

■ 现代企业职业卫生技术丛书 ■

工业噪声 与振动控制技术

“现代企业职业卫生技术丛书”编委会 编

主编 魏志勇 主审 葛佩声



中国劳动社会保障出版社

现代企业职业卫生技术丛书

工业噪声与振动控制技术

“现代企业职业卫生技术丛书”编委会

主 编 魏志勇
主 审 葛佩声

中国劳动社会保障出版社

图书在版编目(CIP)数据

工业噪声与振动控制技术/“现代企业职业卫生技术丛书”编委会编. —北京:中国劳动社会保障出版社, 2010

现代企业职业卫生技术丛书

ISBN 978 - 7 - 5045 - 8514 - 1

I. ①工… II. ①现… III. ①工业噪声-噪声控制②振动控制 IV. ①TB535

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2010)第 160798 号

中国劳动社会保障出版社出版发行

(北京市惠新东街 1 号 邮政编码: 100029)

出 版 人: 张梦欣

*

中国铁道出版社印刷厂印刷装订 新华书店经销

787 毫米×1092 毫米 16 开本 9.5 印张 211 千字

2010 年 10 月第 1 版 2010 年 10 月第 1 次印刷

定价: 25.00 元

读者服务部电话: 010 - 64929211/64921644/84643933

发行部电话: 010 - 64961894

出版社网址: <http://www.class.com.cn>

版权专有 侵权必究

举报电话: 010 - 64954652

如有印装差错, 请与本社联系调换: 010 - 80497374

编 委 会

主 任 孟 超

副主任 (按姓氏拼音排序)

薄以匀 吕 琳 孙庆云 陶 雪 魏志勇 杨文芬
张龙连 赵 容

委 员 (按姓氏拼音排序)

陈隆枢 高 虹 葛佩声 郝凤桐 李朝林 刘旭荣
卢 玲 孙宝林 王 静 张 斌 张继英

顾 问 (按姓氏拼音排序)

李 涛 邵 强 宋文质 王 生

编 写 人 员

主 编 魏志勇

副 主 编 张继英

主 审 葛佩声

编写人员 (按姓氏拼音排序)

卢伟健 苏宏兵 王世强 魏志勇 张继英

内 容 简 介

本书是“现代企业职业卫生技术丛书”之一，是企业从事职业卫生行政和技术管理工作的人员而编写的实用读物。

本书全面、系统地介绍了工业企业噪声与振动控制的相关技术，概括地介绍了噪声控制的基本步骤和噪声与振动基础知识，在此基础上深入介绍了吸声、隔声、消声和隔振的基本原理及其应用技术，并根据实际噪声控制工程的需要提供了部分工程案例文本。

本书是企业负责人、职业卫生管理和技术人员的工作用书，可作为政府各级管理人员的辅助用书，也可以作为高等院校相关专业师生的教学参考用书，还可以作为职业卫生专业的培训用书。

前 言

噪声污染与空气污染、水污染一起被公认为当今的三大公害，严重地影响人们的工作、学习与生活，工业企业中的高噪声还对人们的健康产生了危害，已日益引起人们的广泛关注。噪声不仅影响人们的日常工作和休息，而且可以引起听觉器官、神经系统、心血管系统等方面的疾病。同时高噪声还会掩蔽安全警报信号，常常是导致一些工伤事故的一个根源。因此，如何控制噪声，将噪声降低到无害的程度，是现代化建设中不可缺少的方面，是环境保护和劳动保护的一项重要课题。

本书力求深入浅出，将科学性与实用性相结合，系统地介绍了工业噪声与振动控制技术，概括地介绍了噪声与振动基础知识和噪声控制的基本步骤，全面地介绍了噪声与振动的评价及其量度方法，详细地介绍了吸声、隔声、消声和隔振技术，简要地介绍了我国最新的工业企业噪声与振动控制标准和规范。希望本书能帮助企业把噪声控制工作水平提高到新的高度。

本书第一章由王世强编写，第二章、第三章和第五章由魏志勇编写，第四章由卢伟健编写，第六章和第七章由苏宏兵编写，第八章由张继英和魏志勇编写。全书由魏志勇统稿，葛佩声审定。本书的部分工程实例由北京绿创声学工程股份有限公司提供，在此表示感谢。

