

并行蒸发器两相冷却系统支路散热不平衡性的实验研究*

刘 杰¹, 郭开华², 何振辉², 李庭勋², 吕 谋¹

(1. 青岛理工大学 环境与市政工程学院, 山东 青岛 266033;

2. 中山大学 空间技术中心, 广东 广州 510275)

摘 要: 对并行蒸发器机械泵驱动两相流冷却系统各个支路散热量不平衡条件下散热特性进行实验研究, 结果表明并行蒸发段各支路的流量分配同管路的阻力有关, 当上下两侧蒸发器的热量不平衡时, 质量流量的分配始终是一个动态的变化过程, 其中, 热负荷较大的一侧, 阻力不断增加, 流量逐渐减小, 而热负荷较小的一侧流量在不断变大, 并且热量差越大, 流量差变化越快; 当减小并行支路的热量差有利于蒸发段的散热平衡, 热量差越小, 系统散热稳定性越强。同毛细泵驱动的两相冷却系统相比, 机械泵驱动的两相流冷却系统的散热性好, 等温性高, 热不平衡处理能力强, 并行支路热负荷之差可以达到 100 多倍, 并且能够保持较长的稳定运行。

关键词: 主动热控系统; 机械泵驱动; 并行蒸发器; 航天应用

中图分类号: TK124 **文献标识码:** A **文章编号:** 0529-6579 (2008) 04-0025-05

在应用于空间冷却的诸多技术中, 主动式两相循环冷却技术已经被证明是最适合应航天器在太空轨道运行时的热控技术之一^[1]。该技术主要经历了从可控热管、毛细力热管 (Capillarity Pump Loop 缩写 CPL)、环路式热管 (Loop Heat Pipe 缩写 LHP) 到近几年逐渐成为研究热点的机械泵驱动两相冷却系统的主要发展过程。随着航天探测技术的日新月异, 发热元件具有发量大、热流密度较高和温度控制要求更苛刻的趋势, 这使得主动式热控系统管路越来越长, 结构更加复杂^[2], 传统的毛细泵驱动环路 CPL/LHP 系统在驱动能力和控温精度方面都很难实现这样的散热任务^[3-4]。

新型机械泵系统的工作原理如图 1 所示, 循环工质在蒸发段收集了热量以后, 再通过机械泵将其循环至冷凝器, 并通过辐射板将热量散出。由于具有小管径和机械泵驱动力大两大特点使的该系统的蒸发管路可以穿过发热装置的缝隙深入发热源, 并且通过细小管路或者导热热桥为蒸发器与发热设备进行热连接, 从而利用两相流汽化吸热温度不变的特性来将发热设备的热量带出, 并且可以对分散的热源采取多支流回路的设计方式。近年来对于机械泵驱动两相冷却系统的研究和公开发表的论文较少, 对于并行支路散热量不平衡的特性试验几乎没有研究。而多支路并行回路的毛细泵循环冷却系统

一直是空间应用的技术难点, 在启动和支路热负荷不平衡性运行方面要求苛刻^[5-7]。因此本文的重点在于并行支路散热量不均衡的特性研究。

1 机械泵驱动两相冷却系统实验台的研制和主要的理论模型

为了对并行蒸发器机械泵驱动两相冷却系统的散热特性进行研究, 按照荷兰国际空间技术实验室 (NLR) 的设计方案搭建了实验台^[8-9], 结构布局参考图 1。系统主要部件包括机械泵、蒸发器、冷凝器、储液罐、热交换器以及连接管道等几大部分, 各参数如表 1 所示。其中泵为液体循环提供了驱动力; 储液器的作用是通过安装在上面的加热器和半导体制冷片来对罐内的工质进行温度调节, 从而控制蒸发器的温度。为了保证机械泵能正常工作, 避免气蚀, 泵的入口应该保持比蒸发温度低 5℃ 的冷度液体。从泵出来的工质如果直接流入蒸发段吸热, 则散热段的温差至少要大于 5℃, 因为过冷液体首先要以显热的方式散热然后再进入到饱和态。这样两相冷却的恒温冷却的优势就难以发挥, 特别是对热控要求较高的空间探测装置。因此要在蒸发段的入口前用预热器将液体加热到饱和状态。热交换器的作用是将蒸发器出口的两相流体和从泵来的过冷液体进行耦合换热, 使得进入蒸发器

