

微小型多槽平板热管的流动和传热分析及实验研究*

张丽春¹, 马同泽², 葛新石¹

(1. 中国科学技术大学热科学和能源工程系, 安徽合肥 230027; 2. 中国科学院工程热物理研究所, 北京 100080)

摘要:对热管内部的流动和传热传质过程建立模型, 分析槽道中液体厚度和弯月面的轴向分布, 液体和蒸汽的压力、汽-液界面弯月面半径的轴向变化、汽-液界面流动的相互作用以及管壁的轴向导热, 通过计算得到热管的外壁面温度分布和传热性能。同时对一种微小型多槽道平板型铜-水热管进行了性能实验, 理论计算和实验数据进行比较, 计算方法得到了实验验证。

关键词:微小型多槽道平板热管; 传热性能; 界面摩擦; 轴向导热; 弯月面

中图分类号:TK124

文献标识码:A

0 前言

随着各种电子器件, 如电子计算机芯片的小型化及微型化, 如何将它们工作时散发的热量及时有效地带走, 保证其工作条件的稳定, 成为一个非常关键的课题。微小型热管将为上述散热问题提供一种良好的工具。

微型热管的概念, 由 Cotter^[1]首次提出。自此, 有关研究从理论和实验两方面得到了开展。微小型热管中, 液体回流的动力主要来源于槽道中汽-液界面弯月面的毛细压差, 其尺寸的减小突出了薄液膜区域的作用, 同时管壁轴向热传导所占份额的增加, 使微型热管传热极限的识别和判断变得困难。微小型热管的具体结构, 从单根的微小型热管, 发展到在固体基板上开出一簇微细槽道, 形成微小型热管簇, 大大提高了热管的传热能力。并且进一步设计出蒸汽槽道互相连通的结构, 有效地降低了热管内蒸汽对液体的反向流动所产生的界面摩擦力, 使得热管性能显著提高。这种微小型多槽平板热管是近年来研究的热点。

Khrustalev 和 Faghri^[2]考虑充液量、蒸发薄液膜的脱离压力及其传热特性、接触角在冷凝段的变化等因素, 在不同热边界条件下, 给出了单根异型截面微型热管的数值模拟, 并与实验数据符合较好。对于蒸汽空间连通, 具有一簇微细槽道的微小型热管, Kobayashi 等^[3]对

* 收稿日期: 2003-04-15

基金项目: 国家自然科学基金重大资助项目资助(59995550-4)

作者简介: 张丽春, 女, 1977年生, 博士。研究方向: 微型热管。E-mail: lczhang@sina.com

其蒸发段的薄液膜换热特性进行了数值模拟和实验研究,给出蒸发薄液膜的分布和弯月面的轮廓. Cao 等^[4]利用与常规热管类似的毛细极限表达式,对分布于整个内壁面周向的微槽道平板热管,给出其理论分析和实验验证. Hopkins 等^[5]对几种不同结构尺寸,微槽道分布于整个内壁面周向的平板热管,进行实验分析,并结合工质的一维流动和能量方程,由槽道几何形状和尺寸给出蒸发段端部的最小弯月面半径,得到热管传热能力的表达式. 但文献^[5]在传热能力的分析中,仍然以热管轴向的平均参数作为计算的基础,未见考虑更多复杂因素的理论模型,因此需要进一步的研究工作.

本文针对铜-水微小型多槽道平板热管,进行流动、传热性能的分析 and 实验研究. 通过简化,对热管内传热传质过程建立分析模型,得到液体厚度和弯月面沿轴向的分布、液体和蒸汽压力以及汽-液界面弯月面半径沿轴向的变化,同时考虑热管管壁的轴向导热. 通过计算得到热管外壁面温度分布和热管的传热性能,计算结果与实验进行了比较,符合情况基本良好.

1 热管性能的分析模型与数值计算

本文研究的微小型多槽道平板热管,其内部槽道结构如图 1 所示. 热管工作稳定时,整个管内的液体工质在微细槽道内沿轴向呈一定的分布,图 2 为其示意图. 传输的热流逐渐加大时,蒸发段液体向尖角处退缩,形成的汽-液弯月面半径非常小,可能出现部分壁面被烧干的情形,或者整个壁面由一层极薄的非蒸发液膜覆盖. 绝热段的汽-液界面弯月面半径逐渐增大,弯月面半径的轴向变化是工质流动的驱动力,同时仍有一层薄液膜在脱离压力的作用下附着于该段的侧壁面. 进入冷凝段后,冷凝液积聚于内壁面,液体在毛细力的驱动下向加热段流动,当充液量较大或者工作热流逐渐加大时,冷凝段末端可能存在一段拥塞的液体,从而使实际的有效冷凝段工作长度缩短.

