

工程力学专业规划教材

振动测试技术

丛书主编 赵 军
本书主编 孙利民

非外借

中国建筑工业出版社

工程力学专业规划教材

振动测试技术

丛书主编 赵 军

本书主编 孙利民

中国建筑工业出版社

图书在版编目 (CIP) 数据

振动测试技术/孙利民主编. —北京: 中国建筑工程工业出版社, 2017. 4

工程力学专业规划教材/赵军丛书主编

ISBN 978-7-112-20632-2

I. ①振… II. ①孙… III. ①振动测量-高等学校-教材 IV. ①TB936

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2017) 第 069717 号

随着科技、生产的发展, 振动测试无论在理论上或技术和应用上都发生了令人瞩目的深刻变化。传感器技术、信息采集技术、信息实时处理技术和信息传输技术的进展, 大大加强了振动测试的功能, 提高了测量的精度和速度。各种新型振动传感器的相继问世, 使得过去难度较大的振动测量, 譬如微振动、特高振级的冲击、超小型物体的振动、极高频和极低频的振动、高速转子的振动及在恶劣环境中的振动等等的测量都得以实现。

基于上述工程振动试验的需求及广大读者对掌握和运用振动测试技术的愿望, 作者结合多年来从事振动测试的教学与科研实践的心得, 编写了本书。本书比较系统地论述了振动测试的基本原理与技术, 以期读者对振动测试技术先有一个较全面的了解。

本书可作为高等理工院校研究生和本科生振动测试课的教材, 也可供从事振动测试工作的技术人员参考。

责任编辑: 尹珺祥 赵晓菲 朱晓瑜

责任设计: 谷有稷

责任校对: 王宇枢 刘梦然

工程力学专业规划教材

振动测试技术

丛书主编 赵 军

本书主编 孙利民

*

中国建筑工程工业出版社出版、发行 (北京海淀三里河路 9 号)

各地新华书店、建筑书店经销

唐山龙达图文制作有限公司制版

北京市安泰印刷厂印刷

*

开本: 787×1092 毫米 1/16 印张: 11¼ 字数: 276 千字

2017 年 10 月第一版 2017 年 10 月第一次印刷

定价: 30.00 元

ISBN 978-7-112-20632-2

(30286)

版权所有 翻印必究

如有印装质量问题, 可寄本社退换

(邮政编码 100037)

■ 前 言

振动、冲击与噪声是自然界和工程中普遍存在的现象，测试技术作为解决工程振动问题的一种有效手段，早已为人们所利用。在近 20 多年来，随着科技、生产的发展，振动测试无论在理论上或技术和应用上都发生了令人瞩目的深刻变化。传感器技术、信息采集技术、信息实时处理技术和信息传输技术的进展，大大加强了振动测试的功能，提高了测量的精度和速度。各种新型振动传感器的相继问世，使得过去难度较大的振动测量，譬如微振动、特高振级的冲击、超小型物体的振动、极高频和极低频的振动、高速转子的振动及在恶劣环境中的振动等的测量都得以实现。

基于上述工程振动试验的需求及广大读者对掌握和运用振动测试技术的愿望，作者结合多年来从事振动测试的教学与科研实践的心得，编写了本书。本书比较系统地论述了振动测试的基本原理与技术，以期读者对振动测试技术有一个较全面的了解。在介绍基本原理与技术的基础上，本书又增加了对当代先进的测试与分析技术及其实际应用的讲解。

本书可作为高等理工院校研究生和本科生振动测试课的教材，也可供从事振动测试工作的技术人员参考。

本书第 1 章、第 6~12 章由孙利民执笔；第 2~5 章由卫洪涛执笔。由于作者水平所限，缺点和错误在所难免，望读者指正。

本书承蒙天津大学刘习军教授的指导，并提供部分教学素材，刘教授长期从事振动的教学与科研工作，造诣颇深，本书得其指点，受益匪浅，作者谨此由衷地表示感谢。

目 录

第 1 章 振动测试技术概论	1
1.1 振动试验的目的和意义	1
1.2 试验方法和内容	2
1.3 工程振动中的被测参数	5
1.4 工程振动测试及信号分析的任务	10
1.5 工程振动测试方法及分类	11
第 2 章 机械式传感器工作原理	13
2.1 传感器的作用	13
2.2 相对式机械接收原理	13
2.3 惯性式机械接收原理	14
2.4 非简谐振动测量时的技术问题	19
第 3 章 机电式传感器工作原理	22
3.1 振动传感器的分类	22
3.2 电动式传感器	22
3.3 压电式传感器	24
3.4 电涡流式传感器	30
3.5 参量型传感器	31
第 4 章 振动测量系统	36
4.1 微积分放大器	36
4.2 滤波器	41
4.3 压电加速度传感器测量系统	45
4.4 电涡流式传感器的测量系统	49
4.5 动态电阻应变仪	51
4.6 参量型传感器测量系统	55
第 5 章 激振设备	58
5.1 激振器	58
5.2 振动台	60

