

液体火箭发动机供应系统频率特性

董 蒙¹, 谭永华², 邢理想¹, 徐浩海², 李鹏飞¹

(1. 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;

2. 中国航天科技集团有限公司 航天推进技术研究院, 西安 710100)

摘 要: 为了研究减少液体火箭发动机供应系统振荡的有效工程措施, 对模型系统与真实系统建立适用于中高频分析的线性化复频域传递函数矩阵模型, 结合节流圈阻抗与管路特征阻抗对比方法, 分析系统流路在出口压力激励下的频率特性。结果表明: 激励源端可能产生谐振频率偏移效应, 应选取非激励源端的幅频响应来判断系统谐振频率; 节流圈具有较强的频率选择性和对表现出反谐振特征的系统具有位置选择性, 需重视关注的频率与位置; 节流圈位置越靠近流量振型波腹, 或流量波腹位置处的节流圈压降越大, 对流路中振荡衰减作用越大。针对该液体火箭发动机供应系统, 缩短液氧路管长 0.1 m, 增大煤油路管长 0.05 m, 并调整节流圈压降分配, 可有效减小供应系统振荡。

关 键 词: 液体火箭发动机; 供应系统; 工程措施; 节流圈; 阻抗; 频率特性

中图分类号: V434

文献标志码: A

Frequency characteristics of liquid rocket engine feed system

DONG Meng¹, TAN Yonghua², XING Lixiang¹, XU Haohai², LI Pengfei¹

(1. Science and Technology on Liquid Rocket Engine Laboratory, Xi'an Aerospace Propulsion Institute, China Aerospace Science and Technology Corporation, Xi'an 710100, China;

2. Academy of Aerospace Propulsion Technology,

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

Abstract: In order to study effective engineering measures to reduce the oscillation in the liquid rocket engine feed system, the linearized transfer matrix models in complex domain suitable for medium and high frequency analysis were established for the model system and the real system. Combined with the method of the contrast relationship between the impedance of orifices and the characteristic impedance of pipelines, the frequency characteristic of the system flow path under the excitation of outlet pressure was analyzed. The results showed that the resonance frequency shift effect may occur at the excitation source end, and the amplitude-frequency response of the non-excitation source end should be selected to judge the system resonance frequency. The throttle orifice had strong frequency selectivity and position selectivity for the system of anti-resonance characteristics, so attention shall be paid to the frequency and location. The closer the throttle orifice to the antinode of the flow mode, or the greater the pressure drop of the throttle orifice at the position of the flow antinode, indicated the greater attenuation effect on the oscillation in the flow path. For the liquid rocket engine feed system, shortening the length of the liquid oxygen pipe by 0.1 m, increasing the length of the kerosene pipe by 0.05 m, and adjusting the pressure drop distribution of the throttle orifice can effectively reduce the oscillation of the feed system.

收稿日期: 2021-07-12

作者简介: 董蒙(1993—), 女, 博士生, 主要从事液体火箭发动机系统设计。

引用格式: 董蒙, 谭永华, 邢理想, 等. 液体火箭发动机供应系统频率特性[J]. 航空动力学报, 2023, 38(1): 230-239. DONG Meng, TAN Yonghua, XING Lixiang, et al. Frequency characteristics of liquid rocket engine feed system[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(1): 230-239.

Keywords: liquid rocket engine; feed system; engineering measures; throttle orifice; impedance; frequency characteristics

在液体火箭发动机研制过程中,会出现许多与供应系统相关的动力学问题。如与供应系统耦合的流量型系统稳定性问题^[1-2],火箭纵向耦合振荡(POGO)问题^[3],自动器共振问题^[4]。通常采取的措施包括改变管路参数,安装蓄压器或节流圈,以降低供应系统在特定频率下的响应。本文研究背景来源于液体火箭发动机缩尺件试验系统中发生的1阶纵向声学振荡,液体供应系统有较大响应。当预燃室自身产生燃烧不稳定现象时,可看作不受其他部件影响的压力激励源,供应系统组件参数呈现理想的受迫振荡^[5];当预燃室与供应系统通过流量脉动耦合时,供应系统流量脉动反馈至预燃室中,并在合适的幅值和相位条件下产生闭环不稳定^[6]。对于两种脉动形式,减小供应系统中参数振荡幅值可以降低受迫响应幅值或削弱流量脉动反馈,因此研究供应系统频率特性尤为重要。

近些年,Leonardi^[7]研究了供应系统对发动机系统稳定性的影响,重点分析了供应系统的容积与喷注压降。刘上等^[8-9]开展了发动机供应系统的频率特性试验研究,在外界激励作用下激发出供应系统的谐振特性,压力脉动沿流路向上游传播过程中,系统中的汽蚀管表现出明显的隔振作用。本文实际供应系统中存在管路、离心喷嘴、多级节流圈等对系统频率特性影响较大的组件。Wylie等^[10]详细推导了非定常流的动力学方程,将管路模型变换为形式清晰的复频域传递矩阵。离心喷嘴在低频范围内可近似等效为节流圈,随着研究频率提高,在中高频时需详细考虑喷嘴动力学特性,以包含其对系统幅频和相频特性的影响^[11]。节流圈用于控制质量流量,降低系统压力,并抑制流路中压力波动^[12-13]。同时,采取配置节流圈措施时,也应注意避免节流圈压降过大引起汽蚀振荡^[14]。文献^[15]研究了合理的多级节流圈压降分配及距离选取有利于高效耗能并避免汽蚀。文献^[16]中介绍了美国F1发动机中出现过420 Hz振荡,依靠氧化剂供应系统中安装谐振装置减小脉动。文献^[17]通过分析常规发动机供应系统与预燃室的流量振型,研究了不同位置节流圈对供应系统参数振荡的影响。

目前研究集中于整个系统稳定性分析,且系统级分析模型适用于较低频率。本文在上述文献基础上,重点对涉及到中高频的供应系统的频率

特性进行深层次的理论研究,将真实供应系统抽象为模型系统,通过模型系统的普适性与代表性结论,结合真实系统的精细化组件模型,分析敏感因素,寻找减少振荡的有效措施。

1 系统描述

真实液体火箭发动机供应系统如图1所示,由液氧与煤油供应系统组成,入口为贮箱,出口为预燃室。经供应系统后液氧和煤油在预燃室中燃烧产生高温燃气,经过喷管后,气流内能转化为动能。液氧与煤油供应系统中都存在两级节流圈,用于调节预燃室中压力以及进入预燃室中的推进剂流量。由于预燃室中产生富氧燃气,因此输送的液氧和煤油流量不同,供应系统的动特性也不同。液氧和煤油供应系统分别保持管路总长度不变,第1节流圈和第2级节流圈总压降为常值,以保证稳态流量不变,激励源为预燃室。液氧路:贮箱至节流圈O1的管长 $L_1=17.54$ m,节流圈O1至O2的管长 $L_2=2.1$ m,节流圈O2至预燃室的管长 $L_3=0.65$ m;煤油路:贮箱至节流圈F1的管长 $L_1=17.30$ m,节流圈F1至F2的管长 $L_2=2.7$ m,节流圈F2至预燃室的管长 $L_3=0.07$ m。系统总管长 $L=L_1+L_2+L_3$ 。

