

部分压扁槽道热管实验研究

陶汉中 张红* 庄骏 Jerry W Bowman

(南京工业大学能源学院, 南京 210009; Mechanical Engineering Department, Brigham Young University, Provo Utah 84602, USA.

* 联系人, E-mail: h Zhang@njut.edu.cn)

摘要 针对 11 种不同压扁形式的小型轴向槽道热管进行实验研究, 分析了压扁形式、压扁厚度和工作温度对轴向温度分布、热阻、极限传输功率以及蒸发段和冷凝段的相变换热系数的影响。实验研究表明, 各种形式的槽道热管在正常工况下, 均可以保持良好的等温性。热管的几何结构对极限传输功率的影响较明显。对于蒸发段 2 mm 厚的热管, 冷凝段厚度从 2 mm 增加到 3 mm, 极限传输功率增加 81%; 而对于蒸发段厚度为 3 mm 的热管, 冷凝段厚度从 2 mm 增加到 3 mm, 极限传输功率增加 134%。对于冷凝段 4 mm 厚的热管, 蒸发段厚度从 2 mm 增加到 3 mm, 极限传输功率增加 26%。蒸发段厚度每增加 1 mm, 极限传输功率增加 9%~26%, 而冷凝段厚度每增加 1 mm, 极限传输功率增加 20%~86%。冷凝段厚度对热管传热性能的影响要比蒸发段厚度大。本文的研究内容对了解槽道热管传热性能及电子热设计过程将会有所帮助。

关键词 轴向槽道热管 部分压扁 传热性能

小型轴向槽道热管是一种高效的传热元件^[1], 可以在很小的温差下传递较大的热量。由于槽道热管适合大规模工业生产, 二次加工方便灵活, 传热稳定^[2], 目前已广泛应用于电子散热领域, 特别是笔记本电脑的散热^[3]。在实际使用中, 为了达到笔记本电脑空间和结构的要求, 小型槽道热管往往需要进行整体^[4]或部分压扁处理。但到目前为止, 对于轴向槽道热管压扁后性能的研究, 特别是不同压扁程度和压扁形式的研究, 报道甚少。

本文针对若干种蒸发段、绝热段和冷凝段具有不同厚度的热管进行实验研究, 分析压扁形式、压扁厚度及工作温度对轴向温度分布、热阻、极限传输功率、蒸发段和冷凝段的相变传热系数的影响。

1 实验装置及测试过程

1.1 实验元件

实验用的小型轴向槽道热管是一组由长度为 210 mm, 外直径为 6 mm 的无氧铜-水热管经过二次加工而成的小型轴向微槽道热管。热管充液量为 (0.55 ± 0.02) g。热管内壁面的槽道形式为梯形。图 1 为热管内部槽道的显微照片, 图 2 为圆形及不同压扁度热管的横截面图和槽道齿形结构图, 周向共计 63 个槽。

所有小型轴向槽道热管的内壁面的槽道形式都

相同, 但在热管进行二次加工过程中, 特别是压扁后, 热管内部槽道形状会有微量的变形。实验用的热管形式如表 1 所示, 其中 δ_e 表示蒸发段的厚度, δ_a 表示绝热段的厚度, δ_c 表示冷凝段的厚度, ϕ 表示圆形。每种形式的热管有 3 根, 共计 33 根热管。

1.2 实验系统

() 测试装置。测试装置如图 3 所示, 由测试部分和数据采集两部分组成。测试部分由恒温水槽(提供恒温加热水和冷却水的循环动力)、转子流量计、控制阀和双层真空玻璃水夹套(形成加热水和冷却水的流道, 并起到保温作用)。数据采集部分由 9 个直径为 0.2 mm 的 T 型(铜-康铜)热电偶、4 个水银温度计、数据采集仪(型号: HP34970A)和计算机组成。对于扁平形式的小型轴向槽道热管, 热电偶布置在热管表面侧面的圆弧段, 对于圆柱状小型轴向槽道热管, 热电偶布置在热管的上表面。

在热管的蒸发段和冷凝段, 从玻璃水夹套流经的加热水和冷却水的流量和进出口温度分别由 2 个流量计和 4 个温度计测量。温度计的形式为水银温度计, 精度为 ± 0.01 , 所有使用的热电偶均由此形式的温度计校对。在热管的绝热段布置厚度在 8~12 mm 之间、导热能力为 $0.058 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{)}$ 的保温棉以减少热损失。测试台的水平度由水平尺控制, 水平尺的

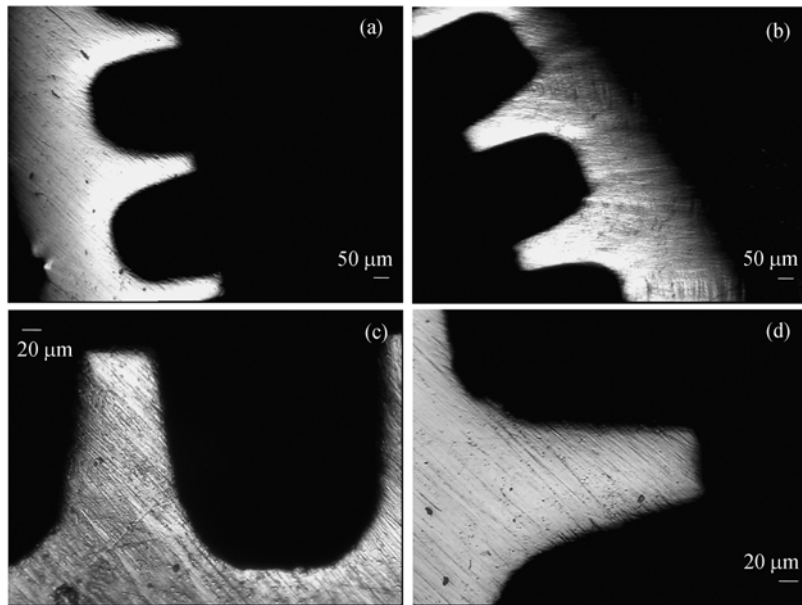


图1 槽道截面的显微照片
(a), (b) 160倍(160×); (c), (d) 500倍(500×)

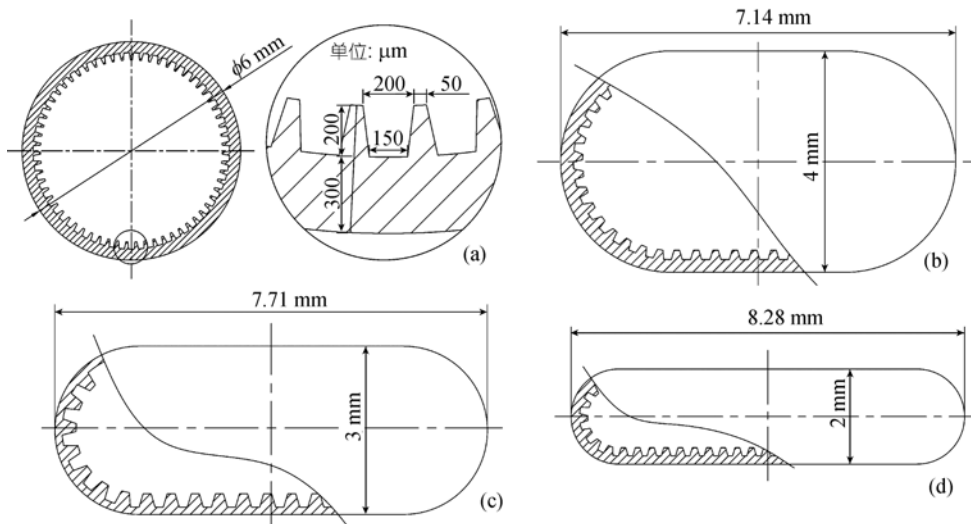


图2 小型轴向槽道热管几何结构(单位: mm)
(a) 圆柱状截面; (b) 扁平状截面(4 mm); (c) 扁平状截面(3 mm); (d) 扁平状截面(2 mm)

精度为 2 mm/m. 加热段长度为 40 mm, 冷凝段长度为 100 mm, 中间 70 mm 为绝热段. 热电偶布置形式如图 4 所示, 其中圆柱状热管(1#热管)和全部压扁热管(2#和3#扁平热管)采用第二种热电偶布置方式, 而部分扁平热管(4#~11#热管)采用第一种热电偶布置方式.

