

汽轮发电机组 振动及事故 处理

● 施维新 石静波 著



中国电力出版社
www.cepp.com.cn

汽轮发电机组 振动及事故

史大桢

● 施维新 石静波 著



中国电力出版社
www.cepp.com.cn

内 容 提 要

本书是一本实用且有一定理论深度的振动技术专业书。全书系统地介绍了机组振动测试及振动评价规范、振动故障诊断思维方法、故障诊断技术、转子和轴系平衡技术及经验,以及振动事故分析方法及经验。其中不少内容是第一次发表,有些内容在国内外尚属首次提出,例如,扭矩冲击产生的巨大的平衡和不平衡惯性力,造成机组破坏的机理等。

本书在总结国内外火电厂近 50 多年振动故障诊断、事故分析、消振、转子和轴系平衡技术及经验的基础上,研究提出了独创的振动故障诊断、振动事故分析和转子及轴系平衡技术。这些技术在近 30 年来经不断总结和完善,已在国内广泛应用,成为电力、石化、冶金等企业和厂矿的快捷、准确、成功的消振技术。现将其汇集成书,在书中对其关键技术,作了系统、全面、认真、负责、无保留的介绍。

本书可供从事汽轮发电机组和其他回转机械方面的设计、研究、制造、运行、维修、安装、调试人员阅读,也可作为从事现场机组振动专业技术人员的工具书,以及高等院校热能动力专业师生的参考用书。

图书在版编目(CIP)数据

汽轮发电机组振动及事故/施维新,石静波著. —北京:
中国电力出版社, 2008
ISBN 978-7-5083-6993-8

I. 汽… II. ①施…②石… III. 汽轮发电机组—机械振
动 IV. TM311.14

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2008)第 043462 号

中国电力出版社出版、发行

(北京三里河路 6 号 100044 <http://www.cepp.com.cn>)

航远印刷有限公司印刷

各地新华书店经售

*

2008 年 8 月第一版 2008 年 8 月北京第一次印刷
787 毫米×1092 毫米 16 开本 23.25 印张 570 千字
印数 0001—3000 册 定价 39.00 元

敬告读者

本书封面贴有防伪标签,加热后中心图案消失
本书如有印装质量问题,我社发行部负责退换

版 权 专 有 翻 印 必 究

前言



汽轮发电机组振动及事故

原《汽轮发电机组振动及事故》一书出版以来,深受广大读者喜爱,近十年来,国内外振动技术又有了迅速发展,原书中有些内容已显陈旧和不足,为了能将国内外最新的振动实用技术和研究成果介绍给广大读者,对原书作了改写和增补,书名不变。

国内汽轮发电机组振动技术研究从 20 世纪 50 年代初起步,经半个多世纪的发展,不论是大机组振动监控、振动分析仪表制造,还是振动故障诊断、转子和轴系平衡、振动事故分析技术水平等方面,都不同程度地步入了国际先进行列,某些方面甚至超过了国外先进水平。反映实用振动技术水平的振动故障诊断准确率和轴系平衡机组启停次数,若采用正向推理诊断,其准确率可达 80% 以上;轴系平衡若采用一次加准法,对于一般的轴系不平衡,成功率也已达 80%。

汽轮发电机组振动技术不仅需要理论和实验室的试验研究,更需要现场长期实践的知识和经验的积累;尤其是振动故障诊断和轴系平衡及振动事故分析技术,不但要依靠吸收和引进国外先进技术,而且更多地应依靠国内广大振动科技工作者长期艰苦的研究和积累,因此尤为可贵。

本书不同于一般的机组振动专业书和相关的教科书,在振动故障诊断、消振和事故分析方法等方面,强调的是思维的严密性,为此提出了正向推理诊断振动故障和事故原因分析的思维模式。也为了这一目的,本书对机组振动故障的总目录、分支目录及对应的故障特征和形成机理、分类方法,作了系统、深入的分析研究。应用这种思维模式和振动故障分类方法,可以将目前的振动故障诊断准确率提高 3~4 倍;振动事故分析可以获得肯定、明确、可靠的事故原因。在轴系平衡方面,提出了一次加准法,使转子和转系平衡的机组启动次数降到最低限度。

传统观念的科技书是作为传播技术知识的工具,对于作者的思想方法并不在意,而本书将把消振和事故分析的思维模式作为重要内容进行介绍。因此,本书首先以通俗、精练的语言,在第一章介绍了目前国内外使用的振动仪表的结构原理、使用方法,机组振动测试要点、经验,目前国内外评价机组振动状态的三种尺度规范及振动报警值,以及跳闸值整定方法。第二章以独特见解,介绍了振动故障诊断的思维模式,和采用正向推理必须具备的机组振动故障总目录、分支目录及对应的故障特征、形成机理。经过对这些方面进行的长期、深入的研究,已搭建好正向推理的总框架和分支,并对其中许多故障的形成和产生振动的机理提出了新的见解,改变了这些故障产生振动机理的传统认识。例如:不对中、转子中心不正、扭矩冲击、转轴碰磨、转轴上套装部件松动、汽流激振、活动式联轴器磨损、轴瓦紧力、三油楔瓦和可倾瓦稳定性等。第三章、第四章在总结了国内外近 50 多年来刚性、柔性转子及轴系平衡技术经验的基础上,提出了轴系平衡一次加准法,将其中的关键技术作了详细、具体、无保留的交代。第五章以国内外近 50 多年来机组的运行经验为基础,对因振动过大发生的大轴永久弯曲、轴系破坏毁机、轴瓦乌金碎裂、碾压、轴瓦丧失紧力、动静部件磨损、动静部件疲劳损坏等事故的形成机理,以及采用正向推理,分析、寻找事故原因的方

