

流量调节器在泵压式供应系统 中的动力学特性

刘 上, 刘红军, 陈建华, 程亚威
(西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 针对某型流量调节器及泵压式供应系统, 建立了描述其动态特性的频域分析模型, 研究系统在出口压力扰动下的频率响应特性以及系统的固有稳定性。结果表明调节器在系统中的位置对系统高频范围内的频率特性影响很大。当供应系统总压降保持一定, 增大出口局部流阻的压降能降低系统的谐振峰。当出口局部阻力较小, 管路长度比例合适时, 系统能够出现自发的不稳定。出口局部阻力越低, 系统的总管路长度越大, 则系统稳定性越差, 不稳定的管路长度比例区间就越大。系统产生不稳定的机理是, 在合适的管路长度比例下, 调节器第二道节流口所分成的两截管路的声学频率相匹配, 且流量调节器处于固有频率的压力波腹, 滑阀始终受到频率一致、较大幅值的脉动压力的作用, 使得滑阀在固有频率下产生明显的随动响应, 对系统形成正反馈。在系统的阻尼耗散作用不足时, 形成了耦合的不稳定系统。

关键词: 流量调节器; 泵压式供应系统; 频率特性; 稳定性

中图分类号: V434-34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374 (2014) 02-0028-08

Dynamical characteristics of flow regulator in pump feed system

LIU Shang, LIU Hong-jun, CHEN Jian-hua, CHENG Ya-wei
(Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: The frequency domain analytical model was developed to describe the dynamical characteristics of flow regulator and pump feed system. The system's frequency response characteristics under outlet pressure disturbance and the system inherent stability were investigated. The results show that, the position of regulator in the feed system has strong influence on the system frequency characteristics in high frequency range. When total pressure drop of the feed system keeps constant, enlarging the outlet local resistance's pressure drop can reduce the system resonant peak. Under low outlet resistance and appropriate pipe length ratio, the spontaneous instability of the system occurs.

收稿日期: 2013-08-23; 修回日期: 2013-10-20

基金项目: 国家 863 项目 (2012AA702302)

作者简介: 刘上 (1984—), 男, 博士, 研究领域为液体火箭发动机系统动力学

The low the outlet resistance and the long the total pipe length are, the worse the system stability and the large the unstable region of pipe length ratio become. The mechanism of system instability is that, with the appropriate pipe length ratio, the acoustic frequencies of the two pipes divided at the regulator second throttle are matching, and the regulator is at the pressure wave antinode with inherent frequency, thus the slider is always under the effect of the same frequency and relative higher amplitude pressure fluctuation, and the slider produces obvious servo response at the system natural frequency and cause a positive feedback to the system. If the damping dissipation of the system is not enough, the coupled instable system is created.

Keywords: flow regulator; pump feed system; frequency characteristic; stability

0 引言

流量调节器是液氧煤油补燃火箭发动机中关键的自动调节装置,用于满足发生器在工作过程中对煤油流量稳定和调节的要求^[1-2]。流量调节器的动态性能直接影响发生器乃至发动机的工作特性,尤其是调节器的稳定性对整个发动机的稳定性更是至关重要,因此对调节器动态性能进行全面、深入的研究就显得尤为重要。

目前对于单独的流量调节器组件而言,其频率特性研究较为充分。如刘红军和王昕分别建立动力学模型^[3-4],采用数值积分法研究流量调节器在压降的正弦扰动下,出口流量的频率响应特性,分析了结构参数对频率响应的影响。文献[5]采用非线性的增量谐波平衡法求解流量调节器在入口压力强迫振荡下的近似解析解,既完整地考虑模型中复杂的非线性项,又如线性化法一样,方便地分析全频域范围内的频响特性,获得了调节器非线性频率特性。

当流量调节器和液体管路共同组成供应系统后,由于调节器中滑阀对系统压力波动产生响应作动,而滑阀的作动又对液体供应系统产生附加的扰动,两者形成一个耦合系统。在某些情况下,整个耦合系统会出现自发的不稳定现象^[6-11]。日本的H-II火箭的贮箱氦气增压系统在飞行中出现过调节器与管路的耦合振荡问题^[6]。A. S. Misra对一个包含控制阀的供应管路系统的自激振荡问题进行研究^[7],认为流体与阀芯结构的相互作用,使得阀芯运动和流体作用力之间存在正反馈,是

