

# 机床主轴高精度 动平衡技术

梅雪松 章 云 杜 喆 著



科学出版社

# 机床主轴高精度动平衡技术

梅雪松 章 云 杜 喆 著

科学出版社

北京

## 内 容 简 介

本书分别从主轴系统动力学建模和振动信号处理两方面论述机床主轴动平衡问题,系统阐述机床主轴不平衡状态下动力学行为的分析理论,以及机床主轴不平衡状态在线监测、辨识和校正方法。主要内容包括机床主轴动平衡现状及发展趋势、主轴动平衡基础理论,以及主轴不平衡行为的力学分析及参数识别、不平衡振动抑制策略、动平衡中各向异性问题研究及平衡目标优化等,并介绍作者最新开展的机床主轴动平衡在线调整技术、不平衡振动信号分析与特征提取技术、主轴动平衡综合状态测控系统等研究内容。

本书适合旋转机械、转子动力学、不平衡振动测试与诊断等相关领域的高校教师、研究生阅读,也可供从事旋转机械动平衡设计、开发及应用的工程技术人员参考。

### 图书在版编目(CIP)数据

机床主轴高精度动平衡技术/梅雪松,章云,杜喆著. —北京:科学出版社, 2015. 6

ISBN 978-7-03-044951-1

I. ①机… II. ①梅… ②章… ③杜… III. ①机床-主轴-动平衡-研究  
IV. ①TG502. 13

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2015)第 128936 号

责任编辑:牛宇锋 罗 娟 / 责任校对:桂伟利

责任印制:张 倩 / 封面设计:蓝正设计

科学出版社出版

北京东黄城根北街 16 号

邮政编码:100717

<http://www.sciencep.com>

三河市骏杰印刷有限公司 印刷

科学出版社发行 各地新华书店经销

\*

2015 年 6 月第 一 版 开本:720×1000 1/16

2015 年 6 月第一次印刷 印张:12 1/4

字数:231 000

定价:80.00 元

(如有印装质量问题,我社负责调换)

## 前 言

装备制造行业正朝着高效、高品质方向发展,这就需要高速高精度数字化装备予以支撑。高速高精度数控机床作为高效、高品质制造装备,其功能和性能在很大程度上依靠高速主轴系统这些核心功能部件来保证,因此研究高速高精度主轴问题成为开发高效、高品质数控机床的核心技术之一。

由于装配工艺、变工况和磨损等因素,主轴通常处于不平衡状态。机床主轴工作转速较高时,不平衡引起的主轴振动尤为明显,这些因素直接影响加工质量,甚至导致主轴组件损坏,无法满足高速高精度机床对主轴的要求。因此,开发精准高效的机床主轴动平衡技术,实现机床主轴不平衡量的在线辨识和自动校正,是提高机床主轴系统性能的关键。

长期以来,国内外众多学者在机床主轴动平衡技术方面开展了系列研究,涉及机床主轴的建模、测量、分析与控制等多个领域,但受复杂支承形式、加工状态、主轴转子结构布局等多种因素影响,机床主轴动平衡技术仍存在许多值得探索的问题。国家重点基础研究发展计划(973 计划)课题“高速机床主轴系统高精度动平衡”(2009CB724405)着力开展高速主轴系统动态特性高精度测试与控制技术研究,为保障机床主轴的平稳、精准运行提供理论基础。本书结合著者多年的科研成果,在总结课题“高速机床主轴系统高精度动平衡”研究工作的基础上,旨在对机床主轴动平衡问题进行系统、深入的探讨,期望能起到抛砖引玉的效果。

本书研究机床主轴不平衡状态下的力学数学行为,分别从模态分析及优化算法的角度研究不平衡识别及其校正策略,提出平衡目标的优化选择方法;在回顾机床主轴动平衡技术的基础上,阐述在线自动平衡装置关键技术,并结合不平衡振动响应提取方法,研制高速机床主轴动平衡综合测控系统。本书第 1、2、3、5、8 章由梅雪松执笔,其余章节由章云执笔,杜喆参与了第 6 章第 3 节的撰写,全书由梅雪松统稿。此外,胡振邦、邹冬林、邵明平、龚俊宇、王晓庆等也参加了本书部分资料的整理工作。