法，作了详细介绍。还对国内近 30 多年来发生的 6 起重大轴系破坏事故作了进一步分析研究，并首次提出了瞬态不平衡响应和扭矩冲击引起紧急制动，产生巨大的平衡和不平衡惯性力，造成机组破坏的机理。由此查明了国内两起最为复杂的毁机事故破坏的真实原因。此外，本书还在弯轴事故防治方面，提出了简单、切实、有效的防治对策，这些对策经近 10 年大量的实践证明，可以有效地防止近 20 年来多次发生的弯轴事故。

编写本书另一个重要目的是介绍消振工作、事故分析的思维方式和工作方法，这些方法渗透在第二章、第四章、第五章的相关内容中。特别是在第二章中的五个故障诊断实例，第四章中的三个轴系平衡实例，第五章中的一个弯轴事故和两个轴系破坏毁机事故分析实例中，将具体和系统地体现本书要阐述的思想和工作方法。鉴于振动故障和事故原因、机理复杂、隐蔽、多变，且涉及面广，因而沿用目前传统的思维方式进行消振和振动事故分析，即使从事机组振动工作数十年的振动和汽轮机专家，在消振和事故分析中还经常会走大的弯路而陷入困境。因此，不论对于初接触机组振动的读者，还是从事机组振动工作多年的振动专业技术人员，在了解振动技术知识的同时，若能关注本书介绍的消振和分析事故的思维方式，便能更深入地认识和更全面地掌握本书所介绍的振动技术。

遇到振动问题时，如何尽快地在本书中找到对应的内容，这是大多数读者关心的问题。对于振动测量和评价、转子和轴系平衡、振动事故分析等问题，按本书目录可方便地找到相关内容和相应实例。振动故障原因诊断，则需要按下列步骤找到针对性的内容，才能获得振动的明确的故障原因和合理的消振对策。

(1) 首先阅读第二章的第一节、第二节、第三节，对诊断振动故障的思维方式、激振力与支撑刚度之间的关系、机组振动的分类有一个大体的了解。

(2) 对发生的振动进行基本测试，按表 2-1 所列方法进行分类。

(3) 将分类明确的振动，按书中目录找到相关性质的振动。

(4) 若是不稳定普通强迫振动，如果需要进一步查明不稳定不平衡的具体故障原因，则要依据不稳定不平衡特征，按表 2-4 所列对不稳定不平衡进行分类。

(5) 按不稳定不平衡的类别和特征，查找相关内容。这样可以方便、准确地找到针对性的内容和实例。

经 20 多年消振实践和国内外消振资料验证，目前运行机组上所发生的各种振动故障原因，本书基本都有所涉及。

振动技术的发展，为机组安全运行提供了十分重要的技术保证，也为现场提供了快捷、准确、有效的消振技术，给现场带来了十分可观的经济和社会效益。

本书不少内容是第一次发表，虽然经近十多年的实践和验证，但有些内容仍尚待充实和完善。为使我国振动技术不断发展和提高，衷心希望国内同行和广大读者提出意见。

编 者

2008 年 6 月

目 录



汽轮发电机组振动及事故

前言

第一章 机组振动测试和评价	1
第一节 概述.....	1
第二节 振动传感器的种类和选择.....	3
第三节 振动传感器的安装.....	7
第四节 通频振幅的测量	11
第五节 基频振幅和滤波器	15
第六节 振动相位的测量	19
第七节 机组振动测试	25
第八节 转轴振动的测量	28
第九节 机组振动特性测试	35
第十节 运行机组振动标准及规范	42
第十一节 机组振动报警和跳闸值整定	53
第二章 振动故障诊断	58
第一节 机组振动故障诊断的思路和方法	59
第二节 机组振动分类	64
第三节 振幅与激振力和支撑动刚度的关系	66
第四节 稳定普通强迫振动	72
第五节 机组中心不正与不对中	73
第六节 不稳定普通强迫振动	79
第七节 随机变化的不稳定不平衡	85
第八节 随时间变化的不稳定不平衡	91
第九节 随机组运行工况而变的不稳定不平衡	96
第十节 机组启停中转轴碰磨的诊断.....	104
第十一节 工作转速下转轴碰磨振动诊断.....	107
第十二节 浮动和接触密封对轴系振动的影响.....	114
第十三节 轴承座轴向振动机理及消振对策.....	124
第十四节 随机振动.....	128
第十五节 振动频率和转子转速不符合的强迫振动.....	137
第十六节 自激振动基本特征.....	140
第十七节 轴瓦自激振动.....	143
第十八节 参数振动.....	153
第十九节 汽流激振.....	155
第二十节 振动故障诊断实例.....	161

第三章 转子平衡	188
第一节 概述	188
第二节 刚性转子测振幅平衡法	190
第三节 刚性转子测相平衡法	195
第四节 柔性转子不平衡特性	199
第五节 柔性转子平衡概述	203
第六节 模态平衡法	204
第七节 工作转速下转子振型的分解	208
第八节 如何获得平衡重量与振型的正交	211
第九节 影响系数法	217
第十节 试加重量的确定	223
第十一节 高速和低速平衡的选择	228
第四章 轴系平衡	230
第一节 轴系平衡的必要性	230
第二节 轴系平衡的特点	232
第三节 轴系平衡方法选择	233
第四节 单转子平衡法	235
第五节 影响系数法	238
第六节 一次加准法	241
第七节 国产 200MW 机组接长轴的平衡	250
第八节 带外伸悬臂转子的轴系平衡	255
第九节 支撑动刚度特性差别时的轴系平衡	259
第十节 汽轮机、发电机转子检修后的质量平衡	264
第十一节 轴系平衡经验	269
第十二节 轴系平衡实例	273
第五章 振动事故原因分析	289
第一节 概述	289
第二节 转轴碰磨引起的弯轴事故	290
第三节 轴系破坏和毁机事故	302
第四节 轴瓦乌金碎裂与碾压	322
第五节 轴瓦紧力丧失	328
第六节 动静部件磨损	331
第七节 动静部件疲劳损坏	333
第八节 保护装置和仪表的误动作	337
第九节 振动事故分析实例	338
参考文献	362

