

高压大流量氢气稳压技术在 试验中的研究与应用

宋晶晶, 赵洪波, 孙 德, 刘瑞敏
(北京航天试验技术研究所, 北京 100074)

摘 要: 氢涡轮泵介质试验较以往试验有了很大的变化, 尤其是高压大流量氢气介质试验工况的出现。于是, 相应的试验技术需要改进和突破。文章涉及的大流量稳压技术是解决上述问题的有效途径, 通过对大流量稳压技术中的关键问题(减压器并联稳定性以及临界流文丘里喷嘴氢气流量控制的准确性)的细致研究, 确保了该项技术的合理性与稳定性。最后, 将大流量稳压技术应用到氢吹系统的设计当中去, 并顺利地完成了试验。试验结果表明: 基于这种高压大流量稳压技术的氢吹系统设计是合理、可靠的, 同时为后续高压大流量试验提供了更好的技术支持和实践基础。

关键词: 高压大流量稳压技术 减压器并联 临界流文丘里喷嘴

中图分类号: V434.2-33 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374 (2011) 04-0064-07

Application of steady pressure technology of high-pressure large-flow hydrogen in test

SONG Jing-jing, ZHAO Hong-bo, SUN De, LIU Rui-min
(Beijing Institute of Aerospace Testing Technology, Beijing 100074, China)

Abstract: By contrast with the other tests, the medium tests have changed a lot, especially for the appearance of working condition of the high-pressure and large-flow hydrogen. So, the corresponding test techniques need to be improved. The large-flow steady pressure technology involved in this paper is an effective way to solve such problems. The key technology issues of regulating large flow, including the stability of pressure reducers in parallel and the controlling accuracy of the critical gas flow in Venturi nozzle, were analyzed to insure its rationality and stability. This technology was used for the design of hydrogen blowing system. And the tests were accomplished successfully. The test results show that the hydrogen blowing system based on the large flow steady pressure technology is reasonable and reliable. The study provides a better technical support and practical foundation for the follow-up engine test.

Keywords: high-pressure large-flow steady pressure technology; parallel connection of pressure reducer; critical flow Venturi nozzle

收稿日期: 2011-02-20; 修回日期: 2011-04-06

基金项目: 中国航天科技集团公司支撑项目

作者简介: 宋晶晶 (1982—), 女, 工程师, 研究领域为火箭发动机地面模拟试验技术

0 引言

某发动机是新一代运载火箭芯二级发动机, 根据其研制计划, 需要进行涡轮泵低温介质试验。根据《氢涡轮泵介质试验任务书》的要求, 试验包括两种低压工况, 两种高压工况。其中, 在高压工况中, 氢气流量、压力较以往发动机涡轮泵介质试验有大幅度提高。以往发动机氢泵试验涡轮入口压力约为 3.768 MPa, 流量约为 0.733 kg/s; 目前发动机氢泵试验氢涡轮入口最大压力要求为 8.744 MPa, 最大流量要求为 2.140 kg/s。为了满足后者的试验要求, 地面工艺系统需要模拟发动机氢涡轮气氢的真实压力和流量参数, 于是这种高压、大流量氢气介质稳压技术在试验中的应用研究成为了氢吹工艺系统设计优先要解决的问题。

1 高压大流量稳压技术的研究

目前试验台应用比较成熟、可靠的稳压方法是采用高压大流量减压器与喷嘴串联工艺, 通过减压器稳定喷嘴前压力, 而喷嘴主要提供满足试验要求的气氢流量。针对此次试验中氢吹涡轮入口流量的提高, 工艺系统设计拟采用减压器并联再与喷嘴组串联的稳压方式, 而这种工艺技术应用在新型号发动机试验中还需要进一步的分析和研究, 以确保试验以及流量控制的可靠性。

本文从以下两个方面进行分析。首先, 如何保证减压器并联输出参数的稳定性。大流量减压器并联使用可能会存在相互干扰现象, 产生很大的振动, 从而对减压器的膜片造成冲击, 导致减压器失效。其次, 喷嘴设计生产厂家对其产品的标定在常温低压空气介质条件下, 采用抽空法进行的, 而在发动机氢泵试验中, 喷嘴需在氢气介质高压常温条件下进行流量控制, 那么如何保证氢气流量控制的准确性成为试验的另一难点。

