

流量调节器管路系统自激振荡特性研究^{*}

张 淼¹, 徐浩海¹, 李 斌^{1,2}, 邢理想¹

(1. 西安航天动力研究所 液体火箭发动机技术重点实验室, 陕西 西安 710100;

2. 航天推进技术研究院, 陕西 西安 710100)

摘 要: 流量调节器管路系统在小流量大压降工况下会出现低频自激振荡现象。为了深入认识自激振荡产生机理, 结合某稳流型流量调节器及管路系统, 基于流量调节器弹簧振子动力学模型开展数值仿真研究。数值仿真得出自激振荡频率为94Hz, 与发动机试验结果一致。分析了流量调节器结构参数对系统稳定性的影响作用, 三角形滑阀节流口能够抑制管路系统自激振荡。自激振荡产生机理是液动力随滑阀节流口型面振荡, 并对管路系统形成正反馈作用, 当流量调节器综合刚度系数 <0 时, 管路系统就失稳产生振荡。某流量调节器的负载特性试验表明, 随着流量调节器压降升高, 管路系统稳定性变差。仿真获得的幅频特性, 稳定边界与试验结果一致。

关键词: 液体火箭发动机; 流量调节器; 管路系统; 瞬态过程; 自激振荡; 频率特性

中图分类号: V434

文献标识码: A

文章编号: 1001-4055 (2021) 07-1493-08

DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.200395

Auto Oscillation of Flow Regulator Pipe System

ZHANG Miao¹, XU Hao-hai¹, LI Bin^{1,2}, XING Li-xiang¹

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

2. Academy of Aerospace Propulsion Technology, Xi'an 710100, China)

Abstract: Low-frequency auto oscillation occurs in the pipeline system of flow regulator under the condition of small flow and large pressure drop. In order to deeply understand the mechanism of auto oscillation, a numerical simulation study was carried out based on the dynamic model of spring oscillator of flow regulator in combination with a certain output-flow-stabilized regulator and pipeline system. The numerical simulation results show that the auto oscillation frequency is 94 Hz, which is consistent with the engine test results. The influence of flow regulator structure parameters on the stability of the system was analyzed. The triangular slide valve throttle can suppress the auto oscillation of the pipeline system. The mechanism of auto oscillation is hydrodynamic oscillation with the throttling interface of the slide valve, and it forms a positive feedback effect on the pipeline system. When the comprehensive stiffness coefficient of the flow regulator is less than zero, the pipeline system will be unstable and oscillate. The load characteristic test of a certain flow regulator shows that the stability of pipeline system becomes worse as the pressure drop of flow regulator increases. The amplitude-frequency characteristic and stability boundary obtained by simulation are consistent with the test results.

Key words: Liquid rocket engine; Flow regulator; Pipe system; Transient process; Auto oscillation; Frequency characteristics

^{*} 收稿日期: 2020-05-31; 修订日期: 2020-11-13。

基金项目: 国家“九七三”计划(613321)。

通讯作者: 张 淼, 博士, 工程师, 研究领域为航天液体推进技术。E-mail: tommy_zhung@126.com

引用格式: 张 淼, 徐浩海, 李 斌, 等. 流量调节器管路系统自激振荡特性研究[J]. 推进技术, 2021, 42(7):1493-1500. (ZHANG Miao, XU Hao-hai, LI Bin, et al. Auto Oscillation of Flow Regulator Pipe System[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2021, 42(7):1493-1500.)

1 引 言

液氧煤油补燃循环发动机(以下简称发动机)采用稳流型流量调节器稳定流量供应和控制推力调节。流量调节器的动态性能影响发动机系统工作稳定性。随着重复使用技术发展,运载器对发动机推力控制精度和调节技术提出了更高的要求,谭永华等^[1]和李斌等^[2]阐述了流量调节器可靠工作和高精度稳定调节技术对提高发动机系统工作稳定性具有重要作用。发动机进行地面试验时,流量调节器在起动过程中多次出现94Hz低频自激振荡现象。为了解决和抑制系统自激振荡,深入认识自激振荡现象机理,有必要开展流量调节器管路系统建模和仿真研究。

流量调节器滑阀弹簧结构与液路系统的振荡问题类似“液-固”耦合问题,流体参数变化与滑阀孔型面变化会形成耦合作用。Johnston等^[3-4]认为作用于滑阀上的液动力突变是诱发阀芯振动的原因,阻尼孔流容对系统稳定性作用最强。Funk^[5]认为液压管路长度会对管阀系统产生稳定性影响。Hayashi等^[6]在进行先导式溢流阀稳定性分析时发现,当压力与溢流阀开启压力接近时,系统小扰动会激起管阀系统的自激振荡。当滑阀处于小开口时,滑阀前后压差使得滑阀孔内流体处于紊流状态,对滑阀孔流量系数产生影响,还可能发生阀芯撞击阀座现象。某型液氧煤油发动机流量调节器在液流试验时多次出现90Hz振荡现象^[7],陈维宇等^[8]结合工程经验,提出了“负差率”是影响流量调节器稳定性的重要因素。

