

动力机械振动与噪声学

陈端石 赵 玫 周海亭 编著



上海交通大学出版社

7B:00
C 25

402411

动力机械振动与噪声学

陈端石 赵 玫 周海亭 编著

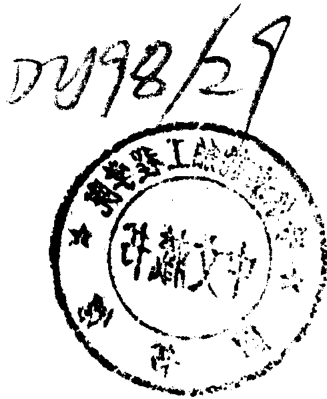


上海交通大学出版社

内 容 简 介

本书从动力机械工程专业大学生掌握振动和噪声基本理论的需要出发,系统地介绍了机械振动与噪声的基本概念,离散系统建模,系统自由振动特性,单自由度与多自由度系统受迫振动的响应分析,声波波动方程和声场特性,以及噪声控制的基本原理。

本书可供大专院校有关专业师生使用,也可供工程设计人员及工厂企业工程技术人员参考。



责任编辑 周正仪

封面设计 刘 纬

动力机械振动与噪声学

陈端石等编著

上海交通大学出版社·出版

(上海市华山路1954号 邮政编码200030)

新华书店上海发行所·发行

常熟市文化印刷厂·印刷

开本: 787×1092(毫米) 1/16 印张: 12.25 字数: 301000

版次: 1996年7月 第1版 印次: 1996年7月 第1次

印数: 1—1000

ISBN 7-313-01631-x/TK·045 定价: 9.90 元

前 言

在现代工程中振动与噪声是经常遇到的问题。对于动力机械工程师而言,掌握这方面的基本理论尤其重要,因为各种形式的动力机械往往是需要加以改进的主要振源或噪声源。随着工业和交通的现代化,一方面机器的功率不断增大,转速逐步提高;另一方面,新型材料,例如各类合金钢的应用又使机器重量减轻,外壳变薄,于是振动和噪声问题比过去更为突出。过大的振动影响机器正常运转,甚至因强度问题引起破坏,而过高的噪声造成工人听力损伤。此外,现代社会人们对工作和生活环境的要求提高,在日益激烈的市场竞争中,致使机械的振动和噪声指标的权重加大。毫无疑问,降低动力机械产品的振动和噪声在经济上具有重要意义。

本书的目的是使大学工科专业本科生掌握与动力机械振动和噪声有关的基本理论。首先介绍基本概念,接下去的5章讲振动,后面3章讲噪声。振动部分,在建立离散系统力学模型及微分方程的基础上,探讨了各种系统自由振动的特性,以及单自由度和多自由度系统在受迫振动下的响应。然后介绍了上述理论在动力机械中的一些应用。只要可能,总是将需要的力学或数学预备知识集中起来列成一节,以使论述的思路较为清晰。在噪声部分,以声波波动方程为基础,介绍了对噪声的描述和评价,探讨了声源模型及声场特性,最后针对几种常规措施讨论了噪声控制基本原理。关于与噪声控制技术有关的细节以及声学材料性能参数,已经有不少参考书及手册出版,读者可以参阅。

本书初稿由骆振黄教授精心审阅,提出了许多宝贵意见,在此深表谢意。

本书由陈端石(前言,第1章部分,第7、8、9章)、赵玫(第1章部分,第2、3章)和周海亭(第4、5、6章)编著,由陈端石负责全书统稿工作。

本书可作为大学动力机械工程专业及其他工科专业本科生的教学用书,也可作为工程设计技术人员参考书。

由于编者水平有限,书中错误或不当之处在所难免,敬请读者不吝指正。

编 者
1995年5月

主要符号表

A	振幅, 面积, 吸声量
B	空气绝热体积弹性模量, 滤波器带宽
$[C]$	阻尼矩阵
c	粘性阻尼系数, 声速
D	耗散函数
$[D]$	柔度动力矩阵
E	材料杨氏模量, 电动势
F	外力
$[H]$	柔度矩阵
$H(s)$	传递函数
I	冲量, 声强
K	现场声学环境修正值
k	波数, 刚度
$[K]$	刚度矩阵
L	级
$[M]$	质量矩阵
\mathcal{M}	放大因子
P	阻尼耗散能, 声场绝对压力
p	声压
R	房间常数
r	声压反射系数
s	传递率, 断面形状系数
T	力矩, 张力, 绝对温度
T_{60}	混响时间
U	势能, 声场体积速度
u	声场质点振动速度
$[u]$	振型矩阵
V	体积, 动能
W	广义力的功, 声功率
$[W]$	刚度动力矩阵
X	声抗
Z	声阻抗
Z_s	声阻抗率
α	吸声系数, 剪切因子

