

徐兀 编译

汽车振动和 噪声控制



人民交通出版社

Qiche Zhendong He Zaosheng Kongzhi

汽车振动和噪声控制

徐 兀 编译

人 民 交 通 出 版 社

内 容 提 要

本书介绍国外汽车振动和噪声控制技术。全书共分十章，主要内容包括：数据处理，隔振，板件阻尼，发动机、车身、车架和整车的振动和噪声控制等。

本书可供从事汽车、拖拉机和中小型内燃机设计、研究的技术人员以及大专院校有关专业师生参考。

汽车振动和噪声控制

徐 兀 编译

责任编辑：梁恩忠

封面设计：王 菁

技术设计：张义华

插图设计：李京辉

责任校对：高 琳

人民交通出版社出版

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经售

人民交通出版社印刷厂印

开本：787×1092 1/32 印张：17 字数：404千

1987年7月 第1版

1987年7月 第1版 第1次印刷

印数：0001—6,350 册 定价：4.10元

前 言

前几年，本人结合建立汽车振动噪声控制技术手段的工作需要，比较广泛地查阅了七十年代以来一些国外有关文献，至今仍然保持学习控制技术的兴趣。实际上，本书是我读书笔记的整理。

振动噪声控制是一门综合性较强的科学技术，它涉及许多专门领域。本人认为，对于汽车、拖拉机、内燃机的工作者，如果适当地进修随机数据的分析方法、信号数字处理的数学原理、机械振动原理、应用声学、电子计算机的原理及应用等专著，那么，将为掌握振动噪声控制技术奠定理论基础。

本书虽是针对振动噪声控制工程师编译的，但也侧重考虑了产品设计师的需要。在产品阶段必须充分考虑振动噪声控制问题。如果在结构设计和参数选择上有所忽视而留下较大的欠缺，一般说来，事后是难以补救的。随着节省资源和能源，以及汽车轻量化和低公害要求的不断提高，振动噪声控制显得越来越重要和困难了。不妨这样说，如果我们在控制技术上主动地而非补救性地、系统地而非零碎地开展工作，我国的产品将有一个质的飞跃。本人汇编本书的动机即在于此。

为了尽量避免谬误，书稿按专业划分，请清华大学、南京大学、吉林工业大学、长春汽车研究所、第二汽车制造厂技术中心、武汉市自动化研究所、北京市劳动保护研究所等单位的专家作了审阅。参加审阅的人员有张昌龄、钱振为教授，徐世良、吴振威副教授，李荫寰、顾伯良、张开祈高级工程师，刘家鹤、徐滇、任文堂工程师等同志。他们指出了一些错误，并提出了改进编译的宝贵意见，使我得益很多。

张效工同志参加了第三、四章部分原稿的翻译。蒲运顺同志校阅了第二、四章部分稿件的数学论证。我在推导理论公式中，数学上还得到他的帮助。在此，本人对所有参与审阅和帮助的同志表示衷心的感谢。

本人学识浅薄，错误或不当之处在所难免，热切期望读者指出书中的缺点与错误。

编 译 者

目 录

第一章 总论	1
第一节 噪声控制基本知识.....	1
第二节 汽车振动和噪声评价参考标准.....	11
第三节 结构部件振动的声发射.....	16
第四节 振动模态分析法.....	26
第二章 数据处理	30
第一节 汽车声学中的随机信号处理.....	30
第二节 快速富里叶变换振动噪声分析装置.....	37
第三节 模态分析的参数估计法.....	47
第三章 发动机	63
第一节 激振源和噪声源.....	63
第二节 发动机噪声分析法.....	67
第三节 发动机结构振动特性的试验研究.....	69
第四节 激光全息摄影法分析振动.....	80
第五节 有限单元法分析发动机结构振动.....	84
第六节 发动机噪声估算法.....	89
第七节 活塞敲击振动和噪声的控制.....	92
第八节 柴油机燃烧噪声.....	98
第九节 低噪声发动机设计.....	105
第十节 配气机构振动控制.....	111
第十一节 发动机扭振控制.....	116
第四章 冷却系	128
第一节 概论.....	128
第二节 试验方法.....	129
第三节 各种因素的影响.....	131
第四节 轴流风扇噪声谱的组织.....	134
第五节 皮带传动风扇疲劳损坏与传动系振动的关系.....	142
第五章 进、排气系	152
第一节 概论.....	152
第二节 排气消声器的计算.....	154
第三节 排气噪声试验方法.....	159
第四节 进气消声.....	162
第五节 消声器壳体动态分析和再生噪声的控制.....	165
第六节 声学有限元分析法.....	168

第六章 隔振	174
第一节 概论.....	174
第二节 发动机隔振.....	177
第三节 五缸直列式发动机摇摆控制.....	183
第四节 重型自卸车动力装置的隔振.....	186
第五节 随机振动的隔振.....	191
第七章 板件阻尼	203
第一节 阻尼的量度和测量.....	203
第二节 板件的阻尼效应.....	208
第三节 阻尼机制和阻尼量值.....	212
第四节 粘弹性层阻尼板.....	217
第五节 复合板的使用性能.....	223
第八章 传动系	226
第一节 传动系的机械故障诊断.....	227
第二节 传动系振动噪声试验.....	229
第三节 传动系齿轮敲击声.....	234
第四节 扭振减振器最佳摩擦力矩的确定.....	236
第五节 齿轮噪声的控制.....	238
第六节 轮胎噪声.....	241
第九章 车身和车架	248
第一节 基本控制原理.....	248
第二节 试验方法.....	254
第十章 整车	258
第一节 整车噪声试验法.....	258
第二节 平顺性的评价.....	262

