

# 黎开管自激热声不稳定的数值模拟

李国能, 周昊, 尤鸿燕, 岑可法

(能源清洁利用国家重点实验室(浙江大学), 浙江省 杭州市 310027)

## Numerical Modeling of Self-excited Thermoacoustic Instability in Rijke Tube

LI Guo-neng, ZHOU Hao, YOU Hong-yan, CEN Ke-fa

(State Key Laboratory of Clean Energy Utilization (Zhejiang University), Hangzhou 310027, Zhejiang Province, China)

**ABSTRACT:** In order to probe into the mechanism of the excitation and controlling strategy of thermoacoustic instability in the process of combustion, computational fluid dynamics(CFD) was employed to model the self-excited thermoacoustic instability in a Rijke tube combustor. The start-oscillation phenomenon and the limited cycle of the pressure, axis velocity, temperature and the gas density were obtained. The Rayleigh criterion as the key cause of the maintenance of self-excited thermoacoustic instability in Rijke tube combustor was verified using the phase analysis between the pressure and the axis velocity. The oscillating flow field and the temperature field were presented, which visualized the process of thermoacoustic instability. Contrasting to the previous experimental study, the numerical results agreed well with the experimental data, showing that the CFD method is a strong tool to study the self-excited thermoacoustic instability in Rijke tube combustor.

**KEY WORDS:** Rijke tubes; self-excited thermoacoustic instability; Rayleigh criterion; computational fluid dynamics

**摘要:** 为探索燃烧过程中热声不稳定的产生及控制机理, 采用计算流体力学(CFD)的方法, 模拟了黎开(Rijke)管内的自激热声不稳定, 得到了管内压力、速度、温度和气体密度的起振, 最后达到极限周期的过程。通过压力与速度的相位分析, 验证了瑞利准则(Rayleigh criterion)是维持 Rijke 管自激热声不稳定的关键因素; 同时, 模拟结果给出了 Rijke 管内的振荡流场和振荡温度场, 实现了热声不稳定的可视化。通过与前人的试验研究相比发现, 模拟值与试验数据基本一致, 说明 CFD 是研究 Rijke 管自激热声不稳定的有力工具。

**关键词:** 黎开管; 自激热声不稳定; 瑞利准则; 计算流体力学

## 0 引言

现代工业中, 燃气轮机以其操作简单、结构紧凑、工作可靠和功率输出范围大等优点被广泛应用。近年来, 人们一直致力于在保证燃气轮机工作可靠性的前提下, 提高其燃烧效率和减少污染物(以 $\text{NO}_x$ 为主)的排放。随着环保要求的提高, 采用预混燃烧技术的燃气轮机被广泛应用于工业生产中, 其工作过程中遇到了严重的被称为“热声不稳定”(thermoacoustic instability)的燃烧不稳定问题, 即燃烧过程中火焰的热释放脉动与燃烧室固有的声学脉动之间耦合造成的一种燃烧不稳定现象, 其产生条件为著名的瑞利准则。

近年来, 热声不稳定现象的利弊受到全世界广泛的关注。在低温领域, 人们成功地研制出高效率的行波发动机<sup>[1-2]</sup>, 结合小孔型脉管制冷机可以研制出完全没有机械运动部件的制冷设备<sup>[3]</sup>, 或者结合弯曲支撑型直线电机可以研制出无机械运动部件的热声发电系统<sup>[4]</sup>。在燃烧控制领域, 人们追求有效地控制燃烧过程的热声不稳定。国外的研究文献较多, 如 Annaswamy<sup>[5]</sup>, Campos-Delgado<sup>[6]</sup>、Lawn<sup>[7]</sup>等人的论文。在国内, 南京大学的韩飞<sup>[8]</sup>研究了 Rijke 管中的非线性; 中科院声学所朱永波<sup>[9]</sup>研究了 Rijke 管中热源位置和温度参数对发声频谱的影响; 浙江工业大学的陈福连<sup>[10]</sup>研究了一种新型脉动燃烧器的频率特性; 上海电力大学任建兴<sup>[11]</sup>研究了一种新型 Rijke 管的热源位置、进口流速、温度梯度和气体密度等参数对声场强度的影响。

