

面向电主轴定子冷却的热管流动与传热数值模拟

史晓军，王颖钊，陈港晴，张小栋，梅雪松
(西安交通大学机械工程学院，710049，西安)

摘要：针对高速电主轴运转时产生大量热量、严重影响加工精度的问题，提出了一种面向高速电主轴定子冷却的环路热虹吸管，将其应用于电主轴定子散热，相对于传统定子水套，具有更高效和不消耗泵功等优点。建立了热管管内气液两相流动及相变传热数值计算方法，并用实验数据对该方法进行了验证，然后模拟研究了不同工质(正戊烷、乙醇、水)和不同加热功率对热管流动与传热性能的影响。结果表明，数值模拟方法能准确捕捉到管内气液两相的流型和相变换热过程，与实验数据吻合较好；工质为正戊烷和乙醇时，冷凝段形成冷凝液膜，在相同工况下，乙醇的液膜厚度比正戊烷小 20 μm 左右；而工质为水时，冷凝段形成液滴，具有较高的传热系数；在相同条件下，以水为工质时，单环路热虹吸管热阻最小，在 90 W 加热功率时，热阻为 0.085 K·W⁻¹，分别比以正戊烷和乙醇为工质时小 35.2%和 11%左右。

关键词：电主轴冷却；环路热虹吸管；数值模拟；流动与传热

中图分类号：TK124;TH161 **文献标志码：**A

DOI: 10.7652/xjtuxb202110007 **文章编号：**0253-987X(2021)10-0060-08



OSID 码

Numerical Simulation of Flow and Heat Transfer of Heat Pipe
Used for Stator Cooling of Motorized Spindle

SHI Xiaojun, WANG Yinzhaο, CHEN Gangqing, ZHANG Xiaodong, MEI Xuesong
(School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: High-speed motorized spindle is the main heat source of CNC machine tools, which seriously affects machining accuracy. Compared with the traditional stator water jacket, applying the heat pipe to the stator of the electric spindle to dissipate heat has the advantages of higher efficiency and no pump power consumption. The loop thermosyphon with special structure is proposed for high-speed motorized spindle stator cooling in this paper. A numerical calculation method for the vapor-liquid two-phase flow and phase change heat transfer in the heat pipe tube is established, the proposed method is verified through experimental results, and this method is used to study the influence of different working fluids (n-pentane, ethanol, water) and heating power on flow and heat transfer performance of heat pipe. The results show that the numerical simulation method can accurately capture the gas-liquid two-phase flow pattern and phase change thermal process in the tube, which is in good agreement with the experimental data. A condensate film is formed in the condensation section when the working fluid is n-pentane and ethanol, and the liquid film thickness of ethanol is about 20 μm smaller than that of n-pentane under the same working conditions. Droplets are formed in the condensation section when the working fluid is water, which leads to higher heat transfer coefficient. The thermal resistance of

the heat pipe with water as the working fluid under the heating power of 90 W is about 35.2% and 11% lower than that of n-pentane and ethanol, respectively.

Keywords: motorized spindle cooling; loop thermosyphon; numerical simulation; flow and heat transfer

精密电主轴是数控机床的核心功能部件,在高速运转时产生大量热量,导致机床产生热变形。统计表明,在高速、精密加工中,由于热变形引起的误差占零件加工总误差的 40%~70%^[1]。电主轴作为现代机床的核心部件和主要产热部件,热变形占据了主要部分^[2-5]。定子是电主轴的主要热源之一,一般采用定子冷却水套冷却,该方法存在冷却效率低,需要消耗冷却水泵功等缺点。热管是一种高效的传热元件,具有自循环性、无需消耗泵功、散热能力强和变工况适应性好等特点,将其应用于电主轴冷却,可降低电主轴高速运行时温度的不均匀分布,提高机床加工精度。

本文提出了冷却高速电主轴定子的热管结构如图 1 所示,该结构由多个单环路热虹吸管并联构成一个环状鸟笼结构,不同设计构型可能存在弯管。本文简化了电主轴定子的冷却流道结构,建立了二维环状热虹吸管的数值计算模型,保证了二维环状热虹吸管模型和电主轴定子的冷却流道结构具有相似结构特性。对二维环状热虹吸管开展数值模拟研究,能够反映电主轴定子冷却流道的流动传热特性,同时提高了计算效率。针对简化后的结构,便于搭建环路热虹吸管可视化实验平台,开展实验研究,验证所提热虹吸管数值计算模型的有效性和准确性。

