

火箭发动机泵后供应系统水力激振试验

刘 上, 张兴军, 程晓辉, 赵瑞国, 吕鹏翔, 张 琳, 付幼明
(西安航天动力研究所 液体火箭发动机技术重点实验室, 西安 710100)

摘 要: 为了研究某型发动机泵后供应系统的动力学特性,对全尺寸的氧泵后供应系统在中、高频范围内开展了水力激振试验。试验数据表明:供应系统的谐振特性被激发起来。在试验条件下,可以清晰地辨识出泵后供应系统的前4阶谐振频率和振型。第1阶谐振频率响应幅值最高,第2阶和第3阶相当,响应幅值次之,第4阶响应幅值再次之。在外界扰动下,该发动机泵后供应系统能够较容易地达到流体谐振状态,当外界扰动频率接近其谐振频率时,供应系统沿程脉动压力出现了明显的共振波形。在不同的谐振频率下,喷前腔位置均为压力振荡的波节位置,也即为流量振荡的波腹位置。

关 键 词: 火箭发动机; 供应系统; 水力激振; 压力振荡; 谐振频率

中图分类号: V34

文献标志码: A

Hydraulic vibration experiment on a rocket engine feed system after pump

LIU Shang, ZHANG Xingjun, CHENG Xiaohui, ZHAO Ruiguo,
LÜ Pengxuan, ZHANG Lin, FU Youming

(Science and Technology on Liquid Rocket Engine Laboratory,
Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: The dynamical characteristics of liquid rocket engine propellant feed system after pump have important effect on the stability of thrust chamber. In order to investigate the dynamical characteristics of the propellant feed system after pump in an engine, the hydraulic vibration experiments within the medium and high frequency ranges of the full scale engine feed system after oxidizer pump were conducted. Test data indicate that resonance characteristics of the engine feed system were excited. Under the test condition, the first four resonant frequencies and the vibration modes can be clearly revealed. The first resonant frequency had highest response amplitude, while the second resonant response amplitude was lower than the first one, and similar to the third one. The fourth resonant response amplitude was further lower than the third one. Under the external pressure fluctuation, this engine feed system after pump can easily achieve the resonant condition. When the fluctuation frequency was close to the resonant frequencies of the feed system, the pressure oscillations along the feed system presented obvious resonant wave shapes. The position of the injector manifold is always the wave node of pressure oscillation, namely the wave anti-node of flow oscillation, under different resonant frequencies.

收稿日期: 2017-05-25

作者简介: 刘上(1984—),男,高级工程师,博士,主要从事液体火箭发动机系统动力学研究。

引用格式: 刘上,张兴军,程晓辉,等. 火箭发动机泵后供应系统水力激振试验[J]. 航空动力学报,2018,33(11):2635-2643. LIU Shang, ZHANG Xingjun, CHENG Xiaohui, et al. Hydraulic vibration experiment on a rocket engine feed system after pump[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(11): 2635-2643.

Key words: rocket engine; feed system; hydraulic vibration; pressure oscillation; resonant frequency

根据研制液体火箭发动机的工程实践,当液-液燃烧推力室自发出现纵向压力振荡时,虽然推力室通常不会直接出现烧蚀破坏,但在该频率下推力室产生显著的结构振动,对其他组件产生强迫振动,大大恶化了发动机的力学环境。根据燃烧稳定性理论^[1-2],推力室出现纵向压力振荡存在两种机理:一种是燃烧过程本身与纵向声振产生耦合;另一种是局部供应系统与燃烧室内纵向压力振荡耦合。由于推力室纵向压力振荡的频率处于中、高频范围内,推进剂局部供应系统能够产生明显的响应,产生流量脉动反馈,因而,发动机局部供应系统的动力学特性对推力室的稳定工作具有重要影响。

国内、外学者对供应系统的频率特性,以及与燃烧组件的耦合作用开展了一定的理论研究工作^[3-7]。文献[3]针对某型补燃发动机的富氧预燃室与局部供应系统,开展了耦合稳定性理论分析,解释了某预燃室出现 750 Hz 纵向压力振荡的机理^[3]。文献[4]分析了补燃发动机液氧供应系统相对预燃室室压扰动的幅频响应特性,讨论了头腔容积、喷注压降等因素的影响规律。文献[5]针对某型液-液燃烧推力室在研制初期出现约 900 Hz 纵向振动问题,从流量型耦合机理角度进行了建模分析。张黎辉等^[6]采用分布参数模型求解了补燃循环发动机供应系统在宽频范围内的频率特性。在文献[7]中,NASA 研究人员为了分析 10~1000 Hz 的频率范围内推力室与供应系统的耦合不稳定,建立了供应系统、燃烧过程和燃烧室气体动力学频域模型,利用航天飞机轨道机动发动机系统进行了验证,并提出了验证供应系统动力学模型的方法:在模拟燃烧室内进行压力扰动,在供应系统沿程测量当地脉动压力和流量振荡。

