

DOI: 10.7652/xjtub201707002

地面热力学排气系统实验研究

刘展¹, 张少华², 张晓屿², 刘欣², 厉彦忠¹

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 中国运载火箭技术研究院研发中心, 100076, 北京)

摘要: 为深入研究热力学排气的控压性能以及消除外部漏热的能力,通过搭建地面热力学排气测试平台,采用 R123 为实验工质,在外部漏热为 800 W、初始液位为 0.595 m 的条件下,开展了箱体增压、混合喷射降压以及节流制冷 3 种不同工作模式下的实验研究,分析了不同阶段箱体压力以及箱内流体温度变化。结果表明:在漏热增压阶段,箱体压增速率为 60.583 kPa/h;在混合降压阶段,增大循环流量对降低气相温度是有益的;在循环流量为 150 L/h、节流比为 11.73%~13.33% 的工况下,热力学排气系统工作 8 次,共排气 20.536 kg,最大制冷量为 1 362 W;与直接排气方式相比,工作运行 2 h,热力学排气可节省 41% 的排气损失。该结果可为进一步开展低温实验提供技术参考与借鉴。

关键词: 热力学排气;实验研究;压力控制;排气损失

中图分类号: V511 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2017)07-0008-08

Experimental Research on the Ground Thermodynamic Vent System

LIU Zhan¹, ZHANG Shaohua², ZHANG Xiaoyu², LIU Xin², LI Yanzhong¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. R&D, China Academy of Launch Vehicle Technology, Beijing 100076, China)

Abstract: To conduct in-depth study on the performance of tank pressure control and the ability of heat leakage removing, an experimental rig was built to research the performance of thermodynamic vent system (TVS) with the simulant fluid of R123. The experimental research under three operation modes of tank pressurization, mixing injection depressurization and throttling refrigeration were conducted at the heat load of 800 W and the initial liquid height of 0.595 m. The tank pressure variation and fluid temperature change were analyzed during different operation modes. The results showed that, subjected to the external heat leak, the tank pressure rising rate was about 60.583 kPa/h during the tank pressurization phase; while in the mixing injection phase, increasing the circulation volume flow was beneficial to the reduction of vapor temperature. With the circulation volume flow of 150 L/h and the throttling rate of 11.73%~13.33%, the total venting gas was 20.536 kg for 8 throttling operation cycles. The maximum refrigeration capacity of one throttling operation cycle was 1 362 W. Compared with the direct venting gas approach, TVS has saved 41% exhaust loss for 2 hours' operation. The valuable conclusion could provide a technical reference for a further experiment on the cryogenic fluid thermodynamic vent system.

Keywords: thermodynamic vent; experimental research; pressure control; venting gas loss

低温推进剂由于高比冲、无毒无污染、价格相对低廉,在国外运载火箭及上面级上得到了广泛应用。然而,其沸点较低、受热易蒸发,很难长期在轨安全贮存。采取合理有效的措施减少低温推进剂在轨蒸发以及控制箱体压增,这已成为低温推进剂长期贮存的核心问题。目前,采用热力学排气(TVS)被动防绝热措施成为低温推进剂长期贮存的有效手段。Flachbart 等详细介绍了 TVS 工作过程,并开展了部分概念实验^[1]。从 1999 年起,美国 NASA 在多目标液氢测试平台上开展了不同充注率、不同外部漏热、不同控压上下限以及不同增压方式的测试实验,实验介质采用了液氢、液氮、液氧及液态甲烷^[2-5]。Kassemi 等采用 Euler-Lagrange 方法预测了箱体内部流体喷射、降压过程^[6-7]。Majumdar 等采用 GFSSP(generalized fluid system simulation program)预测了箱体压力控制过程^[8],预测值与实验结果趋势一致。Mer 等搭建了箱体压力控制的简易实验台,测试了箱体的增压及喷射冷却过程,获得了箱体的增压降压曲线^[9]。国内研究人员在箱体压力控制方面的研究主要集中在文献调研、方案初步论证与优化上^[10-14]。陈忠灿等采用 R141b 在约 120 L 的实验罐内开展了不同热负荷下 TVS 的控压性能的实验研究,仅研究了热负荷对 TVS 增压以及排气的影响^[15]。

本文在前人研究的基础上搭建了用于验证 TVS 控压降温性能的地面实验平台。由于 R123 具有较小的全球变暖潜能值,在一个大气压下的沸点为 300.6 K,满足室温温区下热力学排气的需求,因此实验工质采用 R123。本实验开展了 TVS 控压实验研究,并对 TVS 换热器的制冷能力进行了分析,通过与直接排气控压方式对比,验证了 TVS 控压的有效性及其适用性。

