

DOI: 10.7652/xjtuxb201405004

Rijke 管热声不稳定的实验研究

杨亚晶^{1,2}, 王万征^{1,2}

(1. 西安交通大学航天航空学院, 710049, 西安;

2. 西安交通大学机械结构强度与振动国家重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 针对推进系统常发生的具有破坏性的热声振荡现象, 为了获得热声振荡的共振频率信息并提供一种有效的抑制途径, 自行搭建了 Rijke 管热声振荡实验测试平台, 在不同热源位置、不同热源功率及不同空气流速等条件下测量了热声振荡的频率及声压。实验测得的热声振荡频率均在 110~117 Hz 之间, 属低频振荡, 且热声振荡的频率和声压随热源功率和空气流量的增加整体呈现升高的趋势; 相反, 随着热源的后移, 共振频率下降, 当热源在 Rijke 管的 1/4 处时, 热声振荡的发声强度达到最大。此外, 随着热源功率和空气流速的增加, 热声不稳定的区域随之增大。实验结果与理论计算结果吻合良好, 从而可为推进系统热声振荡的主被动联合控制方法提供丰富、可靠的实验数据。

关键词: 推进系统; Rijke 管; 热声振荡; 主被动联合控制

中图分类号: V231.12 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2014)05-0021-06

Experimental Study on Thermoacoustic Instability in a Rijke Tube

YANG Yajing^{1,2}, WANG Wanzheng^{1,2}

(1. School of Aerospace, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. State Key Laboratory for Strength and Vibration of Mechanical Structures, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: In view of destructive thermoacoustic instability in propulsion systems, it is necessary to obtain oscillation frequency and then develop an effective approach to suppress this instability. A Rijke tube was constructed to measure the oscillation frequency in the experimental conditions of different heat source position, heat source power and air flow rate. The measured oscillation frequencies got 110-117 Hz, and the oscillation frequency and sound intensity rose with the increasing heat source power and air flow rate, while the oscillation frequency lowered with the heat source moving afterwards, the sound intensity reached the maximum when heat source was set at the position of a quarter of Rijke tube length, and the thermoacoustic instability region extended with increasing heat source power and air flow rate. All experimental results coincide well with the theoretical predictions. The experimental data obtained may facilitate developing active/passive combined suppression of thermoacoustic oscillation for practical propulsion systems.

Keywords: propulsion system; Rijke tube; thermoacoustic oscillation; active/passive combined suppression

收稿日期: 2013-09-22。 作者简介: 杨亚晶(1981—), 女, 讲师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(11102151); 教育部高等学校博士学科点专项科研基金资助项目(20110201120022); 中国博士后科学基金资助项目(2012M512009); 中央高校基本科研业务费专项资金资助项目。

网络出版时间: 2014-03-05

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20140305.1118.002.html>

热声不稳定现象发生于各种动力装置中,其严重的破坏性及强烈的噪声引发了各方面的深入研究。众所周知,热声振荡现象发生时所产生的脉动压力比稳态燃烧时的正常脉动压力至少要高2%以上,有的甚至高达10%以上,从声音的强度来看,可以从稳态的120 dB左右发展到160 dB以上,这足以导致发动机振动加剧、热负荷增高,进而使发动机部件遭到破坏和烧灼,因此,探究和发展有效的热声振荡控制方式迫在眉睫。

Rijke管是一种重要的热声装置,结构较简单,国内外学者利用它在热声振荡及脉动燃烧方面开展了诸多研究^[1-4]。若能基于Rijke管载体发展一种有效的抑制热声振荡的措施,意义将十分重大。目前,热声振荡的主动控制和被动控制研究获得了一定的进展^[5-11],但这些研究尚存在不足。

本研究拟借鉴传统的穿孔隔板(防振屏)这一被动控制方案,进一步控制和调试某一主动因素,试图构筑一种全新的主/被动控制相结合的控制方式。为逐步实现上述构想,作者自行搭建了Rijke管热声振荡测试平台,获得了有效工况范围内的热声振荡频率及发声强度,初步验证了该实验平台的数据可靠性,以为后续的控制策略研究提供丰富而可靠的实验数据。