在供应系统频率特性理论分析的基础上,有必要进一步对供应系统开展宽频范围内的水力激振试验,详细研究某型发动机泵后供应系统在中、高频范围内的动力学特性,获取供应系统的谐振频率和振型,为工程问题的分析提供参考。由于真实供应系统结构复杂,包含了管路、阀门、推力室头腔、喷注器等多个组件,对大流量的全尺寸供应系统开展动力学试验,需要激振能量高、工作频率范围宽的水力激振装置。

文献[8]中,采用活塞式激振器对某氢氧发动

机的氧泵开展了气蚀动特性水力激振试验,获得了氧泵在不同入口压力下的气蚀柔度和动态增益。受活塞机械惯性运动的限制,活塞式激振器所需的输入功率较大,激励的频率范围也不高,适合于 100 Hz 以内低频动力学研究试验。Bazarov 等^[9-10]为了研究喷嘴在中、高频范围内的动态特性,设计了一种转盘式脉动压力发生装置,在喷嘴上游产生主动的脉动压力,对单喷嘴的动态喷注、雾化特性开展大量的试验研究。Khil 等^[11]和国内富庆飞等^[12]、杨尚荣等^[13]基于该种脉动压力发生装置也都开展了单喷嘴的动力学研究试验。该脉动发生器的优点是不需要大功率设备即可产生强烈的周期性振荡,激励频率的范围很宽,但需要来流具有较高的稳态压力。

本文在上述文献基础上,设计了宽频、高幅值的水力激振试验系统,以研究某发动机泵后供应系统在中、高频范围的动力学特性。

1 试验系统与分析方法

某发动机泵后供应系统水力激振试验原理图如图 1 所示,采用真实的发动机氧化剂主导管、氧主阀、推力室头腔和喷注器。为了模拟在发动机工作过程中推力室内压力脉动对氧化剂供应系统的激励,在氧化剂喷前腔中引入主动的水力激振信号。测量供应系统沿程各脉动压力测点的响应,建立脉动压力相对激励源脉动压力的响应传递函数,研究氧化剂供应系统的动态特性。

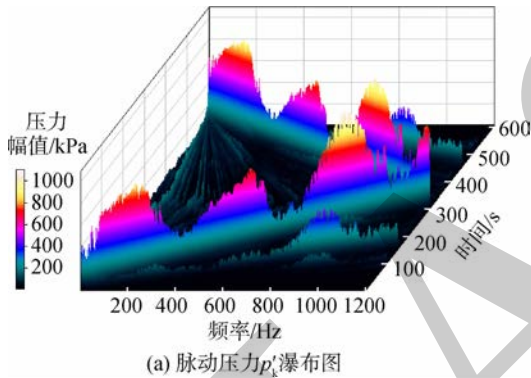
试验系统中产生水力激振信号的关键组件为脉动压力发生器,脉动发生器内部有与电机相连的转盘,转盘上均布多个小孔,入口接嘴与转盘小孔紧密贴合。随着脉动发生器内转盘的转动,间歇切断流入旁通管路的流量,在脉动发生器上游的管路内产生周期性的脉动压力信号。从而在激振引出接口产生周期性的流量脉动,对供应系统进行主动地激励。通过对脉动发生器电机电压进行编程,实现脉动发生器转速的精确控制,进而对激振频率进行主动控制。

在发动机工作过程中,高速旋转的离心泵叶片对下游的扰动波形成硬反射边界,且离心泵内推进剂流速很高,泵后供应系统的入口边界接近于声学闭边界。推力室内燃气的压缩性远大于液体推进剂的压缩性,供应系统的出口边界接近于

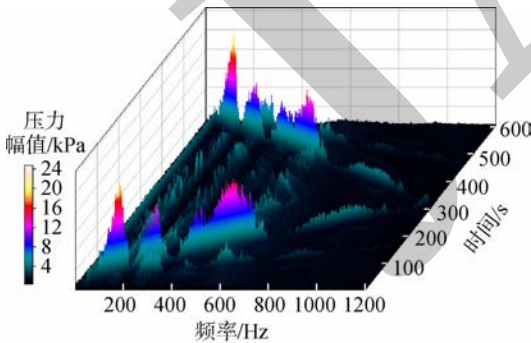
再从 1200 Hz 匀速降低至 0 Hz,构成了共 600 s 的线性扫频激励周期。对脉动压力数据进行时-频域处理,选取部分脉动压力数据的色谱图或瀑布图如图 3 所示。

由图 3(a)可见,在激振频率的线性增加和降低的过程中,脉动压力的频率和幅值变化重复性很好,激励源产生的脉动压力信号频率特性符合预期的线性控制规律。另外,除激励的主频外,激励源脉动压力存在幅值较小的二倍频分量,其他频率分量的幅值都很低,表明了在整个频率范围内,激励源脉动压力信号的质量均较高。

