

# 微小型燃气轮机燃烧室模化方法适用性的数值研究

沈思远,宗超,季晨振,朱彤

(同济大学机械与能源工程学院,上海 201804)

**摘要:**为获得经济性好且准确性高的微小型燃气轮机燃烧室模化实验方法,采用简化的二维模型对不同模化准则、不同模化空气温度和不同燃料控制策略的模型分别进行数值模拟研究,并与设计状态进行对比。研究表明:对于燃料为甲烷的微小型燃气轮机燃烧室,随着压力指数 $n$ 增大,混合气在燃烧反应区的停留时间增加,回流区面积减小; $n$ 选取1.75~2.0时能获得较为准确的污染物排放的模化效果; $n=1$ ,即采用等容积流率准则时,能获得较为准确的出口温度分布和流场相关的模化结果;采用等燃烧效率 $L$ 准则,模化状态理论燃烧温度保持不变,空气温度从493 K降低至300 K时,反应区平均温度和停留时间变化不大, $\text{NO}_x$ 体积分数升高 $10 \times 10^{-6}$ ,燃烧效率降低了0.5%,燃烧不充分,CO体积分数大幅升高。

**关键词:**微燃机燃烧室;低压模化准则;压力指数;数值模拟

中图分类号:TK471 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2021.08.009

[引用本文格式]沈思远,宗超,季晨振,等.微小型燃气轮机燃烧室模化方法适用性的数值研究[J].热能动力工程,2021,36(8):56-64. SHEN Si-yuan,ZONG Chao,JI Chen-zhen, et al. Numerical study on applicability of modeling methods for micro gas turbine combustion chamber[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2021,36(8):56-64.

## Numerical Study on Applicability of Modeling Methods for Micro Gas Turbine Combustion Chamber

SHEN Si-yuan,ZONG Chao,JI Chen-zhen,ZHU Tong

(School of Mechanical Engineering and Energy,Tongji University,Shanghai,China,Post Code: 201804)

**Abstract:** In order to obtain one kind of economical and accurate modeling experimental method of micro gas turbine (MGT) combustion chamber, the numerical simulation researches on various modeling criteria, air temperatures and fuel control strategies were respectively performed based on a simplified 2D model, comparing with the design condition. The research results show that for the MGT combustion chamber with the fuel of methane, the standing time of fuel mixture across the combustion reaction zone increases and the recirculation zone reduces as the pressure index  $n$  increases. The modeling effects of the pollutant emission are more accurate with  $n$  between 1.75 and 2.0. The modeling results of outlet temperature distribution and flow field structure can be obtained more exactly when  $n$  is 1, that is when adopting equal volume flow rate criterion. Through adopting equal combustion efficiency  $L$  criterion, when the theoretical combustion temperature remains changeless under modeling state and the air temperature decreases from 493 K to 300 K, the average temperature and standing time of reaction zone change slightly,  $\text{NO}_x$  emission increases by 10 ppm and the combustion efficiency is reduced by 0.5%, resulted in the great enhancement of CO emission with insufficient combustion. When carrying out the low-pressure modeling experi-

收稿日期:2021-04-01; 修订日期:2021-04-20

基金项目:上海市科学技术委员会科研计划课题(18DZ1202003);中央高校基本科研业务费(20120200417)

**Fund-supported Project:** Shanghai Committee of Science and Technology(18DZ1202003); Central Government-affiliated Colleges and Universities Basic Scientific Research Business Expenditure Supported Project(20120200417).

作者简介:沈思远(1995-),男,上海人,同济大学硕士研究生。

通讯作者:朱彤(1969-),男,浙江杭州人,同济大学教授。

ment of MGT combustion chamber, a modeling method using  $L$  criterion with modeling air temperature at room temperature can be adopted to achieve more accurate modeling results of pollutant emission more economically, the  $\text{NO}_x$  emission can be obtained through the temperature control strategy and the equivalent ratio control strategy is suitable for measuring CO emission.

**Key words:** micro gas turbine combustion chamber, low pressure modeling criterion, pressure index, numerical simulation

## 引言

燃烧室是燃气轮机的关键部件,在设计时需进行大量实验改进,才能使其性能接近设计指标而最终定型。考虑到经济性和安全性,低压模化实验方法被大量运用,而其中的模化准则是模化实验结果准确性的重要影响因素。上世纪50年代起,国外学者就开展了大量相关研究。其中,Childs<sup>[1]</sup>和Lefebvre<sup>[2]</sup>分别从化学反应动力学理论、火焰传播理论和燃烧速率理论出发,基于燃烧效率得出不同的模化准则。陈单之<sup>[3]</sup>和郭伯伟<sup>[4]</sup>,基于低速发动机和工业燃烧装置,运用相似理论,通过合理假设,对燃烧过程的模化准则开展了理论研究。汪凤山<sup>[5]</sup>在此基础上对微型燃气轮机燃油燃烧室开展了模化实验研究,证明了模化条件下的燃烧室燃烧特性能符合指标要求。焦树建<sup>[6]</sup>则通过实验研究,在全尺寸燃烧室上,使用等容积流率模化准则开展低压模化实验,模化实验得到的燃烧效率、污染物排放和燃烧室熄火特性与原型存在一定的偏差,指出模化准则方法还有待进一步完善。杨强等人<sup>[7]</sup>也采用等容积流率模化准则开展模化实验和数值模拟的对比,表明数学模型精度和试验台加工精度是数值计算和试验结果偏差的主要影响因素。