不稳定产生的机理。Ye Qi-fang对电气阀和前后管路系统建立了集中参数的动力学模型^[8],探讨了系统在不同压力和流量下的非线性稳定性。文献[9]研究了单向阀流路系统在小流量下的非线性自激振荡现象。格列克曼指出即使调节器本身工作很好,但调节器-试验台管路系统在一些情况下会出现自激振荡现象,改变管路的长度或阻力等,就可避免振荡^[10]。文献[11]对调节器与一段直管路组成的挤压式液流试验台系统,进行了频率特性和稳定性分析,指出调节器滑阀的随动响应,对液体管路系统的声学谐振峰产生一定的放大效果。进而深入探讨了系统稳定性的物理机理,得到了该系统稳定性边界的普遍规律。

由于流量调节器安装在发动机的煤油二级泵和燃气发生器之间,两端压力恒定的挤压式试验台系统不能完全模拟发生器在发动机中的工作环境。开展流量调节器和泵压式供应系统中的动态特性和稳定性研究,更接近发动机的实际工作,也更具工程价值。因此,本文从一个简化的泵压式供应系统入手,研究调节器在此类供应系统中存在的一些本质规律。

1 调节器-供应系统结构及数学模型

本文中研究的流量调节器是一种直接作用式小流量稳流型调节器^[12],其基本结构如图1(a)所示。该流量调节器在发动机工作过程中安装在燃气发生器的煤油供应路,煤油二级泵作为入口边界,出口通过喷嘴连接燃气发生器。因此,可以将该供应系统简化为图1(b)所示的泵压式系

统, 流量调节器前后各有一段相同直径的直管路, 出口为一个集中阻力。通过理想的简化系统可以研究原供应系统存在的一些本质规律。

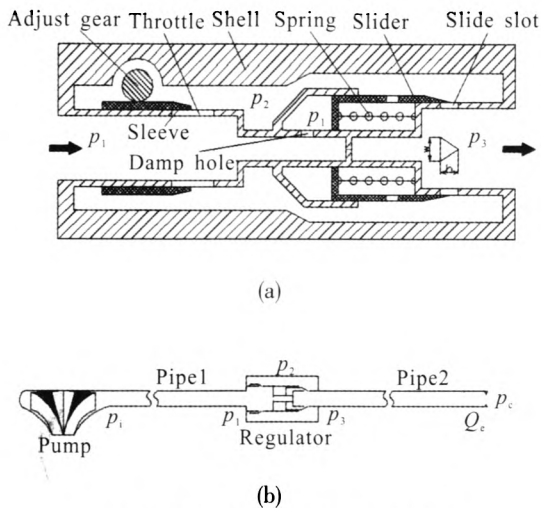


图1 流量调节器及供应系统示意图

Fig. 1 Schematic sketch of regulator and feed system

描述调节器动态过程的控制方程采用文献[5]所建立的集中参数非线性数学模型。将调节器的动态方程在稳态值处进行线性化、无量纲化, 推导得出:

$$\left(\frac{L}{A_1} + \frac{l_1}{A_1} \right) \frac{\bar{q}_m}{\bar{p}_2} \frac{d\delta q_{m1}}{dt} = \frac{\bar{p}_1}{\bar{p}_2} \delta p_1 - \delta p_2 - 2 \frac{\Delta \bar{p}_{12}}{\bar{p}_2} \delta q_{m1} \quad (1)$$

$$\frac{l_x}{A_x} \frac{\bar{q}_m}{\bar{p}_3} \frac{d\delta q_{m2}}{dt} = \frac{\bar{p}_2}{\bar{p}_3} \delta p_2 - \delta p_3 - 2 \frac{\Delta \bar{p}_{23}}{\bar{p}_3} \delta q_{m2} + 2 \frac{\Delta \bar{p}_{23}}{\bar{p}_3} \Phi_x \delta x \quad (2)$$

$$c_l \bar{p}_2 \frac{d\delta q_2}{dt} = \bar{q}_m (\delta q_{m1} - \delta q_{m2}) + \rho A_p \bar{x} \delta v \quad (3)$$

$$\frac{d\delta x}{dt} = \delta v \quad (4)$$

$$\frac{m_{sum}}{k} \frac{d\delta v}{dt} = \frac{A_p}{kx} (\bar{p}_1 \delta p_2 - \bar{p}_2 \delta p_2) + \frac{A_\delta}{kx} (2\Delta \bar{p}_{23} \delta q_{m2} - 2\Delta \bar{p}_{23} \Phi_x \delta x) - \frac{B_x}{k} \delta v - \delta x \quad (5)$$