5.3	液压式振动台	62
5.4	其他激振方法	64
第 6 章	基本振动参数的测量及仪器设备	66
6.1	简谐振动频率的测量	66
6.2	机械系统固有频率的测量	70
6.3	简谐振动幅值的测量	73
6.4	同频简谐振动相位差的测量	75
6.5	衰减系数的测量	78
第 7 章	模拟平稳信号分析	83
7.1	波形分析的简单方法	83
7.2	模拟式频率分析	87
7.3	模拟式实时频谱分析简介	91
第 8 章	振动测试仪器的校准	94
8.1	分部校准与系统校准	94
8.2	静态校准法	95
8.3	绝对校准法	96
8.4	相对校准法	97
第 9 章	数字信号分析	100
9.1	基本知识	100
9.2	离散傅里叶变换	102
9.3	快速傅里叶变换 (FFT)	104
9.4	泄漏与窗函数	107
9.5	噪声与平均技术	111
9.6	数字信号分析仪的工作原理及简介	113
第 10 章	实验模态分析简介	117
10.1	基本概念	117
10.2	多自由度系统的传递函数矩阵和频响函数矩阵	121
10.3	传递函数的物理意义	122
10.4	多自由度系统的模态参数识别	124
10.5	模态分析中的几种激振方法	128
10.6	模态分析的实验过程	130
10.7	利用 3D 高速摄影进行模态分析	131

第 11 章 旋转机械状态监测与故障诊断	135
11.1 状态监测的常用术语	135
11.2 状态监测常用图谱	138
11.3 旋转机械的故障诊断	144
第 12 章 现代测试技术	158
12.1 概述	158
12.2 现代测试系统的基本概念	158
12.3 现代测试系统的基本组成	160
12.4 现代测试系统的特点	161
12.5 虚拟测试仪器技术	161
12.6 智能仪器	167
12.7 现代测试系统实例	169

第1章 振动测试技术概论

1.1 振动试验的目的和意义

唯物史观认为,世界上的一切都在运动着,运动是物质存在的形式。人类认识物质,就是认识物质的运动形式,只有通过运动才能认识各种物质的形态与性质。在物质的运动中,振动和冲击是运动的主要形式,是自然界中广泛存在的现象。同世界上一切事物无不具有两重性一样,振动和冲击也有两重性。当我们没有掌握振动与冲击的规律时,它会给人类带来严重的危害,一旦我们认识了它的规律,它又会变害为利,给人类带来利益。

振动与冲击的危害常表现在以下几个方面:

(1) 强烈而持续的振动,尤其是随机振动会导致结构的疲劳损坏。根据有关部门统计,在结构损坏中80%是属于疲劳损伤。交通车辆的车轴、弹簧、轴承、构架、钢结构等损坏都是在随机载荷作用下引起的,绝大多数都属于疲劳损坏。疲劳损坏往往会造成很大的危害,历史上曾发生过大型客机因一枚螺栓的疲劳断裂而导致机毁人亡,大型汽轮发电机组曾因轴承振动疲劳使转子断成数段而飞出数百米外。美国的塔科马大桥因风振而断毁,强地震造成的灾难性破坏更是令人触目惊心。工程中的种种案例,举不胜举。

(2) 强烈的冲击往往会造成结构的瞬时超越损坏。当结构动力响应首次超过其允许的上限值时,结构将发生首次超越损坏。如军工系统就曾发生过瞄准镜在打炮时由于强烈冲击而振碎;牵引火炮在牵引试验中由于道路的强烈冲击,炮车轴振断。

(3) 强烈的振动和冲击会导致仪器设备的功能失效。例如,强烈的振动或冲击会使仪器仪表的精度降低、元器件参数发生变化,甚至损坏,造成功能失灵。强烈或者持续的振动会使机件松动,密封受到破坏,部件产生过大的变形,以致不能工作。我国某部曾对机载产品失效情况进行分析统计,总故障中52.7%是由环境因素引起的,其中振动引起的故障占环境因素引起的故障的21.6%,冲击引起的失效占2.1%。对于运动机械,有关部门也有过统计,即由于振动引起的故障率一般可达60%~70%。由此可见,振动故障在机械故障中所占比例十分高。

(4) 强烈持续的振动和冲击会导致动态特性欠佳的结构、设备的总体性能和总体水平下降。工程中很多机械设备、电器设备或者武器都是在振动环境下工作的。例如,各种火炮都是在振动和冲击过程中工作的,尤其是连发射击的火炮,振动对射击精度有很大的影响。有关课题研究表明,对于65式双管37mm高炮,由于振动对射弹散布的影响占总散布的80%~90%之高。某化肥厂的大型空气压缩机组、某油田的石油钻机等机械设备往往由于强烈振动而迫使停机进行检修,严重影响了产品质量和生产率。

(5) 强烈的振动和冲击对人体本身也会造成严重的危害。当振动和冲击超过一定的限度时,就会破坏人与环境、人与机器之间的和谐关系,干扰人的情绪,损坏人的健康,降低工作效率。研究表明,环境振动对人体的生理、心理的危害主要是由振动频率决定的,

尤其是与人体某些部分的共振频率相同的振动频率会造成更大的影响。对人体影响最大的激振力频率为 4~8Hz, 人体不同部分对不同激振力频率的反应如下:

2.5~5Hz 之间的振动, 可引起颈椎和腰椎的共振, 振幅增大约 240%。

4~6Hz 间的振动, 可使人的躯体、肩以及颈发生共振, 振幅增大约 200%。

20~30Hz 间的振动, 可使人的关节与肩之间出现强共振, 其振幅增大 250%。

60~200Hz 间的振动, 可使人的眼球、手指发生共振, 共振振幅增大约 230%。

一般地面设备机械振动的频率范围是 10~100Hz, 船舶设备机械振动的频率范围是 5~100Hz, 可见这些振动对人体都是很有危害性的。

(6) 振动又是噪声的主要来源, 强噪声会造成环境污染, 使人不能正常工作, 并造成各种职业病或污染性病害, 危及人类健康。

有关研究表明, 结构表面声辐射的能量与振动速度、振动模态及振动强度有关。

振动虽有上述种种危害性, 但是一旦人们掌握了振动规律, 就可以消除振动、控制振动, 并可减轻以至消除振动带来的危害, 还可以利用振动来为人类服务。例如, 工业中常用的振动筛、工厂铸造车间用的铸件振动落砂机、用于混凝土的振动捣固机、振动打桩机以及利用共振原理制作的搅拌混料机、振动压路机, 都是利用振动原理工作的机械设备, 同时还可以利用振动消除构件的内应力。更为重要的是, 如果很好地认识并掌握振动规律, 就可以设计制造出动态特性良好的机械设备。尤其是在振动和冲击过程中工作的机械设备, 动态特性的好坏, 体现了机械设备的总体性能和总体水平, 对于这些机械设备, 振动和冲击直接影响着设备的总体性能指标、设备本体及各部分的机械动作, 所有配置的仪器仪表都要承受其振动和冲击的作用, 都存在着适应性、可靠性、破坏或故障的问题。因此, 振动与冲击是工程中的共同问题。

研究振动与冲击, 目的在于摸清振动规律, 指导机械结构的优化设计, 对设备的振动与冲击进行预测或进行振动控制, 以保证机械设备具有良好的动态特性和良好的环境适应性, 提高机械设备的总体性能和总体水平。

振动与冲击的研究包含极其丰富的内容, 既有基本机理、基本原理方面的研究, 也有工程应用方面的研究, 既有理论研究, 也有实验研究。由于研究对象日趋复杂, 实验研究占有十分重要的地位。实验不仅对研究尚未明了机理的振动现象十分必要, 还为复杂振动系统的分析与设计提供更符合实际情况的资料。实验结果是最终考核和检验工程结构动态特性好坏的最权威的手段。因此, 振动与冲击的研究要立足于实验, 通过实验寻求振动与冲击的规律, 通过实验验证理论研究的正确性, 深化理论并发展理论。

■ 1.2 试验方法和内容

不久以前, 工程界在设计机械结构时, 常常只考虑静载荷和静特性, 当产品试制成功后再作动载荷和动特性的测试。如果不符合产品的技术指标, 采取局部补救的措施, 这种设计方法称为静态设计、动态校核补救法。随着科学的迅猛发展, 要求机械设备或结构具有更高的性能, 更高的效率, 更好的环境适应性, 更高的自动化程度, 更多的功能, 更加轻巧并使用方便, 更节省材料。这就要求机械设备或结构各部分以及配置的仪器仪表不仅具有良好的功能特性, 而且要具有很好的环境适应性、可靠性, 即具有良好的动态特性。这种要求迫使工程设计必须进入动态设计阶段, 并在实施(生产、加工或建造)、管理、

使用、监测、维修等阶段采取全过程的、全方位的动态措施,这样才能保证生产出高质量的机械设备或结构。

机械设备或结构的动力学问题，归纳起来包括以下三个方面的问题：

(1) 已知环境对系统（机械设备或结构）的输入（激励）和系统的动态特性，求系统的输出，工程上称为响应预测。这是结构动力学中的正问题。响应预测的目的在于寻求结构系统的目标响应，即最优响应，由目标响应进而保证结构的目标性能。

(2) 已知输入和输出, 求系统的动态特性, 工程上称为系统识别。解决这类问题的途径是根据实测到的输入(激励力)与输出(响应)的信息, 按照目标函数最优的判据来确定结构系统的动态特性, 这是结构动力学中的一种逆问题。系统识别的目的在于通过寻求结构系统的最优模态参数, 进而保证结构系统的最优物理参数及其匹配, 并为动力学分析计算的正确建模提供依据。

(3) 已知输出和系统的动态特性求输入, 工程上称为载荷识别或环境预估。这也是结构动力学中的一种逆问题。载荷识别的目的在于用来判断结构系统的动强度、动刚度是否安全可靠。

以上三方面的问题有着内部必然规律的联系，它们之间是互为因果的。只有将这三者间的内部规律认识清楚并妥善解决好，才能使设计生产出的机械设备、建造出的高楼大厦具有理想的使用性能，达到设计生产或建造的预期目的。

围绕以上三大问题,振动与冲击的试验方法和内容是多方面的,它们之间既有着独立性,又存在着有机的联系,形成振动试验解决工程动态特性问题的一个整体。

振动与冲击试验内容见图 1-1。

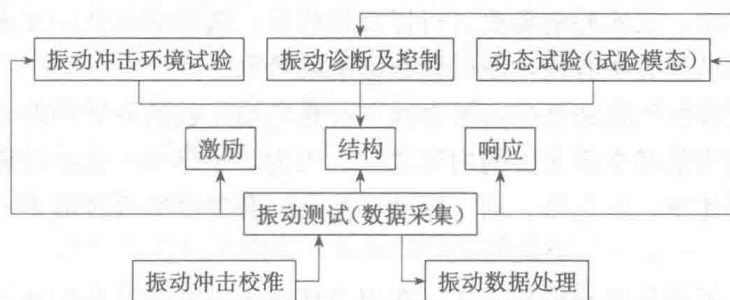


图 1-1 振动与冲击试验内容方框图

从力学观点讲, 无论怎样复杂的机械设备或结构的物理特性参数, 都是由质量、弹簧刚度和阻尼这三种最简单、最基本的物理参数组成的, 这几个参数都是结构的固有特性。人们设计制作的机械系统或者统称为结构都是为了实现某种预想功能的。比如, 火炮是用来发射高速弹丸摧毁敌目标的, 火车是用来运输乘客或货物的。要想使结构完全按照人们的预想目的准确地实现其功能, 就得使结构具有良好的动态特征, 使它能在特定的环境激励条件下产生设想的响应。所谓结构的动态特性是指结构的模态参数, 包括固有模态, 即固有振型、固有频率和阻尼比。

