摇摆工况下两种舰船转子轴承系统的安全性与稳定性研究

张磊¹, 裴世源^{1*}, 徐华^{1,2}

1. 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, 西安 710049;

2. 新疆大学机械工程学院, 乌鲁木齐 830047

* E-mail: peishiyuan@mail.xjtu.edu.cn

收稿日期: 2017-03-28; 接受日期: 2017-10-28; 网络发表日期: 2018-01-10

国家自然科学基金项目(批准号: 51605367, 51575421)和陕西省工业科技攻关项目(批准号: 2015GY022)资助

摘要 倾斜摇摆工况下, 轴承承受载荷随时间变化, 这必然会影响轴承支撑的转子系统的安全性与稳定性分析结果, 仅通过稳态分析难以保证支撑轴承自身的安全性和可靠性. 本文采用西安交通大学润滑理论与轴承研究所多年积累的转子轴承系统动力学分析软件DLAP(dynamic lubrication analysis program), 求解包含瞬态项的Reynolds方程和黏温方程, 得到了正常工况下椭圆瓦、错位瓦轴承关键的运行参数如最小油膜厚度、最大油膜压力、温升、功耗和流量, 同时对比分析了摇摆工况下两种轴承的轴心轨迹和油膜压力的变化. 此外, 基于轴承刚度和阻尼的分段线性化假设, 建立不同横摇角度的转子轴承模型, 耦合求解两种轴承支撑的转子系统的动力学模型, 采用特征值和特征向量, 不平衡响应分析、稳定性分析和瞬态动力学分析等手段, 研究轴系的稳定性和安全性, 最终得出摇摆工况下椭圆瓦轴承和错位瓦轴承支撑的转子系统的动力学特性.

关键词 摇摆工况, 椭圆瓦轴承, 错位瓦轴承, 转子动力学, 刚度阻尼分段线性化

1 引言

舰船作为一种重要的交通工具, 不论在民用方面还是军事方面都发挥着极其重要的作用, 由于舰船处于倾斜摇摆的特殊环境下, 轴承承受载荷随时间变化, 对支撑轴承自身的安全性和可靠性产生很大影响, 甚至可能造成舰船发生安全事故, 这不仅会影响舰船交通运输业的发展, 同时也对船员和乘客的生命财产安全构成了极大的威胁.

舰船在海上航行时, 由于处于海风波浪冲击等各

种扰动因素的特殊环境下, 会使舰船发生低频的横摇和纵摇等摇摆运动, 由于轴承支撑的转子系统固定在舰船的船体上, 舰船倾斜摇摆的特殊运动状态产生的低频大位移振动会通过船体传递给轴承支撑, 然后经过轴承传递到转子系统. 尽管船体纵摇和横摇运动产生的振动频率远远低于舰船轴承转子系统的转速, 但这些振动还是会通过滑动轴承油膜力对舰船动力装置转子系统的动力学特性产生很大的影响, 从而对轴承的安全性以及轴承支撑的转子系统的稳定性产生影响. 为了提高舰船在倾斜摇摆等复杂海况下航行时的

引用格式: 张磊, 裴世源, 徐华. 摇摆工况下两种舰船转子轴承系统的安全性与稳定性研究. 中国科学: 技术科学, 2018, 48: 369–381

Zhang L, Pei S Y, Xu H. Safety and stability of two kinds of ship rotor bearing system under rolling condition (in Chinese). Sci Sin Tech, 2018, 48: 369–381, doi: [10.1360/N092017-00094](https://doi.org/10.1360/N092017-00094)

可靠性和安全性, 同时为了弥补研究舰船滑动轴承支撑的转子系统的稳定性时忽略了海上风浪等各种扰动因素的影响, 很有必要针对倾斜摇摆工况下滑动轴承的安全性和轴承支撑的转子的稳定性进行深入分析和研究.