数值模拟在研究 Rijke 管内自激热声不稳定的发生和发展过程有重要的作用。传统的基于线性理论的热声不稳定的数学描述, 如  $\Delta E$ <sup>[12]</sup>, 只能描述一维稳态的线性热声不稳定问题, 由于 Rijke 管内

基金项目: 国家自然科学基金项目(50576081; 60534030)。

Project Supported by National Natural Science Foundation of China (50576081; 60534030).

自激热声不稳定的数值模拟涉及到传热传质学、声学 and 流体力学，其过程相当复杂，其成果也是近年才见诸文献。在国外，Hantschk<sup>[13]</sup>采用Fluent 4.4研究了Rijke管的热声不稳定现象，Nijeholt<sup>[14]</sup>采用Flow-3D研究了行波热声发动机内的起振过程，Broxton<sup>[15]</sup>采用CFX 4.2研究了Helmholts管内的振动环流，Chatterjee<sup>[16]</sup>采用Fluent 5.3研究了Rijke燃烧器的热声频谱。国内，清华大学刘旭<sup>[17]</sup>采用9-bit格子气法研究了热声发动机的起振过程和温度场分布，但计算过程中在热端和冷端之间的板叠人为地施加板叠长度方向的温度梯度，这属于热驱动型热声振荡，与传统的热声不稳定有较大区别<sup>[16]</sup>，其格子气法不需求解偏微分方程。另外，清华大学严红<sup>[18]</sup>采用TVD格式模拟了Rijke燃烧器内的二维脉动流场和温度场，其整个计算过程中都存在人为加入的周期性热源输入，属于强迫型热声振动。最近，刘继平<sup>[19]</sup>模拟了一维封闭空腔内由边界加热突变引起的非稳态热声波，网格节点为401个，虽然是一维模型，然而采用了不同的差分格式，做了很有意义的探索。

本文采用Fluent 6.1研究了Rijke管内的自激热声不稳定。自激，是指在计算开始时给一很小的瞬间扰动，之后计算过程不再加入人为干扰。通过模拟，得到了管内压力、速度、温度和气体密度的起振，最后达到极限周期的整个过程。通过压力与速度的相位分析，验证了瑞利准则是维持Rijke管自激热声不稳定的关键因素；同时，模拟结果给出了Rijke管内的振荡流场和振荡温度场，实现了热声不稳定现象的可视化。另外，模拟结果与试验数据相比基本一致，说明CFD能够实现Rijke管内自激热声不稳定过程的模拟。

## 1 数学模型

### 1.1 计算区域

为了与前人的试验数据进行对比，本文按照Kunz<sup>[20]</sup>的试验装置构建计算区域。试验Rijke管为长0.989 m，边长为0.028m的方管，外管壁裸露在空气中，入口处放置一块多孔陶瓷板以获得均匀的入口速度，入口速度为0.15 m/s，试验工质为空气。18根扁平电阻线(截面尺寸0.2mm×1.75mm)在0.495m处缠绕成网状加热器，对应于第二阶热声不稳定模式。扁平电阻线总长度为0.504m，平均耗电功率54.5W，在加热器下游3mm处布置热电偶、压力传

