

# 调节阀特性研究

赵双龙

(西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100)

**摘 要:** 针对某种调节阀, 利用 AMESim 软件建立了该调节阀的仿真模型, 仿真计算了该调节阀液流试验的流量特性, 结果与调节阀液流试验结果基本一致, 证明了仿真模型的合理性。利用该模型准确地预测了全系统试验过程中调节阀的流量特性, 并对该调节阀的起动特性进行了初步研究。

**关键词:** 调节阀; 流量特性; 起动特性

**中图分类号:** V434

**文献标识码:** A

**文章编号:** (2010) 02-0040-04

## Characteristics study of a regulating valve

Zhao Shuanglong

(Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China)

**Abstract:** A simulation model of a regulating valve is established based on AMESim. The flow characteristics of the valve are simulated, which agree with the experimental data. Tests show that the simulation model is reasonable. The flow characteristics of the valve in test are exactly forecasted by the simulation model and the start-up characteristics are principally studied.

**Key words:** regulating valve; flow characteristics; start-up characteristics

## 0 引言

调节阀的结构原理及所在的液路系统如图 1 所示, 其功能是根据入口压力的变化调节进入系统的介质流量, 并保证介质流量按一定规律变

化。调节阀称套上的节流孔见 A 向视图。在调节阀工作时, 作用在滑阀上的力(包括弹簧力、介质作用力、摩擦力以及液动力等)处于平衡状态, 因此不同的入口压力对应有不同的滑阀位置, 即不同的流通面积, 在调节阀出口背压确定的情况下, 调节阀的流量与其入口压力有关。燃

收稿日期: 2010-01-05; 修回日期: 2010-02-17。

作者简介: 赵双龙 (1981—), 男, 工程师, 研究领域为火箭发动机阀门技术。

烧室的压力  $p_3$  与进入的流量有关，即  $p_3=f(q)$ 。由于在试验系统中很难准确模拟  $p_3$  与  $q$  的关系，因此很难通过液流试验确定调节阀在全系统试验过程中的流量特性。本文基于 AMESim 仿真软件，建立了该调节阀的仿真模型，与调节阀的试验结果进行对比，并且对调节阀全系统试验过程中的流量特性进行了仿真预测，对其起动特性进行初步研究。

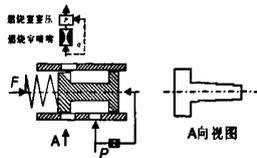


图 1 调节阀结构原理图  
Fig.1 Schematic of the valve

### 1 仿真模型的建立

调节阀液流试验主要是调整调节阀的额定流量点，校验调节阀的流量特性，试验系统图如图 2 左图所示，试验时对压力  $p_1$ 、 $p_2$ 、 $p_3$ 、阀芯位移  $x$  和流量  $q$  进行监测。本文首先对调节阀的液流试验系统进行建模，确定模型中的各种输入参数。根据调节阀的工作原理和液流试验系统，利用 AMESim 软件建立了调节阀仿真模型，如图 2 右图所示，由于滑阀和称套的间隙很小，因此忽略泄漏量的影响。



图 2 调节阀液流试验系统及其仿真模型  
Fig.2 Flow experiment system and simulation model of the valve

调节阀工作过程中流量与入口压力等参数的关系如公式 (1) ~ (3) 所示：

$$q=\mu A \sqrt{2\rho(p_1-p_2)} \quad (1)$$

$$A=f(x) \quad (2)$$

$$x=\frac{p_1 A_1-F_0-F_y-F_f}{k} \quad (3)$$

式中， $q$  为调节阀流量； $\mu$  为节流孔流量系数； $A$  为节流孔流通面积； $\rho$  为介质密度； $p_1$  为调节阀入口压力； $p_2$  为调节阀出口压力； $x$  为滑阀位移； $A_1$  为滑阀有效作用面积； $F_0$  为弹簧安装力； $k$  为弹簧刚度； $F_y$  为滑阀液动力； $F_f$  为滑阀摩擦力，其方向与滑阀运动方向相反。

