



面向 21 世纪课程教材
Textbook Series for 21st Century

环境噪声 控制工程

洪宗辉 主 编
潘仲麟 副主编

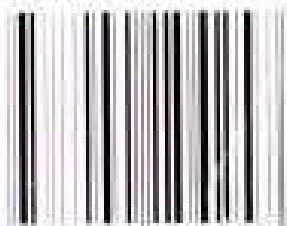


高等教育出版社
HIGHER EDUCATION PRESS

Environmental Noise Control Engineering



ISBN 7-04-010425-3



9 787040 104257 >

定价 18.70 元

面向 21 世纪课程教材
Textbook Series for 21st Century

环境噪声 控制工程

洪宗辉 主 编
潘仲麟 副主编



高等教育出版社
HIGHER EDUCATION PRESS

内容简介

本书是教育部“高等教育面向 21 世纪教学内容和课程体系改革计划”的研究成果,是面向 21 世纪课程教材和教育部环境类学科的“九五”规划教材。本书详细地论述了环境噪声评价和控制的基本原理和措施,突出应用性,尤其注重学生综合能力的培养,并尽可能反映近几年国内外环境噪声控制中取得的最新成果。全书共分十二章。第一章至第四章介绍环境噪声的基本知识,第五章阐述环境噪声影响评价的方法,第六章至第十章详细论述了噪声和振动控制的原理和实用技术,第十一章介绍典型的环境噪声综合治理实例,第十二章介绍有关声学实验。

本书是高等院校环境科学与环境工程专业的教材,也可供从事环境保护、城市规划、建筑设计等工作的工程技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

环境噪声控制工程/洪宗辉主编. —北京:高等教育出版社,2002.8
高等院校环境类专业教材
ISBN 7-04-010425-3

I. 环... II. 洪... III. 环境噪声-噪声控制-高等学校-教材 IV. TB53

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2001)第 078381 号

环境噪声控制工程

洪宗辉 主编

潘仲麟, 副主编

出版发行 高等教育出版社
社 址 北京市东城区沙滩后街 55 号
邮政编码 100009
传 真 010-64014048

购书热线 010-64054588
免费咨询 800-810-0598
网 址 <http://www.hep.edu.cn>
<http://www.hep.com.cn>

经 销 新华书店北京发行所
印 刷 国防工业出版社印刷厂

开 本 787×960 1/16
印 张 16
字 数 290 000

版 次 2002 年 6 月第 1 版
印 次 2002 年 8 月第 2 次印刷
定 价 18.70 元

本书如有缺页、倒页、脱页等质量问题,请到所购图书销售部门联系调换。

版权所有 侵权必究

前 言

随着现代工业、交通运输业和城市建设的发展,环境噪声污染已成为国内外影响最大的公害之一。为适应环境保护事业发展的需要,我国许多高等学校设立了环境科学和环境工程专业,并开设了环境噪声控制课程。鉴于近十余年来我国环境声学学科的发展,尤其是交通噪声预测、治理技术取得较大进展,建设项目环境影响评价申报制度的实施,各类环境噪声标准系列的建立,原《环境噪声控制工程》教材因出版时间较早,内容已显陈旧,为了满足 21 世纪的教学需要,同济大学和浙江大学在原有教材的基础上,集多年教学和科研的经验,及近年来国内外的最新成就编写成此书。

编写本书的指导思想是以工程实用为主,并给以必要的理论基础知识,力图使学生通过本课程学习,具有一定的实际工作能力,对环境噪声控制工程不拘泥于套用公式和图表,而能够视工程实际情况,根据噪声控制原则,举一反三地进行思考和设计。

本书列出了一些常用的数据,对一些复杂的计算公式还给出了图表,以便于工程设计时查阅。书中所列工程设计实例、声学标准、环境影响评价方法,可供设计时参考。

为适应各院校授课时数的不同,书中前后章节虽有相互联系,但各章节具有一定的独立性,在教学中可根据实际教学时数适当取舍。建议教师在注重课堂讲授的同时,开设一些声学实验和课程设计。

本书的编者有:王佐民(第一、二、四章)、毛东兴(第三、十二章)、洪宗辉(第五、十一章)、潘仲麟(第六章)、张邦俊(第七、八、十章)、翟国庆(第九章)。

我们诚恳地欢迎使用本书的师生和其他读者对本书的不妥和错误之处提出宝贵意见。

作者

2000 年 12 月

目 录

第一章 绪论	1
1.1 噪声及其危害	1
1.2 环境声学的研究内容	3
第二章 声波的基本性质及其传播规律	7
2.1 声波的产生及描述方法	7
2.2 声波的基本类型	9
2.3 声波的叠加	14
2.4 声波的反射、透射、折射和衍射	17
2.5 级的概念	21
2.6 声波在传播中的衰减	25
2.7 声源的辐射	29
习题	36
第三章 噪声的评价和标准	38
3.1 噪声的评价量	38
3.2 环境噪声评价标准和法规	56
习题	64
第四章 噪声测试和监测	65
4.1 测量仪器	65
4.2 声强及声功率测量	73
4.3 环境噪声监测方法	76
4.4 工业企业噪声测量	80
4.5 振动及其测量方法	83
习题	85
第五章 环境噪声影响评价	87
5.1 环境噪声影响评价的目的和意义	87
5.2 环境噪声影响评价工作程序和内容	87
5.3 噪声预测	91
5.4 公路噪声预测	100
5.5 铁路噪声预测	102
5.6 机场飞机噪声预测	105
5.7 工业噪声预测	105
习题	107

第六章 噪声控制技术概述	108
6.1 噪声控制基本原理与原则	108
6.2 噪声源分析	109
6.3 城市环境噪声控制	110
习题	117
第七章 吸声和室内声场	118
7.1 材料的声学分类和吸声特性	118
7.2 多孔吸声材料	123
7.3 共振吸声结构	127
7.4 室内声场和吸声降噪	135
习题	145
第八章 隔声技术	146
8.1 隔声的评价	146
8.2 单层匀质密实墙的隔声	148
8.3 双层隔声结构	154
8.4 隔声间	158
8.5 隔声罩	165
8.6 声屏障	166
习题	168
第九章 消声器	170
9.1 消声器的分类、评价和设计程序	170
9.2 阻性消声器	175
9.3 抗性消声器	180
9.4 阻抗复合式消声器	189
9.5 微穿孔板消声器	191
9.6 扩散消声器	193
9.7 应用实例	198
习题	200
第十章 隔振技术及阻尼减振	202
10.1 振动对人体的影响和评价	202
10.2 振动控制的基本方法	206
10.3 隔振原理	207
10.4 隔振元件	212
10.5 阻尼减振	218
习题	221
第十一章 环境噪声控制应用实例	223
11.1 柴油发电机房噪声控制工程设计	223
11.2 高架道路声屏障设计	227

11.3 低噪声渗水性沥青路面试验工程	230
11.4 民用建筑隔声窗的设计	232
第十二章 声学实验	234
12.1 驻波管法吸声材料垂直入射吸声系数的测量	234
12.2 混响室法吸声材料无规入射吸声系数的测量	237
12.3 道路交通噪声的测量	240
12.4 道路声屏障插入损失的测量	242
参考文献	246

第一章 结 论

环境声学是研究噪声对人们日常生活和社会活动产生各种影响的科学。自第二次世界大战结束以来,随着工业和交通事业的迅速发展,环境噪声日趋严重。在我国一些大城市的环境污染投诉中,噪声占了60%~70%,已经成为广泛的社会公害。

1.1 噪声及其危害

1.1.1 噪声

噪声是指人们不需要的声音。噪声可能是由自然现象产生的,也可能是由人们活动形成的。噪声可以是杂乱无序的宽带声音,也可以是节奏和谐的音乐。当声音超过人们生活和社会活动所允许的程度时就成为噪声污染。

1.1.2 噪声的危害

噪声的危害是多方面的。比如损伤听力、影响睡眠、诱发疾病、干扰语言交谈;特别强的噪声还会影响设备正常运转,损坏建筑结构等。下面分别加以简要阐述。

1. 噪声对听力的损伤

大量的调查研究表明,由于人们长期在强噪声环境下工作,会使内耳听觉组织受到损伤,造成耳聋。国际标准化组织规定,听力损失用500 Hz、1 000 Hz和2 000 Hz三个频率上的听力损失的平均值来表示。听力损失在15 dB以下属正常,15~25 dB属接近正常,25~40 dB属轻度耳聋,40~65 dB属中度耳聋,65 dB以上属重度耳聋。一般讲噪声性耳聋是指平均听力损失超过25 dB。在这种情况下,人与人相互间进行1.5 m外的正常交谈会有困难,句子的可懂度下降13%,句子加单音节词的混合可懂度降低38%。

大量的统计资料表明,噪声级在80 dB以下,方能保证人们长期工作不致耳聋。在90 dB以下,只能保护80%的人工作40年后不会耳聋。即使是85 dB,仍会有10%的人可能产生噪声性耳聋。

衡量听力损失的量是听力阈级。听力阈级是指耳朵可以觉察到的纯音声压级。它与频率有关,可用专用的听力计测定。阈级越高,说明听力损失或部分耳

聋的程度越大。由噪声引起的阈级提高,称噪声性迁移。当噪声暴露终止后,经过一段时间的休息,听力如能逐渐恢复原状,称暂时性阈移。如果在强噪声环境下暴露时间过长,虽经休息仍有部分阈移不能恢复,这部分阈移称为永久性阈移。

上面所述的噪声性耳聋是慢性的,即指听力损失是由于强噪声环境的影响日积月累缓慢发展形成的。另外还有一种急性的噪声性耳聋,称为暴振性耳聋。当突然暴露在极其强烈的噪声环境中,例如 150 dB 以上的爆炸声,会使人的听觉器官发生急性外伤,出现鼓膜破裂、内耳出血、基底膜的表皮组织剥离等症状。这种声外伤可使人耳即刻失聪。

2. 噪声对睡眠的干扰

睡眠对人体是极重要的,它能使人们新陈代谢得到调节,人的大脑通过睡眠得到充分休息,消除体力和脑力疲劳。人的睡眠一般以朦胧—半睡—熟睡—沉睡等几个阶段为一个周期。每个周期大约 90 min,周而复始。年纪越大,半睡状态增加,熟睡阶段缩短。连续噪声可以加快熟睡到半睡的回转,会使人多梦、熟睡的时间缩短。突发的噪声使人惊醒。一般来说,40 dB 的连续噪声可使 10% 的人睡眠受影响,70 dB 可使 50% 的人受影响,而突发性噪声在 40 dB 时可使 10% 的人惊醒,到 60 dB 时,可使 70% 的人惊醒。

3. 噪声对人体的生理影响

噪声除了损伤人耳的听力外,对人体的生理机能也会引起不良反应。长期暴露在强噪声环境中,会使人体的健康水平下降,诱发各种慢性疾病。例如,噪声会引起人体的紧张反应,使肾上腺素分泌增加,引起心率加快,血压升高。一些工业噪声调查资料结果显示,在高噪声条件下工作的人们,患高血压病、动脉硬化和冠心病的发病率比低噪声条件下工作的人要高 2~3 倍。对小学生的调查发现,经常暴露于飞机噪声下的儿童比安静环境下的儿童血压要高。

噪声也会引起消化系统方面的疾病。有关调查报导,在某些吵闹的工业行业中,消化性溃疡的发病率比低噪声条件下要高 5 倍。通过人和动物实验都表明,在 80 dB 环境下,肠蠕动要减少 37%,随之而来的是胀气和肠胃不适。当外加噪声停止后,肠蠕动由于过量的补偿,节奏加快,幅度增大,结果引起消化不良。长期的消化不良将诱发胃肠粘膜溃疡。在神经系统方面,噪声会造成失眠、疲劳、头晕及记忆力衰退,诱发神经衰弱症。

当然,引发各种慢性疾病的原因是多方面的。噪声的危害程度究竟多大,还难以得到明确的定量结论。

4. 噪声对语言交谈和通讯联络的干扰

通常情况下,人们相对交谈距离 1 m 时,平均声级大约是 65 dB。但是,环境噪声会掩蔽语言声,使语言清晰度降低。语言清晰度是指被听懂的语言单位

百分数。噪声级比语言声级低很多时,噪声对语言交谈几乎没有影响。噪声级与语言声级相当时,正常交谈受到干扰。噪声级高于语言声级 10 dB 时,谈话声就会被完全掩蔽,当噪声级大于 90 dB 时,即使大声叫喊也难以进行正常交谈。在噪声环境下,发话人会不自觉地提高发话声级或缩短谈话者之间的距离。通常,噪声每提高 10 dB,发话声级约增加 7 dB。虽然,清晰度的降低可由嗓音的提高而得到部分补偿,但是发话人极易疲劳甚至声嘶力竭。

由于噪声容易使人疲劳,因此会使相关人员难以集中精力、从而使工作效率降低,这对于脑力劳动者尤为明显。

此外,由于噪声的掩蔽效应,会使人不易察觉一些危险信号,从而容易造成工伤事故。

5. 特强噪声对仪器设备和建筑结构的危害

噪声对仪器设备的危害与噪声的强度、频谱以及仪器设备本身的结构特性密切相关。当噪声级超过 135 dB 时电子仪器的连接部位会出现错动,引线产生抖动,微调元件发生偏移,使仪器发生故障而失效。当噪声级超过 150 dB 时,仪器的元器件可能失效或损坏。在特强噪声作用下,由于声频交变负载的反复作用,会使机械结构或固体材料产生声疲劳现象而出现裂痕或断裂。在冲击波的影响下,建筑物会出现门窗变形、墙面开裂、屋顶掀起、烟囱倒塌等破坏。当噪声级达到 140 dB 时,轻型建筑物就会遭受损伤。此外剧烈振动的震动筛、空气锤、冲床、建筑工地的打桩和爆破等,也会使振源周围的建筑物受到损害。

1.2 环境声学的研究内容

让每一个人能在理想的声学环境中工作、学习和生活,是多年来声学工作者不断努力的奋斗目标。自 1974 年在第八届国际声学会议上采用“环境声学”这个术语以来,环境声学已经发展到比较成熟的阶段。环境声学的研究范畴大致可以概括为噪声污染的规律、噪声评价方法和标准,噪声控制技术、噪声测试技术和仪器,噪声对人体的影响和危害等方面。

1.2.1 噪声污染规律

环境噪声污染是指被测试环境的噪声级超过国家或地方规定的噪声标准限值,并影响人们的正常生活、工作或学习的声音。城市环境的主要噪声按其产生源可分为工业噪声、交通噪声、建筑施工噪声和社会生活噪声;按其产生的机理又可分为机械噪声、气流噪声和电磁噪声。

传播途径指由声源所发出的声波传播到某个区域(或接受者)所经过的路线。声波在传播过程中由于传播距离、地形变化、建筑物、树丛草坪、围墙等的影

响使声能量明显衰减或者改变传播方向。

污染规律的研究包括噪声辐射和传播过程中的声衰减与各有关参量的关系、噪声的时间分布和空间分布等。其研究方法有现场类比测量、理论研究、数学分析、计算机模拟和实验室缩尺声模型试验等。

1.2.2 噪声评价方法和标准

世界各国的声学工作者对噪声的危害和影响进行长期的多方面的调查研究。提出了各种评价指标和方法,希望得到能确切反映主观响应的客观(物理)评价量和相应的计算方法,以及适宜的控制值,制定保护人体健康和保障人们正常活动的有关标准和法规。历年来提出的评价量数量众多。不同的评价量适用于不同类别的噪声源、使用场合和时段。目前,基本上得到公认的有评价人耳对不同频率和强度的声音的响度级、各种计权声级、描述噪声干扰程度的噪声指数等。其中采用最为普遍的评价量是 A 计权声级。

噪声的影响范围广、危害大、必须加以防治。这就需要对其加以控制。降低噪声使它对任何人不会产生损伤,在技术上是可能达到的,但是在经济上可能不能承受。究竟应当把噪声限制在什么程度,制定何种噪声标准,就需要在“危害”与“经济”之间进行综合考虑,确定一种合理的标准。在这种标准条件下,噪声对于人体有害影响仍是存在的,只是不会产生明显的不良后果。所以这类标准实际上是一些噪声容许标准。目前,经常引用的噪声标准有工业企业噪声卫生标准、城市区域环境噪声标准和工业产品噪声标准等。

1.2.3 噪声控制技术

环境噪声污染由声源、传声途径和受主三个基本环节组成。因此,噪声污染的控制必须把这三个环节作为一个系统进行研究。

国际噪声控制协会曾经提出自 20 世纪 80 年代起是“从声源控制噪声”的年代。降低声源的噪声辐射是控制噪声的根本途径。通过对声源发声机理和机器设备运行功能的深入研究,研制新型的低噪声设备;改进加工工艺;以及加强行政管理均能显著降低环境噪声。

声传播途径中的控制仍是常用的降噪手段:在噪声传递的路径上,设置障碍以阻止声波的传播,铺置吸声材料增加声能损耗,或者通过反射、折射改变声波的传播方向。在噪声控制工程中经常采用的有效技术有吸声、隔声、阻尼和隔振等。常见的吸声墙面(吊顶)、声屏障、隔声门(窗)、消声器和隔振地板等,则是这些治理(控制)技术的具体应用。

受主控制就是采用护耳器、控制室等个人防护措施来保护工作人员的健康。这类措施适宜应用在噪声级较强,受影响的人员较少的场合。

控制措施的选择可以是单项的,也可以是综合的。既要考虑声学效果,根据相关的标准确定合理的降噪指标,也要考虑实际施工条件和治理经费。力求经济合理、切实可行。

科学技术的发展,特别是数字信号处理技术的快速发展,为噪声控制提供许多新技术、新方法、新材料和新结构。噪声和振动的有源控制,经过 20 世纪 70 年代的原理研究,现已进入工程应用阶段,并已向产品化方向发展。声强技术开始于 80 年代,现在已有便携式声强测量系统的市售产品。声强技术可广泛应用于现场声功率测量、振动能流传递、振源定位、声源鉴别等方面。在理论分析方面的有限元法、边界元法、统计能量分析;以及功率流、声线跟踪法等数值分析日趋完善,普遍采用。

1.2.4 噪声测试技术

为了客观评价噪声的强弱,必须进行噪声测量。噪声测量系统,不管其如何复杂和先进,都可以归纳成三个部分:接受部分、分析部分和显示(记录)部分。这三部分可以汇集成一台仪器,也可以由几台仪器连接组成。

接受部分是指传声器和前置放大器。传声器将接受到的声信号转换成电信号,要求具有动态范围宽、频率响应平坦、灵敏度高、稳定性好、电噪声低等特性。通常采用电容传声器。由于电容传声器的输出阻抗很高,为了使其后面能连接较长电缆,在电容传声器输出端紧配前置放大器,起阻抗变换的作用。

分析部分可以分成两种不同的方式。对于采用模拟分析技术的装置,一般由输入放大器(附衰减器)、滤波器(计权网络)和输出放大器(附衰减器)三种电路组成。对于采用数字信号分析技术的装置,在信号采样后由数字运算(程序)来完成各种分析功能。

最简单的显示方式是将分析部分的输出信号经检波后由电表指示。近期大多采用液晶数字显示,或在显示屏上给出频谱图、表显示。记录的方式有磁带记录、电平记录和数字信号的贮存等。

声学测量中最常用的基本仪器是声级计。它是一种按一定频率计权和时间计权测量声音声压的仪器。声级计通常需要较长的分析时间,适用于相对稳定的连续信号。实时分析仪,特别是 20 世纪 70 年代中期发展起来的全数字式实时分析仪,具有快速分析的特点,可用于瞬态信号或迅变信号的分析。

测量方法的选定取决于噪声测量的目的和现有的仪器条件。声级计模式分析是指常用声级计可提供的分析功能。主要有各种计权声级、统计声级和频谱分析。利用数字信号处理技术,特别是采用双通道输入,就能对信号进行 FFT 分析、相关分析、相干分析、声强分析和倒频分析,求得被测系统的频率响应或脉冲响应,从而获得更为深刻全面的信息。

1.2.5 对人体的影响和危害

这方面的研究包括噪声的生理效应和心理效应两部分。噪声的生理效应涉及噪声对人的听觉系统、心血管系统、消化系统、神经系统和其他脏器的影响及危害。

噪声引起的心理影响主要是烦躁,包括对短时作用噪声的主观评价和影响,对低频的听觉响应和评价,以及探索能够明确反映不同主观评价的客观参量。

由于人们的生理效应和心理效应往往是由多种因素共同作用或长期积累产生的。因此,对于噪声的生理效应和心理效应的研究,一般需要坚持不懈地长期跟踪、调查、积累足够多的数据,再经反复论证、统计分析,才可能得出可靠的研究结论。

总之,环境声学是一门以声学知识为核心,涉及生理学、心理学、社会学、经济学和管理学等内容的综合学科。研究环境声学问题既要求有高度的科学性,也要求有高度艺术性;既要关心研究成果的经济效益,更应注重研究成果的社会效益。

第二章 声波的基本性质及其传播规律

在日常生活中存在各种各样的声音。例如,人们的交谈声、汽车喇叭声、机器运转声、演奏乐器的乐声等等。在所有各种声音中,凡是有人感到不需要的声音,对这些人来说,就是噪声。简单地讲,噪声就是指不需要的声音。为了对噪声进行测量、分析、研究和控制,就需要了解声音的基本特性。本章主要介绍声波的基本性质及其传播规律。

2.1 声波的产生及描述方法

2.1.1 声波的产生

1. 声源

各种各样的声音都起始于物体的振动。凡能产生声音的振动物体统称为声源。从物体的形态来分,声源可分成固体声源、液体声源和气体声源等。例如,锣鼓的敲击声、大海的波涛声和汽车的排气声都是常见的声源。如果你用手指轻轻触及被敲击的鼓面,就能感觉到鼓膜的振动。所谓声源的振动就是物体(或质点)在其平衡位置附近进行的往复运动。

2. 声波的形成

当声源振动时,就会引起声源周围弹性媒质——空气分子的振动。这些振动的分子又会使其周围的空气分子产生振动。这样,声源产生的振动就以声波的形式向外传播。声波不仅可以在空气中传播,也可以在液体和固体中传播。但是,声波不能在真空中传播,因为在真空中不存在能够产生振动的弹性媒质。根据传播媒质的不同,可以将声分成空气声、水声和固体(结构)声等类型。在噪声控制工程中主要涉及空气媒质中的空气声。

在空气中,声波是一种纵波,这时媒质质点的振动方向是与声波的传播方向相一致的。反之,将质点振动方向与声波传播方向相互垂直的波称为横波。在固体和液体中既可能存在声波的纵波,也可能存在横波。

需要注意的是,纵波或横波都是通过相邻质点间的动量传递来传播能量的,而不是由物质的迁移来传播能量的。例如,若向水池中投掷小石块,就会引起水面的起伏变化,一圈一圈地向外传播,但是水质点(或水中的飘浮物)只是在原位置处上下运动,并不向外移动。

2.1.2 描述声波的基本物理量

当声源振动时,其邻近的空气分子受到交替的压缩和扩张,形成疏密相间的状态,空气分子时疏时密,依次向外传播如图 2-1 所示。

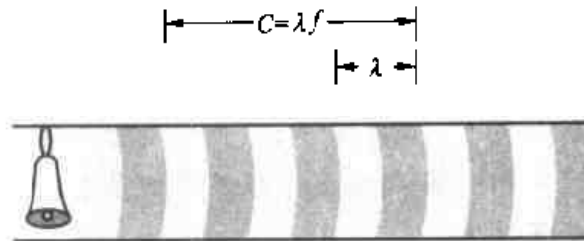


图 2-1 空气中的声波

当某一部分空气变密时,这部分空气的压强 P 变得比平衡状态下的大气压强(静态压强) P_0 大;当某一部分的空气变疏时,这部分空气的压强 P 变得比静态大气压强 P_0 小。这样,在声波传播过程中会使空间各处的空气压强产生起伏变化。通常用 p 来表示压强的起伏变化量,即与静态压强的差 $p = (P - P_0)$,称为声压。声压的单位是帕(斯卡)(Pa), $1\text{Pa} = 1\text{N}/\text{m}^2$ 。

如果声源的振动是按一定的时间间隔重复进行的,也就是说振动是具有周期性的,那么就会在声源周围媒质中产生周期性的疏密变化。在同一时刻,从某一个最稠密(或最稀疏)的地点到相邻的另一个最稠密(或最稀疏)的地点之间的距离称为声波的波长,记为 λ ,单位为米(m)。振动重复 1 次的最短时间间隔称为周期,记为 T ,单位为秒(s)。周期的倒数,即单位时间内的振动次数,称为频率,记为 f ,单位赫兹(Hz), $1\text{Hz} = 1\text{s}^{-1}$ 。

如前所述,媒质中的振动状态由声源向外传播。这种传播是需要时间的,即传播的速度是有限的,这种振动状态在媒质中的传播速度称为声速,记为 c ,单位为米每秒(m/s)。

$$\text{在空气中声速: } c = 331.45 + 0.61 t \quad (2-1)$$

式中: t ——空气的摄氏温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

可见,声速 c 随温度会有一些变化,但是一般情况下,这个变化不大,实际计算时常取 c 为 340 m/s 。

显然,在这些物理量之间存在着如下的相互关系:

$$\lambda = c/f \quad (2-2)$$

$$f = 1/T \quad (2-3)$$

声波传播时,媒质中各点的振动频率都是相同的,但是,在同一时刻各点的

相位不一定相同。同一质点在不同时刻也会具有不同的相位。所谓相位是指在时刻 t 某一质点的振动状态,包括质点振动的位移大小和运动方向,或者压强的变化。在图 2-2 中,质点 A、B 以相同频率振动,但是 B 比 A 在运动时间上有一定的滞后, C、D... 等质点在时间上依次滞后,当 A 质点处于最大压缩状态,即压强增大最大时, B、C、D 质点处的压强依次减弱。这就是说质点间在振动相位上依次落后,存在相位差。正是由于各个质点的振动在时间上有超前和滞后,才在媒质中形成波的传播。可以看出,距离为波长 λ 的两质点间的振动状态是完全相同的,只不过后者在时间上延迟了一个周期。

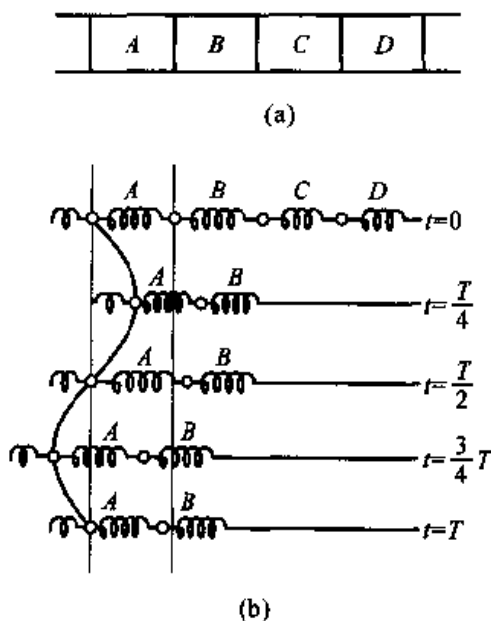


图 2-2 声波传播的物理过程

2.2 声波的基本类型

一般常用声压 p 来描述声波,在均匀的理想流体媒质中的小振幅声波的波动方程是:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (2-4a)$$

或记为

$$\nabla^2 p = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (2-4b)$$

式中: ∇^2 ——拉普拉斯算符,在直角坐标系中 $\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$;

c ——声速;

t ——时间。

式(2-4)表明,声压 p 是空间(x, y, z)和时间 t 的函数,记为 $p(x, y, z, t)$,描述不同地点在不同时刻的声压变化规律。

根据声波传播时波阵面的形状不同可以将声波分成平面声波、球面声波和柱面声波等类型。

2.2.1 平面声波

当声波的波阵面是垂直于传播方向的一系列平面时,就称其为平面声波。所谓波阵面是指空间同一时刻相位相同的各点的轨迹曲线。若将振动活塞置于均匀直管的始端,管道的另一端伸向无穷。当活塞在平衡位置附近作小振幅的往复运动时,在管内同一截面上各质点将同时受到压缩或扩张,具有相同的振幅和相位。这就是平面声波。声波传播时处于最前沿的波阵面也称为波前。通常,可以将各种远离声源的声波近似地看成平面声波。平面声波在数学上的处理比较简单,是一维问题。通过对平面声波的详细分析,可以了解声波的许多基本性质。

如果管道始端的活塞以正(余)弦函数的规律往复运动,则称为简谐振动。活塞偏离平衡位置的距离 ξ 称为位移。对简谐振动有:

$$\xi = \xi_0 \cos(\omega t + \varphi) \quad (2-5)$$

式中: ξ_0 ——活塞离开平衡处的最大位移,称为振幅;

$\omega = 2\pi f$ 称为角频率;

t ——时间; $(\omega t + \varphi)$ ——时刻 t 的相位;

φ ——初相位。

在均匀理想流体介质中,小振幅平面声波的波动方程是:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (2-6)$$

对于简谐振动,沿 x 正方向传播的平面声波为:

$$p(x, t) = P_0 \cos(\omega t - kx + \varphi)$$

为了表述简洁,适当选取时间的起始值,或适当选取 x 轴的坐标原点,使 $\varphi = 0$,则有

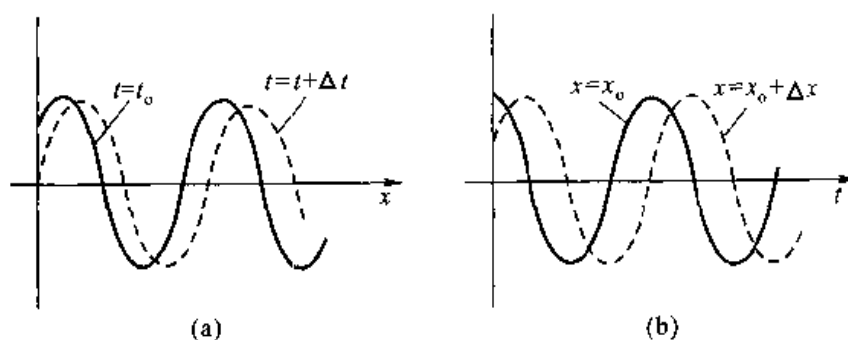
$$p(x, t) = P_0 \cos(\omega t - kx) \quad (2-7)$$

式中: P_0 ——振幅;

$k = \omega/c$, 称为波数。

如果观察在某一确定时刻 $t = t_0$ 时声波在空间沿 x 方向分布的情况,其波形如图 2-3(a) 所示。如果要观察在空间定点位置 $x = x_0$ 处声波随时间的变化情况,其波形如图 2-3(b) 所示。

假定在 $t = t_0$ 时刻,空间 $x = x_0$ 位置处于某种物理状态(例如声压极大),由于声波的传播经过 t 时间后,这种状态将传播到 $x_0 + \Delta x$ 位置,由式(2-7)

图 2-3 声压 p 随时间 t 、空间坐标 x 的变化波形(a) 在确定时刻 t_0 , 声压 p 随空间坐标 x 的变化曲线;(b) 在定点位置 x_0 , 声压 p 随时间 t 的变化曲线

得:

$$P_0 \cos(\omega t_0 - kx_0) = P_0 [\omega(t_0 + \Delta t) - k(x_0 + \Delta x)]$$

这就要求 $\omega \Delta t - k \Delta x = 0$ 因为 $k = \omega/c$,所以 $c = \frac{\Delta x}{\Delta t}$

这也就是说, x_0 处 t_0 时刻的声压经过 Δt 后传播到 $x_0 + \Delta x$ 处, 整个声压波形以速度 c 沿 x 正方向传播。声速 c 是波相位的传播速度, 也是自由空间中声能量的传播速度, 而不是空气质点的振动速度 u 。质点的振动速度可由微分形式的牛顿第二定律求出:

$$\rho_0 \frac{\partial u}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial x} \quad (2-8)$$

式中: ρ_0 ——空气的密度, kg/m^3 。对沿正 x 方向传播的简谐平面声波, 质点的振动速度:

$$u_x = U_0 \cos(\omega t - kx) \quad (2-9)$$

式中: $U_0 = P_0/\rho_0 c$ 称为质点振动的速度振幅。

根据声阻抗率的定义

$$Z_s = p/u \quad (2-10)$$

对于平面声波, $Z_s = \rho_0 c$, 只与媒质的密度 ρ_0 和媒质中的声速 c 有关, 而与声波的频率、幅值等无关, 故又称 $\rho_0 c$ 为媒质的特性声阻抗, 单位为帕(斯卡)秒每米 ($\text{Pa} \cdot \text{s}/\text{m}$)。

前面只讨论了沿正 x 方向传播的平面声波。对于沿 x 负方向传播的简谐

平面声波,只要简单地将式(2-7)中的波数 k 用 $-k$ 代替就行了,即有:

$$p(x, t) = P_0 \cos(\omega t + kx) \quad (2-11)$$

与其相对应,对于沿负 x 方向传播的简谐平面声波,质点的振动速度:

$$u_x = U_0 \cos(\omega t + kx) \quad (2-12)$$

这时, $U_0 = -P_0/\rho_0 c$,与沿正 x 方向传播时的 U_0 表达式相差一个负号。

2.2.2 球面声波、柱面声波

1. 球面声波

当声源的几何尺寸比声波波长小得多时,或者测量点离开声源相当远时,则可以将声源看成一个点,称为点声源。在各向同性的均匀媒质中,从一个表面同步胀缩的点声源发出的声波是球面声波,也就是在以声源点为球心,以任何 r 值为半径的球面上声波的相位相同。球面声波的波动方程为:

$$\frac{\partial^2(rp)}{\partial r^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2(rp)}{\partial t^2} \quad (2-13)$$

可用 $p(r, t)$ 来描述从球心向外传播的简谐球面声波:

$$p(r, t) = \frac{P_0}{r} \cos(\omega t - kr) \quad (2-14)$$

球面声波的一个重要特点是,振幅随传播距离 r 的增加而减少,二者成反比关系。

2. 柱面声波

波阵面是同轴圆柱面的声波称为柱面声波,其声源一般可视为“线声源”。考虑最简单的柱面声波,声场与坐标系的角度和轴向长度无关,仅与径向半径 r 相关。于是有波动方程:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial p}{\partial r} \right) = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (2-15)$$

对于远场简谐柱面声波有:

$$p \cong P_0 \sqrt{\frac{2}{\pi kr}} \cos(\omega t - kr) \quad (2-16)$$

其幅值由于 $\sqrt{2/\pi kr}$ 的存在,随径向距离的增加而减少,与距离的平方根成反比。

平面声波、球面声波和柱面声波都是理想的传播类型。在具体应用时可对

实际条件进行合理近似,例如,可以将一列火车,或公路上长串首尾相接的汽车看成不相干的线声源,将大面积墙面发出的低频声波视作平面声波等。

2.2.3 声线

除了用波阵面来描绘声波的传播外,也常用声线来描绘声波的传播,声线也常称为声射线。声线就是自声源发出的代表能量传播方向的直线,在各向同性的媒质中,声线就是代表波的传播方向且处处与波阵面垂直的直线。

平面声波的传播方向总保持一个恒定方向,声线为相互平行的一系列直线。简单的球面波的声线是由声源点 S 发出的半径线(图2-4)。柱面波的声线是由线声源发出的径向线。

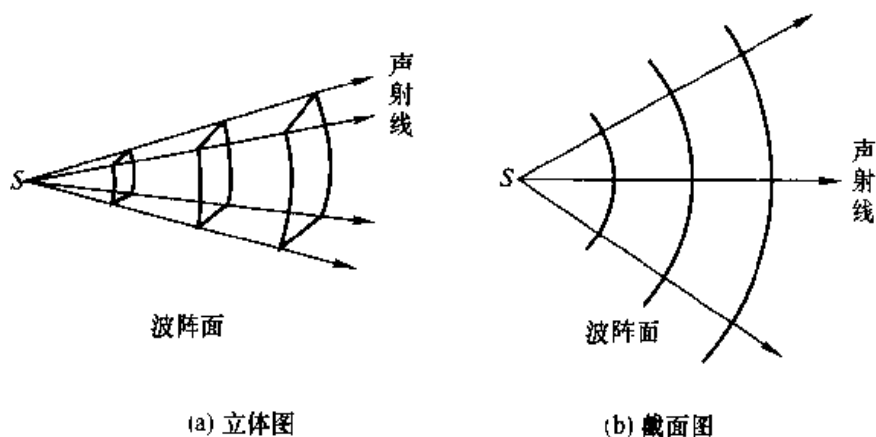


图2-4 球面声波声线立体图

当声波频率较高,传播途径中遇到的物体的几何尺寸比声波波长大很多时,可以不计声波的波动特性,直接用声线来加以处理,其分析方法与几何光学中的光线法非常相似。

2.2.4 声能量、声强、声功率

1. 声能量

声波在媒质中传播,一方面使媒质质点在平衡位置附近往复运动,产生动能。另一方面又使媒质产生了压缩和膨胀的疏密过程,使媒质具有形变的势能。这两部分能量之和就是由于声扰动使媒质得到的声能量。

空间中存在声波的区域称为声场。声场中单位体积媒质所含有的声能量称为声能密度,记为 D ,单位为焦(耳)每立方米(J/m^3)。

2. 声强

声场中某点处,与质点速度方向垂直的单位面积上在单位时间内通过的声能称为瞬时声强,它是一个矢量。在指定方向 n 的声强 I , 等于 $I \cdot n$ 。对于稳态声场,声强是指瞬时声强在一定时间 T 内的平均值。声强的符号为 I ,单位为瓦特每平方米(W/m^2)。同时,将单位时间内通过某一面积的声能称为声功率(或称为声能通量),单位为瓦(W)。

3. 声功率

声源在单位时间内发射的总能量称为声源功率,记为 W ,单位为瓦(W)。

对于在自由空间中传播的平面声波:

$$\text{声能密度:} \quad \bar{D} = \frac{p_e^2}{\rho_0 c^2} \quad (2-17)$$

$$\text{声强:} \quad \bar{I} = p_e^2 / \rho_0 c \quad (2-18)$$

$$\text{声功率:} \quad \bar{W} = IS \quad (2-19)$$

式中:符号顶部的“-”表示对一定时间 T 的平均;

p_e ——声压的有效值,对于简谐声波 $p_e = P_0 / \sqrt{2}$;

S ——平面声波波阵面的面积。

2.3 声波的叠加

前面讨论的各类声波都是只包含单个频率的简谐声波。而实际遇到的声场,如谈话声、音乐声、机器运转声等,不只含有一个频率或只有一个声源。这样就涉及到声的叠加原理,各声源所激起的声波可在同一媒质中独立地传播,在各个波之交叠区域,各质点的声振动是各个波在该点激起的更复杂的复合振动。在处理声波的反射问题时也会用到叠加原理。

2.3.1 相干波和驻波

假定几个声源同时存在,在声场某点处的声压分别为 $p_1, p_2, p_3, \dots, p_n$,那么合成声场的瞬时声压 p 为:

$$p = p_1 + p_2 + \dots + p_n = \sum_{i=1}^n p_i \quad (2-20)$$

式中: p_i ——第 i 列波的瞬时声压。

如果,两个声波频率相同,振动方向相同,且存在恒定的相位差:

$$p_1 = P_{01} \cos(\omega t - kx_1) = P_{01} \cos(\omega t - \varphi_1)$$

$$p_2 = P_{02} \cos(\omega t - kx_2) = P_{01} \cos(\omega t - \varphi_2)$$

式中: x_1 与 x_2 的坐标原点是由各列声波独自选定的, 不一定是空间的同一位置。由叠加原理得:

$$p = p_1 + p_2 = P_T \cos(\omega t - \varphi) \quad (2-21)$$

由三角函数关系知:

$$P_T^2 = P_{01}^2 + P_{02}^2 + 2P_{01}P_{02}\cos(\varphi_2 - \varphi_1) \quad (2-22a)$$

$$\varphi = \tan^{-1} \frac{P_{01}\sin\varphi_1 + P_{02}\sin\varphi_2}{P_{01}\cos\varphi_1 + P_{02}\cos\varphi_2} \quad (2-22b)$$

上述分析表明, 对于两个频率相同、振动方向相同、相位差恒定的声波, 合成声仍是一个同频率的声振动。它们之间的相位差:

$$\Delta\varphi = (\omega t - \varphi_1) - (\omega t - \varphi_2) = \varphi_2 - \varphi_1 = k(x_2 - x_1) \quad (2-23)$$

$\Delta\varphi$ 与时间 t 无关, 仅与空间位置有关, 对于固定地点, x_1 和 x_2 确定, 所以 $\Delta\varphi$ 是常量。原则上对于空间不同位置, $\Delta\varphi$ 会有变化。由式(2-22a)可知, 合成声波的声压幅值 P_T 在空间的分布随 $\Delta\varphi$ 变化。在空间某些位置振动始终加强, 在另一些位置振动始终减弱, 此现象称为干涉现象。这种具有相同频率、相同振动方向和恒定相位差的声波称为相干波。

当 $\Delta\varphi = 0, \pm 2\pi, \pm 4\pi, \dots$ 时, P_T 为极大值, $P_{T\max} = |P_{01} + P_{02}|$; 在另外一些位置, 当 $\Delta\varphi = \pm\pi, \pm 3\pi, \pm 5\pi, \dots$ 时, P_T 为极小值, $P_{T\min} = |P_{01} - P_{02}|$, 这种声压值 P_T 随空间不同位置有极大值和极小值分布的周期波为驻波, 其声场称为驻波声场。驻波的极大值和极小值分别称为波腹和波节。当 P_{01} 与 P_{02} 相等时, $P_{T\max} = 2P_{01}, P_{T\min} = 0$, 驻波现象最明显。

从能量角度考虑, 合成后总声场的声能密度:

$$\bar{D}_T = \bar{D}_1 + \bar{D}_2 + \frac{P_{01}P_{02}}{\rho_0 c^2} \cos(\varphi_2 - \varphi_1) \quad (2-24)$$

其中:

$$\bar{D}_1 = \frac{P_{01}^2}{2\rho_0 c^2}, \bar{D}_2 = \frac{P_{02}^2}{2\rho_0 c^2}$$

2.3.2 不相干声波

在一般的噪声问题中, 经常遇到的多个声波, 或者是频率互不相同, 或者是相互之间并不存在固定的相位差, 或者是两者兼有, 也就是说, 这些声波是互不相干的。这样对于空间某定点, $\Delta\varphi$ 不再是固定的常值, 而是随时间作无规变化, 叠加后的合成声场不会出现驻波现象。

由于

$$\frac{1}{T} \int_0^T \cos\Delta t = 0$$

$$\text{有: } D_{\tau} = \bar{D}_1 + \bar{D}_2 = \frac{\bar{p}_{1e}^2}{\rho_0 c^2} + \frac{\bar{p}_{2e}^2}{\rho_0 c^2} \quad (2-25)$$

将其推广到几个声波状况,有:

$$\bar{D} = \bar{D}_1 + \bar{D}_2 + \cdots + \bar{D}_n = \sum_{i=1}^n \bar{D}_i \quad (2-26a)$$

$$\text{或用声压表示: } P_e^2 = P_{1e}^2 + P_{2e}^2 + \cdots + P_{ne}^2 = \sum_{i=1}^n P_{ie}^2 \quad (2-26b)$$

上式表明,对于多个声波,当各个声波间不存在固定相位差时,其能量可以直接叠加。但是,如果要求某一时刻的瞬态值时,还应由 $P_{\tau} = \sum_{i=1}^n P_i$ 来计算,两者不能混淆。

2.3.3 声音的频谱

实际生活中的声音很少是单个频率的纯音,一般多是由多个频率组合而成的复合声。因此,常常需要对声音进行频谱分析。若以频率 f 为横轴,以声压 p 为纵轴,则可绘出声音的频谱图(图 2-5)。

对于线状谱声音可以确定单个频率处的声压。对于周期振动的声源,其产生的声音将是线状谱。其中,与振动周期相同正弦形式的频率称为基频,频率等于基频的整数倍的正弦形式称为谐波。例如,某个周期振动声源的周期 $T = 1/100$ s,那么,其发出的声音的基频是 100 Hz,二次谐波是 200 Hz,三次谐波是 300 Hz,依次类推。

对于连续谱声音,不可能给出某个频率处的声压,只能测得某个频率 f 附近 Δf 带宽内的声压。显然,带宽不同所测得的声压(或声强)也会不同。对于足够窄的带宽 Δf ,定义:

$$W(f) = p^2 / \Delta f \quad (2-27)$$

称为谱密度。

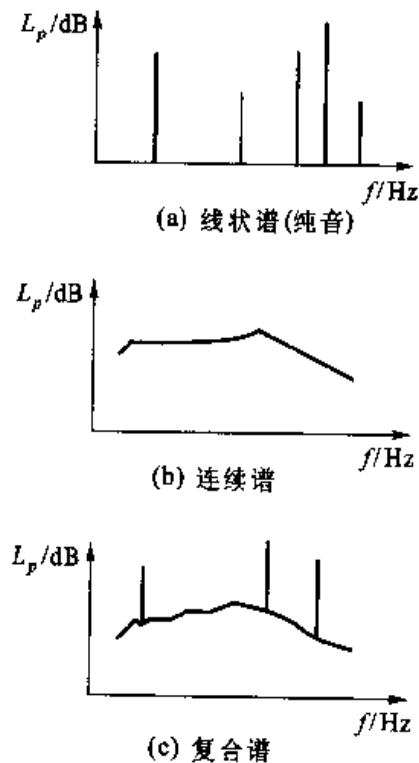


图 2-5 几个典型的聲音频谱图

2.4 声波的反射、透射、折射和衍射

声波在空间传播时会遇到各种障碍物,或者遇到两种媒质的界面。这时,依据障碍物的形状和大小,会产生声波的反射、透射、折射和衍射。声波的这些特性与光波十分相近。

2.4.1 垂直入射声波的反射和透射

当声波入射到两种媒质的界面时,一部分会经界面反射返回到原来的媒质中称为反射声波,一部分将进入另一种媒质中成为透射声波。

以平面声波为例,入射声波 p_i 垂直入射到媒质 I 和媒质 II 的分界面,媒质 I 的特性阻抗为 $\rho_1 c_1$,媒质 II 的特性阻抗为 $\rho_2 c_2$,分界面位于 $x=0$ 处(图 2-6)。

所谓的分界面是相当薄的一层,因此在分界面两边的声压是连续相等的:

$$p_1 = p_2 \quad (2-28a)$$

且因为两种媒质在界面密切接触,界面两边媒质质点的法向振动速度也应该连续相等,即:

$$u_1 = u_2 \quad (2-28b)$$

将在媒质 I 中沿正 x 方向传播的入射平面声波表示为:

$$p_i = P_i \cos(\omega t - k_1 x)$$

其中

$$k_1 = \omega / c_1$$

当 p_i 入射到 $x=0$ 处的分界面时,在媒质 I 中产生沿负 x 方向传播的反射波 p_r ,在媒质 II 中产生沿正 x 方向传播的透射声波 p_t ,分别表示为:

$$p_r = P_r \cos(\omega t + k_1 x)$$

$$p_t = P_t \cos(\omega t - k_2 x)$$

其中

$$k_2 = \omega / c_2$$

在媒质 I 中的声压:

$$p_1 = p_i + p_r = P_i \cos(\omega t - k_1 x) + P_r \cos(\omega t + k_1 x)$$

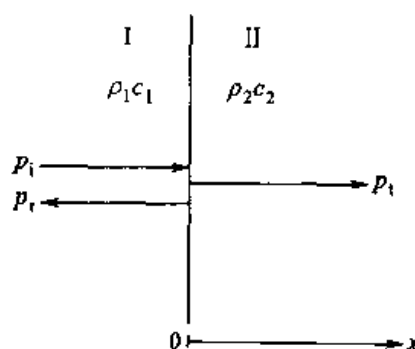


图 2-6 平面声波正入射到两种媒质的分界面

在媒质 II 中仅有透射声波,故

$$p_2 = P_t \cos(\omega t - k_2 x)$$

相应的质点振动速度:

$$\begin{aligned} u_1 &= u_i + u_r \\ &= \frac{P_i}{\rho_1 c_1} \cos(\omega t - k_1 x) - \frac{P_r}{\rho_1 c_1} \cos(\omega t + k_1 x) \\ u_2 &= u_t = \frac{P_t}{\rho_2 c_2} \cos(\omega t - k_2 x) \end{aligned}$$

在 $x=0$ 界面处。声压连续和质点振动速度连续,故有:

$$\begin{aligned} P_i + P_r &= P_t \\ \frac{1}{\rho_1 c_1} (P_i - P_r) &= \frac{1}{\rho_2 c_2} P_t \end{aligned}$$

因此,只要知道入射声波 p_i ,就能由上述两式求出反射声波 p_r 和透射声波 p_t 。通常,用声压的反射系数 r_p 和透射系数 τ_p 来表述界面处的声波反射、透射特性。由上述两式可以得到:

$$r_p = \frac{P_r}{P_i} = \frac{\rho_2 c_2 - \rho_1 c_1}{\rho_2 c_2 + \rho_1 c_1} \quad (2-29a)$$

$$\tau_p = \frac{P_t}{P_i} = \frac{2\rho_2 c_2}{\rho_2 c_2 + \rho_1 c_1} \quad (2-29b)$$

同样,可以定义声强的反射系数 r_I 和透射系数 τ_I :

$$r_I = \frac{I_r}{I_i} = \left(\frac{P_r^2}{2\rho_1 c_1} \right) / \left(\frac{P_i^2}{2\rho_1 c_1} \right) = \left(\frac{P_r}{P_i} \right)^2 = r_p^2 = \left(\frac{\rho_2 c_2 - \rho_1 c_1}{\rho_2 c_2 + \rho_1 c_1} \right)^2 \quad (2-30a)$$

$$\tau_I = \frac{I_t}{I_i} = \frac{P_t^2 / 2\rho_2 c_2}{P_i^2 / 2\rho_1 c_1} = \frac{\rho_1 c_1}{\rho_2 c_2} \left(\frac{P_t}{P_i} \right)^2 = \frac{\rho_1 c_1}{\rho_2 c_2} \tau_p^2 = \frac{4\rho_1 c_1 \rho_2 c_2}{(\rho_2 c_2 + \rho_1 c_1)^2} \quad (2-30b)$$

由式(2-30)可得:

$$r_I + \tau_I = 1 \quad (2-31)$$

是符合能量守恒定律的。

当 $\rho_1 c_1 < \rho_2 c_2$ 时,媒质 II 比媒质 I “硬”些。若 $\rho_1 c_1 \ll \rho_2 c_2$, 则有 $r_p \approx 1$ 、 $\tau_p \approx 2$ 和 $r_I \approx 1$ 、 $\tau_I \approx 0$, 空气中的声波入射到空气与水的界面上或空气与坚实墙面的界面上时,就相当于这种情况。媒质 II 相当于刚性反射体。在界面上入射声压与反射声压大小相等,且相位相同,总的声压达到极大,近等于 $2p_i$, 而质点速

度为零。这样在媒质 I 中形成声驻波,在媒质 II 中只有压强的静态传递,并不产生疏密交替的透射声波。

反之,当 $\rho_1 c_1 > \rho_2 c_2$ 时,称为“软”边界,若 $\rho_1 c_1 \gg \rho_2 c_2$,则有 $r_p = -1, \tau_p \approx 0$ 和 $r_v \approx 1, \tau_v \approx 0$,这样在媒质 I 中,入射声压与反射声压在界面处,大小相等、相位相反,总声压达到极小,近等于零,而质点速度达到极大,在媒质 I 中也产生驻波声场。这时在媒质 II 中也没有透射声波。

2.4.2 斜入射声波的入射、反射和折射

当平面声波垂直入射于两媒质的界面时,情况更为复杂,如图 2-7 所示,入射声波 p_i 与界面法向成 θ_i 角入射到界面上,这时反射波 p_r 与法向成 θ_r 角,在第二个媒质中,透射声波 p_t 与法向成 θ_t 角,透射声波与入射声波不再保持同一传播方向,形成声波的折射。

这时,入射声波、反射声波与折射声波的传播方向应满足 Snell 定律,即:

$$\frac{\sin \theta_i}{c_1} = \frac{\sin \theta_r}{c_1} = \frac{\sin \theta_t}{c_2} \quad (2-32)$$

式(2-32)也可以写成反射定律:入射角等于反射角

$$\theta_i = \theta_r$$

折射定律:入射角的正弦与折射角的正弦之比等于两种媒质中的声速之比

$$\frac{\sin \theta_i}{\sin \theta_t} = \frac{c_1}{c_2} \quad (2-33)$$

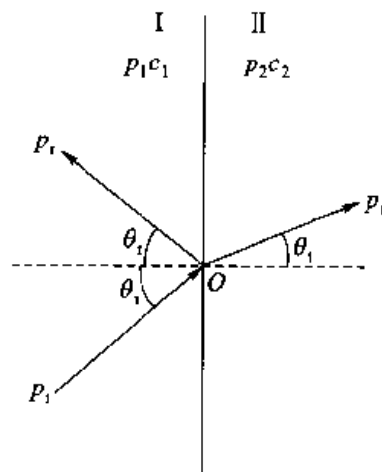


图 2-7 声波的折射

这表明若两种媒质的声速不同,声波传入媒质 II 时方向就要改变。当 $c_2 > c_1$ 时会存在某个 θ_{ic} 值, $\theta_{ic} = \arcsin(c_1/c_2)$ 使得 $\theta_t = \pi/2$ 。即当声波以大于 θ_{ic} 的入射角入射时,声波不能进入媒质 II 中从而形成声波的全反射。

关于入射声波、反射声波及折射声波之间振幅的关系,仍可根据界面上的边界条件求得。在边界面上,两边的声压与法向质点速度(即垂直于界面的质点速度分量)应连续,即:

$$\begin{aligned} p_i + p_r &= p_t \\ u_i \cos \theta_i + u_r \cos \theta_r &= u_t \cos \theta_t \end{aligned}$$

于是,可以得到:

$$r_p = \frac{p_\tau}{p_i} = \frac{\rho_2 c_2 \cos \theta_1 - \rho_1 c_1 \cos \theta_1}{\rho_2 c_2 \cos \theta_1 + \rho_1 c_1 \cos \theta_1} \quad (2-34a)$$

$$\tau_p = \frac{p_t}{p_i} = \frac{2\rho_2 c_2 \cos \theta_1}{\rho_2 c_2 \cos \theta_1 + \rho_1 c_1 \cos \theta_1} \quad (2-34b)$$

通常,将入射声波在界面上失去的声能(包括透射到媒质Ⅱ中去的声能)与入射声能之比称为吸声系数 α 。由于能量与声压平方成正比,故有:

$$\alpha = 1 - |r_p|^2 \quad (2-35)$$

由于 r_p 的数值与入射方向有关,因此 α 也与入射方向有关。所以在给出界面的吸声系数时,需要注明是垂直入射吸声系数,还是无规入射吸声系数。

2.4.3 声波的散射与衍射

如果障碍物的表面很粗糙(也就是表面的起伏程度与波长相当),或者障碍物的大小与波长差不多,入射声波就会向各个方向散射。这时障碍物周围的声场是由入射声波和散射声波叠加而成。

散射波的图形十分复杂,既与障碍物的形状有关,又与入射声波的频率(即波长与障碍物大小之比)密切相关。一个简单的例子,障碍物是一个半径为 r 的刚性圆球,平面声波自左向右入射。它的散射波声强的指向性分布如图2-8所示。当波长很长时,散射声波的功率与波长的四次方成反比,散射波很弱,而且大部分均匀分布在对着入射的方向。当频率增加,波长变短,指向性分布图形变得复杂起来。继续增加频率至极限情况时,散射波能量的一半集中于入射波的前进方向,而另一半比较均匀地散布在其他方向,形成如图2-8的图形(心脏形,再加上正前方的主瓣)。

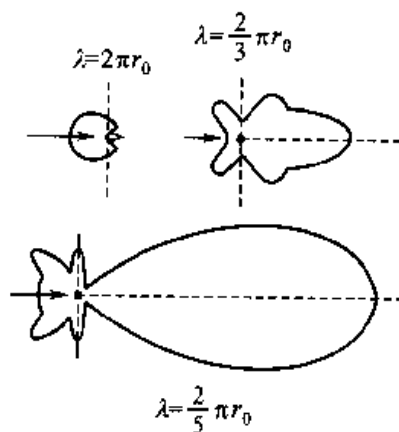


图2-8 刚性圆球的散射声波强度的指向性分布

由于,总声场是由入射声波与散射声波叠加而成的,因此对于低频情况,在障碍物背面散射波很弱,总声场基本上等于入射声波,即入射声波能够绕过障碍物传到其背面形成声波的衍射。声波的衍射现象不仅在障碍物比波长小时存在,即使障碍物很大,在障碍物边缘也会出现声波衍射。波长越长,这种现象就越明显。例如,路边的声屏障不能将声音(特别是低频声)完全隔绝就是由于声波的衍射效应。

2.4.4 声像

当声波频率较高,传播途径中遇到的物体的几何尺寸相对声波波长大很多时,常可暂时抛开声波的波动特性,直接用声线来讨论声传播问题,这与几何光学中用光线来处理问题十分相似。如图 2-9 所示,一个点声源 S 位于一个相当大的墙面附近,在空间 R 点的总声压为两者的叠加。若将墙面看成无限大的刚性壁面,对入射声波作完全的刚性反射。反射波就可看成从一个虚声源 S' 发出的。刚性壁面的作用等效于产生一个虚声源,好像光线在镜面的反射一样,称为镜像原理。虚声源 S' 称为声源 S 的声像。

在 R 点接收到的声波可由点声源 S 发出的球面波和虚声源 S' 发出的球面波之和求得:

$$\begin{aligned} p &= p_d + p_r = p_s + p_{s'} \\ &= \frac{P_0}{r_1} \cos(\omega t - kr_1) \\ &\quad + \frac{P_0}{r_2} \cos(\omega t - kr_2) \end{aligned} \quad (2-36)$$

式中: p_d, p_r ——分别为直达声和反射声的声压;

r_1, r_2 ——分别为 S 和 S' 到 R 点的距离。

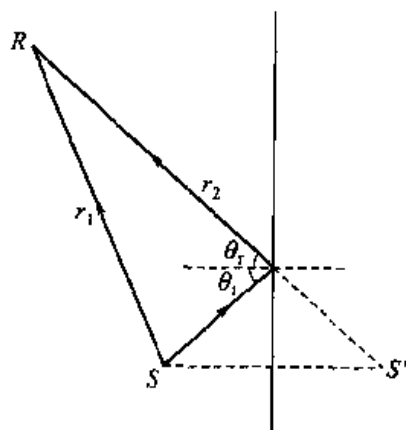


图 2-9 声像

当障碍物的几何尺寸远大于声波波长时,即对于高频声波,就可以应用声像法来处理反射问题。尤其是对一些不规则的反射面用波动方法难以处理,而用声像方法却很简单。当反射面不是刚性界面时仍可引入虚声源 S' ,只是虚声源 S' 的强度不等于实际声源 S 的强度,而需乘以反射系数 r_p 。

2.5 级的概念

日常生活中会遇到强弱不同的声音。这些声音的强度变化范围相当宽,人们正常说话的声功率约为 10^{-5} W,而强力火箭发射时的声功率高达 10^9 W,两者相差 10^{14} 数量级。对于如此广阔范围的能量变化,直接使用声功率和声压的数值来表示很不方便。另一方面人耳对声音强度的感觉并不正比于强度的绝对值,而更接近正比于其对数值。由于这两个原因,在声学中普遍使用对数标度。

2.5.1 分贝的定义

由于对数的宗量是无量纲的,因此用对数标度时必须先选定基准量(或称参

考量), 然后对被量度量与基准量的比值求对数, 这个对数值称为被量度量的“级”, 如果所取对数是以 10 为底, 则级的单位为贝尔(B)。由于贝尔的单位过大, 故常将 1 贝尔分为 10 档, 每一档的单位称为分贝(dB)。如果所取对数是以 $e=2.71828$ 为底, 则级的单位称为奈培(Np)。奈培与分贝的相互关系:

$$1\text{Np} = 8.686 \text{ dB}$$

2.5.2 声压级、声强级和声功率级

1. 声压级:

声压级常用 L_p 表示, 定义为:

$$L_p = 10 \lg \frac{p^2}{p_0^2} = 20 \lg \frac{p}{p_0} \quad (\text{dB}) \quad (2-37)$$

式中: p ——被量度的声压的有效值;

p_0 ——基准声压。

在空气中规定 $p_0 = 20 \mu\text{Pa}$, 即为正常青年人耳朵刚能听到的 1000 Hz 纯音的声压值。人耳的感觉特性, 从刚能听到的 $2 \times 10^{-5} \text{ Pa}$ 到引起疼痛的 20 Pa, 两者相差 100 万倍。用声压级来表示其变化范围为 0~120 dB。一般人耳对声音强弱的分辨能力约为 0.5 dB。

2. 声强级

声强级常用 L_I 表示, 定义为:

$$L_I = 10 \lg \frac{I}{I_0} \quad (\text{dB}) \quad (2-38)$$

式中: I ——被量度的声强;

I_0 ——基准声强。

在空气中, 基准声强 I_0 取为 10^{-12} W/m^2 。对于空气中的平面声波, 由式(2-18)知 $I = \frac{p^2}{\rho c}$ 则有:

$$\begin{aligned} L_I &= 10 \lg \frac{I}{I_0} = 10 \lg \left(\frac{p^2}{\rho c} \right) / I_0 = 10 \lg \frac{p^2}{p_0^2} + 10 \lg \frac{p_0^2}{\rho c I_0} \\ &= L_p + 10 \lg \frac{400}{\rho c} = L_p + \Delta L_p \end{aligned}$$

在一个大气压下, 38.9℃ 空气的 $\rho c = 400 \text{ Pa} \cdot \text{s/m}$ 。因此, 在这个条件下对于空气中传播的平面声波有: $L_I = L_p$ 。在一般情况下, ΔL 的值是很小的, 例如,

在一个大气压下, 0℃空气的 $\rho c = 428 \text{ Pa}\cdot\text{s}/\text{m}$, $\Delta L = -0.29 \text{ dB}$, 20℃空气的 $\rho c = 415 \text{ Pa}\cdot\text{s}/\text{m}$, $\Delta L = -0.16 \text{ dB}$ 。因此, 对于空气中的平面声波, 一般可以认为 $L_i \approx L_p$ 。

3. 声功率级

声功率级常用 L_w 表示, 定义为:

$$L_w = 10 \lg \frac{W}{W_0} \quad (\text{dB}) \quad (2-39)$$

式中: W ——被量度的声功率的平均值, 对于空气媒质, 基准声功率 $W_0 = 10^{-12} \text{ W}$ 。

考虑到声强与声功率之间的关系: $I = W/S$

式中: S ——垂直声传播方向的面积, 则有:

$$L_I = 10 \lg \left(\frac{W}{S} \frac{1}{I_0} \right) = 10 \lg \left[\frac{W}{W_0} \frac{W_0}{I_0} \frac{1}{S} \right]$$

将 $W_0 = 10^{-12} \text{ W}$ 、 $I_0 = 10^{-12} \text{ W}/\text{m}$ 代入便得到:

$$L_I = L_w - 10 \lg S \quad (\text{dB}) \quad (2-40)$$

对于确定的声源, 其声功率是不变的。但是, 空间各处的声压级和声强级是会变化的。例如, 由点声源发出的球面波, 在离源点 r 处, 球面面积 $S = 4\pi r^2$, 所以有:

$$I = \frac{W}{4\pi r^2}$$

$$L_I = L_w - 10 \lg(4\pi r^2) = L_w - 20 \lg r - 11 \quad (\text{dB}) \quad (2-41)$$

这就是说, 对于恒定声功率的点声源发出的球面波, 在离开声源不同距离 r 处声强级是不同的。在自由声场中, 距离 r 增加 1 倍, 声强级减小 6 dB。当距离足够远时, 就可将球面波近似看成为平面波, 有 $L_p \approx L_I$ 。

2.5.3 级的叠加

由于级是对数量度, 因此在求几个声源的共同效果时, 不能简单地将各自产生的声压级数值算术相加, 而是需要进行能量叠加。对于互不相干的多个噪声源, 它们之间不会发生干涉现象。这时, 空间某处的总声压 p_T 应由式(2-26b)求得:

$$p_T^2 = p_1^2 + p_2^2 + \dots + p_n^2$$

式中的声压是指有效值。现以 $n=2$ 的情况为例, 根据定义:

$$L_{p_1} = 20 \lg \frac{p_1}{p_0}$$

$$L_{p_2} = 20 \lg \frac{p_2}{p_0}$$

对其求逆运算有:

$$p_1^2 = 10^{0.1 L_{p_1}}$$

$$p_2^2 = 10^{0.1 L_{p_2}}$$

这样由式(2-26b)得到总声压:

$$p_T^2 = p_1^2 + p_2^2 = 10^{0.1 L_{p_1}} + 10^{0.1 L_{p_2}}$$

总声压级为:

$$L_{p_T} = 10 \lg \frac{p_T^2}{p_0^2} = 10 \lg [10^{0.1 L_{p_1}} + 10^{0.1 L_{p_2}}] \quad (\text{dB}) \quad (2-42a)$$

对应 n 个声源的一般情况有:

$$L_{p_T} = 10 \lg \left(\sum_{i=1}^n 10^{0.1 L_{p_i}} \right) \quad (\text{dB}) \quad (2-42b)$$

例如将 $L_{p_1} = 80 \text{ dB}$, $L_{p_2} = 80 \text{ dB}$ 代入式(2-42a)中,便得到总声压级 $L_{p_T} = 83 \text{ dB}$,其结果表明两个相同声压级的叠加是增加 3 dB,而不是增加 1 倍。

式(2-42a)也可从两个声压级 L_{p_1} 和 L_{p_2} 的差值 $\Delta L_p = L_{p_1} - L_{p_2}$ (假定 $L_{p_1} > L_{p_2}$) 求出合成的声压级。因为 $L_{p_2} = L_{p_1} - \Delta L_p$, 则有:

$$\begin{aligned} L_{p_T} &= 10 \lg [10^{0.1 L_{p_1}} + 10^{0.1(L_{p_1} - \Delta L_p)}] = L_{p_1} + 10 \lg [1 + 10^{-0.1 \Delta L_p}] \\ &= L_{p_1} + \Delta L' \end{aligned} \quad (2-43)$$

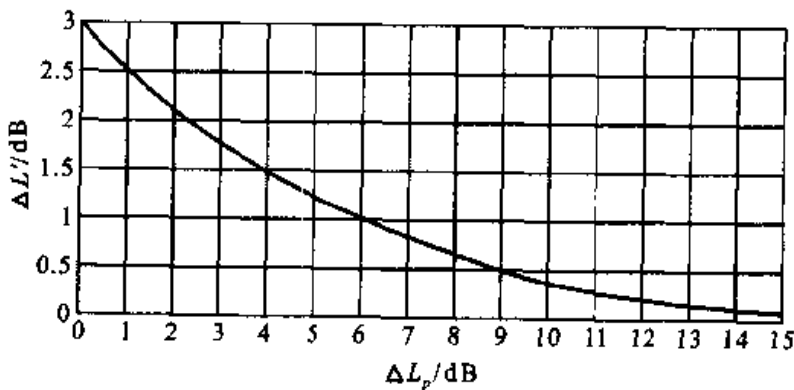


图 2-10 分贝相加曲线

式(2-43)还可绘成图2-10的分贝相加曲线。从而直接在曲线中查出两声压级叠加时的总声压级。例如, $\Delta L_p = L_{p_1} - L_{p_2} = 1.5$ dB, 由曲线查得 $\Delta L' = 2.2$ dB。即总声压级比第一声压级 L_{p_1} 高出 2.2 dB。如果 L_{p_1} 比 L_{p_2} 高出 10 dB 以上, L_{p_2} 对总声压级的贡献将可忽略, 总声压级近似等于 L_{p_1} 。

需要注意的是, 如果两个声源相关, 它们发出的声波会发生干涉。这时应先由式(2-20)求出瞬时声压, 再由瞬时声压求出总声压的有效值 p_T^2 , 最后根据定义求出总声压级 L_{p_T} 。

2.5.4 级的“相减”

在噪声测量时往往会受到外界噪声的干扰, 例如, 存在测试环境的背景噪声(或称本底噪声), 这时用仪器测得某机器运行时的声级是包括背景噪声在内的总声压级 L_{p_T} 。那么就需要从总声压级中扣除机器停止运行时的背景噪声声压级 L_{p_B} , 得到机器的真实噪声声压级 L_{p_S} , 这就是级的“相减”。

由式(2-42a)知:

$$L_{p_T} = 10 \lg[10^{0.1L_{p_B}} + 10^{0.1L_{p_S}}] \quad (\text{dB})$$

因此, 被测机器的声压级为:

$$L_{p_S} = 10 \lg[10^{0.1L_{p_T}} - 10^{0.1L_{p_B}}] \quad (\text{dB}) \quad (2-44)$$

可见, 级的“相减”实际上是声能量相减, 而不是简单的分贝值算术相减。同样, 可以令总声压级 L_{p_T} 与背景噪声声压级 L_{p_B} 的差值为: $\Delta L_{p_B} = L_{p_T} - L_{p_B}$, 则求得差值:

$$\Delta L_{p_S} = L_{p_T} - L_{p_S} = -10 \lg[1 - 10^{-0.1\Delta L_{p_B}}] \quad (\text{dB}) \quad (2-45)$$

式(2-45)也可绘成类似图2-10的分贝相减曲线。由 L_{p_T} 和 L_{p_B} 的差值 ΔL_{p_B} 查出修正值 ΔL_{p_S} 。

级的相加和“相减”的实质是声能量的加减。因此, 相应的公式不仅适用于声压级的运算, 同样也适用于声强级和声功率级的运算。

2.6 声波在传播中的衰减

声在传播过程中将产生反射、折射和衍射等现象, 并在传播过程中引起衰减。这些衰减通常包括声能随距离的发散传播引起的衰减 A_d 和空气吸收引起的衰减 A_a , 地面吸收引起的衰减 A_g , 屏障引起的衰减 A_b 和气象条件引起的衰减 A_m 等。总的衰减值 A 则是各种衰减的总和:

$$A = A_d + A_a + A_g + A_b + A_m \quad (2-46)$$

2.6.1 随距离的发散衰减

声波从声源向周围空间传播时会产生发散,最简单的情况是假设以声源为中心的球面对称地向各个方向辐射声能。对于这种无指向性的声波,声强 I 和声功率 W 之间存在简单关系:

$$I = \frac{W}{4\pi r^2}$$

式中: r ——接收点与声源间的距离。

当声源放置在刚性地面上时,声音只能向半空间辐射,半径为 r 的半球面面积为 $2\pi r^2$,因此对半空间接收点

$$I = \frac{W}{2\pi r^2}$$

可见,在自由声场中,当声功率不变,则声强与距离的平方成反比的规律减小。

若用声压级来表示,可得 r 处的声压:

$$\text{全空间:} \quad L_p = L_w - 20 \lg r - 11 \text{ (dB)} \quad (2-47)$$

$$\text{半空间:} \quad L_p = L_w - 20 \lg r - 8 \text{ (dB)} \quad (2-48)$$

因此,从 r_1 处传播到 r_2 处时的发散衰减:

$$A_d = 20 \lg \frac{r_2}{r_1} \quad (\text{dB}) \quad (2-49)$$

在实际情况下,还应考虑声辐射的指向性。此外应将公路上排列成串的车辆或长列火车等声源看成线声源。将厂房的大面积墙面和大型机器的振动外壳等看成面声源。关于线声源和面声源的辐射特性将在 § 2.7 中介绍。

2.6.2 空气吸收的附加衰减

声波在空气中传播时,因空气的粘滞性和热传导,在压缩和膨胀过程中,使一部分声能转化为热能而损耗,称为空气吸收。这种吸收称为经典吸收。此外,声波在媒质中传播时,还存在分子弛豫吸收。所谓弛豫吸收是指空气分子转动或振动时存在固有频率,当声波的频率接近这些频率时要发生能量交换。能量交换的过程都有滞后现象,这种现象称为弛豫吸收。它能使声速改变,声能被吸收。

对于噪声控制工程,可以采用下面的半经验公式来估算空气吸收衰减。在 20℃ 时:

$$A_a = 7.4 \frac{f^2 d}{\phi} \times 10^{-8} \quad (\text{dB}) \quad (2-50)$$

式中： f ——声波频率，Hz；

d ——传播距离，m；

ϕ ——相对湿度。

对不同的温度，可用下式估计：

$$A_a(T, \phi) = \frac{A_a(20^\circ\text{C}, \phi)}{1 + \beta \Delta T f} \quad (\text{dB}) \quad (2-51)$$

式中： ΔT ——与 20°C 相差的摄氏温度；

$$\beta = 4 \times 10^{-6}。$$

空气吸收引起的衰减，特别在较低频率时，对温度变化不太敏感。在标准大气压力下声波在空气中的衰减，见表 2-1。

表 2-1 标准大气压力下空气中的声衰减

单位：dB/100 m

温度/ $^\circ\text{C}$	湿度/%	频率/Hz					
		125	250	500	1 000	2 000	4 000
30	10	0.09	0.19	0.35	0.82	2.60	8.80
	20	0.06	0.18	0.37	0.64	1.39	4.19
	30	0.04	0.15	0.38	0.68	1.20	3.01
	50	0.03	0.10	0.33	0.75	1.30	2.53
	70	0.02	0.08	0.27	0.74	1.41	2.25
	90	0.02	0.06	0.24	0.70	1.50	2.06
20	10	0.08	0.15	0.38	1.21	4.09	10.92
	20	0.07	0.15	0.27	0.62	1.86	6.70
	30	0.05	0.14	0.27	0.51	1.29	4.12
	50	0.04	0.12	0.28	0.50	1.04	2.65
	70	0.03	0.10	0.27	0.54	0.96	2.31
	90	0.02	0.08	0.26	0.56	0.99	2.14
10	10	0.07	0.19	0.61	1.99	4.50	7.01
	20	0.06	0.11	0.29	0.94	3.02	9.09
	30	0.05	0.11	0.22	0.61	2.10	7.02
	50	0.04	0.11	0.20	0.41	1.17	4.20
	70	0.04	0.10	0.20	0.38	0.92	2.76
	90	0.03	0.10	0.21	0.38	0.81	2.28
0	10	0.10	0.30	0.89	1.81	2.30	2.61
	20	0.05	0.15	0.50	1.48	3.78	5.79
	30	0.04	0.10	0.31	1.08	3.23	7.48
	50	0.04	0.08	0.19	0.60	2.11	6.70
	70	0.04	0.08	0.16	0.42	1.40	5.12
	90	0.03	0.08	0.15	0.36	1.03	4.10

表 2-1 所列数据是比较准确的衰减值,中间值可用插入法求得。但必须注意,对空气衰减影响最大的是湿度。近些年来空气污染也有相当影响,目前尚无可靠数据。

2.6.3 地面吸收的附加衰减

当声波沿地面长距离传播时,会受到各种复杂的地面条件的影响。开阔的平地、大片的草地、灌木树丛、丘陵、河谷等均会对声波传播产生附加衰减。

当地面是非刚性表面时,地面吸收将会对声传播产生附加衰减,但短距离(30~50 m)其衰减可忽略,而在 70 m 以上应予以考虑。

声波在厚的草地上面或穿过灌木丛传播时,频率为 1 000 Hz 的附加衰减较大,可高达 25/100m dB。附加衰减量的近似计算公式为:

$$A_{g_1} = (0.18 \lg f - 0.31) d \quad (\text{dB}) \quad (2-52)$$

式中: f ——频率, Hz;

d ——传播距离, m。

声波穿过树木或森林的声衰减实验表明,不同树林的衰减相差很大,从浓密的常绿树树冠 1 000 Hz 时有 23 dB/m 的衰减,到地面上稀疏的树干只有 3 dB/100 m 甚至更小的附加衰减。各种树林平均的附加衰减,大致为:

$$A_{g_2} = 0.01 f^{1/3} d \quad (\text{dB}) \quad (2-53)$$

2.6.4 声屏障衰减

当声源与接收点之间存在密实材料形成的障碍物时会产生显著的附加衰减。这样的障碍物称为声屏障。声屏障可以是专门建造的墙或板,也可以是道路两旁的建筑物或低凹路面两侧的路堤等。

声波遇到屏障时会产生反射、透射和衍射三种传播现象。屏障的作用就是阻止直达声的传播,隔绝透射声,并使衍射声有足够的衰减。

声屏障的附加衰减与声源及接收点相对屏障的位置、屏障的高度及结构,以及声波的频率密切相关。一般而言,屏障越高,声源及接收点离屏障越近,声波频率越高,声屏障的附加衰减越大。第八章中将详细介绍声屏障的设计原则。

2.6.5 气象条件对声传播的影响

雨、雪、雾等对声波的散射会引起声能的衰减。但这种因数引起的衰减量很小,大约每 1 000 m 衰减不到 0.5 dB,因此可以忽略不计。

风和温度梯度对声波传播的影响很大。由于地面对运动空气的摩擦,使靠

近地面的风有一个梯度,从而使顺风 and 逆风传播的声速也有一个梯度。声速与温度有关。在晴天阳光照射下的午后,在地面上方有显著的温度负梯度,使声速随高度的增加而减小,在夜间则相反。

