

DOI:10.16356/j.1005-2615.2024.05.007

## 电机散热中毛细芯热管等效导热系数演变规律实验研究

李雪强<sup>1</sup>, 赵萧涵<sup>1</sup>, 张钟垚<sup>1</sup>, 刘圣春<sup>1,2</sup>, 张成明<sup>3</sup>, 李佳欣<sup>3</sup>

(1. 天津商业大学天津市制冷技术重点实验室, 天津 300134; 2. 天津大学中低温热能高效利用教育部重点实验室, 天津 300350; 3. 哈尔滨工业大学电气工程及自动化学院, 哈尔滨 150001)

**摘要:** 为推动毛细芯热管在电机中的应用并提供理论参考和数据支撑, 本文通过实验研究了加热功率、运行角度以及风速对毛细芯热管等效导热系数的影响。结果表明, 热管正常运行过程中, 加热功率对热管等效导热系数影响不大。不同运行角度下的热管等效导热系数也存在一定的差异, 在 10 W 加热功率下, 等效导热系数的差异最高可达 25%。当风速增大时, 热管的等效导热系数呈现出减小的趋势, 这种现象对高加热功率下的热管运行尤为明显。

**关键词:** 电机冷却; 毛细芯热管; 等效导热系数; 温差; 风速

中图分类号: TM351; TK172.4

文献标志码: A

文章编号: 1005-2615(2024)05-0847-07

## Experimental Study on Effective Thermal Conductivity of Wicked Heat Pipe Applied in Motor Cooling

LI Xueqiang<sup>1</sup>, ZHAO Xiaohan<sup>1</sup>, ZHANG Zhongyao<sup>1</sup>, LIU Shengchun<sup>1,2</sup>,  
ZHANG Chengming<sup>3</sup>, LI Jiaxin<sup>3</sup>

(1. Key Laboratory of Refrigeration Technology of Tianjin, Tianjin University of Commerce, Tianjin 300134, China;

2. Key Laboratory of Efficient Utilization of Low and Medium Grade Energy, Tianjin University, Tianjin 300350, China;

3. School of Electrical Engineering and Automation, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

**Abstract:** To promote the application of wicked heat pipe in motor cooling and provide theoretical reference and data support, this paper experimentally studied the effects of heating power, operating angle, and wind speed on the effective thermal conductivity of wicked heat pipes. Results showed that the effective thermal conductivity of wicked heat pipe changed slightly if the heat pipe is within the normal operation. Different operating angles have clearly impact on the effective thermal conductivity, which would range as high as 25% at 10 W of heating power. When the wind speed increases, the equivalent thermal conductivity of the heat pipe shows a decreasing trend, which is particularly evident for the operation of heat pipes under high heating power.

**Key words:** motor cooling; wicked heat pipe; effective thermal conductivity; temperature difference; wind velocity

电机是航天器电力推进系统不可或缺的组成部分, 电机技术的进步是航空航天工业技术发展的关键<sup>[1-2]</sup>。较高的工作温度会导致电机效率降

低甚至损毁, 因此, 有效的冷却方式是保障电机正常工作的重中之重。常见的电机冷却方式包括外部风冷<sup>[3]</sup>、内部风冷<sup>[4]</sup>、液体夹套冷却<sup>[5]</sup>和喷淋冷

基金项目: 国家自然科学基金(52077044)。

收稿日期: 2024-06-20; 修订日期: 2024-08-25

通信作者: 张成明, 男, 教授, 博士生导师, E-mail: cmzhang@hit.edu.cn。

引用格式: 李雪强, 赵萧涵, 张钟垚, 等. 电机散热中毛细芯热管等效导热系数演变规律实验研究[J]. 南京航空航天大学学报, 2024, 56(5): 847-853. LI Xueqiang, ZHAO Xiaohan, ZHANG Zhongyao, et al. Experimental study on effective thermal conductivity of wicked heat pipe applied in motor cooling[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2024, 56(5): 847-853.