1 Rijke管热声振荡测试平台

最简单的Rijke管是一根两端开口的竖直管子,在下部某一横截面处放置加热用的金属网,当加热满足一定条件时管内会产生声音^[12]。

本研究搭建的热声振荡测试平台如图1所示,Rijke管主体水平放置,在进气端安装有稳压缓冲箱,以保证在Rijke管主管路进、出口有相近的开放边界条件,气流通过气体质量流量控制仪进入稳压缓冲箱。Rijke管主体为一耐高温不锈钢圆管,内径为50 mm,总长度为1 500 mm。气体质量流量控制仪采用数字型CS200-A,气源由空气压缩机提供。

热源参考了朱永波^[2]、张澄宇^[13]等工作,将电热丝缠绕在十字云母片架子上,构成一平面热丝网,其直径与管内径相同,且随附一标尺可在管内拖动,以改变热源位置。热源温度由恒压恒流开关电源控制,通过改变电源功率即可改变热源温度。实验选用PCB-112A21型动态压力传感器配合使用482C54信号调理器来采集动态压力,考虑到空气通过热源后的温度比较高,在传感器上安装了水冷装置以保证其不受损坏。

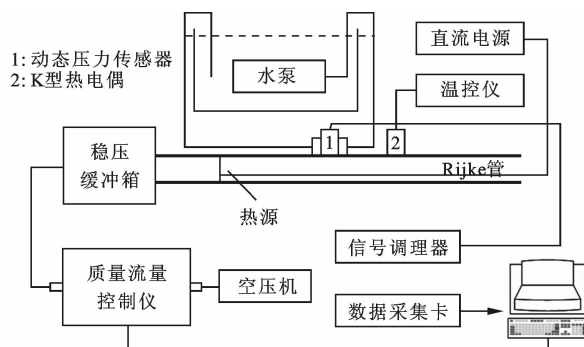


图1 Rijke管热声振荡测试平台示意图

2 Rijke管热声特性的实验结果及分析

2.1 热源功率的影响

保证热源在距离Rijke管进口1/4位置,空气流量设定为30 L/min,即空气流速为0.26 m/s,并保持不变,调整开关电源以改变热源功率,待发声稳定后采集动态压力数据。图2所示为热源功率 $P=52.9\text{ W}$ 条件下动态压力随时间变化的信号曲线。实验还同时获得了热声振荡频率和声压的变化情况,并监测了热源后部空气温度的变化情况。

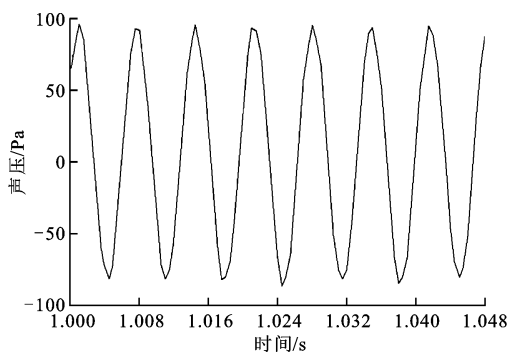
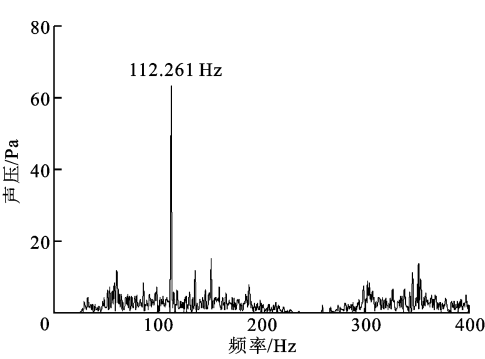


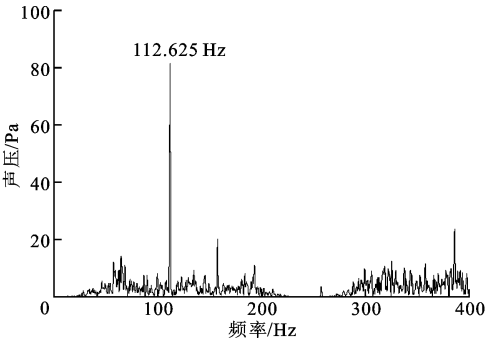
图2 $P=52.9\text{ W}$ 条件下的动态声压-时间信号

随机抽取4种工况的实验数据进行频谱分析,结果如图3所示,很明显,各工况下均有一明显的主频,但谐频不明显。图4和图5显示了热声振荡的共振频率和声压随热源功率的变化规律,可以看出:随着热源功率的增加,热源后的温度逐渐增加,热声振荡的主频率和声压呈缓慢增加的趋势,在实验工况内未出现饱和现象。

