

加速度场中环路热管温度波动现象分析

薛好¹, 谢永奇^{*1}, 戴华², 余建祖¹, 马伟³

(1. 北京航空航天大学 航空科学与工程学院, 北京 100191; 2. 郑州幼儿师范高等专科学校, 郑州市 453001;

3. 空间物理重点实验室, 北京市 100076)

摘 要: 基于离心机系统, 搭建了双储液器环路热管工作特性实验台, 实验研究了环路热管在地面重力场和过载加速度场中的运行性能, 热载荷范围为 25~300W, 过载加速度大小为 3g~9g, 分析了不同热载荷、加速度方向、大小对环路热管温度波动的影响。结果表明, 过载加速度会改变环路热管的启动模式和运行性能, 可抑制或激发冷凝器出口温度波动甚至整个环路的波动, 但相同热载荷下蒸发器运行温度基本一致。回路中气液两相流动自身固有的不稳定性在过载加速度效应下更易受到激发, 加剧回路中流动不稳定, 进而加剧蒸发器向储液器漏热的不稳定。冷凝器的冷却作用可以有效削弱冷凝器段的温度波动。

关键词: 环路热管; 双储液器; 加速度场; 运行性能; 温度波动

中图分类号: V444.3; TB131

文献标识码: A

文章编号: 1001-5965 (2016) XX- XXXX-XX

环路热管 (Loop Heat Pipe, 简称LHP) 作为一种高效的两相传热装置, 具有能自启动、反重力运行、远距离传输热量等诸多优点, 已广泛应用于航天器热管理系统和地面电子设备冷却等领域^[1,2]。对于LHP的运行原理和运行特性, 国内外众多学者^[3~7]开展了深入而有成效的研究, 全面了解了其运行规律, 同时还发现LHP运行时可能存在温度波动、工质倒流甚至在某些布置方位下无法正常运行的现象。这些特点使得LHP的应用受到限制, 尤其在过载加速度环境中, LHP运行温度会出现波动^[8~10], 甚至蒸发器毛细芯出现烧干的现象^[11]。

双储液器环路热管 (Dual Compensation Chamber Loop Heat Pipe—DCCLHP) 是在常规LHP蒸发器两端布置了两个储液器, 以使其在任何姿态下都能对毛细芯有效供液, 解决常规LHP运行姿态受限的问题。它不同姿态和加速度环境下均能运行的能力已为实验所证实^[12,13]。目前, 对于DCCLHP的研究, 主要针对地面重力场中工作特性和运行机理展开, 对其运行时温度波动现象的分析还较少^[14,15]。本文针对DCCLHP在地面

重力场和过载加速度场中运行时观察到的温度波动现象进行分析, 以期获得有价值的结论。

1 实验装置及实验方案

1.1 实验装置

实验装置示意图如图 1 所示。冷却水循环子系统由恒温水槽、质量流量计、磁力泵、调节阀、过滤器、换热器、冷板等组成, 为 LHP 的冷凝器提供冷却水; 加热与测量控制子系统由恒压恒流直流电源、电加热膜、Agilent 数据采集仪、pt100 温度传感器、计算机等组成, 用于对实验件加热、控制及数据采集、记录; 采用 Y53100-3/ZF 型恒加速度离心机模拟加速度环境。

所用实验件为一套氨-不锈钢 DCC-LHP, 如图 2 所示, 具体结构参数与安装说明见文献[13]。采用 Pt100 铂电阻测量 DCCLHP 各部分温度, Pt100 布置位置如图 3 所示, 共有 15 个测点, 其中 RTD1、RTD2 和 RTD6、RTD7 分别位于储液器 1、2 上下两侧中间位置, RTD3、RTD5 分别位于蒸发器与储液器 1、2 的连接处正上方, RTD4 位于蒸发器上侧中间, RTD8 布置于冷凝器入口, RTD9 和 RTD10 位于冷凝器管线上, RTD11 位于

收稿日期: 2015-07-13; 录用日期: 2015-10-14 ; 网络出版时间:

网络出版地址:

基金项目: 中央高校基本科研业务费资助项目 (YWF-14-HKXY-019)

作者简介: 薛好 (1990-), 男, 河北石家庄人, 硕士研究生, buaaxh@126.com.