1.1 减压器并联稳定性的研究

1.1.1 WS34-001 减压器的的工作原理

氢吹工艺系统选用 WS34-001 减压器, 其进

口压力 15~23 MPa, 出口压力 1~15 MPa 空气介质的最大流量 20 kg/s, 属于气动弹簧活塞膜片式气体减压阀。它是通过启闭件的节流, 将进口压力降至某一需要的出口压力, 并能在进口压力及流量变动时, 利用本身介质能量保持出口压力基本不变。

如图 1 所示: 气源 PN1 进入 A 腔, 操作调压气管路阀门, 使 C 腔充达一定气压, 即关闭调压气管路阀门, 膜片克服弹簧力顶起活门, 气源 PN1 经活门间的缝隙中进入出口腔, 同时作用于膜片, 减少活门的开启度, 直至平衡。此时 B 腔内气压即 PN2 输出压力。

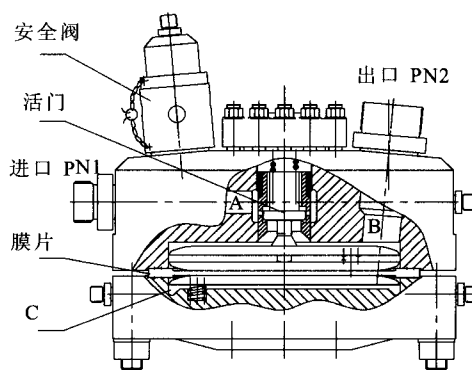


图 1 减压器内部结构

Fig.1 Internal structure of pressure reducer

如图 2 所示, 此减压阀有三个进口和三个出口, 上盖的小接管嘴接出口压力表。下盖的两个小接管嘴任意一个为调压气进口, 调压气管路上应有排气口, 防止由于调压气压力过高而使出口压力过高时排气降压; 另一个小接管嘴与上盖的安全阀相连。

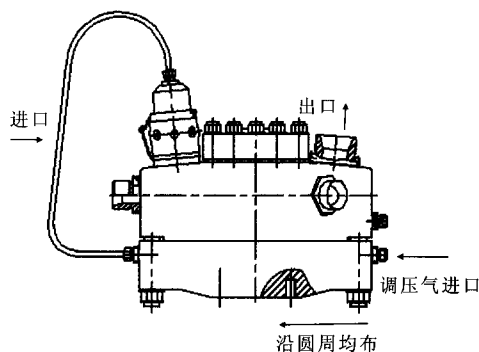


图 2 减压器外部结构

Fig. 2 External structure of pressure reducer

1.1.2 减压器并联稳定性试验

由于每台减压器的各种配件存在差异, 装备状态不可能完全一样。所以, 即使在减压器入口压力、操纵腔压力一致的情况下, 减压器出口压力仍会产生较大差异。试验表明: 如果并联减压器的输出特性不相匹配, 那么系统的干扰就会有发散的趋势, 压力波动较大; 如果因此进入不稳定状态, 压力波动会越来越大, 严重时会把连接法兰震松。因此, 在并联使用前, 对单台减压器做输出压力稳定性试验, 选取性能相近、稳定性好的减压器并联使用是确保试验系统可靠性的关键所在。

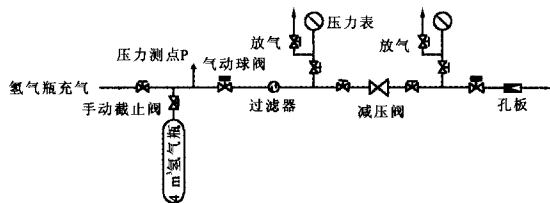


图 3 减压器稳定性试验原理

Fig. 3 Test principle of pressure reducer stability

综上所述, 对减压器的稳定性进行了试验测试, 其试验系统如图 3 所示。试验系统由气瓶、手动截止阀、气动球阀、过滤器、压力表以及孔板组成。此次试验分别对四台减压器进行静态及动态测试, 给气瓶充气 20 MPa, 打开氢气源总阀, 调整 WS34-001 减压器, 使其出口压力为 11 MPa, 当减压器入口压力依次降至 19 MPa、17 MPa、15 MPa、14 MPa 时, 分别记录减压器出口压力值, 此外, 每当压力降至 19 MPa、17 MPa、15 MPa、14 MPa 时, 关闭喷嘴前的气动球阀, 待 30 s 后记录减压器出口压力即零流量减压器的出口压力, 观察减压器工作状态。