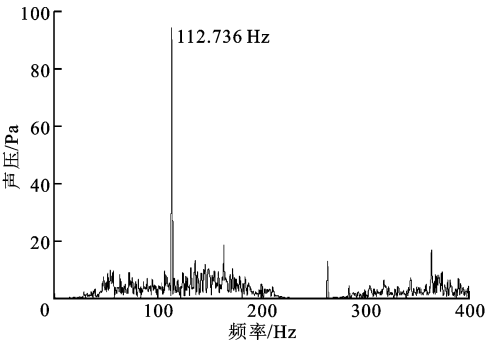
热源功率的变化将直接导致电热丝后的空气温度变化。为验证水平放置的Rijke管实验测试平台的数据可靠性,下面进行理论数值计算。由于Rijke管的管长远大于声波的波长,故可将Rijke管热声振荡问题简化为一维问题,其计算模型如图6所示,模型两端均开口,虚线区域表示热源,热量集中输入在 $x=b$ 处。



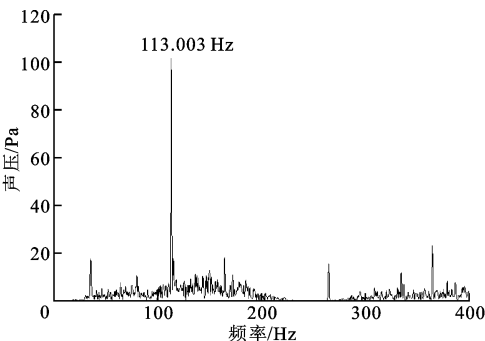
(a) $U=20\text{ V}, I=2.0\text{ A}, P=40.0\text{ W}, T=323\text{ K}$



(b) $U=23\text{ V}, I=2.3\text{ A}, P=52.9\text{ W}, T=329\text{ K}$



(c) $U=25\text{ V}, I=2.6\text{ A}, P=65\text{ W}, T=333\text{ K}$



(d) $U=26\text{ V}, I=2.7\text{ A}, P=70.2\text{ W}, T=337\text{ K}$

图 3 变功率频谱分析

本文采用的热量输入形式参考了文献[14],具体的热释放强度如下

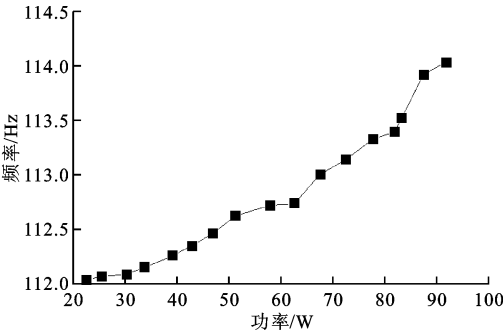


图 4 Rijke 管的热声振荡频率-功率图

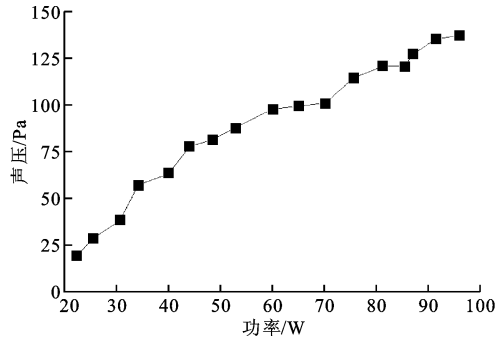


图 5 Rijke 管的热声振荡声压-功率图

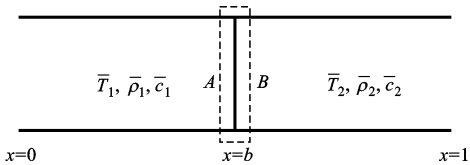


图 6 一维 Rijke 管热声振荡计算模型

$$\beta = L_w(T_w - T) \left[\frac{\pi \kappa c_V \bar{\rho}}{\bar{u}(d/2)} \right]^{1/2} \tag{1}$$

