

高等转子动力学

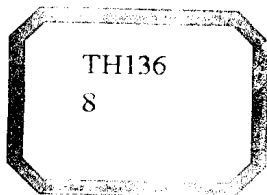
——理论、技术与应用

闻邦椿 顾家柳 夏松波 王 正 主编

TH136



机械工业出版社
China Machine Press



国家科学技术学术著作出版基金资助出版
机械工业出版社高水平著作出版基金资助项目

高等转子动力学

——理论、技术与应用

闻邦椿 顾家柳 夏松波 王 正 主 编

王 正 朱 均 张 文
邱家俊 黄太平 张正松 等编著
夏松波 高 伟 顾家柳
(按章次为序)



机械工业出版社

本书系全国十余所著名高等院校教授集体编著的高水平学术著作,详细地介绍了转子动力学的计算分析方法、轴承的动力特性、转子系统的稳定性、转子系统的机电耦联振动、旋转机械的参数测试与识别、故障转子的动力特性、旋转机械故障诊断技术、旋转机械现场故障分析与治理、转子动力学研究展望等,书的内容基本上反映了作者在这些研究领域中积累的经验与贡献。

本书对于电力、核能、石化、机械、航空与航天等部门中,从事旋转机械的动力设计、振动分析与排除振动故障的工程技术人员,是一本有较大指导作用或参考价值的书籍,也是高校教师和研究生以及有关科技人员从事转子动力学课题研究的重要参考著作。

图书在版编目(CIP)数据

高等转子动力学:理论、技术及应用/闻邦椿等主编.

北京:机械工业出版社,1999.8

ISBN 7-111-06911-0

I. 高… II. 闻… III. 转子-机械-动力学 IV. TH136

中国版本图书馆 CIP 数据核字(1998)第 30231 号

机械工业出版社(北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037)

责任编辑:高金生 版式设计:冉晓华 责任校对:张 佳

封面设计:海之帆 责任印制:路 琳

北京机工印刷厂印刷·新华书店北京发行所发行

2000 年 1 月第 1 版第 1 次印刷

787mm×1092mm^{1/16}·31.5 印张 771 千字

0 001—2 000 册

定价:52.00 元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

本社购书热线电话(010)68993821、68326677-2527

前 言

1993年10月,在中国振动工程学会转子动力学专业委员会上,提出了写作一本高水平的转子动力学专著的动议,得到了与会委员们的热烈支持。国内外已有若干种转子动力学书籍,为什么还要联合写这本书呢,这是基于这样的共识:已经出版的这些转子动力学书籍,多数是供研究生使用的教材或参考书,它们重在系统地介绍转子动力学的基础知识及分析方法,因此联系实际较少,对各个论题的剖析不能进一步深入。虽有少量专著,又由于论述面太窄,且内容已较陈旧。鉴于此种情况,编写一本既论及转子动力学的各个主要分支领域,又能深入分析有关命题,反映当前的研究水平,并且联系实际比较紧密的专著,无疑在学术上和应用上都有重要的意义。它对于在电力、核能、机械、石化、航空与宇航等各部门,从事各种旋转机械的转子动力学设计、生产与使用及振动排故与分析的工程技术人员,以及高等学校教师、研究生、有关科技人员从事转子动力学课题的科学研究,都将有重要的指导或参考价值。显然,这样一本专著,任何个人都是无法写成的,只有集中国内转子动力学界的专家的集体力量,才能完成。

本书包括了转子动力学的计算分析方法、轴承的动力特性、转子系统的动力稳定性、转子系统的电磁激励与机电耦联振动、旋转机械参数的测试与识别、故障转子的动力特性、旋转机械故障诊断技术、旋转机械振动故障的分析与治理、转子动力学研究展望等9章。它基本上反映了作者在转子动力学各领域里多年来从事研究的宝贵经验和贡献,也综述了这些领域的前沿课题。

参加本书写作的有:闻邦椿(东北大学)——第9章第5.1、5.2、5.5、5.6节;顾家柳(西北工业大学)——第1章第8、9节,第3章第3节,第7章第3节,第8章第1节,第9章第2节;王正(清华大学)——第1章第1~5节;夏松波(哈尔滨工业大学)——第3章第7节,第6章第4节,第7章第1节,第9章第4节;朱均(西安交通大学)——第2章第1节,第3章第5节,第5章第1节,第9章第1.1节;张文(复旦大学)——第3章第1、2、4、6节;邱家俊(天津大学)——第4章;黄太平(厦门大学)——第1章第6、7节,第2章第2节,第5章第2、3节,第9章第1.2节;张正松(清华大学)——第6章第1节;高伟(东南大学)——第8章第2、3节;朱继梅(华东工业大学)——第5章第4节,第7章第6节;徐健学(西安交通大学)——第7章第4节;孟光(佛山科学技术学院)——第2章第3节,第9章第5.3节;赵玫(上海交通大学)——第6章第2节;武新华(哈尔滨工业大学)——第6章第3节;徐世昌(哈尔滨工业大学)——第7章第2节;杨建刚(东南大学)——第7章第5节;虞烈(西安交通大学)——第9章第3节;褚福磊(清华大学)——第9章第5.4节。参加编写部分节的还有袁晓阳(西安交通大学)、袁惠群(东北大学)、傅行军(哈尔滨工业大学)、陈永红(西安交通大学)。

本书由闻邦椿、顾家柳、夏松波、王正主编。各章依次分别先由王正、朱均、张文、邱家俊、黄太平、张正松、夏松波、高伟、顾家柳统编,然后全书由顾家柳、王正、夏松波统编。

经过近两年的努力,并经多次的审稿和统稿,本书终于完稿了。然而限于编著者的水平及时间,不满意处,甚至漏误之处在所难免,敬请海内外读者批评指正。

本书的出版获得了国家科学技术学术著作出版基金及机械工业出版社出版高水平著作基

IV

金的资助,没有这两项资助,要出版这样一本专著是不可能的,在此对两个出版基金委员会表示最衷心的感谢。还应感谢机械工业出版社编辑及有关工作人员,由于他们的努力工作,使本书得以在较短的时间内出版,并且具有较高的出版质量。