本书在编写过程中参考了国内一些专家、学者的相关著作和成果，在此致以真诚的感谢！由于编者水平有限，书中疏漏在所难免，恳请广大读者批评指正。

编 者

2010 年 10 月

目 录

第一章 噪声与振动基础知识	1
第一节 概述	1
第二节 振动	1
一、自由振动	1
二、阻尼振动	3
三、受迫振动	4
第三节 声波及波动方程	5
一、声波	5
二、声波动方程	8
第四节 声波的传播	14
一、距离衰减	14
二、反射、折射及透射	15
三、散射、衍射与干涉	16
四、大气中的声衰减	17
第二章 噪声与振动的评价及其量度	19
第一节 噪声及其物理量度	19
一、声压、声功率、声强	19
二、声压级、声强级、声功率级及其运算	21
三、噪声频谱	23
第二节 振动及其物理量度	25
一、位移、速度、加速度	25
二、振动加速度级、振动级、Z 振级	26
第三节 响度与响度级	26
一、响度级与等响曲线	27
二、响度	29
第四节 A 声级和等效连续 A 声级	34

一、A 声级	34
二、等效连续 A 声级	36
第五节 噪声评价数和语言干扰级	36
一、噪声评价数	36
二、语言干扰级	38
第三章 噪声控制步骤	40
第一节 降低声源噪声	40
一、研制低噪声设备	40
二、改进生产工艺	41
三、提高加工精度和装配质量	41
第二节 在传播途径上降噪	41
第三节 对接收者的防护	42
第四节 噪声控制标准	42
一、工业企业设计卫生标准	42
二、工作场所有害因素职业接触限值	43
三、工业企业厂界环境噪声排放标准	44
四、工业企业噪声控制设计规范	44
第五节 噪声控制工作程序	44
一、调查噪声现场	44
二、确定降噪量	45
三、确定噪声控制方案	45
四、降噪效果的鉴定与评价	45
第四章 吸声降噪	47
第一节 吸声原理及表征材料吸声的量	47
一、吸声原理	47
二、表征材料吸声性能的量	47
第二节 多孔吸声材料	48
一、多孔吸声材料的分类和性能	48
二、影响多孔吸声材料吸声性能的因素	50
第三节 吸声结构	52
一、穿孔板共振吸声结构	52
二、微穿孔板共振吸声结构	54
三、薄板共振吸声结构	57

四、空间吸声体以及其他吸声结构	57
第四节 室内声场	58
一、扩散声场中的声压级和混响半径	58
二、室内混响时间	60
第五节 吸声降噪设计	60
一、吸声降噪量	61
二、吸声设计原则	61
三、吸声设计程序	62
第六节 常用吸声材料	62
第五章 隔声技术	73
第一节 隔声效果的评价量	73
一、传声系数和隔声量	73
二、计权隔声量	74
三、插入损失	78
第二节 隔声构件的隔声性能	79
一、单层匀质构件的隔声	79
二、双层构件的隔声	83
第三节 隔声设计	85
一、非单一结构的隔声计算	85
二、孔洞、缝隙对隔声量的影响	87
三、隔声罩	87
四、隔声门、窗	88
五、隔声屏	88
六、管道噪声的隔绝	90
第四节 常用隔声材料	90
第六章 消声器	93
第一节 消声器的种类与性能指标	93
一、消声器的种类	93
二、消声器性能评价指标	93
三、消声器性能测量方法与标准	95
第二节 阻性消声器	97
一、管式消声器	98
二、片式消声器	99