本文针对微小型燃气轮机燃烧室,采用数值模拟的方法,结合精细的多步燃烧反应机理,先对比了不同模化准则对模化结果的影响,进而选取 $L$ 准则,针对不同模化空气温度、控制策略分析模化结果的准确性,及不同研究、考核指标下低压模化方法的适用性,为后续实验研究提供理论指导。

## 1 模化准则

### 1.1 等容积流率准则

等容积流率准则又可称为 $Q$ 准则,该准则要求原型和模型的几何结构相同,燃料、氧化剂工质相同,当量比相同,空气进口温度相同。确定模化空气压力后,计算模化空气流量:

$$q_{in,M} = \frac{p_{in,M}}{p_{in,R}} q_{in,R} \quad (1)$$

式中: $p_{in}$ —进口空气压力, kPa;  $q_{in}$ —进口空气质量流量, kg/s; 下标 R, M 分别代表原型和模型。

使用该模化方法能获得较准确的流场分布、压力损失、空气流量分配和出口温度分布的模化结果。但是为获得准确的模化结果,要求的模化压力较高。王威等人<sup>[8]</sup>指出模化压力在0.3~0.5 MPa范围内时,模化结果较为准确。田学清<sup>[9]</sup>也指出,采用等容积流率准则,在模化压力小于0.2 MPa时,燃烧效率、污染物排放的模化结果准确性较差。而微型燃气轮机燃烧室普遍进口压力都小于0.5 MPa,若采用较高的模化压力,削减了低压模化试验的意义。为了实现在不影响模化结果的同时采用更低的模化压力,汪凤山等人<sup>[6]</sup>在实验中控制出口的燃气温度,使其与设计值相同,也有学者<sup>[10]</sup>控制出口燃气中的氧含量,使其与设计值相同,虽然对出口温度分布的模化结果有所改善,但是燃烧效率和污染物排放的模化效果仍然不理想,因此需要其他的模化准则来改善模型在这些方面模化结果的准确性。

### 1.2 等燃烧效率准则

为了使低压模化实验中获得的燃烧效率、污染物排放等结果更接近设计状态,不同学者从不同的理论出发<sup>[1-2,11]</sup>,基于保持模型燃烧效率与设计状态一致的原则,得到了不同的准则。

$K$ 准则是基于联管型燃烧室,在当量比相同的

条件下进行大量实验后,得出模化准则数 $K^{[11]}$ ,认为当模型的 $K$ 值与设计状态的 $K$ 值相同时,燃烧效率的模化结果与设计工况的一致性较好。准则数 $K$ 的表达式为:

$$K = \frac{q_{in}}{p_{in}^{1.15} T_{in} l^3} \quad (2)$$

式中: $l$ —燃烧室的定型尺寸, m;  $T_{in}$ —进口空气温度, K。

$L$ 准则是由 A. H. 勒费泼(A. H. Lefebvre)从燃烧反应动力学出发加以推导,并结合实验确定未知变量得到的,该准则认为燃烧效率为综合数群 $L$ 的单值函数<sup>[2]</sup>, $L$ 的表达式为:

$$L = \frac{q_{in}}{p_{in}^{1.75} F \exp\left(\frac{T_{in}}{b}\right)} \quad (3)$$

式中: $F$ —燃烧室的参考面积,  $m^2$ ;  $b$ —进口温度因子。

由于等燃烧效率准则在推导过程中忽略了一些保证流动相似的对应准则,模型的流场结构较设计状态有区别,燃烧组织发生变化,对燃烧室性能会造成影响。因此这两种模化准则在微型燃机燃烧室低压模化实验中的应用需进一步研究。

### 1.3 压力指数

当模化状态和设计状态的燃料工质、当量比、几何结构和空气进口温度相同时,引入压力指数 $n$ 统一模型的空气流量表达式<sup>[12]</sup>:

$$q_{in,M} = \left(\frac{p_{in,M}}{p_{in,R}}\right)^n q_{in,R} \quad (4)$$

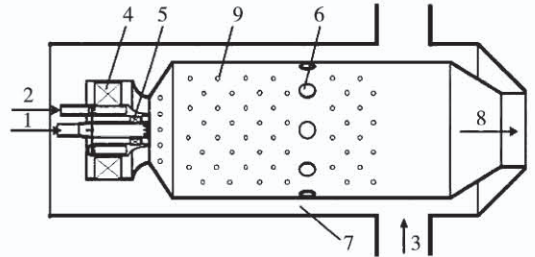
几种模化准则的模化空气流率和模化压力的关系都可由式(4)计算, $n=1$ 时为等容积流率准则, $n=1.15$ 和 $1.75$ 时分别指等燃烧效率的 $K$ 准则和 $L$ 准则。压力指数的变化范围一般为 $1\sim 2$ 之间。

## 2 研究对象和数值计算方法

### 2.1 研究对象

以某 100 kW 微型燃气轮机燃烧室为研究对象。燃烧室为单筒形结构<sup>[13]</sup>,几何结构如图 1 所示。该燃烧室的空气通道为逆流布置,空气进入后依次流经掺混区、发散冷却区和头部。头部采用两级旋流器,主燃级的燃气在旋流器中与大量助燃空气

