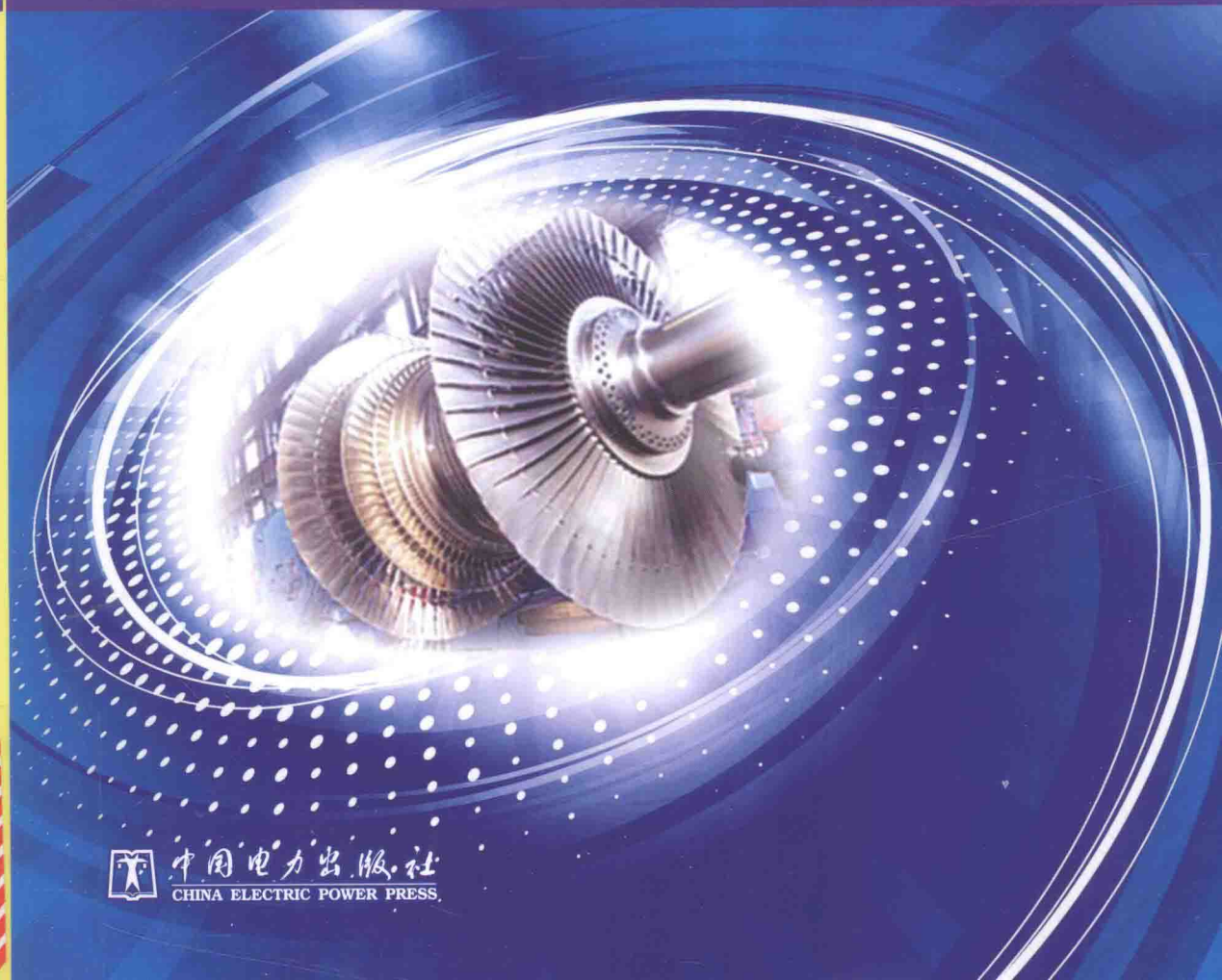


大功率汽轮发电机组 转子与支撑系统振动

DAGONGLV QILUN FADIAN JIZU
ZHUANZI YU ZHICHENG XITONG ZHENDONG

李录平 晋风华 著
张世海 陈向民



中国电力出版社
CHINA ELECTRIC POWER PRESS

大功率汽轮发电机组 转子与支撑系统振动

DAGONGLV QILUN FADIAN JIZU

ZHUANZI YU ZHICHENG XITONG ZHENDONG

李录平 晋风华 著
张世海 陈向民



中国电力出版社
CHINA ELECTRIC POWER PRESS

内 容 提 要

本书共分六章,主要论述了大功率汽轮发电机组转子-支撑结构耦合系统的动力学特性,探索转子与支撑结构之间在动力学特性方面相互作用的机理、规律,并从设计、维护、运行等角度出发阐述提高机组转子-支撑结构耦合系统的运行安全性和可靠性的方法。

本书可作为从事火力发电厂设计、研究开发、设备制造、工程建设、运行管理等方面理论研究和技术开发工作的技术人员的参考书,也可作为能源动力工程、机械工程、检测技术等专业研究生和本科生的学习参考教材。

图书在版编目(CIP)数据

大功率汽轮发电机组转子与支撑系统振动 / 李录平等著. —北京: 中国电力出版社, 2017. 7
ISBN 978-7-5198-0454-1

I. ①大… II. ①李… III. ①汽轮发电机组—转子—支撑—研究 IV. ①TM311.14

中国版本图书馆CIP数据核字(2017)第042770号

出版发行: 中国电力出版社

地 址: 北京市东城区北京站西街19号(邮政编码100005)

