

噪声控制学

马大猷 王编

科学出版社

1987

内 容 简 介

本书主要论述噪声污染问题，重点放在噪声控制技术上。全书分为三部分：1. 声学理论：声场、声传播、声学测量、振动测量；2. 控制理论：主要噪声源、阻尼与吸声材料、隔振与隔声技术；3. 各类噪声控制技术：齿轮与轴承、内燃机、电机、汽车、飞机和机场、铁道、船舶、城市噪声等。

本书语言简洁、内容广泛、实用性强。可供建筑设计、城市设计、机械设计工作者，大专院校师生和普通工程技术人员参考。

噪 声 控 制 学

马大猷 主编

贵任编辑 李义发 韦秀清

科 学 出 版 社 出 版

北京朝阳门大街147号

中国科学院印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

*

1987年7月第一版	开本：850×1168 1/32
1987年7月第一次印刷	印张：15 7/8
印数：精1—1,800	插页：精3 平2
平1—4,700	字数：419,000

统一书号：13031·3531

本社书号：5136·13—3

定 价：布面精装 6.00 元
平 装 4.50 元

科技新书目：144-精18 平19

前 言

这本书是以中国声学学会主办的噪声进修班的讲义为基础修订而成的。噪声是当代主要污染源之一，影响非常之广，从各大城市所提出的关于环境污染的意见中，几乎有一半是与噪声相关。一般来说，噪声污染虽然不会致命，但它对人们的健康、生活和工作具有很大的威胁。无法治疗的噪声性耳聋造成老年人晚年生活的痛苦就是其中一例。所以环境噪声的控制已成为目前广泛注意的问题，不少同志已从其它专业转而从事噪声控制工作。目前，在制造业方面，低噪声设备的生产、设计已提上日程；在建筑设计、城市设计中噪声更是着重考虑的因素之一。

为噪声进修班编写讲义的目的是便于对各方面、各专业的工程技术人员进行较为深入的专业知识训练，使其不仅能了解一些噪声问题的处理方法，而且对噪声产生的机理、噪声问题的分析判断以及处理问题的基础也有充分的理解，使结业人员能够承担起噪声控制工程师的任务。

本书大致分为三个部分：I. 声学 and 噪声学的理论基础，包括声场、声传播、噪声和振动对人的影响以及测量技术。II. 噪声控制学的基本原理，包括一些主要噪声源、噪声处理方法的机理和工厂噪声控制的总论。III. 噪声控制学在不同范畴的实际应用。前两部分是处理一切噪声问题的基础，后一部分是一些例子，读者可以根据需要选读有关部分。

噪声控制的工程性质很强，但是很多问题根据“设计规范”是不能解决的，因此深入了解噪声和噪声控制的基础，寻求最经济、最有效的处理方法，在技术上就可以做出极其重要的创造。如果在这方面，本书能对读者有所帮助，目的就算达到了。

本书准备出版时，各章作者均在讲授的基础上对内容作了修

订，有些章节甚至完全改写。编者力求全书用语、水平一致、内容互相衔接，减少重复，使本书成为一个有机整体。

在编写过程中，各章作者通力合作，使此书得以顺利出版。对此，编者表示衷心感谢。

在组织整理全书的过程中，在内容方面多得 陈绎勤，吕如榆同志帮助，在稿件整理方面多得柯豪同志帮助，在此，一并致谢。

马大猷

1984年12月

目 录

第一编 噪声的性质和计量

第一章 噪声污染及控制.....(马大猷)	1
§1.1 噪声污染.....	1
§1.2 噪声控制.....	2
§1.3 噪声控制的经济方面.....	3
§1.4 噪声降低的目的.....	4
§1.5 噪声控制技术.....	5
§1.6 噪声控制的研究工作.....	6
第二章 声波的物理性质.....(吴文虬)	12
§2.1 引言.....	12
§2.2 平面声波.....	13
§2.3 球面声波.....	20
§2.4 柱面声波.....	25
§2.5 级和分贝.....	27
§2.6 声波的反射、折射与散射.....	34
§2.7 声谱、谱级及频带级.....	37
第三章 户外声传播.....(孙广荣)	40
§3.1 引言.....	40
§3.2 声波发散衰减.....	41
§3.3 空气吸收的附加衰减.....	45
§3.4 声屏障的衰减.....	47
§3.5 地面吸收的影响.....	53
§3.6 气象条件对声波传播的影响.....	55
第四章 管道中和小空间中的声波.....(吕如榆)	60
§4.1 引言.....	60
§4.2 刚性管中的驻波、空腔.....	60
§4.3 长管中的声场.....	63

§4.4	矩形房间中的声场	74
§4.5	圆柱形房间	86
第五章	厅堂声学 (车世光)	89
§5.1	引言	89
§5.2	狭长房间内平面波的传播	89
§5.3	大房间中的声场	91
§5.4	声源的指向性因数	92
§5.5	混响半径	93
§5.6	混响时间	94
§5.7	空气吸收	95
§5.8	室内几何声学	96
第六章	听觉、噪声和振动的评价 (姚安子)	98
§6.1	听觉生理	98
§6.2	噪声对听觉系统的影响与听力保护标准	102
§6.3	振动对人体的影响和评价	108
§6.4	噪声的评价量	113
第七章	噪声和振动的测量技术 (章汝威)	120
§7.1	引言	120
§7.2	噪声和振动的测量	120
§7.3	噪声和振动的测量仪器	122
§7.4	声级计和磁带记录器	133
§7.5	声强测量	136
§7.6	噪声测量方法和分析技术	138
§7.7	近代噪声测量技术	141
第八章	声源声功率的测量 (章汝威)	147
§8.1	引言	147
§8.2	消声室和混响室	148
§8.3	实验室内声功率的测量	152
§8.4	声功率的现场测量	154
§8.5	标准声源	159

第二编 噪声控制原理

第九章	机械声源 (李毅民)	164
------------	-------------------	------------

§9.1	引言	164
§9.2	稳态振动声源	164
§9.3	瞬态机械声源	169
§9.4	机械撞击声源	172
第十章	气流噪声 (戴根华)	180
§10.1	三种基本声源	180
§10.2	喷注的湍流噪声	183
§10.3	阻塞喷注的冲击噪声	188
§10.4	多孔材料的出流	192
§10.5	扩散消声原理	195
§10.6	管道噪声	200
第十一章	隔振技术 (陈道常、吴大胜)	206
§11.1	噪声控制中的隔振技术	206
§11.2	隔振的类别及其参数	208
§11.3	振动隔离的基本原理	211
§11.4	冲击隔离的基本原理	218
§11.5	隔振器	219
§11.6	隔振设计	229
第十二章	阻尼材料 (吴大胜)	232
§12.1	阻尼与内阻尼的物理特性	232
§12.2	阻尼材料	239
§12.3	阻尼结构	247
第十三章	隔声技术 (王季卿)	255
§13.1	引言	255
§13.2	隔声的计量及术语	256
§13.3	空气隔声	260
§13.4	结构固体声隔绝	278
第十四章	吸声材料 (马大猷、吕如榆)	288
§14.1	引言	288
§14.2	多孔性材料	290
§14.3	共振吸声结构	296
§14.4	吸声测量	302

第十五章	消声器	(冯瑀正)	310
§15.1	引言		310
§15.2	阻性消声器		313
§15.3	抗性消声器		318
§15.4	其它类型的消声器		322
§15.5	气流对消声效果的影响		325
§15.6	消声器的应用		327
第十六章	工厂噪声	(马大猷、吕如瑜)	329
§16.1	如何解决噪声问题		329
§16.2	处理技术		331
§16.3	护耳器		333
§16.4	隔声罩		337

第三编 噪声控制专论

第十七章	齿轮与轴承噪声	(张重超)	350
§17.1	引言		350
§17.2	齿轮噪声		350
§17.3	滚动轴承噪声		358
第十八章	内燃机噪声	(张重超、温敬衡)	366
§18.1	引言		366
§18.2	内燃机空气动力性噪声		367
§18.3	内燃机结构表面的辐射噪声		372
§18.4	发动机噪声的预估		387
第十九章	电机噪声	(陈业绍)	389
§19.1	电机噪声的数值及标准		389
§19.2	电机噪声的特性		396
§19.3	电机噪声的降低和控制		399
第二十章	汽车噪声	(张昌龄)	406
§20.1	引言		406
§20.2	汽车噪声的主要声源		407
§20.3	汽车噪声的测量方法		419
§20.4	我国机动车辆噪声标准		420

第二十一章	飞机和机场噪声	(沈 嶸)	423
§21.1	引言		423
§21.2	飞机噪声		424
§21.3	机场噪声		427
§21.4	航空噪声评价		433
§21.5	航空噪声控制标准		436
§21.6	飞机场噪声控制		439
第二十二章	铁道交通噪声	陈绎勤	442
§22.1	引言		442
§22.2	铁道噪声级及其频谱		442
§22.3	客车内部噪声标准		447
§22.4	车站噪声的评价标准		448
§22.5	铁路车辆的振动及其对建筑物的影响		449
§22.6	火车噪声环境质量标准和轮轨噪声的预测		450
§22.7	火车噪声总声压级随时间变化的计算		454
§22.8	地下铁道噪声		456
§22.9	降低铁道噪声与振动的技术措施		458
第二十三章	船舶噪声	(陶笃纯)	464
§23.1	引言		464
§23.2	船舶噪声和振动源		465
§23.3	噪声传播途径及噪声控制方法		469
§23.4	结构噪声		471
§23.5	船舶振动和噪声标准		472
§23.6	用隔振支撑降低低频结构噪声和振动		475
第二十四章	城市噪声	(李炳光)	482
§24.1	引言		482
§24.2	城市噪声的来源		485
§24.3	城市噪声控制		491

第一编 噪声的性质和计量

第一章 噪声污染及控制*

马 大 猷

§ 1.1 噪 声 污 染

噪声污染已成为当代世界性的问题。古代就有噪声问题，“噪”的解释：“扰也”（《说文》），“群呼烦扰也”（《玉篇》），这都是两千年以前的记载，那时只有人声喧哗成为烦扰人的噪声，而近代噪声污染却是工业化带来的后果。噪声问题和工业发展的关系是辩证的，机器越来越多，越做越大，噪声就越来越严重；而另一方面，噪声严重就促进研究、改进，解决了噪声问题，也就提高了机器的效率，延长了机器的寿命，机器就得以向更完善和更精密的方向发展。

噪声污染和空气污染以及水的污染是当代三种主要污染。噪声污染是一种物理污染，一方面它并不致命，同时声源停止，污染也就没有了；此外，噪声虽然对人有干扰，但人也不能生活在毫无声息的环境中，人并不希望把声音完全消除而是需要适当的声学环境。噪声污染与化学污染不同，在化学污染中，对人有害的化合物最好完全不存在，而且，化学污染只有在产生后果后才引起人们的注意。噪声污染则不然，它日益严重，几乎影响到城市全体居民，

* 本书参考刊物：

1. 声学学报.
2. 应用声学.
3. 噪声与振动控制.
4. Noise Control Engineering.
5. Journal of Sound and Vibration.
6. Applied Acoustics.

8710572

• 1 •

每一个人都直接感觉到它的干扰,因此,噪声污染是受到抱怨或控告最多的污染源。

强噪声使人的听力受损,这种损伤是累积性的:在强噪声下工作一天,只要噪声不是过强(115dB以上),事后只产生暂时性听力损失,经过休息便可完全恢复;如果天天在强噪声下工作,开始虽然可以恢复,但经过一段时间以后,就会逐渐成为永久性听力损失了。一般的噪声影响安宁,干扰讲话和思考,使工作效率降低,使人不舒服。对于休息和睡眠来说,噪声是个严重的干扰。为了保护听力,保护健康,可容许的噪声A声级为70—90dB(70为下限理想值,完全不使听力受损,90为上限绝对最高值),保证脑力劳动只能到40—60dB(同上),休息则为30—50dB。不同情况或不同场所,噪声标准不同,这是噪声污染与空气或水污染不同的地方,听力保护是需要特别注意的,在强噪声(A声级超过90dB)下工作虽然不舒服,但感觉不到痛苦,而且经过休息可完全恢复,因此往往不受注意,但长期暴露后,产生的永久性听力损失就不可挽回了。防治噪声污染,重点应当在此。

§ 1.2 噪 声 控 制

噪声是指不需要的声音。一些声音在某些时候也许是人们所需要的,但在工作或休息时则成为不需要的了。例如,音乐广播是受欢迎的,但在晚上休息时,邻居听广播的声音就成为干扰噪声了。噪声控制是一门研究如何获得适当声学环境的技术科学。噪声控制要采取技术措施、需要投资,因此最终只能达到适当的声学环境,即经济上、技术上和要求上合理的声学环境,而不是噪声越低越好。例如,考虑听力保护时,最好使噪声级降到70dB最为理想,这在轻工业工厂有时是不难达到的,可以采用。但是在重工业工厂有时在技术上还达不到,或经济上不合理,或虽然达到要求但在操作上将引起很大不便使生产力大为降低,这时就只能采取折衷的标准,但也不能超过90dB,否则达不到保护的目。在严重情况

下,达到 90dB 也有困难,这时可以在个人防护上或工作安排上采取措施,所以在要求上要合理。经济上的合理也很重要,费用不可过高,但也不能说不需任何费用。噪声控制是相当难的,而且没有两个噪声控制的问题可以用同一答案解决,我们只能要求费用合理,而不能不作投资。在当前,汽车制造已达到相当高的水平(包括在噪声方面,汽车功率转变为噪声的部分不超过百万分之一左右),但它仍是城市的主要声源,希望噪声降得更低一些。如果能在造价上增加 5% 而使噪声降低 5dB,那就是很大的成功。

噪声控制并不等同于噪声降低。有时,增加噪声可以减少干扰。例如,一面积达 10000m² 的开敞式大办公室,上百人在里面工作,效率虽然提高,但互相干扰却是个严重问题。有人来接洽工作或一组讨论问题都会干扰相邻各组,若各组间用半截屏障(其表面和天花板加吸声处理)隔离虽可改进条件,但仍互相影响。这时最好的解决办法就是在室内发出白噪声,建立起比较均匀的 A 声级 50dB 左右的噪声场。如此,邻组谈话的声音就被白噪声所淹没而听不到了。但本组谈话因距离近,则不受影响。这就有效地建立起各组间的隔离,从而不互相干扰。这个方法可在很多其它情况下使用,在医生的候诊室,保密的谈话室或会议室等,都可以发出白噪声,将室内的谈话声淹没,从而达到声隔离。

§ 1.3 噪声控制的经济方面

噪声控制是需要合理投资的,噪声控制的投资不是浪费,因为保护工人听力就是保护生产力,收获是大的;提高工作效率和学习效率,收获也是难以估计的;保证休息更是长远利益(有些患神经衰弱、高血压等病症的工人多半是因为休息不足所致。这些影响往往当时不甚明显,等到明显时,就已造成损失,甚至无法补救了,所以须特别注意)。控制噪声,一般都是比较困难的,每个问题都需要个别研究。把汽车噪声降低 5dB 的要求似乎不高,但这意味着将噪声能量减少三分之二,这并不是个简单问题。一般需要降

低噪声的设备或场所,往往要降低 20 或 30dB,也就是噪声能量要减少到原来的百分之一或千分之一,这更不是轻而易举的了,因此在经济上有所要求也是合理的。

常常有人问,降低噪声,可否把过多的噪声能量转换为有用的能量形式?这种想法是不现实的。一个 40kW (55 马力) 的汽车所发射的噪声功率还不到十分之一瓦,这能有多少用?可是为了降低噪声,要使机器转动更光滑、平稳、啮合更好,振动更小,燃烧更平稳、效率更好等,这些措施在延长机器寿命和减小运转消耗等方面所产生的经济效益却是可观的。

采取噪声控制措施,如果在机器设计或工程设计开始时就认真加以考虑,结合到设计中去,则噪声控制的附加费用就很有有限了,甚至不需要附加费用。若噪声问题已经形成,再采取措施,费用就可观了。例如,选用低噪声设备,低噪声工艺,厂房预加吸声处理等等,都比事后补救要经济得多,这也是噪声控制中应予特别注意的问题。

§ 1.4 噪声降低的目的

对现有的机器、工厂或设计中的机器,工厂采用噪声降低措施的目标(总噪声级降低的分贝数,或各频带噪声级降低的分贝数)等于应达到的噪声标准与实有的或预计的噪声级之差。

首先应研究噪声标准。根据各类场所和不同情况建立噪声标准,表示为所能容许的最高值,或表示为建议达到的范围。具体采用的标准应在此范围内,并符合具体情况的要求和经济、技术条件。

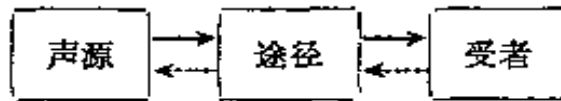
求得现有的或预计的噪声级,需要进行测量和计算。因此测量设备和技术是必需的。

每一个噪声问题都具有其“个性”,与其它噪声问题不会完全相同,为了作好每一个噪声问题的分析和估计,必须具备声学的基础知识。

本书根据上述情况安排具体内容,由声学基础开始,涉及噪声和振动对人的影响,噪声和振动标准、测量,噪声控制的基本技术,以及一些专题噪声问题。

§ 1.5 噪声控制技术

任一声学系统的主要环节是声源、传输途径和受者



声源可以是单个声源,也可以是多个声源同时作用,各个声源性质不同,变化不同,传输途径也常不只一条,不是固定不变的,受者可能是一个人,也可能是若干灵敏设备,对噪声的反应和要求也有不同。所以考虑噪声问题时,要注意这种统计性质,既考虑平均情况,也不忽略出人变化。

图中虚线表示反作用。一个机器装在屋角,声功率输出就要加大;一个报告人面对听者增多时会自动提高嗓门,但在传声器前面时,发声可能恢复正常。声源受途径和受者的反作用是很明显的。传输途径也要受声源和受者的影响,例如一个汽车消声器的特性由于车辆不同、使用场所不同,其性质也有所不同。一个人对不同声源反映不同也是常事,例如,他在城市噪声中可以入睡,但有开门的声音即会惊醒;城市噪声较低时,40dB的缝衣机声也能使人不能入睡;等等。考虑噪声问题时,这些问题也须注意。

控制噪声是从声源控制,途径上控制和受者保护三个方面进行,具体采取哪一种或几种则应从经济、技术、满足要求上来考虑决定。

声源控制噪声是噪声控制中最根本和最有效的手段,也是近年来最受重视的问题。研究发声机理,限制噪声的发生是根本性措施。例如,减少振动、减少摩擦、减少碰撞,改变气流等都能使声源输出大为减少,减少作用力也是一个方法,例如改进机器的动

平衡,隔离声源的振动部分等,使振动部分的振动减小也很重要,例如使用阻尼材料,润滑,或改变共振频率,破坏共振等。近年来对气流噪声和撞击性噪声的研究颇有进展,有助于声源控制。调整设备操作程序也是控制声源的一个方面,如建筑施工机械或其它在居住区附近使用的设备要在夜间停止操作,不准汽车鸣喇叭,噪声大的设备用远距离操作等都是这方面的措施。

传输途径中的控制是最常用的办法,因为机器或工程已经完成,再从声源上来控制噪声就受到局限了,但途径上的处理却大有可为,本书对这方面的讨论,内容较多。隔声、隔振处理以及隔声屏障、隔声操作间的使用等都是有效措施。途径中使用吸声材料并不影响操作,但却能起到事后补救的作用。在城市设计和工厂设计中,建筑布局可在降低噪声干扰方面起到重要作用,城市根据噪声要求,分区减少强噪声源的干扰也很重要。使用机罩、消声器等则接近从声源降低噪声。用不同材料使传输途径不连续是控制结构声的最好办法。

在机器多而人少或降低机器噪声不现实或不经济的情况下,对受者的保护是个重要手段。工人可以佩带护耳器(耳罩或耳塞),或在隔声间内操作,灵敏设备(如电子显微镜、激光器、灵敏仪表等)也可用隔声、隔振设计加以保护。在必须使用护耳器时应建立听力保护安排,对工人作宣传教育,检查听力,必要时调整工作。

§ 1.6 噪声控制的研究工作

噪声控制技术在许多方面都是比较成熟的,几乎任何噪声问题在技术上都可以解决。但噪声控制技术本身也正在发展,各方面都进行着大量的研究工作,日益丰富着对噪声源的了解,研制出更有效、更经济的控制手段。近年来在研究噪声的理论方法和技术手段方面也有很大发展,在理论方法方面除了传统的微分方程、格林函数等外,有限元和边界元方法也已成为分析复杂的振动问题和声场问题的有力工具,统计能量分析和能量流的概念等也使

难用严格方法处理的复杂噪声和振动问题有了解决的方法。计算技术的发展给噪声测量分析带来了巨大变化,快速傅里叶变换,振动方式分析,声强测量等都已有现成设备,以电子计算机和双通道分析器为基础的通用测试设备的不断发展,使过去需要几天、几十天的测量分析工作现在可在几分钟内完成,因而过去不可能进行的工作现在可能了。声学测试设备和技术正经历着巨大的变化,由此还发展出新的控制技术,例如有源吸声、有源吸振等,从而使噪声的研究进一步加速,最终实现使人们生活在舒适优美的声学环境里。

附录 复数的应用

在声学中,声压、力、质点速度、体积速度等都是时间的函数;其分量则是正弦式时间函数。这些量的运算(比值、微分、积分等)涉及正弦式量的运算,这和电学中所遇到的情况完全相似,因此,在早期就把电学中的一些概念和复数表示法引入声学,这样不仅使运算大为简化,而且表示结果也简单得多,因为只要求出一个正弦式量并且知道它与其它量的复数关系,则其它量就不必一一列出了。

1.1 时间函数 复数表示法的基础是

$$A \cos(\omega t + \theta) \equiv \operatorname{Re} \mathbf{A} e^{i\omega t}, \quad (1.1)$$

其中 A 为余弦函数的幅值, θ 为 $t = 0$ 时的相角, Re 表示“该式的实数部分”, $j = \sqrt{-1}$ 。

$$\mathbf{A} = A e^{i\theta} = A_{\operatorname{Re}} + j A_{\operatorname{Im}}, \quad (1.2)$$

A_{Re} 和 A_{Im} 分别为 \mathbf{A} 的实数部分和虚数部分。因为

$$e^{i\theta} = \cos\theta + j \sin\theta,$$

所以

$$A_{\operatorname{Re}} = A \cos\theta, \quad A_{\operatorname{Im}} = A \sin\theta,$$

A 是 \mathbf{A} 的绝对值,表示一正弦式量时,常将符号 Re 略去,直接写成

$$a = \mathbf{A}e^{j\omega t}. \quad (1.3)$$

a 为瞬时值, 该式的意义是 a 为余弦函数, 其幅值等于右式的绝对值, 其宗量(相角)为右式的指数, 瞬时值是右式的实数部分. 而以复数 \mathbf{A} 表示 a 的幅值时, 其绝对值为幅值, 其指数为初相角.

复数表示法可以简化计算, 例如, 设 \mathbf{a} 代表速度, 则加速度为

$$\frac{da}{dt} = j\omega \mathbf{A}e^{j\omega t} \equiv -\omega A \sin(\omega t + \theta), \quad (1.4)$$

而位移则为

$$\int a dt = \frac{\mathbf{A}}{j\omega} e^{j\omega t} \equiv \theta \frac{A}{\omega} \sin(\omega t + \theta), \quad (1.5)$$

微分和积分变为乘和除, 可以直接写出.

1.2 时间函数的比值 在声学系统和振动系统中, 特别是在小信号情况下, 变量之间呈线性关系, 如一点的声压与另一点的声压, 声压与质点速度, 力与加速度等, 但相角可能不同, 这些量用复数表示比较方便, 同时可以引入电学中的阻抗、导纳等概念.

设有两个正弦式时间函数,

$$\begin{aligned} a &= \mathbf{A}e^{j\omega t}, \quad \mathbf{A} = Ae^{j\theta}, \\ b &= \mathbf{B}e^{j\omega t}, \quad \mathbf{B} = Be^{j\phi}, \end{aligned} \quad (1.6)$$

其复数之比

$$Z = \frac{\mathbf{A}e^{j\omega t}}{\mathbf{B}e^{j\omega t}} = \frac{\mathbf{A}}{\mathbf{B}} = \frac{A}{B} e^{j(\theta-\phi)} \quad (1.7)$$

代表幅值比和相角差, 实数部分和虚数部分都有意义. 其中

$$\begin{aligned} |Z| e^{j(\theta-\phi)} &= \left| \frac{A}{B} \right| \cos(\theta - \phi) + j \left| \frac{A}{B} \right| \sin(\theta - \phi) \\ &= R + jX, \end{aligned} \quad (1.8)$$

实数部分为阻, 虚数部分为抗.

$$|Z| = \sqrt{R^2 + X^2}, \quad (1.9)$$

R 代表 a 与 b 相位相同的部分与 b 的比, X 则代表 a 与 b 相位正交(相差 90°) 的部分与 b 的比.

声阻抗 在某一表面(或声源面)上的声压与通过这个表面的

体积速度的复数比值，也可以是某两个表面间的声压差与体积速度的复数比值，

$$Z_A = \frac{p}{u} \quad (\text{kg/m}^2\text{s}). \quad (1.10)$$

声阻抗率 媒质里某一点的声压与质点速度的复数比值，也可以是某两个表面间的声压差与质点速度的复数比值，

$$Z_s = \frac{p}{u} \quad (\text{kg/m}^2\text{s}). \quad (1.11)$$

特性阻抗 媒质中某点的有效声压与该点的质点速度的比值。特性阻抗等于媒质的密度乘以声速，即 ρc ($\text{kg/m}^2\text{s}$)。

法向声阻抗率 声压与法向质点速度之比值（用于多孔性材料表面），

$$Z_{,n} = \frac{p}{u_n} \quad (\text{kg/m}^2\text{s}). \quad (1.12)$$

力阻抗 加于声媒质某表面或物体上的力与所产生的质点速度或振动速度的复数比值，

$$Z_M = \frac{F}{u} \quad (\text{kg/s}). \quad (1.13)$$

导纳 复数阻抗的倒数，

$$\begin{aligned} Y &= \frac{1}{Z} = \frac{1}{|Z|} e^{-i(\theta - \phi)} \\ &= G - jB. \end{aligned} \quad (1.14)$$

其中

$$\text{导:} \quad G = \frac{1}{|Z|} \cos(\theta - \phi) = \frac{R}{|Z|^2},$$

$$\text{纳:} \quad B = \frac{1}{|Z|} \sin(\theta - \phi) = \frac{X}{|Z|^2}.$$

1.3 声力电类比 声学系统、振动系统和电学系统中的微分方程完全相似，这是类比的基础。例如，阻抗的概念就是一部分，在阻性元件中，

$$p = uR_A,$$

$$F = uR_M,$$

$$e = iR,$$

三个式子是相似的。在惯性元件中，

$$p = M_A \frac{dU}{dt},$$

$$F = m \frac{du}{dt},$$

$$e = L \frac{di}{dt},$$

也是相似的。在弹性元件中，

$$p = \frac{1}{C_A} X_A,$$

$$F = \frac{1}{C_M} X_M,$$

$$e = \frac{1}{C} q,$$

也是相似的。在更复杂的系统中也存在着相似关系。因为电路理论发展得比较完善，利用类比方法把电学中的理论、方法、现象推广到声学系统或振动系统中，上面的例子称为阻抗类比，其类比元件如下表所示。

阻抗类比

声学系统			力学系统			电学系统		
参量	符号	单位	参量	符号	单位	参量	符号	单位
声压	P	Pa	力	F	N	电压	e	V
体积位移	X	m^3	位移	x	m	电荷	q	C
体积速度	U	m^3/s	速度	u	m/s	电流	i	A
声阻抗	Z_A	kg/m^4s	力阻抗	Z_M	kg/s	电阻抗	Z	Ω
声阻	R_A	kg/m^4s	力阻	R_M	kg/s	电阻	R	Ω
声抗	X_A	kg/m^4s	力抗	X_M	kg/s	电抗	X	Ω
声质量	m_A	kg/m^4	质量	m	kg	电感	L	H
声顺	C_A	s^2m^4/kg	力顺	C_M	s^2/kg	电容	C	F
声功率	P_A, W_A	W	功率	P_M, W_M	W	功率	P, W	W

阻抗类比并不是唯一的类比方法，因为各系统本身都具有二重性。例如电学系统中的欧姆定律既可写做

$$e = iR,$$

也可写做

$$i = Ge.$$

电感和电容也具有二重性， $e = L \frac{di}{dt}$ ， $i = C \frac{de}{dt}$ 。若把声压、力比作电流，体积速度、速度比作电压，也是完全可以的，这种类型称为导纳类比。事实上，力学系统用导纳类比，有时显得更为方便。

单位转换

单 位	等 值	单 位	等 值
市尺	1/3m	英寸 in	$2.54 \times 10^{-2}m$
市斤	1/2kg	英尺 ft	0.3048m
市升	$10^{-3}m^3(L, l)$	码 yard	0.9144m
达因 dyne	$10^{-5}N$	平方英寸	$6.452 \times 10^{-6}m^2$
尔格 erg	$10^{-7}J$	平方英尺	$9.29 \times 10^{-2}m^2$
尔格每平方厘米	$10^{-3}Jm^{-2}$	立方英寸	$16.387 \times 10^{-6}m^3$
千克(公斤)力 kgf	9.81N	立方英尺	$2.832 \times 10^{-2}m^3$
千克力每平方厘米 kgf/cm ²	$9.81 \times 10^4 pa$	磅(力)每平方英寸	$6.895 \times 10^3 pa$
标准大气压 atm	$1.013 \times 10^5 pa$	磅(力)每平方英尺	47.88pa
磅 lb	0.4536kg	英里 mile	1609.3m
磅(力) lbf	4.448N	海里 n.m.	1852m
°F	$(°F - 32) \times 5/9°C$	英里每小时 mph	$0.447ms^{-1}$
马力 HP	745.7W	海里每小时 knot	$0.513ms^{-1}$

参 考 文 献

- [1] 马大猷、沈 轶，声学手册，科学出版社（1983）。
- [2] 陈绎勤，噪声与振动的控制，铁道出版社（1981）。
- [3] 车世光、项端祈，噪声控制与室内声学，工人出版社（1981）。
- [4] 方丹群，空气动力性噪声与消声器，科学出版社（1978）。
- [5] L. L. Beranek, Noise and Vibration Control, McGraw-Hill (1971)。
- [6] C. M. Harris, Handbook of Noise Control, McGraw-Hill (1979)。
- [7] R. G. White, J. G. Walker, Noise and Vibration, Harwood (1982)。
- [8] ISVR, Industrial and Machinery Noise Control Practice, U. Southampton (1982)。

第二章 声波的物理性质

吴文虬

§ 2.1 引言

一提到声音,大家就会联想到人们用以表达感情、交流思想的语言声,各种动物用以传达信息的鸣叫声,和谐悦耳、陶冶人们精神的音乐声;扰人清梦、戕害人们身心的机器噪声,声声入耳的风声、雨声、读书声;震耳欲聋的枪声、炮声、雷鸣声等,在万籁俱寂的时候,甚至可以听到自己有节奏的心脏跳动声;而且在这些听得见的声音以外,还存在着各种各样人耳感知不到的“次声”与“超声”。这些都说明自然界中充满着各式各样的声音,而人类就生活在这样一个无时无刻不存在声音的世界中。

那么声音的本质是什么呢?从物理学的观点来讲,它是一种波动。从波动角度来讲,它和光有很多类似之处,不过光是一种电磁波,而声则是一种弹性波。当机器振动时,就引起机器表面附近空气分子的振动,依靠空气的惯性和弹性性质,空气分子的振动就以波的形式向四周传播开去。这种波动进入人耳使被鼓膜接收传入内耳转换成神经脉冲,由听觉神经传到脑组织,使人们感知到这机器发出的噪声。这种波动也可用传声器接收,转换成电讯号被记录下来。声学就是研究声波的发生、传播和接收的一门科学。

声波不仅可在气体中传播,也可在液体和固体中传播。现在有一种水下音乐会,就是人头浸在水中欣赏从水中传过来的音乐。当我们耳朵贴在铁轨上时,可以听到远处火车运行的声音,这就是车轮在铁轨上转动的声音通过铁轨传过来的。

声波按其质点振动的方向可分为两种,一种是质点振动方向

平行于波传播方向的波,称为纵波或压缩波,另一种是质点振动方向垂直于波传播方向的波,称为横波或切变波。在气体及液体中传播的声波一般为纵波,而在固体中则既有纵波又有横波。

声波传播能量的方式是靠动量的传播而不是靠物质的移动。当一块石子丢入池塘中时,在水面上就引起向外散开的圆形水波。若水面有一小木块,则可看到此小木块作上下振动并有微小的前后振动,但它在水面的位置不变。水的质点也是在其原来平衡位置附近作椭圆振动,并没有随波的散开而向外漂去。质点的振动是靠质点之间的相互作用影响到相邻的质点,这样振动就以恒定的速度向四周传播,形成波动。

§ 2.2 平面声波

2.2.1 平面声波

当声波的波阵面垂直于传播方向的平面时,就称其为平面声波。远离声源的波可以近似地看作平面波。平面波在数学上的处理比较简单,因此常常通过对平面波的详细分析来阐明声波的一些基本性质。

如图 2.1 所示,设一根均匀管子的一端有一个活塞沿管轴方向振动,管子的另一端伸向无穷。当活塞向右运动时,使活塞附近的空气层产生压缩,这层中的压力大于其附近未受扰动的空气层中的气压,因而就对空气层右面的另一空气层产生了压缩,这样压缩就依次向右传播过去。同样当活塞向左运动时,活塞附近的空气层就变为稀疏,这时层中的压力小于其附近尚处于平衡状态的空气层中的气压,右面空气层的分子向左运动,使右面空气层变为稀疏,这样稀疏也依次向右传播。因此,当活塞在平衡位置附近左右来回振动时,管内交替产生压缩与稀疏向右传播,这就是声波。这时管中同一截面上各质点的质点振动或压力具有同样的振幅与相位(假设管子是理想的光滑刚性壁,忽略管壁附近的粘滞力),这就是平面声波,最前面的截面就是波阵面

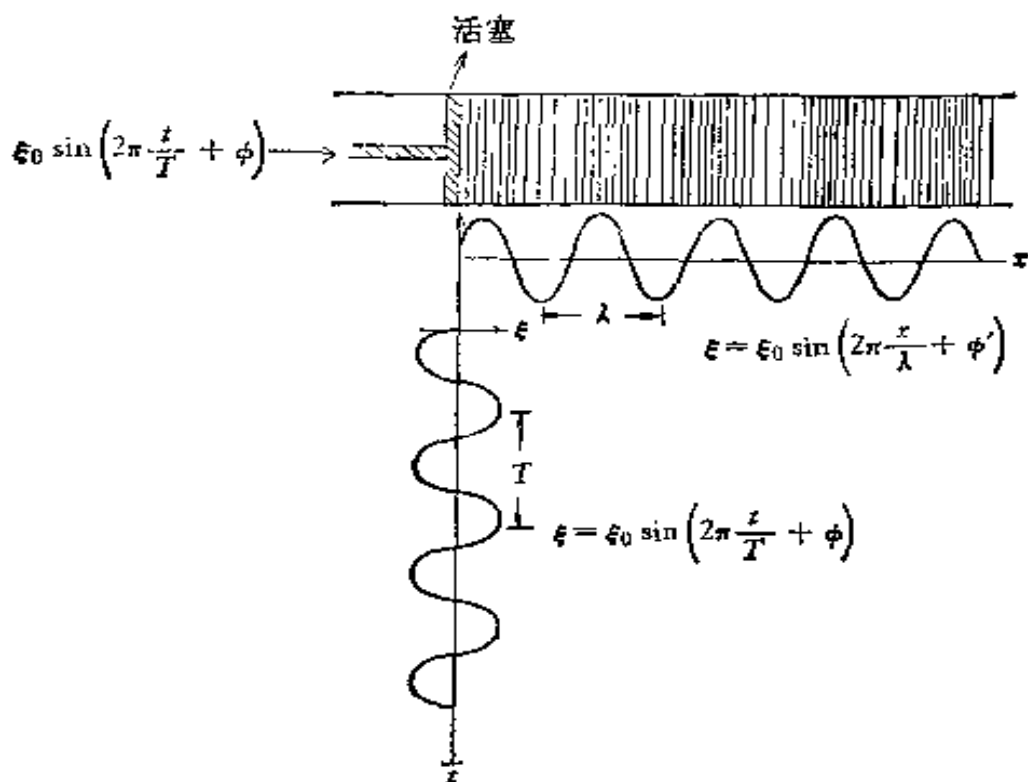


图 2.1 平面声波示意图

设活塞以正弦函数的规律往复振动,即作简谐振动,并称活塞离开平衡位置的距离为位移,以 ξ 表示,向右为正,向左为负,则式中

$$\xi = \xi_0 \sin \left(2\pi \frac{t}{T} + \phi \right), \quad (2.1)$$

ξ_0 为活塞离开平衡位置的最大距离,称作振幅, t 为时间, ϕ 为初始相位,它与开始计算时间 ($t = 0$) 时活塞所处的位置有关. 如果开始时间选择得当,例如令活塞从平衡位置 E 要向右移动这一瞬间作为起始时间 $t = 0$, 则 $\phi = 0$. T 称为周期,单位为秒 (s),它代表活塞往复一次所需的时间,从 (2.1) 式可以看到,每当时间 t 改变 T , 振动即回复到它原来的状态. 它的倒数即为每秒振动的次数,称为频率 f , 单位是 1/秒 (s^{-1}),国际上通常将此单位的一个标准名称叫“赫兹”(简称“赫”),以 Hz 表示之.

$$f = \frac{1}{T}. \quad (2.2)$$

频率 f 乘上 2π 称为角频率 $\omega = 2\pi f$, 代表每秒变化了多少弧度,

单位为 rad/s. (2.1) 式中的 T 若以 f 或 ω 表示, 则得

$$\xi = \xi_0 \sin(2\pi ft + \Phi) = \xi_0 \sin(\omega t + \Phi). \quad (2.3)$$

(2.3) 式表示活塞的振动形式(见图 2.1 左下部分). 由于这振动以声波形式向右传递, 所以每个截面上的空气振动都是这种形式, 只是各点的初始相位不同. 如在同一时刻考察各截面上空气分子的位移, 以各截面位置 x 为横轴, 以各点位移为纵轴, 则可得到一条如图 2.1 管子下面所示的正弦曲线, 其数学表示为

$$\xi = \xi_0 \sin\left(2\pi \frac{x}{\lambda} + \Phi'\right) = \xi_0 \sin(kx + \Phi'), \quad (2.4)$$

式中 λ 称为波长, 即每隔 λ 距离的空气分子具有相同的振动状态或相同的相位, 其单位为米 (m), $k = 2\pi/\lambda$ 称为波数, 式中 Φ' 也称初始相位, 它代表在某一时刻起始点 $x = 0$ 处的相位, 我们可以选择特定的起始点, 使 $\Phi' = 0$.

从上面的分析可以看到波在管中传播时, 各点的位移不仅与所在点的位置有关而且与时间有关, 因此对波动而言, ξ 应为 x 与 t 两者的函数.

考虑上述管中平行于活塞面的一空气薄层单元, 在声波传播过程中, 这单元空气层的运动遵从下述三条规律: (1) 这单元空气质量保持恒定, 因如前面所述, 波动中质量并不传走; (2) 作用在单元上的总力等于其质量乘加速度, 这是牛顿第二定律; (3) 单元中气体容积的变化过程是绝热的, 这是因变化比较迅速, 热量来不及流入或流出. 根据这些规律可导出声波波动方程如下:

考虑管中一小段距离 x 至 $x + \delta x$ 中的空气变化情况. 假设截面是一个单位, 声波传来时, 自左面传入这个小体积的空气质量为 $\rho_0 u$, 式中 ρ_0 为平衡时的空气密度, $u = \partial \xi / \partial t$ 为截面 x 上空气分子运动的速度, 称为质点速度. 在小体积 δx 的右截面 $x + \delta x$ 上向右传出的空气质量应是 $\rho_0 [u + (\partial u / \partial x) \delta x]$, 出入相抵消, 小体积中增加的空气质量是 $-\rho_0 (\partial u / \partial x) \delta x$. 根据质量守恒定律, 质量的增加使小体积中的空气密度发生等量的变化, 由此可得连续性方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho_0 \frac{\partial u}{\partial x} = 0. \quad (2.5)$$

小体积左面受到向右的力 p (声压, 是指超过平衡大气压力 P_0 的部分, 平衡压力不引起波动), 右面受到向左的力

$$p + (\partial p / \partial x) \delta x,$$

故在正方向(向右)上所受的净力为 $-(\partial p / \partial x) \delta x$. 按牛顿第二定律, 该净力应等于小体积质量 $[\rho_0 \delta x (\partial u / \partial t)]$ 乘以加速度, 由此可得运动方程:

$$-\frac{\partial p}{\partial x} = \rho_0 \frac{\partial u}{\partial t}. \quad (2.6)$$

根据热力学状态方程, 空气中压力和密度的变化过程应满足绝热关系 $p / \rho^\gamma = \text{常数}$, 微分可得

$$\frac{dp}{P_0} = \gamma \frac{d\rho}{\rho_0},$$

即

$$\frac{dp}{d\rho} = \gamma \frac{P_0}{\rho_0}. \quad (2.7)$$

令此值等于 c^2 , 联立以上三式, 消去 ρ , 即得

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2}. \quad (2.8)$$

这就是一维波动方程(平面波). 由于 p 与 u 、与 ξ 都呈线性关系, 因此 u 和 ξ 也是线性关系. 将一维空间推广至三维空间, 波动方程的一般形式应为

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2}. \quad (2.9)$$

如用球坐标, 假设声源均匀地向周围辐射, 则球面波的波动方程应为

$$\frac{\partial^2 (pr)}{\partial r^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 (pr)}{\partial t^2}. \quad (2.10)$$

对于平面波情形, (2.8) 式的一般解为

$$P = f_1(ct - x) + f_2(ct + x), \quad (2.11)$$

其中 f_1, f_2 是任意函数。可以看出 $f_1(ct - x)$ 代表以速度 c 向正 x 方向传播的波, $f_2(ct + x)$ 代表以速度 c 向负 x 方向传播的波。上面求得的常数 c 则是声波传播速度, 一般称为声速,

$$c = \sqrt{\frac{\gamma p_0}{\rho_0}} = \sqrt{\gamma RT}, \quad (2.12)$$

式中 γ 为比热比, p_0 和 ρ_0 分别为气体压力和密度, R 为单位质量的气体常数, T 是绝对温度。这个式子适用于任何气体。在空气中

$$c = 331.45 + 0.6t \quad (\text{m/s}),$$

t 为摄氏温度。

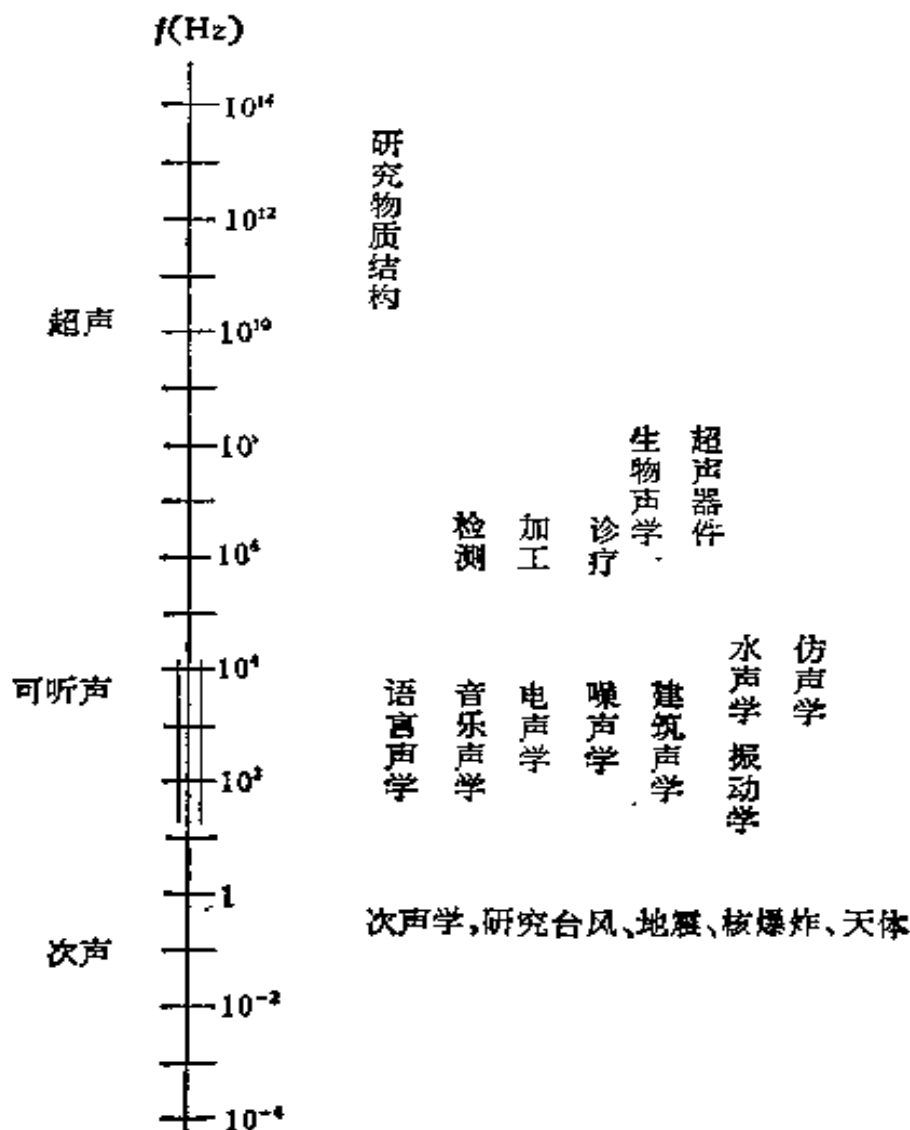


图 2.2 不同频率范围声学研究的内容

管中活塞作简谐运动时,就可得到简谐波

$$\begin{aligned}\xi &= \xi_0 \sin k(ct - x) \\ &= \xi_0 \sin(\omega t - kx)\end{aligned}\quad (2.13)$$

这也是(2.3),(2.4)两式结合的结果。可见频率与波长的关系为

$$c = \omega/k = f\lambda. \quad (2.14)$$

按(2.13)式,振动传播的声波是正弦波,也称单频声或纯音。人耳能感知的声波频率范围称为声频,大约是20Hz到20000Hz。高于此频率范围的声波称为超声,低于此频率范围的声波称为次声。不同频率范围的声学研究的内容粗略地示于图2.2。

2.2.2 声压、声强、声能密度、声功率

在简谐波中,

$$\begin{aligned}u &= \frac{\partial \xi}{\partial t} \\ &= u_0 \cos(\omega t - kx),\end{aligned}\quad (2.15)$$

式中 u_0 为质点速度幅值, $u_0 = \omega \xi_0$, 将(2.15)式代入(2.6)式并积分得

$$p = \rho_0 c u_0 \cos(\omega t - kx) = \rho_0 c u, \quad (2.16)$$

或

$$\frac{p}{u} = \rho_0 c. \quad (2.17)$$

对于向负 x 方向传播的平面声波, $p/u = -\rho_0 c$, 负号表示质点运动速度向左。因此在自由场的平面声波中, 声压与质点运动速度是同相位的, 而其幅值差 $\rho_0 c$ 倍, 即声压幅值 $p_A = \rho_0 c u_0$ 。 $\rho_0 c$ 称为特性阻抗, 其值随媒质的性质而异, 例如在一个大气压及 15°C 时, 空气的特性阻抗为 $400(\text{N} \cdot \text{S}/\text{m}^3)$ 左右, 这是一个很重要的量, 后面还会经常用到。

一般测量声压不采用其幅值 p_A , 而与电学中一样, 取其方均根值, 即取声压的平方值在一段时间中的平均再开方, 此值也称为有效声压, 我们以 p_{rms} 或 p 来表示(不加说明时, 声压 p 即代表有

效值,其平均时间应长到不影响计算结果)。对于正弦波,平均时间取一个周期,这时

$$p = p_{rms} = p_A / \sqrt{2}. \quad (2.18)$$

声波的强弱有时也用声强来表示。声强的定义是在垂直于传播方向的单位面积上,单位时间内通过的平均声能,并以 I 表示之。对于自由场平面声波,在传播方向的声强为

$$I = \frac{1}{T} \int_0^T p u dt = p^2 / \rho c \quad (\text{W/m}^2). \quad (2.19)$$

声能密度 存在声波的区域,称为声场;在声场中,单位体积中所具有的声能量称为声能密度 ϵ 。假设有一单位截面的圆柱,长度为 L (图 2.3),平面声波在 $t = 0$ 时从左端正向射入,一秒钟后声波到达右端, $L = c$,这时整个圆柱体内充满声能量

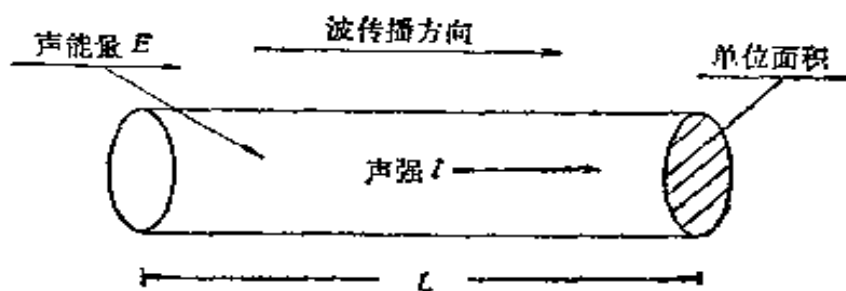


图 2.3 声波的能量密度

$$E = \epsilon \cdot (L \cdot 1),$$

这些能量是在一秒中内充满的,因此又应该为

$$E = I \cdot 1 \cdot 1,$$

消去 E ,得

$$\epsilon = \frac{I}{L} = p^2 / \rho c^2, \quad (2.20)$$

这个声能密度 ϵ 与 p 的关系式对各种不同的声场都是适用的。

声功率 整个声源在单位时间内辐射的声能量称为该声源的声功率。若我们知道了声强 I ,就可以求得声功率

$$W = \sum_i I_i \Delta S_i. \quad (2.21)$$

ΔS_i 是声强为 I_i 的面积。以图 2.1 管中活塞辐射为例，由于是平面声波，截面上各点声强相同，若管子截面为 S ，则

$$W = IS,$$

声功率的单位为瓦(W)。

§ 2.3 球面声波

波阵面是同心球面的波称球面波。在自由空间，当声源的尺寸比波长小很多时，远离声源处的声场一般可作平面波来处理。

2.3.1 单极声源

当一个小球其面上的各点作同相位的振动时，它就向媒质的四面八方辐射出声波，这种声波应该是球对称的，即声压的大小仅与离球心的距离 r 有关，这样它的波动方程就很简单地成为

$$\frac{\partial^2(rp)}{\partial r^2} - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2(rp)}{\partial t^2} = 0. \quad (2.10)$$

它的通解为 $rp = f_1(ct - r) + f_2(ct + r)$ ， f_1 代表向球外传播的声波，它是我们所要研究的。若球表面作简谐振动，则向球外传播的波为

$$rp = A \cos(\omega t - kr + \Phi_1),$$

或

$$p = \frac{A}{r} \cos(\omega t - kr + \Phi_1). \quad (2.22)$$

式中 A 为与小球表面振幅及其面积有关的量。由(2.6)式

$$-\frac{\partial p}{\partial r} = \rho_0 \frac{\partial u}{\partial t},$$

可求得质点速度

$$u = \frac{Ak}{\rho_0 \omega r} \cos(\omega t - kr + \Phi_1) + \frac{A}{\rho_0 \omega r^2} \sin(\omega t - kr + \Phi_1). \quad (2.23)$$

可见在距离很远处质点速度与声压同相，并满足 $p/u = \rho_0 c$ 的关

系。但在距离较近时， u 的第二项就比较重要， u 的值要大得多而且与 p 几乎成 90° 的相角关系。

声强应为

$$I = \frac{1}{T} \int_0^T p u dt = \frac{1}{2} \frac{A^2}{\rho_0 c r^2}$$

方均声压为

$$p^2 = p_{rms}^2 = \frac{1}{T} \int_0^T p^2 dt = \frac{1}{2} \frac{A^2}{r^2}$$

因而也和平面波一样，成立

$$I = p^2 / \rho_0 c, \quad (2.24)$$

球面波的 p 与距离 r 成反比，因此声强与距离成平方反比的关系，即距离增加一倍，声强要减弱到 $1/4$ 。

声源辐射的总功率为

$$W_m = 4\pi r^2 I = 2\pi A^2 / \rho_0 c, \quad (2.25)$$

式中的 A 决定于声源振动的大小，即声源的强度。令声源体积速度的幅值 $Q = 4\pi a^2 u$ 为声源强度，其中 a 为小球半径， u 为球表面的速度幅值，从(2.23)式得到

$$u|_{r=a} = \frac{Ak}{\rho_0 \omega a} \cos(\omega t - kr + \Phi_1) + \frac{A}{\rho_0 \omega a^2} \sin(\omega t - kr + \Phi_1).$$

设球半径很小， $ka \ll 1$ ，则上式中第一项可忽略，因而

$$u = \frac{A}{\rho_0 \omega a^2}, \quad (2.26)$$

$$Q = 4\pi a^2 u = \frac{4\pi A}{\rho_0 \omega}. \quad (2.27)$$

代人(2.22)和(2.25)式，得

$$p = \frac{\rho_0 f Q}{2r} \cos(\omega t - kr + \phi_1), \quad (2.22A)$$

$$W = \frac{\pi \rho_0 f^2 Q^2}{2c}. \quad (2.25A)$$

这就是点声源的辐射公式。任何形状的声源，只要它的尺寸比波长小得多，都可以看作点声源。在低频($ka \ll 1$)时，闭箱扬声器

即可近似地看作是这种点声源。

2.3.2 偶极声源

假使纸锥式扬声器不带箱子,则扬声器纸盆振动时,将同时向两面辐射声波,但相位相反,这种情形我们可将它作为偶极源来处理。所谓偶极源是指两个源强度均为 Q , 相距 l ($l \ll \lambda$) 的单极源以相反相位振动组成的声源。如图 2.4a 所示。P 点处的声压应为源 1 及源 2 所产生声压的迭加。源 1 产生的声压为

$$p_1 = \frac{A}{r} \cos(\omega t - kr),$$

由源 2 产生的声压为

$$p_2 = -\left(p_1 + \frac{\partial p_1}{\partial z} \delta z\right),$$

式中 δz 为两个点源的距离,即 $\delta z = l$, 而

$$\frac{\partial p_1}{\partial z} = \frac{\partial p_1}{\partial r} \cos\theta,$$

因此 P 点的总声压为

$$\begin{aligned} p &= p_1 + p_2 = -\frac{\partial p_1}{\partial r} \cos\theta \cdot l \\ &= \frac{Al \cos\theta}{r} \left[\frac{1}{r} \cos(\omega t - kr) - k \sin(\omega t - kr) \right]. \end{aligned} \quad (2.28)$$

根据 $-\frac{\partial p}{\partial r} = \rho \frac{\partial u}{\partial t}$ 可以求出质点速度为

$$\begin{aligned} u &= \frac{Al \cos\theta}{\omega \rho} \left[\frac{2}{r^2} \sin(\omega t - kr) \right. \\ &\quad \left. + \frac{2k}{r^2} \cos(\omega t - kr) - \frac{k^2}{r} \sin(\omega t - kr) \right]. \end{aligned} \quad (2.29)$$

在 P 点的声强为

$$\begin{aligned} I &= \frac{1}{T} \int_0^T p u dt \\ &= \frac{(Al)^2}{2\rho_0 c} \frac{k^2}{r^2} \cos^2\theta. \end{aligned} \quad (2.30)$$

在声源附近, $kr \ll 1$, (2.28) 式中以第一项为主, 均方声压为

$$\begin{aligned} p^2 &\doteq \frac{1}{T} \int_0^T \left(\frac{Al \cos \theta}{r^2} \right)^2 \cos^2(\omega t - kr) dt \\ &= \frac{(Al)^2}{2} \frac{1}{r^4} \cos^2 \theta. \end{aligned} \quad (2.31)$$

在远场区, $kr \gg 1$, (2.28) 式中以第二项为主, 均方声压为

$$\begin{aligned} p^2 &= \frac{1}{T} \int_0^T \left(\frac{Alk \cos \theta}{r} \right)^2 \sin^2(\omega t - kr) dt \\ &= \frac{(Al)^2}{2} \frac{k^2}{r^2} \cos^2 \theta. \end{aligned} \quad (2.32)$$

将(2.32)代入(2.30), 得到远场区的声强为

$$I = p^2 / \rho_0 c, \quad (2.33)$$

它与(2.24)式相同。

从以上讨论可以看到偶极源与单极源有很多不同之处:

1. 偶极源在自由空间产生的声场具有指向性, 即 p 与 θ 有关. 在 $\theta = \pm 90^\circ$ 方向上, 从两个点源来的声波恰好幅值相等相位相

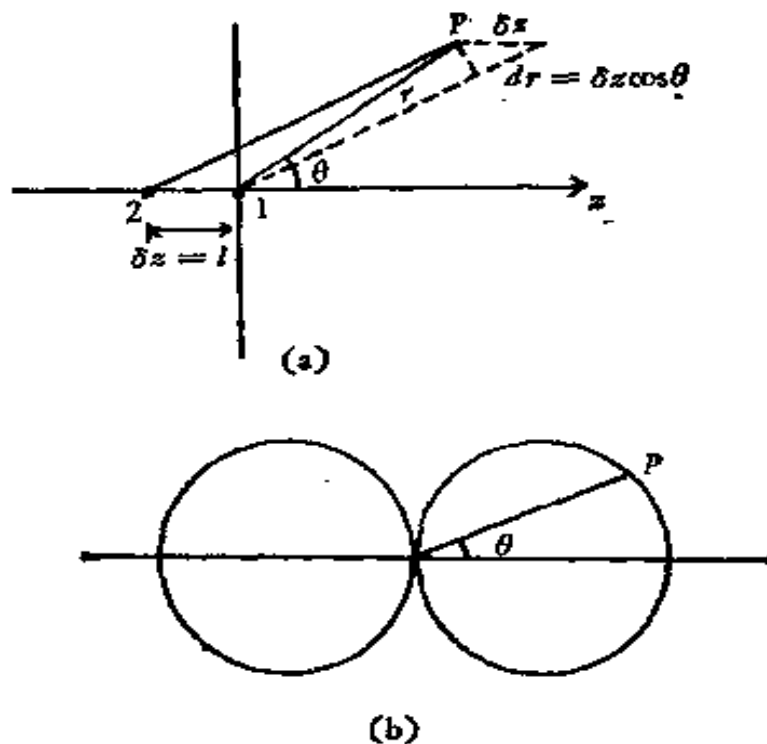


图 2.4 (a) 偶极声源, (b) 指向性图

反,因而全部抵销,合成声压为零。在 $\theta = 0^\circ$ 及 180° 方向上,迭加合成的声压为最大。因此偶极源产生的声场如图 2.4(b) 所示,其指向性呈 8 字形。

为了描述这种指向特性,我们取两个参量,一是“指向性因数 DF ”,它是指远在 θ, φ 方位角, r 距离处的均方声压 $p_{\theta,\varphi}^2$ 与同样声功率的无指向性声源在 r 处的均方声压 \bar{p}^2 (或 $p_{\theta,\varphi}^2$ 的平均值)之比,

$$DF = p_{\theta,\varphi}^2 / \bar{p}^2 = I_{\theta,\varphi} / \bar{I}, \quad (2.34)$$

式中的 $I_{\theta,\varphi}$ 与 \bar{I} 为相应的声强。另一参量是“指向性指数 $DI_{\theta,\varphi}$ ”,它是取指向性因数的常用对数再乘以 10,以分贝(dB)为单位,

$$DI_{\theta,\varphi} = 10 \log DF \quad \text{dB} \quad (2.35)$$

一般讲指向性指数或因数常指辐射最大方向。

2. 偶极源产生的声场在近场区与远场区具有不同的发散规律。在声源附近 $p \propto 1/r^2$, 随着距离的逐渐改变到远场区时, $p \propto 1/r$ 。若用仪器测量声场的 p^2 , 则可以根据 p^2 是反比于 r^4 还是 r^2 来判断是在声源附近还是远场区。

3. 只有在远场区,才能通过测量 p^2 用(2.33)式来算出该点的声强。在近场区,声强和声压的关系比较复杂。

$$W_d = \int_0^{2\pi} \int_0^\pi I r^2 \sin \theta d\theta d\varphi,$$

式中 φ 为极角,将(2.30)式代入得

$$\begin{aligned} W_d &= \int_0^{2\pi} \int_0^\pi \frac{(Al)^2}{2\rho_0 c} \frac{k^2}{r^2} \cos^2 \theta r^2 \sin \theta d\theta d\varphi \\ &= \frac{2}{3} \pi k^2 \frac{(Al)^2}{\rho_0 c}. \end{aligned} \quad (2.36)$$

与(2.25)式相比较,

$$W_d / W_m = k^2 l^2 / 3.$$

由于 $kl \ll 1$, 所以 $W_d \ll W_m$, 即偶极源的辐射效率要比单极源低得多,这就说明了为什么不带障板(或音箱)的扬声器低频辐射效率很差。

但在远场区,偶极源与单极源有某些相同的规律,即在一定的方向,声压与距离成反比,声强等于 $p^2/\rho_0 c$, 声强与距离平方成反比。这些是球面波传播的特征,因此对于偶极声源,在同一传播方向上,可以按球面波来处理。

§2.4 柱面声波

波阵面是同轴圆柱面的波称柱面声波。在此我们仅讨论最简单的柱面波,即四周对称(声场与角度无关),柱面为无穷长(测量点距两端很远,其影响可以忽略)的情况。

2.4.1 简单线声源

声场与 z 坐标和 ϕ 坐标无关时,波动方程为

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial p}{\partial r} \right) - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = 0. \quad (2.37)$$

取简谐波解 $p = R(r)e^{i\omega t}$, 令 $\omega/c = k$, 可得 R 的方程

$$\frac{d^2 R}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dR}{dr} + k^2 R = 0, \quad (2.38)$$

这里一个二阶微分方程,应有两个独立解。用级数表示,一个解是

$$R = 1 - \frac{1}{1!} \left(\frac{kr}{2} \right)^2 + \frac{1}{(2!)^2} \left(\frac{kr}{2} \right)^4 - \dots,$$

这一类函数称为第一类 Bessel 函数,即

$$J_m(x) = \frac{1}{m!} \left(\frac{x}{2} \right)^m - \frac{1}{(m+1)!} \left(\frac{x}{2} \right)^{m+2} + \frac{1}{2!(m+2)!} \left(\frac{x}{2} \right)^{m+4} - \dots, \quad (2.39)$$

m 为阶数。可见

$$R(r) = J_0(kr). \quad (2.40)$$

当 $x/2$ 增加时,第一类零阶 Bessel 函数的变化象一个减幅余弦波。可以证明

$$\frac{dJ_0(x)}{dx} = -J_1(x), \quad \frac{d}{dx} [xJ_1(x)] = xJ_0(x), \quad (2.41)$$

而 $J_1(x)$ 的变化则像一个减幅正弦波。

(2.38) 式的第二个解具有不同的形式，一种形式是 Neumann 函数 $N_0(x)$ 。 $N_0(x)$ 的形式比较复杂，可以求得

$$\begin{aligned} N_0(x) &\xrightarrow{x \rightarrow 0} \frac{2}{\pi} (\ln x - 0.11593) \\ N_0(x) &\xrightarrow{x \rightarrow \infty} \sqrt{\frac{2}{\pi x}} \sin \left(x - \frac{1}{4} \pi \right) \end{aligned} \quad (2.42)$$

从 $r = 0$ 发出的圆柱波可以写做

$$p = -jA [J_0(kr) - jN_0(kr)] e^{j\omega t}, \quad (2.43)$$

A 为一常数。方括号内的函数也称为 Hankel 函数。上式的实数部分为

$$\begin{aligned} p &= -A [J_0(kr) \sin \omega t + N_0(kr) \cos \omega t] \\ &\xrightarrow{x \rightarrow 0} -\frac{2A}{\pi} \ln r \cos \omega t \\ &\xrightarrow{x \rightarrow \infty} A \sqrt{\frac{2}{\pi kr}} \sin \left[(\omega t - kr) + \frac{\pi}{4} \right]. \end{aligned}$$

在远方，逐渐接近正弦式波，但其幅值由于因数 $\sqrt{2/\pi kr}$ 的存在却随 r 的增加而减小。强度与 r 成反比，这时有效声压平方为

$$p^2 = W_1 \rho_0 c / 2\pi r \quad (2.44a)$$

W_1 为声源每单位长度所发出的功率。

2.4.2 不相干的线声源

当公路上有一长串首尾相接的汽车开过时，它就相当于一个不相干的线声源。

如图 2.5 所示，设线声源每单位长度发出的声功率为 W_1 ，则 dx 段声源发出的声功率为 $W_1 dx$ ，我们可把 dx 段声源看成是一个单极声源，它在离线声源垂直距离为 r 的 P 点处产生的均方声压为 $d(p^2)$ ，声强为 $d(p^2)/\rho_0 c$ 。设这段声源是在地面上，它向半球

面空间辐射,因此

$$W_1 dx = 2\pi r_1^2 \cdot d(p^2) / \rho_0 c \quad (2.44)$$

式中 r_1 为 dx 段声源到 P 点的距离, $dx \cos \theta = r_1 d\theta$, $r_1 = r / \cos \theta$, 将 dx 及 r_1 代入(2.44)式,求得 dx 段对 P 点声压的贡献为

$$d(p^2) = \rho_0 c W_1 d\theta / 2\pi r. \quad (2.45)$$

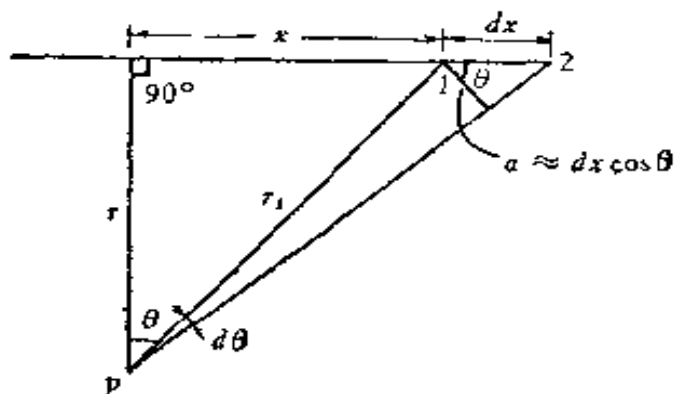


图 2.5 线声源

设线声源上各点发出的声波是互不相干的,这样线声源各点在 P 处产生的均方声压是按能量相加的.因此

$$\begin{aligned} p^2 &= \int d(p^2) = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \frac{\rho_0 c W_1}{2\pi r} d\theta \\ &= \rho_0 c W_1 / 2r. \end{aligned} \quad (2.46)$$

因此不相干的线声源产生的声波,其声强是与到轴线的距离成反比的.

§ 2.5 级和分贝

前面已提到声压的单位是 Pa ($= \text{N}/\text{m}^2$),那么一般声音的声压有多大呢?对于正常青年人刚能听到的频率为 1000Hz 的纯音,其声压约为 $2 \times 10^{-5}\text{Pa}$;两人对面交谈发出的声音,其声压约为 $2 \times 10^{-3}\text{Pa}$.一个大气压为 10^5Pa .机器发出的噪声的声压(见图 2.6),从刚能听到的声压到很强的机器噪声,其差别可大到九个数量级以上,所以要用线性标度来表示声压是很不方便的.其次人

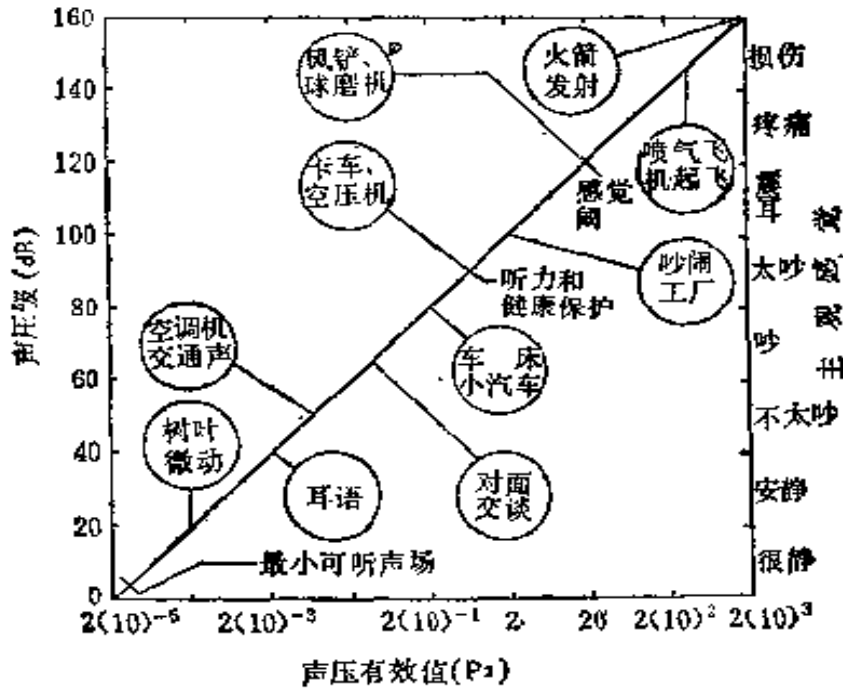


图 2.6 几种典型声源的声压级

的听觉机构对声压大小的感受也不是直接与声压或声强成线性关系的。因此我们一般取对数标度来表示声压、声强或声功率的大小。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)，然后取被量度量与基准量的比值求其对数，这个对数值称为被量度量的“级”，若量是声压之类的场参量，而所取对数是以 $e = 2.71828$ 为底，则级的单位称为奈培(Np)，若量是声强之类能量性的量而听取对数是以 10 为底，则级的单位为贝尔，通常嫌此分度过粗，往往将此值再乘以 10，亦即将 1 贝尔再分为 10 级，每一小级的单位称为分贝(dB)。奈培与分贝的相互关系为

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

用对数标度时我们应想到它所表示的不是绝对值而是比值，即它代表比基准量高出了多少“级”。

2.5.1 声压级

声压级常用 L_p 表示

$$L_p = 10 \log \frac{p^2}{p_0^2} = 20 \log \frac{p}{p_0} \quad \text{dB.} \quad (2.47)$$

在空气中基准声压 p_0 取 $20 \mu\text{Pa}$ ，即前面提到的正常青年人耳朵刚能听到的 1000Hz 纯音的声压值。图 2.6 中也标出了各种声音声压级的大小。

前面讨论的三种声波，其声压级随距离的变化为

平面波：声压级与距离无关；

球面波：对于单极声源，距离增加一倍，声压级降低 6dB 。对于偶级声源，在声源附近，距离增加一倍，声压级降低 12dB ；在远场区，距离增加一倍，声压级降低 6dB 。

柱面波：距离增加一倍，声压级降低 3dB 。

2.5.2 声强级

声强级常用 L_I 表示。

$$L_I = 10 \log \frac{I}{I_0} \quad \text{dB.} \quad (2.48)$$

基准声强 I_0 取为 10^{-12}W/m^2 。

下面我们考虑一下声强级与声压级的关系。

$$\begin{aligned} L_I &= 10 \log \frac{I}{I_0} = 10 \log \frac{p^2}{\rho_0 c I_0} \\ &= 10 \log \frac{p^2}{p_0^2} + 10 \log \frac{p_0^2}{\rho_0 c I_0} \\ &= L_p - 10 \log k \end{aligned} \quad (2.49)$$

其中 $k = \rho_0 c I_0 / p_0^2 = \rho_0 c / 400$ 在一定条件下为一常数。在一个大气压下，当温度为 38.9°C 时 $\rho_0 c = 400\text{N} \cdot \text{s/m}^3$ ， $k = 1$ ， $\log k = 0$ ， $L_I = L_p$ ，这时测出的声压级与声强级相等。若在室温 15°C

时， $\rho_0 c = 408\text{N} \cdot \text{s/m}^3$ ， $k = \frac{408}{400} = 1.02$ ， $10 \log k = 0.086\text{dB}$ ，在

噪声控制中这一点差别可忽略不计，因此在常温常压下，一般可认为 $L_p \approx L_I$ 。若在特殊情况下如高温、低温或高山地区，则 L_p 与 L_I 的差别可从图 2.7 中查得。

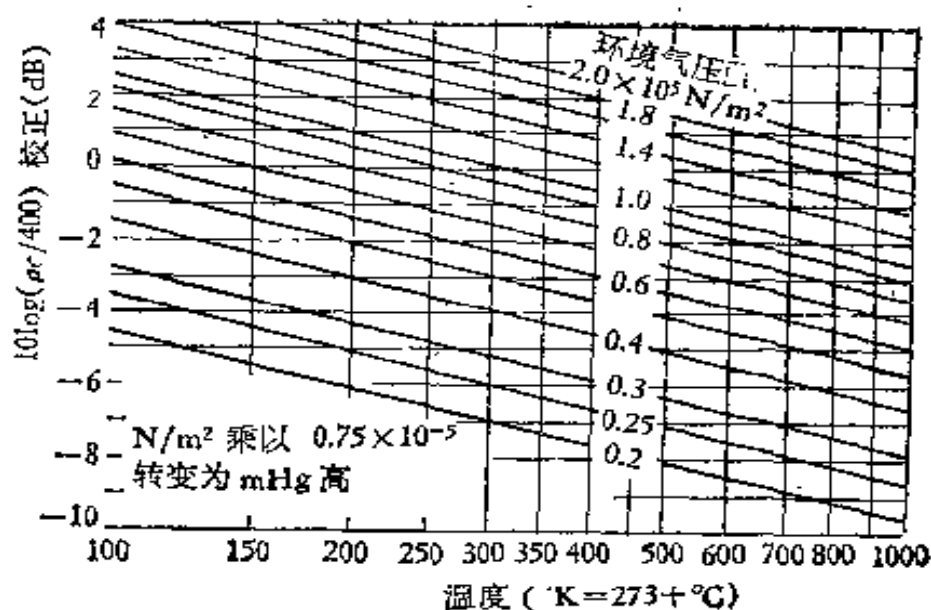


图 2.7 求 $10 \log k$ 值的图表

2.5.3 声功率级

声功率级常用 L_W 表示,

$$L_W = 10 \log \frac{W}{W_0} \text{ dB.} \quad (2.50)$$

基准声功率 W_0 取为 10^{-12} W , 图 2.8 表示各种典型声源的声功率

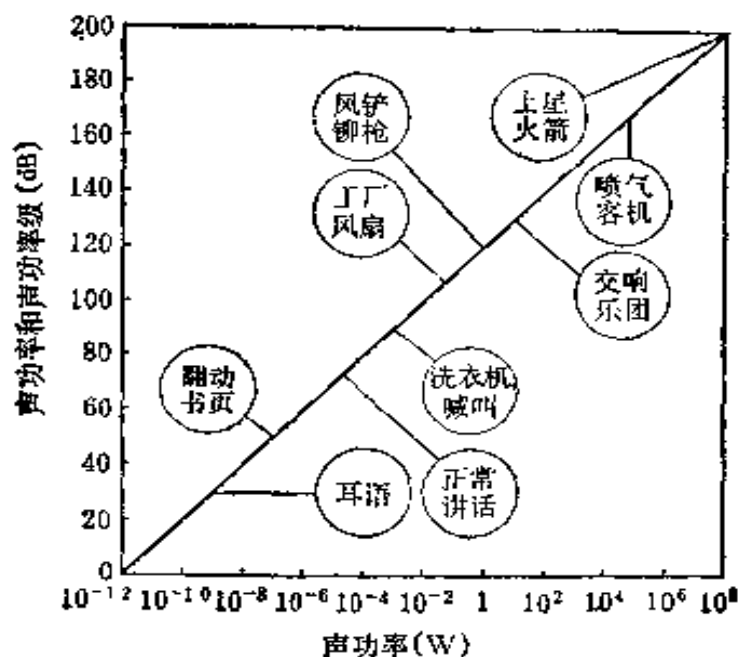


图 2.8 几种典型声源的声功率级

级。

2.5.4 声级的相加

在噪声控制问题中,常常不止一个声源,这时在某一点的声压应是这许多声源所产生声压的迭加。由于声压级是声压值相对于基准声压的对数,因此要求几个声压产生的总声压级,不能直接将各声压的声压级相加,下面分两种情况来讨论。

1. 几个相同频率的单频声源 这时会产生干涉现象,因此就不能单从各声压级的相加来算出总声压级,还需知道各声波到达时的相位。例如两个频率相同,声压级相同的声波到达同一点时,若两者是同相位,则相加后该点的声压值为各单个声压的二倍,即声压级比各单个声压级高 6dB,若两者的相位正好反相,则该点的总声压为零,即声压级降为负无穷,利用路程差消声或有源吸收就是根据这个关系。

2. 几个不相关的声源 在噪声控制的实际问题中,绝大多数是这类声源。设各声源在 P 点产生的声压各为 p_n 、 p_m 等,由于它们不是相同频率的单频声,因此它们乘积的时间平均值应为零,即

$$\frac{1}{T} \int_0^T p_m p_n dt = 0.$$

这样 P 点的总均方声压应为

$$\begin{aligned} p^2 &= \frac{1}{T} \int \left(\sum_n p_n \right)^2 dt \\ &= \frac{1}{T} \int \sum_n p_n^2 dt + \frac{1}{T} \int \sum_{m \neq n} p_m p_n dt \\ &= \sum_n \frac{1}{T} \int p_n^2 dt + \sum_{m \neq n} \frac{1}{T} \int p_m p_n dt \\ &= \sum_n p_n^2, \end{aligned} \quad (2.51)$$

式中 p_n^2 为 p_n 的均方声压。对于不相关的声源,在 P 点的总均方声压为各声源所产生均方声压之和,根据这性质,就可以从各声源所产生的声压级按能量相加来算出 P 点的总声压级,这也适合于其

它声级,声级相加有两个方法:

(i) 从各声源的声级 L_n 求出各自的均方声压与基准均方声压的比值或相对能量,

$$p_n^2/p_0^2 = 10^{L_n/10}, \quad (2.52)$$

然后按(2.45)式求出总的均方声压与基准声压的比值

$$p^2/p_0^2 = \sum_n (p_n^2/p_0^2) = \sum_n 10^{L_n/10}$$

再求得总声压级为

$$L_T = 10 \log (p^2/p_0^2) = 10 \log \sum_n 10^{L_n/10}. \quad (2.53)$$

实际计算时,可以任一声级为基础,求得各声级与此声级的差值,在表 2.1 上查出能量比值,将其相加,再查出和值的分贝数,最后与基础声级相加即得.

表 2.1 分贝比值表

相当于分贝数的能量比

dB	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0	1.000	1.023	1.047	1.072	1.096	1.122	1.148	1.175	1.202	1.230
1	1.259	1.288	1.318	1.349	1.380	1.413	1.445	1.479	1.514	1.549
2	1.585	1.622	1.660	1.698	1.738	1.778	1.820	1.862	1.905	1.950
3	1.995	2.042	2.089	2.138	2.188	2.239	2.291	2.344	2.399	2.455
4	2.512	2.570	2.630	2.692	2.754	2.818	2.884	2.951	3.020	3.090
5	3.162	3.236	3.311	3.388	3.467	3.548	3.631	3.715	3.802	3.890
6	3.910	4.074	4.169	4.266	4.365	4.467	4.571	4.677	4.786	4.898
7	5.012	5.129	5.248	5.370	5.495	5.623	5.754	5.888	6.026	6.166
8	6.310	6.457	6.607	6.761	6.918	7.079	7.244	7.413	7.586	7.762
9	7.943	8.128	8.318	8.511	8.710	8.913	9.120	9.333	9.550	9.772
dB	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
比值	10	10 ²	10 ³	10 ⁴	10 ⁵	10 ⁶	10 ⁷	10 ⁸	10 ⁹	10 ¹⁰

(ii) 先求两个声级的差 $L_1 - L_2$, 然后从图 2.9 中查出相对应的合成声级 L_{1+2} 与较大声级 L_1 的差 $L_{1+2} - L_1$, 将此差值加在 L_1 上即得合成声级, 图 2.9 实际上就是根据 2.53 式制成的.

第(i)法准确度高,可作多个声级相加,但计算较繁.第(ii)法计算简单,但只能一次作两个声级相加,准确度较差.工程上采用第(ii)法就足够了.

例:设有三个声源产生的声压级各为

$$L_1 = 70\text{dB}, L_2 = 70\text{dB}, L_3 = 75\text{dB},$$

求总声压级.

解:第(i)法: $p_1^2/p_0^2 = 10^{70/10} = 10^7,$

$$p_2^2/p_0^2 = 10^{70/10} = 10^7,$$

$$p_3^2/p_0^2 = 10^{75/10} = 10^{7.5} = 3.162 \times 10^7,$$

相加

$$p^2/p_0^2 = (p_1^2 + p_2^2 + p_3^2)/p_0^2 = 5.162 \times 10^7,$$

总声级

$$L_T = 10 \log (5.162 \times 10^7) = 77.1\text{dB}$$

或任意选 70dB 为基础,各声级超过 70dB 的值是 $\Delta L_1 = 0, \Delta L_2 = 0, \Delta L_3 = 5$,相应的能量比值为 1,1,3.16.相加为 5.16,合成分贝数为 7.1,故总声级为 $70 + 7.1 = 77.1\text{dB}$.

第(ii)法: $L_1 - L_2 = 0\text{dB}$,

从图 2.9 上查得 $L_{1+2} - L_1 = 3\text{dB}$,

所以 L_1 与 L_2 的合成声压级应为

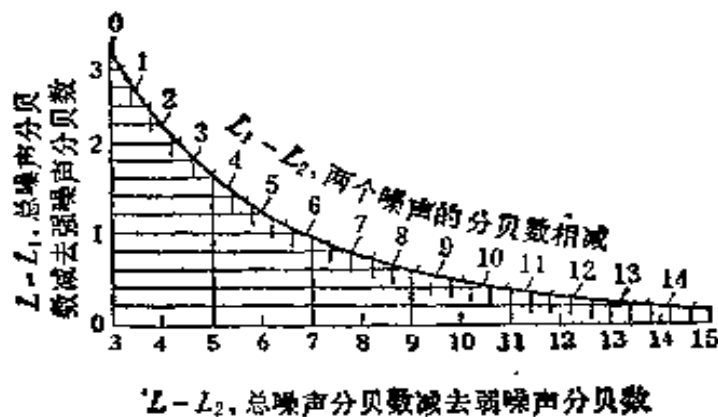


图 2.9 声级相加图表

$$L_{1+2} = 70 + 3 = 73\text{dB},$$

此合成声压级与 L_3 之差为 2dB,从图中查得 $L_{1+2+3} - L_3 = 2.1\text{dB}$,所以总的合成声压级应为 $L_T = 75 + 2.1 = 77.1\text{dB}$.

§ 2.6 声波的反射、折射与散射

前几节所讨论的是声波在自由空间传播的情况。但在实际情形中,声波在传播过程中经常会遇到各种障碍,例如在室内传播时会遇到墙壁、桌椅等,在室外传播时会遇到大地、树木、各种建筑物等。我们在测量时放入声场的传声器,对声波传播来讲也是一个小小的障碍物,同样会引起声场的变化。障碍物对声波传播的影响决定于障碍物本身的大小、形状和声波波长。本节专门讨论声波传播遇到障碍物时出现的一些现象。

2.6.1 声波的反射与折射

这里我们仅限于讨论平面声波的反射与折射。设障碍物是另一种媒质 II,它与原来的媒质 I 之间的界面是一个面积很大的光滑平面,例如障碍物为大地或湖面,则媒质 I 为空气,媒质 II 为泥土或水。当平面声波从媒质 I 以与界面法线成 θ_1 角入射到此界面上时,一部分波以 θ_1' 的角度被反射回来,一部分波以与界面法线成 θ_2 角的方向透射到媒质 II 中去(见图 2.10),这时入射、反射与透射波的方向应满足 Snell 定律,即

$$\frac{\sin \theta_1}{c_1} = \frac{\sin \theta_1'}{c_1} = \frac{\sin \theta_2}{c_2} \quad (2.54)$$

式中 c_1 及 c_2 分别为媒质 I 及 II 中的声速。(2.54) 式也可以写成

反射定律: 入射角等于反射角

$$\theta_1 = \theta_1' \quad (2.55)$$

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声速之比,

$$\frac{\sin \theta_1}{\sin \theta_2} = \frac{c_1}{c_2} \quad (2.56)$$

这说明若两层媒质中声速不同,声波传入媒质 II 中时,方向就要改变,或者靠近界面法线,或者远离界面法线。地面上大气中各层的

温度不同,声速也不一样,因而当声波在大气中传播时就会出现向上或向下弯曲的现象。

关于入射声波,反射声波与折射(或透射)声波之间的振幅关系,可以根据分界面上的边界条件求得。在边界面上,两面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

$$p_i + p_r = p_t, \quad (2.57)$$

$$u_i \cos \theta_1 + u_r \cos \theta'_1 = u_t \cos \theta_2, \quad (2.58)$$

式中 p 与 u 各代表声压与质点速度, i 、 r 与 t 依次代表入射声波、反射声波与折射声波。从(2.57)及(2.58)式即可求出反射声波与入射声波振幅之比,称为声压反射系数(ρ_1 , ρ_2 分别为两种媒质的静态密度),

$$r = \frac{p_r}{p_i} = \left[\frac{\rho_2 c_2}{\cos \theta_2} - \frac{\rho_1 c_1}{\cos \theta_1} \right] / \left[\frac{\rho_2 c_2}{\cos \theta_2} + \frac{\rho_1 c_1}{\cos \theta_1} \right]. \quad (2.59)$$

折射声波与入射声波振幅之比称为声压折射(或透射)系数,

$$t = \frac{p_t}{p_i} = 2 \frac{\rho_2 c_2}{\cos \theta_2} / \left[\frac{\rho_2 c_2}{\cos \theta_2} + \frac{\rho_1 c_1}{\cos \theta_1} \right]. \quad (2.60)$$

当声波垂直入射时, $\theta_1 = \theta'_1 = \theta_2 = 0$, 上两式简化为

$$r = (\rho_2 c_2 - \rho_1 c_1) / (\rho_2 c_2 + \rho_1 c_1),$$

$$t = 2\rho_2 c_2 / (\rho_2 c_2 + \rho_1 c_1).$$

若两种媒质的特性阻抗相差很远,例如水的特性阻抗要比空气约大 4000 倍,这时 $r \simeq 1$, 即当声波从空气入射到水面(或从水入射到空气时),几乎百分之百被反射回来。

我们将在界面上失去的声能(主要是透射到媒质 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,因此

$$\alpha = 1 - |r|^2. \quad (2.61)$$

r 的数值与入射方向有关, α 也与入射方向有关,因此在给出界面的吸声系数时,常注明是垂直吸声系数或是无规入射吸声系数。

若界面是一个大而光滑的曲面,则象光学中凹面镜、凸面镜一样,反射声波就会出现聚焦或发散现象。

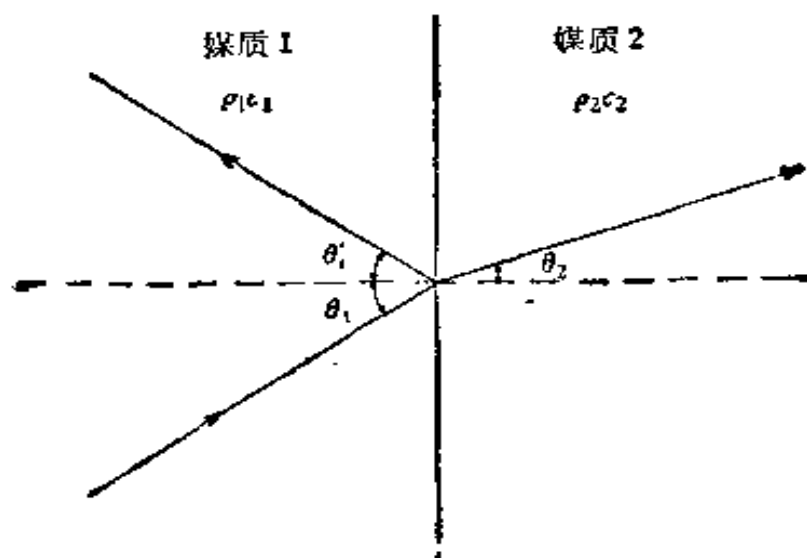


图 2.10 平面声波的人射、反射与折射

2.6.2 声波的散射与衍射(绕射)

若障碍物表面很粗糙(指表面起伏比波长长)或者障碍物的大小与波长差不多,则当声波入射时,就产生各个方向的散射.这时的声场由入射波与散射波迭加而成.这种散射波的图形十分复杂,而且频率稍有变化(即波长与散射体大小之比稍有变化)散射波图形就有较大的改变.举一个简单的例子,设障碍物是一个半径为 r_0 的刚性圆球,它的散射波声强的角分布图形如图 2.11 所示,图中箭头代表平面声波入射的方向.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,而且大部分均匀地分

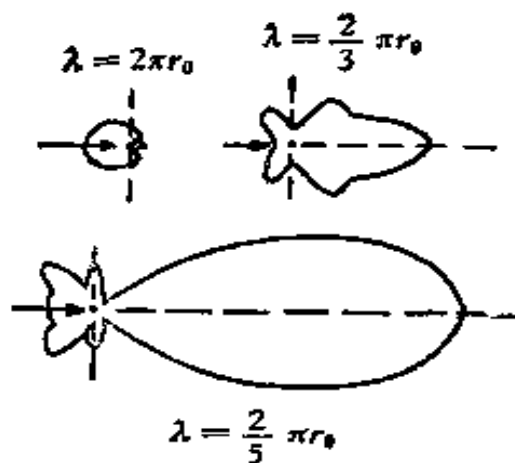


图 2.11 刚性圆球的散射声波强度的角分布图形

布在对着入射的方向(反向散射)。当频率增加,波长变短,衍射峰出现并且向前移,角分布图形变得复杂起来。在极限情况下(当波长比图 2.11 所示的更短时), 散射波能量的一半集中于入射波前进方向,而另一半比较均匀地散布在其它方向,形成心脏形图线再加上正前方的一个尖峰。

上述长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,在障碍物边缘也会产生(图 2.12)。波长愈长,这种现象愈明显,例如有了门缝、窗缝,隔声效果就大大下降或路边的防噪屏障不能将声音(特别是低频)完全隔绝等就是由于这种衍射效应。

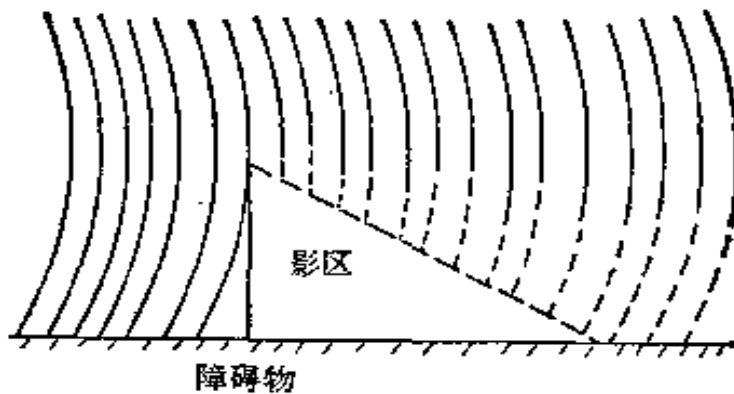


图 2.12 声波在障碍物边缘出现的衍射现象

§ 2.7 声谱、谱级及频带级

在实际生活中我们很少遇到单频声,一般都是许多频率的声音复合而成,因此我们常常采用频谱分析方法以研究这种声音是由那些频率合成的。若以频率为横坐标,以反映相应频率成分强弱的量(如声压、声强或声压级等)为纵坐标,即可作出此声音的声谱图(图 2.13)。类似于光学中的光谱,声谱也可分为两类,一类如乐器所发出的乐音,其声谱为线状谱(图 2.13(a),(b)),即它是由某些单频声组合成的。这些单频声的频率或者互成倍数关系称为谐和(图 2.13(a)),或者不成倍数关系称为非谐和(图 2.13(b))。频率最低的成分叫做基音(相应频率为基频),频率为基频整倍数

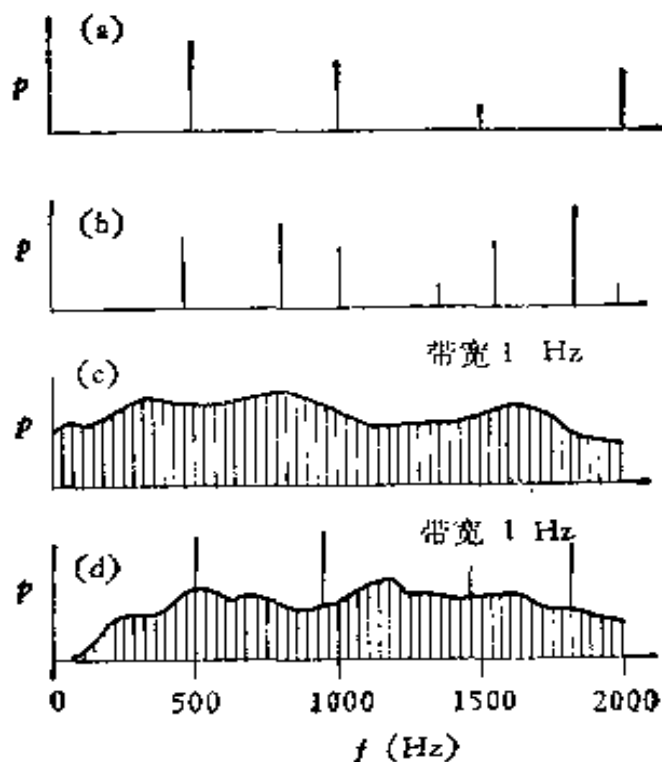


图 2.13 几种典型的声谱图

的称为谐波,各个成分都称为分音(包括基音)。

另一类如大部分机器发出的噪声,其声谱是连续的(图 2.13 (c)),即声音的能量连续分布在一个宽广的频带内。有些噪声既具有连续谱也具有线状谱(图 2.13(d)),即既在一很宽的频率内具有声能量,又在某些频率上其声强特别突出。

对于具有线状谱的声音,可以测出个别频率的声压或声压级。但对于具有连续谱的噪声,则不可能测出每个频率的声压,只能测出某一频带 Δf 内的声压或声强。显然 Δf 不同,所得声压或声强亦不同,即通过不同的滤波器可以得到不同的声谱图。单位频带(即 $\Delta f = 1\text{Hz}$)内的声压均方值称为声谱密度,用以统一描述连续谱中各频率所含能量的大小。但在实际测量中,很难获得理想的 1Hz 带宽的滤波器。可以测量在某频带 Δf 内的声压均方值 p^2 ,并假设在此频带内其频谱是平坦的,则得到谱密度。

$$w(f) = p^2 / \Delta f \quad (2.62)$$

某一频率的谱密度与基准谱密度之比取其以 10 为底的对数再乘以 10 称为谱[密度]级,其单位亦为 dB。谱级前应加定语,说明它是那一种量的谱级,如声压、速度等。声压谱级为

$$L_{ps} = 10 \log \left[\frac{p^2}{\Delta f} / \frac{p_0^2}{\Delta f_0} \right] \text{ dB},$$

式中 p^2 为 Δf 带宽内测量得的声压均方值, p_0 为基准声压, Δf_0 为基准带宽, 一般取 1Hz, 因此

$$\begin{aligned} L_{ps} &= 10 \log \left[\frac{p^2}{p_0^2} \right] - 10 \log \left[\frac{\Delta f}{\Delta f_0} \right] \\ &= L_p - 10 \log \Delta f / \Delta f_0 \text{ dB}, \end{aligned} \quad (2.63)$$

式中 L_p 为 Δf 频带内的声压级, 使用时必须注明频带的中心频率与带宽. 平常测量振动时, 用固定带宽较多, 不随中心频率改变, 带宽可自几赫至几百或几千赫不等. 测量噪声时, 用比例带宽较多, 带宽与中心频率成正比.

用固定带宽测量, 具有均匀连续频谱的噪声称为白噪声. 用正比于中心频率的带宽测量, 具有均匀连续频谱的噪声称为粉红噪声.

瞬时值不能预先确定的声振荡称为无规噪声, 无规噪声的瞬时值对时间的分布只服从一定的统计规律. 无规噪声不一定是白噪声或粉红噪声, 白噪声或粉红噪声也不一定是无规噪声.

参 考 文 献

- [1] M. J. Crocker, A. J. Price, Noise and Noise Control, Vol. I, CRC Press (1975).
- [2] 杜功焕等编著, 声学基础, 上海科学技术出版社 (1981).

第三章 户外声传播

孙 广 荣

§ 3.1 引 言

户外声的传播,是环境声学工作中普遍遇到的现象。如工厂中机器噪声向厂区周围的传播,交通噪声沿道路两旁的传播,飞机噪声从空中向地面的传播等等。

户外声波的传播,首先是从声源向周围四面八方的发散性传播。对于孤立的声源,如一台机器、一辆汽车或一架飞机,在比声源尺寸大得多的传播距离上,沿某一方向的传播,服从球面波的发散规律。对于一列火车,或繁忙公路上川流不息的汽车队,可以当作有限长或无限长的线声源来处理,即服从柱面波的发散规律。

户外声的传播,还受到多种复杂因素的影响。声波在大气中传播时,空气本身对声波有吸收,其中包括由空气的粘滞性和热传导引起的经典吸收,以及空气分子弛豫吸收、各种气象条件,如风、温度梯度、雨、雾等等也影响着声波的传播。当声波沿地面传播时,地面的高低,各种建筑物或人工的屏障,地面的不同情况,如泥地、草地、树木、庄稼等等,对声波的传播都有不同程度的影响。

下面我们将分节叙述各种因素与声波衰减特性的关系,我们用 A_d 表示发散性衰减, A_a 表示空气吸收引起的衰减, A_b 表示由屏障引起的衰减, A_g 表示地面吸收引起的衰减, A_m 表示各种气象条件引起的衰减,则声波传播中的总衰减为

$$A = A_d + A_a + A_b + A_g + A_m \quad (3.1)$$

§ 3.2 声波发散衰减

3.2.1 点源在自由空间的辐射

假设声源辐射的声功率级为 L_w , 如声源有指向性, 则在某一 θ 角方向上距离 r 处的声压级 $L_{p,\theta}$ 根据(2.25)式, 可以写做

$$L_{p,\theta} = L_w - 20\log r + DI_\theta - 11\text{dB}, \quad (3.2)$$

式中 DI_θ 为指向性指数, 这意味着各方向辐射不同。

(3.2) 式表明, 在声源辐射的远场区, 由于指向性, 在相同距离上不同方向的声压级虽然不同, 但在同一方向上, 随着距离增加, 仍遵循球面波的衰减规律, 球面波的发散衰减(从 r 传播到 r') 为

$$A_d = 20\log(r'/r) \text{ dB}. \quad (3.3)$$

3.2.2 点源在半自由空间中的辐射

如果声源放在一个宽阔平坦的反射面上, 声源中心与反射面的距离 h 比所研究的声波波长小得多; 或者相对于接收点来说, 只要反射波的声路径 ($r_1 + r_2$) 与直达声的声路径 r 之差比 r 小得

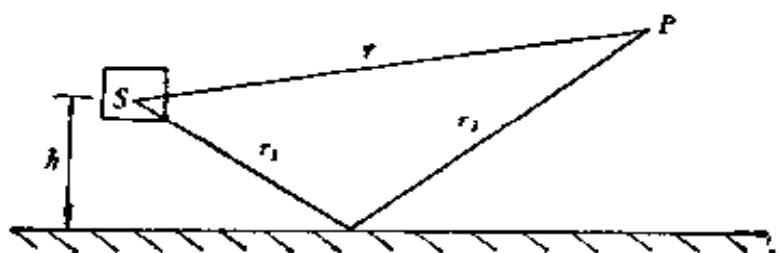


图 3.1 直达声和反射声

多, 也比波长小得多, 就可以认为是点声源在反射面上向半空间辐射, 这时在某个方向上距离 r 处的声压级为

$$L_{p,\theta} = L_w + DI_\theta - 20\log r - 8\text{dB}, \quad (3.4)$$

式中 L_w 与 DI_θ 的意义与(3.1)式相同。距离 r 与 r' 间的衰减 A_d 的表示式也与(3.3)式相同。

如果 $(r_1 + r_2) - r$ 比 r 小, 但可与波长 λ 相比或更大时, 则直

达声与反射声之间会有干涉现象。

3.2.3 不相干的线声源

不相干的线声源所产生的声压平方是

$$p^2 = \rho c W_1 / 2r. \quad (2.46)$$

式中 W_1 为声源每单位长度的声功率, r 为垂直距离。声压级为

$$L_p = L_{w1} - 10 \log r - 3. \quad (3.5)$$

由垂直距离 r 传播至 r' 的发散衰减为

$$A_d = 10 \log (r'/r) \text{ dB}. \quad (3.6)$$

3.2.4 有限长线声源

如果不相干声源分布在有限长度 d 上, 总声功率为 W 。如图 3.2, 由(2.45)式可求得整个 d 长度在观察点产生的声压平方为

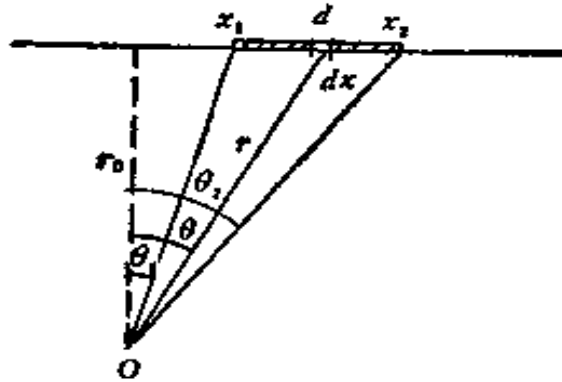


图 3.2 有限长线声源

$$p^2 = \frac{\rho c W_1}{2\pi r_0} \int_{\theta_1}^{\theta_2} d\theta = \frac{\rho_0 c W_1}{2\pi r_0 d} (\theta_2 - \theta_1).$$

当观察点离线声源中心较近时, 线声源的视角 $(\theta_2 - \theta_1)$ 近似等于 π ,

$$p^2 = \frac{W_1 \rho_0 c}{2r_0 d}. \quad (3.7)$$

这与柱面波一样, 声强随距离呈反比规律衰减。

当观察点很远时, $(\theta_2 - \theta_1)$ 趋近于 $d \cos \theta / r_0$ (θ 为 θ_1, θ_2 的平均值), 因而

$$p^2 = \frac{W_s \rho_0 c}{2\pi r_0^2} \cos\theta_s \quad (3.8)$$

这又与点声源的辐射相同,这个从线源到点源的过渡距离为 $r_0 = d/\pi$ 。

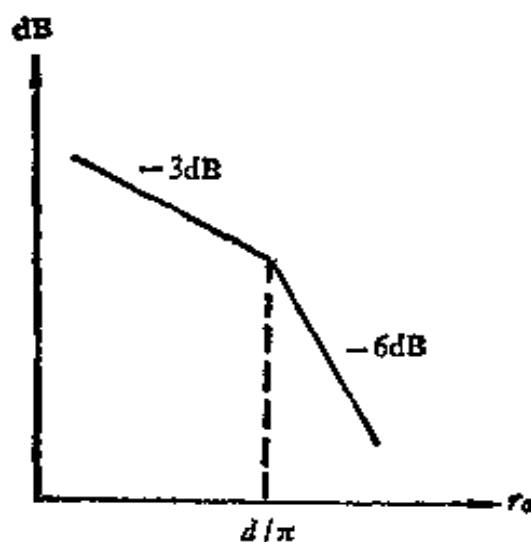


图 3.3 有限长线声源的衰减特性

3.2.5 有限大平面声源

大型机器的壳体振动,或厂房、车间等有较大辐射面积的声源,虽然声源辐射很复杂,但从简单平面源的辐射特性,我们也可得到一些随距离衰减的规律。

假设有一矩形平面声源,边长为 a 和 b ,总声功率为 W 。观察点 O 在源中心的垂直线上距离为 r_0 ,推广(2.44)式,全部平面声源的贡献可求得为

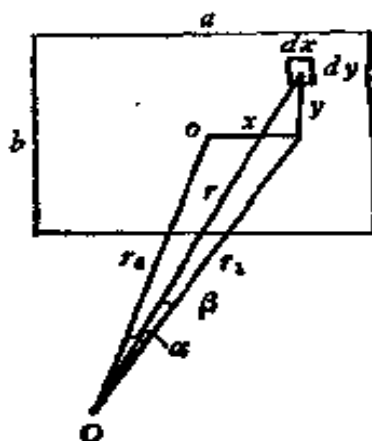


图 3.4 有限大平面声源的辐射

$$p^2 = 2 \int_{x=0}^{a/2} 2 \int_{y=0}^{b/2} \frac{W_1}{ab} dx dy \frac{\rho_0 c}{4\pi r^3}. \quad (3.9)$$

由图 3.4 可知, $x = r_0 \operatorname{tg} \alpha$, $y = r_1 \operatorname{tg} \beta$, $r_1 = \frac{r_0}{\cos \alpha}$, $r = \frac{r_1}{\cos \beta}$, 及 $d\alpha = \frac{dx \cos^2 \alpha}{r_0}$, $d\beta = \frac{dy \cos^2 \beta \cos \alpha}{r_0}$, 将此代入 (3.9) 积分可得

$$p^2 = \frac{W_1 \rho_0 c}{\pi ab} \int_{\alpha=0}^{\operatorname{tg}^{-1} \frac{a}{2r_0}} \int_{\beta=0}^{\operatorname{tg}^{-1} \frac{b \cos \alpha}{2r_1}} \frac{1}{\cos \alpha} d\beta d\alpha. \quad (3.10)$$

下面分几种情况进行讨论:

1. 在很靠近平面声源处, 有 $r_0 \ll a$, $r_0 \ll b$ 时, (3.10) 式的积分比较复杂, 得不到简单的结果, 但从积分限来看, 有

$$\operatorname{arctg} \frac{a}{2r_0} \approx \operatorname{arctg} \frac{b \cos \alpha}{2r_0} \approx \frac{\pi}{2},$$

由此得出结论, 声压与距离 r_0 没有关系. 这里我们从计算声压平方出发, 不考虑相位关系, 这只有在频率较低、波长甚大于声源平面尺寸时才有可能, 应该注意到, 在声源辐射的近场区, 声压不仅随距离变化很复杂, 而且在同一距离的截面上各点的变化也很复杂.

2. 若 $r_0 \gg b$, $r_0 \ll a$, 有 $\operatorname{arctg} \frac{a}{2r_0} \approx \frac{\pi}{2}$, $\operatorname{arctg} \frac{b}{2r_0} \approx \frac{b}{2r_0}$, 则

$$p^2 = \frac{W_1 \rho_0 c}{4ar_0}. \quad (3.11)$$

这表示在声源比较长, 宽度比较小, 而观察点又靠得比较近时, 可把面声源当作线声源处理. 在此范围内, 声压平方随距离 r_0 成反比.

3. $r_0 \gg a$, $r_0 \gg b$, 有 $\operatorname{arctg} \frac{a}{2r_0} \approx \frac{a}{2r_0}$, $\operatorname{arctg} \frac{b}{2r_0} \approx \frac{b}{2r_0}$, 则

$$p^2 = \frac{W_1 \rho_0 c}{4\pi r_0^2}. \quad (3.12)$$

这表示在距离很远处, 可以把面声源当作点声源处理. 从声压是

常数到声源近似于线声源和点声源的过渡距离分别为 $r_0 = a/\pi$ 和 $r_0 = b/\pi$ 。

§ 3.3 空气吸收的附加衰减

声波在大气中传播时,因空气的粘滞性和热传导,在压缩与膨胀过程中,使一部分声能被转化为热能而损耗。这种吸收称经典吸收。理论计算经典吸收的大小与声波的频率平方成正比;但实验结果表明,吸收系数与频率不是简单的平方关系,而且绝对数值也比经典值大,在某些频率要大很多。进一步研究表明,媒质中有声波传播时,更为重要的是还有分子弛豫吸收存在¹⁾。

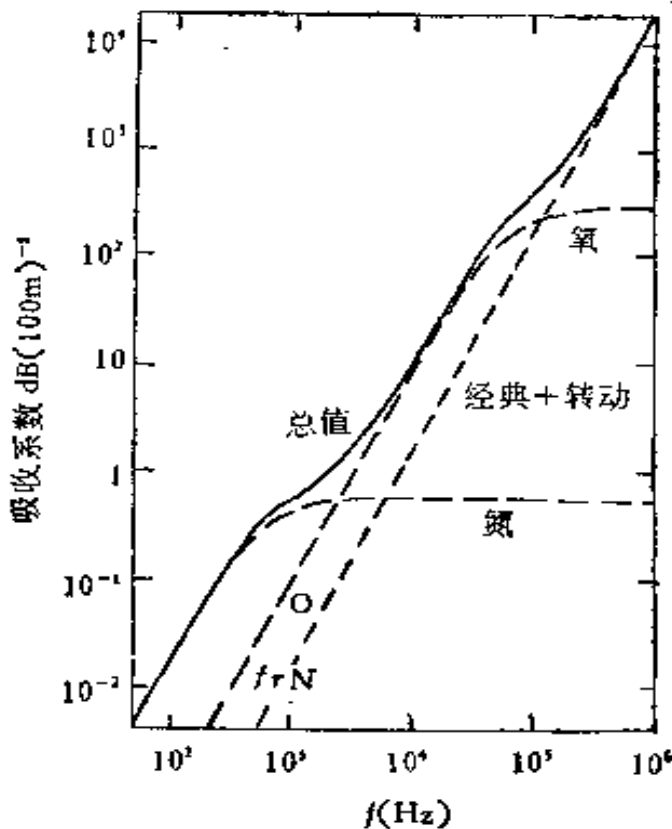


图 3.5 1个大气压、20°C,相对湿度 70% 时的空气吸收系数

- 1) 空气分子转动或振动时,各有它的固有频率,声波的频率接近这些频率时要发生能量转换(声能转换为转动能或振动能,分子转动能或振动能转换为声能)。能量交换过程都有滞后现象(与磁滞现象相似,称弛豫现象)使声速改变,声能被吸收。

表 3.1 标准大气压力下空气中的衰减, dB/100m

温度 °C	湿度 %	频率, Hz					
		125	250	500	1000	2000	4000
30	10	0.09	0.19	0.35	0.82	2.6	8.8
	20	0.06	0.18	0.37	0.64	1.4	4.5
	30	0.04	0.15	0.38	0.68	1.2	3.2
	50	0.03	0.10	0.33	0.75	1.3	2.5
	70	0.02	0.08	0.27	0.74	1.4	2.5
	90	0.02	0.06	0.24	0.70	1.5	2.6
20	10	0.08	0.15	0.38	1.21	4.0	10.9
	20	0.07	0.15	0.27	0.62	1.9	6.7
	30	0.05	0.14	0.27	0.51	1.3	4.4
	50	0.04	0.12	0.28	0.50	1.0	2.8
	70	0.03	0.10	0.27	0.54	0.96	2.3
	90	0.02	0.08	0.26	0.56	0.99	2.1
10	10	0.07	0.19	0.61	1.9	4.5	7.0
	20	0.06	0.11	0.29	0.94	3.2	9.0
	30	0.05	0.11	0.22	0.61	2.1	7.0
	50	0.04	0.11	0.20	0.41	1.2	4.2
	70	0.04	0.10	0.20	0.38	0.92	3.0
	90	0.03	0.10	0.21	0.38	0.81	2.5
0	10	0.10	0.30	0.89	1.8	2.3	2.6
	20	0.05	0.15	0.50	1.6	3.7	5.7
	30	0.04	0.10	0.31	1.08	3.3	7.4
	50	0.04	0.08	0.19	0.60	2.1	6.7
	70	0.04	0.08	0.16	0.42	1.4	5.1
	90	0.03	0.08	0.15	0.36	1.1	4.1

无论是经典吸收或分子弛豫吸收, 都与气压、温度、湿度密切相关。在这方面许多作者已有实验室或现场测量数据以及理论计算。J. E. Piercy 和 T. E. W. Embleton 综合了各种实验结果, 归纳出一系列空气吸收系数与频率的关系曲线。图 3.5 是一个大气压、20°C、相对湿度为 70% 时的空气吸收系数(每 100m 衰减的 dB 数) 与频率的关系。图中虚线从左边的直线起分别代表经典

吸收加上分子转动弛豫吸收的曲线以及氧分子与氮分子的分子振动弛豫吸收曲线，实线是总吸收。湿度对分子振动弛豫的时间常数影响很大，导致吸收频率特性出现不同的峰值。

对噪声控制工程可采取下面的简化公式：在温度为 20°C 时，

$$A_a = 7.4 \frac{f r}{\Phi} \times 10^{-3} \text{dB}, \quad (3.13)$$

式中 f (Hz) 是频率； r (m) 是传播距离； Φ 是相对湿度。

对不同的温度，可用下式估计：

$$A_a(T^{\circ}\text{C}, \Phi) = \frac{A_a(20^{\circ}\text{C}, \Phi)}{1 + \beta \Delta T f} \quad (3.14)$$

式中 ΔT 是与 20°C 相差的摄氏度数， $\beta = 4 \times 10^{-6}$ 。空气衰减，特别是在较低频率时，对温度变化不太灵敏。

比较准确的值列于表 3.1，中间值可用插入法求得。须注意，对空气衰减影响最大的是水蒸汽(湿度)，但近年来空气污染也有相当影响，目前尚无可靠的数据。

§ 3.4 声屏障的衰减

3.4.1 简单的声屏障

在声源与接收点之间，插入一个有足够面密度的密实材料的板或墙，使声波传播有一个显著的附加衰减。这样的“障碍物”，称为声屏障。

声波遇到屏障时，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，隔离透射声，并使衍射声有足够的衰减。其所以要求屏障有较大的面密度（一般要求大于 $20\text{kg}/\text{m}^2$ ）和由不漏声的材料构成（在对声源的一面加吸收材料可以降低这方向的噪声），目的就是使屏障的隔声量要比屏障衍射产生的附加衰减量大 10dB 以上。这样，我们在计算和实际使用中，屏障的透射声就可以忽略不计了。

参看图 3.6，当在声源 S 和接收点 R 之间插入一个不透声的屏

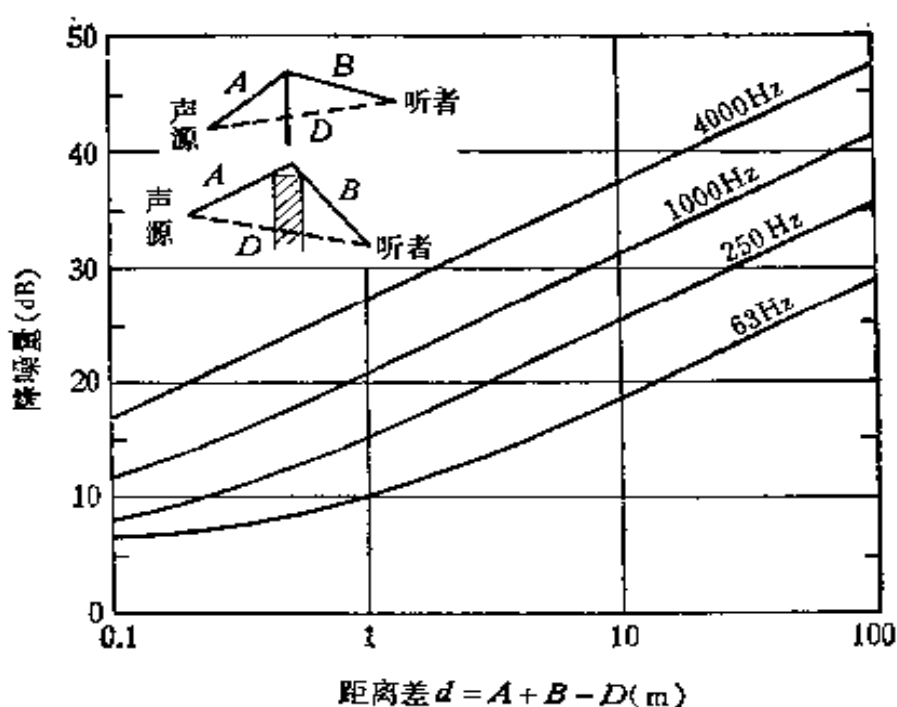


图 3.6 声屏障

障时,原来直接传播距离为 D ,现在最短衍射距离为 $(A + B)$. 屏障的附加衰减与声路径差 ($d = A + B - D$) 以及频率 (或波长 λ) 有关. 首先考虑最简单的情况,设屏障无限长,即可以不考虑屏障两侧的衍射,只计算从上面的衍射. S 是点声源,而 $(A + B - D) \ll d$,即可以不考虑由声路径差产生的由屏障引起的球面波发散衰减. (如屏障很高,或源和接收点都很靠近屏障,即有 $(A + B - D) \gg d$ 时,要计算由这个球面波的发散附加衰减,只需增加一项 $20 \log \frac{A + B}{D}$ 即可).

引入参量 Fresnel 数 N ,

$$N = 2(A + B - D)/\lambda = 2d/\lambda. \quad (3.15)$$

这时应用波的衍射理论和边缘的近场修正,可以得到屏障衰减的近似公式

$$A_b = 20 \log \frac{\sqrt{2\pi N}}{\operatorname{tg} \sqrt{2\pi N}} + 5 \text{dB}. \quad (3.16)$$

(3.16) 式表明,当 $N \rightarrow 0$ 时, $A \rightarrow 5 \text{dB}$. 也就是当波长 λ 非

常大,即频率很低时,或者声路径差 δ 非常小,即屏障边缘接近声源到接收点的视线时,还有 5dB 的附加衰减。

当 N 值逐渐增大时,屏障的附加吸收近似地成对数上升。然而实际上是有个上限的,实验表明最大衰减约为 24dB。图 3.6 中的实线可以用来估计声障的附加衰减量。

上面所述是点声源与接收点之间连线与屏障相垂直的情况。如果连线与屏障法线之间有一角度 α ,则在计算 Fresnel 数时要乘以余弦因数

$$N(\alpha) = N \cos \alpha, \quad (3.17)$$

即在图 3.10 中横坐标要以 $N(\alpha)$ 值来估计。

图 3.6 中 $N = 1-10$ 这一段曲线,可以近似地以下式表示

$$A_p = 13 + 10 \log N \text{ dB}. \quad (3.18)$$

用此式来估计屏障的衰减是比较方便的,但 N 数限于从 1—10 的范围。为了在设计声屏障时估计不同频率时的衰减量,可选择一个参考频率 f_r ,当 $N = 0.5$ 时,大约有 11dB 的衰减量,把 $N = 0.5$ 所对应的频率选为参考频率,则由(3.17)式,当 $N = 0.5$ 时得到

$$f_r = \frac{c}{4d}, \quad (3.19)$$

式中 c 为空气中声速, d 为声路径差。

在选择了适当的参考频率后,可以根据声源与接受点之间的距离来设计屏障的高度,并且从图 3.6 来估计高于参考频率和低于参考频率的衰减量。为了在工程上便于估计,将 f_r 的倍频与分频所对应的附加衰减量列于表 3.2。

表 3.2 用参考频率来估计声屏障的衰减量*

相对频率	$\leq \frac{f_r}{64}$	$\frac{f_r}{32}$	$\frac{f_r}{16}$	$\frac{f_r}{8}$	$\frac{f_r}{4}$	$\frac{f_r}{2}$	f_r	$2f_r$	$4f_r$	$4f_r$	$16f_r$	$\geq 32f_r$
衰减量(dB)	5	6	6	7	8	9	11	13	16	19	22	24

* 引自 F. J. Bathe, J. S. V., 10, 472 (1969).

如果声源为无限长的不相干的线声源,而屏障与此线声源并

行,则以接收点与线声源的最近距离来计算 Fresnel 数,可以求得声屏障对线声源的衰减比对点声源要小一些,但相差最大处(约在 $N = 12$ 附近)也不过 5dB 左右。

如果声源是一段比较短的线声源,则可以离接收点最近的一点来计算点声源的屏障衰减,其差别不到 1dB。

3.4.2 屏障对交通噪声 A 计权声级的衰减

声屏障对不同频率的衰减是不同的,在环境声学中经常用 A 计权声级来评价。Scholes 等应用 Mackawa 对点声源的计算结果,把典型交通噪声的倍频带 L_{10} 声级(见图 3.7)转换为 A 声级,得到声屏障对交通噪声 A 声级的衰减与声路径差 d 的关系,并为实验数据所证实。

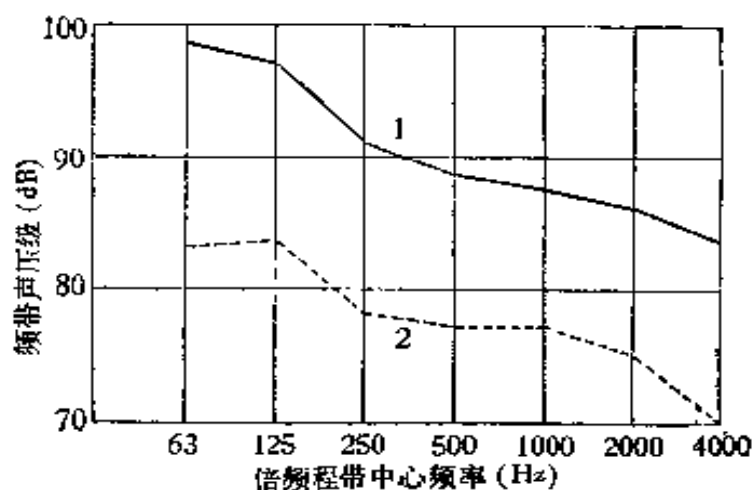


图 3.7 典型交通噪声谱 1.离快车道 4 米处峰值. 2.人行道边 L_{10} .

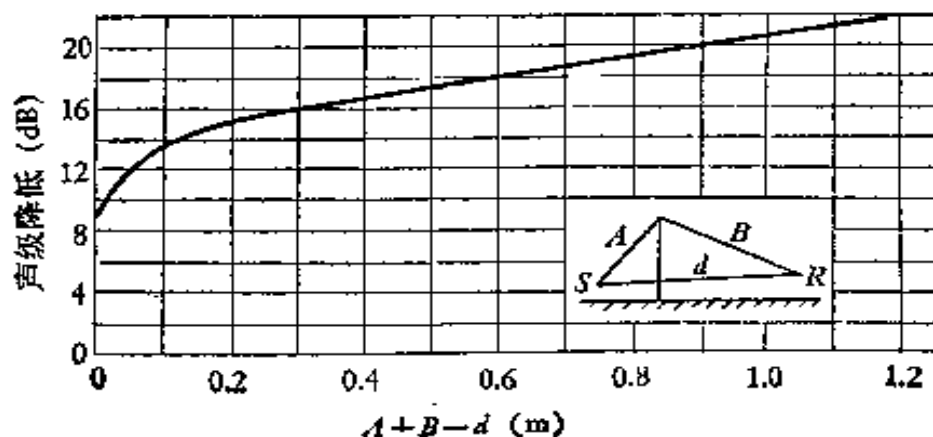


图 3.8 A 计权交通噪声的屏障衰减

图 3.8 就是 Scholes 等给出的曲线,图中黑点是由实验数据计算得到。

J. E. Piercy 和 T. F. W. Embleton 根据汽车发动机的 A 噪声谱在 250Hz 到 2000Hz 之间最显著的特点,认为声屏障对交通噪声 A 声级的衰减,近似于对 500Hz 声波的衰减,据此作出了图 3.9 的屏障衰减曲线。这些曲线成立的条件是: (1)源至屏障的距离 r 与接收点至屏障的距离 d 都大于屏的高度 h ; (2) $r \gg d$ 或者 $d \gg r$; (3)屏障是薄的,表面是反射的,面密度足够大; (4)屏障的长度至少大于 r 和 d 的四倍。图中是 $d \gg r$,屏高分别为 3m

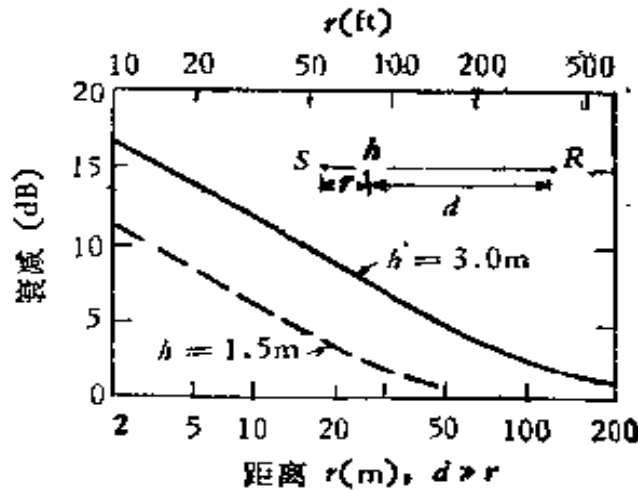


图 3.9 路边声障的衰减

和 1.5m 的情形,这时当源与屏的距离增加一倍时,衰减减少 3dB;屏的高度增加一倍时,衰减增加 6dB。如果 d 与 r 相等,则衰减比图中所示还要大 3dB。

以上图 3.7 和图 3.8 的屏障对交通噪声 A 声级衰减估计,都是作者对“典型的”交通噪声或汽车发动机的 A 计权噪声作的估计,我们可以用作参考。但遇到明显的不同噪声谱时,如某些城市汽车喇叭声比较严重,或某些市郊拖拉机噪声占很大比重,在这些情况下,要设计降低交通噪声辐射的屏障,最好先进行有关地点的交通噪声统计测量和频谱分析,然后按倍频带统计声级来估计适当高度的声屏障的衰减。如有必要,再计算相应 A 声级的衰减。

图 3.6 是模型化的声屏障图。对于道路两旁的声屏障,可能

有各种不同的复杂情况,例如有路面低凹的情况,有公路引桥等高出地面的情况,都可应用基本模型,找出声路径差,就可估计声屏障的衰减。图 3.10 是几个例子。

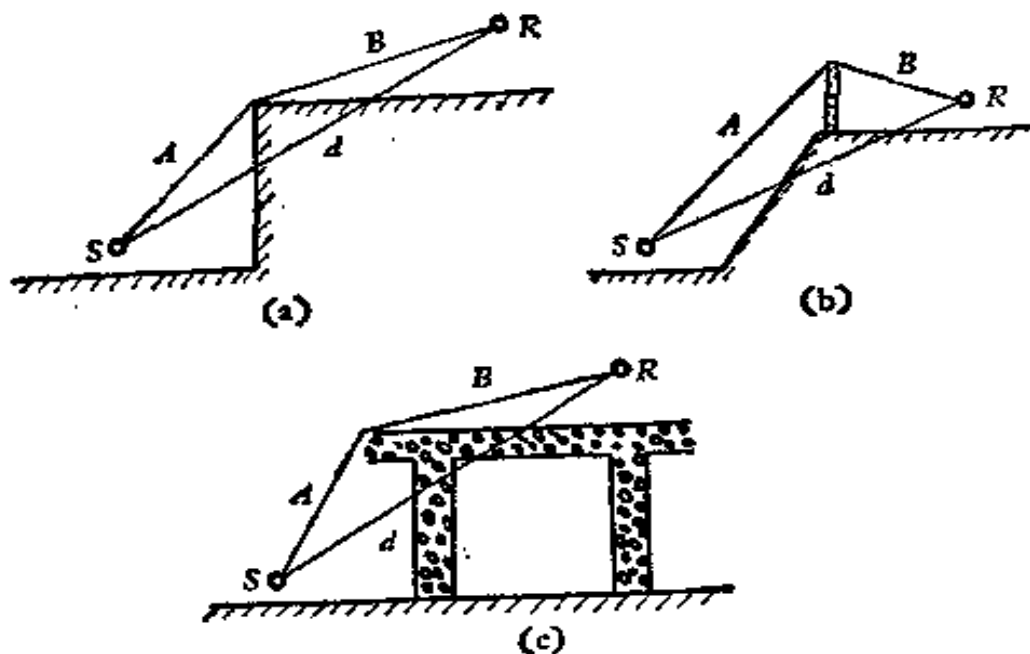


图 3.10 道路边几种不同情况的声屏障衰减

3.4.3 建筑物和街道的影响

道路两旁有建筑物,也相当于声屏障,即在建筑物背后,声波衰减是很显著的。但总的说来,建筑物的形状各式各样,有高有低,有长有短,对不同形式的建筑群,有不同的衰减特性。所以很难有普遍适用的估计方法。有的作者认为在接收点与道路间插入一排建筑物后有 15—20dB 的衰减,但第二排以后不再有进一步的衰减。有的认为一排一层或二层楼房子,房子间平均有 30% 的空间,这时有 3—5dB 衰减;有二排房子时有 6—10dB 衰减;有三排或更多时,有 10—12dB 衰减。

城市中沿街道传播的衰减也是很复杂的。图 3.11 是一般城市街道的平面图。一些实验表明,如果在街心 B 处有一声源,街道两边是建筑物,在沿街道 BD 方向测量倍频程噪声的衰减情况,测到 300m 长。结果表明,在 2000Hz 以下时,距离加倍,衰减略为超过 6dB。大于 2000Hz 时,在这个衰减外,还附加 6dB/300m

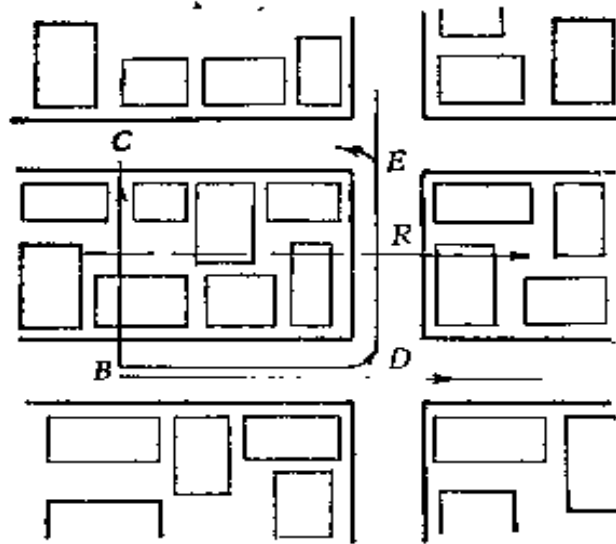


图 3.11 城市街道传播的平面图

(3000Hz)、10dB/300m(4000Hz)、20dB/300m(6000Hz)的衰减，相当于通常空气吸收引起的衰减。在经过交叉路口时，声级衰减速率并不加大。

拐过交叉口，即从D向R拐弯，则只要刚刚看不见声源时，2000Hz以下的声音立即下降8—10dB，4000Hz下降约13dB。当拐弯后继续以D-R-E方向传播时，又可以把D处当作点声源看待。

如果考虑从B直接向C的传播，把BD一条街道作为交通噪声的线声源，则一方面有距离增加一倍衰减3dB的规律，还附加中间建筑的衰减如上。

如果飞机在低空沿图3.11中虚线方向飞过，当飞机在头顶上时，由于高层建筑物的多次反射，形成混响，有可能使噪声级比在同样高度的开阔地带要高5dB左右。

§ 3.5 地面吸收的影响

当声波沿地面传播较长距离时，地面的声阻抗对传播将有很大影响。一方面是各种复杂的地面条件，如宽阔平坦的公路路面，大片的草地、灌木、树林，起伏的丘陵、河谷等等，有不同的影响，另

一方面,声源和接收的高度不同,也有不同的影响。

当地面是非刚性面时,会对声波传播有附加的衰减。但一般在较近的距离内,如 30—50 米以内,这个衰减可以忽略。在 70m 以上,可以考虑以单位距离(例如每 100m)衰减的 dB 数来表示。

声波在厚的草原上面或穿过灌木丛的传播,在 1000Hz 衰减较大,可高达 25dB/100m, 并且频率每再增加一倍,大约每 100m 衰减增多 5dB 的规律。这个情况大致可表示为下面的关系

$$A_{g1} = (0.18 \log f - 0.31)r \text{ dB}, \quad (3.20)$$

Δg_1 代表沿草地上面或穿过灌木丛的声波传播的附加衰减。式中 f 是频率, r 是以米为单位的距离。

声波穿过树林或森林的传播实验表明,不同树林的衰减相差很大。从浓密的常绿树 1000Hz 时有 23dB/100m 的衰减,到地面上的稀疏树干只有 3dB/100m 甚至还小的衰减。如果对各种树木求一个平均的附加衰减,大致为

$$A_{g2} = 0.01(f)^{1/3}r \text{ dB}, \quad (3.21)$$

这里符号意义与(3.20)式相同。在美国各种树林中测得的平均值符合这个关系,但各国不同的有经验的作者的测量结果却相差很

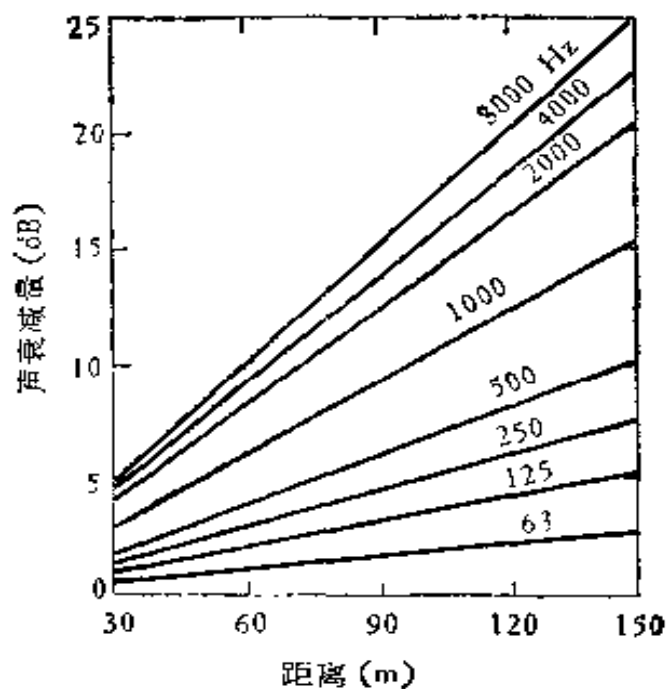


图 3.12 视线可达 2.39m 的浓密树林中声衰减的约值

大。此外，这里还不包括声波进入树林和穿出树林的“边缘效应”。不过这个衰减也并不很大。图 3.12 是落叶树与长绿树混合的浓密树林中的声衰减。

总的说来，要靠一、二排树木来降低噪声，其效果是不明显的。特别是在城市中，不可能有大片的树木。但如果能种上几排树木、开辟一些草地、加宽路面，加大噪声源与住宅之间的距离，就可以增加发散传播衰减，并且能美化环境。

§ 3.6 气象条件对声波传播的影响

雾、下雨（不考虑下大雨本身产生的雨淋声）、地上有雪等情况，对声波传播的影响很小，大约每 1000m 只有不到 0.5dB 的附加吸收，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，从而使顺风与逆风传播的声波速度也有一个梯度。声速与温度有关。在晴天，阳光照射下的午后，从地面向上有显著的温度负梯度，使声速地面大，上空小，夜间则反之。

由风速或温度梯度使地面以上的声速有变化，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“声影区域”，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，而在夜

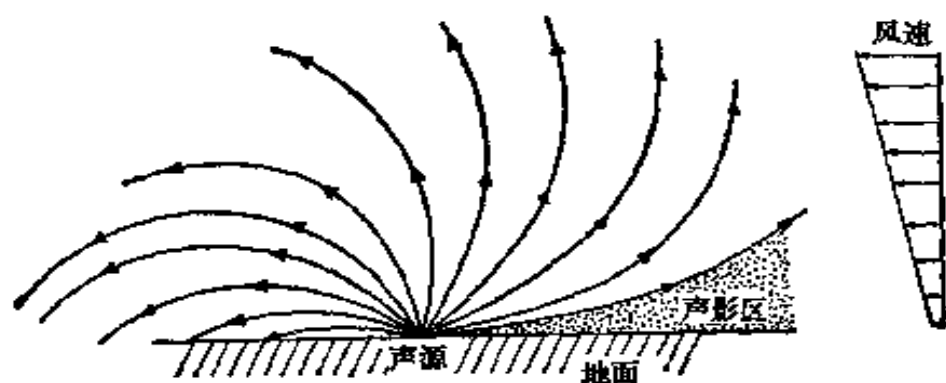


图 3.13 风速梯度引起的声波折射

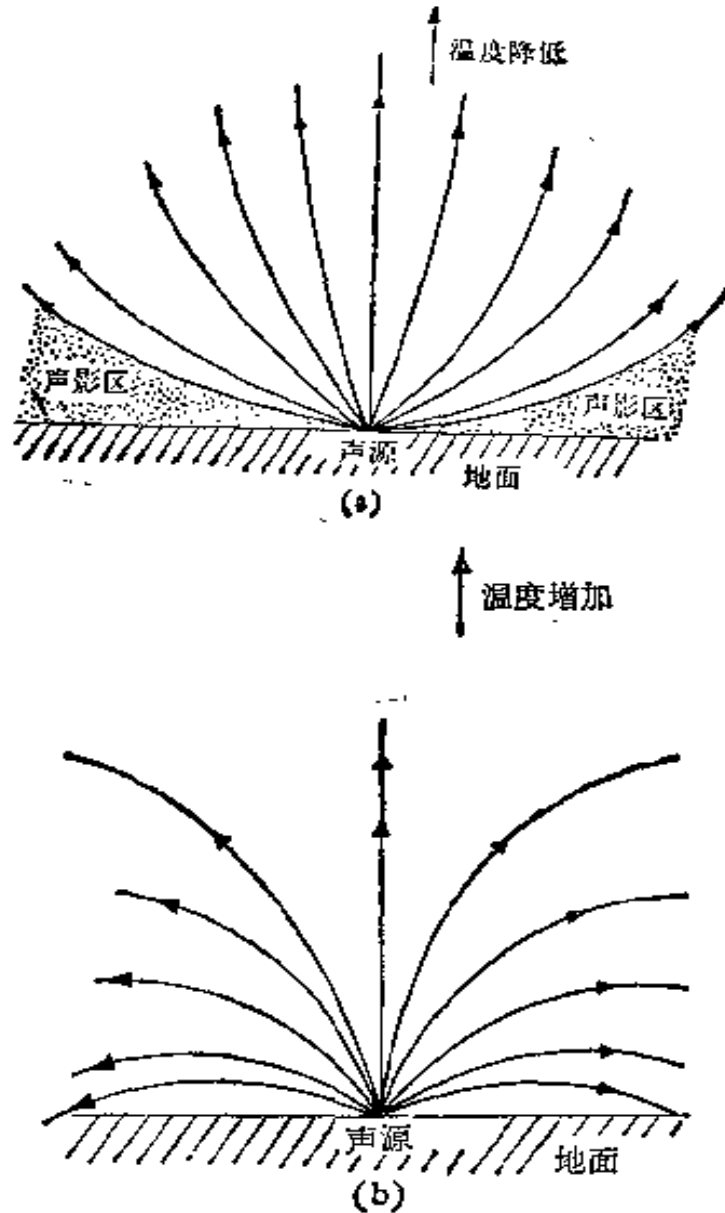


图 3.14 温度梯度对声波的折射
 (a) 温度随高度降低 (b) 温度随高度增加

间可以传播很远的现象。图 3.13 是风速梯度的影响,图 3.14 是温度梯度的影响。这些都是定性的说明(注意在这几个图中,水平方向的比例尺比垂直方向的大得多)。

如果同时考虑风和阳光的作用,在午后时,由于温度梯度,使声源周围本应有对称的声影区(图 3.14(a)),加上风的作用,即加上图 3.13 的影响,就得到图 3.15 的结果。

令声源与接收点的连线与上风方向的交角为 Φ 。由温度梯度产生的向上折射与风力梯度产生的向下风方向的折射彼此抵销而

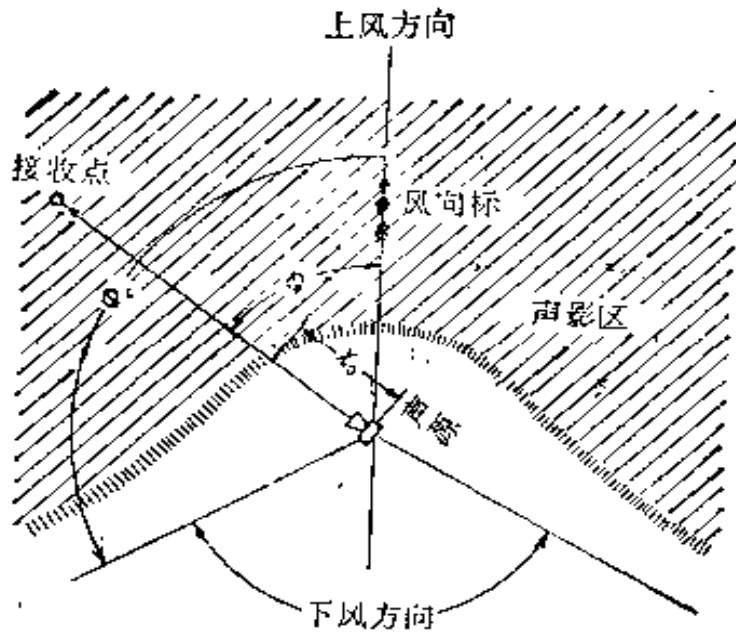


图 3.15 温度梯度、风力梯度同时存在时的声影区

声影刚刚消失的方位称临界角 Φ_c ，结果从这个平面图中可以看到，声影区的范围即上风部份是 $2\Phi_c$ ，而无声影区范围即下风部份是 $360^\circ - 2\Phi_c$ 。图中 x_0 是声源至声影区边缘的距离，可以在现场直接测量到，或者从表 3.3 来估计。

表 3.3 上风方向 ($\Phi = 0$) x_0 的估计(声源高度 3—5m, 接收点高度 1.5—2m)

气象情况	风速 (km/h)	x_0 (m)
夜间、晴空、负温度梯度	3—6	700
白天、多云、无温度梯度	15—22	130
白天、晴朗、正温度梯度	15—27	80

综合许多实际测量结果，在扣除了发散性传播和空气吸收之后，得到在非声影区和声影区的地面附加衰减的经验关系分别见图 3.16 和图 3.17。这个经验关系是包括了地面衰减和一定条件的气象因素在内的。实际情况是千变万化的，我们只能在与图中所给条件相近的情况下作一粗略的附加衰减估计。例如 x_0 显然随声源高度增加而加大，所以在声源高度或接收器高度有显著差别外，就不能应用这两个图。

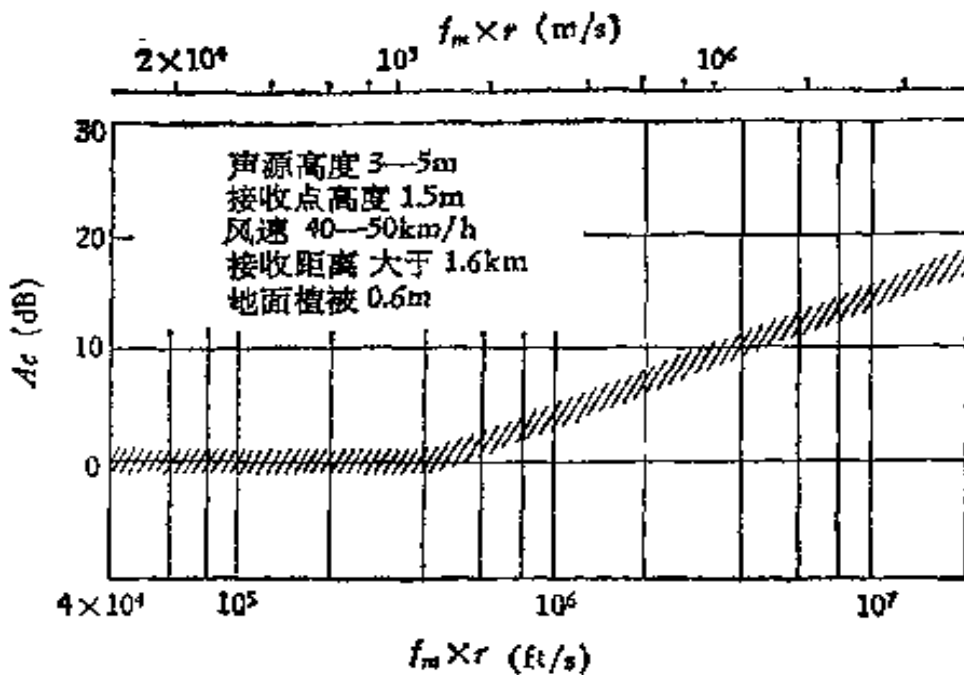


图 3.16 开阔空间非声影区传播的附加衰减 (f_m : 倍频带中心频率; r : 声源至接收点距离)

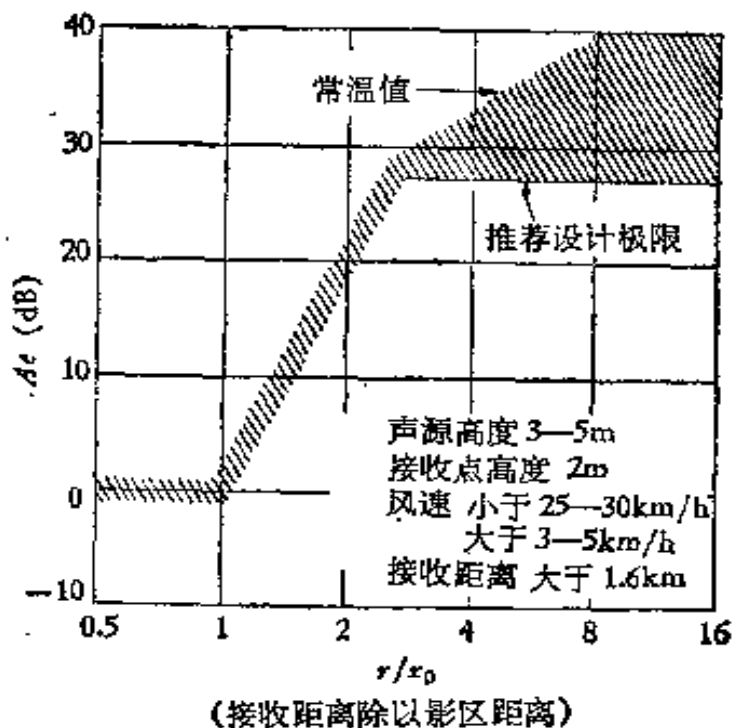


图 3.17 开阔空间声影区传播的附加衰减

气象条件的复杂性还表现在风力、风向经常是不稳定的,由此引起声波在大气中传播时的声级的随机起伏。在比较稳定的大气中,如静夜、弱风条件下,典型起伏范围是 5dB。在不稳定的大气中,如晴天、强风,典型起伏范围为 15—20dB,向下风传播时,起伏

大小随信号频率和距离增大而增加。向上风传播时，在靠近声影区边界处起伏最大。这些不稳定的情况，在现场测量中必须引起注意。有时起伏的周期比较长，对无经验的测量人员有可能得出不准确的测量结果。

参 考 文 献

- [1] J. E. Piercy, T. F. W. Embleton, L. C. Sutherland, Review of noise propagation in the atmosphere *JASA*, **61**, 1405 (1977).
- [2] M. J. Crocker and A. J. Price, Noise and Noise Control Vol. 1. p. 31—36. CRC Press (1975).
- [3] W. E. Scholes *et al.*, *Appl. Acoust*, **5**, 205 (1972).

第四章 管道中和小空间中的声波

吕 如 榆

§ 4.1 引 言

前面讨论的主要是自由行波传播和反射、折射、散射的性质。声波从声源发出后没有任何反射的声场称为自由声场或简称自由场。实际上，只有特殊建造的消声室才能近似地满足自由场的条件。一般情况下由于周围反射面的影响，声场不会是自由场。在封闭的小房间中，声波经受多次反射，各种反射波同直接辐射波的叠加就形成驻波。本章中我们将讨论某些形状的小房间内声波的特性。

§ 4.2 刚性管中的驻波、空腔

如图 4.1(a) 所示，设有一刚性管，左端为 $x = 0$ ，右端为 $x = l$ 。由声源 $x = 0$ 向右传播的声压是 $p_i(x, t)$ ；经 $x = l$ 刚性端反射后的由右向左的声压是 $p_r(x, t)$ 。假设管壁和管端都是刚性的，管的横向尺寸比波长小得多，在管中只存在正负 x 方向传播的波。波在刚性管端上质点速度是零。反射与入射声压的振幅相等，相位相同。因此，管内任一点 x 的声压 $p(x, t)$ 将是 p_i 和 p_r 的叠加，而质点速度则是 $u_i = p_i / \rho_0 c$ 和 $u_r = -p_r / \rho_0 c$ 的叠加，即

$$\begin{aligned} p(x, t) &= A e^{i[\omega t + k(l-x)]} + A e^{i[\omega t - k(l-x)]} \\ &= 2A \cos k(l-x) e^{i\omega t}, \\ u(x, t) &= \frac{A}{\rho c} e^{i[\omega t + k(l-x)]} - \frac{A}{\rho c} e^{i[\omega t - k(l-x)]} \end{aligned}$$

$$= j \frac{2A}{\rho c} \sin k(l-x) e^{j\omega t}. \quad (4.1)$$

4.2.1 闭管驻波, 简正振动方式和简正频率

我们知道, 要(4.1)式表示的声波能够在封闭的刚性管 ($x=0$ 处也是刚性的) 中达到稳定状态, 必须满足两端的边界条件: 在 $x=0$, $x=l$ 处质点速度是零, 因此, $\sin kl = 0$, k 就必须取某些特定的值

$$k_n = n \frac{\pi}{l}, \text{ 或 } \lambda_n = \frac{2l}{n}, f_n = n \frac{c}{2l}. \quad (4.2)$$

这就是说, 对封闭的刚性管来讲, 波长将是两倍管长的整分数, 声波频率 f_n 必须是 $c/2l$ 的整数倍. 把(4.2)式代入(4.1)式得

$$p(x,t) = 2A \cos \left(\frac{n\pi}{l} x \right) e^{j \left(\frac{n\pi c}{l} \right) t}. \quad (4.3)$$

质点速度为

$$u(x,t) = j \frac{2A}{\rho c} \sin \left(\frac{n\pi}{l} x \right) e^{j \left(\frac{n\pi c}{l} \right) t}. \quad (4.4)$$

上两式表明, 在两端封闭的刚性管中, 声波振幅只是位置 x 的函数, 与时间 t 无关. 这种波就称为驻波, 因为它是“驻波”在管道中的, 没有传播. 驻波的相位在各点是相同的.

(4.4) 式还表明, 驻波中声压和质点速度有 $\pi/2$ 的相位差, 而声压极大位置恰恰是质点速度极小的位置, 图 4.1(b) 示明 $n=2$ 时的情形.

