

螺旋槽球轴承静态特性数值模拟研究

盛 誉

(核工业理化工程研究院 粒子输运与富集技术全国重点实验室, 天津 300180)

摘 要 为了建立螺旋槽球轴承运行参数与静态特性之间的影响关系, 本文针对大承载专用装备中的螺旋槽球轴承开展了系统的静态特性数值研究。采用基于 CFD 的三维数值模拟方法, 对承载能力、摩擦损耗等静态特性的变化规律进行了分析计算。探讨了螺旋槽结构对油膜形成机制和动压效应的影响。结果表明, 螺旋槽结构可有效增强润滑膜的动压承载能力, 在相同工况下显著提升轴承的稳态承载特性; 同时, 其表面槽型结构也对摩擦功耗产生明显影响, 随着转速的升高, 球轴快速浮起后缓慢下沉, 随后进入相对稳定的运行状态, 摩擦损耗不断增大。本文的数值计算不仅深化了对螺旋槽球轴承动压形成机理与流动特性的理解, 也为大承载专用装备轴承的结构设计、参数匹配及系统运行稳定性评估提供了理论参考。

关键词 螺旋槽球轴承; 静态特性; 数值模拟; 参数设计

中图分类号: V231.9; TB123

文献标志码: A

DOI: 10.3969/j.issn.2097-3365.2026.14.001

0 引言

螺旋槽球轴承具有重承载、零磨损的特点, 是大型专用装备的重要组成部分。近年来, 基于 CFD 的数值模拟方法已成为轴承特性理论研究主要采用的方法。贾晨辉等采用数值模拟方法对螺旋槽球轴承的承载能力进行了研究, 给出了结构参数和运行参数对承载性能的影响规律; 高峰等人对球面有无螺旋槽的气浮轴承特性进行了仿真分析, 结果表明有螺旋槽情况下压力分布更均匀, 更有助于电机稳定的高速旋转。杜彩凤基于轴承的动态特性对其稳定性进行了分析, 计算结果为轴承在复杂运行环境中的稳定性提供了理论预测。黑棣等针对温度场控制方程及其便捷条件, 采用有限元法进行求解, 得到了滑动轴承油膜的温度场和粘度场, 研究了油膜温度场和粘度场随轴承参数的变化趋势, 加深了对润滑油粘温效应的研究。大承载专用装备的运行工况复杂, 轴承需在高转速、变载荷条件下长期稳定工作, 其静态特性直接决定装备的整体运行精度与服役寿命, 而螺旋槽的结构设计与润滑介质的特性耦合对轴承性能的影响机制仍需进一步量化分析。为了满足大型专用装备轴承设计的迫切需求, 本次工作拟开展基于 CFD 技术的螺旋槽球轴承静态特性数值研究。本研究建立了数值仿真模型, 选取计算方法以及进行方法验证, 开展了详细的数值仿真计算, 得出了静态特性与运行参数之间的影响关系, 对于掌握螺旋槽球轴承的特性规律具有十分重要的意义^[1]。

1 润滑油的粘温特性

在轴承润滑理论中, 润滑油最重要的物理指标是粘度。润滑油的粘温效应指的是润滑油的粘度随温度变化而变化的物理现象。其核心规律是: 温度升高, 粘度降低; 温度降低, 粘度升高。这是润滑油最重要的特性之一, 直接影响专用装备部件的润滑效果和保护性能。因此, 润滑油粘度与温度之间的量化关系很重要^[2]。润滑油的粘度—温度特性可用实验测定, 测定润滑油粘温特性曲线本质上就是测量油样在多个不同温度下的粘度值, 然后将这些数据点绘制在坐标图上并连成曲线。实验室里最常用的是毛细管粘度计法, 也是许多国际标准采用的方法。其原理是测量一定体积的油样, 在严格恒定的温度下, 因重力自然流经一根标准毛细管所需的时间。粘度越大, 流动越慢, 所需时间越长。常见的经验公式有沃尔泽粘温方程、泊瑟尔粘温方程、雷诺粘温方程、斯洛特粘温方程等, 通常采用雷诺粘温方程用于轴承计算。