* 收稿日期: 2007-11-01

基金项目: 科技部国际科技合作重点资助项目 (2003DF000050); 国家 973 计划前期研究专项资助项目 (2006CB708613); 广东省人民政府科技专项资助项目 (05003274)

作者简介: 刘杰 (1977 年生), 男, 博士, 讲师; 通讯联系人: 郭开华; E-mail: lujor@163.com

的液体接近于饱和点，这在太空应用中比较紧张的能源预算下是行之有效的。

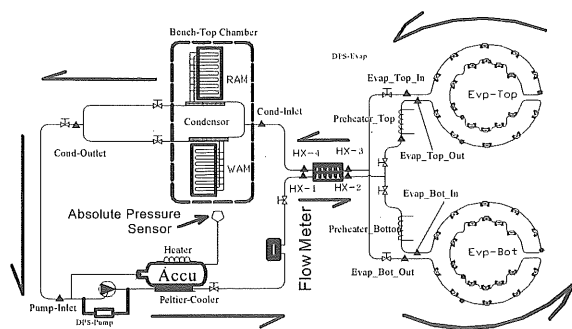


图 1 并行蒸发器机械泵驱动热控制系统原理图
Fig. 1 Structure of a mechanical pumped cooling loop with dual-evaporator

表 1 各部件的基本参数

Tab. 1 Significant parameters of experimental installation

名称	尺寸
蒸发器	双蒸发器并行结构，每段长 20 m，内径 $\Phi 3\text{ mm} \times 0.2\text{ mm}$
	双支路并行方式结构，长 6 m，内径 $\Phi 3\text{ mm} \times 0.2\text{ mm}$ 。弯管后焊接在 5 mm $\times 60\text{ mm} \times 80\text{ mm}$ 的铝板内
冷凝器	套管逆流式换热器，内管 3 mm $\times 0.2\text{ mm}$ ，外管 6 mm $\times 0.5\text{ mm}$
机械泵	直流机械泵，流量：0 ~ 11 g/s 连续可调
储液器	容积 0.99 L

实验过程中整个系统保持各个部件水平放置以减小重力因素的影响尽可能的模拟空间状态。其中 WAK 和 RAM 两块冷凝器放置在 1 m $\times 1\text{ m} \times 1\text{ m}$ 的为小气候箱中，以模拟冷凝器在空间轨道运行时的边界温度。而其他主要部件放置于 3 m $\times 2.6\text{ m} \times 2\text{ m}$ 的恒温气候箱内，并选用聚乙烯高发泡体 PEF 材料进行保温，两个气候箱的控温精度均为 $\pm 0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。为了模拟发热源，沿蒸发器回路贴有发热电阻，上下两层每层发热量为 0 ~ 300 W 连续可调。为了对系统的温度和压力进行监控在各个主要部件都布置了测量精度为 $\pm 0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的 Pt1 000，在泵的前后处布置了差压传感器对系统的阻力进行监测；储液器安装了绝对压力传感器来对整个系统的压力进行监测；系统的流量选用科里奥力质量流量计进行实时测量。

机械泵驱动两相冷却系统蒸发段工作点的温度控制同毛细泵驱动的两相流冷却系统一样均是通过

对储液器的控制来实现的^[10-11]；流量通过机械泵的输入电压来调节，一般设计应保证蒸发段的出口干度不小于 0.5 以确保蒸发段不会出现传热恶化的干涸点；热负荷的控制通过调节加热器的输入功率；系统选用的循环工质为 CO_2 ，这主要是因为 CO_2 在饱和态的热力学性质较适合于机械泵驱动的回路式热管系统的工作^[12]。