风速梯度和温度梯度使地面上的声速分布发生变化,从而使声波沿地面传播时发生折射。当声波发生向上偏的折射时,就可能出现“声影区”,即因折射而传播不到直达声的区域,声影区出现在上风的方向,同时也可以解释晴天日间声波沿地面传播不远,而夜间可以传播很远的现象。图 2-11 是风速梯度引起的声波折射,图 2-12 是温度梯度对声波的折射。这些都是定性的说明。

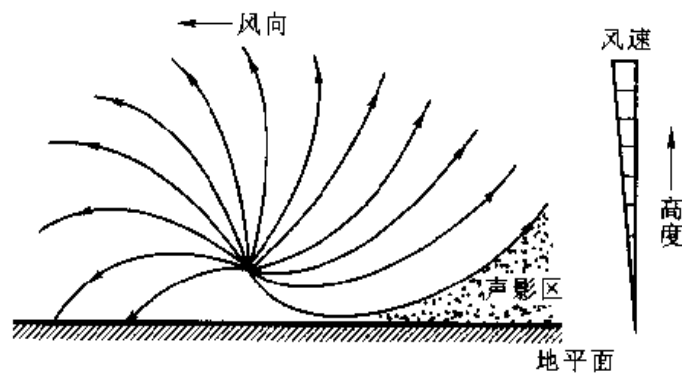


图 2-11 风速梯度对声波的折射

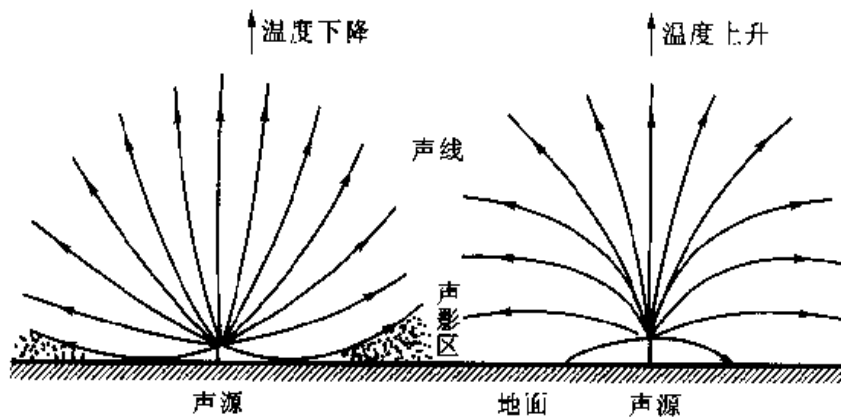


图 2-12 温度梯度对声波的折射

2.7 声源的辐射

声场中的声压大小、空间分布、时间特性、频率特性等都与声源的辐射性质密切相关。实际声源辐射的声波情况均很复杂,要详细地定量描述声场中声压与声源辐射特性之间的关系甚为困难。这里仅介绍几种理想情况下的典型声源的辐射性质。借助这些知识可对实际声源辐射的声场进行定性的或半定量的

分析。

2.7.1 点声源

一个表面均匀胀缩的脉动球面声源, 即其球面沿半径方向作同振幅、同相位的振动, 则在离球心 r 处向外辐射的声压为:

$$p = \frac{A}{r} \cos(\omega t - kr) \quad (2-54a)$$

式中: A ——与球面的振动有关的量, 在 r 处的质点沿 r 方向的振速:

$$u_r = \frac{1}{\rho c} \frac{A}{r} \sqrt{1 + \left(\frac{1}{kr}\right)^2} \cdot \cos(\omega t - kr - \theta) \quad (2-54b)$$

式中: $\tan \theta = 1/kr$, 假定脉动面的振动速度为 $u_a = u_0 \sin \omega t$, u_r 在脉动球表面处的媒质质点速度应等于球的振动速度, 即由界面连续条件有: $u_r|_{r=a} = u_a$, 将 $r = a$ 代入 u_r 可得:

$$\frac{A}{\rho c a} \sqrt{1 + \left(\frac{1}{ka}\right)^2} \cdot \cos(\omega t - ka - \theta_a) = u_0 \sin \omega t$$

当 $ka \ll 1$, 即声波波长远大于声源的半径 a 时, $\frac{1}{ka} \gg 1$, $\theta_a = \tan^{-1} \frac{1}{ka} \approx \frac{\pi}{2}$, 则得:

$$A = \rho c k a^2 u_0$$

代入声压的表示式, 并令 $Q = U_0 s = 4\pi a^2 u_0$ 得:

$$p = \frac{\rho c k}{4\pi r} Q \cos(\omega t - kr) \quad (2-55)$$

其中, Q 称为声源强度。对于其他非球形的声源, 只要满足 $ka \ll 1$ 的条件, 都可以认为是点声源。这里 a 为声源的线度。这时, 声源的强度:

$$Q = \int_s u_s ds$$

式中: u_s ——垂直于辐射面元 ds 的振动速度分量;

Q ——由整个声源辐射面叠加得到的总声源强度。

2.7.2 声偶极子

两个相距很近的点声源 S_+ 和 S_- , 它们的振动幅值相同, 但是相位相反, 如图 2-13 所示。由这两个点声源构成的合成声源称为声偶极子。在远离偶极子

的空间 R 处的声压为:

$$p = \frac{\rho c k}{4\pi} Q \left[\frac{1}{r_+} \cos(\omega t - kr_+) - \frac{1}{r_-} \cos(\omega t - kr_-) \right]$$

由于两个点声源相距很近,有 $r \gg l$,且由图 2-13 可知:

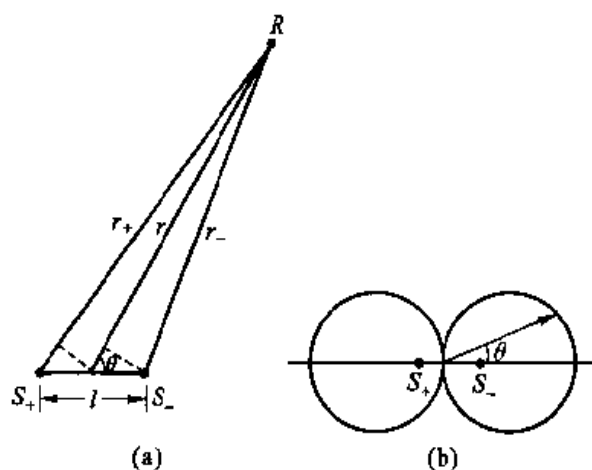


图 2-13 声耦极子及其辐射指向特性

(a) 声偶极子; (b) 声耦极子的辐射指向特性

$$r_+ \approx r + \frac{1}{2} l \cos \theta$$

$$r_- \approx r - \frac{1}{2} l \cos \theta$$

代入可得:

$$p = \frac{\rho c k}{4\pi r} Q \left[2 \sin \left(\frac{1}{2} k l \cos \theta \right) \right] \sin (\omega t - kr)$$

因假定 $kl \ll 1$, 而 $|\cos \theta|$ 最大不超过 1, 所以 $\sin \left(\frac{1}{2} k l \cos \theta \right) \approx \frac{1}{2} k l \cos \theta$ 。

从而有:

$$p \approx \frac{\rho c k^2 l Q}{4\pi r} \cos \theta \sin (\omega t - kr) \quad (2-56)$$

将式(2-56)与点声源的声压表达式(2-55)比较可以看出,声压在空间不再均匀分布,而且有很强的方向性。在偶极子轴线方向 $|\cos \theta| = 1$, 声压最大, 在垂直轴线的中线方向 $\cos \theta = 0$, 声压为零。为了描述声源的辐射特性随方向的变化, 定义指向性因数:

$$R_\theta = \frac{p_\theta^2}{p_s^2}$$

式中： p_θ ——声功率为 W 的实际声源在距离 r 处 θ 方向的均方声压；

p_s ——声功率仍为 W 的无指向性声源在距离 r 处的均方声压。对于声偶极子：

$$R_\theta = |\cos \theta|^2 \quad (2-57)$$

由于式(2-56)比点声源多一个 $kl \cos \theta < kl \ll 1$ 的因子, 所以对于同样源强 Q , 声偶极子产生的声源比点声源的声压要小得多, 声辐射功率正比于声压幅值的平方, 因此声偶极子的辐射效率很差。例如, 扬声器正反两面都辐射声音, 但当一面压缩媒质时, 另一方媒质正好膨胀。两面相位相反, 形成正负声压相当于一个偶极子声源。这时两边媒质疏密波来回反馈, 使得大部分声能量不能向外辐射。为了提高辐射效率可将扬声器的前后隔开, 如装在一个音箱内, 使正反两面的振动空气不能产生反馈。

2.7.3 线声源

严格意义上的线声源是极少的, 一列较长的列车、公路上无限长的车队、长输送管道等, 可以近似地看成线声源。每节车厢或每辆汽车各自发出互不相关的噪声, 因而是互不相干的线声源。对于空间某处, 可以通过叠加各个不相干声源产生的声能量, 求得总的声压级。

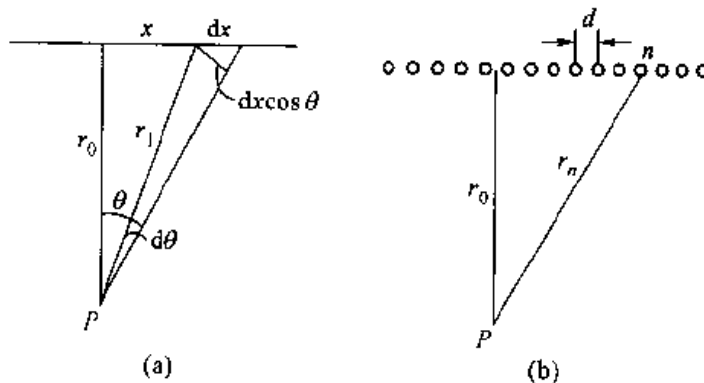


图 2-14 线声源

(a) 连续线声源; (b) 离散线声源

1. 连续分布的线声源

设图 2-14(a) 所示的线声源, 单位长度声功率为 W , 线声源上 dx 段的声功率 $dW = W dx$, 它对距离为 r_1 的 P 点声压平方的贡献为:

$$d\rho^2 = \frac{W dx}{2\pi r_1^2} \rho_0 c$$

整个线声源对 P 点的声压平方为:

$$p^2 = \int d\rho^2 = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{W\rho_0 c}{2\pi r_0} d\theta = \frac{W\rho_0 c}{2\pi r_0} (\theta_2 - \theta_1) \quad (2-58)$$

当线声源无限长或 P 点靠近线源中部且 r_0 远小于线源之长度时, $\theta_1 = -\frac{\pi}{2}$, $\theta_2 = \frac{\pi}{2}$, 则有:

$$p^2 = \frac{W\rho_0 c}{2r_0} \quad (2-59a)$$

声压级为:

$$L_p = 10 \lg \frac{p^2}{p_0^2} = 10 \lg \frac{W\rho_0 c}{2r_0 p_0^2} = L_w - 10 \lg r_0 - 3 \quad (2-59b)$$

式中: L_w ——单位长度声功率级。

当 P 点距声源的距离 r_0 远大于声源的长度 l 时, 即 $r_0 \gg l$, 则 $\Delta\theta = \theta_2 - \theta_1$ 很小, 由图 2-14(a) 可得知有: $r_1 \Delta\theta = l$, $r_1 \approx r_0$, 因此 $\Delta\theta = \frac{l}{r_0}$, 式(2-58)变为:

$$p^2 = \frac{W\rho_0 c}{2\pi r_0} (\theta_2 - \theta_1) \approx \frac{W\rho_0 c}{2\pi r_0^2} l \approx \frac{W\rho_0 c}{2\pi r_0^2} \quad (2-60)$$

这正是点声源在半自由空间辐射的声压公式, 说明“点声源”是相对的。

2. 离散分布无限长线声源

设每个点声源的声功率为 W , 相邻两声源的间距为 d , 见图 2-14(b)。在与线声源距离为 r_0 的 P 点, 第 n 个声源对 P 点声压平方的贡献为:

$$p_n^2 = \frac{W\rho_0 c}{2\pi r_n^2}$$

P 点总的声压平方为:

$$p^2 = \sum_{n=-\infty}^{\infty} \frac{W\rho_0 c}{2\pi} \frac{1}{r_0^2 + (nd)^2} = \frac{W\rho_0 c \pi d}{2\pi d^2 r_0} \coth \frac{\pi r_0}{d} \quad (2-61)$$

对于双曲余切函数可取两种近似值:

(1) 当 $\frac{\pi r_0}{d} \ll 1$ 时, 即观察点很靠近离散性线声源中的某一个声源时, $\coth(\pi r_0/d) \rightarrow d/(\pi r_0)$, 因此有:

$$p^2 \approx \frac{W \rho_0 c}{2\pi r_0^2} \quad (2-62)$$

这说明,在 $d \gg r_0$ 的情况下,只有最靠近的一个声源起作用,其余声源可被忽略,这时在有限的近距离内,如同单个点声源以球面波形式传播。

(2) 当 $\frac{\pi r_0}{d} \gg 1$, 即观察点 P 距离声源比相邻两声源间距 d 大得多时, $\coth(\pi r_0/d) \rightarrow 1$, 因此有:

$$p^2 \approx \frac{W \rho_0 c}{2r_0 d} \quad (2-63)$$

这时如果把 W/d 看作 W , 则式(2-63)与式(2-59a)是相同的,即声压平方与离声源的距离成反比。当传播距离从 r_{01} 至 r_{02} 时,声压级或声强级的衰减量为:

$$\Delta L = 10 \lg \frac{r_{02}}{r_{01}} \quad (2-64)$$

此式也适用于连续分布线声源。因此,线声源的距离衰减:

$$A_d = 10 \lg \frac{r_2}{r_1} \quad (\text{dB}) \quad (2-65)$$

2.7.4 面声源

假定各个点声源所辐射的声波是不相干的,因此其合成声级可用能量叠加原理求出。

对于一个如图 2-15 所示的长方形无指向性的面声源。若单位面积的声功率为 W , 则 $dx dy$ 面声源的声功率 $dW = W dx dy$, 距离面声源为 d 的 P 点的声能量密度:

$$D = \int_{x_1}^{x_2} \int_{y_1}^{y_2} \frac{W dx dy}{2\pi r^2 c} \quad (2-66)$$

式中: c 为声速。

若 W 均匀, 可从积分号中提出。当 $x_1 = y_1 = 0, x_2 = a, y_2 = b$ 时, 式(2-66)简化为:

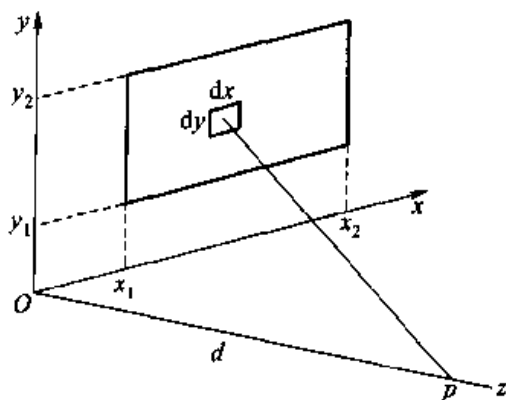


图 2-15 长方形面声源

$$D = \frac{W}{2\pi c} \int_0^a \int_0^b \frac{dx dy}{d^2 + x^2 + y^2} = \frac{W}{2\pi c} \int_0^{\frac{a}{d}} \int_0^{\frac{b}{d}} \frac{dx dy}{1 + x^2 + y^2} = \frac{W}{2\pi c} \Psi \quad (2-67)$$

式中:

$$\Psi = \int_0^{\frac{a}{d}} \int_0^{\frac{b}{d}} \frac{dx dy}{1 + x^2 + y^2}$$

P 点的声级:

$$L_p = L_w + 10 \lg \Psi - 8 \quad (2-68)$$

式(2-67)、式(2-68)中的 Ψ 是与 a 、 b 、 d 有关的函数。

特别需要注意的是,当各点源之间存在严格的相位关系时,不再能够通过将空间某处各个声源产生的声能直接相加来求该处的总声能。而应该由式(2-20)来求出总声压。例如,空间相隔 d 的两个同相振动的点声源 S_1 、 S_2 ,它们在空间 R 处的声压应是两个点声源发出的声压之和。

从图 2-16 可见:

$$r_1 \approx r - \frac{1}{2} l \sin \theta$$

$$r_2 \approx r + \frac{1}{2} l \sin \theta$$

所以有:

$$p = \frac{\rho c k Q}{4\pi r} \cdot 2 \cos \Delta \cdot \cos(\omega t - kr) \quad (2-69)$$

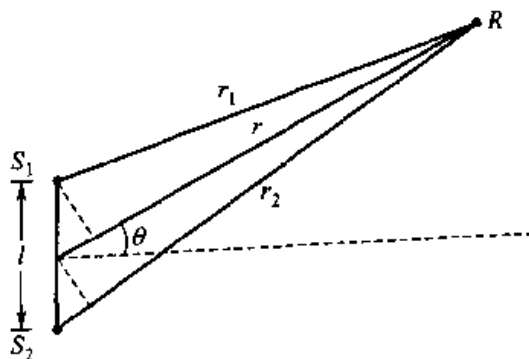


图 2-16 两个同相点源

式中: $\Delta = \frac{1}{2} l \sin \theta$ 。所以同相点源

的辐射指向性因数为:

$$R_\theta = |\cos k \Delta|^2 = \left| \frac{\sin 2k \Delta}{2 \sin k \Delta} \right|^2 = \left| \frac{\sin(k l \sin \theta)}{2 \sin\left(\frac{1}{2} k l \sin \theta\right)} \right|^2 \quad (2-70)$$

这是一个复杂的指向性分布,它与 kl 有关,即不仅与两个点源的间隔距离有关,而且还与声波的频率有关。实际声源可以是多个点源的组合。但是,不管声源的组合多么复杂,原则上依据式(2-20)都可求得它们的声场分布。

2.7.5 声源的指向性

声源在自由空间中辐射声波时,其强度分布的一个主要特性是指向性。例如,飞机在空中飞行时,在它的前后、左右、上下各个方向等距离处测得的声压级

是不相同的。

常用指向性因数 R_θ 来表征声源的指向性。它的定义是：在离声源中心相同距离处，测量球面上各点的声强，求得所有方向上的平均声强 \bar{I} ，将某一 θ 方向上的声强 I_θ 与其相比就是该方向的指向性因数：

$$R_\theta = \frac{I_\theta}{\bar{I}} \quad (2-71)$$

由于在自由空间中声强 I 与有效声压的平方值 p^2 之间存在对应关系。因此也可由 p^2 来直接计算 R_θ 。

考虑到声源辐射的指向性，需要对声压级的计算公式进行适当修正，例如，对于自由场空间的点声源，其在某一 θ 方向上距离 r 处的声压级：

$$L_{p\theta} = L_w - 20 \lg r + D_1 - 11 \quad (\text{dB}) \quad (2-72)$$

式中： D_1 ——指向性指数， $D_1 = 10 \lg R_\theta$ 。

具有指向特性的声源，其在空间各方向的辐射强度会有不同。但是在声源辐射的远场区，沿着某一确定方向从 r_1 传播到 r_2 时的衰减 A_d 仍可照旧计算。

此外，指向性因数或指向性指数通常是与频率相关的。因此，计算 $L_{p\theta}$ 时要分段加以计算，然后再将各频段的声压级相加求出总的声压级。只有当声功率频谱中某个频段的能量占显著优势时，才可以用该频段的指向性来代表声源在整个频带中的指向性。

习 题

- 真空中能否传播声波？为什么？
- 可听声的频率范围为 $20 \sim 20\,000$ Hz，试求出 500 Hz, 5 000 Hz, 10 000 Hz 的声波波长。
- 频率为 500 Hz 的声波，在空气中、水中和钢中的波长分别为多少？
(已知空气中的声速是 340 m/s, 水中是 1 483 m/s, 钢中是 6 100 m/s)
- 试问在夏天 40°C 时空气中的声速比冬天 0°C 时快多少？在这两种温度情况下 1 000 Hz 声波的波长分别是多少？
- 设在媒质中有一无限大平面沿法向作简谐振动， $u = u_0 \cos \omega t$ ，试求当 $u_0 = 1.0 \times 10^{-4}$ m/s 时，其在空气中和水中产生的声压。
(已知空气的 $\rho = 1.21 \text{ kg/m}^3$, $c = 340 \text{ m/s}$ 。水的 $\rho = 998 \text{ kg/m}^3$, $c = 1\,483 \text{ m/s}$)
- 在空气中离点声源 2 m 距离处测得声压 $p = 0.6 \text{ Pa}$ ，求此处的声强 I 、质点振速 U 、声能密度 D 和声源的声功率 W 各是多少？
- 两列频率相同、声压幅值相等的平面声波，在媒质中沿相反方向传播： $p_1 = P_A \cos(\omega t - kx)$ 、 $p_2 = P_A \cos(\omega t + kx)$ ，试求两列声波形成的驻波声场的总声压及波腹和波节出现的位置。

8. 已知两列声脉冲到达人耳的时间间隔大于 50 ms, 人耳听觉上才可区别开这两个声脉冲, 试问人离开高墙至少多远才能分辨出自己讲话的回声?

9. 计算平面声波由空气垂直入射于水面时反射声的大小及声强透射系数, 如果以 $\theta_i = 30^\circ$ 斜入射时, 试问折射角多大? 在何种情况下会产生全反射, 入射临界角 θ_{ic} 是多少?

(已知空气的 $\rho = 1.21 \text{ kg/m}^3$, $c = 340 \text{ m/s}$; 水的 $\rho = 998 \text{ kg/m}^3$, $c = 1483 \text{ m/s}$)

10. 噪声的声压分别为 2.97 Pa、0.332 Pa、0.07 Pa、 $2.7 \times 10^{-5} \text{ Pa}$, 问它们的声压级各为多少分贝?

11. 三个声音各自在空间某点的声压级为 70 dB、75 dB 和 65 dB, 求该点的总声压级。

12. 在车间内测量某机器的噪声, 在机器运转时测得声压级为 87 dB, 该机器停止运转时的背景噪声为 79 dB, 求被测机器的噪声级。

13. 在半自由声场空间中离点声源 2 m 处测得声压级的平均值为 85 dB ① 求其声功率级和声功率; ② 求距声源 10 m 远处的声压级。

14. 一点声源在气温 30 °C、相对湿度 70% 的自由声场中辐射噪声, 已知距声源 20 m 处, 500 Hz 和 4 000 Hz 的声压级均为 90 dB, 求在 100 m 和 1 000 m 两频率的声压级。

15. 求偶极子声源在同样距离处 $\theta = 0^\circ$ 方向上的声压幅值与 $\theta = 30^\circ$ 、 45° 、 60° 方向上的声压幅值之比分别为多少?

第三章 噪声的评价和标准

噪声对人的危害和影响包括各个方面。噪声评价的目的是为了有效地提出适合于人们对噪声反应的主观评价量。由于噪声变化特性的差异以及人们对噪声主观反应的复杂性,使得对噪声的评价较为复杂。多年来各国学者对噪声的危害和影响程度进行了大量研究,提出了各种评价指标和方法,期望得出与主观响应相对应的评价量和计算方法,以及所允许的数值和范围。在这方面,大致可概括为:与人耳听觉特征有关的评价量;与心理情绪有关的评价量;与人体健康有关的评价量;与室内人们活动有关的评价量等几方面。以这些评价量为基础,各国都建立了相应的环境噪声标准。这些不同的评价量及标准分别适用于不同的环境、时间、噪声源特征和评价对象。由于环境噪声的复杂性,历来提出的评价量(或指标)很多,迄今已有几十种,在本章中主要介绍一些已被广泛认可和使用比较频繁的一些评价量和相应的噪声标准。

3.1 噪声的评价量

噪声评价量的建立必须考虑到噪声对人们影响的特点。不同频率的声音对人的影响不同,如中高频噪声比低频噪声对人的影响更大,人耳对不同频率的主观反应也不同;噪声涨落对人的影响存在差异,涨落大的噪声及脉冲噪声比稳态噪声更能引起人的烦恼;噪声出现时间的不同对人的影响不一样,同样的噪声出现在夜间比出现在白天对人的影响更明显;同样的声音对不同心理和生理特征的人群反应不同,一些人认为优美的音乐,在另一些人听来却是噪声,休闲时的动听歌曲在你需要休息时会成为烦人的噪声。噪声的评价量就是在研究了人对噪声反应的方方面面的不同特征提出的。

3.1.1 等响曲线、响度级和响度

当外界声振动传入我们耳朵内,在我们的主观感觉上形成听觉上声音强弱的概念。根据前面的介绍,人耳对声振动的响度感觉近似地与其强度的对数成正比。深入的研究表明,人耳对声音的感觉存在许多独特的特性,以至于即使到目前为止,还没有一个人工仪器能达到人耳的奇妙的功能。

人耳能接受的声波的频率范围从 20 Hz~20 kHz,宽达 10 个倍频程。在人耳听觉范围以外,低于 20 Hz 的声波通常称为次声波,而高于 20 kHz 的声波通

常称为超声波;同时,人耳又具有灵敏度高和动态范围大的特点,一方面,它可以听到小到近于分子大小的微弱振动,另一方面又能正常听到强度比这大 10^{12} 倍的很强的声振动;与大脑相配合,人耳还能从有其他噪声存在的环境中听出某些频率的声音,也就是人的听觉系统具有滤波的功能,这种现象通常称其为“酒会效应”;此外人耳还能判别声音的音色、音调以及声源的方位等。

人对声音的感觉不仅与声振动本身的物理特性有关,而且包含了人耳结构、心理、生理等因素,涉及到人的主观感觉。例如,同样一段音乐在你期望聆听时会感觉到悦耳,而在你不想听到时会感觉到烦躁;同样强度不同特点的声音会给你悠闲或危险等截然相反的主观感觉。

人们简单地用“响”与“不响”来描述声波的强度,但这一描述与声波的强度又不完全等同。人耳对声波响度的感觉还与声波的频率有关,即使相同声压级但频率不同的声音,人耳听起来会不一样响。例如,同样是 60 dB 的两种声音,但一个声音的频率为 100 Hz,而另一个声音为 1 000 Hz,人耳听起来 1 000 Hz 的声音要比 100 Hz 的声音响。要使频率为 100 Hz 的声音听起来和频率为 1 000 Hz、声压级为 60 dB 的声音同样响,则其声压级要达到 67 dB。

为了定量地确定声音的轻或响的程度,通常采用响度级这一参量。当某一频率的纯音和 1 000 Hz 的纯音听起来同样响时,这时 1 000 Hz 纯音的声压级就定义为该待定声音的响度级。响度级的符号为 L_N ,单位为方(phon)。例如,1 000 Hz 的纯音的响度级等于其声压级,对于其他频率的声音,通过调节 1 000 Hz 的纯音的声压级,使它和待定纯音听起来一样响,这时 1 000 Hz 纯音的声压级就等于该待定声音的响度级。对各个频率的声音作这样的试听比较,得出达到同样响度级时频率与声压级的关系曲线,通常称为等响曲线。图 3-1 是正常听力对比测试所得出的一系列等响曲线,每条曲线上各个频率纯音听起来都一样响,但其声压级则又差别很大。例如,图中 70 phon 曲线表示,95 dB 的 30 Hz 纯音、75 dB 的 100 Hz 纯音以及 61 dB 的 4 000 Hz 纯音听起来和 70 dB 的 1 000 Hz 纯音一样响。

图 3-1 中最下面的一根曲线表示人耳刚能听到的声音,其响度级为零,零方等响曲线称为听阈,一般低于此曲线的声音人耳无法听到;图中最上面的曲线是痛觉的界限,称为痛阈,超过此曲线的声音,人耳感觉到的是痛觉。在听阈和痛阈之间的声音是人耳的正常可听声范围。从图中可以看出,人耳能感受的声音的能量范围高达 10^{12} 倍,相当于 120 dB 的变化范围。

响度级的方值,实质上仍是 1 000 Hz 声音声压级的分贝值。所不同的是,响度级的方值与其分贝值的差异随频率而变化。响度级仍是一种对数标度单位,并不能线性地表明不同响度级之间主观感觉上的轻响程度,也就是说,声音的响度级为 80 phon 并不意味着比 40 phon 响一倍。与主观感觉的轻响程度成

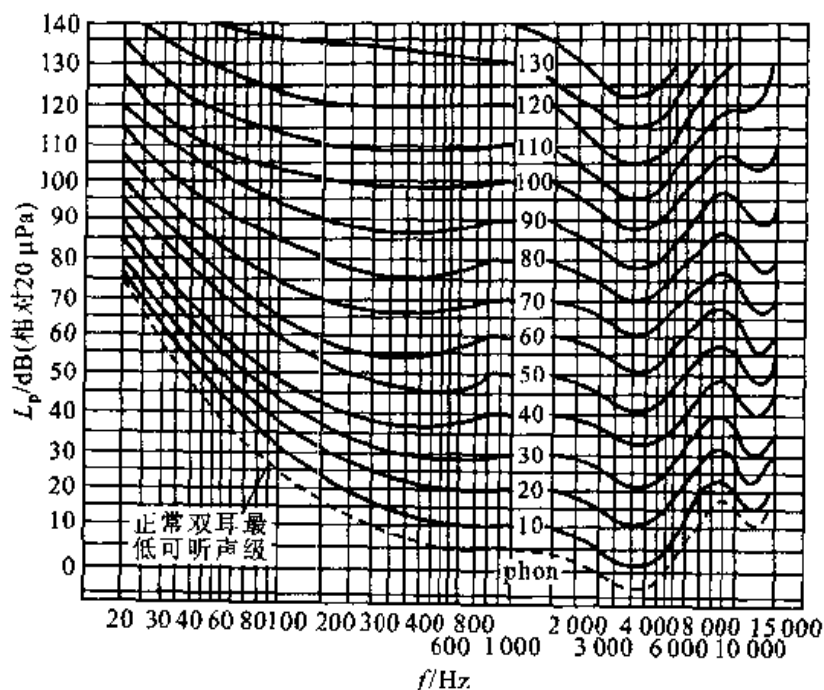


图 3-1 等响曲线

正比的参量为响度,符号为 N ,单位为宋(sone)。其定义为正常听者判断一个声音比响度级为 40 phon 参考声强响的倍数,规定响度级为 40 phon 时响度为 1 sone。2 sone 的声音是 1 sone 的 2 倍响,3 sone 的声音是 1 sone 的 3 倍响。经实验得出,响度级每增加 10 phon,响度增加一倍。例如响度级为 50 phon 的响度为 2 sone,60 phon 为 4 sone。响度与响度级的关系为:

$$L_N = 40 + 10 \log_2 N \quad (\text{phon}) \quad (3-1)$$

$$N = 2^{0.1(L_N - 40)} \quad (\text{sone}) \quad (3-2)$$

3.1.2 斯蒂文斯响度

上节中讲到仅是简单的纯音响度、响度级与声压级的关系。然而,大多数实际声源产生的声波是宽频带噪声,并且不同的频率噪声之间还会产生掩蔽效应(见 3.1.12 节)。斯蒂文斯(Stevens)和茨维克(Zwicker)对这种复合声的响度注意了掩蔽效应,得出如图 3-2 所示的等响度指数曲线,对带宽掩蔽效应考虑了计权因素,认为响度指数最大的频带贡献最大,而其他频带由于最大响度指数频带声音的掩蔽,它们对总响度的贡献应乘上一个小于 1 的修正因子,这个修正因子和频带宽度的关系为:

频带宽度	倍频带	1/2 倍频带	1/3 倍频带
修正因子 F	0.30	0.20	0.15

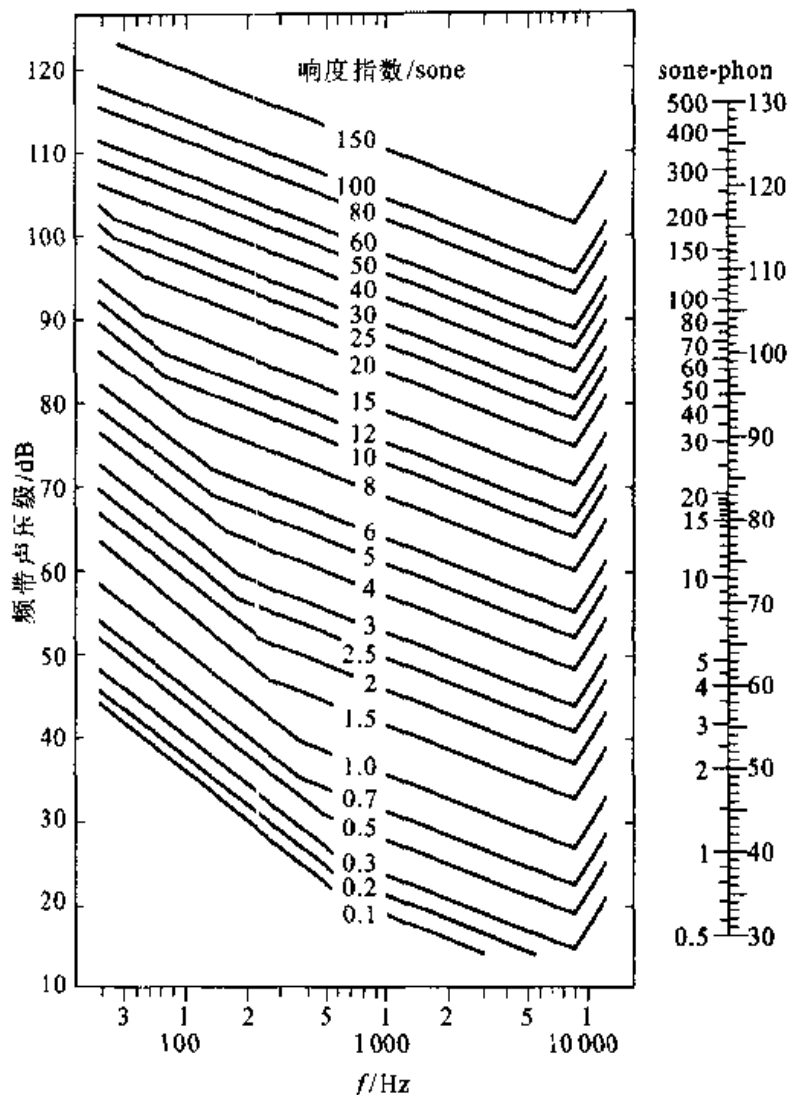


图 3-2 斯蒂文斯等响度指数曲线

对复合噪声,响度计算方法为:

- ① 测出频带声压级(倍频带或 1/3 倍频带)
- ② 从图 3-2 上查出各频带声压级对应的响度指数

③ 找出响度指数中的最大值 S_m , 将各频带响度指数总和中扣除最大值 S_m , 再乘以相应带宽修正因子 F , 最后与 S_m 相加即为复合噪声的响度 S , 用数学表达式可表示为:

$$S = S_m + F \cdot \left(\sum_{i=1}^n S_i - S_m \right) \quad (\text{sone}) \quad (3-3)$$

求出总响度值后,就可以由图 3-2 右侧的列线图求出此复合噪声的响度级值, 或可按下式计算得出响度级:

$$P = 40 + 10 \log_2 S \quad (\text{phon}) \quad (3-4)$$

[例] 根据所测得的倍频带声压级求响度及响度级

中心频率/Hz	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
声压级/dB	76	81	78	71	75	76	81	59
响度指数/sone	5	10	10	8	12	15	25	8

根据所给出的倍频带声压级值,由图 3-2 中查出相应的响度指数如上表最后一行所示,其中最大值为 $S_m = 25$,对于频带宽度为倍频带的测量声级,修正因子 $F = 0.3$,于是由式(3-3)可求得总响度为:

$$S = 25 + 0.3 \times (93 - 25) \text{ sone} = 45.4 \text{ sone}$$

根据图 3-2 右侧的列线图或式(3-4),可以得出响度为 45.4 sone 的噪声所对应的响度级为 95 phon。

3.1.3 计权声级和计权网络

由等响曲线可以看出,人耳对于不同频率的声波反应的敏感程度是不一样的。人耳对于高频声音,特别是频率在 1 000 Hz~5 000 Hz 之间的声音比较敏感;而对于低频声音,特别是对 100 Hz 以下的声音不敏感。即声压级相同的声音会因为频率的不同而产生不一样的主观感觉。为了使声音的客观量度和人耳的听觉主观感受近似取得一致,通常对不同频率声音的声压级经某一特定的加权修正后,再叠加计算可得到噪声总的声压级,此声压级称为计权声级。

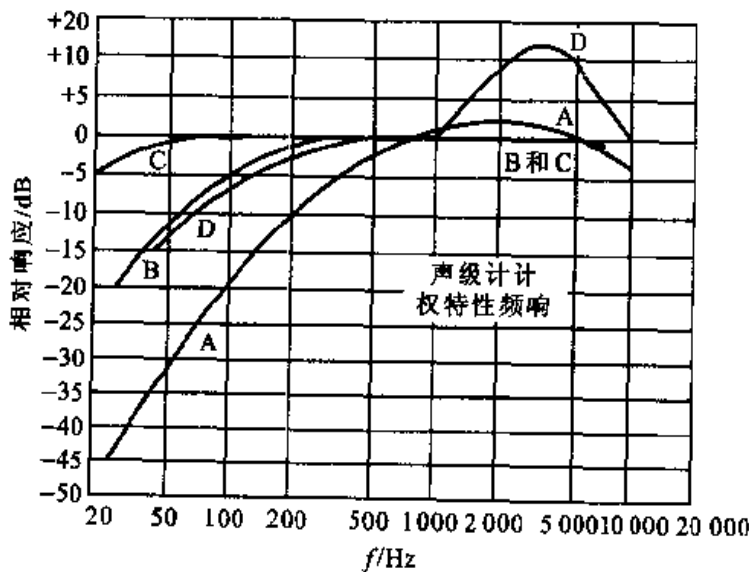


图 3-3 计权网络频率特性

计权网络是近似以人耳对纯音的响度级频率特性而设计的,通常采用的有A、B、C、D四种计权网络。图3-3所示的是国际电工委员会(IEC)规定的四种计权网络的频率响应的相对声压级曲线。其中A计权网络相当于40 phon等响曲线的倒置;B计权网络相当于70 phon等响曲线的倒置;C计权网络相当于100 phon等响曲线的倒置。B、C计权已较少被采用,D计权网络常用于航空噪声的测量。A计权的频率响应与人耳对宽频带的声音的灵敏度相当,目前A计权已被所有管理机构和工业部门的管理条例所普遍采用,成为最广泛应用的评价参量。表3-1列出了A计权响应与频率的关系。由噪声各频带的声压级和对应频带的A计权修正值,就可计算出噪声的A计权声级。

表3-1 A计权响应与频率的关系(按1/3倍频程中心频率)

频率/Hz	A计权修正/dB	频率/Hz	A计权修正/dB
20	-50.5	630	-1.9
25	-44.7	800	-0.8
31.5	-39.4	1 000	0
40	-34.6	1 250	+0.6
50	-30.2	1 600	+1.0
63	-26.2	2 000	+1.2
80	-22.5	2 500	+1.3
100	-19.1	3 150	+1.2
125	-16.1	4 000	+1.0
160	-13.4	5 000	+0.5
200	-10.9	6 300	-0.1
250	-8.6	8 000	1.1
315	-6.6	10 000	-2.5
400	-4.8	12 500	-4.3
500	3.2	16 000	-6.6

[例] 从倍频带声级计算A计权声级

中心频率/Hz	31.5	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
频带声压级/dB	60	65	73	76	85	80	78	62	60
A计权修正值	-39.4	-26.2	-16.1	-8.6	-3.2	0	+1.2	+1.0	-1.1
修正后频带声级/dB	20.6	38.8	56.9	67.4	81.8	80	79.2	63.0	58.9
各声级叠加/dB	略	略	略	略	84.0		79.2	略	略
总的A计权声级/dB	85.2								

3.1.4 等效连续 A 声级和昼夜等效声级

前面讲到的 A 计权声级对于稳态的宽频带噪声是一种较好的评价方法,但对于一个声级起伏或不连续的噪声,A 计权声级就很难确切地反映噪声的状况。例如,交通噪声的声级是随时间变化的,当有车辆通过时,噪声可能达到 85~90 dB,而当没有车辆通过时,噪声可能仅有 55~60 dB,并且噪声的声级还会随车流量、汽车类型等的变化而改变,这时就很难说交通噪声的 A 计权声级是多少分贝。又例如,两台同样的机器,一台连续工作,而另一台间断性地工作,其工作时辐射的噪声级是相同的,但两台机器噪声对人的总体影响是不一样的。对于这种声级起伏或不连续的噪声,采用噪声能量按时间平均的方法来评价噪声对人的影响更为确切,为此提出了等效连续 A 声级评价参量。等效连续 A 声级又称等能量 A 计权声级,它等效于在相同的时间间隔 T 内与不稳定噪声能量相等的连续稳定噪声的 A 声级,其符号为 $L_{Aeq,T}$ 或 L_{eq} ,数学表达式为:

$$L_{eq} = 10 \lg \left[\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} \left(\frac{p_A^2(t)}{p_0^2} \right) dt \right] \quad (\text{dB}) \quad (3-5)$$

或

$$L_{eq} = 10 \lg \left[\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} 10^{0.1 L_{pA}(t)} dt \right] \quad (\text{dB}) \quad (3-6)$$

式中: $p_A(t)$ ——噪声信号瞬时 A 计权声压, Pa;

p_0 ——基准声压, μPa ;

$t_2 - t_1$ ——测量时段 T 的间隔, s;

$L_{pA}(t)$ ——噪声信号瞬时 A 计权声压级, dB。

如果测量是在同样的采样时间间隔下,测试得到一系列 A 声级数据的序列,则测量时段内的等效连续 A 声级也可通过以下表达式计算:

$$L_{eq} = 10 \lg \left[\frac{1}{T} \sum_{i=1}^N 10^{0.1 L_{Ai} \tau_i} \right] \quad (\text{dB}) \quad (3-7)$$

或

$$L_{eq} = 10 \lg \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N 10^{0.1 L_{Ai}} \right] \quad (\text{dB}) \quad (3-8)$$

式中: T ——总的测量时段, s;

L_{Ai} ——第 i 个 A 计权声级, dB;

τ_i ——采样间隔时间, s;

N ——测试数据个数。

从等效连续 A 声级的定义中不难看出,对于连续的稳态噪声,等效连续 A 声级即等于所测得的 A 计权声级。等效连续 A 声级由于较为简单,易于理解,而且又与人的主观反应有较好的相关性,因而已成为许多国际国内标准所采用的评价量。

由于同样的噪声在白天和夜间对人的影响是不一样的,而等效连续 A 声级评价量并不能反应人对噪声主观反应的这一特点。为了考虑噪声在夜间对人们烦恼的增加,规定在夜间测得的所有声级均加上 10 dB(A 计权)作为修正值,再计算昼夜噪声能量的加权平均,由此构成昼夜等效声级这一评价参量,用符号 L_{dn} 表示。昼夜等效声级主要预计人们昼夜长期暴露在噪声环境中所受的影响。由上述规定,昼夜等效声级 L_{dn} 可表示为:

$$L_{dn} = 10 \lg \left[\frac{5}{8} \cdot 10^{0.1 \bar{L}_d} + \frac{3}{8} \cdot 10^{0.1 (\bar{L}_n + 10)} \right] \quad (\text{dB}) \quad (3-9)$$

式中: \bar{L}_d ——昼间(07:00—22:00)测得的噪声能量平均 A 声级 $L_{eq,d}$, dB;

\bar{L}_n ——夜间(22:00—07:00)测得的噪声能量平均 A 声级 $L_{eq,n}$, dB。

昼间和夜间的时段可以根据当地的情况作适当的调整,或根据当地政府的規定。

昼夜等效声级可用来作为几乎包含各种噪声的城市噪声全天候的单值评价量。自美国环境保护局 1974 年 6 月发布以来,等效连续 A 声级 L_{eq} 和昼夜等效声级 L_{dn} 逐步代替了以前一些其他评价参量,成为各国普遍采用的环境噪声评价量。

3.1.5 累计百分数声级

在现实生活中经常碰到的是非稳态噪声,上节中介绍了可以采用等效连续 A 声级 L_{Aeq} 来反映对人影响的大小,但噪声的随机起伏程度却没有表达出来。这种起伏可以用噪声出现的时间概率或累计概率来表示,目前采用的评价量为累计百分数声级 L_n 。它表示在测量时间内高于 L_n 声级所占的时间为 $n\%$ 。例如, $L_{10} = 70$ dB(A 计权,以下所讲 dB 皆为 A 计权),表示在整个测量时间内,噪声级高于 70 dB 的时间占 10%,其余 90% 的时间内噪声级均低于 70 dB;同样, $L_{90} = 50$ dB 表示在整个测量时间内,噪声级高于 50 dB 的时间占 90%。对于同一测量时段内的噪声级,按从大到小的顺序进行排列,就可以清楚地看出噪声涨落的变化程度。

通常认为, L_{90} 相当于本底噪声级, L_{50} 相当于中值噪声级, L_{10} 相当于峰值噪声级。

在累计百分数声级和人的主观反映所作的相关性调查中,发现 L_{10} 用于评价涨落较大的噪声时相关性较好。因此, L_{10} 已被美国联邦公路局作为公路设计噪声限值的评价量。总的来讲,累计百分数声级一般只用于有较好正态分布的噪声评价。对于统计特性符合正态分布的噪声,其累计百分数声级与等效连续 A 声级之间有近似关系:

$$L_{eq} \approx L_{50} + \frac{(L_{10} - L_{90})^2}{60} \quad (\text{dB}) \quad (3-10)$$

3.1.6 更佳噪声标准(PNC)曲线和噪声评价数(NR)曲线

在评价噪声对室内语言及舒适度的影响时,以语言干扰级和响度级为基础,美国著名声学专家 Beranek 提出了噪声标准曲线,即 NC 曲线。经实践使用发现 NC 曲线有些频率与实际情况有差异,经过修正,提出了更佳噪声标准曲线,即 PNC 曲线(图 3-4)。将测得的噪声各倍频带的声压级与图中声压级相比较,就可得出各倍频带声压级所对应的 PNC 曲线号数,其中最大号数即为所测环境的噪声评价数。如果某环境的噪声达到 PNC-35,则表明此环境中各个倍频带声压级均不超过 PNC-35 曲线上所对应的声压级。

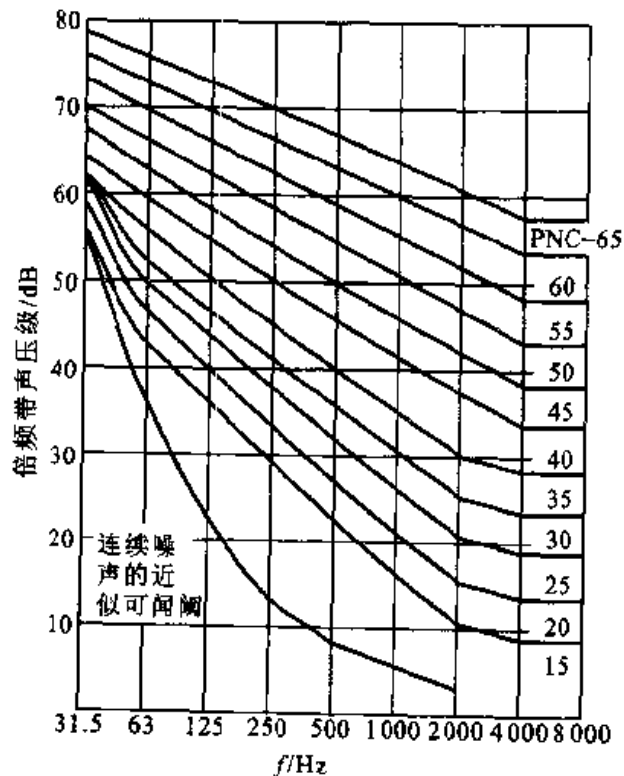


图 3-4 更佳噪声标准(PNC)曲线

[例] 根据倍频带声级得出噪声评价 PNC 曲线号数:

中心频率/Hz	31.5	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
倍频带声压级/dB	55	46	43	37	40	35	30	28	24
对应 PNC 号	15	20	25	25	35	35	35	35	30

本例中,各倍频带对应 PNC 号的最大值为 35,因此可确定此环境中的噪声达到 PNC-35 的要求。

PNC 曲线适用于室内活动场所稳态噪声的评价,以及有特别噪声环境要求的场所的设计。对不同使用功能的场所,所要求的噪声环境也不一样,表 3-2 中给出了各类环境的 PNC 曲线推荐值。

表 3-2 各类环境的 PNC 曲线推荐值

空间类型(声学上的要求)	PNC 曲线
音乐厅、歌剧院(能听到微弱的音乐声)	10~20
录音、播音室(使用时远离传声器)	10~20
大型观众厅、大剧院(优良的听闻条件)	≤20
广播、电视和录音室(使用时靠近传声器)	≤25
小型音乐厅、剧院、音乐排练厅、大会堂和会议室(具有良好的听闻条件),或行政办公室和 50 人的会议室(不用扩声设备)	≤35
卧室、宿舍、医院、住宅、公寓、旅馆、公路旅馆等(适宜睡眠、休息、修养)	25~40
单人办公室、小会议室、教室、图书馆等(具有良好的听闻条件)	30~40
起居室和住宅中的类似的房间(作为交谈或听收音机和电视)	30~40
大的办公室、接待区域、商店、食堂、饭店等(对于要求比较好的听闻条件)	35~45
休息(接待)室、实验室、制图室、普通秘书室(有清晰的听闻条件)	40~50
维修车间、办公室和计算机设备室、厨房和洗衣店(中等清晰的听闻条件)、车间、汽车库、发电厂控制室等(能比较满意地听语言和电话通讯)	50~60

对于室内噪声的评价,除了可以用 PNC 曲线来评价外,也可以采用噪声评价数曲线,即 NR 评价曲线(如图 3-5 所示)。NR 评价曲线也可用于对外界噪声的评价。NR 评价曲线以 1 kHz 倍频带声压级值作为噪声评价数 NR,其他 63 Hz~8 kHz 倍频带的声压级和 NR 的关系也可由下式计算:

$$L_{pi} = a + bNR_i \quad (3-11)$$

式中: L_{pi} ——第 i 个频带声压级, dB;

a 、 b ——不同倍频带中心频率的系数,见表 3-3;

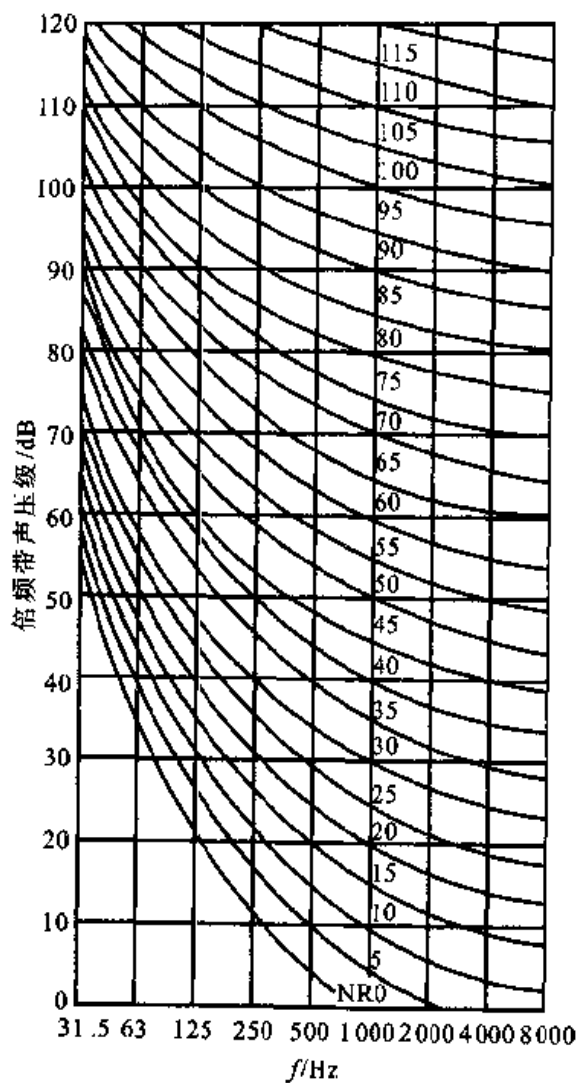


图 3-5 噪声评价数(NR)曲线

表 3-3 不同中心频率的系数 a 和 b

倍频带中心频率/Hz	a	b
63	35.5	0.790
125	22.0	0.870
250	12.0	0.930
500	4.8	0.974
1 000	0	1.000
2 000	-3.5	1.015
4 000	-6.1	1.025
8 000	-8.0	1.030

求 NR 值的方法为：

① 将测得噪声的各倍频带声压级与图 3-5 上的曲线进行比较,得出各倍频带的 NR_i 值;

② 取其中的最大 NR_m 值(取整数);

③ 将最大值 NR_m 加 1 即得所求环境的 NR 值。

3.1.7 噪度和感觉噪声级

噪声对人的干扰程度的评价涉及到心理因素。一般认为,高频噪声比同样响的低频噪声更“吵闹”;噪声涨落程度大的噪声比涨落小的更“吵闹”;声源位置观察不到的声音比位置确定的噪声更“吵闹”;夜间出现的噪声比白天出现的同样噪声更“吵闹”。与人们主观判断噪声的“吵闹”程度成比例的数值量称为噪度,用 N_n 表示,单位为呐(noy)。定义在中心频率为 1 kHz 的倍频带上,声压级为 40 dB 的噪声的噪度为 1 noy。噪度为 3 noy 的噪声听起来是噪度为 1 noy 的噪声的 3 倍“吵闹”。

克雷特(Kryter)根据反复的主观调查得出了类似于等响曲线的等感觉噪度曲线(图 3-6)。图中同一呐值曲线的感觉噪度相同。复合噪声总的感觉噪度计算方法为:

① 根据各频带声压级(倍频带或 1/3 倍频带),从图 3-6 中查出各频带对应的感觉噪度值;

② 找出感觉噪度值中的最大值 N_m ,将各频带噪度总和中扣除最大值 N_m ,再乘以相应频带计权因子 F ,最后与 N_m 相加即为复合噪声的响度 N_n ,用数学表达式可表示为:

$$N_n = N_m + F \cdot \left(\sum_{i=1}^n N_i - N_m \right) \quad (\text{noy}) \quad (3-12)$$

式中: N_m ——最大感觉噪度, noy;

F ——频带计权因子,倍频程时为 1, 1/3 倍频程时为 1/2;

N_i ——第 i 个频带的噪度, noy。

将噪度转换成分贝指标,称为感觉噪声级,用 L_{PN} 表示,单位为 dB。它们之间可由图 3-6 右侧的列线图转换。当感觉噪度呐值每增加 1 倍,感觉噪声级增加 10 dB,它们之间也可通过以下关系式换算:

$$L_{PN} = 40 + 10 \log_2 N_n \quad (\text{dB}) \quad (3-13)$$

感觉噪声级的应用比较普遍,但从感觉噪度计算来计算感觉噪声级比较复杂,实际测量中常近似地由 A 计权声级加 13 dB 求得,用公式表示为:

$$L_{PN} = L_A + 13 \quad (\text{dB}) \quad (3-14)$$

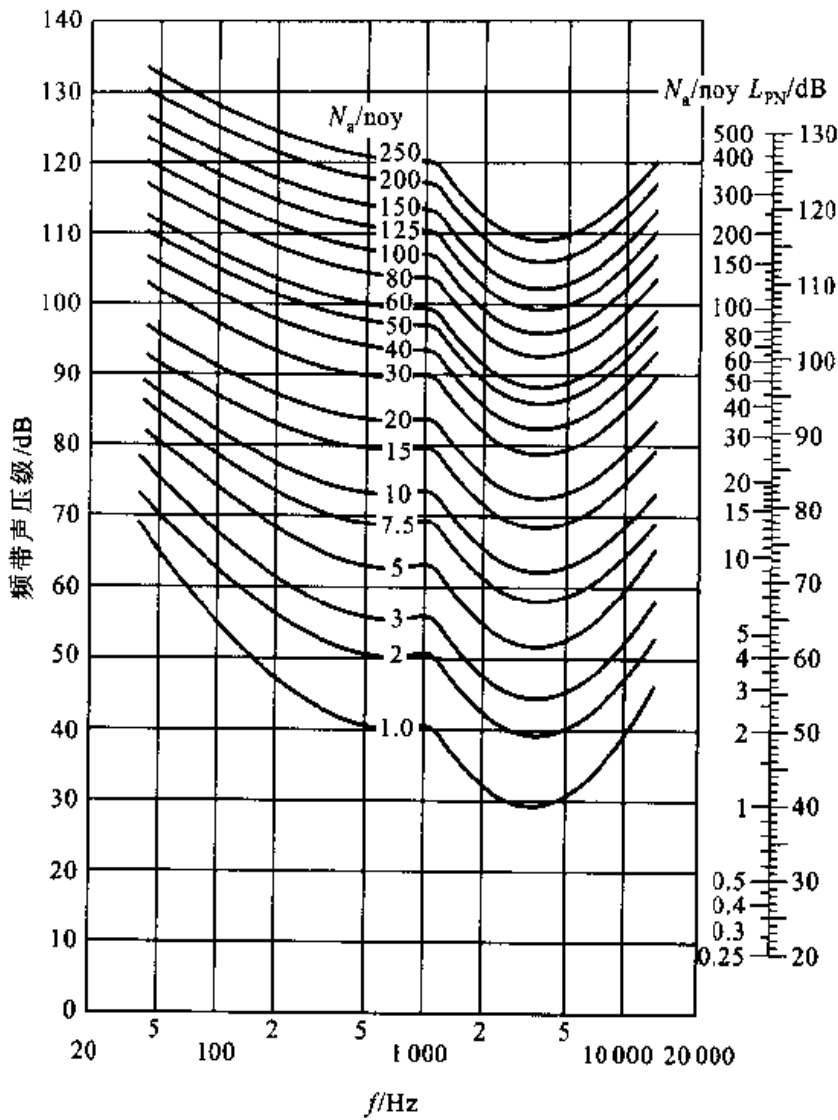


图 3-6 等感觉噪声度曲线

3.1.8 计权等效连续感觉噪声级 L_{WECPN}

在航空噪声评价中,对在一 段监测时间内飞行事件噪声的评价采用计权等效连续感觉噪声级 L_{WECPN} 。它考虑了一段监测时间内通过一固定点的飞行引起的总噪声级,同时也考虑了不同时间内飞行所造成的不同社会影响。

计权等效连续感觉噪声级 L_{WECPN} 是通过有效感觉噪声级来计算得到。有效感觉噪声级是在感觉噪声级 L_{PN} 的基础上,加上对持续时间和噪声中存在的可闻纯音或离散频率修正后的声级,用 L_{EPN} 表示。感觉噪声级 L_{PN} 经纯音修正后的声级表示为 L_{TPN} ,持续时间修正为飞机飞越上空,其声级从未达到最高峰值前 10 dB 开始到从峰值下降 10 dB 为止的时间内,每隔 0.5 s 间隔的所有 L_{TPN} 的能量相加,并加以时间归一化(20 s)。修正过程可以用图 3-7 直观地表示。

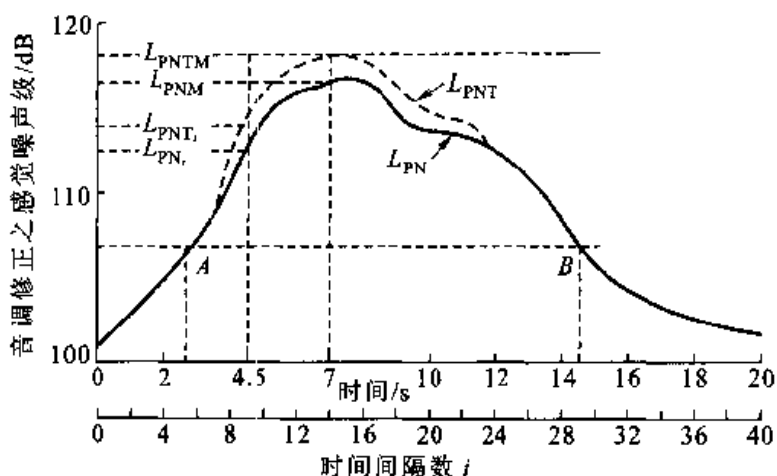


图 3-7 将纯音加在感觉噪声级相应分量上所得到的
纯音修正感觉噪声级随时间变化的曲线

经修正后得到的有效感觉噪声级可用数学表达式表示为：

$$L_{EPN} = 10 \lg \left[\sum_{i=0}^N 10^{0.1 L_{TPN_i}} \right] - 13 \quad (\text{dB}) \quad (3-15)$$

式中： L_{TPN_i} ——第 i 个时间间隔的 L_{TPN} ；

N ——0.5 s 间隔的个数， $N = t/0.5$ ， t 为图 3-7 中 A 至 B 的飞行时间。

由此，可以得到计权等效连续感觉噪声级 L_{WECPN} 的计算表达式：

$$L_{WECPN} = \overline{L_{EPN}} + 10 \lg(N_1 + 3N_2 + 10N_3) - 39.4 \quad (\text{dB}) \quad (3-16)$$

式中： $\overline{L_{EPN}}$ —— N 次飞行的有效感觉噪声级的能量平均值，dB；

N_1 ——白天的飞行次数；

N_2 ——傍晚的飞行次数；

N_3 ——夜间的飞行次数。

三段时间的具体划分由当地人民政府决定。

3.1.9 交通噪声指数

交通噪声指数 TNI 是城市道路交通噪声评价的一个重要参量，其定义为：

$$\text{TNI} = 4(L_{10} - L_{90}) + L_{90} - 30 \quad (\text{dB}) \quad (3-17)$$

式中第一项表示“噪声气候”的范围，说明噪声的起伏变化程度；第二项表示本底噪声状况；第三项是为了获得比较习惯的数值而引入的调节量。可见，TNI 与噪声的起伏变化有很大的关系，噪声的涨落对人影响的加权数为 4，这在与主观

反应相关性测试中获得较好的相关系数。

TNI 评价量只适用于机动车辆噪声对周围环境干扰的评价,而且限于车流量较多及附近无固定声源的环境。对于车流量较少的环境, L_{10} 和 L_{90} 的差值较大,得到的 TNI 值也很大,使计算数值明显地夸大了噪声的干扰程度。例如,在繁忙的交通干线处, $L_{90} = 70$ dB, $L_{10} = 84$ dB,TNI = 96 dB;在车流量较少的街道, L_{10} 可能仍为 84 dB,但 L_{90} 却会降低到如 55 dB 的水平,TNI = 141 dB。显然,后者因噪声涨落大,引起烦恼比前者大,但两者的差别不会如此之大。

3.1.10 噪声污染级

噪声污染级也是用以评价噪声对人的烦恼程度的一种评价量,它既包含了对噪声能量的评价,同时也包含了噪声涨落的影响。噪声污染级用标准偏差来反映噪声的涨落,标准偏差越大,表示噪声的离散程度越大,即噪声的起伏越大。噪声污染级用符号 L_{NP} 表示,其表达式为:

$$L_{NP} = L_{eq} + K\sigma \quad (\text{dB}) \quad (3-18)$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (L_i - \bar{L})^2} \quad (\text{dB}) \quad (3-19)$$

式中: σ ——规定时间内噪声瞬时声级的标准偏差,dB;

\bar{L} ——算术平均声级,dB;

L_i ——第 i 次声级,dB;

n ——取样总数;

K ——常量,一般取 2.56。

从噪声污染级 L_{NP} 的表达式中可以看出:式中第一项取决于干扰噪声能量,累积了各个噪声在总的噪声暴露中所占的分量;第二项取决于噪声事件的持续时间,平均能量中难以反映噪声起伏,起伏大的噪声 $K\sigma$ 项也大,对噪声污染级的影响也越大,也即更引起人的烦恼。

对于随机分布的噪声,噪声污染级和等效连续声级或累计百分数声级之间有如下关系:

$$L_{NP} = L_{eq} + (L_{10} - L_{90}) \quad (\text{dB}) \quad (3-20)$$

或

$$L_{NP} = L_{50} + (L_{10} - L_{90}) + \frac{1}{60}(L_{10} - L_{90})^2 \quad (\text{dB}) \quad (3-21)$$

从以上关系式中可以看出, L_{NP} 不但和 L_{eq} 有关而且和噪声的起伏值 $L_{10} -$

L_{90} 有关,当 $L_{10} - L_{90}$ 增大时 L_{NP} 明显增加,说明了 L_{NP} 比 L_{eq} 能更显著地反映出噪声的起伏作用。

噪声污染级的提出,最初是试图对各种变化的噪声作出一个统一的评价量,但到目前为止的主观调查结果并未显示出它与主观反映的良好相关性。事实上,噪声污染级并不能说明噪声环境中许多较小的起伏和一个大的起伏(如脉冲声)对人影响的区别。但它对许多公共噪声的评价,如道路交通噪声、航空噪声以及公共场所的噪声等是非常适当的,它与噪声暴露的物理测量具有很好的一致性。

3.1.11 噪声冲击指数

评价噪声对环境的影响,除要考虑噪声级的分布外,还应考虑受噪声影响的人口。人口密度较低情况下的高声级与人口密度较高条件下的低声级,对人群造成的总体干扰可以相仿。为此,提出噪声对人群影响的噪声冲击总计权人口数 TWP 来评价:

$$TWP = \sum W_i(L_{dn}) \cdot P_i(L_{dn}) \quad (\text{dB}) \quad (3-22)$$

式中: $P_i(L_{dn})$ ——全年或某段时间内受第 i 等级昼夜等效声级范围内(如 60~65 dB)影响的人口数;

$W_i(L_{dn})$ ——第 i 等级声级的计权因子,见表 3-4。

表 3-4 不同 L_{dn} 值的计权系数 W_i

L_{dn}/dB	$W(L_{dn})$	L_{dn}/dB	$W(L_{dn})$	L_{dn}/dB	$W(L_{dn})$
35	0.002	52	0.030	69	0.224
36	0.003	53	0.035	70	0.245
37	0.003	54	0.040	71	0.267
38	0.003	55	0.046	72	0.291
39	0.004	56	0.052	73	0.315
40	0.005	57	0.060	74	0.341
41	0.006	58	0.068	75	0.369
42	0.007	59	0.077	76	0.397
43	0.008	60	0.087	77	0.427
44	0.009	61	0.098	78	0.459
45	0.011	62	0.110	79	0.492
46	0.012	63	0.123	80	0.526
47	0.014	64	0.137	81	0.562
48	0.017	65	0.152	82	0.600
49	0.020	66	0.168	83	0.640
50	0.023	67	0.185	84	0.681
51	0.026	68	0.204	85	0.725

根据上式可以计算出每个人受到的冲击强度,称为噪声冲击指数,用符号 NNI 表示,其计算式为:

$$NNI = \frac{TWP}{\sum P_i(L_{dn})} \quad (\text{dB}) \quad (3-23)$$

NNI 可用作对声环境质量的评价及不同环境的相互比较;以及供城市规划布局中考虑噪声对环境的影响,并由此作出选择。

3.1.12 噪声掩蔽

噪声的一个重要特征是它对另一声音听闻的干扰,当某种噪声很响而影响人们听不清楚其他声音时,我们就说后者被噪声掩蔽了。由于噪声的存在,降低了人耳对另外一种声音听觉的灵敏度,使听域发生迁移,这种现象叫做噪声掩蔽。听阈提高的分贝数称为掩蔽值。例如频率为 1 000 Hz 的纯音,当声压级为 3 dB 时,正常人耳就可以听到(再降低人耳就听不见了),即 1 000 Hz 纯音的听阈为 3 dB。然而,当在一个有 70 dB 噪声存在的环境中,1 000 Hz 纯音的声压级必须要提高到 84 dB 才能被听到,听阈提高的分贝数为 81 dB(即 84 dB - 3 dB)。由此就认为此噪声对 1 000 Hz 纯音的掩蔽值为 81 dB。

在噪声掩蔽中,通常,被掩蔽纯音的频率接近掩蔽音时,掩蔽值就大,即频率相近的纯音掩蔽效果显著;掩蔽音的声压级越高,掩蔽量越大,掩蔽的频率范围越宽。掩蔽音对比其频率低的纯音掩蔽作用小,而对比其频率高的纯音掩蔽作用强。

由于噪声掩蔽效应,我们通常会感觉到在噪声较高的环境中,人们相互之间的交谈就会感到吃力,这时人们会下意识地提高讲话的声级,以克服噪声的掩蔽作用。由于语言交谈的频率范围主要集中在 500、1 000、2 000 Hz 为中心频率的三个倍频程中,因此,频率在 200 Hz 以下,7 000 Hz 以上的噪声对语言交谈不会引起很大的干扰。

3.1.13 语言清晰度指数和语言干扰级

语言清晰度指数是一个正常的语言信号能为听者听懂的百分数。语言清晰度评价常常采用特定的实验来进行。它是选择具有正常听力的男性和女性组成特定的试听队,对经过仔细选择的包括意义不连贯的音节(汉语方块字)和单句组成的试听材料进行测试。经过实验测得听者对音节所做出的正确响应与发送的音节总数之比的百分数,称为音节清晰度 S ,若为有意义的语言单位,则称为语言可懂度,即语言清晰度指数 AI。

语言清晰度指数与声音的频率 f 有关,高频声比低频声的语言清晰度指数

要高。其次,语言清晰度指数与背景噪声以及对话者之间的距离有关(图 3-8)。一般 95% 的清晰度对语言通话是允许的,这是因为有些听不懂的单字或音节可以从句子中推测出。在一对一的交谈中,距离通常为 1.5 m,背景噪声的 A 计权声级在 60 dB 以下即可保证正常的语言对话;若是在公共会议室或室外庭院环境中,交谈者之间的距离一般是 3.8~9 m,背景噪声的 A 计权声级必须保持在 45~55 dB 以下方可保证正常的语言对话。

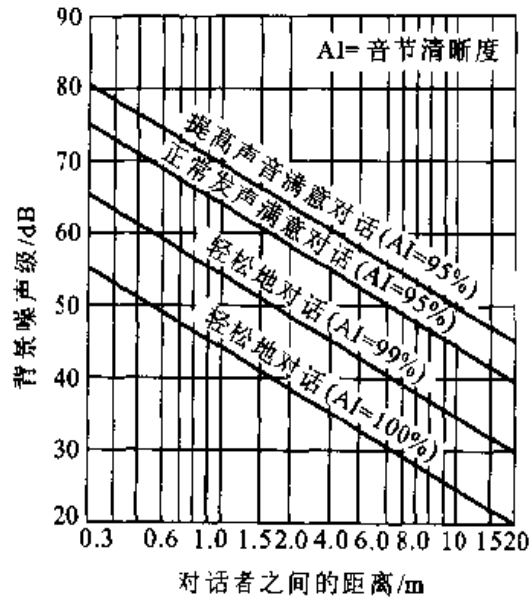


图 3-8 清晰度受干扰程度

Beranek 提出语言干扰级 SIL 作为对语言清晰度指数 AI 的简化代用量,它是中心频率 600~4 800 Hz 的 6 个倍频带声压级的算术平均

值。后来的研究发现低于 600 Hz 的低频噪声的影响不能忽略,于是对原有的语言干扰级 SIL 作了修改,提出以 500、1 000、2 000 Hz 为中心频率的三个倍频带的平均声压级来表示,称为更佳语言干扰级 PSIL。更佳语言干扰级 PSIL 与语言干扰级 SIL 之间的关系为:

$$PSIL = SIL + 3 \quad (dB) \quad (3-24)$$

更佳语言干扰级 PSIL 与讲话声音的大小、背景噪声级之间的关系如表 3-5 所示。表中分贝值表示以稳态连续噪声作为背景噪声的 PSIL 值,列出的数据只是勉强保持有效的语言通讯,干扰级是男性声音的平均值,女性减 5 dB。测试条件是讲话者与听者面对面,用意想不到的字,并假定附近没有反射面加强语言声级。

表 3-5 更佳语言干扰级

讲话者与听者 间的距离/m	PSIL/dB			
	声音正常	声音提高	声音很响	非常响
0.15	74	80	86	92
0.30	68	74	80	86
0.60	62	68	74	80
1.20	56	62	68	74
1.80	52	58	64	70
3.70	46	52	58	64

从表中可以看出,两人相距 0.15 m 以正常声音对话,能保证听懂话的干扰级只允许 74 dB,如果背景噪声再提高,例如干扰级达到 80 dB,就必须提高讲话的声音才能听懂讲话。

3.2 环境噪声评价标准和法规

环境噪声不但影响到人的身心健康,而且干扰人们的工作、学习和休息,使正常的工作生活环境受到破坏。前面介绍了噪声的评价量,采用这些评价量,可以从各个方面描述噪声对人的影响程度。但理想的宁静工作生活环境与现实环境往往有很大差距,因此必须对环境噪声加以控制,从保护人的身心健康和工作生活环境角度出发,制定出噪声的允许限值。这样就形成环境噪声标准和法规。我国目前的环境噪声法规有环境噪声污染防治法,环境噪声标准可以分为产品噪声标准、噪声排放标准和环境质量标准几大类。

3.2.1 环境噪声污染防治法

《中华人民共和国环境噪声污染防治法》是在 1996 年 10 月经第八届全国人民代表大会通过。制定环境噪声污染防治法的目的是为了保护和改善人们的生活环境,保障人体健康,促进经济和社会的发展。环境噪声污染防治法共分八章六十四条,从污染防治的监督管理、工业噪声污染防治、建筑施工噪声污染防治、交通运输噪声污染防治、社会生活噪声污染防治这几方面作出具体规定,并对违反其中各条规定所应受的处罚及所应承担的法律责任作出明确规定。它是制定各种噪声标准的基础。

防治法中明确提出了任何单位和个人都有保护声环境的义务,城市规划部门在确定建设布局时,应当依据国家声环境质量和民用建筑隔声设计规范,合理划定建筑物与交通干线的防噪声距离。对可能产生环境噪声污染的建设项目,必须提出环境影响报告书以及规定环境噪声污染的防治措施,并规定防治设施必须与主体工程同时设计、同时施工、同时投产使用,即实现“三同时”。

防治法中对工业生产设备造成的环境噪声污染,规定必须向地方政府申报并采取防治措施。对建筑施工噪声,防治法中规定在城市市区噪声敏感建筑物集中区域内,禁止夜间进行产生环境噪声污染的建筑施工作业。交通运输噪声的防治,除对交通运输工具的辐射噪声作出规定外,对经过噪声敏感建筑物集中区域的高速公路、城市高架、轻轨道路,应当设置屏障或采取其他有效的防治措施;航空器不得飞越城市市区上空。对社会生活中可能产生的噪声污染,防治法中规定了新建营业性文化娱乐场所的边界噪声必须符合环境噪声排放标准,才可核发经营许可证及营业执照,使用家用电器、乐器及进行家庭活动时,不应

周围居民造成环境噪声污染。

3.2.2 产品噪声标准

环境噪声控制的基本要求是在声源处将噪声控制在一定范围内。从这个意义上讲,应对所有机电产品制定噪声允许标准,超过标准的产品不允许进入市场。我国对产品噪声的标准还在不断的完善中,这些产品噪声标准包括各类家用电器产品(如电冰箱、洗衣机、空调器、微波炉、电视机等),办公类用品(如计算机、打印机、显示器、扫描仪、投影仪等),以及其他机电产品(如车辆、供配电设备等)。甚至这些产品的各个部件的噪声都有相应的噪声标准。由于产品种类繁多,因而噪声标准也很多,在此主要介绍汽车和地铁车辆的噪声标准。

1. 汽车定置噪声

《汽车定置噪声限值》(GB16170—1996)对城市道路允许行驶的在用汽车规定了定置噪声的限值。汽车定置是指车辆不行驶,发动机处于空载运转状态,定置噪声反映了车辆主要噪声源——排气噪声和发动机噪声的状况。标准中规定的对各类汽车的噪声限值如表 3-6 所示。

表 3-6 各类车辆定置噪声 A 声级限值

单位: dB

车辆类型	燃料种类	车辆出厂日期	
		1998年1月1日前	1998年1月1日起
轿车	汽油	87	85
微型客车、货车	汽油	90	88
轻型客车、货车 越野车	汽油 $n \leq 4300$ r/min	94	92
	汽油 $n > 4300$ r/min	97	95
	柴油	100	98
中型客车、货车 大型客车	汽油	97	95
	柴油	103	101
重型货车	额定功率 $N \leq 147$ kW	101	99
	额定功率 $N > 147$ kW	105	103

2. 地铁车辆噪声

《地下铁道电动机组司机室、客室噪声限值》(GB14892—94)中对地铁车辆组司机室及乘客室噪声作了如下限值(表 3-7):

表 3-7 地铁电动车组司机室和客室内的允许噪声级(L_{pA}) 单位: dB

地点	等级	地面线路测量	地下线路测量
司机室	一级	74	84
	二级	77	87
	三级	80	90
客室	一级	76	86
	二级	79	89
	三级	82	92

