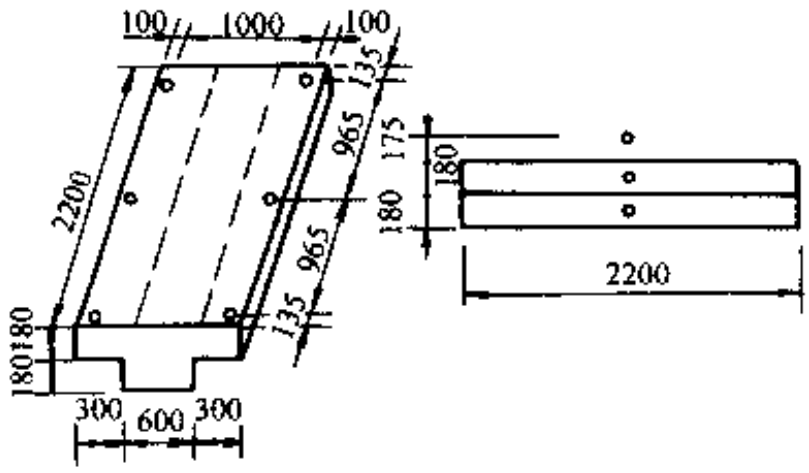


图 8.6-6 隔振台座

（3）隔振器的选用

由$\beta \geqslant 80\%$，故有$\mu \leqslant 20\%$，先忽略阻尼，由

$$\mu = \frac{1}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^2 - 1}, \text{可得}$$

$$\frac{f}{f_0} = \sqrt{\frac{1}{0.2} + 1} = \sqrt{6} = 2.45$$

于是 f_0=16/2.45Hz=6.5Hz

故 $k_z = m\omega^2 = 3632 \times (2\pi \times 6.5)^2 \text{ kg/s}^2$

$= 6051901\text{kg/s}^2 = 60519\text{N/cm}$

每个隔振器动刚度

$$k_z = \frac{60519}{6}\text{N/cm} = 10086.5\text{N/cm}$$

每个隔振器静载荷

$$W_i = \frac{3632}{6}\text{kgf} = 605\text{kgf} = 5932\text{N}$$

查图 8.8-13 所给出的 DJ 系列特性曲线，采用 DJ_4—60 隔振器，在 W_i=605kgf 时，f_i=5.7Hz<6.5Hz，满足要求。实际振动传递率为

$$\mu = \frac{1}{\left(\frac{16}{5.7}\right)^2 - 1} = 0.15 < 0.20，\text{允许。}$$

（4）工程实施

部分隔振体系结构如图 8.6-7 所示

例 3 压缩机隔振设计。

（1）设计资料

压缩机型号 L5.5—40/8（江压）

转速 600r/min

质量 4.00t

配用电机型号 $TDK_2$99/30—10（同步电机）

功率 250kW

转速 600r/min

质量 3.60t（其中转子 0.78t）

压缩机扰力查表，并取综合影响系数 K_0=1.25（一阶扰力），K_0=1.15（二阶扰力），得

$$p_{z1} = 1.25 \times 6.66\text{kN} = 8.33\text{kN}$$
$$p_{x1} = 1.25 \times 2.55\text{kN} = 3.19\text{kN}$$
$$M_{x1} = 1.25 \times 1.23\text{kN} \cdot \text{m} = 1.54\text{kN} \cdot \text{m}$$
$$M_{z1} = 1.25 \times 1.08\text{kN} \cdot \text{m} = 1.35\text{kN} \cdot \text{m}$$
$$p_{z2} = 1.15 \times 6.96\text{kN} = 8.00\text{kN}$$
$$p_{x2} = 1.15 \times 6.17\text{kN} = 7.10\text{kN}$$

压缩机的二阶扰力矩和电机扰力可忽略不计。

要求振动传递率（垂直方向）μ<0.05。

隔振台座顶面允许振动速度[v]=12.6mm/s。

（2）台座尺寸和总质量

由台座质量为 m_2，可按式（8.6-24）计算台座所需质量为

$$m_2 \geqslant \frac{p_z}{[v]\varpi_0} - m_1$$

式中 $p_z = p_{z1} + p_{z2}$=8.33 + 8.00kN=16.33kN；

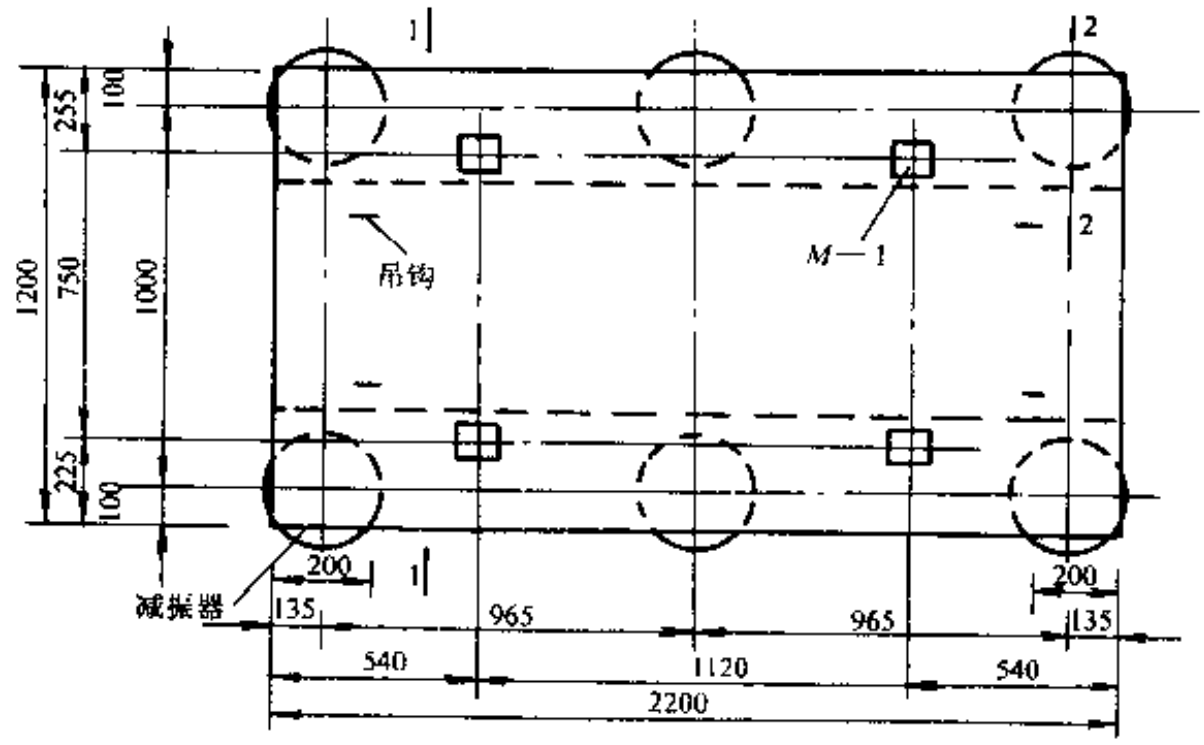
$m_1 = 4.00 + 3.60\text{t} = 7.60\text{t}$；