β	剪切损耗因子
δ	对数衰减率
Δ	弹簧静伸长, 摩擦位移
$\tilde{\omega}$	频率比
ζ	阻尼比
η	损耗因子
λ	特征值, 波长
μ	振幅比, 摩擦系数, 质量比
ν	泊松比
ρ	密度
τ	周期, 声透射系数
ψ	隔振效率
γ	比热比
ε	声能密度

下标:

A	声
c	临界
d	阻尼
e	等效
f	摩擦力
I	声强
m	质量
p	声压
s	弹簧
w	声功率

目 录

前言	1
主要符号表	2
第 1 章 绪论	1
1.1 机械振动概述	1
1.2 振动运动学	2
1.3 机械噪声概述	5
1.4 单位制	8
第 2 章 离散系统的振动微分方程	9
2.1 实际系统离散化的力学模型	9
2.2 力学基础	11
2.3 振动微分方程的建立	15
2.4 振动微分方程的一般形式	30
第 3 章 自由振动	31
3.1 数学基础	31
3.2 单自由度系统	34
3.3 二自由度系统	43
3.4 多自由度系统	55
第 4 章 受迫振动	61
4.1 数学基础	61
4.2 单自由度系统	65
4.3 二自由度系统	82
4.4 多自由度系统	85
第 5 章 离散系统振动理论在动力机械中的应用	89
5.1 单自由度系统阻尼比和固有频率的确定	89
5.2 旋转失衡	93
5.3 旋转轴的临界转速	95
5.4 隔振原理	97
5.5 动力吸振器	100
第 6 章 连续系统	107
6.1 杆的纵向振动	107

6.2	轴的扭转振动.....	110
6.3	梁的横向振动.....	112
6.4	薄板的横向振动.....	118
第7章	声波波动方程及噪声的描述	124
7.1	理想流体中的声波方程.....	124
7.2	声场描述.....	131
7.3	噪声的评价.....	139
第8章	声源模型及声场特性	144
8.1	声源模型.....	144
8.2	自由场中的声传播.....	148
8.3	封闭空间声场.....	150
8.4	噪声源声功率级测量.....	159
第9章	机械噪声控制基本原理	162
9.1	噪声源识别.....	162
9.2	声强法.....	163
9.2	机械噪声源控制概述.....	167
9.4	吸声减噪.....	168
9.5	隔声原理.....	173
9.6	消声器.....	179
9.7	阻尼减振降噪.....	183
主要参考文献	187

第1章 绪论

1.1 机械振动概述

1.1.1 机械振动的基本概念及研究目的

机械或结构在平衡位置附近的往复运动称为机械振动。

日常生活中,每时每刻都有振动现象存在,如心脏的跳动,琴弦的抖动,车辆在不平路面上行驶时车厢的振动等。在动力机械中也存在着大量的振动问题,如柴油机在工作时,由于气缸内气体的压力和运动部件的惯性引起的轴系振动;汽轮发电机转子不平衡或不均匀电网负荷引起的轴系、机壳和基础的振动;燃气轮机叶片受不平衡燃气作用产生的叶栅振动等。

许多振动现象对人类有益或能为人类所利用,如琴弦抖动产生的音乐和各种振动机械。但对于大多数机械和结构,振动往往是有害的,它不仅使机器的精度和其他性能降低,而且使构件中增加了附加动应力,缩短了构件的寿命,甚至酿成灾难性的事故。例如,振动使精密仪器无法正常工作,使军事器械无法瞄准目标;大地震使房屋倒塌、桥梁毁坏、公路瘫痪;舰船轴系振动引起推进轴断裂,使舰船丧失战斗力;汽轮发电机组剧烈振动而断轴,引起机毁人亡的事故等等。

研究机械振动学的目的有两方面,一是掌握机械振动的规律,利用振动为人类造福;二是设法减小振动的危害。本书致力于研究产生机械振动的原因和规律,研究振动对机器和结构的影响,以寻求控制和消除振动的方法。

1.1.2 机械振动的分类

为了便于研究,可按不同方式对机械振动分类。

1. 按振动系统的自由度数分类

所谓自由度就是确定系统在振动过程中任何瞬时几何位置所需独立坐标的数目。按自由度数分类,机械振动可分为:

单自由度系统振动——确定系统在振动过程中任何瞬时几何位置只需要一个独立坐标的振动;

多自由度系统振动——确定系统在振动过程中任何瞬时几何位置需要多个独立坐标的振动;

连续系统振动——确定系统在振动过程中任何瞬时几何位置需要无穷多个独立坐标的振动。

2. 按振动系统所受的激励类型分类

按振动系统所受的激励型式,机械振动可分为:

自由振动——系统受初始干扰或原有的外激励取消后产生的振动;

强迫振动——系统在外激励力作用下产生的振动;

自激振动——系统在输入和输出之间具有反馈特性并有能源补充而产生的振动。

3. 按系统的响应(振动规律)分类

按系统的振动规律,机械振动可分为:

简谐振动——能用一项时间的正弦或余弦函数表示系统响应的振动；

周期振动——能用时间的周期函数表示系统响应的振动；

瞬态振动——只能用时间的非周期衰减函数表示系统响应的振动；

随机振动——不能用简单函数或函数的组合表达运动规律，而只能用统计方法表示系统响应的振动。

4. 按描述系统的微分方程分类

按描述系统振动微分方程的特点，机械振动可分为：

线性振动——能用常系数线性微分方程描述的振动；

非线性振动——只能用非线性微分方程描述的振动。

本书只涉及线性系统的自由振动和受迫振动。非线性振动和随机振动已有专著论述，本书不作论述。

1.1.3 机械振动问题及解决的方法

在振动研究中，通常把研究的对象(如一台机器或一个结构)称为系统(system)，把外界对系统的作用称为激励(excitation)或输入(input)，把机器或结构在外界作用下产生的动态行为称为响应(response)或输出(output)。振动问题所涉及的内容，可用图 1.1 所示的框图表示。

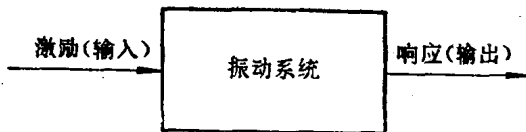


图 1.1 振动系统框图

1. 响应分析

响应分析是在已知系统参数及外界激励的条件下求系统的响应，包括位移、速度、加速度和力的响应，由此可进一步分析机器或结构的强度、刚度和允许的振动能量水平。

2. 系统设计和系统辨识

系统设计和系统辨识都是已知系统的激励和响应，求系统参数，其区别是：对于前者，系统尚不存在，需要设计合理的系统参数，使系统在已知激励下达到给定的响应水平；对于后者，系统已经存在，需根据测量获得的激励和响应识别系统参数，以便更好地研究系统特性。

3. 环境预测

环境预测是在已知系统的响应和系统参数的条件下，确定系统的激励或系统周围的环境。

解决机械振动问题可采用理论分析和试验研究两种方法。采用理论分析方法时，首先建立系统的力学模型和数学模型，然后采用数学公式推导获得解析解，或通过电子计算机获得数值解；采用试验研究方法时，模拟系统的工作条件施加已知激励，测试系统的响应，来验证理论分析结果，或研究系统的固有特性。由于测试和分析仪器的发展和完善，振动试验已发展成为一种独立的解决问题的方法。

理论分析与试验研究方法相互补充、相互促进，为解决复杂的工程振动问题创造了极为有利的条件。

1.2 振动运动学

1.2.1 简谐振动

周期振动可用如下关系式表示：

$$x(t) = x(t + n\tau) \quad n = 1, 2, 3, \dots \quad (1-1)$$

式(1-1)表明,经过相同的时间 τ 后,不断重复过去的运动。式中的 τ 称为运动的周期。

简谐振动是最简单的周期振动。它是指机械系统的某个运动量(位移、速度或加速度)按时间的正弦或余弦函数规律变化的振动,如图 1.2 所示,其数学表达式为

$$x = A \sin\left(\frac{2\pi}{\tau}t + \varphi\right) \quad (1-2)$$

式中: A 为振幅,表示物体离开平衡位置的最大位移; τ 为周期。若用 $t + n\tau$ ($n = 1, 2, 3, \dots$)代替式(1-2)中的 t ,所得的 x 值不变,故每隔时间 τ ,运动就完全重复一次,所以 τ 是振动的周期。

令 $\omega = 2\pi/\tau = 2\pi f$,则式(1-2)可写成下面的形式:

$$x = A \sin(\omega t + \varphi) \quad (1-3)$$

式中: ω 为圆频率或角频率; f 为频率; $\omega t + \varphi$ 称为相位角,而 φ 称为初相位,即 $t = 0$ 时的相位,表示振动物体的初始位置。

从式(1-2)或式(1-3)可以看出,简谐振动可由下面 3 个参数唯一确定:振幅、周期(圆频率或频率)和初相位。

如果式(1-3)表示某物体的位移,那么它的速度 v 和加速度 a 分别是位移 x 对时间的一阶导数 \dot{x} 和二阶导数 \ddot{x} ,即

$$v = \dot{x} = A\omega \cos(\omega t + \varphi) = A\omega \sin(\omega t + \varphi + \pi/2) \quad (1-4)$$

$$a = \ddot{x} = -A\omega^2 \sin(\omega t + \varphi) = A\omega^2 \sin(\omega t + \varphi + \pi) \quad (1-5)$$