由于编者水平有限,加之时间仓促,仍有许多工作需要进一步研究,书中难免存在一些疏漏和不妥之处,恳请专家、同仁和广大读者批评指正。

梅雪松

2015 年 5 月 10 日

# 目 录

## 前言

|                          |    |
|--------------------------|----|
| 第1章 绪论                   | 1  |
| 1.1 机床主轴在装备制造业中的地位       | 1  |
| 1.2 机床主轴高精度平衡面临的挑战       | 2  |
| 1.3 机床主轴动平衡现状及发展趋势       | 4  |
| 1.3.1 动平衡识别方法            | 4  |
| 1.3.2 在线自动平衡技术           | 8  |
| 1.4 本书目的                 | 11 |
| 第2章 机床主轴动平衡基础            | 12 |
| 2.1 机床电主轴介绍              | 12 |
| 2.1.1 电主轴结构及技术特点         | 12 |
| 2.1.2 电主轴的技术优势           | 13 |
| 2.2 机床主轴不平衡特征及平衡标准       | 14 |
| 2.2.1 主轴不平衡机理特征          | 15 |
| 2.2.2 主轴动平衡品质及评价标准       | 18 |
| 2.3 机床主轴动平衡基本实现方法        | 19 |
| 2.3.1 影响系数法              | 20 |
| 2.3.2 其他平衡方法             | 21 |
| 2.4 机床主轴动平衡精度影响因素分析      | 25 |
| 2.4.1 系统非不平衡故障的影响        | 26 |
| 2.4.2 主轴系统特性与平衡理论假设之间的差异 | 27 |
| 第3章 主轴不平衡行为的力学分析及参数识别    | 30 |
| 3.1 主轴轴承系统动力学建模          | 30 |
| 3.1.1 轴承刚度计算             | 30 |
| 3.1.2 复合预紧力计算            | 32 |
| 3.2 主轴系统动力学模型及不平衡响应      | 33 |
| 3.2.1 主轴单元分析             | 33 |
| 3.2.2 系统运动方程             | 36 |
| 3.2.3 临界转速与不平衡响应计算       | 36 |
| 3.3 基于反问题数学模型的不平衡识别      | 38 |

|                                      |           |
|--------------------------------------|-----------|
| 3.3.1 连续不平衡处理 .....                  | 39        |
| 3.3.2 反问题数学模型 .....                  | 40        |
| 3.3.3 仿真与实例分析 .....                  | 41        |
| 3.4 不平衡求解中的病态问题研究 .....              | 44        |
| 3.4.1 不平衡平面组相关性定义 .....              | 44        |
| 3.4.2 基于基平面的不平衡力等效原则 .....           | 46        |
| 3.4.3 仿真及实验验证 .....                  | 51        |
| 3.5 基于优化算法的不平衡识别策略 .....             | 54        |
| 3.5.1 优化问题构造 .....                   | 55        |
| 3.5.2 粒子群算法 .....                    | 55        |
| <b>第4章 基于模态分析的主轴不平衡振动抑制策略 .....</b>  | <b>59</b> |
| 4.1 模态不平衡力等效原则 .....                 | 59        |
| 4.2 基于低阶模态分析的振动抑制策略 .....            | 61        |
| 4.2.1 基于低阶模态力平衡的无试重方法 .....          | 62        |
| 4.2.2 主轴实验台仿真 .....                  | 63        |
| 4.3 基于低阶模态分析的简化振动抑制策略 .....          | 64        |
| 4.3.1 基于模态力的反问题算法重构 .....            | 64        |
| 4.3.2 仿真与实验验证 .....                  | 66        |
| 4.4 基于多阶模态分析的振动抑制策略 .....            | 69        |
| 4.4.1 基于多阶模态分析的无试重动平衡方法 .....        | 69        |
| 4.4.2 主轴实验台仿真 .....                  | 71        |
| 4.5 不平衡振动抑制策略比较分析 .....              | 72        |
| 4.5.1 不同动平衡方法优缺点分析 .....             | 72        |
| 4.5.2 仿真与实验验证 .....                  | 73        |
| <b>第5章 动平衡中各向异性问题研究及平衡目标优化 .....</b> | <b>77</b> |
| 5.1 各向异性转子不平衡响应及其对初相矢的影响 .....       | 77        |
| 5.1.1 各向异性转子不平衡响应及其对初相矢的影响 .....     | 77        |
| 5.1.2 仿真计算及分析 .....                  | 81        |
| 5.2 转子进动特性分析及等效初相矢构建 .....           | 83        |
| 5.2.1 椭圆轨迹下转子进动特性分析 .....            | 83        |
| 5.2.2 等效初相矢的构建原理 .....               | 84        |
| 5.3 基于等效初相矢的改进全息动平衡方法 .....          | 87        |
| 5.4 动平衡实例验证 .....                    | 88        |
| 5.4.1 等效初相矢有效性验证 .....               | 88        |

|                                    |     |
|------------------------------------|-----|
| 5.4.2 现场动平衡验证 .....                | 91  |
| <b>第 6 章 机床主轴动平衡在线调整技术</b> .....   | 94  |
| 6.1 动平衡调整技术概述 .....                | 94  |
| 6.1.1 离线动平衡 .....                  | 94  |
| 6.1.2 现场动平衡 .....                  | 95  |
| 6.1.3 在线动平衡 .....                  | 96  |
| 6.2 注液式在线自动平衡控制技术 .....            | 98  |
| 6.2.1 工作原理及平衡终端设计 .....            | 99  |
| 6.2.2 平衡装置测控系统设计 .....             | 100 |
| 6.2.3 平衡装置性能分析 .....               | 102 |
| 6.2.4 平衡系统喷液精度分析 .....             | 105 |
| 6.2.5 控制策略及系统验证 .....              | 106 |
| 6.3 压电式在线自动平衡控制技术 .....            | 109 |
| 6.3.1 压电式在线动平衡装置的整体实现方案 .....      | 109 |
| 6.3.2 压电式调整机构的结构设计与工作机理 .....      | 110 |
| 6.3.3 非接触感应式电能传输系统的设计 .....        | 113 |
| 6.4 其他在线自动平衡控制技术 .....             | 115 |
| 6.4.1 电机驱动式在线动平衡技术 .....           | 115 |
| 6.4.2 电磁式在线动平衡技术 .....             | 117 |
| 6.5 便携式现场动平衡测试仪 .....              | 118 |
| <b>第 7 章 主轴振动信号分析与特征提取技术</b> ..... | 121 |
| 7.1 全息谱故障诊断技术 .....                | 121 |
| 7.1.1 二维全息谱 .....                  | 121 |
| 7.1.2 三维全息谱 .....                  | 122 |
| 7.2 误差分离技术在全息故障诊断中的应用 .....        | 123 |
| 7.2.1 截面轮廓误差对全息谱的影响分析 .....        | 123 |
| 7.2.2 三点法误差分离技术及其优化 .....          | 124 |
| 7.2.3 误差分离技术在全息谱中应用 .....          | 129 |
| 7.3 基于谐波小波的振动信号提纯技术 .....          | 132 |
| 7.3.1 谐波小波滤波原理 .....               | 132 |
| 7.3.2 主轴回转误差的提纯 .....              | 133 |
| 7.3.3 主轴失衡振动提取 .....               | 137 |
| 7.4 基于转频振动消减原理的失衡振动提取技术 .....      | 141 |
| 7.4.1 转频振动消减原理 .....               | 141 |
| 7.4.2 实验验证 .....                   | 143 |

