

环路热管启动特性的实验研究

张红星 林贵平*

(北京航空航天大学航空科学与工程学院, 北京 100083)

丁 汀 邵兴国

(中国空间技术研究院空间飞行器总体设计专业部, 北京 100083)

R. G. Sudakov Y. F. Maidanik

(乌拉尔技术学院热物理研究所, 叶卡特琳堡 620219, 俄罗斯)

摘要 通过大量的实验研究了蒸发器内气液分布、反重力工作高度、启动热载荷的大小、热沉温度等因素对启动的影响, 描述并分析了 4 种不同蒸发器内气液分布情况下的启动现象, 给出了系统温度变化曲线图, 分析了启动的难易程度. 根据实验数据得出结论: () 对于液体干道内充满液体的启动情况, 储液器温度上升的主要原因并不是漏热, 而是回路压力升高所致. () 热载荷大有利于启动. () 未完全绝热时小热载荷下热沉温度不影响启动. () 环路热管在反重力情况下启动时, 当蒸汽槽道存在蒸汽时, 所需启动时间、启动温升增大; 而蒸汽槽道充满液体时, 所需时间、过热度 and 启动温升都减少. 实验还观察到了反重力启动时呈现两种启动方式的特别现象.

关键词 环路热管 启动 实验

环路热管(loop heat pipe, LHP)是一种无动力闭式相变传热设备, 环路热管由蒸发器、冷凝器、储液器以及蒸汽和液体管线组成, 蒸发器、储液器和冷凝器的详细结构如图 1 所示, 蒸汽管线将蒸汽槽道和冷凝器入口连接, 液体管线将液体引管和冷凝器出口连接.

文献[1]介绍了其传热的基本原理及特性. 环路热管运行时, 液体工质在毛

2004-06-03 收稿, 2004-10-28 收修改稿

* E-mail: redlincoco@hotmail.com

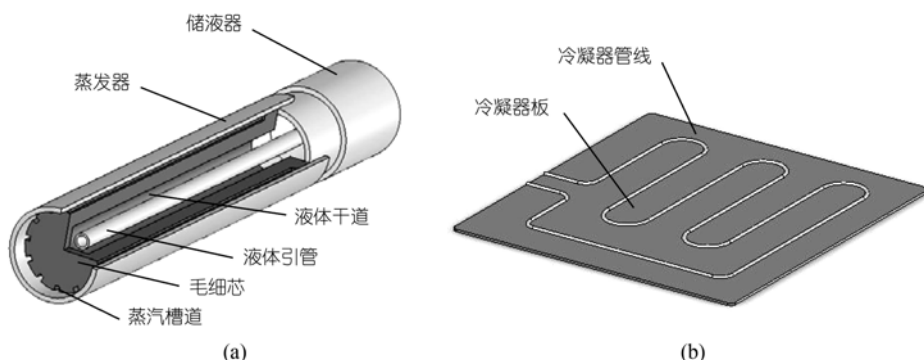


图 1 蒸发器、储液器和冷凝器的结构

(a) 蒸发器和储液器, (b) 冷凝器

细芯外侧吸收热量而蒸发, 产生的蒸汽从蒸汽槽道流出进入蒸汽管线. 蒸汽进入冷凝器后放出热量冷凝成液体并过冷, 过冷的回流液体经过液体管线和液体引管再流入毛细芯内的液体干道, 对蒸发器进行液体补给, 如此循环, 而工质循环流动所需的驱动力由毛细管内弯月面所产生的毛细力提供.

环路热管能够自启动, 不需进行任何预处理, 但是自启动并不意味着立即启动^[1], 启动可能持续较长时间, 蒸发器温度也会升高甚至超过仪器允许的温度范围. 当蒸汽槽道内存在蒸汽时(存在气液界面), 蒸发器一旦受热工质会立即蒸发, 这时的启动较容易; 而当蒸汽槽道内充满液体时, 液体工质发生核态沸腾会需要一定的过热度, 环路热管则较难启动. 启动温升即指启动时和启动前的蒸发器温度之差, 启动温升太高会超过仪器允许的温度范围. 而启动时间指蒸发器开始受热到最终启动经历的时间, 这个时间越短意味着环路热管进入稳态运行的速度越快. 确保环路热管能在允许的温度范围内迅速启动是其走向应用的一个关键问题.

文献^[1~3]对环路热管的启动进行了实验研究, Maidanik等人^[2]最先在实验中观察到了 4 种不同气液分布的启动现象, 并发现蒸汽槽道充满液体而液体干道存在蒸汽是最难的启动情形. Ku^[1,3], Parker¹⁾和Cheung^[4]等人对这 4 种气液分布情况下启动的物理过程进行了描述和解释. Baumann等人^[5,6]对发热设备热容、不凝性气体、反重力高度对环路热管启动性能的影响进行了理论分析, 但未给出实验数据加以验证. 本文试图通过实验来验证上述文献中的一些推理和解释, 但是实验结果显示目前对启动物理过程的描述和解释还存在偏差, 如启动时蒸发器和储液器的温度下降并非是因为液体刚回流到储液器, 有些情况下启动时透过毛细

1) Parker M L. Modeling of loop heat pipe with applications to spacecraft thermal control. Ph D Dissertation, University of Pennsylvania, 2000

芯的漏热并不是储液器温度上升的主要原因, 蒸汽槽道和液体干道都存在蒸汽时的启动并不困难, 反重力启动不一定会带来消极影响等. 此外, 各种工况(如热沉、启动热载荷、反重力高度等)对启动影响的实验数据还未见发表.

