

● [美] P · K · Gupta 著 臧新群等 译

滚动轴承动力学分析

湖北科学技术出版社

内 容 简 介

本书共分十章。第一至第五章建立实时模拟滚动轴承性能的动力学分析模型。第六章讨论先进的滚动轴承动力学分析程序——ADORE中采用的数值方法。第七至第十章讨论ADORE的结构与流程、典型模拟结果、实验验证及其在转子-轴承系统的设计、性能诊断和失效分析中的应用。作为对正文中建立的动力学分析模型的补充，附录I至III分别讨论了赫兹点接触解、套圈的过盈配合与热膨胀及疲劳寿命计算。附录IV和V给出了ADORE的FORTRAN源程序清单和典型运行例子。

本书主要面向先进的滚动轴承的用户和设计人员——特别是面向发动机制造业、惯性制导系统制造业、机床业及滚动轴承工业，可供大专院校有关专业的师生参考，对从事机械设计及计算机辅助机械设计研究的科技人员也有重要的参考价值。

Pradeep K. Gupta
ADVANCED DYNAMICS OF ROLLING ELEMENTS
Springer-Verlag New York Inc, 1984

滚 动 轴 承 动 力 学 分 析

[美] Pradeep K. Gupta 著

臧新群 臧新村 张捷之译

徐培孝 钟兆麟校

责任编辑 王连弟

湖北科学技术出版社出版发行

河南省荥阳县光华印刷厂印刷

河南省地质矿产厅印刷厂照排

1990年5月第一版 开本：787×1092 1/16

1990年5月第一次印刷 印张：14.5

印数：0001—4000 字数：350千字

ISBN 7—5352—0576—3 / TH·10

定价：10.00元

译者前言

最近十余年间，作为机械系统中的关键零件的滚动轴承，其分析与设计方法学已发生深刻变革。在国外，随着轴承理论水平的提高和现代高速电子计算机的发展，能实时模拟滚动轴承性能的动力学模型取代了六十年代的拟静力学模型；滚动轴承的动力学分析程序与转子的动力学分析程序相结合，已形成先进的转子-轴承系统设计分析的基础。

这一进展对国内的滚动轴承设计与应用工程师是一个强有力的挑战！掌握先进的设计理论和计算技术，迅速改变我国转子-轴承系统分析与设计方法学的落后面貌，这一艰巨任务正摆在国内有关科技工作者的面前。为了这一艰巨任务的完成，我们需要采他山之石，需要不失时机地引进值得借鉴的国外先进经验。

《Advanced Dynamics of Rolling Elements》一书即不失为一部值得借鉴的颇有学术价值而又兼具较强工程性的优秀著作。该书作者曾作为高级科学家在美国MTI公司任职。集多年深入研究之精华，作者在书中提出了滚动轴承的动力学分析模型，更向读者展示了使这一分析模型具有实际意义的计算机程序。综观全书内容，一个先进实用的滚动轴承分析系统就会跃然眼前。

正象作者在该书前言中所指出的那样，该书对发动机制造业、惯性制导系统制造业、滚动轴承工业乃至工业实验室的研究人员都会有所裨益；它还将鼓舞非常有经验的读者去开发他自己的计算机程序。译者不揣才疏学浅，而挤工作之余暇，终将该书译成中文。我们希望，该书的中译本——《滚动轴承动力学分析》能成为国内有关科技工作者手中的一部有价值的参考书籍。

本书第一、二、六、七、八、九章及附录由臧新群同志翻译，第三、十章由臧新村同志翻译，第四、五章由张捷之同志翻译。全书由臧新群同志统稿。

徐培孝同志和钟兆麟同志对译稿进行了认真的校阅并提出宝贵意见，谨此表示感谢。承襄阳轴承厂大力支持，《轴承》杂志编辑部协助出版，在此也一并致谢。

限于译者水平，译文中定有不妥之处，敬请读者批评指正。

译者

1988年7月

前 言

在任何旋转的机械系统中，允许静止零件和运动零件作相对运动的轴承都是整个系统的关键零件。因应用场合而异可使用油润滑的液动轴承、空气轴承、磁性悬浮轴承以及滚动轴承等若干不同种类的轴承。液动轴承的优点是具有很强的负荷能力，但它刚度较低并有可能产生相当大的功率损失；空气轴承适用于负荷小、转速高和要求功率损失很小的高精密应用场合；而在负荷很小但不允许有摩擦损耗或轴承功率损失的超精密部件中，则采用磁性悬浮轴承。鉴于滚动轴承在要求高刚度、高负荷、功率损失适中且速度可变的场合得到了广泛的应用，研究滚动零件的动态相互作用就成为本书的目的。

