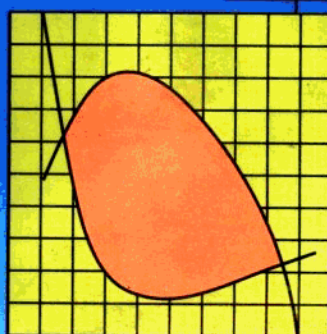
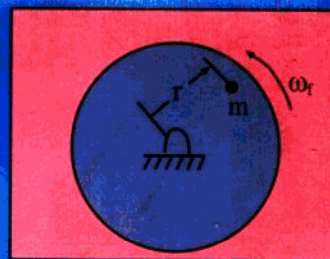


工业噪声与振动研究丛书

樊
鹏
主
编



工业噪声 与振动的防治

GYZSZD

GONGYE ZAOSHENG YU ZHENDONG DE FANGZHI

沈阳出版社

工业噪声与振动研究丛书

工业噪声与振动的防治

樊 鹏 编著

沈 阳 出 版 社

图书在版编目 (CIP) 数据

工业噪声与振动的防治/樊鹏编著. - 沈阳: 沈阳出版社, 1997. 12

(工业噪声与振动研究)

ISBN 7-5441-1106-7

I. 工… I. 樊… III. ①工业噪声-控制②工业生产-振动控制-研究 IV. TB53

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (97) 第 02262 号

沈阳出版社出版

(沈阳市和平区南翰林路10号)

沈阳农业大学印刷厂印刷

开本: 787×1092 毫米 1/16 字数: 618 千字 印张: 26.75

印数: 1~3000 册

1997 年 12 月第 1 版

1997 年 12 月第 1 次印刷

责任编辑: 葛 君 姚德军

责任校对: 赵 心

封面设计: 李 锋

版式设计: 玉 成

全套定价: 39.80 元

内 容 提 要

噪声来源于物体的振动,振动与噪声是分不开的共生体,研究噪声的发生机理就得结合分析振源与振动现象,本书对振动的基础理论,声波的发生与辐射特性,声波在介质中传播的理论,噪声与振动的测试与分析,吸声、隔声、隔振及阻尼等理论及常用材料及器件,噪声屏障与消声器等内容都作了系统讨论。

噪声与振动在工业装备运转时发生,其中有结构噪声、液压系统噪声、气流噪声等发自各类工业机构及其元件,如齿轮、皮带、曲轴、凸轮、轴承、泵、阀、管道及冲击作用等。本书对其振动与噪声的发生作了分析并介绍了其治理方法,还针对常用的一些工业设备,如机床、鼓风机、电动机、冲床、气锤等的振动与噪声,探讨了相应的治理方法。本书的内容已构成一个较全面的完整体系。

本书主要用作高等工科院校教材。目录中有“*”的是为以振动与噪声控制为研究方向的研究生做教材。本书对于机械工业领域及从事设备应用管理的工程技术人员,化工、冶金、矿山、建筑、交通等行业的科技人员,在产品设计、设备维修、技术改造以及环境工程中,都是比较实用的参考书。

前 言

一些科学技术发达的国家于本世纪初已对于振动问题加以注意,经过研究探索,到30年代已逐渐形成一门学科。至40年代,对于与振动相关的噪声的发生、传播、测试与分析、标准与治理等方面作了不少研究,初步形成了一门学科。近二十多年来,由于工业的发展,重型与高功率的设备不断制造出来,严重为害的振动与噪声源不断增加,于是对噪声及振动进行控制的要求更为急迫。这些发生噪声及振动的设备,不论在运转使用中对于环境的污染,以及生产这些设备作为产品的性能,都陆续把噪声与振动的限制作为一项指标,而且很多国家发展了一定规模的研究与治理噪声及振动问题的队伍。

噪声来源于物体的振动,振动常常是与噪声分不开的共生体。研究噪声发生的机理,就得分析声源与振动现象。声波的基础理论就是波动学,而振动本身在绝大多数场合又是工业中的天敌。除了利用振动进行筛选、紧实等功能的专门机器外,一般机械都不希望存在振动。而且治理噪声与治理振动,例如增加阻尼、进行隔离等方面相互间有着共性,不少场合解决了振动问题也就解决了噪声问题。因而,把振动与噪声一起研究是既方便是必要的。

我国近十几年来对噪声及振动问题已开始重视。为了提高工业产品质量,改善生产环境和生活环境,更为工业产品争取国际市场,噪声与振动的治理问题必然要在各有关行业积极开展。对于这门学科的研究,必须急起直追,才能适应四个现代化的需要。