却<sup>[6]</sup>,如表 1 所示。外部风冷和内部风冷结构简单但冷却效果较差;液体夹套冷却和喷淋冷却均利用流动的液体冷却电机,具有良好的冷却效果,但冷却系统需要复杂的管道以及水泵等辅助设

备。除了上述冷却方式以外,热管因具有导热系数高、响应速度快、结构紧凑、维护方便以及环境适应性强等优点,在电机散热中越来越受到研究者的日益关注。

表 1 常见的电机冷却方式

Table 1 Common motor cooling methods

冷却方式	冷却方式描述	冷却位置	优势	劣势
外部风冷	空气仅流经电机外部	电机外部	结构简单	冷却效果差,不适用于中高功率电机
内部风冷	空气流经电机外部与内部	电机内部	能冷却电机内部热点	灰尘等杂质易随气流进入电机内部
液体夹套冷却	液体流经电机外壳内部	电机外部	冷却效果优于外部风冷	不能冷却电机内部热点
喷淋冷却	液体仅流经电机内部	电机内部	冷却效果优于内部风冷	需要复杂的管路和辅助设备,内部结构复杂

基于热管的运行机制和结构差异,可将热管分为毛细芯热管、脉动热管、环路热管和旋转热管<sup>[7]</sup>。上述热管均有应用到电机散热的相关研究,如图 1<sup>[8-11]</sup>和表 2<sup>[9-10,12-18]</sup>所示。

绕组通常是电机运行过程中的高温区域,使用热管技术开展相关散热研究是当前的研究热点之一。根据绕组位置可将绕组分为槽内绕组和端部

绕组,这两部分均有采用热管散热的研究。例如,Wrobel 等<sup>[12]</sup>利用毛细芯热管冷却槽内绕组,结果表明,集成热管后槽内绕组散热性能提高 43%,且当电机低速运行时,电机的扭矩和电流密度分别可分别提高 17% 和 24%。Wan 等<sup>[19]</sup>利用数值模拟的方法研究了热管对端部绕组的冷却效果,结果显示,加装热管后,绕组最高温度从 149.9℃ 降低至 133.5℃,降低了 16.4℃。此外,脉动热管不会发生壁面干烧现象,且重力对其运行的影响较小,但由于脉动热管与电机的集成结构较为复杂且需要大量空间,因此该类热管与电机的集成有待进一步研究和讨论。环路热管的优势在于蒸发段和冷凝段分离,可以实现较远距离的热质传递,但其集成方式也更加复杂。由于独特的运行机理,旋转热管可较好地应用于转子冷却。

将热管技术应用于电机散热可在极大程度上缓解电池的温升现象。在电机与热管的集成设计中,热管的结构尺寸对于电机的轻量化设计至关重要,因此热管的性能变化需要给予充分的考虑。当前研究中,等效导热系数是热管设计的关键参数,其数值来源主要为数值模拟和实验研究,如表 3<sup>[11,13,15,19-23]</sup>所示。大多数值模拟研究将热管的

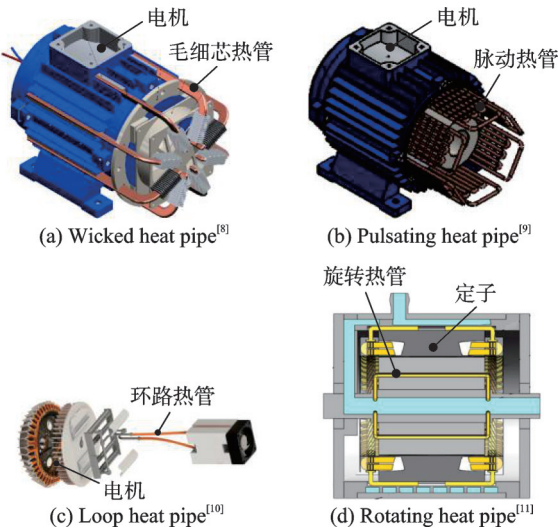


图 1 电机散热技术中应用的不同类型热管<sup>[8-11]</sup>

Fig.1 Different kinds of heat pipes applied in motor cooling<sup>[8-11]</sup>

表 2 不同类型热管在电机散热中的应用现状<sup>[9-10,12-18]</sup>

Table 2 Application of different kinds of heat pipes in motor cooling<sup>[9-10,12-18]</sup>