三、折板式消声器	99
四、弯头式消声器	100
第三节 抗性消声器	101
一、扩张式消声器	101
二、干涉式消声器	102
三、共振式消声器	102
第四节 阻抗复合消声器	103
第五节 微穿孔板消声器	103
第六节 排气放空消声器	104
第七节 有源消声器	105
第七章 隔振与阻尼减振	108
第一节 隔振原理	108
一、振动的基本概念	108
二、隔振原理	110
第二节 隔振设计及应用	112
一、隔振设计	112
二、弹簧隔振器	115
三、橡胶隔振器	117
四、空气弹簧隔振器	119
五、橡胶隔振垫	120
六、其他类型隔振材料	122
七、管道柔性接头和吊架	123
第三节 阻尼减振与阻尼材料	123
一、阻尼减振原理	124
二、阻尼减振材料	126
第八章 工程实例	128
实例一 印刷厂纸屑排风机噪声治理	128
实例二 耐火材料厂破碎车间设备噪声治理	130
实例三 发动机产品试验台噪声治理	133
实例四 大型机力通风冷却塔噪声控制	136
实例五 大型炼化空分车间噪声控制	139

第一章 噪声与振动基础知识

第一节 概述

声与振动是常见的物理现象，物体的振动产生声音，声音来源于物体的振动。从声与振动的物理体质上看，振动与声学都是从宏观上研究物体在其平衡位置附近的运动。但是，它们所研究的物质运动的结果不同。振动学一般只研究振动系统内物体本身的运动状况；而声学着重研究物体的振动在介质中的传播特性。可以说振动是声的原因，声是振动的结果。在一般情况下，振动问题研究较多的是固体本身的运动状况，而声研究较多的是物体的振动在空气和水中的传播。

声与振动也是工业企业易接触的有害物理因素。过量的声音使人烦恼，影响工作效率，甚至危害人的身体健康，形成不可逆转的听力损失。而振动会对人体的身体器官、生理系统等造成不良的影响，因此，在工业生产活动中应尽量控制声和振动，减少其对人体的影响。本章主要介绍声与振动的基本知识，以加强对声和振动的理解。

第二节 振动

一、自由振动

振动是指物体沿直线或曲线并经过平衡位置往复的周期性运动。在自然界里，振动现象广泛存在。

自由振动是指仅在振动初始时刻有外力的一种振动。

图 1—1 所示为一个自由振动系统的示意图，这个系统由一个重球和一个弹簧构成，重球放在光滑的水平面上，弹簧的一端与重球相连接，另一端与墙体固定。

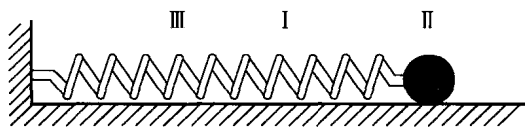


图 1—1 自由振动

在这里，假定球和水平面之间的摩擦力可忽略不计，另外，假定重球和弹簧只具备单一的物理性能，重球可视为具有一定质量的质点，弹簧的弹性是均匀的并且没有质量，该振动系统可以视作质点振动系统。

在以上的假定下，由虎克定律得知，在弹性限度内，弹力与弹簧的伸长和压缩成正比。因此，当振动物体离开平衡位置，随位移的增加，弹簧的弹力也随之成正比的增加，弹力的大小与位移的大小成正比，弹力的方向与位移的方向相反。假设物体离开平衡位置的位移为

x ，它在此位置上所受的弹力 F 可以表示为：

$$F = -kx \quad (1-1)$$

式中， k ——弹簧的劲度系数，它在数值上等于弹簧伸长或压缩单位长度时所产生的弹力。 k 值越大，表示弹簧越“硬”，越不容易变形。有时用其倒数 C_M 来表示， $C_M = -\frac{1}{k}$ 称为顺性系数，或称力顺。式中，负号表示力和位移的方向相反。

如果振动物体的质量为 m ，加速度 $\frac{d^2x}{dt^2}$ 为 a ，根据牛顿第二定律 $F = ma$ ，则 $F = m \frac{d^2x}{dt^2}$ ，将其代入式 (1-1)，可得：

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = -kx \quad (1-2)$$

重球振动是自由振动的典型例子，从式 (1-1) 和式 (1-2) 可知，自由振动是指物体是在与位移成正比，并且总是指向平衡位置的力的作用下的振动。在自由振动中，加速度的大小与位移的大小成正比，加速度的方向与位移的方向相反。这里的自由振动是假设外力仅在开始时起作用。只有在这样的条件下，物体的振动才是自由振动。用图表示物体位移随时间变化的曲线，称为振动曲线，如图 1-2 所示。