各类工业噪声有的来源于机械结构,有的来源于液压装置,有的来源于气流。各类振动中很多是来源于旋转体没有经过很好平衡,有的来源于直线运动的惯性和冲击等,都在各类运转机构中表现出来。振动和噪声的发生体,随机构的运动如齿轮、皮带、凸轮、轴承、泵、锤、阀、冲头等而发生,通过工业装备的结构而传播,而辐射于周围。所以这些机构和装置,甚至整机,如鼓风机等都应该是我们研究的对象。为了分析振源和声源,研究这个元件或装置的动态特性,找出控制方法,就须在振动学与声学的基础理论上,对于它的发生、在介质中的传播特性、测试与分析方法,对于吸声、隔声、隔振等理论及采用的材料都会涉及。当噪声已经发生了,采用屏蔽及消声器也是目前常用的治理手段之一,对它们的性能及设计计算也就成必须掌握的知识了。

本书力求从这几个方面讲清一些基本的理论,提供一些测试与分析的方法,介绍一些国内外治理振动与噪声的经验,以供从事振动与噪声治理及机械设计与研究的工程技术人员参考,或作为大专院校的教材。

樊 鹏

1997年12月

目 录

第一章 质点的振动	(1)
一、质点振动系统	(1)
二、质点的自由振动	(1)
三、振动能量	(2)
四、运动方程的复指数解法	(3)
五、有阻尼的振动与衰减	(4)
六、质点的强迫振动	(7)
七、稳态振动的能量	(9)
八、共振频率	(9)
第二章 弹性体的振动	(11)
一、弦的振动	(11)
二、杆的振动	(19)
三、膜片的振动	(25)
四、板的振动	(32)
第三章 声波	(39)
一、声波概念	(39)
二、声波的传播速度、波长、频率、振幅、周期	(39)
三、声的波动方程	(41)
四、一些常用术语及其关系式	(42)
五、声压级的综合	(47)
六、声传播的方向性	(50)
七、声场	(55)
八、空气吸声衰减	(59)
九、接受者或接受点的噪声评价	(60)
第四章 噪声与振动的测量仪器及测量方法	(65)
一、噪声与振动测量仪器的工作原理	(65)
二、传声器	(66)

三、声级计及其校准	(70)
四、拾振器	(76)
五、频谱分析仪	(79)
六、声强测量系统*	(87)
七、声功率的测量*	(89)
八、声功率的测量误差*	(99)
九、记录仪器	(105)
十、振动与噪声源的识别方法	(106)
第五章 电—力—声类比*	(117)
一、类比概念	(117)
二、韩尔姆霍兹谐振器与电—力—声类比	(117)
三、声学、电学与机械运动类比总结	(120)
第六章 声波在介质中的传播	(122)
一、声吸收、反射与折射	(122)
二、声阻抗	(124)
三、反射的相位变化与全反射	(127)
四、声波自固体表面的反射和折射	(130)
五、平面波的折射与聚集	(131)
六、传播损耗 TL	(132)
七、声波的衍射*	(135)
八、弗勒耐尔假设及平面波对一点的声强*	(135)
九、多普勒 (Doppler) 效应*	(138)
十、驻波的性质与干涉*	(141)
十一、用驻波管测定法向入射吸声系数*	(146)
第七章 结构振动与声辐射	(149)
一、机械振动的原因	(149)
二、振动力度的分析*	(154)
三、稳态振动的声辐射	(157)
四、瞬态机械振动*	(161)
五、振动表面发声*	(162)
六、振动的控制	(164)
七、声波在结构中传播时的衰减	(174)
第八章 机械传动件振动与噪声控制	(176)
一、齿轮噪声	(176)
(一) 齿轮传动中的力和振动	(176)