|                                    |            |
|------------------------------------|------------|
| 7.5 基于自适应滤波方法的快变失衡振动提取技术 .....     | 145        |
| 7.5.1 基于 NLMS 算法的失衡振动提取技术 .....    | 145        |
| 7.5.2 基于 RLS 算法的失衡振动提取技术 .....     | 149        |
| <b>第 8 章 机床主轴动平衡综合状态测控系统 .....</b> | <b>154</b> |
| 8.1 主轴状态综合监测技术概述 .....             | 154        |
| 8.1.1 振动测试传感器 .....                | 154        |
| 8.1.2 国内外主轴状态监测技术 .....            | 155        |
| 8.2 测控系统总体方案 .....                 | 157        |
| 8.3 测控系统硬件设计 .....                 | 160        |
| 8.3.1 硬件总体架构 .....                 | 160        |
| 8.3.2 硬件参数设计 .....                 | 161        |
| 8.3.3 采样控制电路 .....                 | 162        |
| 8.4 测控系统软件设计 .....                 | 163        |
| 8.4.1 软件总体架构 .....                 | 163        |
| 8.4.2 软件设计关键技术 .....               | 164        |
| 8.5 测控系统实现 .....                   | 170        |
| 8.6 实例验证 .....                     | 171        |
| 8.6.1 150SD40Q7 型高速主轴测试 .....      | 171        |
| 8.6.2 HF1704A20 型主轴测试 .....        | 173        |
| <b>参考文献 .....</b>                  | <b>177</b> |



# 第 1 章 绪 论

## 1.1 机床主轴在装备制造业中的地位

高速切削加工(high speed machining)的概念由德国切削物理学家 Salmon 在 1931 年提出。他在金属材料切削实验中发现,尽管切削温度会随着切削速度的增加而急剧上升,但切削速度超过某一临界值时,切削温度就不再表现出单调上升的趋势,反而随着切削速度的升高而减小,从而越过切削过程产生的高温死区(dead valley),使刀具能在超高速区域进行高速切削。

机床主轴切削速度的提升意味着加工效率的提高,并且切削速度越高,切削激励力越远离机床的低阶固有频率,加工质量将得到显著提高,由此可达到高效率、高精度的完美结合。此外,高速机床可切削硬度在 HRC45~65 的淬硬钢,避免了淬火变形,有利于切削难加工材料。因此,高速切削技术逐步成为切削加工的主流,其在航空航天、能源、高速机车等行业已得到广泛应用。目前,航空航天业加工中钛合金的切削速度可达 60~240m/min,镍基合金的切削速度可达 50~200m/min,而现有飞机整体结构件和航空发动机主要构件则全部采用高效切削加工技术<sup>[1,2]</sup>。

未来的装备制造行业正朝着高速、高精度方向发展,迫切需要精准的数字装备予以支撑,而机床主轴系统是现代高档数控机床的关键部件,数控机床的加工效果很大程度上取决于主轴性能<sup>[3,4]</sup>。机床主轴作为超高速加工的核心功能部件,其性能直接制约着超高速加工技术的发展。不同于传统的加工主轴,电主轴将变频电机的空心转子与机床主轴过盈套装,带冷却套的定子则装配在主轴单元的壳体内,从而将机床主轴与电机的功能从结构上融为一体,把机床主传动链的长度缩短为零,实现了变频电机和机床主轴之间的“零传动”<sup>[5]</sup>,避免了传动链导入的振动和误差,提高了回转精度。此外,电主轴启停快,能实现较高角加速度,采用矢量控制调速技术,调速范围宽,输出功率大。图 1-1 为典型电主轴结构示意图。

中国是世界第一的机床消费大国,但由于我国高速加工理论研究基础薄弱,缺乏核心技术,在重大专项中规划的机床最高转速、加工精度等技术指标与国外还有较大的差距,大型高速精密数控机床多数需要进口。因此,《国家中长期科学和技术发展规划纲要(2006—2020 年)》已将高性能机床及基础装备列为 16 项重大专项之一。作为机床关键组件之一,国产电主轴的各项指标与国外产品相比都有较