混合后,进入主燃区进行燃烧,而值班级的燃气则采用扩散燃烧的形式。少量空气由发散冷却孔进入火焰筒,起到保护壁面的作用。高温烟气被由掺混孔进入的掺混空气稀释、冷却后,推动透平做功。



1—值班级燃料管路; 2—主燃级燃料管路; 3—燃烧室空气入口; 4—主燃级旋流器; 5—值班级旋流器; 6—掺混孔; 7—环形流道; 8—燃烧室出口; 9—发散冷却孔

图 1 燃烧室几何结构示意图

Fig. 1 Geometrical structure diagram of combustion chamber

### 2.2 数值模型

微型燃气轮机燃烧室的结构较为复杂,为了精确地计算燃烧室的污染物排放和燃烧效率,需要采用精确的反应机理。为了减少模拟计算工作量,采用简化的二维模型,如图 2 所示。取燃烧室内筒的内壁为计算域边界。采用结构化网格进行划分,并对小孔结构处做网格加密。模型总网格数由 4 万逐步增加到 20 万以验证网格独立性,最终设置的计算网格数为 8 万。



图 2 燃烧室网格示意图

Fig. 2 Diagram of combustion chamber grids

燃烧室设计状态的进口空气和燃气参数如表 1 所示。

利用商用软件 ANSYS Fluent 进行模拟,采用基于压力求解器的稳态求解方法。其中,湍流模型选用 Realizable  $k-\varepsilon$  模型。采用 DO 辐射模型计算辐射对气流温度和壁面温度的影响,并采用 Coupled 的算法。燃烧过程的模型选用 Eddy Dissipation

Concept 模型,为能更准确地模拟燃烧过程和污染物排放,根据 Smooke<sup>[14]</sup>提出的甲烷详细燃烧反应机理,并综合 Hanson 等人<sup>[15-16]</sup>对氮氧化物形成的详细反应机理,形成甲烷燃烧反应及污染物生成机理。

表 1 燃烧室设计状态的进口参数

Tab.1 Parameters of combustion chamber inlet under the design condition

参 数	数 值
空气流量/kg · s <sup>-1</sup>	1.00
空气温度/K	493
空气压力/kPa	421
燃料流量/kg · s <sup>-1</sup>	0.016 9
燃料初温/K	305
燃料成分	CH <sub>4</sub>

### 3 计算结果及分析

#### 3.1 模化准则对模化结果的影响

为比较不同模化方法的准确性,选取相同的假设条件:模型和设计状态的燃料工质、当量比、几何结构和空气进口温度相同,模化空气压力均为 110 kPa。采用 *Q* 准则、*K* 准则和 *L* 准则分别计算入口参数,如表 2 所示。

表 2 设计状态和不同模化准则下燃烧室的入口参数

Tab.2 Parameters of combustion chamber inlet under the design condition and various modeling criteria

参 数	设计状态	<i>Q</i> 准则	<i>K</i> 准则	<i>L</i> 准则
空气流量/kg · s <sup>-1</sup>	1.00	0.261	0.214	0.096
空气温度/K	493	493	493	493
空气压力/kPa	421	110	110	110
燃料流量/10 <sup>-3</sup> kg · s <sup>-1</sup>	16.9	4.42	3.62	1.62

不同模化状态的结果与燃烧室设计状态的对比如图 3 ~ 图 5 所示。从图 3 中可见,*Q* 准则模型的模化结果和设计状态的流场最为接近,各区域的流速和回流区的分布与面积基本相同。

采用 *K* 和 *L* 模化准则时,由于空气的流量降低,各区域的流速相应减小,尤其是 *L* 准则下,中心回流区明显减小,气体流速也明显降低。设计状态下燃烧室的总压损失为 0.82%,回流区长 238 mm,

高 48 mm;*Q* 准则模型总压损失为 0.86%,回流区长 236 mm,高 47 mm,与设计状态最为接近;*K* 准则和 *L* 准则模型压损分别为 0.59% 和 0.12%,回流区面积也逐渐缩小至 216 mm × 38 mm。因此对与流动相关的燃烧室总压损失、流量分配等参数进行模化实验测量时,采用 *Q* 准则的模化结果较为准确。

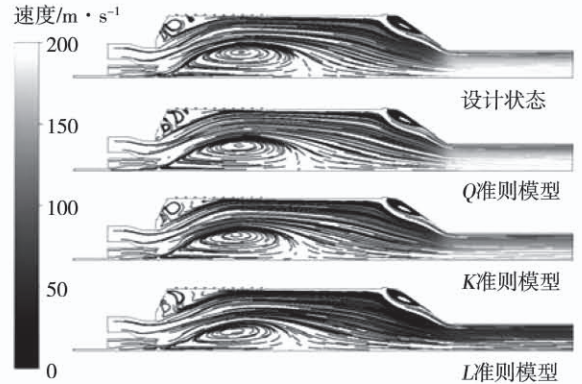


图 3 设计状态和不同模化状态的流场结构

Fig.3 Flow field structure of the combustion chamber under the design condition and various modeling states

