

东南大学科技出版基金资助

# 旋转机械振动 分析与工程应用

杨建刚 编著



中国电力出版社  
[www.cepp.com.cn](http://www.cepp.com.cn)



东南大学科技出版基金资助

# 旋转机械振动 分析与工程应用

杨建刚 编著



中国电力出版社  
[www.cepp.com.cn](http://www.cepp.com.cn)

## ■ 内容提要 ■

振动是大型旋转机械常见故障，对机组安全运行危害较大。振动同时也是设备的“体温计”，直接反映了设备安全运行状况。

本书系统地介绍了旋转机械振动基本理论和振动特征分析方法，对常规和高效动平衡试验方法作了比较深入的介绍，从故障的机理、特征、诊断和治理等角度全面介绍了旋转机械强迫振动和自激振动故障分析方法。本书还对近年来旋转机械振动领域出现的一些新问题进行了分析。

本书主要面向广大工程技术人员，编写时没有过多涉及振动理论，希望能用通俗易懂的语言和大量的工程实例将复杂的振动问题描述清楚，帮助工程技术人员分析与诊断旋转机械振动故障。

本书可供电力、石化、冶金等行业从事大型旋转机械设备检修、运行与维护管理的技术人员阅读，也可供动力机械和流体机械等相关专业的师生阅读。

### 图书在版编目 (CIP) 数据

旋转机械振动分析与工程应用/杨建刚编著. —北京: 中国电力出版社, 2007

ISBN 978-7-5083-5236-7

I. 旋… II. 杨… III. 旋转振动: 机械振动-故障诊断  
IV. TH113.1

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2007) 第 024129 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>)

汇鑫印务有限公司印刷

各地新华书店经售

\*

2007 年 7 月第一版 2007 年 7 月北京第一次印刷  
787 毫米×1092 毫米 16 开本 10.5 印张 250 千字  
印数 0001—3000 册 定价 19.00 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

大型旋转机械，如汽轮机、发电机、燃气轮机、压气机、风机、泵等，是电力、石化、冶金等行业的关键设备。振动是影响大型旋转机械安全运行的重要因素。振动同时也是这些大型旋转机械的“体温计”，直接反映了设备安全稳定运行状况。各厂对振动问题都相当重视，我们在与广大技术人员交流的过程中发现，很多人都想学习旋转机械振动分析技术。然而，由于振动问题的复杂性，他们又不知该从何处下手，有一定的畏难情绪。

针对这一情况，我们总结了长期为电力、石化和冶金等行业解决振动问题的经验，编写了《旋转机械振动》培训讲义。先后组织了二十多次旋转机械振动技术培训，培养了大批人才，很多人现在已经成为企业的技术骨干。在培训过程中，本人深深体会到一本理论与实践结合紧密、浅显易懂、实用价值较强的专著将会给大家的学习带来很大帮助。为此，本人在原培训讲义的基础上，又花费数年时间，完成了本书的撰写工作。

为了能够较为全面地反映国内外旋转机械振动分析领域的最新进展，本人收集并仔细阅读了 20 世纪 90 年代以来国内外公开发表的 800 多篇论文和专著，从中汲取了不少宝贵经验，部分典型案例被编至本书内，供更多的技术人员借鉴，发挥其更大的作用。

全书共分为六章：

第一章主要介绍了振动分析基本概念、传感器原理、安装注意事项和振动标准。

第二章主要介绍了振动特征提取和分析方法，为故障诊断工作奠定基础。

第三章重点介绍了旋转机械动平衡试验方法，包括影响系数法、谐分量法、轴系平衡法，对影响动平衡的因素进行了深入分析。

第四章重点介绍了旋转机械强迫振动故障的机理、特征、分析、诊断与治理方法。这些常见故障包括轴承座刚度不足、摩擦、热变形、电磁激振、中心孔进油等。

第五章重点介绍了油膜振荡和汽流激振这两类最常见的自激振动故障的机理、特征、分析、诊断与治理方法。

第六章介绍了旋转机械振动分析领域的一些新问题和新进展。

本书主要面向广大工程技术人员，书中没有过多地介绍复杂的振动理论。本人希望能用浅显易懂的语言和形象具体的工程实例，将复杂振动问题讲述清楚。如果您在看完本书后觉得有所收获，那将是本人最大的快乐。

光阴似箭，屈指算来，本人从事旋转机械振动分析已近 20 年，其中的酸甜苦辣感触颇深。谨以此书作为本人 20 年工作的一个总结。振动问题较为复杂，我们对一些问题的认识也不是很全面和完善。将此书作为抛砖引玉之作，欢迎读者多提宝贵意见。在大家的帮助下，我们对振动问题的认识将不断加深。

本书的出版得到了东南大学科技专著出版基金的资助，博士生郭瑞和田永伟、硕士生范雷雷等完成了本书部分计算实例，火电机组振动国家工程研究中心和东南大学测振仪器厂也对本书的编写给予了大力支持，在此一并表示衷心的感谢。

