doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.05.046

超高压气动加注阀流量特性试验研究*

刘　洋[1]　姚晓先[1]　宋晓东[1]　李　坤[2]

(1.北京理工大学宇航学院,北京 100081;2.中国航天科工飞航技术研究院北京机电工程研究所,北京 100074)

摘要:以预混高压气体加注为工程背景,对超高压气体精确加注的关键元件——超高压气动加注阀的流量特性进行了试验研究。利用杠杆原理和自密封结构设计,解决了超高压气动加注阀阀芯驱动力大、响应速度慢和高压气体泄漏的难题,设计出中低压小流量控制高压大流量的超高压气动加注阀。阐述了气动加注阀阀口流量特性的试验装置和测试系统,建立了阀门不同开度下的加注阀流道简化模型,在加注压力大于 10 MPa 条件下,对气动加注阀在不同阀口节流面积下的流量特性进行了试验研究。试验表明,储罐气体背压增长率和阀门开启高度对阀口流量特性影响较大;阀门开度较大时,阀口流道可简化为两级节流口串联,流量特性与理想收缩喷管相符,临界压力比在 0.5 左右;阀口开度较小时,阀口流道可简化为三级节流口串联,流量特性比较独特,临界压力比在 0.3 左右;增大阀门开度和加注压力是提高瞬时流量和流量系数最为有效的方法。

关键词:超高压气动　气动加注阀　瞬态流动　流量特性　试验

中图分类号:TH138　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2014)05-0299-06

引言

超高压气动加注阀是高压气动系统的关键元件,在航空航天领域、天然气行业以及新兴的氢动力汽车行业都有广泛的应用[1-6]。

高压气动系统对工作可靠、响应迅速、加注压力和质量精确可控的超高压气动加注阀需求比较迫切,本文针对目前加注系统存在的压力较低、响应缓慢、加注精度误差较大的缺陷,设计一种工作压力可达 35 MPa 的高精度超高压气动加注阀。由于高压气动系统的工作原理、控制方式以及阀口气流流动特性与常规气动系统相比有很大不同,使常规气动元件的理论分析方法不适应超高压气动加注工作过程中的动态性能分析,因此需要利用试验方法来研究高压气体加注过程中超高压气动加注阀的流量特性和质量加注精度。国内外对以水为介质的锥阀、球阀和平板阀流量特性进行了试验研究[7-9],对以高压气体为介质的锥阀特性研究多集中于高压减压阀的动态特性仿真研究[10-15],目前,对高压气阀阀口流量特性的试验研究很少。

本文对高压气阀阀口的流量特性进行试验研究,以掌握阀口结构参数、阀口开度与流量特性间的规律,为高压气阀阀口的结构设计提供试验依据。

1　超高压气动加注阀结构与工作原理

由于超高压气动加注阀加注气体压力较高,因此在开启/关闭过程中作用在阀芯的静压力和气动力都比较大,如果采用直动式的结构形式,势必采用大型电磁阀作为高压控制气体的控制阀,导致结构尺寸庞大。借鉴杠杆式增力机构的结构特点和工作原理,通过分析设计出采用倒装式安装结构的锥阀阀芯,阀杆与杠杆采用球铰方式连接,通过高压快速电磁阀驱动,保证超高压气动加注阀的动态特性。

图 1 为设计的超高压气动加注阀的结构简化模型。从功能上可分为先导阀级和主阀级两部分。其中 Ps 代表主阀控制气入口,P0 代表主阀高压推进剂工质入口。

先导阀采用二位五通高速电磁阀,主阀采用杠杆式气控锥阀结构,分为上下两体,由高压螺栓固定密封连接。超高压气动加注阀上体右侧为控制腔,在无控制信号时,上游电磁阀的控制气体通入控制腔下腔接口,上腔与大气相通,下腔中的控制气体和安装在控制腔下腔中的压簧同时作用,利用杠杆原理,将工质腔中的阀芯与阀座密封,保证高压推进剂