对轴承安全性和转子稳定性的研究, 许多学者投入其中并在理论和实验研究方面取得了一系列成果. Han和Chu^[1]研究在周期性摆角运动下, 对柔性转子轴承系统运行参数稳定性的影响; 刘树鹏^[2]研究了舰船纵横倾作用下转子轴承系统动力学特性, 得到了摇摆参数对系统动力学特性的影响; 何江洋等人^[3]研究了船舶倾斜摇摆下系统主要设计参数对推力轴承位移特性与系统固有频率的影响, 发现主要设计参数对系统固有频率影响较小, 但能够有效隔离推进轴系振动; 王琳等人^[4]针对表面织构对转子轴承系统稳定性影响进行了实验研究, 发现合理的表面织构设计, 可以有效提高径向滑动轴承支撑的转子系统的稳定性; 张卫和朱均^[5]研究了大型转子-滑动轴承系统运动稳定性, 得到了转子、轴承子系统之间稳定性的关系和影响; 易均等人^[6]研究了歪斜安装对组配轴承转子系统动力学特性的影响, 发现合理利用轴承歪斜后的非均匀间隙特性, 有助于改善系统运行的动力特性; 闫佳佳等人^[7]研究了倾斜状态下气体止推箔片轴承静特性, 发现采用迭代法和有限差分法相结合进行数值求解收敛速度快以及气体止推箔片轴承静特性的变化规律.

以上学者分别在不同工况条件下对转子轴承系统动力学特性进行研究, 并且取得了有意义的成果, 但是目前在摇摆工况下, 针对轴承支撑的转子系统的动力学特性的研究工作非常少, 还存在很多问题. 本文以某舰船发电机转子轴承系统为例, 研究椭圆瓦轴承和错位瓦轴承的润滑特性, 通过分析轴承的关键运行参数, 证明两种轴承在正常工况下的安全性; 接着针对摇摆工况, 利用轴承刚度和阻尼分段线性化假设, 建

立椭圆瓦和错位瓦轴承支撑的转子系统动力学模型, 通过专业转子动力学软件DLAP耦合求解轴承转子系统动力学方程, 详细研究了转子系统的稳定性分析、不平衡响应和瞬态动力学分析, 最终得到椭圆轴承和错位瓦轴承支撑的转子系统在摇摆工况下的动力学特性.

2 正常工况轴承的安全性评定

在正常工况下对椭圆瓦、错位瓦轴承进行润滑特性分析, 根据轴承的实际工况参数、轴承参数(表1), 采用本课题组研发的转子轴承系统计算软件DLAP求解包含瞬态项的Reynolds方程和黏温方程, 得到正常工况下椭圆瓦、错位瓦轴承关键的运行参数如最小油膜厚度、最大油膜压力、温升、功耗和流量, 判断轴承的安全性评定结果, 并验证DLAP软件计算结果的正确性, 确保后面摇摆工况下分析计算可靠.

为研究轴承流体润滑系统的摩擦学性能, 经典方法是借助有限元或有限差分等数值方法, 通过求解Reynolds方程得到压力分布后, 进而求得其他感兴趣的统计量, 如摩擦力(矩)、承载力以及摩擦系数等. 各种流体润滑问题都涉及在微小间隙中的黏性流动, 描写这种物理现象的基本方程为Reynolds方程, 它的普遍形式为

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \times \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \times \frac{\partial p}{\partial y} \right) \\ &= 6(U_1 + U_2) \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + 6(V_1 + V_2) \frac{\partial(\rho h)}{\partial y} \\ &+ 6\rho h \frac{\partial(U_1 + U_2)}{\partial x} + 6\rho h \frac{\partial(V_1 + V_2)}{\partial y} + 12 \frac{\partial(\rho h)}{\partial t}, \end{aligned} \quad (1)$$

式中, h 为油膜厚度(m); x 为轴承周向展开方向的坐标(m); y 为轴承轴向坐标(m); t 为时间(s); p 为油膜压力(Pa); U , V 分别为轴颈相对轴瓦的相对速度的切向分

表1 轴承参数

轴承类型	直径(mm)	宽度(mm)	半径间隙(mm)	间隙比	径向载荷(N)	预负荷	载荷角	润滑油牌号	进油压力(MPa)	进油温度(℃)
椭圆瓦轴承	120	60	0.117	0.00195	8723	0.5	-90°	N68汽轮机油	0.1~0.2	40~50
错位瓦轴承	120	60	0.092	0.00153	8723	0.5	-90°	N68汽轮机油	0.1~0.2	40~50

量和径向分量(m/s), $U=(\Omega \cdot r)$; Ω 为主轴角速度(rad/s); μ 为润滑介质动力黏度(Pa·s); ρ 为流体密度(kg m^{-3}); 式(1)是典型的椭圆型偏微分方程, 仅在特殊情况(如一维倾斜滑块)下才可能求得解析解, 在通常情况下无法用解析方法求解精确解. 数值方法是求解该润滑问题的有效途径, 本课题组自主研发计算软件DLAP, 采用有限元法求解包含瞬态项的Reynolds方程和黏温方程的数值方法来求解. 虽然有限元计算过程较为复杂, 但该方法计算过程中的每个模块均已成熟, 如单元形函数的选择, 单元刚度矩阵形成, 整体刚度矩阵的组装以代数方程组的求解等模块均已标准化. 因此, 本文将采用有限元法对Reynolds方程进行求解比较合理.