其中

$$\Phi_x = \frac{\partial A_x}{\partial x} \frac{x}{A_x}$$

式中: Φ_x 为滑阀口面积相对位移的无量纲斜率; 上标“—”表示平衡点处的稳态值; δ 为相对稳

态值的无量纲化脉动量; 其他各参数的意义见文献[5]。

由于调节器在工作中受到的干扰主要来自于入口或出口的压力扰动, 因此将调节器入口和出口压力作为扰动源。无量纲化后, 体积流量脉动 $\delta Q = \delta q_m$, 令:

$$X = [\delta Q_1 \quad \delta Q_2 \quad \delta p_2 \quad \delta x \quad \delta v]^T$$

$$U = [\delta p_1 \quad \delta p_3]^T$$

则方程(1)~(5)可写为状态空间形式:

$$\dot{X} = AX + BU \quad (6)$$

式中 A 和 B 为状态变量、扰动量的系数矩阵。

对(6)式进行拉氏变换, 从而得到:

$$X = (sI - A)^{-1} BU$$

令矩阵:

$$M(s) = (sI - A)^{-1} B \quad (7)$$

于是可以求出调节器的传递函数。其中调节器入口、出口压力扰动引起进出口流量、滑阀位移振荡的传递函数为:

$$\frac{\delta Q_1}{\delta p_1} = M_{11}(s), \quad \frac{\delta Q_2}{\delta p_1} = M_{21}(s), \quad \frac{\delta x}{\delta p_1} = M_{41}(s)$$

$$\frac{\delta Q_1}{\delta p_3} = M_{12}(s), \quad \frac{\delta Q_2}{\delta p_3} = M_{22}(s), \quad \frac{\delta x}{\delta p_3} = M_{42}(s)$$

于是:

$$\delta Q_1 = M_{11}(s) \delta p_1 + M_{12}(s) \delta p_3$$

$$\delta Q_2 = M_{21}(s) \delta p_1 + M_{22}(s) \delta p_3$$

写成输入输出传递矩阵形式, 有:

$$\begin{pmatrix} \delta p_3 \\ \delta Q_2 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{M_{11}}{M_{12}} & \frac{1}{M_{12}} \\ M_{21} - \frac{M_{22} M_{11}}{M_{12}} & \frac{M_{22}}{M_{12}} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \delta p_1 \\ \delta Q_1 \end{pmatrix} \quad (8)$$

从而可以将流量调节器的传递矩阵代入供应系统中, 分析系统的频率特性和稳定性。

由于流量调节器中节流口的流阻较大, 管路壁面摩擦损失跟局部阻力损失相比是很小的, 因此可把管路假设为理想无粘条件^[13], 对管路采用无量纲化的四端网络模型:

$$\begin{bmatrix} \delta p_2 \\ \delta Q_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \operatorname{ch}\left(\frac{sl}{a}\right) & -\alpha \cdot sh\left(\frac{sl}{a}\right) \\ -\frac{1}{\alpha} sh\left(\frac{sl}{a}\right) & \operatorname{ch}\left(\frac{sl}{a}\right) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \delta p_1 \\ \delta Q_1 \end{bmatrix}$$

式中 $\alpha = \rho a u / p$ 为无量纲的波动阻力。

出口处集中流阻的传递矩阵:

$$\begin{bmatrix} \delta p_2 \\ \delta Q_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\bar{p}_1}{\bar{p}_2} & -\frac{2(\bar{p}_1 - \bar{p}_2)}{\bar{p}_2} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \delta p_1 \\ \delta Q_1 \end{bmatrix}$$

根据各组件的传递矩阵模型, 系统总的传递矩阵关系可以表示为:

$$\begin{bmatrix} \delta p_e \\ \delta Q_e \end{bmatrix} = T \cdot \begin{bmatrix} \delta p_i \\ \delta Q_i \end{bmatrix}, \quad T = T_{\text{resis}} T_{\text{pipe2}} T_{\text{regu}} T_{\text{pipe1}} \quad (9)$$

式中: T_{resis} 为局部流阻传递矩阵; T_{pipe1} 和 T_{pipe2} 分别为调节器前后直管段的传递矩阵; T_{regu} 为调节器的传递矩阵。