雷诺粘温方程如公式 (1) 所示。

$$\eta = \eta_0 e^{-\beta(T-T_0)} \quad (1)$$

式 (1) 中: η_0 、 T_0 表示温度 T_0 时的动力粘度 η_0 。

2 建模与网格划分

本文所研究的流场区域为润滑油所在的空间, 球轴悬浮于轴窝上方, 浸润在充满润滑油的油腔中。采用结构化形式对流场进行网格划分。由于螺旋槽内区

作者简介: 盛誉 (1988-), 女, 硕士研究生, 高级工程师, 研究方向: 轴承设计。

域和油腔内其余区域是相对独立的,因此可分别进行网格划分,再将两部分网格进行对接。螺旋槽球轴承是一个周期性对称结构,对一个槽内区域进行网格划分,在环向进行网格复制。

螺旋槽内区域网格和油腔内其余区域网格对接时,需要在边界条件中对界面进行定义。一对交界面的网格可以划分得不一樣,计算过程中自动在重叠的部分进行变量的插值和传递。如果界面两侧网格尺寸差别过大会影响计算精度和求解效率,但影响程度相对较小,可以忽略这些影响^[3]。

3 计算方法

3.1 控制方程及边界条件

1. 控制方程。本文求解的方程有质量守恒方程和动量守恒方程,由式(2)和式(3)给出。

质量守恒方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0 \quad (2)$$

动量守恒方程:

$$\frac{\partial (\rho V)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = -\nabla p + \nabla \cdot (\tau) \quad (3)$$

式(2)、(3)中, ρ 为流体密度; t 为流动时间; V 是速度矢量; p 是流体微元体上的压力; τ 是因分子粘性作用而产生的作用在微元体表面上的粘性应力张量; ∇ 为梯度算子,在三维直角坐标系中 $\nabla \Phi = (\frac{\partial \Phi}{\partial x}, \frac{\partial \Phi}{\partial y}, \frac{\partial \Phi}{\partial z})$ 。

2. 边界条件。为了方便阐述,将几何模型分为三个独立部分进行边界条件说明,油腔上方与侧方定义为压力出口;轴窝定义为静止壁面;小球定义为旋转壁面;螺旋槽内表面定义为旋转壁面;螺旋槽的虚拟外表面定义为界面^[4]。

3.2 油膜粘度计算方法

轴承运行期间,油膜粘度显著地影响轴承性能,因此为了反映出真实的物理状态,必须考虑到热力学过程中油膜粘度的变化。为了得到全转速下相应的油膜粘度,首先拟合了转速与油膜温度的关系曲线,再利用雷诺粘温方程,建立起转速与油膜粘度的关系。油膜粘性—轴承转速关系的近似表达式,如式(4)所示。

$$\mu = 0.4366e^{-0.06294(0.018\Omega + 20)} \quad (4)$$

式(4)中, μ 为油膜粘性系数,kg/(m·s); Ω 为轴承转速,s⁻¹;将式(4)应用于本文的数值模拟计算中。

3.3 轴承静态特性计算方法

螺旋槽球轴承的静态特性包括稳定运行时的压强分布、承载力以及摩擦损耗。将表面压强进行积分后

在轴向的分量即为轴承的承载力;单位时间内油膜对轴承表面的摩擦力所做的功即为轴承的摩擦损耗。本文采用基于有限体积法的SIMPLE算法求解压力—速度耦合方程组。针对轴承流场中压力变化剧烈的特点,采用二阶迎风格式离散对流项,中心差分格式离散扩散项,确保计算精度与稳定性。压力插值采用PRESTO格式,有效避免非物理压力振荡。考虑到油膜流场的低马赫数特性(通常小于0.3),采用不可压缩流体假设,但保留密度随温度的弱变化以考虑热膨胀效应。轴承静态特性的求解从无扰动流场的计算开始,计算收敛后直接输出轴承的压强分布、承载力和摩擦损耗^[5]。