如表 1 所示, 减压器Ⅲ和减压器Ⅳ的输出特性较为相近, 且减压器动态压力值在减压器调整值上下 0.2 MPa 左右摆动, 说明减压器性能好, 输出稳定, 可在系统上并联使用。减压器Ⅰ的输出稳定性相对较好, 可作为备份使用。而减压器Ⅱ动态压力值与减压器调整值相差 0.5 MPa 左右, 其输出稳定性相对差些, 不易并联使用。

表 1 减压器稳定性试验数据

Tab. 1 Test data of pressure reducer stability

入口压力	MPa							
	减压器Ⅰ		减压器Ⅱ		减压器Ⅲ		减压器Ⅳ	
	静态压力	动态压力	静态压力	动态压力	静态压力	动态压力	静态压力	动态压力
19	11	10.8	11.2	10.8	11	10.95	11	10.95
17	11	10.8	11.2	10.7	11	10.8	11	10.85
15	10.95	10.85	11.1	10.6	11	10.8	11	10.8
14	10.95	10.85	11.1	10.5	10.95	10.8	11	10.8

在上述试验的基础上, 为了进一步验证并联使用减压器的动态特性, 将减压器Ⅲ和减压器Ⅳ以并联的方式在系统上使用, 其试验数据如表 2 所示。

在试验过程中, 两台减压器并联使用未发生相互干扰现象, 也没有产生很大的振动, 其压力表指针基本保持不动状态。而且, 从减压器并联的试验数据可以看出: 并联后的出口压力与其中较大的出口压力相同。因此可以说明这两台减压器并联工作性能稳定, 满足进一步试验的要求。

表 2 减压器并联稳定性试验数据

Tab. 2 Test data of pressure reducers

installed in parallel			MPa
入口压力	减压器Ⅲ单独使用时出口压力	减压器Ⅳ单独使用时出口压力	并联使用时出口压力
19	10.95	10.95	10.95
17	10.8	10.85	10.85
15	10.8	10.8	10.8
14	10.8	10.8	10.8

通过以上两组试验确定了适用于并联且稳定性良好的减压器组合, 解决了大流量稳压技术的一个关键问题, 为氢吹工艺系统设计奠定了良好的基础。

1.2 在试验工况下临界流文丘里喷嘴流量控制准确性的研究

1.2.1 在试验工况下临界流文丘里喷嘴流量系数的修正

喷嘴制造厂家给出的流量系数是以低压空气为标定介质取得的, 而目前试验的介质为高压氢气, 应对标定的流量系数重新进行修正, 否则将影响氢气流量控制的准确性。所以, 根据喷嘴产品检定书及相关规范要求, 对以空气为检定介质的流量系数进行修正, 其修正过程如下:

根据《喷嘴产品使用说明书》中给出的流量公式:

$$q_m = \frac{K p_0}{3.6 \times 10^6 \sqrt{Z T_0}} \quad (1)$$

式中: q_m 为通过文丘里喷嘴的气体流量, kg/s; p_0 为文丘里喷嘴前的滞止压力, Pa; T_0 为文丘里喷嘴前的滞止温度, K; K 为流量系数; Z 为通过文丘里喷嘴气体的压缩系数。

$$K = K_0 (C_{d0} + \Delta C_d) \quad (2)$$

式中: K_0 为与标定介质成分有系数; C_{d0} 为空气标定时流出系数 (制造单位给出恒定值); ΔC_d 为与通过喷嘴雷诺数有系数;

根据 ISO9300-2005 (E) 中的规定:

$$\Delta C_d = \frac{2.720}{\sqrt{Re_m}} \quad (3)$$

式中: Re_m 为在实际使用时气体通过喷嘴喉部雷诺数。当标定介质不是空气以及温度、压力远离标定状态时, K_0 按下式计算:

$$K_0 = K_{01} \times 24.746 \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (4)$$

式中: K_{01} 为以空气为介质标定时制造单位给出的系数; k 为被标定介质的比热比; R 为被标定介质的气体常数。

$$Re_m = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \frac{d}{\mu} \sqrt{\frac{k}{R}} \cdot \frac{p_1}{\sqrt{T_1}} \quad (5)$$

式中: d 为喷嘴喉部的直径, m; μ 为气体的动力粘度, Pa s; p_1 为测得的音速喷嘴前静压, Pa; T_1 为测得的音速喷嘴前静温度, K。

那么, 试验工况下氢气流量的计算过程是: 由实测喷嘴入口氢气压力 p_1 、温度 T_1 确定热力学参数 k 和 μ ; 根据公式 (5) 计算出在试验时氢气通过喷嘴喉部雷诺数, 从而求得参数 ΔC_d ; 以空气为介质标定喷嘴获得的系数 K_{01} 和 C_{d0} , 代入公式 (4) 和公式 (2) 求出流量系数 K ; 由于喷嘴前压力、温度测点按照相关规范进行安装, 用静压、静温代替滞止压力、滞止温度的误差较小, 可以近似认为 $p_1 \approx p_0$, $T_1 \approx T_0$; 将 K , p_1 和 T_1 代入公式 (1) 求出试验工况下的氢气流量。