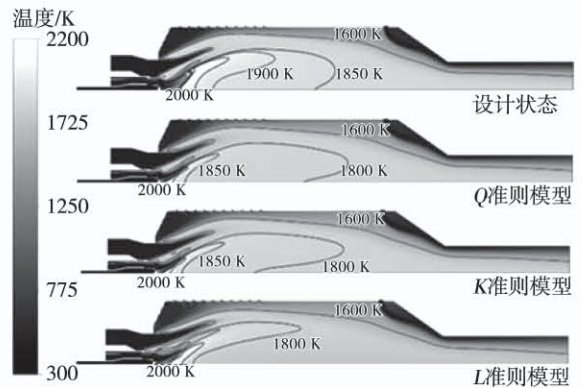


图 4 设计状态和不同模化状态的温度场分布

Fig.4 Temperature field distribution of the combustion chamber under the design condition and various modeling states

但是采用 *Q* 准则模化的模型温度场,如图 4 所示。在头部旋流器出口,高温区的前段差异较大,相较设计状态,高温区更接近值班级燃料喷嘴。相较来说,针对旋流器出口高温区,采用 *L* 准则模化能得到与设计状态更接近的温度场。总体来说,模型高温区的局部高温和平均温度较设计状态稍低一些。

温度场的分布能间接展现化学反应发生位置和速度的相似程度,这一点也可以从图5中发现,采用L准则模型的氧气浓度场更接近于设计状态。

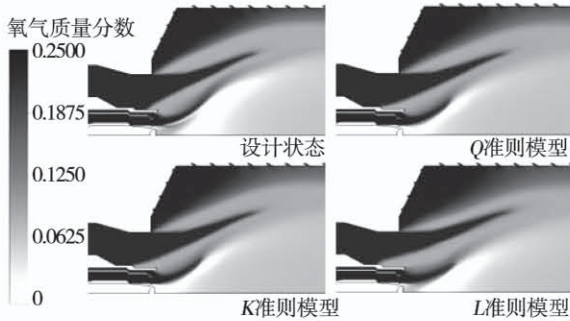


图5 设计状态和不同模化状态的氧气质量分数分布

Fig. 5 Oxygen concentration distribution of the combustion chamber under the design condition and various modeling states

在给定的假设条件下,影响不同模型燃烧特性模化结果的因素除了流场和局部温度外,还有燃料与空气的混合气在高温反应区的停留时间。为分析该参数,用压力指数 $n$ 将不同模型准则的表述统一。令 $p_M/p_R = \beta$ ,不同模化准则计算空气质量流量的方程简化为:

$$\frac{q_{in,M}}{q_{in,R}} = (\beta)^n \quad (5)$$

通过理想气体方程和活塞流假设,推导可得混合气在燃烧反应区(头部旋流器出口截面至掺混孔中截面的区域)的平均停留时间 $\tau_{RZ}$ 为:

$$\tau_{RZ} = V_{RZ} \cdot \frac{\rho_{in}}{q_{in}} \cdot \frac{T_{in}}{T_{RZ}} \quad (6)$$

式中: $V_{RZ}$ —燃烧反应区的体积, $T_{RZ}$ —混合气在燃烧反应区的温度。

在给定的假设条件下, $T_{in,M} = T_{in,R}$ , $T_{RZ,M} \approx T_{RZ,R}$ , $V_{RZ,M} = V_{RZ,R}$ ,定义模型和设计状态燃烧室中混合气在燃烧反应区停留时间之比为 $J_\tau$ :

$$J_\tau = \frac{\tau_{RZ,M}}{\tau_{RZ,R}} = \beta^{1-n} \quad (7)$$

在进行微小型燃气轮机燃烧室低压模化实验时,采用的模化压力远小于设计状态的压力,所以 $p_M/p_R$ 的比值小于1,即 $\beta$ 值小于1。又因为压力指数 $n$ 的值在1~2的范围内变化,则 $1-n$ 的值在-1~0的范围内变化,故 $J_\tau$ 随着 $n$ 值的增大而不断增

大。 $n=1$ 时, $J_\tau=1$ ,表明模型和设计状态中混合气在燃烧反应区的停留时间相同。 $n$ 越大时, $J_\tau$ 的值也越大,模型中混合气在燃烧反应区的停留时间越长。

为验证压力指数 $n$ 对模拟结果的影响,增加了 $n=1.3, 1.5, 1.8, 2.0$ 四个压力指数对应的工况。

模拟时,在入口旋流器释放大质量示踪粒子,统计粒子在燃烧反应区的平均停留时间。通过式(7)计算不同压力指数时的停留时间,与模拟仿真得到的结果进行对比,如表3所示。预测值与模拟值吻合度较好,表明混合气在燃烧反应区的停留时间可以通过式(7)在确定模化压力和模化实验采用的压力指数后计算获得。

表3 压力指数 $n$ 改变时模拟和计算的停留时间  
Tab. 3 Simulated and calculated standing times vary with pressure indexes

压力指数 $n$	模拟仿真的停留时间/s	计算的停留时间/s
1.00	0.012 8	0.012 6
1.15	0.015 6	0.015 5
1.30	0.018 9	0.018 9
1.50	0.024 7	0.024 7
1.75	0.034 4	0.034 6
1.80	0.037 2	0.037 0
2.00	0.049 1	0.048 4