在测试之前, 首先检查系统蒸发段和冷凝段的热平衡, 确保误差在 5%以内(漏热率的计算: $E = |Q_e - Q_c| / Q_e \times 100\%$). 在热电偶上面布置一层隔热防水胶

(导热系数小于 $0.1 \text{ W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$). 胶水的厚度在 1 mm 左右, 覆盖面直径在 2 mm 左右. 隔热防水胶可以减少循环水流动对热电偶测量热管管外壁温的影响.

() 测试流程. 对于该实验系统来说, 主要的优点是可以方便地校核系统热平衡, 热管不会因为超温而损坏, 实验结果的精度比较高. 实验流程如图 5 所示, 具体操作流程说明如下.

调整热管的工作温度. 热管的工作温度在本

表 1 热管参数

No.	δ_c /mm	δ_a /mm	δ_e /mm
1	$\phi 6$	$\phi 6$	$\phi 6$
2	3	3	3
3	2	2	2
4	2	$\phi 6$	2
5	2	$\phi 6$	3
6	2	$\phi 6$	4
7	2	$\phi 6$	$\phi 6$
8	3	$\phi 6$	2
9	3	$\phi 6$	3
10	3	$\phi 6$	4
11	3	$\phi 6$	$\phi 6$

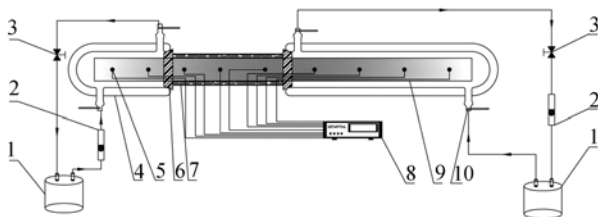


图 3 水冷水加热系统实验装置图

1, 恒温水槽; 2, 流量计; 3, 控制阀; 4, 真空玻璃水夹套; 5, 热电偶; 6, 胶皮塞; 7, 保温层; 8, 数据采集仪; 9, 热管; 10, 温度计

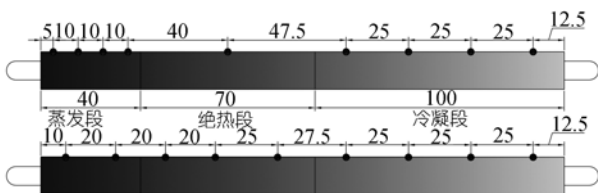


图 4 热电偶布置(单位: mm)

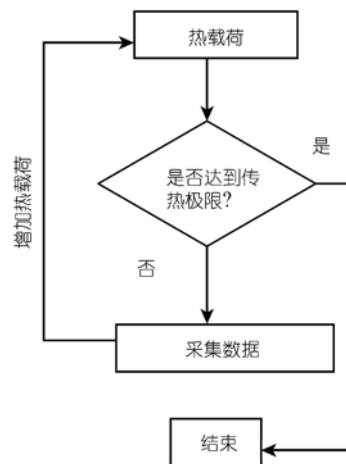


图 5 实验流程图

文中定义为热管绝热段的温度,当绝热段有多个测温点时,采用热管绝热段各点温度的平均值.本实验系统热管绝热段的温度控制依靠调节恒温水槽内流出水的温度和流量,并通过调节冷凝段和蒸发段4个参数达到控制绝热段温度的效果.

当绝热段温度稳定以后,同时调节蒸发段和冷凝段中循环水的流量和温度,不断增加热管的传输功率.记录双层真空玻璃水夹套进出口的流量和温度差,计算功率输出和输入情况.在热管蒸发段和冷凝段,通过调节水的流量将双层真空玻璃水夹套进出口的温度差控制在 1.5 ,以确保热管外壁面基本处于等温的边界条件.

在接近极限传输功率时,减小输入功率升高的幅度(1 W 左右),以便尽可能准确了解传热极限功率的大小.

极限点的判断.一般的电子芯片,表面温度不能超过 85 .从工程可靠性角度看,一般假定在电子元件表面与传热元件之间存在 10 的温度差,因此控制热管蒸发段的外表面温度不超过 75 .绝热段设计温度最高不超过 60 .本文中定义当热管的蒸发段最高点温度超过绝热段 15 时的传输功率为热管的极限传热功率.

为了确保实验精度和实验数据的可靠性,所有数据均测试3次.数据采集仪每 2 s 采集一次数据,在稳定阶段采集 100 个温度数据.在数据采集阶段,冷热端的循环水流量还要采用微刻度量筒校核 2~3 次,以多次校核的数据与流量计得到的数据最接近的一

组作为最终的实验数据.

1.3 测试误差分析

误差分析是实验研究的必要部分.本实验的主要误差来源于测量的各个参数.热电偶用来测量小型轴向槽道热管的轴向温度分布,其精度为±0.1 .循环水的温度和流量分别由水银温度计和转子流量计测量,水银温度计的精度为±0.01 ,流量计的精度为±1 mL/min.

小型轴向槽道热管的传输功率 Q ,热阻 R ,蒸发段换热系数 α_e 和冷凝段换热系数 α_c 由下列公式计算:

$$Q_e = C\dot{m}_e\Delta T'_e = C\rho V_e\Delta T'_e, \quad (1)$$

$$Q_c = C\dot{m}_c\Delta T'_c = C\rho V_c\Delta T'_c, \quad (2)$$

$$R = \frac{\Delta T_{e-c}}{Q_c}, \quad (3)$$

$$\alpha_e = \frac{Q_e}{A_e\Delta T'_{e-a}}, \quad (4)$$

$$\alpha_c = \frac{Q_c}{A_c\Delta T'_{a-c}}. \quad (5)$$

(1)式中的 $\Delta T'_e$ 是由水银温度计测量蒸发段水夹套进出口水温得到的温度之差,(2)式中的 $\Delta T'_c$ 是由水银温度计测量的冷凝段水夹套进出口水温得到的温度差.(3)式中的 ΔT_{e-c} 是蒸发段管壁平均温度和冷凝段管壁平均温度之差.(4)式中的 ΔT_{e-a} 是蒸发段管壁平均温度和绝热段管壁平均温度之差, A_e 为蒸发段的外表面面积.(5)式中的 ΔT_{a-c} 是绝热段管壁平均温度和冷凝段管壁平均温度之差, A_c 为冷凝段的外表面面积.图 6 为上述计算参数的示意图.近似地用外壁面

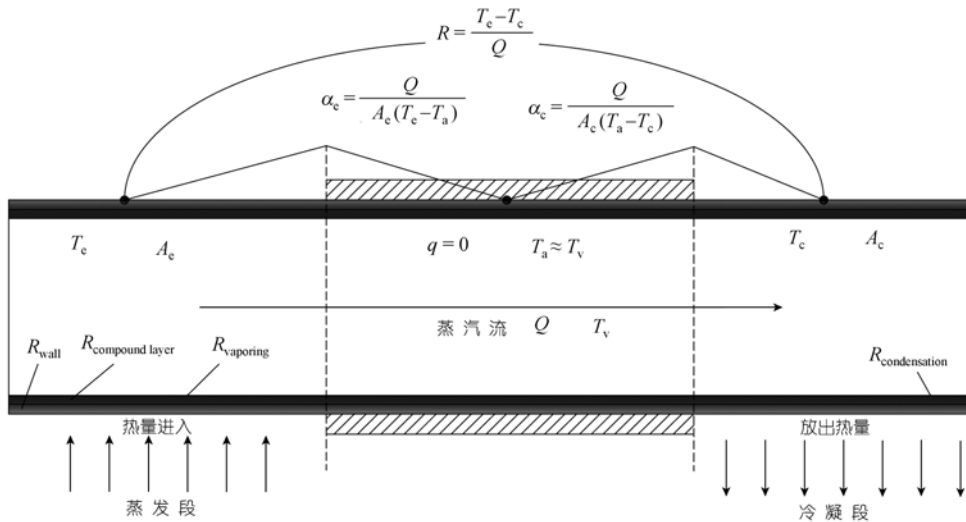


图 6 计算参数示意图

温度代替内壁面温度, 用绝热段温度表示管内蒸气温度.

