

燃油分级比对 LESS 燃烧室压力
振荡频率的影响

秦 皓¹, 汤冠琼¹, 林宇震¹, 李继保²

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院
航空发动机气动热力国家级重点实验室, 北京 100191;
2. 中国航空工业集团公司 商用航空发动机有限责任公司, 上海 200241)

摘 要: 实验测量了燃油分级比对 low emissions with stirred swirls(LESS)燃烧室内压力振荡频率的影响,在燃烧室进口压力为 1.14~2.77 MPa、燃烧室进口温度为 645~808 K、总油气比为 0.0242~0.0303、燃烧室压降为 3.14%~3.64% 范围内,燃油分级比减小(32.7% 降到 5.21%),压力振荡频率下降. 采用了简单均匀介质直管道模型和 CFD 数值方法分析燃油分级比对压力振荡频率的影响. 分析结果表明:燃油分级比引起火焰区的起始位置、轴向长度和平均温度的变化是导致压力振荡频率变化的主要原因.

关 键 词: 压力振荡频率; 燃油分级比; 声学模型; 低排放燃烧; 燃烧室

中图分类号: V231.2 文献标志码: A

Influence of fuel stage ratio on pressure oscillation frequency
in a LESS combustor

QIN Hao¹, TANG Guan-qiong¹, LIN Yu-zhen¹, LI Ji-bao²

(1. National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine
Aero-thermodynamics, School of Energy and Power Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;
2. Commercial Aircraft Engine Company Limited,
Aviation Industry Corporation of China, Shanghai 200241, China)

Abstract: Influence of fuel stage ratio on pressure oscillation frequency in a low emissions with stirred swirls (LESS) combustor was tested. The pressure oscillation frequency dropped with the decrease of fuel stage ratio (from 32.7% to 5.21%) under the combustor inlet pressure of 1.14 to 2.77 MPa, inlet temperature of 645 to 808 K, total fuel air ratio of 0.0242 to 0.0303 and combustor pressure drop of 3.14% to 3.64%. A homogeneous straight pipe model and CFD numerical method were adopted to research the influence of fuel stage ratio on pressure oscillation frequency. The results show that changes of original position, axial length and mean temperature of flame zone caused by fuel stage ratio are the main reasons contributing to the changes of pressure oscillation frequency.

Key words: pressure oscillation frequency; fuel stage ratio; acoustic model; low emission combustion; combustor

20 年来,随着日益严格的环保法规的颁布, 烧技术,其中贫油预混预蒸发(lean premixed pre-
航空燃气轮机燃烧室采用了一系列的低排放的燃 vaporized, LPP)低排放燃烧技术是降低排放最

有效的技术^[1]. 然而, LPP 燃烧的火焰稳定性差, 并且容易引起燃烧不稳定性, 产生压力振荡, 轻者导致组件疲劳, 重者直接导致发动机高温组件失效^[2]. 对于航空燃气轮机而言, 安全性是首要考虑因素, 在降低排放时必须保证发动机安全性. 由于航空燃气轮机的工作负荷范围大, 工作条件恶劣, 因此燃烧室采用预燃级 (pilot stage) 非预混液雾火焰来稳定主燃级 (main stage) 的 LPP 火焰^[3], 以满足上述要求. 如我国自行研发的 LESS 燃烧室^[4] 和美国 GE 公司的双环预混旋流器 (TAPS) 燃烧室^[5] 等, 而采用的分级结构称为同心分级结构.

