

催化-预混混合燃烧室反应特性分析

王岳¹, 刘爱斌²

(1. 辽宁石油化工大学石油天然气工程学院, 辽宁抚顺 113001; 2. 沈阳航空航天大学航空航天工程学院, 辽宁沈阳 110136)

摘要: 提出了一种将催化燃烧和预混燃烧方式结合在一起的催化-预混混合燃烧室结构, 对燃烧室在不同工况下的运行特性进行了分析。采用详细反应机理及二维分布参数的流动模型建立了催化-预混混合燃烧室数学模型, 应用所建立的数学模型分析了催化-预混混合燃烧室在设计工况和非设计工况时的温度分布及 NO_x 排放特性, 将设计工况时的运行结果与文献 [11] 实验结果进行了对比。研究表明: 在设计工况燃烧室温度-燃料转化率与文献 [11] 的实验结果基本吻合; 在不同运行工况下, 催化-预混混合燃烧室的温度分布没有大的波动, NO_x 排放主要来源于预燃室, 在不同工况下都低于 15 mg/m^3 , 达到了超低排放水平。

关键词: 催化燃烧; 氮氧化物; 混合燃烧室

中图分类号: TK47 文献标识码: A
DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2015.04.015

引言

在各种形式的低排放燃烧技术中, 贫油预混燃烧被认为是最有发展前途的一种燃烧方式, 目前已得到了应用^[1-2]。这种燃烧室的缺点是在燃烧室上游的预混-预蒸发段可能在高进口温度下发生自动点火或回火, 同时燃烧室要冒险运行在接近贫油熄火极限。为克服这些缺点提出了分级燃烧的方式^[3], 即把燃烧室分成几个燃烧区, 控制各区燃烧温度, 使其在所有工况下都保持低的污染物排放^[4]。采用分级燃烧是实现低 NO_x 排放的新途径, 但如何扩大贫油熄火极限实现低温反应成为分级燃烧室的关键问题^[5]。

催化燃烧是典型的气-固相催化反应, 与传统的火焰燃烧相比, 催化燃烧具有污染物排放水平低及适应氧浓度范围大等优势。在燃烧室中采用催化燃烧技术降低 NO_x 的排放最早是由 William Pfefferle 在 1975 年提出的^[6], 随后美国和日本等国都积极开展了用于地面燃机不同尺度燃烧室的催化技术的研究^[7-9]。但由于催化剂的失活和烧毁问题, 限制了

催化燃烧室的发展。90 年代利用分级燃烧室的概念提出了催化燃烧和预混燃烧相结合的设计, 降低了催化剂温度, 防止了催化剂的高温失活和老化。

从 90 年代开始国内外采用实验和数值模拟对催化-预混混合燃烧室开展了大量的研究, 确认了该类燃烧室的可行性并对运行参数对燃烧室运行性能的影响进行了研究^[10-13]。由于催化-预混混合燃烧室结构复杂, 实验研究需要消耗大量的资源和时间。建立准确的数学模型, 研究不同工况下燃烧室的反应特性, 可为该类燃烧室的研发提供理论依据, 是加快该类燃烧室研发周期的有效手段。但从目前所建立的模型看, 大多是强调流动与输运特性, 燃料的反应过程采用的是一步总包模型, 未考虑详细反应机理^[12,14]。本研究建立了带详细反应机理的催化-预混混合燃烧室数学模型, 将实验结果与数值模拟结果进行了校核, 并分析了不同工况下燃烧室的反应特性。

1 燃烧室结构及数学模型建立

1.1 燃烧室结构及工作原理

催化-预混混合燃烧室包括催化燃烧和预混燃烧两部分, 催化燃烧的催化剂具有低温活性差和高温失活等特点, 预混燃烧要求燃料与氧化剂混合均匀。考虑这些特点, 并参考国内外已开展实验测试的各种催化-预混混合燃烧室结构, 建立了一种将催化燃烧和预混燃烧结合在一起的新型燃烧室结构。

所设计的燃烧室结构简图如图 1 所示。其中 A 为催化燃烧部分, B 为预混燃烧部分。图 2 为催化燃烧部分出口的 a 向图。在燃烧室工作过程中, 部分空气与燃料在预燃室内进行反应产生高温工质, 该部分工质与燃油喷嘴的燃料和空气在催化燃烧室