二〇〇七年二月于东南大学

# 目 录

## contents

### 前言

<b>第一章 旋转机械振动分析基础</b> .....	1
第一节 振动分析基本概念 .....	3
第二节 振动位移、速度和加速度 .....	5
第三节 简单振动问题分析 .....	7
一、无阻尼自由振动分析 .....	7
二、有阻尼系统自由振动分析 .....	8
三、有阻尼系统强迫振动分析 .....	9
第四节 振动传感器 .....	11
一、振动传感器基本原理 .....	11
二、振动传感器特点和选用 .....	12
三、涡流传感器的安装 .....	13
四、涡流传感器输出信号可靠性的判断方法 .....	15
五、相位测量 .....	16
六、相位变化规律分析 .....	16
第五节 旋转机械振动标准 .....	18
一、轴承座振动 .....	18
二、转轴振动标准 .....	20
<b>第二章 振动特征提取和分析方法</b> .....	22
第一节 从稳态信号中提取振动特征 .....	22
一、振动波形和频谱 .....	22
二、轴心轨迹 .....	24
三、基于振动幅值和相位的联合监测——靶图 .....	25
第二节 从机组启停数据中提取振动特征 .....	26
一、波德 (Bode) 图 .....	26
二、奈奎斯特 (Nyquist) 图 .....	30
三、瀑布 (Cascade) 图 .....	30
四、轴中心位置图 .....	30
第三节 从振动试验中提取特征 .....	33
一、负荷试验 .....	33
二、励磁电流试验 .....	35
三、真空试验 .....	35
四、轴承润滑油试验 .....	36

<b>第三章 旋转机械动平衡理论</b> .....	37
<b>第一节 刚性转子和柔性转子</b> .....	38
一、刚(柔)性转子概念和划分依据 .....	38
二、划分刚(柔)性转子的必要性 .....	39
<b>第二节 刚性转子动平衡</b> .....	39
一、刚性转子平衡特点 .....	39
二、刚性转子平衡基础 .....	39
三、单平面高速动平衡 .....	41
四、双平面高速动平衡 .....	42
<b>第三节 柔性转子动平衡</b> .....	43
一、柔性转子不平衡振动特性分析 .....	43
二、柔性转子动平衡的影响系数法 .....	46
三、柔性转子动平衡的谐分量法 .....	47
四、谐分量法和多平面、多测点影响系数法特点比较 .....	49
五、支撑系统刚度差异对不平衡响应规律的影响分析 .....	50
六、谐分量法应用中的若干注意事项 .....	52
<b>第四节 动平衡试验中的若干实际问题</b> .....	55
一、试加重量和角度的合理确定 .....	55
二、影响系数的分散度与合理选择 .....	57
三、不平衡位置和形式的判定 .....	58
四、矢量优化法在动平衡工作中的应用 .....	60
五、热平衡试验 .....	61
六、三向振动在动平衡试验中的等效性 .....	62
<b>第五节 轴系平衡</b> .....	62
<b>第六节 动平衡配重移植方法</b> .....	63
一、平衡配重移植原理 .....	64
二、动平衡配重移植实例 .....	65
<b>第七节 转子动平衡精度</b> .....	67
<b>第四章 旋转机械强迫振动故障分析</b> .....	69
<b>第一节 支撑系统刚度不足引发的振动故障分析</b> .....	69
一、连接刚度不足引发的振动故障分析 .....	69
二、结构刚度不足引发的振动故障分析 .....	73
<b>第二节 联轴器缺陷引起的振动故障分析</b> .....	74
一、齿式联轴器缺陷引发的振动故障分析 .....	74
二、刚性联轴器缺陷引发的振动故障分析 .....	75
<b>第三节 动静部件摩擦引起的振动故障分析</b> .....	76
一、摩擦故障机理分析 .....	76
二、摩擦故障特征 .....	79

三、摩擦故障部位的判断 .....	80
四、旋转机械摩擦振动诱发因素分析 .....	80
五、摩擦故障的处理方法 .....	81
六、摩擦故障案例分析 .....	81
<b>第四节 转子热变形引起的振动故障分析 .....</b>	<b>95</b>
一、热变形故障特征分析 .....	96
二、转子常见热变形原因分析 .....	96
三、热变形引起的振动故障案例分析 .....	97
<b>第五节 旋转机械轴向振动分析 .....</b>	<b>100</b>
一、径向振动过大引起的轴向振动分析 .....	100
二、轴承座刚度不足引起的轴向振动分析 .....	101
三、其他因素引发的轴向振动分析 .....	101
四、旋转机械轴向振动实例分析 .....	102
<b>第六节 发电机特殊振动问题分析 .....</b>	<b>104</b>
一、电气缺陷引起的发电机振动故障分析 .....	104
二、发电机转子副临界转速现象 .....	104
<b>第七节 部件松动引起的振动分析 .....</b>	<b>106</b>
一、套装部件松动引起的振动分析 .....	106
二、平衡块松动引起的振动分析 .....	106
三、中心孔堵头松动引起的振动分析 .....	106
四、轴瓦松动引起的振动分析 .....	109
<b>第八节 燃气轮机振动故障分析 .....</b>	<b>110</b>
一、燃气轮机振动特点分析 .....	110
二、某燃气轮机振动案例分析 .....	111
<b>第九节 某台汽轮发电机组复杂振动故障综合诊断案例分析 .....</b>	<b>113</b>
一、轴承乌金碎裂和脱胎原因分析 .....	114
二、1号轴振过大的原因分析 .....	114
三、真空引起振动变化的原因分析 .....	115
四、机组故障治理方案 .....	116
五、大修后汽轮机振动情况 .....	116
六、机组大修后新出现振动问题的分析与治理 .....	116
<b>第五章 旋转机械自激振动分析 .....</b>	<b>119</b>
<b>第一节 旋转机械油膜振荡故障分析 .....</b>	<b>119</b>
一、滑动轴承工作原理和形式 .....	120
二、滑动轴承油膜振荡故障机理分析 .....	121
三、油膜涡动和油膜振荡故障特征 .....	122
四、滑动轴承油膜振荡故障治理方法 .....	123
五、大型旋转机械油膜振荡故障实例分析 .....	126

