

# 流量调节器快速起调过程

管 杰<sup>1</sup>, 何宏疆<sup>2</sup>, 董万峰<sup>2</sup>, 王鹏武<sup>2</sup>

(1. 液体火箭发动机技术重点实验室, 陕西 西安 710100;

2. 西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100)

**摘 要:** 针对补燃循环发动机启动过程中流量调节器的工作特性, 首先建立了描述流量调节器起调过程的动力学模型。然后设计并开展了液流试验, 分析了流量调节器在快速起调过程中的特性, 获得了不同阻尼孔孔径下的试验特性。试验结果表明, 流量调节器在快速起调过程中, 流量存在大幅超调的现象, 通过增大阻尼孔孔径, 可以有效地减小流量超调量。最后通过试验结果验证了仿真模型的合理性, 并基于计算结果, 分析了流量调节器在起调过程中滑阀位移和流量的变化过程, 进一步分析了阻尼孔孔径和升压速率对起调过程的影响。仿真结果表明, 为了减小起调过程中的流量波动, 流量调节器进出口压差的升压速率应先慢后快。

**关键词:** 流量调节器; 快速起调过程; 试验分析; 仿真分析

**中图分类号:** V434.2    **文献标识码:** A    **文章编号:** 1672-9374(2022)05-0061-08

## Rapid start-up process of liquid-flow regulator

GUAN Jie<sup>1</sup>, HE Hongjiang<sup>2</sup>, DONG Wanfeng<sup>2</sup>, WANG Pengwu<sup>2</sup>

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

2. Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China)

**Abstract:** In view of the working characteristics of the liquid-flow regulator during the starting process of the staged combustion cycle engine, a dynamic model describing the start-up process of the flow regulator was established. Then, a liquid flow test was designed and carried out, and the test characteristics under different damping orifice diameters were obtained by analyzing the characteristics of the liquid-flow regulator during the rapid start-up process. The test results show that there is a large overshoot phenomenon for the flow rate during the rapid start-up process of the liquid-flow regulator. By increasing the orifice diameter, the flow rate overshoot can be effectively reduced. Finally, the rationality of the simulation model was verified by the test results. Based on the calculation results, the change process of the spool displacement and flow rate during the start-up process was analyzed. The effects of orifice diameter and pressure rise rate on the regulating process were further analyzed. The simulation results show that in order to reduce the flow fluctuation during the start-up process, the pressure rise rate of the differential pressure should be slow first and then fast.

**Keywords:** liquid-flow regulator; rapid start-up process; test analysis; simulation analysis

收稿日期: 2021-06-24; 修回日期: 2021-08-12

基金项目: 国家液体火箭发动机技术重点实验室基金(6142704180308)

作者简介: 管杰(1995—), 男, 硕士, 研究领域为液体火箭发动机系统动力学。

## 0 引言

流量调节器由于具有高精度的流量稳定功能,被广泛应用于补燃循环发动机的推力控制系统中<sup>[1]</sup>。以 120 tf 级高压补燃循环液氧煤油发动机为例,进入燃气发生器的燃料流量由流量调节器控制,发动机通过调节燃料流量来控制燃气发生器的混合比,从而稳定和调节燃气发生器的热力参数,实现推力稳定和调节功能<sup>[2-7]</sup>。当调节流量调节器的燃料流量增大 0.10 kg/s 时,发动机的推力增大 1.50%,因此,流量调节器的稳流功能对于发动机工作特性而言至关重要。

流量调节器作为补燃循环发动机的核心组件,国内研究人员在研制液氧煤油发动机的过程中对其进行了大量的研究,获得了众多规律。在静态特性方面,许志宇等建立了考虑过载的流量调节器静态模型,经计算分析发现,过载会使得流量调节器的静态特性曲线产生一定偏移<sup>[8]</sup>。在动态特性方面,刘红军通过理论建模和仿真计算,得到了稳流型流量调节器的阶跃响应和幅频响应特性<sup>[9-10]</sup>。王昕利用建立的描述流量调节器稳流工作过程的非线性动态模型,探讨了结构参数对流量调节器动态特性的影响<sup>[11]</sup>。在稳定性方面,刘上等建立了描述流量调节器的频率分析模型,结果表明流量调节器本身具有抗低频干扰的能力,并揭示了流量调节器-管路系统产生不稳定的机理:在一定频率范围内,流量调节器表现出了负阻力特性<sup>[12-13]</sup>。张森等通过计算和试验获得了流量调节器在小流量高压降下的自激振荡稳定边界,并提出了能有效增强流量调节器自身稳定性的方法<sup>[14]</sup>。国外方面,文献[15]对流量调节器建立了静态模型,并分析了稳态液动力对静态特性的影响。文献[16]对某稳定器建立了动态模型,并利用液流试验验证了模型的合理性,进一步分析了参数变化对动态特性的影响规律。上述的研究内容大多是针对流量调节器稳态工作状态开展的,而在发动机启动过程中压力、流量等参数迅速上升,流量调节器需要从初始未起调状态过渡到稳态工作状态<sup>[17]</sup>,即流量调节器的起调过程,目前对这方面内容的研究开展较少。

