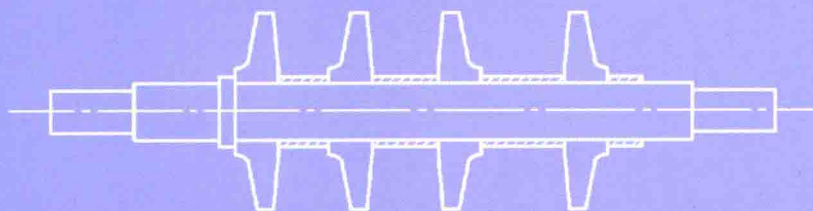


滑动轴承-转子系统 参数识别技术

Sliding Bearing-Rotor System
Parameter Identification Technology

毛文贵 刘杰 李建华 著

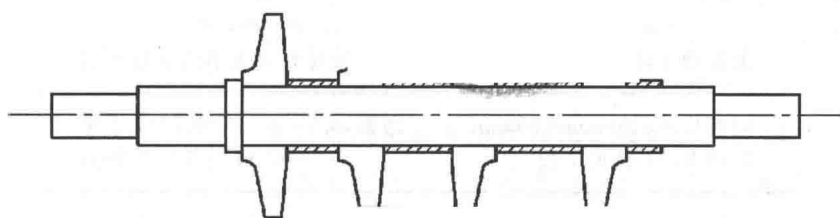


大连理工大学出版社

滑动轴承—转子系统 参数识别技术

Huadong Zhoucheng—Zhuanzi Xitong
Canshu Shibie Jishu

毛文贵 刘杰 李建华 著



大连理工大学出版社

图书在版编目(CIP)数据

滑动轴承-转子系统参数识别技术 / 毛文贵, 刘杰,
李建华著. — 大连: 大连理工大学出版社, 2018. 11

ISBN 978-7-5685-1744-7

I. ①滑… II. ①毛… ②刘… ③李… III. ①滑动轴
承-转子-轴承系统-参数-识别 IV. ①TH133.31

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2018)第 216820 号

大连理工大学出版社出版

地址:大连市软件园路 80 号 邮政编码:116023

发行:0411-84708842 邮购:0411-84708943 传真:0411-84701466

E-mail: dulp@dulp.cn URL: http://dulp.dlut.edu.cn

大连理工印刷有限公司印刷

大连理工大学出版社发行

幅面尺寸: 185mm×260mm

印张: 8.75

字数: 201 千字

2018 年 11 月第 1 版

2018 年 11 月第 1 次印刷

责任编辑: 王晓历

责任校对: 王 艳

封面设计: 张 莹

ISBN 978-7-5685-1744-7

定



本书如有印装质量问题, 请与我社发行部联系更换。

本书综合介绍了滑动轴承-转子系统参数识别技术,以滑动轴承-转子系统为对象,以滑动轴承油膜特性系数和不平衡量这两个关键参数的识别为目标,详细介绍了滑动轴承-转子系统动力特性的计算方法和基于优化算法及基于载荷识别的参数识别方法,运用区间数学理论将参数识别方法扩展到不确定结构,介绍了考虑不确定性变量下的参数识别方法。

本书共分为6章,写作思路按“滑动轴承-转子系统基础知识→滑动轴承-转子系统参数的正问题计算→滑动轴承-转子系统参数的反问题计算”展开。第1章为绪论,主要包括滑动轴承-转子系统简介、滑动轴承-转子系统关键参数、参数识别技术现状。第2章为滑动轴承-转子系统传递矩阵法建模技术,通过对传统的Riccati传递矩阵法进行改进,获得了用于滑动轴承-转子系统不平衡响应计算的位移传递矩阵和用于滑动轴承-转子系统瞬态响应计算的加速度传递矩阵。第3章为滑动轴承-转子系统动力特性分析方法,包括滑动轴承-转子系统的稳定性分析、滑动轴承-转子系统的不平衡响应分析方法、滑动轴承-转子系统的瞬态响应分析方法以及数值算例。第4章为基于优化算法的参数识别技术,以数值模型和滑动轴承-转子系统实验台为案例对滑动轴承油膜特性系数的识别方法进行验证。第5章为基于载荷重构的参数识别技术,以数值模型和滑动轴承-转子系统实验台为案例对不平衡量的识别方法进行验证。第6章为不确定性结构的参数识别技术,以滑动轴承-转子系统为研究对象,以其不平衡量和滑动轴承油膜特性参数互为不确定性参量,对所提出的基于区间的不确定性结构参数识别方法进行验证。

本书是一本学术专著,介绍了参数识别技术的理论与应用领域前沿的研究成果,引用了较多、较新的参考文献,以提供给希望进一步进行相关研究的同行参考。



本书可作为转子动力学、工程类相关专业的本科生和研究生教材,也可作为从事科学和工程领域中反问题数值计算方法研究的科研人员、高等院校的教师、研究生以及高年级的本科生参考用书。

本书的出版得到了国家自然科学基金面上项目“液体动静压电主轴磁-流-固全状态时效载荷识别理论与方法”(51775180)和湖南省自然科学基金项目“考虑不确定参量的高速电主轴-滑动轴承系统不平衡量识别”(2016JJ6026)的共同资助,在此深表感谢!