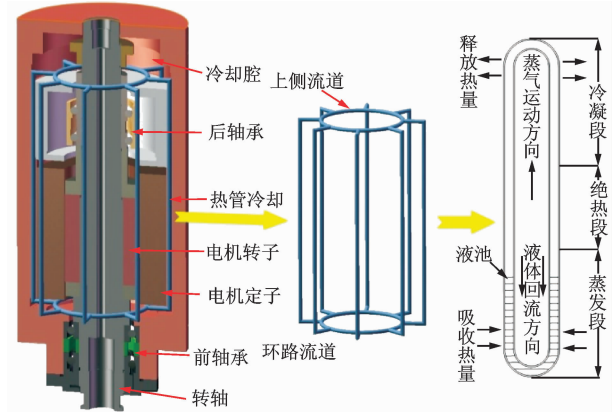


图 1 电主轴定子热管冷却结构

Fig. 1 Heat pipe structure for motorized spindle stator cooling

单环路热虹吸管的工质、充液率、蒸发段和冷凝段的热流密度、管路的布置方式等均会对其流动和传热性能产生影响。国内外研究人员对环路热虹吸

管进行了大量实验研究。Chang 等对环路热虹吸管进行了可视化实验,研究了管内沸腾传热和两相流动特征,总结了冷凝段热阻和加热段加热功率的传热关系式^[6]。Chehade 等以水为工质,研究了充液率、冷凝水入口水温及流速对环路热虹吸管传热性能的影响^[7]。李法敬等以正戊烷为工质研究了环路热虹吸管的传热特性^[4,8]。Zimmermann 等以二氧化碳为冷却工质,研究了环路热虹吸管的传热性能^[9]。Tong 等以 R744 为工质,研究充液率对环路热虹吸管传热的影响^[10]。

计算流体力学(CFD)是探索流动和传热特性的一种有效手段。VOF 多相流模型能够分析各相之间的流动与相界面分布,已被成功应用于热管的数值模拟。Fadhl 等基于 VOF 模型进行了热虹吸管数值模拟,分析了蒸发段液池沸腾与冷凝段产生液膜的现象^[11],Asghar 和 Xu 等也基于此模型进行了热管流动与传热性能研究^[12-13]。Wang 等对该模型进行了改进,考虑工质过热度对相变的影响,并通过可视化实验进行了对比,表明改进后的模型和实验一致性更好^[14]。Zou 等建立了 Nusselt 模型,分析了热虹吸管内复杂流动和换热特性,包括液膜分布、速度和汽液分布^[15]。Xu 等建立考虑接触角的蒸发段润湿模型,研究了蒸发段润湿性和充液率对热管的性能影响^[16]。Zhang 等采用 VOF 模型和 Lee 模型模拟了热虹吸管内蒸发冷凝传热过程,研究证实该数值模型可以很好地模拟相变过程^[17]。本文研究了建立了旋转热虹吸管的流动传热特性数值模拟方法^[18]。

现有文献中环路热虹吸管蒸发段和冷凝段通常位于管路两侧,气相和液相运动是分离的。用于电主轴定子冷却的单环路热虹吸管,两端为 U 型结构,加热和冷却在同一管路上。由于其独特的结构,文中热虹吸管的管内气液两相流动及相变传热特性与传统热虹吸管会有所不同,现有热管研究结果并不能直接应用于电主轴冷却需要针对冷却电主轴定子的环路热管进行数值模拟研究。为了深入分析热管内部复杂的两相流动结构及传热传质现象,本文采用 VOF 方法对二维单环路热虹吸管进行数值模拟研究,利用单环路热虹吸管可视化实验的结果进

行验证,为高速电主轴的热管冷却提供理论依据和
设计方法。

1 数值计算方法

1.1 数值计算模型和控制方程

热管数值模拟采用 VOF 模型,简化假设条件
为:气液两相物性参数为常数;气相为理想可压缩气
体,液相不可压缩;忽略气液两相间的相对速度;无
不冷凝气体。

连续性方程为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\varphi_l \rho_l) + \nabla \cdot (\varphi_l \rho_l \mathbf{v}) = S_m$$

式中: ρ_l 为液相密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$; φ_l 为液相体积分
数; $\mathbf{v}$ 为速度矢量, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$; S_m 为质量源项。首先求解
次相的体积分,再计算主相体积分,最后根据各
相体积分确定密度、黏度、导热率等物性参数。

