

文章编号: 1000-8055(2003) 01-0082-05

容器单元表面热辐射率对吸热蓄热器的影响

侯欣宾, 袁修干

(北京航空航天大学 飞行器与应用力学系, 北京 100083)

摘要: 吸热/蓄热器是空间太阳能热动力发电系统关键部件之一, 主要作用是吸收太阳入射热流和蓄热。由于吸热/蓄热器内换热管各容器单元表面温度不同, 热流通过热辐射重新分布, 所以容器单元的表面热辐射率将很大的影响吸热器的热性能。通过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吸热器的传热过程。计算得到了两种典型的换热管表面热辐射率下吸热器的能量损失、工质吸收能量、换热管最大温度、工质出口温度等结果, 进行了比较分析, 说明了表面处理对于吸热器热性能的重要性。计算结果可以用于吸热器的设计。

关键词: 航空、航天推进系统; 太阳能发电; 蓄热; 热分析; 辐射率

中图分类号: TK512+.4

文献标识码: A

Affection of Canister Surface Thermal Emittance on Heat Receiver

HOU Xin-bin, YUAN Xiu-gan

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

Abstract: Heat receiver is one of the key parts of the SDPS. It absorbs the solar flux and stores thermal energy. Since the surface temperatures of canisters are different, the re-radiation in cavity will change the flux distribution on the tube outer surfaces, and the thermal emittance of the canister outer surfaces will affect heat receiver thermal performance significantly. The heat receiver cavity radiation mathematical model and the gas tube heat model were used for two values of surface thermal emittance to calculate heat loss, energy absorbed by gas, tube maximum temperature, gas exit temperature and liquid PCM fraction. The results obtained for these two values of emittance were compared and analysed between two surface thermal emittances. It is shown that higher surface thermal emittance is very important to improve the heat receiver thermal performance.

Key words: aerospace propulsion; solar dynamic power; thermal storage; thermal analysis; thermal emittance

1 引言

1995 年 2 月 17 日, 世界上第一套空间太阳

能热动力发电系统 2kW 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

收稿日期: 2001- 12- 24; 修订日期: 2002- 02- 25

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, 山西大同人, 北京航空航天大学飞行器与应用力学系博士生, 主要从事航天能源系统与太阳能系统研究。

段^[1]。作为未来的空间电力系统, 太阳能热动力发电系统与太阳能光伏系统(PV) 相比, 有效率高、质量小、空间截面积小、寿命长等优点, 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关键部件。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。向工质传热时, 利用高温相变材料(PCM) 储存部分能量用于热动力系统的阴影期连续正常运行。吸热器传热性能将直接影响到系统的正常工作。

2 问题的描述

图 1 表示了用于 NASA 地面样机的典型圆柱腔形吸热器。蓄热换热管平行分布在吸热腔内壁。换热管中心为工质通道, 外径套装着分离的 PCM 容器, 高温相变材料封装在容器内。

