

发动机泵后管路-汽蚀管系统水力激振试验

刘 上, 张兴军, 程晓辉, 赵瑞国, 吕鹏翔, 张 琳, 付幼明

(中国航天科技集团有限公司 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: 为了研究火箭发动机泵后管路-汽蚀管系统动力学特性,开展水力激振试验。在汽蚀管下游引入水力激振信号,测量供应管路和推力室头腔的脉动压力,建立描述系统动力学特性的传递函数。结果表明:该系统主要表现出1阶谐振特征,高阶谐振峰不明显。在谐振频率下,汽蚀管出口至氧主阀之间管路上脉动压力的幅值整体较高,脉动压力幅值沿流向逐步增大;经过氧主阀后,压力振荡幅值沿流向快速降低。发现了压力脉动通过此汽蚀管向上游传播的现象:即使汽蚀管处于汽蚀状态,仍存在部分压力脉动通过汽蚀管逆向传播至上游管路;而汽蚀管对整个管路仍然起到了明显的隔振效果。在过大的汽蚀裕度下,汽蚀管出口由声学闭端边界逐渐向声学开端边界转变。

关 键 词: 汽蚀管; 供应管路; 水力激振; 谐振频率; 响应幅值

中图分类号: V434

文献标志码: A

Experiment for hydraulic vibration on rocket engine feed pipe-Venturi tube 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,

China Aerospace and Technology Corporation, Xi'an 710100, China)

Abstract: In order to investigate the dynamical characteristics of the feed pipe - Venturi tube system after pump in a liquid rocket engine, hydraulic vibration experiment were conducted. By generating hydraulic vibration signal after Venturi tube, the pressure fluctuation data at the feed pipes and the thrust chamber manifold were measured, and the transfer function for disturbing this system dynamics was established. The test results indicated that the first resonant response was the main characteristics for the feed system, and the high order resonant peak was unobvious. At the resonant frequency, the pressure oscillation amplitudes were quite high between Venturi tube and main valve, and increased along the flow direction before main valve, but decreased after main valve. A phenomenon of pressure fluctuation transmitting upstream through Venturi tube was discovered. Even the Venturi tube was under the cavitation condition, partial pressure fluctuation could transmit upstream through it, while the Venturi tube also had an evident insulated effect for the whole feed pipe. When the cavitation allowance of Venturi tube was excessively big, the Venturi tube outlet condition

收稿日期: 2017-09-21

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. 发动机泵后管路-汽蚀管系统水力激振试验[J]. 航空动力学报,2018,33(12):3057-3064. LIU Shang,ZHANG Xingjun,CHENG Xiaohui,et al. Experiment for hydraulic vibration on rocket engine feed pipe-Venturi tube system after pump[J]. Journal of Aerospace Power,2018,33(12):3057-3064.

was changed from acoustic closed boundary to acoustic open boundary.

Key words: Venturi tube; feed pipe; hydraulic vibration; resonant frequency; response amplitude

在液体火箭发动机中,汽蚀管是常用的一种流量控制组件,具有良好的稳态特性,可以提高推力和混合比的精度^[1],但其动态特性较为复杂。当下游的推力室产生纵向压力振荡时,对汽蚀管以及供应管路产生了主动的压力扰动。由于推力室一阶纵向压力振荡的频率处于中、高频范围内,推进剂泵后管路系统能够产生明显的响应,可以对推力室产生流量脉动反馈^[2]。有必要针对泵后管路-汽蚀管系统开展主动的水力激励试验,研究复杂管路系统的频率特性,以及汽蚀管对下游压力扰动的响应特性。

对于无汽蚀管的管路系统动力学特性,国内外学者开展了许多理论研究工作^[3-7]。对于包含汽蚀管的液流系统,国内外对动态特性研究较少,大多集中于汽蚀管的稳态工作特性和数值仿真研究。丁猛等探讨了可调汽蚀文氏管在冲压发动机煤油供应系统中的应用^[8]。沈赤兵等针对可调的汽蚀文氏管开展了试验研究,研究了其稳态的流量调节性能^[9]。张小斌等对某液氧文氏管汽蚀特性开展了稳态流场数值计算,获得了汽蚀区压力、温度以及汽蚀强度的分布,探讨了进出口压比对汽蚀特性的影响^[10]。朱子勇等开展了汽蚀管内部气液两相流的稳态流场数值模拟,获得了汽蚀管的稳态流量特性^[11]。赵东方等通过高速摄像机观察了汽蚀文氏管在汽蚀状态下的非稳态特性,表明在稳态汽蚀情况下,汽蚀管也表现出高度的不稳定性,出口压力和流量存在非稳态的波动^[12-13]。

由于某型发动机泵后推进剂供应系统结构复杂,包含了汽蚀管、管路、阀门、推力室头腔、喷注器等多个组件,开展宽频范围内的水力激振试验,需要激振能量高、工作频率范围宽的水力激振器。Bazarov、Balasubramanyam 等为了研究喷嘴在中、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^[14-15]。韩国 Yoon 等和国内富庆飞等基于该种脉动发生装置也都开展了单喷嘴的动力学研究试验^[16-17]。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。