本文对 4 种不同气液分布情况下启动的物理过程进行了详细的描述和解释, 使用 3 个相关参数(启动温升、启动时间、启动过热度)对各种启动方式进行了分析和评价, 对 4 种气液分布下的启动难易程度进行了排序, 发现 4 种启动方式本身不影响环路热管的稳态运行, 并通过对实验结果的分析得出“压力传递”也会导致储液器温度升高的结论. 本文还对启动热载荷、热沉温度和反重力高度对启动的影响进行了实验分析. 其中关于反重力对环路热管启动的影响的实验结果不同于文献[5]中理论分析得出的结论, 实验结果显示反重力对环路热管启动的影响必须根据气液分布的不同区别对待. 反重力情况下, 当蒸汽槽道存在蒸汽时, 所需时间、启动温升增大; 而蒸汽槽道充满液体时, 所需时间、过热度 and 启动温升都会减少. 实验中还观察到了反重力情况下一种新的复合启动方式. 本文的研究工作有助于对环路热管启动特性的认识, 为解决启动问题提供理论和实验上的支持.

1 实验台的搭建

实验使用的是氨-不锈钢环路热管, 为俄罗斯乌拉尔技术学院热物理研究所设计制造, 实验件结构参数如表 1. 毛细芯材料为镍粉, 毛细芯内有液体引管伸入, 蒸发器内无副芯. 蒸汽、液体管线和冷凝器管线均为不锈钢圆管, 冷凝器管线钎焊在铝板上. 工质的充装量满足最冷和最热工作条件[4], 即最小热载荷下满足储液器能正常对毛细芯进行供液, 最大热载荷下冷凝器内存在过冷段(确保流出冷凝器的工质为过冷液体). 文献[1]详细介绍了工质充装量的确定.

表 1 环路热管各部件的基本参数

基本部件		参数
蒸发器外径/内径 × 长度		Φ18/16 × 175 mm
冷凝器管线外径/内径 × 长度		Φ3/2.2 × 2000 mm
蒸汽、液体管线长度		2800 mm/2500 mm
蒸汽、液体管线外径/内径		3 mm/2.2 mm
储液器体积		20 mL
工质充装量		29.9 g
毛细芯	最大孔径	1.1 μm
	渗透率	$> 5 \times 10^{-14} \text{ m}^2$
	外径/内径 × 长度	16/8 × 125 mm

将电阻加热片贴于蒸发器外壳上, 通过改变电压值来模拟不同热载荷的热源. 由于使用了柔性的蒸汽和液体管线, 可以随意调节蒸发器、储液器和冷凝器

的相对位置. 冷凝器和一块铝制冷板贴合, 并使用导热硅脂减少接触热阻, 冷板侧冷却介质为工业酒精, 可控温的制冷机可以模拟不同温度的热沉. 系统部件都用海绵材料包裹, 以减少跟环境的换热.

实验中使用热电偶测温系统记录环路热管特征点的温度变化, 由于测量部件内的实际工质温度存在困难, 所以热电偶均布置在环路热管的部件外壁上, 管壁很薄且包裹了绝热层, 将壁面温度视为工质温度不会影响进行定性的实验分析. 热电偶的测点分布见图 2, TC 1, TC 9, TC 14 和 TC 18 分别距离储液器入口、蒸发器出口、冷凝器入口和出口 50 mm; TC 2/3 和 TC 4/5 布置在储液器两侧, 分别距离储液器两端 15 mm; TC 6 距离储液器端 20 mm, TC 7 和 TC 8 分布在蒸发器两侧, 距蒸发器出口 75 mm; TC 10 和 TC 9 间隔 400 mm, TC 11 和 TC 10 间隔 500 mm, TC 12, TC 13 和 TC 14 间隔 400 mm; TC 15, TC 16 和 TC 17 间隔约 500 mm, 将冷凝器管线均分为 4 段. 此外, TC 19 测环境温度, TC 20 测热沉温度.

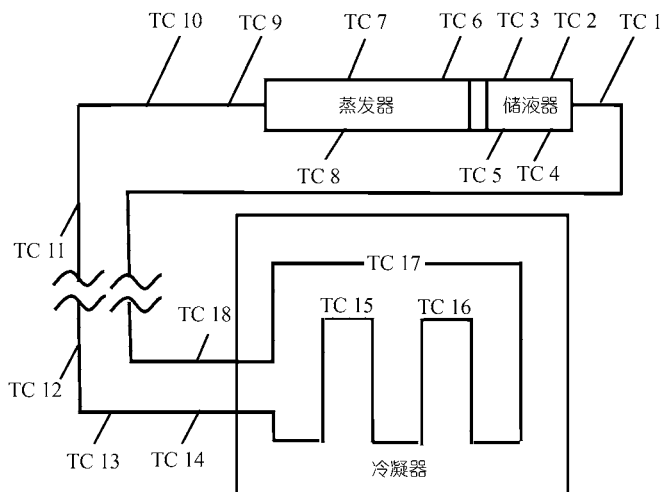


图 2 LHP 结构及热电偶的测点分布图

2 实验结果与分析

2.1 不同气液分布下 4 种启动方式的描述和分析

根据蒸发器内的气液分布状况, 环路热管的启动可分为 4 种情况, 即蒸汽槽道和液体干道是否存在蒸汽的 4 种组合^[1,2].