比较不同压力指数下的燃烧室性能的模化结果,如图6所示。随着压力指数 $n$ 的增大,模型的出口平均温度、燃烧效率和 $\text{NO}_x$ 排放总体都随之升高。而CO排放的模化结果呈现相反的趋势,随 $n$ 的增大,逐渐减小,趋近设计状态的结果。低压模化实验时,模型燃烧室高温区的平均温度较低,由于燃气轮机燃烧室中主要的氮氧化物生成形式是热力型NO,因此NO生成相应减少。但是随着 $n$ 的增大,混合气在燃烧反应区的停留时间增加,局部高温区温度升高,导致了NO的生成量增加,而回流区的体积减小,使得该增幅不是很明显。在3个因素的共同作用下 $n$ 越大时, $\text{NO}_x$ 排放越接近设计状态。同时,混合气的停留时间长且流速较低,整体温度分布更均匀。图6中出口温度分布系数也表明了该观点,出口平均温度上升。因此,在研究出口温度分布

时,宜采用较低的  $n$  值。

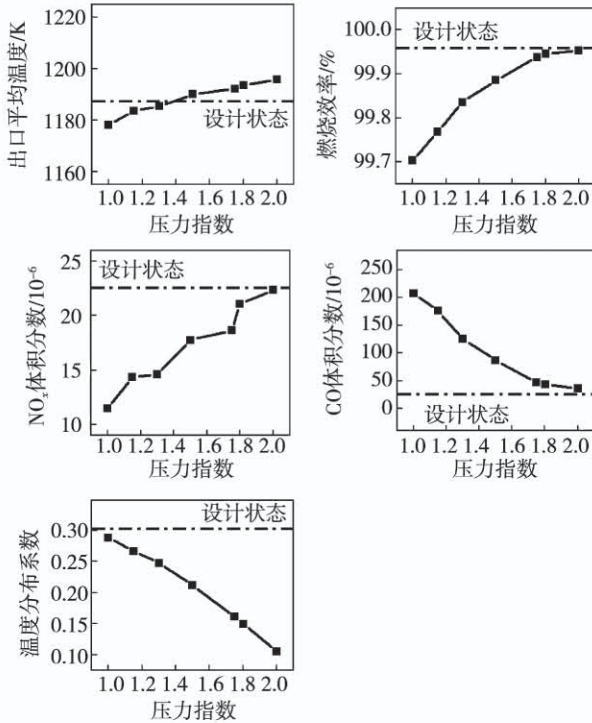


图 6 不同压力指数模化状态的燃烧性能

Fig. 6 Combustion performances vary with various pressure indexes under modeling states

由于中心值班级火焰位置更靠近值班级喷嘴,而值班级的燃烧组织方式是扩散燃烧,在燃烧反应发生区域燃料空气尚未混合均匀,燃烧产生的 CO 较多。当  $n$  较小时,混合气在燃烧反应区的停留时间较短,一部分 CO 未能在之后的高温区燃尽,模型的 CO 排放较高,偏离设计状态。

综上,在微小型燃气轮机燃烧室中,研究污染物排放特性时,压力指数  $n$  合适的取值范围为 1.75 ~ 2.0。该结论与 Longwell<sup>[17]</sup> 和田学清<sup>[18]</sup> 的结论基本一致。

### 3.2 模化空气温度对模化结果的影响

虽然经研究已发现采用  $L$  准则的低压模化实验能获得较好的污染物排放的模化结果。但是由于采用的假设条件,模化空气温度与设计状态相同,接近 500 K,如果研究的机型采用回热循环,进气温度能达到 900 K 左右,开展模化实验时,需要大功率的电加热器和控制空气温度的反馈机制,增加了实验成本。从实验的安全性和经济性方面考虑,模化空气入口初温越低越好。为研究空气温度对模化结果准

确性的影响,采用污染物排放模化结果较好的  $L$  准则作为模化准则。

保持模化压力为 110 kPa,改变模化空气温度,  $T_{in,M} = 493, 420, 360, 320, 300$  K。通过式(3)进行计算,控制模型的理论燃烧温度与设计状态的燃烧温度相同,得到各模化状态的入口参数,如表 4 所示。为保持理论燃烧温度不变,在模化空气温度降低时,当量比应增大,空气流量减小,总燃料流量变化较小。

表 4 不同模化空气温度下燃烧室的入口参数

Tab. 4 Parameters of combustion chamber inlet under various modeling air temperatures

参 数	$T_{in,M}/K$				
	493	420	360	320	300
空气流量/ $g \cdot s^{-1}$	95.5	86.9	79.1	74.2	71.8
当量比	0.29	0.33	0.34	0.36	0.37
进口温度因子 $b$	576	551	539	530	525
燃料流量/ $g \cdot s^{-1}$	1.62	1.62	1.59	1.55	1.53

如图 7 所示,在模化空气温度降低时,流场变化较大,逐渐不再形成稳定的回流区,回流区的消失导致燃料点燃的位置偏后,燃烧火焰较长。

这是由于微小型燃气轮机的燃烧控制精细,在模化空气温度下降过程中,当量比由 0.291 变化到 0.366,以及回流区的消失都影响了燃料的混合,尤其是值班级的扩散火焰,导致了燃烧反应不完全,CO 排放升高明显,如图 8 所示。

当模化空气温度从 493 K 降低至 300 K 时,模型的温度场和流场变化较大。但是当量比的增加使得高温区域的平均温度变化较小,而在微燃机中主要的  $NO_x$  产生方式是热力型  $NO$ ,所以由于温度引起的  $NO_x$  排放变化较小。同时,高温混合气在燃烧反应区的停留时间从 0.034 4 s 小幅增加至 0.038 5 s,这是由于回流区的减小会使得高温混合气在燃烧反应区的停留时间减小,但是由于空气流量的下降,整体流速下降,增加了停留时间,因此停留时间对  $NO_x$  排放的影响较小。所以  $NO_x$  排放绝对量增加不明显,但由于低氮燃烧室设计状态的  $NO_x$  排放很低,相对值变化较为明显,尚可认为  $NO_x$  排放变化较小。模化空气温度降低过程中,当