本文基于转盘式脉动压力发生装置,在前期相关水力激振试验的基础上,重点考虑汽蚀管对下游压力扰动的动态特性,研究泵后管路-汽蚀管系统的动力学特性规律。

1 试验系统与分析方法

发动机泵后管路-汽蚀管系统水力激振试验原理图如图 1 所示,包括了发动机全尺寸主汽蚀管、主导管、主阀、推力室头腔和喷注器。在汽蚀管下游引入主动的水力激振信号,以模拟在发动机工作过程中下游的压力脉动对汽蚀管系统的动态激励。测量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,以研究泵后管路-汽蚀管系统的动态特性以及汽蚀管对下游压力扰动的响应特性。

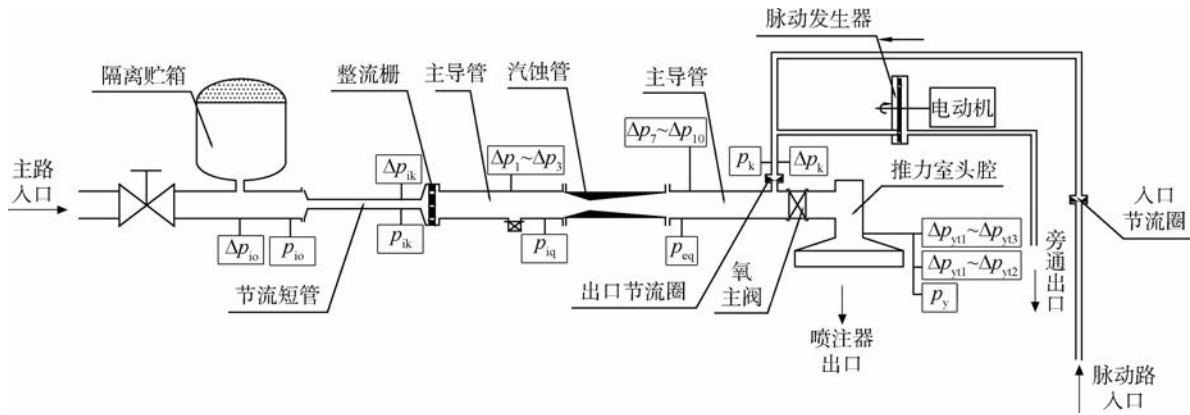


图 1 水力激振试验系统原理图

Fig. 1 Schematic of the hydraulic vibration experiment system

在发动机工作过程中,泵后供应系统的入口边界接近于声学闭边界,出口边界接近于声学开边界。在动态液流试验系统中,应尽量模拟发动机工作中泵后主系统的入口、出口边界条件。为了模拟试验产品入口为声学闭边界,在试验产品入口设置大压降的节流组件,以反射大部分下游逆向上游的压力扰动波。为了增大其感抗和介质的流动惯性,将节流组件设计为细直径的节流短管和多孔整流栅相结合的形式,如图 1 所示。基于前期供应系统水力激振试验的经验,为了改善产品入口边界条件,入口节流短管的内径设计为 $\Phi 40\text{ mm}$,以减弱节流短管扩张可能产生局部汽蚀的影响,节流短管的长度为 0.3 m 。主导管入口整流栅设计为均布 86 个 $\Phi 5\text{ mm}$ 小孔的状态,既保证良好的整流效果,又有一定的压降。主导管内径为 $\Phi 96\text{ mm}$,节流短管出口为 60° 的扩张锥角。在试验系统上游设置大容积的隔离贮箱,含有一定容积的气垫。为监测试验中脉动压力向试验台上游的传播特性,在节流短管出口处设置脉动压力测点 Δp_{ik} 。为了模拟出口声学开边界,将推力室喷注器出口直接通外界,即为理想的声学开端。

为在宽频范围内获得汽蚀管上、下游系统的响应振型,在试验产品沿程尽量多地布置脉动压力测点。在激励源位置设置脉动压力测点 Δp_k 。由于推力室直径较大,在推力室氧喷前腔周向对称布置两个脉动压力测点 Δp_{ym1} 和 Δp_{ym2} 。推力室顶部头腔上沿程布置 3 个脉动压力测点,沿流向分别为 Δp_{y1} 、 Δp_{y2} 、 Δp_{y3} 。

在汽蚀管上游主导管沿程设置 3 个脉动压力测点,沿流向代号分别为 $\Delta p_1 \sim \Delta p_3$ 。在汽蚀管下游主导管沿程设置 4 个脉动压力测点,沿流向代号别为 $\Delta p_7 \sim \Delta p_{10}$ 。在汽蚀管的入口、出口处分别设置缓变压力测点,分别为 p_{iq} 和 p_{eq} ,要求缓变压力传感器的引压管采用硬管,且长度较短。主导管上脉动压力和缓变压力测点的布置照片如图 2 所示。此外,在试验台入口管、节流短管、氧喷前腔、脉动激励源处设置缓变压力测点,代号分别为 p_{io} 、 p_{ik} 、 p_y 、 p_k 。

