

径向旋转热管的数值模拟方法

李 果¹, 许 源¹, 张雨辰¹, 张国华², 丁水汀³

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;

2. 北京航空航天大学 航空发动机研究院, 北京 100191;

3. 中国民航大学, 天津 300300)

摘 要: 为了推动热管涡轮盘进入实用阶段, 对热管内部的流动、相变及传热机理进行了数值模拟研究, 采用流体体积(VOF)两相流模型, 通过用户自定义函数(UDF)编程将 Sun 等提出的相变模型应用于重力热管及径向旋转热管, 编程实现了相变界面网格捕捉方法以及质量守恒控制方法。重力热管的数值模拟结果与实验吻合较好, 温度场的误差小于 2%, 将该方法推广至径向旋转热管后可观测到, 离心力增大会使热管整体温度升高 10% 以上, 内部工质流动加速超过 2 m/s。以上结果说明, 该方法适用于热管的数值模拟, 而旋转离心力会对热管的温度场、流场产生较大影响。该工作为热管涡轮盘的数值模拟奠定了基础。

关 键 词: 涡轮盘; 径向旋转热管; 热管模拟; 相变传热; 两相流动

中图分类号: V232.3

文献标志码: A

Numerical simulation method of radial rotating heat pipe

LI Guo¹, XU Yuan¹, ZHANG Yuchen¹, ZHANG Guohua², DING Shuiting³

(1. School of Energy and Power Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China;

2. Research Institute of Aero-Engine, Beihang University, Beijing 100191, China;

3. Civil Aviation University of China, Tianjin 300300, China)

Abstract: In order to promote the heat pipe turbine disk into the practical stage, the flow, phase change and heat transfer mechanism inside the heat pipe were numerically simulated. The volume of fluid (VOF) two-phase flow model was adopted, and the phase change model proposed by Sun et al was applied to gravity heat pipe and radially rotating heat pipe for the first time through user-defined function (UDF) programming. The phase change interface grid capture method and mass conservation control method were realized by programming. The numerical simulation results of the gravity heat pipe were in good agreement with experiment, and the error of temperature field was less than 2%. After this the method was extended to the radially rotating heat pipe. It can be observed that the increase of centrifugal force increased the overall temperature of the heat pipe more than 10% and accelerated the flow velocity of the internal working fluid more than 2 m/s. The above results show that this method is suitable for the numerical simulation of heat pipe, and the rotating centrifugal force will have a greater impact on the temperature field and flow field of the heat pipe. This work has laid a foundation for the numerical simulation of the heat pipe turbine disk.

Keywords: turbine disk; radial rotating heat pipe; heat pipe simulation; phase change heat transfer; two-phase flow

收稿日期: 2021-11-08

作者简介: 李果(1983—), 男, 教授、博士生导师, 博士, 主要从事航空发动机安全性与适航方面的研究。E-mail: lg666@buaa.edu.cn

通信作者: 许源(1996—), 男, 硕士, 主要从事热管涡轮盘方面的研究。E-mail: xuyuan0817@163.com

引用格式: 李果, 许源, 张雨辰, 等. 径向旋转热管的数值模拟方法[J]. 航空动力学报, 2023, 38(8): 1937-1945. LI Guo, XU Yuan, ZHANG Yuchen, et al. Numerical simulation method of radial rotating heat pipe[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(8): 1937-1945.

作为航空发动机中的热端部件,涡轮盘是航空发动机中重要的寿命限制部件,一旦发生破坏性故障将对发动机的安全造成严重威胁^[1]。涡轮盘不仅承受着由自身质量和叶片质量产生的高离心负荷,还承受着极端的热负荷,这给涡轮盘的热防护设计带来了巨大的挑战。目前热端部件热防护设计的主要手段是冷气冷却,冷气冷却一方面可以降低热端部件的表面温度以满足材料持久强度和寿命的要求,另一方面可以降低温度梯度以达到降低热应力的目的^[2]。但是单纯地增加冷却空气量会导致发动机整体效率的损失^[3],因此,近年来先进热防护技术的发展方向已经从单纯的增加冷却空气量转变到对于热管理策略的研究。热管涡轮盘是一种新的具备满足涡轮盘强度需求潜力的概念设计方案。

热管是 20 世纪 60 年代发展起来的具有高导热性能的传热元件^[4]。1969 年,Gray^[5]提出旋转热管的概念,利用旋转热管内部的离心力驱动冷凝段的工作液回流到蒸发段,实现热管内部的工质循环。

Cao 等^[6]提出了在涡轮盘中嵌入热管以提高涡轮盘传热能力,从而降低涡轮盘盘缘温度的温度控制型热管涡轮盘方案,该方案中的热管为径向旋转热管,其工作原理与重力热管具有相似性。丁水汀团队^[7-11]则基于主动热应力控制方法提出了应力控制型热管涡轮盘方案,利用热管实现对涡轮盘盘心的主动加热,使得涡轮盘盘心处产生与传统涡轮盘温度梯度相反的逆向温度梯度,从而降低涡轮盘的应力水平。