作 者
1998 年 11 月

目 录

前言

第 1 章 转子动力学的计算分析方法 1

- 1 转子动力学计算的特点 1
- 2 转子-支承系统的建模 2
- 3 具有各向同性支承的转子系统的计算分析 5
 - 3.1 典型构件的传递矩阵 5
 - 3.2 转子系统的临界转速和振型的计算 7
 - 3.3 Riccati 传递矩阵法的奇点及其消除方法 13
 - 3.4 转子系统的不平衡响应的计算 16
 - 3.5 计算分析实例和计算程序框图 17
- 4 具有各向异性支承的转子系统的计算分析 23
 - 4.1 振动量的复数表示,复振幅和复频率 24
 - 4.2 用 Riccati 传递矩阵法计算转子系统的固有频率和稳定性 24
 - 4.3 转子系统的不平衡响应的计算 28
 - 4.4 计算分析实例和计算程序框图 30
- 5 用传递矩阵法求解转子系统的瞬态响应 35
 - 5.1 Riccati 传递矩阵法和 Newmark- β 法的结合 35
 - 5.2 实例——240MW 水轮发电机组轴系的瞬态响应 39
- 6 传递矩阵-阻抗耦合法 42
 - 6.1 复杂转子系统的分割原则 42
 - 6.2 具有特殊支承的单转子系统临界转速的分析计算 43
 - 6.3 复杂转子支承系统临界转速的分析计算 45
 - 6.4 算例 49
- 7 传递矩阵-分振型综合法 51
 - 7.1 分振型综合法 52
 - 7.2 约束模态的求法 54
 - 7.3 模态截阶及误差 56

7.4 算例 57

8 传递矩阵-直接积分法 61

- 8.1 运动方程的导出 61
- 8.2 临界转速与稳态不平衡响应的计算 64
- 8.3 稳定性分析 67
- 8.4 瞬态响应的分析 68
- 8.5 算例 68

9 关于盘、轴单元的传递矩阵及数值积分差分格式的讨论 70

- 9.1 轴单元传递矩阵与梁轴有限元的关系 70
 - 9.2 改进的轴单元传递矩阵 72
 - 9.3 盘的瞬态传递矩阵 75
 - 9.4 数值积分的差分格式 76
- 参考文献 78

第 2 章 轴承的动力特性 81

1 滑动轴承的动力特性 81

- 1.1 固定瓦径向滑动轴承的油膜刚度和阻尼系数 81
- 1.2 可倾瓦径向滑动轴承的油膜刚度和阻尼系数 93
- 1.3 动静力润滑径向滑动轴承的油膜刚度和阻尼系数 107
- 1.4 推力滑动轴承的油膜刚度和阻尼系数 110

2 滚动轴承的动力特性 113

- 2.1 滚动轴承的接触应力与变形 113
- 2.2 滚动轴承的弹性流体动力润滑 117
- 2.3 滚动轴承的负荷分布 120
- 2.4 滚动轴承的刚度和阻尼系数 122

3 挤压油膜阻尼器轴承的动力特性 124

- 3.1 几种常见的阻尼器结构 124
- 3.2 挤压油膜阻尼器的雷诺方程 126
- 3.3 挤压油膜轴承压力边界条件 127
- 3.4 挤压油膜力、油膜刚度和油膜阻尼 129

3.5 考虑油膜惯性力影响时的挤压油膜力及其线性化表达式	134	6.4 充液转子的动力稳定性	198
参考文献	137	7 碰摩引起的转子失稳	202
第3章 转子系统的动力稳定性	140	7.1 单盘转子的全周碰摩稳定性分析	202
1 稳定性理论和稳定性判据	140	7.2 多盘转子系统的全周碰摩稳定性分析	207
1.1 Lyapunov 运动稳定性	140	参考文献	211
1.2 稳定性判据	141	第4章 转子系统的电磁激励与机电耦联振动	215
1.3 稳定性裕度	143	1 机电耦联振动的特点	215
1.4 非线性稳定性准则和非线性稳定性裕度	144	2 发电机转子系统的电磁激发振动	215
2 扰动力的一般线性化模型及稳定性分析	147	2.1 作用在发电机转子上的电磁力	216
2.1 一般线性化模型	147	2.2 转子轴系由非线性电磁力激发的参数共振	219
2.2 扰动力分类	148	3 电动机转子系统的电磁激发振动	228
2.3 稳定性分析举例	149	3.1 电磁参数对转子强迫共振的影响	229
2.4 陀螺系统	151	3.2 高速异步电动机的参数共振与强迫共振的联合	233
2.5 循环系统	153	4 转子系统的机电耦联非线性振动	243
3 萼齿密封的动力特性系数	155	4.1 数学模型	243
3.1 基本方程的建立	155	4.2 方程组的解	245
3.2 方程的求解	158	4.3 理论结果的分析及其与实验结果的比较	247
3.3 萼齿密封的动力特性系数	162	参考文献	250
4 材料与结构内阻尼	165	第5章 旋转机械参数的测试和识别	252
4.1 线性粘弹性物质的普遍本构关系	166	1 滑动轴承油膜动特性系数识别	252
4.2 几种简单的粘弹模型	167	1.1 试验台及测试系统	253
4.3 普遍运动方程	168	1.2 识别原理及方法	255
4.4 集聚参数(多盘)转子系统的普遍运动方程	170	1.3 现场识别	256
4.5 静载荷下粘弹转轴的静变形	171	1.4 油膜参数识别实例	258
4.6 动力稳定性	172	2 滚动轴承动刚度的测试	260
4.7 三参数模型下粘弹转轴的動力失稳	173	2.1 滚动轴承动刚度测试的意义	260
4.8 内耗失稳的物理解释	176	2.2 非旋转状态下滚动轴承動力特性测试	261
4.9 结构内阻尼	178	2.3 定转速下滚动轴承動力特性测试	261
5 油膜失稳	179	2.4 由转子支承系统频响特性确定滚动轴承的動力特性	261
5.1 油膜失稳现象	179	2.5 滚动轴承動力特性的直接测试	263
5.2 油膜失稳的力学机理	180	3 挤压油膜阻尼器動力特性的试验测定	265
5.3 油膜线性失稳后振动的发展过程及其破坏机理	183	3.1 挤压油膜阻尼器動力特性的分析	266
6 内腔积液及充液转子	194	3.2 在旋转状态下测定挤压油膜	
6.1 二维理想自旋流体的扰动运动方程	194		
6.2 扰动流体对转子的反馈力公式	195		
6.3 充液转子作圆涡动的条件	197		