带反馈系统的阀门与管路系统大多是非线性系统,解决方案通常是将非线性系统简化为线性系统,并通过根轨迹^[9]、极限环等方法研究阀门管路系统自激振荡特性^[10]。刘红军^[11]和王昕^[12]基于流量调节器动力学模型,研究了在外部参数的正弦扰动下,流量调节器管路系统的频响特性。刘上等^[13-14]建立了流量调节器频域仿真模型,基于挤压管路和泵压管路边界条件,分析了管路长度对流量调节器管路系统频率特性和稳定边界的影响,得出系统振荡机理是流量调节器负阻力特性超过管路阻力耗散导致系统失稳。

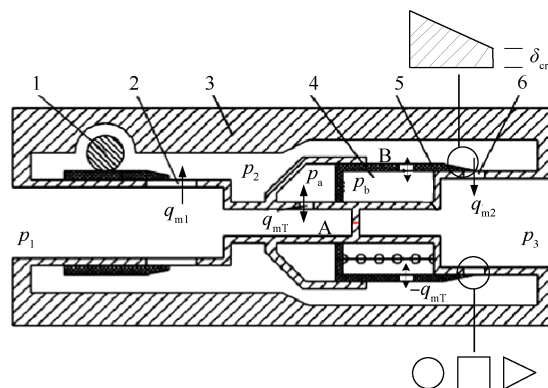
结合发动机起动工作过程,建立流量调节器及其管路系统的分段集总参数非线性动力学模型,通过时域求解方法仿真计算流量调节器管路系统产生自激振荡的过程,并研究系统稳定工作边界。研究不同滑阀节流口型面结构(圆形、方形和三角形)对

流量调节器自激振荡特性的影响,及其不同结构对流量调节器自激振荡的抑制能力。基于线性化方法研究管路系统幅频特性和稳定边界,并与流量调节器负载特性试验结果进行对比。用理论分析结果指导流量调节器结构改进,研究流量调节器管路系统的“液-固”耦合过程,对预测和分析发动机局部系统动力学特性具有重要意义。

2 方 法

2.1 结构和数学模型

流量调节器的结构图如图1所示,流量调节器入口压力为 p_1 ,中间腔压力为 p_2 ,出口压力为 p_3 ,滑阀两侧阻尼腔的压力分别为 p_a 、 p_b ,并通过阻尼孔A和B与主路联通。流量调节器是直接作用式的自稳流型调节器,控制信号调节齿轮1改变节流孔2的流通面积,从而调节流量调节器的流量,实现推力调节。外界扰动使得流量调节器滑阀运动,流量 q_{mT} 流过阻尼孔A和B控制滑阀装置惯性和阻尼系数,同时两个阻尼腔压力平衡弹簧作用力,实现滑阀稳定工作,维持流量稳定供应。滑阀装置顶端存在厚度为 δ_{cr} 的平台,滑阀孔结构可以为圆形、矩形或三角形等。



1) Adjust gear, 2) Throttle, 3) Shell, 4) Spring, 5) Slider, 6) Slide throttle

Fig. 1 Schematic sketch of the flow regulator

某发动机流量调节器管路系统起动模块如图2所示,模型系统包括恒定压力源、起动箱、连接管路、流量调节器和模拟充填管路,并在入口管路设置节流圈,压降为0.2MPa。流量调节器后设置一段模拟充填管路,用于模拟发动机起动过程中高压煤油充填点火导管和燃料阀门前管路。出口为关闭状态以模拟燃料阀门。

基于流量调节器工作特性,分析流量调节器滑阀振子系统和内流体流动过程,采用集总参数法建

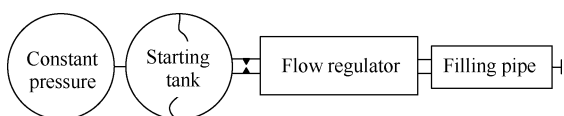


Fig. 2 Schematic sketch of feed pipeline test system

立流量调节器和管路的瞬态过程数学模型。首先,建立流量调节器和管路的主流路惯性和流容方程

$$\frac{l_0}{A_{l_0}} \frac{dq_{m0}}{dt} = p_0 - p_1 - \frac{\zeta_0}{2\rho A_{l_0}^2} q_{m0}^2 \quad (1)$$

$$\left(\frac{L}{A_L} + \frac{l_1}{A_1}\right) \frac{dq_{m1}}{dt} = p_1 - p_2 - \frac{\zeta_1}{2\rho A_1^2} q_{m1}^2 \quad (2)$$

$$\left(\frac{l_x}{A_x}\right) \frac{dq_{m2}}{dt} = p_2 - p_3 - \frac{\zeta_x}{2\rho A_x^2} q_{m2}^2 \quad (3)$$

