

基于多孔介质模型的钾热管数值模拟

韩 冶, 柴宝华, 周 问, 卫光仁, 毕可明, 龙俞伊, 冯 波

(中国原子能科学研究院 反应堆工程研究设计所, 北京 102413)

摘要:为研究钾热管内传热传质机理,对钾热管进行了数值模拟。建立了固液气三相耦合数学模型。其中对吸液芯液体流动区域采用了多孔介质模型,该模型考虑了液体流动对热管传热性能的影响。利用PHOENICS3.6对数学模型进行数值计算,得到了热管内的稳态工作参数。分析模拟结果得到了钾热管内部各相工质传热、传质机理,并与试验数据进行了比较。结果表明,模拟结果与试验数据符合较好。

关键词:钾热管;数值模拟;多孔介质;PHOENICS

中图分类号:TL33 文献标志码:A 文章编号:1000-6931(2014)01-0049-05

doi:10.7538/yzk.2014.48.01.0049

Numerical Simulation of Potassium Heat Pipe Based on Porous Medium Model

HAN Ye, CHAI Bao-hua, ZHOU Wen, WEI Guang-ren, BI Ke-ming,
LONG Yu-yi, FENG Bo

(China Institute of Atomic Energy, P. O. Box 275-59, Beijing 102413, China)

Abstract: The numerical simulation of the potassium heat pipe was performed for the purpose of researching the heat and mass transfer mechanisms inside the heat pipe. A three-phase conjugate mathematical model was built for the heat pipe. And the porous medium model was used in the wick region. The effect of liquid flow on heat transfer performance was considered. The mathematical model was solved by PHOENICS3.6 to acquire the steady state operation parameter inside the heat pipe. The heat and mass transfer mechanisms were obtained from analyzing the simulation results. The simulation results are in good agreement with experiment data.

Key words: potassium heat pipe; numerical simulation; porous medium; PHOENICS

随着航天器向大型化方向发展,其功耗和产生的废热均大幅增加。高温热管应用于高温环境,利用管内工质相变进行传热,能实现较高的散热功率。钾热管是高温液态金属热管的一种,相比于其他类型热管,具有等温性好、比功

率高、启动性好及可工作于无重力环境等优点,适合用于大功率航天器散热系统。由于应用环境为太空,对散热系统及元件的性能、可靠性及寿命都提出了较高要求,因此有必要对钾热管进行深入的理论与试验研究。

收稿日期:2012-10-31;修回日期:2013-01-23

作者简介:韩 冶(1984—),男,辽宁大连人,助理工程师,硕士,反应堆热工水力专业

钾热管内的流动传热过程较为复杂,包括管壁导热、吸液芯液体流动、气液界面工质相变和气腔内蒸气流动。全面了解这些过程的机理,有助于改进热管试验,并对热管结构优化设计提供更多的理论支持。由于钾热管工作温度和内部结构的限制,其内部一些工作参数很难通过试验测得。目前,利用计算机模拟,预测钾热管相关性能参数是行之有效的方法。国外对热管理论研究开展较早,对高温、低温及中温热管先后建立了纯导热模型^[1]、多孔介质模型^[2]、非达西输运模型^[3];国内理论研究则相对较少,柴宝华等^[4]对钾热管建立了纯导热模型,计算结果与试验数据符合较好。

本文针对钾热管建立三相耦合传热模型,其中吸液芯液体流动区域采用多孔介质模型。该模型充分考虑吸液芯内部的流动与传热特性,与纯导热模型^[4]相比,更接近于真实情况,能模拟吸液芯内液体的流动与压力分布情况。利用开放性较好的 PHOENICS3.6 作为求解器能实现毛细压力源项添加和气液相变的模拟。

1 模型介绍

1.1 物理模型及其基本假设

图1为钾热管物理模型简图。其结构包括气腔、吸液芯、管壁和两端端盖。对该物理模型作如下假设:1) 蒸发段外壁面为均匀热流加热;2) 冷凝段外壁面为冷流体;3) 绝热段外壁面及热管两端为绝热。

