

DOI: 10.7652/xjtuxb201912004

载荷方向对立式转子导轴承润滑性能的影响

陈飞, 金英泽, 袁小阳

(西安交通大学现代设计及转子轴承系统教育部重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 针对核主泵立式转子制造、安装、倾斜和不平衡导致的轴承载荷不确定性问题,以泵的可倾瓦导轴承为研究的目标对象,研究了载荷方向对导轴承静动特性的影响。通过数值模拟建立了定载荷方向、变轴承旋角的载荷方向转变思想;提出了基于热弹流动力润滑模型和载荷方向转变思想的润滑性能分析方法;揭示了不同载荷方向下轴承最大压力、最小膜厚、刚度和阻尼等性能参数的变化规律。计算结果表明:与典型的瓦间承载相比,轴承为典型的瓦面承载时,最小膜厚递减了 26.2%,最大水膜压力递增了 50%,功耗和温升变化不明显;载荷方向的主刚度和主阻尼分别递增了 68.8%和 44.3%,非载荷方向的主刚度和主阻尼分别递减了 87.5%和 71.1%,交叉刚度和交叉阻尼分别保持相等。该研究对立式转子导轴承的润滑性能设计具有一定的参考价值,在不确定载荷的情况下可按照瓦面承载方式进行润滑性能设计以确保安全可靠。

关键词: 可倾瓦导轴承;立式转子;载荷方向;润滑性能

中图分类号: TH133 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2019)12-0025-06

Effect of Load Direction on Lubrication Performance of the Four-Pad Water-Lubricated Tilting Guide Bearing for Vertical Rotor

CHEN Fei, JIN Yingze, YUAN Xiaoyang

(Key Laboratory of Education Ministry for Modern Design and Rotor-Bearing System, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: The tilting-pad bearing of a core main pump is taken as a research object to numerically study the influence of the load direction on the static and dynamic characteristics of the bearing and to solve the uncertainty of bearing load caused by manufacture, installation, tilting and unbalance of the pump rotor. Numerical simulation is performed to establish the load direction transformation idea of invariable load direction and variable bearing angle. A lubrication performance analysis method is proposed based on the thermoelastic flow lubrication model and the load direction transformation idea. Change rules of the maximum pressure, minimum film thickness, stiffness and damping, as well as other performance parameters, of the bearing are revealed under different load directions. Calculation results and a comparison with a typical condition of loading between the pads show that when the bearing has a typical condition of loading on the pad surface, the minimum film thickness decreases by 26.2%, the maximum water film pressure increases by 50%, while the changes of power consumption and temperature rise are not obvious. The main stiffness and main damping in the load direction increase by 68.8% and

44.3%, respectively, and the main stiffness and main damping in the non-load direction reduce by 87.5% and 71.1%, respectively. The cross stiffness and cross damping remain steady. This research may provide a reference for the lubrication performance design of the bearing of vertical rotor. It is recommended that in the case of uncertain load, the lubrication performance can be designed according to the bearing mode of pad surface to ensure safety and reliability.

Keywords: tilting-pad guide bearing; vertical rotor; load direction; lubrication performance

与固定瓦轴承相比,可倾瓦轴承能够自适应调整瓦块摆角,还能够降低轴颈不对称问题带来的负面影响,因此被越来越多的大功率机组所采用。

载荷作为可倾瓦轴承的一个重要工况参数,载荷的变化在一定程度上会影响轴承-转子系统的性能。实际工程中,由于轴承的制造和安装、轴颈倾斜、轴颈存在不平衡量以及在强磁场下轴承受到电磁拉力等原因,立式转子轴承总存在一定的径向载荷。不同的载荷方向导致轴承的承载方式发生变化,进而影响到轴承的润滑性能。文献[1]指出,载荷大小会直接影响轴承的性能,载荷过重会导致轴承碾瓦事故,载荷过轻会导致轴系失稳事故。文献[2]的数值分析结果表明,瓦块与载荷周向相对位置会对瓦块摆角特性产生一定的影响,因此研究载荷变化对轴承润滑性能的影响具有重要的指导意义。