对于上述提到的同心分级结构火焰, 国外将其归纳于分层火焰^[6]. 近几年来, 针对全预混气态燃料的分层火焰是燃烧领域中的关注热点. Kim 等^[6-7] 研究了两股不同当量比的同轴双环预混旋流分层火焰对声波的非线性响应以及非均匀的当量比对燃烧不稳定性的影响, 研究发现不同的燃油分级比会影响火焰结构形态, 湍流预混分层火焰的结构和稳定机制会受到燃烧室进口当量比梯度极大的影响, 特别是在非线性区, 这种影响更为明显. 关于分层火焰其他的研究, 如 Filho 等^[8] 和 Pasquier 等^[9] 的研究发现在更贫或更富的区域燃烧速度的差异会产生额外的火焰表面面积, 使得在整体处于贫油状态时, 释热率会因分层而增加. Barlow 等^[10] 和 Galizzi 等^[11] 则发现分层对曲率、火焰丛厚度、火焰表面面积等局部火焰结构产生巨大的影响. Kang 等^[12-13] 的研究表明分层可有利于延展贫油可燃边界. Nogenmyr 等^[14] 的实验则说明了分层火焰的火焰结构和稳定机制与均匀条件下单个火苗相比则更容易受到燃料分布的影响. 上述研究说明, 与单股的纯预混 (预蒸发) 火焰燃烧模式不同的是, 分层火焰具有其特点, 即火焰间存在相互作用.

上述的研究对象针对的是全预混的分层火焰, 与本文所提及的采用航空煤油这类液体燃料的非预混/预混预蒸发同心分层火焰是有差别的. 而且上述研究也没有给出燃油分级比对压力振荡频率的影响. 另外, 对燃烧不稳定性研究的工程目的是为了控制 (抑制) 燃烧室内的压力振荡, 而要做到有效控制, 则必须对整个燃烧的物理过程有所了解^[15]. 因此, 本文研究的目标是: 针对 LESS 燃烧室, 分析燃油分级比对压力振荡频率的影响及其可能的原因.

1 实 验

实验测量了不同进口条件和燃油分级比下的燃烧室压力振荡, 表 1 给出了实验工况, 如进口压力 p_{in} 、进口温度 T_{in} 、进口空气流量 $\dot{m}_a$ 、总油气比 $R_{f,a}$ 和燃烧室压降 ξ . 燃烧室压降 ξ 由进口压力 p_{in} 和出口压力 p_{out} 间接计算获取. 图 1 给出了实验布局, 油路流量实际上包含两路, 分别为主燃级燃油流量 $\dot{m}_{f,m}$ 和预燃级燃油流量 $\dot{m}_{f,p}$, 定义燃油分级比为

$$R_s = \frac{\dot{m}_{f,p}}{\dot{m}_f} \times 100\%$$

其中下标 p 为预燃级 (pilot), 即预燃级燃油流量占总燃油流量 $\dot{m}_f$ 的百分比.

表 1 实验工况
Table 1 Test conditions

工况	p_{in}/MPa	T_{in}/K	$\dot{m}_a/(\text{kg/s})$	$R_{f,a}$	ξ
1	2.77	808	2.11	0.0242	3.50
2	1.15	748	0.96	0.0227	3.64
3	2.04	645	1.60	0.0281	3.14
4	2.04	648	1.56	0.0303	3.32

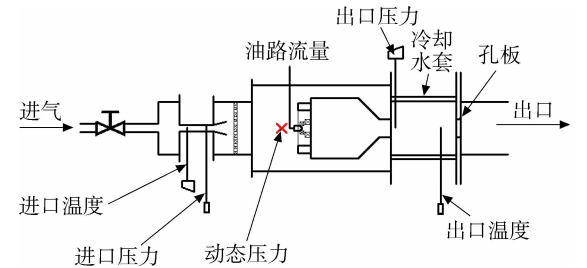


图 1 实验布局
Fig. 1 Test arrangement

由于航空燃气轮机主燃烧室的压力振荡频率一般在 $10 \sim 1500 \text{ Hz}$ 之间^[2], 该频率段的声波可以从燃烧室火焰筒内传播至燃烧室头部上游, 因此燃烧室的动态压力测点设置在燃烧室头部上游截面处, 如图 1 中的 “X” 处, 该测点对压力振荡频率测量没有影响. 动态压力采集频率为 10 kHz , 样本时长为 3 s , 频率分辨率为 0.3 Hz . 图 2 为 LESS 燃烧室旋流器示意图, 主燃级在外环, 采用预混预蒸发模式, 预燃级在中心, 采用离心压力喷嘴.

