

不同孔径泡沫铜填充对平板微热管传热特性的影响

王 岗, 杨永清, 余 万^{*}, 胡 涛

(1. 三峡大学水电机械设备设计与维护湖北省重点实验室, 宜昌 443002; 2. 三峡大学机械与动力学院, 宜昌 443002)

摘 要: 为提升平板微热管传热能力, 该研究以毛细力为出发点, 将丝网芯-泡沫铜置于平板微热管中每一独立微细热管内部, 使其与微槽芯组成复合吸液芯。通过调节平板微热管蒸发段加热功率的大小, 研究反重力(倾角, 即平板微热管与水平面之间的夹角小于 0°)、微重力(倾角等于 0°)及重力(倾角大于 0°)工况下的传热特性及不同孔径泡沫铜对传热性能的影响。结果表明: 反重力条件下, 当倾角小于 -10° 时, 平板微热管性能明显恶化, 复合吸液芯对平板微热管传热无强化作用; 添加孔径分别为 0.2、0.5 和 0.8 mm 泡沫铜的平板微热管在微重力或重力作用下传热性能明显强化, 最小热阻分别为 0.13、0.17 和 0.13 K/W; 有效导热系数增加率分别为 3.57、2.43 和 3.54。研究结果可为平板微热管强化传热提供数据参考, 拓展其在热控领域中的应用范围。

关键词: 加热; 温度; 孔径; 平板微热管; 泡沫铜; 热阻

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2022.10.007

中图分类号: TK172.4

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2022)-10-0054-07

王岗, 杨永清, 余万, 等. 不同孔径泡沫铜填充对平板微热管传热特性的影响[J]. 农业工程学报, 2022, 38(10): 54-60.

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2022.10.007 <http://www.tcsae.org>

Wang Gang, Yang Yongqing, Yu Wan, et al. Effects of copper foam with different pore diameters on the heat transfer of flat-plate micro heat pipe[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2022, 38(10): 54-60. (in Chinese with English abstract) doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2022.10.007 <http://www.tcsae.org>

0 引 言

热管作为一种高效传热元件在被动式热管理中扮演重要角色, 已应用于农业基站换热^[1]、农产品加工余热回收^[2]、日光温室^[3]、农产品干燥^[4]和太阳能^[5]等领域。根据表观结构的不同, 热管的研究主要集中于圆柱形热管及平板热管两种形式, 后者由于比表面积大、接触热阻小及灵活的外观结构等优点更受研究者青睐^[6-7]。毛细结构决定了毛细力及液体流动压降的大小, 是影响热管传热性能主要因素之一。国内外众多学者对毛细结构类型进行了研究, 以期获得高毛细力和低流动压降^[8]。槽道式吸液芯是较为简单的一种毛细结构, 可通过机械微切削或刻蚀的方式获得^[9-10], 其毛细力相对较弱, 通常用于可忽略重力的平板热管。丝网芯相对于槽道吸液芯结构更加灵活, 其网筛大小易于调整, 丝网因其较灵活的外观结构使其在超薄平板热管中较受欢迎^[11-14], 但获得高性能毛细力仍较为困难。烧结颗粒吸液芯可获得较大毛细力, 在吸液芯结构中被认为具有最佳蒸发传热性能, 研究主要集中于渗透性、烧结厚度及颗粒尺寸等^[15-16]。微柱吸液芯不同于上述三种毛细结构, 一般仅能在硅板表面加工, 受材料影响较大及成本较高, 主要用于传热性能分析^[17]。然而, 随发热元件热通量的增加, 单一毛细

结构的热管很难满足散热需求, 因此复合吸液芯结构的热管逐渐受到重视, 其中槽道与烧结颗粒^[14,18]、丝网与烧结颗粒^[19]、双层烧结颗粒^[20]等复合吸液芯的研究相对较多, 热性能明显优于单一吸液芯的热性能。

平板微热管是一种轴向传热的热管, 其内部毛细结构为微槽道吸液芯, 可实现长距离的热传输, 一些学者已对平板微热管进行了研究, 分析了长度、弯曲挠度及充液工质等对其传热性能的影响^[21-22], 均表明平板微热管具有较好的传热性能。课题组前期也研究了微槽尺寸、充液率及倾角等对平板微热管传热性能的影响, 并取得了一系列研究成果^[23-25]。然而, 在微重力或反重力及高热流密度下整体传热性能并不理想, 因此需要改变毛细结构以获得较高的毛细力及较低的液体流动压降。复合吸液芯结构可明显提升平板微热管传热性能, 鉴于此, 本文采用由热挤压技术加工而成的平板微热管, 将不同孔径泡沫铜置于平板微热管每一独立微细热管内, 与微槽芯组成复合吸液芯, 主要研究反重力、微重力及重力作用下平板微热管的传热特性, 及不同孔径泡沫铜对平板微热管传热性能的影响, 以期在农产品加工余热回收、日光温室等领域的应用提供相应数据参考。

1 试验设备及方法

1.1 平板微热管及工作原理

平板微热管结构如图 1 所示, 其基础材料为铝材, 首先, 通过热挤压技术加工成多通道铝扁管, 每一独立通道均含有不同数量的微肋结构, 将不同孔径泡沫铜置入铝扁管的每一独立通道内, 与微槽芯组成复合吸液芯。泡沫铜厚度略小于平板微热管内部上下表面微肋间距,