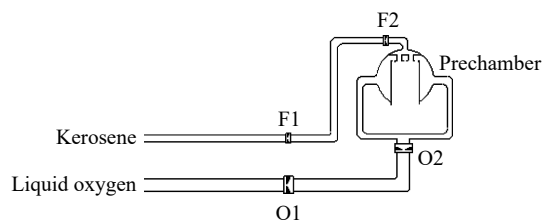


图1 液体火箭发动机供应系统(真实系统)

Fig. 1 Liquid rocket engine feed system (real system)

真实系统较为复杂,可将其抽象为典型的节流圈+管路的模型系统先进行机理研究,再将普适结论应用至液体火箭发动机供应系统,并结合供应系统自身特点进行分析。模型系统与真实系统保持相似的结构,相同的边界条件。保证模型系统分析具有普适性的同时,兼具典型性。为做更深层的机理性研究,真实供应系统可抽象为图2的三级节流圈管路模型系统。图2中R1、R2、R3分别为第1级、第2级、第3级节流圈,第1级、第3级节流圈分别固定在管路入口和出口处,第2级节流圈在管路中间处,且位置可变,第3级节

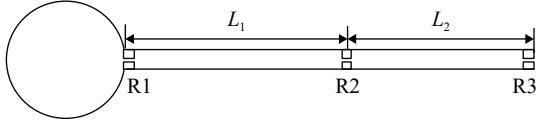


图2 三级节流圈管路系统(模型系统)

Fig. 2 Piping system with three-stage orifices (model system)

流圈模拟喷注器, 管路总长度 $L = L_1 + L_2 = 4$ m, 激励源在管路出口。为便于讨论, 保持第1级节流圈阻抗小于管路的特征阻抗。液体声速 $a = 1\ 000$ m/s, 液体密度 $\rho = 1\ 000$ kg/m³, 液体质量流量(后文简称

流量) $q_m = 15$ kg/s, 贮箱压力 $p_0 = 27.5$ MPa, 管径 $d = 50$ mm。

2 模型系统分析

2.1 组件模型

管路模型考虑参数一维分布, 可以用于较高频率的动特性仿真计算中。在进行机理性分析且管径较大时可忽略管路沿程损失, 便于对比主要影响因素, 如有需要可将其等效考虑至集中局部损失中。

$$\begin{bmatrix} \delta p_2 \\ \delta q_{m2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{ch } \Gamma(s) & -\frac{\bar{q}_m Z_C(s)}{\rho \bar{p}} \text{sh } \Gamma(s) \\ -\frac{\rho \bar{p}}{\bar{q}_m Z_C(s)} \text{sh } \Gamma(s) & \text{ch } \Gamma(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta p_1 \\ \delta q_{m1} \end{bmatrix} \quad (1)$$

其中管路特征阻抗 $Z_C(s) = \rho a / A$, 传播算子 $\Gamma(s) = Ls/a$ 。上标“-”表示稳态值, 符号“ δ ”表示无量纲偏差量。变量 A 为管路截面积, L 为管路长度。

在管路中安装节流圈会形成局部损失, 将其等效为薄壁小孔, 采用传递矩阵模型

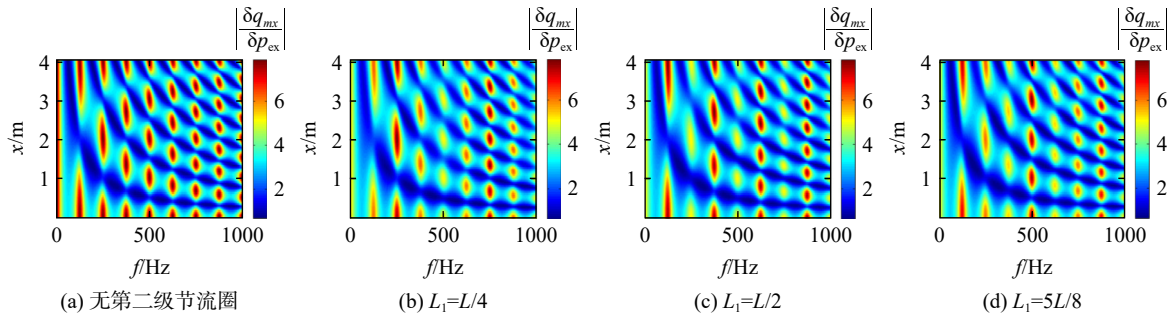
$$\begin{bmatrix} \delta p_2 \\ \delta q_{m2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\bar{p}_1}{\bar{p}_2} & -\frac{2(\bar{p}_1 - \bar{p}_2)}{\bar{p}_2} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta p_1 \\ \delta q_{m1} \end{bmatrix} \quad (2)$$

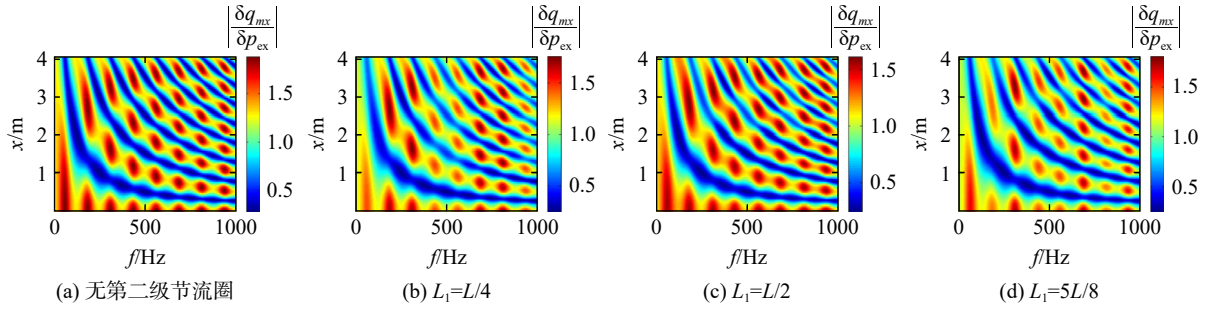
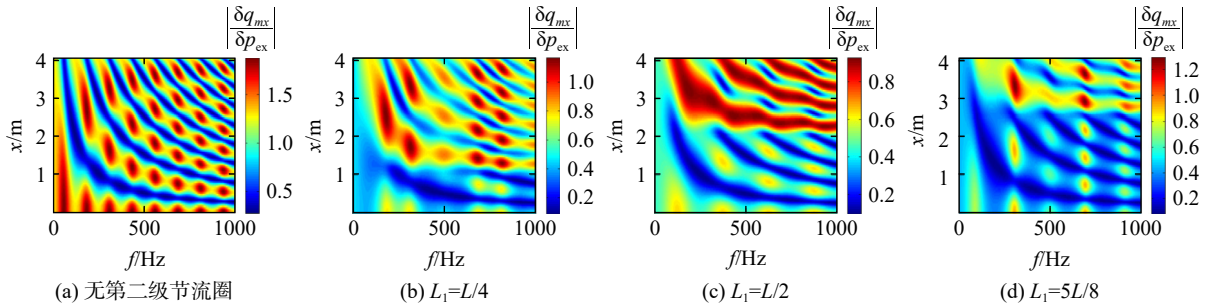
2.2 三维幅频特性分析