本文的目的是分析燃油分级比造成压力振荡频率变化的原因, 所以实验过程中, 燃烧室进口压

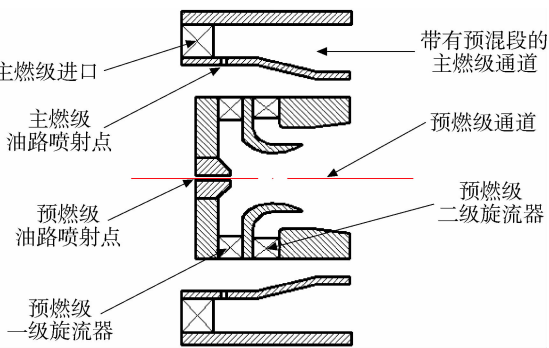


图 2 LESS 燃烧室旋流器示意图

Fig. 2 Illustration of swirler of LESS combustor

力、进口温度、进口流量和总油气比不变,仅改变主燃级和预燃级的燃油流量分配.也就是当总油气比保持不变,即空气流量和总燃油流量保持不变时,预燃级燃油流量减小,主燃级燃油流量增加.

本文对实验获得的压力振荡信号做快速傅里叶变换(fast fourier transform, FFT),并获取了该时段内的工况条件下所对应的压力振荡频率,图 3 是表 1 工况下压力振荡频率的统计.从图 3 可以看出,随着燃油分级比降低(即预燃级燃油流量减小,主燃级燃油流量增多),压力振荡频率均有着不同程度的降低.对于工况 1,燃油分级比从 11.04% 降至 5.21% 时,压力振荡频率从 905 Hz 下降到 893 Hz.对于工况 2,燃油分级比从 32.7% 下降至 10.9% 时,压力振荡频率从 543 Hz 下降至 516 Hz.对于工况 3,燃油分级比从 16.66% 降至 8.96% 时,压力振荡频率从 501 Hz 下降到 482 Hz.对于工况 4,燃油分级比从 20.79% 降至 9.83% 时,压力振荡频率从 529 Hz 下降到 503 Hz.

工况 1 和其他工况相比,压力振荡频率相差较大的主要影响因素,可以用排除法进行辨别:倘

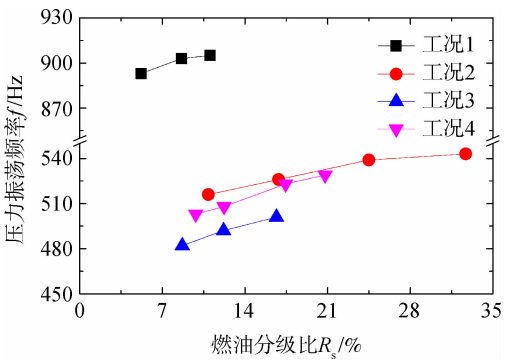


图 3 不同燃油分级比下的压力振荡频率

Fig. 3 Pressure oscillation frequency under different fuel stage ratio

若 p_{in} 是主要因素,由工况 2 到工况 1, p_{in} 单调增加,频率突变,那么工况 2 到工况 3(或工况 4)也应该发生频率突变,然而实际情况并没有发生频率突变,所以 p_{in} 不是主要因素.同理, $\dot{m}_a$ 、 $R_{f,a}$ 和 ξ 同样不是主要因素,唯一的工况因素是 T_{in} . Huang 等^[1]的综述也表明,温度变化很有可能会引起燃烧振荡,发生频率跳跃现象.

2 分析模型

低阶线性热声模型是当前常用的燃烧系统热声模态分析方法. Hobson 等^[16]对 Siemens V94.2 燃烧室进行了低阶建模并获得系统固有模态,分析了燃烧室头部旋流器压降、火焰壁面冷却孔、燃料供给系统阻抗对模态衰减率(增长率)的影响. Ibrahim 等^[17]通过低阶热声模型研究了一维平面火焰和二维锥火焰对系统模态增长率的影响. Dowling 等^[18]在低阶热声模型的基础上,研究了释热、平均流、温升比对燃烧系统固有模态的影响. Poinso 等^[19]关于数值燃烧的专著对燃烧系统的共振模态有着更为详细描述,并给出了相关计算流程.