讨论滚动零件的分析与设计方法学的书籍十分有限。其中较著名的有《应力与变形分析》(Analysis of Stresses and Deflections, Jones, 1946, Vols. I 和 II)、《球和滚子轴承——理论、设计与应用》(Ball and Roller Bearings, Their Theory, Design and Application, Eschmann, Hasbargen & Weigand, 1958)、《球和滚子轴承工程》(Ball and Roller Engineering, Palmgren, 1959, 第3版)、《先进的轴承技术》(Advanced Bearing Technology, Bisson & Anderson, 1965)及《滚动轴承分析》(Rolling Bearing Analysis, Harris, 1968)。但是，这些书籍大都发表于计算手段非常落后的年代；因此，它们都只限于讨论求解对滚动轴承只能作粗略近似分析的平衡问题。

最近十年间，由于效率要求的提高，轴承必须承受比过去要高得多的转速和温度。这种情形使滚动轴承技术的发展获得了巨大的动力。随着现代高速计算机的发展，二十世纪六十年代的简单拟静力平衡模型已为能实时模拟滚动轴承性能的先进动力学模型所取代。对于滚动轴承工程师来说，这一进展为改进滚动轴承的设计提供了工具。与静力学模型只能用于简单的疲劳寿命和刚度计算比较，动力学模型已可处理滑动、歪斜、保持架的不稳定性、润滑剂的牵引性能乃至时变的运转环境。

本书的主题是从工程师的角度阐明滚动轴承设计技术的巨大进展。本书是作者过去几年间在政府和工业界的资助下取得的研究成果。本书的任务在于：

1. 提出模拟任意运转条件下滚动轴承性能的动力学模型的一般公式，以及
2. 向读者提供使动力学分析模型具有实际意义的计算机程序。

动力学模型主要由轴承零件的运动坐标系和运动方程以及几何相互作用组成。几何相互作用是建立外力和力矩向量模型的基础。继第一章提出基本背景之后，第二章和第三章讨论了这些问题。第四章和第五章讨论了特别适用于油润滑的滚动轴承的特殊问题。第六章讨论了数值分析，在逻辑上它是第七章提出计算机程序结构的先导。第八章给出了滚动轴承动态性能的典型计算机模拟结果。要利用极为有限的实验数据对本书提出的分析模型进行严格的验证显然是困难的，但作者还是在第九章中就分析结果和最新实验数据的比较作了一番尝试。作者希望，随着有更多的实验数据可以利用，这一分析模型将继续得到实验的验证和不断的改进。最后，在第十章中，作者从工程师的观点对滚动轴承设计的一些一般方法作了简略的

说明。

作者将本书所提出的计算机程序命名为ADORE (Advanced Dynamics of Rolling Elements)。鉴于其复杂程度和规模,作者已将ADORE输入CYBERNET Services等一些世界性的计算机网络,旨在使读者能直接存取这一程序。可以预期,随着技术的发展和对本模型理解的加深,这一复杂的计算机程序将得到不断的更新。由于ADORE工作于可以广为利用的计算机网络,作者将能对它进行有效的维护与支持,而用户也将能从有重大改进的最新版本的程序中获益。作者希望有兴趣的读者能在网络上使用ADORE,并在可能时向作者提出对程序改进关系重大的评价和建议。为了向用户提供在网络中运行ADORE的详细说明,作者在附录中给出了ADORE的主程序清单。作者希望,仅供参考的这一主程序清单将有助于读者理解ADORE的一些细节,并鼓舞非常有经验的读者去开发他自己的程序,这最终将有助于整个滚动轴承分析技术的发展。

本书主要面向先进的滚动轴承的用户和设计人员;特别是面向发动机制造业、惯性制导系统制造业以及滚动轴承工业。不言而喻,它对政府和工业实验室的研究人员也将会有所裨益。

1971—1982年间,作者曾作为高级科学家在MTI股份有限公司任职,该公司为作者提供了本项研究的机会和环境。对此,作者谨表示衷心的感谢。作者愿特别提及Donald F. Wilcock博士、Jad A. Walowit博士、Qscar Pinkus先生、Wildur Shapiro先生以及 Jeffrey A. Asher博士的鼓励和支持。Terri Brandt夫人和Pat Marx夫人出色地打印了本书的手稿,Donna Graham夫人对本书作了认真的编辑,Rose Ann Coons小姐绘制了本书的全部插图,在此也一并致谢。最后,要提及作者的妻子Shelly和女儿Neha、Priya的鼓励对作者著作本书所起到的关键性作用。作者在计算机上耗费大量时间(特别是在夜里和假日),对她们来说是一种巨大的牺牲,为此,作者要向她们表示衷心的感谢。

