

文章编号: 1000-8055 (2004) 03-0351-05

空间发电系统热管式吸热器热性能分析

崔海亭^{1,2}, 徐伟强², 袁修干², 朱玉峰¹

(1 河北科技大学 机械与电子工程学院, 河北 石家庄 050018;

2 北京航空航天大学 航空科学与工程学院, 北京 100083)

摘要: 为了提高吸热器的热性能、降低吸热器的质量, 将热管用于空间太阳能热动力发电系统的吸热蓄热器, 建立了相应的物理和数学模型, 给出了数值求解方法, 计算了蓄热容器最高温度、热管最高壁温、工质出口温度、相变材料 (PCM) 熔化率等参数, 并与基本形吸热器进行了对比, 验证了 PCM 的储热能力, 减小了工质气体出口温度的波动。计算结果可用于吸热器的设计。

关键词: 航空、航天推进系统; 太阳能发电; 吸热器; 热管; 热性能

中图分类号: TK512⁺.4 **文献标识码:** A

Thermal Performance Analysis of Heat Pipe Receiver for Solar Dynamic Space System

CU I Hang-ting^{1,2}, XU W ei-qiang²,
YUAN Xiu-gan², ZHU Yu-feng¹

(1 Hebei University of Science and Technology, Shijiazhuang 050018, China;

2 Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: In order to reduce the mass and improve the thermal performance of the heat receiver, heat pipe receiver is used for the space solar dynamic power system. A corresponding mathematical and physical model is built, and a method for numerical solution is given by which the temperature of the containment canister outer wall, heat pipe wall temperature, working fluid exit temperature, liquid Phase Change Material (PCM) fraction of the total heat transfer tube are calculated and compared with those obtained from the baseline heat receiver. The results show it is possible to promote receiver performance, to reduce the fluctuation of working fluid temperature and the weight of heat receiver. All results of the calculations can be used to guide the heat receiver design.

Key words: aerospace propulsion system; solar dynamic power; heat receiver; heat pipe; thermal performance

太阳能热动力发电系统 (SD) 已成为长寿命、低轨道、高功率空间站电源系统的首选对象^[1]。航天器的发射和维护费用极其昂贵, 因此要求在满

足总体要求的前提下, 尽可能提高系统的效率, 提高功率/质量比, 减轻航天器的质量。由于技术复杂性和重要性, 吸热/蓄热器是 20 世纪 60 年代以

收稿日期: 2003- 07- 02; 修订日期: 2003- 10- 09

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (50276001); 河北科技大学校立基金资助项目 (XL 2003055)

作者简介: 崔海亭 (1964-), 男, 河北蠡县人, 河北科技大学机械与电子工程学院副教授, 主要从事航天器热动力系统与强化传热等研究

来 SD 研究中投入力量最多的部件, 吸热/蓄热器的质量大约占发电系统总系统质量的 1/3, 减少吸热器的质量对于减少发电系统的成本有重要的意义。因此开发质量轻、体积小、效率高的新型吸热器迫在眉睫, 热管式吸热器不仅能改善温度均匀性, 而且能充分有效利用相变材料, 这使得吸热器变得质量轻, 体积小, 本文参考国际研究进展, 建立了热管式吸热器的传热模型, 对热管式吸热器的热性能进行了数值计算, 证明了热管式吸热器具有良好的热性能。

1 热管式吸热器结构

图 1 表示 Garrett 公司采用布雷顿循环 (CBC) 的热管式吸热器结构示意图^[2], 在吸热器腔内沿周向排列了多根钠热管。每根热管分为三段, 见图 2。靠近腔口的一段为吸热段, 该段在热管上没有任何附加物。中部为储热段, 在储热段的热管上套以多个分离的环型截面的相变蓄热材料 (PCM) 容器, 高温相变材料封装在容器内。最靠腔底的一段为换热段, 热管插入通过工质流体的翅片式换热器。