本节主要分析节流圈对模型系统的影响。文中第2节中变量形式“ $|\delta \text{分子}/\delta \text{分母}|$ ”表示在无量纲分母变量扰动下引起无量纲分子的幅值响应。下标“in”表示入口, 下标“ex”表示出口, 下标“ x ”表示 x 位置处, f 表示频率。节流圈阻抗 $Z_{R_i} = 2\Delta p_i / q_{m_i}$, 其中下标数字“ i ”对应节流圈编号。

三级节流圈管路系统(图2)的三维流量振型仿真结果见图3、图4与图5。对比图4、图5, 不论第2级节流圈阻抗大小, 当第3级节流圈阻抗大于管路特征阻抗时, 整个管路系统表现出开-闭边界特性; 反之, 表现为开-开边界特性, 见图3。边界处节流圈起改变整个系统谐振特征的作用。

对比图3、图4, 改变边界位置处的第3级节流圈阻抗 Z_{R_3} , 可以改变管路谐振频率。当在出口施加激励时, 入口端谐振频率与全系统频率特性一致, 当 $Z_{R_3} > Z_C$ 时, 出口端近似为闭端, 在接近出口的激励源端, 振幅极大值对应的频率产生偏斜, 流量响应表现出反谐振特征, 因此应通过非激励源端的参数判断系统谐振频率。此外, 不论第3级节流圈阻抗大小, 当第2级节流圈阻抗小于管路特征阻抗时, 振型表现出节流圈衰减特性, 即凡是在第2级节流圈位置处形成波腹的谐振点处幅值, 皆小于其他谐振点处幅值; 反之, 振型表现出节流圈阻隔特性, 即振型在第2级节流圈处衰减程度很大以至于形成波节, 即从图5可看出, 第2级节流圈阻抗大于管路特征阻抗时, 各阶谐振频率在节流圈位置处形成明显的界限, 沿着流路向上游传播, 界限后谐振峰值减小。由于管路采用无损模型, 在纯管路处幅值不变。因此, 随着阻抗值增加, 位于波腹位置的第2级节流圈对振幅整体衰减效果更强, 对扰动波沿流路向上游传播的衰减作用变得更明显。问题分析时重点关注某位置处的流量特性与某频率下的一维振型, 后文

图3 三级节流圈管路系统三维流量振型($Z_{R_2} < Z_C$, $Z_{R_3} < Z_C$)Fig. 3 Three-dimensional mass flow vibration mode of the three-stage throttle orifices pipeline system ($Z_{R_2} < Z_C$, $Z_{R_3} < Z_C$)

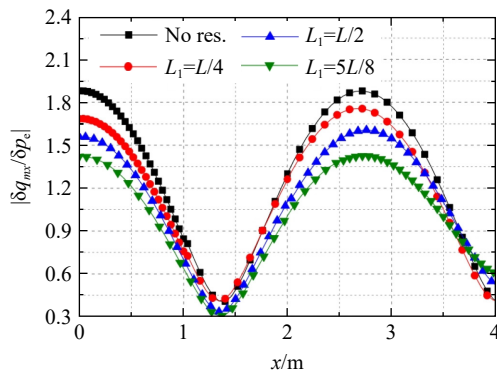
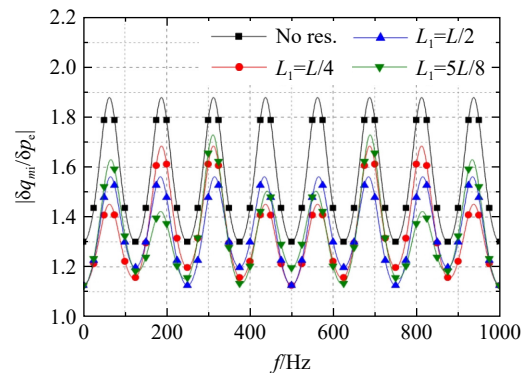
图 4 三级节流圈管路系统三维流量振型($Z_{R2} < Z_C$ 、 $Z_{R3} > Z_C$)Fig. 4 Three-dimensional mass flow vibration mode of the three-stage throttle orifices pipeline system ($Z_{R2} < Z_C$, $Z_{R3} > Z_C$)图 5 三级节流圈管路系统三维流量振型($Z_{R2} > Z_C$ 、 $Z_{R3} > Z_C$)Fig. 5 Three-dimensional mass flow vibration mode of the three-stage throttle orifices pipeline system ($Z_{R2} > Z_C$, $Z_{R3} > Z_C$)

将针对三维图中提取的这两种二维信息做深入分析。

2.3 节流圈位置影响

$Z_{R2} < Z_C$ 、 $Z_{R3} > Z_C$ 时沿流路流量响应的 2 阶流量振型曲线见图 6, 即三维图 4 中提取的信息, 其中“no res.”表示无中间节流圈。当第 2 级和第 3 级节流圈的阻抗皆小于管路阻抗时, 不影响管路自身开-闭边界条件下的谐振频率。在 2 阶谐振频率 187.5 Hz 下, 节流圈在 5/8 处明显能使流量振幅得到很大衰减, 1/2 处次之, 1/4 处衰减作用