文献[3]指出,工程机械用径向滑动轴承在工作过程中大多承受随机载荷,其大小及方向都是复杂多变、不可预测的;文献[4]基于力的正交效应,提出了一种测量滑动轴承径向变化载荷的方法,为工程中轴承径向载荷的测量提供了重要的参考依据;文献[5]通过设定实验测得了不同加载角下轴承的刚度阻尼,为转子动态性能的评估提供了参考;文献[6]通过实验得到了可倾瓦轴承在不同载荷方向下的静态偏心率和动态特性;文献[7]通过设计实验研究了不同载荷方向上波箔型空气箔片动压径向轴承的刚度。

文献[8]对可倾瓦轴承的常规八系数模型、频变八系数模型、完整动力学系数模型等3种计算模型及方法进行了研究,认为考虑瓦块热弹变形的动特性系数有利于提高计算结果的精度;文献[9]分析了载荷大小对可倾瓦径向滑动轴承静特性的影响;文献[10]分析了载荷大小对滑动轴承动力特性系数的影响,为研究载荷大小对轴承性能的影响提供了参考;文献[11]以五瓦可倾瓦径向滑动轴承为例,分析了在瓦间承载和瓦面承载两种典型工况下轴承的静动特性;文献[12]在考虑轴颈惯性力和非惯性力的基础上,研究了动压五瓦可倾瓦滑动轴承在瞬变载

荷作用下的动态行为;文献[13]研究了载荷的3种不同布置方向对可倾瓦轴承静动特性的影响,并设计实验进行验证;文献[14]分析了径向可倾瓦滑动轴承瓦块支点位置的分布情况对轴承润滑性能的影响;文献[15]通过对比分析4个不同方向瞬态冲击载荷作用下滑动轴承的特性和轴颈的轴心轨迹,发现改变轴承静载荷方向有助于提高轴承-转子系统的稳定性。

虽然国内外关于载荷对可倾瓦径向轴承性能影响的研究已经很完善,尤其是对于载荷大小变化产生的影响研究得较多,但对于载荷方向的影响研究不够全面,不能很好地反映实际工程中载荷方向的随机性,因此研究载荷方向对轴承润滑性能的影响,对于提高实际工程中轴承-转子系统的润滑性能具有重要意义。

本文针对载荷方向对可倾瓦径向轴承润滑性能的影响问题,以某立式转子用四瓦水润滑可倾瓦轴承为研究对象,在载荷大小不变的情况下调整轴承的径向载荷方向,分析不同载荷方向对轴承润滑性能的影响。

1 润滑性能计算的基本方程

1.1 导轴承载荷的随机性

实际工程中,对于立式转子-轴承系统,由于轴承的制造、安装、轴颈倾斜等问题,轴承总会承受一定的径向载荷而且方向是不确定的。针对该问题,本文的研究思路是:假定轴颈无偏斜且无制造安装等问题,即在理想工况下,给轴承施加不同方向的径向载荷,以此来模拟实际工况中轴承径向受载问题,载荷作用在垂直轴线的平面内且指向轴承的圆心,如图1所示。

在保证计算过程的准确性和计算结果精度的前提下,本文采用相对位置转换的逆向思维,即给定载荷的大小和方向,然后让轴承绕其轴线顺时针转动一定角度,研究在不同角度下轴承的润滑性能。为了便于描述轴承和载荷的相对角度,引出载荷的相对位置角这一个概念,即载荷与轴承某一直径方向

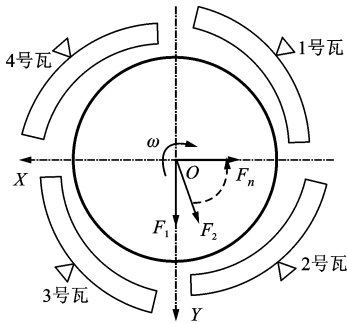


图 1 导轴承所受的径向载荷

的夹角以此来度量。同时,由于均布四瓦可倾瓦导轴承的对称性,研究载荷的相对位置角在 $0^{\circ}\sim 90^{\circ}$ 范围内轴承的润滑性能变化规律,然后对称到整周,即可得到完整的润滑性能规律。图 2 给出了轴承从图 2a 初始状态绕轴线顺时针旋转 90° 至图 2c 最终状态的过程,即为 $1/4$ 圆周。

1.2 流体动力润滑计算模型

本文均是针对每一工况下的稳态进行求解,所得数据为稳态结果。理论计算模型为非等温模型,并考虑了瓦块的热弹变形,且瓦块简化为一维悬臂梁,用到的基本方程包括:雷诺方程、膜厚方程、能量方程和温黏方程等。

