

电网与清洁能源关键技术丛书

水电站机组与厂房耦合 振动特性及分析方法

宋志强 著



科学出版社

电网与清洁能源关键技术丛书

水电站机组与厂房耦合 振动特性及分析方法

宋志强 著

科学出版社

内 容 简 介

本书在对振源及结构相互作用机理探讨的基础上,通过理论分析、数值模拟和实验等手段,阐述了水电站机组轴系统在多振源耦合作用下的多维振动特性、机组与厂房耦合振动特性等,论述了目前水电站机组与厂房耦合振动理论前沿和工程应用成果。主要内容包括电磁与水力振源耦合作用下机组轴系统振动特性、水电机组轴系统多维耦合振动分析、水电站机组与厂房耦合振动及荷载施加方法研究、水电站机组与厂房振动测试和参数识别以及水电站厂房地震响应分析等。

本书主要为水利水电领域相关科研、设计、运行管理技术人员提供借鉴和参考,也可作为相关专业研究生学习和科研的参考用书。

图书在版编目(CIP)数据

水电站机组与厂房耦合振动特性及分析方法 / 宋志强著. —北京: 科学出版社, 2018.3

(电网与清洁能源关键技术丛书)

ISBN 978-7-03-056713-0

I. ①水… II. ①宋… III. ①水轮发电机—发电机组—振动—研究
②水电站厂房—振动—研究 IV. ①TV731②TV734

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2018) 第 043963 号

责任编辑: 祝 洁 张瑞涛 刘耘彤 / 责任校对: 郭瑞芝

责任印制: 张 伟 / 封面设计: 陈 敬

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>

北京中石油彩色印刷有限责任公司 印刷

科学出版社发行 各地新华书店经销

*

2018年3月第 一 版 开本: 720 × 1000 B5

2018年3月第一次印刷 印张: 15 3/4

字数: 315 000

定价: 95.00元

(如有印装质量问题, 我社负责调换)

“电网与清洁能源关键技术丛书”编委会

主 任：贾 嵘

委 员：(以姓氏笔画排序)

王德意 刘家军 杨晓萍

张江滨 南海鹏 姚李孝

郭鹏程

前 言

水电作为可再生清洁能源，运行费用低，便于电力调峰，有利于提高资源利用效率和社会综合效益，是我国能源发展和可持续发展的重要组成部分。我国水能资源蕴藏量巨大，水电开发利用前景广阔。一大批在建和拟建的巨型和大型水电站如溪洛渡、向家坝、白鹤滩等，更是将我国水电发展推向一个高峰。随着电站规模、水头和机组容量的提高，机组和厂房尺寸增大，结构刚强度相对降低，机组与厂房结构振动问题日益突出。因此，在设计阶段预防和控制水电站机组和厂房结构振动问题十分必要。

水轮发电机组是由水体驱动的旋转机械通过轴承、机架和厂房钢筋混凝土结构支承，机组振动容易诱发作为支承结构的厂房振动。流体和电磁是水体能量转换为电能的媒介，同时也是机组和厂房结构的振源，加上机组和厂房之间部件耦联和振动传递的非线性特性，使得机组与厂房构成一个复杂的耦合动力学系统。

本书在对振源及结构相互作用机理探讨的基础上，通过理论分析、数值模拟和实验等手段，针对水电站机组与厂房耦合振动特性及分析方法展开了深入的研究，取得了一些学术探索性和工程应用性成果，期待能够为该领域的学术研究、工程实践提供借鉴与参考，为相关专业研究生的学习和科研提供有益帮助。

本书相关的研究是在国家自然科学基金、中国博士后科学基金、陕西省自然科学基金等支持下完成的。在研究过程中得到了大连理工大学马震岳教授、西安理工大学刘云贺教授的悉心指导和帮助，在此向他们表示最诚挚的感谢。研究生苏晨辉、耿聃、王建、刘昱杰、王飞、张鹏、王娟为本书出版做了许多具体工作，在此一并表示由衷的谢意。在本书撰写过程中参考和借鉴了许多专家学者的研究成果和学术观点，在此也向他们表示诚挚的谢意。感谢科学出版社为本书出版给予的大力支持。最后向所有关心和支持作者研究工作的单位和个人表示最诚挚的谢意。