离心泵作为供应系统的入口边界, 当泵后的管路中扰动压力波向上游传至泵端, 便被离心泵的叶片硬反射回来, 因此泵出口可近似为下游扰动波的声学闭端, 即 $\delta Q_i = 0$ 。发生器中燃气的压缩性远远大于液体, 因此可以将出口作为声学开端。燃气发生器在工作中可能存在多种压力脉动, 因此在分析频率特性中把出口压力作为主动扰动源, 可以计算出该系统的多个传递函数:

$$\delta Q_e / \delta Q_i = T_{(2,1)} / T_{(1,1)}$$

$$\delta p_1 / \delta p_e = T_{\text{pipe1}(1,1)} / T_{(1,1)}$$

$$\delta p_3 / \delta p_e = (T_{\text{regu}} T_{\text{pipe1}})_{(1,1)} / T_{(1,1)}$$

$$\delta x / \delta p_e = M_{41} \cdot \delta p_1 / \delta p_e + M_{42} \cdot \delta p_3 / \delta p_e$$

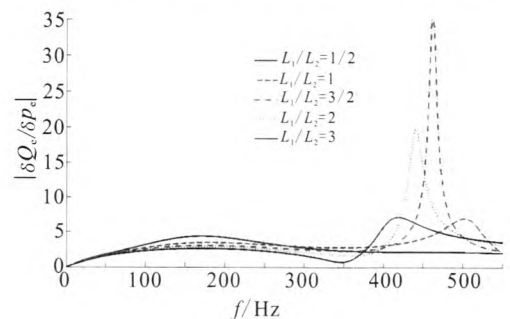
通过系统的传递函数, 可以分析在出口压力扰动下系统的频率响应特性。

2 频率特性分析

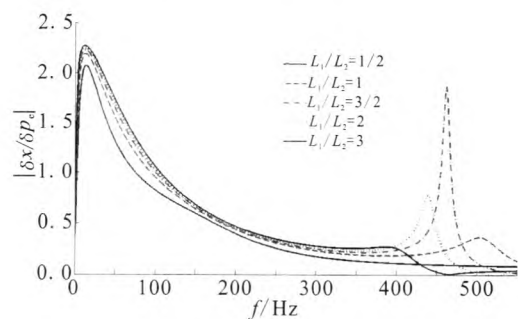
在发动机总装结构固定的情况下, 煤油二级泵与发生器之间的距离也基本固定, 比照发动机的实际尺寸, 先保持液流系统中调节器前后管的总长度 $L=2 \text{ m}$ 不变, 分析调节器在液流系统中的位置对整个系统动态特性的影响规律。

设定出口局部阻力压降为 1.0 MPa , 调节器压降为 5.5 MPa , 在不同的管路长度比例下, 求

得出口流量和滑阀位移相对出口压力扰动的幅频特性如图 2 所示。结果表明调节器处于系统中不同位置, 出口流量频率响应的幅频特性在低频范围内变化很小, 但在中高频范围内存在明显的不同。当调节器前后管路长度的比值为 $3/2$ 时, 在 462 Hz 的谐振频率下系统出口流量的响应幅值达到很高的峰值。该频率下, 调节器滑阀的位移响应也出现明显的峰值, 表明调节器的滑阀在管路系统的谐振频率处产生了很强的随动响应。分析说明调节器在管路系统中的位置对系统中高频范围内的频率特性影响很大, 在发动机的实际设计中应引起重视, 在发动机设计中, 应尽量避免调节器前后管路长度的比值在 $3/2$ 附近 (下节指出管路长度的比值在 1.6 时, 系统稳定性更差)。



(a) 出口流量响应



(b) 滑阀位移响应

图 2 不同前后管路长度比例下系统的频率特性

Fig. 2 Frequency characteristics of system at different pipe length ratios

对于单独的流量调节器, 减小其压降, 则会增大调节器流量对压力扰动的响应幅值, 同时滑阀响应敏感性也增大, 从而提高调节器的压降有助于减小调节器的出口流量脉动。另一方面, 由于集中流阻位于声学开端, 增大该部分的压降,