4 网格无关性验证

网格无关性验证是指在流体动力学模拟中,通过不断细化网格,直到继续加密网格对计算结果的影响微乎其微的过程。其核心目的是消除网格数量带来的数值误差,确保模拟结果反应的是物理现象本身,而非特定网格下的产物^[6]。

螺旋槽球轴承的螺旋槽和油膜是螺旋槽球轴承的重要计算区域,所以在对槽区和油膜区域径向方向进行网格划分时,应进行加密处理。在确定径向网格节点数之前,首先应确定计算所用网格的网格数量与计算结果之间无关联性,也就是要进行网格无关性验证工作。随着油膜和槽区径向网格节点数的增加,承载能力计算值增大;当网格节点数从11增加到13时,承载能力变化很小,可认为已达到网格无关,因此油膜和槽区径向设置11个网格节点。

5 轴承静态特性分析

5.1 研究思路

在不同转速阶段,转速、油膜粘度和球轴浮起高度均是影响轴承静态特性的变量。本文的研究思路是,首先采用单一变量原则,分别分析转速、油膜粘度和浮起高度对轴承静态特性的影响;根据试验中获得的转速下轴承的承载力,计算出不同转速下浮起高度变化和相应的轴承摩擦损耗变化。

5.2 影响因素分析

随着转速的升高,轴承的承载能力和摩擦损耗分别呈正比例函数和抛物线函数增加。

随着油膜粘度的升高,轴承的承载能力和摩擦损耗均呈正比例函数增加。

随着浮起高度的上升,轴承的承载能力和摩擦损耗均迅速减小;但浮起高度越高,承载能力和摩擦损耗的变化速度越慢^[7]。

图 1 是试验测得的不同转速下, 轴承承载力的变化曲线。随着转速的升高, 承载力先后经历迅速增加、迅速下降、缓慢下降的过程。

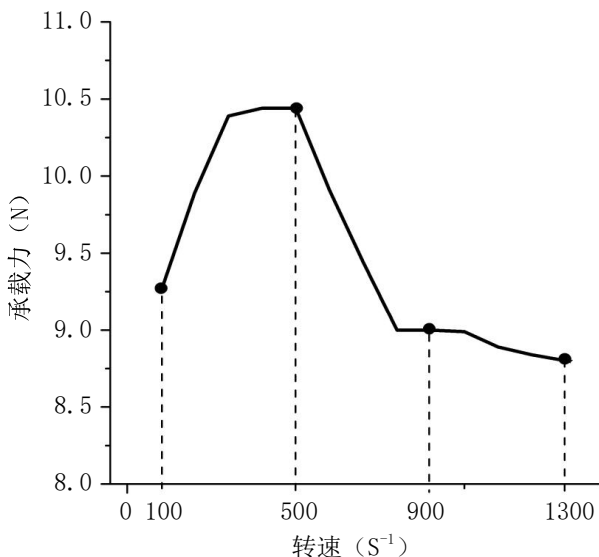


图 1 承载力试验结果

按照图 1 的承载力数据建立轴承的轴向平衡条件, 得到无扰动情况下不同转速下的轴承表面压强分布, 压强分布具有三个特点: 第一, 轴承在无水平扰动情况下运转, 压强在环向呈周期性分布, 提高了轴承的稳态承载特性; 第二, 轴承下表面压力均高于上表面压力, 形成向上的承载力; 第三, 压强极值点出现在槽台交界之处, 这是因为螺旋槽的存在很好地实现了轴承的动压效应。