阻尼器的动力特性	267	4.2 神经网络故障诊断方法	350
3.3 在非旋转状态下模拟挤压油膜		5 智能诊断系统	354
阻尼器实际工作条件的测试	268	5.1 旋转机械故障诊断系统知识的表示与	
4 转子系统边界参数的识别	272	管理	355
4.1 有限元模型的边界参数识别	272	5.2 智能故障诊断系统推理方法	358
4.2 边界元模型的边界参数识别	274	6 变速旋转机械转子的状态监测	360
参考文献	281	6.1 非稳态信号	360
第6章 故障转子的动力特性	283	6.2 非稳态信号的 Kalman 滤波法	362
1 转子系统的失稳	283	6.3 非稳态信号的自适应滤波法	362
1.1 失稳机理与特点	283	6.4 时域滤波与角域分析	366
1.2 油膜失稳	285	参考文献	370
1.3 叶尖间隙气动动力引起的失稳	287	第8章 旋转机械振动故障的分析与	
1.4 转子系统失稳的实例	289	治理	372
2 裂纹转子	291	1 航空发动机台架试车振动故障的分析与	
2.1 振动微分方程	291	处理	372
2.2 裂纹轴的刚度模型	293	1.1 批量生产航空发动机台架试车振动	
2.3 裂纹转子的动力特性	297	故障的分析与处理	373
3 转子的弯曲故障	304	1.2 研制中航空发动机台架试车振动	
3.1 转子弯曲故障的类型	304	故障的分析与处理	374
3.2 轴弯曲故障的振动特征	305	2 汽轮发电机组现场故障的诊断及	
4 转子不对中	310	治理之一——强迫振动类故障	377
4.1 转子不对中故障机理分析	311	2.1 引起强迫振动的激振力分析	377
4.2 不对中故障的特征	318	2.2 机组失衡故障的诊断与治理	380
参考文献	318	2.3 轴承座刚度不足的诊断与治理	384
第7章 旋转机械故障诊断技术	321	2.4 机组摩擦故障的诊断与治理	385
1 设备的监测与诊断	322	2.5 转子中心孔进油故障的诊断与	
1.1 机器振动的测量	322	治理	389
1.2 振动信号分析	322	2.6 励磁机振动问题的分析与治理	391
1.3 应用实例	324	2.7 发电机转子热弯曲故障的诊断	
1.4 旋转机械状态监测与诊断技术的		与治理	393
发展趋向	327	3 汽轮发电机组现场故障的诊断及	
2 模糊诊断	327	治理之二——自激振动类故障	394
2.1 模糊诊断的信息处理	327	3.1 机组汽流激振故障的诊断与治理	394
2.2 故障诊断的模糊模式识别方法	333	3.2 200MW 机组油膜振荡故障的诊断与	
2.3 故障诊断的模糊综合评判方法	335	综合治理	396
2.4 故障诊断的模糊聚类分析	338	参考文献	399
3 模式识别诊断	339	第9章 转子动力学研究展望	400
3.1 模式识别方法	339	1 转子动力学性能优化设计	400
3.2 模式识别的基本理论	340	1.1 大型汽轮发电机组轴系动力学	
3.3 实例——某航空发动机振动监测及		性能优化设计	400
故障诊断系统	347	1.2 航空发动机转子动力学优化设计	411
4 神经网络故障诊断技术	348	2 转子系统振动的主动控制	418
4.1 神经网络的思想方法及基本模型	348		

2.1 转子振动主动控制的研究	418	4 转子的自动平衡技术	450
2.2 控制目的、目标函数、控制器设计 ...	419	4.1 自动平衡装置的主要类型	450
2.3 转子系统振动的 H^∞ 控制	424	4.2 HIT2 型自动平衡头简介	452
2.4 可控挤压油膜轴承	429	4.3 自动平衡方法	453
2.5 反旋流控制	433	5 转子动力学中的若干非线性问题	454
3 电磁轴承-转子系统	438	5.1 非线性研究的重要性、特点和研究 方法	454
3.1 五自由度电磁轴承-转子系统	439	5.2 支承松动	457
3.2 电磁轴承的作用力	439	5.3 转子-挤压油膜轴承系统的非线性 问题	459
3.3 电磁铁线圈的端电压方程	441	5.4 碰摩转子系统的动力特性	472
3.4 电磁轴承支承的刚性转子系统的 运动方程	443	5.5 裂纹转子	477
3.5 系统控制策略的选择	444	5.6 参数慢变的转子系统	489
3.6 系统状态方程	447	参考文献	492
3.7 控制器参数设计	449		

第 1 章 转子动力学的计算分析方法

1 转子动力学计算的特点

在转子动力学研究中,计算分析占有很重要的地位。无论是讨论转子的动力学特性,分析转子的各种动力学现象,还是进行转子系统的设计,解决旋转机械的有关工程问题等,都离不开计算分析工作。在转子动力学的发展历史中,计算方法与理论研究和工程应用是同步发展的。在计算机技术飞速发展的今天,计算分析的重要性更为突出。甚至一些无法用理论分析方法解决的复杂问题,也可以用数值计算的方法得到结果,或通过计算机仿真,揭示某些难以用理论分析方法或实验观察获得的新现象。

