

槽道热管压扁度对传热的影响

陶汉中 张红* 庄骏

(南京工业大学机械与动力工程学院, 江苏 南京 210009)

摘要: 对直径为6 mm, 长为210 mm的小型微槽道柱状热管通过机加工方法制成的扁平热管(扁平厚度分别为3.5、3、2.5和2 mm)的轴向温度分布、极限传输功率、热阻以及蒸发换热系数等传热特性进行了研究。试验所用的热管为轴向梯形微槽道热管。对实验数据的分析表明, 极限传输功率随着压扁度的增加而逐渐减小。将直径为6 mm的柱状热管压扁成2 mm扁平热管后, 极限传输功率降至原来的1/4。将直径为6 mm的柱状热管分别压扁至3.5、3及2.5 mm时, 热阻基本稳定在0.08 /W左右, 但压扁至2 mm时, 热阻明显增大。直径为6 mm的柱状热管压扁成3.5 mm扁平热管时, 蒸发换热系数增大, 但从3.5 mm压扁至2 mm后, 蒸发换热系数急剧下降。

关键词: 槽道热管; 压扁度; 热阻; 传热极限

中图分类号: TK124

引言

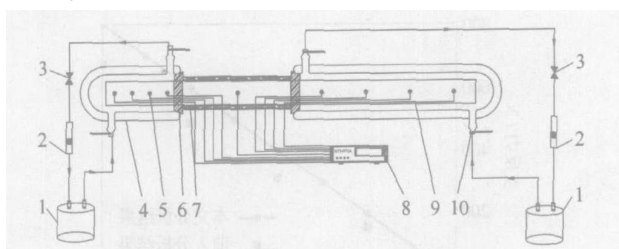
随着高性能芯片技术的飞速发展和电子封装及集成度的不断提高, 对电子元器件散热系统的要求越来越高。热管技术目前已广泛应用于笔记本电脑的散热系统^[1-3], 并逐步转向台式机的散热系统。用于笔记本电脑散热的热管往往采用小型轴向槽道热管, 原因是其加工制造过程更适合实现大规模生产, 同时性能稳定、可靠性高, 后期加工性能良好。但在实际应用中, 为了配合计算机整体体系结构的要求, 以及受到空间的限制, 小型轴向微槽道热管往往需要进行二次加工, 其中压扁是最常见的一种形式^[4-7]。

对柱状轴向微槽道热管性能的研究很多^[8-11], 但对于其压扁后的性能研究的报道甚少。本文针对不同压扁度轴向槽道热管进行了试验研究, 分析压扁度对传热极限、热阻及蒸发换热系数的影响。

1 试验装置及测试

试验装置如图1所示。试验台由数据采集系统、测试系统组成。其中测试系统包括恒温水槽(提供恒温水和强制循环动力), 流量计, 真空玻璃水夹套

套等。数据采集系统包括温度传感器($\phi 0.2$ mm的T型热电偶)、数据采集仪(HP34970A)和计算机等。用水尺校正试验台的水平度以确保试验的测量精度。在热管蒸发段和冷凝段, 用热电偶和流量计测量进出口水温和流量, 可以得到输入输出功率。为了保证输入输出功率计算的准确性, 在水套进出口配有高精度(± 0.01)水银温度计, 校正补偿热电偶精度的不足, 绝热段外加保温棉以减少热损失。实验时调节水流量控制进出口水的温度差在1.5左右。



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—高精度水银温度计

图1 试验装置图

Fig. 1 Experimental setup

测试元件为壁厚0.5 mm、长210 mm、充液量为0.55 g、直径6 mm的小型铜-水轴向槽道吸液芯柱状热管3根, 以及将同样的柱状热管制成的扁平厚度分别为3.5、3、2.5和2 mm扁平热管各3根。热管蒸发段长度为40 mm, 冷凝段长度为100 mm, 其余为绝热段。热管管内槽道几何结构相同, 周向