3.2.3 噪声排放标准

1. 工业企业厂界噪声标准

我国在 1990 年颁布实施了《工业企业厂界噪声标准》(GB 12348—90), 以控制工厂及有可能造成噪声污染的企业事业单位对外界环境噪声的排放。在《工业企业厂界噪声标准》(GB12348—90)中规定了四类区域的厂界噪声的标准值(表 3-8)。四类标准的适用范围规定如下:

I 类标准适用于以居住、文教机关为主的区域。

II 类标准适用于居住、商业、工业混杂区及商业中心区。

III 类标准适用于工业区。

IV 类标准适用于交通干线道路两侧区域。

表 3-8 各类厂界噪声标准值(等效声级 L_{eq}) 单位: dB

类别	昼间	夜间
I	55	45
II	60	50
III	65	55
IV	70	55

标准中规定昼间和夜间的时间由当地人民政府按当地习惯和季节变化划定。对夜间突发噪声, 标准中规定对频繁突发噪声其峰值不准超过标准值 10dB, 对偶然突发噪声其峰值不准超过标准值 15dB。

对工业企业厂界噪声的监测, 按《工业企业厂界噪声测量方法》(GB/T 12349—90)执行, 具体监测的规定及要求将在下一章中介绍。

2. 建筑施工场界噪声限值

建筑施工往往带来较大的噪声, 对城市建筑施工期间施工场地产生的噪声,

国家标准《建筑施工场界噪声限值》(GB12523—90)中规定了不同施工阶段,与敏感区域相应的建筑施工场地边界线处的噪声限值(表3-9)。

表3-9 不同施工阶段作业的场界噪声限值(等效声级 L_{eq}) 单位: dB

施工阶段	主要噪声源	噪声限值	
		昼间	夜间
土石方	推土机、挖掘机、装载机	75	55
打桩	各种打桩机	85	禁止施工
结构	混凝土搅拌机、振捣棒、电锯等	70	55
装修	吊车、升降机	65	55

建筑施工有时出现几个施工阶段同时进行的情形,标准中规定这种情况下以高噪声阶段的限值为准。

建筑施工场地边界线处的等效声级测量按 GB12524《建筑施工场界噪声测量方法》进行,具体要求及测量方法将在下章中介绍。

3. 铁路及机场周围环境噪声标准

《铁路边界噪声限值及其测量方法》(GB12525—90)中规定在距铁路外测轨道中心线 30m 处(即铁路边界)的等效 A 声级不得超过 70dB。《机场周围飞机噪声环境标准》(GB9660—88)中规定了机场周围飞机噪声环境及受飞机通过所产生噪声影响的区域的噪声,采用一昼夜的计权等效连续感觉噪声级 L_{WECPN} 作为评价量。标准中规定了两类适应区域及其标准限值(表3-10)。

表3-10 机场周围飞机噪声标准值及适用区域

适用区域	标准值 L_{WECPN}/dB
一类区域	≤ 70
二类区域	≤ 75

注:一类区域:特殊居住区;居住、文教区。

二类区域:除一类以外的生活区。

3.2.4 环境质量标准

1. 工业企业噪声卫生标准

该标准是我国卫生部和国家劳动总局颁发的试行标准,并颁布了《工业企业噪声控制设计规范》(GBJ87—85)。设计规范中提出了工业企业厂区内各类地点噪声 A 声级的噪声限值(表3-11)。当每天噪声暴露时间不足 8h,则噪声暴露值可按表3-12所列数值相应放宽;当工作地点的噪声超过标准时,则噪声暴

露的时间应按表 3-12 所列数值相应减少。

表 3-11 工业企业厂区内各类地点噪声标准(A 计权声级)

序号	地点类别	噪声限值/dB	
1	生产车间及作业场所(工人每天连续接触噪声 8h)	90	
2	高噪声车间设置的值班室、观察室、休息室	无电话通话要求时	75
		有电话通话要求时	70
3	精密装配线、精密加工车间的工作地点、计算机房(正常工作状态)	70	
4	车间所属办公室、实验室、设计室(室内背景噪声级)	70	
5	主控制室、集中控制室、通讯室、电话总机室、消防值班室(室内背景噪声级)	60	
6	厂部所属办公室、会议室、设计室、中心实验室(包括试验、化验、计量室)(室内背景噪声级)	60	
7	医务室、教室、哺乳室、托儿所、工人值班室(室内背景噪声级)	55	

表 3-12 车间内部容许噪声级(A 计权声级)

每个工作日噪声暴露时间/h	8	4	2	1	1/2	1/4	1/8	1/16
允许噪声级/dB	90	93	96	99	102	105	108	111
最高噪声级/dB	≤115							

按现有工业企业噪声标准的规定,在 93dB 噪声环境中工作的时间只允许 4h,其余 4h 必须在不大于 90dB 的噪声环境中工作;在 96dB 噪声环境中工作的时间只允许 2h,其余 6h 必须在不大于 90dB 的噪声环境中工作。工作环境噪声每增加 3dB,在此环境中的工作时间就必须减少一半,但最高不得超过 115 dB。

对于非稳态噪声的工作环境或工作位置流动的情况,根据测量规范的规定,应测量等效连续 A 声级,或测量不同的 A 声级和相应的暴露时间,然后按如下的方法计算等效连续 A 声级或计算噪声暴露率。

等效连续 A 声级的计算是将一个工作日(8h)内所测得的各 A 声级从大到小分成八段排列,每段相差 5dB,以其算术平均的中心声级表示,如 80dB 表示 78~82dB 的声级范围,85dB 表示 83~87dB 的声级范围,依次类推。低于 78dB 的声级可以不予考虑,则一个工作日的等效连续 A 声级可通过下式计算:

$$L_{eq} = 80 + 10 \lg \frac{\sum_{n=1}^8 10^{\frac{(n-1)}{2} \cdot T_n}}{480} \quad (\text{dB}) \quad (3-25)$$

式中: n ——中心声级的段数号, $n = 1 \sim 8$, 如表 3-13 所示;

T_n ——第 n 段中心声级在一个工作日内所累积的暴露时间, min;

480——8h 的秒数。

表 3-13 各段中心声级和暴露时间

n (段数号)	1	2	3	4	5	6	7	8
中心声级 L_n /dB	80	85	90	95	100	105	110	115
暴露时间 T_n /min	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6	T_7	T_8

[例] 某车间中, 工作人员在一个工作日内噪声暴露的累积时间分别为 90dB 计 4h, 75dB 计 2h, 100dB 计 2h, 求该车间的等效连续 A 声级。

[解] 根据表 3-13, 90dB 噪声处在段数号 $n = 3$ 的中心声级段; 100dB 噪声处在段数号 $n = 5$ 的中心声级段; 75dB 噪声可以不予考虑。因此, 根据公式 (3-25) 可得:

$$L_{eq} = 80 + 10 \lg \frac{[10^{(3-1)/2} \times 240 + 10^{(5-1)/2} \times 120]}{480} \text{dB} = 94.7 \text{dB}$$

这一结果已超过表 3-12 中所规定的限值。

噪声暴露率的计算是将暴露声级的时数除以该暴露声级的允许工作的时数。设暴露在 L_i 声级的时数为 C_i , L_i 声级允许暴露时数为 T_i , 则按每天 8h 工作可算出噪声暴露率。

$$D = \frac{C_1}{T_1} + \frac{C_2}{T_2} + \frac{C_3}{T_3} + \dots = \sum_i \frac{C_i}{T_i} \quad (3-26)$$

如果 $D > 1$ 表明 8h 工作的噪声暴露剂量超过允许标准, 上例中的噪声暴露

率 $D = \frac{4}{8} + \frac{2}{1} = 2.5 > 1$, 表明已超过标准限值。

2. 室内环境噪声允许标准

为保证生活及工作环境的宁静, 世界各国都颁布了室内环境噪声标准, 但由于地区之间的差异, 因此各国及地区的标准并不完全一致。国际标准化组织 (ISO) 在 1971 年提出的环境噪声允许标准中规定: 住宅区室内环境噪声的容许声级为 35 ~ 45dB, 并根据不同时间、不同地区等条件进行修正, 修正值见表 3-14 及表 3-15; 非住宅区环境噪声的容许声级见表 3-16。我国民用建筑室内允许噪声级见表 3-17。

表 3-14 一天不同时间声级修正值

不同的时间	修正值 L_{pA}/dB
白天	0
晚上	-5
深夜	-10 ~ -15

表 3-15 不同地区住宅的声级修正值

不同的地区	修正值 L_{pA}/dB
农村、医院、休养区	0
市郊区、交通很少地区	+5
市居住区	+10
市居住区、少量工商业或交通混合区	+15
市中心(商业区)	+20
工业区(重工业)	+25

表 3-16 非住宅区的室内噪声容许标准

房间功能	修正值 L_{pA}/dB
大型办公室、商店、百货公司、会议室、餐厅	35
大餐厅、秘书室(有打字机)	45
大打字间	55
车间(根据不同用途)	45 ~ 75

表 3-17 我国民用建筑室内允许噪声级

建筑物类型	房间功能或要求	允许噪声级 L_{pA}/dB			
		特级	一级	二级	三级
医院	病房、休息室	—	40	45	50
	门诊室	—	55	55	60
	手术室	—	45	45	50
	测听室	—	25	25	30
住宅	卧室、书房	—	40	45	50
	起居室	—	45	50	50
学校	有特殊安静要求	—	40	—	—
	一般教室	—	—	50	—
	无特殊安静要求	—	—	—	55

续表

建筑物类型	房间功能或要求	允许噪声级 L_{dA}/dB			
		特级	一级	二级	三级
旅馆	客房	35	40	45	55
	会议室	40	45	50	50
	多用途大厅	40	45	50	—
	办公室	45	50	55	55
	餐厅、宴会厅	50	55	60	—

3. 城市区域环境噪声标准

我国城市区域环境噪声标准最早是在 1982 年颁布试行,并经一段时间的试用修订,在 1993 年正式颁布实施。在《城市区域环境噪声标准》(GB3096—93)中规定了城市五类区域的环境噪声的最高限值(表 3-18)。五类标准的适用区域为:

0 类标准适用于疗养区、高级别墅区、高级宾馆区等特别需要安静的区域。位于城郊和乡村的这一类区域分别按严于 0 类标准 5dB 执行。

1 类标准适用于以居住、文教机关为主的区域。乡村居住环境可参照执行该类标准。

2 类标准适用于居住、商业、工业混杂区。

3 类标准适用于工业区。

4 类标准适用于城市中的道路交通干线道路两侧区域,穿越城区的内河航道两侧区域。穿越城区的铁路主、次干线两侧区域的背景噪声限值(指不通过列车时的噪声水平)也执行该类标准。

表 3-18 城市各类区域环境噪声最高限值(等效声级 L_{Aeq}) 单位: dB

类别	昼间	夜间
0	50	40
1	55	45
2	60	50
3	65	55
4	70	55

昼间和夜间时间的划分,通常认为 7:00—22:00 为昼间,22:00—7:00 为夜间,但由于我国幅员辽阔,各地习惯有较大差异,因此标准中规定昼间和夜间的时间由当地人民政府按当地习惯和季节变化划定。

对夜间突发噪声,标准中规定了其最大值不准超过标准值 15dB。纯音和脉

冲噪声往往会增加人们的烦恼,在许多国家的城市区域环境噪声标准中都对纯音和脉冲噪声的出现附加了修正值,我国城市区域环境噪声标准中对此还没有作出明确的规定。

对城市区域环境噪声的监测,按《城市区域环境噪声测量方法》(GB/T 14623—93)执行,具体监测的规定及要求将在下一章中介绍。

习 题

1. 某噪声各倍频程频谱如下表所示,请根据计算响度的斯蒂文斯法,计算此噪声的响度级。

频率/Hz	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
声压级/dB	60	57	62	65	67	62	48	36

2. 某发电机房工人一个工作日暴露于 A 声级 92dB 噪声中 4h,98dB 噪声中 24 min,其余时间均在噪声为 75dB 的环境中。试求该工人一个工作日所受噪声的等效连续 A 声级。

3. 为考核某车间内 8h 的等效 A 声级。8h 中按等时间间隔测量车间内噪声的 A 计权声级,共测试得到 96 个数据。经统计, A 声级在 85dB 段(包括 83~87dB)的共 12 次,在 90dB 段(包括 88~92dB)的共 12 次,在 95dB 段(包括 93~97dB)的共 48 次,在 100dB 段(包括 98~102dB)的共 24 次。试求该车间的等效连续 A 声级。

4. 某一工作人员环境暴露于噪声 93dB 计 3h,90dB 计 4h,85dB 计 1h,试求其噪声暴露率,是否符合现有工厂企业噪声卫生标准?

5. 交通噪声引起人们的烦恼,决定于噪声的哪些因素?

6. 某教室环境,如教师用正常声音讲课,要使离讲台 6m 距离能听清楚,则环境噪声不能高于多少分贝?

7. 甲地区白天的等效 A 声级为 64dB,夜间为 45dB;乙地区的白天等效 A 声级为 60dB,夜间为 50dB,请问哪一地区的环境对人们的影响更大?

8. 某噪声的倍频程声压级如下表所示,试求该噪声的 A 计权声级及其 NR 数。

频率/Hz	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
声压级/dB	60	70	80	82	80	83	78	76

第四章 噪声测试和监测

噪声测量是环境噪声监测、控制以及研究的重要手段。环境噪声的测量大部分是在现场进行的,条件很复杂,声级变化范围大。因此其所需的测量仪器和测量方法与一般的声学测量有所不同。本章仅介绍环境噪声测量中常用的一些仪器设备和相关的测量方法。

4.1 测量仪器

随着大规模集成电路和信号处理技术的迅速发展,现代的声学仪器日新月异,品种繁多。本章仅介绍若干典型仪器的特性和使用方法,对仪器的具体型号不作详细罗列。

4.1.1 声级计

在噪声测量中声级计是常用的基本声学仪器。它是一种可测量声压级的便携式仪器。国际电工委员会 IEC651 和国标 GB3785—83 将声级计分作 0、I、II、III 四种等级(见表 4-1),在环境噪声测量中,主要使用 I 型(精密级)和 II 型(普通级)。

表 4-1 声级计分类

类 型	精 密 级		普 通 级	
	0	I	II	III
精 度	± 0.4 dB	± 0.7 dB	± 1.0 dB	± 1.5 dB
用 途	实验室标准仪器	声学研究	现场测量	监测、普查

国标 GB/T14623—93 规定,用于城市区域环境噪声测量的仪器精度为 II 型以上的积分声级计。

声级计一般由传声器、放大器、衰减器、计权网络、检波器和指示器等组成。图 4-1 是声级计的典型结构框图。

1. 传声器

这是一种将声压转换成电压的声电换能器。传声器的类型很多,它们的转换原理及结构各不相同。要求测试用的传声器在测量频率范围内有平直的频率

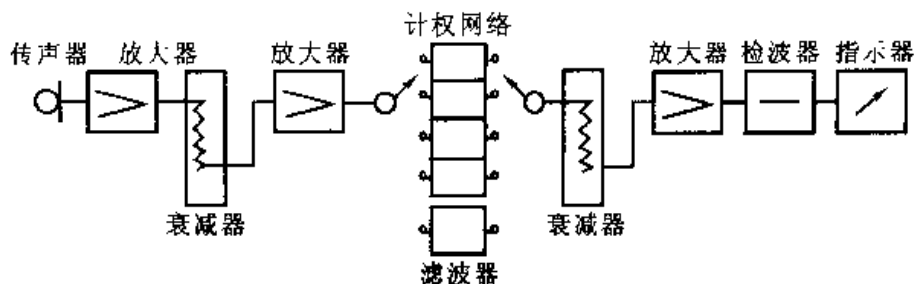


图 4-1 声级计方框图

响应、动态范围大、无指向性、本底噪声低、稳定性好。在声级计中,大多选用空气电容传声器和驻极体电容传声器。

(1) 电容传声器:是由一个非常薄的金属膜(或涂金属的塑料膜片)和相距很近的后极板组成。膜片和后极板相互绝缘,构成一个电容器。在两电极上加恒定直流极化电压 E_0 ,使静止状态的电容 C_0 充电,当声波入射到膜片表面时,膜片振动产生位移,使膜片与后极板之间的间隙发生变化,电容量也随之变化,导致负载电阻 R 上的电流产生变化。这样,就能在负载电阻上得到与入射声波相对应的交流电压输出。图 4-2 是电容传声器的结构原理和等效电路图。

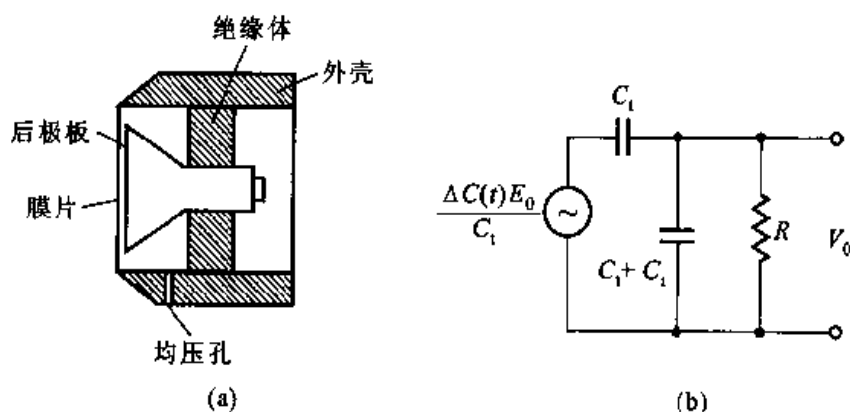


图 4-2 电容传声器

电容传声器的主要技术指标有灵敏度、频率响应范围和动态范围。

(2) 驻极体电容传声器:是在膜片与后极板之间填充驻极体,用驻极体的极化电压来代替外加的直流极化电压。

此外,由于传声器在声场中会引起声波的散射作用,特别会使高频段的频率响应受到明显影响。这种影响随声波入射方向的不同而变化。根据传声器在声场中的频率响应不同,一般分为声场型(自由场和扩散场)传声器和压强型传声器。测量正入射声波(声波传播方向垂直于传声器膜片)取自由场型传声器较好,对无规入射声波应采用扩散场型或压强型传声器,如采用自由场型传声器,

应加一无规入射校正器,使传声器的扩散场响应接近平直。

2. 放大器

声级计的放大器部分,要求在音频范围内响应平直,有足够低的本底噪声,精密声级计的声级测量下限一般在 24 dB 左右,如果传声器灵敏度为 50 mV/Pa,则放大器的输出电压约为 15 μ V,因此要求放大器的本底噪声应低于 10 μ V。当声级计使用“线性”(L)档,即不加频率计权时,要求在线性频率范围内有这样低的本底噪声。

声级计内的放大器,要求具有较高的输入阻抗和较低的输出阻抗,并有较小的线性失真,放大系统一般包括输入放大器和输出放大器两组。

3. 衰减器

声级计的量程范围较大,一般为 25~130 dB。但检波器和指示器不可能有这么宽的量程范围,这就需要设置衰减器,其功能是将接到的强信号给予衰减,以免放大器过载。衰减器分为输入衰减器和输出衰减器。声级计中,前者位于输入放大器之前,后者接在输入放大器和输出放大器之间。为了提高信噪比,一般测量时应尽量将输出衰减器调至最大衰减档,在输入放大器不过载的前提下,而将输入衰减器调至最小衰减档,使输入信号与输入放大器的电噪声有尽可能大的差值。

4. 滤波器

声级计中的滤波器包括 A、B、C、D 计权网络和 1/1 倍频程或 1/3 倍频程滤波器。A 计权声级应用最为普遍,而且只有 A 计权的普通声级计,可以做成袖珍式的,价格低,使用方便,多数普通声级计还有“线性”档,可以测量声压级,用途更为广泛。在一般噪声测量中 1/1 倍频程或 1/3 倍频程带宽的滤波器就足够了。

如将模拟电路检波输出的直流信号不输入指示器,而反馈给 A/D 转换器,或将传声器前置放大输出的交流信号直接进行模数转换,然后对数字信号进行分析处理以数字显示、打印或贮存各种结果。这类声级计又称为数字声级计。由于软件可以随要求方便编制,因此数字声级计具有多用性的优点。可以根据需要提供瞬时声级、最大声级、统计声级、等效连续声级、噪声暴露声级等数据。

5. 声级计的主要附件

(1) 防风罩:在室外测量时,为避免风噪声对测量结果的影响,在传声器上罩一个防风罩,通常可降低风噪声 10~12 dB。但防风罩的作用是有限的,如果风速超过 20 km/h,即使采用防风罩,它对不太高的声压级的测量结果仍有影响。显然,所测噪声声压级越高,风速的影响越小。

(2) 鼻形锥:若要在稳定的高速气流中测量噪声,应在传声器上装配鼻形锥,使锥的尖端朝向来流,从而降低气流扰动产生的影响。

(3) 延长电缆:当测量精度要求较高或在某些特殊情况下,测量仪器与测试人员相距较远。这时可用一种屏蔽电缆连接电容传声器(随接前置放大器)和声级计。屏蔽电缆长度为几米至几十米,电缆的衰减很小,通常可以忽略。但是如果插头与插座接触不良,将会带来较大的衰减。因此,需要对连接电缆后的整个系统用校准器再次校准。

6. 声级计的校准

为保证测量的准确性,声级计使用前要进行校准,通常使用活塞发生器、声级校准器或其他声压校准仪器对声级计进行校准。

(1) 活塞发声器:这是一种较精确的校准器,它在传声器的膜片上产生一个恒定的声压级(如 124 dB)。活塞发声器的信号频率一般为 250 Hz,所以在校准声级计时,频率计权必须放在“线性”档或“C”档,不能在“A”档校准。应用活塞发声器校准时,要注意环境大气压对它的修正,特别在海拔较高地区进行校准时不能忘记这一点。使用时要注意校准器与传声器之间的紧密配合,否则读数不准。国产的 NX6 活塞发声器,它产生 $124 \text{ dB} \pm 0.2 \text{ dB}$ 声压级,频率 250 Hz,非线性失真不大于 3%。

(2) 声级校准器:这是一种简易校准器,如国产 ND9 校正器。使用它进行校准时,因为它的信号频率是 1 000 Hz。声级计可置任意计权开关位置。因为在 1 000 Hz 处,任何计权或线性响应,灵敏度都相同,校准时,对于 1 英寸或 24 mm 外径的自由声场响应电容传声器,校准值为 93.6 dB;对于 1/2 英寸或 12 mm 外径的自由声场响应传声器,校准值为 93.8 dB。

校准器应定期送计量部门作鉴定。

4.1.2 频谱分析仪和滤波器

在实际测量中很少遇到单频声,一般都是由许多频率组合而成的复合声,因此,常常需要对声音进行频谱分析。若以频率为横坐标,以反映相应频率处声信号强弱的量(例如,声压、声强、声压级等)为纵坐标,即可绘出声音的频谱图。

图 4-3 给出几种典型的噪声频谱:(a)线状谱,(b)连续谱,(c)复合谱——在连续谱中叠加了能量较高的线谱。这些频谱反映了声能量在各个频率处的分布特性。

由能量叠加原理可知,频率不同的声波是不会产生干涉的,即使这些不同频率成分的声波是由同一声源发出的,它们的总声能仍旧是各频率分量上的能量叠加。在进行频谱分析时,对线状谱声音可以测出单个频率的声压级或声强级。但是对于连续谱声音,则只能测出某个频率附近 Δf 带宽内的声压级或声强级。

为了方便起见,常将连续的频率范围划分成若干相连的频带(或称频段),并且经常假定每个小频带内声能量是均匀分布的。显然,频带宽度不同,所测得的

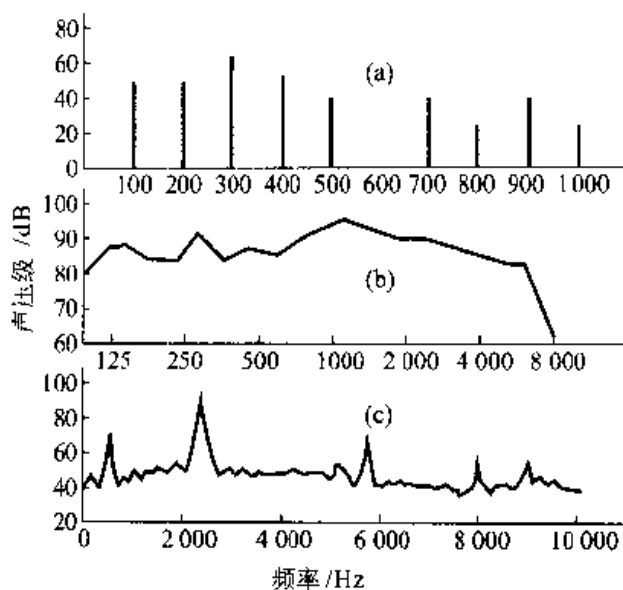


图 4-3 噪声频谱图

声压级或声强级也不同。对于足够窄的带宽 Δf , 定义 $W(f) = p^2 / \Delta f$ 称为谱密度。

具有对声信号进行频谱分析功能的设备称为频谱分析仪或叫频率分析仪。

频谱分析仪的核心是滤波器。图 4-4 是一个典型的带通滤波器的频率响应, 带宽 $\Delta f = f_2 - f_1$ 。滤波器的作用是让频率在 f_1 和 f_2 间的所有信号通过, 且不影响信号的幅值和相位, 同时, 阻止频率在 f_1 以下和 f_2 以上的任何信号通过。

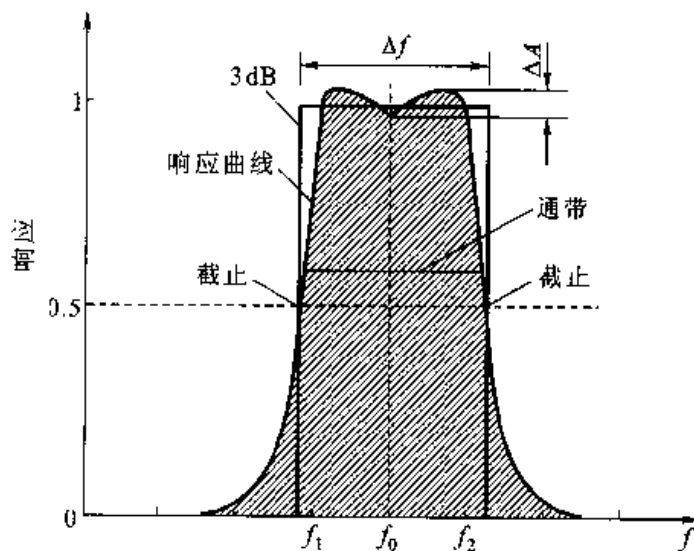


图 4-4 滤波器的频率响应

滤波器可以是模拟的, 也可以是数字的, 可以做得接近理想的滤波器, 但这

是很花钱和很费时的事,实际上没有这种必要,故大多数滤波器做成具有如图4-4所示图线的形状。频率 f_1 和 f_2 处输出比中心频率 f_0 小3 dB,称之为下限和上限截止频率。中心频率 f_0 与截止频率 f_1 、 f_2 的关系为:

$$f_0 = \sqrt{f_1 \cdot f_2} \quad (4-1)$$

频率分析仪通常分两类:一类是恒定带宽的分析仪,另一类是恒定百分比带宽的分析仪。

恒定带宽分析仪用一固定滤波器,信号用外差法将频率移到滤波器的中心频率,因此带宽与信号无关。

一般噪声测量多用恒定百分比带宽的分析仪,其滤波器的带宽是中心频率的一个恒定百分比值,故带宽随中心频率的增加而增大,即高频时的带宽比低频时宽,对于测量无规噪声或振动,这种分析仪特别有用。最常用的有倍频程和1/3倍频程频谱仪。倍频程分析仪中,每一带宽通过频程的上限截止频率等于下限截止频率的两倍,在1/3倍频带分析仪中上下限频率的比值是 $\sqrt[3]{2}$,中心频率是上下限频率的几何中值。表4-2给出了常用的滤波器带宽。

表4-2 滤波器通带的准确频率

单位:Hz

通带号数	中心频率	1/3 倍频程滤波器带宽	1/1 倍频程滤波器带宽
14	25	22.4~28.2	
15	31.5	28.2~35.5	22.4~44.7
16	40	35.5~44.7	
17	50	44.7~56.2	
18	63	56.2~70.8	44.7~89.1
19	80	70.8~89.1	
20	100	89.1~112	
21	125	112~141	89.1~178
22	160	141~178	
23	200	178~224	
24	250	224~282	178~355
25	315	282~355	
26	400	355~447	
27	500	447~562	355~708
28	630	562~708	
29	800	708~891	
30	1 000	891~1 120	708~1 410
31	1 250	1 120~1 410	
32	1 600	1 410~1 780	

续表

通带号数	中心频率	1/3 倍频程滤波器带宽	1/1 倍频程滤波器带宽
33	2 000	1 780~2 240	1 410~2 820
34	2 500	2 240~2 820	
35	3 050	2 820~3 550	
36	4 000	3 550~4 470	2 820~5 620
37	5 000	4 470~5 620	
38	6 300	5 620~7 080	
39	8 000	7 080~8 910	5 620~11 200
40	10 000	8 910~11 200	
41	12 500	11 200~14 100	
42	16 000	14 100~17 800	11 200~22 400
43	20 000	17 800~22 400	

上述的分析仪都是扫频式的,即被分析的信号在某一时刻只通过一个滤波器,故这种分析是逐个频带递次分析的,只适用于分析稳定的连续噪声,对于瞬时的噪声要用这种仪器分析测量时,必须先用记录器将信号记录下来,然后连续重放,使形成一个连续的信号再进行分析。

4.1.3 磁带记录仪

在现场测量中有时受到测试场地或供电条件的限制,不可能携带复杂的测试分析系统。磁带记录仪具有携带简便,直流供电等优点,能将现场信号连续不断地记录在磁带上,带回实验室重放分析。

测量使用的磁带记录仪除要求畸变小,抖动少,动态范围大外,还要求在 20~20 000 Hz 频率范围内(至少要求在所分析频带内),有平直的频率响应。

磁带记录仪的品种繁多,有的采用调频技术可以记录直流信号,有的本身带有声级计功能(传声器除外),有的具有两种以上的走带速度,近期开发的记录仪可达数十个通道,信号记录在专用的录像带上。

除了模拟磁带记录仪外,数字磁带记录仪在声和振动测量中也已广泛应用。它具有精度高、动态范围大、能直接与微机连接等优点。

为了能在回放时确定所录信号声压级的绝对值,必须在测量前后对测量系统进行校准。在磁带上录入一段校准信号作为基准值。在重放时所有的记录信号都与这个基准值比较,便可得到所录信号的绝对声压级。

对于多通道磁带记录仪,常常可以选定其中的一个通道来记录测试状态,以及测量者口述的每项测试记录的测量条件、仪器设置和其他相关信息。

4.1.4 读出设备

噪声或振动测量的读出设备是相同的,读出设备的作用是让观察者得到测量结果。读出设备的形式很多,最常用的有:将输出的数据以指针指示或数字显示的方式直接读出,目前,以数字显示居多,如声级计面板上的显示窗。另一种是将输出以几何图形的形式描画出来,如声级记录仪和 X-Y 记录仪。它可以在预印的声级及频率刻度纸上作迅速而准确的曲线图描绘,以便于观察和评定测量结果,并与频率分析仪作同步操作,为频率分析及响应等提供自动记录。需要注意的是,以上这些能读出幅值的设备,通常读出的是被测信号的有效值。但有些设备也能读出被测信号的脉冲值和幅值,还有一种是数字打印机,将输出信号通过模数转换(A/D)变成数字由打印机打出。此种读出设备常用于实时分析仪,用计算机操作进行自动测试和运算,最后结果由打印机打出。

4.1.5 实时分析仪

声级计等分析装置是通过开关切换逐次接入不同的滤波器来对信号进行频谱分析的。这种方法只适宜于分析稳态信号,需要较长的分析时间。对于瞬态信号则采用先由磁带记录,再多次反复重放来进行谱分析。显然,这种分析手段很不方便,迫切需要一种分析仪器能快速(实时)分析连续的或瞬态的信号。

实时分析仪经历了一段发展过程。早期在 20 世纪 60 年代研制的 1/3 倍频程实时分析仪是采用多档模拟滤波器并联的方法来实现“实时”分析的。20 世纪 70 年代初出现的窄带实时分析仪兼有模拟和数字两种特征。随着大规模集成电路和信号处理技术的迅速发展,到 70 年代中期出现了全数字化的实时分析仪。

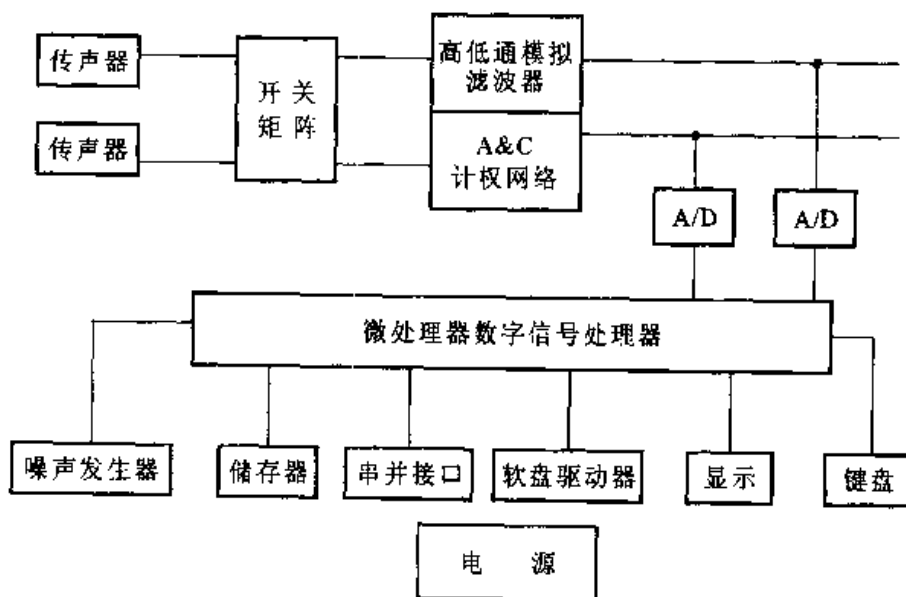


图 4-5 双通道实时分析仪原理框图

图 4-5 是一种双通道实时分析仪的原理框图。其核心是微处理器和数字信号处理器,传声器接收的信号经高、低通滤波器(或计权网络)后,由 A/D 采样转换成数字序列。然后,按照预先设置的分析模式运行相应的程序进行信号分析。一般可设置声级计模式、倍频程和分倍频程分析、FFT 分析、双通道相关分析和声强分析模式。

根据需要,可将分析结果进行实时显示、机内贮存、软盘贮存、打印输出或与外部微机联机处理。某些实时分析仪具有电容传声器输入的多芯插口,可以直接与电容传声器的前置放大器连接。

4.2 声强及声功率测量

声压是定量描述噪声的一个有用参量,但是用来描述声场的分布特性或声源的辐射特性,有时还显不够。为此提出声强测量和声功率测量。

4.2.1 声强测量及应用

第二章已介绍了声强的概念,在声场中某点处,与质点速度方向垂直的单位面积上在单位时间内通过的声能称为瞬时声强。它是一个矢量 $I = pu$ 。实际应用中,常用的是瞬时声强的时间平均值:

$$I_r = \frac{1}{T} \int_0^T p(t) u_r(t) dt \quad (4-2)$$

式中: $u_r(t)$ ——是某点的瞬时质点速度在声传播 r 方向的分量;

$p(t)$ ——为该点 t 时刻的瞬时声压;

T ——取声波周期的整数倍。

声压的测量比较容易,质点速度的测量就困难了,目前普遍采用的方法是选取两个性能一致的声压传声器,相距 Δr ,当 $\Delta r \ll \lambda$ (λ 为测试声波的波长)时,将两个声压传声器测得的声压 p_A 和 p_B 的平均值视为传声器连线中点的声压值 $\bar{p}(t)$:

$$\bar{p}(t) \cong (p_A + p_B) / 2$$

将 p_A 和 p_B 的差分值近似为声压在 r 方向的梯度,即:

$$\frac{\partial p}{\partial r} \cong (p_B - p_A) / \Delta r$$

再由质点速度与声压间的关系式(2-8)得到:

$$u_r \approx -\frac{p_B - p_A}{\rho_0 \Delta r}$$

于是运用加(减)法器、乘法器和积分器等电路模块,就可根据式(4-2),求出声强平均值。

互功率谱方法也是计算声强的一种通用方法:将声压传声器测得的声压信号 $p_A(t)$ 、 $p_B(t)$ 进行傅里叶变换。得到 $p_A(\omega)$ 和 $p_B(\omega)$, 然后求出声强 I_r 的频谱密度:

$$I_r(\omega) = \frac{1}{\rho_0 \omega \Delta r} I_m[R_{AB}]$$

式中: $R_{AB} = [p_A(\omega) \cdot p_B^*(\omega)]$ 称为互功率谱密度;

I_m ——表示取其虚部;

* ——表示复数共轭。

声强测量的用处很多,由于声强是一个矢量,因此声强测量可用来鉴别声源和判定它的方位,可以画出声源附近声能流动路线,可以测定吸声材料的吸声系数和墙体的隔声量,甚至在现场强背景噪声条件下,通过测量包围声源的封闭包络面上各面元的声强矢量求出声源的声功率。

目前,大致有三类声强测量仪器:

① 小型声强仪,它只给出线性的或 A 计权的单值结果,且基本上采用模拟电路。

② 双通道快速傅里叶变换(FFT)分析仪或其他实时分析仪,通过互功率谱计算声强。

③ 利用数字滤波器技术,由两个具有归一化 1/3 倍频程滤波器的双路数字滤波器获得声强的频谱。

如果只需要测量线性的或 A 计权的声强级,可以采用小型声强仪;如果需要进行分析,而且在设备和时间上没有什么限制,可以采用互功率谱方法。

4.2.2 声功率的测量

声源的声功率是声源在单位时间内发出的总能量。它与测点离声源的距离以及外界条件无关,是噪声源的重要声学量。测量声功率有三种方法:混响室法、消声室或半消声室法、现场法。

国际标准化组织(ISO)提出 ISO3740 系列的测量标准。相应的国家标准有 GB6882—86, GB/T3767—1996 和 GB/T 3768—1996。

1. 混响室法

混响室法是将声源放置混响室内进行测量的方法。混响室是一间体积较大

(一般大于 200 m^3), 墙的隔声和地面隔振都很好的特殊实验室, 它的壁面坚实光滑, 在测量的声音频率范围内, 壁面的反射系数大于 0.98。根据 § 7.4(7-31) 式室内离声源 r 点的声压级为:

$$L_p = L_w + 10 \lg \left[\frac{R_\theta}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right] \quad (\text{dB})$$

式中: L_w ——声源的声功率级;

R_θ ——声源的指向性因数;

R ——房间常数, $R = S \bar{\alpha} / (1 - \bar{\alpha})$;

S ——混响室内各面的总面积;

α ——其平均吸声系数。

在混响室内只要离开声源一定的距离, 即在混响场内, 表征混响声的 $4/R$ 将远大于表征直达声的 $R_\theta/4\pi r^2$ 。于是近似有:

$$L_p = L_w + 10 \lg \left[\frac{4}{R} \right] \quad (\text{dB})$$

考虑到混响场内的实际声压级不是完全相等的, 因此必须取几个测点的声压级平均值 \bar{L}_p 。

由此可以得到被测声源的声功率级为:

$$L_w = \bar{L}_p - 10 \lg \left[\frac{4}{R} \right] \quad (\text{dB}) \quad (4-3)$$

2. 消声室法

消声室法是将声源放置在消声室或半消声室内进行测量的方法。消声室是另一种特殊实验室, 与混响室正好相反, 内壁装有吸声材料, 能吸收 98% 以上的人射声能。室内声音主要是直达声面反射声极小。消声室内的声场, 称为自由场。如果消声室的地面不铺设吸声面, 而是坚实的反射面, 则称为半消声室。

测量时设想有一包围声源的包络面, 将声源完全封闭其中, 并将包络面分为 n 个面元, 每个面元的面积为 ΔS_i , 测定每个面元上的声压级 L_{p_i} , 并依据式(2-18)和式(2-19)导得:

$$L_w = L_p + 10 \lg S_0 \quad (\text{dB}) \quad (4-4)$$

其中, 包络面总面积:

$$S_0 = \sum_{i=1}^n \Delta S_i$$

平均声压级:

$$\bar{L}_p = 10 \lg \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n 10^{0.1 L_{pi}} \right]$$

3. 现场测量法

现场测量法是在一般房间内进行的,分为直接测量和比较测量两种。这两种方法测量结果的精度虽然不及实验室测得的结果准确,但可以不必搬运声源。

(1) 直接测量法:与消声室法一样,也设想一个包围声源的包络面,然后测量包络面各面元上的声压级。不过在现场测量中声场内存在混响声,因此要对测量结果进行必要的修正,修正值 K 由声源的房间常数 R 确定:

$$L_w = L_p + 10 \lg S_0 - K \quad (\text{dB}) \quad (4-5)$$

式中: \bar{L}_p ——平均声压级;

S_0 ——包络面总面积。

$$\text{修正值} \quad K = 10 \lg \left(1 + \frac{4S_0}{R} \right) \quad (\text{dB})$$

由房间的混响时间 T_{60} (参见 § 7.4 式(7-38)),也可得到修正值:

$$K = 10 \lg \left(1 + \frac{S_0 T_{60}}{0.04 V} \right) \quad (\text{dB})$$

式中: V ——房间的体积。可见房间的吸声量越小,修正值越大。

当测点处的直达声与混响声相等时, $K = 3$ 。 K 越大,测量结果的精度越差。为了减小 K 值,可适当缩小包络面,即将各测点移近声源;或者临时在房间四周放置一些吸声材料,增加房间的吸声量。

(2) 比较法:在实验室内按规定的测点位置预先测定标准声源(一般可用宽频带的高声压级风机,国内外均有产品)的声功率级。在现场测量时,首先仍按上述规定的测点布置测量待测声源的声压级,然后将标准声源放在待测声源位置附近,停止待测声源,在相同测点再次测量标准声源的声压级。于是,可得待测声源的声压级:

$$L_w = L_{ws} + (\bar{L}_p - \bar{L}_{ps}) \quad (4-6)$$

式中: L_{ws} ——标准声源的声功率级;

\bar{L}_p ——待测声源现场测量的平均声压级;

\bar{L}_{ps} ——标准声源现场替代测量的平均声压级。

4.3 环境噪声监测方法

环境噪声不论是空间分布还是随时间的变化都很复杂,要求监测和控制的

目的也各不相同,因此对于不同的噪声可采用不同的监测方法。

4.3.1 城市区域环境噪声测量

为了掌握城市的噪声污染情况,给出环境质量评价,指导城市噪声控制规划的制定,需要进行城市区域噪声的普查。国标 GB/T 14623—93《城市区域环境噪声测量方法》规定了具体的方法。有两种测量方法可供选用。对于噪声普查应采取网格测量法;对于常规监测,常采用定点测量法。

1. 网格测量法

将要普查测量的城市某一区域或整个城市划分成若干个等大的正方格,网格要完全覆盖住被普查的区域和城市。每一网格中的工厂、道路及非建成区的面积之和不得大于网格面积的 50%,否则视该格无效。有效网格总数应多于 100 个。以网格中心为测试点,分昼间和夜间进行测量。每次每个测点测量 10 min 的连续等效 A 声级 (L_{Aeq})。将全部网格中心测点测得的 10 min 的连续等效声级做算术平均运算,所得到的平均值代表某一区域或全市的噪声水平。也可将测量到的连续 A 声级按 5 dB 一档分级(如 60~65, 65~70, 70~75),用不同颜色或阴影线表示每一档等效 A 声级,绘制在覆盖某一区域或城市的网格上,用于表示区域或城市的噪声污染分布情况。

2. 定点测量方法

在标准规定的城市建成区中,优化选取一个或多个能代表某一区域或整个城市建成区环境噪声平均水平的测点,进行长期噪声定点监测。每日进行 24 h 连续监测,测量每小时的 L_{Aeq} 及昼间 A 声级的能量平均值 L_d 、夜间 A 声级的能量平均值 L_n 。某一区域或城市昼间(或夜间)的环境噪声平均水平由下式计算:

$$L = \sum_{i=1}^n L_i \frac{S_i}{S} \quad (\text{dB}) \quad (4-7)$$

式中: L_i ——第 i 个测点测得的昼间或夜间的连续等效 A 声级;

S_i ——第 i 个测点所代表的区域面积;

S ——整个区域或城市的总面积。

将每小时测得的连续等效 A 声级按时间排列,得到 24 h 的时间变化图形,可用于表示某一区域或城市环境噪声的时间分布规律。

4.3.2 道路交通噪声测量

根据国标 GB/T3222—94《声学—环境噪声测试方法》的规定,测量道路交通噪声的测点应选在市区交通干线一侧的人行道上,距马路沿 20 cm 处,此处距

两交叉路口应大于 50 cm。交通干线是指机动车辆每小时流量不小于 100 辆的马路。这样该测点的噪声可用来代表两路口间该段马路的噪声。同时记录不同车种车流量(辆/h)。测量结果可参照有关规定绘制交通噪声污染图,并以全市各交通干线的等效声级和统计声级的算术平均值、最大值和标准偏差来表示全市的交通噪声水平,并用作城市间交通噪声的比较。交通噪声的等效声级和统计声级的平均值应采用加权算术平均式来计算。

交通噪声的声级起伏一般能很好的符合正态分布,这时等效声级可用式(3-10)近似计算。为慎重起见,一般常用作正态概率坐标图的方法来验证声级的起伏是否符合正态分布。

当需要了解城市环境噪声随时间的变化时,应选择具有代表性的测点进行长期监测。测点的选择应根据可能的条件决定,一般不应少于 7 个,分别布置在:繁华市区 1 点,典型居民区 1 点,交通干线两侧 2 点,工厂区 1 点,商住混合区 2 点。测量时传声器的位置和高度不限,但应高于地面 1.2 m,也可以放置于高层建筑上以扩大监测的地面范围,但测点位置必须保持常年不变。在每个噪声监测点,最好每月测量一次,至少每季度测量一次,分别在昼间和夜间进行,对同一测点每次测量的时间必须保持一致(例如都是在上午 10:00 开始)。不同测点的测量时间可以不同。每次测量结果的等效声级表示该测点每月或每季度的噪声水平。一年内测量结果表示该测点的噪声随时间、季度的变化情况。由每年的测量结果,可以观察噪声污染的逐年变化情况。

4.3.3 机动车辆噪声测量方法

交通噪声是城市噪声的主要污染源。而交通噪声的声源是机动车辆本身及其组成的车流。由于车辆噪声随行驶状况不同会有变化,因此测定的车辆噪声级,既要反映车辆的特性,又要代表车辆行驶的常用状况。国标 GB 1496—79《机动车辆噪声测量方法》和 GB/T14369—93《声学—机动车辆定置噪声测量方法》具体规定了机动车辆的车外噪声、车内噪声和定置噪声的测试规范。

对城市环境密切相关的是车辆行驶时的车外噪声。车外噪声测量需要平坦开阔的场地。在测试中心周围 25 m 半径范围内不应有大的反射物。测试跑道应有 20 m 以上平直、干燥的沥青路面或混凝土路面,路面坡度不超过 0.5%。

测试话筒位于 20 m 跑道中心 0 点两侧,各距中线 7.5 m,距地面高度 1.2 m,用三角架固定(图 4-6)。话筒平行于路面,其轴线垂直于车辆行驶方向。本底噪声(包括风噪声)至少应比所测车辆噪声低 10 dB,为了避免风噪声干扰,可采用防风罩。声级计用 A 计权,“快”挡读取车辆驶过时的最大读数。测量时要避免测试人员对读数的影响。各类车辆按测试方法所规定的行驶挡位分别以加速和匀速状态驶人测试跑道。同样的测量往返进行一次。车辆同侧两次测量结

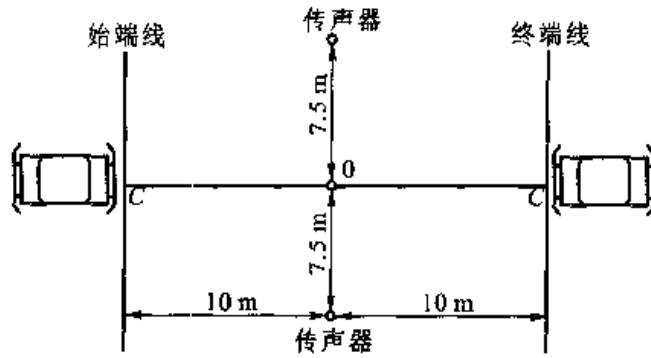


图 4-6 机动车辆噪声测试位置

果之差不应大于 2 dB。若只用一个声级计测量,同样的测量应进行四次,即每侧测量二次。取每侧二次声级的平均值中最大值作为被测车辆的最大噪声级。

车内噪声主要是影响驾驶人员对车外声音讯号的识别和车内人员的舒适性,而对环境影响不大。定置噪声测量则主要用来分析鉴别车辆各部位的噪声源。对这两种测量方法在此不作详细介绍。

4.3.4 航空噪声测量

1. 航空噪声测量的类型

航空噪声测量主要有:飞机的噪声检测;测量单个飞行事件的噪声;测量一系列飞行事件引起的噪声等内容。国际标准 ISO3891“表述地面听到飞机噪声的方法”、国家标准 GB9661—88“机场周围飞机噪声测量方法”和国际民航组织 ICAO“航空器噪声”有关规定都详细叙述了航空噪声的测量方法。

测量飞机噪声用 D 计权。飞机噪声的基本评价量是感觉噪声级 L_{PN} 。其他评价量都是由 L_{PN} 演变而得。

2. 航空噪声测量条件

气候条件应无雨、无雪,地面上 10 m 高处的风速不大于 5 m/s,相对湿度不超过 90%;测量传声器应为无指向性的,安装地点应开阔、平坦,传声器离地面 1.2 m;被测飞机噪声最大值至少超过背景噪声 20 dB。

(1) 飞机的噪声检测:国际民航组织 ICAO 规定了三个测量点,即起飞、降落和边线测量点。起飞测量点在跑道的中心线上,沿起飞方向离飞机起飞点 6 km 处;降落测量点亦在跑道中心线上,沿降落方向离降落点 2 km 处;边线测量点离跑道边 0.65 km 处,且与飞机降落点和起飞时离地点距离相同的位置。

(2) 测量单个飞行事件的噪声:飞机场周围单架飞机的噪声用最大感觉噪声级 $L_{PN_{max}}$ 和有效感觉噪声级 EPNL(或 L_{EPN})表示。

当飞机飞过测量点上空,由记录设备得到 $L_{D_{\max}}$ 和 $t_2 \sim t_1$, $L_{D_{\max}}$ 是最大 D 声级, $t_2 \sim t_1$ 是由记录设备导出的 D 计权声级在最大值下降 10 dB 的那个间隔上开始时刻和最终时刻之间的时间间隔,有效感觉噪声声级 EPNL 由下式求得:

$$EPNL = L_{PN_{\max}} + 10 \lg \frac{t_2 - t_1}{2T_0} \quad (\text{dB}) \quad (4-8)$$

式中: $T_0 = 10$ s。感觉噪声级 L_{PN} 与 D 声级 L_D 之间有近似的固定差值,即:

$$L_{PN} \approx L_D + 6.6 \quad (\text{dB}) \quad (4-9)$$

(3) 测量相继一系列飞行事件的噪声级:在单个飞行事件的噪声级的基础上,计算相继 N 次事件所引起的噪声级,它是 N 个有效感觉噪声的能量平均值。对某一个测量点通过 N 次飞行的有效感觉噪声级的能量平均值为:

$$\overline{EPNL} = 10 \lg \left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N 10^{EPNL_i/10} \right) \quad (\text{dB}) \quad (4-10)$$

式中: $EPNL_i$ —— 某一次飞行的有效感觉噪声级。

(4) 在一段监测时间内测量飞行事件所引起的噪声:在某一监测点或评价位置,我国国家标准以计权有效连续感觉噪声级 WECPNL 为飞机噪声的评价量,它的计算公式为:

$$WECPNL = \overline{EPNL} + 10 \lg(N_1 + 3N_2 + 10N_3) - 39.4 \quad (\text{dB}) \quad (4-11)$$

式中: \overline{EPNL} —— 在评价时间内 N 次飞行的有效感觉噪声级的能量平均值;

N_1 —— 评价时间内白天的飞行次数;

N_2 —— 评价时间内傍晚的飞行次数;

N_3 —— 评价时间内夜间的飞行次数。

一天内三段时间的具体划分由当地政府决定。评价时间可以是一昼夜 24 h,一星期或更长时间,视航运班次能重复的周期而定。

4.4 工业企业噪声测量

工业企业噪声问题分为两类:一类是工业企业内部的噪声,另一类是工业企业对外界环境的影响。内部噪声又分为生产环境噪声和机器设备噪声。

4.4.1 生产环境噪声测量

国家标准 GBJ87—85《工业企业噪声控制设计规范》规定生产车间及作业场所工人每天连续接触噪声 8 h 的噪声限制值为 90 dB。这个数值是指工作人员

在操作岗位上的噪声级。

测量时传声器应置于工作人员的耳朵附近,测量时工作人员应从岗位上暂时离开,以避免声波在工作人员头部引起的散射声使测量产生误差。对于流动的工种,应在流动的范围内选择测点,高度与工作人员耳朵的高度相同,求出测量值的平均值。

对于稳定噪声只测量 A 声级,如果是不稳定的连续噪声,则在足够长的时间内(能够代表 8 h 内起伏状况的部分时间)取样,计算等效连续 A 声级 L_{eq} 。如果用积分声级计,就可以直接测定规定时间内的噪声暴露量。对于间断性的噪声,可测量不同 A 声级下的暴露时间,计算 L_{eq} 。将 L_{eq} 从小到大顺序排列,并分成数段,每段相差 5 dB,以其算术中心表示为 70, 75, 80, …, 115 dB, 如 70 dB 表示 68~72 dB, 75 dB 表示 73~77 dB, 以此类推。然后将一个工作日内的各段声级暴露时间进行统计。

车间内部各点声级分布变化小于 3 dB 时,只需要在车间选择 1~3 个测点;若声级分布差异大于 3 dB,则应按声级大小将车间分成若干区域,使每个区域内的声级差异小于 3 dB,相邻两个区域的声级差异应大于或等于 3 dB,并在每个区域选取 1~3 个测点。这些区域必须包括所有工人观察和管理生产过程而经常工作活动的地点和范围。

4.4.2 机器噪声的现场测量

机器噪声的现场测量应遵照各有关测试规范进行(包括国家标准、部颁标准、行业规范),必须设法避免或减小环境的背景噪声和反射声的影响,如使测点尽可能接近机器声源;除待测机器外尽可能关闭其他运转设备;减少测量环境的反射面;增加吸声面积等。对于室外或高大车间内的机器噪声,在没有其他声源影响的条件下,测点可选得远一点,一般情况可按如下原则选择测点:

小型机器(外形尺寸小于 0.3 m),测点距表面 0.3 m;

中型机器(外形尺寸在 0.3~1 m),测点距表面 0.5 m;

大型机器(外形尺寸大于 1 m),测点距表面 1 m;

特大型机器或有危险性的设备,可根据具体情况选择较远位置为测点。测点数目可视机器的大小和发声部位的多少选取 4, 6, 8 个等。测点高度以机器半高度为准或选择在机器轴水平线的水平面上,传声器对准机器表面,测量 A、C 声级和倍频带声压级,并在相应测点上测量背景噪声。

对空气动力性的进、排气噪声测点应取在吸气口轴线上,距管口平面 0.5 m 或 1 m(或等于一个管口直径)处;排气噪声测点应取在排气口轴线 45°方向上或管口平面上,距管口中心 0.5 m, 1 m 或 2 m 处,见图 4-7。进、排气噪声应测量 A、C 声级和倍频程声压级,必要时测量 1/3 倍频程声压级。

机器设备噪声的测量,由于测点位置的不同,所得结果也不同,为了便于对比,各国的测量规范对测点的位置都有专门的规定,有时由于具体情况不能按照规范要求布置测点时,则应注明测点的位置,必要时还应将测量场地的声学环境表示出来。

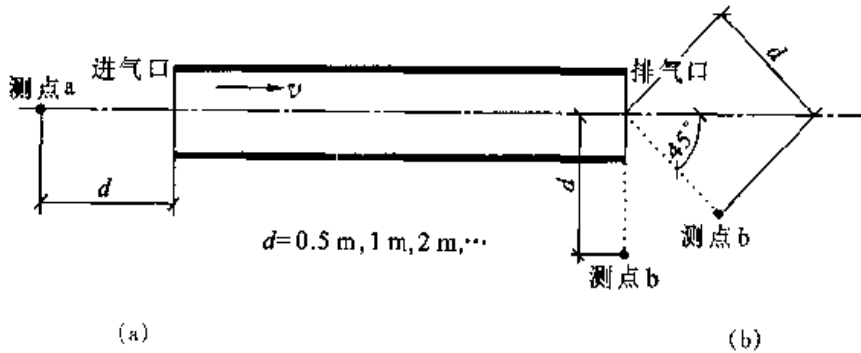


图 4-7 进、排气噪声测量点位置示意图

(a) 进气口噪声测点; (b) 排气口噪声测点

4.4.3 厂界噪声测量

国标 GB12349—90《工业企业厂界噪声测量方法》规定,测量应在被测企事业单位的正常工作时间内进行,分为昼、夜两部分。测量应在无雨无雪的气候下进行,传声器应加风罩,当风力大于 5.5 m/s 时应停止测量。

1. 要求

测量仪器的精度为 II 级以上的声级计或环境噪声自动监测仪。用声级计测量时仪器动态特性为“慢”响应,采样时间间隔为 5 s;用环境噪声自动监测仪测量时,仪器动态特性为“快”响应,采样时间间隔不大于 1 s。

2. 测量的声级类型

测量值为等效声级。按测量方法中对测量时间的规定,稳态噪声为测量 1 min 的等效声级;周期性噪声为声级变化一个周期的等效声级;非周期性噪声为测量整个正常工作时间的等效声级。

3. 测点

即传声器位置,应选在法定厂界外 1 m,高度 1.2 m 以上的噪声敏感处,如厂界有围墙,测点应高于围墙,若厂界与居民住宅相连,厂界噪声无法测量时,测点应选在居室中央,室内限值应比相应标准低 10 dB。

4. 数据处理中背景值的修正

背景噪声的声级值应比待测噪声的声级值低 10 dB 以上,若测量值与背景值差值小于 10 dB,应按表 4-3 进行修正。

表 4-3 背景值修正

差值 / dB	3	4~6	7~9
修正值 / dB	-3	2	-1

4.5 振动及其测量方法

在振动研究中有三个重要的物理量,即振动位移、振动速度和振动加速度。三者之间存在简单的关系。

$$\text{振动位移:} \quad \xi = A \cos(\omega t + \varphi)$$

$$\begin{aligned} \text{振动速度:} \quad v &= \frac{d\xi}{dt} \\ &= -A\omega \sin(\omega t + \varphi) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{振动加速度:} \quad a &= \frac{dv}{dt} \\ &= -A\omega^2 \cos(\omega t + \varphi) \end{aligned}$$

对一般的时间平均测量而言,若忽略这三个物理量之间的相位关系,则对于确定的频率,三个物理量之间存在着以下的简单关系:可将振动加速度同正比于频率的系数相除而得到振动速度,将振动加速度同正比于频率平方的系数相除而得到振动位移。在测量仪器中可通过积分过程来实现这种运算。

测量振动用的传感器可以是位移传感器、速度传感器或加速度传感器。使用最普遍的是压电加速度传感器。它具有体积小、重量轻、频响宽、稳定性好、耐高温、耐冲击、无须参考位置等优点。

振动测量系统与声学测量系统的主要区别是将加速度计及其前置放大器来代替电容传声器和传声器前置放大器。所以一般测量声信号的声级计和实时分析仪都可以非常方便地用来测量振动量。

4.5.1 加速度计

加速度计是一种机电传感器,其核心是压电元件,通常是由压电陶瓷经人工极化制成。这些压电元件能产生与作用力成正比的电荷。图 4-8 是加速度计的内部结构。压电元件以质量块为负载。当加速度计受到振动时,质量块把正比于加速度的力作用在压电元件上,则在输出端产生正比于加速度的电荷或电压。

加速度计的主要技术参数有频率特性、灵敏度、重量和动态范围等。在使用加速度计进行测量时应注意以下几点:

① 加速度计须妥帖、牢固地安装在被测物体表面。

② 加速度计的引出电缆应贴在振动面上,不宜任意悬空。电缆离开振动面的位置最好选在振动最弱的部位。

③ 应选用质量较轻的加速度计,以免影响被测物体的振动特性。

但要保证所选加速度计的动态范围应高于被测物体的最大加速度。常用加速度计允许的使用温度上限为 $250\text{ }^{\circ}\text{C}$,高温条件会使压电陶瓷退极化。

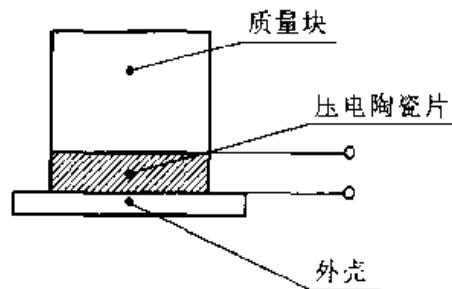


图 4-8 加速度计内部结构图

4.5.2 前置放大器

加速度计的输出阻抗较高,如将输出信号直接馈送负载,即使是高阻抗的负载,也会大大降低加速度计的灵敏度,并使它的频率特性受到限制。为了消除这种影响,加速度计的输出信号要先通过一个具有高输入阻抗和低输出阻抗的前置放大器,再同具有较高输入阻抗的测量分析仪器相连,除了阻抗变换功能外,大多数前置放大器还具有可变放大倍数,以及信号适调(微调)的功能。

由于集成电路技术的迅速发展,自 20 世纪 70 年代开始研制生产将压电传感器与电子线路安装在一起的集成式压电-电子传感器。加速度计内部装有微型电荷变换器,由测量仪器提供恒定电流。典型的供电电流(直流)为 22 V , 4 mA 。

这种加速度计可直接输出高电平低阻抗的信号,供电和信号输出共用一根电缆,但信号输出端需加隔直电容,使信号电压与供电直流偏压隔离。

集成式压电-电子传感器的优点是不需要外部前置放大器,可使用百多米长的连接电缆。缺点是测量范围和适用温度范围较窄,难以承受加速度大于 $5\text{ }000\text{ g}$ 的大冲击。

4.5.3 灵敏度校准

加速度计的制造厂家均提供每只加速度计的校准卡,给出产品的灵敏度、电容量和频率特性等数据。

如果在正常环境条件下保存加速度计,并在使用时不遭受过量的冲击、过高的使用温度和放射剂量,加速度计的特性在长时期内变化极小。试验表明,数年之中的变化值小于 2% 。

但是如果保存或使用不当,例如受到跌落或强冲击,就会使加速度计的特性发生显著变化,甚至会造成永久性的损坏。因此,应定期进行灵敏度校准检验。

最方便的校准方法是使用校准激励器(加速度校准器)。它能提供频率确定的正弦振动,振动加速度的峰值精确地保持在 $10 \text{ m/s}^2 (1.02 \text{ g})$ 。它也可以用来校准测量系统所测振动信号的速度和位移的均方值及峰值。校准精度可在 $\pm 2\%$ 之内。

另一种校准方法是选用一只灵敏度已知的参考加速度计,与待校准的加速度计一起安装在振动台上。当振动台激励时,两只加速度计的输出值正比于各自的灵敏度,从而可以确定待测加速度计的灵敏度。

4.5.4 振动测量仪器

振动测量可以使用常用的声学测量仪器或专用的振动计。

1. 声学仪器测量

使用声学仪器进行振动测量时,需通过各种适配器将加速度计的输出信号连接到仪器的传声器输入插口,有些声学仪器本身带有 BNC 插孔,就可省去转接适配器。用声学仪器测量振动信号时需要注意几点不同之处:

① 声学测量的下限截止频率大多置于 10 Hz ,而振动测量的下限截止频率需要置于 2 Hz 。

② 振动量的单位通常采用绝对值而不是分贝,两者之间需要进行换算。

③ 声学测量中所使用的 A、B、C、D 主观评价计权网络是根据人耳的特性而确定的。在振动测量中需要另外的专用计权网络(参见第十章)。

2. 振动计测量

振动计是专门设计来测量振动信号的。加速度计连接到输入阻抗为数千兆欧的电荷放大器输入端。电荷放大器的输出信号可直接馈送给高、低通滤波器,也可先馈送给积分器(测量速度或位移),再送给高低通滤波器。仪器的典型频响范围为 $2 \text{ Hz} \sim 200 \text{ kHz}$ 。振动计还配有振动测量专用的计权网络,具有“外接滤波器”、“交流输出”、“直流输出”等功能。

振动计的显示方式有表头指示、数码显示、打印输出等不同形式。根据需要可对振动信号应用 FFT 分析、相关分析和其他各种信号处理分析技术。

习 题

1. 试述声级计的构造、工作原理及使用方法。

2. ① 每一个倍频程带包括几个 $1/3$ 倍频程带?

② 如果每一个 $1/3$ 倍频程带有相同的声能,则一个倍频程带的声压级比一个 $1/3$ 倍频程带的声压级大多少分贝?

3. 测量置于刚性地面上某机器的声功率级时,测点取在半球面上,球面半径为 4 m ,若将半球面分成面积相等的 8 个面元,测得各个面元上的 A 声级为:

面元	1	2	3	4	5	6	7	8
A 声级 / dB	75	73	77	68	80	78	78	70

试求该机器的声功率级。

4. 在空间某处测得环境背景噪声的倍频程声压级：

f_i / Hz	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
L_p / dB	90	97	99	83	76	65	84	72

求其线性声压级和 A 计权声压级。

5. 在铁路旁某处测得：当货车经过时，在 2.5 min 内的平均声压级为 72 dB；客车通过时在 1.5 min 内的平均声压级为 68 dB；无车通过时的环境噪声约为 60 dB；该处白天 12 h 内共有 65 列火车通过，其中货车 45 列、客车 20 列，计算该地点白天的等效连续声级。

第五章 环境噪声影响评价

5.1 环境噪声影响评价的目的和意义

为防治环境噪声污染,保障人们有一个良好的生活、工作、学习环境,保护人体健康,确保经济和社会的可持续发展,《中华人民共和国环境保护法》、《中华人民共和国环境噪声污染防治法》和《建设项目环境保护管理办法》规定了建设项目环境影响评价申报制度,这是贯彻“以防为主,防治结合”方针的重要一环。它要求环境噪声控制技术和管理的研究具有超前性,以社会经济和科技发展为依据,对环境影响进行预测,展望人类活动可能出现的对环境影响的性质、范围和程度,提出系统控制手段和防治技术对策,即应用自然科学和社会科学有关学科的原理和方法,采用系统分析法,包括环境评价、规划、管理和治理对策,从区域的整体出发,进行环境噪声污染综合治理,并寻求解决环境问题的最佳方案,以达到改善声环境质量的目的,尤其是控制了新的污染源,避免了以往先污染后治理带来的严重后果和经济上的巨大损失。

为此,国家环境保护局颁布了《环境影响评价技术导则——声环境》,规定了评价的一般性原则、方法、内容及要求,适用于厂矿企业、事业单位建设项目环境影响评价。其他建设项目的噪声环境影响评价亦应参照执行,如民用建设工程,则主要为周围环境污染源对其影响的评价。以下对该标准作一详细介绍。

5.2 环境噪声影响评价工作程序和内容

5.2.1 评价工作程序

评价工作程序如图 5-1 所示。

5.2.2 评价工作方法

1. 噪声环境影响评价工作等级划分基本原则

(1) 噪声环境影响评价工作等级划分依据:①投资额划分建设项目规模(大、中、小型建设项目);②噪声源的种类及数量;③项目建设前后噪声级的变化程度;④建设项目噪声有影响范围内的环境保护目标、环境噪声标准和人口分

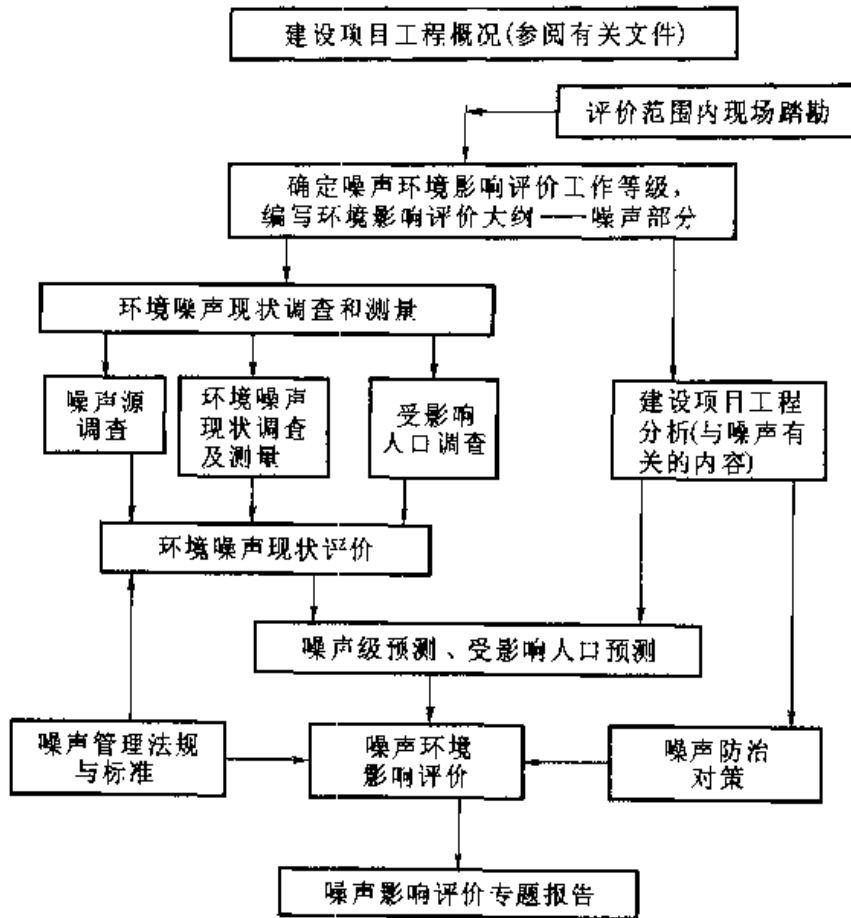


图 5-1 噪声环境影响评价工作程序

布。

(2) 噪声环境影响评价工作等级划分的基本原则:噪声评价工作等级一般分为三级,划分的基本原则为:

① 对于大、中型建设项目,属于规划区内的建设工程,或受噪声影响的范围内有适用于 GB 3096—93 规定的 0 类功能区域及以上的需要特别安静的地区,以及对噪声有限制的保护区等噪声敏感目标;项目建设前后噪声级有显著增高(噪声级增高量达 5~10 dB 或以上),或受影响人口显著增多的情况,应按一级评价进行工作。

② 对于新建、扩建及改建的大、中型建设项目,若其所在功能区属于适用于 GB 3096—93 规定的 1 类、2 类功能区域,或项目建设前后噪声级有较明显增高(噪声级增高量达 3~5 dB),或受噪声影响人口增加较多的情况,应按二级评价进行工作。

③ 对处在适用于 GB 3096—93 规定的 3 类功能区域及以上的地区(指允许的噪声标准值为 65 dB 及以上的区域)的中型建设项目以及处在 GB 3096—93 规定的 1、2 类功能区域的小型建设项目,或者大、中型建设项目建设前后噪声级

增加很小(噪声级增高量在3 dB以内)且受影响人口变化不大的情况,应按三级评价进行工作。

对于处在非敏感区的小型建设项目,噪声评价只填写“环境影响报告表”中相关的内容。

2. 噪声环境影响评价工作基本要求

(1) 一级评价工作基本要求

① 环境噪声现状应实测。

② 噪声预测要覆盖全部敏感目标,绘出等声级图并给出预测噪声级的误差范围。

③ 给出项目建成后各档噪声级范围内受影响的人口分布、噪声超标的范围和程度。

④ 对噪声级变化可能出现几个阶段的情况(如建设期、投产后的近期、中期、远期)应分别给出其噪声级。

⑤ 项目可能引起的非项目本身的环境噪声增高(如城市通往机场的道路噪声可能因机场的建设而增高)也应给予分析。

⑥ 对评价中提出的不同选址方案、建设方案等对策所引起的声环境变化应进行定量分析。

⑦ 必须针对建设项目工程特点提出噪声防治对策,并进行经济、技术可行性分析,给出最终降噪效果。

(2) 二级评价工作基本要求

① 环境噪声现状以实测为主,可适当利用当地已有的环境噪声监测资料。

② 噪声预测要给出等声级图并给出预测噪声级的误差范围。

③ 描述项目建成后各档噪声级范围内受影响的人口分布、噪声超标的范围和程度。

④ 对噪声级变化可能出现的几个阶段,选择噪声级最高的阶段进行详细预测,并适当分析其他阶段的噪声级。

⑤ 必须针对建设工程特点提出噪声防治措施并给出最终降噪效果。

(3) 三级评价工作基本要求

① 噪声现状调查可着重调查清楚现有噪声源的种类和数量,其噪声级数据可参考已有资料。

② 预测以现有资料为主,对项目建成后噪声级分布作出分析并给出受影响的范围和程度。

③ 要针对建设工程特点提出噪声防治措施并给出效果分析。

3. 环境影响评价大纲——噪声部分

环境影响评价大纲中的噪声部分应包括下列内容:

① 建设项目概况(主要论述与噪声有关的内容,如主要噪声源种类、数量、噪声特性分析等)。

② 噪声评价工作等级和评价范围。

③ 采用的噪声标准、噪声功能区和其他保护目标所执行的标准值。

④ 噪声现状调查和测量方法,包括测量范围、测点分布、测量仪器、测量时段等。

⑤ 噪声预测方法,包括预测模型、预测范围、预测时段及有关参数的估值方法等。

⑥ 不同阶段的噪声评价方法和对策。

4. 环境噪声评价量

噪声源评价量可用声压级或倍频带声压级、A 计权声级、声功率级、A 计权声功率级。

对于稳态噪声(如常见的工业噪声),一般以 A 计权声级为评价量;对于声级起伏较大(非稳态噪声)或间歇性噪声(如公路噪声、铁路噪声、港口噪声、建筑施工噪声)以等效连续 A 声级(L_{eq} , dB)为评价量;对于机场飞机噪声以计权等效连续感觉噪声级(WECPNL, dB)为评价量。

5. 噪声环境影响的评价范围

噪声环境影响的评价范围一般根据评价工作等级确定。

① 对于建设项目包含多个呈现点声源性质的情况(如工厂、港口、施工工地、铁路的站场等),该项目边界往外 200 m 内的评价范围一般能满足一级评价的要求;相应的二级和三级评价的范围可根据实际情况适当缩小。若建设项目周围较为空旷而较远处有敏感区,则评价范围应适当放宽到敏感区附近。

② 对于建设项目呈线状声源性质的情况(如铁路线路、公路),线状声源两侧各 200 m 的评价范围一般可满足一级评价要求;二级和三级评价的范围可根据实际情况相应缩小。若建设项目周围较空旷而较远处有敏感区,则评价范围应适当放宽到敏感区附近。

③ 对于建设项目是机场的情况,主要飞行航迹下离跑道两端各 15 km、侧向 2 km 内的评价范围一般能满足一级评价的要求;相应的二级和三级评价范围可根据实际情况适当缩小。

6. 环境影响报告书——噪声专题报告编写提纲

噪声环境影响专题报告一般应有下列内容:

① 总论。包括编制依据、有关噪声标准及保护目标、噪声评价工作等级、评价范围等。

② 工程概述。主要论述与噪声有关的内容。

③ 环境噪声现状调查与评价。包括调查与测量范围、测量方法、测量仪器

以及测量结果;受影响人口分布;相邻的各功能区噪声、建设项目边界噪声的超标情况和主要噪声源等。

④ 噪声环境影响预测和评价。包括预测时段、预测基础资料、预测方法(类比预测法、模式计算法及其参数选择、预测模式验证等)、声源数据、预测结果、受影响人口预测、超标情况和主要噪声源等。

⑤ 噪声防治措施与控制技术。包括替代方案的噪声影响降低情况、防治噪声超标的措施和控制技术、各种措施的投资估计等。

⑥ 噪声污染管理、噪声监测计划建议。

⑦ 噪声环境影响评价结论或小结。

5.3 噪声预测

5.3.1 预测的基础资料

建设项目噪声预测应掌握的基础资料,包括建设项目的声源资料和建筑布局、室外声波传播条件、气象参数及有关资料等。

1. 建设项目的声源资料

建设项目的声源资料是指噪声源种类(包括设备型号)与数量、各声源的噪声级与发声持续时间、声源的空间位置、声源的作用时间段。

声源种类与数量、各声源的发声持续时间及空间位置由设计单位提供或从工程设计书中获得。

2. 影响声波传播的各种参量

影响声波传播的各种参量包括当地常年的平均气温和平均湿度;预测范围内声波传播的遮挡物(如建筑物、围墙等,若声源位于室内还包括门窗)的位置(坐标)及长、宽、高数据;树林等分布情况、地面覆盖情况(如草地等);风向、风速等。