1 实验装置

1.1 主要实验部件

图 1 给出了实验装置示意图。本实验系统主要包括实验罐、冷凝回收装置、循环泵、节流阀、喷射换热器、电加热装置、数据采集装置、电动调节阀、可编程逻辑控制系统以及温度传感器、压力传感器。实验罐材质为 4 mm 厚 304 不锈钢,由柱段及上下封头组成,柱段高度及直径均为 800 mm,上下封头高 218 mm。循环泵流量范围为 0~1 200 L/h,循环泵后设旁通管以方便控制进入喷雾棒换热器的流量。箱内流体温度以及箱体壁面温度均采用 T 型热电

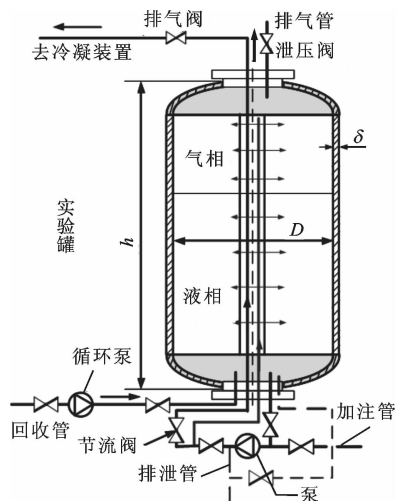


图 1 实验装置示意图

偶测得。加工的热电偶经过标定后,分别布置在箱体内部测温棒以及箱体壁面,具体分布如图 2 所示。

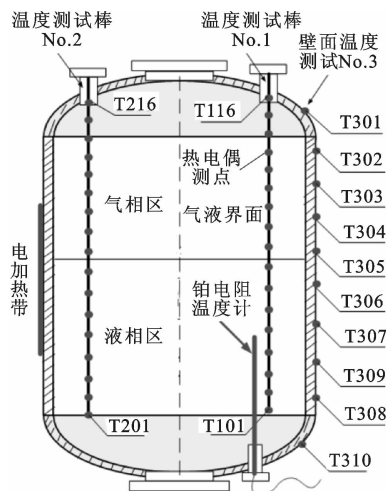


图 2 热电偶布置示意图

1.2 数据测量精度及误差分析

实验中所用测量设备及仪器均经过标定,实验过程中主要的测量仪器及精度如表 1 所示。为了减小测量的随机误差,实验中对同一工况进行多次测量,并对所测的有限数据进行算术平均,根据测量数据的标准差获得相应的置信区间,计算式为

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (1)$$

$$s = \left(\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 / (n-1) \right)^{1/2} \quad (2)$$

$$\mu = \bar{x} \pm ts / n^{1/2} \quad (3)$$

式中: $\bar{x}$ 为有限次测量数据平均值; n 为测量次数; x_i 为每次测量数据; s 为标准差; t 为置信因子。对于 TVS 节流控压阶段箱体压力下限以及循环流量连续 6 个周期的数据,在置信度为 95% 的置信区间内

压力、循环流量为 90.008 ± 0.031 kPa、 147.041 ± 0.665 L/h。可知大部分测试数据均集中在测量平均值附近,因此可认为测量结果准确可信。

表 1 测量仪器及精度

测量仪器	测量范围	测量精度
压力传感器	0~0.6 MPa	$\pm 0.2\%$
真空压力表	-0.1~0.6 MPa	$\pm 0.1\%$
普通压力表	0~0.5 MPa	$\pm 0.1\%$
Pt100 铂电阻	0~100 ℃	$\pm 0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$
T 型热电偶	-100~200 ℃	$\pm 0.3\text{ }^{\circ}\text{C}$
涡轮流量计	0~0.6 m ³ /h	$\pm 0.5\%$
电加热功率计	0~2 000 W	$\pm 0.1\%$

2 实验设置及方法

正式实验开始之前,首先采用高压氮气对实验罐进行打压保压测试,以确保实验系统气密性良好。在验证各罐体、管路都不漏气之后,采用真空泵对测试罐进行抽真空。在常温下真空泵工作 3 个多小时,测试罐内真空度可降到 80 kPa,之后开始加注 R123,由于箱体内部初始为负压,在加注过程中不可避免地造成制冷剂的蒸发损失。待箱内流体液位达到一定高度时,停止加注,开始试车实验。试车成功后,可正式开展实验。

本实验工况箱内初始液位为 0.595 m,外部漏热约为 800 W,测试罐首先经过漏热增压过程。当箱体压力增加到所设定压力上限时,开启循环泵,箱体底部过冷流体在循环泵的抽吸下喷射到箱体内部,从而降低箱体压力。经过长时间的循环喷射降压,箱体内部大部分流体温度上升,一旦达到所设压力下限对应的饱和温度,循环泵与节流阀同时打开,