收稿日期: 2006-08-12

第一作者: 男, 1978年生, 博士生

*通讯联系人

E-mail: hzhang@njut.edu.cn

共计 63 个槽道。图 2 为热管微槽形状的显微照片，图 3 为微槽道截面示意图。

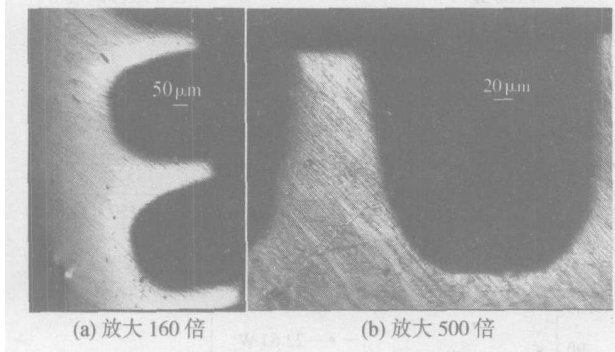


图 2 热管微槽道形状显微照片

Fig. 2 Micrograph of groove in mini-axial grooved heat pipe (A GHP)

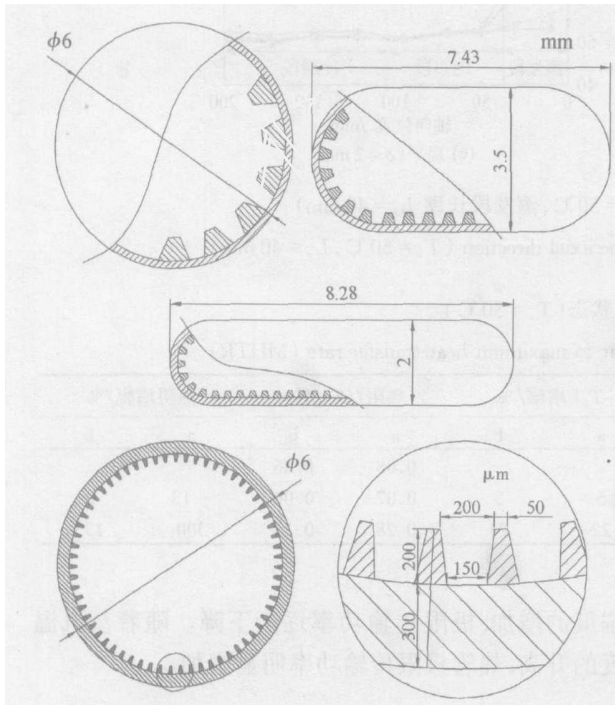


图 3 热管的几何结构

Fig. 3 Geometrical structure of A GHP

热电偶布置形式如图 4 所示。对于柱状热管，热电偶在热管上部；对于扁平热管，热电偶在热管侧

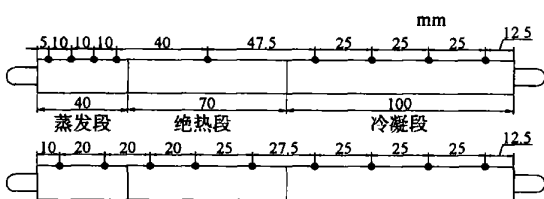


图 4 热电偶位置

Fig. 4 Thermocouple location

面(圆弧边)。在热电偶表面涂一层绝热防水胶，以减少循环水对热电偶温度测量的影响。

测试过程如下：

(1) 调整热管工作温度 以绝热段热电偶温度(多个测点时,取平均温度)作为热管工作温度,分别调整恒温水槽温度及冷凝段水套进出口流量,直到绝热段温度稳定在所需的工作温度(40、50 和 60)；