软件DLAP的润滑特性计算结果如图1和图2所示.

正常工况下根据表1的参数, 利用DLAP软件对两种轴承进行润滑特性计算分析, 得到载荷竖直向下, 转速为6500和7500 r/min的计算结果如表2. 并对计算

结果进行对比分析. 可以看出椭圆瓦、错位瓦轴承的温升、最小油膜厚度和流量均满足使用要求, 该设计参数满足工况要求.

3 摇摆工况轴承安全性评定

3.1 倾斜和摇摆环境

在海面停泊或航行的舰船由于波浪的强迫摇摆和舰船本身固有的摇摆, 舰载机武器系统不可避免地随着载机平台出现平移、旋转等摇摆方式的运动, 主要表现为倾斜环境和摇摆环境.

倾斜环境包括横倾和纵倾两种形式^[8]. 横倾和纵倾这两种状态指舰船具有横向倾斜的浮态和相对于设计水线具有纵向倾斜的浮态. 摇摆环境分为纵摇、横摇、首摇、纵荡、横荡和垂荡6种形式^[9], 6种形式的摇摆不一定同时存在, 摇摆形式主要根据船舶相对于

图1 (网络版彩图)椭圆瓦轴承润滑特性参数. (a) 6500 r/min; (b) 7500 r/min

图2 (网络版彩图)错位瓦轴承润滑特性参数. (a) 6500 r/min; (b) 7500 r/min

表 2 计算结果

轴承类型	椭圆瓦轴承		错位瓦轴承	
	6500 (r/min)	7500 (r/min)	6500 (r/min)	7500 (r/min)
比压(MPa)	1.21	1.21	1.21	1.21
最大油膜压力(MPa)	4.30	4.23	4.41	4.41
工作温度(°C)	64.3	65.5	59.9	61
油量(L/min)	12.2	14	22.6	26
最小油膜厚(μm)	53.5	53.5	56.1	58.6
功耗(kW)	5.52	6.89	6.38	7.97

波浪的航向位置而定。横摇和纵摇是最主要的两种形式。横摇和纵摇这两种状态指舰船绕其横轴、纵轴所做的周期性角位移运动。由于倾斜和摇摆的作用, 安装在舰船上的设备在结构强度、工作性能和精度等方面会受到一定程度的影响。如破坏设备内部作用力平衡、改变轴承受条件、液态介质溢出和仪表显示失常等。因此, 为确保设备的可靠性, 对在倾斜和摇摆状态下性能受到影响或具有旋转运动、液态介质和重力不平衡运动系统的设备, 要求进行倾斜和摇摆计算分析和试验, 以考核、评定设备在此环境下工作的适应性和结构的完好性。

摇摆试验条件及严酷等级由下列参数来确定: 倾斜试验的严酷等级由倾斜角度和试验持续时间2个参数来确定; 摇摆试验的严酷等级由摇摆角度(纵摇、横摇、首摇)或线加速度幅值(纵荡、横荡、垂荡)、摇摆周期和试验持续时间3个参数来确定。倾斜和摇摆环境严酷度的定量值是根据需求和预测的倾斜和摇摆环境状态来确定。本文使用我国标准GJB150.23A-2009中规定的水面舰船和潜艇设备的试验严酷等级来分析研究(表3)。

本文主要研究摇摆环境下, 轴承转子系统的动力学特性, 由于纵摇 $\pm 10^\circ$ 不会对转子的横向振动产生明显影响, 所以重点考虑横摇 $\pm 45^\circ$ 工况。图3为横摇工况

图 3 (网络版彩图)为横摇工况示意图

示意图, 外圈上下两个圆弧代表轴承, 中心圆代表轴颈, 箭头代表横摇工况下轴颈受力方向。在正常工况, 舰船不发生摇摆, 受力方向不变竖直向下(力为自身重力); 当处于摇摆工况, 转子轴承系统左右摇摆, 受力方向竖直向下, 可以假设转子轴承系统固定不动, 受力方向在 $\pm 45^\circ$ 范围内摆动, 从而使摇摆工况得到合理的转化。