感器和测速装置，试验获得平均温度值665 K，平均声压级147 dB，最大脉动速度1.4 m/s。本文采用Gambit 2.1构建计算区域，为简化模型和节省计算时间，构建了二维轴对称模型，计算区域长0.989 m，高0.0158m，对应于长0.989 m，直径为0.0316 m的圆管，其截面积与试验Rijke方管的截面积相等。前人的研究表明，当方管截面最大尺度满足 $d/\lambda < 0.5$ 时，管内声波传播与圆管相似，管内只有沿管长方向传播的平面声波<sup>[21]</sup>，其中， $\lambda$ 为声波波长； $d$ 为方管或矩形管的截面最大尺度。扁平电阻线构成的多孔介质加热器给建模带来了很大的困难，本文借助Fluent 6.1的多孔模型接口，构建了多孔介质加热区域，这种方法曾被Nijeholt<sup>[14]</sup>采用。另外，为了更好地捕捉Rijke管内的热声不稳定现象，在网格划分过程中采用了阶梯状网格，如图1所示，多孔介质加热区域其附近区域局部地进行了加密，整体网格仍是结构化网格。



图 1 局部加密的网格

Fig. 1 Partially dense grids

### 1.2 控制方程

Fluent 6.1 采用基于有限差分控制容积法求解非稳态的可压缩流体的流动和传热传质，描述这些过程的控制方程包括连续方程、动量方程和能量方程。对于层流流动，有：

连续方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) = 0$$

式中： $\rho$ 为空气密度； $\mathbf{v}$ 为管内的空气流速。

动量方程

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \mathbf{v}) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} \mathbf{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\overline{\boldsymbol{\tau}}) + \rho \mathbf{g} + s_m$$

式中： $\overline{\boldsymbol{\tau}}$ 为应力张量； $p$ 为管内空气压力； $\mathbf{g}$ 为重力加速度； $s_m$ 为动量源项，对于加热器以外的区域， $s_m=0$ ，对于多孔介质加热区域， $s_m$ 为内部阻力与粘性阻力之和。本文采用孔隙率为0.5的多孔模型，同时设置适当的内部阻力系数和粘性阻力系数。多孔介质材料为铝金属，壁面温度设定为665 K。

能量方程

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \nabla \cdot (\mathbf{v} (\rho E + p)) =$$

$$\nabla \cdot (k_{\text{eff}} \nabla T - \sum_j h_j J_j + (\bar{\tau} \cdot \mathbf{v}))$$

式中： $E$ 为总内能； $k_{\text{eff}}$ 为有效导热系数， $h_j$ 为 $j$ 组分的显焓； $J_j$ 为 $j$ 组分的扩散热通量。

### 1.3 边界条件及计算步长

边界条件包括入口、对称轴、壁面和出口。为了合理地处理Rijke管下端的封闭和上端的开口，采用的入口流速维持 0.15 m/s，与试验条件一致；同时为了实现管子上端的声学开口，在计算出口处设定恒定的压力，为  $1.01 \times 10^5 \text{ Pa}$ ，与试验条件一致。试验过程中外管壁裸露在空气中，其散热没有测定，对流换热系数未知；计算过程中壁面设定为绝热条件，热流率为零。关于时间步长的选择，假设计算需要捕捉 1000 Hz 以内的振动，每个振动周期需要 100 个数据点，那么，时间步长为 0.00001 s。虽然本文的计算结果为 294 Hz 的第二阶热声不稳定，时间步长仍取 0.00001 s，这样的选择能捕捉计算中的更多细节。另外，关于初始扰动的设置，本文先计算稳态流场，然后进行非稳态计算，非稳态计算开始时在出口处加入 80 Pa 的瞬间扰动。经作者的考察，初始扰动的大小对最终的起振过程基本上没有影响；不同的初始扰动大小，仅能在极短时间内影响管内的参数，之后管内的参数产生自激的振荡。