*通讯作者: 谢永奇 (1979-), 男, 河南杞县人, 讲师, xyq@buaa.edu.cn., 主要研究方向为飞行器环境控制、电子设备热设计

冷凝器出口, RTD12、RTD13 分别位于液体管线中间和出口。RTD15、RTD14 用于测量冷却水进出口温度, RTD16 用来记录环境温度。

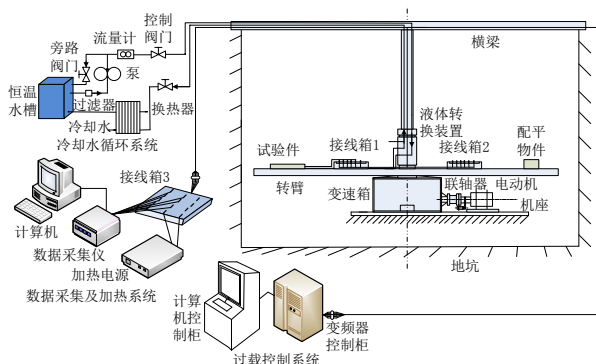


图1 实验装置示意图

Fig.1 Experimental apparatus schematic

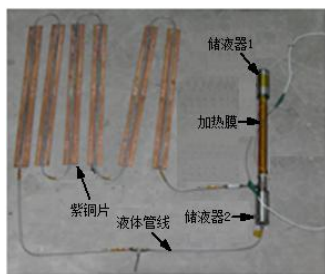


图2 双储液器环路热管实物

Fig.2 A picture of the test DCCLHP

1.2 实验方案

实验针对如下两种方式进行: ① 布置方式 A——工装箱体水平安装在转臂上, 蒸发器轴线沿转臂径向, 储液器 1 靠近转臂旋转轴; ② 布置方式 B——工装箱体水平安装在转臂上, 蒸发器轴线沿转臂径向, 储液器 2 靠近转臂旋转轴。

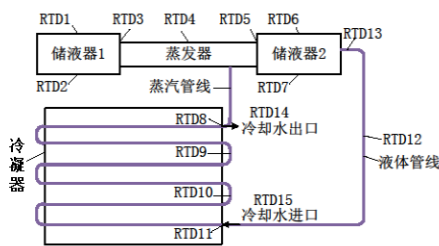


图3 DCCLHP 测温点布置示意图

Fig.3 Schematic of DCCLHP temperature measuring points arrangement

针对上述两种加速度方向, 同时施加热载荷和过载加速度。施加到蒸发器的热载荷分别为 25W、80W、150W、200W、250W 和 300W。过载加速度分别为 3g、5g、7g 和 9g, 离心机运转时间最大不超过 1h。实验过程中, 恒温水槽冷却水温度控制在 $19 \pm 0.5^\circ\text{C}$ 。环境温度为 23.2°C

$\sim 24.6^\circ\text{C}$ 。实验前对所有 Pt100 在 $10^\circ\text{C} \sim 60^\circ\text{C}$ 范围内进行了标定, 标定后温度测量误差小于 0.5°C , 离心加速度值的控制精度为 $\pm 5\%$ 。

2 实验结果与分析

2.1 地面重力场实验结果分析

在给定实验条件和工况下, 地面重力场中 DCCLHP 仅在 250W 和 300W 时运行至稳定, 并观察到了环路温度波动现象。

图4给出了 250W 时 DCCLHP 各部分温度随时间变化曲线。由图4可以看出, 随着热载荷的施加, 各测点温度迅速升高, 环路内工质循环流动, 表明 LHP 已经启动。观察液体管线温度变化 (RTD11~RTD13), 在约 200s 时温度升高至接近 RTD5 和 RTD8, 表明气液界面冲出了冷凝器并达到了液体管线出口, 这种现象可能是由于工质充装量欠少所致。