系统要工作,必然要承受外部环境的各种激励。激励可以是力、位移、速度和加速度。例如火炮工作时要承受高膛压的激励,汽车在公路上行驶时要受到路面高低不平的道路激励。确定性激励的时域规律分为简谐激励、周期性激励和非周期性激励,非确定性激励称为随机激励,按其统计规律又可分为平稳激励和非平稳激励。

由于各种结构具有不同的固有特性,在不同激励信号的作用下,其响应信号是非常复杂的。响应信号分为线量响应和角量响应,分别可用位移、速度、加速度来描述。

不管是激励信号还是响应信号,均可在时域内、幅值域内、频域内进行描述。

对线性系统来说,激励、结构、响应三者之间有着确定的关系,知道其中两种数据信息,就可以求出第三种数据信息。

振动测试或称数据采集,是振动试验的主要内容之一,振动测试的目的和任务在于如实地获取数据信息,包括激励、结构、响应的有关数据信息,以便直观了解激励状况、响应状况和结构特性。为了进一步了解激励、结构、响应最主要的特性或解决它们之间存在的一些问题,对测试数据就要作进一步处理和分析,以便揭示其最本质的东西或观察其主要矛盾。另外,环境试验、动态试验、振动诊断及控制都要用到实测的数据信息。因此,测试是振动试验最基本的环节。

对采集到的最基本最原始的信号,有的可以直接提供一些有用的信息,但这往往是十分有限的,远远不能满足振动分析及解决问题的需要,因此有必要进一步进行加工和处理,通过分析处理找出最有代表性的信息,掌握其中规律并以此来指导工程实践。由于信号的特性不同,要解决的工程问题也不同,因此,数据的分析处理方法也不同。归纳起来,可以在时域、频域、幅值域内对测试数据进行处理。而且这三域之间是可以互相转换的。

为了保证测试数据的准确性和可靠性,整个测试系统,包括传感器、前置放大器、信号适调器、记录仪都必须具有良好的性能。虽然它们都经过出厂检定并给出了具体的性能指标,但随着使用环境的变化,特别是经过恶劣的振动冲击环境之后,有可能使传感器、仪器设备的性能指标发生变化,甚至遭到损坏。因此测试系统要定期地进行检定、校准,尤其对一些重要实验,在实验前都要进行仔细地校准,选择满足使用要求的传感器和测试系统。这样才能对试验心中有数,使试验数据准确可靠。

环境工程是可靠性工程的基础,可靠性工程是环境工程的发展和补充。振动冲击环境试验是整个环境工程最基本最主要的内容之一。因为,不仅单一的振动和冲击环境在结构故障中占有很高的比重,而且热、动(振动、冲击)和湿度组合环境更加恶化了其损伤机理。具体表现为:

(1) 结构及仪器设备的动特性变坏。在组合环境下,电子设备的摩擦阻尼减少,从而使振动响应量增加,由实测数据得知,振动响应量可增加两倍。

(2) 应力腐蚀与疲劳加剧。高温、高湿与振动组合环境,必然给仪器设备带来应力腐蚀,使疲劳损坏加剧。

(3) 使结构及仪器设备的涂层剥落。单项温度试验很难查出涂层缺陷,而在温度交变下涂层膨胀、收缩,再加上振动、冲击等机械作用,使结构产生弯曲,造成裂纹,潮气透过裂纹使裂纹扩展,加速仪表电路板上的电容、电阻变质,并暴露出来,以致造成设备部分或整个失效的涂层缺陷。

(4) 在工程实际中,振动对结构本身产生影响,使之因疲劳而损坏,还使附设于结构上的仪表和控制系统在振动环境下失灵,甚至导致全系统的毁灭性事故。这些问题的存在促进了一个新的科学分支的发展,即振动与冲击环境工程。它的任务是为附设于结构的仪表等附件提供振动环境数据,研究模拟特定环境的原理和设备,并提出控制振动及改善振动环境的措施。

试验模态分析综合了测试技术、数据处理、系统识别和结构动力学学科分支,是振动试验的一项重要组成部分。试验模态分析通过动态试验和模态识别,确定机械结构系统的动力学特性。根据模态试验所确定的模态参数,即模态频率、阻尼和振型等,可广泛应用于机械结构动力学特性的故障排除、质量检测、故障诊断以及机械结构有限元数学模型的优化、修改、动力响应仿真、结构动态特性的灵敏度分析与修改、动态优化设计等方面。试验模态分析技术可分为四个主要环节,机械系统的激振技术,激励和响应量的测试技术(包括动态测试技术、数据采集和信号处理),频率响应函数估计,模态识别。