舰船的摇摆运动属于低频运动, 频率一般小于1 Hz, 轴承油膜的迟滞在低频运动中几乎不会产生影响。本文中在5 s时间内, 舰船摇摆 $\pm 45^\circ$, 摇摆运动的频率为0.2 Hz, 属于低频运动; 而且轴承油膜处于一定体积的压力空间, 由于油膜黏度的影响, 油膜不会随着摇摆运动发生快速改变。舰船摇摆运动与轴承理论上耦合, 但是在实际应用中轴承对载荷的影响一般忽略不计。

舰船摇摆运动的频率为0.2 Hz, 转子的工作转速

表 3 中国舰船装备倾斜和摇摆环境严酷度^{a)}

运动状态	角度	周期 (s)	试验持续时间 (min)
纵倾*	$\pm 10^\circ$	—	前后各不少于30
横倾*	$\pm 15^\circ$	—	左右各不少于30
纵摇	$\pm 10^\circ$	4~10	不少于30
横摇	$\pm 45^\circ$	3~14	不少于30

a) *表示具体角度由产品规范规定

为6500 r/min, 转子运动频率约为108 Hz; 舰船的摇摆运动频率远小于转子的运动频率, 频率区间相差很大, 它们之间几乎不发生耦合, 在工程实践应用中一般忽略倾斜摇摆运动与转子运动之间的耦合振荡.

根据我国标准GJB150.23A-2009, 选择在5 s时间内, 摇摆 $\pm 45^\circ$ 进行分析计算. 竖直向下径向载荷在此横摇条件下, 沿x和y方向载荷分量的变化如图4所示.

3.2 轴心轨迹对比

在5 s时间内, 摇摆 $\pm 45^\circ$, x和y方向载荷变化的条件下(如图4), 逐步求解Reynolds方程, 在时域采用RK方法逐步积分, 计算摇摆工况下椭圆瓦、错位瓦轴承的轴心轨迹^[10]. 计算结果如图5所示.

图5为摇摆工况下椭圆瓦和错位瓦轴承的轴心轨迹变化, 其中外部圆为轴颈与轴承的间隙圆; 内部圆弧曲线为轴心运动轨迹; 圆点为轴心位置, 它沿着曲线运动; 向下的箭头为受力方向, 在摇摆工况下受力方向会在摇摆 $\pm 45^\circ$ 范围摆动. 通过观察轴心轨迹动态图, 看出摇摆工况下椭圆瓦轴承以横摆为主, 错位瓦轴承以纵摆为主, 同时可以发现每个摇摆周期后, 轴心均缓慢运动回到稳定平衡位置, 并且轴心从平衡位置出去和回来的轨迹完全重合(轴心轨迹为一条曲线, 而不是封闭圆), 因此转子的惯性效应不明显.

通过上面的分析得到轴心在整个摇摆周期内运动的惯性效应都不明显, 因此可以把轴承的刚度和阻尼沿轴心轨迹线分段, 在每一段轴承都有线性化的刚度和阻尼, 这样既可以简化计算, 也可以确保在不同的

横摇角度, 分析转子动力学行为具有足够的精度.

具体做法是: 假设轴心在 -45° , -30° , -15° , 15° , 30° , 45° 不同的横摇角度为静平衡位置(转子在静平衡位置轴承具有线性化的刚度和阻尼), 然后在这些横摇角度求解Reynolds方程得到轴承的静特性, 用小扰动法得到轴承在这些点的刚度和阻尼; 再把轴心轨迹分段, 以 -45° , -30° , -15° , 15° , 30° , 45° 为中心, 把轴心轨迹分为 $-45^\circ \sim -37.5^\circ$, $-37.5^\circ \sim -22.5^\circ$, $-22.5^\circ \sim 0^\circ$, $0^\circ \sim 22.5^\circ$, $22.5^\circ \sim 37.5^\circ$, $37.5^\circ \sim 45^\circ$ 共6段, 每一段的刚度和阻尼分别对应在其中心横摇角度计算得到的刚度和阻尼. 这样就把摇摆工况下的动态计算用静平衡位置的静态计算代替, 在每一段具有确定的刚度和阻尼, 省去了考虑轴心位置变化需要不断求解Reynolds方程的过程, 极大地简化了后续动力学计算.