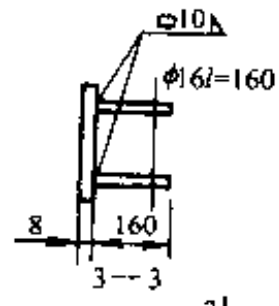
ϖ_0——当量频率，可由下式求出

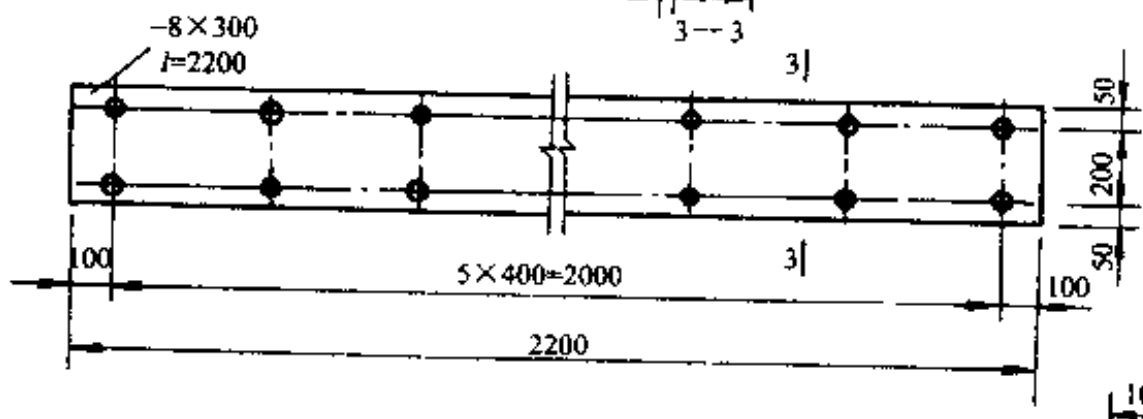
$$\varpi_0 = \frac{p_{z1} + 2p_{z2}}{p_{z1} + p_{z2}}\omega_1$$
$$= 1.49 \times \frac{600}{60} \times 2\pi\text{rad/s}$$
$$= 93.62\text{rad/s}$$

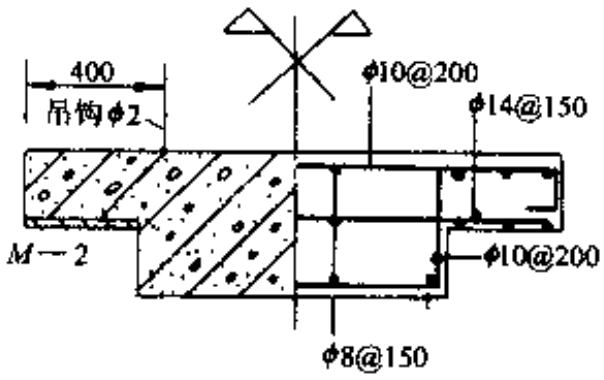
于是，$m_2 \geqslant \dfrac{16.33}{12.6 \times 10^{-3} \times 93.62} - 7.6\text{t}$=13.84-7.6t=6.24t。

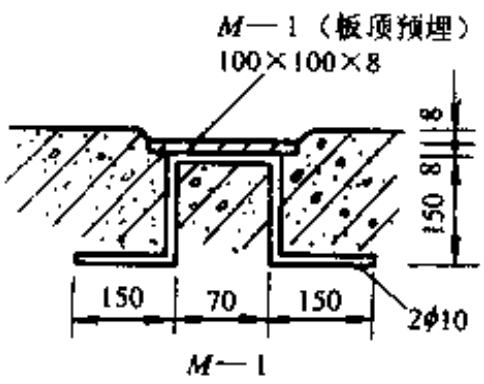
台座的构造尺寸首先应满足安装要求，同时考虑隔振体系总重心作用线和刚度中心作用线尽量靠近等因素，采用台座尺寸如图 8.6-8 所示，其各部分质量为：