机组振动测试和评价

要掌握机组振动状态,诊断振动故障,进行转子和轴系平衡,分析振动事故,首先要对机组振动进行测试并搜集振动数据,因此,熟悉和掌握机组振动测试方法,是完成这四项工作的基础。

要获得正确、可靠和具有实际价值的振动测试结果,不仅要熟悉振动测量原理、机组振动测试要求和方法,在熟悉仪表使用方法和功能的前提下,还要具有一定的现场振动测试经验。依据不同的振动测试目的应该测试哪些内容、如何测试数据才能可靠和具有实际价值,这都是现场测试的经验。

本章将详细讨论机组振动测量原理、方法、要点和测试经验,最后介绍目前国内外评定机组健康状况的三种尺度的规范和振动报警、跳闸值的整定方法。

第一节 概述

机组振动测试包含振动测量和振动试验两个方面,只有将振动测量和振动试验紧密地结合,才能深入地了解机组振动特征。在现有和可能的振动测量手段和试验条件下,如何取得有价值的测量结果,这是本章要介绍的振动测试经验和技巧。

振动测量是一项专门技术,因篇幅所限,本章只对机组振动测量有关的传感器、仪表原理、正确的使用方法作简要的介绍,着重介绍轴承通频、基频、相位、转轴振动、机组振动特性测试方法。

1.1.1 振动测量参数的选取

描述机器振动状态的参数有振动位移(振幅)、速度和加速度三个应测物理量。但为了有效地反映机器危安状态,对于工作性质、转速、结构不同的机器,应采用不同的振动物理量描述。例如:对于高频或带有较大冲击的机器,采用加速度描述较合理;相反,对于转速较低、无明显冲击的机器,应采用振动位移描述运转的平稳性。汽轮发电机组工作转速不是很高,也无冲击,应采用振动位移或速度较为合理,但长期以来一直沿用振动位移,这是由下列原因所致:

(1) 汽轮发电机组动静间隙很小,特别是汽轮机高压部分,为了避免振动过大发生动静碰磨,采用振动位移限制机组振动较采用速度、加速度有效。

(2) 支撑动刚度一定时,振动位移是转子不平衡力的单值函数,因而采用振动位移作为转子平衡重量计算依据较采用速度有效。

(3) 由大量的振动故障诊断经验证明,采用振动位移描述故障特征和现象,较采用振动速度容易和直观。

(4) 以往的振动测量技术测量位移较测量振动速度、加速度容易, 由此使人们对振动位移建立了明确的直观概念。所以, 尽管目前测量振动速度较测量位移容易实现, 但由于上述(1)、(2)、(3)的原因, 在目前机组振动故障诊断、转子和轴系平衡、机组振动状态评价中, 有时虽也有采用振动烈度(速度均方根值), 但没有采用振动位移那么广泛, 因此不能简单地认为机组振动测试中采用振动位移是一种陈旧的方法。

1.1.2 机组振动测量项目

机组振动测试是为了实现某一目的而进行的, 因此从测试目的来分, 可分为下列六类。

1.1.2.1 运行中的振动监测

运行中的振动监测不仅是为了掌握机组振动状态, 而且是将振动作为机组故障的信号, 例如转轴裂纹、汽轮机叶片损坏、静子部件松动、转轴碰磨等。

2 为了监测振动状态, 采用传统的定期和不定期监测已不能完全满足机组安全运行要求, 目前国内 100MW 以上机组都安装有振动监测系统。这种系统不仅能连续监测轴系相关轴瓦振动和轴振, 在 CRT 上显示, 而且数据自动储存, 必要时还可从 DCS 中调出振动变化趋势曲线, 为查找和诊断振动故障提供了方便, 该系统还设有报警和跳闸保护功能。目前国内振动监测、控制系统已达到了国际先进水平。

20 世纪 70 年代中期, 国外积极研究振动故障在线诊断系统, 或称专家诊断系统, 国内在 80 年代中期已有十多个单位开始研究。设计这种诊断系统的本意, 是对运行机组进行实时(在线)粗线条诊断, 为运行人员进行纠正性的操作提供依据, 但是经过 30 余年的研究和现场使用证明, 不论是国内还是国外研制的专家系统, 诊断结果的可信度和实用价值都尚待提高。

1.1.2.2 机组振动评价

在新机投运移交生产、机组振动性能考核时, 必须对机组振动水平作出评价, 这是一项具有权威性的振动测试。这种振动测试除对仪表精确度有要求外, 还应依据一定的规范进行, 详见本章第十节。

1.1.2.3 新机调试中的振动测试

新机启动调试中的振动监测是一项重要的专业性较强的工作, 其主要目的是指导新机启动, 评定机组制造、安装质量, 并为机组以后的启停、运行和诊断振动故障提供依据。若振动过大, 还应按振动故障诊断的要求进行测试。

1.1.2.4 振动故障诊断中的振动测试

这种振动测试的目的是诊断故障, 而这里所说的诊断故障要比上述运行中在线故障诊断深入和具体得多。由振动现象制订测试方案, 到测试结果归纳提炼成振动特征, 最后作出诊断并提出消振对策, 涉及的内容是诸项振动测试中最为丰富, 也是难度最大的。

1.1.2.5 转子和轴系平衡中的振动测试

转子不平衡是引起机组振动最主要的激振力, 因此轴系平衡是一项重要的消振工作。轴系平衡中振动测试的目的是为计算转子平衡重量提供依据, 所以主要测取转子有关轴承或转轴原始和加重后的基频振幅及相位。当轴系不平衡与机组工况有关时, 还应测试不同工况下轴承的基频振幅和相位, 以便对不同工况下转子平衡给予合理的折中。

