航天遥感器用机械泵驱动两相流体回路工作特性试验研究

孟庆亮^{1,2*}, 赵振明^{1,2}, 张焕冬^{1,2}, 杨涛^{1,2}, 赵宇^{1,2}, 于峰^{1,2}

1. 北京空间机电研究所, 北京 100094;

2. 先进光学遥感技术北京市重点实验室, 北京 100094

* E-mail: qlmeng@mail.ustc.edu.cn

收稿日期: 2020-04-04; 接受日期: 2020-04-26; 网络版发表日期: 2020-07-31

国家自然科学基金青年科学基金(批准号: 51806010)资助项目

摘要 为了提高航天遥感器的成像指标, 光学探测器组件在工作期间需满足较低温度变化和较高温度稳定度的条件, 传统的热控产品逐渐难以满足大功率探测器组件的精密控温要求. 机械泵驱动两相流体回路(MPTL)具有控温精度高、传热距离远、传热功率大等优点, 特别适合航天遥感器的高精度热控. 为了深入研究核心探测器组件开机和关机时对MPTL系统工作特性的影响, 本文搭建了航天遥感器用MPTL模拟实验装置, 该装置使用具有被动冷却功能的两相控温型储液器作为系统的控温组件, 并采用屏蔽式离心泵作为系统的驱动装置. 本文通过温度、压力、流量等数据研究了储液器内部热力学变化特性、主回路与储液器之间的传热传质过程以及系统主回路的运行特性. 本文重点关注了系统相态转变过程、热源开机和关机时系统的不稳定现象, 并提出了减小系统不稳定性的措施. 本文还研究了热源功率变化时系统主回路与储液器的工作特性. 结果表明, 被动冷却型储液器内气相和液相形成了一定的温差, 通过温差保证了储液器冷量的供给; 热源正常工作期间, 蒸发器温度的稳定性和均匀性较好, 为相机的稳定成像提供了良好的边界条件; 热源开机和关机时, 储液器内温度和压力、系统的流量和流阻会发生变化; 预热器加载功率的变化会影响系统相态转变过程的稳定性; 热源功率的变化会对储液器和主回路的工作状态产生影响. 本文研究对航天相机用MPTL系统的设计和应用具有指导意义.

关键词 机械泵驱动两相流体回路(MPTL), 两相控温型储液器, 航天器热控, 热控产品, 航天遥感器

1 引言

为了提高航天遥感相机在轨成像时的信噪比和几何精度, 光学探测器组件在工作期间需要满足较低的温度变化和较高的稳定度的条件^[1,2]. 随着航天遥感技术的不断进步, 光学遥感器对核心器件的要求越来越

高, 传统的热控产品, 例如槽道热管, 受限于控温精度、热传输能力和安装尺寸, 已逐渐难以满足要求, 需要采用新的热控产品对相机进行热控设计^[3].

机械泵驱动两相流体回路(mechanically pumped two-phase loop, MPTL)技术是航天热控领域一项先进的技术, 其具有传热功率大、传输距离远、控温精度

引用格式: 孟庆亮, 赵振明, 张焕冬, 等. 航天遥感器用机械泵驱动两相流体回路工作特性试验研究. 中国科学: 技术科学, 2020, 50: 1474–1486
Meng Q L, Zhao Z M, Zhang H D, et al. Test study of the operating performance of a mechanically pumped two-phase loop for a space remote sensor (in Chinese). Sci Sin Tech, 2020, 50: 1474–1486, doi: 10.1360/SST-2020-0144

高等优点, 特别适用于激光器、遥感器、活动天线等控温要求较高产品的热控^[4]. 经过近几十年的发展, MPTL产品已经逐渐在航天领域开始应用/搭载. 例如, 2011年, 由荷兰国家航空中心、中山大学等多家单位联合研制了阿拉法磁谱仪(AMS02)探测器用MPTL系统, 为该技术的首次在轨应用, 其实现了对探测器内192个硅微条的精密控温, 控温稳定性达到了 $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$, 迄今应用已超8年^[5,6]; 2016年, 中国空间技术研究院通过搭载MPTL系统对高热流密度散热的可行性进行了验证, 在轨测得最高热流密度达到 271 W/cm^2 ^[7]. 2018年, 中山大学采用半导体制冷装置和MPTL系统结合研制了天舟一号货运飞船微重力流体冷凝台, 其可以实现 $-5^{\circ}\text{C}\sim+40^{\circ}\text{C}$ 的控温能力^[8]. 上述所提的在轨应用和试验均验证了MPTL技术在航天热控领域的可行性及其优异的控温与散热性能.

目前, 国内外的研究者对MPTL技术的工作特性开展了一些研究, 主要包括系统启动特性、运行特性、并联工作特性、储液器与主回路耦合特性等方面. 刘杰^[9]对系统在不同条件下的启动、控温点设置以及稳态和瞬态运行特性进行了研究, 并指出MPTL技术相较毛细泵驱动流体回路技术的优势. 孙西辉^[10]对AMS02并联蒸发器进行了热源启动及运行稳定性的研究, 指出MPTL系统可以通过调节自身运行条件来避免两相流不稳定性的发生. Zhang等人^[11]在真空罐内对MPTL系统并联散热器在不同外热流条件下的工作特性进行了研究, 通过实验验证了系统均匀和稳定的控温能力以及自适应性. 刘长鑫等人^[12]利用实验对MPTL系统在一定热功率和流量下的流量漂移现象进行了研究, 并指出了流量漂移量与热负荷功率、初始流量的关系. 黄臻成^[13]利用Sinda/Fluint软件研究了储液器与主回路之间耦合的工作特性, 并指出该特性对设计MPTL系统的重要性. 袁俊飞等人^[14]对储液器的响应特性及其对MPTL系统的运行效果进行了研究, 提出了储液器压力变化对系统启动、热源启动和蒸发器出口温度波动的影响特性. van Gerner等人^[15,16]利用数值模拟对 CO_2 和R134a工质的流体交换特性进行了研究, 指出回路管径或长度、储液器冷却功率、储液器体积对于系统温度稳定性的影响. 孟庆亮等人^[17]建立了MPTL系统瞬态仿真模型, 利用该模型研究了热负荷变化时, 两相控温型储液器与系统主回路之间的动态传热传质特性, 研究表明热源功率变化时, 储液