(2) 在绝热段温度稳定条件下,逐步提高蒸发段水温,同时测量冷凝段及蒸发段进出口水温、流量,计算输入输出功率；

(3) 在近极限状态时,调小功率的增加幅度以尽可能得到准确的极限传输功率和近极限状态下的传热性能；

(4) 极限点的判断 当蒸发段最高温度点的温度高于工作温度 15 以上时,则认为热管出现局部干涸,取此时输出功率为极限值。

为保证试验结果的精度和可靠性,每根热管均重复测试 2~3 次。

2 结果与讨论

2.1 轴向温度分布

图 5 表示不同压扁度的热管在 50 蒸汽温度和不同输入功率条件下的轴向温度分布。

从图 5(a)~(d)可以看出,扁平厚度 2.5 mm 的热管,在一定的功率范围内,热管轴向温度分布比较均匀,此时的热管处于等温性良好的工作状态。而当输入功率升高到一定水平时,蒸发段端部首先出现温度升高,而蒸发段其他点的温度上升不明显,这说明此时蒸发段液体回流不充分,可能出现了烧干现象而达到了传热极限。近极限状态到极限点几乎是一个突跃过程,即在传输功率临界点附近,很小的功率增加,可能导致热管蒸发段某点温度急剧上升,如表 1 所示。

可见对于柱状热管和 3.5、3、2.5 mm 扁平热管,出现极限的形式是一致的。

从图 5(e)可以看出,扁平厚度为 2 mm 时,蒸发段温度上升并不是突跃形式,而是随着功率增加逐渐增加,即使在较小的传输功率($q = 10.06 \text{ W}$)下,蒸发段各点温度也有明显上升。并且其增加的方式也与其他形式的热管不相同。对于 $\delta = 2 \text{ mm}$ 的扁平热管,其蒸发段温度在功率较大的情况下,沿轴向基本呈线性变化趋势,蒸发段端点温度最高,向绝热