第一章 总 论

汽车振动和噪声控制关系到环境保护、汽车行驶的平顺性和耐久性。声频域内(20~20000Hz)的汽车结构振动和某些部件(例如发动机进、排气系,风扇)的气体脉动和涡流是噪声源。振动引起某些部件的早期疲劳失效。一定范围的振动使驾驶员和乘客不舒服,发生疲劳,甚至造成振动疾病。此外,重型汽车的某些振动还可能对频繁通过区附近的建筑物造成振动危害。因此,汽车振动和噪声控制是非常重要的。

事实上,机械结构没有振动就不会发射令人讨厌的噪声,一些结构疲劳失效问题也可避免,所以控制振动是最基本的。

就噪声控制来说,一般包括声源、传递途径和接受者三个方面的控制措施。但是,不可设想对汽车噪声的接受者采取措施。降低汽车噪声的根本办法是控制声源,并补以传递途径上可行的措施。措施范围的这种限制性,加上交通噪声的控制和乘坐舒适性的要求日益严格,增加了控制汽车噪声的困难。基于此,本书内容以噪声控制为重点。

第一节 噪声控制基本知识

一、噪 声

噪声具有声波的一切特性。

噪声的频谱是杂乱无章的。按照起源不同,噪声主要有三种:空气动力性噪声、机械性噪声和电磁性噪声。按照频谱的性质,噪声又可分为有调噪声和无调噪声。有调噪声含有非常明显的基频和伴随基频的谐波,这种噪声通常是由旋转机械造成的。无调噪声是没有明显的基频和谐波的噪声。

随机噪声^[1] 许多情况下噪声信号是不确定性的,在时间上它是随机的(见图1-1)。对于随机信号 $p(t)$ 必须用统计理论来描述。理论上,随机噪声不存在富里叶变换 $P(\omega)$,除了仅考察它的有限长采样之外,即它仅在 $(0 \leq t \leq \tau)$ 范围上取非零值(τ 为采样时间)。这样,富里叶变换是:

$$P(\omega, \tau) = \int_{t_1}^{t_2} P(t) e^{-i \omega t} dt \quad (1-1)$$

式中: $P(\omega, \tau)$ 是 $P(t)$ 的有限富里叶变换。

随机噪声的功率谱密度是频率的光滑函数(见图1-2)。

涡流噪声 高速气流流经障碍物时会产生很强的涡流噪声。现以气体流经圆柱形障碍物为例来解释涡流噪声生成机理。如图1-3所示,具有粘性的空气

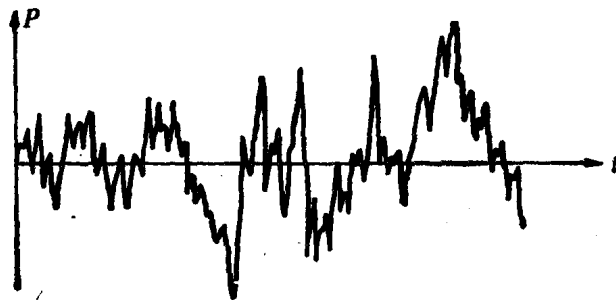


图1-1 随机噪声信号



图1-2 随机噪声的功率谱密度

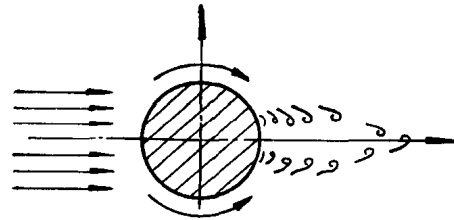


图1-3 涡流图

环绕圆柱体流动时，在柱体表面上将形成附面层。迎气流面的附面层转薄，随着气流沿柱面两侧绕流，附面层渐次变厚，使一部分气体在柱体后面堆积而形成一个死区。不过死区内的气体并非静止，死区与流动的气体之间的界面也不是稳定不变的。向前运动的气流由于气体的粘滞力而带动死区中的部分气体旋转，很快形成涡流坯，并迅速长。死区中这部分旋转的气体范围越来越大，最后由于向前运动气体的卷吸作用而使涡流坯脱出，并随气流一起向前运动，直到消失在流动的气流中。与此同时，死区接续形成新的涡流坯，并长大相继脱出。这样，在气流阻碍物的背部死区内气体涡流不断产生和脱出，从而扰动空气介质。这种扰动进入人耳就造成涡流噪声。

当气流的绕流雷诺数 $R_{o,d} \leq 3.3 \times 10^5$ 时，涡流脱出的频率 f_0 与绕流的气体速度 V 成正比，而与阻碍物的尺寸大小成反比，其表达式为：

$$f_0 = S_t \frac{V}{d} \quad (1-2)$$

式中： S_t ——斯脱罗哈尔数，当 $R_{o,d} \leq 3.3 \times 10^5$ 时， $S_t = 0.2 \sim 0.27$ ；

d ——圆柱体的直径，m。

然而，实践中气流阻碍物的形状相当复杂，以致涡流脱出声频率的计算并非上式那么简单。通常涡流噪声呈现出宽带的随机噪声谱。

二、声波的传播

声波的反射、折射和衍射 声波遇到障碍物时，如果障碍物的尺度大于声波波长就发生反射，反射的强度依赖于障碍物的吸声性能。声波遇到障碍物或者孔洞时，发生衍射（绕射），声波衍射情况根据波长 λ 与障碍物或孔洞尺寸 d 的关系而不同（见图 1-4）。声波在传播过程中遇到不同特性阻抗的界面时，除了发生反射外还发生折射。声波折射时传播方向将改变。