## 2 计算结果及分析

### 2.1 起振过程和极限周期

图2给出多孔介质加热器下游 3 mm 中心处的压力、轴向速度、温度和气体密度的起振，最后达到极限周期的整个过程。可以看到Rijke管内在出口处 80 Pa 的初始扰动后，管内流场发生变化，产生较大的速度振荡，从图 2(b) 前 0.025 s 内的速度振荡可以看到最大振荡速度达 1 m/s；管内的速度振荡反过来加强压力振荡，由于计算开始时的扰动只是瞬间存在，在下一个时间步长中已经不再存在，所以管内的速度振荡逐步减小，造成此时的压力振荡增长缓慢。在 0.1 s 后，管内压力和轴向速度的振荡开始迅速加强，由图 2(c) 和图 2(d) 可以看到，此时管内的温度和气体密度开始发生明显的振荡，并随着管内压力振荡和速度振荡的加强而迅速加强。在 0.25 s 后，管内的压力、轴向速度、温度和气体密度的振荡呈现出饱和现象，热声学中称此为极限周期，如图 3 所示。由图 2 可见，当管内达到极限周期状态以后，压力振幅为 2550 Pa，速度振幅为 1.56 m/s，温度振幅为 10 K，气体密度振幅为  $0.02 \text{ kg/m}^3$ 。

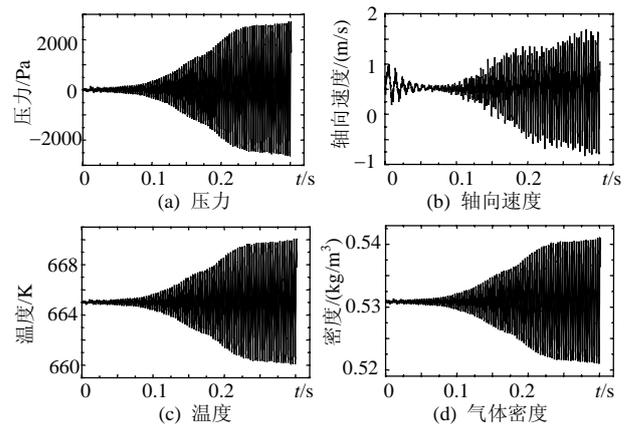


图2 Rijke管内关键参数的起振过程

Fig. 2 Start-oscillation of key parameters in the Rijke tube

由图 2(c) 可以看到，管内的气体温度在某些情况下超过了多孔介质加热器设定的温度 665 K，达到了 670 K，这是热声不稳定现象中的超温效应，Nijeholt<sup>[14]</sup>的文献也捕捉到了这一现象，其物理解析和数学推导可参见马大猷的论文<sup>[22]</sup>。图 3(b) 给出了图 3(a) 中数据点的快速傅里叶变换，从图 3(b) 可以看到，计算捕捉到了第二阶热声不稳定模式，其频率为 294 Hz。

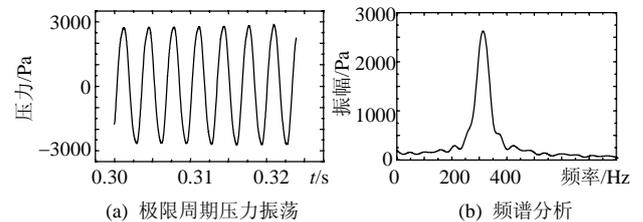


图3 极限周期压力振荡及频谱分析

Fig. 3 Limit cycle pressure oscillation and spectrum analysis

### 2.2 相位分析

图 4 给出了压力与速度的相位分析和温度与密度的相位分析。可以看出，压力峰值领先轴向速度峰值 0.00088 s，对应角度为  $93^\circ$ ，所以管内压力领先轴向速度 1/4 周期，在最大压力时输入热量，使得管内的气体振荡逐步加强，并最终维持系统的极限周期振荡。这验证了瑞利准则是维持 Rijke 管自激热声不稳定的关键因素。从图 4(a)、(b) 两幅图的对比分析可看到，压力振荡、温度振荡和气体密度振荡三者之间相位一致，一方面压力增大压缩气体使得密度增加，另一方面温度升高造成气体膨胀使得密度减少，最终结果是三者同时升高，唯一的原因是此时气体中存在热量输入，而在此时存在热量输入正是热声不稳定得以激发并维持振荡的真正原因。另外，上面已经提到在热声不稳定现象中存在