Pradeep K. Gupta
Clifton Park, New York

目 录

第一章 概 述	1
1.1 滚动轴承的零件与基本相互作用	1
1.2 分析模型的类型	3
1.2.1 拟静力学模型	3
1.2.2 动力学模型	4
1.3 术 语	5
1.3.1 坐标系	5
1.3.2 向量变换	5
1.3.3 符号表	6
1.4 摘 要	8
第二章 运动方程与坐标变换	9
2.1 坐标系与变换	9
2.2 运动方程	11
2.2.1 质心运动	11
2.2.2 旋转运动	12
2.3 运动坐标系	13
2.4 一般运动的模拟	14
2.5 摘 要	14
第三章 滚动轴承中的几何相互作用	16
3.1 滚动体/套圈的相互作用	16
3.1.1 球/套圈的相互作用	16
3.1.2 滚子/套圈的相互作用	25
3.1.3 滚子/套圈挡边的相互作用	29
3.2 滚动体/保持架的相互作用	33
3.2.1 几何与运动考虑	33
3.2.2 液动模型	37
3.2.3 干接触模型	42
3.3 套圈/保持架的相互作用	43
3.3.1 几何与运动考虑	43
3.3.2 液动模型	44
3.3.3 干接触模型	44
3.4 滚动体之间的相互作用	44
3.4.1 球轴承	44

3.4.2 滚子轴承	46
3.5 外部系统的相互作用与约束	46
3.5.1 球轴承的平衡约束	46
3.5.2 滚子轴承的平衡约束	51
3.6 摘要	54
第四章 弹性流体动力润滑	55
4.1 润滑牵引模型的一般考虑	55
4.1.1 滚动体/套圈接触区	56
4.1.2 润滑剂流变学	56
4.1.3 典型的牵引—滑动性能	57
4.2 弹流牵引模型	58
4.2.1 油膜厚度计算	58
4.2.2 牵引力计算	61
4.2.3 润滑基本方程的估算	63
4.3 一些润滑剂的牵引性能	66
4.3.1 美国规格MIL—L—23699型润滑油	66
4.3.2 美国规格MIL—L—7808型润滑油	67
4.3.3 Santotrac 30型牵引液	67
4.3.4 聚苯醚	68
4.3.5 SAE—30型润滑油	70
4.4 摘要	71
第五章 涡动与阻力损失	72
5.1 阻力的估算	72
5.2 涡动力矩的估算	73
5.2.1 柱面损失	73
5.2.2 端面损失	74
5.3 润滑剂的有效粘度与密度	74
5.4 摘要	75
第六章 运动方程的数值积分	76
6.1 量纲组织	76
6.2 显式算法	78
6.3 隐式算法	79
6.3.1 预报公式	83
6.3.2 校正公式	84
6.3.3 步长修改准则	84
6.3.4 阶的修改	85
6.3.5 计算考虑	85
6.4 算法选择	85

6.5	外部约束	86
6.5.1	平衡约束	86
6.5.2	假想阻尼	86
6.6	摘要	86
第七章 计算机程序ADORE		88
7.1	程序概述	89
7.2	ADORE 的结构	89
7.3	ADORE 的性能	91
7.3.1	轴承类型	92
7.3.2	保持架类型	92
7.3.3	运转条件	92
7.3.4	外部约束	92
7.3.5	径向预负荷	92
7.3.6	材料特性	92
7.3.7	润滑剂的牵引力	93
7.3.8	涡动与阻力	93
7.3.9	滚子扭动	93
7.3.10	滚动体的滑动	93
7.3.11	保持架的不稳定性	93
7.3.12	轴承功率损失	93
7.3.13	磨 损	93
7.3.14	几何形状不完善	93
7.3.15	轴承噪声	94
7.3.16	任意负荷与速度循环下的轴承寿命	94
7.3.17	单位的灵活性	94
7.3.18	图形输出	94
7.3.19	积分算法	94
7.3.20	再启动能力	94
7.4	输入/输出数据	94
7.4.1	输入数据	94
7.4.2	打印输出	95
7.4.3	图形输出	99
7.4.4	用户可编程的子程序	99
7.4.5	ADORE 的数据管理	100
7.5	计算机资源要求	101
7.6	摘 要	101
第八章 一些动态性能的模拟		102
8.1	数值考虑	102
8.2	振动特性	103