大差异,而且国产电主轴在使用中还存在许多亟待解决的问题,远远不能满足日益发展的国内市场的需要;再加上长期以来对研究的投入严重不足和高档产品对进口的依赖,使得国内拥有自主知识产权的电主轴更是凤毛麟角。目前我国大功率高速主轴单元主要依赖进口,高速电主轴几乎占机床价格的  $1/3$ 。因此,研究和发

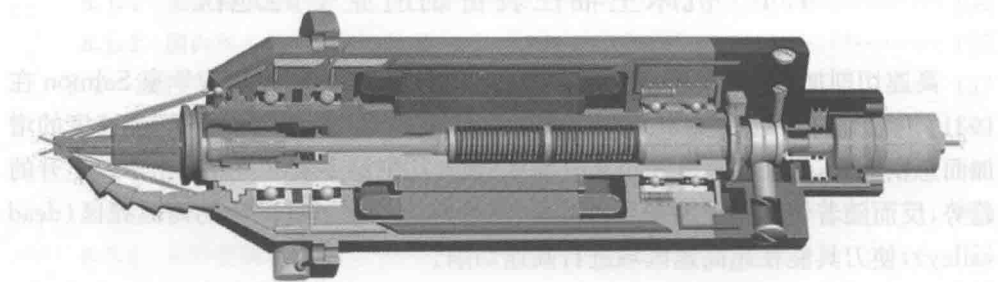


图 1-1 典型电主轴结构示意图

## 1.2 机床主轴高精度平衡面临的挑战

机床主轴作为典型的旋转机械,不平衡是常见的故障。不平衡又称为偏心,即主轴的旋转中心与质量中心不重合。不平衡的存在会使主轴旋转过程中产生方向不断变化的离心力,进而激发机械振动,影响主轴运行状态和工件的加工质量,严重时引起主轴损坏甚至引发事故。对于主轴而言,不平衡的存在是必然的,在主轴的设计、制造和使用过程中,都会引起质量分布的不均匀。主轴设计上存在的不对称结构,主轴材质密度的不均匀分布,主轴加工装配过程中存在的误差,主轴使用过程中出现的磨损、脱落、粘灰、刀具更换等因素都会导致主轴不平衡。

目前机械转子的工作转速通常在  $10\,000\text{r/min}$  以下,径向振动量通常在  $10\mu\text{m}$  数量级,而高速主轴的旋转速度在  $30\,000\text{r/min}$  以上,径向振动量要求控制在  $1\mu\text{m}$  数量级。而高速下主轴的微小不平衡将可能导致回转精度的严重丧失,乃至轴承支承的损坏。因此对高速主轴不平衡控制的要求比通常转子更加严格,另外,主轴系统还要受到换刀、切削力激励以及主轴刀具系统受热变形和高速旋转离心力等复杂工况干扰,高速机床主轴系统的稳定性控制受到空前挑战。为减小主轴的不平衡,在设计之初应尽量避免不对称结构,在加工装配过程中尽量减小误差。即便如此,主轴不平衡也不可能完全消除。在工业上一般采用动平衡的方法来减小或消除主轴的不平衡量,以达到减小振动、提高主轴运行精度和工件加工质量的目的。然而,在机床主轴技术的飞速发展的同时,也给现有的动平衡方法带来了新的

挑战<sup>[6]</sup>。

### 1) 支承形式的复杂化

传统主轴以滚动轴承支承,滚动轴承在高速运行中存在摩擦发热严重、回转误差较大、润滑冷却困难等问题。流体动静压滑动轴承、气浮轴承、磁悬浮轴承等由于其独特的技术优势而越来越多地应用于高速主轴,但支承形式的多样化也会给失衡故障的确诊和失衡响应的提取带来困难。此外,主轴系统通常表现出各向异性,一方面受轴承技术和工况影响,轴承的刚度和阻尼为各向异性;另一方面受加工工艺限制,主轴转子本身在圆周方向上的主惯矩不等,导致结构上的各向异性等。显然,对于这类支承刚度具有一定各向异性的转子而言,转子测量截面的单方向振动并不能精确地描述转子振动状态<sup>[7]</sup>。因此,主轴支承方式的多样化,尤其是支承各向异性的存在,对主轴动平衡提出了新的需求,有必要研究有效的失衡故障定性诊断方法和精确的失衡响应提取技术。与此同时,探寻新的适应各向异性转子的失衡表征量,提出满足各向异性转子平衡需求的动平衡方法也是焦点所在。