$$c_1 \frac{dp_1}{dt} = q_{m0} - q_{m1} - q_{mT} \quad (4)$$

$$c_2 \frac{dp_2}{dt} = q_{m1} - q_{m2} + q_{mT} \quad (5)$$

式中 l_0, L, l_1, l_x 分别为入口管路、调节器入口段、节流孔和滑阀孔长度; A_{l_0}, A_L, A_1, A_x 分别为入口管路、调节器入口段、节流孔和滑阀孔流通面积; $\zeta_0, \zeta_1, \zeta_x$ 分别为入口管路、调节器节流孔和滑阀孔流阻系数; c_1, c_2 分别为调节器入口段和中间腔的流容; $q_{m0}, q_{m1}, q_{m2}, q_{mT}$ 分别为入口管路、调节器节流孔、滑阀孔和阻尼孔流量; ρ 为流体密度。阻尼孔流量 q_{mT} 在滑阀稳定时为 0, 当滑阀不稳定时, 经过阻尼孔 A 和 B 流量方向相反, 数值相同。

上述方程在刘红军^[11], 王昕^[12] 和刘上等^[13-14] 建立的模型基础上, 增加了流量调节器入口流道的流容方程(4), 使得流量调节器和管路的流量满足平衡关系。提出了滑阀两侧阻尼腔的控制方程, 推导出流量调节器弹簧振子系统的惯性质量和折算摩擦系数与阻尼孔 A 和 B 结构特性相关。当滑阀运动时, 流过阻尼孔 A 和 B 的流体产生较大的阻尼和惯性, 滑阀两侧阻尼腔压力 p_a, p_b 与主路形成大压差。因此, 考虑阻尼孔流动特性对滑阀两侧阻尼腔压力的影响, 得出阻尼孔 A 和 B 的惯性方程为

$$\frac{l_s}{A_s} \frac{dq_{mT}}{dt} = p_1 - p_a - \zeta_s \frac{q_{mT} |q_{mT}|}{2\rho A_s^2} \quad (6)$$

$$\frac{l_c}{A_c} \frac{dq_{mT}}{dt} = p_b - p_2 - \zeta_c \frac{q_{mT} |q_{mT}|}{2\rho A_c^2} \quad (7)$$

式中 l_s, l_c 分别为阻尼孔 A 和 B 的长度; A_s, A_c 分别为阻尼孔 A 和 B 的流通面积; ζ_s, ζ_c 分别为阻尼孔 A 和 B 的流阻系数。阻尼孔流量表示为

$$q_{mT} = \rho A_p \frac{dx}{dt} \quad (8)$$

式中 A_p 为滑阀两侧阻尼腔的受力面积; x 为滑阀位移。

建立滑阀弹簧振子系统二阶振荡模型为

$$m_f \frac{d^2 x}{dt^2} = A_p (p_a - p_b) + F_Y - F_0 - B_f \frac{dx}{dt} - Kx \quad (9)$$

式中 m_f 为滑阀总质量; F_Y 为液动力; F_0 为预紧力; B_f 为滑阀的滑动摩擦力; K 为弹簧刚度。

最后, 建立充填管路的流体充填模型为

$$\rho \frac{dV_{tp}}{dt} = q_{m2} \quad (10)$$

式中 V_{tp} 为充填腔体积。

液动力表示滑阀节流口附近流体的稳态和动态压力损失。液动力作用在滑阀套前缘面 δ_{cr} 处, 作用力方向始终指向滑阀节流口的关闭方向, 关系式为 $F_Y = A_\delta(x)(p_2 - p_3)$ 。滑阀边缘压力作用面积 $A_\delta(x) = l_{cr}(x)\delta_{cr}$, l_{cr} 为节流口处滑阀边缘长度, δ_{cr} 为滑阀边缘的极限厚度。

将方程(2)~(9)联立, 得到流量调节器振子系统模型

$$M_{sum} \frac{d^2 x}{dt^2} + B_v \frac{dx}{dt} + Kx = A_p (p_1 - p_2) + A_\delta(x)(p_2 - p_3) - F_0 \quad (11)$$

其中惯性质量和折算摩擦系数表达式为

$$M_{sum} = m_f + \frac{l_s}{A_s} \rho A_p^2 + \frac{l_c}{A_c} \rho A_p^2 \quad (12)$$

$$B_v = B_f + \rho A_p^2 \left(\zeta_s \frac{|q_{mT}|}{2\rho A_s^2} + \zeta_c \frac{|q_{mT}|}{2\rho A_c^2} \right) \quad (13)$$

上述模型中各节流孔流阻系数可用式(14)表达, 流阻系数包括集中流阻和沿程流阻, 并根据 Re 确定表达式

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho \omega^2} = \frac{1}{\mu^2} + \lambda \frac{l}{d} \quad (14)$$

$$\lambda = \begin{cases} \frac{64}{Re} & Re < 2300 \\ (1.9 \lg Re - 1.64)^{-2} & 2300 < Re \leq 3 \times 10^6 \end{cases}$$