噪声的波长在几厘米到十几米之间，故噪声的反射问题很复杂。

反射声能与入射声能之比叫做反射系数。从特性阻抗为 $\rho_1 c_1$ 的介质到特性阻抗为 $\rho_2 c_2$ 的介质，正入射声波的反射系数 γ_0 为：

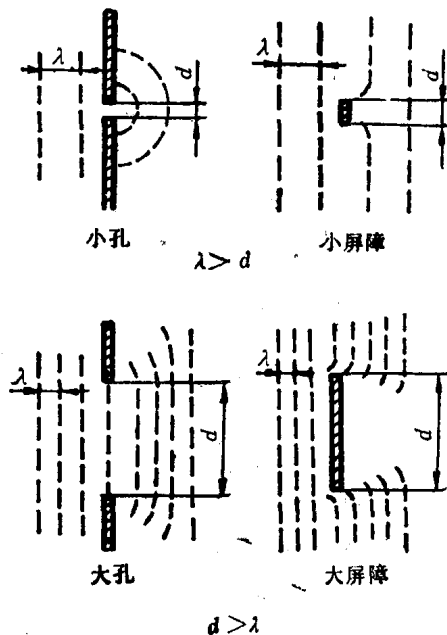


图1-4 声波的衍射

$$\gamma_0 = \left(\frac{\rho_1 c_1 - \rho_2 c_2}{\rho_1 c_1 + \rho_2 c_2} \right)^2 \quad (1-3)$$

空气的特性阻抗 (20℃ 时为 415 瑞利) 与钢的特性阻抗 (390×10^5 瑞利) 相比可以忽略不计。因此, 钢板几乎可以将声能全部反射。

声波的衰减 如果某声源的尺寸比由测点到声源的距离 r 小得多时, 则该声源可以视为点声源。点声源在空气中辐射球面波, 所产生的声压幅值与距离 r 成反比。用分贝表示自由声场中某一点的声压级为:

$$L_p = L_w - 20 \lg r - K \quad \text{dB} \quad (1-4)$$

式中: K ——常数, 对于全自由声场, $K = 11$; 对于半自由声场, $K = 8$;

L_w ——声源的声功率级;

r ——测点距声源中心的距离。

距离 r_1 和 r_2 之间的声压级差值为:

$$\Delta L = 20 \lg \frac{r_2}{r_1} \quad (1-5)$$

当 $r_2/r_1 = 2$ 时, $\Delta L = 20 \lg 2 \approx 6$, 即距离倍增时声压级减小 6 dB。

声波传播时, 还会由于空气的吸收而衰减。衰减的大小与声波的频率、空气的温度和湿度有关。

干涉、驻波和共鸣 从几个波源产生的声波, 可以同时空气中传播, 如在某些点上相遇, 则相遇处质点的振动是各波所引起的振动的合成。几个波相遇后, 每一个波仍保持自己原有的特性 (频率、波长、传播方向等)。因此, 声波的传播是独立进行的。这种波动传播的独立性, 称为声波的叠加原理。依据叠加原理, 两个频率相同的声波同相到达某一点时, 两波互相加强, 合成振幅为两波之和 (如图 1-5a); 如果两波相位相反, 则互相减弱或完全抵消, 合成振幅为两波振幅之差 (如图 1-5b)。

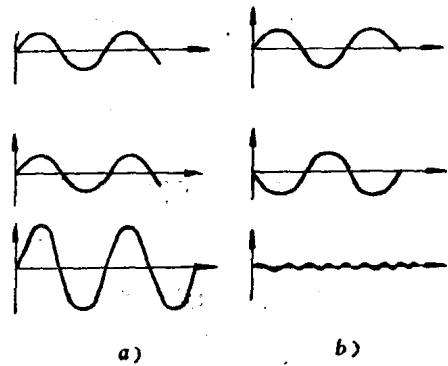


图1-5 声波的干涉

这种现象称为干涉现象。产生干涉现象的波称为相干波。两个振幅相同的相干波在同一直线上沿相反方向进行时叠加而成的波, 称为驻波, 这是波的干涉现象的特例。干涉现象中两波互相加强的情况叫做共鸣。

三、固体中的声波

在固体中既可激发出纵波, 也可激发出横波, 有时还激发出扭转波、表面波等^[8]。

纵波的波速是:

$$c_1 = (E/\rho)^{1/2} \text{ m/s} \quad (1-6)$$

式中: E ——介质的杨氏弹性模量, Pa;

ρ ——介质的密度, kg/m^3 。

板的横波 (弯曲波) 波速是:

$$c_B = (1.8 h f c_1)^{1/2} \text{ m/s} \quad (1-7)$$

式中: h ——板的厚度, m;

f ——波的频率, Hz。

四、分贝和级〔3〕

声与振动量常用比值的常用对数表示。其原因是常碰到的声与振动能量最大与最小之间相差很大，因此用对数处理很方便，而且人体的感觉器官是响应于对数量的。

级的定义是两能量或比例于能量的量之比，取以10为底的对数，这样得出的单位叫贝尔。分贝(dB)是贝尔的十分之一，因此分贝就是10乘以两个能量比值的常用对数的单位，定义为级的单位。定义零级的能量或比例于能量的量叫基准量或参考量。声与振动中的基本公式和参考量列于表1-1。