收稿日期: 2014-11-28; 修订日期: 2015-01-01

基金项目: 辽宁省科技厅计划项目(20131088); 航空基金(2014ZB54009)

作者简介: 王岳(1962-), 男, 辽宁大连人, 辽宁石油化工大学教授。

预混室内进行充分混合,满足催化剂的最低反应温度。混合均匀的新鲜可燃气体进入催化燃烧室的微细通道内进行催化反应,反应后的高温工质进入预混燃烧室 B 内。进入预混燃烧混合装置的空气与从燃料喷嘴喷入的燃料进行充分的混合,同时由催化燃烧室进行预热,再经过旋流器进入预混燃烧室 B 与催化燃烧的尾气进行混合,并由点火器进行点燃。催化燃烧室长度为 0.25 m,预混燃烧室 B 长度为 0.5 m,催化燃烧室和预混燃烧室直径都为 0.16 m,催化燃烧室部分点火器的直径为 0.02 m。

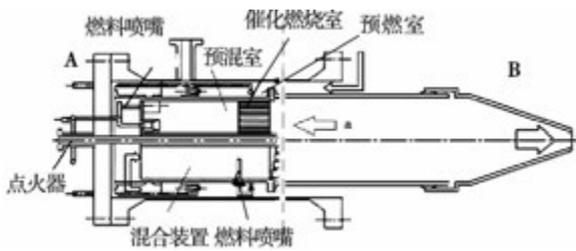


图1 催化-预混混合燃烧室结构简图
Fig. 1 Sketch of catalytic-premixed hybrid combustor structure

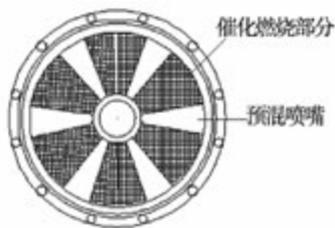


图2 燃烧室 a 向横截面图
Fig. 2 Cross section of combustor in the a direction

1.2 数学模型

催化-预混混合燃烧室的反应过程涉及表面催化反应、燃料与空气的均相反应、流动及传热传质等,是一个复杂的物理化学过程。在计算过程中,要求所建立的模型既要能准确反映反应过程又要快速求解。

在对流动的数值计算中所使用的数值模型主要有 3 种^[15]: 基于 N-S 方程模型、基于边界层方程模型及塞子流模型。文献 [16] 采用了一维稳态塞子流模型,并考虑了表面反应详细机理,其计算速度快,但准确性较差。在本研究中采用了二维动态流动模型^[17]。

连续方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho v) = 0 \quad (1)$$

轴向动量方程:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u u) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho v u) \\ & = - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \tau_{xr}) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta}(\tau_{x\theta}) \end{aligned} \quad (2)$$

径向动量方程:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u v) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho v v) \\ & = - \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\partial \tau_{xr}}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \tau_{rr}) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta}(\tau_{r\theta}) - \frac{\tau_{\theta\theta}}{r} \end{aligned} \quad (3)$$

能量方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_{\text{eff}} h) = \frac{\partial}{\partial x}(k_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial x}) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r k_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial r}) + S \quad (4)$$

表面相组分方程:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho_{\text{eff}} m_n) = \frac{\partial}{\partial x}(D_{\text{eff}} \rho_{\text{eff}} \frac{\partial m_n}{\partial z}) \\ & + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r D_{\text{eff}} \rho_{\text{eff}} \frac{\partial m_n}{\partial r}) + S \end{aligned} \quad (5)$$

式中: P —静压, kPa; ρ —气体密度, kg/m^3 ; τ —应力张量; ρ_{eff} —有效密度, kg/m^3 ; D_{eff} —有效扩散系数, m^2/s ; S —源项; k_{eff} —有效热力学传导系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。催化燃烧室和预混燃烧室外壁面采用了绝热边界条件,催化燃烧部分 A 的催化燃烧室与预混段之间采用了热对流边界条件。

燃烧过程从整体上看是一个物理化学过程,但实际上化学反应动力学行为才是燃烧的核心。在本研究的计算中应用了甲烷的详细反应机理(GRI Mech2. 11)^[18]。