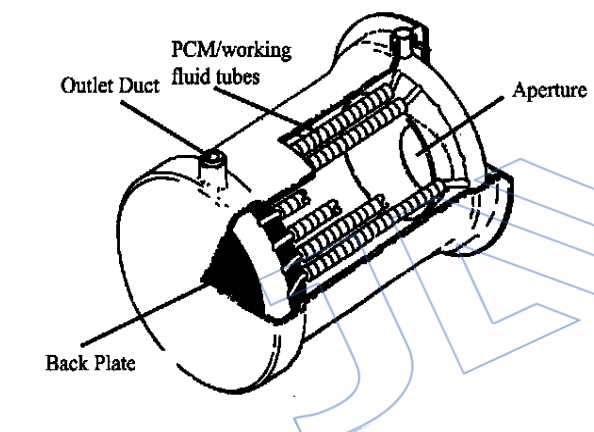


图 1 吸热/蓄热器结构图
Fig. 1 Heat receiver

传统的太阳能集热器要求吸热表面对太阳入射辐射有较大的吸收率, 而对热辐射有较小的发射率, 以最大的吸收能量、减少损失。空间太阳能热动力系统吸热器的容器表面处理有所不同。由于入射太阳热流分布非常不均匀、各容器对应换热工质温度也不同, 换热管表面沿轴向会有很大的温度差。这样不同温度表面会通过热辐射进行热交换, 换热管表面的热辐射率将较大的影响吸热腔的实际热流分布。虽然较大的容器外壁辐射率会增加吸热腔通过入射窗的热损失, 却可以很好的改善容器表面热流分布、防止局部过热、提高容器的寿命。文献[3, 4] 介绍了 NASA 在吸热器的制造中采用厚 0. 025 mm 的铝基(AB) 涂层工艺, 将容器表面(Haynes188 抛光处理) 在 827℃ (PCM 的熔化温度) 对应的热辐射率从 0. 1 提高

到 0. 8, 但没有给出吸热器性能改善的定量结果。对于吸热器的热分析较多的集中在蓄热单元的传热分析上^[5, 6]。从整体方面考虑, 必须计算吸热腔的传热和换热管的传热。文献[7] 给出了吸热器计算程序 SOLREC-TSD 计算模块, 但没有给出具体的计算模型。文献[8] 计算了换热管传热。本文根据吸热腔辐射模型和换热管传热模型, 对吸热器进行了传热分析。对比了两种热辐射率下的吸热器热损失、工质吸收能量、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, 定量给出了通过表面处理提高表面热辐射率会较大的改善吸热器的热性能。

3 吸热腔辐射模型

3. 1 吸热腔能量传递

吸热器入射能量转化为吸热腔吸收热量、入射窗辐射损失和壳体损失, 即:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{Q}_{cav} + \dot{Q}_{ap} + \dot{Q}_{shell} \tag{1}$$

吸热腔吸收能量包括工质吸收能量和换热管吸收能量:

$$\dot{Q}_{cav} = \dot{Q}_{gas} + \dot{Q}_{abs} \tag{2}$$

将入射窗看作为黑体, 通过入射窗的辐射损失为:

$$\dot{Q}_{ap} = \sigma \sum A_i \epsilon F_{i \rightarrow ap} (T_i^4 - T_{ap}^4) \tag{3}$$

式中: A_i 为各单元面积; σ 为辐射常数; F 为角系数, ϵ 为各单元热辐射率。

通过壳体的损失根据 NASA 地面试验给出的经验公式为^[8]:

$$\dot{Q}_{shell} = \kappa(T_{av}) \tag{4}$$

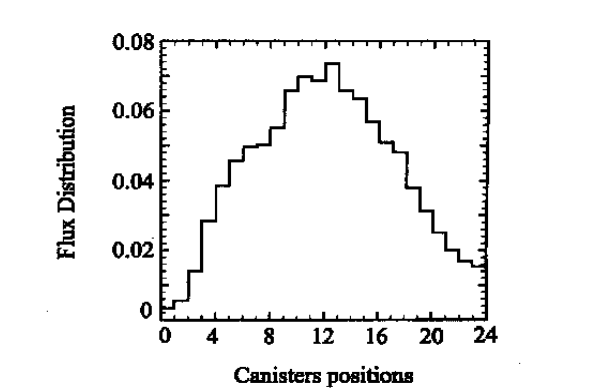


图 2 各容器太阳入射热流分布曲线
Fig. 2 Sun flux distribution

其中, $\kappa(T_{av})$ 为壳体热损失函数:

$$\kappa(T_{av}) = b(T_{av}/T_{ref}) \tag{5}$$

其中: T_{av} 为瞬时平均容器外表面温度, 计算得到。

b 为经验系数, T_{ref} 为参考温度, 分别取 0.82 和 1033。

计算中采用了 NASA 对吸热/蓄热器腔体进行实测得到的入射热流曲线^[9], 见图 2。该曲线是通过分别测量 23 根换热管的 24 个位置的入射太阳热流, 再经过周向的平均得到, 所以该曲线可以直接作为入射太阳热流边界条件, 且不用计算各表面入射光的反射影响。