器内部的气液两相温度和压力、系统流阻会受到影响. 此外, 赵振明等人^[18]通过仿真与实验研究了MPTL系统用于CCD器件控温时的启动与运行过程, 内部工质的流动及传热特性, 并指出MPTL系统在航天光学遥感器的控温方面具有非常好的应用前景.

然而, 目前现有的研究缺少对热源开机和关机时对MPTL系统储液器和主回路工作特性的影响, 而这些特性对于航天遥感相机在轨正常应用MPTL系统是非常重要的, 这是由于航天相机为间断性工作的, 即MPTL系统的散热对象是频繁开机和关机的, 在此模式下, MPTL系统能否稳定运行将是系统设计需重点考虑的内容. 此外, 目前在轨应用/地面试验使用的储液器冷却模块多采用半导体制冷与冷却回路外联耦合设计, 这增加了系统设计的功率和复杂度. 为此, 本文提出了一种具有被动冷却设计的两相控温型储液器, 该储液器可以利用冷凝器回流液体的过冷度对储液器进行被动冷却, 仅通过调节加热功率即可实现控温, 储液器的控温设计显著简化.

基于此, 本文搭建了航天遥感相机用MPTL实验装置, 该实验装置采用了屏蔽式离心泵和被动冷却式两相控温型储液器, 可以实现对多点分散式热源的散热与控温. 本文对MPTL系统在相态转变、热源启动、关机和变化时的工作特性进行了研究, 并对该新型储液器的控温特性和冷却能力进行了验证.

2 MPTL实验装置

2.1 系统工作原理

图1为MPTL系统组成示意图, 主要由机械泵、储液器、换热器、预热器、蒸发器、冷凝器、压力传感器、压差传感器、质量流量计、热电偶及管路组成. 机械泵首先驱动工质进入到换热器中, 冷工质在换热器中被来自蒸发器的饱和流体加热, 随后加热的流体流入到预热器, 流体进一步被加热到饱和态并流入到蒸发器中. 在蒸发器中, 气液混合物吸收热源发热, 蒸汽的质量分数进一步升高. 为回收系统废热, 气液混合物流入到换热器中, 部分热量被传给了从泵侧过来的冷流体. 然后, 两相流体被传输到冷凝器, 饱和流体释放热量变为过冷液体. 图2为MPTL实验装置, MPTL系统包含了9个分散式热源, 用于模拟航天遥感器的核心探测器组件.

图 1 MPTL系统组成示意图

Figure 1 The schematic diagram of MPTL system.

图 2 MPTL系统实物图

Figure 2 Photograph of MPTL system.

2.2 机械泵

为满足航天遥感器的在轨应用需求, 机械泵产品需要满足: (1) 长寿命, 耐摩擦; (2) 低漏率, 保证闭式系统内的工质能够长期使用; (3) 低比转数, 即小流量, 高扬程; (4) 低微振动性能, 保证产品工作时对相机成

像影响较小. 基于上述要求, 设计了一种屏蔽式离心泵作为MPTL系统的驱动源, 图3给出了屏蔽式离心泵实物图. 泵和驱动电机都被密封在一个充满工质的压力容器内, 转子由前导、后导陶瓷球轴承支撑在输送介质中, 屏蔽泵只有静密封无动密封, 适用于对介质输送可靠性要求很高的航天热控领域, 具有耐摩擦、长寿命、低漏率、免维护等特点. 产品设计的流量范围为0~4 mL/s, 扬程范围为0~0.06 MPa(丙烷工质), 驱动功率为0~10 W. 此外, 通过微振动性能测试台, 测得产品的微振动为0~60 mg (g 表示重力加速度), 能够满足航天相机使用要求.

2.3 储液器

在MPTL系统中, 储液器的作用相当于系统的“大脑”, 承担着控制系统温度, 调节主回路和储液器之间的流体分布以及在微重力条件下进行气液流体管理的作用. 本文采用了两相控温型储液器, 图4为储液器实

图 3 屏蔽式离心泵实物图

Figure 3 Photograph of shield centrifugal pump.

图 4 储液器实物图

Figure 4 Photograph of accumulator.

物图. 图5给出了储液器内部组成示意图, 该储液器的主要构成包括金属壳体、内部毛细结构、表面加热装置. 筒体毛细结构, 可以保证微重力下加热装置工作时, 液体可以有效的供给, 避免干烧现象出现; 集液装置的作用是保证毛细管始终处于液封的状态, 避免毛细管直接接触储液器内的气态工质; 毛细管利用毛细力作用阻止蒸气进入主回路中, 并实现与主回路之间工质的交换. 该储液器可以同时满足地面与在轨微重力环境下的应用. 储液器(直径70 mm, 长度150 mm)上布置了两个热电偶, 分别距离储液器最高点10 mm和最低点15 mm的位置, 两个点分别用于测试气相侧壁面温度与液相侧壁面温度.