2 催化燃烧实验分析

数值模拟是一种离散近似的计算方法。在求解过程中由于考虑了详细的化学反应机理,对流动、传热传质过程进行不同程度的简化,导致数学模拟结果与实际结果有较大的偏差。为确认所使用数学模型的准确性及分析偏差的大小,对催化燃烧部分进行了实验研究。

由于催化-预混混合燃烧室的复杂性,本研究只搭建了催化燃烧室部分的实验台,用于催化燃烧室计算结果的校核。催化燃烧室实验系统如图 3 所示,包括燃料供应装置、加热器、催化燃烧室、冷却器

以及燃料和尾气采样系统。与所设计的混合燃烧室不同之处在于未采用预燃室,而是采用电加热器来满足催化燃烧室入口温度的要求,这样可以精确控制催化燃烧室的入口温度。加热器也可以起到预混室的作用,使燃料和空气实现充分的混合。在催化燃烧室前后分别安装 2 个水冷探针采样,再利用气相色谱仪来测量采样气中的成份及含量,用于分析反应前后气体成分的变化及燃料的转化率。反应前后的温度变化可用热电偶进行测量,用于辅助分析燃料的转化率。

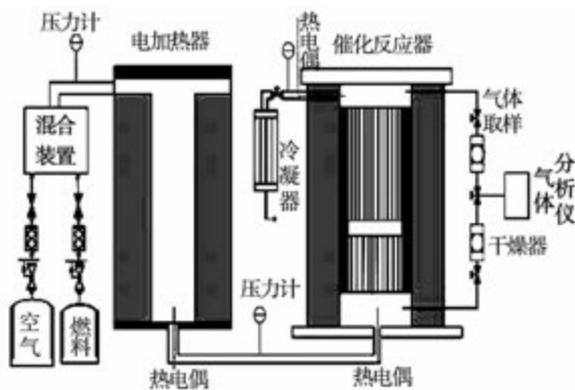


图 3 催化燃烧室实验系统图
Fig. 3 Sketch of catalytic combustion experimental system

为实现与计算结果的对比,实验研究中采用了与所设计混合燃烧室中催化燃烧部分相同的尺度参数。在图 4 所示的反应器内放置直径为 0.16 m 的蜂窝载体 3 个。第 1 个蜂窝载体上没有催化剂,作用是使进入后面反应体的气流稳定,后 2 个蜂窝载体上负载有 Pt/Al₂O₃ 的贵金属催化剂,催化剂的负载量为 1 765.7 g/m³,总长度为 0.25 m。



图 4 催化燃烧反应系统及所使用的蜂窝载体
Fig. 4 Catalytic combustion reaction system and honeycomb monolith

3 结果与分析

3.1 数学模型验证

为验证数学模型的准确性,将实验结果与计算结果进行了对比,采用纯甲烷作为燃料。比较了甲烷体积百分比浓度在 0.1% - 0.7% 及燃烧室入口温度在 750 - 775 K 之间变化时燃料转化率的计算及实验结果。在实验分析燃料转化率时,通过测试反应前后甲烷浓度(实验结果 1)和测试反应前后温度(实验结果 2)两种方法来分析燃料转化率,对比结果如图 5 所示。图 5 (a) 为入口浓度对燃料转化影响的实验分析,燃烧室的入口温度为 773 K、压力 0.6 MPa、流速 0.5 m/s。从比较的结果可以看出,随燃料浓度的升高燃料的转化率也在升高,在燃料浓度为 0.66% 时转化率接近 100%。

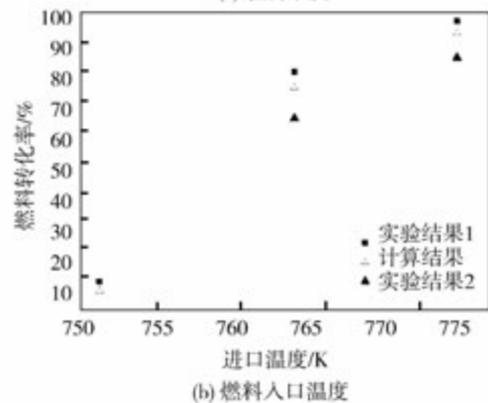
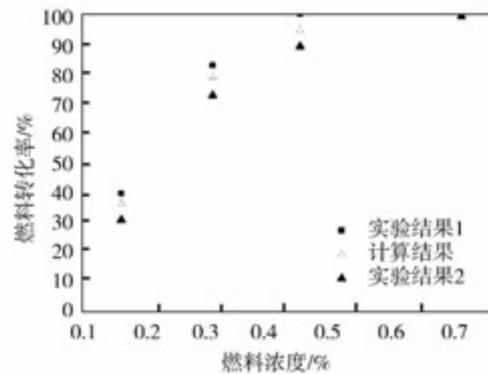