3.3 最大油膜压力和最小油膜厚度对比

在前面描述的载荷工况下, 求解包含瞬态项的Reynolds方程和黏温方程, 得到两种轴承的最小油膜厚度和最大油膜压力随时间的变化如图6所示^[11,12]. 由图6可知, 错位瓦轴承的油膜压力和最小油膜厚度变化平缓, 椭圆瓦轴承变化比较剧烈, 说明错位瓦轴承更加适用于摇摆工况下工作.

4 摇摆工况转子的动力学特性

4.1 转子模型

根据舰船实际工况下转子工作数据, 分别建立了椭圆瓦轴承和错位瓦轴承支撑方案的转子模型, 如图7所示. 对该转子轴承模型, 可以根据摇摆工况设置不同摇摆角度, 然后分别以椭圆瓦轴承、错位瓦轴承为支撑建立系统模型进行动力学分析. 两种轴承的详细参数见表1. 需要指出的是, 采用转子自重作为静载荷计算轴承动特性系数, 进而进行转子动力学计算.

模型描述: 基于轴承刚度和阻尼的分段线性化假设, 建立了两端轴承支撑的转子系统模型^[9]. 整个系统离散为26个节点, 共25个单元. 系统的振动微分方程为

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) = F(t),$$

其中, M 为结构质量矩阵; C 为阻尼矩阵; K 为结构刚度矩阵; x 为位移矩阵; F 为载荷矩阵. 阻尼矩阵 C 考虑陀螺效应和Rayleigh阻尼矩阵, Rayleigh阻尼矩阵为 M 和

图4 (网络版彩图)摇摆工况轴承的载荷变化

图 5 (网络版彩图)摇摆工况轴承轴心轨迹. (a) 椭圆瓦轴承轴心轨迹; (b) 错位瓦轴承轴心轨迹

图 6 (网络版彩图)摇摆工况最大油膜压力和最小油膜厚度的变化. (a) 椭圆瓦轴承; (b) 错位瓦轴承

图 7 (网络版彩图)转子模型

K 的线性组合, 即 $\alpha M + \beta K$, 其中 α 和 β 是不依赖于频率的常数, 它们与系统的阻尼系数和前两阶固有频率有关。 $F(t)$ 由不平衡力和重力组成。不平衡力在下文不平衡响应分析给出。

4.2 摇摆工况轴承刚度和阻尼

轴承刚度和阻尼对转子的动力学特性具有决定性影响。确定轴承刚度和阻尼是研究转子轴承系统动力学特性的必须前提条件。因此需要首先求解轴承的刚

度和阻尼。

根据实际倾斜摇摆工况和中国海军舰船装备倾斜和摇摆环境严酷度标准(表3), 基于轴承刚度和阻尼的分段线性化假设, 分别建立横摇 -30° , -15° , 15° , 30° 的两种轴承支撑的转子模型(横摇 $\pm 45^\circ$ 计算过程和横摇 $\pm 30^\circ$ 相同, 而且横摇 $\pm 30^\circ$ 可以满足实际工况要求), 用小扰动法计算每个横摇角度静态的刚度和阻尼, 然后利用得到的刚度和阻尼进行后续的动力学分析。

4.3 转子轴承系统的稳定性分析

根据API-684标准^[13], 在工作转速内若对数衰减率大于0.1表示系统具有足够的稳定裕度, 无需进一步的稳定性分析; 若对数衰减率小于0.1则系统稳定性不佳, 需要做进一步分析; 若对数衰减率小于0, 则表示系统很可能发生失稳现象。对转子模型进行有阻尼特征值分析, 可得两种轴承支撑方案下的对数衰减率, 如图8所示, 图中黑色点表示对数衰减率大于0.1, 绿色点表示大于0而小于0.1, 红色点表示小于0。

4.3.1 摇摆工况下椭圆瓦轴承稳定性分析

摇摆工况下, 椭圆瓦轴承支撑转子对数衰减率如图8所示。从图中观察到在6500~7500 r/min的工作范围内, 横摇 -30° 和 -15° 出现红色圆点, 对数衰减率小于0, 因此椭圆瓦在机组右倾 30° 和 15° 时很有可能发生失稳, 因此应谨慎选用椭圆瓦轴承。