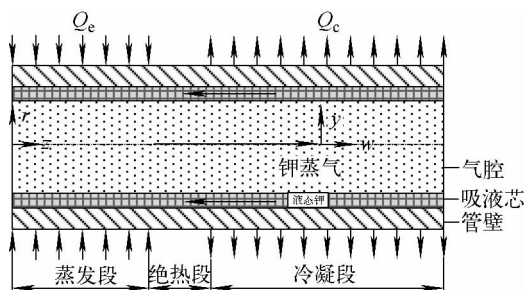


图1 钾热管物理模型简图

Fig.1 Scheme of potassium heat pipe model

1.2 蒸气流动区域控制方程

根据 Bowman 等^[5]及文献^[6-7]中热管内

蒸气流动相关研究,对蒸气流动区域作二维轴对称、稳态、层流和气体可压缩假设,给出该区域控制方程为:

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r}(\rho_v r v_r) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho_v w_v) = 0 \quad (1)$$

$$\rho_v \left(v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + w_v \frac{\partial v_r}{\partial z} \right) - \mu_v = \left[\frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} + \frac{4}{3} \cdot \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v_r}{\partial r} \right) - \frac{4}{3} \frac{v_r}{r^2} + \frac{1}{3} \frac{\partial^2 w_v}{\partial z \partial r} \right] - \frac{\partial p_v}{\partial r} \quad (2)$$

$$\rho_v \left(w_v \frac{\partial w_v}{\partial z} + v_r \frac{\partial w_v}{\partial r} \right) - \mu_v \left(-\frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} (r v_r) \right) + \frac{4}{3} \frac{\partial^2 w_v}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial w_v}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v_r}{\partial z} \right) \right) = -\frac{\partial p_v}{\partial z} \quad (3)$$

$$\rho_v \left(w_v \frac{\partial T_v}{\partial z} + v_r \frac{\partial T_v}{\partial r} \right) - \frac{k_v}{c_{p,v}} \left[\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_v}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T_v}{\partial z^2} \right] = \frac{1}{c_{p,v}} \left(v_r \frac{\partial p_v}{\partial r} + w_v \frac{\partial p_v}{\partial z} + \mu_v \Phi \right) \quad (4)$$

$$\Phi = 2 \left(\left(\frac{\partial v_r}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{v_r}{r} \right)^2 + \left(\frac{\partial w_v}{\partial z} \right)^2 + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\partial v_r}{\partial z} + \frac{\partial w_v}{\partial r} \right)^2 - \frac{1}{3} \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} (r v_r) + \frac{\partial w_v}{\partial z} \right)^2 \right) \quad (5)$$

用理想气体状态方程考虑气体可压缩性,则:

$$p_v = \rho_v R_g T_v \quad (6)$$

式中: ρ 为工质密度; p 为工质压力; T 为工质温度; r 为径向距离; z 为轴向距离; v 为径向速度; w 为轴向速度; μ 为工质动力黏度; c_p 为工质比定压热容; k 为工质导热系数; R_g 为气体常数;下标 v 代表气相。

1.3 液体流动区域控制方程

对吸液芯区域作二维轴对称、稳态、层流和不可压缩假设。根据达西公式^[8]、Faghri 等^[2]及 Bachmat 等^[9]对流体在多孔介质中流动的研究,给出吸液芯区域液体流动的控制方程:

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\rho_l r v_l}{\epsilon} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho_l w_l}{\epsilon} \right) = 0 \quad (7)$$

$$\rho_l \left(v_l \frac{\partial v_l}{\partial r} + w_l \frac{\partial v_l}{\partial z} \right) - v_l \rho_l \left(\frac{\partial^2 v_l}{\partial z^2} + r \frac{\partial v_l}{\partial r} + \frac{v_l}{r^2} + \frac{\partial^2 v_l}{\partial r^2} \right) = -\frac{\partial p_l}{\partial r} - \frac{v_l \rho_l \epsilon_r v_l}{K_r} \quad (8)$$

$$\rho_l \left(w_l \frac{\partial w_l}{\partial z} + v_l \frac{\partial w_l}{\partial r} \right) - v_l \rho_l \left(\frac{\partial^2 w_l}{\partial z^2} + r \frac{\partial w_l}{\partial r} + \frac{\partial^2 w_l}{\partial r^2} \right) = -\frac{\partial p_l}{\partial z} - \frac{v_l \rho_l \epsilon_z v_l}{K_z} \quad (9)$$

$$\rho_l \left(\omega_l \frac{\partial T_l}{\partial z} + v_l \frac{\partial T_l}{\partial r} \right) - \frac{k_{\text{eff}}}{c_{p,l}\epsilon} \cdot \left[\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_l}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T_l}{\partial z^2} \right] = 0 \quad (10)$$