Ibrahim 等^[17]的研究中给出边界为声压全反射条件下燃烧室的半波压力振荡频率的表达式(1),将燃烧室按照释热规律分成了 3 个特征区,图 4 是对应于式(1)的燃烧室分区, T_1 、 T_2 和 T_3 分别指火焰上游区、火焰区和火焰下游区(定义为 3 个特征区)的平均温度; L_1 反映了火焰的轴向位置, L_2 反映了火焰的轴向长度. 式(1)的结果与实验所测结果的误差不到 2%. 从式(1)可以看出,燃烧室的压力振荡频率与各特征区的平均温度的平方根(或各特征区的平均声速)成正比,该正比关系在 Poinso 等^[19]的专著中也有体现. 另外,压力振荡频率与各特征区的长度有关.

$$f = \frac{1}{2 \left(\frac{L_1}{\sqrt{\gamma R_g T_1}} + \frac{L_2}{\sqrt{\gamma R_g T_2}} + \frac{L_3}{\sqrt{\gamma R_g T_3}} \right)} \quad (1)$$

式中 γ 为比热比, R_g 为气体常数.

由于实验过程中,从旋流器出口截面到临界

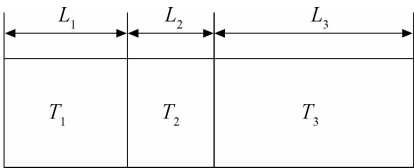


图 4 燃烧室分区

Fig. 4 Combustor partitions

孔板之间的管道总长度为 790 mm,用 CFD 软件粗略计算,工况 1~工况 4 的燃烧温度分别为 1 618.64,1 524.13,1 602.21,1 668.52 K,因此可知,上述工况条件下,燃烧室轴向压力振荡频率为 965~994 Hz,半波压力振荡频率为 483~497 Hz.从实验所得的压力振荡频率来看,LESS 燃烧室在该条件下的压力振荡机制很有可能是由于非定常释热与燃烧室声场之间的耦合引起.因此,本文采用图 4 模型和式(1)研究上述变化的原因.

从式(1)来看,引起压力振荡频率下降的原因不是由各特征区(图 4)内的平均温度降低,就是各特征区的轴向长度变化造成的.然而,在燃烧室进口温度不变的情况下,燃烧室的出口温度与总油气比有关,因此,当总油气比不变时,燃烧室的出口温度也应该保持不变.也就是说,当燃烧室进口温度、总油气比不变时,燃油分级比导致压力振荡频率的变化很有可能主要是由于火焰上游区的长度以及平均温度变化所致.

3 CFD 方法检验

第 2 节的分析表明:燃油分级比对压力振荡

频率造成的影响,很有可能主要是由于燃烧区发生变化,使得各特征区长度以及平均温度发生了变化所致.为了验证该结论,本节采用 CFD 数值模拟,求解燃烧室的温度分布,最终获取图 4 模型和式(1)所需的参数.

本文采用非结构网格条件下的 3-D 稳态计算,湍流模型采用 realizable $k-\epsilon$ 两方程模型,燃烧模型采用部分预混模型,预燃级和主燃级进口边界采用流量进口边界,燃烧室出口采用压力出口边界.预燃级和主燃级的空气流量根据气量分配给定.主燃级的预混质量分数根据主燃级燃油流量和主燃级空气流量设置.预燃级燃油设置从预燃级油路喷射点(如图 2 位置)喷出.表 2 中给出了 CFD 计算工况参数,需要说明的是,由于燃烧室出口后面接有冷却水套,因此对于图 4 模型而言,应该包含冷却水套部分(如图 1).但为了减少计算工作量,计算域仅包含燃烧室头部旋流器流道以及燃烧室火焰筒流道部分,而对于冷却水套部分,即简化认为燃烧室火焰筒出口处的温度已经掺混均匀,即出口处的温度沿轴向变化的梯度为零.