动量方程为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \mathbf{v}) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} \mathbf{v}) = \rho \mathbf{g} - \nabla p +$$

$$\nabla \cdot [\mu(\nabla \mathbf{v} + \nabla \mathbf{v}^T)] + \mathbf{F}$$

式中: p 为压力, Pa ; $\mathbf{g}$ 为重力加速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$; μ 为
动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}^{-1}$; 两相之间的作用力可以添加在
 $\mathbf{F}$ 项中。

连续表面张力模型(CSF)为

$$F_{\text{CSF}} = 2\sigma \frac{\varphi_l \rho_l C_v \nabla a_v + \varphi_v \rho_v C_l \nabla a_l}{\rho_l + \rho_v}$$

式中: σ_{ij} 为表面张力系数, $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$; C_i 、 C_j 为交界面
曲率半径。若单元内只有两相,则 $C_i = -C_j$, $\nabla a_i =$
 $-\nabla a_j$ 。将相之间的表面张力转化为连续的体积
力,然后添加在 VOF 模型的动量源项中。

能量方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot [\mathbf{v}(\rho E + p)] = \nabla \cdot [k \nabla T] + S_h$$

式中: E 为能量, J ; k 为导热系数, $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$;
相变时产生的能量转移添加在 S_h 中。

VOF 模型对混合相的能量 E 和温度 T 采用质
量加权平均法处理,例如能量 E 可以表示为

$$E = \frac{\varphi_l \rho_l E_l + \varphi_v \rho_v E_v}{\varphi_l \rho_l + \varphi_v \rho_v}$$

式中: E_i 为第 i 相的能量,通过该相的潜热和加权
温度来计算; φ_v 为气相体积分。采用 Lee 提出的
相变过程中的质量和能量传递计算公式,通过用户
定义函数(UDF)添加相变的质量和能量源项。

1.2 计算网格

单环路热虹吸管总长度为 240 mm,蒸发段和

冷凝段长度分别为 75 mm 和 85 mm,弯头直径为
32 mm,管道外径和壁厚分别为 8 mm 和 1 mm,使
用 ICEM 软件进行网格划分,对流固边界层附近网
格进行加密,其网格如图 2 所示。

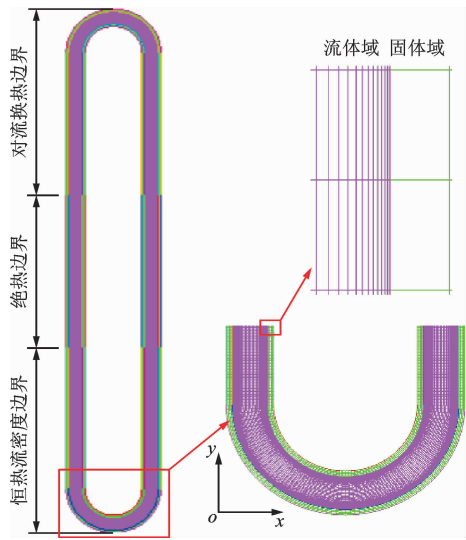


图 2 单环路热虹吸管网格
Fig. 2 Grid of single loop thermosyphon

在相同的边界条件下对不同加密方式和不同单
元数的热管网格进行数值计算,各组网格如表 1 所
示,表中 Z_e 为蒸发段第 1 层网格节点距离, Z_c 为冷
凝段第 1 层网格节点距离,各组网格沿边界层方向
增长比率均为 1.1。图 3 为采用加密方式为 z_{e2} 和
 z_{c2} ,不同网格数下外壁面沿高度方向上的温度分
布。由图可见,选用 5.8 万和 9.1 万网格的温度分
布误差很小。图 4 为采用 5.8 万网格数,不同加密
方式下管内气液两相体积分布,由图可见,采用第 1
种边界层网格加密时,蒸发和冷凝过程中产生的相
界面模糊,采用第 2 种和第 3 种边界层网格能清晰
看到蒸发段壁面上气泡的产生及脱离,冷凝段也能
够展现冷凝液膜的形成。因此,采用单元数 5.8 万、
 z_{e2} 和 z_{c2} 边界层加密方式进行数值模拟计算。

表 1 不同划分方式网格

Table 1 Different meshing methods						
网格 数/ 万	边界层加密方式					
	z_{e1} /mm	z_{c1} /mm	z_{e2} /mm	z_{c2} /mm	z_{e3} /mm	z_{c3} /mm
3.9	0.02	0.005	0.01	0.001	0.005	0.000 2
5.8	0.02	0.005	0.01	0.001	0.005	0.000 2
9.1	0.02	0.005	0.01	0.001	0.005	0.000 2

