

实用振动试验技术

吴三灵 主编

兵器工业出版社

实用振动试验技术

0329

实用 振动试验技术

吴三灵 主编

兵器工业出版社

(京)新登字049号

内 容 简 介

本书系统地、全面地汇总了振动与冲击测量和试验技术的新发展；详尽地介绍了测量使用的各种典型传感器、测量仪，试验设备及控制系统，数据处理技术，结构动态特性的试验模态分析技术，振动与冲击试验标准；并简要地介绍了机械系统故障的振动诊断与控制的方法概况及应用实例。本书紧紧抓住这些技术的实用性，以尽力满足各类读者的实际需要。叙述详细，数学表示清楚，必要的地方还作出了数学推理演示，并附以一定数量的图表，帮助理解和查阅。本书另一个重要特点是归纳了当今世界上最新颖的测量和试验分析仪器，以及它们各自的优缺点，便于读者选用。

全书体系完整，论述简练，取材广泛，技术实用，可作为从事振动工程、机械及产品设计的中、高级技术人员阅读，亦可供有关专业的高等院校师生参考。

实用振动试验技术

吴三灵 主编

兵器工业出版社 出版发行

(北京市海淀区车道沟10号)

各地新华书店经销

通县向阳印刷厂印装

*

开本：787×1092 1/16 印张：21 字数：516千字

1993年4月第1版 1993年4月第1次印刷

印数：1—3000 定价：17.50元

ISBN 7-80088-470-5/TH·25

序

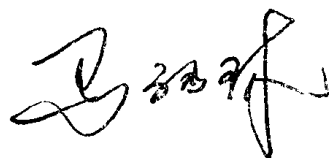
振动与摩擦同是自然现象，它们同许多自然现象一样，对人类既有益又有害，一直伴随着人类生存与发展。人类进入文明社会以后，就不停地、逐步深入地研究这些自然现象是如何出现的，存在着哪些规律，如何利用它们，如何防止、减轻、抑制它们对人类活动的各种危害。

人类发明机器以后，随着生产活动与科学技术的发展，机器由简单到复杂，由低级到高级，不断更新、发展，而机械振动也一直伴随着，或作为机器的功能被利用，或作为弊病存在于机器工作的始终。所以，人们在研究设计各种机器时，也不断地、逐步深入地研究各种机械的振动。从科学史的角度来看，振动的研究，已经从纯理论研究扩展到与工程技术问题紧密结合地进行研究，形成现代的振动工程学科。从科学方法的角度来看，这门古老而又新兴的学科已经综合应用了理论、试验和计算三大支柱。特别是电子计算机的迅猛发展和普及，使得这门学科的发展如虎添翼，越发与现代工程开发紧密结合，成为各种工程开发的重要技术支柱。飞机、汽车、机床等行业的工程开发，已经率先运用了振动工程，加速了工程的开发，提高了产品的技术水平。

现代的火炮是一种特殊的热机，它的能源是化学推进剂，它的输出是具有一定动能的炮弹。其特殊就在于瞬时耗高能，输出高功率，所以它工作时的载荷是脉冲式的振动冲击载荷。火炮大多数又是活动的火力单元，或被牵引，或以各种车、舰船、飞机为载体，在不同的运行条件下运动，同样伴随着冲击与振动。所以，对火炮来说，振动与冲击影响到射击时的密集度，影响到它某些构件的强度及使用寿命，影响到与它结合在一起的综合体中其它系统的工作性能、强度和寿命，影响到综合体的性能、可靠性。所以，火炮系统的工程开发，迫切需要运用振动工程，而且应该迅速地从事后诊断扩展到开发的前期——总体论证、总体设计阶段的科学预测。

由吴三灵同志主编的《实用振动试验技术》，是振动工程学科中有关测试和试验技术的一本综合性的专著。它着眼于实用性，紧紧扣住测试和试验这个技术领域，尽可能地反映当今的先进技术和测试仪器，给从事振动工程的科技人员提供了较全面的、系统的专业参考书。