收稿日期: 2022-01-20 修订日期: 2022-04-24

基金项目: 江苏省“双创计划”科技副总项目(FZ20190125)

作者简介: 王岗, 讲师, 研究方向为新能源利用及强化传热。

Email: gwang2019@126.com

*通信作者: 余万, 副教授, 研究方向为强化传热。

Email: yuwan@ctgu.edu.cn

以使泡沫铜顺利插入平板微热管内部, 且每一独立的微细热管内部均填充相同的泡沫铜, 从而保证填充泡沫铜的完整性和均匀性; 而后将铝扁管的一端进行机械密封, 另一端连接真空分子泵, 开启分子泵将铝扁管内部空气及不凝性气体排出, 保证铝扁管内部的真空度, 当达到设定值时, 开始对铝扁管充注丙酮工质, 充液率为 20%^[24]。待充注完成后对其进行机械密封, 从而完成整个

平板微热管的加工。已完成的平板微热管在使用前需进行简单热性能测试, 以避免出现工质泄漏及不恰当密封致使不能正常工作。首先将平板微热管的一段放入一定温度水中, 另一段暴露在空气中; 然后测试蒸发段和冷凝段的温度差及温升速度。若蒸发段的热量能迅速传递至冷凝段, 二者温差较小, 则表明该平板微热管可正常工作。反之, 则需重复上述步骤重新完成平板微热管的制作。

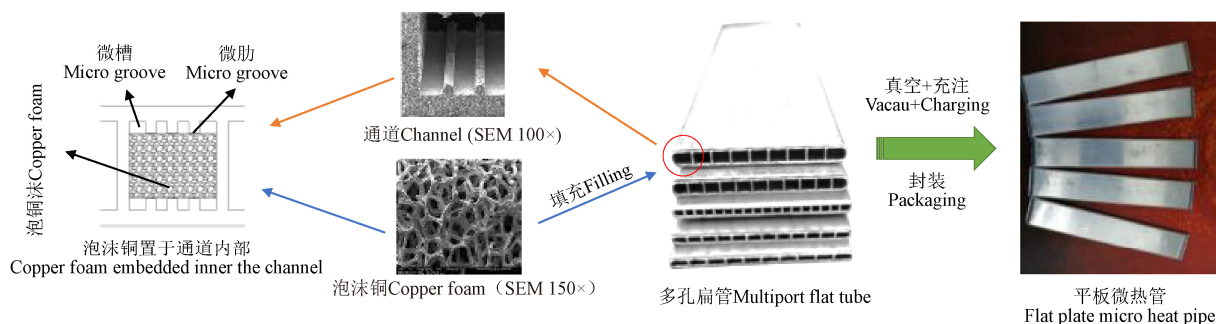


图 1 平板微热管

Fig.1 Flat plate micro heat pipe

试验所采用平板微热管的具体尺寸如图 2 所示, 平板微热管中每一独立的微细热管均包含多个微肋结构, 其作用主要有两个: 强化蒸发段与冷凝段的换热; 促进冷凝液回流。为尽量提升复合吸液芯的毛细力, 试验选取孔径分别为 0.2、0.5 和 0.8 mm 的泡沫铜, 将其置于铝扁管每一独立通道的上下表面微肋之间, 且与上下表面无直接接触 (图 1), 其主要作用为强化蒸发/沸腾换热; 降低冷凝液回流压降, 强化冷凝液回流; 强化冷凝换热。

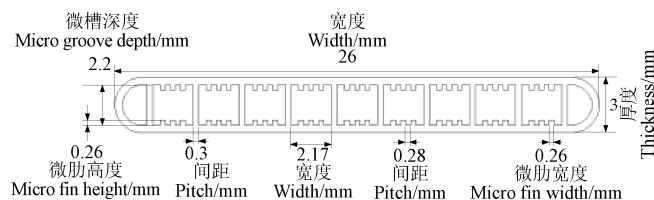


图 2 平板微热管尺寸图

Fig.2 The size of flat plate micro heat pipe

平板微热管工作时, 毛细力、重力和浮升力是影响其传热性能的主要因素。当冷凝段位于蒸发段的下方时, 重力对平板微热管传热性能起反作用, 而浮升力也增加了冷凝液回流的阻力, 毛细力需克服工质重力及浮升力双重不利因素促使冷凝液回流至蒸发段。当冷凝段和蒸发段位于同一水平位置时, 此时重力对传热性能的影响可忽略, 回流至蒸发段的冷凝液仅由毛细力所决定。若毛细力不足以使冷凝液回流至蒸发段, 将引起蒸发段出现干涸现象^[26-27], 严重恶化蒸发段传热性能; 而冷凝段工质堆积将会引起液泛现象, 从而导致冷凝段传热热阻的增加, 恶化冷凝段的传热性能。当冷凝段位于蒸发段的上方时, 重力和毛细力可共同促进冷凝液的回流, 强化热管传热性能。此外, 对于复合吸液芯的平板微热管传热性能, 还需考虑渗透率的影响, 泡沫铜孔径越大表明渗透率越大, 工质相变时气体流动阻力越小, 但毛细力与孔径成反比, 孔径越大导致毛细力越小。因此, 需