由上可知, 声压和质点速度沿管轴 x 方向分别是按 $\cos[(n\pi/l)x]$ 和 $\sin[(n\pi/l)x]$ 分布的, 这种分布方式称为简正振动方式, 相应的频率 $f_n = nc/2l$, 称为简正频率. 对不同的 n , 有不同的简正振动方式和简正频率. 就给定长度 l 的管道来讲, 存在着无穷多个简正方式和简正频率; 因为每两个相邻简正频率相差 $c/2l$, 所以频率小于 f 的简正方式数目 N 是

$$N = 2 \frac{fl}{c}. \quad (4.5)$$

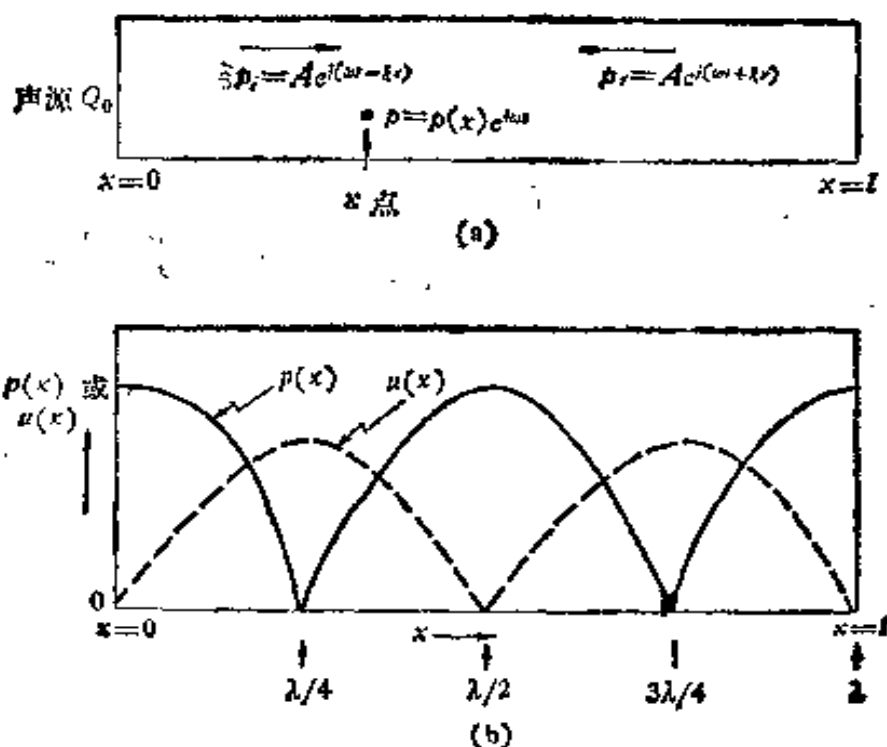


图 4.1 (a) 刚性封闭管中的人射声波和反射声波, (b) 合成的驻波声压和质点速度

4.2.2 管道的声阻抗率, 空腔

管的声阻抗率 Z_s 是驱动端 $x = 0$ 处声压与质点速度的比值。由(4.1)式可求得

$$Z_s = -j\rho_0 c \operatorname{ctg}(kl). \quad (4.6)$$

管长为半波长的倍数时, 即 $kl = n\pi$, Z_s 为无穷大; 管长为四分之一波长和奇数倍时, 即 $kl = (n + 1/2)\pi$, Z_s 为零。

当管道的长度 l 非常短时, $kl \ll 1$, 从 $x = 0$ 端向右计量的声阻抗率 Z_s 就可简化为

$$Z_s = -j\rho c \frac{1}{kl} = \frac{1}{j\omega \left(\frac{l}{\rho c^2} \right)}$$

如果管道截面积是 S , 那么 $x = 0$ 端的声阻抗 Z_A 为

$$Z_A = \frac{1}{j\omega \left(\frac{Sl}{\rho_0 c^2} \right)} = \frac{1}{j\omega C_A} \quad (4.7)$$

这样短的封闭管就成为空腔，它可以作为一个集总元件来看， C_A 称为声顺。

$$C_A = \frac{V}{\rho_0 c^2} = \frac{V}{\gamma P_0}, \quad (4.8)$$

式中 $V(\text{m}^3)$ 是空腔体积。在这种极限情况下，空腔中声压的分布基本上可以看作是均匀的。

§ 4.3 长管中的声场

现在进一步讨论刚性壁长管但管端并非刚性的情况。设在 $x = l$ 端装有声阻抗率为 Z_l 的吸声材料，在 $x = 0$ 端有一声源来激发管中声场。

4.3.1 吸声材料前的驻波

设沿 x 方向入射到材料上的声压是 $p_i(x, t) = A e^{j(\omega t - kx)}$ ，反射波与入射波声压振幅的比为

$$\frac{B}{A} = r e^{j\Delta} = e^{-2a} \cdot e^{2j\pi\delta}, \quad (4.9)$$

式中， r 是声压反射系数，它的值总是小于 1， r 写成指数形式后； $2a$ 相当于反射产生的衰减因数， Δ 是反射时产生的相位变化，它在 $-\pi$ 到 π 之间变化，相应的 δ 就在 $-1/2$ 到 $+1/2$ 之间取值。

如果我们对管中距离以材料表面作为坐标原点来计量，则可令 $y = l - x$ 。不难证明，离材料表面任一距离 y 上的声压将是

$$p(y, t) = p_i(y, t) + p_r(y, t) = C \cosh[a + j(ky - \pi\delta)] e^{j\omega t},$$

或

$$|p| = C \sqrt{\cosh^2 a + \sin^2(ky - \pi\delta)}. \quad (4.10)$$

在管中将出现一系列声压极大和极小，根据这些可求出材料的声阻抗率

$$Z_l = \rho_0 c \coth[a - j\pi\delta],$$

或相对声阻抗

$$\begin{aligned}
 Z &= \frac{Z_t}{\rho c} = r + jx = \coth[a - j\pi\delta] \\
 &= \frac{\sinh(2a) + j \sin(2\pi\delta)}{\cosh(2a) - \cos(2\pi\delta)}. \quad (4.11)
 \end{aligned}$$

关于吸声材料声阻抗和吸声系数的测量，将在第十四章中详细讨论。

4.3.2 管中的受迫振动，稳态声场

现在讨论在管左端 ($x = 0$) 放置一声源强度为

$$q = Q_0 e^{j\omega t}$$

的恒速声源，管的右端安装相对声导纳为 $\beta = \kappa + j\pi\delta$ 的吸声材料时在声源所激发的管中稳态声场的情况。这时，管内的声波动方程是

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = -\rho \frac{\partial q}{\partial t}, \quad (4.12)$$

其解可写做

$$p = \sum_{n=0} A_n \cos k_n x e^{j\omega t}, \quad (4.13)$$

式中 k_n 满足

$$\operatorname{tg} k_n l = j\beta.$$

当 β 甚小于 1 时，上式近似为

$$k_n l \doteq n\pi + j\beta.$$

而 A_n 为

$$A_n = \frac{\gamma P_0}{V} Q_0 \left[\frac{\omega^2}{4\omega_n^2 \gamma_n^2 + (\omega^2 - \omega_n^2)^2} \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (4.14)$$

其中 $\omega_n \doteq (n - \delta)\pi c/l$ ， ω_n 就是简正角频率， ω 是声源激发的角频率， $\gamma_n = \kappa c/l$ 是阻尼因数， γ 是比热比（在一般情况其值为 1.4）， $V = Sl$ ，是管道的体积， S 是管道的横截面积， l 是管长。当吸声材料的相对声阻抗不很大时， k_n 的值将要复杂一些，可参见文献[1]。

当 $\omega \ll \omega_1$ 时, 即当 $\omega \ll \frac{\pi c}{l}$ 时, A_n 将趋于

$$A_n \doteq \frac{\gamma P_0}{V} \cdot \frac{Q_0}{\omega} = \frac{Q_0}{\omega C_A} \quad (4.15)$$

这时管道可作为声顺为 C_A 的集总元件的空腔, 与无吸声材料时相同。

4.3.3 共振

当激发频率接近管道某一简正频率时, (4.14) 式就达到极大值。我们称其为共振。共振时, 角频率为

$$\omega_r = \sqrt{\omega_n^2 + \gamma_n^2} \doteq \omega_n + \frac{1}{2} \frac{\gamma_n^2}{\omega_n}, \quad (4.16)$$

幅值为

$$A_n = \frac{\gamma P_0}{V} Q_0 \frac{1}{2\gamma_n} \left[\frac{\omega_n^2 + \gamma_n^2}{\omega_n^2 + \gamma_n^2/4} \right]^{1/2}, \quad (4.17)$$

只是 γ_n 通常比 ω_n 小得多, 所以近似地可以认为 $\omega_r \doteq \omega_n$, $A_n = (\gamma P_0/V) Q_0 / 2\gamma_n$ 。

声源的位置将明显地影响共振建立的振幅。可以证明, 如果声源不在 $x = 0$ (即并不位于管道左端), 而是位于 x_0 点上, 则声压振幅 A_n 将是

$$A_n = \frac{\gamma P_0}{V} Q_0 \left[\frac{\omega^2}{4\omega_n^2 \gamma_n^2 + (\omega^2 - \omega_n^2)^2} \right]^{1/2} \cos(k_n x_0). \quad (4.18)$$

当 $x_0 = \left(n + \frac{1}{2}\right)(\lambda/2)$ 时, 共振振幅将是极小, 因为声源假设是恒速源, Q_0 是常数, 所以声源位于声压节点上时, 建立不起很强的共振, 图 4.2 所示是声源在不同位置上管内共振时的振幅分布。图 4.2 上是用管中质点速度 u 示出的, 关于 u 同 p 的关系下节将讨论。

4.3.4 质点速度

右端放吸声材料。声源位于左端的条件下, 管内的质点速度

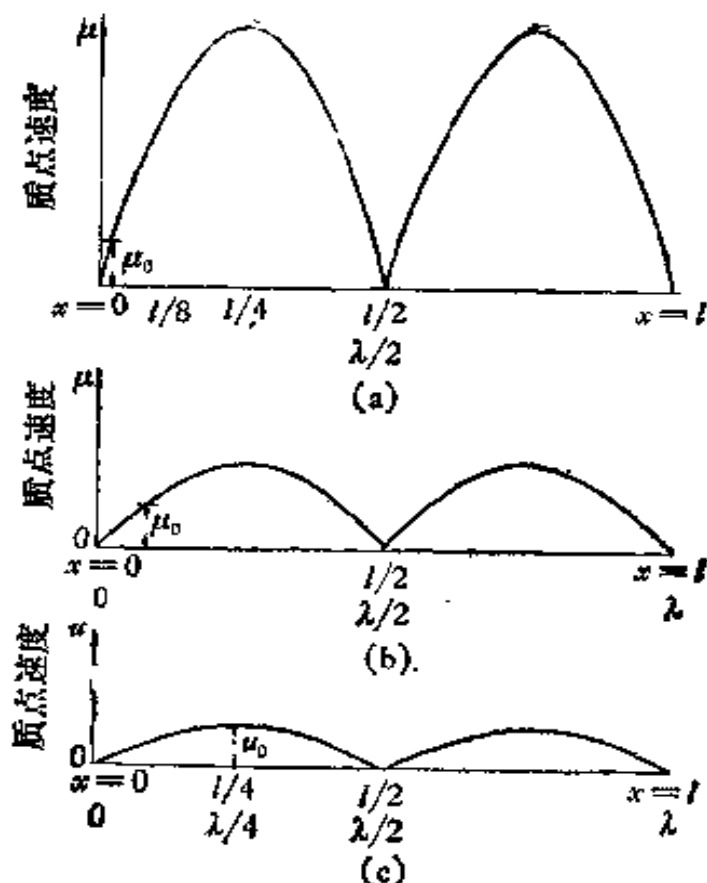


图 4.2 声源位置对驻波振幅的影响
 (a) 声源位于 $x=0$ 附近, (b) 声源位于 $x=l/2$ 处, (c) 声源位于 $x=l/4$ 处

$u = -\frac{1}{\rho} \left\{ \frac{\partial p}{\partial x} \right\} dt$ 可求出为

$$|u(x)| = \left(\frac{cQ_0}{V} \right) \sum_{n=0} \left[\frac{\omega_n^2}{4\omega_n^2 \gamma^2 + (\omega^2 - \omega_n^2)^2} \right]^{\frac{1}{2}} \sin(k_n x). \quad (4.19)$$

如果声源位置在 x_0 上, 则质点速度将是

$$|u(x|x_0)| = \left(\frac{cQ_0}{V} \right) \sum_{n=0} \left[\frac{\omega_n^2}{4\omega_n^2 \gamma_n^2 + (\omega^2 - \omega_n^2)^2} \right]^{\frac{1}{2}} \times \sin(k_n x) \cos(k_n x_0). \quad (4.20)$$

由此可以看出四点: 1. 声源位于第 n 个简正振动方式的质点速度的节上, 这个简正方式就有很大的振幅; 反之, 振幅就不会很大. 2. 在稳态声场的条件下, 驻波的声压和质点速度的极点零点, 位置也是正好相反的.

4.3.5 共振的抑制

在共振条件下，振幅将达到极大，管道中将建立起很强的驻波。这从噪声控制角度看，是非常不利的，会大大增强管道中的噪声。图 4.3 和图 4.4 就是两个例子。图 4.3(a) 是某发电厂锅炉车间通风管道共振的驻波分布，(b) 是声压极大点的频谱曲线。图 4.4 是某炼油厂无焰燃烧炉炉膛共振产生的频谱（曲线 1）。

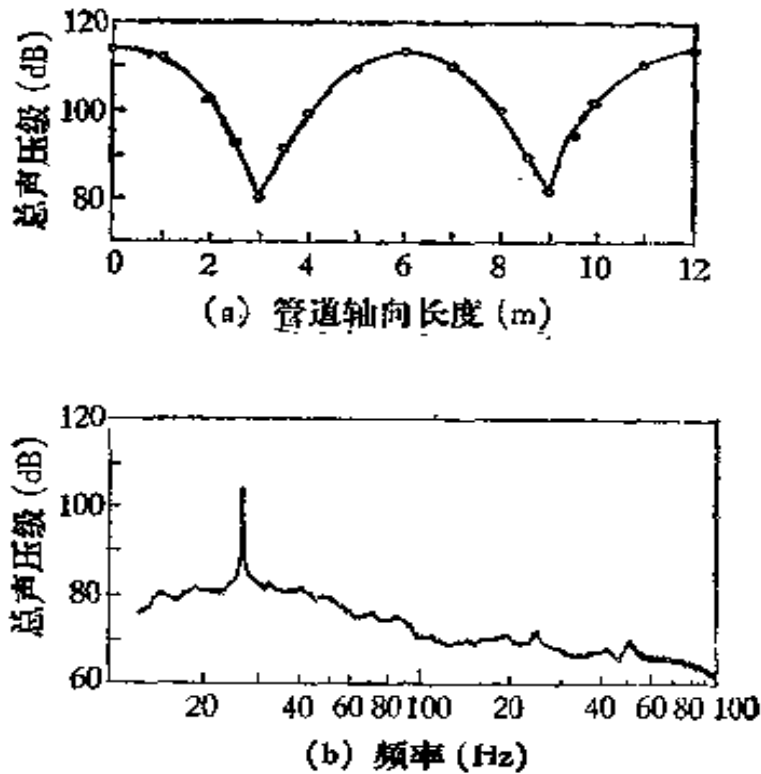


图 4.3 (a) 某发电厂锅炉车间通风管内的驻波分布，(b) 声压极大处的频谱记录

抑制共振可采用如下三种办法：

1. 改变共振条件 把系统的固有(简正)频率同声源激发频率偏离开，使共振条件不再成立，是抑制共振噪声最有效的办法。具体措施是改变管道的长度，改变固有频率。例如图 4.3 中的例子，改变了管道的尺寸就完全把共振峰抑制了。其次是在质点速度极大位置设置刚性挡板或刚性板上作吸声处理的挡板，也可以达到消除共振的目的，在图 4.4 中炉膛共振的例子中就是利用挡板来

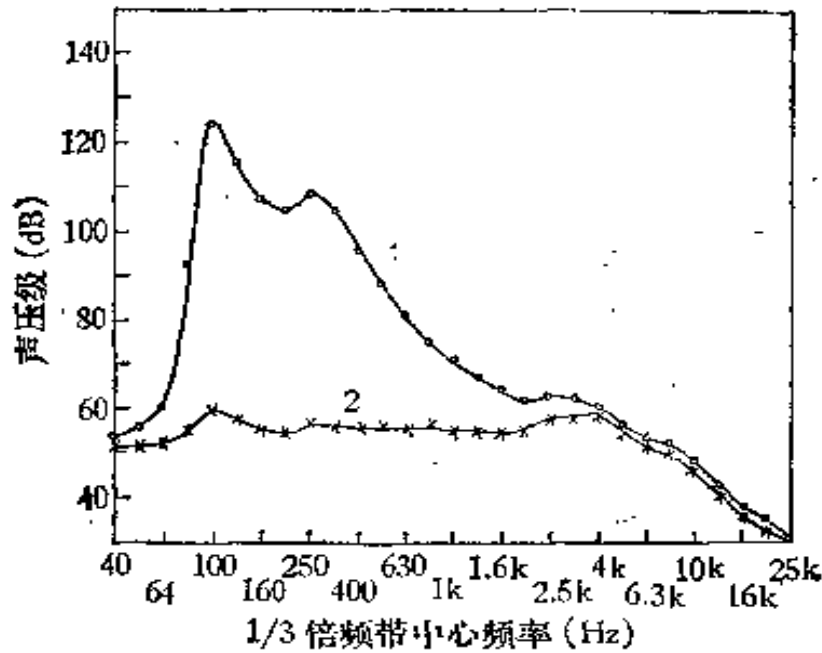


图 4.4 某炼油厂无焰燃烧炉炉膛共振产生的 1/3 倍频程谱。
曲线 1. 是加挡板处理前的情况, 曲线 2. 是处理后的情况

消除共振的。消除后的结果见图 4.4 中曲线 2。

2. 增加吸声量 增加管道内的吸声量可以加大阻尼因数 γ , 使共振峰得到抑制。吸声材料可以加在管道的终端, 但最有效的办法是加在质点速度极大的位置上, 因为吸收的声能是正比于 $R_A u^2$ 的, 这里 R_A 是材料的声阻。图 4.5 中的例子就是利用在极

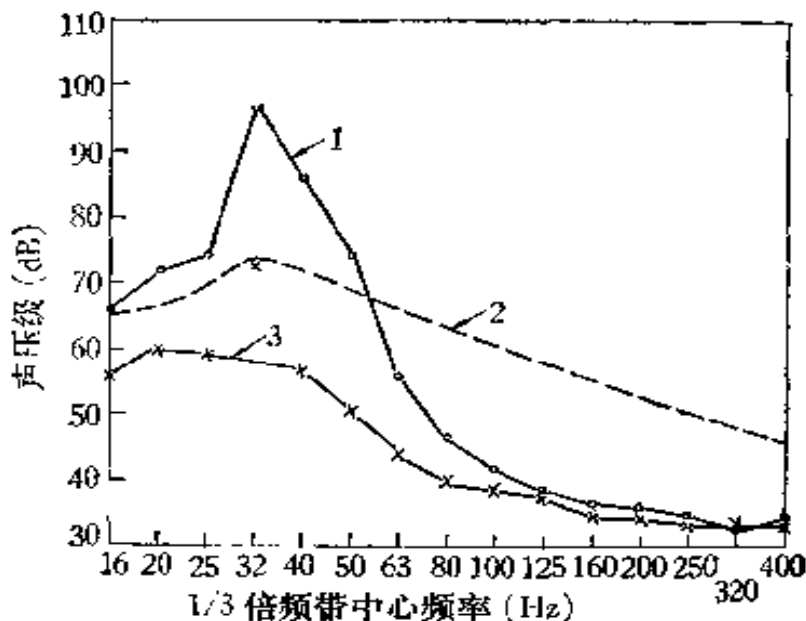


图 4.5 用吸声材料抑制共振的效果。
1. 处理前; 2. 剧场演出时的本底声; 3. 处理后

小声压位置上加吸声材料来抑制的。从图 4.5 中可以看出,用吸声处理来抑制共振,共振峰并不消失,只是下降到可允许的声级。

3. 改变声源位置 因为大多数噪声源,例如机械声源、气流声源、燃烧源等等都是恒速源,所以改变声源的位置,把声源放置在质点速度的峰值上,将会抑制或消除可能形成的驻波(见第 4.33 节)。在图 4.4 例子中,改变燃烧嘴的位置,共振噪声就能明显抑制。

4.3.6 管道中的高次振动方式,吸声衬管的声衰减

上面讨论的是管道横向尺寸 l 小于半波长的情况,因此管道中只能传播平行于管轴方向的波,在管道的横截面上声压基本是等压面。但是,当管道尺寸增大,或频率升高时,管道中就可以有高次振动方式传播。在通风管道中噪声的传播就是这种情况,所以在噪声控制中,管道(特别是吸声衬管)内高次方式的传播和衰减是有实际意义的。

(一) 管道中高次振动方式建立的条件

设声波在图 4.6 所示的两平行刚性板之间传播。入射到刚性壁上的人射角是 θ 。因为壁是刚性的,其上法向质点速度为零,声压极大。声波具有与 (4.3)、(4.4) 式中相似的因数,但指数项上有传播项,即

$$p = 2A \cos\left(\frac{n\pi}{b}x\right) e^{j(\omega t - k_x z)} \\ = A e^{j[\omega t - (k_x z + \frac{n\pi}{b}x)]} + A e^{j[\omega t - (k_x z - \frac{n\pi}{b}x)]}, \quad (4.21)$$

式中 x 与两平行板垂直, b 是垂直距离, z 沿传播的方向,且有关系: $k_x^2 + (n\pi/b)^2 = k^2$ 。

(4.21) 式表明,在这种刚性壁间传播的振动方式,是由两个平面行波合成的,其传播方向与 z 轴形成的角度为

$$\theta = \pm \operatorname{tg}^{-1}(n\pi/bk_x) = \pm \sin^{-1}(n\pi/bk) \\ = \pm \sin^{-1}(n\lambda/2b),$$

或传播条件为

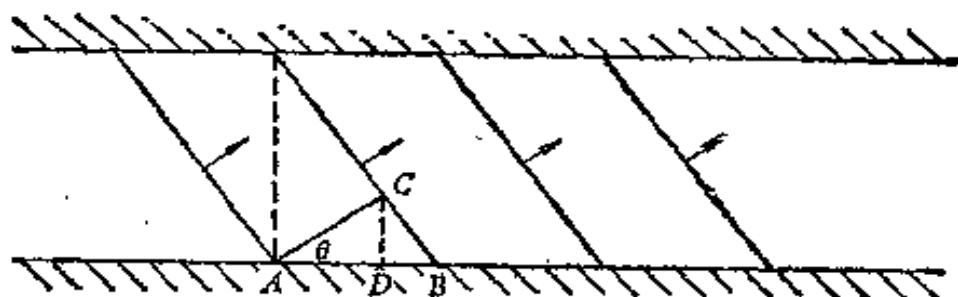


图 4.6 两平行刚性壁间的平面声波传播

$$2b \sin \theta = \pm n\lambda. \quad (4.22)$$

图 4.6 表明正 θ 波的波阵面传播的情况。波阵面 AA' 沿法线方向传播到 BB' 时，如果正在对面（即正在通过 A 与刚性面垂直的线上），则对刚性板来说这就等于声波由下板传到上板一次，如所用时间是半周期或其倍数，再反射回到下板的波就会与下板传出的波同相相加，形成了横方向的驻波，否则就将相互抵销。(4.22) 式就是形成驻波的条件。由 A 向 BB' 作垂线 AC , $C \equiv B$ 或 $AC = n\lambda/2$ 。在这段时间内沿 z 方向相位传播到 B ，但能量只传播到 AC 在轴上的投影 D 。可以看出 AC 、 AB 和 AD 分别与自由波速、沿 z （导波）方向的相速和群速成比例。因此可求得相速 v_p 和群速（能量传播速度） v_g 分别是

$$v_p = c / \cos \theta, \quad (4.23)$$

$$v_g = c \cos \theta. \quad (4.24)$$

(二) 刚性矩形管中的简正函数和简正值

设坐标原点取在横截面的中心， z 轴沿管轴方向， x 方向的宽度为 b ， y 方向的高度为 d 。刚性管壁的边界条件是法向质点速度为零。即声压 p 应满足

$$\text{在 } x = \pm \frac{b}{2} \text{ 上, } \frac{\partial p}{\partial x} = 0.$$

$$\text{在 } y = \pm \frac{d}{2} \text{ 上, } \frac{\partial p}{\partial y} = 0.$$

声压的简正函数 Ψ_{mn} 、归一化因数（受迫振动中应有的因数） A_{mn} 和简正值 κ_{mn} 就是

$$\Psi_{mn} = \frac{\cos\left(\frac{\pi m}{b}x\right) \cos\left(\frac{\pi n}{d}y\right)}{\sin\left(\frac{\pi m}{b}x\right) \sin\left(\frac{\pi n}{d}y\right)}. \quad (4.25)$$

(m, n 为偶数时, 取余弦; m, n 为奇数时, 取正弦)

$$\Lambda_{mn} = \frac{1}{\varepsilon_m} \cdot \frac{1}{\varepsilon_n}, \quad \varepsilon_m, \varepsilon_n = \begin{cases} 1 & m=0 \text{ 或 } n=0 \\ 2 & m, n > 0 \end{cases};$$

$$\kappa_{mn} = \sqrt{\left(\frac{\pi m}{b}\right)^2 + \left(\frac{\pi n}{d}\right)^2}; \quad (4.26)$$

$$k_{mn} = \sqrt{\left(\frac{\omega}{c}\right)^2 - \kappa_{mn}^2};$$

式中 k_{mn} 是管道中声波的传播常数。当频率 $f \geq c\kappa_{mn}/2\pi$ 时, k_{mn} 是实数, (m, n) 方式才能传播, 否则不能传播, 故称 $c\kappa_{mn}/2\pi$ 为 (m, n) 方式的截止频率。(m, n) 方式与管轴所成的角 θ 是

$$\theta = \sin^{-1} \sqrt{\left(\frac{\pi m c}{\omega b}\right)^2 + \left(\frac{\pi n c}{\omega d}\right)^2}. \quad (4.27)$$

(三) 吸声衬管中简正函数和简正值

设在上面讨论过的矩形管内壁上贴衬吸声材料。在垂直于 x 轴的两面衬相对声导纳为 $\beta_x = \kappa_x + j\sigma_x$ 的吸声材料; 在垂直于 y 轴两面衬以 $\beta_y = \kappa_y + j\sigma_y$ 的吸声材料。推广 4.3.1 所用的方法, 边界条件是

$$\text{在 } x = \pm \frac{b}{2} \text{ 上, } \frac{\partial p}{\partial x} = \mp jk\beta_x p.$$

$$\text{在 } y = \pm \frac{d}{2} \text{ 上, } \frac{\partial p}{\partial y} = \mp jk\beta_y p. \quad (4.28)$$

在这种情况下, 简正函数、简正值和传播常数在 $|\beta| \ll 1$ 时为

$$\Psi_{mn} = \frac{\cos\left(\frac{\pi q_{xm}x}{b}\right) \cos\left(\frac{\pi q_{yn}y}{d}\right)}{\sin\left(\frac{\pi q_{xm}x}{b}\right) \sin\left(\frac{\pi q_{yn}y}{d}\right)}.$$

[取余弦或正弦, 与(4.25)式同]

$$q_{x0} = 2\sqrt{\frac{j\beta_x b}{\pi\lambda}} \quad m=0,$$

$$q_{zm} \doteq m + j \frac{2\sigma_x b}{\pi^2 m \lambda} = \left(m - \frac{2\sigma_x b}{\pi^2 m \lambda} \right) + j \left(\frac{2\kappa_x b}{\pi^2 m \lambda} \right) \quad m \neq 0.$$

q_{yn} 有类似的式子, λ 是自由波的波长,

$$\begin{aligned} \kappa_{mn}^2 &= \left(\frac{\pi q_{xm}}{b} \right)^2 + \left(\frac{\pi q_{ym}}{d} \right)^2 \\ &\doteq \left(\frac{\pi m}{b} \right)^2 + \left(\frac{\pi n}{d} \right)^2 + j \left(\frac{4\sigma_m \beta_x \pi}{b \lambda} + \frac{4\sigma_m \beta_y \pi}{d \lambda} \right). \end{aligned}$$

当 $m \neq 0$ 时, $\sigma_m = 2$. 当 $n \neq 0$ 时, $\sigma_n = 2$. 否则为 1.

$$\begin{aligned} k_{mn} &= \sqrt{k^2 - \kappa_{mn}^2} = R_c(k_{mn}) - j\gamma_{mn} \\ &\doteq k_{mn}^0 + \frac{k}{k_{mn}^0} \left(\frac{\sigma_m \sigma_x}{b} + \frac{\sigma_n \sigma_y}{d} \right) \\ &\quad - j \frac{k}{k_{mn}^0} \left(\frac{\sigma_m \kappa_x}{b} + \frac{\sigma_n \kappa_y}{d} \right) \end{aligned} \quad (4.29)$$

式中 $k_{mn}^0 = \sqrt{k^2 - \left(\frac{\pi m}{b} - \frac{\pi n}{d} \right)^2}$ 就是刚性管中的传播常数。由此可见, 对 (m, n) 方式的衰减, 系数 $\gamma_{m,n}$ 是

$$\gamma_{mn} \doteq \frac{k}{k_{mn}^0} \left(\frac{\sigma_m \kappa_x}{b} + \frac{\sigma_n \kappa_y}{d} \right)$$

假如管壁的 $\beta \ll 1$, 则高次方式的衰减系数是

$$\gamma_{mn} \doteq 2 \left(\frac{\kappa_x}{b} + \frac{\kappa_y}{d} \right).$$

特别是当在 x 面上和在 y 面上加衬的材料相同时, $\kappa_x = \kappa_y = \kappa$, 上式化为

$$\gamma_{mn} \doteq \frac{2(b+d)}{b \cdot d} \kappa = \frac{P\kappa}{S}. \quad (4.30)$$

式中 P 是矩形管的周长; S 是截面积。 $(0, 0)$ 方式称为管道中的主波, 对壁面来说也可称为掠入射波, 或分别说, $m = 0$ 时为对 x 壁掠入射, $n = 0$ 时为对 y 壁掠入射, 由以上可见, 掠入射时衰减系数减半, 或吸声材料的影响减半。

(四) 声导纳和平均吸声系数.

由第二章可知, 相对声导纳为 $\beta = \kappa + j\gamma$ 的局部反应表面,

声波以 θ 角入射时的吸声系数是

$$\alpha(\theta) = \frac{4\kappa \cos\theta}{(\kappa + \cos\theta)^2 + \sigma^2}$$

因为高次方式在管壁上的入射角既非零又不是 90° ，而是按(4.27)式变化的，所以用对 θ 的平均吸声系数比较合适，对 $\alpha(\theta)$ 从 $\theta = 0$ 到 $\theta = \frac{\pi}{2}$ 的平均不难证明^[2]

$$\bar{\alpha} = 8\kappa \left[1 + \frac{\kappa^2 - \sigma^2}{\sigma} \operatorname{tg}^{-1} \frac{\sigma}{\kappa^2 + \sigma^2 + \kappa} + \kappa \ln \frac{\kappa^2 + \sigma^2}{(\kappa + 1)^2 + \sigma^2} \right]. \quad (4.31)$$

当 $|\beta| \ll 1$ 时，方括内后两项可以认为是修正项，在这种条件下近似地可以取

$$\bar{\alpha} = 8\kappa^{7/5} \quad \text{或} \quad \kappa = \frac{1}{8} \bar{\alpha}^{5/7}. \quad (4.32)$$

这就是说，在 $|\beta| \ll 1$ 时，相对声导 κ 可以认为是与 $\bar{\alpha}$ 的 $7/5$ 次方成正比的。

(五) 吸声衬管中衰减量的近似公式。

把(4.32)式代入(4.30)式，可以得出用平均吸声系数 $\bar{\alpha}$ 表示的衰减系数 γ_{mn}

$$\gamma_{mn} = \frac{1}{8} \frac{P}{S} \bar{\alpha}^{1.4}.$$

如果我们用单位管长的衰减量 ΔL dB/m 来表示，则可得到

$$\Delta L = 1.1 \frac{P}{S} \bar{\alpha}^{1.4} \quad \text{dB/m}. \quad (4.33)$$

这就是计算吸声衬管中声衰减的 Sabine 公式，因为这公式最早是由 H. J. Sabine 从实验总结出的。在使用这个公式时有两点要注意：1. $\bar{\alpha}$ 不是法向入射吸声系数，更不是掠入射的吸声系数，而是对各入射角 θ 的平均吸声系数。因此， $\bar{\alpha}$ 应用混响室的测量值，或法向系数经折合后的平均吸声系数。2. 这公式不是 (0,0) 方式（即沿管轴传播的基频方式）导出的，它适合于 $|\beta| \ll 1$ 衬管的高次波。当然，在频率很高时，由于管道中心区形成声束，这公式也

不成立了。

例：计算截面积相同的三种吸声衬管的单位距离的声衰减。这三种衬管是(i)方管 $0.3 \times 0.3\text{m}$ ；(ii) 矩形管 $0.9 \times 0.1\text{m}$ ；(iii) 圆管，半源为 0.17m 。衬里材料的吸声系数均为 $\bar{\alpha} = 0.50$ 。

解：(i)
$$\Delta L = 1.1 \times \frac{0.3 \times 4}{0.3 \times 0.3} (0.5)^{1.4} = 5.6\text{dB/m}.$$

(ii)
$$\Delta L = 1.1 \times \frac{2 \times (0.1 + 0.9)}{0.1 \times 0.9} \times (0.5)^{1.4} = 9.3\text{dB/m}.$$

(iii)
$$\Delta L = 1.1 \times \frac{2 \times (3.14) \times (0.17)}{3.14 \times (0.17)^2} \times (0.5)^{1.4} \\ = 5.0\text{dB/m}.$$

由这个例子可以看出，在吸声系数和截面积相同的情况下，声衰减是取决于 P/S 的。扁长的矩形管声衰减最高。

§ 4.4 矩形房间中的声场

房间中的声波比管道中要复杂一些，尤其是墙面装有不同的吸声材料或不规则墙面时。我们开始讨论简单的刚性壁矩形房间，然后再来讨论复杂的情况。

4.4.1 矩形房间中的简正振动方式

设矩形房间的各边为 l_x, l_y, l_z ，坐标原点取在房间一角，刚性壁的边界条件是

$$x = 0, l_x \text{ 时, } \frac{\partial p}{\partial x} = 0; \quad y = 0, l_y \text{ 时, } \frac{\partial p}{\partial y} = 0;$$

$$z = 0, l_z \text{ 时, } \frac{\partial p}{\partial z} = 0.$$

因此，矩形刚性壁房间的简正函数 $\phi_n(\mathbf{r})$ 和简正值 η_n 是

$$\phi_n(\mathbf{r}) = \cos\left(\frac{\pi n_x x}{l_x}\right) \cos\left(\frac{\pi n_y y}{l_y}\right) \cos\left(\frac{\pi n_z z}{l_z}\right), \\ \eta_n^2 = \left(\frac{\pi n_x}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{\pi n_y}{l_y}\right)^2 + \left(\frac{\pi n_z}{l_z}\right)^2. \quad (4.34)$$

对每一种 n_x, n_y, n_z 的组合,构成一种简正振动方式,每一个简正方式具有简正频率 f_n ,

$$f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} = \left(\frac{\eta_n c}{2\pi}\right) = \sqrt{\left(\frac{n_x c}{2l_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y c}{2l_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z c}{2l_z}\right)^2}. \quad (4.35)$$

根据 n_x, n_y, n_z 是否为零,可把简正振动方式分成如下三类七种:

第一类,轴向波(三个 n 中有两个是零).它是轴向两个自由行波组成的驻波,与闭管或弦上的驻波相似.

第二类,切向波(三个 n 中有一个是零).它是坐标面上四个自由行波组成的驻波,与矩形管道中横向分布相似.

- (i) yz -切向波, ($n_x = 0$), 平行于 yz 平面,
- (ii) zx -切向波, ($n_y = 0$), 平行于 zx 平面,
- (iii) xy -切向波, ($n_z = 0$), 平行于 xy 平面.

第三类,斜向波(三个 n 全不为零).它是空间八个自由行波组成的驻波.

下面我们可以看到,这些不同种类的简正方式,不仅有不同的自由行波的传播方向,不同的分布方式,而且具有不同的声学特性.这对规则小房间中稳定声场的起伏和衰变过程的不规则性有重要意义.

4.4.2 频率空间

各类简正方式平均数的估算从(4.35)式可以看出,如果我们把 f_n 看成一个空间矢量的幅值,那么它的三个分量(f_x, f_y, f_z)就是 $(n_x c/2l_x), (n_y c/2l_y), (n_z c/2l_z)$.用这三个分量作为坐标所构成的空间,称为“频率空间”,如图 4.7 所示.

一个简正振动方式在频率空间中由一征点代表,这个特征点的 x 分量是单位长 $c/2l_x$ 的某一整数倍, y 分量是某一整数乘 $c/2l_y, \dots$ 等等.原点到某一特征点的连线长度,就是相应简正方式的简正频率,连线的方向就是那个简正波传播的方向.图 4.7 示出了 450Hz 和 550Hz 之间的一些特征点,这些点在 f_x, f_y 和 f_z

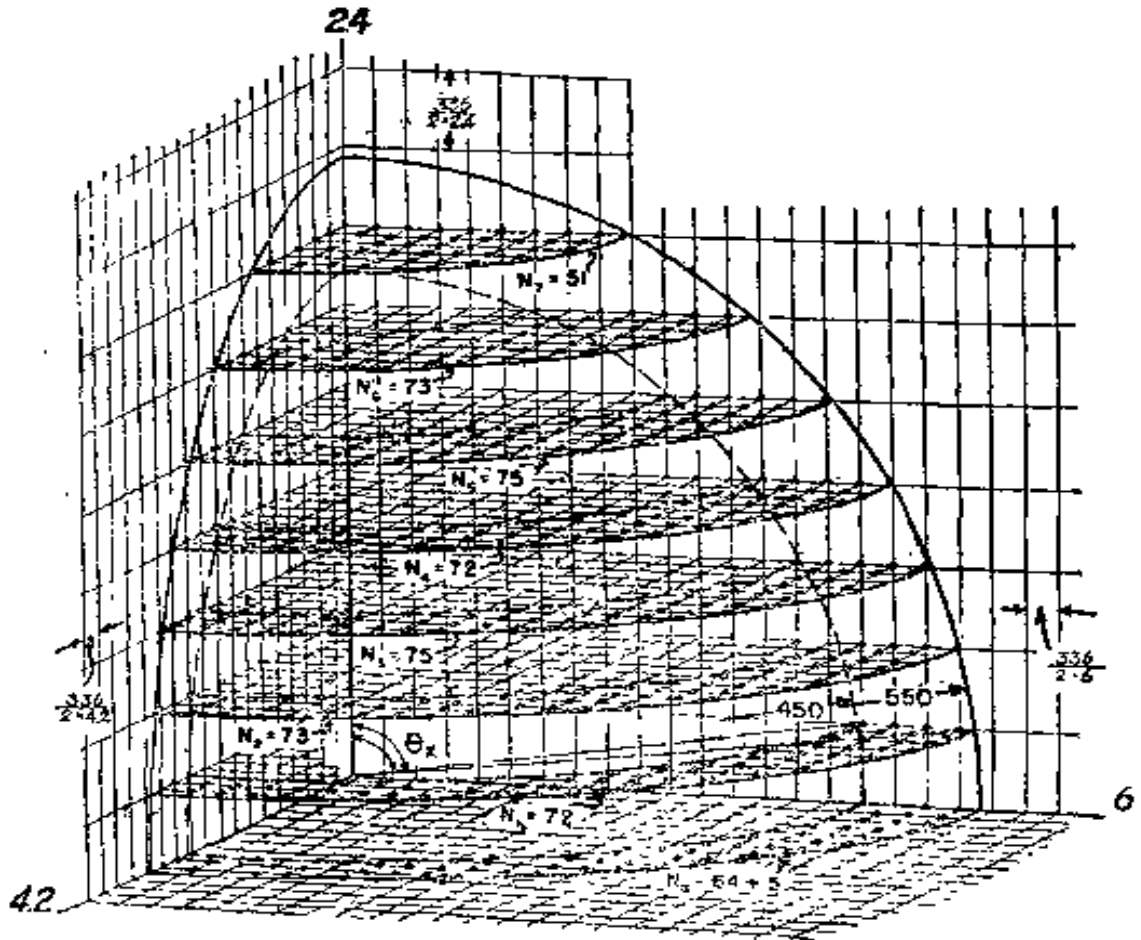


图 4.7 频率空间示意图。从原点到属于某一简正方式的特征点的距离，是这个简正方式的频率。矢量的方向给出这个简正波传播的方向

方向上的间距分别是 $c/2l_x$, $c/2l_y$ 和 $c/2l_z$ 。我们还可以看到，所有简正方式都位于频率空间的第一卦限内。

有了图 4.7 的频率空间，计算各类简正方式在某一频率范围内或在某个频带内的数目就非常方便了。例如， x -轴向简正波在频率 f 以下的数目，就是 f 除以 f_x 轴上特征点的距离 $N_{x\text{轴向}} = f2l_x/c$ 。所有轴向波在频率 f 以下的数目是 $N_{\text{轴向}} = fL/2c$ 。 (4.36)

式中 $L = 4(l_x + l_y + l_z)$, L 是房间各棱之和。

xy -切向波，是 f_x, f_y 平面上特征点之和，在 $f_x f_y$ 平面上频率小于 f 的扇形面积是 $\frac{1}{4} \pi f^2$ ，由此即得 xy -切向波的数目是

$$N_{x\text{-切向}} = \frac{\pi f^2}{c^2} l_x l_y - \frac{f}{c} (l_x + l_y).$$

式中右边被减的项是属于扇形面积的，但在统计轴向波时已经计入各轴向波之和。同理可计算 yz 切向波和 zx 切向波，因此总的切向波在频率 f 以下的数目是

$$N_{\text{切向}} = \frac{\pi f^2 S}{2c^2} - \frac{fL}{2c} \quad (4.37)$$

式中 $S = 2(l_x l_y + l_y l_z + l_z l_x)$ ，是矩形房间的总表面积。

从半径为 f 的 $1/8$ 球体中和除轴向波和切向波以后的所有特征点，都是斜向波。斜向波每一特征点占有的体积是 $c^3/8l_x l_y l_z = c^3/8V$ (V 是房间体积)，因此频率小于 f 的斜向波的数目是

$$N_{\text{斜向}} = \frac{4\pi f^3 V}{3c^3} - \frac{\pi f^2 S}{4c^2} - \frac{fL}{8c} \quad (4.38)$$

由此可求出频率小于 f 的斜向波、切向波和轴向波的总数是

$$N = \frac{4\pi f^3 V}{3c^3} - \frac{\pi f^2 S}{4c^2} - \frac{fL}{8c} \quad (4.39)$$

这样就不难求出频率位于宽度为 df 频率中的各类简正波的数目为

$$\begin{aligned} \Delta N_{\text{轴向}} &\doteq \frac{L}{2c} df \\ \Delta N_{\text{切向}} &\doteq \left(\frac{\pi f S}{c^2} - \frac{L}{2c} \right) df, \\ \Delta N_{\text{斜向}} &\doteq \left(\frac{4\pi f^2 V}{c^3} - \frac{\pi f S}{2c^2} + \frac{L}{8c} \right) df, \\ \Delta N &\doteq \left(\frac{4\pi f^2 V}{c^3} + \frac{\pi f S}{2c^2} + \frac{L}{8c} \right) df. \end{aligned} \quad (4.40)$$

可以看出，随着频率 f 增加，斜向波和简正波的总数以 f 的二次方增加，当 $f > (cS/8V)$ 时，斜向波的数目与总数就接近相等了。这就是说，当频率高过 $cS/8V$ 后，简正波的数目主要就是 N 或 ΔN 的第一项。在一般情况下， N 和 ΔN 的第三项都不重要，二式也可用于其它形状。

4.4.3 稳态声场

频率为 $\omega/2\pi$ 、位置在 $\mathbf{r}_0(x_0, y_0, z_0)$ 上声源强度为 S_ω 的简单

声源所激发的在 $\mathbf{r}(x, y, z)$ 上的稳态声压 $p_s(\mathbf{r}|\mathbf{r}_0)$ 是

$$p_s(\mathbf{r}|\mathbf{r}_0) = j\rho\omega S_\omega g(\mathbf{r}|\mathbf{r}_0)e^{j\omega t}, \quad (4.41)$$

式中 $g(\mathbf{r}|\mathbf{r}_0)$ 称为 \mathbf{r}_0 位置的简单声源在 \mathbf{r} 处激发的 Green 函数。不难证明在矩形房间中 Green 函数 $g(\mathbf{r}|\mathbf{r}_0)$ 是^[1]

$$g(\mathbf{r}|\mathbf{r}_0) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\Psi_n(\mathbf{r})\Psi_n(\mathbf{r}_0)}{V\Lambda_n(K_n^2 - k^2)} \quad (4.42)$$

如 $\mathbf{R} = \mathbf{r} - \mathbf{r}_0$, 是声源到观察点的位置矢量。当 R 小时, g 接近于房间边界不存在时的声场(直达声场), $e^{-jkR}/4\pi R$, g 是所产生的驻波声场(反射声场)。下面可以证明, 若房间内总吸声量为 $A \text{ m}^2$

$$A = \sum \alpha_i S_i. \quad (4.43)$$

则当 $R < \sqrt{A/\pi}/4$ 时, 直达声占主导; 当 $R > \sqrt{A/\pi}/4$ 时, 则直达声不重要。 R 称为混响半径。

$\Psi(\mathbf{r})$ 是室内的简正函数。墙面有吸收时, 其值与墙面完全反射时的 $\phi(\mathbf{r})$ 不同, 但一般相差不大。把 (4.42) 式代入 (4.41) 式, 得稳态声场的声压 $p_s(\mathbf{r}|\mathbf{r}_0)$ 是

$$p_s(\mathbf{r}|\mathbf{r}_0) = j\rho\omega \frac{S_\omega}{V} \sum_n \frac{\Psi_n(\mathbf{r})\Psi_n(\mathbf{r}_0)e^{j\omega t}}{\Lambda_n(K_n^2 - k^2)} \quad (4.44)$$

式中 Ψ_n 和 K_n 是内壁加贴吸声材料的矩形室中第 n 个简正波的简正函数和简正值。如果在垂直 x 轴的两面墙上铺贴相对声导纳为 β_x 的材料, 在垂直于 y 和 z 轴的两对墙面上分别铺设相对声导纳为 β_y 和 β_z 的材料, 那么利用 (4.28) 式的边界条件, 可求出 Ψ_n 和 K_n^2 为

$$\begin{aligned} \Psi_n(\mathbf{r}) &\doteq \cos\left(\frac{q_{nx}\pi}{l_x}x\right)\cos\left(\frac{q_{ny}\pi}{l_y}y\right)\cos\left(\frac{q_{nz}\pi}{l_z}z\right), \\ K_n^2 &\doteq \left(\frac{\pi q_{nx}}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{\pi q_{ny}}{l_y}\right)^2 + \left(\frac{\pi q_{nz}}{l_z}\right)^2. \end{aligned} \quad (4.45)$$

式中 q_{nx} 等由边界条件决定出, 当 $|\beta| \ll 1$ 时有

$$q_{nx} \doteq n_x + j \frac{k}{\pi^2 n_x} (2\beta_x l_x), \quad n_x \neq 0 \quad \text{或} \quad \frac{\sqrt{jk(2\beta_x l_x)}}{\pi}, \quad n_x = 0$$

$$q_{ny} \doteq n_y + j \frac{k}{\pi^2 n_y} (2\beta_y l_y), \quad n_y \neq 0 \quad \text{或} \quad \frac{\sqrt{jk(2\beta_y l_y)}}{\pi}, \quad n_y = 0$$

$$q_{nx} \doteq n_x + j \frac{k}{\pi^2 n_x} (2\beta_x l_x), \quad n_x \neq 0 \quad \text{或} \quad \frac{\sqrt{jk(2\beta_x l_x)}}{\pi}, \quad n_x = 0$$

$$K_n^2 = \eta_n^2 + j \frac{k}{V} (2\varepsilon_{nx}\beta_x l_x l_x + 2\varepsilon_{ny}\beta_y l_x l_x + \dots)$$

$$\varepsilon_n = 1, \quad n = 0; \quad \varepsilon_n = 2, \quad n > 0.$$

掠入射 ($n = 0$) 时, 衰减系数有关项减半, 如同管道中的情况. 我们看到, 当 $\beta \rightarrow 0$ 时, 吸声房间中的量就趋于刚性房间中的量, 即各个 q 趋于各个 n , $\Psi_n \rightarrow \phi_n$, 向 $K_n \rightarrow \eta_n$. 如果把(4.45)中最后一式写作

$$K_n^2 \doteq \eta_n^2 - \frac{k}{4V} [g_n(\omega) - ja_n(\omega)]. \quad (4.46)$$

式中 a_n 就相当于

$$a_n \doteq 4[\varepsilon_{nx}\kappa_x(2l_x l_x) + \varepsilon_{ny}\kappa_y(2l_x l_x) + \dots].$$

关于 a_n 的物理意义, 下面还要详细讨论.

利用式(4.46), 对式(4.44)求声压均方值 p_s^2 ,

$$p_s^2 = \left(\frac{\omega\rho}{V}\right)^2 \langle S_{\omega}^2 \rangle \sum \frac{|\Psi_n^2(\mathbf{r}_0)| / \Lambda_n}{[\eta_n^2 - k^2 - (kg_n/4V)]^2 + (ka_n/4V)^2}. \quad (4.47)$$

式中分母中方括号内的量是共振项; 当这一项等于零时, $\{n\}$ 方式就产生共振. 共振值一半的频带宽度是

$$\Delta f_n = \left(\frac{c}{2\pi}\right) \Delta k = \frac{ca_n}{8\pi V}, \quad (4.48)$$

这个宽度 Δf_n 称为共振峰宽度.

现在我们分两种情况来讨论. 一种是低频率或小房间中的稳态声场; 另一种是高频或大房间的稳态声场.

(一) 小房间中的低频声场

当频率很低时, 共振峰之间的间隔就要比共振峰宽度大得多, 因此单频或狭频带声源只能激发起单个驻波. 在这种情况下, 我们

就无法对 \mathbf{r} 就整个空间进行平均以得出均方声压； $\{n\}$ 简正波共振时在 \mathbf{r} 上的声压振幅的平方值是

$$|p_n^2| = \left(\frac{4\rho c}{a_n \Lambda_n} \right)^2 |S_n^2| \cdot |\Psi_n^2(\mathbf{r})| \cdot |\Psi_n^2(\mathbf{r}_0)|. \quad (4.49)$$

上式表明,所有单个驻波的峰和谷都所明显表现出来(见图 4.8),当然这是对反射声场而言的,如果 \mathbf{r} 非常靠近 \mathbf{r}_0 时,这个式子就不能成立,Green 函数中要用向外球面发散的那一项来代替。

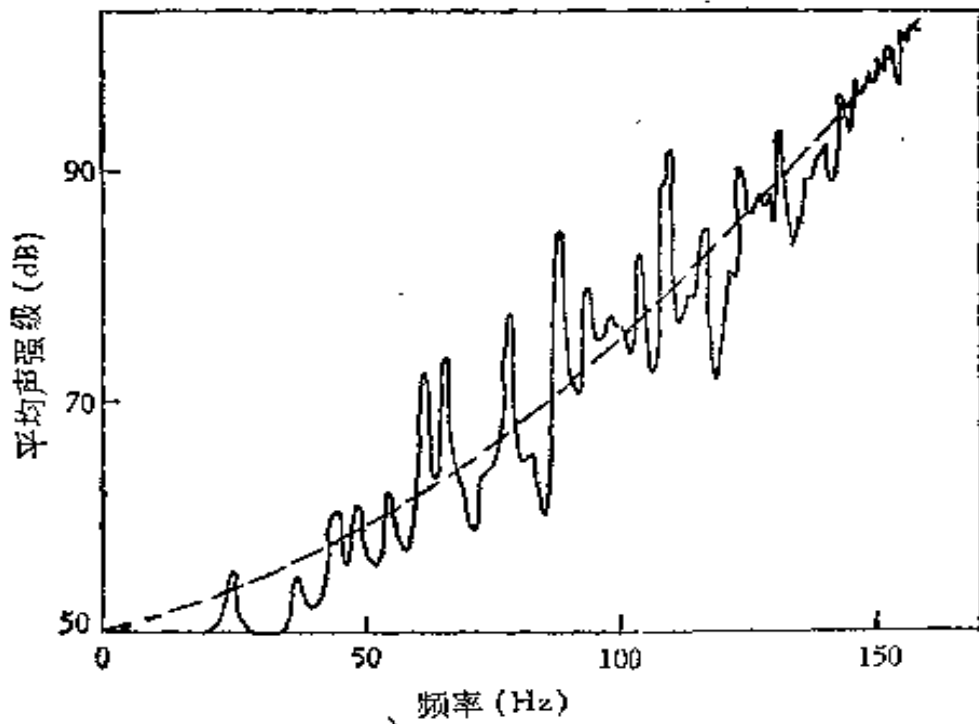


图 4.8 在混响时间为 1 秒的矩形房间($4.5 \times 9.0 \times 3.0 \text{m}^3$)中,实线是稳态响应曲线;虚线是(4.47)式的近似式,可以看出,在高频时实线逐渐趋向于虚线

如果房间尺寸相等,或对称,则低频部分的简正波将会出现简并现象,使 5, 6 个甚至 8, 9 个不同的简正方式具有相同的简正频率;或者,如果边长之间比例不合适,有一、两维特别大,则简正波在频率标度上的分布也会趋向于不均匀,这些情况都会使房向低频的稳态声场变得更不均匀,声学所马大猷教授曾证明,矩形房间的尺寸成调和比例时,可以使低频部分的简正波分布得较均匀一些。

在低频部分,即使房间尺寸的比例合适壁面吸声材料的分布

非常匀称,也会由于简正方式之间的相隔大于共振峰的宽度,从而使声场的分布不会很均匀。这对低频时在混响室内测量噪声源声功率将有重要影响,一般要外加其它的声场扩散装置才能提高功率测量的准确度。

(二) 高频情况

当声源的驱动频率增高时,简正波共振峰之间的平均间隔就越来越比共振峰宽度小,共振峰就越来越重叠,最后响应曲线就变得平坦了,如图 4.8 上高区曲线所示。由 (4.40) 式可知,当波长 $\lambda = c/f$ 小于房间尺寸的 $1/4$ 时,对任何频带,斜向波的数目远远大于轴向波和切向波的数目,因此在 df 频带中的简正波数目就可以简化为

$$dN \doteq \frac{4\pi f^2 V}{c^3} df = \frac{k^2 V}{2\pi^2} dk, \quad (4.50)$$

或

$$\frac{df}{dN} \doteq \frac{c^3}{4\pi f^2 V}.$$

简正波之间的平均间隔大约小于平均共振峰宽度 $1/8$ 时,即当

$$f > 16 \frac{c}{a_n} \quad \text{或} \quad \lambda < \frac{1}{4} (a_n)^{\frac{1}{2}}$$

时,单频声源就所强烈地激发起 8 个以上的简正波。这里的 a_n 就是 (4.46) 式中的 K_n^2 虚部中的量。

在这个频率范围内,(4.47) 式中的分子可写成

$$|\Psi_n^2(\mathbf{r}_0)| / \Lambda_n = E_n(\mathbf{r}_0) = \varepsilon_{nx} \varepsilon_{ny} \varepsilon_{nz}.$$

如果声源离开所有墙面在一个波长以外,则 $E_n(\mathbf{r}_0)$ 是 1; 如声源在墙面上但远离棱边,则 $E_n(\mathbf{r}_0) = 2$; 如声源在棱边而远离墙角, $E_n(\mathbf{r}_0)$ 就是 4; 如果声源位于墙角上,那么 $E_n(\mathbf{r}_0)$ 就等于 8。一般噪声源声功率的混响室法测量中,声源总是远离所有墙面和棱角的,因此可以认为 $E_n(\mathbf{r}_0) = 1$ 。在这种情况下,(4.47) 式就变成

$$p_i^2 = \left(\frac{\rho\omega}{V}\right)^2 \langle S_\omega^2 \rangle \sum_n \frac{1}{[\eta_n^2 - k^2 - (kg_n/4V)]^2 + (ka_n/4V)^2}$$

如果频率足够高,激发出的简正波足够多,则求和号就可以变成对波数变量 η 的积分. 利用 $dN = (\eta^2 V / 2\pi^2) d\eta$, 上式变成

$$p_i^2 = \frac{\omega^3 \rho^2}{2\pi^2 V} \langle S_\omega^2 \rangle \int_0^\infty \frac{\eta^2 d\eta}{[\eta^2 - k^2 - (kg_n/4V)]^2 + (ka_n/4V)^2}$$

当 $\lambda^2 < a_n/16$, a_n 和 $g_n < 4kV$ 时,不难求出上式积分为

$$p_i^2 \approx \frac{\rho^2 \omega^2}{\pi \langle a \rangle} \langle S_\omega^2 \rangle. \quad (4.51)$$

式中 $\langle a \rangle$ 是 a_n 在带宽为 $c\langle a \rangle/8\pi V$ 频带上的平均值.

另一方面,声源强度为 S_ω 的简单声源辐射的声功率 W 是

$$W = \rho\omega^2 \langle S_\omega^2 \rangle / 4\pi c \quad W.$$

因此反射声场平均声压 $\langle p_i^2 \rangle$ 和声功率 W 的关系是

$$\langle p_i^2 \rangle = \frac{4W\rho c}{\langle a \rangle}.$$

这里我们将解释式中 $\langle a \rangle$ 的物理意义. a_n 来自第 n 个简正波的简正值虚部, 而 $\langle a \rangle$ 是 a_n 在激发频带中各 n 的平均值. 由于简正波具有不同的类别, 各个简正波对某一壁面又有各自的人射角, 因此 $\langle a \rangle$ 并不是表征壁面吸收特性的量, 它取决于具体参予平均的那些简正波的特性. 如果房间中不仅激发出足够多的高频简正波, 而且房间内又足够扩散, 即各简正波之间有很强烈的耦合, 使得各简正波的特性几乎没有差别. 当而且仅当满足这个扩散条件时, $\langle a \rangle$ 这个量才是壁面吸收性质的量度, 与各简正波无关. 在这种情况下, $\langle a \rangle$ 就等于各壁面乘其吸声系数相加后得到的吸声量.

$$\langle a \rangle = a = \sum_i \alpha_i S_i. \quad (4.52)$$

这时均方声压与声功率 W 就有关系

$$p_i^2 = \frac{4W\rho c}{a}. \quad (4.53)$$

这就是下一章将从几何声学中得出的房间内反射区的稳态声场,

直达声场不难由(4.42)式得到

$$p_r^2 = \frac{W \rho c}{4\pi r^2} \quad (4.54)$$

关于(4.53)和(4.54)式的应用将在下一章详细讨论。

4.4.4 瞬态声场、混响

房间内激发的稳态声场,当声源停止时,声场将以各自激起的简正振动方式的阻尼特性而衰变。为了说明这个特性,我们来讨论一下声源频率为 $\omega_g/2\pi$ 时所激发的稳态声场,当 $t = 0$ 时,声源突然停止后声场衰变的情形。如果 t 从 $-\infty$ 开始到 $t = 0$ 时声源强度是 $S(t) = \sin(\omega_g t)$, 并从 $t = 0$ 以后 $S(t) = 0$ 。则可以利用傅里叶变换求出 $t = 0$ 前后的声场是

$$p_r(\mathbf{r}, t) = \begin{cases} \rho c^2 \omega_g \sum_n B_n \cos(\omega_g t - P_n), & t < 0 \\ \rho c^2 \omega_g \sum_n C_n e^{-\gamma_n t} \cos(\omega_n t + Q_n), & t > 0, \end{cases} \quad (4.55)$$

式中

$$B_n e^{-iP_n} = \frac{\Psi_n(\mathbf{r}) \Psi_n(\mathbf{r}_0)}{[\omega_g^2 - c^2 K_n^2(\omega_g)] V \Lambda_n(\omega_g)}$$

$$C_n e^{iQ_n} = \frac{\Psi_n(\mathbf{r}) \Psi_n(\mathbf{r}_0)}{[\omega_g^2 - (\omega_n + j\gamma_n)^2] V \Lambda_n(\omega_n + j\gamma_n)}$$

由(4.55)式可以看出,在 $t = 0$ 以前声场是稳态的,声波均以声源频率 $\omega_g/2\pi$ 振动;但在 $t = 0$ 以后,声场就变成了瞬态场,声波具有典型的混响形式,各个简正波以其各自的固有频率振动,且具有各自的衰变常数 γ_n 。在 $t = 0$ 的时刻二者是连续的。

(4.55)式在 $t = 0$ 以后,即当声源关掉以后的声压可写成

$$p_r(\mathbf{r}, t) = \sum_n A_n e^{-\gamma_n t} \cos(\omega_n t + \Phi_n), \quad (4.56)$$

式中求和是对混响过程中激起的简正方式而言的,各方式的振幅为 A_n ; γ_n 是各方式的衰变常数,它由简正值 $K_n(\omega)$ 确定,即

$$cK_n(\omega) = \omega_n + j\gamma_n.$$

当 $\gamma_n \ll \omega_n$ 时, 不难证明 γ_n 为

$$\gamma_n = \frac{a_n c}{8V} \quad (4.57)$$

式中 a_n 即上节(4.46)式中的量, 这个量的意义在上节已有讨论. 请注意, a_n 这个量虽然是由墙面的声导率决定的. 但一般情况下与具体的简正方式有关, 并非完全由墙壁决定. 因此, 声压的均方值可写为

$$p^2 = \sum_n A_n^2 e^{-2\gamma_n t} \quad (4.58)$$

我们知道, 即使当壁面的相对声导纳 $|\beta| \ll 1$ 时, 各类简正波的 a_n 是不同的. 在各对墙面是均匀导纳时的情况将有

$$\begin{aligned} a_{轴向}(\omega) &= 8[\kappa_x(2l_y l_x) + \kappa_y(2l_x l_y) + \kappa_z(2l_x l_y)], \\ a_{切向, yz} &= 8 \left[\frac{1}{2} \kappa_x(2l_y l_x) + \kappa_y(2l_x l_y) + \kappa_z(2l_x l_y) \right], \\ a_{轴向, x} &= 8 \left[\kappa_x(2l_y l_x) + \frac{1}{2} \kappa_y(2l_x l_y) + \frac{1}{2} \kappa_z(2l_x l_y) \right]. \\ &\dots \dots \dots \end{aligned} \quad (4.59)$$

这样一来, 在混响过程激起的频带中(如用波数表示, 即在 $k - \frac{1}{2} dk$ 到 $k + \frac{1}{2} dk$ 中), 各类波具有不同的衰变因数, 均方声压是

$$\begin{aligned} p^2 &= \left[\frac{k^2 V}{2\pi^2} \exp\left(-\frac{ca_{轴向} t}{4V}\right) + \frac{k l_y l_x}{2\pi} \exp\left(-\frac{ca_{切向, yz} t}{4V}\right) \right. \\ &\quad \left. + \dots + \frac{l_x}{\pi} \exp\left(-\frac{ca_{轴向, x} t}{4V}\right) + \dots \right] \langle A^2 \rangle dk. \end{aligned} \quad (4.60)$$

因此, 声压衰变曲线就是由三种类型的项相加的结果. 开始时 ($t = 0$), 第一项最大, 但衰变较其它各项要快, 不久即让位于切向波了, 声压按切向波衰变, 最后切向波也衰变到比轴向波弱, 总声压及其衰变过程就由衰变最慢的轴向波来决定, 所以在衰变曲线上将会出现“转折”点. 因为每个相加的项均有各自的转折点, 结

果形成的衰变曲线就不会象单一简正方式或不规则大房间（下一章）中那样是一根直线，而是逐渐弯曲了。

图 4.9 示出了在 $3 \times 4.5 \times 9\text{m}^3$ 小房间中的衰变曲线，假设房间中面积最小的两面墙比其它四面吸收大得多。图中实线是用足够宽频带的声源激发并在房间中大致激发起十个以上等幅驻波时的衰变曲线，因此曲线是光滑的，但弯曲还是明显的。虚线是只激发起两个驻波时的衰变曲线，由于干涉现象，曲线有显著的起伏。

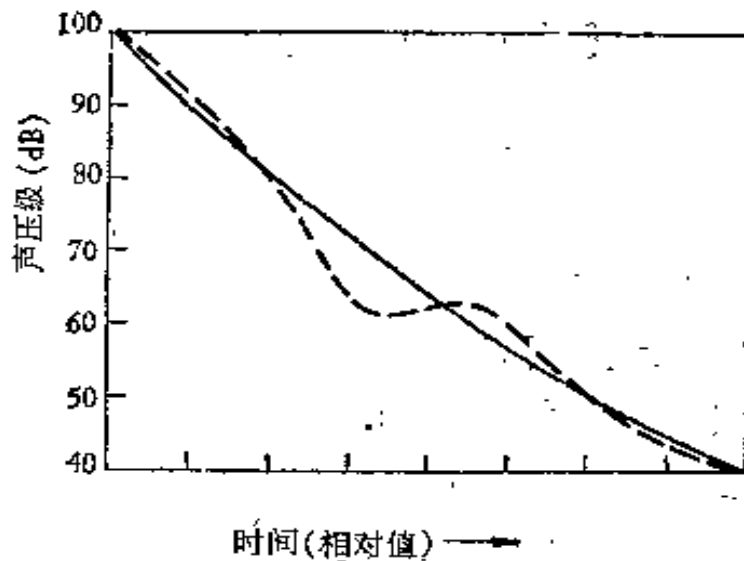


图 4.9 小房间中的衰变曲线，房间一对墙面的吸收大于其它四面。实线是大量简正振动方式的衰变；虚线表示只激起两个简正波时出现的干涉效应

当房间壁面的吸声性质大致相等时，衰变曲线中上述弯曲现象和干涉效应还是存在的，吸收越强越是明显。

但如果壁面的形状或墙面导纳的分布有足够大的无规性，使得任何一个简正波同其它简正波产生强烈的耦合，这时也只有在这时，斜向波、切向波和轴向波之间才不会明显的差别，在频带 df 中所有波的 γ_n 值就几乎全都相等；声场瞬态衰变过程中声压的均方值将按照相同的指数因数 $e^{-2\gamma t}$ 衰变，这时衰变过程变成直线。此外，如果声源激发频带足够宽的话，或者当式(4.50)的简正振动方式的平均间隔小于该简正波共振峰宽度的 $1/8$ 时，几何声学的条件就成立，频率为 f 的房间吸声量 a 就只是房间壁面的函数，与具体简正波无关，它的值就等于 $8V\gamma/c$ 。这时，均方声压即为

$$p^2 = P_0^2 e^{-2\gamma t} = P_0^2 e^{-\frac{ac}{4V} t} \quad (4.61)$$

从声源停止后衰减 60dB 的混响时间 T_{60} 为

$$T_{60} = \frac{0.16V}{a} \quad (4.62)$$

这就是满足几何声学条件的著名的 Sabine 公式, 因为这个公式最早是由 W. C. Sabine 从实验中得出的。

§ 4.5 圆柱形房间

非矩形房间的情形与矩形房间的相似, 所不同的只是简正频率的数值同驻波的分布式样, 所以上面的讨论也适用于其它形状的房间。最常见的是圆柱形房间, 如炉膛、烟囱、某些大型通风管道等。球形房间不太常见, 不过情形与圆柱形房间的相似, 所以这一节我们只讨论圆柱形的小房间。

圆柱形小室的特征函数 Ψ_n 可以写为

$$\Psi_n(r, \theta, z) = \frac{\cos}{\sin}(m\theta) J_m\left(\frac{\omega_r}{c} r\right) \cos\left(\frac{n_z \pi}{l_z} z\right), \quad (4.63)$$

式中, r, θ, z 是柱坐标的变量, m 是正整数 $0, 1, 2, \dots$ 。 J_m 是 m 阶圆柱贝塞耳函数。由上式可见, 在 z 方向上的边界条件是同矩形房间相同的。但径向的边界条件要满足: 当 $r = a$ 时, 质点速度为零, 即

$$\left. \frac{d}{dr} J_m\left(\frac{\omega_r}{c} r\right) \right|_{r=a} = 0,$$

由此得

$$\omega_r = \frac{\pi \alpha_{mn}}{a} c, \quad (4.64)$$

特征函数中贝塞耳函数变成

$$J_m\left(\frac{\alpha_{mn} \pi}{a} r\right).$$

它同 $\cos\left(\frac{n_z \pi}{l_z} z\right)$ 的宗量形式相似, 差别只是 α_{mn} 代替了 n_z , α_{mn}

不是正整数,而是

$$\begin{array}{lll} \alpha_{00} = 0 & \alpha_{01} = 1.22 & \alpha_{02} = 2.23 \\ \alpha_{10} = 0.59 & \alpha_{11} = 1.70 & \alpha_{12} = 2.27 \\ \alpha_{20} = 0.97 & \alpha_{21} = 2.13 & \alpha_{22} = 3.17 \end{array}$$

当 $n \gg 1$ 且 $n > m$ 时,

$$\alpha_{mn} \approx n + \frac{m}{2} + \frac{1}{4}$$

因此,简正振动方式可用 (α_{mn}, n_x) 标记,简正频率是

$$f_{(m,n,n_x)} = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{\alpha_{mn}}{a}\right)^2 + \left(\frac{n_x}{l_x}\right)^2} \quad (4.65)$$

圆柱房间中各类简正方式可作如下考虑。它们不象在矩形房间一样,可用一个方向表示 f_{m,n,n_x} 矢量,但有些是明显的。相当于 $m=n=0$ 的 z 轴向波振动是在 z 方向。同理, $n_x=0$ 的波可称为 r, θ -切向波,与矩形房间中相似。振动完全在径向(平行于 r), $n_x=m=0$ 的波可称为 r -轴向波,虽然它们不是在某一固定方向。 $n_x=n=0$ 的波主要在弯曲表面附近运动,在柱轴上的运动为 0,这些可称为 ϕ -轴向波。如果 m 和 n 的值比较大,近似地可得各类波的数目如下:

$$\begin{aligned} dN_{z\text{轴向}} &\approx (2l/c)df \\ dN_{\theta\text{轴向}} &\approx (2\pi a/c)df \\ dN_{r\theta\text{切向}} &\approx [(2\pi f/c^2)\pi a^2 - (\pi a/c)]df \\ dN_{z\theta\text{切向}} &\approx [(2\pi f/c^2)(2\pi a l) - (2\pi a/c) - (2l/c)]df \\ dN &\approx [(4\pi f^2 V/c^2) + (\pi f S/2c^2) + (L/8c)]df \end{aligned} \quad (4.66)$$

式中 $V = \pi a^2 l$; $S = 2\pi a^2 + 2\pi a l$; $L = 4\pi a + 4l$,

与矩形房间中的 V, S 定义完全相同,只是 L 不太容易看出来,也不容易预计。包含 L 的项在很多情况下是不重要的。

dN 曲线的形状与图 4.8 所示矩形房间的曲线相似,但接近平均虚线较慢,简正频率简并的较多。

同样方法可用于球形房间,简正频率的分布也近似(4.66)式,不规则性比圆柱房间更甚,相反地,不规则形状中的简正频率分

布可能更快地接近平均曲线,但有凹面时或在特殊情况下,房间内可出现声强突出的点(焦点)。

参 考 文 献

- [1] P. Morse and U. Ingard 著,吕文榆 杨训仁译, *Theoretical Acoustics*, 理论声学, 科学出版社(1984)。
- [2] 吕如榆等, 噪声控制中声共振的抑制, 第二届声学会议论文集(1973)。
- [3] L. L. Beranek, *ed.*, *Noise and Vibration Control*, McGraw-Hill (1971)。

第五章 厅堂声学

车世光

§ 5.1 引言

声波在室内传播时由于界面的反射与不同程度的空气吸收,造成声能在空间发生变化,而产生一系列不同于露天传播情况的声学特性。

房间对声音的主要影响是:(i)引起一系列的反射声,(ii)与露天不同的音质,(iii)由于简正方式的激发而引起声能密度的增加,(iv)使声音在空间的分布发生变化。分析房间声学的方法有:(i)几何声学方法;(ii)统计声学方法;(iii)物理声学方法,物理声学已在第四章中讨论过,本章内容只限于前二个,着重讨论平均能量关系,忽略波动性质和相位关系。

在大型厅堂中,各个方向的尺度都比波长大几倍或几十、几百倍。在这范围内,厅堂中的简正频率密度很大,任何声音都可以激发大量的简正波,其相位各有不同。厅堂中所遇到的声源,包括语言、音乐以及噪声,基本都是无规过程,没有连续的纯音,这是几何声学和统计声学考虑能量关系的基础。几何声学还进一步考虑声波所遇到的反射面。障碍物等的尺寸都大于波长时的影响。

§ 5.2 狭长房间内平面波的传播

所谓“狭长房间”是指长度方向的尺寸比其他两个方向的尺寸大很多的狭长形房间,而且长度尺寸比声音的波长也要大得多,这是声波在房间传播的特例。例如将声源放置在狭长房间的一端,

并且只产生平面波，如图 5.1 所示，房间表面是坚硬的，即使有任何吸收亦只在房间的端部。

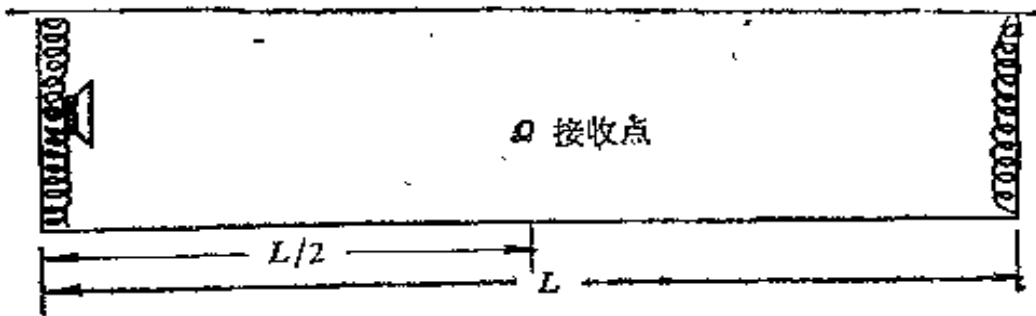


图 5.1 狭长房间中平面波的传播

在时间 $t = 0$ 时将声源开启，发出无规噪声，接收点收到声音的时间为 t_1 ，即声线到达接收点所需要的时间 $t_1 = L/2c$ 。此后，声线将继续向前传播直到房间的端部，这时可能产生三种情况，即

1. 端部表面将吸收全部投射到它上面的声能。这时，就形成无反射式自由场条件，在房间中任何点的声能密度是恒定的，由声源的输出功率决定。这种情况也可以视做无限长的狭长房间，在这种情况下，声线向无限远传播。

2. 端部表面吸收部分声能，反射部分声能。这时，在 t_1 与 $t_2 (= 3L/2c)$ ， t_2 是声线从声源传播至终端墙面再返回到接收点的时间)之间接收点的声能密度与自由场的相同。而在 t_2 之后接收点的声能密度将是入射声的声能密度与反射声的声能密度之和。在 t_2 之后声线继续前进，然后碰撞声源处墙面，又产生部分吸收、部分反射。这一过程将循环往复以至无穷，每碰撞一次声能都将被部分吸收、部分反射。

在接收点处第 N 次反射后的声能密度可以写成

$$D(N) = D_0 \sum_{N=0}^{\infty} (1 - \bar{\alpha})^N. \quad (5.1)$$

式中 D_0 (J/m^3)，为直达声的声能密度， $\bar{\alpha}$ 为端部墙的平均吸声系数， N 为反射次数。

当反射次数 N 增加到一定程度后，可以证明(5.1)式的极限为

$$D(\bar{\alpha}) = D_0 / \bar{\alpha}, \quad (5.2)$$

式中 $D(\alpha)$ 是稳态声能密度。

从上式可以看出,当 $\alpha \approx 1$ 时,稳态声能密度 $D(\alpha)$ 总是大于 D_0 的,即室内的声能密度总比室外的要高些。当 $\alpha = 0.01$ 时,室内声压级要比室外高 20dB; $\alpha = 0.1$ 时,室内比室外高 10 dB; $\alpha = 1$ 时,室内外声压级相等。这说明将一台机器放在室内时,室内声级通常总要高于露天的声级。

3. 端墙将入射到它表面的声能全部反射,这是条件 2. 的特殊情况,即 $\alpha = 0$ 。此时,我们将得到一声强非常大的声场。从理论上讲,如果空气无吸收,则声能无损耗,此时,声强可以增加至无限大,但实际上边界和空气总存在一定的吸收,所以声强增加到一定程度后,总会达到稳态的。

§ 5.3 大房间中的声场

如果房间中有一点声源,当声源开启时,声源发出的声功率将以球面方式传播,在声源附近,声强与距离的平方成反比。离声源一定距离后,房间界面的反射将影响到室内的声级。如果房间尺度比波长大多,则从声源发出的声波可以用几何声学的声线理论来处理。声线经过一定时间后将入射到某一表面。这时与平面波相似,会有三种可能:

1. 如果入射到界面上的声能被表面全部吸收,则反射对声场的影响就可以忽略不计,声场为自由声场。这时,在房间中任何位置上的声能密度 D_0 为

$$D_0 = \omega / 4\pi r^2 c. \quad (5.3)$$

式中 D_0 为直达声的声能密度(J/m^3)。 ω 为声源功率, r 为距离。由(5.3)式可以看出,声能密度随 r 的平方下降。

2. 界面只是部分吸收、部分反射(这是一般的实际情况)。如总的反射声能密度为 D' ,可求出它在墙面上产生的声强为 $D'c/4$,如界面的平均吸收系数为 α ,在墙面上吸收的总声功率 $(D'c/4)S\alpha$ 应等于声源功率减去第一次反射时吸收掉的部分,即 $\omega(1 - \alpha)$,

因而可求得 D' 与 $\bar{\alpha}$ 之间的关系为

$$D' = \frac{4w}{S\bar{\alpha}c} (1 - \bar{\alpha}). \quad (5.4)$$

式中 S 为房间总表面积。由(5.4)式可见,反射声产生的声能密度是与声源距离 r 无关的。只取决于 $\bar{\alpha}$ 及其它参量。

当声源开启后,房间中的声能密度将是声源直接产生的声能密度 D_0 与界面反射后产生的声能密度 D' 之和。这时,在整个房间中声场将不是恒定值,靠近声源处的声场主要是直达声场,远处的声场则主要是反射声场(或称混响场)。直达声场与反射声场的范围决定于房间表面的平均吸声系数和表面面积。房间中某点的声压级可以用下式计算:

$$L_p = L_w + 10 \log (1/4\pi r^2 + 4/R) \text{dB}. \quad (5.5)$$

式中 R 为房间常数, $R = S\bar{\alpha}/(1 - \bar{\alpha})$, 单位为平方米 (m^2)。

在任何房间中,房间常数 R 越小,人在室内会感到越活跃,反之, R 值大会感到越沉寂。

§ 5.4 声源的指向性因数

当位于室内的声源具有指向性因数 DF 时,在前节的(5.5)式中要考虑声源指向性对声压级的影响,即

$$L_p = L_w + 10 \log (DF/4\pi r^2 + 4/R). \quad (5.6)$$

实际的 DF 值可按照下条件考虑: 球面辐射源 $DF = 1$; 半球面辐射源 $DF = 2$; $1/4$ 球面辐射源 $DF = 4$; $1/8$ 球面辐射源 $DF = 8$ 。

房间中接收点处的相对声压级与声源距离 r 、指向性因数 DF 以及房间常数 R 的关系如图 5.2 所示。在实际工作中,房间各表面的平均吸声系数是不容易求得的,一般只有 Sabine 吸声系数(即混响室吸声系数) α 。实践证明 R 值更接近于 $S\alpha = \sum_{(i)} S_i \alpha_i$, S_i 为第 i 个表面的面积, α_i 为其 Sabine 吸声系数。在反射强或吸

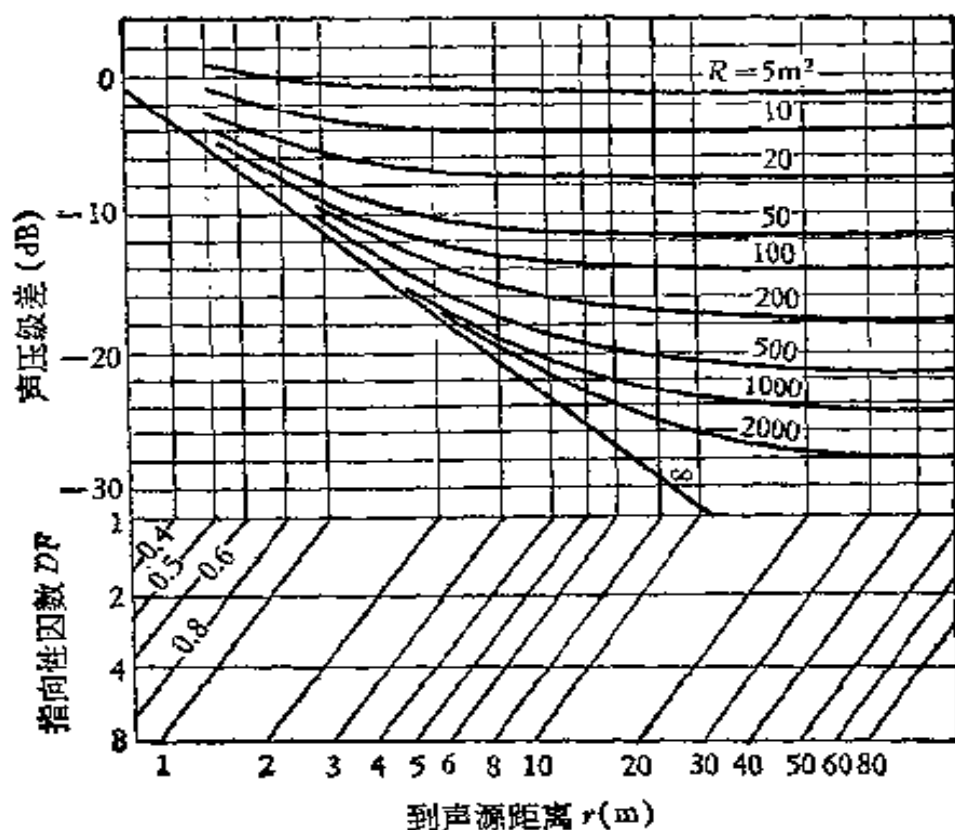


图 5.2 室内声压级计算图表

收强的表面附近,声压级与(5.6)式所给的 L_p 有些出入。

§ 5.5 混响半径

从公式(5.6)出发,我们可以发现在离声源一定距离之后混响场的声压级将超过自由场的声压级,即混响声能密度超过直达声能密度,二者相等时,离声源的距离称为混响半径 r_c 。

$$DF/4\pi r_c^2 = 4/R,$$

即

$$r_c = \left(\frac{1}{4}\right)\sqrt{DFR/\pi} = 0.14\sqrt{DFR}. \quad (5.7)$$

它说明当接收点距离比 r_c 更靠近声源时,增加房间的吸声量却很难降低那里的噪声级。接收点距离大于 r_c 时,采取“吸声”才能降低噪声。同样,对于语言,如接收者与谈话者的距离小于 r_c 时,混响声的干扰是不大的。

§ 5.6 混响时间

房间常数接近房间界面面积与 Sabine 吸声系数的乘积或房间的总吸声量。在声源突然停止后，混响过程也还要受到 R 的影响。如各表面的平均吸声系数是 $\bar{\alpha}$ ，声音每反射一次其能量即变成原来的 $(1 - \bar{\alpha})$ 倍。可证在厅堂中声音在两次反射间所传播的距离为 $4V/S$ ，式中 V 为厅堂体积， S 其表面总面积，这个距离称为平均自由程、声能每传播一个平均自由程，也就是每经过 $c/(4V/S)$ 时间就反射一次，声能就乘以 $(1 - \bar{\alpha})$ ，经过时间 t 以后声能就成为

$$E = E_0(1 - \bar{\alpha})^{ct/(4V/S)} = E_0(1 - \bar{\alpha})^{Sc t/4V}. \quad (5.8)$$

取定义当 $E/E_0 = 10^{-6}$ ，即声音衰变 60dB 所需的时间为混响时间，

$$T = -0.163V/S \ln(1 - \bar{\alpha}). \quad (5.9)$$

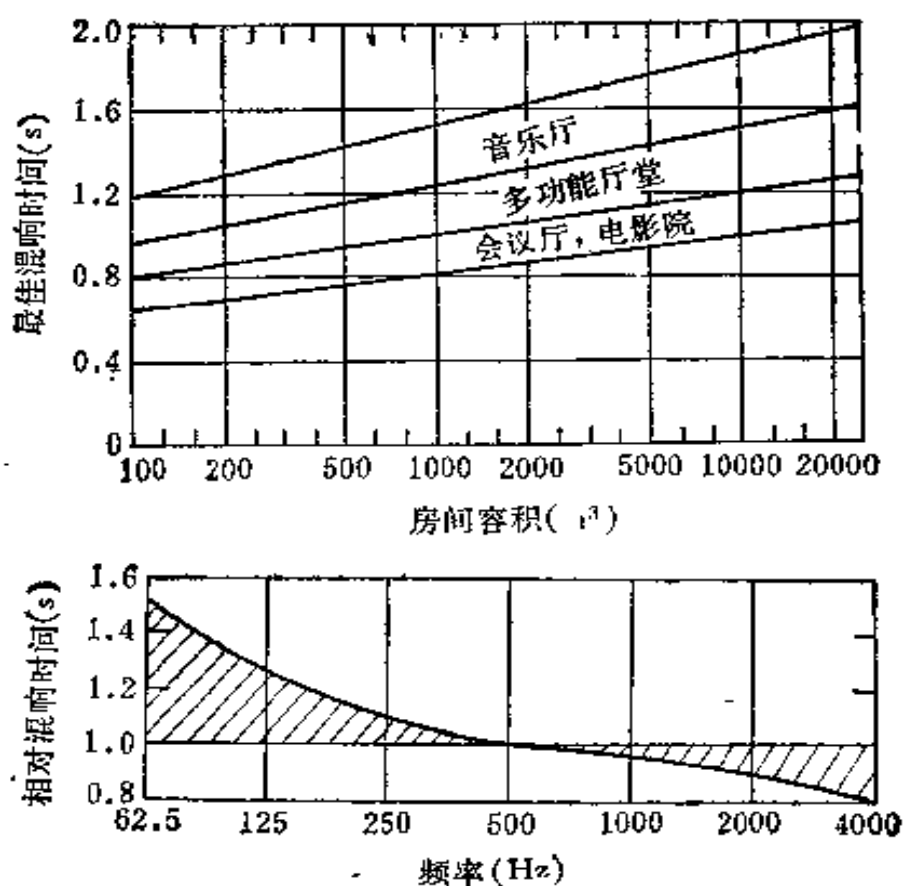


图 5.3 各种用途房间的最佳混响时间 (500Hz)

这个公式称为 Eyring 混响公式。如 $\bar{\alpha}$ 值小于 0.1, 这个公式可以近似地写作

$$T = 0.163V/S \cdot \bar{\alpha}, \quad (5.10)$$

这个公式则称为 Sabine 混响公式。事实上, Sabine 公式也常用于吸收较大的情况, $\bar{\alpha}$ 称为 Sabine 系数。从理论上说, Eyring 公式是跟踪声线计算其逐渐衰变的结果。如果假设每反射一次后室内声能就搅乱平均一次则得到的就是 Sabine 公式。所以这两个公式是从不同的角度理解声场衰变过程的结果。

对于语言用或音乐用的房间, 混响时间可做为重要的音质评价指标。其推荐值决定于房间的大小与用途(图 5.3)。除此之外, 也可用降低混响时间或增加吸声量 $S\bar{\alpha}$ 的方法降低房间的噪声声级。用这个方法降低噪声一般以降低 10dB 为限, 否则使用吸声材料不经济。

§ 5.7 空气吸收

不同温度、湿度下空气吸收有所不同, 特别是在高频时吸收较大。因此, 在计算室内混响时间时, 要考虑高频的空气吸声量。这时混响时间的计算公式应写为

$$T_{60} = \frac{0.163V}{S\bar{\alpha} + 4mV} \quad (5.11)$$

式中 $4mV$ 即为空气吸声量, m 为空气中能量衰减率。 $4m$ 值列于表 5.1。

表 5.1 空气吸收系数 $4m$ 值(室内温度 20℃)

频率(Hz)	室内相对湿度				
	30%	40%	50%	60%	70%
2000	0.012	0.010	0.010	0.009	0.0085
4000	0.038	0.029	0.024	0.022	0.021
6300	0.084	0.062	0.050	0.043	0.040

§ 5.8 室内几何声学

当声波的频率较高,即声波的波长小于房间中反射面时,可以用几何光学中光线的概念把声的传播看做沿声线传播的声能,它也忽略了声的波动性能,这是几何声学的方法,几何声学在研究房间中各个反射面的作用时是非常有效的,用几何声学的方法还可以检查厅堂中是否有回声与声聚焦现象(这些都是音质上的缺点)。几何声学的使用条件是反射面尺寸甚大于声波的波长,而反射面的粗糙度甚小于波长时才有效。这时声线满足反射角等于入射角的反射定律(第二章)。

在几何声学中并不考虑声波从一种媒质透射到另一种媒质引起的折射,也不考虑在不均匀媒质中声线的弯曲,同时,衍射现象也是被忽略的,因为几何声学的主要先决条件是直线传播。在几何声学中也不考虑声波的干涉,即声场中的几个分量叠加,不考虑它们之间的相位关系,而代之以它们的声能密度或声强之间的简单的相加。

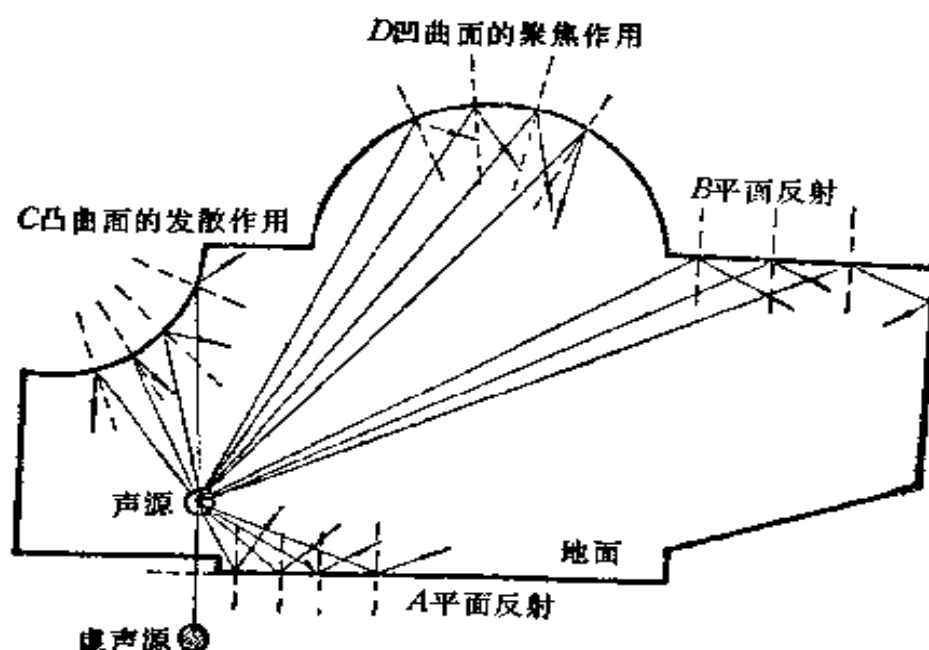


图 5.4 室内声音反射的几种典型情况。

A、B——平面反射； C——凸曲面的发散作用； D——凹曲面的聚焦作用

图 5.4 中给出了在房间中可能出现的四种声音反射的典型情况。图中 A 与 B 均为平面反射,所不同的是离声源近的 A ,由于入射角变比较大,反射声的反射范围较大;离声源远的 B ,各入射声线近于平行,反射声的方向也近于一致, C 与 D 是两种反射效果截然不同的曲面。凸曲面 C 使声线束扩散,凹曲面 D 则使声线集中于一个区域,形成声聚焦。对于一个曲面,只要确定了它们的圆心与曲率半径,就可以利用几何作图法进行声线分析。

据研究,在室内各接收点上,直达声以及反射声的分布情况对听音有很大影响。利用几何作图法可以将各个界面对声音反射情况进行分析,但经过多次反射后,情况已相当复杂,它已接近无规分布,所以通常只研究前 1、2 次反射声,并控制它们的分布情况来达到控制音质与噪声的目的。

参 考 文 献

- [1] 白瑞奈克著,章启馥等译 声学,高等教育出版社(1959)。
- [2] 努特生、哈里斯著,王季卿等译 建筑中的声学设计,上海科技出版社(1958)。
- [3] 库特鲁夫著,沈燮译 室内声学,建筑工业出版社(1982)。

第六章 听觉、噪声和振动的评价

姚安子

§ 6.1 听觉生理

噪声妨碍人们的睡眠与休息，干扰交谈，降低人们的工作效率。强大的噪声还对人体产生不良影响。噪声对人体的作用，可分为特异性的影响——对听觉系统，和非特异性的影响——对其它系统。在这一节里我们仅介绍其对听力的影响。

6.1.1 耳的构造

耳由三部分组成，即外耳，中耳及内耳(图 6.1)。

耳廓与外听道属于外耳。外听道是长约 25 毫米的稍微弯曲的管道。其内端被分割外耳和中耳的鼓膜完全封闭。中耳为颞骨内衬有粘膜的一个小腔，称为鼓室，借鼓膜与外听道分开。鼓膜近似圆形，直径 8—9mm，厚度为 0.1—1.15mm。鼓膜的中心略突向鼓室内，形似圆锥。在分隔鼓室腔(中耳)与内耳的外侧骨壁上，有两个封闭的小窗：卵圆窗和圆窗，圆窗位于卵圆窗的下方在鼓膜与卵圆窗之间有三个彼此相衔接的听小骨：锤骨、砧骨和镫骨。锤骨柄与鼓膜相连，镫骨底部则覆盖在卵圆窗上。鼓室借欧氏管与鼻咽腔相通。通向鼻咽腔的欧氏管的开口部，通常是关闭的，每当进行吞咽动作时则开放，借以使鼓膜两侧的压力取得平衡。当外界压力急剧改变时，不论是压力降低(例如飞机上升时)，或是压力升高(例如在潜水艇内)鼓膜的紧张度都会发生改变，因而产生听力锐度的降低——暂时性耳聋，这时即可用吞咽动作消除。内耳位于鼓室(中耳)与内听道(听神经由此进入)之间。内耳由骨迷

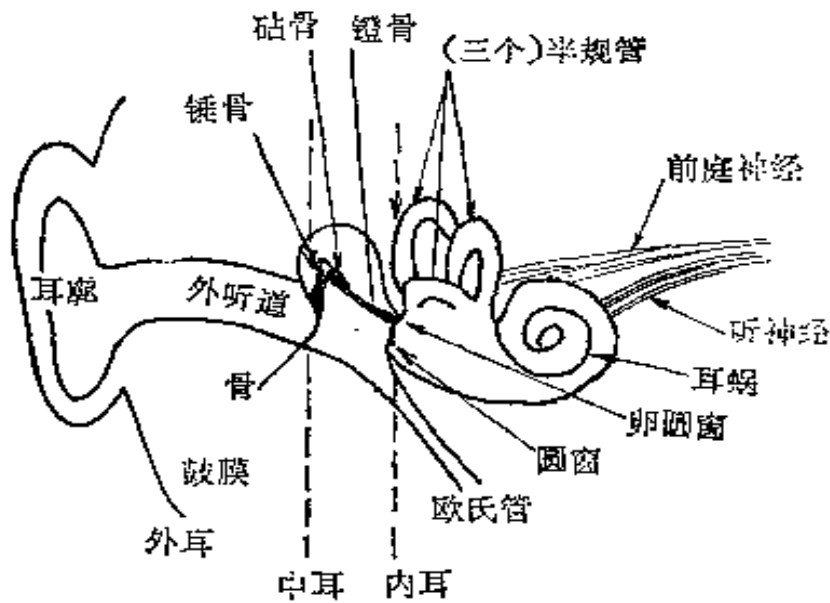


图 6.1 耳的构造

路和膜迷路组成，骨迷路为膜迷路的外壳，两迷路之间含有外淋巴。膜迷路内有内淋巴，骨迷路内又分成三个彼此相连的空腔：前庭、骨半规管及耳蜗。前庭位于耳蜗的后上方和半规管的前下方。在前方它与耳蜗相连，在后方则与半规管相连。耳蜗与其中所包含的柯蒂氏器官，乃是将声能转变为神经兴奋能量的换能器分析器的外周感受装置。它是一个围绕锥形骨轴旋行的螺旋骨管，听神经的小支经小孔进入其基底部。此管长约 20—30mm，人的耳蜗绕旋约 2 圈半，其直径由蜗底部至蜗孔顶部逐渐减少。沿管道的全长，由中心伸出螺旋状盘绕的骨板，此板的宽度约占管径的 2/3。基底膜紧附于螺旋骨板的游离缘与管道侧壁之间。但基底膜的宽度与耳蜗管的横断面相反，其最窄部分位于耳蜗底部，即相当于卵圆窗与圆窗附近，最宽部分位于蜗顶部。基底膜这个骨——结缔组织性中隔将耳蜗分隔为两个阶，上面的一个是前庭阶，与前庭相连并通向蜗顶；下面一个是鼓阶，起自蜗顶而终于圆窗。两个阶在蜗顶部借蜗孔彼此相连。

上阶被一层前庭膜分为两个不相等的腔，其中较小的一个称中间阶即耳蜗管。中间阶经耳蜗全长而达蜗顶，并以一盲端而告

终。耳蜗最重要的部分——柯蒂氏器官即位于中阶阶内。如果将耳蜗作一横切,就可看到各阶的内部结构(图 6.2)。

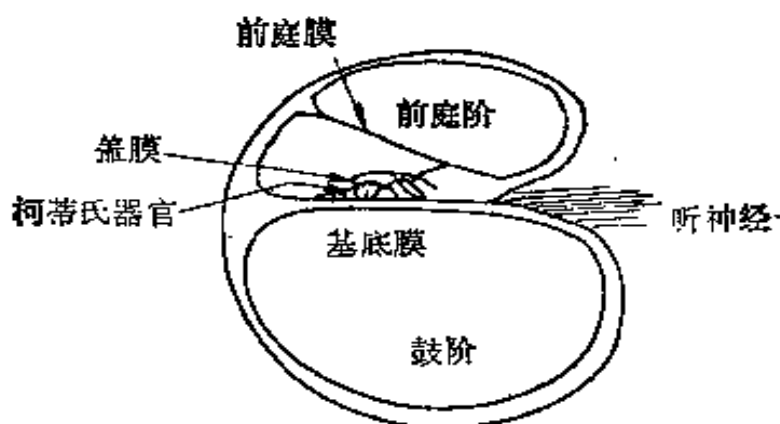


图 6.2 耳蜗横切面

图 6.2 仅显示了耳蜗的三个部分:前庭阶、中间阶与鼓阶,对基底膜、盖膜和毛细胞未详细显示。

柯氏器官在结构上为一种很复杂的表皮组织,包含有支持细胞——内侧支柱细胞与外侧支柱细胞;与感觉细胞——具有细毛的听细胞;其结构如图 6.3。

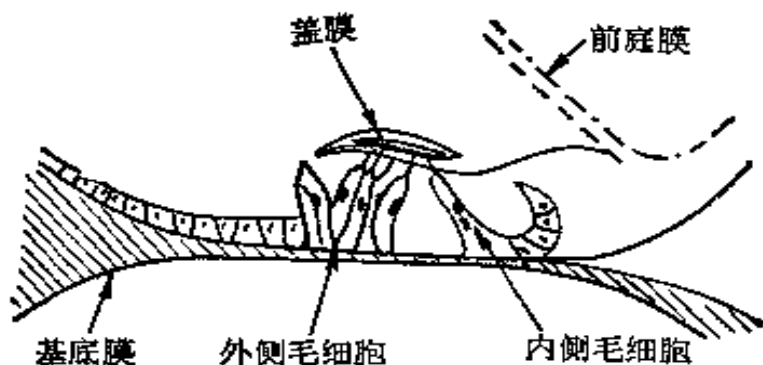


图 6.3 人耳柯蒂氏器官示意图

听细胞的细毛突入内淋巴所充满的中间阶内,内侧毛细胞一般为 1 列,总计约 3500 个,外侧毛细胞一般为 3—4 列,约有 20000 个。耳蜗盖膜悬于柯蒂氏器官之上,其一端固定在骨螺旋板的边缘,另一端则游离地浸在内淋巴中。

在骨螺旋板基底部的一个很小的螺旋管道中,存有耳蜗神经

的外围神经节——螺旋神经节,它有 30000 个双极细胞,每一个细胞都发出细支,其短突分布于内侧或外侧毛细胞之间,其长突则参与组成听神经。声分析器的外周部分借听神经通过一系列的中间神经元与位于大脑颞叶的分析器中枢部分——大脑皮层颞叶相联系。

6.1.2 听觉机理

声波进入听道后经鼓膜和三个听小骨的链锁传到内耳的卵圆窗,三个听小骨在声波的传导中起着变量器的作用,整个听小骨系统借韧带悬在鼓室中。此外还有两块小肌肉,一个叫镫骨肌,固定在镫骨头部与砧骨交界处;另一个叫鼓膜张肌,固定于锤骨柄上。这两块小肌肉起着中耳传声装置反射性调节器的作用。当受到外界很强的声波作用时,骨膜张肌收缩,使鼓膜张紧,镫骨肌收缩,降低镫骨运动的灵敏度。锤骨与砧骨彼此连接的十分牢固。当声波作用时,它们象一块骨头一样地同时发生振动,这些振动传达到镫骨,镫骨的底部是借环状韧带的作用覆盖在卵圆窗上的。中耳的整个传声系统,象声音能量变量器一样,将声能由鼓膜传达到相当于鼓膜面积 $1/20$ 的卵圆窗上放大传入内耳。听小骨的机械振动经过卵圆窗上的镫骨底部传给前庭中的液体——外淋巴,镫骨向前庭方向的每一运动,都使得一定量的液体由前庭向耳蜗的前庭阶移动,由于前庭阶内的淋巴压力增高,基底膜就向下伸展,

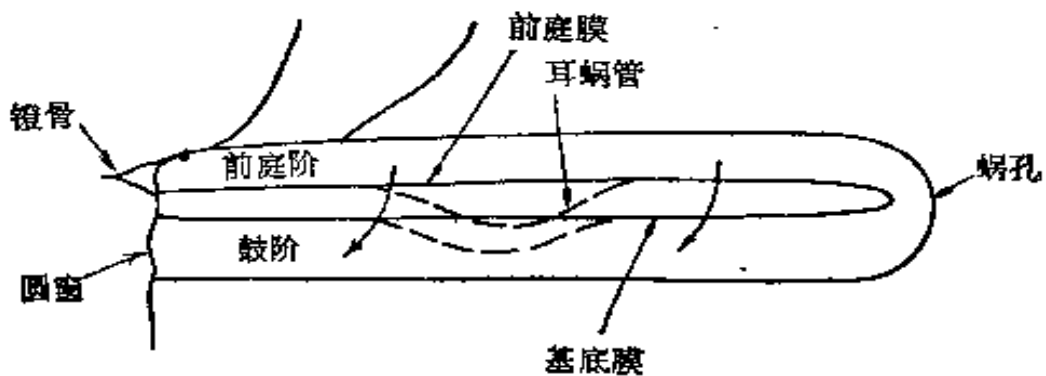


图 6.4 耳的传声系统示意图——将耳蜗延伸为一直管,虚线部分是以夸张的手法显示低频声波引起的弯曲

使鼓阶中的淋巴受到压力作用,由于鼓阶与圆窗相通,因此覆盖在圆窗上的薄膜就突向鼓室(如图 6.4)。听小骨的振动就这样传到基底膜以及在它上面的毛细胞,外毛细胞内电化学改变,从而使声能放大在内毛细胞转换为神经脉冲,沿听神经传导到大脑。已知人耳之能够区别不同声音,一部分是由耳蜗承担,但最重要的、更精细的分析则是在大脑皮层的听觉中枢。

正常人(健康、青年人)耳感受声频的范围为 20Hz 至 20kHz。频率小于 20Hz 的次声与高于 20kHz 的超声,均不为人耳所感受。人耳感觉最灵敏的频率范围在 1—4kHz,如图 6.5 所示。

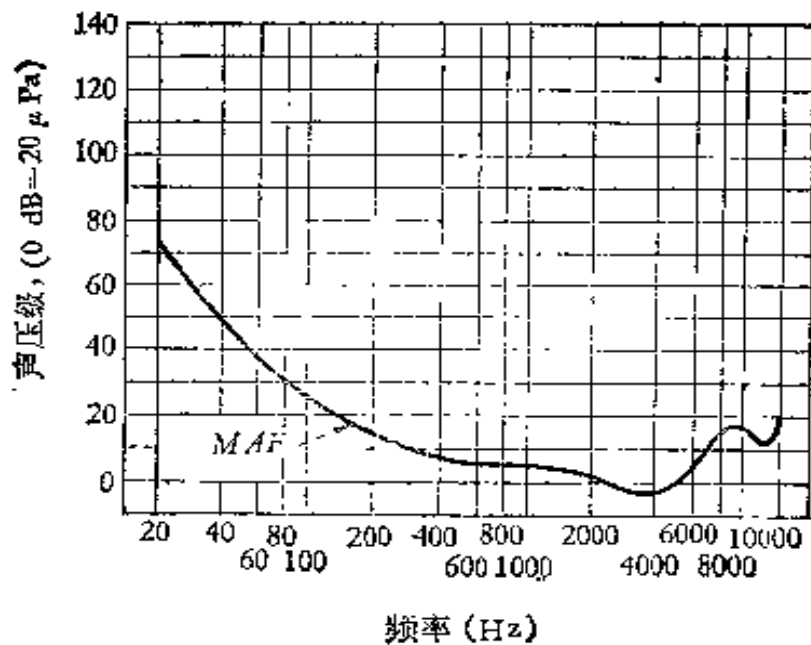


图 6.5 不同频率下正常人双耳的最小可听场

§ 6.2 噪声对听觉系统的影响与听力保护标准

6.2.1 噪声引起听力损失

听力锐度的任何下降统称为“听力损失”。有很多原因可以引起听力降低,但这里主要讨论噪声所造成的听力损失。

噪声可以使耳蜗的毛细胞损伤,而鼓膜却很少受损,除非是在强大的冲击性噪声作用下。目前,在毛细胞内的细胞的改变,还不十分清楚,但是噪声引起的听力损失,多数是渐进性的减损。最近

的研究证实，在听力锐度减低以前，外毛细胞即有一定比例的破坏。

年龄也可引起内耳聋即老年聋。随着年龄的增长，听力下降，特别是在高频部分(图 6.6)。

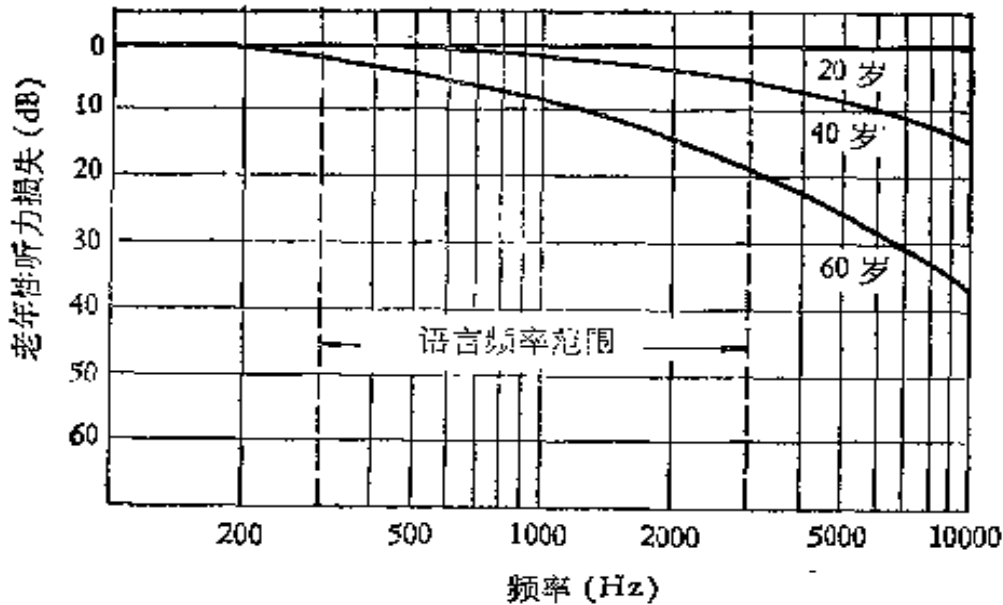


图 6.6 听力图——年龄对听敏感性的影响

图 6.6 提示我们，即使人到老年，其听力损失在语言频率范围内并不严重。即老年聋不会使人严重丧失自己照顾自己的能力，只有当年龄与噪声导至的听力损失联合作用时，才能给人们的生活带来严重困难。

长期接触强烈的噪声后，听觉器官首先受到损害。噪声对听力的影响需要一定的条件，即噪声的强度和接触时间。听力损失也有一个由生理性反应到病理改变的发展过程。

1. 听觉适应 短期暴露在强噪声环境中，会感觉声音刺耳、不适，耳鸣与听觉迟钝，检查时，听阈可提高 10—15dB。离开噪声环境，数分钟可完全恢复，这种现象称为听觉适应，是一种保护性的生理反应。

2. 听觉疲劳 较长时间的停留在强噪声环境中、听力明显下降，听阈提高常超过 15dB，离开噪声环境后，数小时或几十小时，听力才能恢复，称听觉疲劳，亦即暂时性阈移。听觉疲劳属于功能

性改变,它是噪声性耳聋的前兆。

3. 噪声性耳聋 在听觉疲劳的基础上,继续接触强噪声,内耳听器官的毛细胞就由功能性改变发展为器质性病变,此时听力损失不能完全恢复,表现为永久性阈移。初期检查听力,多数在4kHz处出现一个“V”型下陷(有时在3—6kHz)即“4kHz谷”,而低频段未受影响,患者主观上无耳聋感觉,交谈与社交活动能正常进行,此时称为噪声性听力损伤。听力损伤进一步发展,内耳毛细胞受损的范围扩大,听力曲线在高频段下降的基础上,继续向低频和更高频段延伸,并且下降程度也加深,以至影响到语言频段时,即主观感觉语言听力发生障碍,表现出生活中的耳聋现象,称为噪声性耳聋(图6.7)。

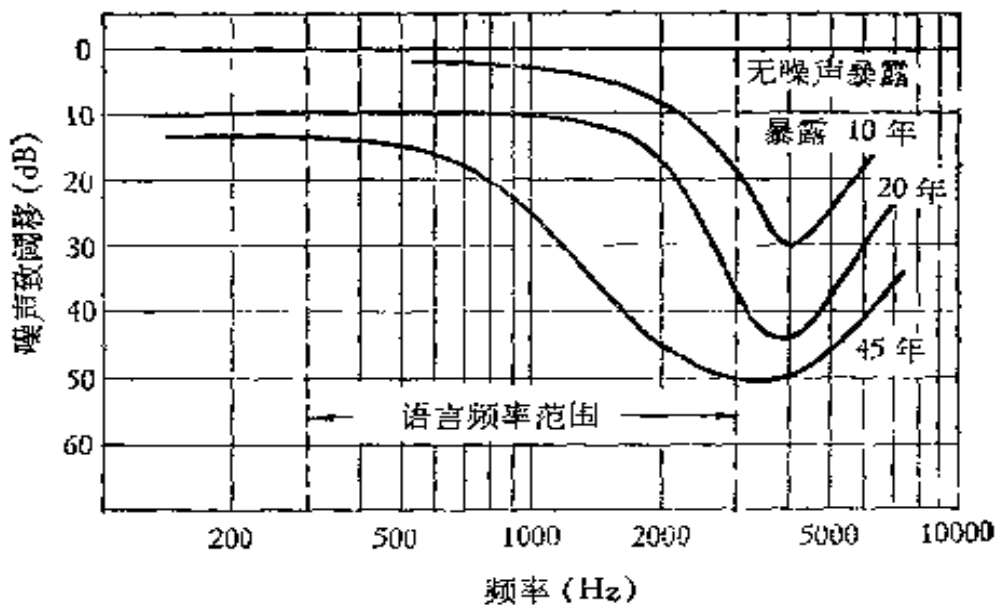


图 6.7 听力图——工业噪声对听敏感性的影响(不包括老年聋的效应)

噪声性耳聋与听力损伤都属于感觉神经性耳聋。

如前所述,当噪声性耳聋与老年聋同时存在时,它对语言频段听力的损害就更加严重(图6.8)。

6.2.2 噪声暴露的危害与标准

近三十多年来,大量的研究资料企图将噪声暴露与听力损失之间的关系,用公式的方法加以定量分析。最初,很多工作都是来

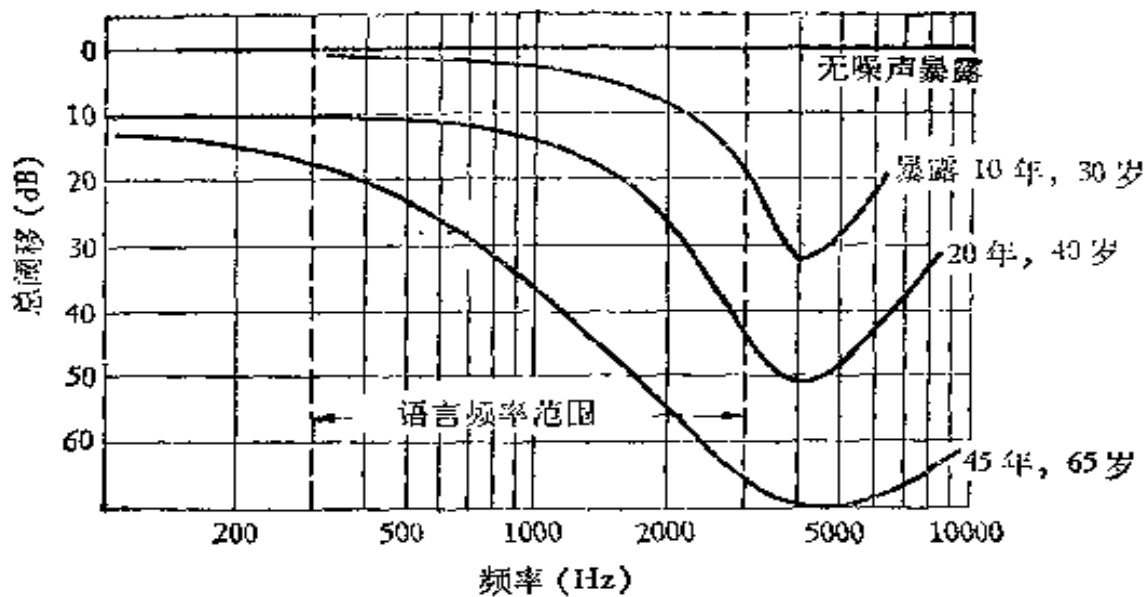


图 6.8 听力图——老年聋与噪声引起的听力损失联合作用下的典型听力损失曲线

源于实验室内短期的噪声暴露与听力损失的实验。

暂时性听力损失与工业噪声暴露引起的永久性听力损失之间的关系，是制订听力损伤危险标准的基础。最近几年则直接采用长期噪声暴露引起的永久性听力损失资料作为制订标准的依据。

目前，美国与欧洲一些国家在限制噪声暴露的标准方面，遵循着不同的原则。许多欧洲国家标准，假设在声级与暴露时间方面存在着一种能量关系，即暴露时间每减少一半，声级允许相应增加 3dB。美国没有接受这一原则，而是支持暴露时间每减少一半，声级允许相应增加 5dB。为建立评价听力损害的等能量原则，联合王国医学研究委员会与国家物理实验室曾进行了大量的工作。Burns and Robinson (1971) 证明，在稳态噪声情况下，A 计权声能和永久性听力损失之间存在着密切相关，此即等能量原则。此后，Atherley and Martin (1971) 和 Rice and Martin (1973) 研究证实了这个原则也能够运用于评价工业上的撞击噪声和瞬态高强度噪声，如枪声。

在美国环境保护局 (US EPA 1974) 认为，一年内每天 24 小时最大允许的噪声限度是等效 A 声级 $L_{eq} = 70\text{dB}$ ，如果是每年

50 周，每周 5 天，每天八小时工作日，则允许的等效 A 声级为 78dB，此标准可保护 96% 的人，在 4kHz（频段）的永久性听力损失不大于 5dB。

表 6.1 工厂允许的噪声暴露

A 声级(dB)	每日允许的暴露时间	
90	8 小时	8 小时工作日内允许等效 A 声级为 90dB，此表给出的声级与时间之间的关系符合等能量观点，最强连续噪声不得超过 115dB
93	4	
96	2	
99	1	
102	30 分钟	
105	15	
108	7 1/2	
111	225 秒	
114	112	
115	90	

国际标准组织公布的建议标准 ISO/R-1999，给出了工龄 0—45 年连续噪声暴露（每年工作 40 小时）引起语言听力障碍的发病率。所谓语言听力障碍是指在重要的语言频段 500, 1kHz, 2kHz 时，其听力损失的算术平均值大于 25dB。ISO/R-1999 没有规定出不许超过的绝对声级限度。但它指出，在一些国家已将 90dB 作为立法规定。时间小于 1 秒的单个高强度瞬态脉冲噪声（如枪声）不包括在内。

苏联 1971 年公布以 N-85 即相当于 A 声级 90dB 作为噪声车间工人工作地点的最大允许标准，1973 年改为 N-80 即相当于 A 声级 85dB 作为每日工作 8 小时的噪声允许标准。

我国，近年来有关部门做了大量的调研工作，提出了“工业企业噪声卫生标准”试行标准（1979 年卫生部与国家劳动总局颁发）。这个标准提出，新建、扩建、改建企业的生产车间作业场所，工作地点的噪声标准为 85dB。现有企业暂时达不到标准的可适当放宽，但不得超过 90dB。对每天接触噪声不到八小时的工种，噪声标准可按等能量原则相应放宽，但接触的连续噪声级最高不得超

过 115dB (表 6.1)。实验和调查证明, 保护听力就可以保护健康, 噪声如不致引起永久性耳聋, 也不致引起人的生理或病理变化。

在环境噪声方面, 我国已制订了城市区域环境噪声标准 (GB 3096-82), 见第二十四章, 以保护正常的学习、工作和休息。

6.2.3 脉冲声的安全标准

美国提出的标准把脉冲声分为两种, 如图 6.9 所示, 一种是简单的爆炸波 (N 形波), 另一件是爆炸波后有混响的自振波。图中给出的是两种不致引起耳聋的极大值和延续时间的关系, 它能保

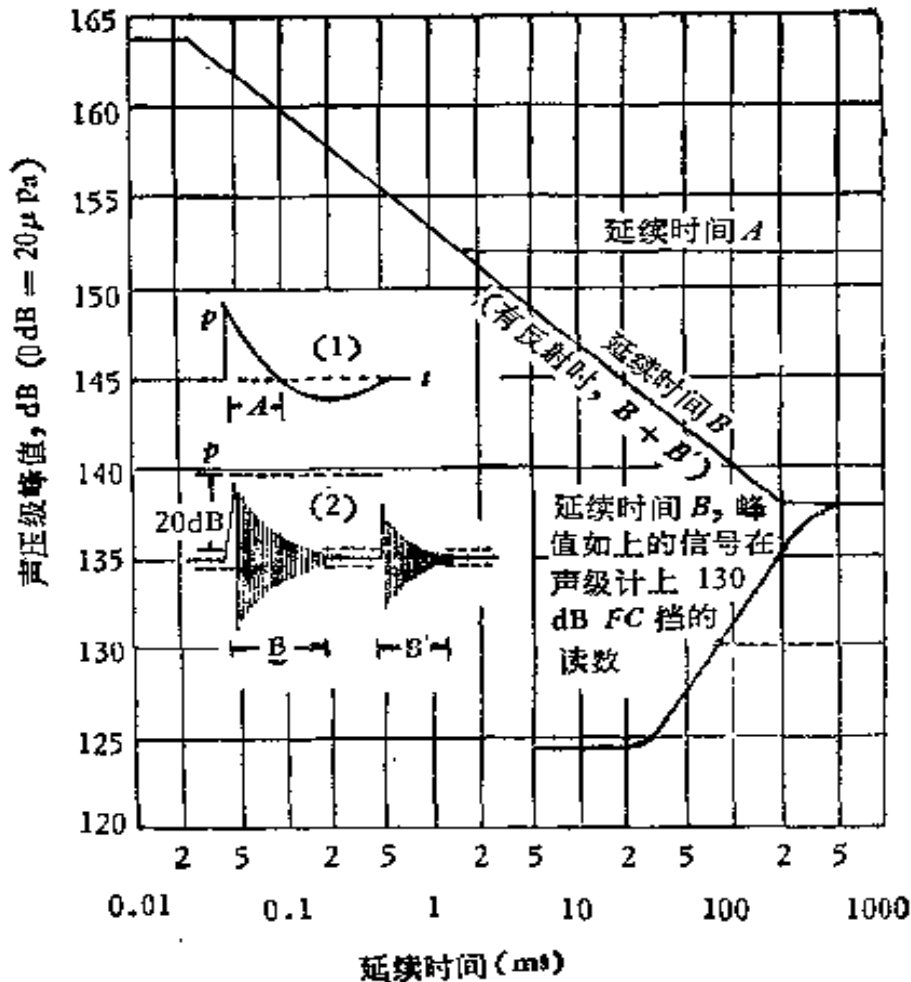


图 6.9 脉冲声的损伤评价曲线。

(1) 自由空间的爆炸声, (2) 有混响的衰变声

护 90% 的人每天在 4 分钟至几小时内耳朵正对声源 (正入射) 听 100 发枪声。如果声源在面前或背后 (对耳掠入射), 则声压级可提高 5dB, 如保护的是 75% 的人, 也可提高 5dB, 如保护的是 50%

的人,可提高 10dB。发数不同时,发数每增加 10 倍,声压级可降低 5dB,最高声压级峰值不可超过 164dB (掠入射为 169dB)。

我国在炮声方面有初步的标准,它是通过大量的动物实验及人和动物对压力波耐受力的对比,拟定了压力波对人体作用的安全标准。用关系式为 $p = 177 - 6 \log TN$ 。式中 p 为面对声源时压力峰值的允许分贝数, T 为压力波脉冲宽度的毫秒数; N 为一天内重复发射的发数,这个标准经千余人次的验证表明,能保护 90% 以上的暴露人员不受压力波的损伤。此安全标准用压力峰值表示见表 6.2。

表 6.2 不同的 T 和 N 时的最大可允许的压力峰值*

脉宽 $T(\text{ms})$	发数 N						
	1	3	10	30	100	300	1000
1	177	174	171	168	165	162	159
3	174	171	168	165	162	159	156
10	171	168	165	162	159	156	153
30	168	165	162	159	156	153	150
100	165	162	159	156	153	150	147

* 本标准适用于压力波对人耳的掠入射,在垂直入射时,压力峰值应降低 5dB。

上述可见,由于划分安全与致伤的界线不同,我国的标准与美国提出的标准相比,大致高 7dB 左右。

§ 6.3 振动对人体的影响和评价

近年来,随着我国工业的发展,接触振动作业的人数日益增多,由于振动导致的职业危害,已逐渐引起人们的重视。根据振动作用于人体的部位,分为全身振动和局部振动。如坐车、乘船可出现晕车、晕船等现象,即属于全身振动;由于使用锯、凿岩机、砂轮等振动工具而引起的手指麻木、疼痛等症状,即属于局部振动。但有时全身振动与局部振动对机体的反应却很难严格加以区分。

6.3.1 全身振动对人体的影响

全身振动一般为大振幅、低频率的振动,常可引起足部周围神经与血管的改变、脚痛、脚易疲劳,感觉减退或过敏,脚与腿部肌肉触痛,足背动脉搏动减弱,并可出现趾甲毛细血管痉挛,皮肤温度降低等现象。此外由于前庭和内脏的反射作用,常可引起脸色苍白、出冷汗、唾液分泌增加、恶心、呕吐、头痛、头晕、食欲不振、全身衰弱、呼吸浅表以及体温降低等症状。平时植物神经系统功能较弱的人,对全身振动更为敏感。

6.3.2 全身振动的评价

我国目前尚没有制订全身振动的卫生标准。国际标准组织已正式公布了“人类整体暴露在振动中的评价指南”,即 ISO 2631—1978,该国际标准给出了 1 至 80Hz 作用于人体表面(如站立的人的脚,坐着的人的臀部以及躺卧人的支撑部位)的振动暴露极限

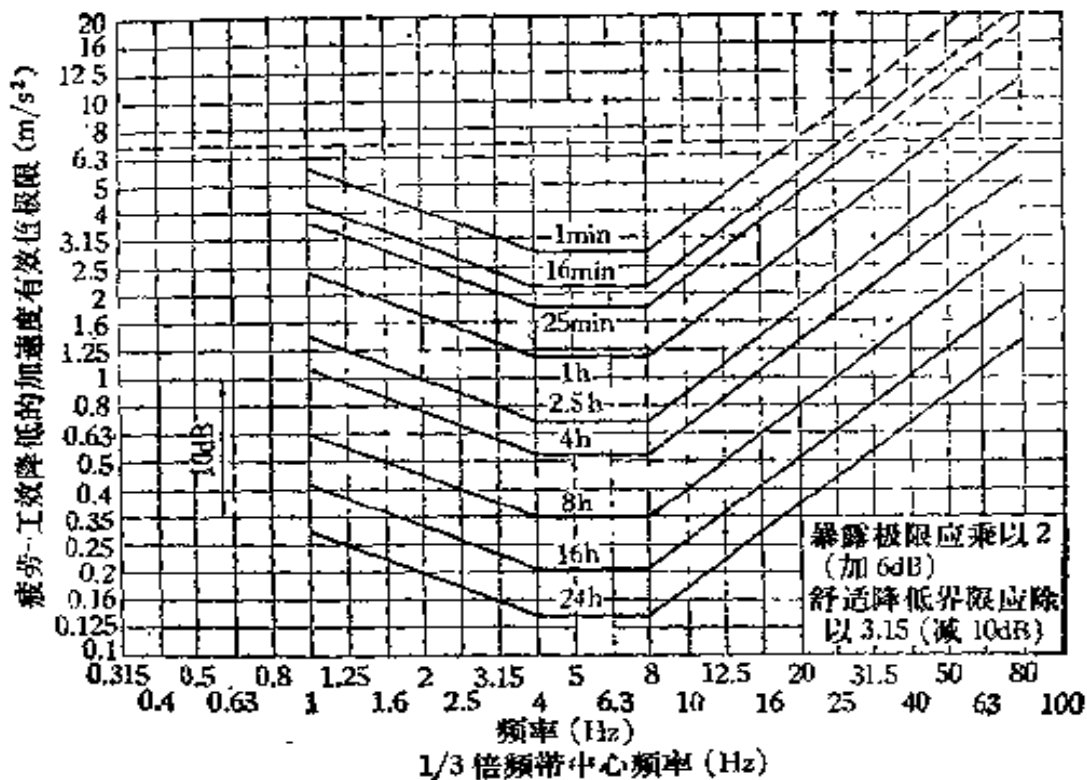


图 6.10 纵向加速度 a_z 极限与频率和暴露时间的关系

值。这些极限是根据三个准则制定出来的,即保障舒适;保障工作效率;保障安全或健康。三个极限分别称为“舒适感降低界限”;“疲劳-工效减低界限”;“暴露极限”。

“疲劳-工效减低界限”作为频率和暴露时间的函数绘于图 6.10 (坐或立时沿高度的纵向振动)和图 6.11 (左右或前后的横向振动),这个界限值说明了一旦振动超过它,可使工作效率降低。

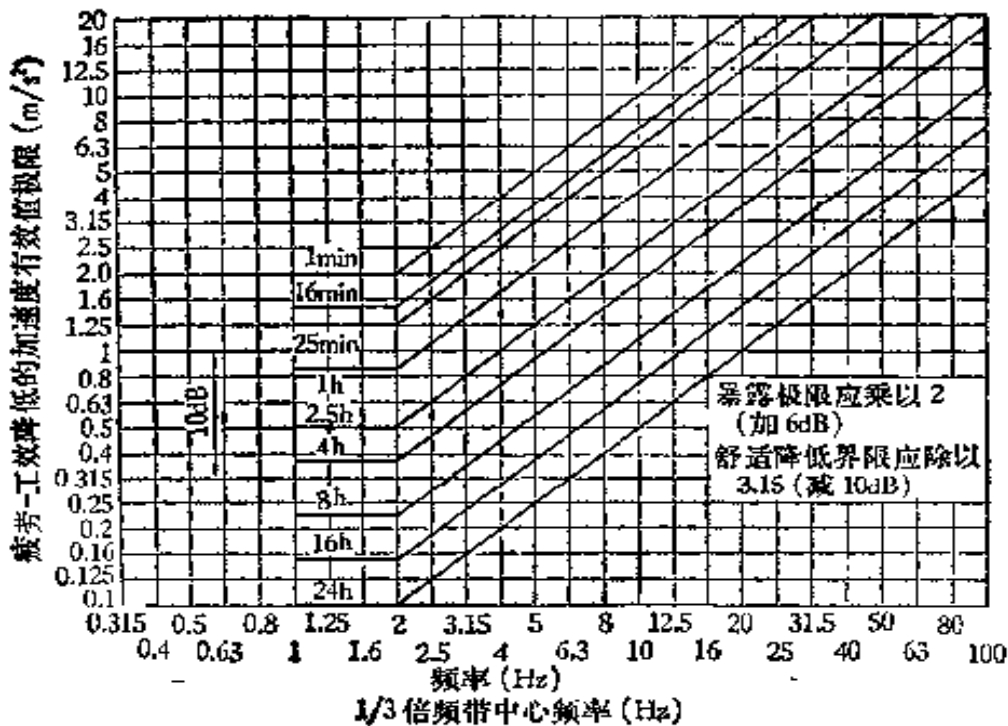


图 6.11 横向振动加速度 a_x 或 a_y 极限与频率和暴露时间的关系“疲劳-工效降低界限”

“暴露极限”(健康或安全)是以健康人在振动座椅上受振后感到痛苦的平均阈限值作为暴露极限的依据。它与“疲劳-工效降低界限”有相同的形状,但比“工效降低界限值”高一倍(增加 6dB),即最大安全暴露极限等于 2 倍的“疲劳-工效降低”界限值(详见图 6.1、图 6.2)。

“舒适感降低界限”: 是以对运输业的调研而推导出的降低舒适界限,它约等于“疲劳-工效降低”界限值的 1/3(即减少 10dB)。

国际标准 2631 的应用是有局限性的,特别是“疲劳-工效降低”界限和“舒适感降低界限”,主要直接用于运输业的振动和机械

行业的振动。这些界限值在评价住宅、办公室等建筑物振动而引起的骚扰是过高的，一般不可高于振动感觉阈太多，一般人在最敏感的频率范围内即垂直纵向振动为 4—8Hz，水平横向振动为 1—2Hz，感觉阈接近为 0.01m/s^2 (约 $10^{-3}g$)。

6.3.3 局部振动对人体的影响

局部振动对人体的影响主要表现在中枢与周围神经系统，末梢循环系统和骨关节系统等方面的障碍。因此常表现为大脑皮层功能下降，条件反射异常，交感神经功能亢进，血压心率不稳，组织营养障碍。皮肤感觉迟钝，触觉、温热觉、痛觉功能减低，神经传导速度变缓，感觉及运动时值延长。在心血管方面，常引起末梢毛细血管形态和张力的改变，周围毛细血管痉挛、短小、扭曲与模糊不清，肢端皮肤温常低于正常人。心脏常出现心动过缓，窦性心率不齐和神经传导阻滞。肌肉疼痛，肌纤维颤动与萎缩。骨组织增生，骨关节变形等，另外振动还可加重噪声引起的听力损失。但振动引起的听力损失多以 125—250Hz 的低频声为主。由此可见局部振动对人体的影响也是全身性的。

6.3.4 振动病

振动病是长期接触强烈的振动(主要是局部振动)而引起的以肢端血管痉挛，周围神经末梢感觉障碍和上肢骨与关节改变为主要表现的疾病。振动病又称职业性雷诺氏症 (Raynaud's Phenomenon of Occupational Origin)，血管神经症 (Vasoneurosis) 和振动性白指 (Vibration induced White Finger, VWF)。振动病患者临床表现为手麻、手僵、手发凉、发白、疼痛、关节痛与四肢无力，寒冷可促进本病发作。工人反映前臂无力与全身无力多在午后或工作后明显；手常不能拿筷子吃饭，工具常失手落地。严重时常出现“白指” (White Finger)、“死指” (dead finger) 与手坏疽。除此之外，还有头痛、头晕、易疲劳、记忆力减退、耳鸣与人睡困难等神经衰弱综合症。

6.3.5 局部振动的评价

鉴于局部振动给人体健康带来的严重危害，并直接影响劳动生产率，故多年来各国学者做了大量的调查研究，力图找出一个能够准确地反映接触振动剂量与人体产生危害(一手臂血管失调)间的关系，现实证明，收集振动影响人体健康的资料非常困难，又缺乏统一的振动测试规范，因此到目前为止，尚没有一个从安全极限来评价这类振动的可靠标准。国际标准组织于1979年曾提出一个建议标准，即ISO/DIC 5349“测量与评价由手传达给人的振动原则”，见表6.3与表6.4。

表 6.3 手传振动的暴露标准
(4—8 小时连续或不规则暴露)

倍频带中心频率 (Hz)	加速度值 (m/s^2)	速度 (m/s)
8	1.4	0.027
16	1.4	0.014
31.5	2.7	0.014
63	5.4	0.014
125	10.7	0.014
250	21.3	0.014
500	42.5	0.014
1000	85	0.014

表 6.4 修正系数 工作日内规则或不规则间断暴露

暴露时间 (每日、班) 8 小时中	振动暴露					
	持续或不规则 间断	规则间断				
		每小时不接触振动的时间(分)				
		0—10	10—20	20—30	30—40	> 40
0—30 分	5	5	—	—	—	—
30 分—1 小时	4	4	—	—	—	—
1—2 小时	3	3	3	4	5	5
2—4 小时	2	2	2	3	4	5
4—8 小时	1	1	1	2	3	4

由表(6.4)可知,允许的加速度均方根值可随暴露时间的减少而相应地增加,即乘以表中的修正系数。

本国际标准草案作为一个推荐草案,征求各成员国意见后,由于各国投反对票者居多,现正在酝酿提出一个新的建议草案。ISO/DIS 5349—1982 新的草案,它并没有给出一个完全不产生振动病的安全限度(范围),而是以对一群工作人员在职 25 年内,暴露在手传振动中的研究结果为依据,给出了一个剂量效应的关系作为评价手传振动暴露的指导文件。考虑到此草案,目前争议较大,故在此不详加介绍。英国 1975 年标准学会制定了手—臂系统振动的暴露界限,其值比表 6.3 稍低。

我国近年来,由于不少单位开展了振动病的流行病学调研,发现了一些振动病患者,因而引起卫生部的重视。现已将局部振动卫生标准,列入卫生部重点科研项目,以便尽早地制定出适合我国国情的局部振动暴露卫生标准。

§ 6.4 噪声的评价量

由于噪声和人的主观感觉之间的关系非常复杂,因此各国学者提出过许多评价参数,本节仅介绍较常应用的几种主要的噪声评价量。

6.4.1 响度级“方”与等响曲线

人耳对声音的感受不仅和声压有关,而且与频率也有关。声压级相同而频率不同的声音,听起来会不一样响,如 90dB 高频噪声(空压机噪声)就比 90dB 低频噪声(小汽车内的噪声)听起来要响得多,这就是人耳对高频声敏感,对低频声不敏感的特性决定的。为此,根据人耳的这个特性,仿照声压级的概念,就引出了一个与频率有关的响度级,其单位是“方”。“方”就是以 1kHz 纯音作为基准声音,任何声音如果听起来和某个 1kHz 纯音一样响,那么这个声音的响度级方值,就是这个 1kHz 纯音声压级分贝值,可

见,响度级是表示声音响度的主观量,它与声压级和频率有关。

利用与基准声音相比较的方法,可以获得整个可听频率范围的纯音的响度级,即等响曲线。图 6.12 为国际标准组织建议的纯音标准等响曲线和标准听阈(标准双耳最小可听声场 MAF ISO/R226—1961 (E))。ISO 建议的等响线和听阈都是对连续纯音和正常听觉的受试者,直接面对声源在自由平面行波、双耳测听条件下求得的。应强调指出,这里推荐的曲线仅对自由场特定下纯音提出的,故不能直接应用到其它类型的声如窄带噪声或其他刺激存在(耳机或无规则声场)的情况。

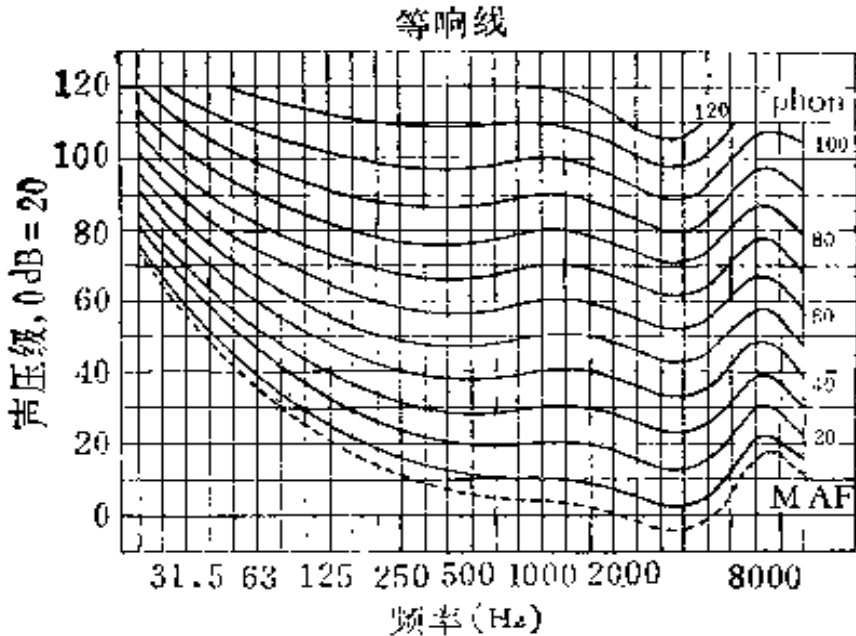


图 6.12 纯音标准等响曲线(双耳自由测听)

6.4.2 A 声级

在声学测量仪器中,按等响曲线 40 方的纯音响应,设置计权网络 A,声音通过 A 网络时,低频段有较大的衰减,这正与人耳对噪声的感觉相一致,因此近年来多以 A 声级作为噪声评价的主要指标。声级计上还有 C 声级,其计权接近水平,有时用以表示总声压级。

6.4.3 噪声评价曲线(NR 曲线)

1961 年,国际标准组织(ISO)第 43 技术委员会(声学)提出了

表 6.5 声级计频率计数特性(dB)

频率 (Hz)	A	C
31.5	-39.4	-3.0
63	-26.2	-0.8
125	-16.1	-0.2
250	-8.6	0
500	-3.2	0
1k	0	0
2k	1.2	-0.2
4k	1.0	-0.8
8k	-1.1	-3.0
10k	-2.5	-4.4
16k	-6.6	-8.5

噪声评价曲线 NR (如图 6.13)。并推荐了作为听力损伤、会话干扰、烦恼的噪声评价数 N 。对于大多数噪声(航空噪声例外),

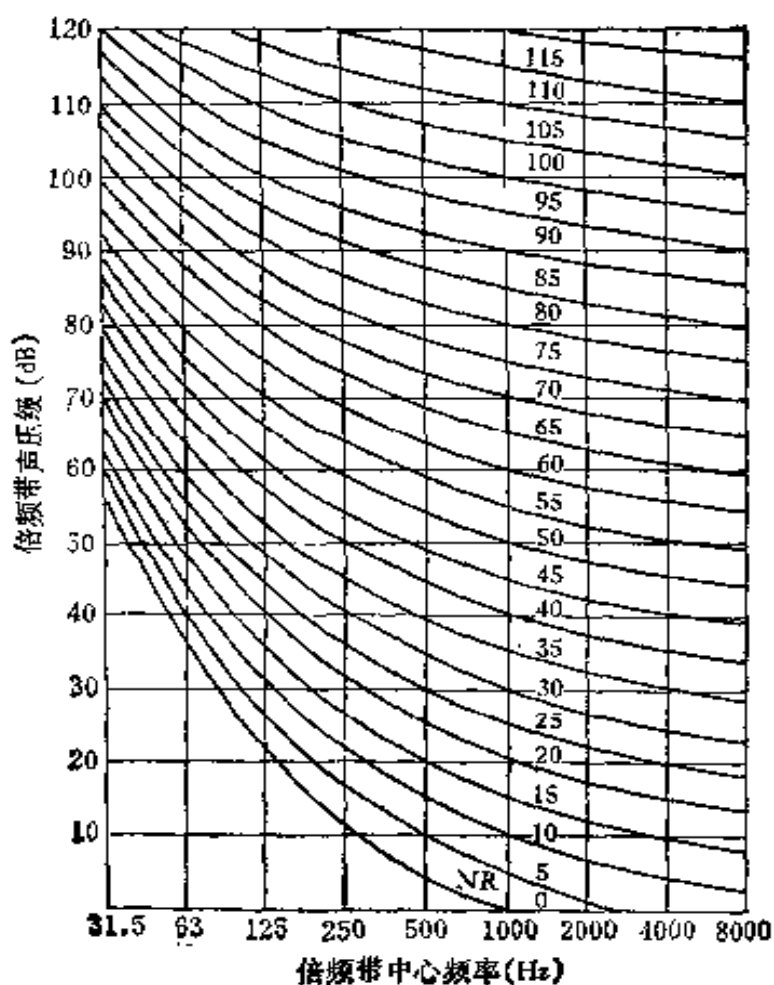


图 6.13 噪声评价曲线(NR 曲线)

表 6.6 噪声评价数 N 对应的各倍频带压级 (dB)

N	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
35	79.2	63.1	52.4	44.5	38.9	35	32	29.8	28.0
40	82.6	67.1	56.4	49.2	43.8	40	37.1	34.9	33.2
45	86	71.0	61.1	53.6	48.6	45	42.2	40.0	38.3
50	89.4	75	65.5	58.5	53.5	50	47.2	45.2	43.5
55	92.9	78.9	69.8	63.1	58.4	55	52.3	50.3	48.6
60	96.3	82.9	74.2	67.8	63.2	60	57.4	55.4	53.8
65	99.7	86.8	78.5	72.4	68.1	65	62.5	60.5	58.9
70	103.1	90.8	82.9	77.1	73	70	67.5	65.7	64.1
75	106.5	94.7	87.2	81.7	77.9	75	72.6	70.8	69.2
80	109.9	98.7	91.6	86.4	82.7	80	77.7	75.9	74.4
85	113.3	102.6	93.9	91	87.6	85	82.8	81	79.5
90	116.7	106.6	100.3	93.7	92.5	90	87.8	86.2	84.7
95	120.1	110.5	104.6	100.3	97.3	95	92.9	91.3	89.8
100	123.5	114.5	109.0	105	102.2	100	98	96.4	95
105	126.9	118.4	113.3	109.6	107.1	105	103.0	101.5	100.1
110	130.3	122.4	117.7	114.3	111.9	110	108.1	105.7	105.3
115	133.7	126.3	122.0	118.9	116.8	115	113.2	111.8	110.4

$N = L_A - 5$. 近年来各国规定的噪声标准,都是以 A 声级(或等效连续 A 声级)作为评价标准,参考 NR 曲线.如保护听力标准为 90dB ,即相当于 $N-85$.由 $N-85$ 曲线即可知各倍频带声压级的允许标准.求噪声评价数的方法是把倍频带声压级画在图上,超过这些值的最低曲线的 NR 值即所求的值.对听力保护和语言可懂度,只用 $500, 1000, 2000\text{Hz}$ 三个倍频带.

6.4.4 等效[连续]声级 L_{eq}

对于幅度随时间变化很大的噪声,可以用统计分布来描述,对于大部分噪声,其幅值随时间变化的分布近似高斯分布,这种噪声的大小可以用等效噪声级 L_{eq} 表述,在时间 T 过程中噪声的 A 声级按能量平均

$$L_{eq} = 10 \log \left\{ \frac{1}{T} \int_0^T 10^{L_A/10} dt \right\}, \quad (6.1)$$

L_A 为某时刻噪声的 A 声级。

对于有限个声级测定值, 上式可简化为

$$L_{eq} = 10 \log \left\{ \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n 10^{L_{Ai}/10} \right\},$$

L_{Ai} 为第 i 个 A 声级中第 i 个测定值, ISO 建议按 40 小时工作周计算, 在我国按 8 小时工作日计算。

1971 年 ISO 提出的听力保护标准为等效连续 A 声级 85—90 dB。在这里, 等效连续 A 声级是在每周 40 小时工作时间内, 人耳所接收到的噪声按 A 网络计数后的平均声级。如果 40 小时内只有一个连续不变的噪声作用, 则该噪声的等效连续 A 声级就是这个噪声的 A 声级。但有时在每周 40 小时的工作时间内, 不是一个连续不变的噪声作用, 而是变化的噪声作用时, 该噪声的等效连续 A 声级则为

$$L_{eq} = 70 + 10 \log \Sigma E_i, \quad (6.2)$$

$$E_i = \frac{\Delta t_i}{40} \cdot 10^{0.1(L_i - 70)},$$

E_i 为相应于 A 声级等于 L_i 的部分噪声暴露指数,

Δt_i 为一周 40 小时内 A 声级为 L_i dB 的时间, L_i 按 5dB 一档计算, 即 80 ± 2.5 dB 作为 80dB, 85 ± 2.5 dB 作为 85dB, 依此类推。

例如某车间在 40 小时内, 20 小时的噪声级为 100dB, 10 小时为 80dB, 10 小时为 110dB, 则该车间噪声的等效连续 A 声级为

$$\begin{aligned} L_{eq} &= 70 + 10 \log \Sigma E_i = 70 + 10 \log \left\{ \frac{20}{40} \cdot 10^{0.1(100-70)} \right. \\ &\quad \left. + \frac{10}{40} \cdot 10^{0.1(80-70)} + \frac{10}{40} \cdot 10^{0.1(110-70)} \right\} \\ &= 70 + 10 \log \{ 500 + 25 + 2500 \} = 105. \end{aligned}$$

6.4.5 清晰度指数和语言干扰级

计算清晰度的基本量是根据所测得的环境噪声和正常语言级算出的信噪比。清晰度计算较复杂, 故从略。(请参阅马大猷等编

著的“声学手册”第十九章语言声学 1981.1)。

语言干扰级实际上是清晰度计算的简化。目前多取 ISO 建议的优先中心频率 500、1000、2000Hz 三个倍频带声压级的算术平均值,以 PSIL 表示。

6.4.6 噪声污染级

噪声污染级是交通噪声的评价标准。由于车辆驶过和分布的复杂性,交通噪声随时间变化很大,须用统计分布表示。交通噪声可以直接用 L_{10} 、 L_{50} 和 L_{90} 来描述,目前则倾向于用最少一小时内的等效 A 声级表示,以与其它环境噪声所用的单位一致。噪声污染级 L_{NP} 的定义是

$$L_{NP} = L_{eq} + 2.56\sigma,$$

σ 为标准偏差。对于大致为高斯分布的交通噪声,噪声污染级近似地为

$$L_{NP} = L_{50} + (L_{10} - L_{90}) + (L_{10} - L_{90})^2/60$$

或

$$L_{NP} = L_{50} + (L_{10} - L_{90}). \quad (6.3)$$

L_{10} 、 L_{50} 、 L_{90} 分别为测定时间内出现时间为 10% 以上、50% 以上和 90% 以上的噪声级,称为百分声级。

6.4.7 交通噪声指数 TNI

交通噪声指数是机动车辆噪声的评价标准,计算方法为

$$TNI = L_{90} + 4(L_{10} - L_{90}) - 30.$$

6.4.8 感觉噪声级 PNL

感觉噪声级 (PNL) 是飞机噪声的评价量。单位是 $PNdB$ 。计算方法较复杂。近来以声级计测出的 A 声级 (dB) 加 13dB 来估算。

近年来发现,一些评价量基本相似,如 A 声级与 Zwicker 响度, B 声级与 Steyens 响度, D 声级与感觉噪声级等,对各种噪声

差值的标准偏差都在 1dB 左右,所有评价量相差也不大,表 6.9 给出用各种评价量表示不同噪声时比 A 声级多的分贝数。

表 6.7 各评价量与 A 声级比较 (dB)

dB _A	0	SIL	-9.8
dB _B	5.4	NR	-5.6
dB _C	4	NC	-3.2
dB _D	6	PNdB	12.4
phon(z)	11	phon(x)	16

从表中可知,各种评价量虽有出入,但由一个参数值可求出其它评价量。因此,近年来的趋向用 A 声级,国际标准组织近年来发表的标准也是用 A 声级表示。对起伏较大的,如交通噪声等,则用以 A 声级为基础的等效声级。

本章已简要地介绍了噪声与振动对人的主要危害、评价量与有关标准。随着我国四个现代化的进程与国民经济的发展,以及噪声与振动控制技术的进步与推广,噪声与振动对人的不利因素,将会逐步得到解决。

参 考 文 献

- [1] Julian B. Olishifski, Industrial Noise and Hearing Conservation, National Safety Council, Chicago (1975).
- [2] 三浦丰产著,工具振动与振动障害对策,劳动科学丛书 63(1982).
- [3] ISO/R1999 (1980).
- [4] ISO/DIS 5349 (1982).