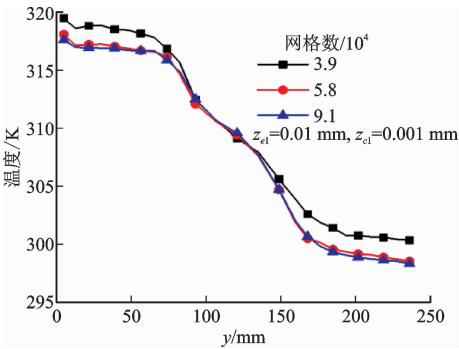


图 3 不同网格数时热管壁温计算结果

Fig. 3 Calculation results of heat pipe wall temperature under different grid numbers

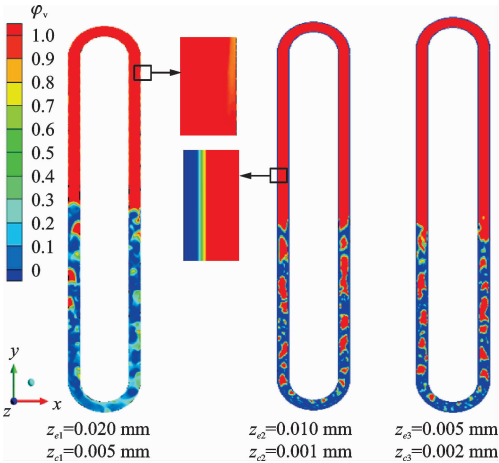


图 4 不同加密方式下管内气液两相分布

Fig. 4 Gas liquid two phase distribution in the pipe under different densification methods

1.3 边界条件和计算方法

蒸发段、绝热段和冷凝段分别采用热流密度、绝热和对流换热边界条件。热虹吸管内壁面速度采用无滑移边界条件。CSF 模型中表面张力系数为 0.015 8 N/m。计算不同加热功率和工质(正戊烷、水和乙醇)下单环路热虹吸管流动与传热特性,详细工况和边界条件如表 2 所示

采用 ANSYS Fluent 18.0 进行仿真,气相为主相,液相为第 2 相。CSF 表面张力模型的表面张力系数选用 Wall Adhesion,压力和速度耦合采用 SIMPLE 算法;非稳态计算的时间步长采用自动控制时间步,控制条件为库朗数小于 1,最大时间步长 0.000 5 s。质量、动量和能量方程求解的收敛准则为残差小于 10^{-4} 。动量和能量方程均选择二阶迎风格式离散,体积分数方程选择几何重构方式离散。

表 2 单环路热虹吸管数值模拟工况和边界条件

Table 2 Numerical simulation conditions and boundary conditions of single loop thermosyphon

工况和边界条件	参数和数值
固体域材质	铜
工质	正戊烷,水,乙醇
布置方式	竖直放置
充液率/%	30
蒸发段加热功率/W	30,60,90
冷凝段对流换热系数 /(W·m ⁻² ·K ⁻¹)	650
环境温度/K	293
接触角/(°)	25(正戊烷),45(水),15(乙醇)

2 结果和讨论

2.1 模拟方法验证

为验证热管数值计算模型,在与文献[19]实验工况相同的条件下,对固体材料为石英玻璃、工质为正戊烷的单环路热虹吸管的数值计算和实验结果进行了对比。加热功率 Q 为 90 W 时,管内气液两相分布随时间的变化见图 5。由图可见:靠近壁面的工质升温到饱和温度后气化,在 2 s 左右蒸发段开始产生微小的气泡,随着工质温度不断升高,气泡脱离壁面后逐渐长大,并且向上运动;6 s 后管内形成稳定的核态沸腾,热管两端形成压差,并推动蒸气向上流动;蒸气运动到冷凝段时与低温壁面接触冷凝放热,随着大量蒸气不断运动至冷凝段,冷凝液逐渐形成液膜,液膜在重力的作用下流回蒸发段,管内形成循环。