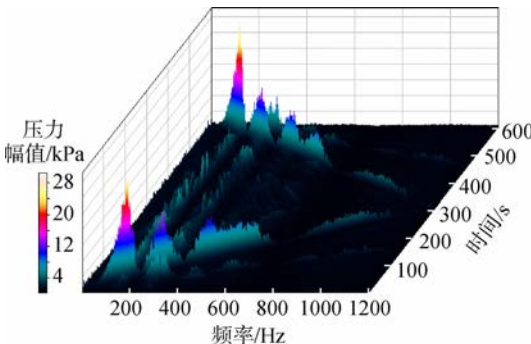
图 3(b)、图 3(c)中,推力室头腔上脉动压力 p'_{yt2} 、 p'_{yt1} 在 650 Hz 以内的范围内均存在明显的响应,且存在谐振特征,而在 650~1200 Hz 之间的响应幅值较小。由图 3(d)、图 3(e)可见,主导管



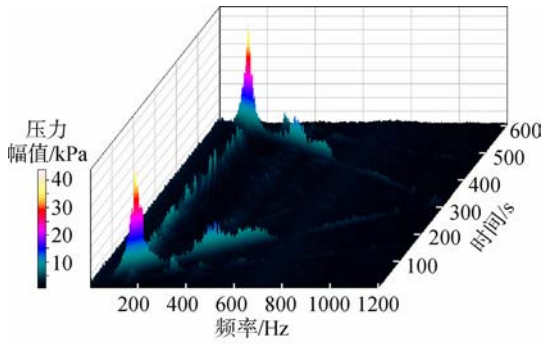
(a) 脉动压力 p'_x 瀑布图



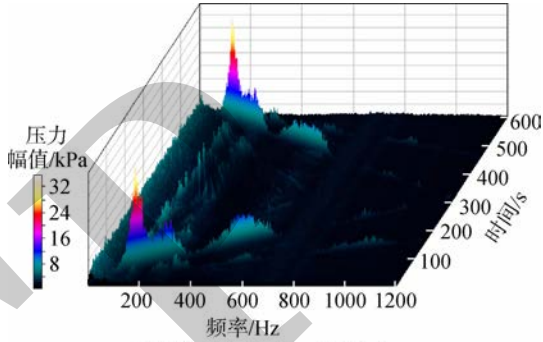
(b) 推力室头腔上脉动压力 p'_{yt2} 瀑布图



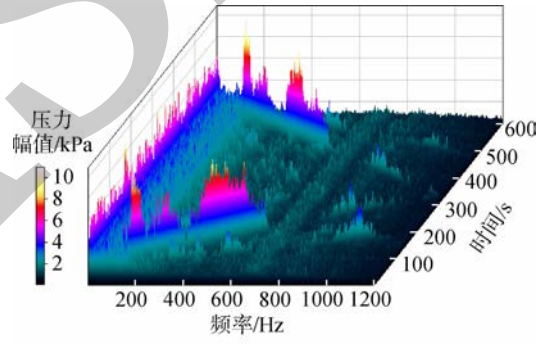
(c) 推力室头腔上脉动压力 p'_{yt1} 瀑布图



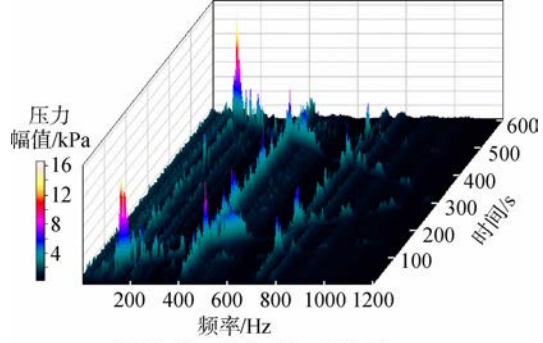
(d) 主导管上脉动压力 p'_s 瀑布图



(e) 主导管上脉动压力 p'_i 瀑布图



(f) 主导管上脉动压力 p'_l 瀑布图



(g) 节流短管上脉动压力 p'_a 瀑布图

图 3 脉动压力时-频域分析

Fig. 3 Time-frequency analysis of the pressure oscillation data

中部的脉动压力响应幅值均较高,主导管脉动压力 p'_s 的谐振峰幅值明显高于推力室头腔中脉动压力 p'_{yt1} 和上游脉动压力 p'_i 的谐振峰幅值。供应

系统中脉动压力幅值随频率存在谐振变化,不同位置的脉动压力幅值也不同,表明通过在喷前腔引入人工激励,整个发动机供应系统的谐振特性被激发起来。脉动激励系统的激振能量和频率范围达到了预期的要求,试验达到了对全尺寸泵后供应系统进行宽频范围水力激振的目的。

图 3(f)中,主导管入口端脉动压力 p'_1 在整个频率范围内的响应幅值均较小,明显小于下游的脉动压力 p'_4 的幅值,在大于 650 Hz 的频率范围内,人工压力扰动的特征频带完全淹没在流动噪声中。另外,从主导管中部至入口端,脉动压力最高幅值逐渐降低。说明在本次试验中,主导管的入口端边界并非初始设想的近似于声学闭端,反而更接近于声学开端。图 3(g)中,上游节流短管的脉动压力 p'_{ik} 在 650 Hz 以上的频率范围内,依然存在明显的人工压力扰动特征频带,且最高幅值也超过 p'_1 的谐振峰幅值,说明存在部分人工激振能量从氧主导管入口端逆向传播至试验台管路。