误差采用如下公式计算 [5]:

$$E(X) \leq \sqrt{\sum \left(\frac{\partial X}{\partial x_i} dx_i \right)^2} \quad (6)$$

各部分的误差公式如下:

$$E(Q_c) = \sqrt{\left(\frac{\partial Q_c}{\partial (\Delta T'_c)} d(\Delta T'_c) \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_c}{\partial V_c} dV_c \right)^2} = C\rho\sqrt{V_c^2 d^2(\Delta T'_c) + \Delta T'_c{}^2 d^2V_c} \quad (7)$$

$$E(Q_c) = \sqrt{\left(\frac{\partial Q_c}{\partial (\Delta T'_c)} d(\Delta T'_c) \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_c}{\partial V_c} dV_c \right)^2} = C\rho\sqrt{V_c^2 d^2(\Delta T'_c) + \Delta T'_c{}^2 d^2V_c} \quad (8)$$

$$E(R) = \sqrt{\left(\frac{\partial R}{\partial (\Delta T_{c-c})} d(\Delta T_{c-c}) \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial Q_c} dQ_c \right)^2} = \sqrt{\frac{d^2 \Delta T_{c-c}}{Q_c^2} + \frac{\Delta T_{c-c}^2 d^2 Q_c}{Q_c^4}} \quad (9)$$

$$E(\alpha_c) = \sqrt{\left(\frac{\partial \alpha_c}{\partial (\Delta T_{c-a})} d(\Delta T_{c-a}) \right)^2 + \left(\frac{\partial \alpha_c}{\partial Q_c} dQ_c \right)^2} = \frac{1}{A_c} \sqrt{\frac{Q_c^2 d^2 \Delta T_{c-a}}{\Delta T_{c-a}^4} + \frac{d^2 Q_c}{\Delta T_{c-a}^2}} \quad (10)$$

$$E(\alpha_c) = \sqrt{\left(\frac{\partial \alpha_c}{\partial (\Delta T_{a-c})} d(\Delta T_{a-c}) \right)^2 + \left(\frac{\partial \alpha_c}{\partial Q_c} dQ_c \right)^2} = \frac{1}{A_c} \sqrt{\frac{Q_c^2 d^2 \Delta T_{a-c}}{\Delta T_{a-c}^4} + \frac{d^2 Q_c}{\Delta T_{a-c}^2}} \quad (11)$$

(7)和(8)式中的 $d(\Delta T'_c)$ 和 $d(\Delta T'_c)$ 为水银温度计测量误差, 最大值为 0.02 . (9)~(11)式中的 $d(\Delta T_{c-c})$, $d(\Delta T_{c-c})$ 和 $d(\Delta T_{c-c})$ 为热电偶的测量误差, 最大值为 0.2 . 相对误差的计算公式如下:

$$\frac{E(Q_c)}{Q_c} = \frac{C\rho\sqrt{V_c^2 d^2(\Delta T'_c) + \Delta T'_c{}^2 d^2V_c}}{C\rho V_c \Delta T'_c} = \sqrt{\frac{d^2(\Delta T'_c)}{\Delta T'_c{}^2} + \frac{d^2V_c}{V_c^2}} \quad (12)$$

$$\frac{E(Q_c)}{Q_c} = \frac{C\rho\sqrt{V_c^2 d^2(\Delta T'_c) + \Delta T'_c{}^2 d^2V_c}}{C\rho V_c \Delta T'_c}$$

$$= \sqrt{\frac{d^2(\Delta T'_c)}{\Delta T'_c{}^2} + \frac{d^2V_c}{V_c^2}} \quad (13)$$

$$\frac{E(R)}{R} = \frac{\sqrt{\frac{d^2 \Delta T_{c-c}}{Q_c^2} + \frac{\Delta T_{c-c}^2 d^2 Q_c}{Q_c^4}}}{\frac{\Delta T_{c-c}}{Q_c}} = \sqrt{\frac{d^2 \Delta T_{c-c}}{\Delta T_{c-c}^2} + \frac{d^2 Q_c}{Q_c^2}} \quad (14)$$

$$\frac{E(\alpha_c)}{\alpha_c} = \frac{\frac{1}{A_c} \sqrt{\frac{d^2 Q_c}{\Delta T_{c-a}^2} + \frac{Q_c^2 d^2 \Delta T_{c-a}}{\Delta T_{c-a}^4}}}{\frac{Q_c}{A_c \Delta T_{c-a}}} = \sqrt{\frac{d^2 Q_c}{Q_c^2} + \frac{d^2 \Delta T_{c-a}}{\Delta T_{c-a}^2}} \quad (15)$$

$$\frac{E(\alpha_c)}{\alpha_c} = \frac{\frac{1}{A_c} \sqrt{\frac{d^2 Q_c}{\Delta T_{a-c}^2} + \frac{Q_c^2 d^2 \Delta T_{a-c}}{\Delta T_{a-c}^4}}}{\frac{Q_c}{A_c \Delta T_{a-c}}} = \sqrt{\frac{d^2 Q_c}{Q_c^2} + \frac{d^2 \Delta T_{a-c}}{\Delta T_{a-c}^2}} \quad (16)$$

图 7 所示为小型轴向槽道热管的传热功率 Q 、热阻 R 、蒸发段换热系数 α_c 和冷凝段换热系数 α_c 的相对误差. 在实际测试过程中, 双层真空玻璃水夹套进出口水的温度差一般控制在 1 左右. 热管热阻 R 计算式的温度差是由热电偶测量得到, 误差计算时, 蒸发段的平均温度与冷凝段的平均温度之间的温度差设定为 5 . 蒸发段换热系数 α_c 的误差计算时, 蒸发段的平均温度与绝热段的(平均)温度的温度差设定为 2 ; 冷凝段换热系数 α_c 的误差计算时, 绝热段的(平均)温度与冷凝段的平均温度的温度差设定为 3 .

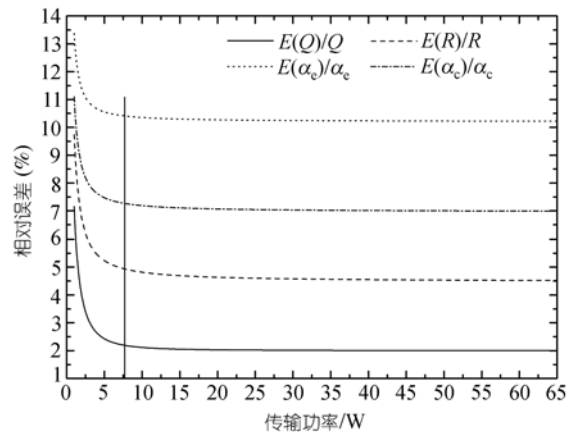


图 7 相对误差

从图 7 中可以看出, 小型轴向槽道热管传输功率 Q 、热阻 R 、蒸发段换热系数 α_c 和冷凝段换热系数 α_c 的相对误差随着传输功率的增加而降低. 当传输功率超过 7.5 W 时, 传输功率的误差为 $\pm 2\%$, 热阻的误