(二) 齿轮传动中的噪声因素	(176)
(三) 齿轮噪声的测算	(185)
(四) 齿轮噪声分析与控制	(186)
二、轴承噪声	(190)
(一) 滑动轴承的噪声	(190)
(二) 滚动轴承的噪声	(193)
(三) 轴承噪声的控制	(200)
三、曲柄滑块机构噪声和振动	(201)
(一) 曲柄滑块机构的力与噪声的分析	(201)
(二) 敲缸噪声	(202)
(三) 平衡动力以减低噪声	(203)
四、凸轮噪声	(204)
(一) 凸轮产生振动与噪声的原因	(204)
(二) 凸轮随动件的运动	(207)
(三) 随动件主要运动的噪声比较	(209)
(四) 低振动低噪声凸轮机构的设计与选择	(210)
五、带传动噪声	(211)
(一) 平带传动的噪声	(211)
(二) 三角带传动的噪声	(212)
(三) 齿形带的噪声	(213)
六、链传动噪声	(215)
(一) 链传动的冲击	(215)
(二) 链传动速度的不均匀性	(216)
(三) 降低链传动噪声	(217)
七、电动机噪声	(217)
(一) 电动机噪声的因素及频率	(218)
(二) 电动机电磁噪声的控制	(220)
(三) 电动机机械噪声的降低	(222)
(四) 电动机通风噪声的控制	(224)

第九章 流体噪声的控制 (226)

一、空气喷流噪声	(226)
(一) 喷流特性分析	(226)
(二) 流体中的三类声源	(227)
(三) 喷流噪声的频率	(229)
(四) 喷嘴阻塞与临界压力	(230)
(五) 湍流噪声	(230)
(六) 阻塞喷流——气流冲击室噪声	(231)
(七) 减小喷流噪声的措施	(234)

二、风道噪声	(236)
(一) 风道的应用及噪声因素	(236)
(二) 无内衬薄铁管道的衰减	(237)
(三) 有内衬的管道衰减	(238)
(四) 分支管道的衰减	(240)
(五) 弯头的衰减	(241)
(六) 有内衬材料的管道压力降	(242)
(七) 终端反射衰减	(244)
(八) 气流中障碍物的噪声	(244)
三、鼓风机噪声	(247)
(一) 风机噪声的频率特性	(247)
(二) 风机噪声产生机理	(248)
(三) 风机声功率估算	(250)
(四) 降低鼓风机噪声的措施	(254)
四、空穴与气蚀噪声	(256)
五、水击噪声	(258)
(一) 刚性水击方程	(258)
(二) 实际水击现象	(258)
(三) 有负载的水击现象	(260)
六、液压泵的噪声	(261)
(一) 齿轮泵的噪声	(262)
(二) 其它液压泵的噪声	(264)
七、液压阀的噪声	(266)
(一) 液压阀的噪声特性	(266)
(二) 溢流阀噪声	(267)
(三) 换向阀噪声	(268)
(四) 流量控制阀的噪声	(269)
(五) 单向阀的噪声	(269)
八、液压装置回路中的噪声	(269)
(一) 回路中的噪声	(269)
(二) 管中噪声的衰减	(272)

第十章 冲击振动与噪声 (276)

一、冲击噪声的物理性质	(276)
二、加速度噪声	(277)
三、自鸣噪声	(280)
四、冲击力分析	(281)
五、冲击噪声时间特性及允许人的暴露限度	(283)
六、冲剪机床的噪声及降噪技术	(284)

七、锻锤的冲击噪声·····	(287)
第十一章 金属切削机床的振动与噪声的防治* ·····	(289)
一、机床传动系统的噪声·····	(289)
二、机床切削噪声·····	(295)
三、机床切削时的颤震·····	(303)
第十二章 噪声及振动的控制材料* ·····	(307)
一、吸声材料·····	(307)
二、隔声材料·····	(317)
三、振动隔离——隔振材料·····	(326)
第十三章 阻尼材料与阻尼控制技术* ·····	(338)
一、阻尼材料的物理性能·····	(338)
二、阻尼的作用·····	(340)
三、阻尼的特征值·····	(342)
四、阻尼特征值的测定·····	(343)
五、阻尼材料动力特性·····	(345)
六、阻尼材料的种类·····	(347)
七、阻尼结构·····	(349)
八、振动阻尼技术的工程应用·····	(354)
第十四章 噪声屏障与封闭 ·····	(358)
一、自由声场中的屏障效果·····	(358)
二、屏障设计的基本理论·····	(360)
三、屏障设计·····	(361)
四、屏障效果实例* ·····	(364)
五、封闭法控制噪声·····	(368)
六、封闭罩设计·····	(374)
第十五章 消声器和滤波器 ·····	(381)
一、消声器·····	(381)
(一) 消声器种类·····	(381)
(二) 消声器的阻力损失* ·····	(386)
(三) 消声器的消声值计算·····	(388)
(四) 消声器的有效频率范围* ·····	(393)
(五) 消声器的再生噪声* ·····	(395)
(六) 消声器的应用实例·····	(397)
(七) 液压系统消声器* ·····	(399)