1.2.1 广义雷诺方程 在满足精度要求的前提下,为了简化求解过程,本文做出以下基本假设:润滑介质为不可压缩流体,并忽略瓦块的惯性,同时忽略液膜的体积力和惯性力。基于诸多假设,直角坐标系中的广义雷诺方程^[16]可表示为

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(F_2\frac{\partial p}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(F_2\frac{\partial p}{\partial z}\right)=h\left(\frac{\partial U_2}{\partial x}+\frac{\partial W_2}{\partial z}\right)+$$
$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{U_1-U_2}{F_0}F_1\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{W_1-W_2}{F_0}F_1\right)+V_2-V_1$$

(1)

式中: $F_0=\int_0^h\frac{dy}{\mu}$; $F_1=\int_0^h\frac{ydy}{\mu}$; $F_2=\frac{1}{K_x}\int_0^h\frac{y}{\mu}(y-\frac{F_1}{F_0})dy$; U_1 、 V_1 、 W_1 为轴承切向、径向和轴向速度分

量; U_2 、 V_2 、 W_2 为轴颈切向、径向和轴向速度分量。边界条件是在轴承两侧时,润滑介质压力 $P=0$; 进水边 $P=p_0$; 出水边 $P=0$ 。

1.2.2 膜厚方程 轴承的水膜厚度由两部分组成,一部分是来自瓦块作为刚体时的水膜厚度,另外一部分是瓦块热弹变形引起的膜厚增量,因此,膜厚方程可表示为

$$h=c-(c-c')\cos(\beta-\varphi)+e\cos(\varphi-\theta)+$$
$$r\delta\sin(\beta-\varphi)+\Delta$$

(2)

式中: c 为轴承的半径间隙; c' 为轴承的安装间隙; e 为轴颈的偏心距; δ 为瓦块摆角; Δ 为瓦块热弹变形径向变化量。

1.2.3 能量方程 由于水润滑可倾瓦导轴承的水膜温度沿轴向变化很小,且相对径向和周向的温度变化可以忽略,因此在保证计算精度和准确性的前提下,将能量方程由三维降为二维,则润滑膜的二维能量方程可表示为

$$\rho c_v\left(u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}\right)=k_0\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\mu\left[\left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)^2+\left(\frac{\partial w}{\partial y}\right)^2\right]$$

(3)

式中: c_v 为比定容热容; w 为润滑介质 z 向流速; T 为润滑介质的温度; k_0 为润滑介质的传热系数。

1.2.4 黏温方程 温度与黏度的函数关系为

$$\eta=ae^{-bT}+\frac{c}{T}$$

(4)

式中: a 、 b 、 c 为待定常数,可通过最小二乘法求得。本文的润滑介质为水, a 、 b 、 c 取值分别为 0.000 2、0.006 1 和 0.020 1。

1.2.5 热弹变形方程 根据可倾瓦轴承的瓦块与支点为点或线接触的特点,将瓦块的热弹变形近似按一维悬臂梁计算,则瓦块的热弹变形方程为

$$\frac{1}{R^2}\frac{d^2\Delta}{d\phi^2}=\frac{M}{EI}+1.5\frac{q}{GA}+\frac{\alpha\Delta T}{H_b}$$

(5)

式中: M 为瓦块弯矩; E 为弹性模量; I 为截面惯性矩; G 为剪切模量; A 为截面积; q 为瓦块轴向中分面上力分布; α 为瓦块热膨胀系数; ΔT 为瓦面与瓦