节流制冷模式开启。

3 结果分析

3.1 控压性能

图 3 给出了 TVS 工作过程中箱体压力随时间变化曲线。由于在电加热没开启之前就已经进行了数据采集,所以在刚开始阶段箱体压力基本保持不变,有微小下降趋势,这说明了箱体仍处于被冷却阶段。一旦电加热开启,在外部电加热下,箱体压力从 11.445 kPa 增加到 99.897 kPa,持续了 1.46 h。在该增压阶段,箱体的压增速率约为 60.583 kPa/h,之后进入混合喷射阶段,箱体压力控制上、下限为 100、85 kPa,循环流量 V_{cir} 分别为 96、152 L/h, V_{cir} 变化曲线如图 4 所示。由于没有冷量的带入,混合过程只是利用过冷液相来冷却气相,所以该阶段箱体压力随时间波动而变化。随着时间的持续,箱内流体温度升高,抽吸喷射流体温度也随之升高,喷射流体冷却气相的能力下降,导致箱体的增压时间变快,降压时间延长。在整个节流制冷阶段,循环流量基本维持在 150 L/h,箱体控压上、下限为 100、90 kPa。整个节流过程持续了约 2 h,共节流 8 次,排气约 20.536 kg,平均每次排气 2.567 kg。

图 5 给出了箱内铂电阻温度变化曲线。理论上,当铂电阻温度高于箱体压力下限所对应饱和温度时,TVS 节流制冷开启;而当该测点温度低于箱体压力下限对应饱和温度时,仅通过混合喷射就可以达到降压的目的。实际上,由于该测点不可能准确地反映箱内气液界面的温度变化,测点距离液面仍有一定的距离。因此,在设定 TVS 节流制冷开启温度时可以适当调整,本实验中所设开启温度比饱和温度低 0.5 ℃。