8.2.1 圆柱滚子轴承	103
8.2.2 球轴承	106
8.3 球的一般运动与滑动	109
8.4 保持架的稳定性	115
8.5 圆柱滚子轴承中滚子和保持架的运动	122
8.5.1 滚子倾斜与扭动	127
8.5.2 时变负荷与速度	129
8.6 摘要	135
第九章 ADORE 的实验验证	136
9.1 球的运动与滑动	136
9.2 保持架的运动	137
9.2.1 保持架质心的轨迹	140
9.2.2 回转速度	140
9.2.3 保持架的锥运动	143
9.3 摘要	143
第十章 滚动轴承设计指南	145
10.1 系统概述	145
10.2 转子—轴承系统的相互作用	146
10.3 ADORE : 设计与性能诊断工具	148
10.4 摘要	148
附录 I 赫兹点接触解	149
附录 II 套圈的过盈配合与热膨胀	150
附录 III 疲劳寿命计算	151
附录 IV ADORE 源程序清单	153
附录 V 典型例子	192
参考文献	213
主题词索引	217

第一章 概 述

研究实时模拟滚动轴承性能的通用动力学模型是本书的主要目的。本章讨论各类滚动轴承的拟静力学模型和动力学模型的特征,指出滚动轴承中的主要相互作用,并列全书使用的术语。

在旋转机械系统中,以静止壳体(或定子)为依托支承转轴(或转子)的机械零件,因其功能特征而常被简称为轴承。已经表明,轴承是影响整个旋转机械系统性能的最关键零件。在多种类型的轴承中,滚动轴承因能耗低、刚性好和承载能力强而倍受欢迎。不仅在高速重载的发动机中,而且在要求高刚性低摩擦的高速精密主轴和制导系统中,滚动轴承都得到了成功的应用。总之,滚动轴承的应用覆盖了很宽的工作负荷与速度范围。

将滚动接触疲劳视为滚动轴承的典型失效方式——这种认识导致了开发长寿命滚动轴承材料的不懈努力,并促成了滚动轴承制造工艺的巨大改进;然而,转速等要求的提高使滚动轴承的寿命目前仍然是一个关键问题。对于给定的材料和工作负荷,单位时间内的载荷循环数随转速上升的成比例增大使滚动轴承的疲劳寿命急剧下降。接触负荷因离心效应而与速度的平方成正比增大,对滚动轴承的疲劳寿命形成了更大的冲击。而轴承零件的周应力随速度的平方成正比增大,则对轴承的破裂韧性提出了更高的要求。滚动轴承的速度极限通常由称为DN值[轴的直径(mm)与转速(r/min)的乘积]的设计参数给出。目前的速度设计极限约为 $2 \times 10^6 \text{ DN}$,尽管某些先进的设计已高达 $3 \times 10^6 \text{ DN}$ 。

除疲劳以外,滚动轴承零件的动力学特性在高速下变得尤其重要。在高速下,包括各种制造公差在内的工作参数和几何参数都会影响轴承零件的动态稳定性;轴承的失效有可能要归因于轴承零件的不稳定运动,而不能归因于疲劳。设计时或许可以不考虑疲劳失效。事实上,轴承在高速下的实际寿命可能会比预期的疲劳寿命低几个数量级。在这种情况下,各轴承零件的动态稳定性将决定轴承的性能。综上所述,真实分析轴承零件的相互作用和滚动轴承的有关动力学特性就成为本书的目的。

轴承性能的广义动态分析主要由每一轴承零件的运动微分方程及其积分组成。换言之,轴承性能的实时模拟可归结为求解瞬态或传播问题。在以后几章中,将给出作为分析基础的高等动力学模型和实时模拟滚动轴承性能的计算机程序ADORE。以下简略回顾滚动轴承的基本结构,比较用于滚动轴承分析的静力学模型和动力学模型,并讨论本书所使用的术语。

1.1 滚动轴承的零件与基本相互作用

滚动轴承主要由三种零件——若干滚动体、外圈与内圈及保持架组成。本书将这些基本零件统称为轴承零件。取决于轴承的类型,滚动体可以是球、圆柱滚子、球面滚子、圆锥滚子或球面圆锥滚子。套圈和保持架的几何形状也因轴承的类型而异。