为了推动热管涡轮盘进入实用阶段,需要对径向旋转热管内部的流动、相变及传热机理进行深入研究。由于径向旋转热管与重力热管工作原理相似,重力热管的研究结果对于径向旋转热管具有参考意义。

2010 年,Alizadehdakhel 等^[12]进行了重力热管的数值模拟,采用 Fluent 软件,使用二维模型模拟了重力热管的工作情况。研究采用 VOF (volume of fluid) 模型实现气液两相界面的捕捉,采用 Lee^[13]以及 De Schepper 等^[14]提出的相变模型计算源项,并对相变模型做了修正,从而能够考虑不凝气体的影响。获得的沿管长的温度分布与已有实验结果吻合较好,证明了使用数值模拟方法来模拟重力热管内部的复杂相变、流动及传热问题是可行的。Fadhil 等^[15]在 2013 年进行了重力热

管实验,并采用 Fluent 软件,采用 VOF 界面捕捉模型和 De Schepper 等^[14]提出的相变模型,对二维重力热管模型进行了数值模拟。其数值模拟结果表明,在重力热管工作达到稳定状态后,获得的沿管长热阻分布与实验结果吻合较好,两者误差在 10% 以内;在沿管长的温度分布问题上,蒸发段的数值模拟结果与实验结果之间存在较大误差,这是由实验中对蒸发段加热的不连续性造成的,而冷凝段的数值模拟与实验结果吻合较好。该研究同时进行了实验和数值模拟,证明了使用数值模拟方法研究热管的准确性。Kafeel 等^[16]采用 VOF 模型和 De Schepper 等^[14]提出的相变模型,对含有水套的二维重力热管模型进行了数值模拟,获得的结果与已有的实验结果吻合较好。随后,Kafeel 等^[17]采用相同方法和几何模型,对在热管处于稳态工作状态时,瞬时增大加热功率的瞬态工况进行了模拟。王啸远等^[18]在 2017 年进行了重力热管的可视化实验以及基于 VOF 模型和改进的相变模型的数值模拟,数值模拟得出的热管内部流动形态以及壁面温度分布与实验结果具有较好的一致性。Hosseini 等^[19]在 2017 年对含有纳米流体的重力热管进行了数值模拟研究。Fertahi 等^[20]在 2017 年使用 De Schepper 等^[14]提出的相变模型,对带倾斜肋的重力热管进行了数值模拟。Zhao 等^[21]在 2018 年也使用 De Schepper 等^[14]提出的相变模型,对热管的瞬态工作状态进行了模拟,验证了模拟方法用于瞬态计算的可行性。Tarokh 等^[22]在 2020 年使用 VOF 界面捕捉模型以及 De Schepper 等^[14]提出的相变模型,对带有涡流发生器的重力热管进行了数值模拟研究。

以上针对重力热管的数值模拟研究都采用 De Schepper 等^[14]提出的相变模型或在该相变模型的基础上进行改进来计算相变过程中的质量源项和能量源项。该相变模型具有形式简单的优点,但其缺点在于模型中需要用到时间松弛因子,该系数没有确定的选取方法,需要参考实验结果进行选取,不同研究中选取的系数差别较大,且系数的选取方法对计算结果影响较大^[14]。除此之外,目前公开文献中还鲜有针对径向旋转热管的数值模拟。

针对以上已有研究的不足,本研究采用 Sun 等^[23]提出的基于导热定律的相变模型,对重力热管进行数值模拟,通过与已有实验对比,验证方法的准确性,随后采用经过验证的方法,对离心力较大的径向旋转热管进行数值模拟。

1 理论模型

1.1 VOF 模型

本研究采用 ANSYS Fluent 软件作为计算平台, 采用 VOF 模型模拟热管内部的气液两相流动。

多相流动的数值模拟模型主要可以分为欧拉-拉格朗日模型以及欧拉-欧拉模型。欧拉-拉格朗日模型将流体中的一相作为连续相, 另一相作为离散相; 在该模型中, 离散相的体积分数不超过 10%。欧拉-欧拉模型将流体中的各相都作为连续相。VOF 模型属于欧拉-欧拉模型, 在 VOF 模型中, 各相共享同一个速度场和温度场, 故只需求解一组混合相动量方程以及混合相能量方程^[15]。

在 VOF 模型中, 各个相之间是互不相溶的, 相与相之间有清晰的分界面。VOF 模型中, 流体域的每个网格都充满流体, 网格中的每个相都对应一个相体积分数, 且各个相的体积分数之和等于 1。对于气液两相流动而言, 将一个网格内液相的体积分数记为 α_l , 气相的体积分数记为 α_v , 则存在以下 3 种情况:

- 1) $\alpha_l = 1$, 该网格内充满液体。
- 2) $\alpha_l = 0$, 该网格内充满气体。
- 3) $0 < \alpha_l < 1$, 该网格内同时存在着液体和气体, 网格内存在着气液相界面, 并且此时满足 $\alpha_l + \alpha_v = 1$ 的关系^[24]。

1.2 VOF 模型中的 Navier-Stokes (N-S) 方程组

本研究采用连续方程、动量方程、能量方程作为控制方程组, 来研究热管内部的流动、相变及传热问题。

1.2.1 VOF 模型中的连续方程

本研究采用液相作为气液两相流动中的主相, 气相作为次相。两相流动的连续方程如下^[24]:

主相

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_l \rho_l) + \nabla \cdot (\alpha_l \rho_l \mathbf{u}_l) = S_m \quad (1)$$

次相

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_v \rho_v) + \nabla \cdot (\alpha_v \rho_v \mathbf{u}_v) = -S_m \quad (2)$$

其中 t 为时间, ρ 为密度, $\mathbf{u}$ 为速度, 下标 l 代表液相, 下标 v 代表气相, S_m 为质量源项。在不涉及相变的两相流动中, 等号右边的源项 S_m 为 0, 而在本研究中, 热管内部会发生气液之间的相变, 需要在连续方程中添加相应的质量源项 S_m , 其具体的计算和添加方式会在之后的章节中详细说明。

在 VOF 模型中, 在每个网格内仅求解次相的连续方程, 获得次相的体积分数 α_v 后, 通过式(3)来计算该网格内液相的体积分数 α_l 。

$$\alpha_l + \alpha_v = 1 \quad (3)$$

1.2.2 VOF 模型中的动量方程

在 VOF 模型中, 所有相共用一个速度场, 只需求解一组混合相动量方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \mathbf{u}) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot \left[\mu (\nabla \mathbf{u} + \nabla \mathbf{u}^T) - \frac{2}{3} \mu \nabla \cdot \mathbf{u} \mathbf{I} \right] + \rho \mathbf{g} + F_{CSF} \quad (4)$$

其中 p 为压力, $\mathbf{I}$ 为单位张量, F_{CSF} 为表面张力, $\mathbf{g}$ 为随位置变化的旋转离心加速度, 在沿管长的方向, 其大小为 $\omega^2 r$, 其中 ω 为旋转的角速度, r 为转半径, 在与管长垂直的方向, 其大小为 0 rad/s。

本文采用 Brackbill 等^[25]提出的 CSF(continuum surface force)模型来计算表面张力

$$F_{CSF} = 2\sigma_{lv} \frac{\alpha_l \rho_l C_v \nabla \alpha_v + \alpha_v \rho_v C_l \nabla \alpha_l}{\rho_l + \rho_v} \quad (5)$$

其中 σ_{lv} 是表面张力系数, C 是表面曲率。

式(4)、式(5)中涉及到的物性参数根据网格内各相的占比计算

$$\rho = \alpha_v \rho_v + (1 - \alpha_v) \rho_l \quad (6)$$

$$\mu = \mu_v \alpha_v + (1 - \alpha_v) \mu_l \quad (7)$$

1.2.3 VOF 模型中的能量方程

VOF 模型中各相共用一个温度场, 只需求解一组混合相能量方程。

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot [\mathbf{u}(\rho E + p)] = \nabla \cdot (\kappa \nabla T) + S_e \quad (8)$$

其中 E 是内能, κ 是导热系数, S_e 是能量源项, 其具体的计算和添加方式会在之后的章节中详细说明。导热系数的计算方法为

$$\kappa = \alpha_v \kappa_v + (1 - \alpha_v) \kappa_l \quad (9)$$

内能的计算方法为

$$E = \frac{\alpha_l \rho_l E_l + \alpha_v \rho_v E_v}{\alpha_l \rho_l + \alpha_v \rho_v} \quad (10)$$

其中

$$E_l = c_{p,l}(T - T_{sat}) \quad (11)$$

$$E_v = c_{p,v}(T - T_{sat}) \quad (12)$$

其中 c_p 为比定压热容, T 为网格内混合相温度, T_{sat}

为饱和温度。

1.3 相变模型

热管在工作过程中,通过内部工质的相变实现质量及能量的传递,因此需要选用合适的相变模型模拟热管内部的相变过程。本文选用 Sun 等^[23]提出的基于导热定律的相变模型来计算连续方程中的质量源项及能量方程中的能量源项。由于 Fluent 软件没有内置该相变模型,因此源项的编写与添加通过 UDF(user-defined function)功能二次开发实现。

蒸发过程的质量源项为^[23]

$$S_m = -\frac{Q_{C_{i,in}}}{hV_{C_i}} - \frac{Q_{C_{is,in}}}{hV_{C_i}} \quad (13)$$

式(13)中 $Q_{C_{i,in}}$ 及 $Q_{C_{is,in}}$ 的计算方法为

$$Q_{C_{i,in}} = \sum_{f \in C_i} \max \{ (-\kappa A_f \nabla T_f) \cdot \mathbf{n}_{f,in}, 0 \} \quad (14)$$

$$Q_{C_{is,in}} = \sum_{f \in C_{is}} \max \{ (-\kappa A_f \nabla T_f) \cdot \mathbf{n}_{f,in}, 0 \} \quad (15)$$

其中 C_i 为包含气液界面的网格, C_{is} 为与 C_i 网格相邻的气相网格, $Q_{C_{i,in}}$ 为相邻网格导入到 C_i 网格的热量, $Q_{C_{is,in}}$ 为 C_i 网格导入到 C_{is} 网格的热量, h 为相变潜热, V 为网格体积, f 代表网格的边界面, A_f 为网格边界面的面积, ∇T_f 为网格边界面的温度梯度, $\mathbf{n}_{f,in}$ 为网格边界面上指向网格内部的单位法向量。