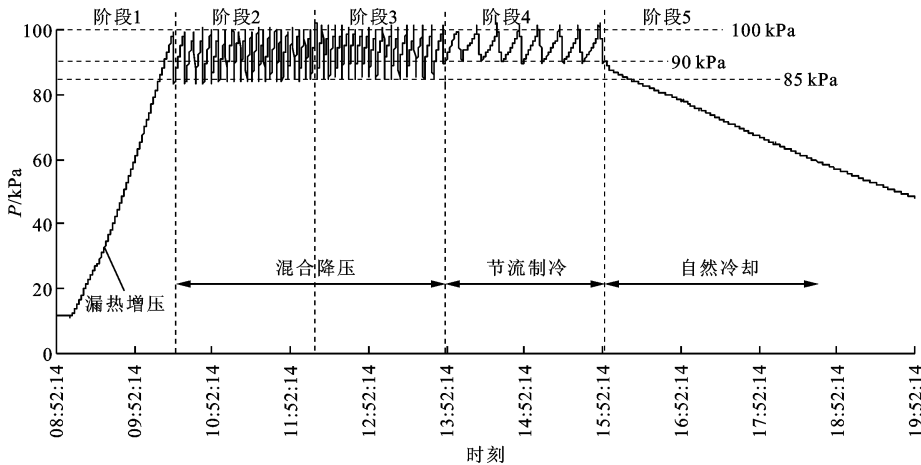


图 3 TVS 箱体压力变化曲线

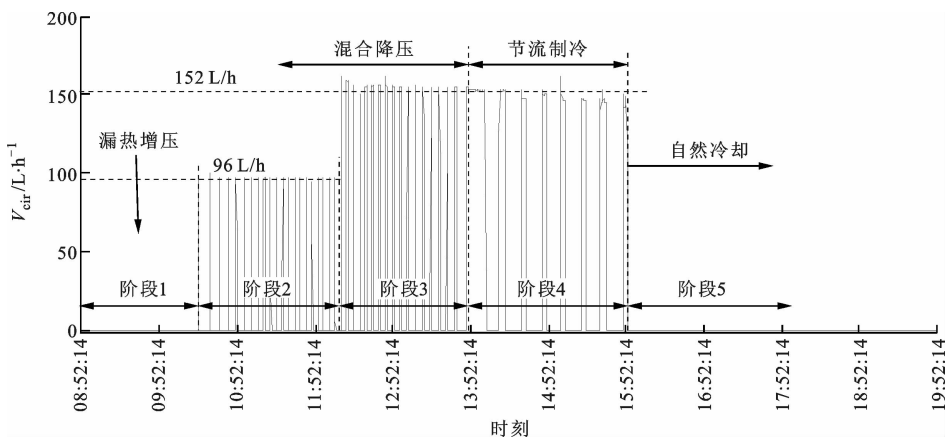


图 4 循环流量 V_{cir} 变化曲线

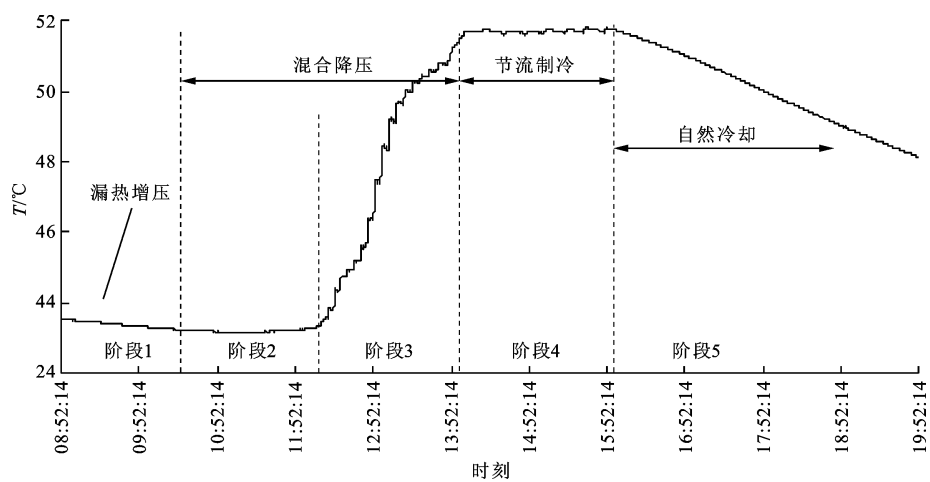


图 5 箱内铂电阻温度变化曲线

在箱体增压阶段,铂电阻处流体处于被冷却状态,整个增压过程降低了约 $0.7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。之后进入混合阶段,随着气液界面处高温流体向下导热及混合降压的进行,高温流体向下渗透,铂电阻温度基本保持稳定。大约持续了 1.74 h 后,混合降压进入阶段 3,由于该阶段界面处的高温流体已经基本渗透到铂电阻所处液位,此时铂电阻温度突然增加,随着循环泵的抽吸,底部冷流体喷射到箱体内部,在冷热量混合过程中,铂电阻处流体温度有微弱的降低。该过程大约持续了 1.7 h ,之后进入 TVS 节流制冷阶段,由于有冷量的摄入,箱内流体得到了良好的冷却。由阶段 4 可知,铂电阻温度基本维持在相对恒定范围内,这也说明 TVS 具有良好的消除外部漏热的能力。节流制冷工作 2 h 后,进入自然冷却阶段,铂电阻温度随时间近似线性降低。

图 6 给出了箱内流体温度变化曲线,图中测点 101~108 为液相测点,其余 8 支热电偶用于测量气相温度。液相测点 107、108 处在电加热包裹中,在

阶段 1 两测点经历了初始的微弱温降之后,在电加热下,测点温度开始逐渐升高,其他液相测点基本保持相对稳定或有微弱的降低。在混合喷射过程中,随着外部加热以及高温液体向下渗透,各液相测点温度均呈现出不同程度的增加。其中测点 101~103 在阶段 2 内基本保持不变,在阶段 3 才出现阶梯型上升。另外,由于测点 101、102 在铂电阻测点附近,所以两测点具有与铂电阻相似的温度变化。对于气相测点,由于其热容较小,在外部漏热下气相温度有较快的升高。在阶段 2,尽管混合喷射过程开启,由于此时循环流量为 96 L/h ,喷射流体不足以将外部漏热量完全带走,导致测点 110~116 在该阶段温度波动升高。大约 12 个波动周期之后,喷射流体才将大部分气相积聚的漏热转移到液相,这 7 个测点温度逐渐趋于稳定。当循环流量从 96 L/h 增加到 152 L/h 时,由于循环流体所带冷量增加,测点 110~116 被较好地冷却,温度均随时间波动下降。不同于测点 110~116,测点 109 在线性增压

