

大型动压滑动轴承动特性系数辨识研究

张明书^{1,2,3}, 徐自力², 漆小兵⁴, 虞烈^{1,2}

(1. 西安交通大学机械电子及信息系统研究所, 710049, 西安; 2. 西安交通大学强度与振动教育部重点实验室, 710049, 西安; 3. 武警工程学院电子技术系, 710086, 西安; 4. 东方汽轮机有限公司, 618000, 四川德阳)

摘要: 为解决大型滑动轴承难以施加外部激励的难题,根据高速动平衡机摆架刚度可变且水平和垂直方向等刚度设计的特点,简化了轴承与摆架系统的物理模型,给出了一套基于动平衡实验的最小二乘辨识方法.该方法可在动平衡机上便捷地开展全尺寸实验,快速地辨识出大尺寸轴承油膜动特性系数,利用摆架动刚度测试一次性获取了摆架等效刚度和参振质量.通过 300 MW 汽轮机的测试数据进行了实验验证,结果表明,摆架固有参数的变化对识别结果有较大影响,尤其以摆架等效刚度的影响最为灵敏,而且固有参数变化的辨识结果与实验结果吻合较好,参数识别精度最大可提高 17%.

关键词: 动平衡机;动特性系数;辨识方法

中图分类号: TH133.3 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2010)07-0075-04

Identification Investigation of Oil-Film Dynamic Coefficients of Large-Size Journal Bearings

ZHANG Mingshu^{1,2,3}, XU Zili², QI Xiaobing⁴, YU Lie^{1,2}

(1. Institute of Mechatronics and Information Systems, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. MOE Key Laboratory of Strength and Vibration, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 3. Department of Electronic Technique, Engineering College of APF, Xi'an 710086, China; 4. Dongfang Steam Turbine Corporation, Deyang, Sichuan 618000, China)

Abstract: To solve the difficulty in imposing high-power external excitation on a large-size journal bearing, a least square method is presented with a simplified identification model of bearing-pedestal system, considering the changeable bearing-pedestal stiffness of high-speed dynamic balancing machine. A full-size test rig is designed to fast identify the oil-film dynamic coefficients of large size journal bearings. The vibration mass and equivalent stiffness can be obtained at one time by the dynamic stiffness test, and their influences are discussed and verified by the test data of a 300 MW turbo-generator. The results show that the changes of the inherent parameters, especially the stiffness of the bearing-pedestal, obviously affect the identification accuracy. The identification results considering the changes of the inherent parameters coincide with the experimental ones. The highest identification accuracy improvement reaches 17%.

Keywords: dynamic balancing machine; dynamic coefficient; identification method

轴承的油膜动特性系数是轴承-转子系统动力学分析(临界转速计算,不平衡响应计算,稳定性)的重要参数,理论计算模型^[1]往往由于过多假设使得

结果与实际情况存在差异,因此目前轴承油膜动特性系数的获取主要采用的是实验辨识的方法.在以往的实验中,多数都是通过施加外部激励来获取系

统响应,以得到油膜轴承动特性系数^[2-4]. 这些方法对于小型滑动轴承是简便可行的,但对于重型燃机或汽轮机用大尺寸径向滑动轴承则面临着不易有效获取系统响应等难题. 因此,马金奎、姚大坤等人^[5-7]提出了利用系统本身的不平衡响应,以轴承及轴承支撑系统为研究对象的辨识方法. 文献[7]在动平衡实验的基础上开展了轴承油膜动特性系数的辨识实验研究,但未考虑摆架改变刚度的前、后参振质量及等效刚度的变化问题.

本文根据摆架刚度可变且水平和垂直方向等刚度设计的特点,简化了轴承与摆架系统的物理模型,考虑了摆架结构参数变化及其对辨识结果的影响,利用摆架的动刚度测试一次获得了摆架等效刚度和参振质量,形成了一套大尺寸轴承油膜动特性系数的快速辨识方法,它可在动平衡实验基础上便捷地开展全尺寸实验. 最后,在汽轮机转子动平衡实验中对该方法进行了验证.

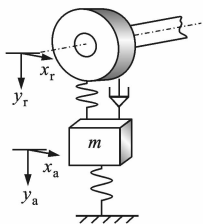
1 动平衡机辨识模型的建立

在高速动平衡机上,直接取单边摆架-轴承这个简单子系统作为研究对象,可避免转子系统的耦合影响,并且轴承的动平衡工况与机组的实际运行工况具有良好的一致性.