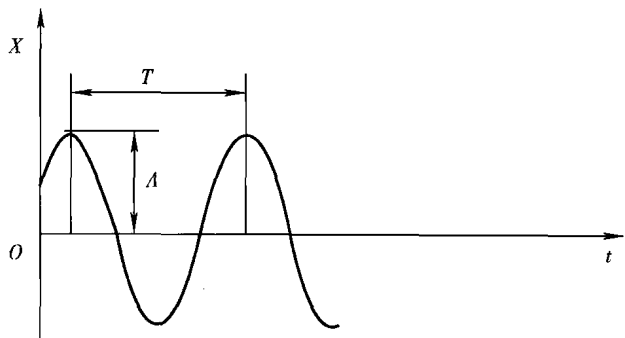


图 1-2 振动曲线

在图 1-2 中， A 为振幅，它是振动物体离开平衡位置的最大位移。 T 为周期，它是物体完成一次全振动（往返一次）所需要的时间。 f 为频率，即物体在单位时间内完成全振动的次数，单位是赫兹 (Hz)，周期 T 和频率 f 之间的关系是：

$$T = \frac{1}{f} \quad (1-3)$$

与位移随时间的变化规律相同，振动加速度随时间以正弦函数的规律变化，但正负号相反。即加速度的大小与位移的大小成正比，但方向相反。系统的自由振动方程可表示为：

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \omega^2 x = 0 \quad (1-4)$$

从式 (1-2) 和式 (1-4) 可知：

$$\omega^2 = \frac{k}{m} \quad (1-5)$$

即

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1-6)$$

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1-7)$$

从这些方程可以看出,物体做自由振动时,其振动频率由其自身的质量和弹簧的弹性决定。对于同一弹簧,物体的质量越大,振动频率就越低。这种完全由振动系统本身性质所决定的振动频率叫做振动系统的固有频率。

在一般情况下,物体开始做简谐振动时,位移的位相不一定是零,简谐振动较普遍的形式应该为:

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

式中, φ 为初相,即 $t=0$ 时的位相,表示物体在开始振动时的运动状态。

简谐振动是最简单的,也是最基本的振动。任何复杂的振动都可以分解成一系列不同频率和振幅的简谐振动,这就是振动频谱。自由振动过程,动能和势能不断地互相转化,但总能量不变,为一个恒量。以弹簧振动为例,假设振动物体质量为 m ,其在某一时刻的速度为 v ,则该物体在该时刻的动能为 $\frac{1}{2}mv^2$,再假设这一时刻物体的位移,即弹簧的伸长为 x ,弹簧的弹性系数为 k ,则弹簧的势能为 $\frac{1}{2}kx^2$,若能量损失忽略不计,则弹簧振动过程的总能量为:

$$E_{\text{总}} = E_{\text{动}} + E_{\text{势}} = \frac{1}{2}mv^2 + \frac{1}{2}kx^2 \quad (1-9)$$

将式(1-3)和式(1-4)代入式(1-9)可得:

$$\begin{aligned} E_{\text{总}} &= \frac{1}{2}m(A\omega\cos\omega \cdot t)^2 + \frac{1}{2}m\omega^2(A\sin\omega \cdot t)^2 \\ &= \frac{1}{2}m\omega^2 A^2 \cos^2\omega \cdot t + \frac{1}{2}m\omega^2 A^2 \sin^2\omega \cdot t \\ &= \frac{1}{2}m\omega^2 A^2 \\ &= \frac{1}{2}kA^2 \end{aligned} \quad (1-10)$$

二、阻尼振动

自由振动亦称固有振动,只是一种理想的振动。在实际的物体振动中,由于摩擦和其他阻力无法避免,振动物体最初的能量,在振动过程中不断被消耗,振幅也越来越小,最后振动就会停止。这种由于克服摩擦和其他阻力而逐渐减少能量和振幅的现象叫做振动的阻尼,这种能量和振幅随时间逐渐减小的振动叫做阻尼振动,也叫做减幅振动。