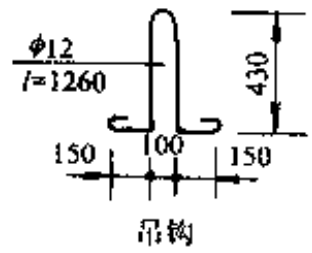












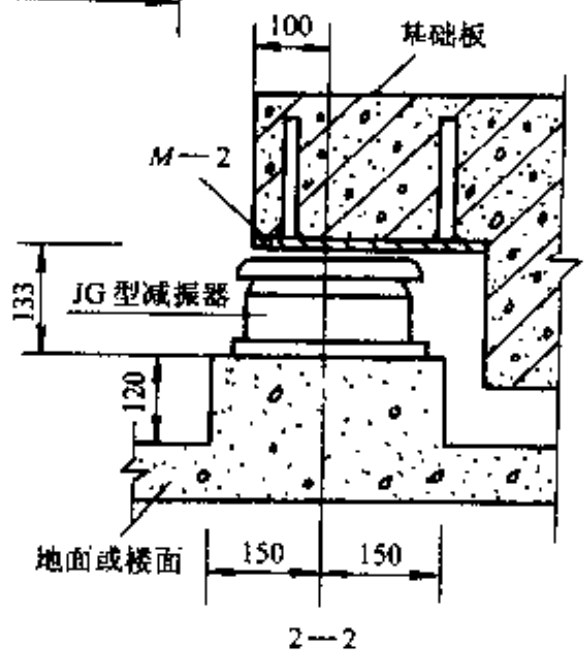


图 8.6-7 隔振台座结构图

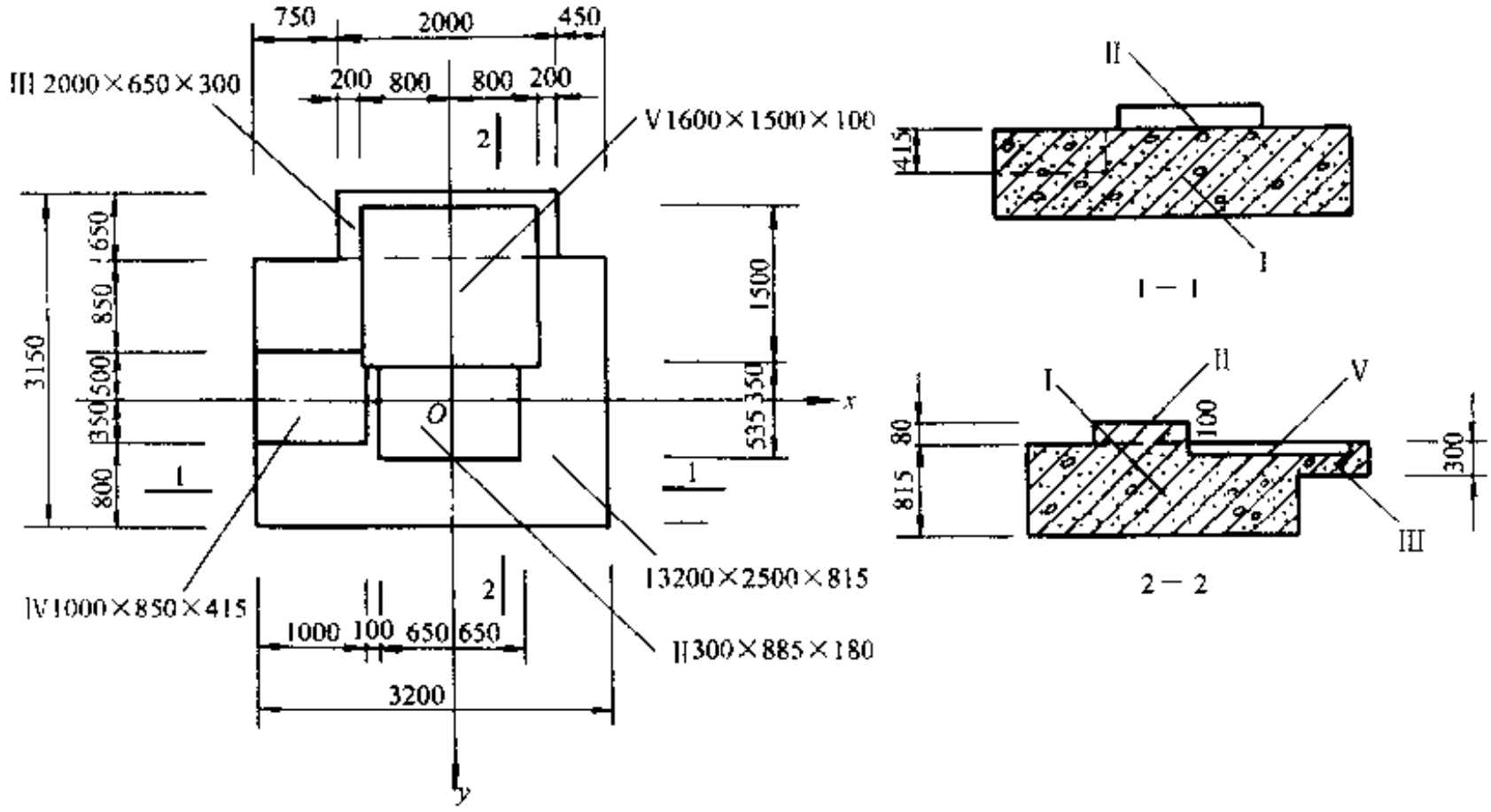


图 8.6-8 隔振台座尺寸

Ⅰ 3.2×2.5×0.815×2.5=16.30t Ⅱ 1.3×0.885×0.18×2.5=0.518t Ⅲ 2×0.65×0.3×2.5=0.975t

Ⅳ −1.0×0.85×0.415×2.5=−0.882t Ⅴ −1.6×1.5×0.10×2.5=−0.60t

故台座实际质量

m_2=16.30+0.518+0.975−0.882−0.60t=16.3t

隔振体系总质量

m=16.3+4.00+3.60t=23.9t

（3）隔振器的选用和刚度计算

要求振动传递率$\mu \leqslant 1/20=0.05$，设频率比$\alpha = f/f_z$，在一、二阶扰力同时作用下，垂直方向隔振系数

$$n_z=\frac{p_{z1}/(\alpha^2-1)+p_{z2}/(4\alpha^2-1)}{p_{z1}+p_{z2}}$$

简化$\alpha^4-\left[\frac{5}{4}+\frac{4p_{z1}+p_{z2}}{4\mu_z(p_{z1}+p_{z2})}\right]\alpha^2+\frac{1}{4}\left(1+\frac{1}{\mu_z}\right)=0$

将 p_{z1}=8.33kN，p_{z2}=8.00kN，μ_z=0.05 代入得

$$\alpha^4-13.92^2+5.25=0$$

$$\alpha=3.676\approx 3.7$$

故要求隔振体系的固有频率

$$f_z \leqslant 10/3.7\ \text{Hz}=2.72\text{Hz}$$

隔振器总垂直刚度

$$k_z \leqslant m\omega_z^2=23.9\times(2\pi\times 2.72)^2\ \text{kN/m}=6981\text{kN/m}$$

选用八个隔振器，每个隔振器应承受的载荷和须要满足的刚度为

$$W_i=\frac{23.9\times 9.8}{8}\text{kN}=29.28\text{kN}$$

$$k_{zi} \leqslant 6981/8\text{kN}=872.6\text{kN}$$

根据 W_i 和 k_{zi} 数值以及允许安装的空间大小，设计钢弹簧隔振器，设计方法略。

（4）阻尼器的选用

低转速空压机在起动或关机过程中经过共振点时振幅较大。为控制其振幅，阻尼比可选择 0.1，这需要配阻尼器，阻尼器总的阻尼系数 C 为：

$$C=2\zeta\sqrt{mk}=2\times 0.1\times\sqrt{23.9\times 6981}\,\text{kN}\cdot\text{s/m}$$
$$=81.69\,\text{kN}\cdot\text{s/m}$$

