

水润滑轴承加载装置电磁力动态变化机理研究*

王楠^{1,2}, 袁哲^{1,2}, 江帆^{1,2}, 王鹏^{1,2}, 岳晓奎³

(1. 陕西理工大学机械工程学院 汉中, 723001)

(2. 陕西省工业自动化重点实验室 汉中, 723001)

(3. 西北工业大学航天飞行动力学技术国家级重点实验室 西安, 712000)

摘要 针对电磁加载装置电磁力在动态载荷模拟试验中的不稳定现象, 为了给水力机械中的水润滑轴承性能研究提供准确载荷, 电磁力动态变化机理需深入研究。首先, 通过理论推导得到了电磁加载装置电磁力动态变化数学模型; 其次, 建立了电磁加载装置物理模型并进行有限元分析, 获得了电磁力、磁阻力矩与磁通密度等参数的变化规律; 最后, 进行了电磁加载装置电磁力动态试验测试。理论、仿真与试验测试对比分析结果表明: 电磁力动态变化与轴转速变化、轴偏心密切相关; 轴转速升高, 电磁铁表面涡流与集肤效应逐渐增强, 加载盘表面磁阻增大, 电磁力逐渐减小; 轴偏心会引起轴与电磁铁间隙变化, 从而导致电磁力变化; 在 0.5~1.5 A 电磁铁电流激励下, 轴无偏心与存在偏心时, 电磁力仿真与试验结果的最大误差分别为 6.8%, 6.1%。

关键词 水润滑轴承; 电磁加载装置; 动态电磁力; 磁阻力矩; 磁通密度

中图分类号 TH39

引言

水润滑轴承是一种用水作为润滑介质以代替传统矿物油的滑动轴承。由于水具有无污染、来源广泛和节省能源等特性, 因此近年来水润滑轴承在水泵、水轮机等水力机械中得到了广泛应用。对水润滑轴承进行动态试验研究时, 对轴承工作载荷的模拟尤为重要, 必须设计精确、可靠的加载装置并研究其性能。

目前, 水润滑轴承的加载大多采用传统接触式装置。叶晓琰等^[1]运用数值模拟和试验结合的方法, 采用机械方式加载, 研究了高压泵水润滑轴承不同间隙对轴心轨迹的影响。Wodtke 等^[2]利用液压缸通过静压轴承给水润滑轴承施加载荷, 得到了热流效应对轴承的影响规律。Liang 等^[3]采用液压缸作为加载装置, 研究了改性玻璃纤维材料在降低水润滑轴承摩擦磨损中的应用。Jin 等^[4]研究了正态振动对水润滑轴承摩擦诱发振动的影响, 采用液压加载系统模拟负载条件。刘宗涛^[5]设计了一种水润滑轴系试验台, 对水润滑动压螺旋槽轴承参数进行研究。Xie 等^[6]提出一种考虑轴颈不对中影响的修正润滑模型, 试验采用液压系统模拟真实载荷, 研

究了不对中对水润滑轴承润滑性能和润滑状态转变的影响。Shinde 等^[7]通过电机带动轻杆的机械加载方式, 对水润滑轴承各种参数进行研究。上述传统接触式加载装置存在噪声、振动、发热以及摩擦磨损等问题, 对试验测试过程及结果有较大影响。

为了寻求问题的解决, 非接触式电磁加载装置逐渐成为研究热点。岳彩培等^[8]研究了一种 4 个 U 型磁铁包围的加载装置, 用来抑制转子不平衡振动。Niko 等^[9]研究了一种八极式结构的电磁加载装置对转子进行加载。任正义等^[10]为了让电磁轴承在重载工况下产生更好的悬浮效果, 设计了一种 E 型结构的 12 磁极径向电磁轴承。文献[11-12]设计了一种用于对船用水润滑轴承进行模拟加载的非接触式电磁加载装置。在实际应用中, 非接触式电磁加载装置在动态载荷模拟时电磁力不稳定, 极大影响转子、轴承等试验测试过程与结果的可靠性和准确性。关于电磁加载装置的动态性能近年来也有了部分研究成果。邱荣华等^[13]设计了一种 U 型磁铁用于高速电主轴加载试验, 但未对电磁力动态变化影响因素进行分析。丁国平等^[14]仿真分析了磁力轴承在旋转磁场中的影响因素。

为了给水力机械中的水润滑轴承性能研究提供

* 国家自然科学基金资助项目(51605269); 陕西省高校青年杰出人才支持计划资助项目(SLGQD1802)

收稿日期: 2020-10-23; 修回日期: 2020-12-15

准确载荷,笔者通过理论建模、仿真分析与试验测试相结合的方法,针对现有水润滑轴承试验台上的电磁加载装置,研究了其电磁力动态变化机理,获得了动态电磁力变化规律并分析了其影响因素。

1 电磁加载装置

图1为设计的为水润滑轴承试验提供载荷的电磁加载装置结构与力分析图。可见,电磁加载装置包括E型电磁铁、加载盘、线圈和底座。压力传感器安装在电磁铁正下方并固定在底座上,电磁铁分布在加载盘下方左右两侧、互成 90° 。电磁铁与加载盘之间气隙为2 mm,铁芯与加载盘材质分别为纯铁及硅钢片。导电线圈采用漆包铜导线,线圈缠绕在电磁铁内部铁芯上。如图所示,静态加载时,由于加载盘磁导率远大于气隙磁导率,给线圈加入直流激励后,气隙与加载盘分界面会产生径向电磁力 F_L 和 F_R ,且方向垂直于加载盘向外。动态加载时,轴旋转会导致加载盘表面产生涡流场,形成切向电磁力 f_1 和 f_2 ;该涡流场抵消了部分气隙磁场,形成磁阻并产生电磁损耗。因此,转速越高,涡流场越大,切向电磁力越大,径向电磁力越小。电磁加载装置的动态特性研究需要考虑多种因素,例如涡流效应、轴偏心、非线性磁导率以及漏磁等,情况比较复杂。