愿本书的出版有助于推动火炮行业中更广泛地运用振动工程。我相信，随着振动工程的广泛运用，会使火炮系统的工程开发加快速度、提高水平，为火炮的现代化作出贡献。



一九九一年十月

前 言

随着科学和生产的发展，机械的高速化和结构设备的轻型化，工程中的振动问题也愈来愈多了。这些问题有待我们去研究和解决。解决这些问题，除了不断地深入研究振动与冲击的基本理论和机理外，一个重要的方面，是要采用先进的实验技术。振动与冲击试验和测量技术是振动工程的重要分支，由于它具有直观性、可靠性，因此早已被工程技术界所采用。近十多年，随着微计算机技术、传感器技术、自动控制理论和信息处理技术的发展，大大地丰富了这个领域的内容，发展特别迅速，实用性更加增强。例如，对机电产品的环境动力试验，由过去单纯的正弦振动，发展成扫频正弦振动，乃至由微机控制的随机振动、宽带随机迭加正弦扫频振动、各种标准冲击振动以及波形再现振动。

对于军工产品，以火炮为例，由于结构的离散性、非线性和时变性以及激励源的多次瞬态及强冲击性，使得其响应量具有复合运动、动态范围大和频带宽的特性。研究这种结构的动力学问题，更要立足于实验。为了开展军工领域的新技术研究、基础理论的应用研究，为提高火炮的动态性能和总体水平，都离不开先进的实验技术。《实用振动试验技术》较全面地论述了振动测试、振动冲击环境试验、数据处理、试验模态分析、振动冲击校准、机械故障的振动诊断及控制等工程实验技术及基本理论，还简要地介绍了各种典型的传感器、测量仪器。全书共九章，分别由在兵工领域从事振动测试、试验、火炮动力学分析的七位科技人员执笔。书稿内容，一部分是我们从事本专业工作的体会和总结，另一部分是我们开展有关课题研究的最新成果，还有一部分是从有关最新技术资料中搜集整理的。该书力求在振动试验专业领域内求得内容的系统性和完整性，并突出其实用性。

本书由吴三灵主编。参加编写工作的有(按章节顺序)：吴三灵(第一章、第二章、第三章)；顾国富(第四章)；王茂林(第五章)；钱福彬(第六章)；牛宇浩(第七章)；顾国富(第八章)；吴三灵、康新中(第九章)；温波(附录)。西安交通大学胡时岳教授和陆耀楨教授审阅了本书的绝大部分章节并提出了宝贵意见。郭成寅、黄学广、邹其宝、王道宏、李少荣、邹凤兰等同志对本书的编写和出版给予了大力支持和帮助，并做了不少工作，在此一并表示感谢。

由于编者学术水平所限，书中错误和不妥之处在所难免，恳切希望广大读者批评指正。

编 者

1991年10月

目 录

第一章 概述	(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 振动理论基本知识	(5)
一、线性振动	(5)
二、随机振动	(9)
第二章 常用的传感器和仪器设备	(12)
§ 2-1 惯性式测振传感器的力学原理	(12)
§ 2-2 加速度传感器	(14)
一、压电型加速度传感器	(15)
二、应变型加速度传感器	(16)
三、压阻型加速度传感器	(18)
四、伺服式加速度传感器	(19)
§ 2-3 速度传感器	(21)
§ 2-4 位移传感器	(23)
§ 2-5 力传感器及阻抗头	(24)
§ 2-6 测量放大器	(25)
一、前置电压放大器	(25)
二、电荷放大器	(27)
三、电阻应变仪	(28)
§ 2-7 显示及记录仪器	(29)
一、光线示波器	(29)
二、电子示波器	(30)
三、数字存储示波器	(31)
四、 $x-y$ 记录仪	(33)
五、电平记录仪	(34)
六、磁带记录仪	(35)
§ 2-8 激振器与振动台	(36)
一、电磁式激振器	(36)
二、电磁式振动台	(37)
三、机械振动台	(38)
§ 2-9 碰撞台	(39)
第三章 振动与冲击测试	(40)
§ 3-1 测试系统的合理选择和使用	(40)