声与振动的基本公式和参考量

表1-1

名 称	定 义	参 考 量
声 压 级	$L_p = 20 \lg(p/p_0)$	$p_0 = 2 \times 10^{-5} \text{ Pa}$
声功率级	$L_w = 10 \lg(W/W_0)$	$W_0 = 10^{-12} \text{ W}$
声 强 级	$L_I = 10 \lg(I/I_0)$	$I_0 = 10^{-12} \text{ W/m}^2$
声能密度级	$L_D = 10 \lg(D/D_0)$	$D_0 = 10^{-12} \text{ J/m}^3$
振动加速度级	$L_a = 20 \lg(a/a_0)$	$a_0 = 10^{-6} \text{ m/s}^2$
振动速度级	$L_v = 20 \lg(v/v_0)$	$v_0 = 10^{-6} \text{ m/s}$
振动位移级	$L_d = 20 \lg(d/d_0)$	$d_0 = 10^{-11} \text{ m}$
振动力级	$L_F = 20 \lg(F/F_0)$	$F_0 = 10^{-6} \text{ N}$
能 级	$L_E = 10 \lg(E/E_0)$	$E_0 = 10^{-12} \text{ J}$

五、级的加减和求平均

分贝数不能直接加减，必须按照对数法则进行运算，即按照能量叠加（或声压的平方相加）规律进行。 n 个声音的分贝和 L_n ，按下式求值

$$L_n = 10 \lg \left\{ \lg^{-1} \frac{L_1}{10} + \lg^{-1} \frac{L_2}{10} + \dots + \lg^{-1} \frac{L_n}{10} \right\} \quad (1-8)$$

或者

$$L_n = 20 \lg \left\{ \frac{\sqrt{p_1^2 + p_2^2 + \dots + p_n^2}}{2 \times 10^{-5}} \right\}$$

级的相加利用分贝求和图1-6较方便。按照对数加法，先算出两个声音的分贝数差 $L_1 - L_2$ ，再从图上找出与相对应的增值 ΔL ，然后加在分贝值高的 L_1 上，得出分贝和 L_n 。如果是两个以上的分贝数相加，亦是依次顺序进行。

两个声音的分贝数相减，按下式求值。

$$L = 10 \lg \left\{ \lg^{-1} \frac{L_1}{10} - \lg^{-1} \frac{L_2}{10} \right\} \quad (1-9)$$

或者

$$L = 20 \lg \left\{ \frac{\sqrt{p_1^2 - p_2^2}}{2 \times 10^{-5}} \right\}$$

式中： $L_1 > L_2$ ， $p_1 > p_2$ 。级的相减利用图1-7较方便。

分贝数的平均亦不能按照自然数平均，除因分贝差值小，试验数据允许取算术平均值之外，应按下式求平均分贝数 L_m 。

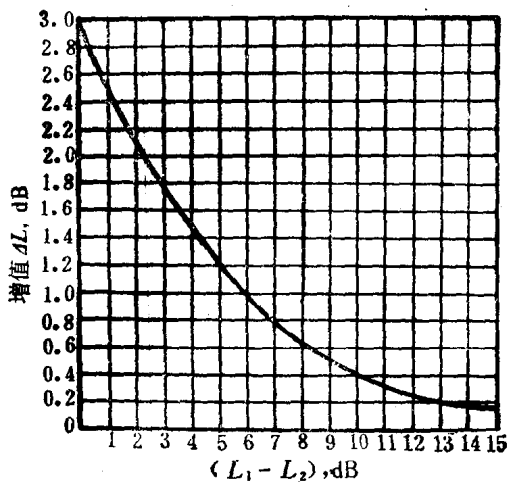


图1-6 两个分贝值相加

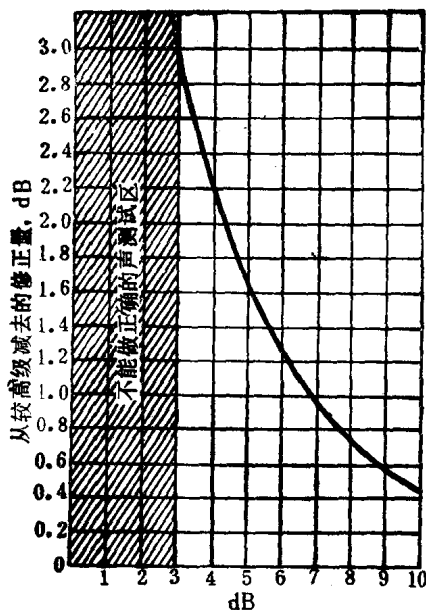


图1-7 相减的两个级之分贝差

$$L_m = 10 \lg \left\{ \lg^{-1} \frac{L_1}{10} + \lg^{-1} \frac{L_2}{10} + \dots + \lg^{-1} \frac{L_n}{10} \right\} - 10 \lg n \quad (1-10)$$