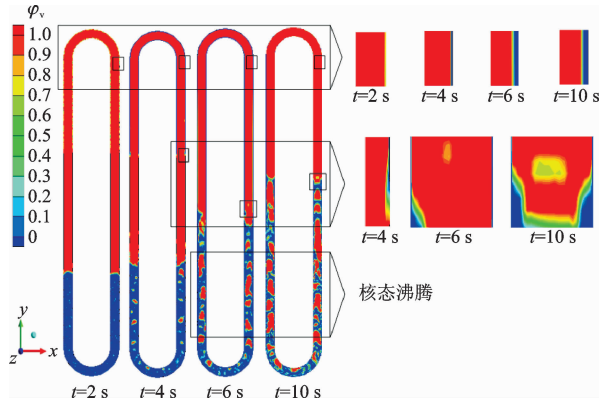


图 5 90 W 时管内气液体积分数变化

Fig. 5 Variation of gas-liquid volume fraction in tube at 90 W

当加热功率为 90 W 时,达到稳态后实验和数值模拟结果对比见图 6。由图 6a 可见,气泡从蒸发

段壁面脱离后,开始向液面运动,图 6b 显示气泡运动过程中不断长大或者融合,形成尺寸较大的弹状气泡,最后脱离液面。实验结果观察到的气泡脱离壁面后不断融合形成弹状气泡的过程以及沸腾过程中气泡的运动与数值模拟结果基本一致。

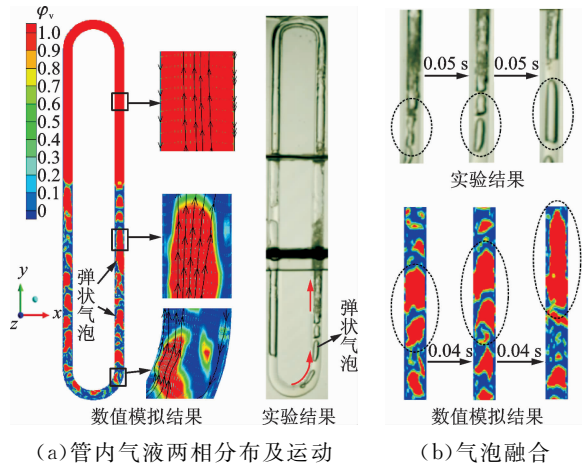


图 6 流型数值模拟结果与实验对比

Fig. 6 Comparison of numerical simulation results and experimental results

不同加热功率下,热管外壁面温度数值模拟结果和实验数据的对比如图 7 所示,由图可见,实验和模拟结果吻合较好,两者最大误差值为 3.1 K。综上所述,本文建立的单环路热虹吸管数值模拟模型可以准确计算管内相变过程及气液两相流场和温度场。

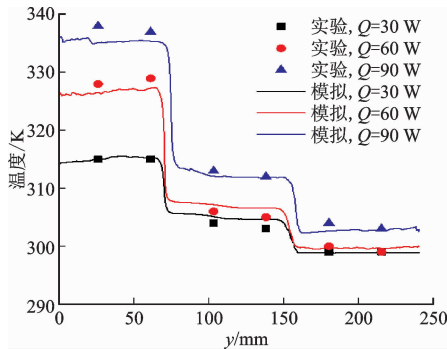


图 7 壁面温度模拟结果和实验数据对比

Fig. 7 Comparison of wall temperature simulation results and experimental data

2.2 气液两相分布与流动特性分析

当工质为乙醇时,不同加热功率下,热管达到稳态后的气液两相分布如图 8 所示。由图 8a 可见,随着加热功率的增大,管内核态沸腾更加剧烈,气泡的尺度也随之增大。图 8b 为加热功率 90 W 时不同工质达到稳态后管内气液两相分布,蒸发段均为稳

定的核态沸腾。模拟结果发现:工质为正戊烷和乙醇时,冷凝段形成了液膜,液膜回流速度比较平稳缓慢;而工质为水时,冷凝段形成了液滴,液滴滴落时速度很大,如图 9 所示。

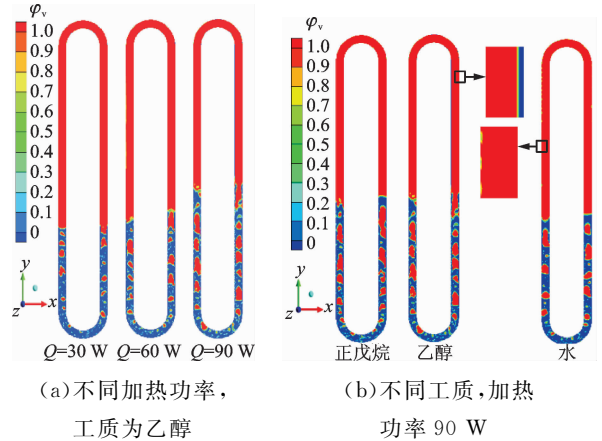


图 8 加热功率和工质对热管内气液两相分布的影响
Fig. 8 Effects of heating power and working fluid on gas-liquid two-phase distribution in heat pipe