设置四个阻尼器，则每个阻尼器的阻尼系数 C_i 应为：

$$C_i=81.69/4\text{kN}\cdot\text{s/m}=20.42\text{kN}\cdot\text{s/m}$$

（5）工程实施

工程实施主要问题是隔振基础的结构，下面附上三幅图（见图 8.6-9），供读者参考。

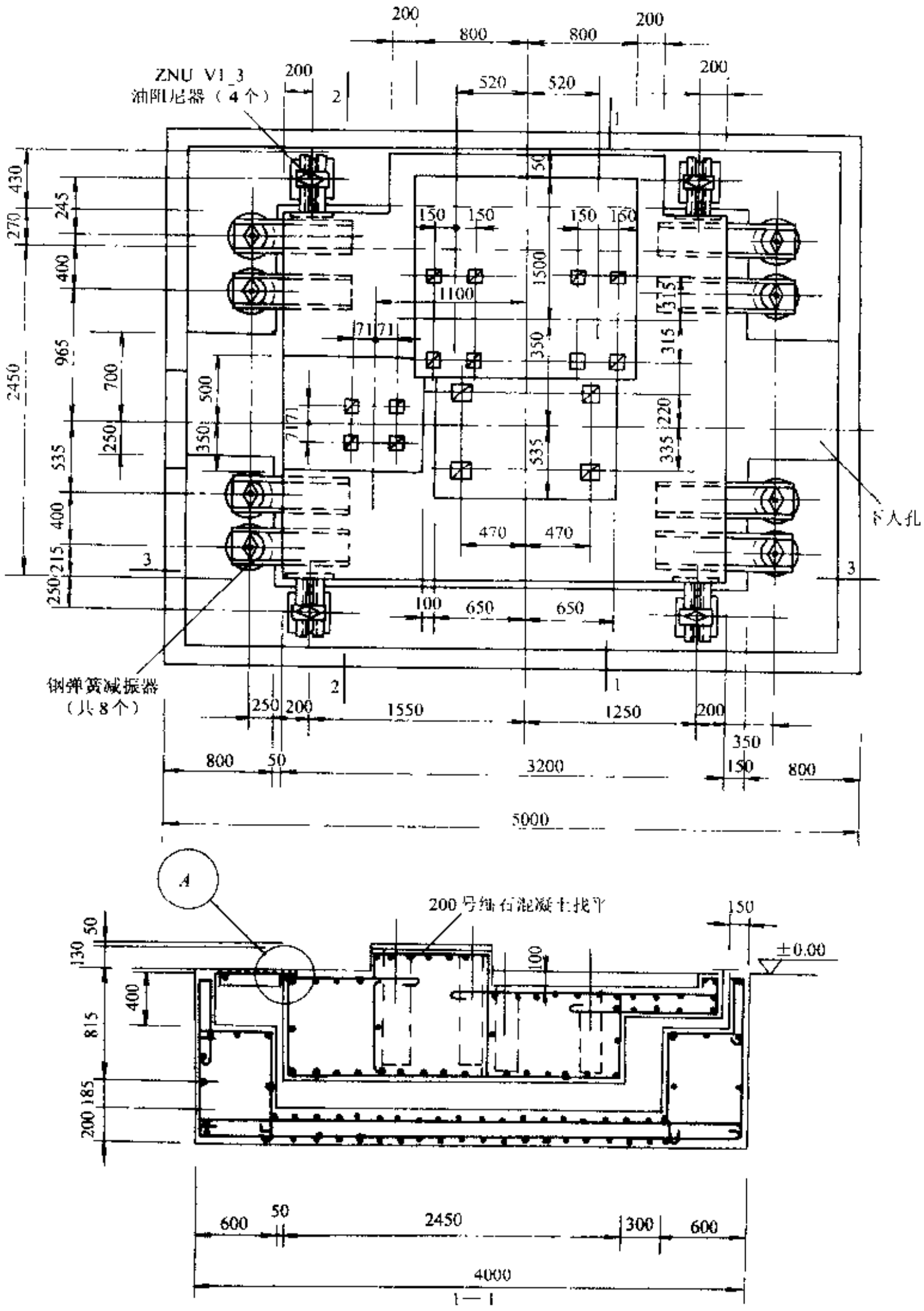
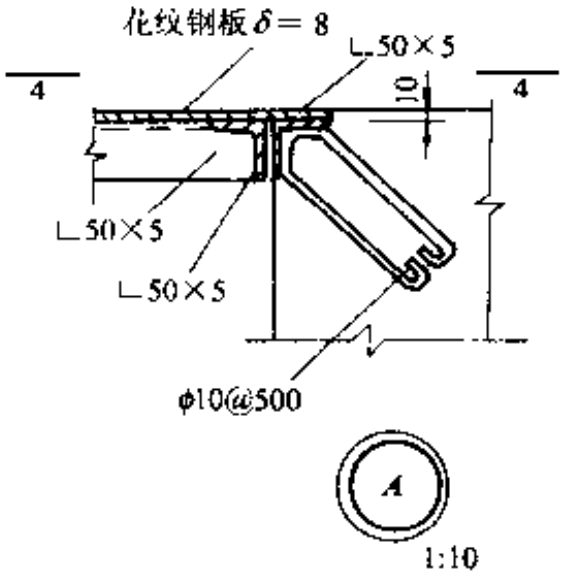
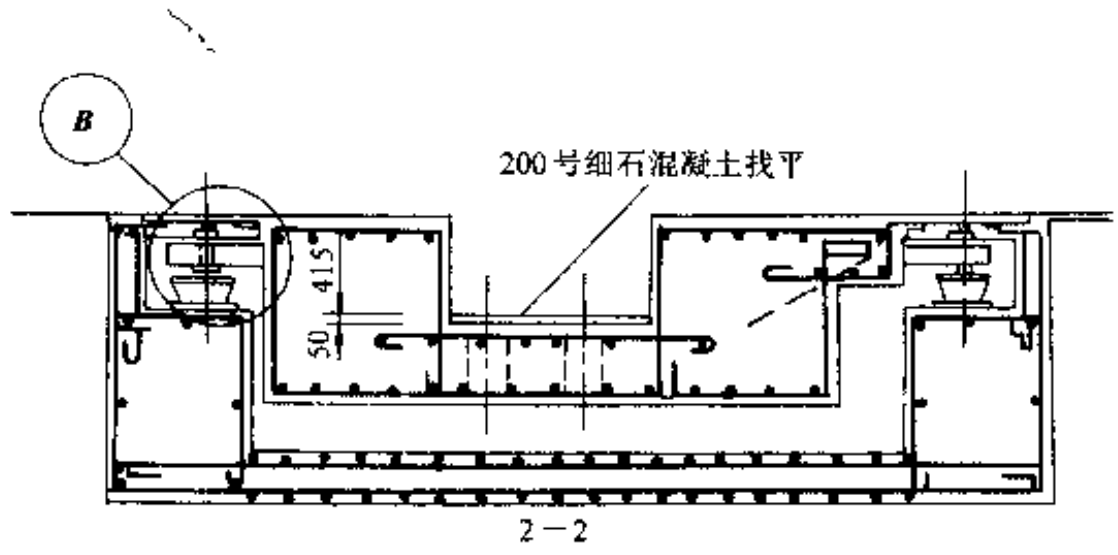
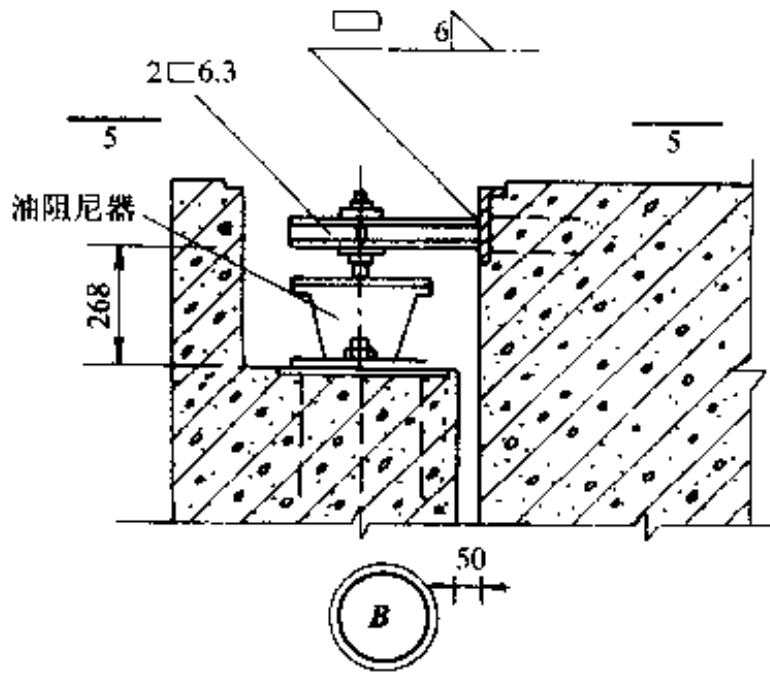

ZNU V1_3
油阻尼器（4个）
钢弹簧减振器
（共8个）
下人孔
200
800
800
200
520
520
200
150
150
150
150
1500
1100
71
71
350
315
315
430
270
245
400
965
700
2450
500
350
250
535
400
215
250
220
335
535
470
470
3
3
100
650
650
250
200
1550
1250
200
350
150
800
800
50
3200
5000
1
1
2
2
A
200号细石混凝土找平
150
±0.00
130
50
400
815
185
200
100
600
50
2450
300
600
4000
1—1