综合考虑不同因素对平板微热管传热性能的影响。

1.2 测试原理及试验设计

平板微热管性能测试原理如图 3 所示。采用电加热的方式来模拟发热元件的发热量, 通过稳压稳流电源对电流、电压进行调节, 从而实现不同加热功率的输入。冷却方式采用由恒温水浴所控制调节的恒温水进行冷却, 平板微热管冷凝段贴合冷却水箱, 以便于热量的移除, 水箱入口温度设置为 $(22 \pm 1)^\circ\text{C}$, 试验条件下质量流量保持恒定不变 (2.63 g/s) 。对所有测温元件采用固定点法进行标定, 其误差为 $(\pm 0.1)^\circ\text{C}$; 由于导热硅脂的导热系数优于导热硅胶, 故将其应用于平板微热管与加热铜柱、平板微热管与冷却水箱间的连接; 因聚四氟乙烯板和保温棉具有较好的保温效果, 将其应用于测试元件外侧, 可减少热量损失, 以保证试验测试的准确性及可靠性。

蒸发段与冷凝段长度设置为 30 mm, 绝热段长度设置为 90 mm。铜柱表面与热管、水箱表面与热管接触面积为 $30 \text{ mm} \times 26 \text{ mm}$, 即为蒸发段和冷凝段面积。其表面各布置两根热电偶, 测点的平均值作为蒸发段和冷凝段温度值。距离蒸发段和冷凝段 10 mm 处各布置两根热电偶, 平均值作为绝热段温度值。由数据采集仪 (安捷伦 34970A) 记录所有温度测点数据, 间隔 1 s 进行一次记录。

从毛细力的角度分析, 泡沫铜孔径越小, 对于毛细力的提升越有利, 但考虑到工质的充注量和流动性等因素, 且受限于平板微热管中每一独立微细热管的尺寸等实际情况, 因此试验选用孔径为 0.2、0.5 和 0.8 mm 泡沫铜作为填充材料。当冷凝段位于蒸发段的上方时即为倾角 (平板微热管与水平面之间的夹角) 大于 0° , 此时重力可促进工质的回流, 定义为重力工况; 当冷凝段与蒸发段处于同一水平位置时即为倾角等于 0° , 此时可忽略重力对工质的影响, 但由于试验过程中很难保证蒸发段与冷凝段之间的绝对水平位置, 因此定义为微重力工况;

当冷凝段位于蒸发段的下方时即为倾角小于 0° ，此时重力阻碍工质的回流，定义为反重力工况。因此，本文定义当重力促进冷凝液回流时，倾角大于 0° ；反之，倾角小于 0° ，以此区分平板微热管蒸发段和冷凝段的相对位置。

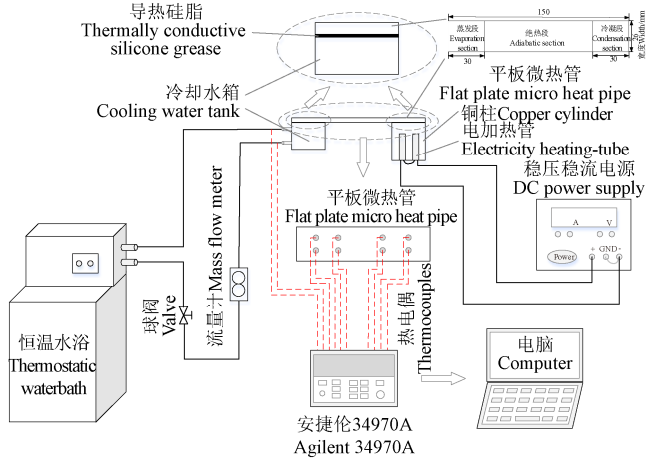


图3 系统测试原理图
Fig.3 The schematic diagram of the system

1.3 性能指标计算方法

主要以热阻及导热系数对平板微热管性能进行分析与评价，相应计算公式如下^[21,26]：

热阻为

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

其中

$$q_{in} = U_{in} \cdot I_{in} \quad (2)$$

式中 R 为总热阻， K/W ； T_e 为热管蒸发段温度， $^\circ C$ ； T_c 为热管冷凝段温度， $^\circ C$ ； q_{in} 为加热功率， W 。 U_{in} 为输入电压， V ； I_{in} 为输入电流， A 。

有效导热系数为

$$K_{eff} = \frac{L_0}{R \cdot A_c} \quad (3)$$

其中

$$L_0 = \frac{L_e + L_c}{2} + L_{adi} \quad (4)$$

式中 K_{eff} 为热管有效导热系数， $W/(m \cdot K)$ ； L_0 为热管有效长度， m ； A_c 为热管截面积， m^2 。 L_e 为热管蒸发段长度， m ； L_c 为热管冷凝段长度， m ； L_{adi} 为热管绝热段长度， m 。

热阻的相对误差为

$$\frac{\delta R}{R} = \sqrt{\left(\frac{\delta U}{U_{in}}\right)^2 + \left(\frac{\delta I}{I_{in}}\right)^2 + 2\left(\frac{\delta T}{T_e - T_c}\right)^2} \quad (5)$$

式中 δU 和 δI 为电压与电流测量精度 ($\pm 1\%$)， δT 为温度测量精度 (± 0.1) $^\circ C$ 。以电压为 $17.4 V$ ，电流为 $2.6 A$ ，蒸发端与冷凝端温差为 16.3 $^\circ C$ 为例，经计算热阻误差大约为 6.1% 左右。