由于作者水平和学识有限，书中难免存在不足和疏漏之处，恳请读者予以批评和指正。

作 者

2017年8月

目 录

前言

第 1 章 绪论	1
1.1 水电站机组与厂房耦合振动研究背景及意义	1
1.2 水电站机组与厂房振动研究发展及现状	6
1.2.1 水电站机组振动研究发展及现状	6
1.2.2 水电站厂房振动研究发展及现状	11
1.2.3 水电站厂房抗震研究现状	13
1.3 本书主要内容	16
参考文献	18
第 2 章 电磁与水力振源耦合作用下机组轴系统振动特性	26
2.1 考虑电磁刚度的机组轴系统振动分析	28
2.1.1 电磁刚度及系统运动微分方程	28
2.1.2 运动微分方程无量纲化	31
2.1.3 系统稳定性判别	33
2.1.4 数值算例与分析	35
2.2 电磁与水力振源耦合作用下机组轴系统弯振特性	37
2.2.1 线性密封刚度	37
2.2.2 非线性密封刚度	38
2.2.3 导轴承刚度	39
2.2.4 数值算例与分析	40
2.3 电磁与水力振源耦合作用下机组轴系统扭振特性	46
2.3.1 扭转电磁刚度及扭振模型	47
2.3.2 数值算例与分析	49
2.4 本章小结	54
参考文献	55
第 3 章 水电机组轴系统多维耦合振动分析	56
3.1 水电机组轴系统横纵耦合振动分析	56
3.1.1 导轴承动力特性的计算	56
3.1.2 推力轴承动力特性的计算	58

3.1.3	导轴承和推力轴承动力特性系数的非线性	62
3.1.4	数值算例与分析	64
3.2	水电机组轴系统弯扭耦合振动分析	69
3.2.1	轴系统弯扭耦合运动微分方程	70
3.2.2	轴承支承条件的影响	72
3.2.3	轴承集中刚度和阻尼的影响	73
3.2.4	陀螺力矩的影响	79
3.2.5	转子转动惯量的影响	80
3.2.6	电磁刚度的影响	82
3.3	水电机组轴系统转子碰摩弯扭耦合振动分析	89
3.3.1	转子碰摩弯扭耦合振动模型	90
3.3.2	数值算例与分析	92
3.4	本章小结	100
	参考文献	100
第4章	水电站机组与厂房耦合振动及荷载施加方法研究	102
4.1	水电站机组与厂房耦合振动特性	103
4.1.1	机组动荷载特性	103
4.1.2	计算模型及方法	105
4.1.3	耦合振动特性分析	107
4.1.4	考虑厂房耦合作用的轴系统自振特性	108
4.2	机组动荷载施加方法研究	110
4.2.1	机组径向动荷载施加方法	110
4.2.2	机组竖向动荷载施加方法	115
4.3	机组脉动压力施加方法研究	122
4.3.1	脉动压力的CFD模拟计算	122
4.3.2	脉动压力的简化施加方法	131
4.3.3	脉动压力的精细施加方法	134
4.4	本章小结	139
	参考文献	140
第5章	水电站机组与厂房振动测试及参数识别	142
5.1	测试方案与系统	142
5.2	数据分析及振动评价	147
5.2.1	机组及厂房结构振动评价标准	147
5.2.2	机组振动分析	149

5.2.3 厂房振动及与机组振动关系分析	151
5.2.4 水力振动传递规律分析	152
5.2.5 机组与厂房结构的振源分析	153
5.3 厂房结构有限元数值反馈计算	156
5.3.1 机墩刚度复核	156
5.3.2 机墩振幅计算	156
5.3.3 水力脉动响应计算	157
5.4 机组轴系统动参数识别	158
5.4.1 机组轴系统模态参数识别	160
5.4.2 机组轴系统轴承油膜动力特性系数识别	168
5.5 机组轴系统竖向动荷载识别	171
5.5.1 基于正交多项式分解的动荷载识别方法	172
5.5.2 方法改进及算例验证	174
5.5.3 机组轴系统竖向动荷载识别	177
5.6 厂房结构振动响应预测	180
5.6.1 萤火虫算法及其改进	180
5.6.2 基于改进萤火虫算法优化的BP神经网络	184
5.6.3 厂房结构振动响应预测	186
5.7 本章小结	188
参考文献	189
第6章 水电站厂房地震响应分析	191
6.1 瑞利阻尼系数确定方法研究	192
6.1.1 三维动力有限元模型	194
6.1.2 瑞利阻尼系数确定方法	196
6.1.3 各方法厂房地震动响应对比分析	198
6.2 基于无限元边界的地震动输入方法研究	205
6.2.1 无限元动力边界原理	207
6.2.2 无限元边界地震动输入方法	209
6.2.3 算例验证	213
6.3 基于混凝土损伤塑性的厂房地震响应分析	216
6.3.1 混凝土损伤塑性本构	216
6.3.2 动力计算模型与地震动时程	221
6.3.3 厂房地震动响应特性及规律	224
6.4 本章小结	233