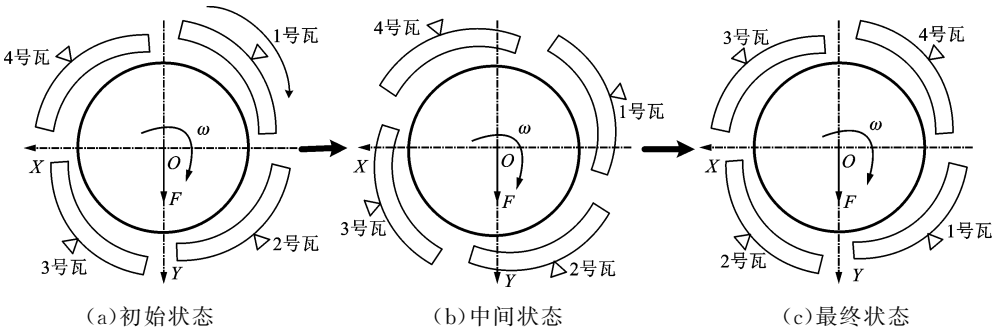


图 2 导轴承和载荷的相对位置转换

背温差; H_b 为瓦块厚度。

2 载荷方向对轴承滑动性能的影响

可倾瓦导轴承的润滑性能主要包括静特性和动特性。联立基本方程进行编程求解时,本文主要采用有限差分法,编程语言为 VB 计算机语言。具体做法是将润滑膜通过网格划分得到不同节点,然后进行差分求解。采用有限差分法的好处是一方面便于计算机编程;另一方面,可以提高求解效率。假设轴颈没有倾斜,那么轴瓦及润滑膜的各项性能参数及物理性质是轴对称的,因此,可以只计算轴向长度的一半,然后对另外一半长度进行对称赋值。润滑膜划分的节点数为径向 13 个,轴向 17 个,周向 21 个。润滑性能数值计算流程图如图 3 所示。

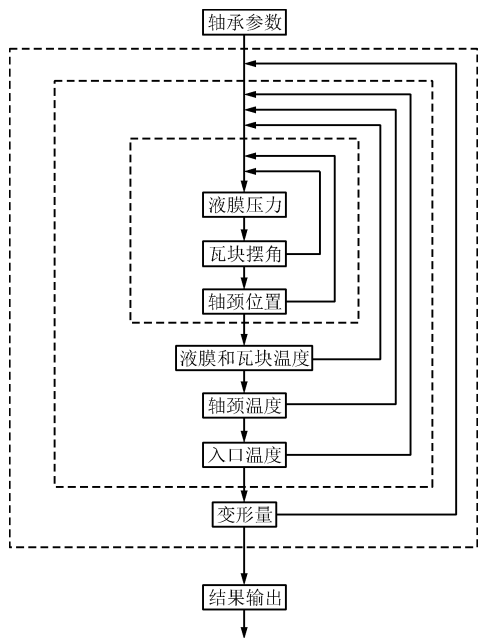


图 3 润滑性能数值计算流程图

本文静特性主要采用最小水膜厚度、偏心率、功耗和温升以及各瓦的摆角和最大水膜压力等参数进行表征;动特性主要采用刚度和阻尼等参数进行表征。

2.1 四瓦水润滑可倾瓦导轴承参数

以某主泵立式转子用四瓦水润滑可倾瓦导轴承为研究对象,研究载荷方向对可倾瓦导轴承润滑性能的影响,轴承的参数见表 1。载荷的设定主要依据实际工程问题选取,相关的项目指南中指出载荷不能超过 106 kN,本文取 100 kN。另外,由于导轴承承受径向载荷的特点,本文采用载荷和轴承相对位置转换的思想,控制载荷的大小和方向不变来调整轴承的相对位置角。

2.2 载荷方向对静态性能的影响

图 4~8 给出了不同的载荷的相对位置角下轴承的静特性参数变化。最小水膜厚度和偏心率随载荷的相对位置角的变化如图 4 所示。从图 4 中可以看出,最小膜厚和偏心率随载荷的相对位置角均呈先减小后增大的趋势;当轴承为典型的瓦面承载时,即载荷的相对位置角为 45° ,也即载荷经过支点时,最小膜厚和偏心率均出现极小值,分别为 $17.2\text{ }\mu\text{m}$ 和 0.36 左右;当轴承为典型的瓦面承载时,即载荷的相对位置角分别为 0° 和 90° 时,最小水膜厚度和偏心率分别相等,分别为 $23.3\text{ }\mu\text{m}$ 和 0.46 左右;当轴承由典型的瓦间承载变化到典型的瓦面承载的过程中,最小水膜厚度下降约 26.2%,偏心率下降约 21.7%。由此可见,与瓦面承载相比,瓦间承载时轴承的最小膜厚更大,承载能力更好,可靠性更好;而且当轴承为典型的瓦间承载时,承载能力和可靠性最好。

表 1 四瓦水润滑可倾瓦导轴承参数

直径 /mm	长径 比	间隙比 /%	支点 系数	预负荷 系数	瓦块 数	瓦块包角 /($^{\circ}$)	润滑 介质
约 410	1	0.092 8	0.5	0.5	4	80	水