阻尼振动的典型振动曲线如图 1-3 所示。

能量减小通常有两种方式:一种是由于摩擦阻力,或者是振动物体与周围介质之间的黏滞摩擦,或者是物体本身的内摩擦,使振动的能量逐渐变成热能。摩擦阻力越大,能量减小得越快,振动停止得越快,这种阻尼叫摩擦阻尼。另一种是由于物体的振动引起邻近质点的

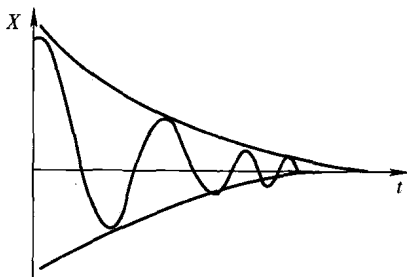


图 1-3 阻尼振动的典型振动曲线

振动,使振动的能量逐渐向周围辐射出去,成为波动的能量,使振动的能量逐渐转化为声能。这种阻尼叫做辐射阻尼。

严格地说,没有阻尼的自由振动才是周期性的振动,阻尼存在时便不是周期振动,因为在此情况下,经过一个周期后,振动物体并不回到原来的平衡位置。但是,如果阻尼不太大,可以把阻尼振动近似地看做是简谐的自由振动,它也有一定的周期,不过这个周期是在同一方向上连续通过平衡位置两次的时间间隔。这个周期由振动物体本身的性质和阻尼的大小共同决定。对于一定的振动系统,有阻尼的周期要比无阻尼的周期长,即完成一次振动的时间要长些。阻尼增大,周期也相应增大。

一般地说,阻力是质点振动速度的函数,对于小振幅振动,可以近似地认为阻力与速度呈线性关系,即 $F_R = -R \cdot dx/dt$, 式中 R 为阻力系数,亦称力阻。式中出现负号表示阻力总是与系统的运动方向相反,将该阻力项加到式(1—2)中,可得:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + kx + R \frac{dx}{dt} = 0 \quad (1-11)$$

这就是阻尼振动方程。式中,第一项为惯性力,第二项为弹性力,第三项为阻力。式(1—11)亦可写为:

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + 2\delta \cdot \frac{dx}{dt} + \omega_0^2 x = 0 \quad (1-12)$$

式中, $\delta = \frac{r}{2m}$ 为衰减系数。

阻尼振动的特点如下:

- (1) 阻尼振动的振幅随时间按指数规律衰减,衰减系数越大,振幅衰减得也越快。
- (2) 阻尼振动不仅使振动振幅逐渐衰减,而且使振动的频率降低。
- (3) 由于阻尼的存在,振动系统的能量将随时间按指数规律衰减。
- (4) 阻尼振动在每一瞬间的总能量等于该时刻的振动势能与振动动能之和。

三、受迫振动

在自然界,摩擦和辐射所产生的阻尼,只能减少而不能完全消除。因此,为了不断地维持系统持续振动,就必须不断地补充能量,这就是通常所说的受迫振动。

设受迫力为:

$$F = F_0 \sin \omega t \quad (1-13)$$

式中 F_0 ——外力幅值;

ω ——外力圆频率, $\omega = 2\pi f$;

f ——外力频率。

则受迫振动方程为:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + kx + R \frac{dx}{dt} = F_0 \sin \omega t \quad (1-14)$$

为了求解方便,将外力改成复数形式,设 $F = F_0 e^{-i\omega t}$, 于是,式(1—14)变为:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + kx + R \frac{dx}{dt} = F_0 e^{-i\omega t} \quad (1-15)$$

式(1—13)、式(1—14)和式(1—15)为受迫振动方程。

式(1—14)是二阶齐次常微分方程,其通解为该方程的一个特解与相应的齐次方程的通解之和。

$$x = e^{-\delta t} (Ae^{j\omega' t} + Be^{-j\omega' t}) + x_F e^{j\omega t} \quad (1-16)$$

取实数,可得:

$$x = x_0 e^{-\delta t} \sin(\omega' t - \varphi_0) + x_A \sin(\omega t - \theta) \quad (1-17)$$