式中: L_w 为电热丝的长度; T_w 为电热丝的温度; T 为进口空气的温度; κ 为空气的导热系数,取 $0.0165\text{ kg}\cdot\text{m}/(\text{K}\cdot\text{s}^3)$; c_V 为空气的比定容热容,取 $720\text{ m}^2/(\text{s}^2\cdot\text{K})$; ρ 为空气的密度,取 $1.2\text{ kg}/\text{m}^3$; u 为空气的流速,取 $0.26\text{ m}/\text{s}$; d 为电热丝的直径,取 0.6 mm 。

图 6 中的 A 区域为未加热空气端,B 区域为热空气端,2 个区域中空气的平均温度、平均密度和平均声速分别为 $\bar{T}_1, \bar{T}_2, \bar{\rho}_1, \bar{\rho}_2, \bar{c}_1, \bar{c}_2$ 。将两端开口条件 $p'(0, t) = p'(l, t) = 0$ 运用到如下有波动的热量输入波动方程中

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \rho_0 \nabla \left(\frac{1}{\rho_0} \nabla p' \right) = \frac{(\gamma - 1)}{c_0^2} \frac{\partial q'}{\partial t} \tag{2}$$

得到方程的解为:

当 $x < b$ 时

$$p'(x, t) = A e^{i\omega t} (e^{-i\omega x/c_1} - e^{i\omega x/c_1}) \tag{3}$$

当 $x > b$ 时

$$p'(x, t) = B e^{i\omega t} (e^{-i\omega(x-l)/c_2} - e^{i\omega(x-l)/c_2}) \tag{4}$$

进一步对方程(2)跨域 $x=b$ 积分,得

$$[p']_{x=b^-}^{x=b^+} = 0; \quad \left[\frac{1}{\bar{\rho}} \frac{\partial p'}{\partial x} \right]_{x=b^-}^{x=b^+} = - \frac{(\gamma-1)}{\bar{\rho}_1 \bar{c}_1^2} \frac{dQ'}{dt} \quad (5)$$

令 $\alpha = \omega x / \bar{c}_1$, $\beta = \omega(x-l) / \bar{c}_2$, 联立式(1)~式(5), 可得到矩阵形式的方程, 经过一系列代数简化, 最终得到

$$\frac{\tan \alpha}{\tan \beta} = \frac{\bar{\rho}_2 \bar{c}_2}{\bar{\rho}_1 \bar{c}_1} \left[1 - \frac{\beta(\gamma-1)}{\bar{\rho}_1 \bar{c}_1^2} \right] \quad (6)$$

通过式(6)即可算得理论共振频率。

实验中测得了相应工况下的热空气温度。图7显示了实验共振频率和理论共振频率随热空气温度(T_2)的变化规律, 从图中可以看出: 在共同的温度区间, 二者几乎都呈线性变化规律, 且数值偏差大约只有 9 Hz。偏差可能源于热电偶的安装位置不能很好地体现加热后空气的平均温度, 而如此小的数值偏差也证明了水平 Rijke 管实验测试平台的数据可靠性。

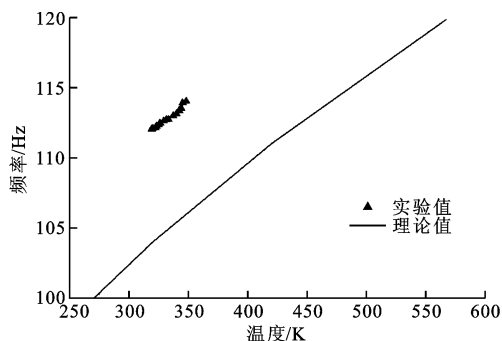


图7 共振频率与热空气温度关系图

2.2 空气流速的影响

空气流速对 Rijke 管热声振荡也有很大的影响。将恒压恒流开关电源调整到电压 $U=28$ V, 电流 $I=3.0$ A, 即功率 $P=84$ W, 通过质量流量计来改变空气流量, 根据 Rijke 管的内径即可算得空气流速。依次加大空气流量, 在流量为 12 L/min ($v=0.10$ m/s) 时管内发出声响, 表明开始出现热声不稳定现象。