从上述公式可以看出，要准确模拟调节阀的特性，关键是仿真模型中各参数的设置，最重要的参数包括节流孔流量系数、滑阀摩擦力等。

对不同入口压力下节流孔的流量系数进行了试验测量，反算的流量系数如图 3 所示（本文所有的压力、流量、位移均为相对值）。从图中可以看出，不同入口压力下即不同的滑阀位置时节流孔的流量系数基本一致。

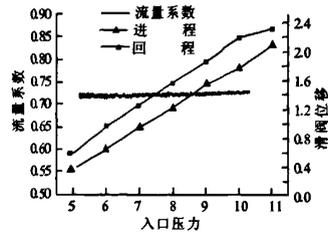


图 3 不同入口压力下的流量系数曲线  
Fig.3 The curve of flow coefficient at different entrance pressure

由于滑阀的摩擦力总是与其运动方向相反，因此滑阀在进回程试验时位移不一致，可以根据滑阀进回程位移差值反算滑阀的摩擦力。不同入口压力下（试验时堵住调节阀出口，无介质流量即无液动力）阀芯位移的进回程试验参数如图 3 所示，由此可以反算得到滑阀的摩擦力，计算方法如公式 4 所示。

$$F_f=\frac{k \Delta x}{2} \quad (4)$$

### 2 仿真模型的检验

根据流量系数、摩擦力等试验参数对调节阀

仿真模型进行参数设定后就可以对调节阀进行特性仿真。首先对调节阀的液流试验进行仿真，并且与液流试验结果进行了比较（图4），从图中可以看出，调节阀流量特性的仿真曲线和试验曲线基本一致。

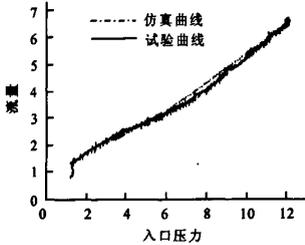


图4 调节阀流量特性的试验曲线和仿真曲线

Fig.4 Experimental and simulated curve of flow characteristics

系统流量和燃烧室室压的关系。图6为调节阀在试验过程中不同工况下的流量特性。表2为两次试验的数据，从表中可以看出，仿真流量与实际流量基本一致。

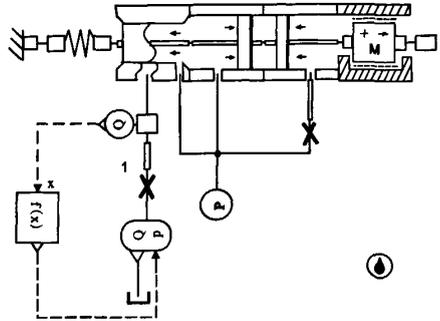


图5 液路系统仿真模型

Fig.5 Simulated model of liquid system

在调节阀液流试验后，进行了半系统冷调试验。试验过程中利用调节阀的仿真模型对冷调系统进行仿真，预测了调节阀的流量并与冷调试验进行了对比（表1）。

表1 半系统仿真、试验结果

Tab.1 Simulated and experimental results of cold-flow tests

工况	入口压力	仿真流量	试验流量	流量精度%
工况 1	10.64	5.54	5.62	1.4
工况 2	8.67	4.57	4.68	2.4
工况 3	5.19	2.95	3.01	2.0
工况 4	3.00	2.23	2.29	2.6

从图4可知，调节阀液流试验曲线与仿真曲线基本一致；从表1可知，半系统冷调试验的结果与仿真的结果也基本一致，精度在2.6%以内，表明调节阀的仿真模型具有较高的精度，可以利用仿真模型进行调节阀的性能仿真。