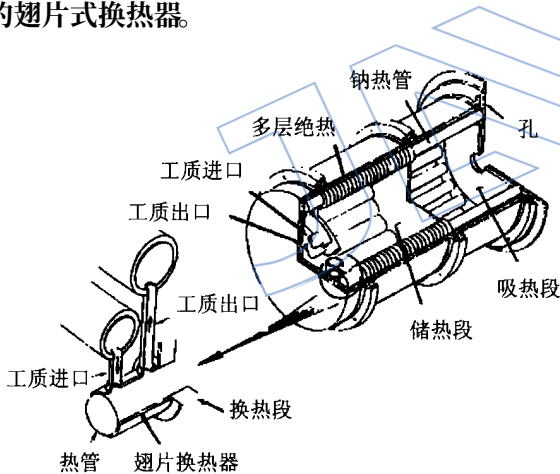


图 1 用于 CBC 装置的热管式吸热器

Fig 1 Brayton heat pipe configuration

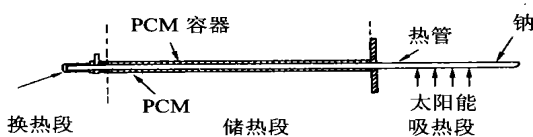


图 2 热管式吸热器换热单元管

Fig 2 Unit pipe of heat pipe receiver

由于在吸热段和储热段中间有隔板, 在日照期只有吸热段能接受到太阳辐射热流。此时吸热

段成为热管的蒸发段, 而储热段和换热段成为冷凝段, 提供热量熔解 PCM 和加热流体。在阴影期, 吸热段除有少量通过腔口的辐射热损失外, 基本处于绝热状态, 储热段则由冷凝段转变为蒸发段, 换热段仍为冷凝段, 此时 PCM 凝结放热仍有热量提供给换热段, 使得空间站处于阴影期时仍能连续工作发电。

热管的这一特殊结构决定了热管具有较高的传热能力、良好的等温性和热流密度变换的能力。由于 PCM 不直接接收太阳能, 所以吸热器的直径可以减到最小。这不仅是因为消除了热流密度不均匀使局部热流和相应的温度梯度降低, 从而可以增加相变材料层厚度, 而且省去了 PCM 储热容器之间为了热流分配所需的圆周间隙。另外, 热管工质的蒸发使吸热段产生高密度的热流, 也会使吸热器的尺寸减小。

目前对于热管式吸热器的热分析较多的集中在实验研究方面^[3], 未见到关于模拟计算方面的报道。本文建立了吸热腔传热模型和换热管传热模型以及它们之间的耦合关系, 对吸热器的热性能进行了分析, 得到了轨道周期内容器外壁最高温度、热管壁温、工质出口温度与 PCM 熔化率等主要参数的变化。

2 热管式吸热器传热模型

采用焓法能量方程求解传热过程^[4], 并作了如下假设: (1) 吸热腔周向的入射热流分布是均匀的, 所以只需计算单根热管就可以确定吸热/蓄热器的传热性能; (2) 热管蓄热段沿管长壁温一致, 即热管中所有 PCM 容器的工作情况完全相同; (3) 热管回液芯系统能正常工作, 确保热管圆周的温度基本一致; (4) 相变过程发生在某个特定的温度, 而非一个温度区域; (5) PCM 容器与热管管壁间的接触热阻忽略不计; (6) 不考虑 PCM 容器侧壁的导热。

2.1 热管部分

在热管计算中, 采用热阻串联模型, 分别计算出热管传热环节的热阻值, 根据热管壁温可以得到热管的传热量, 描述出与相变过程耦合传热时的内部工作状态。

2.2 相变区

焓模型的基本方程概括了各区域的单位质量焓方程的发展。各区域由下标 k 指示, 如下所示:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_k \rho_k h_k dV_k = - \int_k \rho_k h_k \vec{U}_k \cdot$$

$$\vec{n}_k dS_k - \int_k \vec{q} \cdot \vec{n}_k dS_k \tag{1}$$

与之联立的方程为关于温度、下标为 k 的区域的焓方程。

$$h_k - h_{ref} = \int_{ref}^k c_k(T_k') dT_k' \tag{2}$$

对于各个 k 有以下定义:

$k=1$, 容器外壁区域; $k=2$, PCM 区; $k=3$, 容器内壁区域; $k=4$, 热管壁区。

2 3 换热段中传递给工质的热量

$$Q = KA \frac{T_i - T_o}{\ln \frac{T_o - T_w}{T_i - T_w}} \tag{3}$$

式中: T_i 是工质进口温度, T_o 是工质出口温度, T_w 是热管的外壁温度。

2 4 网格划分

图 3 为单元热管的简化模型, 单元热管沿径向划分为 12 个节点, 其中热管壁作为一个节点, PCM 容器内壁作为一个节点, PCM 区域被划分为 8 个节点, 固定空穴作为一个节点, PCM 容器外壁作为一个节点。

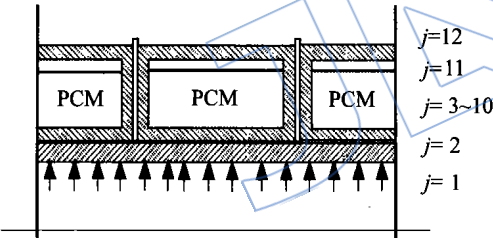


图 3 单元热管简化模型

Fig 3 Schematic of heat pipe tube

2 5 边界条件

吸热段吸收的热流按定值考虑, 由于吸热器只在吸热段吸收入射的太阳能, 而蓄热段并不直接吸收太阳能, 所以若忽略辐射换热, 则蓄热段的 PCM 容器在外壁处绝热, 内壁 (包括热管壁) 与热管工质进行强迫对流换热。

故边界条件为:

$$\left. \begin{aligned} k \frac{\partial}{\partial r} [T(r_o, t)] &= 0 \\ k \frac{\partial}{\partial r} [T(r_i, t)] &= \alpha [T(r_i, t) - T_f(t)] \end{aligned} \right\} \tag{4}$$

式中: α 为对流换热系数, 下标 o 和 i 分别代表 PCM 容器的外壁和内壁, 下标 f 代表热管工质。

初始条件为全部 PCM 均处于固态, 即:

$$T(r, 0) = T_s < T_m \tag{5}$$

本计算采用显式差分法, PCM 采用 80.5LiF - 19.5CaF₂, 熔点为 1 040 K; 容器和工质导管材料采用钴基合金 Haynes 188, 气体工质采用摩尔质量 83.8 的 He-Xe 混合气体; 材料的物性参数和吸热器几何尺寸参见文献 [5]。空间热沉温度取 200 K; 入射热流分布见文献 [2]; 日照周期 66 min, 阴影期 27 min; 工质入口温度为 760 K, 工质流量为 0.547 6 kg/s。系统初始温度为 800 K。计算采用显式求解, 时间步长取 0.001 s。

3 计算结果分析

从计算初始条件计算了 10 个轨道周期, 图 4、图 5 对应着 5~8 个轨道周期的计算结果。图 4 示出了 PCM 熔化率随轨道的变化关系, 图 5 表示的是热管壁温、蓄热容器外壁温度以及循环工质出口温度随时间的变化曲线。