试验中缓变压力压力测量精度为 $\pm 0.3\% F \cdot S$ 。脉动压力测量采用压电式压力传感器,固有频率为 400 kHz ,加速度灵敏度小于 10 Pa/g 。脉动压力测量系统频率范围为 $0 \sim 51.2\text{ kHz}$ 。可以满足试验测量数据的准确性。

在人工脉动激励下,测量汽蚀管前、后管路系

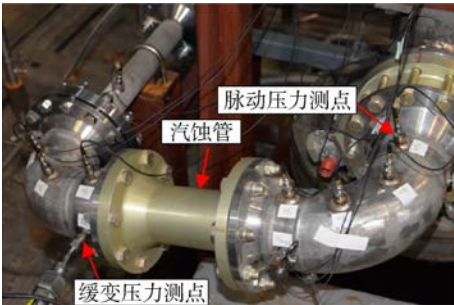


图 2 主导管上测点分布

Fig. 2 Distribution of the sensors on the main pipes

统中脉动压力响应数据。根据自动控制理论,建立起输入、输出之间的传递函数。输出特性可以用沿程的脉动压力测点数据(如 p'_x)表征,输入的扰动用激励源处脉动压力数据 p'_k 表征。从而建立传递函数 $G_x(f) = p'_x(f)/p'_k(f)$,传递函数的谐振频率即为泵后管路-汽蚀管系统在试验条件下的谐振频率,在谐振频率下沿程各脉动测点的幅值分布即为该系统在试验条件下的振型分布。

2 试验结果与分析

2.1 试验数据时-频域分析

在激振试验之前,在工程标定水试中通过稳态流量法,判定该汽蚀管的临界汽蚀相对压力损失为 16.7% 。在某次试验中,保持汽蚀管的稳态流量为 7.13 kg/s ,脉动发生器上游激励源处稳态压力均值为 1.096 MPa 。通过电动机控制电压的变化,在 300 s 内激励频率从 0 Hz 线性增大至 1200 Hz ,再从 1200 Hz 匀速降低至 0 Hz ,构成了一个线性扫频激励周期。

试验中缓变数据的时均值如表 1 所示,根据汽蚀管前、后的稳态压力,可得汽蚀管的相对压力损失为 17.6% ,大于该汽蚀管的临界汽蚀相对压力损失,即汽蚀管工作在汽蚀范围。对试验测量的脉动压力测点数据进行时-频域处理,部分脉动压力数据的色谱图或瀑布图如图 3 所示。

表 1 7 kg/s 级流量试验参数均值

Table 1 Average value of parameters at 7 kg/s stage flow rate test					
$Q_m /$ (kg/s)	$p_{io} /$ MPa	$p_{ik} /$ MPa	$p_{iq} /$ MPa	$p_{eq} /$ MPa	$p_y /$ MPa
7.13158	0.30649	0.2070	0.14367	0.11842	0.11037