式中:

$$x_A = |x_F| = \frac{F_0}{\omega} |z|, \theta = \theta_0 + \frac{\pi}{2}$$

$$x_F = -j \frac{F_0}{\omega} z = \frac{F_0}{\omega |z|} e^{-j(\theta + \frac{\pi}{2})} \quad (1-18)$$

式中 z ——系统的力阻抗, $z = R + jx_m$;

R ——力阻;

x_m ——力抗, $x_m = \omega_m - \frac{k}{m}$;

ω_m ——质量抗;

$\frac{k}{m}$ ——弹性抗或力顺抗;

$|z|$ ——力阻抗的模(绝对值), $|z| = \sqrt{R^2 + \left(\omega_m - \frac{k}{m}\right)^2}$;

θ_0 ——其幅角, $\theta_0 = \tan^{-1} \frac{x_m}{R}$ 。

力阻抗的单位是力欧姆。

式(1—17)的第一项为瞬态解,它描述系统自由衰减振动,这一项与系统的起振条件有关,且仅在振动的开始阶段起作用。当时间足够长时,其影响逐渐减弱,最终消失。

式(1—17)的第二项为稳态解,它描述在外力作用下,系统进行受迫振动的状态,因其振幅恒定,故称其为稳态振动。

从式(1—17)可以看到,当外力刚加到系统时,系统的振动状态极其复杂,是上述两种振动的合成。它描述了受迫振动中稳态振动逐渐建立的过渡过程。经过一段时间后,瞬态振动部分衰减消失,系统振动仅由第二项即稳态项决定,系统则进入稳定状态。

第三节 声波及波动方程

一、声波

声音是由物体振动产生的,而振动在弹性介质中的传播形式就是声波。

通常把振动发声的物体称为声源,如用手拨动琴弦,弦即振动发出声音,这里琴弦即是声源。声源不一定是固体,液体和气体的振动也会产生声音,如海上的浪涛声和火车的汽笛声。如果将一个发声物体置于一个真空的罩子内,声音则传不出来,因此,声音的产生除了要有振动的物体外,还必须有传播声音的媒介物质,它可以是空气、水等流体,也可以是钢铁、玻璃等固体。

1. 声波的产生

任何振动着的物体都可以成为声源。从声源到接收器(如人耳等)过程就是声音的传播,而传播必须依赖介质,最常见的介质就是空气。

介质之所以能够传递声音,是因为它有质量和弹性。设想由于某种原因(如一个物体的振动)在弹性介质的某局部地区激发起一种扰动,使这局部地区的介质质点 A 离开平衡位置开始运动,这个运动的质点 A 必然推动相邻的介质质点 B ,亦即压缩了这部分介质,由于介质的弹性作用,这部分弹性介质被压缩时会产生一个反抗压缩的力,这个力作用于质点 A 并使它恢复到原来的平衡位置。另外,由于质点 A 具有质量,也就是具有惯性,所以质点 A 在经过平衡位置时会出现“过冲”,以至于压缩了另一侧面的相邻介质,该介质也会产生一个反抗压缩的力,使质点 A 又回过来趋向平衡位置。可见由于介质的弹性和惯性作用,这个最初得到扰动的质点 A 就在平衡位置附近来回振动起来。由于同样的原因,被 A 推动了的质点 B 以至更远的质点 C 、 D ……也在平衡位置附近振动起来,只是依次滞后一些时间而已。这种介质质点的机械振动由近及远的传播就称为声振动的传播或称声波。可见声波是一种机械波,适当频率和强弱的声波传到人的耳朵,人们就感受到了声音。必须强调的是声波所传递的只是能量,而不是物质本身。也就是说,空气粒子只是在其平衡位置附近很小范围内来回振动,并不向前运动。按照振动方向和传播方向是一致的,还是相互垂直的,波分为纵波和横波。空气中的声波是机械纵波,固体中可以存在横波形式的机械波。

2. 声波的描述

(1) 描述声波的基本要素

描述一种波的基本要素是频率、振幅、波形和传播速度,声波也不例外。

1) 频率和周期。频率是指单位时间内波的振动次数,记作 f ,单位为赫兹(简称为赫,或以符号 Hz 表示),其倒数就是振动一次所需的时间,称为周期,记作 T ,单位为秒(s)。