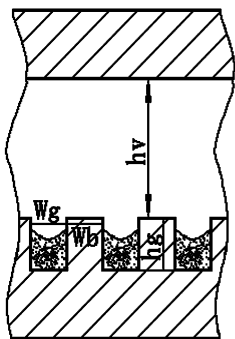


图 1 微型热管的截面图示

Fig.1 The cross section of the miniature heat pipe

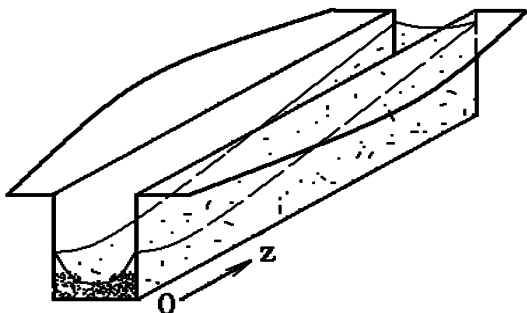


图 2 液体在槽道中轴向分布的示意图

Fig.2 The axial distribution of working liquid in the groove

对这种微小型多槽平板热管建立分析模型时,作如下假设:

- 1) 工质的流动简化成轴向的一维流动,其速度、压力等参数均取其截面上的平均值.
- 2) 汽-液界面的弯月面半径仅沿轴向变化.

3) 垂直于热管管壁底面方向的导热, 只考虑弯月面液体的蒸发, 而不考虑槽壁端部与蒸汽的对流换热.

在此简化条件下, 其流动、传热的基本方程如下(各式中物理量的下标 l, v 分别表示液体和它的蒸汽):

(a) 轴向压力平衡式

在一维模型中, 液体工质从冷凝段到蒸发段的轴向流动是毛细流动, 其驱动力是汽-液界面弯月面半径的轴向变化, 毛细压力必须大于或等于蒸汽和液体的流动压力损失, 以及汽-液界面蒸发、冷凝压力损失之和, 即轴向的压力平衡式为

$$\Delta p_{c, \max} \geq \Delta p_v + \Delta p_l + \Delta p_e + \Delta p_c + \Delta p'_c \quad (1)$$

式中, $\Delta p_{c, \max}$ 是弯月面半径差值所能提供的最大轴向毛细压头, $\Delta p_v, \Delta p_l, \Delta p_e, \Delta p_c, \Delta p'_c$ 分别为蒸汽和液体的流动压力损失, 界面蒸发、冷凝引起的压差以及冷凝段末端汽-液界面毛细压差, 由重力引起的工质流动压力损失在 $\Delta p_v, \Delta p_l$ 的计算中予以考虑. 与流动压力损失相比, 界面压差 $\Delta p_e, \Delta p_c$ 很小, 可忽略不计.

(b) 质量守恒

在任意的轴向截面上, 有

$$\bar{w}_v \rho_v S_v = N \cdot \bar{w}_l \rho_l S_l = G \quad (2)$$

式中 \bar{w} 为截面平均流速, ρ 为流体密度, S 为截面积, N 为液体流动槽道的数目, G 为截面上的流体流量. 平均流速的表达式为 $\bar{w}_v = \frac{1}{S_v} \iint_{S_v} w_v(x, y) dx dy$, $\bar{w}_l = \frac{1}{S_l} \iint_{S_l} w_l(x, y) dx dy$, 其中 S_v 为整个热管内蒸汽流动的截面积, S_l 为每个矩形槽道内液体流动的截面积.