3.2 吸热器辐射模型

吸热腔简化为图 3 所示的热辐射计算模型。将吸热腔划分为 27 个辐射表面, 底板、入射窗挡板、入射窗分别为一个表面, 24 个容器环带对应 24 个表面。

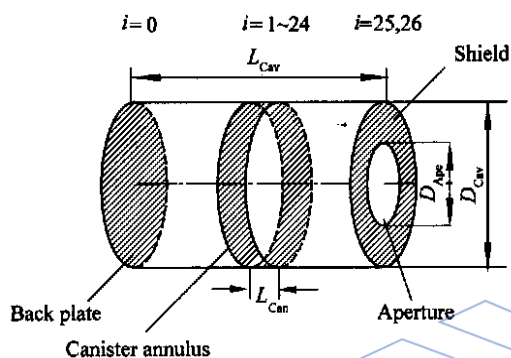


图 3 吸热腔辐射模型

Fig. 3 The radiation model of heat receiver

各辐射表面可看作为漫射灰体。根据灰体表面辐射理论^[10], 各灰体表面有效辐射为:

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

其中: ϵ_k 为各表面热辐射率。方程组(6)通过 Gauss 消元法求解。各角系数的计算参考文献[11]。

解得各表面有效辐射后, 通过下式求解各表面净辐射热流:

$$q_k = \frac{\epsilon_k}{1 - \epsilon_k} (\sigma T_k^4 - J_k) \quad (7)$$

各容器外表面实际入射热流就等于太阳入射热流与热辐射热流之和。

4 吸热器换热管模型

图 4 为截取一段的换热管模型。工质导管采用中央封堵的结构, 工质在环形工质通道中流动。PCM 单元套装在工质导管外, 各单元间采用绝热垫片隔开, 减小容器间的相互影响, 以提高系统的

可靠性^[1]。

对于相变传热, 普遍采用焓法模型^[15,6]求解。三维柱坐标下, 焓法形式的能量方程为:

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

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; 下标 m, l, s, w 分别表示熔点、液相、固相、容器壁。

方程(9)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 4 所示)。计算忽略了固液相变的密度差, 只考虑固定空穴的影响, 其中 $j=9$ 对应空穴网格。

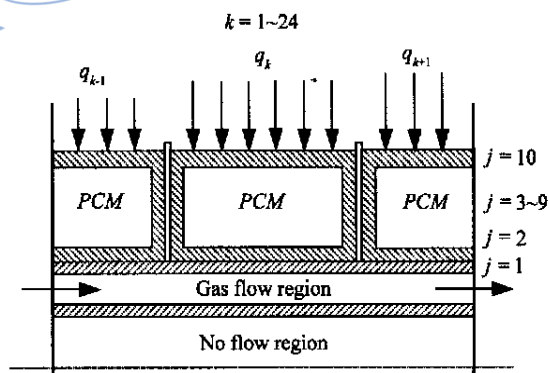


图 4 换热管简化模型

Fig. 4 Schematic of PCM tube

PCM 为 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[2,9]。其它计算条件如下:

空间热沉温度取 200 K;

容器表面辐射率 0.1, 0.8;

吸热器入射能量为 15.1 kW;

日照周期 66 min, 阴影期 27 min;

工质入口温度为 838 K;
单管工质流量为 6.7 g/s;
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。
在计算过程中吸热腔热辐射模型和换热管传热模型互为边界条件进行迭代求解, 即通过热辐射模型计算各表面的入射边界条件, 之后计算各表面温度, 再根据各表面温度计算辐射交换得到入射边界条件。

5 计算结果

本文计算了 10 个轨道周期。下面各图对应 4、5、6 轨道周期的计算结果。

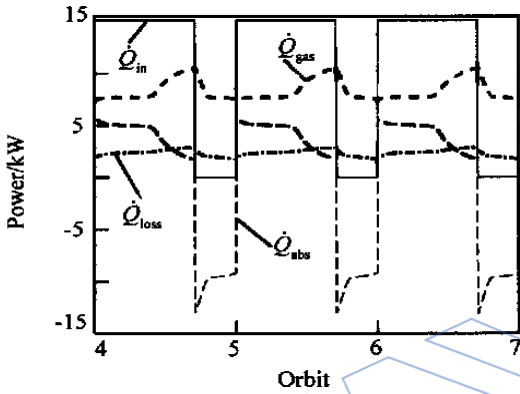


图 5 能量平衡(辐射率 0.8)
Fig.5 Energy balance (Emittance 0.8)