第七章 噪声和振动的测量技术

章汝威

§ 7.1 引言

噪声和振动的测量离不开声学仪器,随着科学技术的发展,声学仪器发展很快。测量仪器由一般的声级计、频谱分析仪发展到实时分析仪,测量手段也发展到用计算机控制的自动测量代替逐点测量。声学测量与仪器已成为声学领域中的一个分支,内容甚广,本章仅对这方面的问题作简要讨论,供从事噪声和振动测量的科技人员参考。

§ 7.2 噪声和振动的测量

在声学中,我们要知道的量主要是声压、质点速度、阻抗、声强和声功率等。在这些量中,除了声压能直接测量之外,别的量是难以直接测量的,需要由测得的声压通过计算来求得。这些计算方法只是在最简单、理想的条件下(即自由场情况)才能成立,理想条件要在特殊实验室中才能实现。在一般现实声场中,这些量的关系往往比较复杂。由于用声功率来说明声源的特性比用声压更为确切,故现在人们已研究出直接测量声强以测定功率的方法。这是声学测量中的新发展,原理将在 § 7.5 作简要讨论。但测量声压仍是声学测量中最基本的和最主要的测量。

噪声测量除了为评价、改善噪声环境所必需外,近年来对机器噪声的测量也非常受到注意。测量机械噪声主要有下列几方面的用处:

(i) 在评价一部机器的质量时，噪声的大小经常是被列在质量指标之中，因而需要测定其噪声的大小，判断是否符合规定的要求。

(ii) 可用以比较设计相同的机器，可鉴别由于生产方式不同所产生的噪声差别；或比较同类但不同设计的机器所产生的噪声差别，从而可改进生产工艺、结构设计，或确定生产、设计的规范。

(iii) 对机械噪声进行分析，查明产生噪声之由来，以采取有效的降噪措施，降低噪声使其符合规定要求。

(iv) 测定离噪声源一定距离处的噪声强度，以便确定该处是否符合工作人员正常的条件，是否需要采取保护措施，以保障工作人员的健康。

(v) 监测机器噪声的变化，可以判断机器运转是否正常，是否需要维护，以防止事故发生。

以上各点说明机器噪声测量，不仅有其实用价值，而且是必须要做的，测量的主要内容是机器产生的噪声强度和噪声特征。一般说来，对于上述第(i)和第(iv)两个目的，只要测定噪声强度就可以作出恰当的评价；对于其他几个目的，则往往需要进行频谱分析，才能得出结论。

噪声与振动是分不开的，噪声测量不仅反映出噪声源整体的性能，还包含了测试时的环境影响。为了直接了解噪声源本身的特性，有时需要进行振动测量，它可以确定机器各部件振动产生的噪声，通过分析，找出问题的要害，对产生噪声的主要部件重新设计，使噪声降低到所要求的程度。

振动对人的影响也是不可忽视的。在某个环境中，人有不舒服的感觉，测量其噪声，并不显著，但对噪声源进行振动测量时，会发现其存在较强的低频振动，虽然人耳听不到，但这些振动对人体、心脏等是有影响的，使人产生不舒服的感觉。开展振动对人作用的研究工作，可以保护工作人员免于超量振动而提高工作效率。例如在船、飞机、交通车辆的驾驶室内存在较强振动时，驾驶人员很快就会感到疲劳、不适而无法长时间在内工作，这就需要设计一

种座椅，使振动的传送减到最小程度，以便使驾驶人员能正常工作。要开展这方面研究工作，首先要进行对噪声源的振动测量，然后才能有的放矢。振动测量主要是测试振动源上某部位的振动位移、速度或加速度，以此来判断振动的强弱。

振动测量比噪声测量困难和繁复，但它可以得到噪声测量中得不到的信息，因此，要根据具体研究对象，再作选择。

§ 7.3 噪声和振动的测量仪器

在作噪声和振动测量时，选用什么测量仪器才能得到所需要的结果，这是个重要问题，因此要求我们对声学测量仪器应有所了解，以便能正确使用。

噪声或振动测量仪器，不管其如何复杂和先进，总可以归纳为三部分：(i) 接收设备，(ii) 中间设备，(iii) 读出设备如图 7.1 所示。现分别介绍如下。

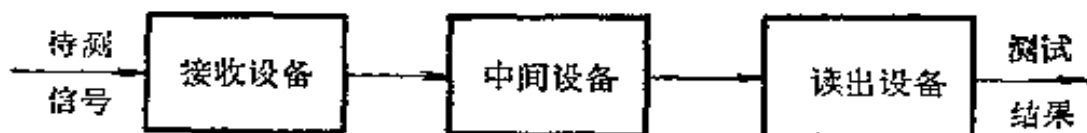


图 7.1 测量系统的示意图

7.3.1 接收设备

噪声测量时的接收设备是传声器，振动测量的接收设备是拾振器。

1. 传声器 传声器是将声信号转换为相应的电信号的电声换能器。由于所用换能原理或元件不同，有许多类型的传声器，如电容(静电)、压电(晶体、陶瓷)、电动(动圈)、驻极体等等。一个理想的声学测量用的传声器应有如下特性：自由场电压灵敏度高、频率响应特性宽、动态范围大、体积小，而且不随温度、气压、湿度等环境条件变化。

电容传声器是由一个非常薄的金属膜和相距很近的后极板组

成，膜片和后极板相互绝缘而构成一个电容器。在两极板上加一恒定的直流电压 E_0 ，使其静态电容 C_s 充电。当受到声波作用时，膜片就产生位移，从而使膜片与后极板间的静态电容发生变化，这一电容量的变化导致负载电阻中电流相应的变化，因而在负载电阻上产生与声波频率相应的交变电压输出。电容传声器的简单结构及其等效线路见图 7.2。

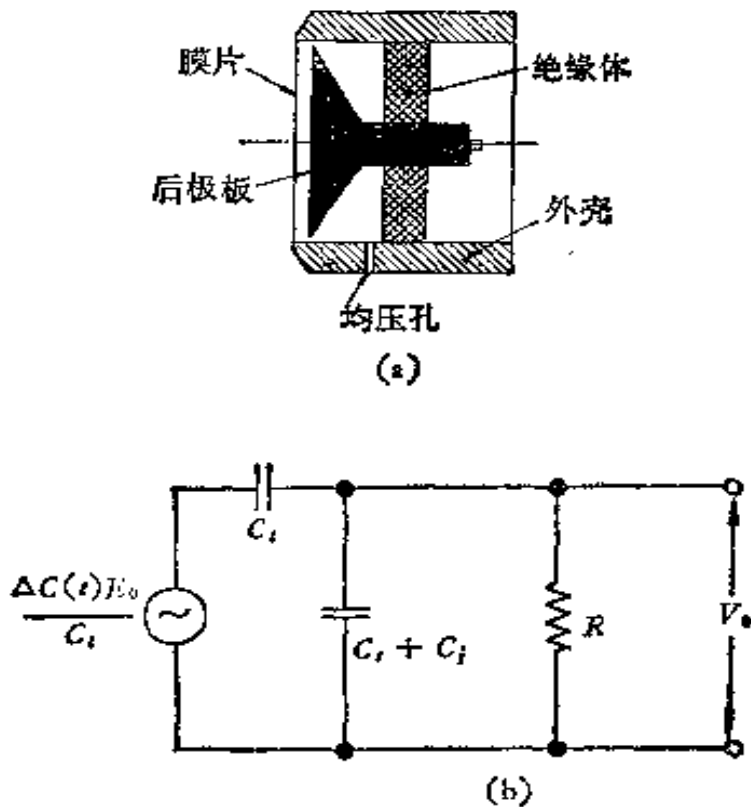


图 7.2 (a) 电容传声器的剖面图，(b) 电容传声器加前置放大器的等效线路

图中 E_0 为极化电压； C_s 为传声头的静态电容； C_i 、 R 为前置放大器的输入电容和电阻； C_s 为杂散电容； $\Delta C(t)$ 为声波作用后的电容量变化； V_0 为输出开路电压。由图 7.2(b) 可知

$$V_0 = \frac{\Delta C(t)}{C_s} E_0 \cdot \frac{j\omega RC}{1 + j\omega RC} \quad (7.1)$$

式中 $C = C_s + C_i + C_s$ ，当 R 甚大时，可得

$$V_0 = \frac{\Delta C(t)}{C_s} E_0 \quad (7.2)$$

声波作用后，传声器头的电容量变化与静态电容之比为

$$\frac{\Delta C(t)}{C_0} = \frac{d(t)}{D} - \left(\frac{d(t)}{D}\right)^2 + \dots \quad (7.3)$$

式中 $d(t)$ 为声波作用后膜片的位移， D 为无外力作用时传声器头电容极板之间的距离。通常情况下， $d(t) \ll D$ ，所以可略去高次项，把(7.3)式代入(7.2)式得

$$V_0 = \frac{d(t)}{D} E_0 \quad (7.4)$$

由(7.4)式可知，电容传声器的开路输出电压与极化电压及膜片的位移成正比，与膜片和后极板间的静态距离成反比。极化电压和静态距离可以保持恒定，只要膜片的位移振幅与频率无关，则传声器的输出可具有平直的频率响应。要达到这点，只要把膜片设计在弹性控制状态，即将膜片的固有频率设计在远超过工作频段范围，这时就可使膜片的位移振幅与频率无关。若使膜片的力学品质因数 Q_M 接近 1，那么就可以使位移振幅对频率均匀的特性范围扩大到固有频率附近，而使电容传声器的工作频段范围更为宽广。

电容式传声器具有接近理想传声器所要求的各种特性，故国内都用它作为声学测量标准。但此传声器也有缺点，主要是比较娇贵，其膜片容易损坏，故使用时要特别小心。另外，这类传声器需要加一个较高的极化电压（一般为 200 伏），近年来生产了一种低极化电压（28 伏）的电容声器，但灵敏度要相应地低些。

国产的电容传声器，最早生产的是北京第一无线电器材厂的 CH 系列电容传声器，它是由中国科学院声学所在六十年代初研制成功的其膜片采用脱胎镀膜工艺制成，比较稳定。外径的尺寸为直径 24, 12, 6, 3 毫米四种，主要性能列于表 7.1 中，目前国产声级计都使用这种传声器。

国内使用较多的还有丹麦 BK 公司的电容传声器系列，其主要规格和性能列于表 7.2。

由于电容传声器本身的阻抗很高，为了使输出不衰减，必须配用阻抗变换器或前置放大器。

表 7.1 国产 CH 系列电容传声器的主要规格和性能

型号	CH11	CH13	CH16	CH18
外径(mm)	24±0.02	12±0.02	6±0.02	3
频响(±2dB)	20Hz—18kHz	20Hz—40kHz	30Hz—70kHz	30Hz—140kHz
灵敏度(mV/Pa)	50	10	1	0.3
极化电压(V)	200	200	200	200
动态范围(dB)	20—146	32—160	70—180	90—180

动圈式传声器也可用作测量传声器，这种传声器具有灵敏度高，不怕潮湿的特点，但其灵敏度频响特性不太好，频率范围不宽，故只作一般测量用。

压电传声器不需要极化电压，能在湿度较高的环境下工作，并且具有平坦的频响特性，但其灵敏度较低，与同尺寸的电容传声器相比，灵敏度要低 20dB 以上，例如，BK4117 与 BK4145 相比，灵敏度低 24.4dB。

驻极体电容传声器近年来发展很快，其结构可与普通电容传声器相比，也可直接用镀金属的驻极体薄膜，性能与电容传声器接近，并且不需要极化电压，已日益受到人们的重视。

有一点必须要注意，即当传声器置于声场中行进测量时，在作用声波的波长与传声器大小可比拟的情况下，传声器会对声场产生干扰并且有指向性。在声波正入射时，此干扰是由于声波入射到传声器上产生反射和衍射所造成，因而使作用于传声器膜片上的实际声压不同于自由场声压，存在一个声压增量。实际作用于膜片的声压，随波长的减小而增加，极端情况下可为自由场声压的两倍。这种反射效应与声波的波长、声波的入射方向、传声器的尺寸和形状有关。当波长大于传声器的尺寸(约大 10 倍以上)时，这

表 7.2 丹麦 BK 公司的几种传声器的主要规格和性能

型号	4165	4148	4135	4145	4117
标称直径 (英寸)	1/2	1/2	1/4	1	1
频响 (± 2 dB)	2.6Hz— 20kHz	2.6Hz— 16kHz	3.9Hz— 100kHz	2.6Hz— 18.5kHz	4Hz—10kHz (± 3 dB)
灵敏度 (mV/Pa)	50	12.5	4	50	3
极化电压 (V)	200	28	200	200	无
动态范围 (dB)	19—146	29—140	59—164	10—148	上限 138

种效应可以忽略不计。因此,传声器的尺寸与测量的关系很大,是选择传声器时应考虑的主要因素之一,通常在其频率范围满足测量的基本要求的前提下,尽量选用大尺寸的传声器,以得到较大输出。

此外,传声器灵敏度随声波入射方向的变化而不同,这种特性称为传声器的指向性。对于不同类型的声场,传声器灵敏度频响特性也不相同。正对声源测量时,高频的衍射现象使膜片上有效声压加大(在一定频率可达 10dB)。利用这个现象,使传声器频率响应平直,这就是声场型传声器。声压型传声器则不利用这种衍射现象,使用时,要使声波传播方向与膜片平行,在混响场中测量时最好用小型传声器。

2. 拾振器 拾振器是接收振动而得与振动的位移、速度或加速度相应的电输出的换能器。电输出与加速度相应时称为加速度计。和传声器一样,由于换能原理不同,有各种类型的拾振器,如电磁式、压电式等等。

在振动测量领域中,目前应用最广泛的是压电式加速度计,这是因为它具有如下优点:测量的频带范围较宽,动态范围较大,体积小,重量轻,结构简单,使用方便。

压电加速度计的结构原理如图 7.3 所示。它是一种利用压电材料作为电换能器的拾振器，专门用来拾取振动物体的加速度。目前常用的压电材料有锆钛酸铅等。将压电材料粘结在基座上，上面放置一重的质量块，有一个弹力大的弹簧对质量块施以预加负载。加速度计放在被测物上，当被测物振动时，加速度计随之一起振动，质量块和外壳之间产生相对运动，使其间的压电材料受到压缩或拉伸，因材料具有压电效应，就能感应出相应的电压来。一

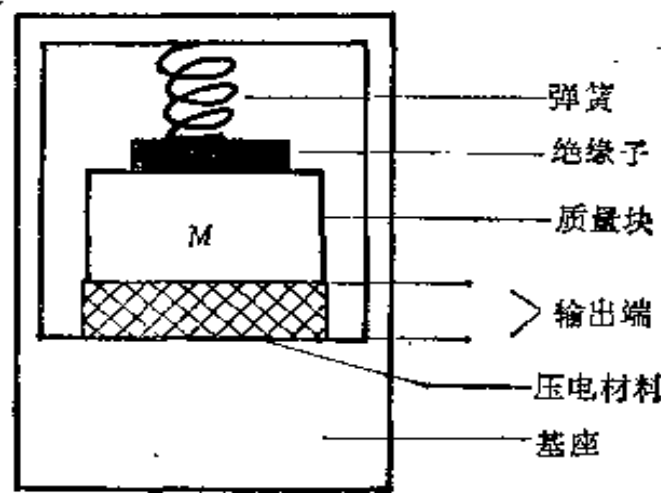


图 7.3 压电加速度计的结构原理图

般压电材料的力电换能关系可用下式表示：

$$E = -\tau x, \quad (7.5)$$

式中 E 为感应电压，它与压电材料的相对位移 x 成正比。 τ 为比例常数，它同材料的性质、几何尺寸、形状以及工作状态等都有关系。式中负号表示对材料的压缩产生正的电压。根据振动方程解，可以得振动系统的相对位移幅值为

$$x = \frac{Ma_0}{\omega |z_M|}. \quad (7.6)$$

式中 M 为加速度计中质量块的质量， z_M 为加速度计质量弹簧系统的力阻抗， ω 为振动圆频率， a_0 为振动加速度之幅值。由于加速度计一般要求具有宽的频率范围，即在恒定加速度幅值 a_0 作用下产生均匀的电压幅值 E ，所以应使加速度计的振动系统工作在弹

性控制状态。此时，位移幅值为

$$x \approx \frac{a_0}{\omega_0^2} \quad (7.7)$$

式中 $\omega_0 = 2\pi f_0$, f_0 为振动系统的固有频率。把式(7.7)代人(7.5)式可得

$$E \approx \tau \cdot \frac{a_0}{\omega_0^2} \quad (7.8)$$

即

$$\frac{E}{a_0} \approx \frac{\tau}{\omega_0^2}$$

由式(7.8)可见，只要加速度计的固有频率远高于工作频段，其灵敏度 E/a_0 与频率无关。若对振动系统的力阻作适当的控制，使系统的力学品质因数接近 1，则加速度计的灵敏度均匀范围可扩大到固有频率附近。从式(7.8)还可发现，此种加速度计的灵敏度与 ω_0 的平方成反比，即固有频率愈高，灵敏度就越低，也就是说，这种加速度计的工作频率范围与灵敏度之间有矛盾，工作频率范围愈宽，灵敏度就愈低。

压电式加速度计可以测量物体的绝对振动，适用于测量飞机、船舶、车辆、机床、电机等机件的绝对振动量。它的输出信号直接反映被测物体的振动加速度的大小，如果需要测量振动速度或振动位移时，必须配用积分网络，积分输出信号。

由于压电式加速度计本身的阻抗很高，故在一般使用情况下，必须配用阻抗变换器或与电荷放大器连用。

一个理想的加速度计应具有高的灵敏度、宽的频率范围、重量轻。但实际上这些性能是互相制约的，高的灵敏度往往是和宽的频率范围、轻的重量的要求相矛盾。因此，必须根据具体测量要求作适当选择。选择时应注意以下几点：

(i) 选择的加速度计重量必须比测试对象的重量轻得多，至少差 10 倍，以免加速度计对测量对象产生附加影响，而使被测物的振动改变，测量误差增大。

(ii) 估计需要的测量频率范围，使其处在被选用的加速度计

的平坦频率范围内。

(iii) 根据被测对象的最大振动值，选择适当强度的加速度计。

(iv) 根据被测对象的最小振动值，选择具有适当灵敏度的加速度计。

(v) 根据测试环境，选择能在相应的温度、湿度条件下正常工作的加速度计。

7.3.2 中间设备

噪声或振动测量，其中间设备是相同的，中间设备所起的主要作用为

(i) 将传声器或拾振器输出的微弱信号转变成能推动读出设备的信号。

(ii) 将信号由时间域转变到频率域。

(iii) 将模拟信号转变为数字信号。

(iv) 信号处理。

实现以上作用的中间设备的型式很多，这儿只讨论能实现前两种作用的仪器，放大器和频率分析仪。将模拟信号转变为数字信号的 A/D 变换器的资料很多，请读者自行查阅。

1. 放大器 放大器是实现上述第一种作用的设备，由换能器接收来的信号一般是很微弱的，故在对信号进行各种处理之前必须进行放大。放大器的选择主要考虑是应能与换能器及其后处理、分析或读出设备匹配，也就是说能使接收到的信号最有效地和不失真地传输，因此要求放大器具有宽频带、动态范围大、非线性失真小、噪声低、稳定性好等性能。

声学测量中用的放大器，配备有前置放大器输入，为电容传声器的前置放大器提供电源。另外还设有符合国际标准的 A, B, C 频率计权特性。所以，它即可以用来测量电压，亦可配用电容传声器后成为实验室用的精密声级计，如配用加速度计，即成为振动测量仪器。

适合测量用的放大器，国产的有北京长城无线电厂的 NF-5 型测量放大器，江西红声器材厂的 NF-6 型测量放大器。

2. 频率分析仪。在噪声测量中，只测量噪声的强度往往是不够的，因为这个数据是各种声音的平均结果。为了解噪声的特性，我们常常需要知道声压级与频率之间的函数关系。也就是说，需要将通常的时间域中的数据转变为频率域中的数据，能完成这种转变的设备就是频率分析仪或叫频谱分析仪。

关于信号的时间域和频率域的数学处理是属于傅里叶变换领域。对一个任意信号，若我们知道其时间函数 $f(t)$ ，则可以应用傅里叶变换，求得此信号的频谱函数 $F(\omega)$ 。反之，若我们知道信号的频谱函数 $F(\omega)$ ，则可以应用傅里叶反变换，求得此信号的时间函数。读者要详细了解这方面的内容，请查阅有关傅里叶变换的书籍，这里不作深入讨论。

频率分析仪的核心是滤波器，图 7.4 是一个理想带通滤波器的幅值与频率关系图，带宽为 $f_2 - f_1$ 。滤波器的目的是让在 f_1 和 f_2 间的所有频率通过，且不影响其幅值和相位，而不让 f_1 以下和 f_2 以上的任何频率通过。

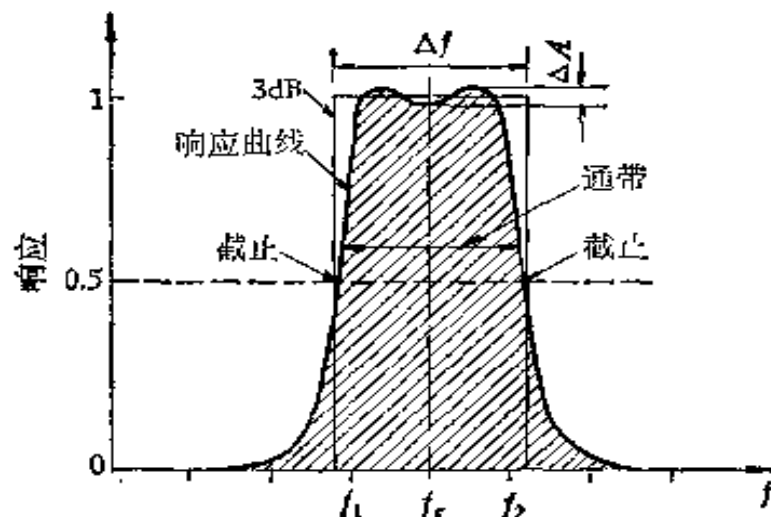


图 7.4 滤波器的频率响应

滤波器可以是模拟的，也可以是数字的，可以做得接近理想滤波器，但这是很化钱和很费时的事，实际上没有这种必要。故大多

数滤波器做成具有图 7.4 所示图线的形状 (我国有标准)。频率 f_1 和 f_2 处的输出比中心频率 f_0 小 3dB, 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

$$f_0 = \sqrt{f_1 \cdot f_2} . \quad (7.9)$$

滤波器的边缘斜率对其输出影响很大, 斜率愈陡则愈接近理想滤波器。

频率分析仪通常分两类, 一是恒定带宽的分析仪, 另一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, 信号用外差法把频率移到滤波器的中心频率, 因此带宽与信号频率无关。

BK2010 型外差式分析仪属于这一类, 在 2Hz 至 200kHz 频率范围, 它具有 3.16, 10, 31.6, 100, 316 及 1000Hz 六种固定带宽。这种分析仪大多用来测量一个声音或振动的谐波成分, 但是这些谐波成分的频率必须相当稳定, 使在测量过程中, 不致有某些成分因频率改变而不断出入这狭窄的频率范围。

一般噪声测量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的宽。对于测量无规噪声或振动, 这种分析仪特别有用。最常用的有倍频带和三分之一倍频带频谱仪。倍频带分析仪中, 每一带宽通过频带的上限截止频率等于下限截止频率的两倍; 在三分之一倍频带分析仪中, 上下限截止频率的比值是 $\sqrt[3]{2}$, 中心频率是上下限频率的几何中值。常用的滤波器如表 7.3 所示。这种类型的仪器国产的有长城无线电厂的 NF-5 型测量放大器和 NL-6 带通滤波器组成的频谱仪和 NX-1 型频率分析仪。

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率逐点分析的, 只适用于分析稳定的连续噪声, 对于瞬时的噪声要用这种分析仪测量时, 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,

表 7.3 滤波器通带的准确频率 (Hz)

通带号数	标称中心频率	1/3 倍频带滤波器通带	倍频带滤波器通带
	20Hz	17.8—22.4Hz	
14	25	22.4—28.2	
15	31.5	28.2—35.5	22.4—44.7Hz
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	1000	891—1120	708—1410
31	1250	1120—1410	
32	1600	1410—1780	
33	2000	1780—2240	1410—2820
34	2500	2240—2820	
35	3050	2820—3550	
36	4000	3550—4470	2820—5620
37	5000	4470—5620	
38	6300	5620—7080	
39	8000	7080—8910	5620—11200
40	10000	8910—11200	
41	12500	11200—14100	
42	16000	14100—17800	11200—22400
43	20000	17800—22400	

近代发展的实时频率分析仪，能在它整个分析范围内的所有频率中同时供给平行分析，也就是说，将一个需要分析的信号同时进入所有的滤波器，分析得到的数据，同时输出至读出设备，以即

时的速度，在一大屏幕上显示出整个频谱图。此显示不断地获得更新，使受测信号发生的强度和频谱变化，可在发生的当时得到观察。BK2131型数字式频率分析仪是一种1/3倍频程和倍频程的实时分析仪。另外，还有采用快速傅里叶变换技术(FFT)的数字频率分析仪，计算出频率分量，进而为信号提供恒定带宽、窄带分析或比例带宽分析。它适用于分析连续和瞬态信号，能显示出被测信号的即时频谱和平均频谱，同时能显示它们的时间函数。BK2033型高分辨率信号分析仪就是这种类型的。

7.3.3 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，如声级计上的面板表头。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，便于观察和评定测量结果，与频率分析仪作同步操作，为频率分析及响应等等提供自动记录。有一点需要注意，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。但有时设备也能读出被测信号的脉冲值和峰值。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。

§ 7.4 声级计和磁带记录器

在噪声测量中，应用最广泛的两种仪器是声级计和磁带记录器。

7.4.1 声级计

声级计是一个便携式的测量仪器，方框图如图7.5。它包含上

述的接收设备、中间设备和读出设备，形成了一个完整的测量系统。具体讲，它是由电容传声器、输入级、衰减器、放大器、计权网络、检波电路、读出表头及电源部分组成。电容传声器阻抗很高，故需有高阻抗输入级，使其不降低灵敏度和低频响应。放大器将微弱信号放大并经有效值检波电路变为直流信号，在表头上直接指示被测声压级。为了模拟人耳对不同声压和频率的声音有不同的响度感觉，大多数声级计中装有 A 、 C 两个计权网络，从而测得计权声级。关于 A 、 C 计权网络的特性在前面章节已经讲述，这儿不再重复，其频率响应特性曲线见图 7.6。

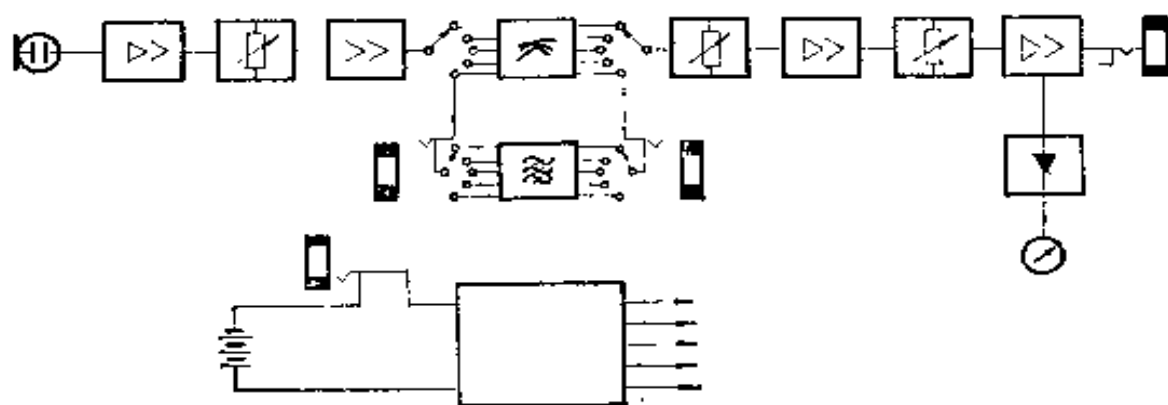


图 7.5 精密声级计的方框图

在噪声测量中，使用最广泛的是 A 声级，国际上已把 A 声级作为评价噪声的主要指标，记作分贝或 dB 。在实际测量时，若对两个计权网络都进行读数，那么，从这些读数，可以大致知道噪声中频率的分布情况，例如：如果每一个网络读出声级的数值都相同，这就表明频率在 $500Hz$ 以上的声能量可能占主要部分；如果用 A 网络得到的读数较小，这说明频率在 $150Hz$ 至 $1000Hz$ 之间的声能占优势；如果 C 网络的读数最大，这说明频率在 $150Hz$ 以下的声能占优势。有一点需指出，由于 C 网络具有均匀的频率响应，所以也可以用它来读声压级。此外，声级计能和专用的倍频带和 $1/3$ 倍频带滤波器连用进行频谱分析。

声级计的用处很广，除了用于环境、机器、车辆、电机等噪声测

量外,也可以用于电声学、建筑声学等测量。如果用拾振器替换电容传声器,并配用积分器和振动测量换算尺,便可用来测量振动的加速度、速度和振幅。

声级计的型式很多,以测量精度区分,有四种类型: 0型声级计作为实验室标准; I型声级计作为精密型声级计; II型作为普通声级计, III型则为一般调查用。按测量信号的性质区分,有一般声级计、脉冲声级计和积分式声级计等。按其体积大小可分为台式声级计、便携式声级计和袖珍式声级计。国产的声级计有: 江西红声器材厂的 ND1、ND2 精密声级计和 ND6 脉冲精密声级计; 湖南衡阳仪表厂的 JS-1 精密声级计; 北京长城无线电厂的 SJ-1 普通声级计和 SJ-2 便携式声级计等等。

7.4.2 磁带记录器

磁带记录仪的主要用途是将被测试的声信号记录下来,随后在实验室进行各种分析,此仪器用作现场记录是很实用的。

选用磁带记录仪时,要注意其动态范围和频响特性能满足被测信号的要求,使记录下来的信号不变形,才能得到正确的分析结果。普通磁带机动态范围、频率范围都小,具有压缩特性,因此不

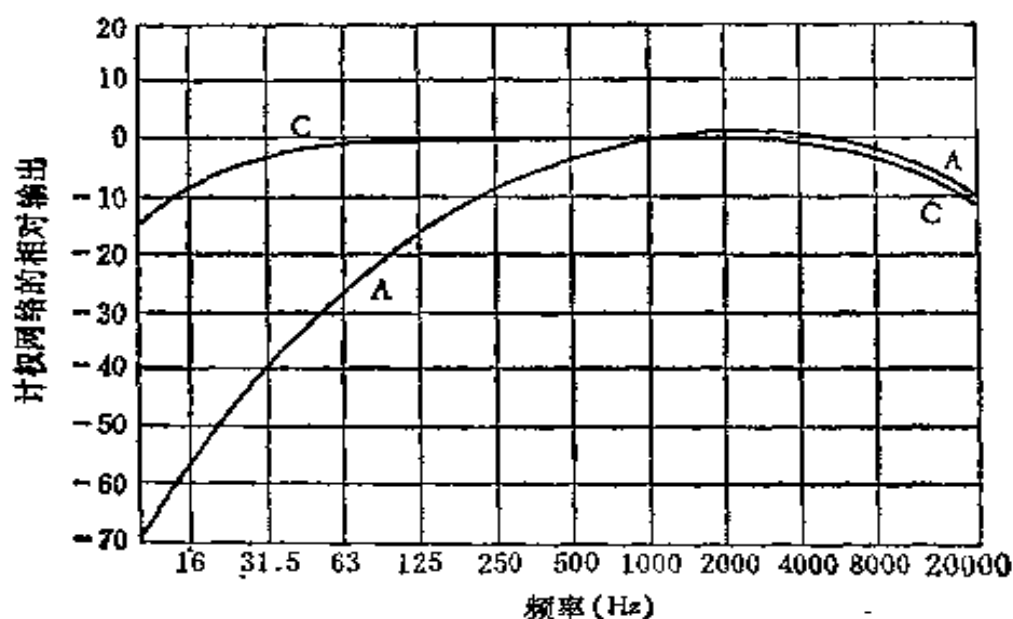


图 7.6 A, C 计权网络的频响特性曲线

可用作测量。

§ 7.5 声强测量

声强是声音有用的量度。它的定义是：在一点按一指定方向测定的声强度是在所研究的那一点，单位时间内通过与这指定方向垂直的单位面积的声能量的平均值。单位是 W/m^2 。数值上等于单位面积的声功率。换言之，声强是个矢量，它等于某一点的瞬时声压和相应的瞬时质点速度的乘积的平均值

$$\mathbf{I} = \overline{p(t) \cdot \mathbf{u}(t)}.$$

声压是很容易测量的，但质点速度的测量就困难了。人们探索了一个方法，使用两个特性一致的声压传声器组成声强计的传感器，能较容易地实现声强的测量。

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，在 r 方向的压力梯度近似等于两传声器测得的声压相减后除以 Δr ，即得

$$u_r = -\frac{1}{\rho_0 \Delta r} \int (p_B - p_A) dt. \quad (7.10)$$

两个传声器连线中点的声压值 \bar{p} 近似等于 $(p_B + p_A)/2$ ，所以，声强在 r 方向的分量为

$$\begin{aligned} I_r &= \overline{p(t) \cdot u_r(t)} \\ &= \frac{1}{2\rho_0 \cdot \Delta r} \overline{(p_A + p_B) \int (p_B - p_A) dt}. \end{aligned} \quad (7.11)$$

上式说明了声强测量的程序：把来自声压传声器的信号 p_A 和 p_B 相减后送入积分器，得到 u_r ，另一方面把 p_A 和 p_B 相加后得到 \bar{p} ，最后把 \bar{p} 和 u_r 送入乘法器。输出信号中的直流成分正比于声强在 r 方向上分量对时间平均的近似值，运算过程中的增益常数由媒质密度 ρ 和两个传声器距离 Δr 确定，原理方框图见图 7.7。

要求声强 I_r 的频谱密度, 可对(7.11)作傅里叶变换, 得

$$I_r(\omega) = \frac{1}{\rho_0 \omega \Delta r} \text{Im}[R_{12}] \quad (7.11a)$$

式中 $R_{12} = [P_1(\omega)P_2^*(\omega)]$ 为互功率谱密度, Im 表示其虚数部分, $P_1(\omega)$, $P_2(\omega)$ 分别为 $P_1(t)$, $P_2(t)$ 的傅里叶变换, 星号表示其共轭复数。

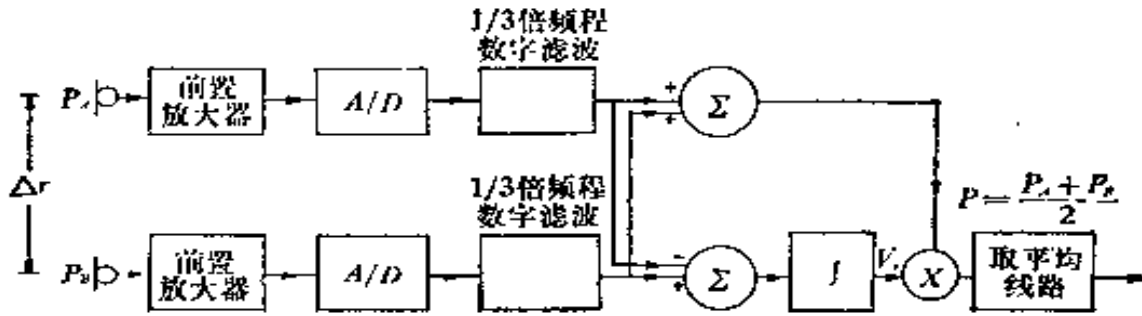


图 7.7 测量声强的装置方框图

由上所述, 我们可以用两个性能相同的声压传声器、加法器、减法器、积分器、乘法器等组成声强计, 直接进行声强测量。或者用双通道 FFT 分析后计算。

测量声强的用处是很多的。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的路线, 可以研究材料吸声系数随入射角度的变化, 可以不需要特殊声学环境, 甚至在有背景噪声的情况下, 只要将包围声源的包络面上的声强矢量作积分, 就能求出声源的声功率, 见图 7.8。特

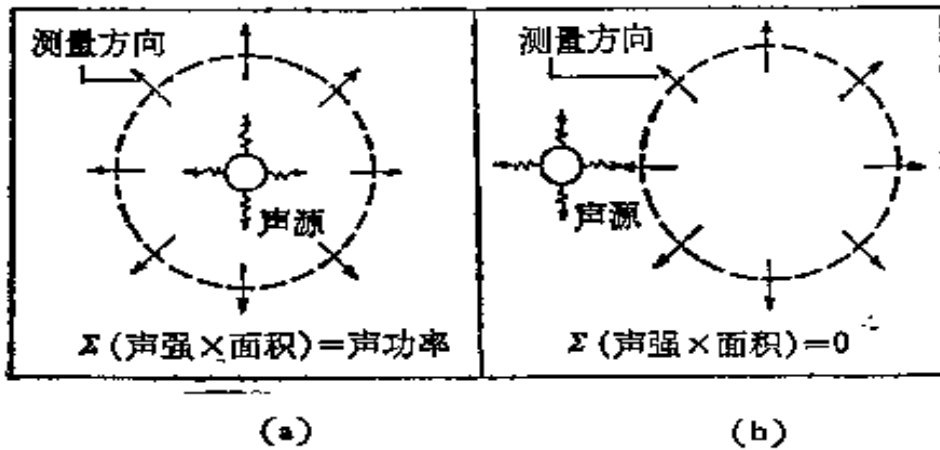


图 7.8 (a) 应用声强测量决定噪声源的声功率, (b) 测量区域外的噪声源得到抵销

别是在现场进行测试工作时,可以大大简化解决问题的途径。

通常情况下,用声强求声功率时要求较多的测试点,这似乎很困难,但随着微处理技术的发展,应用实时分析系统,这方面已不成为问题。直接测量声强,得到各国声学工作者的重视。

§ 7.6 噪声测量方法和分析技术

前面谈了噪声和振动测量的用处和常用的测量设备。在具体测量时应采用什么方法?这对取得有用的结果是个重要问题,本节简要地介绍一些这方面的知识。

7.6.1 噪声测量时的注意事项

在进行噪声测量时,首先要明确测量的目的,要想得到什么信息,这样才能有的放矢,选择正确的方法、标度和单位。同时为了能得到一致的结果,还要遵守一些注意事项。

大部分噪声问题可以分为两大类:一类是要确定噪声源所辐射的噪声的大小和特性,或者是在规定条件下,声源性能预测的问题。对于这类问题,噪声测量的目的是要确定某些物理量,通常是在一定点处的声压级或声源的声功率级。噪声的特性可通过频谱和声级与时间的关系,以及声场的特性来描述。另一类是噪声对人们各种影响的评价和预测问题。对于这类问题,噪声测量的目的是要得到一个表示声刺激大小与噪声对人影响的关系的量,这往往不能直接用现有的物理仪器测量,还应考虑人的主观效应,所以是麻烦而复杂的。一个具体的噪声问题通常与这两类问题都有关。例如,许多噪声处理的目的是把声源辐射的噪声减小到对人们的影响可允许的程度。

实行中最常遇到的噪声可按其各种特征进行分类:按其频谱特征分,可分为连续谱和具有可听单频声的频谱。按其声级(或声压级)和时间关系分,可分为稳态噪声(在观察时间内,具有可忽

略不计的声级起伏的噪声)、非稳态噪声(在观察过程中,声级变化很大的噪声)、间歇噪声(在观察过程中,声级多次突然下降到背景噪声级的噪声,声级保持在不同于环境声级的常值的时间为1秒或1秒以上)、脉冲噪声(由一个或多个猝发声组成的噪声,每次猝发声的持续时间小于1秒左右)等等。

在选择测量方法时,要根据上述的噪声问题特性和噪声特性以及描述噪声问题所需要的严密程度。一般有下列三种方法:

1. 调查法 这种方法要求最少的时间和设备。它可用于性质相似的噪声源之间的比较。用声级计测得的声级来描述,准确程度要求不高,只用有限的测点数,对声学环境不作详细的分析,但要记录被测噪声的时间关系。

建议采用A或C计权声级。因为C声级是总声压很好的近似。A声级对评价人的响应是有用的。一般说来,调查法对评价降低噪声措施提供的信息是有限的。

2. 工程方法 在这种方法中,声级或声压级的测量要比较准确并补充以频带声压级的测量,并记录声级的时间关系。声学环境要作分析,以求出其对测量的影响。测点和频率范围根据噪声源的特性和它的工作环境选择。此方法提供的资料,对许多情况下采取工程措施,例如噪声降低方案,通常是够用的。

3. 精密方法 这种方法给出噪声问题尽可能完全的描述。声级或声压级的测量更为准确并补充以频带声压级的测量。按照噪声的持续时间和起伏特性,在适当的时间段上作记录。声学环境要作仔细分析,测点和频率范围根据噪声源的性质和工作环境选择。如有可能,环境对测量的影响要作定量分析。这可以在能控制的实验室条件下,例如在消声室或混响室中进行测量。这种方法在要求对声场进行严密描述的情况下使用。

不论用哪种方法,有一点需要注意,即测量位置的选择,应避免别的声源或其它物体的影响,或声源形状的细小不规则性对结果的重大影响。如果这些干扰不能消除的话,则必须求出它们对结果的影响。

7.6.2 频谱分析

声和振动的信号分析,其基本测量是频谱分析,也就是说,要求得信号中能量或功率分布与频率的关系。

实践中遇到的声和振动信号有稳态信号和瞬态信号两类。稳态信号有周期信号和无规信号,其功率谱是不随时间变的。实际上,只要在观察时间内不变就足够了,正弦波和脉冲系列都属于周期信号。水流沿着船体流动,使船体振动产生的噪声是无规信号,空调系统的噪声也是无规信号。这些信号虽然不是严格地稳定,但在观察时间内是足够稳定的,可以用分析稳态信号的技术来分析它们。瞬态信号有脉冲信号和缓变信号,脉冲信号仅在很短的时间内存在,枪声就是一个明显的例子。缓变信号具有慢慢变化的谱,例如飞机飞过在地面上听到的声音就是缓变信号。上述的这些信号在数学上可以用连续函数或离散函数来描述,相应地称为模拟信号和数字信号。

稳态信号和瞬态信号的处理技术是不同的,对稳态信号通常感兴趣的是功率谱,而对瞬态信号则要求其能量谱。不同类型的信号需要用不同的分析方法和设备。一般说,模拟量仪器结构简单,使用方便,但准确程度有限,自动化程度低;而数字分析器则精度高,速度快,通用性强,但复杂昂贵。

对于稳态信号,本章第三节介绍的设备是适合的。对于瞬态信号,则要求周期性地重复瞬态信号,其重复周期要大于脉冲时间,这样就可以应用适合于分析周期信号的技术了。如果是简单的 N 波,则可测其峰值和延续时间。对于缓变信号,可把信号逐位分段来测定每段的信号足够稳定,可视其为稳态信号,逐位采样的功率谱表明的总功率是非稳态的。用短期傅里叶分析可求得其频谱随时间变化的声图。对于稳态的无规信号,我们在有限时间内对此信号采样,求出每个采样的功率谱,估算的准确度与采样数及分析时用的频带宽度有关。总之,要根据信号的类型,选取合适的分析方法和设备,才能得到预期的结果。

7.6.3 噪声源的鉴别

这个问题是很重要的,一个噪声系统中的声源往往不止一个,在一个声源上也常有几个部分发声,如果不能判断各个声源或一个声源的各个部分发声的强弱、频率特性、时间特性等等就无从找到最主要的声源,有效地加以处理,即使处理也很难得到最佳效果,甚至毫无效果,例如在地铁车辆中噪声很高,如用一般处理噪声的方法,要受限制,效果也不会好.这就需要找到主要声源,可以有效地加以处理.经过一系列测量和分析,可以判断噪声主要来自电动机.单独对电动机测量的结果,证明其冷却风扇太大,因而导致强大噪声.把扇叶车短 10 毫米,噪声可降低 20 分贝以上,而不影响其使用.由这个简单的例子可看出鉴别噪声源这个问题的重要性和必要性.

鉴别声源的方法主要有下面几种:

1. 主观评价 根据经验,作出判断.
2. 分别开动 如有很多机器,而能各别开动时,经过测量很容易判断.但在实践中,有时这是不可能的.
3. 分别包扎 一台机器几个部分的噪声辐射(例如致冷机的噪声由机器的噪声加管道的噪声合成),如能分别只留一个部分辐射,把其它部分包扎起来进行测量,就很容易分辨.
4. 频率分析 如几个机器或几个部分的发声频谱不同并且已知时,测量总噪声谱可以分析出各机器或各部分的贡献.
5. 时间谱分析 可根据各声源或各部分的时间特性分析鉴别,这对于有离散谱的声源更为适宜.
6. 声强测量 由于声强是个矢量,所以能通过测量声强来判定噪声的方向以鉴别声源.

此外,还能通过快速傅里叶变换、相关函数等新方法来实现.

§ 7.7 近代噪声测量技术

近年来,由于集成电路、数字技术、微处理机和数字式计算机

得到了很快的发展,因而一些近代技术在声学测量中也被采用,如相关技术、快速傅里叶变换(FFT)等等。这些新技术的应用,促进了声学测量的发展。可以预言,今后会越来越广泛地应用这些新技术,本节将粗浅地介绍一些这方面的知识。

7.7.1 模数转换

要应用上述的一些近代技术,首先要把由传声器或加速度计得到的模拟信号转换为一串离散的数字信号,即时间序列,然后用计算技术来处理。为了获得二进制的数字信号,必须采样和量化,这就是模数转换。也可以把数字信号还原成模拟信号,即数模转换。

1. 采样 用数字分析技术来分析连续信号,就需要采样数据。若一连续信号的时间函数为 $f(t)$, 其频谱函数为 $F(\omega)$, 当谱的频带宽度是有限的, 信号的最高频率为 F 时, 以等时间间隔采样, 采样率至少是存在于频谱中最高频率 F 的两倍, 这样的一系列等距离点的数值可唯一地决定 $f(t)$, 这就是 Nyquist 采样定理。实际使用的采样率通常是取信号最高频率的 2.5—3 倍。或在采样前用低通(去重叠)滤波器把更高频率滤掉。

2. 量化 采样后用模数转换器把采样值转换为二进制数字脉冲, 每个数值用有限个电子开关元件来代表, 最常用的模数转换器是逐位电压反馈比较式。转换器为级进制, 每级的大小决定于所包括的总范围和有效的级数。因为等效电信号用二进制编码, 故级的数都是 2 的整数幂, 例如 256, 512, 1024 等等。二进制编码有两个状态, 仅传输那种状态的信息量称二进位。 n 位二进数能够送出可以区别 2^n 个状态的信息, 叫 n 位二进码, 故 2 的指数就是二进码数。10 位模数转换器具有 1024 个离散值。在量化过程中必然会产生近似误差, 称为量化噪声, 另一方面, 量化还存在着最大值问题。例如七位数码相对应的量化级, 其最大值是 $2^7 - 1 = 127$, 而大于这个数值的信号全部被限幅为这个数值, 因这种现象而产生的误差也是量化噪声的一种, 叫过载噪声。

7.7.2 相关技术和谱密度

无规信号在时间域分析的主要技术是相关函数，在频率域中的分析是用功率谱密度函数表示的。

1. 相关技术 相关是测量两个波的相似性，它是两个波形时间间隔的函数，其本质也是一种线性滤波。不但在抑制随机干扰，提高信噪比中作为一种重要的滤波方法，同时在识别和消除多次波，计算速度谱等方面有广泛的应用。相关函数有自相关和互相关两类。

自相关函数：

$$\phi_{XX}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} X(t)X(t+\tau) dt, \quad (7.12)$$

互相关函数：

$$\phi_{XY}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} X(t)Y(t+\tau) dt. \quad (7.13)$$

相关函数的几个重要特点：

(i) 随机信号是不确定的，但它的相关函数是确定的，因此可用相关函数表征一个平稳随机过程的统计特性。

(ii) 如果信号 $X(t)$ 和 $Y(t)$ 来自独立无关的两个信号源，则它们的互相关函数 $\phi_{XY}(\tau) = 0$ 。

(iii) 任何随机信号 $X(t)$ 的自相关函数 $\phi_{XX}(\tau)$ 在 $\tau = 0$ 处有最大值，而且是偶对称函数。

(iv) 任何周期信号 $X(t)$ 的自相关函数 $\phi_{XX}(\tau)$ 必定也是周期性函数。

(v) 如果随机信号 $X(t)$ 是由噪声 $n(t)$ 和与它完全独立的信号 $S(t)$ 组成，则 $X(t)$ 的自相关函数是这两部分各自的相关函数之和：

$$\phi_{XX}(\tau) = \phi_{nn}(\tau) + \phi_{SS}(\tau).$$

相关技术主要有下列几方面的应用：

(i) 对信号本身的分析，主要是找出隐藏于不规则噪声中的

规律性信号。例如，从杂乱噪声中提取机械振动信号，从而判断故障的原因。

(ii) 求两个信号之间的关系，如果测量直接声和反射声两个信号的反射率和透射率，以及利用两固定点之间信号的相关测量求出物体的速度等。

(iii) 系统动态特性的测定，如测量振动信号在固体中的传递特性和自动控制系统中控制对象的特性等。

(iv) 以相关函数为基础，进行傅氏变换，求自功率谱和互功率谱从而定量地判断信号的强度。

2. 谱密度 对周期性信号，我们是用声压的幅值和频率的关系来进行频谱分析的，对于非周期信号，是用谱密度或功率谱密度和频率的关系来作频谱分析。

声压谱密度的定义是

$$W(f) = |P(f)|^2 / \Delta f \quad (7.14)$$

谱密度是噪声信号在 1Hz 带宽中的能量。对于无规噪声，经常用声压谱密度 $W(f)$ ，它可以由两种方法求得。一种方法是经过滤波-平方-平均来得到。时间信号经过带宽为 Δf 的滤波器滤波，声压均方值为 $|P(f)|^2$ ，代入(7.14)式即得。由此可求出声压谱〔密度〕级

$$\begin{aligned} L_{PS} &= 10 \log \left[\frac{|P(f)|^2}{\Delta f} / \frac{P_0^2}{\Delta f_0} \right] \\ &= L_P + 10 \log \Delta f / \Delta f_0, \end{aligned} \quad (7.15)$$

即(2.65)式。另一种方法可通过有限傅里叶变换求得

$$W(f) = 4\pi S(f). \quad (7.16)$$

而

$$S(f) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} R(\tau) e^{-2\pi f\tau} d\tau, \quad (7.16a)$$

为功率谱密度，其中自相关函数

$$R(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} p(t)p(t+\tau) dt. \quad (7.16b)$$

一个随机过程的自相关函数和它的功率密度是一对傅氏变换,这在噪声分析中是个很重要的工具,它是联系频率域和时间域两种分析方法的基本关系。

7.7.3 快速傅里叶变换 (FFT)

在模拟信号的分析 and 处理中,广泛地应用傅里叶变换。随着数字系统,计算机的迅速发展,随时间变化的连续信号经过采集系统,变成了离散及数字化的信号,相应的处理方法也发展了,连续的傅里叶变换发展成为离散的傅里叶变换 (DFT)。

离散傅里叶变换的定义是

$$A_n = \sum_{k=0}^{N-1} X_k W^{-kn}, \quad (7.17)$$

式中 A_n 是离散傅里叶变换的第 n 个系数; X_k 是具有 N 次采样时间序列中的第 k 个采样值; $W = e^{j2\pi/N}$; $n, k = 0, 1, \dots, N-1$ 。同样可以导出离散傅里叶反变换 (IDFT) 为

$$X_k = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} A_n W^{kn} \quad (7.18)$$

离散傅里叶变换的一个重要性质是采样序列的离散傅里叶变换和采样值所表示连续波形的傅里叶变换之间有直接对应的关系。

离散傅里叶变换是处理离散数字信号的一个方法,而快速傅里叶变换是一种计算离散傅里叶变换的高效率方法。也就是说,快速傅里叶变换是一种快速的计算手段,应用数字计算机作功率谱分析和滤波器模拟时,它可以简化分析程序,提高效率。

快速傅里叶变换的基本原理是利用 $W^N = 1$ 的性质,把计算离散傅里叶变换系数所需要做的乘法运算次数从 N^2 次压缩到 $(N/2) \log_2 N$ 次, a 为任取的正整数,一般取 $a = 2$ 。例如 $N = 1024$, $N^2 = 1048576$, 而 $(N/2) \log_2 N = 5120$, 运算次数减少到约为原有的 $1/205$ 。实际问题中, N 值都是很大的, N 值越大,压缩的次数越多,一般计算机中乘法所需的时间较长,加减法需要的

时间很短,乘法运算次数的减少可以大大节省计算时间,同时还能适当地减少依附于这些计算的舍入误差。因此采用快速傅里叶变换来计算离散傅里叶变换,推动了相关函数、频谱、功率谱等实际应用。

参 考 文 献

- [1] A. P. G. Peterson and E. E. Gross, *Handbook of Noise Measurement*, General Radio Company (1972).
- [2] 白瑞奈克著,章启蓼等译“声学”,高等教育出版社(1959).
- [3] IEC Publication 651, *Sound Level Meters*.
- [4] S. Gade, *Sound Intensity*, *B&K Tech. Rev.* No. 3. 4. (1982).

第八章 声源声功率的测量

章汝威

§ 8.1 引言

声压是定量描述噪声的一个有用的参量，但用来说明机器或设备的噪声发射特性有时还嫌不够。这是因为声压级的高低还决定于声学环境，不同的环境将有不同的反射，混响等，因而也会导

表 8.1 ISO 发布的有关测定机器和设备的声功率的各种方法之国际标准

国际标准编号	方法分类	测试环境	声源体积	噪声特性	可得到的声功率	可供选择的信 息
ISO-3741 -3742	精密	满足特殊要求的混响室	最好小于测试间体积的 1%	稳态、宽带 稳态、窄带或 离散频率	1/3 倍频程 或倍频程	A 计权声功率级
-3743	工程	专用混响室		稳态、宽带、 窄带、离散 频率	A 计权和倍 频程	其它计权的 声功率级
-3744	工程	户外或在大 房间内	最大尺寸 小于 15 米	任意	A 计权和 1/3 倍频程或倍 频程	指向性信息 和作为时间 函数的声压 级
-3745	精密	消声室或半 消声室	最好小于测 试间体积的 0.5%			
-3746	调查	没有专用的 测试环境	无严格规定， 只受现有测 试环境限制	任意	A 计权	作为时间函 数的声压级； 其它计权的 声功率级

致声压级的不同,如果用声功率这个参量说明机器或设备的性能,那么在环境中产生的声压级都可估计,所以近年来国际上倾向于用声功率来描述声源,这方面各国和国际组织做了很多工作。例如,美国标准协会发布了一系列测量噪声源声功率的标准[SI.30-36];联邦德国、日本关于电机噪声的测试都有相应的规定;我国声学标准化委员会已组织工作组,已制成一些这方面的国家标准;国际标准化组织 ISO 近几年来发布了一系列关于测定机器声功率的不同方法的国际标准,具体见表 8.1。

由表 8.1 可知,噪声功率根据准确程度的要求不同,测噪声源声功率的标准系列,测试方法分为精密级、工程级和普查(概测)级,此外还有 ISO3740 为声源功率测量的指南。精密级的方法要在合格的消声室或混响室中进行,准确程度达到最高要求。工程级的方法可在户外自由空间或大房间中进行(原则上是半自由场)。至于普查级,对于声学环境没有限制,测量标准偏差最多可达 5dB。本章将叙述这些测试方法,并简要地介绍一下消声室、混响室和标准声源。此外,声强测量(见 § 7.5)是求声功率的一个新方法,应有标准正在制订中。

§ 8.2 消声室和混响室

8.2.1 消声室

消声室是吸声本领特别强、室内声音主要是直达声而反射声极小的房间。它为声学研究工作提供自由声场的环境。典型消声室的剖面图见图 8.1。

自由声场对消声室内部的要求是,从墙面、天花板、地板来的反射声非常弱,这个效果通常是由测量与反平方定律的偏差来决定的,即一个点声源所产生的声压应与离开声源的距离成反比关系,也就是说,距离增加一倍时,声压级降低 6dB。对测试机器噪声来说,与反平方定律偏差不得超过 1 或 2dB,如图 8.2 所示。

消声结构是多种多样的,长期的实践证实,采用“渐变吸收层”

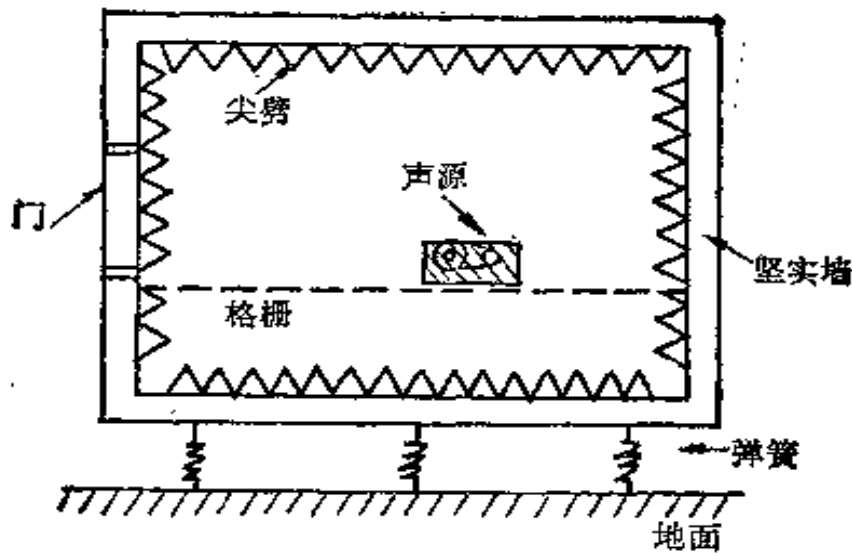


图 8.1 消声室的剖面图

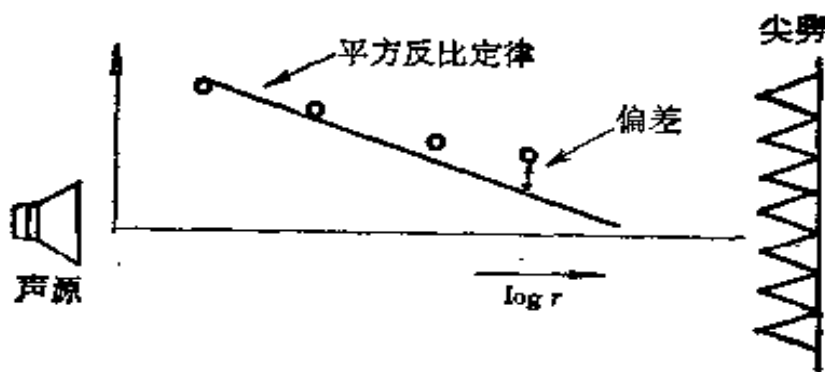


图 8.2 消声室的特性测量

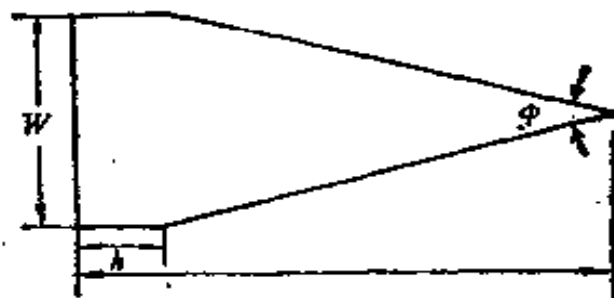


图 8.3 消声室中应用的吸声尖劈

是成功的，并和理论分析一致。应用最广泛的是尖劈结构。除用玻璃纤维作吸声材料外，也可用玻璃纤维板或泡沫塑料作成预制尖劈。尖劈的吸声系数与材料有关也与频率有关，频率愈低，吸声愈小。一般规定吸声系数达99%的最低频率为截止频率，它和尖

劈的长度、顶角、底宽、肩高以及所用的材料有关，见图 8.3。通常设计中，根据房间所需的最低工作频率来决定尖劈的长度。

消声室设计时的另一重要问题是保证房间内具有低的背景噪声。这点通常是用相当厚实的墙来达到。若房间是建筑在高噪声的环境中，如附近有吵闹的工厂或建筑靠近运输公路、铁路时，则需要用双层墙的结构。同时还需采取隔振措施，通常是把房间作为混凝土“盒子”装在金属弹簧或橡皮衬垫上。盒子弹簧系统的共振频率要比实验室内进行测试所用的最低频率低很多，如二十分之一。

为了满足自由声场的要求，测量既不能太靠近噪声源（应处在远场）也不能太靠近墙面。同时，噪声源不能放在离墙太近的地方。为了经济而实用，房间尺寸是要考虑的重要因素之一。它主要由如下参数所决定；声源的类型和大小，所需的测试距离，所要求的最低频率，等等。

若围绕声源的一个球面作声压级测量，建议测量的半径要大于声源最大尺寸的 2 倍以上，但不能低于 60cm；传声器或声源离开尖劈顶的距离要大于所需要最低频率的 1/4 波长，不能小于 60cm。根据这些建议，对于球面声压级测量的房间内部尺寸至少等于

$$D_{\min} = 4S_s + \lambda/2, \quad (8.1)$$

式中 D_{\min} 是消声室最小内尺寸（相对墙面尖劈顶到顶的距离）； S_s 或是声源的最大尺寸或是 30cm（两者中取较大的数）； λ 是所需要的最低频率之波长。

为了对笨重的工业设备及机器结构作声学测量，现在较广泛地采用半消声室。室内的地板是由混凝土或水磨石构成的，四壁和天花板作消声处理如消声室，这是模拟开阔场所，但又能不受气候和地势的影响，使用方便又可降低投资。

消声室是个理想的机器噪声测量环境。在消声室中，可采用相同的测量位置（或在半球上几个测量位置），来测定由于机器运转改变对所产生的噪声的影响。若机器运转改变能引起机器噪声

源或指向性的变化,此时应注意到,可用改变运转的手段使产生的噪声在某个方向减少而在另一个方向增加,这样就可以按我们的需要而加以控制。消声室还可用来比较同一机器由于生产方式不同所产生的噪声的差别。最重要的,因为房间内反射很少,原来的指向性被保持,若在特定频带,作大量的测量,就可以仔细地画出图形,用它可以决定一个机器产生噪声的主要部位。

8.2.2 混响室

与消声室相反,混响室是吸声本领尽量低,室内声音经过多次反射形成声能分布均匀声场的房间。它为声学研究工作提供扩散声场的环境。

混响室的设计要求是: (i) 尽量加长空室的混响时间。 (ii) 保证室内的声扩散状态。 房间混响时间的定义是: 在一定频带, 房间内发一声音, 等声音稳定后, 突然切断声源, 其声强衰变 60dB 所需要的时间, 即为混响时间。 其表达式为

$$T = \frac{0.163V}{S\bar{\alpha} + 4mV}, \quad (8.2)$$

式中 T 为混响时间(s); V 为房间体积 (m^3); S 为室内总面积 (m^2); $\bar{\alpha}$ 为各表面的平均吸声系数; m 为空气中声波传播的强度衰减常数 ($1/m$, 见第五章)。

在高频率时, T 取决于空气中的分子吸收。 低频时, 空气吸收可以不计, T 取决于室内各界面的吸收。 由式(8.2)可知, 要使 T 大, 必须使 $\bar{\alpha}$ 小及体积 V 大。 这就要求混响室应该具有坚硬光滑没有微孔的内表面, 在现有混响室中, 采用的内表面有: 磁砖、水磨石、大理石和钢筋混凝土墙涂油漆等。 这种室内表面使射到它上面的声波几乎全部反射而造成混响声场。

我们知道, 每个房间有许多简正振动方式, 每个简正振动方式有它自己的简正频率和特定的传播方向。 房间的简正振动方式足够多, 简正频率分布均匀, 并且能大量被激发, 才可以认为室内声场均匀并平均地向所有方向传播, 这样就使声场具有良好的扩散

性,满足混响公式的要求,也才可以使用。这就要求混响室体积足够大(国际上采用折中的标准 200m^3 , 工程测量可小到 70m^3)。此外为了消除简正振动方式的简并化,使简正振动频率分布得均匀,传播方向无规,建议混响室的长宽高的比例按调和级数选定。为了增加动态扩散,可以悬挂固定式或旋转式的扩散体。

与消声室一样,建造混响室时,也必须考虑隔声和隔振措施,以保证其有低的背景噪声。

混响室是测量机器声功率的理想环境,在混响室中,只要测量较少的点,就能求得机器的声功率。但在混响室内却不能测声源的指向性。

§ 8.3 实验室内声功率的测量

根据测量的目的,可以简单的测量在特定距离的计权声级,也可以测量频带声压级。

通常的作法是围绕机器作一半球,尽可能使测试点处在远场,此条件可用已讨论过的 6 分贝规则验证。在半球面上均匀地在几个位置上测量 A 声级或频带声压级(建议用倍频带,需要时可用 $1/3$ 倍频带)。

8.3.1 平均声压级

平均 A 声级 \bar{L}_p 或平均频带声压级是计算空间各点测量值的平均值得到的,即

$$\bar{L}_p = 10 \log \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n 10^{0.1 L_{pi}} \text{ dB}, \quad (8.3)$$

式中 L_{pi} 是第 i 个位置的声级; n 是测量位置的数目。

若读数各 L_{pi} 之间的差值小于 5dB , 以分贝读数取算术平均值代替(8.3)式,按能量的平均值,结果的误差不大于 0.7dB ;若各 L_{pi} 之间的差值小于 10dB , 则结果之误差小于 2.5dB , 就不好用分贝数平均了。

8.3.2 声功率级 L_w

在自由声场或消声室中测量,声功率级可由下式计算:

$$L_w = \bar{L}_p + 10 \log 4\pi r^2 \text{ dB}; \quad (8.4)$$

在半自由空间或半消声室中测量,声功率级可由下式计算:

$$L_w = \bar{L}_p + 10 \log 2\pi r^2 \text{ dB}; \quad (8.5)$$

式中 L_w 是被测物的声功率级,以分贝表示 ($0\text{dB} = 1\text{pW}$), r 是测试球面或半球面的半径,以米计, \bar{L}_p 是测试球面或半球面上所求得平均声压级。

r 要求足够大,以使球面或半球面处于远场。通常 r 约大于整个被测物尺度的 2 倍时,远场条件基本能满足(非常低的频率除外)。

在这种方法中,有一点需注意,即在测试球面或半球面上的点要足够多。一般地讲,如果在要求任何测试频带中测得的最高和最低声压级之差(dB),在数值上小于测点数目一半,则测点数目是足够的。否则,要增加测点以满足上述要求。

在扩散声场或混响室中测量,求声功率的步骤如下:用传声器在房间中的几个位置上测量声级,取其平均;也可用移动传声器装置,使用具有足够长的时间常数的记录器得到其平均;则被测声源的声功率级 L_w 由下式给出:

$$L_w = \bar{L}_p - 10 \log T + 10 \log V - 14, \quad (8.6)$$

式中 \bar{L}_p 是混响室中几个位置上测得的声级的平均值。

若应用一个声功率已校准的标准声源,则声功率级按下式计算:

$$L_w = L_{wr} + \bar{L} - \bar{L}_r \text{ dB}, \quad (8.7)$$

式中 L_{wr} 是标准声源的声功率级, \bar{L}_r 是标准声源的平均声压级。

在以上测量中,所测声级如是 A 声级,频带声压级或总声压级,算出的 L_w 也分别是 A 功率级、频带功率级、总功率级。

8.3.3 指向性指数

噪声源通常都有指向性,将某方向某距离的声强度以 I 表示,与其相同距离的各方向的按能量平均的声强度以 \bar{I} 表示,则指向性因数 DF 和指向性指数 DI 定义如下:

$$DF = I/\bar{I}, \quad (8.8)$$

$$DI = 10 \log DF = L_{p\theta} - \bar{L}_p; \quad (8.9)$$

式中 $L_{p\theta}$ 是半径为 r 的球面上,角度为 θ 处测量的声压级, \bar{L}_p 是半径为 r 球面上测量的各 $L_{p\theta}$ 的平均值。

若被测声源装置在半自由空间,声辐射是半球面形的,则指向性指数为

$$DI = L_{p\theta} - \bar{L}_p + 3 \text{ dB}, \quad (8.10)$$

综上所述,对测量机器声功率来说,使用混响室较方便,因为只要测量少数点即可,但它不能提供指向性信息,而在消声室中测量,虽较繁复,但能提供较全面的信息。

§ 8.4 声功率的现场测量

要求工业上的一般测试都在消声室中进行是有困难的,在企业车间提供一个大的自由空间也是不容易的,因此,现场测试具有一定的现实意义。

现场测试可分为绝对法与比较法二种,绝对法又称为包络法。

8.4.1 包络法

包络法是在假想的测量表面上的若干个传声器位置上,根据需要测得 A 声级再算成 A 声功率级,也可测倍频带或 $1/3$ 倍频带的声压级换算成相应的频带声功率级,一般情况下, A 功率级是广泛应用的数据。

根据被测声源的大小和形状有两种包络面,即半球测量表面和矩形六面体测量表面。

1. 半球测量表面(半球包络) 它适用于尺寸不大的机器和设备。传声器的位置要放在半径为 r 而面积为 $S = 2\pi r^2$ 的假想半球表面上,这个面积包围了机器或设备并落到反射面的地面上,半球的中心为声源几何中心在反射面(地面)的垂直投影。半球的半径至少为声源主要尺寸的两倍,即基准箱(基准箱的定义:假想的最小矩形六面体表面,它正好包围住声源,底面在反射平面上)最大尺寸的两倍,单位为米,最好是简单整数。半球表面上取四个测点,如以球心为原点, x, y 轴平行于机器的主要尺度, z 轴为垂直方向,以球半径为 1,四个测点的坐标应为 $(0.8, 0, 0.6)$, $(0, 0.8, 0.6)$, $(-0.8, 0, 0.6)$ 和 $(0, -0.8, 0.6)$ 。如机器很小, 0.6 倍半径小于 0.5m , 则 z 一坐标应取为 0.5m 或更大, (x, y) 坐标则为 $(1, 0)$, $(0, 1)$, $(-1, 0)$, $(0, -1)$ 。传声器的位置距任何反射体(除所需的反射面外)应不小于 0.5m 。

各点测得的 A 声级或频带声压级,按表 8.2 对背景噪声的影响加以修正后,代入式(8.3),计算出平均声级或平均频带声压级 \bar{L}_p 。求得 \bar{L}_p 后,则可按下式算出声功率级 L_w

$$L_w = (\bar{L}_p - K) + 10 \log(S/S_0), \quad (8.11)$$

式中 S 为测量表面的面积(m^2),此处 $S = 2\pi r^2$, r 为半球的半径,

表 8.2 背景噪声影响声级测定的修正值

声源工作时测得的声级与背景噪声级之差值 (dB)	修正值,从声源工作时测得的声级减去此修正值,就可以得出由于声源工作产生的声级 (dB)
3	3
4	2
5	2
6	1
7	1
8	1
9	0.5
10	0.5
>10	0

S_0 为基准面积, 等于 1m^2 。 K 为现场声学环境修正值, 其测试方法和计算将在 8.4.3 中说明。

2. 矩形六面体测量表面(矩形六面体包络法) 适用于较大尺度的机器和设备。 传声器位置应位于包络声源的假想矩形六面体的面积为 S 的表面上, 此六面体的各边平行于基准箱的各边, 并与基准箱的假想表面(基准面)相距 d , d 为测量距离, 即从基准箱至测量面的最小距离, 一般为 1m 。 测点数和传声器的位置分布对不同类型的机器要求不同, 主要测点五个, 即顶上一, 四面正中四点。 对小声源, 在六面体上表面上加声级最高的一点。 大声源一般就用五个测点, 机器高度大于 2.5m 时, 加上表面的四个角, 机器水平尺度大于 1m 时, 在周围的点以外, 加四个角点, 对特别大的机器(超过 5m), 测点间加中间位置。

矩形六面体包络法的声级计算、背景噪声的修正以及声功率级的计算与半球面包络法相同, 唯在引用公式(8.11)时, 包络面积 S 应为

$$S = 4(ab + bc + ca), \quad (8.12)$$

式中 $a = l_1/2 + d$, $b = l_2/2 + d$, $c = l_3 + d$ 。 l_1, l_2, l_3 分别为基准箱各边的边长(m), d 为测量距离, 一般为 1m 。

有一点必须注意, 不管采用哪种测量表面, 测试点都应处在远场。 以上要求都是普查级测量的要求, 工程级测量要求测点加倍或更多。

8.4.2 比较法

现场测量的比较法, 是把被测声源和标准声源相比较, 因标准声源的声功率已知, 所以只要在现场测出被测声源和标准声源的平均频带声压级或平均计权声级, 就可按式(8.7)计算出被测声源的声功率级。

若被测声源是可移动的, 测试时可用替代法, 把标准声源和被测声源先后放在同一位置, 进行测量, 这样测试准确程度较高。 若被测声源不能从测试位置移开, 这时, 标准声源要放在被测声源

的上边或靠在被测声源的旁边,这样的测量误差较大。另外,如果环境条件允许的话,可在被测声源相似的位置,在另一对称处,测量标准声源的计权声级或频带声压级。

8.4.3 环境修正值 K 的估算和测定法

现场测量噪声源的 A 计权声功率级时,其标准偏差为 2—5dB。按工程法测量,其标准偏差为 2dB,按普查法测量,其标准偏差为 4—5dB。影响测试准确程度的主要因素是声学环境,若能对环境影响的 K 值加以准确估算和测定,就可适当提高测试精度。影响测试声功率准确程度的主要有几种因素,现场测试总误差为

$$\Delta = \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 + \Delta_4$$

式中 Δ_1 为近场误差,由近场测量所引起的。特别是在低频,只要测试点处在远场,此项误差就可大大减小。

Δ_2 为有限测试点的误差,由于测点数目不够所引起。对某些被测物,由于其辐射声具有明显的指向性,测试时,因测试点有限,遗漏了声级的最大或最小值,而使测试结果误差增大。此时需增加测试点以减小其误差。

Δ_3 为实际测量误差。是由于仪器、观测、气象条件等所引起的,一般为 1.0dB。

Δ_4 为环境误差。由房间效应所引起的,主要决定于测试室的总吸声量 A 与测量表面面积 S 的比值。与测试室声源的位置关系不大。例如在半消声室,如 $A/S > 10$,则 $\Delta_4 < 1\text{dB}$;在一般车间 Δ_4 可达 3dB;现场测量则要求 $A/S \geq 1$,这时 $\Delta_4 < 7\text{dB}$ 。 A/S 比值与环境误差的关系见表 8.3,由此可见,环境修正值 K 的影响最大。

现场修正值 K 的测定与估算常用下面几种方法:

1. 通过标准声源的声功率计算修正值 K ,

$$K = L_{wr} - L_{wr_0}, \quad (8.13)$$

式中 L_{wr} 为标准声源在现场测得的声功率级, L_{wr_0} 为标准声源的声功率级的校准值。

表 8.3 A/S 与环境误差的关系

A/S	<4.0	4.0~6.3	6.3	>10
Δ_s	>3.0dB	3.0dB	2.0dB	<1.0dB

2. 修正值 K 由 A/S 比值计算得到,

$$K = 10 \log \left(1 + \frac{4}{A/S} \right), \quad (8.14)$$

式中对于半球测量面 $S = 2\pi r^2$, 对于矩形六面体测量面, S 由式 (8.12) 决定. 由式 (8.14), 可得 K 与 A/S 的关系曲线, 见图 (8.4). A 通常有两种方法求得.

表 8.4 房间的平均吸声系数的近似值

平均吸声系数 α	房间状况
0.05	接近空房间, 由混凝土、砖、石灰、砖贴面做成光硬墙壁.
0.1	部分空房间, 光滑墙面.
0.15	房间内有家具的矩形房间.
0.2	有家具的不规则房间或不规则状的机器车间.
0.25	有家具的机器间或铺设少量吸声材料.
0.35	顶棚和墙壁均铺有吸声材料.
0.50	顶棚和墙壁铺有大量吸声材料.

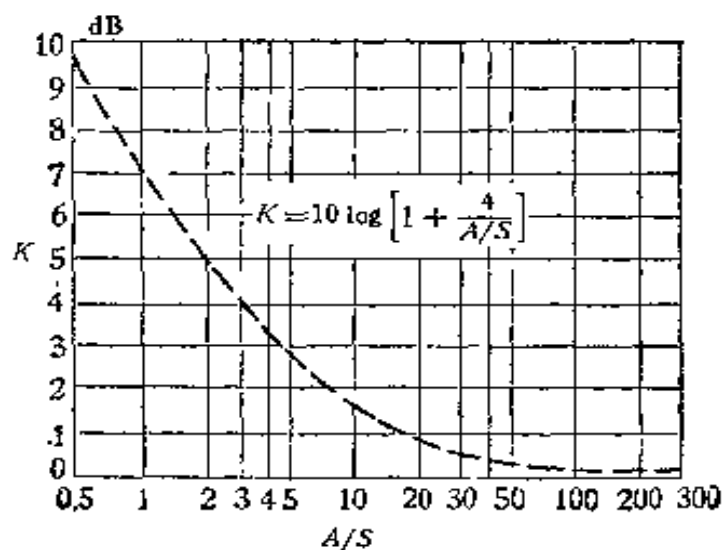


图 8.4 环境修正值 K (dB)

1. 用表 8.4 估算测试室表面的平均吸声系数 α 求得吸声量 $A(\text{m}^2)$,

$$A = \alpha S_V, \quad (8.15)$$

式 S_V 为测试室的整个表面面积(墙、天花板和地面), 单位为平方米。

2. 用测定测试室的混响时间求吸声量 A ,

$$A = 0.163(V/T), \quad (8.16)$$

由图 8.4 可知, 当 $A/S < 1$ 时, K 值变化很大, 确定 K 值的误差就大, 因而确定声功率的误差也较大, 因此要求 $A/S \geq 1$, 当然, A/S 比值越大越好。

3. 双表面法求 K 值, 对同一声源假想两个测量表面 S_1 和 S_2 , 对于 S_1 测量表面有

$$L_w = \bar{L}_{p_1} - 10 \log(1/S_1 + 4/R);$$

对于 S_2 测量表面有

$$L_w = \bar{L}_{p_2} - 10 \log(1/S_2 + 4/R);$$

式中 R 为房间常数, 从上面两个方程, 消去 R 后可得

$$L_w = \bar{L}_{p_1} + 10 \log S_1 - C, \quad (8.17)$$

式中

$$C = 10 \log \frac{K}{K-1} \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right),$$

$$K = 10^{(\bar{L}_{p_1} - \bar{L}_{p_2})/10} \quad (8.18)$$

§ 8.5 标准声源

标准声源是一台具有稳定的声功率输出, 无指向性和宽带频谱的声源。六十年代初美国为了简化工业噪声的现场测量问题, 开始研制标准声源, 七十年代以后各国和国际上均在制定机器和设备噪声功率的标准测量方法工作, 对标准声源的研制更为重视, 提出了多种新型结构的设计。

8.5.1 标准声源的用途

标准声源用途很广,主要在于下面几方面:

1. 噪声源声功率的比较测量。在一定测试环境中,声源辐射的声功率和声压平方成反比,因此只要比较一下噪声源和标准声源所发射的声压,就可以求得噪声源的声功率了。这可用公式(8.7)来实现。

2. 用于求环境修正值 K 。上面已阐明用标准声源则比较方便、准确。可由公式(8.13)来实现。

3. 通过标准声源求声吸收量 A ,

$$10 \log A = L_{wr_0} - L_p + 6 \quad (8.19)$$

式中 L_p 为测试室内测得的声压级。

4. 用标准声源求房间的混响时间 T ,

$$10 \log T = L_p - L_{wr_0} + 10 \log V - 14 \quad (8.20)$$

8.5.2 标准声源的类型和特性

标准声源主要有三种类型,即空气动力式、电动式和机械式。

1. 空气动力式 它是一种特殊设计的电风扇,其周围可用孔眼铁网罩上(也可不用网罩),一方面是为了安全,另一方面也是为了获得较好的频谱和声功率的输出。电风扇的旋转速度、风扇叶片的形状和大小都会影响声功率的输出及其频谱特性。这种类型的标准声源可辐射较大的声功率。

2. 电动式 它由几只扬声器组成并由无规噪声源加以激发,以产生所需要的声功率。有的产品为了补偿或调整输出的噪声级,频谱形状和辐射阻抗的大小,扬声器输出端的电压是可调的。

3. 机械式 将测隔声的撞击机放在钢板上或金属罩内使辐射的噪声接近于白噪声,这种声源可达到 110dB 以上。

近年来,中国科学院声学研究所,上海交通大学也在研制此种类型的标准声源。几种国外标准声源的型号、尺寸、重量及输出功率见表 8.5。

表 8.5 国外生产的几种标准声源

编号 No.	型 号	类型	第一台生产的时间和 国家	重量 (kg)	尺寸 (m)	输出最大 A 功率级(dB)
1	EDF/CEM	动力式	1957(法国)	20	0.3×0.3	91.5
2	ILG(最初)	动力式	1955(美国)	12	0.3×0.2	87.5
3	ILG/ROX	动力式	1969(德国)	14	0.3×0.3	89.5
4	ILG/IKL	动力式	1973(联邦德国)	19	0.3×0.3	91.5
5	ILG/IBM	动力式	1969(联邦德国)	10	0.3×0.2	87.5
6	EDF/AIRAP(A型)	动力式	1970(法国)	30	0.3×0.3	95.5
7	BK4204	动力式	1974(丹麦)	21	0.3×0.3	92
8	KRAMAR	动力式	1972(捷克)	20	0.3×0.3	84.5
9	CIMPO/INRS	机械式	1974(法国)	34	0.8×0.4	113
10	EXICA76	动力式	1976(法国)	80	0.6×0.4	113
11	BK4241	电动式	1976(丹麦)	4	0.2×0.2	93
12	BK4205	电动式	1978(丹麦)	65	0.25×0.35	100

标准声源具有功率谱特性,无论是倍频程还是 1/3 倍频程的频带功率级,在 200 至 6000Hz 范围是比较平直的。

标准声源的另一重要特性是,它基本上是无指向性的。

8.5.3 标准声源的技术要求

1. 测量的不确定度 (在半自由场)。A 声功率级小于 $\pm 1\text{dB}$, 其倍频程和 1/3 倍频程的中心频率的平均标准偏差如表 8.6 所列。

表 8.6 平均值标准偏差

倍频带中心频率 (Hz)	1/3 倍频带中心频率 (Hz)	平均值的标准偏差 (dB)
125	100—160	1.0
250—4000	200—5000	0.5
8000	6300—10000	1.0

2. 稳定性。两次连续校准期内的稳定性要求如表 8.7 所示。

3. 标准声源在100—10000Hz的频率范围内应能辐射宽带的、连续的和稳定的噪声。在此频率范围所有1/3倍频程中心频率声功率变化应小于12dB, 两相邻两个1/3倍频程中心频率的声功率变化要小于±3dB。

表 8.7 平均值的标准偏差

倍频带中心频率 (Hz)	1/3 倍频带中心频率 (Hz)	平均值的标准偏差 (dB)
125	100—160	±2.0
250—4000	200—5000	±1.0
8000	6200—10000	±2.0

4. 为保证声源辐射噪声频谱不含纯音成分, 当在消声室用恒定带宽(5—10%)分析仪测量时, 100—10000Hz 频率范围的声压级应分别低于相应的倍频带声压级的数值, 如表 8.8 所列。

表 8.8 窄带声压级低于相应倍频带声压级的分贝值

带宽%	窄带声压级低于相应倍频程声压级的分贝值
5—6	6
7—8	5
9—10	4

5. 指向性。在100—10000赫的频率范围内任一1/3倍频程中心频率的标准声源的指向性, 当在消声室中测量时不应大于6dB, 而在半消声室中测量时则不应超过9dB。

6. 标准声源的频谱特性的斜率最好为2—3 dB/oct。

7. 标准声源的最大尺度不应超过0.5m。

参 考 文 献

- [1] A. P. G. Peterson and F. E. Gross, Handbook of Noise Measurement, General Radio (1972).
- [2] J. Duda, Noise control Engineering 9(2), 60—67(1977).
- [3] ISO/B354, Measurement of absorption coefficients in a reverberation room.

-
- [4] ISO3741, Acoustics-Determination of sound power levels of noise sources- Precision methods for broad-band Sources in reverberation rooms.
 - [5] ISO3744, Acoustics Determination of sound power levels of noise sources- Engineering methods for free field conditions over a reflecting plane.
 - [6] ISO3745, Acoustics-Determination of sound power levels of noise sources- precision methods for anechoic and semi-anechoic rooms.
 - [7] ISO3746, Acoustics-Determination of sound power levels of noise sources- Survey method.

第二编 噪声控制原理

第九章 机械声源

李毅民

§ 9.1 引言

噪声可分为两大类,一类是空气动力噪声,另一类是由于机械部件的振动或加速产生的噪声。空气动力噪声将在下一章讲述。本章仅讨论机械部件由于振动或加速产生噪声的发声机理。按不同的激励情形,机械声源又分为稳态振动声源和瞬态的冲击性声源。机械部件的往复运动或转动时的不平衡,都可导致周期性的作用力,从而激发起稳态的振动。当机械部件受到一个瞬变的作用力,或部件间相互撞击时,便形成冲击性声源。

为了有效地控制机械噪声,首先应搞清楚机械声源的发声机理,以及噪声与各种物理因素的关系。只有这样才能明确控制噪声的途径,以便针对具体情况采取适当的措施。

§ 9.2 稳态振动声源

9.2.1 振动体的声辐射

作周期性运动的机械部件,常常产生一个周期性的作用力,从而激发起机器的稳态振动。所谓稳态振动,是指振动量是周期量的状态。由于机械部件及其连接部位的阻尼,大部分振动能量被吸收而转变成热能。此外由于部件表面的振动,相邻的空气亦被迫振动。这种振动向外传播便使部件的振动能量作为声能辐射出去。当部件作稳态振动时,单位时间内被激发起的振动能量,等于

这段时间内被部件吸收的能量与辐射的声能之和。

要控制这种噪声，最根本的办法是消除或减小引起振动的激励力。例如使转动部件的重心尽量接近转动轴，以消除由于不平衡而引起的激励力，还有很重要的一点，就是使激励力的频率不要接近机器的共振频率，以免激发起大幅度的振动。实际上机器的稳态振动是很难完全消除的。因此需要知道机器的哪些部件辐射声音最严重，以便有针对性地采取其它措施。为此需要深入了解振动物体辐射的声功率与哪些因素有关，如何进行定量计算等等。

机械部件作稳态振动时，辐射的声功率 W_{rad} 可表示为

$$W_{\text{rad}} = \rho_0 c_S \langle \bar{v}^2 \rangle \sigma_{\text{rad}} \quad (9.1)$$

上式中 ρ_0 和 c 分别为空气的密度和声速； S 为辐射面的面积； $\langle \bar{v}^2 \rangle$ 为辐射面法向振动速度的平方对时间及振动面的平均值； σ_{rad} 为辐射效率。 A 计权的声功率级 L_{WA} 为

$$L_{WA} = 10 \log S + 10 \log \langle v^2 \rangle + 10 \log A \sigma_{\text{rad}} + \text{const.} \quad (9.2)$$

式中 A 为 A 计权函数在该振动频率上的值。如果知道机器部件的辐射面积和振动速度，通过辐射效率便可将辐射的声功率，或 A 计权声功率级算出。辐射效率 σ 表征机械部件辐射声音的能力。它不仅与部件的形状及大小有关，而且与振动的频率有关。下面讨论各种常见的机械部件的辐射效率。

9.2.2 脉动及往复振动体的辐射效率

角频率为 ω ，半径为 r_0 的脉动球（表面沿半径方向振动）的辐射效率为

$$\sigma = \frac{(kr_0)^2}{1 + (kr_0)^2} \quad (9.3)$$

式中 $k = \omega/c = 2\pi/\lambda$ 为波数。当频率很高时， kr_0 很大， $\sigma \approx 1$ 。当频率很低时， kr_0 很小， $\sigma \approx (kr_0)^2$ 。上式可推广到非球形物体而不会产生太大的误差，只要该物体三个方向的线度差别不太大，此时式中的 r_0 ，可代之以等于该物体体积的球的半径。

一个以速度 $V = V_0 e^{i\omega t}$ 往复振动的球的辐射效率为

$$\sigma = \frac{(kr_0)^4}{4 + (kr_0)^4} \quad (9.4)$$

在计算辐射功率时，(9.1)式中的 $\langle v^2 \rangle$ 等于 $v_0^2/6$ 。此式亦可推广到非球体的情形，条件与脉动情况相同。

由上面(9.3)及(9.4)两式可以看出，作脉动和整体往复振动的物体的辐射效率只与 kr 有关。

9.2.3 板状机械部件的辐射效率

板状部件受激发而产生弯曲波时，波的传播速度与频率的平方根成正比。频率较低时，弯曲波波速低于空气中的声速；频率较高时，弯曲波波速高于空气中的声速。弯曲波波速与空气中的声速相等时的频率称为临界频率。对于一块无穷大的平板，低于临界频率时，弯曲波波速小于空气中的声速，板面上各部分空气压力的扰动相互抵销。但对于有限大的平板，这种抵销在板的边或角上并不继续存在。加上板阻尼的影响，这时板的辐射效率尽管很低，但并不为零。当板的振动频率高于临界频率时，板各部分的辐射相互间没有影响，辐射效率随频率的增高而趋近于1，并与板面积的大小无关。在理论上，无穷大平板在临界频率上的辐射效率为无穷大，但实际上，由于阻尼的存在，辐射效率一般都不大于5。

如前所述，有限大平板在临界频率之下的辐射效率并不为零。此时根据板上弯曲波在不同板边方向上的相速度与声速的关系，板的振动方式又可分为“角振动方式”与“边振动方式”。对于角振动方式，沿两不同板边方向上的弯曲波相速都小于声速。只有四个板角为非抵销区域，这时的辐射效率最小。对于边振动方式，在一条板边方向上，弯曲波相速大于声速；在另一方向上，弯曲波相速小于声速。这时有一对板边为非抵销区域。边振动方式的辐射效率大于角振动方式。由于在某一频率附近，可以既存在角振动方式，又存在边振动方式，所以实际给出的辐射效率曲线，是某一频率附近各种振动方式辐射效率的平均值随频率的变化。

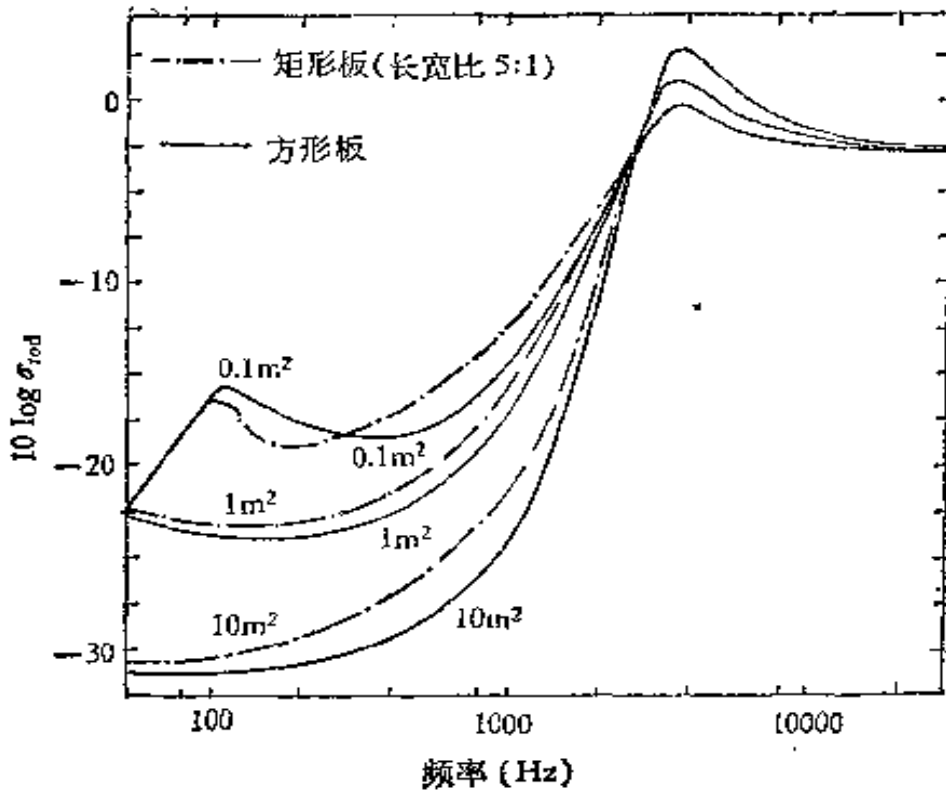


图 9.1 3.17 毫米厚方板与矩形板的辐射效率
(各板均沿板边简单支撑)

各种不同材料、面积、厚度及支撑条件的平板的辐射效率，可以通过声辐射理论计算而得到，亦可由实验测量获得。图 9.1 给出一些板的辐射效率曲线。

由图 9.1 看出，板的形状对辐射效率的影响并不大。同样面积的方板与矩形板(长宽比为 5:1)辐射效率的差别不大于 2dB。实际上，对板辐射效率影响较大的是，板的弯曲情形、板的边界条件及板上是否加肋等因素。

9.2.4 梁与管状机械部件的辐射效率

不同形状、大小的梁与管，是组成各种机械的基本部件。其辐射声音的能力不仅取决于梁上弯曲波的相速与声速的相对大小，而且与梁截面的周长有关。只有在临界频率以上的频率，即梁弯曲波的相速超过声速时，以及在梁截面的周长上具有较大的声波波数时，才有较大的辐射效率。为了使所得的结果具有普遍的意

义，可以考察椭圆截面梁的声辐射。相应于不同的截面椭圆的离心率，它可以代表有限宽的平板到圆形截面梁的各种情形。对于不同离心率的椭圆截面梁的声辐射，可以在椭圆柱坐标中求解波动方程，并从梁的振动情况推得边界条件而计算出。可求得声效率因数 η' 为马丢函数的级数。这里声效率因数也是表征声辐射能力大小的一个物理量，它的定义如下：

$$\eta = W / \omega E, \quad (9.5)$$

式中 W 为辐射的声功率， ω 为角频率， E 为总的振动能量，它等于 $M \langle \bar{v}^2 \rangle$ ，其中 M 为振动体的质量。

这结果可推广到任意形状的梁，及中空的管类结构。声效率因数随波数及截面周长变化的曲线参看图 9.2。其中

$$k_d = \sqrt{k_0^2 - k_b^2}, \quad k_0 = \omega/c$$

为声波的波数， $k_b = \omega/c_b$ 为梁或管上弯曲波的波数。 a 与 b 为椭圆截面的两半轴长。 a_i 与 b_i 为中空管的两内半轴长。其中 a 半轴与振动的方向垂直。对于矩形截面梁， a/b 为与振动方向垂直的梁表面积与另一方向的梁表面积之比。 ρ_m 为梁或管的材料密度； ρ_0 为空气的密度。

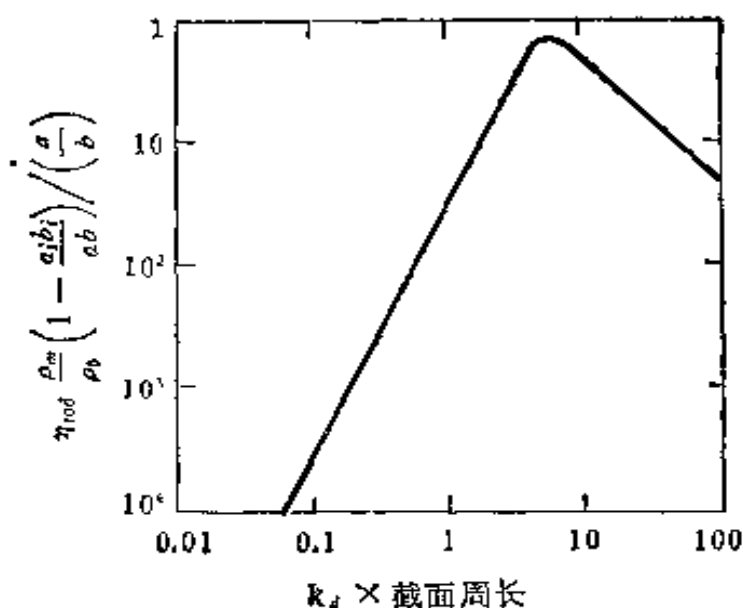


图 9.2 椭圆、矩形及其它形状截面的梁或管的声效率因数

在许多实际的机械结构中，常常包含工字梁。可以将工字梁

等效成中空的椭圆截面梁。令椭圆周长的一半等于工字梁的宽与厚之和；选择其离心率与厚度，使其具有和该工字梁相同的迴转半径，从而具有相同的弯曲波波速。根据图 9.2 所计算得的声辐射效率与实验所测得的工字梁辐射效率比较符合，只是在高频区域出现一些偏差。

§ 9.3 瞬态机械声源

许多机械的振动及噪声，是由于受到一个瞬变作用力而引起的。被激发起的振动能量不断被结构所吸收而转变为热能。还有部分振动能量作为声能而辐射出去。因而振动及噪声很快就衰变为零，从而形成瞬态的机械声源。例如，柴油机、汽油机的气缸中由于燃烧，压力迅速增大；水泵中水压所发生的迅速变化等都是瞬态机械声源。当物体相互撞击时，也产生一个瞬变的力。这种情形留待下一节讨论。

9.3.1 激发的振动同噪声与瞬变力的关系

在柴油发动机的气缸中，由于燃烧，气体压力的上升是很迅速的。气体由于膨胀做功，压力的减小则相对来说较慢。振动及噪声主要是由于压力上升的过程而产生的。而水泵的情形则相反，凸轮轴的振动及噪声主要由于水力负载的迅速减小而产生。在另外一些情形中，力的迅速上升及下降，都是引起振动及噪声的原因。

一部机器或机械结构及其激励力，往往是很复杂的。为了弄清楚瞬变力如何引起振动从而辐射噪声，不妨考察一个简单的质量与弹簧系统在不同瞬变力作用下的振动。这种简单系统的基本原理，对进一步研究复杂的机械系统很有帮助。设有一个由质量及弹簧组成的振子，其自由振动周期为 T_0 。在时间 $\Delta\tau$ 之内，作用力分别以半周正弦波， $1/4$ 周正弦波及指数的形式随时间增大。假设力变化的幅度相同，则激发出的振动的归一化振幅如图 9.3 所

示。图中所给的是作用力上升期间，即在 $\Delta\tau$ 时间中，振子的振幅。下图是用对数表示的振幅，由图上的结果可看出：

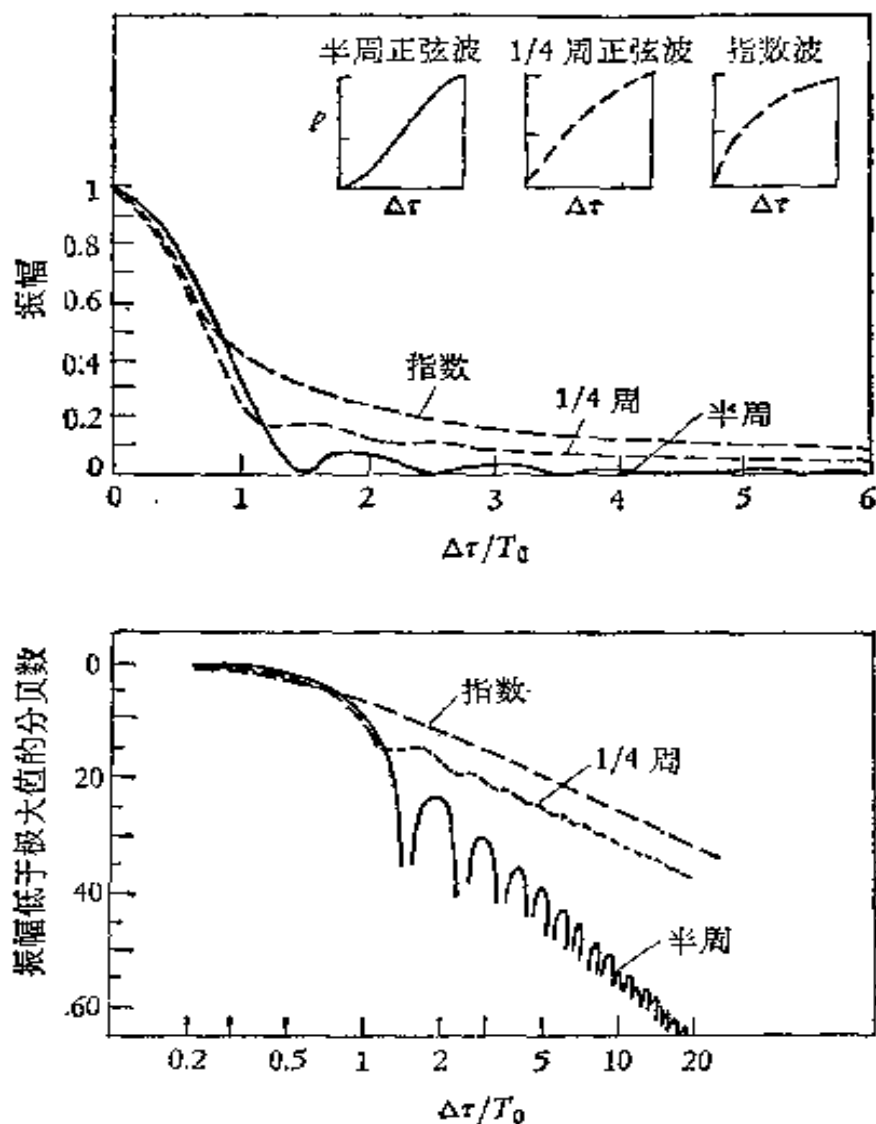


图 9.3 由不同的随时间变化的瞬变力引起的振动幅度

当 $\Delta\tau > T_0$ ，即对于高频振动系统，激发起的振幅随其频率的增高而均匀下降。在多数情形中，瞬变力上升的时间大于机械结构的振动周期，因此所激发起的振动及噪声，在相当程度上依赖于瞬变力随时间上升的形式。降低噪声的一种有效办法，就是改变瞬变力随时间变化的形式。

由于瞬变的激励力往往是周期性的，从而可以用傅里叶级数来描述这一瞬变力。即使是单个的瞬变力，也可通过它的频谱来

描述。力频谱的下降会引起噪声相应的下降，但下降的程度还与机械结构的响应及瞬变力的重复频率有关。图 9.4 表明作用力突然上升与平滑变化两种情形所引起的噪声的差别。

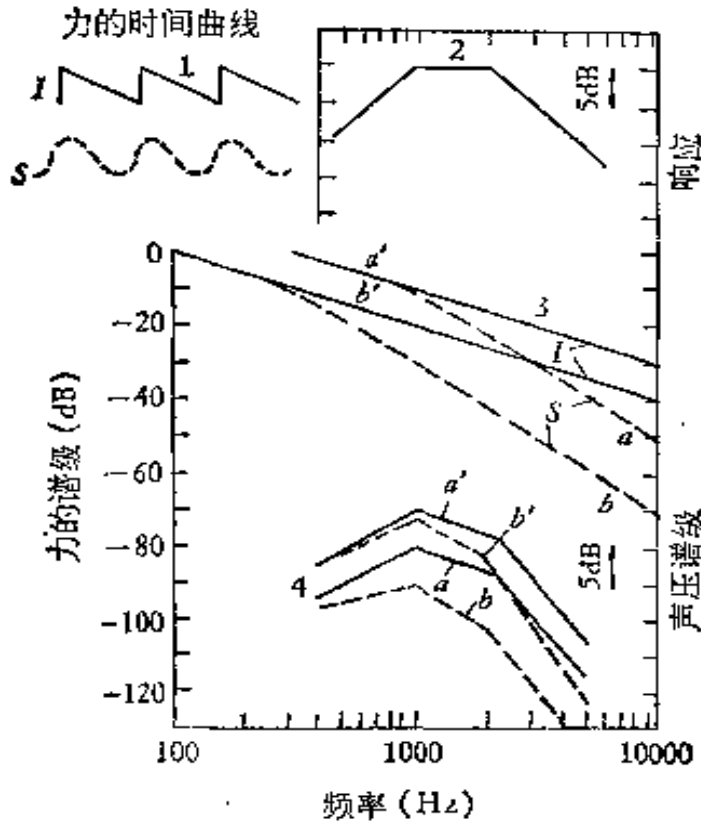


图 9.4 力随时间变化波形的平滑化、重复频率与所辐射的噪声的关系

图 9.4 中 1 为作用力随时间变化的曲线；2 为机械结构的响应曲线；3 为力的频谱曲线，其中 a, a' 为力 I 的频谱， b, b' 为力 S 的频谱， a 与 b 的重复率为 100Hz ， a' 与 b' 的重复率为 300Hz ；4 为所发出噪声的声压级。

对于突变的力，频谱随频率增高而下降的陡度为 20dB 每 10 倍程（频率变 10 倍）；而平滑变化的力，其频谱的陡度为 40dB 每 10 倍程。可看出平滑变化作用力的频谱的高频成份得到抑制。一般铸铁刚性结构，极大响应的频率范围是 $1-2\text{kHz}$ 。在这一频率范围内，瞬变力的重复频率越高，则力频谱在两种情形中的差别越小，从而噪声降低的程度越小。由此看出，只有在重复频率低于结构极大响应的频率时，使作用力变化平滑对降低噪声才起明显作用，对于高重复率的情形，改变力随时间变化的波形对噪声影

响不大。

发动机的转动频率，就是瞬变力的重复频率。其噪声随转速的增大而增大。噪声声强与转速的 n 次方成正比。 n 的值为2到6，并取决于力的瞬变情形。柴油机、汽油发动机及水泵，瞬变力频谱下降的陡度分别为30dB每10倍程、50dB每10倍程与20dB每10倍程，噪声的声强为 $I \propto N^n$ ，其中 n 分别等于3、5和2。

9.3.2 瞬时机械噪声与负载及机械体积的关系

当一部发动机加上负载以后，气缸中压力脉冲形状的改变在于压力脉冲的下降部分。前边讲过，发动机的振动及噪声主要是由于气缸压力的迅速上升引起的。因此负载的大小对所发出的噪声影响不大。

机械噪声与机械本身的体积有关。许多实验表明：在同样的转速下，不同大小机器振动的大小是大致相同的。但体积越大，辐射噪声的面积就越大，从而发出的噪声就越强。实际上噪声的声强正比于机械体积的1.75次方，即 $I = (\text{体积})^{1.75}$ 。

§ 9.4 机械撞击声源

9.4.1 撞击噪声的特点和分类

有很多机械的噪声，主要来源于机械部件间的相互撞击。例如各种冲压设备、锻锤及有梭织机等等。撞击产生的噪声一般具有很高的峰值及很短的持续时间，尤其是加速度噪声。由于撞击声的这一特点，它比稳态噪声更容易使人的听觉系统受到损害。为了有效地控制机械撞击声源，必须深入了解撞击声源的发声机理。只是在近年来，人们才开始对它作了一些初步的系统的理论研究。

按发声的机理来划分，撞击噪声主要分为自鸣噪声和加速度噪声。所谓自鸣噪声就是机械部件受撞击力的作用，被激发起逐渐衰变的自由振动所辐射的噪声。物体撞击时，受到一个很大的瞬

时力的作用，从而使物体具有很大的加速度(负值)。加速度噪声就是由于物体的加速运动从而在空气媒质中产生的压力扰动。加速度噪声与物体的振动无关，从而亦被称为刚性辐射。

此外还有几种特殊的撞击噪声。一种是空气排斥噪声。它是两个撞击物在接触之前，撞击面之间的空气被向外排斥，从而在空气中造成压力扰动。受撞击的物体，例如被冲压的工件，当其受力而突然发生形变时，亦可在空气中产生一个压力扰动而形成噪声。另外撞击时材料的碎裂亦发出噪声。上述三种撞击声是与某些特殊的加工过程相联系的。而加速度噪声与自鸣噪声是普遍存在的撞击声。下面分别对加速度噪声及自鸣噪声的机理问题进行讨论。

9.4.2 加速度噪声源

如前所述，加速度噪声是物体由于撞击而在媒质中作加速运动，从而引起的媒质压力扰动。只有在撞击力的持续时间内，即物体速度发生变化的期间，才有加速度噪声辐射出来。因此加速度噪声的持续时间是很短的，但峰值很高。对于这种撞击声，我们不但希望知道其峰值的大小，而且还要知道其总的噪声能量。在一些国家的噪声标准中，对于撞击性噪声，一方面规定了一个等效声压级的极限，同时还规定了在某一段时间内，对于某一峰值的声脉冲所能经受的最多次数。

人们研究了两个钢球相互撞击所产生的声场。由于钢球的自然频率为超声频，因此球本身的振动对可听声场不起作用。声压脉冲是钢球撞击时的加速度所引起的。计算结果及实际测量均表明，加速度噪声的波形基本上是由两个压力脉冲所组成。声压在撞击的轴线方向上最大，并与观测点偏离轴线的角度的余弦近似地成正比。偏离的角度较大时，偏差较大。如在声场表达式中只保留远场项，可得到两钢球相撞时加速度噪声在轴线上的峰值声压。归一化的峰值声压与无量纲的撞击力持续时间的关系如图 9.5。

图中 ρ_0 、 c 分别为空气的密度及声速； a 为球半径； v_0 为撞击

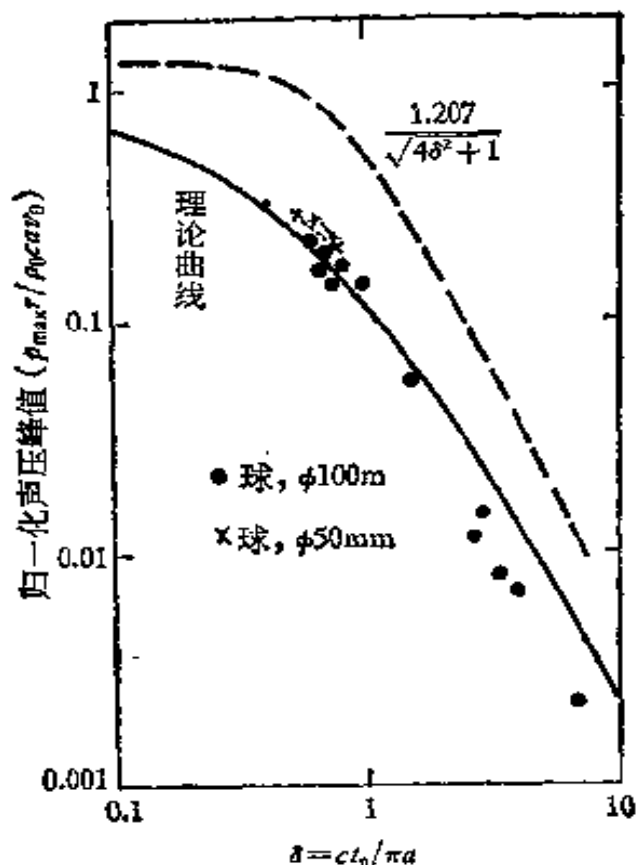


图 9.5 归一化声压峰值与撞击力持续时间的关系曲线

的相对速度； r 为观测点到撞击点的距离； t_0 为撞击力持续时间。对于非球体的相互撞击，其加速度噪声峰值与物体的形状有关。对于在三个方向上线度相差并不太大的物体，可推导出一条声压峰值的上限曲线，如图 9.5 中的虚线。不管撞击物的形状如何，加速度噪声峰值不会超出虚线的数值。在非球体的情形中， δ 表达式中的 πa 应代之以 $2V^{1/3}$ ；归一化声压值表达式中的 a 应代之以 $\sqrt[3]{3V/4\pi}$ 。其中 V 为撞击物的体积。非球体加速度噪声峰值的上限亦可用下式来计算：

$$p_{\max} r / \rho_0 c v_0 V^{1/3} = 1.5 / \sqrt{(ct_0 / V^{1/3})^4 + 4}. \quad (9.6)$$

如要计算 A 计权峰值声压级的上限，可用下式来计算：

$$L_{p_{\max}^A} + 20 \log r = 117 + 20 \log v_0 + 7 \log V - A, \quad (\delta \leq 1) \quad (9.7)$$

$$L_{p_{\max}^A} + 20 \log r = 117 + 20 \log v_0 + 7 \log V - 40 \log \delta - A, \quad (\delta > 1) \quad (9.8)$$

对于加速度噪声的能量问题,流体力学的基本原理表明: (i) 如果流体中的物体突然开始运动,则对流体所做的功,一半作为声能辐射出去,另一半贮存于稳态的流体运动中。(ii) 物体运动方向突然反向,则辐射的声能等于流体动能的四倍。所谓流体动能是指与物体体积相同的流体的动能,由于密度的差别,这个动能只近于物体动能的万分之一。在实际的机械撞击中,物体的运动不可能突变,从而辐射的声能就要比上述原理给出的能量小,并取决于撞击力的持续时间。因为此时有部分能量返回到物体上。对加速度噪声的声场进行积分,可得到辐射的总能量。通常将辐射的声能归一化为

$$\mu_a = \frac{\text{辐射的声能 } E_a}{\frac{1}{2} \rho_0 V v_0^2} \quad (9.9)$$

取一个无量纲的撞击持续时间 δ

$$\delta = ct_0/Vv_0, \quad (9.10)$$

μ_a 与 δ 的关系曲线参看图 9.6,图中的虚线为加速度噪声的经验公式曲线,它给出体积为 V 的物体,在 t_0 时间内速度由 v_0 降到零时所辐射的加速度噪声能量,即

$$\begin{aligned} \mu_a &= \frac{E}{\frac{1}{2} \rho_0 V v_0^2} = 0.7, \quad (\delta < 1) \\ &= 0.7\delta^{-3.2}, \quad (\delta > 1) \end{aligned} \quad (9.11)$$

由上述结果看出,无论是加速度噪声的声压峰值还是辐射的声能,都随撞击力持续时间的增加而下降。声压峰值与撞击物的形状有关;但辐射的声能与物体的形状关系不大。要对加速度噪声加以控制,可以尽量延长撞击力的持续时间。在控制加速度噪声的峰值时,还应对撞击物的形状作很好的设计。

9.4.3 自鸣噪声源

当撞击物体的质量比较集中,即三个方向上线度没有太大差

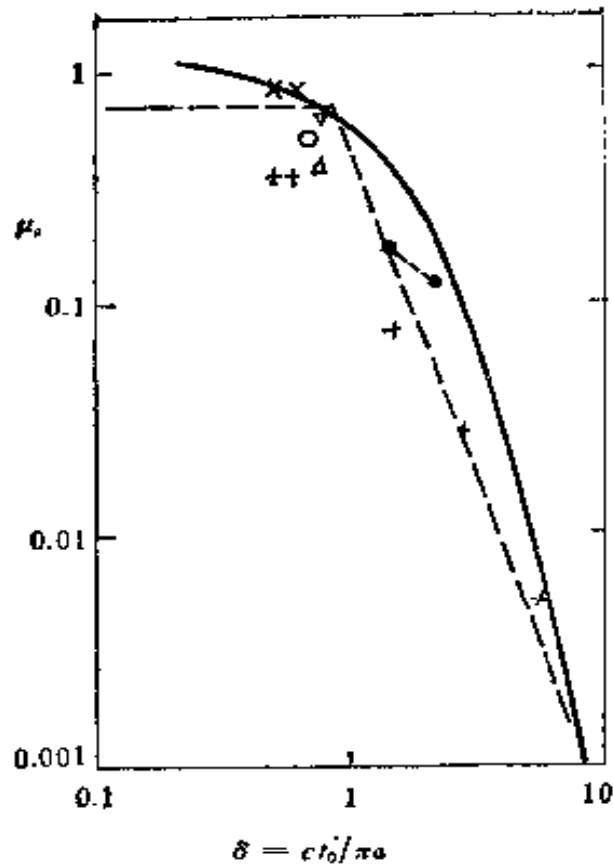


图 9.6 归一化加速度噪声能量 μ_a 与无量纲持续时间 $\delta = ct_0/V^{1/3}$ 的关系曲线. 图中的点为实验值, \circ 为 7.5cm 圆柱, $+$ 为 10cm 圆柱, \times 为 15cm 圆柱, \bullet 为 10cm 球体, \triangle 为锥体顶与顶相撞, ∇ 为锥体底与底相撞(上述数据均为直径)

别时, 撞击只激发起物体的纵向振动. 这时发出的加速度噪声能量与由于振动而辐射的自鸣噪声能量, 具有相同的数量级. 但如果物体在某些方向上的线度特别突出, 即物体的表面积与体积之比很大, 当其受到撞击时会产生弯曲波, 从而在物体上激发起很大的振动能量. 这时自鸣噪声的能量就要比加速度噪声能量高几个数量级. 相对来讲, 加速度噪声的能量就是微不足道的了.

撞击激发的振动能量, 一方面消耗于机械部件的阻尼而转变成热能, 另一方面作为声能向外辐射. 物体是作一种衰变的振动. 因此自鸣噪声的辐射又称为准稳态辐射.

前面已讲过稳态振动机械部件的声辐射. 可以用辐射效率的办法来计算噪声的能量. 但由于自鸣噪声是一种衰变振动的辐射

声, 需要知道振动的大小随时间变化的情况, 以便在计算噪声能量时对时间进行积分。自鸣噪声的能量可通过下式来计算:

$$E = \rho_0 c S \sigma_{\text{rad}} \int_0^{\infty} \langle v_n^2(t) \rangle dt \quad (9.12)$$

由于一个频率为 ω_0 的衰变振动的频谱, 在 ω_0 处已经是具有一定带宽的连续谱, 而不是离散谱。比较严格的计算, 是在频域中进行积分。

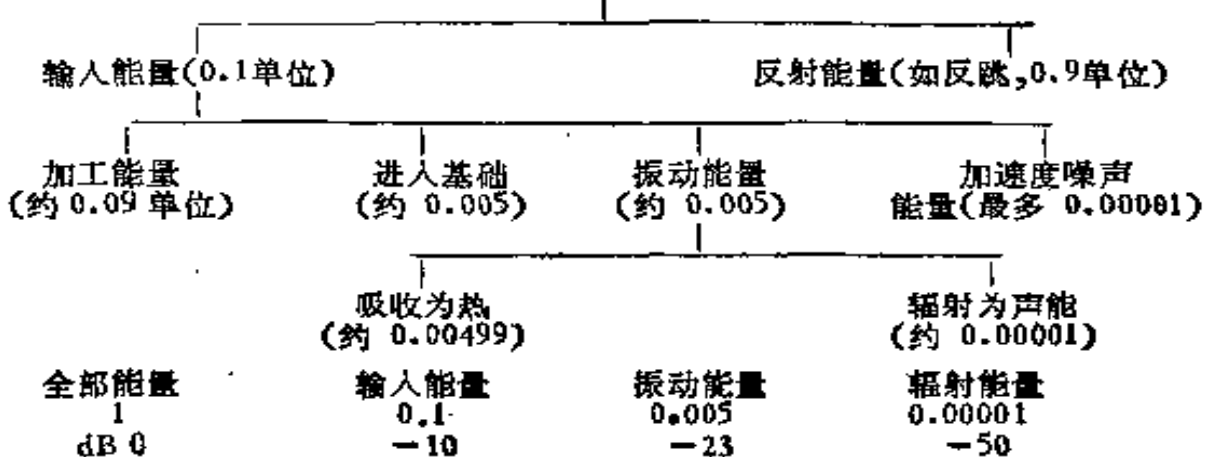
$$E = \left(\frac{1}{\pi} \right) \rho_0 c S \int_0^{\infty} \sigma_{\text{rad}}(\omega) \langle |V_n(\omega)|^2 \rangle d\omega \quad (9.13)$$

式中 $V_n(\omega)$ 为 $v_n(t)$ 的傅里叶变换。上述两个积分所算得的能量, 只是在很低的频率时有较大的差别。随着频率的增高, 其差别越来越小。在实际中, 准确度要求不太高时, 可用(9.12)式的积分来计算自鸣噪声的能量。

9.4.4 机械撞击声能量的控制

一般机械结构发生撞击时, 都会激发起弯曲波, 从而自鸣噪声的能量比加速度噪声能量大得多, 因此自鸣噪声更须重视。

表 9.1 撞击过程中能量的大致关系
撞击过程 (总能量 1 单位)



在一般的撞击过程中, 全部能量中只有非常小的一部分作为声能辐射出去, 其中大部分被结构所吸收而转变为热能。根据上

述关系,可导出如下的能量方程:

$$\begin{aligned}
 L_{eq}(f, \Delta f) = & 10 \log N + 10 \log E_c + 10 \log (F_{rac}) \\
 & + 10 \log (A\sigma_{rad}/f) - \\
 & - 10 \log \eta_r - 10 \log d + \text{const}, \quad (9.14)
 \end{aligned}$$

式中 $L_{eq}(f, \Delta f)$ 为撞击在中心频率为 f , 带宽为 Δf 的频带中产生的 A 计权噪声级, N 为每秒中撞击次数; E_c 为撞击时“逃逸”到结构中去能量, F_{rac} 表示在该频带中成为振动能量分数; η_r 为结构的内阻尼损失因数, d 为结构的平均厚度, 它是结构体积与表面积之比的量度。最后一项为常数项, 它取决于所选用的单位。

由这一能量方程可看出, 要降低自鸣噪声的能量, 首先要降低振动的大小, 尤其要降低辐射效率较高的高频段的振动, 可进行缓冲, 以使撞击力脉冲变得平缓些。此外可增加结构的阻尼; 增加被撞击的机械部件的平均厚度。上式也可以写做

$$\begin{aligned}
 L_{eq}(f_0, \Delta f) = & 10 \log N + 10 \log [|\dot{F}_c(f_0)|]^2 \\
 & + 10 \log \{I_m[H_c(f_0)]\} + 10 \log (\Delta f/f_0) \\
 & + 10 \log (A\sigma_{rad}/f_0) - 10 \log \eta_r - 10 \log d + c \quad (9.15)
 \end{aligned}$$

式中 $\dot{F}_c(f_0)$ 为撞击力 $f_c(t)$ 对时间的导数 $\dot{f}_c(t)$ 的傅里叶变换; $H_c(f_0)$ 为结构在撞击点, 即 c 点的脉冲响应函数 $h_c(t)$ 的傅里叶变换, I_m 为其虚数部分。这一能量方程直接表明了自鸣噪声能量与撞击力及结构响应的关系。可以看出, 噪声能量与撞击力随时间的变化率有关, 对一个恒定不变的作用力, 所激发的噪声能量等于零。结构的响应项, 取决于结构的形状、大小及撞击力作用的位置。可以用一个频率可变的激励力施于结构的某一点, 以测量结构在该点的响应。如果机械系统某一部件的振动方式已知, 可通过特征函数算得某点的响应。其余各项的意义, 与上一个能量方程相同。在实际的撞击噪声的控制中, 常常改变撞击力随时间变化的波形, 以减小 $10 \log [|\dot{F}_c(f_0)|]^2$ 项的值。此外, 增加结构阻尼比较可行。

参 考 文 献

- [1] E. J. Richards, *Noise Control—the need to understand the basic principles*, Inter-noise 82, p. 47.
- [2] ISVR, *Industrial and Machinery Noise Control Practice*, U. Southampton (1982).

第十章 气流噪声

戴根华

随着工业的发展,气流噪声的出现日益广泛,在锅炉、热机、通风设备、风动工具,以至飞机、火箭等现代工业中都会遇到气流噪声问题。研究气流噪声的机理和规律,寻求降低它的方法,以减少对人的干扰和危害,一直是噪声和噪声控制研究方面的重要课题。四十年代喷气飞机的出现,推动了喷注噪声的研究,到五十年代初期,已建立起比较完整的理论和大量的实验规律。并在飞机噪声控制和工矿设备的气流噪声控制中取得成绩。最近,我国和其它国家的声学工作者,以工业噪声控制为研究方向,对气流噪声进行了一系列的基础理论和实验研究,在对噪声产生机理的理解,对人的干扰的评价及控制方法方面均获得重要结果。本章将概要讨论气流噪声的一般知识,重点放在我国研究成果方面。

§ 10.1 三种基本声源

10.1.1 单极子

媒质中流体的质量或热量不均匀时形成单极子声源(或叫做简单声源)。典型的单极子声源如高速气流经喷口周期性排放的脉冲喷气,稳定气流受到周期性调制的旋笛,以及使空气作周期性位移的零倾角螺旋桨等。单极子和脉动球体一样,产生的声波波阵面是同相位的,指向性是一个圆球。根据(2.25)式,一个单极子的辐射声功率 $W_m = 2\pi A^2/\rho_0 c$, 而 $A = \rho_0 \omega a^2 u$, 如果假设 $\omega a \sim u$ 与喷注气流速度 v 成比例,脉动球的半径 a 与喷口直径 D 成比例, ρ 是流体的密度,就可以求得

$$W_m \sim \rho^2 v^4 D^2 / \rho_0 c_0 = \rho^2 v^3 D^2 M / \rho_0. \quad (10.1)$$

式中 v 是喷注速度, D 是喷口直径, M 是流动马赫数, ρ 是喷注密度; ρ_0 是环境媒质密度; c_0 是环境媒质中的声速.

10.1.2 偶极子

当流体中有障碍物存在时, 流体与物体产生的不稳定的反作用力形成偶极子声源. 偶极子声源是力声源. 风吹电线声、空气压缩机、动片和导流片、倾角不为零的螺旋桨是常见的偶极子声源例子. 偶极子可看作是相位差 180° 的两个单极子形成的, 指向性呈“8”字型. 由(2.32)式知偶极子声功率还应有一因数

$$(kl)^2 = (\omega l / c_0)^2,$$

假设 $\omega l \sim v$, 辐射声功率 W_d 为

$$W_d \sim \rho^2 v^6 D^2 / \rho_0 c_0^3 = \rho^2 v^3 D^2 M^3 / \rho_0. \quad (10.2)$$

10.1.3 四极子

媒质中如没有质量或热量的注入, 也没有障碍物存在, 唯有粘滞应力可能辐射声波, 这就是四极子声源, 它是应力声源. 亚声速湍流喷注噪声是最常见的影响最广的四极子噪声. 四极子可看作是一对极性相反的偶极子组成的, 指向性呈“四瓣”型, 辐射声功率应与偶极子相似, 只是再乘一个因数 v^2 / c_0^2 , 因而 W_q 满足

$$W_q \sim \rho^2 v^8 D^2 / \rho_0 c_0^5 = \rho^2 v^5 D^2 M^5 / \rho_0. \quad (10.3)$$

10.1.4 三类声源的比较

三类声源的性质列于表 10.1. 由表可见, 单极子的声效率与流体的马赫数一次方成正比, 偶极子和四极子的声效率则分别比例于 M^3 和 M^5 . 在亚声速, $M < 1$, 按声效率说, 单极子最高, 偶极子次之, 四极子最低. 这说明, 降低亚声速湍流喷注四极子噪声是很困难的, 因为想引入任何物体来改变湍流的企图都要失败. 物体在流动中将产生偶极子场, 它是一个更加有效的辐射声源. 声效率除了与马赫数有关外, 还与发声过程本身有关, 即使同是偶极

表 10.1 三类基本声源

	辐射特性		指向性	辐射声功率 比例于	声效率 比例于
	180° 相位差				
单极子				$\frac{P^2 v^4 D^2}{\rho_0 c_0^3}$ $= \frac{P^2 v^3 D^3 M^3}{\rho_0}$	M
偶极子				$\frac{P^2 v^4 D^2}{\rho_0 c_0^3}$ $= \frac{P^2 v^3 D^3 M^3}{\rho_0}$	M^2
四极子				$\frac{P^2 v^4 D^2}{\rho_0 c_0^3}$ $= \frac{P^2 v^3 D^3 M^3}{\rho_0}$	M^4

子型噪声源,风吹声和边稜音的声效率也是不同的。

另一方面,就声功率而言,情况正相反,单极子、偶极子和四极子的总声功率分别与流速的四方、六方和八方成正比,四极子的声功率可大大超过其余两种。降低流速可大大减小噪声,流速减半,单极子的声功率降低 12dB,偶极子降低 18dB,四极子则降低 24dB。表10.1的各个参数在估计对辐射声功率的影响时,十分明了,也很有用。喷气的功率和推力比例于 $D^2 v^3$,如要使功率或推力加倍,可使 D 增加为原来的 $\sqrt{2}$ 倍或使 v 增加为原来的 $\sqrt[3]{2}$ 倍,前者使噪声高 3dB 而后者高 8dB,因而用加大直径来提高功率或推力的办法好。相反,如果保持功率或推动力不变,把 D 加倍可使 v 降低到 $1/\sqrt[3]{4}$,总噪声级就降低 10dB。这就是近代涡轮风扇发动机和高涵道比涡轮风扇发动机上所采用的噪声降低原理。

10.1.5 喷注结构

直径为 D 的圆喷口形成的自由喷注的结构,如图 10.1 所示。

充分发展的喷注分为混合区，过渡区和充分发展区。混合区的中心部分是喷注的核心，核心长度或者说混合区的延伸距离大约是喷口直径的4—4.5倍，过渡区大致扩展到10倍直径的地方。

测量表明沿喷注表面，在喷口附近，声压较低，在3至4倍喷口直径的距离内迅速增加到极大值，以后又慢慢降低，喷注噪声大部分来自混合区和过渡区的湍流运动，高频噪声主要是在喷口附近产生的，低频噪声主要是在下游产生的，频谱峰在核心的尖端附近。

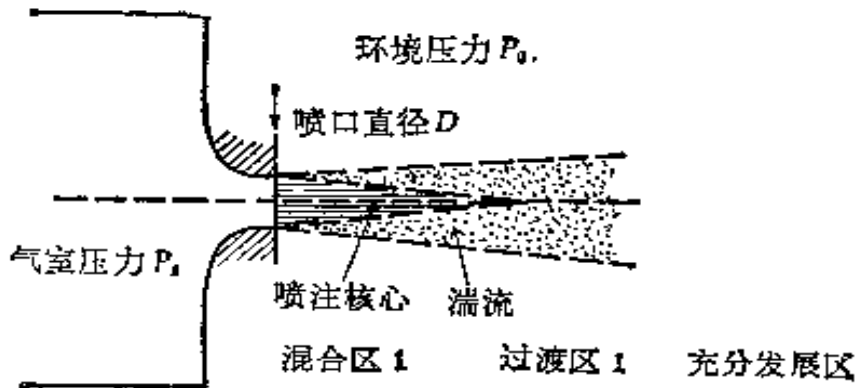


图 10.1 从圆喷口喷入静止空气的喷注结构

§ 10.2 喷注的湍流噪声

工业上所遇到的喷口不少是收缩喷口，而且有足够的工作压力。收缩喷口的出流性质有一临界状态。当喷注的气室压力（或驻点压力）与环境压力之比等于 1.893 时，喷注速度达到局部声速，进一步提高气室压力不能使喷注速度继续增加，这种状态叫阻塞。阻塞喷注除了湍流噪声外，还产生冲击噪声。工作压力不当的收缩膨胀式超声速喷管，也产生冲击噪声，冲击噪声比湍流噪声往往高出 10dB 以上，但消除它是容易的，若喷口不光滑，厚度小就可以使它大大降低，因此阻塞喷注的湍流噪声部分具有更实际的意义。

10.2.1 指向性

如前所述,喷注的湍流噪声属于四极子,基本的指向性应是四花瓣形状,但是由于涡旋在喷注方向的对流作用,上游的叶瓣减小,下游的叶瓣放大,指向性曲线成为心脏线。图 10.2 就是一个用直角坐标表示的典型的测量结果。噪声最大值在与喷注轴线成 30° — 45° 的方向上,具体分布与喷口大小和速度高低有关,图 10.2 可用作小喷口典型值,供一般估计用。

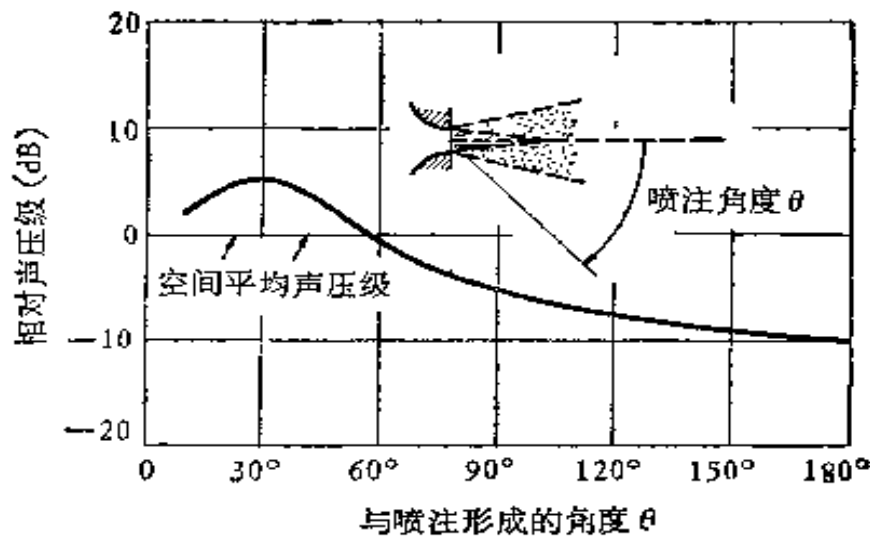


图 10.2 喷注湍流噪声的指向性

10.2.2 压力关系

Lighthill 分析了喷注气流均匀,中间没有障碍物即单极子和偶极子声源都不存在,喷注中只有四极子声源的情况,根据 (10.3) 式就得到湍流噪声功率的著名速度八次方定律

$$W = K_v \frac{\rho^2 v^8 D^2}{\rho_0 c_0} \quad (10.4)$$

W 是噪声功率; K_v 为常数,大约是 $(0.3—1.8) \times 10^{-4}$ 。该式适用于亚声速喷注。

对阻塞喷注,实验证明,气室压力超过临界条件继续增加时,虽然喷注速度保持局部声速不变,但噪声仍要增大,因此用 (10.4)

式表示阻塞喷注便有困难,必须另选一喷注参量,此外速度的测量在技术上比较复杂。人们自然想到合适的参量是喷注的气室压力,用压力作喷注参量是多年的设想。从 Lighthill 定律出发,可推出湍流噪声功率与气室压力的关系。

对理想气体,能量守恒定律可表为

$$\frac{1}{2} v^2 + \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{p}{\rho} = \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{p_1}{\rho_1} \quad (10.5)$$

p_1 是驻点压力, ρ_1 是驻点喷注密度, p 环境压力, γ 是比热比。当流速 v 小于声速时,由上式得近似式

$$\frac{v^2}{V_c^2} = \frac{\gamma+1}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{-\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] = \frac{\gamma+1}{\gamma} \left(\frac{p_1-p_0}{p_0} \right) / \left[1 + 2 \left(\frac{p_1-p_0}{p_0} \right) \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (10.6)$$

式中 V_c 是喷注的临界速度。将(10.6)代入(10.4),速度八次方定律就转换为压力关系 $(p_1-p_0)^4 / [(p_1-0.5p_0)^2 p_0^2]$ 。测试结果证明,喷注 90° 方向上的声强符合压力关系。特别令人惊奇的是,压力关系不但在低压时,而且在几个大气压甚至几十个大气压时都与实践相符,实际有效的压力比范围在 $1/100 < (p_1-p_0)/p_0 < 100$ 。综合大量的实验结果,可得出喷注湍流噪声功率的经验公式为

$$W = K_p \frac{(p_1-p_0)^4 D^2}{(p_1-0.5p_0)^2 p_0^2} \quad (10.7)$$

喷注 90° 方向上,离喷口 1m 处的声压级即为

$$L_p = 80 + 20 \log \frac{(p_1-p_0)^2}{(p_1-0.5p_0)p_0} + 20 \log D \text{ dB}, \quad (10.8)$$

令 $R = p_1/p_0$, 为驻点压力与环境压力比,上式可写作

$$L_p = 80 + 20 \log \frac{(R-1)^2}{(R-0.5)^2} + 20 \log \frac{D}{D_0} \text{ dB}; \quad (10.9)$$

式中喷口直径 D 以毫米计, $D_0 = 1\text{mm}$ 。压力关系(10.8)表明,气室压力在几十个大气压时,压力差加倍,声压级提高 6dB; 在几个大气压时,压力差加倍,声压级增加 6.9dB,压力差甚小于一个大气

压时,压力差加倍,声压级增加 12dB.

如果喷注口处的湍流速度 v 是喷注速度的十分之一,式(10.4)和式(10.8)在亚声速时相等,便可得到用喷注的压力表示的湍流速度

$$\frac{v}{V_c} = \frac{1}{10} \sqrt{\frac{1.322(p_1 - p_0)}{(p_1 - 0.5p_0)p_A}}, \quad (10.10)$$

$$p_A = \begin{cases} p_0 & \text{当 } p_1 < \left(\frac{\gamma + 1}{2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} p_0 \text{ (阻塞前)} \\ \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma + 1}} p_1 & \text{当 } p_1 > \left(\frac{\gamma + 1}{2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} p_0 \text{ (阻塞).} \end{cases}$$

p_A 为喷口压力,此式表明,在一个相当大的压力范围内,湍流速度 v 是随着驻压的增加而不断增加的,这就解释了在阻塞状态,虽然喷注速度不再增加,但由于喷注的湍流速度随驻压而增大,因而噪声也将继续增加.

10.2.3 干扰噪声

喷注湍流噪声的频谱具有宽频带噪声的特性,对人起干扰作用的只是其中可听声频率范围内的一部分.如喷口直径在几厘米或几十厘米,噪声频谱基本都在可听声范围,全部噪声都对入起干扰作用.若把喷口直径减小到几毫米或更小,噪声频谱将移向很高的频率,超过人耳可听范围,频谱的大部分对人不再起干扰作用.通常用 A 声级表示对人干扰的噪声级.

湍流噪声的频谱用声功率的相对谱级 y 表示

$$y = \frac{1}{W} \frac{dW_f}{df} \frac{v}{5D} \frac{c_0}{c} \quad (10.11)$$

W 是喷注的总声功率, W_f 是频率 f 以下的声功率, c 是喷注局部声速,功率谱曲线见图 10.3,图中横坐标是修正的斯托罗哈尔数 $x [= (fD/v)(c/c_0)]$, D 是喷口直径,以米计,纵坐标是相对谱级密度 y . 功率谱曲线可写成函数关系,

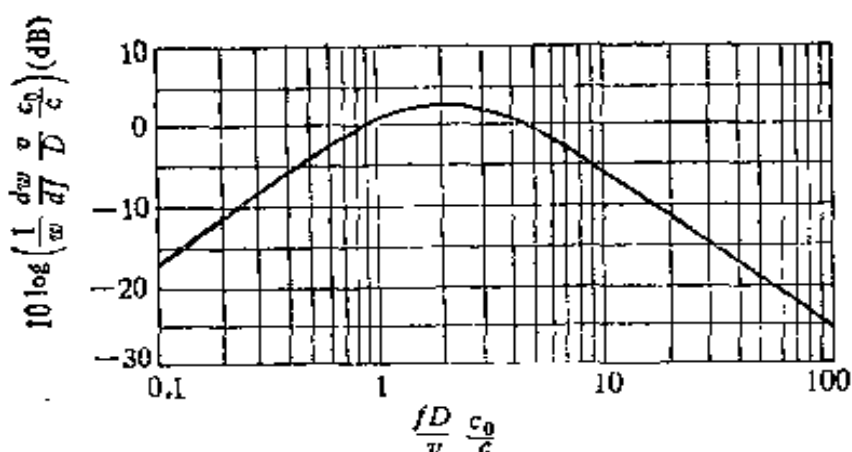


图 10.3 喷注湍流噪声的归一化功率谱

W 为声功率, W_f 为频率 f 以下的声功率, fD/v 为斯托罗哈尔数, f 为频率, D 为喷口直径, v 为流速, c 为局部声速, c_0 为环境声速

$$y = \frac{4}{\pi} \frac{1}{\left(x + \frac{1}{x}\right)^2} \quad (10.12)$$

为了简化计算和突出物理意义,我们近似地计算 11200Hz 以下的声功率(这包括以 8000Hz 为中心的倍频程及以下的声功率)作为 A 声级,用它来评价喷注湍流噪声对人的干扰。 y 对 x 积分后就是噪声的 A 功率,因此有

$$\frac{W_A}{W} = \int_0^{x_A} y dx = \frac{2}{\pi} \left[\text{tg}^{-1} x_A - \frac{x_A}{1+x_A^2} \right]. \quad (10.13)$$

$x_A = 0.165D \frac{c}{v}$ 是 11200Hz 的斯托罗哈尔数,阻塞时的 $x_A = 0.165D$, D 以毫米计。这样,在喷注 90° 方向上离喷口 1m 处的干扰噪声级为

$$L_A = L + 10 \log \left[\frac{2}{\pi} \left(\text{tg}^{-1} x_A - \frac{x_A}{1+x_A^2} \right) \right] \text{ dB}, \quad (10.14)$$

其中 L 是总声压级,由(10.8)或(10.9)计算。式中第二项代表可降低的干扰噪声部分。图 10.4 是阻塞时的关系,图上还标出了实验结果,两者符合很好。

在小喷注的情况,例如 $D < 4$ 毫米,(10.13)式近似为

$$\frac{W_A}{W} \simeq \frac{4}{3\pi} x_A^3. \quad (10.13a)$$

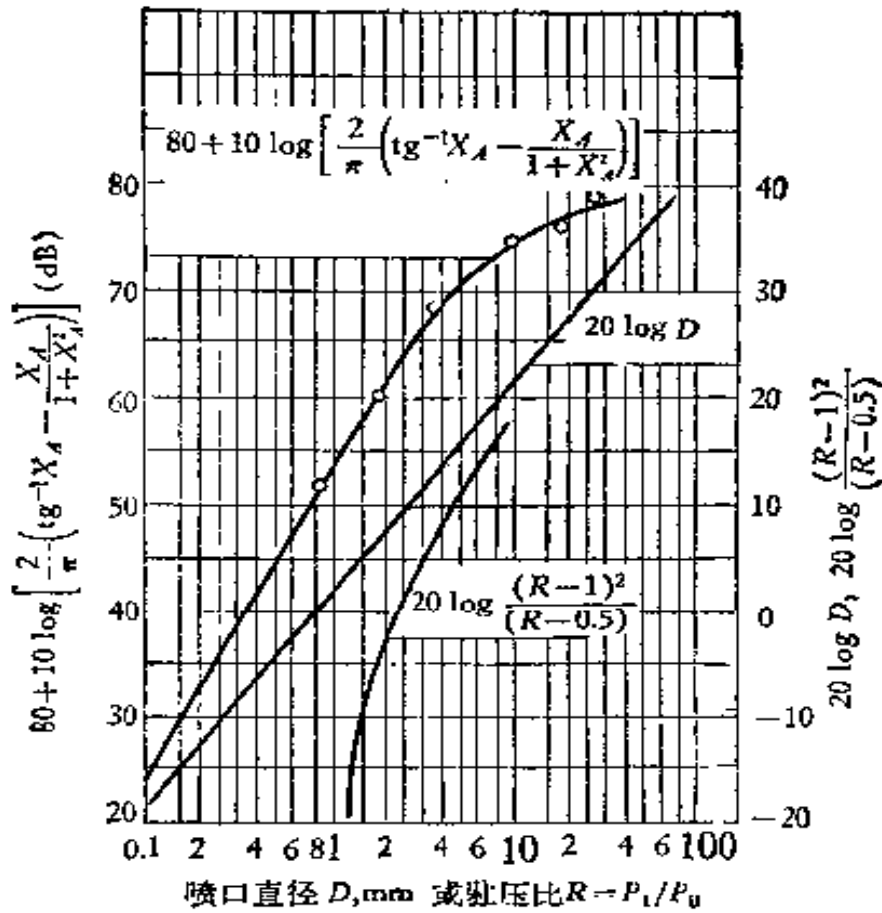


图 10.4 归一化 A 声级理论曲线和实验结果。○——实验值

这表明, A 功率大约与喷口直径的三次方成正比。直径减半, 单位面积喷注的噪声将降低 9dB。因此将一喷口以许多小孔来代替可以显著降低干扰噪声。这便是小孔扩散消声器的理论基础。

§ 10.3 阻塞喷注的冲击噪声

当气流驻压高于临界压力 ($p_s/p_0 \geq 1.893$) 时, 气流就成为阻塞喷注。由于此时喷口处压力的不连续性而产生的冲击波互相干涉, 形成一串冲击室, 因而辐射额外的噪声, 即冲击噪声。图 10.5 是对喷口直径归一以后的总声压级与驻点压力比的关系 (实线), 这是多次测试的平均结果, 虚线和两端连接的实线为湍流噪声值式(10.9)。由图可见, 总声压级在驻压比 $R = p_1/p_0 = 2$ 附近开始偏离湍流噪声较快地升起, 在 R 稍大于 3 时达到极大, 以后起伏很

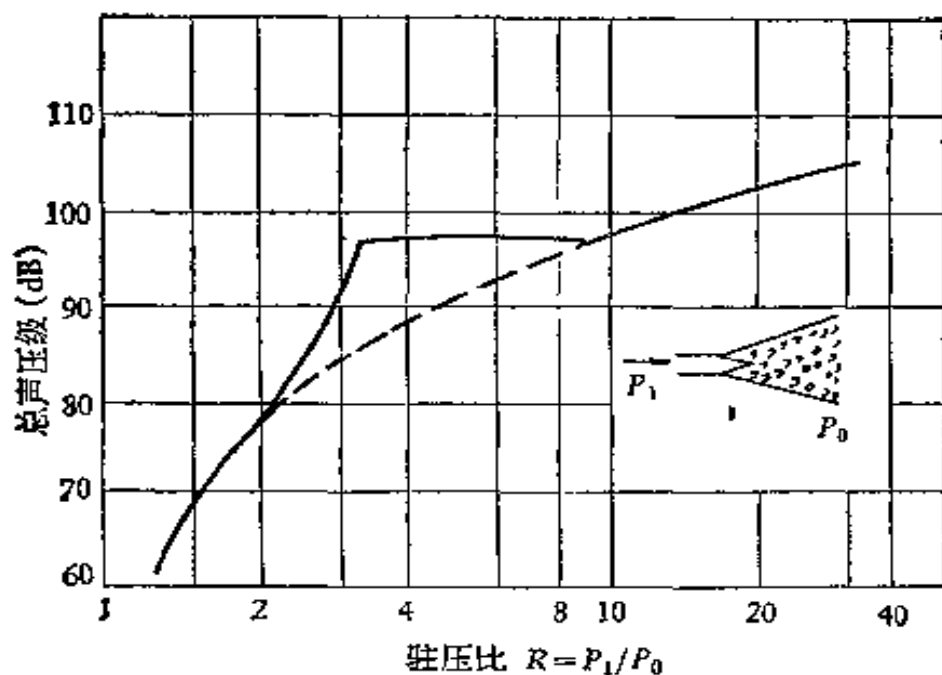


图 10.5 喷注 90° 方向上对喷口直径归一以后的总声压与压力比的关系

大但平均值近于常值。在这段驻压范围内，冲击噪声高于湍流噪声，成为阻塞喷注噪声的主要部分。当 $R = p_1/p_0 = 8.5$ 时，冲击噪声已逐渐消失，湍流噪声重新成为主要的成分，压力更高时总噪声又按湍流噪声的规律变化。

冲击噪声有明显的指向性，在某些方向上强而在另一些方向上弱。图 10.6 是一组不同方向的放空曲线，这曲线是在直径 10.5mm 的窄缘喷口外测得的，它具体表明了冲击噪声的指向性。

我们知道，湍流噪声的声压级在驻压较高时，基本与 $R - 1 = (p_1 - p_0)/p_0$ 的对数成正比，放空曲线接近直线，如图中 26° 方向上的结果，这里喷注噪声还主要是湍流噪声，冲击噪声的影响很小。角度渐大，放空曲线偏离直线渐大，说明冲击噪声在大角度上的影响也渐大， 180° 方向的偏离值在 10dB 以上，冲击噪声最强。

冲击噪声中包含一些单频啸叫声，啸叫声中有谐频、半谐频，还有非谐频。在喷注上游方向，基频最强，在喷注 90° 方向，偶次谐频较强。根据实验，基频的斯托罗哈尔数 Sh_g 与压力比的关系是

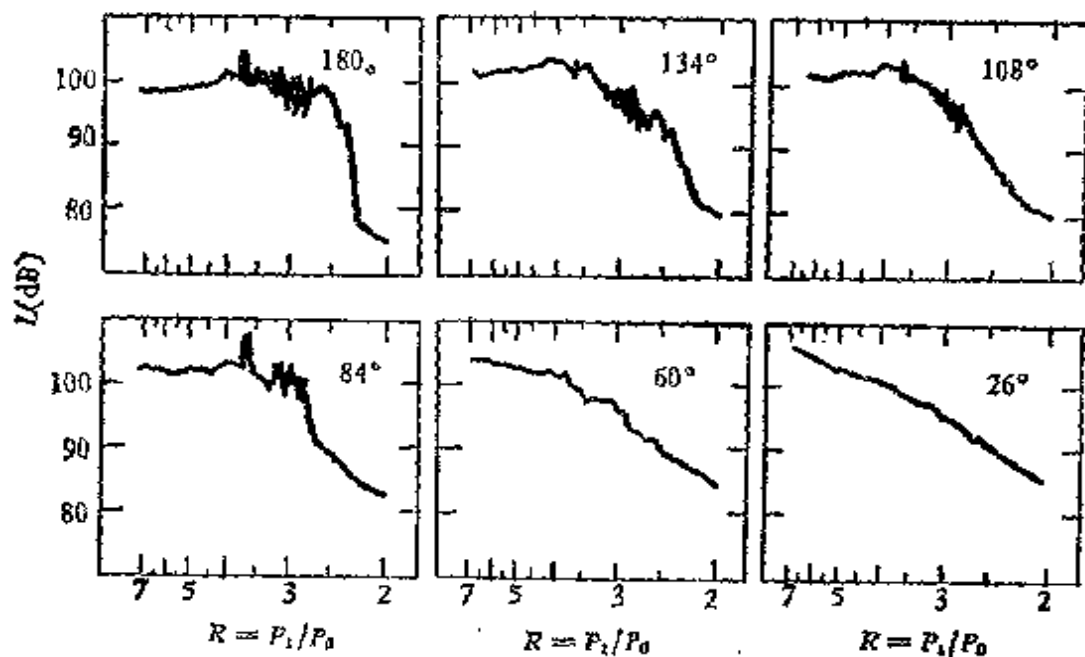


图 10.6 各方向喷注噪声总声压级 L 作为驻压比 R 的关系

$$Sh_j = f_d D / C_0 = 0.36(R - 1)^{1/2} / [(R - 0.5)^{1/3} (R - 1.893)^{1/2}], \quad (10.15)$$

图 10.7 是各种喷口在 180° 和 90° 两个方向上的啸叫声，按声速和喷口直径归一以后的斯托罗哈尔数与压力比之间的关系的测量结果。由图可见，压力比大于 3 时，非谐频成分消失，压力比

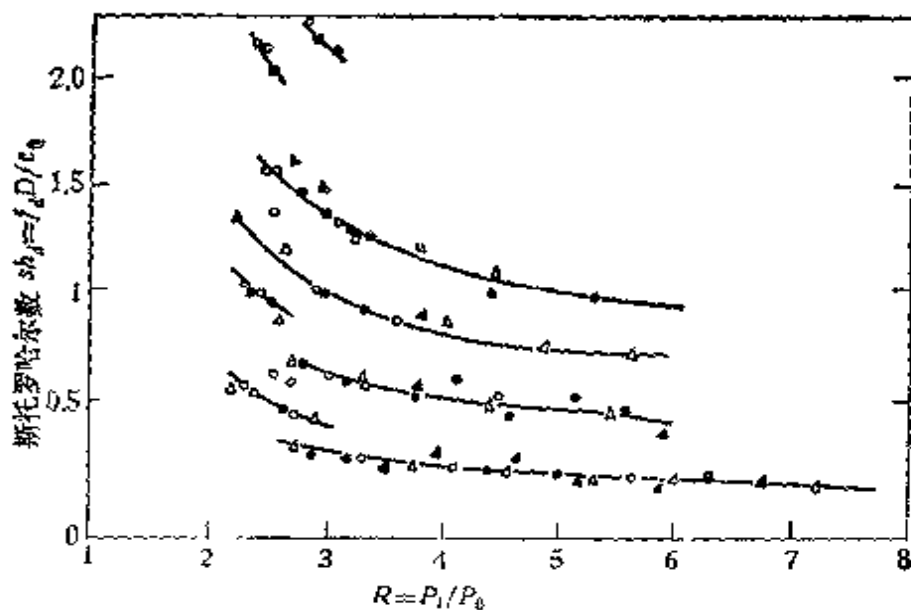


图 10.7 不同驻压比时的啸叫声的斯托罗哈尔数

大于 6 时, 啸叫声中只剩基频。

抑制冲击噪声是比较容易的, 有人采用喷口上套一个纱网筒, 或加上一些径向的叶片, 或在喷口上造一个 V 字型缺口, 都能取

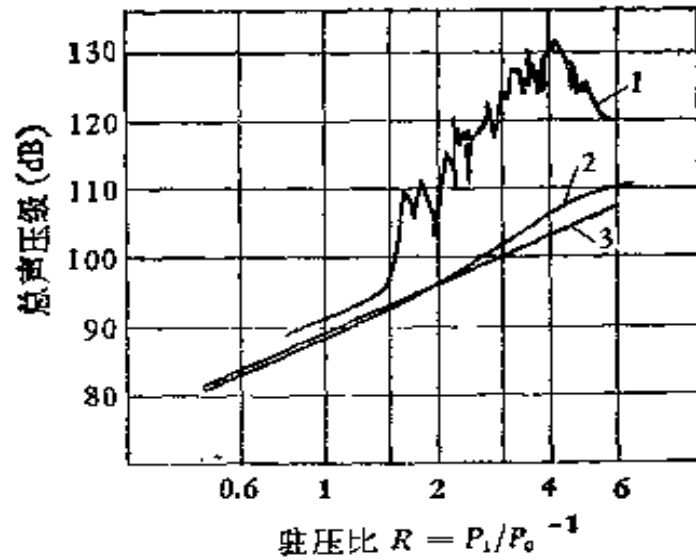


图 10.8 冲击噪声的抑制

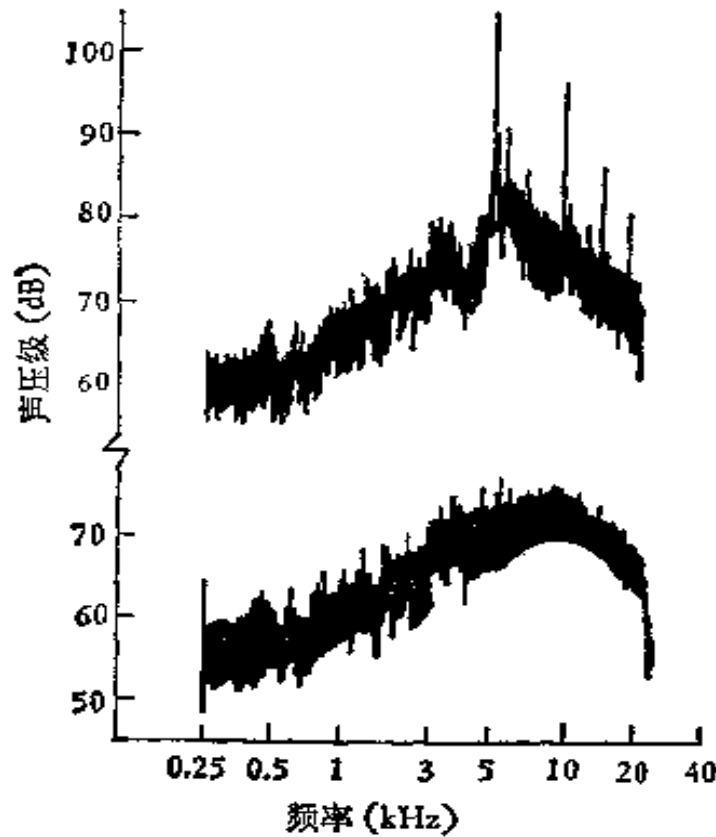


图 10.9 冲击噪声受抑制前后噪声频谱的变化

上面是正常的收缩喷口的噪声频谱, 下面是喷口不规则时的噪声频谱, 实验驻压 $p_1 = 4.7 \text{ kg/cm}^2$, 测量位置 $\theta = 180^\circ$

得良好的效果。图 10.8 就是一个例子，1. 是未经处理的直径为 10mm 的喷口，在 180° 方向测得的总声压级；2. 是喷口上加六个径向叶片处理后的结果；3. 是理论湍流噪声曲线。

可见处理后的噪声和湍流噪声相差不多了，也就是冲击噪声几乎全部受到抑制。图 10.9 是相应的频谱，处理后的频谱形状，接近典型的湍流噪声谱。

§ 10.4 多孔材料的出流

近年来，由于噪声控制的需要，国内外研制了不少多孔材料消声器用于降低气流噪声。要了解多孔材料的降噪机理，必须对多孔材料对气流的作用进行研究。

10.4.1 多孔材料的理论模型

多孔材料中含有无数的微小通道，气流可通过它们排入大气，同时受到阻力作用。一般说，多孔材料的流阻在低雷诺数时是粘滞阻，在高雷诺数时则为惯性阻，我们假设所讨论的多孔材料的流阻是粘滞阻，因为即使在流速很高的情况，雷诺数仍是很小的。

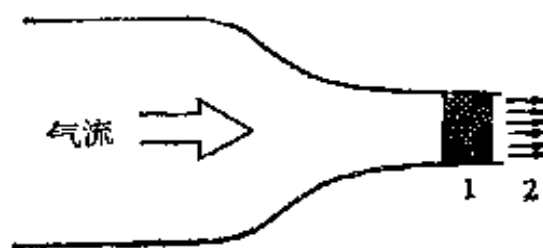


图 10.10 通过多孔材料的气流系统

多孔材料的气流系统如图 10.10 所示；多孔材料装在表面 1 和 2 之间，厚 L ，截面积 S ，气流通道总面积是常数，等于 A ，材料的流阻率为 R_0 。设气流的驻压为 P_0 ，流压为 P ，在材料入口面上的驻压为 P_1 ，在出口面上的值为 P_2 。气流与多孔材料之间不发生热交换。可以证明，当单位厚度材料的流阻率为 R_1 时，得

$$\frac{dP_1}{P_1} + \frac{R_1 u dx}{P} = 0 \quad (10.16)$$

这个式子表明,有材料时,驻点压力要降低,相对降低量等于材料的压降与流压的比。另外,在多孔材料内,气流流量密度不变,即 $J = \rho u = \gamma P M / c = \text{常数}$, 由此可求得

$$P_1 = J \frac{c_1}{M_1} \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_1^2 \right)^{\frac{\gamma + 1}{2(\gamma - 1)}} \quad (10.17)$$

式中 c_1 是驻点声速, M_1 是材料入口的气流马赫数 u_1/c_1 。由此结合(10.16)式的解可求得 P_1 与 J 的准确关系,多孔材料的出流规律便可找到,见图 10.11。

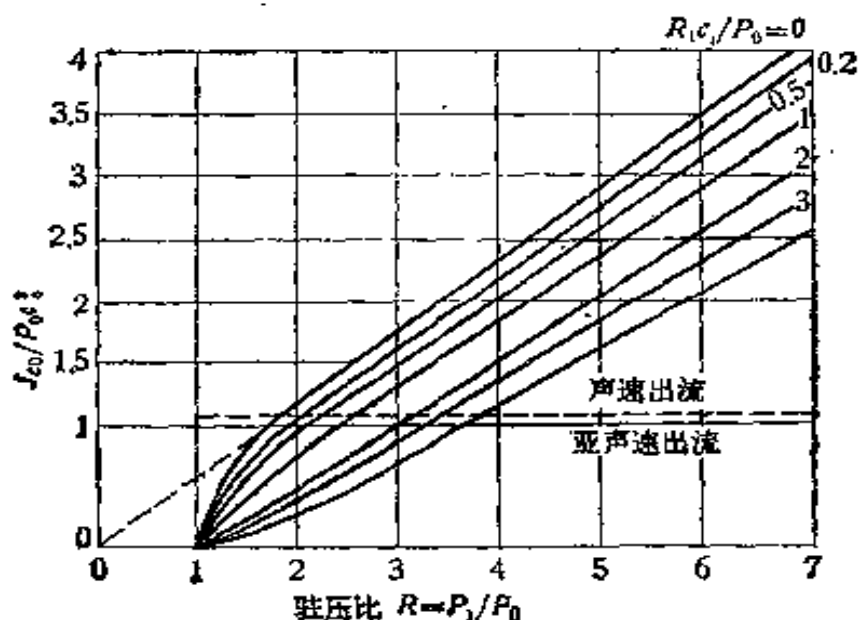


图 10.11 多孔材料出流的理论关系

P_1 为驻压, P_0 为环境压力, J 为流密度, ρ_0 为环境大气密度, c_1 为驻点声速, c_0 为环境大气声速

在出流阻塞的情况, $M_2 = 1$, (10.17) 式简化为

$$P_1 = \frac{420Q}{A} (1 + 1.4 \times 10^{-4} R_1) + \frac{587R_1}{1 + \sqrt{6.2 \times 10^{-3} R_1}} - 20.5R_1 \quad (10.18)$$

式中 Q 为流量。与自由喷注声速出流的理论关系 $P_1 = 420Q/A$ 相

比,可知多孔材料的特性能用有效面积 $A/(1 + 1.4 \times 10^{-4}R_1)$ 及其引起的驻压降低 $587R_1/(1 + \sqrt{6.2 \times 10^{-3}R_1}) - 20.5R$ 这两个参数来描述。有效面积就是图 10.10 出流关系中直线部分的斜率的物理解释,而直线部分在横轴上的截距就是多孔材料引起的驻压降低。概括地说,多孔材料的气流系统等价于驻压有所降低和喷口面积缩小了的自由气流系统。

在入口和出口马赫数都较小的情况下,多孔材料的有效面积就是出口面积,但驻压降低是与流速有关的。

10.4.2 实验和结果

我们对常用作多孔材料的若干种金属丝网结构和粉末铜柱进行了测量。实验在消声室内进行,出流管直径 40mm,上面可安装不同的材料。流量用孔板流量计测量,气流进入多孔材料前的驻压 P_1 用 YB160 标准压力表指示,气流温度用水银温度计监视,一般为室温或稍高。实验所得的流量与驻压的关系正如理论所预期的那样,在阻塞出流为直线。按直线的斜率求出材料的有效面积百分数,直线在 P_1 轴上的截距决定气流通过材料的相对压降,实验结果列于表 10.2 和表 10.3。这些数据对设计多孔材料扩散消声器是很重要的。

表 10.2 一些金属丝网的流体动力特性

目 数	丝 径 (mm)	丝 距 (mm)	层 数	有效面积比 A/S (%)	相对压降 $\Delta P/P_0$
16	0.32	1.19	5	52.8	0.09
			10	42.3	0.16
			20	33.1	0.23
			40	27.8	0.32
40	0.25	0.42	20	30.5	0.28
70	0.14	0.21	20	27.6	0.40
370	0.030	0.039	20	20.5	0.59

表 10.3 粉末铜柱的流体动力特性

粉末铜柱尺寸 (mm)	目 数	有效面积比 $A/S(\%)$	相对压降 $\Delta P_1/P_0$
$\phi 50 \times 90$	40—60	6	0.28
$\phi 35 \times 90$	40—60	5.7	0.42
$\phi 35 \times 75$	80—100	4.9	0.61
$\phi 35 \times 90$	120—160	4.0	0.61
$\phi 50 \times 90$	200—250	1.74	1.20

§ 10.5 扩散消声原理

10.5.1 多孔扩散

气流经过多孔材料形成许多小喷注，然后再混合成为一个面积较大而速度较低的大喷注，这是多孔扩散的过程。经多孔扩散后发射的噪声应该是个小喷注的总噪声和混合喷注噪声之和。本章 2.3 中只讨论了前者，而没有计及后者，那是因为对一般的小孔消声器来说，各小喷注的噪声是主要的，小孔距离较远，混合喷注噪声可以忽略。

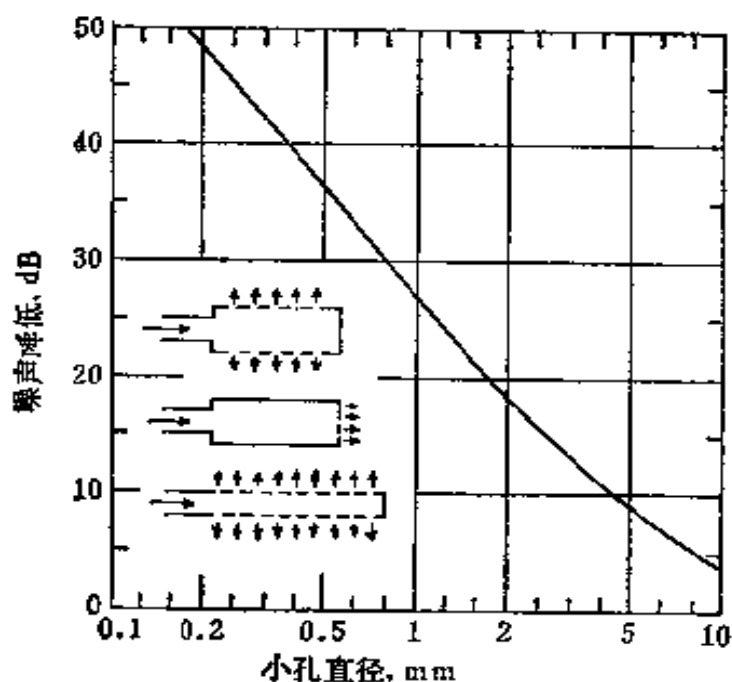


图 10.12 小孔消声作用与孔径的关系

由式(10.14)知,小孔作用产生的噪声降低为

$$\Delta L_1 = -10 \log \left[\frac{2}{\pi} \left(\operatorname{tg}^{-1} x_A - \frac{x_A}{1+x_A^2} \right) \right]. \quad (10.19)$$

这个关系画在图 10.12 上,这仅是湍流喷注噪声的降低。对于阻塞喷注,在理想情况下,用小孔扩散的办法,如采用直径 1mm 的小孔,大约可获得 28dB 的噪声降低量;如果气室压力是在产生冲击噪声的范围(见图 10.5),则经小孔后的冲击噪声可以消除,实际的噪声降低比图 10.12 所示还要多。

10.5.2 多孔材料扩散

参看图 10.10,气流通过多孔材料后,驻点压力降为 p_2 ,气流通道面积为 A ,材料面积为 S ,有效面积比 $A/S = \sigma$ 。多孔材料出流噪声主要由扩散后的大面积低速度混合喷注噪声决定。在喷注 90° 方向上,距离喷口 1 米处扩散后的噪声声压级分三种情况计算,结果如下:

1. 高压下,气流在 A 和 S 都阻塞

$$L' = 80 + 20 \log \frac{(p_2 \sigma - p_0)^2}{(p_2 \sigma - 0.5 p_0) p_0} - 10 \log \sigma + 20 \log \frac{D'}{D_0}, \quad (10.20)$$

D' 是圆面积为 A 时的直径,以毫米计, $D_0 = 1 \text{mm}$ 。

2. 中压下,气流在 A 阻塞, S 不阻塞

$$L' = 75 + 80 \log \frac{u}{u_*} - 10 \log \sigma + 20 \log \frac{D'}{D_0} \text{ dB}, \quad (10.21)$$

$$\frac{u}{u_*} = 0.634 \frac{p_2 \sigma}{p_0} \left[1 - 0.067 \left(\frac{p_2 \sigma}{p_0} \right)^2 + 0.009 \left(\frac{p_2 \sigma}{p_0} \right)^4 \right].$$

3. 低压下,气流在 A 和 S 都不阻塞

利用能量守恒方程和动量守恒方程,出口处的速度,以及出口处的压力,经数值计算得到多孔材料中流速 u 与其临界值 u_* 之

比,然后再由(10.21)式求声压级.