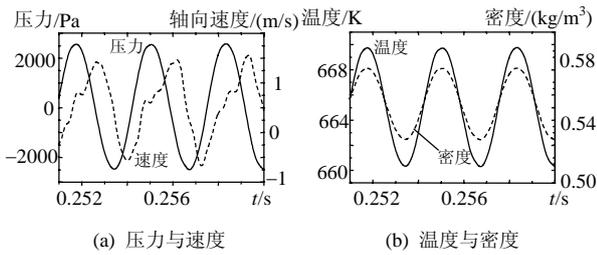


图 4 相位分析

Fig. 4 Phase analysis

超温效应，此时管内局部区域的气体温度超过了加热器设定的 665 K，达到 670 K。

### 2.3 模拟结果与试验数据对比及分析

表 1 给出模拟结果与试验数据的对比。可见，试验捕捉到的第二阶热声不稳定频率为 269 Hz，计算得到的频率为 294 Hz，两者基本一致。造成两者差异的原因是多方面的：首先，试验中 Rijke 管必须开孔以安装温度和压力传感器，这会对声学体的特征频率产生一定的影响；其次，计算中构建的二维轴对称模型与试验方管存在一定的差异，这也会造成两者特征频率的差异。

由表 1 可见，试验得到的声压级大小为 147 dB，模拟得到的声压级为 162 dB。两者差别较大，Nijeholt<sup>[14]</sup>和Broxton<sup>[15]</sup>论文中同样发现了这一现象，造成这一现象的主要原因是模拟时将管壁设置为绝热条件，使得更多的热能转化为声能，提高了管内的热声不稳定强度。另外，模拟的声压级与试验结果的差别，部分是由于试验的测压阻尼造成的，由于热声脉动很快，引压系统和测压装置不可避免存在阻尼，所以试验结果与真实值相比有所降低，而模拟声压级比试验值大是合理的。由表 1 可见，试验测量得到的最大振荡速度为 1.4 m/s，模拟得到的最大振荡速度值为 1.56 m/s，两者基本一致。模拟结果与试验数据的基本一致，说明了 CFD 能够实现 Rijke 管内自激热声不稳定过程的模拟，是研究 Rijke 管内自激热声不稳定发生和发展的有力工具。

表 1 模拟结果与试验数据的对比

Tab. 1 Comparison between numerical results and experimental data

参数	模拟值	试验值
进口处温度/K	293	293
加热板叠后 3 mm 处温度/K	665	665
第二模式频率/Hz	294	269
壁面热损失	0	未知
声压级大小/dB	162	147
最大振荡速度/(m/s)	1.56	1.4

### 3 振荡流场、温度场可视化

图 5 给出了 Rijke 管内 0.332 5s 时刻和 0.333 0s

时刻多孔介质加热器附近区域的流场和温度场。在数值模拟中成功地捕捉到热声不稳定来回振荡的流场和温度场，有利于直观地认识热声不稳定现象。由图 5(a)和 5(b)的比较可以看到，在 0.332 5s 时刻，由于管内的压力驱动，管内气体逆向回流，其速度超过 0.8 m/s。在 0.000 5s 后，管内气体变成顺向流动，最大速度超过 1.5 m/s。相应地，由图 5(c)和图 5(d)可以看到，当加热器附近区域流场逆向流动时，其温度场也呈现出振荡，在 0.332 5s 时刻，所有区域的温度值均小于或等于 665 K，在 0.333 0s 时刻，加热器下游部分区域的气体温度超过了 665 K，达到了 670 K，属于热声不稳定现象中的超温效应。