近年来信号处理技术与模态参数识别技术在机械故障监测与故障诊断技术中十分活跃并取得了很大的进展。依据现代科技提供的高灵敏度、高辨识能力(包括经过有效信号处理后)的特征参数,可以了解机械结构的动态特性,掌握其运行状态,及早发现潜在的故障,以便在故障之前作出预报,及时采取各种有效措施,保证机械设备的正常运转。故障振动诊断所使用的特征值是非常多的。如时域信号的时间历程、峰值、均方值、相关函数、相干函数、谱函数、最大熵谱、谱矩、倒频谱、概率分布、信息量、熵、希尔伯特变换、各种数据模型、频率响应函数、模态参数、物理参数、适用于旋转机械的功率谱阵、频率—转速谱图、坎贝尔图,适用于滚动轴承的脉冲频率、声功率谱分析、适用于齿轮箱的边频分析等,都是非常有用的识别判断参数。根据这些实测及分析处理后所得的参数与标准参数(机械设备在正常运转情况下的各种特征参数)的差异即可进行机械设备的品质估计及各种故障诊断,进一步可采取各种措施进行被动振动控制或主动的振动控制,将过量振动设法消除或者隔离,或设法将振动幅值限制在允许的范围之内。

■ 1.3 工程振动中的被测参数

工程振动测试的主要参数有:位移、速度、加速度、激振力、振动频率等。按照描述振动规律的特点,可将振动分为确定性振动和随机振动两大类,其中确定性振动又分为简谐振动、复杂周期振动和准周期振动。

1.3.1 简谐振动中的测试参数

位移、速度和加速度为时间谐和函数的振动称为简谐振动,这是一种最简单最基本的振动。其函数表达式为:

$$\text{位移} \quad x(t) = A \sin(\omega t) = A \sin(2\pi f t)$$

$$\text{速度} \quad v(t) = \omega A \cos(\omega t) = \omega A \sin\left(2\pi f t + \frac{\pi}{2}\right) \quad (1-1)$$

$$\text{加速度} \quad a(t) = -\omega^2 A \sin(\omega t) = \omega^2 A \sin(2\pi f t + \pi)$$

式中 A ——位移幅值 (cm 或 mm);

ω ——振动圆频率 (角频率 rad/s);

f ——振动频率 (Hz)。

$x(t)$ 、 $v(t)$ 和 $a(t)$ 三者之间的相位依次相差 $\pi/2$, 如图 1-2 所示。若令: 速度幅值 $V = \omega A$, 加速度幅值 $a_0 = \omega^2 A$, 则有

$$a_0 = \omega V = \omega^2 A = (2\pi f)^2 A \quad (1-2)$$

由此可见, 位移幅值 A 和频率 ω (或 f) 是两个十分重要的特征量, 速度和加速度的幅值 V 和 a_0 可以直接由位移幅值 A 和频率 f 导出。在测量中, 振动测试参数的大小常用峰

值、绝对平均值和有效值来表示。所谓峰值是指振动量在给定区间内的最大值，均值是振动量在一个周期内的平均值，有效值即均方根值，它们从不同的角度反映了振动信号的强度和能量。

在测量仪表上，峰值一般用 Peak-peak (峰—峰) 表示，而有效值则用 RMS (Root mean square) 表示。位移绝对平均值 μ_x 的表达式为

$$\mu_x = \frac{1}{T} \int_0^T |x(t)| dt \quad (1-3)$$

位移绝对平均值亦常用 $\bar{x}$ 来表示。位移有效值 x_{RMS} 的表达式为

$$x_{\text{RMS}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt} \quad (1-4)$$

它反映了振动的能量或功率的大小。

对于简谐振动，其位移峰值 x_{peak} 就是它的幅值 A ，而位移的有效值

$$x_{\text{RMS}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T A^2 \sin^2(\omega t) dt} = \frac{1}{\sqrt{2}} A \quad (1-5)$$

峰值与有效值之比，称为波峰系数或波峰指标。简谐振动的波峰系数

$$F_c = \frac{A}{x_{\text{RMS}}} = \sqrt{2} = 1.414 \quad (1-6)$$

有效值与均值之比，称为波形系数。对于简谐振动，其波形系数

$$F_f = \frac{x_{\text{RMS}}}{\mu_x} = \frac{\pi}{2\sqrt{2}} = 1.11 \quad (1-7)$$

波峰系数 F_c 和波形系数 F_f 反映了振动波形的特征，是机械故障诊断中常用来作为判据的两个重要指标。

在振动测试过程中，为了计算、分析方便，除了用线性单位表示位移、速度和加速度外，在分析仪中还常用“dB”(分贝)数来表示，称为振动级。这种量纲是以对数为基础的，其规定如下