当水平方向上出现位移扰动或速度扰动后, 轴承表面的压强分布特点发生了显著变化, 以转速 $\Omega=500 s^{-1}$ 的情况为例, 随着水平位移扰动量的增加, 压强分布的不对称现象愈发明显, 进油楔一面油膜受挤压的范围越来越大, 导致该侧压强越来越大。

在不同转速下, 随着转速的升高, 浮起高度先快速增加, 转速 $\Omega=900 s^{-1}$ 时, 达到最大值, 后缓慢下降。浮起高度存在峰值的原因在于随着转速的增加, 油膜粘度不断下降, 导致浮起高度随转速并非单调变化的。

在本文所计算的范围内, 随着转速的升高, 摩擦损耗快速增加。同样, 由于油膜的粘温效应, 轴承摩擦损耗与转速的关系不再遵循抛物线规律。

6 结论

本文开展了大承载专用装备螺旋槽球轴承静态特性的数值研究, 从中得到如下结论:

1. 本文以流体动压润滑理论为基础, 在大承载专

用设备用螺旋槽球轴承油膜流场数值计算模型中引入了润滑介质粘温特性的影响, 即润滑油粘度随温度及压力的变化是非线性的关系来提升仿真结果准确性。对轴承油膜流场进行了全区域数值仿真计算得到了一套针对大承载专用设备用螺旋槽球轴承静态特性的综合分析手段, 为以后结构优化设计提供参考依据。

2. 螺旋槽球轴承表面压力分布结果显示, 由于存在螺旋槽结构, 在其转动时会产生较大的动压效应, 在收敛处形成一个高压区, 从而提高了轴承的稳态承载能力。相对于普通的光滑球轴承而言, 螺旋槽结构对油膜承载均匀性以及稳定性都有很大的改善作用。随着转速上升, 球轴承有“快速浮起—缓慢下沉”的两种现象发生: 在刚开始转动的时候, 由于动压效应加强使得球体快速抬起; 而当转速进一步提高后, 由于温度升高造成润滑油粘度降低, 球体会略微下落一点, 在此期间摩擦损失不断增加, 也说明了高速情况下轴承静态特性的变化规律。

3. 本文提出的螺旋槽球轴承静态特性分析方法, 在几何结构及润滑介质性质的基础上, 有较好的工程实用性和理论可靠性。得到了螺旋槽结构提高承载能力的原因以及粘温效应对于高速运转稳定性的影响规律等结论, 可以为大载荷专用设备轴承的结构设计、润滑方式的选择提供参考依据, 有利于提高设备的承载能力、运行可靠性及其使用寿命等, 具有较大的工程指导意义。

参考文献:

- [1] 申智伟, 殷玉枫, 袁月茹, 等. 考虑热效应的螺旋槽径向气体轴承承载特性 [J]. 润滑与密封, 2025, 50(11): 71-77.
- [2] 朱东南, 高鹏, 张璐. 组合槽长式人字槽径向气体轴承的静态特性分析 [J]. 机电工程, 2025, 42(09): 1669-1679.
- [3] 唐杰, 殷玉枫, 张鑫, 等. 螺旋槽气体轴承窄槽理论方程的扰动系数修正及润滑特性分析 [J]. 润滑与密封, 2024, 49(11): 41-51.
- [4] 袁月茹, 殷玉枫, 唐杰, 等. 槽型参数对螺旋槽气体止推轴承摩擦损耗的影响 [J]. 润滑与密封, 2025, 50(10): 121-128.
- [5] 罗忠, 郝昊天, 吴炫睿, 等. 考虑流体惯性的球面螺旋槽轴承特性分析 [J]. 东北大学学报(自然科学版), 2025, 46(11): 90-97.
- [6] 黑棣, 郑美茹. 基于粘温效应滑动轴承润滑特性分析 [J]. 太原科技大学学报, 2020, 41(02): 135-142.
- [7] 杨林家, 方舒畅. 基于 FLUENT 的弯曲方管网格无关性验证 [J]. 北部湾大学学报, 2023, 38(02): 63-69.