

文章编号: 1000-8055(2002)03-0332-04

太阳能热动力系统吸热/蓄热器能量分析

侯欣宾, 袁修干, 崔海亭

(北京航空航天大学 飞行器与应用力学系, 北京 100083)

摘要: 空间太阳能热动力发电系统是一种新型的空间电力系统。吸热/蓄热器是热动力发电系统关键部件之一。吸热/蓄热器采用的蓄热方式是相变蓄热。通过对吸热/蓄热器的能量分析, 可以很好的了解吸热器的能量传递, 以及相变材料的工作过程。建立了太阳能热动力发电系统吸热器腔体辐射模型, 结合换热管的传热模型计算了吸热器的传热过程。得到了吸热器的能量损失、工质吸收能量、PCM 的潜热储能和显热储能等重要指标, 并且得到了换热管最大温度、工质出口温度等重要结果。计算结果可以用于吸热器的设计。

关键词: 热分析; 相变蓄热; 太阳能热动力发电; 吸热器

中图分类号: TK513.5

文献标识码: A

The Energy Analysis in Heat Receiver Cavity

HOU Xin-bin, YUAN Xiu-gan, CUI Hai-ting

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

Abstract: Solar Dynamic Power System is to be the space energy system in the future. The heat receiver is one of the SDPS key parts. Phase change thermal storage is used in heat receiver. The energy analysis can be used to understand the energy transfer in heat receiver and the thermal storage in PCM. The heat receiver cavity radiation mathematical model and the gas tube heat model were established. Heat loss, energy absorbed by gas, the latent and sensible thermal storage in PCM, tube maximum temperature, gas exit temperature and liquid PCM fraction were calculated. The results were analysed and could be used in heat receiver designing.

Key words: thermal analysis; phase change thermal storage; solar dynamic power; heat receiver

1 前言

1995年2月17日, 世界上第一套空间太阳能热动力发电系统2 kW 地面样机在美国NASA Lewis 研究中心成功实现了2 kW 电力输出, 标志着这一重要的空间电力技术进入了一个新的阶段^[1]。与太阳能光伏系统(PV)相比, 太阳能热动力发电系统主要优点是效率高、比质量小、面积

小、寿命长。对于低地轨道运行、电能需求大的航天器, 可以大幅降低运行成本^[2]。

吸热/蓄热器是空间太阳能热动力发电系统四大关键部件之一。其主要功能是吸收太阳能反射器反射的太阳能, 将其传递给循环工质驱动热机发电。为了保证热动力系统的阴影期连续正常运行, 采用高温相变材料(PCM)储存部分能量用于阴影期工质的需求。

收稿日期: 2001-06-21; 修订日期: 2001-09-07

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(59876003)

作者简介: 侯欣宾(1973-), 男, 山西定襄人, 北京航空航天大学飞行器与应用力学系博士生

2 吸热器结构

图1表示了一个圆柱腔形吸热器。循环工质导管上套装着多个分离的 PCM 容器, 高温相变材料封装在容器内。

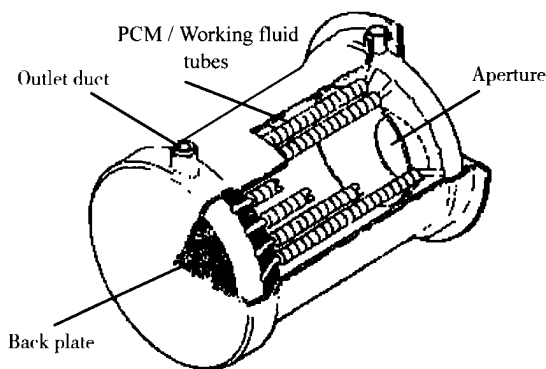


图1 吸热/蓄热器结构图

Fig 1 Heat receiver

目前对于吸热器的热分析较多的集中在容器的传热分析上^[3,4]。吸热器整体分析方面, 文献[5]介绍了吸热器计算程序 SOL REC-TSD 各计算模块, 并没有给出计算的详细模型。文献[6]计算了换热管传热。本文考虑了吸热腔辐射模型和换热管传热模型, 对吸热器的能量传递进行了分析, 并且得到了轨道周期内换热管最大温度、工质出口温度、PCM 熔化率等主要参数的变化。

3 吸热器传热模型

3.1 吸热腔能量平衡

根据能量平衡, 入射能量等于吸热腔吸收热量加入射窗辐射损失和壳体损失, 即:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{Q}_{cav} + \dot{Q}_{ap} + \dot{Q}_{shell} \quad (1)$$

