

低温推进剂单管输送系统的循环预冷实验研究^{*}

张亮, 林文胜, 鲁雪生, 顾安忠

(上海交通大学 制冷与低温工程研究所, 上海 200030)

摘要: 采用了外加循环支管方式抑制火箭发动机中低温推进剂输送管路中产生的间歇泉现象, 对外加支管的低温推进剂单管输送循环预冷系统进行了数值模拟及实验研究。研究了在外加循环支管的管路结构下, 增压对循环预冷过程的影响。实验结果表明: 单管输送系统中采用外加循环支管的方式可以使整个管路形成循环, 这种方法可以有效抑制低温推进剂输送管路中间歇泉现象的产生。

关键词: 低温推进剂; 单管输送⁺; 自然循环⁺; 间歇泉⁺; 二相流

中图分类号: V434.23

文献标识码: A

文章编号: 1001-4055 (2004) 03-0282-04

Research of single-feeding recirculation in cryogenic propellant transfer system

ZHANG Liang, LIN Wen-sheng, LU Xue-sheng, GU An-zhong

(Inst. of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiaotong Univ., Shanghai 200030, China)

Abstract: The main purpose is to use an external recirculation pipe to inhibit geysering in cryogenic propellant transfer system. Separated flow model is used in numerical simulation. A modeling experiment which simulates the circulation precooling of cryogenic propellants in single-feed system is performed with liquid nitrogen as a working fluid. From the results, it is clear that the natural circulation occurs in the recirculation system utilizing external lines and geysering is inhibited. The method of experiment can provide possible way to reduce or eliminate geysering effect in cryogenic propellant transfer system.

Key words: Cryogenic propellant; Single-feeding⁺; Natural circulation⁺; Geysering⁺; Two phase flow

1 引言

航天应用中一般考虑注入惰性气体(氦气)、补充注入(过冷)、加循环管路(内管、外管、双管输送)的方法来抑制低温推进剂在垂直管路中产生的间歇泉现象^[3,4]。但用氦气和补充加注的方法有缺点, 增加的系​​统一旦失效将使整个供液系统失去对间歇泉现象的防护, 对管路造成损坏。而加内管的方法^[5]在工艺制造方面要求较高, 制作及安装较为困难。双管输送系统^[6]在抑制管路中的间歇泉现象的应用中也能较好的产生效果, 但它将使供液系统变得更为复杂。本文采用加循环支管的方法进行循环预冷试验, 抑制间歇泉的产生。采取两流体模型对循环系统进行初步的模拟, 并根据模拟结果及实验条件进行了模拟试

验, 研究自然循环的过程及增压对循环产生的影响。

2 理论研究

2.1 物理模型及控制方程

对于大的低温推进剂的贮箱, 如果热量漏入容器, 被加热的低温液体通过自然循环流到容器的液体表面, 在表面上由于液体蒸发并带走了热量, 使液体表面产生了一个有效的冷却效应。这种冷却效应将剩余的液体冷却, 并将冷的液体循环到容器底部。通过这种方式低温液体可自己消除漏入容器的热量。但由于低温推进剂输送管道的长径比(L/D)很大, 很大程度上阻止了管路中的自然对流。外加循环管路就是创造自然循环条件使冷却效应有效的一种方法。

在外加循环管路的输送系统中, 两条管路在底部

^{*} 收稿日期: 2003-08-18; 修订日期: 2003-10-23。

作者简介: 张亮 (1977—), 男, 博士生, 研究领域为低温液体贮存及运输。

相连。由于管路结构及绝热结构的差异,导致漏入输送管及循环支管的热量不平衡。循环支管由于漏热较大,管内液体密度比输送管要小。循环支管内由于密度减小则需补充低温液体来重新使系统达到压力平衡。补充到循环支管中的低温液体将推动密度较小的、受热的液体向上运动,直到进入贮箱。受热的液体在贮箱中上升到液面表面,并通过表面蒸发冷却。输送管中的液体则被自贮箱底部流入的液体冷却。两条管路中由于密度差形成了循环的动力,管路中的低温流体将克服摩擦阻力及压降在管路中循环流动。采用这种方法后管路中液体温度较低,过热度较小,产生间歇泉现象的条件很难达到。