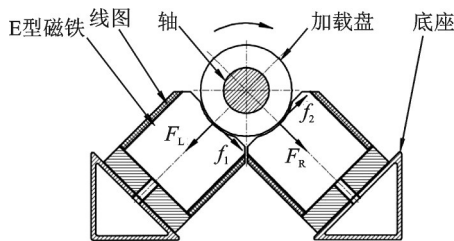


图1 电磁加载装置结构与力分析图

Fig.1 Structure and force analysis diagram of electromagnetic loading device

由于试验转速最高为1 800 r/min,切向电磁力对加载装置影响很小,因此笔者主要研究径向电磁力,后文所述电磁力也特指径向电磁力。

2 电磁力动态变化数学模型

2.1 动态电磁力

根据麦克斯韦电磁力公式,推导可得电磁加载装置在旋转电磁场中磁通密度的二阶偏微分方程为

$$\frac{1}{\mu\sigma}\nabla^2 B + T(vB) = 0 \quad (1)$$

其中: μ 为硅钢片磁导率; σ 为硅钢片电导率; B 为磁通密度; v 为电场电荷速度; ∇^2 为拉普拉斯算子, $\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$; T 为梯度算子, $T = \frac{\partial}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial z}$ 。

轴旋转过程中,E型磁铁NS极不断交替,产生交变磁场,导致加载盘出现了涡流与集肤效应。瞬态电磁力求解时忽略了气隙中的漏磁、磁饱和与磁滞效应影响。加载盘可看作半径无限大的导电平板在磁极下做水平运动,展开的加载盘运动模型如图2所示。其中: U 为加载盘外圆周长; d 为气隙厚度; v_x 为加载盘平均速度; $B_0(x)$ 为加载盘表面磁通密度,在 x 与 y 方向上的分量分别为 B_x 和 B_y ;电流沿 z 轴方向;加载盘沿 x 轴方向运动。

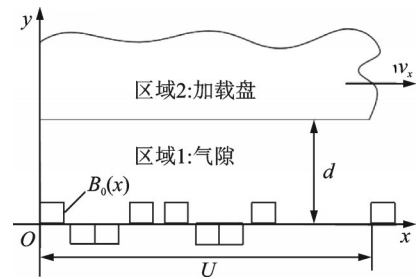


图2 展开的加载盘运动模型

Fig.2 The motion model of expanded loading disk

磁通密度 $B_0(x)$ 表示为

$$B_0(x) = \begin{pmatrix} B_x \\ B_y \\ 0 \end{pmatrix} \quad (2)$$

电流密度 J 表示为

$$J = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ J_z \end{pmatrix} \quad (3)$$

加载盘运动速度 V 表示为

$$V = \begin{pmatrix} v_x \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (4)$$

其中: v_x 为加载盘在 x 方向的运动速度, $v_x = \omega R$; R 为加载盘外圆半径; ω 为加载盘旋转角速度, $\omega = 2\pi n_r/60$; n_r 为加载盘旋转速度。

联立式(1)~(4),可得

$$\begin{cases} \frac{1}{\sigma\mu} \frac{\partial^2 B_x}{\partial x^2} + \frac{1}{\sigma\mu} \frac{\partial^2 B_x}{\partial y^2} - v_x \frac{\partial B_x}{\partial x} = 0 \\ \frac{1}{\sigma\mu} \frac{\partial^2 B_y}{\partial x^2} + \frac{1}{\sigma\mu} \frac{\partial^2 B_y}{\partial y^2} - v_x \frac{\partial B_y}{\partial x} = 0 \end{cases} \quad (5)$$

根据高斯磁定律,可得

$$\frac{\partial B_x}{\partial x} + \frac{\partial B_y}{\partial y} = 0 \quad (6)$$

根据 Maxwell 应力张量计算加载盘上的电磁力,选取 x 从 0 到 U , z 从 0 到 M (磁极厚度) 的闭合曲面 S , 最后得到电磁力为

$$F_y = -\frac{1}{2\mu_0} \int_S (B_y^2 - B_x^2) da \quad (7)$$

针对图 2 运动模型的 2 个求解域,求解式(6)并用傅里叶级数展开,代入式(7)得到电磁力数值计算公式为

$$F_y = \frac{MU}{\mu_0} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{C_n \bar{C}_n}{\lambda_n \bar{\lambda}_n} \frac{q_n \bar{q}_n - \mu_r^2 k_n^2}{\mu_r^2 k_n^2} \quad (8)$$

其中: $C_n = -\frac{iB_n}{2}$; B_n 为傅里叶系数; $q_n = \sqrt{k^2 + k\sigma\mu\nu_x}$; $\lambda_n = \cosh kd + \frac{q}{\mu_r k} \sinh kd$; μ_0 为空气磁导率; μ_r 为硅钢片相对磁导率。