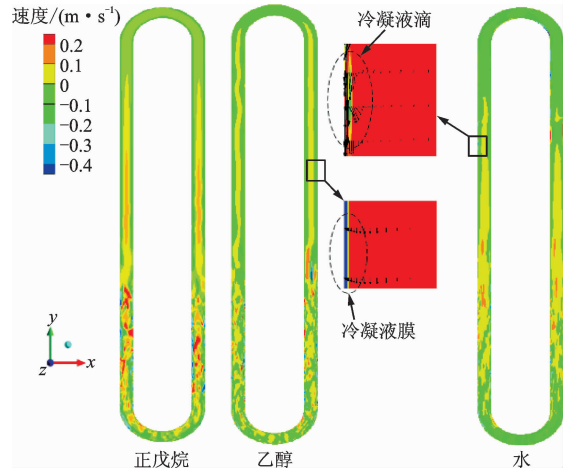


图 9 加热功率为 90 W 时不同工质管内速度云图
Fig. 9 Velocity nephogram of different working fluid in tube at heating power 90 W

管内液膜的厚度、速度和蒸气主流速度沿高度方向的平均值如图 10 和图 11 所示。当工质为水时,热管冷凝段形成了冷凝液滴,液滴的平均尺寸约为 82~85 μm ;当工质为正戊烷和乙醇时,随着加热功率的增大,管内气液相变的速率随之增大,导致液膜厚度分别从 51 μm 增长到 68 μm 、从 30 μm 增长到 51 μm 。同时,蒸气速度和冷凝液膜的回流速度也随加热功率增大。当加热功率 30 W 时,水蒸气的速度最慢,正戊烷蒸气速度最快。这是因为以水为工质时,管内液相蒸发速率最低,以正戊烷为工质

时,管内液相蒸发速率最高。该工况下正戊烷液膜回流速度比乙醇液膜回流速度快,主要原因是正戊烷的黏度比乙醇小很多,流动阻力更小。例如, Q 为 30 W 时正戊烷液膜厚度和 Q 为 90 W 时乙醇液膜厚度均为 $51\text{ }\mu\text{m}$,但是 30 W 时正戊烷液膜回流速度为 $19\text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$,90 W 时乙醇液膜回流速度为 $14\text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$,说明黏度对液膜的流动速度有很大影响。不同工况下单环路热虹吸管内液膜的最大雷诺数为 16,处于层流状态,热量的传递主要依靠液膜的导热进行,因此液膜厚度是影响冷凝段传热性能的主要因素。

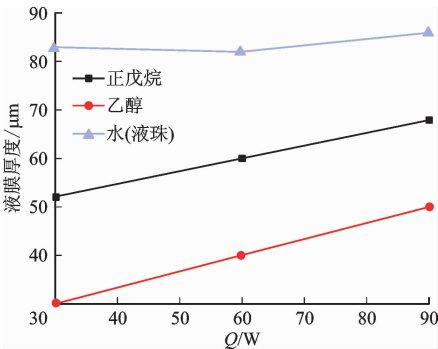


图 10 液膜厚度随工质和加热功率的变化

Fig. 10 Variation of liquid film thickness with working fluid and heating power

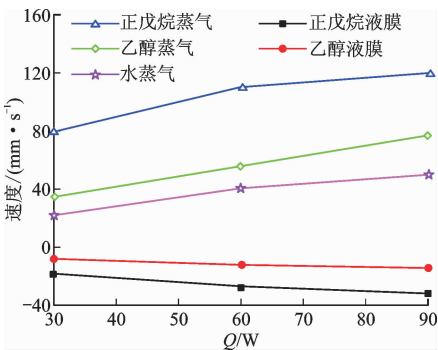
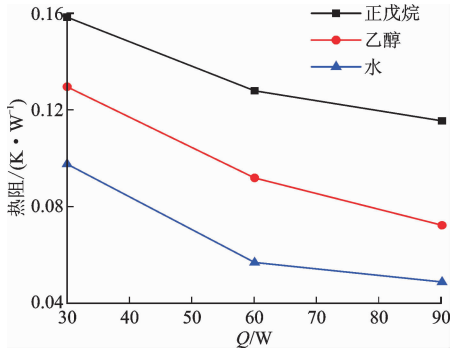