表 3 喷嘴氢气流量换算公式

Tab. 3 Reduction formulas for gas flow of nozzles

喷嘴序号	喉部直径/m	K_{01}	C_{d0}	氢气流量公式
1	0.012775	18.652	0.9822	$q_{m1} = C_{1H2} \left(0.9822 + \frac{2.720}{\sqrt{Re_{1m}}} \right) \frac{p_1}{\sqrt{T_1}}$
2	0.015639	27.953	0.9879	$q_{m2} = C_{2H2} \left(0.9879 + \frac{2.720}{\sqrt{Re_{2m}}} \right) \frac{p_1}{\sqrt{T_1}}$
3	0.007227	5.9653	0.9870	$q_{m3} = C_{3H2} \left(0.9870 + \frac{2.720}{\sqrt{Re_{3m}}} \right) \frac{p_1}{\sqrt{T_1}}$

由于此次试验包括 4 种工况，工艺系统设计采用 3 只喷嘴并联完成不同工况下的试验要求，根据以上换算过程，3 只喷嘴的氢气流量换算公式如表 3 所示。

1.2.2 临界流文丘里喷嘴流量测量不确定度评定
氢吹系统设计采用临界流文丘里喷嘴作为氢

气流量控制及测量元件，而影响临界流文丘里喷嘴测量氢气流量的不确定度因素有：喷嘴流出系数、喷嘴前滞止压力测量、喷嘴前滞止温度测量、流出系数的修正、由标定空气转换成氢气的换算公式。文丘里喷嘴流量测量不确定度分析如表 4 所示。

表 4 音速文丘里喷嘴流量测量不确定度
Tab. 4 Uncertainty of flow measurement of sonic Venturi nozzles

序号	不确定来源	输入量的标准 不确定度 $\mu_r(x_i)/\%$	灵敏系数 $C_r(x_i)$	对合成不确定度的贡献 $ C_r(x_i) \mu_r(x_i)/\%$
1	空气标定流出系数 C_{d0}	0.082%	1	0.082%
2	喷嘴前滞止压力 p_0	0.12%	1	0.12%
3	喷嘴前滞止温度 T_0	0.04%	-0.5	0.02%
4	流出系数 ΔC_d 的修正	0.002%	1	0.002%
5	换算公式 C_{dh}	0.05%	1	0.05%
合成标准不确定度 0.16%			扩展不确定度 0.32% $k=2$	

1) 流出系数 C 的不确定度 $\mu_r(c)$
按检定规程要求，在 95% 的置信概率下， $U=0.2\%$ 。因测量次数为 6， $t_a=2.45$ ，则 $\mu_r(c)=U/t_a=0.082\%$ 。

2) 喷嘴前滞止压力的不确定度 $\mu_r(p_0)$
压力传感器允许误差为 0.2%，按矩形分布，则 $\mu_r(p_0)=0.2\%/\sqrt{3}=0.12\%$ 。

3) 喷嘴前滞止温度的不确定度 $\mu_r(T_0)$
温度传感器允许误差为 $\pm 0.2\text{ K}$ ，气体温度为 290 K，按矩形分布，则 $\mu_r(T_0)=0.2/\sqrt{3}\times 290=0.04\%$ 。

4) 流出系数 ΔT_d 修正引入的不确定度 $\mu_r(\Delta C_d)$
通过计算得出 Re_m 相对不确定度 $\mu_r(Re_m)=0.1\%$ ，取 Re_m 范围是 $1.5\times 10^5\sim 2\times 10^7$ ，由此计算出修正过的流出系数的相对不确定度 $\mu_r(\Delta C_d)=0.002\%$ 。

5) 由标定空气转换成氢气的换算公式的不确定度 $\mu_r(C_{dh})$
估计该经验公式本身带来的不确定度 $\mu_r(C_{dh})=0.05\%$ 。

根据不确定度传播律，合成方差：
$$\mu_r^2(q_m)=\mu_r^2(c)+\mu_r^2(p_0)+0.52\mu_r^2(T_0)+\mu_r^2(\Delta C_d)+\mu_r^2(C_{dh})$$