图 8.6-9 隔振基础图（一）


花纹钢板 δ = 8
∟50×5
10
4
4
∟50×5
∟50×5
φ10@500
A
1:10


B
200号细石混凝土找平
415
50
2－2


6
2⊏6.3
5
5
油阻尼器
268
50
B

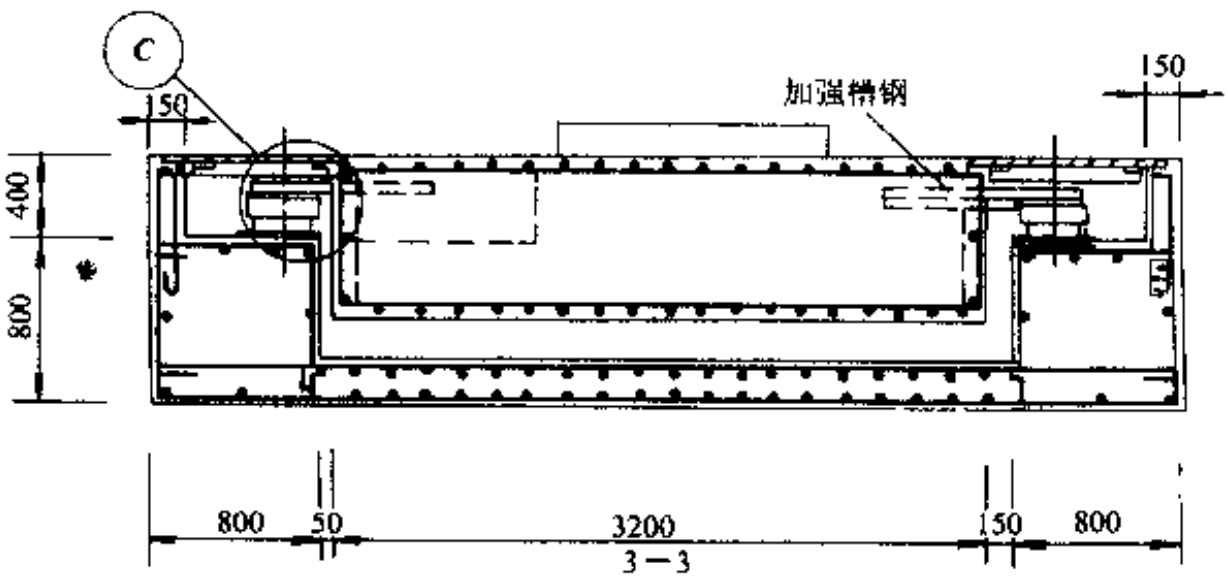
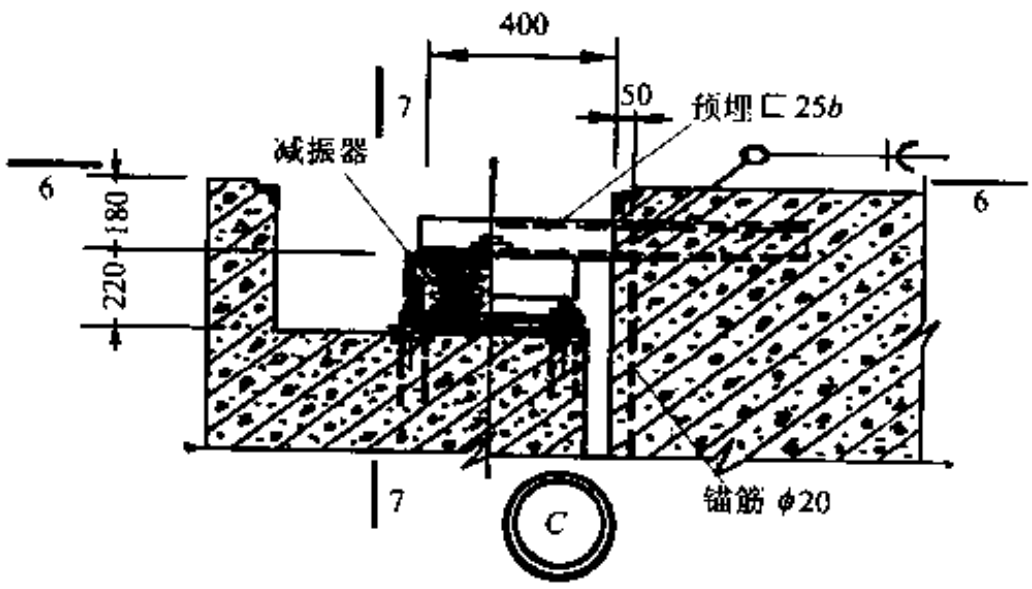
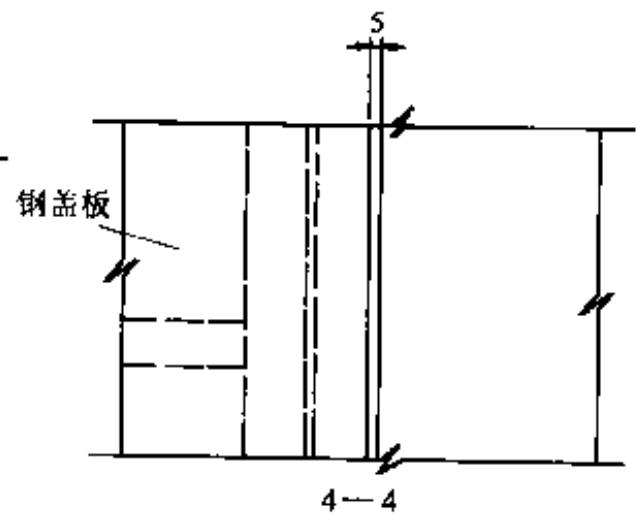
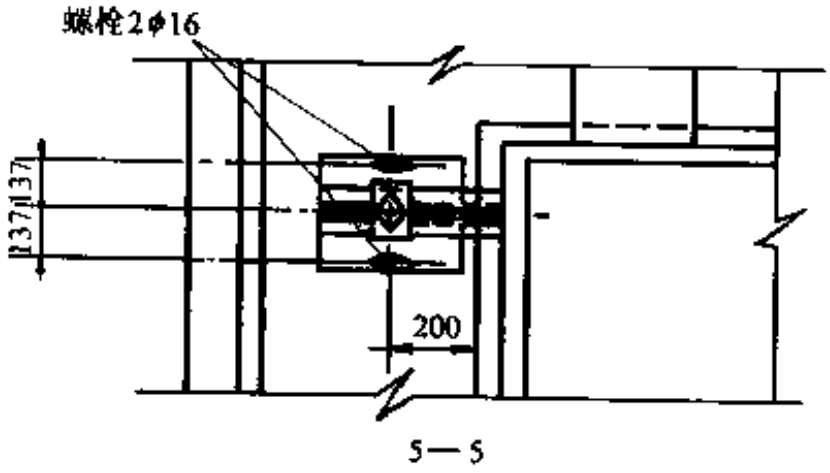
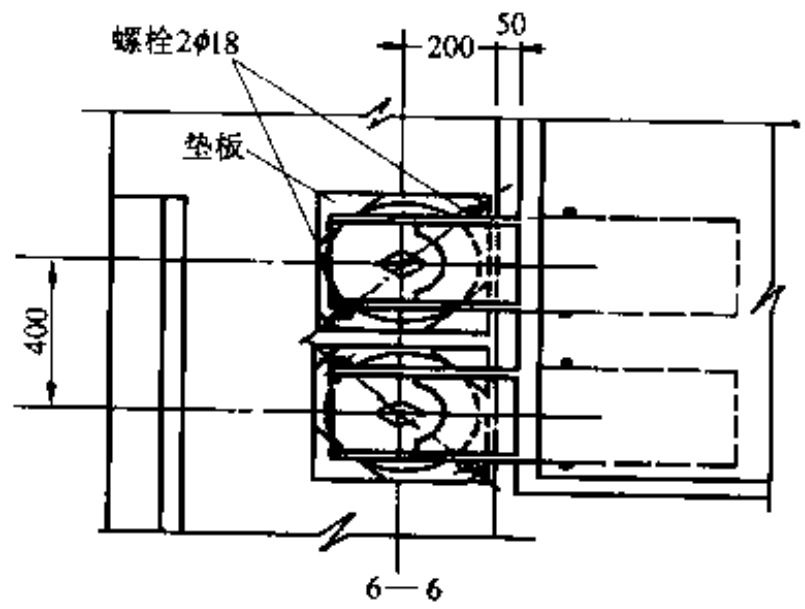