(八) 高压排气消声器	(400)
二、声滤波器	(406)
(一) 管道中的声波	(406)
(二) 低通滤波器	(407)
(三) 高通滤波器	(409)
(四) 带通滤波器	(410)
(五) 滤波器网络	(411)
编后记	(412)
参考文献	(413)

第一章 质点的振动

一、质点振动系统

机械振动系统指存在于各种机械设备中的一些基本结构,它包含了弹性元件和质量元件,由于某种激发而产生振动。机械振动系统研究时分两类。一类是集中参数系统,是假设构成振动系统的物体,如弹簧、底座、立柱、板、杆等不论其大小及几何形状,都看成是一个物理性质集中的,其质量假定集中在重心;弹簧的弹性假定是均匀的,认为弹性也集中在位于中心线的一点上。简化的质量-弹簧系统如图 1-1 所示。质量块 M 的质量远远大于弹簧的质量。质量块 M 虽然也是弹性体,但是它的刚度要比弹簧大得多。因此弹簧本身的质量和弹性变形对此系统振动的影响就可以忽略不计了。于是机械系统便理想化地由弹性元件和质量元件所构成。这是集中参数系统。

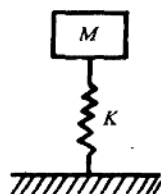


图 1-1 质量-弹簧系统

另一类振动系统叫做分布参数系统,其中每一个元件都具有一定质量,所以在运动时都有惯性。每个元件又都具有一定弹性,都有消耗能量的性质。例如振动着的板或杆,它们每一部分都有质量,同时又有弹性,振动时都有不同的瞬间变形。所以不能简单区分为质量元件或弹性元件。这类系统便是分布参数系统。当然,在分布参数系统中还有均匀分布参数系统与不均匀分布参数系统之分。

事实上,任何物体都具有一定尺寸,物体上各点的振动状态往往不能处处相同。如果在—根棒料的一端作轴向敲击,就可能引起此棒振动。在棒的受击端面首先产生形变,然后逐渐作轴向传播。这种形变从开始到末端的时间很短,但是在传播过程的任何瞬间各点的振动状态是不相同的。如果此传播时间与振动周期相比是极短的,或者此棒的长度与振动传播的波长相比是小得多,则此棒料的各部分振动状态就可以近似地认为是均匀的。这一振动系统就可以近似地看作质点振动系统。我们研究物体的振动与发声基本上都是属于能近似地假设为集中参数系统的,而且常常把图 1-1 的质量-弹簧系统当作一种基本结构来研究。

二、质点的自由振动

如果质量 M 自其平衡位置被移动了一个距离 A ,这时弹簧被伸长。弹簧对质量 M 有一个拉力 F 。当质量 M 被移动的距离不大,弹簧被伸长变形没有超过弹性变形范围,则弹簧所作用的弹性力按虎克定律,与位移的大小成正比,而弹性力的作用方向与位移的方向相反,即

$$F = -Kx$$

其中: F ——弹性力

K ——弹簧常数,即弹簧产生单位长度变化所需作用力的大小

x ——位移

负号表示弹性力与位移方向相反。此质量的运动与时间的关系如图 1-2 所示。

上述质量 M 在作位移 A 后突然松开, 则由于弹簧弹性力的作用, 会得到加速度而运动。根据牛顿第二定律:

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} = -Kx$$

$$\text{或} \quad \frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{K}{M}x = 0$$

如果把 $\frac{K}{M} = \omega_0^2$, 则这运动方程便变成:

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + \omega_0^2 x = 0 \quad (1-1)$$

$\omega_0 = \sqrt{\frac{K}{M}}$ 是一个参数, 称为振动圆频率。这个方程便是质量的自由振动方程。因为 ω_0 是正实数, 此微分方程的一般解为:

$$x = C_1 \cos \omega_0 t + C_2 \sin \omega_0 t \quad (1-2)$$

C_1 及 C_2 是积分常数, 由初始的运动条件所决定。这个解也可以写成

$$x = A \cos(\omega_0 t - \varphi) \quad (1-3)$$

即质量 M 的位移随时间变化的规律是一种简谐振动。集中参数系统将 M 看作一个点, 其振幅等于 A 。振动的初相位角等于 φ , 此两值均由初始条件决定。如图 1-3, $\omega_0 = 2\pi f_0$, f_0 就是振动频率。所以此系统作自由振动的频率是由系统本身的参数 M 和 K 决定。因此 f_0 又称为系统的固有频率。