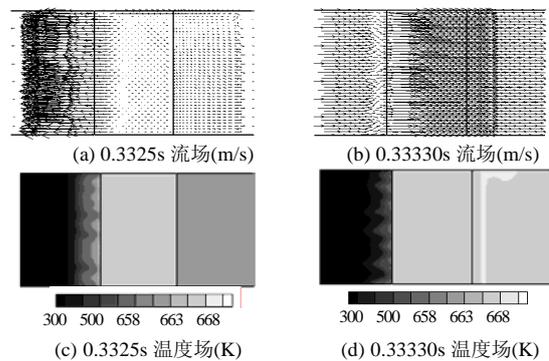


图 5 振荡流场和振荡温度场

Fig. 5 Oscillating flow field and oscillating temperature field

### 4 结论

采用计算流体力学的方法，模拟管长 0.989 m，边长为 0.028 m 的 Rijke 方管内的自激热声不稳定，得到了管内压力、速度、温度和气体密度的起振，最后达到极限周期的过程。

(1) 计算捕捉到了第二阶热声不稳定，频率为 294Hz，声压级为 162dB，最大振荡速度为 1.56 m/s，与试验数据基本一致；同时，计算表明外管壁散热对 Rijke 管的声压级大小有重要的影响。

(2) 通过压力与速度的相位分析，压力领先轴向速度 1/4 周期，验证了瑞利准则是维持 Rijke 管自激热声不稳定的关键因素。

(3) 计算捕捉到了 Rijke 管内的振荡流场和振荡温度场，实现了热声不稳定的可视化。说明 CFD 是研究 Rijke 管自激热声不稳定的有力工具。

### 参考文献

[1] Backhaus S, Swift G W. A thermoacoustic stirling heat engine[J]. Nature, 1999, 399(6734): 335-338.  
 [2] Luo Ercang, Ling Hong, Dai Wei, et al. A high pressure-ratio, energy-focused thermoacoustic heat engine with a tapered resonator