式中 ω 为流体速度, μ 为节流孔流量系数。

2.2 系统稳定性分析

基于二阶振子系统振荡理论^[15]对流量调节器动力学模型开展稳定性分析, 研究流量调节器管路系统振荡机理, 获得系统失稳的关键参数。对流量调节器动力学模型(11)线性化和无量纲化, 并忽略了

主路流体的惯性项,推导出流量调节器弹簧振子系统模型。

$$\frac{M_{\text{sum}}}{K} \frac{d^2 \delta x}{dt^2} + \frac{B_v}{K} \frac{d \delta x}{dt} + \delta x = \frac{A_p}{K x} (2 \Delta \bar{p}_{12} \delta q_{m1}) + \frac{A_\delta}{K x} (\phi_x \delta x + 2 \Delta \bar{p}_{23} \delta q_{m2} - 2 \Delta \bar{p}_{23} \Psi_x \delta x - 2 \Delta \bar{p}_{23} \Psi_\mu \delta x) \quad (15)$$

式中 $\Psi_x = \frac{\bar{x}}{A_x} \frac{\partial A_x}{\partial x}$ 为滑阀节流口流通面积相对滑

阀位移的无量纲斜率; $\Psi_\mu = \frac{\bar{x}}{\mu_x} \frac{\partial \mu_x}{\partial x}$ 为滑阀节流口流

量系数相对滑阀位移的无量纲斜率; $\phi_x = \frac{\bar{x}}{A_\delta} \frac{\partial A_\delta}{\partial x}$ 为

滑阀边缘压力作用面积相对滑阀位移的无量纲斜率。式(15)中上标“ $\bar{}$ ”表示平衡点处的稳态值, δ 表示相对稳态值的无量纲脉动量。

式(15)写成特征方程形式

$$M \frac{d^2 \delta x}{dt^2} + s \frac{d \delta x}{dt} + K_1 \delta x = K_m \delta q_m \quad (16)$$

式中 $M = \frac{M_{\text{sum}}}{K}$, 为流量调节器惯性质量系数; $s =$

$\frac{B_v}{K} + \frac{A_p \rho}{K x} 2 \Delta \bar{p}_{12}$, 为流量调节器阻尼系数; $K_1 = 1 +$

$\frac{A_\delta \Delta \bar{p}_{23}}{K x} (2 \Psi_\mu + 2 \Psi_x - \phi_x)$, 为流量调节器综合刚度系

数; $K_m = \frac{A_p}{K x} 2 \Delta \bar{p}_{12} + \frac{A_\delta}{K x} 2 \Delta \bar{p}_{23}$, 为放大系数。

流量调节器自身稳定的充要条件是式(16)中的 $M > 0$, $s > 0$ 和 $K_1 > 0$ 。

调节器惯性质量系数与惯性质量 M_{sum} 相关。 M_{sum} 包含滑阀的结构质量和流体经过阻尼孔 A 和 B 的流体惯性质量。流量调节器阻尼孔 A 和 B 为孔结构, 流体从敞口流过孔时, 流速较大使得流线产生收缩, 实际流通面积按照收缩流线进行计算, 小于孔的通道面积, 收缩流线形成的实际流通面积由孔板的流量系数 μ_s 和 μ_c 确定。由于阻尼孔 A 和 B 进出口的压力分布复杂, 在计算该段流体流动方程时, 考虑整个控制腔内的流体惯性方程, 则惯性质量 M_{sum} 修正为式(17)。其中, L_{1T} 和 L_{2T} 分别为滑阀两侧控制腔长度, 两者和等于 L_T 为流量调节器滑阀两侧容腔总长度。改变阻尼孔 A 和 B 结构, 通过增加流量调节器的惯性质量有助于提高流量调节器管路系统稳定性, 同时会降低系统固有频率。

$$M_{\text{sum}} = m_f + \left(\frac{l_s}{\mu_s A_s} + \frac{L_{1T}}{A_p} \right) \rho A_p^2 + \left(\frac{l_c}{\mu_c A_c} + \frac{L_{2T}}{A_p} \right) \rho A_p^2 \quad (17)$$

$$L_{1T} + L_{2T} = L_T$$

调节器阻尼系数 s 与折算摩擦系数 B_v 关系密切。

B_v 包括滑阀与壁面的摩擦阻尼和流体经过阻尼孔 A 和 B 的动态流阻。阻尼孔 A 和 B 为孔结构, 流体经过阻尼孔时, 不同的雷诺数 (Re) 对应不同的流阻系数, 阻尼孔 A 和 B 的流阻系数如式(14)。当流体经过阻尼孔为湍流时, 折算摩擦系数 B_v 用式(13)的形式; 当流体经过阻尼孔为层流时, 阻尼孔的压降与流量成正比, 关系式如式(18), 折算摩擦系数 B_v 则变为式(19)的形式。改变阻尼孔 A 和 B 结构, 增加流量调节器阻尼有利于提高调节器稳定性。

$$\Delta p = \frac{128 \nu l}{\pi g d^4} q_m \quad (18)$$

式中 ν 为运动粘度系数, l 和 d 分别为管路长度和直径。

$$B_v = B_f + 8 \pi \rho \nu \left(l_s \frac{A_p^2}{A_s^2} + l_c \frac{A_p^2}{A_c^2} \right) \quad (19)$$