也直接耗散系统的振荡能量。因此当供应系统总的压降一定时, 需要比较压降在调节器和出口集中流阻两者之间的分配对系统频率特性的影响。

保持前后管的总长度和调节器前后管路长度的比值为 3/2 不变, 同时也固定系统进出口之间的总压降为 6.5 MPa, 改变出口集中流阻的压降, 由于调节器自身的特性, 调节器的稳态压降会相应地调整变化。在不同的系统平衡点处分析压降分配对系统频率特性的影响, 计算结果如图 3 所示。从图 3 中可知, 综合两方面影响, 出口局部流阻的增大能明显减小系统在谐振频率处的出口流量响应和滑阀位移响应, 有利于提高系统的稳定性。

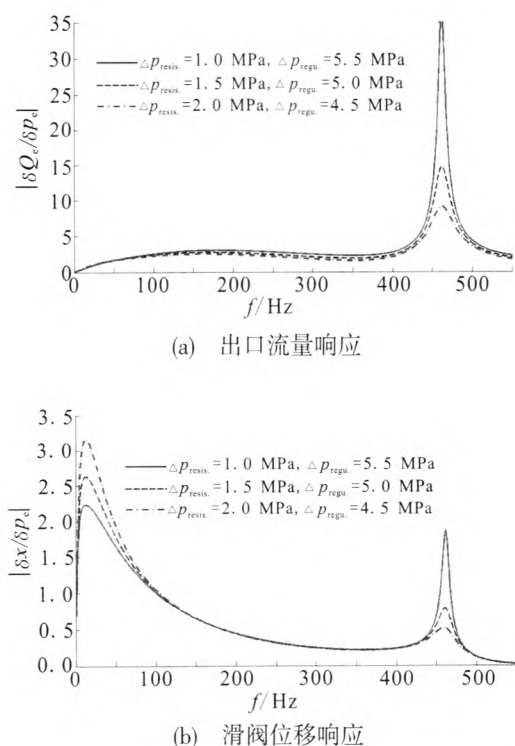


图 3 不同出口局部阻力下系统的频率特性

Fig. 3 Frequency characteristics of system at different outlet local resistances

3 稳定性分析

3.1 系统稳定性规律

通过求解系统满足两端边界的复频率, 以定量分析系统的稳定性。根据系统总的传递矩阵关系和边界条件:

$$\begin{bmatrix} \delta p_e \\ \delta Q_e \end{bmatrix} = T \cdot \begin{bmatrix} \delta p_i \\ \delta Q_i \end{bmatrix}, \quad \delta Q_i = 0, \quad \delta p_e = 0$$

则系统固有复频率满足的复数方程为:

$$T_{1,1}(s) = 0$$

采用 Newton-Raphson 法求出系统的固有振荡频率 ω , 以及对应的增长率 ν 。保持液流系统中调节器前后管的总长度 $L=2$ m 和调节器的压降 5.5 MPa 不变, 在不同的出口阻力压降和管路长度比例下, 求得一阶固有频率对应的无量纲增长率 $\bar{\nu} = \frac{\nu L}{a}$, 如图 4 所示。该图表明在同样的管路长度比例下, 随着出口局部阻力的降低, 系统的增长率不断增大, 系统的稳定性降低, 但固有频率变化很小。当局部阻力压降低于 0.6 MPa 后, 在管路长度比例为 1.6 附近, 系统的增长率大于零, 说明系统出现自发的不稳定。随着局部阻力进一步降低, 不稳定的管路长度比例范围增大。