系数 C_1 及 C_2 的值由初始条件决定。当开始时 $t=0$, M 被移位 x_0 , 其起始速度为 v_0 , 则 $t=0$ 时, $x(t) = x_0$, $\frac{dx}{dt} = v_0$, 所以 $c_1 = x_0$, $c_2 = \frac{v_0}{\omega_0}$, 于是

$$x = x_0 \cos \omega_0 t + \frac{v_0}{\omega_0} \sin \omega_0 t \quad (1-4)$$

其中 $x_0 \cos \omega_0 t$ 是由于初始位移引起的振动位移, $\frac{v_0}{\omega_0} \sin \omega_0 t$ 是由初始振动速度引起的振动位移。

两者的振动相位差为 90° , 如图 1-3 所示。由图还可得振幅 $A = \sqrt{x_0^2 + (\frac{v_0}{\omega_0})^2}$, 相角 $\varphi = \text{tg}^{-1} (\frac{v_0}{x_0 \omega_0})$

三、振动能量

从位移公式 $x = A \cos(\omega_0 t - \varphi)$ 可以得到瞬时速度 v 及瞬时加速度 a 为

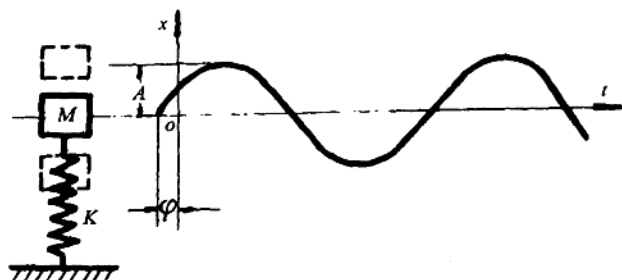


图 1-2 在弹性力作用下质量的运动

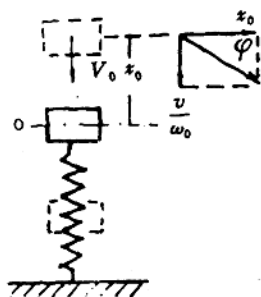


图 1-3 质点运动的位移和相位角

$$v = \frac{dx}{dt} = -\omega_0 A \sin(\omega_0 t - \varphi)$$

$$a = \frac{d^2x}{dt^2} = -\omega_0^2 A \cos(\omega_0 t - \varphi)$$

原来系统如果处于静止状态,则振动能量为零。当将质量 M 作位移时便使系统具有了位能,松开后质量 M 来回振动。自由振动系统不再有外力加入,是个能量守恒的系统,任一时刻此系统所具有的总振动能量,应该等于位能与动能的总和。

系统的位能应当等于质量离平衡位置时克服弹簧力所作的功。因为弹簧对质量的作用力为 $-Kx$, 所以质量对弹簧的反作用力为 Kx 。储存在弹簧中的位能就等于:

$$\text{动能为} \quad E_p = \int_0^x Kx dx = \frac{1}{2} Kx^2 = \frac{1}{2} KA^2 \cos^2(\omega_0 t - \varphi) \quad (1-5)$$

$$E_k = \frac{1}{2} MV^2 = \frac{1}{2} M\omega_0^2 A^2 \sin^2(\omega_0 t - \varphi) \quad (1-6)$$

因为 $K = M\omega_0^2$, 所以系统中的总能量为:

$$\begin{aligned} E = E_p + E_k &= \frac{1}{2} KA^2 \cos^2(\omega_0 t - \varphi) + \frac{1}{2} M\omega_0^2 A^2 \sin^2(\omega_0 t - \varphi) \\ &= \frac{1}{2} M\omega_0^2 [A^2 \cos^2(\omega_0 t - \varphi) + A^2 \sin^2(\omega_0 t - \varphi)] \\ &= \frac{1}{2} M\omega_0^2 A^2 = \frac{1}{2} KA^2 \end{aligned} \quad (1-7)$$

自由振动时没有能量损耗问题,所以在各瞬间系统的总能量不变。动能和位能都按简谐运动规律在变化而且互相转换。在平衡位置上位移的瞬时值为零,振动速度最大,全部能量表现为动能。当质量自平衡位置离开时,质量运动惯性要不断克服弹性的作用,动能不断消耗而位能不断增加,是减速过程。到位移为最大值时振动的瞬时速度为零,即动能为零。质量再回向平衡位置的运动过程是加速过程,动能逐渐增大,位能逐渐减小。在任何瞬间,位能与动能之和始终是个常数。