文献	热管类型	冷却位置	热管冷却方式	转速/(r·min <sup>-1</sup> )	绕组温度/℃
文献[13]	毛细芯热管	端部绕组	间接水冷	3 490~5 000	90~118
文献[14]	毛细芯热管	机壳内部	风冷	3 500	75
文献[15]	毛细芯热管	定子内部	风冷	1 500~2 000	91.7~120
文献[16]	毛细芯热管	槽内绕组	直接水冷	2 200~3 600	105~110
文献[12]	毛细芯热管	槽内绕组	直接水冷	8 000	96
文献[10]	环路热管	电机端盖	风冷		110
文献[9]	脉动热管	定子内部	风冷	2 300	108
文献[17]	旋转热管	电机转子	油冷	1 000	86
文献[18]	旋转热管+脉动热管	转子外侧	风冷		

等效导热系数简化为定值,且不同研究定义的等效导热系数差异较大( $1\times 10^4\sim 1\times 10^5\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ),需开展进一步的讨论分析。在实验研究中,即使有部

分研究得到了热管的等效导热系数,但却忽略了电机及热管运行过程中的性能差异,这显然不利于电机散热的优化设计。

表 3 电机散热设计中热管等效导热系数<sup>[11,13,15,19-23]</sup>

Table 3 Effective thermal conductivity of heat pipe in motor cooling<sup>[11,13,15,19-23]</sup>

文献	方法	热管类型	热管导热性能参数设置	参数来源
文献[13]	数值模拟	三维异形毛细芯热管	等效导热系数 $1\times 10^4\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$	假设
文献[20]	数值模拟	毛细芯直热管+U形热管	等效导热系数 $1\times 10^4\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$	假设
文献[19]	数值模拟	L形毛细芯热管	等效导热系数 $1\times 10^5\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$	假设
文献[21]	集总参数法	毛细芯热管	等效二维热阻网络模型	热阻网络
文献[15]	数值模拟	U形毛细芯热管	等效导热系数 $6\,427\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$	实验
文献[11]	数值模拟	U形旋转热管	等效导热系数 $1\,944\sim 76\,804\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$	实验
文献[22]	数值模拟	折弯热管	等效导热系数 $1.8\times 10^5\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$	实验
文献[23]	集总参数法	U形毛细芯热管	热阻 $0.82\sim 0.89\text{ }^\circ\text{C}/\text{W}$ (温度区间线性拟合)	实验

基于文献综述结果可知,热管等效导热系数的选取对电机散热系统的设计至关重要。因此本文搭建了毛细芯热管实验台,重点讨论了加热功率、热管运行角度以及冷凝段风速对毛细芯热管等效导热系数的影响,实验结果和相关数据可为热管在电机中的应用提供数据支撑和理论参考。

1 实验系统与评价指标

1.1 毛细芯热管工作原理

毛细芯热管依靠内部工质的相变传递热量,蒸发段的液相工质吸收外部热源的热量相变为气相工质,由于蒸发段和冷凝段的压力差,气相工质自发向冷凝段移动。气相工质在冷凝段释放热量相变为液相工质,由于毛细芯结构产生的毛细力,液相工质自发向蒸发段移动,完成质量传递与热量交换<sup>[24]</sup>。本文选用最常见的带有烧结毛细芯的铜-水热管作为研究对象,如图 2 所示。图 2 中,热管的蒸发段长度  $L_e$  为外部热源加热的热管长度,热管的冷凝长度  $L_c$  为外部冷源冷却的热管长度, $L$  表示热管总长度, $d$  表示热管直径, $\theta$  表示热管的运行角度。