另一方面,与图 10.10 等效的自由喷注(面积为 A , 驻压为 p_2) 的出流噪声级按(10.7)式计算

$$L = 80 + 20 \log \frac{(p_2 - p_0)^2}{(p_2 - 0.5p_0)p_0} + 20 \log \frac{D}{D_0}$$

$$= 75 + 80 \log \frac{u}{u_*} + 20 \log \frac{D}{D_0} \quad \text{dB(亚声速适用)} \quad (10.22)$$

这样一来,从上三种情况,出流噪声降低都可表示为

$$\Delta L_s = L - L'$$

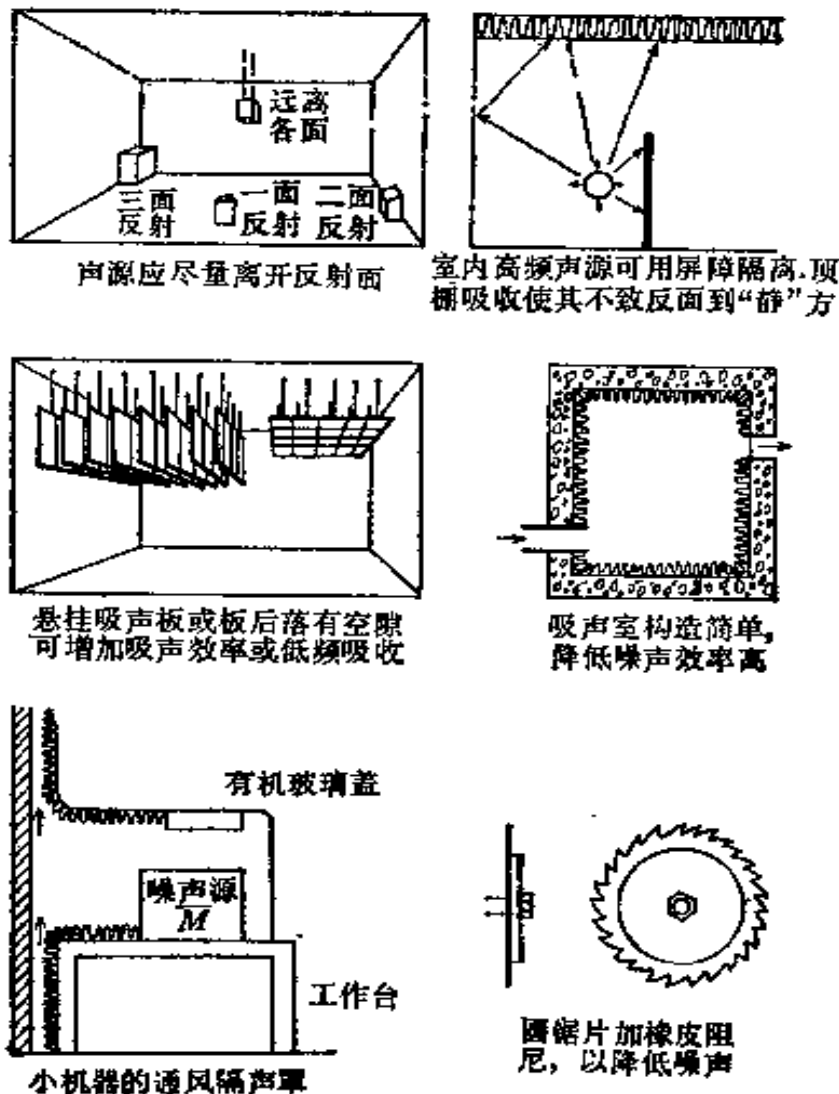


图 10.13 扩散消声理论曲线

横坐标是驻压比,右纵坐标是直径扩张比,左纵坐标是噪声降低量。
 两条虚线是三种阻塞情况的分界线,左 A, S 都不阻塞,中 A 阻塞 S 不阻塞,右 A, S 都阻塞

图 10.13 就是不同面积比下噪声降低量 ΔL_2 与驻压比 p_1/p_0 的关系,也就是多孔扩散消声的基本原理。

从图 10.12 可以看出,在 A 和 S 都阻塞的情况下,噪声降低量不太大。在高压极限条件

$$\Delta L_2 \simeq 10 \log \frac{1}{\sigma} = 10 \log \frac{S}{A},$$

噪声能量降低的倍数等于面积扩张的比数。在中压,由于扩散后的气流速度降低很快,噪声降低量迅速增加,在低压时可以达到很大的数值。

严格来说,无论是小孔扩散或是多孔材料扩散,都应将小喷注噪声和扩散喷注噪声都考虑进来,总的降噪量应为

$$\Delta L = -10 \log (10^{-\frac{\Delta L_1}{10}} + 10^{-\frac{\Delta L_2}{10}}), \quad (10.23)$$

它比 ΔL_1 和 ΔL_2 都要小些。

10.5.3 小孔和扩散消声器

在设计扩散消声器时,首先要注意气流的有效面积。一般让有效面积稍大于喷口面积为好,不必考虑气流流动的细节,它会自动调节先使接近管端的微孔和小孔阻塞,流动逐渐向上游方向的微孔和小孔扩张,直至全部气流通过为止,多余的通道中气流甚小。按此设计的消声器反压力可以忽略,减小有效面积,则可限制气流。

图 10.14 是几种利用小孔扩散和多孔扩散原理设计的消声器。(a) 是小孔消声器,设计小孔消声器必须避免各小喷注过早汇合,否则产生的扩散喷注将使消声器的效果变差。为此小孔之间的距离应大于 $d + 6\sqrt{D}$, D 是小孔直径。用直径 1mm 小孔制作的小孔消声器,可能取得的噪声降低的最大值为 28dB。(b) 是一级多孔材料(金属丝网)消声器。设计时,按表 10.2 或表 10.3 查得所用材料的流体动力数据,以 L5.5—40/2 空压机为例,它的气室压力可为 3kg/cm^2 (绝对值),排气量为 $40\text{m}^3/\text{min}$,如采用 16 目的金属丝网 20 层作材料做成一级丝网消声器。由表 10.2 知,相

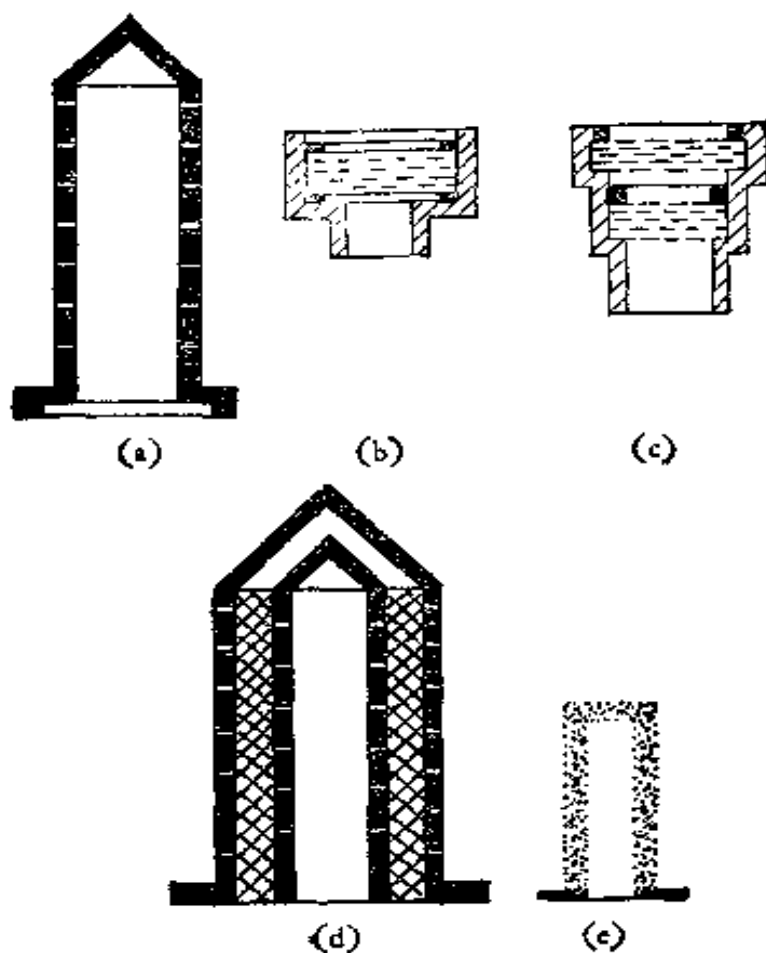


图 10.14 各种扩散消声器

(a) 小孔消声器, (b) 一级金属丝网扩散消声器, (c) 二级金属丝网扩散消声器, (d) 小孔丝网组合扩散消声器, (e) 粉末铜柱扩散消声器

对压降为 0.23kg/cm^2 , 经丝网后, 气流驻压降为 2.77kg/cm^2 , 将 $p_2 = 2.77 \times 10^5$ 和 $Q = 40 \times 1.2/60$ 代入常温空气喷注的理论流量式 $Q = AP_1/420$, 得 $A = 0.00124$, 金属丝网面积 $0.00124/0.33 = 0.00376\text{m}^2$, 丝网直径 6.9cm , 0.33 是表 10.2 中所列的有效面积比。按图 10.12, 该消声器在上述工况下的降噪量为 26dB 。(c) 是二级丝网消声器, 可进一步将气流速度降低而降低噪声。(d) 是小孔丝网组合消声器。(e) 是粉末烧结铜柱消声器, 它的扩散比很大, 用它作成的多孔扩散消声器有更大的降噪量。

图 10.15 中对小孔消声器, 一级金属丝网消声器和粉末铜柱消声器各举一例。小孔消声器采用的是直径 1mm 的小孔, 金属丝网消声器是表 10.2 的第三种构造, 粉末铜柱消声器是表 10.3 的第

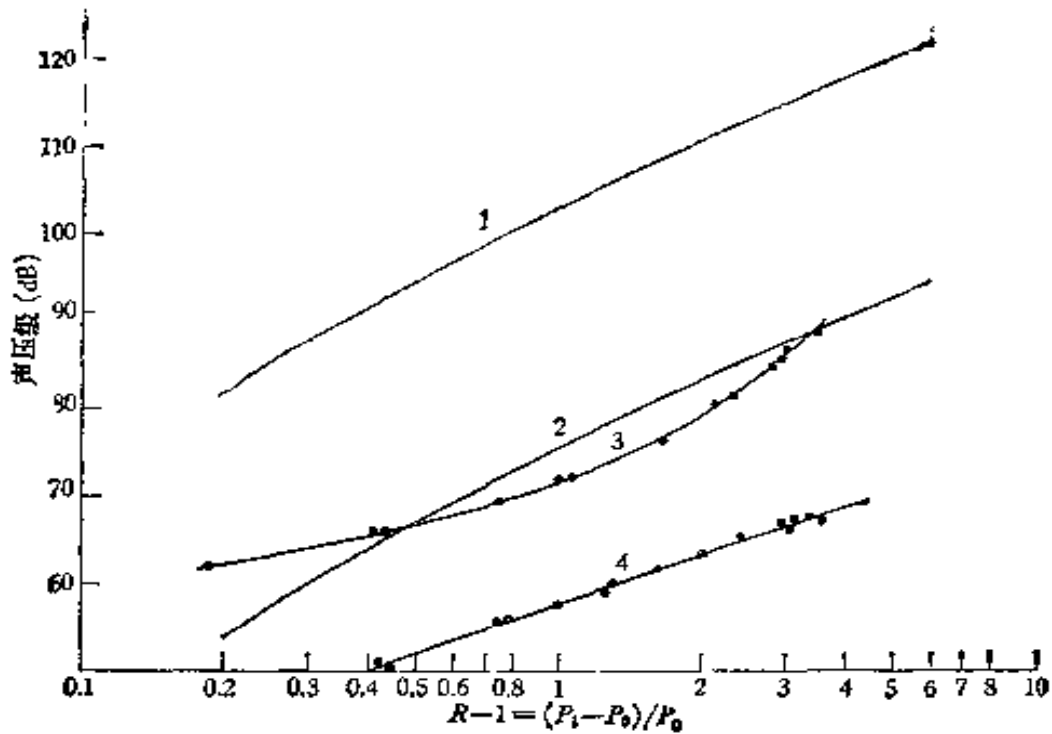


图 10.15 三种扩散消声器的效果

1 为面积 4cm^2 的喷口的总声压级计算值；2 为小孔扩散消声器(ϕ_1)
 A 声级的计算值；3 为金属丝网扩散消声器的 A 声级的测量值；4
 为粉末钢柱扩散消声器的 A 声级的测量值

四种产品。它们的有效通道面积都是 4cm^2 。图中并画出了面积为 4cm^2 的喷口的噪声(冲击声未计),以说明它们的消声性能。

小孔消声器和多孔扩散消声器主要是降低形成的喷注的噪声、而且有显著作用,但对管道内早已存在的噪声起不了很大降噪作用,所以在使用时,应避免在管道内噪声的产生。

§ 10.6 管道噪声

在居住建筑或公共场所,管道所辐射的噪声有时达到扰人的程度,在工厂中管道噪声甚至于损伤附近工人的听力。本节中将讨论管道噪声的声源,传播、辐射和控制问题。管道中的流体可以是气体也可以是液体,以上各节中关于气流噪声理论和技术的讨论同样可用于液体,只是常数不同而已。

10.6.1 管道噪声的声源

管道中的声源主要是阀门和弯头,液体流动时,可能产生空化噪声和水锤噪声,此外,管道系统和机械部分产生的噪声在特殊情况下可能也很重要。

1. 阀门噪声 在管道中由于阀门缩小面积使流过的流体形成喷注而发出噪声,这与上述喷注噪声完全相似,因此上面所给出的公式(10.9)在此也适用。考虑到流体材料的不同,可求得噪声功率级大致为

$$L_w = 91 + 20 \log \frac{(R-1)^2}{R-0.5} + 20 \log \frac{D}{D_0} + 20 \log \frac{\rho}{\rho_0}, \quad (10.24)$$

式中 R 为上游驻压与下游压力之比, D 为阀门开口的等效直径, $D_0 = 1\text{mm}$, ρ 为流体密度, ρ_0 为空气密度。

液体基本是不可压缩的流体,液体管道中的流量大致与阀门开口大小成比例。气体则不同,如管道中气体流速不大(与声速比较),用阀门减少通道面积,最初流量不太受影响,噪声也不大。当开口面积减少到开口中气流接近阻塞后,流量才完全由开口面积控制,上下游压力比也逐渐增加,发出强烈噪声。

阀门噪声的频谱也和喷注噪声相同,图 10.3 和式(10.12)在此均适用,其中 D 取为阀门开口最窄处的等效直径。

2. 空化噪声 管道噪声主要是湍流产生的,但在几乎关闭的阀门中或其它通道收缩处,流速可能非常大,而静压很低。在液体流中,静压如低于液体的蒸汽压力,其中就要形成蒸汽气泡。经过收缩处以后,流速变低,压力升高,气泡就忽然破裂,产生极高的局部压力起伏,有时伴有火花和强烈噪声,这就是空化噪声。对空化噪声的定量研究目前还不多,产生的确切条件也还未能掌握。有时水管开得小时,噪声不大,但稍微开大一点(流量也许只增加百分之一或二),就会突然发出强烈的尖叫声,水管再开大一些,噪声很快又听不到了。一般来讲,空化噪声的频谱是随频率增高而增

高的,大于 1000Hz 的频率,声压级由于空化而提高很多,有时超过 20dB.

3. 弯头 流体经过弯头时,由于产生旋涡可能使局部流速达到极高值,引起低压部分的分离和空化噪声.在弯头中加导流片、流线形障板,纱网或改进弯头形状都可以避免弯头中流速的急剧增加.弯管的曲率半径如大于管径的 4 倍可以使流动光滑、安静.管道接头也应光滑以避免空化和旋涡散落.

4. 水锤噪声 在液体分布系统中,如果突然关闭阀门,由于液体的惯性,在阀门上会发生很大的冲力,这个冲力又反射到管道的另一端,甚至会来回反射多次,并激起管道系统的振动,这就是水锤噪声.如果快动阀门在关闭的最后一刻动作缓慢一些,或在管道系统中的某处有一气室作为缓冲,那么水锤噪声就很容易避免了.

5. 机械噪声 一般讲,管道中正常流动时产生的噪声不大.有时管道系统或其中某一元件的共振被激发时,可能产生接近纯音的稳定噪声,特别是阀门座或其附件松动或有破坏时容易发生共振现象.把有关部分装紧或修复,问题就解决了.另一个机械噪声的来源是系统接到水泵时,泵的基频和谐频可能形成噪声.

6. 扰流噪声 管道中有异物(如导流片、支架、梁柱等)时,流体经过即形成偶极子声源,适用(10.2)式.如果物体比管径小得多,管壁是刚性的,扰流物对流动的影响就比较小,上下游压力相差不多,噪声功率可以用上下游的压差表示

$$W_{oA} = \frac{k\Delta P^3 D_p^2}{\rho_0^2 c^3} \quad (10.25)$$

式中, W_{oA} 为总声功率(W); ΔP 为上下游压力差 (N/m^2); D_p 为管道内径(m); ρ_0, c 分别为空气的密度(kg/m^3)和声速(m/s), k 为一常数,约为 2.5×10^{-4} . 扰流物的形状大小已反映到压力差中.扰流物假设是光滑的,如果其中具有尖的棱角,后者就会引起边棱音,噪声中具有纯音成分.否则扰流噪声就是宽带噪声,频谱根据流速大小,在图 10.16 的阴影范围内频谱峰(频率 f_p)的斯托罗

哈尔数 $f_p d/u$ (d 为扰流物横向宽度) 在 0.2 到 0.5 之间。

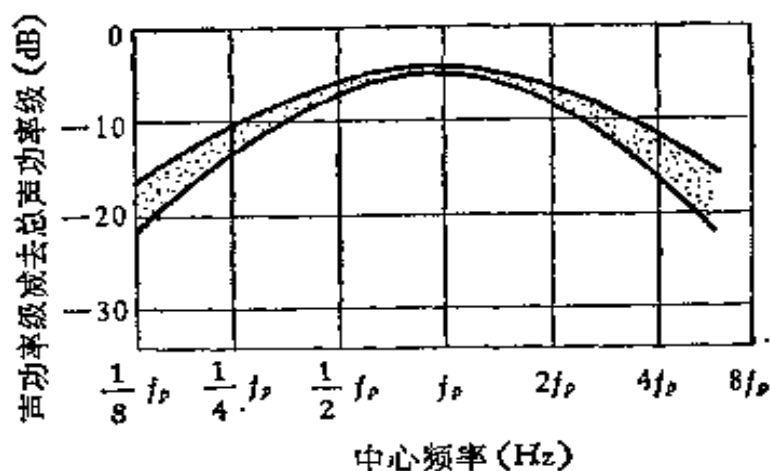


图 10.16 管道内扰流噪声的相对倍频带频谱

10.6.2 管道噪声的辐射和控制

管道中产生噪声后,要透过管壁向周围空间辐射,同时也沿管道传播到远处,所以管道基本是线声源。在管道旁听到的声音常是别处产生的。管道旁的声音等于管道内的声音减去管壁的隔声量。管壁隔声性质将在 13.3.2 节讨论。

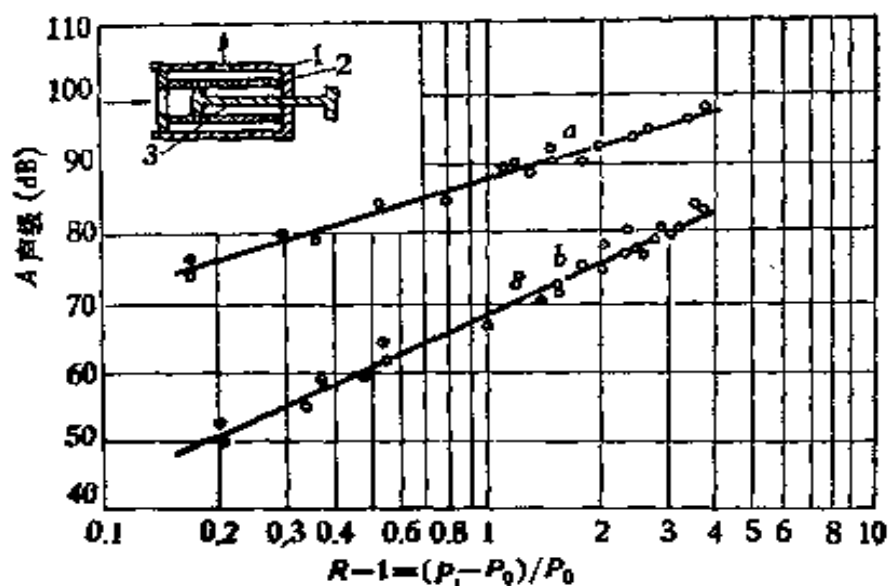


图 10.17 粉末铜柱消声阀门及其噪声特性。

(a) 普通板阀, (b) 粉末铜柱阀,
1. 阀套, 2. 粉末冶金铜柱, 3. 阀塞

降低管道噪声要从声源、管道振动和声辐射考虑。

1. 低噪声阀门 利用扩散消声原理,改变阀门设计,使阀门出口经过大量小孔、窄缝或多孔性材料,噪声即大为降低。图 10.17 即为用粉末冶金铜管扩散的阀门设计一例及其降低噪声情况。

如果用普通阀门,也可以在阀门后设几层穿孔板,使流体经过每一层板时压力降都不至产生接近空化噪声的程度,总噪声级就比通过阀门直接通到低压时低得多。

2. 软连接 管道中用一段软连接可限制振动沿管壁传播。最有效的是橡胶、帆布或帆布橡胶。直径 25mm 或 40mm 帆布橡胶管的衰减,在 200Hz 可达 56dB/m,在 1000Hz 可达 98 dB/m,这样的衰减就很可观了。橡胶不宜用于高温,超过 100°C 时最好用金属伸缩管。

3. 管道隔振 为避免管道振动传播到建筑物,用弹性支撑是个有效的手段,管道穿过墙壁、地板等要用橡胶套管隔离,需要把管道固定于墙面上或楼板上也要用弹性垫或套。并且注意避免把管道连接到容易受激发的薄板上,只能与厚重的建筑部件连接,并且经过弹性隔振。

4. 管道包扎 可用包扎方法减少管道的辐射。在工厂中,管道内噪声可能非常高,其直径也很大(有时达到 1m),辐射噪声是很可观的。这时用管壁包扎可有效地降低噪声辐射,同样原理也可用于飞机内部,使飞机蒙皮振动引起的客舱内噪声受到衰减。事实上,后者近年来更受到注意。

一般工业上用的硬包扎(隔热层、粉刷、水泥)如果是管壁重量的几倍,也可以降低噪声,低频为 5dB,高频为 10—15dB。有效包扎或覆盖可以用一层多孔性材料或多孔性材料外面再加一层不透气的轻金属皮。多孔性材料在高频率的隔声效率是惊人的。例如 30cm 厚的玻璃绵或矿渣绵毡内 1000Hz 的声音衰减 60dB,而具有同样隔声量的实心墙却要重 5 倍。但在 250Hz,衰减就只有 10dB,比同样重量的实心墙差多了。用多孔性材料包扎管道所得插入损失和材料内的衰减差不多。用一层多孔性材料包扎覆盖降低高频

噪声是很有效的,对低频噪声影响较小。

多孔性材料外再加一层不透气的薄皮可以使其衰减特性大为改造,薄皮可以是沥青毡、金属薄板、橡胶或人造橡胶板、加铅的聚氯乙烯等。理想的皮是软而重。用在管道、阀门时,薄板可作成外套,保护多孔性材料并改进其衰减特性。用到机舱内时,要特别注意不可与振动部分连接,以免在多孔性材料中形成“短路”。多孔性材料外加薄皮后可产生一共振频率

$$f_0 = \frac{4.2}{\sqrt{M_m d}}, \quad (10.26)$$

式中 M_m 为薄皮的面密度 (kg/m^2), d 为多孔性材料厚度 (m)。频率在 $1.5f_0$ 以下,薄皮并不能增加插入损失,有时甚至比不加还差。但在高频则薄皮的隔声量增加,改进很多。表 10.4 中列出 50mm 厚超细玻璃绵毡(纤维直径约 $1\mu\text{m}$)和再加一质量为 $2.5\text{kg}/\text{m}^2$ (约为 1mm 铝板或 5mm 胶合板,共振频率 $f_0 = 97\text{Hz}$) 的插入损失。这些计算结果与实测结果很接近。

表 10.4 不同包扎所增加的插入损失(dB)

频率 (Hz)	125	148	250	500	1000	2000	4000	8000
50mm 超细玻璃绵	0		0	*	10	17	22	27
加 $2.5\text{kg}/\text{m}^2$ 薄皮	0	0	*	*	35	54	60	82

* 这些值不易计算,要分别在 250—1000Hz 和 148—1000Hz 之内插求得。

参 考 文 献

- [1] 马大猷、李沛滋、戴根华、王宏玉,小孔喷注噪声和小孔消声器,中国科学,5,445 (1977).
- [2] 马大猷、李沛滋, *Pressure dependence of jet noise*, Noise Control Engineering (Nov.-Dec., 1981) 104—112.
- [3] 马大猷、李沛滋、戴根华、王宏玉,阻塞喷注的冲击噪声,声学学报,3, 172 (1980).
- [4] 马大猷、李沛滋、戴根华、王宏玉,多孔材料的出流和多孔扩散消声理论,声学学报,6,631(1978).

第十一章 隔振技术

陈道常 吴大胜

§ 11.1 噪声控制中的隔振技术

11.1.1 振动的危害

振动的干扰对人、建筑物以及仪表设备都会带来直接的危害，因此振动的隔离涉及到很多方面。人与建筑物对振动的不同反应如图 11.1 和图 11.2 所示。通常大振幅低频振动的危害较为严重。各种常用仪表、设备对振动的要求有所不同(表 11.1)，其中如光学仪表类的仪器精确度要求很高，甚至几个微米的振动位移也往往会使它们无法正常工作。对常用机器设备可参考表 11.1 的要求作隔振处理。

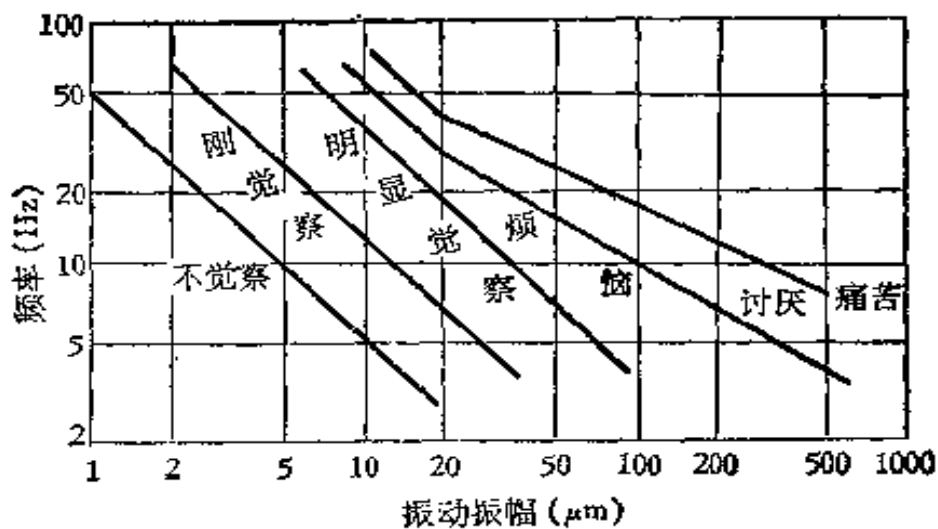


图 11.1 人对振动的感受

11.1.2 振动辐射噪声的危害

振动总是同时伴随着固体声的传播及其噪声辐射，本章的侧

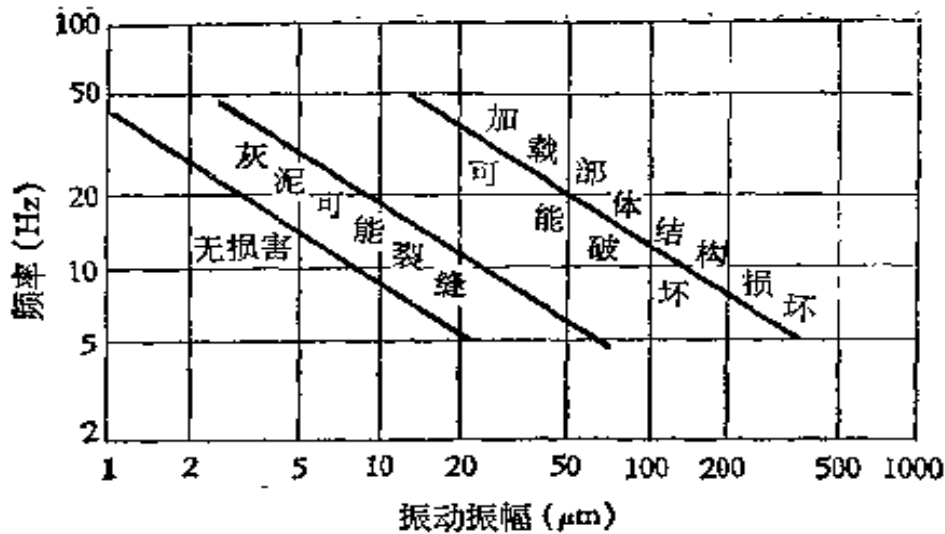


图 11.2 振动对建筑物的危害

表 11.1 仪表、设备的振动标准

等级	对振动的敏感程度	仪表、设备名称	底座基础的最高振动速度(mm/s)
I	高度敏感	高精密切度机(包括自动的); 光学仪器的调准装置, 精密计量仪器的校正设备, 显微镜和电子显微镜, 光学干涉仪, 光学指示器(包括直线尺寸可准到 $1\mu\text{m}$) 和其它精密的光学仪器. 只允许有几个微米公差的机械检测仪器.	0.1
II	中度敏感	滚珠轴承磨床; 齿轮磨床和螺纹磨床; 自动坐标磨床和自动金刚石磨床; 精磨机; 公差只有几十微米的精密铣床和车床; 剃刀刃自动磨利机和其它精密自动机.	1.0
III	低度敏感	一般精密车床、铣床、钻床、磨床和其它金属加工机床; 棉纺机和织布机; 印刷机等.	4.0
IV	不敏感	通风机; 离心机; 电动机; 金属加工工业和轻工业的打印机和压力机; 摇床; 各种用途的圆滚筒; 缝纫机; 振动器; 震动台; 筛分机等.	4.0 以上

重点也是从噪声控制的角度来考虑隔振技术的。从图11.3的示例中可以看出, 如果某台机器运转时所直接辐射的空气声为 110dB,

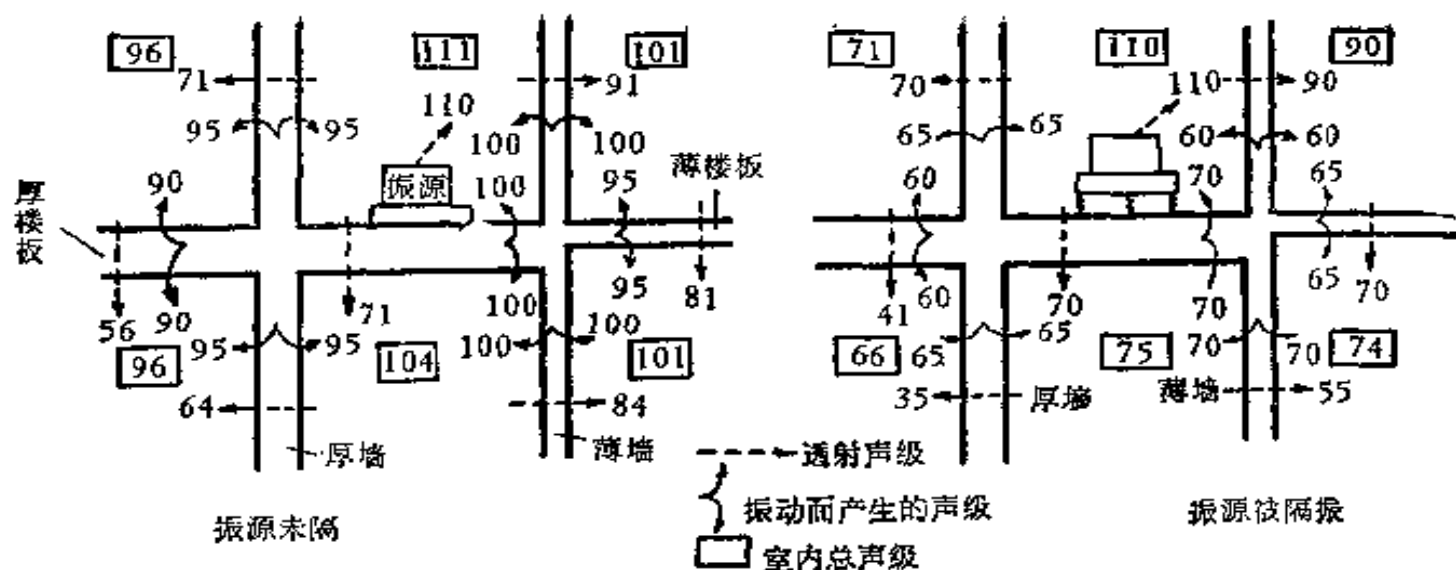


图 11.3 振动所产生的噪声影响

当把它直接安装在一块厚混凝土楼板上时(刚性连接),虽然房间的侧墙和楼板的隔声量都很高(图中厚的为 40dB;薄的为 20dB),但由于机器振动所产生的固体声,仍将沿着建筑结构传播,不仅使机房的左邻右舍不得安宁,而且可招致机房楼下室内声级高达 104dB。但是,如果把机器装上隔振器再放在楼板上,情况就大不一样了。由于机器的振动传至楼板之前,就被隔振器件隔开了,因此不仅使楼下房间的总声级显著地降低,而且也使其它房间内的噪声得到了较大的改善。因而从噪声控制的角度出发,隔振技术也是必不可少的一种治理措施,在某些情况甚至起着主要的作用。

§ 11.2 隔振的类别及其参数

11.2.1 隔振的类别

隔振的作用有两方面:一、减少振源振动传至周围环境(图 11.4(a)),二、减少环境振动对物体或设备的影响(图 11.4(b))。二者原理相似,性能也相似。原理就是在设备和底座之间安装适当的隔振器,组成质量弹簧系统。在隔振技术中,往往大量地碰到振源隔离问题。例如对通风机、电动机、水泵、空压机、柴油机、冷冻机以及锻压冲击设备的振动噪声治理均属于此类。减少外界环

境振动对有特殊防振要求的精密仪表、设备和建筑物的影响也是很重要的。例如,精密天平、干涉仪、激光设备、电子显微镜等精密仪表设备以及录音室、演播室、声学实验室之类建筑物的隔振措施、保护人体舒适安全的坐垫等,均属于这类用途。

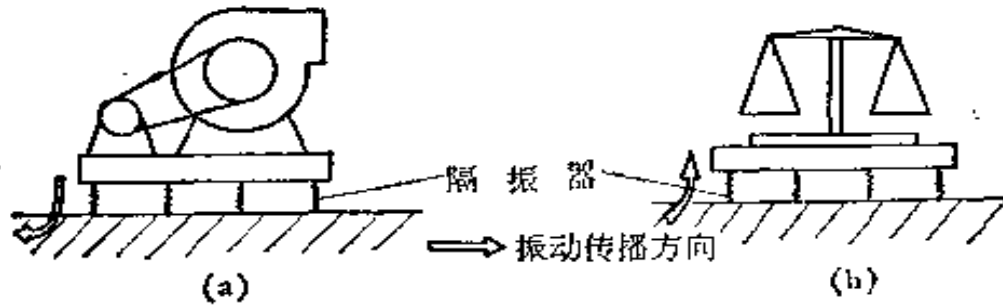


图 11.4 隔振类型

减振(或阻尼)与隔振是两个不同的概念(减振见下一章)。当然减振与隔振常常同时采用,如在隔振设计中考虑阻尼的作用,甚至额外添设附加阻尼器,但机理是不同的。

11.2.2 振动的物理量

位移、速度和加速度以及力和力矩等均属于振动的基本物理量(见第二章)。隔振效果的程度也往往以这些量来计量。无阻尼质量弹簧系统的自由振动为简谐振动,其位移 x 、速度 v 和加速度 a 之间有如下关系式:

$$x = X_0 \cos \omega_0 t, \quad (11.1)$$

$$v = dx/dt = X_0 \omega_0 \cos(\omega_0 t + \pi/2), \quad (11.2)$$

$$a = dv/dt = d^2x/dt^2 = X_0 \omega_0^2 \cos(\omega_0 t + \pi). \quad (11.3)$$

式中 ω_0 是图 11.5(a) 中的质量弹簧系统自由振动的固有圆频率,即 $\sqrt{S/m}$ 。 S 是弹簧劲度, m 是质量。因此,固有频率 f_0 为

$$\begin{aligned} f_0 &= \omega_0/2\pi = (1/2\pi) \sqrt{S/m} = (1/2\pi) \sqrt{(mg/d)/m} \\ &= 1/2\sqrt{d}, \end{aligned} \quad (11.4)$$

式中 d 是由于重量产生的弹簧静位移,由(11.1)式—(11.3)可知,

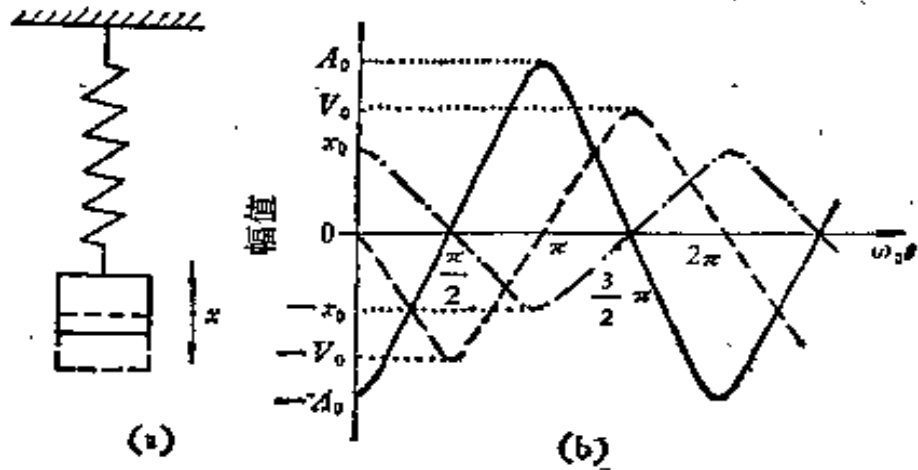


图 11.5 简谐运动

X_0 、 $V_0 = \omega_0 X_0$ 和 $A_0 = \omega_0^2 x_0$ 分别为振动的位移、速度和加速度的幅值。对某一单频的振动信号,已知其中之一,即可换算出其它两个量。图 11.5(b) 表示出这三个量之间的相位关系。

11.2.3 隔振效果的评价

在一般隔振设计中,常常用振动传递比 T 和隔振效率 η 或振动衰减量 ΔL_N (或称传递损失)来评价隔振效果。传递比 T 等于物体传递到底座的振动与物体振动之比,也等于底座传递到物体的振动与底座的振动之比。两个方向的传递比相等。一般,由物体传递时常用力表示,由底座传递到物体时则用位移,振动速度或振动加速度表示,这样更便于应用。

$$\text{隔振效率 } \eta = (1 - T) \times 100\%, \quad (11.5)$$

$$\text{振动衰减量 } \Delta L_N = 20 \log (1/T). \quad (11.6)$$

在噪声控制中,人们往往将噪声的降低作为检验隔振效果的量度。由声学原理知道,一块面积为 $S(\text{m}^2)$ 的薄板,它振动时所辐射的声功率 W 为

$$W = \sigma \rho_0 c v^2 S, \quad (11.7)$$

式中 v 是薄板振动速度的有效值 (m/s); $\rho_0 c$ 为空气的声阻抗率 (在常态下 $\rho_0 c = 400 \text{Ns/m}^3$); σ 为板的辐射效率^[2],它为

$$\sigma = \begin{cases} L\lambda_c/\pi^2 S \sqrt{f/f_c} & \text{当 } f \ll f_c \text{ 时,} \\ 0.45 \sqrt{L/\lambda_c} & \text{当 } f \approx f_c \text{ 时,} \\ 1 & \text{当 } f \gg f_c \text{ 时,} \end{cases} \quad (11.8)$$

式中 f 为振动频率 (Hz), L 为板的周长 (m), f_c 为板的临界频率 (Hz), λ_c 是相应的声波波长 ($\lambda_c = c/f_c$).

$$f_c = (c^2/1.8h \cdot \sqrt{\rho/E}), \quad (11.9)$$

h, ρ, E 分别为板的厚度 (m), 密度 (kg/m^3), 和杨氏模量 (N/m^2).

在混响声场中, 薄板振动所辐射的声压平方值正比于它的声功率. 因此, 隔振前后振动速度值的比 (v_1/v_2) 也就等于它辐射声压大小的比 (p_1/p_2), 因此噪声衰减量 ΔL_N 为

$$\Delta L_N = 20 \log (p_1/p_2) = 20 \log (v_1/v_2). \quad (11.10)$$

如果把振源安装在楼板上 (如图 11.3), 楼板振动加速级 L_a 与楼下室内噪声级 L_p 可由下式来估算^[9]:

$$L_p = L_a + 10 \log \sigma + 10 \log S + 10 \log T - 20 \log f - 10 \log V + 24, \quad (11.11)$$

式中 T, V 分别为楼下房间的混响时间 (s) 和体积 (m^3). 由此可知, 在同样条件下, 隔振前后楼板振动加速级 $L_a (=20 \log (a/a_0))$ 的变化量也就等于楼下室内噪声的降低量. 这里 L_p 和 L_a 的基准值分别为 $2 \times 10^{-5} \text{Pa}$ 和 $1 \mu\text{m/s}^2$ 关于楼板隔声的讨论见第十三章.

§ 11.3 振动隔离的基本原理

11.3.1 单自由度阻尼强迫振动系统

最简单的隔振系统, 是单自由度阻尼强迫振动系统, 如图 11.6 所示. 如设备安装在既有弹性又有阻尼的隔振器上, 而且在扰动力 $F = F_0 \cos \omega t$ 的作用下, 只有沿 x 方向以频率 $f = \omega/2\pi$ 的周期性振动.

假设隔振器的劲度为 S , 阻尼系数为 R , 因而弹性力、阻尼分

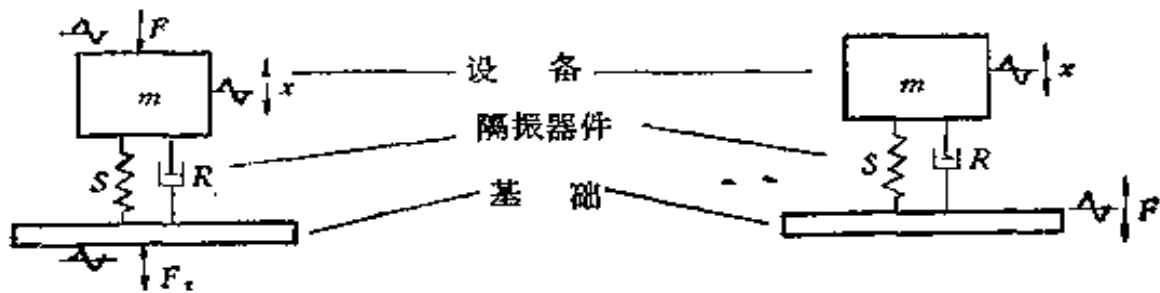


图 11.6 单自由度阻尼强迫振动系统

别为 $-Sx$ 与 $-R(dx/dt)$ (由于这两个力始终与物体运动的方向相反, 故用负号)。因此, 物体的运动方程为

$$m(d^2x/dt^2) = F_0 \cos \omega t - Sx - R(dx/dt),$$

即

$$m(d^2x/dt^2) + R(dx/dt) + Sx = F_0 \cos \omega t, \quad (11.12)$$

这是一个常系数二阶线性非齐次微分方程, 它的解为

$$x = Ae^{-Rt/2m} \cos(\omega_f t - \Phi) + F_0 \cos(\omega t - \phi) / [m\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + (R\omega/m)^2}], \quad (11.13)$$

式中右端第一项表示与强迫振动无关的阻尼自由振动, 振动位移的最大振幅为 A 、初相角 Φ 和初始条件有关, 圆频率 ω_f 是系统的特性, 可求得为

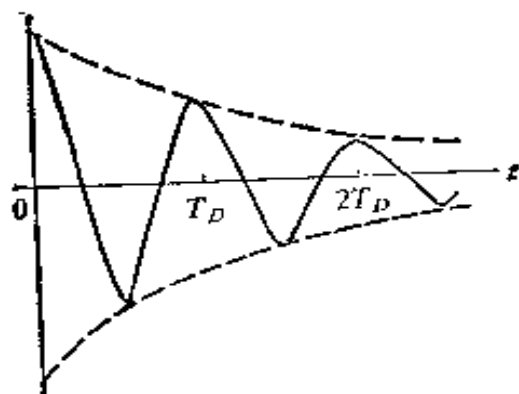
$$\omega_f = \omega_0(1 - \zeta^2)^{1/2}, \quad (11.14)$$

式中 ω_0 为无阻尼自由振动的圆频率, ζ 为系统的阻尼比

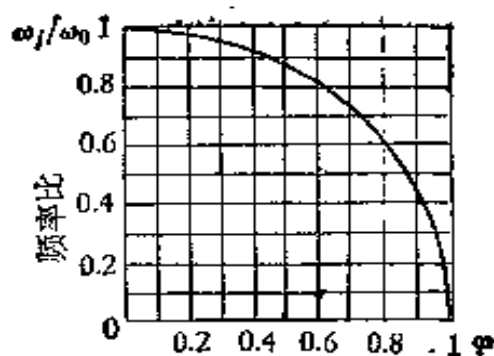
$$\zeta = R/2\sqrt{mS} = R\omega_0/2S = R/2\omega_0 m, \quad (11.15)$$

由图 11.7(a) 可以看出, 阻尼自由振动的振幅是按指数规律衰变的。由图 11.7(b) 可以看出, 阻尼自由振动频率并不等于无阻尼自由振动的频率。只有当阻尼比 $\zeta < 0.2$ 时, 它们才接近相等(即 $\omega_f/\omega_0 \sim 1.0$)。对于一般隔振器, 由于阻尼比往往较小, 因此可以近似认为相等。

对于一个持续时间较长的稳态振动系统, (11.14) 式中右端第一项将随时间按指数规律衰变而很快地消失, 起作用的只是第二项, 也就是由于外界干扰力所产生的阻尼受迫振动, 即



(a) 位移幅值



(b) $\left(\frac{\omega_f}{\omega_0}\right)^2 + \varphi^2 = 1$

图 11.7 单自由度阻尼自由振动

$$\begin{aligned}
 x &= \frac{F_0/m}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + (R\omega_0/m)^2}} \cos(\omega t - \varphi) \\
 &= X_0 \cos(\omega t - \varphi), \quad (11.16)
 \end{aligned}$$

由此可知, 阻尼强迫振动的频率等于干扰力的频率, 而 φ 则表示振动位移与干扰力之间的位相差

$$\operatorname{tg} \varphi = R\omega / m(\omega_0^2 - \omega^2). \quad (11.17)$$

如果用阻抗概念来表示, 则系统的机械阻抗 Z 为

$$Z = R + j[\omega m - (S/\omega)]. \quad (11.18)$$

实部 R 称为力阻, 虚部 $(\omega m - S/\omega)$ 称为力抗, 而 ωm 称为惯性力抗, S/ω 称为弹性力抗. 因此

$$\left. \begin{aligned}
 x &= (F_0/|Z|\omega) \cos(\omega t - \varphi) \\
 v &= \dot{x} = V_0 \cos[(\omega t - \varphi) + \pi/2] \\
 &= (F_0/|Z|) \cos[(\omega t - \varphi) + \pi/2] \\
 a &= \ddot{x} = A_0 \cos[(\omega t - \varphi) + \pi] \\
 &= (F_0\omega/|Z|) \cos[(\omega t - \varphi) + \pi]
 \end{aligned} \right\}, \quad (11.19)$$

图 11.8 表示了在不同阻尼比情况下, X_0 和 φ 分别与频率比 ω/ω_0 之间的关系. 由图可以看出:

1. 在 $\omega = \omega_0$ 处系统发生共振, 此时振动的振幅达极大值, 而极大值的大小随阻尼比值的增大而减少;
2. 在 $\zeta > 0.5$ 的区域内, 振幅并不出现明显的极大值;

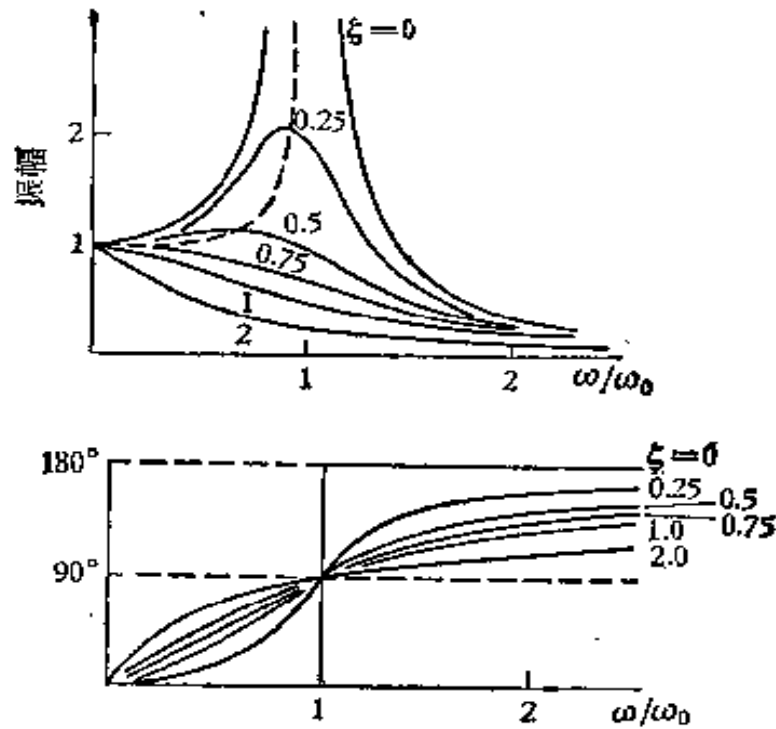


图 11.8 阻尼受迫振动的幅值和相角特性

3. 在 $\omega/\omega_0 > 2$ 的区域内, 当阻尼比在 $0.25 < \zeta < 2$ 的范围内变化时, 对位移振幅值的影响较小, 因此并无必要采用高阻尼的隔振器。

4. 位移的相角在以下三个频段为

$\omega/\omega_0 < 1$ 时, φ 位于 0 和 $\pi/2$ 之间;

$\omega/\omega_0 = 1$ 时, $\varphi = \pi/2$;

$\omega/\omega_0 > 1$ 时, φ 位于 $\pi/2$ 和 π 之间。

5. 在 $\omega/\omega_0 < 1$ 的区域内, 当阻尼比 ζ 比较小时, φ 几乎为 0 , 即位移与干扰力的变化一致。但当 $\omega/\omega_0 = 1$ 时, 相位就相差 $\pi/2$ 。而在 $\omega/\omega_0 > 1$ 时, φ 几乎接近于 π , 即系统朝干扰力相反的方向运动。当系统阻尼比较大时, 相位变化较缓慢。

11.3.2 振动传递比

振动传递比 T 等于传递到基础的力 F_T 与干扰力 F 的数值之比, 也等于传递到质量的振动与基础振动之比。 F_T 就是弹性力 Sx 与阻尼力 $R\dot{x}$ 之和, 可求得

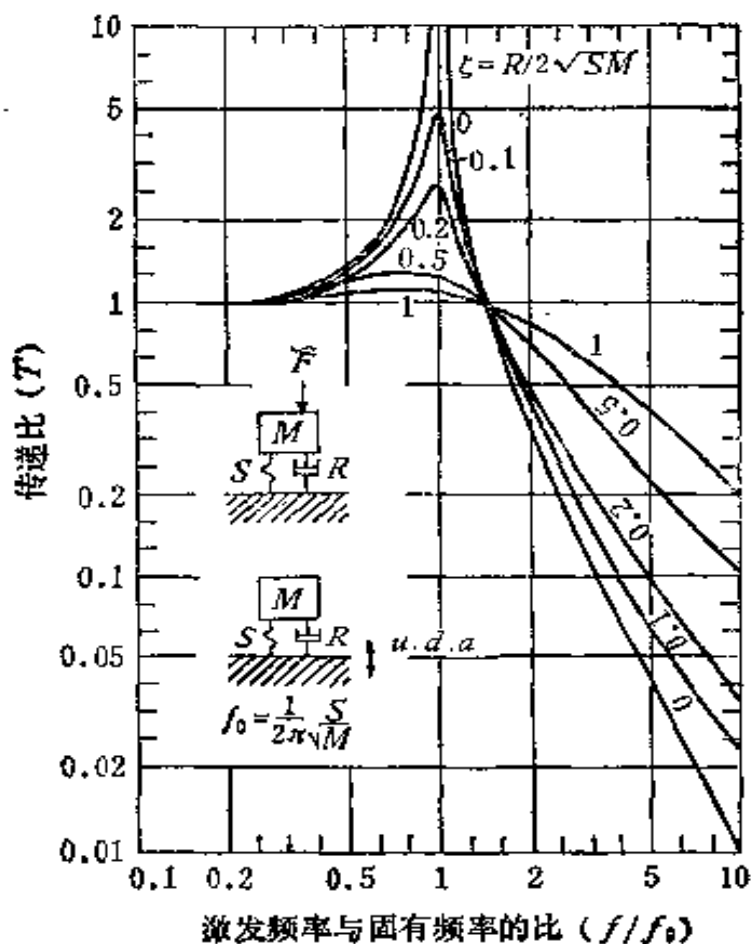


图 11.9 振动传递比

$$T = \left[\frac{1 + \zeta^2 (f/f_0)^2}{(1 - f^2/f_0^2)^2 + \zeta^2 (f/f_0)^2} \right]^{1/2}, \quad (11.20)$$

只有传递比小于 1 才有隔振效果。因此， $T < 1$ 的区域称为隔振区。由图 11.9 中的曲线，可以看出：

1. 当 $f/f_0 < \sqrt{2}$ 时， $T > 1$ ，系统有放大作用；
2. 当 $f/f_0 = 1$ 时，系统发生共振，传递比达极大；
3. $\sqrt{2} < f/f_0 < 3$ 时，作用有限；
4. $3 < f/f_0 < 6$ 时，隔振能力低 (20—30dB)；
5. $6 < f/f_0 < 10$ 时，隔振能力中等 (30—40dB)；
6. $f/f_0 > 10$ 时，隔振能力强 (>40dB)；

7. 阻尼比 ζ 对 T 的影响。(i) 虽然在 $f/f_0 < \sqrt{2}$ 的范围内阻尼比的增大能有效地降低共振时的位移振幅，但对 $f/f_0 > \sqrt{2}$ 的隔振区，却反而使传递比增高，对隔振不利，例如在 $f/f_0 = 2$ 时，

ζ 与 τ 值为

$\zeta =$	1.0	0.5	0.2	0.1	0
$T =$	0.82	0.62	0.40	0.36	0.33

即 $0 < \zeta < 0.2$ 时, T 值约 0.33—0.40; 而当 $\zeta = 0.5$ 时, T 值也随之增至 0.62. (ii) 在 $f/f_0 > \sqrt{2}$ 时, $\zeta = 0$ 与 $\zeta = 0.1$ 的两条曲线极为接近, 这就是说, 阻尼比 ζ 在此范围内变化时, T 值的差异不大. 因此, 在实际工程中, 一般采用 ζ 值接近 0.1 的隔振器, 在计算 T 值时往往可把阻尼项的作用忽略, 式(11.20)就简化为

$$T = \left| \frac{1}{1 - (f/f_0)^2} \right| \quad (11.21)$$

11.3.3 系统的共振频率 f_0

无阻尼固有频率 f_0 也称为共振频率, 它是速度共振的频率. 可以用实验 (图 11.7(a)) 或计算的方法来求 f_0 . 当一个重量为 P 的物体压在隔振器上时, 就会改变隔振器的原始自然高度, 自然高

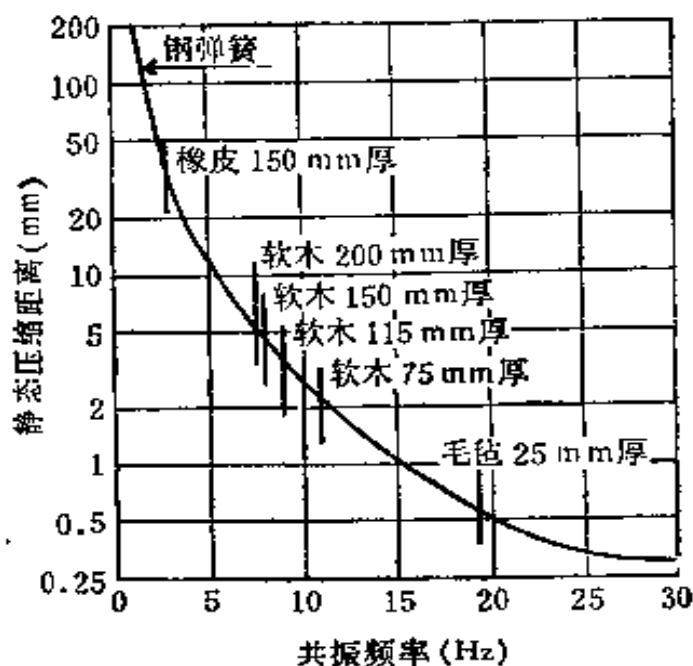


图 11.10 质量弹簧系统的静态压缩量与共振频率的关系

度的变化量 d 称为隔振器的静态压缩量。因此， $d = P/S = mg/S$ ， S 是隔振器的劲度。利用(11.4)式，即可得

$$\begin{aligned} f_0 &= (1/2\pi) \cdot (g/d)^{1/2} = (1/2\sqrt{d}) = 5/\sqrt{d_{cm}} \\ &= 15.8/\sqrt{d_{mm}} \end{aligned} \quad (11.22)$$

其中 d 的单位为 m ， d_{cm} 的单位为 cm ， d_{mm} 的单位为 mm 。

再将 (11.22) 式代入 (11.21) 式中，并以机器的每分钟转数 $N(\text{rpm})$ 来替代 $f(\text{Hz})$ ，则

$$N = \sqrt{1+(1/T)} \cdot (950/\sqrt{d_{mm}}). \quad (11.23)$$

(11.22)式与(11.23)式的图解如图 11.10 与图 11.11 所示，一般常用机械设备的干扰力基频如表 11.2 所示，利用它们可简捷地计算出设计参数。

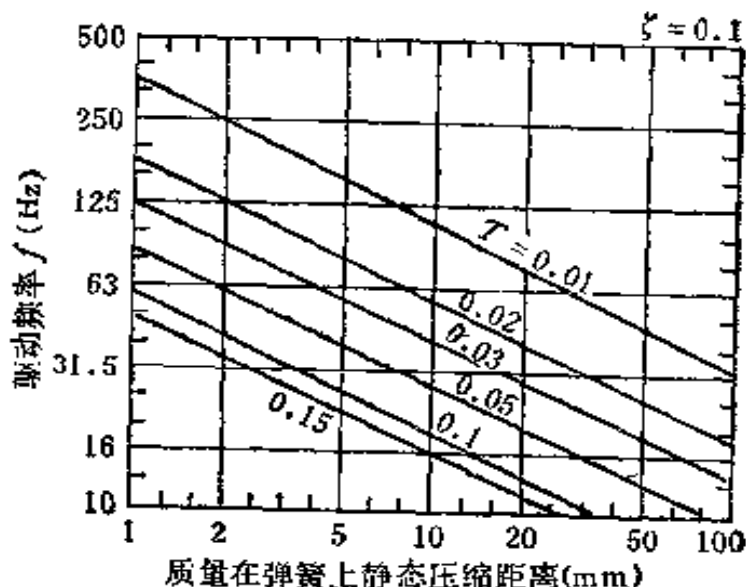


图 11.11 机器转速、静态压缩量与传递比的关系

11.3.4 多自由度

以上计算的出发点是把系统简化为只有一个方向上的振动。当然实际上也存在着其它方向上的振动方式。例如通风机在运转时，主要是垂直方向上的振动，但在运动方式上既有旋转也有平

表 11.2 设备干扰力的频率

设备种类	扰动频率 N
风机、泵	轴转数;轴转数×叶片数
电动机	轴转数;轴转数×极数
空压机	轴转数;两次以上的振动频率
四冲程柴油机	轴转数;轴转数的倍数;轴转数×1/2 (汽缸数)
二冲程柴油机	轴转数;轴转数的倍数;轴转数×汽缸数
齿轮转动设备	轴转数×齿数;齿的弹性振动(频率极高)
滚动轴承	轴转数×1/2 (滚珠数)
变压器	交流频率×2

动。而在正常情况下,由于垂直方向的振动较大,因而只考虑这种方式就够了,这可以简化计算。严格讲,多自由度振动系统必然存在着多个固有频率,这要根据相应的运动方程组来求解,要进一步了解多维系统隔振问题的读者可参阅有关资料^[6]。

§ 11.4 冲击隔离的基本原理

冲击隔离的原理与稳态振动的计算方法基本相似,但它们的干扰力函数的形式不同,冲击并且还具有一定的作用时间。以瞬时矩形脉冲干扰力作用下的单自由度系统为例,如果脉冲干扰力作用的时间为 Δt , 则系统的运动方程可写为

$$m\ddot{x} + R\dot{x} + Sx = \begin{cases} F(0 < t < \Delta t), \\ 0(t < 0, t > \Delta t). \end{cases} \quad (11.24)$$

在干扰力作用的时间 $0-\Delta t$ 内,初始条件 $t = 0$ 时, $x = 0$, $\dot{x} = 0$, 则方程(11.24)的解为

$$\begin{aligned} x(t) &= (F/S)\{1 - e^{-\zeta\omega_0 t} [\cos\omega_1 t \\ &+ (\zeta/\sqrt{1-\zeta^2}) \sin\omega_1 t]\}, 0 < t < \Delta t, \quad (11.25) \\ x(t) &= (F/S)\{e^{-\zeta\omega_0(t-\Delta t)} [\cos\omega_1(t-\Delta t) \\ &+ \zeta/\sqrt{1-\zeta^2} \sin\omega_1(t-\Delta t)] \end{aligned}$$

$$= e^{-\zeta\omega_0 t} [\cos \omega_d t + (\zeta/\sqrt{1-\zeta^2}) \sin \omega_d t] \\ \Delta t < t_0 \quad (11.26)$$

传递力 $f_T = Sx + R\dot{x}$ ，由此看出，它们呈现一种自由衰减振动波形的特性。

如果脉冲作用时间 Δt 很短， $\omega_0 \Delta t \ll 1$ ，且 $\zeta < 1$ ，则在 $t = \Delta t$ 时

$$x|_{\Delta t} = (1/2) \cdot (F\Delta t/m) \cdot [\Delta t - (2/3) \cdot \omega_0 \zeta (\Delta t)^2 + \dots], \\ \dot{x}|_{\Delta t} = (F\Delta t/m) \cdot [1 - \omega_0 \zeta (\Delta t) + \dots]. \quad (11.27)$$

取一级近似，则在 $t = \Delta t$ 时，

$$x(\Delta t) \approx 0; \quad \dot{x}(\Delta t) \approx (F\Delta t)/m, \quad (11.28)$$

量 $F\Delta t$ 则是瞬时脉冲的冲量，这说明在脉冲作用的时刻，脉冲的冲量决定传递力的大小。

对冲、压、锻机械设备的隔振与运输包装的隔离，其冲击力的函数形式各不相同，可根据具体情况作相似的计算。确定了传递力以后，即可求出传递率等参数^[7]。

§ 11.5 隔 振 器

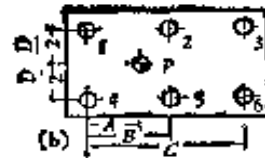
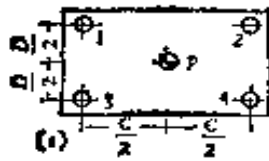
表 11.3 所列均为常用的隔振器，许多产品已定型系列化。当然有些材料和器件，如空气弹簧，还在不断发展和完善。

常用隔振器的选用范围如图 11.10 所示，例如，一台干扰力频率为 15Hz 的振源，需要设计振动衰减量 $\Delta L_N = 30\text{dB}$ 的隔振系统，由图可知(A 点)，这在金属弹簧与空气弹簧的使用范围之内，此时系统的固有频率约为 2.5Hz。

在选择隔振器时，必须进行预先的计算，其中包括他们所承受的静载荷或应力。如果是隔振器，则最佳的载荷设计是每只都承受相等的载荷量。图 11.12 列出了混凝土基座几种载荷的计算方法。其中(a)是重心 P 在基座 y 、 z 方向上对称；(b)、(c)、(e)重心 P 在 y 方向上对称，而(b)中各隔振器上分担不同的载荷；(d)、(f)、(g) 在 y 、 z 方向上均不对称，而(d)中各隔振器上分担不同的载

表 11.3 常用隔振器的类型

名称	特性	应用	注意事项
金属弹簧	承载能力高,变形量大,刚度小,阻尼系数为0.01,水平刚度较竖直刚度小,易晃动。	用于大激振力设备的隔振,由于易晃动,不宜用于精密设备的隔振。	当需要较大阻尼时,可增加阻尼器或与阻尼较大的材料(如橡胶)联合使用。
橡胶	承载能力低,刚度大,阻尼系数为0.15—0.30,有蠕变效应,可作成各种形式,能自由地选取三个方向的刚度。	多用于机器隔振,载荷较大时做成承压式,较小时做成剪切状,亦可做成槽式隔振垫。	承压时应保证橡胶自由地向四周膨胀,相对变形量应控制在10—20%,避免日晒和油、水侵蚀。
JG型橡胶隔振器	剪切型橡胶隔振器的定型产品,其横向刚度较竖直刚度大;侧向稳定,其动力性能由压缩量控制。	多用于机器隔振	根据产品说明书进行计算与选用,安装时应避免偏心受力,环境温度-5°C—50°C。
空气弹簧	刚度由压缩空气的内能决定,阻尼系数为0.15—0.50。	用于特殊要求的精密仪器和设备,也可以作一般用,如车辆。	空气压力要求稳定,为此需有恒压空气源。
软木	质轻,有一定的弹性,阻尼系数为0.08—0.12,有蠕变效应。	可用于机器隔振,或和橡胶、钢弹簧联合作辅助隔振器。	防止软木向四周自由膨胀,软木上涂涂料,防止其吸水 and 吸油。
毛毡	阻尼大,在干、湿反复作用下易变硬而丧失弹性。	用于机器隔振或冲击的隔离。	应用厚度一般在0.65—7.6cm。
泡沫橡胶	刚度小,富有弹性,阻尼系数约0.1—0.15,承载能力小,性能不稳定,易老化。	用于小型仪器仪表的隔振。	容许应力很低,相对变形量应控制在20—35%范围内,严防日晒雨淋,防止与酸、碱、油接触。
泡沫塑料	承载能力低,刚度小,性能不稳定,易老化。	用于特别小的仪器仪表作隔振。	使用应力控制在2N/cm ² 左右。
玻璃纤维	散装或毡状,密度70—100kg/m ³ 。	用于一般隔振。	一般应力在0.4N/cm ² 时,最好先预压一下。



$$P_1 = P_2 = P_3 = P_4 = P/4$$

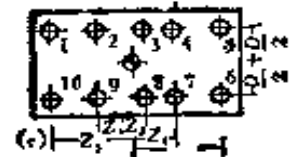
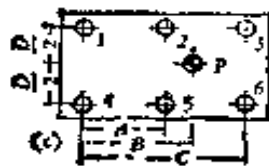
$$P_1 + P_2 = P_4 + P_5 = P/3$$

$$P_1 + P_2 + P_3 = P_4 + P_5 + P_6 = P/2$$

$$P_1 = P_4 = \frac{2C - 3A + D}{6C} \times P$$

$$P_3 = P_6 = \frac{3A - D}{6C} \times P$$

$$P_2 = P_5 = P/6$$



每只隔振器承受相等的荷载 $P/6$

$$\frac{P}{3} \times A = P \times B$$

$$- \frac{P}{3} \times C$$

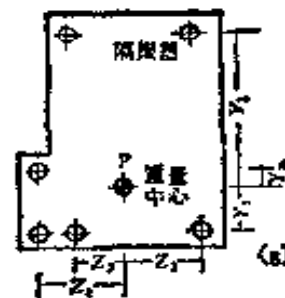
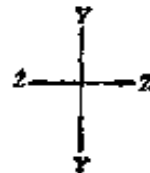
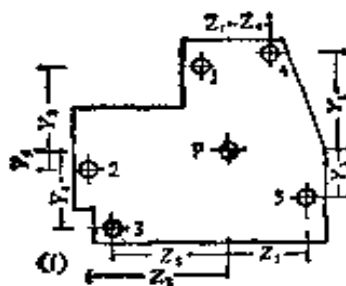
$$P_1 = \frac{B \times n}{A \times C} \times P$$

$$P_2 = \frac{(A - B) \times n}{A \times C} \times P$$

$$P_3 = \frac{B \times (C - n)}{A \times C} \times P$$

$$P_4 = \frac{(A - B) \times (C - n)}{A \times C} \times P$$

当 $Z_1 + Z_2 = Z_3 \times Z_4 + Z_5$ 时每只隔振器承受相等的荷载 $P/10$



当 $Z_1 + Z_2 + Z_3 = Z_4 + Z_5$

$Y_1 + Y_2 = Y_3 + Y_4 + Y_5$

每只隔振器承受相等的荷载 $P/5$

当 $Z_1 + Z_2 = Z_3$

$2Y_1 + Y_2 = 3Y_3$

每只隔振器承受相等的荷载

图 11.12 隔振器上静载荷的计算

荷。

在选用隔振器时还要考虑使用的环境条件(如湿度、油、化学

剂液等)以及安装、维修与换置方便。

11.5.1 金属弹簧

这是一种用途广泛的隔振器件，弹簧的作用是利用金属材料的弹性和弹簧结构的特点，在产生变形或恢复原态时，把机械功或动能转变为应变能，或者把应变能转变为动能或完成机械功。金属弹簧的种类和形状很多，在隔振降噪设计中，圆截面钢材料的圆柱形螺旋式压缩弹簧最为普通。

这种弹簧的力学性能稳定，有较为成熟的设计计算方法，计算值与试验值、动劲度与静劲度都比较接近，误差一般不超过5%。它能承担较重的载荷，最大可重十几吨。它的压缩量范围较宽，从10mm至100mm左右，因而使系统的固有频率低至3Hz，甚至更低。它对低频振动的隔离效果比其它材料为优。因而适宜作大质量低转速设备的隔振器以及声学要求较高的房间隔振器之用。它耐高、低温性能好，使用期长。如在表面喷涂防护层(如镀锌、防锈漆等)，其环境适应性更广。此外，它加工、制作和安装维修也较简便。

金属弹簧的不足之处是它自身的固有阻尼很小， ζ 约在0.01左右。因而使系统共振时的振幅增大，同时也使自由衰变振动的周期变长。因此在使用时往往需要另加阻尼。此外，它还容易传播高频振动，使用时一般要加橡胶垫与它串联。

常用弹簧钢材料的特性如表11.4所示。

利用表11.5的三个基本公式，可以任意计算 p 、 δ 、 D 、 d 和 n 中任意三个未知参数。而旋绕比 c 与曲度系数 K 的选择可参阅表11.6与图11.13。

曲度系数

$$S = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C}$$

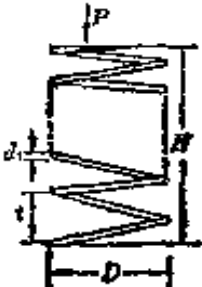
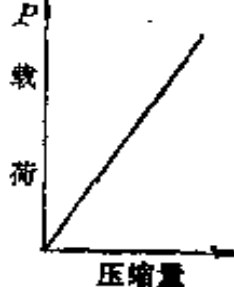
对于受静荷载的弹簧，可取 $S = 1$ 。

在设计中还必须考虑弹簧的轴向劲度 S_z 与侧向劲度 S_c 之间

表 11.4 常用鋼彈簧材料特性⁽¹⁾(靜態壓縮量 d 的單位 mm)

材 料	切變模量 $G(N/mm^2)$	彈性模量 $E(N/mm^2)$	允許切應力 $\tau(N/mm^2)$	特 性
碳素彈簧 鋼絲 65Mn, 70Mn	$0.5 \leq d \leq 4$ 83000—80000	$0.5 \leq d \leq 4$ 207500—205000	$6 \leq d \leq 50$ 300	强度高,加工性能好,但淬透性差,適用於做小尺寸彈簧或要求不高的大彈簧. 推存使用溫度範圍—40—120°C
	$d > 4$ 80000	$d > 4$ 200000	$6 \leq d \leq 50$ 450	彈簧極限,屈強比,淬透性和抗回火穩定性均較高,過熱敏感性小,但脫碳傾向大. 推存使用溫度範圍—40—250°C
合金彈 簧鋼絲 60 Si ₂ Mn	80000	200000	$6 \leq d \leq 50$ 270	機械强度高,在大氣、蒸汽、淡水和稀酸中具有的耐腐蝕性;耐高溫性;適用於做較大尺寸的彈簧成型後進行淬火回火強化. 推存使用溫度範圍—40—400°C
不銹彈 簧鋼絲 3Cr13, 4Cr 14	77000	219000		

表 11.5 圆柱形螺旋式钢弹簧特性

简 图	特 性 线	轴向刚度 S_s	切应力 τ
		$\frac{d^4 G}{8nD^3} \quad (11.29)$	$K \frac{8DP}{\pi d^3} \quad (11.31)$
		$\frac{P}{d} \quad (11.30)$	K 为曲度系数

注：特性线呈线性，刚度稳定，结构简单，制造方便，应用广泛，其中 n 为有效圈数。

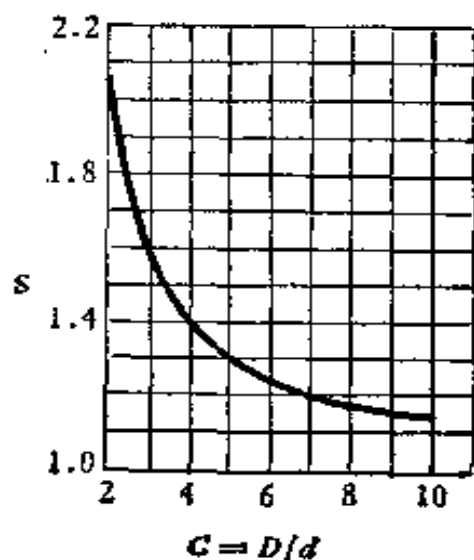


图 11.13

的比值大小，以便确保其使用的稳定性，

$$S_s/S_c = [0.295(H/D)^3 + 0.384] \times \alpha, \quad (11.32)$$

其中 α 称为轴向载荷影响系数，即

$$\alpha = 1 / \left(1 - \frac{p}{p_c}\right) \quad (11.33)$$

p_c 是弹簧的临界载荷，

$$\frac{p}{p_c} = \{1.3[\sqrt{1 + 4.29(D/H)^2} - 1]\}^{-1} \times d/H. \quad (11.34)$$

图 11.14 表示不同 d/H 值时， S_s/S_c 与 H/D 之间的关系曲线。为了使弹簧所支承的设备具有足够的稳定性，要求

表 11.5 螺旋弹簧旋绕比

直径 d_{mm}	0.2—0.4	0.5—1	1.1—2.2	2.5—6	7—16	18—50
旋绕比 $C = \frac{D}{d}$	7—14	5—12	5—10	4—9	4—8	4—6

注：旋绕比 C 值越小，曲率越大，卷制越困难，工作时材料内侧的切应力越高于平均应力，则弹簧的刚度亦越大，若 C 值大，上述情况则相反。

$$S_s/S_c \geq 1.20(H/D),$$

即 S_s/S_c 与 H/D 值必须在图 11.15 所示的稳定区域内。

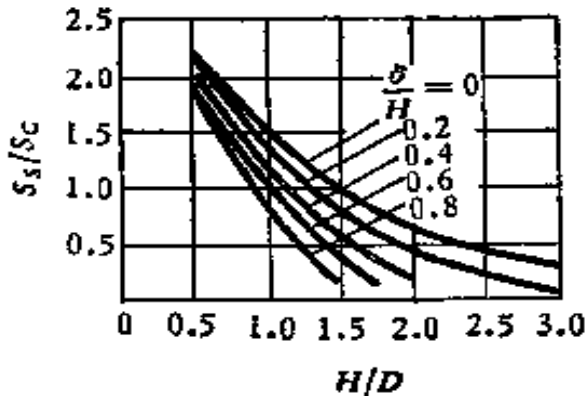


图 11.14 S_s/S_c 值与 H/D 的关系

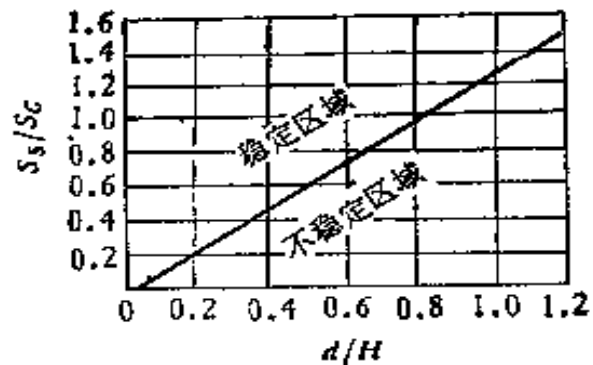


图 11.15 S_s/S_c 与 d/H 的关系

在实际工程中，为使每个支承点上能承受更大的载荷，往往还采用两个或几个直径不同的弹簧同心安装，构成并列式压缩组合弹簧。为避免支承面的过大扭转和弹簧的相互嵌入，同时保持各弹簧的同心度，组合时弹簧应做成右旋和左旋相互间隔安装。组合弹簧受载后，各组成弹簧的压缩量、应力以及旋绕比均应相等，而总载荷能力即为各组成弹簧所承受载荷的总和。

在选择弹簧时，除满足上述要求外，还必须注意材料表面不应有裂纹、折迭、结疤、气泡、夹渣、压痕和凹陷等缺陷，以确保其质量。

11.5.2 橡胶

它是一种高分子物质，具有良好的弹性，这主要是由于它在受力后体积形态发生变化的结果。

橡胶的种类很多，用于隔振的有天然橡胶 (NR)、丁腈橡胶 (NBR)、氯丁橡胶 (CR)、丁苯橡胶 (SBR)、丁二烯橡胶 (BR)、异丁橡胶 (IIR)、三元乙稀丙稀共聚物橡胶 (EPDM) 等，其中 NBR 耐油性较好，EPDM 则有较好的耐高温性能^[10]。

橡胶用于隔振时其受力状态有图 11.16 所示的三种类型。其中压缩与剪切最为普通。可以看出其应力-应变呈非线性。

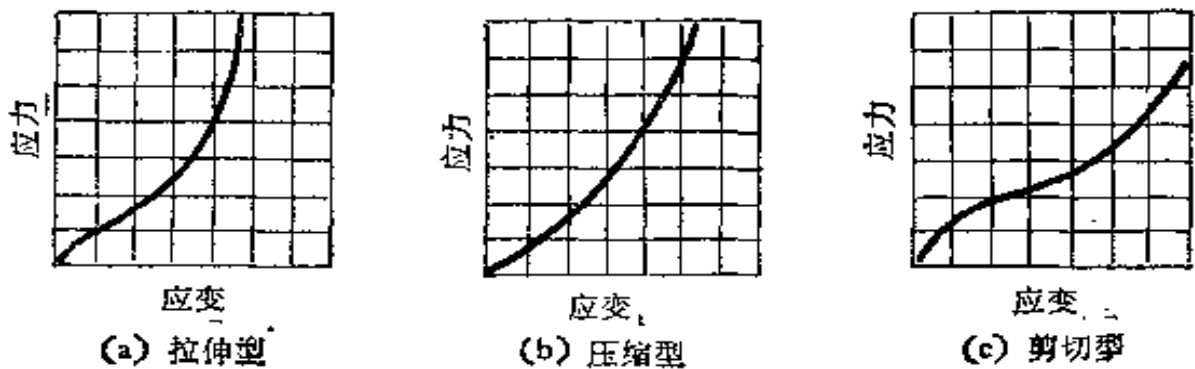


图 11.16 橡胶弹簧的类型

橡胶体积是不可压缩的，因此当它在某一方向上受压时，它就会在其它方向上膨胀。如果不让它在其它方向膨胀，则它将完全失去弹性。因此在实际使用时，要在非受力方向上须留有足够自由膨胀的空间。

橡胶的阻尼比较高，低硬度橡胶的阻尼比 ζ 约为 0.02，高硬度橡胶 ζ 可达 0.15 左右。因此使用它可减少动力机械在起动或停车瞬时的振动振幅，并可加快冲击振动的衰变过程。

橡胶的硬度对其强度、应力、弹性模量以及阻尼比等参数的影响较大。一般采用的硬度范围在 35—85 度之间。硬度高则强度大，应力大， ζ 值大，但耐久性降低，柔性差。低硬度橡胶的应力范围在 10—30N/cm²，高硬度(60 度以上)可达 50N/cm²。图 11.17 是压缩型丁腈橡胶硬度-静态弹性模量的试验曲线(相对变形为 15%，温度 15℃)。图 11.18 则是橡胶压缩量、外形尺寸对弹性模量的影响。对长方体或圆柱体受压橡胶，以承压面积(上、下两面)与自由面积(侧面)之比 μF 为横坐标，纵坐标为弹性模量的形状

系数 ξF , $\mu F = 0.25$ 时的弹性模量为 1。

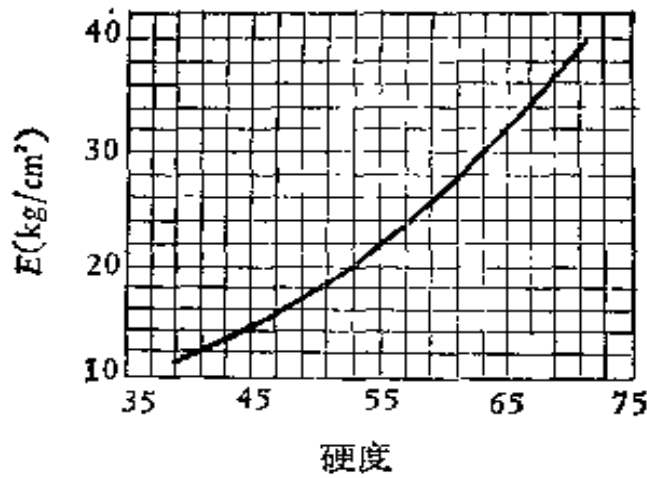


图 11.17 丁腈橡胶的弹性模量

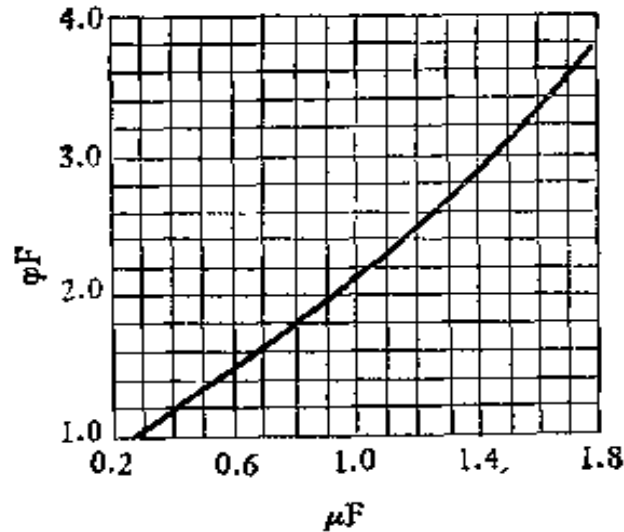


图 11.18 橡胶的压缩量对弹性的影响

由于这些原因,也使橡胶的动态与静态弹性模量之间差异较大,一般动态系数,即动态与静态弹性模量(或刚度)之比约 2—2.5。

橡胶的特性受温度影响也比较大,一般可在 $-5-50^{\circ}\text{C}$ 的环境中使用,此外也要避免油、碳水化合物的侵蚀。

图 11.19 是几种常用的橡胶隔振器,其中 JG 型是剪切受力的橡胶隔振器,它由丁腈橡胶在一定温度和压力下硫化而粘结在金属附件上压制而成。它的硬度较低而阻尼较高,隔振效果比压缩型橡胶好,可根据需要并参阅产品技术指标选用。

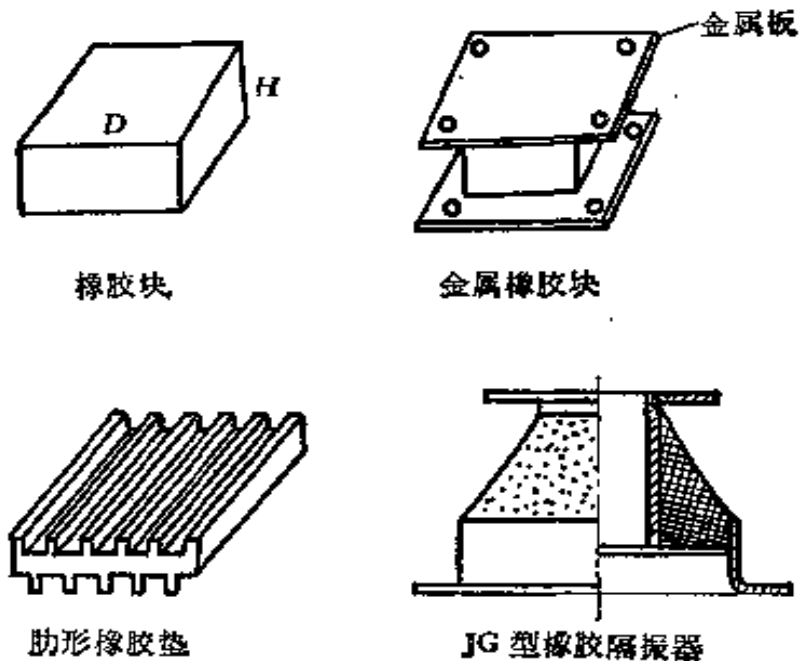


图 11.19 几种常用橡胶隔振器

11.5.3 软木和毛毡

软木垫是将软木颗粒与粘结剂在高压下压制而成。它是可压缩性材料。在垂直受压时，有 30% 的相对变形量而不会产生侧向膨胀。它的压缩量主要取决于它的比重（即它内部的空隙性）。

它的弹性模量与配方、粒径、层厚、载荷大小以及构造形式等因素有关，一般可通过试验选取。

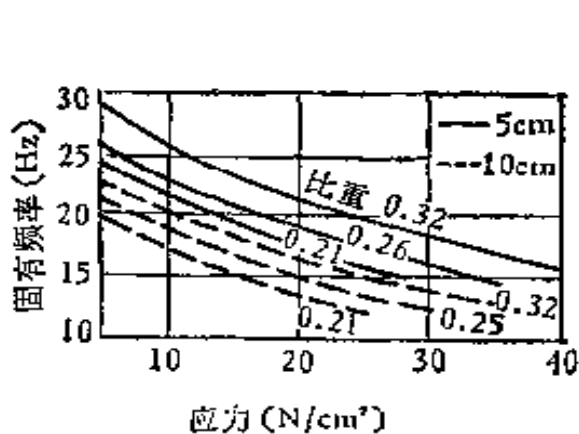


图 11.20 软木

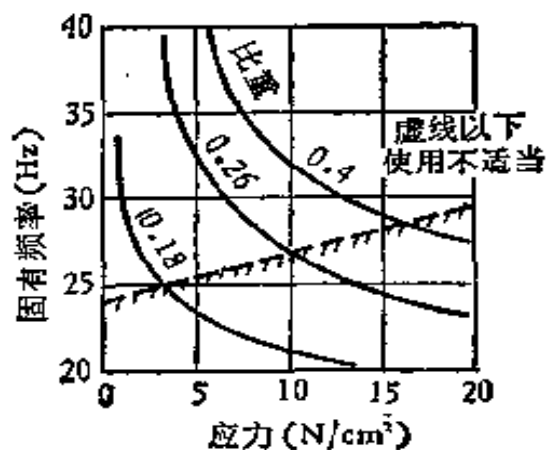


图 11.21 毛毡

软木的允许应力小于 $25\text{N}/\text{cm}^2$ ，一般控制在 $8\text{--}1.5\text{N}/\text{cm}^2$ 范围内，此时静态弹性模量约 $450\text{--}600\text{N}/\text{cm}^2$ 左右。动态系数约 $2\text{--}2.5$ ，阻尼比约 0.05 ，固有频率在 10Hz 以上（图 11.20）。所以它对于较高频率振动与冲击的隔离较为有利。

软木的缺点是受潮后容易腐烂甚至解体。软木本身也是一种吸水材料，因此一般需采取防潮措施。

毛毡使用较少，它的应力以其变形量不超过其厚度的 25% 为限。由图 11.21 可以看出，其固有频率较高，而应力较小。

11.5.4 玻璃纤维

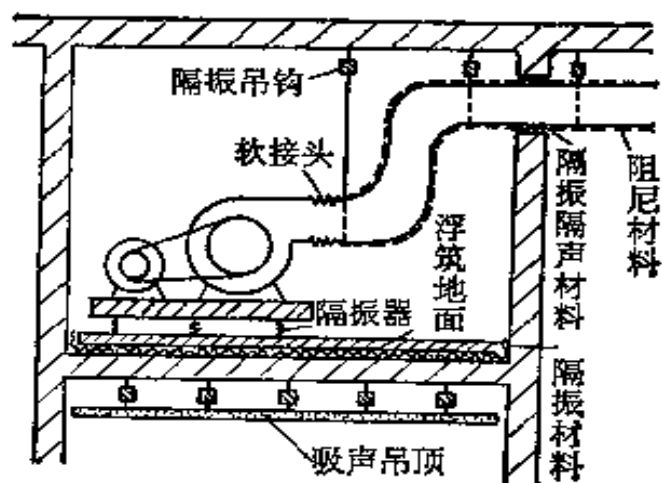
实践证明，玻璃纤维（包括矿棉）是一种良好的隔振材料。它主要依靠纤维本身的弹性和空隙的压缩性。而由于纤维之间的内部摩擦，它又具有一定的阻尼。它们可以是散装的，也可以由酚醛树脂或沥青材料压制粘结成毡状。玻璃纤维具有抗酸、碱、油等特性，但要采取防潮措施。

使用时一般应力不超过 $4\text{N}/\text{cm}^2$ ，固有频率最低可至 5Hz 。对毡状材料，密度大致在 $70\text{--}100\text{kg}/\text{m}^3$ 。一般使用的厚度范围在 $5\text{--}20\text{cm}$ 。超细玻璃棉的密度只有 $20\text{--}30\text{kg}/\text{m}^3$ 。

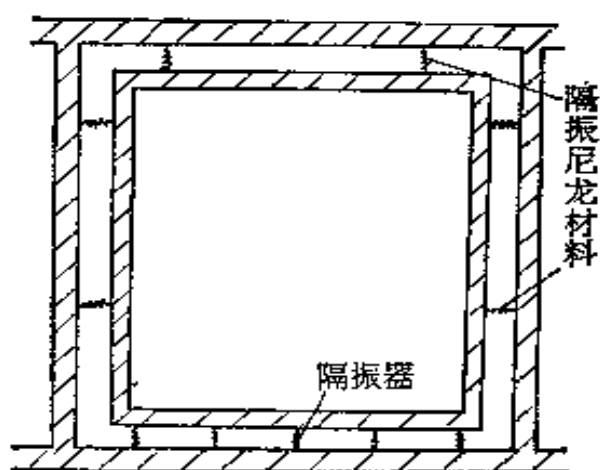
§ 11.6 隔振设计

从图 11.3 的例示中可以看出，振动（或冲击）所导致的固体声总是沿着建筑构件传播，而且衰减得很慢。因此在隔振设计中，我们不仅要着重对机座或基础作慎重的隔振处理，而且还要全面地考虑振动所有可能传播的途径，避免在其它环节上产生振动与被隔离体之间的直接接触，即所谓振动“短路”现象的产生。否则就将使机座或基础的隔振措施减少，甚至完全丧失效果。

例如在机器隔振中，虽然机械设备本身是主要的振源，因此机座的隔振起着主要作用。但对与机械设备刚性连接的所有部件，例如风管、水管、气管等配件也都必须采取相应的隔振措施。以图



(a) 机器隔振



(b) 录声室隔振

图 11.22 隔振设计

11.22(a)中所示的通风系统为例，除了机座的隔振措施外，风管之间的软接头(帆布或橡皮等)、风管与楼板之间的隔振吊钩以及风管与墙壁之间的隔振隔声填料(玻璃纤维或毛毡等)都是必不可少的隔振措施。对于铁皮风管，管壁外最好涂以阻尼材料以减小它的振动。

在设备隔振中也同样应该注意这些问题，以图 11.22(b)所示的录声室隔振为例。它由内、外两个“盒子”所组成，基础的隔振虽然起着主要的作用，但对通入室内的水、气管道以及内、外墙上的双层门或窗也必须施以相应的措施，以确保不通过它们而造成两个“盒子”之间的振动“短路”现象，

参 考 文 献

- [1] L. Cremer and M. Heckl, Structure Borne Sound, *Springer-Verlag* (1973).
- [2] 陈道常, 稳态振动楼板下的室内声压级计算, *应用声学*, 2(1982).
- [3] 机械工程手册, 第 21 篇, 机械振动, 第 30 篇, 弹簧、飞轮, (1978).
- [4] C. M. Harris and C. E. Crede, *Shock and Vibration Handbook*, McGraw-Hill (1979).

第十二章 阻 尼 材 料

吴 大 胜

§ 12.1 阻尼与内阻尼的物理特性

阻尼是一种物理效应,它广泛地存在于各种日常事物中,阻碍着物体作相对运动,并把运动能量转变为热能或其它形式的能量,消耗运动能量的原因是多方面的,或因界面上的摩擦力、流体的粘滞力、材料的内阻尼、磁滞效应以及由此而引起的湍流、涡流、声辐射等。常见的钟摆运动,如果没有外界继续供给能量,由于摆轴间的摩擦力以及空气的阻力等,摆的振幅将逐渐减小以致停止摆动。

结构物的动力性能与声透射性能等常决定于以下三大要素:质量、劲度与阻尼。一个振动着的结构,譬如板的振动,在任何瞬间包含着动能与应变能(或位能),动能与结构物的质量相联系,而应变能则与结构的劲度相联系。由于结构发生形变时,在材料的内部有相对位移,阻碍这种相对运动并把动能转变为热能的这种材料的属性,称为内阻尼。如板作弯曲振动,它的中立轴的长度不变,而离开中立轴的各层材料,便不断地受到拉长或压缩,层与层之间产生相对运动,材料的内阻尼及板支承处的摩擦力将不断衰减板的振动。因此增大板的内阻尼将产生以下作用:(i)明显地衰减共振时的振幅,减少内部的应力与结构的疲劳;(ii)使自由振动有更快的衰变率,并减少由反复撞击板而产生的噪声辐射;(iii)衰减沿结构传播的结构波,即减少白板传递的振动能量;(iv)增加板在吻合临界频率以上的隔声能力。由此可见,内阻尼在振动与噪声控制中具有重要的应用价值。阻尼在机械声源中所起的

作用参见第九章。

12.1.1 简单振子的粘性阻尼振动

简单振子或质量弹簧系统如图 11.6 所示。图中 x 表示质量 m 离开平衡位置的位移， S 为力劲， R 为阻尼器的粘性阻尼，因此 Sx 即为弹簧的恢复力， $R\dot{x}$ 为质量 m 运动时的阻力， F 为作用于 m 的周期性外力， F_0 为力的最大幅值。

1. 无阻尼自由振动的运动方程式

$$m\ddot{x} + Sx = 0, \quad (12.1)$$

方程式的解为

$$x = X e^{i\omega_0 t}, \quad (12.2)$$

式中 X 为位移振幅， $\omega_0 = \sqrt{S/m}$ 为振子无阻尼固有角频率。

2. 阻尼自由振动的运动方程式

$$m\ddot{x} + R\dot{x} + Sx = 0, \quad (12.3)$$

方程式的解为

$$x = X_0 e^{-\frac{R}{2m}t + i\omega_f t}. \quad (12.4)$$

式中 $\omega_f = \omega_0 \sqrt{1 - (R/2m\omega_0)^2}$ 为振子的阻尼自由振动角频率。一般情况下 R 值较小， $R/2m \ll \omega_0$ ，因此 $\omega_f \approx \omega_0$ 。同时由 (12.4) 式可以看出阻尼振动的振幅 $X e^{-\frac{R}{2m}t}$ 将按指数规律衰变， R 愈大，振幅的衰变愈快。当 R 大到某一值即 $R/2m = \omega_0$ 时， $\omega_f = 0$ 。这种状态称为阻尼振动的临界状态，此时的力阻记作 R_c ，称为临界力阻；当振动的摆锤放到液体中时，它就不再摆动而逐渐恢复到静止位置，这就是大于临界阻尼的例子。

由上面临界力阻的定义， R_c 值有下列关系：

$$R_c = 2m\omega_0 = 2\sqrt{Sm}. \quad (12.5)$$

将上值代入阻尼固有角频率

$$\omega_f = \omega_0 \sqrt{1 - \left(\frac{R/2m}{\omega_0}\right)^2} = \omega_0 \sqrt{1 - \left(\frac{R}{2m\omega_0}\right)^2}$$

$$= \omega_0 \sqrt{1 - \left(\frac{R}{R_c}\right)^2}.$$

倘 R/R_c 记作 ζ , 称为阻尼比

$$\omega_f = \omega_0 \sqrt{1 - \zeta^2}. \quad (12.6)$$

3. 受迫阻尼振动的运动方程式

$$m\ddot{x} + R\dot{x} + Sx = F(t), \quad (12.7)$$

式中 $F(t)$ 如为正弦函数 $F_0 e^{i\omega t}$, 则(12.7)式的解有两部分, 一部分通解为阻尼自由振动如(12.4)式, 另一部分特解为受迫振动, 前一部分逐渐衰变, 在稳定状态时只有后一部分, 它的振幅为

$$X = \frac{F_0/S}{\sqrt{(1 - (\omega/\omega_0)^2)^2 + (2\zeta\omega/\omega_0)^2}}. \quad (12.8)$$

由(12.8)式可以看出激发频率在低频时 $\omega/\omega_0 \ll 1$, 振幅 $X \approx F_0/S$, 振动系统只受弹性控制而与质量无关. 在高频时 $\omega/\omega_0 \gg 1$, 振幅 $X \approx F_0/m\omega^2$, 振动只受质量控制. 在中间频率 $\omega/\omega_0 \sim 1$ 时, 系统成为力阻控制.

由(12.8)式可求得振动速度的幅值

$$\dot{X} = \omega X = \frac{F_0/\omega_0 m}{\sqrt{(\omega/\omega_0 - \omega_0/\omega)^2 + (2\zeta)^2}} \quad (12.9)$$

在无阻尼固有角频率 $\omega = \omega_0$ 时, \dot{X} 为极大

$$\dot{X}_m = \frac{F_0}{2\zeta\omega_0 m} = \frac{F_0}{R}. \quad (12.10)$$

ω_0 称为共振角频率, 共振一般指速度共振(速度为极大). 如力阻不大 ($\zeta \ll 1$), 位移、速度和加速度的共振频率基本相同, 否则三种共振就应指明是哪一种. 在速度共振时, 位移幅值为 $X_m = F/\omega_0 R$, 这个值与静态位移(ω 为 0 时) 的比为共振频率时的放大系数 Q ,

$$\frac{F_0/\omega_0 R}{F_0/S} = \frac{S}{\omega_0 R} = \frac{\omega_0 m}{R} = \frac{1}{2\zeta} = Q. \quad (12.11)$$

共振峰的尖锐程度决定于值的大小, Q 越大则越尖锐, 因此 Q 也称为品质因数. 在共振峰 ω_0 的两侧, 取振幅为 $X_m/\sqrt{2}$ 的频

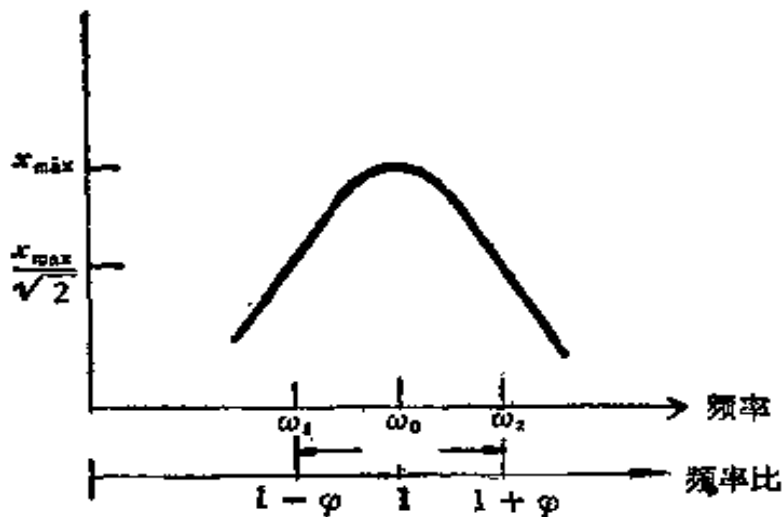


图 12.1 在共振峰附近的典型频率响应曲线

率 ω_1 和 ω_2 , 则可证明

$$\Delta\omega = \omega_2 - \omega_1 = 2\zeta\omega_0,$$

相对频带宽度

$$b = \Delta\omega/\omega_0 = \Delta f/f_0 = 2\zeta = 1/Q. \quad (12.12)$$

阻尼振动衰变率的计算: 由 (12.4) 式阻尼振动的衰变因数 $e^{-\frac{R}{2m}t}$, 由于 $R/2m = (R/R_c) \cdot (R_c/2m) = \zeta\omega_0$, 位移随时间变化可写做

$$x(t) = X e^{-\zeta\omega_0 t} \cos(\omega_f t + \phi), \quad (12.13)$$

其阻尼固有角频率 $\omega_f = \omega_0 \sqrt{1 - \zeta^2} \doteq \omega_0$. 振幅 X 经过 n 个周期后衰变为 $X e^{-\zeta\omega_0 n T}$, 其中 $T = 2\pi/\omega_0$, 比值

$$e^{\zeta\omega_0 n T} = e^{n \cdot (2\pi/\omega_0) \cdot \zeta\omega_0} = e^{n 2\pi\zeta},$$

经一周期的振幅比为 $e^{2\pi\zeta}$. $2\pi\zeta$ 称为阻尼振动的对数减缩率, 用符号记作 δ , 即

$$\delta = (1/n) \lg [x(t_0)/x(t_n)] = 2\pi\zeta. \quad (12.14)$$

振动位移的衰变系数为

$$k = (\partial x / \partial t) / x = \zeta\omega_0 \text{ Np/s.} \quad (12.15)$$

衰变率为

$$\Delta t = 8.68\zeta\omega_0 = 54.6\zeta f_0 \text{ dB/s.} \quad (12.16)$$

振动衰变 60dB 所需要的时间即混响时间为

$$T_{\omega} = 60/\Delta t = 1.10/\zeta f_0 \text{ s.} \quad (12.17)$$

在简单振子的简谐振动系统中,瞬时的动能 E_k 与位能 E_p 可以用下式表示,设振子的位移为 $x(t) = X \sin(\omega t + \phi)$ 则

$$\begin{aligned} E_k &= (m/2)\dot{x}^2 = (m/2)\omega^2 X^2 \cos^2(\omega t + \phi), \\ E_p &= (s/2)x^2 = (s/2)X^2 \sin^2(\omega t + \phi). \end{aligned} \quad (12.18)$$

共振时 $\omega = \omega_0$, 总能量为

$$E_t = E_k + E_p = E_{k_{\max}} = E_{p_{\max}} = (S/2)X^2.$$

而阻尼振动的力为 $R\dot{x}$, dx 距离中损耗的能量为 $R\dot{x}dx = R\dot{x}^2 dt$, 因此每一振动周期损失的能量为

$$D = RX^2\omega \int_0^{2\pi} \cos^2(\omega t + \phi) d(\omega t) = \pi RX^2\omega. \quad (12.19)$$

阻尼容量 Ψ 的定义为共振时每一周期内损失的振动能与总振动能 E_t 的比值

$$\Psi = D/E_t = \pi RX^2\omega / [(S/2) \cdot X^2] = 4\pi\zeta. \quad (12.20)$$

损失因数 η 的定义为共振时每振动一弧度所损失的能量与总振动能的比值为损失因数

$$\eta = (D/2\pi)/E_t = 2\zeta, \quad (12.21)$$

12.1.2 各阻尼参量的相互关系

以上所推出的各阻尼参量有如下关系:

$$\begin{aligned} \eta &= \Psi/2\pi = 2\zeta = 2R/R_c = 2.20/T_{\omega} f_0 = \Delta t/27.3 f_0 \\ &= \delta/\pi = b = 1/Q. \end{aligned} \quad (12.22)$$

上述各量关系在受迫振动或阻尼自由振动系统中当阻尼不太大时是正确的.

12.1.3 复弹性模量

对于一个振动系统,由于弹性恢复力或结构劲度的存在,在外界的干扰下物体将做往返运动,系统内部的能量不断地在动能与位能(或应变能)之间交迭变化,因此如果在弹性模量或力劲上加一虚部,以表征在物体的位移或结构的形变中能量的消耗,就得到

复数形式的弹性模量或动态弹性模量，而这个虚部就相应于振动方程式中的阻尼项。如在前面的(12.7)式中，¹设以 $F(t) = F_0 e^{i\omega t}$ 以及 $x(t) = X e^{i\omega t}$ 代入并简化后得 $(-\omega^2 m + j\omega R + S)x = F_0$ ，经改写为 $(-\omega^2 m + \bar{S})x = F_0$ ，其中 \bar{S} 为复数， $\bar{S} = S + jS_i$ ； S_i 相应 $= \omega R$ 。将上式与(12.21)式比较，得

$$\eta = \omega R/S = S_i/S; \text{ 故 } \bar{S} = S(1 + j\eta). \quad (12.23)$$

由此可见，对于弹簧与减振器的振动系统，可用一个复弹性模量来代替弹性模量与减振器的阻尼，虚部与实部之比称为损失因数 η 。损失因数随频率而增大，但在其它的振动机械中，损失因数与频率的关系却有不同的情况。

在线性振动系统中，即当振幅不太大时，复弹性模量或损失因数与振幅无关。

对于一个杆件，当受简谐振动的应力而压缩或拉伸时，可以用复杨氏模量来表示

$$\bar{E} = E + jE_i; \text{ 或 } \bar{E} = E(1 + j\eta). \quad (12.24)$$

同理对于一个受切变应力的弹性系统，复剪切模量为

$$G = G + jG_i; \text{ 或 } \bar{G} = G(1 + j\beta) \quad (12.25)$$

式中， β 称为剪切损失因数。

12.1.4 阻尼的测量

对于阻尼振动系统，它的阻尼特性可以在激发振动后，测定它的共振频率曲线与量出共振峰半宽度，再按公式计算

$$\eta = b = \Delta f/f_0.$$

另一种方法是振动系统在共振激发状态下，停止外激发力而任其自然衰变，测定 T_{60} ，然后按公式计算

$$T_{60} = 2.20/\eta f_0 \text{ 于是 } \eta = 2.20/T_{60} f_0.$$

或直接用示波器测定振动的衰变率

$$\Delta t = 54.6\zeta f_0 = 27.3\eta f_0 \text{ 于是 } \eta = \Delta t/27.3 f_0.$$

对于材料的阻尼，常做成杆件来测定它的损失因数。也可以用行波法，测定杆件上的弯曲波受阻尼的影响而随距离衰减的情

况,此时杆件对行波的衰减系数适合用 $\alpha = \frac{\eta}{4} k$, k 为弯曲波的波数,行波振动级衰减量用 Δ_L 表示,它随距离的衰减等于 $20\log(e^{-\alpha x})$,所以 $\Delta_L = 8.686 \alpha \text{dB/m}$,代入 α 后得

$$\Delta_L = 2.17\eta k = 13.6\eta/\lambda \text{ dB/m},$$

因此

$$\eta = \Delta_L \cdot \lambda / 13.6, \quad (12.26)$$

相应于一个波长的振动级衰减量 $\Delta_L = 13.6\eta \text{dB}$.

如果测量的试件为板,则情况要复杂一些,因为试件是多维系统(多维系统的频率响应可以看作是几个一维系统频率响应的组合),所以测量需要特别小心.图12.2是测量板的阻尼衰变率的设备图,板的振动激发用白噪声源,在激发停止后,在示波器上直接量出衰变信号包络线的斜率以求得 Δ_L .

在测定板的内阻尼时,必须防止其它方面的能量损失,如果挂板时尽量用较长的线,以达到在支承点处有较小的损失.

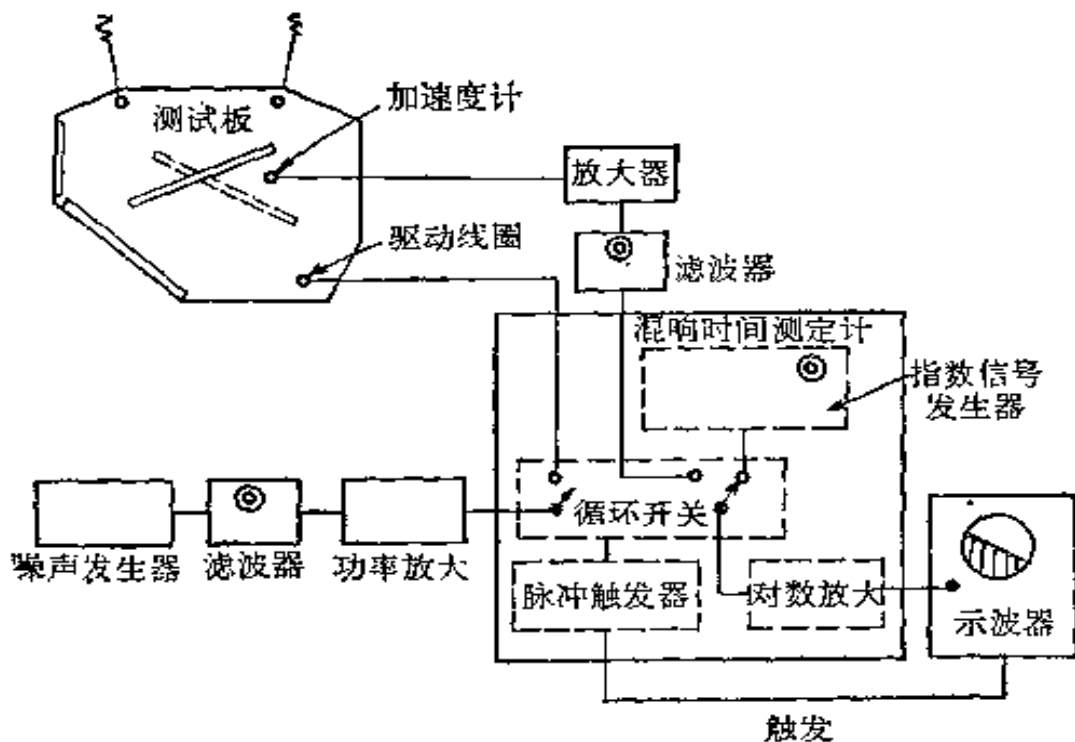


图 12.2 板振动衰变的混响时间测量系统

为减少激发器的损失,应该用非接触式的激发源,作为接受用

的加速度计尽可能轻,以免影响板的频率响应,而滤波器的衰变率应尽可能小于板的衰变率等。

§ 12.2 阻 尼 材 料

12.2.1 阻尼材料应具备的性能

由于利用材料的内阻尼能有效的抑制构件的振动,降低噪声的辐射,因此具有高内阻尼的材料常称为阻尼材料,但要使材料能达到充分发挥消耗振动能量的目的,就不仅要求有高阻尼,而且应有较大的弹性模量;从前面(12.24)式复弹性模量中可以看到弹性模量的虚部与 $E\eta$ 的乘积有关。此外阻尼材料还应有较高的强度与较小的密度,这样制成的阻尼结构才能整体振动并不致于增加过多的负载,同时还要求在较大的温度变化范围内能保持阻尼性能的稳定。阻尼材料常覆盖于外表面,因此特殊情况下,还要求耐气候变化、耐油与抗酸碱腐蚀等的性能。

大多数固体金属材料与阻尼材料不同,内阻尼很小, η 的量级在 10^{-4} — 10^{-3} 之间,因此容易激发振动与辐射噪声,需加阻尼处理;常用的硬建筑材料,如砖石、混凝土、板材等的内阻尼比金属要大一些。但这两类材料有一个特点,即它的阻尼损失因数基本不受其它物理因素的影响,在常温与声频范围内以及小振幅情况下有一个较稳定的 η 值(见表 2.1):

高内阻材料的损失因数随温度、振幅与频率的不同而有明显的变化,而且各有它自身的特有规律性。铁磁体及一些特殊的合金,如合金 Nivco (含钴 72% 与镍 23%) 的 η 值与应力的幅值几乎成正比,当应力值为 10^8N/m^2 时 $\eta = 0.05$; 某些镁与钴的合金在低与中等应力幅值时, η 接近 0.1; 而钛(Ti) 合金的弹性劲度却随温度的增加而明显地减少。

塑料与橡胶的弹性模量与损失因数都随温度与频率呈剧烈地变化,图 12.3 是典型的人造橡胶阻尼特性的示意图,显示材料的性能可分为三个区域:(i)在温度较低时为玻璃态,此时杨氏弹性

表 12.1 结构材料的典型损失因数(在小振幅、室温与声频范围内)

材 料	损失因数 η	材 料	损失因数 η
铝	10^{-4}	镁	10^{-4}
黄铜、白铜	$<10^{-3}$	石砌体	$5-7 \times 10^{-3}$
砧	$1-2 \times 10^{-3}$	橡木、枞木	$0.8-1 \times 10^{-2}$
混凝土		砂浆	5×10^{-3}
轻	1.5×10^{-2}	有机玻璃、人 造萤光树脂	$2-4 \times 10^{-2}$
多孔性	1.5×10^{-2}	胶合板	$1-1.3 \times 10^{-2}$
重	$1-5 \times 10^{-2}$	沙(干)	$0.6-0.12$
铜	2×10^{-3}	钢、铁	$1-6 \times 10^{-4}$
软木	$0.13-0.17$	锡	2×10^{-3}
玻璃	$0.6-2 \times 10^{-3}$	木纤维板	$1-3 \times 10^{-3}$
石膏板	$0.6-3 \times 10^{-3}$	锌	3×10^{-4}
铅	$0.5-2 \times 10^{-3}$		

模量有极大值, 但损失因数 η 却较小; (ii) 在温度增高后有一个过渡状态, 此时 E 急骤下降而 η 有极大值; (iii) 温度继续升高后材料进入橡胶态, E 与 η 都下降成为稳定状态。图 12.4 为如下的三种高分子材料的阻尼特性图:

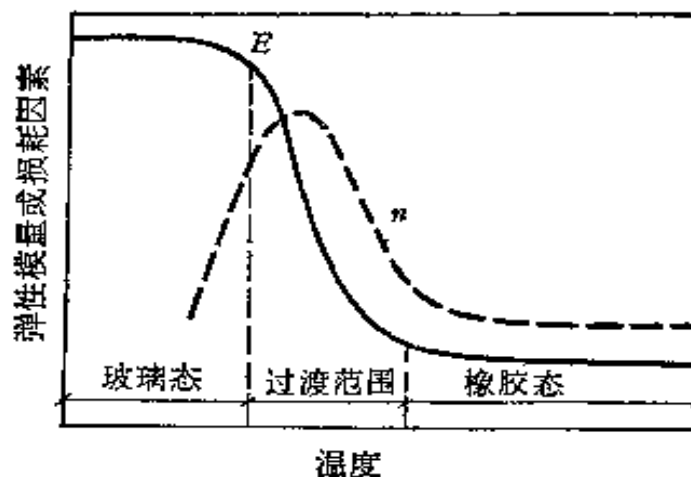


图 12.3 人造橡胶阻尼特性示意图

(a) 为聚异丁烯 (Polyisobutylene), (b) 为丁二烯丙烯共聚橡胶丁腈橡胶 (Nitrile butadiene rubber) NBR, (c) 为聚酯塑料 (polyester). 它们都是加有适当配合比的填料。图中显示复弹性模

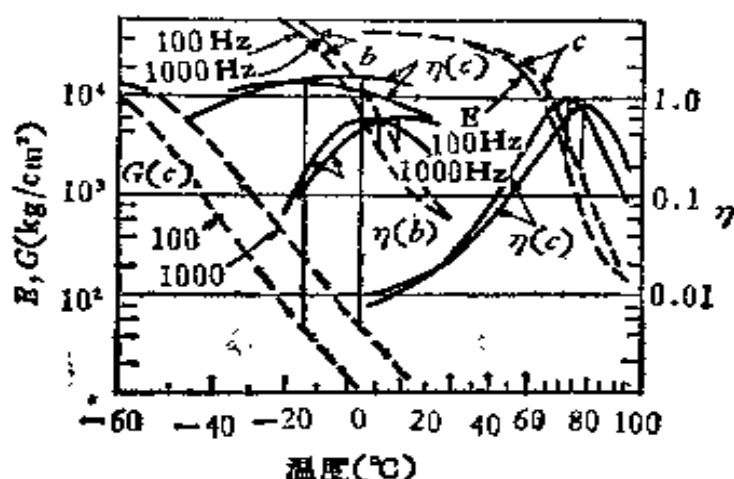


图 12.4 三种高分子材料动态模量相对温度与频率的关系

量或复剪切模量时温度以及频率的关系曲线，每种材料各有两组曲线，虚线表示 E 或 G ，实线表示 η ，因此图中共有 6 组曲线。三种材料虽各有极不相同的过渡状态的温度范围，但总的规律性与图 12.3 是一致的。同时以 100Hz 与 1000Hz 的曲线相比较，表明频率的影响较小（图中 1000Hz 曲线在上，100Hz 曲线在下），过渡状态的温度(a)最低，(b)次之，(c)最高。

图 12.5 是聚酯塑料的剪切模量 G 与剪切损失因数 β 对温度与频率关系的另一种图示：图中 (a) 表示 G 与 β 在不同温度时的频率函数曲线；(b) G 与 β 用等温度等频率表示的立体图；(c) 在温度-频率为坐标的曲线图上的等损失因数曲线。在 (b) 中，等温等频率立体图上所标明的虚线位置是过渡状态剪切损耗因数 β 的极大值，这个极大值当温度增加时移向高频。在 (a) 中是用另一种方式表明这种相同的趋势。这种趋势表明材料损耗因数的极大位置，在温度与频率之间有一对应关系，温度上升，频率相应提高。在 (c) 中，等损失因数曲线表明，聚酯塑料当温度增加 10° 时约相应于频率提高 10 倍。

上述高内阻材料的弹性模量与损失因数对于温度频率的复杂函数关系，要求在使用时必须十分注意，要针对不同的具体情况进行选择，而且它们在相当宽的温度-频率范围内变化时，还受着材料组成与生产工艺的极大影响，即使是同样的产品，如果采用不

表 12.2 某些粘弹性材料的动态弹性性能表(在室温状态)

材 料	β_{max}	β_{max} 所 在频率 (Hz)	在 5 个频率 (Hz) 的 β 值					测定温度 (°C)	剪切模量 $G(N/m^2, \beta_{max} \text{ 时})$	
			在 5 个频率 (Hz) 的 β 值							
			1	10	100	1000	10000			
高分子硫化橡胶 (Thiokol H-5)	5.00	1,000	0.17	0.50	1.20	5.00	—	10000	25±50	1.05×10^7
异丁烯橡胶 (Enjay g-262-4)	4.02	3,100	—	—	0.40	0.92	>2.0		21	1.05×10^7
氨基甲酸乙酯橡胶 (IDSA g250)	2.59	3,000	—	—	0.10	0.13	~0.50		25	1.89×10^7
异丁烯橡胶 (Enjay g-262-1)	2.56	3,000			0.55	0.84	>1.80		21	1.89×10^7
(Enjay g-262-3)	2.20	3,000			0.45	0.68	>1.40		24	1.89×10^7
聚乙烯醇缩丁醛	2.00	2		0.14	0.06	0.06			30±70	1.89×10^7
3M 橡皮膏卷 No. 466	1.82	1,000		~1.00	1.17	1.82	~0.80		25	2.52×10^6
异丁烯橡胶 (U-50 型) 硫化	1.90	10,000				1.20	1.80		20	7.0×10^6
布纳橡胶 (B-5 型) 炭黑填料, 硫化	1.60	10,000		0.40	0.75	1.20	1.60		20	$1.05 \sim 3.08 \times 10^7$
GR-S 橡胶	1.60	10,000		0.20	0.50	1.00	1.60		20	1.05×10^7
氨基甲酸乙酯(82% 铅粉填料)	1.40	3,000			0.40	0.49			25	1.75×10^7
氯橡胶 (3M, NO, IF4)	1.30	4,000		0.30	0.46	0.79			45±55	11.9×10^6

氯丁橡胶 GRT	1.18	1,775			0.60	1.01	20	1.54×10^6
聚氯乙烯醋酐乙烯酯	1.14	100			1.14	0.73	40±20	4.06×10^6
氯丁橡胶 (GN-50 型) 硫化	1.10	10,000				0.70	20	1.89×10^6
3M 阻尼橡胶卷 NO、435	0.73	4,000		~0.50	0.58	0.67	10±50	25.9×10^6
布纳橡胶 (B-O 型) 未硫化	1.10	1,000		0.50	0.65	1.00	15	8.4×10^6
氯丁橡胶 (CG-1 型) 未硫化	0.60	10,000				0.02	20	31.2×10^6
氟硅橡胶 (LS53) GR	0.56	4,000		~0.10	0.16	0.46	30±70	6.09×10^6
GR-S 橡胶 (S-50 型), 未硫化	0.35	10,000				0.20	20	3.09×10^6
硅橡胶 (NOY-1032)	0.33	400		-0.15	0.20	0.40	60±40	1.75×10^6
天然胶橡胶 (N-1 型)	0.30	1,000		0.08	0.14	0.30	20	1.05×10^6
天然橡胶	0.20	500		0.16	0.20		25±50	1.05×10^6

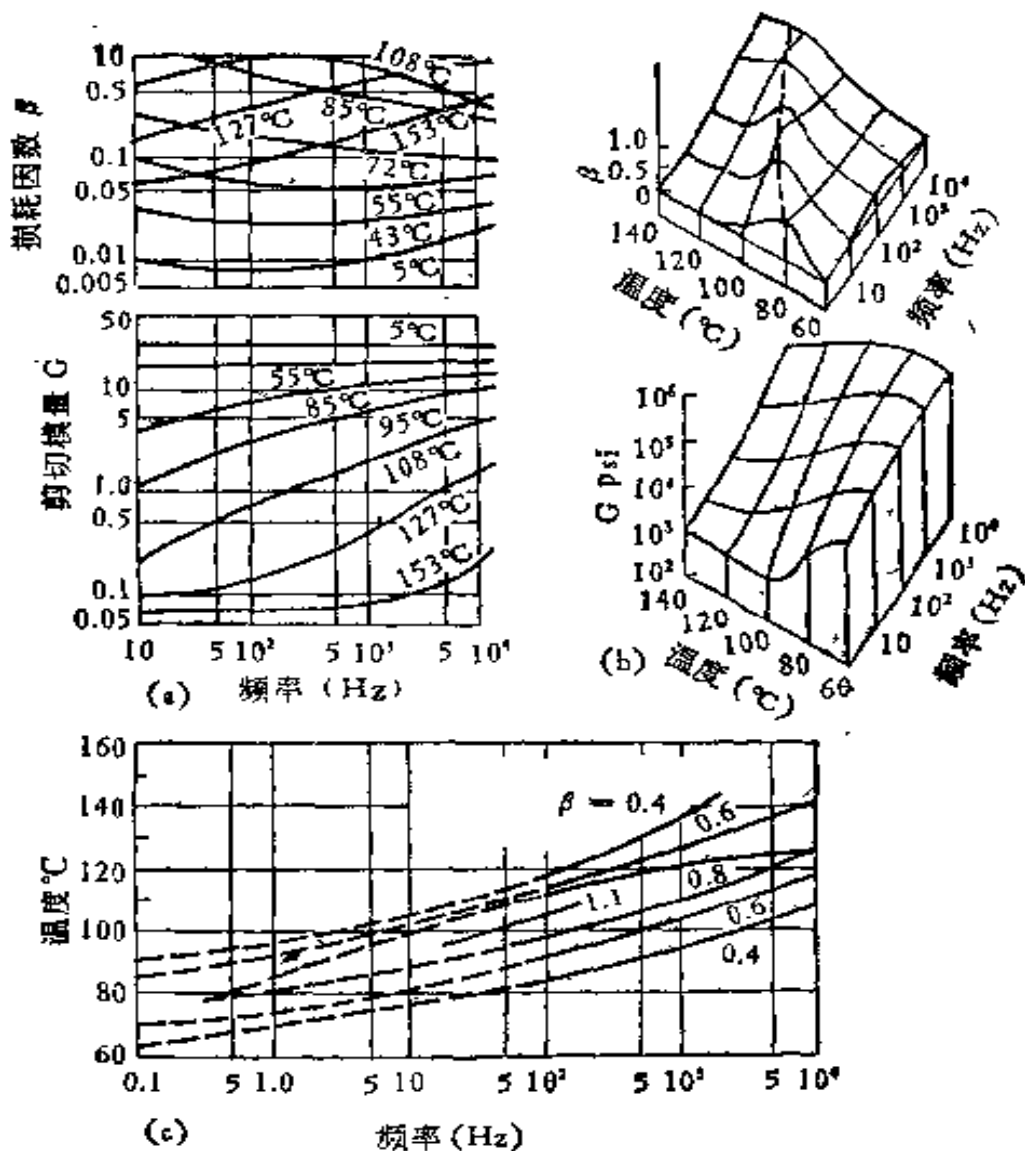


图12.5 聚酯塑料的剪切模量与损失因数与频率温度的关系。(a) 给定温度时的频率函数关系, (b) 等温等频率透视图; (c) 等损失因数曲线

同的原料制作,或来自不同的工厂,也可能会有明显的不同。不同的外加增塑剂则可以变软,加硬质填充料,则可以变硬等等。由几种高分子聚合物组成的塑料,在温度-频率范围内还可能出现几个损失因数的峰值。(在表 12.2 中列出各种粘弹材料的动弹性模量的数据可反映这种情况。)

12.2.2 阻尼材料的种类与组成

阻尼材料是由良好的胶粘剂并加入适量的增塑剂、填料、辅助

剂等组成的。胶粘剂通常用沥青、橡胶、塑料类等。对于塑类胶粘剂,可用两种不同的均聚物进行共聚。

1. 沥青胶粘剂 沥青是常用的建筑材料,为碳氢化合物的胶体结构,除天然沥青外,通常又分为石油沥青与煤沥青,它们都是石油工业与煤炭工业提炼后的残留材料。沥青容易取得,使用方便,因此是最早用来作为阻尼材料的胶粘剂,但是缺点是 E 与 η 都不够高,而且温度敏感性强,性能不够稳定;温度稍高时容易流淌,温度稍低又易脆易裂。由石油直接蒸馏而剩余的材料称直馏沥青,如在蒸馏过程中将空气吹进直馏沥青中,在 $230-280^{\circ}\text{C}$ 因氧化而发生脱氢、氧化、重缩合反应,则成为高粘度、高弹性的硬质沥青,这就是吹制沥青,吹制沥青的粘度较直馏沥青高,感温性小。两种沥青的性能比较见表12.3。若在吹制沥青过程中采用氯化铁或五氧化磷等作为催化剂,则称为催化沥青。

表 12.3 直馏沥青与吹制沥青性能比较

	直馏沥青	吹制沥青
软化点	$30-65^{\circ}\text{C}$	$65-103^{\circ}\text{C}$
感温性	大(对温度敏感)	小(对温度不敏感)
凝聚力	小	大
弹性	小	大

为了改进沥青的性能,可采用掺入橡胶、树脂及利用催化剂的方法。掺入橡胶的沥青,系在沥青中掺入 $2-5\%$ 的粉状、液态或固态的橡胶;掺入树脂的沥青,系在沥青中掺入石油系树脂,例如聚乙烯、丙烯、聚醋酸乙酯等。上述方法都能改进沥青的低温脆性与高温的稳定性并增加抗冲击性、耐磨性与耐用性。

采用沥青为胶粘剂的阻尼材料,常配制成阻尼涂料。涂料使用方便,不拘构件的形状,可采用喷涂或分层涂刷。为了加强涂层的强度、粘滞性与减少感温性,可加填充料或纤维性材料,下面是一种用于汽车工业的沥青阻尼涂料的配方。

表 12.4 沥青阻尼涂料的配方(比重约 1.1)

成 分	石棉粉	沥 青	煤沥青	桐油、亚麻仁油 清漆
百 分 数	50	20	15	15

表 12.5 T-5 粘合剂配方

原料名称	规 格	比 例
甲基丙烯酸丁酯	纯度 95% 以上	42.5
丙烯酸丁酯	纯度 95% 以上	7.5
醋酸丁酯	酯值 $\geq 90\%$	25.0
二甲苯	蒸馏范围 $115\sim 135^{\circ}\text{C} \geq 90\%$	25.0
过氧化苯二甲酰 (引发剂)		0.2

2. 高分子材料 高分子物质中,有天然产的材料,但大部分是人工合成的高分子材料,如醋酸纤维、氯化橡胶;另外由低分子化合物进行聚合反应而合成的合成高分子材料,如氯乙烯、聚乙烯等。通常用于阻尼材料的合成高分子材料,主要为合成树脂与合成橡胶。合成树脂又分为热塑性和热固性两种。塑料便是以合成树脂为主要成分,并在其中加入填充料、增塑剂、稳定剂、着色剂等形成的。

表 12.6 阻尼涂料的配方

原料名称	主要规格	6731#	6725#
活性碳黑	工业级	3.36	4.21
石墨	325目 $\leq 0.5\%$	16.8	21.1
石棉粉	纯短纤维绒	8.15	
碲石粉	75-150目		10.1
氧化锑	325目 $\leq 0.5\%$	1.35	1.68
硬脂酸铅	工业级	0.67	0.84
环烷酸锌	含锌量 8%	1.35	1.68
环氧化豆油	环氧值 6	0.54	0.56
古玛隆树脂液	固体含量 $50\% \pm 2$	6.72	8.42
邻苯二甲酸二辛酯	工业级	3.26	
T-5	固体含量 $45\% \pm 2$	30.9	33.7
甲苯	蒸馏范围 $115^{\circ}-135^{\circ}\text{C}$	20.0	17.0

合成橡胶与合成树脂不同的地方,是合成橡胶没有结晶部分。典型的合成橡胶有苯乙烯与丁二烯的共聚物 SBR (丁苯橡胶)、丙烯腈与丁二烯的共聚物 NBR (丁腈橡胶)、氯丁二烯的聚合物(氯丁橡胶)、异丁烯与甲基丁二烯的共聚物 JTR (丁基橡胶)等。

国内现在生产的一种阻尼涂料,是用 T-5 胶粘剂加上填料与增塑剂、辅助剂等制成的。T-5 胶粘剂以热塑性合成树脂为主要成分。T-5 胶粘剂与阻尼材料的配方如表 12.5 和表 12.6。

热塑性合成树脂涂制成阻尼涂料外,亦可以制成胶带或有良好阻尼的塑料薄板,使用时用粘结剂粘贴在构件上来减少结构的振动与辐射的噪声。

§ 12.3 阻 尼 结 构

阻尼结构是将阻尼材料与构件结合成一体以消耗振动能量的结构,通常有以下几种基本的结合形式:(i)自由阻尼层结构;(ii)间隔阻尼层结构,(iii)约束阻尼层结构;(iv)间隔约束阻尼层结构。

12.3.1 自由阻尼层结构

倘在振动结构的基层板上牢固的粘合一层高内阻材料如图 12.6 左面部分所示,当基层板进行弯曲振动时,可以看到阻尼层将不断随弯曲振动而受到自由的拉伸与压缩。为了研究新的阻尼结构的物理力学特性,并为简单起见,把板的振动看作是近似传播一维弯曲波的薄板条,于是板条单位长度在一瞬间的振动弯曲力矩为

$$\bar{M} = \bar{B} \frac{\partial^2 y}{\partial x^2}, \quad (12.27)$$

即板条的弯曲力矩 M 等于复弯曲劲度 B 与曲率 $\partial^2 y / \partial x^2$ 的乘积,式中 x 为沿板条方向, y 为垂直于板条方向。弯曲劲度采用复数形式是由于构件处于动态下有能量消耗。

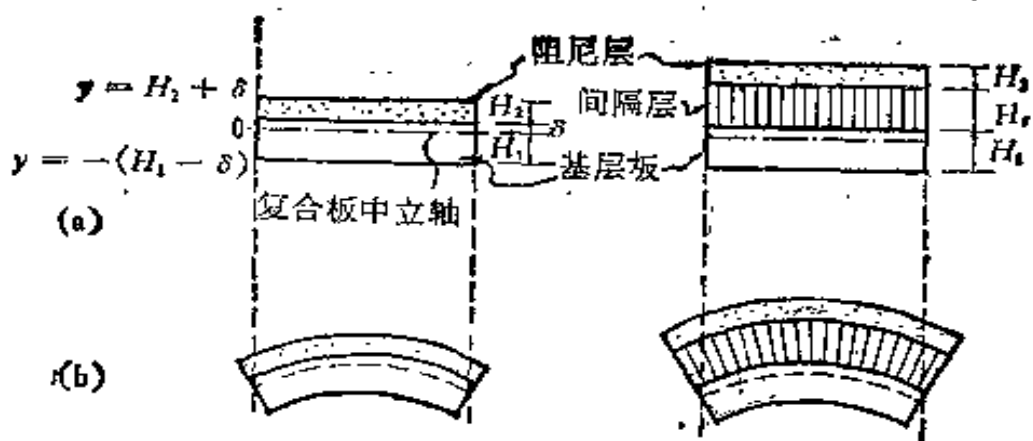


图 12.6 自由阻尼层结构断面,不带间隔层与带间隔层。
(a) 未受挠曲时, (b) 受挠曲时

$$\bar{B} = \bar{E}I, \quad \bar{E} = E(1 + j\eta).$$

式中 $I = \frac{1}{12} H^3$, 为板条截面的转动惯量, H 为板条厚度。于是弯曲波传播的复速度与复波数为

$$\bar{c}_B = \sqrt{\omega} \cdot \sqrt[4]{\bar{B}/m},$$

$$\bar{k}_B = \sqrt{\omega} \cdot \sqrt[4]{m/\bar{B}} = \sqrt{\omega} \cdot \sqrt[4]{m/B} \cdot (1 + \eta/4) \quad (12.28)$$

式中 m 为板条单位长度的质量, 沿 x 方向传播的弯曲波为

$$\begin{aligned} y_0 &= Y_0 e^{-i\bar{k}_B x - j\omega t} = Y_0 e^{i\bar{k}_B(1+j\frac{\eta}{4})x - j\omega t} \\ &= Y_0 e^{-\frac{\bar{k}_B \eta}{4} x + j(\bar{k}_B x - \omega t)}. \end{aligned} \quad (12.29)$$

因此弯曲波在 x 方向传播的衰减系数为 $\bar{k}_B \eta/4$, 观察图 12.6 可知, 在板条弯曲时, 基层板与阻尼层沿 x 方向的伸长率 ϵ 与 y 的关系应满足伯努利(Bernoulli)直线定律, 即在中心线伸长为零, 伸长率随 y 与弯曲率作线性变化

$$\epsilon = y(\partial^2 y / \partial x^2). \quad (12.30)$$

于是条板各层 x 方向的应力 σ_i 为伸长率乘材料的弹性模量 E_i , $\sigma_i = E_i \epsilon_i, i = 1, 2$ 为层的序数, 1 的注脚表示基层板, 2 表示阻尼层。但板条弯曲时沿 x 方向无纵向力, 作用于板条截面上 x 方向的合力为零

$$\int_{-(H_1-\delta)}^{H_2+\delta} \sigma_i dy = \int_{-(H_1-\delta)}^{H_2+\delta} E_i \epsilon_i dy = 0. \quad (12.31)$$

δ 为基层板与阻尼层分界面上的 y 坐标 (y 坐标以中心轴为 0), 将 ϵ 值代入 (12.31) 式积分化简即可确定中心轴的位置

$$\delta = (1/2)[E_1 H_1^2 - E_2 H_2^2]/(E_1 H_1 + E_2 H_2). \quad (12.32)$$

由中心轴的位置, 就可以计算复弯曲力矩 \bar{M}

$$\bar{M} = \int_{-(H_1-\delta)}^{H_2+\delta} y \bar{\sigma} dy = \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \int_{-(H_1-\delta)}^{H_2+\delta} \bar{E}_i y^2 dy. \quad (12.33)$$

试比较 (12.27) 式与 (12.33) 式, 即得出复弯曲劲度 \bar{B}

$$\bar{B} = \int_{-(H_1-\delta)}^{H_2+\delta} \bar{E}_i y^2 dy = \frac{1}{3} \bar{E}_i y^3 \Big|_{-(H_1-\delta)}^{H_2+\delta}. \quad (12.34)$$

将上式展开, 并代入 δ 值

$$\begin{aligned} \bar{B} = B(1 + j\eta) = B_1 \{ [1 + 2\alpha(2\xi + 3\xi^2 + 2\xi^3) \\ + \alpha^2 \xi^4] / (1 + \alpha\xi) \}, \end{aligned} \quad (12.35)$$

式中 $\xi = H_2/H_1$, $\alpha = \bar{E}_2/\bar{E}_1 = (E_2/E_1)(1 + j\eta_2)$ 由于 η_1 通常很小, 故 $\bar{E}_1 \approx E_1$, $\bar{B}_1 = E_1 I_1$ 为基层板的弯曲劲度. 将 (12.35) 式虚部和实部分开, 就可得出 $\bar{B} = B(1 + j\eta)$ 中复合板的 B 值与 η 值

$$\begin{aligned} B/B_1 &= [1 + 2\alpha(2\xi + 3\xi^2 + 2\xi^3) + \alpha^2 \xi^4] / (1 + \alpha\xi) \\ \eta/\eta_2 &= [\alpha\xi / (1 + \alpha\xi)] (3 + 6\xi + 4\xi^2 + 2\alpha\xi^3 + \alpha^2 \xi^4) / \\ & [1 + 2\alpha(2\xi + 3\xi^2 + 2\xi^3) + \alpha^2 \xi^4], \end{aligned} \quad (12.36)$$

式中 $\alpha = E_2/E_1$.

(12.36) 式表示, 新的阻尼层复合板的物理力学特性. 若已知基层板与阻尼层的参量 E_i , H_i 以及阻尼层的 η_2 值即可预计复合板的弯曲劲度 B 与损失因数 η . 反之如果测定了 B 与 η 值, 亦可计算得出 B_1 与 η_2 .

从 (12.36) 式中可以看出 η 与 $\eta_2 E_2$ 的乘积有关, 当 $\xi \gg 1$ 时, $\eta \rightarrow \eta_2$, 以 $\xi = H_2/H_1$ 厚度比为横坐标, 以 η/η_2 阻尼比为纵坐标, 并以弹性模量比 $\alpha = E_2/E_1$ 为参变量, 按公式 (12.36) 可绘成图 12.7 的一组曲线以便于查阅.

在大多数情况下 $E_2 \ll E_1$ 所以 $\alpha \xi \ll 1$ 。如果在(12.36)式中对比值小于 1 的情况下略去 $\alpha \xi$ 及其高次项,则可以简化为

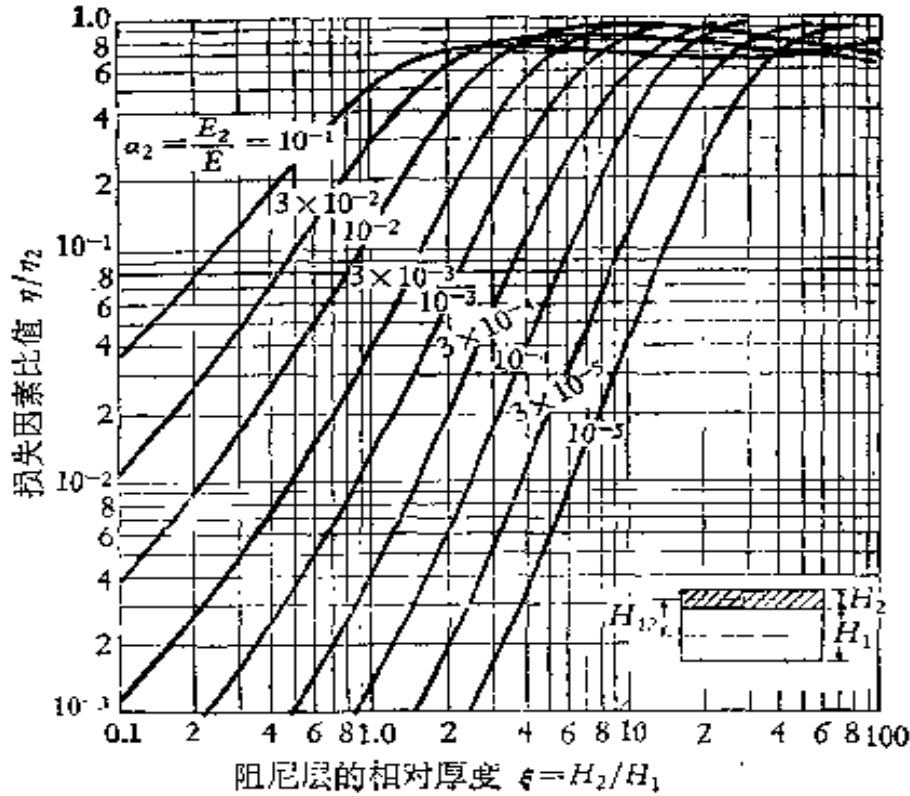


图 12.7 自由阻尼层结构的损失因数比值 η/η_2 与阻尼层相对厚度 H_2/H_1 的关系曲线

$$\eta = \frac{\eta_2}{1 + \frac{E_1}{E_2} \cdot \frac{H_1^3 H_2}{H_2^3 + 12H_1^2 H_2}} = \frac{\eta_2}{1 + \frac{1}{\alpha \xi (\xi + 6\xi + 4\xi^2)}} \approx \eta_2 \alpha \xi (3 + 6\xi + 4\xi^2). \quad (12.37)$$

通常对于 $\alpha = E_2/E_1 < 10^{-2}$ 时, 阻尼复合板的厚度比 ξ 取 5; 对于更小的 α 值, 厚度比取较大的值。在图中可见对于不同的 α 值, 当厚度比增加至一定值后, 再增加阻尼和厚度对提高损失因数就没有什么好处了。

12.3.2 间隔自由阻尼

在图 12.6 的右方部分所示, 为了进一步增加自由阻尼层的拉伸与压缩的形变, 在阻尼层与基层板之间再增加一层能承受较大

剪切力的间隔层,这样在板进行弯曲振动,即使较薄的阻尼层也能起到消耗更多振动能量的作用。蜂窝结构的夹层当底部与基层板牢固粘合,而顶部与阻尼层牢固粘合,常能起到良好的间隔层作用,这时的计算公式,需将 $H_{12} = H_s + (H_1 + H_2)/\alpha$ 式中的 H_s 取为间隔层的厚度。

12.3.3 约束阻尼层剪切阻尼

若把阻尼层牢固地粘合在基层板上,而在阻尼层的上部又牢固的粘合一层弹性模量很大的薄层材料(一般金属具有大的弹性模量),就构成约束阻尼层,如图 12.8 中左方部分所示。当基层板进行弯曲振动时,试比较图中(a)与(b),可以看到阻尼层的下部受压缩而上部受拉伸,阻尼层受到一剪切应力,随着基层板的弯曲振动,阻尼层也就不断地受到剪切形变。这种阻尼层的作用与前面所讲的有所不同,对于这种约束阻尼层复合板的损失因数将为

$$\eta = \frac{\beta_2 Y X}{1 + (2 + Y)X + (1 + Y)(1 + \beta_2^2)X^2} \quad (12.38)$$

式中 β_2 为阻尼层的切变损失因数,变量 Y 为劲度参量, X 为切变参量,其值由下列公式确定:

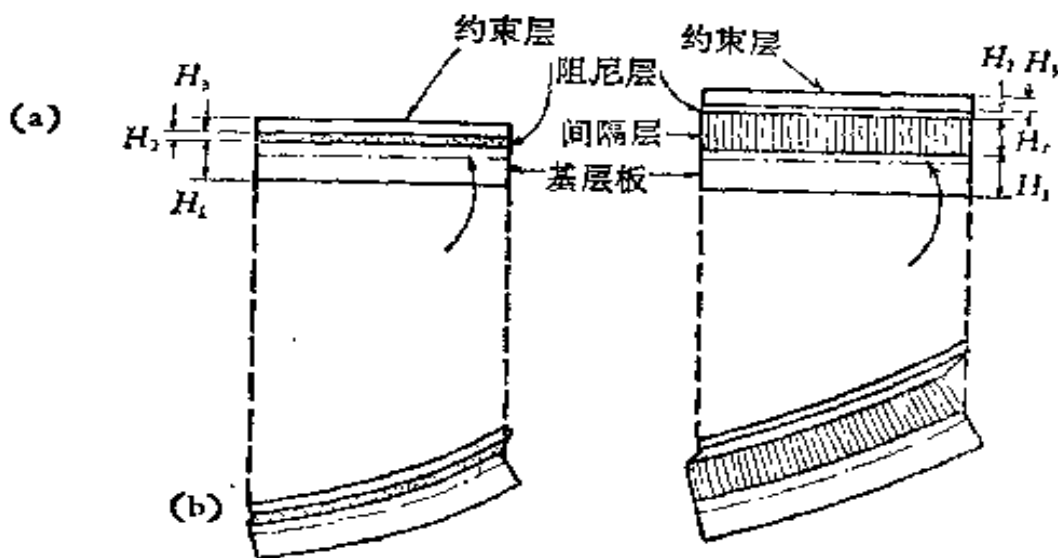


图 12.8 约束阻尼层结构的断面,不带间隔层与带间隔层。
(a) 未受挠曲时, (b) 受挠曲时

$$\begin{aligned} \frac{1}{Y} &= \frac{E_1 H_1^3 + E_3 H_3^3}{12 H_{31}^3} \left(\frac{1}{E_1 H_1} + \frac{1}{E_3 H_3} \right) \\ &= \frac{1 + \alpha_3 \xi_3^3}{12 \xi_{31}^3} \left(1 + \frac{1}{\alpha_3 \xi_3} \right) \end{aligned} \quad (12.39)$$

式中 E_1, E_3 为上下两弹性层的弹性模量 (N/m^2), H_1, H_3 为上下两弹性层的厚度 (m), H_{31} 为 $H_2 + (H_1 + H_3)/2 =$ 两弹性层中心轴距离 (m), $\alpha_3 = E_3/E_1$; $\xi_3 = H_3/H_1$; $\xi_{31} = H_{31}/H_1$. 倘若两弹性层具有相同的弹性模量, 则 $\alpha_3 = 1$, Y 就成为结构的纯几何参量. 变量 X 为

$$X = \frac{G_2}{K_B^2 H_2} \left(\frac{1}{E_1 H_1} + \frac{1}{E_3 H_3} \right). \quad (12.40)$$

式中 G_2 为阻尼层复切变模量的实部 (N/m^2), $k_B = 2\pi/\lambda_B$ 波数 m^{-1} , λ_B 为约束阻尼复合板的弯曲波波长 (m).

图 12.9 表示复合板的损失因数 η , 根据公式 (12.38) 以 X 为变量, 对应不同的 β_3 与 Y 值而绘制的一组函数曲线.

(12.40) 式中剪切参量的平方根系正比于弯曲波长与剪切衰减距离的比值. 于是 X 是决定如何阻尼层能充分吸收在复合板弯曲振动时两弹性层之间的振动能量. 事实上, 约束阻尼复合构件的弯曲刚度 \bar{B} 由下式决定

$$\bar{B} = (B_1 + B_3) \left(1 + \frac{\bar{X}Y}{1 + \bar{X}} \right), \quad (12.41)$$

式中 $B_1 = E_1 H_1^3/12$, $B_3 = E_3 H_3^3/12$, 而 X 为复剪切参量 $\bar{X} = X(1 + j\beta_2)$. 如果阻尼层的剪切刚度很小, 则 $X \approx 0$, 于是 $\bar{B} \rightarrow B_0 = B_1 + B_3$. 这意味着复合板的弯曲刚度等于两单独弹性层弯曲刚度的和, 即两层之间无耦合作用; 另一种情况, X 很大,

$$\bar{B} \rightarrow \bar{B}_\infty = (B_1 + B_3)(1 + Y),$$

出现复合板的弯曲刚度有充分剪切刚度的耦合作用.