如果上列各方程中所有量都以厘克秒单位 (CGS 制) 表示,则 E_p 、 E_k 及 E 的单位将为耳耳。

四、运动方程的复指数解法

线性微分方程 $\frac{d^2x}{dt^2} + \omega_0^2 x = 0$ 的解的另一方法是假设 $x = Ae^{rt}$, 代入得 $r^2 = -\omega_0^2$ 或 $r = \pm j\omega_0$, 在此 $j = \sqrt{-1}$, 因此一般解该是

$$x = A_1 e^{j\omega_0 t} + A_2 e^{-j\omega_0 t} \quad (1-8)$$

其中 A_1 及 A_2 由起始条件来决定, $x(0) = x_0$, $\frac{dx}{dt}(0) = v_0$, 其结果成为如下两个方程:

$$\begin{cases} A_1 + A_2 = x_0 \\ A_1 - A_2 = \frac{v_0}{j\omega_0} = -\frac{v_0}{j\omega} \end{cases}$$

$$\text{由此得: } A_1 = \frac{1}{2} (x_0 - j \frac{v_0}{\omega_0}) \quad \text{及} \quad A_2 = \frac{1}{2} (x_0 + j \frac{v_0}{\omega_0})$$

A_1 及 A_2 是互偶复数, 所以实际上只有二个常数 a 及 b , 其中

$$A_1 = a - jb, \quad A_2 = a + jb$$

因为二阶微分方程具有二个独立解, 而且有二个不定常数由起始条件来确定, 将 A_1 及 A_2 代入 (1-8) 得 $x = x_0 \cos \omega_0 t + (\frac{v_0}{\omega_0}) \sin \omega_0 t$

这与方程 (1-4) 一样, 代入起始条件都成实数, x 的虚数部分就自动消去。

因为原来微分方程所指的复数解的实数部分本身就是完全的一般解。因而在方程 (1-8) 中, 如果表示为 $A_1 = a_1 - jb_1$ 及 $A_2 = a_2 + jb_2$, 则在应用起始条件前就取其实数部分

$$R_e\{x\} = (a_1 + a_2) \cos \omega_0 t - (b_1 - b_2) \sin \omega_0 t$$

今应用起始条件, 得 $a_1 + a_2 = x_0$ 及 $b_1 - b_2 = -\frac{v_0}{\omega_0}$, 所以 $R_e\{x\}$ 与方程 (1-4) 相符。

同理, 如果将位移写成复数形式 $x = Ae^{j\omega_0 t}$ (1-9)

在此 $A = a + jb$, 如只考虑实数部分, 则

$$R_e\{x\} = a \cos \omega_0 t - b \sin \omega_0 t$$

(1-9) 在这里常常用到, 以它求质量 M 的复数速度 $v = \frac{dx}{dt}$ 及复数加速度 $a = \frac{dv}{dt}$ 就特别容易。复数速度为

$$v = j\omega_0 Ae^{j\omega_0 t} = j\omega_0 x \quad (1-10)$$

复数加速度为

$$a = -\omega_0^2 Ae^{j\omega_0 t} = -\omega_0^2 x \quad (1-11)$$

指数 ($j\omega_0 t$) 可以看作单位长度在复数平面内以角速度 ω_0 逆时针旋转的相位计。同理, 任何复数量 $A = a + jb$ 可以由长度为 $A(a^2 + b^2)^{1/2}$ 与正的实数轴线成 $\varphi = \tan^{-1}(\frac{b}{a})$ 角的相位所代表。结果是 $Ae^{j\omega_0 t}$ 代表长度为 A , 起始相角 φ 以角速度 ω_0 在复数平面中旋转的相位计 (图 1-4)。此旋转相位计的实数部分 (实数轴上的投影) 的量为 $A \cos(\omega_0 t + \varphi)$ 并与时间谐调地变化。

从方程 (1-10) 可以看出: x 对时间的微分得出 $v = j\omega_0 x$, 所以相位计所代表的速度前导于位移的相位计 90° 相角。此相位计在实数轴上的投影代表瞬时速度, 速度幅为 $\omega_0 A$ 。方程 (1-11) 表示相位计 (a) 代表加速度并与位移的相位计差 π 弧度或 180° 。这个相位计在实数轴上的投影代表瞬时加速度, 此加速度的幅为 $\omega_0^2 A$ 。