为了研究水润滑轴系在旋转中转速、电流与电磁力的关系,求解上述方程进行数值计算。电磁铁参数如表 1 所示。

表 1 电磁铁参数

Tab.1 Parameters of electromagnet

气隙 d/mm	加载盘导电率 σ/H	加载盘相对磁导率 $\mu_r/(\text{H}\cdot\text{m}^{-1})$	线圈匝数	磁极厚度 M/mm	加载盘外圆半径 R/mm
2	2×10^6	8 000	915	40	52

2.2 轴偏心

水润滑轴系转轴旋转时,加载盘绕 E 型磁铁轴旋转,会产生偏心,则气隙大小将随加载盘旋转周期性变化,因而导致电磁力变化。气隙大小与加载盘位置角度、旋转时间以及初始偏心方向角度有关。轴偏心示意图如图 3 所示。偏心距的相关计算^[15]如下。

偏心时,气隙大小 g 的计算式为

$$g = \sqrt{R^2 - e^2 \sin^2(\theta - \alpha)} - r - e \cos(\theta - \alpha - \omega t) \quad (9)$$

其中: r 为电磁铁内径; R 为加载盘外径; e 为偏心距; θ 为加载盘位置角度; α 为偏心角度。

由于加载盘与 E 型磁铁之间气隙很小,故 e 远小于 R , 因此式(9)可简化为

$$g = R - r - e \cos(\theta - \alpha - \omega t) \quad (10)$$

气隙磁导与磁阻力矩分别为

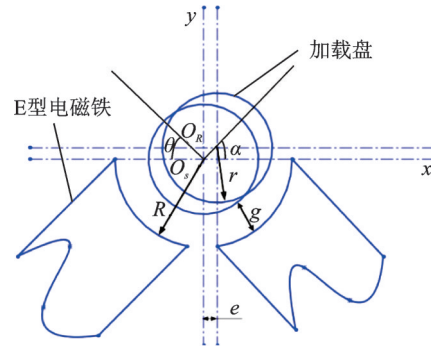


图 3 轴偏心示意图

Fig.3 Schematic diagram of eccentricity

$$\lambda(\theta, \alpha, t) \approx \frac{1}{d} (\lambda_0 + \lambda_1 \cos(\theta - \alpha - \omega t) + \lambda_2 \cos 2(\theta - \alpha - \omega t) + \dots) \quad (11)$$

$$T = -\frac{1}{2} \frac{(NI)2\epsilon \sin(\theta - \alpha - \omega t)}{d [1 - \epsilon \cos(\theta - \alpha - \omega t)]^2} \quad (12)$$

其中: ϵ 为加载盘偏心率, $\epsilon = e/d$ 。

3 电磁加载装置物理模型与有限元分析

采用 Solidworks 软件建立电磁加载装置的三维物理模型,如图 4 所示。

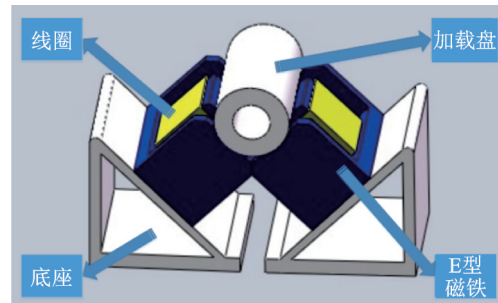


图 4 电磁加载装置物理模型

Fig.4 Physical model diagram of electromagnetic loading device

将上述物理模型导入到 Ansoft Maxwell 软件中仿真,并进行如下设置:求解类型为瞬变,加载盘为硅钢片,E 型磁铁为纯铁,线圈为铜材质。加载盘由一片片硅钢片叠压而成,因材料库没有硅钢片及纯铁,故对加载盘进行材料编辑时需对 x, y 轴进行非线性材料定义,材料编辑时选择叠压, z 轴为线性叠压方向。瞬态场仿真对加载盘添加环状域,以此得到所需转速。三维瞬态场中,选取边界条件零切向 H 场,线圈匝数为 915,绕组为绞线绕组,电磁铁线圈为串联方式,并联支路数为 1,电流大小根据试验工况设置为 0.5~1.5 A。最后,将静态场中用于仿

真的网格划分导入到瞬态场中。图 5 为三维网格划分图。

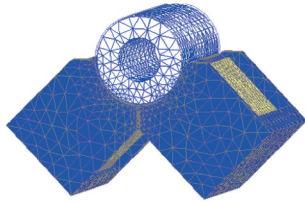


图 5 三维网格划分图

Fig.5 3D mesh generation diagram

三维瞬态场求解设置如下:起始时间为 0 s, 停止时间为 1 s, 步长为 0.05 s 并添加到时间菜单中, 非线性残差设置为 0.000 15。不同时刻加载装置的磁通密度云图如图 6 所示。可以看出, 磁通密度从 E 型磁铁端部经过气隙, 大部分经过加载盘下半部分且底部最为密集。由于受轴旋转过程中产生的涡流效应影响, 初始时刻加载盘底部磁通密度明显大于 0.8 s 时的磁通密度。另外, 在轴旋转过程中还会产生磁阻力矩, 将会影响电磁力, 导致轴转速波动并使轴系产生噪声与振动。轴在不同转速及偏心下, 加载装置的磁阻力矩及电磁力变化曲线如图 7 所示。