整个热管内充装的工质为 M_t , 除去附着在蒸汽槽道的尖角或者整个粗糙的内壁面上的部分液体量 M_s , 大部分工质参与液体、蒸汽的循环流动, 或在冷凝段端部堵塞, 堵塞液量为 M_b . 管内工质的总质量为

$$M_t = \int_0^{k-L_b} \rho_v S_v dz + N \cdot \int_0^{k-L_b} \rho_l S_l dz + M_b + M_s \quad (3)$$

对于热管的实际工作, M_s 的具体分布和确切数值在模型中很难精确给定; 在蒸汽槽道较大、壁面加工粗糙度较高时, 这一部分的份额可能相当可观, 计算时必须予以考虑.

(c) 运动方程

在目前的热管设计中, 已经通过加大蒸汽通道的尺寸来减小因液体、蒸汽高速度差的反向运动引起的界面剪切力, 提高热管工作的传热极限. 此时热管内的蒸汽流动空间的当量水力直径达毫米量级, 按照稀薄气体的判断标准, Kn 数小于 10^{-3} , 所以蒸汽流动仍然符合连续介质的假定. 在处理蒸汽压力方程时, 仍然可以从质量、能量守恒的基本方程式出发, 得到蒸汽沿轴向运动的 Navier-Stokes 方程

$$\frac{dp_v}{dz} + \alpha_v \frac{d}{dz} \left(\frac{G^2}{S_v^2 \rho_v} \right) + \rho_v g \sin \phi = -f_v \frac{2\rho_v \bar{w}_v^2}{D_{h,v}} \quad (4)$$

等式左边三项分别为压力梯度、动量变化项和重力项. 其中 ϕ 是热管的水平倾角, 当热管处于水平位置时, $\phi = 0$, 重力的影响消失. 在动量变化项中引入了一个调节系数 α_v , 反映动量

变化对压力影响的大小,其取值范围为 $0 \sim 2$,根据文献[2]的经验,计算中取 1.33. 等式右边为表面摩擦力, $D_{h,v}$ 为截面处蒸汽空间的水力直径. 并且由蒸汽受到的界面摩擦力,可计算液体在汽-液界面上受到的摩擦切应力 τ_l , 即

$$\tau_l = f_v \cdot \frac{1}{2} \rho_v \bar{w}_v^2 \quad (5)$$

对热管内液体的轴向一维流动,其压力分布的微分方程也由 $N-S$ 方程给出

$$\frac{dp_l}{dz} + \frac{\rho_l}{2S_l} \frac{d}{dz}(\bar{w}_l^2 S_l) + \rho_l g \sin\phi = -f_l \frac{2\rho_l \bar{w}_l^2}{D_{h,l}} \quad (6)$$

方程式左端的第2和第3项分别表示动量变化项和重力项,方程式右端为界面摩擦力的作用,其中界面摩擦力的作用包括蒸汽反向流动对液体的作用力.

对于液体在开式槽道内的流动,假设其为层流,液体在槽道壁面上没有滑移,其汽-液界面的流动摩擦阻力 τ_l 由(5)式确定,根据文献[6],液体的摩擦系数可以用下式计算

$$\frac{f_l}{f} = \frac{1}{2(1+\varphi^2)} \frac{3 + B\varphi^2 \left[1 - \frac{96}{\pi^4} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{1}{(2n+1)^4} \operatorname{sech} \frac{(2n+1)\pi}{2\varphi} \right]}{1 - \frac{192}{\pi^5} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{1}{(2n+1)^5} \operatorname{th} \frac{(2n+1)\pi}{2\varphi}} \quad (7)$$

式中 $f_l = \Delta p D_{h,l} / (2\rho_l \bar{w}_l^2 z)$ 为液体流动的实际摩擦系数; f 为不考虑蒸汽逆向流动所产生的切应力时的液体摩擦阻力, $\varphi = w/2h$ 为槽道宽度 w 和二倍的槽道深度 h 比值的几何常数. 而 $B = h\tau_l / (\mu_l \bar{w}_l)$ 为液体表面的无因次切应力.

对于(7)式中的 f , 可利用矩形槽道内液体流动的阻力计算公式^[7]

$$f \operatorname{Re}_l = f \left(\frac{D_{h,l} \bar{w}_l}{\nu_l} \right) = 24(1 - 3.553\alpha^* + 1.9467\alpha^{*2} - 1.7012\alpha^{*3} + 0.9564\alpha^{*4} - 0.2537\alpha^{*5}) \quad (8)$$

其中 $\alpha^* = w/h$ 是矩形槽道的宽深比,上式在 $0 \leq \alpha^* \leq 1$ 时适用. ν_l 为液体的运动粘性系数, $D_{h,l}$ 为矩形槽道的当量水力直径.