这些参量一般通过现场或同类类比现场调查获得。

5.3.2 预测范围和预测点布置原则

1. 预测范围

噪声预测范围一般与所确定的噪声评价等级所规定的范围相同,也可稍大于评价范围。

2. 预测点布置原则

① 所有的环境噪声现状测量点都应作为预测点。现状测量点一般要覆盖整个评价范围,重点要布置在现有噪声源对敏感区有影响的点上。其中,点声源周围布点密度应高一些。对于线声源,应根据敏感区分布状况和工程特点,确定

若干测量断面,每一断面上设置一组测点。

② 为了便于绘制等声级线图,可以用网格法确定预测点。网格的大小应根据具体情况确定,对于建设项目包含呈线状声源特征的情况,平行于线状声源走向的网格间距可大些(如 100~300 m),垂直于线状声源走向的网格间距应小些(如 20~60 m);对于建设项目包含呈点声源特征的情况,网格的大小一般在 20 m×20 m~100 m×100 m 范围。

③ 评价范围内需要特别考虑的预测点。

5.3.3 噪声源噪声级数据的获得

噪声源噪声级数据包括:声压级(包括倍频带声压级)、A 声级(包括最大 A 声级)、A 声功率级、倍频带声功率级以及有效感觉噪声级。有关符号参见表 5-1。

表 5-1 符号一览表

序号	符号	含义	单位
1	A	附加衰减	dB
2	$A_{\text{oct div}}$	声波几何发散引起的倍频带衰减量	dB
3	$A_{\text{oct bar}}$	遮挡物引起的倍频带衰减量	dB
4	$A_{\text{oct atm}}$	空气吸收引起的倍频带衰减量	dB
5	$A_{\text{oct exc}}$	倍频带的附加衰减量	dB
6	A_{div}	声波几何发散引起的 A 声级衰减量	dB
7	A_{bar}	遮挡物引起的 A 声级衰减量	dB
8	A_{atm}	空气吸收引起的 A 声级衰减量	dB
9	A_{exc}	附加 A 声级衰减量	dB
10	L	声级	dB
11	L_{eq}	等效连续 A 声级	dB
12	$L_A(r)$	距声源 r 处的 A 声级	dB
13	$L_{A \text{ref}}(r_0)$	参考位置 r_0 处的 A 声级	dB
14	$L_{\text{oct ref}}(r_0)$	参考位置 r_0 处的倍频带声压级	dB
15	$L_{\text{oct}}(r)$	距声源 r 处的倍频带声压级	dB
16	L_p	声压级	dB
17	L_{WA}	A 声功率级	dB
18	L_W	声功率级	dB

续表

序号	符号	含义	单位
19	Q	方向性因子	
20	r	距离	m
21	R	房间常数	m^2
22	S	面积	m^2
23	t_i	第 i 个声源的发声时间	s
24	T	测量或计算时间间隔	h
25	WECPNL	计权等效连续感觉噪声级	dB
26	δ	声程差	m
27	λ	声波波长	m
28	α	空气吸收系数	dB/100m

获得噪声源数据有两个途径：类比测量法；引用已有的数据。在一般情况下，评价等级为一级的，必须采用类比测量法；评价等级为二级、三级的，可引用已有的噪声源数据。噪声源的类比测量，应选取与建设项目的声源具有相似的型号、工况和环境条件的声源进行类比测量，并根据条件的差别进行必要的声学修正。为了获得噪声源噪声级的准确数据，必须严格按照现行国家标准进行测量。

对于噪声源声功率级的测量，当评价等级为一级时，应满足工程法的要求；当评价等级为二级时，应满足准工程法的要求；当评价等级为三级时，可用简易法测量。报告书应当说明噪声源数据的测量方法和标准。引用类似的噪声源噪声级数据，必须是公开发表的，经过专家鉴定并且是按有关标准测量得到的数据。报告书应当指明被引用数据的来源。

5.3.4 噪声传播声级衰减计算方法

1. 概述

在环境影响评价中，经常是根据靠近声源某一位置（参考位置）处的已知声级（如实测得到）来计算距声源较远处预测点的声级。

在预测过程中遇到的声源往往是复杂的，需根据其空间分布形式作简化处理。环境影响评价中，经常把声源简化成二类声源，即点声源和线状声源。

当声波波长比声源尺寸大得多或是预测点离开声源的距离比声源本身尺寸大得多时，声源可当作点声源处理，等效点声源位置在声源本身的中心。各种机

械设备、单辆汽车、单架飞机等均可简化为点声源。

当许多点声源连续分布在一条直线上时,可认为该声源是线状声源。公路上的汽车流、铁路列车均可作为线状声源处理。

(1) 噪声户外传播声级衰减计算的基本方法

① 首先计算预测点的倍频带声压级:

$$L_{\text{oct}}(r) = L_{\text{oct ref}}(r_0) - (A_{\text{oct div}} + A_{\text{oct bar}} + A_{\text{oct atm}} + A_{\text{oct exc}}) \quad (5-1)$$

② 根据各倍频带声压级合成计算出预测点的 A 声级。合成方法见 3.1.3。

(2) 噪声户外传播声级衰减计算的替代方法:在倍频带声压级测试有困难时,可用 A 声级计算:

$$L_A(r) = L_{A \text{ ref}}(r_0) - (A_{\text{div}} + A_{\text{bar}} + A_{\text{atm}} + A_{\text{exc}}) \quad (5-2)$$

(3) 对于稳态机械设备噪声的传播计算:原则上用倍频带声压级方法计算,其他(非稳态、脉冲)噪声可用 A 声级直接计算。

2. 几何发散衰减

(1) 点声源的几何发散衰减

① 无指向性点声源几何发散衰减的基本公式:

$$L(r) = L(r_0) - 20 \lg(r/r_0) \quad (5-3)$$

式中: $L(r)$ 、 $L(r_0)$ ——分别是 r 、 r_0 处的声级。

如果已知 r_0 处的 A 声级,则式(5-4)和式(5-3)等效:

$$L_A(r) = L_A(r_0) - 20 \lg(r/r_0) \quad (5-4)$$

式(5-3)和式(5-4)中第二项代表了点声源的几何发散衰减:

$$A_{\text{div}} = 20 \lg(r/r_0) \quad (5-5)$$

如果已知点声源的 A 声功率级 L_{WA} ,且声源处于自由声场空间,则式(5-4)等效为式(5-6):

$$L_A(r) = L_{WA} - 20 \lg r - 11 \quad (5-6)$$

如果声源处于半自由声场空间,则式(5-4)等效为式(5-7):

$$L_A(r) = L_{WA} - 20 \lg r - 8 \quad (5-7)$$

② 具有指向性声源几何发散衰减的计算式是:

$$L(r) = L(r_0) - 20 \lg(r/r_0) \quad (5-8)$$

或
$$L_A(r) = L_A(r_0) - 20 \lg(r/r_0) \quad (5-9)$$

式(5-8)、式(5-9)中, $L(r)$ 与 $L(r_0)$ 、 $L_A(r)$ 与 $L_A(r_0)$ 必须是在同一方向上的声级。

③ 反射体引起的修正:如图 5-2 所示,当点声源与预测点处在反射体同侧附近时,到达预测点的声级是直达声与反射声叠加的结果,从而使预测点声级增高(增高量用 ΔL_r 表示)。

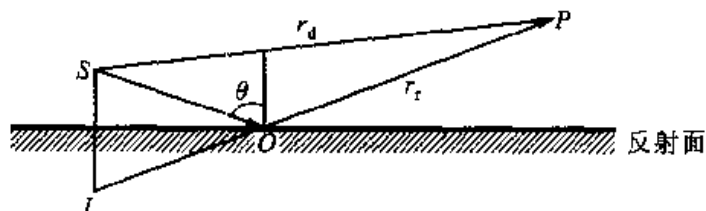


图 5-2 反射体的影响

当满足下列条件时需考虑反射体引起的声级增高:①反射体表面是平整、光滑、坚硬的;②反射体尺寸远远大于所有声波的波长;③入射角 θ 小于 85° 。

在图 5-2 中,被 O 点反射到达 P 点的声波相当于从虚声源 I 辐射的声波,记 $SP = r_d$, $IP = r_r$ 。在实际情况下,声源辐射的声波是宽频带的且满足条件 $r_r - r_d \gg \lambda$,反射引起的声级增高量 ΔL_r 与 r_r/r_d 有关;当 $r_r/r_d \approx 1$ 时, $\Delta L_r = 3$ dB;当 $r_r/r_d \approx 1.4$ 时, $\Delta L_r = 2$ dB;当 $r_r/r_d \approx 2$ 时, $\Delta L_r = 1$ dB;当 $r_r/r_d > 2.5$ 时, $\Delta L_r = 0$ dB。

(2) 线状声源的几何发散衰减

① 无限长线声源。无限长线声源几何发散衰减的基本公式是:

$$L(r) - L(r_0) = 10 \lg(r/r_0) \quad (5-10)$$

如果已知 r_0 处的 A 声级,则式(5-11)与式(5-10)等效:

$$L_A(r) = L_A(r_0) - 10 \lg(r/r_0) \quad (5-11)$$

式(5-10)和式(5-11)中, r 、 r_0 为垂直于线状声源的距离。式(5-10)和式(5-11)中第二项表示了无限长线声源的几何发散衰减:

$$A_{div} = 20 \lg(r/r_0) \quad (5-12)$$

② 有限长线声源。如图 5-3 所示,设线状声源长为 l_0 ,单位长度线声源辐射的声功率级为 L_w 。在线声源垂直平分线上距声源 r 处的声级为:

$$L_p(r) = L_w + 10 \lg \left[\frac{1}{r} \arctan \left(\frac{l_0}{2r} \right) \right] - 8 \quad (5-13)$$

或

$$L_p(r) = L_p(r_0) + 10 \lg \left[\frac{\frac{1}{r} \arctan\left(\frac{l_0}{2r}\right)}{\frac{1}{r_0} \arctan\left(\frac{l_0}{2r_0}\right)} \right] \quad (5-14)$$

当 $r > l_0$ 且 $r_0 > l_0$ 时,式(5-14)可近似简化为:

$$L_p(r) = L_p(r_0) - 20 \lg(r/r_0) \quad (5-15)$$

即在有限长线声源的远场,有限长线声源可当作点声源处理。

当 $r < l_0/3$ 且 $r_0 < l_0/3$ 时,(5-14)可近似简化为:

$$L_p(r) = L_p(r_0) - 10 \lg(r/r_0) \quad (5-16)$$

即在近场区,有限长线声源可当作无限长线声源处理。

当 $l_0/3 < r < l_0$ 且 $l_0/3 < r_0 < l_0$ 时,可以作近似计算:

$$L_p(r) = L_p(r_0) - 15 \lg(r/r_0) \quad (5-17)$$

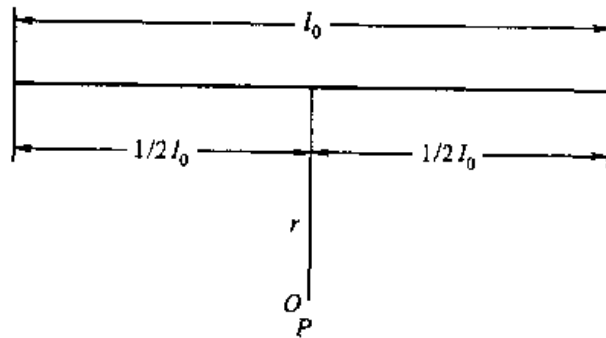


图 5-3 有限长线声源

3. 遮挡物引起的衰减

位于声源和预测点之间的实体障碍物,如围墙、建筑物、土坡或地堑等都起声屏障的作用。声屏障的存在使部分声波不能直达某些预测点,从而引起声能量的衰减。在环境影响评价中,一般可将各种形式的屏障简化为具有一定高度的薄屏障。

如图 5-4 所示, S、O、P 三点在同一平面内且垂直于地面。

定义: $\delta = SO + OP - SP$ 为声程差, $N = 2\delta/\lambda$ 为菲涅尔数,其中 λ 为声波波长。

声屏障插入损失的计算方法很多,大多是半理论半经验的,有一定的局限性。因此在噪声预测中,需要根据实际情况作简化处理。

(1) 有限长薄屏障在点声源声场中引起声衰减(如图 5-5 所示)的计算方

法(推荐)是:

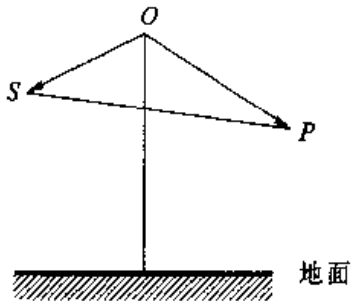


图 5-4 声屏障示意

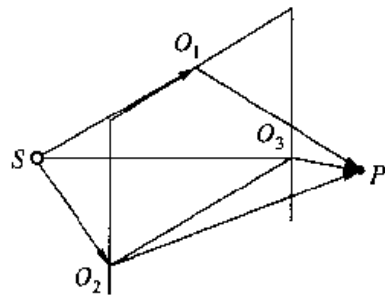


图 5-5 有限长薄屏障、点声源的声衰减

① 首先计算三个传播途径的声程差 δ_1 、 δ_2 、 δ_3 和相应的菲涅尔数 N_1 、 N_2 、 N_3 。

② 声屏障引起的衰减量计算:

$$A_{\text{oct bar}} = -10 \lg \left[\frac{1}{3 + 20N_1} + \frac{1}{3 + 20N_2} + \frac{1}{3 + 20N_3} \right] \quad (5-18)$$

当屏障很长(作无限处理)时,则

$$A_{\text{oct bar}} = -10 \lg \left[\frac{1}{3 + 20N_1} \right] \quad (5-19)$$

(2) 无限长薄屏障在无限长线声源声场中引起衰减的计算方法(推荐)是:

① 首先计算菲涅尔数 N 。

② 按图 5-6 所示的曲线,由 N 值查出相应的衰减量。

需要说明的是:对铁路列车、公路上汽车流,在近场条件下,可作无限长声源处理;当预测点与声屏障的距离远小于屏障长度时,屏障可当无限长处理。当计算出的衰减量超过 25 dB,实际所用的衰减量应取其上限衰减量 25 dB。

(3) 绿化林带的影响:绿化林带并不是有效的声屏障。密集的林带对宽带噪声典型的附加衰减量是每 10 m 衰减 1~2 dB;取值的大小与树种、林带结构和密度等因素有关。密集的、50 m 以上的绿化林带

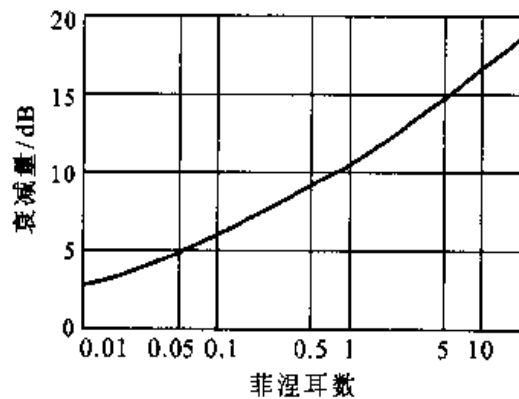


图 5-6 无限长屏障、无限长线声源的声衰减

对噪声的最大附加衰减量一般不超过 10 dB。

(4) 噪声从室内向室外传播的声级差计算:如图 5-7 所示,声源位于室内。设靠近开口处(或窗户)室内、室外的声级分别为 L_1 和 L_2 。若声源所在室内声场近似扩散声场,则噪声衰减值为

$$NR = L_1 - L_2 = TL + 6 \quad (5-20)$$

式中: TL ——隔墙(或窗户)的传声损失。

图中, L_1 可以是测量值或计算值;若为计算值时,有如下计算式:

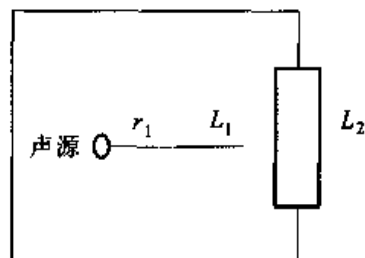


图 5-7 噪声从室内向室外传播

$$L_1 = L_w + 10 \lg \left(\frac{Q}{4\pi r_1^2} + \frac{4}{R} \right) \quad (5-21)$$

4. 空气吸收引起的衰减

空气吸收引起的衰减量按式(5-22)计算:

$$A_{\text{atm}} = \frac{\alpha(r - r_0)}{100} \quad (5-22)$$

式中: r ——预测点距声源的距离, m;

r_0 ——参考位置距离, m;

α ——每 100 m 空气吸收系数, dB。

α 为温度、湿度和声波频率的函数,预测计算中一般根据当地常年平均气温和湿度选择相应的空气吸收系数(见表 5-2)。

5. 附加衰减

附加衰减包括声波传播过程中由于云、雾、温度梯度、风(称为大气非均匀性和不稳定性)引起的声能量衰减以及地面效应(指声波在地面附近传播时由于地面的反射和吸收,以及接近地面的气象条件引起的声衰减效应)引起的声能量衰减。

在噪声环境影响评价中,不考虑风、温度梯度以及雾引起的附加衰减。

如果满足下列条件,则需考虑地面效应引起的附加衰减:① 预测点距声源 50 m 以上;② 声源(或声源的主要发声部位)距地面高度和预测点距地面高度的平均值小于 3 m;③ 声源与预测点之间的地面被草地、灌木等覆盖(软地面)。

地面效应引起的附加衰减量按式(5-23)计算:

$$A_{\text{ext}} = 5 \lg(r/r_0) \quad (\text{dB}) \quad (5-23)$$

表 5-2 大气中的声衰减系数

单位: dB/100 m

温度 /℃	1/3 倍频带 中心频率/Hz	相对湿度/%								
		20	30	40	50	60	70	80	90	100
5	125	0.051	0.044	0.039	0.036	0.033	0.031	0.030	0.029	0.028
	250	0.115	0.096	0.086	0.079	0.074	0.070	0.066	0.063	0.061
	500	0.339	0.235	0.205	0.189	0.177	0.166	0.157	0.151	0.146
	1000	1.142	0.734	0.549	0.466	0.426	0.404	0.385	0.369	0.355
	2000	3.801	2.524	1.859	1.472	1.218	1.061	0.973	0.912	0.877
	4000	8.352	8.000	6.249	4.930	4.097	3.469	3.044	2.697	2.454
	8000	12.548	16.957	17.348	15.886	13.599	11.556	10.144	9.059	8.122
10	125	0.049	0.042	0.038	0.035	0.032	0.031	0.029	0.028	0.027
	250	0.109	0.093	0.083	0.077	0.072	0.068	0.065	0.062	0.059
	500	0.273	0.222	0.200	0.184	0.171	0.162	0.154	0.148	0.142
	1000	0.882	0.585	0.484	0.445	0.418	0.395	0.375	0.358	0.345
	2000	3.020	1.957	1.445	1.172	1.044	0.970	0.926	0.891	0.859
	4000	9.096	6.576	4.902	3.853	3.210	2.759	2.462	2.282	2.155
	8000	17.906	18.875	16.068	12.810	10.733	9.195	8.027	7.202	6.512
15	125	0.048	0.041	0.037	0.034	0.032	0.030	0.029	0.027	0.026
	250	0.106	0.090	0.081	0.075	0.070	0.066	0.063	0.060	0.058
	500	0.250	0.216	0.193	0.178	0.167	0.157	0.150	0.143	0.138
	1000	0.697	0.523	0.472	0.435	0.406	0.382	0.365	0.351	0.338
	2000	2.405	1.554	1.206	1.070	1.004	0.953	0.910	0.873	0.839
	4000	8.072	5.278	3.884	3.106	2.653	2.418	2.265	2.181	2.107
	8000	20.830	17.350	12.918	10.398	8.627	7.463	6.600	6.017	5.582
20	125	0.047	0.040	0.036	0.033	0.031	0.029	0.028	0.026	0.025
	250	0.102	0.088	0.079	0.073	0.068	0.064	0.061	0.059	0.056
	500	0.246	0.211	0.190	0.175	0.164	0.155	0.148	0.141	0.136
	1000	0.606	0.513	0.462	0.422	0.397	0.376	0.358	0.343	0.331
	2000	1.859	1.289	1.126	1.042	0.979	0.924	0.876	0.843	0.814
	4000	6.302	4.119	3.116	2.653	2.435	2.314	2.217	2.136	2.062
	8000	20.445	13.761	10.310	8.324	7.019	6.224	5.779	5.496	5.297
25	125	0.045	0.039	0.035	0.032	0.030	0.027	0.025	0.024	0.023
	250	0.102	0.088	0.079	0.072	0.068	0.064	0.061	0.057	0.054
	500	0.238	0.205	0.184	0.170	0.159	0.150	0.143	0.137	0.132
	1000	0.579	0.501	0.448	0.414	0.388	0.367	0.350	0.336	0.323
	2000	1.561	1.223	1.117	1.032	0.960	0.911	0.872	0.838	0.807
	4000	5.088	3.399	2.791	2.555	2.407	2.288	2.186	2.095	2.017
	8000	16.939	11.233	8.486	7.008	6.249	5.836	5.608	5.419	5.253

不管传播距离多远,地面效应引起的附加衰减量的上限为 10 dB。

如果在声屏障和地面效应同时存在的条件下,声屏障和地面效应引起的衰减量之和的上限为 25 dB。

5.3.5 预测点噪声级计算的基本步骤

预测点噪声级计算的基本步骤如下:

① 选择一个坐标系,确定出各噪声源位置和预测点位置(即坐标),并根据预测点与声源之间的距离把噪声源简化成点声源或线状声源。

② 根据已获得的噪声源噪声级数据和声波从各声源到预测点的传播条件,计算出噪声从各声源传播到预测点的声衰减量,由此计算出各声源单独作用时在预测点产生的 A 声级 L_{Ai} 。

③ 确定预测计算的时段 T ,并确定各声源的发声持续时间 t_i 。

④ 计算预测点 T 时段内的等效连续 A 声级:

$$L_{eq}(A) = 10 \lg \left[\frac{\sum_{i=1}^n t_i 10^{0.1L_{Ai}}}{T} \right] \quad (5-24)$$

在噪声环境影响评价中,因为声源较多,预测点数量比较大,因此常用电子计算机完成计算工作。为了方便噪声级预测,可以利用有关噪声预测模型(如对于公路噪声预测,可利用美国联邦公路管理局提出的“公路噪声预测模型”)

5.3.6 等声级线图绘制

计算出各网格点上的噪声级(如 L_{eq} 、WECPNL)后,采用某种数学方法(如双三次拟合法、按距离加权平均法、按距离加权最小二乘法)计算并绘制出等声级线。

等声级线的间隔不大于 5 dB。绘制 L_{eq} 的等声级线图,其等效声级范围可从 35~75 dB;对于 WECPNL,一般应有 70、75、80、85、90 dB 的等声级线。

等声级线图直观地表明了项目的噪声级分布,对分析功能区噪声超标状况提供了方便,同时为城市规划、城市噪声管理提供了依据。

5.4 公路噪声预测

可用美国联邦公路管理局(FHWA)公路噪声预测模式来预测公路交通噪声。

1. 基本模式

将公路上汽车流按照车种分类(如大、中、小型车),先求出某一类车辆的小

时等效声级:

$$L_{eq}(h)_i = (\bar{L}_0)_{Ei} + 10 \lg \left(\frac{N_i \pi D_0}{S_i T} \right) + 10 \lg \left(\frac{D_0}{D} \right)^{1+a} + 10 \lg \left[\frac{\Phi_a(\psi_1, \psi_2)}{\pi} \right] + \Delta S - 30 \quad (5-25)$$

式中: $L_{eq}(h)_i$ ——第 i 类车的小时等效声级, dB;

$(\bar{L}_0)_{Ei}$ ——第 i 类车的参考能量平均辐射声级, dB;

N_i ——在指定时间 T (1 h) 内通过某预测点的第 i 类车流量;

D_0 ——测量车辆辐射声级的参考位置距离, $D_0 = 15$ m;

D ——从车道中心到预测点的垂直距离, m;

S_i ——第 i 类车的平均车速, km/h;

T ——计算等效声级的时间, 1 h;

a ——地面覆盖系数, 取决于现场地面条件, $a = 0$ 或 $a = 0.5$;

Φ_a ——代表有限长路段的修正函数, 其中 ψ_1 、 ψ_2 为预测点到有限长路段两端的张角(rad), 如图 5-8 所示;

ΔS ——由遮挡物引起的衰减量, dB;

$$\Phi_a(\psi_1, \psi_2) = \int_{\psi_1}^{\psi_2} (\cos \psi)^a d\psi, \text{ 其中, } -\pi/2 \leq \psi \leq \pi/2$$

混合车流模式的等效声级是将各类车流等效声级叠加求得。如果将车流分成大、中、小三类车, 那么总车流等效声级为:

$$L_{eq}(T) = 10 \lg [10^{0.1 L_{eq}(h)1} + 10^{0.1 L_{eq}(h)2} + 10^{0.1 L_{eq}(h)3}] \quad (5-26)$$

式(5-25)应用的注意事项: 预测点与车道中心的距离 D 必须大于 15 m; 模式的预测误差一般在 ± 2.5 dB 范围内; 该模式未考虑道路坡度和路面粗糙度引起的修正; 某一类车的参考能量平均辐射声级数据必须经过严格测试获得; 模式既适用于大车流量, 也适用于小车流量, 但应属于线状声源。

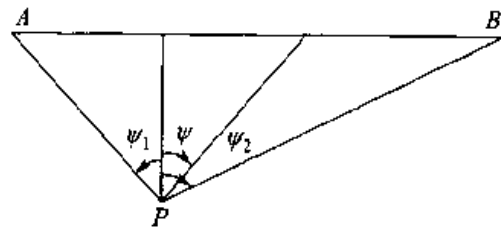


图 5-8 有限路段的修正函数

AB 为路段, P 为预测点

卡车在上坡时, 会引起噪声增大, 可按表 5-3 所列数据修正。

表 5-3 卡车上坡修正值

坡度/%	修正值/dB
≤ 2	0
3~4	-2
5~6	+3
> 7	+5

2. 特殊情况下的预测模式

如果预测点与某段车道的垂直距离小于 15 m, 或预测点位于某段车道的延长线上, 如图 5-9(b) 所示, 这时公式(5-25)不成立。如果预测点与所考虑的车道两端的最近距离仍大于 15 m, 那么噪声预测公式成为:

$$L_{\text{eq}}(h)_r = (\bar{L}_0)_{Ei} + 10 \lg \left(\frac{N_i D_0}{S_i T} \right) + 10 \lg \left\{ \frac{1}{1+a} \left[\left(\frac{D_0}{R_n} \right)^{1+a} - \left(\frac{D_0}{R_f} \right)^{1+a} \right] \right\} - \Delta S - 30 \quad (5-27)$$

式中: R_n 、 R_f ——分别为预测点与该车道两端的距离;

R_n ——近端距离;

R_f ——远端距离, 只有当 $R_f \geq 15$ m 时, 公式(5-27)才成立。

$(L_0)_{Ei}$ 、 N_i 、 D_0 、 S_i 、 T 、 a 的定义与单位同前。

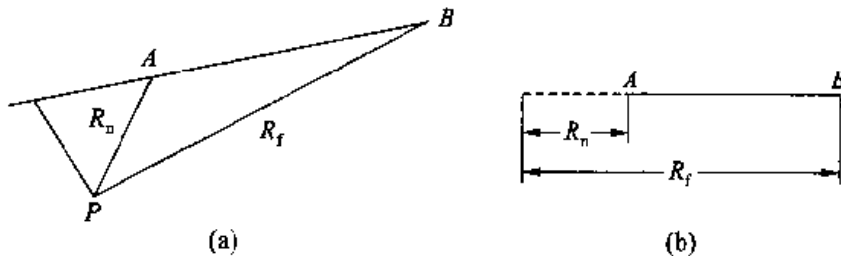


图 5-9 AB 为路段, P 为预测点

5.5 铁路噪声预测

1. 比例预测法

比例预测模型的应用条件为: ① 列车通过速度基本不变; ② 铁路干线两侧建筑物分布状况不变; ③ 列车噪声辐射特性不变; ④ 机车鸣笛位置基本不变; ⑤ 主要受铁路噪声的影响。比例预测模型常用于远离铁路站场的铁路干线噪声预测。

(1) 比例预测的基本计算公式:

$$L_{eq2} = L_{eq1} + 10L_{eq} \left[\left(\frac{KA_2 + B_2}{KA_1 + B_1} \right) \times (1 - K_3) \times 10^{0.1\Delta L} + K_3 \frac{N_2}{N_1} \right] \quad (5-28)$$

式中: L_{eq1} ——改扩建前某预测点的等效声级, dB;

L_{eq2} ——改扩建后某预测点的等效声级, dB;

N_1 ——改扩建前列车日通过列数;

N_2 ——改扩建后列车日通过列数;

A_1 ——改扩建前客运列车日通过总长度, m;

A_2 ——改扩建后客运列车日通过总长度, m;

B_1 ——改扩建前货运列车日通过总长度, m;

B_2 ——改扩建后货运列车日通过总长度, m;

ΔL ——改扩建前后路轨的轮轨噪声辐射声级差, dB, $\Delta L = L_{r2} - L_{r1}$;

K, K_3 ——噪声辐射能量比, 见下面说明。

上式中:

$$A_1 = N_{p1} L_{p1} \quad A_2 = N_{p2} L_{p2}$$

$$B_1 = N_{f1} L_{f1} \quad B_2 = N_{f2} L_{f2}$$

式中: N_{p1} ——改扩建前客车日通过列数;

N_{p2} ——改扩建后客车日通过列数;

L_{p1} ——改扩建前客运列车平均长度, m;

L_{p2} ——改扩建后客运列车平均长度, m;

N_{f1} ——改扩建前货车日通过列数;

N_{f2} ——改扩建后货车日通过列数;

L_{f1} ——改扩建前货运列车平均长度, m;

L_{f2} ——改扩建后货运列车平均长度, m。

(2) 客、货列车辐射噪声能量比(K):

$$K = \frac{10^{0.1L_1}}{10^{0.1L_2}}$$

式中: L_1, L_2 ——分别为客车和货车的辐射噪声级, dB;

鸣笛噪声辐射能量比(K_3):

$$K_3 = \frac{10^{0.1L_3} t_3}{10^{0.1L_{eq1}} T}$$

式中： L_3 ——列车鸣笛噪声平均声级，dB；

t_3 ——鸣笛噪声作用时间，s；

T ——测量总时间，s；

L_{eq1} ——改扩建前某预测点的等效声级，dB。

2. 模式预测法

把铁路各类声源简化为点声源和线声源，分别进行计算。

(1) 对于点声源

$$L_p = L_{p0} - 20 \lg(r/r_0) - \Delta L \quad (5-29)$$

式中： L_p ——测点的声级(可以是倍频带声压级或 A 声级)；

L_{p0} ——参考位置 r_0 处的声级(可以是倍频带声压级或 A 声级)；

r ——预测点与点声源之间的距离，m；

r_0 ——测量参考声级处与点声源之间的距离，m；

ΔL ——各种衰减量，包括空气吸收、声屏障或遮挡物、地面效应等引起的衰减量。

(2) 对于线声源

$$L_p = L_{p0} - 10 \lg(r/r_0) - \Delta L \quad (5-30)$$

式中： L_p ——线声源在预测点产生的声级(倍频带声压级或 A 声级)；

L_{p0} ——线声源参考位置处的声级；

r ——预测点与线声源之间的垂直距离，m；

r_0 ——测量参考声级处与线声源之间的垂直距离，m；

ΔL ——各种衰减量，包括空气吸收、声屏障或遮挡物、地面效应等引起的衰减量(其计算详见 5.3)。

总的等效声级为：

$$L_{eq}(T) = 10 \lg \left[\frac{1}{T} \sum_{i=1}^n t_i \cdot 10^{0.1L_{pi}} \right] \quad (5-31)$$

式中： t_i ——第 i 个声源在预测点的噪声作用时间(在 T 时间内)；

L_{pi} ——第 i 个声源在预测点产生的声级；

T ——计算等效声级的时间。

3. 应用注意事项

比例预测法仅适用于预测铁路线路噪声，只适用于铁路改、扩建工程，并且假定铁路站、场、干线既有状况基本不变、铁路干线两侧的建筑物分布状况不变。

模式计算法适用于大型铁路建设项目，包括列车运行和编组作业系统的复

杂情况,但要把铁路各种噪声源简化为点声源或线声源进行计算。

5.6 机场飞机噪声预测

机场飞机噪声预测根据下列基本步骤进行:

1. 计算斜距

以飞机起飞或降落点为原点、跑道中心线为 x 轴、垂直地面为 z 轴、垂直于跑道中心线为 y 轴建立坐标系。设预测点的坐标为 (x, y, z) , 飞机起飞、爬升、降落时与地面所成角度为 θ , 则飞机与预测点之间的斜距为:

$$R = \sqrt{y^2 + (x \tan \theta \cos \theta)^2}$$

如果可以查得离起飞或降落点不同位置飞机距地面的高度 H , 斜距为:

$$R = \sqrt{y^2 + (H \cos \theta)^2}$$

2. 查出各次飞机飞行的有效感觉噪声级数据

根据飞机机型、起飞或降落、斜距可以查出飞机飞过预测点时在预测点产生的有效感觉噪声级 L_{EPN} 。

查出一天当中所有飞行事件的 L_{EPN} 。

3. 计算平均有效感觉噪声级

$$\bar{L}_{EPN} = 10 \lg \left[\left(\frac{1}{N_1 + N_2 + N_3} \right) \left(\sum_{i=1}^N 10^{0.1 L_{EPN_i}} \right) \right]$$

式中: N_1 、 N_2 、 N_3 ——分别为白天(07:00—19:00)、晚上(19:00—22:00)和夜间(22:00—07:00)通过该点的飞行次数。

$$N = N_1 + N_2 + N_3$$

4. 计算计权等效连续感觉噪声级

$$L_{WECPN} = \bar{L}_{EPN} + 10 \lg(N_1 + 3N_2 + 10N_3) - 40 \quad (5-32)$$

5.7 工业噪声预测

工业噪声源有室外和室内两种声源,应分别计算。一般来讲,进行环境噪声预测时所使用的工业噪声源都可按点声源处理。

1. 室外声源

先计算某个声源在预测点的倍频带声压级:

$$L_{oct}(r) = L_{oct}(r_0) - 20 \lg(r/r_0) - \Delta L_{oct}$$

式中: $L_{\text{oct}}(r)$ ——点声源在预测点产生的倍频带声压级;

$L_{\text{oct}}(r_0)$ ——参考位置 r_0 处的倍频带声压级;

r ——预测点距声源的距离, m;

r_0 ——参考位置距声源的距离, m;

ΔL_{oct} ——各种因素引起的衰减量(包括声屏障、遮挡物、空气吸收、地面效应引起的衰减量)。

如果已知声源的倍频带声功率级 $L_{W_{\text{oct}}}$, 且声源可看作是位于地面上的, 则

$$L_{\text{oct}}(r_0) = L_{W_{\text{oct}}} - 20 \lg r_0 - 8$$

然后, 再由各倍频带声压级合成计算出该声源产生的 A 声级 L_{A_0} 。

2. 室内声源

(1) 首先计算出某个室内靠近围护结构处的倍频带声压级, 如图 5-10 所示:

$$L_{\text{oct},1} = L_{W_{\text{oct}}} + 10 \lg \left(\frac{Q}{4\pi r_1^2} + \frac{4}{R} \right)$$

式中: $L_{\text{oct},1}$ ——某个室内声源在靠近围护结构处产生的倍频带声压级;

$L_{W_{\text{oct}}}$ ——某个声源的倍频带声功率级;

r_1 ——室内某个声源与靠近围护结构处的距离;

R ——房间常数;

Q ——方向性因子。

(2) 计算出所有室内声源在靠近围护结构处产生的总倍频带声压级:

$$L_{\text{oct},1}(T) = 10 \lg \left[\sum_{i=1}^N 10^{0.1 L_{\text{oct},1(i)}} \right]$$

(3) 计算出室外靠近围护结构处的声压级:

$$L_{\text{oct},2}(T) = L_{\text{oct},1}(T) - (TL_{\text{oct}} + 6)$$

(4) 将室外声级 $L_{\text{oct},2}(T)$ 和透声面积换算成等效的室外声源, 计算出等效声源第 i 个倍频带的声功率级 $L_{W_{\text{oct}}}$:

$$L_{W_{\text{oct}}} = L_{\text{oct},2}(T) + 10 \lg S$$

式中: S ——透声面积, m^2 。

(5) 等效室外声源的位置为围护

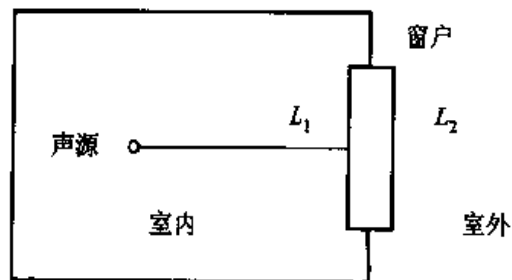


图 5-10 室内声源的倍频带声压级示意图

结构的位置,其倍频带声功率级为 $L_{W_{oct}}$,由此按室外声源方法计算等效室外声源在预测点产生的声压级。

3. 计算总声压级

设第 i 个室内声源在预测点产生的 A 声级为 $L_{Ain,i}$,在 T 时间内该声源工作时间为 $t_{in,i}$;第 j 个等效室外声源在预测点产生的 A 声级为 $L_{Aout,j}$,在 T 时间内该声源工作时间为 $t_{out,j}$,则预测点的总等效声压级为:

$$L_{eq}(T) = 10 \lg \left(\frac{1}{T} \right) \left[\sum_{i=1}^N t_{in,i} 10^{0.1L_{Ain,i}} + \sum_{j=1}^M t_{out,j} 10^{0.1L_{Aout,j}} \right] \quad (5-33)$$

式中: T ——计算等效声压级的时间;

N ——室外声源个数;

M ——等效室外声源个数。

习 题

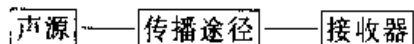
1. 简述环境噪声影响评价工作的基本内容。
2. 对属于规划区内的大、中型建设工程,建成后其周围环境噪声级将有显著增高,试问该工程评价工作的基本要求是什么?
3. 简述编写环境噪声影响专题报告应包括哪些内容?
4. 点声源与线声源的声传播规律如何? 写出其表达式。举例说明在环境噪声预测中,哪些噪声源在什么条件下可视为点声源或线声源?
5. 设--无限长单向行驶道路,交通高峰时段(8:00—9:00)车流量为 1 000 辆/h,其中大型车占 5%,其余为小型车,大型车辐射声级距离 15 m 为 80 dB,小型车为 70 dB,车速均为 60 km/h,预测点与道路中心线垂直距离为 20 m(单行道),其间无遮蔽物,地面为混凝土。试求预测点在该时段的交通噪声等效声级。

第六章 噪声控制技术概述

6.1 噪声控制基本原理与原则

6.1.1 噪声控制的基本原理

声学系统一般是由声源、传播途径和接收器三环节组成的,即:



对于所需要的声音,必须为它的产生、传播和接收提供良好的条件。对于噪声,则必须设法抑制它的产生、传播和对听者的干扰,根据上述三环节,分别采取措施。

(1) 在声源处抑制噪声:这是最根本的措施,包括降低激发力,减小系统各环节对激发力的响应以及改变操作程序或改造工艺过程等。

(2) 在声传播途径中的控制:这是噪声控制中的普遍技术,包括隔声、吸声、消声、阻尼减振等措施。

(3) 接收器的保护措施:在某些情况下,噪声特别强烈,在采用上述措施后,仍不能达到要求,或者工作过程中不可避免地有噪声时,就需要从接收器保护角度采取措施。对于人,可佩带耳塞、耳罩、有源消声头盔等。对于精密仪器设备,可将其安置在隔声间内或隔振台上。

声源可以是单个,也可以是多个同时作用,传播途径也常不只一条,且非固定不变;接收器可能是人,也可能是若干灵敏设备,对噪声的反应也各不相同。所以,在考虑噪声问题时,既要注意这种统计性质,又要考虑个体特性。

6.1.2 噪声控制的一般原则

噪声控制设计一般应坚持科学性、先进性和经济性的原则。

(1) 科学性:首先应正确分析发声机理和声源特性,是空气动力性噪声、机械噪声或电磁噪声;还是高频噪声或中低频噪声。然后确定针对性的相应措施。

(2) 控制技术的先进性:这是设计追求的重要目标,但应建立在有可能实施的基础上。控制技术不能影响原有设备的技术性能,或工艺要求。

(3) 经济性:经济上的合理性也是设计追求的目标之一。噪声污染属物理

污染,即声能量污染,控制目标为达到允许的标准值,但国家制订标准有其阶段性,必须考虑当时在经济上的承受能力。

6.1.3 噪声控制的基本程序

噪声控制的基本程序应是从声源特性调查入手,通过传播途径分析、降噪量确定等一系列步骤再选定最佳方案,最后对噪声控制工程进行评价。

噪声控制基本程序框图如图 6-1 所示:

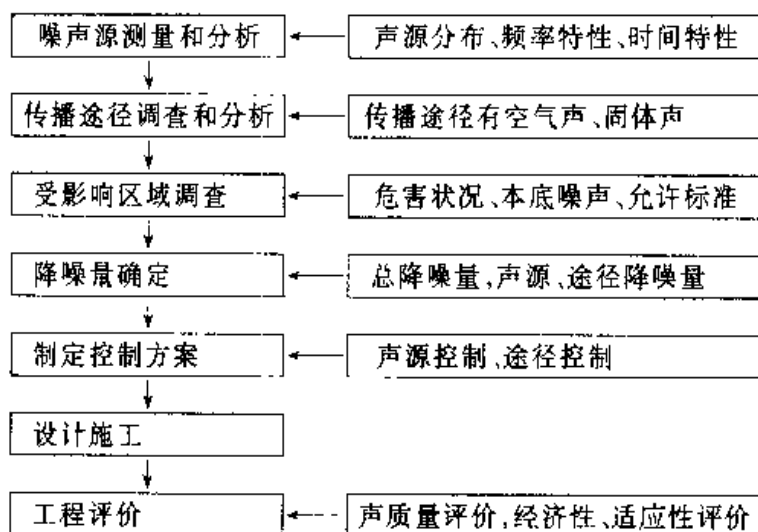


图 6-1 噪声控制基本程序示意图

6.2 噪声源分析

噪声源的发声机理可分为机械噪声、空气动力性噪声和电磁噪声。通常,声源不是单一的,即使是一种机械设备,也可能是由几种不同发声机理的噪声组成。

6.2.1 机械噪声

机械噪声是由于机械设备运转时,部件间的摩擦力、撞击力或非平衡力,使机械部件和壳体产生振动而辐射噪声。机械噪声的特性(如声级大小、频率特性和时间特性等)与激发力特性、物体表面振动的速度、边界条件及其固有振动模式等因素有关。齿轮变速箱、织布机、球磨机、车床等发出的噪声是典型的机械噪声。

提高机器制造的精度,改善机器的传动系统,减少部件间的撞击和摩擦,正确地校准中心调整好平衡,适当提高机壳的阻尼等等,都可以使机械振动尽可能

的减低,这也是从声源上降低噪声的办法。实际上,对于特定型号的机器来说,运转产生的噪声越低表明它的机械性能越好,精密度越高,使用寿命也越长。也就是说,噪声的高低也是机械产品的一项综合性的质量指标。

6.2.2 空气动力性噪声

空气动力性噪声是一种由于气体流动过程中的相互作用,或气流和固体介质之间的相互作用而产生的噪声。气流噪声的特性与气流的压力、流速等因素有关。常见的气流噪声有风机噪声、喷气发动机噪声、高压锅炉放气排空噪声和内燃机排气噪声等。

从声源上降低气流噪声可由几方面着手:降低流速,减少管道内和管道口产生扰动气流的障碍物,适当增加导流片,减小气流出口处的速度梯度,调整风扇叶片的角度和形状,改进管道连接处的密封性等等。

6.2.3 电磁噪声

电磁噪声是由电磁场交替变化而引起某些机械部件或空间容积振动而产生的。对于电动机来说,由于电源不稳定也可以激发定子振动而产生噪声。电磁噪声的主要特性与交变电磁场特性、被迫振动部件和空间的大小形状等因素有关。电动机、发电机、变压器和霓虹灯镇流器等发出的噪声是典型的电磁噪声。

我国各省市调查统计的结果表明,三类噪声中机械性噪声源所占的比例最高,空气动力性噪声源次之,电磁性噪声源较小。

6.3 城市环境噪声控制

6.3.1 城市环境噪声源分类

城市环境噪声按噪声源的特点分类,可分为四大类:工业生产噪声、建筑施工噪声、交通运输噪声和社会生活噪声。

1. 工业生产噪声

工业生产噪声是指工业企业在生产活动中使用固定的生产设备或辅助设备所辐射的声能量。它不仅直接给工人带来危害,而且干扰周围居民的生活环境。一般工厂车间内噪声级大约在 75~105 dB,也有部分在 75 dB 以下,少数车间或设备的噪声级高达 110~120 dB。生产设备的噪声大小与设备种类、功率、型号、安装状况、运输状态以及周围环境条件有关。表 6-1 给出部分工业设备的噪声级范围。

表 6-1 常见工业设备声级范围

设备名称	声级范围/dB	设备名称	声级范围/dB	设备名称	声级范围/dB	设备名称	声级范围/dB
织布机	96~106	锻机	89~110	风铲(镐)	91~110	卷扬机	80~90
鼓风机	80~126	冲床	74~98	剪板机	91~95	退火炉	91~100
引风机	75~118	车床	75~95	粉碎机	91~105	拉伸机	91~95
空压机	73~116	砂轮	91~105	磨粉机	91~95	细纱机	91~95
破碎机	85~114	冲压机	91~95	冷冻机	91~95	整理机	70~75
球磨机	87~128	轧机	91~110	抛光机	96~105	木工园锯	93~101
振动筛	93~130	发电机	71~106	刨锯机	96~100	木工带锯	95~105
蒸汽机	86~113	电动机	75~107	挤压机	96~100	飞机发动机	107~160

注:测距 1 m,现场实测。

2. 交通运输噪声

交通运输噪声来源于地面、水上和空中,这些声源流动性大,影响面广。随着社会经济的发展,公路、铁路、航运、高速公路、地铁、高架道路、高架轻轨的建设迅速发展,交通运输工具成倍增长,交通运输噪声污染也随之增加。

影响范围最广的是道路交通噪声。道路交通噪声包括机动车发动机噪声、车轮与路面摩擦噪声、高速行驶时车体带动空气形成的气流噪声以及鸣笛声。为降低道路交通噪声,我国制定了机动车辆噪声标准,如《汽车定置噪声限值》(GB16170—1996)、《摩托车和轻便摩托车噪声限值》(GB16169—1996)、《拖拉机噪声限值》(GB6376—86);多数城市实施了机动车禁鸣的措施。

铁路运输噪声对环境的影响面相对道路交通噪声要小一些。但是,随着客货运量的增加和提速,铁路噪声的污染也日益突出。城市高架轨道交通的发展,其噪声污染已引起各方面的关注。磁悬浮列车在 100 km/h 的行驶速度下,其噪声要比传统的列车低 10 dB,约 72 dB,在 400 km/h 时,约 94 dB。

随着民航运输的发展,飞机噪声已成为影响城市声环境的污染源之一。尽管人们花了近半个世纪的努力去降低飞机噪声,但航空噪声仍居高不下。我国近年来民航事业迅速发展,飞机噪声已引起有关部门的重视,已经制定了机场周围环境噪声标准及测量方法。

3. 建筑施工噪声

建筑施工噪声主要来源于各种建筑机械噪声。建筑施工虽然对某一地区是暂时的,但对整个城市来说是常年不断的。打桩机、混凝土搅拌机、推土机、运料机等噪声都在 90 dB 以上,对周围环境造成严重的污染。主要建筑施工机械

的噪声级见表 6-2。

表 6-2 建筑施工机械噪声

单位: dB

机械名称	距声源 10 m		距声源 30 m	
	范围	平均	范围	平均
打桩机	93~112	105	84~102	93
混凝土搅拌	80~96	87	72~87	79
地螺钻	68~82	75	57~70	63
铆抡	85~98	91	74~86	80
压缩机	82~98	88	73~86	78
破土机	80~92	85	74~80	76

4. 社会生活噪声

社会生活噪声是指人为活动所产生的除工业生产噪声、交通运输噪声和建筑施工噪声之外的干扰周围生活环境的声音;商业、文娱、体育活动场所等的空调设备、音响系统、保龄球等发出的噪声。在我国许多城市中,营业舞厅、卡拉OK厅的噪声级在 95~105 dB,不仅严重影响娱乐者,而且严重干扰附近居民的休息和睡眠。

社会生活噪声中不可忽视的另一类为来源于家用电器的噪声,如空调、冰箱、洗衣机的噪声等,它们的声级范围见表 6-3。

表 6-3 家用电器噪声

单位: dB

名称	声级范围	名称	声级范围
洗衣机	50~80	窗式空调	50~65
除尘器	60~80	缝纫机	45~70
钢琴	60~95	吹风机	45~75
电视	55~80	高压锅(喷气)	58~65
电风扇	40~60	脱排油烟机	55~60
电冰箱	40~50	食品搅拌机	65~75

6.3.2 城市规划与噪声控制

在我国环境噪声污染防治法中规定,“地方各级人民政府在制定城乡建设规划时,应当充分考虑建设项目和区域开发、改造中所产生的噪声对周围生活环境的影响,统筹规划,合理安排功能区和建设布局,防止或者减轻环境噪声污染”。合理的城市规划,对未来的城市环境噪声控制具有非常重要的意义。

1. 居住区规划中的噪声控制

(1) 居住区中道路网的规划:居住区道路网规划设计中,应对道路的功能与性质进行明确的分类、分级。分清交通性干道和生活性道路,前者主要承担城市对外交通和货运交通。它们应避免从城市中心和居住区域穿过,可规划成环行道等形式从城市边缘或城市中心区边缘绕过。在拟定道路系统,选择线路时,应兼顾防噪因素,尽量利用地形设置成路堑式或利用土堤等来隔离噪声。必须要从居住区穿过时,可选择下述措施:①将干道转入地下,其上布置街心花园或步行区;②将干道设计成半地下式;③沿干道两侧设置声屏障,在声屏障朝干道侧布置灌木丛、矮生树,这样既可绿化街景,又可减弱声反射;④在干道两侧也可设置一定宽度的防噪绿带,作为和居住用地隔离的地带。这种防噪绿带宜选用常绿的或落叶期短的树种,高低配植组成林带,方能起减噪作用,这种林带每米宽减噪量约为0.1~0.25 dB。降噪绿带的宽度一般需要10 m以上。这种措施对于城市环线干道较为适用。

生活性道路只允许通行公共交通工具、轻型车辆和少量为生活服务的货运车辆。必要时可对货运车辆的通行进行限制,严禁拖拉机行驶。在生活性道路两侧可布置公共建筑或居住建筑,但必须仔细考虑防噪布局。当道路为东西向时,两侧建筑群宜采用平行式布局,路南侧如布置居住建筑,可将次要的辅助房间,如厨房、卫生间、储藏室等朝街面北布置,或朝街一面设计为外廊式并装隔声窗。路北侧可将商店等公共建筑或一些无污染、较安静的第三产业集中成条状布置临街处,以构成基本连续的防噪障壁,并方便居民生活。当道路为南北向时,两侧建筑群布局可采用混合式。路西临街布置低层非居住性障壁建筑,如商店等公共建筑,住宅垂直道路布置。这时公共建筑与住宅应分开布置,方能使公共建筑起声屏障的作用。路东临街布置防噪居住建筑。建筑的高度应随着离开道路距离的增加而逐渐增高,可利用前面的建筑作为后面建筑的防噪障壁,使暴露于高噪声级中的立面面积尽量减少。

(2) 工业区远离居住区:在城市总体规划中,工业区应远离居住区。有噪声干扰的工业区须用防护地带与居住区分开,布置时还要考虑主导风向。现有居住区内的高噪声级的工厂应迁出居住区,或改变生产性质,采用低噪声工艺或经过降噪处理来保证邻近住房的安静,等效声级低于55 dB及无其他污染的工厂,宜布置在居住区内靠近道路处。

(3) 居住区中人口控制规划:城市噪声随着人口密度的增加而增大。美国环保局发布的资料指出,城市噪声与人口密度之间有如下关系:

$$L_{dn} = 10 \lg \rho + 22 \quad (6-1)$$

式中: ρ ——人口密度,人/km²;

L_{dn} ——昼夜等效声级, dB。

2. 道路交通噪声控制

城市道路交通噪声控制是一个涉及到城市规划建设、噪声控制技术、行政管理等多方面的综合性问题。从世界各国的经验看,比较有效的措施是研究低噪声车辆,改进道路的设计,合理规划城市,实施必要的标准和法规。

(1) 低噪声车辆:目前,我国绝大多数载重汽车和公共汽车噪声是 88~91 dB,一般小型车辆为 82~85 dB。因此,85 dB 为低噪声重型车辆的指标。整车噪声降低到 80 dB 以下,要求其他主要噪声源在 7.5 m 处低于表 6-4 的数值。

表 6-4 汽车部件噪声级

部件名称	噪声级/dB	部件名称	噪声级/dB
发动机(包括齿轮箱)	≤77	传动轴	≤69
进气	≤69	冷却风扇	≤69
轮胎	75~77	排气	≤69

电动汽车加速性能较好,特别适用于城市中启动和停车频繁的公共交通工具。典型的电动公共汽车,在停车时的噪声级为 60 dB,45 km/h 行驶的噪声级为 76~77 dB。电动公共汽车的噪声比一般内燃机公共汽车噪声低 10~12 dB,其主要噪声为轮胎噪声。因此,应加速机动车辆的更换,我国到 2010 年,预期车辆的年更换率为 10%~20%。

(2) 道路设计:随着车流量的增加,车速的增高,尤其是高速公路的发展,道路两侧的噪声将增高。因此,在道路规划设计中必须考虑噪声控制问题。如前所提及的道路布局、声屏障设置等必须考虑外,还必须考虑路面质量问题等。国外已普及低噪声路面,我国正在积极研制和推广。在交叉路口采用立体交叉结构,减少车辆的停车和加速次数,可明显降低噪声。在同样的交通流量下,立体交叉处的噪声比一般交叉路口噪声低 5~10 dB。又如在城市道路规划设计时,应多采用往返双行线。在同样运输量时,单行线改为双行线(单方向行驶),噪声可以减少 2~5 dB。

(3) 合理城市规划,控制交通噪声:影响城市交通噪声的重要因素是城市交通状况,合理地进行城市规划和建设是控制交通噪声的有效措施之一。表 6-5 列出一些常用措施的实用效果。

表 6-5 利用城市规划方法控制交通噪声

控制噪声方法	实用效果
居住区远离交通干线和重型车辆通行道路	距离增加 1 倍,噪声降低 4~5 dB
按噪声功能区进行合理区域规划	噪声降 5~10 dB

续表

控制噪声方法	实用效果
利用商店等公共场所做临街建筑,隔离噪声	噪声降 7~15 dB
道路两侧采用专门设计的声屏障	噪声降 5~15 dB
减少交通流量	流量减一倍,噪声降 3 dB
减少车辆行驶速度	每减少 10 km/h,噪声降 2~3 dB
减少车流量中重型车辆比例	每减少 10%,噪声降 1~2 dB
增加临街建筑的窗户隔声效果	噪声降 5~20 dB
临街建筑的房间合理布局	噪声降 10~15 dB
禁止汽车使用喇叭	噪声降 2~5 dB

6.3.3 噪声管理

城市噪声污染行政管理的依据是环境噪声污染防治法,人们期望生活在没有噪声干扰的安静环境中,但完全没有噪声是不可能的,也没有必要,人在没有任何声音的环境中生活,不但不习惯,还会引起恐惧,因此我们要把强大噪声降低到对人无害的程度,把一般环境噪声降低到对脑力活动或休息不致干扰的程度,这就需要有一个噪声控制标准,20世纪70年代以来,我国已制定了一系列噪声标准。

许多地方政府,也根据国家声环境质量标准,划定本行政区域内各类声环境质量标准的适用区域,并进行管理。

为了保证制定的声环境质量标准的实施,保障人民群众在适宜的声环境中生活和工作,必须防治噪声污染。1989年国务院颁布了《中华人民共和国环境噪声污染防治条例》,1996年全国人大通过了《中华人民共和国环境噪声污染防治法》(1997年3月1日起实施),该法中明确规定,所谓“环境噪声污染,是指产生的环境噪声超过国家规定的环境噪声排放标准,并干扰他人正常生活、工作、学习的现象”,有关的主要规定有:

① 城市规划部门在确定建设布局时,应当依据国家声环境质量和民用建筑隔声设计规范,合理规定建筑物与交通干线的防噪声距离,并提出相应的规划设计要求。

② 建设项目可能产生环境噪声污染的,建设单位必须提出环境影响报告书,规定环境噪声污染的防治措施,并按国家规定的程序报环境保护政策主管部门批准。

③ 建设项目的污染防治设施必须与主体工程同时设计、同时施工、同时投产使用。建设项目在投入生产或使用之前,其环境噪声污染防治措施必须经原审批环境影响报告书的环境保护行政和管理部门验收,达不到国家规定要

求的,该建设项目不得投入生产或者使用。

④ 产生环境噪声污染的企业事业单位,必须保持防治环境噪声污染设施的正常使用,拆除或者闲置环境噪声污染防治设施的,必须事先报经所在地的县级以上地方人民政府环境保护行政主管部门批准。

⑤ 对于在噪声敏感建筑物集中区域内造成严重环境噪声污染的企业事业单位,限期治理。限期治理的单位必需按期完成任务。

⑥ 国家对环境噪声污染严重的落后设备实行淘汰制。

⑦ 在城市范围内从事生产活动确需排放偶发强噪声的,必须事先向当地公安机关提出申请,经批准后方可进行。

⑧ 在城市范围内向周围生活环境排放工业噪声的,应当符合国家规定的工业企业厂界环境噪声排放标准。

⑨ 在城市市区范围内向周围生活环境排放建筑施工噪声的,应当符合国家规定的建筑施工场界环境噪声排放标准。

⑩ 建设经过已有噪声敏感建筑物区域的高速公路和城市高架、轻轨道路,有可能造成环境噪声污染的项目,应当设置声屏障或者采取其他有效的控制环境噪声污染的措施。

⑪ 在已有的城市交通干线的两侧建设噪声敏感建筑物的,建设单位应当按照国家规定的隔一定的距离,并采取减轻、避免交通噪声影响的措施。

⑫ 新建营业性文化娱乐场所的边界噪声必须符合国家规定的环境噪声排放标准,不符合国家规定的环境噪声排放标准的,文化行政主管部门不得核发文化经营许可证,工商行政管理部门不得核发营业执照。

⑬ 禁止任何单位、个人在城市市区噪声敏感建筑物集中区域内使用高音广播喇叭。在城市市区街道、广场、公园等公共场所组织娱乐、集会等活动,使用音响器材可能产生干扰周围生活环境的,其音量大小必须遵守当地公安机关的规定。

一些城市和地区根据当地情况,还制定适用于本地区的标准和条例,例如许多城市规定市区内禁放鞭炮,主要街道或市区内所有街道机动车辆禁鸣喇叭等。

6.3.4 城市绿地降噪

城市绿化不仅美化环境,净化空气,同时在一定条件下,对减少噪声污染也是一项不可忽视的措施。

声波在厚草地上面或穿过灌木丛传播时,在 1 000 Hz 衰减较大,可高达 23 dB/100 m,可用经验公式表示:

$$A_{gl} = (0.18 \lg f - 0.31)r \quad (6-2)$$

式中: A_{g1} ——声波在厚草地上面或穿过灌木丛传播时的衰减量, dB;

f ——声波频率, Hz;

r ——距离, m。

声波穿过树林传播的实验表明, 对不同的树林, 衰减量的差别很大, 浓密的常绿树在 1 000 Hz 时有 23 dB/100 m 的衰减量, 稀疏的树干只有 3 dB/100 m 的衰减量, 若对各种树林求一个平均的衰减量, 大致为:

$$A_{g2} = 0.01 f^{1/3} r \quad (6-3)$$

图 6-2 是落叶树和常绿树混合的浓密树林中的声衰减量。

总的说来, 要靠一两排树木来降低噪声, 其效果是不明显的, 特别是在城市中, 不可能有大片的树林, 但如果能种上几排树木, 开辟一些草地, 增大道路与住宅之间的距离, 则不但能增加噪声衰减量, 而且能美化环境。另外, 有关研究表明, 绿化带的存在, 对降低人们对噪声的主观烦恼度, 有一定的积极作用。

在铁路穿越市区的路段, 营造宽度较大的(如 15~20 m 以上)绿化带, 对降低噪声有较大的作用。

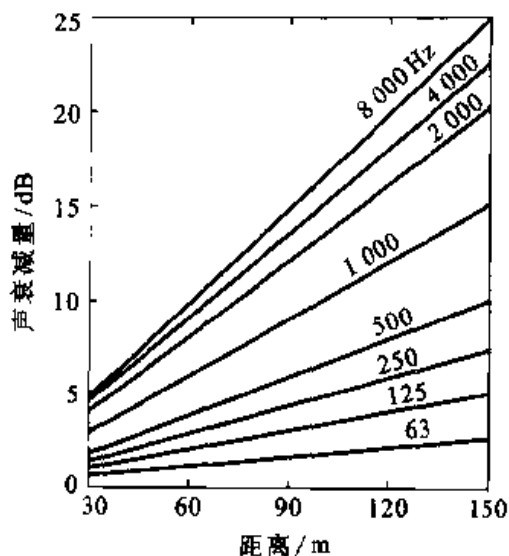


图 6-2 视线可达 2.4m 的浓密树林中的声衰减量

习 题

1. 试述噪声控制的一般原则和基本程序。
2. 按发声的机理划分, 噪声源分几类? 比较机械噪声源和空气动力性噪声源的异同。
3. 污染城市声环境的声源有几类? 你所在的城市哪类是最主要的噪声源? 如何控制?
4. 某城市交通干道侧的第一排建筑物距道路边沿 20 m, 夜间测得建筑物前交通噪声 62 dB (1 000 Hz), 若在建筑物和道路间种植 20 m 宽的厚草地和灌木丛, 建筑物前的噪声为多少? 欲使达标, 绿地需多宽?

第七章 吸声和室内声场

7.1 材料的声学分类和吸声特性

7.1.1 吸声材料的分类

在噪声控制工程设计中,常用吸声材料和吸声结构来降低室内噪声,尤其在体积较大,混响时间较长的室内空间,应用相当普遍。吸声材料按其吸声机理来分类,可以分成多孔性吸声材料及共振吸声结构两大类。

1. 多孔性吸声材料

多孔性吸声材料的内部有许多微小细孔直通材料表面,或其内部有许多相互连通的气泡,具有一定的通气性能。凡在结构上具有以上特征的材料都可以作为吸声材料。吸声材料的种类很多,我国目前生产的大体可分四大类。

① 无机纤维材料,如玻璃棉、岩棉及其制品。

② 有机纤维材料,如棉麻植物纤维及木质纤维制品(软质纤维板、木丝板等)。

③ 泡沫材料,如泡沫塑料和泡沫玻璃、泡沫混凝土等。

④ 吸声建筑材料,如膨胀珍珠岩、微孔吸声砖等。

2. 共振吸声结构

由于共振作用,在系统共振频率附近对入射声能具有较大的吸收作用的结构,称为共振吸声结构。常见的有穿孔板吸声结构、微穿孔板吸声结构、薄板和薄膜吸声结构等。

7.1.2 吸声系数和吸声量

1. 吸声系数

吸声系数定义为材料吸收的声能与入射到材料上的总声能之比,可用吸声系数来描述吸声材料或吸声结构的吸声特性。计算式为:

$$\alpha = \frac{E_a}{E_i} = \frac{E_i - E_r}{E_i} = 1 - r \quad (7-1)$$

式中: E_i ——入射声能;

E_a ——被材料或结构吸收的声能；

E_r ——被材料或结构反射的声能；

r ——反射系数。

由式(7-1)可见,当入射声波被完全反射时, $\alpha = 0$,表示无吸声作用;当入射声波完全没有被反射时, $\alpha = 1$,表示完全吸收。一般的材料或结构的吸声系数在0~1之间, α 值越大,表示吸声性能越好,它是目前表征吸声性能最常用的参数。吸声系数是频率的函数,同一种材料,对于不同的频率,具有不同的吸声系数。为表示方便,有时还用中心频率125、250、500、1 000、2 000、4 000六个倍频程的吸声系数的平均值,称为平均吸声系数 $\bar{\alpha}$ 。

2. 吸声量

吸声系数反映房间壁面单位面积的吸声能力,材料实际吸收声能的多少,除了与材料的吸声系数有关外,还与材料表面积大小有关。吸声材料的实际吸声量按下式计算:

$$A = \alpha S \quad (7-2)$$

吸声量的单位是 m^2 。若房间中有敞开的窗,而且其边长远大于声波的波长,则入射到窗口上的声能几乎全部传到室外,不再有声能反射回来。这敞开的窗,即相当于吸声系数为1的吸声材料。若某吸声材料的吸声量为 1 m^2 ,则其所吸声能相当于 1 m^2 敞开的窗户所引起的吸声。房间中的其他物体如家具、人等等,也会吸收声能,而这些物体并不是房间壁面的一部分。因此,房间总的吸声量 A 可以表示为:

$$A = \sum_i \alpha_i S_i + \sum_j A_j \quad (7-3)$$

右式第一项为所有壁面吸声量的总和,第二项是室内各个物体吸声量的总和。

7.1.3 吸声系数的测量

吸声材料的吸声系数可由实验方法测出,常用的方法有混响室方法和驻波管方法两种。测量方法不同,所得的测试结果也有所不同。

1. 混响室方法

把被测吸声材料(或吸声结构)按一定的要求放置于专门的声学试验室——混响室中进行测定。将不同频率的声波以相同几率从各个角度入射到材料的表面,这与吸声材料在实际应用中声波入射的情况比较接近。然后根据混响室内放进吸声材料(或吸声结构)前后混响时间的变化来确定材料的吸声特性。用此方法所测得的吸声系数,称为混响室吸声系数或无规入射吸声系数,记作 α_s 。

在实际应用中有普遍意义。

2. 驻波管方法

将被测材料置于驻波管的一端,用声频信号发生器带动扬声器,从驻波管的另一端向管内辐射平面波,声波以垂直入射的方式入射到材料表面,部分吸收,部分反射。反射的平面波与入射波相互叠加产生驻波,波腹处的声压为极大值,波节处的声压为极小值。根据测得的驻波声压极大值和极小值,就可以计算出垂直入射吸声系数。这样测得的称为驻波管吸声系数,或法向吸声系数,记作 α_0 。

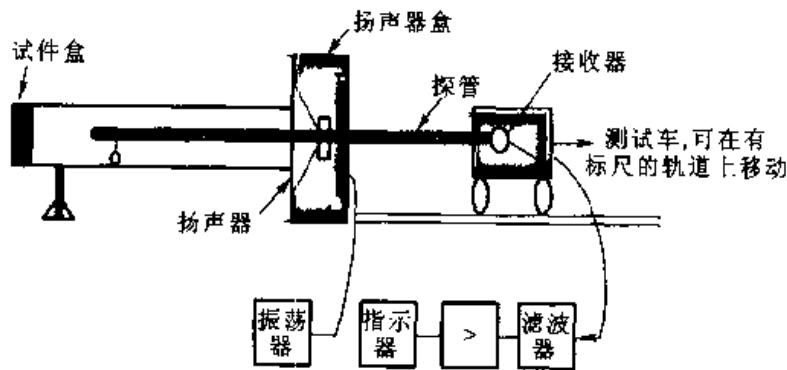


图 7-1 驻波管装置和测试设备

驻波管的装置如图 7-1 所示,主体是一根内壁光滑而坚硬的刚性管。形状可为方管,也可为圆管。管的横向尺寸 d (圆管的直径或方管的边长)应小于最高测试频率所对应波长的 $1/2$,即:

$$d \leq \frac{\lambda}{2} = \frac{c}{2f_{\max}} \quad (7-4)$$

式中: f_{\max} ——最高的测试频率。如 f_{\max} 为 2 000 Hz,则 d 应小于 8.5 cm。

管子的长度应大于最低测试频率所对应波长的 $1/2$,即:

$$l \geq \frac{\lambda}{2} = \frac{c}{2f_{\min}} \quad (7-5)$$

式中: f_{\min} ——最低的测试频率。如 f_{\min} 为 125 Hz,则 l 应大于 1.36 m。

驻波管的一端安装作为声源的扬声器,另一端是待测吸声性能的试件,驻波管中的声场利用探管测试。

声波入射到材料表面后有一部分反射波向相反方向传播,叠加后在管内形成驻波,利用探管可测出声压的极大 p_{\max} 和极小 p_{\min} 值。 p_{\max} 和 p_{\min} 之比 n 称为驻波比。驻波比 n 与声压反射系数 r 和声能法向吸声系数 α_0 的关系为:

$$r = \frac{n-1}{n+1}, \quad \alpha_0 = 1 - |r|^2 = \frac{4n}{(n+1)^2} \quad (7-6)$$

测出驻波比 n , 即可由上式求出材料表面上的法向吸声系数 α_0 。

驻波管法比混响室法简单方便, 但所得的数据与实际应用情况相比有一定误差。混响室法和驻波管法测得的吸声系数可按表 7-1 进行换算。

表 7-1 α_0 与 α_s 的换算表

驻波管法吸声系数 α_0	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80
混响室法吸声系数 α_s	0.25	0.40	0.50	0.60	0.75	0.85	0.90	0.98

表 7-2 和表 7-3 列出一些常见材料的吸声系数, 可供实际应用时参考。

表 7-2 常见材料的吸声系数(α_0)

材料或结构名称	密度 /kg·m ⁻³	厚度 /cm	频率/Hz						备注
			125	250	500	1 000	2 000	4 000	
超细玻璃棉	15	2.5	0.02	0.07	0.22	0.59	0.94	0.94	
	15	5	0.05	0.24	0.72	0.97	0.90	0.98	
	15	10	0.11	0.85	0.88	0.83	0.93	0.97	
	20	5	0.15	0.35	0.85	0.85	0.86	0.86	
	20	10	0.25	0.60	0.85	0.87	0.87	0.85	
	20	15	0.50	0.80	0.85	0.85	0.86	0.80	
玻璃棉	100	5	0.15	0.38	0.81	0.83	0.79	0.74	
	150	5	0.12	0.30	0.72	0.99	0.87		
	200	5	0.21	0.28	0.74	0.87	0.90		
矿渣棉	150	8	0.30	0.64	0.73	0.78	0.93	0.94	
	240	6	0.25	0.55	0.78	0.75	0.87	0.91	
	240	8	0.35	0.65	0.65	0.75	0.88	0.92	
工业毛毡	300	8	0.35	0.43	0.55	0.67	0.78	0.92	
	370	5	0.11	0.30	0.50	0.50	0.50	0.52	
	370	7	0.18	0.35	0.43	0.50	0.53	0.54	
	80	3	0.04	0.17	0.56	0.65	0.81	0.91	
	80	4.5	0.08	0.34	0.68	0.65	0.83	0.88	
沥青玻璃棉毡	100	5	0.09	0.24	0.55	0.93	0.98	0.98	
沥青含量 2%~5%	150	5	0.11	0.33	0.65	0.91	0.96	0.98	
纤维直径 13~15 μm	200	5	0.14	0.42	0.68	0.80	0.88	0.94	
沥青矿棉毡	200	1.5	0.10	0.09	0.18	0.40	0.79	0.92	
	200	3	0.08	0.17	0.50	0.68	0.81	0.89	
	200	6	0.19	0.51	0.67	0.68	0.85	0.86	

续表

材料或结构名称	密度 /kg·m ⁻³	厚度 /cm	频率/Hz						备注
			125	250	500	1 000	2 000	4 000	
棉絮	10	2.5	0.03	0.07	0.15	0.30	0.62	0.60	
腈纶棉	20	5	0.14	0.37	0.68	0.75	0.78	0.83	
聚氨酯泡沫塑料	40	4	0.10	0.19	0.36	0.70	0.75	0.80	
	45	8	0.20	0.40	0.95	0.90	0.98	0.85	
木丝板		2	0.15	0.15	0.16	0.34	0.78	0.54	
		4	0.19	0.20	0.48	0.79	0.42	0.70	
		8	0.25	0.53	0.82	0.63	0.84	0.59	
水泥膨胀珍珠岩板	350	5	0.16	0.46	0.64	0.48	0.56	0.56	
	350	8	0.34	0.47	0.40	0.37	0.48	0.55	
酚醛树脂玻璃棉板 树脂含量 5%~9% 纤维直径 13~15 μm	100	3	0.06	0.11	0.26	0.56	0.93	0.97	
	100	5	0.09	0.26	0.60	0.92	0.98	0.99	
	100	10	0.30	0.66	0.90	0.91	0.98	0.99	
甘蔗板	200	1.3	0.12	0.19	0.28	0.54	0.49	0.70	
软质木纤维板	380	1.3	0.08	0.10	0.10	0.12	0.30	0.33	
木栅栏地板			0.15	0.10	0.10	0.07	0.06	0.07	
水磨石地面			0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	
混凝土地面			0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.02	
砖墙抹灰			0.02	0.02	0.02	0.03	0.03	0.04	
砖墙抹灰油漆			0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.03	
砖墙拉毛水泥			0.04	0.04	0.05	0.06	0.07	0.05	
板条抹灰			0.15	0.10	0.05	0.05	0.05	0.05	
氨基甲酸泡沫塑料	25	2.5	0.05	0.07	0.26	0.81	0.69	0.81	
微孔聚胺酯泡沫塑料	30	4	0.10	0.14	0.26	0.50	0.82	0.77	
粗孔聚胺酯泡沫塑料	40	4	0.06	0.10	0.20	0.59	0.88	0.85	
纺织品丝绒挂墙上	0.31		0.03	0.04	0.11	0.17	0.24	0.35	
			0.02	0.06	0.15	0.25	0.30	0.35	
厚地毯铺在混凝土上			~	~	~	~	~	~	
			0.10	0.10	0.20	0.35	0.60	0.65	
干沙子	176	10	0.15	0.35	0.40	0.50	0.55	0.80	
皮面门			0.10	0.11	0.11	0.09	0.09	0.11	
木门			0.16	0.15	0.10	0.10	0.10	0.10	

表 7-3 常用材料的吸声系数(α_s)

材料或结构名称	密度 $/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	厚度 $/\text{cm}$	频率/Hz						备注
			125	250	500	1 000	2 000	4 000	
砖:清水石		0.02	0.03	0.04	0.04	0.05	0.07		
墙:普通抹灰		0.02	0.02	0.02	0.03	0.04	0.04		
拉毛水泥		0.04	0.04	0.05	0.06	0.07	0.05		
超细玻璃棉	20	2	0.05	0.10	0.30	0.65	0.65	0.65	
矿棉吸声板		1.2	0.07	0.26	0.47	0.42	0.36	0.28	后不空
矿棉吸声板		1.2	0.44	0.57	0.44	0.35	0.36	0.39	后空 5 cm
矿棉吸声板	1.2	0.55	0.53	0.38	0.33	0.40	0.37		后空 5 cm
混凝土、水磨石			0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	
石棉水泥板		0.15	0.10	0.06	0.06	0.04	0.04		
木栅栏地板			0.15	0.11	0.10	0.07	0.06	0.07	
铺实木地板、沥青粘在混凝土上			0.04	0.04	0.07	0.06	0.06	0.07	
玻璃窗(关闭时)			0.35	0.25	0.18	0.12	0.07	0.04	
木板		1.3	0.30	0.30	0.16	0.10	0.10	0.10	腔后 2.5 cm
硬质纤维板		0.4	0.25	0.20	0.14	0.08	0.06	0.04	腔后 10 cm
胶合板		0.3	0.20	0.70	0.15	0.09	0.04	0.04	腔后 5 cm
		0.5	0.11	0.26	0.15	0.14	0.04	0.04	腔后 5 cm
木块厚玻璃			0.18	0.06	0.04	0.03	0.02	0.02	
普通玻璃			0.35	0.25	0.18	0.12	0.07	0.04	

7.2 多孔吸声材料

多孔吸声材料是目前应用最广泛的吸声材料。最初的多孔吸声材料是以麻、棉、棕丝、毛发、甘蔗渣等天然动植物纤维为主,目前则以玻璃棉、矿渣棉等无机纤维替代。这些材料可以为松散的,也可以加工成棉絮状或采用适当的粘结剂加工成毡状或板状。