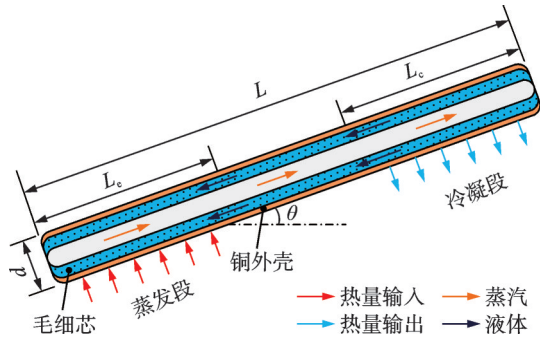


图 2 铜-水毛细芯热管

Fig.2 Wicked heat pipe (copper-water)

1.2 实验系统

实验系统由热管、加热模块、冷却模块和数据采集模块组成,如图 3(a)所示。热管安装在支架上,通过调节支架的角度改变热管运行角度。加热模块由 24 V 加热仪、导热铜块和电加热丝组成,为热管蒸发段提供热量。冷却模块由翅片结构、风机和风道组成,如图 3(b~e)所示,利用风管改变热管

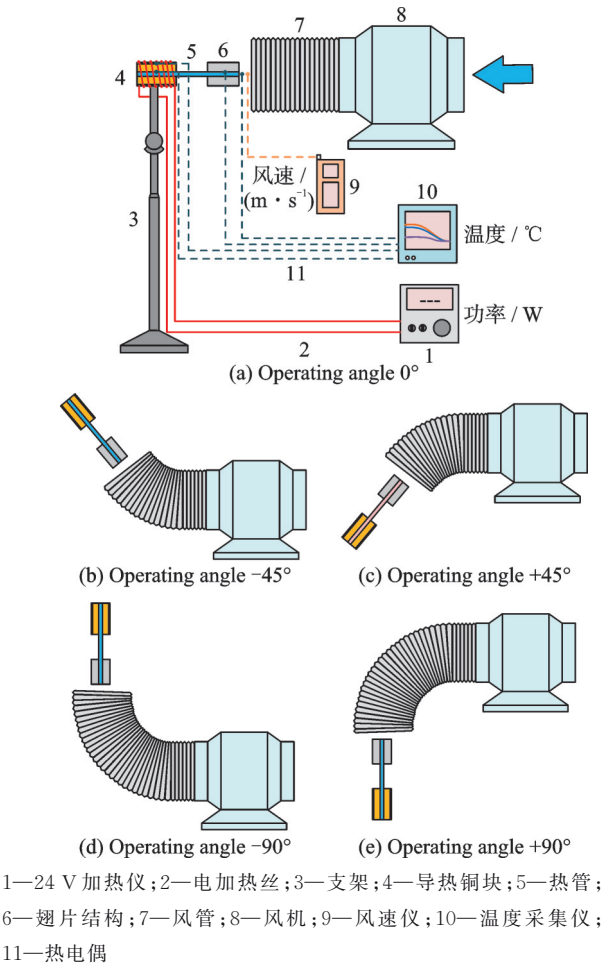


图 3 热管实验系统

Fig.3 Experimental system of heat pipe

的入风方向,使气流始终沿热管轴向流动,避免风向导致的实验误差。数据采集模块用来采集风速和各测点温度,测点分别布置于导热铜块外侧、热管蒸发段、热管冷凝段和风管出风口,测点温度分别设置为  $T_o$ 、 $T_e$ 、 $T_c$ ,和  $T_a$ 。实验系统的详细参数见表4。

表4 实验系统参数

Table 4 Detailed parameters of experimental system

系统	项目	参数	数值
热管	尺寸	$d \times L / (\text{mm} \times \text{mm})$	$4 \times 160$
	材料	铜	
	吸液芯	孔径/ $\mu\text{m}$	30
		孔隙率/%	27
		厚度/mm	1
	工质	去离子水 填充率/%	40
加热模块	支架	角度变化范围/( $^\circ$ )	0~90
	电加热丝	热阻/( $\Omega \cdot \text{m}^{-1}$ )	5.6
	导热铜块	导热系数/ ( $\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$ )	108.9
		$D \times d \times L /$ ( $\text{mm} \times \text{mm} \times \text{mm}$ )	$40 \times 4 \times 50$
冷却模块	24 V 加热仪	电功率/W	10~70
	风机	输入电压/V	125~225
数据采集模块	热电偶	精度/ $^\circ\text{C}$	$\pm 0.1$
		测温范围/ $^\circ\text{C}$	0~200
	风速仪	精度/( $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ )	$\pm 0.01$
		测速范围/( $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ )	0~35