(d) 能量守恒方程

对于实验的工作条件,可以假定热管在蒸发段、冷凝段为均匀的热量输入、输出,即轴向热负荷 $Q(z)$ 为如下的分段线性分布

$$Q(z) = \begin{cases} \frac{Q_{input}}{L_e} z & (0 \leq z < L_e) \\ Q_{input} & (L_e \leq z \leq L_e + L_a) \\ \frac{Q_{input}}{L_c - L_b} (L_t - L_b - z) & (L_e + L_a < z \leq L_t - L_b) \end{cases} \quad (9)$$

其中 Q_{input} 是外界输入的总热量, L 是热管各部分的长度,其下标 e, a, c, t, b 分别代表蒸发段、绝热段、冷凝段、热管总长和堵塞段.

工质的蒸发相变潜热为 h_{fg} , 由能量守恒方程可得到热管轴向质量流分布为

$$\frac{d}{dz}(\rho_l \bar{w}_l S_l) = \frac{1}{N} \frac{1}{h_{fg}} \frac{dQ(z)}{dz} \quad (10)$$

(e) Laplace-Young 方程和蒸汽状态方程

由 Laplace-Young 方程, 对热管内弯月面汽-液界面弯月面半径 r_m , 有

$$\frac{\sigma}{r_m} = p_v - p_l \quad (11)$$

在得到蒸汽和液体的轴向压力后, 由上式确定该处的弯月面半径值。

管内蒸汽的压力、温度和密度的关系由 Clapeyron 方程($T_{v,0}, p_{v,0}$ 表示蒸汽温度和压力的参考值)确定

$$T_v = \frac{T_{v,0}}{1 - \frac{RT_{v,0}}{h_{fg}} \ln \frac{p_v}{p_{v,0}}} \quad (12)$$

(f) 边界条件

对上述所求解的轴向函数 $r_m(z)$, $p_l(z)$, $p_v(z)$, $G(z)$, 由(1) ~ (11) 式组成的封闭方程组及其相关表达式描述, 其 $z = 0$ 处的边界条件为: $r_m = r_{m,0}$, $p_l = p_{l,0} = p_{v,0} - \frac{\sigma}{r_{m,0}}$, $G = 0$. 边界条件中蒸发段端部的弯月面半径 $r_{m,0}$, 在热管传热量逐渐增大的过程中是减小的, 当其达到最小值 $r_{m, \min}$ 时, 对应的热管传热量为其传热极限。

(g) 外壁面温度的计算

由于在微小型热管中, 热管壳体的热传导与热管内部蒸发、凝结相变换热的大小相比不能忽略, 因此在对热管进行传热分析时, 必须考虑由壁面温差产生的管壁轴向热传导. 热管蒸发段向冷凝段传递的热量, 由液体的相变传热和管壁的轴向导热两部分组成. 计算中假定, 槽道壁面与蒸汽的对流换热较小, 可以忽略, 只考虑汽-液界面的相变传热. 而且汽-液界面的蒸发热阻与液体内的导热热阻相比, 可以忽略, 即汽-液界面温度近似等于蒸汽温度 $T_{iv} \approx T_v$, 其中饱和蒸汽的温度根据(12)式随着蒸汽压力沿着轴向的变化而变化. 因此, 对热管的轴向单元 Δz 的控制体, 有

$$Q_{\Delta z} = Q_{\Delta z, ph} + Q_z \quad (13)$$

式中, $Q_{\Delta z}$ 表示热管轴向单元 Δz 与外界交换的热量, $Q_{\Delta z, ph}$, Q_z 分别为该单元体内, 垂直壁面传递到汽-液界面上的相变传热热量和轴向导热的变化量. 它们可分别表示为

$$Q_{\Delta z, ph} = A_l \frac{T_w - T_{iv}}{R_{th}} \quad (14)$$

$$Q_z = k_w A_w \frac{d^2 T_w}{dz^2} dz \quad (15)$$

其中, A 为对应的传热面积, T_w , T_{iv} 分别为壁面温度和汽-液界面温度, k_w 为管壁的导热系数, R_{th} 为垂直壁面传热的总热阻.