本文基于相关文献和研制经验,以流量调节器起调过程为研究对象,首先建立了描述流量调节器

起调过程的动力学计算模型,然后设计了液流试验系统,通过试验分析了流量调节器的起调过程。在验证了计算模型的合理性后,利用数值仿真方法分析了不同参数对流量调节器起调过程的影响,为后续工程应用提供了一定参考。

## 1 工作过程及数学模型

文中研究的流量调节器是一种直接作用式稳流型调节器,其基本结构如图 1 所示。在补燃循环发动机系统中,流量调节器的稳流功能表现为在外部因素发生变化时,保持流出的流量不变<sup>[18]</sup>。在稳态工作状态时,流量调节器的滑阀在压差力和弹簧力的合力作用下向稳流窗口一侧移动,此时,稳流窗口的流通面积对应于稳态流量。当流量调节器的进出口压差在一定范围内发生变化时,滑阀感知节流窗口压差变化产生运动,进而通过调节稳流窗口流通面积来补偿压差变化对流量的影响,使得流量调节器的流量变化量很小,认为流量基本稳定。

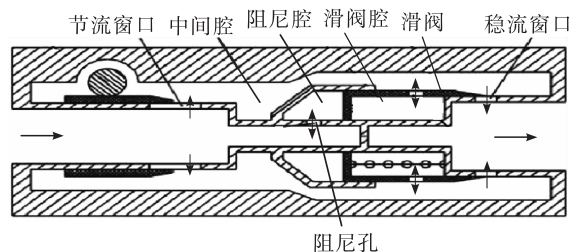


图 1 流量调节器结构简图

Fig. 1 Structure diagram of liquid-flow regulator

流量调节器的起调过程为:在初始状态时,节流窗口压差小,滑阀不能克服弹簧力,此时,滑阀位移为 0,滑阀未遮挡稳流窗口,稳流窗口流通面积最大;当流量调节器压差增大到一定值后,在节流窗口压差力作用下,滑阀开始克服弹簧力向稳流窗口一侧移动,当调节器压差达到稳态值后,滑阀也运动到稳态位置。

通过分析流量调节器的工作过程,确定了 15 个状态变量,微分表达式如式(1)~式(15)所示。将流量调节器划分为入口节流窗口、阻尼腔、中间腔、滑阀腔和出口稳流窗口,管路使用集中参数模型,则流入的流量  $Q_{m,i}$ 、流出的流量  $Q_{m,e}$ 、流入阻尼腔的流量  $Q_{m,zn}$  和流入滑阀腔的流量  $Q_{m,hf}$  的表达

式为<sup>[19]</sup>

$$\frac{L_i}{A_i} \frac{dQ_{m,i}}{dt} = P_i - P_m - \frac{1}{2\rho(\mu A_i)^2} Q_{m,i}^2 \quad (1)$$

$$\frac{L_{zn}}{A_{zn}} \frac{dQ_{m,zn}}{dt} = P_i - P_{zn} - \frac{1}{2\rho(\mu A_{zn})^2} Q_{m,zn}^2 \quad (2)$$

$$\frac{L_{hf}}{A_{hf}} \frac{dQ_{m,hf}}{dt} = P_m - P_{hf} - \frac{1}{2\rho(\mu A_{hf})^2} Q_{m,hf}^2 \quad (3)$$

$$\frac{L_e}{A_e} \frac{dQ_{m,e}}{dt} = P_m - P_e - \frac{1}{2\rho(\mu A_e)^2} Q_{m,e}^2 \quad (4)$$

式中:  $L$ 、 $A$ 、 $P$ 、 $Q_m$  分别为管路的长度、横截面积、压力、流量;  $\rho$  为介质密度;  $\mu$  为流量系数; 下标  $i$ 、 $e$ 、 $m$ 、 $zn$ 、 $hf$  分别表示入口节流窗口、出口稳流窗口、中间腔、阻尼腔和滑阀腔; 稳流窗口面积  $A_e$  为滑阀行程的函数。