图8和图9分别描述了热声振荡的共振频率和声压随空气流速的变化规律, 可以看出: 主频与空气流速几乎呈线性变化关系, 当流速从 0.10 m/s 增加到 0.34 m/s 时, 主频则从 111.7 Hz 变化到 114.2 Hz; 随着空气流速增大, 声压总体上也呈现增加趋势, 在空气流速低于 0.22 m/s 的区间声压增幅较大, 从开始发出声响的 28.2 Pa 迅速增加到 111.7 Pa, 继续增加空气流速, 则声压不再持续增加, 而是在 117.6 Pa

上下波动, 趋于饱和。

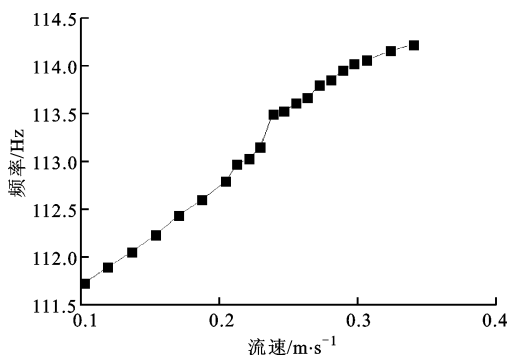


图8 共振频率与空气流速关系图

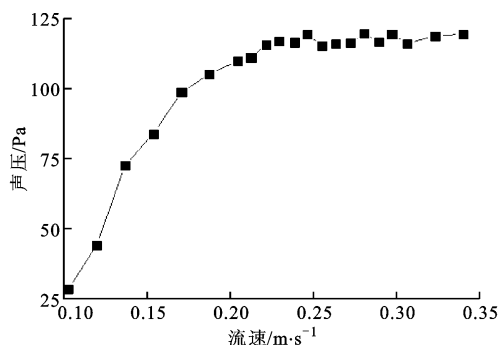


图9 声压与空气流速关系图

2.3 热源位置的影响

在实验过程中, 设定空气流量为 30 L/min, 即流速为 0.26 m/s, $U=28$ V, $I=2.9$ A, 即 $P=81.2$ W, 通过拖动标尺来改变热源的位置, 以此预测该条件下的振荡发声区间。

图10和图11分别显示了热声振荡主频和相应的声压随热源相对位置的变化规律, 在实验工况范围内, 当电热丝逐渐远离 Rijke 管进口位置时, 温度分布发生了变化, 其热端长度相对越来越短, 故系统的共振频率呈现缓慢下降的趋势, 而声压则从小逐渐增大, 在 $x/l=0.25$ 时达到最大值 118.2 Pa, 之后又逐渐减小。当电热丝的相对位置小于 0.07 或大于 0.38 时, Rijke 管不再发声, 也就是说只有电热丝的相对位置处于 0.07~0.38 的时候, 系统才是不稳定的, 即处于一个不稳定区域。根据 Rayleigh 准则, 当热源相对位置在 0.0~0.5 之间时, 不稳定能量的输入 ΔE 均是大于 0 的, 考虑系统始终有能量耗散效应存在, 包括端口声辐射、对流损失、壁面黏性损失、热传导损失等, 故实验测得的实际不稳定区域会小一些。