冷凝过程的质量源项为^[23]

$$S_m = \frac{Q_{C_{i,out}}}{hV_{C_i}} + \frac{Q_{C_{is,out}}}{hV_{C_i}} \quad (16)$$

$$Q_{C_{i,out}} = \sum_{f \in C_i} \max \{ (-\kappa A_f \nabla T_f) \cdot \mathbf{n}_{f,out}, 0 \} \quad (17)$$

$$Q_{C_{is,out}} = \sum_{f \in C_{is}} \max \{ (-\kappa A_f \nabla T_f) \cdot \mathbf{n}_{f,out}, 0 \} \quad (18)$$

其中 $Q_{C_{i,out}}$ 为 C_i 网格导入到相邻网格的能量, $Q_{C_{is,out}}$ 为 C_{is} 网格导入到 C_i 网格的能量, $\mathbf{n}_{f,out}$ 为网格边界面上指向网格外部的单位法向量。

在模拟相变的过程中,除了添加质量源项之外,还需要同时添加相应的能量源项。

蒸发过程中的能量源项为^[23]

$$S_e = -\frac{Q_{C_{i,in}}}{V_{C_i}} \quad (19)$$

冷凝过程中的能量源项为^[23]

$$S_e = \frac{Q_{C_{i,out}}}{V_{C_i}} \quad (20)$$

在计算过程中,需要采用相变界面网格捕捉方法,从而实现仅在有可能发生相变的网格中添加源项,可能发生相变的网格包括以下 3 类网格:①流体区域中与壁面固体区域相邻的边界网格;②同时含有气体和液体的混合相网格;③周围 4 个网格中存在混合相网格的纯液相或纯气相网格。

该相变模型及其配合 VOF 模型的使用最初是在开口系统中提出的^[23],而热管是一个封闭的空间,其内部的流体与外界没有质量交换。为了使该相变模型在配合 VOF 模型使用时适用于热管内部的封闭空间,需要对源项的大小加以修正,在流体域当前总质量大于初始质量时,减少冷凝量;在流体域当前总质量小于初始质量时,增大冷凝量,从而能够保证流体域的总质量守恒。在实际的相变物理过程中,蒸发量和冷凝量共同影响热管内部流体域的总质量,并且热管内部流体域的总质量是守恒的。热管内部的总冷凝量受到以上关系的约束,因此本文分析中对总冷凝量进行控制以贴近真实物理情况。在后续研究中还将针对这一问题开展进一步实验验证工作。

以上相变界面所在网格的捕捉方法以及对源项的修正方法均通过 UDF 编程实现。

2 计算模型与方法

2.1 几何模型及边界条件

本研究中针对重力热管和径向旋转热管,分别采用不同尺寸的二维热管几何模型进行模拟。针对重力热管的数值模拟采用与 Fadhil 等^[15]实验中所用热管相同几何参数的二维热管模型,热管总长度为 500 mm,其中蒸发段长度为 200 mm,绝热段长度为 100 mm,冷凝段长度为 200 mm,内径为 20.2 mm,壁厚为 0.9 mm。

在径向旋转热管的数值模拟中,考虑到热管涡轮盘的实际尺寸,选取了较小的热管尺寸,热管总长度为 100 mm,蒸发段长度为 50 mm,冷凝段长度为 50 mm,考虑到涡轮盘的实际工作条件,故未在径向旋转热管模型中设置绝热段,热管的内径为 10 mm,壁厚为 0.9 mm。

在饱和温度选取问题上,对于重力热管,本文根据文献中的实验结果^[15],采用 343 K 作为计算过程中的饱和温度。

对于径向旋转热管, 不同的转速导致液体区域压力变化较大, 饱和温度也随之产生较大变化, 因此本文针对不同的转速选取不同的饱和温度。

本文依据水的饱和温度与压力的关系选取不同转速工况下的饱和温度。首先选定重力热管中饱和温度对应的压力作为参考点, 随后计算不同转速下液池区域平均压力的变化, 并与参考点的压力相加, 得到实际压力, 最后根据水的饱和温度与压力的关系得到对应的饱和温度。通过该方法, 得到转速为 100、1 000、1 500、2 000 r/min 时的饱和温度分别为 343、370、387、403 K。

对于重力热管, 采用与 Fadhl 等^[15] 实验中相同的边界条件: 蒸发段采用热流边界条件, 采用恒定的热流密度加热, 绝热段采用绝热边界条件, 即固定热流密度为 0 W/m^2 , 冷凝段采用对流换热边界条件, 采用恒定的对流换热系数以及恒定温度的冷凝水, 如图 1 所示。