本实验通过下面的方法实现了启动前蒸发器内 4 种不同气液分布. () 将储液器和蒸发器竖直放置, 储液器在蒸发器上方, 如图 3 中(a)所示, 放置一夜后由于重力作用蒸汽槽道和液体干道会完全被液体充满. () 将环路热管按第 1 种方法放置, 启动后运行数小时再停止, 待恢复至室温再次启动, 蒸汽槽道内就会存

在蒸汽, 而液体干道仍然充满液体. () 储液器、蒸发器和冷凝器水平放置一夜, 如图 3 中(b)所示. 放置一夜后, 由于毛细力的作用, 细长的蒸汽槽道内通常会为液体充满, 而气液分界面在液体干道内, 液体干道内存在蒸汽. () 将环路热管以第 3 种方法放置后, 启动并运行数小时后停止, 待恢复至室温再一次启动, 蒸汽槽道内会存在蒸汽, 而液体干道内仍然存在蒸汽. 下面将要描述的 4 个启动实验的启动热载荷都为 5 W, 热沉温度为 (16 ± 2) , 环境温度 (22 ± 2) .

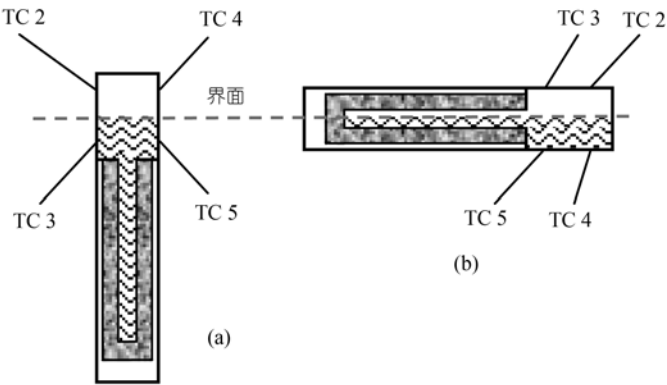


图 3 蒸发器和储液器的方位
(a) 竖直放置, (b) 水平放置

如图 3, 环路热管按方位(a)放置时, 液体干道内充满液体. 此种情况下, 如果蒸汽槽道也充满液体, 定义为第 1 种启动方式, 回路特征点温度变化曲线如图 4 所示. 如果蒸汽槽道存在蒸汽, 定义为第 2 种启动方式, 回路特征点温度变化曲

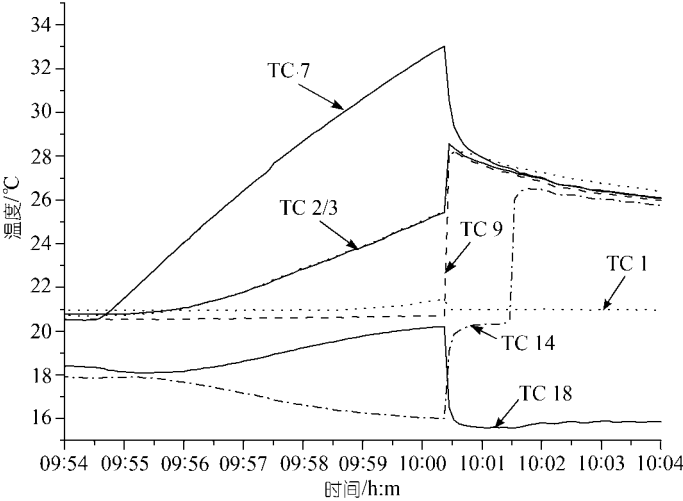


图 4 第 1 种气液分布情况的启动

线如图 5 所示. 第 1, 2 种启动方式有一个共同特征是: 液体干道充满液体, 蒸发器向储液器的漏热很小(蒸发器向储液器的传热主要通过芯内液体工质的对流和传导以及壳体的导热). 而蒸汽槽道存在蒸汽还是为液体充满可以根据启动过程中蒸发器上 TC 7 和蒸发器出口(蒸汽管线入口)处 TC 9 点的温度变化曲线来进行判断. 如果蒸汽槽道存在蒸汽, 蒸发器上加热载荷后, 液体会立即蒸发, 此时蒸汽槽道会产生蒸汽, 蒸汽被推向蒸汽管线, 所以蒸发器上 TC 7 点和蒸发器出口 TC 9 点温度会一起上升且温度值相近; 如果蒸汽槽道内充满液体, 蒸发器上加热载荷后, 蒸汽槽道内液体不会立即蒸发, 此时液体发生相变属于核态沸腾, 而发生核态沸腾液体需要有一定的过热度, 所以启动过程中虽然蒸发器上 TC 7 点温度会一直上升, 但由于液体氨导热差, 蒸发器出口 TC 9 的温度会维持在室温, 直到蒸汽槽道内液体达到所需过热度发生核态沸腾后, 蒸汽流到蒸发器出口 TC 9 点温度才会迅速升高.