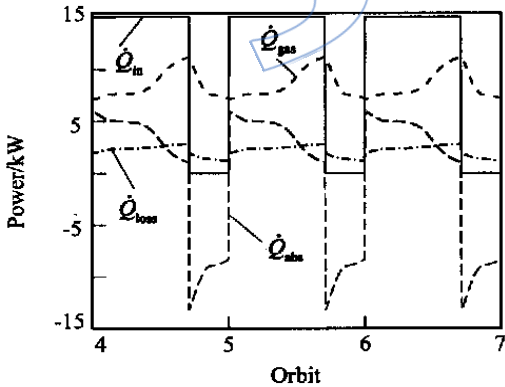


图 6 能量平衡(辐射率 0.1)
Fig.6 Energy balance (Emittance 0.1)

图 5 和图 6 分别对应换热管表面辐射率为 0.8 和 0.1 时吸热腔的能量平衡分析。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 $\dot{Q}_{abs}$ 。从图中可以看出辐射率为 0.8 时吸热腔的能量损失在 1.8~2.8 kW 之间变化, 平均约为 2.4 kW; 工质吸收能量在阴影期变化较

小, 可以维持在 7.7 kW, 充分表现了相变材料的蓄热性能, 在日照期末则达到 10.5 kW。辐射率为 0.1 时吸热腔的能量损失在 1.0~2.6 kW 之间变化, 平均约为 2.25 kW, 热损失较辐射率 0.8 时略小; 工质吸收能量变化波动则较大, 为 7.1~11 kW, 说明工质温升在轨道周期发生较大的变动。

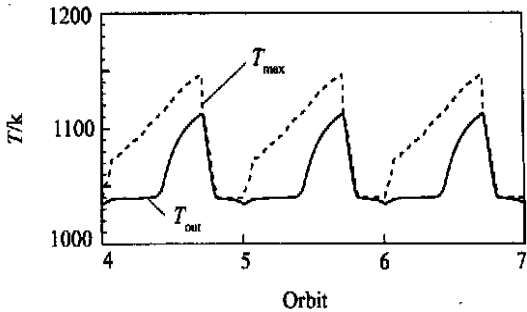


图 7 最大温度和工质出口温度(辐射率 0.8)
Fig.7 Maximum and exit temperature
(Emittance 0.1)

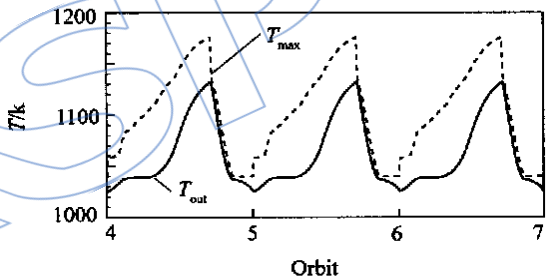


图 8 最大温度和工质出口温度(辐射率 0.1)
Fig.8 Maximum and exit temperature
(Emittance 0.1)

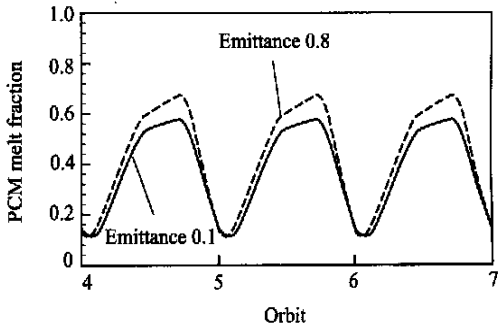


图 9 PCM 熔化率
Fig.9 PCM melt fraction

图 7 和图 8 分别为表面辐射率为 0.8 和 0.1 时换热管的最高温度和工质出口温度变化。表面辐射率为 0.8 时, 换热管最高温度变化在 1040~1148 K 之间, 变化幅度为 108 K; 工质出口温度