1.1.2.6 振动特性试验研究的振动测试

这是针对机组设计、制造、安装和运行中发生的振动问题, 所进行的专项振动研究的测

试,如支撑刚度、自振频率的实测等,其目的是从结构上查明故障原因和机理,制订改进方案。测试内容和方法与振动故障诊断相似,但涉及的因素较为简单。

第二节 振动传感器的种类和选择

测量振动早期采用机械式振动表,例如 20 世纪 50 年代国内电厂广泛使用的千分表式振动表、国外采用的机械记录式振动表等。这种表计由于存在磨损、读数不便、精确度差、振动信号不能远距离传送等缺点,目前已经淘汰。

曾有一段时间国内外采用普通光和激光测量振动,但由于使用不便、造价高、振动信号不能远距离传送等原因,这类表计也未能得到广泛使用。

为满足机组集中控制,振动信号的记录、还原和数据处理的需要,振动信号必须远距离传送。电气式振动仪表就具有这一功能,因此这种表计目前不论是在实验室还是在现场,都得到了广泛的应用。

电气式振动仪表虽有多种结构和型号,但主要都由振动传感器和仪表本体两个部分组成。振动传感器也称拾振器,它的功能是将机械振动转换成电压或电流、电荷信号,输入仪表本体,进行处理后显示通频振幅、基频振幅、相位、频率、频谱等,或作进一步处理,显示振动变化趋势、波德图等。

振动传感器按工作原理分,有电涡流型、速度型、加速度型、电容型、电感型五种,但后两种因受周围介质影响较大,目前已很少使用。本节主要介绍前三种振动传感器的结构、工作原理、现场使用中的注意事项及选用方法。

1.2.1 电涡流传感器

电涡流传感器的外形如图 1-1 所示,它的外形与普通螺栓十分相似,其头部有扁平的感应线圈,将它固定在不锈钢螺栓一端,感应线圈的引线通过螺栓另一端与高频电缆相连。

当头部感应线圈通上高频(1~2MHz)电流时,线圈周围就产生了高频电磁场;如其周围有金属导体,便会在金属表面产生感应电流,即电涡流。根据楞次定律,电涡流产生的电磁场与感应线圈的电磁场方向相反,这两个磁场相互叠加,改变了感应线圈的阻抗,感应线圈内阻抗变化可用下式表示,即

$$Z = f(\mu, \gamma, r, \chi, I, \omega)$$

式中 μ ——导磁系数;

γ ——电导率;

r ——线圈尺寸因子;

χ ——感应线圈与导体之间的间隙;

I ——励磁电流;

ω ——励磁电流圆频率。

当金属导体结构均匀、各向同性且 μ 、 γ 、 r 、 I 、 ω 一定时,感应线圈阻抗 Z 的变化是感应线圈与金属导体之间距离的单值函数。

如果 μ 、 γ 、 χ 、 I 、 ω 一定,增大线圈尺寸 r ,磁场分布范围将增大,但感应磁场强度的

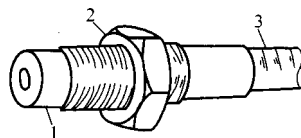


图 1-1 电涡流传感器外形

1—头部线圈; 2—固定螺帽; 3—高频电缆

变化幅度减小,反之则相反。因此这种传感器的线性范围随感应线圈直径的增大而加大,而传感器灵敏度(单位间隙的阻抗变化值)随感应线圈直径的增大而减小。

为了使感应线圈获得高频电流,应将感应线圈接入振荡回路,由此在高频振荡回路输出端可以获得与间隙 χ 有关的高频谐波。该信号经放大、检波、滤波后,便可得到一个与 χ 值成正比的输出电压,输出电压的直流分量正比于感应线圈与金属导体之间的静态间隙。若线圈与金属板之间存在相对振动,则有交流电压输出,该交流电压正比于金属板与感应线圈之间的相对位移。因此,这种传感器又称位移传感器,它不但可作静态测量,例如两个物体之间的距离、金属板的厚度等,而且还可以作动态测量。

电涡流传感器检测到的交直流信号是叠加在线圈的高频电源上的,如果直接将这种混频信号送到振动仪,即使采用高频电缆,也会使传感器灵敏度显著降低,而且易受干扰。为防止这些不利影响发生,必须在电涡流传感器附近设置放大器、检波器和滤波器,将振动信号放大并检出后送到振动仪。这一装置称为电涡流传感器的前置器。前置器到电涡流传感器的高频电缆是由制造厂精心调配好的,不同型号或不同系列的传感器不能互换,而且不能延长和截短。有些电涡流传感器为了安装方便,制造厂配制了延长线,目前最长达10m。但凡是配制了延长线的电涡流传感器,使用时必须将延长线接上,否则仪表指示值和零位会与实际不符。

1.2.2 速度传感器

速度传感器是目前较常见的一种振动传感器,从它的工作原理来看,实际上是一个往复式永磁小发电机。按其支撑系统的工作原理分,有绝对式和相对式两种。

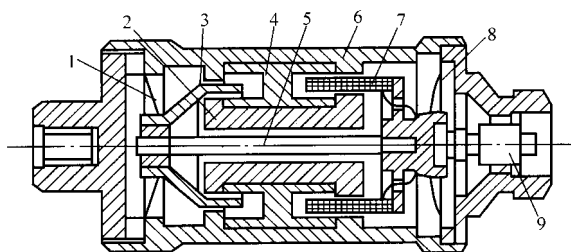


图 1-2 绝对式速度传感器的结构

- 1、8—簧片；2—永久磁钢；3—阻尼杯；4—导磁体；
5—连接杆；6—外壳；7—动线圈；9—引出线接头

绝对式速度传感器的结构如图 1-2 所示,当传感器的外壳固定在振动物体上时,整个传感器跟着振动物体一起振动,而处在空气间隙内的动线圈是用很软的簧片固定在外壳上的,其自振频率 ω_n 较低。当振动物体的振动频率 $\omega \geq 1.5\omega_n$ 时,动线圈处在相对(相对于传感器外壳)静止状态,线圈与磁钢之间发生相对运动,动线圈切割磁力线而产生感应电动势 E ,其表达式为

$$E = BLv$$

式中 B ——磁场强度;