为了分析复合吸液芯对平板热管传热性能的强化，分别从热阻减少率及有效导热系数强化率两个方面进行表述，所采用的具体计算公式如下：

热阻减少率 ψ 为

$$\psi = \frac{R_{hp} - R_c}{R_{hp}} \quad (6)$$

式中 R_{hp} 为未添加泡沫铜的平板微热管热阻， K/W ； R_c 为泡沫铜热管热阻， K/W 。

有效导热系数强化率 ξ 为

$$\xi = \frac{K_c - K_{hp}}{K_{hp}} \quad (7)$$

式中 K_c 为复合吸液芯平板微热管导热系数， $W/(m \cdot K)$ ； K_{hp} 为未添加泡沫铜的平板微热管导热系数， $W/(m \cdot K)$ 。

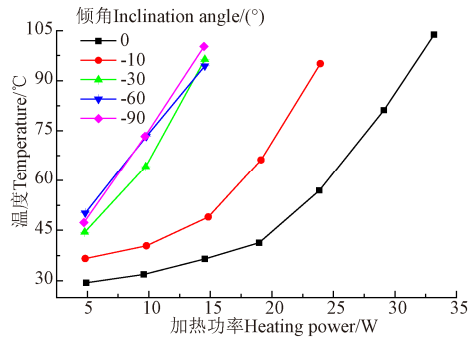
2 结果与分析

2.1 反重力或微重力工况下的平板微热管传热性能

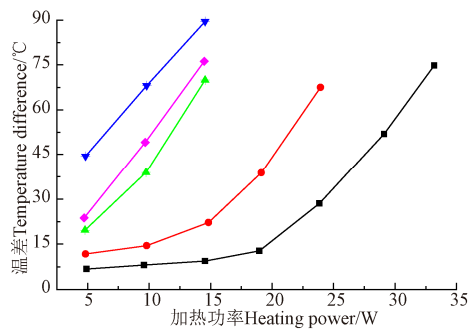
图4为添加孔径为 $0.2 mm$ 泡沫铜的平板微热管蒸发段温度、蒸发段和冷凝段温差在微重力或反重力作用下随加热功率变化关系。由图4a可知，当倾角低于 -10° 时，蒸发段温度与加热功率之间几乎呈线性分布，表明该倾角下工质在毛细力的作用下无法克服自身重力及浮升力而顺利从冷凝段回流至蒸发段，致使平板微热管性能严重恶化。当倾角为 -10° 和 0° 时，低加热功率下，蒸发段温度均随加热功率的升高而缓慢上升，主要归因于以下原因：工质从冷凝段回流至蒸发段需克服的阻力减少；工质随倾角的减少对吸液芯润湿周长增加。而当加热功率超过一定值时，冷凝液不能及时回流至蒸发段，致使蒸发段干涸，蒸发段温度呈现急剧增加的趋势。当加热功率超过 19 和 $30 W$ 时，倾角为 -10° 和 0° 的平板微热管分别达到临界热流，可见，倾角为 0° 时平板微热管性能明显优于 -10° 的平板微热管性能。蒸发段和冷凝段温差是衡量热管能否正常工作的主要因素之一，若二者温差较小，则表明平板微热管可有效将热量移除；反之，则因无法移除热量而导致蒸发段温度过高，致使平板微热管失效。图4b为温差与加热功率之间的关系，图中曲线所表现的趋势与图4a相似。可见，当倾角为 0° 时平板微热管性能最佳，其超过 -10° 时，温差较大，平板微热管已无法正常工作，具体原因如前所述。

图5为热阻随加热功率的变化曲线。可知，当倾角在 -30° 和 -90° 之间时，工质在毛细力的作用下冷凝液无法顺利回流至蒸发段，致使蒸发段出现干涸，而冷凝段出现液泛现象，导致传热性能严重恶化，此时平板微热管仅相当于导热金属体，无法体现其优良热性能，测试期间热阻相对较大，其值均大于 $4.0 K/W$ 。当倾角为 -10° 和 0° 时，热阻呈现先降低后增加的趋势，主要是由于当加热功率较低时，工质通过表面蒸发将热量输送至冷凝段；随加热功率的升高，平板微热管内部工质将发生沸腾现象，加剧相变换热及降低热阻，气-液相变达到平衡时，热阻值达到最小值，两种倾角下热阻最小值分别为 1.48 和 $0.65 K/W$ ；随加热功率进一步提升，气态工质冷凝速率低于液态工质蒸发速率，使蒸发段参与沸腾换热的工质减少，导致热阻出现上升的趋势。根据热阻数值分析可知，倾角为 0° 时热阻值最低，产生上述现象的主要原因如下：蒸发段工质液池的高度明显减少，工质发生沸

腾时, 气泡更易脱离液池表面, 将热量移除; 冷凝液的回流无需考虑工质重力的影响, 相当于增加了热管毛细力, 加速冷凝液回流至蒸发段; 气态工质在浮升力作用下, 更易到达冷凝段, 使工质快速冷凝。



a. 蒸发段温度随加热功率变化
a. Temperature at the evaporation section vs. heating power



b. 蒸发段和冷凝段温差随加热功率变化
b. Temperature difference between the evaporation and condensation section vs. heating power

图 4 蒸发段温度、蒸发段和冷凝段温差随加热功率变化

Fig.4 Temperature at the evaporation section, temperature difference between the evaporation and condensation section vs. heating power