2 机械泵驱动两相冷却系统主要的理论模型

热阻件模型是机械泵驱动主动式两相流冷却系统的基本单元，主要是由蒸发器、冷凝器、换热器、驱动泵和连接管路等几大部分组成。其中流动与传热通用模型：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho A) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u A) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u A) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u^2 A) = A \frac{\partial p}{\partial x} + F_k + F_w + s_M \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho U A) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho H A) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + h(T_w - T)A_w + Q_{in} \quad (3)$$

$$\rho = f(T, p) \quad (4)$$

式中 ρ 为密度， A 为流体回路截面积， u 为流速， p 为压力， s_M 为动量源， U 为内能， H 为焓， λ 为导热系数， T 为温度， h 为对流换热系数， Q 为输入热量。

为了使模型封闭，必须引入一些有关流动传热的物理关系式。局部阻力为：

$$F_k = -f_k \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho u^2 A$$

沿程壁面的摩擦阻力为：

$$F_w = -f_w \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho u^2 A$$

3 实验结果与数据分析

在散热系统的实际应用中，各个并行支路热负荷不均衡现象是不可避免的，为此后续实验的研究重点在于不均衡性对于上下两侧蒸发段散热的影响。

实验过程中，蒸发段的工作温度设定为 $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，质量流量为 2 g/s，上层蒸发器的热负荷保持 0 W，下层蒸发器的热负荷从 50 W 开始持续增加。在前期的准备实验结果表明：①当加热量小于 150 W 时上下两侧的蒸发器温度稳定，系统运行 5 h 蒸发器温度无明显的波动；②当加热量为 160 W 时，系统运行 1 h 后出口温度有较大的波动到最终达到

失稳状态避免温度急剧上升; ③当热量大于 170 W 时, 热负荷加载的瞬间蒸发器的出口温度急剧上升。由图 2 中可以看出当热量不大于 150 W 时, 上下两侧蒸发器的温度基本为 -14°C 的设定温度, 每侧蒸发段进出口温度基本相同。当下侧蒸发器的热负荷变为 170 W 时, 下层蒸发器出口的温度立刻上升, 上升速度约为 $0.02^{\circ}\text{C}/\text{s}$, 这说明在该热负荷下, 出口处的工质基本蒸干。为了避免对发热元件的破坏, 将加热量降低到 150 W, 此时上侧蒸发器的进出口温度恢复稳定。