对于垂直壁面的导热热阻, 假定为热管管壁和槽道内液体在这一方向的导热热阻的串联, 即 $R_{th} = \frac{h_w}{k_w} + \frac{h_l}{k_l}$. 式中, h_w , h_l , k_l 分别为固体管壁和液体层的厚度, 以及液体的导热系数.

以上对所分析的微型热管内的流动和传热传质过程, 建立了封闭的控制方程和必要

的边界条件,进而用数值方法对该定解问题进行分析求解. 计算得到了热管外壁面温度,并与实验测量的壁面温度进行对比.

在对上述分析模型进行数值计算的过程中,热管的几何尺寸和充液量是已知的. 当给定热管的工作温度和传热量时,即可计算出热管工作达到稳定后,各个物理量的分布. 或者给定热管的工作温度,计算对应的热管传热能力. 由于热管内部的传热、传质和流动过程复杂地耦合在一起,求解过程是一个多层次的迭代过程. 计算中,首先假定蒸发段端部的弯月面半径值,在此假定下,得到液体、蒸汽压力的轴向函数以及工质量的轴向分布,当轴向总的积分液量与事先给定的充液量相差较大,即(3)式中积分量之和较小时,需要对冷凝段的实际工作长度,或者蒸发段端部的弯月面半径进行修正. 上述的初始计算中,未考虑热管管壁材料的轴向导热,在得到热管壁温的轴向分布后,应扣除固体轴向导热部分,得到新的蒸发、冷凝传热量,再重新进行蒸发段及其他部分弯月面半径的迭代计算过程,直到所有的物理量都能匹配.

2 实验方法和内容

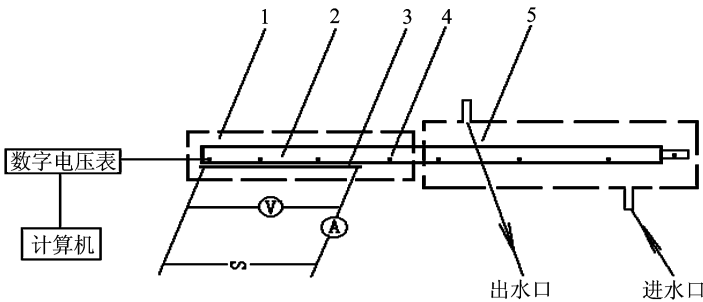
实验研究的微小型多槽道平板热管,壳体材料为铜,工质为二次蒸馏水. 其长、宽、高的外部尺寸分别为 62.3, 20, 7.3 mm, 在其内壁面的底面上,加工 18 个长度为 60 mm 的微细矩形槽道作为液体的流动通道,在液体通道的上部,留有一个连通的蒸汽腔. 其具体结构及其尺寸分别见图 1 和表 1.

对于上述热管,建立了如图 3 的实验台. 热管蒸发段、绝热段、冷凝段长度分别为 20、10、30 mm.

表 1 微小型热管内部槽道结构的尺寸(单位:mm)

Tab. 1 The geometry of the inner groove in the miniature heat pipe (unit: mm)

w_g	w_b	h_g	h_v
0.5	0.5	0.8	3.5



1. 保温层; 2. 微型热管; 3. 加热片; 4. 热电偶; 5. 冷却水套

图 3 微型热管的实验装置图

Fig. 3 The experimental setup for the miniature heat pipe (MHP)

实验中,热管在蒸发段受到均匀的外界加热,其传热量为输入的总电功率扣除整个系统的散热损失. 电功率由二级电压、电流表面示数的乘积得到,根据实验误差分析的误差传递法则,可知功率测量的实验误差在 5% 之内. 系统的散热损失由自然对流换热公式计算,在不同的工况下,它占加热电功率的 5 ~ 10%.

热管的外壁面底部开有轴向槽道,槽内共布置 8 对直径为 0.2 mm 的镍铬-镍铝热电偶,其中蒸发段、绝热段和冷凝段各为 2、3、2 对.实验采用 6-1/2 位 HP-34970A 仪表进行温度测量和数据采集,热电偶在实验前均经过标定,温度测量的误差小于 0.5 °C.