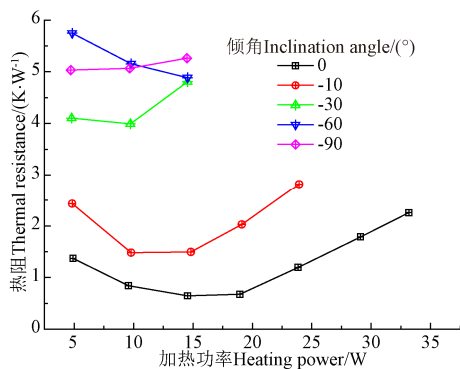


图 5 热阻随加热功率变化

Fig.5 Thermal resistance change with heating power

2.2 重力或微重力工况下不同孔径泡沫铜对平板微热管传热性能影响

根据 2.1 节分析可知, 当倾角小于 0° 时, 平板微热管传热性能明显恶化, 随倾角进一步减小, 复合吸液芯几乎对平板微热管无任何强化作用, 因此本节主要分析重力或微重力对不同孔径泡沫铜的平板微热管传热性能影响。图 6 为不同孔径平板微热管蒸发段温度随加热功率变化关系图示。由图可知, 蒸发段温度均出现逐渐升

高而后急剧上升的趋势, 主要由于随加热功率的升高, 参与沸腾的工质越来越多, 导致蒸发段逐渐出现干涸, 从而引起干涸极限。倾角为 0° 时温度上升速率明显高于倾角为 90° 时温度速率, 产生上述现象的原因主要是后者工质重力促进了冷凝液的回流, 使更多工质参与相变换热。此外, 与未添加泡沫铜的平板微热管相比, 蒸发段温度上升速率均有所减小, 主要是由于添加泡沫铜后提升了毛细力及增加了核化点数, 更利于换热及热量传输。当倾角为 90° 且加热功率小于 65 W 时, 由于泡沫铜孔径为 0.8 mm 的平板微热管渗透率最大, 气体流动阻力小, 沸腾换热时, 可加速气态工质的脱离, 因此蒸发段温度上升速率明显低于泡沫铜孔径为 0.2 和 0.5 mm 的平板微热管温度上升速率; 而当加热功率超过 65 W 时, 由于其毛细力低于其他两种平板微热管毛细力, 增加了液体流动阻力, 因此温升速率相对更高。对于孔径为 0.2 和 0.5 mm 的平板微热管, 前者渗透率低于后者, 但毛细力和气体流动阻力均高于后者, 因此在渗透率、毛细力及气体流动阻力综合因素影响下, 加热功率相对较低时二者蒸发段温升速率基本保持一致, 超过一定值时, 孔径为 0.2 mm 的平板微热管温升速率相对较快。

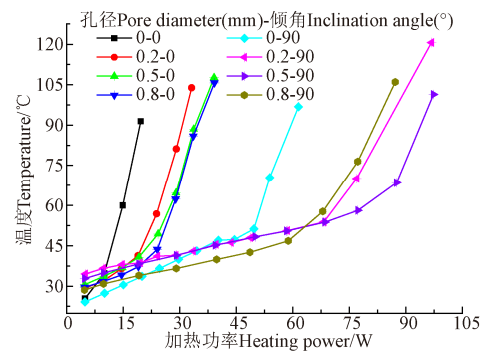


图 6 蒸发段温度随加热功率变化

Fig.6 Temperature at the evaporation section vs. heating power

图 7 为热阻随加热功率的变化关系。由图可知, 各热阻随加热功率的升高呈现先降低后增加的趋势, 其中倾角为 90° 时平板微热管热阻明显低于倾角为 0° 时热管热阻, 主要是由重力促进冷凝液的回流所引起的。当倾角为 0° 时, 未添加泡沫铜的平板微热管热阻几乎呈直线上升趋势, 表明此时平板微热管不能有效正常工作, 与蒸发段温度变化速率相对应。忽略重力的影响, 泡沫铜孔径为 0.2 mm 的平板微热管热阻值最大, 孔径为 0.8 mm 的热阻值最小。此时平板微热管传热性能主要受毛细力及流动阻力所影响, 孔径大小与气体流动阻力成正比, 但与毛细力成反比, 因此, 孔径为 0.2 mm 的平板微热管流动阻力最小但毛细力最大, 而孔径为 0.8 mm 的平板微热管流动阻力最大但毛细力最小, 因此在毛细力和流动阻力综合作用下, 致使泡沫铜孔径为 0.2 mm 的平板微热管热阻值最大, 而孔径为 0.8 mm 的平板微热管热阻值最小。考虑重力因素对平板微热管传热性能影响, 三种平板微热管热阻变化趋势基本一致, 且当加热功率相对较低时, 添加泡沫铜孔径为 0.2 和 0.5 mm 的平板微热管热

阻曲线几乎重合,其值均高于孔径为 0.8 mm 的平板微热管热值,主要是由于低加热功率下,后者渗透率最大,气体流动阻力最小,便于气态工质在浮升力作用下迅速到达冷凝段,更易与将蒸发段热量移除。随加热功率进一步提升,三种平板微热管热阻均出现上升趋势,其中泡沫铜孔径为 0.8 mm 的平板微热管最先达到传热极限,其次是孔径为 0.2 mm 的平板微热管,主要是由重力、毛细力及渗透率等因素共同作用所引起的。三种热管最小热阻值分别为 0.13、0.17 和 0.13 K/W,尽管泡沫铜孔径为 0.2 和 0.8 mm 的平板微热管最小热阻值相同,但后者最先达到传热极限,因此泡沫铜孔径为 0.2 mm 的平板微热管性能相对更佳。