参考文献	234
第 7 章 总结与展望	237
7.1 研究内容与主要结论	237
7.2 展望	238

第 1 章 绪 论

1.1 水电站机组与厂房耦合振动研究背景及意义

水电作为可再生清洁能源,运行费用低,便于电力调峰,有利于提高资源利用效率和社会的综合效益,在全球能源日益紧张的情况下,更应将其摆在优先发展的位置。目前我国水能资源蕴藏量居世界第一,水电装机容量也居世界第一,但开发利用程度仍然不高(40%左右)。水电事业的快速发展为国民经济和社会发展做出了重要贡献,同时还带动了中国电力装备制造业的繁荣。我国水电工程机电设计、制造和安装技术已逐步达到世界一流水平^[1]。一大批巨型和大型水电站如三峡、小湾、溪洛渡、龙滩、乌东德和向家坝等规模均达世界级,更是把我国水电建设推向了一个新的高峰^[2]。

水电站厂房是水电站建设必不可少的建筑物,是将水能转变为电能的枢纽建筑,主要用来安装水轮发电机组及其他附属机电设备和辅助生产设备,通常由主厂房、副厂房、主变压器场、高压开关站等组成^[3]。其中,主厂房是机组设备的安装和检修场所。副厂房一般包括专门布置各种电气控制设备、配电装置、电厂公用设施的车间以及生产管理工作间,主要是为主厂房服务的,与主厂房紧密相连。主厂房按照组成结构可以划分为两大部分。水平面上可分为主机室和安装间。垂直面上根据工程习惯,主厂房以发电机层楼板为界,分为上部结构和下部结构:上部结构与工业厂房基本相似,包括主机室,上、下游墙,吊车梁,屋顶网架;下部结构是大体积混凝土结构,包括风罩、机墩、蜗壳和尾水管等,主要布置过流系统。水电站主厂房具有尺寸大、结构复杂、防渗要求严格、抗振特性好等特征。

由于水电站的开发方式、枢纽布置、水头、流量、装机容量、水轮发电机组形式等因素及水文、地质、地形等条件的不同,厂房的布置形式各不相同。按机组的布置形式及工作特点可分为常规立轴混流式机组厂房、抽水蓄能机组厂房、贯流式机组厂房;按水电站厂房的受力特点并结合在工程枢纽中的布置可分为地面厂房、地下厂房、坝后式厂房和溢流式厂房。

作为水轮发电机组支承结构的水电站厂房,由于承受水电机组运行工况变化频繁的机组振动荷载和水力脉动荷载,厂房振动问题非常普遍^[4]。尤其是近 20 年来,随着经济发展对电能的迫切需求,一些早期投入运行的水电站机组不断升级增容改造,一大批无论是单机容量还是厂房结构尺寸都日趋巨型化的在建和已建

大型水电站都产生了不同程度的机组及厂房振动问题,引起了人们的高度关注。

委内瑞拉的古里水电站建于 20 世纪 60 年代初,主要考虑到工程量过大和电力需求有限,故分两期建设。一期工程在 1 号厂房内安装了 10 台单机容量为 180~400MW 的立式混流式机组,最后阶段于 80 年代完成。二期工程在 2 号厂房内安装了 10 台 730MW 的机组,最终运行水头为 113~146m。同时对一期机组进行更换,在更换过程中,一期机组不得不在 50%导叶开度范围内工作,尾水管涡动较为突出。若部分负荷运行时间短暂,则破坏较轻,但当低负荷运行频繁时,水流旋转剧烈,作用在尾水管翼片顶部的不稳定压力梯度增大,引起空蚀、高频振动、钢衬和混凝土锚筋上的动应力,翼片与钢衬结合部会出现裂缝,钢衬也会被撕裂而与混凝土脱离。压力脉动的相位差加剧了钢衬破坏和裂缝的扩展^[5]。