如图1所示,根据动平衡机的摆架轴承座在水平 x 方向、垂直 y 方向的等刚度设计特点,设 x 、 y 方向的等效支撑刚度均为 k_a ,且轴承的摆架支撑为金属杆,如不考虑其阻尼特性,则以一侧摆架-轴承子系统为例,其动力方程可表示为

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{\mathbf{U}}_a + k_a \mathbf{U}_a &= \mathbf{K} \mathbf{U}_r + \mathbf{C} \dot{\mathbf{U}}_r \\ \mathbf{U}_a &= \begin{Bmatrix} x_a \\ y_a \end{Bmatrix}; \quad \mathbf{U}_r = \begin{Bmatrix} x_r \\ y_r \end{Bmatrix} \\ \mathbf{K} &= \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix}; \quad \mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中: $\mathbf{U}_a$ 为轴承的位移矢量; $\mathbf{U}_r$ 为轴颈与轴承的相对位移矢量; $\mathbf{K}$ 为轴承油膜刚度系数矩阵; $\mathbf{C}$ 为轴承



x_r, y_r : 分别表示 x, y 方向的轴振位移; x_a, y_a : x, y 方向的瓦振位移; m : 摆架参振的等效质量

图1 摆架-轴承子系统

油膜阻尼系数矩阵.

令不平衡响应为

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{U}_a \\ \mathbf{U}_r \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{U}_{ac} \\ \mathbf{U}_{as} \end{Bmatrix} \cos \omega t - \begin{Bmatrix} \mathbf{U}_{rc} \\ \mathbf{U}_{rs} \end{Bmatrix} \sin \omega t \quad (2)$$

式中: ω 为转子的旋转角速度; $\mathbf{U}_{ac}$ 表示位移的余弦分量; $\mathbf{U}_{as}$ 表示位移的正弦分量.

将式(2)代入式(1),得到

$$(k_a - m \omega^2) \mathbf{U}_{ac} = \mathbf{K} \mathbf{U}_{rc} - \omega \mathbf{C} \mathbf{U}_{rs} \quad (3)$$

$$(k_a - m \omega^2) \mathbf{U}_{as} = \mathbf{K} \mathbf{U}_{rs} + \omega \mathbf{C} \mathbf{U}_{rc} \quad (4)$$

由式(3)和式(4)可得如下复数方程

$$(k_a - m \omega^2) \mathbf{X}_f = (\mathbf{K} + j\omega \mathbf{C}) \mathbf{X}_g \quad (5)$$

其中

$$\mathbf{X}_f = \mathbf{U}_{ac} + j\mathbf{U}_{as}$$

$$\mathbf{X}_g = \mathbf{U}_{rc} + j\mathbf{U}_{rs}, \quad j = (-1)^{1/2}$$

动平衡机摆架的刚度可以通过特殊油压装置在工作转速下改变,在摆架固有参数变化而工作转速和其他运行参数不变时,滑动轴承的油膜动特性系数是不变的. 改变后的摆架刚度为

$$(\tilde{k}_a - \tilde{m} \omega^2) \tilde{\mathbf{X}}_f = (\mathbf{K} + j\omega \mathbf{C}) \tilde{\mathbf{X}}_g \quad (6)$$

联立式(5)和式(6)得

$$\begin{bmatrix} k_a + m \omega^2 & 0 \\ 0 & \tilde{k}_a + \tilde{m} \omega^2 \end{bmatrix} \{ \mathbf{X}_f \tilde{\mathbf{X}}_f \} = (\mathbf{K} + j\omega \mathbf{C}) \begin{Bmatrix} \mathbf{X}_g \\ \tilde{\mathbf{X}}_g \end{Bmatrix} \quad (7)$$

令

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} k_a + m \omega^2 & 0 \\ 0 & \tilde{k}_a + \tilde{m} \omega^2 \end{bmatrix}; \quad \mathbf{F} = \begin{Bmatrix} \mathbf{X}_f \\ \tilde{\mathbf{X}}_f \end{Bmatrix} \\ \mathbf{R} = (\mathbf{K} + j\omega \mathbf{C}); \quad \mathbf{G} = \begin{Bmatrix} \mathbf{X}_g \\ \tilde{\mathbf{X}}_g \end{Bmatrix}$$

则在无误差情况下有

$$\mathbf{QF} = \mathbf{RG} \quad (8)$$

在实际测量中,误差是不可避免的,设误差 $e = \mathbf{QF} - \mathbf{RG}$,而满足总误差最小的 $\mathbf{R}$ 为最优解. 令目标函数为

$$J_i = e_i^2 = \sum (\mathbf{QF}_i - \mathbf{RG}_i)^2$$

根据极小值原理,得到

$$\sum (\mathbf{QF}_i - \mathbf{RG}_i) \mathbf{G}_i = 0 \quad (9)$$

简化式(9)后可得

$$\mathbf{R} = \mathbf{Q} \sum (\mathbf{F}_i \mathbf{G}_i) (\sum \mathbf{G}_i^2)^{-1} \quad (10)$$