一、测振系统的组成	(40)
二、测振系统的合理选择	(42)
三、传感器的安装	(43)
§ 3-2 常规的测量方法和步骤	(45)
§ 3-3 复杂冲击的测试与分析	(45)
一、冲击信号的特性	(46)
二、传感器对冲击信号的响应	(51)
三、复杂冲击测量对测试和分析系统的要求及测量注意事项	(54)
四、复杂冲击测量的工程实例	(58)
§ 3-4 测试误差分析	(62)
一、测量误差的概念和类型	(62)
二、误差的表示方法和分布	(63)
三、误差的合成	(65)
第四章 振动冲击环境试验	(69)
§ 4-1 振动冲击环境试验的目的	(69)
§ 4-2 振动和冲击环境损坏分析	(70)
§ 4-3 振动冲击环境的模拟	(72)
一、振动冲击环境试验参数的确定	(72)
二、试验件的安装	(77)
三、试验信号的调控	(78)
§ 4-4 振动环境试验方法	(79)
一、通用的试验方法	(79)
二、电动液压式振动台	(82)
三、振动台的选择	(84)
§ 4-5 冲击环境试验方法	(85)
一、规定冲击设备的方法	(85)
二、规定冲击波形的的方法	(86)
三、规定冲击响应谱的方法	(88)
§ 4-6 振动冲击环境试验标准	(89)
一、振动冲击环境试验标准概况	(89)
二、振动冲击环境试验标准的制订	(90)
第五章 数据处理	(97)
§ 5-1 数据处理概述	(97)
§ 5-2 数据的预处理	(98)
一、数据采样	(98)
二、数据中趋势项的消除方法	(99)
三、数据的平滑处理	(103)
四、数据的滤波处理	(109)
§ 5-3 数据的时域和幅值域处理	(115)

一、幅值与时间分布的处理	(115)
二、测试数据的统计特征分析	(116)
三、相关分析	(117)
四、数值积分	(121)
五、数据微分	(124)
§ 5-4 傅里叶变换	(125)
§ 5-5 功率谱密度函数	(134)
一、自功率谱密度函数	(134)
二、互功率谱密度函数	(135)
三、功率谱与能量谱的关系	(137)
四、相干函数	(139)
§ 5-6 倒频谱分析	(139)
§ 5-7 最大熵谱分析	(142)
§ 5-8 希尔伯特变换	(147)
§ 5-9 各种窗函数及其对谱分析的影响	(149)
§ 5-10 信号处理机介绍	(154)
第六章 试验模态分析技术	(163)
§ 6-1 模态技术概述	(163)
§ 6-2 模态分析原理	(163)
一、无阻尼系统模态理论	(164)
二、有阻尼系统模态分析原理	(165)
三、机械系统的频响函数	(169)
§ 6-3 试验模态分析方法	(173)
一、对结构的激振	(173)
二、激振力和响应量的测量	(175)
三、频响函数的估算	(176)
§ 6-4 模态参数识别方法	(181)
一、单自由度峰值法	(181)
二、单自由度拟合圆法	(183)
三、多自由度拟合法	(184)
四、ITD时域参数识别法	(189)
五、复指数法	(192)
六、多参考点法	(194)
§ 6-5 模态参数的验证	(197)
一、合成频响函数	(197)
二、模态指示函数	(198)
三、模态安全判据	(198)
§ 6-6 模态分析在兵器研究中的应用实例	(199)
第七章 校准技术	(205)

§ 7-1 振动冲击传感器的校准内容	(205)
一、灵敏度	(205)
二、频率响应	(206)
三、幅值线性度	(207)
四、横向灵敏度	(209)
五、其它环境特性	(209)
§ 7-2 灵敏度的校准方法	(210)
一、绝对校准法	(210)
二、比较法校准	(213)
§ 7-3 频率响应的校准方法	(214)
§ 7-4 幅值线性度校准方法	(215)
§ 7-5 横向灵敏度校准方法	(218)
§ 7-6 测试系统校准	(219)
第八章 振动冲击标准	(220)
§ 8-1 振动冲击标准的体系和分类	(220)
§ 8-2 振动冲击标准的制订	(222)
§ 8-3 振动冲击标准的发展趋势	(226)
第九章 机械故障的振动诊断与控制	(229)
§ 9-1 振动信号分析与机械故障诊断	(229)
§ 9-2 敏感系数分析	(233)
一、敏感系数的定义	(233)
二、振动系统敏感系数的向量公式	(234)
三、敏感系数的功用	(235)
§ 9-3 回转机械的故障诊断	(237)
一、旋转组件振动原因的诊断方法	(237)
二、模态分析与数字谱分析技术在旋转组件振动故障诊断中的应用	(245)
§ 9-4 射弹散布的振动诊断	(249)
一、射弹散布振动诊断的一般方法	(249)
二、影响火炮密集度的振动分析	(253)
§ 9-5 振动控制技术	(257)
一、振动的被动控制技术	(257)
二、振动的主动控制技术	(264)
附录	(267)