铜街子水电站单机容量为 150MW,水头为 31m,水轮机型号为 ZZ40-LH-850,发电机型号为 SF150-16/12800,转速为 88.2r/min。11 号机组自 1992 年投入运行后,摆度和振动较大(最大达 1.2mm),12 个上机架支臂剪断销先后被剪断,影响水电站安全运行。经分析认为:主要问题是运行时转动系统轴心偏移过大,定转子气隙不均匀;初始缺陷为加工质量和安装精度不良^[6]。

高坝洲水电站是清江流域开发的最末一级水电站,装有 3 台单机容量为 84MW 的轴流转桨式水轮发电机组,额定水头为 32.5m,设计定转子间隙为 21mm。3 号机在启动试运行,随转速上升,机组各部位振动幅值略有上升,虽在规范范围内,但转频分量偏大。随着励磁电压的升高,机组各部位振动摆度的转频分量成倍增长,推力轴承处最大摆度达 2.2mm,上机架径向振动达 0.42mm,严重超标。经分析这是由 3 号机转子组装圆度不符合要求引发的电磁不平衡振动^[7]。

红石水电站是白山水电站的下游梯级电站,为河床式厂房,单机容量为 50MW,设计水头为 23.3m,额定转速为 107.1r/min。自运行以来,一直存在较为明显的振动,主要表现为大轴摆度过大、噪声和厂房结构振动。经十余年的维护研究处理,难以根治并有日渐加剧的趋势,上下游厂房立柱在发电机层以上 2m 左右断面上出现周边裂缝,主副厂房的门窗及墙壁空洞周边也均有裂缝出现。机组振动不仅直接影响到厂房,而且传递到大坝,引起大坝振动,造成大坝位移监测设备精度降低^[8]。这在国内外大中型水电站中均不多见。

由此可见,水力、机械和电磁均是引起机组振动的主要原因。机组振动严重时不仅影响其自身运行稳定性和发电设备使用寿命,而且会与厂房发生共振,危及厂房结构安全,必须加以研究解决。机组振动的最主要振源为水力振源,由于机组周围蜗壳、尾水管混凝土结构流道形状和水机转动现象复杂,因此水力振源难以把握。除了水力振源外,质量偏心及旋转不平衡引起的机械振源、电网运行

波动及转子旋转摆动引起的电磁振源同样会引起水轮发电机组的振动,多振源之间的相互作用与影响是不可避免甚至较为强烈的,直接影响系统的振动和稳定性。水机电耦合是当前水电机组振动研究的热点和难点之一^[9]。目前的研究成果多关注于水力过渡过程、水力共振和电网的低频振荡,缺乏完善的机组旋转系统本身动力特性及振动控制适用的理论揭示和数学表达。俄罗斯萨扬-舒申斯克水电站重大机组破坏事故初步认定是超负荷或甩负荷等原因引起的,也可能与水力机电系统的失稳有关^[10,11]。

随着水电站规模、水头和容量的提高,机组和厂房尺寸增大、刚度降低、振动和稳定性问题日益突出,成为设计、制造、运行的关键课题。一方面,我国已投产的一些大型水电站如岩滩、李家峡、二滩、隔河岩、大朝山等都出现了不同程度的机组及厂房结构振动问题^[12,13];在三峡左岸电站机组国际制造过程中,水轮机模型试验发现难以避免的高频脉动区,这成为机组和厂房设计的控制要素^[14]。国外几座巨型水电站也存在类似问题,如美国的大古力、委内瑞拉的古里、巴西与巴拉圭合建的伊泰普、巴基斯坦的塔贝拉水电站等^[15,16]。另一方面,正在规划和建设中的巨型水电站有的水头变幅很大,有的厂房结构尺寸巨大,导致结构刚度相对降低,而机组容量加大导致动荷载增大,同时应电网需求机组运行工况频繁变化,导致影响机组安全稳定运行的未知因素也会相应增多,预防和解决水电站机组及厂房结构的振动问题变得更加复杂和困难^[17-20]。