本书由湖南工程学院毛文贵、湖南大学刘杰、湖南工程学院李建华所著。具体编写分工如下:第1章由李建华所著;第2章至第6章主要由毛文贵所著,由刘杰协助完成。全书由毛文贵统稿并定稿。

在编写本书的过程中,我们参考、借鉴了许多专家、学者的相关著作,对于引用的段落、文字尽可能一一列出,谨向各位专家、学者一并表示感谢。

限于水平,书中仍有疏漏和不妥之处,敬请专家和读者批评指正,以使本书日臻完善。

编 者

2018年11月

所有意见和建议请发往:dutpbk@163.com

欢迎访问教材服务网站:<http://www.dutpbook.com>

联系电话:0411-84708462 84708445



第 1 章 绪 论	1
1.1 滑动轴承-转子系统简介	1
1.2 滑动轴承-转子系统关键参数	9
1.3 参数识别技术现状	26
第 2 章 滑动轴承-转子系统传递矩阵法建模技术	31
2.1 传递矩阵法	32
2.2 改进的滑动轴承-转子系统 Riccati 传递矩阵法	37
第 3 章 滑动轴承-转子系统动力特性分析方法	53
3.1 滑动轴承-转子系统的稳定性分析	55
3.2 滑动轴承-转子系统的不平衡响应分析方法	61
3.3 滑动轴承-转子系统的瞬态响应分析方法	62
3.4 数值算例	67
第 4 章 基于优化算法的参数识别技术	80
4.1 基于优化算法的参数识别技术概要	81
4.2 基于遗传算法的滑动轴承油膜特性系数识别方法	82
4.3 数值算例	87
4.4 实验算例	93
第 5 章 基于载荷重构的参数识别技术	103
5.1 引 言	103
5.2 基于载荷重构的参数识别技术概要	103
5.3 基于瞬态响应的不平衡量识别方法	109
5.4 数值算例	115
5.5 实验算例	117
第 6 章 不确定性结构的参数识别技术	122
6.1 引 言	122
6.2 基于区间法的不确定性结构参数识别	123
6.3 基于区间不确定的不平衡量参数的识别方法	125
6.4 数值算例	126
参考文献	133

第1章

绪论

1.1 滑动轴承-转子系统简介

工程中旋转机械均可简化为轴承转子系统,轴承转子系统主要由转子系统和轴承支撑件组成。作为支撑件的轴承主要有滚动轴承、磁悬浮轴承和滑动轴承三类。滚动轴承在转子高速旋转时会产生较大的离心力,从而使滚动体与外圈沟道之间的接触压力超过外载荷。摩擦生热、滚动体磨损等会造成滚动轴承寿命下降、温升提高、精度和刚度下降。磁悬浮轴承依据电磁效应产生的电磁吸力(或斥力),使主轴轴颈不能与磁悬浮轴承接触,使之悬浮在空气中,从而对主轴轴颈起支撑作用。运转时轴颈中心与磁悬浮轴承中心的相对位移靠位移传感器自动检测及一些反馈位移和力的装置来调整电磁吸力(或斥力)的大小,从而达到自动平衡,使主轴始终绕其惯性轴做高速回转。相比滚动轴承而言,这种轴承温升低,回转精度高(可达 $0.1\ \mu\text{m}$),主轴轴向尺寸变化也很小,是一种很有发展前途的高速主轴轴承。但其造价高,维修困难,长期以来一直没能在工业中得到推广应用。滑动轴承工作时在表面会产生流体膜,从而隔离轴承与轴颈表面直接接触,避免干摩擦生热、磨损机械转轴,并且润滑油会带走流体层剪应力产生的热量等。现行的高速主轴轴承技术中,滚动轴承较大的振动与噪声、磁悬浮轴承过于复杂的控制系统限制了其进一步发展。而滑动轴承油膜起着承受载荷、减轻摩擦、消除磨损、减振、抑制失稳及对轴承冷却等优点使得滑动轴承在高速主轴中应用广泛。但是对于滑动轴承支撑的转子系统,滑动轴承油膜与转子轴颈直接接触,对转子轴颈的约束类似于具有弹性的弹簧和阻尼抑制的阻尼器。滑动轴承油膜特性系数中的刚度阻尼系数是转速的函数。油膜的阻尼是转子系统的主要阻尼,远大于结构计算中因材料引起的比例阻尼。滑动轴承油膜特性系数随转子的转速和油膜的承重变化而发生变化。随着转速的进一步提高,滑动轴承一方面对转子系统提供足够的阻尼,以保证其在稳定状态下运行;另一方面,滑动轴承油膜的弹性又使转子的实际临界转速比刚性支撑时要小,而且油膜产生的交叉刚度是促使转子系统失稳的主要原因。

1.1.1 滑动轴承工作状态简述

滑动轴承流体动压润滑是依靠被润滑的轴颈与轴瓦一对固体摩擦面间的相对运动,使介于两固体间的润滑流体膜产生压力,以承受外载荷而免除固体相互接触,从而起到减少摩擦阻力和保护固体表面的作用。滑动轴承构成动压润滑膜的工作原理如图 1-1 所

示。轴颈与轴瓦两固体表面间具有楔形间隙,间隙中充有吸附于两固体表面上的黏性流体,两固体表面的相对运动带动润滑流体由间隙大端向间隙小端运动。如果润滑膜中没有压力,则无论在间隙大端截面 1 还是间隙小端截面 2 处,流体的速度沿膜厚的分布都将如虚线所示的三角形分布。于是单位时间内流体经过截面 1(设固体垂直图面的宽度为 1),流入截面 1、2 之间所包空间的质量为 $\frac{\rho h_1 U}{2}$,而由该空间经过截面 2 流出的质量则为 $\frac{\rho h_2 U}{2}$ (其中 ρ 是流体的密度, h 是间隙高度, U 是运动固体的速度)。此时显然流入量大于流出量,流量是不平衡的。因此截面 1、2 之间所包空间内必然有高于入口和出口处环境压力的压力产生,从而使流经截面 1 的速度分布减小为内凹的曲线,并使流经截面 2 的速度分布增大为外凸的曲线,达到流量平衡。这就是动压形成的原理。