图 5 不同入口条件下燃料转化率的对比
Fig. 5 Comparison of fuel conversion ratio under different entrance conditions

图 5 (b) 为不同入口温度时燃料转化率的对比,此时燃烧室的入口压力为 0.6 MPa、流速 0.5 m/s、燃料浓度为 0.42%。由图可以看出,随着入口温度

的增加,反应物的转化率先是明显升高,然后增加的速率变慢。这是热力学和动力学共同作用的结果。

从图5可以看出,在不同的入口条件下燃料转化率的数值模拟结果与实验数据基本吻合,最大误差不超过10%。计算结果处于两个实验结果之间且与实验结果1(应用反应前后甲烷浓度计算燃料转化率)相差较小,而与实验结果2(应用反应前后温度计算燃料转化率)相差较大。这是由于在计算过程中采用了详细反应机理,考虑了热解离及各种中间反应过程,而实验结果1只测量了反应前后的甲烷浓度。用甲烷浓度计算的燃料转化率中只计算了甲烷的浓度变化,而未考虑甲烷生成中间组分导致的燃料转化,所以实验结果1偏高。而实验结果2偏低是由于实验过程中不可避免的散热损失造成的。但从总的趋势及所产生的误差看,所采用带有详细反应机理的数学模型可以准确反映燃烧室的反应特性。

3.2 燃烧室特性分析

3.2.1 设计工况特性

为分析所研究燃烧室在不同工况下的运行特性,首先参考文献[10-11]的实验结果设定了一个设计工况,设计工况参数如表1所示。燃料和空气流量的分配是根据控制催化燃烧室的最高温度和预混燃烧室的 NO_x 排放不高于 5 mg/m^3 实现的。燃烧室入口空气流量的65%进入催化燃烧室,30%进入预混燃烧室,剩余的5%用于冷却。进入燃烧室的燃料流量5%用于预燃室使燃烧室进口温度从640 K升高到催化燃烧室需要的670 K,40%用于预混燃烧室,55%用于催化燃烧室。

表1 燃烧室设计工况参数

Tab.1 Combustor design point parameters

参数	数值
燃烧室进口压力/MPa	1.3
催化区进口温度/K	673
空气来流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	2.6
甲烷总流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	0.07
燃烧室入口温度/K	640
燃料成分	83.6% CH_4 , 7.9% C_2H_6 , 5.6% C_3H_8 , 1.2% $i\text{-C}_4\text{H}_{10}$, 1.6% $n\text{-C}_4\text{H}_{10}$
催化燃烧室长度/m	0.25
预混燃烧室长度/cm	0.5
燃烧室直径/m	0.16
孔隙率/%	68

在该运行工况下燃烧室轴向温度分布及燃料转化率如图6所示,其中燃料转化率定义为在轴向位置处消耗掉的燃料量与进入燃烧室总燃料量的比值。由图可以看出,在催化燃烧室内燃料在距入口0.15 m处转化率达到100%,催化燃烧室的温度达到最高值约1300 K。从0.15 m到燃烧室出口的距离内燃料转化率不变,气体温度略有降低,这是由催化燃烧室与预混装置之间的换热引起的。在预混燃烧室内由于有新的燃料加入,气体温度继续升高,在距燃烧室入口0.4 m处燃料转化率达到100%,燃烧室达到最高温度1650 K,之后温度和燃料转化率基本不变。计算结果与文献[11]的实验结果基本吻合。