2) 振幅。振幅是指振动着的某个物理量(如位移、压力、振动速度等)偏离平衡位置的最大量值,单位就是这个物理量自身的单位。

3) 波形。波形是波的具体形状,如正弦波、方波等。一般来讲,声音的波形是很复杂的,包含许许多多(甚至是无限多个)频率,对于各个频率的波称为谐波或分音,将谐波按频率的顺序排列起来的图形称为频谱,是表示波形的重要方法。按法国数学家和物理学家约瑟夫·傅立叶(1768—1830)分析,任何波形都可以分解为许多个正弦波之和。事实上这里隐含着波的一个重要性质,波的叠加性。

4) 声速。声波在介质中传播的速度称为声速,记作 c ,单位为米/秒(m/s),也是描述声波的一个基本物理量,声波在一特定介质中传播的速度取决于该介质的特性,主要是密度和弹性系数。由于这两个量依赖于温度和压力,所以声速也与温度和压力有关。对于理想气

体, 声速:

$$c = \sqrt{\gamma p_0 / \rho_\gamma} = \sqrt{\gamma R T / M} \quad (1-19)$$

其中, γ 为比热容比 (比定压热容 c_p 与比定容热容 c_v 的比), p_0 为无声波时的气体静压力, ρ 为密度, R 为摩尔气体常数, M 为摩尔质量, T 为热力学温度。由此可见, 对于一定气体, 声速与热力学温度平方根成正比。对于空气, c 随温度变化为:

$$c \approx 331.45 + 0.6T \text{ (m/s)} \quad (1-20)$$

在 20℃ 时, 空气中声速约为 340 m/s, 空气的温度每升高 1℃, 声速约增加 0.607 m/s。

5) 频率、波长与声速的关系。在这里仍需引入另一个描述声波的物理量——相位, 它是指波在一定时刻振动的状态或位置, 用度或弧度表征。相邻的同相位的质点之间的距离叫做波长, 用 λ 表示, 单位为长度单位, 它与频率 f 和声速 c 之间的关系为:

$$\lambda = \frac{c}{f} \quad (1-21)$$

(2) 声源和声场

1) 声源。凡激发声波的振动源, 称为声源, 如振动的活塞等。但也有的声源不一定是固体的振动, 气体和液体也可以激发声波, 如汽笛是靠蒸汽、波涛是靠水运动来激发声波的。声源辐射声音与声源的大小 a 和辐射声波波长 λ 有关, 当 $a \ll \frac{\lambda}{2\pi}$ 时, 这一声源为点声源。在工业噪声控制中, 对许多声源集中于一体而无须或不可能一一分辨时, 则可笼统作为一个声源, 如整体运转的机器等。对于这样的声源, 当其最大尺寸 a 远小于至观察点的距离 d ($a < \frac{d}{\pi}$) 时, 常可作为点声源处理。

2) 声场。凡有声波存在的介质区域均称为声场, 一般可分为:

① 自有声场。在各向同性的均匀介质中, 界面影响可以忽略的声场, 如六个壁面都强吸声的消声室内的声场。

② 混响声场。在大的室内, 如厅堂或车间等, 由各壁面多次反射、强反射所形成的混响声的声场。

③ 扩散声场。声能密度分布均匀, 由各方面 (墙面等) 反射回来的声音其传播方向为无规律分布的声场。混响声越多的混响声场, 越接近扩散声场。

④ 远场。在自有声场中, 至声源距离每增加一倍, 声压降低一半的区域。远场内的介质瞬时质点速度与声压的相位一致。

⑤ 近场。声源于远场之间的区域为近场。近场内的质点瞬时质点速度与声压的相位不相等。

(3) 纯音和复音

瞬时声压为正弦或余弦时间函数的声波, 称为简谐声波, 它在听觉上感觉仅为单一声调的声音, 称为纯音。除一些仪器能发出纯音以外, 一般很少听到。平常所听到的都是一些复杂的复声。以周期性复合声波可以分解为许多简谐声波, 即不同复声可视为由许多不同纯音所组成。其中最低频率的纯音称为基波, 频率为基波频率整数倍的波, 称为谐波。