收稿日期:2013-06-04　修回日期:2013-07-09

*国家高技术研究发展计划(863 计划)资助项目(2011AA7043024)、国家“985”工程三期重点建设项目(BIT-2011-ZHB134)和总装“十二五”兵器装备预研项目

作者简介:刘洋,博士生,主要从事高压气动伺服、超高速发射技术研究,E-mail:histbit@bit.edu.cn

通讯作者:宋晓东,讲师,主要从事空间机电伺服机构、超高速发射技术研究,E-mail:xd_song@bit.edu.cn

工质不会在无控状态下注入。当发出控制信号后，上游电磁阀的控制气体通入控制腔上腔接口，下腔与大气相通，上腔压力随着气体填充而增大，下腔压力随着排气而减小，当上腔压力大于下腔压力和压簧的预紧力后，工质腔的阀芯与阀座分离，高压推进剂工质开始注入。

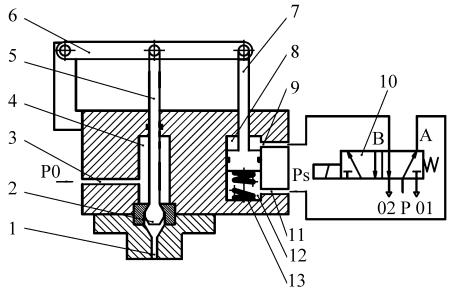

图 1 超高压气动加注阀原理图

Fig. 1 Schematic diagram of super-high pressure pneumatic fueling valve

1. 高压气体出口 2. 锥阀阀芯 3. 高压气体入口 4. 高压气体工质腔 5. 锥阀阀杆 6. 杠杆 7. 控制腔活塞 8. 控制腔上腔 9. 控制腔上腔入口 10. 二位五通电磁先导阀 11. 控制腔下腔入口 12. 控制腔下腔 13. 压簧

从结构及工作原理分析，该阀具有以下特点：①阀杆上安装了限位机构（简图中未标出），通过调节限位螺母可以调节阀杆升程，从而调节阀口开度。②为避免由于杠杆与阀杆、杠杆与活塞杆的刚性连接，在杠杆转动时引起的阀杆、活塞杆与阀体结构干涉，在阀杆和活塞杆的上端与杠杆连接件之间均安装了球铰连接件。③阀芯与阀座密封方式采用带有锥度差的锥面密封，相比于端面密封，锥面密封利用线接触原理，以最小的接触力形成密封。④主阀控制腔下腔安装了大刚度的压簧，通过调节预紧力，在阀体安装时即保证了阀芯与阀座间形成初始密封，在电磁先导阀发生意外故障后的无控状况下也能保证可靠密封，高压推进剂工质不会意外注入。

2 阀口流量特性试验装置

图 2、3 分别为超高压气动加注阀阀口流量特性试验装置原理图和实物图。试验系统由供气部分（储气罐、充气阀、节流阀）、试验段和测量与数据采集部分（压力传感器、科氏质量流量计和工控机）等组成。试验中，阀口进、出口压力分别由节流阀和排气阀调节，并分别由阀口前后的压力传感器测量。通过阀口的流量由高精度的科氏质量流量计测量。阀口的开度通过限位机构（简图中未标出）调节。通过改变节流阀调节压力和限位机构行程，便可对不同加注气压和阀口开度的加注阀流量特性进行试验研究。

如图 2、3 所示，压力由 PPM－S330A 型压力传

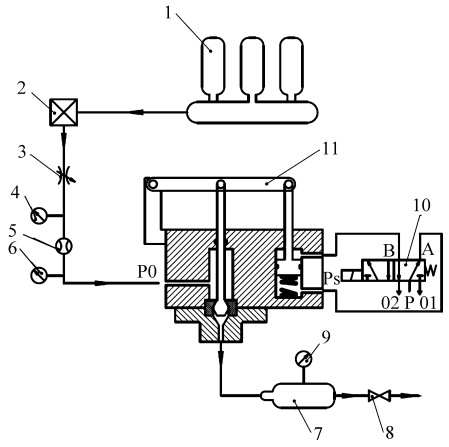

图 2 试验装置原理图

Fig. 2 Test apparatus schematic diagram

1. 储气罐 2. 充气阀 3. 节流阀 4. 压力传感器 5. 科氏质量流量计 6. 压力传感器 7. 高压储罐 8. 排气阀 9. 压力传感器 10. 二位五通电磁先导阀 11. 超高压气动加注阀