与文献[9-14]中流量调节器容腔在发动机启动前均处于真空状态不同,本文所研究的流量调节器在发动机启动前不抽真空,因此,在初始状态时(压力为大气压)流量调节器阻尼腔内均为气体,并且假设在流量调节器工作过程中,气体不流出,气体压缩过程为多变过程。则阻尼腔内容积  $V_{zn}$ 、介质质量  $m_{zn}$ 、气体所占容积  $V_{g,zn}$  和压力  $P_{zn}$  的表达式为

$$\frac{dV_{zn}}{dt} = A_s v \quad (5)$$

$$\frac{dm_{zn}}{dt} = Q_{m,zn} \quad (6)$$

$$\frac{dV_{g,zn}}{dt} = \frac{dV_{g,zn}}{dt} - \frac{1}{\rho} \frac{dm_{zn}}{dt} \quad (7)$$

$$\frac{dP_{zn}}{dt} = -\lambda \frac{P_{zn}}{V_{g,zn}} \frac{dV_{g,zn}}{dt} \quad (8)$$

式中:  $A_s$  为滑阀敏感面积;  $v$  为滑阀运动速率;  $\lambda$  为多变指数。

同样条件下,在初始状态时(压力为大气压)流量调节器滑阀腔内均为气体,并且在流量调节器工作过程中,气体不流出,气体压缩过程为多变过程。则滑阀腔内容积  $V_{hf}$ 、介质质量  $m_{hf}$ 、气体所占容积  $V_{g,hf}$  和压力  $P_{hf}$  的表达式为

$$\frac{dV_{hf}}{dt} = (A_s - A_{sm})v \quad (9)$$

$$\frac{dm_{hf}}{dt} = Q_{m,hf} \quad (10)$$

$$\frac{dV_{g,hf}}{dt} = \frac{dV_{g,hf}}{dt} - \frac{1}{\rho} \frac{dm_{hf}}{dt} \quad (11)$$

$$\frac{dP_{hf}}{dt} = -\lambda \frac{P_{hf}}{V_{g,hf}} \frac{dV_{g,hf}}{dt} \quad (12)$$

式中  $A_{sm}$  为中间腔压力对滑阀的作用面积。

在发动机启动充填过程中,流量调节器中间腔为主流通道,可认为在流量调节器工作过程中,中间腔内充满推进剂介质,则中间腔压力  $P_m$ 、滑阀行程  $h$ 、滑阀运动速率  $v$  的表达式为<sup>[20]</sup>

$$\frac{V_m}{a^2} \frac{dP_m}{dt} = Q_{m,i} - Q_{m,e} - Q_{m,hf} \quad (13)$$

$$\frac{dh}{dt} = v \quad (14)$$

$$m \frac{dv}{dt} = P_{zn} A_s - P_{hf} (A_s - A_{sm}) - P_m A_{sm} - (F_s + Kh) - f v + F_y \quad (15)$$

式中:  $a$  为介质声速;  $V_m$  为中间腔容积;  $h$  为滑阀的行程;  $f$  和  $F_y$  分别为滑阀的滑动摩擦因数和所受的液动力;  $F_s$  和  $K$  分别为弹簧的预紧力和刚度系数。

## 2 试验结果与分析

### 2.1 试验装置

为了分析流量调节器从不起调状态过渡到稳态工作状态的动态过程,设计了如图2所示的试验装置。

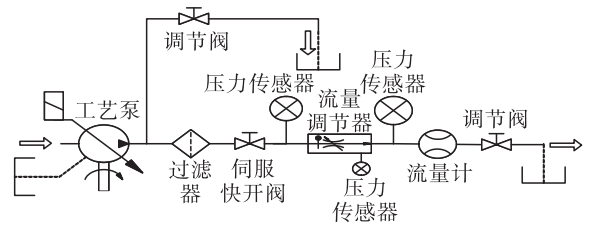


图2 试验系统简图

Fig.2 Diagram of test system

其中,工艺泵用以提供高压来流,设置旁通路用以减小水击,在流量调节器入口处设置伺服快开阀,用以快速给予流量调节器压差,在流量调节器出口处设置调节阀用以调整流量调节器稳态工作时的压差。试验中分别测得流量调节器进出口压力和中间腔的压力。

在试验前,为了确定出口调节阀的状态,维持伺服快开阀为常开状态,通过调整出口调节阀的开度使得流量调节器稳态工作时的进出口总压差约为10 MPa,随后在试验过程中保持出口调节阀开度不变。