最小。可看出, 将第 2 级节流圈置于流量波节处, 对于流量振荡的抑制作用最小, 越靠近流量波腹, 抑制作用越大。入口和出口流量响应曲线如图 7~图 8 所示。从图 7 可看出, 在 1 阶谐振频率下, 流量幅值 $A(5/8) > A(1/2) > A(1/4)$; 2 阶谐振频率下, $A(1/4) > A(1/2) > A(5/8)$; 3 阶谐振频率下, $A(5/8) > A(1/4) > A(1/2)$; 4 阶谐振频率下, $A(1/2) > A(5/8) > A(1/4)$ 。可见, 在不同谐振频率下, 节流圈位置对振荡的衰减作用不同, 最佳节流圈位置也不相同。由于出口节流圈阻抗大于管路特性阻

图 6 2 阶流量振型($Z_{R2} < Z_C$ 、 $Z_{R3} > Z_C$, 2 阶谐振频率为 187.5 Hz)Fig. 6 Second-order mass flow vibration mode ($Z_{R2} < Z_C$, $Z_{R3} > Z_C$, 2nd order resonance frequency of 187.5 Hz)图 7 节流圈位置对入口流量响应特性的影响 ($Z_{R2} < Z_C$ 、 $Z_{R3} > Z_C$)Fig. 7 Influence of throttle position on inlet flow response characteristics ($Z_{R2} < Z_C$, $Z_{R3} > Z_C$)

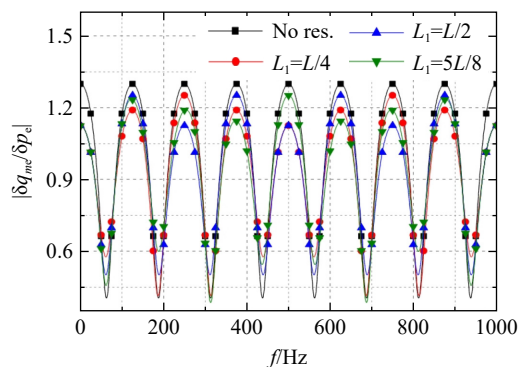


图8 节流圈位置对出口流量响应特性的影响

(Z_{R2} < Z_C, Z_{R3} > Z_C)Fig. 8 Influence of throttle position on outlet mass flow response characteristics (Z_{R2} < Z_C, Z_{R3} > Z_C)

抗,因此出口处于流量波节,图8中节流圈位置对出口流量的影响趋势与入口不同,体现了波节处节流圈位置的影响趋势。且出口流量的振荡幅值整体小于入口,出口流量振幅极小频率点对应入口谐振频率点,表现出反谐振特征。因此,节流圈对不同阶谐振频率和表现出反谐振特征的系统不同位置处的脉动抑制作用不同,若要减小流路中的流量振荡,则需要根据激励源振荡频率和需要减小脉动的位置决定节流圈的安装位置。由入口流量响应(图7)可见,第2级节流圈在1/4、1/2、5/8处时管路整体的1阶谐振频率分别为66、65.5、62.5 Hz,2阶谐振频率分别为188、185、185.5 Hz,与开-闭边界条件下的理论1阶谐振频率62.5 Hz与2阶谐振频率187.5 Hz接近。偏差是由于第2级节流圈的加入,改变了纯管路系统频率特性,且谐振频率会随着第2级节流圈位置不同而不同,即各阶谐振频率会随着第2级节流圈位置变化而变化。但由于此时的阻抗值较小,谐振频率在固定阻抗值下随着位置的变化较小。不同于入口,出口流量的表现为反谐振特征,即1阶与2阶谐振频率分别为125 Hz和250 Hz,见图8。

2.4 节流圈压降影响

为研究中间节流圈阻抗变化的影响,保持第三级节流圈阻抗Z_{R3} > Z_C不变,入口和出口流量响应如图9~图10所示,即三维图4(d)、图5(d)与图5(c)中提取的信息。对比入口流量响应(图9)中的曲线1与曲线2可见,不同于Z_{R2} < Z_C、Z_{R2} > Z_C时入口和出口流量不再是纯管路系统满足波长边界条件下的谐振频率,表现为以节流圈为分界的两段管路叠加效应。对比曲线2与曲线3可见,当Z_{R2} > Z_C时,第2级节流圈位置对各阶谐振

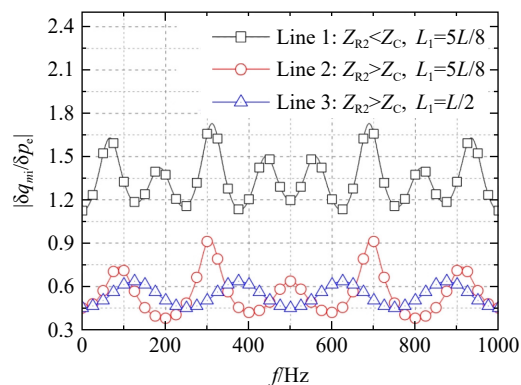


图9 节流圈压降对入口流量响应特性的影响

Fig. 9 Influence of throttle pressure drop on inlet flow response characteristics

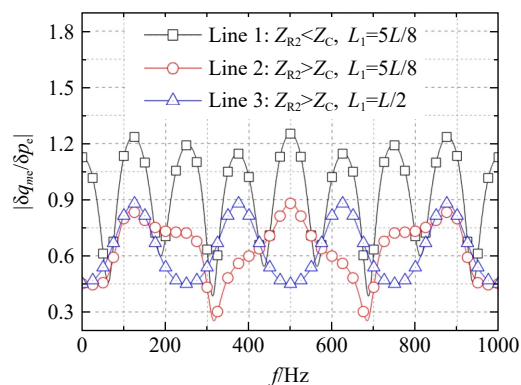


图10 节流圈压降对出口流量响应特性的影响

Fig. 10 Influence of throttle pressure drop on outlet mass flow response characteristics

频率的影响变得突出。针对Z_{R2} > Z_C的情况,为了保证整个系统入口-第2级节流圈-出口的开-闭特性,谐振频率必须在纯管路基础上产生偏移,以适应节流圈形成的边界阻隔效应,且节流圈位置不同,频率偏移量也随之不同。由图10可见,当Z_{R2} > Z_C时,出口流量并非在所有谐振频率点上,而是在某些谐振频率下表现出反谐振特征,例如节流圈位于管路的5/8处时,在316、683 Hz频率下表现出反谐振特征。相异于第2级节流圈阻抗较小时对应的情况,阻抗较大时出口流量也表现出复杂的谐振频率特性。谐振频率会随着第2级节流圈阻抗值变化而变化。当第2级节流圈阻抗大于管路特征阻抗时,第2级节流圈的加入会大幅改变管路系统的谐振特性。图11给出了500 Hz下流路中的流量响应,扰动波沿流路向上游传播时,从曲线2和曲线3可见,经过节流圈后流路中波腹振幅衰减,对比曲线1和曲线2,节流圈阻抗越大,衰减作用越明显。