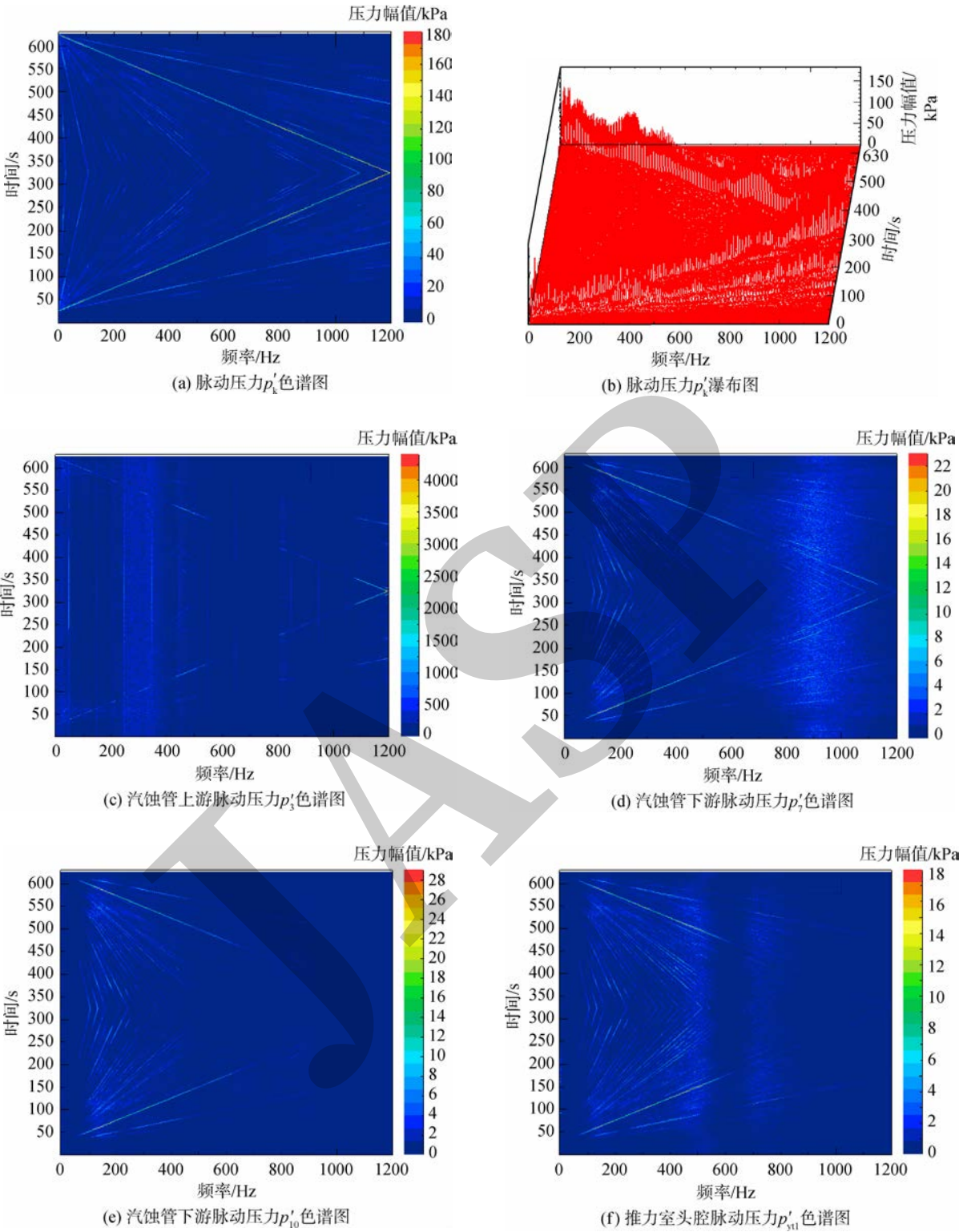


图 3 部分脉动压力时-频域分析

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

由图 3(a)和图 3(b)可得,在激振频率的线性增加和降低的过程中,激励源处脉动压力 p'_k 的频率和幅值变化重复性很好,表明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,且重复性较好。另外,脉动压力 p'_k 的分频幅值随频率的变化不大,基本在 100 kPa 附近。

图 3(c)中,汽蚀管上游脉动压力 p'_s 的分频幅值整体上都很小,但从色谱图中,仍然能分辨出人工压力扰动的特征频带。间歇存在部分频率区间,人工扰动的压力响应幅值比较明显,如 500 Hz 附近、1100~1200 Hz 范围。其余大部分的频率范围内压力响应幅值很微弱。这表明虽然汽蚀

管处于汽蚀的条件下,也存在部分人工激振能量从汽蚀管下游逆向传播至汽蚀管上游,上游管路系统对逆向传播的压力扰动具有频率选择性的响应。

图 3(d)和图 3(e)中,汽蚀管下游脉动压力 p'_7 、 p'_{10} 在 650 Hz 以内的范围均存在明显的响应,在 100~200 Hz 范围内的最高分频幅值可以达到 23~29 kPa,而在 650~1 200 Hz 之间的响应幅值较小,表明汽蚀管下游管路系统对人工压力扰动具有谐振响应特性。另外,下游主导管上远离汽蚀管的脉动压力 p'_{10} 最高幅值大于靠近汽蚀管的脉动压力 p'_7 最高幅值。

图 3(f)中,推力室氧头腔上脉动压力 p'_{y1} 也在 650 Hz 范围内存在明显的响应,更高的频率范围内响应幅值相对很小。脉动压力 p'_{y1} 的最高响应幅值在 18 kPa 以内,明显低于脉动压力 p'_7 、 p'_{10} 的最高响应幅值。说明经过氧主阀的流阻环节后,供应系统中压力响应幅值有所降低。

2.2 系统动态响应特性

进一步分析该汽蚀管系统相对压力扰动的幅频响应,需读取各脉动压力测点的激励频率和分频幅值。统一以频率递减回程为例,间隔 5 s 读取激励源处脉动压力和汽蚀管上游、下游主导管中脉动压力的激励频率和分频幅值如图 4 所示(20~750 Hz 范围)。

图 4(a)中,随着激振频率的变化,激励源的脉动压力 p'_k 幅值不是恒定的。在 300 Hz 频率附近,激励源处的脉动压力幅值最高,接近 140 kPa,大部分频率区间的压力幅值在 80~100 kPa 之间。分析认为是脉动发生器上游高压试验管路自身存在一定的谐振特征。