本文所使用的储液器具有被动冷却的能力, 该储液器可以利用冷凝器回流液体的过冷度对储液器进行被动冷却, 冷却过程如图6所示, 从冷凝器回流的液体, 在进入机械泵前被分为两条支路, 一路进入到图5所述的毛细管中, 通过毛细管与储液器内部流体进行冷量传递, 随后该路流体与另一路汇合共同流入机械泵中. 本文的设计省去了传统冷却使用的半导体制冷装置, 降低了设计的复杂度, 减少了功耗需求, 提升了设计的可靠性. 储液器的控温方式为PID控制, PID的三个参数分别为10, 35, 5.

2.4 工质

工质作为MPTL系统热量获取、传输与排散的载体, 是影响系统长期、稳定、可靠运行的关键因素. 因此, 合理地选取工质是非常重要的. 除工质与系统具有良好的相容性之外, 还需考虑工质对系统流阻和传热特性的影响. 相比于单相流体回路, MPTL系统管路的直径通常较小, 这样会带来较大的系统流阻. 考虑到机械泵只能提供有限的压头, 因此, 所选取的工质必须具有较小的压降. 本文采用MPTL系统品质因子对工质

图 5 储液器组成示意图
Figure 5 The schematic diagram of accumulator.

图 6 储液器冷却过程示意图
Figure 6 The schematic diagram of cooling process in accumulator.

进行选取, 品质因子的定义为^[19]

$$M = \frac{1}{(\mu_l^{1/4} / (\rho_l h_l^{7/4}) + \mu_v^{1/4} / (\rho_v h_v^{7/4}))}, \quad (1)$$

式中, μ , ρ , h 分别表示工质的黏度、密度和潜热, 下标l和v分别表示气相和液相. 根据式(1)分别计算出20℃液氨、丙烷和R134a的品质因子, 如表1所示. 此外, 表1还给出了工质的其他物性参数. 从表1可以看出, 液氨的品质因子最大, 丙烷次之, R134a最小. 尽管液氨具有几个非常明显的优势, 如较高的导热率和表面张力, 液氨并不是最优的工质, 主要是由于选用液氨时将面临流量过小的问题, 这对于机械泵的设计将是一个难点. 选取液氨会导致机械泵的设计出现问题并带来泵运行的不稳定性. 最终本文选取丙烷作为工质, 丙烷可以满足系统的功率和稳定性的需求. 工质的充灌量需要保证在主回路全部为液态时储液器仍有液体剩余以保证其内部为气液两相态, 还要确保主回路全部为气态时储液器能够容纳所有工质, 且有一定的气态工质存在, 以保证工质温度为饱和温度, 综合考虑

表 1 工质物性参数对比表
Table 1 The fluid properties of working fluid

工质	品质因子	饱和压力 (MPa)	密度比值 ρ_l/ρ_v	流量 (g/s)
液氨	5.02×10^{12}	0.85	91	0.0756
丙烷	1.55×10^{12}	0.83	28	0.265
R134a	7.33×10^{11}	0.57	44	0.5

储液器和主回路体积的大小, 确定工质的充灌量为 270 g.

2.5 系统主要参数

表2给出了MPTL系统的主要参数, 主要包括管路的直径、长度和加热功率. MPTL系统包含了9个分布的热源, 用于模拟航天遥感器的核心器件, 每一个热源的发热量为5 W, 总共45 W. 冷凝器为板式换热器, 通过与制冷机管路相连进行散热. 换热器为套管逆流式换热器, 管长为6 m, 内管为 $\Phi 3\text{ mm} \times 0.5\text{ mm}$ 不锈钢管, 外管为 $\Phi 6\text{ mm} \times 1\text{ mm}$ 不锈钢管. 换热器的目的是回收热源发热并降低预热功耗. 此外, 回路在蒸发器的入口布置了预热器, 用于将过冷液体加热到两相状态, 预热器的最大功率为40 W. 本文采用了两种方式对加载的功率进行控制, 包括根据流量计测量值和根据设定转速下的额定流量值加载. 温度传感器布置在系统各组件的外壁面上, 测量的温度为各壁面温度. 表3给出了各测量装置的量程和准确度, 绝压传感器的误差为 $\pm 1500\text{ Pa}$, 20°C 时丙烷的饱和压力-温度图上的饱和线斜率 $(\text{d}P/\text{d}T)_{\text{sat}}$ 为 $0.02\text{ MPa}/^\circ\text{C}$, 由此得到根据压力拟合得到温度的误差为 $\pm 0.075^\circ\text{C}$. 流量计内部为长度小

表 2 MPTL系统主要参数表

Table 2 The main parameters of MPTL system

零部件	数值
两相管路直径 (mm)	$D_o=4.0, D_i=3.0$
单相管路直径 (mm)	$D_o=3.175, D_i=2.06$
管路总长度 (m)	20.0
冷凝器与泵之间管路长度 (m)	4.0
泵与蒸发器管路长度 (m)	4.0
储液器体积 (L)	0.53
预热器功率 (W)	40.0
蒸发器功率 (W)	45.0

表 3 MPTL系统各测量装置的参数表

Table 3 The parameters of measuring devices of the MPTL system

装置	品牌	量程	准确度
绝压传感器	GE	0~2.5 MPa	$<0.06\% \text{ FS}$
压差传感器	GE	0~0.1 MPa	$<0.06\% \text{ FS}$
科氏质量流量计	Rheonik	0~1.0 g/s	$<0.6\% \text{ FS}$
温度传感器	自研	$-35^\circ\text{C} \sim +45^\circ\text{C}$	$<0.1^\circ\text{C}$

于1 m的内径4 mm的管路, 试验测试时, 流量计内部为液态工质, 通过计算, 阻力为200~500 Pa, 阻力约占回路总阻力的1%~3%, 因此流量计对系统总流阻的影响可以忽略.