网 址: <http://www.cepp.sgcc.com.cn>

责任编辑: 杨伟国 孙建英 郑晓萌

责任校对: 李 楠

装帧设计: 张俊霞 赵姗姗

责任印制: 蔺义舟

印 刷: 三河市航远印刷有限公司

版 次: 2017年7月第一版

印 次: 2017年7月北京第一次印刷

开 本: 787毫米×1092毫米 16开本

印 张: 10.25

字 数: 225千字

印 数: 0001—1000册

定 价: 40.00

版 权 专 有 侵 权 必 究

本书如有印装质量问题, 我社发行部负责退换

前 言

随着我国电力工业的进步,汽轮发电机组向着大容量、高参数的方向发展。在提高机组功率及效率的同时,必然对机组的安全性、可靠性提出更高要求。良好的转子-支撑系统动力学特性是大型汽轮发电机组能够长期安全、稳定和经济运行的前提,是生产厂家和用户共同关心的问题。

大型汽轮发电机组转子系统结构复杂,呈现多支撑、大跨度、强柔性、非线性、高功率等特点,其动力学特性受支撑条件的影响大、转子-支撑系统耦合因素复杂,转子系统的动力学特性朝着更加复杂化方向发展。汽轮发电机组转子-支撑系统的动力学特性分析属于多质点、多自由度的空间结构动力学问题,机组转子系统的动力学特性主要由组成机组各转子的设计、制造、安装及支撑条件所决定。对于转子系统而言,其结构跨度大、叶片结构复杂、轴颈油膜轴承处的动力学特性具有复杂的非线性行为的特点,且目前其数学模型不够完善。对于汽轮发电机组的支撑系统而言,它承载着火力发电厂最重要、最昂贵的设备,其体积庞大、附属设备及零部件数量繁多、各轴承位置布置复杂等,对其进行完整的建模工作量巨大。所以采用三维模型有限元方法对汽轮发电机组转子-支撑系统进行动力学特性分析时,对一些结构进行适当的简化与处理是必要的,合理的简化与处理关系到计算结果的真实性与准确性。本书以国产 600MW 汽轮发电机组转子和支撑结构为具体研究实例,采用现场试验和有限元计算分析,结合工程实际需要,研究了汽轮发电机组基础的力学特性、地震响应特性,转子-支撑结构耦合系统的动力学特性,转子轴承座动态标高变化规律与标高变化引起的转子振动、轴承静态标高预调整策略,旨在找到汽轮发电机组转子与其支撑结构的动力学耦合关系,并为大型汽轮发电机组的转子-支撑结构耦合系统的故障诊断,以及机组的设计、优化提供理论指导和依据。

本书作者所在研究团队根据工程实际的需要,对汽轮发电机组转子系统、机组的基础、转子-支撑结构耦合系统的振动特性开展了多年的理论、实验室实验和工程试验研究,现将近几年的研究结果整理成书,希望起到抛砖引玉的作用。

本书由长沙理工大学李录平、晋风华、陈向民和贵州电力试验研究院张世海共同完成,其中:绪论由张世海和李录平执笔;第一章、第二章由李录平和晋风华执笔;第三章、第四章由李录平和张世海执笔;第五章由陈向民和张世海执笔;第六章由晋风华和

李录平执笔；全书由李录平统稿。

在本书相关内容的研究与撰写过程中，得到了贵州电力试验研究院科技项目的资助，大唐金竹山电厂、华润鲤鱼江发电 B 厂对本书中的相关试验提供了现场试验条件。作者所在团队的研究生刘雄彪、梁伟、朱益军、吴昊、龚晨、周曙明为本书相关章节中的有限元计算、现场试验、数据整理做了大量有益的、卓有成效的工作，刘雄彪、梁伟参与了第二章、第三章、第四章部分内容的编写工作。在此，对本书撰写提供支持和帮助的单位和个人表示诚挚的谢意！

由于作者的学识水平和工程实际经验有限，书中难免出现错误和疏漏，恳请同行专家和读者批评指正。

作者

2017 年 5 月

目 录

前言

绪 论	1
参考文献	6
第一章 转子-支撑系统动力学特性研究基本方法	9
第一节 结构动力学特性基本描述方程	9
第二节 结构动力学特性有限元模拟基本方法	15
第三节 现场试验方法	18
本章小结	24
参考文献	24
第二章 汽轮发电机组转子与支撑结构有限元建模及计算	25
第一节 研究对象	25
第二节 基础系统建模与有限元分析	27
第三节 转子系统建模及有限元分析	47
本章小结	62
参考文献	63
第三章 汽轮发电机组基础对地震波的响应特性分析	64
第一节 地震波及其对工程结构的危害	64
第二节 地震响应谱分析	65
第三节 汽轮发电机组基础对地震波的响应特性	67
第四节 基础对地震波的响应特性分析	89
本章小结	92
参考文献	92

第四章	汽轮发电机组转子-支撑结构耦合动力学特性分析	94
第一节	转子-支撑结构耦合系统模型的建立	94
第二节	转子-支撑结构耦合系统模态分析	95
第三节	不平衡力作用下耦合系统响应分析	103
第四节	耦合系统对地震波的响应分析	105
本章小结		107
参考文献		107
第五章	汽轮发电机组支撑结构动力学特性试验研究	108
第一节	发电机端盖式轴承的动力学特性试验	108
第二节	汽轮发电机组基础动力学特性试验	131
本章小结		135
参考文献		136
第六章	轴承标高变化引起的振动与静态标高预调整策略	137
第一节	汽轮发电机组轴系静态标高分布特点分析	137
第二节	轴承动态标高现场测量技术	142
第三节	汽轮发电机组轴承动态标高变化规律	144
第四节	轴承动态标高变化与机组振动的基本关系	150
第五节	汽轮发电机组轴承动态标高调整的基本依据	152
第六节	国产 600MW 汽轮发电机组轴承动态标高调整值计算	156
本章小结		157
参考文献		158