通过分析缓变压力数据,可以解释主导管入口边界条件的差异。在本次试验中,试验台入口缓变压力 p_{i0} 均值为 1.618 MPa,节流短管出口端缓变压力 p_{ik} 均值为 0.4514 MPa,主导管缓变压力 p_p 均值为 0.1748 MPa。试验台入口与节流短管之间收缩段的相对压力损失为 72.1%,节流短管与主导管之间扩张锥段的相对压力损失为 61.3%。由于推力室喷注器直接通外界,主导管内的流体压力低,节流组件的设计压降偏大,导致节流短管与主导管之间的压力相对损失过大。扩张锥段的锥角为 60°,分析认为在扩张锥内存在大量的气蚀空化区,空化区气泡的总体积过大,柔性过强,改变了主导管入口端的边界条件,使其近似于声学开端。扩张锥的中心射流仍为液体,下游的人工扰动未被空化区完全吸收,部分激振能量继续传播至上游的试验台管路中。

2.2 供应系统频率响应特性

在频率递减回程中,间隔 5 s 读取激励源脉动压力和头腔上两个脉动压力的激励频率和分频幅值(40~1050 Hz 范围)如图 4 所示。图 4(a)中,随着激振频率的变化,激励源的脉动压力幅值不是恒定的,而是明显存在谐振特性,分析是脉动发生器上游高压试验管路的谐振特征被激发出来。图 4(b)中推力室头腔的脉动压力测点在 650 Hz 以内范围内也明显存在谐振特征,且峰值频率不同于图 4(a)中激励源脉动压力谐振频率,这反映

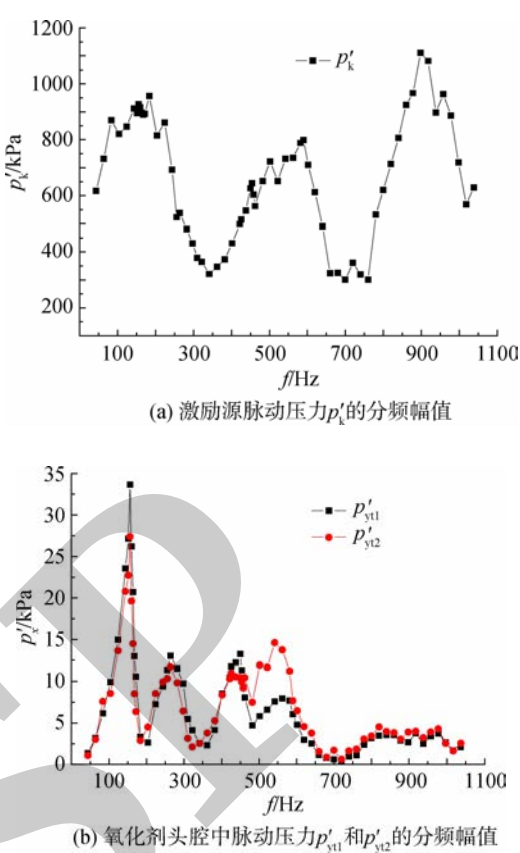


图 4 部分脉动压力测点幅频特性
Fig. 4 Amplitude-frequency characteristic of pressure oscillations

了该泵后供应系统在试验条件下的谐振特征。根据出口节流圈的流阻系数 $R = 0.3138$ (MPa·s²)/kg²,激励源处稳态压力均值 $p_k = 4.473$ MPa 以及氧喷前腔压力均值 $p_y = 0.137$ MPa,计算出通过脉动激励路流入喷前腔内的稳态流量 $q_m = 3.72$ kg/s。脉动激励路的稳态流量达到供应系统主路稳态流量的 14.9%。由公式 $q'_m = p'_k / (2Rq_m)$,和图 4(a)中 p'_k 的分频幅值,可以计算通过脉动激励路流入喷前腔内的流量脉动分频幅值,流量脉动最大分频幅值达到 0.475 kg/s。为了排除激励源幅值随频率的变化对供应系统脉动压力频率特性的影响,以氧头腔脉动压力测点为例,计算脉动压力幅值与扰动源幅值的比值,如图 5 所示。脉动压力的相对响应幅值即为传递函数 $G_x(f) = p'_x(f) / p'_k(f)$ 的幅值,传递函数的幅频特性表征了供应系统自身的幅频特性。图 5 表明在 1050 Hz 以内,在试验条件下供应系统明显存在 4 阶谐振峰,1 阶谐振频率 $f_1 = 156$ Hz,2 阶谐振频率 $f_2 = 264$ Hz,3 阶谐振频率 $f_3 = 426$ Hz,4 阶谐振频率 $f_4 = 542$ Hz。在 650 Hz 以上供应系统的谐振特征不明显,相对响应幅值都很低。