重力热管的充液率为 50%, 即充入液体体积占蒸发段体积的 50%。

本文选取径向旋转热管的边界条件参考了实际边界条件, 并根据本文具体分析进行了简化, 如图 2 所示。由于本文是机理研究, 所以简化反映出的规律和机理是通用和合适的。对于径向旋转热管, 蒸发段采用热流边界条件, 热流密度为 $30\,000 \text{ W/m}^2$, 冷凝段采用对流换热边界条件, 由于缺乏径向旋转热管的相关实验数据, 本文根据文献^[15] 中重力热管的实验以及不同热管的尺寸, 估算得

到表面传热系数为 $531.36 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$; 本文根据不同的饱和温度分别选取来流冷却水的温度, 并确保冷却水温度与饱和温度的温差相同, 从而便于研究其他因素对径向旋转热管工作状况的影响, 在转速为 100、1 000、1 500、2 000 r/min 时, 对应的冷却水温度分别为 306.3、333.3、350.3、366.3 K。

径向旋转热管的充液率为 75%, 通过观测重力热管沿壁面的温度分布, 发现在充液率为 50% 时, 蒸发段上部存在较明显的温度升高现象, 说明在该充液率下存在液膜烧干破裂的现象, 因此选用了更高的充液率。

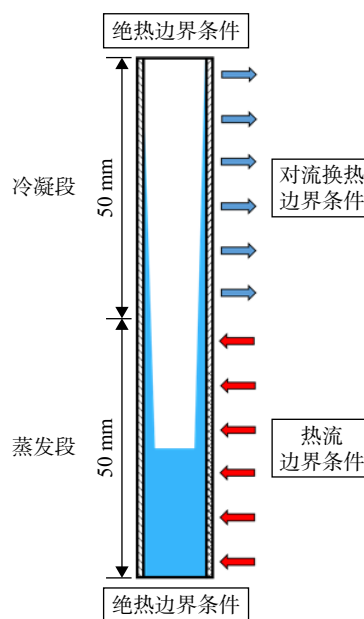


图 2 径向热管边界条件

Fig. 2 Boundary conditions of radially rotating heat pipe

2.2 求解策略

本研究将时间步长选取在 $1 \times 10^{-5} \text{ s} \sim 1 \times 10^{-4} \text{ s}$ 之间, 确保计算中的 Courant 数小于 2。使用 PISO (pressure-implicit with splitting of operators) 算法处理压力-速度耦合关系, 使用 1 阶迎风格式离散动量方程和能量方程, 体积分数与压力的插值分别采用几何重构算法与 PRESTO(预压插值)算法。

由于本文的主要研究对象是热管稳态时的工作状态, 因此, 为了加快求解速度, 将计算域的初始温度设定为饱和温度。当热管沿管长的温度分布不再随时间变化后, 认为热管达到稳态, 计算结束。

2.3 网格无关性验证

本文采用充液率为 50% 的重力热管, 进行网格无关性的验证。为了能够捕捉近壁面的液膜流

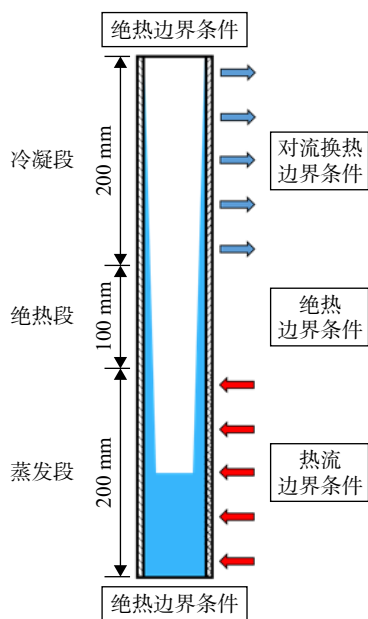


图 1 重力热管边界条件

Fig. 1 Boundary conditions of gravity heat pipe

动,对网格进行了近壁面加密处理,如图 3 所示。分别采用网格数为 82 500、99 000、132 000 的网格进行验证,根据计算达到稳定后,热管全计算域的最大温差来判断是否满足网格无关性。从表 1 中可以看出,当网格数达到 99 000 时,网格数对于计算结果的影响可以忽略,因此,本文选取的计算网格数量为 99 000。

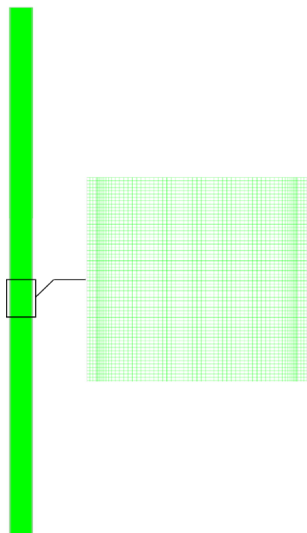


图 3 计算网格

Fig. 3 Computational grid

表 1 网格无关性验证

Table 1 Grid independence verification

网格数量	最大温差/K
82 500	50.28
99 000	42.73
132 000	42.25

3 模拟结果与讨论

3.1 数值模拟方法正确性验证

通过将数值模拟的结果与实验^[15]结果对比,验证本文中方法的正确性。

图 4 为当热管处于稳态工作时,实验结果与数值模拟结果的内壁面平均温度的对比。数值模拟结果与已有实验的结果非常接近,各段平均温度的最大误差均为 5 K,相对误差均小于 2%,说明本文采用的数值模拟方法具有较高的准确性。图中 T 表示温度, l 表示位置。由图 4 可知,数值模拟结果中热管各段的平均温度均低于实验的结果,这可能是由于数值模拟过程中选取的热管内饱和温度低于实验中实际的饱和温度。