差为±5%，蒸发段换热系数 α_c 的误差为±10%，冷凝段换热系数 α_c 的误差为±7%。

从(7)和(8)式可以看出，增加循环水在双层真空玻璃水夹套进出口的温度差，可以降低热管传热功率 Q 的误差，如将温度差调整为2，则此时传热功率 Q 在大于7.5 W时的相对误差将小于1%，但考虑到增加循环水在双层真空玻璃水夹套进出口的温度差将破坏热管蒸发段和冷凝段的等温性边界条件，因此仍选择温度差1作为实验条件。

2 结果和讨论

2.1 轴向温度分布

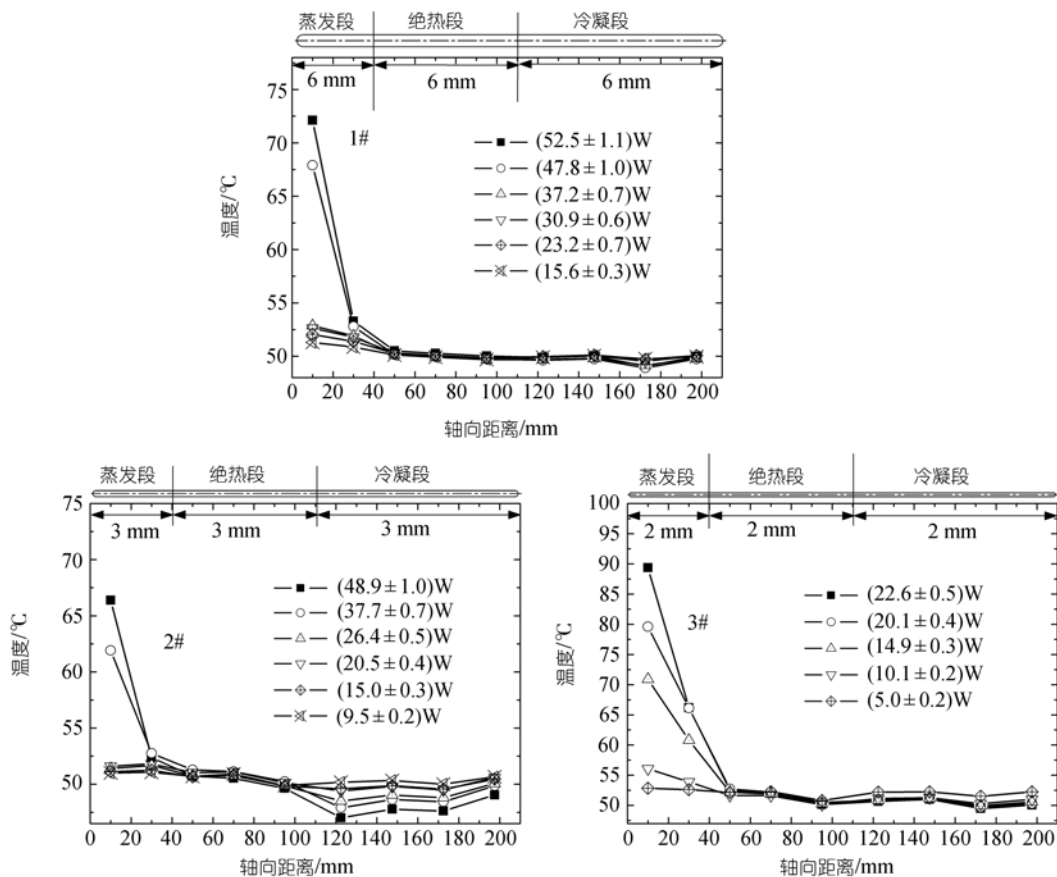
轴向温度分布反映了热管等温性，是热管其他传热特性研究的基础，也是热管内部两相流动、相变传热过程的判断依据，因而研究热管的传热特性应从热管的轴向温度分布入手。

图8是柱状热管(1#)、扁平热管(2#和3#)和部分压扁热管(4#~11#)的轴向温度分布图，具体结构见表1。从图中可以看出，各种形式的热管均存在等温工

作区，在该工作区间内，热管轴向各点温差很小，保持良好的等温性。而随着热管传输功率的增加，热管内部气液两相流动相变传热过程强度逐渐增大，可能出现由于液相回流不足、蒸气轴向流动压力损失过大等一系列现象引起传热恶化的过程。此过程表现在热管外壁面上，即良好的等温性被破坏，轴向温度梯度增加。下面分析不同压扁形式热管所表现出的不同轴向温度分布特征。

2.2 极限传输功率

热管的极限传输功率是热管最重要的传热特性，也是大部分热管使用者所关心的问题。对于水平工作条件下的小型轴向槽道热管，影响极限传输功率的因素主要有蒸气流动形式、液相工作介质的流动特性、热管内部介质工作温度等因素。而热管达到传热极限的主要表现是热管的轴向温度梯度发生局部突变，通过对热管轴向温度梯度变化的研究可以间接分析判定热管传热极限产生的原因。本文分别对上述过程进行分析。



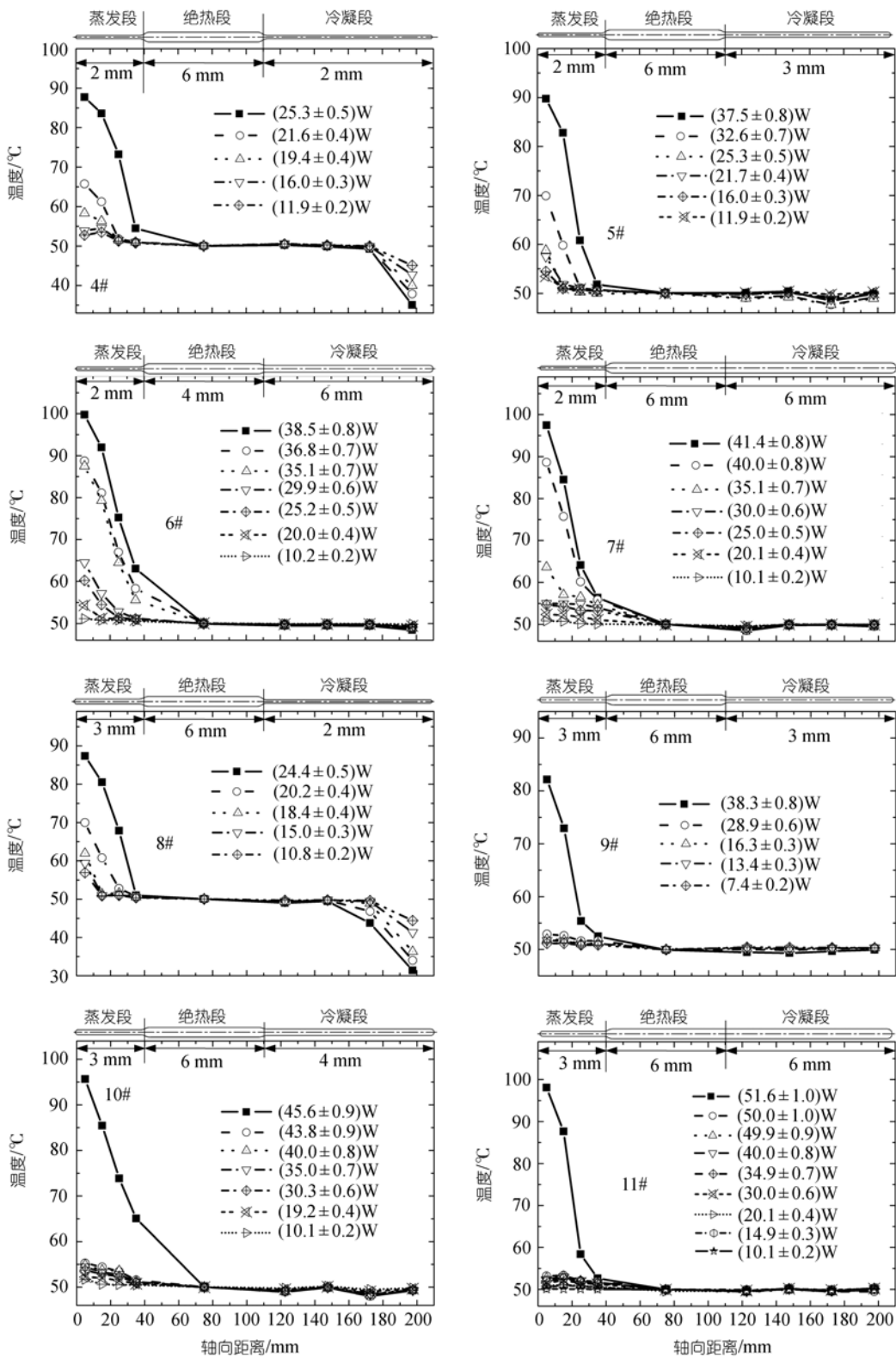


图 8 热管的轴向温度分布 ($T_v = 50$)