表 2 CFD 计算工况参数
Table 2 Parameters of conditions in CFD calculation

R_s	p_{out}/MPa	T_{in}/K	$\dot{m}_a/(\text{kg/s})$	$R_{f,a}$
11.04	2.67	808	2.11	0.024
5.21	2.67	808	2.11	0.024

注:燃烧室出口压力 p_{out} 与实验值相同.

为了获得图 4 模型的燃烧室特征区的平均温度,本文进行 3 个步骤:①获取实际燃烧室沿轴向方向的平均温度分布;②根据平均温度分布对燃烧室进行分区;③求取各个特征区的平均温度.

第 1 步:采用 CFD 方法获取两个燃油分级比 $R_{s1}=11.04\%$ 和 $R_{s2}=5.21\%$ 下燃烧室的温度分布云图,如图 5.将整个求解域上不同轴向位置处的横截面的平均温度数据提取出来.从头部旋流器出口平面开始,向下游每隔 2 mm 截取横截面(如图 6 所示),直到燃烧室出口,并提取各个横截面处的平均温度 $\bar{T}_x = \frac{1}{A_x} \iint_{A_x} T dA$,将数据处理成随轴向变化的曲线,如图 7 所示.

第 2 步:定义最高平均温度为 T_{max} ,平稳温度为 T_{sta} ;根据平均温度的轴向分布曲线,定义火焰上游区范围为 $T_{in} \sim 75\% (T_{max} - T_{in})$,定义火焰

区范围为 $75\% (T_{max} - T_{in}) \sim T_{sta}$,剩余的部分为火焰下游区.区域划分如图 7 所示.

第 3 步:对各特征区中的各轴向位置处的平均温度 $\bar{T}_x$ 做多项式拟合,获得平均温度分布曲线 $T = T(x)$.由于压力振荡频率实际上是与声速 c 有关,而声速 c 与平均温度 T 的平方根成正比,因此,各区的平均温度定义为如下形式: $\bar{T} = \left[\frac{1}{b-a} \int_a^b f(\sqrt{T(x)}) dx \right]^2$,各区间的轴向长度为 $L=b-a$. $x=0$ 为燃烧室旋流器出口平面.

首先需要考察数值计算的可信度.实验过程中,燃烧室出口温度只有一个测点,且离燃烧室出口为 400 mm,因此,燃烧室出口温度并不具有代表性,仅仅适用于定性检测燃烧过程是否正常运行.而用于测量燃烧室出口压力的总压耙直接安装于燃烧室出口,因此,燃烧室出口压力具有一定

的代表性. 为了在一定程度上考察 CFD 数值计算的可信度,表 3 给出了工况 1 条件下,燃烧室进口压力、燃烧室压降的 CFD 计算值和实验值对比. 可以发现,进口压力和燃烧室压降的 CFD 计算值和实验值的相对误差分别为 -1.6% 和 15.1% .

从图 7 中可以看出燃油分级比为 11.04% 和 5.21% 的出口温度分别为 1568.37 K 和 1538.19 K ,与相同工况下 CFD 的计算结果 1618.64 K 的偏差分别为 -3.11% 和 -4.97% . 从图 7 也可以看出,不同燃油分级比下的燃烧室平均温度分布差异显著,后面将给出相关对比分析. 不过,也有 3 个相同的现象,第 1 个是在 $x=10\sim30\text{ mm}$ 之间,存在着一个平均温度突降区,这是由于预燃级