图 11 液膜和蒸气速度随工质和加热功率的变化

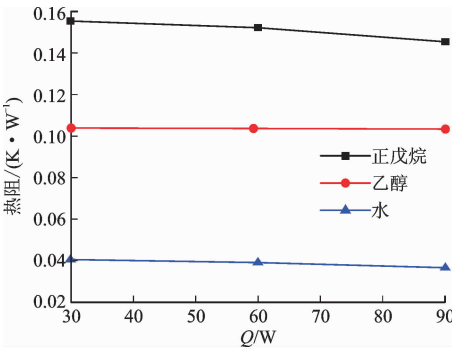
Fig. 11 Variation of liquid film and vapor velocity with working fluid and heating power

2.3 单环路热虹吸管传热性能分析

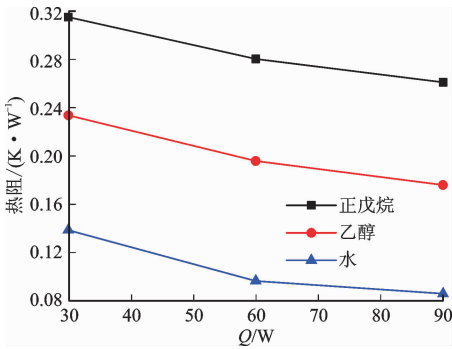
图 12 为达到稳态后热管总热阻及蒸发段、冷凝段热阻随加热功率和工质的变化。由图可见,在相同条件下,以水为工质时单环路热虹吸管热阻最小,在 90 W 加热功率时,热阻为 $0.085\text{ K}\cdot\text{W}^{-1}$,分别比以正戊烷和乙醇小 35.2% 和 11% 左右。不同工质热阻均随着加热功率的增大而减小,说明热管的传热性能随着加热功率的增大而增强。加热功率从 30 W 增大至 90 W,以正戊烷、乙醇和水为工质时,



(a)蒸发段热阻



(b)冷凝段热阻



(c)总热阻

图 12 热阻随加热功率和工质的变化

Fig. 12 Variation of thermal resistance with heating power and working medium

热阻分别减小 17.5%、24.5% 和 38.4%。由单环路热虹吸管的流动特性分析可知,以水为工质时,虽然其管内相变速率较慢,但是由于其气化潜热和比热均比乙醇和正戊烷大,所以其蒸发段和冷凝段温差最小,整体热阻最小。不同工质的单环路热虹吸管蒸发段热阻和冷凝段热阻也随着加热功率的增大而减小,但是蒸发段热阻减小的幅度更大,冷凝段热阻变化幅度很小。以正戊烷单环路热虹吸管为例,加热功率的增大使蒸发段液池内沸腾增强,热管传热性能增强。同时,沸腾增强对工质的扰动进一步增强了蒸发段壁面与工质之间的对流换热效果,使得

蒸发段热阻整体下降幅度较大。加热功率的增大使冷凝段液膜厚度增大,由于蒸气冷凝放出的热量主要通过液膜传递至冷凝壁面,液膜变厚会使蒸气和壁面之间的传热效率变差。另一方面,加热功率的增大加快了管内气液两相的流动,使冷凝段的蒸气冷凝速率增大,增强了冷凝段的传热效率,所以冷凝段热阻整体上随加热功率的增大而减小,但是减小幅度比较小。

3 结 论

本文建立了面向电主轴定子冷却的单环路热虹吸管流动与传热过程数值模型,在验证该模型的基础上,分析了工质和加热功率对热管特性的影响,得到以下结论。

数值模拟结果显示,气泡脱离壁面后不断融合形成弹状气泡的过程和沸腾过程中气泡的运动,以及壁面温度分布与实验结果基本一致,因此本文提出的环路热虹吸管数值模拟方法,能准确模拟热管的流动与换热过程。

工质为正戊烷和乙醇时,冷凝段形成了冷凝液膜,而工质为水时,冷凝段形成液滴。液膜厚度是影响冷凝段传热性能的主要因素,在相同工况下,乙醇的液膜厚度比正戊烷小 $20\text{ }\mu\text{m}$ 左右。随着加热功率的增大,不同工质管内蒸气的速度和冷凝液膜的回流速度也随之增大。

在相同条件下,以水为工质时单环路热虹吸管热阻最小,在 90 W 加热功率时,热阻为 $0.085\text{ K}\cdot\text{W}^{-1}$,分别比以正戊烷和乙醇为工质时小 35.2% 和 11% 左右。