绪 论

一、课题研究背景及意义

随着我国电力工业的进步,汽轮发电机组向着大容量、超高参数、高自动化方向发展。目前,600、1000MW 汽轮发电机组已成为电网主力机组,并且更多新型机组将陆续投产。在提高机组功率及效率的同时,必然对机组运行安全性、可靠性提出更高要求。机组轴系及其支撑系统良好的动力学特性是大型汽轮发电机组能够长期安全、稳定和经济运行的前提。

汽轮发电机组是火力发电厂、核能发电厂的核心设备,其作用是将蒸汽携带的热能转换成转子旋转的机械能,再将机械能转换成电能。作为大型的精密旋转机械,汽轮发电机组的振动问题是不可避免的。机组运行时,由于旋转会引起机组及其支撑结构的振动,要保证机组正常运行,必须严格保证转子及支撑结构的振动在一定的范围内,即转子、轴承、基础均具有良好的动力学特性。机组的异常振动会对转子的正常工作产生影响,甚至有可能发生严重事故。例如,日本的海南电厂一台 600MW 机组在试运行期间由于机组振动异常,导致长达 51m 的主轴断裂飞出,整台机组严重损坏^[1]。包括我国在内的很多国家出现过类似的事故,造成了严重的经济损失和不良的社会影响。因此,对大功率汽轮发电机组进行转子与基础动力学特性分析是非常必要的。

研究大型汽轮发电机组转子与支撑系统动力学特性的主要方法有实验室模拟方法、现场试验方法、传递矩阵法、有限元计算方法。实验室模拟方法需要针对具体机组建立模拟实验台,实验台的建设成本高、周期长,无法针对每一种型号的机组开展实验研究;现场试验的风险大,对机组的安全构成一定的危险,且试验的成本也比较高;传统的传递矩阵法通常采用集总参数的方法将质量附加给节点,这种处理方式不能真实反映汽轮机转子的分布质量和分布转动惯量对转子动力学特性的影响^[2];有限元计算方法具有成本低、用时短、安全可靠等优点,随着计算机软、硬件技术的进步,采用有限元模型分析转子动力学问题变得比较普遍^[3-5]。对比以往的传递矩阵法和一维梁单元有限元法,采用三维实体模型的有限元分析更加符合转子-支撑系统的实际情况^[6]。本书研究现有 600MW 汽轮发电机组转子与支撑系统的动力学特性,旨在找到其动力学特性的规律及内在联系,并为大型汽轮发电机组的故障诊断及机组的设计、优化提供理论指导和依据。

二、研究现状与进展

国内外在转子动力学方面的研究已有 100 多年的历史,它的形成和发展伴随着大工业的发展和科技的进步,转子动力学是一门实践性很强的应用基础科学。对于汽轮发电机组这种大型旋转机械动力学研究,大量文献资料可提供参考,包括转子系统的动力学建模与分析计算方法、转子系统的临界转速计算、振型与不平衡响应计算、转子系统

稳定性分析、耦合动力学特性分析、支承转子的轴承动力学特性的研究、框架式基础的动力学特性设计与优化研究,以及转子系统非线性振动的研究等。

(一) 国内外研究现状

1869年,Rankine^[7]发表了第一篇关于转轴动力学特性研究的文章。19~20世纪初,研究者被转子的数学模型所困扰,由于对临界转速缺乏认识,以至于在实际问题的研究中停滞不前,人们对转子转速可否超越一阶临界转速而稳定运行存有疑问。直到1919年,Jeffcott^[8]对Jeffcott转子模型做出了解释,大大推动了转子动力学的研究及工业的发展。在Jeffcott之后,Prohl和Myklestad引进传递矩阵法(TMM)分析转子问题,而现在通常采用有限元法(FEM)研究转子动力学问题^[9,10]。转子-轴承系统动力学特性的复杂性使其成为研究的热点和挑战的根源,许多科研工作者和工程师开展的研究为转子与支撑系统动力学特性的研究做出了巨大贡献。随着旋转机械转速和功率的大大提高,用于分析转子与支撑系统动力学特性的可靠的数学模型变得越来越重要;现代测试仪器的发展及计算机处理能力的提高促进了对这种复杂结构的模拟和计算;为了满足设备长期的安全稳定运行,其在线监测及实时控制技术的进步离不开对系统动力学特性的分析和对故障特征的研究。

关于汽轮发电机组动力学特性的研究,我国始于20世纪四五十年代,之前的电力设计工作主要学习苏联的设计方法。从1958年开始,我国一些科研工作者进行了大量的研究和模型试验工作,到20世纪80年代,我国在大型汽轮发电机组系统动力学特性的研究工作才进入一个崭新的阶段,进行了许多关于基础、基础-土壤、机组-轴承-基础动力学特性的研究,许多科研工作者,如梅德庆、丁奎元、郑兆昌等^[11~15],他们的研究为汽轮发电机组动力学特性的研究与设计打下了良好基础。进入21世纪后,在汽轮发电机组动力学特性的研究方面有了更进一步的发展。例如,张素心^[16]等对吴泾600MW汽轮机组进行了较全面的轴系振动分析及评价;晏水平^[17]等研究了叶片振动对轴系扭振的影响;杨建刚、姚学诗等先后研究了转子弯扭耦合等振动问题^[18,19];沈松等在线性分析的基础上采用子结构模态综合法,并引入转子系统非线性油膜力项,对汽轮发电机组转子-基础-地基系统的非线性动力学特性进行了分析^[20];张勇、荆建平利用有限元法研究了转子碰磨动力学特性^[21];王超等对汽轮机扭转叶片有限元建模方法进行了总结和研究,为采用有限元法分析汽轮发电机组动力学特性提供了参考^[6]。