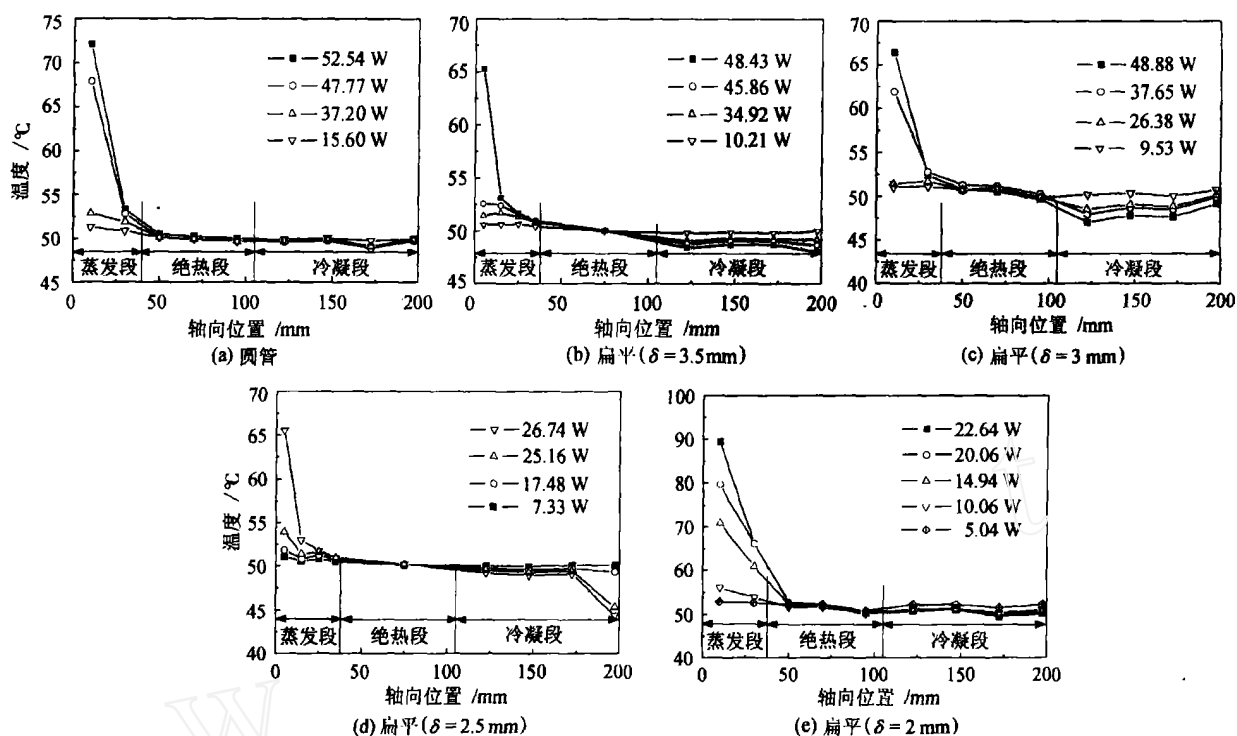


图 5 热管轴向温度分布(工作温度 $T_v = 50$,蒸发段长度 $L_e = 40$ mm)

Fig. 5 Temperature distribution of AGHP along the axial direction ($T_v = 50$, $L_e = 40$ mm)

表 1 热管近极限点传热状态 ($T_v = 50$)

Table 1 Heat transfer characteristics of AGHP near to maximum heat transfer rate (MHTR)

| 功率/W | | 功率增幅/% | | T_{c1} | | T_{c1} 增幅/% | | 热阻/(/W) | | 热阻增幅/% | |
|-------|-------|--------|-----|----------|-------|---------------|----|----------|------|--------|-----|
| a | b | a | b | a | b | a | b | a | b | a | b |
| 12.51 | 19.47 | | | 51.49 | 50.87 | | | 0.08 | 0.06 | | |
| 25.16 | 45.86 | 101 | 136 | 53.92 | 52.57 | 5 | 3 | 0.07 | 0.06 | - 13 | 0 |
| 26.74 | 48.43 | 6 | 6 | 65.51 | 65.28 | 22 | 24 | 0.28 | 0.14 | 300 | 133 |

a: = 2.5 mm; b: = 3.5 mm

段线性依次下降。这可能是由于热管蒸汽流动空间减小,蒸汽的流动速度增大,阻碍了液体回流,沿蒸发段整个长度出现了液体补给不足。

2.2 极限传输功率和热阻

热管的热阻 R 计算式为:

$$R = \frac{T_e - T_c}{q_c} \quad (1)$$

式中, T_e 是蒸发段平均温度, ; T_c 是冷凝段平均温度, ; q_c 是在冷凝段测得的功率, W。

根据 2.1 节的分析可以得到:轴向微槽道热管在水平工作状态下,存在某一极限传输状态,在此极限传输功率以下热管轴向等温性良好,热阻较低并随功率的增加基本保持不变。

图 6 表示不同几何形状的热管在不同蒸汽温度下的极限传输功率。从图中可以看出,随着热管压

扁度的增加,极限传输功率逐渐下降。随着蒸汽温度的升高,热管极限传输功率明显增加。

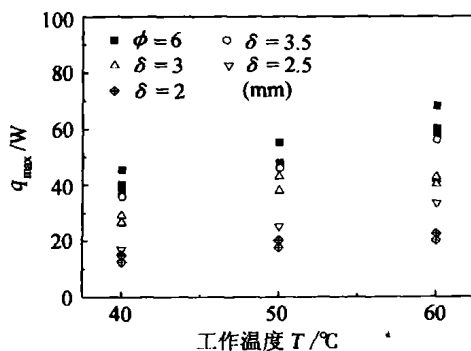


图 6 极限传输功率

Fig.6 MHTR

图 7 表示不同几何形状的热管在不同蒸汽温度

下的热阻。由图可见,柱状热管和 3.5、3、2.5 mm 扁平热管的热阻值受几何形状和蒸汽温度变化的影响很小,基本稳定在 0.08 /W 左右。但 2 mm 扁平热管的热阻明显高于其他形式的热管,并随热管工作温度的增加而减小,这是因为在低工作温度条件下,蒸汽压力过低,不足以克服狭窄流道的阻力,因此蒸汽流动受到限制,传输能力很小;随着工作温度增加,蒸汽绝对压力升高,传输能力也随之增大。