式中: ϵ 为多孔介质的孔隙率; K 为多孔介质的渗透率; k_{eff} 为吸液芯的有效导热系数; ν 为工质运动黏度; 下标 l 表示液相。

1.4 管壁导热区域控制方程

管壁控制方程只包括能量守恒方程:

$$\frac{k_w}{c_{p,w}} \left[\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_w}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T_w}{\partial z^2} \right] = 0 \quad (11)$$

式中, 下标 w 表示管壁。

1.5 边界条件

气液界面饱和温度与饱和压力关系由克拉伯龙方程式确定:

$$T(z, r_v) = \frac{1}{\frac{1}{T_0} - \frac{R}{h_{fg}} \ln \frac{p_v}{p_0}} \quad (12)$$

式中: T_0 为初始参考温度; p_0 为 T_0 对应的饱和蒸气压; h_{fg} 为工质汽化潜热; R 为通用气体常数。

相变引起的汽化潜热能量迁移为:

$$q = k_v \frac{\partial T_v}{\partial r} \Big|_{r=r_v} - k_{\text{eff}} \frac{\partial T_l}{\partial r} \Big|_{r=r_v} \quad (13)$$

气液界面处由相变引起的质量迁移为:

$$\dot{m} = \frac{q}{h_{fg}} = \frac{\pm \left(k_v \frac{\partial T_v}{\partial r} \Big|_{r=r_v} - k_{\text{eff}} \frac{\partial T_l}{\partial r} \Big|_{r=r_v} \right)}{h_{fg}} \quad (14)$$

式中: \dot{m} 为工质相变质量流量; q 为热流密度。

外壁面热量输入和输出边界条件为: 蒸发段, $k_w \frac{\partial T_w}{\partial r} \Big|_{r=r_o} = \frac{Q}{A}$; 绝热段, $k_w \frac{\partial T_w}{\partial r} \Big|_{r=r_o} = 0$; 冷凝段, $-k_w \frac{\partial T_w}{\partial r} \Big|_{r=r_o} = h(T_w - T_\infty)$ 。其中: Q 为加热功率; A 为加热面积; h 为对流换热系数; T_∞ 为冷流体温度。

2 数值方法

利用 PHOENICS3.6 作为求解器对钾热管模型进行求解。模拟计算采用单相模型; 界面上的导热系数按调和平均法处理; 各区域流动均为层流; 采用整场离散、整场求解的方法^[10]进行计算; 具体算法采用 SIMPLEST 算法; 采用结构化网格对热管模型进行网格划分。

3 稳态试验

钾热管稳态传热试验目的是为数值计算提供所要模拟的工况, 并利用试验数据来校验模拟结果的准确性。对钾热管进行了稳态传热试验, 结构参数列于表 1。

表 1 钾热管结构参数

Table 1 Parameter of potassium heat pipe

参数	数值
管壳材质	022Cr17Ni12Mo2
管壳规格	φ25 mm×2 mm
热管总长	500 mm
蒸发段长度	160 mm
冷凝段长度	300 mm
吸液芯厚度	1.5 mm
丝网目数	100

数值计算将针对以下 3 种工况进行模拟: $Q=558 \text{ W}$ 、 $Q=659 \text{ W}$ 、 $Q=716 \text{ W}$ 。其中, Q 为钾热管传热功率。

4 模拟结果与分析

4.1 模拟与试验温度结果的比较

图 2 示出管壁和蒸气温度模拟结果与试验数据的比较。从图 2 可看出, 3 种工况温度变化趋势相同, 即热管壁面和蒸气温度随传热功率升高而整体上升。蒸气温度沿轴向基本趋于一致, 这是气腔中蒸气压力变化较小的结果。冷凝段末端试验值略低于模拟值, 这是由于模拟时末端设为绝热, 而在试验中末端有一定散