比较式(1-3)、式(1-4)和式(1-5),可以看出:当物体的位移是简谐函数时,它的速度和加速度也是简谐函数,它们与位移的频率相同;速度的相位超前位移为 $\pi/2$,而加速度的相位超前位移为 π 。

把式(1-3)两边分别乘以 ω^2 ,然后与式(1-5)相加,可得

$$\ddot{x} + \omega^2 x = 0 \quad (1-6)$$

式(1-6)是简谐运动方程式。

简谐运动也可用其他方式表示,矢量表示和复数表示是分析研究振动问题时常用的两种方法。

如图 1.3 所示,简谐振动可以用模为 A 的旋转矢量在坐标轴 x 上的投影来表示。矢量的起始位置与水平轴的夹角为 φ ,矢量以等角速度 ω 旋转时,在任一瞬时矢量与水平轴的夹角为 $\omega t + \varphi$,它在 x 轴上的投影即为式(1-3)。

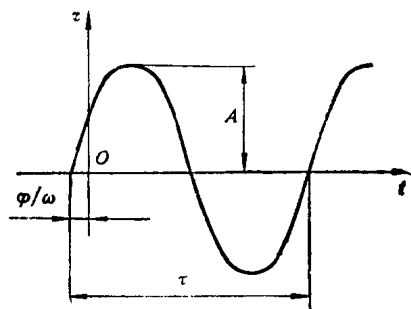


图 1.2 简谐振动

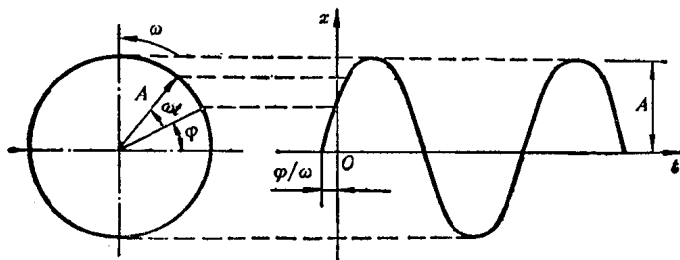


图 1.3 简谐振动的矢量表示

简谐振动也可以用复数来表示,如图 1.4 所示,模为 A 的矢量 OP , 起始位置与实轴的夹角为 φ , 它以等角速度 ω 沿逆时针方向在复平面中绕 O 点旋转, 矢量 OP 的复数表达式为

$$Z = A[\cos(\omega t + \varphi) + i \sin(\omega t + \varphi)] \quad (1-7)$$

根据欧拉公式 $e^{i\theta} = \cos \theta + i \sin \theta$, 则式(1-7)可改写成

$$Z = Ae^{i(\omega t + \varphi)} \quad (1-8)$$

比较式(1-7)与式(1-3)可知简谐振动 x 是复数旋转矢量在虚轴上的投影, 即

$$x = A \sin(\omega t + \varphi) = \text{Im}Z = \text{Im}[Ae^{i(\omega t + \varphi)}] \quad (1-9)$$

以后的叙述中, 对复数表达式不作特殊说明时, 即表示取其虚部。

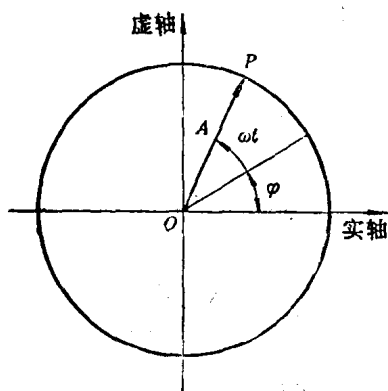


图 1.4 简谐振动的复数表示

1.2.2 简谐振动的迭加

同一物体在同一方向上同时发生两个简谐振动, 那么这一物体最终表现的振动形式就是它们综合的结果。一般地, 当这两个简谐振动频率相同时, 可设这两个简谐振动为

$$x_1 = A_1 e^{i\omega t} \quad (1-10)$$

$$x_2 = A_2 e^{i(\omega t + \varphi)} \quad (1-11)$$

它们的综合结果可用复数相加或矢量叠加的方法得到, 即

$$x = x_1 + x_2 = Ae^{i(\omega t + \varphi')} \quad (1-12)$$

其中

$$A = \sqrt{A_1^2 + A_2^2 + 2A_1 A_2 \cos \varphi} \quad \varphi' = \arctan \frac{A_2 \sin \varphi}{A_1 + A_2 \cos \varphi}$$