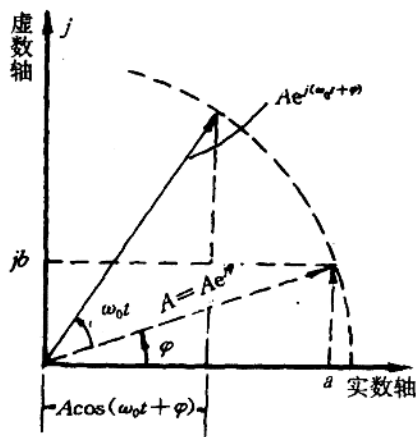


图 1-4 相位计 $Ae^{j\omega_0 t + \varphi}$ 的表示

五、有阻尼的振动与衰减

在自由振动中理论上振动系统没有外力干扰, 应该永远保持由初始条件决定的振幅而持续不停。但是实际上任何自由振动的振幅都会随时间而衰减, 经过一定时间后停止。很明显, 在振动过程消耗了能量。能量消耗的原因是由于阻尼的存在。

通常认为引起能量消耗,使结构衰减的原因是空气的阻力,构件结合面的摩擦力和振动材料的内阻尼。空气的阻力和振动面积的大小与振动速度有关,这时即造成结构产生的噪声。结合面间的摩擦而产生的摩擦阻尼是由设计和装配工艺以及结合力决定。至于材料的内阻尼则是当构件振动时材料在交变应力状态,每循环材料的分子间的相互位置或距离不断发生变化。这种分子运动消耗了振动能量。它和材料变形的每循环的应力-应变的大小有关。

实验证明,当振动结构的运动速度不太大时,阻尼力 F_f 与物体的运动速度成正比,其方向总是与速度相反,即

$$F_f = -cv = -c \frac{dx}{dt}$$

其中 c 为阻尼系数。

最简单的阻尼系统如图 1-5 所示。质量 M 上受到三个力,即由于运动加速度的惯性力,弹簧力和阻尼力。运动方程可以写成

$$M \frac{d^2x}{dt^2} = -Kx - c \frac{dx}{dt}$$

或

$$\frac{d^2x}{dt^2} + 2\beta \frac{dx}{dt} + \omega^2 x = 0 \quad (1-12)$$

其中 $\beta = \frac{C}{2M}$ 称为阻尼因素, $\omega^2 = \frac{K}{M}$ 为阻力不存在时振子的固有角频率。

如果只有弹性力,质量 M 将作永恒的简谐振动。有了粘滞阻力,振幅将逐渐衰减。为了要了解衰减的情况,先研究以速度 v 运动着的物体,在只有粘滞阻力作用时的运动情况,其运动方程为(力学模型如图 1-6):

$$M \frac{dv}{dt} = -c v$$

即

$$\frac{dv}{dt} + 2\beta v = 0 \quad (1-13)$$

以 $v = \frac{dx}{dt}$ 为变量,上式变为 $\frac{dv}{dt} = -2\beta v$

即 $\frac{dv}{v} = -2\beta dt$, 两边积分,得

$$\ln v = -2\beta t + b \text{ 或 } v = v_0 e^{-2\beta t} \quad (1-14)$$

式中 v_0 为物体的初速,即在粘滞阻力作用下,物体的速度将随时间指数衰减。由上式可以求得物体的动能与时间的关系:

$$E_k = \frac{1}{2} M v^2 = \frac{1}{2} v_0^2 e^{-4\beta t} \quad (1-15)$$

可见物体的动能也随时间指数衰减。

再研究这物体在粘滞阻力和弹性力共同作用下的运动。当阻尼不大时,物体一方面在弹性力作用下振动;另一方面在阻尼力作用下,其运动能量随时间指数衰减。因此,可以设想物体振动的振幅要随时间指数衰减。其运动规律具有下列形式:

$$x = A_0 e^{-\delta t} \cos(\omega_f t + \varphi) \quad (1-16)$$

为了验证 (1-16) 是否是方程 (1-12) 的解,将它代入 (1-12)。结果是只要 $\delta = \beta$, ω_f

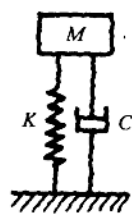


图 1-5 质量-弹簧-阻尼系统

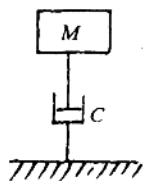


图 1-6 质量-阻尼系统

$$= \sqrt{\omega_0^2 - \beta^2}, \quad (1-16) \text{ 就是方程 (1-12) 的解。因此, 方程 (1-12) 的解为}$$

$$x = A_0 e^{-\beta t} \cos(\omega_f t + \varphi) \quad (1-17)$$

其中 $\omega_f = \sqrt{\omega_0^2 - \beta^2}$ 是实际频率, A_0 及 φ 为积分常数, 由初始条件决定。此式表示的位移 x 与时间 t 的关系如图 1-7 所示。