对单管输送循环预冷系统的物理模型简化为:(1)管内流体是稳定的一维两相流体,不考虑循环出现的非稳定现象,各相处于热平衡;(2)液体为不可压缩流体;(3)考虑管路弯头、出入口等局部阻力的影响。控制方程中连续性方程、动量方程、能量方程分别为

$$\frac{\partial}{\partial t}[\alpha \rho_g + (1-\alpha) \rho_l] + \frac{\partial[(1-\alpha) u_l \rho_l + \alpha u_g \rho_g]}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial p}{\partial x} = [\alpha \rho_g + (1-\alpha) \rho_l] g - \frac{\partial[(1-\alpha) u_l \rho_l + \alpha u_g \rho_g]}{\partial t} - \frac{\partial}{\partial x}[\rho_l u_l^2(1-\alpha) + \alpha \rho_g u_g^2] - \frac{\partial p_f}{\partial x} \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}[\alpha \rho_g h_g + (1-\alpha) \rho_l h_l] + \frac{\partial}{\partial x}[\alpha \rho_g u_g h_g + (1-\alpha) \rho_l u_l h_l] = \frac{Q}{A} + \frac{dp}{dt} \quad (3)$$

式中 $\partial p_f / \partial x$ 是摩擦梯度压降, Q 管路漏热, A 是管路截面面积, u_l 和 u_g 是管内液体和气体的流速。 ρ_l 和 ρ_g 是管内液体和气体的密度。

单相区的阻力压降计算:

$$\Delta p_j = Z_j G^2 / 2 \rho \quad (4)$$

式中 Z_j 是单相区的总摩擦阻力系数

$$Z_j = \frac{f}{D_s} l_j + \sum \zeta \quad (5)$$

式中 l_j 是单相区长度, f 是摩擦因子, $\sum \zeta$ 是局部阻力系数。

两相区阻力压降计算主要包括重量压降、加速压降和摩擦压降。由于管内是充分发展的连续流体,管路截面面积变化不大,因此加速压降可以忽略。

摩擦压降为

$$\Delta p_f = L \Phi^2 \left| \Delta p / \Delta L \right|_1 \quad (6)$$

式中 L 是两相区的长度; $(\Delta p / \Delta L)_1$ 是管路完全充满单相液体时单位管长上的压降。

$$\Phi^2 = 1 + C/X + 1/X^2 \quad (7)$$

$$X^2 = \frac{C_L (Re_G)^m \rho_g}{C_G (Re_L)^n \rho_l} \left| \frac{1-x}{x} \right|^2 \quad (8)$$

C, C_L, C_G, m, n 是与单相流体相关的系数^[7]。

重量压降为

$$\Delta p_g = g[\alpha \rho_g + (1-\alpha) \rho_l] \sin \theta \quad (10)$$

式中 α 是空泡份额, θ 是管路与水平的夹角。

总阻力压降为

$$\Delta p_s = \Delta p_j + \Delta p_f + \Delta p_g \quad (11)$$

2.2 空泡份额计算

空泡份额的计算采用在自然循环用应用较多的 Zuber-Findlay 漂移流率模型^[8]。

$$\alpha = \frac{\beta}{C_0 + u_{gj}/U}$$

式中 β 为容积气流率, U 为表观速度, $C_0 = 1.4 - 0.4p_r$, p_r 为对比压力。

$$u_{gj} = 1.41[\Phi_g \Delta \rho / \rho_l^2]$$

2.3 模拟结果

假定输送管管路管径为 0.05m, 长度为 1m, 循环支管长度为 1.5m, 通到贮罐液面下部 0.01m 处。输送管与循环支管采用相同的绝热层材料, 实验过程中绝热层没有变化。计算时只考虑稳定工况, 即方程中对时间的导数项为零。管路漏热稳定, 在进行管路漏热计算时, 采用通过圆筒壁的一维稳态导热模型, 不考虑管路外部温度波动对传热的影响。图 1, 2 为不同循环支管管径和贮罐压力下的质量流量和循环压差, p 是贮罐压力, D_s 是循环支管管径。

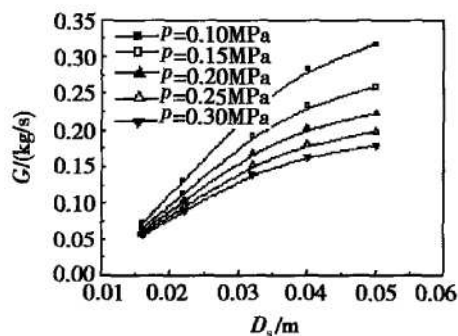


Fig. 1 Diameter of external pipe vs. recirculation mass flow rate

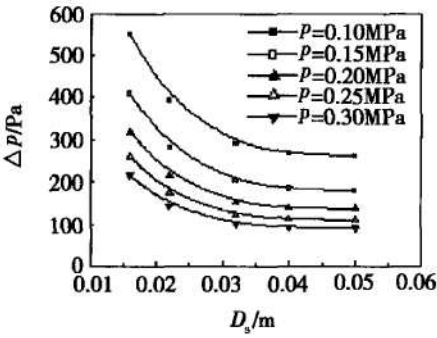


Fig. 2 Diameter of external pipe vs. recirculation differential pressure

3 实验研究

3.1 实验装置

实验以液氮为工质, 装置如图 3 所示。实验采用了约 170L 的贮罐, 输送管管径为 0.05m, 长度为 1m, 循环支管管径为 0.032m, 长度为 1.5m。两条管路底部相连, 管路均采用单层 PEF 管绝热。贮罐则采用了低温用聚氨酯泡沫发泡绝热, 发泡厚度为 0.06m, 发泡后的聚氨酯泡沫导热率为 0.02W/m·K。