### 2) 主轴转子的柔性化

传统的加工中心主轴由于要承受大的切削力,往往采用高刚性设计以保证加工精度。由于超高速加工有常规加工所不具有的优势,高速切削技术已成为装备制造业发展的主流。然而,主轴工作转速的升高将会导致主轴轴径减小,这主要由两方面因素导致:一方面,主轴工作转速升高带来的是主轴离心力的指数增长和摩擦发热的迅速增加,并且主轴轴径越大,轴承及最外层材料受到的离心力就越大,同时主轴最外层的线速度也越高,摩擦发热也越严重,因此,在高速主轴中要想取得更高的转速,必须减小轴径以减小主轴所受到的离心力和主轴的摩擦发热;另一方面,主轴的 $d_m n$ 值(主轴轴承中径 $d_m$ 与转速 $n$ 的乘积)越高意味着同样轴径的主轴所能达到的转速也越高, $d_m n$ 成为衡量主轴技术水平重要标准。但是, $d_m n$ 值越大,离心力和摩擦发热越严重,而材料所能承受的离心力和温度总是有限的,即 $d_m n$ 不可能无限增加,因此,在 $d_m n$ 相同的情况下,要提高主轴转速,只有减小轴径。显然,轴径的减小意味着转子刚度下降,这必然导致主轴转子在高转速下向柔性化发展,而Salmon认为,当切削速度达到并超过某临界值时,切削温度和切削力不但不会增加反而会减小,从而可以越过切削过程产生的高温死区,使刀具在超高速区域进行高速切削。这表明低刚度的主轴应用于高速切削加工的是可能的。虽然由于诸多技术难题的存在,柔性主轴的实用化还有很长一段路要走,但国内外学者已经就柔性主轴展开了大量的研究工作,高速主轴的柔性化已经成为一种趋势。在超高速下主轴的平衡要求更加苛刻,原有的基于集中质量式假设的力学模型难以满足高精度的平衡识别需求,因此,开展针对柔性主轴的分布式不平衡量识别研究也是研究重点。

### 3) 动平衡控制的在线自动化

现代化的高速数控加工中心具有主轴转速高、运行精度高和加工效率高的特点。机床主轴转速和精度的提高,是以高精度动平衡为前提的,只有将主轴的残余不平衡量控制在微小范围内,才能控制主轴在高速运行过程中由离心力引起的失衡振动,保证零件的加工精度。然而,在实际加工过程中,尽管主轴出厂时会进行高速动平衡,但主轴换刀时刀具微小的不对中、磨损或粘刀都会破坏原有的动平衡。另外主轴高速旋转时还会带来离心膨胀作用,如主轴组件中拉刀机构的离心变形等,也会破坏主轴的动平衡。显然,若每次都采用传统离线停机动平衡的方式来消除微小不平衡量,则意味着自动化环节的中断,破坏了高效加工的原则,在现代化加工中是无法接受的。因此,有必要研制高速主轴在线自动平衡系统,对主轴在高速运转情况下的平衡状态进行实时监测,并通过在线动平衡控制来减小由此产生的振动,以提高主轴平衡效率,保证主轴的运行精度,保障机床的长期稳定和高效运行。

综上所述,开展机床主轴高精度动平衡技术研究,能充分发挥高速电主轴的效能,进而提高我国机床工业和机械制造业的整体水平。

## 1.3 机床主轴动平衡现状及发展趋势

### 1.3.1 动平衡识别方法

#### 1. 传统动平衡识别方法回顾

机床主轴是典型的高速轴承-转子动力学系统,对于旋转设备而言,不平衡是导致其振动的主要因素。针对这一问题,1919年 Jeffcott 论述了进行动平衡的重要性,由此,转子动平衡技术在几十年历程中得到长足发展<sup>[8,9]</sup>。总体来说,经典的转子动平衡方法可基本归纳为两类:模态平衡法和影响系数法。

模态平衡法(modal balancing method)利用了转子不平衡响应的模态特性,将不平衡量按各阶模态分解并予以平衡校正,从而抑制由振型失衡导致的振动。该方法基于两个重要假设:①转子系统阻尼足够小,以至于可以忽略;②各阶模态是平面、正交的。柔性转子的模态平衡法最早由德国的 Federn 于 1956 年提出,之后 Bishop<sup>[10]</sup>、Gladwell<sup>[11]</sup>、Kellenberger<sup>[12]</sup> 以及 Saito<sup>[13]</sup> 等从理论和实践两方面对该方法进行了深入、细致的研究,使之日趋成熟。

影响系数法(influence coefficient balancing method)与模态平衡法不同,它是一种实验方法,通过多次加试重运转,利用各测点的振动值求得影响系数,并基于该系数识别平衡校正量,平衡后可使选定的平衡转速下各测点的振动值降至所要求的程度。该方法由 Thearle<sup>[14]</sup> 于 1934 年首次提出,最初用于平衡刚性转子。

1964年, Goodman<sup>[15]</sup>对影响系数法进行了全面的论述,首次给出了其通用表达式,引入了平衡方程的最小二乘解和加权最小二乘解,形成了实用的多平面、多转速的影响系数平衡法。1967~1972年,由 Lund<sup>[16]</sup>、Tonneson<sup>[17]</sup>、Tessarzik<sup>[18]</sup>以及 Little<sup>[19]</sup>等对这一方法进行了完善以及相关实验验证。

综合来说,上述两种方法各有利弊,利用模态平衡法进行高速平衡时,所需启动次数相对较少,且平衡高阶振型不影响低阶振型,但不平衡识别易受支承特性的影响,用于轴系平衡时不易获得单一振型,此外,要求平衡操作人员具备相关动力学知识,了解转子模态特性。采用影响系数法进行不平衡量识别时,可同时平衡多阶振型,用于轴系平衡更具优势,且不受支承特性的影响,易于利用计算机幅值实现,但高速下平衡时启动次数多,对高阶振型敏感性降低。为此, Drechsler<sup>[20]</sup>、Parkison<sup>[21]</sup>及 Darlow<sup>[22]</sup>等提出了综合平衡的概念,即在影响系数法的基础上利用模态平衡法中的振型分离的特点选择平衡参数。该方法结合了二者的优点,但依然需要多次试车,若试重加载不当,反而会造成转子振动加剧,使动平衡操作复杂化。