第一章 概 述

§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和性质。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，一旦当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%是属于疲劳损坏。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，大型气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。美国的塔柯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。工程中的种种事例，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，以至不能工作。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%是因环境因素引起的，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，有关部门也做过统计，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率十分高。

(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，可使人的躯干、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，其振幅增大约230%。

一般地面设备机械振动的频率范围是10—100Hz，舰船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) 振动又是噪音的主要来源，强噪音会造成环境污染，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，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了振动规律，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，因为这些机械设备，振动和冲击直接影响着设备的总体性能指标，设备本体，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，以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有极其丰富的内容，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其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，而且要具有很好地环境适应性、可靠性，即具有良好的动态特性。这种要求迫使工

程设计必须进入到动态设计阶段，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，形成为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方框图1-1。

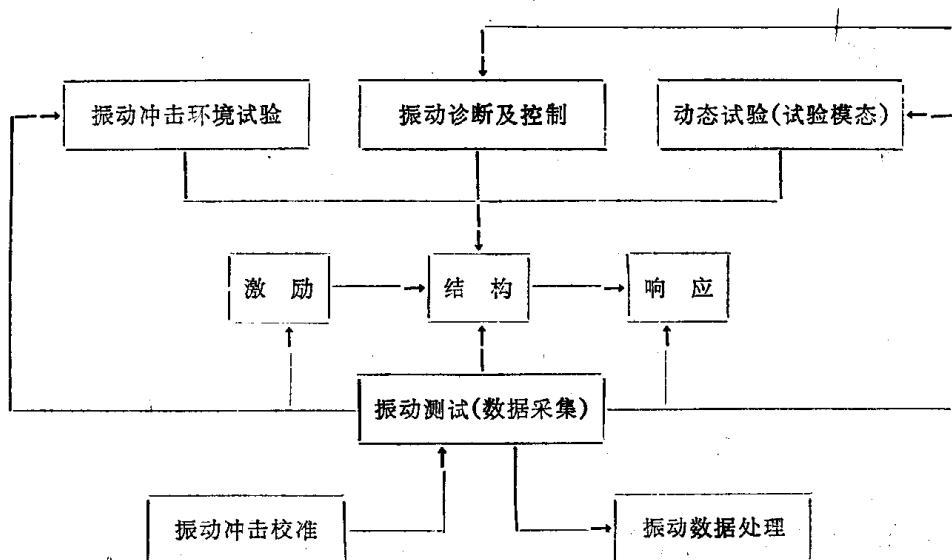


图1-1 振动与冲击试验内容方框图

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理想的响应。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分析和处理。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的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的重要组成部分。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)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 振动理论基本知识

本节叙述振动试验中所用到的最基本的振动理论知识。

一、线性振动

(一) 具有粘性阻尼的单自由度系统的自由振动

图 1-2 为一具有粘性阻尼的单自由度振动系统。系统作自由振动时的运动方程为

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

设 $\omega_n = \sqrt{k/m}$ ——系统固有频率

$c_c = 2\sqrt{mk} = 2m\omega_n$ ——临界阻尼系数

$\zeta = c/c_c$ ——阻尼比

$\alpha = c/2m$ ——衰减系数

运动方程可写成

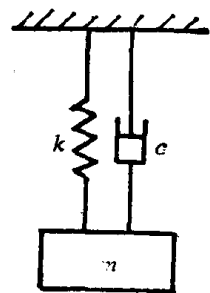


图 1-2 具有粘性阻尼的单自由度系统

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega_n\dot{x} + \omega_n^2x = 0 \quad (1-2)$$

其特征方程为

$$s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2 = 0 \quad (1-3)$$

特征根为

$$s_{1,2} = (-\zeta \pm \sqrt{\zeta^2 - 1})\omega_n$$

当 $\sqrt{\zeta^2 - 1}$ 为实数时，称为过阻尼系数，系统不发生振动；当 $\sqrt{\zeta^2 - 1}$ 为虚数时，称为欠阻尼系数，系统发生衰减振动；当 $\sqrt{\zeta^2 - 1} = 0$ 时，是系统由振动过渡到不振动的临界情况，此时系统具有临界阻尼。