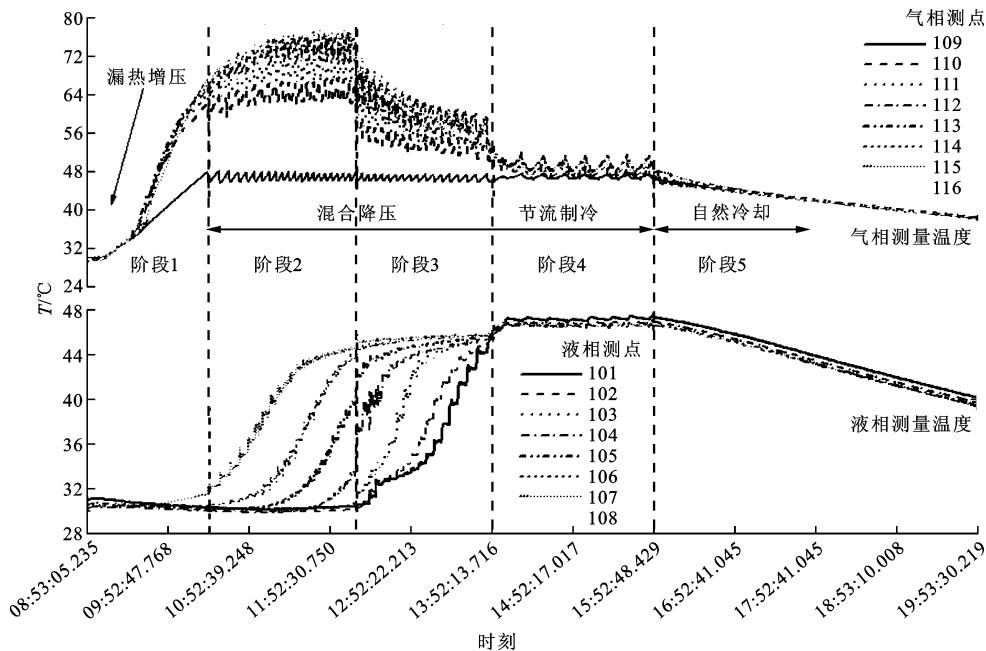


图 6 箱内流体温度变化曲线

后,就一直处于相对稳定的波动状态。在混合喷射后期,箱内大部分液相温度已接近 TVS 节流制冷开启的设定温度,此时开始进入节流制冷阶段。随着冷量的输入,气液相温度均得到了较好的冷却,箱体的增压时间延长,节流控压 8 个周期耗时 2 h,之后 TVS 以及电加热装置停止运行,在外部自然对流的冷却下,气液相温度逐渐降低。

3.2 制冷能力分析

节流流量 V_{thro} 变化曲线如图 7 所示。相对于 150 L/h 的循环流量,节流比约为 11.73%~13.33%。通过在节流阀前后设置压力传感器,容易获得节流阀前后压差的变化,节流压差 ΔP 、制冷焓差 Δh 和 TVS 制冷量 Q_{refri} 的变化如图 8、9 所示。由图 8、9 可知,在整个节流制冷过程中,节流阀前后压差 ΔP 基本维持在 119.6~148.4 kPa。由于节流阀前压

力已知,通过阀前温度传感器可以获得阀前流体的温度,根据阀前压力以及流体温度,可以通过物性软件 NIST 获得阀前流体的焓值。节流后的两相流通过换热器吸收热量后,变为饱和气体或过热气体并进入冷凝回收装置。在节流制冷阶段,可利用的焓差约为 157.2~168.6 kJ/kg。TVS 换热器的换热能力在 1 127~1 362 W 内,在该制冷量下,实现了良好的箱体压力控制,有效消除了外部漏热。

3.3 与直接排气方式对比

直接排气控压方式操作方便,能够维持低温流体短时间的储存,在相同的实验条件下,对两种控压方式进行分析对比。在计算直接排气损失之前,首先要确定实际漏入箱体的加热量大小,当箱内大部分流体温度达到压力下限对应饱和温度时,才开启直接排气控压,箱体经历了混合过程,图 10、11 给出