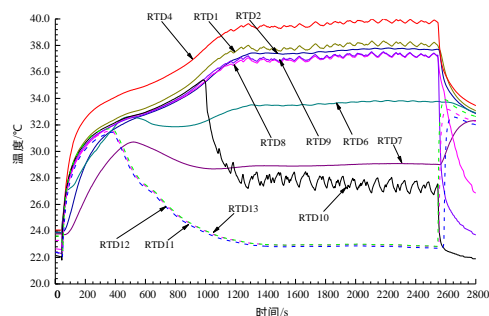


图4 地面重力场 250W 时 DCCLHP 温度变化曲线

Fig.4 Temperature fluctuations at 250W heat load in gravity

在 200s 时刻以后, RTD11~RTD13 逐渐降低, 气液界面收缩至冷凝器内, 工质回流过冷量增大, 使得储液器 2 的温度 (RTD6 和 RTD7) 也降低。约 400s 时刻, RTD6 开始升高, 蒸发器向储液器的漏热增大, 储液器 2 内上部气相工质的温度升高, 而下部液体工质在回流液体冷却作用下温度略有下降。在 500s 时刻, RTD10 急剧下降并出现了波动, 表明气液界面已后移至 RTD10 和 RTD9 之间, 冷凝时气液两相流的不稳定性使得冷凝器内两相区流体的温度出现波动。不过, 在冷板冷却下, 冷凝器出口 RTD11 未出现波动, 这也证明了文献[15]提出的通过强化冷凝器冷却作用来抑制其温度波动的观点。

尽管难以监测环路内压力的变化, 仍可以推测, 冷凝器内气相工质冷凝为液体时会伴随压力的波动。根据 Clausis-Clapeyron 关系式 (1) 可知,

$$\Delta T \sim \frac{\Delta P_{\text{tot}} - \Delta P_w}{(dp/dT)_{\text{sat}}} \quad (1)$$

式中 ΔT 为毛细芯内外温差, ΔP_{tot} 为回路总压差, ΔP_w 为毛细芯内外压差。外回路压力的波动将导致蒸发器芯部蒸发温度的变化, 相应的RTD4、RTD3和RTD5也出现波动, DCCLHP运行在亚稳态。

图5为300W热载荷时DCCLHP各部分温度随时间变化曲线, 可以看出冷凝器出口至液体管线出口各点温度波动明显, 其余测点波动振幅微小。储液器1上下两个测点温差较小, 而储液器2上下两个测点温差较大, 约2.0℃。RTD10和RTD11温度变化表明气液界面在冷凝器出口附近来回移动, 可能存在部分蒸气进入液体管线。产生这种现象的原因可能是由于工质充装量不足所致。在300W热载荷工况, DCCLHP以固定热导模式运行, 蒸发器RTD4的温度为38.4℃。

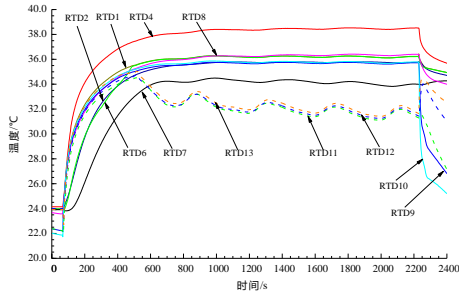


图5 地面重力场 300W 时 DCCLHP 温度变化曲线

Fig.5 Temperature fluctuations at 300W heat load in gravity

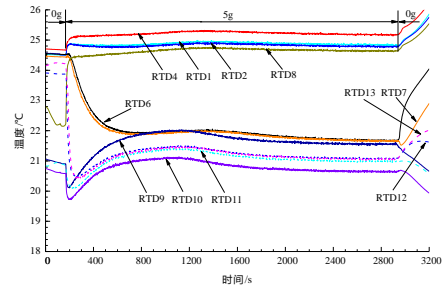
2.2 过载加速度场实验结果分析

在过载加速度场中, 热管在布置方式A时仅在25W、80W和300W、加速度为5g工况运行至稳定状态, 在布置方式B时所有工况均运行至稳定状态。在这些运行稳定的工况中, 也观察到了部分测点的温度波动现象。