同样, 改变热源相对位置可获得相应的理论共振频率。图12显示了共振频率理论值和实验值的

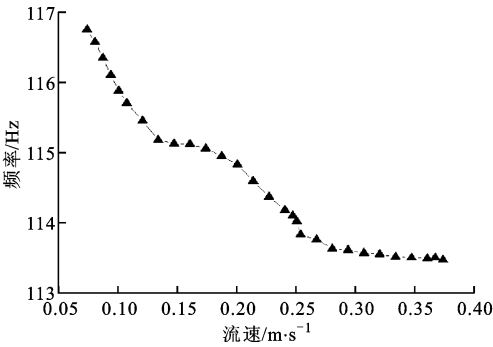


图 10 共振频率与热源相对位置关系图

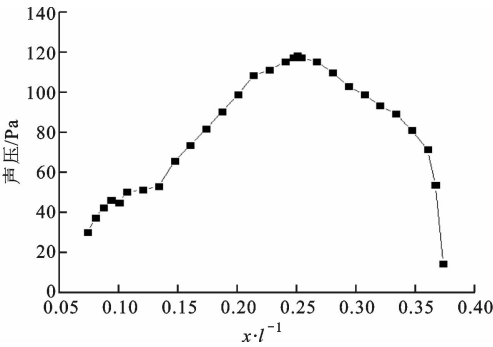


图 11 共振声压与热源相对位置关系图

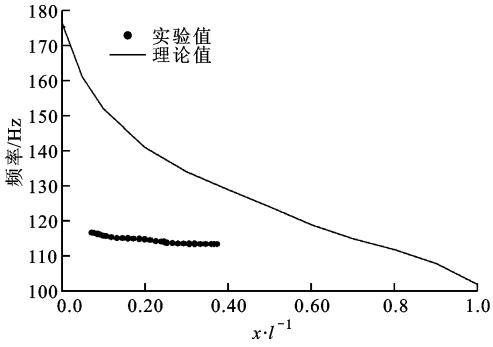
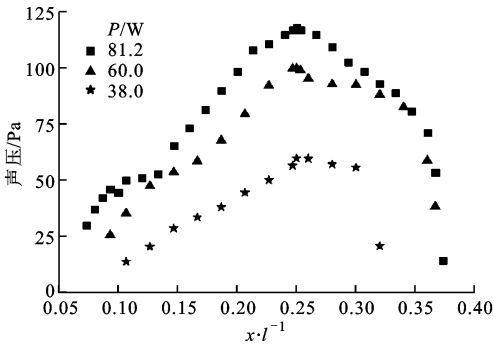


图 12 共振频率与热源相对位置关系图

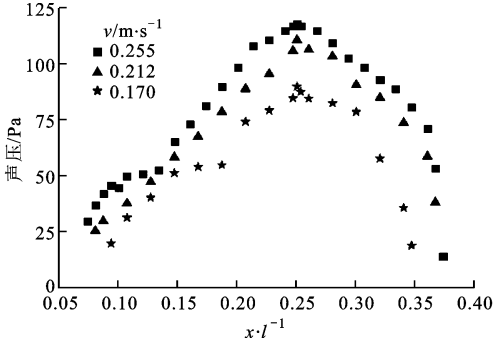
比较,在实验工况和计算工况下,共振频率均随着电热丝位置的后移呈减小趋势,且热源相对位置值越大,二者的数值相差越小,当 $x/l=0.3$ 时,理论和实验共振频率分别为 134 Hz 和 113.6 Hz。产生这种偏差的主要原因可能缘于电热丝的热量输入公式,因为 Heckl 的公式适用于“流体平行流过圆柱状电热丝”的情况,而本文研究的电热丝形状是“电热丝缠绕在十字云母片架子上所构成的平面热丝网”。

图 13 进一步示出了在不同热源功率($P=38, 60, 81.2$ W)和不同空气流速($v=0.17, 0.21, 0.26$ m/s)条件下的声压变化规律,图中各个工况下的发声强度均在 $x/l=0.25$ 附近达到最大。热源功率越低,不稳定发声区域就越小,当 P 降为 38 W 时,发声区域缩

短到 $x/l=0.1\sim0.32$ 。同样,随空气流速降低,不稳定发声区域也减小,在实验工况下,当空气流速降低到 0.17 m/s 时,发声区间为 $x/l=0.09\sim0.35$ 。



(a) 热源功率的影响 ($v=0.26$ m/s)



(b) 空气流速的影响 ($P=81.2$ W)

图 13 热源功率和空气流速对声压-热源相对位置关系的影响

3 结 论

通过理论上的初步验证,本研究所搭建的水平放置 Rijke 管实验测试平台可以提供可靠的热声振荡实验数据。基于热源功率、空气流速及热源相对位置 3 个可变参数,获得了热声振荡共振频率范围,均在 110 Hz 左右,属低频振荡,热源功率和空气流速的增加直接影响电热丝后面空气温度场的分布,导致共振频率和声压的缓慢增加;相反,随着电热丝的后移,Rijke 管热端长度变短,共振频率整体呈下降趋势,而声压则先增大后减小,当电热丝位于 Rijke 管 1/4 管长处时,声压达到最大值。结合 3 个可变参数,获得了不稳定发声区域。本文的实验结果可为后续热声振荡主/被动控制的研究提供丰富的实验数据。