图 4(b)中,汽蚀管下游的脉动压力 p'_7 、 p'_{10} 在 650 Hz 范围内明显存在谐振现象,最高峰值频率在 150 Hz 附近,不同于图 4(a)中激励源脉动压力谐振频率,反映了在试验条件下汽蚀管下游管路系统的谐振特征。而图 4(b)中汽蚀管上游的脉动压力 p'_3 在整个频率范围内的分频幅值都很小。因此,对于供应管路-汽蚀管系统,在汽蚀管下游进行压力扰动时,主要表现出汽蚀管下游管路系统的动力学特性。由图 4(b)及图 3 可知,汽蚀管上游脉动压力测点能够出现同频率的压力脉动。综合分析表明,在试验条件下,汽蚀管下游的压力扰动能够通过汽蚀管逆向传播至上游,但幅值大幅降低。

进一步求出汽蚀管上游脉动压力 p'_3 与下游脉动压力 p'_7 分频幅值的比值如图 5 所示。图 5 表明,在大部分频率范围内,下游压力扰动上传至

汽蚀管上游的幅值比值在 5% 左右。在 500 Hz 附近,当汽蚀管后脉动压力幅值较小时,上传至汽蚀管上游的幅值比值相对较大,在 502 Hz 处达到最高,上传的幅值比值达到 28.6%。

为了排除激励源压力脉动幅值随频率的变化对管路系统脉动压力频率特性的影响,计算汽蚀管下游动压力响应幅值与扰动源压力幅值的比值,如图 6 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。

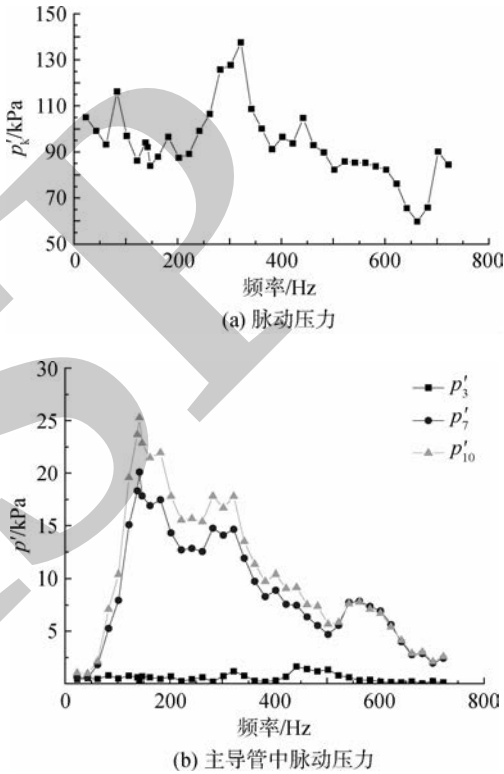


图 4 部分脉动压力测点的幅频特性
Fig. 4 Amplitude-frequency characteristic of pressure oscillations

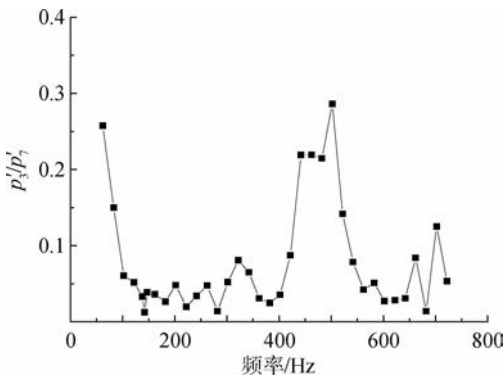


图 5 汽蚀管上游、下游脉动压力分频幅值的比值
Fig. 5 Amplitude ratio of the pressure oscillation before and after Venturi tube

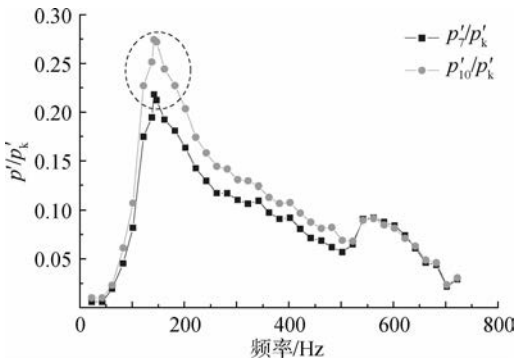


图 6 汽蚀管下游脉动压力的相对响应分频幅值
Fig. 6 Relative response amplitude of the pressure oscillation after Venturi tube

根据上文的试验分析方法,传递函数的幅频特性表征了泵后供应系统自身的幅频特性。图 6 中,在 142 Hz 处,汽蚀管下游脉动与脉动激励源之间的传递函数幅值达到峰值,表明 142 Hz 为汽蚀管下游管路的一阶谐振频率,而更高频率下的谐振频率峰不明显,即此管路系统主要表现出一阶谐振特征。