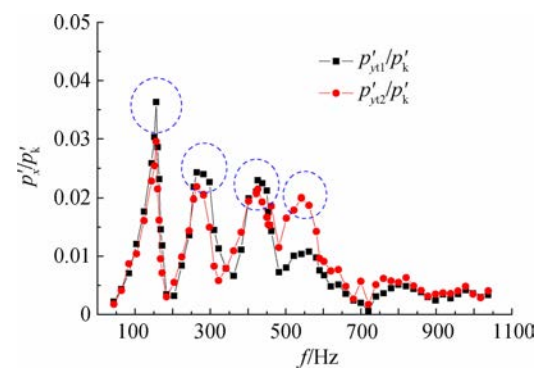


图 5 氧头腔脉动压力的相对响应幅值

Fig. 5 Relative response amplitude of the pressure oscillation at oxidizer manifold

根据图 5 中供应系统相对输入扰动传递函数的幅频特性,以 p'_{yt1} 数据为例,计算各阶谐振频率下的半功率带宽、半功率带宽与谐振频率比值(即阻尼比),如表 1 所示。阻尼比表征了供应系统在谐振频率下的阻尼特性,阻尼比越小,谐振峰越陡峭。由表 1 可得,高阶谐振频率的阻尼比均高于 1 阶谐振频率的阻尼比,第 4 阶谐振频率的阻尼比高于第 3 阶谐振频率的阻尼比。虽然 2 阶谐振频率峰值幅值较高,但其阻尼比相对最大。

表 1 各阶谐振频率的阻尼比

Table 1 Damping ratios of the resonant frequencies

参数	阶数 i			
	1	2	3	4
半功率带宽 $\Delta f_i/\text{Hz}$	19.45	57.30	63.01	97.17
阻尼比 $\Delta f_i/f_i$	0.125	0.217	0.148	0.179

2.3 供应系统固有振型分析

供应系统在试验条件下前 4 阶谐振频率的相对响应幅值振型如图 6 所示,其中横坐标为距产品入口端法兰面的一维流向距离,从左至右依次为脉动压力 p'_1 、 p'_2 、 $\cdots$ 、 p'_{yt3} 、 p'_{ym1} 。由图 6 明显可以看出,在试验条件下,1 阶振型处推力室喷前腔和主导管入口处的幅值最低,为压力的波节位置,主管路上脉动压力 p'_8 的响应幅值最高,为压力的波腹位置,表明 1 阶振型接近于半波长。2 阶振型接近于一个波长,存在 2 个压力波腹位置,分别为 p'_3 和 p'_{yt1} 。3 阶振型接近于 3/2 个波长,存在 3 个压力波腹位置。4 阶振型接近于 2 个波长,有 4 个压力波腹位置。综合前 3 阶谐振频率的振型来看,振型中的压力波腹和波节反映很清晰。对于第 4 阶振型,脉动压力传感器的数量还略显偏少。

另外,对于所有振型,喷注器位置均为压力波节位置,也即为流量振荡的波腹位置,说明当泵后系统达到谐振状态时,通过喷注器产生较明显的流量振荡,对下游的燃烧组件产生流量脉动反馈作用。

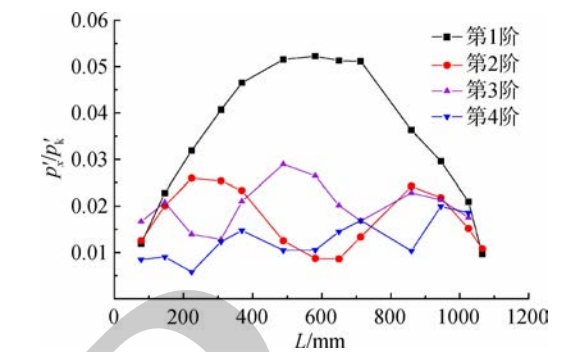


图 6 前 4 阶谐振频率下供应系统的沿程相对响应幅值

Fig. 6 Relative response amplitudes along the feed system at four resonant frequencies

对比前 4 阶谐振频率下发动机供应系统的相对响应幅值振型,得出:1 阶谐振频率下供应系统中最大相对响应幅值最高,第 2 阶和第 3 阶谐振频率下的最大相对响应幅值相近,但均明显低于 1 阶,第 4 阶谐振频率下的相对响应幅值整体上再低于第 2 阶和第 3 阶。1 阶谐振频率下压力波腹的相对幅值显著高于其他 3 阶谐振频率的压力波腹,这与表 1 中 1 阶谐振频率的阻尼比最小相对应。第 4 阶谐振频率下,从氧喷前腔逆向上游,压力波腹的相对幅值依次减小,表明在较高的扰动频率下,压力扰动波在液体介质中传播的衰减特性逐步显现。