当 $\mathbf{R}$ 被识别出来后,可最终得到

$$\mathbf{K} = \text{Re}(\mathbf{R}) \quad (11)$$

$$C=\frac{1}{\omega}\text{Im}(\boldsymbol{R})\tag{12}$$

根据识别方法,通过实验测定动平衡机摆架的等效刚度和参振质量是必须的.对于如图 1 所示的轴承座与支撑基座系统的简化模型,则不考虑交叉刚度与交叉阻尼.动刚度获取公式为 $\boldsymbol{K}=\boldsymbol{F}/\boldsymbol{A}$,其中 $\boldsymbol{F}$ 为某一频率下的激振力的单峰幅值, $\boldsymbol{A}$ 为与激振力对应的摆架位移响应的单峰幅值.由于摆架结构较大,施加外部激励困难且有可能会对摆架造成损害,因此测试采用小电机带动偏心质量施加周期激励的方法进行动刚度实验,现场测试如图 2 所示.

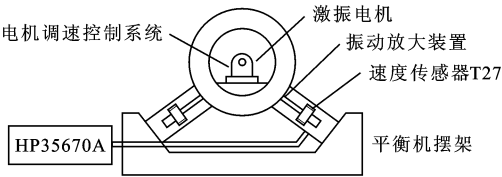


图 2 摆架动刚度测试示意图

通过对摆架动刚度的测试,得到摆架在不同转速的动刚度值,并进行最小二乘法数据拟合.对于无阻尼系统,动刚度与等效刚度的关系式可表示为

$$k_d=k_s-m\omega_f^2$$

式中: k_s 为摆架等效刚度; ω_f^2 为激振力圆频率. 动平衡机摆架的实测数据如表 1 所示.

表 1 摆架的结构参数列表

$k_s/\text{GN}\cdot\text{m}^{-1}$		m/kg	
无附加刚度	有附加刚度	无附加刚度	有附加刚度
2.82	4.99	5 658	6 210

2 辨识方法的实验验证

对一台某型号的 300 MW 汽轮机进行轴承油膜动特性系数辨识实验,在轴承上半端面方位各安装 2 个互成 90° 的电涡流位移传感器,并测量转轴的相对振动.在 2 个摆架轴承座上半外圆表面各安装 2 个互成 90° 的 VS-080 速度传感器,测量轴承座的绝对振动.

2.1 实验结果

摆架刚度可以通过特殊的油压装置改变,在改变前后可分别获取一组轴振和瓦振信号,通过 Bently 专业处理软件对测试数据的分析处理,得到振动基频信号的幅值与相位.机组在 3 000 r/min 稳定运行时的基振数据如表 2 和表 3 所示.

表 2 处理后的转轴基振数据

附加刚度	1X 轴振		1Y 轴振	
	$A/\mu\text{m}$	相位/(°)	$A/\mu\text{m}$	相位/(°)
无	23.2	198	32.0	109
有	16.1	166	34.2	68

表 3 处理后的轴承基振数据

附加刚度	1X 瓦振		1Y 瓦振	
	$A/\mu\text{m}$	相位/(°)	$A/\mu\text{m}$	相位/(°)
无	7.66	228	6.01	203
有	9.04	158	11.40	138

2.2 油膜动特性系数的辨识结果

根据确定的轴承油膜动特性数学模型,编制程序,得到的油膜刚度和阻尼分别如表 4 和表 5 所示.

表 4 油膜刚度辨识结果

计算方法	油膜刚度/ $\text{GN}\cdot\text{m}^{-1}$			
	k_{xx}	k_{xy}	k_{yx}	k_{yy}
1	0.83	−0.62	1.51	1.04
2	0.16	−0.19	0.97	1.42
3	0.42	−0.30	1.17	2.22

1:不考虑参数变化;2:考虑参数变化;3:理论计算值.

表 5 油膜阻尼辨识结果

计算方法	油膜阻尼/ $\text{MN}\cdot(\text{m}\cdot\text{s}^2)^{-1}$			
	c_{xx}	c_{xy}	c_{yx}	c_{yy}
1	3.68	3.55	2.44	0.48
2	3.49	3.49	2.30	5.24
3	2.11	0.42	0.49	8.16

1:不考虑参数变化;2:考虑参数变化;3:理论计算值.