六、可倾瓦失稳问题分析 .....	128
<b>第二节 旋转机械汽流激振故障分析 .....</b>	<b>132</b>
一、汽流激振故障机理分析 .....	133
二、汽流激振故障特征分析 .....	137
三、汽流激振故障的治理方法 .....	138
四、汽流激振与油膜振荡故障的区别 .....	141
五、大型汽轮发电机组汽流激振故障实例分析 .....	141

<b>第六章 旋转机械振动故障分析中的若干特殊问题 .....</b>	<b>144</b>
<b>第一节 相互垂直方向上振动幅值和相位关系分析 .....</b>	<b>144</b>
一、问题的提出 .....	144
二、垂直和水平方向上振动相位差分析模型 .....	144
<b>第二节 旋转机械轴振和瓦振比例关系分析 .....</b>	<b>146</b>
一、问题的提出 .....	146
二、不同支撑特性下的轴振和瓦振关系分析 .....	146
三、轴振和瓦振监测数据的综合应用 .....	150
四、基于轴振和瓦振综合分析的故障诊断实例 .....	150
<b>第三节 多转子支撑系统轴系标高变化对振动的影响分析 .....</b>	<b>151</b>
一、标高对系统动力特性的影响分析 .....	151
二、标高变化对系统振动的影响分析 .....	153
三、转子对中状态的判断方法 .....	153
四、大型汽轮发电机组冷、热态轴系标高变化测试 .....	154
五、汽轮发电机组轴系标高调整实例 .....	156
<b>参考文献 .....</b>	<b>157</b>



汽轮机、发电机、燃气轮机、压气机、风机、泵等都属于旋转机械，是电力、石化和冶金等行业的关键设备。这些设备出现故障后，大多会带来严重的经济损失。以 100~600MW 汽轮发电机组为例，出现故障后，多启动一次的直接经济代价（仅考虑燃油和厂用电消耗）约为 5 万~30 万元。机组容量越大，经济损失越大。

振动在设备故障中占了很大比重，是影响设备安全、稳定运行的重要因素。振动又是设备的“体温计”，直接反映了设备的健康状况，是设备安全评估的重要指标。一台机组正常运行时，其振动值和振动变化值都应该比较小。一旦机组振动值变大，或振动变得不稳定，都说明设备出现了一定程度的故障。

振动对机组安全、稳定运行的危害主要表现在：

(1) 振动过大将会导致轴承乌金疲劳损坏。图 1-1 给出了某台机组轴承乌金损坏图片。某厂一台汽轮发电机组 1 号轴承乌金经常损坏。新轴承换上后，短时只能运行 20~30 天，长时也只会运行 2~3 个月。测试发现，轴颈处转轴振动达到  $280\mu\text{m}$ 。大修中对该转子进行了动平衡试验，大修后的轴振减小为  $70\mu\text{m}$ 。稳定运行四年多，乌金没有再次碎裂。某厂一台压气机振动不稳定，三个月内累计发生阵发性振动 8 次。虽然每次幅值不大、时间不长，但是揭开轴承检查，经常能发现乌金局部碎裂，有时顶轴油孔甚至被磨损的乌金堵住。

(2) 过大振动将会造成通流部分摩擦，严重时将会导致大轴弯曲。统计数据表明，汽轮发电机组 60% 以上的大轴弯曲事故就是由于摩擦引起的。图 1-2 给出了某台 300MW 汽轮机大轴弯曲后实测得到的弯轴曲线<sup>[1]</sup>。图 1-3 给出了某台机组汽封摩擦损坏图片。某厂一台汽轮机冷态启动，在 1200r/min 下暖机 30min 后，2 号轴承振动逐渐增大到  $40\mu\text{m}$ 。降速到 500r/min 后再次升速到 1200r/min 暖机，振动逐渐增大到  $82\mu\text{m}$ ，振动发散速度越来越快。打闸停机过程中，未见振动减小，反而进一步加大。现场人员发现，汽封摩擦冒火星。停机后，2 号轴颈处大轴晃度达到  $390\mu\text{m}$ 。揭开汽缸大盖检查发现，动静部件磨损严重，转子弯曲 0.79mm。

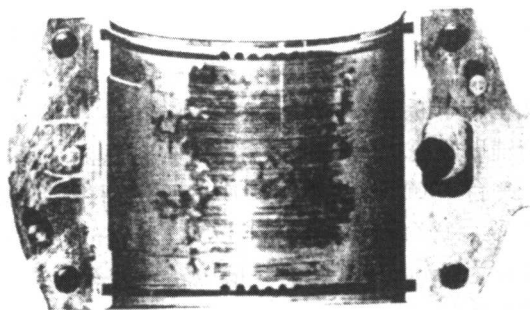


图 1-1 轴承乌金疲劳碎裂

(3) 振动过大还将使部件承受大幅交变应力，容易造成转子、联结螺栓、管道、地基等的损坏。最近五十多年来，国内外发生过多起汽轮发电机组轴系断裂恶性事故<sup>[2,3]</sup>。1953