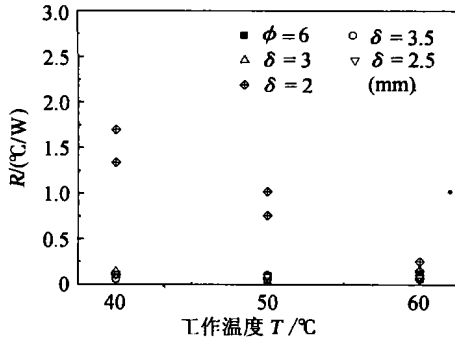


图 7 热阻

Fig. 7 Thermal resistance

2.3 蒸发换热系数

蒸发换热系数 α_e 是指热管蒸发段的换热系数,表达式为:

$$\alpha_e = \frac{q_c}{A_e (T_e - T_a)} \quad (2)$$

式中, A_e 是蒸发段外表面积, T_a 为热管绝热段温度。从图 8 可以看出,柱状热管和 $\delta = 3.5、3、2.5$ mm 扁平热管的蒸发换热系数随蒸汽温度的升高,稍有下降,随输入功率的增加,蒸发换热系数基本上是先增大,在输入功率达到 $0.5 q_{\max, in}$ 后逐渐趋于平稳。但 $\delta = 2$ mm 的扁平热管并没有出现上述规律。

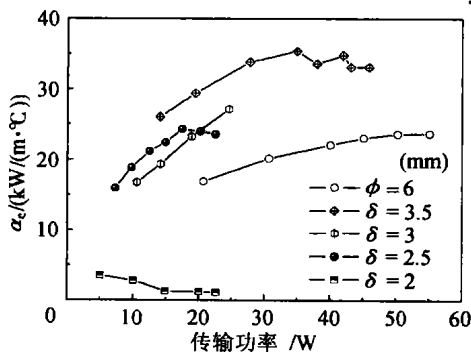


图 8 蒸发段传热系数 ($T_v = 50$)

Fig. 8 Evaporation heat transfer coefficient ($T_v = 50$)

直径 6 mm 的柱状热管压扁成 3.5 mm 扁平热管时,蒸发换热系数增大;再逐步把 3.5 mm 扁平热

管分别压扁成 3.0、2.5 和 2.0 mm 扁平热管时,蒸发换热系数呈下降趋势。 $\alpha_e = 3.0、2.5$ mm 扁平热管的值与柱状热管相差不大,扁平厚度在 2.5 mm 以下, α_e 值急剧下降。

3 结论

(1) 圆管具有最大的极限传热功率;随热管的压扁度增大,极限传输功率下降。

(2) 圆管与 3.5、3.0 和 2.5 mm 扁平热管的热阻相差不大,均在 0.08 /W 左右;2 mm 扁平热管的热阻明显大于 0.08 /W。

(3) 柱状热管和 $\delta = 3.0、2.5$ mm 扁平热管的蒸发传热系数 α_e 在 $20 \sim 25$ kW/($m^2 \cdot$)左右,3.5 mm 扁平热管 α_e 可达 35 kW/($m^2 \cdot$), $\delta = 2$ mm 扁平热管 α_e 在 3 kW/($m^2 \cdot$)左右。

参考文献:

- [1] MAYDANIK YU F. Loop heat pipes[J]. Applied Thermal Engineering, 2005, 25(5/6): 635 - 657.
- [2] MCGLLEN R J, JACHUCK R, LIN S. Integrated thermal management techniques for high power electronic devices[J]. Applied Thermal Engineering, 2004, 24(8/9): 1143 - 1156.
- [3] VASILIEV L L. Heat pipes in modern heat exchangers [J]. Applied Thermal Engineering, 2005, 25(1): 1 - 19.
- [4] KIM K S, WON M H, KIM J W, et al. Heat pipe cooling technology for desktop PC CPU[J]. Applied Thermal Engineering, 2003, 23(9): 1137 - 1144.
- [5] GROMOLL B. Micro cooling systems for high density packaging[J]. Revue Generale de Thermique, 1998, 37(9): 781 - 787.
- [6] GROLL M, SCHNEIDER M, SARTRE V, et al. Thermal control of electronic equipment by heat pipes[J]. Revue Generale de Thermique, 1998, 37(5): 323 - 352.
- [7] KANG S W, TSAI S H, KO M H. Metallic micro heat pipe heat spreader fabrication[J]. Applied Thermal Engineering, 2004, 24(2/3): 299 - 309.
- [8] SUMAN B, HODA N. Effect of variations in thermophysical properties and design parameters on the performance of a V-shaped micro grooved heat pipe[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, 48(10): 2090 - 2101.
- [9] THOMAS S K, LYKINS R C, YERKES K L. Fully developed laminar flow in trapezoidal grooves with shear

- stress at the liquid-vapor interface[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2001, 44(18): 3397 - 3412.
- [10] LIN L C, FAGHRI A. Heat transfer in micro region of a rotating miniature heat pipe[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1999, 42(8): 1363 - 1369.
- [11] SUNGJ K, JOUNG K S, KYU H D. Analytical and experimental investigation on the operational characteristics and the thermal optimization of a miniature heat pipe with a grooved wick structure [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2003, 46(11): 2051 - 2063.

Experimental investigation of heat transfer characteristics inside a flattened mini-axial grooved heat pipe

TAO HanZhong ZHANG Hong ZHUANG Jun

(School of Mechanical and Power Engineering, Nanjing University of Technology, Nanjing Jiangsu 210009, China)

Abstract: An experimental study of heat transfer characteristics in a flattened copper-water mini-axial grooved heat pipe (AGHP) using a round AGHP with an outer diameter of 6 mm and length of 210 mm as the base case is reported. This AGHP was subsequently flattened to heights of 3.5, 3, 2.5 and 2 mm. The temperature distribution along the axial distance, maximum heat transfer rate (MHTR), thermal resistance and evaporation heat transfer coefficient were experimentally determined for both AGHP and flattened AGHPs with different flattening height at several saturated vapor temperatures. The MHTR was found to decrease by 75% when the AGHP was flattened from a height of 6 mm to 2 mm. The thermal resistance was 0.08 / W for both the round AGHP and flattened AGHP when the flattening height was greater than 2.5 mm. When the AGHP was flattened to a height of 2 mm, a significantly higher thermal resistance was observed. The evaporation heat transfer coefficient at the same saturated vapor temperature increased as the AGHP was flattened from 6 mm to 3.5 mm. However, when the AGHP was flattened in the range 3.5 mm to 2 mm, the evaporation heat transfer coefficient decreased.

Key words: grooved axial heat pipe; degree of flattening; thermal resistance; heat transfer limit

(上接第 61 页)

Apply scatter sum method to multiple steps analysis of an air spring by ANSYS

LI FengXiang DING YuMei YANG WeiMin

(College of Chemical Engineering, Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029)

Abstract: Some problems and difficulties encountered during the ANSYS simulation analysis process were listed. An introduction into the structural and material characteristics of EQ6111 air spring was given and finite element model was built in consequence. Multiple-step analysis ideology was adapted according to the air pressure problem. Based on the multiple-step analysis ideology, scatter sum method was utilized to compile the capsule volume calculating macro. Finally, capsule volume calculating macro was applied to static vertical analysis and static transverse analysis, leading to much more approving results and a much more successive and controllable simulation process.

Key words: air spring; ANSYS; air pressure load; multiple steps analysis; scatter sum method