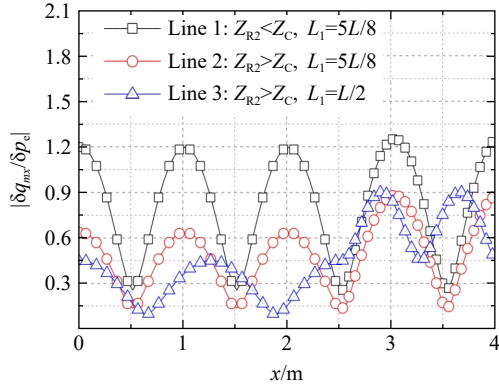


图 11 频率为 500 Hz 下流路中流量响应特性

Fig. 11 Mass flow response characteristics in the flow path at frequency of 500 Hz

3 真实系统分析

3.1 组件模型

真实供应系统的计算求解需要组件模型与边界条件。入口贮箱由于容积较大,近似可看作声学开端;出口预燃室由于内部燃料与氧化剂燃烧,产生室压脉动,可认为是压力激励源。组件模型包括管路模型、节流圈模型、容腔模型、喷嘴模型、二次喷注孔模型、并联通道模型。将各组件均表示为传递矩阵形式,有利于复杂液体火箭发动机系统模型建立与连接。

管路与节流圈模型前文已描述。液氧头腔与

$$\begin{bmatrix} \delta p_2 \\ \delta q_{m2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\bar{p}_1}{\bar{p}_2} & -\left(\frac{\rho L \bar{u}}{\bar{p}_2} s + \frac{(1 + L\lambda/d)\rho \bar{u}^2}{\bar{p}_2} \right) \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta p_1 \\ \delta q_{m1} \end{bmatrix} \quad (5)$$

其中 λ 为 Darcy 摩擦因数, L 为直流孔长度, d 为直流孔直径。

液氧喷嘴与二次喷注孔属于并联通道,如图 12

$$\begin{bmatrix} \delta p_2 \\ \delta q_{m2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{E_{a,11}E_{b,12}\bar{q}_{m,a} + E_{a,12}E_{b,11}\bar{q}_{m,b}}{E_{b,12}\bar{q}_{m,a} + E_{a,12}\bar{q}_{m,b}} & \frac{E_{a,12}E_{b,12}\bar{q}_{m1}}{E_{b,12}\bar{q}_{m,a} + E_{a,12}\bar{q}_{m,b}} \\ \frac{(E_{b,22} - E_{a,22})(E_{a,11} - E_{b,11})\bar{q}_{m,a}\bar{q}_{m,b}}{(E_{b,12}\bar{q}_{m,a} + E_{a,12}\bar{q}_{m,b})\bar{q}_{m1}} + \frac{E_{a,21}\bar{q}_{m,a} + E_{b,21}\bar{q}_{m,b}}{\bar{q}_{m1}} & \frac{E_{a,22}E_{b,12}\bar{q}_{m,a} + E_{a,12}E_{b,22}\bar{q}_{m,b}}{E_{b,12}\bar{q}_{m,a} + E_{a,12}\bar{q}_{m,b}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta p_1 \\ \delta q_{m1} \end{bmatrix} \quad (6)$$

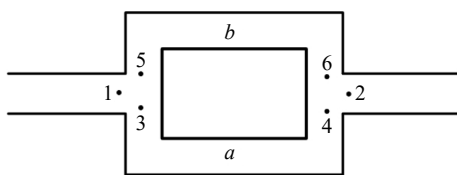


图 12 并联通道

Fig. 12 Parallel channels

煤油头腔属于容积腔,忽略流体的惯性与黏性,建立容腔传递矩阵模型

$$\begin{bmatrix} \delta p_2 \\ \delta q_{m2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -\frac{\bar{p} V}{\bar{q}_m a^2} s & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta p_1 \\ \delta q_{m1} \end{bmatrix} \quad (3)$$

其中 V 为头腔容积。

液氧和煤油采用同轴双离心喷注方式,其中煤油喷嘴作为内喷嘴,液氧喷嘴作为外喷嘴,全部煤油与一小部分液氧在缩进室内以较低混合比的方式组织燃烧产生燃气,其余大部分液氧从二次喷注孔进入与该燃气进行二次掺混,以保证富氧条件下的稳定燃烧。喷嘴作为连接预燃室与管路系统的组件,会对闭环系统振荡造成极大影响^[18]。由于研究频率较高,液氧和煤油喷嘴均采用敞口型离心喷嘴动力学模型^[19-20]

$$\begin{bmatrix} \delta p_2 \\ \delta q_{m2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\bar{p}_1}{\bar{p}_2} & -\frac{\bar{p}_1 - \bar{p}_2}{\bar{p}_2} \cdot \frac{\Pi_{kc2}}{\Pi_f} \\ 0 & \Pi_{kc2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta p_1 \\ \delta q_{m1} \end{bmatrix} \quad (4)$$

其中 Π_{kc2} 与 Π_f 的取值可参考巴扎洛夫的《液体喷嘴动力学》^[19]。

二次喷注孔属于直流孔,在研究范围内振荡波长远大于孔长度,忽略压缩性,并将其视为集中参数单元,由于直径孔径较小,考虑直流孔的惯性与沿程流阻,其模型为

所示,数字 1~6 为节点位置,字母 a 、 b 为通道编号。并联通道根据节点处压力相等,流量相加的原则,组件可表示为传递矩阵形式。

其中 $E_{a,ij}$ 、 $E_{b,ij}$ 分别表示 a 、 b 通道传递矩阵元素。

3.2 幅频特性分析

发动机系统稳定性重点关注供应系统出口压力激励下出口流量特性,因此将出口流量特性作为供应系统的分析对象。试验中出现的振荡频率为 470 Hz,与预燃室的 1 阶纵向声学频率一致,希望供应系统在频率下的幅值响应越小越好。第 3

节中变量“ $|\delta \text{分子}/\delta \text{分母}|$ ”仍表示在无量纲分母变量扰动下引起无量纲分子的幅值响应。下标“o”表示液氧,下标“P”表示煤油,下标“g”表示管路出口,下标“x”表示x位置处。