4.3.2 摇摆工况下错位瓦轴承稳定性分析

摇摆工况下, 错位瓦轴承支撑转子对数衰减率如图9所示。从图中观察到在6500~7500 r/min的工作范围内, 全部是黑色圆点, 对数衰减率大于0.1; 在横摇 -30° , 15° 情况下, 转速大约为9500 r/min, 远远超过工作转速时, 才会出现红色圆点, 对数衰减率小于0, 这表明在工作转速下系统具有足够的稳定裕度。

4.4 不平衡响应分析

在转子动力学分析中稳态不平衡响应的计算与临界转速计算是同等重要的基本任务。不平衡响应分析

图 8 (网络版彩图)摇摆工况下, 椭圆瓦轴承支撑下转子的对数衰减率. (a) 横摇 -30° ; (b) 横摇 -15° ; (c) 横摇 15° ; (d) 横摇 30°

图9 (网络版彩图)摇摆工况下, 错位瓦轴承支撑转子对数衰减率. (a) 横摇 -30° ; (b) 横摇 -15° ; (c) 横摇 15° ; (d) 横摇 30°

也可以用来确定转子的临界转速, 但它更重要的任务是求解转子系统在不平衡作用下的不平衡响应, 分析研究如何限制最大不平衡响应. 在不平衡响应计算结果中, 可以得到转子在计算频域范围内的最大响应值, 同时也可以得到工作转速范围内的最大响应值.

根据API 684标准计算可得转子的不平衡量限值为 $3.38 \text{ kg} \cdot \text{mm}$, 通过无阻尼临界转速和模态振型可知, 在工作转速内, 仅存在一阶临界转速, 所以为了充分激发第一阶阵型, 故在转子的中央位置16号节点添加不平衡量 $3.38 \text{ kg} \cdot \text{mm}$. 然后, 在 $0 \sim 9000 \text{ r/min}$ 的范围内计算转子的不平衡响应. 关于不平衡质量的大小和位置的更详细计算方法请参阅API 684(2010) 2~107页^[13].

4.4.1 摇摆工况下椭圆瓦轴承的不平衡响应分析

根据轴承刚度和阻尼分段线性化假设, 分别对横摇 -30° , -15° , 15° , 30° 的椭圆瓦轴承支撑的转子模型进行有阻尼谐响应分析, 可得到各点转子的不平衡响应, 其中前轴承处的 x 和 y 方向的位移随转速的变化如

图10所示.

从图10的分析结果可以观察到前轴承处(6节点) x 和 y 方向的位移随转速的变化的曲线(Bode图), 从而得到共振的转速和振幅, 如表4所示. 在过临界转速时轴颈出现共振峰, 在摇摆工况下, 横摇 -15° 出现最大振幅, 峰值为 $12.39 \mu\text{m}$ (转速 1925 r/min); 在工作转速 $6500 \sim 7500 \text{ r/min}$ 范围内, 振幅都较小, 符合工况要求.

4.4.2 摇摆工况下错位瓦轴承的不平衡响应分析

根据轴承刚度和阻尼分段线性化假设, 分别对横摇 -30° , -15° , 15° , 30° 的错位瓦轴承支撑的转子模型进行有阻尼谐响应分析, 可得到各点转子的不平衡响应, 其中前轴承处 x 和 y 方向的位移随转速的变化如图11所示.

从图11的分析结果可以观察到前轴承6节点处 x 和 y 方向的位移随转速的变化的曲线(Bode图), 从而得到共振的转速和振幅, 如表4所示. 在过临界转速时轴颈出现共振峰, 在摇摆工况下, 横摇 -30° 出现最大振幅

图 10 (网络版彩图) 摇摆工况椭圆瓦轴承支撑转子的不平衡响应. (a) 横摇 -30° ; (b) 横摇 -15° ; (c) 横摇 15° ; (d) 横摇 30°

表 4 不平衡响应峰值

摇摆角度($^\circ$)	方向	椭圆瓦轴承		错位瓦轴承	
		转速 (r/min)	振幅峰值	转速 (r/min)	振幅峰值
横摇 -30°	x	2005	8.75	3332	7.97
	y	1965	2	3131	-
横摇 -15°	x	1925	12.39	3131	6.16
	y	1925	3.27	6146	5.72
横摇 15°	x	3927	4.91	3130	4.19
	y	4978	5.37	5864	6.75
横摇 30°	x	4618	5.87	2849	3.38
	y	4658	5.83	5462	6.79

图 11 (网络版彩图)摇摆工况错位瓦轴承支撑转子的不平衡响应. (a) 横摇 -30° ; (b) 横摇 -15° ; (c) 横摇 15° ; (d) 横摇 30°