于是可以注意到, 刚度参量或纯几何参量 Y 可以用下列方式表示 $Y = (B_\infty - B_0)/B_0 = (B \text{ 有力偶} - B \text{ 无力偶})/B \text{ 无力偶}$. 这表示复合板刚度的增加, 相应于无力偶作用的弯曲刚度转变为有力偶作用的弯曲刚度同无力偶作用的弯曲刚度的比值. 从公式

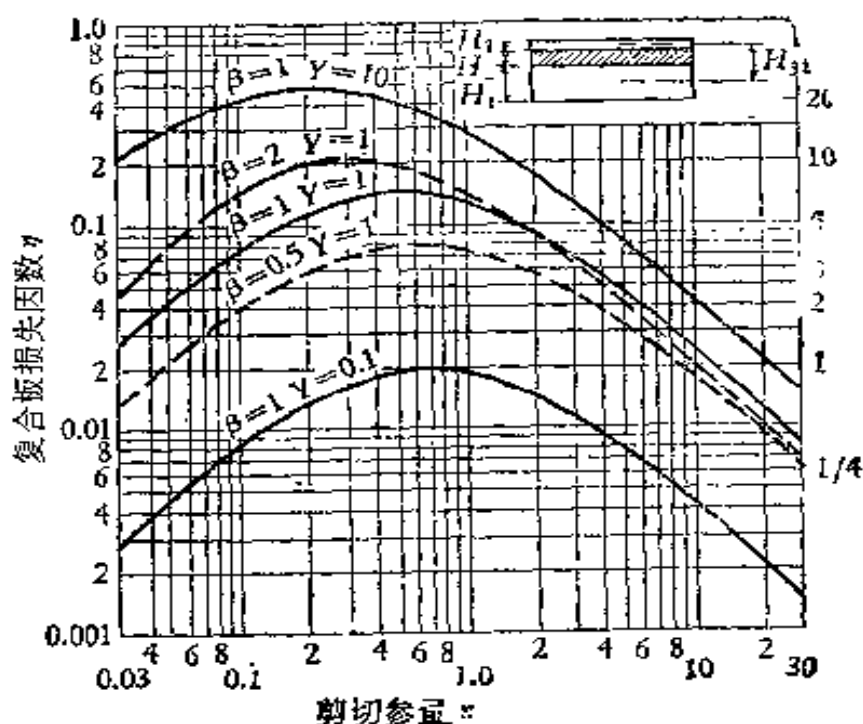


图 12.9 约束阻尼层复合板的损失因数与剪切参量 X 的关系, 对应几组给定的阻尼材料损失因数 β , 值与劲度参量 Y 值为参变量的曲线图

(12.38) 与图 12.8 中可以看到, 对应于给定的 β_2 与 Y 值, 当 X 很小或很大时, η/β_2 的值都较小。当 X 值小时, η 随 X 而增加, 在 X 值大时, η 又随 $1/X$ 而变小。在某些中间值时, X 有最佳值 X_{opt}

$$X_{opt} = 1/\sqrt{(1+Y)(1+\beta_2^2)} \quad (12.42)$$

此时 η 能获得最大值 η_{max}

$$\eta_{max} = \beta_2 Y / [2 + Y + (2/X_{opt})] \quad (12.43)$$

图 12.10 表示 η_{max} 作为 Y 的函数曲线, 图中以不同的 β_2 值作为参量。

由(12.38)与(12.43)式, 又可以得出

$$\frac{\eta}{\eta_{max}} = \frac{\alpha(1+N)X/X_{opt}}{1 + 2NX/X_{opt} + (X/X_{opt})^2} \quad (12.44)$$

上式中的 N 为

$$N = (2+Y)X_{opt}/2 = (2+Y)/[2\sqrt{(1+Y)(1+\beta_2^2)}] \quad (12.45)$$

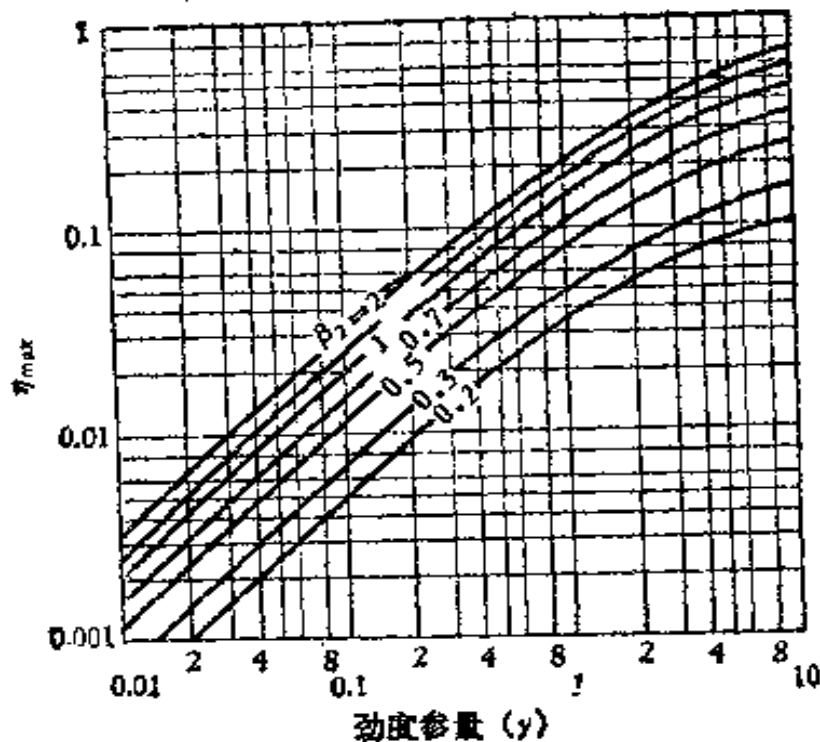


图 12.10 约束阻尼层复合板最大损失因素 η_{\max} 与剪切参数 γ 的关系，以阻尼层损失因数 β ，为参变量的曲线图

12.3.4 间隔约束阻尼层结构

在图 12.8 中的右方为间隔约束阻尼层结构。与自由阻尼层结构一样，增加一间隔层，可以增加储存的应变能，从而增加了阻尼。理想的间隔层必须是有无限大的剪切刚度而伸长劲度为零。公式(12.38)到(12.45)同样适合于间隔约束阻尼层结构，只是 H_{31} 中应包括间隔层的厚度 H_s ，即 $H_{31} = H_s + H_2 + (H_1 + H_3)/2$ ，如果间隔层的性能低于理想的要求，则所得到的阻尼效果将小于按理想间隔层计算得到的效果。

阻尼结构当然还有其他结构形式，但基本机理是与上述相同的。

参 考 文 献

- [1] David I. G. Jones, John P. Henderson, Reduction of Vibrations in aerospace structures by addition damping The Shock and Vibrations bull, 40, Part 5.
- [2] Oberst, H., Werkstoffe mit extremen hoher inner Dämpfung, Akustische Beihefte, Heft I(1956), (X 4—153.
- [3] 日本音響材料协会：騒音対策手册(1966)。

第十三章 隔声技术

王季卿

§ 13.1 引言

在噪声传播途径中用隔声办法来控制噪声是最常见而且是最有效的一种方法。如厚度仅为 1mm 的钢板，在中频（500—1000Hz）情况下，其隔声效果可达 30dB，至于土建中常用的 24cm 厚的砖墙，其中频隔声效果一般可超过 50dB。但在实际应用中，由于声源的性质和侧向传声等问题的存在，以及由于材料、构造和其它因素（如重量等）的限制，其实际隔声效果难于达到要求，因此我们应当根据材料和构造的隔声特性，并针对具体情况来进行设计。

根据声源的性质和传播途径，我们将空气声波激发公共构件的振动，而辐射到邻室内的声音称为空气声。若激发的振动沿着建筑结构传到别处（不限于邻室）或直接由振动、撞击激发而传到别处（可以是相邻空间）的声音称为结构声。如图 13.1 所示，左边房间内一个弹性支撑的地板受到一台撞击器的激发，右边房间内放置了一个传声器。撞击地板所产生的振动能量有一部分消失在浮筑楼板内，有一部分则作为空气声向声源室内辐射，其余部分则通过弹性垫层而沿着房屋结构传播。辐射的声能在声源室内建立起一个混响声场，然后又激发了隔墙，两室之间隔墙的振动（在图 13.1 中以 1 标出）直接向接收室内辐射声音。声源室其它表面的振动传到接收室的六个表面，如图中右侧室中所表示的声波，并向接收室辐射声音。传声器收到的是这些声音的综合，当然也包括可能通过门、窗等间接传到接收室的声音。通过两室之间隔墙

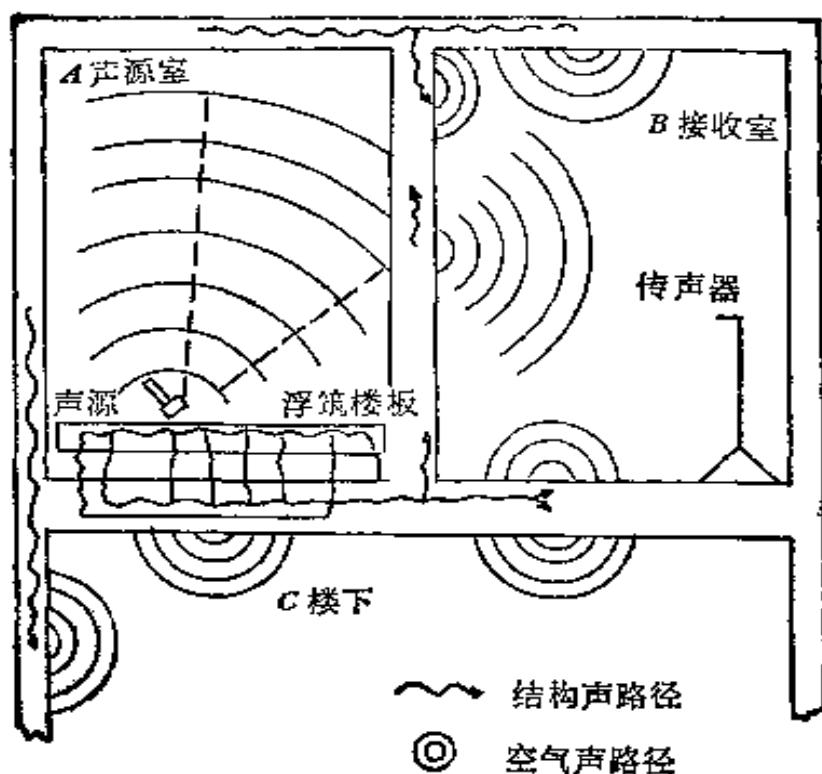


图 13.1 A 室内的撞击声源与 B 室内接收者之间的传声途径,以及传向楼下 C 室的途径

的传声是本章要讨论的问题。通过其它途径的传声统称为侧向传声,应尽量使其减少至低于隔墙的传声,否则隔墙的隔声效果就要受到损失。

§ 13.2 隔声的计量及术语

13.2.1 空气声

一个构件(如隔墙和隔声罩等)的隔声本领用隔声量表示,有关术语解释如下。

1. 隔声量(又称透射损失) R 入射到墙上的声强 I_1 与透过隔墙的声强 I_2 之比的常用对数乘以 10, 见图 13.2(a)。由于声强比与声功率比是相同的, 所以隔声量通常与构件面积无关。隔声量为

$$R = 10 \log (I_1 / I_2) \text{ dB.} \quad (13.1)$$

如果用声压来表示, 则(13.1)式可改写为

$$R = 10 \log (p_i^2 / p_t^2) \text{ dB}, \quad (13.1')$$

式中 p_i 和 p_t 分别表示入射声波和透射声波的声压方均根值。

由于墙体表面的人射(或透射)声强或声压不易测量,通常采取测定墙体两侧空间中的声压级的方法。如声源室和接收室是在充分扩散的空间,室内各处的声压级是几乎相等的,声源室入射到隔墙的声功率就和其中的平均声压级有关,而透入接收室的声功率在接收室内建立起的声压级还要与试件的面积 $S(\text{m}^2)$ 和接收室的吸声量 $A(\text{m}^2)$ 有关。构件隔声量可由下式求得

$$R = L_1 - L_2 + 10 \log (S/A) \text{ dB}, \quad (13.2)$$

式中 L_1 和 L_2 分别代表声源室和接收室内空间平均的声压级。这个式子是在实验室内测量隔声量的基础,也可以用来计算房间隔声的效果。

2. 噪声降低量(或降噪量) NR 表明两个房间之间隔声的效果,用两个房间的声压级差表示(见图 13.2(b))。

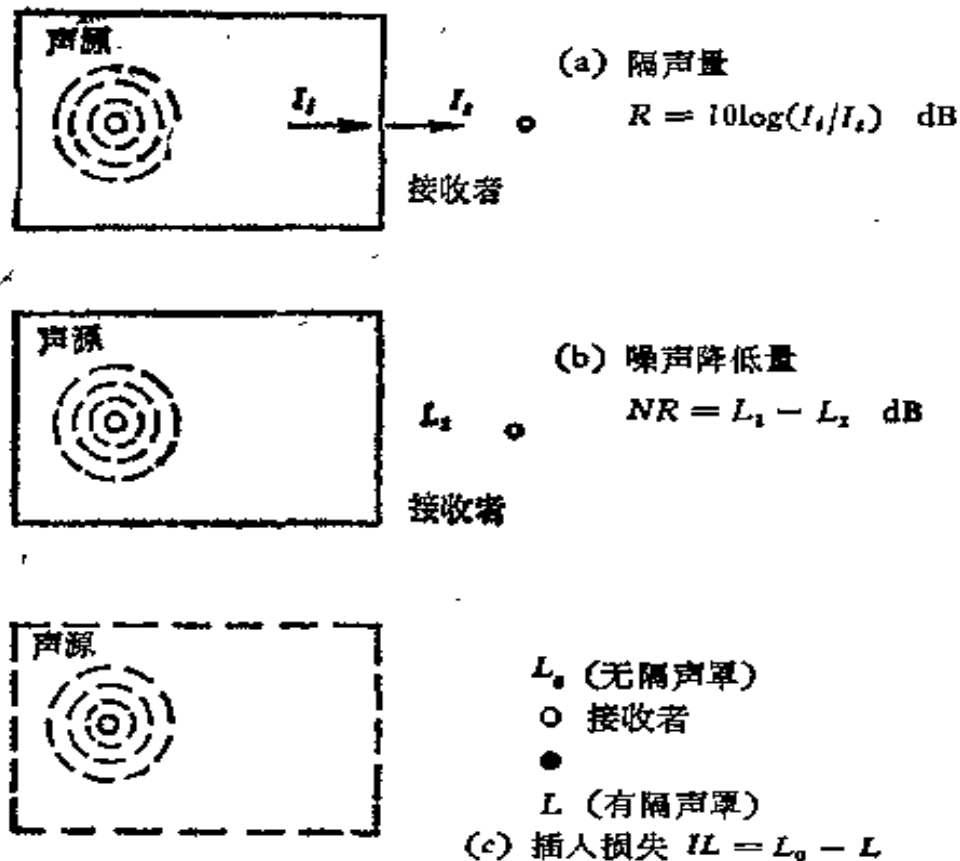


图 13.2 空气隔声的不同情况

$$NR = L_1 - L_2 \text{ dB}, \quad (13.3)$$

以上二式,因隔声量与频率有关,因此多用于频带声压级。

3. 插入损失 IL 定义是离声源一定距离处测得无隔墙时的声压级 L_0 和有隔墙时的声压级 L 之差(见图 13.2(c)),该值常用于隔声罩。

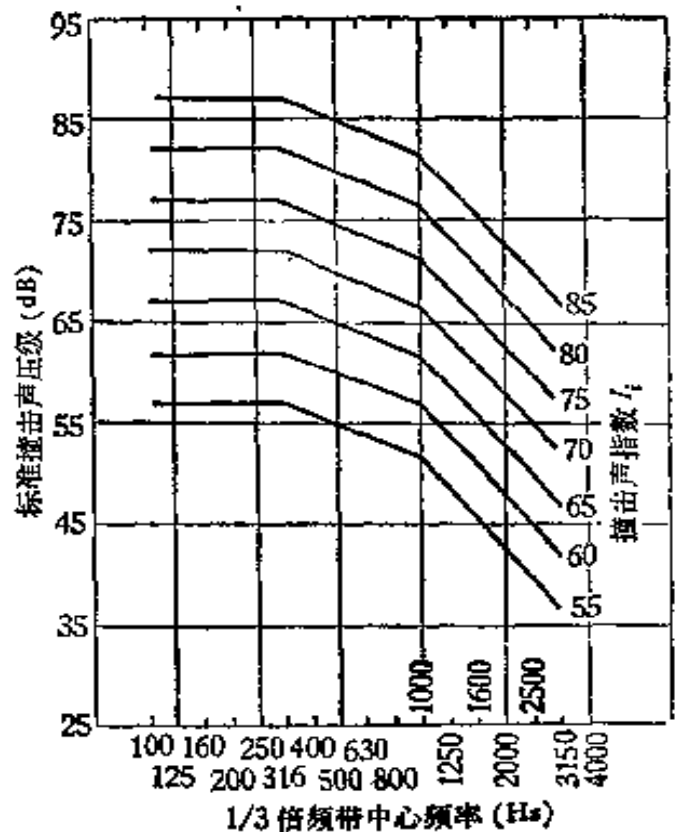
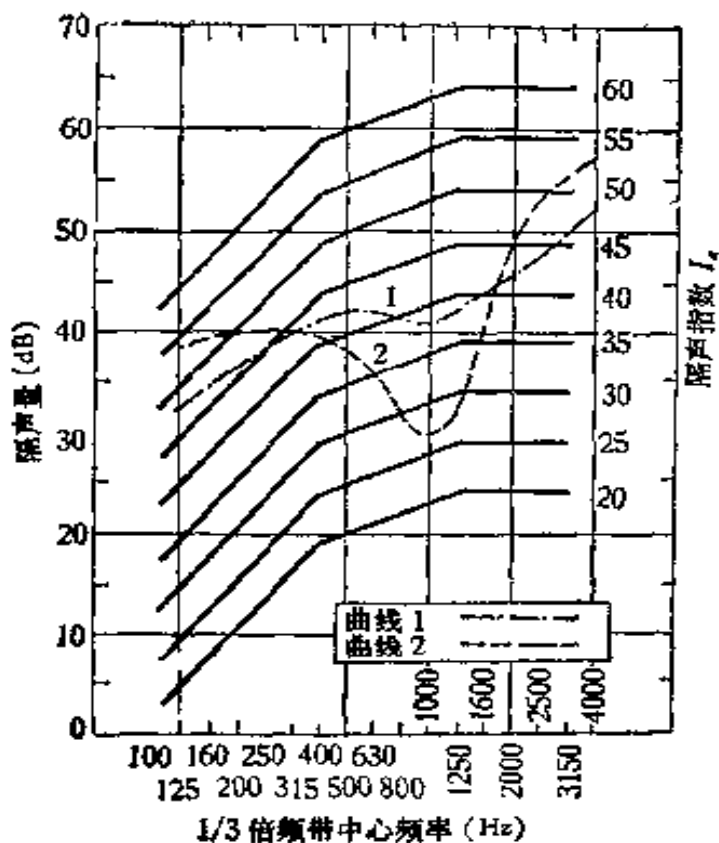
$$IL = L_0 - L \text{ dB}, \quad (13.4)$$

4. 平均隔声量 \bar{R} 定义是各频率下的隔声量的算术平均值(注明其频率范围,通常取 100 至 3150Hz)。由于不同类型构件的声频率特性差别可能很大,因此平均隔声量的使用具有一定的局限性。

5. 空气隔声指数 I 。为了克服用平均隔声量表征所存在的缺点,对房屋围护结构的隔声性能,国际上通常采用另一种单值评价指标。即将测得的隔声频率特性曲线与规定的参考曲线(图 13.3(a),曲线形状是建立在一砖墙隔声性能基础上)按下列方法进行比较,读取数值:(i) 在 16 个 1/3 倍频带(中心频率为 100—3150Hz)内隔声量达不到参考曲线的不利偏差值的总和不得大于 32dB。(ii) 在任何一个 1/3 倍频带内,达不到参考曲线的最大差值不得大于 8dB。(iii) 当参考曲线挑选到满足上述要求的最高数值(按整分贝数计算)时,试件的隔声指数即为参考曲线上 500 赫所指示的隔声量读数。

这里不考虑隔声量超过参考曲线的部分,因为它不可能补偿其它频率下所不足的隔声量。

图 13.3(a) 中列举了 A 和 B 两墙的隔声特性曲线。其 16 个频带的隔声量平均值分别为 41.8dB 和 41.6dB。尽管曲线 B 有很大的低谷,但是两者平均值非常接近。但是曲线 A 和 B 的隔声指数则分别为 44 和 35,显示出了两者很大的差别。对曲线 A 来说,隔声指数 44 时的不足部分总数为 30dB,如果将参考曲线再移上 1 分贝,则不足部分总数将为 40dB,超过了允许的 32dB。曲线 B 的隔声指数则由 1000Hz 不足部分不得大于 8dB 这一限制所决定,尽管这时各频率下不足部分总数不过 19dB。



(a) 求得隔墙空气隔声指数用的参考曲线，
 (b) 求得楼板撞击隔声指数用的参考曲线

13.2.2 撞击声

撞击噪声是一种结构声。当楼板受到撞击时它要向楼下房间辐射噪声，正如我们日常走路脚步和拖动桌椅所产生的情况一样，由于它的特殊性，所以测量和评价楼板撞击隔声的方法与空气声不同。

1. 撞击声压级 L_i ：当楼板受到撞击时，以楼下接收室内各规定频带的声压级来衡量楼板的撞击隔声效果。撞击声压级越高表明隔声越差，这是很容易直觉地理解的。但是撞击声压级与撞击源密切相关，因此提出了撞击源的标准化。标准撞击机具有五个铜锤或钢锤，等距排成一条线，两端锤相距 40cm 左右，锤撞击地板每秒十次，落下距离 4cm，各重 0.5kg，锤着地一端呈半径为 50cm 的球面面积 7cm^2 。标准撞击器在测试楼板上撞击，将该楼

板下接收室内测得的撞击声压级加上一个用分贝计的修正项，它等于接收室内实测等效吸声面积 A 和参考等效吸声面积 A_0 (国际上规定取 10m^2) 之比的常用对数乘以 10，这个量又称撞击声压级 L_N

$$L_N = L_i + 10 \log (A/A_0) \quad \text{dB}, \quad (13.5)$$

现场测量时，由于侧向传声不可避免，同一楼板构造的现场撞击隔声要比实验室的差一些，通常以 L'_N 来表示，以资区别。

2. 撞击声指数 I_i 为了便于比较，通常希望用单值指标表征楼板的撞击隔声效果，而不用各频率下撞击噪声的整个测试结果曲线。这可以用类似空气隔声指数的方法来求出撞击声指数。所不同者只是用来作比较的规定参考曲线，见图 13.3(b)。但不足部分改用高出参考曲线的分贝值计算，数值相同，方向正好与计算空气隔声指数时相反。

§ 13.3 空气隔声

空气隔声就是要研究构件接受一侧的空气声激发后经过固体传播向另一侧辐射的问题，因此也就是声波的透射问题。

在弹性介质中可以找到两类声波，即压缩波(纵波)和切变波。在空气中声波只有压缩波，而在结构中则两者同样重要。因为在构件中这两种波所辐射的空气声虽然微不足道，可是由这两种波组合而成的弯曲波却使构件有较大的横向位移，容易和周围空气的压缩波耦合，提高了声能的辐射。而且空气中声波也易于激起构件中的弯曲波。所以它是结构中最有讨论意义的波型。再说弯曲波的波长比其它波为短，即在低频时波长仍可短于构件线度。而且它的速度随频率而变，波长反比于频率的平方根，所以不同频率的弯曲波是以不同速度传播的，于是会产生出传声中很重要的吻合现象，下面将详细讨论。

总的来说，构件中波的传播取决于三个物理量，即：(i) 单位

面积质量，(ii) 劲度和 (iii) 内部阻尼。在各种不同条件下可能某一因素起主要作用，而出现某种隔声性能上的特点。

13.3.1 单层均质墙板

一个单层均质墙板的隔声量随频率而变的情况大致如图 13.4 所示。在很低频率范围，即低于墙板的简正频率时，它主要由板的劲度所控制。这时墙板受声波激发后，其作用类似一单位面积劲度均匀的等效活塞。一般来说，在此频段墙板的刚性愈大和频率愈低，隔声量就愈高。随着频率增高，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。共振频率由墙板的简正振动方式决定，它与墙板的大小和厚度有关，也与墙板材料的面密度，弯曲劲度、杨氏模量和泊松比及边界条件等有关。对一般建筑构件，它仅出现在几赫到几十赫范围。例如 $3 \times 4\text{m}^2$ 的砖墙约在 40Hz， $1 \times 1\text{m}^2$ 的钢板或玻璃约在 25Hz。在共振区，入射声波在这些频率时由于激发了巨大振幅而产生很大的声透射效应，形成隔声曲线中的若干低谷和起伏。

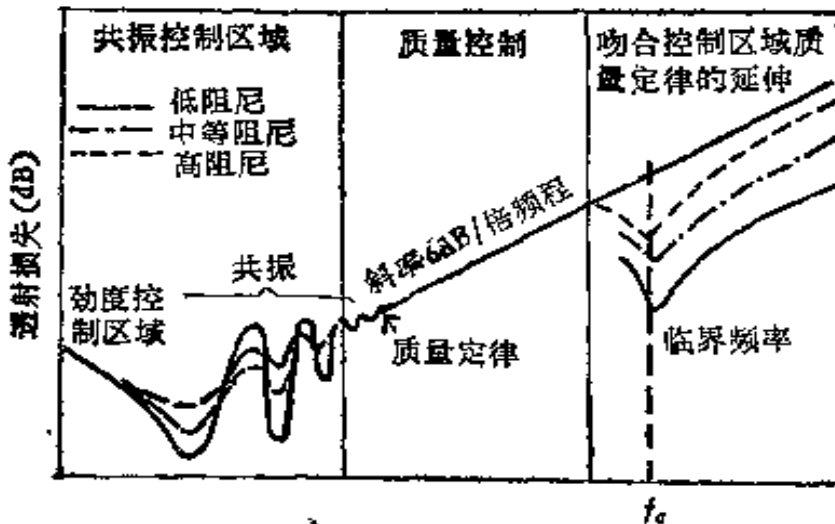


图 13.4 单层均质墙板的隔声与频率的关系

将薄板的特性分成三个频率域：(1) 劲度控制及共振，(2) 质量控制，(3) 波吻合起控制作用，临界频率为 f_c 。

在共振区以上则有一质量控制区，此时质量（密度）愈大和频率愈高，隔声愈好，这就是所谓质量定律。在正入射条件下，隔声

量 R 的估计式为

$$R = 20 \log f + 20 \log m - 42.5 \text{ dB}, \quad (13.6)$$

这表明频率 f 或面密度 m 增加一倍，隔声量提高 6dB。在实际工程中，声波入射的条件不是正入射而是近于无规，所以隔声增量要比质量定律所预计的要小一些，大致小 4—5dB，即

$$R' \approx 20 \log f + 20 \log m - 48 \text{ dB}. \quad (13.6a)$$

当频率高到一定值以上时，质量效应与弯曲劲度 B 的效应相互抵销，结果阻抗极小，隔声又出现了低谷。这效应称为吻合效应。于是在此频段内，隔声量在很大程度上由吻合效应控制。为了说明这一效应，不妨用一平面波入射到无限大墙板上的模型来解释实际情况下影响隔声量的内在因果关系，见图 13.5。

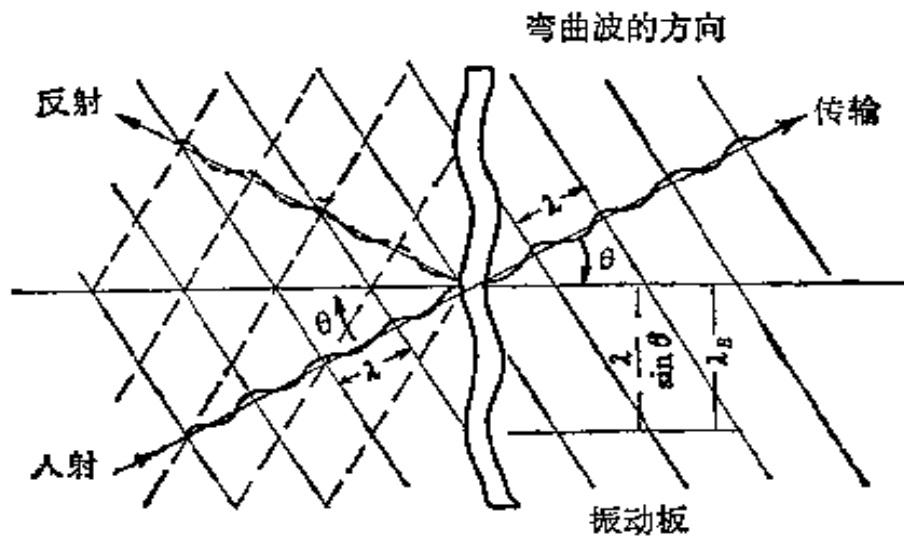


图 13.5 平面入射声波射及无限大墙板时出现波的吻合

当平面声波以一定入射角 θ_1 射向墙板时，将激起墙板作弯曲振动，它在墙板内以弯曲波形式向前行进。当入射声波达到某一频率时，墙板中弯曲波的波长 λ_B 正好等于空气中声波波长 λ 在墙板上的投影值，便发生了“波的吻合”，这时墙板与空气运动之间达到高度耦合。出现吻合效应的最低频率称为临界频率 f_c ，它由下式决定：

$$f_c = \frac{c^2}{1.8t} \sqrt{\frac{\rho_m}{E}}, \quad (13.7)$$

式中 c 为空气中的声速, t 为板厚, ρ_m 为墙板材料密度, E 为杨氏模量。例如对厚度为 1.25cm 的普通胶合板, 通过测量或计算, 其临界频率 f_c 约为 3000Hz, 而同样厚度的玻璃, f_c 却在 1300Hz 左右, 因为两者的 m 和 B 均不相同。

从图 13.5 可见, λ 在墙板上的投影值为 λ_B , 即

$$\lambda_B = \frac{\lambda}{\sin \theta}, \quad (13.8a)$$

或者写成

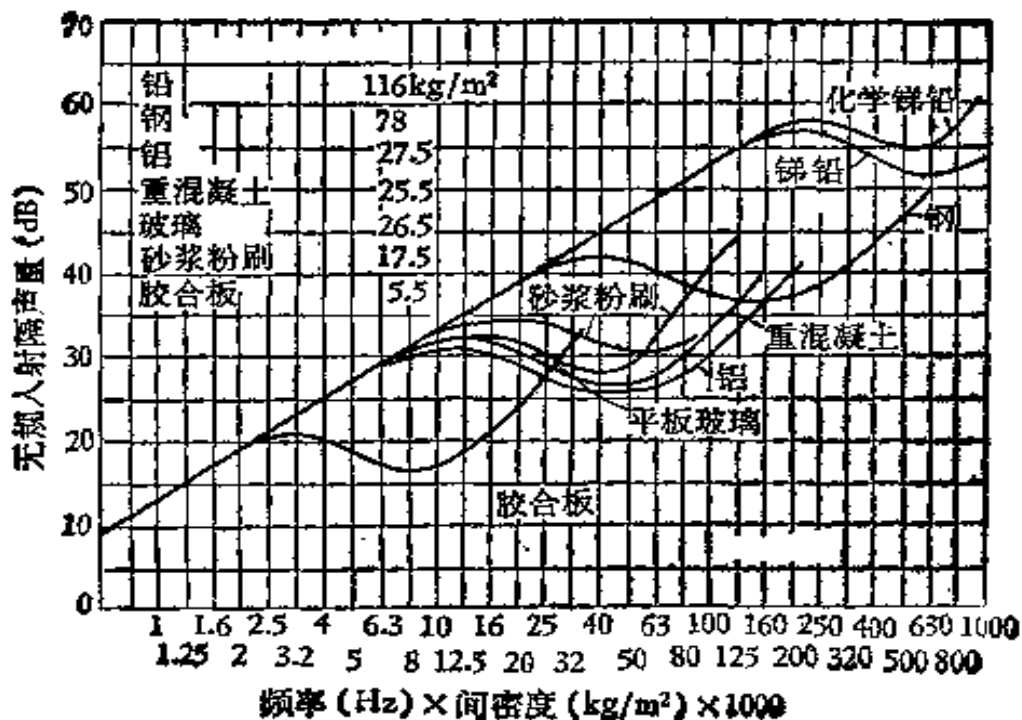
$$\sin \theta = \frac{\lambda}{\lambda_B} = \frac{c}{c_B}. \quad (13.8b)$$

式中 c 为空气中声波的速度, c_B 为墙板中自由弯曲波的传播速度。这个关系式表明了出现波的吻合的条件。所以在高于临界频率 f_c 时, 如果频率给定, 即对某一个固定波长 λ 而言, 总有一个 θ 角存在。这个发生波吻合的角度称为吻合角。如果入射角给定, 也总会有一个能满足 (13.8(b)) 式的波长 λ , 于是在该波长 λ 下的频率称为吻合频率。

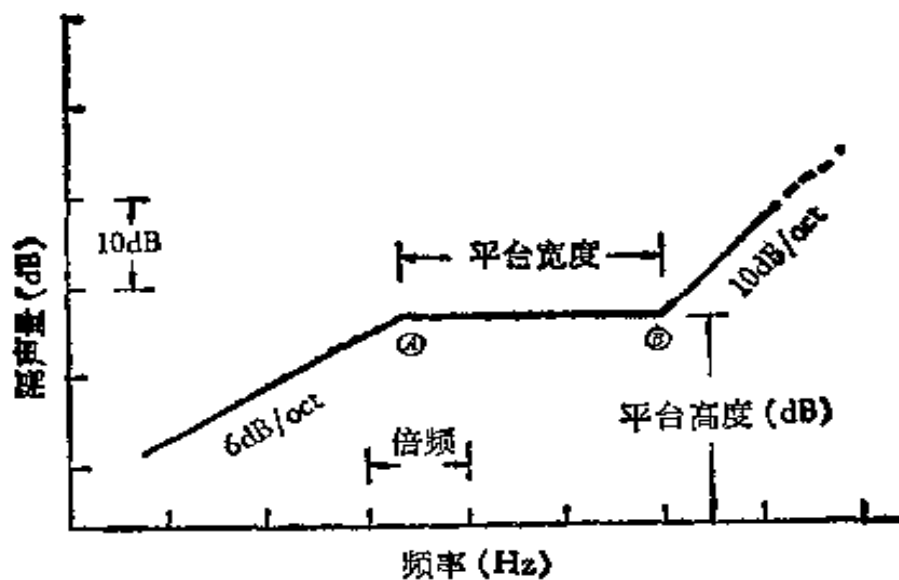
所谓临界频率也就是可能的最低吻合频率, 因此在该频率时吻合发生在掠入射, 即 $\theta_i = 90^\circ (\lambda = \lambda_B)$ 。同理, 如果空气中声波的波长 λ 大于墙板中弯曲波的波长 λ_B , 则波的吻合不会产生, 因为正弦函数不可能大于 1。所以只有 λ 小于或等于 λ_B 时才出现吻合效应, 此时隔声量可比质量定律低十几分贝, 而且影响到相当宽, 大致有三个倍频程的一段频率范围。图 13.6(a) 所示为几种典型材料的隔声特性, 从中可看到出现吻合谷的区域及影响范围。

根据图 13.6(a) 可以得到近似估计单层板隔声曲线的方法。在临界频率 f_c 以前, 隔声量随频率上升 6dB/oct., 在频率 f_c 到 f_b 之间呈一平台(实际隔声量有相当大的起伏), 在频率 f_b 以上, 隔声量以 10dB/oct. 随频率上升, 如图 13.6(a)。不同材料的参数如表 13.1。

同样材料, 适当改变其劲度和密度分布也可以改变其隔声特性。图 13.7 是在胶合板上开槽使隔声量增加的例子。



(a)



(b)

图 13.6 (a) 各种壁材的归一化隔声特性曲线
(b) 单层板隔声量的近似曲线

13.3.2 圆管隔声

管道壁虽然也是一种单层均质墙,但由于它的形状特殊(可近似认作无限长的圆柱体),声波作用下的振动方式就不同于平面墙

表 13.1 单层板隔声特性的参数

材 料	1cm 厚板的 面积密度 (kg/m ²)	平台宽度 f_b/f_c	平台高度 (dB)	临界频率×厚度 $f_c t$ (mm/s)
铝	26.6	1.1	29	0.125
重混凝土	22.8	4.5	38	0.23
玻 璃	24.7	10.	27	0.15
铅	112	4	56	0.5
灰 沙 板	17.1	8	30	0.15
胶 合 板	5.7	6.5	19	0.23
钢	76	11.	40	0.12
轻混凝土	11.4	6.5	30	0.5
砖	21.	4.5	37	0.23

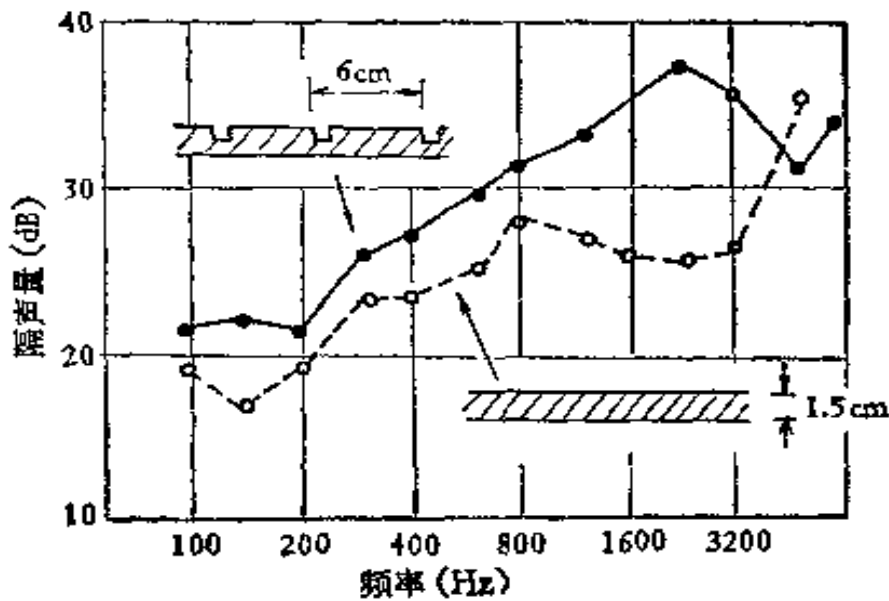


图 13.7 1.5cm 胶合板开槽前后隔声量的比较

板。而圆管隔声又具有重要实际意义，因为管道系统中的高速气流不仅会在弯头、阀门和其它变径处产生噪声，而且还会传送风机、压缩机等所产生的强大噪声。此外，管道外壁在离声源很远处仍然是一个有效的声能辐射体，而用刚性或柔性玻璃纤维包扎管道，外面复一层金属或织物作防护，可能是降低管道辐射噪声的最有效办法。当然有时在噪声源处用消声器也许可以更好一些。

管道的隔声量在“管周频率” f （波长等于管周的频率）以上

几乎与平板一样,可以完全用平板隔声特性预计,

$$f_r = \frac{c_L}{\pi d} \text{ Hz}, \quad (13.9)$$

式中 c_L 为管壁中纵波的传播速度(钢为 5100m/s), d 为标称管径. 管周频率乃是管截面的最低共振频率. 在管周频率以下,管道隔声量的计算步骤如下:

(i) 以图 13.8 所示极限隔声量为基础. (ii) 加上表 13.2 根据频率比所给的修正值,所得即管道隔声量.

表 13.2 在管周频率以下对圆柱形管壁隔声量的修正值

f/f_r	0.025	0.05	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8
修正值 (dB)	-6	-5	-4	-3	-2	-2	-2	-2	-2	-3

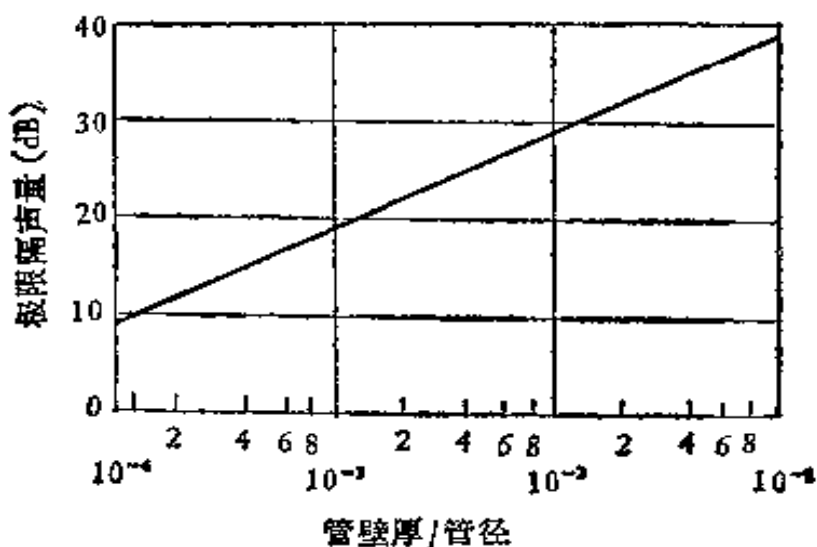


图 13.8 估算钢管道隔声量的图线

管道辐射声音属于线声源,即一系列点声源组成线列. 所以自由扬声压级随距离加倍而相应的下降量为 3dB, 不是 6dB.

全密封的均质管道包扎的插入损失主要由包扎材料本身决定. 如果填料是在玻璃纤维外用不透气的膜片(例如薄铝皮)包复, 则插入损失仅取决于膜片及由膜片所包起来的空问所组成的最低共振频率 f_0 .

表 13.3 各种管道包扎材料的插入损失

材 料	倍频带中心频率 (Hz)				
	250	500	1000	2000	4000
直径 30cm 钢管外包玻璃纤维毡, 用 1kg/m ² 的铝皮作管套					
25mm 厚玻璃纤维	1	6	14	19	26
50mm 厚玻璃纤维	1	6	15	21	28
75mm 厚玻璃纤维	2	8	18	23	30
同上,管套用 5.5kg/m ² 的铝皮					
25mm 厚玻璃纤维	2	9	18	22	29
50mm 厚玻璃纤维	4	11	18	23	29
75mm 厚玻璃纤维	4	13	18	24	30

$$f_0 = \frac{34}{\sqrt{M_s d}} \quad (13.10)$$

式中 M_s 为膜片的面密度, d 为空腔厚度(这个共振是假设不考虑膜片劲度的)。其插入损失 IL 可由下列步骤来估算:

- (i) 低于 $1.5f_0$ 的频率, IL 几乎等于零。
- (ii) 在包扎物的衰减量大于 9dB 的频率时, IL 为纤维毡衰减量及膜片隔声量的总和。
- (iii) 在 IL 和频率对数坐标图上, 将上述两区用直线相连。各种管道包扎材料的插入损失资料见表 13.1 所列。

13.3.3 双层墙和复合墙

中间有空气层相隔的双层分离墙板可以使隔声量大大提高以至于超过质量定律, 因而在考虑轻结构隔声时这种构造形式特别有用。例如用两层 1.25mm 厚铝合金制成的飞机舱壁, 中间留腔 10cm 并放置玻璃棉(总重 7.5kg/m²) 后的隔声量就是一个很好的例子(见下页表)。

此外, 也可以在单层墙基础上, 利用材料阻尼引起的衰减减少墙板的激发和辐射, 或者利用不连续界面上阻抗不匹配引起的反射, 以及利用临界频率很高的材料来消除原来出现的隔声低谷等

表 13.4 飞机舱壁的隔声量 (dB)

	频 率 (Hz)					
	125	250	500	1000	2000	4000
实测隔声量	15	21	31	44	60	65
质量定律估计值	17	21	26	30	34	39

等构造措施,来提高隔声性能。我们把这类构造称为复合墙。

1. 双层墙 一个隔声量为 36dB 的单层墙,如果减薄一半(重量也相应减半)它的隔声量将降为 30dB。将这样两片薄墙完全分离装置,当中间的空气层足够大时,其总的隔声量应大致为 60dB ($30 + 30 = 60\text{dB}$), 还不计空气中的声衰减作用。当然实用中双层墙板不可能离得很远,因此空气的作用值得研究,总隔声量也不是两层墙板隔声量的简单相加。

先来分析一下分离双层墙的传声过程。入射声波激起第一层墙板的振动后,向板间空气层辐射声音,在空腔中声波将有所衰减。由于空气声要再次激发第二层墙板振动,于是第二层墙板向邻室空间辐射了声音。界面的不连续性附加了声衰减。可看到中间的封闭空气层在这里形同一个弹簧,使整个墙体呈现“质量-空气-质量”组成的基本共振频率,声波以法向入射时的共振频率称为基本共振频率 f_0 。

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2\rho c^2}{M'd}}, \quad (13.11)$$

式中 M' 为墙体的有效质量 $M' = \frac{2M_1M_2}{M_1 + M_2}$ 。在该共振频率下大量声能透过,使隔声量几乎下降到零,比相同密度的单墙隔声量要低得多。

低于共振频率 f_0 时,双层墙板将作整体振动,所以其隔声量有较快提高。在 $\sqrt{2}f_0$ 时,隔声量开始超过质量定律。在隔声量随频率上升过程中,还会出现空腔中因板间空气驻波而形成的高阶共振 f_n 。

$$f_n = \frac{nc}{2d}, \quad n = 1, 2, 3, \dots, \quad (13.12)$$

式中 c 为空气中声速 (m/s), d 为两板的间距 (m). 通常 d 在厘米级范围, f_n 最低也要在 1000Hz 以上. 如果考虑空腔内沿板方向的驻波, 它们的尺寸通常在米级范围, f_n 可能要低一些. 空腔内放入多孔吸声材料可消除驻波共振, 减少高频区隔声量曲线中的一系列低谷. 这些现象都可在图 13.9 中说明.

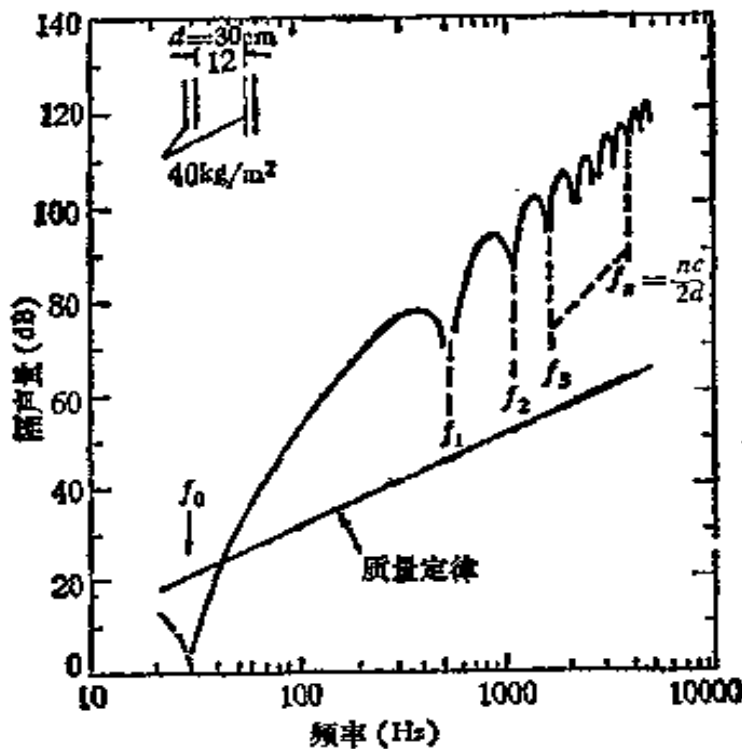


图 13.9 理想的分离双层墙的隔声特性曲线

有关腔内有吸声材料的理想的分离双层墙的隔声量可用下列公式来估计:

$$R_{\text{理想}} = \begin{cases} R_D = 20 \log(Mf) - 48 & f < f_0 \\ R_1 + R_2 + 20 \log(fd) - 29 & f_0 < f < f_L \\ R_1 + R_2 + 6 & f > f_L \end{cases} \quad (13.13)$$

式中 R_D , R_1 和 R_2 分别为总质量 ($M = m_1 + m_2$), 第一层板 m_1 和第二层板 m_2 的质量定律隔声量. 共振频率

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{3.8\rho c^2}{m'd}}$$

是混响场入射条件。这里引入了一个所谓极限频率 f_L ，其相应波长接近板间距离 d ，此时空腔驻波共振影响开始出现，隔声量曲线的斜率从 18dB/oct. 转折到 12dB/oct. ， f_L 就是指 18dB/oct. 上升斜率的极限频率，

$$f_L = \frac{c}{2\pi d} = \frac{f_1}{\pi}$$

在双层墙情况下，吻合效应同样存在。如两墙板质量相同，空腔中又无吸声材料，在临界频率处的隔声量将由于低谷的重合而格外明显。如果双层墙由两个具有不同临界频率的墙板所组成，则产生吻合效应的两低谷互相错开，其结果就不如上述的单低谷那样明显。当 $f > f_c$ 时，双层墙的隔声量将比等同质量单墙的高出一个增量 ΔR

$$\Delta R = 40 \log(f/f_c) + 20 \log \eta - 9, \quad (13.14)$$

这里损失因数 η 是提高隔声量的一个重要因素。

实用中的双层墙不可能是完全分离的，它们的四周具有刚性

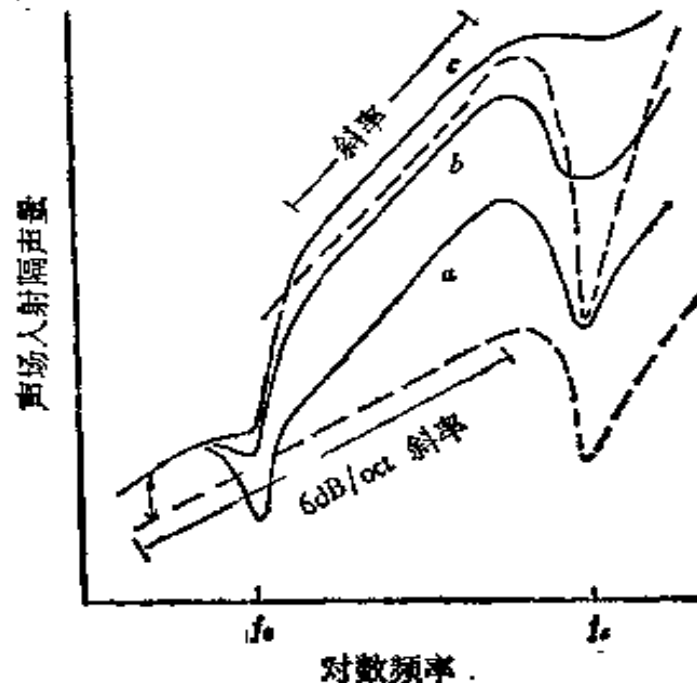


图 13.10 由两个等同墙板所组成的分离双层墙的隔声特性。下面虚线是现场入射条件下单墙板的隔声量，上面虚线是下面隔声量的加倍。(a) 空气层中无吸声材料，(b) 空气层中有少量吸声材料，(c) 空气层中填满吸声材料

连接,一般来说,由于结构力学上的原因,要把双层墙板固定在一定的支架龙骨上,就不可避免地出现声桥。有声桥的双层墙的隔声量与等重单层墙的隔声量相比,其隔声增量 ΔR 大致为 ($f > f_0$)

$$\Delta R = -10 \log [(f_0/f) + n\sigma(v_2^2/v_1^2)], \quad (13.15)$$

括号中第一项即空气层效果,第二项为声桥效果。 v_1 和 v_2 分别为声桥前后的振速, σ 为辐射因数, n 为声桥个数。如略去第二项即不考虑双层间声桥作用,则隔声增量为 ($f < f_B$ 时)

$$\Delta R = 40 \log (f/f_0). \quad (13.16)$$

图 13.11 的实验结果说明了声桥效果主要决定高频传声,而空气层则主要决定较低频传声。我们把这两条传声途径的透射能量相同时的频率称为声桥频率 f_B 。

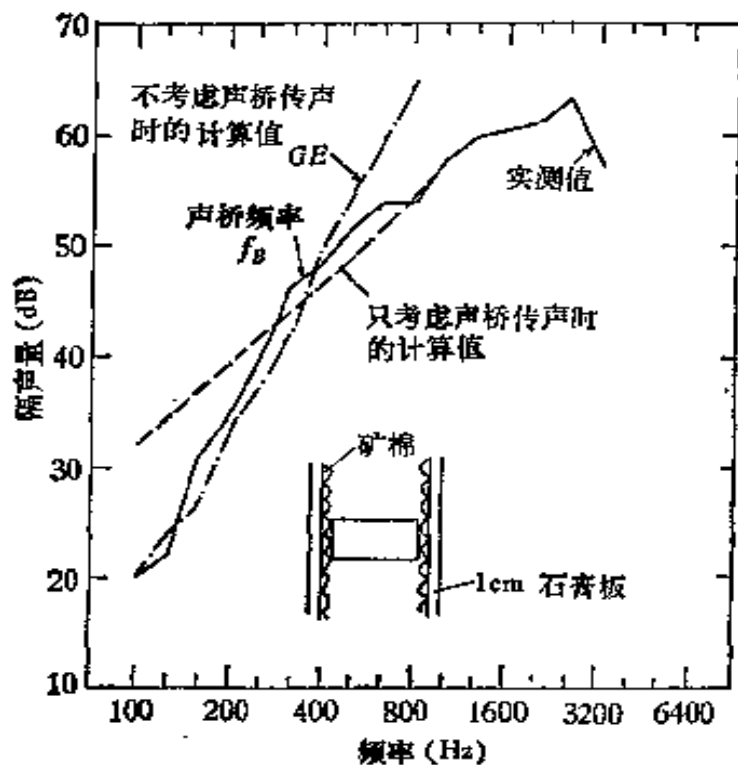


图 13.11 两层 1cm 厚石膏板在点声桥连接时的隔声量

刚性声桥双层墙的隔声量在 $f < f_L$ 时基本与(13.13)式相同,

在 $f > f_L$ 和 $f < \frac{1}{2} f_c$ 时隔声量为

$$R = R_M + \Delta R_M.$$

式中 R_M 为双层墙板总重的质量定律隔声量 ($M = m_1 + m_2$), ΔR_M 是相对于质量定律的隔声增量。对点声桥有

$$\Delta P_M = 20 \log (ef_c) + 20 \log \left(\frac{m_1}{m_1 + m_2} \right) - 45, \quad (13.17)$$

对线声桥有

$$\Delta R_M = 10 \log (bf_c) + 20 \log \left(\frac{m_1}{m_1 + m_2} \right) - 18, \quad (13.18)$$

式中, e 为点声桥均匀布置间距 (m), b 为线声桥 (龙骨) 间距 (m), f_c 为两层板的最高临界频率。图 13.12 为刚性声桥双层墙隔声量曲线的基本形式。

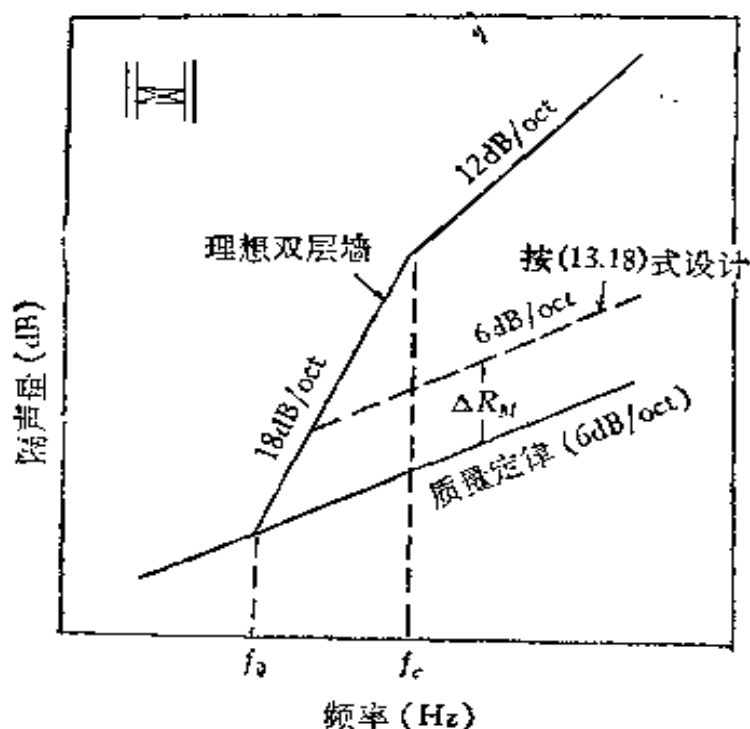


图 13.12 刚性声桥双层墙隔声量曲线

以上估计对矩形实体木龙骨的双层墙是符合的。但因目前大量使用钢龙骨,它由薄壁型钢 (厚约 0.6—0.8mm) 制成 U 字形截面,在侧向墙板振动作用下截面似同一个弹簧那样变形,削弱了声能的传递,从而提高了双层墙的隔声量。这时可把钢龙骨看作一个具有等效刚度为 S 的弹簧,起到弹性声桥作用。这类双层墙在 $f > f_B, f < \frac{1}{2} f_c$ 时的隔声量为

$$R = R_1 + R_2 - 20 \log S' - 10 \log (nl/S_1 f_0) + 101, \quad (13.19)$$

式中 S' 为龙骨单位长度的侧向等效刚度 ($S' = S/l(\text{N/m})$)、 S_1 为墙板面积 (m^2)、 nl 为线声桥(龙骨)总长度 (m)、 f_c 为第二层墙板的临界频率 (Hz)。声桥频率 f_B 则为

$$f_B = \frac{313 \times 10^4}{S'd} \sqrt{\frac{Sf_c}{nl}}. \quad (13.20)$$

图 13.13 为弹性声桥双层墙声量曲线的基本形式。

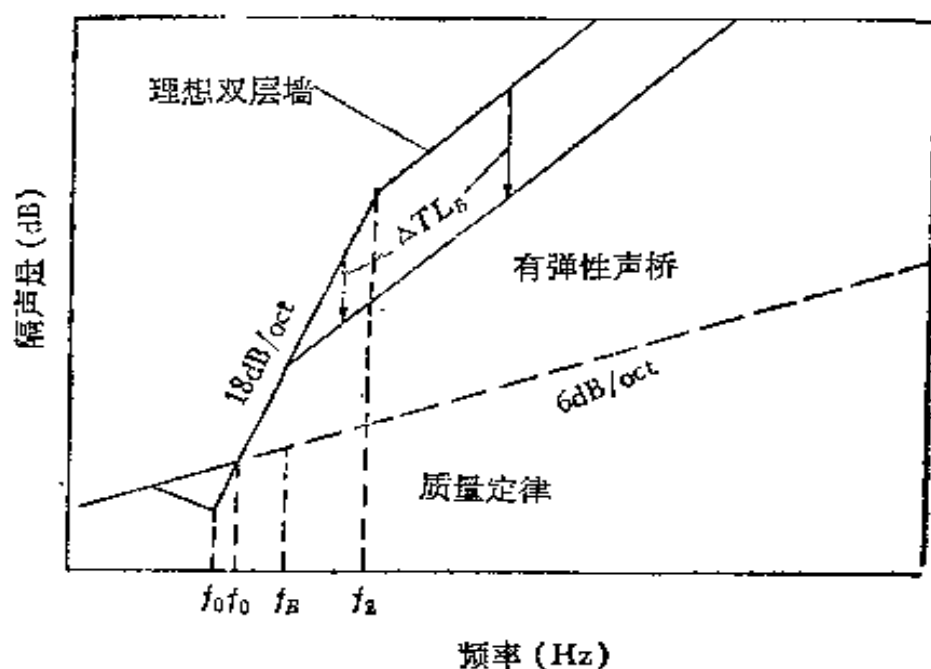


图 13.13 弹性声桥双层墙隔声量曲线示意图

2. 复合墙 这里介绍几种比较常见而有效的复合墙。

(i) 附加弹性面层 对于比较重的隔墙通常用附加面层的办法来提高隔声量。但其效果取决于附加面层与实墙之间隔振程度，图 13.14 说明隔振越好，隔声量提高越多，故要获得最大效果。附加面层必须是柔性和不透气的，而且用弹性支撑与原来墙面连接，空腔中玻璃棉之类吸声材料填充。它的隔声增量 ΔR 大致为

$$\Delta R = 40 \log (f/f_0), \quad (f \gg f_0), \quad (13.21)$$

式中 f_0 为附加弹性面层的共振频率。图 13.15 给出这种构造实际达到的隔声量改进效果（原因见 Harris, Fig. 23. 17, 曲线 a 与 c 可能倒了）。

但要注意，如果附加面层与实墙不是弹性连接，它有可能增加

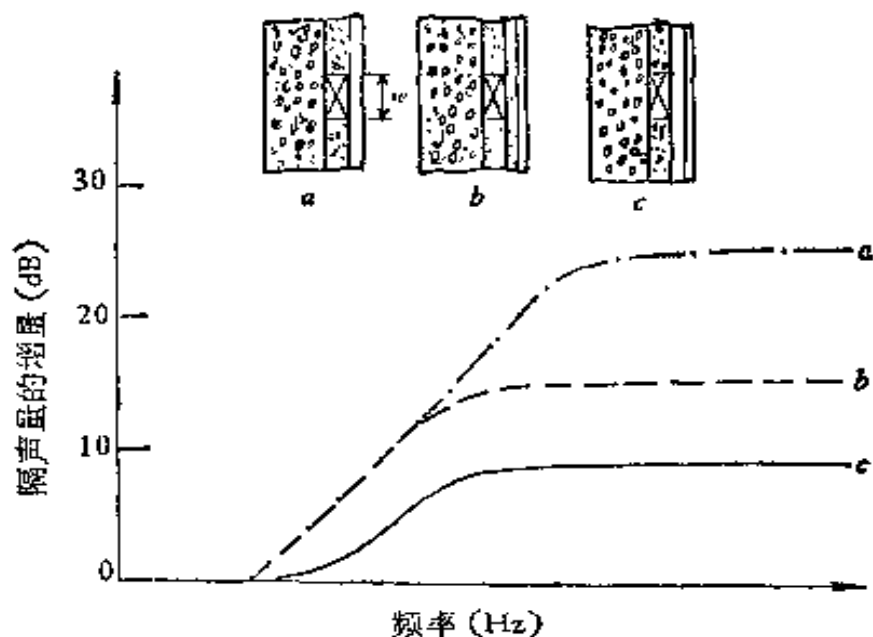


图 13.14 附加弹性面层的三种连接方式及其相应的隔声增量。
(a) 刚性线连接, (b) 刚性点连接, (c) 弹性夹条连接

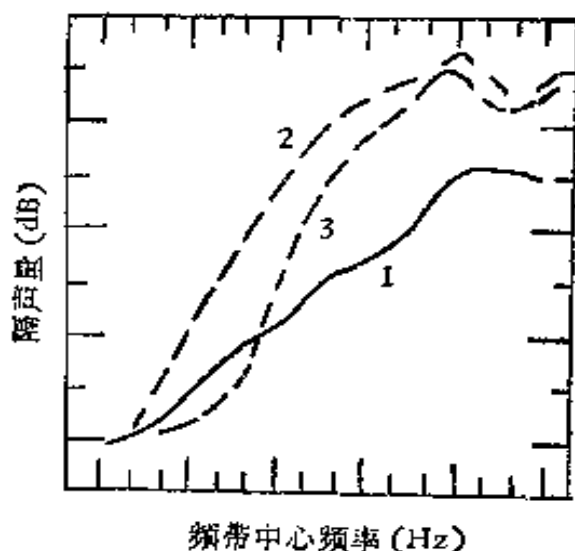


图 13.15 15cm 实心砌块墙 (207kg/m^3) 有和无附加面层时的隔声量, 1. 无附加面层, $I_a = 45$. 2. 同 A 构造, 但有弹性墙筋和 12mm 石膏板附加面层, 中间填玻璃棉毯, $I_a = 51$. 3. 同 B 构造, 但未放玻璃棉毯, $I_a = 45$

对室内的声辐射。例如, 通常在外墙内侧贴上刚性较大的隔热材料(如硬泡沫塑料或碎木板等), 而且外表再做一层抹灰粉刷, 就会引起这种不良后果。图 13.16 给出了这种构造使隔声量下降的具体数值, 这是由于隔热层的劲度和抹灰层的质量组成的共振造成的。

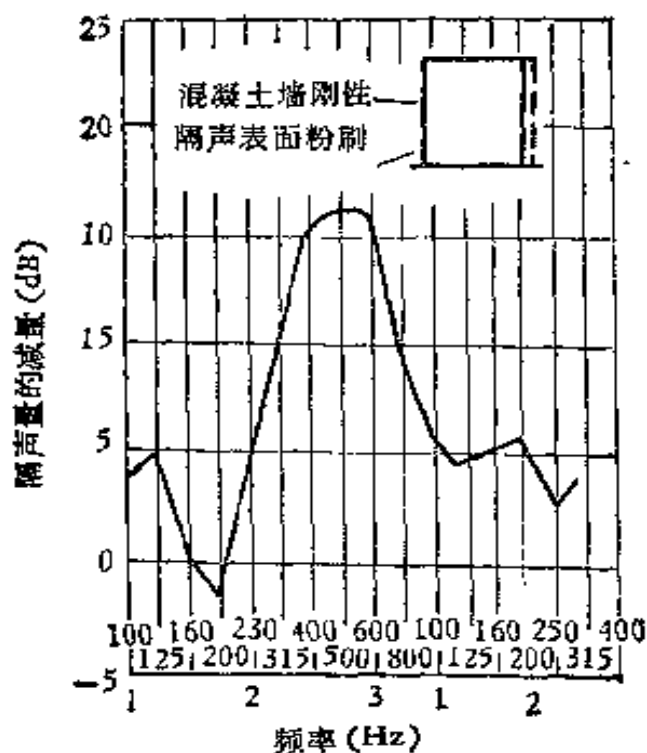


图 13.16 刚性连接时轻质抹灰层重墙的隔声量下降 (dB)

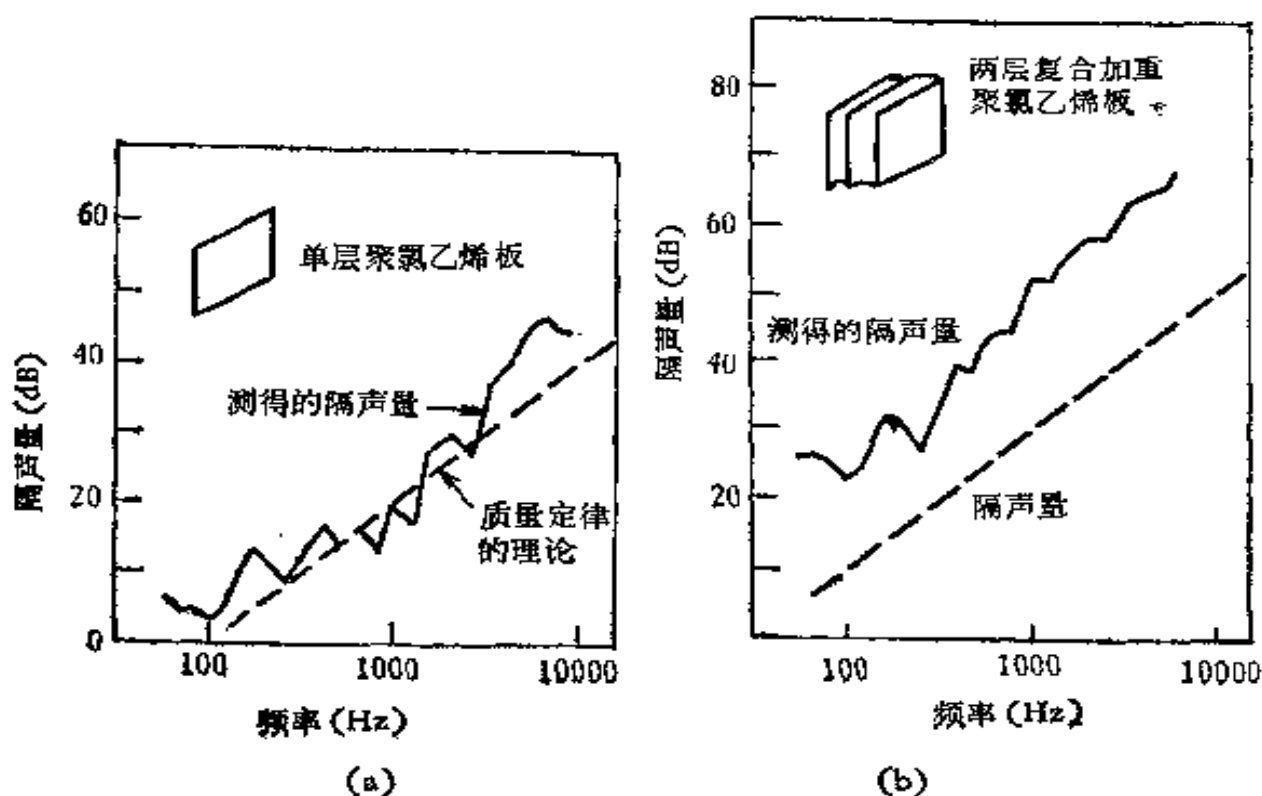


图 13.17 超过质量定律的多层复合加重聚氯乙烯板的隔声量

(ii) 多层复合板 利用分层材料构成的复合板。由于层间材料的阻抗不匹配,在分层界面上产生声能的反射,所以阻抗比要选

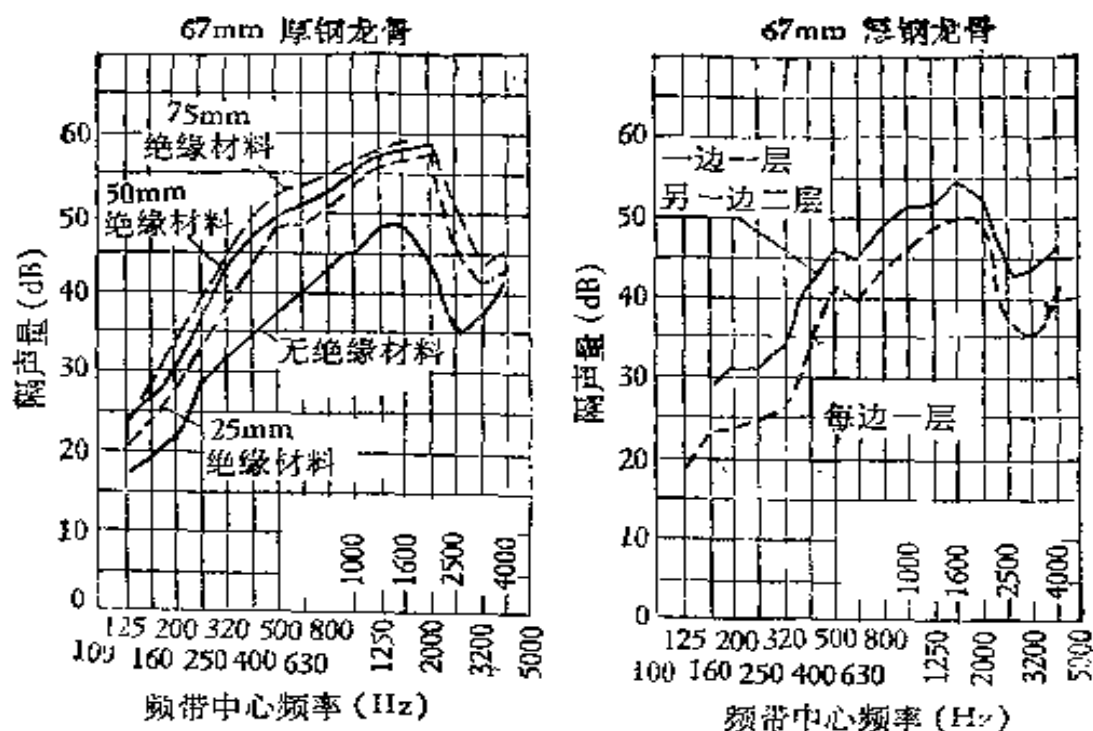


图 13.18 填有不同厚度多孔纤维吸声毯石膏板墙的隔声量
(毯的密度不是主要的,钢龙骨为 67mm 厚)

得足够大才会显著地提高隔声量。此外还可依据夹层中的疏松层或粘贴于金属上的阻尼来减弱共振和吻合频率区的声能透射。这样一种“夹心”结构既把双层基板隔开,而且增加了厚度,隔声就有所增加。如果间隔接近 $\lambda/4$ 时,复合结构的隔声量可以大到两层板各自隔声量的总和,从而超过质量定律,在高频还可以因夹层对声波的衰减作用而提高。例如密度 10kg/m^2 的超细玻璃棉在 1000Hz 时约有 2dB/cm 的衰减,在 3000Hz 时则有 6dB/cm 的衰减。

按照这些原则设计的构造很多。常见的例如 (i) 在两层 $0.9\text{—}1.5\text{mm}$ 厚铝合金或钢板中用 2.5 或 5.0 泡沫塑料或玻璃棉板分隔, (ii) 聚氯乙烯板贴上 1.5 或 0.8mm 厚的铝或类似材料以增加重量,单面贴 1.5 到 13mm 厚尿素泡沫塑料,然而将这种材料的泡沫塑料一面贴于金属、胶合板或其它板材上。图 13.17 和 18 所示为两种常见多层复合板的隔声量资料。

(iii) 薄板阻尼 大家知道,板的振动可成为有效的声能辐射体。所谓阻尼处理就是利用贴在板表面的材料或结构将振动能量

转化为热，结果板的振动受到抑制，辐射的声音也相应地减小了。对厚度小于 5, 6 毫米的板或其它表面阻尼处理最为有效。

用阻尼处理来降低噪声的有效程度取决于下列两个条件：

(i) 板有可能发生共振。

(ii) 必须针对会产生声波的振动。在空气声激发的情况下，在低于 $1/2$ 临界频率 f_c 时弯曲波辐射很小。因此，在板面上作阻尼处理作用很小，不如加大板的重量。但是，在板的边缘、角和其它接点处加阻尼处理对降低辐射噪声会有些好处，其效果取决于装置条件。高于 $f_c/2$ 的频率时，在板面上最大位移处加阻尼处理通常是很有用的噪声控制措施。

在机械力激发的情况下，来自力点的近场辐射主要约在 $f_c/4$ 以下频率。在 $f_c/4$ 和 $f_c/2$ 之间的频率，来自板边和边角的辐射将变得突出。在大于 $f_c/2$ 的频率，板面的弯曲波就越来越成为有效的辐射源；而在大于 f_c 的频率时，它们就成为主要的辐射源。虽然在低于 $f_c/2$ 的频率下，板的隔声量会因阻尼处理而有所提高，但是因板的质量增大而起的提高作用比因减少板的共振而起的作用要大。

阻尼处理的性能用阻尼结构的损失因数 η 来测定。这里

$$\eta = \frac{\text{在某一已激发频率下每一弧度运动所损失的能量}}{\text{在同一频率下系统内储存的最大应变能(位能)}} \quad (13.22)$$

η 和等效粘性阻尼因数 R/R_c 之间的关系为

$$\eta \simeq (R/R_c), \quad (13.23)$$

达到满意效果的最小损失因数约为 0.1；其标准值在 0.1 和 0.3 之间。如板面为一有效辐射体， η 增大十倍可降低辐射声级达 10dB。至于如何测定在第十二章中已有介绍。

常用的阻尼处理有三种：均质阻尼层，约束阻尼层和摩擦阻尼层。有关材料及作用见第十二章。板上贴均质阻尼层和摩擦阻尼层时，其最小宽度和长度应不小于板内弯曲波波长的 40%，板上贴有约束阻尼层时则至少为弯曲波波长的 60%。均质层和约束层处理必须与板面完全贴紧，才能使振动全部传入阻尼材料。

§ 13.4 结构固体声隔绝

结构的振动除了受空气激发以外,还要受到稳态(如机器和马达等)或撞击性(如砰门和走路皮鞋跟等)机械力的激发。这对楼板尤其常见。要使结实的楼板结构振动所需的力是不小的,而进入楼板的能量中只有极小一部分会从结构辐射出来而成为空气声。即使这样小的辐射功率也会产生出很高的噪声级。例如一个机器引入楼板的机械功率可能有 10W,由于楼板振动而辐射至室内的声功率不过 0.1W,但是已可产生高达 75dB 的声压级。

控制稳态激发下结构噪声的原理可用第十一章隔振技术来处理,但这里强调的是辐射噪声,不只是振动的传递。而且考虑到撞击激发和结构声在整个结构中传播等特点,有必要进行分析并提出工程上的处理办法。

13.4.1 楼板撞击噪声

所谓撞击是指由时间短促的力所产生的,而且足够强以使结构引起可观振动。以一坚硬物体落到楼板上时产生的撞击为例,见图 13.23(a) 的示意图。假设物体是坚硬质量 m ,落到楼板上的速度为 c 。撞击力和撞击噪声均与下落物体的质量和速度的乘积成线性关系。当落体撞及地面时,其速度突然降至零。产生此减速的力与物体质量及速度变化成比例。如果地面很硬,减速率就很大,落体便产生出幅值很高,持续时间极短的力脉冲。然后如果地面上铺有一弹性面层,则减速率要大大减小,产生的力脉冲幅值小而持续时间长,见图 13.19(b)。这两种不同力脉冲所产生的声谱分布见图 13.19(c) 所示。落到硬地上的高频成分较多,落在弹性地面上的只产生发闷的低频声。

楼板振动表面产生的声压与该表面的振速成比例,如振动楼板向室内连续辐射声音,则室内因反射而得到的混响声压级 L_r 取决于室内总吸声量 A 和振动表面的辐射效率 σ 。吸声愈小,辐射

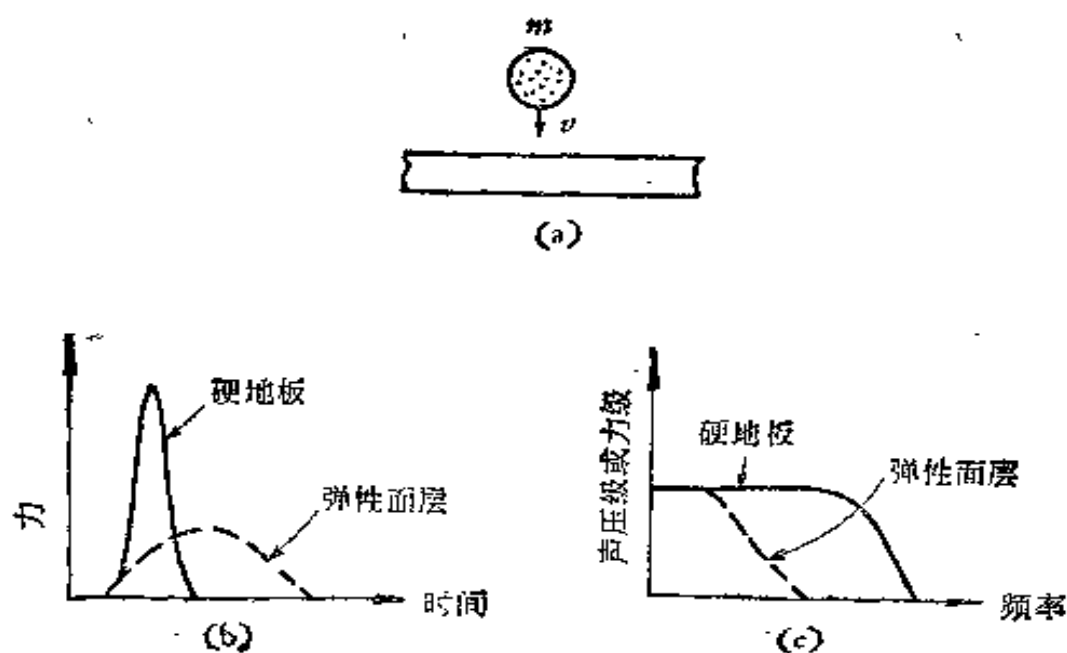


图 13.19 物体落在楼板上产生的撞击
 (a) 质量 m 以速度 v 撞击楼板;
 (b) 物体撞击硬地面及弹性地面时撞击力与时间关系;
 (c) 物体撞及硬地面及弹性地面时撞击噪声频谱的比较

效率愈大，声压级便愈高，混响的声压级 L_r 和表面的声压级 L_b 之间有如下关系：

$$L_r = L_b + 10 \log(4s_v\sigma/A), \quad (13.24)$$

式中 S_v 向室内辐射声音的振动表面面积， σ 为它的辐射效率。由于 σ 总是小于或等于 1，所以在(13.24)式中，要假设 $\sigma = 1$ 算出的 L_r 是比较保守的(撞击声级高)。式(13.24)指出若 A 大于 4 倍辐射面积，则室内的平均声压级比传声器放在靠近辐射楼板时实测声压级要低(这里假设 $\sigma = 1$)。

当然楼板撞击声归根结底与它所受到的撞击力大小直接有关。可是楼板上的各种撞击活动所产生的力却难以预料。为了便于比较，国际上常用标准撞击器，规定了它的锤量(500g)、落距(4cm)，和每秒钟撞击次数(10)，使撞击力标准化。当它在一块匀质实心的光秃混凝土楼板上撞击时，如不考虑其边界条件的影响(即面积为无限大)，则在楼下室内的倍频带撞击声功率级 $L_{w_{oct}}$ 大致为

$$L_{w_{oct}} \approx 10 \log \left(\frac{\rho c \sigma}{5.1 \rho_P^2 c_L \eta_P t^3} \right) + 120 \text{ dB}, \quad (13.25)$$

式中 η_P 为楼板的损失因数, c_L 为楼板中纵波速度 (m/s), ρ_P 为楼板的密度 (kg/m^3), t 为楼板厚度 (m)。由上式可得下列关系:

- (i) $L_{w_{oct}}$ 随频带中的辐射效率改变,
- (ii) $L_{w_{oct}}$ 随 E 、 ρ 、 t 、 η 的增长而减低。因此要改善楼板的撞击隔声性能, 就要增大它的弹性模量, 密度和厚度, 其中以增加厚度最有效。厚度每增加一倍, $L_{w_{oct}}$ 下降 9dB。

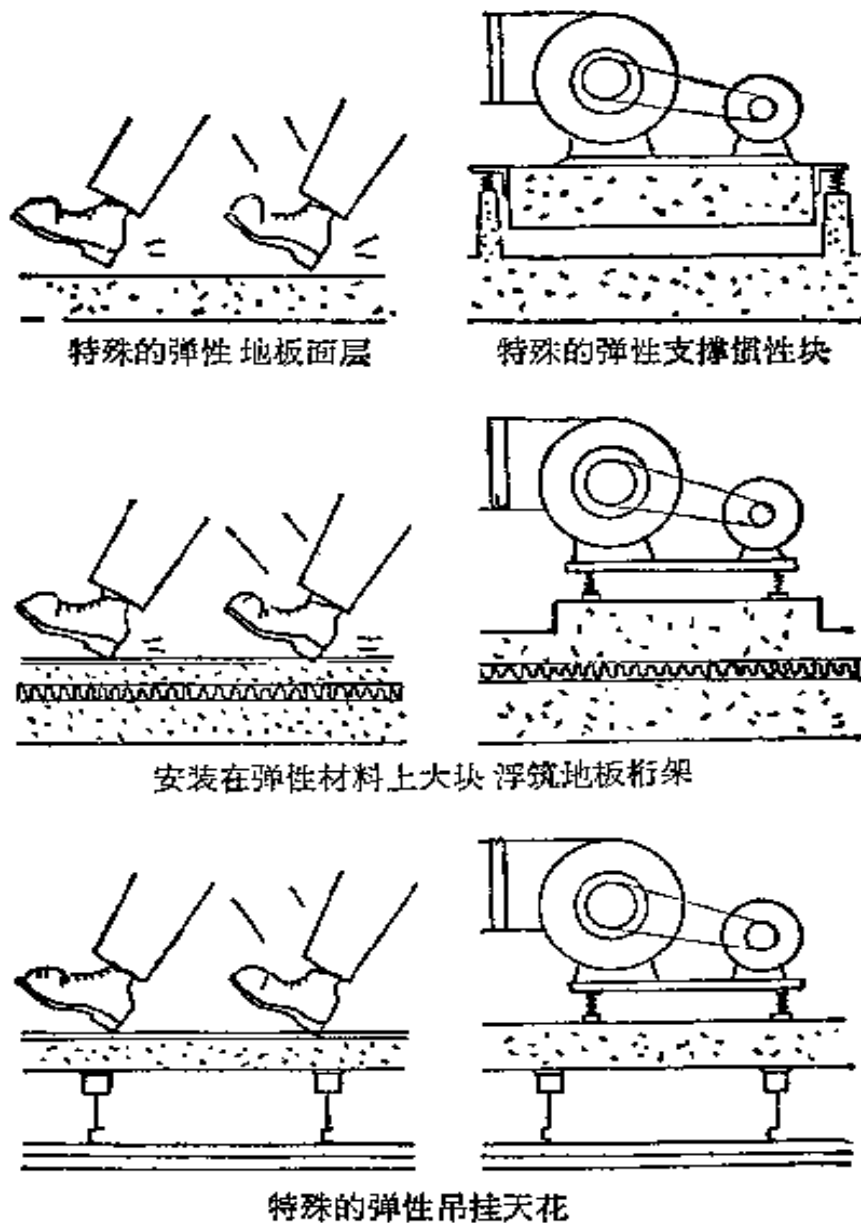


图 13.20 控制楼板固体声的三种常用办法。
左图是直接撞击源, 右图是振动噪声源

13.4.2 楼板撞击隔声

常用楼板结构受撞击后噪声很大，实心或空心的钢筋混凝土楼板往往都不能满足一般住户的要求。控制楼下室内撞击噪声的方法有三种途径，如图 13.20 所示，在必要时可将三者结合起来使用。

1. 弹性面层 在楼板结构表面铺设弹性材料后，可使物体撞击楼板的能量大部分被吸收，从而大大减弱了楼板结构的振动。图 13.21 所示测量结果可以看到地面铺上一层地毯（通常是下面再衬一垫层以增加弹性）后噪声下降很多，撞击声指数从 91 分贝降到 36dB。两条撞击声级曲线的差距就是采用这种地面措施后所获得的撞击声改善值 $\Delta L_N(\text{dB})$ 。但由于地毯的面密度不大，又是开孔型结构，所以对提高空气隔声用处不大。图 13.22 所示为几种常见地面材料的撞击声改善值资料，它们的效果直接与材料

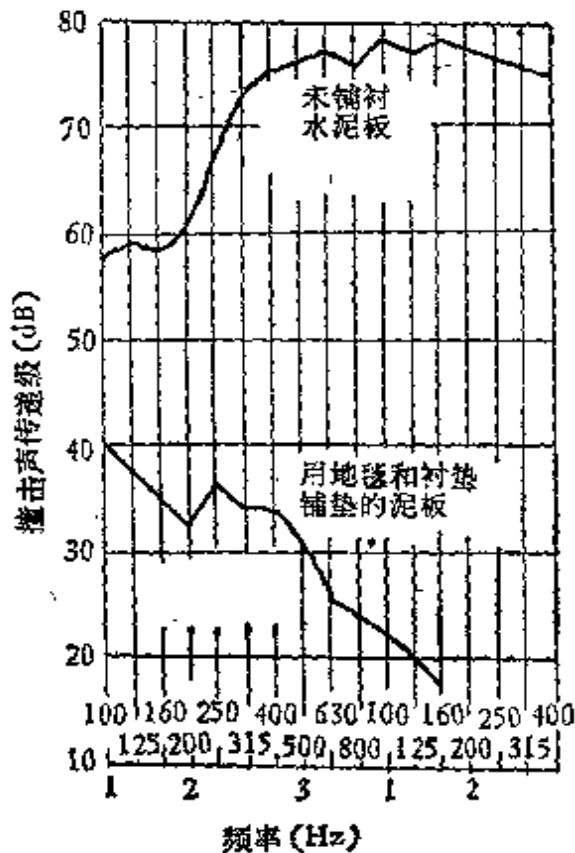


图 13.21 10cm 钢筋混凝土楼板和无地毯铺面（下有垫层）时的标准撞击声压级

的弹性有关。 ΔL_N 可由下式大致作出估计：

$$\Delta L_N = L_N - L'_N = 20 \log \left(\frac{4/\pi}{\left| \frac{\sin x}{x} + \frac{\sin y}{y} \right|} \right) \quad (13.26)$$

式中，

$$x = \frac{\pi}{2} (1 - n f_r / f_0), \quad y = \frac{\pi}{2} (1 + n f_r / f_0),$$

f_r = 撞击器的撞击频率 (10),

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{A}{m}} \sqrt{\frac{E}{t}}, \quad A_h = \text{锤的撞击面积 (m}^2\text{);}$$

m = 锤重 (0.5kg);

E = 弹性材料的杨氏弹性模量 (N/m²),

t 为材料的厚度 (m).

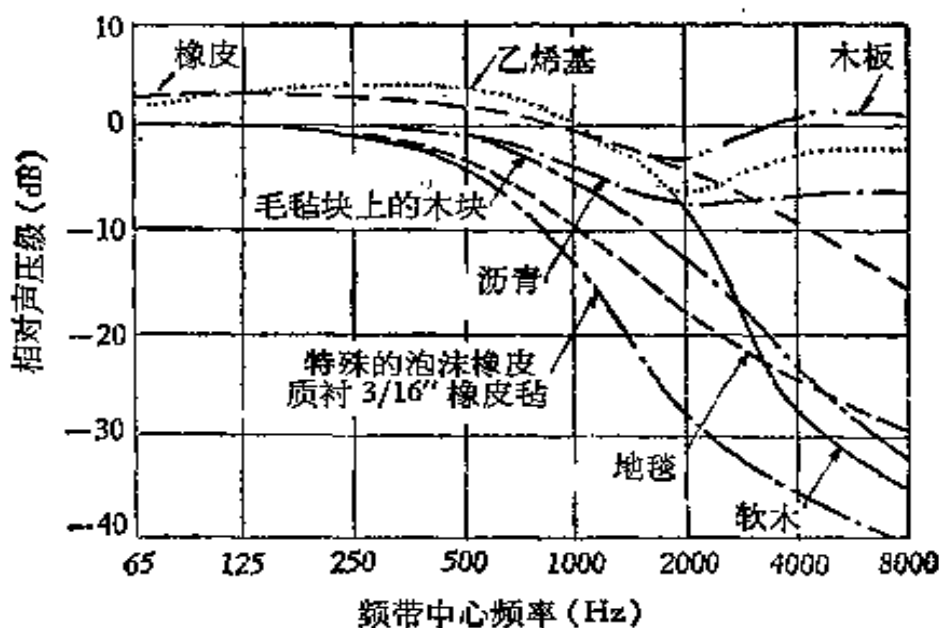


图 13.22 在光秃混凝土楼板上铺设各种地面材料后，降低撞击声的改善值曲线

2. 浮筑地板 在承重楼板和地面之间做一弹性垫层，并把上下两层完全隔开，可使地层上发生的撞击力和振动的一小部分传至楼板结构。这对撞击隔声和空气隔声都是非常有效的，尤其适用于安静要求较高的情况。它的隔声效果取决于垫层材料的弹性

和厚度,而且在构造细节上不允许地面层与任何基层结构(包括墙体)有刚性连接,否则前功尽弃。图 13.23 所示为仅仅因为浮筑板面层四周与墙有刚性连接而造成之严重影响。 $L = 0$ 的曲线表示浮筑地板与墙无连接时所达到的改善值情况。其它曲线表示浮筑地板周边为不同长度(L)连接时的改善值情况,即使连接的长度仅为 10cm (图中 $L = 0.1\text{m}$),但其影响已很可观。所以注意浮筑楼板连接点的设计及施工至为重要。如浮筑地板与结构地板间无刚性连结,根据隔声理论可求得噪声降低

$$\Delta L = 20 \log [1 + (f/f_0)^2] \approx 40 \log (f/f_0),$$

式中 f_0 为浮筑层与弹性垫层振动系统的共振频率。如表面层较厚或频率较高,前者中能量损失较大,噪声降低则为

$$\Delta L \approx 10 \log (2.3 \rho_1^2 \omega^3 \eta_1 c_{L_1} t_1 / m S^2),$$

式中 $\rho_1, \eta_1, c_{L_1}, t_1$ 为面层的密度、损失因数、纵波速度和厚度, S 为垫层的力劲。

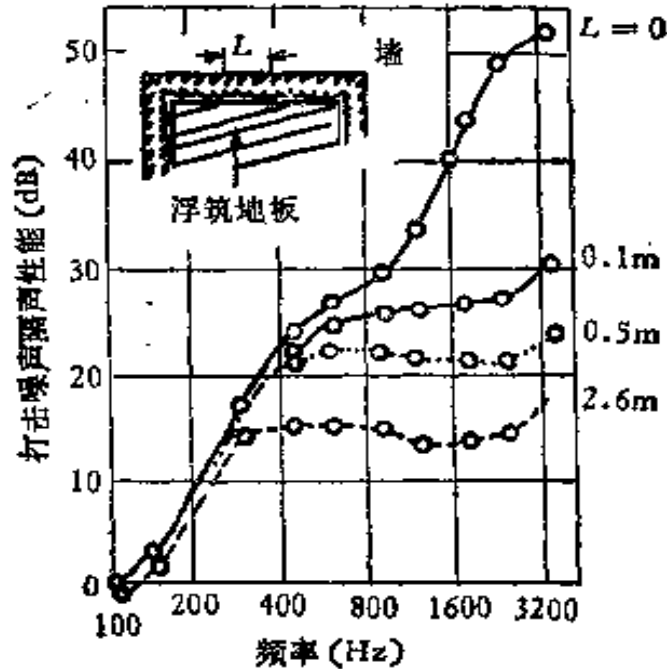


图 13.23 混凝土浮筑地板边缘与砖墙之间刚性连接对撞击噪声改善值的影响,图中各曲线上的 L 值表示线状连接的长度

3. 弹性吊挂平项 在楼板的底面吊一个弹性吊顶可以阻止它向下面房间辐射声音,这里强调用弹性的吊筋(钩)是为了减少固

体声沿着悬吊结构传至吊平顶层。这样做对空气隔声和撞击隔声都同样有效,但沿墙体的固体侧向传声影响往往限制它的效果,见图 13.24。吊平顶应该是密实的,上面不能有洞孔,若装有灯或风管其缝隙也应严加堵塞。如果在楼板结构与吊顶之间放有吸声材料,则效果更好些,也容易弥补一些小孔的影响。

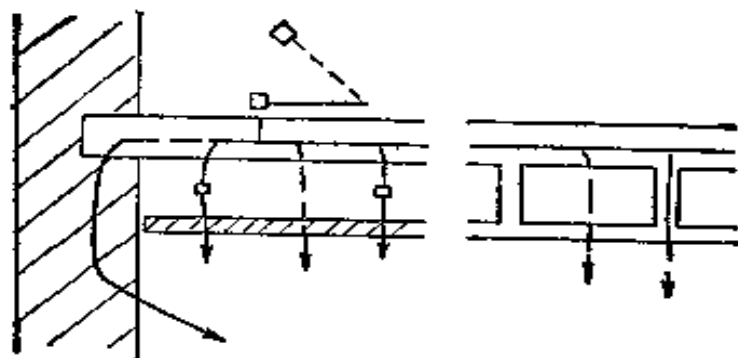


图 13.24 楼板撞击声通过弹性吊钩平顶以外的侧向固体传声途径

13.4.3 固体侧向传声的控制

撞击声和空气声在建筑物(船舶也如此)内传播时,除直接由公共墙或楼板辐射外,另一个重要的传声途径是固体侧向传声。这里是指侧墙、框架、梁和柱等侧向传声构件。除了构件本身,更重要的是它们之间的交接、连系分布情况。就均匀构件来讲,影响声(振动)衰减的是它们的质量、厚度、阻尼(内、外)以及激发点和辐射表面的情况。由于建筑构件一般比较刚劲,所以衰减不大(损失因数一般约为 10^{-2} 数量级)。

图 13.25 示明在一幢 16 层混凝土构造的住宅楼中,结构噪声沿着各层隔墙离激发源的距离而衰减的情况(200 和 2800Hz)。沿外墙衰减量小,内墙则较大,因为在内墙与其它墙和楼板的十字接点处的能量损失,比之外墙与有关构件接点处的要大。一般来说混凝土框架结构房屋内结构噪声衰减在 1000Hz 以下约为每层 5dB,到 3000Hz 时可达 8dB。它沿公共楼板作水平向传播时的衰减约为 1.5—2.0dB/m,水平衰减较小是由于中间的一些轻质内

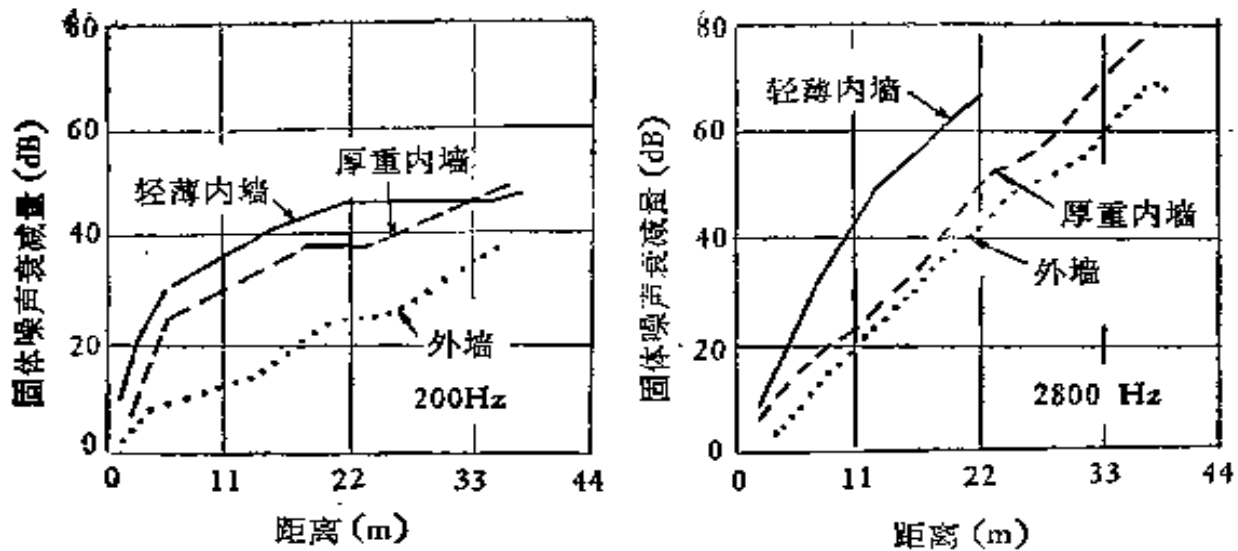


图 13.25 一幢钢筋混凝土房屋内,沿垂直向承重墙的实测固体噪声衰减量,频率分别为 200Hz 和 2800Hz

隔墙对抑制楼板结构的振动运动不及垂直传播时重厚楼板结构抑制墙和柱的振动运动那样有效。

至于在构件交接点处,声能将有一部分通过,一部分反射。这决定于交接点构件的数目、安排方式、相对尺寸、材料变化节点处理等。透过的声能总的讲是减弱了,而且还会分散到几个分支构件中去。所以对每一分支中能量衰减来讲,可以是因为交接点反射等引起,也可以是分散到几路的结果(与空气中声波的几何扩散相似)。前者是结构有较大衰减的主要原因,故通常采取措施以增加其衰减环节。如构件转弯、改变截面尺寸、改变材料性质都会产生反射。但在一般建筑物中,它们往往不能自由控制,可变范围也不大,所以实际效果有限。下面介绍两种可以采用的、比较有效的措施。

1. 结构的不连续性 控制结构噪声传播的一个有效措施是采用不连续结构方式,这在一些录音室之类隔声要求特别高的情况经常用到。这种不连续性必须在结构的基础至屋顶全部断开,即建筑上所谓伸缩缝的做法,而小小的刚性声桥就会破坏它的效果,故必须十分注意。相隔一空气层当然有效,但从构造上考虑这个缝隙还是以插入一些弹性垫层(例如沥青玻璃棉板、软木板等等)

表 13.5 常用材料的隔声量 (dB)

材 料	频 率 (Hz)							
	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
24cm 砖墙, 双面抹灰	42	43	49	57	64	62	—	
10cm 砖墙, 无抹灰	30	36	37	37	37	43	—	
15cm 轻混凝土砌块墙, 抹灰	38	36	40	45	50	56	—	
10cm 加气混凝土墙, 双面喷浆	33	32	32	40	49	60	—	
石膏板墙 15mm 厚, 在 5×5cm 木龙骨双侧	23	28	33	43	50	49	50	
石膏板墙 15mm 厚, 在交错木龙骨双侧	26	35	42	52	57	55	57	
铅 0.4mm 厚, 5kg/m ²	19	20	24	27	33	39	43	
0.8mm 厚, 10kg/m ²	22	24	29	33	40	43	49	
胶合板 19mm 厚, 10 kg/m ²	24	22	27	28	25	27	35	
6mm 厚, 3.5kg/m ²	17	15	20	24	28	27	25	
玻璃 3mm 厚, 7.5kg/m ²	11	17	23	25	26	27	28	
6mm 厚, 15kg/m ²	17	23	25	27	28	29	30	
双层 6mm 厚, 中空 13mm	23	24	24	27	28	30	36	
双层 6mm 厚, 中空 150mm	25	28	31	37	40	43	47	
不碎玻璃 6mm 厚, 7kg/m ²	16	17	22	28	33	35	35	
12mm 厚, 14kg/m ²	21	23	26	32	32	37	37	
24mm 厚, 28kg/m ²	25	28	32	32	34	46	46	
钢板 1.2mm 厚, 10kg/m ²	15	19	31	32	35	48	53	
1.5mm 厚, 12.5kg/m ²	21	30	34	37	40	47	52	

为好，因为放入这些垫层后还可以保证施工时不致因碎砖或混凝土浆的漏入而形成声桥。

当这些垫层以直线连接时，可用下列隔声量估计公式

$$R_1 = 20 \log \frac{\pi d_2 E_1}{\lambda_{L_1} E_2} \quad (\text{纵波}) \quad (13.27)$$

$$R_2 = 30 \log (f/f_0) \quad (\text{弯曲波}), \quad (13.28)$$

$$f_0 = \frac{1.80 c_{L_1}^3}{\lambda^2} \sqrt{\frac{E_2^2}{E_1^2 h_1^2 d_2}} \quad (13.29)$$

式中 E_1 和 E_2 分别为构件材料和垫层材料的弹性模量， λ_{L_1} 和 c_{L_1} 分别为构件材料中纵波波长和波速， h_1 为构件高度， d_2 为垫层厚度。可见 E_1 比 E_2 愈大愈好， d_2 愈大愈好。

2. 阻挡质量 在交接处夹一重质量块以增加隔声的办法（也可夹在连续构件外面），这在建筑构件中是少用的，在船舶中则有时采用。但在建筑中有时故意将管道与重墙固定着，以减少管道传声就是利用这种效应。其隔声量（在一定频率以上）为

$$R = 20 \log \frac{\pi m_0}{m \lambda_B}, \quad (13.30)$$

式中 m 和 m_0 分别为管的质量与所加的质量， λ_B 为弯曲波长。

参 考 文 献

- [1] 同济大学声学研究室, 建筑声学译文集(1), 房屋隔声 (1980).
- [2] L. L. Beranek, ed, Noise Reduction (1962).
- [3] R. W. Newman, Acoustics, chapter on Time Saver-standards.
- [4] H. Lord, et al., Noise Control for Engineers (1980).
- [5] B. H. Sharp, Prediction method for sound transmission of Building elements, *Noise Control Engineering*, 11, No. 2, 53 (1978).
- [6] M. Heckl, Untersuchungen über die Luftschalldämmung von Doppelwänden mit Schallbrücken, *Proc. 3rd, ICA, Stuttgart* (1959), 1010 (1961).
- [7] 王季卿, 混凝土楼板对撞击声隔绝的实验室研究, 第二届建筑物理学术会议论文集(1966).
- [8] 王季卿, 住宅隔声进展, 同济大学学报, 1(1979).
- [9] 王季卿, 提高轻板隔墙隔声性能的实验研究, 同济大学学报 (1981).
- [10] Wang Ji-qing, Gu Qing-guo, Performance of Sound TL of Metalstud Lightweight Panel Partitions, *Proc INTER-Noise 82*, 475.
- [11] 顾墙国、王季卿, 弹性联接对钢龙骨轻板隔墙隔声量的影响, 声学学报, 1 (1983).

第十四章 吸声材料

马大猷 吕如榆

§ 14.1 引言

声波射向不同材料,其能量的一部分透入材料而被吸收,其余则反射回到空气中。主要利用其吸收性质的材料称为吸声材料。使用吸声材料是控制厅堂音质、控制噪声的重要手段,它的应用范围很广。最常用的吸声材料是玻璃棉、矿棉等多孔性材料及其制品如吸声板、吸声毡等。利用薄板、空腔等的共振特性也可以做成有效的吸声结构。本章将讨论各种吸声材料的吸声机理、特性和测试方法。

在 § 2.2 中已讨论过,媒质中声波的传播由其特性阻抗 $Z = \rho c$ 决定, ρ 为媒质密度, c 为其中的声速。这个关系也适用于吸声材料,但不管是多孔性材料还是共振结构,发生振动而传播声波的往往是其中的空气(在薄板共振器的情况和软骨骼多孔性材料的情况则除空气振动外还有薄板和骨骼的振动),因此要根据声波传播的实际情况,取其有效密度和声速。因为存在着能量损失,所以有效密度 ρ 、有效声速 c 以及声阻抗率 z 一般为复数。声波自空气中入射到特性阻抗不同的材料上要发生折射和反射,2.6.1 节的规律对复数特性阻抗仍然适用。

描述材料的吸声特性有以下各量:

法向吸声系数 声波从法线方向射向材料时,声强或声功率被吸收的部分与入射声强或声功率的比值,即

$$\alpha_N = I_A/I_I = W_A/W_I = p_A^2/p_I^2, \quad (14.1)$$

式中 I 、 W 、 p 分别代表声强,声功率和声压(有效值),下角标 A 和

r 分别指被吸收的值和入射的值。由 2.6.1 节可知法向声压反射系数

$$r = \frac{Z - \rho_0 c}{Z + \rho_0 c}, \quad (14.2)$$

法向吸声系数则为

$$\alpha_N = 1 - |r|^2. \quad (14.3)$$

赛宾吸声系数 吸声系数随入射角而改变,一般讲,吸声系数是指在混响室中测量而用赛宾混响公式算出的吸声系数,它包括了各种入射角。计算公式为

$$A = 0.163V/T, \quad (14.4)$$

式中 V 为混响室体积 (m^3), T 为混响时间 (s), A 为室内的总吸声量 (m^2)。室内全空时测得吸声量为 A_0 , 面积为 S 的吸声材料放入后所测得的吸声量为 A , 赛宾吸声系数即为

$$\alpha = (A - A_0)/S, \quad (14.5)$$

式中 A_0 为混响室中原有的吸声量。在给出吸声系数时,一般按 6 个频率给出: 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000Hz。多孔性材料的吸声特性与材料厚度有关,材料厚度(包括后面空腔) d 小于四分之一波长时,吸声系数就开始下降,开始下降的频率是

$$f = c/4d. \quad (14.6)$$

如需要低频吸收较好,则总厚度至少应 100mm, 如果只有 50mm 或 25mm, 那么在 125Hz 或 250Hz 吸收就很差了。

降噪系数 250, 500, 1000, 2000Hz 四个频率吸声系数的算术平均值,小数点后算到 0.05。这是单用一数字表示材料吸声特性的方法。例如 20mm 玻璃棉板的吸声系数为

125Hz	0.07
250Hz	0.26
500Hz	0.70
1000Hz	0.99
2000Hz	0.99
4000Hz	0.98

其降噪系数为

$$(0.26 + 0.70 + 0.99 + 0.99)/4 \approx 0.75,$$

降噪系数仅作一般比较用,如果低频吸收和高频吸收很重要,这时还是用六个频率的吸声系数为好。

安装条件 安装条件对吸声性质影响很大,因此必须加以说明。美国标准安装方法有以下四种(如图 14.1):

- 第一种,胶结 点粘结到硬表面上,空隙 3.2mm.
- 第二种,板条 钉到 $25 \times 75\text{mm}^2$ 板条上,空隙 25mm.
- 第三种,直接摆 直接摆到硬表面上,无空隙.
- 第四种,吊装 用金属杆吊装,空隙 400mm.

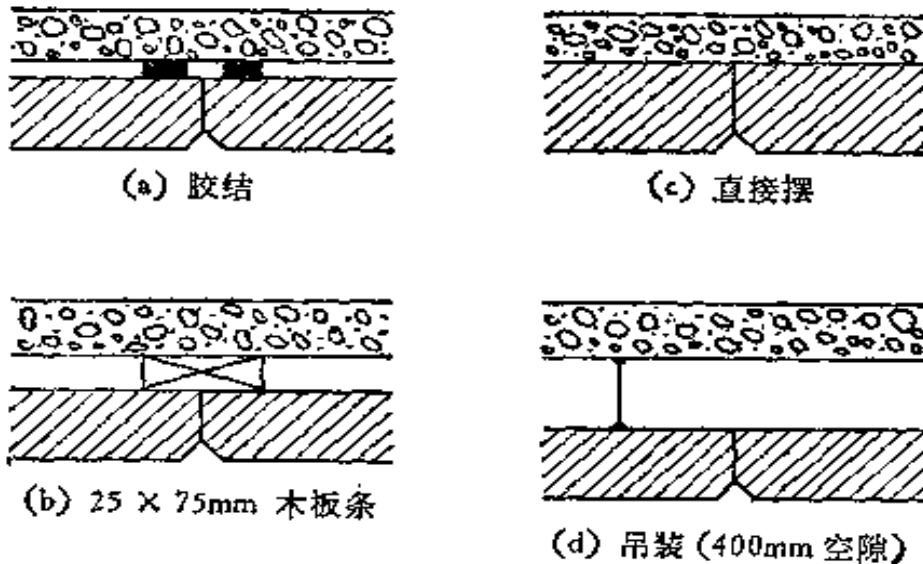


图 14.1 测试吸声材料的标准安装方法

这几种安装法分别代表可能装法范围内的典型情况,测得的结果不同。我国用直接摆的情况较多,如加大空隙以提高低频吸收或装在天花板上,就要考虑其它安装方法了。

§ 14.2 多孔性材料

常用多孔性材料除玻璃棉、矿渣棉外还有木丝板,甘蔗板等。后两者可用以上方法安装,玻璃绵和矿渣绵可以加粘结剂做成板、块状,一样安装;也可以做成毯、毡,甚至直接用松散材料。用松散

材料时吸声性质可能稍好，但安装时需要用玻璃纤维布或塑料薄膜包起或表面加穿孔板以免纤维飞出，护面材料要使高频的吸声降低，如希望到 4000Hz 影响还不大，则塑料薄膜的重量不可超过 $100\text{g}/\text{m}^2$ ，穿孔板或纱网等的穿孔面积不可少于 20%，矿渣绵也可以做成吸声泥灰喷到墙壁上。

多孔性材料内透入声波后，空气分子振动时在微孔内与孔壁摩擦，空气中的粘滞损失使声能变为热能而消失。所以，多孔性吸声材料必须具有大量微孔，微孔必须通到表面，使空气可以自由进入，互不相通也不通到表面的闭孔材料（如图 14.2(a)）是不能形成吸声材料的。开孔（如图 14.2(b)）的是吸声材料的基本构造，图 14.2(c) 是瑞利的多孔性材料模型，这个简单模型可以用来了解吸声材料的性质。

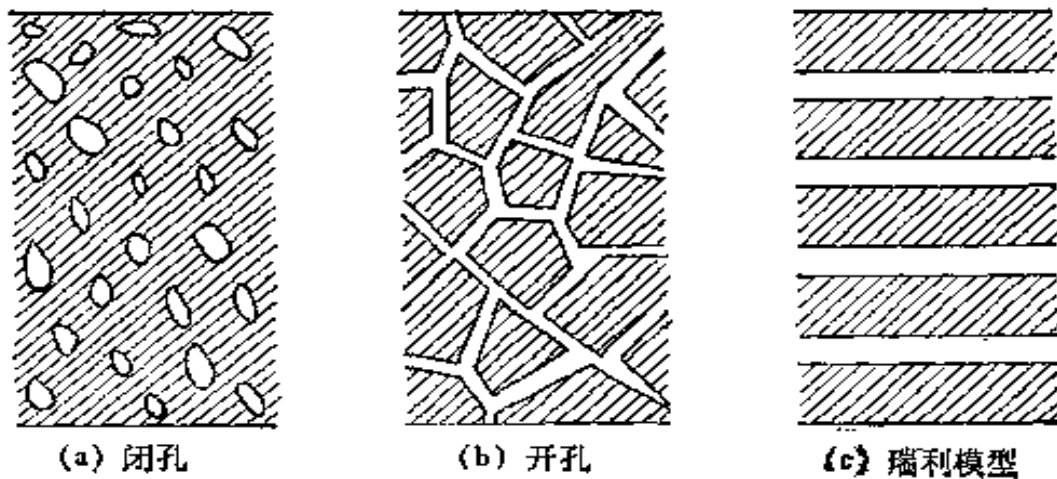


图 14.2 多孔性材料的构造

14.2.1 细管的声阻抗率

取瑞利模型，首先考虑一个直径很小的圆管的声阻抗率。设细管两端的声压差为 Δp ， l 为其长度， d 为其直径，管内声波的运动方程为（见第二章）

$$\rho_0 \ddot{u} - \frac{\eta}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u}{\partial r} \right) = \frac{\Delta P}{l}, \quad (14.7)$$

式中 u 为质点速度，其上一点代表对时间的微分， ρ_0 为空气密度，

η 为空气的粘滞系数(在室温下, η 约为 $1.8 \times 10^{-5} \text{Pa}\cdot\text{s}$)。在管壁上 ($r = d/2$) 质点速度为零, 解(14.7)式得

$$u = -\frac{\Delta P}{i\kappa^2\eta} \left[1 - \frac{J_0(\kappa r)}{J_0(\kappa d/2)} \right],$$

J_0 为零阶贝塞耳函数。横截面上的平均速度为

$$\bar{u} = \frac{8}{d} \int_0^{d/2} ur dr = -\frac{\Delta P}{\eta\kappa^2 i} \left[1 - \frac{4}{\kappa d} \frac{J_1(\kappa d/2)}{J_0(\kappa d/2)} \right]. \quad (14.8)$$

J_1 为一阶贝塞耳函数,

$$\kappa = \sqrt{-j\omega\rho/\eta}. \quad (14.9)$$

令

$$\kappa d/2 = x\sqrt{-1} \quad (14.10)$$

$x = \sqrt{\omega\rho/\eta} \cdot (d/2)$ 。在一般情况下, x 比 1 小, 上面的 \bar{u} 可取近似值, 因而可求得单位长细管的声阻抗率* 为

$$Z'_1 = \frac{\Delta P}{i\bar{u}} = \frac{4}{3} j\omega\rho_0 + \frac{32\eta}{d^2}. \quad (14.11)$$

对于多孔性材料, 每单位面积上的微孔面积 σ 称为材料的孔隙率。材料每单位厚度的声阻抗率为

$$Z_1 = \frac{Z'_1}{\sigma} = \frac{4}{3\sigma} j\omega\rho_0 + \frac{32\eta}{\sigma d^2}. \quad (14.12)$$

其实数部分

$$R_1 = \frac{32\eta}{\sigma d^2}, \quad (14.13)$$

称为流阻, 在材料一面加大或降低气压, 测两面的气压差和每秒钟通过材料的流量, 就可以求得 R_1 。

实际的多孔性材料(如图 14.2b) 与瑞利模型不同, 其通道是曲曲折折的, 声阻抗率应再乘上一个由其实际构造决定的常数 s , 结构因数。一般材料的结构因数接近 2, 而在特殊情况下可达 10

* 在 $x > 10$ 时, 单位长粗管的声阻抗率近似值为

$$Z'_1 = j\omega\rho_0 + \frac{4\eta}{d} \sqrt{\frac{\omega\rho_0}{2\eta}} (1 + j).$$

以上，在空气中 Z_1 应等于 $j\omega\rho$ ，因而(14.12)式可以改写为有效密度

$$\rho = \frac{4s}{3\sigma} \rho_0 (1 - j6/x^2) = \frac{4s}{3\sigma} \rho_0 - jR_1/\omega, \quad (14.14)$$

这就是复数密度。结构因数只能用实验方法求得。

14.2.2 特性阻抗、波长、衰减

多孔性材料的特性阻抗是

$$Z_0 = \rho c = \sqrt{K\rho}, \quad (14.15)$$

式中 ρ 为复数密度， c 为复数声速， K 为复数压缩率。用和上面相似的方法可以求得后者为

$$K = P_0 \left[1 + \frac{1}{8} (\gamma - 1) \frac{j\omega d^2}{4\nu} \right], \quad (14.16)$$

式中 P_0 为大气压力， γ 为空气的比热比， ν 为空气的有效热传导系数（在室温下， ν 约为 $2.84 \times 10^{-5} \text{m}^2/\text{s}$ ）。将此值与 ρ 值代入(14.13)式即得特性阻抗。在多孔性吸声材料内，传播的平面声波取 $\exp[j(\omega t - kx)]$ 的形式，其传播常数

$$k = \omega \sqrt{K/\rho} \quad (14.17)$$

也可以从(14.12)和(14.14)两式求得。

以上所得各常数都是从瑞利模型得来的，这只是定性的关系，实际材料的值要复杂得多。对于稍硬骨骼的高流阻多孔性材料，特性阻抗和传播常数的经验近似值为

$$Z_0 = R + jX, \quad (14.18)$$

$$R = \rho_0 c_0 [1 + 0.057(\rho_0 f/R_1)^{-0.754}],$$

$$X = -\rho_0 c_0 [0.0870(\rho_0 f/R_1)^{-0.732}],$$

$$k = \alpha + j\beta = \alpha + j(2\pi/\lambda_M), \quad (14.19)$$

$$\alpha = (\omega/c_0) [0.189(\rho_0 f/R_1)^{-0.995}],$$

$$\beta = (\omega/c_0) [1 + 0.0978(\rho_0 f/R_1)^{-0.700}],$$

适用于 $0.01 \leq \rho_0 f/R_1 \leq 1$,

式中 λ_M 是材料内的波长， α 是材料内的衰减率， ρ_0 ， c_0 是空气密

度和声速, f 是频率, R_1 是单位厚度单位面积的流阻 (比流阻率)。这些公式的变数都是可测量的, 所以测出流阻率就可以用它们直接了当地算出材料的声阻抗和传播常数。图 14.3 就是 $R/\rho c$, $X/\rho c$, α , β 作为 $\rho f/R_1$ 的函数曲线。

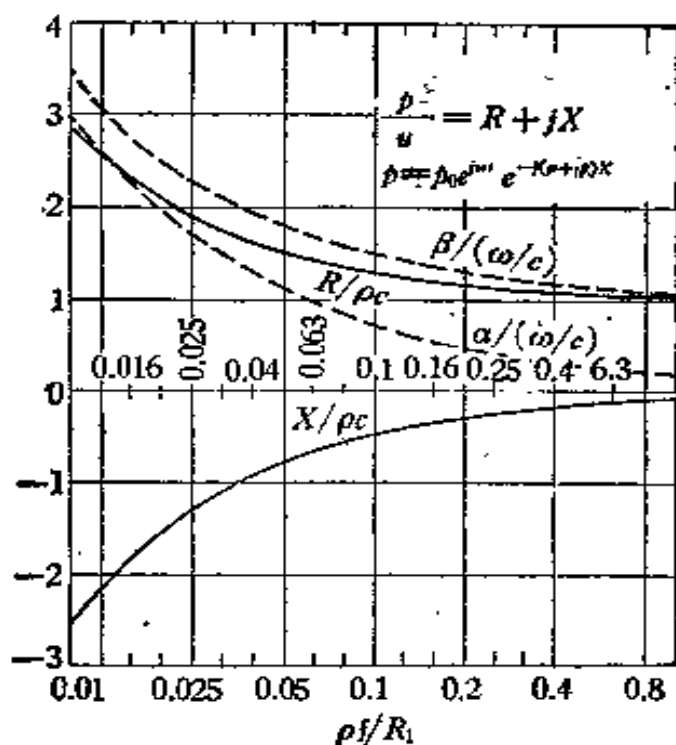


图 14.3 半刚多孔材料的特性阻抗和传播常数

14.2.3 多孔性材料的吸声特性

计算多孔性材料的吸声特性可应用 § 2.6 的结果。所不同的是把多孔性材料看成是局部反应的, 即其声阻抗与入射波的方向无关, 也就是说, 对任何方向的入射波, 材料内的质点速度只和表面上的声压有关, 总在法线方向上, 声阻抗等于正入射时的声阻抗。实际材料都很接近这种情况。材料的吸声系数

$$\alpha = 1 - |r|^2; \quad (2.55)$$

r 为声压反射系数,

$$r = \frac{Z_s \cos \theta - \rho_0 c_0}{Z_s \cos \theta + \rho_0 c_0}, \quad (14.20)$$

式中 θ 为入射角, Z_s 为材料的声阻抗率, 与材料的特性阻抗有关,

也和安装方法有关。材料为无穷厚（声压往返传过厚度时已衰减到很小）时， Z_r 等于 Z_0 。

1. 背面是硬表面 多孔性材料直接安装在刚性墙面上时，在其表面上的声阻抗率为

$$Z_r = -jZ_0 \cot kl \quad (14.21)$$

其中 Z_0 和 k 都是复数。

2. 背面不是硬表面 如背面接触的声阻抗率为 Z_r ，也可引用传输线理论的概念，即认为声波进入材料，经过距离 l 后，遇到 Z_r 而反射，反射波传播距离 l 又到达表面，这时材料内存在着入射波与反射波形成的驻波。取材料的背面与 Z_r 接触处为坐标原点， x 的正方向为入射波方向，材料中的声压可写做

$$p = I_m e^{j\omega t} \cos(kx + \phi). \quad (14.22)$$

质点速度为

$$u = -\frac{1}{\rho} \int \frac{\partial p}{\partial x} dt = \frac{P_m k}{\rho j \omega} e^{j\omega t} \sin(kx + \phi). \quad (14.23)$$

任意一点处的声阻抗率为

$$Z = \frac{p}{u} = \frac{j\omega\rho}{k} \cot(kx + \phi).$$

在 $x = 0$ 处，声波遇到背衬材料 Z_r ，

$$Z_r = \frac{j\omega\rho}{k} \cot \phi.$$

由此可求得常数 ϕ ，在材料表面 $x = -l$ 处的声阻抗率为

$$Z_r = -\frac{j\omega\rho}{k} \cot(kl - \phi),$$

消去 ϕ ，得背衬为 Z_r 时多孔性材料的法向声阻抗率 [代入由 (14.15) 和 (14.17) 两式求得的 $Z_0 = \omega\rho/k$]

$$Z_r = jZ_0 \frac{jZ_0 + Z_r \cot kl}{jZ_0 \cot kl - Z_r}. \quad (14.24)$$

如果材料背面为刚性壁，此时 $Z_r = \infty$ ，则 (14.24) 式的极限就是上节所求的 (14.21) 式。如材料背面是深度为 D 的空隙，则

$$Z_r = -j\rho_0 c \cot kD, \quad (14.25)$$

代入(14.24)即求得有空隙时材料的声阻抗率。

只要知道多孔性材料的流阻，就可以根据以上各式求出各种情况下的材料吸声特性。计算结果与实际测量基本相符。由于 Z_0 , Z_r , k 等都是复数，且受安装条件的影响，故材料的吸声特性主要还是依靠实验测量。

3. 空间吸声体 多孔性材料用适当粘合剂粘结后可作成中空的锥体、圆球、立方体、圆锥体等吸声体，或直接用吸声板，从顶棚挂下成为空间吸声体。这种吸声体适用于工厂、车间，使用时在不妨碍操作、灯光、吊装设备等的情况下，尽量低挂。空间吸声体的吸声量有时可达到同样材料装在墙面或屋顶上时的十倍，是有效使用吸声材料的一种方法。

§ 14.3 共振吸声结构

共振结构的吸声机理是在共振频率附近，结构某处的质点速度（或振动速度）达到非常大的值，因粘滞损失而大量消耗声能。

14.3.1 亥姆霍兹共振器

一个狭长的颈接到体积为 V 的空腔就形成亥姆霍兹共振腔（图14.4），颈中的空气具有声质量

$$m = \rho_0 l_e / S = \rho(l + 0.85d) / S$$

和声阻 $R_A = R_0 + R_r$ ， R_0 为粘滞声阻可由(14.11)式中求得， R_r 是颈口向自由空间的辐射声阻。此处 l 为颈长， d 为颈的直径， $S = (\pi/4)d^2$ 为颈的截面积， l_e 是有效颈长，它相当于颈长加因两端有声辐射而形成的管端修正项 $0.85d$ ，空腔相当于一个弹簧。在有声振动时，腔内空气的变化是绝热过程， PV^γ 为常数，因此可求得声顺 C_A （声劲的倒数） $= -dV/d'P = V/\gamma P_0 = V/\rho_0 c^2$ 。当一声波入射到颈口时，颈内空气质量运动的体积速度 u 将遵循下述方程：

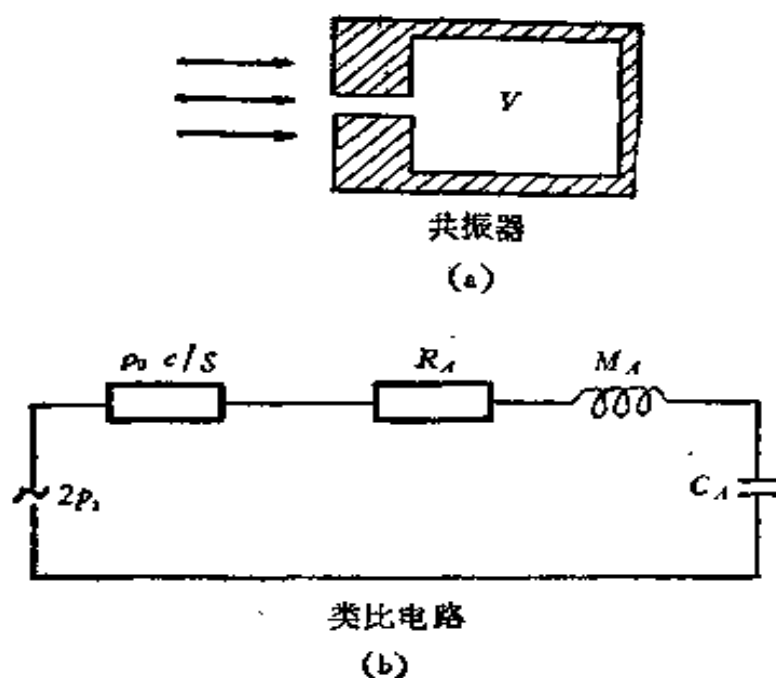


图 14.4 亥姆霍兹共振器和类比电路

$$m_A \frac{du}{dt} + R_A u + \frac{1}{c} \int u dt + u \frac{\rho_0 c}{S} = 2p_i. \quad (14.26)$$

$2p_i$ 是由于颈口障板反射使声压加倍(这可从 2.6.1 节中求得, $r \approx 1$, 在表面上 $p_i + p_r \approx 2p_i$), $\rho_0 c$ 是入射波的特性阻抗。这个式子与 LRC 串项电路的方程完全相似, 因此可用类比电路(见第一章 1.3)的概念讨论它的性能。图 14.4 就是一个类比电路。共振腔的共振频率是

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \frac{1}{\sqrt{m_A C_A}} = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{l_c V}}. \quad (14.27)$$

这时吸收最大, 因 R_r 不代表能量消耗, 和它有关的这部分声能还要辐射出去, 因此可以求出共振腔在共振频率的吸声量为

$$A = S \frac{(2p_i)^2 R_a}{(R_a + R_r)^2} \bigg/ \left(\frac{p_i^2 S}{\rho_0 c} \right) = \frac{4\rho_0 c R_a}{(R_a + R_r)^2}. \quad (14.28)$$

在一般情况下, R_a 值不大, 共振器的频带半宽度(吸收由最大值降低一半的频率范围)

$$2\pi\Delta f = \frac{R_A}{2m_A} \quad (14.29)$$

也很小。要使吸收增加，常在颈口加多孔性材料（腔内加吸声材料影响不大），但吸声材料多，共振性质也要削弱。

加大吸收的最佳方法就是调节粘滞阻与辐射阻之间的关系使其匹配。管口辐射可近似地看作点声源（但只向半空间辐射），利用(2.25)和(2.26)式计算功率辐射，可求得

$$R_r = 2\pi\rho_0c \left(\frac{1}{\lambda_0}\right)^2, \quad (14.30)$$

式中 λ_0 为共振波长。代入(14.28)式，共振吸声量可以写做

$$A = \frac{\lambda_0^2}{2\pi} \frac{4u}{(1+u)^2}, \quad (14.31)$$

式中 $u = R_c/R_r$ 。调整共振器使其与周围媒质相匹配，即内阻等于辐射阻， $u = 1$ ，共振吸声量的极大值为

$$A_m = \frac{\lambda_0^2}{2\pi}. \quad (14.32)$$

相对频带宽度

$$\frac{\Delta f}{f_0} = \frac{2R_r}{2\pi m_a f_0} = 8\pi^2 \frac{V}{\lambda_0^3}. \quad (14.33)$$

A_m 一般要比颈口大很多倍，亥姆霍兹共振器可做成非常有效的吸声器。但吸收频带非常窄，因此，亥姆霍兹共振器常用于吸收或接受窄频带内的声音。用声场激发起共振器的共振后突然停止声源，因共振器内的能量只有一部分被消耗，它将继续辐射声音，这与混响现象相类似，亥姆霍兹共振器过去称为共鸣器，原因就在于此。

例 直径 12.5cm 长 12cm 的空腔，加一直径 5cm，长 10cm 的颈就成为一个亥姆霍兹共振器，无须另加吸声材料就可以与周围环境相匹配， $R_c = R_r = 614.4\text{kg/m}^2\text{s}$ 。可求出共振频率为 165Hz，其共振吸声量为 0.675m^2 ，即相当于 0.675m^2 的完全吸收，为其颈口面积的近 344 倍。但相对带宽 $\Delta f/f_0$ 只有 1.33%，约 2Hz。在厅堂内用受援共振系统增加低频有效混响时间中，每个共振器——传声器——放大器——扬声器通道的频带宽度大约是 3Hz。

14.3.2 微穿孔板吸声结构

穿孔板结构相当于多个单独的亥姆霍兹共振器，因而也具有共振频率和吸收特性。把穿孔板装在刚性壁前，留有必要的空隙即可。一般穿孔板的穿孔常是几毫米至几厘米，流阻很小，必须加大量多孔性材料才能使穿孔板结构在较宽频率范围内有效地吸声，不容易计算，也不容易控制。所以一般穿孔板只作为护面板使用，保护多孔性材料，免受风吹。

另一方面，如果把穿孔直径减小到一毫米以下，也可以使它的流阻增大而不须另加多孔性材料，这就是微穿孔板。将(14.11)和(14.11a)改写，可以求得微穿孔板本身的相对声阻抗率（声阻抗率除以空气的特性阻抗）为

$$Z/\rho_0 c = (r + j\omega m) \quad (14.34)$$

$$\xrightarrow{x < 1} \frac{32\mu t}{\rho c d^2} + j\omega \frac{4t}{3\rho c}$$

$$\xrightarrow{x > 10} \frac{4\mu t}{\rho c d} \sqrt{\frac{\omega}{2u}} (1 + j) + j\omega \frac{t}{\rho c},$$

式中 p 为穿孔面积的百分数， d 为孔径， $x = \sqrt{\omega d^2 / 4\mu}$ 如(14.10)式， t 为板厚， $\mu (= \eta / \rho_0)$ 为空气的运动粘滞系数， c 为空气中的声速。可以看出， $x < 1$ 时， $r/\omega m = 6/x^2$ 非常大，吸收频带可以很宽。但在 $x > 10$ 时， $r/\omega m = 1/(1 + x\sqrt{2})$ 就很小了，吸收峰却很尖。微穿孔板的原理就是使 d 小，因而在有用的频率范围内 x 也较小，吸收范围较广。改写上式，加上穿孔两端的修正项，并代入常数值 $\mu = 1.5(10)^{-5} \text{m}^2/\text{s}$ ， $c = 340 \text{m/s}$ ，可求得

$$r = \frac{0.15}{d^2} \frac{t}{p} k_r,$$

$$k_r = \sqrt{1 + \frac{x^2}{32}} + \frac{\sqrt{2} x}{8} \frac{d}{t}; \quad (14.35)$$

$$m = 3(10)^{-4} \frac{t}{p} k_m,$$

$$k_m = 1 + \frac{1}{\sqrt{9 + \frac{x^2}{2}}} + 0.85 \frac{d}{t}; \quad (14.36)$$

$$x = \sqrt{\frac{\omega}{u}} \frac{d}{2} = d\sqrt{f/10}. \quad (14.37)$$

三式中 t, d 已改用毫米作单位。

穿孔板后空隙 (厚度为 D) 的声阻抗率为

$$Z_D = -j\rho_0 c \cot \frac{\omega D}{c}. \quad (14.38)$$

在一般情况下, $\omega D/c < 1$, 上式可近似地写做

$$Z_D = -j\rho_0 c \left(\frac{c}{\omega D} - \frac{\omega D}{3c} \right).$$

这个声抗和 r, m 共同组成与图 14.46 相似的线路, 可求得声波正入射时的吸声系数为

$$\alpha = \frac{4r}{(1+r)^2 + (\omega m + \omega D/3c - c/\omega D)^2} \quad (14.39)$$

在共振频率时

$$\omega_0 m + \omega_0 D/3c - c/\omega_0 D = 0,$$

或

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \frac{1}{\sqrt{\left(m + \frac{D}{3c}\right) \frac{D}{c}}}. \quad (14.40)$$

α 为极大, 其值为

$$\alpha_0 = \frac{4r}{(1+r)^2}. \quad (14.41)$$

如 $\alpha = \alpha_0/2$ 时的频率为 $f_1 (< f_0)$ 和 $f_2 (> f_0)$, 可求得

$$f_1 f_2 = f_0^2, \quad (14.42)$$

带宽 (半吸收宽度) 为

$$f_2 - f_1 = \frac{1}{2\pi} \frac{1+r}{m + \frac{D}{3c}} = f_0(1+r)2\pi f_0 D/c. \quad (14.43)$$

设计微穿孔板结构,要使 r 接近 1, 并选择最大吸收频率 f_0 和半宽度或 $2\pi f_0 D/c$, 由此决定 m . 由(14.36)式的 m 可求出 t/p 的值, 从而进一步得到 d 的理想值. 图 14.5 中 1, 2 是微穿孔板正入射时的吸声系数, 可以看出吸收频带是比较宽的. 混响声场中的吸收(曲线 3, 4) 要更好些.

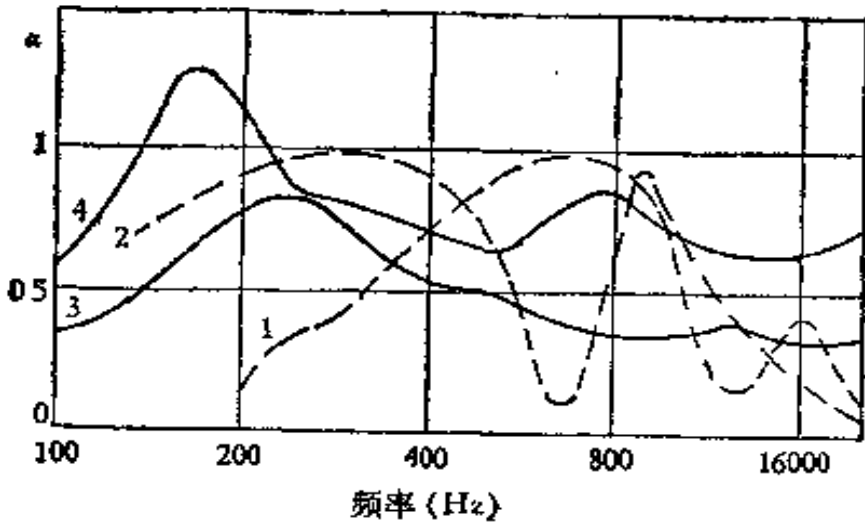


图 14.5 微穿孔板吸声结构的吸声特性(实验值)
(曲线 1, 2 驻波管值, 3, 4 混响室值)

要求吸收更好, 可以用两层微穿孔板, 第一层后有一空隙 D_1 , 再装第二层, 留空隙 D_2 , 后面再是刚性墙壁, 如图 14.6. 两层微穿孔板可以完全相同, 因为 D_1 和 D_2 可以根据要求调整. 这样的双共振系统有两个共振频率, 可把吸收频率范围加宽很多, 图 14.6 中的曲线 4 就是一例.

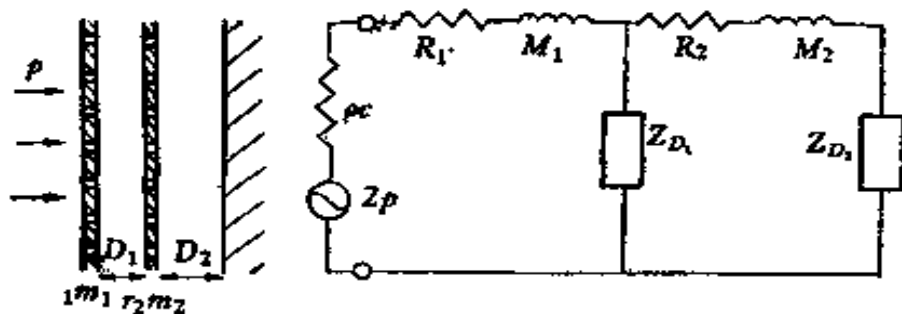


图 14.6 双层串联微穿孔板结构及其等效电路

14.3.3 其它共振结构

加气混凝土砌块如作成中空并在前面开一个缝(14.7) 就成

为亥姆霍兹共振腔。用这种共振吸声砌块为工厂、试车间、体育馆等砌墙可以一举两得，即可成为结构材料，又可成为吸声材料。这种墙面能够油漆粉刷，其吸声性质不受影响。因为材料本身是多孔性的，其共振吸收比一般亥姆霍兹共振器频带要宽，如腔内加玻璃棉或矿渣绵，则在相当宽的频率范围内吸声系数可达到 0.5 以上。共振腔砌块的优点是价廉，效果较好，因此颇有发展前途。

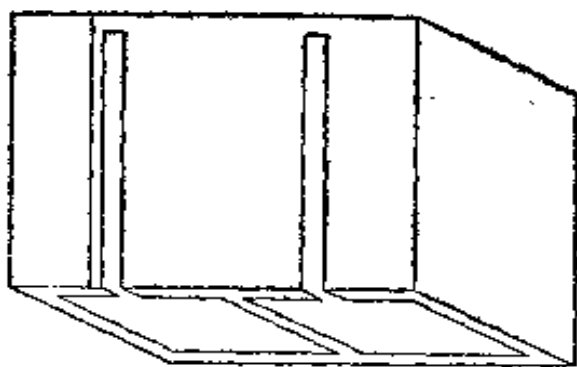


图 14.7 共振吸声砌块

薄板或薄膜装在墙前隔一距离就成为薄膜吸声体。如果薄板的安装不影响它的振动，或者薄膜质轻柔软，则可以把它们看做是简单的质量—弹簧系统，共振频率为

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho_0}{m_l D}} \quad (14.44)$$

这种结构特别适于作低频吸声体。如果薄板钉在龙骨上，不利用空隙，板本身也具有很多共振频率，则在一、二千赫以内可有 0.2 到 0.3 的吸声系数。在录声室或礼堂中这种低频吸收就有重要的影响。

§ 14.4 吸声测量

测量吸声材料有两种方法：一是驻波管法；另一是混响室法。混响室法在 § 14.1 引言中已有简略的介绍。关于房间与混响时间和扩散的关系，可参见第五章。本节只讨论驻波管法，本节最后

列出了若干常用吸声材料、常用建筑材料以及听众座位的吸声值。

用驻波管测量吸声材料有两个目的，一是测出法向入射的吸声系数，这是最常用的；另一是测量材料表面的声阻抗率。我们分别来加以讨论。

14.4.1 驻波管测法向吸声系数

1. 测试设备 驻波管的装置如图 14.8 所示。主体是一根内壁光滑而坚硬的刚性管，可以是圆管也可以是方管，管的横向尺寸 d (圆管是直径，方管是边长) 应小于最高测试频率的波长的二分之一，即

$$d \leq \frac{\lambda}{2} = \frac{c}{2f_{最高}} \quad (14.45)$$

式中， $f_{最高}$ 是最高的测试频率。如 $f_{最高}$ 是 2000Hz，则 d 应小于 8.5cm。管子的长度 l 应大于最低测试波长的三分之一，即

$$l \geq \frac{c}{3f_{最低}} \quad (14.46)$$

式中， $f_{最低}$ 是需要测试的最低频率。如 $f_{最低}$ 是 125Hz，则 l 应有 0.9m。

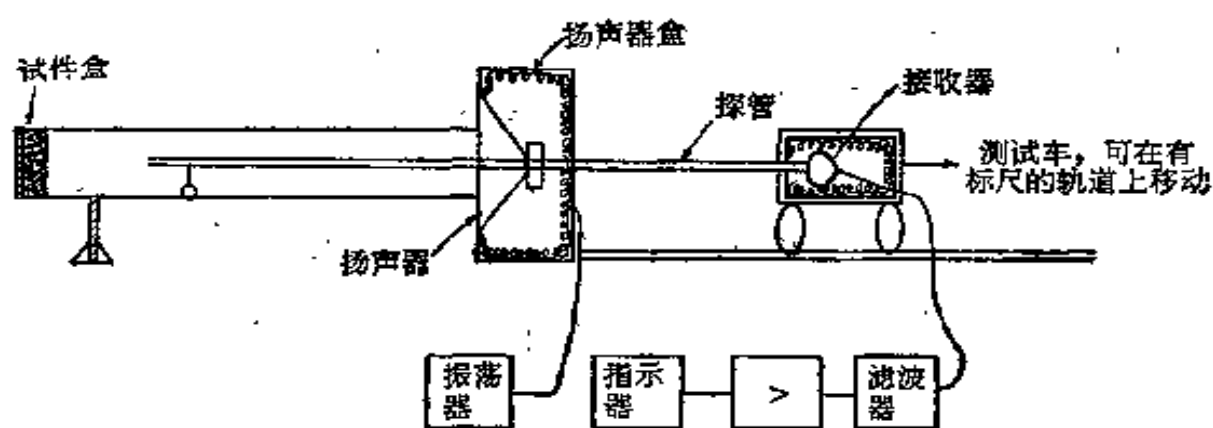


图 14.8 驻波管装置和测试设备

驻波管的一端安装作为声源的扬声器，另一端是待测吸声材料的试件。驻波管中的声场利用探管测试。

2. 测试方法 声波入射到材料表面后有一部反射波向相反方向反射, 入射波和反射波的叠加就在管内建立了驻波。利用探管可测出声压的极大 p_{\max} 和极小 p_{\min} 。 p_{\max} 和 p_{\min} 之比 n 称为驻波比。驻波比 n 同声压反射系数 $|r|$ 和声能法向吸声系数 α_N 的关系为

$$r = \frac{n-1}{n+1}, \quad \alpha_N = 1 - |r|^2 = \frac{2n}{(n+1)^2} \quad (14.47)$$

测出驻波比 n , 即可由上式算出材料表面上的法向吸声系数 α_N 。

14.4.2 声阻抗率的测量

测声阻抗率不仅要考虑入射波与反射波的声压有效值的关系, 还要考虑它们之间的相位关系, 才能求出吸声材料的复数阻抗。以材料表面为坐标原点, 设在 x_1 处为第一个极点(声压极大或极小), 在 x_2 处为第二个极点(声压极小或极大)。入射波和反射波的瞬时声压可写做

$$p_i = P_i e^{j(\omega t + kx)}, \quad p_r = P_r e^{j(\omega t - kx - \phi)} \quad (14.48)$$

式中 P_i 和 P_r 为人射波和反射波的声压幅值, ϕ 为反射时的相角移。 $x = x_1$ 处, 二者同相或反相, 声压有效值为

$$p_1 = (P_i \pm P_r) / \sqrt{2}, \quad (14.49)$$

因此 x_1 是一个极点。从上式可以看出, 若 P_r 前为正号, 则第一个极值为极大, 若 P_r 前为负号, 则第一个极值为极小。在 $x = x_2$ 处, 入射波和反射波关系相反, 因而声压有效值为

$$p_2 = (P_i \mp P_r) / \sqrt{2}, \quad (14.50)$$

p_2 是极小还是极大, 由 P_r 前的符号决定。极值的条件为

$$\begin{aligned} 2kx_1 + \phi &= 0 \text{ 或 } \pi \\ 2kx_2 + \phi &= \pi \text{ 或 } 2\pi \end{aligned} \quad (\text{由 } \phi \leq 0 \text{ 而定}),$$

因而

$$k(x_2 - x_1) = \frac{\pi}{2},$$

或

$$x_2 - x_1 = \frac{\lambda}{4}, \quad k = \frac{\pi}{2(x_2 - x_1)} \quad (14.51)$$

式中 $x_2 - x_1$ 系极大值与极小值之间的距离，极大值位置不容易测准，也可以取两个极小值之间的距离除以 2。测得 x_1, x_2, p_1, p_2 就可算出材料声阻抗率 $Z = R + jX$ 。在材料表面上，材料内的声压为

$$p_{i0} = p_{i0} + p_{r0},$$

式中角标 0 表示在 $x = 0$ 的瞬时值。表面上材料内的质点速度为

$$u_{i0} = p_{i0}/Z = (p_{i0} - p_{r0})/\rho_0 c.$$

以上二式相除可求得

$$\frac{Z}{\rho_0 c} = \frac{R + jX}{\rho_0 c} = \frac{p_{i0} + p_{r0}}{p_{i0} - p_{r0}} \quad (14.52)$$

将(14.53)式给出的 p_{i0} 和 p_{r0} 值代入并利用其与 p_1, p_2 的关系将分母有理化，可得

$$\begin{aligned} \frac{R + jX}{\rho_0 c} &= \frac{p_1 \cos kx_1 - jp_2 \sin kx_1}{-jp_1 \sin kx_1 + p_2 \cos kx_1} \\ &= \frac{2p_1 p_2 \cdot \cos[\pi x_1/(x_1 + x_2)] + j(p_1^2 - p_2^2) \sin[\pi x_1/(x_2 - x_1)]}{(p_1^2 + p_2^2) - (p_1^2 - p_2^2) \cos[\pi x_1/(x_2 - x_1)]} \end{aligned} \quad (14.53)$$

由 x_1, x_2 和 p_1, p_2 之值为直接求得 R 和 X 。请注意， p_r 可正可负，但其绝对值一定小于入射声压 p_i ，因此 $p_1 + p_2$ 一定为正值。

如正在吸声材料的共振频率， $X = 0$ ，因而 $x_1 = 0$ ，第一个极值在材料表面上，相对声阻为

$$\frac{R}{\rho c} = \frac{p_1}{p_2} \quad (14.54)$$

如 $r > 1$ ，则 $p_1 > p_2$ ， p_r 为正。反之，如 $r < 1$ ，则 $p_1 < p_2$ ， p_r 为负。这个正、负关系在非共振时也正确，因为 $x_1 < x_2 - x_1$ 。

(14.59)式特别适用于微穿孔板的测量。板后留一空隙 D ，在驻波管内测其声阻抗率，调节频率，使第一个极值正好落在板面上，微穿孔板的相对声阻如(14.59)式所示。这时，共振条件为相对声抗

$$\omega m - \cot \omega D/c = 0.$$

所以穿孔板的相对声抗

$$\omega m = \cot \omega D/c = \cot[\pi D/(x_2 - x_1)]. \quad (14.55)$$

由此可求得微穿孔板的相对声抗 ωm 或声质量 m 。改变后腔，作同样测量，可测得微穿孔在有用频率范围内的频率特性。

14.4.3 吸声系数

因为吸声材料的吸声系数同结构、安装方法、测试条件等有关，也同不同厂家、不同型号等有关，因此下面列出的数据，仅供读者参考。

表 11.1 常用建筑材料类(混响室值)

材料名称和规格	频 率 (Hz)					
	125	250	500	1000	2000	4000
砖墙抹光	.03	.03	.03	.04	.05	.07
厚地毯,铺在混凝土上	.02	.06	.14	.37	.60	.65
铺在毛毡或泡沫橡皮上	.08	.24	.57	.69	.71	.73
同上,背面加防潮纸	.08	.27	.39	.34	.48	.63
混凝土墙,粗糙	.36	.44	.31	.29	.39	.25
刷漆	.10	.05	.06	.07	.09	.08
木地板	.15	.11	.10	.07	.06	.07
混凝土地板上						
铺漆布、沥青、橡皮或软木板	.02	.03	.03	.03	0.03	.02
铺沥青且嵌木地板	.04	.04	.07	.06	.06	.07
玻璃						
大块厚玻璃	.18	.06	.04	.03	.02	.02
普通玻璃	.35	.25	.18	.12	.07	.04
石膏板,厚 12.5mm, 龙骨 50×100mm, 间距 400mm	.29	.10	.05	.04	.07	.09
大理石或水磨石	.01	.01	.01	.01	.02	.02
板条抹灰	.14	.10	.06	.05	.04	.03
同上,再抹光	.14	.10	.06	.04	.04	.03
胶合板,厚 9mm	.28	.22	.17	.09	.10	.11
水面	.008	.008	.013	.015	.020	.025
通风口	.15— .50					

表 14.2 多孔吸声材料类(驻波管值)

(1) 纤维类								
名称	厚度 (cm)	容重 (kg/m ³)	频率 (Hz)					
			125	250	500	1000	2000	4000
散装纤维								
玻璃纤维	5	100	.15	.38	.81	.87	.91	.86
超细玻璃棉	5	30	.15	.37	.82	.81	.70	.75
矿渣棉	6	240	.25	.55	.79	.80	.88	.85
石棉	2.5	210	.06	.35	.50	.46	.52	.65
板材								
甘蔗板	1.3	200	.12	.19	.28	.54	.49	.70
木丝板	3	520	.05	.15	.25	.56	.90	—
麻纤维板	2	260	.09	.11	.16	.22	.28	—
玻璃棉板	5	640	.06	.17	.48	.81	.95	—
石棉板	0.8	1880	.02	.03	.05	.06	.11	.28
毡类:								
工业毛毡	2	370	.07	.26	.42	.40	.55	.56
沥青玻璃棉毡	3	60	.08	.24	.89	.69	.77	—
沥青矿棉毡	3	200	.08	.18	.50	.68	.81	.89
泡沫塑料类:								
聚胺甲酸酯	2	40	.11	.13	.27	.69	.98	.79
酚醛	2	160	.08	.15	.30	.52	.56	.60
微孔聚酯	4	30	.10	.14	.26	.50	.82	.77
粗孔聚酯	4	40	.06	.10	.20	.59	.68	.85
脲基米波罗	3	20	.10	.17	.45	.67	.65	.85

(2) 多孔泥灰制品及吸声器

微孔吸声砖	9.5	340	.41	.75	.66	.76	.81	—
泡沫混凝土块	5	290	.21	.39	.45	.50	.58	—
加气混凝土	15	500	.08	.14	.19	.28	.34	.45
泡沫石膏	2.5	210	.06	.18	.50	.70	.55	.50
水泥蛭石板	5—10	430—500	—	.10	.23	.45	.43	.51
加气混凝土空心砖,表面上开两槽,内填 矿棉								
未经喷漆			.50	.68	.28	.30	.48	.56
经过喷漆			.62	.84	.36	.43	.27	.50

表 14.3 共振类吸声结构(混响室值)

(1) 板材和板共振器

结构与规格	空腔 距离 (cm)	频 率 (Hz)					
		125	250	500	1000	2000	4000
木丝板,厚 3cm	5	.05	.30	.91	.63	.70	.91
龙骨间距 45×45cm	10	.09	.36	.61	.53	.71	.89
三夹板	5	.21	.74	.21	.10	.08	.12
龙骨间距 50×50cm	5	.37	.57	.28	.12	.09	.12
五夹板	5	.09	.52	.17	.06	.10	.12
龙骨间距 45×45cm	10	.41	.30	.14	.05	.10	.16
七夹板	16	.58	.14	.09	.04	.04	.07
龙骨间距 50×45cm	25	.37	.13	.10	.05	.05	.10
塑料五夹板,中填矿绵	5	.47	.41	.20	.09	.09	.12
塑料五夹板吊顶,放宽矿绵,龙 骨间距 50×50cm	170	.36	.19	.15	.08	.07	.07

(2) 穿孔板吸声结构 (d ——孔径 (mm), D ——孔距 (mm))

穿孔三夹板							
$d = 5, D = 40$, 填矿绵	10	.69	.73	.51	.28	.19	.17
不填	10	.04	.54	.29	.09	.11	.19
穿孔五夹板							
$d = 5, D = 25$, 填矿绵	5	.23	.69	.86	.47	.26	.27
不填	10	.09	.45	.48	.18	.19	.22
穿缝三夹板,缝长 20mm 缝宽 10mm, 间距 50mm 内填矿绵	50	.21	.35	.40	.43	.42	.39

(3) 微穿孔板结构 (ϕ ——孔径 (mm), l ——板厚 (mm))

	穿孔率	空腔 距离	频 率 (Hz)					
(i) 单层			(驻波管值)					
$\phi = 0.8; l = 0.8$	1%	5	.05	.29	.87	.78	.12	—
$\phi = 0.8; l = 0.8$	2%	5	.05	.17	.60	.78	.22	—
$\phi = 0.8; l = 0.8$	3%	5	.11	.25	.43	.70	.25	—
(ii) 双层			(混响室值)					
$\phi = 0.8; l = 0.8$	2% + 1%	10 + 10	.28	.79	.70	.64	.41	.42
同上	同上	5 + 10	.25	.79	.67	.68	.45	.38
同上	同上	8 + 12	.41	.91	.61	.61	.31	.30

表 14.4 座位和听众的吸声系数(%)和吸声量 (m²) (混响室值)

听众和座位	频率 (Hz)					
	125	250	500	1000	2000	4000
听众,坐于软椅,按地板面积计的吸声系数	.60	.74	.88	.96	.93	.85
蒙布软椅,按地板面积计	.49	.66	.80	.88	.82	.70
皮软椅,按地板面积计	.44	.54	.60	.62	.58	.50
听众,坐于木椅上,按地板面积计	.57	.61	.75	.86	.91	.86
金属软椅,或木软椅,按每一座椅的吸声量 (m ²) 计算	.014	.018	.020	.036	.035	.038

14.4.2a 声阻抗测量的进展¹⁾

如果除测量 p_1 和 p_2 外,并测材料表面上的声压 p_0 和材料表面前 $\lambda/4 = X_2 - X_1$ 处的声压 p_{12} , 可证明

$$p_1 p_2 / p_{12}^2 = R / \rho c$$

和

$$p_0 / p_{12} = |Z / \rho c|,$$

由此可得 $R / \rho c$ 和 $X / \rho c$. 只需要四个声压有效值的测量和简单计算. 因为测量和计算都很简单,可减少误差,提高准确程度.

用测声强的方法测声阻抗也有很大进展,用这个方法可连续绘出阻抗-频率曲线.

参 考 文 献

- 【1】 席根、柯斯汀著,吕如榆等译,吸声材料,科学出版社(1960).
- 【2】 马大猷,微穿孔板吸声结构的理论和设计,中国科学,18, 1, 38—50(1975).