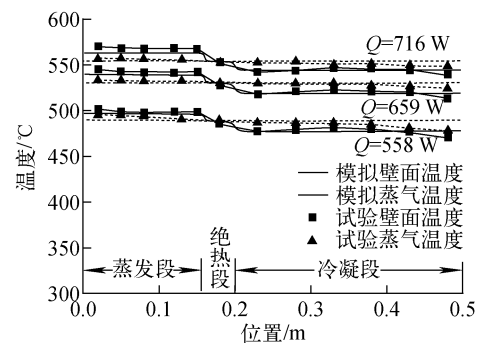


图 2 模拟温度和试验温度的比较

Fig. 2 Comparison of simulation and experiment temperatures

热造成的。模拟温度与试验数据整体符合较好,最大相对温差小于1%,说明了本工作模拟方法和模拟结果的准确性。

4.2 压力分布

图3示出3种工况热管内蒸气和液体的压力曲线。从图3可看出,3种工况蒸气和液体的压力变化趋势一致,且随热管传热功率的升高,蒸气和液体压力均增大。3种工况的压降分别为: $Q=558\text{ W}$, $\Delta p_v=75\text{ Pa}$, $\Delta p_l=1\ 135\text{ Pa}$;

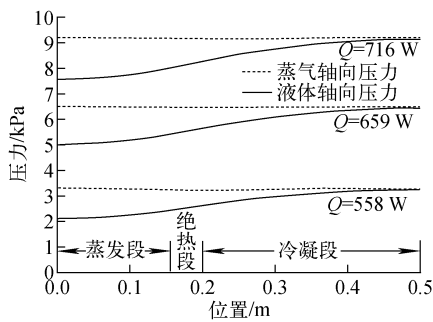


图3 液体和蒸气轴向压力分布

Fig.3 Pressure profiles of liquid and vapor

$Q=659\text{ W}$, $\Delta p_v=55\text{ Pa}$, $\Delta p_l=1\ 412\text{ Pa}$; $Q=716\text{ W}$, $\Delta p_v=47\text{ Pa}$, $\Delta p_l=1\ 581\text{ Pa}$ 。

可看出,随功率的升高,蒸气的压降减小,液体的压降增大。这是由于蒸气流动速度随功率升高而减小、液体流动速度随功率升高而增大造成的。蒸气轴向压降较小,这是热管具有优良等温性的主要原因。吸液芯中液体沿轴向从冷凝段到蒸发段间存在较大压降,这说明吸液芯所提供的毛细压力主要用于克服液体在吸液芯中流动的阻力。

4.3 速度分布

吸液芯液体和气腔蒸气的轴向和径向速度分布示于图4、5。从图4可看出,液体和蒸气的最大轴向速度均位于绝热段附近;液体速度量级为 10^{-4} ;随传热功率的升高,液体轴向速度增大,而蒸气速度却减小。原因是:Cotter热管理论^[11]中,工质流速 v 由其质量流量 \dot{m} 和密度 ρ 的比值决定,即 $v=\dot{m}/\rho$,蒸气和液体的 \dot{m} 均随传热功率增大,但由于蒸气的可压缩性, ρ 的增幅远大于 \dot{m} 的增幅,这造成蒸气的速度

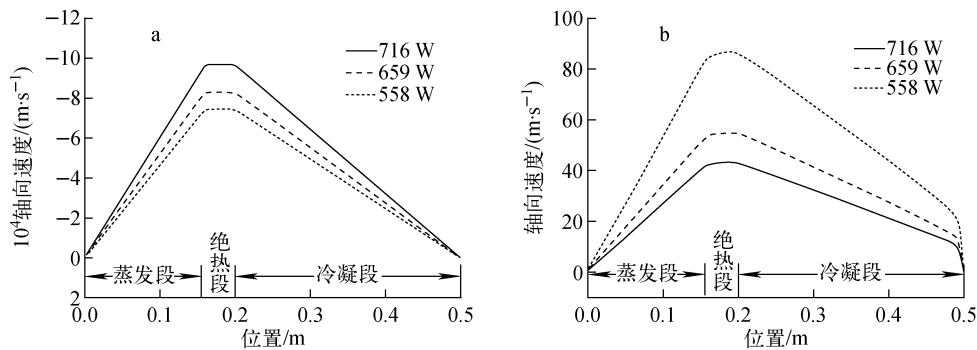


图4 液体(a)和蒸气(b)轴向速度分布

Fig.4 Axial velocity profiles of liquid (a) and vapor (b)