水轮发电机组轴系统的转速与其自振频率重合时,将产生强烈的振动,即共振,此时的转速即为临界转速。机组长期在接近临界转速状态下运行,弓状回旋幅值比较大,大轴会因发生塑性变形而遭破坏。若机组转速高于临界转速,机组在开机和停机过程中,通过临界转速时将造成一定困难。因此,临界转速的准确确定对机组轴系的设计和安全稳定运行有着重要意义。而确定临界转速的难点在于机组支承条件,即导轴承及其支承结构动力特性的确定。水轮发电机组靠安装在机架中心体内的导轴承和机架支臂以及机墩混凝土结构约束其水平振动,推力轴承承担竖向力。导轴承间隙过大或推力轴承调整不良均会引起机组的振动。导轴承和推力轴承动力特性如刚度、阻尼系数是整个机组支承结构中的关键因素。轴承结构参数的改变会使机组的支承刚度提高,机组的临界转速也相应提高。但支承刚度高到一定程度会达到“饱和”,临界转速不再提高^[21]。因此综合考虑各种因素研究轴承的动力特性,对计算水轮发电机组轴系统的临界转速、研究机组轴系统的动力特性至关重要。

水轮发电机组的布置型式有卧式和立式。通常小水头机组多采用卧式,中高水头多采用立式^[22]。立式机组靠推力轴承承担竖向荷载,根据推力轴承位置的

不同和导轴承个数的多少,立式机组又可以分为三导悬式、二导悬式、二导半伞式和二导全伞式机组。一般中低转速大容量机组多采用伞式结构,其优点是结构紧凑,机组高度较悬式低,利于稳定,还可以减轻定子和负重机架重量。可见推力轴承是轴系中一个十分重要的部件。以往对机组轴系的研究往往忽略了机组的竖向自由度,即不考虑推力轴承的影响,只考虑机组在导轴承支承下的横向振动。近年来,一些学者研究了汽轮发电机组的推力轴承对转子的横向作用,考虑了推力轴承由大轴弯曲产生的力矩对导轴承的偏载情况的影响^[23]。由于其针对的是轴承荷载方向总是竖直向下的卧式汽轮发电机组,导轴承偏载时的动力特性如刚度和阻尼系数可以通过坐标变换直接得到,但对于荷载方向随时间变化的立式水电机组来讲,该方法不一定适用。因为立式水电机组多采用可倾瓦导轴承,当机组荷载方向改变时,导轴承各瓦分担的荷载分量相应改变造成摆动状态和油膜分布的改变,对瓦的油膜刚度和阻尼系数造成了影响,坐标变换的方法不一定适用了。导轴承的动力特性系数需要重新计算,加上推力轴承对横向振动产生影响的力矩大小和方向也是时刻变化的,轴系统的振动分析就更为复杂了,目前尚没有成熟的分析方法。因此,机组轴系通过推力轴承形成的横向和纵向耦合振动是非常值得研究的。

顾名思义,对于水轮发电机组,水是机组工作运行的前提,机组运动的所有能量来自流体,传动介质也是流体,因此水力振动是机组最主要的振源。机组周围蜗壳、尾水管混凝土结构流动形状和水机转动现象复杂,使得水力振源最难把握,研究开展也最早、最多^[24,25]。同时机组的水轮机和发电机为大型旋转机械,其振动也属机械振动的范畴,尤其不平衡振动和回转振动是最基本的振源,设计中也要考虑,其研究方法与机械动力学和转子动力学等同^[26,27]。水轮机的转动通过轴传递到发电机上,发电机作为机组最重要的部件之一,质量和尺寸最大,与电网连接构成电路系统,电磁振动在机组振动中也很重要。

由此看来,水轮发电机组轴系统振动是由水力、机械、电磁三种振源共同耦合作用引起的。过去国内外对机组振动的研究多是针对某一部位的振动状况或考虑某一振源因素^[28-31],这对研究和处理一些振源引起的机组振动是非常必要的。但是,机组振动是水力、机械、电磁共同作用的结果,其中某些振源所引起的机组部件和部位的振动往往是相互耦合的,例如,机组轴系的不平衡响应会引发发电机定转子间的空气间隙不均匀,从而引起不平衡磁拉力加大,加剧机组轴系的振动幅值;导轴承间隙不当,大轴弓状回旋会使水轮机密封间隙偏斜,引发水力不平衡力等。因此,以上三种振动之间并不是孤立的,它们组成了一个有机整体,振动之间是必然联系的。当研究某一部件的振动及其振源时,很难将其从周围的关联体中独立出来,例如,有压引水系统的水力振动和不稳定流现象受到机