六、声与振动的关系〔8〕

结构振动发射出的噪声叫做结构载噪声，或固体噪声。研究表明，固体振动产生声音的大小与固体振动的速度成正比，或者振动速度级的变化等于声压级的变化，即：

$$\Delta L = 20 \lg \frac{p_1}{p_2} = 20 \lg \frac{v_1}{v_2} \quad \text{dB} \quad (1-11)$$

式中： p —— 声压；

v —— 振动速度。

如果是简谐振动，那么物体的振动加速度 a ，振动位移 D 与振动速度 v 有如下关系：

$$a = \frac{dv}{dt} = 2\pi f v$$

$$D = \int v dt = v / 2\pi f$$

而振动加速度 a 与振动力 F 又有如下关系：

$$F = ma$$

这样，就把通常用来评价隔振好坏的力传递率 T_f 与声级的变化关系联系起来，即：

$$\Delta L = 20 \lg \frac{p_1}{p_2} = 20 \lg \frac{v_1}{v_2} = 20 \lg \frac{a_1}{a_2} = 20 \lg \frac{D_1}{D_2} = 20 \lg \frac{1}{T_f} \quad \text{dB} \quad (1-12)$$

如果采取隔振措施后，物体振动减弱到原来的 $\frac{1}{10}$ ($T_f = 0.1$)，那么，该物体发射的声音则应减弱 20dB。

然而实践表明，固体振动产生的声音除了与振动的大小有关外，还取决于物体本身发射声音的条件，如物体的大小、质量、材料的内阻尼以及边界条件等。此外还与传播声音的空

间条件（如房间的吸声情况、体积、形状以及测声点位置等）有关。因而对于实际问题中碰到的复杂振动，上述关系式并非那么简单，计算与测量也就难以符合。但关系式却给出了一个近似数量的比例关系。

七、由于冲击振动噪声的发生〔8〕

活塞敲击、机械部件间的冲击是发生冲击振动噪声的代表性例子。假定在短时间 Δt 内，将冲击力 F_0 加在质量为 m 和刚度为 k 的物体上，则对于无阻尼单自由度系统有下式：

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + kx = F \quad (1-13)$$

按初始条件： $t < 0$ 时 $F = 0$ ， $0 < t < \Delta t$ 时 $F = F_0$ ， $t > \Delta t$ 时 $F = 0$ ，解上式， Δt 很小时 $F_0 = \bar{F}_0 / \Delta t$ ，单次冲击的响应为：

$$x = \frac{\bar{F}_0}{\sqrt{mk}} \sin \omega_n t \quad (1-14)$$

即由于强迫力激发了自由振动（见图 1-8）。上式中 ω_n 是固有频率。由上式可见，强迫力越小，且物体的质量和刚度越大时，振动的振幅就越小。

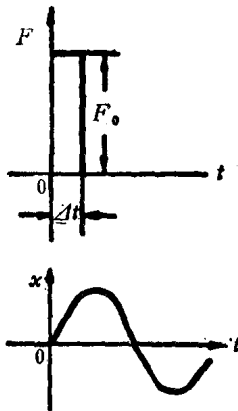


图1-8 由冲击发生的振动

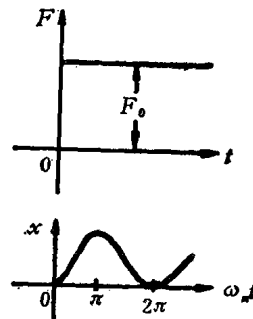


图1-9 由冲压发生的振动

对于气门那样施加冲击力 F_0 后持续作用的情况（见图 1-9），如忽略阻尼也适合式 (1-13)。这时初始条件是： $t < 0$ 时 $F = 0$ ， $t \geq 0$ 时 $F = F_0$ 。解得：

$$x = \frac{F_0}{k} (1 - \cos \omega_n t) \quad (1-15)$$

可见同样发生自由振动。然而，实际上由于阻尼的存在形成衰减振动。

八、振动表面的声发射

Wallace 提出声发射系数 σ 表征振动表面发射噪声的效应。声发射系数定义为：

$$\sigma = W / R \langle V^2 \rangle S = W / \rho c \langle V^2 \rangle S \quad (1-16)$$

式中： W ——发射声功率；

R ——发射声阻；

$\langle V^2 \rangle$ ——表面振动的均方速度；

S ——发射部的面积；

ρ ——空气密度；

c ——空气中声速。

假定宽广表面的一部分以半径为 a 的圆形活塞振动，则上式的 R 为：

$$R = \frac{(ka)^2}{2} \rho c, \quad ka < 1 \quad (1-17)$$

$$R = \rho c, \quad ka > 1 \quad (1-18)$$

这里， $k = 2\pi f/c$ ，它是波数； f 是振动频率。

按能量分析来说，在式(1-17)成立的范围内，声压与振动加速度成比例；在式(1-18)成立的范围内，声压与振动速度成比例。从而可知，要控制固体发射噪声，必须抑制它的振动。

若将振动速度表为：

$$V = \sum_n V_n e^{i\omega_n t} \quad (1-19)$$

且若测声点距离 r 足够大，从声源中心偏斜 θ 角度，在 r 距离某点的声压 p_0 为：

$$p_0 = i\rho c \frac{a}{r} \sum_n V_n e^{i\omega_n t} e^{-ik_n r} \left[\frac{J_1(k_n a \sin\theta)}{\sin\theta} \right] \quad (1-20)$$

$$J_1(x) = \frac{x}{2} \left(1 - \frac{x^2}{2 \cdot 2^2} + \frac{x^4}{2 \cdot 4^2 \cdot 6} + \dots \right)$$