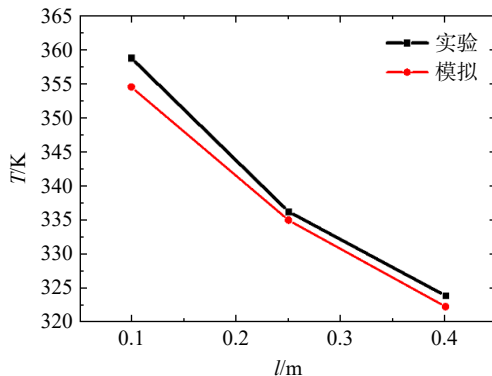


图 4 模拟与实验结果对比

Fig. 4 Comparison between simulation and experimental results

图 5 为热管内部流场的相体积分布,红色的部分代表纯气相,蓝色的部分代表纯液相。从图 5 中可以看出,蒸发段中靠近壁面的液体吸收热量后发生核态沸腾^[26],在壁面上产生气泡,随后壁面的气泡脱落并在液池中逐渐汇聚成更大的气泡,在蒸发段的液池中,气泡由下至上逐渐变大。在冷凝段的壁面上,蒸汽放出热量并产生冷凝现象,形成了一层覆盖壁面的液膜,在壁面的一些区域,液膜集聚成为液滴;液膜在重力的作用下,回流至蒸发段液池,完成工质的工作循环。

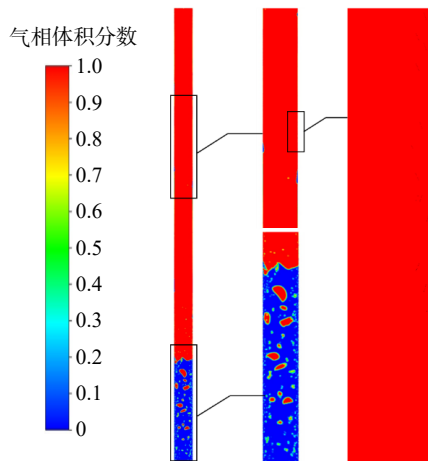


图 5 热管的内部相分布

Fig. 5 Phase distribution in heat pipe

3.2 旋转离心力对径向旋转热管的影响

在使用铜-水重力热管对计算模型进行验证之后,本文将采用该模型进行不同转速的径向旋转铜-水热管的工作情况预测,所选转速 n 分别为 100、1 000、1 500、2 000 r/min,其中 100 r/min 工况为低转速的对照组。

图 6 展示了不同转速下热管内壁面的温度分布,选取的数据为计算稳定后 0.2 s 内的平均值。

随着转速的增大, 热管内液池的压力逐渐增大, 相变饱和温度上升, 导致热管的整体工作温度区间上升。

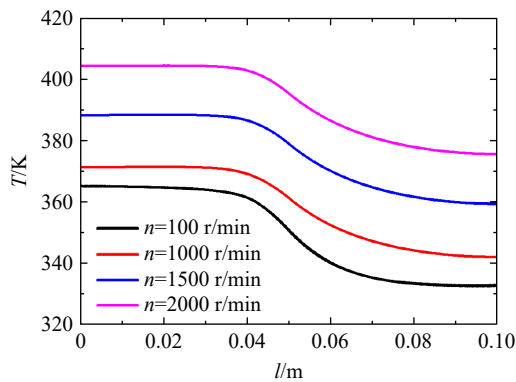


图 6 不同转速下热管内壁面的温度分布

Fig. 6 Temperature distribution on inner surface of heat pipe under different rotational speeds

图 7 为热管的总热阻 R 随转速 n 的变化情况, 当 $n=100$ r/min 时, 热管总热阻较大, 而高速旋转工况能够显著降低热管的总热阻, 并且在本文选定的工况范围中, 随着转速的增大, 总热阻逐渐降低。这是因为当转速增大时, 更大的旋转离心加速度加速了冷凝液膜的回流, 同时使液膜的厚度相应减小, 使得气芯与管壁之间的热阻减小, 强化了热管管壁与内部的换热, 降低了总热阻, 提升了热管的工作效率。

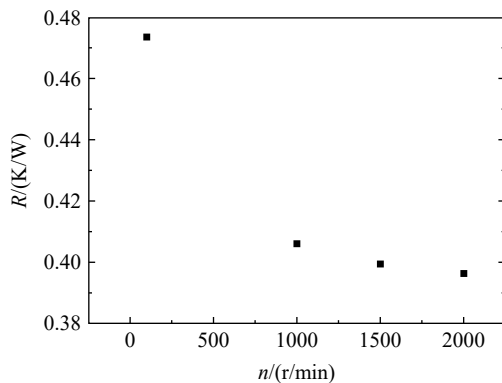


图 7 不同转速下的热阻分布

Fig. 7 Thermal resistance distribution under different rotational speeds

图 8 展示了不同转速下热管轴线的温度分布, 选取的数据为计算稳定后 0.2 s 内的平均值。对于不同的转速, 液池区域的温度分布曲线均比较平稳, 这是由于液池中的液体存在流动掺混现象, 并且液体的导热系数远大于气体。