图 3 试验装置实物图

Fig. 3 Test apparatus physical graph

感器测量，其中进气压力在气动加注阀气体入口处测量，出口压力在高压储罐中测量；流量用 RHM 06 科氏质量流量计测量；气流温度由 RHM 06 科氏质量流量计自带的 PT100 铂电阻温度传感器测量；测试系统使用研华公司的工控机和 NI 公司的 PCI－6229 数据采集卡，软件开发平台采用 NI 公司的 Labview 8.0 编写。

试验中使用高压氮气代替推进剂混合气体，来模拟预混气体的加注过程。超高压气动加注阀接收上位机指令后打开，控制加注介质（高压氮气）喷入密封状态高压储罐中，高压气流经过短暂的瞬变过程，通过连续采集待测阀口前后的压力和瞬时质量流量数据，通过测试系统即可处理得到加注阀的稳态流量系数。

3 试验条件

利用图 3 所示的试验平台研究气动加注阀的流

量特性。试验中使用温度范围 10 ~ 20℃、压力范围为 9.39 ~ 16.02 MPa、质量流量范围为 0 ~ 92 g/s 的高压氮气作为气体加注介质，二位五通电磁先导阀控制气压为 6.5 MPa，高压储罐容积分别为 0.7 L 和 20.5 L，气动加注阀阀芯结构如图 4 所示，阀芯的主要结构参数见表 1。

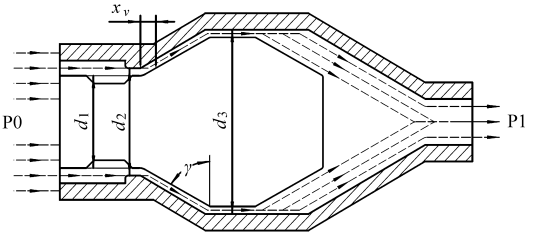

图 4　气动加注阀阀芯几何结构图

Fig. 4　Shape of the pneumatic fueling valve

表 1　阀芯的主要结构参数

Tab. 1　Parameters of poppet valve structure

参数	数值
阀杆直径 d_1/mm	6
阀门喉口直径 d_2/mm	7
阀座直径 d_3/mm	12
阀芯锥角 γ/(°)	60.5
阀芯升程 x_v/mm	0 ~ 1

如图 4 所示，与正常式安装结构的普通锥阀不同，本文中的加注阀为倒装式结构，阀芯和阀座间的气流通道面积变化比较复杂。图 5、6 分别对应阀口开度为 0.3 mm 和 1.0 mm 时，加注阀流道横截面沿气流流动方向展开后的形状，试验中测量的加注阀节流口位于横轴 x = 4 mm 处。

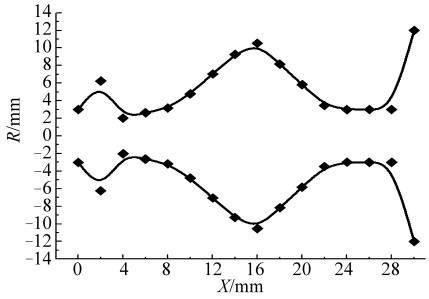

图 5　开度 0.3 mm 时加注阀流道形状

Fig. 5　Flow channel shape of fueling valve when port opening is 0.3 mm

由于气动加注阀的特殊阀芯、阀座结构，阀内气流通道可简化为多级节流口串联。加注阀的简化模型如图 7 所示，节流口 1、2、3 分别对应图 5、图 6 中横轴 x = 0、x = 4 mm、x = 24 mm 处的节流口。其中 x = 0、x = 24 mm 处为固定节流口；x = 4 mm 处根据阀口开度不同，节流口面积会相应变化，因此为可调式节流口。