量比变化和回流区的消失使得燃烧不完全,燃烧效率呈下降趋势,逐渐偏离设计状态。

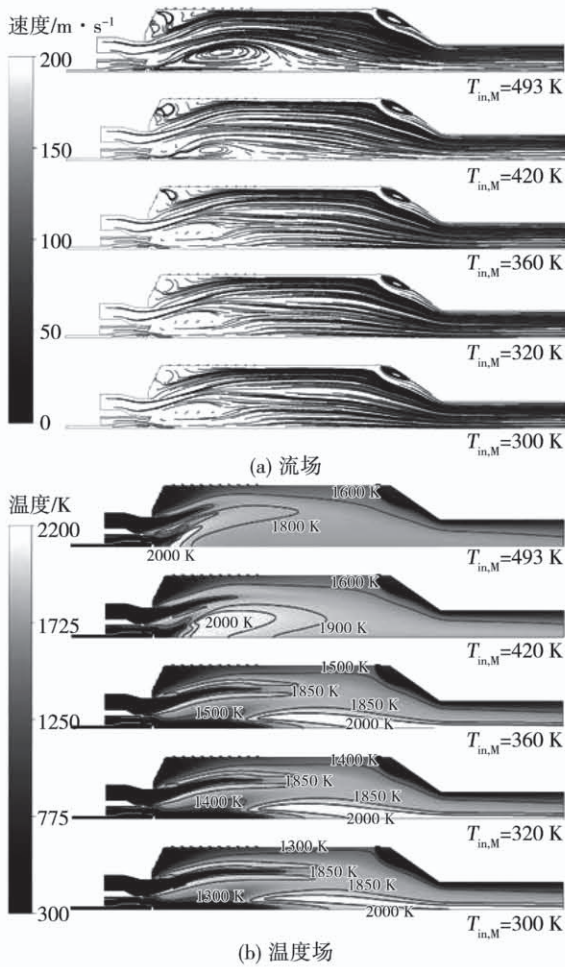


图7 不同空气温度模化状态的流场与温度场  
Fig.7 Flow field structure and temperature field distribution of the combustion chamber under various modeling air temperatures

综上所述,在微小型燃气轮机燃烧室低压模化实验中,要获得与设计状态相近的污染物排放,空气模化温度应采用与设计状态空气温度相近的值。当CO排放不是实验关注参数时,模化的空气温度可以为室温,通过较经济的方法获得的 $\text{NO}_x$ 排放和出口平均的模化结果。

### 3.3 燃料控制策略对模化结果的影响

采用 $L$ 准则做为模化研究方法,控制模化状态的理论燃烧温度,使其与设计状态相同,在模化空气温度为室温时,CO排放和燃烧效率的模化结果与设计状态差距较大。有一部分原因是为了控制模型理论燃烧温度与设计状态相同,而使得当量比明显

增大导致的。因此,对比研究两种燃料控制策略,在相同的入口空气温度( $T_{in} = 300 \text{ K}$ )条件下,第1种是使用3.2节中的控制策略,通过理论计算,使模型的理论燃烧温度与设计状态相同,以此确定燃料量的控制模型(下简称温度控制模型);第2种是使模型的燃料当量比与设计状态相同的控制模型(下简称当量比控制模型)。两种模型的入口参数如表5所示。

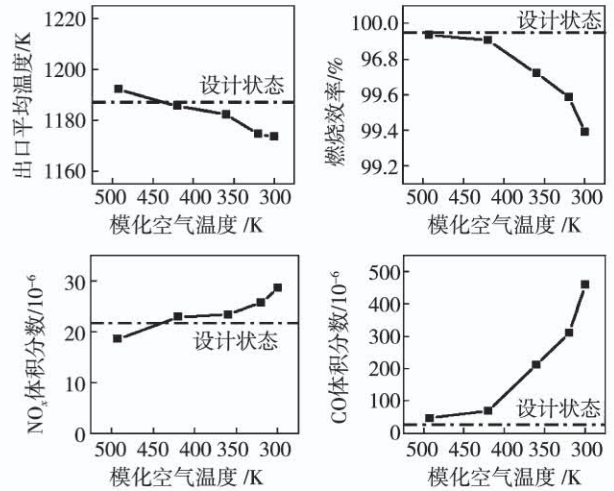


图8 不同模化空气温度模化状态的燃烧性能  
Fig.8 Combustion performance of combustion chamber under various modeling air temperatures

表5 不同燃料控制策略下燃烧室的入口参数  
Tab.5 Parameters of combustion chamber inlet under various fuel control strategies

参数	温度控制模型	当量比控制模型
空气流量/ $\text{g} \cdot \text{s}^{-1}$	71.8	68.3
空气压力/kPa	110	110
空气温度/K	300	300
当量比	0.366	0.291
进口温度因子 $b$	525	692
燃料流量/ $\text{g} \cdot \text{s}^{-1}$	1.53	1.16