式中 J_1 是第 1 阶贝塞尔函数， $e^{-ik_n r}$ 是相位因子。在波的传播上随着距离变远，时间滞后，但波形保持不变。

$\theta = 0$ 时，由下式

$$\lim_{\theta \rightarrow 0} \frac{J_1(k_n a \sin\theta)}{\sin\theta} = \frac{k_n a}{2}$$

那么，垂直线上某点的声压为：

$$p_0 = \rho c \frac{a^2}{2r} \sum_n i\omega_n V_n e^{i\omega_n t} e^{-ik_n r} \quad (1-21)$$

由上式来看， $\theta = 0$ 线上远方点的声压总是与振动加速度成正比。

九、固体波动的截断对策

由强迫力造成的波动会在固体内部传递，在想不到的地方发生噪声。在这种情况下，抑制噪声的有效措施是在传递途径上截断波动。

对于两种材料连续的情况，如图1-10所示，假定与材料 1 垂直的平面波在入射界面的声压体积速度是连续的，则有

$$\left. \begin{aligned} p_i - p_r &= p_t \\ \frac{p_i - p_r}{Z_1} &= \frac{p_t}{Z_2} \end{aligned} \right\} \quad (1-22)$$



式中： p_i ——入射声压；

p_r ——反射声压；

p_t ——透过声压；

Z_1, Z_2 ——材料 1 和材料 2 的特性阻抗： $Z_1 = \rho_1 c_1$ ， $Z_2 = \rho_2 c_2$

由式(1-22)，波动能量的反射率 γ 表为：

图1-10 波动的截断

$$\gamma = \left(\frac{p_r}{p_1} \right)^2 = \left(\frac{Z_2 - Z_1}{Z_2 + Z_1} \right)^2 \quad (1-23)$$

由此可知，欲使 γ 大，连接材料的特性阻抗之差就要大。

十、固体波动的衰减对策^{[9][10]}

这种方法是用防振合金材料和阻尼板达到衰减振动能量的目的。阻尼板在第七章论述。这里仅概略介绍防振合金材料。

一般说来，金属材料的强度与防振系数（每循环内的能量耗散率）成反比。图1-11表示这种关系。 $\alpha = 9.8$ 及 $\alpha = 98$ 的直线分别表示有色金属和黑色金属的两个界限。然而， $\alpha = 980$ 的直线附近用黑点标记的合金材料，其强度和防振系数之积 α 是前两者的 10~100 倍，这就是称之为防振合金的理由。