在一阶谐振频率下,泵后供应系统的沿程压力相对响应幅值如图 7 所示,图中横坐标为为主导管和推力室头腔上脉动压力的代号,从左至右沿流向分布,依次为脉动压力 $p'_1, p'_2, \dots, p'_{y13}, p'_{ym1}$ 。其中汽蚀管位于脉动压力 p'_3 和 p'_7 之间,氧主阀位于脉动压力 p'_{10} 和 p'_{y12} 之间。

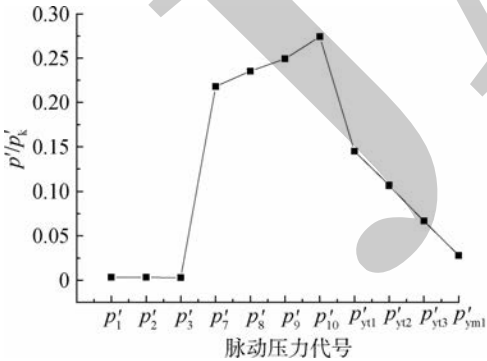


图 7 泵后供应系统一阶谐振频率的沿程压力响应幅值
Fig. 7 Relative pressure response amplitudes along the feed system after pump at first resonant frequency

由图 7 明显可以看出,在试验条件下,汽蚀管出口至氧主阀之间管路上脉动压力的幅值较高,其中脉动压力 p'_{10} 幅值最大,作为汽蚀管下游供应系统的压力波腹位置。经过氧主阀后,压力振荡幅值逐步减小,推力室喷前腔处压力脉动幅值最小,表明推力室氧喷注器作为汽蚀管下游系统的压力波节位置。在一阶谐振频率下,从汽蚀管

下游的脉动压力 p'_7 至汽蚀管上游脉动压力 p'_3 , 压力振荡幅值大幅降低,上传比值只有 1.2%,表明在谐振频率下汽蚀管对压力脉动在供应系统中的传播起到了极大的隔振效果。

2.3 汽蚀管汽蚀裕度的影响

上文中的激振试验是在汽蚀管某一固定的汽蚀裕度下开展的,汽蚀裕度并不高。有必要对比汽蚀管不同的汽蚀裕度对泵后供应系统的影响。在试验中,通过增大汽蚀管的稳态流量,可以改变汽蚀管的相对压力损失,即改变汽蚀裕度。

维持激励源处的稳态压力,脉动发生器的激励扫频策略保持不变,将汽蚀管稳态流量分别增大为 9.0、11.2、15.3 kg/s 的条件下,开展激励周期为 600 s 的线性扫频试验。汽蚀管的缓变数据均值如表 2 所示。

表 2 不同流量试验参数均值
Table 2 Average value of parameters at different flow rate tests

$Q_m /$ (kg/s)	$p_{iq} /$ MPa	$p_{eq} /$ MPa	相对压力 损失/%
9.049 37	0.178 77	0.122 63	31.4
11.168 12	0.219 42	0.123 13	43.9
15.271 62	0.298 31	0.123 64	58.6

按照上文中同样的传递函数分析方法,计算不同流量工况汽蚀管下游脉动压力 p'_7 和 p'_{10} 幅值与扰动源压力 p'_k 幅值的比值,如图 8 所示。

由图 8 可得,在增大汽蚀管稳态流量(即汽蚀裕度)的条件下,汽蚀管下游系统均主要表现出一阶谐振特征,高阶的谐振频率峰并不明显。在 9.0 kg/s 流量下,汽蚀管下游系统的一阶谐振频率为 151 Hz。在 11.2 kg/s 流量下,汽蚀管下游系统的一阶谐振频率为 149 Hz。在 15.3 kg/s 流量下,汽蚀管下游系统的一阶谐振频率为 198 Hz。

在 4 次不同汽蚀管流量的激振试验中,汽蚀管的相对压力损失都大于该汽蚀管产品的临界汽蚀压降比 16.7%,均处于汽蚀工作状态。当汽蚀管的相对压力损失在 17.6%~43.9% 范围内,发动机汽蚀管下游供应系统的一阶谐振频率在 142~151 Hz 范围,频率变化相对很小。当汽蚀管相对压力损失增大至 58.6% 时,系统的一阶谐振频率为 198 Hz,频率变化相对较大,分析认为与汽蚀裕度过大导致汽蚀管出口边界特性变化、以及系统振型的变化有关。