图1-1为常用的滚动轴承的示意图。在特定应用中,实际的轴承可以是这些结构的变型

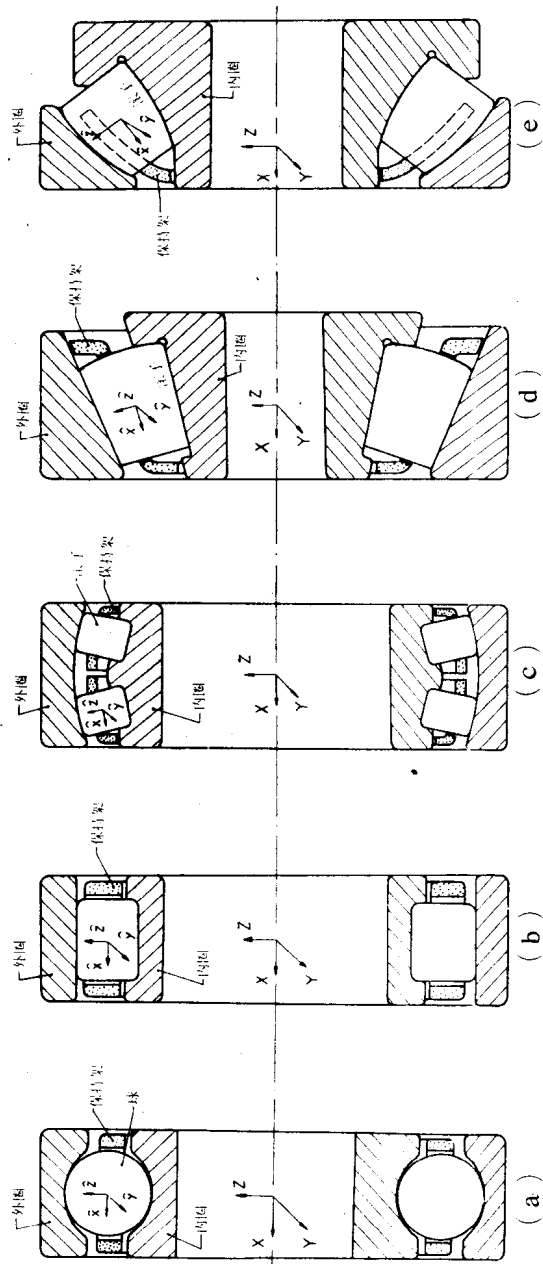


图 1-1 各类滚动轴承的示意图

(a) 球轴承; (b) 圆柱滚子轴承; (c) 调心滚子轴承; (d) 圆锥滚子轴承; (e) 球面圆锥滚子轴承

或组合。将要提出的分析方法和计算机程序旨在用于分析所有这些基本类型的轴承；但是，给出的计算机程序只适用于具有单列滚动体的轴承，这使调心滚子轴承的处理受到了一定的限制。

轴承零件之间的相互作用构成了动力学模型和实时性能模拟的基本公式。滚动轴承的动力学模型基于下列基本的相互作用：

- 滚动体/套圈的相互作用；
- 滚动体/保持架的相互作用；
- 保持架/套圈的相互作用；
- 无保持架时滚动体之间的相互作用。

通常，对于特定的应用场合，在模型中还应考虑若干二次相互作用。润滑剂的涡动和阻力效应、轴承与外界相互作用所产生的热变形和机械变形以及任何系统的几何约束等均应在考虑之列。

1.2 分析模型的类型

有两类常用于模拟滚动轴承性能的分析公式。静力学模型基于静力和力矩平衡方程，而运动微分方程的积分则构成了动力学模型。在静力学模型的平衡方程中，常将离心力和回转力矩作为外力来考虑，因此，也常将静力学模型视为拟静力学模型。历史上，取决于所考虑的性能参数，一直在使用着这两种类型的模型。

1.2.1 拟静力学模型

对于给定的轴承负荷，可列出每一轴承零件的力平衡方程和力矩平衡方程。这些平衡方程中包括了外力、外力矩以及离心力和回转力矩。可用牛顿-拉夫逊方法求解由此得到的联立非线性代数方程。