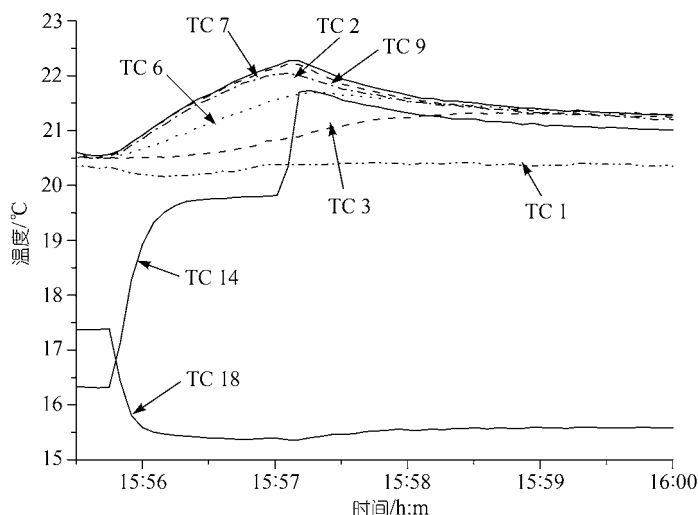


图 5 第 2 种气液分布情况的启动

第 1 种启动, 如图 4 所示, 蒸发器受热后, 壁面上的 TC 7 点温度上升, 而蒸发器出口 TC 9 的温度几乎不变, 说明蒸汽槽道并没有立即产生蒸汽流向蒸汽管线, 因为液体发生核态沸腾需要有一定的过热度. 此时储液器温度也随着蒸发器温度有略微上升, 这是壳体导热以及液体干道和储液器内的工质导热和对流换热的结果. 因为启动时储液器内始终为气液两相的饱和状态, 实验中又没有测量内部的工质温度, 可以粗略地将蒸发器壁面温度 TC 7 和储液器蒸汽区壁面温度 TC 2 之差看作是蒸汽槽道内的液体过热度. 当蒸汽槽道内液体过热达到一定值(此时约 7.6 °C)时, 蒸发器出口 TC 9 点温度上升(启动前 TC 9 点温度为室温保持不变), 说明蒸汽槽道内液体工质发生了核态沸腾, 蒸汽流出蒸汽槽道被推入蒸汽

管线. 由于蒸汽槽道内液体蒸发吸热, 蒸发器温度 TC 7 迅速下降, 与此同时, 储液器内的蒸汽和液体温度却迅速上升. 文献[4]对储液器温度突然上升的现象给出一种解释: 当液体过热度很大时, 核态沸腾发生的瞬间蒸汽压力大到可以穿透毛细芯, 于是蒸汽穿过毛细芯到达内表面, 芯内也发生了蒸发, 液体干道和储液器的传热变成工质的蒸发和冷凝(类似普通热管), 蒸发器向储液器的漏热骤增导致储液器温度的迅速上升. 通过实验分析发现, 储液器内的蒸汽工质在压力骤升的情况下冷凝放热也是导致储液器饱和温度升高的一个原因, 后文中对这个解释进行了详细阐述. 蒸汽槽道内液体发生核态沸腾后, 冷凝器入口 TC 14 点温度升高, 出口 TC 18 点温度降低说明工质开始循环, 回流液体流入储液器, 对储液器进行冷却, 于是蒸发器和储液器温度同时下降, 直至达到平衡.

第 2 种启动, 如图 5 所示, 蒸发器内的蒸汽槽道内有蒸汽存在时, 蒸发器上加热载荷后毛细芯外侧立即产生蒸汽(蒸发器出口 9 点温度上升), 冷凝器入口 TC 14 点立即上升, 而冷凝器出口 TC 18 温度降低, 表明工质开始循环. 此外储液器入口 TC 1 点温度下降, 说明液体已经流入并开始冷却储液器. 尽管工质开始循环, 但蒸发器和储液器温度还是在升高, 两者温差逐渐增大(第 1 阶段). 当温差达到一定值, 两者温度开始下降直到达到平衡(第 2 阶段).

值得注意的是, 通过实验可以推断, 启动后第 1 阶段储液器内温度升高的主要原因并不是蒸发器向储液器的漏热, 而是储液器内压力变化. 如图 5 中所示启动的第 1 阶段, 储液器上接近蒸发器的测温点 3(液体区)比远离蒸发器的测温点 TC 2(蒸汽区)温度要低, 可见 TC 2 点温度升高不只是因为透过毛细芯的漏热. 可以这样解释储液器温度升高的原因: 设 $d\tau$ 时间内, 储液器内蒸汽体积变化为 $dV_{cc,vap}$, 可以写出储液器内工质的能量平衡方程:

$$\frac{dE_{cc}}{d\tau} = \dot{Q}_{heatleak} - \dot{Q}_{subcool} - p dV_{cc,vap}, \quad (1)$$

其中, E_{cc} 为储液器内工质(将液体干道视为储液器的一部分)的热力学能, p 为储液器内的饱和压力, $\dot{Q}_{heatleak}$ 为蒸发器透过毛细芯向储液器的漏热, $\dot{Q}_{subcool}$ 为进入储液器液体的过冷量, 按式(2)计算, 其中 $C_{p,liq}$ 为液体的定压比热容, $\Delta T_{subcool}$ 为液体过冷度:

$$\dot{Q}_{subcool} = \dot{m} C_{p,liq} \Delta T_{subcool}. \quad (2)$$

(1)式中的 $-p dV_{cc,vap}$ 项是储液器内蒸汽被压缩或膨胀引起的能量变化. 当 LHP 处于稳态运行时, 储液器内的饱和蒸汽压力和体积均保持不变, 此项值为零, 但是当进行非稳态分析时, 由于回路中压力可能发生变化, 储液器内的蒸汽可能被压缩或者膨胀, 此项不可忽略. 如图 5 所示的启动过程, 当蒸汽槽道内产生蒸汽后蒸汽温度在开始持续上升, 饱和蒸汽温度的上升导致对应的饱和压力上升, 这个压

力会迅速通过外回路传递到储液器, 储液器内的蒸汽被压缩温度上升变成过热蒸汽, 一部分蒸汽放出潜热冷凝, 这部分潜热被液体吸收, 于是储液器内处于两相状态的工质温度上升, 最终其饱和温度必然对应于升高后的饱和压力. 可见, 导致储液器温度变化的因素不只是漏热, 压力变化也会引起储液器内温度发生变化.