L ——感应线圈导线长度;

v ——相对运动速度。

当 B 、 L 一定时,输出电动势 E 正比于振动速度 v ,所以称它为速度传感器。又因为其振动的相对速度是相对于空间某一静止点而言的,故又称其为绝对式速度传感器,或称地震式速度传感器。

相对式速度传感器的工作原理和绝对式速度传感器基本相同,不同的是动线圈采用较硬的簧片 and 外壳固定,与动线圈直接相连的拾振杆伸出传感器外壳。测量振动时将拾振杆直接压在振动物体上,传感器外壳固定在支架上,测量的振动是表示支架相对于物体的振动,所

以称为相对式速度传感器。由于拾振杆与振动物体间存在摩擦,因此这种传感器目前很少采用。

不论是绝对式还是相对式速度传感器,若要取得与振动位移成正比的振动信号,传感器输出的信号必须经积分回路。这种电路一般都设在仪表本体内,但少数振动仪将这一电路单独分离出来,称为速度/位移转换器(VDC),如美国本特利(Bently)的速度传感器附带这种转换器,而仪表本体内还设有积分电路。这种外设积分电路给记录振动位移信号和检查振动仪输入回路是否正常带来方便,但投资也相应增加(VDC与速度传感器的价值相当)。

1.2.3 加速度传感器

加速度传感器的结构见图1-3,它利用压电材料(如石英、陶瓷和酒石酸钾钠等)的压电特性,当有外力作用在这些材料上时便产生电荷。

图1-3中,蝶形簧片通过质量块和导电片与压电晶体片紧密接触,而且保证在一定的振动值下它们相互不会分离。将这些部件装在不锈钢外壳内,晶体片的电荷通过导线引出。当把这样的装置固定到振动物体上时,该装置会由于物体振动而产生加速度。若振动是简谐振动,则其加速度可表示为

$$a = \omega^2 A = 4\pi^2 f^2 A$$

式中 ω 、 f ——振动圆频率和频率;

A ——振动幅值(单振幅)。

根据牛顿定律 $F = ma$,施加在压电晶体片上的作用力与质量块的质量 m 和振动加速度 a 成正比。而压电晶体片输出电荷与作用在晶体片上的力成正比,故当 m 一定时,传感器输出电荷与振动加速度成正比,所以称它为加速度传感器。

压电晶体片产生的电荷,只有当测量电路具有无限高的输入阻抗时才能存在,这一点实际上是办不到的,因此加速度传感器不能作静态测量,而只能作动态测量。即只有在受到连续交变力作用时,压电晶体片才能连续不断地产生电荷,并在电路中形成电流和电压。

如果加速度传感器的输出信号通过较长的导线输到振动仪,即使输入阻抗很高,也会显著降低传感器的灵敏度,而且仪表的指示值与导线长度、阻抗直接有关。为了克服这些不利影响,所有加速度传感器输出都采用了一定阻抗而长度较短的高频电缆。为满足远距离传送振动信号的需要,应将其输出信号先送到前置放大器,然后才能输送到振动仪或别处。

采用加速度传感器,要获得振动速度信号,必须经一次积分;要获得振动位移信号,必须经两次积分。由此使原来的振动信号衰减98%以上,灵敏度显得不足,而且受外界干扰影响较大,所以加速度传感器虽然结构简单,且特别牢靠,但在汽轮发电机组振动测试中一直没有得到广泛的应用。

除上述三种传感器外,还有一种组合式传感器,即把电涡流传感器和速度传感器组合成一体,这种传感器的功能和测振原理见本章第八节。

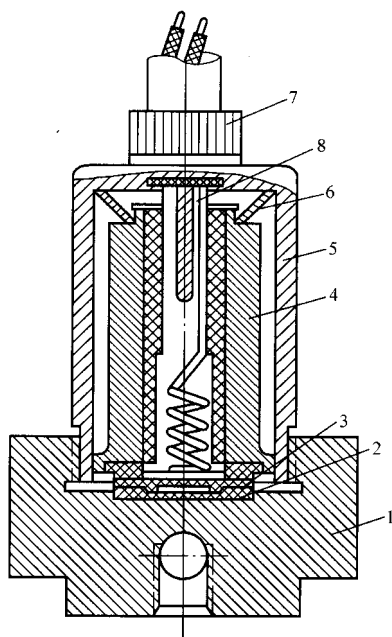


图1-3 加速度传感器的结构

1—底座; 2—压电晶体片; 3—导电片;
4—质量块; 5—外壳; 6—蝶形簧片;
7—引出线接头; 8—导线

1.2.4 传感器的选择

目前较先进的振动仪分别配有电涡流传感器、速度传感器和加速度传感器。在机组振动测试中合理地选择振动传感器,不但可以获得满意的测量结果、节省劳力和时间,而且对于尽快查明振动故障原因、提高转子平衡精度和减少机组启停次数,都有着重要作用。

合理地选择传感器主要考虑两个方面:一是传感器性能;二是被测对象的条件和要求。只有两者很好地结合,才能获得最佳效果。

对于测量汽轮发电机组振动来说,电涡流传感器和速度传感器都是需要的,但是在一般测试中,由于电涡流传感器安装麻烦,而且又费时,故应尽可能以速度传感器替代。但在某些振动故障诊断中及当转子质量与静子质量之比小于 $1/10$ 时,如汽轮机高压部分,应采用电涡流传感器测量转轴振动;相反,当转子质量与静子质量之比值较大时,如汽轮机低压和发电机部分,应采用速度传感器测量轴承振动或测量转轴绝对振动。