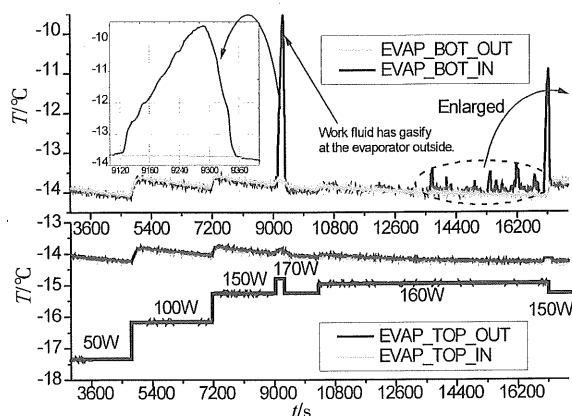


图2 上下两侧蒸发器温度随时间和加热量的变化

Fig. 2 Top and bottom evaporator temperature with different heat loads

如果将并行回路的上下两侧蒸发器比作两个并联电阻, 质量流量比作为电流, 而管路两端的压力差比作电压, 则上下两层蒸发器进出口压差始终是相等的, 并行蒸发器两条支路的流量之和为系统的总的流量也是保持不变的, 因此工质在上下两侧蒸发器的流量分配同管路的阻力有关, 阻力越大流量分配越小。由两相流的阻力特性可知, 当干度变大时, 管路的阻力变大, 因此流量分配也就变小。所以当侧蒸发器的增加到 160 W 时, 出口的干度的变大增加了下侧蒸发管路阻力, 阻力的增加又进一步减少了下侧蒸发器分配的工质流量, 流量减少又进一步的增加了出口的干度。因此在经过了一段时间的稳定状态后, 下侧蒸发器内的管路工质在到达蒸发器出口处时干度逐渐变大, 温度呈现不稳定状态, 到最后的工质干枯, 温度急剧上升, 如图 3 所示。由此可以推断当上下两侧蒸发器的热量不平衡时, 质量流量的分配始终是一个动态的变化过程, 其中, 热负荷较大的一侧, 流量在不断减小, 而热负荷较小的一侧流量在不断变大, 并且热量差越大, 流量差变化越快。因此在前期实验过程中当上下两侧的热负荷分别为 0 W 和 150 W 时, 系统

下侧蒸发温度在 5 h 的实验过程中可以保持稳定; 而当热负荷变为 160 W 时, 下侧蒸发器从第 10 285 到 13 589 s 的 55 min 里基本保持稳定状态, 从第 13 589 到 17 000 s 的 57 min 里, 出口处温度出现较大的震荡, 当系统运行到第 17 050 s 时, 温度立即上升, 从加载热负荷到出口蒸干, 温度上升总共不到 2 h; 当热量变为 170 W 时或更大时, 几乎在加载, 出口干度为 0, 工质完全气化, 温度直接上升。此外通过图 4 质量和系统阻力曲线可以推断, 在整个热量不平衡质量流量基本保持在 2 g/s, 系统阻力在热负荷变大的瞬间略有所增加, 但基本保持稳定的状态。

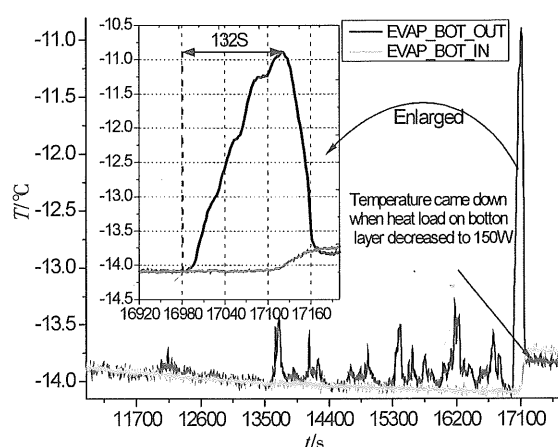


图3 下层蒸发段温度放大图

Fig. 3 Bottom evaporator enlarged partly

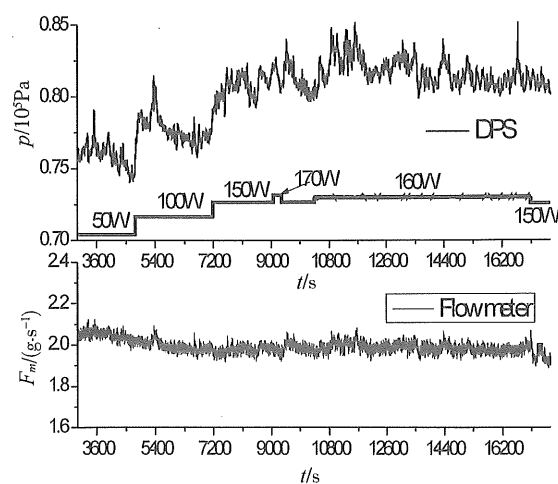


图4 上下两层蒸发器温度变化

Fig. 4 Top and bottom evaporator temperature

在同样的实验条件下, 测得当下侧蒸发器为 0 W、上侧蒸发器的热负荷为 130 W 时系统运行 1 h 后, 上侧蒸发器的出口处开始出现不稳定现象, 此时开始进行数据记录。本次实验在上侧蒸发器管路