峰值为 $7.79\ \mu\text{m}$ (转速 $3332\ \text{r/min}$); 在工作转速 $6500\sim 7500\ \text{r/min}$ 范围内, 振幅都很小, 符合工况要求。

从以上分析结果, 发现摇摆工况下的幅频响应曲线峰值处放大系数AF值都很小, 曲线变化很平缓; 其中椭圆瓦轴承最大AF值为2.0, 错位瓦最大AF值为1.37, 说明错位瓦轴承的阻尼特性更好, 具有很好的抗振性, 有利于在摇摆工况下稳定运行。

4.5 瞬态动力学响应

对转子模型进行全瞬态动力学分析可得到转子各点的位移随时间的变化, $6500\ \text{r/min}$ 时前轴承处x和y方向的时域与频域分析结果如图12所示。

4.5.1 摇摆工况椭圆瓦轴承瞬态动力学响应

通过上面的瞬态动力学分析结果, 可以得到椭圆轴承支撑轴颈处的时域与频域响应。以轴承支撑处的轴颈的振动为衡量标准, 摇摆工况下, 横摇 -30° , -15° 时, 即椭圆瓦轴承支撑机组右倾的情况下(轴承载荷方向向左偏)时容易发生失稳, 且在 $0.5\ \text{s}$ 的时间内其振幅就达到间隙圆半径, 因此应谨慎选用的椭圆瓦轴承。

4.5.2 摇摆工况错位瓦轴承瞬态动力学响应

通过上面的瞬态动力学分析发现, 摇摆工况下, 错位瓦轴承支撑处的轴颈的振动一直很小, 轴颈的振动幅值约为 $6\ \mu\text{m}$ 远小于间隙圆半径 $92\ \mu\text{m}$, 说明错位瓦

图 12 (网络版彩图) 摇摆工况下, 椭圆瓦轴承支撑转子的瞬态动力学响应. (a) 横摇 -30° ; (b) 横摇 -15° ; (c) 横摇 15° ; (d) 横摇 30°

轴承在摇摆工况有很好的稳定性.

通过以上分析发现, 在摇摆工况下, 轴颈的振动幅值都远小于间隙圆半径, 轴颈振动属于小扰动, 这验证了前面用小扰动法求解线性化的刚度阻尼的正确性, 也证明了本文利用轴承刚度阻尼分段线性化假设来研究摇摆工况下转子轴承系统动力学特性的合理性.

5 结论

(1) 在正常工况下进行润滑特性分析, 椭圆瓦轴承和错位瓦轴承的关键运行参数如最小油膜厚度、最大油膜压力、流量均满足使用要求, 说明轴承参数满足工况要求; 摇摆工况下, 椭圆瓦轴承的最大油膜压力和最小油膜厚度变化剧烈, 错位瓦轴承变化平稳, 证

明错位瓦轴承适用于摇摆工况下工作.

(2) 摇摆工况下, 通过轴心轨迹的绘制发现转子在整个摇摆周期内惯性效应都不明显, 因此可以沿着轴心轨迹对轴承刚度和阻尼的分段线性化. 这样不仅能够保证动力学分析精度, 而且把摇摆工况下的动态计算用静平衡位置的静态计算代替, 在每一段具有确定的刚度和阻尼, 省去了考虑轴心位置变化需要不断求解 Reynolds 方程的过程, 极大地简化了后续动力学计算.

(3) 摇摆工况下, 进行稳定性分析, 椭圆瓦轴承在机组右倾 30° 和 15° 时很有可能发生失稳, 应谨慎选用椭圆瓦轴承; 错位瓦轴承对数衰减率都大于 0.1 (API 684 标准), 说明错位瓦轴承支撑的转子系统均具有足够的稳定裕度. 不平衡响应分析, 两种轴承的幅频响

图 13 (网络版彩图)摇摆工况下, 错位瓦轴承支撑转子瞬态动力学响应. (a) 横摇 -30° ; (b) 横摇 -15° ; (c) 横摇 15° ; (d) 横摇 30°

应曲线峰值处放大系数AF值都很小, 曲线变化很平缓, 而且错位瓦轴承最大AF值比椭圆瓦轴承小, 说明错位瓦轴承的阻尼特性更好, 具有更好的抗振性. 瞬态动力学分析, 以轴承支撑处轴颈的振动为衡量标准, 在横摇 -30° , -15° , 椭圆瓦轴承支撑机组右倾的情况下容易

发生失稳, 应谨慎选用椭圆瓦轴承; 错位瓦轴承支撑的转子系统振动都很小, 振幅远小于间隙圆半径(属于小扰动), 说明错位瓦轴承更适用于摇摆工况. 最后得出, 摇摆工况下, 舰船机组选用错位瓦轴承, 轴系具有较高的可靠性和稳定性.