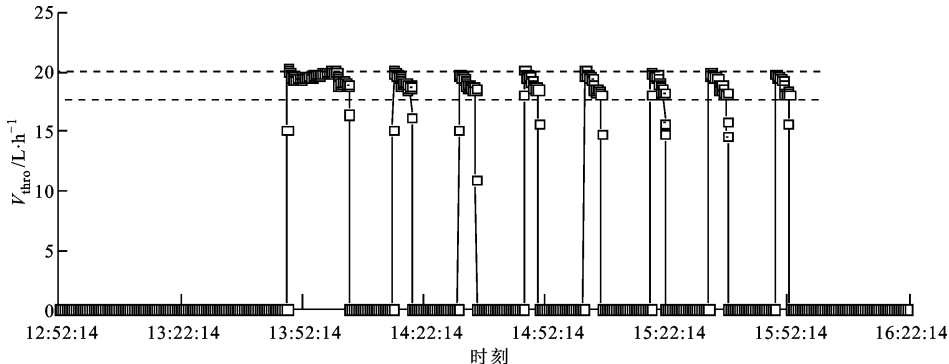


图 7 节流流量 V_{thro} 变化曲线

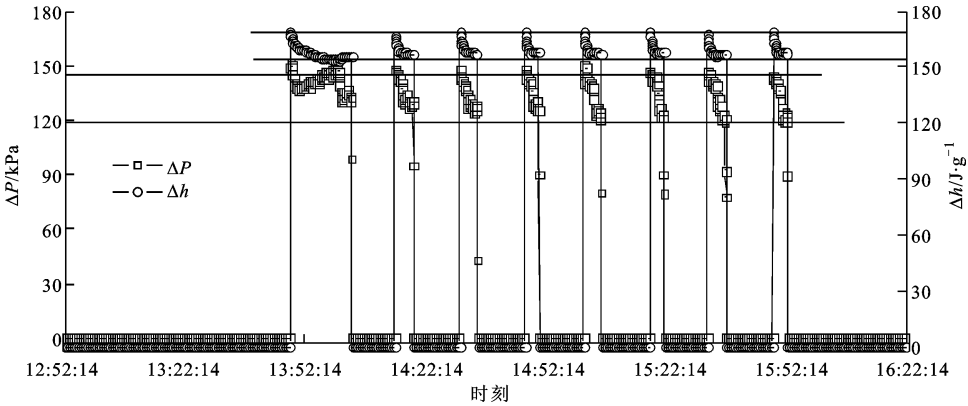


图 8 节流压差 ΔP 与制冷焓差 Δh 的变化

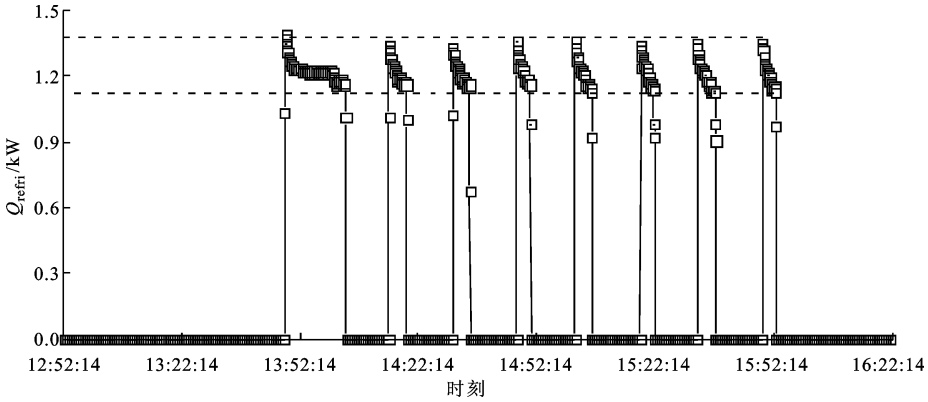


图 9 TVS 制冷量 Q_{refri} 的变化

了箱体壁面温度 T_w 以及外部环境温度 T_{en} 变化曲线。在节流制冷阶段,测点 301~310 温度基本上在相对稳定的范围内波动,001~004 这 4 个环境测点温度基本上维持恒定。为简化计算,本文对各测点温度进行平均处理。

在箱体壁面温度及外部环境温度确定后,由绝热层外壁面温度 T_{ins} 与外部环境温度 T_{en} 可确定绝热层外壁面与外部空气的对流换热 Q_{conv} , 对流换热

关联式^[16]为

$$Nu = \begin{cases} 0.59(GrPr)^{0.25}, & 1.43 \times 10^4 < Gr < 3 \times 10^9 \\ 0.0292(GrPr)^{0.39}, & 3 \times 10^9 < Gr < 2 \times 10^{10} \\ 0.11(GrPr)^{1/3}, & Gr > 2 \times 10^{10} \end{cases} \quad (4)$$