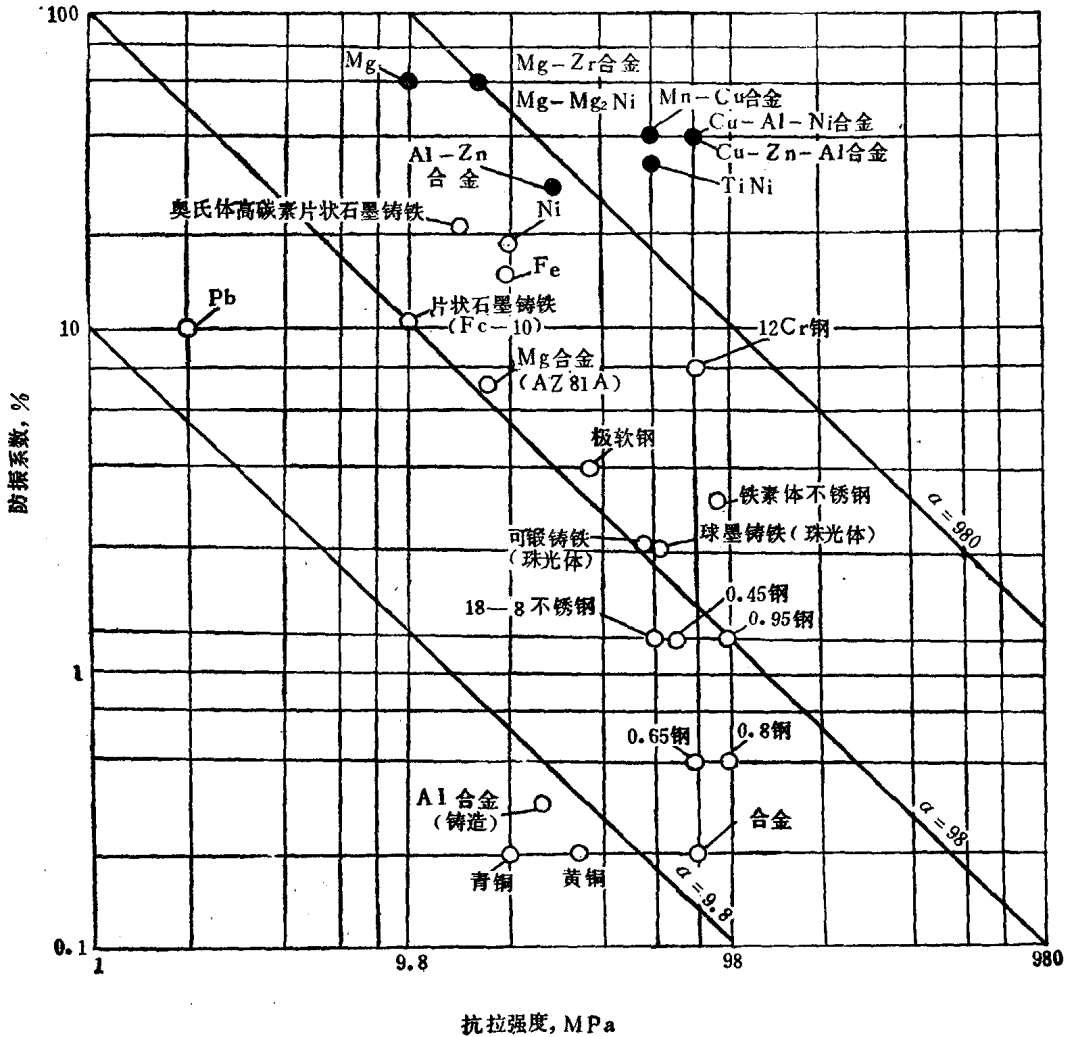


图1-11 金属材料的强度和防振系数

图1-12表示几种不同防振系数材料制成的两端自由棒的共振曲线和自由振动的衰减包络线。由图可见，随着防振系数的加大，共振曲线的锐度和共振振幅都减小，而且衰减加快。由此可以得出结论：防振系数越大，振幅衰减越快，共振曲线变平，共振振幅越小。这就是敲击防振合金几乎不发出声音的原因。

根据防振机理分类，防振材料有复合型、强磁型、位错型和孪晶型四种。复合型中的片状石墨铸铁是廉价的防振材料。各种促进石墨化元素中以Zr(锆)的减振作用为最大。文献[9]介绍了各种防振材料的性能。然而，汽车材料的选择主要应从机械强度、工艺性和生产成本等方面来考虑。这里仅介绍汽车制造可以考虑使用的几种防振合金。

1.复合型 文献[10]报导了防振铸铁的研究结果。含Zr 0.15~0.20%的防振铸铁，抗拉强度超过98MPa。表1-2综合了几种防振铸铁的性能。

此外，Al-Zn合金由Zn粒子起类似于灰铸铁片状石墨吸收振动能量的作用，可以在276℃共析反应温度以下使用，防振效果非常大。

2.强磁型 高纯铁必须充分退火后缓慢冷却，残余应力的存在对防振效果有极不良的影响。12Cr钢是一种铁素体系不锈钢，也必须充分退火除去残余应力才合用。在12%Cr外添加Al的防振钢性能更加改善。用于强化柴油机活塞顶部降声2~4dB。

这类材料的衰减性能的温度依从性，在居里点 T_c 以下几乎是不变的，因而使用温度上的问题少些。相对说来，衰减性能的振幅依从性要给予注意(见表1-2)。

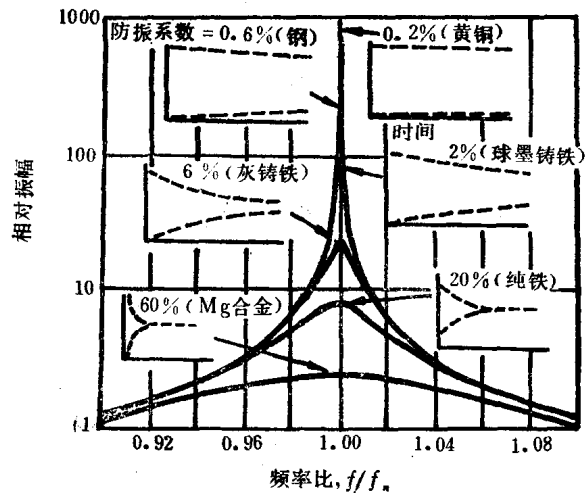


图1-12 防振系数对两端自由棒的共振曲线和自由衰减曲线的影响

发展出的几种防振铸铁的性能

表1-2


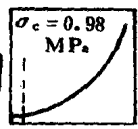
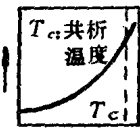
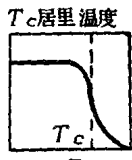
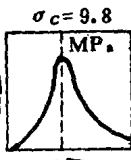
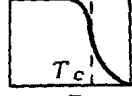

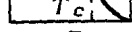
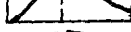
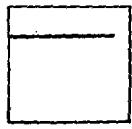
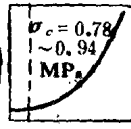
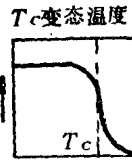

	化 学 成 分						损耗因数($Q^{-1} \times 10^{-3}$)				机械性能 (铸态)		
	C	Si	Mn	Ni	Cr	Zr	铸态	550°C ×	900°C ×	淬火后	硬度 HB	抗拉强度 MPa	
								1h炉 冷退火	1h油 冷淬火	200°C × 1h炉冷			
发展 材料	Z系铸铁	3.99	3.10	0.6	—	—	0.08	4.00	2.00	10.00	1.70	73	77
	Ni-Mn奥氏体铸铁	3.55	2.46	5.95	10.23	—	—	2.20	1.15			70	89
	Ni-Cu系铸铁	3.91	2.83	0.6	2.06	1.03	—	2.00	1.00			151	119
	普通铸铁	3.17	1.91	0.79	—	—	—	0.54	0.46			155.5	231