因为毛细芯两侧的饱和温度差和压差遵循Clausis-Clapeyron方程^[1]:

$$\Delta T = \frac{h_{fg}}{T_{sat} v_{fg}} \Delta p, \quad (3)$$

其中, h_{fg} 和 v_{fg} 分别为饱和液态和气态工质的焓差和比容差. ΔT 和 Δp 分别为饱和温度差和饱和压力差. 只有当芯内外的温差足够大, 即芯内外压差足够大时才能将气液界面推入冷凝器, 冷凝器的有效冷凝面积增大, 蒸汽温度才会下降. 由于蒸汽槽道、冷凝器内两相区和储液器均处于饱和状态, 而且部件之间的压差不大, 可以定义储液器内饱和温度为LHP工作温度, 因此可以根据储液器内工质的能量变化来判断系统饱和温度的变化, 启动后期LHP的饱和温度之所以下降就是因为能量方程式(1)的值为负.

如图 3, 环路热管按方位(b)放置时, 液体干道内存在蒸汽, 此种情况下, 如果蒸汽槽道也充满液体, 定义为第 3 种启动方式, 回路特征点温度变化曲线如图 6 所示. 如果蒸汽槽道存在蒸汽, 为第 4 种启动方式, 回路特征点温度变化曲线如图 7 所示. 第 3, 4 种启动方式有一个共同特征: 液体干道存在蒸汽, 蒸发器向储液器的漏热很大(蒸发器向储液器的传热主要通过工质发生相变, 类似普通热管).

第 3 种启动, 如图 6 所示, 由于蒸汽槽道内被液体充满, 液体工质发生核态沸腾需要一定的过热度, 而液体干道存在蒸汽, 蒸发器向储液器的漏热较大, 蒸

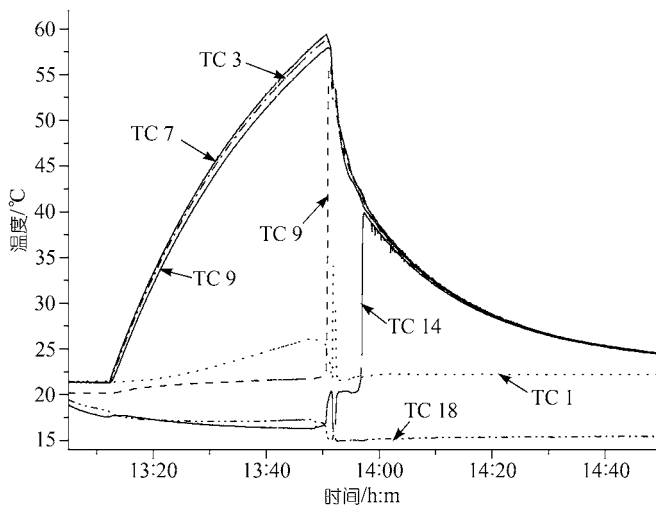


图 6 第 3 种气液分布情况的启动

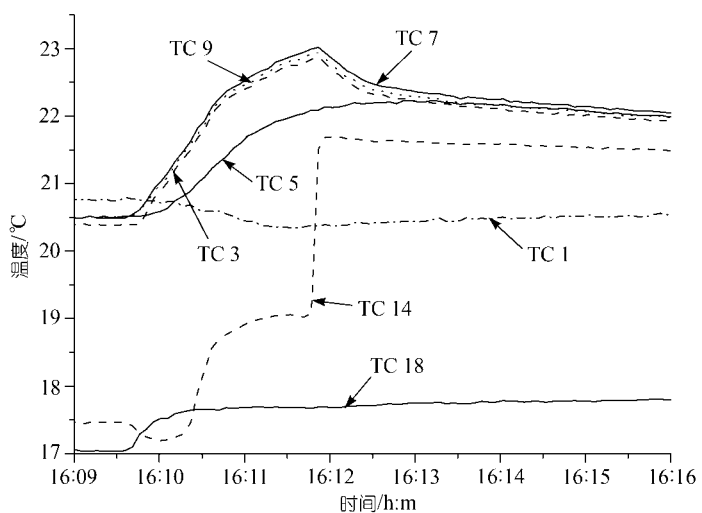


图 7 第 4 种气液分布情况的启动

汽槽道内的液体不容易形成过热, 蒸发器和储液器温度一直上升, 经历了大约 40 min 蒸汽槽道内的液体才发生核态沸腾(蒸发器出口 TC 9 点温度上升). 工质蒸发后带走蒸发器上的热量, 同时回流液体能冷却储液器. 蒸发器和储液器温度开始下降直至达到平衡.

第 4 种启动, 如图 7 所示, 由于蒸汽槽道内存在蒸汽, 蒸发器受热工质就开始蒸发循环. 同时液体干道存在蒸汽, 使得蒸发器向储液器漏热较大, 储液器温度也跟着上升. 当蒸汽进入冷凝器时, 液体干道内逐渐为液体充满, 漏热减少, 加上回流液体过冷量增大了(饱和温度与储液器入口液体的温度之差增大了), 对储液器的冷却量增大, 于是蒸发器和储液器温度一直下降, 直至达到平衡.