由图 7(a) 可见: 相同时间内, 转速越大, 磁阻力矩在平衡位置上下波动越大, 即磁阻力矩对轴系影响越大; 相同转速下, 轴偏心会使磁阻力矩增大。由

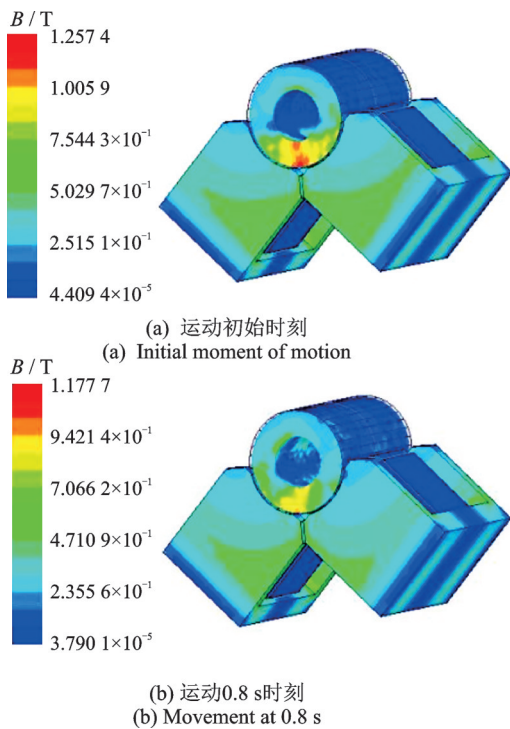
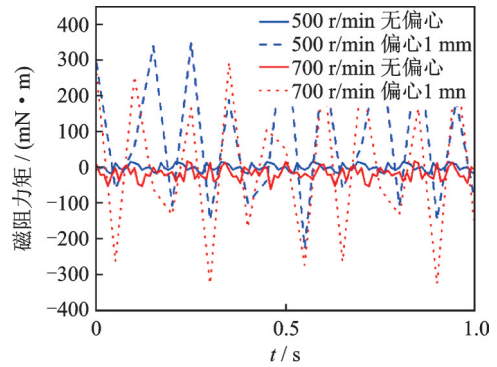
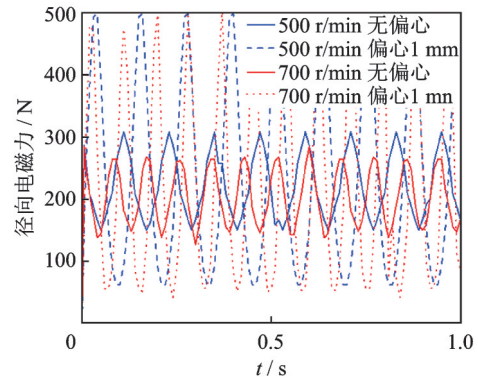


图 6 不同时刻加载装置的磁通密度云图

Fig.6 Magnetic flux density vector nephogram at different times of loading device



(a) 磁阻力矩
(a) Magnetic resistance moment



(b) 电磁力
(b) Electromagnetic loading force

图 7 磁阻力矩及电磁力变化曲线

Fig.7 Variation curves of magnetic resistance moment and electromagnetic loading force

图 7(b) 可见: 磁阻力矩变化时, 电磁力也随着变化, 且电磁力随着轴转速的增大而减小; 同一转速下, 轴偏心时的电磁力大于轴无偏心时的电磁力。

为了进一步讨论轴偏心对磁阻力矩的影响, 以轴转速为 500 r/min、瞬态条件下的磁阻力矩为例进行频谱分析。图 8 为磁阻力矩频谱图。由图 8 可见, 轴无偏心时, 磁阻力矩在频率为 25 Hz 时幅值最大; 轴偏心为 1 mm 时, 磁阻力矩在频率为 8.5 Hz 时幅值最大。因此, 与轴无偏心时相比, 轴偏心时的磁阻力矩周期和幅值均增大, 磁阻力矩频率范围约为轴无偏心时的 1/5, 而幅值最大值约为轴无偏心时的 25 倍。

图 9 为瞬态仿真时, 不同转速与偏心下, 加载盘旋转产生的涡流效应对气隙处磁通密度的分布图。由图 9 可见, 零时刻加载盘两侧磁极的磁通密度大致对称, 随着时间增大和转速升高, 涡流场产生涡流效应, 气隙间的磁通密度整体呈减弱趋势, 且磁通密度不对称; 当轴偏心时, 磁通密度会发生明显变化, 距离磁铁越近, 磁通密度越大, 反之亦然。