在试验开始后,先开启电机,泵转速逐渐升高,待到泵后压力维持在约 21 MPa 时,迅速开启伺服快开阀,流量调节器进口压力逐渐升高,流量调节器从不起调状态快速过渡到稳态工作状态。

## 2.2 结果分析

以伺服快开阀打开时刻为 0 时刻,图 3 给出了流量调节器进出口压力和节流窗口压差变化曲线,图中阻尼孔直径为 3.5 mm。

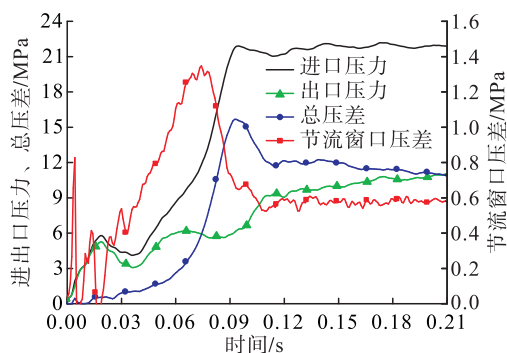


图3 流量调节器压力和压差试验曲线

Fig.3 Test curves of pressure and differential pressure

从图3中可以看出:

1) 在伺服快开阀打开后,流量调节器进口和出口压力整体上持续升高至稳态值,节流窗口压差和进出口总压差相继增大至峰值后过渡到稳态;

2) 在 0.020 s,进口压力达到了 5.7 MPa,出口压力为 5.3 MPa,此时,流量调节器进出口压差为 0.4 MPa,滑阀未能克服弹簧力,流量调节器处于未起调状态,相当于固定节流圈,因此在 0.02 s 前,随着压差的增大,流量增大;

3) 在 0.030 s,流量调节器进出口总压差达到了 0.9 MPa,滑阀在介质压差力的作用下克服弹簧力后开始运动,使得稳流窗口面积减小,这会抑制流量的增长趋势;

4) 在 0.030 ~ 0.074 s,流量调节器进出口总压差持续增大,虽然随着滑阀的运动,稳流窗口面积在减小,但是压差对流量增长的促进作用仍起主导作用,表现为流量继续增大;

5) 在 0.074 s,流量调节器节流窗口压差达到峰值,即流经流量调节器的流量达到峰值,流量峰值为稳态值的 152 %;

6) 在 0.074 ~ 0.093 s,流量调节器进出口总压

差继续增大至峰值 15.7 MPa,流量却在减小,因为稳流窗口面积减小对流量增长的抑制作用开始起主导作用;

7) 在 0.103 s,流量调节器节流窗口压差曲线进入并维持在稳态值的  $\pm 5\%$  误差范围内,认为流量调节器已处于稳态工作状态;

8) 在 0.103 ~ 0.210 s,流量调节器进出口总压差从 12.5 MPa 降低至 10.5 MPa,该阶段内流量基本不变,表明通过调节稳流窗口流通面积已经能够补偿压差变化对流量的影响。

分析在该试验环境下,流量调节器起调过程中的主要特征如下:

1) 随着流量调节器进出口压差迅速增大到稳态值,流量先增大到峰值,随后过渡到稳态值;

2) 在压差达到稳态值的 50 % 时,流量已经达到峰值,表明滑阀未移动到额定位置,即滑阀位移的变化滞后于压差的变化。

定义流量响应时间为:从流量调节器开始起调时刻到流量进入并维持在稳态值的  $\pm 5\%$  误差范围内对应的时刻的持续时间。定义流量超调量为:流量峰值的超调量与稳态值的比值。则在该试验结果中,流量的响应时间为 73 ms,流量超调量为 52 %。

随后,更换了不同阻尼孔孔径的流量调节器进行液流试验,在尽量保持入口升压速率相近的前提下,每种阻尼孔进行多次重复性试验,获得了不同孔径下的试验结果,如图 4 和表 1 所示。