3 结果与分析

3.1 系统参数变化过程

机械泵启动前, 回路内分布着大量的气态工质. 试验开始后, 将储液器内的气相侧壁面温度提升至 $25.2^\circ\text{C} \sim 26.2^\circ\text{C}$, 并将温度在此区间稳定一段时间, 如图7所示. 通过升温可以提升系统的饱和压力, 液化系统内的气体, 使回路内充满液体. 由于储液器内气液两相热容的差异, 气相侧壁面温度升温速率比液相侧快, 且比液相高. 1100 s后, 机械泵开启, 过冷液体开始在系统内循环, 储液器温度迅速下降, 与此同时, 将储液器的控温点调至 20.5°C . 在过冷液的作用下, 气相侧和液相侧的壁面温差进一步拉大. 待储液器温度稳定后, 预热器开启. 预热器开机后, 储液器液相侧壁面温度快速下降, 这是由于两相生成后, 预热器下游多余的液体经冷凝器被迅速推至储液器所导致的. 热源开机后, 储液器内液相侧壁面温度再次下降, 表明主回路内液体再次被推入储液器中. 21600 s后, 热源关机, 储液器液相侧壁面温度出现了小幅增加, 这主要是由液相体积减少所造成的. 结果表明, 被动冷却型储液器内气相和液相形成了一定温差, 通过温差保证了储液器冷

图 7 储液器内气相和液相温度变化趋势

Figure 7 Variations in temperature of vapor and liquid in accumulator.

量的供应。

图8和9为系统压力和根据压力拟合得到的温度值随时间的变化曲线。图9中将压力数据代入到饱和压力和饱和温度拟合公式中得到温度(饱和温度)的变化数据,并将该数据与实测温度(储液器气相侧壁面温度)进行对比。通过对比发现,二者的变化趋势一致性较好,这表明储液器内的饱和温度和压力是由内部的气相所决定的。拟合温度值比测得的温度数据平均低 $0.2^{\circ}\text{C}\sim 0.3^{\circ}\text{C}$,这主要是由于内部流体与储液器壳体之间的热阻所导致的。储液器壳体的材料为316L不锈钢,加热区域面积为 0.00012 m^2 ,壁面厚度为 0.001 m ,由此计算出导热热阻约为 $0.02^{\circ}\text{C}/\text{W}$ 。储液器加载的功率为 $10.0\sim 15.0\text{ W}$,因此,两者的温差在 $0.2^{\circ}\text{C}\sim 0.3^{\circ}\text{C}$ 之间。此外,图8和9中的压力和温度值在预热器开机、热源开机和关机时均出现了一些不稳定现象,这将在本文3.2节进一步解释。

从图10可以看出,在对储液器加热过程中,蒸发器温度(热电偶布置在蒸发器中间位置)也呈现出升高的趋势,图中最左侧曲线圆圈标出的结果,这意味着储液器中的热流体流入到了主回路,补偿了原先蒸气占据的空间。预热器开启后,蒸发器温度迅速升高,并逐渐趋向于稳定。随后,热源开机,蒸发器通过饱和工质的汽化潜热吸收热源发热,通过温度放大图可以看出,单片蒸发器的波动 $<0.2^{\circ}\text{C}$,9片蒸发器的温差 $<0.7^{\circ}\text{C}$,蒸发器温度稳定性和均匀性较好,MPTL系统为相机成像提供了稳定的边界条件。

图11给出了系统的流量和流阻(压差传感器测量

图8 系统绝对压力变化趋势

Figure 8 Variation in absolute pressure in the system.

图9 (网络版彩图)储液器气相温度与压力拟合温度对比

Figure 9 (Color online) Comparison between vapor temperature and fitting temperature from saturated pressure.

图10 (网络版彩图)蒸发器温度变化趋势

Figure 10 (Color online) variations in temperatures of evaporators.

数据)随时间的变化曲线。流量和流阻分别通过质量流量计和压差传感器测量得到。储液器升温后,系统的流量出现了一个“尖峰”,表明储液器内的流体流入到了主回路中。机械泵启动后,系统的流量和流阻分别增加到 0.82 g/s 和 0.016 MPa 。预热器开启后,流量出现了较大幅度的振荡现象,与此同时,流阻出现了一个较大的“突升”,从 0.016 MPa 增至 0.029 MPa ,这主要是由于工质从单相转变为两相时,瞬间生成了大量的蒸气,预热器内出现了“气塞”,生成的蒸气堵塞了回路内流体的流动路径,导致了流阻突然增加。当气塞消失后,流阻逐渐恢复到正常值。蒸发器开启后,回路的流量进一步下降,并在小范围内波动,蒸发器关闭后,回路的流

量逐渐恢复到蒸发器开启前的状态. 在整个过程中, 回路的流阻基本维持恒定.

3.2 不稳定现象分析

通过图7~11可以发现, 预热器开启、蒸发器开机和关机均会对系统的稳定运行产生一些影响, 本节将对这些不稳定现象进行分析.

3.2.1 相态转变过程

图12给出了预热器开启后, 系统各参数随时间的变化趋势. 在4270~5540 s之间, 系统的流量波动范围在0.1~1 g/s之间(由于本文所选流量计量程为0~1 g/s, 从图中可以看出流量的最大值已经超过量程, 实际流量要大于1 g/s, 图12(a)中的结果不影响本文对流量波动的讨论), 波动的幅度逐渐减小, 波动过程持续了约1300 s; 储液器出口的温度在-8.1℃~6.2℃之间波动; 储液器气相的温度和绝对压力分别在20.3℃~20.8℃和0.834~0.853 MPa之间波动. 通过这些参数的变化可以发现预热器开启后分别引起了流量、主回路与储液器之间工质交换以及系统控温点和绝对压力的不稳定现象的出现.