### 1.3 评价指标

热管等效导热系数是热管重要的性能评价指标,表征热管的传热能力。热管等效导热系数  $K_{\text{eff}}$  由热管等效长度、热管热负荷和热管蒸发段和冷凝段的两端温差等计算得出

$$K_{\text{eff}} = \frac{L_{\text{eff}}}{R_{\text{total}} A} = \frac{L - 1/2(L_e + L_c)}{A \Delta T / Q} \quad (1)$$

式中: $L_{\text{eff}}$ 为热管等效长度; $R_{\text{total}}$ 为热管热阻; $Q$ 为热管热负荷; $A$ 为热管截面积; $\Delta T$ 为热管蒸发段和冷凝段的两端温差。

热管热负荷  $Q$  可由导热铜块外侧温度  $T_o$  与热管蒸发段温度  $T_e$  间的温差以及圆柱体导热公式得出

$$Q = 2\pi L_e \lambda_{\text{cu}} \frac{(T_o - T_e)}{\ln(D/d)} \quad (2)$$

式中: $\lambda_{\text{cu}}$ 为黄铜的导热系数,为  $108.9 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ;  $D$  为导热铜块的外径。

热管两端温差为

$$\Delta T = T_e - T_c \quad (3)$$

### 1.4 不确定度分析

根据文献[25],实验的不确定度为

$$\delta Y = \left\{ \sum_{i=1}^N \left( \frac{\partial Y}{\partial X_i} \delta X_i \right)^2 \right\}^{0.5} \quad (4)$$

式中: $\delta Y$ 为因变量  $Y$  的不确定度, $\delta X_i$ 为自变量  $X_i$  的不确定度, $N$ 为自变量个数。

表5给出了全部变量的不确定度。

表5 变量不确定度

Table 5 Uncertainty of the variables

测量仪器	变量	不确定度	范围
热电偶	温度/ $^\circ\text{C}$	$\pm 0.1$	0~200
直尺	长度/m	$\pm 0.001$	0~0.3
游标卡尺	直径/m	$\pm 0.000 1$	0~0.2

## 2 实验结果与讨论

图4展示了运行角度为  $0^\circ$ , 风速为  $4 \text{ m/s}$  时,不同加热功率下的热管等效导热系数和热管冷热两端温差的变化规律。从图中可以看出,当加热功率低于  $30 \text{ W}$  时,热管等效导热系数基本不变,约为  $24 000 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ,这说明热管正常启动运行,此时的热管蒸发段和冷凝段的温差在  $3^\circ\text{C}$  以内。然而,当加热功率高于  $30 \text{ W}$  时,热管等效导热系数随着加热功率的增大而急剧减小;当加热功率增大为  $70 \text{ W}$  时,热管等效导热系数仅为  $1 872 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ,这说明此时热管达到毛细极限。相似地,热管冷热两端温差也显著增大(可高达  $48^\circ\text{C}$ )。因此,当热管等效导热系数显著降低时,说明热管失效,此时亦可通过热管两端温差来反映。

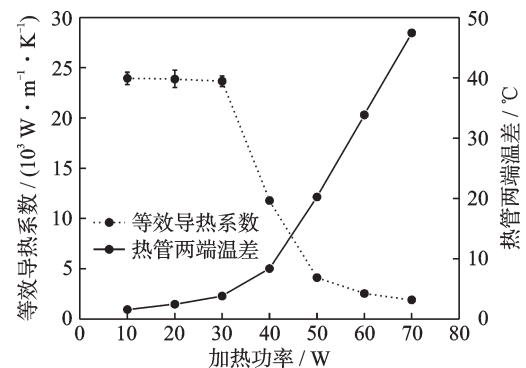


图4 不同加热功率下的热管等效导热系数和两端温差

Fig.4 Effective thermal conductivity and temperature difference between evaporation and condensation sections of heat pipe in different heating powers