根据给定的套圈角速度计算滚动体角速度时，要使用约束滚动体角速度向量方向的某些运动假设。就滚子轴承而言，这种约束是相当简单的；它假定在任一套圈上只有纯滚动，且滚子只绕自身的对称轴转动。而在角接触球轴承中，由于球的可能的自旋速度（绕接触平面的法线的角速度）而使运动变得复杂。在这种情况下，常使用球只在外圈或内圈上自旋的“套圈控制”假设。“外圈控制”是假定球在外圈上无自旋，而“内圈控制”则假定球在内圈上无自旋。总之，给出较大自旋力矩的套圈就叫做控制套圈。换言之，对于给定的接触负荷，球只能在给出较小自旋力矩的套圈上自旋。在低速时，外圈上的自旋力矩较小导致了内圈控制；而在高速时，球的离心力使外圈上的接触负荷剧增又导致了外圈控制。

尽管这样的套圈控制假设为确定球的角速度向量和求解平衡方程提供了必要的条件，但其实际有效性常常是成问题的。例如，经验表明，在润滑良好的球轴承中，球在两套圈上都有自旋，这时就不宜采用套圈控制假设。附加的复杂性是自旋速度取决于球/套圈接触区中的润滑剂的性能。在拟静力学模型中，真实反映润滑剂的性能是困难的，因为随着滑动速度的增大，特别是在重载和高的滑动速度下，大多数润滑剂的牵引力都会减小。这种性能给平衡方程的求解带来了收敛性问题。因此，真实模拟润滑剂的性能是拟静力学模型的一个限制。

接踵而至的问题是轴承中有保持架时滚动体与保持架的频繁的短期碰撞。换言之，这时的滚动体与保持架之间存在着高度动态的相互作用，保持架和滚动体惯性的作用已不可忽略。此外，由于滚动体的轨道加速度取决于滚动体-套圈的牵引力，在滚动体-保持架接触和由

此产生的保持架运动的模型中还应考虑非常重要的润滑效应。与滚动体—套圈接触处的轴+ 负荷支承力相比, 这些碰撞力很小且对滚动体运动影响不大; 但是, 由于这些动态力是保持架的唯一作用力, 故对确定保持架的运动十分重要。由此看来, 拟静力学模型也不可能真实处理保持架的性能问题。

与上述保持架效应类似, 平衡模型也不能处理与滚动体有关的动态效应。例如, 滚子的滑动与倾斜是高度动态的现象, 静平衡解不可能对这种现象进行真实的模拟。类似地, 仅由平衡问题的解也不能分析时变负荷对滚动体和保持架运动的影响。

尽管拟静力学模型有上述限制, 但拟静力学模型能非常有效地计算轴承的真实负荷分布、疲劳寿命及轴承刚度, 因而仍被用于滚动轴承的设计。此外, 当进行详细的动力学模拟时, 对于确定轴承稳态性能的运动微分方程的积分, 静平衡解又常可提供令人满意的初始条件。

拟静力学模型的特征可简述如下:

- 可求得静平衡非线性代数方程组的解。
- 计算滚动体角速度时采用了运动约束假设。
- 估算总的负荷分布、轴承的疲劳寿命与刚度非常有效。
- 由于一组解就能提供全部性能参数, 模型的计算量适中。
- 真实模拟润滑剂的牵引性能时面临着收敛性问题。
- 不考虑轴承零件的加速度, 并假定轴承零件的速度为常数。
- 不考虑保持架的运动分析。
- 处理滚动体的不稳定性如滚子滑动与倾斜的能力非常有限。
- 不能处理时变的负荷与套圈速度。

1.2.2 动力学模型

在动力学模型中, 每一轴承零件的运动微分方程取代了拟静力学模型中的平衡方程, 这种模型基本上构成了传播问题。动力学模型要求根据轴承零件之间的各种相互作用计算外力和外力矩, 并对给定的初始条件计算微分方程组的积分。外力计算的复杂性使得有必要进行数值积分, 但对均可简化为一组一阶线性微分方程的所有运动方程则不难使用传统的显式或隐式算法。因此, 即使方程组相当庞大, 也可直接进行积分, 并由原来的可行解或拟静力学解得到积分的初始条件。

实际上, 动力学模型可用于实时模拟轴承的性能, 并处理与拟静力学模型中的平衡问题有关的大多数问题。例如, 对相应的加速度积分可算出角速度, 而不需要假定任何运动约束。与拟静力学模型不同, 由于不涉及迭代且每一轴承零件可任意加速, 动力学模型可真实模拟所有润滑效应。由于所有内部和外部的相互作用均可随时间任意变化, 动力学模型还可方便地对时变负荷与速度作真实的模拟。类似地, 动力学模型允许完整地处理内部的瞬态力, 如滚动体/保持架和套圈/保持架相互作用所产生的力; 因此, 动力学模型可模拟所有与滚动体和保持架有关的不稳定性。