$$\text{加速度} \quad a_{\text{dB}} = 20 \log \frac{a_1}{a_2} \quad (1-8)$$

$$\text{速度} \quad v_{\text{dB}} = 20 \log \frac{v_1}{v_2} \quad (1-9)$$

$$\text{位移} \quad x_{\text{dB}} = 20 \log \frac{x_1}{x_2} \quad (1-10)$$

式中 a_1 ——测量而得的加速度均方根值(有效值)或峰值 (mm/s^2)；

a_2 ——参考值，一般取 $a_2 = 10^{-2} \text{mm/s}^2$ ，或取为 1；

v_1 ——测量而得的速度均方根值(有效值)或峰值 (mm/s)；

v_2 ——参考值，一般取 $v_2 = 10^{-5} \text{mm/s}$ ，或取为 1；

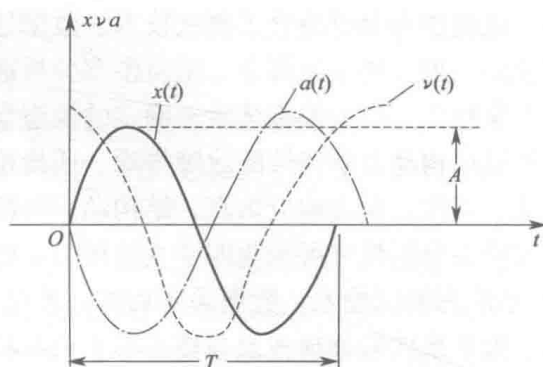


图 1-2 简谐振动的实测位移、速度、加速度时间历程示意图

x_1 ——测量而得的位移均方根值（有效值）或峰值（mm）；

x_2 ——参考值，一般取 $x_2=10^{-8}\text{mm}$ ，或取为 1。

采用对数量纲时，前述简谐振动的波峰系数 F_c 和波形系数 F_f 可分别表示为

$$F_c = 20\log\sqrt{2} = 3$$

$$F_f = 20\log \frac{\pi}{2\sqrt{2}} \approx 1$$

1.3.2 阻尼系统的自由衰减振动中的测试参数

在振动测试过程中，当振动系统中有阻尼作用时，其振动规律为衰减振动。例如：当认为阻尼与速度的一次方成正比时，其运动微分方程为

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (1-11)$$

上式两边除以 m

$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + p_n^2 x = 0$$

解得振动的位移函数为

$$\begin{aligned} x(t) &= Ae^{-nt} \sin(\sqrt{p_n^2 - n^2} t + \varphi) \\ &= Ae^{-nt} \sin(p_d t + \varphi) \\ &= Ae^{-nt} \sin(2\pi f_d t + \varphi) \end{aligned} \quad (1-12)$$

式中 A 为初始位移振幅； c 为阻尼系数， n 为衰减系数，即 $2n=c/m$ ； $p_d=\sqrt{p_n^2-n^2}$ 为振动的角频率， $p_d=2\pi f_d$ ， $f_d=1/T_d$ ， f_d 为振动频率， T_d 为振动周期； φ 为初相位。

这种衰减振动的实测振动波形如图 1-3 所示。

由此可知，在振动测试过程中，除了振幅 A 、振动频率 f_d 、振动周期 T_d 之外，衰减系数 n 或阻尼系数 c 也是一个重要的特征量，且只能通过振动测试求出。

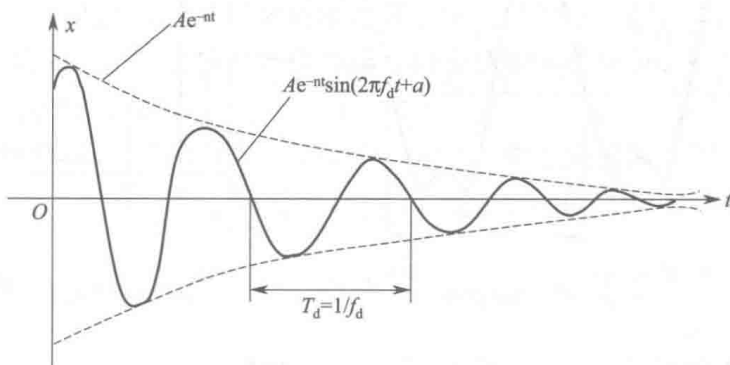


图 1-3 衰减振动的实测波形

1.3.3 复杂周期振动中的测试参数

复杂周期振动是由一系列频比 f_n/f_m （或 ω_n/ω_m ， $n \neq m$ ）为有理数的简谐振动叠加而成。当自变量增加到某一定值时，其函数值又恢复到同一个值的振动，所以又简称为周期振动，用周期性函数表示为

$$x(t) = x(t \pm nT) = x(t \pm n/f_1) \quad n=1, 2, \dots \quad (1-13)$$

式中， T 为周期， f_1 称为基频。复杂周期振动可以按如下公式展开为傅里叶级数：

$$x(t) = \frac{x_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos n\omega_1 t + b_n \sin n\omega_1 t)$$

$$= \frac{x_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} x_n \sin(n\omega_1 t + \varphi_n) \quad (1-14)$$

其中

$$x_n = \sqrt{a_n^2 + b_n^2}$$

$$\varphi_n = \arctan\left(\frac{b_n}{a_n}\right)$$

$$x_0 = \frac{2}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} x(t) dt$$

$$a_n = \frac{2}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} x(t) \cos n\omega_1 t dt = \frac{2}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} x(t) \cos n2\pi f_1 t dt$$

$$b_n = \frac{2}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} x(t) \sin n\omega_1 t dt = \frac{2}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} x(t) \sin n2\pi f_1 t dt$$

$$n=0, 1, 2, \dots$$

其中, x_n 为第 n 次谐波分量的幅值; φ_n 为相位差; x_0 为均值; a_n 为余弦分量; b_n 为正弦分量; ω_1 (或 f_1) 为基频, 其余为倍频。与基频对应的分量称为基波, 与倍频相对应的分量均称为高次谐波。

