas turbines: DB32/3967 — 2021[S]. Nanjing: Jiangsu Provincial Department of Ecological Environment, Jiangsu Provincial Bureau of Market Supervision, 2021: 1.
- [4] HAQUE M A, NEMITALLAH M A, ABDELHAFEZ A, et al. Review of fuel/oxidizer-flexible combustion in gas turbines[J]. Energy & Fuels, 2020, 34(9): 10459-10485.
- [5] MAREK C J, SMITH T D, KUNDU K. Low emission hydrogen combustors for gas turbines using lean direct

- injection[R]. AIAA Paper-2005-3776, 2005: 1.
- [6] KOGANEZAWA T, MIURA K, SAITO T, et al. Full scale testing of a cluster nozzle burner for the advanced humid air turbine[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air. 2007: 569-576.
- [7] HERNANDEZ S R, WANG Q, MCDONELL V, et al. Micro mixing fuel injectors for low emissions hydrogen combustion[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air. 2008: 675-685.
- [8] FUNKE H H W, BOERNER S, KREBS W, et al. Experimental characterization of low NO<sub>x</sub> micromix prototype combustors for industrial gas turbine applications[C]//Proceedings of ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition, 2011: 343-353.
- [9] YORK W D, ZIMINSKY W S, YILMAZ E. Development and testing of a low NO<sub>x</sub> hydrogen combustion system for heavy duty gas turbines[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition. 2012: 1395-1405.
- [10] VANDERVORT C. Advancements in H class gas turbines and combined cycle power plants[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. 2018: 1.
- [11] ARAOYE A A, ABDELHAFEZ A, NEMITALLAH M A, et al. Experimental and numerical investigation of stability and emissions of hydrogen-assisted oxy-methane flames in a multi-hole model gas-turbine burner[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2021, 46(38): 20093-20106.
- [12] KANG H, KIM K T. Combustion dynamics of multi-element lean-premixed hydrogen-air flame ensemble[J]. Combustion and Flame, 2021, 233: 111585.
- [13] 张海龙. 合成气微混燃烧流动特性分析[D]. 北京: 华北电力大学, 2016: 1.  
ZHANG Hailong. Analysis of flow characteristics of syngas micro mixed combustion[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2016: 1.
- [14] 张永生, 张海龙, 田龙, 等. 稀释合成气微混燃料喷射燃烧火焰特性研究[J]. 动力工程学报, 2015, 35(1): 45-49.  
ZHANG Yongsheng, ZHANG Hailong, TIAN Long, et al. Study on flame characteristics of diluted syngas micro mixed fuel injection combustion[J]. Journal of Power Engineering, 2015, 35(1): 45-49.
- [15] 付忠广, 卢可, 周扬, 等. 氮气稀释富氢合成气高压燃烧特性数值模拟[J]. 热力发电, 2014, 43(11): 19-28.  
FU Zhongguang, LU Ke, ZHOU Yang, et al. Numerical simulation of high pressure combustion characteristics of nitrogen diluted hydrogen rich syngas[J]. Thermal Power Generation, 2014, 43(11): 19-28.
- [16] 刘雪琦. 氮气稀释富氢合成气火焰燃烧特性研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2013: 1.  
LIU Xueqi. Study on flame combustion characteristics of hydrogen rich syngas diluted with nitrogen[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2013: 1.
- [17] LIU X W, SHAO W W, LIU C, et al. Numerical study of a high-hydrogen micromix model burner using flamelet-generated manifold[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2021, 46(39): 20750-20764.
- [18] LIU X W, SHAO W W, LIU Y, et al. Cold flow characteristics of a novel high-hydrogen micromix model burner based on multiple confluent turbulent round jets[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2021, 46(7): 5776-5789.
- [19] LIU X W, SHAO W W, TIAN Y, et al. Investigation of H<sub>2</sub>/CH<sub>4</sub>-air flame characteristics of a micromix model burner at atmosphere pressure condition[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. 2018: 1.
- [20] 刘贵闯. 稀释剂对合成气微混燃烧特性影响的数值模拟研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2020: 1.  
LIU Guichuang. Numerical simulation study on the effect of diluent on micro mixed combustion characteristics of syngas[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2020: 1.
- [21] 李涛, 郑祥龙, 张哲巖, 等. 某燃气轮机燃烧室燃料适应性数值研究[J]. 热力发电, 2022, 51(3): 70-78.  
LI Tao, ZHENG Xianglong, ZHANG Zhedian, et al. Numerical study on fuel flexibility of a gas turbine combustor[J]. Thermal Power Generation, 2022, 51(3): 70-78.
- [22] VAN OIJEN J A, DE GOEY L P H. Modelling of premixed laminar flames using flamelet-generated manifolds[J]. Combustion Science and Technology, 2000, 161: 113-137.
- [23] 李奥宇, 安辞, 赵宁波, 等. 同轴分级环形燃烧室低工况燃料分配特性[J]. 热能动力工程, 2020, 35(7): 35-42.  
LI Aoyu, AN Ci, ZHAO Ningbo, et al. Fuel distribution strategies of coaxial stage annular combustor under low load condition[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(7): 35-42.
- [24] 郭乔轩, 雷福林, 田文栋, 等. 贫燃预混旋流燃烧器回熄火边界数值模拟[J]. 热力发电, 2020, 49(11): 82-88.  
GUO Qiaoxuan, LEI Fulin, TIAN Wendong, et al. Simulation of flash back and blow-off limits in lean premixed swirl combustor[J]. Thermal Power Generation, 2020, 49(11): 82-88.
- [25] 何敏, 杨灵, 冯大强, 等. 燃用低热值燃料燃烧室试验[J]. 航空动力学报, 2009, 24(3): 547-551.  
HE Min, YANG Ling, FENG Daqiang, et al. Experimental study of combustor using low calorific value fuel[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(3): 547-551.
- [26] RUSSO F, BASSEN T. Scaling of turbulence intensity for low-speed flow in smooth pipes[J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2016, 52: 101-114.
- [27] 何敏, 吉洪湖, 钟华贵, 等. 不同气体喷嘴的燃气轮机燃烧室性能对比[J]. 航空动力学报, 2018, 33(6): 1290-1297.  
HE Min, JI Honghu, ZHONG Huagui, et al. Performance comparison of gas turbine combustors with different gas nozzles[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(6): 1290-1297.
- [28] 母滨. 贫预混燃烧室 NO<sub>x</sub> 排放的化学反应器网络模型数值研究[D]. 北京: 中国科学院大学, 2019: 1.  
MU Bin. Numerical study of chemical reactor network model for NO<sub>x</sub> emission from lean premixed combustion chamber[D]. Beijing: University of Chinese Academy of Sciences, 2019: 1.
- [29] ZHOU B, BRACKMANN C, WANG Z K, et al. Thin reaction zone and distributed reaction zone regimes in turbulent premixed methane/air flames: scalar distributions and correlations[J]. Combustion & Flame, 2017, 175: 220-236.

(责任编辑 刘永强)