组水力振动的影响,尾水管的压力脉动也可能传递上去,造成管道共振,尾水管的低频涡带可能引起电网的波动,而某些电磁振动的频率可能远高于水轮机和支承结构部分的频率,但由于它们是一个系统,各部位的振动是动态的、相互传递的^[18]。因此,研究机组振动问题必须将机组作为一个水力、机械、电磁耦联系统并将轴承支承结构作为整体加以考虑,建立数学模型加以分析。

对机组轴系支承起关键作用的导轴承依靠机架支臂支承在机墩上,轴承中的油膜力对轴系统的稳定性有重要影响。实际上,系统运行时大都不能满足小扰动条件,所以以往八参数的线性化油膜力模型局限性很大。近年来,非线性油膜力及轴承的非线性特性的研究日益得到重视,得到的油膜力是轴颈位移和速度的非线性函数。随着转子转速的提高,油膜层流会发生变化,甚至不再满足层流而变成湍流,同时轴承温度随转速的增大和运行时间的增长而逐渐升高,这样就会导致润滑油动力黏度不再是常数,对油膜的动力特性产生影响^[32]。因此采用非线性油膜力模型模拟导轴承支承,对于建立水轮发电机组耦合振动数学模型是必不可少的。

关于水轮发电机组轴系振动的研究,目前有限元法已经逐渐取代了传递矩阵法^[33-37],也有一些转子动力学计算软件出现^[38-42],但这些算法对于支承结构和基础的弹性耦联作用尚无涉及。水电机组轴系是通过轴承—轴承座—机架(风罩、顶盖)支承在厂房机墩钢筋混凝土结构上的。在机组运行中,大轴和轴承之间还存在动力特性计算复杂的导轴承油膜,其刚度和阻尼系数对机组的自振频率和摆度均有重要影响。同时机墩作为机组的最外层支承结构,其刚度的计算为空间结构刚度计算,也不易实现。水电站厂房是水轮发电机组振动的载体,水电站厂房结构所承受的动荷载与水电机组所承受的动态力是作用力与反作用力的关系,因此厂房的振动主要源于机组的振动。厂房振动分析的关键即是对厂房主要振源——机组动荷载和水力脉动荷载的研究,而目前关于这方面的研究还没有成熟的结论。关于各种振源的产生、作用机理和传递途径等至今还缺乏清晰的理解和准确的处理,存在较多的简化和假设。而且,各种振源还是相互影响、相互耦合的。以往水电机组的机组动荷载由机组制造厂家提供,主要是为机组支承基础设计服务,其形式为作用在每一个定子基础或机架基础的分项荷载(一般是最大幅值),没有考虑荷载的动态特性和旋转效应,也没有考虑厂房结构的整体刚度效应。对于水力振源荷载的表述、模拟和施加也存在一定的简化和假设。

水电站机组与厂房耦合振动研究是一个非常复杂且涉及面很广的课题,研究对象是由水轮发电机主轴、轴承、机架和混凝土支承结构组成的复杂系统,还应考虑水力、机械、电磁等与上述系统之间的相互作用。研究课题涉及结构力学、

电磁动力学、流体力学等多学科的交叉。在研究方法上,既要各部件组成的系统进行综合分析,又要考虑各部件之间的相互作用。再加上水电站厂房结构复杂、荷载和结构参数以及边界条件等的不确定性,所有这些都会给精确分析模型的建立和机组厂房结构振动的预测和评价增加难度。因此,将理论分析、原型观测和有限元数值计算相结合,对机组与厂房耦联结构进行系统的动力分析,探讨其耦合动力特性并深入研究影响其动力特性的因素,为以后水电站机组及厂房的结构设计和实际运行提供有益的参考,是十分有价值的研究课题。