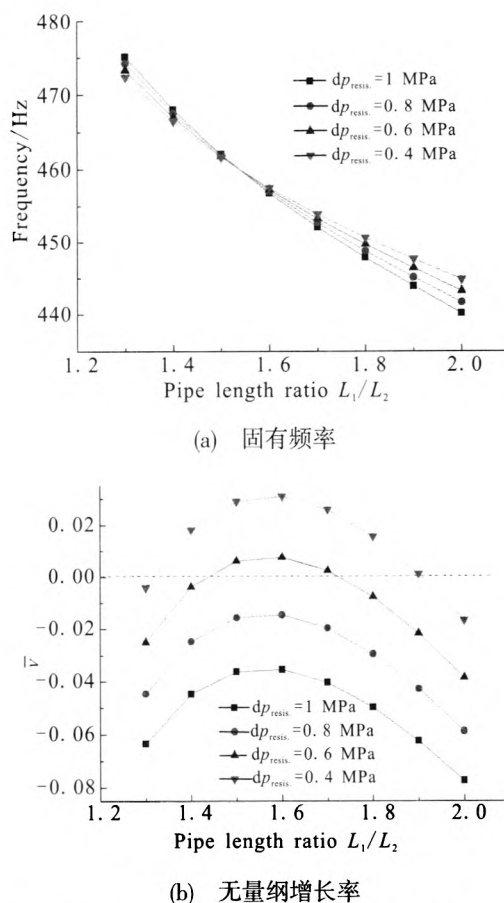


图 4 不同管路长度比例下系统一阶固有频率和增长率

Fig. 4 First-order natural frequency and $\bar{\nu}$ at L_1/L_2

以出口局部阻力压降 0.4 MPa 为例, 取 $L_1/L_2=1.6$, 此时系统的一阶固有频率为 457.48 Hz, 由图 4 知, 系统在该频率下已经不稳定。系统在一个周期内, 间隔 1/10 振荡周期的压力和流量脉动的不稳定振型, 如图 5 所示。不失一般性, 将系统沿程的压力脉动幅值相对声学闭端进行无量纲化, 闭端压力幅值取为 1, 将系统沿程的流量脉动幅值相对开端进行无量纲化, 开端流量幅值取为 1。

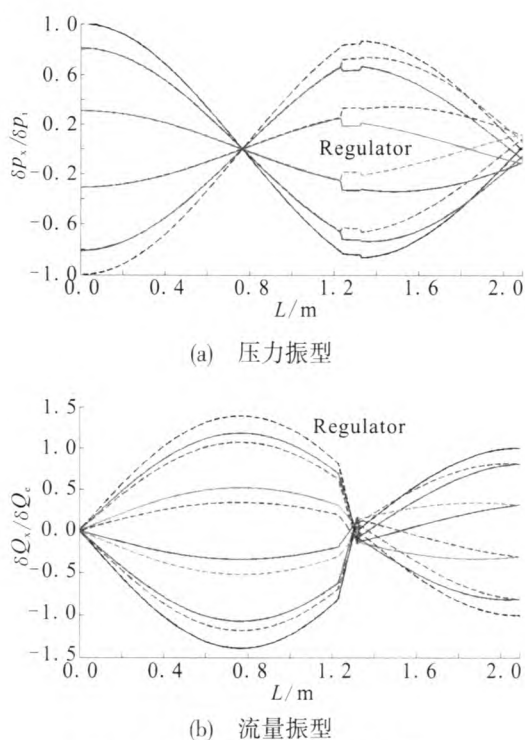


图 5 一阶固有频率下系统的振型

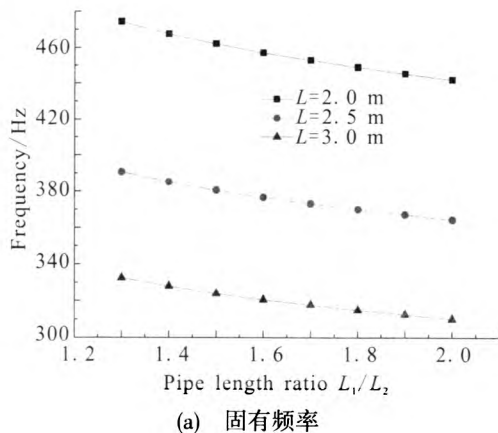
Fig. 5 Vibration mode of system at first-order natural frequency

结果表明, 流量调节器处于系统压力振荡的波腹和流量振荡的波节位置, 而出口局部阻力位于压力振荡的波节和流量振荡的波腹位置。这是由于流量调节器的第二道节流口的压降很大, 其阻抗值超过了管路的特征阻抗, 而局部流阻的压降较低, 阻抗值小于管路的特征阻抗。从而可以解释图 3 中, 增大出口局部流阻的压降比增大调节器的压降对系统振荡的耗散作用更显著, 因为局部流阻位于流量振荡的波腹位置, 对该振型的耗散作用更大。