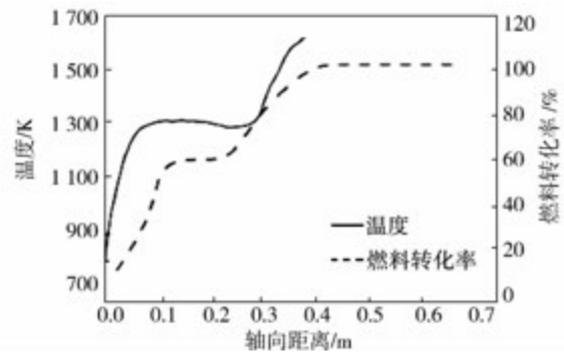


图6 温度与燃料转化率轴向分布

Fig.6 Axial distribution of temperature and fuel conversion rate

在不同轴向位置的径向温度分布如图7所示。 $x=0$ 为催化燃烧室的入口, $x=0.25$ 为催化燃烧室出口,催化燃烧室内的径向温度为蜂窝状催化燃烧室的扇形部分的径向位置(如图2所示),由于中间直径为0.02 m的点火器,因此催化燃烧室的温度从 $r=0.01$ m开始。从计算结果可以看出,由于设置催化燃烧室的边界条件为绝热的,因此在催化燃烧室内温度沿径向分布是均匀的。在预混燃烧室内($x=0.4$ m),由于燃料混合的均匀性及流动等因素的影响,在径向 $r=0.02$ m处温度出现最大值。

设计工况下燃烧室出口 NO_x 的排放浓度为 7 mg/m^3 ,其中 5 mg/m^3 来自预燃室、 2 mg/m^3 来自预混燃烧室,在催化燃烧室出口没有 NO_x 。如果不考虑预燃室的 NO_x 排放,该燃烧室的 NO_x 排放浓度已达到了低于CAEP/6规定的 NO_x 排放浓度50%以上的超低排放燃烧室的标准。因此,改善催化剂的低温活性实现在压气机出口温度下即可发生催化反

应是该类燃烧室未来发展方向。

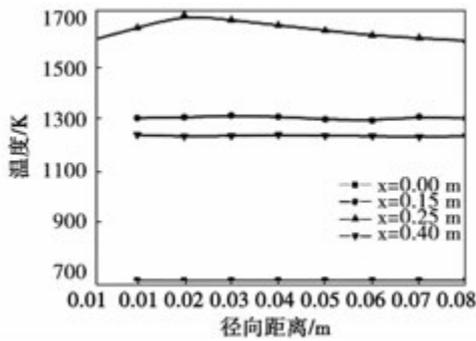


图 7 径向温度分布

Fig. 7 Radial direction temperature distribution

3.2.2 非设计工况特性

在表 1 的设计工况下,不同时刻温度的轴向分布如图 8 所示。由计算结果可以看出,在启动燃烧室的前 5 s 内,催化燃烧室已开始反应,但由于催化燃烧室的吸热及对预混气体的预热,在催化燃烧室内温度出现先升高再降低的变化,此时预混燃烧室未点燃。在 $t = 10$ s 时,预混燃烧室开始反应, $t = 20$ s 时整个燃烧室达到稳定工作状态。由于催化燃烧室的热惯性,这类燃烧室的启动需要一定的时间,在应用时应注意该特点。

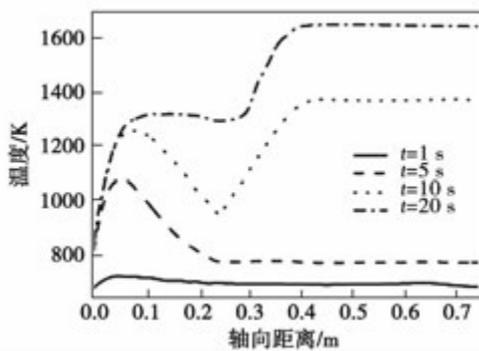


图 8 不同时刻整个燃烧室温度轴向分布

Fig. 8 Axial temperature distribution at different time for the whole combustor

发动机在工作过程中经常处于非设计工况,对燃烧室来说非设计工况下燃烧室的入口压力、温度和流量都会发生变化。航空发动机的排气污染标准是根据一个起飞-着陆循环期间的排放来确定的,因此分析了入口压力从 0.3 - 1.3 MPa 时燃烧室的反应特性。部分负荷时,随着压气机增压比降低空气流量也会降低,计算中取压力与流量的近似关系,

保持空气流量与压力的比值为 2,通过控制进入各燃烧室的燃料流量使燃烧室出口温度保持为设计工况的 1 620 K。图 9 为不同压力下燃料流量及进入各燃烧室的燃料分配。随着入口压力的增加,燃烧室流量增加,为达到相同的燃烧出口温度,进入燃烧室的燃料流量增加。压力增加使燃烧室的入口温度由 420 K 增加到 640 K,而催化燃烧室的入口需要满足最低 670 K 的要求,因此随入口温度的增加进入预燃室的燃料流量由 8% 降低到 5%。