合成标准不确定度为 0.16%，扩展不确定度为 0.32%， $k=2$ 。

通过对在试验工况下临界流文丘里喷嘴流量测量不确定度的评定表明：流量系数修正后的喷嘴具有足够的精度进行流量测量，并且其不确定度满足《氢涡轮泵介质试验任务书》中提出流量测量不确定度小于 0.5% 的要求。

2 高压大流量稳压技术的应用

2.1 氢吹系统的设计
氢吹系统主要由氢气瓶、手动截止阀、过滤器、压力表、减压器以及喷嘴组组成。系统采用减压器并联的方式为喷嘴组提供大流量稳压的氢气，减压器出口与喷嘴组相连，喷嘴组由 3 个不同喉部直径的喷嘴构成，主要为试验提供满足要求气氢的流量，系统原理如图 4 所示。

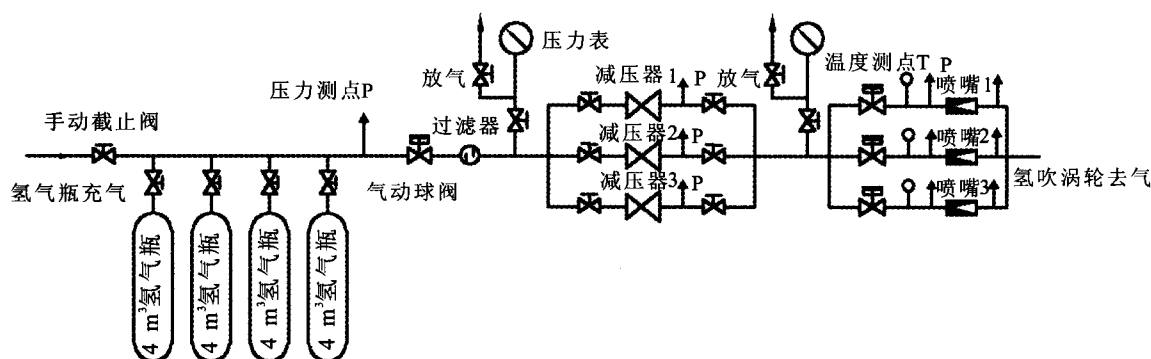


图 4 氢吹系统原理

Fig. 4 Principle of hydrogen blowing system

根据任务书要求要进行两次高工况的试验。而两次高工况下, 氢吹涡轮入口压力分别为 8.744 MPa、5.618 MPa; 氢涡轮气氢流量分别为 2.140 kg/s、1.542 kg/s。针对这种高压、大流量, 系统同时使用减压阀 1 和减压阀 2 并将高工况下的额定流量分配给两个音速喷嘴(喷嘴 1 和喷嘴 2) 进行流量控制, 它们流量的分配关系分别为额定流量的 40%和额定流量的 60%, 喷嘴的喉部直径分别为 $\Phi 12.775$ mm 和 $\Phi 15.639$ mm。此外, 为了避免减压阀在高压大流量工作状态时产生振动, 对减压阀结构造成破坏, 系统先启动小流量的音速喷嘴 3, 启动稳定后, 关闭小流量的音速喷嘴 3, 同时逐级启动 40%和 60%的音速喷嘴。

管道与喷嘴为法兰连接, 3 个喷嘴出、入口管道的内径为 65 mm, 分别大于 3 个喷嘴喉部直径 d 的 4 倍, 安装时与 3 个喷嘴中心线的同轴度保持在 ± 1.3 mm 之内。3 个喷嘴前安装压力测点和温度测点, 在距喷嘴入口平面 58.5~71.5 mm 处的管壁取压力口测量上游静压, 在距喷嘴入口平面 117~143 mm 处的管壁取温度口测量上游静温, 此外, 在距扩散段出口平面下游 32.5 mm 处的管壁取压力口, 测量下游压力以检测是否达到临界流动。

2.2 试验结果

对于雷诺数大于 2×10^5 , 出口锥体长度大于 d 的喷嘴, 允许最大压力比 $(p_2/p_0)_{\max}$ 与扩散锥体面积比 A_2/A_m 的关系见图 5。

由于 3 个喷嘴出口面积大于 4 倍的喉部面积, 从图 5 可以看出: 当扩散锥体面积比为 4, 而气体的比热比 k 在 1.4 左右时, 喷嘴的最大允许背压比接近 0.9, 而由表 5 可以看出: 两次高工况试验喷嘴的背压比小于 0.8, 说明在高工况下试验时, 喷嘴喉部的流速达到了音速。