由于高频率下长管路的谐波振荡对于系统稳定性来说是不重要的,可将重点置于较短管路对高频特性的影响。此外,较高的局部谐振频率会淹没在长管路的短周期振荡数据中,难以分析。因此,本文忽略第1级节流圈前管路长度,将其简化为第1级节流圈入口处的开端条件,考虑真实系统第1级节流圈后的供应系统特性。由图13~图14可见,在800 Hz以内,液氧路主要体现最短管路 L_3 闭-开边界下的频率特征,实际1阶谐振频率306 Hz与理论值337 Hz接近,频率偏移是管路中节流圈和容腔引起的。煤油路由于 L_3 长度很小,1阶谐振频率非常高,且在 L_2 两边形成了较强的闭端边界,因此在此频率内主要体现 L_2 的

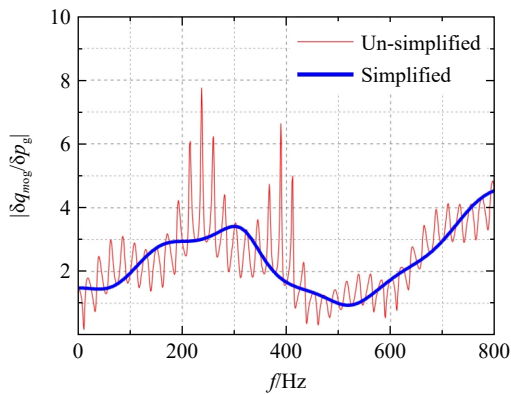


图13 简化前后液氧路出口流量响应特性对比
Fig. 13 Comparison of outlet mass flow response characteristics in liquid oxygen flow path between simplified and un-simplified system

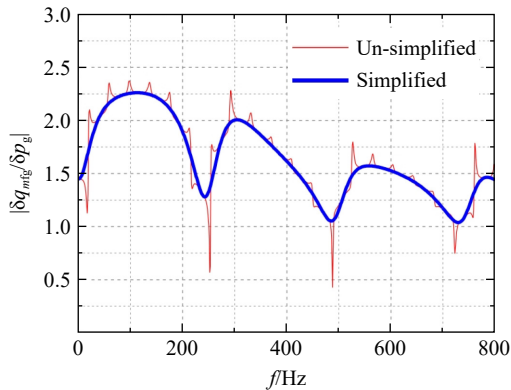


图14 简化前后煤油路出口流量响应特性对比
Fig. 14 Comparison of outlet mass flow response characteristics in kerosene flow path between simplified and un-simplified system

谐振特征。由于煤油路的喷注阻抗远大于管路阻抗,出口流量反谐振频率点对应系统谐振频率,系统实际1阶谐振频率243 Hz与理论值250 Hz接近。忽略长管路曲线保留了整个幅频特性的主要特征,增减变化趋势与考虑长管路相同,可以利用忽略长管路后的简化系统数据分析影响因素。

通过分析流路中的振型图15~图16可看出,经过节流圈的流量是连续的,扰动波从下游向上游传播过程中,经过液氧路第2级节流圈O2与煤油路第2级节流圈F2后波腹振幅皆产生衰减,液氧路的分析清晰可见此结论,而煤油路由于第2级节流圈后管路较短,未表现出下游较高的振幅。经过头腔的流量是发生突变的,在头腔之后流量幅值跟随流量振型曲线变化趋势变化。离心喷嘴与节流圈表现出的动特性不同在于经过喷嘴后的流量脉动幅值降低,而经节流圈的流量幅值保持不变,即离心喷嘴动力学有降幅的效果,进行更精确的中高频动力学计算时需考虑喷嘴动力学。

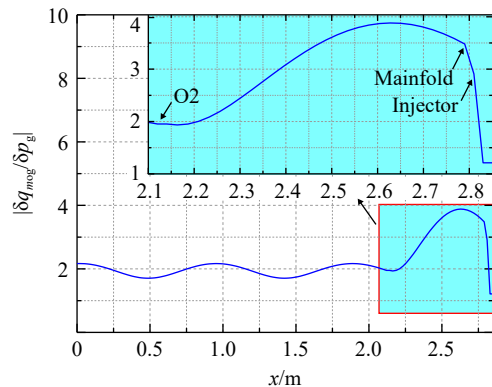


图15 简化系统470 Hz下液氧流量振型
Fig. 15 Liquid oxygen mass flow vibration mode at 470 Hz for simplified system

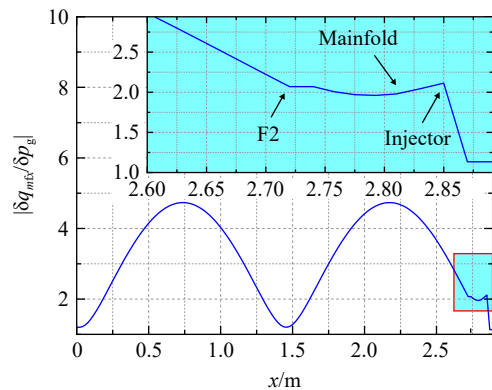


图16 简化系统470 Hz下煤油流量振型
Fig. 16 Kerosene mass flow vibration mode at 470 Hz for simplified system

3.3 节流圈位置影响

模型系统中详细分析了节流圈位置对系统入口和出口流量幅频特性的影响,将离心喷嘴视为第3级节流圈,两系统相似,可以参照模型系统结论。可见,液氧路减小 L_2 可以降低470 Hz处出口液氧流量幅值,反之使幅值增加,见图17(a)。与液氧路不同,煤油路增加 L_2 可以降低470 Hz处的出口煤油流量幅值,见图17(b)。

首先做出真实系统中间无第2级节流圈的一维流量振型,见图17(c)、图17(d)中的无节流圈曲线。根据一维振型图17(c)、图17(d),无论是对液氧还是煤油而言, L_2 越小越接近于流量波腹,

在第2级节流圈位置之前均表现随 L_2 减小出口流量振幅减小的趋势,扰动波从下游往上传播,经过节流圈后幅值衰减。不同的是,对于液氧路而言,由于 L_3 较长,在第2级节流圈位置之后恢复了与之前相同的随 L_2 变化的幅值大小关系,但对于煤油路而言,由于 L_3 较短在第2级节流圈位置之后还未恢复,且随着 L_2 减小,即第2级节流圈位置靠前,在喷嘴之前流量幅值爬升距离较长,导致幅值较高,最终经过喷嘴之后在出口处依旧保持在3种情况下幅值最大。因此,为减小系统参数振荡,可减小液氧路的 L_2 ,即将节流圈O2左移;增加煤油路的 L_2 ,即将节流圈F2右移。