如图9所示,由于空气流量变化不大,流场基本相同,两种模型都未能产生稳定的回流区。当量比控制模型的燃料当量比较低,燃料量较控制模型低32%,导致平均燃烧温度较低。

如图10所示,平均温度较低的当量比控制模型的 $\text{NO}_x$ 排放也因此较低,又由于燃料量相较温度控制模型大幅减少,燃烧室内的空间热负荷大幅降低,

来自模化空气温度降低对燃烧完全性的影响降低, CO 排放也较低,基本接近设计状态。同时,其燃烧效率也大幅下降。

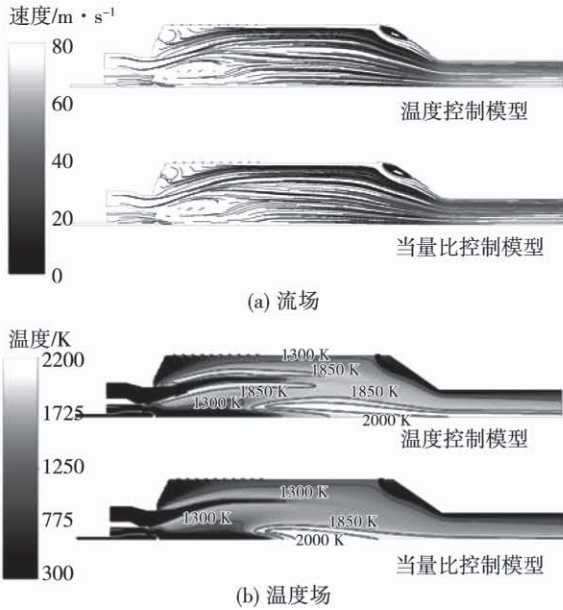


图 9 不同控制策略模型的流场与温度场

Fig.9 Flow field structure and temperature field distribution of combustion chamber under various modeling control strategies

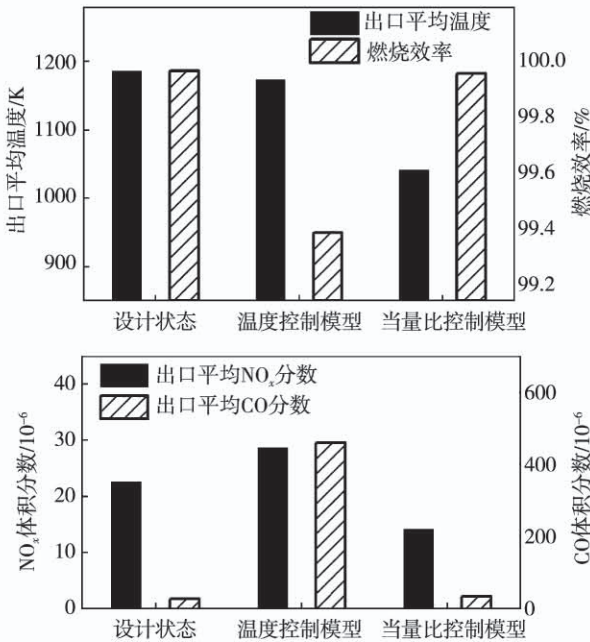


图 10 不同控制策略模化状态的燃烧室性能

Fig.10 Combustion performance of combustion chamber under various modeling control strategies

两种控制模型都有其优势和明显的不足。在开展微小型燃机燃烧室低压模化实验时,为降低实验系统的复杂性,提高实验经济性的同时,获得相对准确的模化结果,可以采用两种控制模型相结合的形式。采用  $L$  准则作为模化准则,模化的空气温度选取室温(300 K),通过温度控制模型计算获得入口模化参数,可以得到较准确的 NO<sub>x</sub> 排放和出口平均温度的模化结果,再通过当量比控制模型计算新的入口模化参数,获得较准确的 CO 排放的模化结果。

### 4 结 论

针对低压模化实验方法,以某 100 kW 微型燃气轮机燃烧室为研究对象,采用数值仿真方法,对其在不同模化准则、不同模化空气温度和不同温度控制模型的内流场进行了数值模拟研究,获得了不同模型的温度场、流场、燃烧效率和污染物排放的模化结果,分析其准确性和模型的经济性,得出结论如下:

(1) 获得并验证了计算混合气在燃烧反应区停留时间的计算公式,其对于开展低压模化实验分析时,对 NO<sub>x</sub> 和 CO 排放的模化结果具有一定的预测作用。

(2) 在模化状态和设计状态的燃料工质、当量比、几何结构和空气进口温度相同时,对于采用甲烷为燃料的微燃机燃烧室,压力指数  $n$  选取 1.75 ~ 2.0 能获得较为准确的污染物排放的模化结果,压力指数接近 1 时,能获得较为准确的出口温度分布和流场相关的模化结果。

(3) 采用等燃烧效率的  $L$  准则作为模化准则时,空气的模化温度越接近设计状态时,模化的结果更准确。当空气温度从 493 K 降低至 300 K 时,燃烧室内流场在当量比增大和回流区减小的共同作用下,反应区平均温度和停留时间变化不大,导致 NO<sub>x</sub> 排放小幅升高,燃烧效率降低 0.5%,燃烧不充分,CO 排放大幅升高。空气温度为 300 K(室温)时,能以较经济的方法获得 NO<sub>x</sub> 排放的模化结果。

(4) 开展微小型燃气轮机燃烧室低压模化实验时,为降低实验系统的复杂性,提高实验经济性,同时获得较为准确的模化结果,可以采用  $L$  准则作为



模化准则,取模化的空气温度为室温(300 K),通过温度控制模型获得  $\text{NO}_x$  排放和出口平均温度的模化结果,而 CO 排放的模化结果则通过当量比控制模型获得。