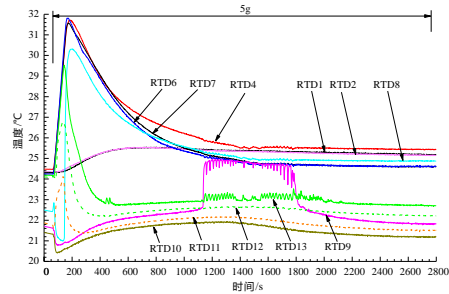
2.2.1 不同布置方式

图6分别给出了布置方式A和B在25W、5g时的温度变化曲线, 可以看出, 在施加加速度的初始阶段, 液体管线、储液器2和冷凝器部分测点的温度存在较大变化, 而且两种布置方式下环路温度变化截然不同。在图6(a)所示的布置方式A, 施加热载荷后, 蒸发器和储液器1的温度立即升高, 储液器2的温度降低, 液体管线和冷凝器测点温度则先降低再升高。这是由于在过载离心力作用下, 环路内的液相工质被推向液体管线一侧, 储液器1液体工质减小, 储液器2液体工质增多, 气液分布的变化改变了蒸发器向储液器的漏热, 因此, 储液器1温度升高, 储液器2温度降低。冷凝器内温度较低的液体被推进液体管线, 其温度

降低; 随后毛细芯产生的蒸气使得环路沿程各部分的温度升高, 相应的RTD9~RTD13升高。蒸发器温度稳定在25.2℃。在约1500s时, 离心机停止运转, 继续加热, 蒸发器和储液器各测点温度又升高, 而冷凝器各点温度则下降。



(a) 布置方式A



(b) 布置方式B

图6 布置方式A和B、25W、5g 时 DCCLHP 温度变化曲线

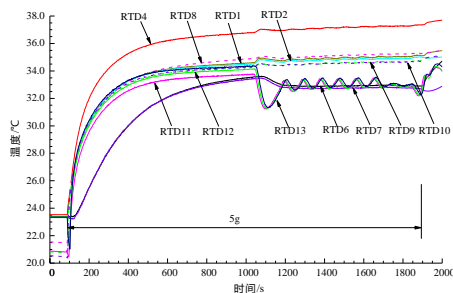
Fig.6 Temperature fluctuations at 25W and 5g under configuration A and B conditions

在图6(b)中, 在施加热载荷和加速度后, 蒸发器RTD4迅速升高, 而蒸气出口RTD8先上升0.3℃后又降低1.8℃, 液体管线各测点温度均迅速升高, 这种温度变化表明, 加速度效应使得蒸发器和储液器内的气液分布发生变化, 蒸发器向储液器2的漏热增大, 并可能导致芯内产生沸腾, 温度较高的气泡经液体引管进入液体管线, 使得RTD11温度升高, 外回路工质逆向流动, 将冷凝器内温度较低的液体推向冷凝器入口, 因此RTD10、RTD9和RTD8的温度降低。另一方面, 加速度效应导致外回路压力增大, 为平衡压力, 蒸发器温度持续升高, 直至毛细芯压差达到足以推动工质沿外回路正向流动, RTD8~RTD10又逐渐升高, 冷凝器出口为过冷液体, 使得液体管线的温度迅速下降。随着工质在外回路正向循环, 环路的压降降低, 蒸发器的温度下降, 直至达到平衡状态, 蒸发器温度稳定在25.5℃。

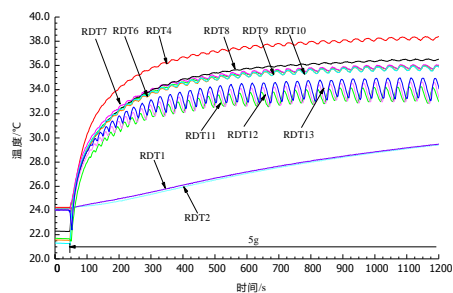
然而, 在建立平衡过程中, 在566s时刻RTD9

的温度开始急剧升高至接近储液器2的温度,并开始高频小振幅的波动,同时液体管线出口、蒸发器、储液器温度也出现小幅波动。在890s以后,RTD9、RTD13的温度波动逐渐消失,蒸发器和储液器温度也趋于稳定。导致这种特殊现象的原因还有待于进一步研究,不过冷凝器的温度波动可以诱发蒸发器的温度波动。