在 1 阶谐振频率 156 Hz 下,供应系统上脉动压力测点的局部时域波形如图 7 所示。由图 7 可见,当供应系统达到 1 阶谐振状态,在压力波腹位置附近($p'_i \sim p'_{i0}$),脉动压力的波形较为规则。主导管压力波腹处的脉动压力瞬时峰值达到 0.152 MPa,而主导管的稳态压力时均值为 0.174 8 MPa,脉动压力时域幅值相对稳态压力的比例达到 87%。并且,压力波腹位置附近脉动压力波形呈现上部尖、下部宽的非线性波形,即超出了线性小扰动的范围。因此,在供应系统的出口端附近,当外界在 1 阶谐振频率下输入流量扰动时,整个供应系统呈现出强烈的共振状态。

根据瞬变流动力学理论^[15],供应系统的振型主要受边界条件、结构参数影响,均质流体介质的声速对供应系统的振型无影响。当供应系统的结构相同、边界条件一致,则供应系统的各阶固有振

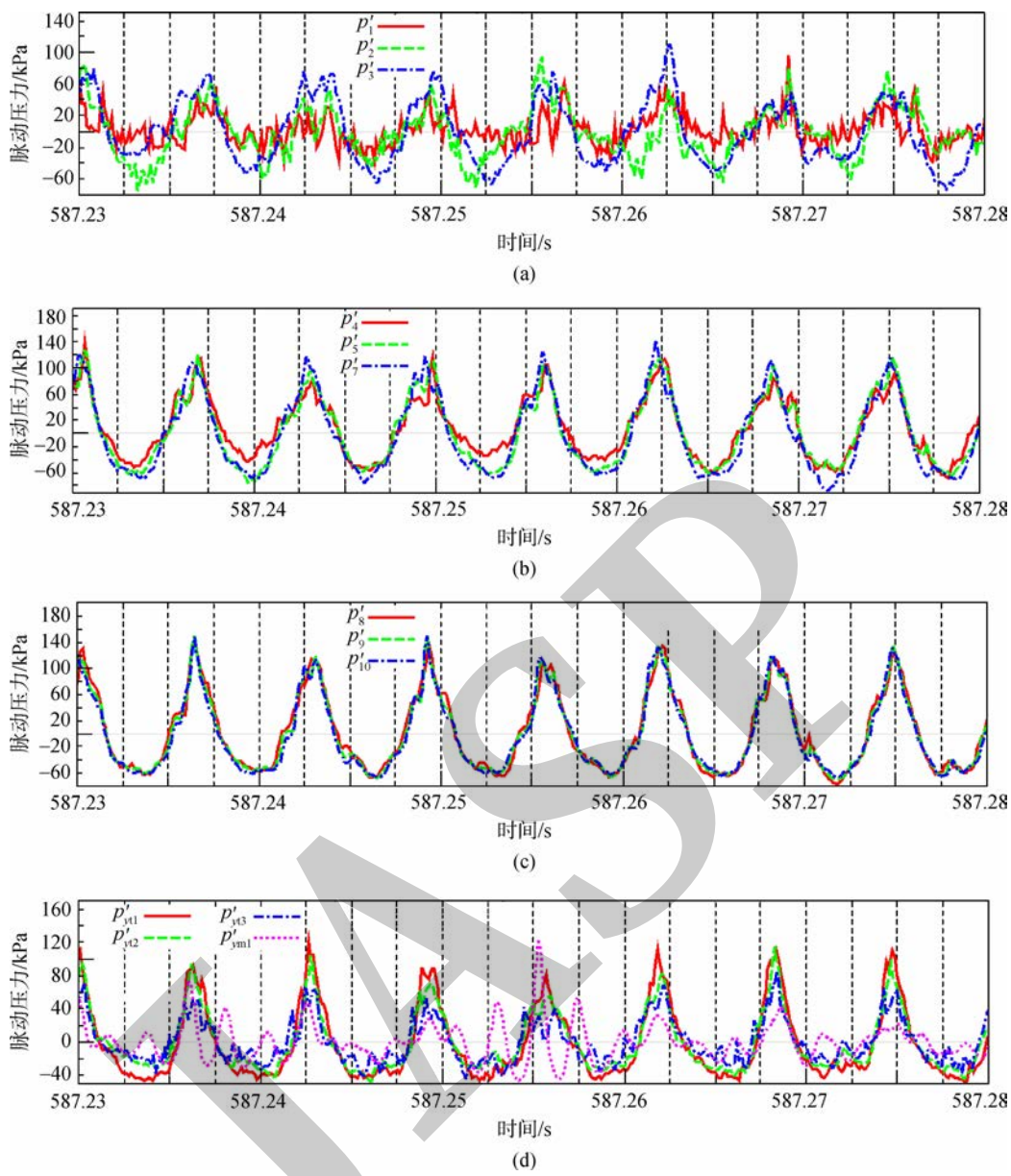


图 7 1 阶谐振频率下脉动压力的时域波形

Fig. 7 Pressure oscillation waves at the first resonant frequency

型均为图 6 所示,只是谐振频率与介质的声速成正比,可换算出不同介质声速下供应系统的谐振频率。

2.4 激励扫频策略的影响

为了对比激励扫频策略对水力激振试验的影响,设计了一种精细的阶梯形扫频策略:150 Hz 以内线性增加,之后每 5 s 递增 20 Hz 后,维持 5 s,逐步增大至 1200 Hz,再按原速率阶梯形降低至 0 Hz。激励频率递增和递减过程的总周期共 1140 s,激励总时间长于线性扫频策略。此次试验中,保持供应系统的稳态流量 25.0 kg/s 和边界条件不变,激励源处稳态压力均值 $p_k=3.78\text{ MPa}$ 。