对于欠阻尼情况，方程(1-2)的解为

$$x = e^{-\sigma t} (c_1 \sin \omega_d t + c_2 \cos \omega_d t) \quad (1-4)$$

式中

$$c_1 = \frac{\dot{x}_0 + \zeta\omega_n x_0}{\omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}}$$

$$c_2 = x_0$$

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad \text{——有阻尼振动频率}$$

x_0 是初始位移， \dot{x}_0 是初始速度。

欠阻尼振动的波形如图1-3所示

衰减振动中任意两个相邻幅值比的自然对数称为对数减缩，其表达式为

$$\delta = \ln \frac{x_1}{x_2} = 2\pi\zeta \frac{\omega_n}{\omega_d} \quad (1-5)$$

用 n 次循环后的振幅计算对数减缩时

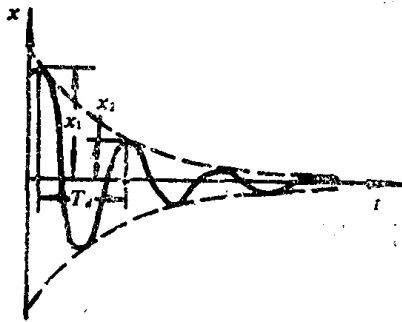


图1-3 欠阻尼振动的波形图

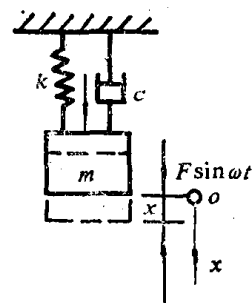


图1-4 受简谐激励的单自由度振动系统

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \frac{x_0}{x_n} \quad (1-6)$$

式中 n ——经过的振动循环次数；

x_n ——经过 n 次循环后的振幅。

(二) 单自由度系统受简谐激励的稳态振动

如图1-4所示的单自由度线性系统；当系统受激励力 $F \sin \omega t$ 作用时，其运动方程为

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F \sin \omega t \quad (1-7)$$

方程(1-7)的稳态解为

$$x = A \sin(\omega t - \varphi) \quad (1-8)$$

式中

$$A = \frac{A_{st}}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2 + (2\zeta\lambda)^2}} \quad \text{—— 振幅}$$