如图 5 所示，在阀口开度为 0.3 mm 时，阀口流道可简化为三级节流口的串联；如图 6 所示，在阀口开度为 1.0 mm 时，由于 x = 4 mm 处的节流口面积大于 x = 0 处的节流口面积，在气流流动中已经失去了节流作用，因此阀口流道可简化为两级节流口的串联。

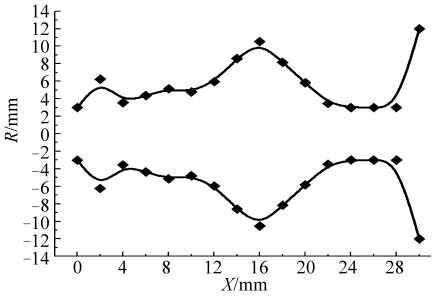

图 6　开度 1.0 mm 时加注阀流道形状

Fig. 6　Flow channel shape of fueling valve when port opening is 1.0 mm

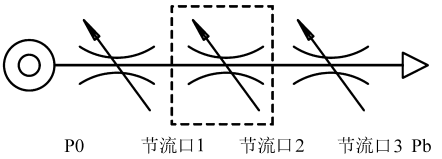

图 7　加注阀简化模型(节流口串联)

Fig. 7　Simplified model of fueling valve (orifices in series)

与通常的单一节流口流量特性不同，气流在多级节流口形成的流道中流动损耗较大，该类型的气动锥阀有着独特的流量特性。

4　试验结果与分析

超高压气动加注阀流量系数的定义是：$C_d = m_{act}/m_{the}$，这里阀口的流量系数的含意与理想喷嘴不同，它不仅反映了因面积收缩引起的质量变化，而且还反映了阀口节流中因流动的不可逆过程引起的速度损失。

流量系数的定义中，m_{act} 为通过质量流量计测得的流经阀口气流的实际流量；m_{the} 为流经阀口的理论流量。流经阀口的理论流量由气流流动状态决定：当 $p_m/p_{tc} \leqslant v_{cr}$ 时，阀口气流流动不受背压影响，为超临界流动状态；当 $p_m/p_{tc} > v_{cr}$，阀口气流受背压控制，为亚临界流动状态。阀口流量系数可表示为[16-18]

$$C_d = \frac{m_{act}}{m_{the}} = \begin{cases} \dfrac{m_{act}}{Ap_{tc}\left(\dfrac{2}{1+\kappa}\right)^{1/(\kappa-1)}\sqrt{\dfrac{2\kappa}{(\kappa+1)RT_{tc}}}} & \left(\dfrac{p_m}{p_{tc}} \leqslant v_{cr}\right) \\ \dfrac{m_{act}}{Ap_{tc}\left(\dfrac{p_m}{p_{tc}}\right)^{(\kappa+1)/(2\kappa)}\sqrt{\dfrac{2\kappa}{(\kappa-1)RT_{tc}}\left[\left(\dfrac{p_m}{p_{tc}}\right)^{2/(\kappa+1)}-1\right]}} & \left(\dfrac{p_m}{p_{tc}} > v_{cr}\right) \end{cases} \tag{1}$$

式中 p_{tc}——加注阀进口气体总压,Pa

p_m——加注阀出口气体背压,Pa

T_{tc}——加注气体总温,K

υ_{cr}——临界压力比,氮气取 0.528

κ——气体等熵指数,氮气取 1.4

A——阀口几何流通面积,m^2

$$A=\begin{cases}\pi x_v\cos\gamma\left(d_1-\dfrac{x_v}{2}\sin(2\gamma)\right) & \left(x_v\in\left(0,\dfrac{d_2-d_1}{\sin(2\gamma)}\right)\right)\\ \pi x_v\cos\gamma\left(d_2+\dfrac{x_v}{2}\sin(2\gamma)\right) & \left(x_v\in\left(\dfrac{d_2-d_1}{\sin(2\gamma)},0.42d_1\right)\right)\\ \dfrac{\pi(d_1+d_2)}{2}\sqrt{\left(\dfrac{d_3-d_1}{2}\right)^2+\left(x_v-\dfrac{d_2-d_1}{2}\tan\gamma\right)^2} & (x_v\in(0.42d_1,\infty))\end{cases} \tag{2}$$