3 数值分析结果及其与实验的比较

图 4 为实验测得热管在水平位置下,充液率为 1.2,在水冷条件下的稳态工作温度分布.其中取热管绝热段的平均温度为它的工作温度,图中以 T_a 表示.实验中,最后一对热电偶布置在冷凝段之后的冷焊管上,以监测冷却水的温度范围.可见,随着功率的增加,热管整体工作温度上升,同时整个轴向的温差增大.热管一直保持良好的工作特性,按照热管总轴向截面积计算的整体当量导热系数从 535 增长到 2057 W/m·K.如扣除热管管壁导热、按照液体工质通道的截面积计算的热管部分的当量导热系数则从 690 增长到 3733 W/m·K,其传热性能的提高非常显著,同时热管管壁的轴向导热份额由 35% 下降到 9.3%.

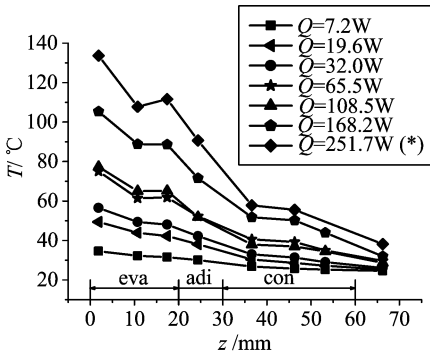


图 4 铜-水热管的稳态温度分布

Fig. 4 The steady temperature distribution of the copper-water MHP

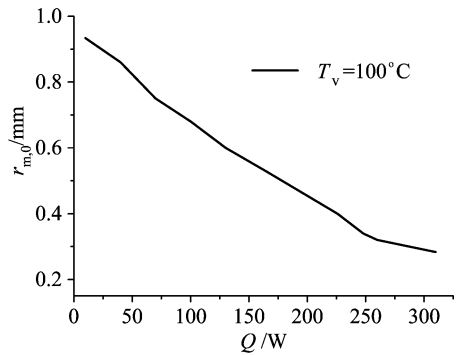


图 5 蒸发段端部弯月面半径与热管传热量的关系

Fig. 5 The relationship between the meniscus radius at evaporator end and the heat load of MHP

计算中取热管的工作温度为 $T_v = 100^\circ\text{C}$,得到热管传输的热量和蒸发段端部的弯月面半径的关系如图 5 所示.随着传热量大加大,蒸发段端部弯月面半径逐渐减小.

图 6 ~ 图 9 为根据实验工况,数值计算得到的在 36、55、74、92 °C 四个不同工作温度下,热管外壁面温度的理论值与实验测量值的比较.其中,图中横坐标以 eva, adi, con 标出了热管的蒸发段、绝热段和冷凝段的范围.

从对比图示中可见,整个温度分布的计算结果与实验符合情况基本良好,除个别点外,误差一般不超过 18%,且较大的误差在较高工作温度下出现.由于理想情况下,热管在绝热段与外界没有热量交换,其内部的汽-液相变传热量和热管管壁的导热热量都很小.故理论分析结果的图示中,该段的外壁面温度分布的斜率很小,曲线在绝热段接近水平.

微小型平板热管中,充液率的定义为充装的液体体积与液体流动的矩形通道的体积之比.在实际充液中,考虑到槽道的粗糙表面和某些尖角死区存有一定量的不参与流动的液体,同时还需要考虑不同工况需要不同的充液量,因此充液率一般大于 1.0.上述热管的分

析中,认为多余的充液量存于角区、粗糙表面和冷凝段端部. 由于槽道的加工受技术条件的限制,并非理想的矩形槽道,各个槽道也并非完全一致,造成理论分析结果和实验有一定差异.