以圆柱轴承为例,简要介绍滑动轴承的工作状态。图 1-2 表示一圆柱轴承,在外载荷 F 作用下,轴颈中心 O_1 相对于轴承中心 O 处在一偏心位置上工作,偏心距为 e ,偏位角为 θ 。在连心线 OO_1 的延长线上,一端有最大间隙 $h_{\max} = c + e$,另一端有最小间隙 $h_{\min} = c - e$ 。其中 c 为半径间隙, $c = R - r$, R 为轴承孔半径, r 为轴颈半径。顺着轴颈旋转方向,由最大间隙到最小间隙的半圈内,间隙是由大变小的收敛楔形,这就是润滑膜能产生压力以承受载荷 F 的主要几何条件。在由最小间隙到最大间隙的半圈内,间隙是由小变大的开扩楔形,其作用正好相反,因此润滑油膜中压力分布在最小间隙以后会急剧下降;如果是用油作润滑剂,则一般在最小间隙以后较短的距离上,油膜会因为不能承受太大的负压而破裂。这样,就在略大于 180° 的间隙内,形成了压力分布。在破裂区内,油膜不完整,而成许多细条状^[1]。

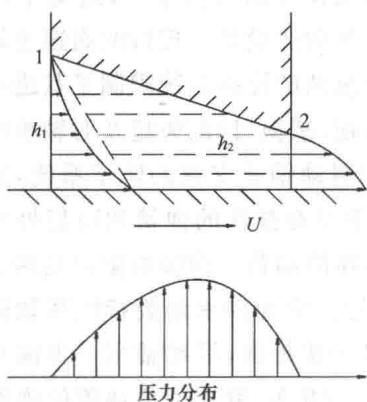


图 1-1 动压润滑膜的工作原理

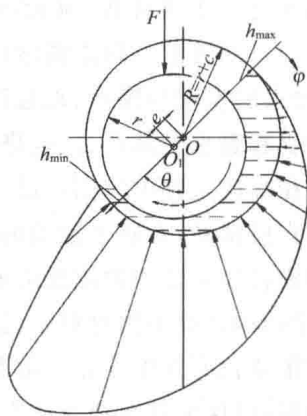


图 1-2 径向轴承中的楔形润滑膜

滑动轴承在工作时,轴颈中心 O_1 在轴承中的位置可用偏心率 ϵ 和偏位角 θ 唯一表示。当转子以一恒定角速度 ω 旋转,且轴颈受的外载荷为不随时间变化的稳定载荷时,轴颈中心 O_1 在轴承的位置是不变的。并处在一确定的偏心率 ϵ 和偏位角 θ 上,轴承油膜施加给轴颈的油膜力 p 与轴颈受的外载荷 F 相平衡,这一位置称为静平衡位置。如果轴颈在静平衡位置上受有外界扰动(如外界施加给转子的冲击,转子上叶片的断裂脱落,机

组工作状态的变化等)时轴颈中心在静平衡位置附近做微小的涡动。如图 1-3 所示, Δx 和 Δy 表示轴颈中心 O_{j0} 偏离涡动后的轴颈中心 O_j 的距离, 即动态位移。

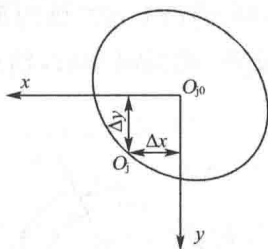


图 1-3 轴颈中心涡动图

设静平衡位置上的油膜力为 F_{x0} 、 F_{y0} , 涡动后的油膜力为 F_x 、 F_y 。将油膜力 F_x 、 F_y 在静平衡位置处对动态位移 Δx 、 Δy 作 Taylor 展开, 并略去高阶小量得到:

$$\begin{cases} F_x = F_{x0} + \left. \frac{\partial F_x}{\partial x} \right|_0 \Delta x + \left. \frac{\partial F_x}{\partial y} \right|_0 \Delta y + \left. \frac{\partial F_x}{\partial \dot{x}} \right|_0 \Delta \dot{x} + \left. \frac{\partial F_x}{\partial \dot{y}} \right|_0 \Delta \dot{y} \\ F_y = F_{y0} + \left. \frac{\partial F_y}{\partial x} \right|_0 \Delta x + \left. \frac{\partial F_y}{\partial y} \right|_0 \Delta y + \left. \frac{\partial F_y}{\partial \dot{x}} \right|_0 \Delta \dot{x} + \left. \frac{\partial F_y}{\partial \dot{y}} \right|_0 \Delta \dot{y} \end{cases} \quad (1-1)$$

定义滑动轴承油膜 8 个动力特性系数如下:

$$\begin{cases} k_{xx} = \left. \frac{\partial F_x}{\partial x} \right|_0, & k_{xy} = \left. \frac{\partial F_x}{\partial y} \right|_0, & k_{yx} = \left. \frac{\partial F_y}{\partial x} \right|_0, & k_{yy} = \left. \frac{\partial F_y}{\partial y} \right|_0 \\ C_{xx} = \left. \frac{\partial F_x}{\partial \dot{x}} \right|_0, & C_{xy} = \left. \frac{\partial F_x}{\partial \dot{y}} \right|_0, & C_{yx} = \left. \frac{\partial F_y}{\partial \dot{x}} \right|_0, & C_{yy} = \left. \frac{\partial F_y}{\partial \dot{y}} \right|_0 \end{cases} \quad (1-2)$$

式中: k_{xx} 、 k_{xy} 、 k_{yx} 、 k_{yy} 为滑动轴承油膜的刚度系数; C_{xx} 、 C_{xy} 、 C_{yx} 、 C_{yy} 为滑动轴承油膜的阻尼系数。滑动轴承油膜的刚度系数和阻尼系数统称为滑动轴承油膜特性系数。

滑动轴承油膜特性系数是偏心率 ϵ 和偏位角 θ 的函数, 当以 $\Delta f_x = F_x - F_{x0}$, $\Delta f_y = F_y - F_{y0}$ 为相对静平衡位置的油膜力增量在水平方向和垂直方向的分量时, 滑动轴承(固定瓦)油膜力的增量可表示为:

$$\begin{bmatrix} \Delta f_x \\ \Delta f_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \end{bmatrix} \quad (1-3)$$

1.1.2 滑动轴承工作原理

滑动轴承工作的基本原理是二维的雷诺方程(Reynolds), 径向滑动轴承的雷诺方程为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial p}{\partial x} + 6h \frac{\partial U}{\partial x} + 12V \quad (1-4)$$