达到极限热负荷出现温度波动的不稳定现象时,对下侧蒸发器增加热负荷以缩小两侧蒸发器热量的不平衡,研究减小了不平衡性以后对蒸发段温度的影响。为此,首先将下侧蒸发器的加热负荷由 0 W 增加到 10 W,图 5 中的实验结果表明,下侧热负荷增加后,上下两侧的蒸发器温度立刻趋于平衡;系统运行两小时后,将下侧热负荷增加到 50 W,系统蒸发段进入更加稳定的散热状态,由此可推测减小并行蒸发段的热量差有助于上下两侧蒸发段的稳定,热负荷差越小,平衡越稳定。此外,之所以上下两侧蒸发器的极限热负荷不同是因为管路布局高度不同,受重力的影响上侧蒸发段的阻力要高于下侧,因此即使热负荷一致的情况下,工质的分配也不均匀。除此以外实验现象和规律应基本和空间运行的结果相同。

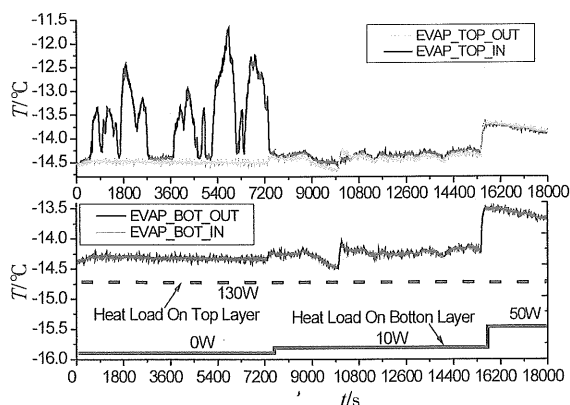


图5 上下两侧蒸发器温度随时间和加热量的变化

Fig. 5 Top and bottom evaporator temperature with different heat loads

4 结 论

通过实验与分析,可以得到以下结论:

(1) 并行蒸发段各支路的流量分配同管路的阻力有关,阻力越大,流量分配越少,热负荷增加,阻力增大;

(2) 当上下两侧蒸发器的热量不平衡时,质量流量的分配始终是一个动态的变化过程,其中,热负荷较大的一侧,阻力不断增加,流量逐渐减少,而热负荷较小的一侧流量在不断变大,并且热量差越大,流量差变化越快;

(3) 减小并行支路的热量差有利于蒸发段的散热平衡,热量差越小,系统散热稳定性越强。

总之,同毛细泵驱动的两相冷却系统相比,机械泵驱动的两相流冷却系统的处理能力更强,并行

支路热负荷之差可以达到 100 多倍,并且能够保持较长的稳定运行和较高的等温特性。

参考文献:

- [1] 闵桂荣. 航天器热控制[M]. 2版. 北京:科学出版社, 1998.
- [2] THEODORE D, SWANSON Gajanana C, Birur. NASA thermal control technologies for robotic spacecraft [J]. Applied Thermal Engineering, 2003, 23: 1055 - 1065.
- [3] BERNARD M, ERIC V, AEROSPATIALE. Development of a high performance heat pipe (HHP) for satellite application [C]. Proceedings of Twenty Fifth International Conference on Environmental Systems, San Diego, CA, 1995.
- [4] VOLODYMYR B, STANISLAV Z, JAROSLAV V, et al. Elaboration of thermal control systems on heat pipes for microsatellites Magion 4, 5 and BIRD [J]. Applied Thermal Engineering, 2003, 23: 1109 - 1117.
- [5] 向艳超, 李劲东, 张加迅. 并联蒸发器环路热管实验研究[J]. 中国空间科学技术, 2006, 6: 27 - 31.
XIANG Yanchao, CAO Jianfeng, ZHANG Jiaxun. Testing of radiator with parallel - flow condenser [J]. Chinese Space Science and Technology, 2006, 6: 27 - 31.
- [6] JENTUNG Ku, GAJANANA C, BIRUR. Testing of a loop heat pipe with two evaporators and two condensers [C]. 31th International Conference on Environmental Systems, Orlando Florida, 2001: 9212.
- [7] MAIDANIK Y F, SOLODOVNIK N, FERSHTATER Y. Investigation of dynamic and stationary characteristics of loop heat pipe [C]. Proc. of the 9th IHPC, Albuquerque, New Mexico, 1995: 125.
- [8] ES J van, DONK G van, PAUW A. AMS02 tracker thermal control system: loop lay - out & specification of loop components [R]. AMSTR - NLR - TN - 003 issue 01, 2004.
- [9] DELIL A A M. Development of a mechanically pumped two - phase CO₂ loop for the AMS - 2 tracker thermal control system [R]. National Aerospace Laboratory NLR AMS TIM Meeting, Boston, January 23rd 2002.
- [10] 丁汀, 邵兴国, 崔丽萍, 等. 两相流体回路系统控温研究 [C]. 第十届全国热管会议论文集, 贵阳, 2006: 403 - 412.
- [11] 曹剑峰, 郭舜, 苗建印. 环路热管的控温特性研究 [C]. 第七届全国热管会议, 湛江, 2000.
- [12] 刘杰, 裴念强, 郭开华, 等. 机械泵驱动两相冷却系统的工质研究 [C]. 工程热物理学术会议: 多相流会议组, 重庆, 2005: 1079 - 1086.

(下转第 34 页)

Laplacian Source Splitting and Parallel Gaussian Channel Transmission for Information-Hiding Technology

ZHAO Hui-min^{1,2}, KANG Xian-gui², HUANG Ji-wu²

(1. Department of Electronic & Information, Foshan University, Foshan Guangdong 528000, China;

2. Guangdong Key Laboratory of Information Security Technology, Sun Yat-sen University, Guangzhou 510275, China)

Abstract: Based on Costa set-up and Cox Gaussian-decomposition for stochastic mixture source, a novel information-hiding communication technology is proposed. By means of splitting to the source with Laplacian distribution, the method forms a Markov chain between the global and local statistics of image coefficients. On the other hand, though parallel Gaussian channel according to its variances intervals, the system approaches a good transmission performances under various WNR that corresponds to the attack channel ambiguity. Comparing the theoretical results with the empirical data obtained by experimentation considered SS and QIM (DC-DM) techniques, the system resolves the trade-off between embedding capacity and channel rates as well as robust

Key words: source-splitting; information-hiding; Gaussian channel; parallel transmission; channel capacity

(上接第 28 页)

Experimental Investigation on Imbalance Heat Load of the Two-phase Dual-Evaporator Cooling System

LIU Jie¹, GUO Kai-hua², HE Zhen-hui², LI Ting-xuen², LV Mou¹

(1. Institute of Environmental and Municipal Engineering, Qing Dao Technological University, Qingdao 266033, China; 2. Center of Space TECH, Sun Yat-sen University, Guangzhou 510275, China)

Abstract: A brief review of the two-phase cooling loop driven by mechanical pump is presented, and a proposed experimental system with dual-Evaporator by using CO₂ as the working fluid is described. In order to apply this technology for the thermal control systems, tests have been performed to clearly comprehend its performance under cyclic temperature changing. Special attention has been paid to the heat rejection characteristics under unbalance heat load on the dual-Evaporator. From the experiments, it demonstrates that when heat load unbalance happens, the mass flow distribution between two branch has changed, the higher heat load is, the smaller mass flow is gotten. At last the mass flow would gasify completely and temperature at the outlet of a higher heat load branch would enhance. Meanwhile, decreasing heat load difference is benefit for the mass flow equalization and is an effective means for the evaporative stability. In a word, the two-phase Mechanical Pumped Cooling System with dual-Evaporator has more advantages than capillary pump cooling loop not only on the heat rejection capacity and isothermal characteristic but also on dealing with unbalance heat load.

Key words: thermal control system; driven by mechanical pump; dual-evaporator; space applications