使用高压氮气作为加注介质,共进行 19 次超高压气动加注阀流量特性试验,部分试验结果如表 2 所示。其中试验 1、2 为超临界流动状态试验,试验 3~6 为超临界-亚临界流动状态试验。试验 3~6 使用 0.7 L 高压密闭爆发器测量,其余使用 20.5 L 高压储罐测量。

表 2 流量特性试验数据

Tab. 2 Experimental data of flow characteristics tests

试验序号	加注压力 p/MPa	加注时间 T/s	控制气压 p_c/MPa	阀口开度 X_v/mm	加注质量 M/g
1	9.39	5	6.5	1.0	281.64
2	12.43	5	6.5	1.0	460.81
3	16.02	10	6.5	0.3	82.91
4	14.57	15	6.5	0.3	97.19
5	13.72	5	6.5	1.0	94.33
6	13.39	10	6.5	1.0	105.28

图 8~10 为超高压气动加注阀向储罐加注且出口有背压条件下的流量系数-背压特性曲线。测试系统压力和流量数据采集速率为 5 k/s。

从图 8~10 中可以看出:

(1)图 8 中的试验 1、2 在加注结束后储罐的静压分别为 0.736 MPa 和 0.859 MPa,均未达到临界压力,因此阀口气流为超临界流动状态。试验 1、2 均在流量系数达到峰值后稳定,试验 1、2 对比发现,超临界流动中,由两级节流口组成的阀口,其流量系数随着加注压力的增大而增大,原因在于超声速流动中的流量系数 C_d 仅与 m_{act}/p_{tc} 有关,试验中加注压力 p_{tc} 增大后,阀口瞬时流量 m_{act} 随之增大,且 m_{act} 增大的倍数(增加 40%)超过了 p_{tc}(增加 23.16%),故测得的流量系数 C_d 增加了 18.33%。

(2)试验 3、4、5、6,储罐初始压力为大气压,加注结束后的储罐静压分别为 10.368、12.755、11.053、12.322 MPa,均超过了临界压力,因此阀口气流经历了从超临界流动状态到亚临界流动状态的转变。试验 3、4、5、6 稳定后的流量系数均小于阀口开度为 1.0 mm 的试验 1、2 测得的流量系数。在达到临界压力之前,试验 1~6 的阀口气流均为超临界流动状态,而对比初始段的流量系数,试验 3~6 流量系数同样低于试验 1、2 测得的流量系数,其流量系数低的原因在于试验 3~6 储罐容积为 0.7 L,背压增长率 $p_m/t\approx1.6$ MPa/s,而试验 1、2 储罐容积为 20.5 L,背压增长率 $p_m/t\approx0.1$ MPa/s。试验 3~6 背压的过快增长导致流量很快饱和、阀口气流壅塞严重,流量系数随之衰减。

(3)对比试验 3、4 与试验 5、6,发现阀口开度为 0.3 mm 的试验 3、4 稳定后的流量系数衰减迅速,而阀口开度为 1.0 mm 的试验 5、6 流量系数则衰减的相对平缓。