燃烧产物与主燃级的新鲜混合物交汇掺混引起. 第 2 个则是在 $x=180\sim190\text{ mm}$ 之间,存在一个平均温度爬升台阶;第 3 个则是火焰区平均温度比出口温度低. 燃烧室壁面冷却气边界是造成第 2 个和第 3 个现象的原因之一. 根据实际情况,对 $x=0\sim188\text{ mm}$ 处的燃烧室壁面给予了 808 K 的冷却气边界条件,该冷却气不参与反应,仅起到冷却作用,因此,尽管燃烧温度很高,达到 1800 K 以上,但由于壁面 808 K 的冷却气存在,使得在截面取平均温度的时候(第 1 步),该平面处的平均温度要低于燃烧温度. 而从 188 mm 至出口一段,则没有给予壁面冷却气,所以该处的温度实际上就是整个燃烧室的出口温度.

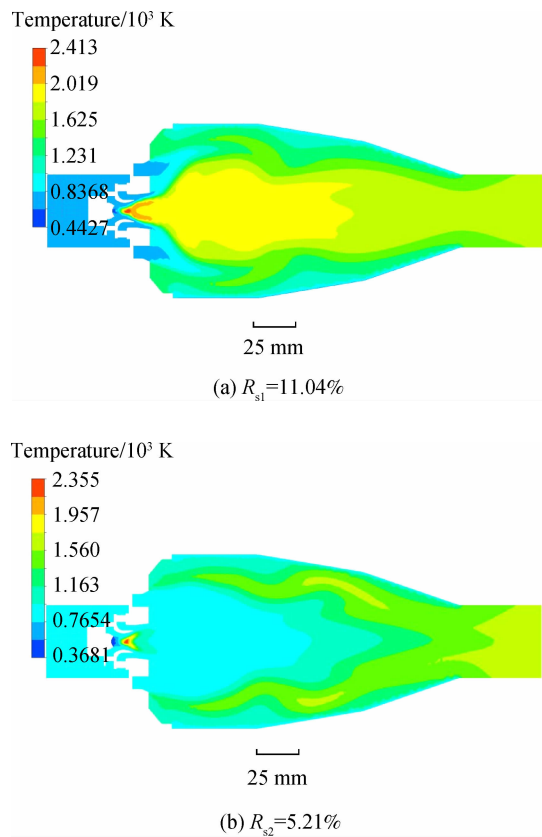


图 5 温度分布云图

Fig. 5 Contours of temperature distribution

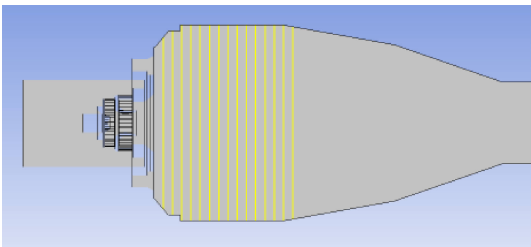


图 6 不同轴向位置平均温度取样横截面
Fig. 6 Cross-sections sampling for obtaining mean temperature at different axial positions

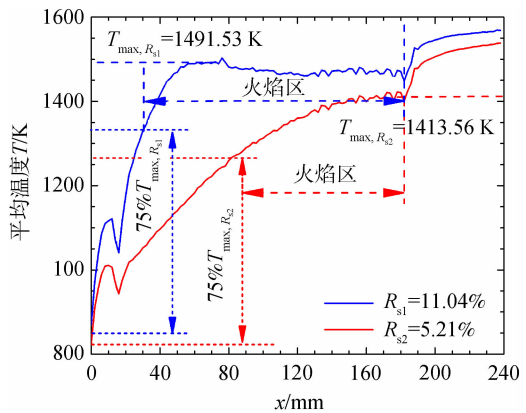


图 7 燃烧室平均温度沿轴向分布
Fig. 7 Combustor mean temperature distribution along axis

表 3 CFD 计算值与实验值对比
Table 3 Comparison between CFD results and test results

$R_s/\%$	CFD 计算值			实验值		
	p_{out}/MPa	p_{in}/MPa	$\xi/\%$	p_{out}/MPa	p_{in}/MPa	$\xi/\%$
11.04	2.62	2.73	4.03	2.67	2.77	3.50
5.21	2.62	2.72	3.66	2.67	2.77	3.50