参考文献:

[1] BALASUBRAMANIAN K, SUJITH R I. Thermoacoustic instability in a Rijke tube: non-normality and non-

- linearity [J]. *Physics of Fluid*, 2008, 20: 044103(1-11).
- [2] 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.
- [3] 尤鸿燕. Rijke 型预混燃烧器热声不稳定特性的试验研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2007.
- [4] 钟英杰, 邓凯, 方德明, 等. Rijke 管声学特性数值研究 [J]. *燃烧科学与技术*, 2008, 14(5): 394-399.
ZHONG Ying-jie, DENG Kai, FANG De-ming, et al. Numerical simulation of Rijke tube acoustic characteristics [J]. *Journal of Combustion Science and Technology*, 2008, 14(5): 394-399.
- [5] 高原, 朱民. 亥姆霍兹共振器抑制振荡燃烧理论分析 [J]. *工程热物理学报*, 2009, 30(6): 1048-1050.
GAO Yuan, ZHU Min. Theoretical analysis of combustion oscillation suppression with Helmholtz resonators [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2009, 30(6): 1048-1050.
- [6] 刘连胜, 李志勇, 余凯, 等. 贫氧、预混火焰热声耦合振荡的声场分析 [J]. *燃烧科学与技术*, 2010, 16(2): 175-180.
LIU Lian-sheng, LI Zhi-yong, SHE Kai, et al. Sound field of thermoacoustic oscillations in lean oxygen premixed flame [J]. *Journal of Combustion Science and Technology*, 2010, 16(2): 175-180.
- [7] HONG B, YANG V, RAY A. Robust feedback control of combustion instability with modeling uncertainty [J]. *Combustion and Flame*, 2000, 120: 91-106.
- [8] GULATI A, MANI R. Active control of unsteady combustion-induced oscillations [J]. *Journal of Propulsion and Power*, 1992, 8(5): 1109-1115.
- [9] DOWLING A P. Active control of combustion oscillations, AIAA-99-3571 [R]. Reston, USA: AIAA, 1999.
- [10] COKER A, NEUMEIER Y, ZINN B T, et al. Active instability control effectiveness in a liquid fueled combustor [J]. *Combustion Science and Technology*, 2006, 178: 1251-1261.
- [11] DOWLING A P. The calculation of thermoacoustic oscillations [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1995, 180(4): 557-581.
- [12] RIJKE P L. Notizüber eine neue Art, die in einer an beiden Enden offenen Röhre enthaltene Luft in Schwingungen zu versetzen [J]. *Annalen der Physik*, 1859, 183(6): 339-343.
- [13] 张澄宇. 航空发动机加力燃烧室不稳定燃烧机理与控制方法研究 [D]. 北京: 北京航空航天大学, 2005.
- [14] HECKL M A. Active control of the noise from a Rijke tube [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1988, 124(1): 117-133.

(编辑 葛赵青)

(上接第 14 页)

- SU Wanhua, LIN Zhiqiang, WANG Yang, et al. Development of a sequential port injection, fully electronically controlled gas/diesel dual fuel engine [J]. *Transactions of CSICE*, 2001, 19(2): 102-108.
- [5] 姚春德, 刘增勇, 高昌卿. 柴油引燃预混天然气准均质压燃着火过程的研究 [J]. *内燃机学报*. 2003, 21(1): 7-12.
YAO Chunde, LIU Zengyong, GAO Changqing. Study on HCCI of premixed natural gas ignited by pilot diesel [J]. *Transactions of CSICE*, 2003, 21(1): 7-12.
- [6] Internet homepage westport [EB/OL]. [2013-09-08]. <http://www.westport.com/is/core-technologies/hpdi>.
- [7] STMicroelectronics. SPC563Mxx 32-bit power architecture based MCU reference manual [EB/OL]. [2013-09-08]. <http://www.st.com/>.

(编辑 赵炜 苗凌)