如表 6 所示,动平衡机上识别轴承油膜动特性系数的方法与摆架的结构参数有直接关系,在实验

表 6 在摆架结构参数误差干扰下的识别结果

计算方法	轴承油膜刚度				轴承油膜阻尼			
	$/\text{GN}\cdot\text{m}^{-1}$				$/\text{MN}\cdot(\text{m}\cdot\text{s}^2)^{-1}$			
	k_{xx}	k_{xy}	k_{yx}	k_{yy}	c_{xx}	c_{xy}	c_{yx}	c_{yy}
1	0.16	−0.19	0.97	1.42	3.49	3.49	2.30	5.24
2	0.14	−0.20	0.94	1.39	3.40	3.43	2.34	5.23
3	0.20	−0.19	1.10	1.59	3.93	3.90	2.50	5.77
4	0.18	−0.21	1.07	1.56	3.84	3.84	2.54	5.77

1:摆架结构参数不存在误差干扰;2、3:分别为 m 和 k_a 存在 10% 的误差干扰;4: m 和 k_a 都存在 10% 的误差干扰.

获取过程中的误差必然会影响最终识别结果的精度。由于实际问题的复杂性,轴承动特性系数的真实值无法获取,实验结果只能与理论计算值相对比进行定性说明。按本文辨识方法,通过 300 MW 汽轮发电机现场测试数据得到了轴承油膜动特性参数,结果误差主要由以下几个方面:①实验采用变刚度 2 次测振,而不同的支撑刚度会对油膜参数识别结果带来一定的误差;②实验过程中转子的偏心、设备安装、信号处理等因素引入的误差;③转子-滑动轴承油膜是一个非线性系统,而采用线性化方法引入的误差;④摆架等效刚度与参振质量的实验获取及模型简化过程中引入的误差。

3 结 论

(1)本文利用转子本身的不平衡力作为激励源,提出了适用于大型动压滑动轴承动特性参数的辨识方法。该方法可在动平衡实验的同时,便捷地建立一个全尺寸轴承实验台,获取轴承油膜动特性系数。它不用大功率激振设备,无需关注转子上的不平衡量,并且动平衡工况与机组实际运行工况一致,可达到与现场识别一样的效果。由于油膜动特性系数的识别精度只与拾取的信号及摆架结构参数的精度有关,而与转子的模化及不平衡量分布无关,因此提高了识别结果的可靠性。

(2)由于动平衡机摆架的结构参数在附加刚度变化时发生了改变,因此需要在计算和测定时加以考虑。由摆架结构参数误差的影响分析可以看出,摆架固有参数误差对识别结果有较大影响,尤其以摆架等效刚度的影响最为灵敏。如果考虑了摆架固有参数在通过液压装置变刚度前后的变化,可将识别精度最高提高 17%。

(3)本文通过机械式偏心轮激振器进行了摆架动刚度实验,由参数拟合一次获得了等效刚度与参振质量,其操作简便且同样避免了从外部施加大功率激励可能造成的破坏性,这对于大型机组是方便、有效的。

(4)轴承油膜动特性系数辨识结果和轴承动特性系数理论值基本吻合,证明了本文的辨识方法简便可行,具有一定的工程实用性。

参考文献:

- [1] 王丽萍,乔广,郑铁生.可倾瓦轴承的完整动力分析模型及计算方法[J].机械工程学报,2008,44(1):75-80.
WANG Liping, QIAO Guang, ZHENG Tiesheng. Analysis and calculate model for the complete dynamical coefficients of tilting-pad bearings [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2008,44(1):75-80.
- [2] SAN A L, DE S O. Identification of journal bearing force coefficients under high dynamic loading centered static operation [J]. Tribology Transactions, 2005,48(1):9-17.
- [3] RODRIGUEZ L E, CHILDS D W. Experimental rotordynamic coefficient results for a load-on-pad flexible-pivot tilting-pad bearing with comparisons to predictions from bulk-flow and Reynolds equations models [C]//Proceedings of ASME/STLE International Joint Tribology Conference. Long Beach, California, USA: Tribology Division, 2004:529-537.
- [4] DIMOND T W, SHETH P N, ALLAIRE P E, et al. Identification methods and test results for tilting pad and fixed geometry journal bearing dynamic coefficients: a review [J]. Shock and Vibration, 2009,16(1):13-43.
- [5] 姚大坤,黄文虎,邹经湘.滑动轴承油膜刚度参数的识别[J].动力工程,2005,25(4):483-486.
YAO Dakun, HUANG Wenhui, ZHOU Jingxiang. Identification of oil-film stiffness coefficients of journal bearings [J]. Journal of Power Engineering, 2005,25(4):483-486.
- [6] 马金奎,刘元峰,朱振杰,等.基于小波分析的滑动轴承参数识别研究[J].机械工程学报,2000,36(5):81-88.
MA Jinkui, LIU Yuanfeng, ZHU Zhenjie, et al. Study on dynamic parameter identification of journal bearing based on wavelets [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2000,36(5):81-88.
- [7] 段吉安.转子轴承系统油膜动特性研究及模态参数识别的研究[D].西安:西安交通大学机械工程学院,1996.

(编辑 管咏梅)