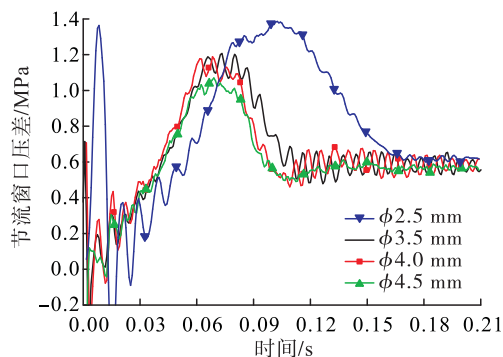


图4 阻尼孔孔径对节流窗口压差的影响

Fig.4 Effect of orifice diameter on differential pressure of throttle window

从表1中可以看出,随着阻尼孔孔径的增大,经

过流量调节器流量的响应时间在缩短,超调量也在减小。

表 1 不同阻尼孔孔径下的流量特性  
Tab. 1 Effect of orifice diameter on flow rate

阻尼孔孔径/mm	流量响应时间/ms	流量超调量/%
2.5	117	57
3.5	76	47
4.0	67	42
4.5	61	37

3 仿真结果与分析

3.1 仿真与试验对比分析

基于 C#平台和描述流量调节器工作过程的微分方程组,编写了流量调节器工作过程的仿真程序,模型中包括了流量调节器动力学模型和管路动力学模型。在模型中代入试验时流量调节器的进出口压力作为边界条件,计算中阻尼孔孔径为 4.5 mm。利用 Runge-Kutta 方法进行数值计算,得到流量调节器中间腔压力和节流窗口压差变化曲线,并将计算曲线与试验曲线进行对比,如图 5 所示。

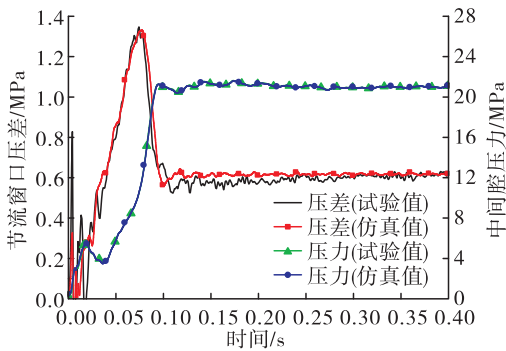


图 5 节流窗口压差和中间腔压力仿真与试验对比

Fig. 5 Comparision between simulation and experiment for differential pressure of throttle window and pressure of intermediate cavity

从图 5 中可以看出,计算曲线与试验曲线吻合良好,流量响应时间和超调量的相对误差均小于 2%。两者差异在于,在 0 ~ 0.02 s 期间节流窗口压差的试验值波动较大,而计算结果却无此现象。分析造成波动现象的原因为伺服快开阀迅速打开产

生的水击特性,而计算中没出现的原因是计算模型中没有考虑整个试验系统的管路特性,仅考虑了流量调节器及进出口管路模型。另一方面,0 ~ 0.02 s 期间流量调节器尚处于未起调状态,因此,计算模型能够合理地反映出流量调节器的快速起调过程。

仿真计算的流量调节器滑阀位移、流量和总压差曲线如图 6 所示,从图中可以看出:

- 1) 在 0.031 s 滑阀开始运动,此时,流量为 10.9 kg/s,约为稳态值的 86 %,进出口总压差为 0.95 MPa,约为稳态值的 9 %;
- 2) 在 0.040 s,流量达到稳态值,而后随着压差的继续增大,流量开始出现超调;
- 3) 在 0.083 s,压差达到稳态值 11 MPa,但滑阀位移运动到 5.3 mm,约为稳态值的 86 %,即滑阀位移滞后于压差,导致流量超调了 42 %;
- 4) 在 0.100 s,滑阀位移为 6.6 mm,约为稳态值的 107 %,此时,稳流窗口流通面积比稳态值小,流量调节器流量得以过渡到稳态值附近。

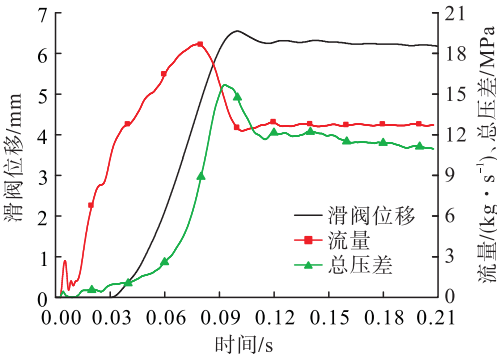


图 6 流量调节器滑阀位移和流量仿真曲线

Fig. 6 Simulation curves of spool displacement and flow rate for flow regulator

3.2 阻尼孔的影响

根据试验结果,流量调节器阻尼孔孔径大小影响起调过程中流量的响应时间和超调量,因此,有必要分析阻尼孔孔径大小对起调过程的影响。定义流量调节器压差升压时间为:在出口压力维持为 9.5 MPa 时,进口压力由 10 MPa 匀速升高至 20 MPa 所需的时间。在计算中固定升压时间为 50 ms,改变阻尼孔孔径大小,其他条件相同,计算结果如图 7 和表 2 所示。