7.2.1 多孔吸声材料的吸声原理

多孔材料内部具有无数细微孔隙,孔隙间彼此贯通,且通过表面与外界相通,当声波入射到材料表面时,一部分在材料表面上反射,一部分则透入到材料内部向前传播。在传播过程中,引起孔隙中的空气运动,与形成孔壁的固体筋络发生摩擦,由于粘滞性和热传导效应,将声能转变为热能而耗散掉。声波在刚性壁面反射后,经过材料回到其表面时,一部分声波透回空气中,一部分又反射回

材料内部,声波的这种反复传播过程,就是能量不断转换耗散的过程,如此反复,直到平衡,这样,材料就“吸收”了部分声能。

由此可见,只有材料的孔隙对表面开口,孔孔相连,且孔隙深入材料内部,才能有效地吸收声能。有些材料内部虽然也有许多微小气孔,但气孔密闭,彼此不相通,当声波入射到材料表面时,很难进入到材料内部,只是使材料作整体振动,其吸声机理和吸声特性与多孔材料不同,不应作为多孔吸声材料来考虑。如聚苯和部分聚氯乙烯泡沫塑料以及加气混凝土等,内部虽有大量气孔,但多数气孔为单个闭孔,互不相通,它们可以作为隔热材料,但不能作为吸声材料。

在实际工作中,为防止松散的多孔材料飞散,常用透声织物缝制成袋,再内充吸声材料,为保持固定几何形状并防止对材料的机械损伤,可在材料间加筋条(龙骨),材料外表面加穿孔护面板,制成多孔材料吸声结构。

7.2.2 影响多孔吸声材料吸声特性的因素

多孔材料一般对中高频声波具有良好的吸声效果。影响多孔材料的吸声特性的主要因素是材料的孔隙率、空气流阻和结构因子。其中以空气流阻最为重要。

空气流阻是指在稳定气流状态下,吸声材料中压力梯度与气流线速度之比,它反映了空气通过多孔材料时阻力的大小。单位厚度材料的流阻,称为比流阻。当材料厚度不大时,比流阻越大,说明空气穿透量越小,吸声性能会下降;但若比流阻太小,声能因摩擦力、粘滞力而损耗的效率也就低,吸声性能也会下降。所以,多孔材料存在一个最佳流阻。当材料厚度充分大时,比流阻越小,吸声越大。

1. 材料密度及厚度的影响

在实际工程中,测定材料的流阻及孔隙率通常比较困难。因此可以通过材料的密度粗略估算其比流阻。同一种纤维材料,密度越大,孔隙率越小,比流阻越大。图7-2表示不同厚度和密度的超细玻璃棉的吸声系数。从图中可看出,随着厚度增加,中低频吸声系数显著增加,而高频则保持原先较大的吸收,变化不大;当厚度不变而增加密度,也可以提高中低频吸声系数,不过比增加厚度的效果小。在同样用料情况下,当厚度不限制时,多孔材料以松散为宜;在厚度一定的情况下,密度增加,则材料就密实,引起流阻增大,减少空气穿透量,造成吸声系数下降。所以材料密度也有一个最佳值。如常用的超细玻璃棉的最佳密度范围是 $15\sim 25\text{ kg/m}^3$,但同样密度,增加厚度并不改变比流阻,所以吸声系数一般总是增大,但增至一定厚度时,吸声性能的改善就不明显了。在实用中,考虑到制作成本及工艺的方便,对于中高频噪声,一般可采用 $2\sim 5\text{ cm}$ 厚的成型吸声板,对于低频吸声要求较高时,则采用 $5\sim 10\text{ cm}$ 厚的吸声板。

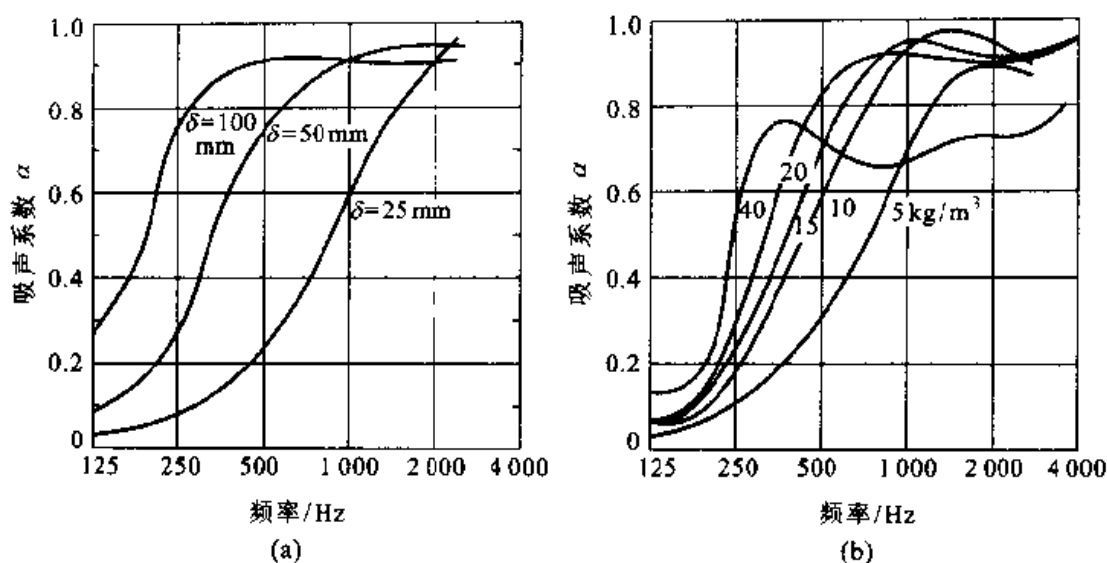


图 7-2 不同厚度和密度的超细玻璃棉的吸声系数

(a) 密度为 27 kg/m^3 超细玻璃棉厚度变化对吸声系数的影响;(b) 5 cm 厚超细玻璃棉密度变化对吸声系数的影响。

2. 背后空腔的影响

当多孔吸声材料背后留有空气层时,与该空气层用同样的材料填满的吸声效果近似,与多孔材料直接实贴在硬底面上相比,中低频吸声性能都会有所提高,其吸声系数随空气层厚度的增加而增加,但增加到一定厚度后,效果不再继续明显增加,如图 7-3 所示。通常,空气层的厚度为 $1/4$ 波长的奇数倍时,吸声系数最大;而为 $1/2$ 波长的整数倍时,吸声系数最小。

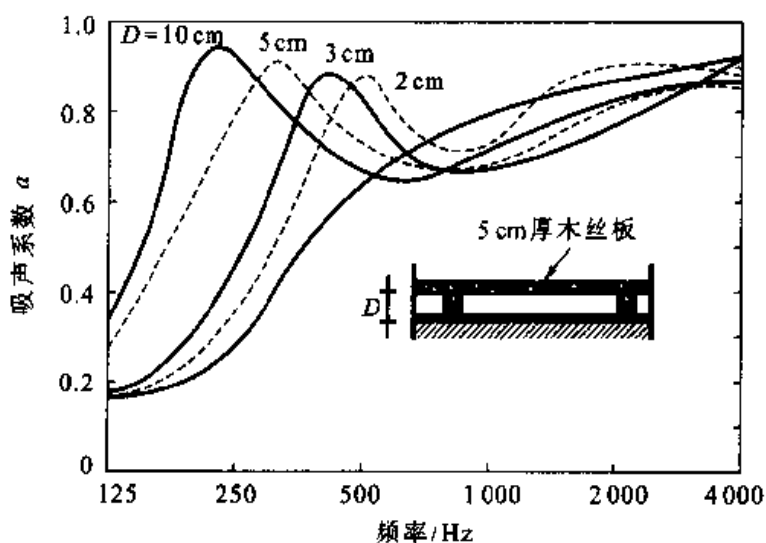


图 7-3 背后空气层厚度对吸声性能的影响

3. 护面层的影响

在实际使用中,往往要对多孔材料作各种表面处理。不同的护面层,将对吸声性能有不同的影响。为尽可能保持材料原有的吸声特性,饰面应具有良好的透气性。例如用金属格网、塑料窗纱、丝布等罩面,这种表面处理方式对多孔材料吸声性能的影响不大。也可用厚度小于0.05 mm的极薄柔性塑料薄膜、穿孔薄膜以及穿孔率在20%以上的薄穿孔板等罩面,这样做吸声特性多少会受些影响,尤其是高频的吸声系数会有所降低,膜越薄,穿孔率越大,影响越小。但使用穿孔板面层时,低频吸声系数会有所提高,使用薄膜护面层,中频吸声系数有所提高,在多孔材料上使用穿孔板以及薄膜罩面,实际上构成了一种复合吸声结构。

对于一些成型的多孔材料板材,如木丝板、软质纤维板等,有时需进行表面粉饰,这时要防止涂料把孔隙封闭,以采用水质涂料喷涂为好,不宜用油漆涂刷。

高温高湿会引起材料变质,其中温度的影响较小,湿度的影响较大。材料一旦受潮吸湿吸水,其中的孔隙数就要减少,首先使高频吸声系数降低,随着含湿量的增加,受影响的频率范围将进一步扩大。

7.2.3 空间吸声体

把吸声材料或吸声结构悬挂在室内离壁面一定距离的空间中,称为空间吸声体。由于悬空悬挂,声波可以从不同角度入射到吸声体,其吸声效果比相同的吸声体实贴在刚性壁面上的好得多。因此采用空间吸声体,可以充分发挥多孔吸声材料的吸声性能,提高吸声效率,节约吸声材料。目前空间吸声体在噪声控制工程中得到广泛的应用。

空间吸声体大致可分为两类:一类是大面积的平板体,如果板的尺寸比波长长,则其吸声情况大致上相当于声波从板的两面都是无规入射的。实验结果表明,板状空间吸声体的吸声量大约为将相同吸声板紧贴壁面的两倍,因此它具有较大的总吸声量;另一类是离散的单元吸声体,可以设计成各种几何形状,如立方体、圆锥体、短柱体或球体等,其吸声机理比较复杂,因为每个单元吸声体的表面积与体积之比很大,所以单元吸声体的吸声效率很高。

空间吸声体彼此按一定间距排列悬吊在天花板下某处,吸声体朝向声源的一面可直接吸收入射声能,其余部分声波通过空隙绕射或反射到吸声体的侧面、背面,使得各个方向的声能都能被吸收。而且空间吸声体装拆灵活,工程上常把它制成产品,用户只要购买成品,按需要悬挂起来即可。空间吸声体适用于大面积、多声源、高噪声车间,如织布、冲压钣金车间等。

板状吸声体是应用最广泛的一种空间吸声体。空间吸声板悬挂在扩散声场中时,吸声板之间的距离大于或接近于板的尺寸时,它的前后两面都将吸声,单

位面积吸声板的吸声量 A 可取为:

$$A = 2\bar{\alpha} = \alpha_1 + \alpha_2$$

式中: α_1, α_2 ——分别为正反面的吸声系数;

$\bar{\alpha}$ ——两面的平均吸声系数。

与贴实安装的吸声材料相比,空间吸声板的吸声量有明显的增加。

实验室和工程实践表明,当空间吸声板的面积与房间面积之比为 30% ~ 40% 时,吸声效率最高,考虑到吸声降噪量取决于吸声系数及吸声材料的面积这两个因素,因此实际工程中,一般取 40% ~ 60%,比全平顶式相比,材料节省一半左右,而吸声降噪效果则基本相同。

空间吸声板的悬挂方式,有水平悬挂、垂直悬挂和水平垂直组合悬挂等。吸声板的悬挂位置应该尽量靠近声源。

7.3 共振吸声结构

在室内声源所发出的声波的激励下,房间壁、顶、地面等围护结构以及房间中的其他物体都将发生振动。振动着的结构或物体由于自身的内摩擦和与空气的摩擦,要把一部分振动能量转变成热能而消耗掉,根据能量守恒定律,这些损耗掉的能量必定来自激励它们振动的声能量。因此,振动结构或物体都要消耗声能,从而降低噪声。结构或物体有各自的固有频率,当声波频率与它们的固有频率相同时,就会发生共振。这时,结构或物体的振动最强烈,振幅和振动速度都达到最大值,从而引起的能量损耗也最多,因此,吸声系数在共振频率处为最大。利用这一特点,可以设计出各种共振吸声结构,以更多地吸收噪声能量,降低噪声。

7.3.1 薄膜与薄板共振吸声结构

皮革、人造革、塑料薄膜等材料具有不透气、柔软、受张拉时有弹性等特性。这些薄膜材料可与其背后封闭的空气形成共振系统。共振频率由单位面积膜的质量、膜后空气层厚度及膜的张力大小决定。实际工程中,膜的张力很难控制,而且长时间使用后膜会松弛,张力会随时间变化。因此不受张拉或张力很小的膜,其共振频率可按下式计算:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho_0 c^2}{M_0 L}} \approx \frac{600}{\sqrt{M_0 L}} \quad (7-7)$$

式中: M_0 ——膜的单位面积质量, kg/m^2 ;

L ——膜与刚性壁之间空气层的厚度, cm。

薄膜吸声结构的共振频率通常在 200~1 000 Hz 范围, 最大吸声系数约为 0.3~0.4, 一般把它作为中频范围的吸声材料。

当薄膜作为多孔材料的面层时, 结构的吸声特性取决于膜和多孔材料的种类以及安装方法。一般说来, 在整个频率范围内吸声系数比没有多孔材料只用薄膜时普遍提高。

把胶合板、硬质纤维板、石膏板、石棉水泥板、金属板等板材周边固定在框上, 连同板后的封闭空气层, 也构成振动系统。这种结构的共振频率可用下式计算:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho_0 c^2}{M_0 L} + \frac{K}{M_0}} \quad (7-8)$$

式中: ρ_0 ——空气密度;

c ——空气中声速, m/s;

M_0 ——膜的单位面积质量, kg/m²;

L ——膜与刚性壁之间空气膜的厚度, m;

K ——结构的刚度因素, kg/(m²s²)。

K 与板的弹性、骨架构造、安装情况有关。对于边长为 a 和 b , 厚度为 h 的矩形简支薄板:

$$K = \frac{Eh^2}{12(1-\sigma^2)} \left[\left(\frac{\pi}{a} \right)^2 + \left(\frac{\pi}{b} \right)^2 \right]^2$$

式中: E ——板材料的动态弹性模量, N/m²;

σ ——泊松比。

对于一般板材在一般构造条件下, $K = (1 \sim 3) \times 10^6$ kg/(m²s²), 当板的刚度因素 K 和空气层厚度 L 都比较小时, 则式(7-8)根号内第二项比第一项小得多, 可以略去, 结果和式(7-7)相同, 这时的薄板结构可以看成薄膜结构。但是当 L 较大, 超过 100 cm, 式(7-8)根号内第一项比第二项小得多, 共振频率就几乎与空气层厚度无关了。

由式(7-7)和式(7-8)可见, 薄膜和薄板共振结构的共振频率主要取决于板的面密度和背后空气层的厚度, 增大 M_0 和 L 均可以使 f_0 下降, 实用中薄板厚度常取 3~6 mm, 空气层厚度一般取 3~10 cm, 共振频率约在 80~300 Hz, 故通常用于低频率吸声。常用的薄膜、薄板结构的吸声系数见表 7-4 及表 7-5。

表 7-4 薄膜共振结构的吸声系数(α_0)

吸声结构	背衬材料厚度/mm	倍频程中心频率/Hz					
		125	250	500	1 000	2 000	4 000
帆布	空气层 45	0.05	0.10	0.40	0.25	0.25	0.20
	空气层 20 + 矿棉 25	0.20	0.50	0.65	0.50	0.32	0.20
人造革	玻璃棉 25	0.20	0.70	0.90	0.55	0.33	0.20
聚乙烯薄膜	玻璃棉 50	0.25	0.70	0.90	0.90	0.60	0.50

表 7-5 薄板共振结构的吸声系数(α_s)

材 料	构造/cm	倍频程中心频率/Hz					
		125	250	500	1 000	2 000	4 000
三夹板	空气层厚 5, 框架间距 45×45	0.21	0.73	0.21	0.19	0.08	0.12
三夹板	空气层厚 10, 框架间距 45×45	0.59	0.38	0.18	0.05	0.04	0.08
五夹板	空气层厚 5, 框架间距 45×45	0.08	0.52	0.17	0.06	0.10	0.12
五夹板	空气层厚 10, 框架间距 45×45	0.41	0.30	0.14	0.05	0.10	0.16
刨花压轧板	板厚 1.5, 空气层厚 5, 框架间距 45×45	0.35	0.27	0.20	0.15	0.25	0.39
木丝板	板厚 3, 空气层厚 5, 框架间距 45×45	0.05	0.30	0.81	0.63	0.70	0.91
木丝板	板厚 3, 空气层厚 10, 框架间距 45×45	0.09	0.36	0.62	0.53	0.71	0.89
草纸板	板厚 2, 空气层厚 5, 框架间距 45×45	0.15	0.49	0.41	0.38	0.51	0.64
草纸板	板厚 3, 空气层厚 10, 框架间距 45×45	0.50	0.48	0.34	0.32	0.49	0.60
胶合板	空气层厚 5	0.28	0.22	0.17	0.09	0.10	0.11
胶合板	空气层厚 10	0.34	0.19	0.10	0.09	0.12	0.11

7.3.2 穿孔板共振吸声结构

穿孔板共振器是噪声控制中使用非常广泛的一种共振吸声结构。为了阐述穿孔板共振吸声结构的原理,可先了解单腔共振吸声结构,如图 7-4 所示。

单腔共振吸声结构是一个中间封闭有一定体积的空腔,并通过有一定深度的小孔和声场空间相连(见图 7-4a)。当孔的深度 t 和孔径 d 比声波波长小得多时,孔中的空气柱的弹性形变很小,可以看作一个无形变的质量块(质点),而封闭空腔 V 的体积比孔颈大得多,随声波作弹性振动,起着空气弹簧的作用。于是整个系统类似于图 7-4(b)中的弹簧振子,称为亥姆霍兹共振器。

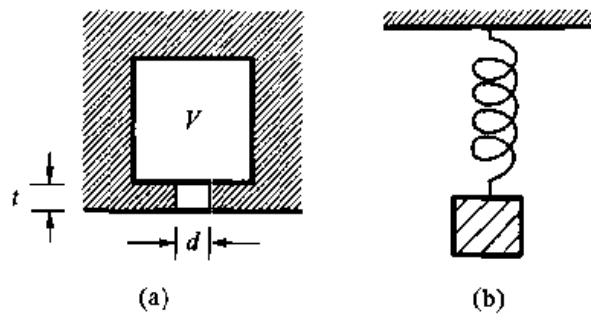


图 7-4 空腔共振吸声结构

当外界入射声波频率 f 和系统的固有频率 f_0 相等时, 孔颈中的空气柱就由于共振而产生剧烈振动。在振动中, 空气柱和孔颈侧壁摩擦而消耗声能, 从而起到了吸声的效果。

单腔共振器的共振频率 f_0 可用下式计算:

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{V(t + \delta)}} \quad (7-9)$$

式中: c ——声速, 一般取 340 m/s;

S ——孔颈开口面积, m^2 ;

V ——空腔容积, m^3 ;

t ——孔颈深度, m;

δ ——开口末端修正量, m。

因为颈部空气柱两端附近的空气也参加振动, 所以对 t 加以修正, $(t + \delta)$ 为小孔有效颈长。对于直径 d 的圆孔, $\delta = \pi d/4 \approx 0.8d$ 。

亥姆霍兹共振器的特点是吸收低频噪声并且频率选择性强。因此多用在有明显音调的低频噪声场合。若在口颈处加一些诸如玻璃棉之类的多孔材料, 或加贴一层尼龙布等透声织物, 可以增加颈口部分的摩擦阻力, 增宽吸声频带。

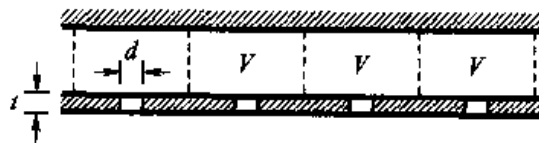


图 7-5 穿孔板结构

在板材上, 以一定的孔径和穿孔率打上孔, 背后留有一定厚度的空气层, 就成为穿孔板共振吸声结构, 见图 7-5。这种吸声结构实际上可以看作是由单腔共振吸声结构的并联而成。穿孔板吸声结构的共振频率是:

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{P}{L(t + \delta)}} \quad (7-10)$$

式中： c ——声速，m/s；

L ——板后空气层厚度，m；

t ——板厚，m；

δ ——孔口末端修正量，m；

P ——穿孔率，即穿孔面积与总面积之比。圆孔正方形排列时， $P = \pi d^2 / 4B^2$ ，圆孔等边三角形排列时， $P = \pi d^2 / 2\sqrt{3}B^2$ 。其中 d 为孔径， B 为孔中心距。

由式(7-9)、式(7-10)可知，板的穿孔面积越大，吸声的频率越高。空腔越深或板越厚，吸声的频率越低。一般穿孔板吸声结构主要用于吸收低中频噪声的峰值。吸声系数约为 0.4~0.7。

设在 f_0 处的最大吸声系数为 α ，则在 f_0 附近能保持吸声系数为 $\alpha/2$ 的频带宽度 Δf 为吸声带宽。穿孔板吸声结构的吸声频带较窄，通常仅几十赫到二、三百赫。吸声系数高于 0.5 的频带宽度 Δf 可由下式计算：

$$\Delta f = 4\pi \frac{f_0}{\lambda_0} L \quad (7-11)$$

式中： λ_0 ——与共振频率 f_0 相对应的波长；

L ——空腔深(板后的空气层厚度)，m。

由式(7-11)可知，穿孔板共振吸声结构的 Δf 与腔深 L 有很大的关系，而腔深又影响到共振频率的大小，故需综合考虑，合理选择腔深。工程上一般取板厚 2~5 mm，孔径 2~4 mm，穿孔率 1%~10%，空腔深(即板后空气层厚度)以 10~25 cm 为宜。尺寸超以上范围，多有不良影响，例如穿孔率在 20% 以上时，几乎没有共振吸声作用，面仅仅成为护面板了。

在确定穿孔板共振吸声结构的主要尺寸后，可制作模型在实验室测定其吸声系数，或根据主要尺寸查阅手册，选择近似或相近结构的吸声系数，再按实际需要的减噪量，计算应铺设吸声结构的面积。

由于穿孔板自身的声阻很小，这种结构的吸声频带较窄，如在穿孔板背后填充一些多孔的材料或敷上声阻较大的纺织物等材料，便可改进其吸声特性。填充吸声材料时，可以把空腔填满，也可以只填一部分，关键在于要控制适当的声阻率。图 7-6 是填充多孔材料前后吸声特性的比较。由图可见，填充多孔材料后，不仅提高了穿孔板的吸声系数，而且展宽了有效吸声频带宽度。为展宽吸声频带，还可以采用不同穿孔率、不同腔深的多层穿孔板吸声结构的组合。

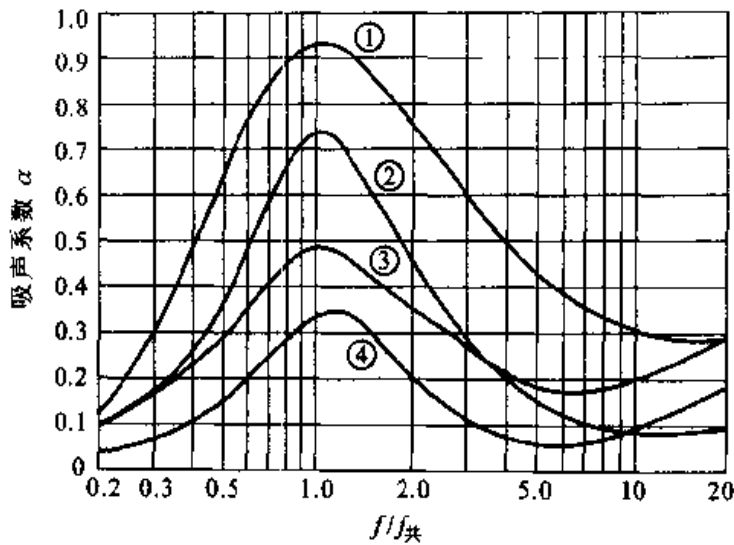


图 7-6 穿孔板共振结构的吸声特性

- ① 背后空气层内填 50 mm 厚玻璃棉吸声材料
- ② 背后空气层内填 25 mm 厚玻璃棉吸声材料
- ③ 背后空气层厚 50 mm, 不填吸声材料
- ④ 背后空气层厚 25 mm, 不填吸声材料

7.3.3 微穿孔板吸声结构

由于穿孔板的声阻很小,因此吸声频带很窄。为使穿孔板结构在较宽的范围内有效地吸声,必须在穿孔板背后填充大量的多孔材料或敷上声阻较高的纺织物。但是,如果把穿孔直径减小到 1 mm 以下,则不需另加多孔材料也可以使它的声阻增大。这就是微穿孔板。微穿孔板吸声结构的理论是我国著名声学专家、中科院院士马大猷教授于 20 世纪 70 年代提出来的。

在板厚度小于 1.0 mm 薄板上穿以孔径小于 1.0 mm 的微孔,穿孔率在 1% ~ 5% 之间,后部留有一定厚度(如 5 ~ 20 cm)的空气层。空气层内不填任何吸声材料。这样即构成了微穿孔板吸声结构,常用的多是单层或双层微穿孔板结构形式。微穿孔板吸声结构是一种低声质量,高声阻的共振吸声结构,其性能介于多孔吸声材料和共振吸声结构之间。其吸声频率宽度可优于常规的穿孔板共振吸声结构。

研究表明,表征微穿孔板吸声特性的吸声系数和频带宽度,主要由微穿孔板结构的声质量 m 和声阻 r 来决定。而这两个因素又与微孔直径 d 及穿孔率 P 有关,微穿孔板吸声结构的相对阻抗 Z (以空气的特性阻抗 $\rho_0 c$ 为单位)用下式计算:

$$Z = r + j\omega m - j\cot \frac{\omega D}{c} \quad (7-12)$$

式中: c ——空气中声速, m/s;

D ——腔深(穿孔板与后壁的距离), mm;

m ——相对声质量;

r ——相对声阻;

ω ——角频率, $\omega = 2\pi f$ (f 为频率);

j ——虚数。

r 和 m 分别由下式表示:

$$r = 0.147tK_r/d^2P \quad (7-13)$$

$$m = (0.2940) \cdot 10^{-3}tK_m/P \quad (7-14)$$

式中: t ——板厚, mm;

d ——孔径, mm;

P ——穿孔率, %;

K_r ——声阻系数, 即:

$$K_r = \sqrt{1 + \frac{x^2}{32}} + \frac{\sqrt{2}xd}{8t}$$

K_m ——声质量系数, 即:

$$K_m = 1 + \frac{1}{\sqrt{9 + x^2/2}} - 0.85 \frac{d}{x}$$

通常微穿孔板吸声结构的设计, 孔径与板厚之尺寸基本相当, 因此式中的 x 值可按下式计算:

$$x = 10d\sqrt{f}$$

式中: d ——孔直径, mm;

f ——频率, kHz。

定义微穿孔板的阻尼比为:

$$q = \frac{r}{\omega m} = \frac{8}{x^2} \cdot \frac{K_r}{K_m} \quad (7-15)$$

该值对微穿孔板结构的共振频带宽度影响很大。由此值可推导得微穿孔结构的共振频率:

$$f_0 = (1/2\pi) / \sqrt{(m + D/3c)(D/c)} \quad (7-16)$$

半吸收频率的相对半宽度为:

$$B = \Delta f / f_0 = (1+r) \tan^{-1}(q/r) \quad (7-17)$$

利用以上各式,就可以从要求的 r 、 m 、 f 求出穿孔板吸声结构的 x 、 d 、 t 、 P 等参量,由于微穿孔板的孔径很小,孔数很多,其 r 值比普通穿孔板大得多,而 m 又很小,故吸声频带比普通穿孔板共振吸声结构宽得多,这是微穿孔板吸声结构的最大特点。一般性能较好的单层或双层微穿孔板吸声结构的吸声频带宽度可以达到 6~10 个 1/3 倍频程以上。

共振时的最大吸声系数为:

$$\alpha_0 = \frac{4r}{(1+r)^2} \quad (7-18)$$

具体设计微穿孔板结构时,可通过计算,也可查图表,计算结果与实测结果一致,在实际工程中为了扩大吸声频带宽度,往往采用不同孔径、不同穿孔率的双层或多层微穿孔板复合结构。

微穿孔板可用铝板、钢板、镀锌板、不锈钢板、塑料板等材料制作。由于微穿孔板后的空气层内无需填装多孔吸声材料,因此不怕水和潮气,不霉、不蛀、防火、耐高温、耐腐蚀、清洁无污染,能承受高速气流的冲击,因此,微穿孔板吸声结构在吸声降噪和改善室内音质方面有着十分广泛的应用。

在微穿孔板吸声结构理论与实践应用领域,我国处于国际领先地位。一个十分典型的例子是德国新议会大厦会议大厅用玻璃墙面建成的圆形建筑物,耗资 2.7 亿马克,但建成后由于声学缺陷(声聚焦和混响时间过长)而无法使用。德方经招标于 1993 年由中国设计师应用微穿孔理论,在 5 mm 厚的有机玻璃板上用激光打孔,其直径为 0.55 mm,孔距为 6 mm(穿孔率 1.4% 左右,孔数 $2.8 \times 10^4 / \text{m}^2$)装于原玻璃墙内侧,成功地解决了这一声学缺陷问题。

7.3.4 薄塑盒式吸声体

薄塑盒式吸声体也称无规共振吸声结构,是由改性的聚氯乙烯塑料薄片成型制成,外形像个塑料盒扣在塑料基片上。其截面形状如图 7-7 所示。当声波入射时,盒体的各个表面受迫作弯曲振动,由于盒体各壁面尺寸不同,薄片将产生许多振动模式,这些模式取决于它的边界条件,在振动过程中,薄片自身的阻尼作用将部分声能转换为热能,从而起到了吸声的作用。

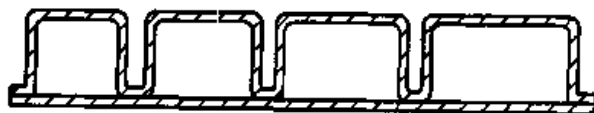


图 7-7 薄塑盒式吸声体剖面图

这种结构的吸声特性和薄片厚度、内腔变化、断面形状及结构后面的空气层厚度等因素有关。塑料薄片的厚度直接影响结构吸声性能的变化。在保证强度的条件下,面层薄片以薄为宜,有利于高频吸收,而适当增加基片厚度,可以改善低频吸声效果。

结构的断面形式可采用单腔、双腔和多腔结构。为适应不同的吸声频率特性,恰当地组合内腔可以有效地拓宽结构的吸声频率范围,增大结构内腔的容积,从而可以稳定结构在高频范围内的吸声特性。在结构背后留有空气层,可有利于提高低频段的声吸收。一般地说,空气层越厚低频吸收频带越宽。在一块基片上进行多个单元结构的组合,使各单元的共振频率无规地分散开,这种结构可以在相当范围内有较高的吸声系数。而且,它还具有结构轻、耐腐蚀、易冲洗等优点,因此是一种很有发展前途的吸声结构。

7.4 室内声场和吸声降噪

当声源放置在空旷的户外时,声源周围空间只有从声源向外辐射的声能,为自由声场,情况比较单纯。当声源放置在室内时,受声点除了接收到直接从声源辐射的声能外,还受到房间壁面及房间中其他物体反射的声能,情况就复杂得多。

为便于分析研究,通常把房间内的声场分解成两部分:从声源直接到达受声点的直达声形成的声场叫直达声场;经过房间壁面一次或多次反射后到达受声点的反射声形成的声场叫混响声场。声音不断从声源发出,又经过壁面及空气的不断吸收,当声源在单位时间内发出的声能等于被吸收的声能,房间的总声能就保持一定。若这时候房间内声能密度处处相同,而且在任一受声点上,声波在各个传播方向作无规分布的声场叫扩散声场。

7.4.1 扩散声场中的声能密度和声压级

1. 直达声场

设点声源的声功率是 W , 在距点声源 r 处, 直达声的声强为:

$$I_d = \frac{QW}{4\pi r^2} \quad (7-19)$$

式中: Q ——指向性因子。当点声源置于自由场空间, Q 为 1; 置于无穷大刚性平面上, 则点声源发出的全部能量只向半自由场空间辐射, 因此同样距离处的声强将为无限空间情况的两倍, Q 为 2; 声源放置在两个刚性平面的交线上, 全部声能只能向 1/4 空间辐射, Q 为 4; 点声源放置于三个刚性反射面的交角上, Q

取 8。距点声源 r 处直达声的声压 p_d 及声能密度 D_d 为:

$$p_d^2 = \rho c I_d = \frac{\rho c QW}{4\pi r^2} \quad (7-20)$$

$$D_d = \frac{p_d^2}{\rho c^2} = \frac{QW}{4\pi r^2 c} \quad (7-21)$$

相应的声压级 L_{p_d} 为:

$$L_{p_d} = L_w + 10 \lg \left(\frac{Q}{4\pi r^2} \right) \quad (7-22)$$

2. 混响声场

设混响声场是理想的扩散声场。在室内声场中, 声波每相邻两次反射所经过的路程称作自由程。室内自由程的平均值称为平均自由程。可以求得平均自由程 d 为:

$$d = \frac{4V}{S} \quad (7-23)$$

式中: V ——房间容积;

S ——房间内表面面积。

当声速为 c 时, 声波传播一个自由程所需时间 τ 为:

$$\tau = \frac{d}{c} = \frac{4V}{cS} \quad (7-24)$$

故单位时间内平均反射次数 n 为:

$$n = \frac{1}{\tau} = \frac{cS}{4V} \quad (7-25)$$

自声源未经反射直接传到接收点的声音均为直达声。经第一次反射面吸收后, 剩下的声能便是混响声。故单位时间声源向室内贡献的混响声为 $W(1 - \bar{\alpha})$, 这些混响声在以后的多次反射中还要被吸收。设混响声能密度为 D_r , 则总

混响声能为 $D_r V$, 每反射一次, 吸收 $D_r V \bar{\alpha}$, $\bar{\alpha} = \frac{\sum S_i \alpha_i}{\sum S_i}$ 为各壁面 (S_i) 的平均吸声系数。每秒反射 $cS/4V$ 次, 则单位时间吸收的混响声能为 $D_r V \bar{\alpha} cS/4V$ 。当单位时间声源贡献的混响声能与被吸收的混响声能相等时, 达到稳态, 即:

$$W(1 - \bar{\alpha}) = D_r V \bar{\alpha} \frac{cS}{4V} \quad (7-26)$$

因此, 达到稳态时, 室内的混响声能密度为:

$$D_r = \frac{4W(1-\bar{\alpha})}{cS\bar{\alpha}} \quad (7-27)$$

设

$$R = \frac{S\bar{\alpha}}{1-\bar{\alpha}} \quad (7-28)$$

式中： R ——房间常量，则：

$$D_r = \frac{4W}{cR} \quad (7-29)$$

由此得到，混响声场中的声压 p_r^2 为：

$$p_r^2 = \frac{4\rho cW}{R} \quad (7-30)$$

相应的声压级 L_{p_r} 为：

$$L_{p_r} = L_w + 10\lg\left(\frac{4}{R}\right) \quad (7-31)$$

3. 总声场

把直达声场和混响声场叠加，就得到总声场。总声场的声能密度 D 为：

$$D = D_d + D_r = \frac{W}{c} \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right) \quad (7-32)$$

总声场的声压平方值 p^2 为：

$$p^2 = p_d^2 + p_r^2 = \rho c W \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right) \quad (7-33)$$

总声场的声压级 L_p 为：

$$L_p = L_w + 10\lg\left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R}\right) \quad (7-34)$$

从式(7-34)中看出，由于声源的声功率级是给定的，因此房间中各处的声压级的相对变化就由右式第二项 $10\lg(Q/4\pi r^2 + 4/R)$ 决定。当房间的壁面为全反射时， $\bar{\alpha}$ 为 0，房间常数 R 亦为 0，房间内声场主要为混响声场；当 $\bar{\alpha}$ 为 1，房间常数 R 为无穷大，房间内只有直达声，类似于自由声场。对于一般的房间，总是介于上述两种情况之间，房间常数大致在几十到几千平方米之间。房间中受声点的相对声压级差值与声源距离 r 、指向性因数 Q 及房间常数 R 的关系如图 7-8 所示。

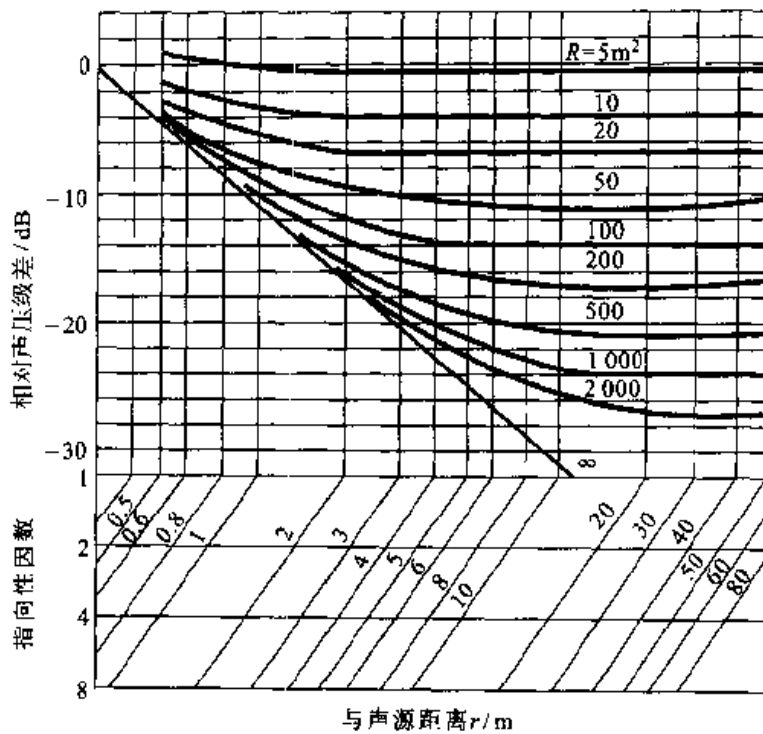


图 7-8 室内声压级计算图表

4. 混响半径

由式(7-34)可知,在声源的声功率级为定值时,房间内的声压级由受声点到声源距离 r 和房间常数 R 决定。当受声点离声源很近时, $Q/4\pi r^2$ 远大于 $4/R$,室内声场以直达声为主,混响声可以忽略;当受声点离声源很远时, $Q/4\pi r^2$ 远小于 $4/R$,室内声场以混响声为主,直达声可以忽略,这时声压级 L_p 与距离无关;当 $Q/4\pi r^2 = 4/R$ 时,直达声与混响声的声能相等,这时候的距离 r 称为临界半径,记作 r_c :

$$r_c = 0.14 \sqrt{QR} \quad (7-35)$$

当 $Q=1$ 时的临界半径又称混响半径。

因为吸声降噪只对混响声起作用,当受声点与声源的距离小于临界半径时,吸声处理对该点的降噪效果不大;反之,当受声点离声源的距离大大超过临界半径时,吸声处理才有明显的效果。

7.4.2 室内声衰减和混响时间

1. 室内声能的增长和衰减过程

当声源开始向室内辐射声能时,声波在室内空间传播,当遇到壁面时,部分声能被吸收,部分被反射;在声波的继续传播中多次被吸收和反射,在空间就形

成了·一定的声能密度分布。随着声源不断供给能量,室内声能密度将随时间而增加,这就是室内声能的增长过程。可用下式表示:

$$D(t) = \frac{4W}{cA} (1 - e^{-\frac{SA}{4V}t}) \quad (7-36)$$

式中: $D(t)$ ——瞬时声能密度, J/m^3 ;

W ——声源声功率, W ;

c ——声速, m/s ;

A ——室内表面总吸声量, m^2 ;

V ——房间容积, m^3 。

由式(7-36)看出,在一定的声源声功率和室内条件下,随着时间增加,室内瞬时声能密度将逐渐增长,当 $t=0$ 时, $D(t)=0$, 当 $t \rightarrow \infty$ 时, $D(t) \rightarrow 4W/cA$, 这时单位时间内被室内吸收的声能与声源供给声能相等,室内声能密度不再增加,处于稳定状态。事实上,在一般情况下,大约只需经过 1~2 s 的时间,声能密度的分布即接近于稳态。

当声场处于稳态时,若声源突然停止发声。室内受声点上的声能并不立即消失,而要有一个过程。首先是直达声消失,反射声将继续下去。每反射一次,声能被吸收一部分,因此,室内声能密度逐渐减弱,直到完全消失。这一过程称作“混响过程”或“交混回响”,用下式表示:

$$D(t) = \frac{4W}{cA} e^{-\frac{SA}{4V}t} \quad (7-37)$$

由上式可见,在衰减过程中, $D(t)$ 随 t 的增加而减小。室内总吸声量 A 越大,衰减越快,房间容积 V 越大,衰减越慢。

2. 混响时间

混响的理论是 W. C. Sabine 在 1900 年提出的。混响时间的定量计算,迄今为止在厅堂音质设计中仍是重要的音质参量。

在混响过程中,把声能密度衰减到原来的百万分之一,即衰减 60 dB 所需的时间,定义为混响时间。

W. C. Sabine 通过大量实验,首先得出混响时间 T_{60} 的计算公式(即 Sabine 公式):

$$T_{60} = \frac{0.161V}{A} = \frac{0.161V}{S\bar{\alpha}} \quad (7-38)$$

式中: V ——房间容积, m^3 ;

A ——室内总吸声量, m^2 , $A = S\bar{\alpha}$ 。

Sabine 公式的意义是极其重要的,但在使用过程中,当总吸声量超过一定范

围时,其结果将与实际有较大的出入。例如,室内平均吸声系数趋于 1 时,实际混响时间应趋于 0,但按 Sabine 公式计算却不为 0,而为一定值。研究表明,只有当室内平均吸声系数小于 0.2 时,计算结果才与实际情况比较接近。

在 1929—1930 年间,有几位声学专家用统计声学的方法,分别独立地导出了混响时间的理论公式,其中最具代表性的是 C. F. Eyring 公式:

假定室内为扩散声场,室内各表面的平均吸声系数为 $\bar{\alpha}$ 。设在时刻 $t=0$ 时,声源突然停止,这时室内的平均声能密度为 D_0 ,声波每反射一次,就有部分能量被吸收。在经过第一次反射后,室内的平均能量密度为 $D_1 = D_0(1 - \bar{\alpha})$,经过 n 次反射后的能量即为 $D_n = D_0(1 - \bar{\alpha})^n$ 。据式(7-26)每秒钟的反射次数为 $cS/4V$,因此,经过时间 t 后室内平均能量密度为:

$$D_t = D_0(1 - \bar{\alpha})^{\frac{cS}{4V}t} \quad (7-39)$$

据扩散声场的性质,平均声能密度与有效声压的平方成正比,所以有:

$$p^2 = p_0^2(1 - \bar{\alpha})^{\frac{cS}{4V}t} \quad (7-40)$$

根据混响时间的定义,即声压级降低 60 dB 所需要的时间,从上式可求得:

$$T_{60} = \frac{55.2V}{-cS \ln(1 - \bar{\alpha})} \quad (7-41)$$

若取 $c = 344 \text{ m/s}$,则上式为:

$$T_{60} = \frac{0.161V}{-S \ln(1 - \bar{\alpha})} \quad (7-42)$$

这就是 Eyring 公式。但该式只考虑了房间壁面的吸收作用,而实际上,当房间较大时,在传播过程中,空气也将对声波有吸收作用,对于频率较高的声音(一般为 2 kHz 以上),空气的吸收相当大。这种吸收与频率、湿度、温度有关。

声波在传播过程中,声强的衰减有 Eyring-Millington 公式:

$$I = I_0 e^{-mx} \quad (7-43)$$

式中 m 为衰减系数,如果 t 秒内传播了 x 米距离,即 $x = ct$,则:

$$D_t = D_0(1 - \bar{\alpha})^{\frac{cS}{4V}t} e^{-mct} \quad (7-44)$$

所以混响时间为:

$$T_{60} = \frac{55.2V}{-cS \ln(1 - \bar{\alpha}) + 4mVc} \quad (7-45)$$

当 $\bar{\alpha} < 0.2$ 时,

$$T_{60} = \frac{0.161V}{S\alpha + 4mV} \quad (7-46)$$

这就是 Eyring-Millington 公式。

7.4.3 吸声降噪量

当位于室内噪声源辐射噪声的时候,若房间的内壁是由对声音具有较强反射作用的材料构成,如混凝土天花板、光滑的墙面和水泥地面,则受声点除了接收到噪声源发出的直达声波外,还能接受到经房间内壁表面多次反射形成的混响声,由于直达声和反射声的叠加,就加强了室内噪声的强度。人们总是感到,同一个发声设备放在室内要比放在室外听起来响得多,这正是室内反射声作用的结果。当离开声源的距离大于混响半径时,混响声的贡献相当大。对于体积较大,以刚性壁面为主的房间内,受声点上的声压级要比室外同一距离处高出 10~15 dB。

如果在房间的内壁饰以吸声材料或安装吸声结构,或在房间中悬挂一些空间吸声体,吸收掉一部分混响声,则室内的噪声就会降低。这种利用吸声降低噪声的方法称为“吸声降噪”。

由式(7-34)可知,改变房间常数可改变室内某点的声压级,设 R_1 、 R_2 分别为室内设置吸声装置前后的房间常数,则距声源中心 r 处相应的声压级 L_{p_1} 、 L_{p_2} 分别为:

$$L_{p_1} = L_w + 10 \lg \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R_1} \right)$$

$$L_{p_2} = L_w + 10 \lg \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R_2} \right)$$

吸声前后的声压级之差,即吸声降噪量,为:

$$\Delta L_p = L_{p_2} - L_{p_1} = 10 \lg \left[\frac{\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R_2}}{\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R_1}} \right] \quad (7-47)$$

当受声点离声源很近,即在混响半径以内的位置上, $Q/4\pi r^2$ 远大于 $4/R$ 时, ΔL_p 的值很小,也就是说在靠近噪声源的地方,声压级的贡献以直达声为主,吸声装置只能降低混响声的声压级,所以吸声降噪的方法对靠近声源的位置,其降噪量是不大的。

对于离声源较远的受声点,即处于混响半径以外的区域,如果 $Q/4\pi r^2$ 远小于 $4/R$,且吸声处理前后的面积不变的条件,则式(7-47)可简化为:

$$\Delta L_p = 10 \lg \frac{R_2}{R_1} = 10 \lg \frac{(1 - \alpha_1) \bar{\alpha}_2}{(1 - \alpha_2) \bar{\alpha}_1} \quad (7-48)$$

此式适用于远离声源处的吸声降噪量的估算。对于一般室内稳态声场,如工厂厂房,都是砖及混凝土砌墙、水泥地面与天花板,吸声系数都很小,因此有 $\alpha_1 \alpha_2$ 远小于 $\bar{\alpha}_1$ 或 $\bar{\alpha}_2$, 则式(7-48)可简化为:

$$\Delta L_p \approx 10 \lg \frac{\alpha_2}{\alpha_1} \quad (7-49)$$

一般的室内吸声降噪处理可用此式计算。以上是通过理论推导得出的计算方法,而且经过简化,因此与实际存在一定差距。但对设计室内吸声结构或定量估算其效果时,仍有很大的实用价值。利用此式的困难在于求取平均吸声系数麻烦,如果现场条件比较复杂, $\bar{\alpha}$ 的计算难以准确。利用(7-38)中吸声系数和混响时间的关系,将(7-49)简化为:

$$\Delta L_p \approx 10 \lg \frac{T_1}{T_2} \quad (7-50)$$

式中: T_1, T_2 ——分别为吸声处理前后的混响时间。

由于混响时间可以用专门的仪器测得,所以用(7-50)式计算吸声降噪量,就免除了计算吸声系数的麻烦和不准确。按(7-49)和(7-50)将室内的吸声状况和相应的降噪量列于表7-6。

表 7-6 室内吸声状况与相应降噪量

$\alpha_2/\bar{\alpha}_1$ 或 T_1/T_2	1	2	3	4	5	6	8	10	20	40
$\Delta L_p/\text{dB}$	0	3	5	6	7	8	9	10	13	16

从表中看出,如果室内平均吸声系数增加1倍,混响声级降低3dB,增加10倍,降低10dB。这说明,只有在原来房间的平均吸声系数不大时,采用吸声处理才有明显效果。例如,一般墙面及天花板抹灰的房间,各壁面和地面的平均吸声系数约为 $\alpha_1 = 0.03$, 采用吸声处理后使 $\bar{\alpha}_2 = 0.3$, 则 $\Delta L_p \approx 10$ dB。通常,使平均吸声系数增大到0.5以上很不容易,且成本太高,因此,用一般吸声处理法降低室内噪声不会超过10~12dB,对于未经处理的车间,采用吸声处理后,平均降噪量达5dB是较为切实可行的。

7.4.4 室内简正方式

在前面的分析中,是将室内声场看作扩散声场,从声波在室内经过多次反射后,从室内平均声能的变化情况的角度去考虑吸声降噪的问题。

下面采用波动声学的方法来进行讨论。把房间看成复杂的多自由度振动系统,而任一振动状态都看成是由许多独立的单个振动以一定的组合叠加而成。这种独立的单个振动叫简正振动,每个简正振动的频率叫简正频率。在连续介质中,简正振动实际上是一种驻波,叫简正波。简正波的变化与边界条件有关。

1. 两个相互平行的刚性平面间的驻波

当一平面波垂直入射其中一个平面时,经反射后沿相反方向传播,再垂直入射另一平面,在两平面间形成驻波。由于在两个刚性平面上,都要满足质点振动速度为0的边界条件,即边界上的速度驻波为波节,而声压驻波为波腹,见图7-9。

因此,只有满足 $l = n\lambda/2$ (其中 l 为两平面间的距离, λ 为波长, n 为整数),即 $\lambda = 2l/n$ 的那些波长的声波才能在两平面间形成驻波。对应的频率为:

$$f_n = n \frac{c}{2l} \quad (7-51)$$

式中: c ——声速。这时声压驻波方程为:

$$p_n = P \cos kx \cdot \cos \omega t \quad (7-52)$$

式中 $P \cos kx$ 为合成波幅值, $kx = n\pi$ 时,幅值最大,为入射波幅值的两倍,当 $kx = (2n+1)\frac{\pi}{2}$ 时,幅值为零。

式(7-52)即为一维空间的简正振动模式,式(7-51)为相应的简正频率。当声源的频率与某一简正频率相同时,该频率的声波在一维空间共振,声波以驻波的形式传播。若声源的频率都与上述简正频率相差很大,则该一维空间不会形成具有固定极值的驻波。

2. 三维空间的驻波

为简单起见,只讨论矩形房间的情况。以房间的一角为原点,建立直角坐标系,波动方程为:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (7-53)$$

设房间的长、宽、高分别为 l_x, l_y, l_z , 房间内均为刚性壁面,壁面上的法向速度为0,则边界条件为:

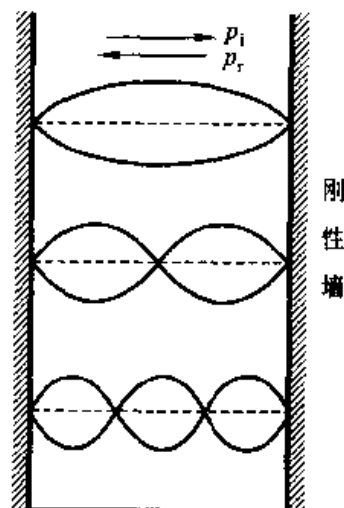


图7-9 一维空间驻波、质点振幅

$$\begin{cases} x=0 \text{ 或 } x=l \text{ 时} & \frac{\partial p}{\partial x}=0 \\ y=0 \text{ 或 } y=l \text{ 时} & \frac{\partial p}{\partial y}=0 \\ z=0 \text{ 或 } z=l \text{ 时} & \frac{\partial p}{\partial z}=0 \end{cases} \quad (7-54)$$

方程(7-53)符合此边界条件的解为:

$$p_n = P \cos\left(\frac{n_x \pi x}{l_x}\right) \cos\left(\frac{n_y \pi y}{l_y}\right) \cos\left(\frac{n_z \pi z}{l_z}\right) \cos \omega_n t \quad (7-55)$$

式中: $n_x, n_y, n_z = 0, 1, 2, \dots$, 一组 n_x, n_y, n_z 对应的简正频率 f_n 为:

$$f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{n_x}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{l_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z}{l_z}\right)^2} \quad (7-56)$$

可见,当房间的几何尺寸确定后,每一组 n_x, n_y, n_z 的值决定了一种振动方式。简正频率从最低一个到任一频率 f 范围内的振动方式的总数 N 为:

$$N = \frac{4\pi f^3 V}{3c^2} + \frac{\pi f^2 S}{4c^2} + \frac{fL}{8c} \quad (7-57)$$

式中: $L = 4(l_x + l_y + l_z)$ 为房间的总边长;

S ——房间各壁面的总面积;

V ——房间体积;

c ——声速。

将上式取微分,得在 df 范围内简正振动方式的数目 dN 为:

$$dN = \left(\frac{4\pi f^2 V}{c^2} + \frac{\pi f S}{2c^2} + \frac{L}{8c} \right) df \quad (7-58)$$

在所有简正振动方式中, n_x, n_y, n_z 的取值中有两个为 0 的,对应于沿轴向传播的波,叫轴向波;有一个为 0 时,对应于沿坐标面传播的波,叫切向波;三个都不为 0 时,叫斜向波。式(7-57)和式(7-58)右式的三项,分别代表这三种波的数目。由式可知,随着频率的增高,简正振动方式将增多。

当声源的频率与房间的某个简正频率相同,且声源位置恰好在简正波的波腹处时,相应的简正波被强烈地激发。实际噪声源的频谱相当宽,因此或多或少总会有一些简正波被激发。在高频时(波长远小于房间的几何尺寸时),房间的简正振动方式很多,被激发的简正波也越多,这时,室内声场就比较接近扩散声场。

习 题

1. 设玻璃棉的密度为 25 kg/m^3 , 玻璃的密度为 $2.5 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$, 求该玻璃棉的孔隙率。
2. 在 3 mm 厚的金属板上钻直径为 5 mm 的孔, 板后空腔深 20 cm , 今欲吸收频率为 200 Hz 的噪声, 试求三角形排列的孔间距。
3. 穿孔板厚 4 mm , 孔径 8 mm , 穿孔按正方形排列, 孔距 20 mm , 穿孔板后留有 10 cm 厚的空气层, 试求穿孔率和共振频率。
4. 某车间内, 设备噪声的特性在 500 Hz 附近出现一峰值, 现使用 4 mm 厚的三夹板做穿孔板共振吸声结构, 空腔厚度允许有 10 cm , 试设计结构的其他参数(穿孔按三角形排列)。
5. 某混响室容积为 94.5 m^3 , 各壁面均为混凝土, 总面积为 127.5 m^2 , 试计算对于 250 Hz 声音的混响时间。设空气温度 20°C , 相对湿度为 50% 。
6. 某观众厅体积为 $2 \times 10^4 \text{ m}^3$, 室内总表面积为 $6.27 \times 10^3 \text{ m}^2$, 已知 500 Hz 平均吸声系数为 0.232 , 演员声功率为 $340 \mu\text{W}$, 在舞台口处发声, 求距声源 39 m 处(观众席最后一排座位)的声压级。
7. 某房间大小为 $6 \times 7 \times 3 \text{ m}^3$, 墙壁、天花板和地板在 1 kHz 的吸声系数分别为 0.06 、 0.07 、 0.07 , 若在天花板上安装一种 1 kHz 吸声系数为 0.8 的吸声贴面天花板, 求该频带在吸声处理前后的混响时间及处理后的吸声降噪量。
8. 某车间几何尺寸为 $25 \times 10 \times 4 \text{ m}^3$, 室内中央有一无指向性声源, 测得 1000 Hz 时室内混响时间 2 s , 距声源 10 m 的接收点处该频率的声压级为 87 dB , 现拟采用吸声处理, 使该噪声降为 81 dB , 试问该车间 1000 Hz 的混响时间应降为多少? 并计算室内应达到的平均吸声系数。
9. 有一个房间大小为 $4 \times 5 \times 3 \text{ m}^3$, 500 Hz 时地面吸声系数为 0.02 , 墙面吸声系数为 0.05 , 平顶吸声系数为 0.25 , 求总吸声量和平均吸声系数。
10. 某车间地面中心处有一声源, 已知 500 Hz 的声功率级为 90 dB , 该频率的房间常数为 50 m^2 , 求距声源 10 m 处之声压级。

第八章 隔声技术

隔声是在噪声控制中最常用的技术之一。声波在空气中传播时,使声能在传播途径中受到阻挡而不能直接通过的措施,称为隔声。隔声的具体形式有隔声墙、隔声罩、隔声间和声屏障等。

8.1 隔声的评价

8.1.1 隔声量

1. 透射系数

将透射声强 I_t 与入射声强 I_i 之比定义为透射系数,即:

$$\tau = \frac{I_t}{I_i}$$

一般隔声结构的透射系数通常是指无规入射时各入射角透射系数的平均值。透射系数越小,表示透声性能越差,隔声性能越好。

2. 隔声量

隔声量的定义为墙或间壁一面的入射声功率级与另一面的透射声功率级之差。隔声量等于透射系数的倒数取以 10 为底的对数:

$$TL = 10 \lg \frac{1}{\tau} \quad (8-1a)$$

或

$$TL = 10 \lg \frac{I_i}{I_t} = 20 \lg \frac{p_i}{p_t} \quad (8-1b)$$

式中: p_i 、 p_t ——分别为入射声压和透射声压。

隔声量的单位为 dB,隔声量又叫做传声损失,记作 TL 。隔声量通常由实验室和现场测量两种方法确定。现场测量时,因为实际隔声结构传声途径较多,即受侧向传声等原因的影响,其测量值一般要比实验室测量值低。

3. 平均隔声量

隔声量是频率的函数,同一隔声结构,不同的频率具有不同的隔声量。在工程应用中,通常将中心频率为 125 至 4 000 Hz 的 6 个倍频程或 100 至 3 150 Hz

的 16 个 $1/3$ 倍频程的隔声量作算术平均,叫平均隔声量。平均隔声量作为一种单值评价量,在工程设计应用中,由于未考虑人耳听觉的频率特性以及隔声结构的频率特性,因此尚不能确切地反映该隔声构件的实际隔声效果,例如,两个隔声结构具有相同的平均隔声量,但对于同一噪声源可以有相当不同的隔声效果。

8.1.2 隔声指数

隔声指数(I_a)是国际标准化组织推荐的对隔声构件的隔声性能的一种评价方法。隔声结构的空气声隔声指数按以下方法求得:

先测得某隔声结构的隔声量频率特性曲线,如图 8-1 中的曲线 1 或曲线 2,它们分别代表两种隔声墙的隔声特性曲线;图 8-1 中还绘出了一簇参考折线,其走向是:100~400 Hz 是每倍频程增加 9 dB,400~1 250 Hz 是每频程增加 3 dB,1 250 Hz~4 000 Hz 为平直线。每条折线右边标注的号数相对于该折线上 500 Hz 所对应的隔声量。把所测得的隔声曲线与一簇参考折线相比较,求出满足下列两个条件的最高一条折线,该折线的号数即为隔声指数 I_a 值。

① 在任何 1 个 $1/3$ 倍频程上,曲线低于参考折线的最大差值不得大于 8 dB;

② 对全部 16 个 $1/3$ 倍频程(100~3 150 Hz),曲线低于折线的差值之和不得大于 32 dB。

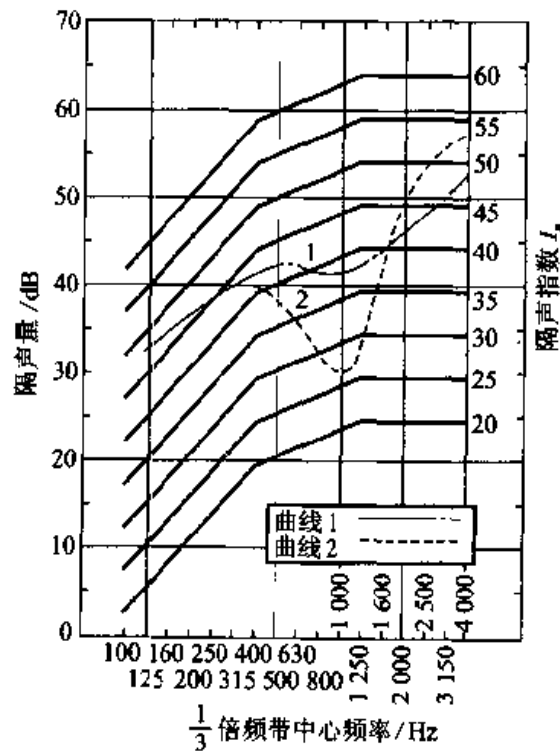


图 8-1 隔声墙空气声隔声指数用的参考曲线

用平均隔声量和隔声指数分别对图 8-1 中两条曲线的隔声性能进行评价比较。可以求出两种隔声墙的平均隔声量分别为 41.8 dB 和 41.6 dB, 基本相同。按这上述方法求得它们的隔声指数分别为 44 和 35, 显然隔声墙 1 的隔声性能要优于隔声墙 2。

8.1.3 插入损失

插入损失定义为: 离声源一定距离某处测得的隔声结构设置前的声功率级 L_{w_1} 和设置后的声功率级 L_{w_2} 之差值, 记作 IL , 即:

$$IL = L_{w_1} - L_{w_2} \quad (8-2)$$

插入损失通常在现场用来评价隔声罩、隔声屏障等隔声结构的隔声效果。

8.2 单层匀质密实墙的隔声

隔声技术中, 常把板状或墙状的隔声构件称为隔板或隔墙, 简称墙。仅有一层隔板的称单层墙(图 8-2); 有两层或多层, 层间有空气或其他材料的, 称为双层墙或多层墙。

8.2.1 隔声的质量定律

有关隔声的质量定律可通过以下公式推导说明: 设隔墙无限大, 将空气介质分成左右两个部分, 单位面积的质量为 m , 当平面声波 p_i 从左向右垂直入射时, 隔墙的整体随声波振动, 隔墙振动向右辐射形成透射声波 p_t , 向左辐射为反射声波 p_r , 见图 8-2。

声波穿透隔墙必须通过两个界面: 一个是从空气到固体的界面, 另一个是从固体到空气的界面。设墙厚为 D , 特征阻抗为 $R_2 = \rho_2 c_2$, 空气的特征阻抗是 $R_1 = \rho_1 c_1$, 入射波、透射波和反射波的声压和质点振动速度分别为 p_i, v_i, p_t, v_t 和 p_r, v_r 表示, 墙体中的人射波和反射波分别以 p_{2i}, v_{2i} 和 p_{2r}, v_{2r} 表示, 它们均为时间的函数, 其幅值分别为 $p_{iA}, v_{iA}, p_{tA}, v_{tA}, p_{rA}, v_{rA}, p_{2iA}, v_{2iA}, p_{2rA}, v_{2rA}$,

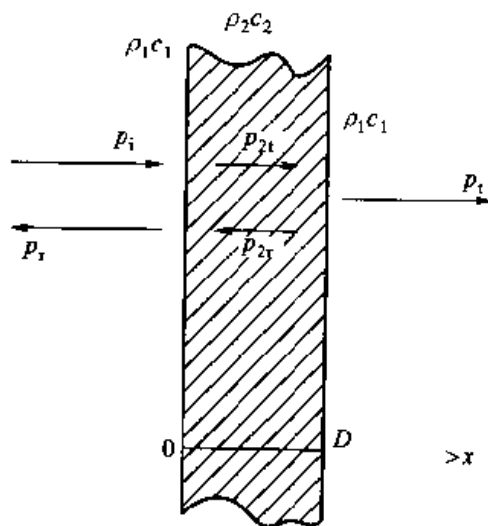


图 8-2 单层隔声墙

v_{2tA} , p_{2rA} 和 v_{2rA} 。

按图 8-2 取坐标, 则各列波可具体表示为:

$$\left\{ \begin{array}{l} p_1 = p_{iA} \exp[j(\omega t - k_1 x)] \\ v_1 = v_{iA} \exp[j(\omega t - k_1 x)] \\ p_1 = p_{rA} \exp[j(\omega t + k_1 x)] \\ v_1 = v_{rA} \exp[j(\omega t + k_1 x)] \\ p_{2t} = p_{2tA} \exp[j(\omega t - k_2 x)] \\ v_{2t} = v_{2tA} \exp[j(\omega t - k_2 x)] \\ p_{2r} = p_{2rA} \exp[j(\omega t + k_2 x)] \\ v_{2r} = v_{2rA} \exp[j(\omega t + k_2 x)] \\ p_t = p_{tA} \exp\{j[\omega t - k_1(x - D)]\} \\ v_t = v_{tA} \exp\{j[\omega t - k_1(x - D)]\} \end{array} \right. \quad (8-3)$$

式中: $k_1 = \omega/c$, $k_2 = \omega/c_2$, 波数;

ω ——声波的圆频率。

应用 $x=0$ 处的边界条件, 即边界处声压连续, 质点速度的法向分量连续, 得:

$$\left\{ \begin{array}{l} p_{iA} + p_{rA} = p_{2tA} + p_{2rA} \\ v_{iA} + v_{rA} = v_{2tA} + v_{2rA} \end{array} \right. \quad (8-4)$$

以及 $x=D$ 处的边界条件, 即:

$$\left\{ \begin{array}{l} p_{2tA} e^{-jk_2 D} + p_{2rA} e^{jk_2 D} = p_{tA} \\ v_{2tA} e^{-jk_2 D} + v_{2rA} e^{jk_2 D} = v_{tA} \end{array} \right. \quad (8-5)$$

又因为各列波都是平面波, 所以有:

$$\left\{ \begin{array}{l} v_{iA} = \frac{p_{iA}}{R_1}, v_{rA} = -\frac{p_{rA}}{R_1} \\ v_{2tA} = \frac{p_{2tA}}{R_2}, v_{2rA} = -\frac{p_{2rA}}{R_2} \\ v_{tA} = \frac{p_{tA}}{R_1} \end{array} \right. \quad (8-6)$$

将式(8-6)代入式(8-4)、式(8-5)可求得透射波在 $x=D$ 界面上的声压与入射波在 $x=0$ 界面上的声压之比:

$$\tau_p = \frac{p_{tA}}{p_{iA}} = \frac{2}{[4\cos^2 k_2 D + (R_{1,2} + R_{2,1})^2 \sin^2 k_2 D]^{1/2}} \quad (8-7)$$

式中: $R_{1,2} = R_2/R_1, R_{2,1} = R_1/R_2$

由此可求得透射波在 $x = D$ 界面上的声强与入射波在 $x = 0$ 界面上的声强之比:

$$\tau_I = \frac{|p_{tA}|^2}{|p_{iA}|^2} = \frac{4}{4\cos^2 k_2 D + (R_{1,2} + R_{2,1})^2 \sin^2 k_2 D} \quad (8-8)$$

根据隔声量(或传声损失)的定义,有:

$$TL = 10 \lg \frac{1}{\tau_I} = 10 \lg \left[\cos^2 k_2 D + \frac{1}{4} (R_{1,2} + R_{2,1})^2 \sin^2 k_2 D \right] \quad (8-9)$$

一般常用的固体材料的特性阻抗 R_2 比空气的特性阻抗 R_1 大得多,即 $R_{2,1} \ll R_{1,2}$,又在一般情况下,隔墙的厚度 D 远小于隔墙中声波的波长 λ ,例如 300 Hz 的声音,在混凝土墙中的波长约为 10 m,1 000 Hz 的声音其波长约 3 m,因此 $k_2 D$ 很小,能满足 $\sin k_2 D \approx k_2 D, \cos k_2 D \approx 1$ 的要求,于是式(8-9)可写成:

$$TL = 10 \lg \left[1 + \left(\frac{1}{2} R_{1,2} k_2 D \right)^2 \right] \quad (8-10)$$

式中: $R_{1,2} = R_2/R_1 = \rho_2 c_2 / \rho_1 c_1, k_2 = \omega / c_2$, 则 $R_{1,2} k_2 D = \rho_2 \omega D / \rho_1 c_1 = m \omega / \rho_1 c_1$, 其中, $m = \rho_2 D$ 为单位面积墙体的质量,故上式简化为:

$$TL = 10 \lg \left[1 + \left(\frac{\omega m}{2 \rho_1 c_1} \right)^2 \right]$$

对于一般的固体材料,如砖墙、木板、钢板、玻璃等, $\frac{\omega m}{2 \rho_1 c_1} \gg 1$, 因此隔声量可以写成:

$$TL = 20 \lg \frac{\omega m}{2 \rho_1 c_1} \quad (8-11)$$

式(8-11)就是关于隔声的质量定律。它表明,单层隔声墙的隔声量和单位面积的质量的常用对数成正比。隔墙的单位面积质量越大,隔声量就越大, m 增加一倍,隔声量增加 6 dB;式(8-11)同时还表示频率越高,隔声量越大,频率提高一倍,隔声量也增加 6 dB。

将 $\omega = 2\pi f$, 空气中的 $\rho_1 c_1 \approx 400$ 代入,则式(8-11)也可以表示成:

$$TL = 20 \lg m + 20 \lg f - 42.5 \quad (8-12)$$

以上为声波垂直入射的理论计算结果。当声波无规入射时,则应对所有人射角求平均,其理论计算相当复杂,通过大量实验获取经验公式,隔声量为:

$$TL = 18.5 \lg mf - 47.5 \quad (8-13)$$

实际上,无规入射声波对墙的人射角主要分布在 $0^\circ \sim 80^\circ$ 范围内,对此范围内的人射声波求平均,称为“场入射”隔声量,经计算近似为:

$$TL = 20 \lg mf - 47.5 \quad (8-14)$$

质量定律表明,隔声量除和单位面积的墙体质量有关,还和声波的频率有关,实际中,往往需要估算单层墙对各频率的平均隔声量。下面的经验公式表示把隔声量按主要的人射声频率(100~3 200 Hz 范围内)求平均,用平均隔声量 \overline{TL} 表示,则:

$$\begin{cases} \overline{TL} = 13.5 \lg m + 14 & (m \leq 200 \text{ kg/m}^2) \\ \overline{TL} = 16 \lg m + 8 & (m > 200 \text{ kg/m}^2) \end{cases} \quad (8-15)$$

表 8-1 列出了常见单层隔声墙隔声量的实测值和按上式的计算值。

表 8-1 一些常用单层隔声墙的隔声量

结构名称	面密度 $/\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}$	倍频程中心频率/Hz						\overline{TL}/dB	
		125	250	500	1 000	2 000	4 000	测定	计算
1/4 砖墙,双面粉刷	118	41	41	45	40	46	47	43	42
1/2 砖墙,双面粉刷	225	33	37	38	46	52	53	45	46
1/2 砖墙,双面木筋板条加粉刷	280	—	52	47	57	54	—	50	47
1 砖墙,双面粉刷	457	44	44	45	53	57	56	49	51
1 砖墙,双面粉刷	530	42	45	49	57	64	62	53	52
100 mm 厚木筋板条墙双面粉刷	70	17	22	35	44	49	48	35	39
150 mm 厚加气混凝土砌块墙双面粉刷	175	28	36	39	46	54	55	43	43

8.2.2 吻合效应

1. 弯曲波

声波在空气中传播时,只存在压缩波,即纵波,而声音在固体介质中传播时,固体质元既有纵向的弹性压缩,也有横向的弹性切变,两者结合作用,会在介质中产生一种弯曲波。设弯曲波的波长为 λ_b ,见图 8-3。

2. 吻合效应

当入射声波以 θ 角向墙体表面

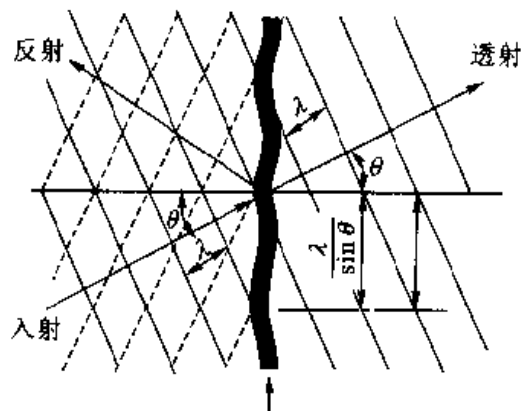


图 8-3 弯曲波和吻合效应

入射时,其同一波阵面的各点是先后到达墙体表面的,或者说在同一时刻入射波在墙面上各点的位相是不同的。从图 8-3 看出,对墙面上某一点,当入射波两个相邻同位相波阵面经过该点的时间,正好和弯曲波在墙内沿横向传播的周期相同时,即当

$$\lambda_b = \frac{\lambda}{\sin\theta} \quad (8-16)$$

时,声波对墙体的作用与墙体的弯曲波振动相吻合,则墙体的弯曲振动达到极大值;由于墙体振动而向墙的另一侧辐射的声能也达到最大值,从而使隔声量大大降低。这种因声波入射角度造成的声波作用与隔墙中弯曲波传播速度相吻合而使隔声量降低的现象,叫做吻合效应。

固体隔墙中弯曲波的波长由固体本身的弹性性质所决定,因此引起吻合效应的条件由声波的频率与入射角决定。产生吻合效应的频率 f_c 为:

$$f_c = \frac{c^2}{2\pi\sin^2\theta} \sqrt{\frac{12\rho(1-\sigma^2)}{ED^2}} \quad (8-17)$$

式中: c ——声速, m/s;

D ——厚度, m;

ρ ——密度, kg/m³;

E ——杨氏模量, N/m²;

σ ——泊松比。

由于 $\sin\theta \leq 1$, 故只有在 $\lambda \leq \lambda_b$ 的条件下才能发生吻合效应, 当 $\lambda = \lambda_b$ 时, 相应的频率 f_{c0} 是产生吻合效应的最低频率, 称为吻合效应的临界频率, 此时 $\sin\theta = 1$, 低于这一频率的声波就不会产生吻合效应。根据上述条件, 并考虑到一般情况下泊松比 σ 的值约为 0.3, 即 $(1-\sigma^2) \approx 1$, 于是可以求得吻合效应的临界频率的近似值为:

$$f_{c0} = \frac{c^2}{2\pi D} \sqrt{\frac{12\rho}{E}} = 0.556 \frac{c^2}{D} \sqrt{\frac{\rho}{E}} \quad (8-18)$$

在频率等于 f_{c0} 及大于 f_{c0} 的某些频率范围内, 会出现一些隔声量的低谷, 叫“吻合谷”, 图 8-4 是几种材料的吻合谷。

8.2.3 单层隔声墙的频率特性

单层匀质密实墙的隔声性能与入射波的频率有关, 其频率特性取决于隔声墙本身的单位面积的质量、刚度、材料的内阻尼以及墙边界条件等因素。严格

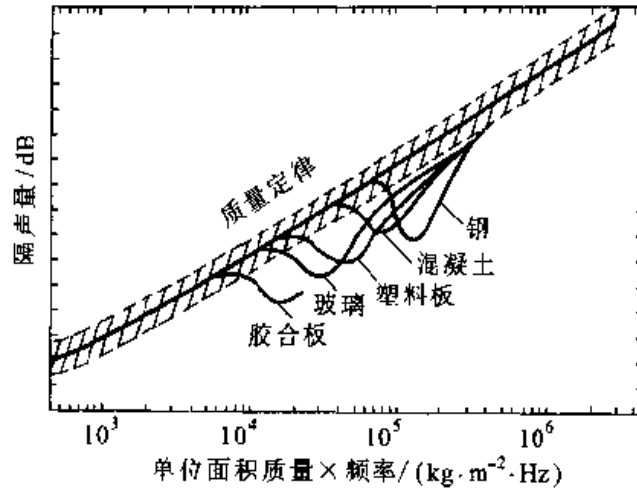


图 8-4 几种材料的吻合谷

地从理论上研究隔声墙的隔声性能是相当复杂和困难的,本节只作定性介绍。

单层匀质密实墙典型的隔声频率特性如图 8-5 所示。

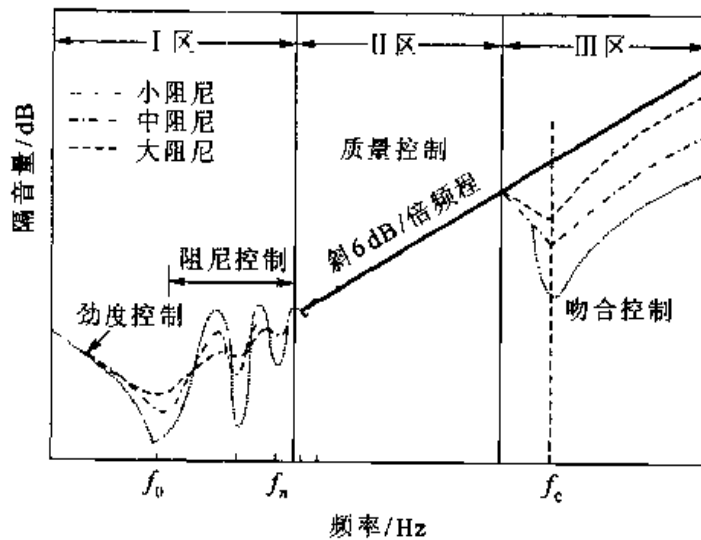


图 8-5 单层匀质密实墙典型隔声频率特性

频率从低端开始,隔声量受劲度控制,隔声量随频率增加而降低;随着频率的增加,质量效应的影响亦增加,在某些频率上,劲度和质量效应相抵消而产生共振现象。隔声曲线进入由墙板各种共振频率所控制的频段,这时墙的阻尼起作用,图中 f_0 为共振基频。一般的建筑结构中,共振基频 f_0 为很低,为 5~20 Hz 左右,这时板振动幅度很大,隔声量出现极小值,大小主要取决于构件的阻尼,称为阻尼控制;当频率继续增高,则质量起重要作用,这时隔声量随质量和频率的增加而增加,这就是所谓的质量定律,称质量控制区;而在吻合临界频