表 2 总结了 5 W 的启动热载荷下 4 种不同气液分布的启动情况. 表中气液分布项表示蒸汽槽道和液体干道内的气液状态, 例如“液体/气体”表示蒸汽槽道充满液体, 液体干道存在蒸汽. 表中由上至下, 不同气液分布对应的启动经历的时间由长到短, 蒸发器的启动温度升高由大到小, 启动由难到易.

表 2 5 W 4 种气液分布的启动情况

气液分布	反重力高度					
	0 m	2 m	0 m	2 m	0 m	2 m
	启动时间/min		启动温升/		过热度/	
液体/蒸汽	40	13	39	18	1.3	0.5
液体/液体	6	3.2	12	3.5	7.6	2.3
蒸汽/蒸汽	2.2	2.7	2.5	2.8	0	0
蒸汽/液体	1.6	2.4	1.8	2.7	0	0

实验中环路热管以这 4 种启动方式成功启动后, 最终的平衡温度都很接近. 可见这 4 种启动方式本身对最终的稳态工作温度是没有影响的.

2.2 热载荷大小对启动的影响

针对蒸汽槽道充满液体而液体干道存在蒸汽这种最难启动的气液分布, 本文通过实验分析了热载荷大小对启动的影响. 图 6, 8 和 9 分别是蒸发器、储液器和冷凝器平放在同一高度时 5, 20 和 200 W 启动实验的温度变化曲线.

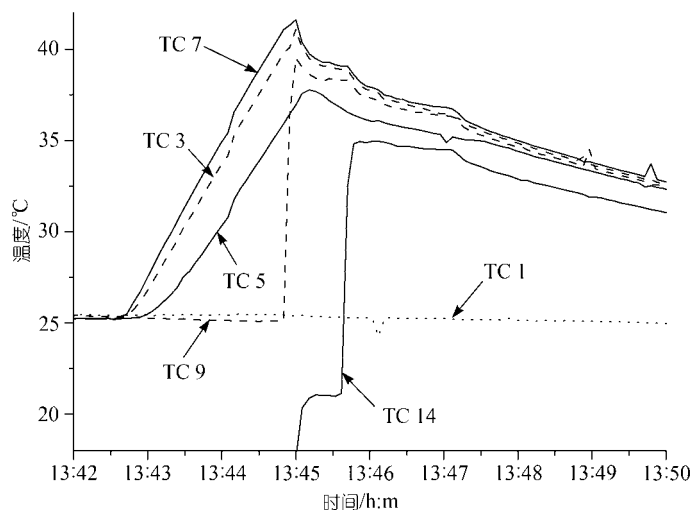


图 8 平放时 20 W 热载荷下启动

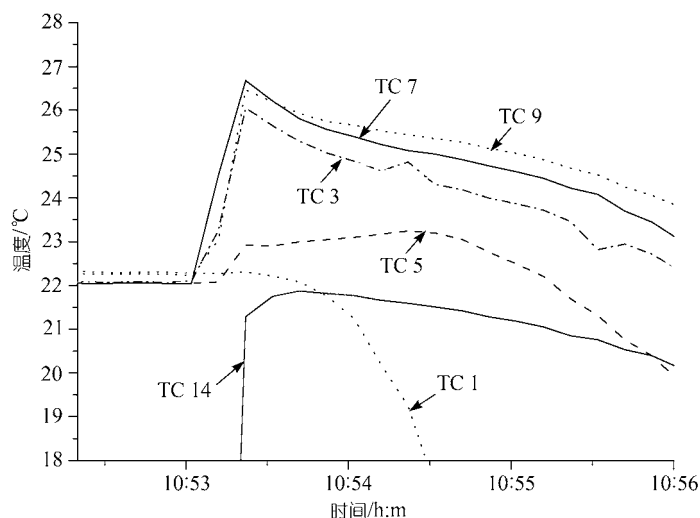


图 9 平放时 200 W 热载荷下启动

表 3 对不同热载荷下环路热管启动的 3 个相关参数进行了比较. 可见大热载荷是有益于启动的. 即使蒸发器内是最难启动的气液分布情况, 大热载荷也能使环路热管迅速启动, 因为大热载荷使蒸发器的温度迅速上升产生过热, 使蒸汽槽道内的液体发生核态沸腾. 而且工质循环流量大, 回流液体有足够过冷量去抵消蒸发器向储液器的漏热.

表 3 热载荷大小对启动的影响

启动热载荷/W	启动时间/min	启动温升/	过热度/
5	40	39	1.3
20	2.5	17	1.8
200	0.33	4.5	1.5

上述实验结果为解决环路热管的启动问题提供了一条思路, 即对蒸发器加热以辅助启动, 减少启动时间和启动温度升高. 如果在蒸发器上局部区域(如靠近储液器端的蒸汽槽道上)贴上一块面积较小的电阻加热膜, 这样即使加以较小热载荷也可得到蒸发器上局部较高的热流. 这个较小的辅助热载荷可以一直加在蒸发器上, 因为其热载荷很小不会对稳态工作温度有太大影响, 但是局部的较大热流可以保证蒸汽槽道内的部分液体容易沸腾产生蒸汽, 用这种方法就可以辅助环路热管的启动从而保证其顺利运行.