表 4 给出了表 2 中计算对象的各特征区的位置及平均温度,其中“相对变化”是指分级 2 相对于分级 1,即考察燃油分级比减小对各区域参数的影响.表 4 中的平均温度是根据步骤 3 获取.将表 4 中的数据代入式(1)中,可以计算得出实验条件下的 $R_{s1}=11.04\%$ 和 $R_{s2}=5.21\%$ 的压力振荡频率分别为 966.46 Hz 和 928.87 Hz,与实验值相比,误差分别为 7.27%和 4.02%.从表 4 中可以看出,燃油分级比减小时(即预燃级燃油流量减少),各特征区的平均温度降低,并且火焰区向下游移动,火焰区的轴向长度减小.从图 5 中也可以看出, $R_{s1}=11.04\%$ 时的火焰(1900 K 左右)集中在燃烧室中上游的鼓包区,而 $R_{s1}=5.21\%$ 时的火焰(1800 K 左右)则集中在燃烧室中下游的靠近火焰筒壁面两岸.这也就是为什么图 7 中,相比于 $R_{s2}=5.21\%$, $R_{s1}=11.04\%$ 的燃烧室平均温度分布曲线中的火焰上游区轴向长度要短($L_1=30$ mm),火焰区的轴向长度要长($L_2=152$ mm).

为了考察压力振荡频率变化是否主要由于特征区的长度和平均温度变化引起,对式(1)偏微

分,可以获得 f 对 L 和 T 的敏感度分别为

$$\frac{\partial f}{f} = -\frac{\partial L}{L} \tag{2}$$
$$\frac{\partial f}{f} = \frac{1}{2} \frac{\partial T}{T} \tag{3}$$

从式(2)和式(3)可以看出, L 和 T 变化对 f 造成的变化方向是相反的.并且 f 对 L 的变化更为敏感.从表 4 的数据来看,由于 T 的变化是负方向,所以它对 f 造成的影响与 L 是相同的.相比于 $R_{s1}=11.04\%$, $R_{s2}=5.21\%$ 条件的火焰上游区的 L_1 变长,增幅为 173.33%, T_1 变低,降幅为 3.35%;而火焰区的 L_2 变短,降幅为 34.21%, T_2 变低,降幅为 24.47%;火焰下游区的 L_3 和 T_3 的变化较小,降幅小于 3%.从以上数据可以看出,燃油分级比是导致压力振荡频率变化的主要原因,即燃油分级比降低(预燃级燃油流量减小,主燃级燃油流量增多)导致火焰区向下游移动,火焰区平均温度降低.从式(2)和式(3)可以看出,当火焰上游区变长,压力振荡频率降低;火焰区平均温度降低,同样也会造成压力振荡频率降低.

表 4 CFD 计算获取特征区轴向位置及平均温度

Table 4 Axial positions and mean temperatures of character zones derived from CFD calculation

$R_s/\%$	火焰上游区				火焰区				火焰下游区			
	起始位置/mm	终点位置/mm	L_1 /mm	T_1 /K	起始位置/mm	终点位置/mm	L_2 /mm	T_2 /K	起始位置/mm	终点位置/mm	$L_3^*/$ /mm	T_3 /K
11.04	0	30	30	1134	30	182	152	1467	182	790	608	1562
5.21	0	82	82	1096	82	182	100	1108	182	790	608	1515
相对变化	0	173.33	173.33	-3.35	173.33	0	-34.21	-24.47	0	0	0	-3.01

注: * 表示包含了火焰筒出口下游的冷却水套部分,见图 2.