率 f 处,隔声量有一个较大的降低,形成“吻合谷”。从图中看出,在主要声音频率范围内,隔声量受质量定律控制。

8.3 双层隔声结构

由质量定律可知,增加墙的厚度,从而可增加单位面积的质量,即可以增加隔声量,但是仅依靠增加墙的厚度来提高隔声量是不经济的,如果把单层墙一分为二,做成双层墙,中间留有空气层,则墙的总重量没有变,但隔声量却比单层的提高了。

双层结构能提高隔声能力的主要原因是空气层的作用。空气层可以看作与两层墙板相连的“弹簧”,声波入射到第一层墙透射到空气层时,空气层的弹性形变具有减振作用,传递给第二层墙的振动大为减弱,从而提高了墙体的总隔声量。双层结构的隔声量可以用单位面积质量等于双层墙两层墙体单位面积质量之和的单层墙的隔声量,加上一个空气层的隔声量来表示,如图 8-6 所示。

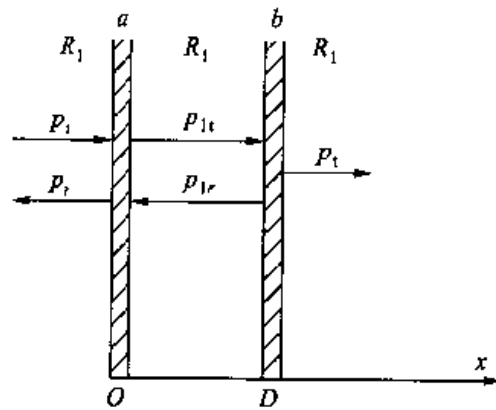


图 8-6 双层墙示意图

8.3.1 双层结构的隔声特性

设两隔层中间距离为 D ,单位面积质量分别为 m_1 和 m_2 ,为简化分析计算,设两层单位面积的质量相等,都为 m ,且设声波垂直入射。利用声学边界条件,可计算得入射声压 p_i 和最终从第二层墙透射出来的透射声压 p_t 之比为:

$$\frac{p_i}{p_t} = 1 + j \frac{\omega m}{\rho_0 c} + \left(\frac{j \omega m}{\rho_0 c} \right)^2 (1 - e^{-j2kD}) \quad (8-19)$$

式中: $k = 2\pi/\lambda$ 是波数;

$\rho_0 c$ ——是空气的特性阻抗。

通常声波的波长比两隔层间的距离 D 大得多,即 $kD \ll 1$ 时,展开指数项取前两项,得到:

$$\frac{p_i}{p_t} = 1 + j \left[\frac{\omega m}{\rho_0 c} - \left(\frac{\omega m}{\rho_0 c} \right)^2 2kD \right] \quad (8-20)$$

1. 共振频率

当上式虚部系数为 0 时, p_r 和 p_i 之比为 1, 即声能几乎全部透射, 这时隔声墙的质量与中间空气层耦合, 产生共振, 可求得共振频率 f_0 为:

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{2\rho_0}{mD}} \quad (8-21)$$

当声波以 θ 角入射时:

$$f_{0,\theta} = \frac{c}{2\pi \cos \theta} \sqrt{\frac{2\rho_0}{mD}} \quad (8-22)$$

若两隔层的单位面积质量 m_1 和 m_2 不相等, 则:

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho_0(m_1 + m_2)}{m_1 m_2 D}} = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho_0}{D} \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right)} \quad (8-23)$$

2. 入射声波频率低于共振频率

当入射声波的频率低于共振频率 f_0 时, 式(8-20)右边虚部的第二项可以略去, 这时得到隔声量为:

$$TL = 10 \lg \left[1 + \left(\frac{\omega m}{\rho_0 c} \right)^2 \right] \quad (8-24)$$

与式(8-11)比较, 可以看出上式就是单位质量为 $2m$ 的单层墙的质量定律, 也就是说, 这时候的双层墙的隔声效果, 相当于把两个单层隔墙合并在一起, 中间没有空气层一样。

3. 入射声波频率高于共振频率

当入射声波的频率高于共振频率 f_0 时, 式(8-20)右边虚部的第一项可以略去, 这时得到隔声量为:

$$TL = 10 \lg \left[\left(\frac{\omega m}{\rho_0 c} \right)^4 (2kD)^2 \right] = TL_1 + TL_2 + 20 \lg(2kD) \quad (8-25)$$

相当于两个隔墙单独的隔声量之和再加上一个值。这表明, 如果把一个隔层一分为二, 分开一定距离时, 总的隔声量将大为增加。

当频率更高, 不能满足 $kD \ll 1$ 时, 式(8-20)不再成立, 此时式(8-19)可表示为:

$$\frac{p_r}{p_i} = 1 + j \frac{\omega m}{\rho_0 c} + \left(\frac{j\omega m}{\rho_0 c} \right)^2 2 \sin kD (\sin kD - j \cos kD) \quad (8-26)$$

可以看出, 当入射声波波长和两隔墙之间距离成一定倍数时, 隔声量会出现

极大极小值的交替变化。当 $kD = n\pi$ 时, 即 D 是半波长整数倍时, 就得到式(8-24), 当 $kD = (2n + 1)\pi/2$ 时, 即 D 为 $1/4$ 波长的奇数倍时,

$$TL = 20 \lg \left[2 \left(\frac{\omega m}{2\rho_0 c} \right)^2 \right] \quad (8-27)$$

相当于两个单独隔墙的隔声量之和再增加 6 dB。

图 8-7 给出了双层隔声墙的频率特征, 图中的虚线表示两层合成一层时 (即 $D=0$) 的单层质量定律。c 点对应于共振频率位置, 隔声量有很大的降低, 不过在大部分情况下, 这一频率值很低, 在声音主要频率范围之外, 但对于轻结构隔声设计, 仍要注意这一因素。图中 ab 段表示声波频率远小于共振频率的情况, 这时双层结构犹如中间没有空气层, 两隔层合在一起, 故其隔声曲线与虚线几乎重合。在主要的频率范围 $d-e-f$ 段, 则充分体现出双层结构的优越性。图中谷点的深度与隔墙边缘的连接的阻尼有关。此外, 在两层中间的空气层中填加吸声材料, 可以显著地改善共振时的低谷, 并且增大主要频段的隔声量。在填入隔声材料时, 必须注意不使两层之间产生刚性连接, 形成“声桥”, 从而使双层结构的隔声性能大大降低。图 8-8 是双层结构中间加填料时的隔声量频率特性。

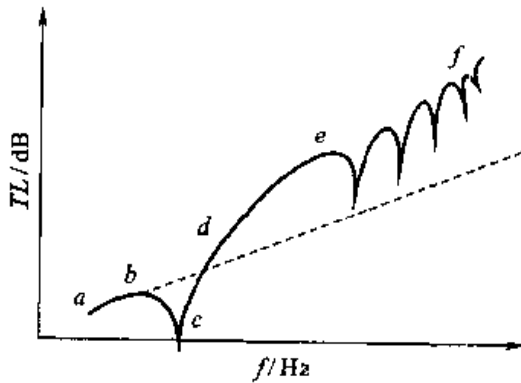


图 8-7 垂直入射时双层墙频率特性

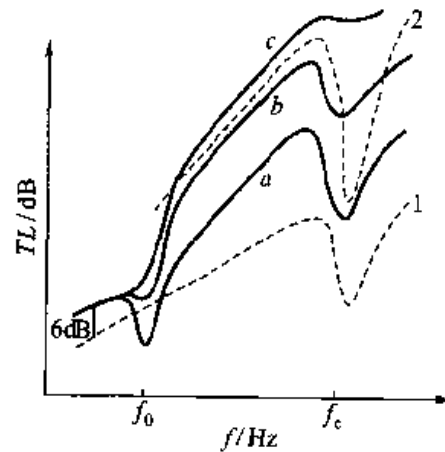


图 8-8 中间加填料时双层墙频率特性

图 8-8 中: ① 曲线 1 表示频率每增加一个倍频程隔声量增加 6 dB;

② 曲线 2 表示频率每增加一个倍频程隔声量增加 12 dB;

③ 曲线 a 、 b 、 c 为双层墙的频率特性, 其中 a 为中间空气, b 为中间部分填吸声材料, c 为全部填满吸声材料。 f_0 为双层结构的共振频率, f_c 为吻合效应的临界频率。

上述论述是针对声波垂直入射的情况, 因此没有考虑吻合效应。事实上, 当

声波以 θ 角入射时,也存在吻合效应,为避免两层的吻合频率相同,从而造成特别大的隔声量频率低谷的出现,因此两层隔墙不要使用质料或厚度相同的材料。

在工程应用中,常用以下经验公式来估算双层结构的隔声量:

$$TL = 16 \lg(m_1 + m_2) + 16 \lg f - 30 + \Delta TL \quad (8-28)$$

平均隔声量估算的经验公式为:

$$\overline{TL} = 16 \lg(m_1 + m_2) + 8 + \Delta R, (m_1 + m_2) > 200 \text{kg/m}^2 \quad (8-29a)$$

$$\overline{TL} = 13.5 \lg(m_1 + m_2) + 14 + \Delta R, (m_1 + m_2) \leq 200 \text{kg/m}^2 \quad (8-29b)$$

上两式中 ΔTL 为空气层的附加隔声量。常见的多层隔声结构(含空气层)的隔声性能,见表 8-2。

表 8-2 常见双层墙的隔声量

材料及结构的厚度/mm	面密度 /kg·m ⁻²	平均隔声 量/dB
12~15 厚铅丝网抹灰双层中填 50 厚矿棉毡	94.6	44.4
双层 1 厚铝板(中空 70)	5.2	30
双层 1 厚铝板涂 3 厚石漆(中空 70)	6.8	34.9
双层 1 厚铝板-0.35 厚镀锌铁皮(中空 70)	10.0	38.5
双层 1 厚钢板(中空 70)	15.6	41.6
双层 2 厚铝板(中空 70)	10.4	31.2
双层 2 厚铝板填 70 厚超细棉	12.0	37.3
双层 1.5 厚钢板(中空 70)	23.4	45.7
18 厚塑料贴面压榨板双层墙,钢木龙骨(12+80 填矿棉+12)	29.0	45.3
18 厚塑料贴面压榨板双层墙,钢木龙骨(12×12+80 填中空+12)	35.0	41.3
炭化石灰板双层墙(90+60 中空+90)	130	48.3
炭化石灰板双层墙(120+30 中空+90)	145	47.7
90 炭化石灰板+80 中空+12 厚纸面石膏板	80	43.8
90 炭化石灰板+80 填矿棉+12 厚纸面石膏板	84	48.3
加气混凝土双层墙(15+75 中空+75)	140	54.0
100 厚加气混凝土+50 中空+18 厚草纸板	84	47.6
100 厚加气混凝土+80 中空+三合板	82.6	43.7
50 厚五合板蜂窝板+56 中空+30 厚五合板蜂窝板	19.5	35.5
240 厚砖墙+80 中空内填矿棉 50+6 厚塑料板	500	64.0
240 厚砖墙+200 中空+240 厚砖墙	960	70.7
60 厚砖墙(表面粉刷)+60 中空+60 厚砖墙(表面粉刷)	258	38.0
双层 80 厚穿孔石膏板条	100	40.0
240 厚砖墙+150 中空+240 厚砖墙	800	64.0
双层 75 厚加气混凝土(中空 75,表面粉刷)	140	54.0
双层 40 厚钢筋混凝土(中空 40)	200	52.0

8.3.2 多层复合隔声结构

在噪声控制工程中,常用轻质多层复合板,它是由几层面密度或性质不同的板材组成的复合隔声结构,通常是用金属或非金属的坚实薄板做护面层,内部覆盖阻尼材料,或填入多孔吸声材料,或空气层等组成。

多层复合板的隔声性能较组成它的同等重量的单层或双层有明显的改善,这主要是由于:① 分层材料的阻抗各不相同,使声波在各层界面上产生多次反射,阻抗相差越大,反射声能越多,透射能量就越小;② 夹层材料的阻尼和吸声作用,致使声能衰减,并减弱共振与吻合效应;③ 使用厚度和材质不同的多层结构,可以错开共振与临界的吻合频率,改善共振区与吻合区的隔声低谷效应,因而总的隔声性能可大大提高。

8.4 隔 声 间

在高噪声环境下,例如,在汽轮发电机房内建造一个具有良好的隔声性能的控制室,能有效地减少噪声对操作人员的干扰;又例如,在耳科临床诊断中的听力测试室,需要一个相当安静即本底噪声很低的环境,必须用特殊的隔声构件建造一个测听室,防止外界噪声的传入。另一种情况是声源较多,采取单一噪声控制措施不易奏效,或者采用多种措施治理成本较高,就把声源围蔽在局部空间内,以降低噪声对周围环境的污染。这些由隔声构件组成的具有良好隔声性能的房间统称为隔声间或隔声室。

隔声间一般采用封闭式的,它除需要有足够隔声量的墙体外,还需要设置具有一定隔声性能的门、窗等。

8.4.1 隔声间的降噪量

隔声间通常包括隔声、吸声、消声器、阻尼和减振等几种噪声控制措施的综合治理装置,它是多种声学构件的组合,因此,衡量一个隔声间的效果,不能只看其中一个声学构件的降噪效果,而要看它的综合降噪指标。用于评价隔声间综合降噪效果的一个物理量是插入损失 IL ,它是被保护者所在处安装隔声间前后的声压级之差,即:

$$IL = L_1 - L_2 = \overline{TL} + 10 \lg \frac{A}{S} \quad (8-30)$$

式中: A ——隔声间内表面的总吸声量, m^2 ;

S ——隔声间内表面的总面积, m^2 ;

\overline{TL} ——隔声间的平均隔声量,即:

$$\overline{TL} = 10 \lg \frac{\sum S_i}{\sum S_i 10^{-0.1 TL_i}} \quad (8-31)$$

式中: S_i ——第 i 个构件的面积, m^2 ;

TL_i ——第 i 个构件的隔声量, dB;

隔声间的插入损失一般约 20~50 dB。式(8-31)亦可以用来计算非单一结构隔墙的平均隔声量。例如,一隔墙面积 22 m^2 ,其中包括门 2 m^2 ,墙体的隔声量 $TL_1=50$ dB,门的隔声量 $TL_2=20$ dB,代入式(8-31),得隔墙的平均隔声量 $\overline{TL}=30$ dB。由于门的隔声量低,使总的隔声量由墙体的 50 dB 降到 30 dB。这说明,对于隔声要求比较高的房间,必须重视门窗的隔声设计。

8.4.2 隔声门

1. 隔声门的构造

隔声门,首先要有足够的隔声量,还要保证门的开启机构灵活方便,在满足这两个条件下,门窗不要做得过重,门扇与门框之间的密封要好。通常隔声门做成双层轻便门,并在两层间加吸声处理,采用多层复合结构。常见隔声门的结构如图 8-9 所示,隔声特性见表 8-3。

表 8-3 典型的隔声门的特性

结 构	隔 声 量/dB							平均隔 声量	隔声 指数
	倍频程中心频率/Hz								
	125	250	500	1 000	2 000	4 000			
有橡皮密封条的普通嵌板门,门扇厚 50 mm	18	19	23	30	33	32	25.8	—	
三夹板门,门扇厚 45 mm	13.4	15	15.2	19.6	20.6	24.5	16.8	—	
双层木板实心门,板共厚 100 mm	16.4	20.8	27.1	29.4	28.9		29	—	
钢板门,厚 6 mm	25.1	26.7	31.1	36.4	31.5		35	—	
双层门(见图 8-9a)									
(1) 有橡皮条密封	27	27	32	35	34	35	31.7	—	
(2) 无橡皮条密封	22	23	24	24	24	23	23.3	—	
双层门(见图 8-9b)									
(1) 有橡皮条密封	28	28.7	32.7	35	32.8	31	31	—	
(2) 无橡皮条密封	25	25	29	29.5	27	26.5	27	—	
多层复合门(见图 8-9c)	38	34	44	46	50	55	44.5	—	
多层复合门(见图 8-9d)	29.6	29	29.6	31.5	35.3	43.3	32.6	—	

续表

结 构	隔 声 量/dB							
	倍频程中心频率/Hz						平均隔 声量	隔声 指数
	125	250	500	1 000	2 000	4 000		
多层复合门(见图 8-9e)	24	24	26	29	36.5	39.5	29	—
多层复合门(见图 8-9f)	41	36	38	41	53	60	45	—
多层复合门(见图 8-9g)								
(1) 门缝用双 9 字形橡胶条,密封较好	31	29	32	36	43	44	35.3	37
(2) 门缝用单 9 字形橡胶条,堵下缝	27	27	26	31	39	39	31.9	33
(3) 门缝用单 9 字形橡胶条,不堵下缝	24	23	23	24	26	28	24.7	25
多层复合门(见图 8-9h)								
(1) 门缝全密封	30	28	34	39	47	50	37.5	39
(2) 门缝双 9 字形橡胶条,双扫地橡皮	27	27	30	33	36	44	32.8	34
(3) 门缝单 9 字形橡胶条,单扫地橡皮	28	26	28	32	38	36	31.5	33
(4) 门缝用单乳胶条,单扫地橡皮	26	23	26	41	41	43	32.7	33
多层复合门(见图 8-9i)								
(1) 门缝全密封	28	28	34	36	46	49	36.8	38
(2) 门缝双 9 字形橡胶条	26	27	30	33	35	42	31.7	35
(3) 门缝单乳胶条	27	23	26	34	41	41	32	33
双层双扇门(见图 8-9j)								
(1) 门缝全密封,下部门缝用长扫地橡皮	26	24	29	35	42	38	32.3	35
(2) 门缝用单软橡皮条,下部门缝用长扫地橡皮	23	24	28	30	31	36	28.7	31
(3) 门缝用单软橡皮条,扫地橡皮剪短与地面齐	22	22	27	27	30	30	26.9	29
铝板复合门(见图 8-9k)								
(1) 保温隔声单扇门	23	22	27	30	41	39	30.6	32
(2) 门缝斜企口包毛毡	26	36	28	28	36	51	33.1	32
(3) 门缝用消声器	22	24	24	34	40	33	29.2	30
(4) 门缝不处理	23	28	24	29	23	24	25.1	25
钢板复合门(见图 8-9l)								
(1) 普通保温单扇门	23	22	27	34	41	39	30.6	32
(2) 门缝斜企口包毛毡	42	41	35	37	45	57	41.1	41

续表

结 构	隔 声 量/dB							平均隔 声量	隔声 指数
	倍频程中心频率/Hz								
	125	250	500	1 000	2 000	4 000			
(3) 门缝用消声器	27	26	26	41	43	37	32.9	35	
(4) 门缝不处理	25	26	23	28	23	25	24.8	25	
双层充气推拉门(见图 8-9m)									
(1) 现场未充气	37	42	36	50	50	54	42	46	
(2) 现场充气	47	48	46	56	56	57	51	53	
(3) 实验室测定	45	54	55	61	64	65	55	60	
门斗式高效能隔声门(见图 8-9n)									
(1) 内扇关未充气	24	17	28	40	51	58	35.9	31	
(2) 内扇关充气	27	26	32	41	53	60	39	37	
(3) 外扇关未充气	26	27	31	32	42	54	35	34	
(4) 外扇关充气	27	31	34	36	43	57	38.2	40	
(5) 内外扇全关未充气	37	45	56	71	71	79	60	58	
(6) 内外扇全关充气	42	46	57	72	72	80	61.5	59	

2. 门缝密封

门缝对门的隔声性能有很大的影响,隔声门的密封方法应该根据隔声要求和门的使用条件确定,例如人员出入较少的锅炉鼓风机引风机隔声间的门可以采用隔声效果较好的双企口压紧橡皮条的密封方法,而人员出入较频繁的隔声操作室就不宜使用这种方法,因为人们会由于开关不方便而不去压紧橡皮条,结果这种门等于没有密封,达不到隔声的目的。

常用的密封方法见图 8-10。

8.4.3 隔声窗

隔声窗一般采用双层和多层玻璃做成,其隔声量主要取决于玻璃的厚度(或单位面积玻璃的质量),其次是窗的结构,窗与窗框之间、窗框和墙壁之间的密封程度,据实测,3 mm 厚的玻璃的隔声量是 27 dB,6 mm 厚的玻璃的隔声量为 30 dB,因此,采用两层以上的玻璃,中间夹空气层的结构,隔声效果是相当好的。图 8-11 给出几种隔声窗的示意图。

设计隔声窗应该注意以下几方面:

① 多层窗应选用厚度不同的玻璃板以消除调频吻合效应。例如,3 mm 厚的玻璃板的吻合谷出现在 4 000 Hz,而 6 mm 厚的玻璃板的吻合谷出现在 2 000 Hz,两种玻璃组成的双层窗,吻合谷相互抵消。

② 多层窗的玻璃板之间要有较大的空气层。实践证明,空气层厚 5 cm 时

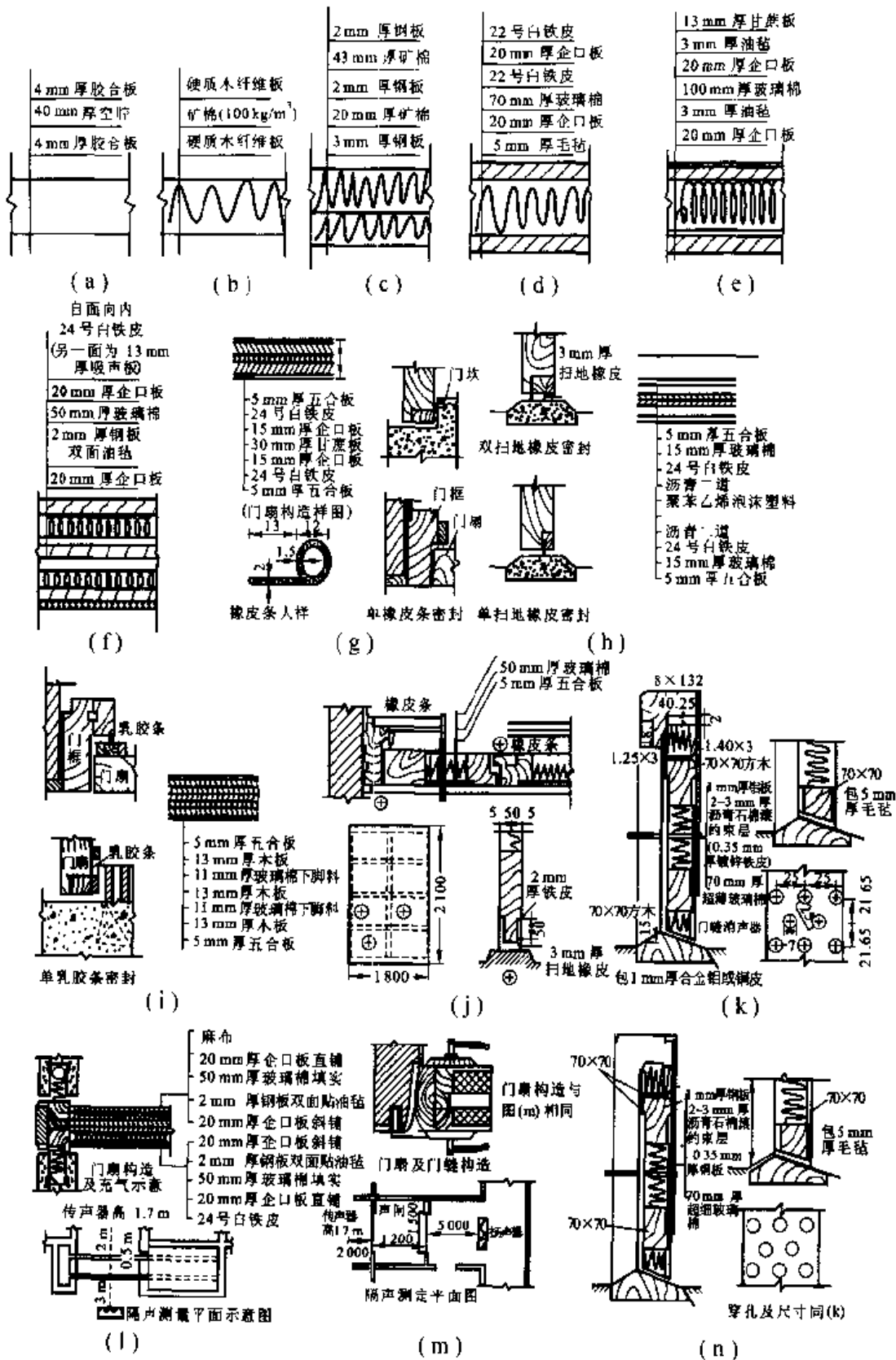


图 8-9 常见隔声门结构

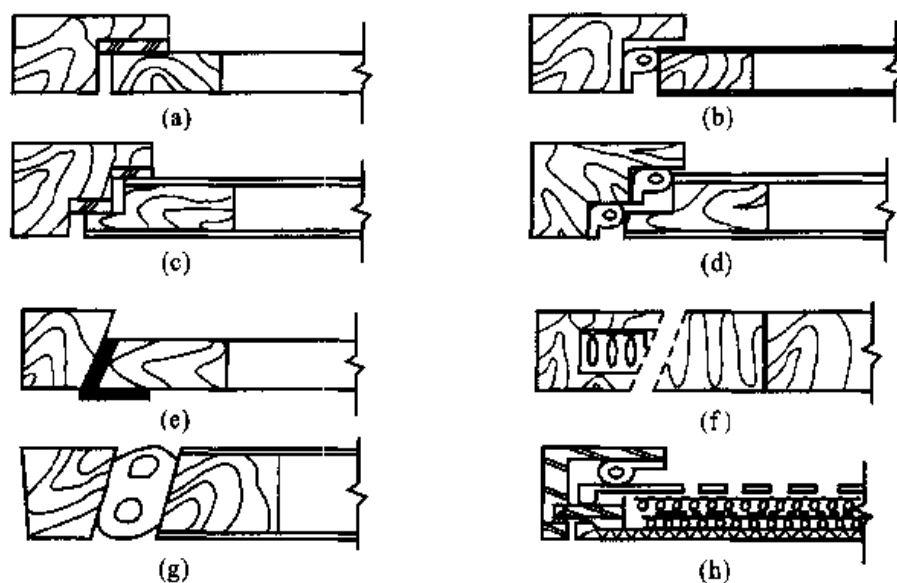


图 8-10 隔声门的密封方法

(a) 单企口,压紧橡皮条、乳胶条等材料,达到密封门缝的目的;(b) 单企口,9字形橡胶条在侧面,不需要加压和卡锁;(c) 双企口,密封方法同(a);(d) 双企口,密封方法同(b);(e) 斜企口,用橡皮或人造革或羊皮包泡沫塑料;(f) 斜企口,门缝处做狭缝消声器,因允许有缝,故开关方便;(g) 斜企口,在充气带内充气密封门缝;(h) 卡锁钢门,9字形橡胶条在正面,适用于隔声要求较高的重门扇

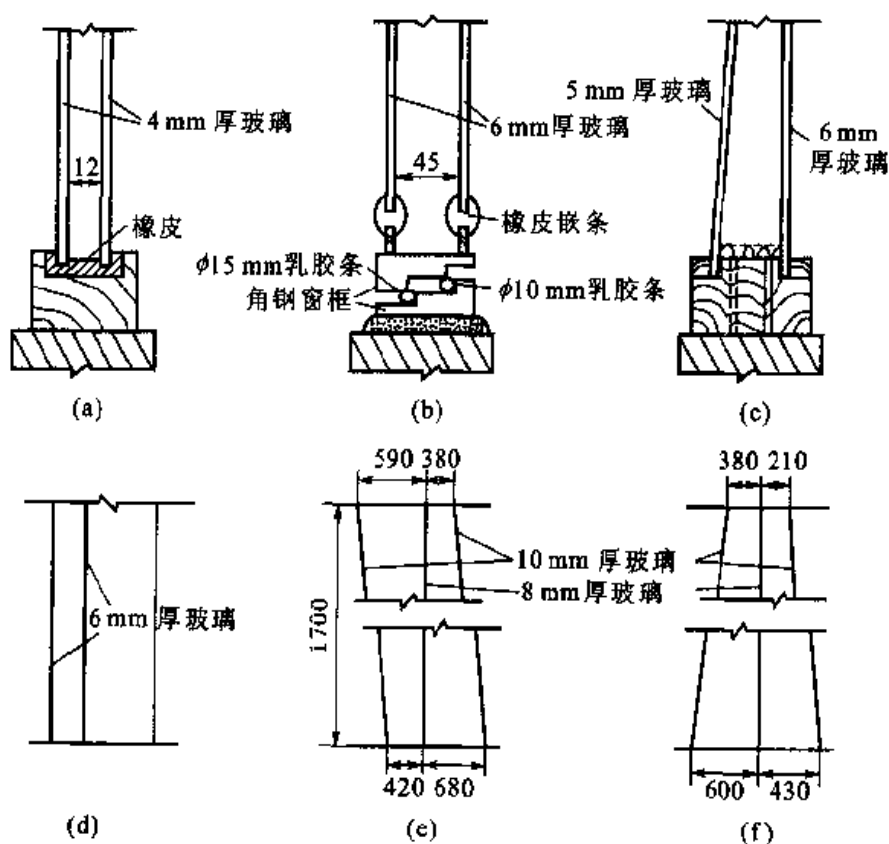


图 8-11 几种隔声窗

效果不大,一般取 7~15 cm,并应在窗框周边内表面作吸声处理。

③ 多层窗玻璃板之间要有一定的倾斜度,朝声源一面的玻璃做成倾斜,以消除驻波。

④ 玻璃窗的密封要严,在边缘用橡胶条或毛毡条压紧,这不仅可以起密封作用,还能起有效的阻尼作用,以减少玻璃板受声激振透声。

⑤ 两层玻璃间不能有刚性连接,以防止“声桥”。目前市场上有一种真空玻璃,隔声效果好,可直接用于隔声窗。

常见隔声窗的特性见表 8-4。

表 8-4 典型隔声窗特性

结 构	隔声量/dB							平均隔 声量	隔声 指数
	倍频程中心频率/Hz								
	125	250	500	1 000	2 000	4 000			
单层 6 mm 厚玻璃固定窗,橡皮长条封边	20	22	26	30	28	22	25.1	26	
双层窗:3 mm 厚玻璃,17 cm 厚空腔									
(1) 无橡皮密封条	21	26	28	30	28	27	—	—	
(2) 有橡皮密封条	33	33	36	38	38	38	—	—	
双层窗:4 mm 厚玻璃,见图 8-11(a)									
(1) 空腔 12 mm	20	17	22	35	41	38	—	—	
(2) 空腔 16 mm	16	26	28	37	41	41	—	—	
(3) 空腔 100 mm	21	33	39	47	50	51	28.8	—	
(4) 空腔 200 mm	28	36	41	48	54	53	—	—	
(5) 空腔 400 mm	34	40	44	50	52	54	—	—	
双层钢窗:5 mm 厚玻璃,45 mm 空腔 见图 8-11(b)									
(1) 全密封(橡皮泥填缝)	14	35	37	43	47	53	37.5	40	
(2) 用 $\phi 15, \phi 10$ 双乳胶条密封	18	31	29	31	35	47	30.3	32	
(3) 用 $\phi 15$ 单乳胶条密封	14	30	27	26	32	40	27.1	30	
(4) 用 $\phi 10$ 单乳胶条密封	13	29	28	27	26	42	26.5	27	
(5) 无乳胶条	9	23	19	18	16	25	18.2	19	
双层木窗:见图 8-11(c)									
(1) 空腔厚 8.5~11.5 cm,窗框内 周边用穿孔板	32	36	45	56	55	43	44	46	
(2) 空腔同(1),窗框周边用 8-10 mm 玻璃棉毡	30	36	47	59	57	53	46.1	49	
(3) 空腔厚 12.5~15 cm,窗边用 8 ~10 mm 玻璃棉毡	28	37	48	60	60	49	46.7	49	
(4) 空腔厚 8.5~19 cm,窗框周边 用 8~10 mm 玻璃棉毡	39	34	46	57	56	53	45.7	48	

续表

结 构	隔 声 量/dB							平均隔 声量	隔声 指数
	倍频程中心频率/Hz								
	125	250	500	1 000	2 000	4 000			
双层窗:7 mm 厚玻璃									
(1) 空腔厚 10 cm	29	37	41	50	45	54	42.7	—	—
(2) 空腔厚 20 cm	32	39	43	48	46	50	—	—	—
(3) 空腔厚 40 cm	38	42	46	51	48	58	—	—	—
双层窗:6 mm 厚玻璃,倾斜空气层	28	31	29	41	47	40	35.3	—	—
三层固定窗:6 mm 厚玻璃,见图 8-11(d)	37	45	42	43	47	56	45	—	—
三层窗:10 mm 玻璃 + 空腔 + 8 mm 玻璃 + 空腔 + 10 mm 玻璃									
(1) 图 8-11(e)	49	63	71	66	73	77	—	—	—
(2) 图 8-11(f)	46	67	72	75	69	71	—	—	—

8.5 隔 声 罩

隔声罩是噪声控制设计中常被采用的设备,例如空压机、水泵、鼓风机等高噪声源,如果其体积小,形状比较规则或者虽然体积较大,但空间及工作条件允许,可以用隔声罩将声源封闭在罩内,以减少向周围的声辐射。

8.5.1 隔声罩的插入损失

隔声罩的降噪声效果一般用插入损失 IL 来表示。它的定义同式(8-30)。对于全封闭的隔声罩,可近似用下式计算:

$$IL = 10 \lg(1 + \alpha 10^{0.1TL}) \quad (8-32)$$

式中: α ——内饰吸声材料的吸声系数;

TL ——隔声罩罩壁的隔声量, dB。

对于局部封闭的隔声罩,插入损失为:

$$IL = TL + 10 \lg \alpha + 10 \lg \frac{1 + S_0/S_1}{1 + S_0 10^{0.1TL}/S_1} \quad (8-33)$$

式中: S_0 和 S_1 ——分别为非封闭面和封闭面的总面积, m^2 。

一般固定全封闭型的隔声罩的插入损失约为 30~40 dB;活动全封闭型为 15~30 dB,局部封闭型约为 10~20 dB,带通风散热消声器的则约为 15~25 dB。

8.5.2 隔声罩的设计要点

隔声罩的技术措施简单,降噪效果好,在噪声控制工程中广为应用,在设计 and 选用隔声罩时应注意以下几方面:

① 罩壁必须有足够的隔声量,且为了便于制造安装维修,宜采用 0.5~2 mm 厚的钢板或铝板等轻薄密实的材料制作。

② 用钢或铝板等轻薄型材料作罩壁时,须在壁面上加筋,涂贴阻尼层,以抑制与减弱共振和吻合效应的影响。

③ 罩体与声源设备及其机座之间不能有刚性接触,以免形成“声桥”,导致隔声量降低。同时,隔声罩与地面之间应进行隔振,以降低固体声。

④ 开有隔声门窗、通风与电缆等管线时,缝隙处必须密封,并且管线周围应有减振、密封措施。

⑤ 罩内要加吸声处理,使用多孔松散材料时,应有较牢固的护面层。

⑥ 罩壳形状恰当,尽量少用方形平行罩壁,以防止罩内空气声的驻波效应,同时,罩内壁与设备之间应留有较大的空间,一般为设备所占空间的 1/3 以上,各内壁面与设备的空间距离不得小于 10 cm,以免耦合共振,使隔声量减小。

⑦ 当被罩的机器设备有温升需要采取通风冷却措施时,应增加消声器等措施,其消声量要与隔声罩的插入损失相匹配。

8.6 声屏障

在声源与接收点之间设置障板,阻断声波的直接传播,以降低噪声,这样的结构称声屏障。它是控制交通噪声污染的一种治理措施,一些发达国家从 20 世纪 60 年代末就开始了声屏障的研究和应用,近年来,我国一些城市和高速公路、铁路也相继建造了声屏障,而且发展速度很快。

噪声在传播途径中遇到障碍物,若障碍物尺寸远大于声波波长时,大部分声能被反射和吸收,一部分绕射,于是在障碍物背后一定距离内形成“声影区”,声影区的大小与声音的频率和屏障高度等有关,频率越高,声影区的范围越大。声屏障将声源和保护目标隔开,使保护目标落在屏障的声影区内。

8.6.1 声屏障的插入损失

对于点声源,一无限长声屏障的绕射声衰减量为:

$$\Delta L = \begin{cases} 20 \lg \frac{\sqrt{2\pi N}}{\tanh \sqrt{2\pi N}} + 5, & N > 0 \\ 5, & N = 0 \\ 20 \lg \frac{\sqrt{2\pi |N|}}{\tan \sqrt{2\pi |N|}} + 5, & -0.2 < N < 0 \\ 0, & N < -0.2; \end{cases} \quad (8-34)$$

式中: $N = 2\delta/\lambda$ 为非涅尔数

δ ——声程差, $\delta = (a+b) - (c+d)$;

λ ——声波波长, 见图 8-12。

若声源和接收点之间的连线与声屏障法线之间有一角度 β , 则非涅尔数为 $N(\beta) = N \cos \beta$,

实际应用的声屏障模型主要是线声源, 如道路机动车辆流以及一列火车等。一个无限长的不相干线声源的屏障声衰减要比点声源小, 然而两者之间的差距最大不超过 5 dB, 对于线声源, 一无限长声屏障的绕射声衰减为:

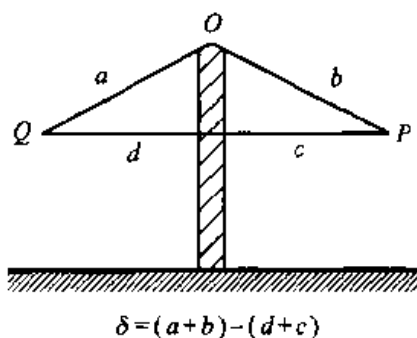


图 8-12 声源和受声点之间的几何参数

$$\Delta L_d = \begin{cases} 10 \lg \left[\frac{3\pi \sqrt{1-t^2}}{4 \arctan \sqrt{\frac{1-t}{1+t}}} \right], & t \leq 1 \\ 10 \lg \left[\frac{3\pi \sqrt{t^2-1}}{2 \ln(t + \sqrt{t^2-1})} \right], & t > 1 \end{cases} \quad (8-35)$$

式中: $t = 40f\delta/3c$;

f ——频率;

δ ——程差;

c ——声速。

声屏障的插入损失还应考虑屏障的透射损失、地面障碍物、地面吸收等的影响。因此, 实际的插入损失应该是:

$$IL = \Delta L_d - \Delta L_t - \Delta L_r - (\Delta L_s + \Delta L_G)_{\max}$$

式中: ΔL_d ——绕射声衰减;

$\Delta L_t, \Delta L_r, \Delta L_s, \Delta L_G$ ——分别为声屏障的透射、反射、地面障碍物及地面吸收引起的声衰减修正量。

实际的道路车流量往往介于“点声源”和“线声源”之间, 而且声屏障高度的

设计又受各种因素的制约,致使声屏障的插入损失与预期目标有一定差距,通常在 5~12 dB 之间。

8.6.2 声屏障的设计要点

① 声屏障本身必须有足够的隔声量,声屏障对声波有三种物理效应:隔声(透射)、反射和绕射效应,因此声屏障的隔声量应比设计目标值大(10 dB 以上)。

② 设计声屏障时,应尽可能采用配合吸声型屏障,以减弱反射声能及其绕射声能。材料平均吸声系数应 ≥ 0.5 ,其结构如图 8-13 所示。

③ 声屏障主要用于阻断直达声,为了有效地防止噪声的发散,其形式有 L 型、U 型、Y 型等,如图 8-14 所示。其中 Y 型(带遮檐)的效果尤为明显。

④ 声屏障周边与其他构件的连接处,应注意密封。

⑤ 作为交通道路的声屏障,应注意景观,其造型和材质的选用应与周围环境相协调。

⑥ 声屏障的结构设计,其力学性能(如风荷载等)应符合有关的国家标准。

⑦ 声屏障的高度和长度应根据现场实际情况由相关公式计算确定。

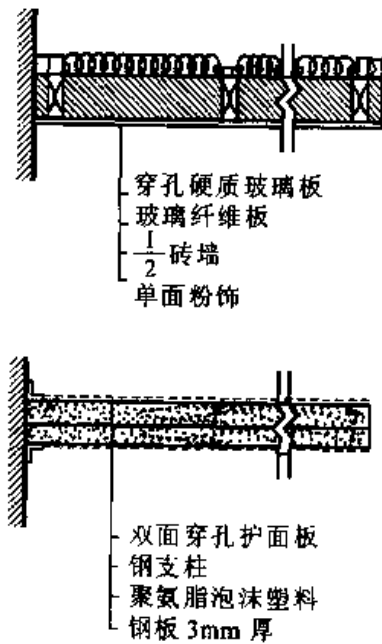


图 8-13 声屏障结构示意图

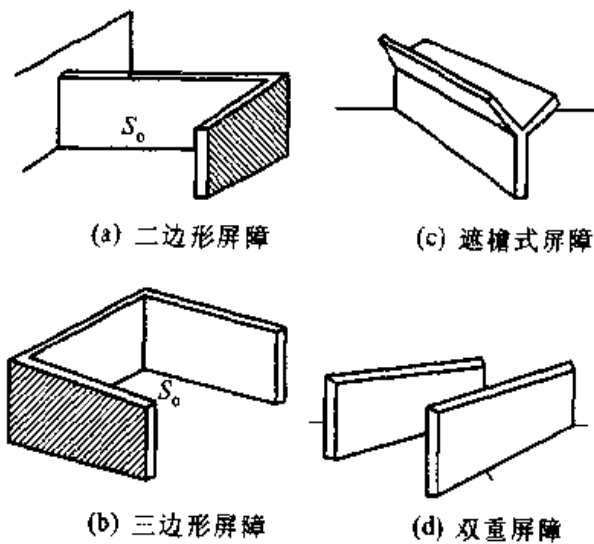


图 8-14 声屏障的基本形式

习 题

1. 计算下列单层匀质构件的平均隔声量与临界吻合频率:(1) 240 mm 厚的砖;(2) 6 mm 厚的玻璃。

2. 试计算以下构件的平均隔声量与临界吻合频率:(1) 20 cm 厚混凝土墙;(2) 1 mm 厚的钢板。

3. 某一隔声墙面积 12 m^2 , 其中门、窗所占的面积分别为 2 m^2 , 3 m^2 。设墙体、门、窗的隔声量分别为 50、20 和 15 dB, 求该隔墙的平均隔声量。

4. 某隔声间有一面积为 20 m^2 的墙与噪声源相隔, 该墙透射系数为 10^{-5} , 在该墙上开一面积为 2 m^2 的门, 其透射系数为 10^{-3} , 并开一面积为 3 m^2 的窗, 透射系数也为 10^{-3} , 求该组合墙的平均隔声量。

5. 为隔离强噪声源, 某车间用一道隔墙将车间分成两部分, 墙上装一 3 mm 厚的普通玻璃窗, 面积占墙体的 $1/4$, 设墙体的隔声量为 45 dB, 玻璃窗的隔声量为 22 dB, 求该组合墙的隔声量。

6. 某尺寸为 $4.4 \times 4.5 \times 4.6 \text{ m}^3$ 的隔声罩, 在 2 000 Hz 倍频程的插入损失为 30 dB, 罩顶、底部和壁面的吸声系数分别为 0.9、0.1 和 0.5, 试求罩壳的平均隔声量。

7. 要求某隔声罩在 2 000 Hz 时具有 36 dB 的插入损失, 罩壳材料在该频带的透射系数为 0.000 2, 求隔声罩内壁所需的平均吸声系数。

8. 某厂水泵房有 6 台大型水泵, 车间内操作台处噪声为 95 dB, 考虑到声场比较复杂, 且需保护的人员不多, 拟在操作台设置一组合式轻质隔声操作间。隔声间为水泥地面, 面积为 12.5 m^2 , 吸声系数为 0.02; 五个壁面的总面积为 36.2 m^2 , 壁内表面吸声系数为 0.5, 设计倍频程平均隔声量为 36 dB; 顶部设进排风消声器各一个, 其截面积 0.13 m^2 , 吸声系数 0.9, 设计倍频程平均降噪量为 34 dB; 固定式双层玻璃隔声窗面积为 13.7 m^2 , 吸声系数为 0.09, 设计倍频程平均隔声量为 35.3 dB; 两扇隔声门隔声量与隔声壁相同, 不另计算隔声参数。试估算该隔声间的倍频程平均隔声量。

9. 在某车间内设置一屏障, 设声源在屏障中心后 1 m, 接受点在屏障中心前 1.5 m, 已知屏障的高度和长度分别为 2 m 和 3 m, 假设声源可看作点声源, 位于室内中央, 距地面 1 m, 1 kHz 时的声功率级为 106 dB, 车间的房间常数为 400, 试求在有无隔声屏障时接收点处的声压级及屏障的插入损失。

第九章 消 声 器

消声器是一种既能允许气流顺利通过,又能有效地阻止或减弱声能向外传播的装置。一个合适的消声器,可以使气流声降低 20~40 dB,相应响度降低 75%~93%,因此在噪声控制工程中得到了广泛的应用。值得指出的是,消声器只能用来降低空气动力设备的进排气口噪声或沿管道传播的噪声,而不能降低空气动力设备本身所辐射的噪声。

9.1 消声器的分类、评价和设计程序

9.1.1 对消声器的基本要求

不论何种类型的消声器,一个好的消声器应满足以下五方面的要求:

1. 声学性能

在使用现场的正常工况下(一定的流速、温度、湿度、压力等),在所要求的频率范围内,有足够大的消声量。

2. 空气动力性能

消声器对气流的阻力要小,阻力系数要低,即安装消声器后增加的压力损失或功率损耗要控制在允许的范围,不能影响空气动力设备的正常运行。气流通过消声器时所产生的气流再生噪声要低。

3. 机械结构性能

消声器的材料应坚固耐用,应有耐高温、耐腐蚀、耐潮湿、耐粉尘的特殊环境,尤其应注意材质和结构的选择。另外,消声器要体积小、重量轻、结构简单,并便于加工、安装和维修。

4. 外形和装饰

除消声器几何尺寸和外形应符合实际安装空间的允许外,消声器的外形应美观大方,表面装饰应与设备总体相协调。

5. 价格费用要求

选材、加工等要考虑减少材料损耗,在具有一定消声量的同时,消声器要价格便宜,使用寿命长。

9.1.2 消声器声学性能评价量

消声器的降噪能力用消声量来表征。测量方法不同,所得消声量也不同。当消声器内没有气流通过而仅有声波通过时,测得的消声量称为静态消声量;当有声波和气流同时通过时,测得的消声量称为动态消声量。

消声器声学性能的评价量有下列四种:

1. 插入损失(L_{IL})

插入损失指系统中插入消声器前后在系统外某定点测得的声功率级之差。

在实验室内测量插入损失一般应采用混响室法或半消声室法或管道法,这几种方法都应进行装置消声器以前和以后两次测量,先测出通过管口辐射噪声的各倍频带或1/3倍频带声功率级,然后用消声器换下相应的替换管道,保持其他实验条件不变,同一测点测出各频带相应的声功率级。各频带的插入损失为前后两次测量所得声功率级之差。如果装置消声器前后,声场分布情况近似保持不变,则声功率级之差就等于相同测点的声压级之差。

现场测量消声器插入损失符合实际使用的条件,但受环境、气象、测距等影响,其测量结果应进行修正。无论是实验室测量还是现场测量,A计权插入损失($L_{IL})_A$ 的计算式如下:

$$(L_{IL})_A = L_{pA_1} - L_{pA_2} \quad (9-1)$$

式中: L_{pA_1} ——装置消声器前测点的A声级,dB;

L_{pA_2} ——装置消声器后测点的A声级,dB;

$$L_{pA_1} = 10 \lg \left\{ \sum_i 10^{0.1(L_{pi} + \Delta_i)} \right\} \quad (9-2)$$

$$L_{pA_2} = 10 \lg \left\{ \sum_i 10^{0.1(L_{pi} - D_i + \Delta_i)} \right\} \quad (9-3)$$

式中: i ——频带的序号;

L_{pi} ——第*i*个频带声压级,dB;

Δ_i ——第*i*个频带的A计权修正值,dB;

D_i ——第*i*个频带插入损失,dB。

2. 传声损失(TL)

传声损失为消声器进口端声功率级与出口端声功率级之差。通常情况下消声器进口端与出口端的通道截面相同,声压沿截面近似均匀分布,这时传声损失等于进口端声压级与出口端声压级之差。

测量消声器的传声损失,必须在实验室给定工况下分别在消声器两端进行

测量,在消声器进口端测出对应于入射声的倍频带或 1/3 倍频带声功率级,在出口端测出对应于透射声的相应声功率级。各频带传声损失等于两端分别测量所得频带声功率级之差。一般应以管道法测量入射声和透射声的声压级。

各频带传声损失 TL 由下式决定:

$$TL = \bar{L}_{p_1} - \bar{L}_{p_2} + (K_1 - K_2) + 10 \lg \frac{S_1}{S_2} \quad (9-4)$$

式中: \bar{L}_{p_1} ——入射声平均声压级, dB;

\bar{L}_{p_2} ——透射声平均声压级, dB;

K_1 ——入射声的背景噪声修正值, dB;

K_2 ——透射声背景噪声修正值, dB;

S_1 ——消声器进口端管道通道截面面积, m^2 ;

S_2 ——消声器出口端管道通道截面面积, m^2 ;

由实测各频带传声损失,可以参照式(9-2)、式(9-3)计算出 A 计权传声损失 TL_A 。

3. 减噪量 (L_{NR})

消声器进口端面测得的平均声压级与出口端面测得的平均声压级之差称为减噪量。其关系式如下:

$$L_{NR} = \bar{L}_{p_1} - \bar{L}_{p_2} \quad (9-5)$$

式中: \bar{L}_{p_1} ——消声器进口端面平均声压级, dB;

\bar{L}_{p_2} ——消声器出口端面平均声压级, dB。

这种测量方法,易受环境声反射、背景噪声、气象条件的影响。

4. 衰减量 (L_A)

消声器内部两点间的声压级的差值称为衰减量,主要用来描述消声器内声传播的特性,通常以消声器单位长度的衰减量(dB/m)来表征。

9.1.3 消声器的分类

消声器的种类和结构形式很多,根据其消声原理和结构的不同大致可分为六类:一是阻性消声器;二是抗性消声器;三是阻抗复合式消声器;四是微穿孔板消声器;五是扩散式消声器;六是有源消声器等。按所配用的设备来分,有空压机消声器、内燃机消声器、凿岩机消声器、轴流风机消声器、混流风机消声器、罗茨风机消声器、空调新风机组消声器和锅炉蒸汽放空消声器等。

9.1.4 消声器的设计程序

消声器的设计程序可分为五个步骤:

1. 噪声源现场调查及特性分析

对于空气动力性噪声源安装使用情况,周围的环境条件,有无可能安装消声器,消声器安装在什么位置,与设备连接形式等应作现场调查记录,并作出初步考虑,以便合理地选择消声器。

空气动力设备,按其压力不同,可分为低压、中压、高压;按其流速不同,可分为低速、中速、高速;按其输送气体性质不同,可分为空气、蒸汽和有害气体等。应按不同性质不同类型的气流噪声源,有针对性地选用不同类型的消声器。噪声源的声级高低及频谱特性各不相同,消声器的消声性能也各不相同,在选用消声器前应对噪声源进行测量和分析。一般测量 A 声级、C 声级、倍频程或 1/3 倍频程频谱特性。特殊情况下如噪声成分中带有明显的尖叫声,则需作窄带谱分析。

2. 噪声标准的确定

根据国家有关声环境质量和噪声排放标准,确定噪声应控制在什么水平上,即安装所选用的消声器后,能满足何种噪声标准的要求。

3. 消声量的计算

消声器的消声量 ΔL 对不同的频带有不同的要求,应分别进行计算:

$$\Delta L = L_p - \Delta L_d - L_a \quad (9-6)$$

式中: L_p ——声源某一频带的声压级;

ΔL_d ——当无消声措施时,从声源至控制点经自然衰减所降低的声压级;

L_a ——控制点允许的声压级。

4. 选择消声器类型

根据气流性质、需安装消声器的现场情况及各频带所需的消声量,综合平衡后确定消声器类型、结构、材质等。

5. 检验

根据所确定的消声器,验算消声器的消声效果,包括上下限截止频率的检验,消声器的压力损失是否在允许范围之内。甚至根据实际消声效果,对未能达到预期要求的,需修改原设计方案并提出补救措施。

9.1.5 消声器的压力损失

一般认为消声器的压力损失由两部分构成:一是局部压力损失;二是管壁沿程摩擦阻力损失,两者都是由于流体运动时克服粘性切应力做功引起的。局部阻力损失发生在消声器内收缩、扩张等截面突变的地方,由于气流速度发生突变成漩涡和流体相互碰撞,进一步加剧了流体质点间的相互摩擦。局部阻力损失(H_c)的大小取决于局部结构形式、管道直径和气流速度,即有:

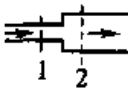
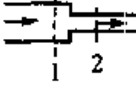


$$H_e = \epsilon \rho \frac{v^2}{2} \quad (\text{Pa}) \quad (9-7)$$

式中： v ——小截面上的气流平均速度，m/s；

ϵ ——局部阻力系数，与消声器截面扩张比有关。

表 9-1 列出了常见结构的阻力系数值。

表 9-1 常见结构的局部阻力系数

结构名称	图 形	局部阻力系数
管径突然变大		$(1 - S_1/S_2)^2$
管径突然缩小		S_2/S_1 ϵ
		0.1 0.41
		0.3 0.36
		0.5 0.26
		0.7 0.14
	0.9 0.06	
尖缘入口		0.5
圆角入口		0.25

沿程阻力损失 H_f 发生在消声器管道壁面，其大小取决于管壁粗糙度 h_0 及气流速度 v 的大小。

$$H_f = \lambda \rho \frac{l}{D} \frac{v^2}{2} \quad (\text{Pa}) \quad (9-8)$$

式中： l ——管道长度；

D ——管道直径；

λ ——沿程摩擦阻力系数，它是流动雷诺数和 Re 和管壁相对粗糙度 h_0/D 的函数，即 $\lambda = f(Re, h_0/D)$ ，流体力学中将此函数绘制成“莫迪图”曲线；根据 Re 和 h_0/D 值即可查得 λ 。

对一个具体结构的消声器，将其划分为 m 个截面突变元件和 n 个管元件，分别按局部阻力损失和沿程阻力损失叠加计算消声器总的压力损失：

$$\Delta H = \sum_{i=1}^m H_{e_i} + \sum_{j=1}^n H_{f_j} \quad (9-9)$$

式中： H_{e_i} ——第 i 个截面突变处的压力损失；

H_{fj} ——第 j 段管道的沿程摩擦阻力损失。

9.2 阻性消声器

9.2.1 阻性消声器原理

阻性消声器是一种吸收型消声器,利用声波在多孔性吸声材料中传播时,因摩擦将声能转化为热能而散发掉,从而达到消声的目的。材料的消声性能类似于电路中的电阻耗损电功率,从而得名。一般说来,阻性消声器具有良好的中高频消声性能,对低频消声性能较差。

1. 声波在阻性管道中的衰减

消声器的传声损失与吸声材料的声学性能、气流通道的周长、断面面积以及管道长度等因素有关。对相同截面积的管道, L/S 比值以长方形为最大,方形次之,圆形最小。

A.N. 别洛夫由一维理论推导出长度为 l 的消声器的声衰减量 L_A 为:

$$L_A = \varphi(\alpha_0) \frac{L}{S} \cdot l \quad (9-10)$$

式中: L ——消声器的通道断面周长,m;

S ——消声器的通道有效横截面积, m^2 ;

l ——消声器的有效部分长度,m。

消声系数 $\varphi(\alpha_0)$ 与材料的吸声系数 α_0 的换算关系,见表 9-2。

另外还有 H.J. 赛宾计算消声器的声衰减量的经验计算式:

$$L_A = 1.03 (\bar{\alpha})^{1.4} \frac{L}{S} l \quad (9-11)$$

式中: $\bar{\alpha}$ ——吸声材料无规入射平均吸声系数。为便于计算,表 9-3 中列出了 α 与 $(\bar{\alpha})^{1.4}$ 的关系。

表 9-2 $\varphi(\alpha_0)$ 与 α_0 的换算关系

α_0	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.55	0.60~1.00
$\varphi(\alpha_0)$	0.05	0.11	0.17	0.24	0.31	0.39	0.47	0.55	0.64	0.75	0.86	1~1.5

表 9-3 α 与 $(\bar{\alpha})^{1.4}$ 的换算关系

$\bar{\alpha}$	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	1.00
$(\bar{\alpha})^{1.4}$	0.015	0.040	0.070	0.105	0.144	0.185	0.230	0.277	0.327	0.329	0.489	0.607	0.732	0.863	1.00

2. 高频失效频率

阻性消声器实际消声量的大小与噪声的频率有关。声波的频率越高,传播的方向性越强。对于一定截面积的气流通道,当入射声波的频率高到一定程度时,由于方向性很强而形成“声束”状传播,很少接触贴附在管壁的吸声材料,消声量明显下降。产生这一现象对应声波频率称为上限失效频率 f_n , f_n 可用下列经验公式计算:

$$f_n \approx 1.85 \frac{c}{D} \quad (9-12)$$

式中: c ——声速, m/s;

D ——消声器通道的当量直径, m。

其中圆形管道取直径, 矩形管道取边长平均值, 其他可取面积的开方值。

当频率高于失效频率时, 每增高一个倍频带, 其消声量约下降 1/3, 可用下式估算:

$$R' = \frac{3-N}{3} \cdot R \quad (9-13)$$

式中: R' ——高于失效频率的某倍频程的消声量;

R ——失效频率处的消声量;

N ——高于失效频率的倍频程频带数。

9.2.2 阻性消声器的种类

阻性消声器按气流通道几何形状的不同而分为不同的种类, 除直管式消声器外, 还有片式、蜂窝式、折板式、迷宫式、声流式、盘式、弯头式消声器等, 结构示意如图 9-1 所示。

1. 直管式消声器

如图 9-1(a) 所示, 是阻性消声器中最简单的一种形式, 吸声材料衬贴在管道侧壁上, 它适用于管道截面尺寸不大的低风速管道。

2. 片式消声器

如图 9-1(b) 所示, 对于流量较大需要足够大通风面积的通道时, 为使消声器周长与截面比增加, 可在直管内插入板状吸声片, 将大通道分隔成几个小通道。当片式消声器每个通道的构造尺寸相同时, 只要计算单个通道的消声量, 即为该消声器的消声量。

3. 蜂窝式消声器

如图 9-1(e) 所示, 是由若干个小型直管消声器并联而成, 形似蜂窝, 故得其名。因管道的周长 L 与截面 S 之比值比直管和片式大, 故消声量较高, 且由于小管的尺寸很小, 使消声失效频率大大提高, 从而改善了高频消声特性。但由

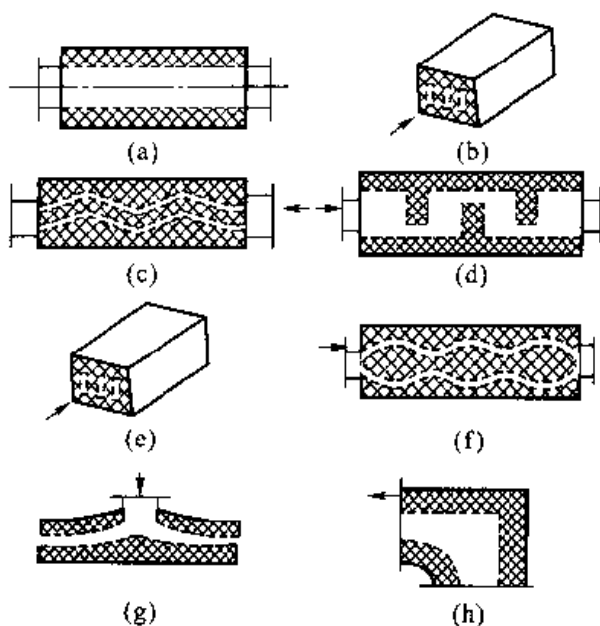


图 9-1 阻性消声器结构示意图

于构造复杂,且阻损也较大,通常多在流速低、风量较大的情况下使用。

4. 折板式消声器

如图 9-1(c)所示,是片式消声器的变型。在给定直线长度情形下,该种消声器可以增加声波在管道内的传播路程,使材料能更多地接触声波,特别是对中高频声波,能增加传播途径中的反射次数,从而使中高频的消声特性有明显的改善。为了不过大地增加阻力损失,曲折度以不透光为佳。对风速过高的管道不宜使用该种消声器。

5. 声流式消声器

如图 9-1(f)所示,是为了减小阻力损失,并使消声器在较宽频带范围内均有良好的消声性能,而将消声片制作成流线型。由于消声片的截面宽度有较大的起伏,从而不仅具有折板式消声器的优点,还能增加低频的吸收。但该种消声器结构较复杂,制作造价较高。

6. 迷宫式消声器

如图 9-1(d)所示,将若干个室式消声器串联起来形成迷宫式消声器。消声原理和计算方法类似单室,其特点是消声频带宽,消声量较高,但阻损较大,适用于低风速条件。

7. 盘式消声器

如图 9-1(g)所示,是在装置消声器的纵向尺寸受到限制的情况下使用的。其外形呈一盘形,使消声器的轴向长度和体积比大为缩减。因消声通道截面是渐变的,气流速度也随之变化,阻损比较小。另外,因进气和出气方向互相垂直,

使声波发生弯折,故提高了中高频的消声效果。一般轴向长度不到 50 cm,插入损失约为 10~15dB,适用风速以不大于 16 m/s 为宜。

8. 弯头式消声器

如图 9-1(h)所示,当管道内气流需要改变方向时,必须使用消声弯道,在弯道的壁面上衬贴 2~4 倍截面线度尺寸的吸声材料时,就成为一个有明显消声效果的消声弯头。弯头的插入损失大致与弯折角度成正比,如 30°的弯头,其衰减量大约是 90°弯头的 1/3,而 90°弯头又为 180°弯头的 1/2,连续两个 90°弯头(成 180°的折回管道),其衰减量约为单个直角弯头的 1.5 倍。

9.2.3 气流对阻性消声器性能的影响

气流速度对阻性消声器消声性能的影响主要表现在两方面:一是气流的存在会引起声传播规律的变化;二是气流在消声器内产生一种附加噪声——再生噪声。这两方面的影响是同时产生的,但本质却不同,下面对这两方面的影响分别进行说明。

1. 气流对声传播规律的影响

声波在阻性管道内传播,如伴随气流,而气流方向与声波方向一致时,则使声波衰减系数变小,反之,声波衰减系数变大。影响衰减系数的最主要因素是马赫数 $M = v/c$,即气流速度 v 与声速 c 的比值。理论分析得出,有气流时的消声系数的近似公式为:

$$\varphi'(\alpha_N) = \frac{1}{(1+M)^2} \varphi(\alpha_N) \quad (9-14)$$

式中气流速度大小与方向的不同,导致气流对消声器性能的影响程度也不同。当流速高时,马赫数 M 值大,气流对消声性能的影响就越大,当气流方向与声传播方向一致时, M 值为正,式 9-14 中的消声系数 $\varphi'(\alpha_N)$ 将变小;当气流方向与声传播方向相反时, M 值为负, $\varphi'(\alpha_N)$ 变大。这就是说,顺流与逆流相比,逆流对消声有利。

气流在管道中的流动速度并不均匀,在同一截面上,管道中央流速最高,离开中心位置越远流速越低,在靠近管壁处流速近似为零。顺流时,如图 9-2(a)所示,导致管中央声速高,周壁声速低。根据折射原理,声波要向管壁弯曲,对阻性消声器来说,由于周壁衬贴有吸声材料,所以恰好声能被吸收。而在逆流时,如图 9-2(b)所示,声波要向管道中心弯曲,导致声波与吸声材料接触机会减少,因此对阻性消声器是不利的。

综合两方面的分析,阻性消声器安装在进气或排气管道各有利弊。由于工业输气管道中的气流速度与声速相比都不会太高(例如当气流流速为 30~40

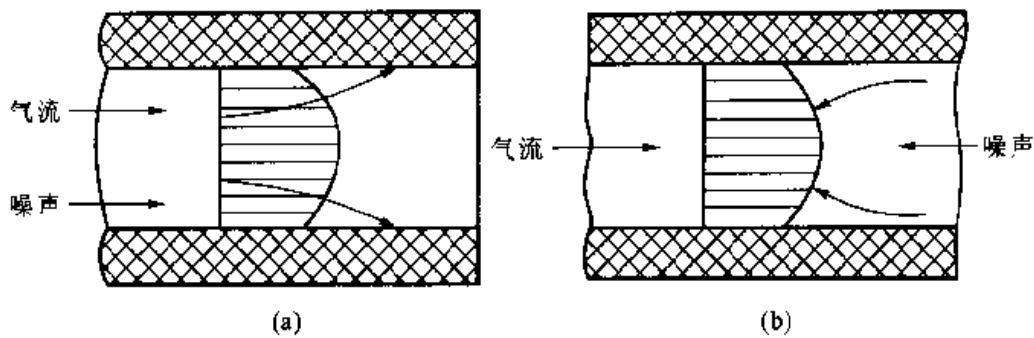


图 9-2 气流流向对声折射的影响

m/s 时, $M \approx 0.1$), 所以在一般情况下, 气流对传声损失的降低影响不很严重。高流速(大于 100 m/s)时传递损失将有显著下降。

2. 气流再生噪声的影响

气流在管道中传播时会产生“再生噪声”, 原因有二: 一方面是消声器结构在气流冲击下产生振动而辐射噪声, 其克服的方法主要是增加消声器的结构强度, 特别要避免管道结构或消声元件有较低频率的简正模式, 以防止产生低频共振。另一方面当气流速度较大时, 管壁的粗糙、消声器结构的边缘、截面积的变化等, 都会引起“湍流噪声”。因为湍流噪声与流速的 6 次方成正比, 并且以中高频为主, 所以小流速时, 再生噪声以低频为主, 流速逐渐增大时, 中高频噪声增加得很快。如果以 A 声级评价, A 计权后更以中高频为主, 所以气流再生噪声的 A 声级大致可用下式表示:

$$L_A = A + 60 \lg v \quad (9-15)$$

式中: $60 \lg v$ 反应了气流再生噪声与速度 6 次方成正比的关系;

A——常数, 与管衬结构, 特别是表面结构有关。

至于消声器管道中间有边缘结构(如导流片尖端、片式消声器尖端等)的, 则属另一种气流噪声形式。

9.2.4 阻性消声器的设计

阻性消声器的设计一般可按如下程序和要求进行:

1. 确定消声量

应根据有关的环境保护和劳动保护标准, 适当考虑设备的具体条件, 合理确定实际所需的消声量。对于各频带所需的消声量, 可参照相应的 NR 曲线来确定。

2. 选定消声器的结构形式

首先要根据气流流量和消声器所控制的流速(平均流速)计算所需的通道截

面,并由此来选定消声器的形式。一般认为,当气流通道截面的当量直径小于 300 mm,可选用单通道直管式;当直径在 300 ~ 500 mm 时,可在通道中加设一片吸声片或吸声芯。当通道直径大于 500 mm 时,则应考虑把消声器设计成片式、蜂窝式或其他形式。

3. 正确选用吸声材料

这是决定阻性消声器消声性能的重要因素。除首先考虑材料的声学性能外,同时还要考虑消声器的实际使用条件,在高温、潮湿、有腐蚀性气体等特殊环境中,应考虑吸声材料的耐热、防潮、抗腐蚀性能。

4. 确定消声器的长度

这应根据噪声源的强度和降噪现场要求来决定。增加长度可以提高消声量,但还应注意现场有限空间所允许的安装尺寸。消声器的长度一般为 1 ~ 3 m。

5. 选择吸声材料的护面结构

阻性消声器中的吸声材料是在气流中工作的,因此必须用护面结构固定。常用的护面结构有玻璃布、穿孔板或铁丝网等。如果选取护面不合理,吸声材料会被气流吹跑或使护面结构激起振动,导致消声性能下降。护面结构形式主要由消声器通道内的流速决定。

6. 验算消声效果

根据“高频失效”和气流再生噪声的影响验算消声效果。若设备对消声器的压力损失有一定要求,应计算压力损失是否在允许的范围之内。

9.3 抗性消声器

抗性消声器与阻性消声器不同,它不使用吸声材料,仅依靠管道截面的突变或旁接共振腔等在声传播过程中引起阻抗的改变而产生声能的反射、干涉,从而降低由消声器向外辐射的声能,达到消声目的。常用的抗性消声器有扩张室式、共振腔式、插入管式、干涉式、穿孔板式等。这类消声器的选择性较强,适用于窄带噪声和中低频噪声的控制。

9.3.1 扩张室式消声器

1. 消声原理

扩张室式消声器是抗性消声器最常用的结构形式,也称膨胀式消声器。它是由管和室组成的,其最基本的形式是单节扩张室消声器,如图 9-3 所示。

声波在管道中传播时,截面积的突变则会引起声波的反射而有传递损失。如图 9-4 所示,当声波沿着截面积为 S_1 和 S_2 相接的管道传播时, S_2 管对 S_1

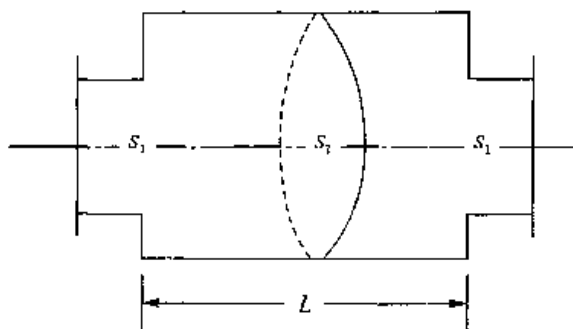


图 9-3 单节扩张式消声器

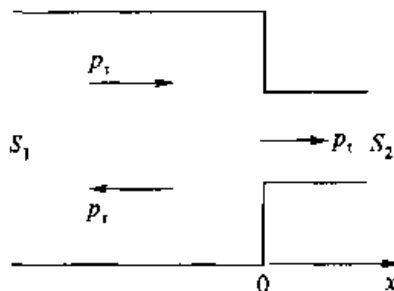


图 9-4 突变截面管道中声的传播

管来说是附加了一个声负载，在接口平面上将产生声波的反射和透射。设 S_1 管中的入射声波声压为 p_i ，沿 x 正向传播，反射声压为 p_r ，沿 x 负向传播，并设 S_2 管无限长，末端无反射，则在 S_2 管中仅有沿 x 方向传播的声压为 p_t 的透射波。于是它们的表达式分别为：

$$\begin{aligned} p_i &= P_i \cos(\omega t - kx) \\ p_r &= P_r \cos(\omega t + kx) \\ p_t &= P_t \cos(\omega t - kx) \end{aligned} \quad (9-16)$$

式中： P_i 、 P_r 、 P_t ——分别为入射、反射、透射声压幅值；

$\omega = 2\pi f$ 为圆频率；

$k = \frac{2\pi}{\lambda}$ 为波数。

质点的速度方程分别为：

$$\begin{aligned} u_i &= \frac{P_i}{\rho c} \cos(\omega t - kx) \\ u_r &= -\frac{P_r}{\rho c} \cos(\omega t + kx) \\ u_t &= \frac{P_t}{\rho c} \cos(\omega t - kx) \end{aligned} \quad (9-17)$$

在 $x=0$ 处，即在两管连接的分界面上，声波必须符合连续条件，根据声压连续条件有：

$$p_i = p_t + p_r \quad (9-18)$$

另外，在 $x=0$ 处，体积速度应该连续，即流入的流量率（截面积乘以质点速度）必须与流出的流量率相等，又因 $u = \frac{p}{\rho c}$ ，于是：

$$S_1 \left(\frac{p_i}{\rho c} - \frac{p_r}{\rho c} \right) = S_2 \frac{p_t}{\rho c} \quad (9-19)$$

由式(9-18)和式(9-19)，可得声压反射系数为：

$$r_p = \frac{p_r}{p_i} = \frac{S_1 - S_2}{S_1 + S_2} \quad (9-20)$$

同样还可以求出声强的反射系数 r_I 和透射系数 τ_I ：

$$r_I = \left(\frac{S_1 - S_2}{S_1 + S_2} \right)^2 \quad (9-21)$$

$$\tau_I = 1 - r_I = \frac{4S_1 S_2}{(S_1 + S_2)^2} \quad (9-22)$$

声功率为声强乘以面积,所以声功率透射系数为:

$$\tau_w = \frac{I_2 S_2}{I_1 S_1} = \tau_I \cdot \frac{S_2}{S_1} = \frac{4S_2^2}{(S_1 + S_2)^2} \quad (9-23)$$

比较 τ_I 和 τ_w 式,可以看出,不论是扩张管($S_1 < S_2$)还是收缩管($S_2 < S_1$),只要两管子的面积比相同, τ_I 便相同,但 τ_w 则截然不同。

或考虑截面为 S_1 的管道中,插入长度为 l ,面积为 S_2 的扩张管,如图 9-5 所示,与前面的推导相似,此时有两个分界面,由声压连续和体积速度连续可得四组方程,计算得经扩张室后声强透射系数为:

$$\tau_I = \frac{1}{\cos^2 kl + \frac{1}{4} \left(\frac{S_1 - S_2}{S_2 - S_1} \right)^2 \sin^2 kl} \quad (9-24)$$

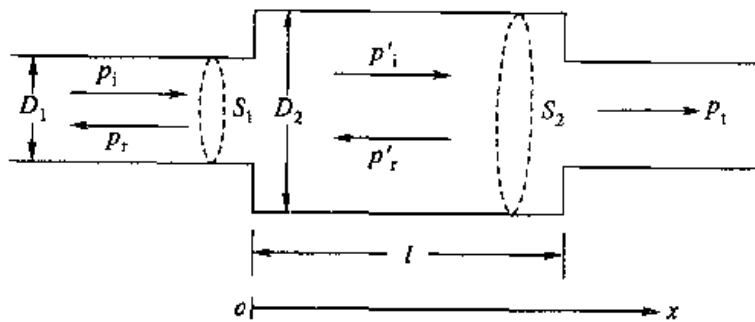


图 9-5 单节扩张式消声器

2. 消声量的计算

根据消声器传声损失的定义,单节扩张室消声器的传声损失:

$$TL = 10 \lg \frac{1}{\tau_I} = 10 \lg \left[1 + \frac{1}{4} \left(m - \frac{1}{m} \right)^2 \sin^2 kl \right] \quad (9-25)$$

式中: $m = \frac{S_2}{S_1}$, 称为抗性消声器的扩张比。

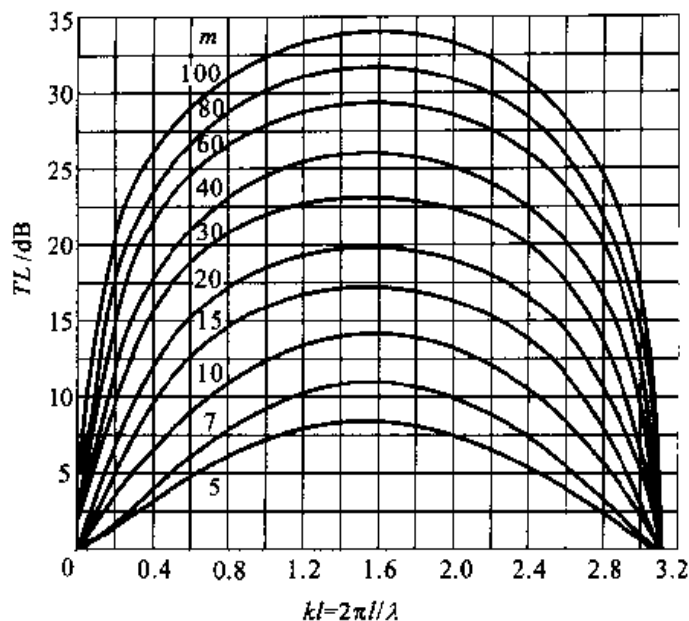


图 9-6 扩张式消声器的消声特性

由式(9-19)可知,管道截面收缩 m 倍或扩张 m 倍,其消声作用是相同的,在工程中为了减少对气流的阻力,常用的是扩张管。

根据式(9-25),当 $kl = (2n + 1)\pi/2$, 即 $l = (2n + 1)\lambda/4$ 时 ($n = 0, 1, 2, \dots$), $\sin kl = 1$, TL 达最大值,此时式(9-25)可写成:

$$TL = 10 \lg \left[1 + \frac{1}{4} \left(m - \frac{1}{m} \right)^2 \right] \quad (9-26)$$