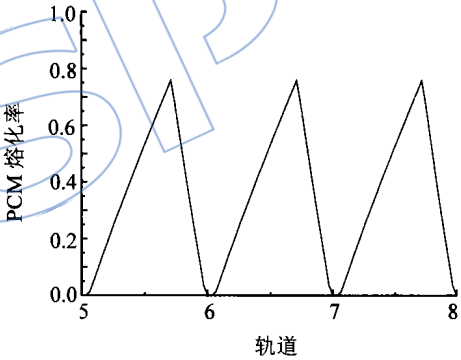


图 4 PCM 熔化率随轨道的变化

Fig 4 PCM Melt fraction

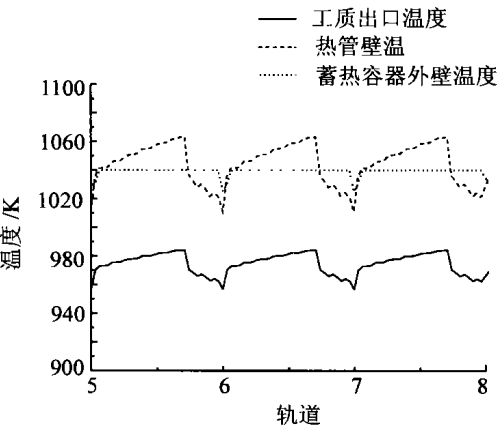


图 5 单元热管温度随轨道的变化

Fig 5 Temperature of unit tube of heat pipe

本文计算结果与圆柱腔形吸热器 (或称基本形) 的计算结果进行了对比, 基本形吸热器的结

构简述如下: 圆柱形的吸热腔内沿圆周方向均布若干根单元换热管, 每根单管上钎焊套装若干个 PCM 容器, 容器之间用陶瓷纤维垫片隔开。PCM 为 LiF 和 CaF_2 的共晶混合物, 换热管的内管为流动循环介质的气管, 气管采用并联方式, 由一根环形进口总管分出一系列均匀分布在腔壁的支管, 再汇总到出口环形总管。其热性能数据见文献[6], 其 PCM 对应的熔化率变化为 $0.24 \sim 0.68$ 之间, 变化范围为 0.44 , 说明整根换热管不可能实现 PCM 的完全熔化和凝固, 有部分容器起不到蓄热作用, 增加了无谓的吸热器质量。其根本原因是基本形吸热器的原理和结构所决定的, 基本形吸热器在整根换热管上套装 PCM 容器, 并由容器外壁直接接收从入射孔进入的太阳热流。容器外壁的热流密度与其距入射孔的轴向距离直接相关, 而且差异很大, 所以当靠近入射孔的蓄热容器内 PCM 全部熔化时, 还有很大一部分容器的 PCM 没有完全熔化, 甚至熔化率相当低; 如果一味提高入射能量, 则在提高熔化率的同时使得靠近入射孔的 PCM 温度严重超过设计要求, PCM 过热造成了日照期出口工质温度的较大波动, 对于系统的稳定可靠运行不利, 并且造成容器表面温度过高, 影响到系统的寿命。所以基本形吸热器的 PCM 熔化率由于受到原理上的限制而无法达到更高的水平。而在阴影期时, 同样由于换热管在轴向上存在的温差, 使得部分容器 PCM 不完全凝固, 进一步缩小了 PCM 熔化率的变化范围, 大大降低了 PCM 的利用率。

与基本形吸热器不同, 日照期时热管吸热器在吸热段吸收入射太阳能, 并由热管传递给 PCM 容器。由于热管良好的导热性和理想的等温性, 热管在轴向的温差很小, 这就使得热管不同位置上的容器内的 PCM 都能同步、均匀地熔化。另外热管吸液芯的正常工作使得热管周向温度分布均匀, 这也有利于 PCM 的完全熔化。阴影期时, 同样由于热管在轴向和周向上良好的等温性, 各蓄热容器内的 PCM 能够同时凝固, 并最终达到完全凝固。PCM 熔化率的变化范围均达到了 $0 \sim 0.73$, 比基本形吸热器的 PCM 熔化率变化范围提高了 29% 。并且由于热管的等温性, 所有 PCM 容器均会凝固或熔化, 并达到了一定的熔化率。液相 PCM 熔化率的提高意味着更好的利用了 PCM 的蓄热能力, 相应的可以减小 PCM 的用量, 减少系统的质量。

基本形吸热器换热管最大温度变化范围在 1

$040 \sim 1\,130\text{ K}$ 之间, 变化幅度为 90 K , 对于换热管的应力会有不良的影响。工质出口温度为 $1\,040 \sim 1\,105\text{ K}$, 变化幅度为 65 K , 在阴影期基本可以达到 PCM 的熔化温度 $1\,040\text{ K}$ 。但是在日照期有较大的波动, 不利于系统工作。而热管式吸热器热管壁温温度变化在 $1\,011 \sim 1\,063\text{ K}$ 之间, 变化幅度为 53 K ; 最高容器外壁的温度变化在 $1\,022 \sim 1\,040\text{ K}$ 之间, 变化幅度为 18 K ; 工质出口温度为 $957 \sim 984\text{ K}$, 变化幅度为 27 K 。