通过一系列的启动实验, 还可以看出对于第 3 种启动方式, 启动的液体过热度跟启动热载荷大小并没有关系. 事实上, 因为有很多因素会影响液体发生核态沸腾所需的过热度, 如不凝性气体的存在、槽道和内管壁的清洁度、每次启动前蒸汽槽道内的气泡尺寸和分布等, 没有办法可以预测每次启动液体过热度的值. 但是, 根据实验结果可以得出一条规律: 蒸汽槽道充满液体时, 如果液体干道也充满液体, 启动需要的过热度相对大, 而液体干道存在蒸汽时, 所需过热度相对小. 尽管目前大多数文献^[1, 2]认为第 3 种启动方式时蒸汽槽道内的液体是以核态沸腾的形式产生蒸汽从而启动的, 但从实验结果可以看出, 启动时的液体过热度都非常小, 不像核态沸腾的过热度较大. 关于这个问题需要进一步的实验和理论研究.

2.3 反重力工作对启动的影响

反重力工作是指环路热管在蒸发器处于冷凝器上方的情况下运行, 此时液体回流需要克服重力作用, 外回路的压降损失中增加了重力压降损失一项. 根据 Clausius-Clapeyron 方程, 毛细芯两侧的饱和压差增大意味着启动所需的毛细芯两侧的温差增大, 形成启动所需温差的时间也就更长, 于是延缓了 LHP 的启动^[5].

但是, 本文在实验中发现, 并非反重力下的启动就一定更困难(经历更长的

时间和更大的启动温升). 实验结果显示(见表 2): 在反重力条件下, 对于蒸汽槽道存在蒸汽的启动(第 2, 4 种启动方式), 启动时间和启动温升都增大了. 但是对于蒸汽槽道充满液体时的启动(第 1, 3 种启动方式), 温度升高和启动时间却减少了. 图 10 和图 11 分别是反重力 2 m, 按图 3 中(a)和(b)两种方位放置一夜后的 5 W 启动温度曲线图. 与无反重力高度 5 W 启动实验进行比较, 这两个启动时蒸汽槽道内的液体发生核态沸腾的过热度减少了, 启动温度升高也变小了. 根据这一实验结果, 推测可能是反重力条件下蒸发器内的气液分布发生了变化. 当蒸汽槽道存在蒸汽时, 反重力不改变蒸发器内气液分布状态, 于是反重力只能导致所需启

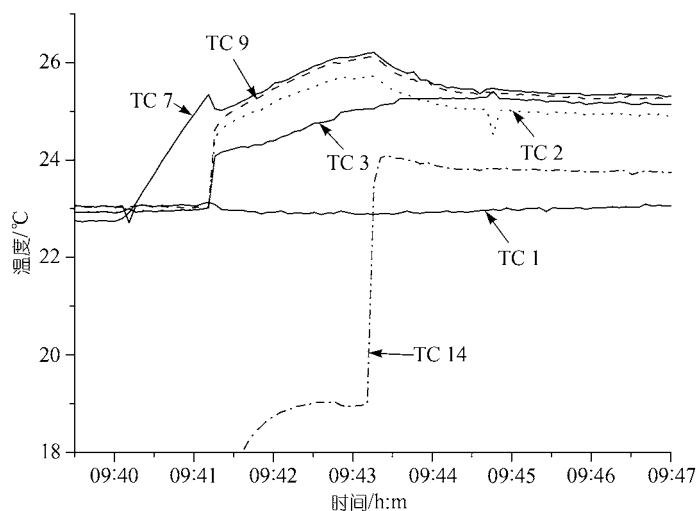


图 10 反重力 2 m, 5 W 热载荷下的第 1 种启动

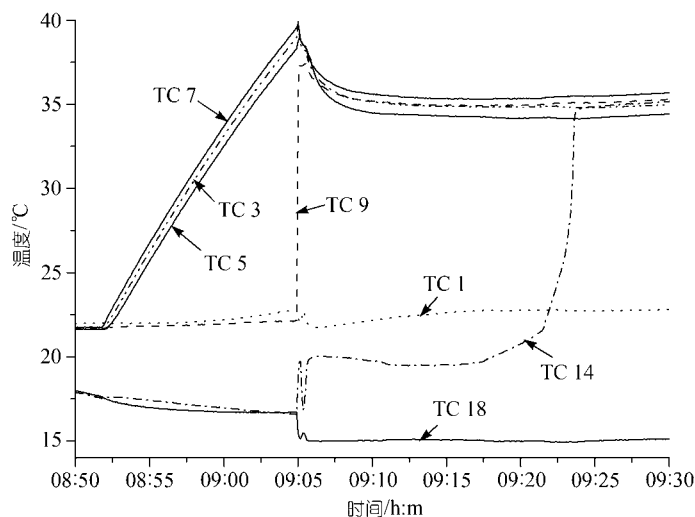


图 11 反重力 2 m, 5 W 热载荷下的第 3 种启动

动压差增大, 启动因而延迟. 而当蒸汽槽道充满液体时, 在反重力条件下放置, 由于蒸汽密度小, 气泡可能会或多或少地存在于蒸汽槽道内, 使得蒸汽槽道内的液体更容易发生核态沸腾, 于是启动时间和启动温升都会减小. 这里需要说明的是: 反重力条件下蒸汽槽道内的液体更容易发生核态沸腾是确凿的实验结果, 但气泡由于浮力作用存在蒸汽槽道仅仅是一种推测, 这一观点需要进一步的实验验证.