吸热腔吸收能量包括传递给工质的能量和换热管吸收的能量:

$$\dot{Q}_{cav} = \dot{Q}_{gas} + \dot{Q}_{abs} \quad (2)$$

换热管吸收能量包括显热储热和 PCM 潜热储热:

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{Q}_{sen} + \dot{Q}_{lat} \quad (3)$$

入射窗辐射损失为:

$$\dot{Q}_{ap} = \sigma \sum A_i \epsilon_i F_{i-ap} (T_i^4 - T_{ap}^4) \quad (4)$$

式中: A_i 为各内腔单元面积; σ 为辐射常数; F 为角系数, ϵ 为各内腔单元辐射率。

壳体损失为:

$$\dot{Q}_{shell} = C_s \dot{Q}_{ap} \quad (5)$$

式中: C_s 为壳体损失与入射窗损失之比。根据试验得到。

3.2 吸热器辐射模型

假设吸热腔各换热管热流相同, 吸热腔简化为图2所示的辐射计算模型, 换热管由24个容器组成。这样吸热腔划分为27个辐射表面。底板、入射窗挡板、入射窗分别为一个表面, 24个容器环对应24个表面。

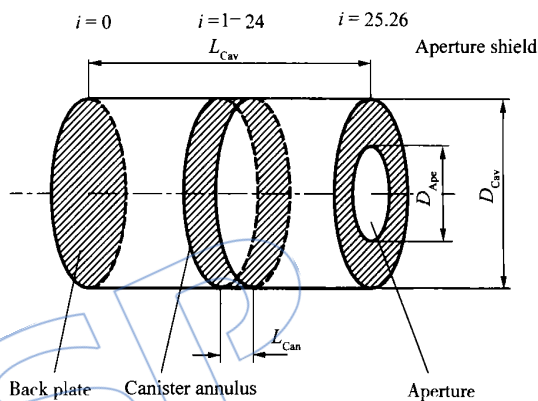


图2 吸热腔辐射模型

Fig 2 The radiation model of heat receiver cavity

图2所示辐射模型中入射窗看作为黑体, 其余部分可看作为漫射灰体。根据漫射灰体表面的辐射理论^[7], 漫射灰体表面有效辐射计算方程为:

$$J_k = \epsilon_k \sigma T_k^4 + (1 - \epsilon_k) \sum_{j=1}^N J_j F_{k-j} \quad (6)$$

式中: ϵ 为表面黑度。方程组(4)可以通过 Gauss 消元法求解。各角系数的计算参考文献[8]。

解得各表面有效辐射后, 可以通过下式求解各表面的净辐射热流。

$$q_k = \begin{cases} \frac{\epsilon_k}{1 - \epsilon_k} (\sigma T_k^4 - J_k) & \epsilon \neq 1 \\ \sigma T_k^4 - \sum_{j=1}^N J_j F_{k-j} & \epsilon = 1 \end{cases} \quad (7)$$

3.3 换热管传热模型

对于图1中的换热管, 可以简化为图3所示的计算模型。为了保证工质的流速需要, 换热管采用了中央封堵的结构, 工质在环形工质通道中流动。PCM 单元套装在换热管外, 单元之间采用绝热垫片, 减小容器间的相互影响, 提高系统的可靠性^[1]。

换热管的传热计算采用了焓法模型。三维柱坐标下, 焓法形式的能量方程为:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} = k \left[\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (8)$$

温度和焓通过下面的方程耦合:

$$T = \begin{cases} T_m + \frac{h}{c_s} & h < 0 & \text{固相 PCM} \\ T_m & 0 \leq h \leq \Delta H_m & \text{糊相 PCM} \\ T_m + \frac{h - \Delta H_m}{c_l} & h > \Delta H_m & \text{液相 PCM} \\ \frac{h}{c_w} & & \text{容器及工质壁} \end{cases} \quad (9)$$