参考文献

- 1 Han Q K, Chu F L. Parametric instability of flexible rotor-bearing system under time-periodic base angular motions. *Appl Math Model*, 2015, 39: 4511–4522
- 2 刘树鹏. 舰船纵横倾作用下转子轴承系统动力学特性研究. 硕士学位论文. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2011
- 3 何江洋, 何琳, 帅长庚, 等. 船舶动力设备及推力轴承集成隔振系统设计. *舰船科学技术*, 2013, 35: 77–81
- 4 王琳, 裴世源, 徐华. 表面织构对转子轴承系统稳定性影响的实验研究. *西安交通大学学报*, 2014, 48: 84–88
- 5 张卫, 朱均. 大型转子-滑动轴承系统运动稳定性的研究. *西安交通大学学报*, 1995, 29: 65–71
- 6 易均, 刘恒, 刘意, 等. 歪斜安装对组配轴承转子系统动力学特性影响. *西安交通大学学报*, 2014, 48: 107–111

- 7 闫佳佳, 刘占生, 张广辉, 等. 倾斜状态下气体止推箔片轴承静特性研究. 见: 第十届全国气体润滑与干气密封学术交流会. 洛阳, 2012. 56–62
- 8 施建荣, 施诗, 张燕. 论舰船装备倾斜和摇摆环境适应性与试验. 装备环境工程, 2011, 8: 41–44
- 9 黄国强. 舰载机武器系统倾斜及摇摆实验方法探讨. 航空标准化与质量, 2012, 4: 12–13
- 10 马金奎, 路长厚, 陈淑江. 瞬变载荷作用下滑动轴承轴心轨迹计算仿真. 振动测试与诊断, 2010, 30: 6–10
- 11 易太连, 欧阳光耀, 朱石坚. 利用轴心轨迹和有限元计算油膜压力. 内燃机工程, 2006, 27: 55–58
- 12 崔升, 邱鹏庆, 张文. 两种滑动轴承油膜压力计算方法的比较. 应用力学学报, 1999, 16: 119–122
- 13 American Petroleum Institute. Tutorial on the API Standard Paragraphs Covering Rotor Dynamics and Balancing: An Introduction to Lateral Critical and Train Torsional Analysis and Rotor Balancing. API Publication 684, 1996. 2–107

Safety and stability of two kinds of ship rotor bearing system under rolling condition

ZHANG Lei¹, PEI ShiYuan¹ & XU Hua^{1,2}

¹ Key Laboratory of Education Ministry for Modern Design and Rotor-Bearing System, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

² School of Mechanical Engineering, Xinjiang University, Urumqi 830047, China

Rolling condition, the bearing load is changed with time, which is bound to affect the safety and stability analysis results of the rotor-bearing system. Only through the steady state analysis that is difficult to guarantee the security and reliability of the support bearing. In this paper, using a rotor-bearing system dynamic characteristics analysis software DLAP (dynamic lubrication analysis program) developed by the lubrication theory and Bearing Research Institute of Xi'an Jiao Tong University, solution of the Reynolds equation and the temperature viscosity equation. The key operating parameters of the elliptic and offset bearing such as the minimum oil film thickness, maximum oil film pressure, temperature rise, power dissipation and flow rate are obtained. At the same time, the axis orbit and the oil film pressure of the two kinds of bearings are compared and analyzed under rolling condition. In addition, based on the assumption of piecewise linearization of bearing stiffness and damping, the rotor-bearing model with different rolling angles was established. Coupled solution of the two kinds of rotor-bearing system dynamics model was presented. By means of eigenvalue and eigenvector, unbalance response analysis, stability analysis and transient dynamic analysis, the stability and safety of the rotor-bearing system are studied in detail. Finally, the dynamics characteristics of rotor system supported by ellipse and offset bearings under rolling conditions were obtained.

rolling condition, elliptic bearing, offset bearing, rotor dynamics, piecewise linearization

doi: [10.1360/N092017-00094](https://doi.org/10.1360/N092017-00094)