部分压扁热管的极限传输功率列于表 2. 从表 2 中可以看出, 蒸发段厚度相同时, 冷凝段的厚度越大, 热管的极限传热功率越大. 当冷凝段厚度相同时, 蒸发段厚度增加对热管的极限传输功率影响并不明显: 冷凝段为 2 mm 和 3 mm 时, 蒸发段厚度增加, 极限传输功率减小; 冷凝段为 4 mm 和 6 mm 时, 传输功率随着蒸发段厚度的增加稍有增加.

表 2 部分压扁热管的最大传输功率

	δ_e/mm	δ_c/mm	δ_c/mm	最大传输功率/W		
				40	50	60
4#	2	6	2	16.0±0.3	19.4±0.4	29.8±0.6
5#	2	6	3	24.8±0.5	35.1±0.7	40.4±0.8
6#	2	6	4	29.5±0.6	35.4±0.7	46.0±0.9
7#	2	6	6	30.0±0.6	35.0±0.7	45.2±0.9
8#	3	6	2	13.4±0.3	16.3±0.3	23.7±0.5
9#	3	6	3	28.9±0.6	38.3±0.8	43.7±0.9
10#	3	6	4	35.1±0.7	43.8±0.9	51±1
11#	3	6	6	35.0±0.7	44.2±0.9	50±1

() 压扁形式对蒸气流动的影响. 热管的蒸发段和(或)冷凝段压扁对于管内蒸气轴向流动的影响主要表现在流动阻力的变化上. 对于传统的圆柱状热管, 蒸气在热管内的轴向流动过程中, 流动阻力主要是蒸气流动对热管内表面产生摩擦力造成的沿程阻力. 当热管的蒸发段和(或)冷凝段被压扁时, 蒸气轴向流动通道的截面形状发生变化, 导致蒸气在热管内部的流动受到扰动, 形成漩涡. 在漩涡中, 蒸气不规则地旋转、摩擦, 给蒸气的轴向流动主流造成阻碍; 同时蒸气轴向流动的主流速度重新分布, 引起蒸气流动区域内的质点相互碰撞, 造成阻力损失. 这部分由于蒸气流动道突扩-突缩造成的流动阻力损失称为局部阻力损失. 当热管从圆柱状被部分压扁后, 热管

内部蒸气的轴向流动阻力由原来的沿程阻力变为两个局部阻力和整体的沿程阻力之和. 因此, 与圆柱状热管相比, 无论是全部压扁热管还是部分压扁热管, 蒸气轴向流动的压力损失是增加的. 当蒸气沿轴向流动时, 在突扩段和突缩段, 均可能出现较明显的二次流和涡流.

用计算流体力学理论可以计算出热管内蒸气流出压扁部(突扩)和流进压扁部(突缩)的流线图形. 如图 9 所示, (a)为 11#热管蒸发段与绝热段之间的突扩部分, (b)为 4#热管绝热段与冷凝段之间的突缩部分(热管编号见表 1). 从图中可以看出, 在热管的突扩段, 蒸气轴向流动存在明显的涡流, 在突扩处还发生了二次流现象, 而在突缩处, 则出现了明显的缩颈现象, 在冷凝段进口一段距离处, 主流区域明显小于管径, 靠近壁面的位置出现了涡流.

比较图 8 中的 1#, 2#, 3#和 4#热管, 可以得出以下结论:

$Q_{\max,1\#} > Q_{\max,2\#} > Q_{\max,4\#} > Q_{\max,3\#}$, 其原因是由于热管压扁后, 蒸气流动截面变小, 流动阻力增大, 增加了热管的内部热阻;

$Q_{\max,4\#} > Q_{\max,3\#}$ 是由于 4#热管的绝热段未压扁, 尽管增加了流道突然扩大和突然收缩两个局部阻力, 但总的沿程阻力仍小于 3#热管, 故极限功率较大;

由于 4#热管冷凝段蒸气进口处有突缩段, 如图 9(b)所示, 在突缩段, 蒸气激烈扰动, 强化了冷凝, 故大部分蒸气在入口处冷凝而达不到冷凝段尾部, 形成 4#热管冷凝段尾部温度明显低于冷凝段其他点的温度.

() 压扁对热管内回流工作液体的影响. 热管在水平位置工作条件下, 热管内部液相工作介质在

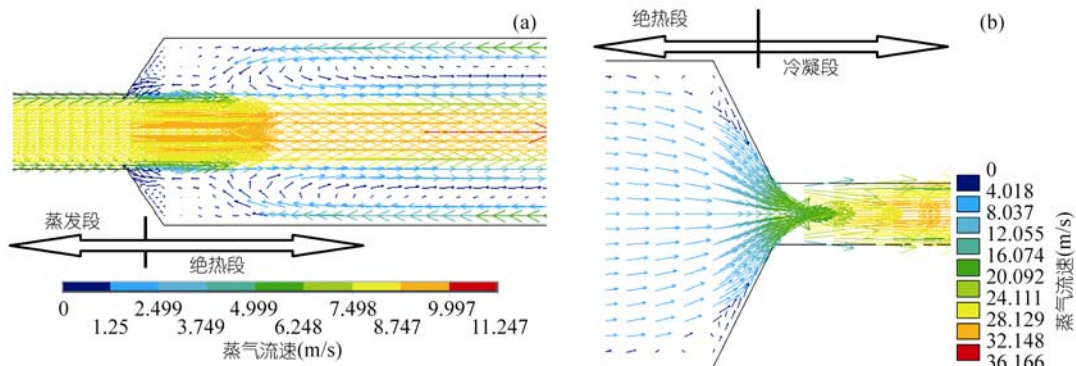


图 9 突扩-突缩段蒸气轴向流动模型(20 W)
(a) 11#热管突扩段的流动; (b) 4#热管突缩段的流动

微型槽道产生的毛细力作用下,从冷凝段向蒸发段回流.在回流过程中,液体需要克服壁面的摩擦阻力、蒸气与液体逆向流动所产生的剪切力.此外,还要承受由于蒸气流动过程中,动压力变化而引起的静压变化的影响.

气液两相流动剪切力的影响

文献 [6, 7]对热管内气液两相流动剪切力的影响已作了计算,对于全部压扁和部分压扁热管相比,由于后者的管内两相流动剪切力小于前者,这可以从 4#与 3#热管的对比看出.由于 4#热管的绝热段未压扁,绝热段的当量直径要比 3#热管大 2.8 倍,蒸气速度下降了 64%,两相之间的剪切力大幅下降,液体回流量增大,其结果是 4#热管极限传输功率大于 3#热管.

图 8 中 7#热管和 11#热管均为蒸发段部分压扁,而绝热段和冷凝段都保持 $\phi 6$ 的圆柱状截面.7#热管蒸发段的压扁厚度为 2 mm,而 11#热管为 3 mm,二者之间极限传输功率相差 20%.这是由于 11#热管蒸发段的流道截面大于 7#热管.计算表明,在传递相同功率的情况下,7#热管蒸发段中蒸气流速要比 11#热管蒸发段中的蒸气流速大 1.79 倍.因此在 7#热管蒸发段中蒸气流动对回流液体所产生的剪切力也相应增大,阻碍液体回流.使极限传输功率下降.在这种情况下,气液两相之间表面,因流动而产生的剪切力是影响热管传热极限的主要因素.