(1-17) 式表明阻尼振动的位移与时间的关系为两项的乘积, 其中 $\cos(\omega_f t + \varphi)$ 反映了在弹性力作用下的周期性运动, 但是由于粘滞阻尼的影响, 使频率略变慢。另一项 $A_0 e^{-\beta t}$ 则反映了粘滞阻力的作用, 它使振幅随时间逐渐衰减。 β 越小则阻尼力小, 振幅衰减得慢; β 大则表示阻尼力大, 振幅就随时间衰减得快。 ω_f 就是有阻尼的振动系统的自然圆频率, 它总比无阻尼的同一系统的自然角频率小。如果振动不是很快停止, 阻尼因素 β 很小, 则 ω_f 接近于 ω_0 。但是只是当阻尼不大时, $\beta^2 < \omega_0^2$ 时, (1-17) 才是方程 (1-12) 的解。当 β 较大时它对频率起的作用是不可忽视的。如果阻尼大, 振动不再具有周期性。当 $\omega_0 = \beta$ 时便达到临界阻尼, 即 $\omega_f = 0$, 振动完成不了一个周期就慢慢停止在平衡位置上, 如图 1-8。

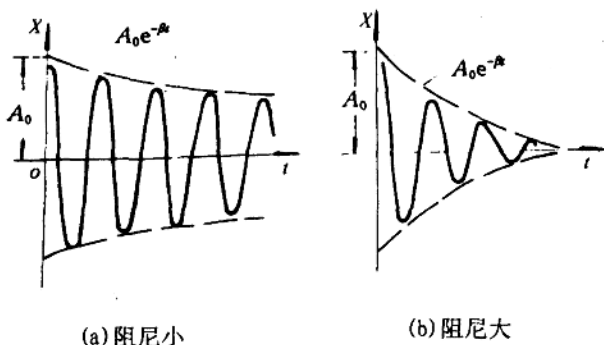


图 1-7 振动的衰减

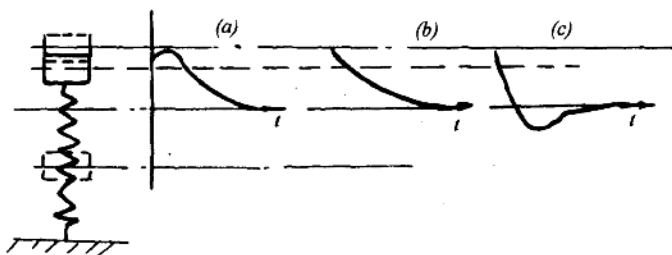


图 1-8 不同初始条件下的大阻尼振动

为了更清楚地了解阻尼振动随时间的衰减情况, 有时引进“对数减量 Θ ”这个概念, 其定义为两次相继振幅之比的自然对数。在 (1-17) 所表示的粘滞阻尼振动中

$$\Theta = \ln \frac{A_0 e^{-\beta t}}{A_0 e^{-\beta(t+T)}} = \beta T \quad (1-18)$$

其中 T 是周期。有时称阻尼因素 β 为衰减系数。

对于阻尼, 有时用品质因子 Q 来表示。在阻尼较小时, 系统的振动仍具有周期性, 振动系统在振动一周后损失的能量与原来所具能量之比就反映了振动系统的阻尼大小。因而把振动系统储存的总能量, 与在振动一周中损失的能量之比乘以 2π 叫做振动系统的品质因子。

$$Q = 2\pi \frac{\text{振动系统储存的总能量}}{\text{振动一周中损失的能量}} = 2\pi \frac{E}{\Delta E} \quad (1-19)$$

振动系统的品质因子 Q 越大阻尼就越小, 所以在设计振动系统时往往要求 Q 值大些。品质因子又可用周期的概念来作定义。即定义为振幅衰减到初始值的 $\frac{1}{e}$ 所经过的周期数。或写成 $Q =$