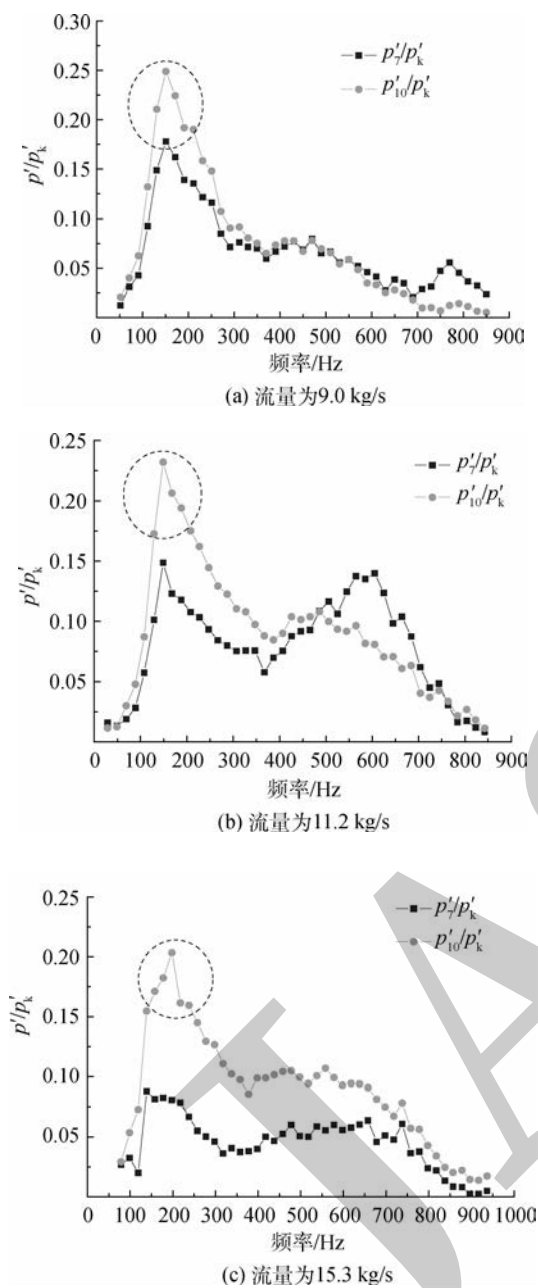


图 8 不同流量下汽蚀管下游脉动压力的相对响应幅值
Fig. 8 Relative response amplitude of the pressure oscillation after Venturi tube at different flow rates

对比 4 次试验的一阶谐振频率下,泵后供应系统的沿程压力相对响应幅值,如图 9 所示。

由图 9 中一阶谐振频率下的振型可知,对于 4 次不同汽蚀裕度的试验,在泵后供应系统中,脉动压力 p'_{10} 的幅值都是最大,均作为汽蚀管下游供应系统的压力波腹位置。相比前 3 次的试验,在稳态流量为 15.3 kg/s (相对压力损失为 58.6%) 的试验中,汽蚀管下游脉动压力 p'_7 和 p'_8 的幅值明显降低,已经明显低于推力室氧头腔脉动压力 p'_{y11} 的幅值。表明随着汽蚀管流量的增大,即汽蚀裕度的增大,汽蚀管出口边界特性发生

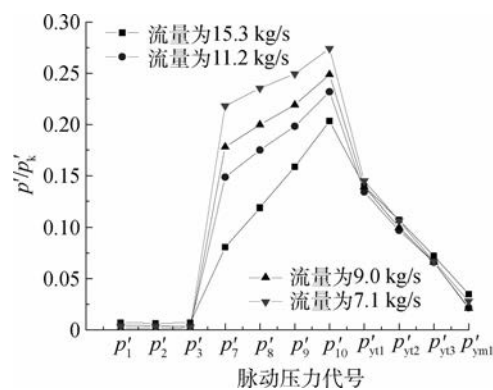


图 9 不同试验下泵后供应系统一阶谐振频率的沿程压力响应幅值

Fig. 9 Relative response amplitudes along the feed system after pump at first resonant frequency for different tests

变化,表现出由声学闭端边界逐渐向声学开端边界转变。分析认为是当汽蚀管的汽蚀裕度过大时,汽蚀管扩张段的空化区体积增大,空化气泡的总容积增大,导致汽蚀管出口的柔度过大,柔性过强,使其逐步转变为近似声学开端边界。

图 9 中,随汽蚀管稳态流量从 7.1 kg/s 增大至 15.3 kg/s (即汽蚀裕度增大),汽蚀管下游的压力波腹处 (即脉动压力 p'_{10}) 的幅值相对扰动源压力 p'_k 幅值的比值由 27.4% 逐渐降低至 20.3%。分析其原因认为,随汽蚀裕度的增大,汽蚀管扩张段内空化气泡的总容积逐步增大,对汽蚀管下游人工压力扰动的吸收作用也增强。

另外,在 4 次试验的一阶谐振频率下,从汽蚀管下游的脉动压力 p'_7 至汽蚀管上游脉动压力 p'_3 ,压力振荡幅值都大幅降低。4 次试验的上传幅值比值分别为 1.2%、0.9%、2.7%、8.6%。由于 15.3 kg/s 稳态流量的试验中 p'_7 分频幅值较小,汽蚀管上游脉动压力的幅值比例有所增大,但整体上汽蚀管上游脉动压力幅值都很小。表明在很宽的汽蚀裕度条件下,汽蚀管对发动机泵后管路系统仍然起到了明显的隔振效果。