图12(d)给出了储液器和预热器加载功率随时间的变化趋势. 预热器加载功率为

$$P = \dot{m}_f \cdot (c_p \cdot dT_{liq} + x \cdot h_{lv}), \quad (2)$$

式中, $\dot{m}_f$ 为流量, c_p 为工质比热, dT_{liq} 为饱和温度与预热器入口温度差值, x 表示设定干度, h_{lv} 为工质汽化潜热. 在4270~5540 s之间, 预热器的功率按照式(2)进行加载, $\dot{m}_f$ 为流量计测量值. 预热器开启后, 系统从单相

态转变为两相态, 系统的流量曲线出现了压力降振荡, 流量波动较大. 由于预热器加载的热量随流量的变化而变化, 这也会导致系统的两相段的长度发生变化, 从而引起了主回路与储液器之间工质交换过程的反复出现. 当系统的过冷工质从主回路被推入到储液器中, 储液器出口的温度下降, 储液器内气相空间被压缩, 储液器气相的温度和压力升高; 反之, 储液器出口的温度上升, 储液器内气相空间膨胀, 储液器气相的温度和压力下降. 为了维持储液器的控温点, 加载到储液器上的功率也会因此而随之变化. 储液器与预热器功率变化的相互叠加, 造成了系统的持续振荡. 为尽快使系统达到稳定的运行状态, 降低系统的波动, 在5540~6000 s之间, 将预热器控制功率的方式调整为根据设定转速下的额定流量加载, 式(2)中 $\dot{m}_f$ 设置为恒定的量, $\dot{m}_f=0.8$ g/s, 预热器的功率逐渐趋向稳定, 从而系统的流量、储液器出口、储液器内气相温度和绝对压力波动范围变小, 变化趋势趋向稳定.

3.2.2 热源开机和关机过程

图13给出了热源开机和关机过程中, 系统流阻和流量、储液器内气相温度和饱和压力随时间的变化趋势. 从图13(a)可以看出, 热源开机后, 系统的流量再次出现波动现象, 系统流量的变化范围在0.1~0.8 g/s之间, 但波动持续时间较图12(a)短得多, 仅持续了100 s, 随后, 流量逐渐稳定在0.4 g/s. 热源关机后, 系统的流量迅速恢复至热源开启前的数值, 且未出现大幅的波动. 从图13(b)可以看出, 热源开机后, 储液器气相温度和绝对压力均是先增加后下降, 随后逐渐恢复到“设定值”. 然而, 热源关机后, 温度和压力的变化过程呈现相

图11 (网络版彩图)系统流量(a)和流阻(b)的变化趋势

Figure 11 (Color online) Variation in mass flow-rate (a) and flow resistance (b) of system.

图 12 (网络版彩图)预热器开启后系统各参数随时间的变化趋势. (a) 系统流阻和流量; (b) 储液器出口温度; (c) 储液器气相温度和绝对压力; (d) 预热器和蒸发器功率

Figure 12 (Color online) Variations in different parameters of system after pre-heater starting up. (a) Flow resistance and mass flow-rate; (b) temperature of the accumulator's outlet; (c) temperature of vapor and absolute pressure in accumulator; (d) powers of pre-heater and accumulator.

图 13 (网络版彩图)热源开机和关机时系统参数的变化曲线. (a) 系统流阻和流量的变化曲线; (b) 储液器气相温度和绝对压力的变化曲线

Figure 13 (Color online) Variations in different parameters of system when heat sources start up and power off. (a) Flow resistance and mass flow-rate; (b) vapor temperature and absolute pressure in accumulator.

反的趋势. 这两个参数均是先下降后增加, 随后逐渐恢复到需要值. 对于温度和压力变化的解释如下. 对蒸发器加热后, 蒸发器的气相质量分数增加并且蒸发器下游内管路蒸汽的体积增加, 这导致主回路内的流体流入到储液器中. 从主回路流出的流体首先与储液器内

部的液相混合, 然后压缩储液器的气相体积. 因此, 饱和温度和饱和压力增加. 当热功率减少时, 蒸发器内的蒸汽减少, 蒸发器下游的管路需要再次被液体填充, 而这些液体从储液器中来. 气相体积的增加导致系统饱和压力和温度的下降.

3.2.3 预热器功率恒定加载过程

图14给出预热器功率为恒定值时系统参数的变化曲线。通过图14(a)可以发现, 预热器开启后, 系统的流量振荡过程持续了4个循环, 并且只持续了130 s, 这相比于图4中的振荡大幅减少。与此同时, 图14(b)中储液器气相温度和饱和压力波动次数也大幅减少, 储液器的控温点在经历了1次波动后即快速到达稳定状态。这表明通过降低预热器加载功率的变化, 可以大幅提升系统的稳定性。

3.3 热源功率变化过程分析

通过图15(a)可以发现, 热源功率从45 W-20 W-45 W变化时, 储液器气相和液相温度变化较小, 这主要是由于功率变化较小时, 系统主回路的气相体积比例变化相对较少, 主回路与储液器工质交换量相对较少。热源功率从45 W-0 W-45 W变化时, 储液器气相和液相温度均发生了较大的变化, 这主要是由于主回路气相体积比例变化较大, 主回路与储液器之间工质交换量大。