在传统的转子动力学中,计算分析的主要内容是关于转子弯曲振动的临界转速、不平衡响应和稳定性。有时,还有各种激励下的瞬态响应计算。有些转子系统需要计算扭转振动的固有频率和响应。随着转子动力学研究工作的深入发展,人们发现轴承、轴承座以及其他有关结构对转子的动力学特性有很大的影响,因而把轴承、轴承座、密封,甚至机器的基础也纳入到转子系统中来。

除了轴承、密封等本身的动力特性计算外,从力学的角度看,上述计算分析是求解一个机械系统的特征值和响应问题(稳定性是复特征值问题)。一般说来,一个机械系统的运动微分方程式可以写为

$$M\ddot{z} + C\dot{z} + Kz = F \quad (1.1-1)$$

式中, M 、 C 、 K 为系统的质量、阻尼和刚度矩阵; z 为系统的广义坐标矢量; F 是作用在系统上的广义外力。

在结构动力学中,已有许多求解这一方程的特征值和响应的方法,并已有许多商品软件可供选用,如 SAP、ADINA、NASTRAN、ANSYS 等。但是,由于转子系统本身的特殊性,结构动力学中的方法和软件并不完全适用于转子动力学的计算分析。转子系统的这些特点归结如下:

(1) 由于转子有回转效应,系统的运动方程式中出现了一个反对称的陀螺矩阵。虽然结构动力学中近年来也发展了一些求解陀螺特征值的方法^[14],但解题的效率受到很大影响。

(2) 由于流体动力轴承的油膜力并不是保守力,因而,转子系统通常不是保守系统,油膜力的刚度矩阵、阻尼矩阵不是对称矩阵,而且是转速 ω 的函数。在某些场合,还必须考虑油膜力的非线性特性。

(3) 转子系统的阻尼主要来自轴承的油膜,它是一种集中阻尼,且与转速等因素有关。这与结构计算中通常假设的比例阻尼相距甚远。

综合上述特点,转子系统的运动微分方程式应写为

$$M\ddot{z} + (C + G)\dot{z} + (K + S)z = F \quad (1.1-2)$$

式中, C 是阻尼矩阵,非对称阵; G 是陀螺矩阵,反对称阵; K 是刚度矩阵的对称部分; S 是它的不对称部分。各矩阵常常还是转速 ω 的函数。

求解这一方程的特征值或响应是很困难的,特别是当自由度数较多时尤为如此。解决这个

难题,正是转子动力学在计算方法研究方面的任务。

在转子动力学近百年的历史中,出现过许多计算方法,这都与当时的计算命题和计算工具相适应。发展到今天,现代的计算方法可以分为两大类:传递矩阵法和有限元法。

传递矩阵法的主要特点是:矩阵的阶数不随系统的自由度数增大而增加,因而编程简单,占内存少,运算速度快,特别适用于像转子这样的链式系统。传递矩阵法与机械阻抗、直接积分等其他方法相配合,还可以求解复杂转子系统的问题。可以说,传递矩阵法在转子动力学的计算中占有主导地位^[5,6,8]。

有限元法在转子动力学中也有应用,这种方法的表达式简洁、规范,在求解转子和周围结构一起组成的复杂机械系统的问题时,有很突出的优点。

在本章中,只对传递矩阵法及与其有关的计算方法作比较系统的介绍。这些方法都是本书作者加以发展并应用有成效的。本章第2节讨论转子-支承系统的建模原理和方法;第3至5节中讨论一般转子-支承系统和多跨轴系的计算分析问题,主要论述 Riccati 传递矩阵法及其有关的计算技术;第6至8节中讨论复杂转子系统的计算分析问题。阐述的重点是计算方法的原理、具体方法,并有较多的工程应用实例;公式的推演力求简单、明了。至于更详细的内容,读者可参看转子动力学教科书^[1,2]及引用的有关文献。论述有限元法处理转子系统的论文^[13]很多,本章不再作专门的讨论。

2 转子-支承系统的建模

在进行转子动力学计算之前,需建立计算模型。这就是把实际的旋转机械抽象化,得到一个能反映原来旋转机械的动力学特性,而且适宜于计算分析的力学系统。建立合理的计算模型要考虑下列三个方面:1) 反映实际机械的结构和工作情况;2) 明确所要分析的力学问题,例如,是转子弯曲振动,还是扭转振动,是求固有频率,还是分析稳定性等;3) 要适应现有的计算方法和计算工具。

模型建立是否正确直接影响计算结果的正确性,必须予以充分重视。模型如果不能反映原机械系统的力学特性,计算结果就是错误的。模型如果建立不当,或计算工作量过大,事倍功半;或计算结果误差很大,甚至导出错误的结论。只有既掌握有关的力学、数学理论,又有相应的工程知识及经验积累,才能做好建模工作。

下面对转子-轴承系统的弯曲振动的建模问题,作一些原则性讨论。当然,对于一个具体转子系统的模化,还有许多涉及专业知识方面的考虑。

(1) 转子本体 转子本身常是一根阶梯轴,上面安装有叶轮、飞轮、电枢和联轴器等。质量的简化一般没有困难,轴段弯曲刚度的简化比较复杂。在截面变化不大的轴段,根据轴段的内、外径很容易求得弯曲刚度。在截面有突变的地方,考虑到部分材料事实上不能参与承受应力,等效的刚度直径要相应减小。对此问题可作专门的理论和实验研究。作者在计算抗弯刚度时,用一锥角为 45° 的圆锥,来代替截面突变的圆柱,如图 1.2-1 中虚线所示,结果较符合实际。