近年来,对汽轮发电机组动力学特性的研究逐步向非线性动力学特性、耦合振动、振动影响因素等方面深入。国内文献方面,单世超利用有限元方法对轴承的支撑刚度进行了研究^[22];白中祥、吴伟亮研究了支撑刚度对转子动力学特性的影响,提出使用动刚度能更真实地反映支撑系统所提供的支撑刚度^[23];阚伟民等研究轴承阻尼系数对汽轮机转子临界转速的影响,轴承阻尼系数是低频涡动产生的主要原因^[24];杨喜关等以双转子试验器为研究对象,研究了支撑非线性特性对双转子系统响应特性的影响^[25];申刚等提出了一种分析转子-可倾瓦径向滑动轴承-弹性基础系统瞬态响应的方法^[26];钱大帅等采用基于非线性油膜力模型和有限元方法,仿真分析了旋转设备轴系-弹性隔振系统的振动特性^[27];吕方明等参考某汽轮机轴系及末级叶片的结构和材料数据分别建

立了3种有限元模型,对汽轮机长叶片弯曲和轴系扭转耦合振动进行了研究^[28]。国外文献方面,文献[29]通过建立油膜力的神经网络模型来研究旋转机械非线性动力学;文献[30]对一台1150MW机组做了比较全面的动力学特性分析,所采用的分析方法和分析过程,以及文中大篇幅的讨论与总结为大型汽轮发电机组动力学特性的分析提供很大的参考价值;文献[31]采用动态子结构法和模态综合法研究转子-轴承系统对框架式基础的影响;文献[32]将转子-轴承-基础系统分为基础、转子-轴承两个子系统,采用实验与理论相结合,通过协同坐标系的方法研究两个子系统动力学特性的相互影响关系,其中基础动力学特性参数通过实验模态分析来获得,并选取在工作转速范围内的几阶显著振型的函数来描述基础动力学特性;文献[33]采用四端网络法、Riccati传递矩阵法和有限元法研究了某600MW汽轮发电机组扭振特性;文献[34]采用有限元分析方法研究了转子的多点碰磨;文献[35]研究了汽轮发电机组启/停及升速/降速过程中油膜轴承的动力学特性;文献[36]、Wagner N和Helfrich R详细介绍了坎贝尔图及临界转速图(以轴承刚度为横坐标,旋转速度为纵坐标)作为转子动力学特性分析的重要工具,在转子-轴承系统动力学特性分析及设计中的应用。

截至目前,关于线性转子系统临界转速的计算、振型与动力响应的计算和研究趋于成熟,获得了较为丰富的成果。关于汽轮发电机组轴系与支撑系统动力学特性的研究主要体现在两个方面:

(1) 线性动力学特性方面,模型的继续完善、系统动力学特性影响因素的研究及多结构部件的耦合动力学特性研究^[37]。

(2) 非线性动力学特性方面,探索和研究系统中的非线性行为,对主要结构部件(如油膜轴承)的非线性特性行为进行研究,建立并完善其数学模型等,使得研究的模型更加趋近实际情况^[38]。

(二) 国内外研究水平

目前,在线性动力学特性研究中,关于转子-轴承动力学特性及基础的动力学特性的各种计算方法都已经比较成熟,先后出现了传递矩阵法、阻抗匹配法、模态综合法等计算方法;线性动力学特性建模与分析方法的应用较为成熟和广泛,开发出了许多大型有限元软件(如ANSYS、ALGOR等),都能很方便地对结构动力学特性进行计算;系统中的非线性行为的探索和研究正处在发展阶段,对于像轴承等具有非线性动力学特性的结构部件的数学模型、物理模型正在不断完善。

汽轮发电机组轴系与支撑系统结构庞大而复杂,影响其动力学特性的因素有很多。由于历史条件等原因,同时也受到外界条件的限制,国内在这方面的研究起步较晚,但目前线性动力学特性的研究比较成熟,国内外研究水平相当。而在有限元大型通用软件的开发、动力学特性测试软硬件的开发方面与国外还有一定的差距。

总结和分析本领域国内外已经取得的研究成果可以发现,汽轮发电机组基础动力学特性研究已经取得了较为丰富的成果,但仍有值得完善的地方,以下几方面还有待于进一步研究与解决:

(1) 轴系与基础的振动耦合特性研究。大型汽轮发电机组安装在框架式基础上,通

过足够强度的螺栓将机器和基础紧密地连成整体。当汽轮发电机组的轴系旋转时,不可避免地要产生离心力,这些随时间变化的离心力通过各轴颈处的油膜作用在各轴承座和基础上,从而引起机器和基础的振动。要保证机器的安全运行,就要求机组与基础耦合的振动体系具有良好的振动特性,而不应该将机组和基础隔离开孤立地考虑机组和基础各自的振动特性,因此必须研究轴系与基础的振动耦合。

(2) 基础及轴系对地震波动力响应的研究。电厂设备一旦在地震中遭受损坏,除了因自身造价昂贵而产生直接的经济损失外,还会带来严重的次生灾难。目前的汽轮发电机组基础主要参考建筑抗震设计,对基础的复杂性、特殊性考虑不足。然而,目前的研究只关注基础本身的抗震性能及抗震性能的优化设计,对转子系统受地震波影响的研究还不够深入,发生地震后轴系的破坏方式还不十分清楚。轴系对地震波的动力响应相当复杂和不稳定,必须加以研究。