图 10 为磁力线分布图。轴无偏心时, 加载盘只受涡流效应影响, 且加载盘与两侧电磁铁之间气隙

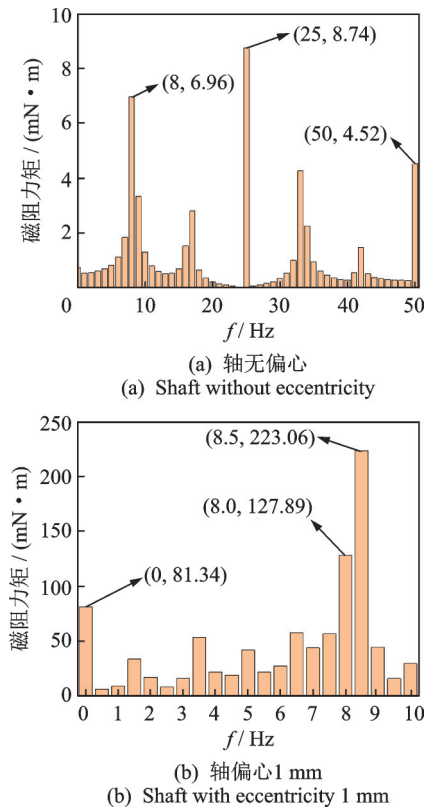


图 8 磁阻力矩频谱图

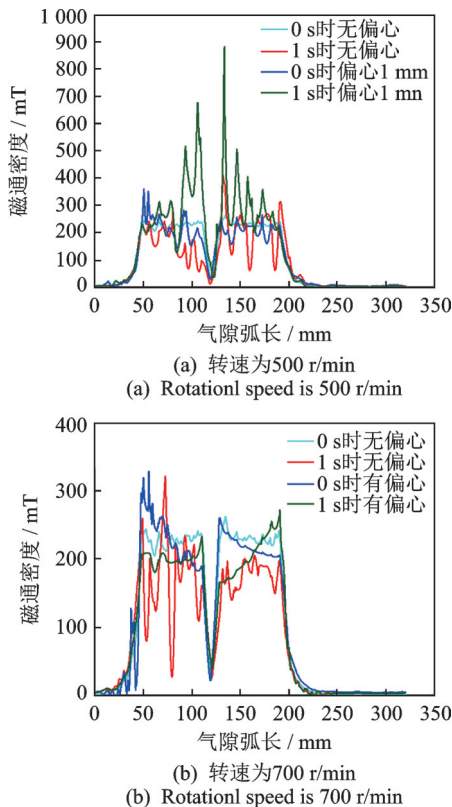


图 9 气隙磁通密度分布图

Fig.9 Magnetic flux density distribution diagram at air gap
磁导相等,因此磁力线对称均匀分布在电磁铁两侧。当轴偏心 1 mm 时,加载盘受到涡流效应和偏心距影

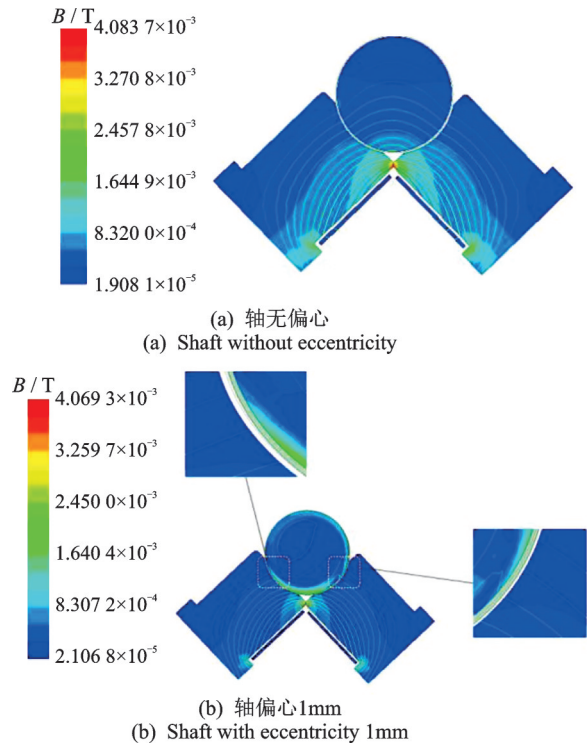


图 10 磁力线分布图

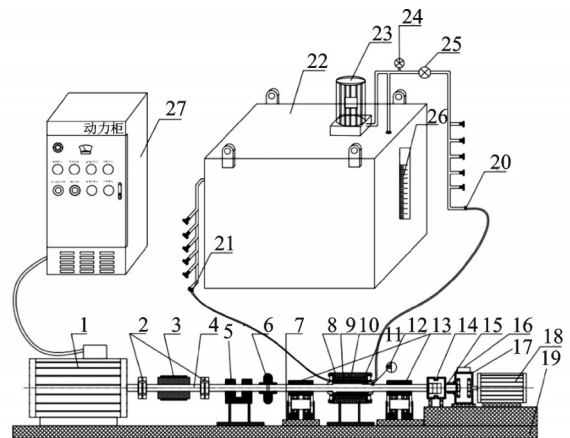
Fig.10 Distribution map of magnetic field lines

响,电磁铁两侧气隙磁导不等,因此磁力线在电磁铁两侧分布不对称,且离加载盘越近,磁力线越密集。

4 试验测试

4.1 试验台与测试系统

水润滑橡胶轴承试验台结构如图 11 所示,主要包



1-变频电机; 2-弹性膜片联轴器; 3-转速转矩测试仪; 4-轴; 5-滚动轴承支撑; 6-橡胶联轴器; 7-电磁铁底座; 8-轴承系统支撑; 9-轴承外壳; 10-橡胶轴瓦; 11-端盖; 12-水膜压力传感器安装孔; 13-电磁加载装置; 14-无线发射装置; 15-导电滑环; 16-能量收集装置; 17-减速机; 18-永磁发电机; 19-底座; 20-进水口; 21-出水口; 22-水箱; 23-水泵; 24-压力表; 25-流量传感器; 26-温度计; 27-控制柜

图 11 水润滑轴承试验台结构图

Fig.11 Test-rig of water-lubricated bearing

括变频电机、水润滑轴承、电磁加载装置、水箱及动力柜等。从进水方向看去,轴旋转方向为顺时针。基于无线传感技术,试验台可模拟真实工况,对水润滑轴承全息水膜压力、摩擦特性等进行测试。试验台有2个电磁加载装置,分别位于轴承及壳体两侧,用于在轴承性能测试试验时为整个系统提供模拟载荷。