通过图15(b)可以发现, 蒸发器温度随热源功率的变化而变化(20 W时, 蒸发器9温度较低, 由于其上未加载热量), 且在每一个功率值下温度波动均较小。与此同时, 蒸发器的温度变化趋势也与储液器保持一致, 这体现了储液器对系统工作点的控制作用。此外, 通过对比9片蒸发器温度的变化趋势可以发现, 蒸发器1~9呈现下降的趋势, 这主要是由饱和压力沿着蒸发器流动方向下降所导致的。

图15(c)给出了热源功率变化时, 系统的流量和流阻的变化曲线。系统的流量主要受到了加载功率的影响, 蒸发器加载的功率越大, 流量越小, 反之, 流量则越大。系统的流阻在给定的转速下基本保持不变, 这是由离心泵的工作特性所决定的。系统的流量由式(2)决定:

$$\dot{m} = \sqrt{\frac{\Delta P_f \times \rho d \times A_c^2}{2f_c L}}, \quad (3)$$

式中, $\dot{m}$ 表示流量, ΔP_f 为系统流阻, ρ 为系统平均密度, d 为管路直径, A_c 为系统平均截面积, f_c 为系统流阻系数, L 为管路长度。对于MPTL系统来说, 在给定的转速下离心泵的 ΔP_f 基本恒定, 其他参数为常数。因此, 随着热源功率的变化, 回路内蒸汽体积比例发生变化, 系统的等效摩擦系数 f_c 也相应发生变化, 即热源功率大, f_c 大, 反之则 f_c 小, 系统流量随之发生相应变化。

3.4 重力效应影响分析

除储液器内液体为两相状态外, MPTL系统的蒸发器和两相管路内也充满了两相流体, 区别于地面重力环境, 由于气液两相介质存在的较大密度差(如20.0℃时, 丙烷液相和气相的密度比为27.6), 重力效应可能会影响流动与传热特性。杜王芳等人^[20]曾详细评述了文献中关于多相热流体系统重力无关性研究的进展, 本文依据该文介绍的相关准则, 对系统的两相流动和沸腾传热进行重力效应影响分析。

管路内流体的流动主要受到了表面张力、惯性力和重力的作用。为了研究重力效应对流动的影响, 计算

图14 (网络版彩图) 恒定预热器功率时系统参数的变化曲线。(a) 系统流阻和流量变化趋势; (b) 储液器气相温度和绝对压力变化趋势

Figure 14 (Color online) Variations in different parameters of system with constant pre-heater's power. (a) Flow resistance and mass flow-rate; (b) vapor temperature and absolute pressure in accumulator.

图 15 (网络版彩图)热源功率变化时系统参数的变化曲线. (a) 储液器气相和液相温度变化趋势; (b) 蒸发器温度变化趋势; (c) 系统流阻和流量变化趋势

Figure 15 (Color online) Variations in different parameters of system during the change of heating load. (a) Temperature of vapor and liquid in accumulator; (b) evaporators' temperatures; (c) flow resistance and mass flow-rate.

了Bond数和气相表观Froude数的数值, Bond数和气相表观Froude数定义为

$$Bo = (\rho_L - \rho_G)gd^2 / \sigma, \quad (4)$$

$$Fr_{SG} = U_{SG} / \sqrt{(\rho_L - \rho_G)gd / \rho_G}, \quad (5)$$

式中 ρ , g , d , σ , U 分别表示密度、重力加速度、管路直径、表面张力系数和特征速度, 下标L和G分别表示液相和气相. 通过将本文MPTL系统中的参数代入到式(4)和(5)中, 得到 $Bo=2.64$, $Fr_{SG}=2.63\sim 4.6$, 两个数值满足式(6)和(7)所述的主导作用力的重力无关性判据:

$$Bo \leq Bo_{cr} \approx 1.5\sim 6, \quad (6)$$

$$Fr_{SG} \geq Fr_{SG,cr} \approx 0.54\sim 2.2. \quad (7)$$

另一方面, 在MPTL系统的预热器和蒸发器中存在流动沸腾现象, 重力效应会对沸腾传热产生影响. 由于本文MPTL系统中热量垂直于器件表面进行加载, 按照界面波与液泛现象的重力无关性准则, 重力效应对MPTL系统流动沸腾的主要影响包括: (1) 垂直于加

热器件表面的重力分量引起的流体动力学不稳定性; (2) 波长过大阻止液体与器件壁面的接触.

对于影响(1), 界面波长满足式(8)的准则是重力无关的, 即

$$\left| \frac{(\rho_L - \rho_G)(\rho_L + \rho_G)\sigma g \cos \theta}{\rho_L^2 \rho_G^2 (U_G - U_L)^4} \right| \ll \frac{1}{4}, \quad (8)$$

式中, θ 为热源与流动方向的夹角, 本文 $\theta=0^\circ$, 将本文系统中的参数代入式(8)中的左边项, 得到数值在0.0006~0.02之间, 因此式(8)成立.

对于影响(2), 重力无关性准则为

$$We = \frac{\rho_L \rho_G (U_G - U_L)^2 L}{\sigma (\rho_L + \rho_G)} \geq 2\pi, \quad (9)$$

式中, L 表示加热部件长度, 本文单个蒸发器内部总流道的长度为0.35 m, 将参数代入式(9)中的左边项, 得到数值在2000~11703之间, 式(9)成立.