参考文献:

- [1] BRYAN J. International status of thermal error research (1990) [J]. CIRP Annals, 1990, 39(2): 645-656.
- [2] 康跃然, 史晓军, 高建民, 等. 一种新型轴芯冷却电主轴的热特性分析 [J]. 西安交通大学学报, 2017, 51(1): 13-18.
KANG Yueran, SHI Xiaojun, GAO Jianmin, et al. Thermal behavior analysis of a motorized spindle with novel shaft core cooling [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2017, 51(1): 13-18.
- [3] 朱科, 史晓军, 高建民, 等. 轴芯冷却电主轴热特性分析的数值模拟与实验研究 [J]. 西安交通大学学报, 2018, 52(4): 40-47.
ZHU Ke, SHI Xiaojun, GAO Jianmin, et al. Thermal

characteristics analysis for a motorized spindle with shaft core cooling based on numerical simulation and experimental research [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2018, 52(4): 40-47.

- [4] 李法敬, 高建民, 史晓军, 等. 电主轴轴心冷却用环路热虹吸管的传热特性 [J]. 西安交通大学学报, 2017, 51(7): 90-97.
LI Fajing, GAO Jianmin, SHI Xiaojun, et al. Investigation on heat transfer performance of loop thermosyphon for inner cooling of motorized spindle [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2017, 51(7): 90-97.
- [5] LI Fajing, GAO Jianmin, SHI Xiaojun, et al. Experimental investigation of single loop thermosyphons utilized in motorized spindle shaft cooling [J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 134: 229-237.
- [6] CHANG S W, LIN C Y. Thermal performance improvement with scale imprints over boiling surface of two-phase loop thermosyphon at sub-atmospheric conditions [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 56(1/2): 294-308.
- [7] CHEHADE A A, LOUAHLIA-GUALOUS H, LE MASSON S, et al. Experimental investigation of thermosyphon loop thermal performance [J]. Energy Conversion and Management, 2014, 84: 671-680.
- [8] 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.
- [9] ZIMMERMANN A J P, MELO C. Two-phase loop thermosyphon using carbon dioxide applied to the cold end of a Stirling cooler [J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 73(1): 549-558.
- [10] TONG Zhen, DING Tao, LI Zhen, et al. An experimental investigation of an R744 two-phase thermosyphon loop used to cool a data center [J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 90: 362-365.
- [11] FADHL B, WROBEL L C, JOUHARA H, et al. Numerical modelling of the temperature distribution in a two-phase closed thermosyphon [J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 60(1/2): 122-131.
- [12] ALIZADEHDAKHEL A, RAHIMI M, ALSAIRAFI A A. CFD modeling of flow and heat transfer in a thermosyphon [J]. International Communications in Heat & Mass Transfer, 2010, 37(3): 312-318.
- [13] XU Zhi, ZHANG Yaning, LI Bingxi, et al. Modeling the phase change process for a two-phase closed thermosyphon by considering transient mass transfer time relaxation parameter [J]. International Journal of Heat

- and Mass Transfer, 2016, 101: 614-619.
- [14] WANG Xiaoyuan, WANG Yinfeng, CHEN Haijun, et al. A combined CFD/visualization investigation of heat transfer behaviors during geyser boiling in two-phase closed thermosyphon [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 121: 703-714.
- [15] ZOU Linjiang, WANG Weiwei. Simulation study of flow and heat transfer in a thermosyphon [J]. Numerical Heat Transfer: Part B Fundamentals, 2017, 72 (1): 55-70.
- [16] XU Zhi, ZHANG Yaning, LI Bingxi, et al. Heat performances of a thermosyphon as affected by evaporator wettability and filling ratio [J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 129: 665-673.
- [17] LI Zihao, ZHANG Yongchang. Numerical simulation of phase transition and heat transfer in two-phase closed thermosyphon [J]. Journal of Physics: Conference Series, 2019, 1325: 012033.
- [18] SHI Xiaojun, YIN Bangtao, CHEN Gangqing, et al. Numerical study on two-phase flow and heat transfer characteristics of loop rotating heat pipe for cooling motorized spindle [J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 192: 116927.
- [19] SHI Xiaojun, MU Yingjie, CHEN Gangqing, et al. Experimental investigation on the start-up characteristics of single loop thermosyphon for motorized spindle bearing-shaft system cooling [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2021, 120: 104989.

(编辑 杜秀杰 荆树蓉)