综合刚度系数 K_1 由弹簧刚度和液动力等效刚度组成。分析得出, 滑阀节流口流通面积相对滑阀位移的无量纲斜率 $\Psi_x < 0$, 其他两个参数 Ψ_μ 和 ϕ_x 量级较小且变化不大。在小流量大压降工况下, 当压降大于某个值时, 液动力等效负刚度将大于弹簧刚度, 使得流量调节器综合刚度系数 $K_1 < 0$, 流量调节器管路系统失稳, 形成自激振荡。因此, 从 K_1 表达式可以得出, 通过降低滑阀节流口压降 $\Delta \bar{p}_{23}$, 减小滑阀边缘厚度, 增加弹簧刚度 K , 减小滑阀节流口流通面积相对滑阀位移的无量纲斜率等措施都能提高流量调节器系统稳定性。

综上所述, 综合刚度系数 K_1 是引起流量调节器管路系统自激振荡的关键参数, 其中 Ψ_x 直接影响综合刚度系数 K_1 , 即设计合适的滑阀节流口型面结构能够对流量调节器自激振荡现象起到抑制作用。

3 结果与讨论

3.1 流量调节器自激振荡过程数值仿真计算

基于图 2 所示的恒压源供应的管路与流量调节器串联结构, 仿真模拟发动机起动时, 起动箱压力 p_0 从 1MPa 提高至 24MPa 过程中流量调节器管路系统动态过程。进口边界条件为压力边界; 出口边界条件为截止边界。初始状态管路系统除充填管路外都充满流体, 随着 p_0 增加, 流体经过流量调节器进入充

填管路。

近年来,发动机热试验起动过程和流量调节器充填试验过程中多次出现了94Hz的振荡现象。在发动机起动初期,恒压源供应流体进入管路系统,此时流量调节器处于小流量大压降工作状态,滑阀节流口面积小,承担了管路系统中大部分压降,从而保持起动充填过程的流量稳定。但由于液动力的作用流量调节器管路系统发生频率为94Hz自激振荡现象,随着充填管路逐渐充满,充填管路压力 p_3 升高,流量调节器压降降低,流量调节器自激振荡现象逐渐消失,当充填管路压力与入口压力相同时,系统流量降为0,流量调节器管路系统停止工作。如图3所示为流量调节器管路系统各处压力随时间变化曲线,如图4所示为流量调节器管路系统各处流量随时间变化曲线。图中展示的压力和流量曲线表明,流量调节器在小流量大压降工作状态下会产生特定频率的自激振荡现象,特征频率为94Hz,与发动机热试验起动过程中出现的特征频率相同,发动机起动过程中出现的自激振荡现象与流量调节器管路系统“流-固”耦合特性相关。对比 p_1 和 p_2 压力振荡曲线,调节器中间腔压力 p_2 比调节器入口压力 p_1 振荡幅值大,这与调节器流量振荡幅值大,且与压力振荡相位相反(180°)相关,即形成了振子系统发生自激振荡所必要的反馈环节。随着充填过程完成,调节器出口压力逐渐升高,当 p_3 达到8MPa时,流量调节器系统稳定性逐渐增大,提高至16MPa时,流量调节器系统稳定,自激振荡现象消失。

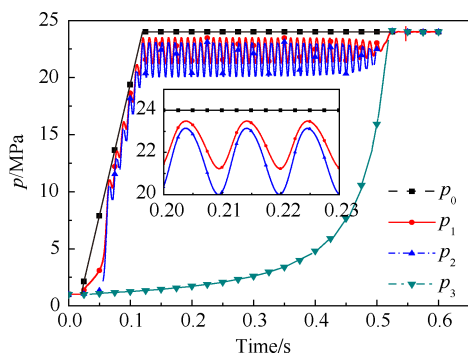


Fig. 3 Pressure curves throughout the pipe system

3.2 滑阀节流口结构对自激振荡的抑制作用

通过选取合适的滑阀节流口结构和减小滑阀边缘厚度 δ_{er} 来提高流量调节器工作稳定性。其中滑阀边缘厚度 δ_{er} 与加工工艺有关,以下重点研究三种型面的滑阀节流口结构对流量调节器管路系统稳定性的影响,包括圆形、三角形和矩形等型面。