$$\varphi = \arctg \frac{2\zeta\lambda}{1-\lambda^2} \quad \text{—— 相位角}$$

$$A_{st} = F/k \quad \text{—— 系统的静位移}$$

$$\lambda = \omega/\omega_n \quad \text{—— 频率比}$$

振幅比与频率比的关系如图1-5所示，相位角与频率比的关系如图1-6所示。

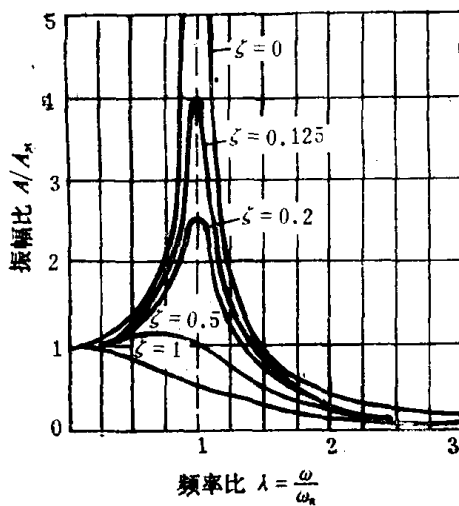


图1-5 幅频响应曲线图

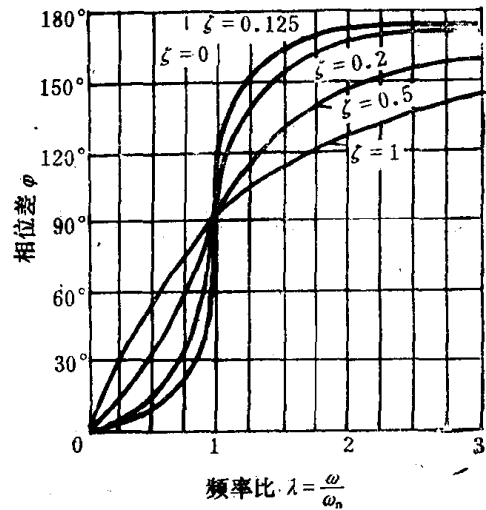


图1-6 相频响应曲线图

由以上二图可知：

(1) 简谐激励时，受迫振动仍为简谐振动，响应的频率与激励的频率相同。

(2) 受迫振动的振幅，不但与激励力的幅值 F 以及频率 ω 有关，而且主要取决于系统的固有频率和阻尼比的大小。

(3) 当激励频率接近于固有频率时，受迫振动的振幅急剧增加，这种现象称为共振。当 $\lambda = \sqrt{1-2\zeta^2}$ 时，振幅最大，称为位移共振，其激励频率等于位移共振频率 $\omega_D = \omega_n \sqrt{1-2\zeta^2}$ 。在振动试验中，往往还用到其它类型的共振频率，如速度共振频率 $\omega_v = \omega_n$ ，加速度共振频率 $\omega_A = \omega_n \sqrt{1+2\zeta^2}$ ，相位共振频率 $\omega_\varphi = \omega_n$ ，此时 $\varphi = \pi/2$ 。可见相位共振频率和速度共振频率与阻尼无关，在振动试验中较为方便。位移共振频率小于系统的固有频率，加速度共振频率大于系统的固有频率，这在振动试验中要注意。在共振区附近，阻尼比的大小对振幅有着显著的影响，阻尼越小，振幅越大，当 ω 偏离 ω_n 一定数值后，振幅就迅速下降，阻尼的影响也就明显减小。特别当 $\lambda > \sqrt{2}$ 时，受迫振动的振幅小于静位移，这就是隔振设计的理论基础。

(4) 若系统无阻尼存在，则当 $\omega < \omega_n$ 时，受迫振动的位移与激励同相位($\varphi = 0$)，当 $\omega > \omega_n$ 时，两者相位相反($\varphi = 180^\circ$)，当 $\omega = \omega_n$ 时，共振点前后的相位突然变化。

(5) 若系统有阻尼，则共振点前后的相位变化渐趋平缓，阻尼越大，变化越慢。在共振

点上, 受迫振动的位移总是滞后于激励 90° , 且与阻尼大小无关。

(三)多自由度系统的自由振动

当阻尼为零时, 多自由度系统的振动方程为

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = 0 \quad (1-9)$$

对图1-7所示的两自由度系统, 方程(1-9)中

$$[M] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \quad \text{——质量矩阵}$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \quad \text{——刚度矩阵}$$

$$\{\ddot{x}\} = \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} \quad \text{——加速度列阵}$$

$$\{x\} = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} \quad \text{——位移列阵}$$

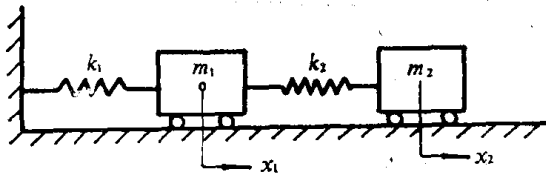


图1-7 两自由度振动系统图

系统有两个固有频率和两种振型

$$\omega_{n1,2}^2 = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \quad (1-10)$$

式中

$$a = m_1 m_2$$

$$b = -[m_1 k_2 + m_2 (k_1 + k_2)]$$

$$c = (k_1 + k_2) k_2 - k_2^2$$

由式(1-10)可求得两个固有频率, 其中较低的频率 ω_{n1} 称为第一固有频率, 较高的频率 ω_{n2} 称为第二固有频率。

当系统以 ω_{n1} 振动时, 质量 m_2 的振幅 $A_2^{(1)}$ 与质量 m_1 的振幅 $A_1^{(1)}$ 之比为

$$r_1 = \frac{A_2^{(1)}}{A_1^{(1)}} = \frac{m_1}{k_2} \left(\frac{k_1 + k_2}{m_1} - \omega_{n1}^2 \right) > 0$$

可见, 当该系统以 ω_{n1} 振动时, 质量 m_1 、 m_2 在振动过程中永远处于同位相, 这种振动形态称为第一固有振型(第一主振型)。

当系统以 ω_{n2} 振动时, m_2 与 m_1 的振幅比为

$$r_2 = \frac{A_2^{(2)}}{A_1^{(2)}} = \frac{m_1}{k_2} \left(\frac{k_1 + k_2}{m_1} - \omega_{n2}^2 \right) < 0$$

此时, 质量 m_1 、 m_2 在振动过程中位相始终相差 180° , 这种振动形态称为第二固有振型(第二阶主振型)。显然, 这种振型有振幅为零的坐标点, 称为节点。

将方程(1-9)式前乘以 $[M]^{-1}$, 则有:

$$[M]^{-1}[M] = [I] \quad (\text{单位阵})$$

$$[M]^{-1}[K] = [A] \quad (\text{动力矩阵})$$

方程(1-9)变为

$$[I]\{\ddot{x}\} + [A]\{x\} = 0 \quad (1-11)$$