进水压力 /MPa	进水温度 / $^{\circ}\text{C}$	转速 /($\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$)	载荷 /kN	载荷 形式	载荷 方向
0.1	40	1 500	100	定载	沿 Y 向

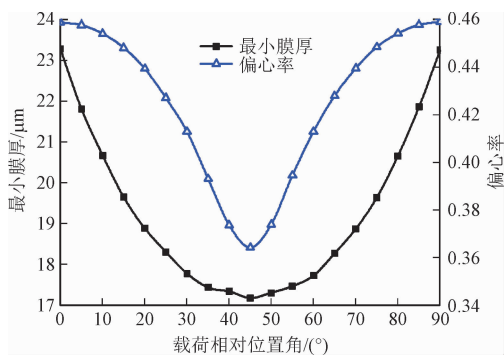


图 4 最小膜厚和偏心率随载荷相对位置角的变化

功耗和温升随载荷相对位置角的变化如图 5 所示。从图 5 中可以看出,随着载荷相对位置角的增加,功耗先减小后增加,轴承为典型的瓦间承载时,功耗出现最大值,约为 5.8 kW;轴承为典型的瓦面承载时,功耗出现极小值,约为 5 kW。在此过程中,功耗下降 13.8% 左右,而且当轴承为典型的瓦间承载时,功耗相等,温升相等。另外,随着载荷的相对位置角的变化,功耗和温升的变化不明显。出现上述现象可能是因为水的比热容较大、黏度较小,导致

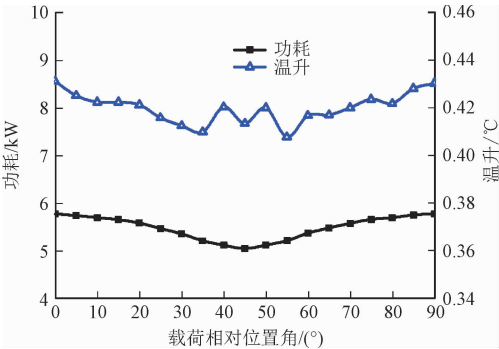


图 5 功耗和温升与载荷相对位置角的关系

摩擦产生的热量较少,温度变化不明显。

载荷相对位置角变化过程中,轴承各瓦摆角的变化如图 6 所示。从图 6 中可以看出,在载荷相对位置角从 0°增加到 90°的过程中,1 号瓦的摆角先逐渐减小后略有增加,2 号瓦和 3 号瓦的摆角逐渐增大,4 号瓦的摆角逐渐减小。

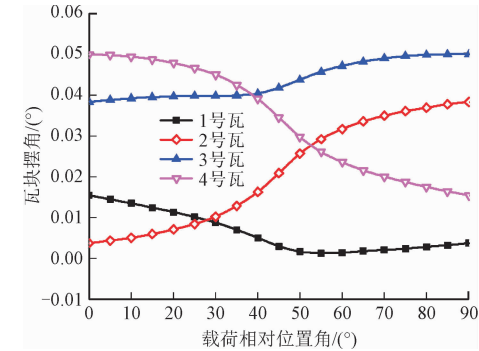


图 6 瓦块摆角与载荷相对位置角的关系

轴承各瓦的最大水膜压力随载荷相对位置角的变化如图 7 所示。从图 7 中可以看出,随着载荷相对位置角的增大,1 号瓦的最大水膜压力呈递增趋势,上升了 2.2 MPa 左右;2 号瓦的最大水膜压力先增加后减小,且当轴承为典型的瓦面承载时出现极大值,约为 3.6 MPa,当轴承为典型的瓦间承载时,2 号瓦的最大水膜压力约为 2.4 MPa,该过程下降约