式中 η ——润滑介质动力黏度($\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$);

p ——油膜压力(N/m^2);

z ——轴瓦轴向坐标;

x ——轴瓦沿旋转方向的坐标;

U ——轴颈表面切向速度分量(m/s);

V ——轴颈表面径向速度分量(m/s);

h ——油膜厚度。

下面以图 1-4 所示圆柱轴承为例,给出上述二维的雷诺方程的具体表达式。在图 1-4 中轴颈中心 O_1 以角速度 Ω 旋转;此外,受扰涡动后,轴颈中心还有沿 $O_1\eta$ 和 $O_1\xi$ 方向的速度 $e\dot{\theta}$ 和 $\dot{e}$ 。故有

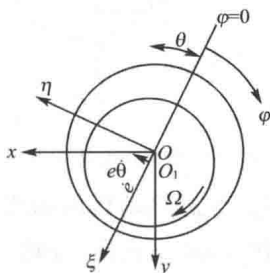


图 1-4 轴颈受扰涡动图

$$\begin{cases} U = r\Omega + \dot{e} \sin\varphi - e\dot{\theta} \cos\varphi & ; V = \dot{e} \cos\varphi + e\dot{\theta} \sin\varphi \\ x = r\varphi & ; h = C(1 + \epsilon \cos\varphi) \end{cases} \quad (1-5)$$

式中: φ 角起始线为 O_1O 射线。

将上式代入径向滑动轴承的雷诺方程并认为黏度为常数,则有

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + r^2 \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6r^2 \eta [C\epsilon (\Omega - 2\dot{\theta}) \sin\varphi + 2\dot{e} \cos\varphi] \quad (1-6)$$

在静平衡位置上有 $\dot{e} = \dot{\theta} = 0$,代入式(1-6)得

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + r^2 \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6r^2 \eta \Omega C \epsilon \sin\varphi \quad (1-7)$$

式(1-6)是计算轴承油膜动力特性的基础。式 1-7 是计算静特性的基础。其中轴承的功耗、流量、承载力(即静平衡位置上的油膜力)统称为静特性。

1.1.3 滑动轴承的静平衡位置

如图 1-4 所示,作用在轴颈上的油膜力沿 $O_1\eta$ 和 $O_1\xi$ 方向的分量为

$$F_\eta = - \iint pr \sin\varphi d\varphi dZ; F_\xi = - \iint pr \cos\varphi d\varphi dZ \quad (1-8)$$

式中 p 为解得的油膜压力,油膜力的合力为

$$F = \sqrt{F_\eta^2 + F_\xi^2}, \tan\theta = \frac{F_\eta}{F_\xi} \quad (1-9)$$

在静平衡位置上,油膜力 F 和外载荷 W 平衡, F_η 、 F_ξ 、 W 三者构成封闭力系,如图 1-5 所示,实际计算时,外载荷的大小及方向都是已知的,一般情况下只有唯一的偏心率和偏位角与之对应。如果给定一系列不同的外载荷值,通过计算可以得到一系列相应的静平衡位置的偏心率和偏位角。对于简单轴承可以通过表中的无量纲承载力与偏心率和偏位角对应关系数据用插值的方法求得相应的静平衡位置,而不用解雷诺方程。

无量纲油膜力 φ_w 和无量纲外载荷 $\bar{W}$ 定义为

$$\varphi_w = \frac{F\psi^2}{\eta\Omega LR}, \bar{W} = \frac{W\psi^2}{\eta\Omega LR} \quad (1-10)$$

由上式可知,无量纲外载荷与轴的角速度 Ω 成反比。对于一台实际转子系统,作用在轴颈上的外载荷 W 是不变的,但在不同的转速下,无量纲外载荷 $\bar{W}$ 是不同的。在刚启动时,轴的角速度 Ω 很小,相应的无量纲外载荷 $\bar{W}$ 较大,静平衡位置的偏心率 ε 较大。在轴的角速度 Ω 为零的极限状态,轴颈中心 O_1 处于轴颈中心静平衡轨迹中的 b_1 点,如图 1-6 所示,随着轴的角速度 Ω 的不断升高,相应的无量纲外载荷 $\bar{W}$ 不断减小,静平衡点偏离 b_1 上升到 b_2 。当轴的角速度 Ω 趋于无穷大时,静平衡点与轴承中心 O_1 重合。

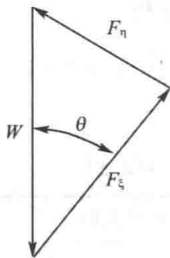


图 1-5 静平衡封闭力系

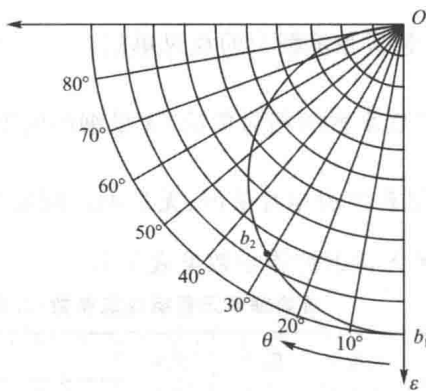


图 1-6 轴颈中心静平衡轨迹

1.1.4 滑动轴承的油膜特性系数

将式(1-2)的 8 个滑动轴承的油膜特性系数置于极坐标系 $\xi O_1 \eta$ 中,则滑动轴承的油膜特性系数可定义为:

$$\begin{cases} k_{\eta} = \frac{\partial F_{\eta}}{\partial \eta} = \frac{\partial}{\partial \eta} \left(- \iint pr \sin \varphi d\varphi dZ \right), k_{\xi} = \frac{\partial F_{\xi}}{\partial \xi} = \frac{\partial}{\partial \xi} \left(- \iint pr \sin \varphi d\varphi dZ \right) \\ k_{\xi\eta} = \frac{\partial F_{\xi}}{\partial \eta} = \frac{\partial}{\partial \eta} \left(- \iint pr \cos \varphi d\varphi dZ \right), k_{\xi\xi} = \frac{\partial F_{\xi}}{\partial \xi} = \frac{\partial}{\partial \xi} \left(- \iint pr \cos \varphi d\varphi dZ \right) \\ C_{\eta} = \frac{\partial F_{\eta}}{\partial \dot{\eta}} = \frac{\partial}{\partial \dot{\eta}} \left(- \iint pr \sin \varphi d\varphi dZ \right), C_{\xi} = \frac{\partial F_{\eta}}{\partial \dot{\xi}} = \frac{\partial}{\partial \dot{\xi}} \left(- \iint pr \sin \varphi d\varphi dZ \right) \\ C_{\xi\eta} = \frac{\partial F_{\xi}}{\partial \dot{\eta}} = \frac{\partial}{\partial \dot{\eta}} \left(- \iint pr \cos \varphi d\varphi dZ \right), C_{\xi\xi} = \frac{\partial F_{\xi}}{\partial \dot{\xi}} = \frac{\partial}{\partial \dot{\xi}} \left(- \iint pr \cos \varphi d\varphi dZ \right) \end{cases} \quad (1-11)$$

油膜力增量在极坐标 $\xi O_1 \eta$ 中可表示为

$$\begin{bmatrix} \Delta f_{\eta} \\ \Delta f_{\xi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{\eta} & k_{\xi} \\ k_{\xi\eta} & k_{\xi\xi} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \eta \\ \Delta \xi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{\eta} & C_{\xi} \\ C_{\xi\eta} & C_{\xi\xi} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\Delta \eta} \\ \dot{\Delta \xi} \end{bmatrix} \quad (1-12)$$

式中 $\Delta \eta, \Delta \xi$ 为轴颈中心涡动后偏离静平衡位置的位移增量; $\Delta f_{\eta}, \Delta f_{\xi}$ 为极坐标下的油膜力增量。

极坐标下和直角坐标下的位移增量和油膜力增量有如下的转换关系:

$$\begin{pmatrix} \Delta\eta \\ \Delta\xi \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\theta & \sin\theta \\ -\sin\theta & \cos\theta \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} \Delta f_\eta \\ \Delta f_\xi \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\theta & \sin\theta \\ -\sin\theta & \cos\theta \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \Delta f_x \\ \Delta f_y \end{pmatrix} \quad (1-13)$$

将式(1-13)代入式(1-12)可得:

$$\begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\theta & -\sin\theta \\ \sin\theta & \cos\theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_{\eta\eta} & k_{\eta\xi} \\ k_{\xi\eta} & k_{\xi\xi} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos\theta & \sin\theta \\ -\sin\theta & \cos\theta \end{bmatrix} \quad (1-14)$$
$$\begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\theta & -\sin\theta \\ \sin\theta & \cos\theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_{\eta\eta} & C_{\eta\xi} \\ C_{\xi\eta} & C_{\xi\xi} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos\theta & \sin\theta \\ -\sin\theta & \cos\theta \end{bmatrix}$$

为了方便使用,滑动轴承的静特性和油膜动力特性常以无量纲的形式给出,无量纲的常用相对单位如下:

$\frac{\eta\Omega LR}{\psi^2}$ 为载荷和承载力的相对单位;

$\frac{\eta\Omega L}{\psi^3}$ 为刚度系数的相对单位,无量纲的刚度系数为 $\bar{k}_{ij} = \frac{k_{ij}\psi^3}{\eta\Omega L}, i, j = x, y$;

$\frac{\eta L}{\psi^3}$ 为阻尼系数的相对单位,无量纲的刚度系数为 $\bar{C}_{ij} = \frac{C_{ij}\psi^3}{\eta L}, i, j = x, y$ 。

滑动轴承无量纲性能参数见表 1-1。

表 1-1 滑动轴承无量纲性能参数 (瓦张角 $2\times 150^\circ, L/D=0.5$)

偏心率	偏位角	无量纲承载力	阻力系数	流量系数	油膜特性系数							
					无量纲刚度系数				无量纲阻尼系数			
ϵ	$\theta(^{\circ})$	$\bar{W}$	φ_f	φ_q	$\bar{k}_{xx}$	$-\bar{k}_{xy}$	$\bar{k}_{yx}$	$\bar{k}_{yy}$	$\bar{C}_{xx}$	$\bar{C}_{xy}$	$\bar{C}_{yx}$	$\bar{C}_{yy}$
0.1	77.46	0.069	72.020	0.040	0.117	0.282	0.717	0.116	0.553	0.119	0.108	1.429
0.2	67.48	0.147	33.270	0.076	0.257	0.364	0.858	0.261	0.669	0.273	0.202	1.698
0.3	60.08	0.247	19.800	0.106	0.449	0.389	1.118	0.475	0.887	0.510	0.518	2.188
0.4	54.12	0.386	13.270	0.132	0.638	0.400	1.499	0.825	0.964	0.697	0.741	2.880
0.5	48.18	0.599	9.170	0.153	0.975	0.387	2.202	1.742	1.223	1.090	1.090	4.180
0.6	42.35	0.963	6.350	0.171	1.569	0.356	3.513	3.501	1.671	1.818	1.821	6.717
0.7	36.34	1.677	4.260	0.185	2.677	0.063	6.569	8.168	2.302	3.101	3.134	12.25

例 1 一个圆柱轴承直径 D 为 100 mm,长度 L 为 50 mm,轴的角速度 Ω 为 100 1/s,润滑油动力黏度 η 为 0.0184 N·s/m²,间隙比 ψ 为 2.0‰。试计算无量纲承载力 $\bar{W}$ 为 0.554 时轴承的 k_{xx}, C_{xx}, W 各等于多少?