热管内部沿程流动速度和流动压头的变化对极限功率的影响

在相同工况下,热管绝热段的气相工作介质质量流量是相同的.根据经典的热管理论,假设蒸发段和冷凝段蒸气的质量流量呈线性分布 [8].当热管蒸气腔的几何结构、截面积和当量直径不相同的时候,管内蒸气的线速度和流速也不相同.表 3 表示不同厚度热管在工作温度为 50 和传输功率为 20 W 的情况下的蒸气速度和雷诺数.

图 10 表示了 2#, 3#和 10#热管内部沿轴向的蒸气速度及 Re 数,从图中可以明显看出压扁度对蒸气流动的影响.根据图 10 可以做出热管内沿轴向蒸气流动压头和静压头的变化 [9],如图 11 所示.

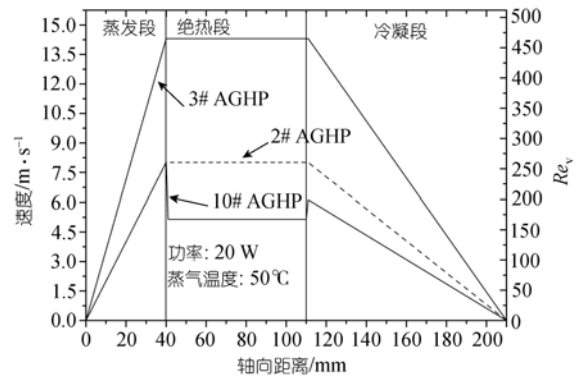


图 10 管内蒸气轴向速度和 Re 数变化

表 3 不同厚度热管蒸气速度和雷诺数(工作温度 50 , 传输功率为 20 W)

厚度 δ /mm	截面积 A /mm ²	当量直径 D_e /mm	平均线速度 \bar{v} /m·s ⁻¹	Re
6	19.6	5.0	5.1	167.5
4	16.5	4.2	6.1	199.5
3	12.6	3.2	8.0	260.6
2	7.1	1.8	14.3	465.5

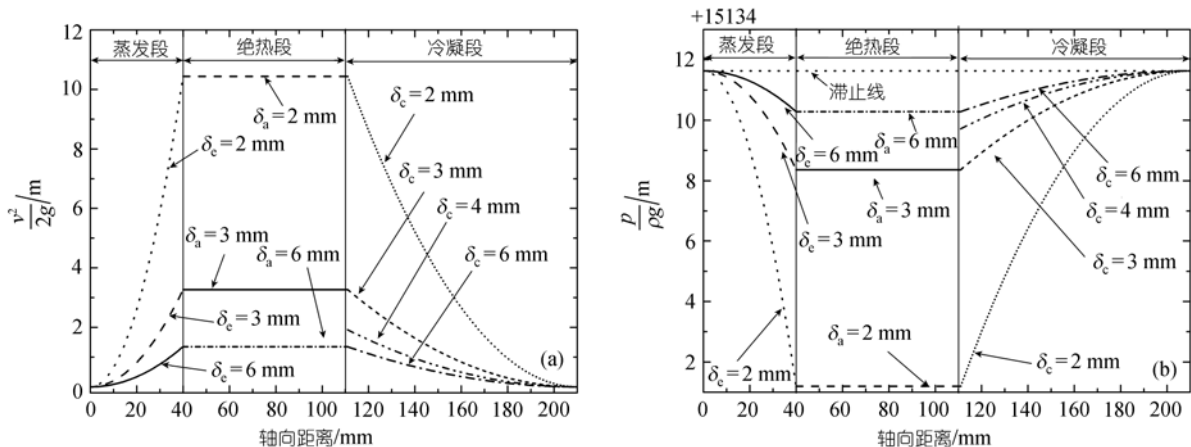


图 11 在 $T_v = 50$, $Q = 20$ W 条件下,热管内部蒸气动压头和静压头的变化情况

(a) 动压头 $v^2/(2g)$; (b) 静压头 $p/(\rho g)$

图 11 是不同厚度热管内部蒸气压头的分布. 以 11#热管($\delta_c = 3 \text{ mm}$, $\delta_a = \delta_c = 6 \text{ mm}$)为例, 对应图中蒸发段厚度 3 mm 的曲线($\delta_c = 3 \text{ mm}$ 所指的曲线), 在蒸发段和绝热段之间由于热管的几何结构发生急剧变化, 因此内部蒸气轴向流动的压头也发生明显变化. 在动压头分布图(图 11(a))中, 11#部分扁平热管内部蒸气流动的动压头分布在蒸发段向绝热段过渡的位置突然下降, 与 $\delta_a = 6 \text{ mm}$ 所指向的水平线相接, 而在静压头分布曲线图(图 11(b))中, 11#部分扁平热管内部蒸气流动的静压头分布在蒸发段向绝热段过渡的位置明显上升. 其他形式的热管均可以按照上述方式得到其内部蒸气轴向流动的动压头和静压头分布.

根据贝努利方程可以得到, 在相同工作温度下(本文中为 T_v), 蒸气轴向流动的动压头越大, 相对的静压头就要减小. 而蒸气轴向流动的静压头对于液相工作介质来说, 相当于气液相界面位置处的压力, 垂直作用于液相工作介质表面 [10]. 处于热管不同位置的气液相界面压力对于液相工作介质的轴向流动有不同的作用. 静压比较大的位置, 液相工作介质将更容易向静压小的位置流动. 当绝热段气液相界面静压高于蒸发段时, 此压力差将促进液相回流; 而当绝热段气液相界面静压高于冷凝段时, 此压力差将阻碍液相回流.

这种影响可以从 1#(圆柱状热管)和 11#(蒸发段压扁)热管的对比中得到验证. 在相同功率条件下(蒸气质量流量相同), 11#热管蒸发段内蒸气流动的平均线速度 \bar{v} 是 1#热管的 1.56 倍(见表 3), 流动压头 ($\bar{v}^2/(2g)$)是 1#热管的 2.5 倍. 相应的结果则是 11#热管

蒸发段内各对应点得静压小于 1#热管, 即在相应点液面上的静压力比 1#热管小. 这就形成一个结果: 在相同蒸气质量流量条件下, 两种热管绝热段中的流速相等(流道截面积相等), 因而动压头相等, 对应的静压头也相等. 结果有 11#热管内绝热段与蒸发段的静压差 $\Delta p_{a \rightarrow c}$ 大于 1#热管, 这个压力差抵消了由于流速增大引起蒸发段内气液两相界面剪切力增大的影响. 实验值表明二者的极限传输功率几乎相等(见图 8).

2.3 热阻

对于电子器件热控制领域使用的小型热管, 稳态状况下的工作热阻是传热性能的一个重要评判指标, 是热管质量优劣的标志.

图 12 是不同形式的部分压扁热管在不同蒸气温度条件下, 热阻随着功率变化的曲线. 其中图 12(a)表示蒸发段压扁厚度(δ_c)为 2 mm, 而冷凝段厚度(δ_c)不同的 4 种部分压扁热管(4#, 5#, 6#和 7#热管)的热阻, 图 12(b)表示蒸发段压扁厚度(δ_c)为 3 mm, 而冷凝段厚度(δ_c)不同的 4 种部分压扁热管(8#, 9#, 10#和 11#热管)的热阻.

从图 12 中可以看出, 各种形式的热管均有一段稳定热阻段, 只是有些范围比较大, 有些范围比较窄. 在稳定热阻段, 对于某一特定形式的热管和工作状况, 其传热热阻基本不变而稳定在某一范围内, 但达到传热极限时, 热阻会急剧上升, 因此热阻也可以作为判断传热极限的一个方法.