通过对比可以看到, 热管式吸热器的热管壁温与蓄热容器壁温的波动大大低于基本形吸热器的换热管壁温与蓄热容器壁温的波动, 也就使得热管式吸热器热管、蓄热容器受到的热应力大大低于基本形吸热器换热管、蓄热容器的热应力, 从而降低了热管与蓄热容器疲劳破坏的可能性。另外, 热管式吸热器循环工质出口温度的变化幅度也远低于基本形吸热器, 这对于改善热动力系统电力转化部件的工作条件, 并保证发电系统的稳定输出具有重要意义。

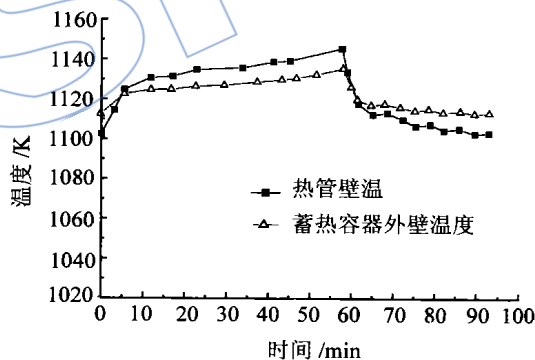


图 6 NASA 方案热管壁、容器外壁温度周期变化

Fig. 6 Temperature of unit tube of heat pipe of NASA

将稳定周期内热管壁温及容器壁温曲线(图 5)与 NASA 结论^[2](图 6)进行比较, 可以发现热管壁温与 NASA 方案的热管壁温变化范围和趋势基本一致, 而容器外壁温在达到 PCM 熔点温度后不再上升, 与 NASA 方案有一些差别, 容器外壁温的差异是由于本文建立模型时忽略了容器侧壁的导热传热, 这样的简化使得模型中的各节点在轴向上变得简单, 不用专门划分出侧壁节点, 大大降低了模型和计算的复杂程度。由此基本验证了本文单元热管模型和模拟计算结果的合理性和准确性。

4 结 论

热分析结果表明, 与基本形吸热器相比, 热管式吸热器的热性能有明显改善, 提高了阴影期工质出口温度, 有利于提高系统的效率; 降低了工质的最高温度, 有利于提高换热管的可靠性; 降低了吸热器出口温度的波动, 提高了 PCM 潜热的利用率, 有利于减小系统质量, 这种方案对于大功率系统吸热器, 前景更加广阔。

参考文献

[1] Thomas L L, Richard R S. Solar Dynamic Power for Space Station Freedom [R]. NASA TM - 102016, N 89- 23516, 1989

[2] Strumpf H J, Coombs M G. A dvanced Heat Receiver Conceptual Design Study [R]. N 88- 25977, Lewis Research Cen-

ter, 1988

[3] Fujiwara M, Sano T, Suzuki K, et al. Thermal Analysis and Fundamental Tests on Heat Pipe Receiver for Solar Dynamic Space Power System [J]. Journal of Solar Energy Engineering, 1990, 112 (4): 177- 182

[4] Carsie A, Hall E K, Glakpe J N. Thermodynamic Analysis of Space Solar Dynamic Heat Receivers with Cyclic Phase Change [J]. ASME, J. Solar Energy Engineering, 1999, 121 (8): 133- 144

[5] Strumpf H J, Coombs M G. Solar Receiver Experiment for the Space Station Freedom Brayton Engine [J]. Journal of Solar Energy Engineering, 1990, 112 (2): 12- 18

[6] 侯欣宾, 袁修干, 崔海亭. 太阳能热动力系统吸热/蓄热器能量分析 [J]. 航空动力学报, 2002, 17 (3): 332- 335

HOU Xin-bin, YUAN Xiu-gan, CU I Hai-ting. The Energy Analysis in Heat Receiver Cavity. Journal of Aerospace Power, 2002, 17 (3): 332- 335