### 3 调节阀在全系统试验过程中的流量特性

根据液路系统，建立了如图5所示的调节阀仿真模型。利用AMESim中PQSG2模块来计算

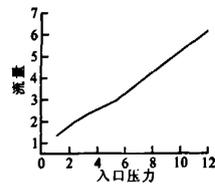


图6 调节阀流量特性仿真曲线

Fig.6 Simulated flow characteristics of the valve

表2 数据对比

Tab.2 Comparison of the data

调节阀入口压力	仿真计算流量	实际流量	精度
11	5.72	5.60	2%
3	2.25	2.23	0.9%

### 4 调节阀起动特性仿真

系统的起动是十分重要而复杂的工作过程，而调节阀的起动特性直接影响整个系统的起动特性。利用调节阀的仿真模型，对调节阀的起动特性进行仿真，即给调节阀入口加阶跃压力。调节阀起动过程中的流量变化过程如图7所示。从图中可知，调节阀在起动过程中流量的超调量为36%。（下转第52页）

### 3 结论

由超音速环形蒸汽引射器模型试验可以得出以下结论:

(1) 超音速环形蒸汽引射器关机阶段失稳压力值、最低真空舱压力值均低于启动阶段,最大失稳压力较最小启动压力低约 5%,最低真空舱压力低约 23%。

(2) 在一定角度范围内 ( $0^{\circ}\sim 30^{\circ}$ ),随着蒸汽喷嘴扩张角增加,蒸汽引射器启动阶段抽吸速率无明显变化,但最低真空舱压强增加,蒸汽引射器关机阶段的外界气流回流速率降低,表明较小的蒸汽喷嘴扩张角有利于试验发动机启动阶段高空环境的模拟,而较大的蒸汽喷嘴扩张角有利于试验发动机关机阶段的回流抑制。

(3) 有/无亚音速负载条件下,蒸汽引射器启动特性基本一致,但有负载条件下的引射器混合场参数变化随蒸汽总压变化非常明显,特别是蒸

汽引射器启动造成上游燃气扩压器发生工作模式转换的情况下。

#### 参考文献:

[1] Taylor, Delbert. Supersonic ejectors [R]. GARD-AG-163, Paris: NTIS, 1973.

[2] Bauer R C, German R C. The Effect of Second Throat Geometry on the Performance of Ejectors without Induced Flow[R]. AEDC-TN-61-133, California: AEDC, 1961..

[3] 徐万武, 邹建军, 王振国, 等. 超声速环型引射器启动特性试验研究[J]. 火箭推进, 2005, 31(6): 7-10.

[4] 李德海, 肖新鹰. 环状引射器的工作性能优势分析[J]. 航空发动机, 2006, 32(3): 25-26.

[5] 张华, 凌云佩. 混合与扩散同时进行的环形引射系统引射性能实验研究 [J]. 北京航空航天大学学报, 1993(1): 85-94.

[6] James W Hale. Comparison of Diffuser-ejector Performance with Five Different Driving Fluids[R]. AEDC-TDR-63-207, California: AEDC, 1963.

(编辑: 陈红霞)

(上接第 42 页)

相当于系统的阻尼系数为 0.31, 过渡过程收敛, 振荡 1.5 次, 调节时间约 6ms, 表明调节阀有良好的起动脉特性。

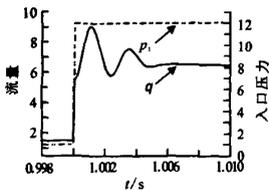


图 7 调节阀起动脉特性仿真曲线

Fig.7 Simulated start-up curve of the valve

### 5 结论

基于 AMESim 软件建立了调节阀的仿真模

型, 仿真了其流量特性, 并与额定点调整试验和半系统冷调试验的结果进行了对比, 结果表明该模型精度满足要求, 为进一步分析和改善调节阀的性能奠定了基础。利用该模型成功预测了全系统试验过程中各工况下该调节阀的流量特性。利用该模型对调节阀的起动脉特性进行了初步仿真研究, 结果表明该调节阀具有较好的起动脉特性。

#### 参考文献:

[1] 齐海涛, 付永领. 基于 AMESim 的电动静液作动器的仿真分析[J]. 机床与液压. 2007, 35(3): 184-186.

[2] 唐毅, 魏鑫, 曹克强. 基于 AMESim 的某型飞机液压系统仿真研究[J]. 机床与液压. 2007, 35(6): 198-200.

(编辑: 王建喜)