而当 $kl = n\pi$, 即 $l = n\lambda/2$ 时, $TL = 0$, 即声波无衰减地通过。图 9-6 为 $kl = 0 \sim \pi$ 范围内,扩张比不同时的衰减特性。扩张比越大,传递损失越大。但不管扩张比多大,当 $kl = n\pi$ 处,传递损失总是降低为零,这是单节扩张式消声器的最大缺点。

3. 改善消声频率特性的方法

单节扩张式消声器的主要缺点是当 $kl = n\pi$ 处,传递损失总是降低为零,即存在许多通过频率。解决的方法通常有两种:一种是设计多节扩张室,使每节具有不同的通过频率,将它们串联起来。这样的多节串联可以改善整个消声频率特性,同时也使总的消声量提高。但各节消声器距离很近时,互相间有影响,并不是各节消声量的相加。另一种方法是将单节扩张式改进为内插管式,即在扩张室两端各插入 $\frac{1}{2}l$ 和 $\frac{1}{4}l$ 的管以分别消除 n 为奇数和偶数对的通过频率低谷,以使消声器的频率响应特性曲线平直,但实际设计的消声器两端插入管连在一起,而其间的 $\frac{1}{4}l$ 长度上有穿孔率大于 30% 的孔,以减小气流阻力。

4. 上下截止频率

扩张室消声器的消声量随扩张比 m 的增大而增大。但当 m 增大到一定数值后, 波长很短的高频声波以窄束形式从扩张室中央穿过, 使消声量急剧下降。扩张室有效消声的上限截止频率可用下式计算:

$$f_u = 1.22 \frac{c}{D} \quad (9-27)$$

式中: c ——声速;

D ——扩张室的当量直径;

由式(9-27)可见, 扩张室的截面积越大, 消声上限截止频率越低, 即消声器的有效消声频率范围越窄。因此, 扩张比不能盲目地选择太大, 要兼顾消声量和消声频率两个方面。

扩张室消声器的有效频率范围还存在一个下限截止频率。在低频范围内, 当声波波长远远大于扩张室或连接管的长度时, 扩张室和连接管可看作一个集中声学元件构成的声振系统。当入射声波的频率和这个系统的固有频率 f_0 相近时, 消声器非但不能起消声, 反而会引起声音的放大作用。只有在大于 $\sqrt{2}f_0$ 的频率范围, 消声器才有消声作用。

扩张室和连接管构成的声振系统的固有频率 f_0 为:

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S_1}{Vl_1}} \quad (9-28)$$

式中: S_1 ——连接管的截面积;

l_1 ——连接管的长度;

V ——扩张室的体积。

所以, 扩张室消声器的下限截止频率:

$$f_w = \sqrt{2}f_0 = \frac{c}{\pi} \sqrt{\frac{S_1}{2Vl_1}} \quad (9-29)$$

9.3.2 共振式消声器

共振式消声器也是一种抗性消声器, 它是利用共振吸声原理进行消声的。最简单的结构形式是单腔共振消声器, 它是由管道壁上的开孔与外侧密闭空腔相通而构成的(见图 9-7)。

1. 消声原理与计算公式

共振式消声器实质上是共振吸声结构的

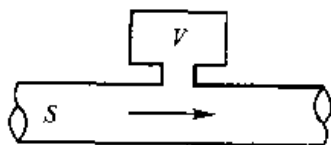


图 9-7 单腔共振式消声器

一种应用,其基本原理为亥姆霍兹共振器。管壁小孔中的空气柱类似活塞,具有一定的声质量;密闭空腔类似于空气弹簧,具有一定的声顺,二者组成一个共振系统。当声波传至颈口时,在声波作用下空气柱便产生振动,振动时的摩擦阻尼使一部分声能转换为热能耗散掉。同时,由于声阻抗的突然变化,一部分声能将反射回声源。当声波频率与共振腔固有频率相同时,便产生共振,空气柱的振动速度达到最大值,此时消耗的声能最多,消声量也应最大。

当声波波长大于共振腔消声器最大尺寸的3倍时,其共振吸收频率为:

$$f_r = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{G}{V}} \quad (9-30)$$

式中: c —— 声速, m/s;

V —— 空腔体积, m^3 ;

G —— 传导率, 是一个具有长度量纲的物理量, 其值为:

$$G = \frac{S_0}{t + 0.8d} = \frac{\pi d^2}{4(t + 0.8d)} \quad (9-31)$$

式中: S_0 —— 孔颈截面积, m^2 ;

d —— 小孔直径, m;

t —— 小孔颈长, m。

工程上应用的共振消声器很少是开一个孔的,而是由多个孔组成。此时要注意各孔间要有足够的距离,当孔心距为小孔直径的5倍以上时,各孔间的声辐射可互不干涉,此时总的传导率等于各个孔的传导率之和,即 $G_{\text{总}} = nG$ (n 为孔数)。如忽略共振腔声阻的影响,单腔共振消声器对频率为 f 的声波的消声量为:

$$TL = 10 \lg \left[1 + \frac{K^2}{(f/f_r - f_r/f)^2} \right] \quad (9-32)$$

$$K = \frac{\sqrt{GV}}{2S} \quad (9-33)$$

式中: S —— 气流通道的截面积, m^2 ;

V —— 空腔体积, m^3 ;

G —— 传导率。

图9-8给出的是在不同情况下共振消声器的消声特性曲线。可以看出,共振腔消声器的选择性很强。当 $f = f_r$ 时,系统发生共振, TL 将变得很大,在偏离时,迅速下降。 K 值越小,曲线越曲折。因此 K 值是共振消声器设计中的重要参量。

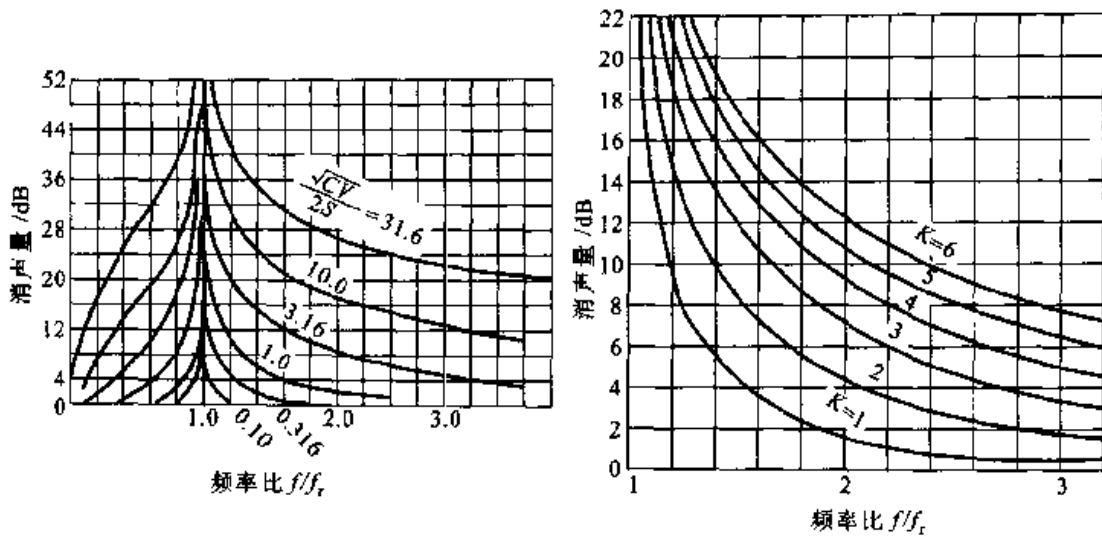


图 9-8 共振式消声器的消声特性

式(9-32)计算的是单一频率的消声量。在实际工程中,噪声源为连续的宽带噪声,常需要计算某一频带内的消声量,此时式(9-32)可简化为:

$$\text{对倍频带:} \quad TL = 10 \lg[1 + 2K^2] \quad (9-34)$$

$$\text{对 } 1/3 \text{ 倍频带:} \quad TL = 10 \lg[1 + 19K^2] \quad (9-35)$$

2. 改善消声性能的方法

共振腔消声器的优点是特别适宜低、中频成分突出的气流噪声的消声,且消声量大。缺点是消声频带范围窄,对此可采用以下改进方法:

① 选定较大的 K 值:由图 9-8 可以看出,在偏离共振频率时,消声量的大小与 K 值有关, K 值大,消声量也大。因此,欲使消声器在较宽的频率范围内获得明显的消声效果,必须使 K 值设计得足够大,式(9-32)的 TL 与 K 值和 f/f_r 三者之间的关系如图 9-8 所示。

② 增加声阻:在共振腔中填充一些吸声材料,都可以增加声阻使有效消声的频率范围展宽。这样处理尽管会使共振频率处的消声量有所下降,但由于偏离共振频率后的消声量变得下降缓慢,从整体看还是有利的。

③ 多节共振腔串联:把具有不同共振频率的几节共振腔消声器串联,并使其共振频率互相错开,可以有效地展宽消声频率范围。图 9-9 给出了两级共振腔消声器的消声特性。

3. 共振消声器的设计

共振消声器的一般设计步骤如下:

① 根据要消除的主要频率和消声量,由式(9-32)和式(9-33)确定相应的 K 值;

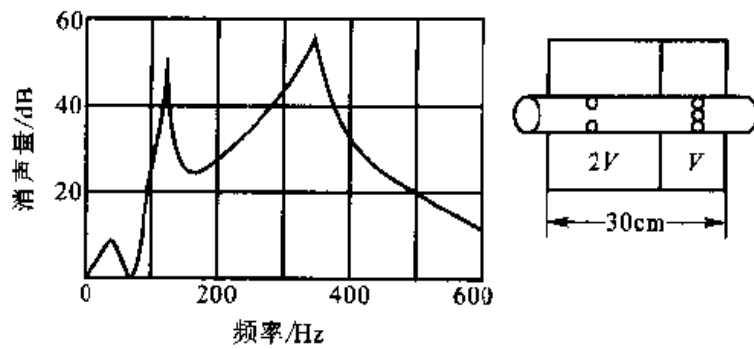


图 9-9 双腔共振式消声器及其消声特性

② 确定 K 值后,按式(9-30)和式(9-33)求出共振腔的体积 V 和传导率 G ;

③ 设计消声器的几何尺寸。对某一确定的 V 值可以有多种不同的几何形状和尺寸,对某一确定的 G 值也有多种孔径、板厚和穿孔数的组合,在实际设计中,应根据现场条件和所用的板材,首先确定板厚、孔径和腔深等参数,然后再设计其他参数。

为取得较好的消声效果,在设计时应注意以下几点:

① 共振腔的最大几何尺寸应小于声波波长,共振频率较高时,此条件不易满足,共振腔应视为分布参数元件,消声器内会出现选择性很高且消声量较大的尖峰。以上计算公式不再适用。

② 穿孔位置应集中在共振腔中部,穿孔尺寸应小于其共振频率相应波长的 $1/12$ 。穿孔过密则各孔之间相互干扰,使传导率计算值不准。一般情况下,孔心距应大于孔径的 5 倍。当两个要求相互矛盾时,可将空腔制成几个小的空腔来分布穿孔位置,总的消声量可近似视为各腔消声量的总和。

③ 共振腔消声器也有高频失效问题。其上限截止频率也可用公式(9-27)估算。

9.3.3 干涉式消声器

干涉式消声器主要借助相干声波的相互抵消作用,以达到消声的目的。按照获得相干声波的方式,可把干涉式消声器分成两大类型:一是无源的(被动的),使声波分成两路,在并联的管道内分别传播不同的距离后,再会合在一起;另一是有源的(主动式),即根据实际存在的声波,外加相位相反的声波,使它们产生干涉而抵消。

1. 无源干涉式消声器

如图 9-10 所示,管道系统中装置并联分支管道。设两分支管道的长度分别为 l_1 和 l_2 ,管道截面面积都是 $\frac{S_0}{2}$ 。入射声波在分支点 A 处等分成两路,分别

传播 l_1 和 l_2 后,在分支点 B 处会合。如果声传播路程之差等于半波长的奇数倍,即:

$$l_1 - l_2 = (2n + 1) \frac{\lambda}{2} \quad (n = 0, 1, 2, \dots) \quad (9-36)$$

那么两声波的相位差为 π 的奇数倍,因此在 B 处叠加后将相互抵消。记相应的频率为 f_n , 即:

$$f_n = (2n + 1) \frac{C_0}{2(l_1 - l_2)} \quad (n = 0, 1, 2, \dots) \quad (9-37)$$

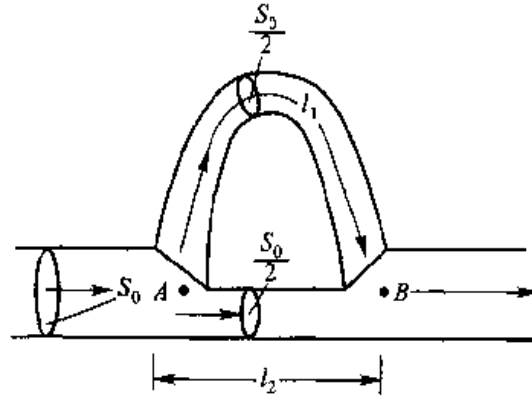


图 9-10 无源干涉式消声器

由此可知,对于频率为 f_n 的声波,不能通过这种有分支的管道传播出去,这种频率可叫抵消频率。

从能量角度来看,干涉式消声器与前述扩张式或共振式消声器有本质的不同。在干涉式消声器中,两分支管道中传播的声波叠加前后实际上相互抵消,声能通过微观的涡旋运动转化为热能,即干涉式消声器中存在声的吸收。反之,在扩张式或共振式消声器中,管道中传播的声波在声学特性突变处由于声阻抗失配而发生反射,声波只是改变传播方向而并没有被吸收掉。

干涉式消声器的消声特性具有显著的频率选择性,在抵消频率处,消声器具有非常高的消声量。但当频率一旦偏离抵消频率,消声量则急剧下降,其有效消声的频率范围一般只能达到一个 $1/3$ 倍频程,因此对于宽频带噪声很难具有良好的消声效果。

2. 有源消声器

对于一个待消除的声波,人为地产生一个幅值相同而相位相反的声波,使它们在一定空间区域内相互干涉而抵消,从而达到在该区域消除噪声的目的,这种消声装置叫做有源消声器。由于外加的声波往往需要借助电声技术产生,因此该种消声器通常也叫做电子消声器。

有源消声器的基本设计思想,早在 20 世纪 30 年代就已形成。在 50 年代,这种消声器试验成功,对于 $30 \sim 200$ Hz 频率范围内的纯音,可以得到 $5 \sim 25$ dB 的衰减量。此后,随着电子电路和信号处理技术的发展,包括 Jessel、Mangiante、Canevet 以及我国声学工作者的一系列应用研究,有源消声技术有了很大的发展。目前,有源控制是噪声控制领域中的热门话题。

图 9-11 为有源消声的基本原理图。噪声从管道的上游传来,传声器接受

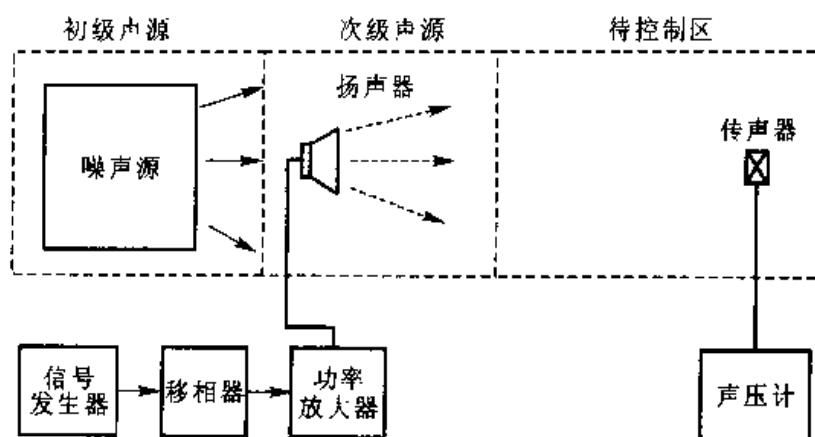


图 9-11 有源消声器装置原理图

噪声信号(包括倒相、放大),再由扬声器辐射次级声波,它与传过来的原有噪声互相抵消,在管道的下游获得噪声抑制的效果。有的控制区再用一传声器将信号反馈,进一步作处理,可获得更好的消声效果。对于简单的次级声源,由于扬声器应具有单指向特性,这种电声器件系统要作专门设计。消声的机理不是简单的干涉现象,其中包含向上游的反射以及次级声源系统的吸收。现在对于管道内单频声波的有源消声效果可达 50 dB 以上;对于 1 000 Hz 以下的宽带噪声,可降低 15 dB。如果是周期性的脉冲噪声,则信号处理系统可应用微机进行伺服,可得到较好的消声效果。

9.4 阻抗复合式消声器

在实际噪声控制工程中,噪声以宽频带居多,通常将阻性和抗性两种结构消声器组合起来使用,以控制高强度的宽频带噪声。常用的形式有阻性-扩张室复合式、阻性-共振复合式和阻性-扩张室-共振腔复合式等。图 9-12 是常见的几种阻抗复合式消声器,可以认为是阻性与抗性在同一频带内的消声量相叠加。但由于声波在传播过程中具有反射、绕射、折射和干涉等现象,所以消声量的值并不是简单的叠加关系。尤其对于波长较长的声波来说,当消声器以阻性、抗性的形式复合在一起时,有声的耦合作用,因此互相有影响。

9.4.1 阻性-扩张室复合消声器

在图 9-12 所示的扩张室的内壁敷设吸声层就成为最简单的阻性-扩张室复合消声器。由于声波在两端的反射,这种消声器的消声量比两个单独的消声器消声量之和都要大。敷有吸声层的扩张室,其消声量(传递损失)可用下式计算:

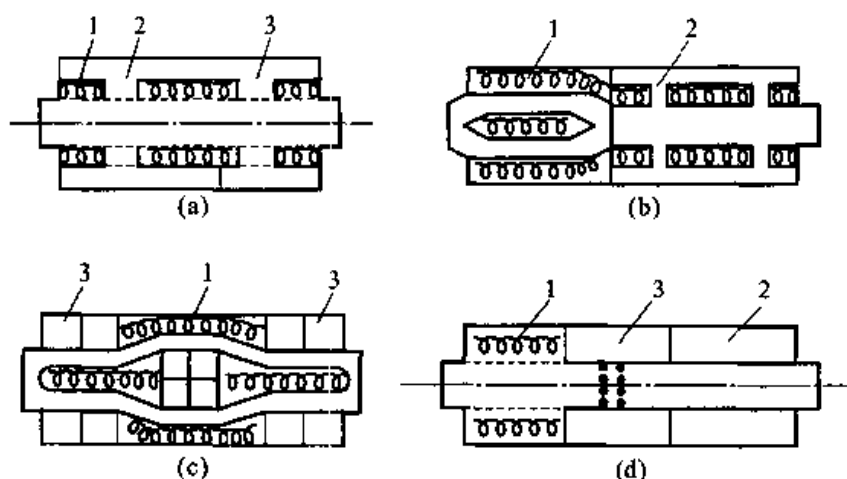


图 9-12 几种阻抗复合消声器

(a)(b) 阻性-扩张室复合消声器;(c)阻性-共振腔复合消声器;

(d)阻性-共振腔·扩张室复合消声器

1. 阻尼 2. 扩张室 3. 共振腔

$$TL = 10 \lg \left\{ \left[\cosh \frac{\sigma l_e}{8.7} + \frac{1}{2} \left(m + \frac{1}{m} \right) \sinh \frac{\sigma l_e}{8.7} \right]^2 \cos^2 k l_e + \left[\sinh \frac{\sigma l_e}{8.7} + \frac{1}{2} \left(m + \frac{1}{m} \right) \cosh \frac{\sigma l_e}{8.7} \right]^2 \sin^2 k l_e \right\} \quad (9-38)$$

式中： σ ——粗管中吸声材料单位长度的声衰减，dB/m，这里忽略了端点的反射；

$m = S_2/S_1$ ——扩张比，这里忽略了吸声材料所占据的面积，而且吸声材料的厚度远小于通过它的声波之波长；

$k = \frac{\omega}{c} = \frac{2\pi f}{c}$ ——波数；

l_e ——粗管长度，m；

$\cosh x, \sinh x$ —— x 的双曲余弦、正弦函数。

在实际应用中，阻抗复合消声器的传递损失是通过实验或现场测量确定。

9.4.2 阻性-共振腔复合消声器

图 9-13 是 LG25/16—40/7 型螺杆压缩机上的消声器。由图可见，它是阻性-共振腔复合消声器。总长 120 cm，外径 64 cm。

该消声器的阻性部分是以泡沫塑料为吸声材料，粘贴在消声器通道的周壁上，用以消除压缩机噪声的中、高频成分；共振腔部分设置在通道中间，由具有不同消声频率的三对共振腔串联组成，以消除 350 Hz 以下的低频成分。在共振腔前后两端各有一个吸声尖劈（由泡沫塑料组成），既用以改善消声器的空气动力性能，又利用尖劈加强对高频声的吸收作用，进一步提高消声器的消声效果。图

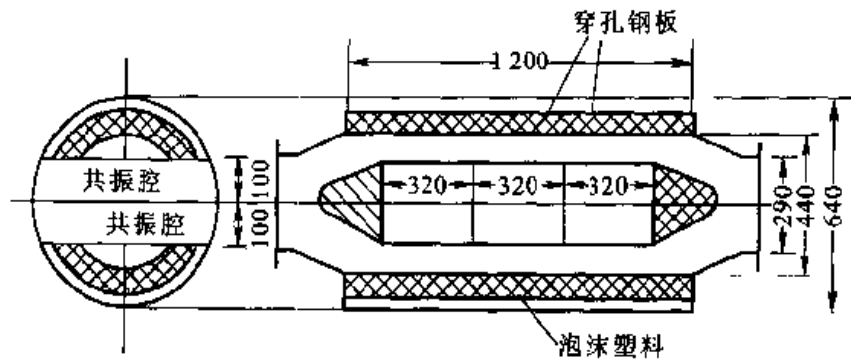


图 9-13 阻性-共振腔复合消声器(单位:mm)

9-14 是安装在螺杆压缩机上,用插入损失法测得的消声性能。消声值为 27 dB,在低、中、高频的宽频范围内均有良好的消声性能。

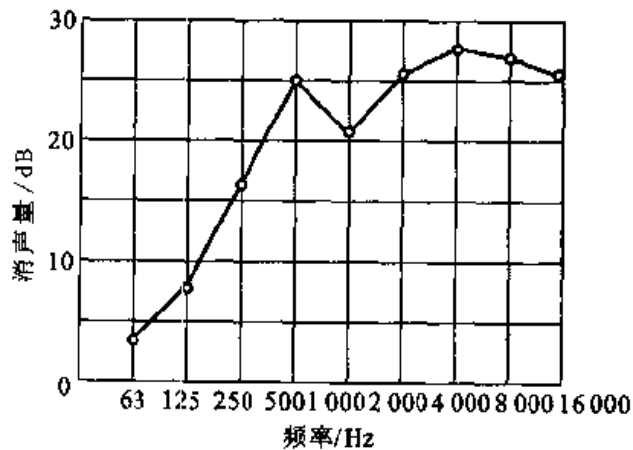


图 9-14 阻性-共振腔复合消声器的消声效果

9.5 微穿孔板消声器

微穿孔板消声器是我国近年来研制的一种新型消声器。这种消声器的特点是不用任何多孔吸声材料,而是在薄的金属板上钻许多微孔,这些微孔的孔径一般为 1 mm 以下,为加宽吸声频带,孔径应尽可能小,但因受制造工艺限制以及微孔易堵塞,故常用孔径为 0.50~1.0 mm。穿孔率一般为 1%~3%。微穿孔板的板材一般用厚为 0.20~1.0 mm 铝、钢板、不锈钢板、镀锌钢板、PC 板、胶合板、纸板等。

由于采用金属结构代替吸声材料,比前述消声器具有更广泛的适应性。它具有耐高温、防湿、防火、防腐等特性,还能在高速气流下使用。为获得宽频带吸声效果,一般用双层微穿孔板结构。微孔板与风管壁之间以及微孔板与微孔板

之间的空腔,按所需吸声的频带不同而异,通常吸收低频空腔大些(150~200 mm),中频小些(80~120 mm),高频更小些(30~50 mm)。前后空腔的比不大于1:3。前部接近气流的一层微孔板穿孔率可略高于后层。为减小轴向声传播的影响和加强消声器结构刚度,可每隔500 mm加一块横向隔板。

9.5.1 消声原理

微穿孔板消声器是一种高声阻、低声质量的吸声元件。由理论分析可知,声阻与穿孔板上的孔径成反比。与一般穿孔板相比,由于孔很小,声阻就大得多,从而提高了结构的吸声系数。低穿孔率降低了其声质量,使依赖于声阻与声质量比值的吸声频带宽度得到展宽,同时微穿孔板后面的空腔能够有效地控制其共振吸收峰的位置。为了保证在宽频带有较高的吸声系数,可用双层微穿孔板结构。因此,从消声原理上看微穿孔板消声器实质上是一种阻抗复合式消声器。

微穿孔板消声器的结构类似于阻性消声器,按气流通道形状,可分为直管式、片式、折板式、声流式等。

9.5.2 消声量的计算

微穿孔板消声器的最简单形式是单层管式消声器,这是一种共振式吸声结构。对于低频声,当声波波长大于共振腔(空腔)尺寸时,其消声量可以用共振消声器的计算公式计算其消声量,即:

$$TL = 10 \lg \left[1 + \frac{a + 0.25}{a^2 + b^2 (f_r/f - f/f_r)^2} \right] \quad (9-39)$$

式中: $a = rS$, $b = \frac{Sc}{2\pi f_r V}$;

r —— 相对声阻;

S —— 通道截面积, m^2 ;

V —— 板后空腔体积, m^3 ;

c —— 空气中声速, m/s ;

f —— 入射声波的频率, Hz ;

f_r —— 微穿孔板的共振频率, Hz ; 可由下式计算:

$$f_r = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{P}{t'D}} \quad (9-40)$$

式中: $t' = t + 0.8d + 1/3PD$;

t —— 微穿孔板厚度;

P —— 穿孔率;

D ——板后空腔深度；

d ——穿孔直径。

对于中频消声,其消声量可以应用阻性消声公式(9-14)进行计算。

对于高频噪声,其消声量可以用如下经验公式计算:

$$TL = 75 - 34 \lg v \quad (9-41)$$

式中: v ——气流速度, m/s; 其适用范围为 20~120 m/s。

可见,消声量与流速有关,流速增大,消声性能变差。金属微穿孔板消声器可承受较高气流的冲击,当流速为 70 m/s 时,仍有 10 dB 的消声量。

微穿孔板消声器往往采用双层微穿孔板串联,这样可以使吸声频带加宽。对于低频噪声,当共振频率降低 $D_1/(D_1 + D_2)$ 倍时(D_1 、 D_2 分别为双层微穿孔板前腔和后腔的深度),则其吸收频率向低频扩展 3~5 倍。

9.6 扩散消声器

扩散消声器是从研究喷气噪声辐射的理论和实验中开发出的新型消声器,它主要用于降低高压排气放空的空气动力性噪声。

9.6.1 小孔喷注消声器

小孔喷注消声器以许多小喷口代替大截面喷口,如图 9-15 所示,它适用于流速极高的放空排气噪声。

小孔喷注消声器的原理是从发声机理上减小它的干扰噪声。喷注噪声峰值频率与喷口直径成反比,即喷口辐射的噪声能量将随着喷口直径的变小而从低频移向高频。如果孔径小到一定程度,喷注噪声将移到人耳不敏感的频率范围。根据此原理,将一个大喷口改用许多小孔来代替,在保持相同排气量的条件下,便能达到降低可听声的目的。

喷注噪声是宽频带噪声,其峰值频率为:

$$f_p \approx 0.2 \frac{v}{D} \quad (9-42)$$

式中: v ——喷注速度, m/s;

D ——喷口直径, m。

在一般的排气放空中,排气管的直径为几厘米,则峰值频率较低,辐射的噪声主要在人耳听阈范围内。而小孔消声器的小孔直径为 1 mm,其峰值频率比普通排气管喷注噪声的峰值频率要高几十倍或几百倍,将喷注噪声移到了超声范围。

小孔喷注消声器的插入损失可用下式计算：

$$L_{II} = -10 \lg \left[\frac{2}{\pi} \left(\tan^{-1} x_A - \frac{x_A}{1+x_A^2} \right) \right] \quad (9-43)$$

其中 $x_A = 0.165 D \frac{c}{v}$

式中： x_A ——11 200 Hz 的斯托罗哈尔数；

v ——喷注速度，m/s；

D ——喷口直径，mm。

在阻塞情况下， $x_A = 0.165 D$ ，当 $D \leq 1$ mm 时， $x_A \ll 1$ ，则式(9-43)可化简为：

$$L_{II} = -10 \lg \left(\frac{4}{3\pi} x_A^3 \right) = 27.2 - 30 \lg D \quad (9-44)$$

由式(9-44)可见，在小孔范围内，孔径减半，消声量提高。但从生产工艺出发，小孔的孔径过小，难以加工，又易于堵塞，影响排气量。实用的小孔消声器，小孔孔径一般取 1~3 mm，尤以 1 mm 为多。

小孔消声器的插入损失也可由图 9-15 中的曲线计算。

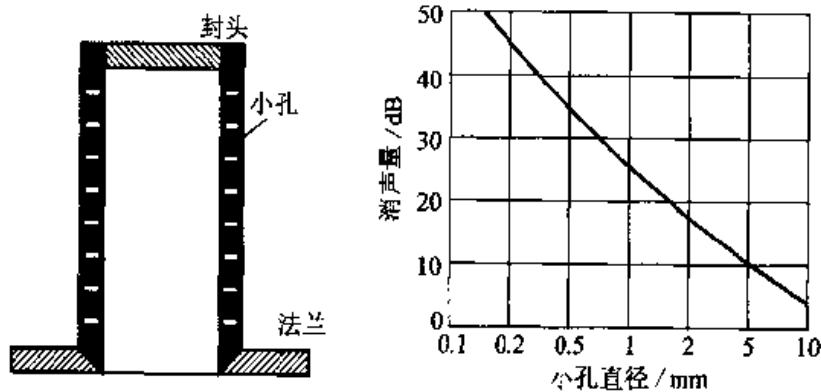


图 9-15 小孔喷注消声器及其插入损失

设计小孔消声器时，小孔间距应足够大，以保证各小孔的喷注是互相独立的。否则，气流经过小孔形成小孔喷注后，还会汇合成大的喷注辐射噪声，从而使消声器性能下降。为此，一般小孔的孔心距取 5~10 倍的孔径，喷注的气室压力越高，孔距应越大。

为保证安装消声器后不影响原设备的排气，一般要求小孔的总面积比排气口的截面积大 20%~60%，因此，相应的实际消声量要低于计算值。

现场测试表明,在高压气源上采用小孔消声器,单层 $\phi 2$ mm 的小孔可以消声 16~21 dB;单层 $\phi 1$ mm 小孔可以消声 20~28 dB。

9.6.2 多孔扩散消声器

多孔扩散消声器是根据气流通过多孔装置扩散后,速度及驻点压力都会降低的原理设计制作的一种消声器。随着材料工业的发展,已广泛使用多孔陶瓷、烧结金属、多层金属网制成多孔扩散消声器,用以控制各种压力排气产生的气体动力性噪声。这些材料本身有大量的细小孔隙,当气流通过这些材料制成的消声器时,气体压力降低,流速被扩散减小,也相应地减弱了辐射噪声的强度。同时,这些材料往往还具有阻性材料的吸声作用,自身也可以吸收一部分声能。图 9-16 是几种多孔扩散消声器的示意图。

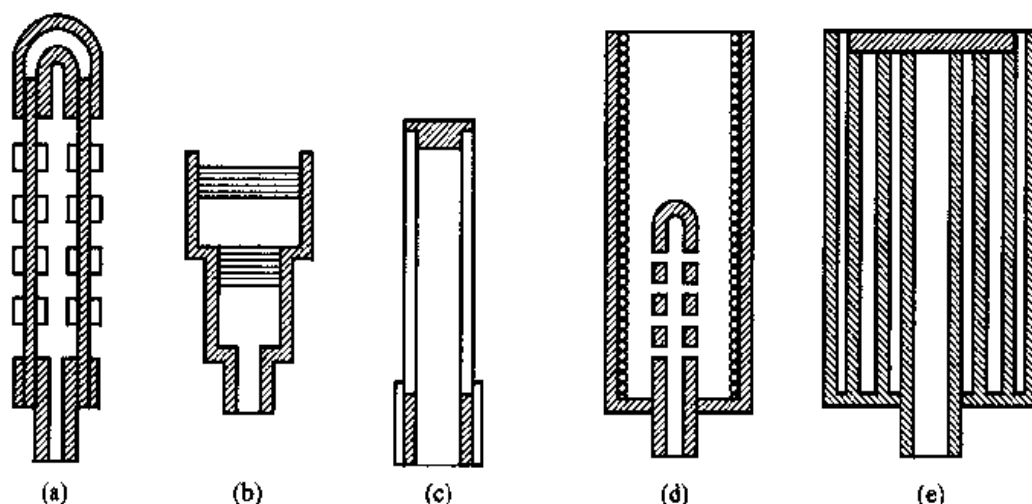


图 9-16 多孔消声器

(a) 小孔纱网结合构造;(b) 一次纱网扩散;(c) 粉末铜柱消声器;(d) 扩散吸收组合;
(e) 多次扩散构造

小孔隙对气流通过有一定的阻力,因此使用中一定要注意其压降(即通过多孔材料前后的压强减小值)。表 9-4 为多层金属网扩散消声器的压降以及有效截面积比的实验值。由表可见,压降不大,在一般情况下是可以忽略的。

9.6.3 节流减压消声器

根据节流降压原理,当高压气流通过具有一定流通面积的节流孔板时,压力得到降低。通过多级节流孔板串联,就可以把原来高压直接排空的一次大的突变压降分散为多次小的渐变压降。排气噪声功率与压降的高次方成正比,所以把压力突变排空改为压力渐变排空,便可取得消声效果。

表 9-4 多层金属网试验值

目 数	金属丝直径 /mm	丝间距离 /mm	层 数	有效截面比 (S/A)	相对压降 $\Delta p_s/p_0$
16	0.32	1.19	5	1.89	0.09
16	0.32	1.19	10	2.35	0.16
16	0.32	1.19	20	2.97	0.23
16	0.32	1.19	40	3.57	0.32
40	0.25	0.42	20	3.28	0.28
70	0.14	0.21	20	3.57	0.40
370	0.03	0.039	20	4.80	0.59

注： ΔP_s 为通过多孔材料的压降； P_0 为大气压， A 为气流通道面积； S 为多孔排气材料面积。

节流降压消声器的各级压力是按几何级数下降的，即：

$$p_n = p_s G^n \quad (9-45)$$

式中： p_s —— 节流孔板前的压强；

p_n —— 第 n 级节流孔板后的压强；

n —— 节流孔板数；

G —— 压强比，即某节流板后压强与板前压强之比。

各级压强比在一般情况下取相等的数值，即 $G = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_2} = \dots = \frac{p_n}{p_{n-1}} < 1$ 。

对于高压排气的节流降压装置，通常按临界状态设计。表 9-5 给出几种气体在临界状态下的压强比及节流面积的计算公式。

表 9-5 几种气体压强比及节流面积

气 体	压 强 比	节流面积 S/cm^2
空气(或 O_2, N_2)等	0.528	$S = 13.0 \mu q_m \sqrt{v_1/p_1}$
过热蒸汽	0.546	$S = 13.4 \mu q_m \sqrt{v_1/p_1}$
饱和蒸汽	0.577	$S = 14.0 \mu q_m \sqrt{v_1/p_1}$

注： q_m 为排放气体的质量流量(t/h)； v_1 为节流前气体比容(m^3/kg)； p_1 为节流前气体压强(98.07 kPa)； μ 为保证排气量的截面修正系数，通常取 1.2~2。

在计算出第一级节流孔板通流面积 S_1 后，可按与比容成正比的关系近似确定其他各级通流面积，然后可以确定孔径、孔心距和开孔数等参数。

按临界压降设计的节流降压消声器，其消声量可用下式估算：

$$L_{IL} = 10 \lg \frac{3.7(p_1 - p_0)^2}{n p_1 p_0^2} \quad (9-46)$$

式中： p_1 ——消声器入口压强，Pa；

p_0 ——环境压强，Pa；

n ——节流降压层数；

a ——修正系数，其实验值为 0.9 ± 0.2 （当压强较高时，取偏低的数值，如取 0.7；当压强较低时，取偏高值，如取 1.1）。

9.6.4 其他类型消声器

控制气流排气噪声还有下面两种形式的消声器：

1. 喷雾消声器

图 9-17 是喷雾消声器的结构示意图。对于锅炉等排放的高温气流噪声，利用向蒸汽喷汽喷口均匀地喷淋水雾来达到降低噪声的目的。其消声机理：一方面是喷淋水雾后改变了介质密度 ρ 及速度 c ，这两个参数的变化导致了声阻抗的改变，使得声波发生反射现象；另一方面是气、液两相介质混合时，它们之间的相互作用又可以消耗掉一部分声能。图 9-18 是常压下，消声效果与喷水量的关系。

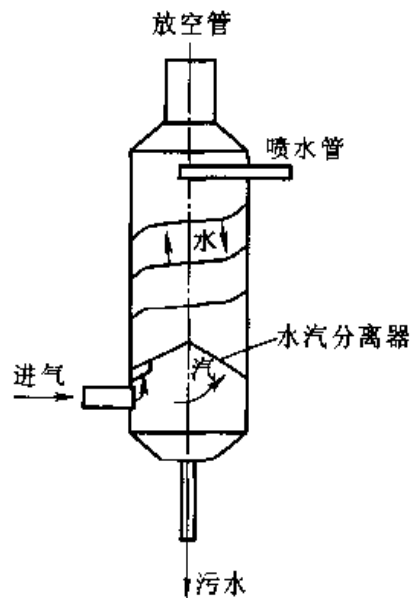


图 9-17 喷雾消声器

2. 引射掺冷消声器

利用引射掺冷空气的方法，可以有效地提高消声器结构的吸声系数。图 9-19 是这种消声器的结构示意图。其主要的消声机理是，对高温气流掺冷空气后，可以使消声器通道内部形成温度梯度，中间热四周冷。而这样的温度梯度的

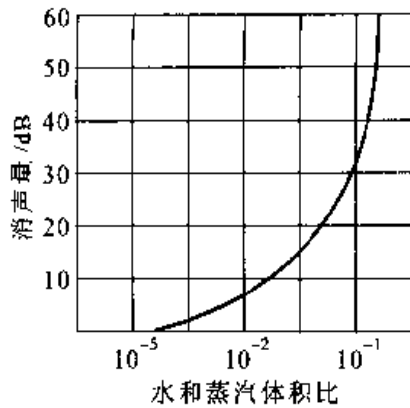


图 9-18 消声量与喷水量的关系

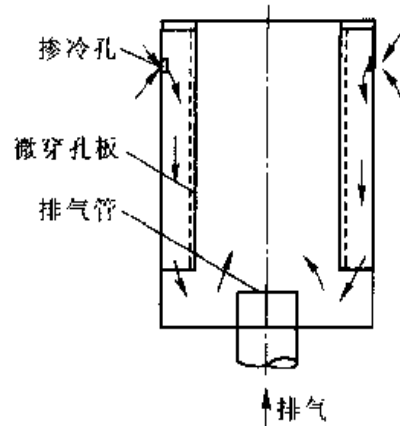


图 9-19 引射掺冷消声器

存在, 可以导致声波在传播中声线向消声器的壁面弯曲, 从而提高吸声结构的吸声性能, 又设置有微穿孔板吸声结构, 因而恰好把声能吸收。根据声弯曲原理, 可以导出掺冷结构所需长度的计算公式:

$$l = D \left[\frac{2\sqrt{T_2}}{\sqrt{T_2} - \sqrt{T_1}} \right]^{1/2} \quad (9-47)$$

式中: D ——消声器通道直径, m;

T_1, T_2 ——分别为掺冷装置内四周、中心温度。

9.7 应用实例

[例 1] 某型号风机, 风量为 $40\text{m}^3/\text{min}$, 进气管口直径为 200 mm。在距进气口 3 m 处测得的噪声频谱如表 9-6 所列。要求消声后在距进气口 3 m 处达到 NR90, 试对进气口作阻性消声器设计。

表 9-6 某风机进气口阻性消声器设计表

序号	项 目	倍频程中心频率/Hz							
		63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
1	进气口噪声/dB	109	112	104	115	116	108	104	94
2	降噪要求(NR90)	107	100	95	92	90	87	86	84
3	消声器应有消声量/dB	2	12	9	23	26	21	18	10
4	消声器周长与截面比	20	20	20	20	20	20	20	20
5	材料吸声系数 α_0	0.03	0.52	0.78	0.86	0.85	0.83	0.80	0.78
6	消声系数 $\varphi(\alpha_0)$	0.4	0.7	1.1	1.3	1.3	1.2	1.2	1.1
7	消声器所需长度/m	0.25	0.86	0.86	0.89	1.00	0.88	0.75	0.45

[解] (1) 根据在进气口测得的噪声频谱(表 9-6 中第 1 行)和 NR90 的降噪要求(表 9-6 中第 2 行),可确定所需要的消声量(表 9-6 中第 3 行)。

(2) 根据风机的风量和管径,可选定直管阻性消声器形式。消声器气流通道的截面周长与截面积之比,如表 9-6 中第 4 行。

(3) 根据使用环境和噪声频谱,吸声材料选用密度为 25 kg/m^3 的超细玻璃丝棉,厚度取 150 mm 。根据气流速度,吸声层护面采用一层玻璃布加一层穿孔板,板厚 2 mm ,孔径 6 mm ,孔间距 11 mm ,这种吸声结构的吸声系数如表 9-6 第 5 行。查表得消声系数 $\varphi(\alpha_0)$ 值,如表 9-6 第 6 行所列。

(4) 计算各频带所需要的消声器长度,如表 9-6 中第 7 行所列。按最大值考虑设计长度应取 $l = 1 \text{ m}$ 。

(5) 计算高频失效频率:

$$f_{\text{上}} = 1.85 \frac{c}{D} = 1.85 \times \frac{340}{0.2} \text{ Hz} = 3145 \text{ Hz}$$

根据式(9-16)和式(9-17),设计方案符合要求。

[例 2] 在管径为 100 mm 的常温气流管道上,设计一单腔共振消声器,要使其中 125 Hz 的倍频程上有 15 dB 的消声量。

[解] (1) 根据题意,通流面积为:

$$S = \frac{\pi}{4} d_1^2 = \frac{\pi}{4} \times 0.1^2 \text{ m}^2 = 0.00785 \text{ m}^2$$

由 $TL = 10 \lg[1 + 2K^2]$ 得 $TL = 15 \text{ dB}$,求得 $K = 3.913 \approx 4$ 。

(2) 由式(9-30)和式(9-33)导出:

$$V = \frac{c}{\pi f_r} \cdot KS = \frac{340 \times 4 \times 0.00785}{\pi \times 125} \text{ m}^3 = 0.027 \text{ m}^3$$

$$G = \left(\frac{2\pi f_r}{c} \right)^2 \cdot V = \left(\frac{2\pi \times 125}{340} \right)^2 \times 0.027 \text{ m} = 0.144 \text{ m}$$

(3) 确定设计方案为与原管道同轴的圆筒形共振腔,其内径是 100 mm ,外径是 400 mm ,则共振腔的长度为:

$$l = \frac{4V}{\pi(d_2^2 - d_1^2)} = \frac{4 \times 0.027}{\pi(0.4^2 - 0.1^2)} \text{ m} = 0.23 \text{ m}$$

选用 $t = 2 \text{ mm}$ 厚的钢板,孔径 $d = 0.5 \text{ cm}$,由

$$G = \frac{nS_0}{t + 0.8d}$$

可求得开孔数为:

$$n = \frac{G(t + 0.8d)}{S_0} = \frac{0.144(2 \cdot 10^{-3} + 0.8 \cdot 5 \cdot 10^{-3})}{\pi(5 \cdot 10^{-3})^2/4} = 44 \text{ 个}$$

(4) 验算

$$f_r = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{G}{V}} = \frac{340}{2\pi} \sqrt{\frac{0.144}{0.027}} \text{ Hz} = 125 \text{ Hz}$$

$$f_L = 1.22 \frac{c}{D} = 1.22 \times \frac{340}{125} \text{ Hz} = 1037 \text{ Hz}$$

可见,在所需消声范围内不会出现高频失效问题,共振频率的波长为:

$$\lambda_r = \frac{c}{f_r} = \frac{340}{125} \text{ m} = 2.72 \text{ m}$$

$$\frac{\lambda_r}{3} = \frac{2.72}{3} \text{ m} = 0.91 \text{ m} = 910 \text{ mm}$$

所设计的共振腔消声器的最大几何尺寸小于共振波长的 1/3,符合要求。
最后确定的设计方案如图 9-20 所示。

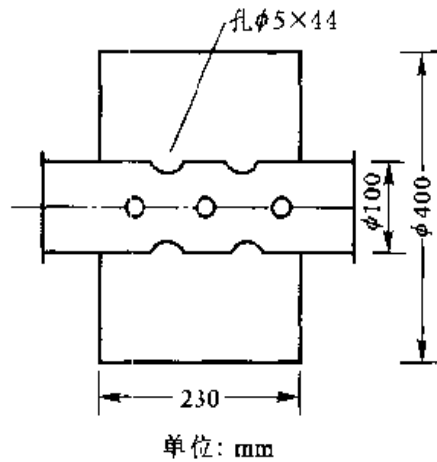


图 9-20 设计的共振腔消声器

习 题

1. 一单管式消声器,有效通道为 $\phi 200 \text{ mm}$,用超细玻璃棉制成吸声衬里,其吸声系数如下表所列,消声器长度为 1m,求消声量。

f_s/Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α_N	0.20	0.33	0.70	0.67	0.76	0.73	0.80	0.78

2. 选用同一种吸声材料衬贴的消声管道,管道截面积 2000 cm^2 。当截面形状分别为圆形、正方形和 1:5 及 2:3 两种矩形时,试问哪种截面形状的声音衰减量大? 哪种最小? 两者相差多少?

3. 一长 1 m 外形直径为 380 mm 的直管式阻性消声器,内壁吸声层采用厚为 100 mm,容重为 20 kg/m^3 的超细玻璃棉。试确定频率大于 250 Hz 的消声量。

4. 某风机的风量为 $2100\text{ m}^3/\text{h}$,进气口直径为 200 mm。风机开动时测得其噪声频谱,从 63~8000 Hz 中心频率声压级依次为 105,102,101,93,94,85,84 dB。试设计一阻性消声器消除进气噪声,使之满足 NR85 标准的要求。

5. 某声源排气噪声在 125 Hz 有一峰值,排气管直径为 100 mm,长度为 2 m,试设计一单腔扩张室消声器,要求在 125 Hz 上有 13 dB 的消声量。

6. 某风机的出风口噪声在 200 Hz 处有一明显峰值,出风口管径为 20 cm,试设计一扩张室消声器与风机配用,要求在 200 Hz 处有 20 dB 的消声量。

7. 某常温气流管道,直径为 100 mm,试设计一单腔共振消声器,要求在中心频率 63 Hz 的倍频带上 12 dB 的消声量。

8. 某城市施工工程使用 350 马力高速柴油发动机作动力,在排气口 45° 方向、距排气口 1 m 处测得单台柴油机排气噪声级高达 110 dB 以上,频谱呈明显低频性(以 63 Hz 和 125 Hz 为最高,分别达 119.5 dB 和 117 dB),但在中、高频了也达到相当高的声级(84~103 dB),试设计一微穿孔板-扩张室复合消声器,在 63~8000 Hz 的频率范围内消声量达 30 dB 以上。

第十章 隔振技术及阻尼减振

声波起源于物体的振动,物体的振动除了向周围空间辐射在空气中传播的声(称“空气声”)外,还通过其相连的固体结构传播声波,简称“固体声”,固体声在传播的过程中又会向周围空气辐射噪声,特别是当引起物体共振时,会辐射很强的噪声。

振动除了产生噪声干扰人的生活、学习和健康外,特别是1~100 Hz的低频振动,直接对人有影响。长期暴露于强振动环境中,人的机体将受到损害,机械设备或建筑结构也会受到破坏。

对于振动的控制应从以下两方面采取措施:一是对振动源进行改进以减弱振动强度;二是在振动传播路径上采取隔振措施,或用阻尼材料消耗振动的能量并减弱振动向空间的辐射。从而,直接或间接地使噪声降低。

10.1 振动对人体的影响和评价

10.1.1 振动对人体的危害

从物理学和生理学角度看,人体是一个复杂系统。如果把人看作一个机械系统,它包含着若干线性和非线性的“部件”,且机械性能很不稳定。人与人在身高、体重、骨骼、筋肉等方面有很大的差别,特别是涉及心理作用时,情况就更为复杂。

振动的干扰对人、建筑物及设备都会带来直接的危害。振动对人体的影响可分为全身振动和局部振动。全身振动是指人直接位于振动体上时所受的振动;局部振动是指手持振动物体时引起的人体局部振动。可听声的频率范围为20~20 000 Hz,而人能感觉到的振动频率范围为1~100 Hz。振动按频率范围分为低频振动

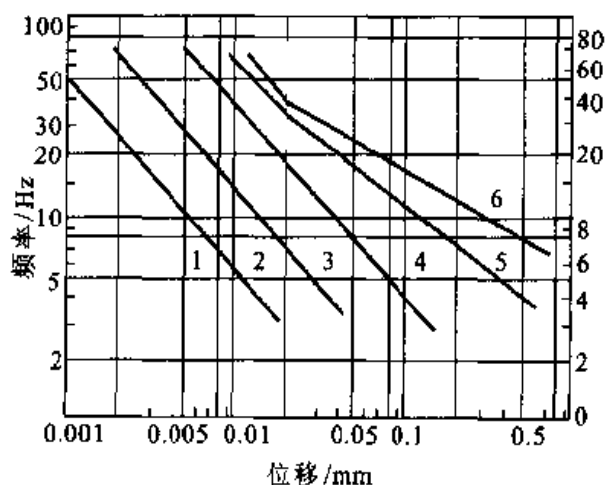


图 10-1 人对振动的敏感程度

(30 Hz 以下)、中频振动(30~100 Hz)和低频振动(100 Hz 以上)。

实验表明人对频率为 2~12 Hz 的振动感觉最敏感,频率高于 12 Hz 或低于 2 Hz 敏感性就逐渐减弱。对于人体最有害的振动频率是与人体某些器官固有频率相吻合(即共振)的频率。这些固有频率是:人体在 6 Hz 附近;内脏器官在 8 Hz 附近;头部在 25 Hz;神经中枢则在 250 Hz 左右。低于 2 Hz 的次声振动甚至有可能引起人的死亡。人对振动反应的敏感度按频率和振幅大小,大致分为 6 个等级,见图 10-1。表 10-1 给出全身振动主观反应的一些例子。

振动的影响是多方面的,它损害或影响振动作业工人的身心健康和工作效率,干扰居民的正常生活,还影响或损害建筑物、精密仪器和设备等。评价振动对人体的影响比较复杂,根据人体对某种振动刺激的主观感觉和生理反应的各项物理量,国际标准化组织(ISO)和一些国家推荐提出了不少标准,主要包括局部振动标准、整体振动标准和环境振动标准。

表 10-1 全身振动的主观反应

主观感觉	频率/Hz	振幅/mm
腹痛	6~12	0.094~0.163
	40	0.063~0.126
	70	0.032
胸痛	5~7	0.6~1.5
	6~12	0.094~0.163
背痛	40	0.63
	70	0.032
尿急感	10~20	0.024~0.028
粪紧迫感	9~20	0.024~0.12
头部症状	3~10	0.4~2.18
	40	0.126
	70	0.032
呼吸困难	1~3	1~9.3
	4~9	2.4~19.6

10.1.2 局部振动标准

国际标准化组织 1981 年起草推荐的局部振动标准(ISO5349)见图 10-2。该标准规定了 8~1 000 Hz 不同暴露时间的振动加速度和振动速度的允许值,用来评价手传振动暴露对人损伤危险。从标准曲线可以看出,对于(加)速度值,8~16 Hz 曲线平坦,16 Hz 以上曲线以斜率每倍频程上升 6 dB。人对(加)速度最敏感的频率范围是 8~16 Hz。

10.1.3 整体振动标准

国际标准化组织 1978 年公布推荐(ISO2631)。该标准规定了人在振动作业环境中的暴露基准。振动对人体的作用取决于 4 个参数:振动强度、频率、方向和暴露时间。振动规范曲线见图 10-3(垂直振动)和图 10-4(水平振动)。图中曲线为“疲劳-工效降低界限”,当振动暴露超过这些界限,常会出现明显的疲劳及工作效率降低。对于不同性质的工作,可以有 3~12 dB 的修正范围。超过图中曲线的两倍(即 +6dB)为“暴露极限”,即使个别人能在强的振动环境中无困难地完成工作,也是不允许的。将曲线向下移 10 dB,为“舒适降低界限”,降低的程度与所作事情的难易有关。

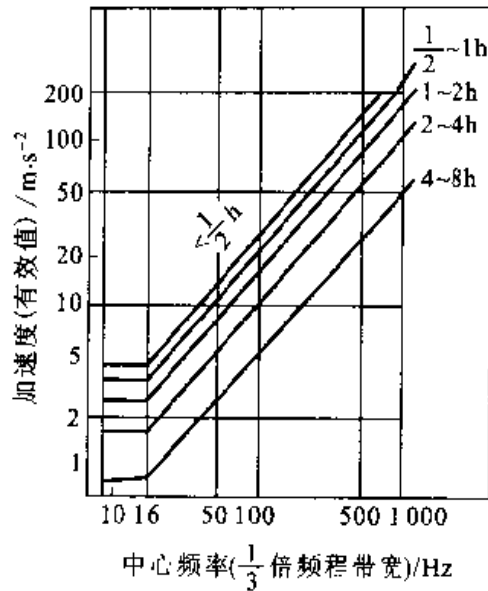


图 10-2 手的暴露评价曲线

图 10-3 和图 10-4 的适用频率范围是 1~80 Hz。由图可看出,对于垂直振动,人最敏感的频率范围是 4~8 Hz;对于水平振动,人最敏感的频率范围在 1~2 Hz。低于 1 Hz 的振动会出现许多传递形式,并产生一些与较高频率完全不同的影响,例如运动眩晕等。这些影

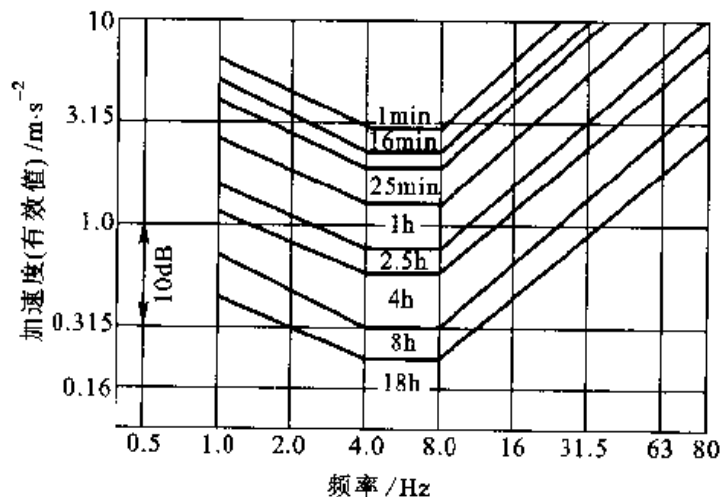


图 10-3 垂直振动标准曲线

图中曲线为“疲劳-工效降低界限”

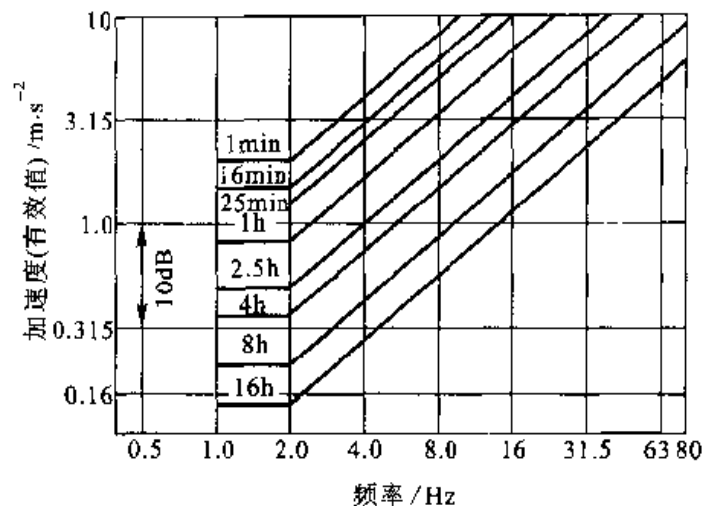


图 10-4 水平振动标准曲线

图中曲线为“疲劳-工效降低界限”

响不能简单地通过振动的强度、频率和持续时间来解释。不同的人对于低于 1 Hz 的振动反应会有相当大的差别,这与环境因素和个人经历有关。高于 80 Hz 的振动,感觉和影响主要取决于作用点的局部条件,目前还没有建立 80 Hz 以上的关于人的整体振动标准。

10.1.4 环境振动标准

由各种机械设备,交通运输工具和施工机械所产生的环境振动,对人们的正常工作和休息都会产生较大的影响。我国已经制定了《城市区域环境振动标准》(GB10070—88)和《城市区域环境振动测量方法》(GB10071—88)。表 10-2 是我国为控制城市环境振动污染而制定的 GB10070—88 中的标准值及适用区域。表中的标准值适用于连续发生的稳态振动、冲击振动和无规振动。对每天只发生几次的冲击振动,其最大值昼间不允许超过标准值 10 dB,夜间不超过 3 dB。铅垂向 z 振级的测量及评价量的计算方法,按国家标准(GB10071—88)有关条款的规定执行。

表 10-2 城市各类区域铅垂向 z 振级标准值

单位: dB

适用地带范围	昼 间	夜 间
特殊住宅区	65	65
居民、文教区	70	67
混合区、商业中心区	75	72
工业集中区	75	72
交通干线道路两侧	75	72
铁路干线两侧	80	80

标准规定测量点应位于建筑物室外 0.5 m 以内振动敏感处,必要时测点置于建筑物室内地面中央,标准值均取表中的值。

10.2 振动控制的基本方法

10.2.1 振动的传播规律

研究环境振动防治前,必须先弄清环境振动的传播途径和规律,才能制定出有效的防治对策和控制方法。图 10-5 为环境振动的传播过程。

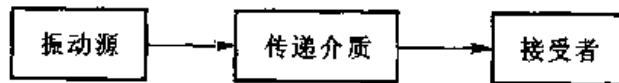


图 10-5 环境振动传播过程

在环境保护中遇到的振动源主要有:工厂振源(往复旋转机械、传动轴、电磁振动等),交通振源(汽车、机车、路轨、路面、飞机、气流等),建筑工地(打桩、搅拌、风镐、压路机等)以及大地脉动及地震等;传递介质主要有:地基地坪、建筑物、空气、水、道路、构件设备等;接受者除人群外,还包括建筑物及仪器设备等。

10.2.2 振动控制的基本方法

根据振动的性质及其传播的途径,振动的控制方法可归纳为三大类别。

1. 减少振动源的扰动

虽然振动来源不同,但振动的主要来源是振动源本身的不平衡力引起的对设备的激励。减少或消除振动源本身的不平衡力(即激励力),从振动源来控制,改进振动设备的设计和提高制造加工装配精度,使其振动最小,是最有效的控制方法。例如,鼓风机、高压水泵、蒸汽轮机、燃气轮机等旋转机械,大多属高速旋转类,每分钟在千转以上,其微小的质量偏心或安装间隙的不均匀常带来严重的危害。为此,应尽可能调好其静、动平衡,提高其制造质量,严格控制安装间隙,以减少其离心偏心惯性力的产生。性能差的风机往往是动平衡不佳,不仅振动厉害,还伴有强烈的噪声。

2. 防止共振

振动机械激励力的振动频率,若与设备的固有频率一致,就会引起共振,使设备振动得更厉害。起了放大作用,其放大倍数可有几倍到几十倍。共振带来的破坏和危害是十分严重的。木工机械中的锯、刨加工,不仅有强烈的振动,而且常伴随壳体等共振,产生的抖动使人难以承受,操作者的手会感到麻木。高速

行驶的载重卡车、铁路机车等,往往使较近的居民楼房等产生共振,在某种频率下,会发生楼面晃动,玻璃窗强烈抖动等。历史上曾发生过几次严重的共振事故,如美国 Tacoma 峡谷悬索吊桥,长 853 m,宽 12 m 左右,1940 年因风灾(8 级大风)袭击,发生了当时难以理解的振动,引起共振,历时 1 h,使笨重的钢桥翻腾扭曲,最后在可怕的断裂声中整个吊桥彻底毁坏。

因此,防止和减少共振响应是振动控制的一个重要方面。控制共振的主要方法有:改变设施的结构和总体尺寸或采用局部加强法等,以改变机械结构的固有频率;改变机器的转速或改换机型等以改变振动源的扰动频率;将振动源安装在非刚性的基础上以降低共振响应;对于一些薄壳机体或仪器仪表柜等结构,用粘贴弹性高阻尼结构材料增加其阻尼,以增加能量逸散,降低其振幅。

3. 采用隔振技术

振动的影响,特别是对于环境来说,主要是通过振动传递来达到的,减少或隔离振动的传递,振动就得以控制。

采用大型基础来减少振动影响是最常用最原始的方法。根据工程振动学原则合理地设计机器的基础,可以减少基础(和机器)的振动和振动向周围的传递。根据经验,一般的切削机床的基础是自身重量的 1~2 倍,而特殊的振动机械如锻冲设备则达到设备自重的 2~5 倍,更甚者达 10 倍以上。

在振动机械基础的四周开有一定宽度和深度的沟槽——防振沟,里面填充松软物质(如木屑等)或不填,用来隔离振动的传递,这也是以往常采用的隔振措施之一。

在设备下安装隔振元件——隔振器,是目前工程上应用最为广泛的控制振动的有效措施。安装这种隔振元件后,能真正起到减少振动与冲击力的传递的作用,只要隔振元件选用得当,隔振效果可在 85%~90% 以上,而且可以不必采用上面讲的大型基础。对一般中、小型设备,甚至可以不用地脚螺钉和基础,只要普通的地坪能承受设备的静负荷即可。

10.3 隔振原理

10.3.1 振动的传递和隔离

研究机器设备振动力传递给基础的基本模型是一个单自由度系统。虽然实际振动控制系统可能很复杂,但单自由度系统的分析概念和隔振原理却是理解和解决复杂问题的基础,其方法也大体相同。

图 10-6 是一个单自由度振动系统模型。振动系统的主要参量是质量 M 、弹簧 K 、阻尼 δ 、外激励力 F , y 表示振动在 y 方向的位移,根据牛顿第二定律,

系统的运动方程为：

$$M \frac{d^2 y}{dt^2} + \delta \frac{dy}{dt} + Ky = F \quad (10-1)$$

式中： $M \frac{d^2 y}{dt^2}$ ——惯性力；

$\delta \frac{dy}{dt}$ ——粘滞阻尼力（ δ 称阻尼系数）；

Ky ——弹性力（ K 为弹性系数）。

设外激励力为简谐力，即 $F = F_0 \cos \omega t$ ；定义 $\beta = \delta/2M$ ，称为衰减系数； $\omega_0 = \sqrt{K/M}$ ，因 ω_0 是振动系统的固有角频率。于是上式改写为：

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + 2\beta \frac{dy}{dt} + \omega_0^2 y = \frac{F_0}{M} \cos \omega t \quad (10-2)$$

式(10-2)的解为：

$$y = A_0 e^{-\beta t} \cos(\omega_0 t + \varphi) + \frac{F_0}{\omega Z_m} \cos(\omega t + \varphi) \quad (10-3)$$

式中： Z_m ——力阻抗，其值为：

$$Z_m = \sqrt{\delta^2 + \left(\omega M - \frac{K}{\omega}\right)^2} \quad (10-4)$$

式(10-3)的第一部分是瞬态解，它表明由于激励力作用而激发起的按系统固有频率振动的部分，这一部分由于阻尼的作用很快按指数规律衰减掉，第二项是稳态解，振动频率就是激励力的频率，且振幅保持恒定，故当有阻尼的振动系统，在简谐策动力的作用下，振动持续一个很短的时间后，即成为稳态解的形式简谐振动，即

$$y = \frac{F_0}{\omega Z_m} \cos(\omega t + \varphi) \quad (10-5)$$

其振幅为：

$$A = \frac{F_0}{\omega Z_m} = \frac{F_0}{\omega \sqrt{\delta^2 + (\omega M - K/\omega)^2}} \quad (10-6)$$

为进一步讨论受迫振动的振幅，将式(10-4)变形为：

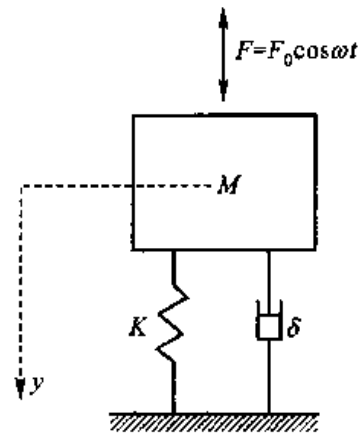


图 10-6 单自由振动系统

$$\begin{aligned}
 Z_m &= \sqrt{\delta^2 + \left(\omega M - \frac{K}{\omega}\right)^2} \\
 &= \sqrt{\delta^2 + \left(\omega M - \frac{K/M}{\omega^2} \cdot M\omega\right)^2} \\
 &= \sqrt{\delta^2 + \left[\omega M \left(1 - \frac{\omega_0^2}{\omega^2}\right)\right]^2} \\
 &= \sqrt{\delta^2 + \left[\omega M \frac{\omega_0^2}{\omega^2} \left(\frac{\omega^2}{\omega_0^2} - 1\right)\right]^2} \\
 &= \sqrt{\delta^2 + \left[\frac{M\omega_0^2}{\omega} \left(\frac{\omega^2}{\omega_0^2} - 1\right)\right]^2}
 \end{aligned} \tag{10-7}$$

将式(10-7)代入式(10-6),且分子分母同除以 K ,得:

$$\begin{aligned}
 A &= \frac{F_0}{\omega Z_m} = \frac{F_0/K}{\sqrt{\frac{\omega^2 \delta^2}{K^2} + \left[\frac{M\omega_0^2}{K} \left(\frac{\omega^2}{\omega_0^2} - 1\right)\right]^2}} \\
 &= \frac{F_0/K}{\sqrt{\frac{\omega^2 \delta^2}{K^2} + \left[\frac{\omega_0^2}{K/M} \left(\frac{\omega^2}{\omega_0^2} - 1\right)\right]^2}} \\
 &= \frac{F_0/K}{\sqrt{(\omega\delta/K)^2 + \left[(\omega/\omega_0)^2 - 1\right]^2}}
 \end{aligned} \tag{10-8}$$

其中分母中的

$$\begin{aligned}
 \omega\delta/K &= \omega \frac{\delta/M}{K/M} = \omega \frac{\delta/M}{\omega_0^2} = \frac{\omega}{\omega_0} \frac{\delta}{M\omega_0} \\
 &= 2 \frac{\delta}{2M\omega_0} \frac{\omega}{\omega_0} = 2 \frac{\delta}{\delta_0} \frac{\omega}{\omega_0} = 2\xi \frac{\omega}{\omega_0}
 \end{aligned} \tag{10-9}$$

式中: $\delta_0 = 2M\omega_0$ 为隔振系统的临界阻尼;

$\xi = \delta/\delta_0$ 称为阻尼比或称阻尼因子,于是(10-8)式成为:

$$A = \frac{F_0}{\omega Z_m} = \frac{F_0/K}{\sqrt{(2\xi(\omega/\omega_0))^2 + ((\omega/\omega_0)^2 - 1)^2}} \tag{10-10}$$

可见受迫振动的振幅 A 与激励力的力幅 F_0 、频率 ω 和系统的力阻抗 Z_m 有关。

当 $\omega = \omega_0 = \sqrt{K/M}$ 时,有 $Z_m = \delta$ 为极小值,这时系统的振幅为:

$$A = \frac{F_0}{\omega\delta}$$

系统发生共振,共振时的峰值和尖锐程度与阻尼比有关,不同频率范围响应

和主要控制参数见表 10-3。

表 10-3 不同频率范围的主要控制参数

频 率	响 应	控制参数
$\omega^2 \ll \omega_0^2$	$A = F_0/K$	弹性控制
$\omega^2 \gg \omega_0^2$	$A = F_0/M\omega^2$	质量控制
$\omega^2 = \omega_0^2$	$A = F_0/\omega\delta$	阻尼控制

10.3.2 隔振的力传递率

在研究振动隔离问题时,人们最感兴趣的并不是振动位移的大小,而是传递给基础的振动力大小。隔振效果的好坏通常用力传递率 T_f 来表示,它定义为通过隔振装置传递到基础上的力 F_f 的幅值 F_{f0} 与作用于振动系统上的激励力的幅值 F_0 之比。一般情况下,基础的力阻抗较大,振动位移很小,在忽略基础影响的情况下,通过弹簧和阻尼传递给基础的力 F_f 由两部分组成:一部分与位移成正比,比例因子为弹性系数 K ,另一部分与振动速度成正比,比例因子为阻尼系数 δ ,因此有:

$$F_f = Ky + \delta \frac{dy}{dt} \quad (10-11)$$

将式(10-5)代入,得:

$$F_f = K \frac{F_0}{\omega Z_m} \cos(\omega t + \varphi) - \delta \frac{F_0}{\omega Z_m} \omega \sin(\omega t + \varphi) \quad (10-12)$$

即可以把 F_f 看成两个力的合力,它们的幅值分别为 $KF_0/\omega Z_m$ 和 $\delta\omega F_0/\omega Z_m$,相位差为 $\pi/2$ 。因此可以看成两个长度分别为 $KF_0/\omega Z_m$ 和 $\delta\omega F_0/\omega Z_m$,夹角为 $\pi/2$ 的旋转矢量。

用平行四边形法求出它们的合力 F_f 的幅值为:

$$F_{f0} = \frac{F_0}{\omega Z_m} \sqrt{K^2 + (\delta\omega)^2} = KA \sqrt{1 + \left(\frac{\delta\omega}{K}\right)^2} \quad (10-13)$$

式中: $A = F_0/\omega Z_m$, 参见式(10-6)。

按力传递率的定义,并参见式(10-7)至式(10-9),有:

$$\begin{aligned} T_f &= \frac{F_{f0}}{F_0} = \frac{\sqrt{K^2 + (\delta\omega)^2}}{\omega Z_m} = \frac{\sqrt{1 + (2\xi\omega/\omega_0)^2}}{\sqrt{[1 - (\omega/\omega_0)^2]^2 + (2\xi\omega/\omega_0)^2}} \\ &= \sqrt{\frac{1 + 4\xi^2(f/f_0)^2}{[1 - (f/f_0)^2]^2 + 4\xi^2(f/f_0)^2}} \end{aligned} \quad (10-14)$$

当系统为单自由度无阻尼振动时,即 $\xi = 0$, 上式简化为:

$$T_f = \left| \frac{1}{1 - (f/f_0)^2} \right| \quad (10-15)$$

图 10-7 是根据式(10-10)绘制的不同阻尼比的力传递率与频率比的关系曲线。由关系曲线可看出:① 当频率比 $f/f_0 \ll 1$ 时,即图中 AB 段,此时 $T_f \approx 1$, 说明激励力通过隔振装置全部传给基础,不起隔振作用;② 当 $f/f_0 = 1$ 时,即图中 BC 段,此时, $T_f > 1$ 这说明隔振措施极不合理,不仅不起隔振作用,反而放大了振动的干扰,乃至发生共振,这是隔振设计中应绝对避免的;③ 当 $f/f_0 > \sqrt{2}$ 时,即图中的 CD 段,此时 $T_f < 1$, 系统起到隔振作用,且 f/f_0 值越大,隔振效果越明显,工程中一般取为 2.5~4.5;④ 在 $f/f_0 < \sqrt{2}$ 的范围,即不起隔振作用乃至发生共振的范围, ξ 值越大, T_f 值就越小,这说明增大阻尼对控制振动是有益的,特别是当发生共振时,阻尼的作用就更明显;⑤ 在 $f/f_0 > \sqrt{2}$ 的范围,这是设计减振器时常考虑的范围, ξ 值越小, T_f 值就越小,这说明阻尼比小对控制振动有利,工程中 ξ 值一般选用 0.02~0.1 范围。

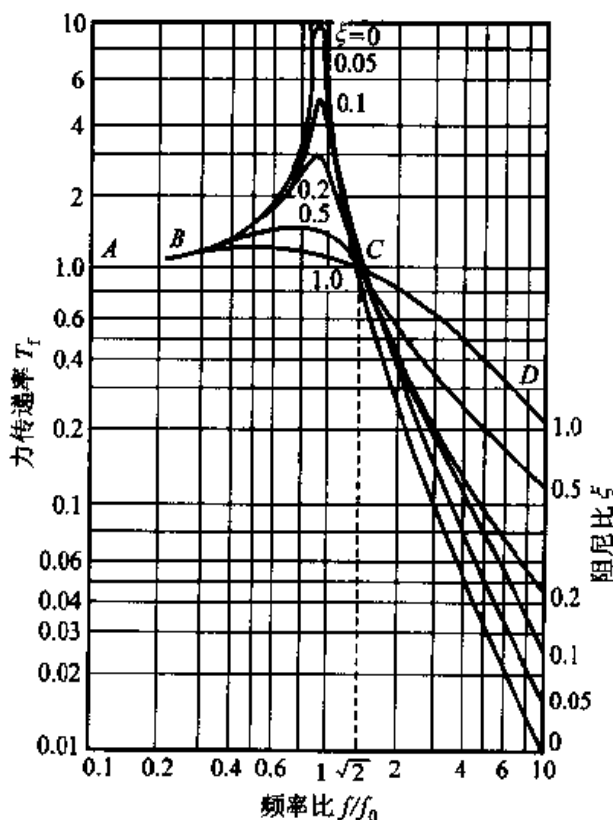


图 10-7 振动传递率

在工程中常用振动级的概念。隔振处理后,其力的振动级差为:

$$\Delta L = 20 \lg \frac{F_0}{F_{f_0}} - 20 \lg \frac{1}{T_f} \quad (10-16)$$

例如,采用某种隔振措施后,使机器振动系统激励力传递到基础的力的振幅减弱为原来的 $1/10$,即 $T_f = 0.1$,则传递到基础的力的振动级降低了 20 dB 。

在隔振设计中,有时也使用隔振效率 η 的概念,定义为:

$$\eta = (1 - T_f) \times 100\% \quad (10-17)$$

显然,当 $T_f = 1$, $\eta = 0$,激振力全部传给基础,没有隔振作用;当 $T_f = 0$, $\eta = 100\%$,激振力完全被隔离,隔振效果最高。