式中: h 为比焓; ΔH_m 为相变潜热; ρ 为密度; c 为比热容; 下标 m , l , s 和 w 分别表示熔化点、液相、固相和容器壁。

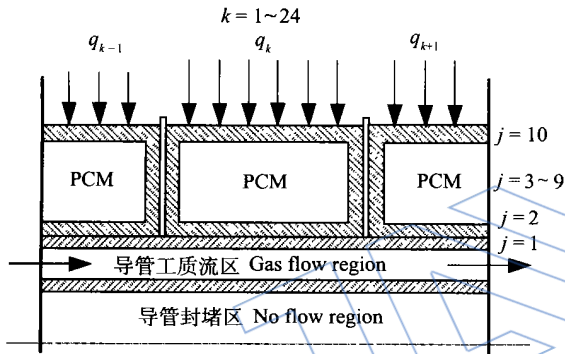


图3 换热管简化模型

Fig 3 Schematic of PCM tube configuration

换热管传热采用有限差分法计算。换热管划分为 $12 \times 10 \times 24 (\theta, r, z)$ 个网格(如图3所示)。计算忽略了固液相变的密度差, 不考虑空穴的影响。PCM 区忽略容器侧壁的热容, 导热系数采用 PCM 和容器侧壁的复合导热系数。

3.4 计算条件

PCM 采用 80.5LiF-19.5CaF₂, 熔点 1040 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[2]。其它计算条件如下:

空间热沉温度取 200 K。

入射能量为 15.1 kW。

日照周期 66 min, 阴影期 27 min。

工质入口温度为 838 K。

工质流量为 6.7 g/s。

内壁换热系数为 400 W/(m²·K)。

系统初始温度为 800 K。

计算采用显式求解, 时间步长取 0.025 s。

每个时间步, 腔体辐射计算与换热管计算互为边界条件进行求解。

4 计算结果

本文从初始条件计算了 10 个轨道周期。下面各图对应 4, 5, 6, 7 轨道周期的计算结果。

图4为吸热腔的能量平衡。输入能量 $\dot{Q}_{in}$ 分为三部分: 腔体损失 $\dot{Q}_{loss}$, 工质吸收 $\dot{Q}_{gas}$, 换热管吸收 $\dot{Q}_{abs}$ 。吸热腔的能量损失在 2~2.5 kW 之间变化, 平均为 2.25 kW, 约为入射能量的 15%。其中日照期的能量损失明显高于阴影期损失。这是由于日照期容器表面的温度高, 所以热损失也比较大。根据计算可以看出工质吸收能量在阴影期也可以维持 7.85 kW, 充分表现了相变材料的蓄热性能。在日照期末则可以达到 10 kW, 是因为换热管的温度已经超过了 PCM 熔化温度。换热管吸收能量在日照期为正, 阴影期为负, 向工质放热。

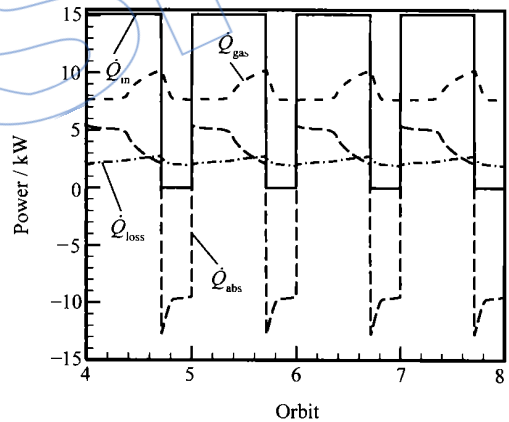


图4 吸热器能量平衡

Fig 4 Heat receiver energy balance

图5表示了换热管的能量平衡。其中 $\dot{Q}_{total}$ 是图4计算得到的吸热腔损失、工质吸热以及换热管储热之和, 结果与图4所示的输入能量十分接近。换热管的储热分为两部分: 显热储热 $\dot{Q}_{sen}$ 和潜热储热 $\dot{Q}_{lat}$ 。可以看出在日照器的前半段, 潜热储热占主要部分, 之后潜热储热逐渐减小, 显热储热增加, 说明部分 PCM 温度开始超过熔化温度, 进入显热蓄热。在阴影期开始, 显热能量减小很快, 换热管温度迅速降到接近 PCM 熔化温度。而潜热能量逐渐成为主要的热源, 一直到阴影期末。通过换热管的能量平衡分析可以看出潜热储热起到了较好的作用, 但是仍有较大部分的显热变化, 会造