(3) 汽轮发电机组支撑系统动力学特性现场测试技术研究。大功率汽轮发电机组的基础与轴系组成一个占用空间大、结构复杂的动力学系统,要想在现场实施动力学特性测试,则对测试方案和实施技术提出很高要求。如何在理论指导下,优化测试方案,搭建精简高效的测试系统,在能够准确、高效获得测试对象主要动力学特性参数的前提下,降低测试系统投资、减少现场试验的消耗,必须加以研究。

(4) 汽轮发电机组轴承动态标高现场测试技术与轴承标高调整方法研究。汽轮发电机组轴系由多个轴承直接支撑在基础平台上,或通过机组设备的静止部件间接支撑在基础平台上。在机组处于常温静止状态时,各轴承中心的标高形成合理分布,确保各轴承承担的转子载荷处于合理范围。机组启动运行后,由于各轴承的温度场存在巨大差异,受到的外界作用力不均匀等因素影响,各轴承的动态标高发生很大变化,各轴承承担的实际载荷与静态下的载荷有很大差异,使得部分轴承的载荷远超出安全范围,而另一部分轴承的载荷偏轻使油膜失去稳定。但是,由于现场测量条件的限制,目前尚无成熟的技术用来测量各轴承的动态标高变化量,也缺乏成熟的方法用来确定轴承静态标高的预调整量,需要加强此方面的研究。

三、转子-支撑系统动力学特性研究方法简述

(一) 有限元分析方法

有限元方法的思想最早可以追溯到古人的“化整为零”“化圆为直”的做法,如“曹冲称象”的典故,我国古代数学家刘徽采用割圆法来对圆周长进行计算;这些实际上都体现了离散逼近的思想,即采用大量的简单小物体来“冲填”出复杂的大物体。有限单元法的基本思想是:将连续的结构离散成有限个单元,并在每一个单元中设定有限个节点(动扰力处必须设置节点),将连续体看作是只在节点处相连接的一组单元的集合体;同时选定场函数的节点值作为基本未知量,并在每一单元中假设一近似插值函数,以表示单元中场函数的分布规律;进而利用力学中的某些变分原理去建立用以求解节点未知量的有限元方程,从而将一个连续域中的无限自由度问题简化为离散域中的有限自由度问题,一经求解就可以利用解得的节点值和设定的插值函数确定单元上,以致整个集合体上的场函数。

通常说的有限元方法是指用有限元软件，将物理模型整合到计算机里进行计算，以达到分析的目的。在用有限元进行静力学和动力学分析的过程中，普遍存在边界条件难以精确模拟的问题。尤其在建立具有连接结构系统的动力学分析模型时，其结构边界条件难以给出。而事实上，连接部位的刚度、阻尼特性等特性参数对机械结构的动态特性却有着举足轻重的影响。因此，如何确定连接部位的动态参数，以便在有限元分析中给出较为准确的结构边界条件，是进一步提高有限元动力学分析精度所值得探讨的问题。

(二) 实验模态分析法

实验模态分析 (EMA) 又称模态分析的实验过程，是理论模态分析的逆过程。首先，实验测得激励和响应的的时间历程，运用数字信号处理技术求得频响函数 (传递函数) 或脉冲响应函数，得到系统的非参数模型；其次，运用参数识别方法，求得系统模态参数；最后，如果有必要，进一步确定系统的物理参数。因此，试验模态分析是综合运用线性振动理论、动态测试技术、数字信号处理和参数识别等手段，进行系统识别的过程。汽轮发电机组转子-支撑系统动力学特性分析的试验方法包括模型试验方法和现场试验方法。

1. 模型试验方法

所谓模型试验方法是对不同尺寸、不同特点的结构模型 (满足相似条件) 进行激振实验，然后，通过模型试验相似理论把参数换算到实际结构上去的方法。汽轮发电机组基础的模型试验具有投资高、周期长的特点，但动力分析的精度高。模型试验的流程一般是先根据原型基础构建一个按比例缩小的混凝土基础模型 (比例一般是 1 : 10 或 1 : 8)，再根据试验精度的需要在模型上加载一些载荷 (按比例模仿汽轮发电机组的动静载荷)，以确保能尽量与实际情况相似。通过模型试验测得的数据，根据相似原理，变换得到基础原型的各阶模态参数，进而分析处理得到原型基础的动力学特性参数。整个模型试验系统的结构如图 0-1 所示。在模型试验中输入可以采用多点输入和单点输入。