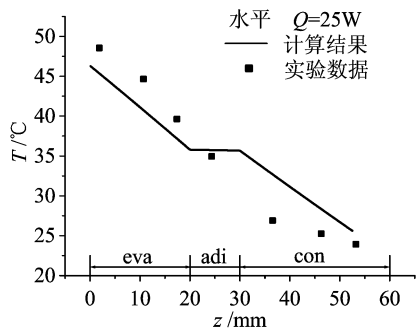


图6 $T_a = 36^\circ\text{C}$ 下,温度分布的比较曲线

Fig. 6 The temperature distribution when $T_a = 36^\circ\text{C}$

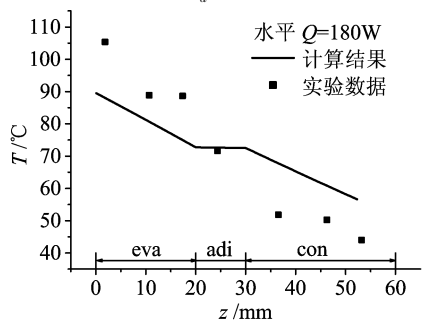


图8 $T_a = 74^\circ\text{C}$ 下,温度分布的比较曲线

Fig. 8 The temperature distribution when $T_a = 74^\circ\text{C}$

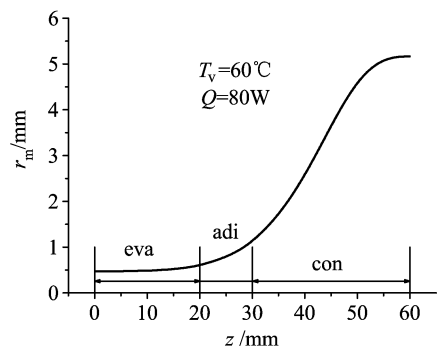


图10 $T_a = 60^\circ\text{C}$ 下,弯月面的轴向分布

Fig. 10 The axial profile of meniscus when $T_a = 60^\circ\text{C}$

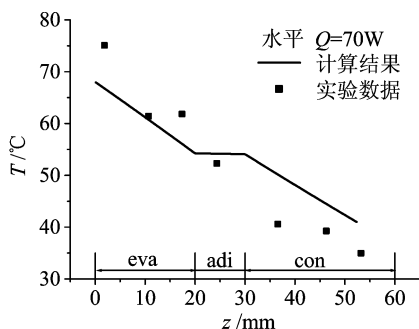


图7 $T_a = 55^\circ\text{C}$ 下,温度分布的比较曲线

Fig. 7 The temperature distribution when $T_a = 55^\circ\text{C}$

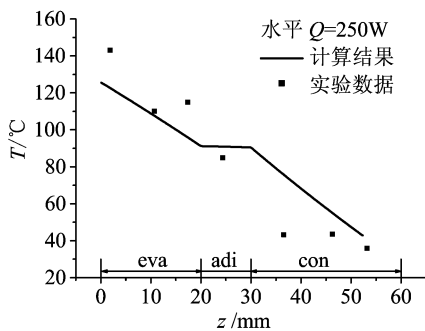


图9 $T_a = 92^\circ\text{C}$ 下,温度分布的比较曲线

Fig. 9 The temperature distribution when $T_a = 92^\circ\text{C}$

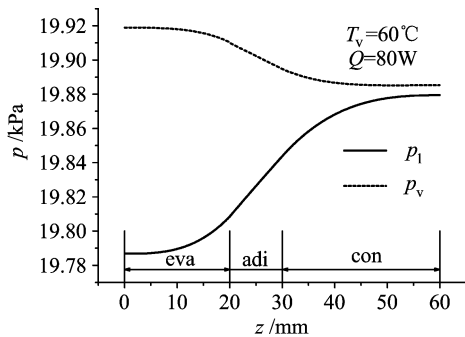


图11 $T_a = 60^\circ\text{C}$ 下,液体、蒸汽的压力分布

Fig. 11 The pressure profiles of liquid and vapor

计算中,取工作温度为 $T_w = 60\text{ }^\circ\text{C}$,传热量为 $Q = 80\text{ W}$ 时,热管内部弯月面半径的轴向分布和液体、蒸汽压力的变化如图 10,11 所示.随着轴向距离的增加,弯月面半径逐渐增大.在蒸发段前缘,由于蒸发液膜较薄,弯月面半径一直比较小;到了绝热段,弯月面半径的轴向变化逐渐加快;在冷凝段,液膜增厚,弯月面半径增长显著,在接近尾部的地方,其数值与槽道几何尺寸相比很大,弯月面在槽道开口处基本平直.

热管内部的液体压力从蒸发段到冷凝段逐渐上升,蒸汽压力相应降低.它们的变化趋势都是在蒸发段、绝热段比较明显,到达冷凝段后,变化较缓慢.在冷凝段尾部,由于流体流速很小,汽-液界面摩擦力相应减小,因此流体的压力变化较小,而弯月面半径的增加使得液体和蒸汽之间的压差很小.