热套的零件对轴的弯曲有加强作用,等效直径要适当增加。键槽、定位孔等会削弱局部的刚度,必要时也应

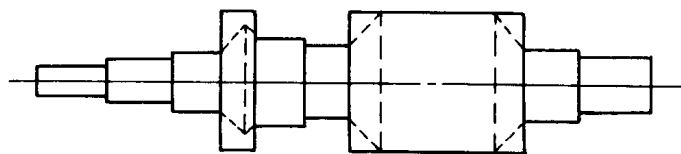


图 1.2-1 转子弯曲刚度的模化

考虑。还有如螺栓拉杆连接^[21]、端齿连接^[51]等的建模均比较复杂,有些还尚待研究。

电机等的非圆截面的转子和叠片转子的刚度模化,也十分复杂。有时需要如文献[17]那样,作专项的理论研究或实验测定,给出理论或经验公式或图表,供设计计算之用。

(2) 轴承 流体动力轴承的油膜力与轴颈的位移和速度之间,是一种复杂的非线性函数关系,它可以表示为

$$\begin{cases} R_x = R_x(x, y, \dot{x}, \dot{y}) \\ R_y = R_y(x, y, \dot{x}, \dot{y}) \end{cases} \quad (1.2-1)$$

式中, R_x 、 R_y 为油膜力的水平和垂直分量; x 、 y 为轴颈涡动位移的水平和垂直分量; $\dot{x}$ 、 $\dot{y}$ 为轴颈涡动速度的相应分量。非线性函数 R_x 、 R_y 决定于轴承的几何和物理参数、轴承工作条件和轴颈的转动角速度等。在轴颈围绕它的静态平衡位置作小幅度涡动的情况下,式(1.2-1)的油膜力可线性近似表达为

$$\begin{cases} R_x = R_{x0} + K_{xx}x + K_{xy}y + C_{xx}\dot{x} + C_{xy}\dot{y} \\ R_y = R_{y0} + K_{yx}x + K_{yy}y + C_{yx}\dot{x} + C_{yy}\dot{y} \end{cases} \quad (1.2-2)$$

或写成矩阵形式

$$\begin{Bmatrix} R_x \\ R_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} R_{x0} \\ R_{y0} \end{Bmatrix} + \mathbf{K} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} + \mathbf{C} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} \quad (1.2-3)$$

式中, R_{x0} 、 R_{y0} 为油膜力的静态分量; $\mathbf{K}$ 称为刚度矩阵,它的四个元素称为刚度系数; $\mathbf{C}$ 称为阻尼矩阵,它的四个元素称为阻尼系数,这八个系数统称为油膜动力特性系数。这样,在作动力分析时,油膜轴承就模化为一个具有四个刚度系数和四个阻尼系数的弹性阻尼支承。

在静平衡位置给轴颈以微小的位移或速度扰动,求解此时油膜的 Reynolds 方程得到油膜压力分布,然后加以积分,就可求得各油膜动力系数。在条件具备的场合,也可用试验方法^[42]测试这些系数。在有些轴承手册^[41]中也有推荐的典型数据。当轴颈涡动的幅度较大时,如转子发生事故后,或者轴颈没有确定平衡位置的立式转子(如水轮机的导轴承等),以及求解失稳后的极限环等时,就不应再采用油膜力的线性化模型,而应直接采用式(1.2-1)。

滚动轴承一般模化为一个弹性支承,它的刚度系数约为 $2 \times 10^7 \sim 1 \times 10^9 \text{ N/m}$ 。阻尼很小,通常忽略不计。

关于各种轴承的动力特性的深入讨论见本书第2章。

(3) 轴承座等结构 轴承座和机器下面的底板、基础等对转子振动的影响比较复杂。在转子动力学中通常按三种不同情况加以考虑:1) 如轴承座等结构较转子的刚度大得很多时,往往可以不考虑轴承座等结构的弹性,把轴承座和基础等模化为刚体。2) 当这些结构物的弹性不能忽略时,可以把轴承座简化为一个由质量、阻尼和弹簧组成的单自由度系统,或者仅是一个弹簧,它们的参数由结构分析得到,或者以支承动刚度的形式由实验测定。3) 当结构物的刚度和转子的刚度相近,或甚至低于转子的刚度时,把转子和有关结构作为一个整体来进行动力分析是适当的。例如,在航空发动机中,需要对转子-轴承-机匣系统作整体的动力分析;在大型汽轮发电机组中,对转子-轴承-基础系统作整体动力分析等。

综合考虑轴承和上述关于轴承座的三种情况,就得到图1.2-2 ~ 图1.2-4所示三种代表性的模型,其中前两种模型在转子动力学分析中是经常采用的。对图1.2-3的模型,常把油膜的刚度、阻尼和轴承座的质量、刚度、阻尼综合成一个等效的弹性阻尼支承,并给出它的等效动力

特性系数(参见本章3、4节)。

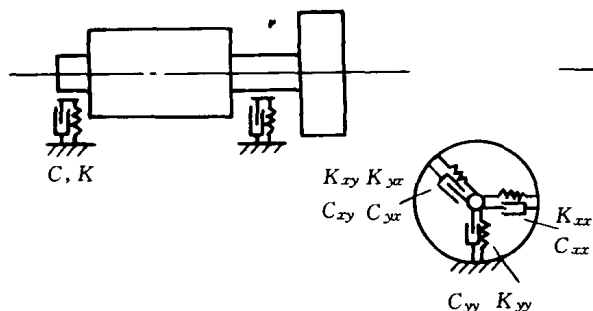


图 1.2-2 刚性轴承座

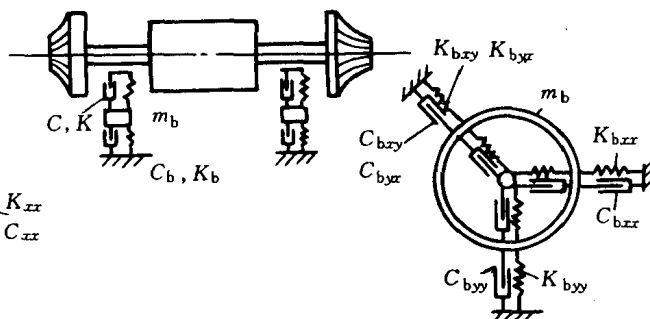


图 1.2-3 弹性轴承座

(4) 密封 各种密封中的流体对于转子的作用力,会使转子趋于失稳。因此,在稳定性分析时就需加以考虑。模化时,常把密封简化为一个弹性支承,失稳力以交叉刚度的形式给出