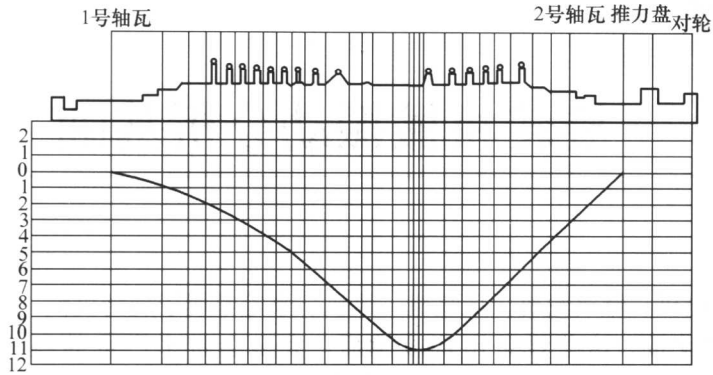


图 1-2 某台 300MW 机组高中压转子实测大轴弯曲曲线

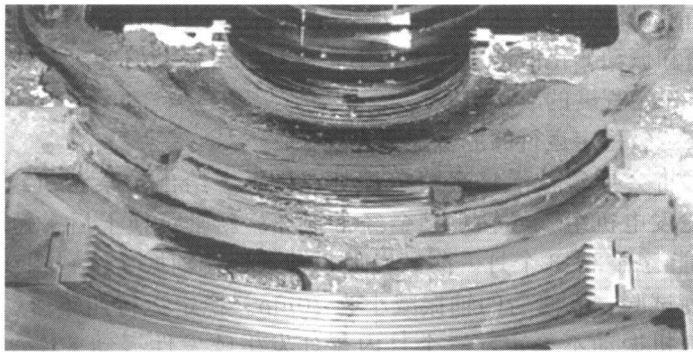


图 1-3 某台机组汽封摩擦损坏情况

年，美国 Tanner Scream 电站一台 125MW 机组低压转子断裂。1954 年，美国 Redgland 电站一台 156MW 机组在超速试验中，当转速升到 1955r/min（额定转速为 1800r/min）时，低压转子断裂。1972 年，联邦德国某电站一台 500MW 机组低压转子、发电机、主励磁机与辅助励磁机之间的联轴器螺栓被扭断，低压转子在装叶轮处断裂。1972 年，日本海南电厂一台 600MW 机组在超速试验过程中，低压转子、发电机和励磁机断裂，整个轴系断为 17 段。1974 年，美国 Gailatin 电站一台 225MW 机组冷态启动，当升速到 3400r/min（额定转速为 3600r/min）时，低压转子突然断裂。图 1-4 给出了国外一台 600MW 汽轮发电机组轴系断裂图片<sup>[4]</sup>。

我国同样发生过多起比较严重的汽轮发电机组轴系损坏事故。一台 50MW 机组因汽轮机进入低温蒸汽，汽缸急剧收缩，动静间隙减小引起动静碰磨，导致大轴弯曲和大的不平衡振动。解列甩负荷时，主汽门、调节汽门关闭迟缓，机组超速至 3600r/min 左右。在摩擦和大的不平衡力的作用下，15m 长的汽轮发电机组轴系断裂成 12 段，汽轮机缸体爆炸，断轴拼接后的主轴最大弯曲达 186mm。一台 200MW 机组在升速过程中，因故障导致转速飞升到 3400r/min 以上，引发机组共振和油膜振荡，机组振动强烈，导致个别部件损坏，由此引起的大的不平衡振动在 10~11s 内使整个 30m 长轴系断成 13 段。