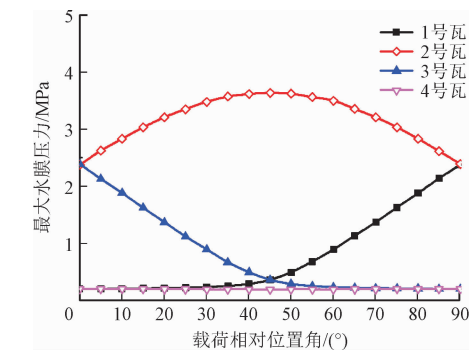


图 7 最大水膜压力与载荷相对位置角的关系

33.3%左右;3 号瓦的最大水膜压力呈递减趋势,下降了 2.2 MPa 左右;4 号瓦的最大水膜压力变化不明显。出现上述现象可能是因为载荷方向变化的过程中,承载瓦的数量发生变化,先是 2 号瓦和 3 号瓦共同承载,然后变为仅 2 号瓦承载,最后是 1 号瓦和 2 号瓦共同承载。载荷的大小不变,承载瓦的变化导致 1 号瓦、2 号瓦和 3 号瓦的载荷分配出现变化。

偏位角随载荷相对位置角的变化如图 8 所示。从图 8 中可以看出,在载荷相对位置角变化过程中,偏位角近似呈正弦变化趋势;当轴承为瓦间承载和典型的瓦面承载时,偏位角为 0°;当载荷相对位置角分别为 30°和 60°左右时,偏位角出现极大值和极小值,分别为 14°和-14°左右。由此可见,当轴承为瓦间承载和典型的瓦面承载时偏位角为 0°,而轴承在非典型瓦面承载时偏位角不为 0°。

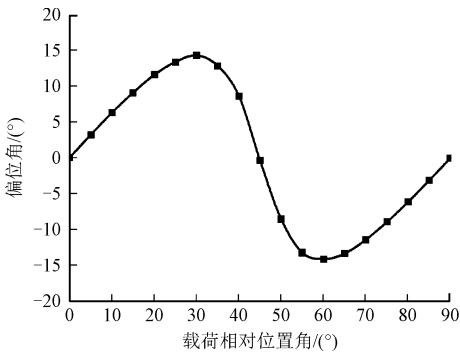
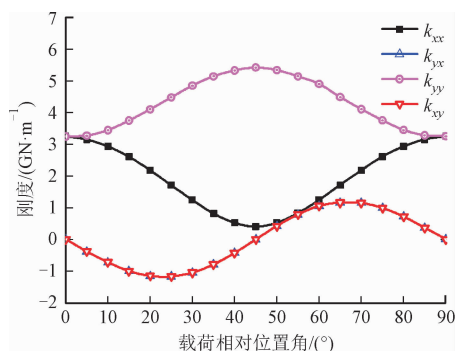


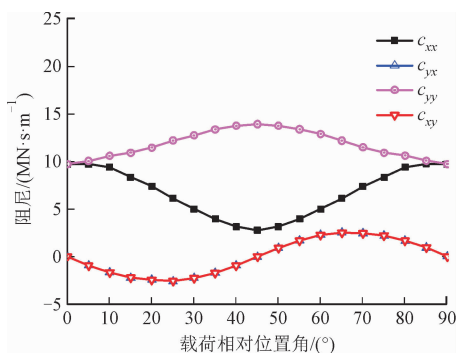
图 8 偏位角与载荷相对位置角的关系

2.3 载荷方向对动态性能的影响

轴承的刚度和阻尼随载荷相对位置角的变化如图 9 所示。从图 9 中可以看出,随着载荷相对位置角的增大,非载荷方向的主刚度 k_{xx} 和主阻尼 c_{xx} 先减小后增大,载荷方向的主刚度 k_{yy} 和主阻尼 c_{yy} 先增大后减小,交叉刚度 k_{yx} 与 k_{xy} 和交叉阻尼 c_{yx} 与 c_{xy} 的变化呈类正弦变化趋势;当轴承为典型的瓦面承载时, k_{xx} 和 c_{xx} 出现极小值,分别为 0.4×10^9 N/m 和 2.8×10^6 N · s/m, k_{yy} 和 c_{yy} 出现极大值,分别为 5.4×10^9 N/m 和 1.4×10^7 N · s/m;当轴承为典型的瓦间承载时, $k_{xx} = k_{yy} = 3.2 \times 10^9$ N/m, $c_{xx} = c_{yy} = 9.7 \times 10^6$ N · s/m;轴承由典型的瓦间承载转变为典型的瓦面承载过程中, k_{xx} 约减小 87.5%, k_{yy} 约增加 68.8%, c_{xx} 约减小 71.1%, c_{yy} 约增加 44.3%, k_{yx} 与 k_{xy} 保持相等, c_{yx} 与 c_{xy} 保持相等;当轴承为典型的瓦间承载时,交叉刚度和交叉阻尼相对主刚度和主阻尼可忽略。由此可见,瓦面承载时,轴承在载荷方向上的抗振性和可靠性较好。