4 结论

本文针对微小型多槽道铜-水平板热管,建立了计算模型并进行了实验,计算结果与实验数据进行了比较,二者符合情况基本良好.

计算中考虑了液体在槽道内流动时液膜厚度和弯月面沿轴向的变化,同时考虑了汽-液界面上蒸汽逆向流动对液体的摩擦力,所建模型更接近实际.

对传热的计算,考虑了热管固体壁面的轴向导热,结果显示,轴向导热占有一定的份额,不可忽略.

由于微小型热管的液体槽道空间很小,充液量很少,因此附着在蒸汽腔及其他部分的粗糙表面上的液体量相对而言不可忽略,这在热管的设计计算、制造和实验中都必须予以考虑.

参 考 文 献

- | | |
|--|--|
| <p>[1] Cotter T P. Principles and prospects for micro heat pipes [A]. Proc. 5th Int. Heat Pipe Conf. Japan [C], Tsukuba, 1984. 328-335.</p> <p>[2] Khrustalev D, Faghri A. Thermal analysis of a micro heat pipe [J]. ASME, J. of Heat Transfer, 1994, 116: 189-198.</p> <p>[3] Yasunori Kobayashi, Syuji Ikeda, Masamichi Iwasa. Evaporative heat transfer at the evaporative section of a grooved heat pipe [J]. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 1996, 10 (1): 83-89.</p> <p>[4] Cao Y, Gao M, Beam J E, Donovan B. Exper-</p> | <p>iments and analyses of flat miniature heat pipes [J]. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 1997, 11(2): 158-164.</p> <p>[5] Hopkins R, Faghri A, Khrustalev D. Flat miniature heat pipes with micro capillary grooves [J]. Journal of Heat Transfer, 1999, 121: 102-109.</p> <p>[6] 马同泽, 侯增祺, 吴文銑. 热管 [M]. 北京: 科学出版社, 1983.</p> <p>[7] Amir Faghri. Heat Pipe Science and Technology [M]. Taylor & Francis Publishing Company, 1995.</p> |
|--|--|

Theoretical and Experimental Investigation on Flow and Heat Transfer in a Flat Miniature Heat Pipe With Axial Grooves

ZHANG Li-chun¹, MA Tong-ze², GE Xin-shi¹

(1. Dept. of Thermal Science and Energy Engineering, USTC, Hefei, Anhui, 230027)

(2. Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, P. O. Box 2706, Beijing, 100080)

Abstract: The thermal analysis and experimental investigation on a flat miniature heat pipe with axial grooves are carried out. A theoretical model describing the flow and heat and mass transfer processes in the miniature heat pipe is set up. The axial distribution of the film thickness and meniscus of liquid, the axial profile of the pressures of liquid and vapor and the capillary radius of the liquid-vapor interface, the frictional interaction at the liquid-vapor interface and the axial heat conduction of the wall of the heat pipe are obtained to analyze the temperature distribution of the outer wall of the heat pipe and its thermal characteristics. The current model includes the above factors and simulates the physical phenomena in the miniature heat pipe more accurately. The experimental investigation on a flat miniature axially grooved copper-water heat pipe is conducted. Numerical results are compared with the experimental data and the numerical method is proved by the experiments.

Key words: flat miniature axially grooved heat pipe; thermal characteristics; interfacial friction; axial heat conduction, meniscus

(上接第430页)

合成 3',4'-表鬼臼毒素邻位醌的新方法

李前荣, 罗梅, 苏庆德

(中国科学技术大学结构分析重点实验室, 安徽合肥 230026)

摘要: 4'-去甲基表鬼臼毒素(5)与双(三氟乙酸)苯碘(PIFA)或二乙酸苯碘(PIDA)在氯仿或二氯甲烷溶液中室温条件下反应得标题化合物. 二甲基缩酮(6)用痕量 $\text{BF}_3 \cdot \text{Et}_2\text{O}$ 或对-甲基苯磺酸(*p*-TsOH)处理可以得到相同化合物. 本文分析了产物的结构并给出了可能的反应机理.

关键词: 鬼臼毒素; 氧化; 双(三氟乙酸)苯碘(PIFA); 二乙酸苯碘(PIDA)