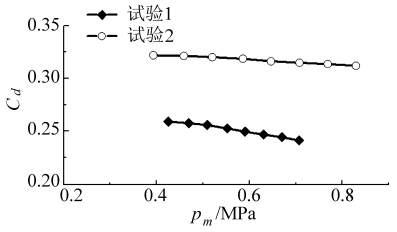

图 8 试验 1、2 有背压时加注阀 C_d-p_m 特性曲线

Fig. 8 C_d-p_m curves of fueling valve in test 1 and 2

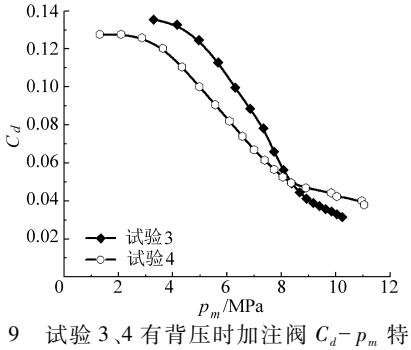

图 9 试验 3、4 有背压时加注阀 C_d-p_m 特性曲线

Fig. 9 C_d-p_m curves of fueling valve in test 3 and 4

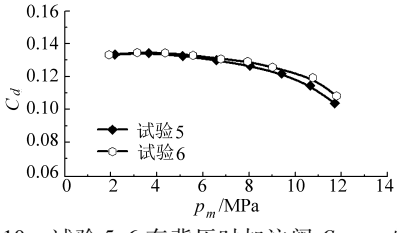

图 10 试验 5、6 有背压时加注阀 C_d-p_m 特性曲线

Fig. 10 C_d-p_m curves of fueling valve in test 5 and 6

定义高压气动加注阀阀口开启高度与阀座喉部直径比为 x_v/d_0。阀口开度为 0.3 mm 的试验 3、4 阀口喉部直径 $d_0=4.0$ mm,$x_v/d_0\approx0.075$;阀口开度为 1.0 mm 的试验 5、6 阀口喉部直径 $d_0=7.1$ mm,$x_v/d_0\approx0.14$。定义高压气动加注阀气体出口压力

p_m 与进口压力 p_{tc} 之比为加注阀背压比 p_m/p_{tc}。

正如图 5～7 对不同开度下加注阀流道的分析，阀口开度为 0.3 mm 时可简化为三级节流口的串联，阀口开度为 1.0 mm 时可简化为两级节流口的串联，该类多级节流口串联的流量特性与常规的收缩喷管流量特性不同，只能通过试验的方法来确定。

为对比研究阀口开度为 0.3 mm 的试验 3、4 与阀口开度为 1.0 mm 的试验 5、6 流量特性的区别，给出了试验 3～6 的阀口瞬时流量-背压比特性曲线及流量系数-背压比特性曲线，如图 11 和图 12 所示。

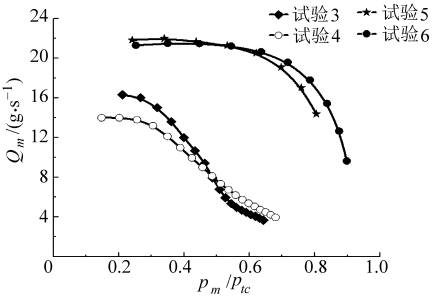

图 11　试验 3～6 有背压时加注阀 Q_m-p_m/p_{tc} 特性曲线

Fig. 11　Q_m-p_m/p_{tc} curves of fueling valve in test 3～6

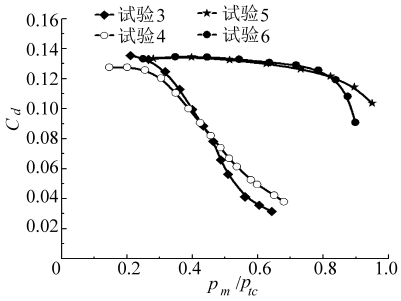

图 12　试验 3～6 有背压时加注阀的 C_d-p_m/p_{tc} 特性曲线

Fig. 12　C_d-p_m/p_{tc} curves of fueling valve in test 3～6

由图 11 所示，简化为三级节流口串联，阀口开启高度与阀座喉部直径比为 $x_v/d_0\approx0.075$ 的试验 3、4 的瞬时流量稳定段很短，在背压比 $p_m/p_{tc}\geqslant0.3$ 后瞬时流量迅速衰减；简化为两级节流口串联，阀口开启高度与阀座喉部直径比为 $x_v/d_0\approx0.14$ 的试验 5、6 的瞬时流量在背压比 $p_m/p_{tc}\geqslant0.5$ 后才逐渐减小。简化为两级节流口串联试验 5、6 结果与理想收缩喷管的气体质量流量随背压比变化的规律近似一致[13]；而简化为三级节流口串联的试验 3、4 流量特性比较独特，出现的原因可能与多级节流口串联后的流阻变化有关。