可以看到, 两个同频率的简谐振动之和仍然是同频率的简谐振动。

当两个简谐振动的频率不相同, 它们之和就不再是简谐振动。讨论下面的情况:

$$x_1 = x_0 \sin \omega_1 t \quad (1-13)$$

$$x_2 = x_0 \sin \omega_2 t \quad (1-14)$$

那么

$$x = x_1 + x_2 = 2 \cos \frac{\omega_1 - \omega_2}{2} t \sin \frac{\omega_1 + \omega_2}{2} t$$

当 ω_1 与 ω_2 相差很小时, 设 $\omega_1 - \omega_2 = \delta\omega$, $\omega_1 + \omega_2 = \omega$, 则有

$$x = 2x_0 \cos \frac{\delta\omega}{2} t \sin \frac{\omega}{2} t \quad (1-15)$$

式(1-15)可看成是一正弦函数, 其频率为 $\omega/2 (\approx \omega_1)$, 其可变振幅为 $2x_0 \cos(\delta\omega/2)t$, 如图 1.5 所示, 这种振动称为拍振, 拍频 $f_b = \delta\omega/2\pi$, 一拍的周期为

$$\tau_b = \frac{2\pi}{\delta\omega} \quad (1-16)$$

更一般的情况为 x_1 和 x_2 的幅值和初相位都不同, 留给读者作为练习。

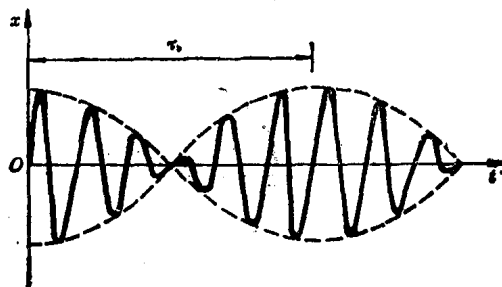


图 1.5 拍

1.2.3 任意周期振动的谐波分析

前面已经提到, 简谐振动是最简单的周期振动。实际问题中遇到更多的是非简谐的周期振动, 而任意周期振动都可以通过谐波分析分解成一系列简谐振动的叠加。

设一个周期振动函数 $F(t)$, 它的周期为 τ , 它满足下列条件: 函数在一个周期内连续或者只有有限个间断点, 而且间断点上函数左右极限都存在; 在一个周期内函数只有有限个极大极小值, $F(t)$ 就可以表示成下面的形式:

$$F(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos n\omega_1 t + b_n \sin n\omega_1 t) \quad (1-17)$$

式中

$$\omega_1 = \frac{2\pi}{\tau} \text{ (称为基频)} \quad a_0 = \frac{2}{\tau} \int_0^{\tau} F(t) dt$$

$$a_n = \frac{2}{\tau} \int_0^{\tau} F(t) \cos n\omega_1 t dt \quad b_n = \frac{2}{\tau} \int_0^{\tau} F(t) \sin n\omega_1 t dt$$

根据前面的讨论, 同频率的简谐振动可以合成为一个简谐振动, 式(1-17)也可以表示为

$$F(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \sin(n\omega_1 t + \varphi_n) \quad (1-18)$$

式中

$$A_n = \sqrt{a_n^2 + b_n^2} \quad \varphi_n = \arctan \frac{a_n}{b_n}$$

把 A_n 和 φ_n 与 ω 之间的变化关系用图形表示如图 1.6 所示, 这种图形称为频谱, 它们是离散的垂线。

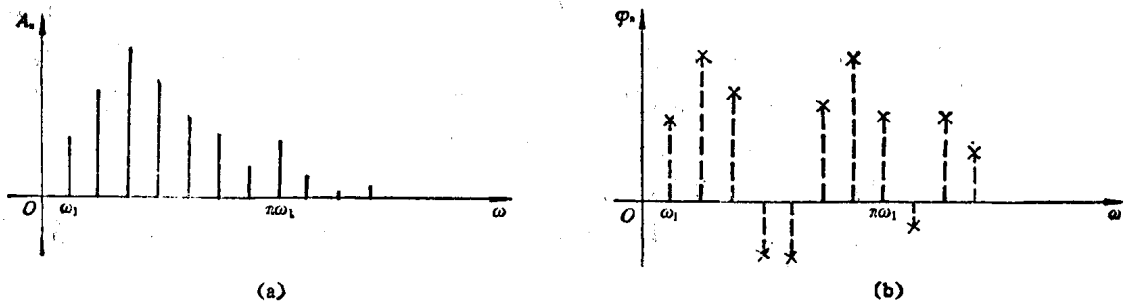


图 1.6 任意周期振动函数的频谱

1.3 机械噪声概述

1.3.1 声波的物理概念

声音是空气中的一种弹性波, 称为“声波”, 它是由振动产生的。例如, 振动着的音叉在邻近空气中不断产生“密部”和“疏部”, 并由近及远地传播开去。人耳接受到这种弹性波带来的压力扰动, 由听神经传至大脑, 于是就听到了声音。所以, 产生声波有两个条件, 一是声源, 二是弹性媒质。声源发出的扰动在弹性媒质中沿空间传播就形成声波。