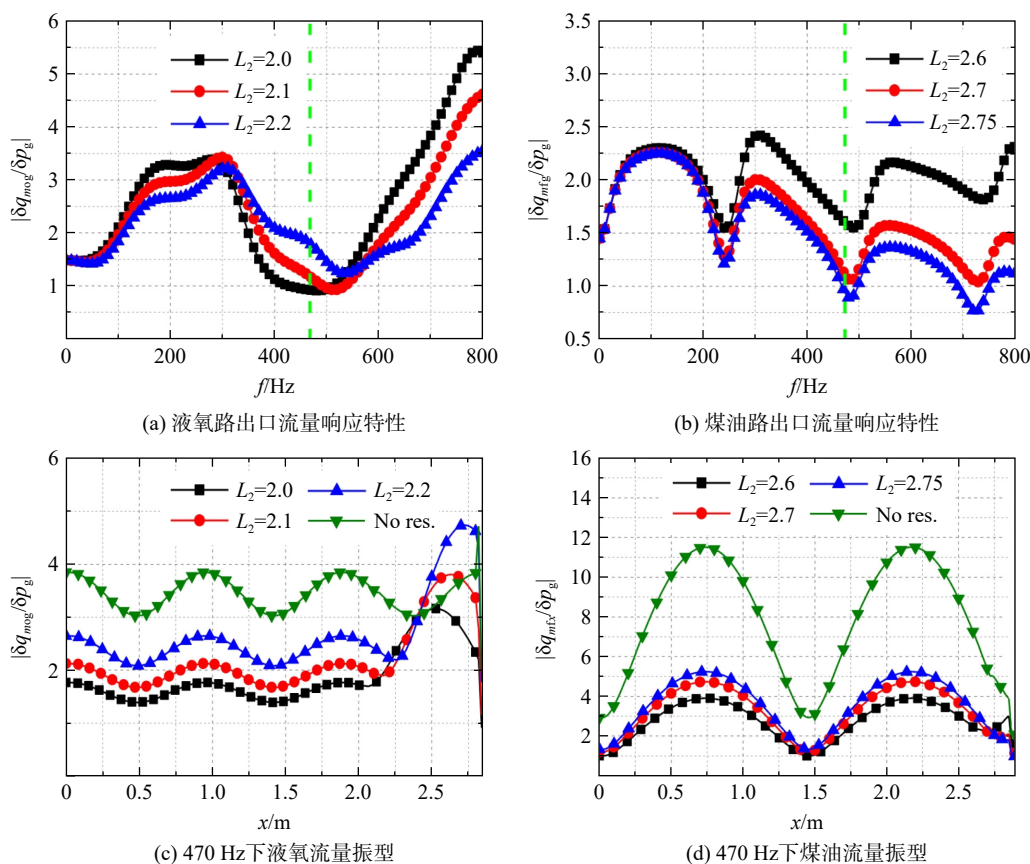


图17 节流圈位置对频率特性的影响

Fig. 17 Influence of throttle orifice position on frequency characteristics

3.4 压降分配影响

当节流圈位置不变时,第1级节流圈位于入口处,改变此处节流圈压降可以改变谐振频率与振型,保证第2级节流圈处于接近流量波腹的位置处。两者大小关系需要重点研究,表1展示了不同压降分配情况下3个节流组件对应的阻抗与管路特征阻抗的具体取值。

从图18(a)、图18(b)可见,同样的节流圈压降对各个频率点处的出口流量振荡幅值的影响并

不相同。对于液氧路而言,第1级节流圈压降越大,470 Hz处的出口流量振幅越小,见图18(a)。一方面,从振型图18(c)可见,第1级节流圈位于流量波腹,因此第1级节流圈压降越大,流路中第2级节流圈前后流量振幅均越小,但随着第1级节流圈阻抗小于管路阻抗至增加至大于管路阻抗,入口由对应于流量波腹的开端转换为对应于流量波节的闭端,流路中第2级节流圈前流量振幅又逐渐增大。另一方面,出于结构强度及汽蚀

表 1 不同压降分配情况下的阻抗值

Table 1 Impedance value under different pressure drop distributions

流路	工况	$Z_C/10^6 \text{ (m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}\text{)}$	$Z_{R1}/10^6 \text{ (m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}\text{)}$	$Z_{R2}/10^6 \text{ (m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}\text{)}$	$Z_{R3}/10^6 \text{ (m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}\text{)}$
液氧路	1	0.447	0.161	0.638	0.076
	2	0.447	0.352	0.447	0.076
	3	0.447	0.606	0.193	0.076
煤油路	1	4.297	8.266	25.376	5.434
	2	4.297	16.936	16.705	5.434
	3	4.297	25.607	8.035	5.433

考虑,第 1 级节流圈压降并不是越大越好。因此,第 1 级节流圈可选为阻抗值与管路特征阻抗相同时对应的压降值,即工况 2。

对于煤油路而言,第 1 级节流圈压降越小,470 Hz 处的流量振幅越小,见图 18(b),但由于此频率下的出口位置位于流量波节,因此减小效果并不明显。振型图 18(d)表明煤油路第 1 级节流圈位于流量波节,第 2 级节流圈更接近于波腹位

置,随着第 1 级节流圈压降减小,即第 2 级节流圈压降增加,流路中流量振幅越小。由于煤油路管径较小,第 1 级节流圈阻抗始终大于管路特征阻抗,因此入口始终处于流量波节。流量振幅越靠近流量波腹的节流圈流阻越大,对流路中波腹处振幅衰减效果越明显,从此方面考虑应减小第 1 级节流圈压降。