图7分别为布置方式A和B在300W、5g时的温度变化曲线。由图7(a)可以看出,施加热载荷和加速度后,环路各部分温度迅速升高,至510s时,蒸发器温度为37.8℃,储液器1的温度为34.5℃,储液器2的温度为33.5℃。冷凝器冷凝面积被全部利用,DCCLHP以固定热导模式运行。随后液体管线温度开始小幅度波动,蒸发器和储液器1温度也出现轻微波动,储液器2温度降低。至960s,蒸发器温度为37.3℃。对比图7(a)和图5可以看出,该方向加速度对冷凝器出口温度波动具有一定的抑制作用。



(a) 布置方式A



(b) 布置方式B

图7 布置方式A和B、300W、5g时DCCLHP温度变化曲线

Fig.7 Temperature fluctuations at 300W and 5g under configurations A and B

由图7(b)可知,在载荷施加50s以后,冷凝器出口RTD11温度开始出现小幅波动上升,且振幅逐渐增大,直至变为较为规律的振幅较大的周期性波动,且RTD11、RTD12和RTD13之间存在约6s的相位差。70s以后,储液器2、冷凝器各点、

蒸发器也依次开始小幅低频的波动,蒸发器最终在38.1~38.3℃之间波动。相对于图5所示的地面重力场和图7(a)所示工况,该方向加速度效应激发了环路内工质不稳定流动,使得除储液器1外其它各部分测点温度出现了周期性的波动。但蒸发器最终运行温度差别不大。

该布置方式下,储液器1的温度低于储液器2,这是由于在离心力作用下,液体工质被推进入储液器1,蒸发器向储液器1的漏热相对较小,使得RTD1和RTD2温度较低。

综上所述,过载加速度可以改变LHP启动模式或运行性能,可以抑制或激发冷凝器出口温度波动甚至整个环路的波动,但相同热载荷下蒸发器运行温度基本一致。

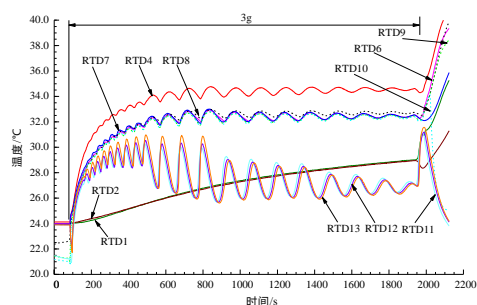
2.2.2 不同加速度大小

在布置方式B、250W和300W、不同过载加速度大小工况下,DCCLHP各测点均出现了温度波动。图8给出了250W、3g和5g时环路各部分温度变化曲线。

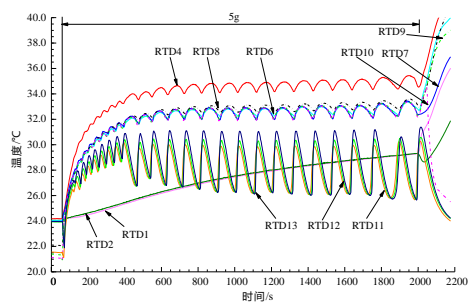
在图8(a)中,前520s环路温度变化与图7(b)所示工况相似,除RTD1和RTD2之外各测点温度均出现了温度波动。但在520s以后,温度波动振幅增大,频率减小。在900s之后,液体管线RTD11~RTD13振幅逐渐减小,蒸发器、冷凝器、储液器2的温度波动也随之有所减小。RTD13温度波动范围为25.6~30.9℃,蒸发器温度RTD4逐步趋近于34.5℃。

在图8(b)中,前900s各测点温度变化与图8(a)相似,在900s之后RTD11~RTD13的波动频率和振幅基本保持不变,这与图8(a)中3g工况明显不同,而且其它各测点也保持周期性波动状态。RTD13温度波动范围为26.1~30.2℃,蒸发器温度RTD4波动范围为34.4~35.3℃。