3 结 论

为了研究火箭发动机泵后管路-汽蚀管系统的动力学特性,对某型发动机开展了全尺寸的泵后供应系统水力激振试验。获得结论如下:

1) 汽蚀管下游脉动压力在 650 Hz 以内的范围均存在明显的响应,更高频率范围内的响应幅值较小,汽蚀管下游系统对人工压力扰动具有谐振响应特性。

2) 在汽蚀管下游激励时,此泵后供应系统主

要表现出一阶谐振特征,高阶频率下的谐振频率峰不明显。当汽蚀管相对压力损失在 17.6%~43.9% 范围内,汽蚀管下游系统的一阶谐振频率在 142~151 Hz 范围。当汽蚀管相对压力损失增大至 58.6% 时,一阶谐振频率为 198 Hz。

3) 在谐振频率下,汽蚀管出口至氧主阀之间管路上脉动压力的幅值整体较高,汽蚀管与氧主阀之间的脉动压力幅值沿流向逐步增大;经过氧主阀后,压力振荡幅值沿流向快速降低。

4) 发现了汽蚀管下游压力脉动通过汽蚀管向上游传播的现象:即使此汽蚀管处于汽蚀状态,仍存在少部分压力脉动通过汽蚀管逆向传播至上游;但在整个激励频率范围内,汽蚀管对整个泵后供应系统仍然起到了明显的隔振效果,在系统谐振频率处,隔振效果更为明显。

5) 随着汽蚀管的汽蚀裕度增大,汽蚀管下游的最高压力幅值相对扰动源压力幅值的比值逐渐降低。在过大的汽蚀裕度下,汽蚀管出口由声学闭端边界逐渐向声学开端边界转变。表明随汽蚀裕度的增大,汽蚀管扩张段内空化气泡的总容积逐步增大,柔性过强,对汽蚀管下游人工激励的吸收作用增强。

参考文献:

- [1] 任汉芬,刘国球,朱宁昌,等. 液体火箭发动机原理[M]. 北京:中国宇航出版社,2005.
- [2] HARRJE D T, REARDON F H. 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.
- [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.
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(4):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] 丁猛,吴继平,梁剑寒,等. 文氏管在煤油燃料超燃冲压发动机中的应用[J]. 推进技术,2005,26(1):16-19.
DING Meng, WU Jiping, LIANG Jianhan, et al. Application of control technology based on Venturi in kerosene fueled scramjet[J]. Journal of Propulsion Technology, 2005, 26(1):16-19. (in Chinese)
- [9] 沈赤兵,吴继平. 可调汽蚀文氏管试验研究[J]. 推进技术,2004,25(5):473-476.
SHEN Chibing, WU Jiping. Experimental investigation on the controllable cavitating Venturi[J]. Journal of Propulsion Technology, 2004, 25(5):473-476. (in Chinese)
- [10] 张小斌,曹萧丽,邱利民,等. 液氧文氏管汽蚀特性计算流体力学研究[J]. 化工学报,2009,60(7):1638-1643.
ZHANG Xiaobin, CAO Xiaoli, QIU Limin, et al. CFD study on cavitation of liquid oxygen in Venturi[J]. Journal of the Chemical Industry and Engineering Society of China, 2009, 60(7):1638-1643. (in Chinese)
- [11] 朱子勇,刘红彤,孙万民. 汽蚀文氏管内部空穴两相流动数值计算与试验比较[J]. 导弹与航天运载技术,2014(1):75-81.
ZHU Ziyong, LIU Hongtong, SUN Wanmin. Comparison between the numerical simulation and test result for two-phase flow in the internal cavity of cavitating Venturi[J]. Missiles and Space Vehicles, 2014(1):75-81. (in Chinese)
- [12] 赵东方,朱佳凯,徐璐,等. 文氏管中低温流体汽蚀过程可视化实验研究[J]. 低温工程,2015(6):56-61.
ZHAO Dongfang, ZHU Jiakai, XU Lu, et al. Visualization experiment of cavitating flow of cryogenic fluid in Venturi tube[J]. Cryogenics, 2015(6):56-61. (in Chinese)
- [13] 赵东方. 液氮文氏管空化动态特性可视化实验研究[D]. 杭州:浙江大学,2016.
ZHAO Dongfang. Experimental observation on dynamic characteristic of liquid nitrogen cavitation in Venturi tube [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2016. (in Chinese)
- [14] BAZAROV V, LEE E, LINEBERRY D, et al. Pulsator designs for liquid rocket injector research[R]. AIAA-2007-5156, 2007.
- [15] BALASUBRAMANYAM M S, CHEN C, BAZAROV V. Numerical studies on frequency response to mass flow rate variations in a hydromechanical pulsator[R]. AIAA-2009-4956, 2009.
- [16] KHLI 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.
- [17] FU Qingfei, YANG Lijun, WANG Xiangdong. Theoretical and experimental study of the dynamics of a liquid swirl injector [J]. Journal of Propulsion and Power, 2010, 26(1):94-101.