成工质出口温度的较大变化。

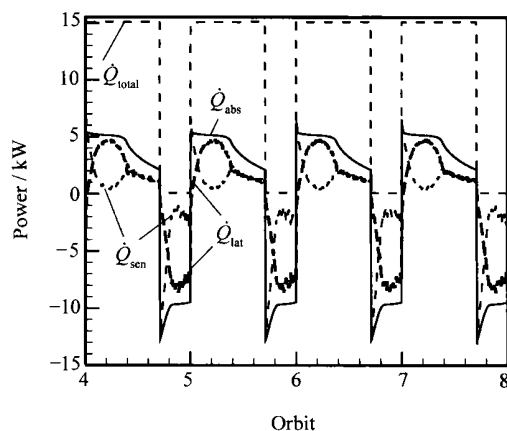


图5 换热管能量平衡

Fig 5 Fluid tube energy balance

图6为换热管的最高温度和工质出口温度变化。换热管最高温度变化范围在1040~1130 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1040~1105 K,在阴影期基本可以达到PCM的熔化温度1040 K,充分显示了PCM的蓄热效果。但是在日照期有较大的波动,不利于系统工作。

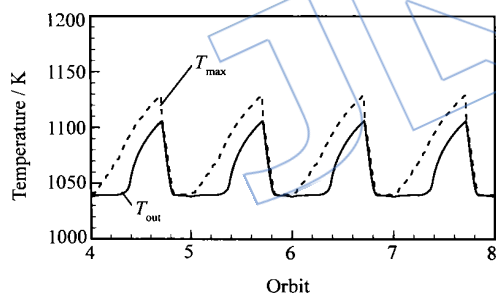


图6 最大温度和出口温度

Fig 6 Maximum and exit temperature

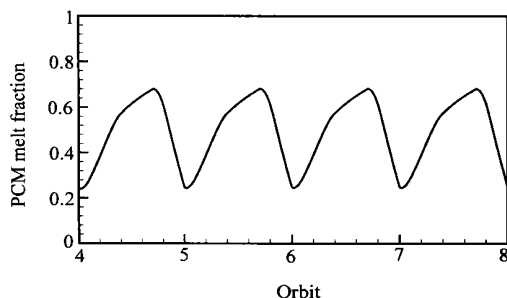


图7 PCM 熔化率

Fig 7 PCM melt fraction

图7为换热管PCM的熔化率变化。计算得到的熔化率在0.24~0.68之间变化。说明对于整根

换热管不可能实现PCM的完全熔化和凝固。这一结果与文献[3, 4]中对单个容器的热分析结果不同。主要由于换热管各容器对应的边界条件不同,造成部分容器单元在日照期不完全熔化,而部分容器单元在阴影期不完全凝固。只有PCM熔化率的变化范围才可以反应PCM的利用率。

5 结 论

本文建立了吸热/蓄热器腔的辐射模型,结合换热管的传热模型,计算了吸热腔的能量平衡和换热管的能量平衡。得到了吸热腔能量损失、工质吸收能量、换热管显热储热、换热管潜热储热,以及换热管最大温度、工质出口温度、PCM熔化率等重要结果。得到如下结论:

- (1) PCM起到了较好的蓄热效果,基本可以保证系统在阴影期的要求。
- (2) 吸热腔的热损失约为入射能量的15%。
- (3) 换热管的设计有待进一步改进,以进一步增加PCM的利用率,减小工质出口温度变化,减小系统质量。

参考文献

- [1] Dennis Alexander 2 kW e Solar Dynamic Ground Test Demonstration Project[R]. NASA - CR- 198423, 1997.
- [2] Solar Dynamic Power System Development for Space Station Freedom [R]. NASA - RP- 1310, N94- 12807, 1993.
- [3] Thomas Kerslake, Pavel Sokolov, Mounir Ibrahim. Computational Fluid Dynamics and Heat Transfer Modeling of Thermal Energy Storage Canisters for Space Applications[R]. A98- 16802, 1998.
- [4] Hou Xinbin, Xing Yuming, Yang Chunxin, Yuan Xiugan. Three-Dimensional Heat Transfer Analysis for A Thermal Energy Storage Canister[J]. Journal of Thermal Science, 2001, 10(1): 52- 57.
- [5] Strumpt H J, Avanesian V, Ghafourian R. Design Analysis and Containment Canister Life Prediction for a Brayton Engine Solar Receiver for Space Station[J]. Trans ASME, J. Solar Energy Engineering, 1994, 116: 142- 147.
- [6] Carsie A. Hall, Glakpe E K, Cannon J N, Kerslake T W. Thermodynamic Analysis of Space Solar Dynamic Heat Receivers with Cyclic Phase Change[J]. ASME, J. Solar Energy Engineering, 1999, 121: 133- 144.
- [7] 卞伯绘 辐射传热的分析与计算[M]. 北京: 清华大学出版社, 1988.
- [8] 杨贤荣, 马庆芳, 原庚新 辐射换热角系数手册[M]. 北京: 国防工业出版社, 1982.