图5和图6分别为不同运行角度及加热功率下热管等效导热系数和热管两端温差的变化规律。由图可以清晰看出,当热管的运行角度为  $+45^\circ$  和  $+90^\circ$  时,热管可在测试的加热功率范围内 ( $10 \sim$



70 W)正常运行,此时热管的等效导热系数基本不变,约为 $20\,000\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。此外,随着加热功率的增大,热管两端温差也呈现线性增大的趋势,但在测试范围内,温差上升保持在 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以内。这主要是由于当运行角度为正角度时,重力可以有效促进热管内液体工质回流至蒸发段,有助于热管的运行。随着运行角度的减小,重力的不利影响逐渐突显出来,导致热管更容易达到传热极限。例如当运行角度为 $0^{\circ}$ 时,加热功率超过 $30\text{ W}$ 后,热管将达到传热极限;而当热管运行角度为 $-45^{\circ}$ 时,加热功率超过 $20\text{ W}$ 后,热管便达到传热极限。热管正常运行过程中,不同运行角度下的热管等效导热系数也存在一定的差异,10 W加热功率下,等效导热系数的差异最高可达25%。值得注意的是,在10~30 W的加热功率范围内,运行角度为 $0^{\circ}$ 时的热管等效导热系数( $24\,000\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ )略大于相同加热功率下运行角度为正角度时的热管等效导热系数( $20\,000\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ),这主要由热管两端的温差差异造成。

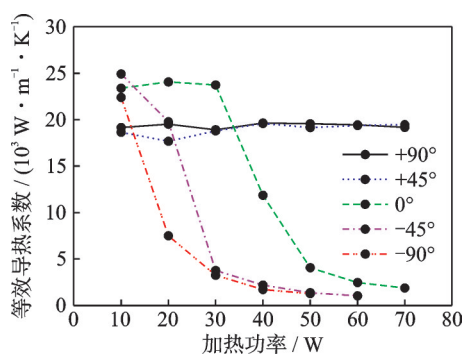


图5 不同运行角度下的热管等效导热系数

Fig.5 Effective thermal conductivity of heat pipe in different operating angles

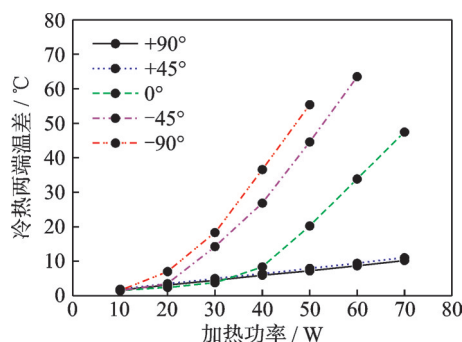


图6 不同运行角度下的热管两端温差

Fig.6 Temperature difference between evaporation and condensation section in different operating angles

图7和图8分别为运行角度为 $+45^{\circ}$ 时,不同风速下热管等效导热系数和热管两端温差的变化规律。从图中可以看出,当风速为 $4\text{ m/s}$ 时,随着加热功率的增大,热管的等效导热系数基本不变,维

持在 $20\,000\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 左右。当风速增大时,热管的等效导热系数呈现出减小的趋势,这是由于在较高风速下,热管冷凝段的散热得到提升,冷凝段温度下降,从而导致热管两端的温差变大,导热系数降低。这种现象对于高加热功率下的热管运行尤为明显,以 $70\text{ W}$ 为例,当风速为 $4, 6$ 和 $8\text{ m/s}$ 时,此时热管等效导热系数分别为 $19\,466, 12\,841$ 和 $8\,376\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ;热管两端的温差分别为 $11, 18$ 和 $24\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