4 结 论

本文通过实验测量了燃油分级比对 LESS 燃烧室压力振荡频率的影响,就 LESS 燃烧室而言,在燃烧室进口压力为 1.14~2.77 MPa、燃烧室进口温度为 645~808 K、总油气比为 0.0242~0.0303、燃烧室压降为 3.14%~3.64% 范围内,当燃烧室进口条件不变,总油气比不变时,燃油分级比减小(32.7%降到 5.21%),压力振荡频率下降.燃烧室的声学特征频率与实验测试的压力振荡频率接近,因此本文采用了热声模型和数值模拟相结合的方法研究了上述现象的原因.分析表明,燃油分级比变化会导致火焰区的起始位置、轴向长度和平均温度发生变化,从而使得燃烧室压

力振荡频率发生变化.基于简单均匀介质直管道模型和数值模拟方法,来预测燃烧室的压力振荡频率随燃油分级比变化具有一定的实用性.

参考文献:

[1] Huang Y, Yang V. Dynamics and stability of lean-premixed swirl-stabilized combustion[J]. Progress in Energy and Combustion Science, 2009, 35(4): 293-364.

[2] Lieuwen T C, Yang V. Combustion instabilities in gas turbine engines[M]. Reston: AIAA, 2005.

[3] Angello L C, Castaldini C. Combustion tuning guidelines: understanding and mitigating dynamic instabilities in modern gas turbine combustors[R]. ASME Paper GT2004-54081, 2004.

[4] FU Zhenbo, LI Jibao, LIN Yuzhen. Experimental investi-

gation on ignition performance of LESS combustor[R]. ASME Paper GT2011-45786,2011.

[5] Mongia H C. TAPS; a 4th generation propulsion combustor technology for low emissions[R]. AIAA-2003-2657, 2003.

[6] Kim K T, Hochgreb S. The nonlinear heat release response of stratified lean-premixed flames to acoustic velocity oscillation[J]. Combustion and Flame, 2011, 158 (12): 2482-2499.

[7] Kim K T, Wkashinath K, Hochgreb S. Effects of nonuniform reactant stoichiometry on combustion instability[R]. ASME Paper GT2011-45097,2011.

[8] Filho P A, Hochgreb S, Barlow R S, et al. Experimental measurements of geometric properties of turbulent stratified flames[J]. Combustion, 2009, 32(2):1763-1770.

[9] Pasquier N, Lecordier B, Trinite M, et al. An experimental investigation of flame propagation through a turbulent stratified mixture[J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2007, 31(1):1567-1574.

[10] Barlow R S, Wang G H, Anselmo-Filho P, et al. Application of Raman/Rayleigh/LIF diagnostics in turbulent stratified flames[J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2009, 32(1):945-953.

[11] Galizzi C, Escudié D. Experimental analysis of an oblique turbulent flame front propagating in a stratified flow[J]. Combustion and Flame, 2010, 157(12):2277-2285.

[12] Kang T, Wkyritsis D C. Phenomenology of methane flame propagation into compositionally stratified, gradually richer mixtures[J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2009, 32(1):979-985.

[13] Kang T, Wkyritsis D C. Methane flame propagation in compositionally stratified gases[J]. Combustion Science and Technology, 2005, 177(11):2191-2210.

[14] Nogenmyr K J, Petersson P, Bai X S, et al. Structure and stabilization mechanism of a stratified premixed low swirl flame[J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2011, 33(1):1567-1574.

[15] Li G Q, Gutmark E J. Geometry effects on the flow field and the spectral characteristics of a triple annular swirler[R]. ASME Paper GT-2003-38799, 2003.

[16] Hobson D E, Frackrell J E, Hewitt G. Combustion instabilities in industrial gas turbines-measurements on operating plant and termoacoustic modeling[R]. Indianapolis, US; International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, 1999.

[17] Ibrahim Z M, Williams F A, Buckley S G, et al. An acoustic energy approach to modeling combustion oscillations[R]. ASME Paper GT-2006-90096, 2006.

[18] Dowling A P, Stow S R. Acoustic analysis of gas turbine combustors[J]. Journal of Propulsion and Power, 2003, 19 (5):751-764.

[19] Poinot T, Veynante D. Theoretical and numerical combustion[M]. 2nd ed. [S. l.]:Edwards Inc, 2005.