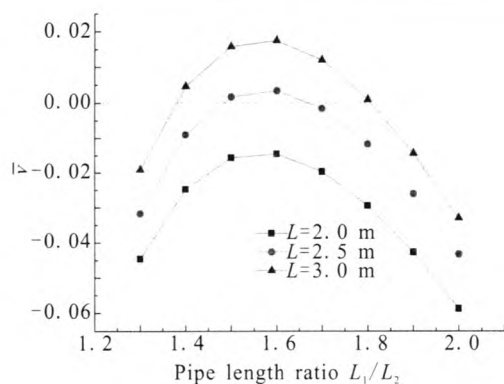
在系统的一阶固有振型下, 系统入口至调节

器第二道节流口之间的长度近似于半个波长, 第二道节流口至系统出口之间的长度近似于 1/4 个波长。调节器第二道节流口所分成的前后两截管路的声学频率相匹配, 在系统的固有频率 457.48 Hz 下两截管路都产生谐振。而调节器作为压力振荡的波腹, 该情况下调节器的滑阀始终受到频率一致、相对较大幅值的交变脉动压力的作用, 使得滑阀在 457.48 Hz 的高频下能够产生明显的随动响应。同时根据调节器的工作原理, 当某一瞬时, 若滑阀前压力增大, 导致滑阀向关闭方向移动, 使得流出调节器的流量减小, 而流入调节器的流量还未受影响, 于是导致滑阀前压力的进一步升高, 从而形成了正反馈作用, 当系统的阻尼耗散作用不足时, 系统就出现自发的不稳定。

煤油二级泵至发生器之间管路的空间走向, 能够一定程度上影响系统管路的总长度, 因此需要分析管路的总长度对系统稳定性的影响。在出口局部阻力压降 0.8 MPa 下, 计算出不同总长度 L 和不同长度比例下系统的固有频率和指数增长率 (如图 6 所示)。结果表明总长度增大, 则降低系统的固有频率, 系统固有频率对应的指数增长率向大于零的方向移动, 系统的稳定性降低。在本算例条件下, 总长度超过 2.5 m, 将在管路长度比例为 1.6 附近出现自发的不稳定。随着总长度进一步增大, 不稳定的管路长度比例范围扩大。其原因可以简单解释为: 总长度越长, 系统的固有声学频率降低, 调节器滑阀在较低固有频率下的随动响应敏感性增大, 调节器与管路系统声学特性的耦合反馈作用增强, 系统的稳定性就降低。



(a) 固有频率



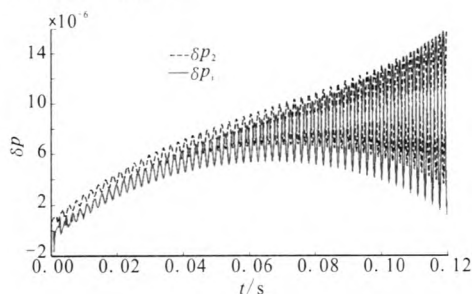
(b) 无量纲增长率

图6 不同管路总长度下系统一阶固有频率和增长率

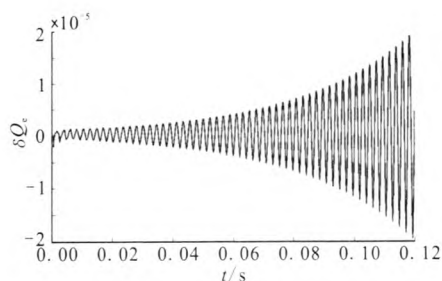
Fig. 6 First-order natural frequency and $\bar{\gamma}$ at different total pipe length

3.2 系统稳定性验证

为了验证频域分析结果,采用四阶龙哥库塔法从平衡点附近开始对系统进行时域仿真,管路采用分段集中参数模型,为了精确描述管路的分布参数特性,将管路等分为150段。以出口局部阻力压降0.4 MPa, $L=2.0$ m, $L_1/L_2=1.6$ 为例,保持系统入口流量和出口压力恒定,计算得系统出口流量无量纲脉动和压力无量纲脉动的初始发展过程,如图7所示。



(a) 调节器中间腔和入口端压力脉动



(b) 出口流量脉动

图7 参数脉动的初始发展过程

Fig. 7 Development process of parameter pulsation

时域的仿真结果表明系统产生自发的不稳定,脉动振荡的周期约2.202 ms,频率为454.1 Hz,与频域的457.48 Hz计算结果很接近。图7(a)中显示系统入口端压力脉动与调节器中间腔的压力脉动完全反相,且入口端压力脉动振幅稍大于调节器中间腔的压力振幅,该规律与图5(a)中压力振型图相符合。因此通过时域数值积分算例与频域分析结果的比较,验证了频域分析的正确性。

4 结论

本文针对流量调节器-泵压式供应系统建立了频域分析模型,从理论上研究了系统的频率响应特性及固有稳定性,得出如下结论:

1) 调节器在管路系统中的位置对系统高频范围内的频率特性影响很大,对低频范围内频率特性影响很小。发动机设计中,应尽量避免调节器前、后管路长度的比值在1.6左右。

2) 当供应系统总压降一定时,增大出口局部流阻能明显降低系统在谐振频率处的出口流量响应和滑阀位移响应,因为局部流阻位于流量振荡的波腹位置,对固有振型的耗散作用更大。

3) 当出口局部阻力压降较低,管路长度比例合适时,系统能够出现自发的不稳定。出口局部阻力越低,系统的总管路长度越大,系统稳定性越差,不稳定的管路长度比例范围就越大。

4) 系统在合适的管路长度比例下产生不稳定的原因是,调节器第二道节流口所分成的两截管路的声学频率相匹配,使得流量调节器处于压力振荡的波腹,滑阀始终受到频率一致、相对较大值的交变脉动压力的作用,使得滑阀在固有频率下产生明显的随动响应,对系统形成正反馈,在系统的阻尼耗散作用不足时,形成了耦合的不稳定系统。

参考文献:

- [1] 张贵田. 高压补燃液氧煤油发动机[M]. 北京: 国防工业出版社, 2005.
- [2] JUNG T. Static characteristics of a flow regulator for a liquid rocket engine [J]. Journal of Spacecraft and Rockets,

- 2011, 48(3): 541-544.
- [3] 刘红军. 稳流型流量调节器动态响应特性研究[J]. 推进技术, 1999, 20(1): 60-64.
- [4] 王昕. 流量调节器动态特性研究[J]. 火箭推进, 2004, 30(3): 19-26.
- [5] 刘上, 刘红军, 孙宏明, 等. 基于增量谐波平衡法的流量调节器非线性频率特性[J]. 推进技术, 2012, 33(5): 814-819.
- [6] RYUICHI S, MINORU M. Pressure oscillation analyses of the pressure regulator for the H- II a propulsion system, AIAA 2003-4600 [R]. USA: AIAA, 2003.
- [7] MISRA A S. Acoustic, fluid-structure and decoupled seismic analysis of piping systems[D]. Toronto, Canada: University of Toronto, 2003.
- [8] YE Qi-fang, CHEN Jiang-ping. Dynamic analysis of a pilot-operated two-stage solenoid valve used in pneumatic system[J]. Simulation Modelling Practice and Theory, 2009, 17(1): 794-816.
- [9] 刘上, 刘红军, 徐浩海, 等. 单向阀流路系统自激振荡特性研究[J]. 火箭推进, 2011, 37(3): 1-5.
- [10] 格列克曼. 液体火箭发动机自动调节[M]. 顾明初, 郁明桂, 邱明煜, 译. 北京: 宇航出版社, 1995.
- [11] 刘上, 刘红军, 徐浩海, 等. 流量调节器 - 管路系统频率特性及稳定性[J]. 推进技术, 2012, 33(4): 631-638.
- [12] 陈维宇, 程亚威, 李小明, 等. 高压小流量稳流型调节器特性研究[J]. 火箭推进, 2011, 37(4): 40-44.
- [13] 陈琪锋, 刘昆. 基于分布参数线性化模型的分级燃烧循环液体火箭发动机频率特性计算[J]. 航空动力学报, 2001, 16(1): 44-48.

(编辑: 马 杰)

(上接第 27 页)

- [9] BYRD Thomas. The J-2X upper stage engine: from design to hardware, AIAA 2010-6968[R]. USA: AIAA, 2010.
- [10] RACHUK V S, GONCHAROV N S. Design, development, and history of the oxygen-hydrogen engine RD-0120, AIAA 95-2540[R]. USA: AIAA, 1995.
- [11] GIRAULT J P. Long life and reliability: expectation for advanced turbomachinery in space, AIAA 91-2416[R]. USA: AIAA, 1991.
- [12] GIBSON H, THOM R, MOORE C, et al. History of space shuttle main engine turbopump bearing testing at the Marshall Space Flight Center[R]. USA: NASA, 2010.
- [13] ELROD D A. Investigation of SSME alternate high pressure fuel turbopump lift-off seal fluid and structural dynamic interaction, N90-19400[R]. USA: NASA, 1990.
- [14] 唐飞. 提高氧泵诱导轮汽蚀性能的方法研究[J]. 航空动力学报, 2008, 23(9): 1743-1747.
- [15] 颜子初. 高性能螺旋轮设计的探讨[J]. 导弹与航天运载技术, 1998 (5): 12-20.

(编辑: 马 杰)