表 4 为各种部分压扁热管的正常操作热阻. 从表 4 和图 12 可以看出, 对于蒸发段厚度为 2 mm 的扁平

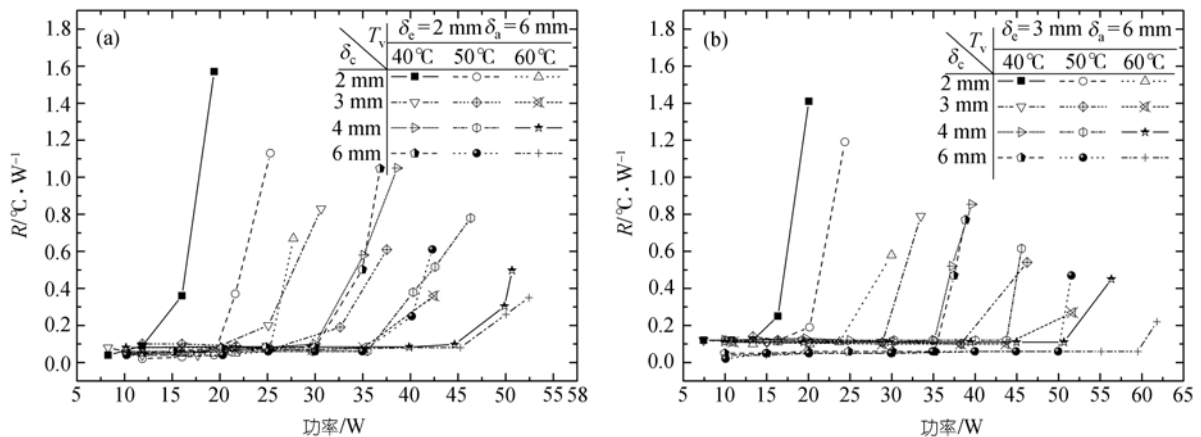


图 12 热阻($\delta_a = 6 \text{ mm}$)

表 4 部分压扁热管的正常操作热阻

	δ_c/mm	δ_a/mm	δ_e/mm	正常操作热阻/ $10^{-2} \cdot \text{W}^{-1}$		
				40	50	60
4 #	2	6	2	9±0.5	8±0.4	8±0.4
5 #	2	6	3	4±0.2	7±0.4	8±0.4
6 #	2	6	4	10±0.5	6±0.3	9.7±0.5
7 #	2	6	6	8±0.4	6±0.3	8±0.4
8 #	3	6	2	12±0.6	11±0.6	11±0.6
9 #	3	6	3	11±0.6	10±0.5	10±0.5
10 #	3	6	4	12±0.6	12±0.6	11±0.6
11 #	3	6	6	6±0.3	6±0.3	6±0.3

热管, 稳定热阻段多集中在(0.1±0.005) /W 附近, 而对于蒸发段厚度为 3 mm 的热管, 稳定热阻段则集中在(0.1±0.005)~(0.2±0.01) /W 之间. 从表 4 中可以看出, 热管在稳定工作状态下, 稳定热阻随冷凝段压扁度增加稍有增加, 但主要分布在 0.1~0.2 /W 之间.

2.4 换热系数

() 压扁形式对蒸发段换热系数的影响. 图 13 为热管蒸发段换热系数与输入功率之间的关系. 从图 13 中可以看出, 对于部分压扁热管, 无论蒸发段压扁厚度是 2 mm(图 13(a))还是 3 mm(图 13(b)), 其蒸发系数均随功率的增加呈下降趋势. 特别是对于蒸发段厚度为 3 mm 的部分扁平热管, 在传热极限出现以前, 蒸发系数随功率的增加均匀下降, 出现传热极限时陡降. 蒸发段厚度为 2 mm 的部分扁平热管的蒸发系数相对比较平稳, 而蒸发段厚度为 3 mm 的部分扁平热管的蒸发系数随功率增加不但下降明显, 而且在达到传热极限时, 还出现了突降, 其原因是蒸发段出现了局部干涸, 从(4)式可以看出, 蒸发段换热系数的计算采用的面积是以热管蒸发段的外表面积这一固定值作为基准的, 当蒸发段局部烧干后, 实际的

相变传热面积减小, 导致计算得到的蒸发换热系数下降.

对于蒸发段厚度为 2 mm, 冷凝段为圆柱状的部分压扁热管, 其蒸发系数在小功率状态下, 明显高于其他形式工作状态下的蒸发换热系数. 大多数情况下的蒸发换热系数集中在 20~40 kW/(m²·)之间. 而蒸发段厚度为 3 mm 的部分压扁热管蒸发换热系数随功率的增加降幅更明显, 其值主要分布在 20~60 kW/(m²·)之间.

压扁形式和工作温度似乎对蒸发段换热系数影响不大, 从而可以看出蒸发段内相变形式以蒸发为主而非沸腾, 这是因为沸腾过程中气泡的产生、生长、脱离、合并和破裂过程均明显地受到所处的空间大小(对应压扁形式)和外界压力(对应工作温度)的影响, 而蒸发相对于沸腾受到上述因素的影响较小, 所以水平工作下的压扁形式槽道热管蒸发段的相变形式与柱状热管相似, 也是以蒸发为主 [11].

() 压扁形式对冷凝段换热系数的影响. 图 14 表示热管冷凝段换热系数与输入功率之间的关系. 冷凝段的换热系数主要与冷凝段内槽道的齿表面液膜厚度有关. 从图 14 可以看出, 热管冷凝段换热系数基本上随着传输功率增加呈现 L 形曲线变化: 在小功率阶段, 冷凝段换热系数比较大, 冷凝段换热系数基本稳定在一个区域内, 随着功率的增加稍有下降, 当出现传热极限时, 冷凝段的换热系数稍有增加.

在小功率时, 冷凝段的齿顶冷凝液膜相对较薄, 特别是在齿顶两侧的尖角处, 形成极薄的液层, 因此冷凝换热系数较大, 而随着传输功率的增加, 冷凝量也随之增加, 在周向表面张力的作用下, 液膜厚度在

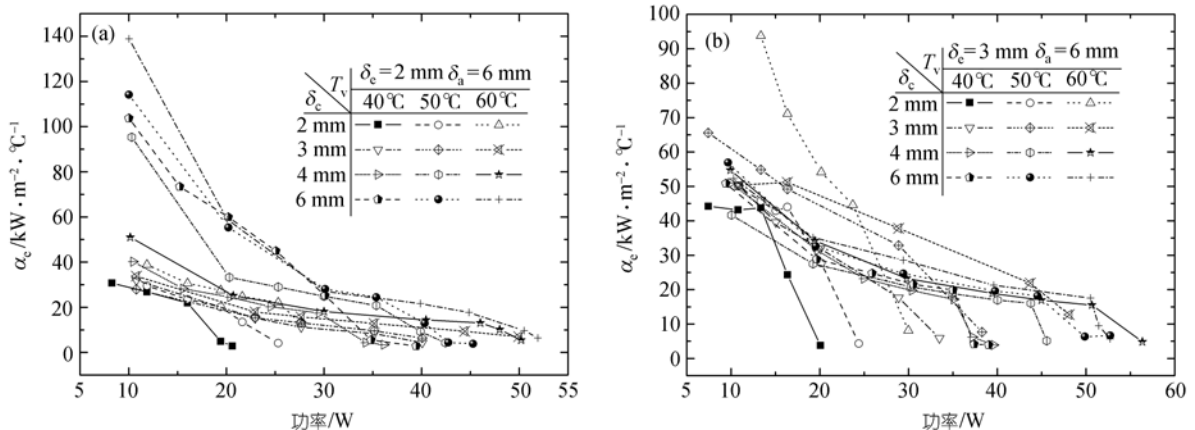


图 13 蒸发段换热系数($\delta_a = 6 \text{ mm}$)