除模拟所有瞬态效应以外, 动力学模型可提供有改进的稳态解——不同于平衡问题的点解的时间循环解。这使动力学模型也可令人满意地模拟轴承在其零件动态稳定时的稳态性能。简言之, 动力学模型具有下述一般特征:

- 模型由轴承零件的运动微分方程的积分组成, 因此可实时模拟轴承的性能。
- 不需要假定套圈控制等运动约束。
- 无求解平衡问题时的收敛性问题, 模型中可考虑任意的润滑剂性能。

- 由轴承零件之间的相互作用计算外力和外力矩来确定各零件的加速度。
- 轴承的所有外部相互作用可随时间任意变化,可处理外载与速度的任意变化。
- 可实时模拟与滚动体和保持架有关的所有不稳定性。
- 由于模型构成了传播(或瞬态)问题,其计算量一般比求解平衡问题要大得多。

尽管计算量增大,动力学模型还是令人满意地降低了总的设计成本。用它来实时模拟滚动轴承的性能,可代替某些代价高昂的实验研究;用它来估算轴承的性能参数,则有助于识别关键设计参数的取值范围,从而缩小设计先进的滚动轴承系统时的实验研究范围。

欲证明任一分析模型(特别是高度复杂的模型)的有效性,均须对其推断进行实验验证。正如本书第九章所述,计算机程序ADORE的有效性已为其推断与可用的实验数据的比较所验证。可以预期,随着有更多的实验数据可以利用,ADORE的有效性将继续得到证实;最终,ADORE将足以成为得到普遍承认的滚动轴承系统设计与性能评价的通用分析工具。

1.3 术 语

本书提出的分析模型普遍采用向量-矩阵符号,并使用了大量的坐标系。因此,通用术语可分成三个部分:坐标系、向量变换和主要符号。

1.3.1 坐标系

图1-1示出了适用于各种轴承类型的最基本的坐标系(X, Y, Z)。原点位于轴承中心的这一坐标系在空间是固定的,并被认为是惯性坐标系。为计算拟静力学解和确定运动微分方程的积分的初始条件,要在这些坐标系中描述轴承的外载。通常,可令轴承的推力负荷沿 X 轴作用,径向负荷沿 Z 轴作用,而用绕 Y 轴的旋转表示套圈的相对倾斜。

图1-1中所示的($\hat{x}, \hat{y}, \hat{z}$)坐标系固定在滚动体中。这一参考坐标系用于表示滚动体的旋转运动。与($\hat{x}, \hat{y}, \hat{z}$)坐标系类似的定体坐标系被用于描述保持架和套圈的运动。下一章将详细讨论各种坐标系和向量变换的规则。

1.3.2 向量变换

向量从一个坐标系到另一个坐标系的变换是本书所进行的最基本运算之一。本书用黑体字表示向量,并用 $[T_{uv}]$ 表示从坐标系 u 到坐标系 v 的变换矩阵。此外,所有坐标系均符合右手螺旋法则,向量的上标表示该向量的分量所在的坐标系。因此,向量 r 从坐标系 u 到坐标系 v 的变换可写成

$$r^v = [T_{uv}] r^u$$

本书使用的大部分变换矩阵都是正交的;因此,其转置矩阵 $[T_{vu}]$ 也就是其逆矩阵。用符号可表示为:

$$[T_{vu}] = [T_{uv}^{-1}] = [T_{uv}^T]$$

和

$$r^u = [T_{vu}] r^v$$

代替上面所使用的一般符号 u 和 v ,下列符号表示一些最常用的坐标系:

- x 轴沿轴承轴线、 z 轴径向外指而 y 轴按右手螺旋法则确定的方位坐标系。
- 沿惯性主轴、固定于滚动体(球或滚子)中的坐标系,对滚子而言 x 轴为其极轴。见图1-1和图2-1中的坐标系($\hat{x}, \hat{y}, \hat{z}$)。
- 沿惯性主轴、固定于保持架中的坐标系, x 轴为其极轴。

- f 固定在套圈挡边中的坐标系（仅对滚子轴承），其定义如图3-11所示。
- i 惯性（空间位置固定的）坐标系，由图1-1和图2-1中的 (X, Y, Z) 坐标系定义。
- c \bar{x} 轴和 \bar{y} 轴在接触平面中（在椭圆点接触的情况下， \bar{x} 和 \bar{y} 分别沿接触椭圆的长轴和短轴）的滚动体/套圈接触坐标系 $(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z})$ ， \bar{z} 轴按右手螺旋法则垂直于接触平面。见图3-4。
- p 固定于保持架兜孔中的兜孔坐标系， x 、 y 和 z 轴与前述方位坐标系中的坐标轴类似。
- r 沿套圈的惯性主轴、固定在套圈中的坐标系， x 轴的取向沿极轴。