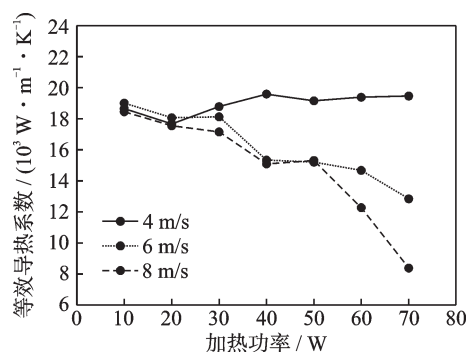


图7 不同风速下的热管等效导热系数

Fig.7 Effective thermal conductivity of heat pipe in different air velocities

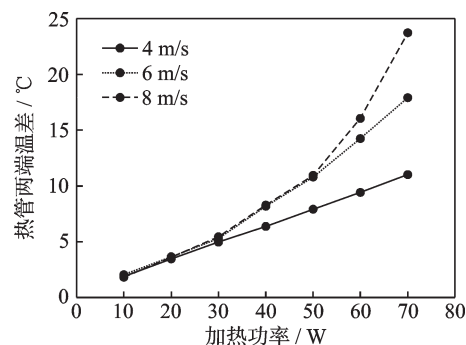


图8 不同风速下的热管两端温差

Fig.8 Temperature difference between evaporation and condensation section in different air velocities

### 3 结 论

本文通过实验探究了铜-水毛细芯热管等效导热系数的演变规律,旨在为毛细芯热管在电机散热线中提供理论参考和数据支撑。通过实验得到以下结论:

(1)热管正常运行过程中,加热功率对热管等效导热系数影响不大,此时热管两端温差呈现线性增大的趋势;若加热功率过大,热管的等效导热系数急剧下降,此时两端温差也迅速增大。当运行角度为 $0^{\circ}$ ,风速为 $4\text{ m/s}$ 时,若加热功率低于 $30\text{ W}$ ,热管可正常运行,等效导热系数约为 $24\,000\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ;若加热功率高于 $30\text{ W}$ ,热管等效导热系数则随着功率的增大而减小。

(2)运行角度为负角度时热管更容易达到传热极限,导致热管等效导热系数显著降低,这意味着可承受的加热功率变小。不同运行角度下的热管等效导热系数也存在一定的差异,10 W加热功率下,等效导热系数的差异最高可达25%。

(3)当风速为4 m/s时,随着加热功率的增大,热管的等效导热系数基本不变,维持在20 000 W/(m·K)左右。当风速增大时,热管等效导热系数呈现出减小的趋势,这种现象对于高加热功率下的热管运行尤为明显。

本文探讨了运行角度和风速对热管等效导热系数的影响。然而,在实际设计过程中,还需考虑热管弯曲角度、热管尺寸特征和热管材质等因素来获得热管等效导热系数的变化用于电机的散热系统设计。此外,随着IT技术与AI计算的快速发展,使用机器学习的方法构建热管的传热模型,并与电机散热设计相结合是未来电机散热系统设计的重要方法之一。