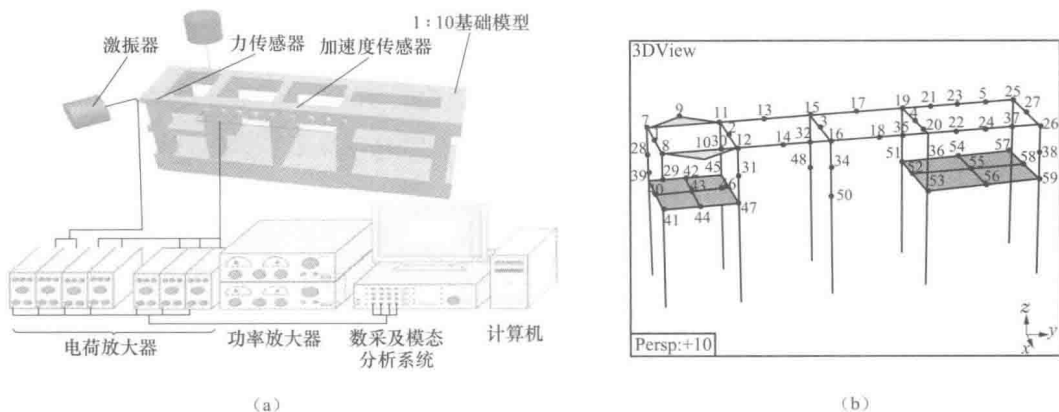


图 0-1 模型模态试验系统

(a) 基础模态试验系统结构示意图；(b) 基础试验测点的分布示意图

2. 现场试验方法

现场试验方法是在实际工作状态或给定的试验条件下对实际的机械结构物进行试验

测量。由于装在汽轮发电机组基础的设备管道多,分布复杂,基础的质量巨大,刚度 高,故激振存在很多困难。所以一般现场试验会采用环境激励的方式,利用汽轮发电 机组的动载荷作为试验的激励。现场试验的流程与模型模态试验大致相同,主要区别是激 励方式不同。

(三) 理论计算方法

计算模态分析实际上是一种理论建模过程,主要是运用有限元对结构进行离散,建 立系统特征值问题的数学模型,用各种近似方法求解系统特征值和特征矢量。由于阻尼 难以准确处理,因此通常均不考虑小阻尼系统的阻尼,解得的特征值和特征矢量即系统 的固有频率和固有振型矢量。但由于汽轮发电机组基础的结果十分复杂,因此,计算模 态分析不适合于汽轮发电机组基础的动力学特性分析计算。

(四) 本书主要研究内容

(1) 研究汽轮发电机组支撑方式、结构特点,研究出基于 SolidWorks 软件平台的 汽轮发电机组支撑结构的有限元模型通用方法,并以国产 600MW 汽轮发电机组为对 象,开展下列问题研究:构建汽轮发电机组基础平台的三维实体模型;构建汽轮发电 机组转子系统(包括汽轮机转子和发电机转子)的三维实体模型;建立转轴与轴承座之 间的连接模型;建立基础平台与轴承座之间的连接模型。

(2) 利用有限元仿真模型,分析汽轮发电机组支撑系统动态响应特性,以及支撑系 统与轴系耦合动力学特性,并研究下列问题:通过混凝土基础传递的地震波,对转子的 动力学特性有何影响;机组转子系统的异常振动,对机组基础平台的动力学特性将产生 何种影响。

(3) 对 600MW 机组冷态启动至带满负荷过程中,轴承动态标高变化情况进行在线 测量,获得轴承动态标高变化规律,根据标高测试结果探索出调整轴承静态标高的 方法。

(4) 构建汽轮发电机组支撑系统模态测试分析系统,研究现场“汽轮发电机组基础+ 转子系统”模态测试技术,建立汽轮发电机组支撑系统模态测试的简便、有效方法。

(5) 通过理论计算和现场实测数据,研究试点电厂汽轮发电机组支撑结构动态特 性、模态参数等;结合有限元软件获得的计算结果,研究试点电厂机组在运行中的安全 性、可靠性,并提出相应的改进性建议。

参考文献

- [1] 樵歌. 日本海南发电厂 3 号机事故技术调查委员会的报告 [J]. 电站系统工程, 1988, 3: 27-31.
- [2] 申秀兰. 国产首台 600MW 超临界汽轮发电机组轴系振动特性的研究 [J]. 动力工程, 2009 (7): 640-644.
- [3] GUNTER E J, CHEN W J. Dynamic analysis of an 1150 MW turbine-generator [C] //ASME 2005 Power Conference. American Society of Mechanical Engineers, 2005: 437-443.
- [4] KUMAR M S. Rotor dynamic analysis using ANSYS [C] //IUTAM Symposium on Emerging Trends in Rotor Dynamics. Springer Netherlands, 2011: 153-162.