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & K_{xy} \\ K_{yx} & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} \quad (1.2-4)$$

(5) 联轴器 联轴器有许多不同的类型,它们的性能各不相同,因此简化的模型也各异。刚性联轴器通常就直接作为整体轴处理;相反,齿套联轴器简化为只传递转矩而不承受弯矩的铰链,其他各种弹性或半弹性联轴器介于上述两种极端情况之间,应模化为具有一定弯曲刚度的铰链等。至于刚度的取值,应根据联轴器的具体结构和弹性连接件的材质,由理论计算或实物测试得到。

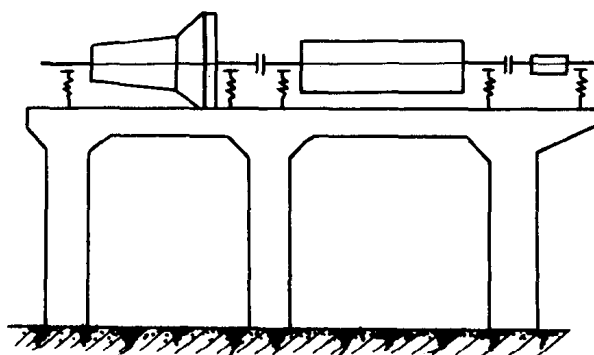


图 1.2-4 转子和结构的整体分析

(6) 周围的介质 转子周围的工作介质对转子的振动有不同程度的影响。主要表现在三方面:1) 部分介质参与转子的振动,模化时可在转子上增加一定的附加质量,如研究水轮机的振动时,常在转轮上附加20%~40%的转轮中的水的质量以模拟水的影响。2) 介质的阻尼作用。3) 附加刚度。后两者一般影响很小,只在一些特殊介质和特殊结构的场合才需加以考虑。

经过上面的种种考虑,就可以得到图1.2-5a这样的模型,其中转子的质量沿轴线是分布的,故称分布参数模型。我们可以再把分布质量离散化,集总到许多结点上,简化成有限个自由度的模型,称为集总参数模型,如图1.2-5b所示。集总化的方法很多,文献[1]介绍了典

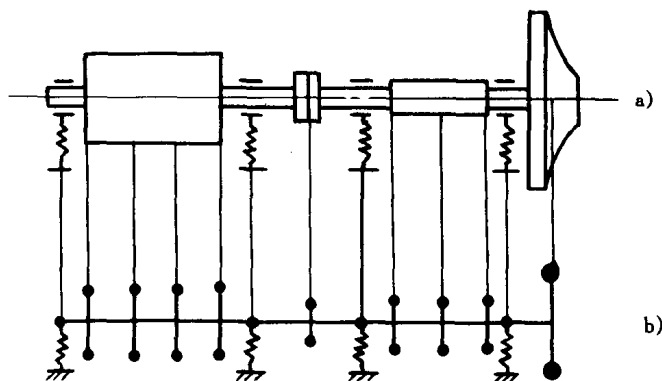


图 1.2-5 转子的两种力学模型

a) 分布参数模型 b) 集总参数模型

型方法,本章 9.1 节也作了进一步的讨论。分布参数模型看起来比集总参数模型更接近于实际系统,但计算要困难得多。实际上,采用集总化模型,是用一个有限自由度系统来近似无限自由度系统,本质上是模态的截断。而采用分布参数模型作动力分析时,也常常要采用模态截断。因此,对于这两类模型,难以笼统地断定谁优谁劣。实际计算时采用哪一种计算模型,需由计算人员根据问题的性质、要求、掌握的计算工具和软件的情况,甚至个人的爱好等自行确定。

如选用集总参数模型,对转子的总结点数 N 应有一定要求。根据一个等截面梁的计算结果表明,如果要求集总化带来的固有频率误差小于 1%,那么,结点总数 N 应满足如下关系:

$$N \geq 1 + 5.34r \quad (1.2-5)$$

其中, r 为要求计算的固有频率(或临界转速)的最高阶数。例如,要计算转子的三阶临界转速,即 $r = 3$,则该转子至少要分为 17 个结点。

3 具有各向同性支承的转子系统的计算分析

当转子系统的支承为各向同性时,若又不计阻尼,对于轴对称的转子,弯曲振动时轴的挠曲线是平面曲线,轴线上各点的涡动轨迹是一些不同半径的圆周。因此,只要分析转子在通过轴线的一个平面内的横向弯曲振动模态,就可以得到转子系统的临界转速和相应的振型。这是转子动力学研究的最简单,也是最基本的情况。

转子系统的计算模型是由集总到结点上的圆盘、轴段和支承等若干种典型构件所组成的。在传递矩阵法中,先建立这些典型构件两端截面的状态矢量之间的传递关系式,再利用连续条件,就可以得到整个转子两端截面的状态矢量之间的关系式。通过对能满足边界条件的涡动频率的搜索,就可得到转子的各阶临界转速。计算转子在给定转速下由不平衡质量激励引起的振动,就可求得转子的不平衡响应。

3.1 典型构件的传递矩阵

取右手坐标系 $oxyz$, o 点在转子的左端, oz 轴沿转子轴线向右,从 z 轴端部看,转子以角速度 ω 作反时针向旋转(参见图 1.4-1)。现研究转子在平面 xoz 内振动。