#### 参考文献:

- [1] CAO W, BUKHARI A A S, AARNIOVUORI L. Review of electrical motor drives for electric vehicle applications[J]. *Mehran University Research Journal of Engineering & Technology*, 2019, 38(3): 525-540.
- [2] 时培成,夏仙阳,陈晨,等. 基于场路耦合方法的永磁同步电机温度场研究[J]. *南京航空航天大学学报*, 2021, 53(3): 425-434.  
SHI Peicheng, XIA Xianyang, CHEN Chen, et al. Temperature field of permanent magnet synchronous motor based on coupled field-circuit[J]. *Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics*, 2021, 53(3): 425-434.
- [3] GHAFAROKHI P S, KALLASTE A, PODGORNOVS A, et al. Determination of heat transfer coefficient of finned housing of a TEFC variable speed motor[J]. *Electrical Engineering*, 2021, 103: 1009-1017.
- [4] KIM C, LEE K S, YOOK S J. Effect of air-gap fans on cooling of windings in a large-capacity, high-speed induction motor[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 100: 658-667.
- [5] SATRÚSTEGUI M, MARTINEZ-ITURRALDE M, RAMOS J C, et al. Design criteria for water cooled systems of induction machines[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 114: 1018-1028.
- [6] DAVIN T, PELLE J, HARMAND S, et al. Experimental study of oil cooling systems for electric motors [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 75: 1-13.
- [7] CHEN Zutao, YU Zhongjun, FU Jia, et al. Study of heat pipe in motor cooling: A review[J]. *E3S Web of Conferences*, 2021, 261(1): 01009.
- [8] PUTRA N, ARIANTARA B. Electric motor thermal management system using L-shaped flat heat pipes [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 126: 1156-1163.
- [9] APRIANINGSIH N, WINARTA A, ARIANTARA B, et al. Thermal performance of pulsating heat pipe on electric motor as cooling application[J]. *E3S Web Conferences*, 2018, 67: 03035.
- [10] UŠAKOV I, MISHKINIS D, GALKIN I A, et al. Experimental thermal characterization of the in-wheel electric motor with loop heat pipe thermal management system[J]. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2023, 47: 103069.
- [11] WANG Huiming, ZHANG Chujie, GUO Liyan, et al. Novel revolving heat pipe cooling structure of permanent magnet synchronous motor for electric vehicle [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2024, 236: 121641.
- [12] WROBEL R, REAY D. Heat pipe based thermal management of electrical machines—A feasibility study [J]. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2022, 33: 101366.
- [13] SUN Yalong, ZHANG Shiwei, CHEN Gong, et al. Experimental and numerical investigation on a novel heat pipe based cooling strategy for permanent magnet synchronous motors[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 170: 114970.
- [14] HUANG J, NAINI S S, MILLER R, et al. A hybrid electric vehicle motor cooling system—Design, model, and control[J]. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 2019, 68(5): 4467-4478.
- [15] CHEN Zutao, YU Zhongjun, FU Jia, et al. Analysis and design of air-heat pipe composite cooling of high power density motor[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2024, 236: 121495.
- [16] GENG Weiwei, ZHU Ting, LI Qiang, et al. Windings indirect liquid cooling method for a compact outer-rotor PM starter/generator with concentrated windings [J]. *IEEE Transactions on Energy Conversion*, 2021, 36(4): 3282-3293.
- [17] LI Fajing, GAO Jianmin, SHI Xiaojun, et al. Experimental investigation into rotating loop thermosyphons for cooling shafts of motorized spindles[J]. *Heat and Mass Transfer*, 2020, 56(11): 3127-3134.
- [18] ZHU Liang, ZHU Linpei, WANG Shangfeng. Experimental investigation on rotational oscillating heat pipe

- for in-wheel motor cooling of urban electric vehicle[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2024, 151: 107209.
- [19] WAN Zhenping, SUN Bo, WANG Xiaowu, et al. Improvement on the heat dissipation of permanent magnet synchronous motor using heat pipe[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2020, 234(5): 1249-1259.
- [20] FANG Guoyun, YUAN Wei, YAN Zhiguo, et al. Thermal management integrated with three-dimensional heat pipes for air-cooled permanent magnet synchronous motor[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 152: 594-604.
- [21] DONG Chaofan, HU Xuanyang, QIAN Yuping, et al. Thermal management integrated with flat heat pipes for in-slot stator windings of electric motors[J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 2023, 59(1): 699-711.
- [22] ZHAO Han, ZHANG Xiaochen, LI Jing, et al. Heat pipe bending effect on cooling effectiveness in electrical machines[J]. IEEE Transactions on Energy Conversion, 2023, 38(3): 2011-2021.
- [23] ZHANG Chengming, ZHANG Xintong, ZHAO Fei, et al. Improvements on permanent magnet synchronous motor by integrating heat pipes into windings for solar unmanned aerial vehicle[J]. Green Energy and Intelligent Transportation, 2022, 1(1): 100011.
- [24] 吕倩,胡家渝,成丹凤,等. 机载热管冷板振动与加速度试验研究[J]. 南京航空航天大学学报, 2014, 46(2): 316-321.
- LYU QIAN, HU Jiayu, CHENG Danfeng, et al. Experimental study of airborne heat pipe cold plate under vibration and acceleration conditions[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2014, 46(2): 316-321.
- [25] MOFFAT R. Describing the uncertainties in experimental results[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1988, 1(1): 3-17.

(编辑:孙静)