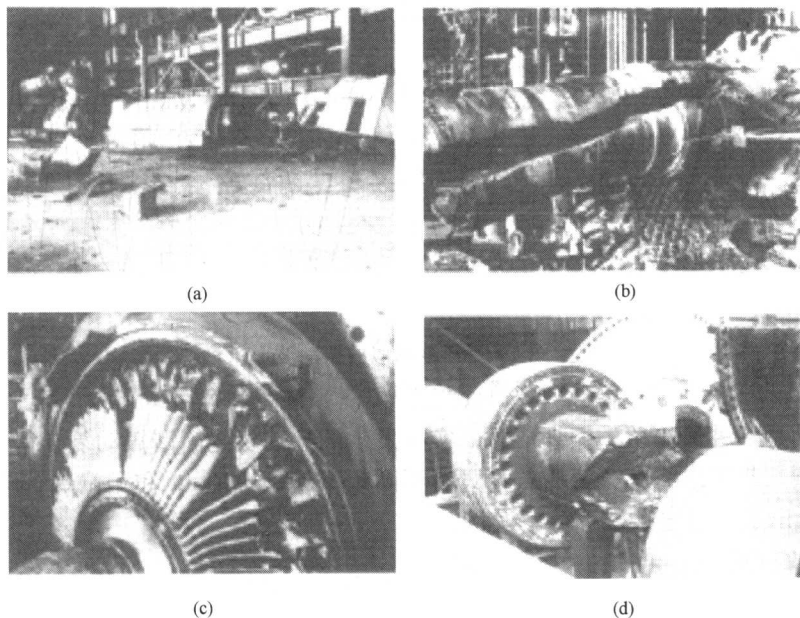


图 1-4 国外某 600MW 汽轮发电机组轴系断裂事故图片  
(a) 损坏全景；(b) 大轴断裂；(c) 叶片断裂；(d) 大轴断口

## 第一节 振动分析基本概念

振动是一个动态量。如图 1-5 所示是一种最简单的振动形式——简谐振动，即振动量按余弦（或正弦）函数规律周期性地变化，可以写为

$$y = A \sin(\omega t + \varphi) \quad (1-1)$$

$$\omega = 2\pi f; f = \frac{1}{T}$$

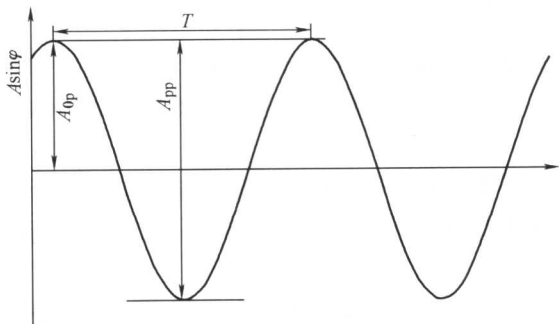


图 1-5 简谐振动波形

式中  $y$ ——振动位移；  
 $A$ ——振动幅值，反映了振动大小；  
 $\varphi$ ——振动相位，反映了信号在  $t=0$  时刻的初始状态；  
 $\omega$ ——圆频率；  
 $f$ ——振动频率，反映了振动量动态变化的快慢程度；  
 $T$ ——周期。

振动是一个动态变化量。为了突出反映交变量的影响，振动监测时常取波形中正、负峰值的差值作为振动幅值，又称为峰峰值，通常以  $A_{pp}$  表示。式 (1-1) 中的  $A$  又称为半峰值，记为  $A_{op}$ 。

图 1-6 给出了三组相似的振动波形：图 1-6 (a) 为两信号幅值不等，图 1-6 (b) 为两信号相位不等，图 1-6 (c) 为两信号频率不等。可见，为了完全描述一个振动信号，必须同时

知道幅值、频率和相位这三个参数，人们称之为振动分析的三要素。

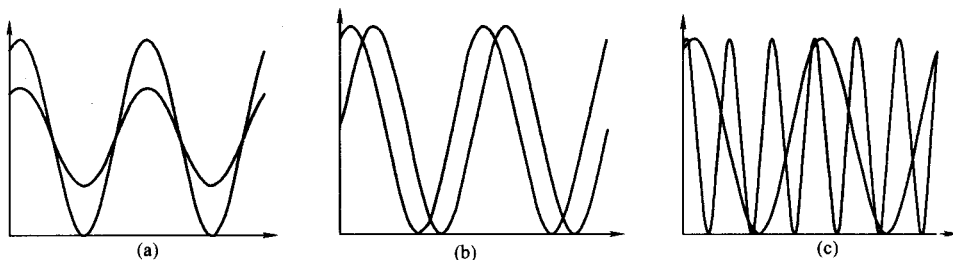


图 1-6 三组相似的振动波形

(a) 幅值不等；(b) 相位不等；(c) 频率不等

简谐振动是一种最简单的振动形式，实际发生的振动要比简谐振动复杂得多。不管振动信号多么复杂，都可以将其分解为若干具有不同频率  $\omega_i$ 、幅值  $A_i$  和相位  $\varphi_i$  的简谐分量的合成，图 1-7 给出了一组复杂波形分解实例

$$y = \sum_{i=1}^N A_i \sin(\omega_i t + \varphi_i) \quad (1-2)$$

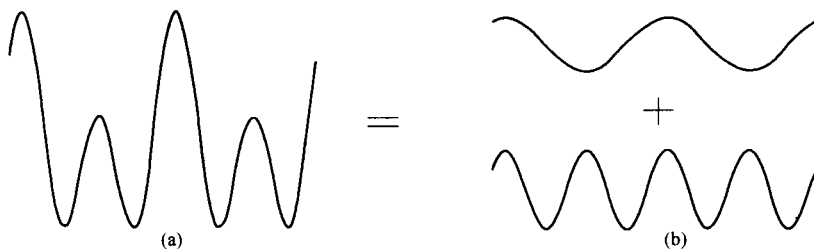


图 1-7 复杂简谐振动波形分解实例

(a) 复杂波形；(b) 分解后的简谐波形

旋转机械振动分析离不开转速，为了方便和直观起见，常以  $1x$  表示与转动频率相等的频率，又称为工（基）频，分别以  $0.5x$ 、 $2x$ 、 $3x$  等表示与转动频率的 0.5 倍、2 倍和 3 倍等相等的频率，又称为半频、二倍频、三倍频。

采用信号分析理论中的快速傅立叶变换（FFT）可以很方便地求出复杂振动信号所含频率分量的幅值和相位。目前频谱分析已成为振动故障诊断领域最基本的工具。频谱分析所起的作用可以概括为以下两点：

(1) 不同故障所对应的频率不同。例如，转子不平衡故障的频率为工频，汽流激振和油膜振荡等故障的频率为低频，电磁激振等故障的频率为高频等。频率特征是故障判断的必要条件。某种故障必然具备相应的频率特征，因此根据频谱分析结果可以对故障性质作一个初步、定性判断。本书第三～五章将详细介绍每一种故障的频率特征。

(2) 多种故障的频率特征具有很强的相似性，频率特征并不是故障判断的充分条件。例如，热变形、不平衡、共振、刚度不足、摩擦等故障的特征频率都是工频，仅根据频率特征无法将故障原因进一步定量细化。为了能确诊故障原因，振动分析必须结合过程参数和相关试验数据进行，突出相似故障之间的微小差别。