波动与振动既有联系, 也有区别。振动量只是时间的函数, 波动量则不仅是时间的函数, 同时还是空间的函数。

人耳的鼓膜只可能与流体直接接触, 所以通常讲的声音多数指空气中的声波。其实, 气体、液体和固体都是弹性媒质, 都可以有声波传播。对于空气中的声波, 媒质质点的振动方向

与声传播方向一致,这种波称为“纵波”或“压缩波”。另外一种波,其质点运动方向与波的传播方向垂直(例如水表面波),称为“横波”或“切变波”。由于空气只有压缩弹性,不能承受剪力,因此空气中只存在压缩波。固体媒质则不同,它既有压缩弹性,又有剪切弹性,因此固体中不仅存在压缩波,而且有切变波,还存在着由不同方向的弹性组合而成的弯曲波、扭转波等,情况比空气中复杂得多。固体中波速高,振动衰减又小,当传递至目的地后经过结构辐射,振动立即转变为空气声或水声。机械设备以及船舶、飞机等大型工程结构中声频范围振动的传递问题是近年来的重要研究方向,目前国际上已习惯于将结构中声频范围的振动波直接称为“结构声”(或“固体声”)。

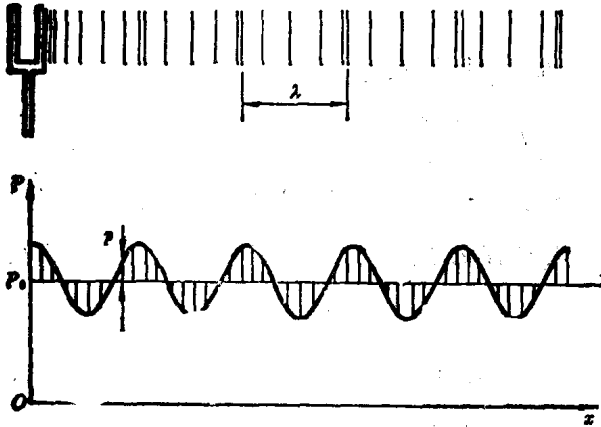


图 1.7 音叉振动产生的声波

广义地讲,声波定义为:通过某种弹性媒质、且以该媒质的特征速度传播的一种扰动(压力、质点速度、应力等的变化或其中几种变化的综合)。

需要强调,声传播是弹性媒质能量的传递过程,媒质中各部分质点皆在各自平衡位置前后移动,质点平衡位置并未迁移。因此可以说,声波是一种能量流,而不是质量流。

衡量声波强弱的物理量是声压。由图 1.7 可见,声压是存在声波扰动时空气的绝对压力与平衡状态压力之差,即

$$p = P - P_0 \quad (1-19)$$

式中 p 为声压; P 为空气绝对压力, P_0 为平衡状态压力,单位都是 Pa(帕)($1\text{Pa} = 1\text{N}/\text{m}^2$)。可见,声压是一种逾量压力,可以为正,也可以为负,空气“密部”为正,“疏部”为负。对于单频声来讲,在时间域,有一定的周期 τ 和频率 f ,这两个概念与振动里的概念相同,在空间域,一个完整声波的长度称为“波长”,以 λ 表示,单位为 m。

每秒钟声波传播的距离称为声速,以 c 表示,单位为 m/s。声源每振动一次,声波在空间前进了一个波长,因此有

$$c = \lambda f \quad (1-20)$$

式中: λ 为波长(m); f 为频率(Hz)。声速取决于媒质特性,具体地讲,和媒质的弹性模量与密度的比值的平方根成正比。20°C 时声速在空气中为 343 m/s,在水中为 1450 m/s,在钢中(纵波)为 5000 m/s。

可听声的频率范围大约为 20~2000 Hz。低于 20 Hz 的称为“次声”,高于 2000 Hz 的称为“超声”。人耳听不见次声,但仍会受到影响,一般晕船晕车就是在这个频率范围。超声对人体并无伤害,由于它可以在任何物体中传播,故成为探测金属结构及人体内部的有用工具。人耳能够听见的最低声压称为“听阈”,对于 1000Hz 单频声,年青人的听阈为 $20 \times 10^{-6}\text{Pa}$ 。人耳能够承受的最高声压称为“痛阈”,对于 1000 Hz 单频声约为 20 Pa。从听阈至痛阈上下相差 100 万倍,可见人的听觉具有很大的动态范围。