1) 校样时增加,以反映技术进展。——编者

第十五章 消 声 器

冯 瑞 正

§ 15.1 引 言

消声器是一种控制气流沿管道传播的消声设备，这种装置可以在减少噪声的同时不影响或很少影响气流的通过。消声器主要安装在进、排气口或气流通过的管道中。环境噪声与工业噪声中有相当部分是气流产生的，而消声器能有效地减少这些噪声，因此在噪声控制中得到了广泛的应用。

消声器的类型很多。按消声器消声的声学性质的不同，可分为阻性消声器，抗性消声器，阻性抗性复合式消声器，微穿孔板消声器及小孔扩散消声器等。按所配用的设备来分，有各类风机消声器、空压机消声器、内燃机消声器、罗茨鼓风机消声器、轴流风机消声器、通风空调消声器及排气放空消声器等。

15.1.1 消声器消声效果的表示方法

表示消声器消声效果的方法有好几种，根据应用的条件与不同的检测手段，可采用不同的表示方法。

消声量 L_{TL} （也称为透射损失或传输损失）与在建筑上所用的隔声量

$$R = 10 \log \frac{E_i}{E_t}$$

相似，消声量也用人射到消声器一端的声能 E_i 与经过消声器以后的透射声能 E_t 的比值来表示

$$L_{TL} = 10 \log \frac{E_i}{E_t} \quad (15.1)$$

这里,我们假设透过消声器的声能不再反射回来,也就是消声器终端是一个无限的均匀管道或吸声终端,因此消声量只表示消声器本身的声学特性而未计算环境的影响。因此从理论上计算消声器的特性时用 R 表示就比较方便。

1. 插入损失 IL 在声源和测量点之间加置消声器前、后,空间某一点(也可以是空间某一场所几个选定点的平均值)处的声压级 (L_1, L_2) 或声功率级差值,

$$IL = L_1 - L_2. \quad (15.2)$$

消声器的插入损失 IL 不仅与消声器本身的消声特性有关也与消声器所处的环境(管道反射及空间的状况)有关。在多数情况下,使用消声器都是为了降低某一场所的噪声,此外测量声级降低也很简单,因此,使用 IL 比较方便。缺点是在现场经常受到环境噪声的干扰。

2. 衰减量 声学系统任意两截面之间声功率降低的分贝数。在消声管道中的衰减量一般是在管道中部测得的,每单位长度声压级的降低值乘以管道长度。

3. 降噪量或噪声降低 NR 又称声压级差或两端端点差,常指消声器输入端与输出端声压级或声级的差值,当在管道内部测量 NR 值时,为防止风噪声的影响,可使用防风鼻锥或在管道壁面开孔加置传声器后再在外部封闭。

4. 末端差 为了防止环境噪声的干扰,在安装消声器的现场,只有使测量点尽量靠近消声器的出口才能较准确的测量消声器本身的降噪效果,因此最好在安装消声器的前、后,在管口附近固定位置(方向与距离不变)处测量声压级或声级的差值,并用分贝表示。它与插入损失的区别是测量插入损失时空间固定点的位置是不变的,而末端差是相对于管口端的方位不变,当加消声器前是管口而加消声器后可能是消声器末端,可能加长一个消声器的长度。末端差取点多在管口沿轴线 90° 、 45° 或 30° 方向,相距 10—50cm。

应当指出在表示消声器消声效果的各项之间的关系比较复

杂,事实上没有固定的关系,但对一定的消声器类型、管道终端阻抗或空间环境下它们之间有固定的关系。例如在均匀管道中间加入一个消声器,当消声器内部与管道终端阻抗相等,并且等于 ρc 时 (ρ 为空气密度, c 为空气声速),则有

$$R = 1L = NR - 3. \quad (15.3)$$

15.1.2 消声器的设计原则与方法

设计或选择消声器时应按照以下几个条件进行。

1. 合理的消声指标 按照现有的劳动保护或环境噪声允许标准,以及其它的有关标准或实际应用的要求,求出在使用场所的允许噪声级 L_3 。根据实测或估计的设备产生的噪声的声功率级或声压级,用 L_1 表示。也需要测量或估算已有管道弯头等所产生的自然衰减 L_2 。则所需要的消声值 R , 应是这三个数值的代数和,即消声量

$$R = L_1 - L_2 - L_3, \quad (15.4)$$

R 应是频率的函数,在可能的情况下最好包括 63—8000Hz 8 个倍频带或 125—4000Hz 6 个倍频带,如果只具有 A 声级的降噪指标,也还需要计算各频带的指标,否则在计算或选择消声器时会遇到困难。选择消声器的消声指标要合适,对高的指标要增加消声器的造价、尺寸、重量及阻力,反而会带来不便。

2. 对消声器的工作条件与环境要求 在求得消声器的消声指标后,也还须要决定对消声器其它性能的要求。这主要指消声器的允许气流速度,气流阻力损失,尺寸、重量、对工作条件的耐受性及环境影响等。在设备配用消声器时,经常要指明气流速度及允许的阻力损失以保证在安装消声器后能正常工作。例如高压排气放空排出体积速度很大,但允许有较大的阻力损失而通风空调系统,则体积速度不大而要求很小的阻力损失。有许多情况对消声器的尺寸与重量也有一些限制。在消声器内部流通的气体,具有不同的温度或其它成份,因此对消声器需要经受的温度,湿度或水蒸汽甚至水份及油污,粉尘要提出具体要求。另外有些现场要

求洁净。

3. 消声器的类型 根据上述两个条件还要进一步决定消声器的类型。如阻性消声器适用于中、高频的噪声,制造比较容易但不适于高温,潮湿或有粉尘的工作条件。小孔扩散消声器适用于高压排气放空,但对气流中原有的机械噪声无效,微穿孔板消声器阻力小消声频带宽但加工条件比较复杂。这里不一一列举何种条件选用何种消声器好,总之,要根据条件选用合适的消声器,或消声器组合。

一个好的消声器应具备哪些条件呢?主要从以下几个方面考察,(i) 消声特性,消声量频率特性满足最低要求,注意气流对消声量的影响。(ii) 空气动力性能,主要指对气流的阻力小,压降满足要求,再生噪声低。(iii) 机械性能。主要指材料和设计,要便于加工制造,能长期使用,易于保养,有的情况要求能清洁。4. 经济。一般要求成本低,包括造价和维护费用。

§ 15.2 阻性消声器

所谓阻性消声器,是指内部用各种方式装上某种多孔吸声材料的消声器。当气流和噪声通过时,噪声被材料所吸收而气流可以通过,这就达到了消声的目的,当然所谓气流通过可以是进入或排出,而声音总是向外传输的,因此进气管道口同样要加置消声器。由于要求的消声效果,阻力损失和使用情况的不同,阻性消声器的种类很多,常用的类型有管式,狭炬式,蜂窝式、片式、小室式、多室式、迷路式、折板式和声流式等。其中最常用的是管式、片式和折板式。由于阻性消声器消声频带宽,消声量大,制作简单并且性能稳定,所以多年来一直是消声器中最主要的类型,国内外定型的系列产品绝大多数都属于这一类型。已经广泛用于罗茨鼓风机、叶式鼓风机、轴流风机各种离心式风机、空压机等的进、排气的消声。阻性消声器有它的缺点,一般低频消声效果差,对于高温、潮湿、油污、粉尘以及特殊要求洁净的环境均不适宜使用。

15.2.1 管式消声器

圆管或方管,长方管均可。结构形式见图 15.1,即在一个直的统一管道内部壁面上加一层均匀厚度的吸声管衬;它的消声量为

$$R = \varphi(\alpha_N) \frac{P}{S} L, \quad (15.5)$$

式中 P 为气流通道的截面的周长 (m);

S 为气流通道的截面面积 (m^2);

L 为消声器的长度 (m)。

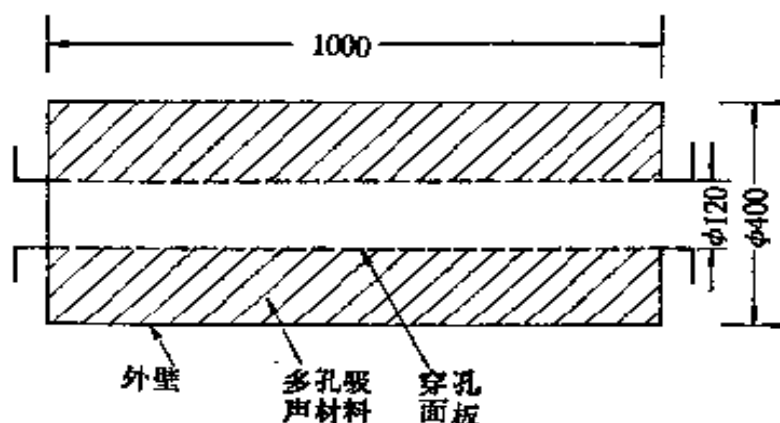


图 15.1 阻性消声器结构示意图

$\varphi(\alpha_N)$ 是与材料垂直入射的吸声系数 α_N (驻波管法)有关的量,称为消声系数,是一个无量纲的量。 $\varphi(\alpha_N)$ 大致与 α_0 有以下的关系:

$$\varphi(\alpha_0) = 4.34 \frac{1 - \sqrt{1 - \alpha_N}}{1 + \sqrt{1 - \alpha_N}} \quad (15.6)$$

用(15.6)式计算出的 $\varphi(\alpha_0)$,当 $\alpha_N > 0.5$ 时, $\varphi(\alpha_0)$ 值偏高,因此在实际使用上都根据实测的经验数值,为了使用方便将 $\varphi(\alpha_0)$ 值列在表 15.1 以作参考。

表 15.1 $\varphi(\alpha_N)$ 与 α_0 关系

α_N	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
$\varphi(\alpha_N)$	0.1	0.3	0.4	0.55	0.7	0.9	1.0	1.2	1.5	1.5

如果采用吸声材料无规入射的(赛宾)吸声系数表示消声量, 则(15.6)式变为

$$R = \varphi(\alpha) \frac{P}{S} L, \quad (15.7)$$

而 $\varphi(\alpha) = 1.05\alpha^{1.4}$ (见 § 4.3, 绘于图 15.2). 多孔材料在 α_N 与 α 之间有一定的函数关系, 但可能的话最好采用实测的 α_N 或 α 值. 实际上消声系数 $[\varphi(\alpha_N), \varphi(\alpha)]$ 不仅与材料的吸声系数有关, 也与通道尺寸、消声的频率和气流的速度与流动方向有关, 下面分别作些讨论. 首先是频率与通道宽度的影响, (15.7) 式适用于较低频率, 当频率高(指相对于通道宽度而言)到一定程度时, 声波就成为声束直接通过管道而不与表面接触, 因而消声量开始减少, 此频率称为上限失效频率, 用 f' 表示, 从理论及实测经验出

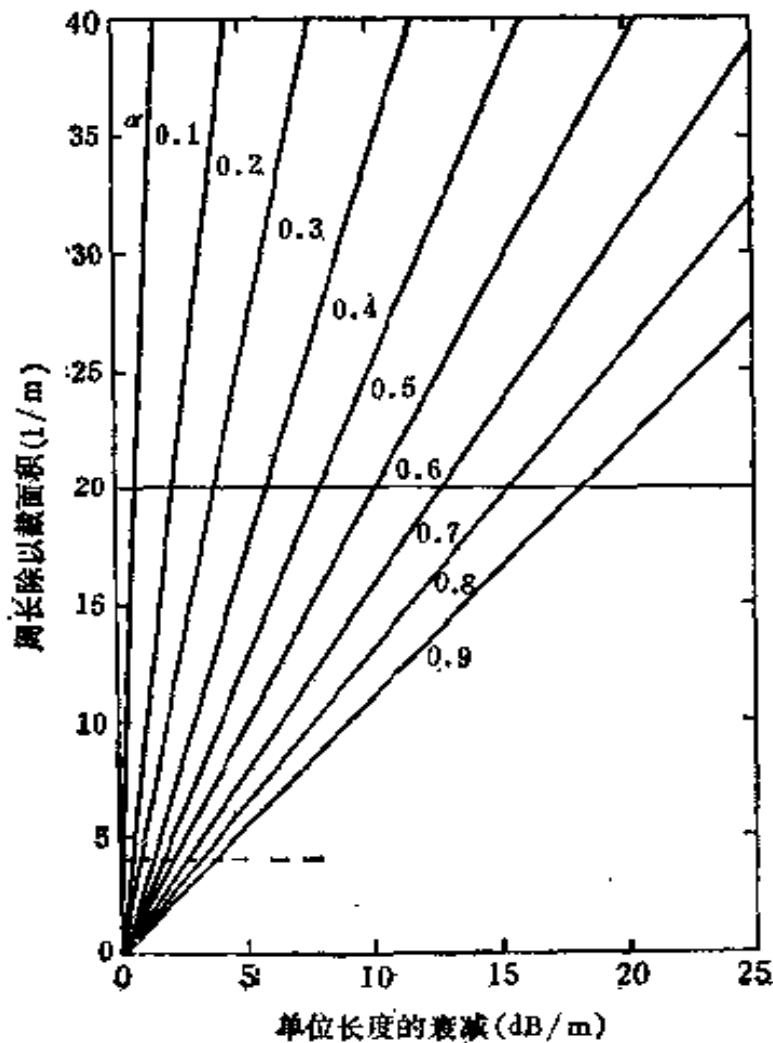


图 15.2 消声管道的衰减

发,一般取

$$f' = 1.8 \frac{c}{D}, \quad (15.8)$$

式中 c 为管道中声波的传播速度 (m/s); D 为通道的直径 (m), 频率高于 f' 时, 声波传播主要是对管壁掠入射, 衰减要减半 (见 § 4.3)。

为了改善高频的消声量, 经常采用的办法是使通道宽度变窄, 为保证气流速度不变而采用并连通道的办法。即采用片式或蜂窝式结构。使通道弯曲(如声流式结构)也可避免上述现象。

15.2.2 片式消声器

除管式消声器之外, 最常用的是片式消声器。它与管式消声器的区别在于它的通道是由多孔材料组成的吸声片构成, 通道形状为长方形, 对大风量的消声器多采用这种消声结构, 典型片式消声器见图 15.3, 管道等效为多个吸声管道并联, 计算同上。

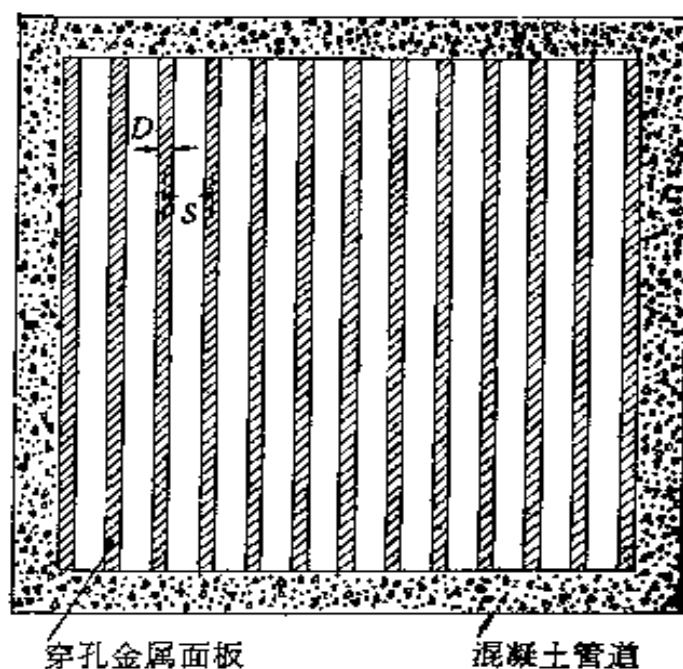


图 15.3 典型片式消声器结构示意图^[1]

吸声系数 α 与材料的种类及厚度有关, 通常吸声片厚度为 50—150mm, 片间距离在 100—250mm 之间。片式消声器主要应用于大风量的消声, 制作也较简单; 是常用的类型, 为了增加高

频的消声效果可将直通道改为曲折通道，因此出现了折板式消声器。由于折板式阻力较大，一般用于高压风机及鼓风机消声。也可将折板式消声器的折角变为平滑，以减少阻力，称为声流式消声器，这两种消声器的结构见图 15.4(a) 及 15.4(b)。实际设计的折板式消声器种类较多，设计时应考虑折板式消声器的折角不要过大，以刚遮挡住视线为宜，一般折角小于 20° ，声流式吸声结构也要挡住视线。

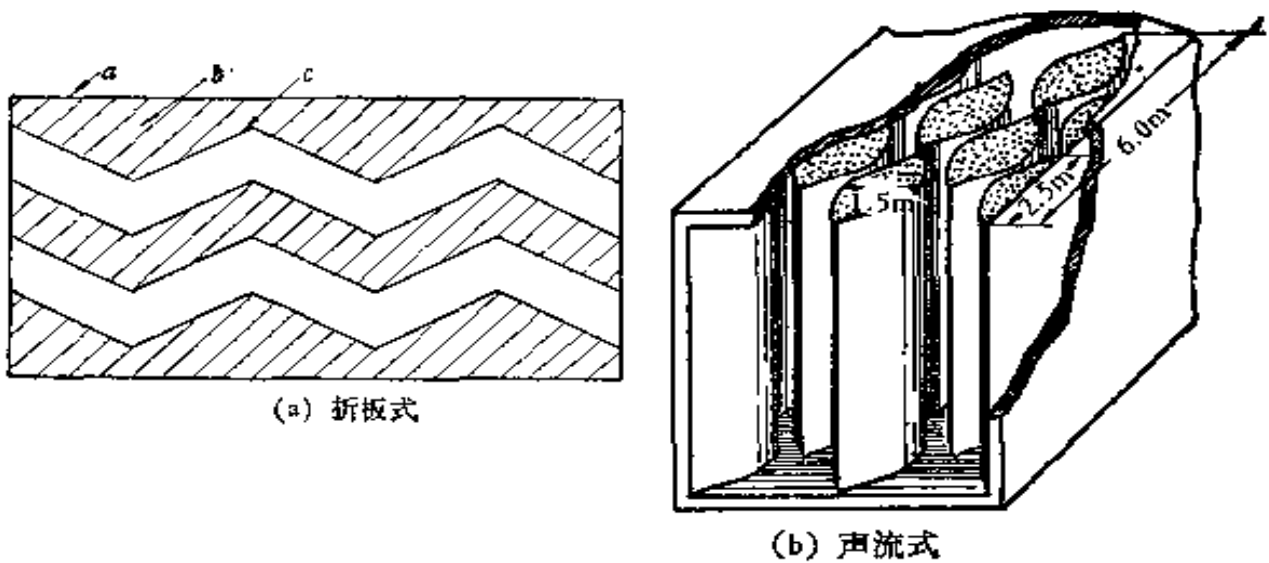


图 15.4 折板式和声流式消声器

15.2.3 小室式或压力腔式消声器

这种消声器阻力较大，但消声效果较好。典型压力腔式消声器的形式见图 15.5，这种消声器是由于截面积改变引起声反射以及内部吸收而引起消声作用，它的消声量为

$$R = -10 \log \left[S \left(\frac{\cos \phi}{2\pi q^2} + \frac{1 - \bar{\alpha}}{A} \right) \right]. \quad (15.9)$$

式中 q 为进出口之间的斜向距离， $\cos \phi = \frac{H}{q}$ ， H 为高度， S 为进出口的面积， $\bar{\alpha}$ 为无规入射吸声系数， A 为衬里的总吸声量。

另一种阻性消声器是消声弯头。普通弯头在高频时有一些消声效果，但加有吸声衬里的弯头可适用于气流速度较低的情况，弯

头做成外方内圆形状，以使气流阻力小而消声效果高。

阻性消声器多由多孔材料制成，在气流通过时，会使纤维粉碎或引起气流阻力与再生噪声，因此在材料表面多加有护面结构，以适用于不同的气流速度，现将常用护面结构及适用的速度列于表 15.2 以作参考。

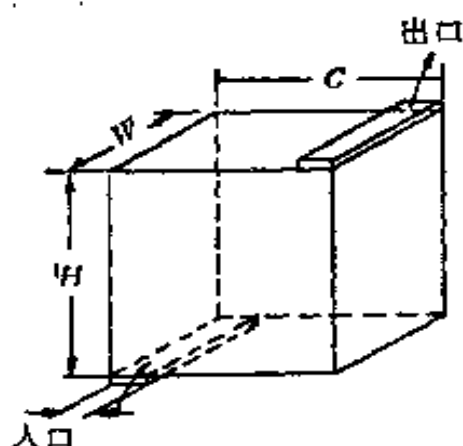


图 15.5 压力腔式消声器示意图

表 15.2 多孔吸声材料不同表面处理情况的允许风速

允许风速 (m/s)		护 面 结 构
平 行*	垂 直	
小 于 6	小 于 4	无防护层
6—10	4—7	一层塑料薄膜
10—22	7—15	一层穿孔金属板(穿孔率 25%)
22—30	15—21	穿孔板(穿孔率 25%)+玻璃布
30—60	21—42	穿孔板(穿孔率 25%)+金属网+玻璃布

§ 15.3 抗性消声器

抗性消声器与阻性消声器不同，它内部不装任何吸声材料，仅依靠管道截面积的改变，共振腔或旁路管等在声传播过程中引起声阻抗的改变而产生声能的反射与消耗，并且不影响气流通

过。常用的抗性消声器有膨胀室式、插入管式、共振式、干涉式、穿孔板式和管腔复合式等。基本原理是低通滤波器。这种消声器的阻力与设计结构有很大关系。插入管式与共振式对气流的阻力一般较低而管腔组合的形式(多用于内燃机或柴油机消声器)阻力一般较大,但消声量也较大。

15.3.1 扩张室式消声器

利用声传播中的不连续结构产生声阻抗的改变引起声反射而达到消声的目的。典型的扩张室式消声器的结

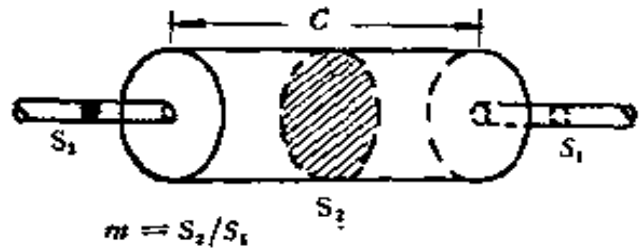


图 15.6 扩张室式消声器

构见图 15.6。假设进气管中的人射波为 p_i , 反射波为 p_r , 扩张室内向右传播的声波为 p_1 , 向左传播的声波为 p_2 , 在出口传出的声波为 p_t 。在入口处声压和体积速度(忽略共同因数 $\rho_0 c$)连续的关系为

$$\begin{aligned} p_i + p_r &= p_1 + p_2, \\ p_i - p_r &= m(p_1 - p_2). \end{aligned}$$

在出口处二者则为

$$\begin{aligned} p_1 e^{-ikl} + p_2 e^{ikl} &= p_t, \\ m(p_1 e^{-ikl} - p_2 e^{ikl}) &= p_t. \end{aligned}$$

在以上各式中消去 p_1 , p_2 , p_r , 可得扩张室式消声器的消声量

$$R = 20 \log(p_i/p_t) = 10 \log \left[1 + \frac{1}{4} \left(m - \frac{1}{m} \right)^2 \sin^2 kl \right], \quad (15.10)$$

式中, $m = S_2/S_1$ 是扩张比; S_2 为扩张室的横截面 (m^2); S_1 为气流通道的横截面 (m^2); $k = 2\pi/\lambda$, λ 为管中声波的波长, l 为扩张室的长度。

由(15.10)式可看出, 在扩张室长 l 为四分之一波长的奇数倍时, 消声量为极大, 而 l 为半波长的倍数时, 消声量为零。这一点是容易理解的, 因为 $l = \lambda/4$ 或其奇数倍时, 扩张室中的反射波

p_2 与 p_1 反相,使扩张室入口声阻抗非常小,进气管中的声波几乎全被反射。而在 $l = \lambda/2$ 或其倍数时, p_2 与 p_1 同相,使扩张室入口声阻抗与进气管匹配,声能全能通过,故消声量为零。

扩张室式消声器的消声曲线见图 15.7,为了消除通过频率附近消声量的低谷,可在扩张室两端各插入 $\frac{1}{2}$ 及 $\frac{1}{4}l$ 的管以分别消除 n 为奇数及偶数通过频率低谷,以使消声器的频率特性曲线平直,但实际设计的消声器两段插入管连在一起而其间的 $\frac{1}{4}l$ 长度上穿孔率大于 20% 的孔,以减少气流通过的阻力。

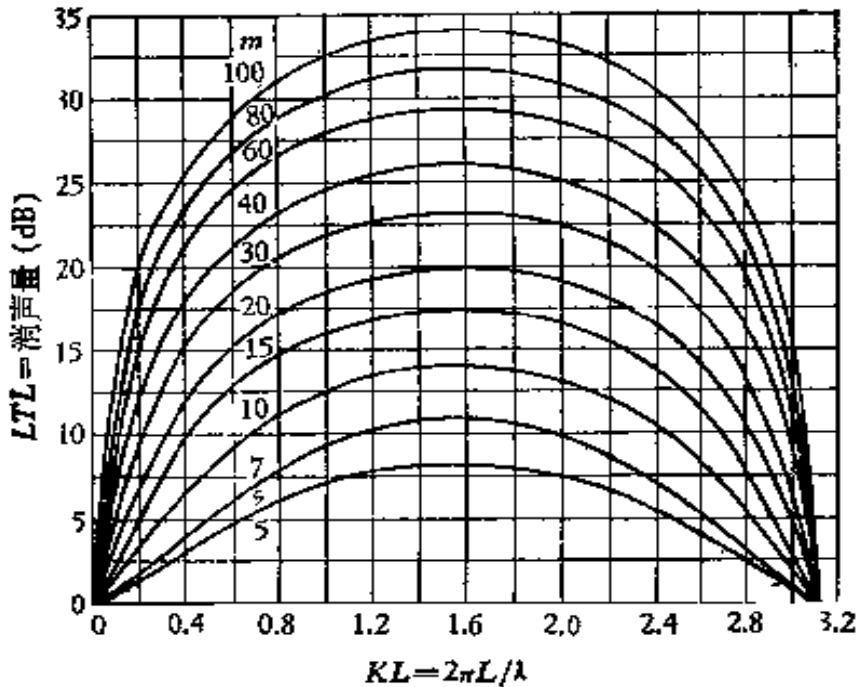


图 15.7 扩张室式消声器的消声特性

15.3.2 共振式消声器

共振式消声器是利用共振器引起的阻抗将声能反射和损耗的一种消声结构。典型的共振式消声器的结构见图 15.8,从上一章知,共振式消声器的共振频率为

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{l'V}}, \quad (5.11)$$

式中 $l' = l + 0.8\sqrt{S/\pi}$ 为共振管器颈的有效长度, l 为共振管器

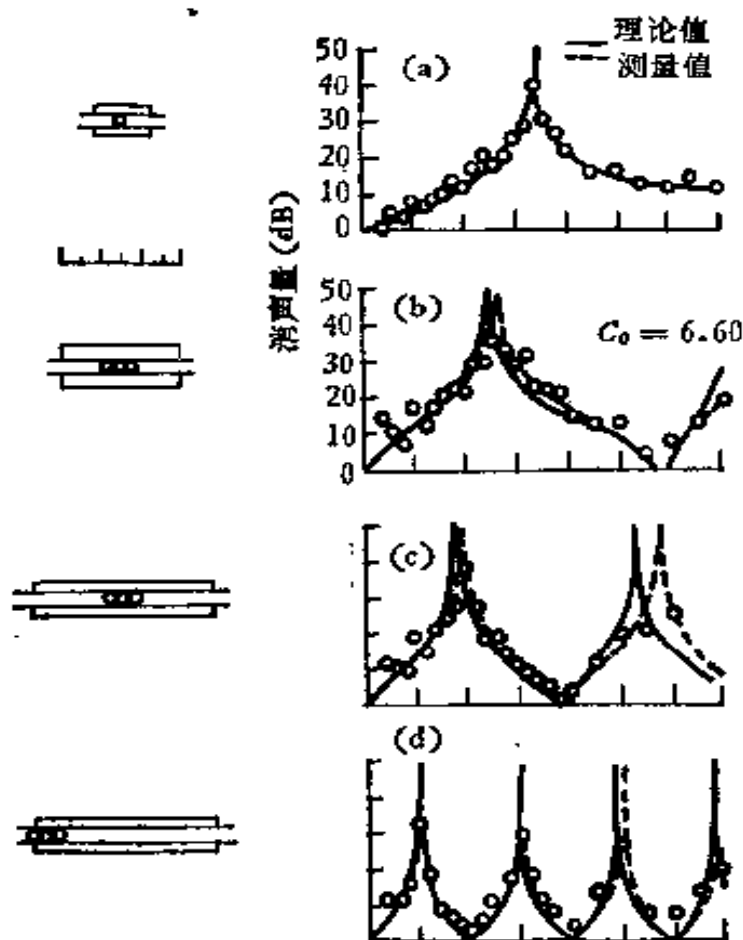


图 15.8 共振式消声器和它的消声特性

颈的长度 (穿孔板的板厚)。 S 为共振管器颈的截面积 (穿孔板穿孔的总面积), n 为孔数, V 为共振腔的体积。

当频率 $f = f_0$ 时, 共振器的声阻抗最大而且消耗的能量也最多。共振式消声器的消声量为

$$R = 10 \log \left[1 + \frac{\alpha + 0.25}{\alpha^2 + \beta^2 \left(\frac{f_0}{f} - \frac{f}{f_0} \right)^2} \right], \quad (15.12)$$

式中 $\alpha = \frac{S_1 R_s}{S_0 \rho c}$ 为共振器的声阻比 (无量纲), $\beta = \frac{S_1 c}{2\pi f_0 V}$ 为共振器的声抗比 (无量纲), S_1 为气流通道的面积, R_s 为共振器颈的流阻 ($\text{kg}/\text{m}^4 \cdot \text{s}$)。

共振频率为 $f = f_0$ 时的消声量为

$$R = 20 \log \left(1 + \frac{1}{2\alpha} \right). \quad (15.13)$$

在忽略共振器的阻尼时,可得较为简单的消声量计算公式

$$R = 10 \log \left[1 + \frac{VS/4l'S_1^2}{\left(\frac{f}{f_0} - \frac{f_0}{f} \right)^2} \right] \quad (15.14)$$

典型共振式消声器的消声曲线见图 15.9。应当注意到,在共振器的管壁上开孔的位置与孔的分布对消声器的影响很大,开孔区域在共振腔的中部较好,而应避免在共振器的一端打孔。

15.3.3 干涉式消声器

干涉式消声器是利用在传播的管路上开一个旁路管再使这两个管会合,利用声程差来达到消声的目的,显然这种消声器只对窄频带的消声有效,因而应用的较少。

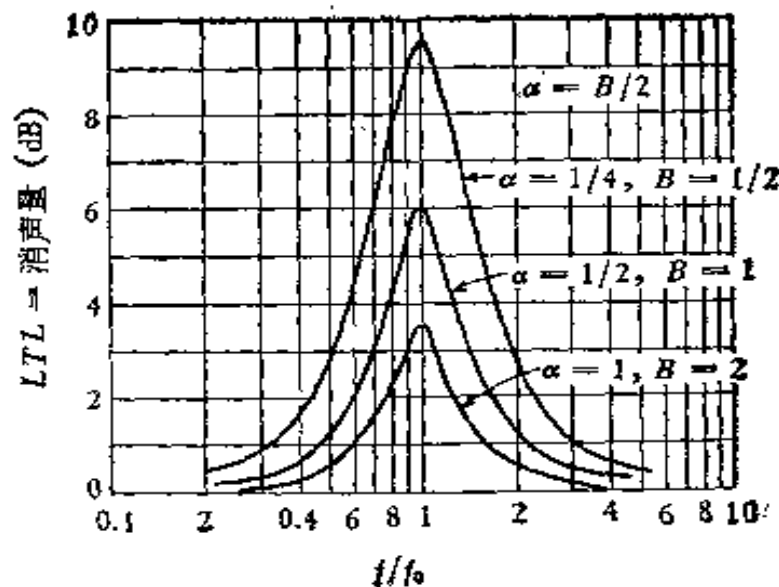


图 15.9 共振式消声器的消声曲线

§ 15.4 其它类型的消声器

15.4.1 衬里扩张室

抗性消声器和阻性消声器可串接或组合起来使用,这种组合的消声器称为阻性和抗性复合式消声器简称“阻抗复合式消声

器”。扩张室式消声器内加吸声衬里就是一例,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的消声量相加要大。

图 15.10 就是在膨胀室的内壁上衬以多孔吸声材料而形成的阻抗复合式消声器。用上节所用符号,消声器的消声量

$$L_{TL} = 10 \log \left\{ \left[\cosh \frac{\sigma l}{2} + \frac{1}{2} \left(m + \frac{1}{m} \right) \sinh \frac{\sigma l}{2} \right]^2 \cos^2 Kl + \left[\sinh \frac{\sigma l}{2} + \frac{1}{2} \left(m + \frac{1}{m} \right) \cosh \frac{\sigma l}{2} \right]^2 \sin^2 Kl \right\}, \quad (15.15)$$

式中 σ 为扩散室中能量衰减常数,即每米长的衰减值除以 4.34,忽略管端损失, l 为扩散室的长度, $m = S_2/S_1$ 为扩张比。

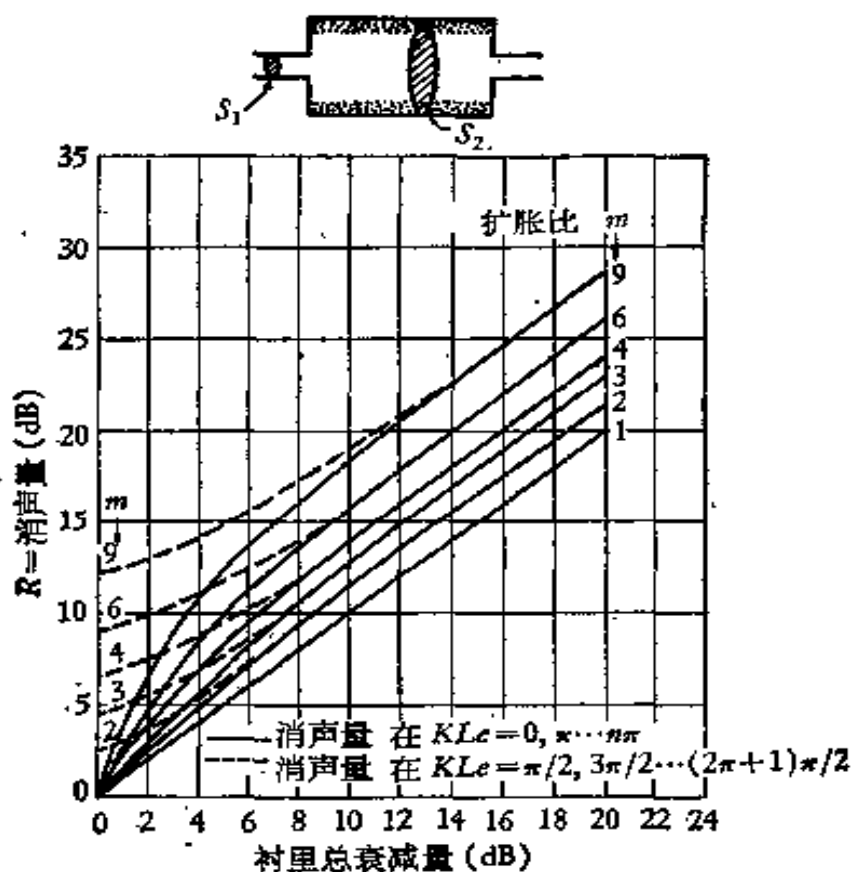


图 15.10 加衬扩张室式消声器和消声特性

15.4.2 微穿孔板消声器

微穿孔板消声器,是采用微穿孔板吸声材料(参见第十四章吸

声材料) 做为元件制成的一种新型消声器。由于微穿孔板结构是一种具有阻和抗的元件, 因此微穿孔板消声器具有阻抗复合式的特点而能够有较宽的消声频带, 在低频当声波波长大于共振腔的尺寸时, 可用共振式消声器的计算公式计算它的消声量, 共振频率为

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho}{t'D}}, \quad (15.16)$$

式中有有效厚度 $t' = t_0 + 0.8d + \frac{1}{3} \rho D$, t_0 为板厚, d 为孔径, ρ 为板的穿孔面积百分数, D 为板后空腔的厚度。在中频可用阻性消声器的计算公式计算它的消声量, 利用它的吸声系数求得公式中的消声系数。为了加宽它的吸声频带, 常采用双层微穿孔板结构, 微穿孔板消声器也可以与抗性消声器组合成各种复合式的消声器。

由于微穿孔板穿孔率低表面光洁因此对气流的阻力小气流再生噪声低, 适用于较高速气流的情况。如图 15.10 所示的一种微穿孔消声器, 在不同气流下的消声效果与某种体形相同的管式阻性消声器(超细玻璃棉消声器, 见图 15.1) 作了对比。消声器内部气流通道均为 120mm, 长为 2m (两节), 在 20—120m/s 不同气流速度下两种消声器消声量与气流速度的关系可用实验所得的经验公式表示。

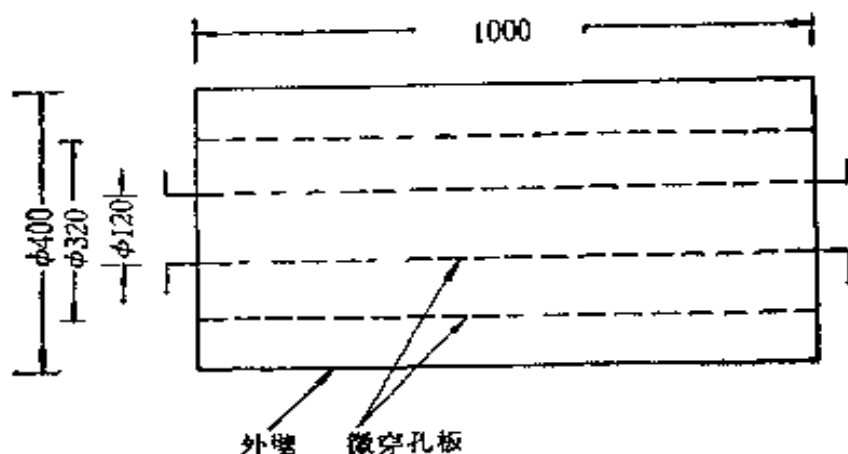


图 15.11 微穿孔板消声器

对微穿孔板消声器消声量

$$R = 75 - 34 \log v \quad 120 \geq v \geq 20. \quad (15.17)$$

对玻璃棉消声器消声量

$$R = 102 - 54 \log v \quad 120 \geq v \geq 20. \quad (15.18)$$

由上两式可以看出当气流速度增加时“棉”式较“微”式消声量减少得快。为了便于比较,我们将一些结果列在表 15.3 内。一般情况下,“棉”式消声器最高气流速度小于 40m/s 而“微”式气流速度可达到 60m/s。

表 15.3 不同流速下两种消声器的消声量

类型 频率特性	A 声级		63—4000Hz 频带	
	“微式”	“棉式”	“微式”	“棉式”
流速 (m/s)				
15	27	27	20—30	20—30
60	20	12	10—20	0—10
85	14	7	5—10	-7—6
100	12	2	4—10	-9—2
120	5	-8	0—7	-9—1

此外微穿孔板消声器,还有适于高温、不污染环境等优点,可用于要求洁净环境与高速通风情况的消声。

15.4.3 小孔扩散式消声器

它是从研究喷气噪声辐射的理论与实验中得出的新型消声器。主要用于高压排气放空及锅炉排气放空情况,这种消声器具有体积小重量轻的优点,详细的结构与消声原理见第十章气流噪声的控制。

§ 15.5 气流对消声效果的影响

1. 考虑某一消声器插入到一个无限长的直管的中间,如图 5.12 所示,气流进口处的人射声功率为 W ,透过消声器的声功率

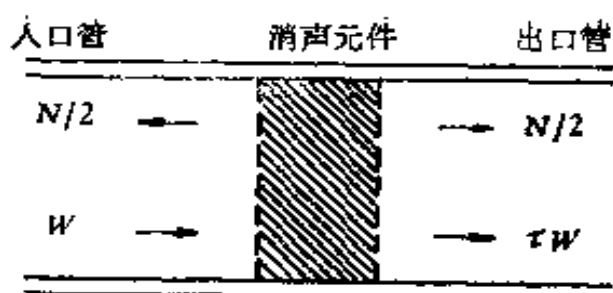


图 15.12 消声器的气流噪声

为 τW 设稳定气流流过消声器所产生的气流噪声的功率为 N ，向上游和下游传播的各有一半。一般情况下 τW 及 N 均为频率的函数。则消声器的插入损失为

$$\begin{aligned}
 IL &= 10 \log \frac{W}{\tau W + \frac{N}{2}} \\
 &= R - 10 \log \left(1 + \frac{N}{2\tau W} \right). \quad (15.19)
 \end{aligned}$$

由此得出结论：(i) IL 总是小于 R 。(ii) 仅当

$$W > \tau W + N/2$$

时 IL 才为正值。(iii) 出口噪声功率至少为 $N/2$ 。所以最大的插入损失为

$$IL_{\max} = 10 \log \frac{2W}{N}. \quad (15.19a)$$

在许多情况下，如吸声管道，消声器不能作为集总元件看待，要考虑其分布参数，设消声器的衰减常数为 β ，每单位长度产生的噪声功率为 n ，入射声功率为 W 时，经过长 l 的消声管道后传出的声功率就是

$$W' = W e^{-\beta l} + \int_0^l \frac{n}{2} e^{-\beta(l-x)} dx,$$

插入损失为

$$IL = 10 \log (W/W') = 10 \log \left[e^{-\beta l} \left\{ 1 + \frac{n}{2\beta W} (e^{\beta l} - 1) \right\} \right]. \quad (15.20)$$

开始时, IL 随 l 增加, 增加速度只与 β 有关, l 增加到一定值时, IL 即不再增加, 其极大值只与 W 、 β 、 n 有关, 为

$$IL_{max} = 10 \log (2W\beta/n). \quad (15.21)$$

2. 消声量与气流速度的关系

当声波在具有稳定气流的消声管道中传播时, 如声波传播方向与气流速度方向相反衰减即增加, 如方向相同则衰减减少. 在有稳定气流情况下声波传播时由于声波与衬里间压力变化的交换作用相当于乘一个因子 $\frac{1}{1+M}$, M 为气流速度的马赫数, 当声

传播方向与气流同向时为正, 反向时为负. 实验发现多孔材料的声阻与气流速度成比例增加, 而与气流方向无关, 由以上两个因素使总的衰减,

$$\Delta = \frac{S(1 + \gamma M)}{1 + M}, \quad (15.22)$$

式中 β 为无气流的衰减, γ 是与多种因素有关的实验常数, 由此得出:

$$\text{顺气流衰减} \quad \Delta = S[1 + (\gamma - 1)M], \quad (15.23)$$

$$\text{反气流衰减} \quad \Delta = S[1 + (\gamma + 1)M]. \quad (15.24)$$

设 $\gamma > 0$, 则当声波反气流方向传播时, $\Delta > S$ 衰减增加, 而当声波顺气流方向传播时 $\gamma > 1$ 时, $\Delta > S$, 而 $\gamma < 1$ 时 $\Delta < S$, 因此顺气流方向一般衰减减少.

对共振式消声器, 气流速度增加时消声量逐渐减少而主要减少为共振频率时的消声量.

§ 15.6 消声器的应用

国内外广泛应用消声器来控制气流噪声并已形成许多产品系列, 主要应用如下:

1. 各式风机消声器 包括离心式与轴流式风机两种, 按气流的压力又分为高压、中压与低压等类型, 多采用阻性消声器(管式

与片式)及微穿孔板式等。

2. 空压机消声器 主要用于进气消声,加在空气滤清器的前或后,有抗式、阻抗复合式及微穿孔板复合式等。

3. 鼓风机消声器(罗茨及叶氏等) 多用阻性(片式与折板式)或阻抗复合式。

4. 高压排气放空(空压机储气罐与锅炉) 多用小孔扩散消声器,阻抗复合式与微穿孔板式消声器,前端可有逐级减压装置。

5. 内燃机排气消声器 多采用抗式或微穿孔板复合式。

6. 电机隔声罩 是一种特殊的进排气消声装置,多为阻性与微穿孔板式。

参 考 文 献

- [1] 马大猷等,小孔喷注噪声与小孔消声器,中国科学, 5, 445(1977).
- [2] 马大猷等,多孔材料的出流与多孔扩散消声理论,物理学报, 631(1977).
- [3] 冯珉正,微穿孔板消声器的特性和它在环境噪声控制中的应用,环境科学, 5, 68(1979).
- [4] 冯珉正、程 远,环境噪声控制与减噪设备,湖南科技出版社(1981).

第十六章 工厂噪声

马大猷 吕如榆

以上各章讨论了噪声的基本性质和评价以及噪声控制的基本原理。下面我们要讨论一些具体的噪声控制问题。

§ 16.1 如何解决噪声问题

工厂噪声问题一般有两种，一种是车间的生产噪声，一种是所生产的机器设备在操作时的噪声。二者的共同问题是单个机器的噪声。车间里声源较多，问题复杂，但是一个简单衡量的标准是如果车间要求 A 声级为 90dB，那么，每台机器在操作点的 A 声级只能为 85dB。降低车间噪声必须考虑到每一台机器。处理一台机器的噪声问题，应采取以下步骤：

1. 声源测量 测量必须细致、准确，因为这是处理问题的基础。一台机器的声源通常不只一个，因此，要找出主要声源以及各个声源的关系。噪声频谱的测量是必要的，一般可用倍频带谱，如果噪声中有线谱成分，那就还要用窄带谱。由于各种声源的频率特性不同，因此根据频谱就可判断主要声源所在。例如气流噪声是宽频带的，撞击声是高频率，机械噪声主要在低频率，单频声则和转速或电源频率有关等等。如果有可能，停掉机器的某一部分或包扎覆盖后再测量，也有助于声源的分辨。此外，在大型机器的各部分作声强测量也很有帮助。声功率测量在衡量不同声源的贡献以及评价可能的处理方法中也是一个重要的工具。这些测量方法在第七章、第八章均已讨论。

2. 噪声降低的目标 目标可能是听力保护标准、产品标准、环境要求等等。目标是机器噪声应降低的标准，必须定量给出，它可

用 A 声级, 倍频带声压级, 声功率级, 倍频带功率级等表示。噪声降低要充分考虑到实际需要与实际可能; 总声级要降低到具体要求, 但噪声过分降低会增加造价; 因此我们应首先考虑主要声源(一个或几个)的降低, 若主要声源的噪声降低到其它声源以下, 对总声级的影响就不大了。决定目标时, 要对机器声源作总体考虑, 以确定各部分的具体要求。

3. 决定所需的降噪量 现有的机器噪声级减去噪声降低的目标就得所需降噪量。为了能够实现所提的要求, 必须注意降低低频噪声比降低中频或高频噪声要难得多。关于这一点我们可举例说明。图 16.1 中实线 1 是工厂里现有机器噪声, A 声级达 98dB。要满足听力保护标准, A 声级只能是 85dB。要达到这个要求, 可有许多方案: 点线 2 代表一种可能, 即各频率成分都降低 13dB, A 声级就是 85dB 了, 但这在低频下是不现实的, 也没有必要; 虚线 3 是另一可能, 降低对低频的要求, 稍增加对中、高频的要求也可以达到 85dB。曲线是一些可能的处理方法, 用试误法求得。在 31.5, 63, 125Hz 三个倍频带不需要降噪, 500, 1000Hz 两个倍频带降噪量分别达 15, 14dB。2000Hz 以上就很容易满足了。

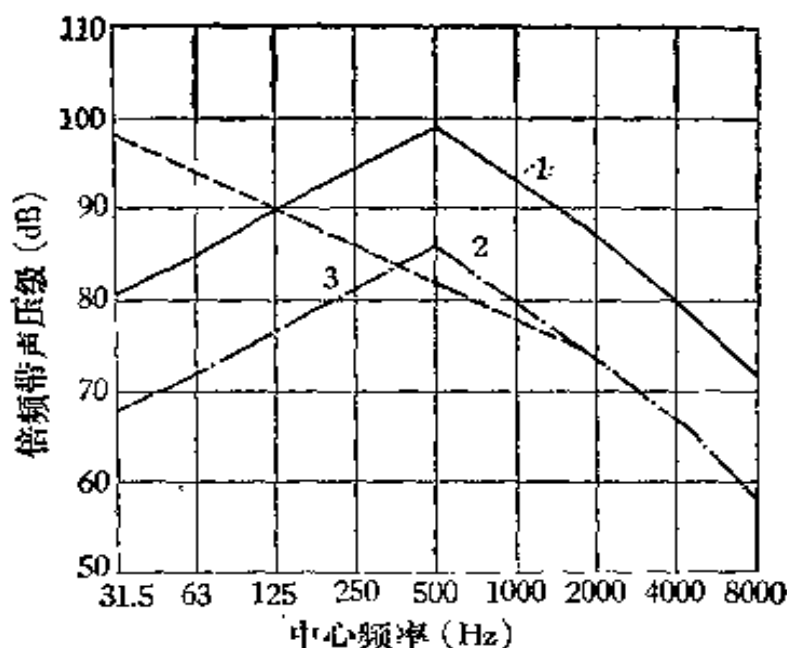


图 16.1 倍频带频谱: 1. 现有机器, A 声级 98dB, 2. 各频带同样降低 13dB, A 声级达 85dB, 3. 考虑到 A 声级的特性的现实方案, 85dB。

§ 16.2 处理技术

处理噪声问题可采用如下手段:

1. 用声屏障以屏蔽,偏转,吸收噪声.

声屏障已见 § 3.4 节. 屏障必须够大,使直达声全被阻挡. 一般声屏障在室内用时可使接收点噪声有所降低,但如顶棚和屏障对声源的一面加敷吸声材料,降噪量可达 10—15dB.

2. 机器装在开口隔声罩内.

3. 用完全隔声罩,要求 (i) 隔声量足够, (ii) 罩内尽量多加吸声材料, (iii) 开口,通风管道,进出通路等加吸声处理, (iv) 具有必要的照明,通风和遥控,检修便利. 下面另有讨论.

4. 大型机器降噪不便时,使用操作间或操作人员护耳器. 操作间须考虑的问题与隔声罩相似,区别是隔声罩要尽量小,而操作间中操作人员要有足够的活动空间,问题更接近房间的隔声、降低噪声. 护耳器下面另有讨论.

5. 减少或消除漏声缝隙. 用橡皮、塑料、毛毡等填缝.

6. 在大面积的机壳表面上加阻尼材料(第十二章).

7. 加隔振器以减少墙面和地面的辐射(第十一章).

8. 在声源和其支撑或连接物中加软连接(如管道、电缆、结构等(第十一章)).

9. 机器下加惯性块以降低机器弹簧系统的共振频率(第十一章). 惯性块(混凝土,钢铁)至少应为机器重量的一至三倍,常用于泵、风扇、冲床、锻锤等,有时也用于灵敏仪表的保护措施.

10. 把大的辐射面分为小块以降低其辐射效率(第九章). 若辐射面的尺度小于波长,其辐射效率会大大降低.

11. 将机械系统、声学系统等的共振频率错开,避免整个系统发生共振.

12. 改进旋转系统的动态平衡.

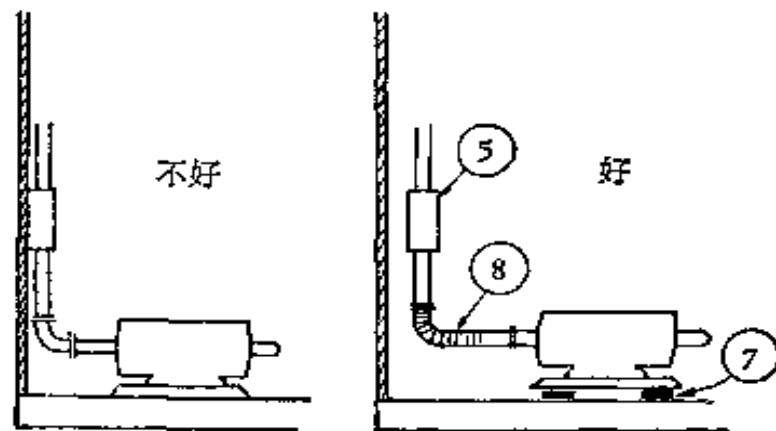
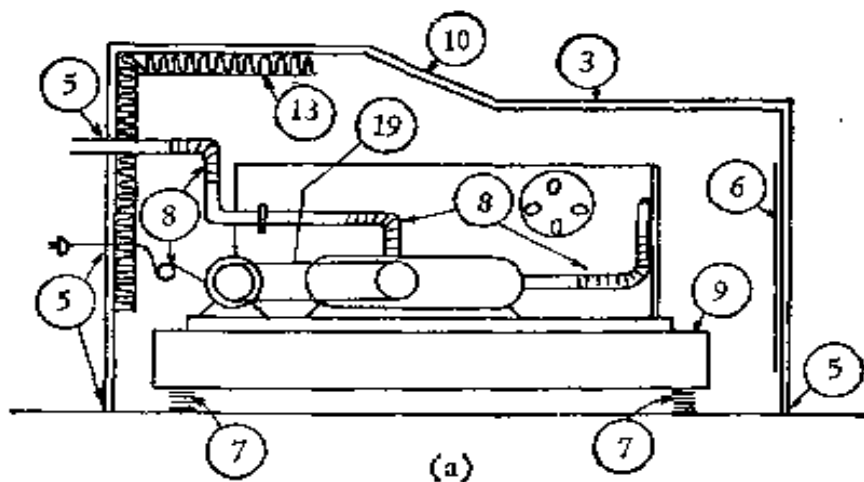
13. 管道中加吸声衬里(第十五章).

14. 在气流通路中加消声器(第十五章)。

15. 管道外加包扎以减少其辐射(第十章)。

16. 调整撞击时间(第九章)。以一冲床为例。用普通冲模时，冲击力大而作用时间短，噪声很大。如平头冲模改为斜头冲模，冲击力减少，整个冲模冲下的时间要长得得多，噪声也大为降低。

17. 调整撞击面(第九章)。凸轮转动时，转到突然变化处，有时随动件跟不上或跳起来，发生撞击，噪声很大。加强随动件的弹簧力量，或减缓凸轮上的变化就可降低撞击声。在某织布机上，这种撞击声是主要声源，减少随动件的撞击可使总的A声级降低8dB。



(b) 鼓风机的安装

图 16.2 工厂噪声处理技术
(图中标号与正文标号相对应)

18. 在撞击处用弹性表面(第九章)。例如尼龙齿轮的噪声比钢铁齿轮的噪声低 6dB。避免金属与金属的撞击也可以在其表面上加弹性材料,例如钢铁齿轮表面加比较耐用的人造橡胶。

19. 在传动系统中用皮带或滚柱代替齿轮。

20. 消除空气动力噪声的来源。在工业中,压缩空气常用来清除表面或元件,在生产线上移动元件,排出已完工的工件,作为动力操纵设备等。伴随高压气注的就是强烈噪声。降低噪声的方法为 (i) 降低压力; (ii) 不用时关掉,这不仅降低噪声也节约了空气和动力; (iii) 改变气注的方向,冲向孔或棱的气注产生强噪声,改变方向可降低 3—10dB; (iv) 设计喷口,低噪声喷口可降低噪声 6—15dB; (v) 喷口外混合区加消声器(第十五章)可不影响操作而降低噪声 12dB。直接放空或工作面较大可用小孔扩散消声器(第十章)。

21. 排除漏气和漏气的孔隙。

22. 改变加工工艺或改变机器设计。

最后一项当然是最根本的措施,但涉及机器设计和制造问题,已超过本书范围。

§ 16.3 护 耳 器

噪声如果已经传输到接收者的耳朵附近,那就要采取护耳器来加以防护。常用的护耳器有两类:耳塞和耳罩。这两种护耳器的性能有些差别,存在的问题也不一样。

16.3.1 耳塞

耳塞是插入耳道中的护耳器件,它的原理示于图 16.3。图 16.3(a) 是插入耳道中的耳塞的示意图,耳塞的内端是由耳塞顶端、鼓膜和耳道壁构成的空腔,耳塞的外端以耳廓外的头颅作为障板,耳塞的侧面与耳道壁相接触。由此可见,声音通过佩戴耳塞的耳道传输时,有两个主要的路径:一个是耳塞作活塞式的振动;另

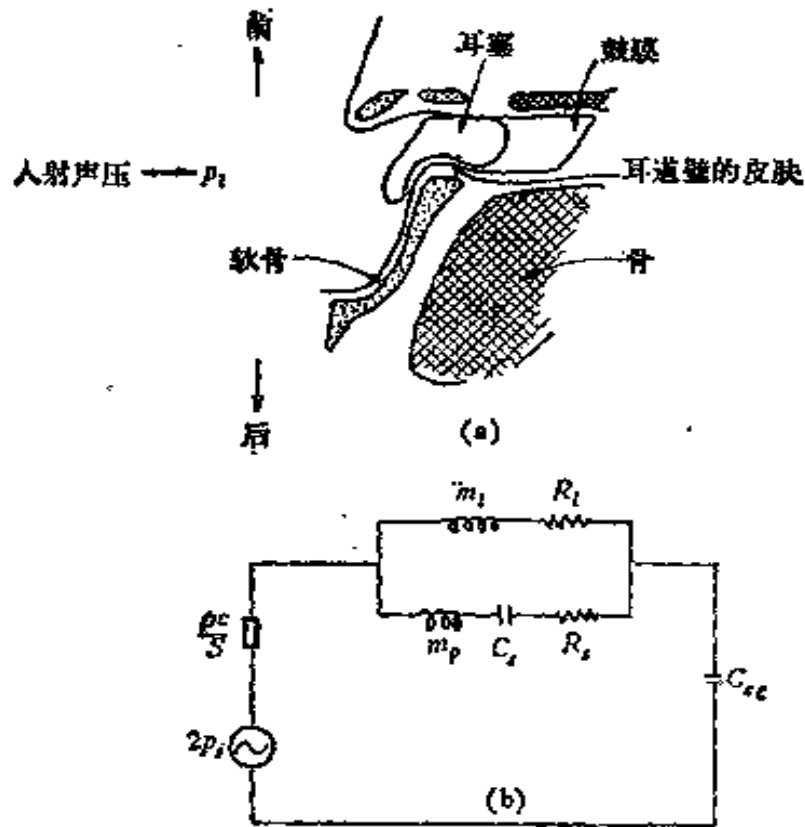


图 16.3. 耳塞系统及类比线路图

一个是耳塞与耳道壁的漏缝。第一个传输路径的决定性因素是耳塞的质量、耳塞与耳道壁接触处的皮肤弹性,以及耳塞内端与鼓膜所围成的空腔尺寸。后二者主要由人体生理参数来决定,一般情况下,对不同的耳塞出入不大,因此,可以认为是常数,所以耳塞设计中的衰减量主要取决于耳塞的质量。第二个通道是声漏,这是耳塞设计中的一个非常重要的参数。如果耳塞与耳道壁不很密合,漏缝很大,那么这种耳塞就不可能达到良好的降噪效果。图 16.3(b)是耳塞系统的类比线路,其中 m_p 为耳塞的声质量(m/S^2), m 为耳塞质量, S 耳道截面, C_s 为耳塞与耳道壁弹性所决定的声顺, R_s 为耳塞作活塞振动时的声阻, m_L 为耳漏的声质量, R_L 为耳漏的声阻, C_e 为耳塞与鼓膜所围空腔的声顺。

因此,要设计良好的耳塞或者要挑选衰减量高的耳塞,主要因素有两个:一是耳塞有一定的质量;二是要求耳塞与耳道壁很密合,漏缝很小,从理论上讲,当然耳塞的质量越大越好,也就是耳塞越重越好。因此很多生产耳塞的厂家把某种金属重块(如铜块、

铅块)嵌在耳塞的内部以增加耳塞的质量。实验证明,增加质量 m 对提高耳塞 2000Hz 以上的高频部分降噪量是有好处的,质量增加一倍降噪量大约可以增加 3—4dB。这同墙的隔声质量定律很接近。但是,耳塞的质量加重后,就将大大增加佩戴的不舒适感;从另一方面来看,即使常用的空心橡皮耳塞(如我国出售的现有商品,或美国的 V-51R 耳塞),质量只有 0.4—0.5g,其在 2000Hz 以上高频的衰减量已经能达到 30—40dB,对于一般工业噪声,衰减量已经足够了。所以加重耳塞提高衰减量同相应增加的佩戴不舒适感比较起来,是得不偿失的。目前设计耳塞的总的趋向,不是增加质量,而是减少一些质量以增加佩戴的舒适感。

另一个需要考虑的因素是声漏,这是影响低中频衰减量的一个重要因素,尤其是 500Hz 以下的低频。要减少声漏,有两个办法:一是佩戴时加大耳道上的压力,使耳塞紧贴耳道壁;另一是设计适合耳道轮廓的耳塞形状,以减少耳塞与耳道壁之间的漏缝。但这两个办法都有一定的限度。耳塞过大,佩戴不舒适。此外,各人耳道的形状出人很大,有效直径大部分在 5 至 11 毫米之间,过去生产橡胶或塑料耳塞时,准备五种尺寸,有时还不够。

目前效果比较好的耳塞有两种。一是经过处理的超细玻璃棉(防声棉可装入塑料薄膜袋内),用它可以把耳道入口塞紧,但又比较柔软,对人无刺激。另一种是加了大量增塑剂的泡沫塑料圆柱,这种耳塞用手捻细塞入耳道后,可缓慢膨胀,在一两分钟内把耳道填满,并保持轻微压力。这两种耳塞佩戴都比较舒适,声漏较小。其他如橡皮泥,含油棉花等效果也很好,但干棉花的衰减是很小的

表 16.1 各类护耳器的典型衰减值 (dB)
(括弧内是标准偏差)

频率 (Hz)	125	250	500	1000	2000	4000	8000	$\Delta = L_C - L'_A$
干棉花	2(2)	3(2)	4(3)	8(3)	12(6)	12(4)	9(5)	10(4)
含油棉花,防声棉	6(7)	10(9)	12(9)	16(8)	27(11)	32(9)	26(9)	20(9)
泡沫塑料	15(6)	20(7)	26(7)	26(6)	33(7)	43(5)	37(8)	30(6)
液封耳罩	13(6)	20(6)	3(6)	35(6)	38(7)	47(8)	41(8)	33(7)

(5—10 JB)。各类护耳器的比较见图 16.4 和表 16.1。耳塞的衰减是有上限的,因为声音可通过激发头骨振动传入听神经,因而骨导是限制因素。

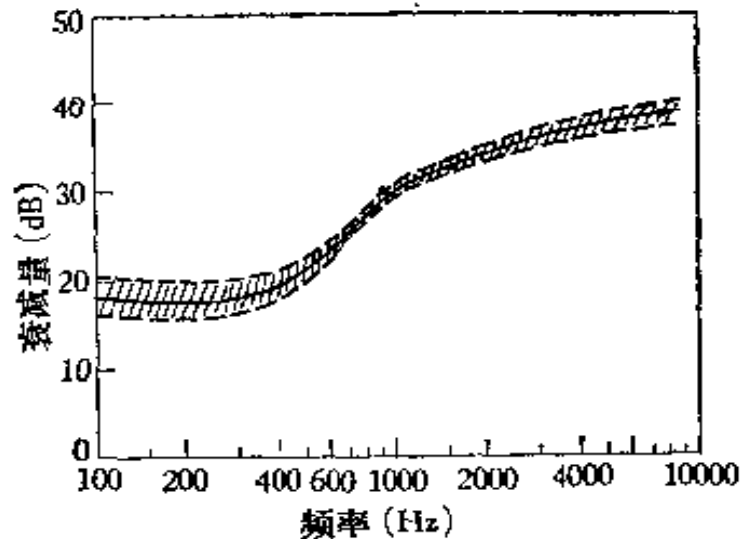


图 16.4 常用护耳器的典型衰减量。低频部分的起伏是由于声漏的影响;高频区衰减量的进一步提高受骨导的限制

16.3.2 耳罩

耳罩是一种把整个耳廓罩住的护耳设备,它的前部贴紧面颊,后部贴紧乳突。

耳罩系统的衰减原理与耳塞系统相似,也有两条传声路径。一条是耳罩作活塞式振动;另一条是耳罩周围的声漏。所以图 16.1(b) 的类比线路也适合于耳罩,只是参数有所不同。对耳罩来说,图 16.1(b) 中的 m_p 是耳罩的声质量,其值为 m/S^2 , 这里 m 是耳罩质量, S 是耳罩的内截面。 C_s 是耳罩与耳廓外部的皮肤弹性所决定的声顺, R_s 是耳罩作活塞运动时的声阻。 m_L 是耳罩周围声漏的声质量, R_L 是声漏的声阻。 C_C 现在是耳罩内的空腔再加上耳道的空腔形成的声顺。耳罩外壳一般用硬塑料、硬橡胶制成,内部衬以泡沫塑料。质量不必很严格,但为佩戴方便起见,也不宜超过 200g。声漏是个比较大的问题,因为耳罩周围面积比耳塞周围大得多,很难密封。现在最好的办法是在与颅面接触的一

圈用人造革或其它柔软材料作成垫圈、内充甘油或其它油脂。这种液体能较好地密封，高频衰减很好，但低频衰减有时仍不及耳塞。必要时，在戴上耳塞后，再戴上耳罩。

§ 16.4 隔 声 罩

隔声罩通常是一种靠近声源并包围声源的密闭刚性罩。不论从声学性能还是从相应的建筑设计来说，隔声罩的构造都不同于建筑结构。建筑结构的隔声基本上是按质量定律来考虑的，但小型的隔声罩主要受劲度控制。这就是说，隔声罩大部分是在结构元件共振频率范围以下工作的。这种隔声罩的特性同我们在建筑中的墙、地板得到的经验有很大的不同。

隔声罩通常用来隔离机器和电器设备的噪声，例如，大型变压器。这种构造可用图 16.5(a) 来近似，图中变压器(主要声源)和隔声罩可看作是各边为刚性平板的脉动盒子，它辐射出平面波到 P 点。我们要求出 P 点声压的降低，即求出罩的插入损失。进一步简化图(a)，如图 16.5 (b) 所示，设它为无限大的两块平行平

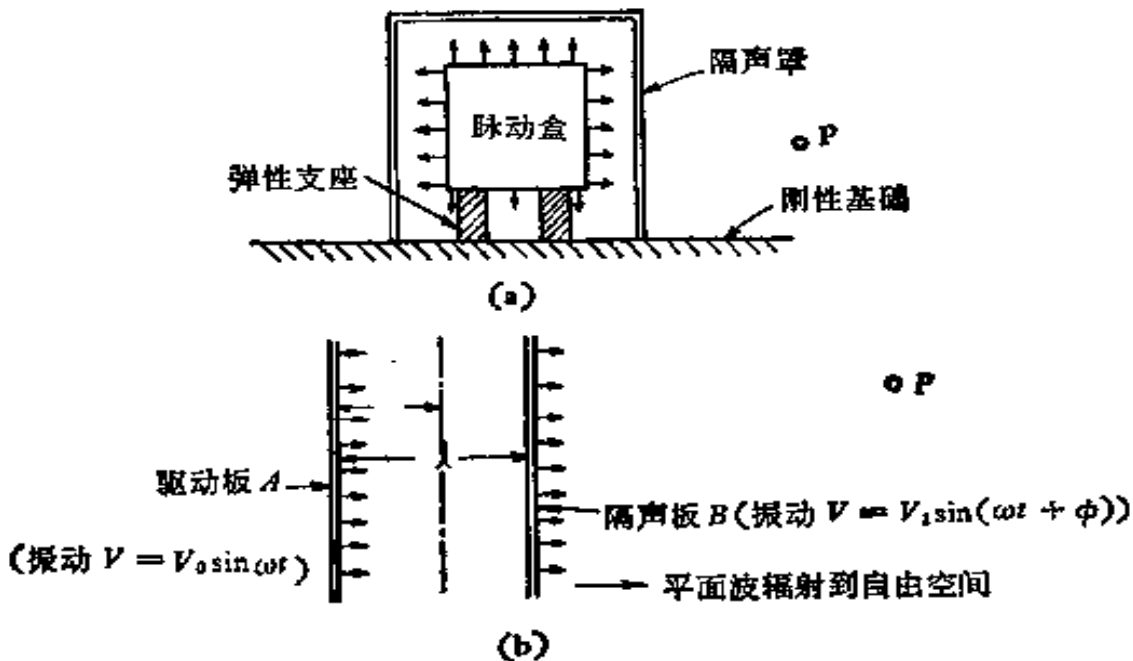


图 16.5 隔声罩性能分析的理论模型
(a) 理想的密封罩 (b) 等效平面波

板，相隔为 l ，放置在密度为 ρ_0 、声速为 c 的空气中。左边的平面可看作是已知运动的驱动板，如果只有这块平板，则这板在 P 点将产生一初始声压。如果在右边再加一块隔声板，由于驱动板发出的声压将使隔声板运动，虽然在某种条件下 P 点的声压有可能上升(如下所述)，但一般讲，在 P 点的声压是会有所降低的。隔声板的特性将由板的劲度 S ，力阻 R ，和质量 M 决定。

在下面的分析中，我们假设：隔声罩同声源的任何部分没有机械接触，隔声罩的存在与否不影响罩内声源的振动；振动不会通过声源支座出现直接传播。

16.4.1 隔声罩的一维模型

隔声罩的插入损失 IL 取为 $20 \log (v_0/v_1)$ ，即驱动板与隔声板的方均根速度之比的对数，得

$$IL = 20 \log \frac{v_0}{v_1} = 10 \log \left[1 - \frac{2 \sin \theta (X \cos \theta - R \sin \theta)}{\rho c} + \frac{\sin^2 \theta (X^2 + R^2)}{\rho^2 c^2} \right] \dots \quad (16.1)$$

式中 $\theta = \omega l/c$ ， $\omega = 2\pi f$ = 角频率 (rad/s)， f = 激发频率 (Hz)， $X = (\omega M - S/\omega)(N \cdot S/M^2)$ ， $M = B$ 板的面密度(单位面积上的质量)，即隔声板的面密度 (kg/m^2)， $S = B$ 板单位面积的劲度 (N/m^2)， $Q = \omega M/R$ ， Q 为同 B 板运动有关的品质因数(无量纲)， $R = B$ 板的单位面积的力阻 ($\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$)， ρc = 空气的特性阻抗，通常约 $400(\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2)$ 。

上式的比值取决于隔声板的质量、阻尼性质和劲度，也同两板之间的距离有关。图 16.6 上的一组曲线示出了不同硬度的板的插入损失。为了比较，图上用虚线示出了法向入射下质量定律的传输损失。其中 f_0 为隔声板的共振频率。

图 16.6 的 1, 2, 3, 三条曲线表示式(16.1)在三种不同劲度条件下的解。首先考虑 $f_0 = 0\text{Hz}$ ，即当平板无劲度、只有纯质量的情况下的共振频率，可以看出，即便这时共振也出现在某个很低的

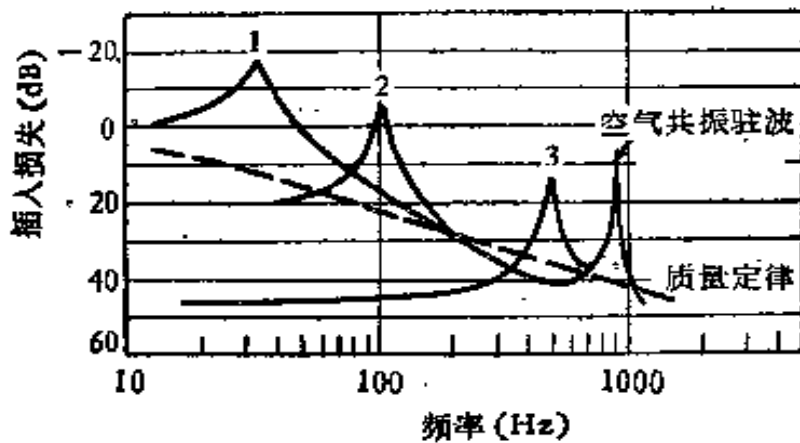


图 16.6 插入损失的理论曲线 ($M = 16\text{kg/m}^2$, $L = 0.19\text{m}$),
 曲线 1, $f_0 = 0$ 在 33Hz 时 $Q = 30$, 曲线 2, $f_0 = 100$ 在
 105Hz 时 $Q = 30$, 曲线 3, $f_0 = 475$ 在 475Hz 时 $Q = 30$

频率上 (近似为 33Hz)。这是因为即使板没有劲度, 但还存在着平板之间空气隙的劲度, 即总的有效劲度并不为零。当有效劲度同隔声板的质量抗相抵销时, 就出现共振。隔声板的劲度相继增大时, 共振频率也相继增高, 如曲线 2, 3 所示。

从图 16.6 可以看到, 驱动板具有恒定方均根速度 v_0 时, 它也并不是恒定声功率的发生器。在曲线 1, 2 的峰值上出现负值衰减, 这意味着在这个频率范围内, 隔声板辐射出来更多的声音, 比无罩时声音更响。当隔声板劲度增加时, 共振频率相应也增加, 如曲线 2, 3 的峰值所示。在曲线最右边的无标记的峰, 是两平板间空气驻波共振形成的峰。

无穷大平板的劲度的意义可以从如下的讨论看出。当一平板在它的边缘上简单地支持起来时, 在垂直于板的表面受到一个振动力的激发, 通常就会出现某些合适的振动方式。例如, 一块矩形板所具有的简正振动方式的频率为

$$f(m, n) = \frac{\pi}{2} \left[\frac{Et^3}{12M(1-\sigma^2)} \right]^{1/2} \left(\frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2} \right) \dots \dots, \quad (16.2)$$

式中 $f(m, n)$ = 边缘简单支撑的矩形板的一组简正频率 (Hz),
 M = 平板的面密度 (kg/m^2), $\rho_p = M/t$ 平板的密度 (kg/m^3),
 $m, n = 1, 2, 3, \dots$, E 为平板的杨氏模量 (N/m^2), σ = 泊松比,

一般为 0.3, t 为板的厚度 (m), a 为板的长度 (m), b 为板的宽度 (m).

当 $m = n = 1$ 时, 出现最低的简正频率; 当激发频率低于这个数值, 板就可以当作一块具有均匀劲度的活塞. 这劲度就是式 (16.1) 中出现的 s 项.

从图 16.6 的曲线可以清楚看到, 为了在最低共振频率以下的范围内使板有良好的隔声性质, 应该使最低的共振频率尽可能高. 从式 (16.2) 可以看到, 对于一块给定尺寸的平板, 最低简正方式的频率是

$$f(1.1) = 0.48 \sqrt{\frac{Et^3}{M} \left(\frac{1}{a^2} + \frac{1}{b^2} \right)} \\ = 0.48 c_L^t \left(\frac{1}{a^2} + \frac{1}{b^2} \right), \quad (16.3)$$

式中 $c_L = \sqrt{E/\rho_p}$ 是平板的纵波波速 (m/s).

因此, 对于一块给定厚度的平板, 板材的要求是具有最高的纵波波速. 这就是说, 在相等重量基础下 ($M = \rho_p^t$), 应选用具有最高 E/ρ_p^3 值的材料. 表 16.2 列出了可用来作隔声板的不同材料的 E/ρ_p^3 的值. 作隔声罩用的材料最好是具有很高的劲度, 且重量很轻. 这正好同建筑声学中遇到的情况相反. 在建筑隔声中质量定律起主要作用 (即具有低的基频和高的临界频率), 因此在

表 16.2 常用材料的 E/ρ_p^3 值

	杨氏模量 E (N/m^2)	密度 ρ_p (kg/m^3)	E/ρ_p^3	与钢板的 E/ρ_p^3 比值
钢	20×10^{10}	7.8×10^3	0.42	1.0
铝	7.0×10^{10}	2.7×10^3	3.58	8.5
光学玻璃	7.1×10^{10}	2.5×10^3	4.54	10.8
铅玻璃	5.5×10^{10}	3.6×10^3	1.18	2.8
电木纸	1.0×10^{10}	1.3×10^3	4.64	11.1
橡皮(硬度 50)	0.001×10^{10}	1.3×10^3	0.0045	0.011
硬质木材	1.7×10^{10}	0.9×10^3	22.8	54
软质木材	1.0×10^{10}	0.46×10^3	102	243

建筑隔声中我们选用柔软的重材料。

16.4.2 钢罩、橡皮罩和玻璃罩

对两个小型隔声罩（尺寸约为 $0.3 \times 0.15 \times 0.14\text{m}$ ）作了插入损失的测量，声源是采用放在罩内的恒速扬声器。结果示于图 16.7 和图 16.8 上，并与图 16.6 作一比较。

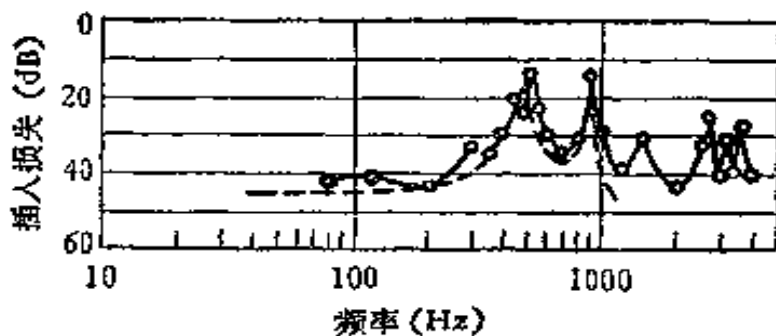


图 16.7 钢罩（体积为 $0.305 \times 0.152 \times 0.14\text{m}^3$ ）的插入损失。罩的性质：壁厚度， $t = 0.203\text{cm}$ ；面密度 $M = 15\text{kg}/\text{m}^2$ ，罩内不放物体时空气的体积 $= 0.00475\text{m}^3$ 。以罩内的扬声器作为声源。图中虚线是 16.5 中的理论曲线 3

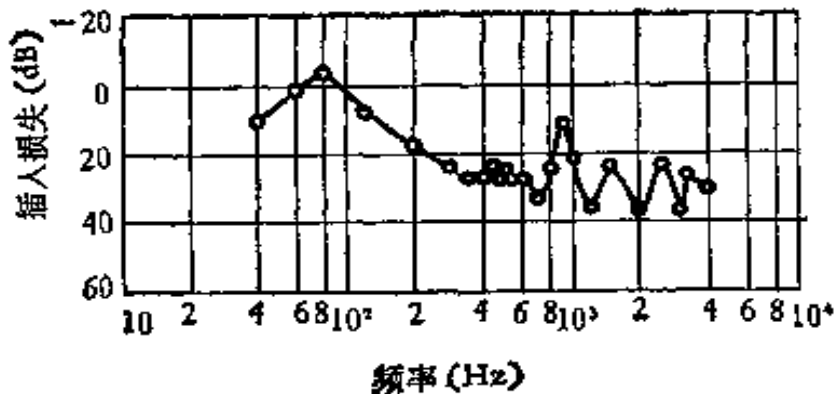


图 16.8 软橡皮罩（体积 $0.305 \times 0.152 \times 0.14\text{m}^3$ ）的插入损失。罩壁厚 $t = 1.27\text{cm}$ ，面密度 $M = 17\text{kg}/\text{m}^2$ ，罩内空气占有的体积为 0.00475m^3

因为我们关心的频率范围低于最低共振频率的区域，因此，应使所有共振频率尽可能高。钢罩（图 16.7）板的共振频率约达 500Hz 。高频的峰是由于空气共振。因此，这种隔声罩对 300Hz 以下的频率是很成功的，平均衰减量超过 40dB 。与此相反，对于

橡皮罩(图 16.8), 由于橡皮的柔软性, 板壁的共振频率出现在 80Hz。在低频范围内任何部分都无法获得有用的衰减量。频率在 400Hz 以上, 平均插入损失为 30dB, 在平均值上下出现一些空气的共振峰。这种特性类似于建筑结构的质量定律, 松软橡皮的隔声主要由于质量。

16.4.3 封闭体积的效应

在低频下, 式(16.1)可简化为

$$IL = 10 \log \left(1 + \frac{2LS}{\rho c^2} \right) \quad (16.4)$$

这意味着, 如果隔声罩内正比于 V 的空气体积增加, 则相反的插入损失也将增加。如果第二项比 1 大 (劲度 S 很大), 那么体积增加一倍, 相应的插入损失增加 3dB。

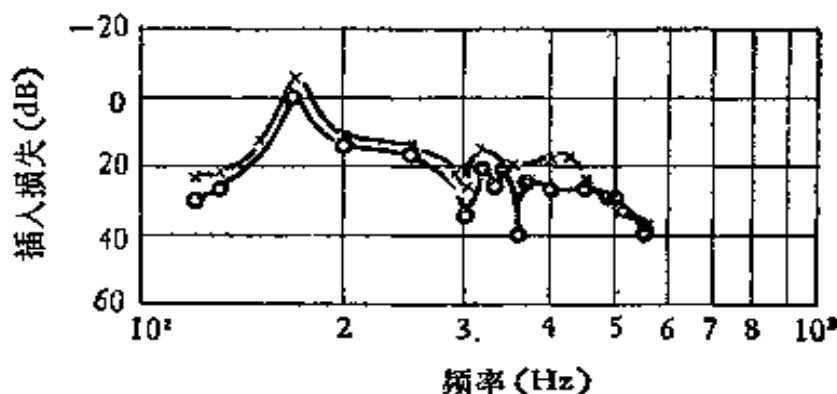


图 16.9 隔声罩内不同空气体积的效应。罩的边长 0.355m, 面密度 $M = 25\text{kg/m}^2$ 。
曲线 1. 密闭空气体积为 0.0197m^3 ,
曲线 2. 密闭空气体积为 0.0311m^3

这一效应, 可用一立方体钢罩来加以说明, 罩内放置一小型扬声器单元。然后在罩内加入不可压缩的材料, 使罩内空气体积减小以得出图 16.9 的曲线 1。从曲线 2 和曲线 1 可以看到, 在板的共振频率 (约 170Hz) 上下范围, 隔声罩内空气体积加大, 能使插入损失增高, 增高的数量约为 $10 \log (0.0311/0.0197) \approx 2\text{dB}$ 。

16.4.4 隔声罩共振的阻尼

用有限尺寸制作的隔声罩存在着两种不同的共振系统：板的共振系统和空气的共振系统。对于这两种共振，我们要使用不同的阻尼方法。

图 16.10 可以说明板的共振特性（注意：有限尺寸的平板由于板的高次振动方式会产生反共振，这种情况在上面是略去的）。在最低的共振频率 1 上，平板的弯曲如图 16.10 左部所示在任何时刻，平面上所有的点均向同一方向运动，因此，平板的弯曲率相当小，板的阻尼处理对这种振动方式影响很小。在这个基频共振以上，板就不再作单向运动了，边部的运动同中心区的运动相反，板的净体积位移随着频率增加而下降，当达到净体积位移为零的条件时，出现衰减峰 2。在稍高的频率 3 上，出现下一个共振，但这时板的弯曲比基频时更厉害，因此加阻尼效果更好。

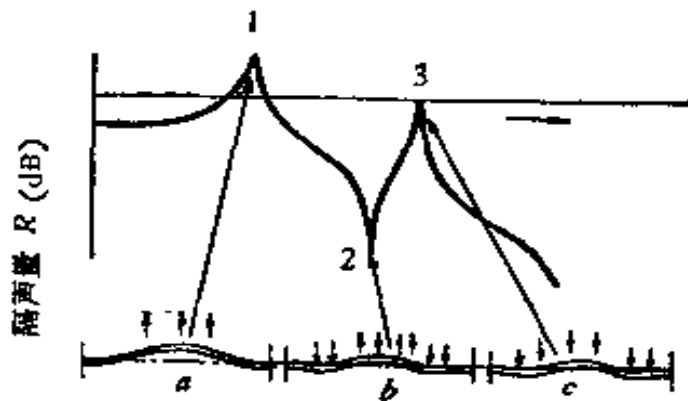


图 16.10 夹住的平板受到均匀声压作用时产生的运动。

1. 大的位移体积，低的曲率，阻尼无效；
2. 板有大的运动，但无净的体积，位移；
3. 净体积位移很大，有高的曲率，阻尼效果较好

对于空气共振，当两板间距为 0.19m 时，在 900Hz 及其整数倍的频率上产生驻波（如图 16.6 所示）。大的间距产生低的驻波频率。在空气共振的频率上，空气隙的作用类似于一个非常高的阻抗把两块板耦合在一起，因此，隔声板几乎同主动板一样作相同的运动。这种形式的共振只有在空气隙本身进行吸声处理才能加以

抑制, 图 16.11 的曲线 1 表明因存在罩而引起罩内声压的增加, 加吸声处理后, (曲线 2) 将降低驻波频率附近的声压. 曲线还可以表明, 不管作不作吸声处理, 在低于 500Hz 的声压总是有所增加, 到 50Hz 时达 15dB.

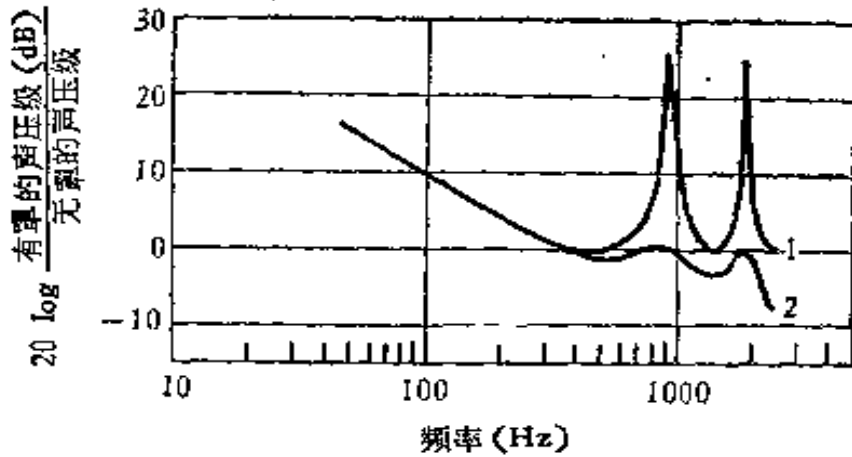


图 16.11 由于罩存在使罩内声压增加. (曲线是在间距为 $L = 19\text{cm}$ 的平面波模型中得出的). 曲线 1: 两板间无吸声材料; 曲线 2: 在板的两侧加 5cm 的超细玻璃棉毡

16.4.5 双层玻璃窗

为弥补质量的不足, 常用的措施是作成双层结构, 就是两层板之间有一空气层, 如双层玻璃窗. 这种类型的结构在建筑设计中

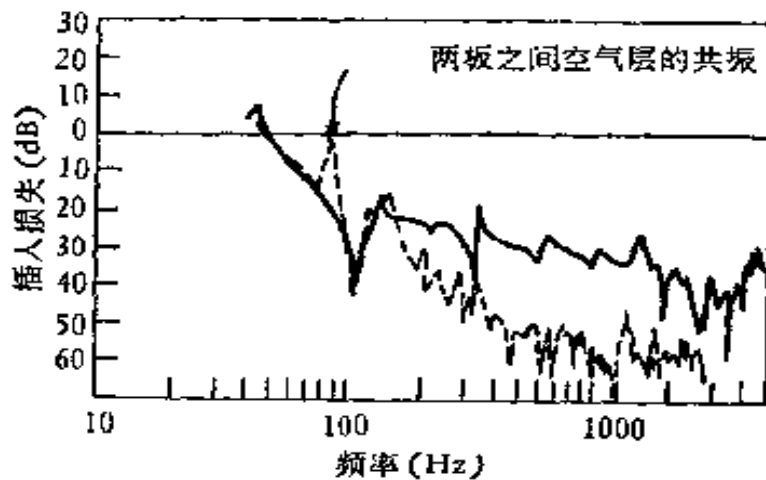


图 16.12 双层玻璃窗的插入损失. 实线表示一块 4mm 厚、0.76m 见方的玻璃窗的插入损失, 虚线表示相距为 5.7cm 双层玻璃窗的插入损失

对高频常常具有很多优点,但消除低频噪声且很困难,而消除低频正是隔声罩的目的。图 16.12 示出了一种双层玻璃窗结构的插入损失,图中两条曲线分别是一块 4mm 厚的单块玻璃和用同样材料的间距 5.7cm 的双层玻璃的插入损失。从图可以看出,在 160Hz 以下,另加一块玻璃板并没有什么好处。事实上在 90Hz 以下,双层玻璃的插入损失反而下降,这是由于空气层的劲度和两板质量之间产生共振的缘故。这种共振要不影响玻璃的透明度是难以消除的。如要消除这种共振,必须把共振频率挪到工作频率的范围以外,这就需要增加空气层的间距,或者增加各块板的质量。

16.4.6 隔声罩开口的影响

有时声源不能完全密封,需要为管道、转轴、通风装置等留出一些开口,在这种情况下,不管隔声罩本身的效果有多大,声音总可以通过开口向外传输。因此了解开口对系统总衰减的影响是非常重要的。从理论上讲,这问题类似于著名的亥姆霍兹共振器,低频的插入损失为

$$IL = 10 \log \left[\left(1 - \frac{V_0 L \omega^2}{c^2 A} \right)^2 + \omega^2 r^2 \right]. \quad (16.5)$$

式中 c 为空气声速 (m/s), V_0 为围闭的空气体积 (m^3), A 为开口的截面积 (m^2), L 为开口的等效长度 (m), r 为开口向外辐射能量和能量损耗所产生的阻尼项。

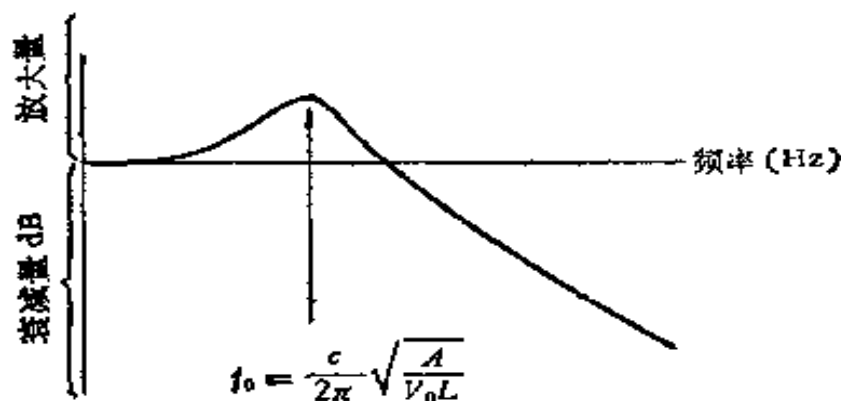
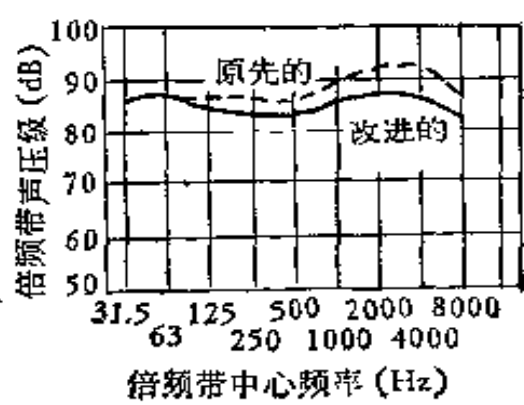
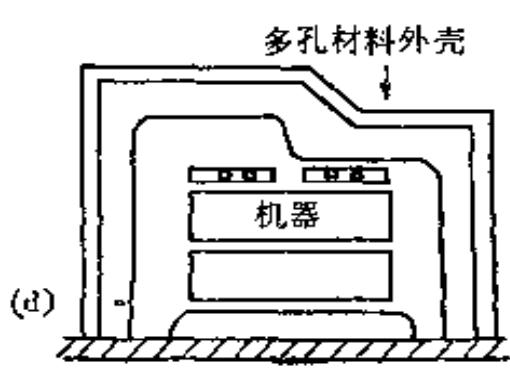
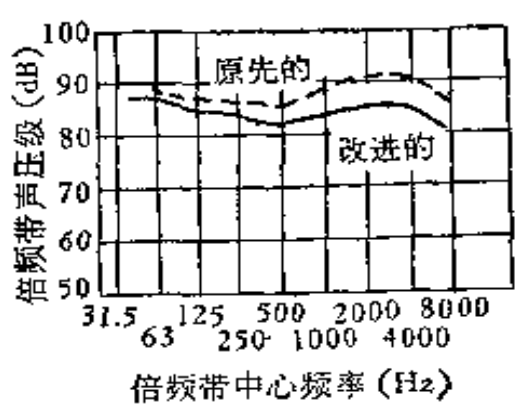
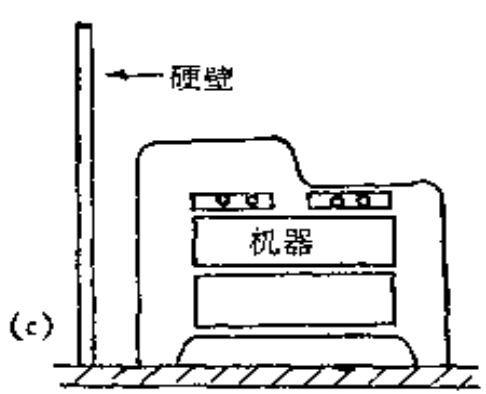
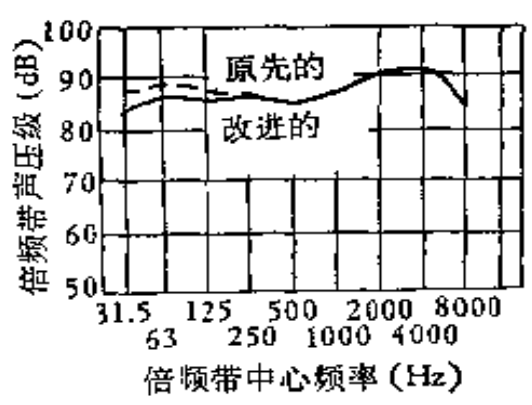
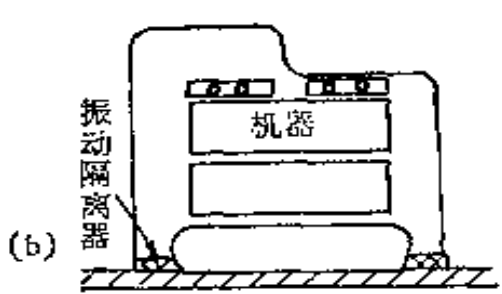
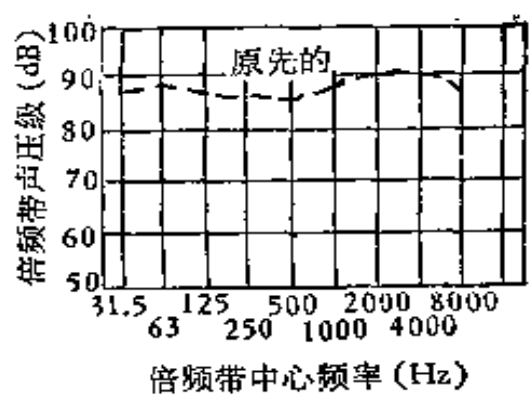
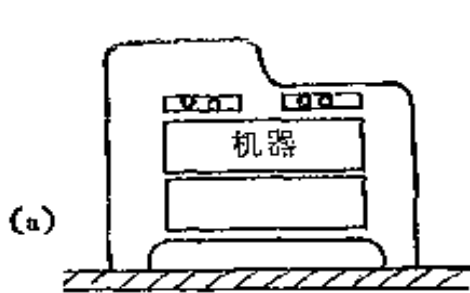
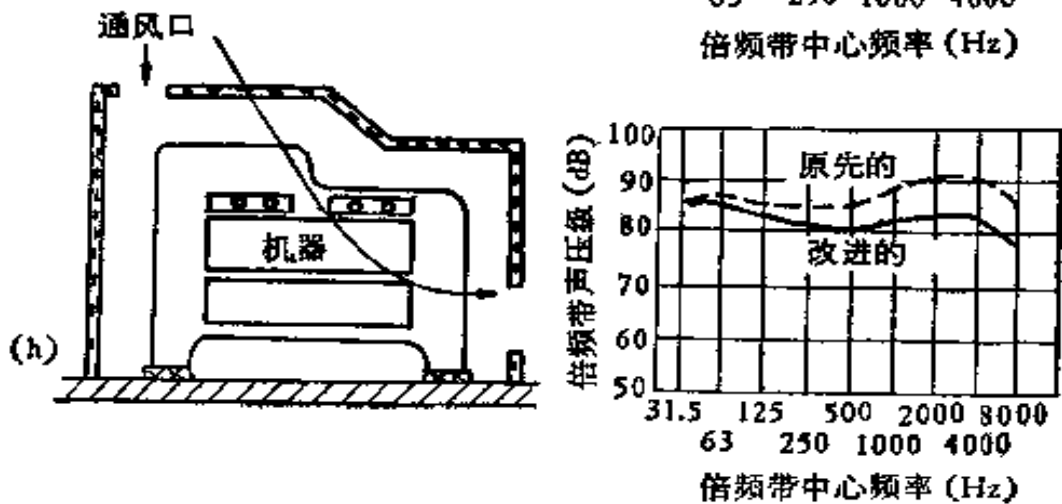
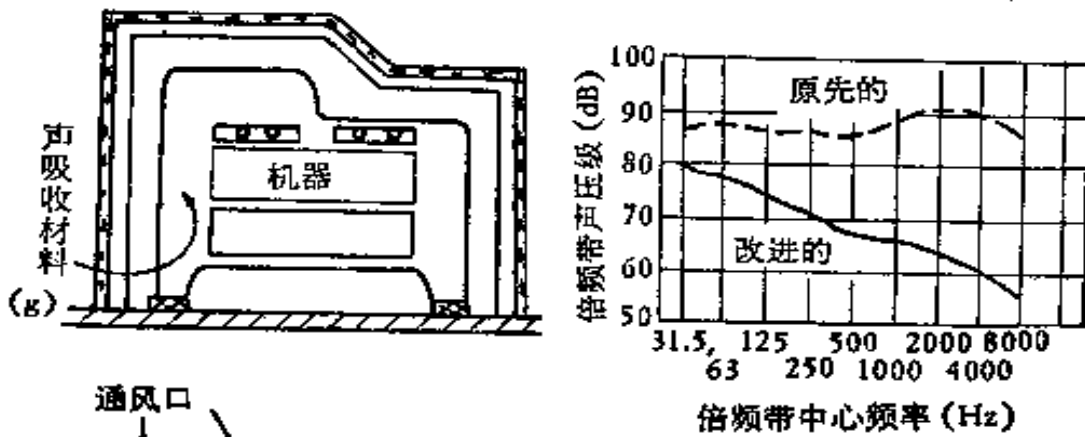
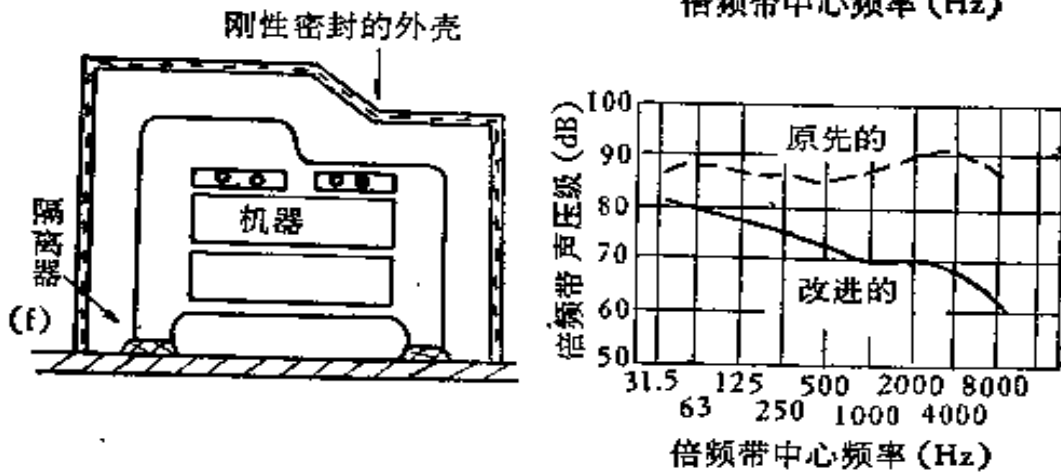
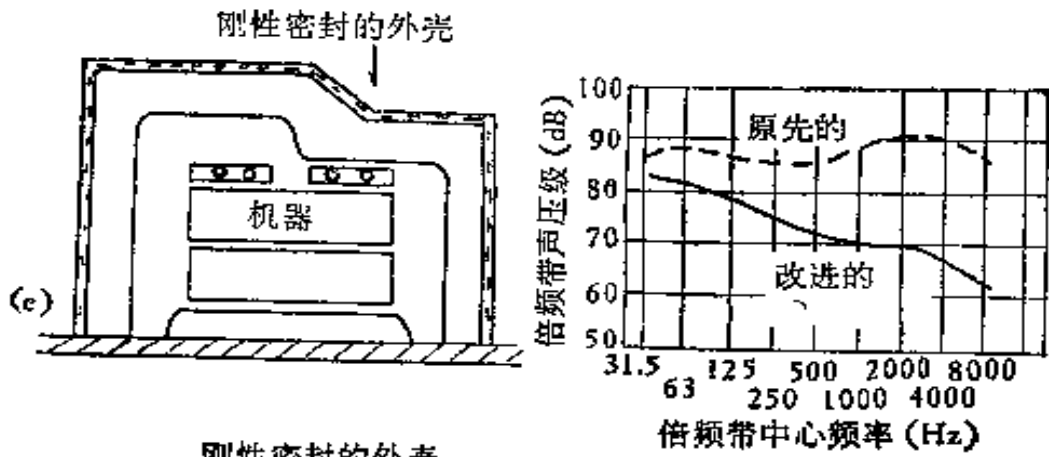


图 16.13 亥姆霍兹共振器共振区附近的衰减量





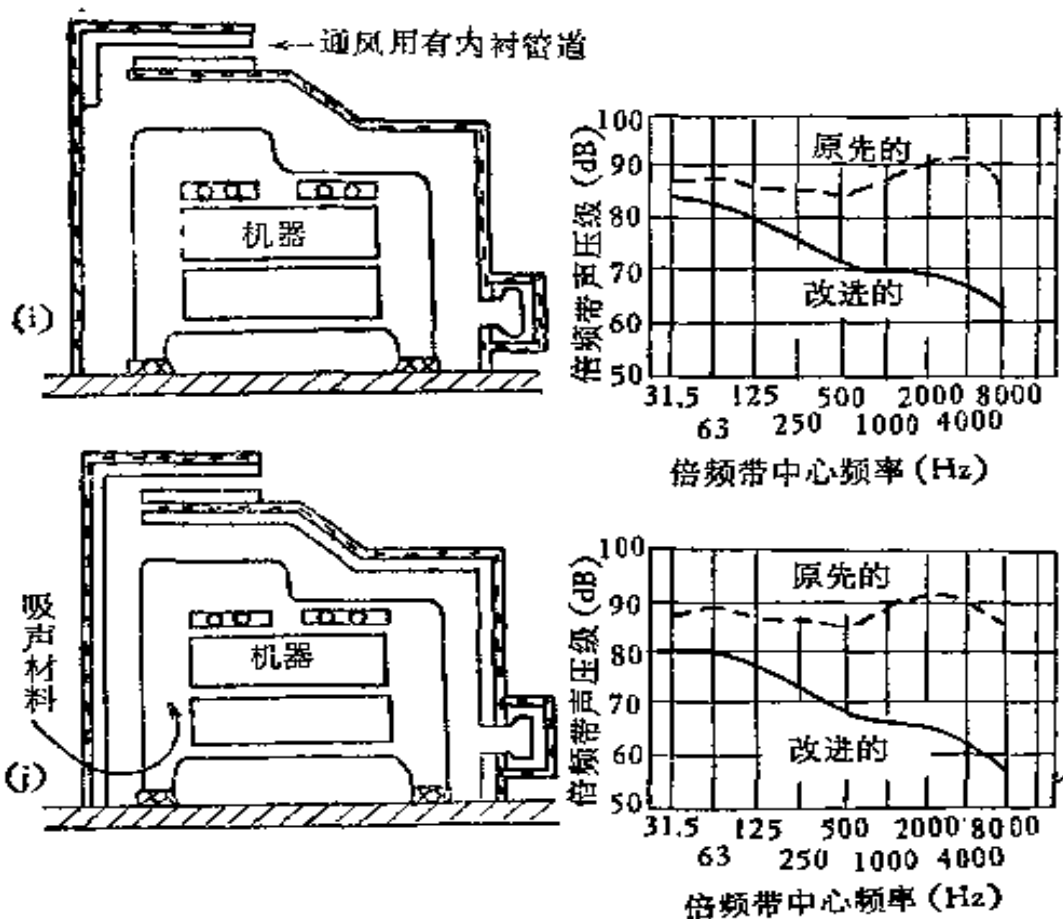


图 16.14 对机器采用一系列不同类型隔声罩处理的图解实例。
曲线所示为罩外一点加罩前后的倍频带声压级

图 16.13 所示是一个有开口的小型隔声罩的典型特性曲线，由图可见，在箭头所指出的共振频率上出现了放大作用。开口的长度和面积以及周围闭的空气体积应该这样选取，使得共振频率尽可能低地位在工作频率范围以下，因此，如果要使共振频率 f_0 很低，那么我们必须减小开口的截面积 A ，增加开口的长度，或者增加罩的体积 V_0 。

如果开口很大，比如开口的面积接近隔声罩的面积，则隔声罩就只能看作隔声障板用了，这时可用第三章所讨论的障板隔声的原则来处理。

16.4.7 隔声罩的设计实例

图 16.14 是隔声罩的不同设计所得的隔声效果。

(a) 敞开空间中的一台机器噪声源。(b) 机器座下放了隔振器(对降低低频噪声有少许用处,若机器振动传播较小,这一步骤就没有必要)。(c) 机器和 P 点之间竖一个密实的屏障(这里没有用隔振器)。(d) 用吸声材料将机器围住,由于多孔材料只对高频有吸声作用,所以一般效果很差。(e) 将机器放在重而密实、封闭很好的隔声罩内,降噪效果就很显著,尤其对高频。(f) 再将机器放在隔振器上,对低频降噪有些作用。(g) 罩内加贴吸声材料以减少由罩壁引起的罩内声级增加,这样做是见效的,但罩内无通风,机器温度要升高。(h) 拿去罩内吸声材料,在罩顶及边上开了通风口。于是机器发出的噪声绝大部分通过这些开口逸出。这时 P 点会有些降噪效果,但主要这是由于洞口的方向性作用引起的。(i) 通风口做成吸声衬贴的管道,而且管端并不对着操作者的位置。(j) 最为有效的措施使 P 点处噪声级最低。这里罩内又衬贴了吸声材料。

第三编 噪声控制专论

第十七章 齿轮与轴承噪声

张 重 超

§ 17.1 引 言

齿轮和轴承是最常见的机械零件，普遍应用于各种机器或机械中。前者用来传输扭矩和变速，后者则用于支承迴转轴。许多机器或机器的噪声，尤其在高速运转时，主要来自这两个基本零件。以发动机用的变速齿轮箱为例，若功率为 100kW，由于加工精度不同，一米处的噪声 A 声级约有 10—20dB 的起伏。因此，降低齿轮和轴承的噪声对控制某些机器或机械的噪声具有十分重要的意义。

人们已对齿轮和轴承的噪声进行了大量的研究，许多控制这类噪声的措施已在设计和制造过程中加以采用。本章将阐明齿轮噪声和轴承噪声的成因和影响因素，并讨论有关的噪声控制措施。

§ 17.2 齿 轮 噪 声

17.2.1 齿轮噪声的成因

图 17.1 为一对传动齿轮，下面的小齿轮为主动齿轮，它驱动上面的大齿轮。二个齿轮在一个啮合周期中的接触线始于 A 点，终于 C 点。 B 点为二齿轮节圆的切点。自 A 至 C 为齿轮周向力传递中的压力作用点的规迹。

在一对齿轮完成一个啮合周期时，它们并不完全是滚动接触。在主动轮上，压力作用点从齿根移向齿顶，在从动轮上则从齿顶移

向齿根。因此，在啮合齿的齿面间出现了滑动。在啮合开始（ A 点）和終了（ C 点）时的相对滑动速度为最大，在节圆切点（ B 点）上则等于零。相对滑动速度在 B 点将改变方向。由于齿面间存在相对滑动，因而必然产生滑动摩擦力。当相对滑动速度在 B 点改变方向时，此摩擦力也在 B 点改变方向。摩擦力改变方向的结果在节圆上产生一个冲击力，称为节线冲击力。此力的方向垂直于接触线，至于力的指向，则需视啮合点发生在 B 点的那一边而定。

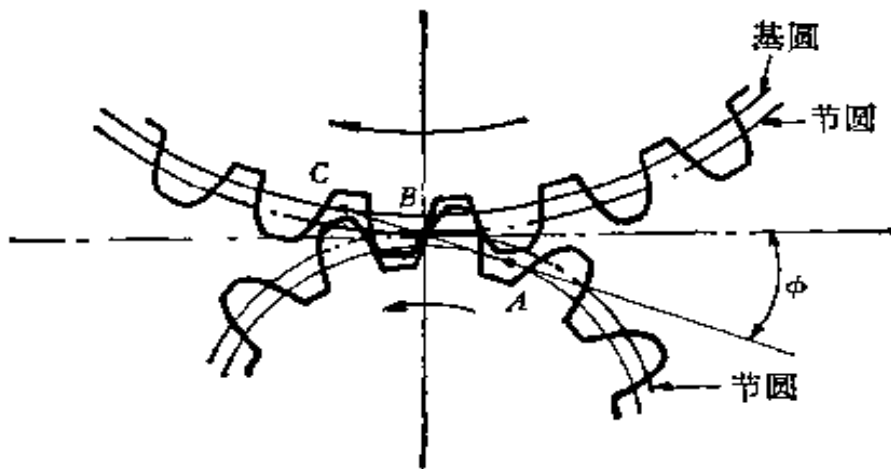


图 17.1 齿轮转动

节线冲击力的大小和持续时间与齿间传递的周向力、齿面的摩擦系数和相对滑动速度的大小诸因素有关。而相对滑动速度直接与齿轮的转速成正比，并随着轮齿的接触点到 B 点距离的增加而增大，由此可知，齿轮传递功率越大，转速越高、齿面光洁度越差，则节线冲击力也就越大。

若一对理想的齿轮处于啮合状态，两轴上无扭矩波动，则节线冲击力是引起齿轮噪声与振动的唯一根源。在齿轮噪声频谱中只出现齿轴的啮合频率和它的高阶谐频，齿轮的啮合频率是齿数与每秒钟转数的乘积。

实际上，齿轮的轮齿受力后总要变形。每当一只轮齿啮合上时，它即承担了一部分载荷，原来以啮合的主动轮齿上的载荷相应减小，使得它们向着卸载的位置回复其弯曲，从而给齿轮体切向加速。再有，因为原有啮合齿在受载下是略微弯曲的，新啮合上的齿

不能作到理应具有的平滑接触，代之而来的是与其啮合的配对齿作撞击，同样传至齿轮体上。这种撞击力称为啮合冲击力，它是沿着齿轮接触线的方向作用的。

节线冲击力与啮合冲击力是齿轮在啮合过程中产生振动从而辐射出噪声的基本原因。

17.2.2 影响齿轮噪声的因素

影响齿轮噪声的因素有多种，如齿轮的设计参数、几何参数、齿轮的结构以及制造精度和安装误差等。人们已对这些影响因素作了详尽的研究，下面列举一些主要影响因素的研究结果。

1. 转速的影响 图 17.2 为转速对噪声影响的试验结果，转速加倍，齿轮噪声的线性声压级平均提高 5dB，A 声级提高 8dB 左右。

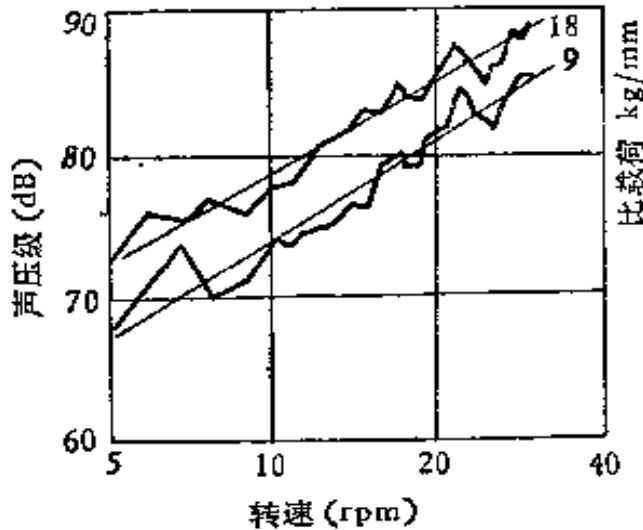


图 17.2 转速的影响

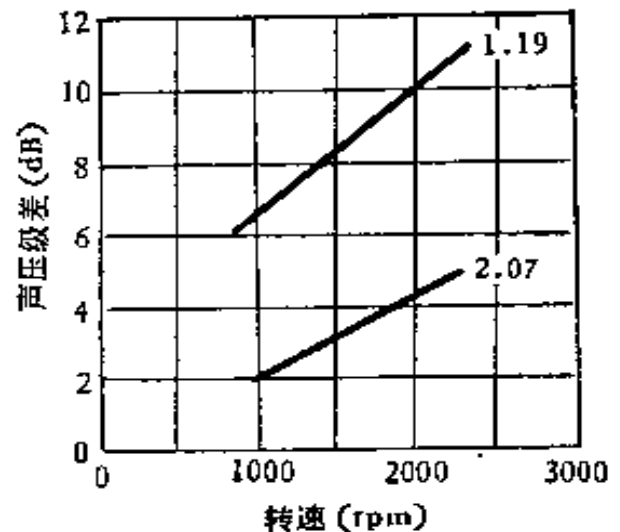


图 17.3 重合系数的影响

2. 载荷的影响 作用在轮齿上的载荷用比载荷表示，即齿轮单位长度上承受的力 (N/mm)。比载荷大，齿面间的摩擦力增加，引起节线冲击力增大，同时，比载荷大到使齿轮变形以致影响啮合精度时会引起啮合冲击力增加，齿轮比载荷对噪声的影响有如下关系：

对于低速齿轮 ($n = 500-3000\text{rpm}$)*, 比载荷加倍, 声压级增加 3dB 左右.

对于高速齿轮 ($n > 4000\text{rpm}$), 比载荷加倍, 声压级增加 6dB 左右.

3. 齿形重合系数的影响 增加重合系数意味着增加在任一时刻的平均啮合齿数, 把载荷分配给较多的轮齿, 使轮齿产生较小的变形和啮合冲力, 改善它们进入和脱开啮合的状况, 从而使噪声有所降低. 图 17.3 为不同重合系数对噪声影响的试验结果. 由图可见, 重合系数从 1.19 增加至 2.07 时, 转速为 1000rpm 的噪声约降低 4dB, 2000rpm 的噪声可降低 6dB.

4. 压力角的影响 压力角用符号 ϕ 表明在图 17.1 上.

图 17.4 为不同压力角影响噪声的试验结果. 该图表明小的压力角可以得到较低的噪声级. 渐开线齿轮的压力角常由设计者取定. 但在实际的齿轮传动中, 工作压力角还受到一对齿轮的实际中心距的影响, 由于制造, 安装及温度变化的影响, 不能获得规定的理论中心距, 从而使压力角偏离了原值. 如齿轮在轴上的偏心安

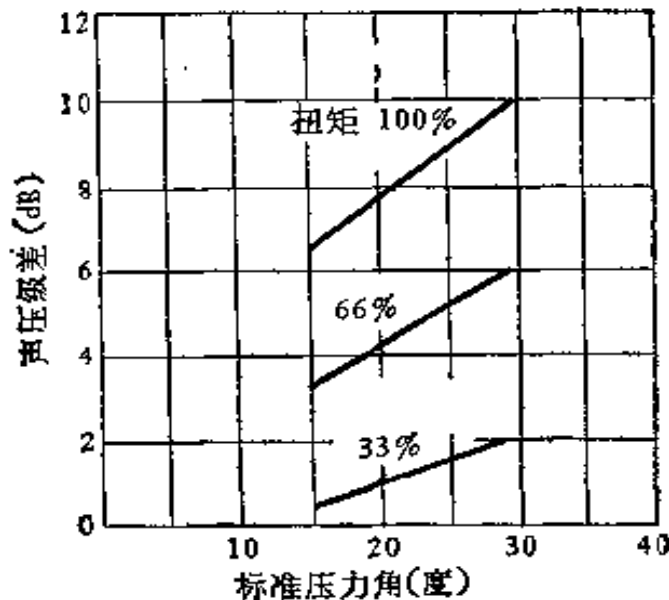


图 17.4 压力角的影响

* rpm 为每分钟转数, $1\text{rpm} = \frac{1}{60}\text{Hz}$.

装，齿轮轴上载荷的波动引起齿轮径向力的变化而造成轴的变形等，都会使中心距偏离预定要求。从图中可以清楚的看到，随着扭矩和压力角的增加，声压级增加得较快。当中心距因齿轮在轴上偏心安装而使压力角作周期性变化时，在频谱上会出现调制轴的迴转频率现象，它的幅值取决于齿轮偏心距的大小。造成调制现象的另一些因素是来源于因原动机与被驱动物器本身的工作特性以及齿轮轴或轴承支撑结构的共振所产生的力矩波动。这一力矩波动使轮齿的径向力作周期性的变化，其结果使中心距同样发生变化，当然，增加齿轮轴的刚度可以减小中心距的变化，从而降低由此而产生的齿轮噪声。

5. 轮齿制造误差的影响 一对齿轮产生的噪声常常同主动齿轮恒速旋转而被动齿轮不能恒速旋转直接有关。造成被动齿轮不能恒速旋转的一个重要原因是轮齿制造中的尺寸误差，引起非渐开线啮合运转。

图 17.5 为不同齿形误差在不同转速下与噪声的关系，齿形误差使轮齿偏离渐开线，由图可见加工质量高的齿形，噪声较小。

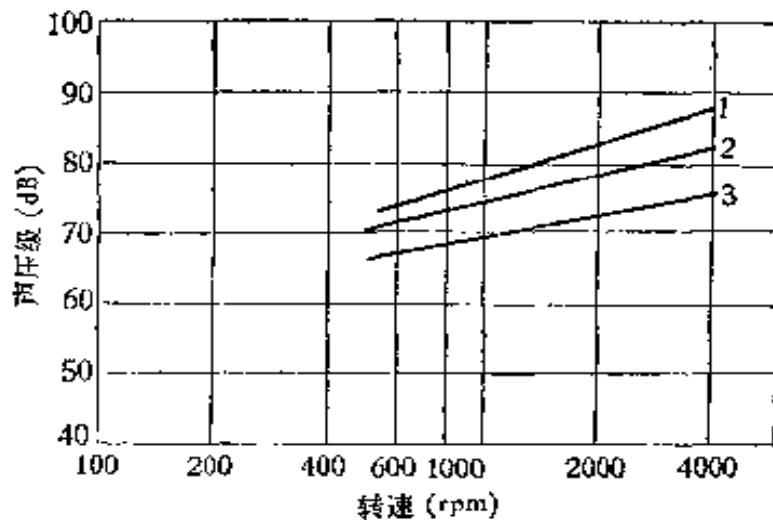


图 17.5 齿形误差的影响

1. 齿形误差 5 微米 (AGMA 未列入标准); 2. 齿形误差 10 微米 (AGMA 13 级); 3. 齿形误差 1.75 微米 (AGMA 1 级)

图 17.6 为齿轮周节误差对噪声的影响 图 17.7 为齿轮不平行对噪声的影响，齿轮的不平行会产生传动误差，从而加大噪声幅

射。这一误差常与轮齿负荷密切相关。但当误差加大后，负荷就不占重要地位了。

最后，齿侧表面光洁度也影响着齿轮的噪声。表面光洁度高，齿面间的摩擦系数小，齿轮噪声就低，图 17.8 所示为齿侧表面光洁度对噪声的影响。在同一转速、同一负荷下，用不同加工方法，因齿侧光洁度不同，噪声约有 4dB 的变化。

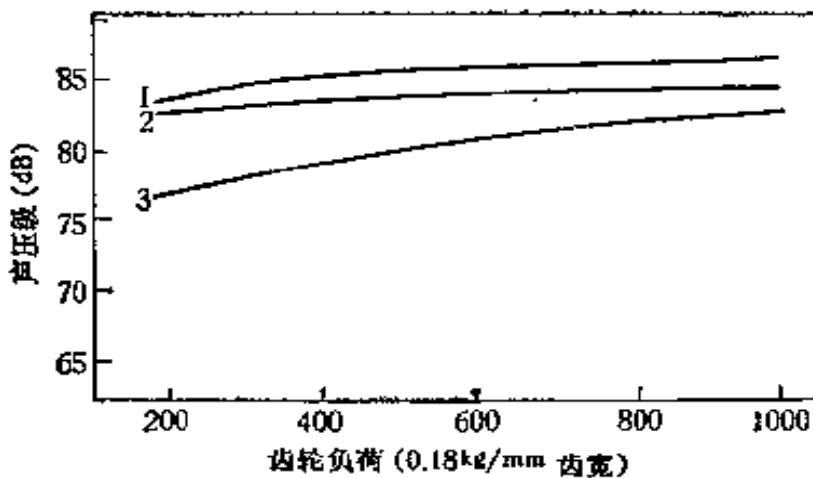


图 17.6 齿轮周节误差的影响

1. 周节误差 50 微米 (AGMA 6 级);
2. 周节误差 40 微米 (AGMA 7 级);
3. 周节误差 6 微米 (AGMA 12 级)

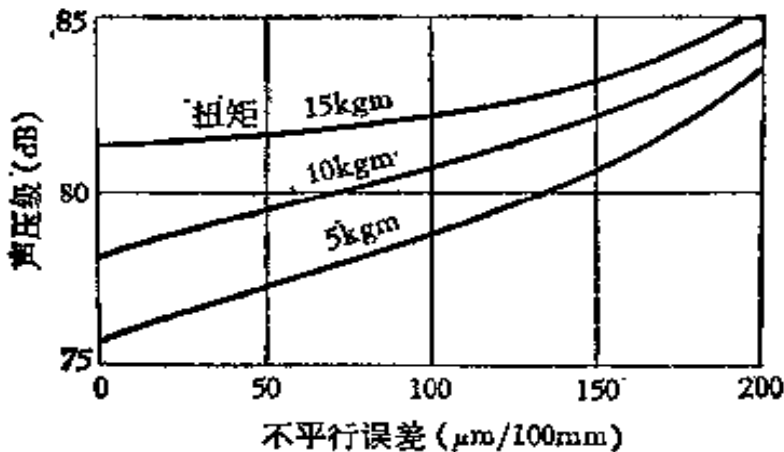


图 17.7 齿轮不平行的影响

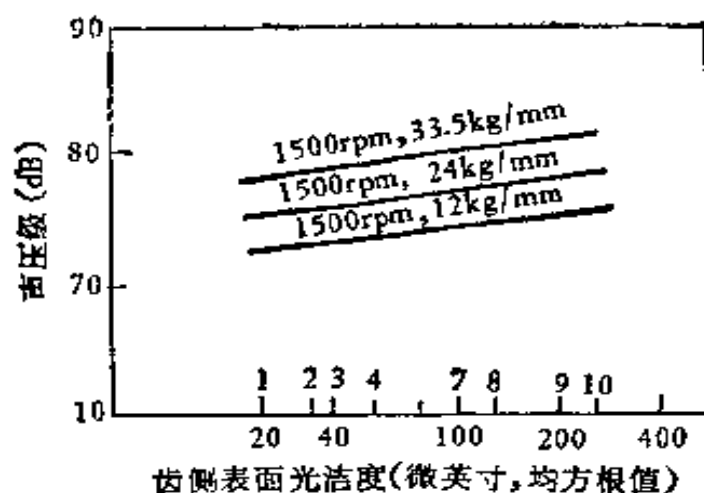


图 17.8 光洁度的影响^[6]

17.2.3 齿轮噪声的控制方法

上面介绍了影响齿轮噪声的各个主要因素，实际上也表明了

表 17.1

被控因数	噪声降低范围 (dB)	附注
齿形误差	0—5	一般制造精度 超精度齿轮
齿侧光洁度	3—7	
周节误差	3—5	
齿轮不平行误差	0—8	
啮合系数	0—7	越大越好,一般取啮合系数为 2
压力角	2—4	压力角小,噪声可下降
螺旋角	2—4	将正齿轮改为斜齿轮
齿侧间隙	0—14	间隙过大
	3—5	间隙过小
节圆速度	0—5	转速减半
齿轮负荷	$L_p = 10 \log \left(\frac{L}{L_0} \right)$	低速低负荷
	$L_p = 20 \log \left(\frac{L}{L_0} \right)$	高速高负荷或低速高负荷
功率	$L_p = 20 \log \left(\frac{L \cdot v}{L_0 v_0} \right)$	低速低负荷除外

注: 表中 L 表示齿面负荷, v 表示节圆线速度。

要控制齿轮产生的噪声，必须在设计与制造阶段合理的确定齿轮的参数和制造精度要求。表 17.1 综合了可供采用的控制齿轮噪声的措施及噪声降低的大致范围。

应当注意的是，表 17.1 只是说明各种被控因素改变后所能获得的降噪效果，但不能把各个降噪措施的分贝数相加。

此外，对于齿轮箱的设计也应当予以足够的重视。因为齿轮在运转中由于上述诸种因素而产生的振动会通过齿轮箱体上的支承把能量传给箱体，从而辐射出噪声。例如在可能的条件下，采用重型铸铁箱体或双层壁的箱体，或者在箱体表面上复加阻尼材料，提高箱体的阻尼系数，增加传输损失以控制箱体的辐射噪声。通过这些措施可以获得 6—10dB 的降噪效果。支撑齿轮轴的轴承型式也应予以考虑。通常，圆锥滚动轴承的噪声可比球形滚动轴承低 4—5dB，而且它比圆柱滚动轴承能承受较大的轴向力。对于大型齿轮传动装置采用隔声装置降低噪声代替提高齿轮精度的措施，在制造成本上是经济合理的。

17.2.4 齿轮噪声的预估

按照齿轮的制造质量进行分级，可以预估齿轮产生的噪声级。

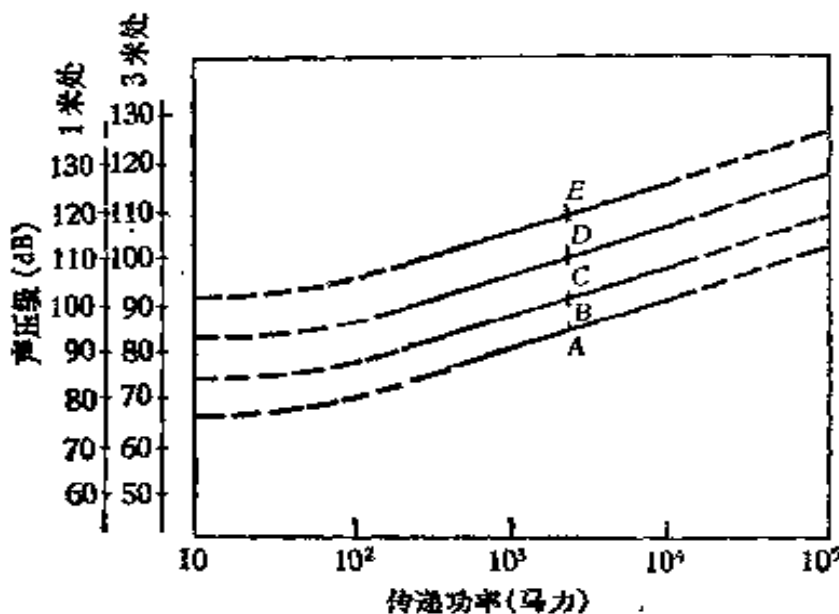


图 17.9 齿轮噪声质量分级

把齿轮一般分成以下五级：

A级——即使采用高质量的产生工艺还不够可靠地达到所需要的噪声标准，往往需要附加的噪声控制措施的齿轮。

B级——有很高的制造精度与质量控制的齿轮。

C级——高精度齿轮。

D级——正常制造质量齿轮。

E级——依靠改进制造质量易于降低噪声级的齿轮。

图 17.9 为这五级齿轮的噪声级与传递功率的相互关系。

若有一台功率为 1000 马力的齿轮箱，按 C 级要求制造，则在 1m 处的噪声 A 声级约为 97—106dB，如果这一噪声级尚不能满足用户要求，则应提高制造质量，达到 B 级要求，预期可使 A 声级降低到 97dB 以下。

§ 17.3 滚动轴承噪声

17.3.1 滚动轴承的噪声分类

滚动轴承是由外套圈、内套圈、滚动体（滚珠、滚柱或滚针）及保持器四个基本零件组成。滚动轴承常安装在机器轴承座中，与机器相比，它的表面积很小，因而轴承本身并不是一个严重的噪声源。

一个优良的滚动轴承只产生很小的振动，因而发出的噪声也很低，常常为机器中其它噪声源掩蔽而不易察觉。可是，由于以下各种原因：滚动部分制造不好，如滚动体或套圈滚道的圆度不佳；各接触部分的光洁度不足，与滚动轴承相配的轴承座及轴加工和安装中的误差等均会使滚动轴承产生额外的振动而辐射出较高的噪声。此外，润滑不良，或有杂质进入滚动接触表面使滚动部分造成破损，此时的振动和噪声就更明显。滚动轴承噪声的分类示于图 17.10 中。

若已知一个轴承的几何参数，可从表 17.2 中所列出的公式计算出有关噪声的频率。通过对轴承噪声的窄带谱分析可以找到与

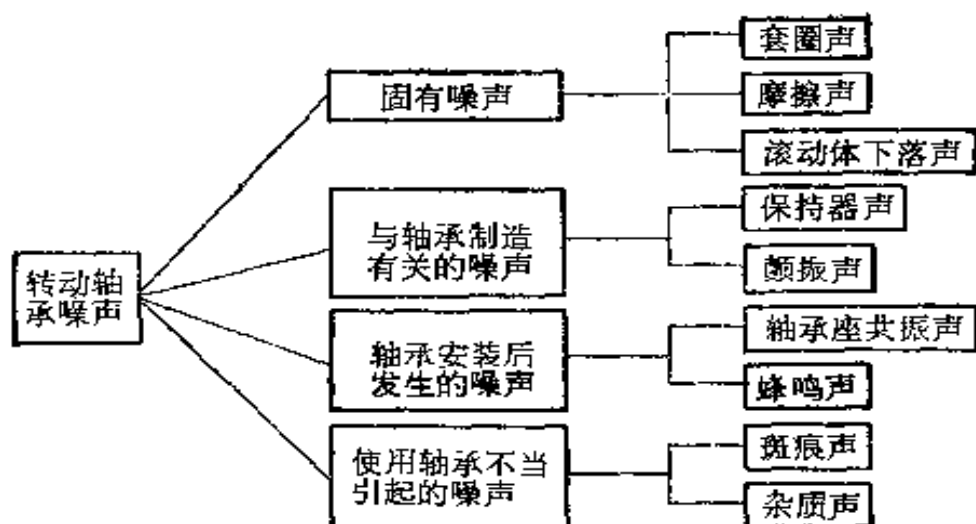


图 17.10 滚动轴承噪声分类

表 17.2 滚柱轴承出现的近似离散频率

频率 (Hz)	运行关系	
f_1	$\frac{N}{60}$	轴转速
f_2	$\frac{N}{120} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \phi\right)$	外圈固定的保持器转速
f_3	$\frac{N}{120} \left(1 + \frac{d}{D} \cos \phi\right)$	内圈固定的保持器转速
f_4	$\frac{N}{120} \frac{D}{d} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \cos \phi\right)^2\right]$	滚动体转频
f_5	$\frac{ZN}{120} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \phi\right)$	固定外圈上的一固定点与滚动体之间的接触频率
f_6	$\frac{ZN}{120} \left(1 + \frac{d}{D} \cos \phi\right)$	固定内圈上的一固定点与滚动体之间的接触频率
f_7	$\frac{N}{60} \frac{D}{d} \left[1 - \left(\frac{d \cos \phi}{D}\right)^2\right]$	滚动体上一固定点与内外圈之间的接触频率
f_8	$\frac{N}{60} \left[1 - \frac{1}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \phi\right)\right]$	外圈固定, 保持器与旋转内圈间的相对迴转频率
f_9	$\frac{N}{60} \left[1 - \frac{1}{2} \left(1 + \frac{d}{D} \cos \phi\right)\right]$	内圈固定, 保持器与旋转外圈间的相对迴转频率
f_{10}	$\frac{ZN}{60} \left[1 - \frac{1}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \phi\right)\right]$	外圈固定, 滚动体与旋转内圈上一固定点的接触频率
f_{11}	$\frac{ZN}{60} \left[1 - \frac{1}{2} \left(1 + \frac{d}{D} \cos \phi\right)\right]$	内圈固定, 滚动体与旋转外圈上一固定点的接触频率

注: N ——轴转速, 转每分钟, d ——滚柱直径, D ——轴承节圆直径, Z ——滚柱数, ϕ ——滚柱与滚道之间的接触角, 当 $\phi = 0^\circ$ 时, 可用于径向球轴承。

理论计算相同的有关频率值。如若在窄带谱上上述频率出现较大的峰值声压级,则表明产生这一频率的有关轴承零件出现了问题。可是实际上轴承在安装于机器之后情况就比较复杂了。由于轴承的激励本质上是脉动性质,轴承的动态力对轴承本身和机器结构能激发出许多共振方式,在轴承噪声窄带谱上就出现了不同于上述频率的许多受激共振频率,而且不易分辨。在近代轴承故障诊断中,利用在轴承座上(不同方向上)安装加速计及一个离轴承很近的传声器的信号,来进行相干分析和倒频谱分析,以求出轴承噪声中的有关频率。

17.3.2 滚动轴承的固有噪声

滚动轴承的固有噪声是指即使在卓越的加工工艺下也会产生的轴承噪声。

1. 套圈声 这是所有滚动轴承都会产生的噪声,是滚动轴承的基本噪声源。它来源于套圈的固有振动。在轴承内的滚道及滚动体表面的圆周方向上不可避免的存在无规则的形状误差。当轴承旋转时,滚动体与滚道相互接触,使其间的作用发生微小的交替变化,给套圈传递一强迫振动力,迫使套圈产生固有振动(其中包括外圈的摇摆固有振动、轴向固有振动与弯曲固有振动),从而辐射出套圈声。

套圈声具有无规噪声的性质,频率大多在 1000Hz 以上,实验表明套圈声与转速、载荷、径向间隙、轴承座的刚度以及润滑等因素有关。

套圈声的主频率几乎不随转速而变,但声压却随转速的提高而增大。

套圈声受载荷(轴向或径向)的影响较大。套圈声在施加轴向载荷时比施加径向载荷时增加的更显著些。随着径向间隙的减小,总声压级随载荷的增加而变的更高。图 17.11 表明轴承承受轴向载荷与径向载荷下的总声压级随径向间隙大小的变化情况。径向间隙越小,在承受轴向载荷时总声压级增加得越多。

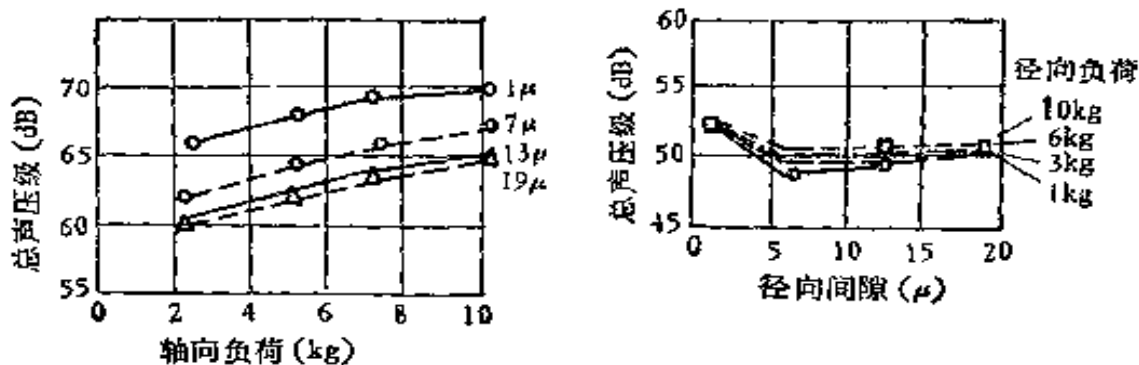


图 17.11 轴承载荷的影响

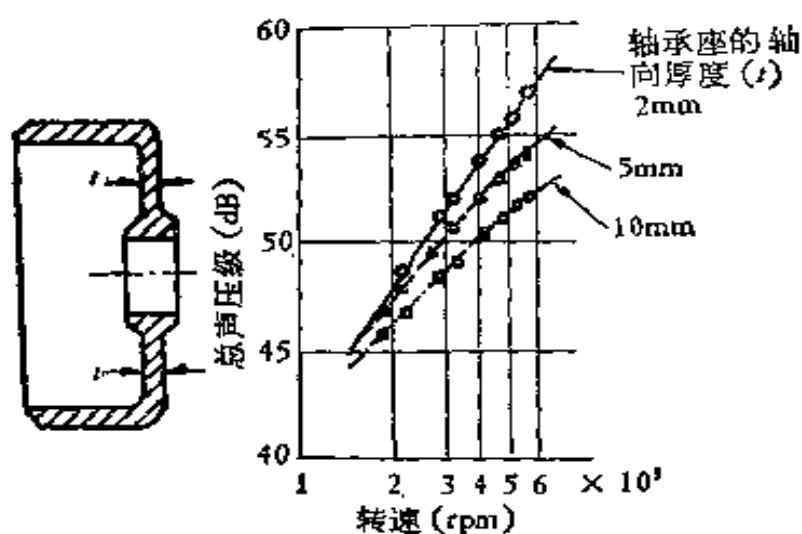


图 17.12 轴承座刚度的影响

图 17.12 为轴承座刚度在不同转速下对总声压级的影响。提高轴承座刚度在高转速下显然对降低套圈声是有利的。

2. 摩擦声 摩擦声主要是指滚柱轴承中发生的异常噪声。一般来说,较大型的滚柱轴承容易发生此种噪声,采用油脂润滑,尤其在冬季更易出现。此外,只施加径向载荷而径向间隙比较大时也容易发生,摩擦声的发生不太稳定,有时是连续的,有时是间歇的,随着转速的变化,只发生在一定的转速范围之内,而该转速范围又随轴承型号而变。因此,摩擦声发生机理至今尚在研究。一般来说,当采用性能良好的润滑油脂并控制轴承安装好后的径向间隙以及提高轴承的刚度均可降低摩擦声。

3. 滚动体下落声 在大型球轴承与滚柱轴承中只受径向载荷

而转速又较低时才会产生此类噪声。因为在低转速下，滚动体的离心力小而使处于非载荷圈上的滚动体撞击保持器或滚道所致，当转速增加到一定值，下落声就会消失。

17.3.3 与轴承制造有关的噪声

1. 颤振声 在轴承零件加工过程中，滚道或滚动体表面上存在峰高比较大的圆周方向上的波纹。这种零件安装成轴承后，无论是外圈或内圈固定，当滚动体旋转时，滚动体的波纹峰与滚道中的峰相接触而引起轴承振动，由此而发生一定频率的噪声，称为颤振声。这种振动只是由加工时造成的特定峰数的波纹所引起的。可从表 17.3 计算波纹峰数和由此种波纹引起的理论振动频率。峰数少，在频谱上表现为离散谱，峰数多，则出现连续谱。

表 17.3

波纹	波 纹 峰 数		振 动 频 率	
	径向及摇摆方向	轴 向	径向摇摆方向	轴 向
外 圈	$nZ \pm 1$	nZ	$nZf_i \pm f_r$	nZf_i
内 圈	$nZ \pm 1$	nZ	nZf_c	nZf_c
滚动体	$2n$	$2n$	$2nf_b \pm f_c$	$2nf_b$

注：Z——滚动体数， f_r ——内圈转速 (Hz)， f_c ——保持器转速 (Hz)， $f_i = f_r - f_c$ ， f_b ——滚动体自转速度 (Hz)， n 正整数。

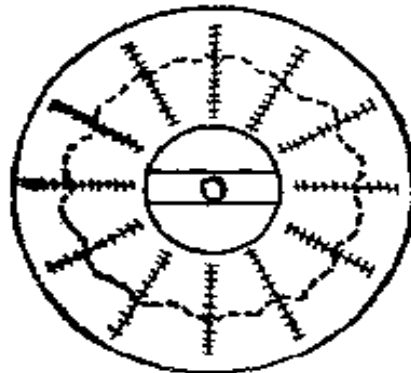


图 17.13 16 个波纹峰

图 17.13 所示为一滚动轴承的外圈, 上有 16 个波纹峰数。按该轴承的有关参数计算后可得振动频率为 276Hz。安装成轴承后, 对轴承座的振动频率进行分析, 结果如图 17.14 所示, 在 282Hz 处出现峰值, 这一频率大致接近理论值。

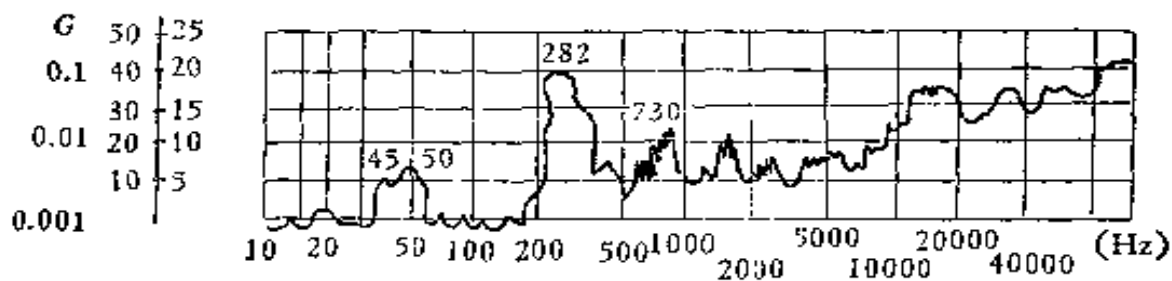


图 17.14 振动频率分析

即使轴承零件制造精良, 没有显著的波纹, 但当与之相过盈配合的轴颈上出现类似的波纹时, 同样也会产生此振动而发出颤振声。因此消除此类噪声除了控制轴承本身的制造质量之外, 还应注意轴颈的加工以及装配过盈量的控制。

2. 保持器噪声 保持器噪声起因于轴承旋转时保持器同振动着的滚动体的撞击。还有人认为由滚动体与保持器之间的滑动摩擦诱发的保持器自激振动。目前尚未完全弄清保持器噪声的发生机理。

保持器噪声主要产生于球轴承及圆锥轴承中, 在径向间隙过大、润滑性能不良、轴上传递扭矩波动等情况下, 容易发生此类噪声。

防止保持器噪声或振动可使用润滑性能良好的润滑剂、减少径向间隙或减少轴承安装误差等。当然, 改善保持器的制造精度及设计是最重要的一环。

17.3.4 轴承安装后产生的噪声

此类噪声不是轴承本身产生的, 而是由于在机器或机械中安装时的不当所引起的。其原因在于轴承外套圈的固有振动和轴承座(端盖)的轴向弯曲固有振动发生了共振。对于此类噪声不外乎

从轴承与轴承座二方面采取措施。对轴承来说可以改变轴向预紧力和改变径向间隙来控制。图 17.15 为改变预紧力的试验结果。从 (b) 图可见增大预紧力后轴向弯曲振动固有频率处 (2630Hz) 的噪声大为降低。对于轴承座来说采取改变轴承座的轴向壁厚和改变它的形状以提高轴承座的刚度, 避开两者的共振频率, 也是一个有效的措施

17.3.5 轴承使用不当引起的噪声

在轴承滚道表面或滚动体表面上出现一些斑痕, 如压痕、锈斑等, 则轴承旋转时会发出周期性的噪声。如果转速保持一定, 这种噪声在频谱上也是有一定的频率可循的。当斑痕发生在一个滚动体上, 则频率较低; 当产生在滚道面上, 则频率较高。斑痕较多时, 甚至出现连续谱。这种噪声称为斑痕声。只有在装配轴承时严格防止滚道面及滚动体表面的碰撞, 并将有斑痕的零件剔除, 才能予以有效的控制。

当轴承内部由于某些原因 (如加油不慎带入轴承, 清洗不干净, 或运转时由外部进入等) 而含杂质 (灰尘、金属微粒) 时, 轴承发生非周期性的噪声与振动。此种噪声称为杂质声。它的声响不稳定, 时高时低。虽然这种噪声只要加强维护保养工作以及提高工

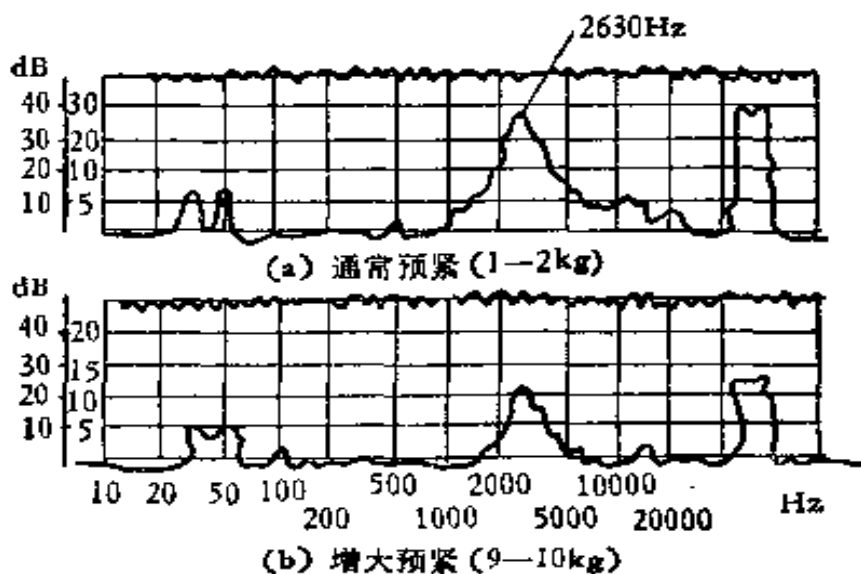


图 17.15 预紧力的影响

作责任心是完全可以避免的。如若不予注意，必然会使轴承滚道面或滚动体表面因杂质的存在而产生斑痕，从而加剧斑痕声。此时，只有更换新轴承才能消除因使用不当而产生的噪声。

参 考 文 献

- [1] M. J. Crocker, Reduction of Machinery Noise Purdue (1974).
- [2] 榎田基一, 騒音防止工学, 日刊工业新闻社 (1976).
- [3] T. A. Ballas, Periodic Noise in Bearings, SAE 690756.
- [4] 神谷纪男, 滚动轴承的振动和噪声的防止措施(日)机械设计, No. 13 (1977).