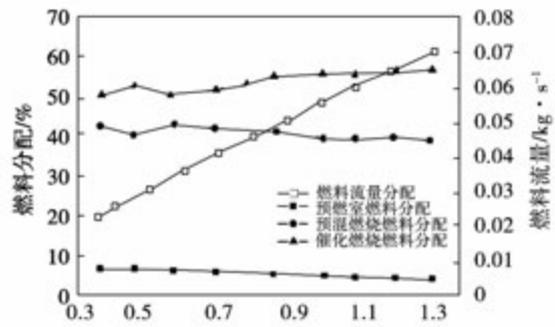


图 9 不同压力下的燃料流量及分配

Fig. 9 Fuel flow and distribution under different pressure

燃烧室轴向温升曲线及温度径向分布在不同压力下与设计工况时的分布差别不大,燃烧效率也保持在 99% 以上。为满足催化燃烧室的入口温度要求,在不同的入口压力下预燃室的温升不同使燃烧室的 NO_x 排放浓度发生变化。不同入口压力下,燃烧室 NO_x 排放的变化如图 10 所示。

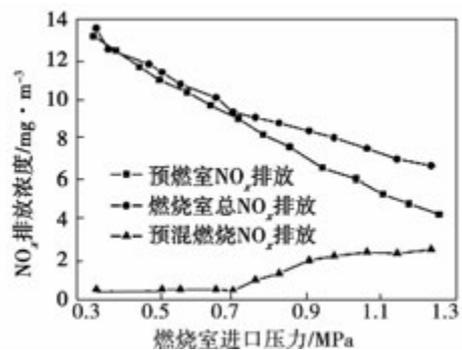


图 10 不同压力下的 NO_x 排放

Fig. 10 NO_x emission under different pressure

燃烧室的 NO_x 主要来源于预燃室,少量来源于预混燃烧室,在催化燃烧室出口没有发现 NO_x 。随着燃烧室入口压力的升高,预燃室温升降低使 NO_x

排放浓度降低,导致燃烧室总的 NO_x 排放浓度降低。可见该类燃烧室在启动及低负荷状态时的 NO_x 排放浓度要远高于在设计工况下运行时的排放浓度,这是由催化燃烧的特点决定的,改善催化剂的低温活性将有利于 NO_x 排放浓度的进一步降低。

4 结论

为实现燃料燃烧过程中的超低排放,建立了催化-预混混合燃烧室。为研究所建立燃烧室的性能,建立了催化-预混混合燃烧室数学模型,在建模过程中流动模型采用了二维分布参数模型,反应模型采用了 CH_4 的表面反应机理和均相反应机理。为确认所使用模型的准确性,将催化燃烧模拟结果与实验结果进行了比对,结果表明燃料转化率的误差在10%以内。应用所建立的模型,分析了混合燃烧室在设计工况和非设计工况下的工作特性。在设计工况下,燃烧室出口 NO_x 的排放为 7 mg/m^3 ,其中 5 mg/m^3 来自于预燃室、 2 mg/m^3 来自于预混燃烧室,在催化燃烧室出口没有 NO_x 。燃烧室的燃烧效率达到100%,径向温度分布均匀。模拟发动机在不同工况下工作时燃烧室的入口条件,分析了非设计工况下燃烧室的工作特性。结果表明,该类燃烧室启动时间较长,在启动和低负荷时的 NO_x 排放较高,主要是由预燃室所导致的,但与常规燃烧室相比还是较低。改善催化剂的低温活性将有利于 NO_x 排放的进一步降低。

参考文献:

- [1] 赵坚行. 民用发动机污染排放及低污染燃烧技术发展现状[J]. 航空动力学报, 2008, 23(6): 986-996.
ZHAO Jian-xing. Pollutant emission and development of low-emission combustion technology for civil aero engine [J]. Journal of Aerospace Power, 2008(23) 6: 986-996.
- [2] Bahr W W, Gleason C C. Experimental clean combustor program, Phase I: Final report [R]. NACA-CR-434737, 1975.
- [3] Chockalingam P, Flavio C. C. Galeazzo, Plamen K, et al. Analysis of NO_x formation in an axially staged combustion system at elevated pressure conditions [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2012, 34: 031507-1-8.
- [4] 林宇震, 彭云晖, 刘高恩. 分级/预混合预蒸发贫油燃烧低污染方案 NO_x 排放初步研究[J]. 航空动力学报, 2003, 18(4): 492-497.
LIN Yu-zhen, PENG Yun-hui, LIU Gao-en. A preliminary study of NO_x emission of staging/premixed and prevaporized lean combustion low emission combustor scheme [J]. Journal of Aerospace Power, 2003, 18(4): 492-497.
- [5] 张弛, 林宇震, 徐华胜, 等. 民用航空发动机低排放燃烧室技术发展现状及水平[J]. 航空学报, 2014, 2(35): 332-350.
ZHANG Chi, LIN Yu-zhen, XU Hua-sheng, et al. Development status and level of low emissions combustor technologies for civil aero-engine [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2014, 2(35): 332-350.
- [6] Pfefflerle W C. Catalytically supported thermal combustion: US, 3928961 [P]. 1975, 12-30.
- [7] Spadaccini C M, Peck J, Waitz I A. Catalytic combustion systems for micro-scale gas turbine engines [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2007, 129: 49-60.
- [8] Anderson S J, Friedman M A, Krill W V, et al. Development of a small-scale catalytic gas turbine combustor [J]. Journal of Engineering for Power, 1982, 104: 52-57.
- [9] Touchton G, Szema L C, Cutrone M B, et al. Design of a catalytic combustor for heavy-duty gas turbines [J]. Journal of engineering for power, 1983, 105: 797-805.
- [10] 刘敏, 陈艳芬, 韩立中, 等. 燃气轮机催化燃烧室的实验研究[J]. 热能动力工程, 2000, 15(4): 376-381.
LIU Min, CHEN Yan-fen, HAN Li-zhong, et al. Experimental study of a gas turbine catalytic combustor [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy & Power, 2000, 15(4): 376-381
- [11] Yasushi Ozawa, Yoshihisa Tochiara, Noriyuki Mori, et al. Test results of a catalytically assisted combustor for a gas turbine [J], Catalysis Today, 2003(83): 247-255.
- [12] Carroni R, Griffin T, Mantzaras J, et al. High-pressure experiments and modeling of methane/air catalytic combustion for power-generation applications [J]. Catalysis Today, 2003(83): 157-170.
- [13] Richard Carroni, Timothy Griffin. Catalytic, hybrid lean combustion for gas turbines [J]. Catalysis Today, 2010(155): 2-12.
- [14] Pfefflerle L D. Heterogeneous/homogeneous reactions and transport coupling for catalytic combustion systems: a review of model alternatives [J]. Catalysis Today, 1995(26): 255-265.
- [15] Raja L L, Kee R J, Deutschmann O et al. A critical evaluation of Navier-Stokes, boundary-layer, and plug-flow models of the flow and chemistry in a catalytic-combustion monolith [J]. Catalysis Today, 2000(59): 47-60.
- [16] 刘爱斌, 翁一武. 燃料电池/燃气轮机混合动力系统中催化燃烧室特性分析[J]. 热能动力工程, 2010, 25(2): 150-154.
LIU Ai-guo, WENG Yi-wu. Operations of catalytic combustor in the MCFC/MGT hybrid system [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy & Power, 2010, 25(2): 150-154.
- [17] Wanker R, Raupenstrauch H, Staudinger G. A fully distributed model for the simulation of a catalytic combustor [J]. Chemical Engineering Science, 2000, 55: 4709-4718.
- [18] 徐旭常, 周力行. 燃烧技术手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2007.
XU Xu-chang, ZHOU Li-xing. Combustion technical manual [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2007: 37-43.