为了对上述三种振动传感器的性能有一个简要的了解,现将这些传感器的主要特性和优缺点归纳如下,供选用时参考。

1.2.4.1 电涡流传感器

(1) 可以直接测量转轴振动,由于是非接触式测量,可以避免接触测量中产生的不良影响。

(2) 能作静态和动态测量,所以它可以测量 2Hz 以下的低频振动,而且适用于绝大多数机器的环境条件。

(3) 价格比较便宜,本身价格为速度传感器的 $1/5$,若考虑前置器的投资,则与速度传感器本身价格相近。

(4) 输出信号与振动位移成正比,对于采用振幅描述振动状态的大多数机器来说,它可以获得较高的输出信号。

(5) 结构简单可靠,尺寸小,没有活动部件。

(6) 针对汽轮发电机组的振动,它具有合适的频率响应范围,标定较容易。

(7) 除用于测量振动和部件静态位置外,还可以作为转速测量和振动相位测量的键相信号。

(8) 测量振动物体材料如不同会影响传感器线性范围和灵敏度,须重新标定。

(9) 需外加电源,安装比较麻烦,必须配前置器。

1.2.4.2 速度传感器

(1) 安装简单,可适用于绝大多数机器的环境条件,对于汽轮发电机组振动来说,它具有合适的频率响应范围。

(2) 不需要外加电源,振动信号可以不经任何处理传送到需要的地方。

(3) 体积小、质量较大,活动部件易损坏,低频响应不好,一般测量 15Hz 以下的振动时,将产生较大的振幅和相位误差,必要时须加补偿电路。

(4) 标定较麻烦,只能作动态测量,价格较贵。

1.2.4.3 加速度传感器

(1) 体积小、质量轻,适用于受附加质量影响显著的振动系统的测试,例如汽轮机叶片、发电机静子线包、飞机外壳的振动测试。

(2) 结构紧凑、牢靠、不易损坏。

(3) 环境噪声、传感器安装方法和导线敷设方式, 对测量结果有较大的影响。对汽轮发电机组来说, 其工作频率范围显得太高。标定困难, 只能作动态测量, 价格较贵, 需设前置放大器。

第三节 振动传感器的安装

振动传感器安装正确与否, 不仅直接关系到能否获得正确和有价值的测量结果, 而且不正确的安装会造成传感器的损坏。在使用携带式振动仪表测量机组振动时, 由于是短时间临时测量, 因此往往不注意振动传感器的正确安装, 引起显著的测试误差, 给振动故障诊断和轴系平衡带来麻烦。为了提高机组振动测试结果的正确性和可靠性, 本节具体讨论振动传感器的正确安装方法及要点。

在本章第二节中已经介绍了三种振动传感器, 加速度传感器由于目前在现场机组振动测试中很少采用, 而且安装方法与速度传感器基本相同, 故这里不作单独介绍。下面具体介绍涡流传感器和速度传感器的安装方法。

1.3.1 涡流传感器

涡流传感器的安装是三种传感器中最复杂的一种。在安装中应主要考虑以下几点。

1.3.1.1 工作温度

一般涡流传感器最高容许温度应低于 180°C , 目前国产涡流传感器最高容许温度大部分是在 120°C 以下, 实际上工作温度超过 70°C , 不仅其灵敏度会显著降低, 还会造成传感器的损坏。因此测量汽轮机高、中、低转轴振动时, 传感器必须安装在轴瓦内, 只有特制的高温涡流传感器才允许安装在汽封附近。

1.3.1.2 避免交叉感应和过小的侧向间隙

当两个垂直或平行安装的传感器相互靠近时, 它们之间将产生交叉感应, 使传感器输出灵敏度降低, 如图 1-4 所示。为了避免交叉感应, 两个传感器不能靠得太近。对于不同类型的涡流传感器, 要求两个传感器之间距离 A 的数值是不同的, 例如: 本特利(Bently)的 3000 系列传感器规定 $A \geq 25\text{mm}$; 而对 7000 系列传感器, $A \geq 40\text{mm}$ 。

过小的侧向间隙主要是传感器头部两侧存在导体, 使传感器输出灵敏度显著降低, 如图 1-5 所示。正确的侧向间隙 b 应大于或等于 d (传感器顶部线圈直径)。侧向间隙不仅要考虑冷态, 而且还要考虑汽缸和转子受热后的膨胀。