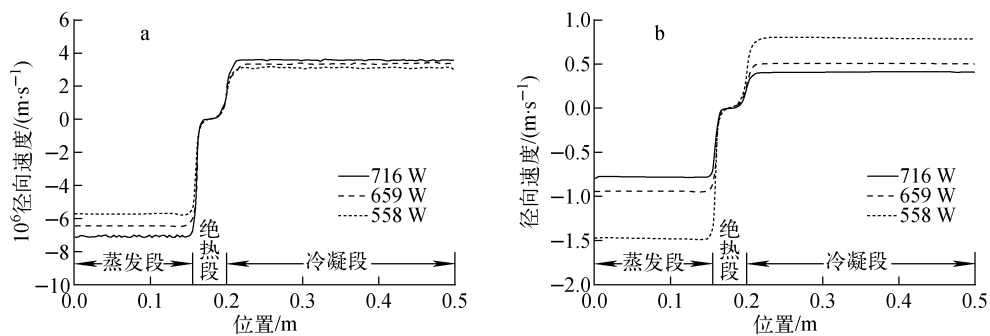


图5 气液界面处液体(a)和蒸气(b)径向速度分布

Fig.5 Liquid (a) and vapor (b) radial velocities at liquid-vapor interface

随功率升高而减小。

从图 5 可看出,液体径向速度量级为 10^{-6} ;蒸气径向速度随传热功率升高而减小,原因与轴向速度变化趋势的分析相同。

5 结论

本文使用计算流体软件 PHOENICS3.6 对钾热管进行了基于多孔介质模型的数值模拟,得到了管壁、液体和蒸气各项工作参数。

通过对模拟结果的分析,较全面地揭示了钾热管内部传热传质机理,为热管试验和优化设计提供了理论支持。模拟温度与试验数据符合较好,验证了模型与模拟方法的准确性,该模型可用于今后类似热管的性能预测及理论研究。

参考文献:

- [1] CAO Y, FAGHRI A. Transient two-dimensional compressible analysis for high temperature heat pipes with a pulsed heat input[J]. Numerical Heat Transfer A, 1990, 18(4): 483-520.
- [2] FAGHRI A, BUCHKO M. Experimental and numerical analysis of low-temperature heat pipes with multiple heat sources[J]. Transaction of ASME: Journal of Heat Transfer, 1991, 113(3): 728-734.
- [3] ZHU N, VAFAI K. Analysis of cylindrical heat pipes incorporating the effects of liquid-vapor

coupling and non-darcian transport—a closed form solution[J]. Heat Mass Transfer, 1999, 42(18): 3 405-3 418.

- [4] 柴宝华,杜开文,卫光仁,等. 钾热管稳态数值模拟分析[J]. 原子能科学技术, 2010, 44(5): 553-557.
CHAI Baohua, DU Kaiwen, WEI Guangren, et al. Study numerical analysis of potassium heat pipe[J]. Atomic Energy Science and Technology, 2010, 44(5): 553-557(in Chinese).
- [5] BOWMAN W J, HITCHCOCK J. Transient compressible heat-pipe vapor dynamics[C]//Proceedings of 25th ASME National Heat Transfer Conference. USA: [s. n.], 1988: 361-365.
- [6] 庄俊,张红. 热管技术及其工程应用[M]. 北京:化学工业出版社, 2004: 19-20.
- [7] 丁祖荣. 流体力学:上册[M]. 北京:高等教育出版社, 2003: 29-30.
- [8] 刘伟,范爱武,黄晓明. 多孔介质传热传质理论与应用[M]. 北京:科学出版社, 2006: 28-33.
- [9] BACHMAT Y, BEAR J. Macroscopic modeling of transport phenomena in porous media; Part 1 and 2[J]. Transport in Porous Media, 1986, 1(3): 213-269.
- [10] 陶文铨. 数值传热学[M]. 2版. 西安:西安交通大学出版社, 2001: 483-486.
- [11] COTTER T P. Theory of heat pipes, LA-3246-MS[R]. USA: Los Alamos National Laboratory, 1965.