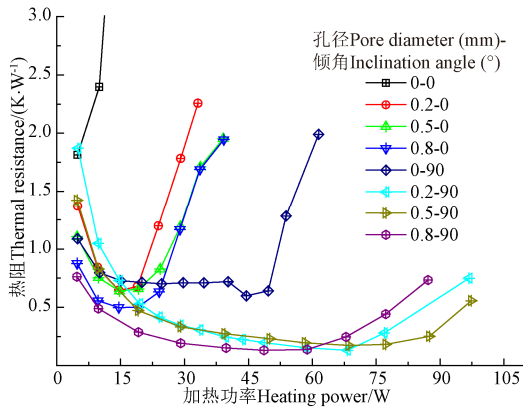


图 7 热阻随加热功率变化

Fig. 7 Thermal resistance change with heating power

2.3 复合吸液芯对平板微热管性能强化分析

图 8 为孔径为 0.2、0.5 和 0.8 mm 泡沫铜的平板微热管热阻值的减少及有效导热系数的增加率。由数据分析可知,采用添加泡沫铜孔径为 0.2、0.5 和 0.8 mm 的平板微热管热阻值减少率分别为 0.78、0.71 和 0.78,可见采用复合吸液芯的平板微热管可明显降低热阻值,提升其传热性能;三种孔径的平板微热管有效导热系数增加率分别为 3.57、2.43 和 3.54,使其有效导热系数得到明显提升。该平板微热管设计的初衷是希望在克服重力影响的前提下,通过增加毛细结构实现传热性能的改善,以使其在某些特定场合得到有效利用。分析可知,当冷凝段位于蒸发段的下方时,平板微热管传热性能提升有限,其倾角小于 -10° 时,相较于未添加泡沫铜的平板微热管,传热性能几乎无变化,无法与环路热管一样可忽略重力的影响,表明该平板微热管在反重力下运行时仍需进一步改进毛细结构,但对于其他工况下平板微热管传热性能的提升幅度相对较大,扩展了该平板微热管在热控领域的应用范围。

2.4 传热性能对比

选取已有研究^[24,28-30]中与本文表观结构相似的热管进行热阻分析(如图 9)。以试验用泡沫铜孔径为 0.2 mm 的平板微热管热阻为例,分析各热管性能及传热机理。其中文献[24]、[28]和[30]中热管内部结构均为微槽芯结构,但其微槽和热管尺寸不同,文献[29]为蒸汽腔热管。与文献[24]相比,试验所采用的平板微热管热阻明显较低,主要是由于所采用的吸液芯为复合吸液芯,增加了毛细力,促进了冷凝液的回流。文献[28]中的热管仅采用微

槽作为吸液芯,其毛细力明显小于试验平板微热管的毛细力;尽管添加纳米颗粒在一定程度上提升了热管传热性能,但因纳米颗粒的易堆积性致使冷凝段或蒸发段热阻增加,因此热阻在整个测试期间均大于试验用平板微热管的热阻。文献[29]为蒸汽腔平板热管,由于仅在蒸发段添加微槽,而未对冷凝段进行强化,致使该类型热管冷凝热阻相对较大。文献[30]为微槽弯曲热管,弯曲部分增加了工质的流动阻力,且仅以微槽作为吸液芯,毛细力较低,故热阻大于试验平板微热管热阻。综上,试验所采用的复合吸液芯结构平板微热管具有相对较低的传热热阻,能更好的将发热元件所产生的热量迅速移除。

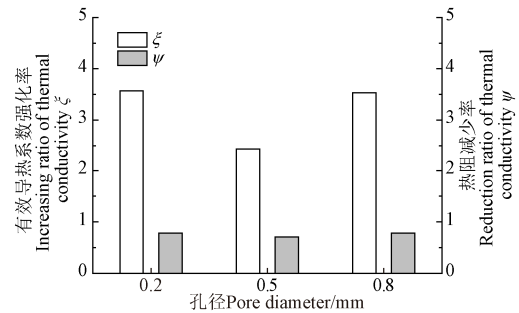


图 8 热阻减少率及有效导热系数增加率

Fig. 8 The reduction/increasing ratio of thermal resistance and thermal conductivity

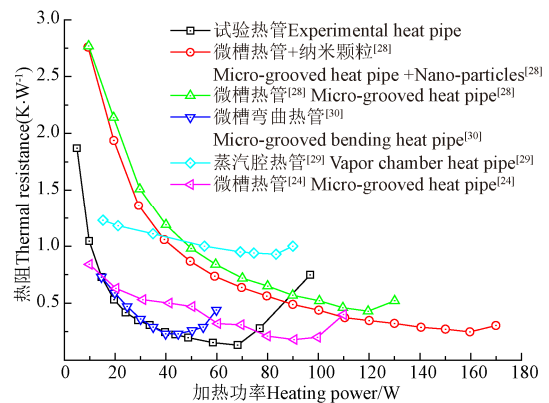


图 9 本文平板微热管与其他相似热管热阻对比

Fig. 9 Comparison of thermal resistance of the flat-plate micro heat pipe in this paper with that of other similar heat pipes

3 结论

本文将不同孔径泡沫铜置于平板微热管每一独立微细热管内,使其与微槽道吸液芯组合成复合吸液芯,对其传热性能进行研究,主要结论如下:

1) 热管在反重力下运行,当倾角小于 -10° 时,平板微热管性能明显恶化,为使其在克服重力下仍能正常运行,需进一步改变毛细结构以增加毛细力。

2) 采用复合吸液芯的平板微热管,其热阻明显降低,试验所采用添加泡沫铜孔径为 0.2、0.5 和 0.8 mm 的平板微热管热阻最小值分别为 0.13、0.17 和 0.13 K/W。

3) 与未添加泡沫铜的平板微热管相比,孔径为 0.2、0.5 和 0.8 mm 的平板微热管有效导热系数增加率分别为 3.57、2.43 和 3.54,有效强化平板微热管传热性能。

[参 考 文 献]

- [1] 靖赫然, 赵耀华, 全贞花, 等. 农业基站室外自然冷能微热管阵列式空冷器性能[J]. 农业工程学报, 2020, 36(6): 179-187.
Jing Heran, Zhao Yaohua, Quan Zhenhua, et al. Performance of outdoor natural cooling microheat pipe array air cooler for agricultural base station[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2020, 36(6): 179-187. (in Chinese with English abstract)
- [2] 王林成, 全贞花, 赵耀华, 等. 香菇菌棒灭菌乏汽余热回收供热系统性能分析[J]. 农业工程学报, 2022, 38(1): 248-257.
Wang Lincheng, Quan Zhenhua, Zhao Yaohua, et al. Performance analysis of the heat supply system with the waste heat recovery from the sterilization of the mushroom sticks[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2022, 38(1): 248-257. (in Chinese with English abstract)
- [3] 管勇, 王天梅, 魏铭佟, 等. 日光温室平板微热管阵列蓄热墙体热性能试验[J]. 农业工程学报, 2021, 37(3): 205-212.
Guan Yong, Wang Tianmei, Wei Mingtong, et al. Thermal performance experiment of heat storage wall with flat micro heat pipe array in solar greenhouse[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2021, 37(3): 205-212. (in Chinese with English abstract)
- [4] 李伟钊, 盛伟, 张振涛, 等. 热管联合多级串联热泵玉米干燥系统性能试验[J]. 农业工程学报, 2018, 34(4): 278-284.
Li Weizhao, Sheng Wei, Zhang Zhentao, et al. Experiment on performance of corn drying system with combination of heat pipe and multi-stage series heat pump equipment[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2018, 34(4): 278-284. (in Chinese with English abstract)
- [5] 李洪, 张曼, 孙跃, 等. 被动调节模式环路热管型光伏光热系统性能分析[J]. 农业工程学报, 2021, 37(16): 205-211.
Li Hong, Zhang Man, Sun Yue, et al. Performance analysis of loop-heat-pipe type solar photovoltaic/thermal system under passive regulation operating mode[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2021, 37(16): 205-211. (in Chinese with English abstract)
- [6] Hassan H, Harmand S. An experimental and numerical study on the effects of the flat heat pipe wick structure on its thermal performance[J]. Heat Transfer Engineering, 2015, 36(3): 278-289.
- [7] Wong S C, Cheng H S, Tu C W. Visualization experiments on the performance of mesh-wick heat pipes with differing wick wettability[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2017, 114: 1045-1053.
- [8] Li B, Yin X, Tang W, et al. Optimization design of grooved evaporator wick structures in vapor chamber heat spreaders[J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 166: 114657.
- [9] Chen Y T, Kang S W, Hung Y H, et al. Feasibility study of an aluminum vapor chamber with radial grooved and sintered powders wick structures[J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 51(1-2): 864-870.
- [10] Zeng, J, Zhang S W, Chen G, et al. Experimental investigation on thermal performance of aluminum vapor chamber using micro-grooved wick with reentrant cavity array[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 130: 185-194.
- [11] Zhou W J, Li Y, Chen Z S, et al. Effect of the passage area ratio of liquid to vapor on an ultra-thin flattened heat pipe[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 162: 114215.
- [12] Huang G W, Liu W Y, Luo Y Q, et al. Fabrication and thermal performance of mesh-type ultra-thin vapor chambers[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 162: 114263.
- [13] Zhou W J, Li Y, Chen Z S, et al. Ultra-thin flattened heat pipe with a novel band-shape spiral woven mesh wick for cooling smartphones[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, 146: 118792.
- [14] Deng D X, Tang Y, Huang G H, et al. Characterization of capillary performance of composite wicks for two-phase heat transfer devices[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 56(1-2): 283-293.
- [15] Wong S C, Liou J H, Chang C W, et al. Evaporation resistance measurement with visualization for sintered copper-powder evaporator in operating flat-plate heat pipes[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010, 53(19-20): 3792-3798.
- [16] Jin S K, Dong H S, You S M, et al. Thermal performance of aluminum vapor chamber for EV battery thermal management[J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 185: 116337.
- [17] Sharratt S, Peng C, Ju Y S. Micro-post evaporator wicks with improved phase change heat transfer performance[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2012, 55(21-22): 6163-6169.
- [18] Deng D X, Huang Q S, Xie Y L, et al. Thermal performance of composite porous vapor chambers with uniform radial grooves[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 125: 1334-1344.
- [19] Xu S, Lewis R J, Liew L A, et al. Development of ultra-thin thermal ground planes by using stainless-steel mesh as wicking structure[J]. Journal of Microelectromechanical Systems, 2016, 25(5): 842-844.
- [20] Zhou F, Liu Y, Dede E M. Design, fabrication, and performance evaluation of a hybrid wick vapor chamber[J]. Journal of Heat Transfer, 2019, 141(8): 081802.
- [21] Chen J S, Chou J H. The length and bending angle effects on the cooling performance of flat plate heat pipes[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2015, 90: 848-856.
- [22] Huang G H, Tang Y, Wang P T, et al. Thermal characterization of micro flat aluminum heat pipe arrays by varying working fluid and inclination angle[J]. Applied Sciences, 2018, 8(7): 1052.
- [23] Wang G, Quan Z H, Zhao Y H, et al. Effect of geometries on the heat transfer characteristics of flat-plate micro heat pipes[J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 180: 1-11.
- [24] Wang G, Quan Z H, Zhao Y H, et al. Performance of a flat-plate micro heat pipe at different filling ratios and working fluids[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 146: 459-468.