按同样方法计算推力室头腔脉动压力幅值与

扰动源脉动压力幅值的比值,如图 8 所示。图 8 表明在 1050 Hz 以内,在试验条件下供应系统同样明显存在 4 阶谐振峰,供应系统的谐振特征被充分激发起来。其中,1 阶谐振频率 $f_1=152\text{ Hz}$, 2 阶谐振频率 $f_2=256\text{ Hz}$, 3 阶谐振频率 $f_3=408\text{ Hz}$, 4 阶谐振频率 $f_4=530\text{ Hz}$ 。与线性扫频策略相比,前 4 阶谐振峰基本类似,谐振频率值略有差异。进一步,对比两次试验前 3 阶谐振频率下供应系统的沿程脉动压力相对响应幅值,如图 9 所示。

由图 9 可见,在相同的试验流量工况下,两种扫频激励下的供应系统 1 阶振型都接近于半波长,只是阶梯形扫频获得的压力波腹处相对响应

幅值高于线性扫频激励下的相对幅值。表明在低频段,适当延长激励时间,可以提高供应系统的沿程响应幅值。而在第 2 阶和第 3 阶振型下,两次试验的供应系统中脉动压力相对响应幅值差别很小,振型分布完全一致。

总的来讲,阶梯形扫频激励与线性扫频激励获得的供应系统振型分布吻合很好,说明该动态液流试验的重复性较好,也说明采用单程 300 s 的线性扫频激励对于获得全尺寸供应系统的谐振频

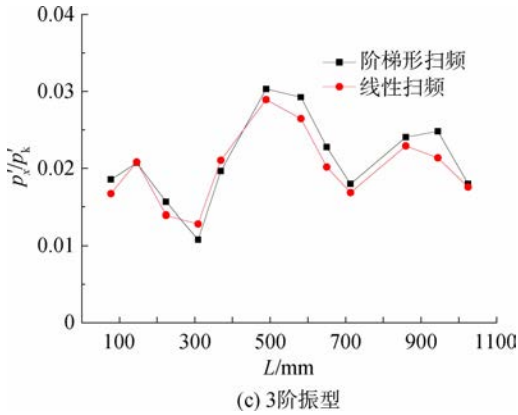


图 9 两种扫频激励策略下的供应系统振型对比
Fig. 9 Oscillation modes of the feed system under two kind frequency scanning methods

率和振型是足够的。

3 结 论

为了研究火箭发动机供应系统的动力学特性,设计了一种宽频水力激振系统,对全尺寸的供应管路系统在中、高频范围内开展了水力激振试验和数据分析,获得结论如下:

1) 在 0~1 200 Hz 的试验频率范围内,激励源脉动压力信号的质量均较高,供应系统的谐振特性被激发起来。通过建立试验系统输入扰动和输出响应之间传递函数的幅频特性,可以研究供应系统的动力学特性。

2) 在试验条件下,可以清晰地辨识出供应系统的前 4 阶谐振频率和振型分布。第 1 阶谐振频率响应幅值最高,第 2 阶和第 3 阶相当,响应幅值次之,第 4 阶响应幅值再次之。计算传递函数在不同谐振频率的阻尼比,表明第 2 阶谐振频率的阻尼比相对最大。

3) 在外界扰动下,该型发动机的泵后供应系统能够较容易地达到流体谐振状态,当外界压力扰动频率接近其谐振频率时,供应系统沿程脉动压力出现了明显的共振波形。

4) 在不同的谐振频率下,喷前腔位置均为压力振荡的波节位置,也即为流量的波腹位置。

参考文献:

[1] 哈杰,里尔登.液体推进剂火箭发动机不稳定燃烧[M]. 朱宁昌,张宝炯,译.北京:国防工业出版社,1980.
[2] 杨 V,安德松.液体火箭发动机燃烧不稳定性[M]. 张宝炯,译.北京:科学出版社,2001.
[3] 刘上,刘红军,陈建华,等.富氧燃气发生器-供应系统耦合稳定性研究[J]. 推进技术,2013,34 (11):1448-1458.