气芯轴线区域的温度低于液池区域且波动较

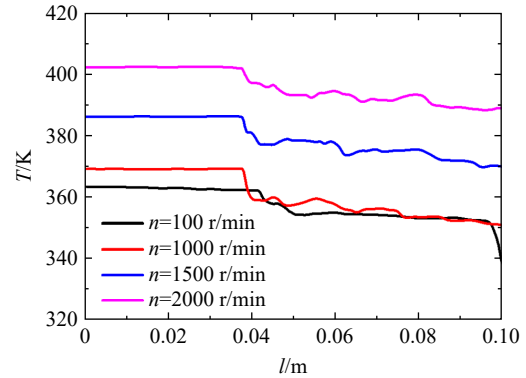


图 8 不同转速下热管中心的温度分布

Fig. 8 Temperature distribution on center of heat pipe under different rotational speeds

大, 整体上呈现出逐渐下降的趋势。产生以上现象的原因为: 热管内蒸汽的流动方向与液膜回流的方向相反, 由于气液之间剪切力的存在, 蒸汽的流动受到了液膜的扰动, 形成回流区, 对气芯内的温度分布产生了影响。同时, 由于与壁面之间存在传热, 气芯中的温度沿管长方向逐渐降低。

转速为 100 r/min 的低转速热管中气体和液体之间的温差相对较小, 这是由于此时热管内部气液流速较慢, 轴线处的温度分布受到壁面的影响较小。在转速为 100 r/min 的低转速热管的冷凝段末端位置, 出现了温度急剧下降的现象, 这是因为, 在低转速下, 靠近转轴的热管冷凝段末端的旋转离心加速度较小, 在冷凝段末端的上壁面产生了液滴聚集的现象, 导致该区域的温度显著低于其他区域。

图 9 展示了不同转速下热管轴线上的轴向速度分布, 选取的数据为计算稳定后 0.2 s 内的平均值。在转速为 100 r/min 的低转速工况下, 热管内

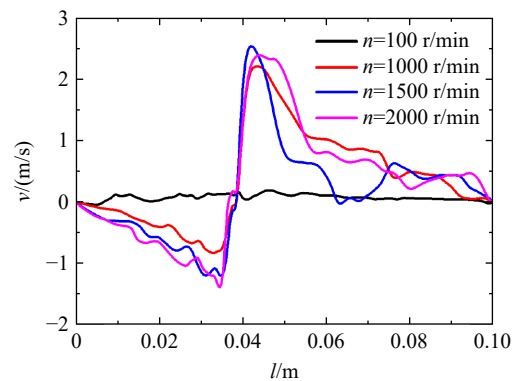


图 9 不同转速热管中心的轴向速度分布

Fig. 9 Axial velocity distribution on center of heat pipe under different rotational speeds

部气体和液体的轴向速度均较小,此时热管内部的工质循环速度较慢,热管的工作效率较低。

在转速较高时,随着转速的增大,液池内轴向上的轴向速度逐渐增大,这是随着转速增大,旋转离心加速度增大,冷凝液膜回流的速度加快,从而导致液池内部的工质循环加速。而在高转速下,气芯区域的轴向速度随转速变化规律并不明显,这是气芯区域更加靠近转轴,旋转离心加速度的差值相对较小;同时,气体的流动还在气液剪切力的作用下受到回流液膜的阻碍。

4 结 论

本文采用 Sun 等^[23]提出的基于导热定律的相变模型,并结合相变界面网格捕捉方法以及源项大小修正方法,对径向旋转热管进行了数值模拟。首先对重力热管进行数值模拟,与已有实验数据进行对比,验证模型与方法的准确性。在重力热管的基础上,通过添加随管长位置变化的旋转离心加速度,模拟不同转速的径向旋转热管,研究转速对于径向旋转热管温度场、流场的影响。

1) 本文采用的模型和方法对于热管的数值模拟具有良好的适用性,能够获得热管的温度场以及内部流场,与实验结果相比,使用该模型模拟获得的温度场具有较高的准确度。

2) 不同的转速会对旋转热管内部的温度场产生显著影响。随着转速增大,旋转热管的工作温度区间上升,整体温差下降,热阻下降,传热能力更强。

3) 不同的转速存在会对热管内部的流场产生显著影响。更高的转速会使旋转热管内部工质的整体流动循环速度更快,加速液池中液体的流动,但在本文研究的转速范围内,对气芯中气体的流速影响有限。

参考文献:

- [1] Federal Aviation Administration (FAA). Airworthiness standards, aircraft engines: CFR 14 Part 33[S]. Washington, DC: FAA, 1993: 33.1-33.201.
- [2] BUNKER R S. Gas turbine heat transfer: ten remaining hot gas path challenges[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2007, 129(2): 193-201.
- [3] 倪萌, 朱惠人, 裴云, 等. 航空发动机涡轮叶片冷却技术综述[J]. *燃气轮机技术*, 2005, 18(4): 25-33.
NI Meng, ZHU Hui ren, QIU Yun, et al. Review of aero-turbine blade cooling technologies[J]. *Gas Turbine Technology*, 2005, 18(4): 25-33. (in Chinese)
- [4] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 4版. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- [5] GRAY V H. The rotating heat pipe: a wickless, hollow shaft for transferring high heat fluxes[R]. Minneapolis, US: the ASME/AIChE Heat Transfer Conference, 1969.
- [6] CAO Y, LING J, RIVIR R, et al. A numerical analysis of gas turbine disks incorporating rotating heat pipe[R]. Orlando, US: ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 2000.
- [7] 丁水汀, 罗斌, 杜发荣. 热管涡轮盘: CN104121037A[P]. 2015-07-01.
- [8] 付德斌, 丁水汀, 陶智, 等. 旋转盘应力水平与温度分布的关联分析[J]. *航空动力学报*, 2008, 23(4): 623-628.
FU De bin, DING Shui ting, TAO Zhi, et al. Analysis of the effects of temperature distribution on stress level in a rotating disk[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2008, 23(4): 623-628. (in Chinese)
- [9] 付德斌, 丁水汀, 陶智, 等. 一种基于热管理的热端部件轻量化研究[J]. *航空动力学报*, 2011, 26(4): 814-821.
FU De bin, DING Shui ting, TAO Zhi, et al. Study on heated components mass reduction based on thermal management[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2011, 26(4): 814-821. (in Chinese)
- [10] DING Shui ting, LI Guo, LUO Bin. Active control thermal-loading method to ameliorate stress in aeroengine turbine disk[J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2013, 27(2): 274-285.
- [11] 李果. 航空发动机热端部件的主动热应力控制机理研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2012.
LI Guo. Research on active thermal stress control mechanism of aero-engine hot end components[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2012. (in Chinese)
- [12] ALIZADEHDAKHEL A, RAHIMI M, ALSAIRAFI A A. CFD modeling of flow and heat transfer in a thermosyphon[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2010, 37(3): 312-318.
- [13] LEE W H. A pressure iteration scheme for two-phase flow modeling[R]. Los Alamos, US: University of California, 1980.
- [14] DE SCHEPPER S C K, HEYNDEKX G J, MARIN G B. Modeling the evaporation of a hydrocarbon feedstock in the convection section of a steam cracker[J]. *Computers and Chemical Engineering*, 2009, 33(1): 122-132.
- [15] FADHL B, WROBEL L C, JOUHARA H. Numerical modelling of the temperature distribution in a two-phase closed thermosyphon[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 60(1/2): 122-131.
- [16] KAFEEL K, TURAN A. Axi-symmetric simulation of a two phase vertical thermosyphon using Eulerian two-fluid methodology[J]. *Heat and Mass Transfer*, 2013, 49(8): 1089-1099.
- [17] KAFEEL K, TURAN A. Simulation of the response of a thermosyphon under pulsed heat input conditions[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2014, 80: 33-40.
- [18] 王啸远, 朱跃钊, 陈海军, 等. 热虹吸管相变传热行为CFD模拟[J]. *中南大学学报(自然科学版)*, 2017, 48(5): 1391-1397.
WANG Xiaoyuan, ZHU Yuezhao, CHEN Haijun, et al. CFD modeling of phase change heat transfer behaviors in thermosyphons[J]. *Journal of Central South University (Science and Technology)*, 2017, 48(5): 1391-1397. (in Chinese)
- [19] KAVUSI H, TOGHRAIE D. A comprehensive study of the performance of a heat pipe by using of various nanofluids[J]. *Advanced Powder Technology*, 2017, 28(11): 3074-3084.
- [20] FERTAH S E D, BOUHAL T, AGROUZA Y, et al. Performance optimization of a two-phase closed thermosyphon through CFD numerical simulations[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2018, 128:

- 551-563.
- [21] ZHAO Zhongchao, ZHANG Yong, ZHANG Yanrui, et al. Numerical study on the transient thermal performance of a two-phase closed thermosyphon[J]. [Energies](#), 2018, 11(6): 1433-1448.
- [22] TAROKH A, BLISS C, HEMMATI A. Performance enhancement of a two-phase closed thermosyphon with a vortex generator[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2021, 182: 116092.1-116092.11.
- [23] SUN Dongliang, XU Jinliang, CHEN Qicheng. Modeling of the evaporation and condensation phase-change problems with Fluent [J]. *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals*, 2014, 66(4): 326-342.
- [24] Fluent Incorporation. A 2020R2 User's Guide[R]. Pennsylvania: Fluent Incorporation, 2020.
- [25] BRACKBILL J U, KOTHE D B, ZEMACH C. A continuum method for modeling surface tension[J]. [Journal of Computational Physics](#), 1992, 100(2): 335-354.
- [26] ROHSENOW W M, HARTNETT J P, CHO Y I. Handbook of heat transfer[M]. 3rd ed. New York: McGraw-Hill, 1998.

(编辑: 王碧珺)