通常，上述任意两符号均可作为矩阵 $[T]$ 的下标出现，以表示在相应的两个坐标系之间进行变换。例如， $[T_{ib}]$ 将表示从惯性坐标系到滚动体坐标系之间的变换。对于向量而言，上述任一字符可作为上标出现，它表示该向量所在的坐标系。如向量 r^r 的分量表示套圈挡边坐标系中的 x 、 y 和 z 分量。

1.3.3 符号表

尽管几乎全部符号都在使用时进行了定义，这里还是将本书最常用的一些符号列出：

a	接触椭圆的长半轴
α	线膨胀系数
\mathcal{A}	面积
A, B, C, D	牵引滑动方程中的参数
A_j	预报多项式系数
b	接触椭圆的短半轴
B_j	预报多项式系数
\mathcal{B}	显式积分公式的系数矩阵
C_D	阻力系数
d	滚动体直径
e	单位向量
E	弹性模量
\mathcal{E}	椭圆积分
f	套圈曲率因子，定义为沟曲率半径与滚动体公称直径之比
f	接触区域内任一点的摩擦系数
\hat{f}	摩擦系数
f	接触积分摩擦力
F	外力向量
g, \bar{g}	非线性代数方程中的余项
G	弹性参数
$\mathcal{G}, \mathcal{G}^*$	显式积分公式的系数
G	外力矩向量
i, j, k	沿坐标轴的单位向量
h	润滑油膜厚度
h	角动量向量
I_1, I_2, I_3	主惯性矩
K	导热率

l	线接触的接触长度
L	滚子长度
\mathcal{L}	长度标尺
m	质量
M_c	涡动力矩
p	接触区域内任一点处的压力
p_H	最大赫兹接触压力
q	单位长度的接触负荷
Q	接触负荷
\mathcal{Q}	负荷标尺
Q_m	热参数
r, R	位置向量
\bullet	沿滚子长度任一点处的滚子半径
R	两相互作用物体的等效半径
\bar{R}	变形的套圈表面和球表面的曲率半径
\mathcal{R}	球轴承套圈沟道中部的半径或滚子轴承滚道（圆柱形表面）中部的半径
\hat{R}	引导面处的保持架半径
R_e	雷诺数
S	保持架半宽
\mathcal{S}	滚子轴承的套圈半宽
t	时间
T	绝对温度
\mathcal{T}	时间标尺
Ta	泰勒数
u	表面速度
U	滚动速度
\bar{U}	速度参数
v	质心速度
W	无量纲液动负荷
\bar{W}	负荷参数
w	保持架厚度（外半径与内半径之差）
x, r, θ	圆柱坐标系
x, y, z	坐标系
X, Y, Z	坐标系
\bar{x}, \bar{y}	接触椭圆中的无量纲坐标
X	广义位置向量
\mathcal{X}	套圈的相对轴向位移
Y	广义导数向量
\mathcal{Y}	套圈的相对径向位移
α_1	外圈接触角

α_2	内圈接触角
α	压力-粘度系数
β	温度-粘度系数
δ	接触变形
Δ_{bp}	保持架兜孔的径向间隙
Δ_n	第 n 步的时间步长
ε	单位步长的局部截断误差限
η, ξ, λ	变换角
$\bar{\xi}, \bar{\zeta}$	无量纲坐标
k	牵引系数
μ	绝对粘度
ν	运动粘度
ϕ	角位置
ϕ_r	热因子
ϕ_s	贫油因子
ρ	密度
$\bar{\rho}$	曲率
σ	泊松比
τ	剪应力
ψ	方位角
Θ	套圈的相对倾斜
Γ	点接触负荷-变形关系的弹性常数
ω, Ω	角速度向量

1.4 摘要

本书的目的是开发模拟滚动轴承性能的通用动力学模型。该模型主要由每一轴承零件的运动微分方程及其积分构成。本章对各类滚动轴承作了介绍，指出了滚动轴承中的主要相互作用，简单比较了传统的拟静力学模型和本书开发的全动力学模型，并讨论了这两类通用模型的能力。在本章的最后一节，以各种坐标系和向量变换为重点讨论了本书所使用的术语。