$$\alpha = \frac{Nu\lambda_a}{l} \quad (5)$$

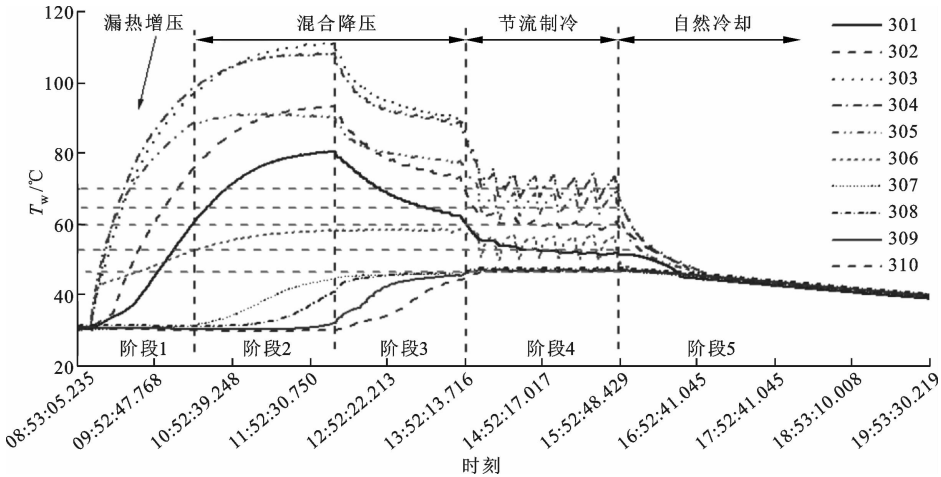


图 10 箱体壁面温度变化曲线

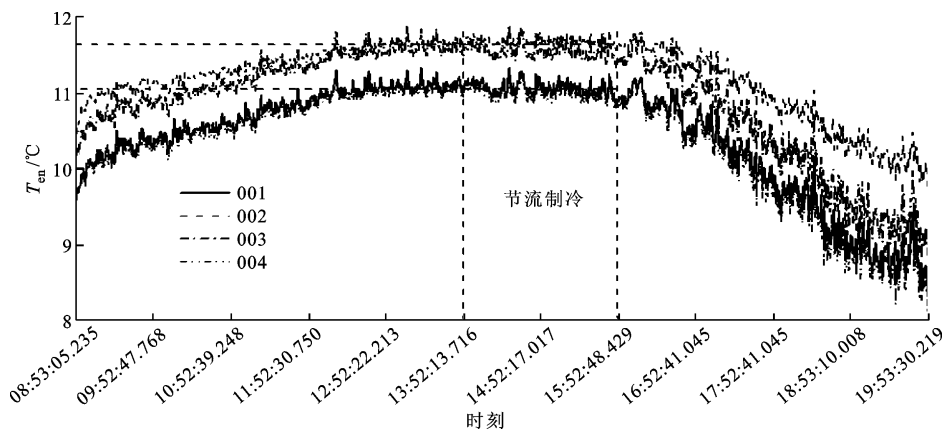


图 11 外部环境温度变化曲线

$$Q_{\text{conv}} = \alpha(T_{\text{ins}} - T_{\text{en}})A \tag{6}$$

式中： α 为对流换热系数； λ_{a} 为空气导热系数； A 为换热面积。

根据箱体壁面测点温度 T_{w} 、 T_{ins} ，可计算出通过绝热层的导热量

$$Q_{\text{ins}} = \frac{T_{\text{w}} - T_{\text{ins}}}{\delta_{\text{ins1}}/\lambda_{\text{ins1}} + \delta_{\text{ins2}}/\lambda_{\text{ins2}}}A \tag{7}$$

式中： δ_{ins} 、 λ_{ins} 分别为绝热层厚度、导热系数。

由于 T_{ins} 为初始假定值，所得 Q_{conv} 、 Q_{ins} 不可能完全相等，因此 T_{ins} 需重新给定。这里采用二分法对 T_{ins} 进行迭代求解，当 $\frac{|Q_{\text{conv}} - Q_{\text{ins}}|}{(Q_{\text{conv}} + Q_{\text{ins}})/2} < 0.002$ 时，可认为 T_{ins} 满足要求。在对各测点温度平均处理后，各壁面测点温度平均值及绝热层表面温度如表 2 所示。

表 2 各壁面测点温度平均值及绝热层表面温度

测点	$T_{\text{ins}}/^\circ\text{C}$	$T_{\text{w}}/^\circ\text{C}$
301	23.88	52.41
302	25.70	60.12
303	28.25	70.34
304	28.23	70.28
305	27.08	65.24
306	24.16	52.83
307	22.53	46.92
308	22.52	46.86
309	22.51	46.84
310	22.50	46.81

当获得绝热层表面温度后，可分别计算各测点向外部的漏热。在表 2 所示实验工况下，测试罐壁面热损失为 148 W，占总电加热量的 18.5%，约为 652 W 的漏热进入箱内。当漏热 Q_{p} 进入箱体后，

使得饱和液相蒸发，为维持箱体压力在所设置范围内，该部分相变量需及时排出，排气损失为

$$m_{\text{loss}} = \frac{Q_{\text{p}}}{h_{\text{lg}}} \tag{8}$$

式中： h_{lg} 为压力下限所对应的相变潜热。

通过计算可知，在 2 h 内直接排气损失为 28.964 kg。TVS 运行工作 2 h，节流运行 8 次，共排气 20.536 kg，比直接排气节省了约 41% 的排气损失。这说明采用 TVS 运行模式不仅可以实现箱体压力良好的控制，还可以节省大量的排气损失。

4 结 论

通过搭建地面原理性实验台，采用 R123 为工质，验证了 TVS 运行模式的压力控制效果及消除漏热的能力，所得主要结论如下。

(1) 在外部电加热为 800 W 时，箱体压增速率约为 60.583 kPa/h。在混合降压阶段，当循环流量为 96 L/h 时，气相测点温度呈波动增加的趋势，而当循环流量增大到 152 L/h 时，气相测点温度开始波动下降。这说明在混合降压阶段，增大循环流量对降低气相温度是有利的。

(2) 在循环流量为 150 L/h、节流比为 11.73%~13.33% 的条件下，TVS 的最大制冷量为 1 362 W，在实现箱体压力良好控制的同时，有效消除了外部漏热。节流制冷工作 2 h，共节流运行 8 次，平均每次排气 2.567 kg。