1.3.2 机械噪声的分类

噪声,是人们不想要的声音。噪声的效应与受者的主观要求密切相关,比如悦耳的钢琴

声,对于夜晚想要入睡的人就是一种噪声。同一种声音在不同的时间或地点,效果可能有很大差别,这说明噪声的定义有一定相对性,然而概括起来,噪声还是具有一些共同特征的,主要为:①噪声的时域信号具有杂乱无章的特点;②噪声频域信号往往包含一定的连续宽带谱;③对于具体场合噪声幅值超过了规定值。

机械噪声可以从不同角度去分类。

按设备种类分,可以分为柴油机噪声、汽轮机噪声、空压机噪声、通风机噪声、水泵噪声、齿轮噪声等。

从噪声产生的机理出发,机械噪声主要分为两大类:①机械结构振动性噪声,是由机械零部件相互间撞击、磨擦以及力的传递,使机械构件(尤其是板壳构件)产生强烈振动而辐射的噪声;②空气动力性噪声,是由气流中存在的非稳定过程、湍流或其他压力脉动、气体与管壁或其他物体相互作用而产生的管内噪声或进排气口处的辐射噪声。

按噪声源至接受点之间的传递路径划分,噪声可以分为空气声和结构声。①空气声:从噪声源经由空气途径(包括通过隔墙)传播到达接受点的噪声,控制空气声的措施以隔声为主;②结构声:由噪声源通过结构中的振动传递到达接受点附近的构件,再由构件声辐射产生接受处的噪声,降低结构声需要应用振动隔离或者使结构不连续等方法。

1.3.3 机械噪声的分析与控制方法

任何一个机械噪声问题都包含3个环节,即“声源-路径-受者”。声源和路径可能不止一个,受者在大多数情况下是人,但也可能是仪器。根据这3个环节进行分析,分别考虑可能采取的控制措施,这称为噪声控制的“系统方法”。

对机械噪声的控制,首先当然要考虑到噪声源本身的控制,这是根本的办法。最好在机械的技术设计阶段,将噪声级作为一个设计指标,根据设计图纸对噪声作出预报,然后进行修改,实现机械的“低噪声设计”。对于现存的高噪声机械设备,则需要通过细致的测量分析,识别主要噪声源,然后针对性地采取措施进行降噪。对于声源可能采取的措施有:①选用或更换为安静型机械;②降低激励力幅值。例如减少运动部件之间的撞击,用连续运动代替不连续运动,改变加力过程,接触表面采用软材料以延长力的作用时间,减小运动件质量及碰撞速度等;改善运动部件平衡;提高加工精度,改善润滑及轴承对中,减少磨擦;采用动力吸振器(产生反相位力与激励力抵消)。③降低响应。例如改变机器结构的固有频率,使之与激励力主要频率分开,防止共振;增加结构阻尼。④降低声辐射。例如将大面积板件改为开孔板或金属网络,使板壳构件与激励力源隔离,等等。

噪声控制中考虑的第二个环节是对传播路径的控制,即在传播过程中对噪声进行隔离、吸收、阻挡或衰减,这就是机械设备的降噪防护设计,它在目前的噪声控制领域中占有重要地位。主要措施有:①改变声源位置;②吸声;③隔声装置;④阻性或抗性消声器;⑤隔振器;⑥阻尼减振降噪等。

对于受者可以采取的防护措施有:①减少噪声暴露时间;②戴耳塞、耳罩或头盔;③隔声控制室等。

除了上述传统的被动控制方法以外,随着计算机技术的发展,近年来噪声与振动的主动控制方法迅速发展。噪声主动控制的基本原理是利用声的波动性,进行相消干涉,迭加降噪。用传声器测量的初级声场作为参考信号;另外有误差传声器在被控制区提供监测信号。计算机根据输入信号按照一定算法进行高速处理和调制,然后由控制器发出与初级声场幅值相等、相

位相反的信号,驱动扬声器产生次级声场。初级声场与次级声场迭加,达到控制区域内一定的降噪量。主动控制要求采用收敛性良好的自适应算法,要求计算机有足够高的运算速度,才能对随机变化的声场实时跟踪。目前应用于管道消声,可在几十Hz至300Hz频率范围得到20dB左右降噪量。主动消噪耳罩可达30~40dB降噪量。三维空间噪声的主动控制投资巨大,问题比较复杂,尚在研究探讨之中。