图12为电磁加载装置动态特性测试系统结构图,包括水润滑轴承试验台、控制柜、电磁加载装置、测力传感器(SD1422,灵敏度为4 pC/N,压缩/拉伸量程为50/20 kN,固有频率 ≥ 40 kHz)、电荷放大器(SD1432,输出范围为 ± 10 V,频率范围为0.3~100 kHz)、变频电机(YVF2-180L2-4,22 kW,额定转矩为140 N·m)、转速转矩测试仪(HCNJ-101,量程为0~500 N·m)、采集卡(NI PCI-6024E,12 bits,最大采样频率为200 kHz,输入/输出范围为 ± 10 V)以及上位机。

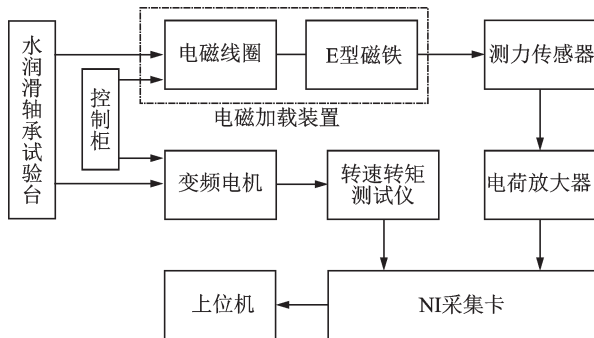


图12 电磁加载装置动态特性测试系统结构图

Fig.12 Structure diagram of dynamic performance test system for electromagnetic loading device

为了测试电磁加载装置动态特性,首先进行阶跃和斜坡载荷试验,然后进行轴转速与偏心变化对动态电磁力的影响试验。动态加载试验工况如下:①电磁铁电流为0.5~1.5 A,轴转速为0~1 800 r/m,供水压力为0.1~0.6 MPa;②阶跃载荷:供水压力与轴转速一定,同一加载过程,电磁铁电流分别调至0.5 A和1 A;③斜坡载荷:供水压力与轴转速一定,同一加载过程,电磁铁电流在0.5~1 A间连续调节。

4.2 试验步骤

水润滑轴承动态加载试验步骤如下:①开启水泵并调节系统压力,通过控制柜开启变频电机,调节变频电机转速至工况值;②调节电磁加载装置电磁线圈电流至工况值;③测力传感器感知径向电磁力并将转换后的信号送至电荷放大器进行滤波、放大后输出电压信号,转速转矩测试仪感知转速并输出电压信号;

④上述电磁力与转速信号均被送至NI采集卡采样;⑤送至上位机LabVIEW软件进一步处理、显示与分析。

4.3 试验结果与分析

当供水压力为0.4 MPa,轴转速为300 r/min时,阶跃和斜坡载荷工况下电磁力变化曲线如图13所示。可见,2种载荷下电磁力均随着电流增大呈非线性变化。图13(a)中,0~0.5 A阶段,电磁力变化速率小于0.5~1.0 A阶段,说明大电流跳变时电磁加载装置响应速度加快;电流稳定时(0.5 A,1 A),电磁力只有少许波动,证明电磁加载装置稳定性较好。图13(b)中的斜坡载荷下,电磁力变化速率较缓。

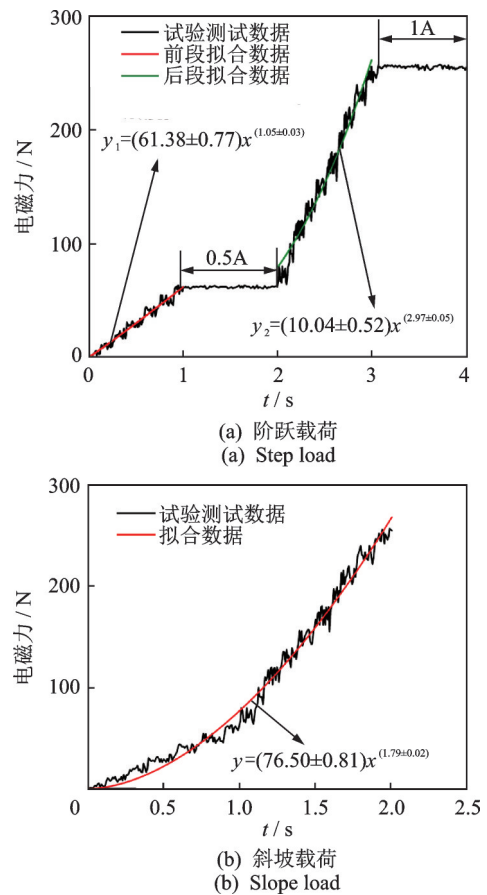


图13 阶跃与斜坡载荷工况下电磁力变化曲线

Fig.13 Variation curves of electromagnetic force at operating conditions of step and slope loads

轴转速与偏心变化对动态电磁力的影响试验,供水压力调至0.4 MPa,同一试验过程,电磁铁线圈电流保持不变,然后改变转速,经多次测量得到不同转速下动态电磁力的平均值。理论计算、仿真与试验测试结果如表2~4所示。电磁力随转速变化曲线如图14所示。可以看出,仿真与试验电磁力均随轴转速升高呈非线性减小趋势。这是由于当轴转速

表 2 线圈电流 $I=0.5\text{ A}$ 时不同转速下电磁力

Tab.2 Coil current $I=0.5\text{ A}$, electromagnetic force at different rotating speeds

转速/ ($\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$)	理论值/ N	无偏心仿真 值/N	偏心 1 mm 仿真值/N	试验值/ N
0	70.8	64.3	73.2	68.7
300	64.3	57.7	65.4	61.6
600	57.9	51.8	58.3	55.2
900	52.4	46.5	52.0	49.5
1 200	47.5	41.7	46.4	44.4
1 500	42.8	37.4	41.4	39.8
1 800	38.7	33.6	36.9	35.7