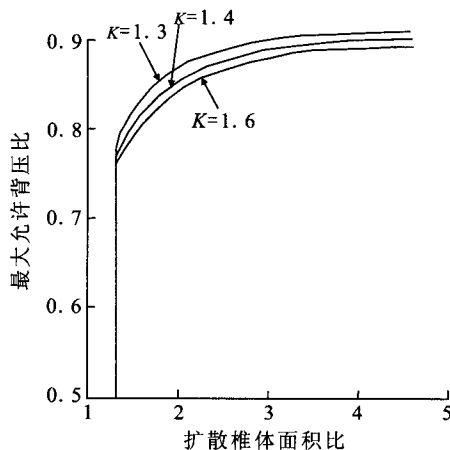


图 5 临界流文丘里喷嘴的最大允许背压比

Fig. 5 Maximum permissible back-pressure ratio of critical flow Venturi nozzle

为检测系统设计的合理性与可靠性, 表 5 给出了在试验工况下喷嘴流量测量数据。由表 5 可以看出: 在高工况 1 试验中, 喷嘴组的总流量为 1.553 kg/s, 喷后压力为 5.696 MPa, 而试验要求流量 1.542 kg/s, 喷后压力 5.618 MPa; 在高工况

2 试验中, 喷嘴组的总流量为 2.153 kg/s, 喷后压力 8.998 MPa, 而试验要求流量 2.140 kg/s, 喷后压力 8.744 MPa, 两种工况下流量偏离任务要求值分别为 0.71% 和 0.60%, 压力偏离任务要求值分别为 2.9% 和 1.4%。依据《氢涡轮泵介质试验

任务书》要求, 其试验值流量在 1% 范围之内, 压力在 5% 范围之内。试验结果很好的吻合了高工况的试验要求。由此表明: 该氢吹系统设计是合理的, 高压大流量稳压技术在氢吹系统中得到了较好的应用。

表 5 在试验工况下喷嘴流量测量数据
Tab. 5 Measured data of nozzle flow under working condition of test

试验序号	喷嘴组合	喷前压力/MPa	喷前温度/K	喷嘴流量/(kg·s ⁻¹)	总流量/(kg·s ⁻¹)	喷后压力/MPa
1	喷嘴 1	8.15	300	0.6193	1.553	5.696
	喷嘴 2	8.15	300	0.9334		
2	喷嘴 1	11.5	305	0.8588	2.153	8.998
	喷嘴 2	11.5	305	1.2944		

3 结论

- 1) 通过减压器稳定性试验, 确定了适用于并联且稳定性良好的减压器组合, 解决了高压大流量减压器 WS34-001 并联使用时存在的相互干扰现象, 以及由其引起系统振动问题, 并得出: 当 WS34-001 减压器动态压力值在减压器调整值上下 0.2MPa 左右摆动时, 减压器性能好, 输出稳定, 可以并联使用, 并联后的出口压力与其中较大的出口压力相同。
- 2) 对临界流文丘里喷嘴在空气介质下标定的流量系数进行了修正, 确保了喷嘴测量高压氢气流量的精度, 通过在试验工况下喷嘴流量测量不确定度分析表明: 流量系数修正后的喷嘴进行氢气流量测量的不确定度满足《氢涡轮泵介质试验任务书》中提出流量测量不确定度小于 0.5% 的要求。
- 3) 减压器组与喷嘴组串联的高压大流量稳压

技术在氢吹系统得到较好的应用, 试验结果很好的吻合了高工况的试验要求, 说明基于这种高压大流量稳压技术的氢吹系统设计是合理、可靠的, 同时为后续高压大流量试验提供了更好的技术支持和实践基础。

参考文献:

[1] 孙淮清. 流量测量节流装置设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2005.

[2] 王池. 流量测量不确定度分析[M]. 北京: 中国计量出版社, 2002.

[3] 杨世铭. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1998.

[4] 陈颖. 提高试车台配气系统减压器工作可靠性的措施[J]. 火箭推进, 2005, 31(5): 59-62.

[5] 许铃. 音速喷嘴气体流量标准装置测量不确定度评定[J]. 中国测试技术, 2007, 33(3): 63-64.

[6] 徐英华. 临界流文丘里喷嘴法气体流量标准装置的研制[J]. 现代测量与实验室管理, 2002(5): 7-10.

(编辑: 马 杰)