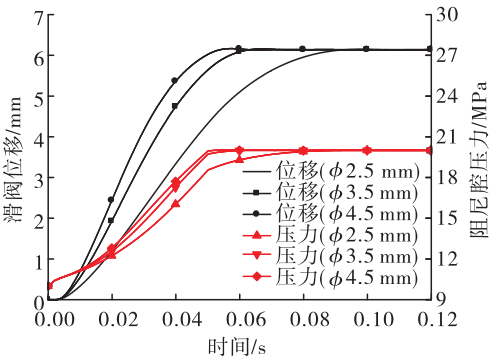


图 7 流量调节器滑阀位移和阻尼腔压力仿真曲线  
Fig. 7 Simulation curves of spool displacement and damping cavity pressure for flow regulator

表 2 不同阻尼孔孔径下的流量特性

Tab. 2 Effect of orifice diameter on differential pressure

阻尼孔孔径/mm	流量响应时间/ms	流量超调量/%
2.5	80	107
3.5	55	79
4.5	47	67

由表 2 可得,阻尼孔孔径对流量调节器的起调过程影响很大。阻尼孔孔径从 2.5 mm 增大至 4.5 mm 时,流量超调量由 107 %减小至 67 %,流量响应时间由 80 ms 缩短至 47 ms。从图 7 可知,在升压时间一定的情况下,随着阻尼孔孔径的增大,滑阀运动得更快,与阻尼孔 4.5 mm 相比,阻尼孔 2.5 mm 下滑阀运动到位的时间延长了 76 %。分析主要原因为,增大阻尼孔孔径后,阻尼腔取压通道更为通畅,阻尼腔压力能更快速地跟随进口压力。如图 7 所示,在 0.05 s,当进口压力升高至 20 MPa 时,阻尼腔压力依次为 18.5 MPa、19.1 MPa 和 19.9 MPa;另一方面,阻尼腔压力是使滑阀关闭的力,在压差增大时,关闭滑阀有利于流量的稳定。因此,增大阻尼孔孔径能使滑阀更快地响应流量调节器压差的变化。

3.3 压差升压速率的影响

流量调节器在实际使用过程中,压力环境和试验的压力环境不同,流量调节器为感受进出口压差,因此,有必要分析压差的升压速率对起调过程的影响。在计算中固定阻尼孔孔径为 4.5 mm,逐渐延长压差升压时间为 50 ms、150 ms 和 500 ms,其他条件不变,计算结果如图 8 和表 3 所示。

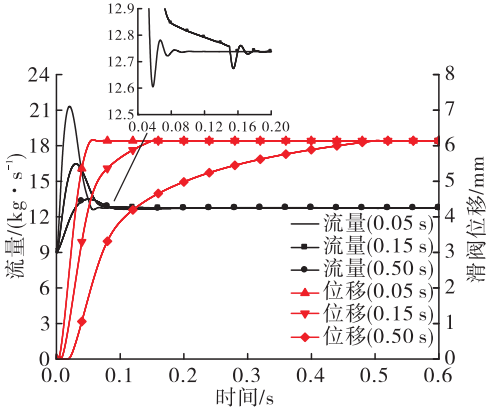


图 8 流量调节器滑阀位移和流量仿真曲线  
Fig. 8 Simulation curves of spool displacement and flow rate for flow regulator

表 3 不同升压时间下的流量特性

Tab. 3 Effect of pressure rise rate on differential pressure

升压时间/s	流量响应时间/ms	流量超调量/%
0.05	49	67
0.15	55	29
0.50	44	5

从图 8 可知,压差升压速率对流量调节器起调过程的影响也很大。当压差升压时间从 0.05 s 逐渐延长至 0.50 s 后,流量超调量持续减小,依次为 67 %、29 %和 5 %,主要原因为随着压差升压速率的放缓,滑阀运动滞后效应减弱。流量响应时间则是在升压速率为 0.15 s 时表现最长,0.05 s 时次之,0.50 s 则最短,分析原因为,流经流量调节器的流量主要受进出口总压差和稳流窗口开度两方面的影响,在压差升压速率较快时,压差变化占主导,因此,压差升压速率为 0.05 s 时的流量响应时间比 0.15 s 短;在压差升压速率较慢时,滑阀运动的跟随性占主导,因此,升压速率为 0.50 s 时的流量响应时间也比 0.15 s 短。