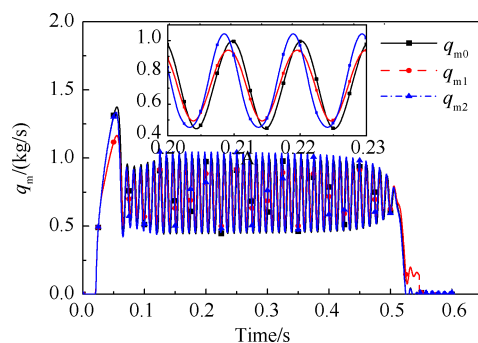


Fig. 4 Flow curves throughout the pipe system

(1) 滑阀节流口结构参数选取

通过在流量调节器套筒周向均布圆形、三角形和矩形的孔,滑阀遮挡孔流通面积实现调节管路压降。为了对比不同形状滑阀节流口结构对流量调节器稳定性的影响,确定滑阀节流口参数选取原则:(1)三种滑阀节流口总流通面积 A_x 相同;(2)流量调节器在设计点(额定工况)流通面积相同。得出了滑阀节流口无量纲流通面积 λ_x 与滑阀位移 x 的对应关系,如图5所示。

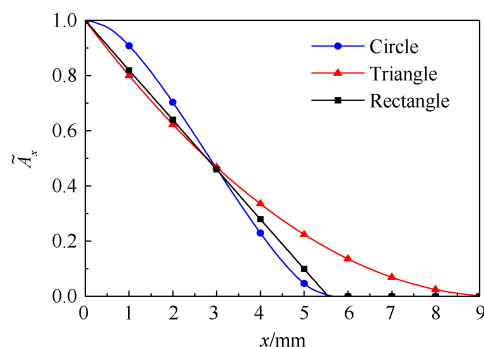


Fig. 5 Dimensionless flow area change with slide valve displacement

(2) 负载特性

负载特性表征流量调节器在不同压降下维持流量的能力,当压降低于起调压降时流量迅速减小,图6表明滑阀节流口为圆形结构时的仿真结果与负载特性试验结果吻合,从静态的观点验证了流量调节器模型的合理性。流量调节器在较大压降范围内保持流量稳定不变,负载特性相对于横轴的不平行度称为调节器的差率,圆形结构的流量调节器在压降较大时出现了负差率,存在系统不稳定的可能,而三角形和矩形结构在压降较大时仍然为正差率,如图5所示。

(3) 不同滑阀节流口结构稳定性影响分析

对上述三种不同滑阀节流口结构的流量调节器

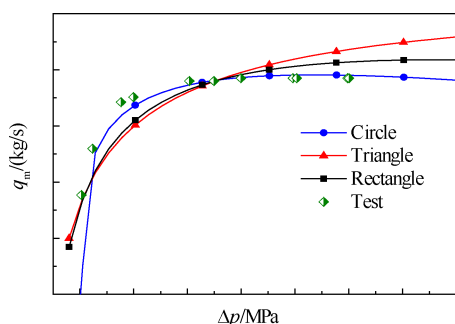


Fig. 6 Loading characteristic curve of flow regulator

进行数值模拟,获得了流量调节器在小流量大压降状态下工作瞬态过程。图7对比了不同滑阀节流口结构的流量调节器中间腔压力 p_2 的瞬态过程。图8对比了不同滑阀节流口结构的流量调节器中间腔流量 q_{m1} 的瞬态过程。结果表明,采用三角形滑阀节流口结构的流量调节器管路系统未发生自激振荡现象,而矩形滑阀节流口结构的流量调节器发生的自激振荡现象幅值最大,其振荡幅值超过了圆形滑阀节流口结构的振荡幅值。流量调节器在小流量大压降状态下工作时,滑阀位移达到关闭最大值(图9)。从图5的滑阀节流口无量纲流通面积与滑阀位移关系得出,在滑阀位移最大值附近,矩形结构的滑阀节流口面积与滑阀位移的无量纲斜率为负值最大(约5mm处),三角形结构的滑阀节流口面积与滑阀位移(8mm处)的无量纲斜率为负值最小,整个系统是稳定的。说明在滑阀节流口较小时,滑阀位移扰动通过滑阀节流口变化直接影响液动力,从而影响滑阀振子系统平衡。液动力随滑阀周期运动而改变,形成了整个系统自激振荡的激励源。

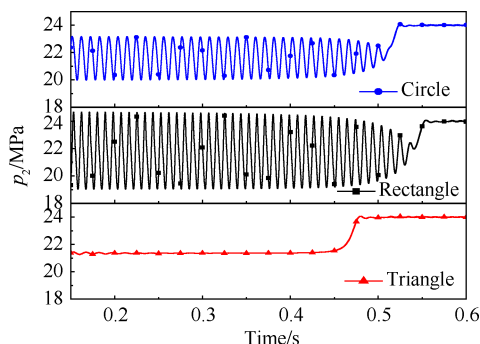


Fig. 7 Pressure curve of instantaneous process with three types of slide valve throttle

采用三角形滑阀节流口结构的流量调节器有效抑制了系统自激振荡现象,其良好的结构型面使得其无量纲斜率 Ψ_x 在小流量大压降工况(即滑阀大位移)阶段最小,系统稳定性高。