在上述温度波动中,液体管线的温度波动与蒸发器、冷凝器、储液器2的温度波动相位差为90°,这是由于当蒸发器向储液器2漏热增加时,蒸发器RTD4升高,直到处于波峰,为了平衡漏热,冷凝器内气液界面向后移动,回流液体过冷量增加,冷凝器出口RTD11降低,直到处于波谷。相反的,当蒸发器向储液器2漏热减少时,蒸发器RTD4降低,直到处于波谷,为了平衡漏热,冷凝器内气液界面向前移动,回流液体过冷量降低,直到RTD11处于波峰。正是蒸发器向储液器2漏热的不稳定,导致了这种温度波动现象。



(a) 加速度为3g



(b) 加速度为5g

图8 3g和5g、250W时DCCLHP温度变化曲线

Fig.8 Temperature fluctuations at 250W under 3g and 5g conditions

在约1500s时,离心机停止运转,继续加热,蒸发器和储液器各测点温度又升高,而冷凝器各点温度则下降。

综合分析热载荷为250W、300W各工况,环路温度均存在波动,尤其在过载加速度场中,环路温度波动更为显著。其原因可能是由于工质充装量与储液器容积不匹配,在较大热载荷下气液界面易于冲出冷凝器进入液体管线,导致液体管线温度出现波动;另一方面,回路中气液两相流动自身固有的不稳定性在过载加速度效应下更易受到激发,加剧回路中流动不稳定,进而加剧蒸发器向储液器漏热的不稳定,从而导致了上述温度波动现象。

对于布置方式B,在300W和3g、5g、7g、9g时均观察到了类似250W、5g时的温度波动现象,如图9所示。在不同过载大小条件下,DCCLHP蒸发器测点温度RTD4波动振幅和周期稍有变化,其中3g过载时波动周期最长,振幅最小;9g过载时波动周期最短,振幅最大。对于冷凝器出口测点温度RTD11,在不同过载下其波动振幅均比RTD4温度波动振幅大,但3g过载时其波动振幅最大。

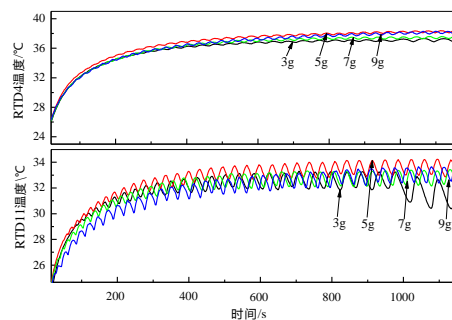


图9 300W、不同加速度时DCCLHP温度波动

Fig.9 Temperature fluctuations at 300W under different acceleration magnitudes conditions

由以上分析可知,在布置方式B时,DCCLHP在25W、200W、250W、300W加热功率下均出现了温度波动现象,产生温度波动的功率范围较宽,且在较高加热功率250W、300W时波动剧烈,这对于DCCLHP在过载下的应用十分不利,在实际应用中应当尽量消除这种温度波动现象。另外,较大的过载使DCCLHP蒸发器波动的周期变短,振幅加大,加剧了波动现象。

结 论

本文针对热载荷和过载加速度同时施加时双储液器环路热管温度波动现象进行了分析,主要得到如下结论:

(1) 冷凝器内气液两相流的不稳定性导致了其两相区流体的温度出现波动;通过强化冷凝器冷却作用可以抑制液体管线温度波动。

(2) 相对于地面重力场,布置方式A时加速度效应对环路中温度波动具有一定抑制作用,而布置方式B则激发了其温度波动,且高功率下温度波动剧烈。对于布置方式B,加速度增大,运行温度波动的周期变小,振幅增大,但振幅增加量较小。

(3) 导致DCCLHP温度波动的主要原因可能是加速度效应增强了气液两相流的不稳定和蒸发器向储液器漏热的不稳定。

由于DCCLHP在运行时蒸发器与储液器内工质的变化情况难以观察,对于DCCLHP的温度波动机理分析还有待于结合可视化进一步深入研究。

参考文献 (References)

- [1] Maydanik Y F. Loop heat pipes [J]. Applied Thermal Engineering, 2005, 25(5-6): 635-657.
- [2] Ambirajan A., Adoni A. A., Vaidya J. S., et al. Loop heat pipes: A review of fundamentals, operation, and design[J]. Heat Transfer Engineering, 2012, 33 (4-5) : 387-405
- [3] Bai L. Z., Lin G. P., Wen D. S., et al. Experimental investigation of