仔细观察图 8 可以看出,在 3 种压差升压速率时,在 0.09 ~ 0.17 s 期间,流量均出现了小于稳态值的现象,最小流量为 12.6 kg/s,比稳态值低了 0.1 kg/s,分析主要原因为,流量超调时,滑阀位移峰值也超过了稳态值。此外,虽然流量调节器进出口压差在 0.50 s 后才稳定,但是流量在 0.061 s 就早已稳定,这表明在滑阀运动一定位移后,压差升

压速率可以加快,分析主要原因为,稳流窗口流阻系数与流通面积平方的乘积近似为常数,窗口流通面积越小,滑阀位移变化一定值时造成的流阻变化量越大。因此,在既要维持流量稳定又要升压速率尽量快的前提下,合适的压差升压速率应该是逐渐加快。

以流量达到稳态值后流量波动幅度不超过  $50 \text{ g/s}$  为目标,利用 Sigmoid 函数和斜坡函数,经过多次数值试验,获得合适的压差升压速率曲线如图9所示,此时,升压速率为  $0.40 \text{ s}$ 。由图9可得,在  $0.15 \text{ s}$  后流量峰值为  $12.78 \text{ kg/s}$ ,流量谷值为  $12.70 \text{ kg/s}$ ,满足要求。

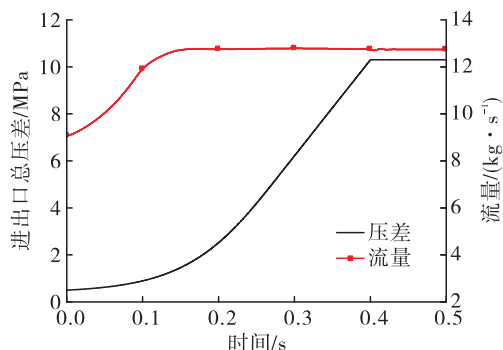


图9 流量调节器总压差和流量仿真曲线

Fig.9 Simulation curves of total pressure difference and flow rate for flow regulator

## 4 结论

流量调节器的稳流功能对补燃循环发动机的工作特性至关重要,针对流量调节器工作过程中的快速起调过程,通过试验和仿真分析,获得初步结论如下。

1) 试验和仿真结果均表明,稳流型流量调节器在快速起调过程中存在流量明显超调的现象。

2) 建立的流量调节器动力学模型能够合理地反映出流量调节器的快速起调过程。

3) 增大阻尼孔孔径和减缓压差升压速率能够有效减小流量调节器在快速起调过程中的流量超调量。

4) 为了兼顾流量调节器起调过程中流量响应的快速性和超调量,压差升压速率应是逐渐加快。

## 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.
- [2] 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.
- [3] 李斌,张小平,马冬英.我国新一代载人火箭液氧煤油发动机[J].载人航天,2014,20(5):427-431.
- [4] 张晓光,董国创,陈晖.基于机电伺服控制的液氧煤油发动机推力调节技术[J].载人航天,2020,26(2):230-236.
- [5] 徐浩海,李春红,陈建华,等.深度变推力液氧煤油发动机初步方案研究[J].载人航天,2016,22(2):150-155.
- [6] 王海燕,邢理想,高玉闪,等.富氧补燃循环液氧煤油发动机深度推力调节方案对比分析[J].载人航天,2019,25(3):389-396.
- [7] 岳春国,李进贤,侯晓,等.变推力液体火箭发动机综述[J].中国科学:E辑,2009,39(3):464-468.
- [8] 许志宇,李小明.过载对流量调节器静态特性的影响研究[J].火箭推进,2016,42(3):63-67.  
XU Z Y, LI X M. Effects of overload on static characteristics of liquid-flow regulator[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2016, 42(3): 63-67.
- [9] 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.
- [10] 刘红军.补燃循环发动机静态特性与动态响应特性研究[D].西安:中国航天工业总公司第十一研究所,1998.
- [11] 王昕.流量调节器动态特性研究[J].火箭推进,2004,30(3):19-24.  
WANG X. Study on dynamic characteristics of flow regulator[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2004, 30(3): 19-24.
- [12] 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.
- [13] LIU S, LIU H J, SUN H M, et al. Research of the flow regulator nonlinear frequency characteristics by incremental harmonic balance method[J]. Tuijin Jishu/Journal of Propulsion Technology, 2012, 33(5): 814-819.
- [14] 张森,李斌,邢理想.流量调节器动力学模型优化及自激振荡特性研究[C]//中国航天第三专业信息网第四十届技术交流会暨第四届空天动力联合会议论文集.昆明:中国航天第三专业信息网,2019.