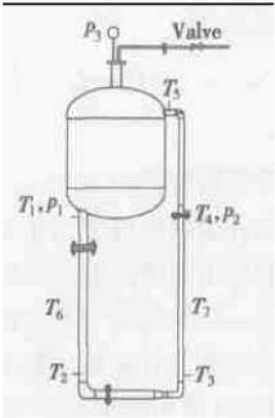


Fig. 3 Experiment apparatus

测量系统由温度测量、压力测量系统组成。装置中安装了各测点。其中 T_1, T_2, T_3, T_4, T_5 测量输送管外壁温度, T_6, T_7 测量绝热层外壁温度。热电偶采用 T 型热电偶, 其中两支热电偶经过计量检测技术研究院标定。其余热电偶在以此为标准的情况下进行比标定, 筛选出液氮及冰点温度波动较小的热电偶。数据采集系统采用恒河 DC-100 进行数据采集。

贮罐的压力通过安装在贮罐外部的阀门控制, 采用压力表测量压力。贮罐气空间为常压时采用倾斜式微压计测量两点间的压差, 贮罐上部增压时采用 U 型管进行压力测量。测量压差的 p_1, p_2 点如图 3。

3.2 循环预冷实验

在双管输送循环预冷系统实验结果的基础上^[6], 进行了两组不同贮罐内部压力下的单管输送系统实验。第一组在常压下, 贮罐上部与大气相通, 贮罐内液体为饱和状态。第二组是增压实验, 关闭贮罐出口处的手动阀门, 使贮罐内部压力增压到 0.1MPa, 贮罐内液体达到过冷状态。贮罐加注的液体液面高于循环支管的出口处约 5~10cm, 充注容积约为整个贮罐的 95%。实验中记录压力、温度及气体质量流量。

3.3 实验结果

图 4 显示了测试中管路壁面温度。X 轴为沿输送管路的测温点的分布, 各点分别对应图 4 中 $T_1 \sim T_5$ 。常压实验时, 液体从输送管向下, 然后经循环支管流回贮罐, 气泡逐渐增多, 换热系数逐渐增大, 使低温液体与管壁换热逐渐增强, 因此管壁温度出现了一定的下降趋势。增压时由于贮罐内压力上升, 管路内部气泡数量减少, 换热产生的变化不明显。增压曲线最后一点 T_5 点的温度有点升高, 这个点靠近贮罐上部, 可能在增压时受到气相空间的影响所致。

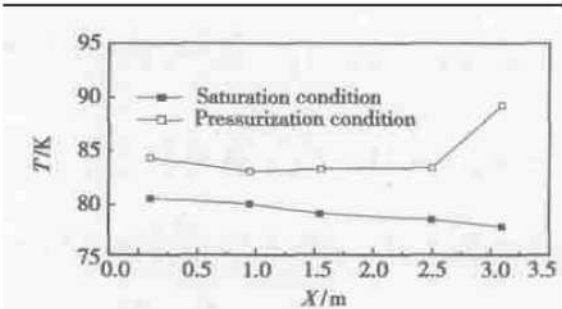


Fig. 4 Wall temperature outside of the pipe

图 5 和 6 显示了绝热层外部温度分布情况, 实验中温度曲线基本平稳, 漏热稳定。虽然在实验进行到 2~3h 后, 管路的阀门、法兰部分出现了结霜现象, 但整个管路的绝热效果还是令人满意的。