可见, 反重力对 LHP 启动有两个方面的影响: 一方面, 额外的压降损失会导致启动延迟; 另一方面, 反重力条件下蒸汽槽道内液体却更容易发生核态沸腾, 有助于 LHP 启动. 此外, 反重力启动时还发现另一个特别的现象, 如图 10 所示, 液体发生核态沸腾后, 工质相变转为表面蒸发, 经历第 2 个启动初期为第 2 种启动方式, 发生核态沸腾后又转为第 1 种启动方式. 可以注意到, 当核态沸腾发生以后, 储液器上的 2 和 3 点温度变化曲线不再一致, 蒸汽区的 2 点温度迅速升高, 并接近蒸发器壳体 7 点温度, 而液体区 3 点的温度升高缓慢. 这个实验现象再次证明, 启动时储液器内的饱和温度升高的原因不只是漏热所致, 压力改变引起的储液器内工质相变也会导致其温度发生变化.

2.4 热沉温度对启动的影响

实验还比较了不同热沉下的启动情况, 实验结果显示: 如果液体管线不能完全绝热, 当启动热载荷较小时, 热沉温度并不影响 LHP 的启动. 这个实验现象可以如下解释: 当热载荷较小时, 工质的质量循环流量和流速也较小, 如下式所示:

$$\dot{Q} = r \times \dot{m}, \quad (4)$$

其中, r 为工质潜热, $\dot{m}$ 为质量流量. 忽略工质和管壁的轴向导热, 对于液体管线有

$$-\dot{m}C_{p,liq} \frac{dT}{dZ} = (UA/L)_{liq-amb} (T - T_{amb}), \quad (5)$$

其中, Z 方向为液体管线由冷凝器指向储液器的轴线方向, T_{amb} 为环境温度. 假设工质通过管壁及隔热材料与外环境的单位长度换热系数 $(UA/L)_{p-amb}$ 为常数, 根据 (5) 式可得液体管线出口处工质温度 T_{out} 的表达式:

$$T_{out} = T_{amb} + (T_{in} - T_{amb}) \exp \left(- \frac{(UA/L)_{liq-amb}}{\dot{m}C_{p,liq}} L_{pipe} \right), \quad (6)$$

其中, T_{in} 为液体管线入口处工质的温度. 根据 (6) 式, 质量流量越小, 则液体管线出口 (储液器入口) 工质的温度越接近环境温度. 启动热载荷很小时, 虽然工质在冷凝器被冷却到接近热沉温度, 但经过回流管线时, 由于工质流动太慢被环境加热, 当回流液体到达储液器时已经接近环境温度, 如图 4~7 所示, 工质到达冷凝

器出口 TC18 点处温度接近热沉温度(约 16 °C), 但工质到达储液器入口 TC1 点时温度已经接近环境温度(约 22 °C)。小启动热载荷下, 无论热沉温度如何改变, 流入储液器时回流液体都已经被加热到接近环境温度, 对储液器的冷却效果相同, 不会对储液器的能量平衡式(1)产生影响, 也不会对启动产生影响。因此在液体管线不能完全绝热的实验条件下, 比较各种情况下低热载荷启动时, 可以忽略热沉温度的影响。

3 结论

本文通过大量的实验研究了 4 种气液分布、热沉温度、热载荷大小以及反重力工作对环路热管启动性能的影响, 对实验现象进行了描述和分析。

实验发现, 启动时导致储液器温度上升的原因有两个, 一是蒸发器向储液器的漏热, 二是回路压力增大后传递到储液器, 储液器内部分蒸汽工质冷凝放出了热量。实验结果显示, 对于液体干道充满液体的启动情况, 储液器内压力升高是导致储液器温度升高的主要原因。实验结果还显示: 4 种不同气液分布情况下的启动方式并不影响环路热管最终的稳态工作温度。

环路热管在反重力情况下启动, 外回路阻力增大, 当蒸汽槽道存在蒸汽时, 启动所需时间、启动温升增大; 而蒸汽槽道充满液体时, 启动所需时间、过热度 and 启动温升都减少, 反重力的姿态使蒸汽槽道内的液体更容易发生核态沸腾。当环路热管处于反重力姿态、蒸发器内充满液体时发现了一种复合的启动方式, 这个启动现象再次证明启动时“压力传递”导致储液器温度升高的结论。

此外, 实验结果还显示: 当环路管线没有很好地绝热时, 小热载荷启动时其启动性能不受热沉温度的影响。大的启动热载荷有助于环路热管的启动, 这为实际工程应用中采取辅助措施解决启动问题提供了参考。

参 考 文 献

- 1 Ku J T. Operating characteristics of loop heat pipes. Society of Automotive Engineers. Paper No 1999-01-2007, 1999
- 2 Maidanik Y F, Solodovnik N N, Fershtater Y G. Investigation of dynamic and stationary characteristics of a loop heat pipe. IX International Heat Pipe Conference, Albuquerque, New Mexico, 1995
- 3 Ku J T, Ottenstein L, Kaya T, et al. Testing of a loop heat pipe subjected to variable accelerating forces, Part 1: Start-up. Society of Automotive Engineers. Paper No 2000-01-2489, 2000
- 4 Cheung K H, Hoang T, Ku J T, et al. Thermal performance and operational characteristics of loop heat pipe (NRL LHP). Society of Automotive Engineers. Paper No 981813, 1998
- 5 Baumann J, Cullimore B, Yendier B, et al. Non-condensable gas, mass, and adverse tilt effects on the start-up of loop heat pipes. Society of Automotive Engineers. Paper No 1999-01-2048, 1999
- 6 Baumann J, Cullimore B, Ambrose J, et al. A methodology for enveloping reliable start-up of LHPs. American Institute of Aeronautics and Astronautics. Paper No A00-33681, 2000