传感器头部外露高度 c , 一般没有特别规定, 但现场使用证明, c 太小也会使传感器灵敏度显著降低。正确的应为 $c \geq 2d$ 。

现场安装传感器有时受位置的限制, b 和 c 不能满足要求, 可以设计成图 1-6 所示的结构, 把传感器头部附近的金属钻去, 使 b 和 c 满足要求。

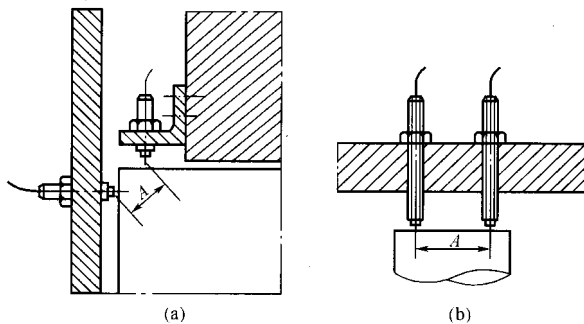


图 1-4 涡流传感器的交叉感应

(a) 垂直交叉; (b) 水平交叉

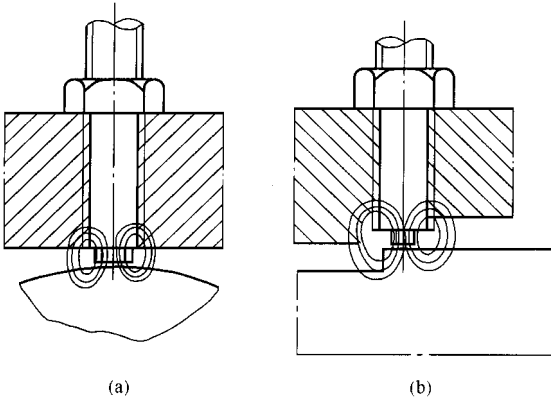


图 1-5 侧向间隙过小会降低传感器灵敏度

(a) 外露高度不够；(b) 侧面有导体

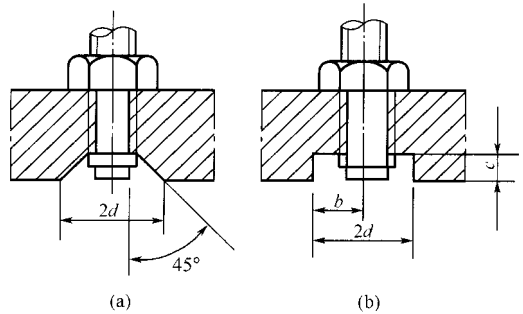


图 1-6 增大 b 和 c 的方法

(a) 增大外露高度；(b) 钻去侧面导体

1.3.1.3 避免支架共振和松动

传感器支架在测振方向的自振频率必须高于机器的最高转速对应的频率，否则会因支架共振而使测量结果失真。本特利(Bently)厂规定传感器支架在测振方向的自振频率应高于机器 10 倍的最高工作频率，这一点在实际中往往难以达到，一般支架测振方向自振频率高于 2~3 倍的转子工作频率就可以基本满足测振要求。

为了提高自振频率，支架一般采用 6~8mm 厚的扁钢制成，其悬臂长度不应超过 100mm；当悬臂较长时，应采用型钢，例如角铁、工字钢等，以便有效地提高支架自振频率。

测试中为防止支架或传感器发生松动，支架必须紧固在稳固性好的支撑部件上，最好固定在轴瓦或轴承座上，传感器与支架的连接应采用支架上攻丝再用螺母拼紧，如图 1-4 所示，不要采用支架上打孔用双螺母拼紧。

国内已发生过多起涡流传感器测杆横向共振，使轴振显示异常的事故。这种共振主要发生在测杆较长的中压、低压和发电机转子的轴瓦上。测振杆共振有两种形式，一种是在升速过程中(一般转速达到 2400r/min 以上)，轴振某一测点振动随转速升高，急速增大而跳机，但该瓦另一个测点及瓦振无大的变化；另一种形式是在 3000r/min 转速下引起不稳定共振。升速中测振杆共振比较容易判断，而 3000r/min 转速下不稳定共振的产生是由于测振杆与轴

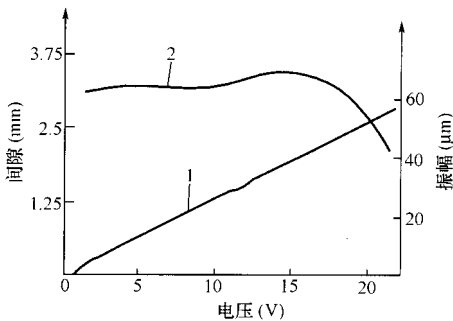


图 1-7 一般电涡流传感器静态、动态曲线

1—静态；2—动态

承盖连接不稳固和测振杆横向自振频率接近 50Hz，从而在 3000r/min 转速下，引起测振杆振幅时大时小，使轴振幅值大幅度波动。但有时轴振显示正常，故往往使人误认为机组振动出现了异常。

1.3.1.4 正确的初始间隙

各种型号电涡流传感器应在一定的间隙电压(传感器顶部与被测物体之间的间隙，在仪表上指示一般是电压)值下，其读数才有较好的线性度，所以在安装传感器时必须调整好合适的初始间隙。如图 1-7 所示的电涡流传感器特性曲线，静态最大量程不能

大于 2.5mm，动态下为了获得较好的线性度，其工作间隙应在 0.3~2.8mm 范围内，即仪表所指示间隙电压为 2~16V。

转子旋转和机组带负荷后，转子相对于传感器将发生位移。如把传感器装在轴承顶部，其间隙将减小；如装在轴承水平方向，其间隙取决于转子旋转方向；当转向一定时，其间隙取决于安装在右侧还是左侧。为了获得合适的工作间隙值，在安装时应估算转子从静态到转动状态的过程中，机组带负荷后轴颈的位移值和位移方向，以便在调整初始间隙时给予考虑。根据现场使用经验，转子从静态到工作转速，轴颈抬高大约为轴瓦顶隙的 1/2；水平方向位移与轴瓦形式、轴瓦两侧间隙和机组滑销系统的工作状况有关，一般位移值为 0.05~0.20mm，位移方向如图 1-8 所示。传感器安装在右侧水平位置，转子旋转后，间隙 c 增大；装在左侧， d 减小。

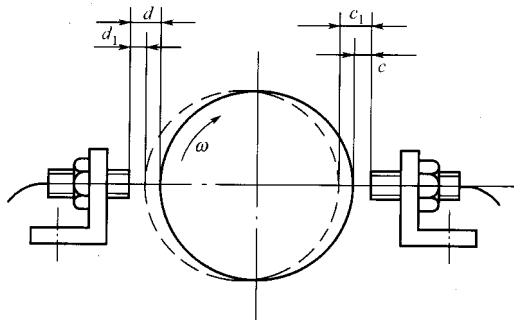


图 1-8 轴颈水平位移方向与传感器安装位置有关

轴颈在轴瓦内发生位移除与转速有关外，还与机组有功负荷有关。对于质量较小的汽轮机高压转子和带减速器的转轴，在部分进汽和齿轮传递力矩作用下，会把轴颈推向轴瓦的一侧，其位移值有可能接近于轴瓦的直径间隙。