## 2. 动平衡识别方法研究进展与趋势

早期的学者专注于转子动平衡理论的研究,至20世纪80年代前后相关动平衡理论已经基本成熟。就转子动平衡基本理论本身来说,目前已经建立起以模态平衡法和影响系数法为基础的两大类平衡分析方法的完整理论体系。至今,种类繁多的平衡方法本质上基本仍分属于这两类平衡方法。这两类方法各有优缺点,在现场的应用中也都遇到一些问题,国内外学者开始尝试对上述平衡方法进行改进来提高平衡效率和精度。近年来相关的研究取得了大量的成果,主要有以下几方面。

### 1) 考虑各向异性的平衡方法

大多数传统平衡方法基于各向同性假设,但是转子-轴承系统经过一段时间运行后,其轴承的刚度与阻尼一般都为各向异性<sup>[23]</sup>,转子测量截面的单方向振动并不能精确地描述转子振动状态<sup>[7]</sup>。1965年 Parkinson<sup>[24]</sup>研究了在各向异性轴承支承条件下的转子模态动平衡方法,但该方法在发生多阶模态振型混叠时误差较大。1979年 Fujisawa等<sup>[25]</sup>指出受支承刚度各向异性的影响,对转子进行高精度动平衡时必须考虑转子进动的轴心轨迹。基于这一思路,工业现场开始采用双传感器垂直安装的方式来实现对每个转子测量截面振动信息的全面监测。1996年 Kang等<sup>[26]</sup>提出了一种针对各向异性转子的改进影响系数法,但该方法需要在每个校正面上加载两组试重,并且不同方向振动信息仍然不是同时分析处理的。2007年 Han<sup>[27]</sup>研究了各向异性转子模态平衡方法,并通过单盘转子模型进行仿真分析,但其工作主要为理论推导,需要进一步验证。1998年屈梁生等<sup>[28,29]</sup>提出了全息谱

原理和技术,通过双传感器测量的方式克服了传统的频谱分析只重视幅频关系忽略相位信息的缺点,并从2002年起又将全息谱理论与动平衡技术相结合,逐渐形成完整的大型转子全息动平衡理论<sup>[30,31]</sup>,但作为失衡表征量的初相矢仍然受到椭圆运动轨迹的影响。为此,2009年廖与禾等<sup>[7,32]</sup>和刘石<sup>[33]</sup>通过对进动轨迹分解,建立以正进动分量初相矢为平衡目标的改进全息动平衡法,克服了各向异性的影响,但是上述结论基于正进动与转子失衡的相关性强的假设,并不是始终成立的<sup>[34,35]</sup>。为克服正进动初相矢的局限,2010年Liao等<sup>[36]</sup>提出将椭圆长轴和初相矢相位组合在一起作为新的平衡目标,可避免上述问题的干扰,但是该组合目标不是一个完整的矢量,无法描述转子在某一确定时刻的失衡挠曲情况,且其计算及组合过程相对于普通全息动平衡方法较复杂。

## 2) 无试重平衡方法

无试重平衡技术(balancing without trial weights)是一种不需要对转子添加试重就能得出转子不平衡幅值与相位的新方法,是为了解决传统平衡方法平衡效率低的问题而提出的,其基本思想是通过建立转子动力学模型,构建不平衡响应与不平衡量激励之间的逆向关系,计算出转子的合理配重,其精度取决于数学计算模型的准确度。无试重平衡技术一般可分为两类:一类基于动力学模型建立不平衡响应与不平衡量之间的完整函数关系,当已知不平衡响应时,可基于该函数反求不平衡量;另一类把未知不平衡量作为一个优化变量,通过优化算法在全局范围内搜索出最合适的解。

基于上述两类思路,1978年Gasch和Drechsler提出了单跨转子无试重动平衡方法,将不平衡量作为模态参数加以识别。1983年由Gnielka<sup>[37]</sup>将这一方法扩展到考虑了转子原始变形的多跨转子中,并利用模态分析的方法将不平衡响应和不平衡力都按各阶模态分解,通过改变激励频率,确定不平衡及系统参数,但该方法精度不高,尤其是对于油膜轴承支承的转子系统效果欠佳。1985年Morton<sup>[38]</sup>将不平衡响应与不平衡偏心均按模态振型展开,利用模态变换理论,把不平衡转化为各阶模态不平衡量,从而在模态坐标下识别出不平衡量。但该方法需要待平衡转子能在所有临界转速下运行,因此,1991年Parkinson<sup>[39]</sup>在其动平衡综述中对该方法予以谨慎评价,目前尚未见到实验验证结果。2002年Delgado<sup>[40]</sup>认为在未知转子主模态振型时无试重是不可能的,其考虑了转子系统各向刚度异性的情况下传感器安装位置对平衡方案带来的影响和解决方法,但其用于消除该影响的算法过于复杂。为了改进这一点,2004年El-Shafei等<sup>[41]</sup>提出采用组合振动响应的方式融合双探头振动信息,并在滚动轴承支承的单跨转子实验台上进行验证,但其基于转子各阶模态正交且呈平面分布的假设,系统阻尼较大时,转子的模态振型会发生畸变,从而导致误差。同一时期,Yang等<sup>[42]</sup>把连续不平衡量设想成一个高次多项式,基于有限元模型,通过多次无试重测试,求解出高次多项式的系数,即求解出