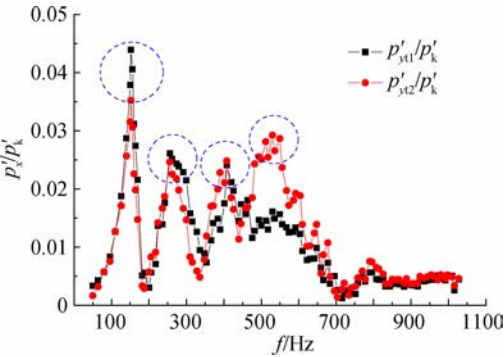
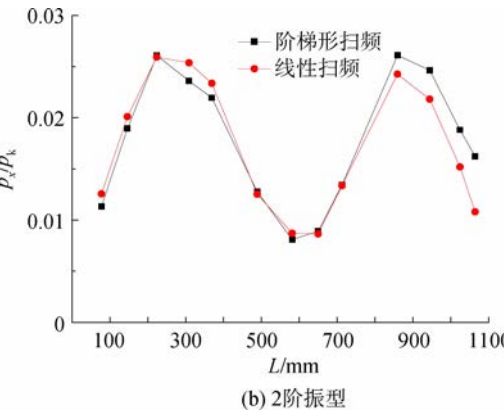
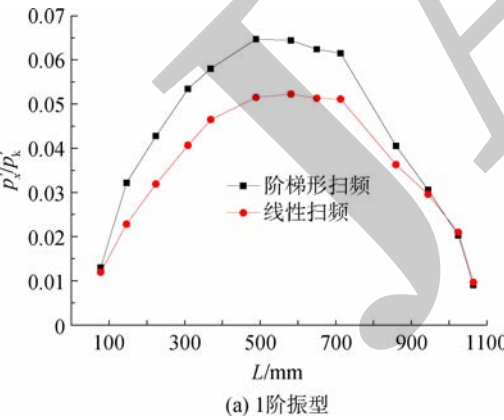


图 8 阶梯形扫频头腔脉动压力的相对响应幅值
Fig. 8 Relative response amplitude of pressure oscillation at the manifold under ladder frequency scanning



LIU Shang, LIU Hongjun, CHEN Jianhua, et al. Investigation on oxidizer-rich preburner feed system coupled stability[J]. Journal of Propulsion Technology, 2013, 34 (11): 1448-1458. (in Chinese)

[4] 刘上, 刘红军, 王海燕. 富氧燃气发生器液氧供应系统频率特性分析[J]. 火箭推进, 2013, 39(2): 12-18.

LIU Shang, LIU Hongjun, WANG Haiyan. Frequency characteristic analysis for LOX feed system of oxidizer-rich preburner[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2013, 39(2): 12-18. (in Chinese)

[5] 刘上, 刘红军, 孙宏明, 等. 液体火箭发动机中频耦合振荡初步研究[J]. 推进技术, 2013, 34 (1): 101-108.

LIU Shang, LIU Hongjun, SUN Hongming, et al. Preliminary study of medium frequency coupled oscillation in liquid rocket engine[J]. Journal of Propulsion Technology, 2013, 34 (1): 101-108. (in Chinese)

[6] 张黎辉, 张振鹏. 补燃循环液体火箭发动机输送系统的频率特性[J]. 推进技术, 2000, 21(1): 5-7.

ZHANG Lihui, ZHANG Zhenpeng. Frequency characteristic for liquid propellant staged combustion cycle rocket engine[J]. Journal of Propulsion Technology, 2000, 21(1): 5-7. (in Chinese)

[7] KAHN D R, SCHUMAN M D, HUNTING J K, et al. Orbital maneuvering engine feed system coupled stability investigation[R]. NASA CR-144409, 1975.

[8] 王珺, 胡鹏, 颜勇. 液体火箭发动机泵的 POGO 气蚀动特性试验研究[J]. 火箭推进, 2012, 38(4): 26-31.

WANG Jun, HU Peng, YAN Yong. Experimental investigation of POGO cavitation dynamic characteristic for liquid rocket engine pump[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2012, 38(4): 26-31. (in Chinese)

[9] BAZAROV V G, LEE E, LINEBERRY D, et al. Pulsator designs for liquid rocket injector research[R]. AIAA 2007-5156, 2007.

[10] BALASUBRAMANYAM M S, CHEN C, BAZAROV V G. Numerical studies on frequency response to mass flow rate variations in a hydromechanical pulsator[R]. AIAA 2009-4956, 2009.

[11] KHIL T, KIM S, CHO S, et al. Quantifying the variation of the mass flow rate generated in a simplex swirl injector by pressure fluctuation[R]. AIAA 2008-4849, 2008.

[12] FU Q F, YANG L J, WANG X D. Theoretical and experimental study of the dynamics of a liquid swirl injector[J]. Journal of Propulsion and Power, 2010, 26(1): 94-101.

[13] 杨尚荣, 杨岸龙, 李龙飞, 等. 喷前压力脉动对撞击式喷嘴雾化特性的影响[J]. 推进技术, 2017, 38(5): 1100-1106.

YANG Shangrong, YANG Anlong, LI Longfei, et al. Effects of pressure pulsation upstream of injector on impinging injector atomization [J]. Journal of Propulsion Technology, 2017, 38(5): 1100-1106. (in Chinese)

[14] 胡寿松. 自动控制原理[M]. 5 版. 北京: 科学出版社, 2007.

[15] WYLIE E B, STREETER V L. Fluid transients in systems [M]. New Jersey: Prentice Hall, 1993.

(编辑: 李岩梅)