对于转子的第 i 个截面,其状态矢量为 Z_i ,它由截面的径向位移 x_i 、挠角 α_i 、弯矩 M_i 和剪力 Q_i 的幅值所组成,记作

$$Z_i = [X, A, M, Q]^T \quad (1.3-1)$$

它与截面 $i + 1$ 的状态矢量 Z_{i+1} 之间存在一定的关系,即

$$Z_{i+1} = T_i Z_i \quad (1.3-2)$$

其中, T_i 称为两截面之间的构件的传递矩阵。当状态矢量有 r 个元素时, T_i 为 $r \times r$ 阶方阵,它的各元素可通过分析构件上的受力和变形关系求得。

(1) 带弹性支承的刚性薄圆盘(图 1.3-1) 第 j 个支承的总刚度为 K_{sj} ,假若像图 1.2-3 那样考虑轴承座的质量和刚度,可以把油膜和轴承座串联,并不计 x 、 y 方向的耦合,就有

$$K_{sj} = \frac{K(K_b - m_b \Omega^2)}{K + K_b - m_b \Omega^2} \quad (1.3-3)$$

式中, K_b 、 m_b 分别为轴承座的刚度和参振质量; K 为油膜刚度, Ω 为转子的涡动角速度。圆盘左、右截面的弯矩和剪力的幅值相应为 M_i^L 、 M_i^R 和 Q_i^L 、 Q_i^R 。当转子以角速度 $\Omega = \omega$ 作同步正向

进动时,则圆盘的惯性力和惯性力矩分别为 $m_i X_i \omega^2$ 及 $(I_d - I_p) \omega^2 A_i$, 其中 m_i 为圆盘的质量; I_{di} 、 I_{pi} 分别为圆盘的直径转动惯量和极转动惯量。由达朗伯原理得

$$\begin{cases} Q_i^R = Q_i^L + m_i \omega^2 X_i - K_{sj} X_i \\ M_i^R = M_i^L - (I_d - I_p) \omega^2 A_i \end{cases} \quad (1.3-4)$$

且有

$$\begin{cases} A_i^R = A_i^L = A_i \\ X_i^R = X_i^L = X_i \end{cases}$$

如写成矩阵形式,则有

$$Z_i^R = D_i Z_i^L \quad (1.3-5)$$

其中 D_i 为带支承的刚性薄圆盘的传递矩阵,即

$$D_i = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & (I_p - I_d) \omega^2 & 1 & 0 \\ m \omega^2 - K_{sj} & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}_i \quad (1.3-6)$$

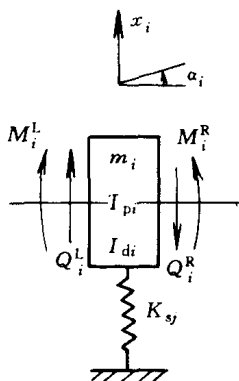


图 1.3-1 薄圆盘的受力分析

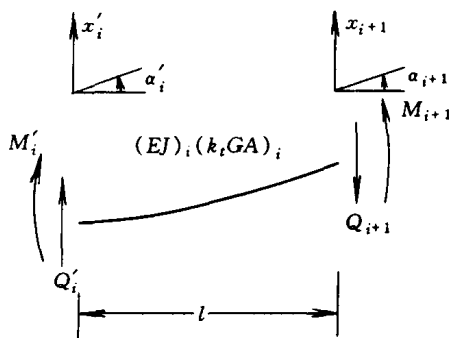


图 1.3-2 轴段的受力分析

(2) 无质量等截面的弹性轴段(图 1.3-2) 对于集总参数模型来说,轴段是无质量的。由力的平衡和变形条件,得到两端截面的状态矢量之间的关系为

$$Z_{i+1} = B_i Z_i' \quad (1.3-7)$$

式中,传递矩阵 B_i 为

$$B_i = \begin{bmatrix} 1 & l & \frac{l^2}{2EJ} & \frac{l^3}{6EJ}(1 - \gamma) \\ 0 & 1 & \frac{l}{EJ} & \frac{l^2}{2EJ} \\ 0 & 0 & 1 & l \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}_i \quad (1.3-8)$$

式中, l 为轴段长度; E 为材料的弹性模量; J 为轴段的截面矩; $\gamma = 6EJ/(k_t G l^2)$ 为考虑剪切影

响的系数; G 为材料剪切模量; A 为截面积; k_t 为截面系数(实心圆轴为 0.886; 薄壁空心轴约为 2/3)。

分布参数的轴段和其他各种构件的传递矩阵可参见文献 [3,4]。

(3) 圆盘和轴段的组合件(图 1.3-3) 为了节省时间, 简化步骤, 常把圆盘和它右边的轴段合成一个组合构件。因为 $Z_i^R = Z_i^L$, $Z_i = Z_i^L$, 故有 $Z_{i+1} = B_i Z_i^R = B_i D_i Z_i = T_i Z_i$, 得到组合件的传递矩阵 T_i 为

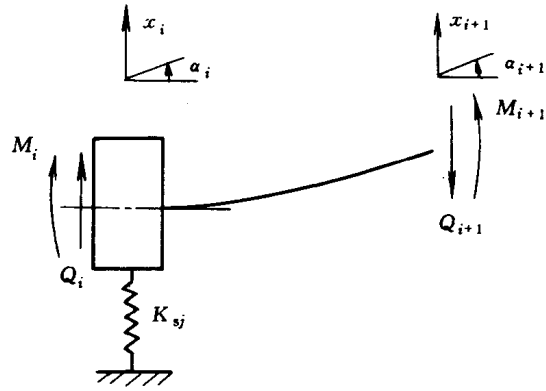


图 1.3-3 圆盘和轴段的组合构件的受力

$$T_i = B_i D_i = \begin{bmatrix} 1 + \frac{l^3}{6EJ}(1-\nu)(m\omega^2 - K_{sj}) & l + \frac{l^2}{2EJ}(I_p - I_d)\omega^2 & \frac{l^2}{2EJ} & \frac{l^3}{6EJ}(1-\nu) \\ \frac{l^2}{2EJ}(m\omega^2 - K_{sj}) & 1 + \frac{l}{EJ}(I_p - I_d)\omega^2 & \frac{l}{EJ} & \frac{l^2}{2EJ} \\ l(m\omega^2 - K_{sj}) & (I_p - I_d)\omega^2 & 1 & l \\ (m\omega^2 - K_{sj}) & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}_i \quad (1.3-9)$$