以频率 f 为横坐标, 幅值 x_n 或相位差 φ_n 为纵坐标, 绘制成的曲线图称为频谱曲线图, 并分别称为幅频曲线图或相频曲线图 (图 1-4)。这种分析方法称为频谱分析法, 它

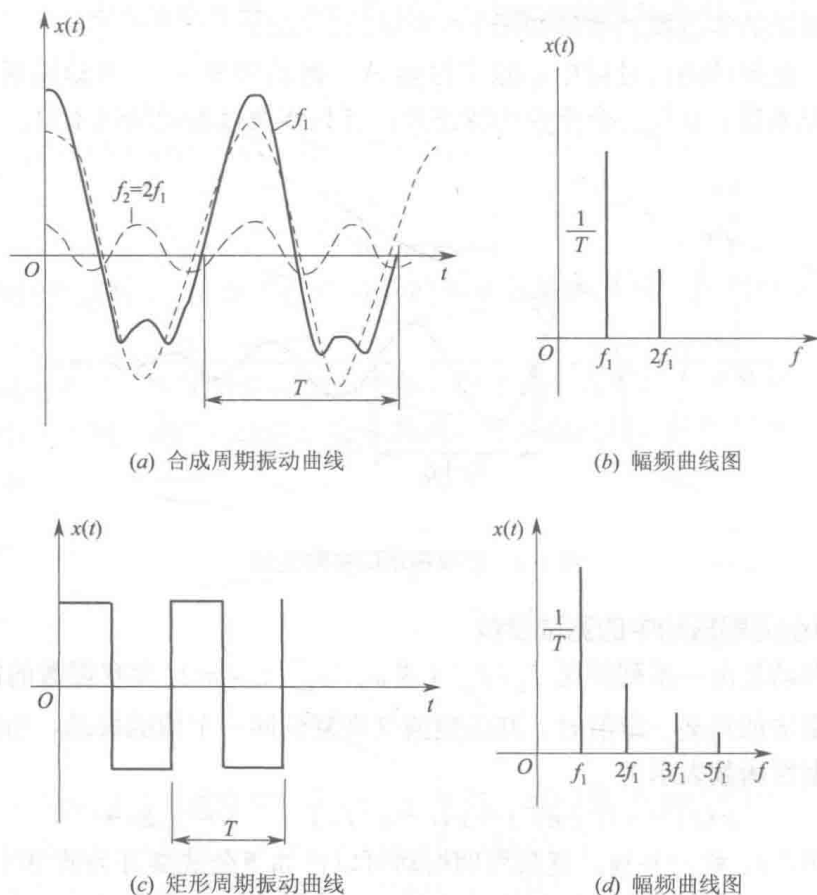


图 1-4 复杂周期振动的实测时间历程曲线及相应的幅频曲线图

基于傅里叶级数展开定理。复杂周期振动的频谱曲线图为离散谱。图 1-4(a) 表示在实测中得到的两个简谐振动合成的周期振动曲线的时间历程记录；在实际测试中虚线是没有的，它是数据处理后经计算而得到的简谐振动分量的时间历程。图 1-4(b) 是它经后续设备分析仪数据处理后得到的幅频曲线图，由此可知复杂周期振动不一定包含全部谐波成分，有时只有几个分量，有时其基频分量也可以没有。图 1-4(c) 表示在实测中记录的一矩形周期振动曲线的时间历程。图 1-4(d) 是它的记录时间历程信号经数据处理后所得到的幅频曲线图，由图可知，基频为 f 的矩形周期振动的高次谐波的幅值随频率增高而迅速减小。

1.3.4 准周期振动中的测试参数

两个或两个以上的无关联的周期性振动的混合，称为准周期性振动 (Quasi-periodicvibration)，其特点是各频率之比不为有理数。其表达式为

$$x(t) = \sum_{n=1}^{\infty} x_n \cos(\omega_n t + \varphi_n) \quad (1-15)$$

式中，各阶频率之比 ω_n/ω_m ($n \neq m$) 不为有理数，例如

$$x(t) = x_1 \sin(2t + \varphi_1) + x_2 \sin(3t + \varphi_2) + x_3 \sin(\sqrt{50}t + \varphi_3) \quad (1-16)$$

该式虽由三个简谐振动叠加而成。但不是周期性函数，因为 $2/\sqrt{50}$ 和 $3/\sqrt{50}$ 不是有理数 (基本周期无限长)；但经测试而得到的频谱仍然为离散谱。

1.3.5 非周期振动中的测试参数

若描写机械振动量随时间变化的曲线是非周期的，就称这种振动为非周期振动。

为了进一步分析非周期振动，频谱分析法仍是十分有效的方法。非周期振动的频谱分析与周期振动的频谱分析法基本思想类似，不同之点是周期振动的频谱分析法是基于傅里叶级数展开，而非周期振动的频谱分析法则基于傅里叶积分。两种方法统称为频谱分析法。频谱分析法是把一个时间域的振动信号函数转变到频率域函数的一种计算方法。

傅里叶积分的数学表达式如下：

如果一个实测的振动信号函数为 $x(t)$ ， $0 < t < T$ ，则它的傅里叶积分 (频谱) 为

$$x(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) e^{-j2\pi ft} dt \quad (1-17)$$