(丛敏编辑)

noise in the open impeller. The quadruple sound source in the blade trailing is dissipated quickly, and can not able to be transferred to the downstream. The quadruple sound is not found in the open impeller downstream region. The main part of the open impeller noise is monopole noise, an important part of that is dipole noise, which is mainly concentrated in the tip region of the leading edge and the trailing edge. Sound Pressure (SP) of leading edge is greater than SP of trailing edge and SP of suction surface is greater than SP of pressure surface. **Key words:** open impeller, aerodynamic noise, Large Eddy Simulation, FW-H equation

基于高级过程仿真软件 APROS 的燃气轮机性能分析 = **Analysis of Gas Turbine Performance Based on the Advanced Process Simulation Software** [刊,汉] ZHU Zheng-xiang, HAN Chao-bing, SI Feng-qi, (Key Laboratory of Energy Thermal Conversion and Control of Ministry of Education, Southeast University, Nanjing, China, Post Code: 210096), HUANG Zhi-jun (Datang Suzhou Thermal Power Co. Ltd., Wujiang, China, Post Code: 215214) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2015, 30(4). -551 -557

This paper gives a complete introduction of the simulation model of gas turbine and through comparing the simulation results with steady-state data on the spot, the accuracy of the simulation model is verified. Taking the PG9171E gas turbine as the object of study, the effect of the environment conditions on gas turbine performance was studied in this paper. Results indicate that the environment temperature has the biggest effect on the working characteristic and economy of the gas turbine. In the standard operating conditions, the heat consumption of gas turbine will increase by 0.2% with the ambient temperature rising one degree centigrade. In addition, the influence of air humidity will increase with the rising of temperature. When the environment temperature rises to 40 degrees, as the humidity increasing by each 10%, the heat consumption of gas turbine will increase by 0.12%. **Key words:** APROS, gas turbine, simulation model, ambient conditions

催化-预混混合燃烧室反应特性分析 = **A Study of Catalytic-premixed Hybrid Combustor Reaction Performance** [刊,汉] WANG Yue (Faculty of Petroleum & Nature Gas Engineering, Liaoning Shihua University, Liaoning Fushun, China, Post Code: 113001), LIU Ai-guo (Faculty of Aerospace Engineering, Shenyang Aerospace University, Liaoning Shenyang, China, Post Code: 110136) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2015, 30(4). -558 -563

The structure of catalytic-premixed hybrid combustor has been mentioned which combines the catalytic combustion

and premixed combustion. The performance of hybrid combustor has been studied in different conditions. The catalytic-premixed hybrid combustor model has been established with the detailed reaction mechanism and 2D distribution parameters flow model. The temperature distribution and NO_x emission at design and off-design conditions are studied using the model, and the model results are compared with the experiment results in reference^[11] at the design point. The results show that, at the design point, the performance of hybrid combustor is basic? agreement with the experimental result in the reference^[11]. There is no major fluctuations of the temperature distribution at different operation conditions, NO_x is mainly from the pre-combusotr. The NO_x emission is always lower than 15 mg/m^3 which achieves the ultra low emission standard. **Key words:** catalytic combustion, NO_x , mixed combustor

大型水氢氢汽轮发电机重复级轴流风扇加弯设计数值研究 = **Numerical Study on Increasing Bending Design of Repeat Multistage Axial Fan of Large Water-hydrogen-hydrogen Turbogenerator** [刊,汉] HU Lei, YUAN Yi-chao(School of Energy & Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093), ZHANG Xiao-hu, CUI Yang-yang(Technology Department, Shanghai Electric Power Generation Equipment Co., Ltd Generator Plant, Shanghai, China, Post Code: 200240) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2015, 30(4). -558 -563

The design to increase the blade loading factor of a repeat multistage axial flow fan from normal 0.42 to highly loaded 0.55 is described by using the large camber angle blade technology upon the designated camber line. A three-dimensional viscous solver is used to model the flows in the highly-loaded and normal loaded stages over its operation range. The results show that under the design condition the static pressure rise can be increased by 19.2 percent. Since the rotor hub flow stalls, and separation vortex extends over the rotor hub region. The backflow, which occurs along the stator hub-suction surface, changes the exit flow from the prescribed axial direction, efficiency of the highly loaded fan stage is decreased by 0.3 percent. **Key words:** Stage loading factor large camber angle blade technology, Numerical simulation, Corner separation stage efficiency

基于分形谱和 EEMD 的鼓泡床压力脉动分析 = **An Analysis on Pressure Fluctuation of Bubbling Fluidized Bed Based on Fractal Spectrum and EEMD** [刊,汉] ZHOU Yun-long(School of Energy and Power Engineering, Northeast Dianli University, Jilin, China, Post Code: 132012), WANG Fang(Changchun City Heating(group) Co. Ltd, Jilin Changchun, Post Code: 130000) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2015, 30(4). -564 -569