1.2 水电站机组与厂房振动研究发展及现状

1.2.1 水电站机组振动研究发展及现状

水轮发电机组与汽轮发电机组相比最大特点是复杂的水力脉动,水轮发电机组由于多承担调峰调频任务,水力工况变化较为频繁,在非最优工况往往出现严重的水力振动问题,对机组轴系统的稳定性造成影响。目前研究热点主要集中在水力机械内部流场的 CFD 数值模拟预测、转轮振动及叶片损伤等动力特性、水轮机的水力稳定性等,从而指导水力机械的设计和优化,有些成果已经得到了原型试验或真机试验的验证^[43-46]。对于将近似随机的水力脉动荷载合理简化为水轮发电机组及厂房结构振动荷载,并探讨合理的施加模拟方式,研究其对水轮发电机组及厂房结构动力特性的影响,目前研究尚不多见。

水轮发电机组的机械振源主要指质量偏心引起的旋转离心力,此外还包括大轴变形、轴线倾斜、电机磁极松动等更为复杂的因素。轴承缺陷、内部阻尼、轴承阻尼及润滑不良及密封结构等均会引起自激振动。

水轮机的水封结构是引起水轮发电机组自激振动的原因之一。早期研究者应用一元流理论研究了水轮机转轮密封处的动力特性,认为可以用一个弹簧刚度来表示水力不平衡力的作用。文献[47]采用二元流理论,考虑水流的旋转和惯性力,动力特性系数不仅是弹簧的刚度,而且有阻尼项、耦合项和附加质量,横向振动的特征值为复数。Thomas 将密封力的流体激振力和动力特性系数与转子振动联系起来,成为后来许多文献研究密封流体激振的基础^[48-52]。后来,随着水轮发电机组容量和尺寸的不断增大,转速不断提高,一些学者开始考虑用非线性密封力模型即 Muszynska 模型来研究密封力的激振特性。Muszynska 模型同线性模型相比,主要是采用了平均流速比作为描述密封力的关键,表达出密封对转子的扰动运动具有惯性效应、阻尼效应和刚度效应。该模型具有明确的物理意义,而且得到了实验验证,在密封流体激振问题研究中得到了广泛的应用^[53-60]。

发电机电磁力是引起机组振动的另一重要因素。水轮发电机组正常运行时,

发电机转子在均匀磁场中转动,定子和转子间气隙沿周边相等,转子径向各点所受的磁拉力是均匀的,这种均匀磁拉力对转子刚度有加强作用。若定子和转子间的间隙不等、转子重量不平衡、轴的初始挠曲及水力不平衡等,则会引起气隙不均匀而产生不平衡磁拉力。不少学者对发电机转子的不平衡磁拉力进行了研究,得到了一些结论^[61-66]。文献[67]通过把气隙磁导展开为 Fourier 级数的形式,通过转子或定子表面的 Maxwell 应力积分得到了非线性的不平衡磁拉力的解析表达式,研究了刚性支承转子系统在不平衡磁拉力和质量偏心力作用下的振动响应。张雷克等^[68]建立了水电机组转子-轴承系统在不平衡磁拉力作用下定子与转子摩擦模型,研究了励磁电流、转子质量偏心及定子径向刚度对系统非线性振动的影响。文献[69]避开电磁拉力的复杂计算,推导了电磁刚度矩阵表达式,利用非线性振动稳定性理论,研究了机组转子轴承系统非线性振动特性。徐进友等^[70]、陈贵清等^[71]建立了机电耦联扭转振动模型,分析了电磁作用激发的轴系非线性振动现象,推荐了机组稳定运行区域的电磁参数。Gustavsson 等^[72]建立了机电耦联模型,研究了非线性不平衡磁拉力对支架毂偏离磁轭中心的水轮发电机的影响。文献[73]~文献[75]以平衡 Jeffcott 转子为模型,通过能量法及多尺度法,研究了转子偏心所引起的不平衡磁拉力对水轮发电机组非线性振动及失稳的影响。实际上励磁电流引起的不平衡磁拉力会引起轴的摆度变化,进而改变起支承作用的导轴承的动态特性。因此分析不平衡磁拉力时,必须考虑支承刚度的变化,建立考虑电磁和轴承弹性支承的转子振动分析模型。