## 第二节 振动位移、速度和加速度

除了振动位移外，振动分析时还经常用到振动速度和加速度。将位移信号对时间求一次和二次导数，可以分别得到振动速度和加速度

$$\left. \begin{aligned} y &= A\sin(\omega t + \varphi) \\ v = y' &= \frac{dy}{dt} = \omega A\sin\left(\omega t + \varphi + \frac{\pi}{2}\right) \\ a = y'' &= \frac{d^2y}{dt^2} = \omega^2 A\sin(\omega t + \varphi + \pi) \end{aligned} \right\} \quad (1-3)$$

反之，对振动加速度信号进行一次和二次积分可以分别得到速度和位移信号。从式(1-3)可以看出：

(1) 振动位移、速度和加速度信号的频率相同。不管采用何种表示方式，故障性质不会变化，都可以用于振动监测。三种方式在旋转机械振动分析中都有广泛应用。

(2) 在相同位移幅值下，频率越高，振动所产生的交变应力越大，对设备的危害也越大。因此故障频率越高，位移幅值应该控制得越严格。对于旋转机械而言，转速越高，振动标准越严。

(3) 振动速度（或加速度）幅值是振动位移和频率（或频率平方）的乘积，幅值中同时反映了振动频率和位移幅值的影响，较单纯的振动位移幅值更全面。

(4) 振动加速度相位超前振动速度相位  $90^\circ$ ，振动速度相位又超前振动位移相位  $90^\circ$ 。当采用不同的表示方式时，必须考虑相互之间的相位差。

(5) 值得指出的是，同一种故障在振动位移、速度和加速度频谱中表现出来的故障特征不完全相同。假设某故障振动位移信号频谱如图 1-8 (a) 所示，频谱中 10Hz、20Hz 和 50Hz 分量幅值都为  $10\mu\text{m}$ 。根据式 (1-3) 计算出每一频率分量的速度和加速度幅值，从而得到相应的振动速度和加速度频谱，如图 1-8 (b)、(c) 所示。比较这三个图可见，高频分量在振动速度和加速度频谱中得到了明显“放大”，频率越高，速度和加速度频谱中高频分量的“放大”作用越明显。因此对于高频振动故障，为了在故障的早期能够比较明显地反映出振动变化，采用振动速度或加速度监测比较有效。

假设某故障加速度频谱如图 1-8 (f) 所示，频谱中 10Hz、20Hz 和 50Hz 分量都为  $1\text{m/s}^2$ 。由式 (1-3) 可以计算得到相应的速度和位移频谱，如图 1-8 (d)、(e) 所示。比较这三个图可见，低频分量在振动位移频谱中得到了明显“放大”，频率越低，放大效果越明显。因此对于低频振动故障，监测振动位移更能够突出反映振动变化。表 1-1 给出了振动位移、速度和加速度之间的关系。

表 1-1 振动位移、速度和加速度之间的关系

振动表示形式	位 移	速 度	加 速 度
幅 值	$A$	$\omega A$	$\omega^2 A$
相 位	$\varphi$	$\varphi + \pi/2$	$\varphi + \pi$
频 率	$\omega$	$\omega$	$\omega$
单 位	mm	mm/s	mm/s <sup>2</sup>

续表

振动表示形式	位 移	速 度	加 速 度
转换关系	(1) 位移信号对时间求导得到速度，再求导得到加速度； (2) 加速度对时间积分得到速度，再积分得到位移		
选用原则	(1) 三种表示方式都可以用于监测； (2) 速度和加速度信号更能突出反映高频分量的变化； (3) 位移信号更能突出反映低频分量的变化		