3.转位型 Mg-Mg₂Ni有效利用高纯Mg的优良防振性能，衰减能力非常高，且密度仅为1.8g/cm³。

4.孪晶型 表1-3所列这类材料，在合金变态温度 T_c 以上衰减能力急剧下降。它是一种潜水艇螺旋桨用防振材料。用于防音车轮时可降声6dB。

实用防振合金材料的性能

表1-8

	合金		热处理	机械性能		衰减性能的变化	
	名称	成分(%)		抗拉强度 MPa	杨氏模量 MPa	温度依从性	振幅依从性
复合型	片状石墨 铸铁	3.0~3.5 C 2.0~2.5 Si	铸型冷却或铁素体 化退火材	100~150	10 × 10 ⁵ ~ 1.5 × 10 ⁵		
	Al-Zn	22Al 78Zn	250°C · 2h ↓ 水冷 150°C · 26h ↓ 水冷	300	5 × 10 ⁴		—
强磁型	高纯Fe		900°C · 2h → 炉冷	200	2.1 × 10 ⁵		
	12Cr钢	12Cr-88Fe	900°C · 2h → 炉冷	780	2 × 10 ⁵		
		12Cr-2Al- 86Fe	1000°C · 2h → 炉冷	410	2 × 10 ⁵		
位错型	Mg- Mg, Ni	Mg-5.8~ 19.0Ni	铸型冷却	200	4 × 10 ⁴ ~ 4.5 × 10 ⁴		
李晶型		54Mn-37Cu -4Al-3Fe -2Ni	850°C · 2h → 水冷 450°C · 4h → 水冷	490~590	7 × 10 ⁴ ~ 9 × 10 ⁴		

十一、空气声的对策(8)(11)

开口部的噪声发射，对于从换气孔、吸气孔和排气孔之类的开口部发射声波的情况，如设开口部为半径 a 的圆形，断面积为 S ，可作以下计算。

1. 辐射声阻 R 半径 a 的圆筒突出空间时

$$R = \frac{\rho c}{S} \frac{(ka)^2}{4} = \omega^2 \frac{\rho}{4\pi c} \quad ka < 1 \quad (1-24)$$

式中： $k = \omega/c$ 。

对于在壁面之一部开半径 a 圆孔的情况

$$R = \frac{\rho c}{S} \frac{(ka)^2}{2} = \omega^2 \frac{\rho}{2\pi c} \quad ka < 1 \quad (1-25)$$

$ka > 1$ 时，两种情况都是

$$R = \rho c / S \quad (1-26)$$

2. 声抗

对于声抗 X , 开口部的长度按 ΔL 考虑。半径为 a 的圆筒, $\Delta L = 0.6a$ 时

$$X = \omega(0.6a\rho/S) \quad (1-27)$$

对于半径 a 的圆孔, $\Delta L = 0.85a$ 时

$$X = \omega(0.85a\rho/S) \quad (1-28)$$

3. 辐射阻抗 (有效值) $|Z|$

$$|Z| = \sqrt{R^2 + X^2} \quad (1-29)$$

4. 开口部的体积速度 (有效值) $|U|$, 假定开口部的声压 (有效值) 为 p 时

$$|U| = p/|Z| \quad (1-30)$$

p 也可用式(1-20)计算, 这时要计算进、排气管内速度 v 的分布。

5. 从开口部的发射声功率 W

$$W = |U|^2 R \quad (1-31)$$

6. 开口部的声功率级 L_p

$$L_p = 10 \lg W / 10^{-12} \text{ dB} \quad (1-32)$$

十二、降低气流噪声的对策

1. 管壁的发射声 由于气流作用, 从进、排气管管壁发射的噪声。长度 $L(m)$ 管端的声功率级 $(L_p)_L$ 可按式估算

$$(L_p)_L = (L_p)_1 + 10 \lg \{ (1 - e^{-L/\mu}) / \mu \} \quad (1-33)$$

式中, $(L_p)_1$ 是每1m管长发射的声功率级, μ 是衰减系数, 实用上

$$(L_p)_L \approx (L_p)_1 + 10 \lg L \quad (1-34)$$

对于连续流情况, 直管段流速每增加一倍, 噪声增加7~10dB, 弯管段约增加15dB。对于断续流、脉动流之类情况, 则难以定量估计。

降低管壁噪声的措施有: (1)降低流速; (2)截断向管壁的固体波动; (3)增大管壁的透过损失; (4)在管壁上粘接阻尼材料; (5)外包吸声材料和隔声材料; (6)改善阀门形状, 防止阀部发生涡流。

2. 开口部气体喷出声的控制对策 从开口部以流速 u 喷出气体时, 若按指向性分布积分, 则从开口部发射的声功率 W 为

$$W = \mu R u^n S \quad (1-35)$$

这里, n 在3~8之间取值, $R = \rho c$ 。如取 $n = 8$, μ 值约为

$$\mu = 3 \times 10^{-5} \sim 10^{-4} \approx 6 \times 10^{-5} \quad (1-36)$$

由式(1-35)可知, 降低喷出声的措施有: (1)降低喷出速度; (2)减小开口部的面积; (3)利用尾管形状 (例如压扁管口) 的声波干涉效应。

第二节 汽车振动和噪声评价参考标准

一、振动评价

振动可能引起不舒服、降低工作能力, 甚至引起振动疾病。在表1-4所指的频域, 人体内的共振引起组织变形, 由此而不舒服, 振幅大时感到痛苦。振动疾病很难与振动频率和振