综上所述, 不管依据主导作用力还是界面波与液

泛现象的重力无关性准则, 本文的两相流动和传热满足重力无关设计要求, 系统设计参数可以满足航天遥感器在轨应用要求。

4 结论

本文针对航天遥感相机的热控难题, 搭建了一套MPTL系统, 该系统使用了具备被动冷却能力的两相控温型储液器和长寿命、低漏率屏蔽式离心泵, 能够对多点分散式热源进行散热与控温。本文通过温度、压力、流量数据研究了MPTL系统主回路的运行特性、储液器内部热力学变化特性以及储液器与主回路之间的传热传质过程。本文的主要结论如下。

(1) 被动冷却型储液器内气相和液相形成了一定的温差, 通过温差保证了储液器冷量的供应。本文设计的储液器省去了传统储液器冷却用的半导体冷却装置和安装工装, 在控温功耗、重量、控制策略方面具有较强的优势, 但由于从冷凝器回流的液体部分流入到储液器中, 会与储液器内较热的流体进行热量交换, 从而引起进入泵内流体的温度升高, 会影响泵的稳定运行。然而, 由于MPTL系统正常运行时, 储液器所用制冷功耗较小, 仅为几瓦量级, 可以通过采用分流支路实现小功率冷却, 从而减小了进入泵内流体的温升, 减小了对泵运行的影响。

(2) 预热器开机、热源开机和关机时, 主回路与储液器的工质交换特性对液相温度影响较大, 对气相温度影响较小。储液器内绝对压力与气相温度变化趋势保持了较高的一致性, 表明储液器内的饱和温度和压力是由气相决定的。

(3) 热源正常工作期间, 蒸发器温度的稳定性和均匀性较好, MPTL系统可以为相机稳定成像提供良好的边界条件。预热器内工质从单相转变为两相态时, 其内部出现了“气塞”, 生成的蒸汽堵塞了回路内流体的流动路径, 从而导致系统的流阻突然增加。

(4) MPTL系统在由单相态到两相态转变时、热源开机和关机时, 系统出现了不稳定现象。储液器与预热器功率变化的相互叠加, 造成了系统的持续振荡, 将预热器功率调整为定值, 系统逐渐趋向稳定。热源开机和关机时, 储液器内气相和液相热力学状态、系统运行状态发生变化, MPTL系统可以根据变化自适应调整, 使系统趋向稳定。预热器功率恒定加载时, 系统的波动大幅减少, 稳定性得到大幅提升。

(5) 热源功率变化时, 主回路与储液器工质交换量会发生相应变化, 储液器内气相和液相温度变化较小。蒸发器温度随热源功率的变化而变化, 蒸发器温度变化趋势与储液器保持一致, 蒸发器温度沿着流动方向呈现出下降趋势。系统的流阻与转速有关, 与热源变化无关, 流量随热源变化而变化。

参考文献

- Gregory T H, Abel J, Mandi J. Thermal design considerations of the Hubble space telescope (HST) science instrument control and data handler (SI C&DH-2). In: 40th International Conference on Environmental Systems. Barcelona, Spain, 2010. AIAA 2010-6055
- Lu P, Zhao Z M, Yan Y X. Precise thermal control of CCD in high resolution remote sensing camera (in Chinese). Spacecr Recovery Remot Sens, 2014, 35: 59-66 [鲁盼, 赵振明, 颜吟雪. 高分辨率遥感相机CCD器件精密热控制. 航天返回与遥感, 2014, 35: 59-66]
- Li C L. Research on space optical remote sensor thermal control technique (in Chinese). J Astron, 2014, 35: 863-870 [李春林. 空间光学遥感器热控技术研究. 宇航学报, 2014, 35: 863-870]
- van Es J, van Gerner H J, van Benthem R C. Component developments in Europe for Mechanically Pumped Loop Systems (MPLs) for cooling applications in space. In: 46th International Conference on Environmental Systems. Vienna, Austria, 2016. ICES-2016-196
- van Es J, Pauw A, van Donk G, et al. AMS02 tracker thermal control cooling system test results of the AMS02 thermal vacuum test in the ISS at ESA ESTEC. In: 42nd International Conference on Environmental Systems. San Diego, California, 2012. AIAA-2012-3577
- van Es J, Pauw A, van Gerner H J, et al. AMS02 tracker thermal control cooling system commissioning and operational results. In: 43rd International Conference on Environmental Systems. Vali, 2013. AIAA-3389
- Yu X G, Xu K, Miao J Y, et al. Design and on-board validation of pumped two-phase fluid loop for high heat flux removal (in Chinese). J Astron, 2017, 38: 192-197 [于新刚, 徐侃, 苗建印, 等. 高热流散热泵驱两相流体回路设计及飞行验证. 宇航学报, 2017, 38: 192-197]
- Wang Z R, Zhang X B, Wen S Z, et al. Space applications of pumped two-phase temperature control system combined with TEC (in Chinese). J Astron, 2018, 39: 1176-1184 [王镇锐, 张兴斌, 温世喆, 等. 结合TEC的泵驱两相温控系统的空间应用. 宇航学报, 2018, 39: 1176-1184]