(3) 与直接排气方式相比，TVS 运行 2 h 可节省 41% 的排气损失。当 TVS 用于低温燃料长期在轨贮存时，将发挥更大的节能潜力。

参考文献：

[1] FLACHBART R, HASTINGS L, MARTIN J. Tes-

- ting of a spray bar zero gravity cryogenic vent system for upper stages [C]// Proceedings of 35th Joint Propulsion Conference and Exhibit, Reston, VA, USA: AIAA, 1999: 1-10.
- [2] HEDAYAT A, BAILEY J W, HASTINGS L J, et al. Test data analysis of a spray bar zero-gravity liquid hydrogen vent system for upper stages [J]. AIP Conference Proceedings, 2004, 710(1): 1171-1178.
- [3] VANDRESAR N T. Liquid oxygen thermodynamic vent system testing with helium pressurization: NASA/TP-2014-216633 [R]. Washington, DC, USA: National Aeronautics and Space Administration, 2014: 1-39.
- [4] FLACHBART R H, HASTINGS L J, HEDAYAT A, et al. Testing of a spray-bar thermodynamic vent system in liquid nitrogen [J]. AIP Conference Proceedings, 2006, 823(1): 240-247.
- [5] FLACHBART R H, HASTINGS L J, HEDAYAT A, et al. Thermodynamic vent system performance testing with subcooled liquid methane and gaseous helium pressurant [J]. Cryogenics, 2008, 48(5): 217-222.
- [6] KARTUZOVA O V, KASSEMI M, MODER J P, et al. Self-pressurization and spray cooling simulations of the multipurpose hydrogen test bed ground-based experiment [C]// Proceedings of 50th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference, Reston, VA, USA: AIAA, 2014: 1-19.
- [7] KASSEMI M, KARTUZOVA O. Effect of interfacial turbulence and accommodation coefficient on CFD predictions of pressurization and pressure control in cryogenic storage tank [J]. Cryogenics, 2016, 74: 138-153.
- [8] MAJUMDAR A, VALENZUELA J, LECLAIR A, et al. Numerical modeling of self-pressurization and pressure control by a thermodynamic vent system in a cryogenic tank [J]. Cryogenics, 2016, 74: 113-122.
- [9] MER S, THIBAUT J P, CORRE C. Active insulation technique applied to the experimental analysis of a thermodynamic control system for cryogenic propellant storage [J]. Journal of Thermal Science and Engineering Applications, 2016, 8(2): 021024.
- [10] 胡伟峰, 申麟, 彭小波, 等. 低温推进剂长时间在轨的蒸发量控制关键技术分析 [J]. 低温工程, 2011(3): 59-66.
- HU Weifeng, SHEN Lin, PENG Xiaobo, et al. Key technology analysis of boil-off control study on cryogenic propellant long-term application on orbit [J]. Cryogenics, 2011(3): 59-66.
- [11] 李鹏, 孙培杰, 包轶颖, 等. 低温推进剂长期在轨储存技术研究概述 [J]. 载人航天, 2012, 18(1): 30-36.
- LI Peng, SUN Peijie, BAO Yiyang, et al. Research on long-term storage technology of cryogenic propellant in orbit [J]. Manned Spaceflight, 2012, 18(1): 30-36.
- [12] 刘展, 厉彦忠, 王磊, 等. 低温推进剂长期在轨压力管理技术研究进展 [J]. 宇航学报, 2014, 35(3): 254-261.
- LIU Zhan, LI Yanzhong, WANG Lei, et al. Progress of study on long-term in-orbit pressure management technique for cryogenic propellant [J]. Journal of Astronautics, 2014, 35(3): 254-261.
- [13] 马原, 厉彦忠, 王磊, 等. 低温燃料贮箱热力学排气系统优化分析与性能研究 [J]. 低温与超导, 2014(7): 10-15.
- MA Yuan, LI Yanzhong, WANG Lei, et al. Optimized analysis and performance study on thermodynamic vent system in cryogenic fuel tank [J]. Cryogenics & Superconductivity, 2014(7): 10-15.
- [14] LIU Z, LI Y, ZHOU K. Thermal analysis of double-pipe heat exchanger in thermodynamic vent system [J]. Energy Conversion and Management, 2016, 126: 837-849.
- [15] 陈忠灿, 黄永华, 汪彬, 等. 热负荷对 R141b 热力学排气系统自增压特性及排气损失的影响 [J]. 化工学报, 2016, 67(10): 4047-4054.
- CHEN Zhongcan, HUANG Yonghua, WANG Bin, et al. Effect on self-pressurization characteristics and mass loss of thermodynamic vent system for refrigerant R141b by heat load [J]. CIESC Journal, 2016, 67(10): 4047-4054.
- [16] 杨世铭, 陶文铨. 传热学 [M]. 第4版. 北京: 高等教育出版社, 2006: 268-270.

(编辑 赵炜 杜秀杰)