为便于设计,在忽略阻尼的情况下,将式(10-15)绘制成图 10-8。

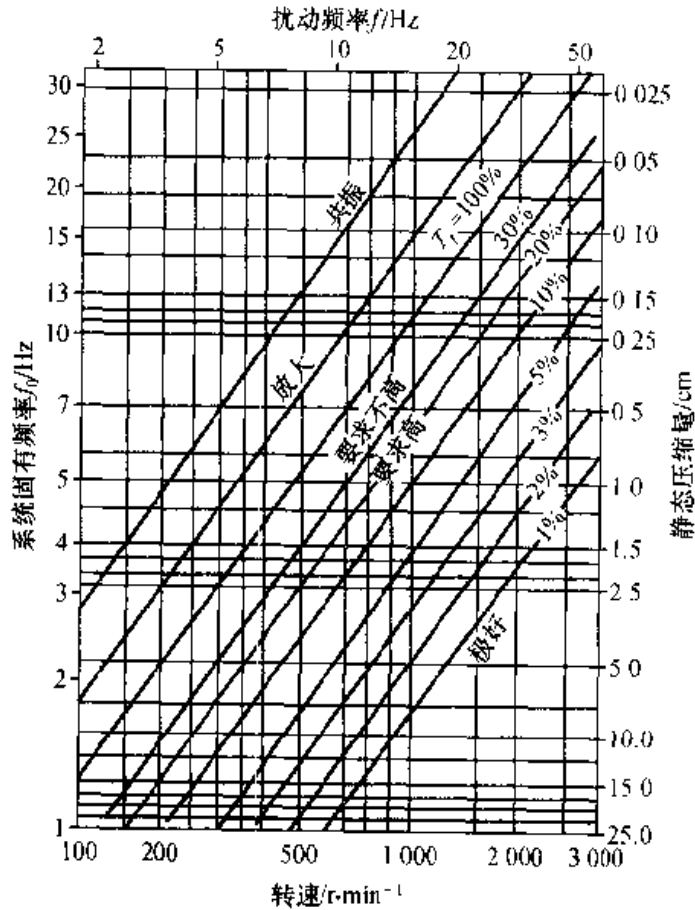


图 10-8 隔振设计图

10.4 隔振元件

隔振的重要措施是在设备下的质量块和基础之间安装隔振器或隔振材料,

使设备和基础之间的刚性联结变成弹性支撑。工程中广泛使用的有钢弹簧、橡胶、玻璃棉毡、软木和空气弹簧等。它们的隔振特点见表 10-4。

表 10-4 各类减振器和减振材料特性

减振器或减振材料	频率范围	最佳工作频率	阻 尼	缺 点	备 注
金属螺旋弹簧	宽频	低频(在静态压缩量大时)	很低,仅为临界阻尼 0.1%	容易传递高频振动	广泛应用
金属板弹簧	低频	低频	很低		特殊情况使用
橡胶	决定于成分和硬度	高频	随硬度增加而增加	载荷容易受到限制	
软木	决定于密度	高频	较低,一般为临界阻尼 6%		
毛毡	决定于密度和厚度	高频(40Hz以上)	高		通常采用厚度 1~3cm
空气弹簧	决定了空气容积		低	结构复杂	

10.4.1 金属弹簧减振器

金属弹簧减振器广泛应用于工业振动控制中,其优点是:能承受各种环境因素,在很宽的温度范围($-40 \sim 150^{\circ}\text{C}$)和不同的环境条件下,可以保持稳定的弹性,耐腐蚀、耐老化;设计加工简单、易于控制,可以大规模生产,且能保持稳定的性能;允许位移大,在低频可以保持较好的隔振性能。它的缺点是阻尼系数很小,因此在共振频率附近有较高的传递率;在高频区域,隔振效果差,使用中常需在弹簧和基础之间加橡皮、毛毡等内阻较大的衬垫。

最常用的是螺旋弹簧和板条式弹簧两种,如图 10-9 所示,螺旋弹簧减振器适用范围广,可用于各类风机、球磨机、破碎机、压力机等。只要设计选用正确,就能取得较好的隔振效果。

螺旋弹簧减振器的使用和设计程序为:① 确定机器设备的重量和可能的最低激振力频率,预期的隔振效率和安装支点的数目;② 根据图 10-8,由激振力频率和按设计所要求的隔振效率可查得钢弹簧的静态压缩量 x ;③ 由机器设备总重量 W 和安装支点数 N ,确定选用弹簧的劲度为:

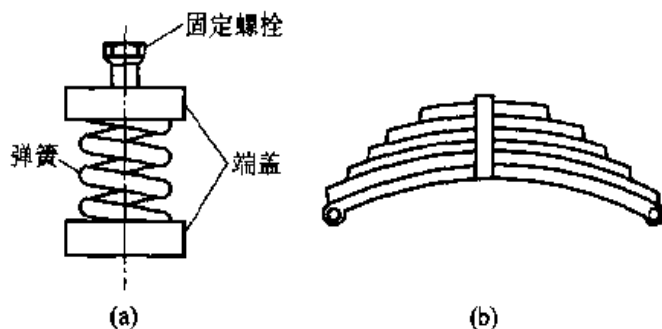


图 10-9 金属弹簧减振器
(a) 螺旋弹簧; (b) 板条式弹簧

$$K = \frac{W}{Nx} \quad (10-18)$$

知道了弹簧的劲度,即可按要求从生产厂家的产品目录中选择或是自行设计委托加工制造。螺旋弹簧的竖向劲度计算公式为:

$$K = \frac{Gd^4}{8n_0D^3} \quad (10-19)$$

式中: G —— 弹簧的剪切弹性系数,对于钢弹簧常取 $8 \times 10^6 \text{ N/cm}^2$;

n_0 —— 弹簧有效工作圈数;

D —— 弹簧圈平均直径, cm;

d —— 弹簧条直径, cm, 可由下式求出:

$$d = 1.6 \sqrt{\frac{kW_0C}{r}} \quad (10-20)$$

式中: C —— 弹簧圈直径 D 与弹簧条直径 d 之比值, 即 D/d , 一般取 $4 \sim 10$;

k —— 系数, $k = (4C + 2)/(4C - 3)$;

W_0 —— 一个弹簧上的载荷, N;

r —— 弹簧材料的容许扭应力, N/cm^2 , 对于钢弹簧, 取值为 $4 \times 10^4 \text{ N/cm}^2$ 。

弹簧的全部圈数 n 应包括有效工作圈数 n_0 和不工作圈数 n' , 即 $n = n_0 + n'$ 。在 $n_0 < 7$ 时, 可取 $n' = 1.5$ 圈; 在 $n_0 > 7$ 时, 取 $n' = 2.5$ 圈。未受载荷的弹簧, 其高度 H 可由下式计算:

$$H = nd + (n - 1) \frac{d}{4} + x \quad (10-21)$$

一般情况下, H 与 D 的比值应不大于 2, 即 $H/D \leq 2$ 。

螺旋弹簧减振器的优点是: 有较低的固有频率 (5 Hz 以下) 和较大的静态压缩量 (2 cm 以上), 能承受较大的负荷而且弹性稳定, 耐腐蚀、耐老化, 经久耐用, 在低频可以保持较好的隔振性能。它的缺点是: 阻尼系数很小 (0.01 ~ 0.005),

在共振区有较高的传递率,而使设备产生摇摆;由于阻尼比低($\delta/\delta_0 = 0.05$),在高频区隔振效果差,使用时往往要在弹簧和基础之间加橡胶、毛毡等内阻较大的衬垫,以及内插杆和弹簧盖等稳定装置。

板条式减振器是由钢板条叠加制成,利用钢板之间的摩擦,可获得适宜的阻尼比。这种减振器只在一个方向上有隔振作用,多用于火车、汽车的车体减振和只有垂直冲击的锻锤基础隔振。

[例] 某风机重量 4 600 N,转速 1 000 r/min,由重量为 1 300 N 的电机拖动(电机的激振力忽略不计)。电机与风机安装在重量为 1 000 N 的公共台座上,采用钢螺旋弹簧隔振器 4 点支撑。要求隔振效率 90%,计算所需要的各有关参数。

[解] 设备总重量 $W = 4\,600 + 1\,300 + 1\,000\text{ N} = 6\,900\text{ N}$,采用 4 点支撑,每个弹簧平均荷载为 $W_0 = 6\,900/4\text{ N} = 1\,725\text{ N}$ 。风机激振力的基本频率 $f = 1\,000/60\text{ Hz} = 16.7\text{ Hz}$,隔振效率要求为 90%,由图 10-8 查得:

被隔振机组的固有频率 $f_0 = 5\text{ Hz}$,

钢弹簧的静态压缩量 $x = 1\text{ cm}$,

钢弹簧的劲度为 $K = W/N_s = 6\,900/4\text{ N/cm} = 1\,725\text{ N/cm}$

采用螺旋形钢弹簧,选取 $C = 5$,因此, $k = (4C + 2)/(4C - 3) = 22/17 = 1.3$ 。

弹簧条直径为:

$$d = 1.6 \sqrt{\frac{kW_0C}{\tau}} = 1.6 \sqrt{\frac{1.3 \times 1\,725 \times 5}{40\,000}} \text{ cm} = 0.85\text{ cm}$$

弹簧有效工作圈数:

$$n_0 = \frac{Gd^4}{8KD^3} = \frac{Gd}{8KC^3} = \frac{8 \times 10^6 \times 0.85}{8 \times 1\,725 \times 5^3} = 4$$

因为 $n_0 < 7$,所以取弹簧不工作圈数 $n' = 1.5$,因此,弹簧的全部圈数为 $n = n_0 + n' = 4 + 1.5 = 5.5$ 。弹簧不受载荷时的高度可由式(10-21)求得: $H = nd + (n-1)d/4 + x = 6.62\text{ cm}$ 。

由于 $H/D = 6.62/5 \times 0.85 = 1.56 < 2$,符合要求,每个弹簧条的长度等于 $l = \pi Dn = 3.14 \times 5 \times 0.85 \times 5.5\text{ cm} = 73.4\text{ cm}$ 。

10.4.2 橡胶减振器

橡胶减振器也是工程上常用的一种隔振元件。它的最大优点是具有一定的阻尼,在共振频率附件有较好的减振效果,并适用于垂直、水平、旋转方向的隔振,劲度具有较宽的范围可供选择。这类减振器是由硬度合适的橡胶材料制成

的,根据受力情况,这类减振器可分为压缩型、剪切型、压缩-剪切复合型等,如图 10-10 所示。

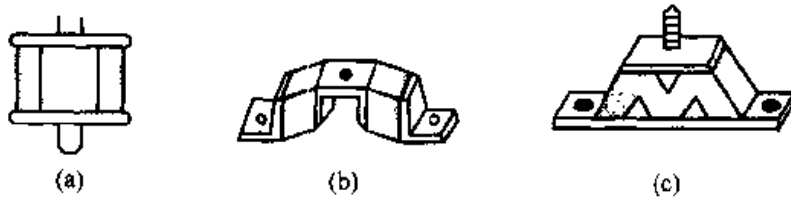


图 10-10 几种橡胶减振器
(a) 压缩型;(b) 剪切型;(c) 压缩、剪切复合型

橡胶减振器的设计主要是选用硬度合适的橡胶材料,根据需要组成一定的形状、面积和高度。材料的厚度 d 和所需的面积 S 由下式确定:

$$d = rE_d/\sigma \quad (10-22a)$$

$$S = P/\sigma \quad (10-22b)$$

式中: x ——最大静态压缩量;

E_d ——橡胶的动态弹性模量;

σ ——橡胶的允许负载, kg/cm^2 ;

P ——机组重量, kg ;

E_d 和 σ ——橡胶减振材料的两个主要参数,由实验测得。表 10-5 为几种橡胶的有关参数。

表 10-5 几种橡胶的主要参数

材料名称	许可应力 σ $/\text{kg}\cdot\text{cm}^{-2}$	动态弹性模量 E_d $/\text{kg}\cdot\text{cm}^{-1}$	E_d/σ
软橡胶	1~2	50	25~50
软硬橡胶	3~4	200~250	50~83
有槽缝或圆孔橡胶	2~2.5	40~50	18~25
海绵状橡胶	0.3	30	100

目前,国内已有许多系列化的橡胶隔振器,负荷可以达到几十千克到 1 000 千克以上,最大压缩量可达 4.8 cm,最低固有频率的下限控制在 5 Hz 附近。这类产品,由于安装方便,效果明显,在工业和民用设备减振工程中得到广泛应用。

10.4.3 橡胶隔振垫

隔振垫也是经常采用的一种隔振元件。如橡胶、软木、玻璃棉毡、岩棉毡等

都可以用来做隔振垫,其特点是安装使用方便,价格便宜,厚度自己控制。

橡胶隔振垫已有成型产品出售。它的结构是在 10~20 mm 厚的橡胶板(硬度可以为 $40^{\circ}\sim 90^{\circ}$)上,两侧带有槽沟或高度不同的凸台以增加受力时的变形量。使用时可以直接把隔振垫放在设备下面而不必改造基础。国产 WJ 型隔振垫,有四个不同直径不同高度的圆台,分别交叉配置在减振的两个面上。表 10-6 给出 WJ 型系列橡胶隔振垫的主要参数。

表 10-6 WJ 系列橡胶隔振垫性能

型号	额定载荷 /kg·cm ⁻²	极限载荷 /kg·cm ⁻²	额定载荷下 形变/mm	额定载荷下 固有频率/Hz	应用范围
WJ-40	2~4	30	4.2±0.5	14.3	电子仪器、钟表、工业机械、光学仪器等
WJ-60	4~6	50	4.2±0.5	13.8~14.3	空压机、发电机组、空调机、搅拌机等
WJ-85	6~8	70	3.5±0.5	17.6	冲床、普通车床、磨床、铣床等
WJ-90	8~10	90	3.5±0.5	17.2~18.1	锻压机、钣金加工机、精密磨床等

10.4.4 其他隔振元件

1. 空气弹簧

空气弹簧也称“气垫”,它的隔振效率高,固有频率低(在 1 Hz 以下),而且具有粘性阻尼,因此也能隔绝高频振动。空气弹簧的组成原理图如图 10-11 所示,当负荷振动时,空气在 A 与 B 间流动,可通过阀门调节压力。

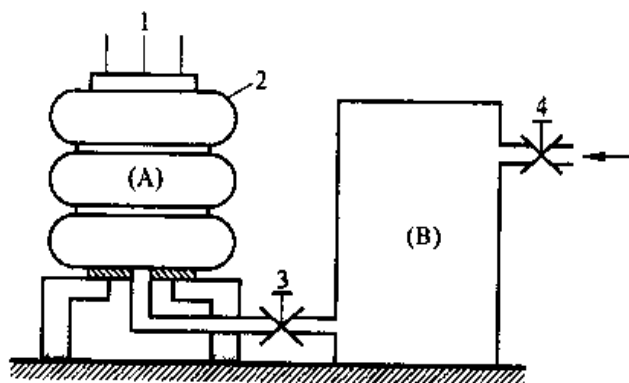


图 10-11 空气弹簧的构造

1. 负载;2. 橡胶;3. 节流阀;4. 进压缩空气阀

(A) 空气室 (B) 贮气室

这种减振器是在橡胶的空腔内压进一定的空气,使其具有一定的弹性,从而达到隔振的目的。当负荷改变时可调节橡胶腔内的气体压力,使之保持恒定的静态压缩量。空气弹簧多用于火车、汽车和一些消极隔振的场合。它的缺点是需要有压缩气源及一套繁杂的辅助系统,造价昂贵。

2. 酚醛树脂玻璃纤维板

酚醛树脂玻璃纤维板俗称冷藏保温板。这种材料的相对变形量很大(可以超过 50%),残余变形很小,即使负荷过载,当失去荷载后仍可恢复,是一种良好的隔振材料。此外,此材料还具有耐腐、防火、不易老化、施工方便、价格低廉等优点。

酚醛树脂玻璃纤维板作为弹性垫层,其最佳作用荷载范围大约为 $0.4 \text{ kg/cm}^2 \sim 0.6 \text{ kg/cm}^2$,静态压缩量应为原始量的 40% 以上,这样才能获得较好的效果。

10.5 阻尼减振

固体振动向空间辐射声波的强度与振动幅度、辐射体的面积、频率等有关。大面积的薄板振动,有最大的辐射效率。例如,气流管道壁、机器的罩壳等,一般都是金属薄板制成,当受振动激励时,就可能有一定的噪声辐射。这种由金属薄板结构受激振动所产生的噪声也称结构噪声。加大壳体厚度,即增加单位面积质量,则在相同激振力条件下,激发引起的振幅(加速度)则变小而降低辐射强度。但这种简单地加大单位面积质量的方法并不是经济合理的选择;大面积薄板上多加“筋”,亦可减弱振动的幅度;安全防护用罩壳,可用风孔板,因板两侧的压力平衡而不会辐射低频噪声。除了这些降低声辐射的方法外,还采用在薄板上增加一阻尼层,并使结合在一起,让原来薄板振动的能量,尽可能多地耗散在阻尼层中,这称为阻尼减振。

10.5.1 阻尼减振原理

有很多噪声是因金属薄板受激发振动面产生的,金属薄板本身阻尼很小,而声辐射效率很高。降低这种振动和噪声,普遍采用的方法是在金属薄板构件上喷涂或粘贴一层高内阻的粘弹性材料,如沥青、软橡胶或高分子材料。当金属板振动时,由于阻尼作用,一部分振动能量转变为热能,而使振动和噪声降低。

阻尼的大小采用损耗因数 η 来表示,定义为薄板振动时每周期时间内损耗的能量 E 与系统的最大弹性势能 E_p 之比除以 2π ,即:

$$\eta = \frac{E}{2\pi E_p} \quad (10-23)$$

板受迫振动的位移和振速分别为：

$$y = y_0 \cos(\omega t + \varphi) \quad (10-24)$$

$$u = \frac{dy}{dt} = -\omega y_0 \sin(\omega t + \varphi) \quad (10-25)$$

阻尼力 δu (δ 为阻尼系数) 在位移 dy 上所消耗的能量为：

$$\delta u dy = \delta u \frac{dy}{dt} dt = \delta u^2 dt = \delta \omega^2 y_0^2 \sin^2(\omega t + \varphi) \quad (10-26)$$

因此, 阻尼力在一个周期内耗损的能量为：

$$E = \delta \omega y_0^2 \int_0^{2\pi} \sin^2(\omega t + \varphi) d\omega t = \pi \delta \omega y_0^2 \quad (10-27)$$

系统的最大弹性势能为：

$$E_p = \frac{1}{2} K y_0^2 \quad (10-28)$$

将式(10-27)、式(10-28)代入式(10-23), 再利用式(10-9), 得：

$$\eta = \frac{\pi \delta \omega y_0^2}{2\pi \cdot \frac{1}{2} K y_0^2} = \frac{\delta \omega}{K} = 2\xi \frac{f}{f_0} \quad (10-29)$$

可以看出损耗因数 η 除与材料的临界阻尼系数 ξ 有关外, 还与系统的固有频率 f_0 及激振力频率 f 有关。对同一系统, 激振力频率越高, 则 η 越大, 即阻尼效果越好。

材料的损耗因数 η 通过实际测定求得。根据共振原理, 将涂有阻尼材料的试件(通常做成狭长板条)用一个外加振源强迫其做弯曲振动, 调节振源频率使之产生共振, 然后测得有关参量, 即可计算求得损耗因数 η , 常用的测量方法有频率响应法和混响法两种。

大多数材料的损耗因数在 $10^{-1} \sim 10^{-5}$ 范围, 其中金属为 $10^{-5} \sim 10^{-4}$, 木材为 10^{-2} , 橡胶为 $10^{-2} \sim 10^{-1}$ 。

10.5.2 阻尼材料

阻尼材料应有较高的损耗因数, 同时具有较好的粘结性能, 在强烈的振动下不脱落、不老化。在某些特殊环境下使用还要求耐高温、高湿和油污。专用的阻尼材料有商品出售, 广泛用于各种机械设备和运输工具的噪声和振动控制。自己配制阻尼材料时, 主要由基料、填料和溶剂三部分组成。

1. 基料

基料是阻尼材料的主要成分,其作用是使构成阻尼材料的各种成分进行粘合,并粘结于金属板上。基料性能的好坏对阻尼效果起决定性作用。常用的基料有沥青、橡胶、树脂等。

2. 填料

填料的作用是增加阻尼材料的内损耗能力和减少基料的用量以降低成本。常用的有膨胀珍珠岩粉、石棉绒、石墨、碳酸钙、硅石等。一般情况下,填料占阻尼材料的30%~60%。

3. 溶剂

溶剂的作用是溶解基料,常见的溶剂有汽油、醋酸乙酯、乙酸乙酯、乙酸丁酯等。表10-7列出了一些典型阻尼材料及其成分。

表 10-7 几种典型的阻尼材料

名 称	成分和重量百分比/%
厚白漆软木阻尼材料	厚白漆 20, 光油 13, 生石膏 23, 软木粉 13, 松香水 4, 水 27
沥青阻尼材料	沥青 57, 胺焦油 23.5, 熟桐油 4, 蓖麻油 1.5, 石棉绒 14, 汽油适量
橡胶-硅石阻尼材料	氯丁橡胶 42, 酚醛树脂 15, 硅石 15, 石棉绒 1.5, 磷酸二苯脂 2.5, 三硫化钼 15, 硫酸钙 8, 混合溶剂适量
沥青-石棉阻尼材料	沥青 35, 石棉 50, 桐油、亚麻油 15

10.5.3 阻尼减振措施

为了得到满意的减振降噪效果,正确使用阻尼材料是非常重要的。在振动基板件上附加阻尼层的常用方法有自由阻尼结构和约束阻尼结构两种,见图10-12。

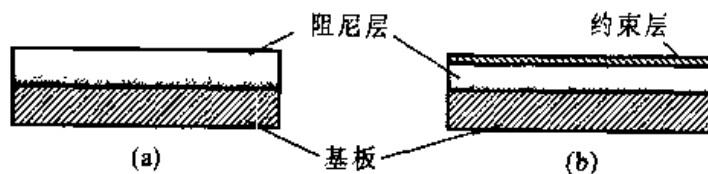


图 10-12 阻尼层的构造形式

(a) 自由阻尼层结构; (b) 约束阻尼层结构

1. 自由阻尼层结构

将一定厚度的阻尼材料粘合或喷涂在金属板的一面或两面形成自由阻尼层结构。当板受振动而弯曲时,板和阻尼层都允许有压缩和延伸的变形。自由阻尼层复合材料的损耗因数与阻尼材料的损耗因数、阻尼材料和基板的弹性模量

比、厚度比等有关。当阻尼材料的弹性模量比较小时,自由阻尼复合层的损耗因数可表示为:

$$\eta = 14 \eta_2 \cdot \frac{E_2}{E_1} \cdot \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2 \quad (10-30)$$

式中: η_2 ——阻尼材料的损耗因数;

E_1, E_2 ——分别是基板和阻尼材料的弹性模量;

d_1, d_2 ——分别为基板和阻尼材料的厚度。

对于多数情况, E_2/E_1 的数量级为 $10^{-1} \sim 10^{-4}$, 只有较大的厚度比才能达到较高的阻尼。通常取厚度比为 2~3 时, 复合自由阻尼层的损耗因数可以达到阻尼材料损耗因数的 0.4 倍。因此, 为保证自由阻尼层有较好的阻尼特性, 就要有较大的厚度, 这也是自由阻尼层的缺点。

2. 约束阻尼层结构

约束阻尼层结构是在基板和阻尼材料上再复加一层弹性模量较高的起约束作用的金属板。当板受振动而弯曲变形时, 阻尼层受到上、下两个板面的约束而不能有伸缩变形, 各层之间因发生剪切作用(即允许有剪切形变)而消耗振动能量。当复合结构剪切参数近似等于 1, d_2 和 $d_3 \leq d_1$ 时(d_3 为约束板厚度), 约束阻尼层复合结构的损耗因数可表示为:

$$\eta_{mix} = \frac{3E_3\eta_3}{E_1\eta_1} \eta_2 \quad (10-31)$$

式中: E_3, η_3 ——分别是约束板的弹性模量和损耗因数。

在实际使用中, 基板和约束层的弹性模量相近, 复合板的阻尼大小和阻尼厚度无关。如果使用合理, 可以使阻尼复合板的损耗因数接近甚至大于阻尼材料的损耗因数, 取得较好效果。

习 题

1. 一质量为 M 的物体在恢复力 $-kx$, 阻力 $-bv$ 及外力 $F_0 \cos \omega t$ 的作用下作强迫振动, 试证其速度振幅 V_0 为:

$$V_0 = \frac{F_0}{[(M\omega - k/\omega)^2 + b^2]^{1/2}}$$

2. 质量为 500 kg 的机器支承在劲度为 $k = 900 \text{ N/cm}$ 的钢弹簧上, 机器转速为 3 000 r/min, 因转动不平衡而产生 1 000 N 的干扰力, 设系统的阻尼比 $\xi = 0$, 试求传递到基础上的力的振幅值是多少?

3. 试分析, 为什么拖拉机的振动, 空负荷时比有负荷时大?

4. 有一台转速为 800 r/min 的机器安装在基板上, 系统总重量为 2 000 kg, 试设计钢弹

簧隔振装置,要求在振动干扰频率附近降低振动级 20 dB,设弹簧圈的直径为 4 cm,钢的切变模量为 $8 \times 10^5 \text{ kg/cm}^2$,允许扭转张力为 $4.3 \times 10^3 \text{ kg/cm}$ 。

5. 一台风机安装在一厚钢板上,如果在钢板的下面垫 4 个钢弹簧,已知弹簧的静态压缩量为 $x = 1 \text{ cm}$,风机的转速为 900 r/min,弹簧的阻尼很小略去不计,试求隔振比和传递效率。

6. 有一台转速为 1 500 r/min 的机器,在未做隔振处理前,测得基础上的力振级为 80 dB (指此频率),为使机器的力振级降低 20 dB,问需要选取静态压缩量为多大的弹簧才能满足要求? 设阻尼比 $\xi = 0$ 。

7. 一台风机连同机座总重量为 8 000 N,转速为 1 000 r/min,试设计一种隔振装置,将风机的振动激励力减弱为原来的 10%。

8. 有一台自重 600 kg 的机器,转速为 2 000 r/min,安装在 $1 \times 2 \times 0.1 \text{ m}^3$ 的钢筋混凝土底板上(设钢筋混凝土的比重为 $2 000 \text{ kg/m}^3$),选用 6 块带圆孔的橡胶作隔振垫块,试计算橡胶垫块的厚度和面积。

第十一章 环境噪声控制应用实例

环境噪声源的种类众多,但其控制原则和方法是基本类同的。作为噪声控制原则,首先考虑的是噪声源的控制,如低噪声生产工艺、低噪声产品的选用等,其次才是传递途径中的声衰减措施,如合理规划布局、隔声、吸声、消声、减振等技术的应用,包括建筑物的降噪措施等。噪声控制工程可分为两类:一类为已建成并造成污染的工程项目,另一类为待建工程项目。设计工作一般由以下几部分组成:① 噪声源的分布、噪声特性、环境特征的调查;② 噪声污染状况调查或待建工程项目噪声分布预测计算(也可作类比调查);③ 确定适用标准和技术指标;④ 治理措施设计和相应的降噪效果(包括计算或试验数据);⑤ 治理经费概算;⑥ 工程施工结束后的降噪效果测试和验收。考虑到工程设计中的许多不确定因素,诸如声源的实际辐射声级、声学元件的制作和安装、环境条件的变化等等,使设计计算值往往与现场实测值会有一定的差异,因此有时候在施工过程中还要进行必要的测试,以便为原设计作适当的修改和补充提供依据。

本章将介绍几种典型的环境噪声控制工程设计实例,供读者参考。

11.1 柴油发电机房噪声控制工程设计

11.1.1 工程概况

某通信有限公司将兴建紧急备用柴油发电机房。此机房位于办公用主楼北侧,主楼外墙与机房共用,并设置门一扇。机房与厂界距离为 8m。根据国标 GB3096—93《城市区域环境噪声标准》适用区划,该区域属规划中的工业区,即 3 类功能区,但机房周围未有对噪声敏感建筑物。根据国标 GB12348—90《工业企业厂界噪声标准》,厂界噪声限值按Ⅲ类标准控制,即昼间和夜间的等效声级限值分别为 65dB 和 55dB。该发电机房内将安装两台 P625E 型柴油发电机组,第一期工程将先安装一台机组。柴油发电机组功率为 500kW,电压 380V~415V,排风量 756m³/min,重量 4 620kg。其中,柴油机型号 3012TWG2,汽缸数 12,转速 1 500r/min,排烟最大温度 480℃,排烟量 102 m³/min,排烟口尺寸 2× ϕ 127mm,冷却水正常工作温度 70~80℃。发电机型号 HCK544E,励磁方式为无刷自励式。该机组单机基础台尺寸长×宽×高为 4 200mm×1 800mm×200mm,排风口最小尺寸 1 600mm×1 600mm,进风口最小尺寸 1 800mm×

2 500mm,排烟口最小高度 2 800mm。该机组在电网断电时自动紧急启动。

11.1.2 指导思想

工程设计本着节约高效的原则,在达到环境噪声允许标准的前提下,充分利用机组尚未安装的条件,结合现场的实际情况,并考虑二期工程施工的便利,以及降噪措施的安装不影响机组的正常运行和维修,力求降低工程造价。

11.1.3 治理目标值

根据对现场环境噪声的调查和测量,该机房设备安装前由于受临近工厂设备噪声和交通主干道(距离约 150m)的影响,厂界外 1m 处的昼间本底噪声等效声级达 65dB。因此该机房噪声治理目标设定为在扣除环境噪声的影响后,厂界外 1m 处的噪声级昼间控制在 65dB,夜间则为 55dB。考虑到机组噪声为稳态噪声,在相同工况下运行噪声级不变,因此实际控制值为 55dB。由此计算扣除声波随距离(机房至厂界)衰减后各项治理措施的降噪指标。

11.1.4 设计依据

- ① 公司提供的設計委托书和机房土建设计图。
- ② 发电机组的有关性能和参数。
- ③ 同类柴油发电机房噪声类比测量报告。
- ④ 有关的环境噪声标准。

11.1.5 噪声源分析

柴油发电机组是动力系统中噪声级较高的设备之一。据现场类比测试,该机组在未作声学处理的机房内,距离机组 1m 处的噪声级可达 104dB,其频率特性以低、中频为主,噪声级峰值频率范围为 125~2 000Hz。机房进、排风口处噪声级分别是 93dB 和 96dB。排烟道口距离 2m 处为 86dB(已安装与机组配套的抗性消声器)。机房噪声向外传播的主要途径有进、排气口,排烟道出口,机房围护结构的薄弱环节如输油管道接口、隙缝、门和墙体的声透射。

11.1.6 治理措施和技术指标

根据对主要噪声源及其传播途径的分析,结合噪声控制目标值,拟采用如下几方面的治理措施,并分别提出降噪指标(可参考本书有关章节计算所需要的声衰减量和相应的设计参数):

1. 机房进风口片式阻性消声器

在保证机组正常运行所需进风量和机组本身散热的条件下,并考虑消声器

内空气流速控制在 $<8\text{m/s}$,经计算确定进风消声器尺寸:长、宽、高分别为 $3\,000\text{mm}$ 、 $3\,000\text{mm}$ 、 $2\,600\text{mm}$,片厚 200mm ,片间距 150mm ,内填密度为 $32\text{kg}/\text{m}^3$ 离心玻璃棉,外包无碱玻璃棉,护面板为镀锌穿孔钢板,板厚 1mm ,孔直径 5mm ,穿孔率 $>20\%$ 。设计消声量为 $\geq 25\text{dB}$ 。

2. 机房排风口片式阻性消声器

排风口消声器尺寸:长、宽、高分别为 $3\,000\text{mm}$ 、 $2\,000\text{mm}$ 、 $2\,000\text{mm}$,有关参数的确定与进风消声器相同。设计消声量为 $\geq 25\text{dB}$ 。

3. 排烟道阻抗复合式消声器

排烟道出口位于机房屋顶,辐射噪声以低频为主,峰值位于 125Hz 左右。该消声器由排烟扩容室和片式阻性消声器组成。由于排烟温度较高,所选用声学材料应具有耐高温的性能。扩容器尺寸:长、宽、高分别为 $2\,000\text{mm}$ 、 $2\,000\text{mm}$ 、 950mm ,内贴 150mm 厚耐高温吸声砖。片式阻性消声器尺寸:长、宽、高分别为 $3\,000\text{mm}$ 、 $2\,000\text{mm}$ 、 950mm ,片厚 200mm ,片间距 160mm 、消声片构造同进、排风消声器。设计消声量 $\geq 25\text{dB}$ 。

4. 机房内墙面吸声处理

为降低机房内的混响声,同时也减少机房向外辐射的声能,拟在机房平顶和周围内墙面安装吸声结构,其中平顶为 200mm 厚离心玻璃棉,内墙面为 100mm 厚离心玻璃棉,密度为 $32\text{kg}/\text{m}^3$ 和 $24\text{kg}/\text{m}^3$ 各半。外包无碱玻璃棉,护墙板为铝合金穿孔板,厚度 1mm ,孔直径 4mm ,穿孔率 $>20\%$ 。设计降噪量为 10dB 。

5. 机房隔声门

为避免机组运行噪声对办公大楼的干扰,并防止噪声经大楼相邻房间门、窗等隔声薄弱环节向外传播而形成短路,影响总体的降噪效果,大楼和机房相连的门采用多层轻质隔声门。设计隔声量 $\geq 35\text{dB}$ 。

机房噪声治理平面、立面图如图 11-1 和图 11-2 所示。

11.1.7 噪声治理效果检验

在环境部门监测、验收之前为检验噪声治理设计及施工是否达到预期效果,在施工及发电机组安装调试完毕后,对发电机房噪声及其对周围环境的影响应进行测试。为避免外界环境本底噪声对测试结果的影响,测量选择在临近工厂设备停止运行和交通噪声影响最低的时段进行(16:00—16:30)。测试仪器为倍频程精密声级计和积分声级计各一台。

1. 机房周围环境噪声

测点位于距机房噪声源出口处 2m ,高度 1.2m 处。目的是检验机房噪声治理设计的总体效果是否达到环保要求。

(1) 测试结果:等效声级为 55dB (机组正常运行时)。

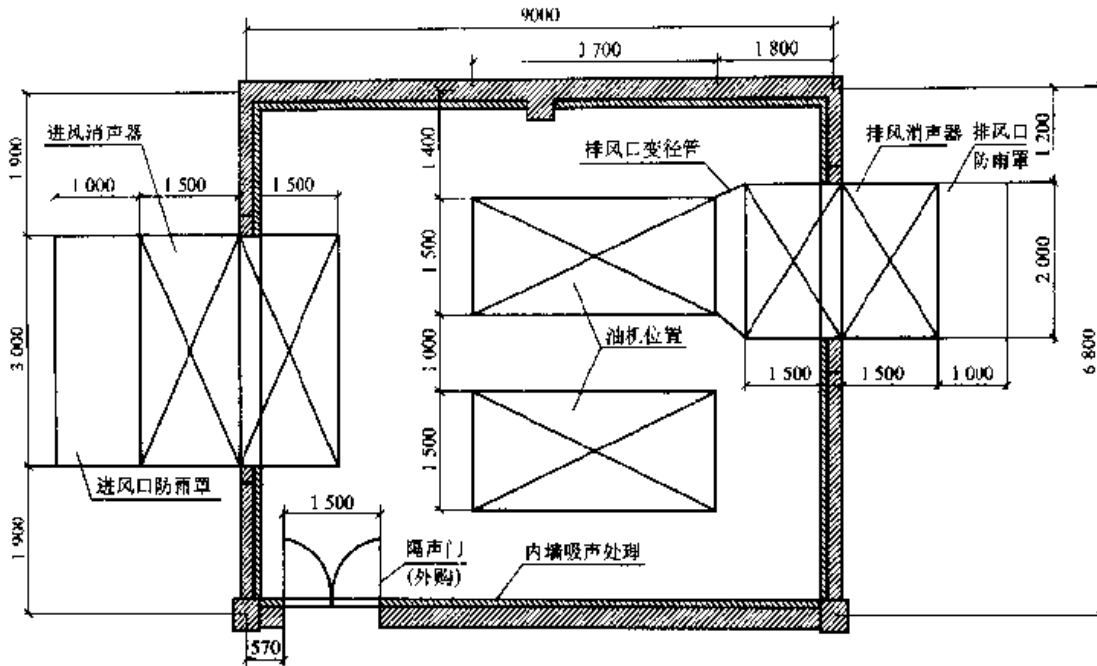


图 11-1 机房噪声治理平面图

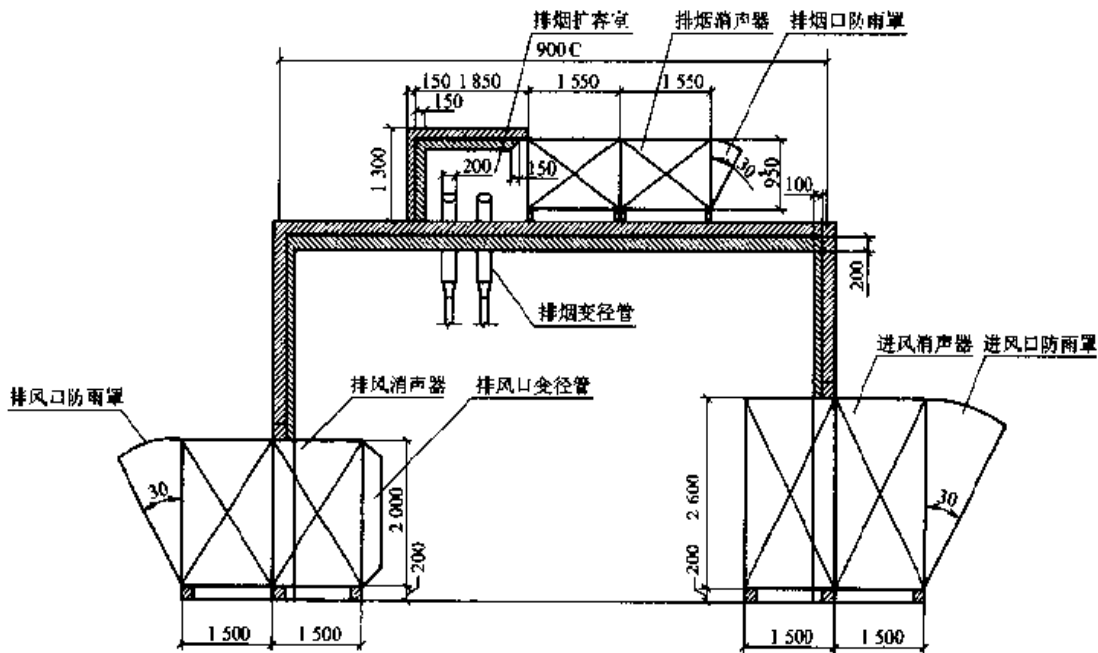


图 11-2 机房噪声治理立面图

(2) 结论: 由于厂界位于测点外 6m 处, 机组运行时厂界噪声将低于 55dB, 即已低于所在功能区的噪声限值。

2. 各项治理措施降噪效果

(1) 机房内吸声处理: 机房中心位置, 机组正常运行噪声级为 92dB, 比未经治理的同类机房下降 10dB 以上, 大于设计预计效果。

(2) 消声器:消声器进口端和出口端的 A 计权声级差为 25dB。达到设计要求。

(3) 隔声门:现场测量插入损失为 36dB。达到设计要求。

11.2 高架道路声屏障设计

道路交通噪声污染控制只有从噪声源及其传播途径各方面采取综合治理措施才能达到保护对象对声环境质量的要求,声屏障仅仅是其中治理措施之一。道路声屏障的设计工作包括该路段车辆行驶噪声分布的调查或预测、噪声敏感建筑物有关参数和适用标准的确定、声屏障设计和计算、声屏障选用材料和结构的声学、力学性能的测试以及制作、安装过程和工程完成后的验收。声屏障的设计除了达到预期的降噪指标外,还应符合景观、结构、造价和养护等方面的要求。

11.2.1 工程概况

拟建的高架高速公路工程其路宽 26m(双向四车道),路面为沥青路面,高架路面高度为 7.7~8m。路北侧第一排建筑物为 6 层楼住宅建筑,共 3 幢(高 18m),总长度约 150m,与高架道路边缘防撞墙的距离为 12~38m。根据环境影响评价报告预测,近 3 年内车流量为昼间 3 800 辆/h,夜间 1 700 辆/h,大型车比例为 26%,车速为大型车 80km/h、小型车 100km/h。

11.2.2 车辆行驶噪声分布预测

根据道路交通噪声预测方法和工程建设部门提供的上述各参数,车辆行驶噪声及其分布见表 11-1,表中测点 S_{1-1} 、 S_{1-2} 、 S_{1-3} 距高架防撞墙分别为 12m、20m、38m。

表 11-1 车辆行驶噪声预测声级

预测点位置	预测点高度/m	预测点声级/dB	
		昼间	夜间
S_{1-1}	1.5	61.6	58.1
S_{1-2}	4.5	64.8	61.3
S_{1-3}	7.5	72.8	69.3
S_{1-4}	10.5	76.4	73.2
S_{1-5}	13.5	76.5	73.0
S_{1-6}	16.5	76.5	73.0
S_{2-1}	1.5	63.3	59.8

续表

预测点位置	预测点高度/m	预测点声级/dB	
		昼 间	夜 间
S ₂₋₂	4.5	67.9	64.5
S ₂₋₃	7.5	73.6	70.1
S ₂₋₄	10.5	74.6	71.2
S ₂₋₅	13.5	76.4	72.9
S ₂₋₆	16.5	76.4	72.9
S ₃₋₁	1.5	70.7	67.2
S ₃₋₂	4.5	72.3	68.8
S ₃₋₃	7.5	72.6	69.1
S ₃₋₄	10.5	74.3	69.8
S ₃₋₅	13.5	75.5	72.0
S ₃₋₆	16.5	75.6	72.1

参照“城市区域环境噪声标准”中4类功能区的等效声级限值,昼间和夜间分别为70dB和55dB,各预测点均属超标,尤其是3层楼以上和夜间超标严重,最大超标值为18dB。

11.2.3 声屏障设计

1. 声屏障插入损失指标

根据工程结构和治理经费等实际情况,声屏障安装后住宅建筑各层的噪声平均插入损失应不低于8~10dB。

2. 声屏障声学 and 力学性能指标

根据道路声屏障设计的有关规定,声屏障隔声量应大于25dB,吸声型声屏障的平均吸声系数应不低于0.5。

根据该工程所在地区抗风荷载的有关标准,最大风速为12级。

3. 声屏障高度和插入损失计算

(1) 声屏障高度:道路声屏障的设置位置通常是在路侧和路侧与路中间隔离墙上同时安装两种形式。声屏障高度的计算可根据所需的插入损失由标准中推荐的计算方法求得。本工程拟建声屏障位于路北侧和中间防撞墙上方。计算中,声源(车辆)平均高度取0.8m,等效频率为500Hz。防撞墙高度为1m。不考虑声屏障两端的声绕射,即为一无限长声屏障。根据车辆行驶噪声随距离衰减

规律和住宅建筑总长度,设计声屏障长度为 350m。限于结构要求,声屏障高度均为 3m。

(2) 声屏障插入损失:高架道路北侧和中间防撞墙上均安装 3m 高的声屏障,其插入损失计算值见表 11-2。

表 11-2 声屏障插入损失计算值

预测点位置	S_{1-1}	S_{1-2}	S_{1-3}	S_{1-4}	S_{1-5}	S_{1-6}
预测点高度/m	1.5	4.5	7.5	10.5	13.5	16.5
插入损失/dB	5.2	6.7	12.5	13.1	9.9	6.2
预测点位置	S_{2-1}	S_{2-2}	S_{2-3}	S_{2-4}	S_{2-5}	S_{2-6}
预测点高度/m	1.5	4.5	7.5	10.5	13.5	16.5
插入损失/dB	6.5	9.6	13.4	12.1	11.4	8.9
预测点位置	S_{3-1}	S_{3-2}	S_{3-3}	S_{3-4}	S_{3-5}	S_{3-6}
预测点高度/m	1.5	4.5	7.5	10.5	13.5	16.5
插入损失/dB	14.2	15.5	13.4	12.4	12.8	11.1

4. 声屏障类型和材料的选择

(1) 路侧防撞墙上为非透明吸声型声屏障:选用宽频带微穿孔板共振吸声结构,板材为 1mm 厚氧化铝板,底板为 1.2mm 厚彩钢板,空腔厚度采用渐变式(50~150mm)。屏障顶端为高效吸声柱体,以提高绕射声能的衰减。该声屏障的造型避免了直板型声屏障存在的眩光问题。在色彩选择上,穿孔板为银灰色,立柱为海蓝色。

(2) 中间防撞墙上为声反射型声屏障:选用透明的亚克力板材,厚度为 10mm。声屏障下部为防眩板。防眩板和立柱色彩为海蓝色。

吸声型和声反射型声屏障平面、立面和剖面图见图 11-3 和图 11-4。

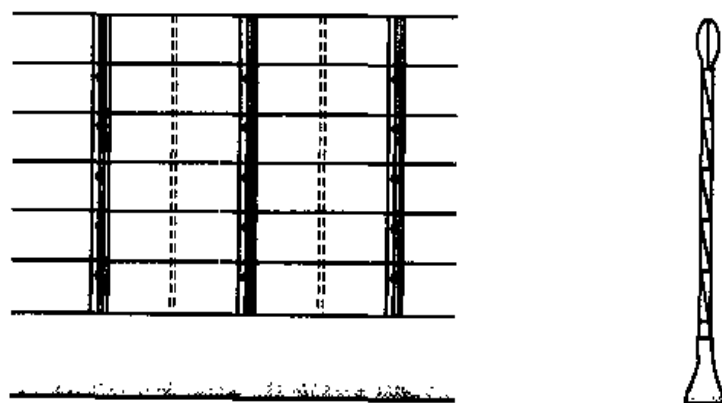


图 11-3 吸声型声屏障

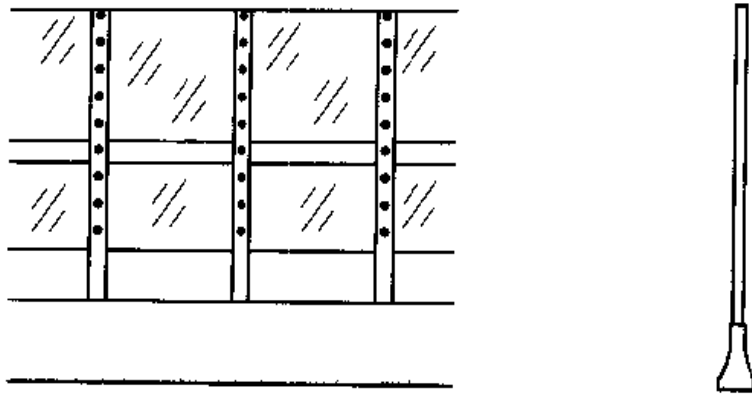


图 11-4 声反射型声屏障

该声屏障声学 and 力学性能经实验室测定,均符合设计要求。

11.3 低噪声渗水性沥青路面试验工程

11.3.1 概况

汽车噪声主要由发动机噪声、排气噪声、进气噪声、冷却风扇噪声、车体振动噪声、轮胎噪声等组成。当车速大于 50km/h 时,轮胎噪声就成为小客车和轻型载重车噪声的主要成分。当轮胎在路面滚动时,由于轮胎表面花纹与路面相互作用,空气体积流的往返运动形成一种单极子噪声源,同时还产生轮框振动噪声。低噪声路面实质上是一种多孔性材料,孔与孔之间相通,流阻很小,这就影响轮胎花纹和路面洞穴中的空气的压缩与喷排,从而减弱由此产生的噪声。此外,由于它的多孔性,具有相当好的吸声性能,也对降低轮胎噪声有一定的效果。影响其吸声性能的主要参数是孔隙率,这是确定路面混合料级配的依据。其次是材料厚度、孔径大小和流阻率。

11.3.2 路面混合料配合比设计

多孔性沥青路面混合料由于在宏观结构上与普通沥青混合料有显著差别,故在矿质集料的级配组成、沥青结合料性能、油石比等方面都有专门的要求,并与道路条件、环境条件等因素有关。

1. 混合料配制的技术关键

(1) 保证混合料的高孔隙率:研究结果表明,其孔隙率必须大于 15%。为防止孔隙被尘埃堵塞,混合料的初始孔隙率宜达到 >20%。

(2) 保证混合料的抗松散性:应避免路面由于透水和水的侵蚀而导致路面松散现象的出现。

(3) 保证混合料具有足够的力学强度:多孔沥青混合料主要由粗集料组成,细集料含量少,颗粒之间不能形成紧密的嵌挤,使混合料强度降低。然而,多孔性混合料只有具备一定的强度才能承受车轮荷载的作用。

2. 材料的选择及其技术要求

(1) 材料的选择:粗集料应清洁、干燥、不含风化石和杂质,具有足够的强度和耐磨性,颗粒以呈立方体最好。细集料(2.5mm以下)宜采用石灰石、白云石之类的碱性石料进行磨碎,以保证与沥青良好的粘合,并严格限制泥土含量,以保证混合料的水稳比。用水泥替代矿粉,以便提高混合料的整体强度和抗水性。

(2) 混合料的结构组成:集料的最大粒径以13mm为宜。为使孔隙率控制在20%左右,细集料含量不宜超过10%~14%。按抗松散性要求,应保证必要的结合料用量。研究表明,宜以磨耗损失不大于20%作为多孔性沥青混合料抗松散性的指标,一般要求油石比达到5%左右。此时混合料其颗粒表面的油膜厚度已达15.16~15.76 μm ,为普通防滑面层的2倍。

11.3.3 低噪声路面试验路段的降噪效果

试验路段铺筑长度1km,路宽12m。试验路段先在原有路面上铺筑2cm厚的细料路面作为防水层,然后再铺筑4cm厚的低噪声路面,在近路沿处逐渐过渡减至2cm厚。

测试方法参照国际《机动车辆噪声测量方法》。试验用车辆为桑塔纳轿车。在测试区域内,车辆保持匀速行驶,速度分别为60km/h、80km/h和100km/h。测量采用快档,记录最大A计权声级值,经4次重复测试取其平均值。为排除其他噪声源的干扰,测试时该路段其他车辆全部禁止通行。

与此同时,在完全相同的条件下,在普通沥青路面段作对比测试。对比测试结果见表11-3。表中可知,低噪声渗水性路面对高速行驶的轮胎噪声具有一定的降噪作用。表中当车速为100km/h时,其降噪量有所降低,这是因为空气动力性噪声有所提高所致。

表 11-3 低噪声路面降噪量(桑塔纳轿车)

车速/ $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$	普通路面行驶噪声级 平均值/dB	低噪声路面行驶噪声级 平均值/dB	降噪量/dB
60	77.1	70.3	6.8
80	82.6	73.9	8.7
100	85.2	79.9	5.3

11.4 民用建筑隔声窗的设计

11.4.1 工程概况

城市交通干道、铁路线两侧通常兴建了大量的高层住宅、宾馆、办公楼等建筑,由于交通噪声的污染,使这些建筑物的功能受到极大的影响,据对位于主要交通干道边的某宾馆的现场测试,白天车流量超过 3 000 辆/h,卧室窗外 1m 处噪声级大于 75dB,深夜车流量超过 1 000 辆/h,噪声级大于 70dB,卧室内即使关窗也在 55dB 以上,致使夜间无法入睡,直接影响到宾馆的经济效益。根据我国住宅室内噪声允许标准,一般宾馆客房内的允许噪声级为 40dB,也即该建筑物窗的隔声量应为 30~35dB,才能满足这类环境的要求,而一般民用普通窗的隔声量一般不大于 20dB,造成隔声量低的主要原因是密封性能差,玻璃面密度低(厚度一般为 3~5mm)又是单层结构等因素所致。为此,拟将该宾馆客房临街一侧的窗户采用多层复合玻璃隔声窗,该种隔声窗为双层玻璃(厚度一般为 6~12mm),中间为空气层(5~14mm)。窗扇开启方式为平开式,实验室测定平均隔声量达到 36.5dB,应用于该工程中已能达到室内声环境的要求。据实测,室内声级降到 37dB。

11.4.2 隔声窗的结构形式和插入损失

平开式多层复合玻璃隔声窗尺寸:2 460mm×1 740mm,窗框和窗扇边框均为铝制型材,可开启窗扇和窗框之间用橡胶层压紧。玻璃为两层,其中外侧为厚 8mm 玻璃,内侧为复合玻璃,4mm 玻璃+0.4PVB 薄膜+4mm 玻璃,两层玻璃之间空气层厚度为 14mm。

插入损失的现场测量结果见表 11-4。

表 11-4 隔声窗插入损失

f/Hz	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	A 计权
IL/dB	13.0	15.0	23.5	27.5	28.0	32.0	39.0	31.0

11.4.3 室内环境噪声和改善效果

测点位置选择在已安装该种隔声窗的房客内中央。声源为室外交通噪声。测量时间选择在交通高峰时段(17:30—17:45)和夜间货运卡车允许通行的时段(20:40—20:55)。测量室内交通噪声等效声级,并记录车流量。测量结果见表

11-5。

表 11-5 室内等效声级

房 号	测 量 时 间	车 流 量 / (辆 · h ⁻¹)			L _{eq} / dB
		大 车	小 车	总 数	
521	17:30—17:45	2 898	330	3 228	36.5
521	20:40—20:55	2 268	312	2 580	37.0

此外,室内交通噪声的声级动态范围为:521 房:31~39dB。其中下限值为本底值,上限值为汽车鸣号或大型卡车发动机噪声。

测试结果表明,昼间和夜间室内声级为:36.5~37.0dB,已符合卧室的声环境要求。

第十二章 声学实验

在前面各章中讲述了环境声学及噪声控制的基本内容,为加深对前面各章内容的理解,以及获得对噪声的感性认识,增强实际应用能力,本章介绍了一些有关声学基本实验的知识。考虑到环境科学与环境工程专业的特殊性,各实验安排的教学内容与常规的声学实验有所不同,并根据多年来的教学实践,增加了一些对声学基本概念的认识内容。

由于实验中的基本原理在各章中已有介绍,为避免重复,在此或作扼要介绍,或提出参考提示。

12.1 驻波管法吸声材料垂直入射吸声系数的测量

本实验可以加深对垂直入射吸声系数的理解,了解人耳听觉的频率范围,获得对一些频率纯音的感性认识。有关本实验详细内容和要求,请参照国家标准 GBJ88—85《驻波管法吸声系数与声阻抗率测量规范》。

12.1.1 驻波管法测试原理

在驻波管中传播平面波的频率范围内,声波入射到管中,再从试件表面反射回来,入射波和反射波叠加后在管中形成驻波。由此形成沿驻波管长度方向声压极大值与极小值的交替分布。用试件的反射系数 r 来表示声压极大值与极小值,可写成:

$$p_{\max} = p_0(1 + |r|) \quad (12-1)$$

$$p_{\min} = p_0(1 - |r|) \quad (12-2)$$

根据吸声系数的定义,吸声系数与反射系数的关系可写成:

$$\alpha_0 = 1 - |r|^2 \quad (12-3)$$

定义驻波比 S 为:

$$S = \frac{|p_{\min}|}{|p_{\max}|} \quad (12-4)$$

吸声系数可用驻波比表示为:

$$\alpha_0 = \frac{4S}{(1+S)^2} \quad (12-5)$$

因此,只要确定声压极大和极小的比值,即可计算出吸声系数。如果实际测得的是声压级的极大值和极小值,计两者之差为 L_p ,则根据第二章中介绍的声压和声压级之间的关系,可由下式计算吸声系数:

$$\alpha_0 = \frac{4 \times 10^{(L_p/20)}}{(1 + 10^{(L_p/20)})^2} \quad (12-6)$$

12.1.2 测试装置描述

典型的测量材料吸声系数用的驻波管系统如图 12-1 所示。其主要部分是一根内壁坚硬光滑,截面均匀的管子(圆管或方管),管子的一端用以安装被测试材料样品,管子的另一端为扬声器。当扬声器向管中辐射的声波频率与管子截面的几何尺寸满足式(12-7)或式(12-8)的关系时,则在管中只有沿管轴方向传播的平面波。

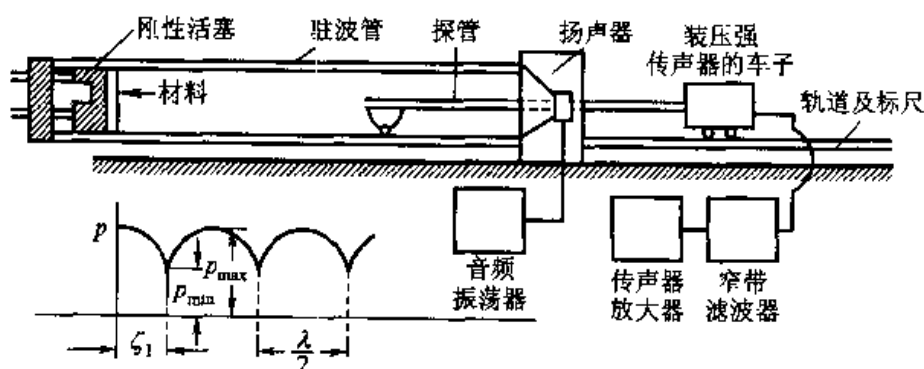


图 12-1 驻波管结构及测量装置

$$f < \frac{1.84 c_0}{\pi D} \quad (\text{圆管}) \quad (12-7)$$

$$f < \frac{c_0}{2L} \quad (\text{方管}) \quad (12-8)$$

式中: D ——圆管直径, m ;

L ——方管边长, m ;

c_0 ——空气中声速, m/s 。

平面声波传播到材料表面被反射回来,这样入射声波与反射声波在管中叠加而形成驻波声场。从材料表面位置开始,管中出现了声压极大和极小的交替分布。利用可移动的探管(传声器)接收管中驻波声场的声压,即可通过测试仪

器测出声压级极大与极小的声级差 L_p , 或声压极小值与极大值的比值即驻波比 S , 即可根据式(12-6)或式(12-5)计算垂直入射吸声系数。

为在管中获得平面波, 驻波管测量所采用的声信号为单频信号, 但扬声器辐射声波中包含了高次谐波分量, 因此在接收端必须进行滤波才能去掉不必要的高次谐波成分。由于要满足在管中传播的声波为平面波以及必要的声压极大值、极小值的数目, 常设计有低、中、高频三种尺寸和长度的驻波管, 分别适用于不同的频率范围。

12.1.3 测试方法及步骤

利用驻波管测试材料垂直入射吸声系数的步骤如下:

① 调整单频信号发生器的频率到指定的数值, 并调节信号发生器的输出以得到适宜的音量。

② 移动传声器小车到除极小值以外的任一位置, 改变接收滤波器通带的中心频率, 使测试仪器得到最大读数。这时接收滤波器通带的中心频率与管中实际声波频率准确一致。

③ 将探管端部移至试件表面处, 然后慢慢离开, 找到一个声压极大值, 并改变测量放大器的增益, 使测试仪器表头的指针正好处在满刻度的位置, 然而小心地找出相邻的第一个极小值, 这样就得到 S 或 L_p 。根据式(12-5)或式(12-6)计算出 α_0 值。

④ 调整单频信号发生器到其他频率, 重复以上步骤, 就可得到各测试频率的垂直入射吸声系数。

12.1.4 测试结果报告

材料垂直入射吸声系数测试结果报告中, 应包含被测材料的参数(如名称、厚度、密度等)、试件安装情况(是否留有空腔)等基本描述。测试结果以表格和曲线图形式表示。表格中表明测试的各 $1/3$ 倍频程中心频率及其对应的吸声系数。曲线图的纵坐标表示吸声系数, 坐标范围从 0 到 1.0, 间隔取 0.2。横坐标表示测试的频率, 取倍频程或 $1/3$ 倍频程的中心频率。

12.1.5 其他内容

在本实验中, 可以借助单频信号发生器和扬声器, 聆听各种频率的纯音信号的特征, 声波频率升高以及降低时, 声音的变化特征。认识人耳听音的频率范围的概念。

12.2 混响室法吸声材料无规入射吸声系数的测量

驻波管法测得的吸声系数仅反映了声波垂直入射到材料表面的声吸收,但实际使用中声波入射到材料表面的方向是随机的。因此,在实际工程应用中,常采用混响室法来测量材料的无规入射吸声系数。混响室法吸声系数测量按国家标准 GBJ47—83《混响室法吸声系数测量规范》进行。

12.2.1 混响室法测试的基本原理

声源在封闭空间启动后,就产生混响声,而在声源停止发声后,室内空间的混响声逐渐衰减,声压级衰减 60dB 的时间定义为混响时间。当房间的体积确定后,混响时间的长短与房间内的吸声能力有关。根据这一关系,吸声材料或物体的无规入射吸声系数就可以通过在混响室内的混响时间的测量来进行。

根据赛宾公式,在混响室中未安装吸声材料前,即空室时的总的吸声量 A_1 可表示为:

$$A_1 = \frac{55.3V}{c_1 T_1} + 4m_1 V \quad (12-9)$$

式中: A_1 ——空室时总的吸声量, m^2 ;

T_1 ——混响室的空室混响时间, s;

V ——混响室体积, m^3 ;

c_1 ——空室混响时间测量时的声速, m/s;

m_1 ——空室时室内空气吸收衰减系数。

在安装了面积为 S 的吸声材料后,总的吸声量 A_2 可表示为:

$$A_2 = \frac{55.3V}{c_2 T_2} + 4m_2 V \quad (12-10)$$

式中: A_2 ——安装材料后室内总的吸收量, m^2 ;

T_2 ——安装材料后的混响时间, s;

V ——混响室体积, m^3 ;

c_2 ——安装材料测量时的声速, m/s;

m_2 ——安装材料后室内空气吸收衰减系数。

如果两次测量的时间间隔比较短或室内温度及湿度相差很小,可近似认为 $c_2 = c_1 = c$, $m_2 = m_1 = m$, 安装材料前后吸声量的变化(单位: m^2)可表示为:

$$\Delta A = \frac{55.3V}{c} \left(\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right) \quad (12-11)$$

如果考虑安装材料的面积与混响室内表面积相比很小,被试件覆盖的那部分地面的吸声系数很小,可以有:

$$\alpha_s = \frac{\Delta A}{S} = \frac{55.3V}{cS} \left(\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right) \quad (12-12)$$

式中: S ——被测试件面积, m^2 ;

α_s ——被测试件的无规入射吸声系数。

因此,只要测得安装试件前后的混响时间,并已知混响室的体积以及被测试件的面积,即可通过式(12-12)计算无规入射吸声系数。

12.2.2 测试装置及要求

测试混响时间的装置如图 12-2 所示,其中包括噪声发生器、功率放大器、扬声器、测量传声器、滤波器、分析记录仪等测量仪器。混响室应具有光滑坚硬的内壁,其无规入射吸声系数应尽量地小,其壁面常用瓷砖、水磨石、大理石等材料。混响室要求具有良好的隔声和隔振性能。按标准要求,混响室体积应大于 200m^3 。对体积小于 200m^3 的混响室,其有效可测量的下限频率按式(12-13)确定:

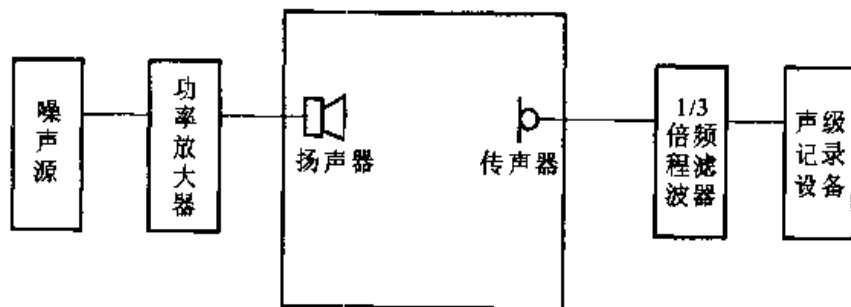


图 12-2 混响时间测试装置

$$f = 125 \left(\frac{200}{V} \right)^{1/3} \quad (12-13)$$

式中: f ——混响室的下限频率, Hz ;

V ——混响室体积, m^3 。

混响室内的声场由扬声器产生,为使扬声器尽可能多地激发室内简正振动

模式,扬声器应置于角隅并朝向主对角线方向。测试信号采用白噪声或粉红噪声^①。如果接收设备是具有1/3倍频程滤波器的实时频率分析仪,则测试信号可采用宽带白噪声或粉红噪声,这样所有被测频带的混响时间测量可一次性完成;如果接收设备不具有实时频率分析功能,则测试信号采用经1/3倍频程滤波器滤波的白噪声或粉红噪声,这时各频带的混响时间测量要分别进行。

接受声信号的传声器应采用无指向性传声器,各测点之间的距离至少相隔2m,并且离任何壁面、地板及被测物体表面的距离要大于半个波长。接收系统及室内环境必须有40dB以上的信噪比,以保证可以准确测量室内声压级有35dB以上的衰减过程。

被测材料的面积应在10~12m²之间,对于体积小于200m³或大于250m³的混响室中的测量,试件面积可按式(12-10)调整,对矩形的平面试件,其长宽比应为0.6~1.0。

$$S = (10 \sim 12) \times \left(\frac{V}{200} \right)^{2/3} \quad (12-14)$$

式中: S——测试材料面积, m²;

V——混响室体积, m³。

测试的频率范围应为如表12-1所列的1/3倍频带。对全频带的测量,一般采用3~4个传声器测点,每个测点测量3~4次声压级衰减过程。

表 12-1 混响时间测量的1/3倍频程中心频率

单位: Hz

100	125	160	200	250	315	400	500	630
800	1 000	1 250	1 600	2 000	2 500	3 150	4 000	5 000

12.2.3 测试方法及步骤

① 安装好测试系统,首先测试空室混响时间。

② 将测试传声器放置在第一个测点,打开信号源并调整到所需测试的频率范围,调整功率放大器使得在室内获得足够声级。

③ 噪声发生器发出的噪声信号通过功率放大器放大后馈给混响室内的扬声器,扬声器在混响室内激发许多简正振动模式,使得在室内建立的混响声场尽量接近于扩散声场。在室内建立稳态声场所需的时间大致与室内的混响时间接近。很快切断信号源,同时记录室内声压级衰减过程,得到衰减曲线并由此确定

^① 白噪声:用固定频带宽度测量时,频谱连续并且均匀的噪声;粉红噪声:用正比于频率的频带宽度测量时,频谱连续并且均匀的噪声,粉红噪声的功率谱密度与频率成反比。

混响时间(目前许多设备及基于计算机软件可自动完成以上过程)。

④ 多次重复以上第③步过程,获得同一测点的多次混响时间测量结果。

⑤ 改变信号源频率,重复第2~4步过程,获得其他频率的混响时间(对接收设备为实时频率分析仪的情况,不需要第5步过程,各频带的混响时间可同时完成)。

⑥ 将各测点各次测得的混响时间进行算术平均,作为各频带空室的平均混响时间 T_1 。

⑦ 将被测试件安装到混响室中,重复第2~6步过程,得到装入材料后的各频带的平均混响时间 T_2 。

⑧ 查得混响室体积,测量试件面积后,根据式(12-12)计算无规入射吸声系数。

12.2.4 测试结果报告

材料无规入射吸声系数测试结果报告中,应包含被测材料的参数(如名称、厚度、密度等)、试件面积、试件安装情况(边框密封情况、空腔)等基本描述。测试结果以表格和曲线图形式表示。表格中表明测试的各1/3倍频程中心频率及其对应的无规入射吸声系数。曲线图的纵坐标表示吸声系数,坐标范围从0到1.0,间隔取0.2。横坐标表示测试的频率,取倍频程或1/3倍频程的中心频率。

12.2.5 其他内容

借助本实验的内容,同时了解白噪声、粉红噪声以及其他测试声源(根据设备条件)的特点,了解1/3倍频带噪声、倍频带噪声的特点和两者的区别,以及室内混响衰减过程。如果采用记录仪记录衰减过程,还可以看到不同方向声波衰减的不同特征。

12.3 道路交通噪声的测量

交通噪声是目前城市环境噪声的主要噪声源,通过本实验以加深对交通噪声特征的了解,并掌握等效连续声级及累计百分数声级的概念。交通噪声的测量按照国标 GB/T3222—94《声学—环境噪声测试方法》中的有关规定进行。

12.3.1 测试评价量

本实验中采用等效连续声级及累计百分数声级对测试的交通噪声进行评价。等效连续A声级又称等能量A计权声级,它等效于在相同的时间T内与不稳定噪声能量相等的连续稳定噪声的A声级。在同样的采样时间间隔下测量

时,测量时段内的等效连续 A 声级可通过以下表达式计算:

$$L_{eq} = 10 \lg \left[\frac{1}{T} \sum_{i=1}^N 10^{0.1L_{Ai}\tau_i} \right] \quad (12-15)$$

或

$$L_{eq} = 10 \lg \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N 10^{0.1L_{Ai}} \right] \quad (12-16)$$

式中: L_{eq} ——等效连续声级, dB;

T ——总的测量时段, s;

L_{Ai} ——第 i 个 A 计权声级, dB;

τ_i ——采样间隔时间, s;

N ——测试数据个数。

累计百分数声级 L_n 表示在测量时间内高于 L_n 声级所占的时间为 $n\%$ 。对于统计特性符合正态分布的噪声,其累计百分数声级与等效连续 A 声级之间有近似关系:

$$L_{eq} \approx L_{50} + \frac{(L_{10} - L_{90})^2}{60} \quad (12-17)$$

12.3.2 测量条件

测量仪器采用 2 型或 2 型以上的积分式声级计或噪声统计分析仪。在测量前后使用声级校准器进行校准,要求测量前后校准偏差不大于 2dB。

测量应在无雨、无雪的天气条件下进行,风速要求控制在 5m/s 以下。

12.3.3 测点选择

道路交通噪声的测点应选在市区交通干线两路口之间,道路边人行道上,距马路沿 20cm 处,此处距两交叉路口应大于 50m。交通干线是指机动车辆每小时流量不小于 100 辆的马路。这样该测点的噪声可用来代表两路口间该段马路的噪声。测点离地面高度大于 1.2m,并尽可能避开周围的反射物(离反射物至少 3.5m),以减少周围反射对测试结果的影响。

12.3.4 测量方法及步骤

1. 准备好符合要求的测试仪器,打开电源待稳定后,用校准器将仪器校准到标准声级。

2. 在选定的测量位置,布置测点。

3. 按等时间间隔(选取 5 秒或 10 秒),读取各时间间隔内平均 A 声级。在测量开始时同时进行车流量计数,连续测量 200 个数据。

4. 测量结束后,用校准器对仪器再次进行校准,检查前后校准误差是否小于 2dB,否则重新测量。

5. 将测量得到的 200 个 A 声级数据,按从大到小的顺序排列。读出第 20 个、第 100 个以及第 180 个数据的声级值,它们依次分别为累计百分数声级 L_{10} 、 L_{50} 、 L_{90} 的值,再根据式(12-17)计算得到 L_{eq} 值。

12.3.5 测试结果报告

测试结果报告中应包括测试路段及环境简图、测试时段、车流量以及车流特征的简单描述(大车、小车出现情况、其他干扰情况)。测试数据列表并标出 L_{10} 、 L_{50} 、 L_{90} 的值,以及计算得到的 L_{eq} 值,并与测试路段所处区域环境噪声标准比较,判断噪声达标情况。

12.4 道路声屏障插入损失的测量

随着道路交通的发展,我国城市交通方式也向立体多维化发展,交通噪声已成为城市环境噪声的主要组成部分。改善道路交通噪声环境的主要措施之一的道路声屏障也被广泛采用。安装道路声屏障后,被保护区域环境噪声状况可按城市区域环境噪声标准及测量方法测量评价。声屏障本身的声学效果的评价及测量方法,目前我国尚未颁布相应标准,但考虑到声屏障是城市交通噪声控制中的重要手段,国际标准化组织已颁布了相关标准,我国国标《道路声屏障声学设计规范》也已进入报批阶段,故将此部分内容安排到实验中。本实验的内容参照了相关国际标准以及我国国标《道路声屏障声学设计规范》(送审稿)中相关要求,安排进行声屏障插入损失的测量。

12.4.1 声屏障声学性能评价量

声屏障的声学性能包括降噪性能、吸声性能、隔声性能三个方面。声屏障的降噪效果采用 63~4 000Hz 的倍频带或 50~5 000Hz 的 1/3 倍频带的插入损失来评价,单一评价量则采用实际声源状况下的最大 A 声级插入损失 IL_{pA} 或等效连续 A 声级;声屏障材料的吸声性能采用 125~4 000Hz 的倍频带或 100~5 000Hz 的 1/3 倍频带吸声系数来评价,单一评价量则采用以上频段的平均吸声系数;声屏障材料的隔声性能采用 100~3 150Hz 的 1/3 倍频带传声损失来评价,单一评价量则采用以上频段的平均隔声量 \bar{R} 或隔声指数 I_s 。

12.4.2 声屏障插入损失测量方法

声屏障插入损失测量的基本方法有两种：一种是直接法，另一种是间接法。

1. 直接法

直接测量法是直接测量在同一参考位置和接收位置声屏障安装前后的声压级。声屏障插入损失按下式计算(单位: dB):

$$IL = (L_{ref,a} - L_{ref,b}) - (L_{r,a} - L_{r,b}) \quad (12-18)$$

式中: $L_{ref,b}$ ——参考点安装声屏障前的声压级, dB;

$L_{r,b}$ ——接收点安装声屏障前的声压级, dB;

$L_{ref,a}$ ——参考点安装声屏障后的声压级, dB;

$L_{r,a}$ ——接收点安装声屏障后的声压级, dB。

2. 间接法

间接法是声屏障已安装在现场的情况下进行, 声屏障安装前的测量可选择和声屏障安装前相等效的场所进行测量, 在间接法测量时, 要注意保证两个测点的等效性, 包括声源特性、地形、地貌、地面和气象条件的等效。一般间接法的精度要低于直接法的精度。

间接法的接收点和参考点的选择和直接法相同。对于声屏障安装前后, 等效于半自由场时参考点和接收点的声压级之差分别为:

$$\Delta L_b = L_{ref,b} - (L_{r,b} - C_r) \quad (12-19)$$

$$\Delta L_a = L_{ref,a} - (L_{r,a} - C'_r) \quad (12-20)$$

式中: $L_{ref,b}$ ——在等效场所参考点处测量的声屏障安装前的声压级, dB;

$L_{r,b}$ ——在等效场所受声点处测量的声屏障安装前的声压级, dB;

$L_{ref,a}$ ——声屏障安装后参考点处的声压级, dB;

$L_{r,a}$ ——声屏障安装后受声点的声压级, dB;

C_r ——在等效场所声屏障安装前受声点的类型修正, dB;

C'_r ——声屏障安装后受声点类型修正, dB;

对于半自由场中的接受点, 类型修正取 0dB; 对于近建筑物的接受点, 类型修正取 3dB; 对于建筑物壁面上的接受点, 类型修正取 6dB。

间接法测量的声屏障插入损失为:

$$IL = \Delta L_a - \Delta L_b \quad (12-21)$$

12.4.3 测量要求及测点布置

声学测量仪器采用 2 型或 2 型以上声级计。测量前后采用声级校准器进行校准。测试声源相关标准中规定为两类声源：自然声源及可控制的自然声源。自然声源指道路上的实际车辆流；可控制的自然声源指特定选择的试验车辆组。实验中为简单起见，在直接法测量中可采用人工声源。测量点处的背景噪声级至少比测量值低 10dB。

参考位置的测量目的是为了监测声屏障安装前后声源的等效性，参考点位置的选择在原则上应保证声屏障的存在不影响声源在参考点位置的声压级。当离声屏障最近的车道中心线和声屏障的距离 $D > 15\text{m}$ 时，参考点应位于声屏障平面内上方 1.5m 处(图 12-3)。当距离 $D < 15\text{m}$ 时，参考点的位置应在声屏障平面内上方，并保证声源区域近点与参考位置、声屏障顶端的连线夹角为 10° (图 12-4)。

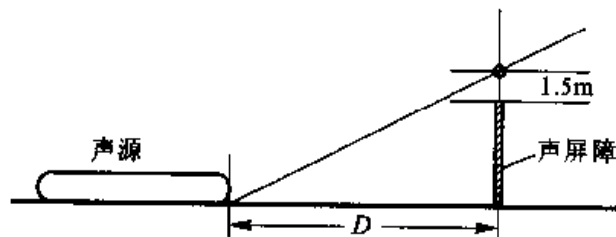


图 12-3 参考点位置($D > 15\text{m}$)

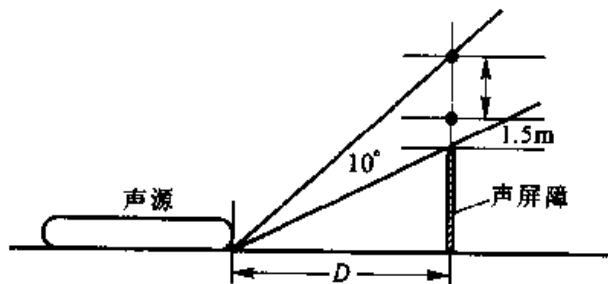


图 12-4 参考点位置($D < 15\text{m}$)

接受点位置的噪声表征了声屏障后面的区域的噪声特性。对半自由场条件的接受点，要求与附近的垂直反射面的距离应大于接受点与声屏障距离的 2 倍。对反射面上的接受点应保证墙面坚硬和具有良好的反射性能，在测点附件至少有 $0.5\text{m} \times 0.7\text{m}$ 的平坦墙壁。接受点离地面高度应大于 1.2m。

为避免由于声源不稳定所引起的测量误差，对参考点和接受点的测量应同步进行。

12.4.4 试验记录及结果报告

实验报告应包括测量方法的类型(直接法、间接法),测量仪器及系统的说明,仪器的型号,测量环境及测点布置简图及说明,声源情况,被测声屏障示意图及参数。声屏障 A 计权插入损失和倍频带(或 1/3 倍频带)插入损失的表格及曲线图。