C
150
加强槽钢
150
400
800
800
50
3200
150
800
3－3

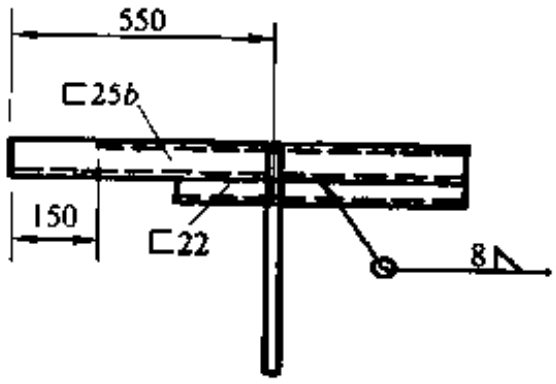
图 8.6-9 隔振基础图（二）

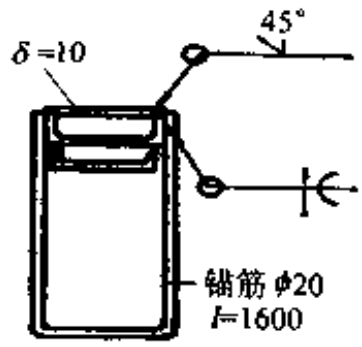

400
7
50
预埋匚25b
减振器
6
180
220
6
7
C
锚筋 φ20


5
钢盖板
4—4


螺栓2φ16
137
137
200
5—5


螺栓2φ18
50
200
垫板
400
6—6


550
⊏25b
150
⊏22
8
预埋加强槽钢


δ=10
45°
锚筋 φ20
l=1600

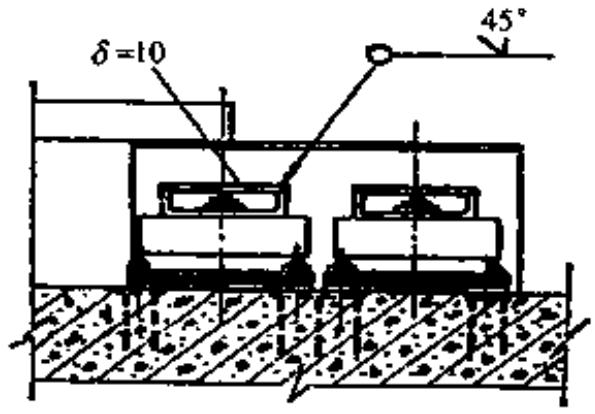

δ=10
45°
7—7

图 8.6-9 隔振基础图（三）

在设计隔振基础时，一定要进行结构计算，否则会出现结构变形或断裂，这在工程上是很危险的；其次要考虑施工、安装、调试、维修及隔振器更换等问题。

（6）讨论

本例题如经严格计算，得出结论为本简易设计可以达到隔振效率和满足振动控制点振动值的要求。在一般情况下，隔振效率可以得到保障，问题出在振动控制点的振动控制上，为了避免出现这种情况，又想避开复杂的计算，建议：① 隔振台座的质量做大一些，如台座质量做到 30t，在可能的情况下，将台座做成“T”形；② 在空间和结构均允许的情况下，加大隔振器支承点之间距离。

6.2 建筑设备隔振

近些年来，各种宾馆、商场、写字楼、高级公寓、电视台等大型建筑物发展很快。在这些建筑中，空调制冷设备已广泛应用。空调制冷设备在运行时，其振动和固体声会沿着基础、楼板、墙体及管道等传递，如何控制其传递，以便为人们创造安静舒适的工作和生活环境，已成为建筑设计中的重要内容之一。

空调制冷设备包括各种型号的通风机、水泵、冰冻机和空压机等旋转或旋转往复运动设备。

控制设备的振动传递和固体传声是通过基础和管道隔振实现的。

6.2.1 空调设备的隔振设计

1. 设备基础隔振应遵循的原则

1）必须对所用的空调、制冷设备都作有效的隔振处理，即使忽视的是一个小振源，也可能会造成固体传声的麻烦。

2）为了安装和调整方便，一般均应加隔振台座（或隔振台架），如条件允许，可增加隔振台座的质量，一般以 1～5 倍的机组质量为宜，这样做的目的为：

① 降低了隔振系统重心，增加了稳定性，并减少隔振台座的位移振幅，从而减少了设备因设置隔振基础而增加的颤动，这样隔振设计可按 6.1.3 中所介绍的简易算法即可，即不考虑设备表面位移振幅（或速度），只考虑隔振效率即可。

② 相对减少了机组重心偏移的影响，从而使作为支点的各隔振器压缩量接近（当采用刚度相同的隔振器时）。

③ 在上述基础上可编制空调设备标准化图册。

3）隔振台座的尺寸应略大于设备底座尺寸，一般每边≥100mm，如果空间允许，适当地再加大尺寸，对增加稳定性和减少机组偏心的影响是有利的。隔振台座的形式最简单的是采用槽钢焊成框架，复杂一点的是采用钢筋混凝土做成平板形（振动较小的设备用之）或“T”字形振动较大的设备。

4）隔振器的选择，应根据隔振降噪的要求、设备的转速、机房的环境和工程投资而定。在一般情况下，选择橡胶隔振器和隔振垫等即可，当设备转速低，或隔振效率较高时，应采用金属弹簧隔振器，但应注意：

① 弹簧的高频短路问题。近些年工程上屡屡发现这样的现象：设备采用了金属弹簧隔振后，在建筑物房间里（非机房）固体传声有时比橡胶隔振器反而大，其原因就是高频短路。避免的方法，一是在金属弹簧隔振器上再串联一橡胶隔振器，通常为在金属弹簧隔振器的底座下面加一合适的橡胶隔振垫；二是增加一些阻尼。

② 起动和停车时通过固有频率所引起的共振现象。解决此问题的方法为：一是增加金属弹簧隔振器的阻尼，如增加至 0.06 以上；二是加限位器；三是采用双层隔振台座系统。

2. 通风机、水泵、冷冻机和空压机等的隔振台座

上述设备的隔振台座可根据需要，有多种设计方法，一般分为以下几种：

1）全钢结构隔振台座。此类隔振台座完全由槽钢、角钢等焊接而成。它的优点是制作简单，安装方便，也便于调整；它的缺点是质量轻，一般情况下难以起到配重作用，而且刚

度小，但是可以通过加大其尺寸的办法弥补其不足。当设备本身振动较小，设备底座刚度较大时，可以采用全钢结构隔振台架。此类隔振台架设计步骤为：

① 根据设备的重量重心，底座外形尺寸及隔振支点位置等确定隔振台架选用的槽钢型号（为保证足够的强度和刚度），一般钢架挠度＜1/600即可；

② 根据设备底座（有时根据设备外形）尺寸确定隔振台架最外一圈槽钢架尺寸，然后根据设备底座的安装方式及安装孔距等确定框架内槽钢位置及连接方式，再确定隔振器的安装位置。要注意的是隔振台架外形尺寸要大于设备底座（有时需大于设备外形）尺寸，一般＞100mm，有可能的话，尽可能大一些。

例如，4—72—11，B4—72—11系列2.8A—6A风机隔振台座可做成如图8.6-10的形式；4—72—11，B4—72—11，6C风机隔振台座可做成如图8.6-11的形式；4—72—11，B4—72—11，6P—12D风机隔振台座可做成图8.6-12形式。

2）钢筋混凝土隔振台座。其优点是可根据需要增加质量，刚度大，而且可根据需要做成“T”字形等；其缺点是体积大（有时空间不允许），制作稍麻烦一些。其设计步骤为：

① 根据设备的底座（有时根据设备外形），确定隔振台座的外形尺寸；然后根据设备质量、重心位置、底座尺寸及隔振器支承位置确定隔振台座的最小厚度和配筋，再根据配重需要增加厚度。

② 根据设备底座安装孔大小及孔距确定在隔振台座上的地脚螺栓孔；根据隔振器的支承位置，确定在台座相应位置预埋钢结构或其他结构。

③ 一般情况下，选择平板式隔振台座即可，但当设备重心较高时，可选择“T”字形隔振台座。

例如，ISO—32—125水泵隔振台座可按图8.6-13形式制作；某些大型水泵、冷冻机和空压机的隔振台座可做成“T”字形结构，图8.6-14所示。

3）其他形式隔振台座。主要有以下几种形式：

① 钢结构和钢筋混凝土混合形式，如图8.6-15所示，隔振台座四周由槽钢焊接而成，其中间布为钢筋混凝土。这种结构的优点为：四周为槽钢结构，可保护钢筋混凝土不磨损，而且便于隔振器的安装与调整。在钢筋混凝土上可预留地脚螺栓孔。