为 1035~1110 K, 变化幅度为 65 K, 在阴影期变化比较平滑, 基本可以达到 PCM 的熔化温度 1040 K。表面辐射率为 0.1 时, 换热管最大温度达到 1175 K, 变化幅度为 135 K; 工质出口温度为 1026~1130 K, 变化幅度为 104 K, 远远高于辐射率 0.8 对应的 65 K, 在阴影期有较大的降低。

图 9 为换热管 PCM 的熔化率变化。表面辐射率为 0.8 和 0.1 时 PCM 熔化率变化分别为 0.1~0.68 和 0.1~0.56。采用高的辐射率明显增加了 PCM 熔化率的变化范围, 这表明 PCM 的潜热能力得到了更好的利用, 对于系统质量优化十分重要。

6 结 论

本文在吸热/蓄热器腔的热辐射模型结合换热管传热模型的基础上, 计算了 NASA 给出的两种换热管表面热辐射率下吸热腔能量损失、工质吸收能量、换热管最大温度、工质出口温度、PCM 熔化率等重要结果, 并进行了对比分析。量化的分析了增加换热管表面热辐射率可以产生以下结果:

(1) 较大地减小换热管最高温度, 减小热斑产生的可能性, 很好的改善了容器工作条件, 提高容器的寿命。

(2) 大大减小了工质出口温度的波动, 特别是阴影期的变化, 对于系统的稳定运行非常有利。

(3) 提高了 PCM 的利用率, 对于减小系统质量非常重要。

(4) 略微增加了吸热器的热损失, 但增加量较小, 与带来的其它优点相比可以忽略。

参考文献:

[1] Dennis Alexander. 2 kW Solar Dynamic Ground Test

Demonstration Project [R]. Tempe, Arizona: NASA - CR - 198423. AlliedSignal Aerospace, 1997.

[2] Kent S Jefferres, Thomas W Kerslake, et al. Solar Dynamic Power System Development for Space Station Freedom [R]. Cleveland, Ohio: Lewis Research Center, NASA - RP- 1310, N94- 12807. 1993.

[3] Richard K Shaltens, Lee S Mason. Early Results From Solar Dynamic Space Power System Testing [R]. Cleveland, Ohio: Lewis Research Center, NASA - TM - 107252. 1996.

[4] Kim Kde Groh, David M Roig, Burke C A, Shah D R. Performance and Durability of High Emittance Heat Receiver Surfaces for Solar Dynamic Power Systems [R]. Cleveland, Ohio: Lewis Research Center, NASA TM- 106549. 1994.

[5] Thomas Kerslake, Pavel Sokolov, Mounir Ibrahim. Computational Fluid Dynamics and Heat Transfer Modeling of Thermal Energy Storage Canisters for Space Applications [R]. Cleveland, Ohio: Lewis Research Center, AIAA 98- 1018. 1998.

[6] Hou Xinbin, Xing Yuming, Yang Chunxin, Yuan Xiugan. Three- Dimensional Heat Transfer Analysis for A Thermal Energy Storage Canister [J]. Journal of Thermal Science, Beijing, 2001, 10(1): 52- 57.

[7] Strumpt H J, Avanesian V, Ghafourian R. Design Analysis and Containment Canister Life Prediction for a Brayton Engine Solar Receiver for Space Station [J]. ASME, Journal of Solar Energy Engineering, 1994, 116: 142- 147.

[8] 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.

[9] Carsie A. Hall III Thermal State-of-Charge of Solar Heat Receivers for Space Solar Dynamic Power [D]. Washington: Howard University, 1998.

[10] 卞伯绘. 辐射传热的分析与计算 [M]. 北京: 清华大学出版社, 1988.

[11] 杨贤荣, 马庆芳, 原庚新. 辐射换热角系数手册 [Z]. 北京: 国防工业出版社, 1982.