表 3 线圈电流 $I=1\text{ A}$ 时不同转速下电磁力

Tab.3 Coil current $I=1\text{ A}$, electromagnetic force at different rotating speeds

转速/ ($\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$)	理论值/ N	无偏心仿真 值/N	偏心 1 mm 仿真值/N	试验值/ N
0	310.1	276.1	295.2	285.4
300	273.8	240.8	264.6	254.5
600	236.8	213.5	237.2	227.8
900	213.9	196.8	212.6	207.2
1 200	193.2	178.5	190.5	186.2
1 500	174.5	161.1	170.8	167.3
1 800	157.6	146.4	153.1	150.4

表 4 线圈电流 $I=1.5\text{ A}$ 时不同转速下电磁力

Tab.4 Coil current $I=1.5\text{ A}$, electromagnetic force at different rotating speeds

转速/ ($\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$)	理论值/ N	无偏心仿真 值/N	偏心 1 mm 仿真值/N	试验值/ N
0	650.5	579.9	630.4	608.5
300	572.4	529.9	568.9	552.1
600	521.2	484.2	513.5	500.9
900	472.6	442.4	463.4	454.5
1 200	432.3	404.2	418.2	412.4
1 500	390.9	369.3	377.5	374.2
1 800	351.9	337.5	340.7	339.5

逐步提高时,随着涡流场效应增强,集肤效应也逐渐增强,导致加载盘表面磁阻增大,因此加载力逐渐减小。当轴转速较低时,涡流场影响较小,磁铁磁极对加载盘表面产生的磁未饱和,加载力变化幅度较大;随着轴转速升高,涡流场效应增强,磁铁磁极对加载盘表面产生的磁逐渐饱和,因此加载力变化幅度较小。电磁铁电流越小,磁饱和时对应的轴转速越低,当电流为 0.5 A 时,磁饱和时轴转速范围为 $1\ 100\sim 1\ 300\text{ r/min}$;当电流为 1.0 A 时,磁饱和时轴转速范

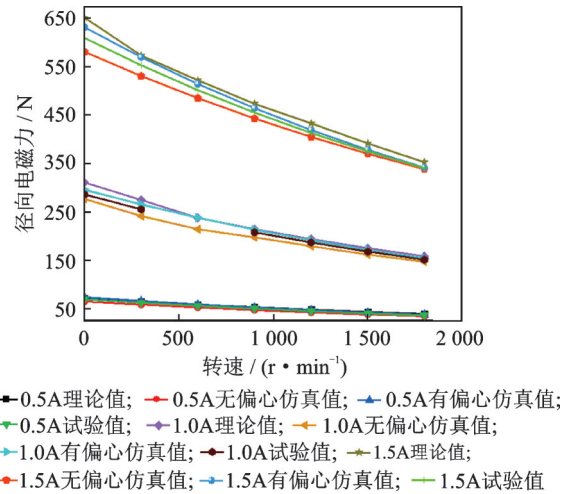


图 14 电磁力随转速变化曲线

Fig.14 Variation curves of electromagnetic force with shaft rotating speeds

围为 $1\ 500\sim 1\ 800\text{ r/min}$;当电流为 1.5 A 时,试验过程中未产生磁饱和现象。3种电磁铁线圈激励电流情况下,从仿真结果可知,相同转速下,轴偏心时电磁加载装置电磁力均大于轴无偏心时的电磁力,这是由于轴偏心会改变加载盘与电磁铁之间的间隙,因此导致电磁力变化。

由表 2~4 可知:当电流为 0.5 A 时,试验值与理论值最大误差为 7.8% ,与轴无偏心时仿真值的最大误差为 6.8% ,与轴有偏心时仿真值的最大误差为 6.1% ;当电流为 1.0 A 时,试验值与理论值最大误差为 8.0% ,与轴无偏心时仿真值的最大误差为 6.7% ,与轴有偏心时仿真值的最大误差为 4.0% ;当电流为 1.5 A 时,试验值与理论值最大误差为 7.3% ,与轴无偏心时仿真值的最大误差为 4.9% ,与轴有偏心时仿真值的最大误差为 3.5% 。由于试验设备原因,测试时轴可能会有偏心,而由上述分析结果可知,轴有偏心时仿真值与试验值的最大误差最小,即与试验结果最为接近,由此说明试验中轴确实存在偏心情况。另外,试验值和理论值相比误差较大,是由于理论计算时没有考虑偏心、漏磁和涡流效应等影响因素。

综上所述,通过理论、仿真与试验测试结果的对比分析可知:电磁加载装置的电磁力变化曲线趋势是一致的,电磁力随电流升高而增大,随轴转速升高而减小;轴偏心时的电磁力大于轴无偏心时的电磁力。

5 结 论

1) 电磁力动态变化与轴转速变化以及轴偏心有关,随着轴转速增大,电磁力逐渐减小,轴偏心时

的电磁力大于轴无偏心时的电磁力。在 0.5 A, 1.0 A 以及 1.5 A 3 种激励电流情况下,轴无偏心时,仿真值与试验值的最大误差分别为 6.8%, 6.7% 与 4.9%;轴偏心时,仿真值与试验值的最大误差分别为 6.1%, 4.0% 与 3.5%。