② 在上述台座的基础上，如钢筋混凝土改为钢筋、铁砂子和水泥或钢筋、铁矿石和水泥等，则可以在体积不变的情况下，增加台座的质量。

③ 可以用槽钢焊成“T”字形台座，然后用浇铸成形的铸铁块做配重，这种方式的优点是可以调整隔振体系质量分布，以达到隔振器刚度中心和隔振体系重心在同一条垂直线上。

④ 还可以根据空间大小、设备安装方式等设计各式各样的隔振台座，但基本上都是从钢结构形、钢筋混凝土形以及混合形中演变而来。

3. 基础隔振对固体传声的隔离效果

空调设备在运行时，除振动传递外，还伴随着固体声传递，直接安装在楼板上的机器设备会激发楼板振动，并辐射出噪声，两者的关系为：

$$L_p = L_v + 10\lg S_v + 10\lg S - 10\lg\frac{A}{4} \quad (8.6\text{-}28)$$

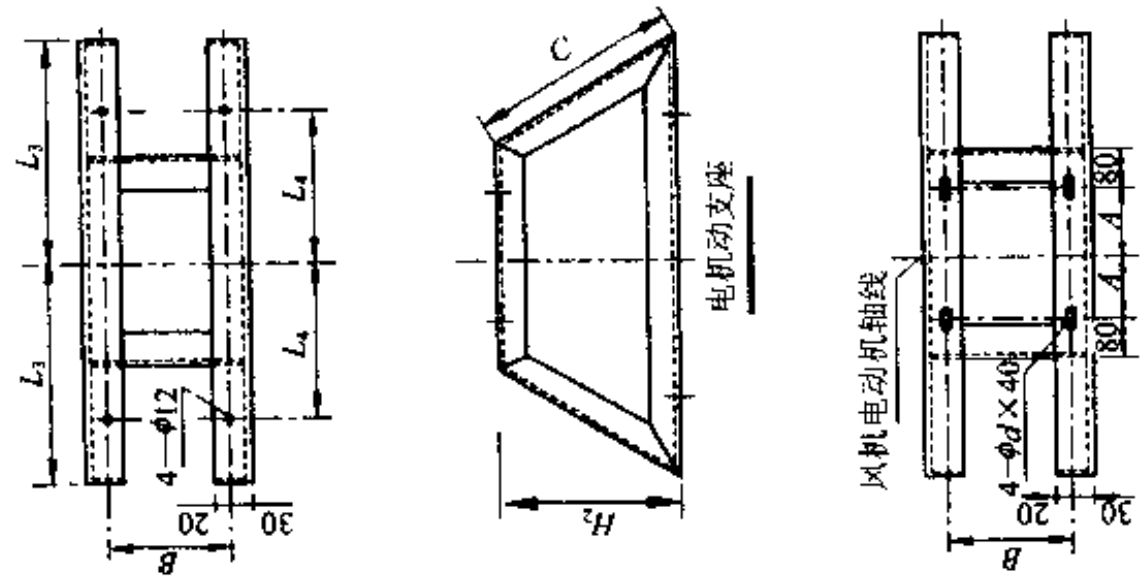
式中 L_p —— 楼板辐射到楼下房间的声压级（dB）；

L_v —— 楼板表面振动速度级（dB），基准值为 5×10^{-8}m/s；

S_v —— 表面面积（即楼板面积）（m^2）；

S —— 辐射因数，当大于临界频率 f_c 时，$S=1$；当小于 f_c 时，$S=10^{-1}$（混凝土板、砖墙的 f_c=70～200Hz）；

A —— 房间的总吸声量（m^2）。



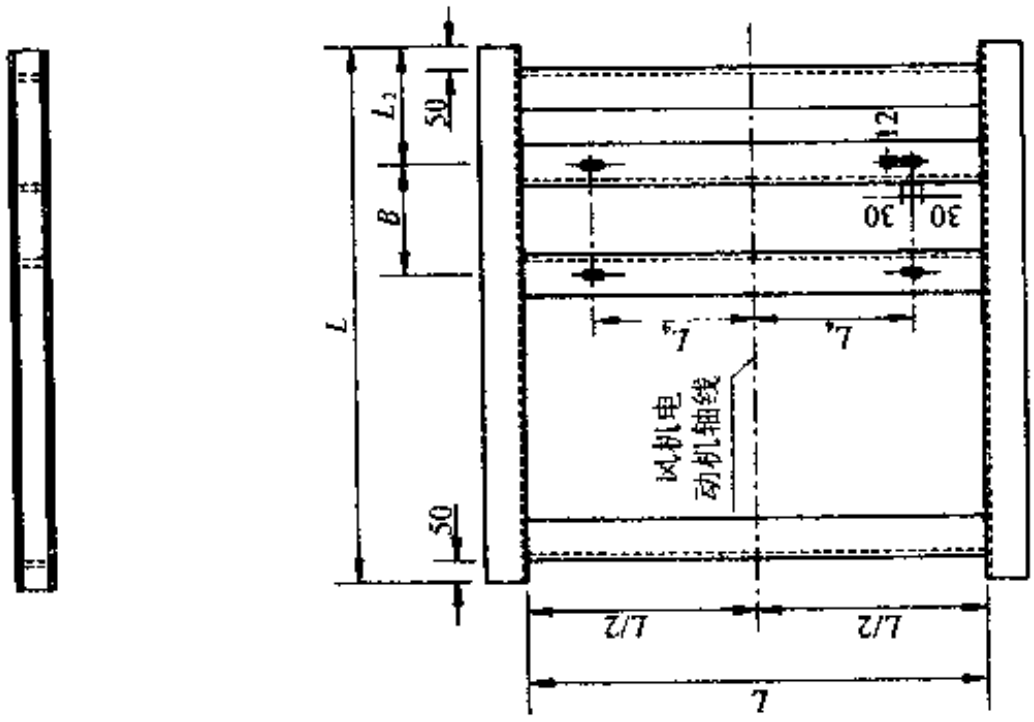
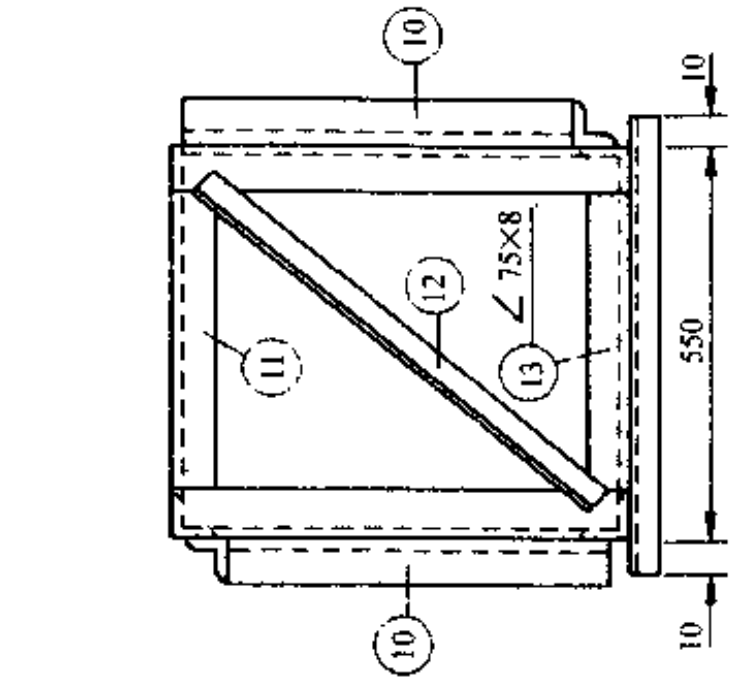
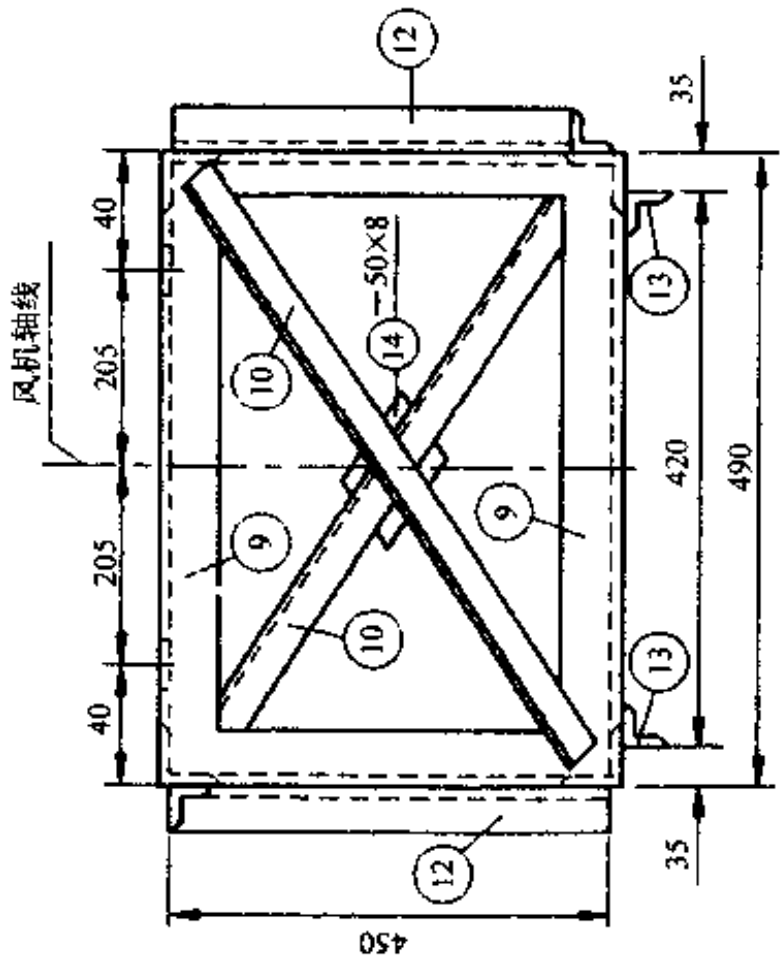