- startup behaviors of a dual compensation chamber loop heat pipe with insufficient fluid inventory[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2009, 29(8-9): 1447-1456
- [4] Lin G. P., Zhang H. X., Shao X. G., et al. Development and Test Results of a Dual Compensation Chamber Loop Heat Pipe[J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2006, 20(4): 825-834.
- [5] Ku J., Operating characteristics of loop heat pipes[J]. SAE Paper No. 1999-01-2007, 1999
- [6] Launay S., Sartre V., Bonjour J. Parametric analysis of loop heat pipe operation: a literature review[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2007, 46(7): 621-636
- [7] Chuang P. A. An improved steady-state model of loop heat pipes based on experimental and theoretical analyses[D]. Pennsylvania: The Pennsylvania State University, 2003.
- [8] Ku J., Ottenstein L., Kobel M., et al, Temperature fluctuations in loop heat pipe operation[C]. AIP Conference Proceedings, 2001, 552: 255-262
- [9] J. Ku, L. Ottenstein, T. Kaya, et al, Testing of a loop heat pipe subjected to variable accelerating forces, part 1: start-up[J]. SAE Paper No. 2000-01-2488, 2000
- [10] J. Ku, L. Ottenstein, T., T. Kaya, et al, Testing of a loop heat pipe subjected to variable accelerating forces, part2: temperature stability [J]. SAE Paper No. 2000-01-2489, 2000
- [11] Fleming A. J., Thomas S. K., Yerkes K. L., et al, Titanium-water loop heat pipe operating characteristics under standard and elevated acceleration fields[J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2010, 24 (1): 184-198
- [12] Lin G. P., Li N., Bai L. Z., et al, Experimental investigation of a dual compensation chamber loop heat pipe, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(2010) 3231-3240
- [13] Xie Y. Q., Zhang J., Xie L. Y., et al. Experimental investigation on the operating characteristics of a dual compensation chamber loop heat pipe subjected to acceleration field[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 81: 297-312
- [14] Goncharov K. A., Kotlyarov E. Yu, Smirnov F. Yu., et al. Investigation of Temperature Fluctuations in Loop Heat Pipes [J]. SAE Paper No.941577, 1994
- [15] Feng J. T., Lin G. P., Bai L. Z. Experimental investigation on operating instability of a dual compensation chamber loop heat pipe[J]. *Science in China Series E-Technological Sciences*, 2009, 52(8): 2316-2322

Investigation of temperature fluctuation in loop heat pipe under acceleration fields

XUE Hao¹, XIE Yongqi^{*1}, DAI Hua², YU Jianzu¹, MA Wei³

(1.School of Aeronautic Science and Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191,China;

2. Zhengzhou Kindergarten Teachers College, Zhengzhou 453001, China;

3. Science and Technology on Space Physics Laboratory, Beijing, 100076, China)

Abstract: Based on the centrifugal machine system, a test apparatus was set up to investigate the operating characteristics of dual compensation chambers loop heat pipe (DCCLHP) under both gravity and acceleration fields. The ranges of the heat load and the magnitude of acceleration are 25~300W and 3g~9g, respectively. The influences of different heat load, acceleration direction and magnitude on temperature fluctuations of loop heat pipe were analyzed. The results indicate that the effect of the acceleration can change the start mode and the operating performance of the DCCLHP. The temperature fluctuation at the outlet of the condenser and even around the whole loop can be restrained or wakened. But the operating temperature of the evaporator is nearly the same under the same heat load conditions. The inherent flow instability of the gas-liquid two phase flow can be enhanced by the acceleration effect which reinforces this unstable flow in reverse. Furthermore, the instability of the heat leak from the evaporator to the compensation chamber is enhanced. In addition, the cooling effect of the condenser can weaken the temperature fluctuation of the condensing pipe line.

Key words: Loop heat pipe; Dual compensation chambers; Acceleration field; Operating characteristics; Temperature Fluctuation