解:根据表 1-1,用内插法求解 $L/D=0.5$ 的轴承,当无量纲承载力 $\bar{W}$ 为 0.554 时无量纲动力特性系数为 $\bar{k}_{xx}=0.888, \bar{C}_{xx}=1.156$ 。

刚度、阻尼和承载力的相对单位分别是

$$\frac{\eta\Omega L}{\psi^3}=17\,250\,000\text{ N/m}, \frac{\eta L}{\psi^3}=172\,500\text{ N}\cdot\text{s/m}, \frac{\eta\Omega LR}{\psi^2}=2\,588\text{ N}$$

则有 $k_{xx}=15\,318\,000\text{ N/m}, C_{xx}=199\,410\text{ N}\cdot\text{s/m}, W=1\,434\text{ N}$

通过查阅表 1-1 的滑动轴承无量纲性能参数,设计轴承是非常方便的。更为详细的轴承数据,可在参考文献[2]中查到。也可通过特定的公式获得几种特殊形式轴承的动力特性系数^[3]。

1. 密封环

通常的密封环为一圆环,它借高压油压紧在一个台阶上以防止液体或气体的泄漏,圆环与转轴之间充满着压力油。一般圆环与轴是同心的,即密封环是一个无径向载荷、无偏心的全圆轴承。如果整个圆周上油膜没有破裂,经过分析计算,其 8 个动力特性系数可用以下公式计算。

$$\begin{cases} k_{xx}=k_{yy}=C_{xy}=C_{yx}=0 \\ k_{xy}=-k_{yx}=6\pi\eta\Omega L \left(\frac{R}{R-r}\right)^3 \left[1-\frac{\tanh(L/D)}{L/D}\right], \text{当 } L/D < 0.5 \text{ 时,取 } 1-\frac{\tanh(L/D)}{L/D} \approx \frac{1}{3}(L/D)^2 \\ C_{xx}=C_{yy}=12\pi\eta L \left(\frac{R}{R-r}\right)^3 \left[1-\frac{\tanh(L/D)}{L/D}\right] \end{cases}$$

则有

$$\begin{cases} k_{xy}=-k_{yx}=\frac{\pi}{4}\eta\Omega D \left(\frac{L}{R-r}\right)^3 \\ C_{xx}=C_{yy}=\frac{\pi}{2}\eta D \left(\frac{L}{R-r}\right)^3 \end{cases}$$

进一步分析表明:当转速超过转子最低临界转速两倍以后,密封环就成为一个负阻尼器,趋于使转子失稳。由上式可知动力特性系数为长度的三次方。在密封环总宽度不变的情况下,仅在中央切一环向槽沟,就能使动力特性系数减为原来的 0.25,这就减小其失稳作用。

2. 阻尼轴承

阻尼轴承的内外环,可视作一个转速为零的无偏心全圆轴承,为一个纯阻尼器。其动力特性系数为:

$$\begin{cases} k_{xx}=k_{yy}=k_{xy}=k_{yx}=0 \\ C_{xy}=C_{yx}=0 \\ C_{xx}=C_{yy}=12\pi\eta L \left(\frac{R}{R-r}\right)^3 \left[1-\frac{\tanh(L/D)}{L/D}\right] \end{cases}$$

阻尼轴承的供油压力必须足够,它应满足

$$P \geq 12\eta\omega \frac{R^2}{(R-r)^3} |\Delta x|$$

式中 P 为供油压力; ω 为振动频率; Δx 为轴颈中心最大位移。

若不满足,油将从油隙中挤出而阻尼轴承就会失去作用。

3. 静压轴承

在静压轴承中,高压油通过限流小孔进入几个油囊中。轴承主要设计参数是限流小孔与轴承油膜对油的阻力比。当取比值为 1 时,油囊中的压力为供油压力 p_s 的一半,此时油膜刚度系数为最大,约为 $k_{xx}=k_{yy}=(0.3-0.4)\frac{p_s LD}{R-r}$ 。阻尼系数不能用一个类似的

简单公式求得,因为它在很大程度上取决于轴承的具体设计,特别是油囊相对于轴颈的大小。

4. Capone 圆轴承^[4]

1991年, Capone 提出了短轴承假设下的非线性油膜力模型, 计算结果表明, 该模型具有较好的精度和收敛性。在短轴承假设条件下的无量纲化雷诺方程为:

$$\left(\frac{R}{L}\right)^2 \frac{\partial}{\partial Z} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial Z} \right) = x \sin \theta - y \cos \theta - 2(\dot{x} \cos \theta + \dot{y} \sin \theta)$$

其无量纲油膜压力为

$$\bar{P} = \frac{1}{2} \left(\frac{L}{D} \right)^2 \frac{(x - 2\dot{y}) \sin \theta - (y + 2\dot{x}) \cos \theta}{(1 - x \cos \theta - y \sin \theta)^3} (4x^2 - 1)$$

对于短轴承近似的全圆轴承, 油膜力沿 x 和 y 方向的分量为

$$\begin{cases} f_x = -A[3xV(x, y, \alpha) - G(x, y, \alpha) \sin \alpha - 2S(x, y, \alpha) \cos \alpha] \\ f_y = -A[3yV(x, y, \alpha) + G(x, y, \alpha) \cos \alpha - 2S(x, y, \alpha) \sin \alpha] \end{cases}$$

式中: $\alpha = \arctan \frac{y + 2\dot{x}}{x - 2\dot{y}} - \frac{\pi}{2} \operatorname{sign} \left(\frac{y + 2\dot{x}}{x - 2\dot{y}} \right) - \frac{\pi}{2} \operatorname{sign}(y + 2\dot{x})$

$$A = \frac{\sqrt{(x - 2\dot{y})^2 + (y + 2\dot{x})^2}}{1 - x^2 - y^2}$$

$$G(x, y, \alpha) = \frac{2}{(1 - x^2 - y^2)} \left[\frac{\pi}{2} + \arctan \frac{y \cos \alpha - x \sin \alpha}{\sqrt{1 - x^2 - y^2}} \right]$$

$$V(x, y, \alpha) = \frac{2 + (y \cos \alpha - x \sin \alpha)}{1 - x^2 - y^2} G(x, y, \alpha)$$

$$S(x, y, \alpha) = \frac{x \cos \alpha + y \sin \alpha}{1 - (x \cos \alpha + y \sin \alpha)^2}$$