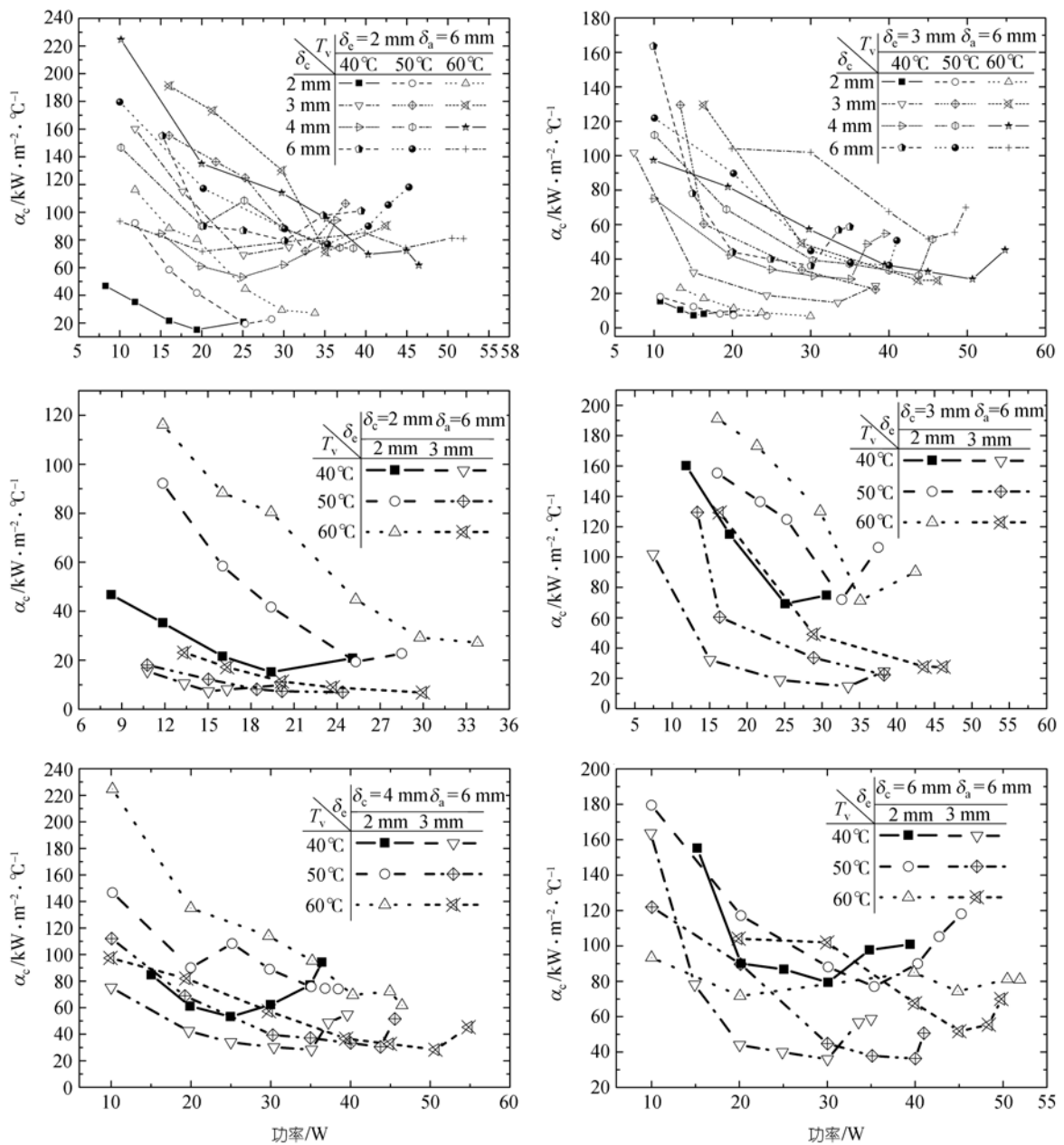


图 14 冷凝段换热系数($\delta_a = 6 \text{ mm}$)

一定冷凝量下基本维持恒定, 因此冷凝段换热系数也相对比较恒定, 但在出现传热极限时, 由于上游来流蒸气有一定的过热度, 在冷凝段可能出现一个增压过程, 有向饱和状态发展的趋势. 对于液体来说, 相当于在表面张力作用下, 又附加了一个额外的表面压力, 因而液膜厚度会稍微变薄, 而出现冷凝换热系数升高的现象 [2], 如图 15 所示.

从图 14 中可以看出, 随着蒸气温度的升高, 同

种形式热管的冷凝段总体换热能力会有所增加, 造成这种现象的原因同样是因为温度升高, 使液相和气相的黏性有所下降, 流动性能得到改善. 对于气相, 蒸气更易于向冷凝段流动, 流动速度也加快, 末端扰动加剧, 有利于换热; 而对于液相工作介质, 周向表面张力使液相工作介质黏性下降而更易于向槽道流动, 从而改善液相在槽道中的流动过程, 使齿顶的液膜变薄, 导致冷凝换热系数增加.

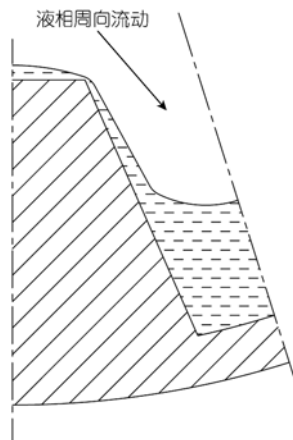


图 15 冷凝段液体的周向流动

3 结论

本文主要研究了蒸发段/冷凝段部分压扁轴向槽道热管的传热性能,通过实验和热管内部气液两相流动的分析,得出以下结论.

() 液相回流和蒸气流动是制约部分压扁热管传热性能和传热能力的主要因素.

() 实验条件下,部分压扁热管的稳定工作热阻均在 $(0.1 \pm 0.005) \text{ } / \text{W}$ 附近.热管的稳定工作热阻受压扁厚度、压扁形式和工作温度的影响很小.

() 稳定工作条件下,热管蒸发段换热系数随着输入功率的增加而降低,但均在 $(20 \pm 2) \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{ })$

以上.

() 蒸发段厚度、蒸气温度和冷凝段厚度对冷凝段换热系数的影响比较明显.冷凝段换热系数的变化范围在 $(7.3 \pm 0.5) \sim (224.7 \pm 15.7) \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{ })$ 之间.

参 考 文 献

- 1 庄骏,张红.热管技术及其工程应用.北京:化学工业出版社,2000
- 2 陶汉中.小型轴向槽道热管传热性能的研究.博士学位论文.南京:南京工业大学,2007
- 3 Moon S H, Hwang G, Yun H G. Improving thermal performance of miniature heat pipe for notebook PC cooling. *Microelectr Reliab*, 2002, 42(1): 135—140 [DOI]
- 4 陶汉中,张红,庄骏.槽道热管压扁度对传热的影响.北京化工大学学报,2007,34(1): 62—66
- 5 Michalski L, Eckersdorf K, Kucharski J, et al. *Temperature Measurement*. 2nd ed. Chichester: John Wiley & Sons Ltd, 2001
- 6 Tao H Z, Zhang H, Zhuang J. Heat-transfer analysis for condensing film flow inside an inclined thermosyphon. In: 8th International Heat Pipe Symposium, Kumamoto, Japan, 2006
- 7 Faghri A. *Heat Pipe Science and Technology*. Washington DC: Taylor & Francis, 1995
- 8 Cotter T P. *Theory of Heat Pipes*. Los Alamos Scientific Lab: Report No. LA-3246-MS, 1965
- 9 Dunn P, Reay D A. *Heat Pipes*. Oxford: Pergamon Press, 1978
- 10 Busse C A. Theory of ultimate heat transfer limit of cylindrical heat pipes. *Int J Heat Mass Transf*, 1973, 16(1): 169—186
- 11 陶汉中,张红,庄骏.小型轴向槽道热管蒸发段换热系数的研究.热科学与技术,2007,6(1): 60—65