第十八章 内燃机噪声

张重超 温敬衡

§ 18.1 引 言

内燃机是发动机的一种,广泛用于工业、农业、林业和交通运输业中,作为各种运输工具和工作机械的动力源。

与迴转式发动机相比,内燃机是依靠活塞在气缸内作往复运动而做功的,由于活塞-连杆-曲轴机构运动的不平稳性,造成了相应的振动,从工作过程来说,运动是断续的,每一个工作循环包括吸气、压缩、喷油燃烧及排气四个过程。由于流入和排出发动机的气流是脉动的。缸数越少,产生的机械振动和气流的脉动就越严重。

由于上述工作特点,内燃机的噪声已经成为公众日益关注的公害问题之一。

陆用与船用内燃机的大量实测资料表明,其噪声的 A 声级按不同的旋转速度大致如下:

低速柴油机 ($< 175\text{rpm}$) 90—118 dB,

中速柴油机 (300—800rpm) 98—115 dB,

高速柴油机 ($> 800\text{rpm}$) 100—125 dB,

内燃机的噪声源构成见图 18.1。

各种类型的内燃机,由于主要噪声源的不同,它们的频谱特性略有区别。例如高速内燃机的噪声频率在 800—5000Hz 范围内,呈现较高的声级。其原因是大多数结构的共振频率处于这个范围。此时结构辐射噪声是此种器的主要噪声源。低速柴油机的基频在 500—2000Hz,且声级比较低,尽管如此,但在频谱上

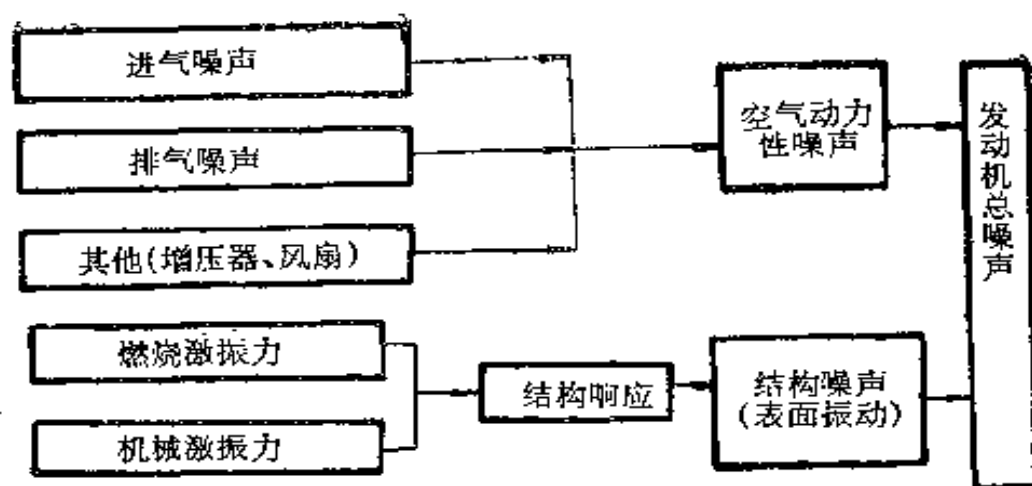


图 18.1 内燃机声源分类

也存在高频成份。这是由于此类机器均安装有涡轮增压器，它的转速很高，常发出高频率的叶频及其谐频的离散噪声，声级一般比较高。

本章以空气动力噪声与结构振动辐射噪声二方面来讨论它们产生的机理和控制方法。

§ 18.2 内燃机空气动力性噪声

如图 18.1 所示，空气动力噪声主要来源于进气及排气，对于装有涡轮增压器的机器，存在着增压器所辐射的噪声，装有扫气泵的二冲程内燃机则有扫气泵辐射的噪声，这二者的噪声一方面将通过进排气道辐射，另一方面还通过激励气道振动而产生结构辐射噪声。至于风冷式发动机，它的冷却风扇所产生的空气动力噪声也是一个不可忽视的方面。

18.2.1 排气噪声

油料在气缸内燃烧后产生很高的压力，排气阀一旦被打开，就会发生急剧的气体压力脉动，排气管中的压力波向大气放射时就产生排气噪声。排气噪声的声级决定于发动机的功率，排气量（气缸容积）、气缸内的平均有效压力、排气口出口面积与转速等因

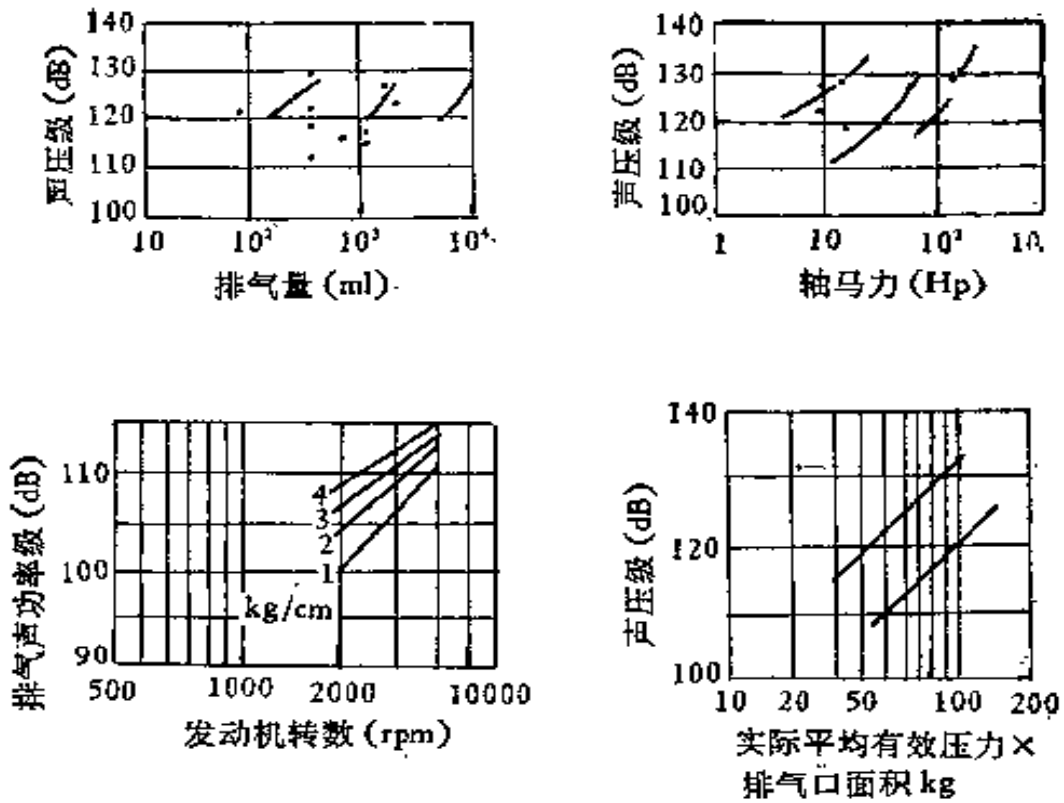


图 18.2 轴功率、转速、平均有效压力、排气口面积与排气噪声的关系

素,并随着上述因素的增加而提高。图 18.2 为排气噪声与上述诸因素的关系。

排气噪声的频率可按式计算:

$$f = (NZ/60i)k, \quad (18.1)$$

式中 N 为发动机主轴转速 (rpm), i 为冲程数, $i = 1$ 为二冲程, $i = 2$ 为四冲程; Z 为气缸数; k 为谐波序数。

图 18.3(a) 是 750ml 的 Norton 双缸发动机的排气噪声谱,它具有明显的中、低频特征,但也含有一定的高频声,中频噪声是由基频的高次谐波造成的,而高频噪声主要是排气的涡流声、管壁的受激振动及少量的喷气噪声造成。

18.2.2 进气噪声

进气噪声的成因与排气噪声相类似。从理论上讲其能量应比排气噪声低得多,可是从图 18.3(b) 可见,实际声级却很高,这就有必要研究产生高声级的原因,考虑能引起共振的空腔问题,设气

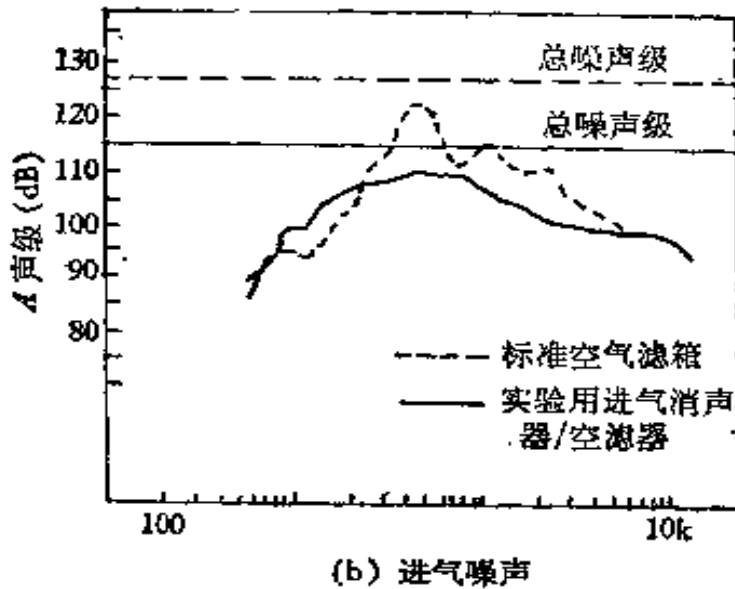
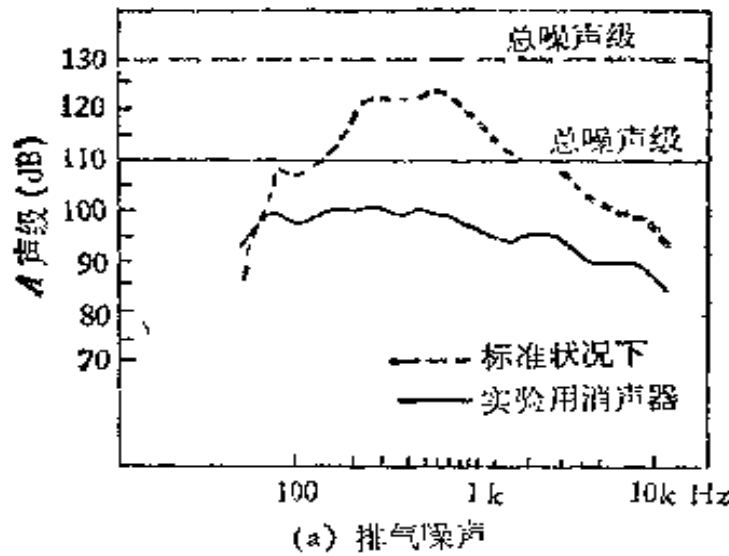


图 18.3 进排气噪声 1/3 倍频带频谱

缸为一圆柱形的空腔容积为 V , 进气管长度为 l , 气缸的开口半径为 r , 当 $l \gg r$ 时, 气缸腔的共振频率为

$$f_1 = (c/2\pi) \cdot (\sqrt{S/lV}), \quad (18.2)$$

式中 c 为声速, $S = \pi r^2$, 是开口的截面积。

当发动机有 Z 个气缸轮流工作时,

$$f_z = Z \cdot f_1 = (cZ/2\pi) \cdot (\sqrt{A/lV}), \quad (18.3)$$

对应于图 18.3 的发动机, $f_1 \approx 200\text{Hz}$, 则 $f_z \approx 400\text{Hz}$. 在 (b) 中频谱上 400Hz 处的声级很高, 可见气缸腔的共振频率对进气噪

声有很大影响。

当进气门突然关闭后，进气管变成一端封闭，一端开启的管子。从声学原理可知，凡管长等于 $1/4$ 波长奇数倍的频率都将发生小振幅波的共振。由此会产生强度较大的进气噪声，此发动机的进气管长度为 0.2m ，若声速约为 335m/s ，可得共振频率为 418Hz ， 1254Hz ， 2090Hz 。该机是双缸机，预期可在 836 、 2500 、 4180Hz 下降发生共振。因此，在图 183(b) 中上述诸频率下均会出现声压级峰值。

18.2.3 其它噪声

在增压器噪声、扫气泵噪声与冷却风扇噪声中，以涡轮增压器的噪声为最高， A 声级可达到 $110\text{--}120\text{dB}$ 。上述噪声主要是在气体流动过程中，迴转体打击气体质点以及转子与定子（导叶、支撑）的相互干扰所生成的。它由旋转噪声与涡流噪声二部分组成。前者在频谱中表现为有调声，后者则呈连续宽带声。旋转噪声的基频和谐频为

$$f_r = (Nbm/60a)i. \quad (18.4)$$

涡流噪声的频谱峰的频率为

$$f_v = 0.2(W/l_c), \quad (18.5)$$

式中 N 为转子转速 (rpm)， b 为转子上的叶片数， m 为导叶（支撑）数， a 为 b 与 m 的最大公约数， W 为气流相对流速 (m/s)， l_c 为叶片的特征长度， i 为谐波序数。

18.2.4 控制措施

内燃机的空气动力性噪声的控制，除了在增压器、扫气泵及冷却风扇的结构设计中应给予必要的考虑之外，主要是采用消声器和振动隔离。

进气噪声可采用大容量的空气滤清器或者采用考虑过滤作用的消声器。此类消声器应按进气噪声频谱的特征来设计，尤其是应考虑到频谱中的基频声，如增加共振腔对消除基频声效果比较

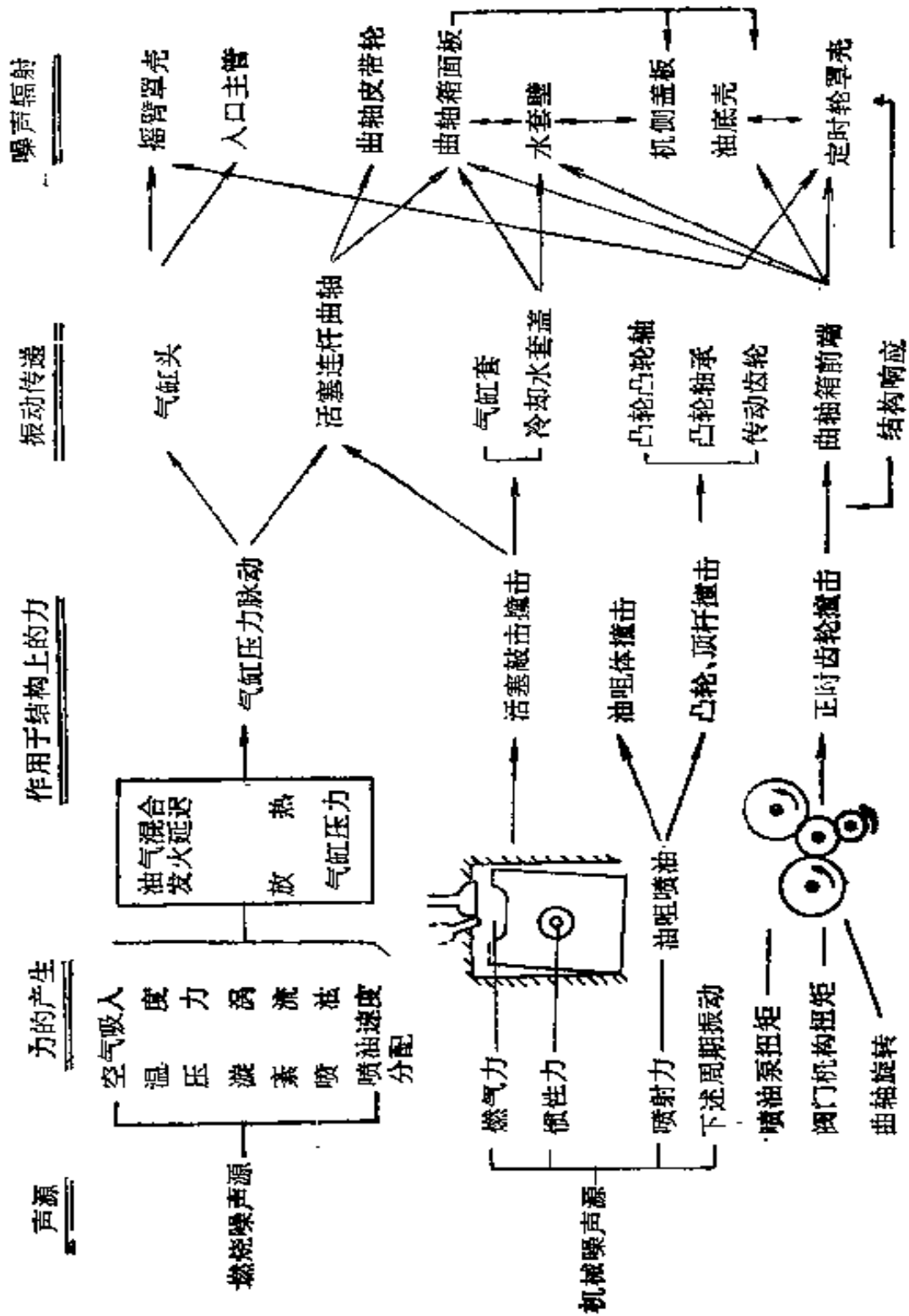


图 18.4 内燃机中的噪声产生过程

显著。涡轮增压器的进口消声器通常采用片式阻性消声器以获得较好的消声效果。

排气噪声一般因温度较高而采用抗性消声器，常由多膨胀腔式和共振腔式或干扰式联合组成，消声器后的排气尾管长度也应注意，调整此尾管长度可以改变消声量。

在排气总管与支管间设置弹性管接可以隔离结构声的传递，在排气总管上采用隔声措施或双层壁排气管可以降低排气脉动时所产生的辐射噪声。此外，排气管的弹性悬挂也是隔离排气管对周围建筑物结构声传递的一个有效措施。

§ 18.3 内燃机结构表面的辐射噪声

对空气动力性噪声采用一系列消声措施之后，由机器结构振动所导致的表面辐射噪声成了内燃机噪声源的主要部份。这种噪声是由以下原因造成的：在发动机内部由燃烧、活塞敲击、运动机件的撞击和喷射等产生的动力性压力和作用力，这些力作用到发动机受力结构上引起结构局部振动，通过发动机结构将这种振动传递到发动机及其附属部件的外表面，最后向发动机周围辐射出空气噪声。

按发动机上激励的不同可以把此类噪声源分为燃烧噪声源与机械噪声源。图 18.4 所示为这二种噪声源在内燃机中的产生过程。

18.3.1 燃烧噪声

内燃机的燃烧需要吸入一定量的空气和喷入适量的燃油，二者在气缸内达到了某种气/油压缩比和温度标准时就产生迅速的化学反应(在此之前，化学反应缓慢进行)，引起燃油发火。从喷油开始到燃油发火这一阶段称为“发火延迟期”。如果吸入气体比较热，则延迟期较短，反之则长。它受空气在流动过程中的热交换和喷油嘴的雾化特性的影响。发火后，在延迟期内喷入的与吸入空

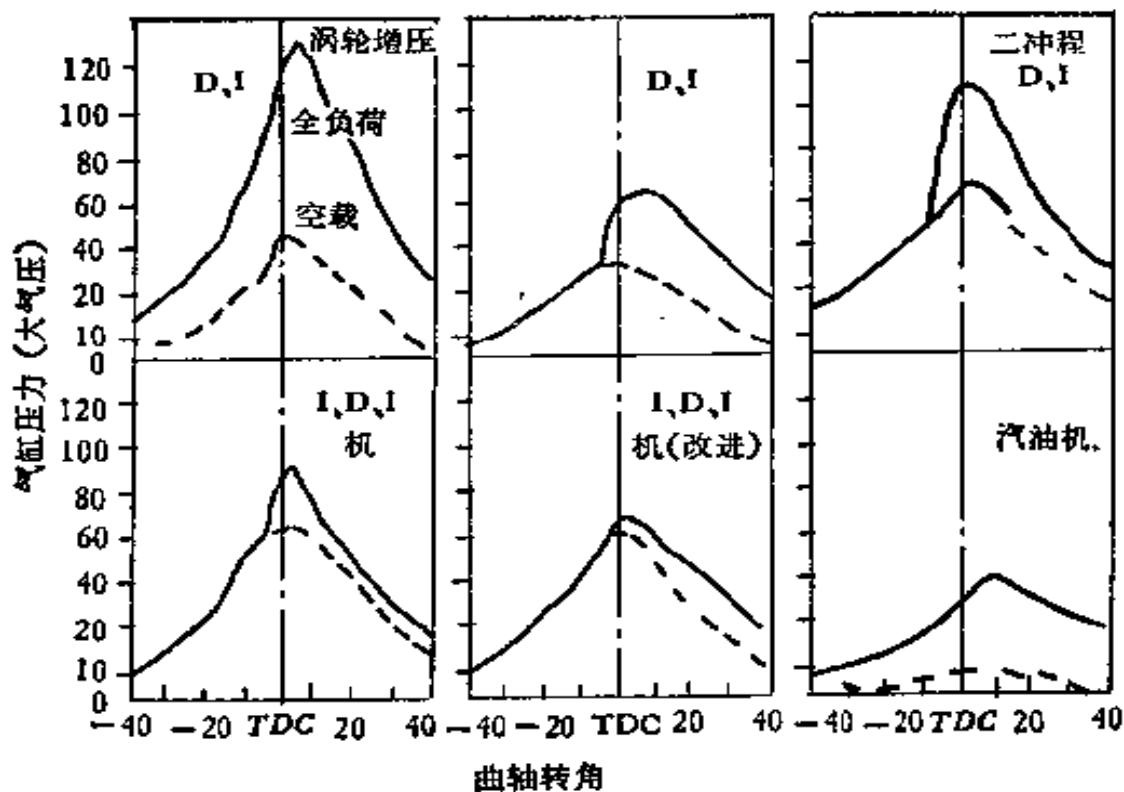


图 18.5 各种燃烧系统的气缸压力

气相混合的燃油迅速燃烧,引起热量大规模的迅速释放,由此引起燃烧室内压力的急剧升高。若以曲轴转角为横坐标画出,则压力曲线在上死点(TDC)附近有一个突起的峰值(见图 18.5)*。在自然吸气、直接喷射式内燃机中,峰值尤其明显,这是因为它的发火延迟期比涡轮增压机或间接喷射式机的都要长。

这种突变的压力作用在气缸头和活塞顶部引起了锤击作用,此即为燃烧敲击,这是大多数内燃机在冷态启动和冷态运转下的特性。

在压缩行程上死点(TDC)附近唯一重要的力是由压缩以及随之而来的燃烧所引起的压力。若力的幅值迅速改变,就会产生一个显著的振动。如图 18.6 的压力时间曲线,压力的迅速改变是由缸内燃料燃烧而产生的。因此,我们称其为燃烧噪声。此时,气缸头上作用着燃气作用力 P_g ,而活塞顶部则受到燃气力 P_s 与运

* \uparrow 大气压 $\approx 10^5 \text{N/m}^2$,

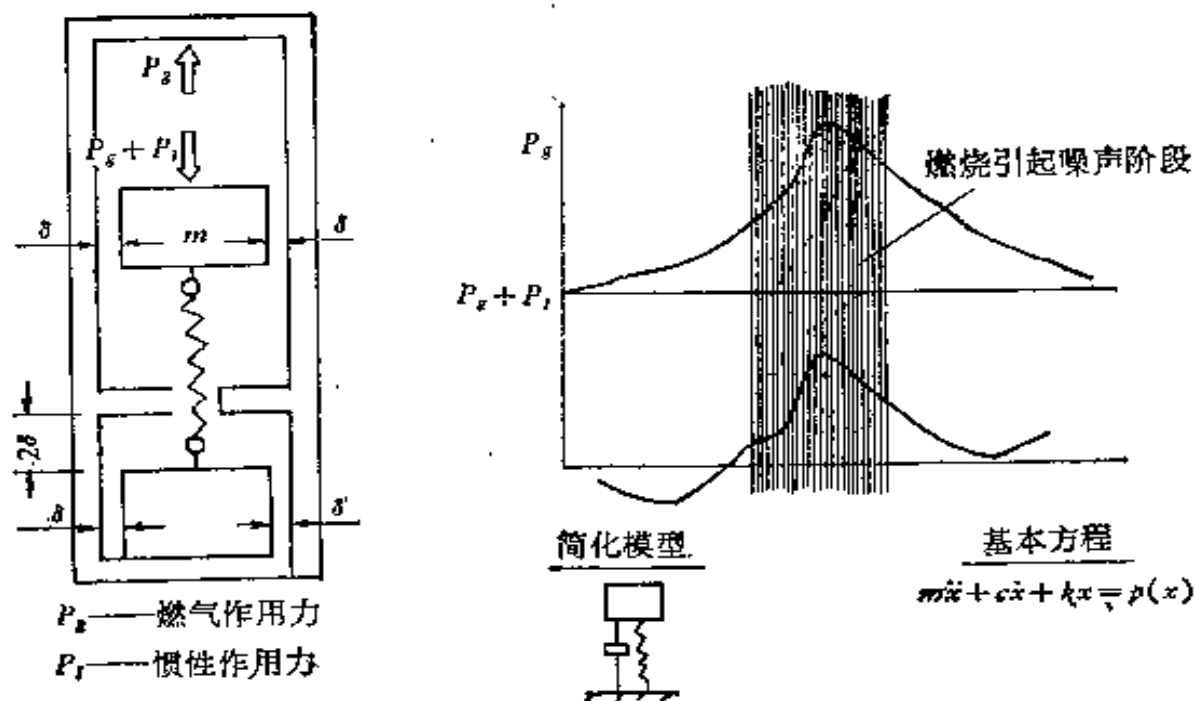


图 18.6 燃烧引起的噪声

动机件惯性力 P_i 的合力作用。

研究表明,此阶段内对发动机结构的激励类似于简单质量-弹簧的线性系统,基本方程为

$$m\ddot{x} + R\dot{x} + Sx = p(t). \quad (18.6)$$

燃烧噪声可以用“静止”发动机进行研究。向气缸内施加一个

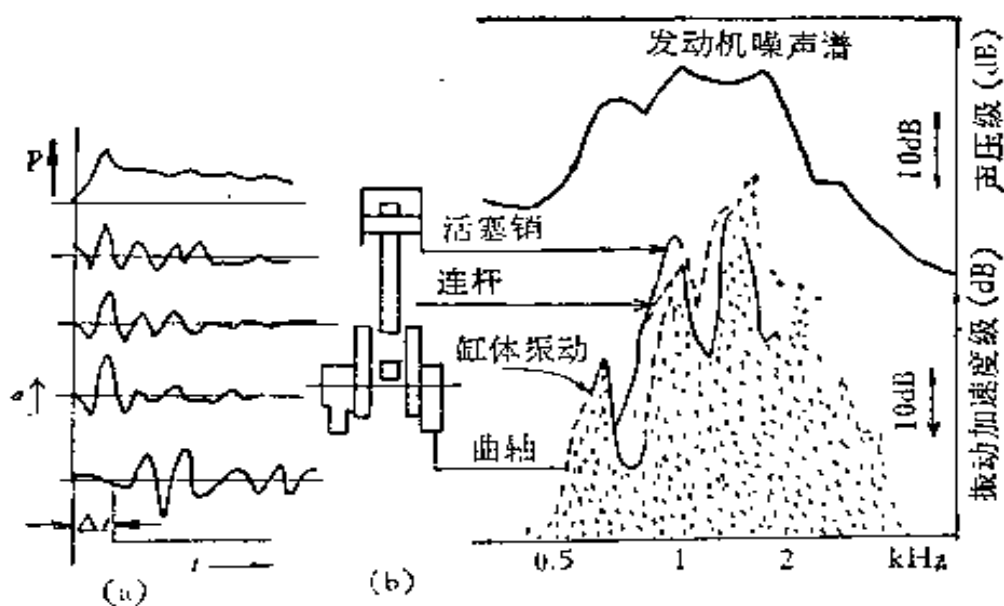


图 18.7 曲轴结构的振动对噪声的影响

瞬态气体冲击,气缸头和曲轴机构的传递响应如图 18.7 所示, (a) 图最上部的曲线表示气缸压力的时间历程。 以下各图表明活塞、连杆、主轴承盖和曲轴箱外表面所引起的振动, 由图可见, 在曲轴箱开始振动以前, 曲轴机构已完成了一个振动循环。 由此说明了活塞、连杆、曲轴是以它们的固有频率各自振动, 从而对发动机辐射的总噪声作出贡献。 而主轴承盖在二个振动系统中提供了一种“软连接”。

(一) 燃烧噪声与发动机燃烧系统的关系

按不同的燃烧系统和基本设计原理, 把发动机分为以下类别:

(a) 涡轮增压, 直列式, 直接喷射 (DI); (b) 自然吸气、直列式、直接喷射; (c) 自然吸气, V 型, 直接喷射; (d) 二冲程、直接喷射; (e) 自然吸气, 间接喷射 (IDI); (f) 电火塞点火的汽油机。 图 18.8 绘出了上述不同燃烧系统的燃烧噪声声压级。

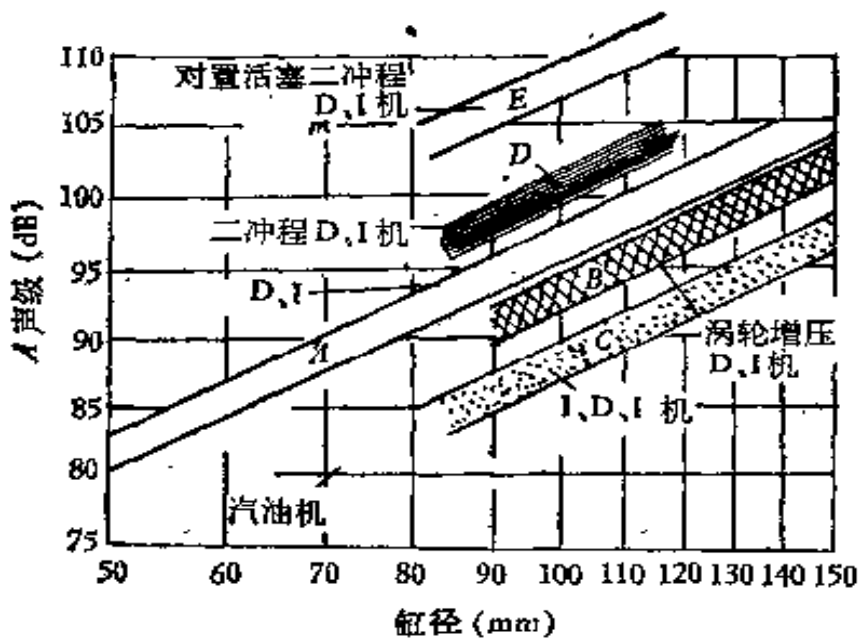


图 18.8 不同机型的声压级与缸径的关系 (2000rpm)

由图可见:

(i) 所有自然吸气的 DI 发动机都落在 3dB 阔的带内, 其声压级与缸径的五次方成正比, 尚有一部分 IDI 机也落于此带内, 但它们一般都有突起的燃烧压力图。

- (ii) 涡轮增压发动机所在的带 (B) 恰在带 (A) 之下方。
- (iii) 余下的 IDI 机处在低于 (A) 带 8dB 的带 (C) 内, 通常这种发动机具有光滑的燃烧压力图。
- (iv) 二冲程发动机落在高于 (A) 带 4dB 的带 (D) 内。
- (v) 对置活塞二冲程发动机落在高于 (A) 带 12dB 的带 (E) 内。
- (vi) 汽油机的声压级比较分散, 它比 DI 机要低 15dB 左右。

各种发动机的上述区别完全可以用气缸压力变化的特性来解释, 压力图的光滑与否显著地影响着燃烧噪声的大小, 压力图越光滑, 噪声就越小。由图 18.5 可见, 涡轮增压发动机的压力图极为光滑, 但在 100—135 大气压的压力范围内出现峰值。在 DI 机的压力图上 65—80 大气压处出现峰值, 改良后的 IDI 机的峰值压力与 DI 机相同, 但具有较平坦的峰值压力。汽油机的压力图极其光滑, 峰值压力也较低。

以下从几个方面进一步说明燃烧系统对燃烧噪声产生的影响。

1. 直接燃烧 (DI) 与间接燃烧 (IDI) 系统 DI 机具有一个密闭的燃烧室, 燃油和空气的混合除了通过入口通道和进气阀的设计得到有限的漩涡外, 主要靠喷油嘴的设计来保证。IDI 机设置预燃室, 使燃油和空气得到很好的混合, 从而缩短了发火延迟期, 减少“敲击”, 降低燃烧噪声。在小型发动机中, 由于喷嘴很小, 使用 IDI 尤为重要。DI 机中气体和燃料的混合不良, 发火延迟期长, 燃烧压力提高急促。图 18.5 明显地反映了 IDI 机比 DI 机的优越性。

2. 燃烧室形状 由于燃烧是在密闭的室内进行的, 因此燃烧室的声学模型有可能使燃烧噪声由于处于系统共振状态而放大, 产生较强的燃烧噪声。图 18.9 为二种燃烧室形状及气缸声压谱。图中 Q 为动力放大因数。由此图可知, 碟形燃烧室的压力脉冲比 W 形明显得多, Q 值分别为 15 和 2.5。此即表明压力波在 W 形燃

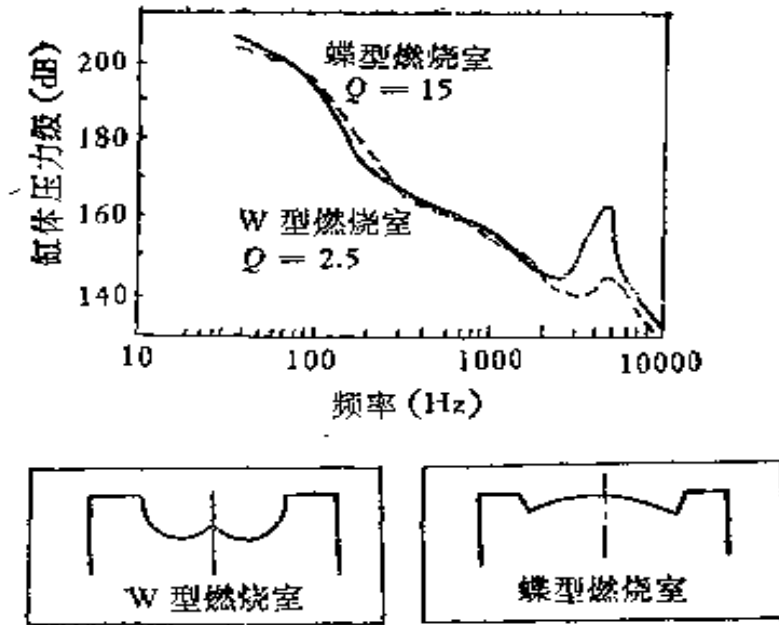


图 18.9 燃烧室对气缸声压谱的作用 (1000rpm 满载)

烧室内有较大的衰减作用 (这是因为压力从气缸头传到燃烧室底部的距离较长), 通常, DI 机的燃烧室一般为W形, IDI 机一般为碟形. 因此, 由于后者放大因数 Q 比前者大, 图 18.8 中有一部分 IDI 机的声压级落在 DI 机的 (A) 带中就不足为奇了.

3. 射油系统对压力谱的作用 在燃烧系统中, 声压谱不仅与

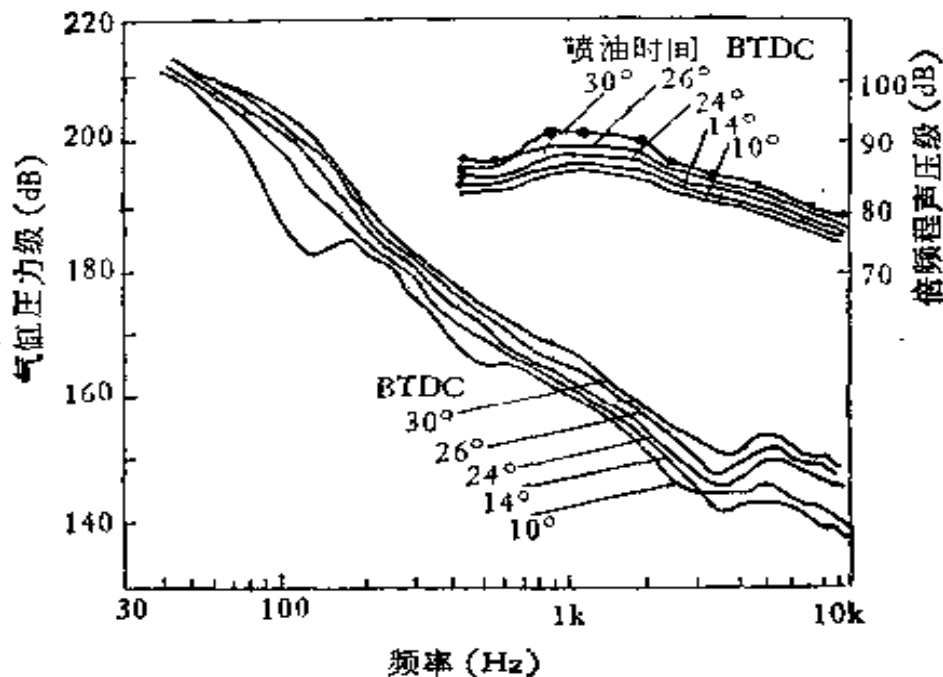


图 18.10 1.6 升发动机在不同的喷油时间时噪声与气缸声压

喷油嘴的几何特性有关,而且与喷油速度和喷油时间有关。

燃油的喷射作用受使用的油泵, 凸轮和喷油嘴设计的影响。延迟性的喷嘴所产生的声压谱比具有快速喷油特性的针型嘴光滑得多。

图 18.10 反映喷油提前角与气缸声压变化的关系, 随着喷油提前角的加大, 发火延迟增加, 引起缸内燃气声压升高, 峰值声压级升得更高。一般来说, 缸内声压级谱在整个频率范围内普遍升高。在上述情况中, 基本的决定因素还是发火延迟。

4. 工作循环对气缸压力谱的影响 图 18.11 反映了相同发火频率, 载荷相等的四冲程机和二冲程机的气缸声压谱。由此图可见, 在低频区, 二冲程机的声压级比较高 (最大值可达 5dB), 在高频区则相反(最大值约低 6dB)。

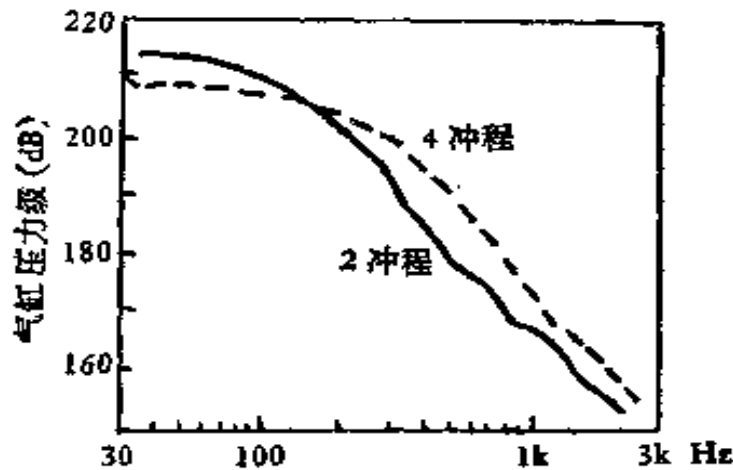


图 18.11 载荷相等的二、四冲程发动机气缸声压谱比较

(二) 燃烧噪声与发动机运转参数的关系

在大部份发动机中由燃料燃烧而产生的燃气作用力在发动机激振力中占优势。因此用燃气作用力和辐射噪声的关系建立一个基本模型, 用以识别燃烧噪声与发动机运转参数及基本设计之间的关系。轴转数与载荷是二个最重要的运转参数。

1. 转速的影响 图 18.12 示出了转速对声压谱的影响。转速加倍, 声压谱的形状只有微小的变化(除了高频区的固有频率外), 整个按频率的二倍向右边移动。这是由于在以曲轴转角为横坐标

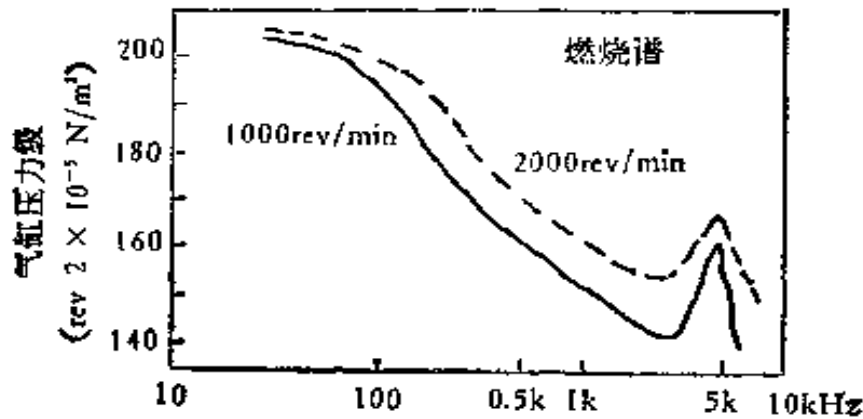


图 18.12 不同转速下的声压谱

的声压谱中,气缸的压力保持同样的形状所致。

图 18.13(a) 显示了不同发动机的噪声级与转速的关系。可见,随着转速的增加,噪声增加的速率各不相同。其声强与转速的某一次方成比例即 $I \sim N^k$ 对汽油机来说,指数 k 为 5,多数柴油机的 $k = 2.5$ 。可见,在低速时,对燃气作用力光滑可使 A 声级降低 25dB。当转速增加时,各线趋于相交。由此说明,高速机中燃烧噪声与燃气作用力的形状无关。

2. 载荷的影响 图 18.13(c) 表明,发动机载荷增加对噪声的影响不大。这与燃烧噪声的大小简单地归结于燃料的最初发火燃

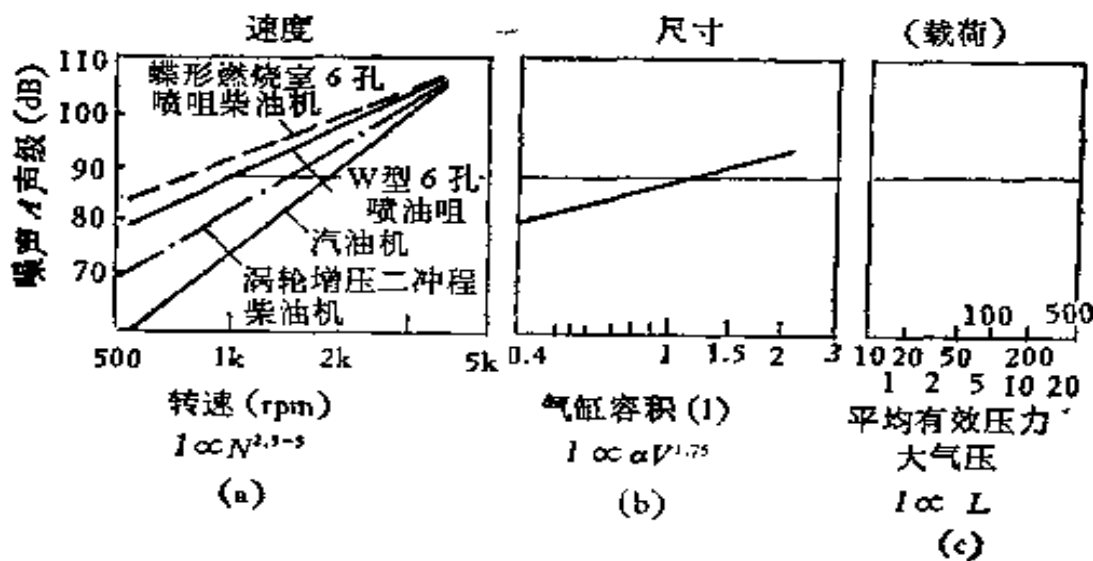


图 18.13 发动机因子对辐射噪声的作用。

$$I = cN^{2.5-5}V^{1.75}$$

烧状况所做的研究是一致的。为了进一步研究载荷对噪声的影响,有人拿一组具有同样缸径、冲程,而缸数不同(分别是4缸、6缸直列式与8缸V型),因此载荷不同的发动机进行试验,尽管每台机的振动频率各有不同,频谱的结构也有不同,但它们的总A声级出人却在1dB范围之内。由此可以说明燃烧噪声与载荷无关。

下面再进一步讨论具有相同载荷、缸径不同对噪声的影响。图18.14示出了具有相同载荷,相同气缸容积,只是冲程(S)与缸径(B)不同的8缸V型机的噪声谱。由图可见,缸径大,噪声也较高。当然增大了缸径,机体表面积也增加了,通过表面辐射的噪声也会增加。

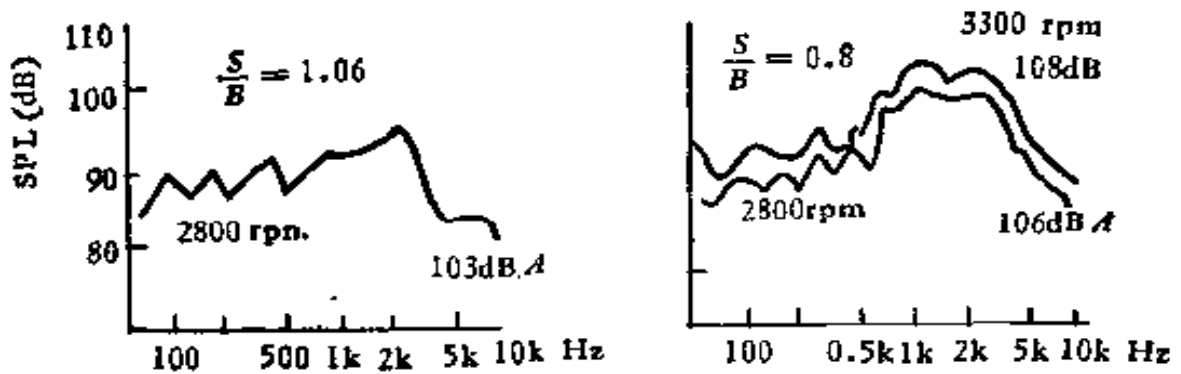


图 18.14 缸径行程比对发动机噪声的影响

至此可以确定,影响发动机燃烧噪声的基本因素是轴转速与缸径。经理论推导可得发动机燃烧噪声的声强为

$$I \propto N^k B^5,$$

式中 N 为轴转速, B 为缸径, k 为燃烧指数。

综上所述,一方面说明了图18.8为什么是在等速条件下按缸径为函数进行各种燃烧系统优劣比较的原因,另一方面也提供了一条保持功率输出而控制噪声的途径。

(三) 燃烧噪声的控制

根据上述对燃烧噪声影响因素的讨论,可以得到以下各项控制措施:

1. 缩短发火延迟期 例如可以重新决定喷油提前角,采用高

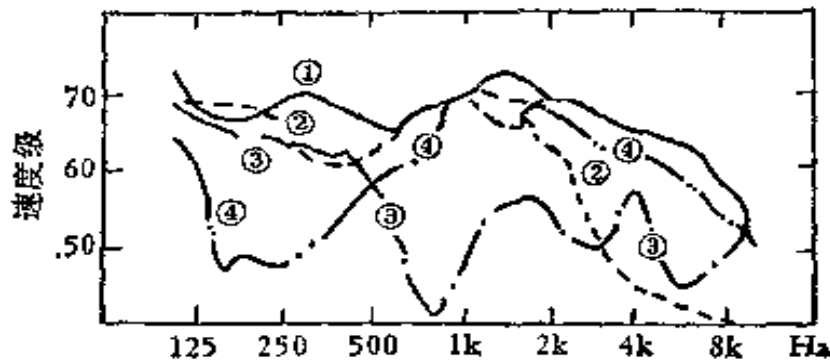
的压缩比，预热流入气缸的气体，或者采用废气涡轮增压器等措施。

2. 改进燃烧特性 使燃烧初期压力比较光滑，这一措施对气阀及燃烧室的设计关系十分密切。

3. 在发火延迟期内控制空气燃油混合比 例如预燃室的设置，喷油初始速率的控制，废气的再循环等措施。

18.3.2 机械噪声

在燃烧噪声得到有效控制之后，机械噪声又成了内燃机噪声的另一重要方面，图 18.15 反映了各种激振力对机体总速度级的关系，其中活塞敲击力对机体振动速度级影响较大。在这里将讨论活塞敲击力和其它激振力对机体振动，从而也是对机械噪声的影响。



- ① 机体振动总速度级
- ② 活塞敲击力引起机体振动速度级
- ③ 燃烧力引起机体振动速度级
- ④ 喷射力激起机体振动速度级

图 18.15 机体振动速度级频谱图

(一) 活塞敲击力的作用

曲柄连杆机构运动中，方向改变的可逆力 F 是由这一运动机构的惯性力及燃气力产生的。如图 18.16 所示。设气缸运动的加速度为 a ，从计算可得

$$a = \omega^2 R \left\{ -\cos\theta - \frac{(R/L)^3 \sin 2\theta}{4[1 - (R/L)^2 \sin^2 \theta]^{\frac{3}{2}}} \right\}$$

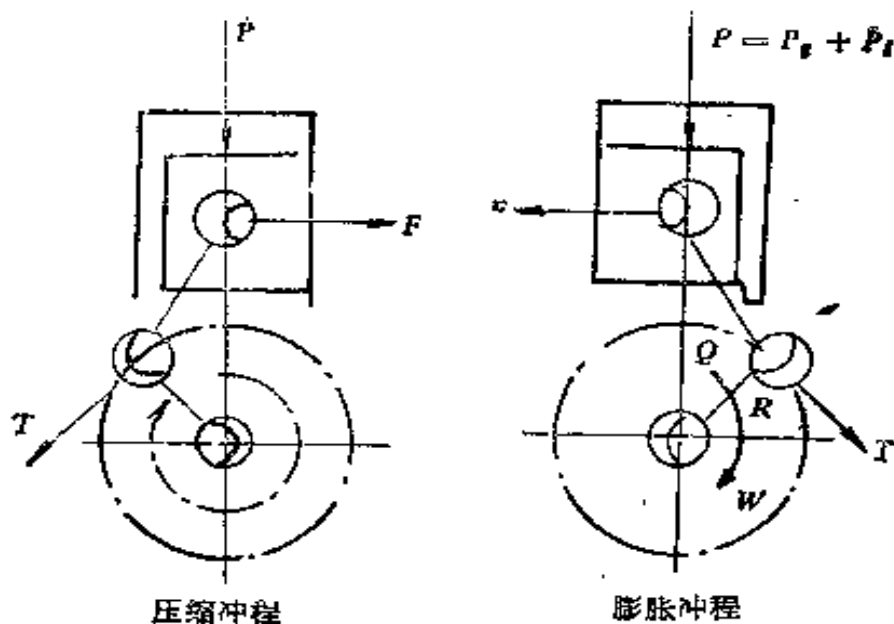


图 18.16 在曲轴机构中产生的循环力

$$\left. - \frac{(B/L) \cos 2\theta}{[1 - (R/L)^2 \sin^2 \theta]^{\frac{1}{2}}} \right\}, \quad (18.7)$$

式中 L 为连杆长度, R 为曲柄半径。由上式可见, 随着 R/L 值的增加, 不仅加速度 a 增加, 引起较大的惯性力, 而且加速度还发生由正到负的突变。这种突变主要发生在曲柄转角 $\theta_1 = 70^\circ - 80^\circ$, $\theta_2 = 280^\circ - 290^\circ$ 处。尽管这些力的幅值和方向在发生改变, 但变化的速率比较低。相对说来在较“硬”的发动机结构内不致发生较大振幅的振动。然而由于缸体与活塞之间, 运动机构的各连接处不可避免的存在间隙。因此, 当力改变方向时就会使运动部件(活塞)从间隙的一边加速运动到另一边, 形成了活塞对缸体的机械碰撞。在活塞作横向运动过程中, 活塞的轴线并非平行于缸体的轴线, 由于活塞销中粘性阻力的作用, 它可以发生倾斜, 活塞质心和旋转中心相错而产生转动。由此可见, 活塞的敲击运动是由其横向运动和旋转运动二部份组成。当然这种现象并不发生在所有往复式发动机中, 通常在无活塞杆的中高速发动机中是常见的。由图 18.15 可见, 活塞敲击的能量主要分布在 500—2000Hz 的范围内。

图 18.17 为活塞敲击的简化模型。可以认为横向运动是由于

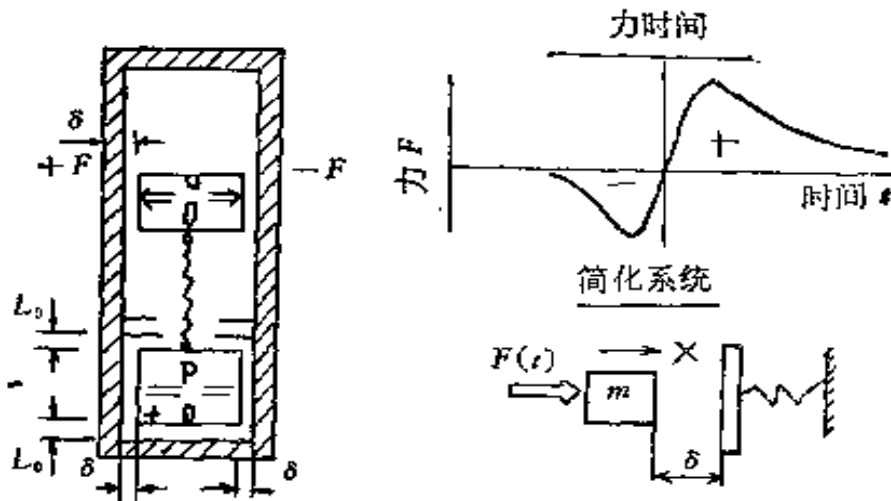


图 18.17 活塞敲击力当量系统图

加速度 a 的改变所致,即

$$m\ddot{x} = dF/dt = \text{const.} \quad (18.8)$$

当作用力通过间隙 δ 时近似常数。

对于旋转运动,类似于上式有

$$J\ddot{\theta} = dT/dt = \text{const.} \quad (18.9)$$

活塞对缸体的敲击有许多影响因素,除了活塞与缸体之间不可避免的存在间隙这一重要因素之外,间隙中的油膜、活塞环和活塞销轴的位置对活塞敲击力的大小都起着一定的作用。

活塞运动和油膜压力间的关系。活塞与缸体间的间隙通常是很小的。因此,其间形成的油膜也很薄。即使如此,油膜的形成使有效间隙更小。经此间隙,活塞加速运动并冲击在缸体的表面上。因此,油膜的形成不仅对活塞的冲击运动起着阻尼衰减作用,而且可以减少缸体与活塞间的间隙,减少冲击动能。

图 18.18 反映出活塞的推力边与非推力边的油膜压力。它可以抵抗活塞的横向运动和旋转运动。从图可见,在上死点之后,油膜压力在推力边呈负的尖峰值,在非抵力边呈正的峰值。活塞的敲击几乎发生在上死点这一瞬刻。由此图可得在任一曲轴转角的活塞裙部表面上的油膜压力分布。

图 18.19 即对应于 $\theta = 13^\circ$ 时的情况。从此图可以看到最大油膜压力值不是发生在顶部而是发生在活塞裙中部。

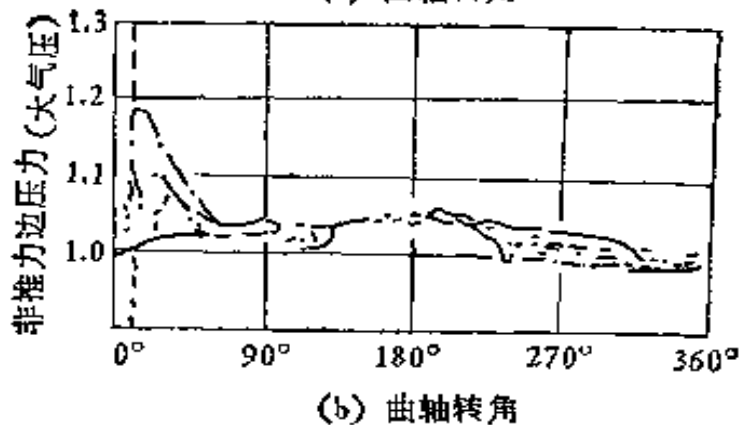
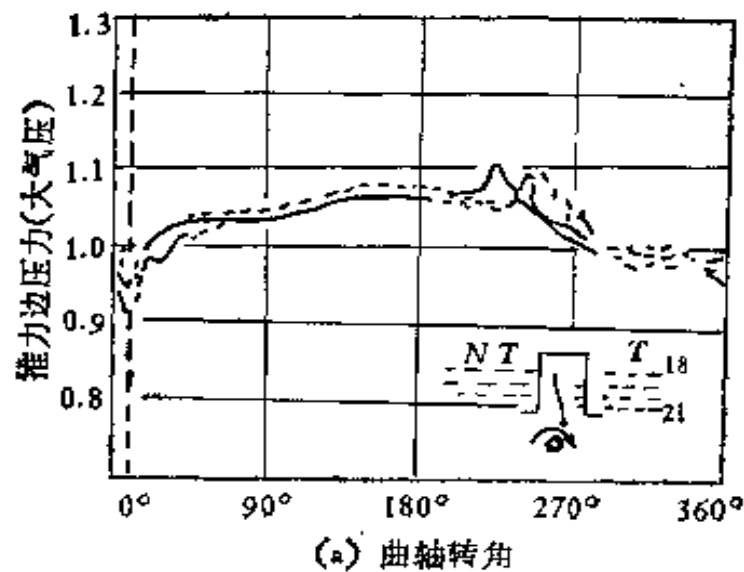


图 18.18 油膜压力

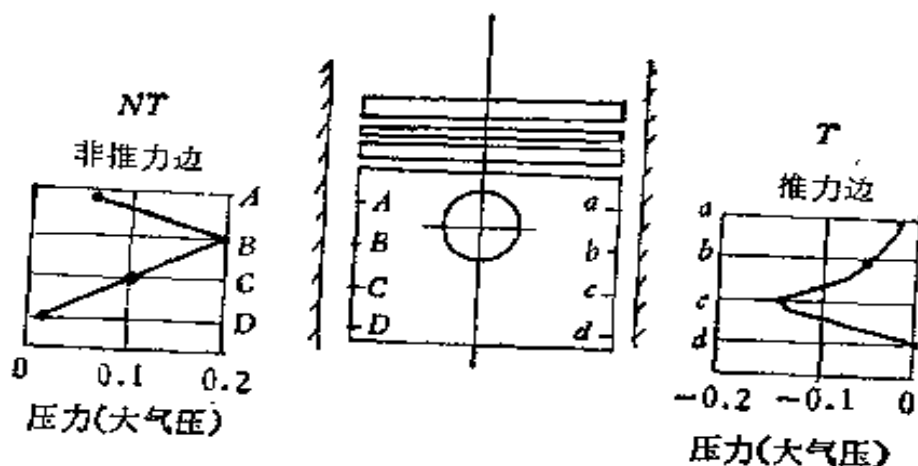


图 18.19 油膜压力空间分布(曲轴角 13°)

为了考虑油膜的作用,可通过置于活塞裙部的小孔喷注滑油。图 18.20 示出了在强力润滑作用下活塞运动的改变。在一个油孔的情况下,上裙部的运动仅有微小的变化;在三个油孔的情况

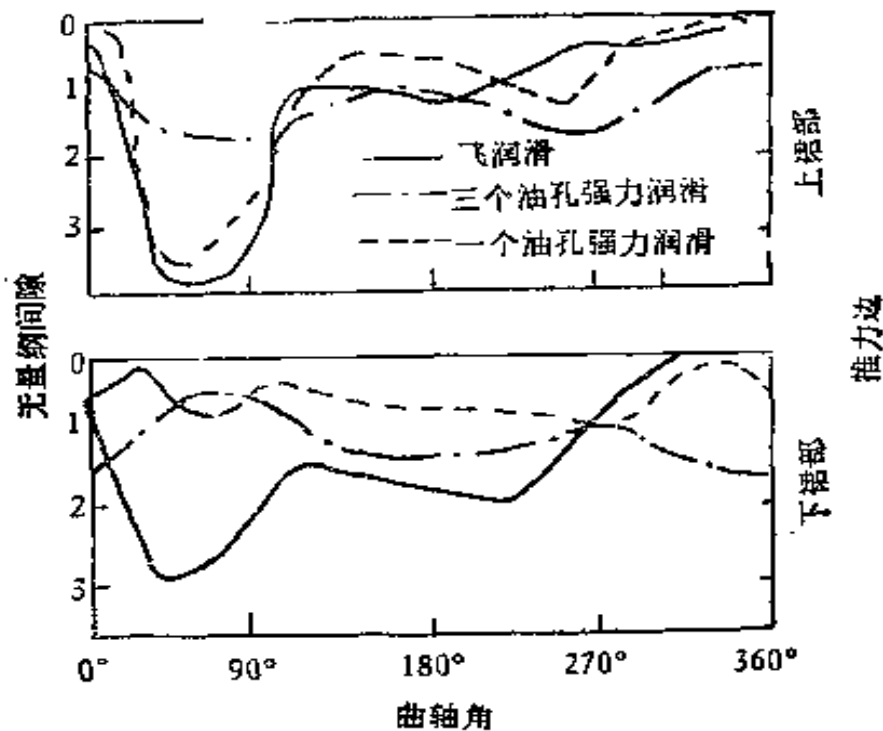


图 18.20 强迫润滑对活塞运动的作用

下，活塞的运动和敲击几乎被阻止了。下裙部的运动在两种情况都得到了较大抑制。由此可见，油膜压力的形成和活塞的运动是一致的，强力润滑可以避免活塞的敲击。

活塞环的作用，一系列试验表明，活塞环和槽之间的间隙越小，将会使活塞上裙部运动得更慢，下裙部运动得更快。然而此时气缸内的压力相对较低。反之，则相反。

减少活塞敲击力从而控制它产生的噪声可以有以下几种可能的措施：

1. 减少活塞和气缸在各工况下的间隙，可采用铸铁活塞；采用紧配式活塞，优化计算它与气缸间的间隙；在铝合金活塞中采用钢质支撑，对活塞裙部直径进行热控制。
2. 保持活塞靠一边运动。可采用与活塞轴线夹角小于 90° 的椭圆形活塞环，或者在活塞裙部设置组合弹簧件。
3. 改变活塞冲击时间，防止各缸同步撞击，降低冲击强度。例如可偏置活塞销轴，偏置活塞质心或偏置曲轴。
4. 在活塞裙部设置几个油孔，进行强力润滑。

5. 设置环与槽之间的间隙恰当的气环与油环。

6. 缓冲活塞对缸壁的冲击力，可以运用有回弹力的活塞裙部或者由滑油缓冲。

(二) 其它激振力的作用

发动机的喷油嘴在特定的时间内向气缸内喷入高压燃油，由此产生了喷射力。它从二条途径将振动传到机体上。第一条途径是经喷油嘴底座传到气缸头部；第二条途径则是通过凸轮顶杆、凸轮轴、轴承和传动齿轮系传动发动机外部结构上。喷射力引起的振动速度谱见图 18.15。

除此以外，气门与挺柱的撞击、链条传动的敲击、齿轮和啮合撞击等均是造成机械噪声的噪声源。

对于这些激振力可以控制有关部件的设计予以减弱或消除，主要的措施有

1. 采用具有回弹力的凸轮轴承，降低喷射力对机体的激振；
2. 正时齿轮系的正确设计，如严格控制齿形、轮距、减少齿隙，把齿轮系置于近飞轮端的振型节点处；安装回弹惰轮；或用噪声较低的链传动，橡胶齿形带取代齿轮等。
3. 控制凸轮机构的噪声，如正确设计凸轮轮廓线；防止气门机构的反跳，可改用顶置凸轮传动机构；当转速大于 1500rpm 时，可采用高次谐波凸轮设计方法，使发生飞脱现象的转速提高，减少配气机构的冲击等。

18.3.3 发动机的结构响应

图 18.4 表明各激振力的传递途径以及辐射噪声的外表面主要组成。它们中的大部份具有弯曲振动方式，以一个以上的频率大幅度地辐射噪声，这些频率主要依赖于发动机的尺度。其中油底壳、正时齿轮罩、摇臂罩等是主要辐射表面，它们是通过中间联接件被曲轴箱-气缸的运动力所激励的。

发动机中重要的简正振动方式有

1. 由于缸体的扭曲而造成的曲轴箱弯曲振动；

2. 曲轴箱基本的平面振动, 它很容易被气缸压力通过主轴承隔板而激励;

3. 水套弯曲振动, 是V型机的额外重要振动方式;

4. 整个曲轴箱和气缸体的扭转振动;

5. 气缸和气缸体的调谐振动。

上述的简正振动是对机械冲击和气缸力的响应的基本振动方式。曲轴箱和气缸体在上述振动方式的强迫振动和自然衰减振动下的变形将激起油底壳和阀门齿轮罩作强迫振动或共振。

控制发动机的结构响应, 从而控制发动机的噪声是当前正在深入研究的课题, 在这方面已经取得的经验有

1. 刚化发动机的结构单元, 例如用框架式或中分面式的曲轴箱;

2. 降低上述各重要简正振动的振幅如把对噪声辐射影响最大的曲轴箱、气缸体的振动调整到激励为最小的频率范围内; 用复合阻尼钢板制油底壳或其它罩壳; 设法减少辐射表面积; 在可能的情况下油底壳、各种其它罩壳和进出管道采用隔振等。

3. 重行设计发动机结构;

4. 采用隔声罩, 对整机或部份构件施加隔声措施;

5. 在重要的振动表面上贴粘弹性阻尼材料。

§ 18.4 发动机噪声的预估

影响发动机噪声的因素很多, 经过长期的实验累积, 发动机噪声主要决定于它的转速及缸径。

发动机噪声的A声级有以下估算公式:

1. 四冲程、自然吸气柴油机

$$L_A = 30 \log N + 50 \log B - 51.5 \text{ dB}, \quad (18.10)$$

2. 四冲程、涡轮增压柴油机

$$L_A = 40 \log N + 50 \log B - 86.5 \text{ dB}, \quad (18.11)$$

3. 二冲程柴油机

$$\hat{L}_A = 40 \log \hat{N} + 50 \log \hat{B} - 80 \text{ dB.} \quad (18.12)$$

4. 对置活塞式发动机

公式同(18.12),但式中的 B 用 $\sqrt{2} B$ 代。

5. 汽油机

$$L_A = 50 \log N + K \text{ dB.} \quad (18.13)$$

以上诸式中, N 为发动机转数 (rpm); B 为缸径 (cm); K 为常数。
上述声压级的测点离发动机表面的距离约 1m。

6. 行程为 100—660mm, $N = 250—3000$ rpm, 测点离发动机表面 1 m 处的 A 声级为

$$L_A = 69 + 30 \log c_m + 5 \log S + 5 \log Z \text{ dB.} \quad (18.14)$$

式中 c_m 为活塞平均速度 (m/s); S 为冲程长 (m); Z 为气缸数。

参 考 文 献

- [1] M. F. Russell, Diesel Engine Noise control at Sources, SAE, 820238.
- [2] R. G. White, J. G. Walker, ed., Noise and Vibration, Chap., 18, John Wiley, New York(1982).
- [3] E. C. Grover, N. Lalor, A Review of Low Noise Diesel Engine Design at I. S. V. R, *J. of Sound and Vibration* 28(3) (1973).
- [4] R. G. DeJong, N. E. Parsons, Piston Slap Noise Reduction in a Vee Block Diesel Engine, SAE 820240.
- [5] Y. Fujimoto, Some New Results Concerning Parameters Influencing Piston Slap in Reciprocating Machinery, Tottori University, Japan, C120/79.

第十九章 电机噪声

陈业绍

电机作为一种噪声源、影响面很广。从大到几百、上千兆瓦的大型发电机直到小到几瓦的家用电器；从玩具用电机到机器设备上装配的电机；从自动控制仪器上的电机到大型轧钢设备上用的电机等等，凡是以电为能源而运转的器具机械都离不开电机，所以电机的噪声问题是人们越来越重视的问题之一。

电机的品种有数千种，它们所辐射的声功率从一纤 (10^{-9})W 到 2.5W，即声功率级从 30dB 到 124dB。所以电机噪声的控制问题，不仅需要摸清各种具体情况的要求，而且还要研究各种各样产生噪声的原因，这里我们所论述的是各方面都需要了解的共同性问题。

电机噪声的控制问题属于声源控制。它主要是制造者的事，但它又不完全是制造者的事。因为在实际使用中电机总是拖动其它机械运转的(如机床、泵、风机、齿轮等等)，要考虑这些机械噪声的问题，就必须考虑电机的噪声。要知道电机噪声的数值、标准、特性，才能真正有效而又经济地控制机器的噪声。

§ 19.1 电机噪声的数值及标准

19.1.1 电机噪声的数值

电机噪声用它的 A 声功率级表示。从能量的角度客观地看，电机运转辐射的噪声实质上是由电功率转换成声功率的过程。当电机结构等其他因素一确定后，其转换效率就大致确定了。这样电机的噪声辐射声功率就与输入电机功率成直接的对应关系。另一方面当电机结构型式固定后，电机声功率的转换效率又与转速

表 19.1 K_p 、 K_n 数值一览表

电机类型	J0 ₂ 系列	Y 系列	Z ₂ 系列	110kW 以上 中型直流机	110kW 以上 中型交流异步机
K_p 值	18	16.5	22	15	23
K_n 值	20.5	19.5	22.5	21.6	14

成一定的比例关系,转速越高声辐射的能量就越强。所以,我们可以按电机的功率和转速来描述电机声功率级数值的大致规律。

如果没有因共振出现突出的离散成份,电动噪声的声功率级大致可用下式描述:

$$L_w = K_p \log P_H + K_n \log n_H \quad (19.1)$$

式中 L_w 为电机 A 声功率级, (dB, 0dB = 10^{-12} W); P_H 为电机额定功率 (kW); n_H 为电机额定转速 (rpm); K_p 为噪声功率系数, K_n 为噪声转速系数。

不同类型的电机 K_p 、 K_n 值不一样。对于我国目前常用的电机,如用风扇冷却的电机, K_p 、 K_n 的数值经大量实测统计的结果,列于表 19.1。

对于没有冷却风扇,或风扇封闭在电机内部的电机,其噪声值按(19.1)式计算要减 2—5dB,少数要差 12dB。

一般来说,用表 19.1 及 (19.1) 式计算的结果与实际电机的噪声相差都在 ± 3 dB 以内。

例如一台 Y250M-2 电机, $P_H = 55$ kW, $n_H = 2970$ rpm, 查表 19.1, Y 系列电机 $K_p = 16.5$, $K_n = 19.5$, 代入(19.1)式中,得

$$L_{wA} = 16.5 \log 55 + 19.5 \log 2970 = 96.4 \text{ dB}$$

这台电机的实测声功率级 $L_{wA} = 97$ dB, 相差甚微。

表 19.1 中列出的数值已代表了常用电机的绝大部分,其他类型的电机可以根据类似结构近似估计。

这种噪声值的计算对技术管理人员也是有用的,因为它代表了目前实际生产的统计值,利用这些计算的结果可以比较国外同类产品的水平,也可以掌握生产的情况。如果生产的电机噪声较大地超过了(19.1)式的估算值,则说明生产质量有问题。如果普

遍下降,说明生产质量提高,特别是工艺水平有较大改进。

19.1.2 电机噪声的限值标准

电机噪声的限值标准是考核和检验电机噪声的依据,但它不能完全反映电机噪声的实际水平。目前国际上有两种类型的电机标准,一种是国际或国家标准,它们反映了对电机噪声的起码要求;还有一类是工厂企业对具体系列电机噪声的标准,它基本上反映了电机生产的实际水平。所以这种标准一般都规定有 $+3\text{dB}$ 的容差,而前一种标准是没有容差的。为使用方便起见,将常用的标准列于表 19.2。

表 19.2 有几点说明如下:

1. 表中所列举的几个标准是指如下几个文件:

IEC: 国际电工委员会制定的 IEC34-9 标准的 81 年修订版,适用于所有电机。

GB755: 是指我国国标 GB755-81《电机基本技术要求》中关于噪声级的限值规定,我国标准分四个等级 N, R, S, E 表中数据为 N 级是最普通的起码要求。 R, S, E 为 N 级数值减 5, 10, 15 dB, 一般认为 E 级是低噪声级。

NEMA: 是指美国制造商协会标准,其标准号为 NEMA MG, 后来由美国全国标准部门加了一个标准号,为 ANS(52.1—1977), 这个规定就相当于国家标准,它也分“静、超静、特静”三个等级,每等级差 5dB, 这个标准主要用于交流电机。

GOST: 是苏联国家标准, GOST 16372-70, 规定声压级值,表中数据已折算成声功率级。它分 0, 1, 2, 3, 4, 5 个等级,每级差 5dB。

Y 系列: 是指我国最新小型异步电机系列的标准 JB3074-82。它分 I, II 两档, I 级主要是出口产品或其它较高要求的产品。

2. 由于各国市电频率不一样,交流电机的转速也就不统一,所以 19.2 表中 NEMA 标准实际上是指 3600, 1800, 1200, 900 几个转速,而我国则是 3000, 1500, 1000, 750 几个同步转速。

表 19.2 国内外电机噪声(声功

转速 类别 A声功率级 dB 功率 kW	>2360—3150				
	I				
	IEC GR755	NEMA	GOST	Y系列	
				I	II
0.008~0.04	(65)			.	.
~0.12	(70)			.	.
~0.75	(75)		80	66	71
~1.1	84	87	80	66	71
~1.5	88	87	80	70	75
~2.2	88	91	86	70	75
~3	92	91	86	74	79
~4	92	91	86	74	79
~5.5	92	94	95	78	83
~7.5	96	94	95	78	83
~11	96	96	95	82	87
~15	100	96	95	82	87
~13.5	100	98	100	82	87
~22	100	98	100	87	92
~30	103	100	100	90	95
~37	103	100	100	90	95
~40	105		100		
~45	105	101	100	90	97
~55	105	101	108	92	97
~75	107	102	108	94	99
~90	107	104	108	94	99
~110	107	104	108		
~132	109		108		
~160	109		112		
~220	109		112		
~350	111		112		
~630	111		118		
~1100	112		118		
~2500	113				
~6300	115				

率级, dB) 标准一览表 (I)

			> 1320—1900							
II			I					II		
IEC GB755	NEMA	GOST	IEC GB755	NEMA	GOST	Y系列		IEC GB755	NEMA	GOST
						I	II			
82			(60)			.	.	78		
82			(65)			.	.	78		
82		80	(70)	70	77	56	67	78	70	77
82	76	80	80	70	77	61	67	78	70	77
85	76	80	83	74	77	62	67	81	72	77
85	76	80	83	74	82	65	70	81	72	82
89	80	86	87	74	82	65	70	85	72	82
89	80	86	87	74	82	68	74	85	72	82
89	82	95	87	79	88	70	78	85	76	88
93	82	95	91	79	88	71	78	88	76	88
93	84	95	91	84	88	75	82	88	80	88
96	84	95	95	84	88	77	82	91	80	88
96	86	100	95	88	96	77	82	91	80	96
96	86	100	97	88	96	77	82	91	80	96
99	89	100	97	92	96	79	84	94	84	96
99	89	100	99	92	96	79	84	94	84	96
101		100	99		96			97		96
101	94	100	99	95	96	79	84	97	86	96
101	94	108	99	95	104	81	86	97	86	104
103	98	108	103	98	104	85	90	100	89	104
103	101	108	103	102	104	85	90	100	93	104
103	101	108	103	102	104			100	93	104
105		108	106		104			103		104
105		112	106		108			103		108
105		112	106		108			103		108
107		112	108		108			106		108
107		118	108		113			106		113
109		118	111		113			108		113
110			113					110		
112			115					111		

表 19.2 國內外電機噪聲

L _{WA} dB 功率 kW	轉速	960—1320				
	類別	I				
	標準	IEC GB755	NEMA	GOST	Y系列	
					I	II
~0.37	78	65	73	.	.	
~0.55	78	65	73	.	.	
~0.75	78	65	73	56	65	
~1.1	78	67	73	56	65	
~1.5	80	67	73	62	67	
~2.2	80	72	77	62	67	
~3	84	72	77	66	71	
~4	84	72	77	66	71	
~5.5	84	76	84	66	71	
~7.5	88	76	84	69	75	
~11	88	81	84	70	75	
~15	91	81	84	70	78	
~18.5	91	83	91	73	78	
~22	91	83	91	73	78	
~30	94	87	91	76	81	
~37	94	87	91	76	81	
~40	97		91			
~45	97	91	91	79	84	
~55	97	91	96	79	84	
~75	100	96	96			
~90	100	96	96			
~110	100		96			
~132	103		96			
~160	103		103			
~220	103		103			
~350	105		103			
~630	105		108			
~1100	108		108			
~2500	110					
~6300	112					

(声功率级)标准一览表(2)

			960							
II			I					II		
IEC GB755	NEMA	GOST	IEC GB755	NEMA	GOST	Y系列		IEC GB755	NEMA	GOST
						I	II			
75	64	73	76	67	69	.	.	71	67	69
75	64	73	76	67	69	.	.	71	67	69
75	64	73	76	67	69	.	.	71	67	69
75	67	73	76	69	69	.	.	71	69	69
78	67	73	79	69	69	.	.	74	69	69
78	71	77	79	72	72	61	66	74	70	72
81	71	77	82	72	72	61	66	77	70	72
81	71	77	82	72	72	64	69	77	70	72
81	84	84	82	76	80	64	69	77	73	80
85	84	84	85	76	80	67	72	81	73	80
85	80	84	85	80	80	67	72	81	76	80
88	80	84	88	80	80	70	75	84	76	80
88	83	91	88	83	86	70	75	84	79	89
88	83	91	88	83	86	70	75	84	79	86
91	86	91	91	86	86	73	78	87	81	86
91	86	91	91	86	86	73	78	87	81	86
94		91	93		86			90		86
94	88	91	93	89	86	73	78	90	84	86
94	88	96	93	89	91			90	84	91
97	91	96	96	93	91			94	87	91
97	91	96	96	93	91			94	87	91
97		96	96		91			94		91
100		96	99		91			97		91
100		103	99		97			97		97
100		103	99		97			97		97
102		103	101		97			99		97
102		108	101		102			99		102
105		108	103		102			101		102
108			105					103		
110			108					105		

3. 所谓类别 I, II 主要是指电机结构是封闭式还是开启式, 是有冷却风扇, 还是没有, 按国际规定凡有冷却风扇而与外界空气相通者为第 I 类, 如交流全闭扇冷电机, 直流防滴式扇冷电机, 而没有冷却风扇声直接传不出电机的为第 II 类, 如全封流电机或交流防滴式电机。

4. 表 19.2 中所列举的数值为电机容载噪声的考核值。除 GOST 标准及 Y 系列标准有 3dB 容差外, 其它标准均无容差。

§ 19.2 电机噪声的特性

19.2.1 电机噪声的分类

电机的噪声总的可以分成两大类。一类是流体振动噪声; 一类是固体振动噪声。

电机的流体振动噪声主要是指空气动力噪声, 绝大多数电机是以空气作为媒质采用通风冷却的, 只有极少数大型电机采用水冷。所以, 绝大多数转速在 1200rpm 以上, 转子直径大于 250mm 的电机, 其冷却风扇产生的空气动力噪声都占有相当大的比重, 我们通常称此为风扇噪声。对于那些较大型的电机, 尽管没有冷却风扇, 也会因为旋转体的直径很大而产生空气动力噪声, 我们就统称为空气动力噪声。对于电机噪声控制者, 降低电机的空气动力噪声是主要课题之一。

由固体振动引起的噪声在电机中是种类繁多的。一般包括旋转体动不平衡振动引起的噪声; 轴承噪声; 电磁振动引起的噪声; 换向器、整流子噪声; 零部件(如机壳、端盖、风扇等)因其它振动源激发而产生的振动噪声以及减速齿轮等其它配件的噪声等等。在不同的电机中各有不同的反映, 采取控制措施时也应区别对待。

19.2.2 电机噪声的频谱特性

对电机噪声频谱特性的了解, 一方面是作为采取降噪措施的原始数据, 另一方面也是寻找噪声源的必要手段。任何一个产生

噪声的振源都有一个相对稳定的频谱特性，而且常常有个突出的有代表性的频率成份，当我们通过理论分析和试验研究找到了这些规律后，我们就可以根据这些频谱特性来确定产生噪声的原因，从而采取针对性的有效措施。

(一) 电机风扇噪声的频谱特性

它是电机通风噪声的频谱特性的典型代表。图 19.1 就是一幅典型的风扇噪声频谱特性图。

电机风扇噪声的频谱较简单，粗略地分类只有两种。一种是涡流噪声，这种噪声的频谱如图 19.1 中实线所示。它的特点是频带较宽，声级比较稳定，略有抖动。

另一种是叶片声，它有时与风道的沟槽数、孔数或某些空腔产生共振而形成“笛声”，如图 19.1 虚线所示。有时在频谱图中有几个相互为倍数频率的峰。有些情况由于叶片与导风圈间隙很小，叶片拍击空气形成很强的压力差，也会产生这种噪声。这种风扇噪声有一个共同的特点，就是频率为叶片数的倍数，即

$$f = Z \frac{n}{60} i \quad (19.2)$$

式中， Z 为叶片数； n 为转速 (rpm)； i 为倍数，一般为 1、2、3。

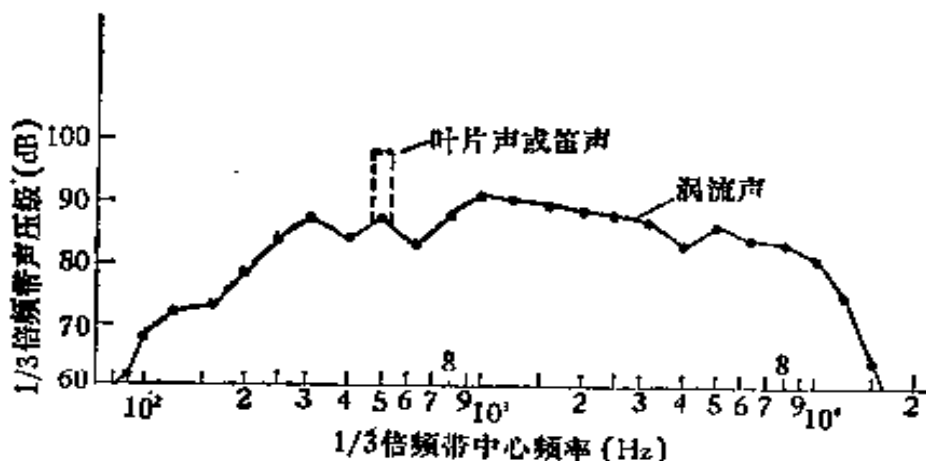


图 19.1 风扇噪声频谱特性

对于没有风扇的电机公式 (19.2)，其中的 Z 就是沟槽数，或通风孔的孔数，

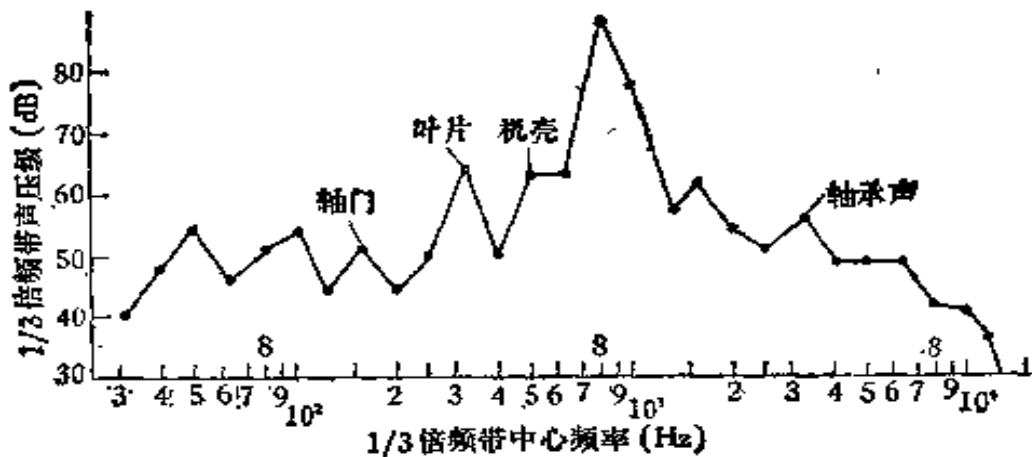


图 19.2 固体振动噪声的频谱特性

(二) 电机固体振动噪声的频谱特性

固体振动产生噪声的频谱形状不象风扇噪声那么简单，但它的计算却比风扇噪声容易处理。图 19.2 是一幅固体振动噪声的典型频谱图(1/3 倍频带谱图)。

1. 轴承噪声 由于轴承本身精度不够而产生的噪声，一般都在 2—5kHz 范围内，在某些情况下也会产生下列频率的噪声：

当轴承内外圈不同心时会产生 $f = n/60$ 的低频声。

当轴承内外圈几何形状变形时，会产生 $f = 2 \cdot n/60$ 或 $n \cdot E/30$ 频率的噪声(E 为滚动元件数)。

当轴承内外圈滚动道有缺陷(如伤痕、伤斑)时，会产生 $f = (r_i/(r_i + r_c))(1 + r_c/r_m) \cdot K \cdot nE/60$ 的噪声。 r_i 、 r_c 为内外圈半径； r_c 为滚动元件平均径向半径； K 为伤痕数； E 为滚动元件数。

2. 电磁噪声 电机的电磁噪声主要由于径向交变电磁力激发的，它主要有两种频率：

一种是低频，由于机壳的柔性及定转子偏心而产生的径向脉动磁拉力，频率为 $f = f_0$ 或 $2f_0$ (f_0 为电机供电电网频率)。

另一种是谐波电磁力，频率 $f = Z \cdot Qn/60 + f_0$ (Z 为谐波次数； Q 为定转子齿槽数； f_0 为电源频率)。

有时，由于电机转子的缺陷也会出现 $f = 2sf_0$ 的哼哼声(s 为

转速率,即电机实际转速与同步转速的差率)。

3. 换向器或整流子声 这分为两种频率,一种是由于换向器、整流子碳刷摩擦导电环产生的摩擦声,频率一般在4—10kHz范围内;另一种是整流子的打出声, $f = m \cdot n/60$ (m 为换向片数)。

4. 部件共振声 由于其它振动激发有些部件(如端盖机壳),这些部件会按自己的固有频率振动而发声。有时也会与激励频率(如电磁、轴承等的振动频率)共振,产生很强的窄带噪声,这时噪声的频率与激励频率一致,小型电机机壳的固有频率一般在500—1000Hz之间;端盖风罩一般在800—2000Hz之间。

5. 不平衡及轴向窜动声 由于电机的动平衡不佳或电磁力轴向分量的作用,会产生 $f = n/60$, $n/30$ 或50—400Hz的不稳定低频声,这种声音用A声级测量不是很高的,但常常给人以运转不正常的感觉。

以上是对电机噪声声谱特性及其原因的大致描述。通过一张电机噪声1/3倍频程的频谱图,不仅可以了解到我们应在那些频段上采取措施,而且可以大致知道产生这些噪声的原因,对于噪声控制者这些资料都是很重要的。

§19.3 电机噪声的降低和控制

对电机产品噪声控制的问题,实质上包括两个方面。一方面是降低电机噪声的问题,一方面则是控制电机噪声的问题。而控制电机噪声又包括两个内容,一部分内容是控制电机批量生产中产品噪声的稳定性,使同类型电机在批量生产时每台产品噪声值之间的差异不很大;另一部分内容则是利用隔声、消声技术措施,控制电机噪声使之很少向周围辐射,我们一般称此为二次性措施。

对于一台低噪声电机,它可能是电机设计制造者采用各种技术措施减少或降低电机本身各种振动的结果;它也可能是采取隔声、吸声等二次性措施的结果,是采用一次性措施还是采用二次性措施决定于技术措施的可行性和经济上的合理性。通常在一次性

措施(降低声源本身噪声)实在不行时,才用二次性措施。下面我们从小偏重于电机使用者的角度来论述这两方面的问题,当然对电机制造者也可能有参考价值。

19.3.1 电机本身噪声的降低

在第2节里我们简要地介绍了电机噪声的频谱特性和产生这些频率成份噪声的原因,这就是我们降低电机噪声工作的主要依据。当我们要着手降低某台电机噪声时,首先要得到一张该电机噪声的频谱图。根据频谱图上声级较高的几个频段,按§19.2的要点判断产生噪声的原因,再按下面介绍的要点采取措施,这样就可以较有效地降低电机噪声。

1. 叶片声和笛声 若是叶片与导风圈的间隙太小的问题,只要增大间隙即可。通常是由于叶片与风道沟、孔数的共振产生笛声,一般都是用改变叶片数来解决,最好采用质数片,这种噪声很容易降低的,一般可下降10—20dB。

有时是因为叶片不平衡引起的,则只需校正动平衡就可下降十多分贝。

2. 电机风扇涡流噪声的降低 对于这种类型噪声的降低要得到很显著的效果是不容易的,一般可以从这几方面来看:

(i) 合理选型: 一般单向后倾机翼型风扇噪声较小,盆式次之,大刀式较大。

(ii) 合理选择风扇尺寸参数: 对盆式风扇宽径比一般在0.21左右;进出风口面积比一般为0.9左右。

(iii) 选择较好的风罩风道结构,尽量减少涡流区,如图19.3所示,对于封闭式外扇电机这种形式是较好的。

(iv) 若电机温升允许时,可减少风扇直径,减少风扇直径使噪声的变化量 ΔL 可按下列式计算:

$$\Delta L = K_f \log D_2/D_1, \quad (19.3)$$

式中, K_f 为扇径比噪声系数,一般 $K_f = 50—75$ 。我们试验结果是,对Y系列盆式 $K_f = 55$,大刀式为 $K_f = 69$ 。 D_1, D_2 分别为改

变前后的风扇直径。

(v) 选用电扇最佳运行点，这时电机风扇噪声最小，效率最高。

3. 轴承噪声的降低和控制 电机轴承噪声的降低，首先是选用合格的轴承，轴承只有经过两次精研后，并符合轴承振动标准，而径向游隙又经过较严格控制的轴承才是合格的。一般来说滚动球轴承振动加速度级 (dB) 应低于下式的计算值：

$$L_{zA} = 0.3d + c \text{ dB},$$
$$0 \text{ dB} = 1 \mu\text{m/s}^2 \quad (19.4)$$

式中， d 为轴承内径 (mm)， c 为结构常数。

当 $d \leq 40$ 时， $c = 41.5 \text{ dB}$ 。当 $40 < d \leq 60$ 时， $c = 43 \text{ dB}$ 。对 300 系列 c 值要加 2 dB 。

当轴承符合要求后，就是正确的工艺设计，最关键的是电机加工公差参数的确定和轴承间隙的选用。这是电机设计制造者的事，而且各国工艺参数都不公开。还有几点对于降低和控制电机轴承噪声也是很重要的因素，也应引起重视，这些问题是：

(i) 应特别注意装配工艺：关键是要保证轴承的清洁和将轴承按装在正确位置上而不致损坏轴承。我们推荐用烘箱加热的热套工艺，绝对禁止敲打或压外圈装入。常常由于装配不正确会使电机噪声增加 20 dB 以上。这时，看来运行得似乎很正常的新组装的电机，实际上已经通过噪声反映出轴承已经报废。

(ii) 适当提高与轴承配合面的加工面的加工精度，这样才能保证在批量生产时控制电机噪声值的稳定性。

(iii) 注意轴向弹性装置，如波形弹簧片的质量不能太硬或太软，以保证电机轴承噪声不会与端盖共振，又不致于出现轴向窜动的“嗡嗡”声。

4. 电机电磁声的降低 电机电磁噪声在低频段 (100 Hz) 与机

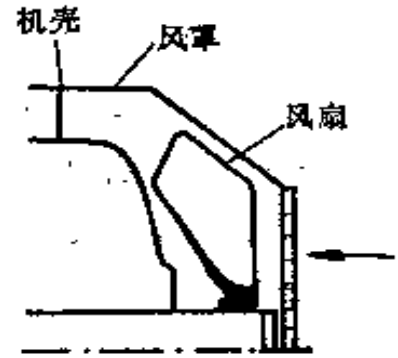


图 19.3 电机风扇的导流风罩设计

刚度有关,高频段与槽配合有关,这两方面与电机的其他性能设计有较大关系,需综合考虑,不容易随意变动,下面是能进行的几个方面。

(i) 若出现电网频率的低频电磁声则说明电机定转子有偏心,气隙不均匀,应设法返修改进。

(ii) 在负载时若出现两倍滑差频率的噪声,则说明转子有缺陷,应更换或返修。

(iii) 在批量生产中若出现若干台有突出的高中频电磁声,则说明轴承装配不合规格,应换符合要求的正确安装轴承。

5. 换向器噪声的控制 主要应选用碳刷与导电环硬度相差大的材料,一般是用增加导电环硬度的办法。碳刷的压紧弹簧不能太大,再有一个关键问题就是提高导电环的加工精度,在使用中常常用零号砂纸将整流子磨光,这对减少高频声也会有较大好处。

电机的噪声还有些是由于人们不注意引起的,当测出电机振动较大时,重新校好平衡就可减小。有时,由于风罩螺钉未拧紧而产生风罩共振声,一旦用频谱分析发现此频率后,拧紧螺钉就消除了。

19.3.2 降低电机噪声的消声隔声措施

当电机的噪声无法降低或再从电机本身采取降噪措施已不经济时,只得采取消声隔声措施。消声隔声措施主要针对电机的空气动力噪声及很强的机械振动噪声。所以尽管消声隔声相互不可绝对分隔,但对不同电机的情况却有不同的侧重。这些措施目前已为电机制造厂作为产品的配件,与电机组装成套出厂供应用户,但也可以为使用者改造现有电机所用。各种措施都可以使电机一米处的 A 声级低于 85dB。

(一) 以消声为主的消声隔声罩

一般称此为电机的消声罩,它主要是为降低电机空气动力噪声所采取的措施。在电机行业一般采用阻性消声器(罩)。

图 19.4—19.6 是三种消声罩的例子。图 19.4 是作为封闭型

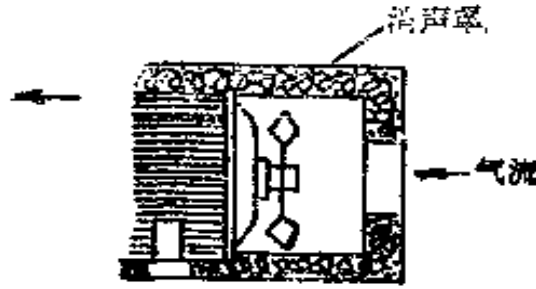


图 19.4 封闭外扇电机简易消声罩

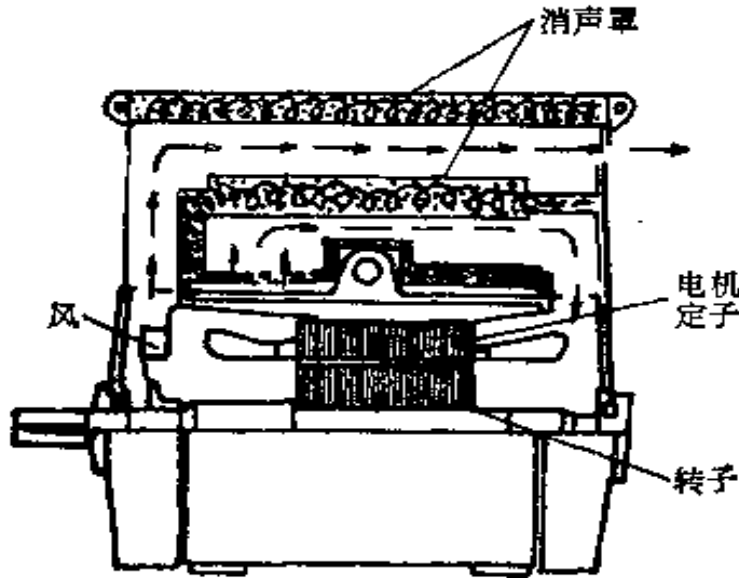


图 19.5 径向进出风消声罩

外扇冷却电机所采用的消声罩。它的结构简单实用，目前嘉兴石油配件厂已有正式产品，可直接配装在一些电机上。降噪量 8—10dB。

图19.5, 19.6为内冷通风中电机的两个例子，国外已有现成电机产品，我们称此为箱体式低噪声电机。它可以根据电机的噪声和结构的不同，调整改变消声罩的型式及降噪量。

(二) 以隔声为主的消声隔声罩

这主要用于大型电机，而且常常作为现场配装，我国东方电机厂已在某电厂发电机采用过这种措施，效果不错。上海电机采用过局部(主要对发电机的励磁机)措施，也有较好效果。下面举几个典型的例子，如图 19.7—19.10。

图 19.7 为简单隔声罩，图 19.8 也是简单隔声罩，但为增加降

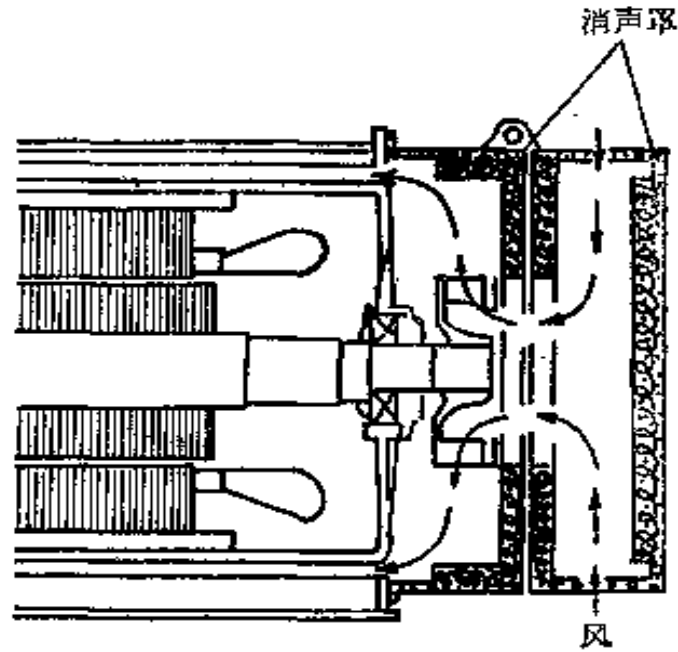


图 19.6 轴向进风消声罩

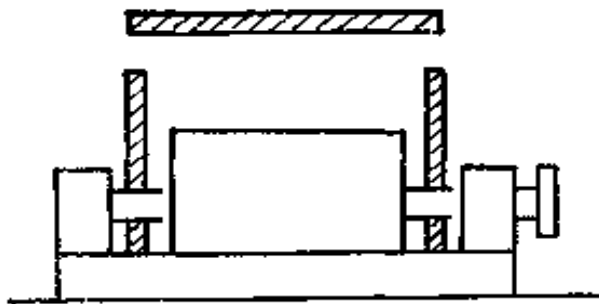


图 19.7 简单隔声罩

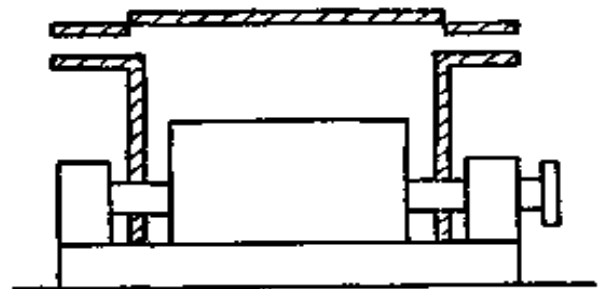


图 19.8 带有消声器的简单隔声罩

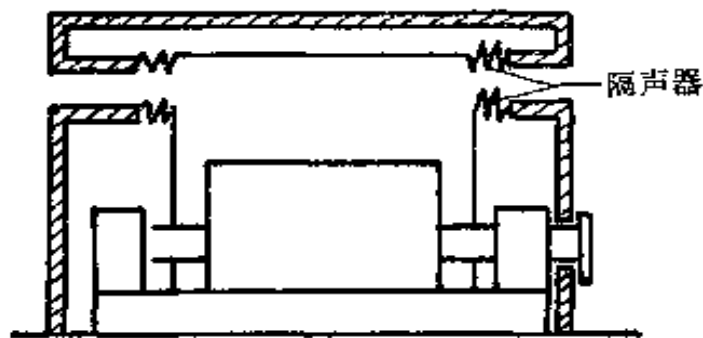


图 19.9 有隔振措施及消声器的隔声罩

噪量及降低空气流动噪声，又增加了消声器。图 19.9 是在电机产品振动较大时，为提高隔声消声效果必须采取隔振措施。图 19.10 则是对局部强声源采取隔声消声措施的例子。

以上只是几个典型的例子，在实际使用中应根据具体情况设

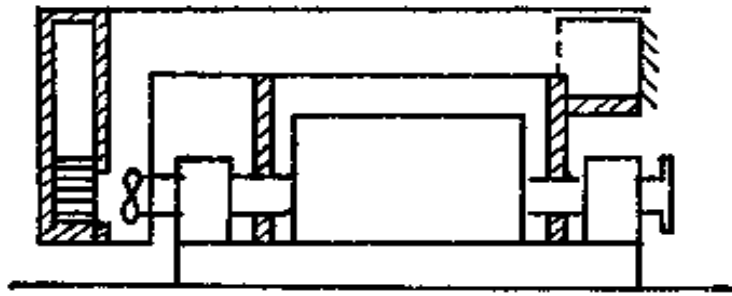


图 19.10 局部隔声罩

计各种有效型式的消声罩或隔声罩。但不论什么样的消声隔声措施,有两点必须注意,其一就是要注意电机的通风散热。当电机采用消声隔声措施后,电机的散热可能受影响,应在考虑消声量的同时从风路形式上考虑电机的散热,迫不得已的情况可采用降低空气温度的办法(即鼓冷风)改善电机的散热条件,并保证一定的降噪量。再一个问题是必须注意消声罩或隔声罩的隔振和减振,这个问题处理不好,不仅达不到降噪效果,可能还会增加噪声。这两个问题常常容易被声源控制者忽视,在处理这类问题时必须引起重视。

电机用消声罩、隔声罩的材料选用及降噪声量的计算与一般消声器的计算和用料是相似的。详细内容可见其他有关章节(如第十六章“隔声罩”、第十三章“隔声技术”、第十五章“消声器”)。

当然,电机噪声的降低和控制还有很多方法可供选用,如采用水冷封闭结构,则空气动力噪声就可显著下降等等,这里就不一一介绍了。

参 考 文 献

- [1] 电机轴承噪声几个问题的研究,电机技术,3(1981).
- [2] 电机轴承装配工艺与噪声振动的影响,电机技术,1(1982).
- [3] 中小型电机噪声(译文集),上海电器科学研究所(1977).
- [4] 电机噪声控制译文集,一机部八院(1980).
- [5] M.L.Ghering, 徐之江等译,噪声控制参考手册,上海科学文献出版社(1982).

第二十章 汽车噪声

张 昌 龄

§ 20.1 引 言

由于工业与城市的发展,城市中出现了众多的噪声源,它们以不同程度影响着城市居民的生活、工作等等。近几年来国内外调查的材料表明,交通噪声是城市主要的噪声污染源。表 20.1 列出了我国几个大城市的噪声源在城市中的污染百分比,可以看到,交通噪声是城市噪声的主要污染源。因此交通噪声就成为近年来世界各国科学工作者的一个重要的研究课题。科学工作者发表了许多这方面的著作,城市管理部门也采取了各种措施,以控制降低城市中的交通噪声。

交通噪声最根本的声源是汽车本身及其组成的车流。因此控制交通噪声最有效的方法,莫过于控制汽车噪声——控制声源。因此汽车噪声的研究,是世界各国汽车工业的一个重要课题。

在观察分析汽车噪声之后,可以知道汽车噪声本身含有几个主要声源,这些声源是:发动机噪声、排气噪声、进气噪声、冷却风扇噪声、道路激起的车体振动噪声、轮胎噪声等。表 20.2 列出了

表 20.1 几个城市中噪声污染程度的百分比

百分比 城市	噪声源			
	交通噪声	工业噪声	社会噪声	其 它
上 海	35	17	26	22
天 津	44	11	33	6
长 沙	36	11	18	35

表 20.2 柴油机载重车的噪声源

噪声源	车内噪声	车外噪声
发动机噪声	低频噪声的主要声源	可能是主要的,特别在载重车中
排气噪声	不重要	低频噪声的主要声源
发动机进气噪声	不重要	除排气噪声外,低频噪声的主要声源
冷却风扇	可能听到	在低,中频可能重要
道路激起的振动噪声	低频噪声声源	不重要
轮胎噪声	不重要	重要(高车速时)

一辆柴油载重车的各种噪声源在汽车噪声中的地位。

对一辆汽车来说,上述主要声源的作用随车的种类和所用发动机类型(柴油机,汽油机)而不同。

表 20.3 统计了我国几种类型的汽车噪声(1975—1976年),统计的汽车总数约 1000 辆。 L_{50} 代表平均声压级, L_{10} 相当于峰值声压级平均值, δ 说明每种车辆中噪声差别程度的大小。

表 20.3 汽车噪声统计

单位: dB

行驶状态 统计参数	加速噪声			匀速噪声		
	L_{50}	δ	L_{10}	L_{50}	δ	L_{10}
重型载重车	88.2	3.22	92.3	86.5	2.18	87.11
中型载重车	86.7	2.68	90.1	81.8	2.19	84.6
轻型载重车	85.7	3.12	89.8	80.1	9.31	84.3
公共汽车	85.2	2.13	87.9	81.7	1.89	84.1
中型客车	84.1	2.22	86.9	76.5	3.34	80.8
小客车	80.8	2.03	83.4	71.5	1.79	73.8

§ 20.2 汽车噪声的主要声源

20.2.1 动力系统

每辆汽车都装有一部内燃机,不论是汽油机还是柴油机,它所辐射的噪声由下列声源组成: 排气噪声、进气噪声、由于汽缸中压

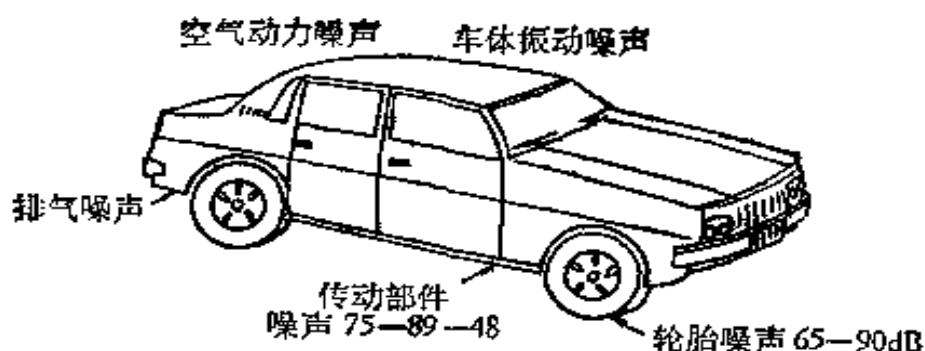


图 20.1 汽车的噪声源

力突增发动机所辐射的噪声(燃烧噪声)、由于机械零件产生的发动机噪声(机械噪声)、冷却风扇噪声。

(一) 排气与进气噪声

排气噪声是汽车发动机最主要的噪声源。它是由于排气阀突然打开,高温气体自气缸排入排气系统而产生,它有三种成分,气缸中的燃烧噪声,气流噪声和排气管与气缸组成的共振腔的共振噪声。这三种成分综合组成了排气噪声,其强度与气缸容积和发动机的转速成比例。点火频率的基频及其谐波是排气噪声的主要成分,在排气消声器系统中要充分注意,点火频率的基频是

$$f = \frac{N \cdot Z}{60n}, \quad (20.1)$$

式中 f 为发动机的点火频率(排气噪声的基频), N 为发动机主轴的转速 (rpm), Z 为发动机气缸数, n 为发动机种类常数,四冲程为 2,二冲程为 1。

在高转速时,单频噪声(点火频率)被高速气流通过气阀时棱角处和排气管中凸出处时引起的连续频谱的涡流噪声所掩盖。因此,气流噪声的强度与排气阀的形状及排气管内表面的光泽度有关也与排气管断面大小有关(因涡流声与流速有关),如果排气系统中的流速超过 $70m/s$,则将引起强烈的气流噪声,同时流阻增加,排气不畅,发动机功率下降。

发动机排气的共振声发生在气缸与排气管所组成的,霍姆赫兹共振腔的自振频率与点火频率吻合时,此种噪声一般为单频噪

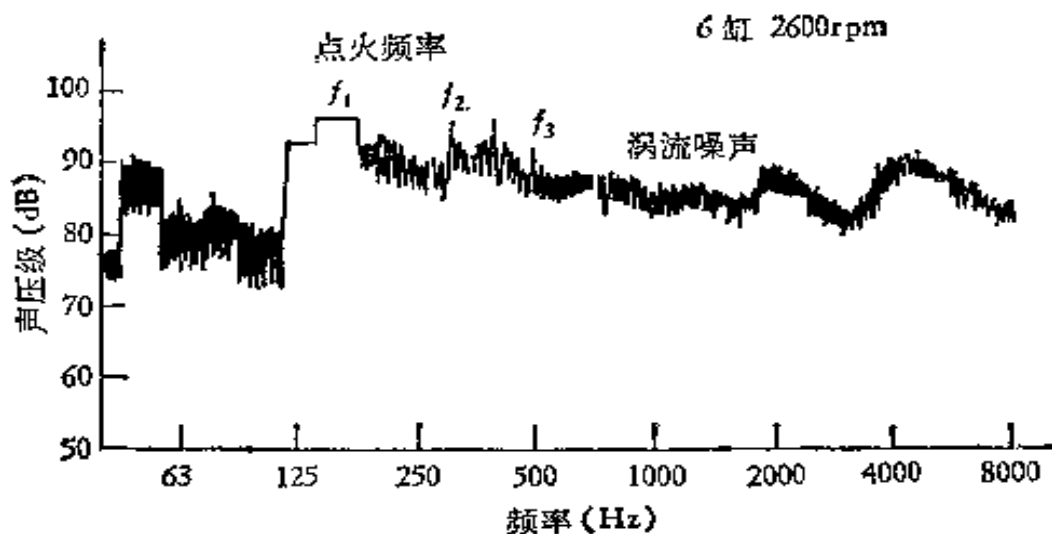


图 20.2 解放牌汽车排气噪声频谱

声,强度较大。

图 20.2 表示典型的汽油机噪声频谱,可以看到点火频率的单频声及其谐波,和气流噪声在频谱上的分布。

进气噪声是由气阀的开关所产生的,当气阀打开时,气缸中的气压常大于大气压力,于是正的压力脉冲激起进气道中的空气按气柱的自振频率振动,但这个振动很快就由于气缸活塞下行,气道与气缸总容积增大而减弱,气阀关闭时同样引起气柱的振动,但相对来说衰减很少。在实际的装置中,测量表明进气噪声不能完全消除,在某些车辆上,甚至成为主要的噪声源。

图 20.3 为一个柴油发动机在 1500rpm,排气与进气都无消声器 1,排气管装消声器 2,排气与进气都装消声器 3 时的噪声频谱。比较频谱 1 与 2 表明,排气噪声在所有频率范围内都约高 10dB。比较频谱 2 与进气口消声后的频谱 3 表明,次大的噪声是进气,剩下的频谱 1 是由发动机结构表面振动辐射与冷却风扇所产生。在柴油机中,进气噪声主要是 1000Hz 以下的中低频。在汽油机中,进气噪声可能由于化油器的“啞啞”声而成为主要的。

排气与进气噪声与发动机转速有关,即

$$L_{PA} = 45 \log N + K. \quad (20.2)$$

式中, N 为发动机转速(rpm), K 为常数。

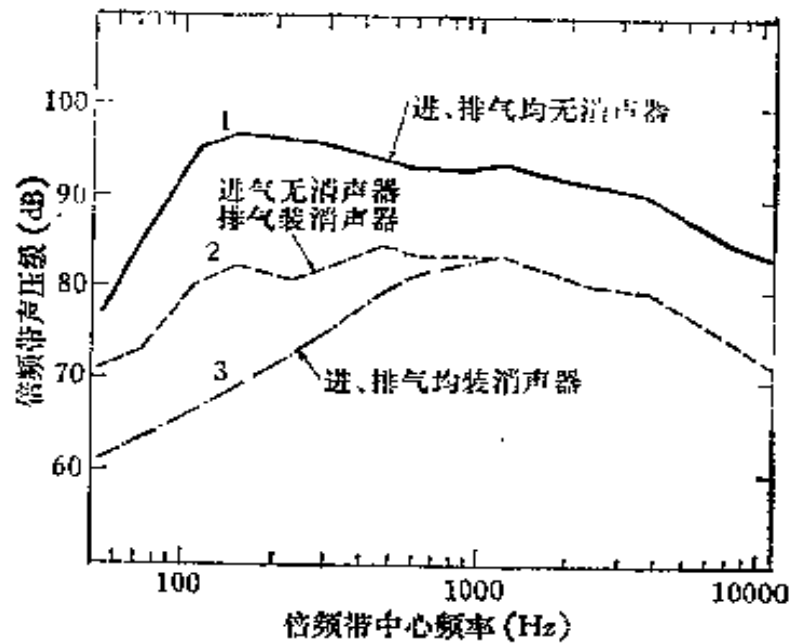


图 20.3 进、排气消声器的作用(柴油发动机, 1500rpm)

声压级还随发动机负荷增加而增长。从无负荷到全负荷, 柴油机进气噪声增长在 10—15dB 之间, 汽油机在 20—25dB 之间。进气噪声还受排气系统影响, 有阻塞的排气系统进气噪声明显地增大。排气与进气噪声两者很大程度上受设计参数影响, 如气阀尺寸及其定时器以及构造等等。

为了降低噪声, 汽车发动机一般都需装消声器。消声器的体积一般为发动机容量的 1.5 到 4.2 倍。在需要更小的排气噪声时, 消声器体积可能比这个数字大二倍。根据 Martin 的实验与理论, 消声器中的气流速度将影响消声器的消声效果, 具有共振腔和膨胀腔的抗式消声器, 无气流时的消声量 D_0 与装在发动机上有气流时各频率的消声量 D_r 近似的关系为

$$D_r = \frac{D_0}{1 - aM^2} \quad (20.3)$$

式中 M 为消声器中的平均气流马赫数, a 为无量纲系数, 随消声器设计而定, 一般在 1.0—1.2 之间。因此, 在发动机工作范围内, 消声量随马赫数而改善。

在阻性消声器中, 上述关系大致是

$$D_r = D_0(1 - \beta M^{\frac{1}{2}}) \quad (20.4)$$

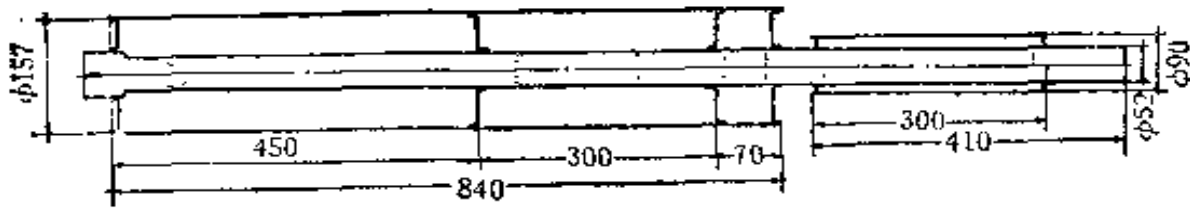


图 20.4 汽车排气消声器

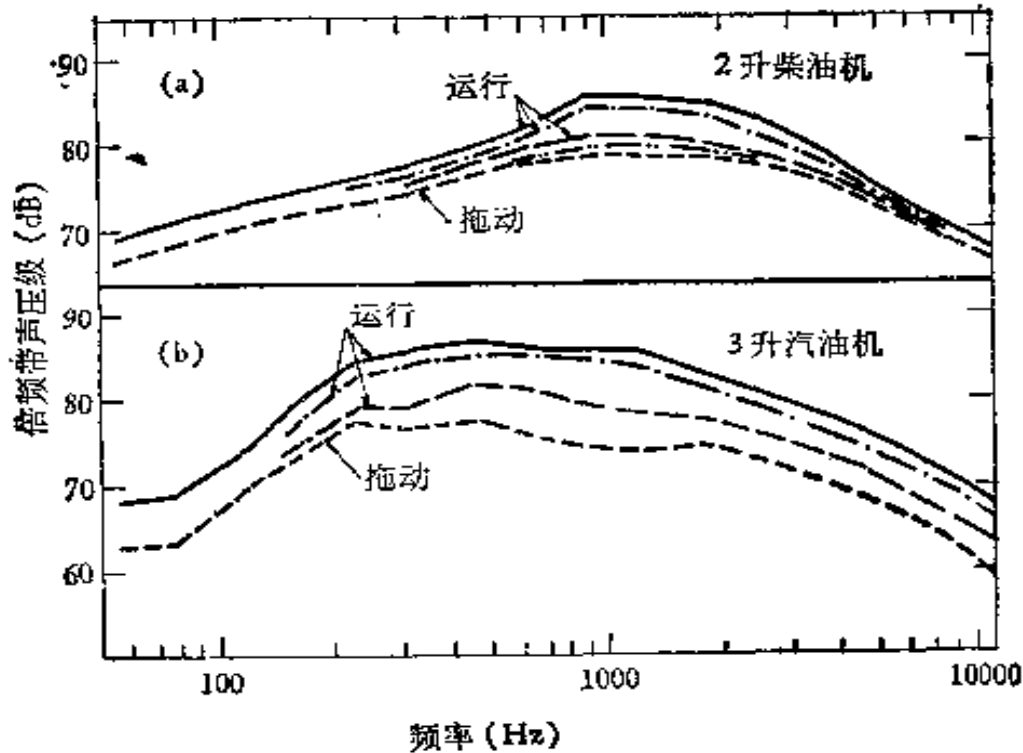


图 20.5 发动机 2000rpm 时,由燃烧引起气缸压力变化产生的发动机噪声

式中 β 为无量纲常数,一般设计在 1.0—1.2 之间。

图 20.4 为一新型解放载重车排气消声器的消声效果,从图中可以看到消声器的第二节阻性消声器在高频段的作用。

(二) 燃烧与机械噪声

内燃机的结构噪声是由于机械力作用和气缸中气体受压缩并燃烧产生的气体力作用在活塞与气缸壁上而产生的,两者都引起发动机外表面振动而辐射噪声。所以噪声的机械源是活塞-连杆系统,气阀-齿轮机械,各种辅助设备及其驱动器。在实际中,所谓机械噪声的定义是发动机由电机拖动时产生的噪声。运行时的噪声(包括由于燃烧产生的气体作用力),永远大于拖动时的噪声,因

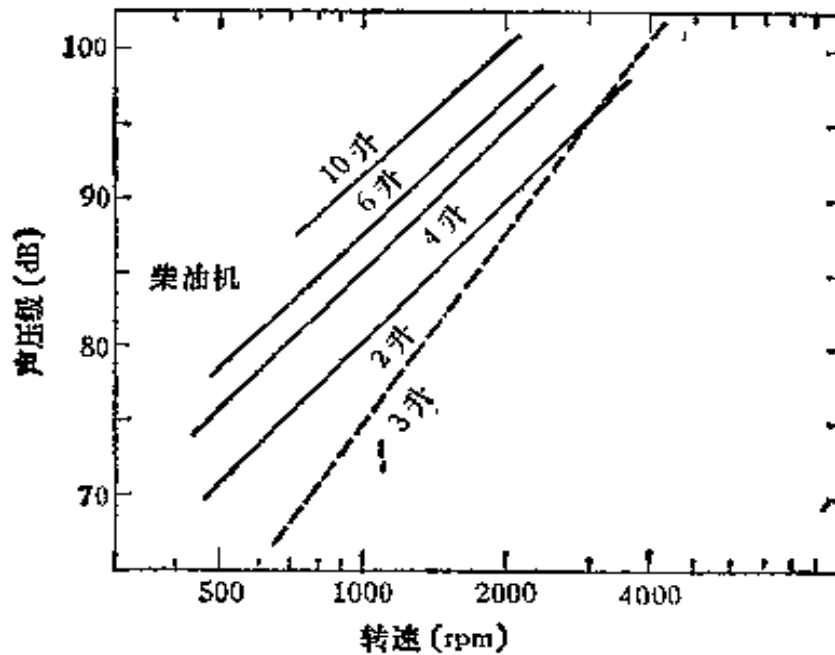


图 20.6 声压级与发动机转速的关系

此,在内燃机中,燃烧是主要的噪声源。

图 20.5 表示燃烧对发动机噪声的作用,表示柴油机与汽油机在拖动与运行的状况下不同气缸压力时的噪声频谱,两种发动机噪声,当改变气缸压力时,有 10dB 的变化。因此,如果已知气缸压力变化对噪声的关系,就可以求得发动机降噪的方法。

发动机的机械噪声还与转速有关,图 20.6 为四个不同容量的柴油机,一个汽油机的噪声与转速的关系图。可以看到:柴油机噪声的增长率低于汽油机,噪声级增长随发动机容量增长的情况:容量增长 10 倍,噪声增长 13.3dB。在工程设计中可用以下公式计算:

$$L_{pA} = 30 \log N + 17.5 \log V + K \quad (\text{柴油机}), \quad (20.5)$$

$$L_{pA} = 50 \log N + 17.5 \log V + K \quad (\text{汽油机、无负荷}), \quad (20.6)$$

式中 N = 发动机转速 (rpm); V = 发动机容积 (l), K = 常数。

可以得到这样的结论,在同样功率下,大容量的发动机以低速运转时的噪声,比小容量的发动机以高转速运转时的噪声为低。

(三) 冷却风扇噪声

风扇噪声一般都小于排气与进气噪声,它是由旋转噪声和涡

表 20.4 国外汽车噪声标准 (dB)

国别	美国		澳大利亚		日本		EEC, ISO	ECE
	测量法	日期	ISO	362	ISO	362		
车辆种类	1979年前	1979年后	1979年前	1979年后	1979年前	1979年后	1979年前	1979年后
载重车	小型		85	82	83		84	81
	中型	83	89	87	87		89	86
	中型(1)	80 (82年前)						
	大型(2)	75 (83年后)					91	88
公共汽车	小型		85	82				
	中型	83	80 (83年)	89	86			
	大型		77 (85年)	92	88			
小客车			84	81	82		82	80

* SAE J366₆ 测量距离为 15m; ISO R362 测量距离为 7.5m. 这两种方法所测声压级相差 6dB.

流噪声组成。

旋转噪声是由风扇叶片对空气分子周期性扰动而产生，其基频为

$$f = \frac{nZ}{60}, \quad (20.7)$$

式中 n 为风扇转速 (rpm); Z 为风扇叶片数。除基频外，还有谐频。

风扇的涡流噪声是由叶片转动产生的涡流所形成，其频谱峰的频率根据 Strouhal 公式计算：

$$f = 0.185 \frac{v}{d} i, \quad (20.8)$$

式中 v 为气流速度 (m/s)， d 为叶片正面宽度在垂直于气流速度平面上的投影 (m)， $i = 1, 2, 3 \dots$ 为谐频率号。

风扇噪声的 A 声级为

$$L_{pA} = 60 \log N + K \text{ dB}. \quad (20.9)$$

式中 N 为风扇转速 (rpm)， K 为常数(根据具体情况确定)。

风扇叶片的间距可以用以控制谐波频率。从而可控制噪声。在四个叶片的设计中，叶片间距为 76 度，可得到很好的结果。

(四) 轮胎噪声

轮胎与道路相互作用产生的噪声，是多种类型车辆的噪声源。例如，当车速大于 45—55km/h 时，轮胎噪声就可能是小客车与轻型载重车噪声频谱中的主要成分。图 20.7 为典型的载重车的轮胎噪声与发动机噪声的比较，虽发动机噪声略高于某些轮胎噪声，但差别不大，只要发动机噪声略为降低，轮胎噪声便是主要的。

轮胎与道路相互作用的噪声源有三：充气，轮框振动，和空气动力学。研究证明：除了车速非常高时，第三个声源可以忽略。

轮胎与路面洞穴的充气作用，当轮胎上的花纹与路面接触时，花纹中的空气被挤出来，形成了局部的不稳定的空气体积流。同理，当轮胎通过或压入路面的洞穴时，空气便从洞穴中被挤出。最后，当轮胎离开接触面时，空气又迅速填充到这些洞穴中，这样的

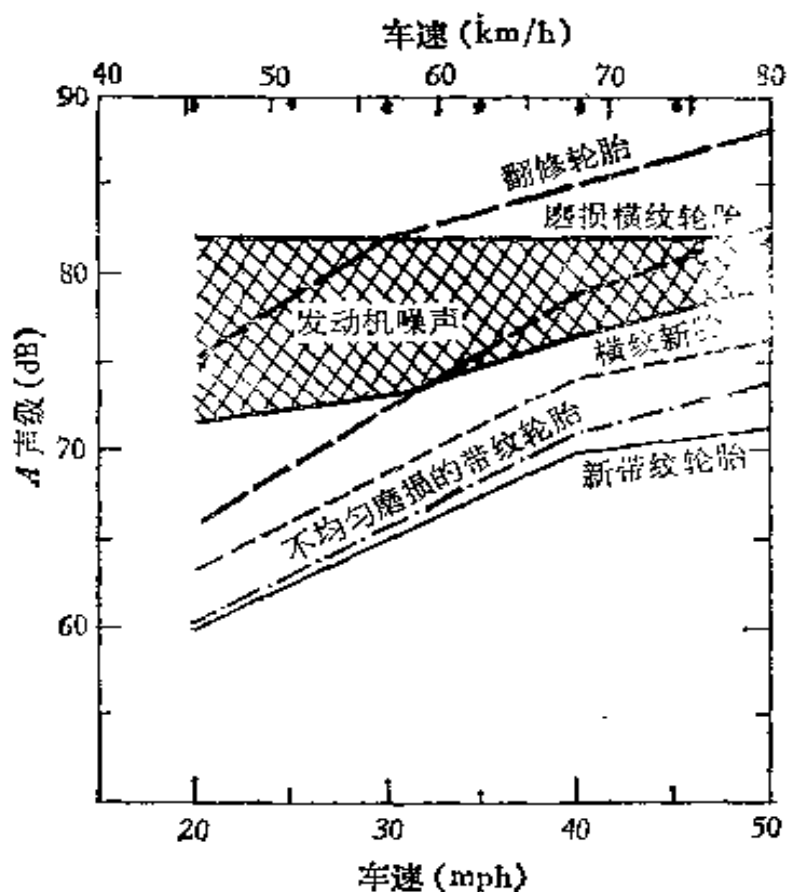


图 20.7 典型载重车的轮胎噪声与发动机噪声的关系
(mph 为英里每小时)

空气体积流产生了单极子噪声,其声压平方为

$$p^2(r) = \frac{\rho^2 \omega^2 a^2}{16\pi^2 r^2} \quad (20.10)$$

式中 p 为声压, ρ 为空气媒质密度 (kg/m^3); r 为与声源的距离 (m); Q 为体积速度 (m^3/s); ω 为圆频率(弧度).

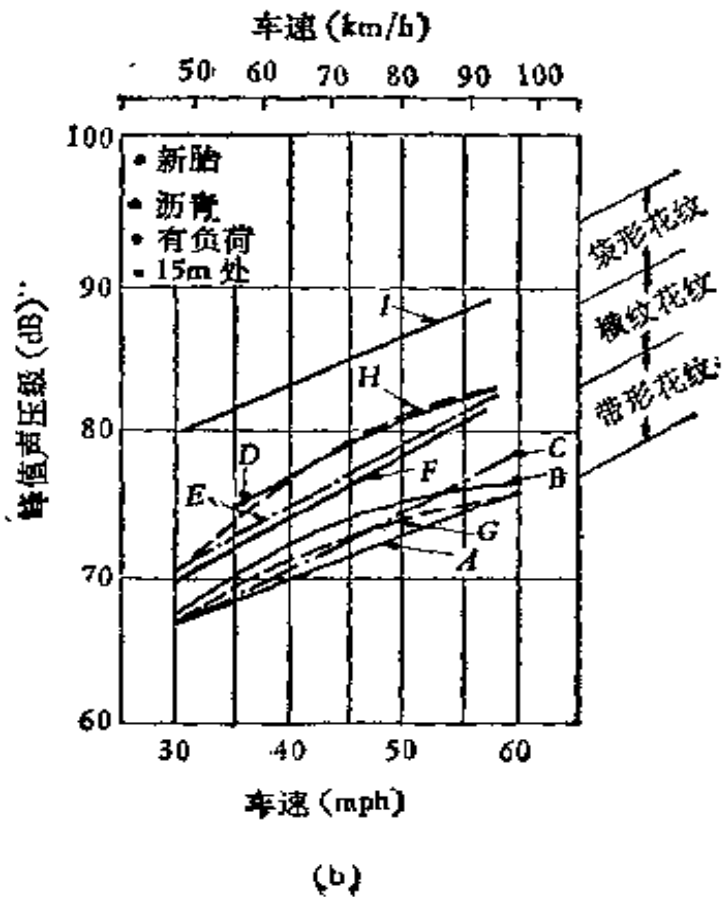
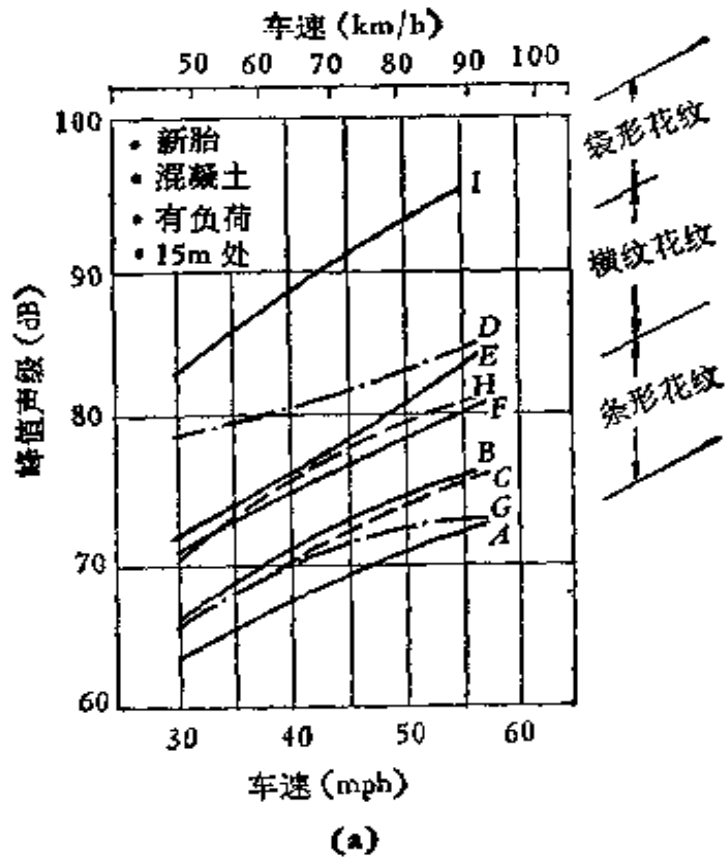
在公式中只要知道 Q 与 ω ,便可求出总的声压,每个洞穴的平均体积速度为

$$Q = \frac{\text{体积变化}}{\text{时间}} = \frac{(f.c.)g\omega S}{S/v} = (f.c.)g\omega v, \quad (20.11)$$

式中 $f.c.$ 为洞穴体积变化部分, g 是花纹槽深度, ω 是花纹槽宽度, S 是花纹槽在圆周上的长度, v 为车速, 气流脉冲的特征频率为

$$\omega \approx 2\pi v/S \text{ 弧度}. \quad (20.12)$$

将 (20.11) 式和 (20.12) 式代入 (20.10) 式, 并以 20 微帕为



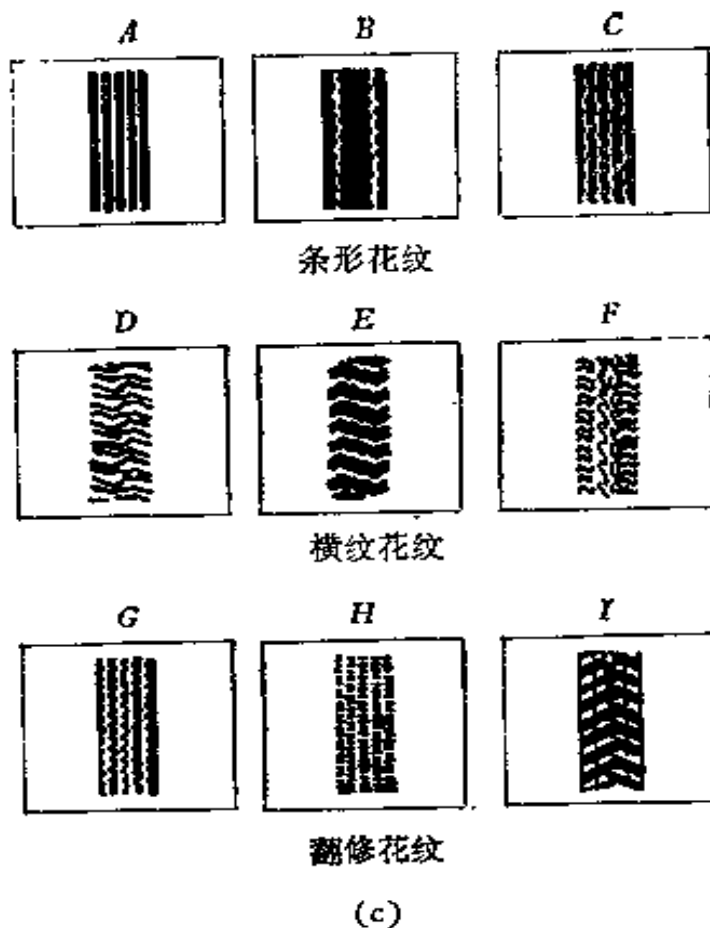


图 20.8 各种轮胎的噪声

取对数得轮胎的声压级为

$$L_p(r) = -25 + 20 \log (g w / S) + 10 \log n + 20 \log (f \cdot c) + 40 \log v - 20 \log r, \quad (20.13)$$

式中 n 是花纹槽的个数。

方程式适合于无方向性, 半球状辐射。

轮胎花纹设计与路面的粗糙程度是产生轮胎噪声的主要因素, 在轮胎本身方面, 磨损、车速和车辆设计等都影响噪声的产生, 轮胎噪声的机理, 到目前还是不十分清楚的, 有待进一步研究。

图 20.8 为几种典型的轮胎花纹在沥青和混凝土路面上的噪声与车速的关系。

(五) 单辆车的行驶噪声

汽车的行车速度在 60—70km/h 以下时, 发动机和排气噪声是主要的, 随着行驶速度的增加, 噪声也随之增长, 图 20.9 为行车

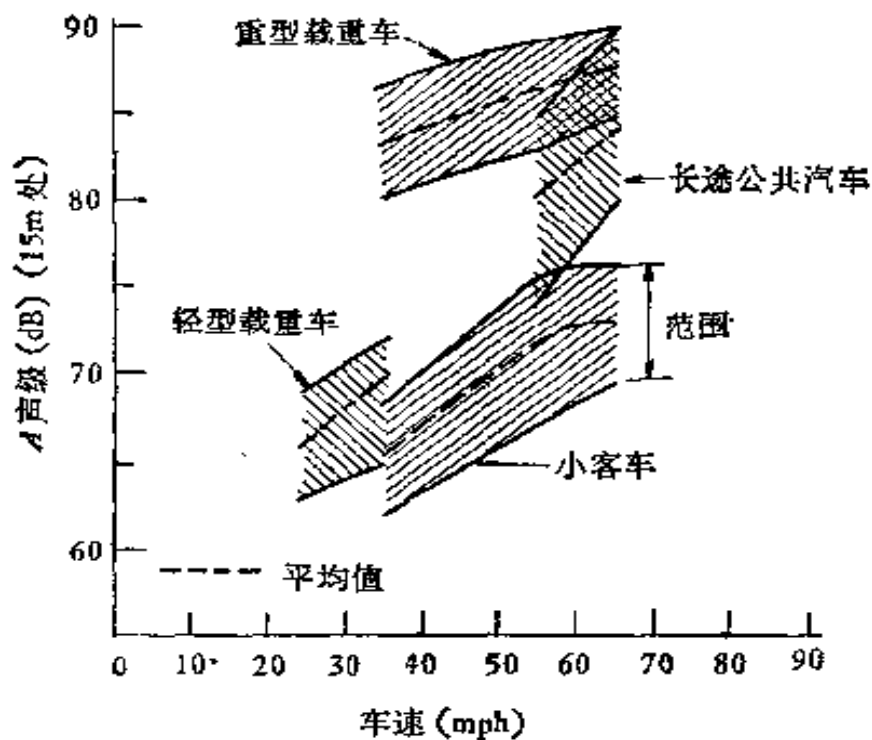


图 20.9 噪声与车速的关系

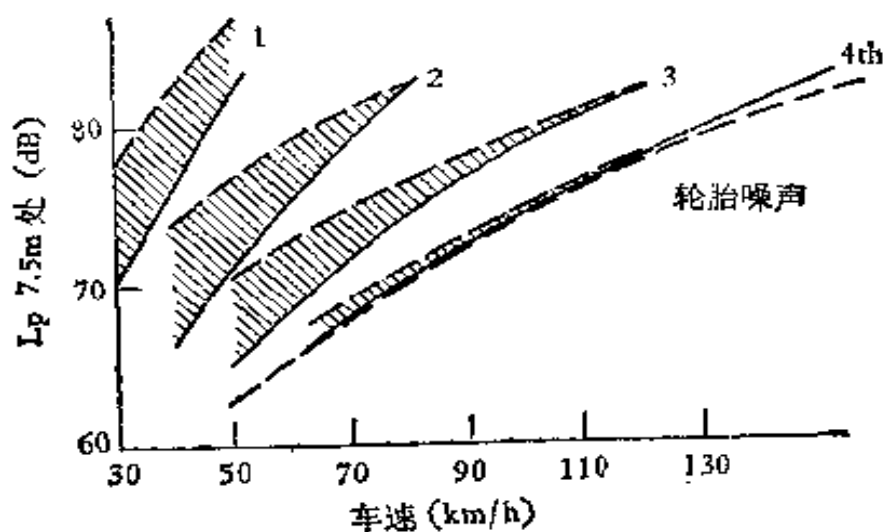


图 20.10 不同排档,加速度时汽车噪声

速度与噪声的关系,可以看到,汽油机的小客车噪声随车速的增长是较大的,速度增加一倍,噪声约增加 10dB,柴油机载重车噪声随车速变化不大。

汽车的行驶噪声还与其加速度有关,图 20.10 表示了一辆小客车,以不同的排档行驶时所产生的噪声,特别是在低速与起动时噪

声随加速度的变化更为明显。

§ 20.3 汽车噪声的测量方法

由于汽车的噪声随运行状况不同而改变,所以,如何评定一辆汽车的噪声,是个很复杂的重要问题,因为所测得的噪声,既要代表车辆的特性,又要是行车时常出现的状况,近年来世界上许多国家一般都使用加速度最大时噪声法,如 ISO/R 362 和我国 1979 年所颁布的汽车噪声测量法, GB 1495-79 也属于这种方法,现简述如下:

1. 测量场地 场地应是空旷的,四周无声学反射面,场地中央设行车硬质路面(混凝土或沥青),并划定 20m 长为测试段,测试段两端分别称为起始线与终端线,垂直于测试段中线的两侧,各 7.5m 处设计量仪器(声级计)如图 20.11。

2. 车辆行驶状况 车辆以中等排档(四个排档以下用第二档,以上用第三档), $3/4$ 发动机额定转速行驶,当进入测试段起始线时,立即全开油门,车辆以最大加速度驶经测试段,当车辆末端行出测试终端线前,发动机转速应达到最高转速,出线后方可收油

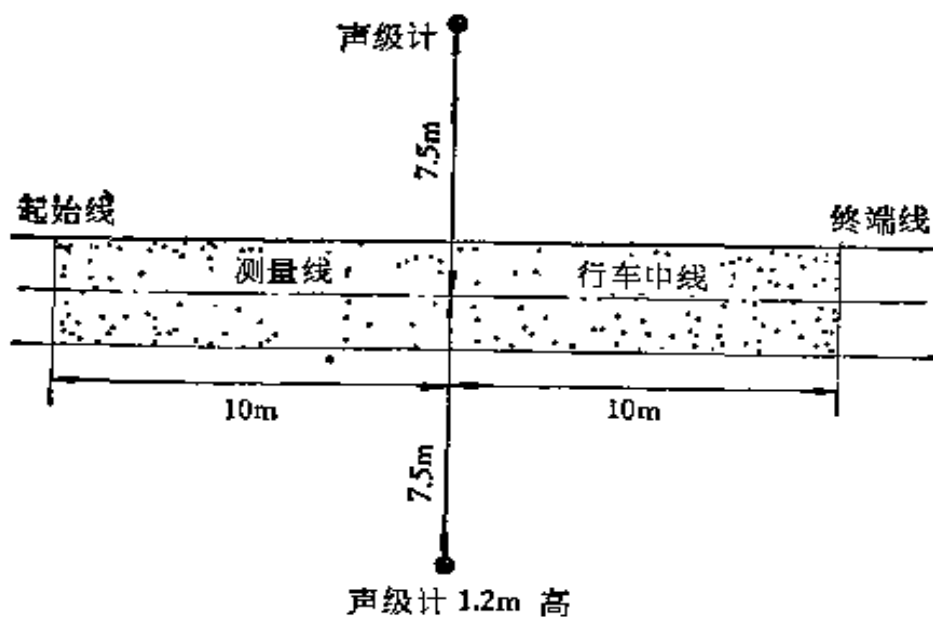


图 20.11 汽车噪声测量场地简图

门。在上述规定的状况下,以声级计快档读取最大的 A 声级,声级计高出测试段路面 1.2m。

§ 20.4 我国机动车辆噪声标准

我国每年都生产一定数量的各种汽车,同时也进口相当数量的车辆,为了提高车辆的设计与制造水平,和控制城市交通噪声污染,我国于 1979 年颁发了机动车辆噪声标准,GB 1496-79。(表 20.5) 标准分二期执行,第二期(1985 年 1 月起)各种车辆噪声约比第一期的约降低 3dB。

在标准制定过程中,从 1975 至 1976 年,约测量了 1000 辆正常使用的各种汽车的噪声。主要是我国生产的,但也有少量是进口的。它们分别属于我国从南到北的十三个省市。有出厂不久的新车,也有三至五年或更长的旧车。有汽油机的,也有柴油机的。总之,它们是能充分代表我国汽车的生产水平与噪声水平的。测量汽车的噪声采用了拟定中的机动车辆噪声测量法,它基本上与 ISO 362 相同。测量的数据用统计法求出统计噪声级 L_{50} 和 L_{10} 以及标准偏差 δ (表 20.3)。在这个基础上,根据我国汽车制造业生产更新周期长的实际情况,和城市环境保护要求与汽车噪声控制技术的可能性,以大致相当于 L_{10} 统计噪声级为 1985 年前的噪声标准。因此,标准实行时将约有 10% 的正在使用的汽车不能符合标准,甚至个别类型的汽车有 14% 不符合标准。但不论是何种汽车它们经过现有技术的改造后都能达到要求。因此,这个标准虽然规定的声压级数值略高于某些国家的(表 20.5),但它是符合我国客观实际的,对生产起一定的提高产品质量的作用。考虑到城市中汽车数量不断增多,交通噪声增长的趋势和环境保护的要求,制定了标准 II,于 1985 年 1 月起执行。标准 II 规定的声压级比标准 I 约低 3—5dB。是由于某些类型的车辆有较大的降噪潜力,这可以从噪声测量中的标准离差看到。如轻型载重车的标准偏差 $\delta = 3.12$,标准 II 比 I 低 5dB。小客车的 $\delta = 2.03$,标准

表 20.5 中国机动车辆噪声标准 GB 1496-79

车辆种类		加速最大声压级(dB) (7.5m 处)	
		1985年1月1日前生产的	1985年1月1日后生产的
载重车	8吨 ≤ 载重量 < 15吨	92	89
	3.5吨 ≤ 载重量 < 8吨	90	86
	载重量 < 3.5吨	89	84
公共汽车	轻型越野车	89	84
	4吨 < 总重量 < 11吨	89	86
	总重量 ≤ 4吨	88	83
	小客车	84	82
	摩托车	90	84
轮式拖拉机 (60 马力以下)		91	86

II 比 I 低 3dB。8 吨以上的载重车 $\delta = 3.22$ ，但标准 II 比 I 只低 3dB，这是因为它们多为柴油机，现阶段降噪较为困难的缘故。

小 结

汽车噪声是城市交通噪声的主要声源，在一定车流量下，降低汽车噪声将有助于降低交通噪声。1975 年从北京 20 条街的交通噪声调查分析中看到，交通噪声降低 3dB，则居民的烦恼度等级降低一级，如由“不能接受”降为“可接受”。但这只是说明车辆噪声与交通噪声有一定关系。因为交通噪声与许多因素有关，降低交通噪声不仅仅只是由于车辆噪声，它还与车流量、环境交通管理等有关。

从前面各节所述，可以看到汽车噪声的降低，首先是发动机噪声与排气噪声，研究低噪声发动是主要的。在行车速度高的情况下，轮胎噪声则是主要的，但对这方面还须进一步研究的，国外对低噪声发动机与汽车研究得很多，但也是很不容易的。如美国改进现有发动机系列就需要五年的时间，才能正式生产汽车。但他们有一定的降噪计划，不断颁布噪声标准以促进生产改进。例如在载重车方面，计划从原来 85—89dB 在短期内降到 82—87dB 降

到 84—80dB, 进一步降到 78—73dB(1985 年). 要达到这个目的, 就需要改进设计或发展新型的低噪声发动机——如燃气轮机等, 和相应的噪声控制技术. 电机车是理想的低噪声车辆, 但也还有蓄电问题.

我国的汽车制造业, 正处于发展初期, 主要是解决有无与降低能源消耗问题, 并考虑舒适问题. 噪声问题近年来也开始注意, 这是可喜的一面; 但还必须承认, 汽车噪声控制问题, 还远没有达到应有的地位, 同时技术力量也还是不足的.

参 考 文 献

- [1] EPA., Transportation Noise And Noise From Equipment Powered By Internal Combustion Engines, u. s. Environmental Protection Agency (1976).
- [2] M. J. Crocker, ed., Noise and Vibration Control Engineering (Part I), *Proceeding of the Purdue Noise Control Conference* (July, 1971).
- [3] GB-1496-79, “机动车辆噪声标准”说明.
- [4] 汽车技术, 8(1981).

第二十一章 飞机和机场噪声

沈 峻

§ 21.1 引 言

航空噪声在四十年代就引起了飞机设计师的注意。那时由于飞机发动机的功率迅速提高，从而使航空噪声成为一个比较重要的社会和科学技术问题。民航运输初期，噪声主要影响机组人员和乘客的舒适，后来民航机由于旅客量增多，飞机内机务人员间需要进行语言通话，感觉到飞机噪声干扰通话清晰度。二次世界大战后，飞机噪声不仅作为机内少数人的舒适和效率问题，而且增高了的噪声会影响飞机内部仪器设备的正常工作，对飞机本身结构产生声致疲劳和损伤，影响飞机的飞行寿命和飞行安全，因此疲劳成为飞机设计中的一个重要问题。近年来，由于飞机载重量增加和航空运输事业的迅速发展，飞机噪声对机场地面工作人员和生活在机场附近的人们产生烦扰，妨害居民睡眠休息，引起听力损失，降低工作效率，严重影响身心健康。而飞机以超声速飞行时产生的轰声更使飞机噪声的环境污染日益严重。

所谓飞机噪声是指飞机起飞、航行和着陆时产生的噪声。它随飞机的机种和载重量变化很大。例如 B-727, B-737, DC-9 等短程飞机着陆时噪声为 85—90dB，起飞时噪声为 94—100dB，飞机舱内噪声为 77—92dB。对于 B-707, B-720, DC-8 等中程飞机着陆时噪声为 94—100dB，起飞时噪声 100—105dB，飞机舱内噪声为 75—85dB。远程飞机 B-747，上述三种噪声依次为 92dB, 103dB, 72—84dB。地面上的飞机噪声，当飞机在 300m 以上高空飞过，地面噪声大约为 85dB，目前飞机噪声和轰声已成为一种

公害,为现代航空运输面临的严重问题之一。本章从环境保护观点来讨论飞机噪声的物理特性,飞机飞过时的地面噪声,飞机和机场噪声的主观评价参数和噪声控制标准,最后简单地讨论机场噪声的控制问题。

§ 21.2 飞机噪声

飞机噪声是飞机运转时存在的各种噪声源的声输出总和。主要噪声源有两类,即推进器系统噪声和空气动力噪声。推进器系统噪声包含推进器噪声、排气噪声、喷气噪声、风扇噪声和压缩机噪声。空气动力噪声除了气流流过机身引起的扰动外,在高速飞行时的附面层压力起伏也在机内产生噪声,超声速飞行时产生的冲击波还会在地面形成轰声等。

各种噪声源的特性是不同的。推进器噪声是由于叶片在空气中转动产生的起伏压力场和漩涡引起的,本质上是一种无规噪声,但具有周期性成分。排气噪声通常比推进器噪声低得多,而喷气噪声则是目前人工产生连续噪声最强大的噪声源。空气动力噪声是飞行状态下频率 600Hz 以上噪声的主要声源,但在着陆和起飞时,当飞机的速度低于巡航速度时,空气动力噪声比推进器系统大约低 10dB。

当物体以高速通过气体时,气体的粘滞性在物体表面引起湍流层。在这湍流层内湍流不断地形成、衰变并沿着流动方向摆动,从而沿着运动物体产生一个起伏的压力场,它迫使物体的壁以类似于通常辐射声场那样运动。附面层压力起伏的强度用与物体表面产生等效的声压级来表达,具有宽频带的频谱,在某个频率附近有极平坦的峰,而在这频率两边则以每倍频程 6dB 的斜率下降。轰声将在第 3.3 节内详细叙述,这里先讨论几种典型飞机的噪声。

21.2.1 涡轮喷气发动机噪声

喷气飞机通过排出大量空气而产生推力。在涡轮发动机中,

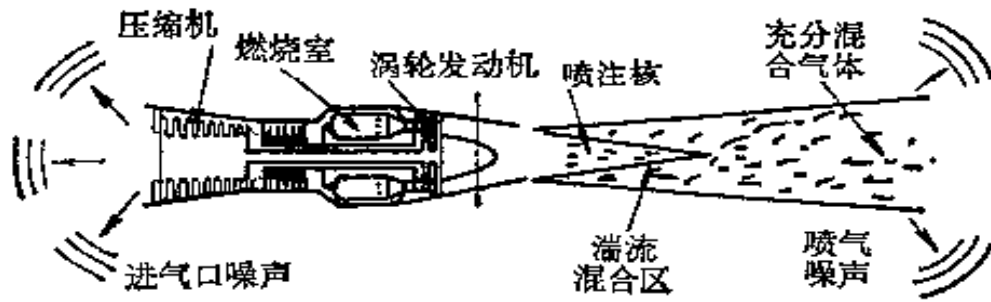


图 21.1 涡轮喷气发动机噪声源示意图

空气在轴向或离心式压缩机中被压缩，在燃烧室内加热，然后通过喷管膨胀而加速。空气涡轮机在气体膨胀过程中仅驱动压缩机，产生三类噪声：(i) 进气口噪声辐射，形成压缩机噪声和空气动力噪声，(ii) 发动机外壳振动辐射噪声，(iii) 排气噪声。排气噪声主要产生在喷管外部高速喷注和周围空气的混合区内。后一种就是所谓空气动力噪声是飞机满载工作时涡轮机的主要噪声源，其声功率远远超过其它噪声。图 21.1 示涡轮喷气机发动机噪声源的示意图。

21.2.2 涡轮风扇发动机噪声

涡轮风扇发动机与涡轮喷气发动机比较，主要有两方面差别。首先它与产生推力的风扇组成一个整体，其次涡轮风扇发动机产

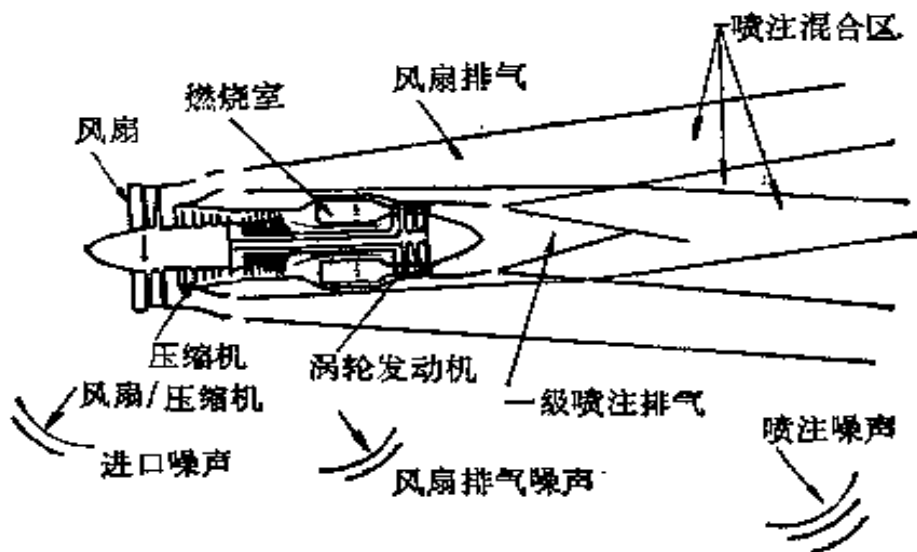


图 21.2 涡轮风扇发动机噪声源示意图

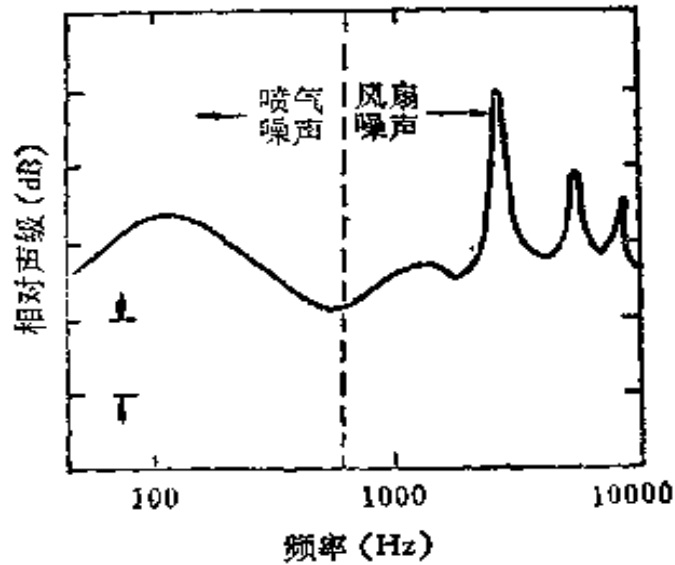


图 21.3 喷气发动机噪声：宽频带喷气噪声加风扇噪声的纯音谱频

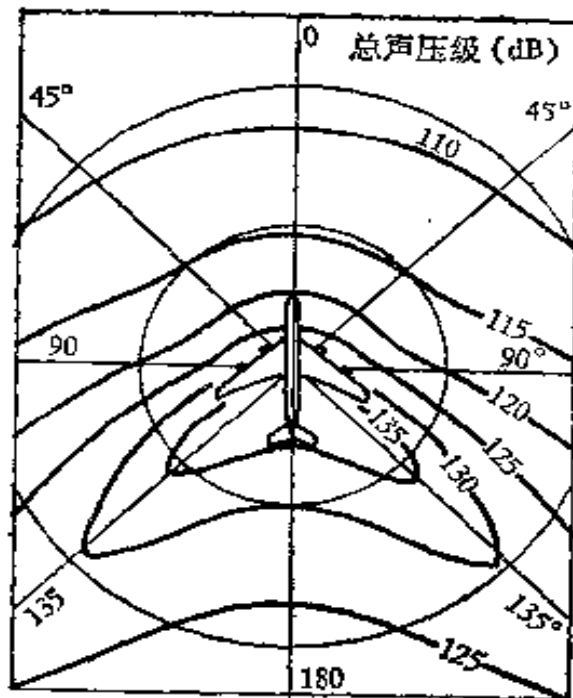


图 21.4 沿涡轮风扇发动机飞机周围在满功率起飞时地面上测得的等声压级曲线

生较低排气速度，因此在推力相同时涡轮风扇发动机的噪声比涡轮喷气发动机的噪声要低。但在飞机满负载工作时涡轮风扇发动机的主要噪声源仍然是宽频带的空气动力噪声。进一步降低涡轮风扇发动机的排气噪声是可能的，可以采取降低占总噪声中

主要的其它机器噪声,例如风扇噪声,压缩机噪声,涡轮机噪声或燃烧噪声。图 21.2 为涡轮风扇发动机噪声源示意图。图 21.3 为宽频带喷气噪声和低频风扇噪声频谱图。图 21.4 为沿涡轮风扇发动机飞机周围在满功率起飞时地面测得的等声压级曲线。

21.2.3 螺旋桨飞机噪声

螺旋桨飞机噪声不论用涡轮发动机或活塞发动机,其功率都较大。大功率涡轮式飞机通常用双发动机,而活塞发动机或者用单发动机或者用双发动机。螺旋桨飞机噪声主要包含螺旋桨噪声和发动机排气噪声。螺旋桨噪声几乎总是主要分量,对于一定推力它是叶片顶端速度的函数。地面静态试车时,典型螺旋桨噪声在转速和叶片数乘积的倍数处常有峰值。

往复式发动机的排气要比轴向式涡轮机要吵闹,但往复式发动机排气噪声可以用消声器来降低。

§ 21.3 机 场 噪 声

飞机在上空飞过时地面噪声和一般环境噪声不同,飞机飞过时发出的噪声是短时的,持续时间以十秒到数十秒。频谱从高频成分较强变为低频成分较强,飞机噪声的峰值较高,频谱较宽,影响范围较广。超声速飞机的噪声不但比亚声速飞机要高,而且产生轰声。本节主要讨论飞机飞过时机场上的噪声,即飞机飞过的噪声特性。

21.3.1 亚声速飞行时普通飞机的飞过噪声特性

飞机从人的头顶飞过时在地面产生的噪声,从原来的环境噪声级开始增高,大约在飞机飞到头顶时达到极大值,然后再下降到环境噪声级以下。飞机噪声的频谱在飞过时也是变化的,典型的情况是飞机来临时噪声主要是高频分量,飞机已经飞过后主要是低频分量。图 21.5 表示具有四台低涵道比涡轮发动机的商用

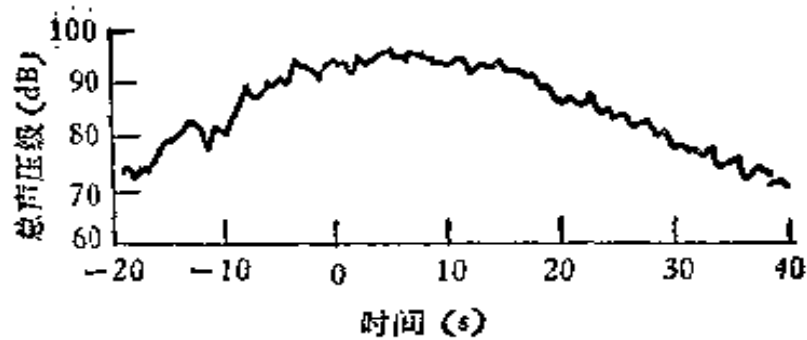


图 21.5 具有四台低涵道比喷气发动机的民航机起飞时总声压级随时间的变化

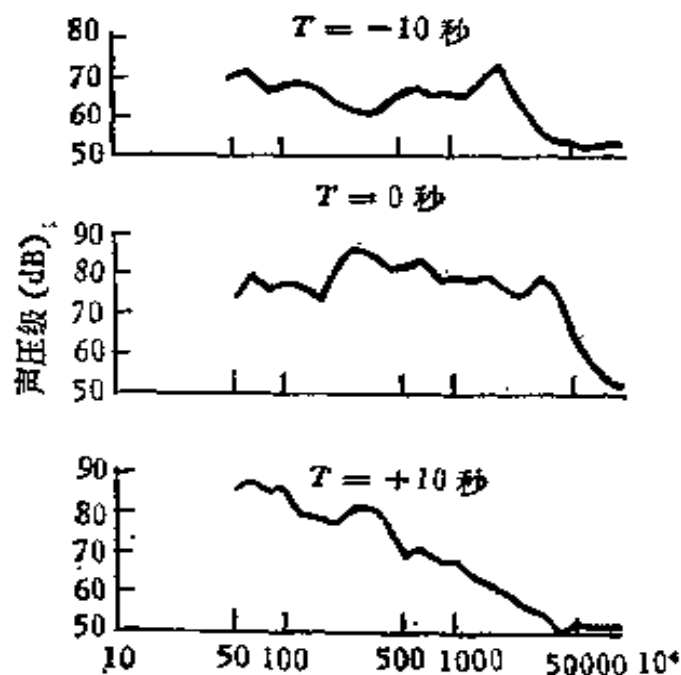


图 21.6 飞机飞过时 $T = -10, 0, +10$ 秒地面噪声的 $1/3$ 倍频程频谱

喷气飞机起飞时在 5500m 远处放开刹车飞临 350m 高度时测得的结果。它给出了总声压级随时间的变化，图中 $T = 0$ 是指飞机正在头顶的时刻。负 T 值表示飞机飞来，而正 T 值表示飞走。噪声级超过环境噪声级的时间大约为 60 秒。

图 21.6 给出飞过时的噪声特性，它表示时间为 -10 秒， 0 秒和 $+10$ 秒时飞机噪声的 $1/3$ 倍频带频谱。飞来时发动机进气口有 2000Hz 高频分量，飞机通过头顶，这分量就开始降低，而 500Hz 以下的低频分量开始增加。此外还有 3150Hz 的高频分量，这是飞机飞过的风扇排气辐射的噪声。当飞机飞过以后 ($T = +10s$)，

噪声主要是排气噪声产生的低频噪声。低频噪声逗留的时间较长,因为低频噪声的衰减较小,因此传播得比较远。

同一飞机在着陆时飞机噪声高出环境噪声的时间短于图 21.5 所示,大约仅为 30 秒,飞机着陆时噪声频谱也与图 21.6 稍不同。当飞机飞来和飞临头顶时高频成分甚至更为显著,因为这时飞机的高度较低。但低频分量较小,因为飞机的发动机功率已经降低,因此产生的喷气噪声就较少。

21.3.2 亚声速飞行时直升飞机的飞过噪声特性

直升飞机的主要噪声源是主转子系统的发动机。转子噪声还含有叶片转动的周期噪声和由于与转子非周期性空气动力相互作用引起的宽带的空气动力噪声。周期噪声是转子叶片尖端速度和叶片数量的函数,噪声随叶片速度增加而增加。直升飞机在 150m 高度,速度为 80kt (节,海里每小时)飞过头顶时声压级随时间变化示于图 21.7。图中压力脉冲表示噪声的周期特性,直到直升飞机飞临头顶,叶片噪声仍然显著。图 21.8 表示同一飞机飞过的 $T = -40, 4$, 秒时的 1/3 倍频程噪声谱。

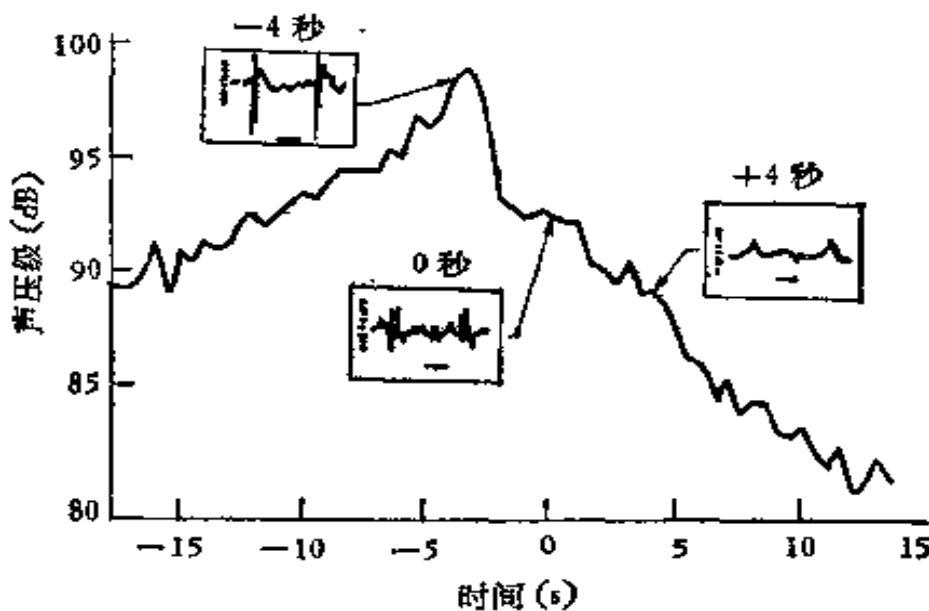


图 21.7 直升飞机飞过时的噪声特性

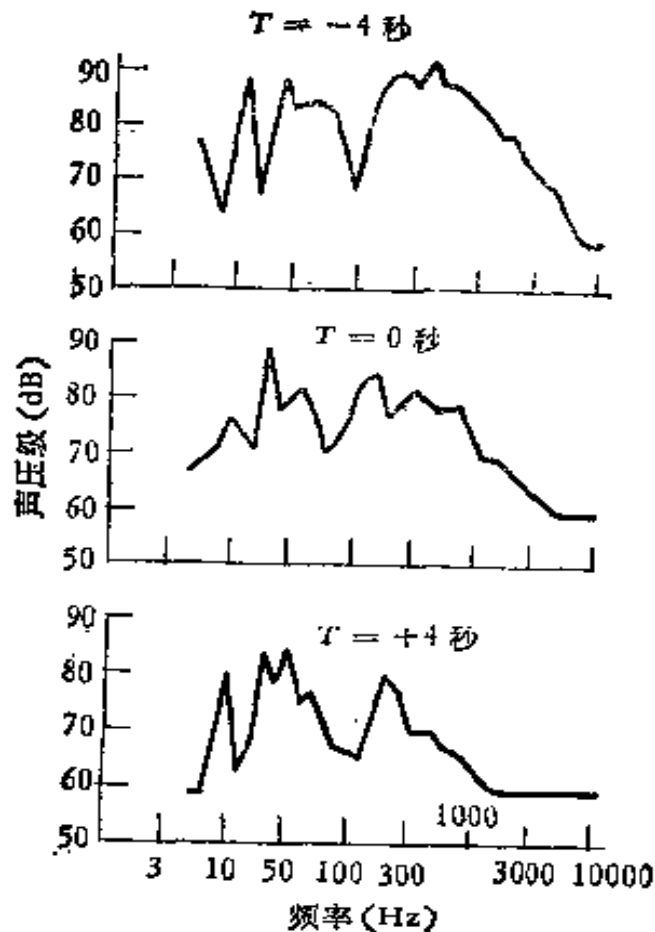
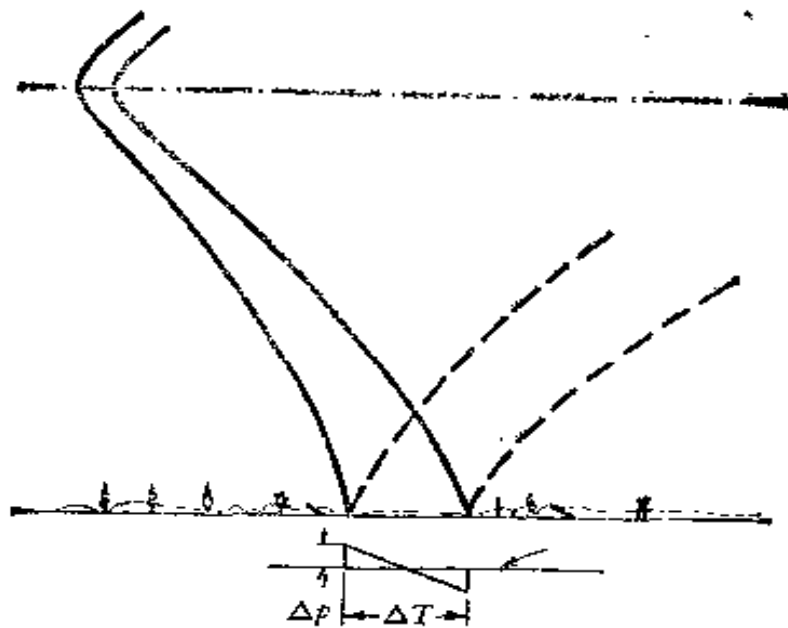


图 21.8 直升飞机飞过时在 $t = -4, 0, 4$ 秒时的
1/3 倍频程噪声谱

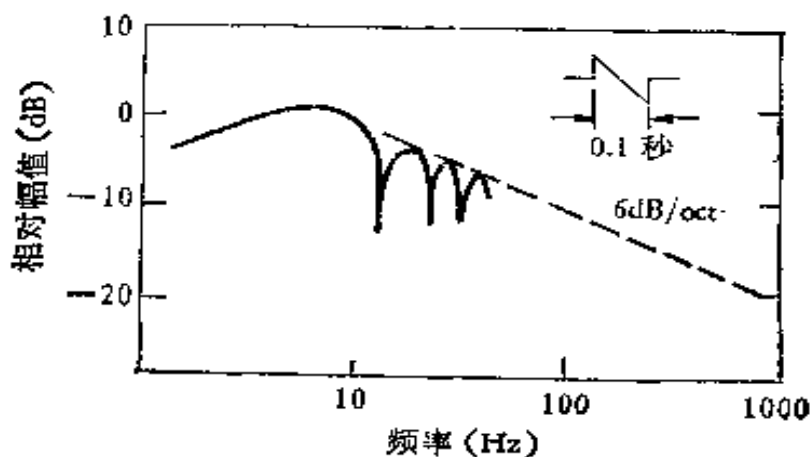
21.3.3 轰声

以超声速飞行的飞机除了由它的推进器系统产生的噪声以外还产生冲击波。飞机头部在空气中形成船首波，同时在飞机尾部被排开的空气重新汇合而形成船尾波，船首波和船尾波一起随飞机以相同的速度前进。这种波类似于舰艇在大海中航行时激起的波浪。当冲击波传到地面时，由于其波阵面薄而陡，因此地面的空气压力波的形状如拉丁文字 N ，所以也称 N 形波。图 21.9 表示超声速飞机飞行时产生冲击波传到地面的 N 形波和它的频谱。其中 ΔP 是峰压， ΔT 是延续时间。

轰声的压力扰动是一种快速压缩，缓慢膨胀，然后紧接着另一个快速压缩。环境压力中总的变化称为超压，大约是 $48-480 \text{ N/m}^2$ 。在两个快缩压缩之间的膨胀时间大约为 $0.05-0.3\text{s}$ 。轰声的



(a)



(b)

图 21.9(a) 超声速飞机飞行时产生的 N 形波，
(b) 频谱

基频决定于飞机的尺寸, 大约为 $1-10\text{Hz}$, 并且其频谱有丰富的谐频, 这些谐波的包络以每倍频程 6dB 的斜率下降。轰声的大部分能量集中于次声频。

由于轰声的压力波是突然到达的, 人们感觉到的是突然巨响。对于 N 形波的波长大于 60m 时。人们感觉上可辨别出是两个响声(船首波与船尾波), 如波长小于 60m , 则只能感到一个响声。由于轰声的突然性, 人们会受到震惊, 对人们正常生活是一种干扰。

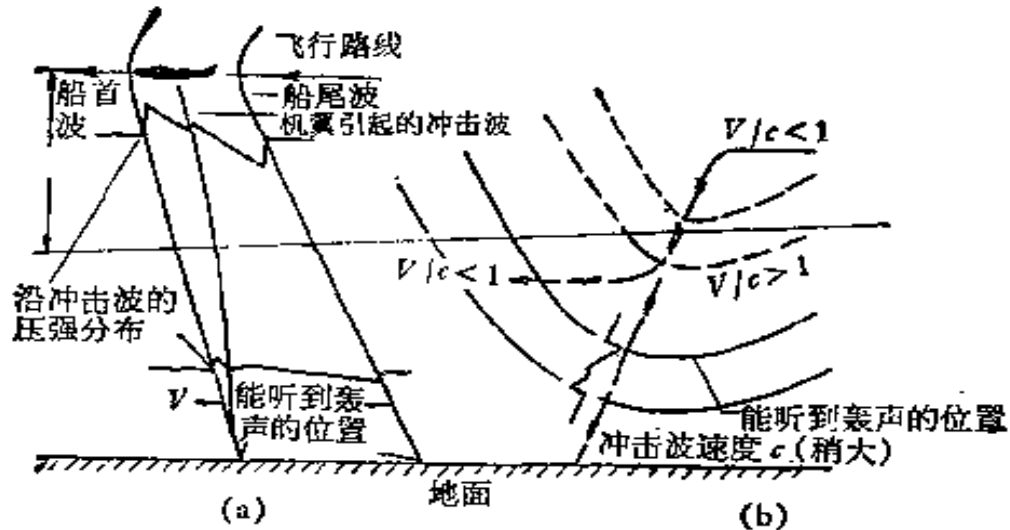


图 21.10 超声速飞机恒速飞行时 (a) 和俯冲时 (b) 产生的冲击波

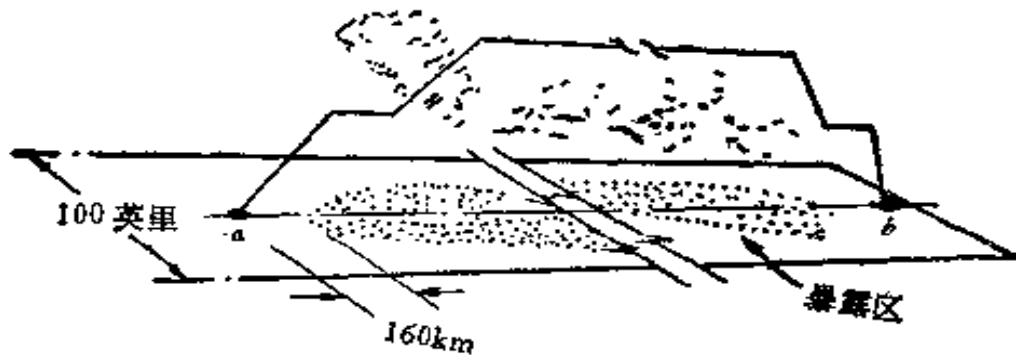


图 21.11 噪声污染示意图

轰声按其产生和传播可以分为两类。一类是飞机以恒定超声速飞过头顶时，地面所感觉到的冲击波，如图 21.10(a) 所示。第二类是飞机加速和减速飞行时，例如俯冲，产生的冲击波，如图 21.10 (b) 所示。它表示俯冲时冲击波在飞机鼻锥处分离，传向地面。若不考虑幅度的差别，地面上听到的这两类轰声是一样的。当飞机飞行速度一旦达到超声速，轰声随马赫数缓慢地增加，但随高度迅速增加。

在超声速飞机的航线下形成一个范围很广的地面轰声污染区。轰声的实际强度和轰声污染区的宽度决定于飞机的高度，飞行的马赫数，飞机的体积、长度和空气动力学设计。当飞机在跨声速范围内加速时地面产生的超压最大，通常飞机航线下的超压比航线两侧要大。大气折射和地形会影响轰声的作用。不同地形有

时会起汇聚作用,有时则发散噪声作用。

§ 21.4 航空噪声评价

声压级和它的频谱仅仅反映了飞机噪声的物理特性,为了考虑人们对航空噪声的感觉,提出了各种噪声评价参数。它们可以分成两类:一类是单个事件的烦恼评价参数,另一个是在一定时间内多个事件烦恼的评价参数,考虑了噪声发生的次数以及每天暴露时间的影响。前者包括 A 声级 (L_A , 单位 dB), D 声级 (L_D , 单位 dB), 感觉噪声级(简称为 PNL , 单位为 $PNdB$) 和有效感觉噪声级(简称为 $EPNL$, 单位为 $EPNdB$), 后者有噪声和次数指数(简称为 NNI), 复合噪声评价数(简称为 CNR), 噪声暴露预报(简称为 NEF) 和社会等效噪声级(简称为 $CNEL$)。下面简单介绍它们的定义和应用。

21.4.1 声压级和频谱

飞机噪声的声压级和它的 $1/3$ 倍频带声压级谱是描述飞机和机场噪声的基本量,各种评价参数都是从它导出的。关于声压级可参见第二章和第六章。在航空噪声中更多地使用 $1/3$ 倍频带谱来计算各种评价参数。下面只对航空噪声中常用的或专用的几个评价数作一讨论。

用 D 计权网络测得的噪声声级称为 D 声级, D 计权网络特性曲线对应于倒置的 40 响等噪度曲线。 D 声级常用于航空噪声评价,它接近于感觉噪声级。

21.4.3 感觉噪声级

感觉噪声级是飞机噪声的评价参数,单位为 $PNdB$, 计算方法和史蒂文斯响度计算方法类似,由等噪度曲线求出感觉噪度,计权相加求出总噪度再换算为感觉噪声级。总感觉噪度按下式计算。

$$N_T = N_m + 0.15 \left(\sum_1^n N_i - N_m \right). \quad (21.1)$$

式中 N_T 为总感觉噪度, N_i 为各 1/3 倍频带感觉噪度, N_m 为各 1/3 倍频带感觉噪度的最大值, n 为 1/3 倍频带数.