短轴承的 8 个动力特性系数为

$$\begin{aligned} k_{xx} &= \left(\frac{L}{D} \right)^2 \frac{4\epsilon[2\pi^2 + (16 - \pi^2)\epsilon^2]}{(1 - \epsilon^2)^2 [16\epsilon^2 + \pi^2(1 - \epsilon^2)]} \\ k_{xy} &= \left(\frac{L}{D} \right)^2 \frac{\pi[-\pi^2 + 2\pi^2\epsilon^2 + (16 - \pi^2)\epsilon^4]}{(1 - \epsilon^2)^{5/2} [16\epsilon^2 + \pi^2(1 - \epsilon^2)]} \\ k_{yx} &= \left(\frac{L}{D} \right)^2 \frac{\pi[\pi^2 + (\pi^2 + 32)\epsilon^2 + 2(16 - \pi^2)\epsilon^4]}{(1 - \epsilon^2)^{5/2} [16\epsilon^2 + \pi^2(1 - \epsilon^2)]} \\ k_{yy} &= \left(\frac{L}{D} \right)^2 \frac{4\epsilon[\pi^2 + (\pi^2 + 32)\epsilon^2 + 2(16 - \pi^2)\epsilon^4]}{(1 - \epsilon^2)^2 [16\epsilon^2 + \pi^2(1 - \epsilon^2)]} \\ C_{xx} &= \left(\frac{L}{D} \right)^2 \frac{2\pi(\pi^2 + 2\pi^2\epsilon^2 - 16\epsilon^2)}{(1 - \epsilon^2)^{3/2} [16\epsilon^2 + \pi^2(1 - \epsilon^2)]} \\ C_{xy} &= C_{yx} = \left(\frac{L}{D} \right)^2 \frac{8\epsilon(\pi^2 + 2\pi^2\epsilon^2 - 16\epsilon^2)}{(1 - \epsilon^2)^2 [16\epsilon^2 + \pi^2(1 - \epsilon^2)]} \\ C_{yy} &= \left(\frac{L}{D} \right)^2 \frac{2\pi[\pi^2 + (\pi^2 + 16)\epsilon^4 + 2(16 - \pi^2)\epsilon^2]}{(1 - \epsilon^2)^2 [16\epsilon^2 + \pi^2(1 - \epsilon^2)]} \end{aligned}$$

1.2 滑动轴承-转子系统关键参数

滑动轴承-转子系统主要由阶梯轴、传动件、紧固件和滑动轴承组成。滑动轴承-转子系统动力特性方程见式(1-15)。影响滑动轴承-转子系统动力特性的关键参数主要有滑动轴承油膜特性系数和转子不平衡量。

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \omega^2 \{F\} \quad (1-15)$$

式中 q ——转子轴心位移,含两径向方向的线位移和角位移;

M ——质量矩阵;

C ——阻尼矩阵;

K ——刚度矩阵;

F ——力矩阵。

力矩阵 F 由质心偏离几何中心而产生的不平衡激振力组成。

在滑动轴承-转子系统的动力学特性分析中,常用4个刚度系数和4个阻尼系数等效滑动轴承油膜特性系数来探讨油膜涡动的物理本质。如图1-7所示,目前对滑动轴承的非线性油膜力的研究主要以8个线性化的滑动轴承油膜特性系数来代替,这8个油膜特性系数表达了油膜的动反力和轴颈的振动位移和速度之间的定量关系,直接影响滑动轴承-转子系统的临界转速、瞬态响应等动力特性。精确计算滑动轴承油膜特性系数对滑动轴承-转子系统动力特性的研究和旋转机械的设计起着非常重要的作用。

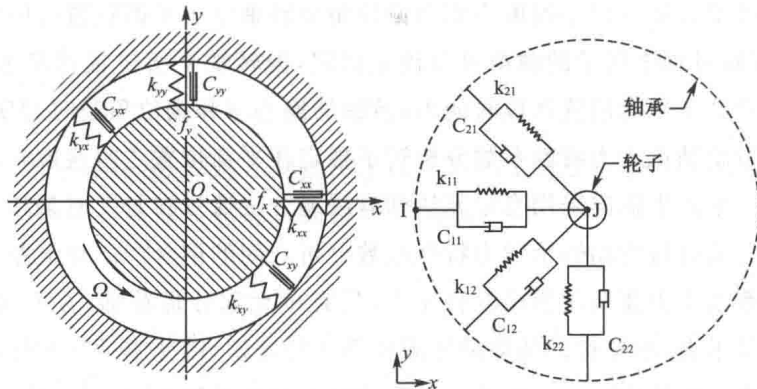


图 1-7 线性化滑动轴承油膜力学模型

滑动轴承-转子系统不平衡振动产生的原因很多,既来源于安装误差,又来源于轴系材质不均、设计缺陷、制造和装配误差,还来源于运输、安装时的变形和轴系工作运行过程中引起的磨损及热变形等导致的轴系几何中心轴线与其旋转中心轴线不共线。利用不平衡量对轴系进行动平衡来提高转子及其构成的产品质量,减小噪声和振动,以保证轴系运行的长期性和稳定性,是滑动轴承-转子系统经常使用的一种校准方式。但由于产生不平衡量的因素的多样性和复杂性,使轴系获得良好的动平衡性具有一定的难度。

1.2.1 滑动轴承油膜特性系数的计算方法

随着机器向高速、大功率、大型化方向发展,滑动轴承越来越多地工作在高速重载的恶劣工况下,因此,对滑动轴承的性能设计提出更加严格的要求。滑动轴承油膜特性系数直接影响滑动轴承-转子系统的动力学行为,如临界转速、不平衡响应、稳定性等。滑动轴承油膜动特性通常可用8个系数来描述。早在1965年的时候,Lund就采用4个刚度系数和4个阻尼系数建立了挠性转子系统模型^[5]。