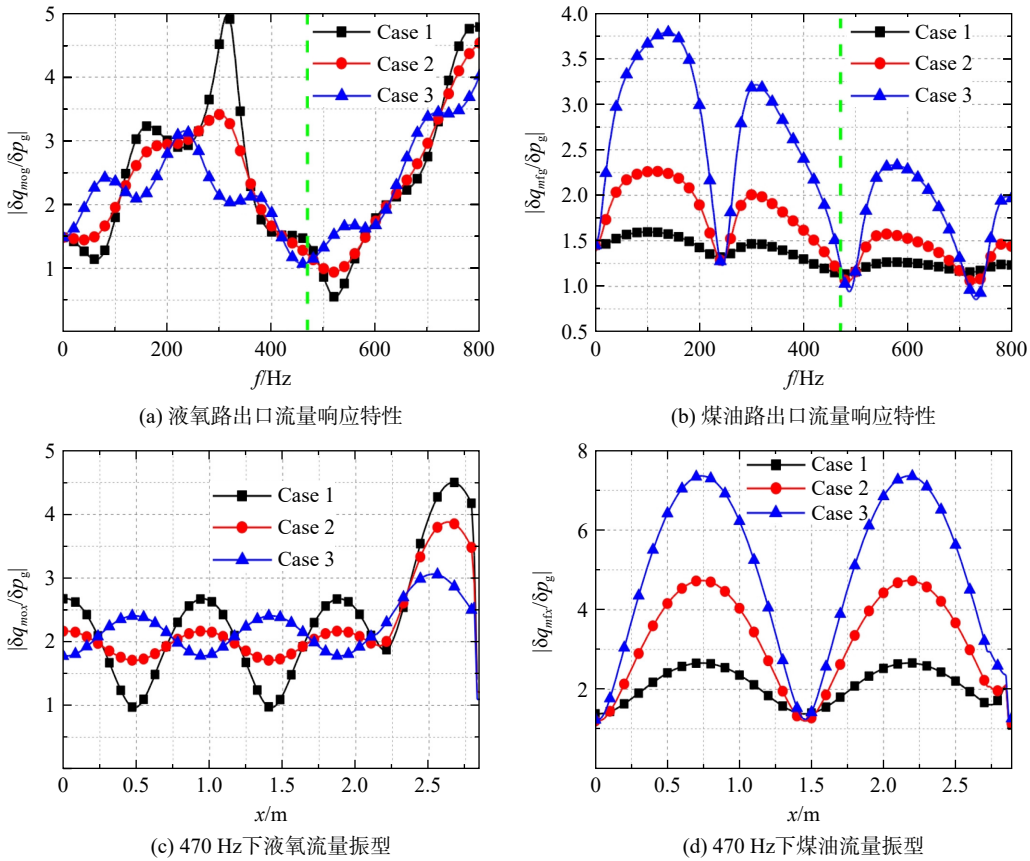


图 18 压降分配对频率特性的影响

Fig. 18 Influence of pressure drop distribution on frequency characteristics

4 结 论

本文通过对液体火箭发动机的模型与真实供应系统研究,可得出以下结论:

- 1) 供应系统激励源端边界阻抗大于管路阻抗时,该端流量谐振频率会产生偏斜,以至出现反谐振特征,因此应通过非激励源端的幅频特性

判断系统谐振频率。边界节流圈会改变管路系统的谐振特性; 中间节流圈会形成边界阻隔效应, 使系统各阶谐振频率相对纯管路产生偏移, 节流圈阻抗越大, 偏移越明显, 且谐振特性随节流圈位置变化更显著。

2) 节流圈可减小向上游传播的扰动波振幅, 节流圈位置越靠近流量振型波腹, 或流量波腹位置处的节流圈压降越大, 流路中幅值衰减作用越大。

3) 节流圈具有较强的频率选择性, 对不同阶谐振频率下的脉动作用不同。此外, 节流圈对表现出反谐振特征的系统具有位置选择性, 表现出不同位置处的脉动衰减效果也不同。因此, 若要减小流路中的流量振荡, 则需要根据激励源振荡频率和需要减小脉动的位置决定节流圈的安装位置。

4) 针对真实系统, 为减小流路振荡, 对于液氧路, 可以采取将 L_2 长度缩短 0.1 m, 或增大第一级节流圈压降使阻抗等于管路特征阻抗的措施; 对于煤油路, 可采取将 L_2 增加 0.05 m, 或在结构加工允许范围内增加第 2 级节流圈压降的措施。

参考文献:

- [1] 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)
- [2] 陈文, 邢理想, 徐浩海, 等. 深度节流补燃循环发动机系统稳定性研究[J]. 火箭推进, 2020, 46(3): 41-48.
CHEN Wen, XING Lixiang, XU Haohai, et al. Study on system stability of deep-throttling staged combustion cycled engine[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2020, 46(3): 41-48. (in Chinese)
- [3] YOO J, YOON N, LEE S, et al. Pogo analysis for a clustered rocket engine by sophisticated branch-pipe modeling[R]. AIAA 2021-1614, 2021.
- [4] SEKITA R, MATSUDA M, NAKAMURA R. Pressure oscillation analyses of the pressure regulator for the H-IIA propulsion system [R]. AIAA 2003-4600, 2003.
- [5] 富庆飞, 贾伯琦, 杨立军, 等. 燃烧室压力振荡对液-液同轴离心喷嘴混合比的影响[J]. 航空动力学报, 2020, 35(2): 294-297.
FU Qingfei, JIA Boqi, YANG Lijun, et al. Effect of combustion chamber pressure pulsation on mixing ratio of liquid-liquid coaxial swirl injector[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(2): 294-297. (in Chinese)
- [6] NATANZON M S, CULICK F E C. Combustion instability[M]. Washington DC: American Institute of Aeronautics and Astronautics Incorporation, 1999.
- [7] LEONARDI M, DI M F, STEELANT J, et al. System analysis of low frequency combustion instabilities in liquid rocket engines[R]. AIAA 2015-4208, 2015.
- [8] 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. (in Chinese)
- [9] 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. (in Chinese)
- [10] WYLIE E B, STREETER V L. Fluid transients in systems[M]. Upper Saddle River, US: Prentice Hall, 1993.
- [11] 刘翌俞. 液体火箭发动机喷注系统动力学特性研究[D]. 北京: 中国航天科技集团公司第一研究院, 2018.
LIU Zhaoyu. Research on the dynamic characteristic of injecting system in liquid rocket engine[D]. Beijing: the First Academy of China Aerospace Science and Technology Corporation, 2018. (in Chinese)
- [12] SUTTON G P, BIBLARZ O. Rocket propulsion elements[M]. 9th ed. Hoboken, US: John Wiley and Sons Incorporation, 2017.
- [13] 汪洪波, 吴海燕, 谭建国. 推进系统动力学[M]. 北京: 科学出版社, 2018.
- [14] HITT M, LINEBERRY D, AHUJA V, et al. Experimental investigation of cavitation induced feedline instability from an orifice[R]. AIAA 2012-4029, 2012.
- [15] AI Wanzheng, ZHOU Qi. Hydraulic characteristics of multi-stage orifice plate[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University (Science), 2014, 19(3): 361-366.
- [16] HARRJE D T, REARDON F H. Liquid propellant rocket combustion instability[M]. NASA SP-194, 1972.
- [17] 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)
- [18] KOBAYASHI K, NUNOME Y, TOMITA T, et al. Studies on injection-coupled instability for liquid propellant rocket engines[R]. AIAA 2015-3843, 2015.
- [19] BAZAROV V G. 液体喷嘴动力学[M]. 任汉芬, 孙纪国, 译. 北京: 航天工业总公司第11研究所, 1997.
- [20] FU Q, YANG L, WANG X. Theoretical and experimental study of the dynamics of a liquid swirl injector[J]. Journal of Propulsion and Power, 2010, 26(1): 94-101.

(编辑: 王碧琚)