- [5] GENTA G. Dynamic Modeling of Rotors: A Modal Approach [C] //IUTAM Symposium on Emerging Trends in Rotor Dynamics. Springer Netherlands, 2011: 27-38.
- [6] 王超. 有限元法计算汽轮机转子临界转速和模化长叶片 [J]. 动力工程, 2007, 27 (6): 840-844.
- [7] RANKINE W J M. On the centrifugal force of rotating shafts [J]. Engineer, April, 1869, 27 (1): 155-164.
- [8] JEFFCOTT H H. XXV II. The lateral vibration of loaded shafts in the neighbourhood of a whirling speed. —The effect of want of balance [J]. The London, Edinburgh, and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science, 1919, 37 (219): 304-314.
- [9] R. GASH. Vibration of large Turbo-Rotors-in fluid-film bearings on an elastic foundation [J]. Sound and Vibration (1976) 47 (1), 53-73.
- [10] MURPHY BT, VANCE JM. An improved method for calculating critical speeds and rotor dynamic stability of turbomachinery [J]. Engineering for Power, July 1983, vol. 105: 593-595.
- [11] 丁奎元, 胡林涓. 大型汽轮发电机组转子—轴承—基座系统的模态综合法分析 [J]. 动力工程, 1982, 4: 14-20.
- [12] 郑兆昌. 复杂结构振动研究的模态综合技术 [J]. 振动与冲击, 1982, 1: 28-35.
- [13] 王正. 大型转子-轴承-基础系统振动计算方法 [J]. 清华大学学报, 1984, 24 (1): 9-19.
- [14] 郑兆昌, 丁奎元, 张若京, 等. 大型转子-油膜轴承-柔性基础系统的动力计算 [J]. 动力工程, 1984, 2: 27-41.
- [15] 张若京, 郑兆昌, 丁奎元. 转子-轴承-基础系统的动力分析计算程序-DAROF 程序简介 [J]. 应用力学学报, 1986, 8 (4): 83-94.
- [16] 张素心, 何阿平, 李裕和, 等. 吴泾 600MW 汽轮发电机组轴系振动分析 [J]. 上海节能, 2001. 600MW 机组专刊 (4): 31-38.
- [17] 晏水平. 汽轮发电机组叶片振动对轴系扭转振动的影响 [J]. 华中理工大学学报, 2000, 28 (11): 17-19.
- [18] 杨建刚. 大型旋转机械叶片-轴弯扭耦合振动问题的研究 [J]. 动力工程, 2003, 23 (4): 2569-2573.
- [19] 姚学诗, 刘荣万. 转子弯扭耦合振动研究 [J]. 汽轮机技术, 2009, 51, (2): 119-123.
- [20] 沈松, 郑兆昌. 大型转子-基础-地基系统的非线性动力分析 [J]. 应用力学学报, 2004, 21 (3): 9-12.
- [21] 张勇, 荆建平. 碰摩转子动力学特性的有限元分析 [J]. 汽轮机技术, 2005, 47 (3): 168-172.
- [22] 单世超. 大型汽轮机轴承支撑刚度研究 [J]. 汽轮机技术, 2012, 54 (3): 202-204.
- [23] 白中祥, 吴伟亮. 支承系统刚度对转子动力特性的影响 [J]. 机械设计与研究, 2012, 28 (4): 18-22.
- [24] 阙伟民. 轴承阻尼系数对汽轮机转子临界转速的影响 [J]. 汽轮机技术, 2014, 56 (3): 213-216.
- [25] 杨喜关, 罗贵火, 温卫东, 等. 支承非线性特性对双转子系统的响应特性影响研究 [J]. 振动工程学报, 2014, 27 (4): 572-583.
- [26] 申刚, 金健, 王小静, 等. 弹性基础对转子-可倾瓦径向滑动轴承系统瞬态响应的影响 [J]. 润滑与密封, 2014, 39 (7): 51-54.
- [27] 钱大帅, 王强勇, 鲁民月, 等. 隔振对机械转子-轴承系统振动特性的影响 [J]. 噪声与振动控制

- 制, 2014, 34 (4): 88-91.
- [28] 吕方明. 汽轮机长叶片弯曲与轴系扭转耦合振动研究 [J]. 动力工程学报, 2014, 34 (6): 444-449.
- [29] QIN P, SHEN Y, ZHU J, et al. Dynamic analysis of hydrodynamic bearing-rotor system based on neural network [J]. International journal of engineering science, 2005, 43 (5): 520-531.
- [30] GUNTER E J, CHEN W J. Dynamic analysis of an 1150 MW turbine-generator [C] //ASME 2005 Power Conference. American Society of Mechanical Engineers, 2005: 437-443.
- [31] SUN Q, WEI Q, HUANG G, et al. Dynamic Analysis of Rotor-Bearing-Foundation System for 1000MW Ultra-Supercritical Turbine-generator Set [M] //Challenges of Power Engineering and Environment. Springer Berlin Heidelberg, 2007: 297-302.
- [32] CAVALCA K L, OKABE E P. On the Analysis of Rotor-Bearing-Foundation Systems [C] //IU-TAM Symposium on Emerging Trends in Rotor Dynamics. Springer Netherlands, 2011: 89-101.
- [33] WANG TIANXIAO. etc. Analysis on torsional vibration characteristics of steam turbine generator shafts [J]. Advanced Materials Research Vol. 298 (2011): 267-272.
- [34] HUI Ma. etc. Dynamic characteristics analysis of a rotor system with two types of limiters [J]. Mechanical Sciences, 88 (2014): 192-201.
- [35] DWIVEDI V K, CHAND S, PANDEY K N. Effects of turbulence on dynamic performance of accelerated/decelerated hydrodynamic journal bearing system [J]. International Journal of Design Engineering, 2014, 5 (3): 256-288.
- [36] WAGNER N, HELFRICH R. Useful Tools in the Design Process of Rotor-Bearing Systems [C]. NAFEMS NORDIC Conference: Engineering Simulation, May 13-14, 2014: 1-3.
- [37] 孟光. 转子动力学研究的回顾与展望 [J]. 振动工程学报, 2002, 15 (1): 1-9.
- [38] 黄文虎, 武新华, 焦映厚, 等. 非线性转子动力学研究综述 [J]. 振动工程学报, 2000, 13 (4): 497-509.

第一章

转子-支撑系统动力学特性研究基本方法

第一节 结构动力学特性基本描述方程

一、结构动力学理论基础

在线性范围内, 结构动力学遵循的基本方程是^[1]

$$M\ddot{\mathbf{x}} + C\dot{\mathbf{x}} + K\mathbf{x} = \mathbf{F}(t) \quad (1-1)$$

式中: M 为系统的质量矩阵; C 为系统阻尼矩阵; K 为系统刚度矩阵; $\mathbf{F}(t)$ 为系统外力向量; $\mathbf{x}$ 为位移响应向量, 是空间的多维向量; $\dot{\mathbf{x}}$ 为速度响应向量, 是对位移向量的一次导数; $\ddot{\mathbf{x}}$ 为加速度响应向量, 是对位移向量的二次导数。

式 (1-1) 为用系统的物理坐标 $\mathbf{x}$ 、 $\dot{\mathbf{x}}$ 、 $\ddot{\mathbf{x}}$ 描述的运动方程组。在其每一个方程中均包含系统各点的物理坐标, 因此是一组耦合方程。求解式 (1-1), 就可获得系统在外力向量 $\mathbf{F}(t)$ 作用下位移响应规律。但是, 由于实际工程系统的结构复杂性, 式 (1-1) 的求解具有非常大的难度, 往往需要对系统的模型作适当的简化并借助专门的计算软件来实现。