2) 相同时间内,转速越大,磁阻力矩波动越大,即磁阻力矩对轴系的影响越大。轴无偏心时,磁阻力矩在 25 Hz 时幅度最大;轴偏心时,磁阻力矩在 8.5 Hz 时幅度最大,且磁阻力矩的周期发生变化。

3) 电磁加载装置磁通密度从 E 型磁铁端部经过气隙,大部分经过加载盘下半部分且底部最为密集;轴无偏心时,磁力线对称均匀分布在电磁铁两侧;轴偏心时,磁力线在电磁铁两侧分布不对称,且离加载盘越近,磁力线越密集。零时刻时,加载盘两侧磁极的磁通密度大致对称,随着时间增加,气隙间的磁通密度呈现减弱趋势且磁通密度不对称,轴偏心使得气隙磁密的幅值变大。

参 考 文 献

- [1] 叶晓琰,杨旭林,胡敬宁,等. 半径间隙对水润滑轴承轴心轨迹的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2019, 37(9): 788-792.
YE Xiaoyan, YANG Xulin, HU Jingning, et al. Influence of radius clearance on axis track of water-lubricated bearing [J]. Journal of Drainage and Irrigation Mechanical Engineering, 2019, 37(9): 788-792. (in Chinese)
- [2] WODTKE M, LITWIN W. Water-lubricated stern tube bearing experimental and theoretical investigations of thermal effects [J]. Tribology International, 2021, 153: 106608.
- [3] LIANG X, GUO Z, TIAN J, et al. Effect of modified glass fiber on tribological performance of water-lubricated bearing [J]. Polymer Testing, 2019, 81: 106153.
- [4] JIN Y, DENG T Y, LIU Z L, et al. Research on the influence of the normal vibration on the friction-induced vibration of the water-lubricated stern bearing [J]. Journal of Vibroengineering, 2020, 22(4): 762-772.
- [5] 刘宗涛. 高速水润滑动压螺旋槽轴承动态参数测试研究[D]. 南京:东南大学, 2019.
- [6] XIE Z, SONG P, HAO L, et al. Investigation on effects of fluid-structure-interaction (FSI) on the lubrication performances of water lubricated bearing in primary circuit loop system of nuclear power plant [J]. Annals of Nuclear Energy, 2020, 141: 107355.
- [7] SHINDE A B, CHAVAN S P. Parametric investigation of surface texturing on performance characteristics of water lubricated journal bearing using FSI approach [J]. SN Applied Sciences, 2020, 2(1): 1-15.
- [8] 岳彩培,蒋科坚,周元. 电磁轴承实现振动姿态解耦的转子不平衡抑制[J]. 浙江理工大学学报(自然科学版), 2018, 39(2): 182-188.
YUE Caipei, JIANG Kejian, ZHOU Yuan. Rotor unbalance suppression for Vibration attitude decoupling of electromagnetic bearings [J]. Journal of Zhejiang University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2018, 39(2): 182-188. (in Chinese)
- [9] NEVARANTA N, JAATINEN P, J VUOJOLAINEN, et al. Adaptive MIMO pole placement control for commissioning of a rotor system with active magnetic bearings-science direct [J]. Mechatronics, 2019, 65(1): 102313.
- [10] 任正义,李乃安. 大支承载力径向电磁轴承结构设计及试验研究[J]. 轴承, 2018(4): 39-44.
REN Zhengyi, LI Naian. Structural design and experimental study of radial electromagnetic bearing with large supporting force [J]. Bearing, 2018(4): 39-44. (in Chinese)
- [11] 王楠,杨利涛,梁应选,等. 非接触式电磁加载水润滑轴承监测系统[J]. 中国机械工程, 2019, 30(24): 3004-3009.
WANG Nan, YANG Litao, LIANG Yingxuan, et al. Monitoring system of water-lubricated bearing under non-contact electromagnetic loading [J]. China Mechanical Engineering, 2019, 30(24): 3004-3009. (in Chinese)
- [12] 袁哲,王楠,王鹏,等. 水润滑轴承非接触式电磁加载装置研究[J]. 中国测试, 2020, 46(6): 95-100.
YUAN Zhe, WANG Nan, WANG Peng, et al. Research on non-contact electromagnetic loading of water-lubricated bearings [J]. China Measurement & Test, 2020, 46(6): 95-100. (in Chinese)
- [13] 邱荣华,刘宏昭. 高速电主轴非接触电磁加载装置设计与实现[J]. 中国机械工程, 2014, 25(8): 1027-1032.
QIU Ronghua, LIU Hongzhao. Design and implementation of non-contact electromagnetic loading device for high speed motorized spindle [J]. China Mechanical Engineering, 2014, 25(8): 1027-1032. (in Chinese)
- [14] 丁国平,周祖德,胡业发. 磁力轴承旋转电磁场的有限元计算及分析[J]. 武汉理工大学学报, 2012, 34(1): 114-117.
DING Guoping, ZHOU Zude, HU Yefa. Finite element calculation and analysis of rotating electromagnetic field of magnetic bearings [J]. Journal of Wuhan University of Technology, 2012, 34(1): 114-117. (in Chinese)
- [15] 邬占川. 开关磁阻电机转子偏心故障及振动分析[D]. 邯郸:河北工程大学, 2016.



第一作者简介:王楠,男,1983年12月生,博士、副教授。主要研究方向为机电设备智能监测与诊断,无线传感网络技术及应用。曾发表《旋转机械无线监测中的多普勒效应》(《振动、测试与诊断》2016年第36卷第4期)等论文。
E-mail: heroyoyu@126.com