- [15] JUNG T. Static characteristics of a flow regulator for a liquid rocket engine[J]. Journal of Spacecraft and Rockets, 2011, 48(3): 541-544.
- [16] JUNG T, LEE S, KWON S. Dynamic characteristics of a bellows-type mixture-ratio stabilizer for a liquid rocket engine[J]. Journal of Spacecraft and Rockets, 2010, 47(5): 849-856.
- [17] 管杰, 刘上, 刘志让. 补燃发动机完全自身起动过程富氧燃气温度控制[J]. 火箭推进, 2020, 46(3): 33-40.
- GUAN J, LIU S, LIU Z R. Temperature control of oxygen-riched gas during complete self start-up process for staged combustion cycle engine[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2020, 46(3): 33-40.
- [18] 黄敏超, 刘昆, 邢宝玉. 液体火箭发动机动态性能分析[M]. 长沙: 国防科技大学出版社, 2015.
- [19] 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.
- [20] 王飞. 大推力液氧煤油发动机起动过程研究[D]. 西安: 中国航天科技集团有限公司第十一研究所, 2015.

(上接第 53 页)

- [3] 戴佳, 黄敏超, 余勇, 等. 电磁阀动态响应特性仿真研究[J]. 火箭推进, 2007, 33(1): 40-48.
- DAI J, HUANG M C, YU Y, et al. Simulation on the dynamic response characteristics of solenoid valve[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2007, 33(1): 40-48.
- [4] 王剑中, 陈二锋, 余武江, 等. 气动阀门自激振动机理及动态稳定性[J]. 航空动力学报, 2014, 29(6): 1490-1497.
- [5] 余武江, 王海洲, 陈二锋, 等. 单向阀三维动态流场稳定性仿真研究[J]. 火箭推进, 2015, 41(1): 82-89.
- YU W J, WANG H Z, CHEN E F, et al. Research on three-dimensional dynamic flow stability of check valve[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2015, 41(1): 82-89.
- [6] 王细波, 张连万, 刘欣, 等. 某型气动单向阀颤振特性研究[J]. 液压气动与密封, 2017, 37(9): 23-25.
- [7] 陈二锋, 王细波, 肖泽宁. 某型保险阀非线性稳定性及参数影响特性研究[J]. 液压气动与密封, 2017, 37(2): 46-49.
- [8] HAYASHI S, HAYASE T, KURAHASHI T. Chaos in a hydraulic control valve[J]. Journal of Fluids and Structures, 1997, 11(6): 693-716.
- [9] MISRA A, BEHDINAN K, CLEGHORN W L. Self-excited vibration of a control valve due to fluid-structure interaction[J]. Journal of Fluids and Structures, 2002, 16(5): 649-665.
- [10] 叶奇昉, 陈江平, 陈芝久. 制冷系统用两级先导式电磁阀动力学特性的仿真与实验[J]. 低温工程, 2008(4): 51-56.
- [11] 叶奇昉, 严诗杰, 陈江平, 等. 气动先导式电磁阀的自激振动[J]. 机械工程学报, 2010, 46(1): 115-121.
- [12] 叶超, 余武江, 陈二锋, 等. 冷氢增压电磁阀动力学稳定性分析[J]. 液压与气动, 2015(6): 97-100.
- [13] 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.
- LIU S, LIU H J, XU H H, et al. Research of self-oscillation characteristics of check valve flow-path system[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2011, 37(3): 1-5.
- [14] 张生昌, 王焰东, 邓鸿英, 等. 气液单向阀弹簧刚度对开启特性的仿真分析[J]. 液压气动与密封, 2014, 34(2): 19-21.
- [15] 陈二锋, 丁建春, 武园浩, 等. 气动阀门颤振的局部稳定与全局稳定特性[J]. 航空动力学报, 2018, 33(3): 663-670.
- [16] 陈其法, 朱春艳, 王文彬, 等. 基于流固耦合方法的运载火箭安全阀颤振问题研究[J]. 动力学与控制学报, 2019, 17(6): 528-536.
- [17] 史刚, 岳兵, 尹文辉, 等. 运载火箭气体单向阀防颤振技术研究[J]. 航天制造技术, 2016(2): 30-33.
- [18] 李晓雷, 俞德孚, 孙逢春. 机械振动基础[M]. 2 版. 北京: 北京理工大学出版社, 2005.
- [19] 付永领, 祁晓野. LMS Imagine. Lab AMESim 系统建模和仿真参考手册[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2011.
- [20] 休泽尔. 液体火箭发动机现代工程设计[M]. 朱宁昌, 译. 北京: 中国宇航出版社, 2004.