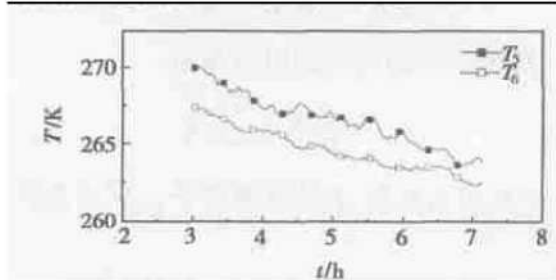


Fig. 5 Temperature outside of insulation layer in saturation experiment

图 7 是常压实验时循环管路的循环压差曲线, 图 8 为增压实验中的循环压差曲线。表 1 对实验得出的和理论模拟得出的循环压差进行了比较, 实验结果

和理论结果较为接近。从表 1 中看出双管输送系统中循环后产生的循环压差远小于单管输送系统, 管内液体的自然循环在单管输送系统中容易形成。

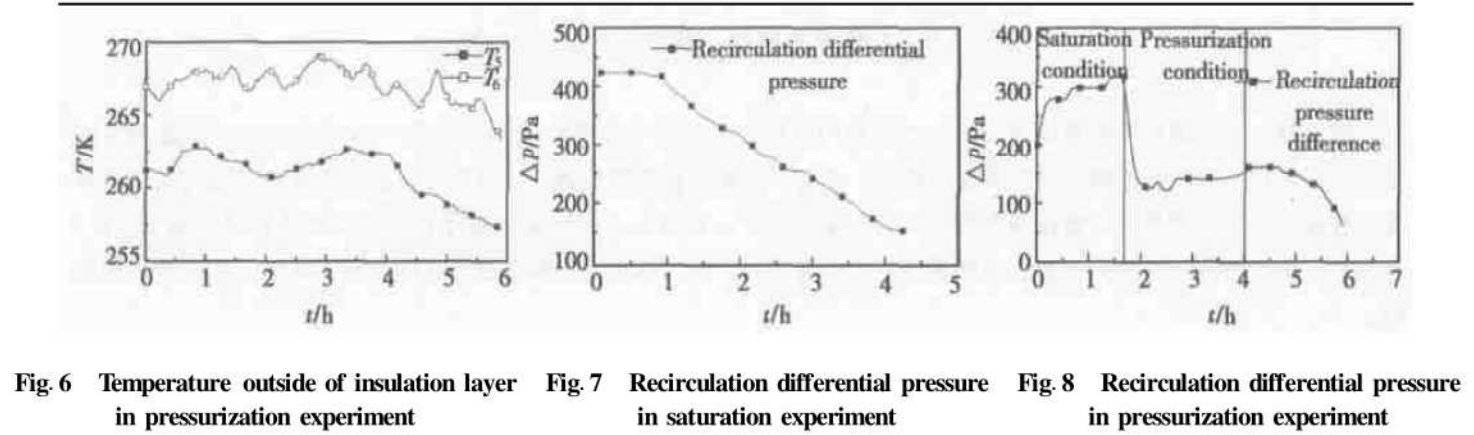


Table 1 Differential pressure and wall temperature of recirculation system in different experiments

Recirculation experiment			Experiment results of $\Delta p / \text{Pa}$	Numerical simulation results of $\Delta p / \text{Pa}$
Single feeding system	First saturation experiment		288.7	280.1
	Second pressurization experiment	Saturation condition	300.0	280.1
		Pressurization condition	140.5	145.6
Dual-feeding system	Vapor pressure of tank is 0.1 MPa(Absolute pressure)		39.2	50.7
	Vapor pressure of tank is 0.07MPa(Gauge pressure)		28.9	36.9

4 结 论

- (1) 在单管输送循环预冷系统的常压及增压实验中均未发现间歇泉现象的产生, 采用外加循环管路的方法进行抑制间歇泉现象是可行和有效的。
- (2) 单管输送系统与双管输送系统相比产生的循环压差较大, 循环容易形成。
- (3) 外加循环支管的循环预冷系统在没有进行引射的条件下也能产生自然循环。在该循环系统中, 循环自发生成, 不需要借助外加的辅助系统或设备。
- (4) 数值模拟的结果令人满意, 对循环管路的设计计算具有一定的指导作用。

参考文献:

[1] Nagai H, Noda K. Status of H-II rocket first stage propulsion system[J]. *Journal of propulsion and power*, 1992, 8(2).

[2] Hands B A. Problems due to superheating of cryogenic liquids [J]. *Cryogenics*, 1988, 28.

[3] Morgan S K, Brady H F. Elimination of the geysering effect in missiles[J]. *Advance in Cryogenic Engineering*, 1962, 7.

[4] 张 亮, 林文胜. 低温液体输送系统间歇泉现象机理分析与消除措施[J]. *低温与超导*, 2002, 30(108).

[5] Howard F S. Geysering inhibitor for vertical cryogenic transfer piping[J]. *Advance in Cryogenic Engineering*, 1973, 18.

[6] 张 亮, 林文胜, 鲁雪生, 等. 低温推进剂双管输送循环预冷系统实验研究[J]. *推进技术*, 2004, 25(1). (ZHANG Liang, LIN Wen sheng, LU Xue sheng, et al. Experimental investigation of dual-feed recirculation in cryogenic propellant transfer system[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2004, 25 (1).)

[7] 王如竹, 王荣顺. 低温系统[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2002.

[8] 鲁钟琪. 两相流与沸腾传热[M]. 北京: 清华大学出版社, 2002.

(编辑: 王居信)