(a) 轴承刚度



(b) 轴承阻尼

图9 刚度和阻尼与载荷相对位置角的关系

3 结 论

以四瓦水润滑可倾瓦导轴承为研究对象,针对实际工况中由于轴承的制造和安装、轴颈的倾斜和存在不平衡量以及环境因素等产生的径向载荷方向不确定性问题,采用相对方向转换的思想,研究了不同载荷方向对轴承润滑性能的影响,并对该轴承的润滑性能进行了计算分析,可得出以下结论:

(1) 载荷方向对轴承功耗和温升的影响不大,而对最小膜厚和最大水膜压力影响较大,从典型的瓦间承载变为典型的瓦面承载过程中,轴承水膜的最小膜厚递减,减少了约 26.2%,最大水膜压力递增,增加了约 50%,因此适当调整载荷方向,将有利于提高轴承的可靠性和承载能力;

(2) 轴承的交叉刚度和交叉阻尼分别保持相等这一特性不受载荷方向的影响,而主刚度和主阻尼受载荷方向的影响较为明显,从典型的瓦间承载变为典型的瓦面承载过程中, k_{xx} 递减,约减小了 87.5%, k_{yy} 递增,约增加了 68.8%, c_{xx} 递减,约减小了 71.1%, c_{yy} 递增,约增加了 44.3%,因此适当控制载荷方向将有利于提高轴承的抗振性和稳定性;

(3) 本文关于载荷方向对轴承静动特性影响的研究主要适用于立式转子,相对准确地模拟了实际

工程中立式转子导轴承由于制造、安装、轴颈倾斜等产生的径向载荷的方向随机性问题,对于研究实际应用工程中的应用具有一定的参考价值。

参考文献:

- [1] 魏艳辉, 苏秦, 曹兴, 等. 多支撑轴系滑动轴承载荷测量实验研究 [J]. 汽轮机技术, 2016, 58(2): 119-121.
WEI Yanhui, SU Qin, CAO Xing, et al. Experimental research on journal bearing load test method for rotor system with multiple supports [J]. Turbine Technology, 2016, 58(2): 119-121.
- [2] 朱爱斌, 杨玉磊, 陈渭, 等. 四瓦可倾瓦轴承瓦块摆动特性 [J]. 机械工程学报, 2014, 50(9): 43-47.
ZHU Aibin, YANG Yulei, CHEN Wei, et al. Swing characteristic of pads in four-pad tilting pad bearing [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 58(2): 119-121.
- [3] ARMENTROUT R W, PAQUETTE D J. Rotordynamic characteristics of flexure-pivot tilting-pad journal bearings [J]. Tribology Transactions, 1993, 36(3): 443-451.
- [4] 闫玉平, 朱永生, 张优云, 等. 工程机械用滑动轴承径向载荷测试方法研究 [J]. 中国测试, 2015, 41(1): 9-12.
YAN Yuping, ZHU Yongsheng, ZHANG Youyun, et al. Study on test method of radial load of sliding bearing for engineering machinery [J]. China Measurement and Test, 2015, 41(1): 9-12.
- [5] BRETHING R, PRIOR R J, FLACK R D, et al. Load direction effects on measured static and dynamic operating characteristics of tilting pad journal bearings [J]. Australian Journal of Mechanical Engineering, 2005, 2(2): 143-150.
- [6] KIM W, KIM T, LIM D, et al. Rotordynamic analysis for integrally geared air compressor using measured dynamic coefficients of tilting pad journal bearings [M]. New York, USA: Springer International Publishing, 2015: 1391-1404.
- [7] 王法义. 空气箔片轴承设计、制造及其静态和动态特性实验研究 [D]. 长沙: 湖南大学, 2014: 33-40.
- [8] 纪峰, 袁小阳, 张宏涛, 等. 可倾瓦轴承动态特性计算模型及方法研究 [J]. 汽轮机技术, 2012, 54(2): 105-108.
JI Feng, YUAN Xiaoyang, ZHANG Hongtao, et al. The method and calculation model of dynamic performances of oil-film of tilting-pad bearing [J]. Turbine Technology, 2012, 54(2): 105-108.

(下转第 37 页)