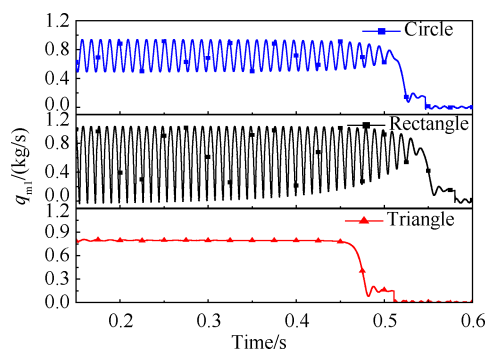


Fig. 8 Flow curve of instantaneous process with three types of slide valve throttle

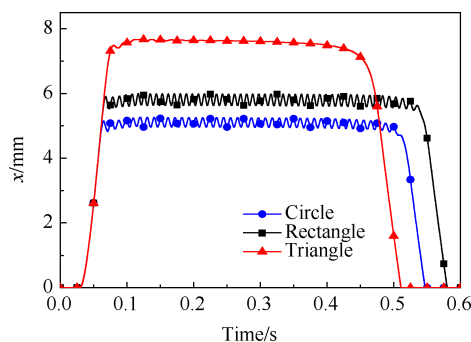


Fig. 9 Slide valve displacement curve of instantaneous process with three types of slide valve throttle

3.3 流量调节器管路系统试验验证

结合挤压液流管路试验台开展了流量调节器小流量工况下的负载特性试验,试验装置与图2相似,以水为工质,通过恒压源控制入口压力,入口设置节流元件。入口管路长为4m,大于发动机状态下的入口管路长度。通过改变流量调节器出口压力改变流量调节器压降,从而获得流量调节器的负载特性。随着流量调节器压降升高,管路系统自发地出现了频率为85Hz左右的低频自激振荡现象。

采用频域响应仿真计算方法^[13]得出了在不同流量调节器压降条件下流量调节器入口压力受恒压源边界压力扰动下的响应特性曲线,如图10(a)。根据试验研究结果,在流量调节器压降分别为8, 10.4, 11.6和18MPa时管路系统出现自激振荡现象,流量调节器入口压力和中间腔压力曲线特征与图3仿真结果相同。对流量调节器入口压力 p_1 的试验数据进行傅里叶分频计算(FFT),得到了在不同压降工作时,流量调节器入口压力 p_1 的幅频特性,如图10(b)所示。与试验结果对比不同压降下的频率和幅值,仿真结果幅频特性与试验结果一致。表明流量调节器压降大于约8MPa时,管路系统就开始出现特定频率的自激振荡现象,流量调节器入口压力和中间腔压

力表现出大幅度的压力脉动,且随着压降增大,脉动幅值从0.4MPa快速增至0.9MPa,并在0.8~0.9MPa幅值区域内维持等幅振荡。

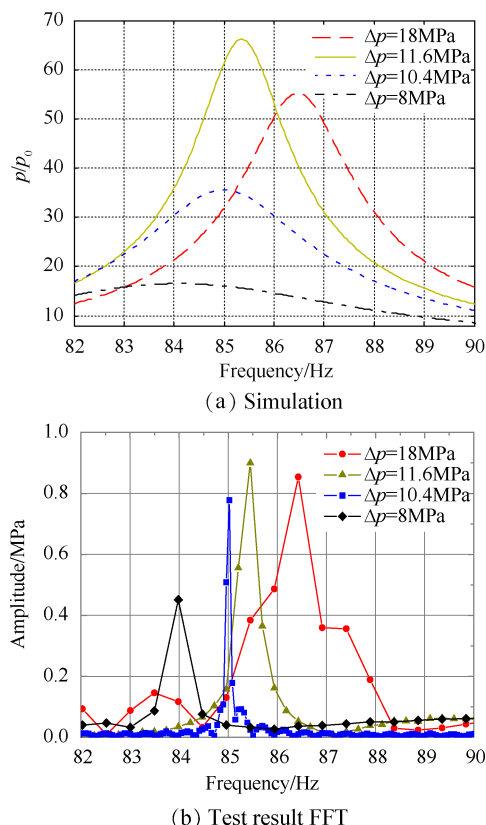


Fig. 10 Amplitude-frequency characteristics of the regulator

通过求解系统满足两端边界的自由振荡复频率 $s = \nu + j\omega$, 采用 Newton-Raphson 方法求解固有频率 ω 和增长率 ν , 从而定量地分析系统稳定性。若 $\nu < 0$, 自由振荡衰减, 表明系统稳定; 若 $\nu > 0$, 自由振荡发散, 表明系统会出现不稳定^[16]。

计算流量调节器压降在 1~21MPa 下的系统一阶固有频率和增长率 ν , 如图 11 所示。随着压降升高, 增长率 ν 从负值变为正值, 流量调节器在管路系统从稳定变为不稳定, 得出稳定边界为 9.3MPa。随着流量调节器压降增加, 系统频率也逐渐增大, 仿真结果与试验结果表明流量调节器振荡频率为 85Hz。另外, 分析了三角形滑阀节流口结构的流量调节器在相同管路系统中的稳定边界, 可以得出该结构下管路系统在所有压降范围内都能保持系统稳定, 说明通过优化设计滑阀节流口可以有效抑制流量调节器在小流量大压降工作状态下的系统自激振荡现象, 有效提高了系统稳定性。