式中 f 为频率变量， $x(f)$ 是频率 f 的复函数。把 $x(f)$ 转化成模 $|x(f)|$ 与相位角 $\varphi(f)$ 形式，则有

$$x(f) = |x(f)| e^{j\varphi(f)} \quad (1-18)$$

$|x(f)|$ 与 $\varphi(f)$ 都是频率 f 的实函数。把频率 f 作为横坐标， $|x(f)|$ 或 $\varphi(f)$ 作为纵坐标所绘成的曲线图称为频谱曲线图。由 $|x(f)|$ 绘成的曲线称为幅频曲线，而由 $\varphi(f)$ 绘成的曲线称为相频曲线。但非周期振动的频谱曲线图是连续谱。频谱曲线图是由测试设备中的分析设备对实测信号 $x(t)$ 进行数据处理后自动绘制而成。

由此可知；在工程振动测试中，频谱分析法是很重要的方法。这种方法能够使我们知道被测量的振动信号的频谱含量，它为我们正确选择测量方法和仪器提供了重要依据，也为分析机械动力系统的振动特性提供了有效工具。根据系统的振动信号的频谱，就可判断振动系统的动力学特征。在隔振技术中可用来帮助我们确定隔振系统的有关参数及对隔振效果进行进一步检查分析。因此，频谱分析法在工程振动测试中得到广泛的应用。

1.4 工程振动测试及信号分析的任务

工程振动测试及信号分析总是围绕一个振动系统来进行的。众所周知,在工程振动力学中,一个单自由度线性振动系统的运动方程为

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f(t) \quad (1-19)$$

式中 m, c, k ——系统的质量、阻尼系数与刚度;

$x, \dot{x}, \ddot{x}$ ——系统质量的振动位移、速度与加速度;

$f(t)$ ——外加干扰力。

对于多自由度线性振动系统,其运动方程可以用矩阵形式写出

$$[m]\{\ddot{x}\} + [c]\{\dot{x}\} + [k]\{x\} = \{f\} \quad (1-20)$$

式中 $[m], [c], [k]$ ——系统的质量矩阵、阻尼矩阵与刚度矩阵;

$\{x\}, \{\dot{x}\}, \{\ddot{x}\}$ ——系统诸质量的振动位移列阵、速度列阵与加速度列阵;

$\{f\}$ ——系统结构所受的外激振力列阵。

工程振动测试及信号分析是直接通过振动实验来解决由式(1-19)或式(1-20)所表达的系统动力学问题。它可归纳为以下五个方面的任务。

(1) 对振动参数很清楚的系统,若已知激振力列阵 $\{f\}$ 及被测试系统的质量矩阵 $[m]$ 、阻尼矩阵 $[c]$ 和刚度矩阵 $[k]$,便可求出振动的位移列阵 $\{x\}$ 、速度列阵 $\{\dot{x}\}$ 及加速度列阵 $\{\ddot{x}\}$ 。这就是用测量的方法求系统的响应,以验证振动理论公式(1-19)和式(1-20)计算结果的准确性。这是振动力学中的正问题。对工程振动测试的主要要求是,在已知激振力 $\{f\}$ 的作用下,通过振动测试求出振动的位移列阵 $\{x\}$ 、速度列阵 $\{\dot{x}\}$ 和加速度列阵 $\{\ddot{x}\}$ 。如果激振力列阵 $\{f\}$ 与系统实际工作时的情况一致或十分近似,通过测试即可弄清机器在实际工作时的振动水平与振动发生时的振动模态。因此,它也被称为试验验证或工程振动测试中的正问题。

(2) 对于还不清楚的系统,若已知激振力列阵 $\{f\}$,并可测知系统的振动位移列阵 $\{x\}$ 、速度列阵 $\{\dot{x}\}$ 和加速度列阵 $\{\ddot{x}\}$,从而通过模态参数(模态频率、振型、阻尼等)来求系统的物理特性参数质量矩阵 $[m]$ 、阻尼矩阵 $[c]$ 和刚度矩阵 $[k]$ 。这是“参数识别”和“系统识别”的问题。通常称这一类问题为振动力学的第一类反问题。这类反问题对振动测试的要求,除了要精确测定 $\{x\}$ 、 $\{\dot{x}\}$ 、 $\{\ddot{x}\}$ 外,还要应用模态分析的方法来识别参数,以便正确地建立系统的力学模型,并完成从模态参数到物理参数的转换,这样就能弄清结构的薄弱环节,为改进结构优化设计提供充分的实验依据。

(3) 在已知系统物理参数质量矩阵 $[m]$ 、阻尼矩阵 $[c]$ 和刚度矩阵 $[k]$ 的情况下,测量出振动系统的位移列阵 $\{x\}$ 、速度列阵 $\{\dot{x}\}$ 和加速度列阵 $\{\ddot{x}\}$,即可求出输入的激振力列阵 $\{f\}$ 。这是“载荷识别”问题,以寻找引起结构系统振动的振源。这是结构动力学的第二类逆问题。这类问题对振动测试的要求,除了精确测出系统振动位移列阵 $\{x\}$ 、速度列阵 $\{\dot{x}\}$ 和加速度列阵 $\{\ddot{x}\}$ 外,往往还要先在已知激振力列阵 $\{f\}$ 的情况下进行第一类逆问题的计算与测试,以求得振动结构的系统参数,然后再进行载荷识别。通过这类逆问题的研究,可以查清外界干扰力的激振水平和规律,以便采取措施来减小或控制振动。

(4) 工程振动测试及信号分析的任务,还包括监测机器设备工作状态是否稳定、正常及诊断设备故障等。机器和设备在工作过程中发生不正常的运转或故障,往往会使系统的