模态分析方法是分析结构动力学特性的基本方法, 是进行其他动力学分析的基础。该方法就是以无阻尼系统的各阶主振型所对应的模态坐标来代替物理坐标, 使坐标耦合的微分方程组解耦为各个坐标独立的微分方程组, 从而求出系统的各阶模态参数。在式 (1-1) 中, 令系统阻尼矩阵 $C=0$, 系统受到的外力向量 $\mathbf{F}(t)=0$, 得到系统无阻尼自由振动的运动方程为

$$M\ddot{\mathbf{x}} + K\mathbf{x} = 0 \quad (1-2)$$

结构自由振动为简谐振动, 即位移为正弦函数

$$\mathbf{x} = \bar{\mathbf{x}} \sin \omega t \quad (1-3)$$

式中: $\bar{\mathbf{x}}$ 为位移的幅值向量。无阻尼模态分析实际上就是进行特征值和特征向量的计算, 即模态提取, 由式 (1-2)、式 (1-3) 得到

$$(K - \omega_i^2 M) \mathbf{x} = 0 \quad (1-4)$$

式 (1-4) 中特征值 ω_i^2 的开方 ω_i 为系统的自振圆频率, 单位是 rad/s。特征值 ω_i 对应的特征向量 $\bar{\mathbf{x}}_i$ 为自振频率 $\omega_i/2\pi$ 对应的振型。

当结构受到周期激励 $\mathbf{F}_0 e^{i\Omega t}$ (其中 $\mathbf{F}_0$ 为激振力的幅值向量) 作用时, 式 (1-4) 的解可以写成如下形式

$$\mathbf{x} = \mathbf{x}_{\max} e^{i\varphi} e^{i\Omega t} \quad (1-5)$$

式中: $\mathbf{x}_{\max}$ 为最大位移值向量; i 等于常数 -1 的平方根; Ω 为周期激励的频率; φ 表示

位移值的相位角弧度值； t 为时间。

由式 (1-5) 可知：系统受到周期性外力 $F_0 e^{i\Omega t}$ 激励时，系统的位移响应也呈周期性变化，系统的响应频率与外力频率一致；系统的响应（矢量）与激励（矢量）之间相差一个相位差角 φ 。

最大位移值 $x_{\max}$ 取决于激振力的幅值 F_0 和频率比 Ω/ω_i 。因此，工程中若要控制结构在外界激励作用下的振动，可从控制激振力幅值 F_0 和控制频率比 Ω/ω_i 等措施来实现。

二、转子与轴承系统动力学模型

现有大型汽轮发电机组转子及轴系体积庞大，依靠汽缸及轴承支撑安装于框架式基础之上。布置在框架式基础上的附属设备和部件繁多，且各部件结构之间的连接方式及其相互影响关系复杂，为了计算方便需要进行必要的简化。本书的模型只考虑转子、轴承及基础，如图 1-1 所示。汽轮机转子和发电机转子依靠刚性联轴器组成机组的轴系，轴承、汽缸等中间部件把轴系与基础连接在一起，基础依靠底板坐落于地面。

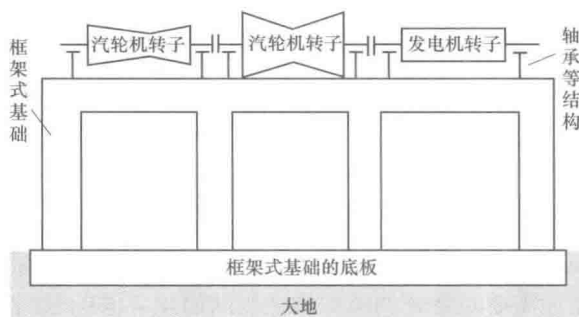


图 1-1 转子与支撑结构整体

（一）转子动力学模型

实际的汽轮发电机组转子系统结构非常复杂，图 1-2 为某型国产亚临界 600MW 汽轮发电机组轴系三维实体模型，该型机组的轴系由高中压转子、A 低压转子、B 低压转子、发电机组转子和集电环短轴通过刚性联轴器连接而成。汽轮发电机组轴系的主要结构特点是轴对称的回转体。为了简化研究模型，可将实际的汽轮发电机组轴系简化成由三种典型单元连接而成的系统：①只考虑其惯性的圆盘；②只考虑其弹性的轴段；③轴承座。这种简化模型如图 1-3 所示。各单元之间彼此在节点处连接，这些节点通常选在圆盘中心、轴颈中心及轴线的某些位置上，并按顺序编号，用 i ($i=1, 2, \dots, N-1, N$) 表示编号。在图 1-3 所示的静止坐标系 xyz 中，用 x 表示轴系任意截面的轴向坐标， (y, z) 平面坐标表示轴截面质点在平面中的坐标；任意一个截面的位置可以由轴心坐标 (y, z) 和截面转角 (θ_z, θ_y) 及自转角度 φ 表示。当转子以角速度 ω 旋转时，如果不考虑扭转变形，则有 $\varphi = \omega t$ 。任意截面的位移用以下两个列向量来表示^[2]

$$u_1 = \begin{Bmatrix} z \\ \theta_y \end{Bmatrix}, \quad u_2 = \begin{Bmatrix} y \\ -\theta_z \end{Bmatrix} \quad (1-6)$$

以各节点的位移作为未知量，即位移的瞬态值作为系统的广义坐标，结合各单元与