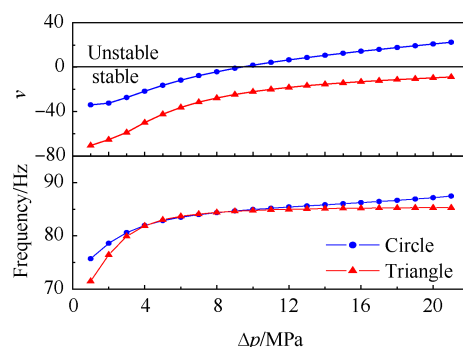


Fig. 11 Frequency and ν at different pressure drop

4 结 论

通过建立流量调节器管路系统时域仿真模型, 获得了模拟发动机起动过程中出现的系统低频自激振荡现象, 研究了不同滑阀节流口对系统自激振荡的抑制作用, 并通过流量调节器负载特性试验进行验证。通过本文中的研究, 得出以下结论:

(1) 流量调节器管路系统自激振荡产生机理是液动力随滑阀窗口型面振荡, 并对管路系统形成正反馈作用, 当流量调节器综合刚度系数 $K_1 < 0$ 时, 管路系统就失稳产生振荡。

(2) 采用三角形滑阀节流口结构的流量调节器有效抑制了系统自激振荡现象, 其良好的结构型面使得其无量纲斜率 Ψ_x 在小流量大压降工况 (即滑阀大位移) 阶段最小, 系统稳定性最高。

(3) 获得了某型流量调节器在小流量大压降工况下的稳定边界, 压降 > 9.3 MPa 时, 系统不稳定, 随压降增加自激振荡频率逐渐增大。三角形滑阀节流口结构的流量调节器在整个压降变化区域都是稳定的, 能够有效地抑制系统自激振荡现象。

致 谢: 感谢国家“九七三”计划研究项目的资助。

参考文献

- [1] 谭永华, 杜飞平, 陈建华, 等. 液氧煤油高压补燃循环发动机深度变推力系统方案研究[J]. 推进技术, 2018, 39(6): 1201-1209. (TAN Yong-hua, DU Fei-ping, CHEN Jian-hua, et al. Study on Deep Variable Thrust System of LOX/Kerosene High Pressure Staged Combustion Engine[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2018, 39(6): 1201-1209.)
- [2] 李 斌, 张小平, 高玉闪. 我国可重复使用液体火箭发动机发展的思考[J]. 火箭推进, 2017, 43(1): 1-7.
- [3] Johnston D, Edge K, Vaughan N. Experimental Investigation of Flow and Force Characteristics of Hydraulic Popet and Disc Valves[J]. *Proceedings of the Institution*

- of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 1991, 205(3): 161-171.
- [4] Johnston D, Edge K, Brunellui M. Impedance and Stability Characteristics of a Relief Valve[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Systems and Control Engineering*, 2002, 216(5): 371-382.
- [5] Funk J E. Poppet Valve Stability[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 1964, 86(2): 207-212.
- [6] Hayashi S, Hayase T, Kurahashi T. Chaos in a Hydraulic Control Valve[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 1997, 11(6): 693-716.
- [7] 张贵田. 高压补燃循环发动机[M]. 北京: 国防工业出版社, 2005.
- [8] 陈维宇, 刘站国. 流量调节器研制中的主要问题及结构改进[J]. 火箭推进, 2009, 35(6): 32-35.
- [9] Washio S, Nakamura Y, Washio K S S, et al. Calculation of Eigenvalues by Locus Method for Stability Analysis of Oil Hydraulic Circuits[C]. *Bath: Proceedings of the Bath Workshop on Power Transmission and Motion Control*, 2000: 171-186.
- [10] Gabor L, Champneys A, Csaba H. Dynamical Analysis of a Hydraulic Pressure Relief Valve[J]. *Lecture Notes in Engineering and Computerence*, 2009(1).
- [11] 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. (LIU Hong-jun. Investigation on Dynamic Response Characteristics of a Output-Flow-Stabilized Regulator[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 1999, 20(1): 60-64.)
- [12] 王 昕. 流量调节器动态特性研究[J]. 火箭推进, 2004, 30(3): 19-24.
- [13] 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. (LIU Shang, LIU Hong-jun, XU Hao-hai, et al. Frequency Characteristics and Stability of the Flow Regulator-Pipe System [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2012, 33(4): 631-638.)
- [14] 刘 上, 刘红军, 陈建华, 等. 流量调节器在泵压式供应系统中的动力学特性[J]. 火箭推进, 2014, 40(2): 28-34.
- [15] 胡寿松. 自动控制原理[M]. 北京: 科学出版社, 2004.
- [16] 格列克曼. 液体火箭发动机自动调节[M]. 顾明初, 译. 北京: 宇航出版社, 1995.

(编辑:梅 瑛)