连续不平衡量的表达式,但该方法的数值推导过程较为复杂。Lees等<sup>[43]</sup>提出了基于分频段识别的无试重平衡方法,该方法把一次启停转速分为几个频段,每个频段下对应的相同不平衡参数、不同支承参数,能有效减少识别误差,但如何划分频段完全取决于研究人员的经验和对转子信息的掌握。2009年 Ramlau等<sup>[44]</sup>以风力发电机为研究对象,研究了无试重平衡方法中逆问题的病态现象,并利用正则化方法取得较满意结果,但是由于风力发电机属于集中质量单盘转子类型,病态程度较小,对于小跨距多盘转子,甚至是质量连续分布的主轴,正则化方法的效果还有待进一步验证。国内,2000年徐宾刚等<sup>[45,46]</sup>通过理论计算和对原始不平衡振动量的实际测量,利用遗传算法进行配重的优化搜索,使转子在选定测点及转速上的残余振动量达到最小,达到无试重平衡的目的。这种方法在不平衡未知数过多时,由于可有效利用的信息少以及各不平衡面的相关性,搜索变量可能会陷入局部解。2001年邱海等<sup>[47]</sup>从分析动平衡过程的数学模型着手,提出了一种基于人工神经网络全新的无试重转子动平衡方法。2005年,施维新<sup>[48]</sup>通过对大量现场机组的平衡数据和经验的整理,总结出针对大型汽轮机发电机组的轴系一次加准法的若干实施规则。2011年章云和梅雪松等<sup>[49]</sup>通过缩减不平衡响应与不平衡量之间的关系矩阵,实现工作转速下主轴无试重动平衡。2012年,梅雪松课题组又基于模态分析及傅里叶变换(Fourier transform, FT)的方式实现转子前两阶振型平衡<sup>[50]</sup>,仅需在临界转速以下采集振动数据即可识别转子失衡状态。

### 3) 低速平衡方法

尽管经典平衡方法能使转子在刚性振型下获得平衡,但当转速上升至超过一阶临界转速时,转子会产生新的由振型导致的失衡量,此时就需要在高速下进行二次平衡。低速动平衡技术(low speed balancing method)正是在这种背景下发展起来的,它通过分析转子在临界转速前后振动特性的变化规律,直接在低速下实现转子高转速时柔性振型不平衡量的校正。Tan等<sup>[51]</sup>通过理论分析认为柔性转子的平衡可以在刚性转速区进行,这就降低了转子在高速下的平衡风险和运行成本。刘石<sup>[52]</sup>在全息谱技术的基础上,将不平衡力分解为一阶力与二阶力偶,在低速下实现转子前两阶振动的平衡,验证了柔性转子低速动平衡的可行性。

从目前的进展来看,基于动力学模型的逆方向失衡求解严重依赖于平衡人员的经验和数据积累,而基于智能优化算法的平衡求解受可有效利用信息的限制,而且相关平面的存在,搜索变量可能会陷入局部解。近年来,尽管无试重平衡法的现场应用还未形成系统化的平衡理论,但无试重平衡技术所体现出来的高平衡效率使其成为国内外研究热点。此外,虽然现有的低速平衡法还没有成熟,但低速平衡法可以简化动平衡过程、提高动平衡安全性及效率。因此,如何在低速下更准确地平衡柔性转子必将成为高速主轴动平衡技术的一种发展趋势。

与此同时,从上述现状分析中也可以看出,大多数研究都聚焦在平衡方法本

身,对平衡目标选择方面的研究相对较少,而随着主轴转子特性受到各向异性、弯曲、对种不良等因素的影响,传统的平衡目标难以精确描述转子失衡振动形态。可以预见,在复杂振动特性下如何快速准确地完成主轴动平衡,也是高速主轴动平衡技术中值得探索的重要课题之一。总体来说,不管动平衡技术如何发展,始终要遵循科技促进生产力这一宗旨。因此,如何提高平衡精度和效率是所有动平衡技术的核心所在。

### 1.3.2 在线自动平衡技术

转子在线自动平衡技术(on-line automatic balancing technology)主要包括被动平衡技术(passive balancing technology)和主动平衡技术(active balancing technology)。被动平衡技术研究相对较少,其原理在于:当柔性转子工作在临界转速以上时,其原始不平衡与振动响应呈钝角,此时,平衡终端中可自由移动的质量块会受离心力作用自动补偿原始不平衡,从而实现无需人工干预的被动控制平衡。被动平衡技术精度有限,不可控因素较多,在工业现场很少应用<sup>[53]</sup>。

转子主动平衡技术采取由外部输入能量的控制方式主动实现转子自动平衡,其主要利用自动平衡终端或者施加外力等来抑制转子失衡振动。通常分为两类:一类是直接主动振动控制(direct active vibration control),它直接在旋转物体上施加外力抵消不平衡导致的离心力,达到抑振的目的,外力一般通过电磁力、液体冲击力等形式施加;另一类是质量重新分布控制(active balancing using mass redistribution balancers),它利用随转子共同旋转的平衡终端对转子进行平衡,平衡终端内部可以改变质量分布,使其惯性轴与旋转轴重合,从而改善不平衡状态。