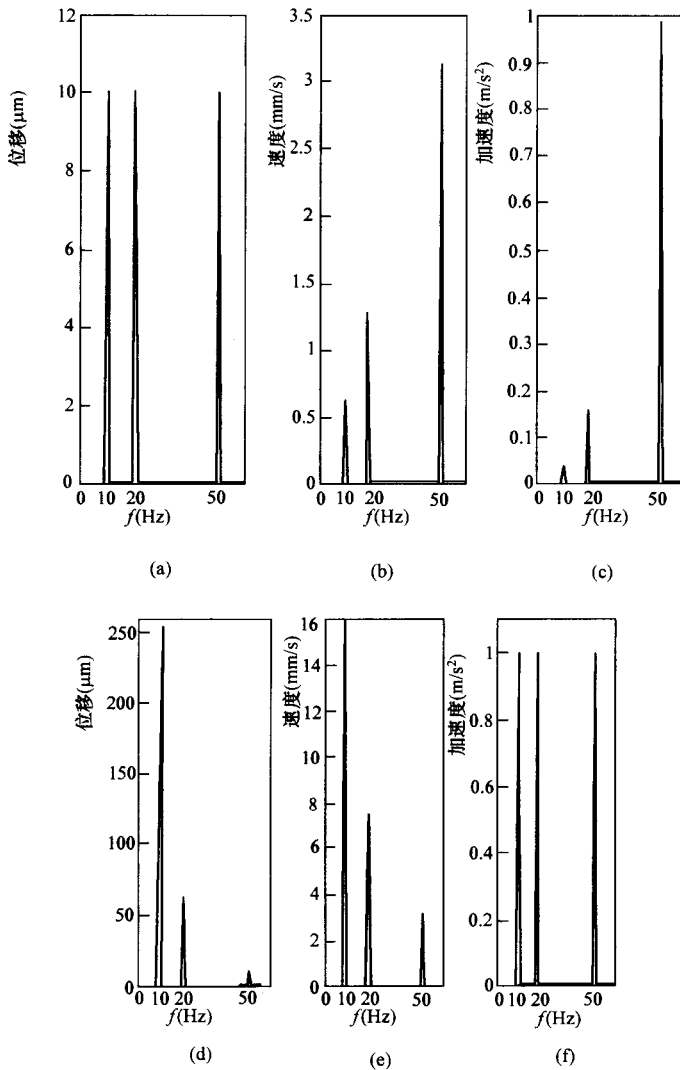


图 1-8 振动位移、速度和加速度频谱比较

(6) 振动位移、速度和加速度之间可以相互转换。虽然将位移信号对时间求导可以得到速度信号和加速度信号，但是由于求导过程中误差有可能会放大，实际上很少进行这样的转

换。信号积分过程中的误差是收敛的，因此目前采用得比较多的是由加速度或速度信号积分求出位移信号。一些采用加速度传感器的振动仪表可以通过积分，同时测量出振动加速度、速度和位移值。

### 第三节 简单振动问题分析

图 1-9 给出了一个由质量块、阻尼器和弹簧组成的简单振动模型。设模型质量、阻尼系数和刚度系数分别为  $m$ 、 $c$ 、 $k$ ，现只考虑质量块在垂直方向上的运动。质量块挂上后处于平衡位置  $0-0$ ，弹簧有一静伸长  $\delta_{st}$ ，弹簧力为  $k\delta_{st}$ ，与重力  $mg$  相等，因此  $\delta_{st} = mg/k$ 。在外界干扰力  $F = F_0 \sin \omega t$  作用下，质量块将振动。由牛顿第二定律可知，质量块的运动方程为

$$my'' = -k(\delta_{st} + y) - cy' + F_0 \sin \omega t + mg \quad (1-4)$$

简化后可得

$$y'' + 2\xi \omega_n y' + \omega_n^2 y = \frac{F_0}{m} \sin \omega t \quad (1-5)$$

$$\omega_n = \sqrt{k/m}$$

$$\xi = c/(2m \omega_n)$$

式中  $\omega_n$ ——系统角频率；

$\xi$ ——阻尼系数。

#### 一、无阻尼自由振动分析

当不考虑阻尼力和外界干扰力作用时，式 (1-5) 变为

$$y'' + \omega_n^2 y = 0 \quad (1-6)$$

其解为  $y = a \sin(\omega_n t + \varphi)$ ，系数  $a$  和  $\varphi$  由  $t = 0$  时刻质量块的初始状态决定。与这两个系数不同的是，自由振动频率  $\omega_n$  与外界因素无关，只取决于系统本身的质量和刚度，因此又称为系统固有频率。 $\omega_n$  正比于刚度，反比于质量，这是机械振动系统的通用规律。工程上经常据此调整系统固有频率，避开共振区。

**【例 1】** 我国早期生产的 300MW 引进型汽轮发电机组励磁机振动不稳定。该机组原设计工作频率为 60Hz，固有频率计算值为 40.8Hz，两者之间不会出现共振。但是该型励磁机实测固有频率高达 45.8~46.7Hz，而引进后的工作频率为 50Hz，两者之间避开裕度不

够，导致工作转速下转子接近共振状态。进一步分析表明，建模时没有考虑励磁机铁芯与转轴过盈配合对转子刚度的增强作用，从而导致计算值偏低。机组改型时，将励磁机转子发电机端轴段加长了 300mm（如图 1-10 所示）。转子加长后，刚度减小，质量增大，转子固有频率降低到 2450~2500r/min，在工作转速下避开了共

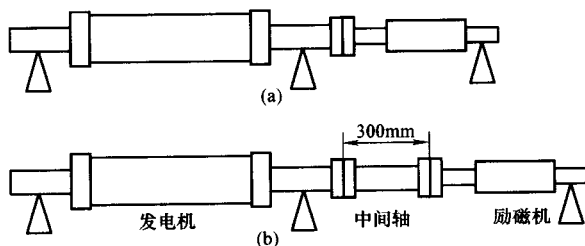


图 1-10 300MW 引进型汽轮发电机组励磁机改型设计  
(a) 改型前；(b) 改型后

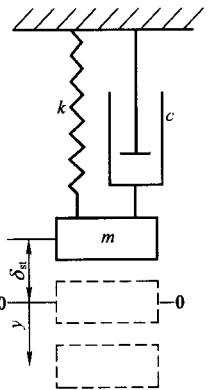


图 1-9 简单振动模型

振区。

**【例 2】** 单转子临界转速与轴系临界转速的差别。假设两个转子单独运转时的临界转速分别为  $\omega_A$  和  $\omega_B$ ，现通过联轴器将两根转子连成为一个轴系。单转子连成轴系后，转子自由端增加了约束，每根转子的刚度都会有所增加，轴系中相应转子 A 和转子 B 的临界转速也会有不同程度的增加。表 1-2 给出了某台 100MW 机组单转子临界转速和轴系临界转速分布。

临界转速	高压转子	低压转子	发电机转子
单转子临界转速	2018	1433	1306
轴系临界转速	2309	1618	1365

## 二、有阻尼系统自由振动分析

有阻尼系统自由振动方程为

$$y'' + 2\xi\omega_n y' + \omega_n^2 y = 0 \quad (1-7)$$

其解为

$$y = ae^{-\xi\omega_n t} e^{\omega_n t \sqrt{\xi^2 - 1}} \quad (1-8)$$

系数  $a$  由  $t = 0$  时刻质量块的初始状态决定。有阻尼单自由度系统自由振动响应如图 1-11 所示。有阻尼系统自由振动解的性质取决于阻尼系数  $\xi$ ：