如图 12 所示，试验 3～6 在小背压比条件下，流量系数稳定在 0.14 左右。随着背压比的增大，简化为三级节流口串联，阀口开启高度与阀座喉部直径比为 $x_v/d_0\approx0.075$ 的试验 3、4 因气流流阻增大迅速而导致流量系数迅速衰减；简化为两级节流口串联，阀口开启高度与阀座喉部直径比为 $x_v/d_0\approx0.14$ 的试验 5、6 的流量系数始终保持稳定，在背压比 $p_m/p_{tc}\geqslant0.5$ 后才逐渐随背压比的增大而减小。

5　结论

提出了一种预混高压气体加注用的超高压气动加注阀，对该阀的结构和工作原理进行了分析；搭建了阀口流量特性试验系统，设计了以工控机为主控单元、Labview 为开发平台的阀口流量特性测试系统，对采集的流量和压力信号进行分析和处理，得到阀口流量特性的试验曲线。试验研究发现：

(1)在两级节流口串联的气道中，超临界流动气体的流量系数随着加注压力的增大而增大。

(2)在两级节流口串联的气道中，在同样的加注压力下，背压增长率对流量系数有影响，过快的背压增长率易造成阀口气流壅塞及气流饱和，造成瞬时流量和流量系数减小。从而可以解释试验 1、2、5、6 中，在同样加注压力下，小容积储罐中测试得到的流量系数小于在大容积储罐中测得的流量系数。

(3)阀口开度大小直接影响高压气动加注阀流道的简化模型。阀口开度较小时(阀口开度为 0.3 mm，$x_v/d_0\approx0.075$)，阀口流道可简化为三级节流口的串联，阀口流量特性独特，临界压力比在 0.3 左右且衰减迅速；阀口开度较大时(阀口开度为 1.0 mm，$x_v/d_0\approx0.14$)，阀口流道可简化为两级节流口串联，阀口流量特性与理想收缩喷管近似，临界压力比在 0.5 左右。

参　考　文　献

1　Hertzberg A, Bruckner A P, Bogdanoff D W. Ram accelerator, a new chemical method for accelerating projectile to ultra-high velocities[J]. AIAA Journal, 1988, 26(2): 195－203.

2　Bundy C, Knowlen C, Bruckner A P. Unsteady effects on ram accelerator operation at elevated fill pressure[J]. Journal of Propulsion and Power, 2004, 20(5): 801－810.

3　Bundy C, Knowlen C, Bruckner A P. Ram accelerator operating characteristics at elevated fill pressure[J]. Journal de Physique IV-Proceedings: Tous Les Numéros, 2000, 10(11): 11－21.

4　李磊. 加氢站高压氢系统工艺参数研究[D]. 杭州：浙江大学，2007.

5　刘延雷. 高压氢气快充温升控制及泄漏扩散规律研究[D]. 杭州：浙江大学，2009.

6　陶玉静，范才智，田章福，等. 杠杆式气动液阀建模及动态特性分析[J]. 导弹与航天运载技术，2007(2)：43－46.

7　贺小峰，黄国勤，杨友胜，等. 球阀阀口流量特性的试验研究[J]. 机械工程学报，2004，40(8)：30－33.

He Xiaofeng, Huang Guoqin, Yang Yousheng, et al. Experimental research on the flow characteristics of the ball valve orifice[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004, 40(8): 30 - 33. (in Chinese)

8 Johnston D N, Edge K A, Vaughan N D. Experimental investigation of flow and force characteristics of hydraulic poppet and disc valves[J]. Proc IMech E, Part A: Journal of Power and Energy, 1991, 205(3): 161 - 171.