在调整传感器初始间隙时，除了要考虑上述这些因素外，还要考虑最大振动值和转子原始晃摆值。传感器初始间隙应大于转轴可能发生的最大振幅和转轴原始晃摆值的 1/2。

1.3.1.5 轴向位置选择

从测量轴振要求来说，轴振测点应尽可能地靠近轴瓦中心，但往往受涡流传感器安装位置的限制，有时不得不距轴瓦一定的距离。由现场振动测试得知，随轴测振点距轴瓦距离的增大，轴振幅值将增大。

轴振测点轴向位置另外要考虑的是该点转轴的加工精度和转轴表面导磁是否均匀。一般正式安装之前，最好用百分表检测一下该点的晃摆值。若晃摆值大于 $50\mu\text{m}$ ，应另选测点，否则会因低速下轴振晃摆值过大，使高速下轴振显示值出现虚假现象。转轴表面导磁不均匀，用肉眼无法直观判断，只有在排除了转轴晃摆值过大是由其外表机械晃摆过大引起的之后，才能确定低速下转轴振动晃摆过大是由转轴表面导磁不均引起的，消除这种故障，只有另选测点位置。

1.3.1.6 径向位置选择

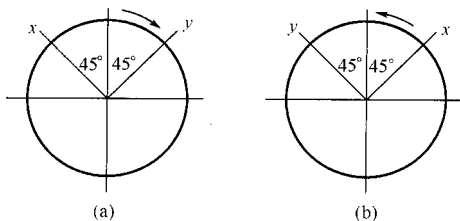


图 1-9 轴振传感器径向位置的标注
(a) 顺时针旋转；(b) 逆时针旋转

按 ISO DIS 7919/2 规范的要求，轴振传感器的安装应满足图 1-9 的要求。两个轴振传感器处在一个轴向平面上，而且相互垂直。

目前国际上的习惯是站在机头，转子转向不论是顺时针[见图 1-9(a)]，还是逆时针旋转[见图 1-9(b)]，以水平中分面为起点，顺转向转 45° 为 x 方向，顺转向转 135° 为 y 方向。在旋转状态下，由于 x 方向油膜刚度最低， y 方向油膜刚度最高，所以

一般 x 方向轴振要比 y 方向大。在本书以后的叙述中,凡是 x 方向的轴振,均指油膜刚度最低方向的轴振。

1.3.2 速度传感器

速度传感器一般是用来测量轴承振动的,在少数情况下也用来测量转轴振动,测量方法请见本章第八节。

测量轴承振动时,速度传感器安装比较简单,目前在现场采用的有手扶、橡皮泥粘接、永磁吸盘固定、螺栓固定等四种方式。在临时性振动测试中,绝大多数采用手扶传感器,这种方式测试灵活、使用方便,特别是当传感器数目不足和各个传感器互换性不好时,它有突出的优点;但是测试误差较大,而且劳动强度也大。

用橡皮泥粘接传感器比较方便,测量正确性较手扶高得多,但是橡皮泥黏性不大,它不能将传感器粘接到垂直平面上,只能固定在水平面上,例如测量轴承座顶部垂直、水平、轴向振动。在粘接牢靠,50Hz 时,该方法最大能测量 $300\mu\text{m}$ 振动。

橡皮泥粘接传感器的主要缺点是其粘接力受温度影响较大,温度较高和较低都使粘接力显著降低,因此它不适用于温度较高的汽轮机高中压转子和带盘车齿轮的轴承;冬季冷态启动时,轴承温度过低也不宜采用。

永磁吸盘固定传感器较橡皮泥更方便,而且目前国内也能制造出尺寸为 $\phi 50$ 或 $50\text{mm} \times 50\text{mm}$ 的永磁吸盘,其吸力可达 196N,用这样的吸盘固定 500g 以下的传感器,吸附在水平面上,最大可测量 $1000\mu\text{m}$ 振动。但是一般机组轴承座都涂有泥子和油漆,使吸盘的吸力降低,因此当吸附在垂直平面上、振幅较大时,仍需手扶,以免脱落而摔坏传感器。

用螺栓直接将传感器固定在轴承上,不仅可以可靠地测量轴承座顶部三个方向的振动,而且可以测量垂直平面上两个方向的振动。这种安装方法是四种安装方法中最牢固的一种,所以在固定式传感器安装中均采用这种方法,但在临时性测试中显得有些麻烦。

为了获得正确的测量结果,速度传感器的安装应注意下列几点。

1.3.2.1 工作温度

一般速度传感器工作温度均在 120°C 以下,温度过高会使传感器绝缘损坏和退磁,使其灵敏度降低。对于高中压转子的轴承,当轴封漏汽严重时,传感器不能长时间装在轴承上。

1.3.2.2 避免传感器固定不稳和共振

不论是采用哪一种方式与轴承连接,传感器都必须紧密地固定在被测物体上,不能有松动,否则会引起传感器的撞击,使测量结果失真。

传感器采用单个螺栓固定,有时会引起传感器的共振,使传感器产生较明显的横向振动,引起测量误差。为了避免传感器固定在振动物体上发生共振,其连接螺栓不能小于 M8,而且传感器与被测物体之间的接触面要平整,接触面的直径不能小于 20mm。如果采用外加的夹具把传感器固定在轴承座上,夹具高度应尽量降低,否则会把被测的振动放大。

1.3.2.3 测点位置前后一致

一般机组的轴承在不同的位置振动有较大的差别,因此凡是采用手扶、橡皮泥粘接和永磁吸盘固定传感器,都应标出测点位置,避免因前后测点位置不同而发生误差。这一点对于振动故障诊断和转子平衡中的振动测量尤为重要。

1.3.2.4 传感器的互换性

为了减轻测试中的劳动强度,目前在机组振动测试中一般采用几个至十几个传感器测量