1.4 单位制

本教程采用国际单位制SI(System International Units)。在SI国际单位制中,规定长度的单位为m,质量的单位为kg,时间的单位为s。以这三个基本单位为基础可以导出其他的单位。如力是导出单位,在SI国际单位制中规定力的单位是N。根据牛顿第二定律,1N的力能使1kg的质量产生 1m/s^2 的加速度,因此, $1\text{N} = 1\text{kgm/s}^2$ 。

为了便于读者阅读其他参考书,下表列出了振动分析中常见的几种单位的换算关系。

表 1-1 振动分析中常用单位的换算

名 称	SI单位制	工程单位制	英 制
长 度	1m	1m	=40.816 in
时 间	1s	1s	1s
质 量	1kg	=0.102kgfs ² /m	=2.2046 lbm(磅质量)
力	1N=1kg·m/s ²	=0.102kgf	=0.2248 lbf(磅力)
功、能	1J=1Nm	=0.102kgfm	=8.8507 lbf·in
功 率	1W=1J/s	=0.102kgfm/s	=0.00134 HP
转动惯量	1kgm ²	=0.102kgfs ² m	=3672.7 lbf·in ²
应力、压力	1Pa=1N/m ²	=0.102kgf/m ²	=0.00145 lbf/in ²

第2章 离散系统的振动微分方程

2.1 实际系统离散化的力学模型

2.1.1 实际系统的离散化

工程实际中,无论是动力机械或其他机器和结构,都是由各部分之间可作相对运动的质量组成的。从振动分析的观点看,即使是一台很简单的机器或结构,也是由无限多个质点组成的。这些质点之间既有弹性,也有阻尼。因而,任何实际系统的质量、弹性和阻尼都是连续分布的。用质点动力学的方法作系统分析时,必须用无穷多个微分方程来表示,这就很难获得解析解,更无法通过解析解讨论其物理意义。即使在电子计算机高度发展并得到广泛应用的今天,要采用数值解研究无穷多自由度系统的振动特性也是不可能的。所以,在分析机器或结构的振动特性时,必须抓住主要因素,略去一些次要因素,把实际系统简化和抽象成离散的力学模型,这是振动分析的第一步。当然,简化的程度取决于系统本身的复杂程度、外界对它的作用形式和分析结果的精度要求等。简化后力学模型的动力特性必须与原系统等效。简化后系统理论分析的结果还要经过试验验证。

把实际系统简化成离散化模型时,可以把系统的质量、弹性和阻尼恰当地集中。例如,机器中弹性较小而质量较大的构件可以简化成不计弹性的集中质量,质量较小而弹性较大的构件可以简化成不计质量的弹簧,构件之间阻尼较大的部分用不计质量和弹性的阻尼器表示。某些质量、弹性和阻尼没有明显差别的构件,也可以通过简化前后系统动能、势能和能量消耗不变的原则简化。更一般地,也可人为地把构件划分成若干单元,把单元的质量凝聚在某一位位置作为集中质量,而把单元的总弹性和总阻尼作为无质量的弹性元件和阻尼元件与集中质量连接,从而把一个无穷多自由度的系统简化成有限个自由度的系统。

例 2-1 图 2.1(a)是通过弹性支安装柴油发电机组,只讨论机组对地面产生的动压力时,可以把整个机组的质量集中在机组的重心处,机组作为一个集中质量,弹性支承的质量与机组相比小得多,可以简化成并联的弹簧和阻尼器。这样,机组就能简化成如图 2.1(b)所示的只作垂直方向振动的单自由度振动系统。

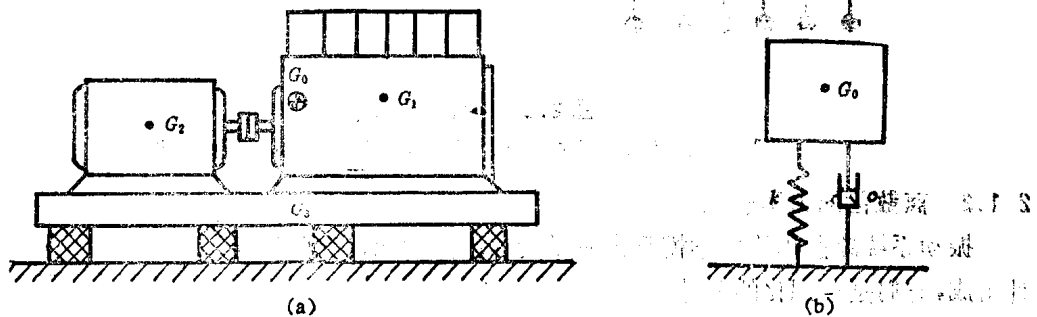


图 2.1 弹性安装的柴油发电机组

例 2-2 图 2.2(a)中,一台柴油机弹性地安装在非刚性的基础上,分析系统在铅垂方向振