9 Vaughan N D, Johnston D N, Edge K A. Numerical simulation of fluid flow in poppet valves [J]. Proc IMech E, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 1992, 206(2): 119 - 127.

10 Zanj A, Afshari H H. Dynamic analysis of a complex pneumatic valve using pseudobond graph modeling technique [J]. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2013, 135(3):034502 - 1 - 034502 - 9.

11 贾光政,王宣银,吴根茂. 超高压大流量气动开关阀的原理和动态特性研究[J]. 机械工程学报,2004,40(5):77 - 81.
Jia Guangzheng, Wang Xuanyin, Wu Genmao. Experimental research on the flow characteristics of the ball valve orifice[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004, 40(5): 77 - 81. (in Chinese)

12 Xu Zh, Wang X. Development of a novel high pressure electronic pneumatic pressure reducing valve[J]. ASME Journal of Dynamic System, Measurement, and Control , 2011,133(1): 011011 - 1 - 011011 - 7.

13 王宣银,陈奕泽,刘荣,等. 超高压气动比例减压阀的设计与仿真研究[J]. 浙江大学学报:工学版,2005,39(5):614 - 617.

14 徐志鹏,王宣银,罗语溪. 高压气动比例减压阀设计与仿真[J]. 农业机械学报,2011,42(1):209 - 212,222.
Xu Zhipeng, Wang Xuanyin, Luo Yuxi. Design and simulation of a high pressure proportional pneumatic pressure reducing valve [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(1): 209 - 212,222. (in Chinese)

15 陈汉超. 气动舵机高压减压阀的分析与设计[J]. 北京理工大学学报,1989,9(2):57 - 62.

16 陈汉超,盛永才. 气压传动与控制[M]. 北京:北京理工大学出版社,1987:44 - 50.

17 Gritsch C, Saumweber C, Schulz A, et al. Effect of internal coolant crossflow orientation on the discharge coefficient of shaped film-cooling holes[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2000, 122(1): 146 - 152.

18 张效伟,朱惠人,张霞,等. 小尺度孔的流量系数试验[J]. 航空动力学报,2010,25(11):2479 - 2485.

Experimental Investigation on the Flow Characteristics of a Novel Super High Pressure Pneumatic Fueling Valve

Liu Yang[1] Yao Xiaoxian[1] Song Xiaodong[1] Li Kun[2]

(1. *School of Aerospace Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing* 100081, *China*
2. *Beijing Electro-mechanical Engineering Institute, Aerodynamic Technology Academy of China Aerospace Science and Industry Corporation, Beijing* 100074, *China*)

Abstract: The flow characteristics of super-high pressure pneumatic fueling valve, a critical component of the fueling system, were detailed investigated by experimental way. The problems of large driving power need, slow response and high pressure gas leakage of super-high pressure pneumatic fueling valve, were solved by using pneumatic lever rule and self-acting sealing structure. A two-stage valve that used a pilot solenoid valve, moderate pressure and low flux, to control a high pressure and large flow-rate poppet valve is developed. A test apparatus with the affiliated measurement system for testing the flow characteristics of the pneumatic fueling valve orifice were introduced. A simplified model of the flow channel of fueling valve for different valve lift was obtained. Experimental study on the flow characteristics of the pneumatic fueling valve with different orifice throttling area was carried out under the condition that the pressure is higher than 10 MPa. The results show that the back pressure growth rate of tank and the lift of valve rod have great influences on the flow characteristic of valve orifice. When valve lift is relative taller, the gas channel could be simplified as two-stage orifices in series, the flow characteristics are in accordance with that of ideal converging nozzle, and the critical pressure ratio is 0.5. When valve lift is relatively lower, the gas channel can be simplified as three-stage orifices in series, shows different flow characteristics, and the critical pressure ratio is 0.3. Increasing the valve lift and the injecting pressure is the most effective solution to enhance both the transient mass flow-rate and the discharge coefficient.

Key words: Super-high pressure pneumatic Pneumatic fueling valve Transient flow Flow characteristics Experiment