国际上,1964年加拿大学者 Van de Vergte<sup>[54]</sup>提出一种通过位置可控的配重质量实现平衡调整的主动动平衡装置,质量块由电机驱动,可沿固定于平衡终端相互垂直的轴移动。1978年 Van de Vergte<sup>[55]</sup>采用极坐标方式改进了质量块运动路径,使平衡控制精度得以提升。1981年 Van de Vergte<sup>[56]</sup>在之前的研究基础上,分析了平衡装置在临界转速前后的不同平衡控制策略。1985年韩国 Kim等<sup>[57]</sup>在 Van de Vergte 设计的平衡终端上安装了测量质量块码盘和无线接收器,提高了质量块位置精度。同年 Gosiewski<sup>[58,59]</sup>就对自动平衡的原理与方法进行了系统研究。2006年 Hredzak等<sup>[60]</sup>开发了一种电磁式自动平衡装置,其结构是把配重圆盘分为多个含有钢球的区间,圆盘外面一个可移动的电磁吸附装置来调节钢球的位置,该装置在实验中取得较好效果。1999年美国 Dyer等<sup>[61,62]</sup>提出一种由电磁力驱动的平衡装置,该装置中含有配重质量的动环随转子旋转,其上安装有永磁体,工作时由固定在主轴法兰位置的静环提供电磁力驱动动环上的质量块旋转,从而改变平衡终端中的质量分布。2006年韩国 Moon等<sup>[63]</sup>基于类似原理,提出一种电磁式平衡装置,并通过影响系数法在转速为 14 400r/min 时实现了主轴平衡实



验。2008 年日本 Nakamoto 等<sup>[64]</sup>设计了一种新型的采用磁流体作为平衡质量的平衡装置,如图 1-2 所示,其通过改变平衡终端外围磁场分布达到改变终端内磁流体分布的目的,该装置在 6000r/min 时进行了验证。

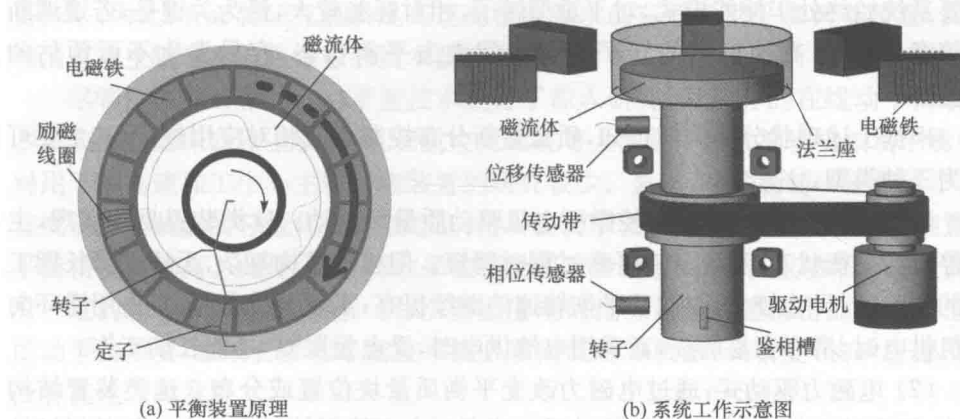


图 1-2 磁流体主动平衡装置

国内方面,1995 年孙宝东<sup>[65]</sup>在 Van de Vergte 等的基础上通过红外线遥控控制平衡终端的方式改进了前人的工作。1998 年汪希萱等<sup>[66,67]</sup>研制了基于电机原理的电磁式,其通过向定子线圈通直流电,驱动平衡盘转动,最高运行转速为 3000r/min。1999 年李勇等<sup>[68~70]</sup>提出一种采用旋转电磁力作为平衡手段的在线平衡装置,设计了定子绕组结构,分析了绕组电流对电磁力的影响。2004 年李晓冬等<sup>[71]</sup>对径注式在线液体平衡装置进行了应用研究,并在磨床磨削砂轮振动控制上得到应用。2006 年 Gao 等<sup>[72]</sup>研究了通过持续喷液产生可控液体冲击力的平衡装置,并仿真验证了其可行性。2007 年伍良生等<sup>[73]</sup>利用单片机和环形分配计设计了电磁式平衡装置的驱动电路。2007 年王俊元等<sup>[74]</sup>对复合电磁式动平衡装置进行了仿真研究,该装置可实现电磁力直接补偿和电磁驱动质量块补偿两种功能。2011 年黄立权等<sup>[75]</sup>和苏奕儒等<sup>[76]</sup>研究了转子同频振动的在线抵消策略,对转子同频振动及电磁力可控特性进行了分析。2011 年梅雪松等<sup>[77]</sup>提出一种基于压电驱动原理的平衡执行装置原理,其通过无线感应变压器驱动压电陶瓷片产生面内驻波振动,进而驱使安装有配重质量块的动环旋转,改变主轴转子质心,这种方案具有自锁功能、调整精度较高,适合高速高精度转子平衡。2011 年马石磊<sup>[78]</sup>提出一种基于静磁场的新型电磁动平衡装置,并在 5000r/min 时在滑动轴承支承主轴中得到验证,该装置仅需在待平衡转子上加工特定形状的凸台,即可产生用于抑制失衡振动的同频电磁力,其附加质量较小,在高速转子平衡方面有一定优势。

从平衡原理可知,直接主动振动控制方式响应迅速,便于实时控制,但并没有从本质上消除导致振动的不平衡量,而是通过施加外力强行抵消失衡离心力,当主