- 9 Liu J. Investigations on running characteristics of the mechanically pumped cooling loop for space applications (in Chinese). Dissertation for Doctoral Degree. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2008 [刘杰. 航天机械泵驱动两相流冷却环路循环特性的研究. 博士学位论文. 上海: 上海交通大学, 2008]
- 10 Sun X H. Stabilities research of the mechanically pumped two-phase CO₂ loop (in Chinese). Dissertation for Doctoral Degree. Guangzhou: Sun Yat-sen University, 2010 [孙西辉. 机械泵驱动CO₂两相流体回路稳定性研究. 博士学位论文. 广州: 中山大学, 2010]
- 11 Zhang Z, Sun X H, Tong G N, et al. Stable and self-adaptive performance of mechanically pumped CO₂ two-phase loops for AMS-02 tracker thermal control in vacuum. *Appl Thermal Eng*, 2011, 31: 3783–3791
- 12 Liu C X, Zhang J M, Xu T, et al. Experimental research on flow excursion of mechanically pumped two-phase loop (in Chinese). *Aerosp Shanghai*, 2017, 34: 125–132 [刘长鑫, 张济民, 徐涛, 等. 泵驱动两相流体回路流量漂移现象的实验研究. 上海航天, 2017, 34: 125–132]
- 13 Huang Z C. Numerical simulation and thermal control characteristic of the space mechanically pumped two-phase CO₂ loop (in Chinese). Dissertation for Doctoral Degree. Guangzhou: Sun Yat-sen University, 2010 [黄臻成. 航天热控用机械驱动两相系统的数值模拟及控温特性分析. 博士学位论文. 广州: 中山大学, 2008]
- 14 Yuan J F, Tang D W, Cao H Z. Response characteristics of accumulator pressure in pumped phase-change cooling system (in Chinese). *J Aerosp Power*, 2015, 30: 2384–2390 [袁俊飞, 唐大伟, 曹宏章. 泵驱动相变冷却系统中储液器压力响应特性. 航空动力学报, 2015, 30: 2384–2390]
- 15 van Gerner H J, Braaksma N. Transient modelling of pumped two-phase cooling systems: Comparison between experiment and simulation. In: 46th International Conference on Environmental Systems. Vienna, Austria, 2016. ICES-2016-004
- 16 van Gerner H J, Bolder R, van Es J. Transient modelling of pumped two-phase cooling systems: Comparison between experiment and simulation with R134a. In: 47th International Conference on Environmental Systems. Charleston, South Carolina, 2017. ICES-2017-037
- 17 Meng Q L, Zhang H D, Zhao Z M, et al. Transient numerical simulations of flow rate into and out of two-phase temperature control accumulator (in Chinese). *J Beijing Univ Aeronaut Astronaut*, 2019, 45: 2160–2169 [孟庆亮, 张焕冬, 赵振明. 两相控温型储液器进出流量的瞬态数值模拟. 北京航空航天大学学报, 2019, 45: 2160–2169]
- 18 Zhao Z M, Meng Q L, Zhang H D, et al. Simulation and experimental study of mechanically pumped two-phase loop for CCD (in Chinese). *J Beijing Univ Aeronaut Astronaut*, 2019, 45: 893–901 [赵振明, 孟庆亮, 张焕冬, 等. CCD器件用机械泵驱动两相流体回路仿真与试验. 北京航空航天大学学报, 2019, 45: 893–901]
- 19 van Gerner H J, van Benthem R C, van Es J. Fluid selection for space thermal control systems. In: 44th International Conference on Environmental Systems. Tucson, Arizona, 2014. ICES-2014-136
- 20 Du W F, Yue S W, Zhao J F, et al. Criteria of gravity independence in multiphase thermal fluid system (in Chinese). *J Hebei Univ Water Resour Electr Eng*, 2019, 2: 1–7 [杜王芳, 乐述文, 赵建福, 等. 多相热流体系统中的重力无关性准则. 河北水利电力学院学报, 2019, 2: 1–7]

Test study of the operating performance of a mechanically pumped two-phase loop for a space remote sensor

MENG QingLiang^{1,2}, ZHAO ZhenMing^{1,2}, ZHANG HuanDong^{1,2}, YANG Tao^{1,2},
ZHAO Yu^{1,2} & YU Feng^{1,2}

¹ *Beijing Institute of Space Mechanics & Electricity, Beijing 100094, China;*

² *Beijing Key Laboratory of Advanced Optical Remote Sensing Technology, Beijing 100094, China*

To increase the imaging indexes of space remote sensors, temperature stability is required for the core optical detector assembly in the working stage. However, with traditional products, it is difficult to meet the requirements of precise temperature control for a high-power module. A mechanically pumped two-phase loop (MPTL) is highly advantageous as an essential thermal control product in space cameras. In this study, one MPTL setup was constructed to investigate the operating behaviors caused by the heat source of the core detector assembly for the load-on and load-off status. One two-phase thermal-controlled accumulator integrated with passive cooling was first employed as the temperature control component of the system, and the shield centrifugal pump was selected to be the driving force. The obtained test data, which included the temperature, pressure, and mass flow-rate, were used to analyze the thermodynamic behaviors in the accumulator. In addition, the heat and mass transfer processes between the main loop and the accumulator and the operating characteristic of the main loop were investigated. This research focuses on the instability phenomena that occur during the phase transition of the system and during the heat source load-on and load-off status; a method to decrease the system instability has been proposed. In addition, the operating behaviors of the main loop and the accumulator during the power change of the heat source have also been investigated. The results show that there was a temperature difference between the gas and liquid phases in the accumulator, and the cooling capacity of the accumulator was obtained as the temperature difference. The temperatures of the multi-evaporators showed excellent performance in the area of stability and uniformity, which provided good boundary conditions for the stabilization imaging of the space camera. The temperatures and pressure in the accumulator and the flow-rate and flow resistance of system will be affected by the starting up and powering off of the heat sources. The system stability during the process of phase change was influenced by the loading power on the pre-heater. The variations in the heating load affect the operating state of the accumulator and main loop. The results obtained from this study can be used to guide the design and application of the MPTL system for space remote sensors.

mechanically pumped two-phase loop (MPTL), two-phase thermal-controlled accumulator, spacecraft thermal control, thermal control product, space remote sensor

doi: [10.1360/SST-2020-0144](https://doi.org/10.1360/SST-2020-0144)