可以看出, 传递矩阵的诸元素都是转子构件的物理参数和涡动频率的函数。如果该构件处没有弹性支承, 或不计轴段的剪切影响, 或不计圆盘的回转效应和摆动惯性, 只要令式(1.3-9)中的 K_{sj} , 或 ν , 或 I_p 和 I_d 分别为零即可。

3.2 转子系统的临界转速和振型的计算

3.2.1 Prohl 传递矩阵法

把转子系统集总化为具有 N 个圆盘和 L 个弹性支承的集总化模型(图 1.3-4), 各圆盘间用无质量的等截面的弹性轴段连接起来。接着, 再把它分成 N 个如图 1.3-3 的构件, 从左到右顺次编号为 1, 2, $\dots$, N , 各截面编号为 1, 2, $\dots$, $N, N+1$ 。对于构件 N , 有 $l_N = 0$ 。于是有

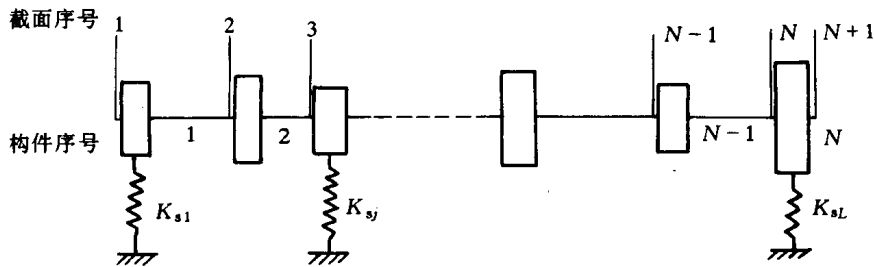


图 1.3-4 计算临界转速的集总化模型

$$\begin{aligned}
Z_2 &= T_1 Z_1 \\
Z_3 &= T_2 Z_2 = T_2 T_1 Z_1 \\
&\vdots \\
Z_i &= T_{i-1} Z_{i-1} = T_{i-1} T_{i-2} \cdots T_1 Z_1 = A_{i-1} Z_1 \\
&\vdots \\
Z_{N+1} &= A_N Z_1
\end{aligned} \tag{1.3-10}$$

式中, $A_i = T_i T_{i-1} \cdots T_1 (i = 1, 2, 3, \cdots, N)$ 。

式(1.3-10)表达了各截面状态矢量 $Z_i (i = 2, 3, \cdots, N, N+1)$ 与左端起始截面状态矢量 Z_1 之间的关系, 这说明各截面状态矢量的元素可以表示为起始截面状态矢量元素的线性组合。

对于图 1.3-4 中的计算模型, 左端的边界条件为 $M_1 = 0, Q_1 = 0$ 。因此, 对于任意截面 $i (i = 2, 3, \cdots, N, N+1)$ 有

$$Z_i = A_{i-1} Z_1 = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{bmatrix}_{i-1} \begin{Bmatrix} X \\ A \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}_1 = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \\ a_{31} & a_{32} \\ a_{41} & a_{42} \end{bmatrix}_{i-1} \begin{Bmatrix} X \\ A \end{Bmatrix}_1 \tag{1.3-11}$$

对于最右端截面 $N+1$, 由上式可知

$$\begin{Bmatrix} M \\ Q \end{Bmatrix}_{N+1} = \begin{bmatrix} a_{31} & a_{32} \\ a_{41} & a_{42} \end{bmatrix}_N \begin{Bmatrix} X \\ A \end{Bmatrix}_1 \tag{1.3-12}$$

在此截面上应满足边界条件 $M_{N+1} = 0, Q_{N+1} = 0$ 。由此得到转子系统作同步正进动时的频率方程式, 即临界转速的方程式为

$$\Delta(\omega^2) = \begin{vmatrix} a_{31} & a_{32} \\ a_{41} & a_{42} \end{vmatrix}_N = 0 \tag{1.3-13}$$

通常采用一种称为频率扫描或频率搜索的试算方法来求解此频率方程式, 即在感兴趣的频率范围内, 按一定的步长 $\Delta\omega$ 选定 $\omega, \omega + \Delta\omega, \omega + 2\Delta\omega, \cdots$ 为一组试算频率。分别代入式(1.3-9), 通过式(1.3-10)的矩阵连乘, 由式(1.3-13)计算出对应于各个试算频率的 $\Delta(\omega^2)$ 值, 称为剩余量。如发现有相邻两个试算频率的剩余量 $\Delta(\omega^2)$ 的数值异号, 则在这两频率之间必有一个频率方程式的根。再用两分法仔细地搜索, 就能以一定的精度求得这一根 ω_c 。如此继续下去, 就可以在指定的频率范围内, 把频率方程式的根一个个搜索出来。这些根是满足全部边界条件的频率值, 也就是转子系统的各阶临界转速。

图 1.3-5 是剩余量 $\Delta(\omega^2)$ 值与试算频率 ω 的关系曲线, 曲线和横坐标的交点就是频率方程式的根, 即转子的各阶临界角

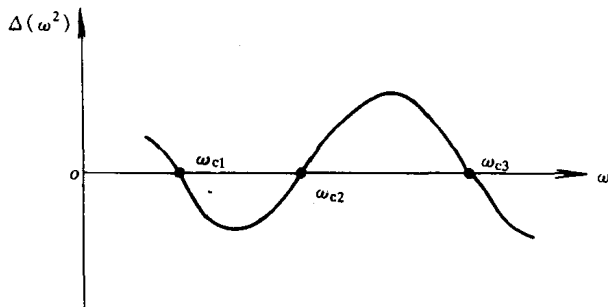


图 1.3-5 剩余量 $\Delta(\omega^2)$ 曲线