关于水轮发电机组轴系振动的研究^[18,19,76-81],目前有限单元法已经逐渐取代了传递矩阵法,也有一些专业转子动力学计算软件出现。赵磊等^[82]建立了水电机组横-扭耦合振动双质量系统数学模型,探讨了机电参数与转子轴系耦合振动的动力学特性。文献[83]推导了水轮发电机组的扭转电磁力矩和扭转电磁刚度的表达式,建立了水力和电磁力矩耦合作用下的机电耦联扭振模型,揭示了机电耦联振动规律。李兆军等^[84]、蔡敢为等^[85]建立了混流式水轮发电机组主轴系统非线性全局耦合动力学方程,研究了系统的水力参数、电磁参数和结构参数之间的内在联系,但没有考虑厂房(基础)的耦联。宋志强等^[86,87]建立了机组-厂房耦联作用模型,针对油膜的非线性特性对机组轴系统的非线性动力特性进行了研究,但尚未考虑多振源的耦合作用。

水轮发电机组轴系统振动是水力、机械、电磁三种振源共同耦合作用的结果,其中某些振源还与机组部件的振动反应相互耦合,而机组部件的振动反应还与轴承、机架、厂房支承结构状态密切相关。例如,机组轴系的不平衡响应会引发发电机定转子间的空气间隙不均匀,从而引起不平衡磁拉力变大,加剧机组轴

系的振动幅值；机墩刚度不足或机架轴承座等螺栓松懈引起导轴承间隙不当，大轴弓状回旋会使水轮机密封间隙偏斜，引发水力不平衡力等；尾水管的低频涡带可能引起电网的波动，而较大电磁扭矩会引起机组的扭转振动进而影响出力等。

随着机组尺寸的增大、支承刚度的相对降低和运行工况的频繁变化，机组水力、机械和电磁三种振源之间的耦合作用越来越强，轴承、机架、厂房支承结构对机组振动反应的影响也越来越受到重视。但目前关于多振源耦合作用机理及其诱发的机组与厂房结构相互作用问题的研究相对滞后，尚缺乏明确机理表达和完善的研究模型。

轴承油膜对机组与厂房连接及振动反应的相互耦合起关键作用，但目前关于油膜特性计算分析以及转子轴承密封系统的研究多针对汽轮发电机组，水轮发电机组动力学问题与其同属于转子动力学范畴，除水轮机水力振动的复杂性之外，轴系统的振动有共通之处。

对于机组导轴承的动力特性研究，传统动力学方法一般是由雷诺方程导出油膜压力分布，然后根据不同的边界条件对压力进行积分得出油膜力。在进行稳定性和响应特性分析时，一般用油膜力的线性化表达式，在这个表达式中有 4 个油膜刚度系数和 4 个油膜阻尼系数，统称为油膜动力特性系数。可以通过计算和实验的方法得到不同种类轴承在不同转速工况下的动力特性系数^[26]。采用这 8 个线性化的刚度与阻尼系数来模拟导轴承中的油膜力，为研究转子-轴承-基础系统稳定性的问题提供了方便。但由于实际机组运行时大都难以满足小扰动条件，油膜力本质上是一种非线性力。关于非线性油膜力的计算，目前国内外普遍采用的方法主要有如下三类。第一类是采用有限元或者有限差分直接求解雷诺方程^[88-90]，该方法精度高，但计算速度慢。王永亮等^[91]基于动态油膜边界条件，利用分离变量法求解雷诺方程，推导了圆瓦轴承油膜力近似解析模型，与有限差分法模型、长轴承模型、短轴承模型相比，该模型能适应任意长径比，有较高精度；熊万里等^[92]提出了基于纳维-斯托克斯方程的动网格计算轴承刚度阻尼的新方法，该方法能实现轴颈的旋转速度、位移、速度扰动过程中油膜力的计算。第二类是解析法，即采用 π 油膜假设，根据不同的油膜自由边界瞬态特性，得到短轴承油膜力精确解和长轴承油膜力高度近似公式^[93-95]，该方法计算速度快，但精度较低。Okabe 等^[96]研究了考虑湍流效应基于短轴承假设的可倾瓦分析模型；Castro 等^[97]建立了在不平衡激励下复杂转子的模型，考虑了短轴承和层流效应的流体模型，验证了不平衡、滑动轴承参数及转子排列对失稳极限的影响。第三类是数据库及数据库拟合表达式方法、变分法模型^[98-100]，该类方法计算精度高，速度快。吕延军等^[101]运用 Castelli 法求解雷诺方程，生成了单块轴瓦坐标系下的非线性油膜力数据库，通过检索、插值、拼装获得了固定瓦-可倾瓦组合径向滑动轴