滑动轴承油膜系数的计算方法为数值解法。数值解法将偏微分方程转化为代数方程组。它的一般原则是将求解域分成有限个数的单元,并使每一个单元充分地小,以至于可以认为在各单元内的未知量是常数或者是按照线性变化而不造成很大的误差。然后通过物理分析和数学变换方法。将求解的偏微分方程写成离散形式,即转化为一组线性代数方程。该代数方程组表示了各个单元所求解的未知量与周围各单元未知量以及给定的已知量之间的关系。最后,根据高斯消去法或者高斯-赛德尔迭代法求解代数方程组,从而求得整个求域上的未知量。

目前,国内外学者大多通过有限差分法求解雷诺方程及动态雷诺方程来研究层流状态下滑动轴承的动、静特性^[6,7]。有限差分法通过将动态雷诺方程对各项扰动参数求导,得到各项扰动压力的微分方程。通过求解这些扰动压力的雷诺方程,得到各项扰动压力分布并积分得到滑动轴承的线性化刚度系数和阻尼系数。然而上述对滑动轴承动力特性系数计算的前提是雷诺方程中的偏心率与偏位角是转轴处于平衡位置时的偏心率与偏位角,而在实际求解过程中转子的载荷可以预先指定,但转轴平衡位置却是未知的,且转子从开始工作到稳定在平衡位置这段时间内,转轴的偏心率和偏位角是时刻变化的。因此,采用传统静态滑动轴承动力特性系数分析转子稳定在平衡位置之前这段时间内的瞬态响应是不准确的。李元生提出采用有限元法和有限差分法通过在每个时刻用学科间迭代方法实现转子瞬态响应与滑动轴承动力特性系数分析之间的耦合^[8]。有限差分法求解滑动轴承动力特性系数至少要调用雷诺方程4次,只有单元划分足够细,方可达到理想精度,如此一来计算量很大,而小扰动速度的界限也不太好确定,因此不适于非线性分析。

高速重载滑动轴承中流动油膜处于转子动壁面和轴瓦静壁面之间,流速呈线性分布,接近静壁面区,流速较小的为层流状态;远离静壁面区(核心区),流速较大的为紊流状态,油膜处于一种复合型紊流状态^[9]。肖忠会^[10,11]提出了针对层流状态下求解非线性油膜力的一种快速算法,把二维变分不等方程降为一维,并将油膜力与动力特性系数联合起来一并求解,可省却诸多中间环节,计算量大为减小;其次,这种方法便于求解复杂区域上的问题,对于事先未知的自由边界或区域内部不同介质的交界面比较容易处理。毛文贵^[12]将其拓展到紊流情况下的求解,从而利用有限变分法获得高速下径向滑动轴承层紊流状态下非线性油膜特性的一种快速计算方法,并通过短轴承理论公式和常用的有限差分法进行验证。

1. 基于有限差分法的油膜特性系数的计算

(1) 有限差分法种类

$$\begin{aligned}
 &\text{一阶差分: 前向差分 } \frac{f(x+h)-f(x)}{h} \\
 &\quad \text{后向差分 } \frac{f(x)-f(x-h)}{h} \\
 &\quad \text{中心差分 } \frac{f(x+h)-f(x-h)}{h} \\
 &\text{二阶差分: } \frac{\frac{f(x+h)-f(x)}{h}-\frac{f(x)-f(x-h)}{h}}{h} \\
 &\quad = \frac{f(x+h)+f(x-h)-2f(x)}{h^2}
 \end{aligned}$$

(2) 雷诺方程

滑动轴承对转子起支撑和润滑作用。其油膜力 $F_x(x, y, \dot{x}, \dot{y})$, $F_y(x, y, \dot{x}, \dot{y})$ 是轴颈中心位移 x, y 和速度 $\dot{x}, \dot{y}$ 的复杂非线性函数。不同瞬时, 当滑动轴承轴颈的外力变化时, 滑动轴承轴颈处的轴心轨迹也会发生变化。润滑油在轴承间隙中的流动服从雷诺方程:

$$\frac{\partial}{\partial x}(h^3 \frac{\partial P}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial z}(h^3 \frac{\partial P}{\partial z}) = 6\eta(U_j + U_b) \frac{\partial h}{\partial x} + 12\eta \frac{\partial h}{\partial t} \quad (1-16)$$

式中 h ——油膜厚度;

η ——润滑油黏度;

U_j ——轴颈速度;

U_b ——轴承速度;

P ——油膜压力。

不可压缩层流牛顿流体, 在微小间隙内流体的压力分布对于轴承是固定的 ($U_b = 0$), 当载荷稳定、润滑剂不可压缩且黏度为常数时, 上式变为

$$\frac{\partial}{\partial x}(h^3 \frac{\partial P}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial z}(h^3 \frac{\partial P}{\partial z}) = 6\eta U_j \frac{\partial h}{\partial x} \quad (1-17)$$

静压和动静压径向轴承的雷诺方程采用式(1-18)所示的无量纲形式, 推力轴承的雷诺方程采用式(1-19)所示的无量纲形式。有限差分法的原理是将此微分方程形式的雷诺方程中的各项导数表达为差商, 从而转化为线性代数方程形式的差分方程, 利用计算机技术求数值解。

① 径向轴承

无量纲化, 令 $\bar{X} = \frac{x}{D}$, $\bar{Z} = \frac{z}{L}$, $\bar{H} = \frac{h}{h_0} = 1 + \epsilon \cos \theta$, $\bar{P} = \frac{p}{p_s}$, 则

$$\frac{\partial}{\partial \bar{X}}(\bar{H}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{X}}) + \left(\frac{D}{L}\right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{Z}}(\bar{H}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{Z}}) = 24\pi \frac{\eta N}{p_s} \left(\frac{D}{C_d}\right)^2 \frac{\partial \bar{H}}{\partial \bar{X}} \quad (1-18)$$

式中 N ——轴颈转速;

p_s ——供油压力;