- [J]. Chinese Science Bulletin, 2005, 50(3): 284-286.
- [3] Cheng Guobang, Tang Ke, Jin Tao. Advances in thermoacoustic engine and its application to pulse tube refrigeration[J]. Chinese Science Bulletin, 2004, 49(13): 1319-1328.
- [4] Backhaus S, Tward E, Petach M. Traveling-wave thermoacoustic electric generator[J]. Applied Physics Letters, 2004, 85(6): 1085-1087.
- [5] Annaswamy A M, Rumsey J W, Prasanth R. Thermoacoustic instability: Model-based optimal control designs and experimental validation[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2000, 8(6): 905-918.
- [6] Campos-Delgado D U, Zhou K, Allgood D, et al. Active control of combustion instabilities using model-based controllers[J]. Combustion Science and Technology, 2003, 175(1): 27-53.
- [7] Lawn C J, Evesque S, Polifke W. A model for the thermoacoustic response of a premixed swirl burner, part 1: Acoustic aspects [J]. Combustion science and Technology, 2004, 176(8): 1331-1358.
- [8] 韩飞, 沙家正. Rijke 管热声非线性不稳定增长过程的研究[J]. 声学学报, 1996, 21(4): 362-367.  
Han Fei, Sha Jiazheng. Study on nonlinear increasing procedure of Rijke thermoacoustical instability[J]. Acta Acustica, 1996, 21 (4): 362-367(in Chinese).
- [9] 朱永波, 刘克, 程明昆. Rijke 管的实验研究和理论分析[J]. 工程热物理学报, 2001, 22(6): 706-708.  
Zhu Yongbo, Liu Ke, Cheng Mingkun. Experimental investigation and theoretical analysis on Rijke tube[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2001, 22(6): 706-708(in Chinese).
- [10] 陈福连, 陈翔, 鲍卫兵. Rijke-ZT 型脉动燃烧器的频率特性研究 [J]. 声学学报, 2004, 29(6): 521-524.  
Chen Fulian, Chen Xiang, Bao Weibing. Investigation on frequency response of Rijke-ZT type valveless self-exciting combustors [J]. ACTA ACUSTICA, 2004, 29(6): 521-524(in Chinese).
- [11] 任建兴, 熊强, 唐晓军, 等. 新型 Rijke 管燃烧装置特性分析[J]. 燃烧科学技术, 2000, 6(2): 175-178.  
Ren Jianxing, Xiong Qiang, Tang Xiaojun, et al. Analysis and study on the character of a new-type Rijke tube combustor [J]. Journal of Combustion and Technology, 2000, 6(2): 175-178(in Chinese).
- [12] Ward W C, Swift G W. Design environment for low amplitude thermoacoustics engines (DeltaE)[J]. Journal of Acoustic of the Society of American, 1994, 95(6): 3671-3672.
- [13] Hantschk C C, Vortmeyer D. Numerical simulation of self-excited thermoacoustic instabilities in Rijke tube[J]. Journal of Sound and Vibration, 1999, 277(3): 511-522.
- [14] Nijeholt J A L, Tijani M E H, Spoelstra S. Simulation of a traveling-wave thermoacoustic engine using computational fluid dynamics[J]. Journal of Acoustic of the Society of American, 2005, 118(4): 2265-2270.
- [15] Broxton M J, Backhaus S, Ammerman C N, et al. Simulation of an acoustic Helmholtz resonator using computational fluid dynamics [C]. Proceedings of ASME 2000 Fluids Engineering Division Summer Meeting, Boston, Massachusetts, 2000.
- [16] Chatterjee P, Vandsburger U, Saunders W R, et al. On the spectral characteristics of a self-excited Rijke tube combustor---numerical simulation and experimental measurements[J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 283(3): 573-588.
- [17] 刘旭, 陈宇, 张晓青. 热声发动机的格子气模拟[J]. 计算物理, 2004, 21(6): 501-504.  
Liu Xu, Chen Yu, Zhang Xiaoqing. Lattice gas simulation of thermoacoustic prime movers[J]. Chinese Journal of Computational Physics, 2004, 21(6): 501-504(in Chinese).
- [18] 严红, 陈福连, 吴心平. 脉动燃烧器内流场的数值模拟[J]. 燃烧科学与技术, 2001, 7 (2): 203-207.  
Yan Hong, Chen Fulian, Wu Xinping. Numerical simulation of self-oscillated flows in tubes[J]. Journal of Combustion and Technology, 2001, 7(2): 203-207 (in Chinese).
- [19] 刘继平, 周志杰, 种道彤, 等. 热声波数值模拟的虚假振荡研究 [J]. 工程热物理学报, 2006, 27(4): 658-660.  
Liu Jiping, Zhou Zhijie, Chong Daotong, et al. Numerical oscillatory on the simulation of thermoacoustic waves[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2006, 27(4): 658-660(in Chinese).
- [20] Kunz W. Untersuchungen zum anregungsmechanismus thermoakustischer schwingungen am beispiel des Rijke phänomens[D]. München, Germany: Technische Universität, 1981.
- [21] 马大猷. 现代声学理论基础[M]. 北京: 科学出版社, 2004.
- [22] 马大猷. 热声学的基本理论和非线性—热声学[J]. 声学学报, 1999, 24(4): 337-350.  
Ma Dayou. Theory and nonlinearity of thermoacoustics[J]. Acta Acustica, 1999, 24(4): 337-350(in Chinese).

收稿日期: 2007-01-21。

作者简介:

李国能(1981—), 男, 博士研究生, 主要从事燃烧过程热声不稳定控制的研究, guonengli@zju.edu.cn;

周昊(1973—), 男, 教授, 主要从事低 $\text{NO}_x$ 燃烧技术、计算流体力学等方面的研究, 本文通讯联系人, zhouhao@cme.zju.edu.cn;

尤鸿燕(1983—), 女, 硕士研究生, 主要从事燃烧过程热声不稳定控制研究;

岑可法(1935—), 男, 工程院院士, 主要从事能源与环境领域的多项研究工作。

(编辑 王庆霞)