- [25] 王岗, 赵耀华, 全贞花, 等. 不同充液率平板热管性能实验研究[J]. 化工进展, 2019, 38(5): 64-72.
Wang Gang, Zhao Yaohua, Quan Zhenhua, et al. Characteristic of flat plate heat pipe with different filling ratios[J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2019, 38(5): 64-72. (in Chinese with English abstract)
- [26] Chen J S, Chou J H. Cooling performance of flat plate heat pipes with different liquid filling ratios[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014(77): 874-882.
- [27] Wong S C, Liao W S. Visualization experiments on flat-plate heat pipes with composite mesh-groove wick at different tilt angles[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 123: 839-847.
- [28] Xiao X H, Peng B, Chen Y, et al. Experimental investigation on heat transfer performance of a flat plate heat pipe with mwcnts-acetone nanofluid[J]. Journal of Heat Transfer, 2017, 139: 062001-1-8.
- [29] Supowit J, Heflinger T, Stubblebine M, et al. Designer fluid performance and inclination angle effects in a flat grooved heat pipe[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 101: 770-777.
- [30] Chen J S, Chou J H. The length and bending angle effects on the cooling performance of flat plate heat pipes[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, 90: 848-856.

Effects of copper foam with different pore diameters on the heat transfer of flat-plate micro heat pipe

Wang Gang, Yang Yongqing, Yu Wan*, Hu Tao

(1. Hubei Key Laboratory of Hydroelectric Machinery Design & Maintenance, China Three Gorges University, Yichang 443002, China;
2. College of Mechanical & Power Engineering, China Three Gorges University, Yichang 443002, China)

Abstract: A heat pipe is one of the heat transfer elements to effectively remove the heat from the high-temperature surface. A flat-plate micro heat pipe (FPMHP) has been developed to explore the heat transfer characteristics in previous studies. However, it is very necessary to further enhance the FPMHP heat transfer performance, particularly in antigravity. An effective way can be to increase the capillary force for the higher heat-transfer function against gravity because the capillary structure can pose a significant influence on the thermal performance during operation. In this study, the copper foam with different pore diameters was employed to place inside each micro heat pipe for the higher capillary force. The wire mesh-copper foam and micro-grooved wick were combined to form a composite wick, in order to promote the backflow of condensate for the more nucleation points at boiling. The copper foam was located between the micro-fins on the upper and lower surface, where there was no direct contact with the upper and lower surface. The main functions of copper foam were: i) To enhance the evaporation/boiling heat transfer; ii) To reduce the pressure drop of the backflow of condensate; iii) To enhance the condensation heat transfer. Three groups were also set to clarify the influence of the pore diameters of copper foam on the FPMHP thermal performance, including the anti-gravity (inclination angle of less than 0° was the angle between the FPMHP and horizontal plane), micro-gravity (inclination angle was 0°), and gravity (inclination angle was more than 0°). The results were as follows. The better heat-transfer performance of FPMHP was achieved at the micro-gravity, where the thermal resistance of FPMHP with the composite wick was lower than that with the single grooved wick. There was also an enhancement effect of composite wick on the FPMHP heat-transfer performance. But, a seriously deteriorated effect was found under anti-gravity operation, when the inclination angle was less than -10° . Furthermore, the temperature difference between the evaporation and condensation section was also analyzed to further explore the FPMHP performance. Specifically, better thermal performance was gained, as the temperature difference was reduced significantly. Therefore, the best FPMHP performance was achieved when the inclination angle was 0° , due mainly to the smaller temperature difference. The minimum thermal resistances of the FPMHP with different pore diameters were 0.13, 0.17, and 0.13 K/W, respectively, which were far lower than those with the grooved wick. Compared with the FPMHP without copper foam, the increase rates of thermal conductivity of FPMHP with pore diameters of 0.2, 0.5 and 0.8 mm were 3.57, 2.43, and 3.54, respectively, indicating the better thermal performance of the FPMHP using a composite wick. A comparison was also made on the current heat pipe, where the minimum thermal resistance of the FPMHP was significantly lower than those. Therefore, the copper foam can be expected to improve the heat transfer performance of the FPMHP with the composite wick. As such, the lower thermal resistance can rapidly remove the heat generated by the heating element. The findings can also provide strong theoretical support to enhance the heat transfer of heat pipes for the application in the field of thermal control.

Keywords: heating; temperature; pore diameter; flat-plate micro heat pipe; copper foam; thermal resistance