### 参考文献:

- [1] CHILDS J H, GRAVES C G. Correlation of turbine engine combustion efficiency with theoretical equations [C]. Sixth Symposium on Combustion, 1956: 869 - 878.
- [2] GREENBOUGH V W, LEFEBVRE A H. Some applications of combustion theory to gas turbine development [C]. Sixth Symposium (International) on Combustion, 1956: 858 - 869.
- [3] 陈丹之. 低速燃烧系统的稳态工况的模化法则 [J]. 工程热物理学报, 1980(4): 401 - 407.  
CHEN Dan-zhi. Modeling criteria for steady state conditions of low speed combustion systems [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1980(4): 401 - 407.
- [4] 郭伯伟. 关于燃烧装置模化的准则 [J]. 工业炉, 1986(2): 2 - 9.  
GUO Bo-wei. The criteria of combustion device modeling [J]. Industrial Furnace, 1986(2): 2 - 9.
- [5] 汪凤山, 孔文俊, 王宝瑞, 等. 微型燃气轮机燃气燃烧室低压模化实验研究 [C] // 中国工程热物理学会. 中国工程热物理学会燃烧学学术会议论文集, 2007.  
WANG Feng-shan, KONG Wen-jun, WANG Bao-rui, et al. Experimental study on low pressure modeling of micro gas turbine combustor [C] // Chinese Society of Engineering Thermophysics. Proceedings of combustion conference, 2007.
- [6] 焦树建. 原型燃烧室的低压模拟试验 [J]. 燃气轮机技术, 1995(4): 36 - 43, 62.  
JIAO Shu-jian. Low pressure simulation test of a prototype combustor [J]. Gas Turbine Technology, 1995(4): 36 - 43, 62.
- [7] 杨强, 丛敏, 姜雪梅, 等. 燃烧室低压模化试验的数值分析与试验对比 [J]. 热能动力工程, 2020, 35(4): 46 - 51.  
YANG Qiang, CONG Min, JIANG Xue-mei, et al. Numerical analysis and comparison of combustion chamber low pressure modeling test [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(4): 46 - 51.
- [8] 王威, 吴艳, 张国强, 等. 中心值班火焰对燃烧室性能影响的试验研究 [J]. 热能动力工程, 2020, 35(3): 51 - 57.  
WANG Wei, WU Yan, ZHANG Guo-qiang, et al. Experiment study of the influence of the central pilot flame combustion on combustor characteristics [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(3): 51 - 57.
- [9] 田学清. 燃气轮机燃烧室模化准则的数值模拟研究 [D]. 北京: 中国科学院工程热物理研究所, 2004.  
TIAN Xue-qing. Numerical simulation of gas turbine combustor modeling criteria [D]. Beijing: Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, 2004.
- [10] CHEN J, WANG Y, LIU H, et al. Experimental study of flow characteristics of enhanced biogas lean premixed nozzle of micro gas turbine by PIV [J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 121: 90 - 102.
- [11] 赵钦焯. 相似原理在燃烧室研制中的应用 [J]. 航空制造工程, 1997(5): 18 - 20.  
ZHAO Qin-xuan. Application of similarity principle in development of combustor [J]. Aviation Manufacturing Engineering, 1997(5): 18 - 20.
- [12] 朱杰文, 刘江, 翁培奋, 等. 燃气轮机燃烧室模化试验方法研究 [J]. 上海电力学院学报, 2019, 35(2): 127 - 131.  
ZHU Jie-wen, LIU Jiang, WENG Pei-fen, et al. Study on the modeling test of gas turbine combustion chamber [J]. Journal of Shanghai Electric Power University, 2019, 35(2): 127 - 131.
- [13] 宗超, 朱彤. 某 100 kW 微燃机燃烧室结构优化及数值模拟 [J]. 燃烧科学与技术, 2017, 23(1): 68 - 74.  
ZONG Chao, ZHU Tong. Structural optimization and numerical simulation for a 100 kW micro gas turbine combustor [J]. Journal of Combustion Science and Technology, 2017, 23(1): 68 - 74.
- [14] SMOOKE M D. Reduced kinetic mechanisms and asymptotic approximations for methane-air flames [M]. Springer Berlin Heidelberg, 1991.
- [15] HANSON R K, SALIMIAN S. Survey of rate constants in the N<sub>2</sub>/H<sub>2</sub>O system [M] // Springer: Combustion Chemistry, 1984.
- [16] YASIR M, ASSAAD R. Stability characteristics and flowfields of turbulent non-premixed swirling flames [J]. Combustion Theory and Modelling, 2003, 7(4): 731 - 766.
- [17] 金如山. 航空燃气轮机燃烧室 [M]. 北京: 宇航出版社, 1988.  
JIN Ru-shan. Aviation gas turbine combustor [M]. Beijing: Yuhang Publishing House, 1988.
- [18] 田学清, 黄伟光. 用数值计算方法对出口温度与压力指数关系的研究 [J]. 航空动力学报, 2005(1): 111 - 115.  
TIAN Xue-qing, HUNAG Wei-guang. Numerical study of the relationship between pressure exponent n and combustor exit temperature [J]. Journal of Aerospace Power, 2005(1): 111 - 115.

(姜雪梅 编辑)