总感觉噪度按下式换算为感觉噪声级:

$$PNL = 40 + 33.3 \log N_T, \quad (21.2)$$

式中 PNL 为感觉噪声级, N_T 为总感觉噪度.

计算飞机噪声的感觉噪声级比较复杂, 比较了 110 种飞机噪声后发现 A 声级和 D 声级与感觉噪声级有如下的近似关系:

$$PNL = L_A + 12.4 \text{ (标准偏差 } 1.2\text{dB)},$$

或者

$$PNL = L_D + 6.6 \text{ (标准偏差 } 0.9\text{dB)}.$$

因此在实际工作中可以用声级计测量 A 声级或 D 声级以近似地求出感觉噪声级.

21.4.4 有效感觉噪声级

飞机从观察者头顶飞过, 噪声的音调是有变化的, 此外飞机噪声中纯音或窄带分量以及飞越头顶的持续时间都会影响人们对飞机噪声感觉到的烦恼程度. 因此 *ANSI* 建议用有效感觉噪声级来替代感觉噪声级, 对 PNL 进行音色和持续时间的校正以便更客观地表示人们对飞机噪声的反应. 感觉噪声级的计算非常复杂, 一般须使用电子计算机进行, 但它已为国际民航组织 (ICAO) 所采用.

21.4.5 噪声和次数指数

英国采用噪声和次数指数来评价机场噪声, 它考虑了飞机飞行次数的影响, 其计算公式如下:

$$NNI = 10 \log \left\{ \frac{1}{N} \sum_1^N 10^{PNL/10} \right\} + 15 \log N - 80. \quad (21.3)$$

式中 NNI 为噪声和次数指数, N 为指定时间 (日间或夜间) 内的飞

机架次, PNL 为感觉噪声级. 式中常数 80 为了使不感觉吵闹条件下使 $NNI = 0$ 而加的计权因子.

噪声和次数指数也可以近似地按平均峰值 A 声级来估算, 计算公式为

$$NNI \approx L_A + 15 \log N - 67. \quad (21.4)$$

21.4.6 复合噪声评价数

为了尽可能将各种因素, 例如每种飞机的噪声级, 使用机场的各种飞机的比例, 早晚飞行次数, 飞行路线, 飞行操作方式等都考虑进去用一个单一数值来评价机场附近的噪声干扰提出了复合噪声评价数, 它的定义为

$$CNR = EPNL + 10 \log (N_d + 10N_N) - 12. \quad (21.5)$$

式中 $EPNL$ 为有效感觉噪声级, N_d 为白天飞行次数, N_N 为夜间飞行次数, CNR 为复合噪声评价数.

21.4.7 噪声暴露预报

目前美国已不采用 CNR 作飞机场环境噪声评价, 而在它的基础上提出了噪声暴露预报的评价方法, 它等于

$$NEF = 10 \log \sum_i \sum_j \text{antilog} \frac{NEF_{(ij)}}{10}, \quad (21.6)$$

其中

$$NEF_{(ij)} = EPNL_{(ij)} + 10 \log \{N_{D(ij)} + 16.7N_{N(ij)}\} - 88.$$

式中常数 88 是任意规定的, 使 NEF 在 20 至 40 之间. $N_{D(ij)}$ 为白天 (7—22 时) 飞机飞行次数, $N_{N(ij)}$ 为夜间 (22—7 时) 飞机飞行次数, i 是飞机类型, j 是飞行路线. antilog 即 10 指数.

这种评价方法的计算很复杂, 一般要掌握大量各种类型飞机飞行噪声特性的数据, 并需靠计算机计算, 但由于它考虑的因素比较全面, 能更好地反映人们在实际条件下对飞机噪声的主观感觉, 故目前在美国广泛使用.

21.4.8 社会等效噪声级

美国加利福尼亚机场使用社会等效噪声级来评价飞机噪声,它按下式计算:

$$CNEL = L_A - 35 + 10 \log N. \quad (21.7)$$

式中 $CNEL$ 为社会等效噪声级, L_A 为飞机飞过的平均峰值 A 声级, N 为一天内飞行的总次数.

上式假设航空运输量 70% 在白天飞行 (12 小时内), 23% 在傍晚飞行 (在 3 小时内), 7% 在夜间飞行 (在 9 小时内). 因此更一般的表示式为

$$CNEL = L_A + 10 \log (N_d + 3N_e + 10N_n) - 38.4, \quad (21.8)$$

式中 N_d , N_e , N_n 分别为白天, 傍晚和夜间飞机飞过的次数.

这里应该指出, 对于航空噪声国际上还没有统一的评价参数和评价方法, 因此各国使用的不相同, 例如英国用噪声和次数指数, 美国用噪声暴露预报, 法国用噪声指数, 德国用平均烦恼度, 荷兰用总噪声负载等.

§ 21.5 航空噪声控制标准

为了控制飞机噪声和机场噪声, ICAO, ISO, ANSI 和 SAE 都曾公布了测量飞机噪声的标准, 对测量噪声级的校正, 噪声评价参数的计算, 噪声控制标准等, 这里简述一些现况.

21.5.1 飞机噪声标准

国际民航组织 ICAO 整理了“有关飞机噪声的国际标准及建议方式”, 作为国际民航组织第16号附件供各国实施. 亚声速飞机允许噪声标准见图 21.12. 根据飞机噪声测量结果可以了解波音 747-200、DC-10、L-1011 等大型民航机噪声均低于噪声标准. 表 21.1 给出不同重量喷气机的允许噪声标准.

国际民航组织对新型飞机的噪声标准规定可以用来验收新飞

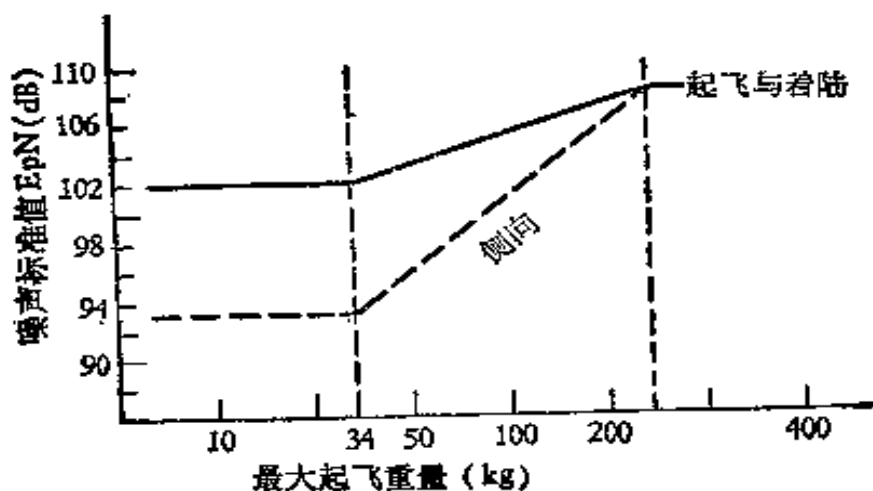


图 21.12 国际民航组织第 16 号附件规定的飞机噪声标准

表 21.1 不同重量飞机的允许噪声标准

总重量	起飞与着陆测量点噪声	侧向测量点噪声
272 吨以上	108 EPN dB	108 EPN dB
34 吨以下	102 EPN dB	93 EPN dB

注：总重量在 34 与 272 吨之间的噪声可用线性内插法求得。

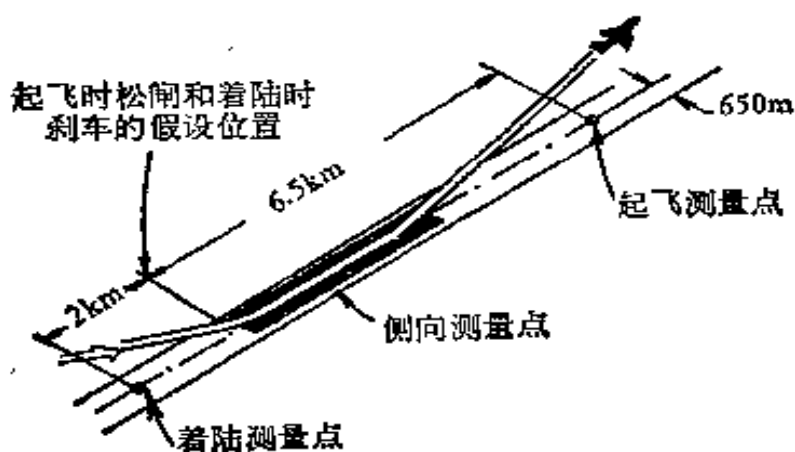


图 21.13 国际民航组织第 16 号附件规定的噪声标准测量点

机。有些国家准备对超声速飞机也采用同样的标准。飞机噪声的标准测量点见图 21.13。其中侧向测量点是在航线下，平行于跑道轴线，距跑道轴线 650m 的线上噪声最强处，起飞测量点在跑

道轴线沿飞行方向延长线上距滑行开始点前 6500m 处。着陆测量点在跑道轴线延长线上跑道上着陆点后 2000m 处。

21.5.2 机场噪声控制标准

对于机场噪声各国根据不同的要求提出了噪声控制标准。例如英国提出 $NNI = 30$ ，美国提出用 $NEF = 30$ ，美国加利福尼亚机场则规划为 $CNEL = 70$ 等，下面简单介绍一些情况。

英国伦敦机场采用 NNI 作噪声控制标准，认为 $NNI = 20-30$ 有干扰， $NNI = 40$ 感到烦恼， $NNI = 50$ 感到非常烦恼， $NNI = 60$ 令人不能容忍。

美国机场的噪声评价使用 NEF ，他们认为 $NEF < 20$ 时可以期望没有抱怨， $NEF = 20-30$ 时会干扰居民区的社会活动， $NEF = 30-40$ 时预测有强烈的抱怨，可能引起居民集体采取行动， $NEF > 40$ 时感觉上无法容忍。

美国加州机场对噪声暴露极限提出了下述规划：75 年以前为 $CNEL-80$ ，76—80 年为 $CNEL-75$ ，80—85 年为 $CNEL-70$ ，1986 年以后机场噪声降低到 $CNEL-65$ 。

21.5.3 轰声允许值

超声速飞机在飞行过程中还产生轰声，污染的范围很广，已经记录了轰声的波形并求出它的能量谱，并且用方为单位计算了它的主观感觉。实验研究表明可以容忍的轰声超压大约为 $50-100\text{N/m}^2$ 。

最近研究了轰声的烦恼程度。每天一次超压为 90.8N/m^2 的轰声大约等值于飞机飞过一次 110PNdB 的感觉噪声级，也可以等效于 $CNR-98$ 或 $NNI-30$ 。在这个基础上可以计算出每天出现 16 次轰声的烦恼程度为 $CNR-110$ 或 $NNI-48$ ，这样的数值已经是难以容忍的了。

美国在 1964 年曾提出建议，规定轰声的容许超压，在加速时为 95.7N/m^2 ，在跨声速巡航时为 71.7N/m^2 。

§21.6 飞机场噪声控制

对城市居民从环境保护角度来说,飞机噪声的干扰主要在飞机场附近,特别是起飞和着陆时的飞机噪声。一般说来,飞机在高空正常飞行时对地面的影响很小,当然超声速飞机除外,它会产生轰声污染航线下的地区。在居民区,由于飞机飞过建筑物噪声大部分来自上方,因此对飞机噪声的防护办法和一般工业噪声或交通噪声的防护办法不太一样。

降低飞机噪声的根本途径是发展低噪声飞机,例如降低飞机的喷气速度。目前国外主要研究喷气发动机,排气管道的声学处理和改变空气动力流的几何形状以降低飞机发动机的噪声,当然某些噪声控制问题只有通过国际间合作才能解决。例如为了控制飞机噪声,一些国家共同提出新型飞机噪声的检测法规和限制标准,包括飞机起飞方式,限制客机在某些区域内以超声速飞行等。

21.6.1 机场地面工作的噪声控制

机场地面工作噪声包括飞机试车噪声,控制这种噪声的目的是减少邻近居民的抱怨和保护维修组人员的听力。飞机试车噪声的影响在各个机场是不同的。

在机场附近试车可以利用噪声源的指向性并使试机车间远离生活区,工作时选择有利的气候条件,避免夜间工作等。通常由于大气衰减的变化在离机场一定距离外,噪声变化可达 20dB。

控制由于地面工作产生噪声的另一种方法是用建筑物作声屏障,如使飞机试车靠近飞机库,飞机库的掩蔽效应可达 10—25 dB。降低飞机维修噪声的更有效方法是在试车时用消声器。不论移动式还是固定式消声器都可以降低噪声级 10—25dB,下降值取决于消声器与飞机封闭的情况。

21.6.2 飞行时噪声控制

控制飞机飞行时噪声的可能性是很有限的。一旦飞机设计好并投入飞行,唯一能使飞机噪声变化的因数是飞机发动机的功率。选择一天内合适的飞行时间能有效地控制飞行时飞机噪声。这时画在地图上的等噪度线(如图 21.14)可以指出沿机场污染的密度,标出的起飞方向改变了的等压线可用来降低噪声的污染。为了减少生活区的烦扰,在夜间或早晨应避免吵闹的飞机;通常在忙碌时间内,例如上午 7:00—9:00,下午 4:00—6:30,飞机飞行引起居民的干扰最少。

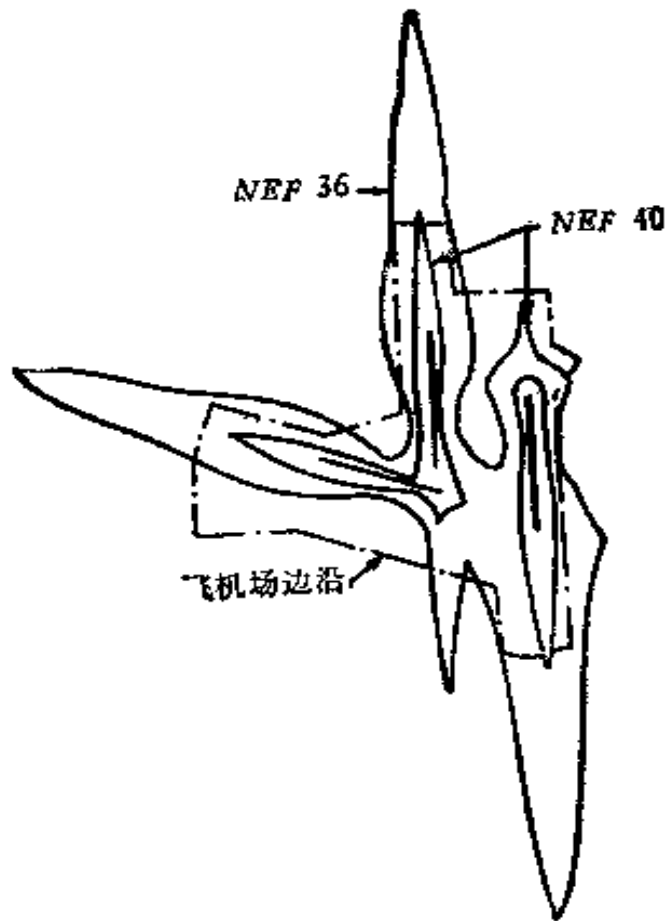


图 21.14 机场附近的等 NEF 线

21.6.3 起飞时的噪声控制

飞机起飞时噪声源主要是喷气噪声,降低它的办法是使飞机

离地后降低发动机功率，使飞机只能维持一个固定的飞行速度和最佳上升角度，一直到高度 450m 为止。这种措施可以降低飞机起飞时噪声，但有人觉得不太安全。

21.6.4 飞机降落时的噪声控制

飞机降落时，噪声主要来自涡轮机、风扇等。降低这种噪声影响范围的一个办法是改变降落步骤。通常飞机降落一般是沿着 2.5° — 3° 的斜度直线下降，这样在地面上产生干扰的范围较大，降噪方法是使飞机先沿 6° 斜度线下降，到达 200m 高度改用 3° 斜度下降。

进一步降低机场噪声的措施如下：

1. 新建机场应远离居民区或其它要求安静地区，建设机场时要规划好机场跑道的未来扩展，飞机维修和试验设施；
2. 对太靠近机场的居民住宅，要改善房屋隔声或帮助他们搬迁；
3. 规定人口稠密区的飞机噪声允许值以及评定允许噪声的条例，应该在国际范围内采用这些条例；
4. 不要干扰机场附近居民，引起他们的反感。

参 考 文 献

- [1] F. A. White, *Our Acoustic Environment*, John Wiley and Sons (1975).
- [2] ICAO: “国际标准和建议措施”航空噪声,附件 16 号, 3rd ed. (1978).

第二十二章 铁道交通噪声

陈 绎 勤

§ 22.1 引 言

铁道噪声在城市噪声中占有重要的地位。铁道噪声分为两种：内部噪声和外部噪声，火车内部噪声对于旅客和乘务员会造成不良的影响。外部噪声则对沿线和车站附近的居民形成干扰。铁道附近的建筑应与声源距离较远，使其影响不超过环境噪声。近年在降低铁道噪声方面进行了不少工作，特别是在使用焊接长轨和车辆的弹性支撑方面颇有进展，这使欧洲某些国家的铁道噪声情况比过去也大有改进。但内部噪声还未受到重视，振动也比较严重，因此，乘火车作长途旅行仍使人感到非常疲倦。

火车噪声的强弱与轨道的轨距有着一定的关系。轨距大，即车体大，机车牵引力大，所发生的噪声就比轨距小者要高。国际上铁路轨距最小者为 36 英寸（巴拿马，洪都拉斯）；最大者为 66 英寸（1668mm，印度、智利、巴基斯坦、葡萄牙、阿根廷）；较大者为 60 英寸（1524mm，苏联、捷克、芬兰）；最常见者为 $56\frac{1}{2}$ 英寸（1435 mm）标准轨距迄今有 37 个国家采用这种轨距，包括我国以及英、美、法、德、日本等国家在内。

§ 22.2 铁道噪声级及其频谱

铁道噪声主要有三：信号噪声，机车噪声和轮轨噪声。信号噪声属于“点声源”，而机车与各节车厢组成的列车则为“线声源”。

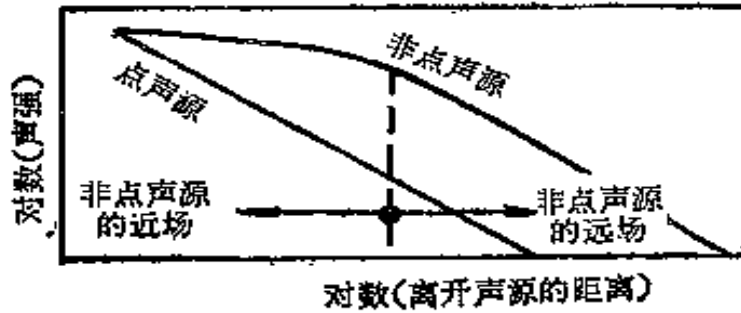


图 22.1 点声源与非点声源随距离而发生的声强变化

对点声源说来,声强与离开它的距离的平方成反比,即所谓“平方反比定律”;而对线声源来说,其声强则与离开它的垂直距离成反比。

必须注意:点声源与线声源的尺寸,实际上都是有限的。如图 22.1 所示,表明点声源与非点声源随着离开声源的距离而发生的声强变化。对非点声源说来,声强不按平方反比定律而下降的区域称为“近场”,而按平方反比定律下降者称为“远场”。在远场中,单纯的距离测量就可以确定声场,但在近场中,声强则随着声源的大小和形状而为转移。

1. 信号噪声 随汽笛所用的蒸汽压力或风笛所用的压缩空气压力的不同,信号噪声有很大的差别。以具有代表性的“建设型”和“解放型”蒸汽机车的信号为例,在距离机车的侧面 10 米处,建设型机车的汽笛 A 声级高达 132 分贝;解放型则为 128dB。这些机车都同时安装有风笛,其声级较之汽笛约低 30—40dB,其声调则较汽笛柔和得多。我国铁道部在《铁路技术管理规程》中规定:自 1972 年 2 月 1 日起,在城市及交线交会列车时,一律鸣风笛。

建设型和解放型机车在正常运行时,其锅炉蒸汽压力每平方厘米分别为 15 和 14kg,因而各该机车的汽笛噪声有强有弱(汽笛本身的构造也有关系)。风笛所用压缩空气的压力,一般是每平方厘米 9kg,但在较长时间鸣笛后,其压缩空气压力将下降 2—3kg。汽笛与风笛的使用,在经济上并无显著的区别。

实践表明,声音的衰减与其频率有关,频率为 1000Hz 以上

的声音在空气中传播时,如距离声源超过 300m,则一般应计算由于空气吸收而形成的声衰减;否则因其不甚显著,也可不予考虑。

2. 机车噪声 这种噪声的强弱,与所用的动力有密切关系。目前,我国使用的机车有电力机车,内燃机车和蒸汽机车,其中以电力机车噪声最低,司机室内的噪声级约为 82—87dB,机器间中为 98—101dB。内燃机车的噪声级相当强烈,其司机室内的噪声级约为 99—108dB,而机器间中为 116—120dB。蒸汽机车司机室内的噪声,通常约在 100dB 左右。

建设型和解放型机车的轮序都是 2-8-2,由于锅炉蒸汽压力以建设型机车较高,其牵引力也较强,重量也较大(带有煤水车时,空重达 126 吨),因而所形成的机车噪声也更为强烈。

目前,我国货运和客运列车,仍多用蒸汽机车(约占全国机车总数的 80%),一部分客运用内燃机车,而只有少数线路用电力机车——如太原至石家庄线,宝鸡至成都线,阳平关至安康线,襄樊至胡家营线等。

3. 轮轨噪声 这种噪声的强弱,与行车速度、车厢速度、每列车的车厢数目、每车厢的轮轴数目、轨道的技术状态等有密切的关系。

列车行驶时,许多车轮与钢轨同时发生作用,所产生的作用力造成车轮与钢轨的响声,构成车轮与钢轨的声辐射,结果形成轮轨噪声。这种噪声最使人厌烦的是行驶到半径很小的弯道上所发出的“尖叫声”。这种噪声可用阻尼材料或动力吸振器解决,其次为车轮滚过钢轨接头处所发出的“撞击声”。由于我国采用了焊接的长轨*,钢轨的接头大量减少,因而这种噪声已不如以前用短轨时(长度为 12.5m 和 25m 两种)那样严重了。最后车轮与钢轨接触面之间的微小不平度也会造成“隆隆声”。降低这种噪声的措施,在于养路工程中必须认真保持钢轨顶面与车轮踏面经常处于良好

* 我国采用焊接的长轨铺设无缝线路,是由 1957 年开始,到 1978 年已铺设 6500 km,这种长轨主要用于重要的干线。已有 11 个铁路局建立了焊轨厂。一般焊接的长轨长度为 1—2km,个别的每节长度达 3km 以上。

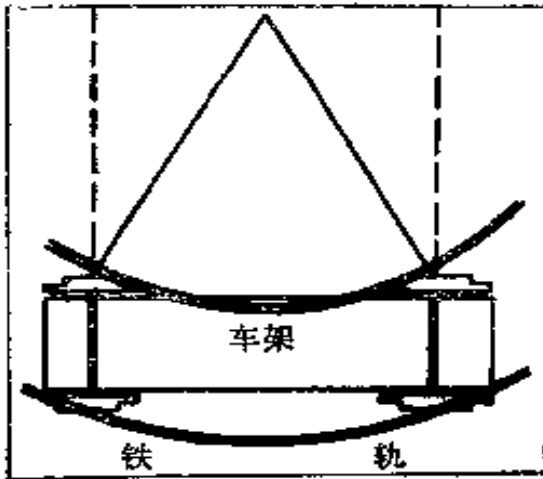


图 22.2 尖叫声的产生

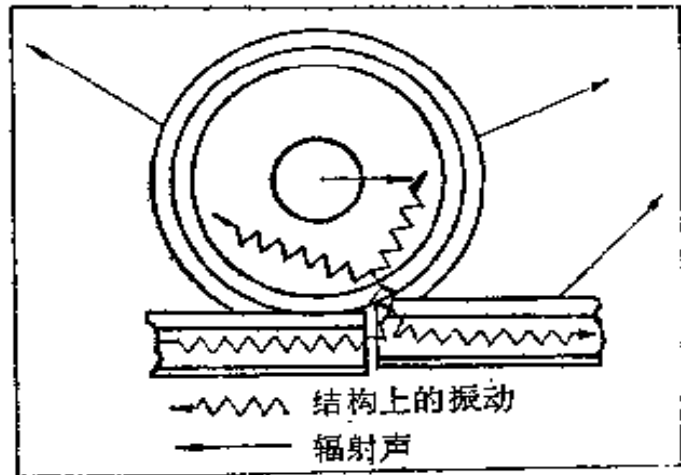


图 22.3 撞击声的产生

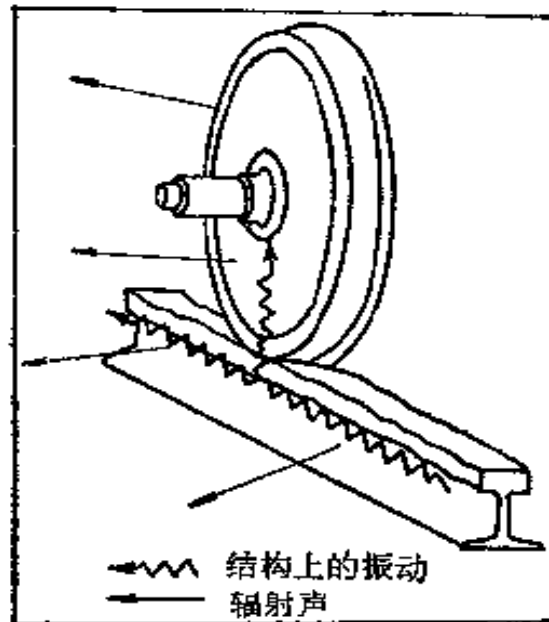


图 22.4 隆隆声的产生

的技术状态。上述这三种噪声产生的情况，如图 22.2，22.3 和 22.4 所示。

实测表明，在列车运行速度为每小时 60km 时，在距离轨道中线 5m 处，轮轨噪声为 102dB，机车噪声约 106dB*。车行速度加倍，轮轨噪声和机车噪声约各增加 6—10dB。

列车运行时的噪声谱，如图 22.5 所示。图中曲线 1 (上) 是建

* 列车高速行驶时，轮轨噪声占优势；低速行驶时，机车噪声占优势。

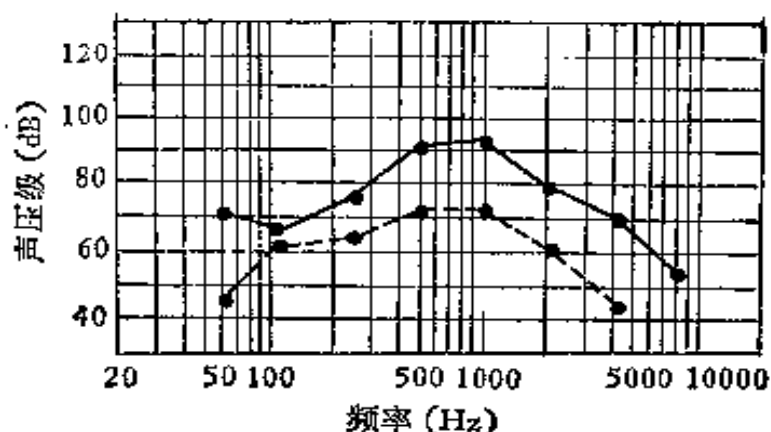


图 22.5 火车运行时的噪声谱

表 22.1 编组站的噪声源及其声级

编组站的噪声源	距离噪声源 5m 处的噪声级 (dB)
列车编组时,车厢挂钩时的撞击噪声	105
编组时的闸瓦噪声	109
蒸汽机车的风泵噪声	114
蒸汽机车的烟囱排烟噪声	118
蒸汽机车的安全阀排汽噪声	128

设型机车牵引的货运列车的噪声谱；曲线 2 (下)是解放型机车牵引的客运列车的噪声谱。可以看出,无论客运或货运列车,其最高声压级出现于 500—1000Hz 的频率范围。

列车编组站的噪声十分强烈。例如,其中蒸汽机车的排汽噪声可达 120—130dB (距离机车 5m)。编组站的主要噪声源及其声级,见表 22.1。

近年来,在英国、法国、德国和日本出现了高速客运列车,其行车的设计速度每小时高达 200—250km,因而列车噪声问题更为突出。为了适应高速,曾有一些国家利用磁力悬浮技术使列车在单轨上行驶,由于在经济上不如养护良好的普通双轨的铁路系统,故仍在试验阶段。对于高架系统的列车,国外有所发展。

由于高速列车噪声级很高,例如,日本新干线列车在车速每小时 210km 的情况下,在路堤上行驶时,距离轨道 25m 处的噪声级高达 100dB (500 Hz),因而引起沿线附近居民的强烈反应。

§ 22.3. 客车内部噪声标准

我国铁路客运列车车厢内的噪声标准正在制定。在国际上，对于汽车，飞机和船舶等交通工具的内部噪声标准讨论的较多，而关于火车车厢的内部噪声标准论述的较少，而由国家机关公布的有关这方面的技术文件更不多见。

影响铁路客车车厢内部噪声的因素很多，例如：行车速度、车厢的等级和新旧程度、车厢的围护结构尤其是门窗的隔声能力、车厢地面材料的性质、整个车厢内部的吸声能力、车厢内定员的数目、轨道的技术状态、上坡或下坡、长途车或短途车、地形状况、在地上或地下行驶、司机的驾驶技术、以及对于近期和远期的要求和国家的财力、物力与技术条件等等。因此，必须从我国实际的具体情况出发，而以国外的有关数据作为参考，来拟定我国铁路客车内部的噪声标准。

必须说明，车厢内部噪声并非愈低愈佳，因为在非包房的车厢中，需要保持足够的语言保密度，因此，其中的噪声级不宜低于 60 dB。Lotz 和 Kurzweil 提出，露天行驶于大城市之间的近代列车，其车厢内最大噪声级的标准，具有代表性的数值是 70 dB（在客车厢的中心线上，距地板面 1.2m）；并且提出，对于露天行驶于城市之间的近代列车，其车厢内部的噪声级规定为 60—70dB。

以英国二等车厢（Mark III 型）为例，在车速为 145km/h 的情况下，其中实测的总噪声级为 60dB。北美的近代车厢，车速为 129 km/h 噪声级为 70dB。德国的二等车厢，车速为 120km/h（我国目前的客运列车最高速度，也是 120km/h），噪声级为 66dB。

此外，Lipper 和 Miller 建议，以 77dB 作为使人烦恼的噪声标准，而 Dyer 和 Vallet 却建议以 50dB 作为连续噪声的容许标准（因乘客旅途乘车，易于困倦入睡）。

1973 年，Willenbrink 发表了西德慕尼黑铁道研究中心所制定的、在车速为 120km/h 的情况下，客车车厢内的噪声标准如下：

卧车车厢	60dB,
高度舒适的车厢	65dB,
普通快车车厢	70dB,

联邦德国具有包房的车厢内的噪声级,经实测为 66dB (在车速 120km/h 的情况下),略高于慕尼黑铁道研究中心所制定的标准。我国目前客运列车的最高速度为 120km/h,与上述西德实测的具有包房的车厢内噪声级相比较,我国具有包房的新式软席车厢内的噪声如果争取达到 65 分贝,作者认为是有可能的。同时,对于我国新式硬席车厢,则可放宽到 70dB。应该说明,作者所拟议的这些标准,适用于在正常状态下、露天地面上具有焊接长轨和碎石道碴路床上行驶的客车车厢。以上所谈的内部噪声都只能在关闭门窗、车厢具有良好消声通风条件、地板隔声良好、车内有适当声吸收的条件下获得,这就涉及到经济条件。列车行进时,如必须开窗,有时噪声可达 100dB 以上。

轨枕虽有木枕、钢筋混凝土枕和钢枕的区别,但 Willenbrink 等人的实测表明,这些轨枕对于车厢内噪声,并无明显的影响。

§ 22.4 车站噪声的评价标准

对于具有轨枕和碎石道碴路床的地面上的车站,当快车进站和出站时,站台上的最大允许噪声级,一般是 75—80dB。这里指新建设的车站而言。对于旧有的车站,如欲达到这个指标,虽可采取种种措施,但所费甚多,而且难以完全实现。如果列车(快车)穿过车站而不停车,则车站上的最大容许噪声级,一般是 85dB,而在列车于车站上停车时,达 68dB。

对于地铁车站,其站台上最大允许噪声级,通常为 80—85dB,美国纽约地铁车站的噪声级极高,约达 100—115dB,已接近于人耳的痛阈。

地铁车站的混响时间,如能控制在 2 秒左右,可以认为是满意的。

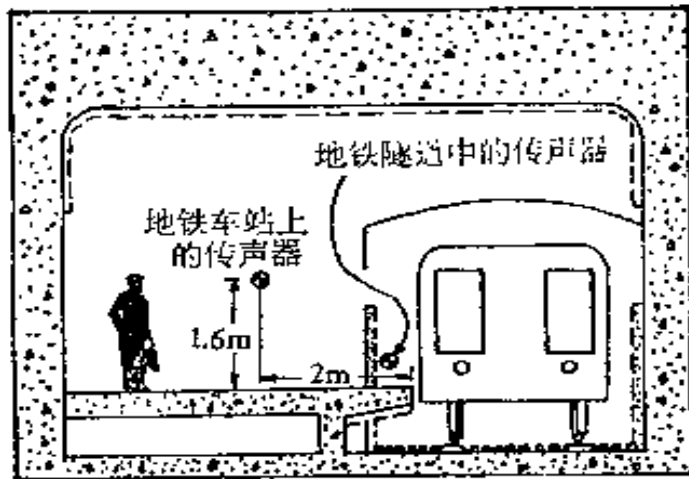


图 22.6 地下铁道内的噪声测点

在图 22.6 中，给出了在地铁车站内测量噪声时传声器的适当位置。除图中所示的位置外，也可将传声器安置在由站台边缘到站台后墙之间的一半距离处。但无论如何，均取站台长度的中点处。此外，如果使用两个传声器，则可在车站长度的两端各选定测点，进行测量。

为了测量地铁或隧道中列车下面的轮轨噪声，往往将传声器固定在车体下面、位于两条钢轨之间，并应配戴防风罩。

§ 22.5 铁路车辆的振动及其对建筑物的影响

噪声与振动是不可分的。铁路线附近居民经常感受到列车行驶时所发生的机械振动和因此而产生的低频噪声，使人感到十分烦恼。国外利用压气橡胶轮胎或气垫悬浮系统，使地面以较低的频率振动，但振动的幅度则与一般的钢轮-钢轨系统无甚区别。

影响地面振动强弱的主要因素是：车辆的类型、列车的长度，居民距离列车的远近、地质状况、支撑轨道的地上或地下结构的形式，和轨道紧固件的种类等。

对于来自列车的土地振动的评价，通常采用振动速度级，在轮轨所引起振动的频率范围内，人的感觉和所产生的低频噪声大致与振动速度级有关，振动速度级为

$$L_v = 20 \log (v/v_0),$$

v_0 为基准振动速度 10^{-9}m/s 。

列车运行时,距离轨道愈远,所感受到的土地振动愈弱。必须了解,通过某些土壤(如粘土,砂质土壤等)传送振动的过程,较之通过空气或岩石要复杂得多。对于粘土来说,其固有共振频率约为 $15-25 \text{Hz}$,而砂质土壤约 $20-40 \text{Hz}$ 。因此,通过土壤传送振动的性质,同频率存在着十分密切的关系。

由于列车运行时所带来的土壤振动,而使铁路附近居民楼内产生低频噪声,这主要和居民楼的墙壁与楼板的振动速度级成比例。

居民楼内感受振动的程度,决定于居民楼的基础类型、建筑构造形式和在楼内测量振动的位置。

对于轻质结构的房屋、或建筑在基础很浅的钢筋混凝土平板上的房屋,其振动级与土壤振动级十分接近。用砖石材料建造的房屋,其振动级将低于土壤振动级。对于重量很大的钢筋混凝土建筑物,其中建筑结构的振动级,较之来自土壤的振动级有相当大的衰减。观察表明,此种振动级的衰减量约在 $5-20 \text{dB}$ 之间,这主要根据振动的频率和建筑物的形式而定。同时,由土壤传来的振动是由房屋的基础向上垂直传递,因而在砖石结构或钢筋混凝土结构的建筑物中,每一楼层还可使振动级减少 $3-4 \text{dB}$ 。

§ 22.6 火车噪声环境质量标准和轮轨噪声的预测

1. 火车噪声环境质量标准 轮轨噪声是火车噪声的主要来源之一。如前所述,关于轮轨噪声的预测,对于规划铁路沿线附近的居民和新线的接轨十分重要。例如,英国大伦敦市议会 (Greater London Council) 选定等效声级 67dB 作为评价现有铁路沿线附近、准备发展为居住区的环境噪声标准,也就是有关火车噪声的“环境质量标准”。在日本,目前对于一般火车(包括使用内燃机车和电力机车)的沿线附近居住区有关噪声的环境质量标准,尚未制定;但

对于高速火车 (200 km/h) 沿线附近的居住区, 则已于 1975 年确定以 70dB 作为环境质量标准 [对于工业区和商业区, 则定为 75 dB].

1976 年, 日本对于噪声环境质量标准的执行, 采取了有力的措施: 在环境噪声级超过 80dB 的区域内的住宅, 规定须要迁移; 超过 70dB 的噪声区域内的学校和医院, 也规定须要迁移. 此外, 日本对于区域内的环境振动级超过 70dB 者, 其中的住宅、学校和医院都须要迁移.

有的国家认为, 对于铁路和公路交通噪声的评价标准, 原则上应该取得一致, 以示公平. 但是, 调查的结果表明, 居民对于火车噪声的忍耐性, 比对汽车噪声约可放宽 5dB. 法国居民对于汽车交通噪声的“烦恼阈”为 65dB, L_{eq} ; 而对于火车交通噪声则为 70dB, L_{eq} .

由于火车噪声与汽车噪声的性质不同, 所以对于火车交通噪声的评价指数不用 L_{10} , 而是用 L_{eq} , 英、美等国家均是如此.

2. 轮轨噪声的预测 目前, 常用的预测方法有三种:

(i) 1974 年, Peters 对英国铁路(采用焊接的长轨, 钢轨与车轮的技术状态良好)提出了轮轨噪声的 A 声级峰值预测公式, 具体如下:

$$SPL_p = SPL_G + 10 \log \frac{A}{4N} - 20 \log \frac{l_v}{20} + 25 \log \frac{A}{120} \pm 5 \text{ dB.} \quad (22.1)$$

式中 SPL_p 为预测的轮轨噪声的 A 声级峰值 (dB); SPL_G 为等效 A 声级峰值 (dB) (如图 22.7 所示); A 为每车厢的平均轮轴数; N 为车厢的总数; l_v 为车厢的长度 (m); v 为列车的速度 (km/h).

1975 年, King 曾对 Peters 的这个预测公式略加修正:

$$SPL_p = SPL_G + 10 \log \frac{A}{4N} - 20 \log \frac{l_v}{20} + k \log \frac{U_0}{U_N} \pm 5.5, \quad (22.2)$$

以列车长度为比例的离开轨道的距离

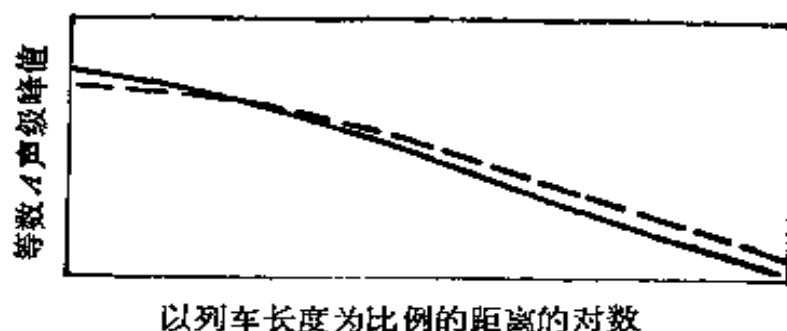


图 22.7 作为距离函数的等效 A 声级峰值[图中实线适合于固定的单声源(单极子)模型;虚线表示偶极子模型。单极子或偶极子都是指轮轨噪声源的方向性辐射图案。单极子声源是全向辐射(如球面声源),而偶极子声源的方向性辐射图案比较复杂

式中 U_0 为列车速度(km/h); U_N 为正常速度(120 km/h); k 为速度系数, SPL_G 可用下式计算:

$$SPL_G = 84.4 - 12.9(d/L), \quad (22.3)$$

d/L 值的范围如下:

$$0.032 \leq d/L \leq 2.0, \quad (22.4)$$

其中 d 为垂直于轨道的距离(m); L 为列车总长度(m)。

1975年, Walker 指出 Peters 公式忽略了地面的声吸收。1977年, King 补充了这个声吸收值为 3dB 于式 22.3 中。其他作者如 May 于 1975 年、Cato 于 1976 年, 都提出了关于预测列车噪声级峰值的公式, 但 Peters 公式对于正常的行车速度仍然适用。

(22.2) 式中的速度系数 k , 对于各国列车并无可以普遍采用的数值。例如, 日本的高速列车(200 km/h)所产生的噪声级, 二村等求得 $k = 20$; 而 Willenbrink 对于德国的许多列车(60—200 km/h), 则求得 $k = 34$; Hemsworth 对于英国城市间的列车(160km/h), 则求得 $k = 35$ 。

(ii) 1977 年, Lotz 提出只根据列车速度预测列车噪声 A 声级 (L_A) 的公式。

对于连续的焊接长轨:

$$L_A = 74 + 30 \log \left(\frac{v}{v_0} \right) \quad (22.5)$$

对于用鱼尾钣和螺栓联接的短轨:

$$L_A = 81 + 30 \log \left(\frac{v}{v_0} \right) \quad (22.6)$$

式中 v 为列车速度 (km/h); $v_0 = 60$ km/h 为参考速度。

式 (22.5) 和 (22.6) 这两个预测用的公式, 都是按照长的列车 (即列车长度大于测量距离的 3 倍) 和标准测量距离 (30 m) 来计算的, 得到的计算结果, 90% 的数据与实测结果的偏差均不超过 ± 6 dB。

由 (22.5) 式和 (22.6) 式可以看出, 列车速度加倍, 噪声级增加 9 dB。但日本的高速列车速度加倍, 噪声级只增加 6 dB。因此, 在使用上述公式时, 需要对具体情况作具体分析。

Lotz 对于隧道 (未加声学处理) 内的列车噪声 (在隧道墙面附近) 提出了下面的预测公式:

$$L_A = 102 + 30 \log \left(\frac{v}{v_0} \right) \pm 6 \quad (22.7)$$

式中 v 、 v_0 的意义同上。对于具有光平的焊接长轨和碎石道碴的路床, 可取上式的下限, 而对于用鱼尾钣和螺栓固定的短轨, 则可取上限。实测表明, 隧道内列车下面的噪声级, 比它的侧面约高 5—6 dB。

(iii) 1970 年, 美国 Serendipity 公司提出了下面的预测轮轨噪声谱的公式:

$$SPL_w = C_1 - C_2 - C_3 + C_4 + 30 \log \left(\frac{v}{v_0} \right) \quad (22.8)$$

式中 SPL_w 为每倍频带轮轨噪声的声压级 (dB) (距离轨道 15 m); C_1 为每倍频带的额定值 (dB); C_2 为不同类型钢轨连接时应有的修正值 (dB); C_3 为钢轨顶面磨光时应有的修正值 (dB); C_4 为高架钢筋混凝土结构和钢结构增加噪声辐射时应有的结构修正值 (dB); v 为列车行驶速度 (km/h); v_0 为列车参考速度 (96.5 km/h)。式

表 22.2 预测轮轨噪声公式中的各常数值(dB)

倍频带中心频率(Hz)	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
C_1	85	83	76	73	71	71	67	63	55
C_2	接头的钢轨	0	0	0	0	0	0	0	0
	焊接的长轨	8	8	8	8	8	8	8	8
C_3	正常的钢轨	0	0	0	0	0	0	0	0
	磨光的钢轨	6	6	6	6	6	6	6	6
C_4	钢筋混凝土高架结构	0	2	4	5	5	5	5	5
	钢制高架结构	0	5	10	15	20	20	15	5

中含有的各个常数,见表 22.2。

总之,关于在铁路侧面预测列车噪声的上述各公式,其准确程度不易掌握,原因是多方面的,例如:地形或地面的性质不同,测量的位置不同,车架的螺栓是否松动,特别是钢轨的新旧、顶面是否光滑或有无波纹,车轮踏面是否规则或有无磨平之处等等,都能对列车噪声(主要是轮轨噪声)予以一定的影响。

§ 22.7 火车噪声总声压级随时间变化的计算

例: 已知火车长度为 250m, 车速为每小时 200km, 测点距轨

表 22.3 倍频带声压级的实测值

倍频带中心频率 (Hz)	声 压 级 (dB)
63	84
125	79
250	85
500	82
1,000	79
2,000	75
4,000	73
8,000	70

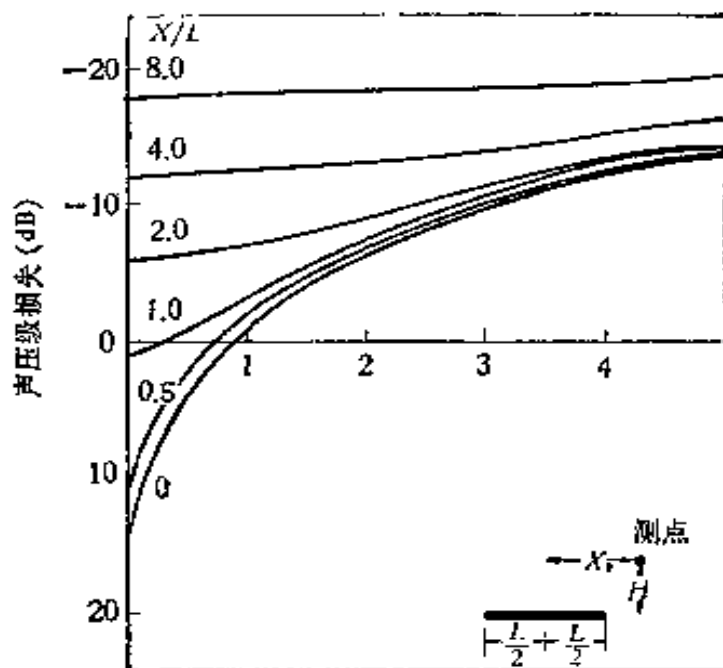


图 22.8 作为火车(线声源)车辆函数的声压级损失图

表 22.4 总声压级的计算

各有关数值	距 离 (m)					
	2000	1500	1000	500	250	0
火车行驶距离 x 所需的时间 (sec)	36	27	18	9	4.5	0
x/L	8	6	4	2	1	0
由图 22.9 查出声压级损失 (dB)	-18	-15	-12	-6	0	0
结果的总声压级 (dB)	72	75	78	84	90	90

道 50m, 所测得的倍频带声压级峰值见表 22.3。要求计算火车由测点旁边通过时总声压级随时间的变化。

解: (i) 利用第二章分贝值相加的图表, 首先求出总声压级为 89.75dB, 即约为 90dB;

(ii) 利用图 22.8, 求出火车由侧点旁边驶过时, 随时间所发生的总声压级的变化。

因为 $H = 50\text{m}$, $L = 250\text{m}$, 所以 H/L 为 $1/5 = 0.2$ 计算的结果, 如表 22.4 所示,

§ 22.8 地下铁道噪声

地下铁道噪声的高低,与行车速度、列车长度、上坡与下坡等有密切的关系,其峰值可达 95dB,而主要出现在 250—2000Hz 的频率范围。

我国由 20 世纪五十年代开始在北京建设地下铁道,截至 1981 年 2 月,共计约为 40km (北京站至西郊线为 24km,北京环城线为 16km)。在天津,也建设有试验性的地下铁道,全长 3 公里。

1970年, Bender 和 Heckl 通过实测,发表国际上最安静的地下

表 22.5 国际上噪声最小的地下铁道

地下铁道	列车速度 (km/h)	列车长度 (m)	测量距离 (m)	噪声级峰值 (dB)
(联邦德国)柏林	46	70	19.7	70
	46.5	70	16.7	73
	43.5	30.4	6.7	66
(联邦德国)汉堡	54.8	73	6.1	94
(联邦德国)慕尼黑	61	34	19.7	78
	80.5	34	19.7	32
	61	34	2.42	90
	80.5	34	2.42	95
(英国)伦敦	48.5	122	22	69
	78.0	122	7.3	84
	92.0	122	7.3	86
(法国)巴黎	42	65.2	6.4	87(下坡)
	42	65.2	3.3	91(上坡)
(瑞典)斯德哥尔摩	63	65.2	6.6	89
	63	65.2	6.7	74
	61	65.2	13.4	81
	61	65.2	10.3	85

铁道,如表 22.5 所示。

国际上现有47个城市设有地下铁道,建设地下铁道最早的是英国(伦敦)。德国在柏林兴建地下铁道也比较早(1902年),其隧道尺寸为 $6.23 \times 3.3\text{m}$ (旧隧道)和 $6.9 \times 3.6\text{m}$ (新隧道),全部都用焊接的长轨。美国纽约的地下铁道于1906年开始兴建,其线路最多,其车站也最多,其中部分线路分为三层:客运量最多的是苏联莫斯科的地下铁道,每日乘客达400万人次以上。

由表 22.5 可以看出,国际地下铁道中行车速度最高者为每小时 92km (英国),最低者为 42km (法国)。

有人测量地下铁道噪声表明,车身下部噪声比由车体辐射的噪声更为重要。而且有的地下铁道具有如下的特点:其声压级峰值 (87 dB) 除出现于 $250\text{—}500\text{Hz}$ 的频段外,而且在 $4000\text{—}8000\text{ Hz}$ 又出现一个声压级峰值 (86 dB),测点的传声器距离轨道均为 1.52m ,高度均为 0.46m 。

关于地下铁道的降噪问题,除可参照地上铁道的经验予以处理外,对于地铁隧道内的侧墙和顶部,如果采用 25mm 厚的穿孔石棉毡板作为吸声饰面,可使车厢(开窗)内的噪声降低 5dB ——对于降噪的效果说来,这是明显的改善。例如,英国地下铁道自1939年后普遍采用这种吸声措施,其吸声系数在中、高频可达 0.6 左右。Lotz 指出,在未经吸声处理地铁车站中,其轨道如有道碴(具

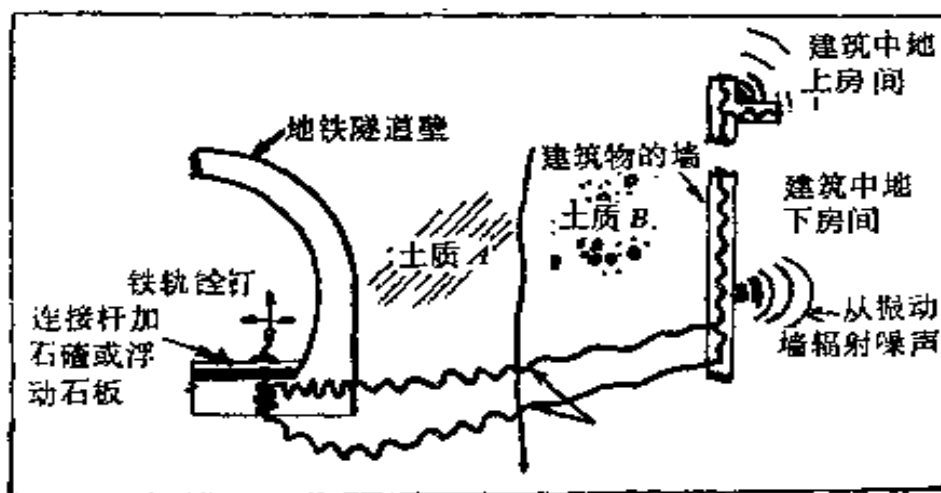


图 22.9 地铁传送振动和噪声到建筑物的示意图

有吸声作用), 可以比轨道无道碴的同样车站降低噪声 5—15 dB, 地铁站台顶部加以吸声处理, 能比不加吸声处理的站台减少噪声 5—10 dB.

地铁的振动和噪声, 能通过地下土壤传送到地铁附近的建筑物, 其传播路径如图 22.9 所示. 但是, 由于地下土壤的湿度、成份、弹性等影响振动和噪声(结构声——可听频率范围内的固体振动声)的参数甚多, 因此直到今日, 还难以求得这种结构声通过土壤进行传播的确切数据.

§ 22.9 降低铁道噪声与振动的技术措施

近年来, 关于铁道噪声与振动的控制, 在技术上有新的发展. 这主要是从声源降噪、隔振、阻尼、增加质量、隔声、吸声、使噪声辐射面达于最小等方面加以研究, 并采取相应的措施, 即可收到一定的效果. 现将具体的技术措施说明如下:

(一) 降低轮轨噪声的措施

1. 利用焊接的长钢轨代替普通的短钢轨, 以减少轨道上钢轨的接缝, 从而降低轮轨噪声. 应该指出, 这是减弱轮轨噪声的重要措施. 我国铁道主要线路, 已自 1957 年开始采用焊接的长钢轨, 每节长度一般为 1—2km (我国生产的普通钢轨(短钢轨)有 12.5m 和 25m 两种)采取这种措施, 可使轮轨噪声降低平均约为 7dB 左右.

2. 选用重轨代替轻轨, 由于质量增加, 也可减低轮轨噪声. 国产钢轨的质量, 每米长为 44.653kg (P43 型)、51.514 (P50 型) 和 60.350kg (P 60 型)三种.

3. 磨平钢轨顶部由于车辆制动等原因所造成的波浪形表面, 可以降低轮轨噪声平均约为 10 分贝左右. 因此, 这项措施应该力求其实现.

4. 车厢下部的两侧加用活动的裙板(即车裙), 遮盖一半车轮或多半车轮, 能降低噪声 1—2dB. 这种裙板应用金属板制做, 并

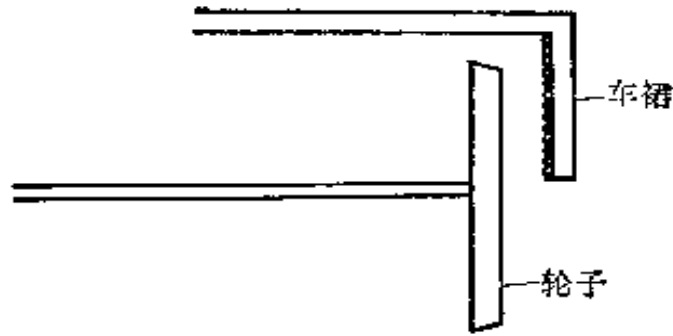


图 22.10 车厢下部的裙板(即车裙)

应涂以厚重的防锈漆，其内侧可用吸声材料加衬，如图 22.10 所示。

5. 适当加厚路床上的道碴层(如 70mm 以上)，能减轻列车振动，从而降低噪声。道碴材料应该选用碎石，而不宜采用砾石或黄沙代替，因为后两种材料的弹性和吸声能力远不如前者。

6. 注意维护轨道的技术状态务必经常保持良好，因为这与轮轨噪声的关系十分密切。Lotz 给出实测的数据如下：

(i) 钢轨顶部表面呈波浪形，比无波浪形的光平表面，约增加轮轨噪声 5—15dB；

(ii) 车轮踏面有磨平处，比正常圆弧形的踏面，约增加轮轨噪声 7—15dB；

(iii) 车轮踏面粗糙，比完全光滑的踏面，约增加轮轨噪声 3—6dB；

(iv) 钢轨接头有缝隙，比无缝隙的焊接长轨，约增加轮轨噪声 4—10dB；

(v) 钢轨焊接处粗糙，比焊接光平者，约增加轮轨噪声 3—6dB；

(vi) 轨道上有道叉(转辙器)，比无道叉者，约增加轮轨噪声 3—6dB；

(vii) 具有粘弹性材料阻尼处理的车轮、或具有开口环阻尼处理的车轮，比普通车轮，平均减少轮轨噪声 1dB。

(二) 隔振与阻尼的措施

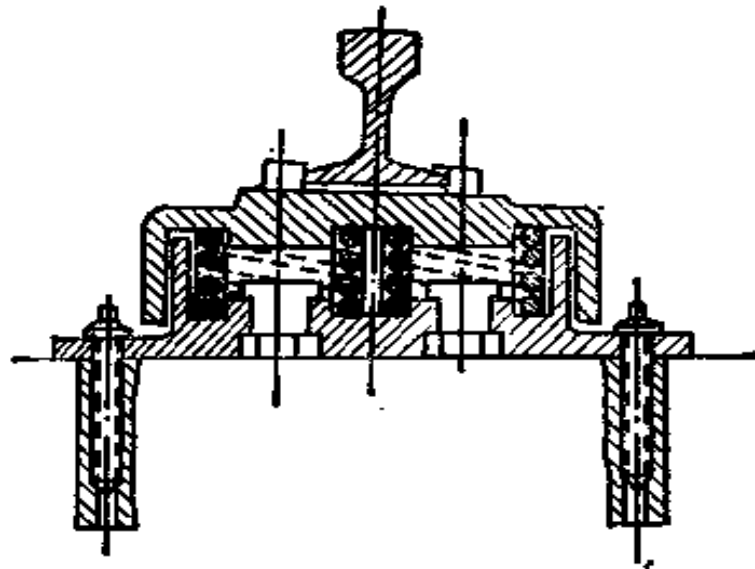


图 22.11 新型轨道弹簧隔振器

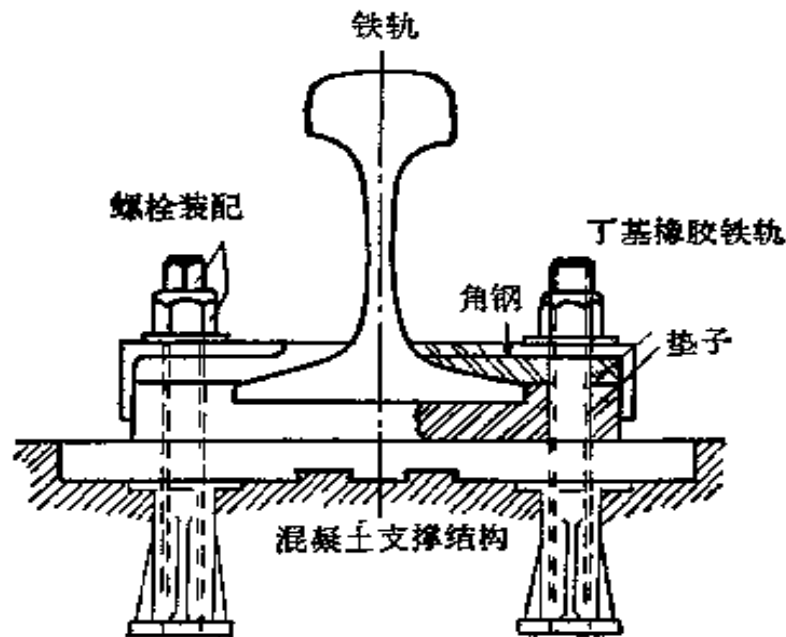


图 22.12 利用橡胶垫的隔振装置

1. 采用新技术轨道隔振器将钢轨安置在弹簧隔振器上，这对减弱轨道振动以降低噪声具有良好的效果。如弹簧的压缩量超过 5mm，即应改用预应力弹簧隔振器。这种新型轨道隔振器，如图 22.11 所示。此外，还可利用橡胶垫放在钢筋混凝土轨枕上，用以隔振，见图 22.12。

2. 改进客车与货车的车架装配，或在车轮的轮缘内嵌入橡胶块以阻尼，也可在轮幅上粘贴粘弹性材料作为阻尼环，见图 22.13。

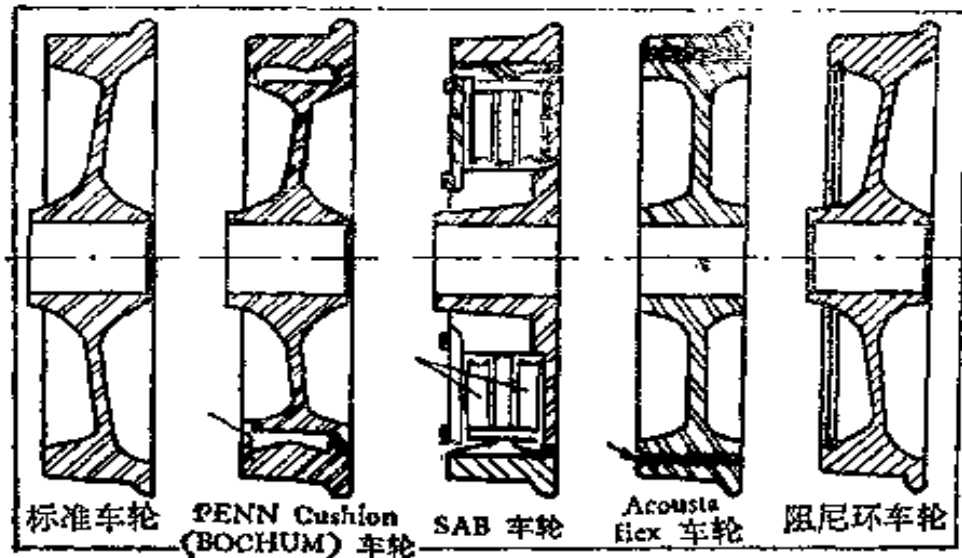


图 22.13 各种阻尼的“声学论”

这种“声学轮”多半用于降低地下铁道内的噪声。

3. 铺设橡胶毯 (3cm 厚) 于道碴之下, 可使高架铁道下面的噪声降低 7—8dB。

4. 对于地下铁道, 可用预制的钢筋混凝土底盘铺放在橡胶块上, 而在底盘上铺放道碴, 然后铺轨。英国曾将这种措施用于相距 2km 长的地铁两个车站之间的线路上, 以便降低噪声和振动。这种底盘的尺寸为 $6.8 \times 3.3\text{m}$ (长 \times 宽), 重 20kg。这些底盘并非密接铺设, 而是在底盘之间保留有 800mm 的间隙, 以便在现场施工时浇入混凝土。轨道每延长 183m 留有伸缩缝 7.6mm。每条轨道分别由各自下面的底盘承载; 沿着轨距的方向, 底盘之间的距离保留有 25mm 的间隙。每个底盘是坐在承载用的、交错布置的 5 个橡胶块上, 橡胶块的平面尺寸为 $622 \times 241\text{mm}$ 。

5. 为了减轻由土地传到建筑物的振动, 近年来国外采用新技术, 利用天然橡胶垫来代替一小段建筑物中的支柱。这种措施对于建筑物的隔振是可行的, 而且可以多年稳定不变。也可以利用这种措施于建筑物一部分的隔振, 实例有医院中的手术室和近海采油钻井台上的宿舍。此外, 国外也比较普遍利用弹簧于建筑物的主要支柱中, 减弱由土地传来的振动。

6. 利用浮筑板块 (floating slabs) 控制振动。这种措施已用于

美国华盛顿市的地铁,实测表明,在 22—700Hz 的频率范围内,能减少振动 8—15dB (在地面标高);而对于地铁结构物的测量表明,在此频率范围减少振动 15—20dB.

(三) 隔声的措施

1. 利用障壁(即声屏障,见第三章)降低列车噪声 这是一种很有效果、值得推广的降噪措施.障壁应用砖、石、混凝土等厚重材料修筑,或用双层轻质结构而中间填充砂砾等物,以增加其质量.障壁的长度必须超过列车的长度,其高度应视噪声源(如机车上的汽笛或风笛)的高度而定.障壁的位置,应靠近轨道.实践表明,障壁的降噪效果,并不与其高度成正比例.

2. 利用矮栏墙降低高架铁道噪声 美国海湾区快车线的高架轨道,已采取这种措施来控制列车的轮机噪声.这种栏墙的高度只有 1.20m,宽度为 127mm,是用木架制做,其中有 102mm 厚的填充物.

3. 利用绿化带降低列车噪声 在铁路线与居民区之间种植浓密的树林,其降噪效果视所植树种、株距、深厚程度和有无稠密灌木丛相配合而定,树林厚度超过 50m,才有可觉察的效果.

(四) 其它措施

1. 在需要安静的地段减小行车速度,以达到降噪的目的.

2. 为了从根本上解决在弯道部分产生的尖叫声,应该加大弯道的半径.经验表明,在雨天行车时,半径小的弯道上即不再发生尖叫声.因此,也可以利用撒水于弯道的钢轨上的办法,以消除车轮与钢轨挤压时所产生的尖叫声.

3. 列车行驶于钢桥上时,噪声级相当高,而钢板桥梁的噪声又高于钢桁架桥,原因是前者的噪声辐射面积大于后者,在钢桥上如果有两股轨道,应该使其在桥的中间隔开,以便使一列火车在桥上行驶时,只有半个桥梁成为噪声源.解决桥梁噪声的较好办法,是尽量采用钢筋混凝土拱桥代替钢梁桥或钢桁架桥,原因是钢筋混凝土拱桥铺有道碴,有助于阻尼和吸声.

4. 适当规定居住区与铁路线之间的距离.例如,在城市区域,

应不小于 100m, 在村镇区域为 50m, 由于列车编组站和内燃机车变阻器试验站的噪声特别强烈, 因而距离应不小于 300—400m。

参 考 文 献

- [1] Hothersall, D. C. and Salter, R. T., Transport and Savironment, Crosby Lockwood staples, London (1977).
- [2] 《英国南安普敦大学拉吉教授访华报告集》, 中国科学院声学研究所 (1982).
- [3] 陈绎勤, 《关于减低火车噪声的研究》, 第一届全国声学学术会议论文摘要集 (1964).
- [4] 陈绎勤, 《铁道交通噪声》, 中国大百科全书《环境科学》 (1983).

第二十三章 船舶噪声

陶 筠 纯

§ 23.1 引 言

23.1.1 船舶噪声和振动控制的重要性

由于在船舶上及其周围的水中有着多种振动源，故各类船舶通常都存在噪声和振动问题。 这些问题如果得不到适当的解决，往往会造成相当严重的后果。 首先，当激起船体某种振动方式的结构共振时，船体某些部分的振动幅度可达数厘米，长期下去会引起铆钉松动，结构损坏。 即便是局部结构的共振也会带来严重问题，持续的振动和噪声会让乘客不舒适，使船员感到烦恼和疲劳。 此外，还会影响船上的设备和仪表的正常工作，降低使用精度，缩短使用寿命。 对于军用船只，振动和噪声问题的危害就更加严重了。 军舰、潜艇的振动和噪声将大大限制声呐、雷达并导致它们向水中辐射的噪声级增加，从而暴露目标而招致敌方攻击。 因此，近数十年来世界上许多国家的造船和用船部门投入了大量人力物力从事船舶噪声和振动的控制工作，并已取得一些明显的效果。

23.1.2 船舶噪声和振动控制的一般考虑

船舶振动大体上可以分成船体共振和局部振动两类^[1]。 船舶作为一个整体，是一种箱形结构的弹性桁材，从船首到船尾，其重量和结构材料的横剖惯性矩都具有不规则变化的非均匀分布。 船体不仅在垂直平面内，而且在水平平面内以及纵向扭转轴方向均会发生各种不同方式的共振，这些振动方式的固有频率各不相同。 如果船舶受到的周期激振力的频率与船体的这些固有频率的任何

一个相接近,那就会引起相当严重的振动。这种船体共振通常不只是带来某种不舒适感觉,而且会损坏船舶结构,因此这是一个致命问题。一般应由造船部门在船舶设计阶段,通过船体结构的设计、机器和营运转速的选择以及选定合适的螺旋桨叶片数等措施加以解决,使低频激振力的频率远离船体的固有频率。如果将此类问题留给用船部门和噪声治理单位去解决,往往事倍功半而不易取得满意的效果。关于这方面的内容,是造船工作者的专门课题,我们在此不作详细介绍。

除了船体共振外,船舶的许多其它部分,如船桥、舱室等都有自己的固有频率,也可由某种周期激振力而激发起振动来。这些振动一般叫“局部”振动。由于船舶结构的复杂性和各部分几何形状的不规则,在设计阶段是不可能计算出所有的这种“局部”固有频率的,因此对于局部振动一般采用实船治理的方法去解决。当发生这类振动时,根据实际情况,采取具有针对性的局部防振措施。在本章中,我们要讨论的,主要就是这方面的内容。

在船上,有一些噪声源的辐射表面暴露于空气或水中,直接向空气或水中辐射声波。而也有许多噪声源并不直接与空气或水相接触,这种源所产生的振动,是经过结构传到辐射表面去的,引起“结构噪声”的问题。在碰到具体的噪声问题时,首先要分析这种噪声是属于上述两种类型中的哪一种,然后才能在此基础上找到有效的控制方法^[1]。

§ 23.2 船舶噪声和振动源

船舶噪声和振动主要来源于以下几个方面:(1)发动机(2)传动系统(3)螺旋桨(4)锅炉(5)采暖、通风及空调设备(6)货物装卸设备(7)乘客及船员的活动。

23.2.1 发动机

船舶发动机具有各种类型,它们的噪声和振动问题也有不同

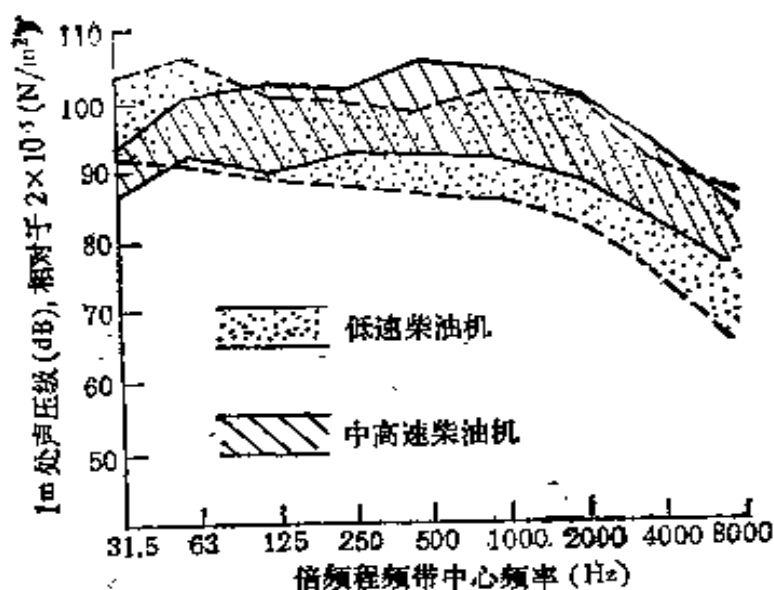


图 23.1 距以正常速度和功率运行的船用柴油机 1m 处的噪声级

的特点。

1. 柴油机 柴油机产生很大的空气噪声。在正常的运行速度和负载下，大多数柴油机产生的噪声级，在离发动机罩 1 米处为 95—105dB (见图 23.1)。船用柴油机的空气噪声级与其功率、转速、汽缸数、每个工作循环的冲程数、活塞直径等因素有关。根据 D. Ross^[3]收集的经验公式(噪声级数据在离柴油机 0.5m 处测得)，柴油机空气噪声级 L_p 与功率及转速的关系为

$$L_p = 86 + 10 \log \left(HP \frac{SPC}{2} \right) + 18 \log \frac{N}{1000}. \quad (23.1)$$

式中 HP 为柴油机马力数， SPC 为每个工作循环的冲程数， N 为转速 (rpm)。与柴油机气缸参数关系的经验公式为

$$L_p = 91 + 10 \log j + 28 \log nD. \quad (23.2)$$

式中 j 为柴油机气缸数， D 为活塞直径 (m)， n 为转速 (rpm)。

从这两个经验公式都能看出，中、高速柴油机噪声级比低速柴油机大。

除了从柴油机机结构向外辐射外，从进气系统、排气系统和其它辅助机械也有噪声辐射出来。发动机罩所辐射的噪声是宽带的，在一定程度上与汽缸排列方式(排成一字形还是 V 字形)有关。自

然进气式柴油机的进气噪声由基频为点火频率的谐波系列组成。对涡轮增压式柴油机,进气噪声的主要来源是涡轮增压装置,它产生基频为涡轮叶片通过频率的谐波系列。

柴油机还有结构噪声问题。大型低速柴油机一般都整体地与船体结构建造在一起,因此柴油机结构的稳定性在很大程度上依赖于船体结构的稳定性。过去设计的中速柴油机与船体结构之间大多采用刚性连接,可是现在越来越多的这种柴油机采用了弹性安装方法。一般的小型高速柴油机在结构上是独立的,进行弹性安装比较方便。

2. 汽轮机 汽轮机一般产生位于透平叶片通过频率及其谐频窄带噪声。在大型船舶上作为推进装置的汽轮机一般不会引起什么大的噪声问题。问题往往出在它们的传动齿轮上。用于驱动辅机,譬如发电机的汽轮机所产生的噪声往往反而比主推进汽轮机的噪声大得多。无论什么时候,只要用到蒸汽,气流噪声往往成为主要的噪声源。蒸汽控制阀门的噪声经常很大;哪怕是很小的漏气也是非常严重的噪声源。

3. 燃气轮机 在船上用作主推进动力的燃气轮机一般是密闭得很好的,通常不是主要噪声源。但它们的排气、进气以及与此有关的管道则可能产生较高的噪声级。在排气口和进气口应安装消声器,这种消声器不宜笨重,也不能太贵,同时还应保证足够的消声效果。

23.2.2 传动装置

在船用传动装置中,问题最大的是齿轮。传动齿轮既产生空气噪声也产生结构噪声。后者的影响往往更大一些。齿轮噪声的两个主要原因是齿的撞击和啮合误差。齿轮噪声由以轮齿的接触频率为基频的谐波系列组成。许多船用齿轮箱的箱壁比较薄,以致振动严重而成为噪声辐射源。

解决齿轮噪声的两条主要途径是: 1. 采用加工精度较高的齿轮; 2. 加厚齿轮箱壁和采取封闭措施。

23.2.3 螺旋桨

船舶螺旋桨在船体后部会产生很高的噪声级，某些情况下甚至会产生一种类似机关枪的声音。螺旋桨激起的船体振动有时也是相当可观的。

螺旋桨的激励有三个主要源^[14]。1. 螺旋桨转动时，在其附近的水中产生一交变的压力场。对水中任一点，每当各个叶片从该点附近经过时，都产生压力变化，故压力变化的频率就等于螺旋桨叶片数与它每秒钟转数的乘积，即所谓叶片频率。在此区域内的任何结构，如舵、船体后部外壳，亦将经受按叶片频率变化的压力，从而引起振动。2. 螺旋桨是在船尾周向不均匀的流场中工作的，这将引起螺旋桨产生推力和扭矩的周期性变化（通常具有轴频周期），这些周期力也会通过船尾轴和轴承传给船体，或经水直接传给船体外壳。3. 螺旋桨叶片在水中高速旋转，会造成局部负压区，将水“撕裂”而产生空化噪声。

螺旋桨噪声除在叶片频率和轴频及其谐频上有明显的单频分量之外，其频带是很宽的。

23.2.4 锅炉

锅炉噪声主要在燃烧室附近很明显，当燃烧室为自然通风式时尤为如此。它是空气卷入火焰以及可燃物质的小团随机地爆裂所引起的。在人工通风的燃烧室中，通风机经常是主要的噪声源。锅炉结构的振动，特别是不隔声的锅炉前挡板可能产生很大的噪声。

23.2.5 采暖、通风和空调设备

采暖、通风和空调设备的噪声主要来源于风机，但也可能由风或其它流体在管道或末端设备中的高速流动所引起。另外的原因是这些部件设计得不好。冰箱压缩机在其附近可能产生很高的噪声级。一些冷却水泵有时也是重要的噪声源。

在一定条件下，通风管道可能成为把噪声从船的一部分传到另一部分的有效传播通道。

23.2.6 货物装卸设备

在货船上，货物装卸噪声可能来源于用来装卸液态货物的泵、起重机和卷扬机。在象挖泥船这样的专用船舶上，多斗式挖泥机等特殊用途的机械则往往成为主要噪声源。

§ 23.3 噪声传播途径及噪声控制方法

23.3.1 柴油机

1. 空气噪声 发动机舱产生的空气噪声通过舱壁传到邻近的舱室空间。解决办法有

- (i) 保证舱壁有足够的隔声量。
- (ii) 把杂用室譬如洗衣房、储藏室安排在发动机舱周围。
- (iii) 把居住舱室安排得远离机舱。
- (iv) 在机舱的上下甲板及四周敷上吸声材料。

2. 结构噪声 机器噪声通过结构传出来。相应措施为

(i) 如果可能的话，把柴油机安装在隔振支撑上。不过这时要对传动轴采取特殊的措施。要允许发动机和船体结构之间有相对运动；所有连到发动机上的管道（送燃料、润滑油、冷却剂及排气用的）都要求柔性连接，甚至受到内部压力时它们也保持柔性。

(ii) 在船体结构的适当位置采用阻尼。

(iii) 把居住舱室装在隔振支撑上。这种方法往往非常有效，而且如果这样作了，就不必把发动机装在隔振支撑上了，上面 (i) 中的传动问题，管道连接问题自然不再成为问题。现在已有不少船舶采用了隔振居住舱室结构的设计。

(iv) 把居住舱室的结构同机舱结构分隔开来。这对于中、高频的噪声是很有用的，但在使用低速柴油机的船上，对很低的螺旋桨叶片频率及发动机点火频率的噪声作用并不大。

23.3.2 螺旋桨

1. 保证螺旋桨与船及发动机的性能相匹配。
2. 保证流向螺旋桨的水流尽可能均匀。由加强筋或船体结构的某些部分引起对水流的阻碍往往会增强叶片频率的噪声。
3. 保证由于船的运动而被卷入水中的空气不进入螺旋桨区域。
4. 使螺旋桨叶尖离船体尽量远。
5. 在螺旋桨附近的船壳上增加质量、刚度和阻尼。
6. 采用全导管螺旋桨，用导管将螺旋桨与船体隔离，以防止螺旋桨尾流直接冲击船体。
7. 在螺旋桨区域的船壳上或螺旋桨导管的内壁敷以弹性材料。
8. 避免在螺旋桨上方安排居住舱室。

23.3.3 采暖、通风和空调设备

在船上，这些设备的噪声问题并没有特殊性，和陆地上的差不多。为控制噪声所需的测量也是类似的。降噪措施有：

1. 按需要选用合适的通风机。如果需要的变化范围很大，则可采用可变转速的通风机。
2. 选用噪声较小的通风机，最好用大尺寸的低速通风机。
3. 必要时在通风机的进出口安上消声器。因为进风口的消声器一般是在易腐蚀的环境中工作的，故必须用不生锈的材料制成，同时应当装上喷射折流板和具有自排水能力。
4. 降低管道中的流速。管道的拐弯处应当平缓，切忌急弯。
5. 安装自噪声小的末端装置和气流调节器。
6. 在管道内部装一些消声器以防止噪声经过管道的有害传播。
7. 把通风机装在隔振支撑上，防止结构噪声问题。
8. 在靠近通风机的管道上安上隔振的伸缩软管。

§ 23.4 结构噪声

就结构噪声而言，降低从振动源到辐射表面的振动传输效率是降低噪声的重要手段。因此，常用以下几种措施来减小结构噪声。

1. 隔振安装，即在振动源与结构件之间插入比较柔韧的隔振器。
2. 将阻尼材料用于船体结构，这种方法对有些情况已往取得

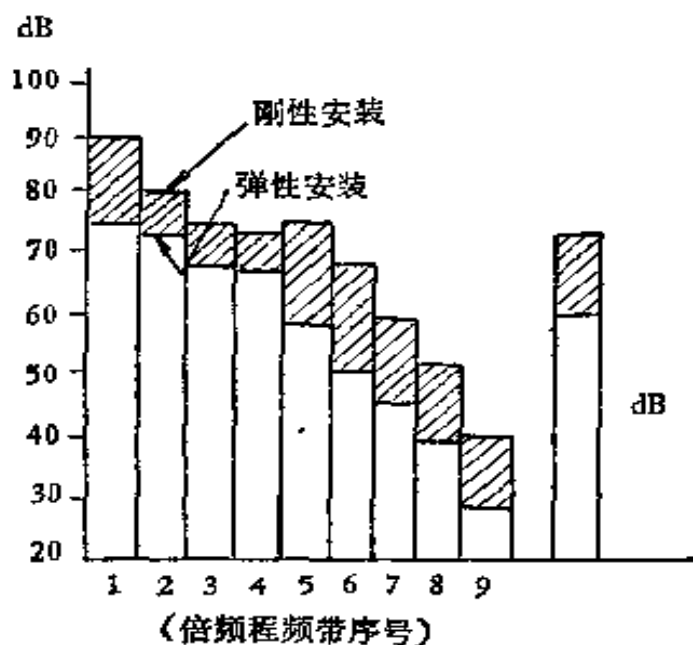


图 23.2 辅机采用弹性安装前后，一艘载重 9000 吨的货船舱室中的噪声级

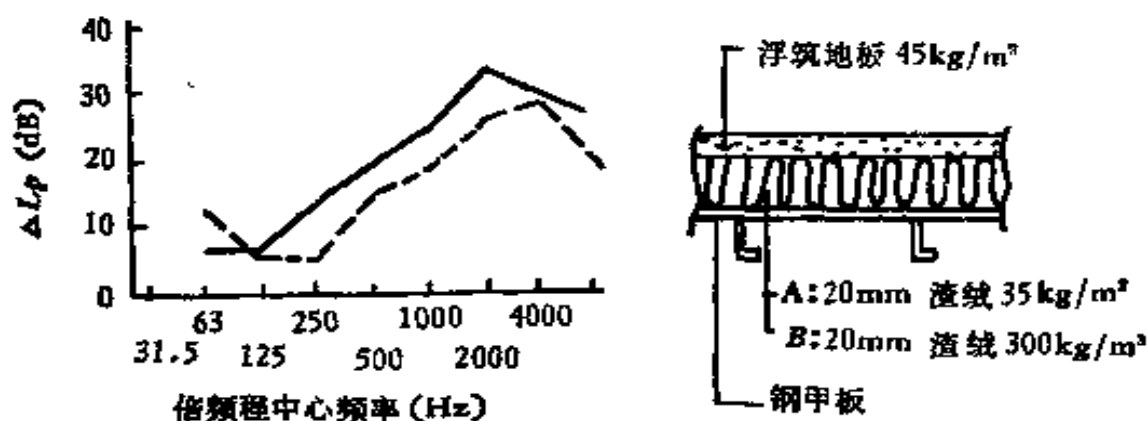


图 23.3 舱室地板采用质量-弹簧系统后，辐射的结构噪声的降低情况

了一定效果,而对另外一些情况却看不出明显的效果来。

3. 阻抗失配,即改变构件的横截面及接触方式,产生阻抗失配,使人射弯曲波的一部分反射回去。

4. 采用振动吸收器及振动抑制器。

因为振动的传播途径非常多,所以振动经过船体结构的传播是很复杂的。在这方面已经做了一些研究工作,并企图在数学上给出其模型。研究表明,弯曲波和压缩波两者都是重要的,将产生振动的设备固定于船体时应设法使船体产生的弯曲波最小。因为对于弯曲波而言,船体结构的部分平板是最有效的噪声辐射器,而其它各种构件传播的压缩波本身倒不会产生明显的噪声辐射。但也应注意到,当振动传到结构的某些几何形状的区域时,压缩波会转换成弯曲波,这时又会引起较大的噪声辐射。

下面给出两个例子,说明采取上述措施之后的效果:

例 1.一艘 9000 吨的货船,辅机采用弹性安装后,舱室中的噪声级降低 15dB 左右^[5]。详见图 23.2。

例 2.一艘船舱室的地板,采用在钢甲板和浮筑地板之间填以矿渣绵的质量-弹簧系统后,辐射的结构噪声有明显降低。图 23.3 给出使用两种不同密度的矿渣绵填料时,结构噪声的降低情况^[5]。

§ 23.5 船舶振动和噪声标准

23.5.1 制订船舶振动和噪声标准的意义

为保证船舶的质量和营运,为船员和乘客提供一个良好的工作和休息环境,有必要制订一个限制船舶振动和噪声的适当标准。有了这种标准,可使设计、建造、验船、用船等部门掌握一个鉴定船舶振动状况和噪声污染程度的统一标准,也可以为对船舶所采取的减振和降噪措施的效果提供一个合理的评价依据。从上面介绍过的振动和噪声的危害不难想见,在制订船舶振动和噪声标准时,应该包含工程技术方面的要求,也应该包含人体保健方面的要求^[6]。

23.5.2 船舶振动标准

一般将振动标准分为舒适性标准和结构强度标准两方面，而且将舒适性标准作为船舶振动评价标准的主要内容。因为在船上经常出现的是 1—100Hz 的振动，这正好是人类敏感的频率范围，所以往往在引起结构、机器和仪表设备损坏之前，人对振动的反应已相当剧烈，甚至早已无法忍受。

长期以来，各国船舶振动评价标准不论从表达形式、所取的参数到具体指标，出人都很大。七十年代以来，随着这方面工作的深

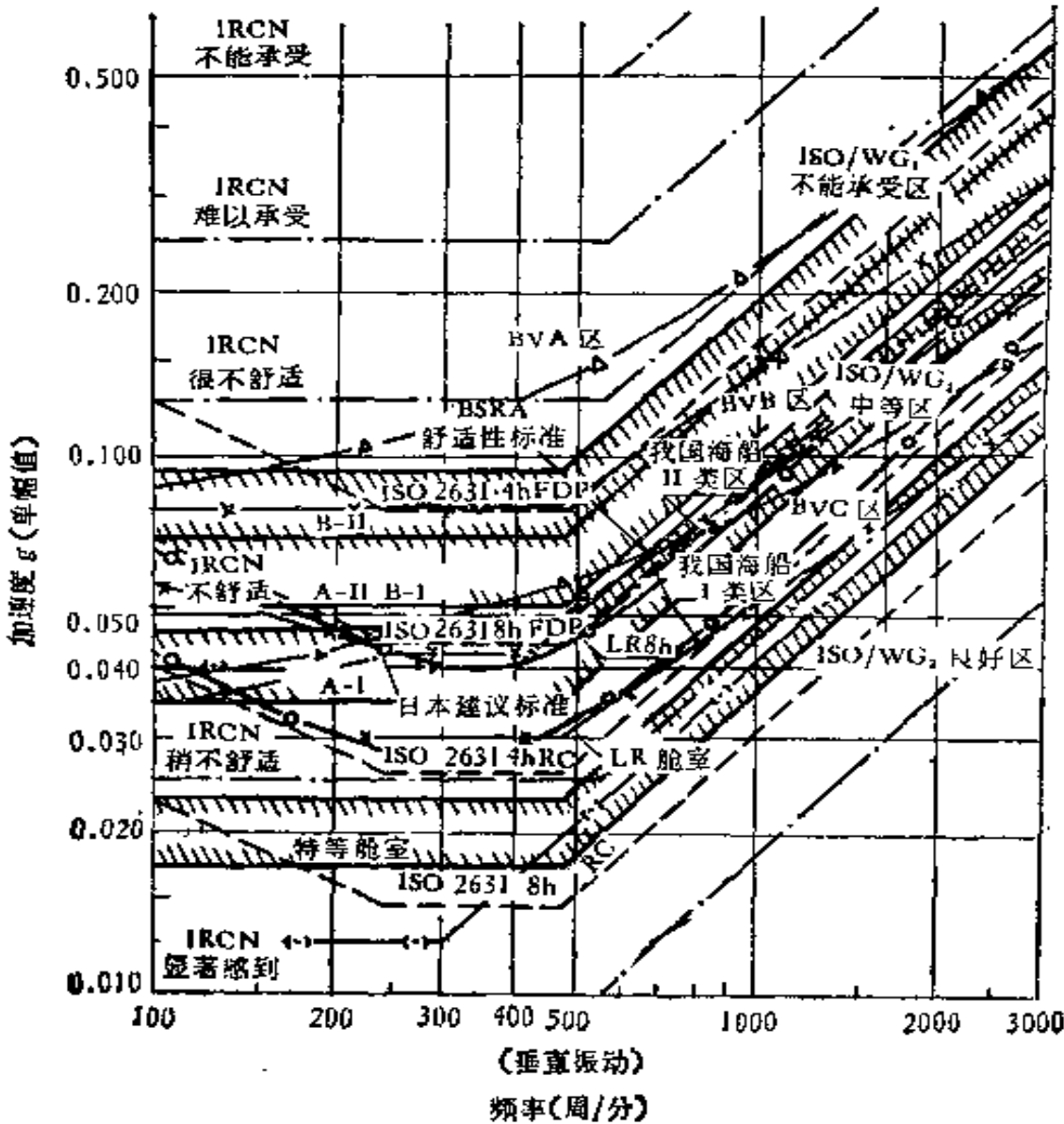


图 23.4 各种船舶振动标准 (I)——垂向振动

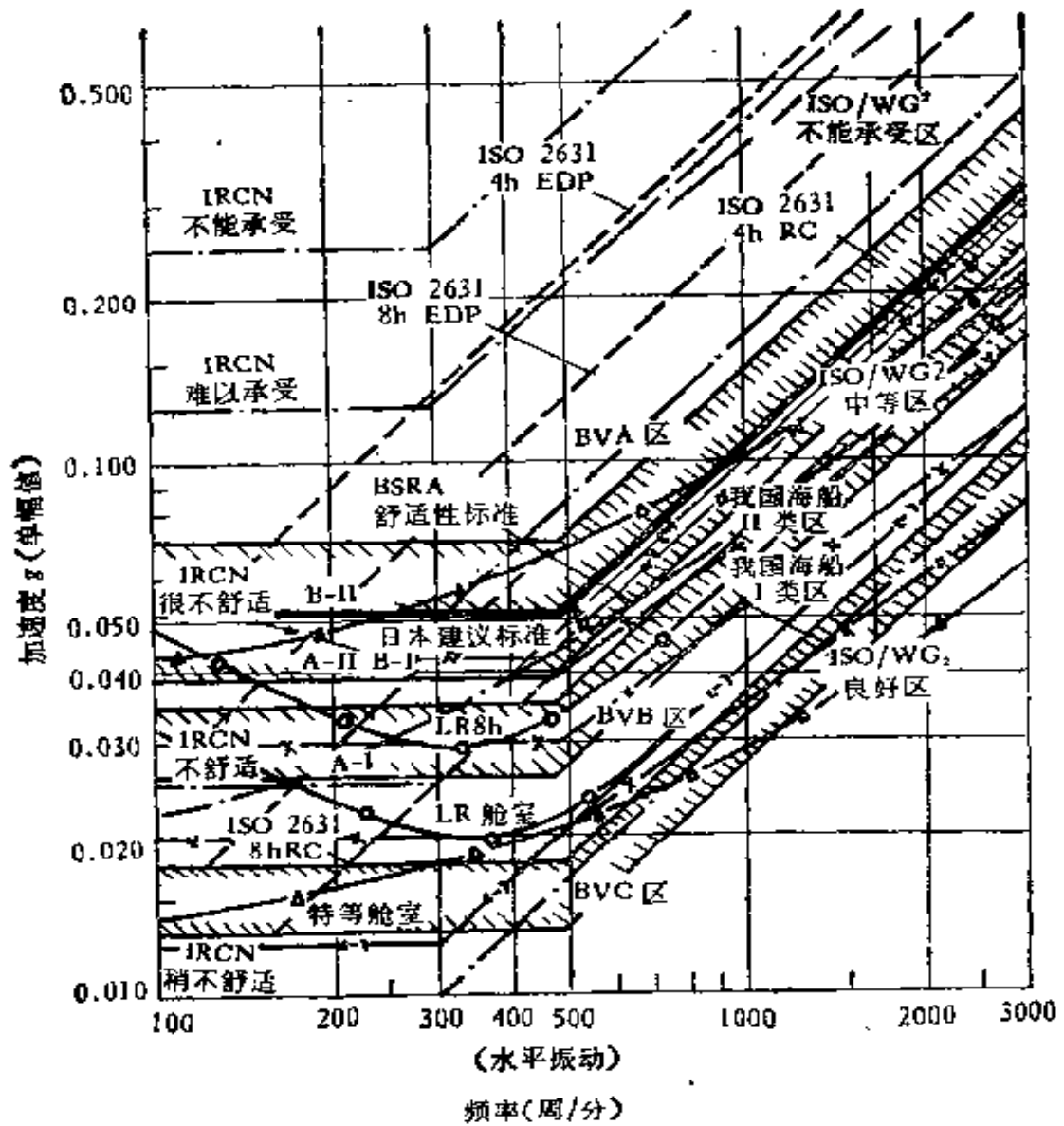


图 23.5 各种船舶振动标准 (II)——水平振动

人开展,各种标准逐渐接近。国际标准化组织 (ISO) 有振动冲击技术委员会 (TC108),其中与船舶振动容许标准有关的是机械振动与冲击的人体忍受分会 (SC4) 的全身振动工作组 (WG2) 及车辆和建筑物的测试评价分会 (SC2) 的船体振动工作组 (WG2)。SC4/WG2 于 1974 年正式颁布了 (DIS) 2631 “对于人在忍受全身振动的的评价基准”这一国际标准,(见第六章)。SC2/WG2 也于 1974 年颁布了“船体振动评价暂定基准线”,对于船体振动以振动加速度(取峰值)分为不能承受区、最小承受区和能承受区三个区域。该暂定基准线在 1977 年又作了局部修改。我国于 1978 年组

织有关单位在大量实测和研究工作的基础上，正式制定了我国的海船和内河船两个船体振动标准。

在图 23.4 和图 23.5 中给出了各国船舶振动标准及 ISO 振动标准。图 23.4 为垂向振动，图 23.5 为水平振动。图中评价标准物理量均已换算成加速度的峰值(单幅值)。在这两个图中，IRCN 代表法国船舶结构研究协会，BV 代表法国船级社，LR 代表英国劳埃船级社，BSRA 代表英国造船研究协会。A 类船舶是指一、二类客船及船长大于 60m 的油轮、货轮；B 类船舶是指船长大于 30m 的其它机动钢质运输船舶。I 类区系指船员和乘客的居住舱室和驾驶室、报务室、广播室、医务室；II 类区则指持续工作时间不超过四小时的工作舱室和工作场所，为机舱、厨房等。

23.5.3 船舶噪声标准

关于船舶噪声，1970 年国际劳工联合会 (ILO) 在日内瓦召开的海事特别会议上通过了“关于船员、设备和工作区的有害噪声的规定的建议”，建议各国政府制定船舶噪声的规则。目前英国、美国、联邦德国、日本、苏联等国都已制定了船舶噪声标准，作为船舶特殊环境的健康保护标准。对于船舶的不同部位，规定了不同的噪声允许值。如有控制室的机舱噪声允许值为 100—110dB，无控制室的机舱为 85—90dB，机舱控制室为 70—75dB，驾驶室为 60—70dB，居住舱为 50—60dB。详见表 23.1。我国的船舶舱室噪声许用标准正在拟订之中。

§ 23.6 用隔振支撑降低低频结构噪声和振动

本节比较详细地介绍英国噪声控制者提供的实际例子^[2]。这个例子较为完整地描述了从实船测量，具体分析，经过实验和比较选择噪声控制方案，采取具体措施，直至评价效果的治理船舶噪声的全过程，同时也生动地说明了，在解决每一个具体问题的时候必须非常小心，以保证这个解决办法不会引起别的问题。

表 23.1 各国船舶噪

国 名		联邦 德国	联邦 德国	瑞 典	挪 威	丹 麦	荷 兰	英 国
生效日期		1968.6		1976.1	1978	1975	1978	1978
标准名称		船舶容 许噪声 级的规 定	内河船	海运部关于 船舶噪声的 条例和建议				商业部 船舶噪 声级实 用规程
居 住 区	居住舱室	60	60	55/65* ₁	60	60	60	60
	休息室	65	75	65	65	65	65	65
	办公室、会议室	65			65		65	65
	文娱室、图书室	60		65	65	65	65	65
	医务室、病房	60			55		60	60
	厨房、配餐间	70		65/70* ₂	70	70	80	70
机 舱	无人机舱(有控制室)	110	110	100	105	110	110	110
	有人机舱(无控制室)	90		85	90	90	90	90
	控制室	75		70	75	75	80	75
	车间、储藏室	85		75	85	85	90	90
驾 驶 室	桥楼侧翼	65		70	70	70	70	63/68
	驾驶室	60	70	65	65	65	65	65
	海图室	60		65	65	65	65	65
	报务室	60		55	65	65	65	60
敞开甲板	娱乐场所		70		65	70	70	75
备 注				*,包括邻室 噪声 *,来自器具 的容许值				

工作对象是一种由两台中速柴油机驱动两个 Voith Schneider 螺旋桨作为动力的近海小型船舶。问题是在船桥上和上层居住舱室中有一低频的噪声和振动,使船员非常疲倦。振动级大得以致在发动机正常运转速度下在船桥红海图桌上或在舱室里都写不成字,舵手的双腿极度疲劳。

测量结果是振动频率等于 25 赫。研究表明问题出在由一字

声标准 单位: dB

日本	美国	加拿大	苏联	苏联	波兰	南斯拉夫	民主德国
1975.7	1968.3	1971	1975		1973.9	1970.7	1964
船主团体和全日本海员工会关于船舶噪声防止的确认书	海运部商船建造标准规则			内河船	海洋商船工作安全和船员居住舱条件	海洋船舶事故预防的标准和条例	
60/65*	50 60 65	70 74	50	50/60*	60 65	65	60 60 60 60 55 70
90 75 85	90 85 75 85		90 80 65	100 85 70 85	90 75 90	75/85*	90 75 85
65	60 60		55 60	60 60	65 65 60		60 60 60
							60
* 努力目标 55	右边一列为造船学会标准			* 一等舱 50, 二等舱 60, 散席 65		* 非隔声控制室	

形排列的发动机四个汽缸中曲柄的作用引起的二阶不平衡力的频率刚好与船桥和居住舱室的宽度等于发动机引起的振动频率在空气中声波波长的一半, 所以发生了声共振。根据居住舱室的结构可以简单地说明问题。因为在这个舱室的前部有三个并排的小间横向排列, 小间之间有门可通, 当这些门打开时内部噪声级很高; 而把门关上噪声级立即就降低了。

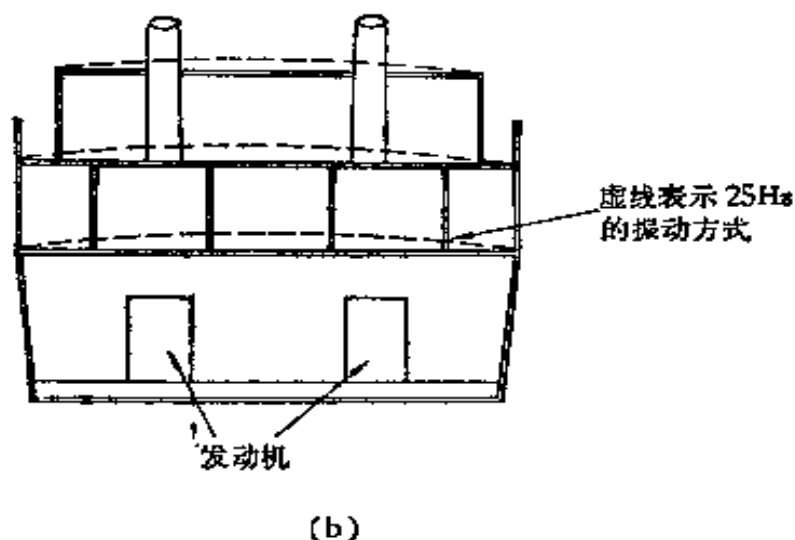
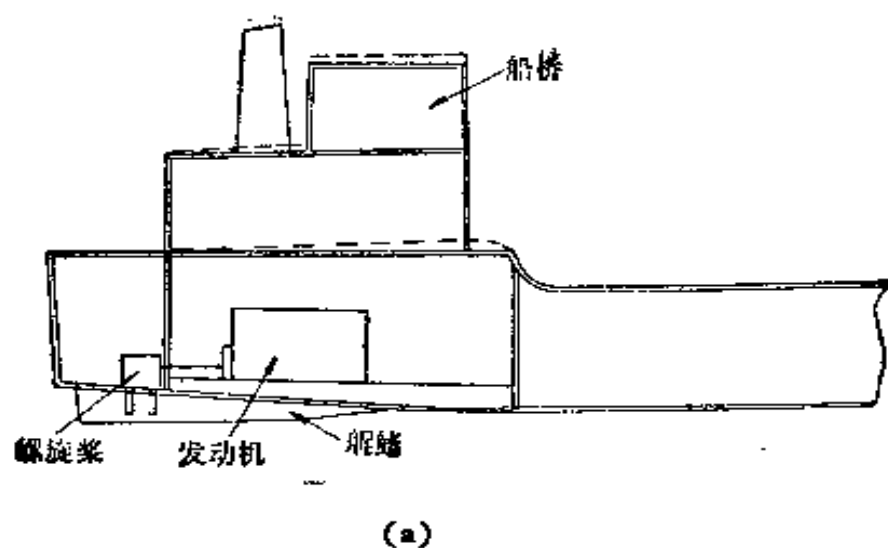


图 23.6 船舶构造示意图

因为上层结构在主甲板结构上“跳动”，在发动机引起的频率上发生共振，所以说存在结构问题。曾经想通过改装船舶结构来改变各个共振系统的特性，从而避免共振。譬如，为了防止甲板上的船桥结构在振动源的激励下发生强烈的共振，起码应将其共振频率提高到原来的 1.5 倍，最好到 2 倍。这就意味着要将甲板的刚度提高到 2.25 倍至 4 倍，因而打算在主机舱中用一些柱子把上层结构同船底结构连结起来，借以给上层结构提供某些支撑。但是试验表明，如果不对主机舱的布局作全面的调整，即使能给加劲构件找到足够硬的支点，也无法找到足够的空间来增加所需的刚度。所以，后来放弃了这种方案。

这样，只能从另外一条途径来寻找出路了。因为问题发生在 25Hz，所以在竖直弯曲振动方式的固有频率约为 5Hz 的发动机下面装上隔振支撑可能是一种比较好的方案。为小心起见，在采用这个办法之前再用发动机作为激振器仔细观察一下结构共振的情况。让发动机转速在规定范围内变化，画出在结构的不同位置其响应在旋转频率及二倍旋转频率上的分量的幅度与转速的关系。这样求出在 10Hz 和 14Hz 还有两个明显的结构共振。在选择隔振支撑时必须注意这个问题，即隔振支撑的共振频率应当远离 10—14Hz 这个频率范围。

现在可用的简单的支撑系统是一种轴在垂直方向的有专利权的支撑，但其较高的纵摇方式固有频率在 11Hz 左右。冒这种方案的风险实在太危险了，因为它可能解决 25Hz 的问题，但以带来 10—14Hz 的振动问题为代价，而后一问题原来并不存在。

为了克服这个困难，设计了一种包括一个类似用于汽车的那种橡皮支撑(图 23.7)的系统。这种方案可使支撑部分所有的共振频率都低于 5Hz。必须另做一个辅助托架来放每一台发动机，同时必须改装发动机支撑使之可以安装斜的隔振支撑。为保证各个橡皮支撑的承重垫在船上相对保证正确的位置关系，精确地制造了一个定位夹具，在把各个承重垫焊在船上时，用来固定它们的位置。

在决定了所用的隔振方式之后，就必须考虑发动机同船体之间的其他连结问题。巧的是这条船装的是 Voith Schneider 螺旋桨，它与螺旋桨轴之间是万向联轴节连接的，这就避免了在制造螺旋桨轴时通常会碰到的要使船上的主传动线灵活可变的困难。

柴油机也从前端带动发电机。为了不改动发电机的支撑，决定还是让它们固定在船体上，而装上一个有双面万向联轴节的驱动轴。这样就避免了发电机轴与柴油机轴的精确对准问题，也允许柴油机自由运动。

水、油和燃料的连结都装上了可活动的节段，并改变它们的位置，使之尽可能地靠近摇晃的轴线，以减小它们的活动程度。排气

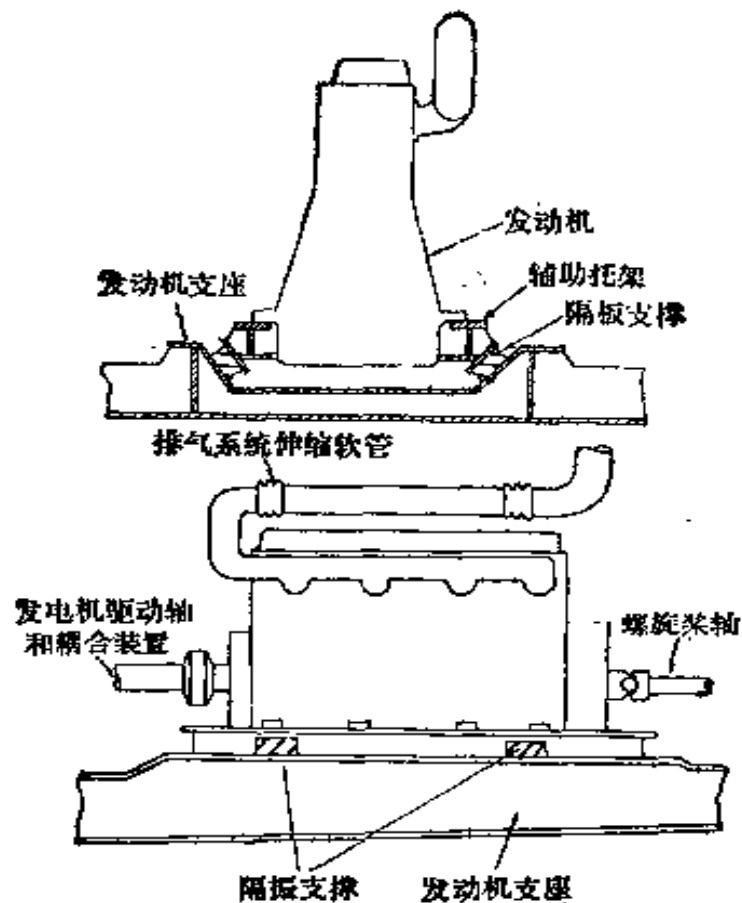


图 23.7 隔振支撑示意图

系统碰到了特殊的困难，因为它必须从发动机的顶部伸出来，但是没有允许足够运动的不锈钢伸缩软管可以用。采用的解决办法是用由一般刚性管道隔开的两段伸缩软管，这样，每根伸缩软管上的运动量就减小了。

实践证明，这整套装置是十分成功的。在 25 赫它将噪声降低了 15dB，所产生的噪声谱形状与噪声评价曲线很接近，而不再有很突出的低频分量了。所产生的振动级也变得可以接受了。

在解决问题的过程中，出现了两个附带的有趣现象。其一是在降低低频噪声的同时，主机舱和舰桥之间的声短路现象变得明显起来。这原来是由于装在管道中的发动机机械控制系统的缘故。只要在控制系统周围的空间塞上玻璃棉，从管道里冒出来的噪声是很容易被抑制的。其二是在研究的最初阶段，只发现重要的振动分量是发动机所产生，但在后来做的振动测量中又发现了另外一个振动分量，其频率与发动机分量相差大约 10%，这个分

量刚好是螺旋桨的叶片频率。由于这个振动源的存在，使得低频噪声和振动再也降不下去了。这是什么原因呢？在一次同船员的偶然交谈中，发现了为什么在第一阶段的测量中没有出现这个振动分量的奥秘，原来是当时船后部下面的船尾鳍（它有两个作用，一是保护螺旋桨；二是提供定向稳定性）松动了，到后来又把它固定住了。显然，开始时螺旋桨叶片对船尾鳍的作用力没有传到船体上去，但把螺栓拧紧之后，结构的连结牢固得足以传递相当大的力，这个螺旋桨的周期力可能很容易激励共振频率与之重合或者接近的结构。考虑过几个将鳍采用弹性安装的方案，但因为由发动机的弹性安装所达到的噪声及振动降低量已经足够了，所以没有再试这些方案。

参 考 文 献

- [1] F. H. 陶德,《船体振动》,国防工业出版社(1965).
- [2] A. H. Middleton, "Examples of Noise and Vibration Control Measures Applied to ships", in *Industrial and Machinery Noise Control Practice*, University of Southampton.
- [3] D. Ross 著,翻译组译,水下噪声原理,海洋出版社(1983).
- [4] 陶笃纯,螺旋桨空化噪声谱,声学学报,7,344—351(1982).
- [5] NTNF-report B. 0930. 4502. 1, *Noise Control in Ships*, Norwegian Council for Technical and Scientific Research (NTNF).
- [6] 翁长俭、张保玉,内河船的振动与噪声,人民交通出版社(1981).

第二十四章 城市噪声

李炳光

§ 24.1 引言

24.1.1 城市噪声概述

城市噪声的影响早在三十年代就引起人们的注意。1929年美国密执安州庞蒂亚克城制订了控制噪声的法令,1930年美国纽约市首次进行了城市的噪声调查。随着近代工业、交通运输、城市建设和城市人口的增长,美、苏等一些国家在六十年代到七十年代的短短十年里,大城市的噪声增加了10dB。因此,城市噪声的危害日趋严重。据日本1966到1974年的全国公害诉讼事件统计,因噪声干扰控告事件,年年都占环境污染诉讼事件第一位,达事件总数百分之三十以上。

我国城市建设规模,目前虽然不及欧美、日本等工业发达的国家,但由于对噪声控制尚未建立完善的法令和措施,不少城市噪声危害程度,已接近或超过世界著名的吵闹城市东京。例如,东京1976年机动车辆总数是200万辆,北京是14万辆,交通噪声级平均值都是A声级75dB,近年来我国城市噪声扰民引起的诉讼事件也愈来愈严重。根据北京、上海、天津、广州等十几个城市的统计,噪声扰民诉讼事件占环境污染事件总数的比率如下:79年是29.7%,80年是34.6%,81年增到44.8%。

七十年代初期,英国曾在全国进行了噪声影响的调查,调查的结果如图24.1。图中表明最主要的噪声来源是道路交通噪声,全国有89%的人暴露在这种噪声中,其中23%的人对这种噪声感到

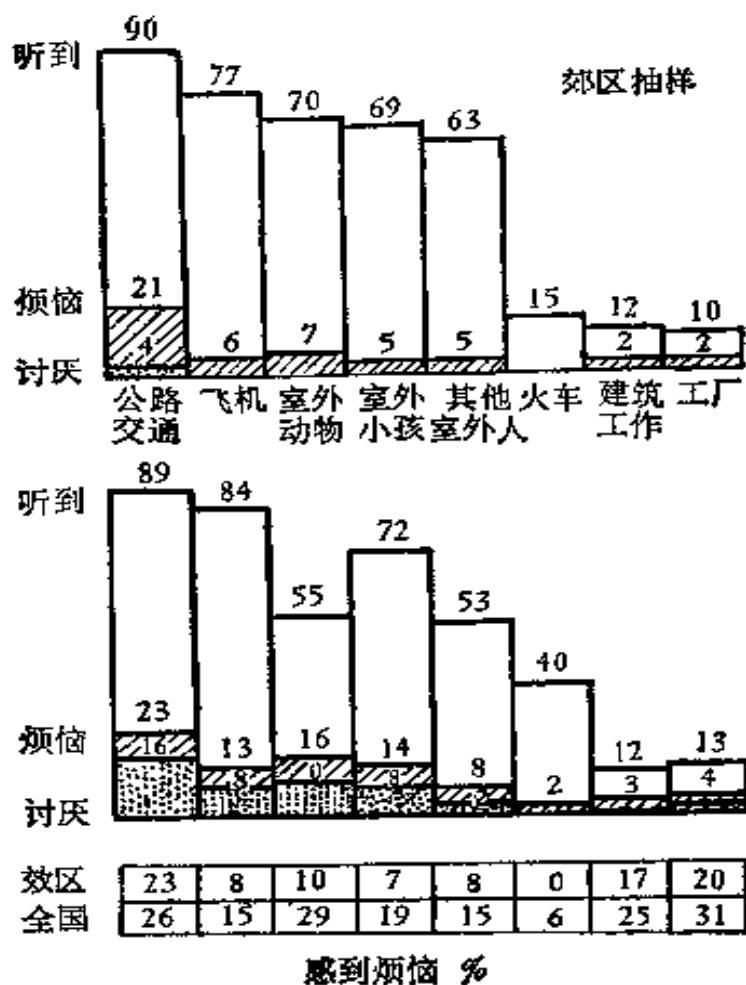


图 24.1 居民在室内听到外界噪声的反应

烦恼，16%的人最讨厌交通噪声，其次是飞机噪声，社会生活噪声，工厂和建筑施工噪声。图中引人的烦恼级约是A声级55dB以上，令人很讨厌的噪声级大约是A声级75dB以上。

1979—1981年，我国近七十个城市进行了城市环境噪声调查，图24.2列出了北京等二十七个城市的环境噪声级。其中等效声级 L_{eq} 累积统计声级 L_{10} 、 L_{50} 、 L_{90} 的定义见本章§24.12。

24.1.2 城市噪声评价

城市环境噪声的评价标准，常用等效声级 L_{eq} 和累积统计声级 $L_N(L_{10}$ 、 L_{50} 、 $L_{90})$ 表示，定义如下：

等效声级 L_{eq} 在规定时间内T内A声级的能量平均值，单位为dB

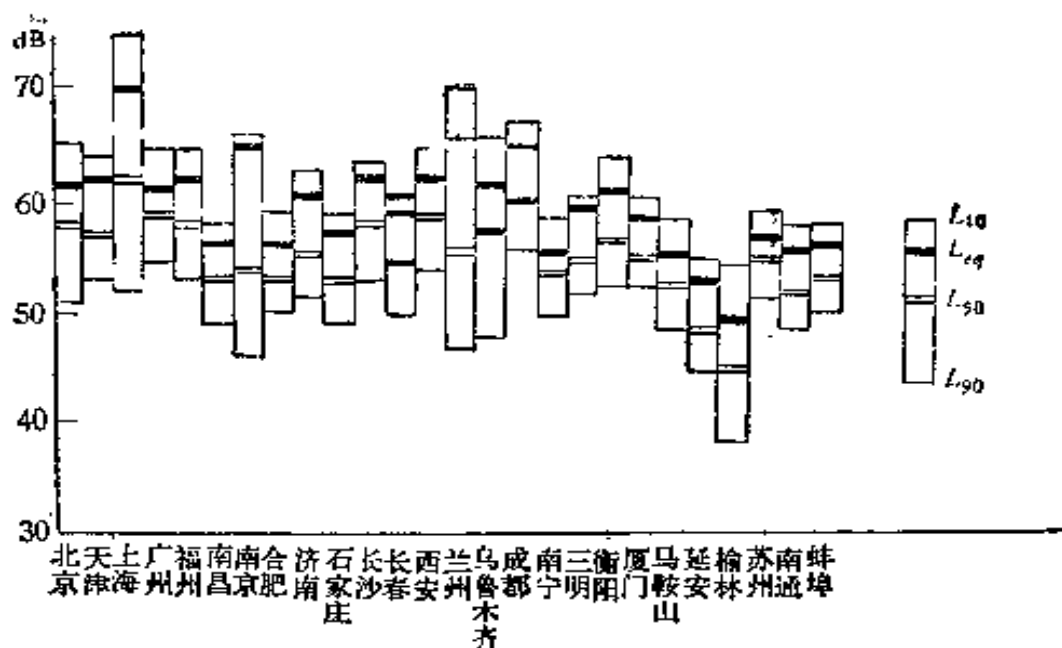


图 24.2 中国主要城市环境噪声级(1980 - 1981年)

$$L_{eq} = 10 \log \left[\frac{1}{T} \int_0^T 10^{0.1L_A} dt \right] \quad (24.1)$$

式中, L_A 为某时刻 t 的瞬时 A 声级 (dB), T 为规定的测量时间 (s).

当测量是采样测量,且采样的时间间隔一定时,则(24.1)式可表示为

$$\begin{aligned} L_{eq} &= 10 \log \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n 10^{0.1L_{Ai}} \right] \\ &= 10 \log \left[\sum_{i=1}^n 10^{0.1L_{Ai}} \right] - 10 \lg n. \end{aligned} \quad (24.2)$$

式中 Δt 为采样测量时间间隔 (s); $n = \frac{T}{\Delta t}$ 为规定时间 T 内采样的总数, L_{Ai} 为第 i 次测量的 A 声级 (dB).

累积统计声级 $L_N(L_{10}, L_{50}, L_{90})$ 在规定的测量时间 T 内,有 $N\%$ (10%、50%、90%) 的时间声级超过某一 L_A 值,这个 L_A 值叫累积统计声级 $L_N(L_{10}, L_{50}, L_{90})$,单位为 dB.

累积统计声级用来表示随时间起伏的无规噪声的声级分布特性.

按上述定义,累积统计声级 $L_N(L_{10}, L_{50}, L_{90})$ 的计算方法为:将在规定时间内测得的所有瞬时 A 声级数据(例如:共 100 个数据),按声级大小的顺序排列(由大到小),则第一个值 L ,就是最大值.第 10 个值 L_{10} 表示规定时间内有 10% 的时间的声级超过此声级,它相当于规定时间内噪声的平均峰值, L_{50} 为第 50 个数据,表示在规定时间内有 50% 的时间声级超过此声级,它是在规定时间内噪声的中值, L_{90} 为第 90 个数据,表示在规定时间内有 90% 的时间声级超过此声级,它相当于在规定时间内噪声的平均背景值.

要注意,当在规定时间内采样总数不是 100 个,而为 200 个时,则第 20 个数据就是 L_{10} ,第 100 个数据为 L_{50} ,第 180 个数据为 L_{90} ,以此类推,如果测量得到的数据 L_{Ai} 遵循正态分布,则等效声级可用下列近似式来计算:

$$L_{eq} = L_{50} + \frac{d^2}{60}, \quad (24.3)$$

式中 $d = L_{10} - L_{90}$.

§ 24.2 城市噪声的来源

从图 24.1 可知城市噪声的来源,是交通运输噪声、工厂噪声、建筑施工噪声和社会噪声四个方面,其中交通噪声影响最大也最广泛.

24.2.1 交通噪声

本节介绍的交通噪声内容,主要是道路上的交通噪声.对临近城市的机场噪声、火车噪声也是不可忽视的.在国外由于航空事业很发达.民航大型机场多数在城市附近,例如美国芝加哥市俄赫拉国际机场,飞机一年起落近 70 万次,来往乘客达 3,600 万人次,平均每天起落 1940 次,几乎一天 24 小时飞机噪声不断.机场噪声是近年来国际上非常关心的环境问题之一.我国目前航空事业还不很发达,大型机场的建设很小,多数远离城市,因此,目前机

场噪声问题还不显著。比较起来城市道路交通噪声因缺少管理反而显得十分严重。

道路交通噪声主要来自机动车辆本身的发动机，冷却风扇和进排气口装置。时速超过 60km/h 的车辆，轮胎与地面接触的噪声十分突出。美国车辆在匀速行驶时，在距离车道 15m 处测得 A 声级平均为

$$\begin{aligned} \text{卡车: } L_A &= 83.6 \quad (V < 48\text{km/h}), \\ L_A &= 87.5 + 20 \log(V/88) \quad (V \geq 48\text{km/h}); \end{aligned} \quad (24.4)$$

$$\text{小汽车: } L_A = 71.4 + 32 \log(V/88),$$

其中 V 是车速 (km/h)。车速增加一倍，小汽车噪声将增加 9dB，卡车噪声则增加 6dB。此外，交通噪声与道路上的车流量与道路宽窄、路面条件、两旁设施，车辆类型(重型卡车或轻型卧车等)的比例有关。图 24.3 是在北京选择了车道、绿化、两旁建筑结构不同典型的四条干线，测量得到的车流量 Q (辆每小时)与噪声级 L_{eq} 的关系；测量点距马路中心 12 米；测量传声器放置在离地面高 1.5 米；重型车辆的比例是 30—60%。图中的直线，是由图上的有关测量数据点，按数理统计的回归分析方法描出的近似回归线，其线

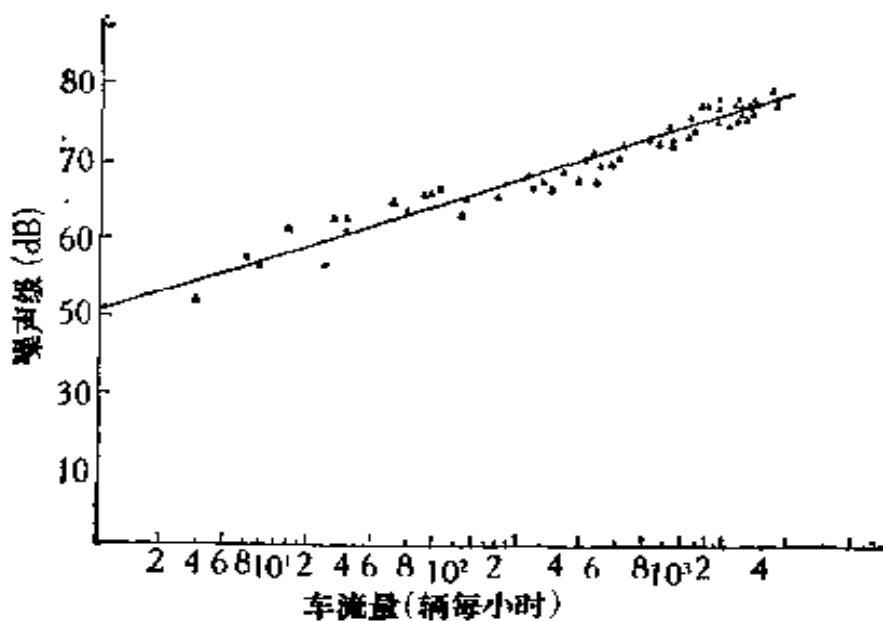


图 24.3 交通噪声与车流量关系

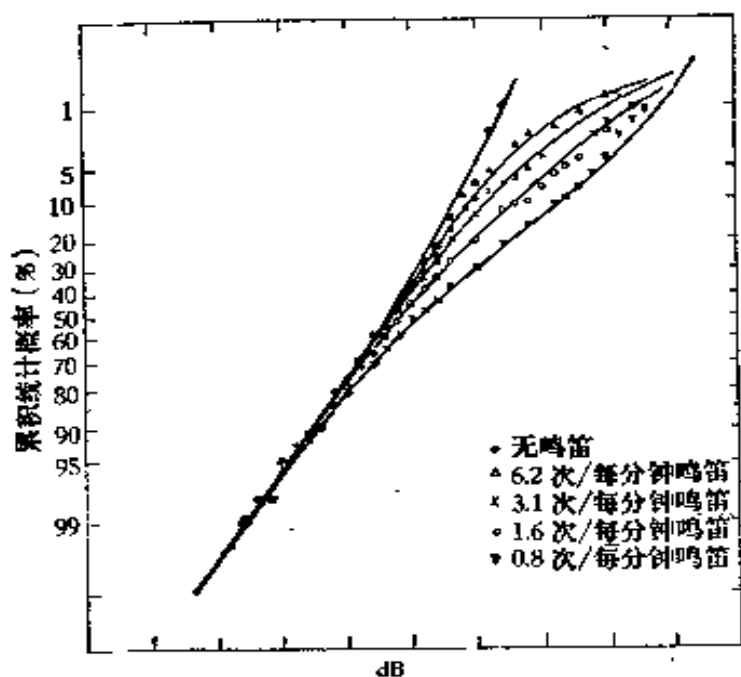


图 24.4 车辆鸣笛对交通噪声级分布的影响
(车流量 480 辆每小时)

性回归方程式为:

$$L_{eq} = 50.2 + 8.8 \log Q. \quad (24.5)$$

由式中可以看出,车流量 Q 增加一倍,噪声级 L_{eq} 值增加 2.7dB.

目前我国多数城市道路上的车流量并不十分大,只是由于道路窄、交通管理不完善,车辆鸣笛频繁,造成交通噪声显著.图 24.4 表示了车辆鸣笛时交通噪声级分布的影响,从图中看出鸣笛主要分布在高声级,如 L_{10} 约增加 9dB, L_{50} 约增加 3dB、 L_{eq} 约增加 3—5dB. 现在北京已严格限制鸣笛,噪声级大为降低,其它城市也已开始注意这类问题.

24.2.2 工厂噪声

工厂噪声不仅直接给工人带来危害,而且对附近居民的影响也很大.特别是分散在居民区的一些街道工厂更为严重.一般工厂车间内噪声大多在 75—105dB,也有一部分在 75dB 以下,还有少量的车间或设备噪声级高达 110—120dB. 图 24.5 给出十类工厂车间噪声级范围,

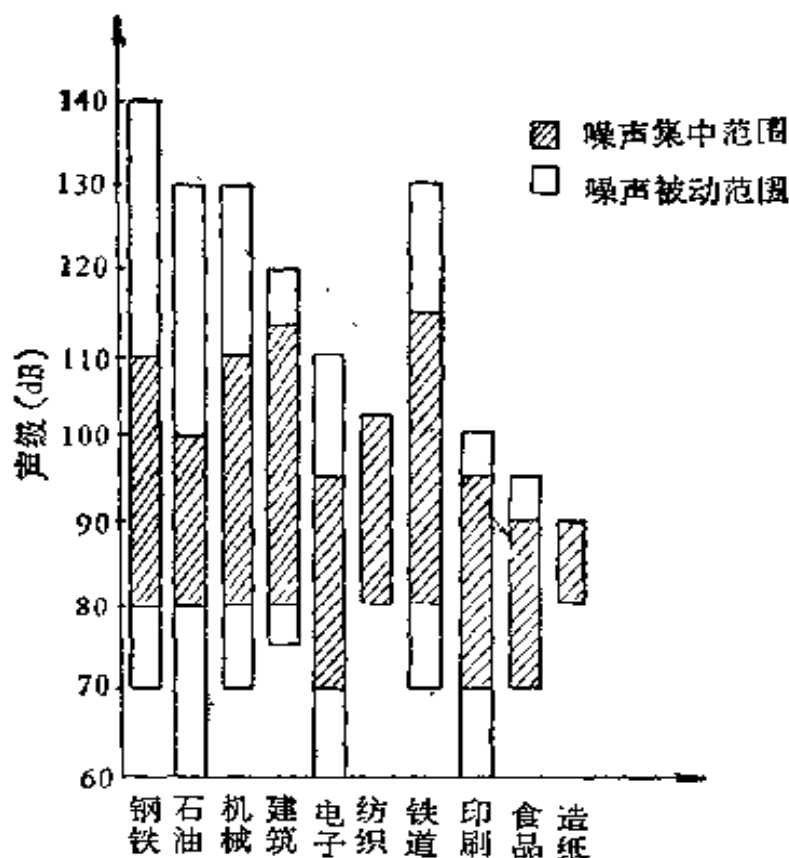


图 24.5 十类工厂车间噪声级

24.2.3 建筑施工噪声

建筑施工噪声虽然是暂时性的，但随着城市建设发展，兴建和维修工程对整个城市来说其工程量和范围都是很广的而且是经常性的。建筑施工时附近的噪声是很大的，施工机械和现场噪声列在表 24.1 和表 24.2。

表 24.1 建筑施工机械噪声级 单位: dB

机械名称	距离声源 10m		距离声源 30m	
	范围	平均	范围	平均
打桩机	93-112	105	84-103	91
地螺钻	68-82	75	57-70	63
铆枪	8	91	74-68	86
压缩机	82-98	88	78-80	78
破路机	80-92	85	74-80	76

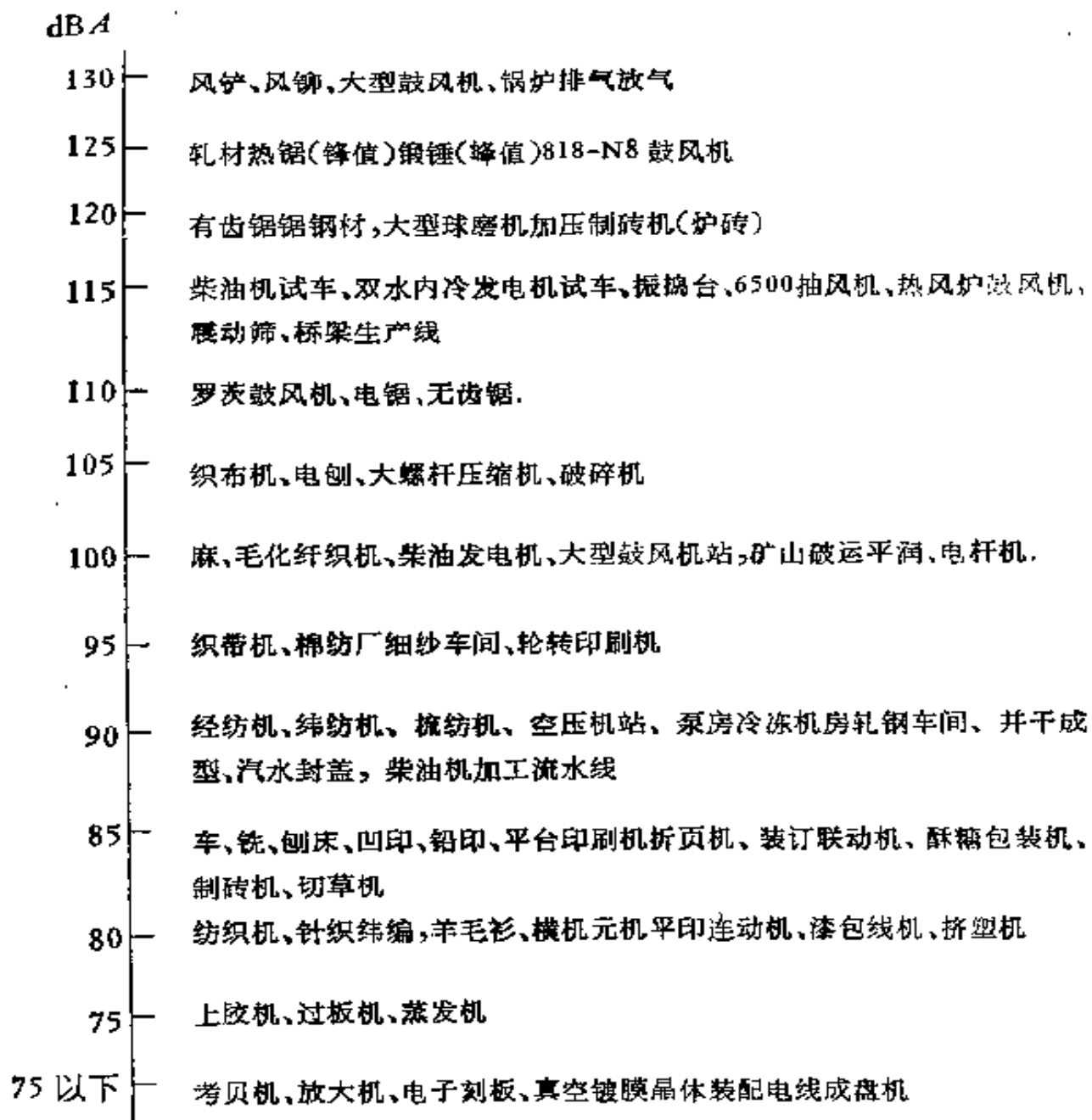


图 24.6 工厂设备噪声级

表 24.2 施工现场边缘线上的噪声级 单位:dB

场地类型	居民建筑	办公楼等	道路工程等
挖土方	88	89	89
地基	81	78	88
安装	82	85	79
修整	88	89	84
场地清理	84	84	84

24.2.4 社会噪声

社会噪声主要指社会人群活动出现的噪声，例如社会上的宣

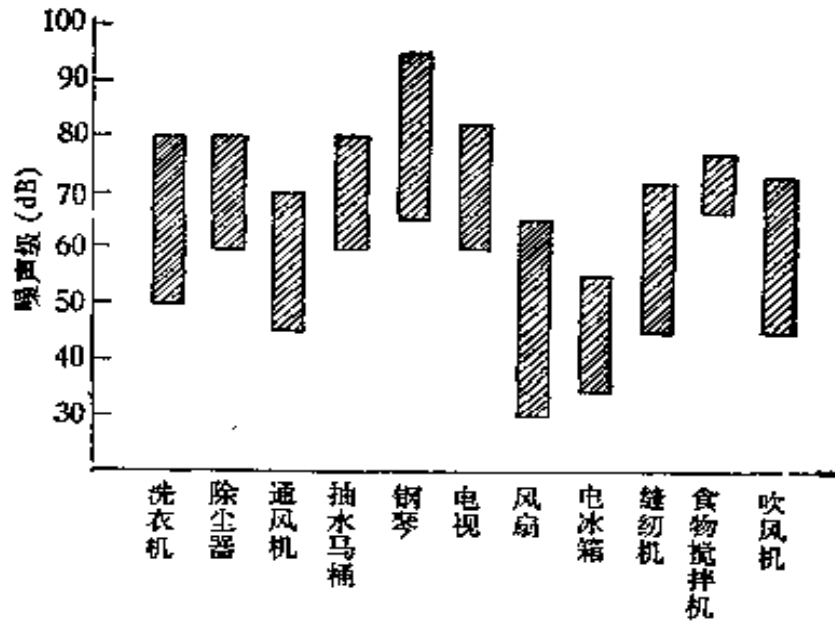


图 24.7 家庭用具噪声级

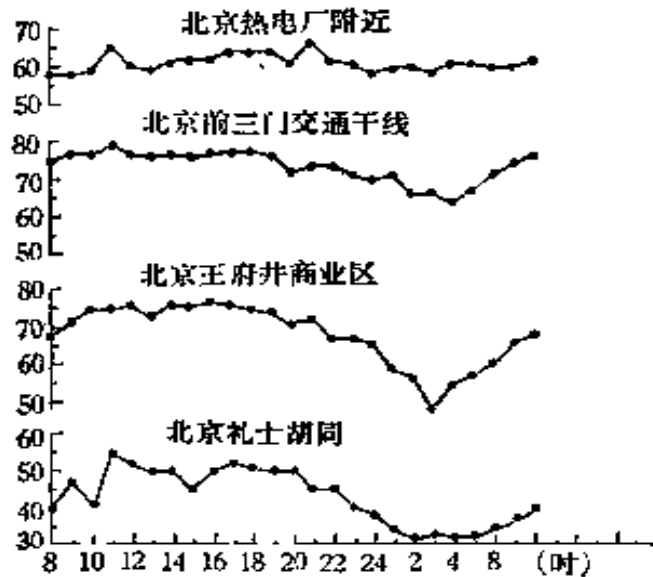


图 24.8 不同地区环境噪声 24 小时的变化

传使用的扩声喇叭，家庭用的电器和工具(如图 24.7)，以及人们喧闹的声音。随着城市人口密度的增加，这类噪声愈来愈严重。根据我国城市噪声调查，多数城市的这类噪声的户外平均 A 声级大约是 55—60dB。

以上四个方面的噪声，对城市环境的影响是与城市中的生产和人群生活活动规律有关的，不同功能区域的噪声级，24小时变化规律是不同的。图 24.8 表示交通干线两侧、工厂附近、商业中心、居民区的环境 24 小时的噪声分布。

城市噪声控制问题涉及面十分广泛，这是因为城市噪声来源很广，不仅有交通噪声，而且有工厂噪声，施工噪声以及社会噪声，如果这些噪声都能得以解决，当然整个城市噪声必然大大降低。从控制技术措施来看，可用隔声、吸声、消声、隔振、减振以及个人防护等手段，至于采取什么途径，采取那种措施，这要依据具体情况而定，既要考虑技术实践的可能性和效果，也要考虑经济上是否合理，关于上述的噪声控制技术措施，已在以上章节中有了具体介绍。例如：减少交通噪声的传播影响，应用屏障的隔声原理在第三章已有具体介绍。减少工厂和交通噪声的影响，控制声源噪声，在第十七章至第二十三章都有详细的介绍。但是控制城市噪声除技术措施外，从城市噪声管理方面入手，制定噪声标准与立法，以及合理考虑城市建设规划，也是十分重要而且有效的。

§ 24.3 城市噪声控制

24.3.1 噪声标准与立法

(一) 噪声标准

噪声标准是城市噪声控制的基本依据。人们当然希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，甚至疯狂。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，这就需要有一系列的噪声标准。根据噪声标准可以合理使用噪声控制技术和制定城市噪声控制法规。

美国环境保护局 (EPA) 于一九七五年提出了保护健康与安宁的噪声标准，如表 24.3 所示。

表 24.3 EPA 保护健康与安宁噪声标准

适用范围	等效声级 (dB)	昼夜等效声级 (dB) (平均时夜间加 10dB)
听力保护	75 (8 小时) 70 (24 小时)	
户外防止干扰		55
室内防止干扰		45

我国近年根据生理与心理声学研究成果, 结合我国人民工作与学习生活现状和经济条件, 提出了适合我国的环境噪声允许范围(见表 24.4)。

噪声基本标准是制定城市环境噪声标准的基础。目前世界各国和地方都以基本标准(住宅室外 35—45 dB) 为依据, 参考国际标准化组织推荐的对时间、地区房屋开闭窗条件的修正值(表 24.5, 24.6, 24.7) 以及本国和地方经济技术条件来制定本国和地方的一般环境噪声标准。

表 24.8、24.9 和 24.10 列出了日本、联邦德国和中国的城市环境噪声标准。

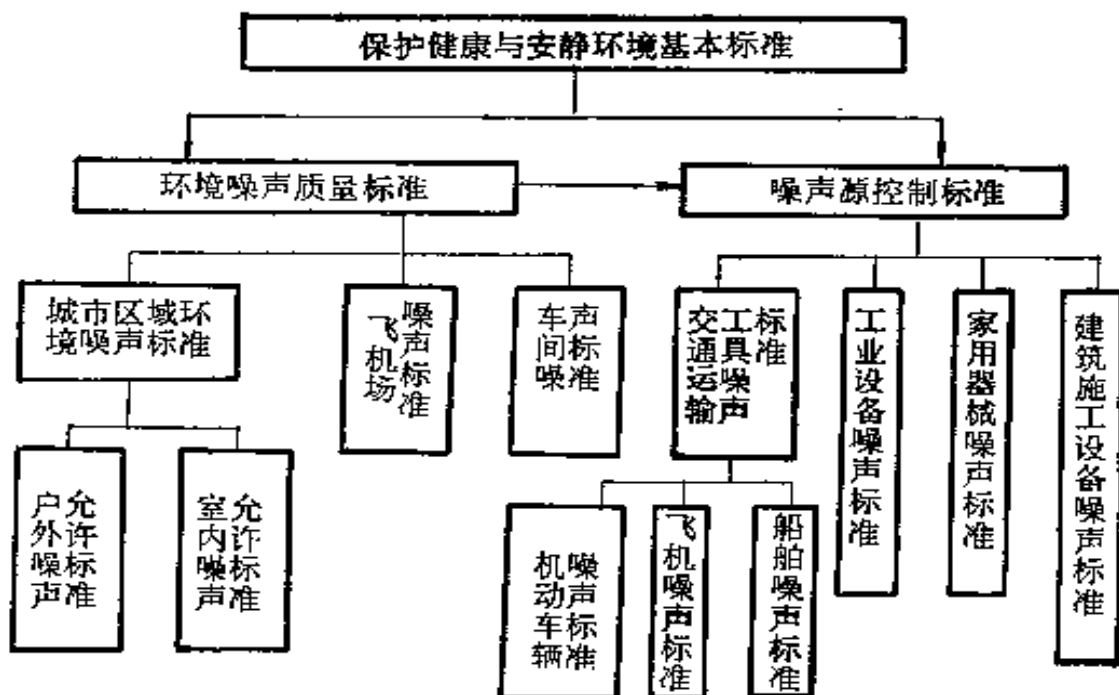


图 24.9 噪声标准体系图

表 24.4 噪声允许范围 (dB)

人的活动	最高值	理想值
体力劳动(听力保护)	90	70
脑力劳动(语言清晰度)	60	40
睡眠	50	30

表 24.5 基本标准的一天不同时间修正值

不同的时间	修正值 (dB)
白天	0
晚上	-5
夜间	-10

表 24.6 不同地区的住宅对基本标准修正值

不同的地区	修正值 (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 24.7 室外噪声传到室内时的修正值

窗户条件	修正值 (dB)
开窗	-10
关单层窗	-15
关双层窗或不能开的窗	-20

表 24.8 日本一般环境噪声标准 (1971) L_{10} (dB)

地区	白天	早晚	夜间
需要特别安静地区(如疗养院等)	45 以下	40 以下	35 以下
居民区	50 以下	45 以下	40 以下
居民、工业、商业混合区	60 以下	55 以下	50 以下

表 24.9 联邦德国环境噪声标准 (1968) L_{eq} (dB)

地 区	白 天	夜 间
纯工业区	70	70
商业区	65	50
居民、商业混合区	60	45
居民区	55	40
高级专用住宅区	50	35

表 24.10 中国城市区域环境噪声标准 (1982) L_{eq} (dB)

适用区域	白 天	夜 间
特殊住宅区	45	35
居民、文教区	50	40
一类混合区	55	45
商业中心区、二类混合区	60	50
工业集中区	65	55
交通干线道路两侧	70	55

注：“特殊住宅区”是指特别要求安静的住宅区。(如休养区、医院、疗养院、高级宾馆区等)。“居民、文教区”是指纯居民区和文教、机关地区。“一类混合区”是指一般商业与居民混合区。“二类混合区”是指工业、商业、少量交通与居民混合区。“商业中心区”是指商业集中的繁华地区。“工业集中区”是指当地政府指定的工业地区。“交通干线道路两侧”是指车流量每小时一百辆以上的道路两侧。

所列标准值为户外允许噪声级、测量点选在受噪声干扰住宅或建筑物外 1m、传声器高于地面 1.2m 的噪声影响敏感处 (例如窗外 1m 处)。

夜间频繁出现的噪声,其峰值不超过地区标准值 10dB, 夜间偶尔出现的噪声,其峰值不准超过地区标准 15dB。

室内噪声标准可分为住宅与非住宅两种。住宅噪声标准,是根据生活安静的要求和所在地区环境噪声标准,参考住宅窗户条件来制定的,一般不低于所在地区标准的 20dB。我国的住宅室内标准规定低于所在地区环境噪声标准 10dB,这是因为我国城市内有较多的小工厂紧靠住宅房间。

非住宅的室内噪声标准,是根据房间不同用途提出的:其标准值是指室外传入室内的噪声级。国际标准组织推荐非住宅室内

噪声标准如表 24.11.

噪声源控制标准多属于设备、各类产品噪声指标,它不仅作为防止设备噪声污染环境的依据,也是产品的性能质量指标,它的规定反映了产品的技术先进水平,目前我国正在着手制定各类机电产品噪声标准,并相应制定检验标准的测试规范.

(二) 噪声立法

噪声立法是一种法律措施,为了保证已制定的环境噪声标准的实施,必须从法律上保证人民群众在适宜的声学环境中生活与工作,消除人为的噪声对环境的污染.

国际噪声立法活动从廿世纪初期就已经开始,早在一九一四年瑞士就有了第一个机动车辆法规,规定机动车必须装配有效的消声设备.美国密执安州的旁蒂亚克城于一九二九年制定了噪声控制法令.五十年代以后,特别是六十年代以来,世界许多国家的政府都陆续制定和颁布了一系列全国性的,比较完整的噪声控制

表 24.11 非住宅标准

房 间 类 型	标准值 (dB)
大办公室、商店、百货公司、会议室、安静餐厅	35
大餐厅、秘书室(有打字机)	45
大打字间	55
车间(根据用途)	45-75

法,这些法律的制定对噪声污染的控制起了很大作用.不仅使噪声环境有了较大改善,而且促进了噪声控制和环境声学的发展.

我国城市噪声立法的工作,近年来在部分城市已开始试行.基本内容包括交通噪声、施工噪声和社会生活噪声几个方面.

1. 交通噪声的管理 城市使用机动车辆必须符合国家颁布的“机动车辆允许噪声标准”,否则不准驶入市区.市区行驶车辆限制随意鸣笛,不准鸣笛呼人叫门,夜间禁止鸣笛.车辆噪声检验列为常年验车标准之一.需要安静的地区禁止鸣笛,限制车速.重型车辆进入居住地区限制路线,限制时间.

火车进入市区禁止使用汽笛,合理使用风笛.新建铁路不许

穿过市区。市区内已有铁路应建立防噪设施(如声屏障)。

限制飞机在市区上空飞行(如训练飞行)或规定市区飞机噪声的限制。

2. 工业噪声管理 凡有噪声源的单位或个人,都要采取有效的噪声控制设施,使之达到所在地区环境的噪声标准。无法消除噪声危害的单位,要有计划改厂或迁到适当地区。

工厂设备噪声,不得超过设备噪声标准。

3. 建筑施工噪声的管理 建筑施工设备,应符合国家规定的噪声标准。必要时还需采取有效防噪措施。

离开施工作业场地边界 30m 处,噪声不许超过 75dB,撞击噪声最大声级不许超过 90dB。

在居民区施工时,夜间禁止使用噪声大的施工机械设备。施工噪声设备影响不得超过区域环境噪声标准。

4. 社会生活噪声管理 除特殊规定使用的扩声喇叭外,一般室外禁止使用扩声喇叭。喇叭使用必须控制重量,不得对周围环境造成危害。

使用家用电器和机械设备,其噪声影响不得超过所在区域的环境噪声标准。

夜间禁止在住宅区附近大声喧哗,以防止干扰居民休息,产生的噪声影响不得超过所在区域环境噪声标准。

5. 其它管理措施 地方政府制定噪声管理条例或立法条款时,应明确划定各类环境区域,规定城市建设总体规划防噪条款,例如交通干线道路两侧住宅建筑,离开交通干线的防噪距离要大于 30 米。

立法中还应将环境噪声监测,监督执行及违法制裁等内容列入条款。

24.3.2 城市建设的合理规划

合理的城市建设规划,对未来的城市噪声控制具有非常重要的意义。城市建设规划可从城市人口控制土地的合理使用、区域

的划分和道路设施以及建筑物的布局等方面来考虑。

1. 城市人口的影响 控制城市人口是十分重要的。根据欧洲国家的统计,人口的增长与城市噪声有如下关系:

$$L_p = 27 + 10 \log P \quad (24.6)$$

式中 L_p 是从早上 7 点到晚上 11 点的平均声级,单位是 dB; P 是人口密度,单位是每平方公里人口数。用这个公式估计,其准确度在 3dB 以内,这在我国也基本适用。因此,严格控制城市人口密度的增长对减少城市噪声效果很明显。为了解决城市人口过于集中,并随之带来的工业、商业、交通的集中,许多国家正采取在大城市远效区建立卫星城的办法。

2. 合理的使用土地与划分区域 它是城市建设规划中减少噪声对人的干扰的有效方法。根据不同的使用目的和建筑物的噪声标准,选择建筑场所和位置,从而决定建立学校、住宅区和工厂区的合适地址,在进行建筑施工以前,首先应该进行噪声环境的预

表 24.12 户外允许噪声级(单位: dB)

区 域	基本噪声级		频繁的峰值		偶尔的峰值	
	夜 间	白 天	夜 间	白 天	夜 间	白 天
医院	35	45	45	50	55	55
安静居民区	45	55	55	65	65	70
混合区	45	60	55	70	65	75
商业区	50	60	60	70	65	75
工业区	55	65	60	75	70	80
大马路	65	70	70	80	80	90

测,看是否能符合该建筑的环境噪声标准。对于兴建噪声较大的工矿企业,还应该先进行预测评价,估计它们对周围环境的影响。根据瑞士的研究结果,土地使用规划可根据表 24.12 的数据来考虑,这数据给出了基本的噪声级范围。

表 24.13 给出的室内噪声允许标准是根据英国的研究推荐的,它对土地使用和区域规划也具有参考价值。

表 24.13 建议的室内噪声值

位 置	噪 声 级 (dB)	
	夜 间	白 天
农村地区	30	40
郊区(离开主要交通线)	35	45
繁忙的市区	35	50

在区域规划中,应该尽量使居民区不与吵闹的工业区和商业区混杂,也应该考虑噪声控制的措施;如日本东京,考虑到工厂噪声干扰,因此,在规划中将工厂集中到机场附近,因为都属噪声区,所以让它们集中在一个地区,而将需要安静条件的区域相对集中到另一地区。

3. 道路设施和两侧建筑布局 合理的布局对减少交通噪声具有很好的效果。目前一些国家在高速公路进入市区的地段,采用路旁屏障来降低交通噪声干扰。日本高架公路新干线穿过市区时,采用屏障来减少噪声。有些国家还特别设计路面呈凹形的道路,使马路两侧形成屏障,使用屏障最理想的效果一般不超过 24 dB。有关屏障减少交通噪声的原理,在第三章中已经讨论。

在通过居住区地段,利用临街商亭手工艺工厂做为屏障,也是

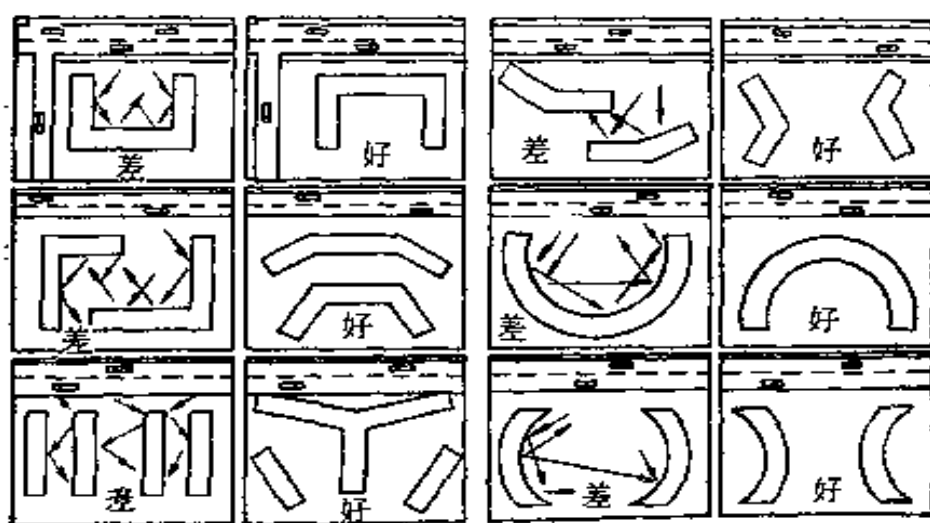


图 24.10 建筑物位置布局的选择示意图

一种可行的办法。在沿道路快车线外沿,建筑商亭,使商亭背面做为广告墙面朝向道路一侧,而商亭营业门面朝向居住建筑物一侧,这样的设施不仅是理想的声障板,对美化市容、保证交通安全也有好处。

道路绿化降噪效果是不显著的,一般很厚的林带,大约每 100 m 有 10dB 左右的降噪效果。草皮大约每 100m 有几分贝的降噪效果。但在城市中种植几十米甚至上百米的林带是不现实的。绿化减噪林本身的衰减量虽然不大,但绿化对环境的静化却有一定的心理效果。

道路两侧建筑物布局方法,应考虑到使噪声的影响降至最小,例如利用地形或隔声屏障,使噪声不断降低。图 24.10 是建筑物布局对噪声影响的几个实例。

此外,在住宅建筑物临路一侧,可设有吸声墙面和顶棚的走廊,这样对居住房间的噪声可以减少 10dB 以上。目前我国城市道路两侧住宅,大都是高达十二层以上的高层建筑,这对背道路一侧的居住区来说是一个很好的声屏障。

参 考 文 献

- [1] F. A. White, *Our Acoustic Environment*, John Wiley & Sons, New York (1975).