(1) 当  $\xi \geq 1$  时，系统阻尼较大，属于强阻尼状态，振动呈指数衰减，如图 1-11 中曲线  $\xi=3$  和  $\xi=1$  所示。

(2) 当  $\xi < 1$  时，系统阻尼较小，属于弱阻尼状态，其解为  $y = ae^{-\xi\omega_n t} \cos(\omega_n \sqrt{1 - \xi^2})t$ ，振动呈振荡衰减，如图 1-11 中曲线  $\xi=0.1$  所示。阻尼越大，响应衰减得越快，阻尼越小，响应衰减得越慢。

(3) 有阻尼自由振动频率  $\omega'_n = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2} < \omega_n$ 。由于实际阻尼系数  $\xi$  一般都很小， $\omega'_n \approx \omega_n$ 。因此可以由阻尼自由振动响应求出系统固有频率。

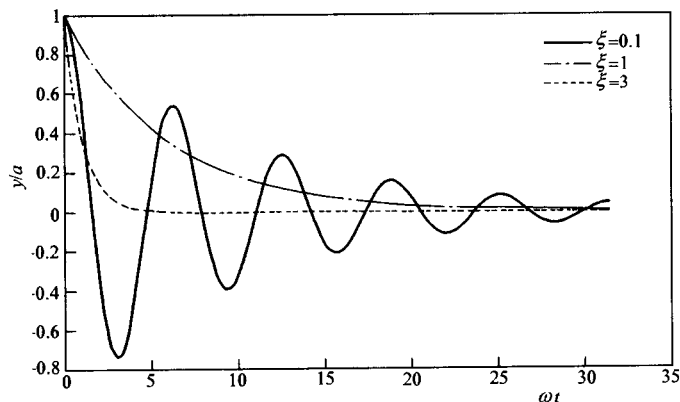


图 1-11 有阻尼单自由度系统自由振动响应



为了避免发电机定子线棒、叶片等部件在运行中发生共振,在机组检修时经常需要测试这些部件的固有频率。以叶片测频为例,在叶片端部施加冲击力,记录叶片受到冲击作用后的振荡衰减波形,对该波形进行频谱分析,找出其中的主频,即可求出叶片固有频率,如图 1-12 所示。

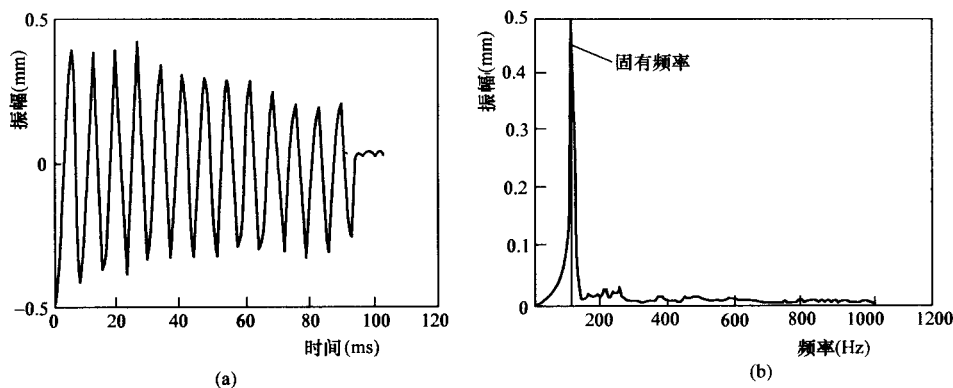


图 1-12 利用冲击响应测试叶片固有频率  
(a) 冲击作用后的叶片振荡衰减波形; (b) 叶片冲击振动响应频谱

### 三、有阻尼系统强迫振动分析

在阻尼力和激振力的共同作用下,系统方程为

$$y'' + 2\xi\omega_n y' + \omega_n^2 y = \frac{F_0}{m} \sin\omega t \quad (1-9)$$

上式的特解为

$$y = A \sin(\omega t - \varphi) \quad (1-10)$$

$$A = \frac{F_0}{k} \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + \frac{4\xi^2\omega^2}{\omega_n^2}}}; \varphi = \operatorname{tg}^{-1} \frac{2\xi\omega_n\omega}{\omega_n^2 - \omega^2}$$

如图 1-13 所示的偏心轮可以看作是一类最简单的旋转机械。设半径  $r$  处有偏心质量  $m$ , 偏心轮以角速度  $\omega$  旋转。当偏心轮旋转时,不平衡力在垂直方向上产生的激振力为

$$F_0 = mr\omega^2 \sin\omega t \quad (1-11)$$

将式 (1-11) 代入式 (1-10) 得

$$A = \frac{mr}{k} \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{\omega^2} - \frac{1}{\omega_n^2}\right)^2 + \left(\frac{2\xi}{\omega\omega_n}\right)^2}} \quad (1-12)$$

偏心轮激振模型虽然简单,但是它包含了旋转机械振动分析中很多重要概念。图 1-14 给出了不平衡力作用下振动幅值和相位随转速的变化情况,分别称为幅频图和相频图。由式 (1-12) 和图 1-14 (a) 幅频曲线可以看出:

- (1) 振动幅值与偏心质量成正比,振动相位与偏心质量无关。
- (2) 当偏心质量、系统阻尼系数等参数恒定时,振动响应幅值和相位随转速的变化而变化。因此旋转机械振动分析必须结合转速进行。