图 8.6-10 4—72—11，B4—72—11，2.8A—6A 风机隔振台座





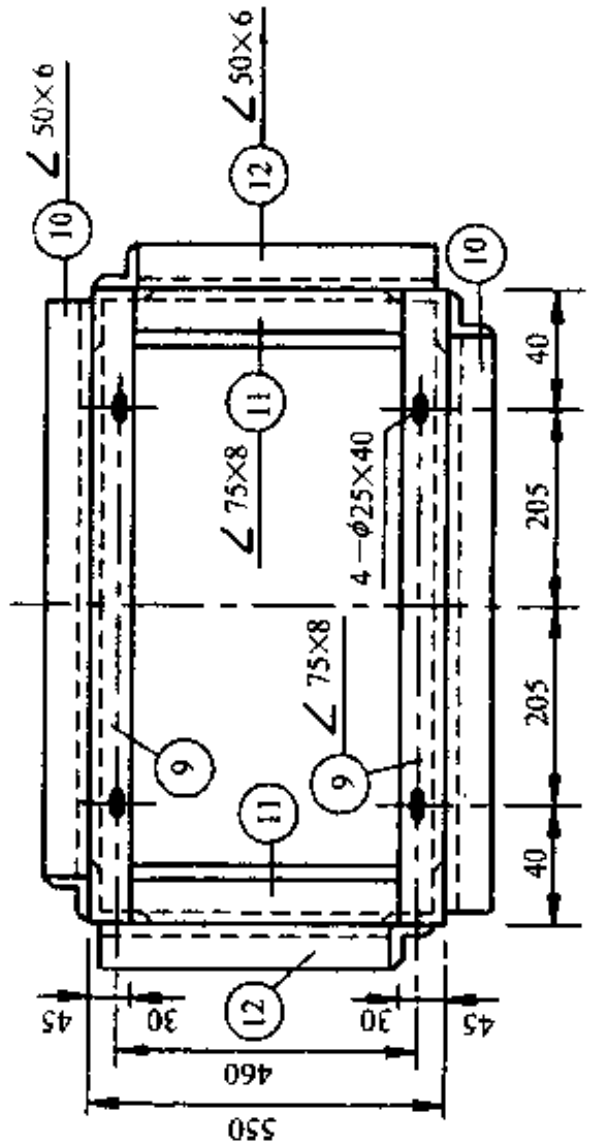
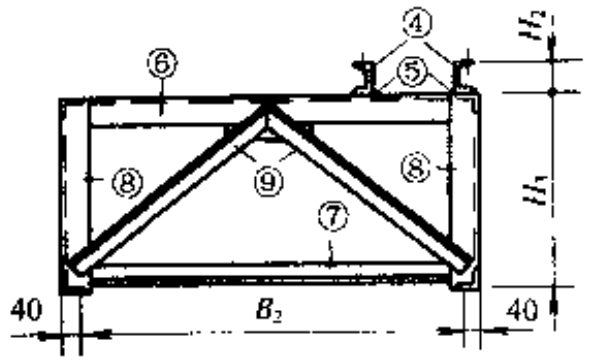
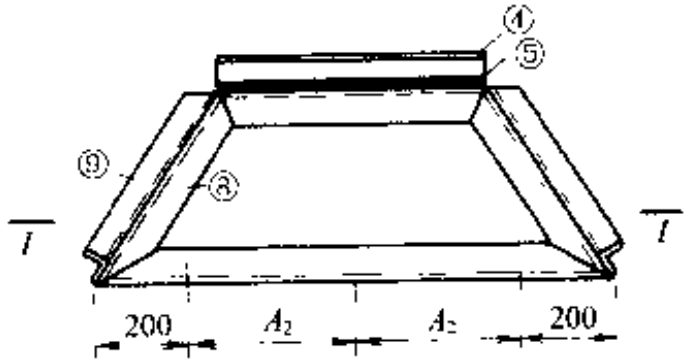


图 8.6-11 4—72—11，B4—72—11，6C 风机隔振台座

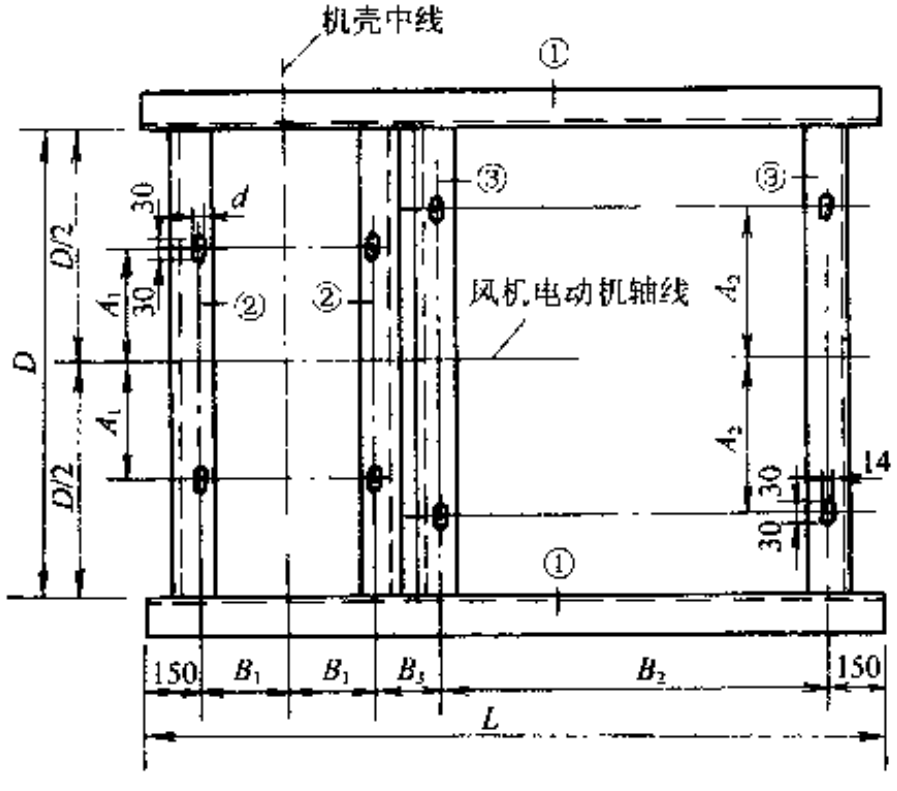
风机型号	C	M_1	M_2	M_3
6D	420	12	24	12
8D	560	16	24	12
10D	700	16	24	12
12D	840	16	30	12

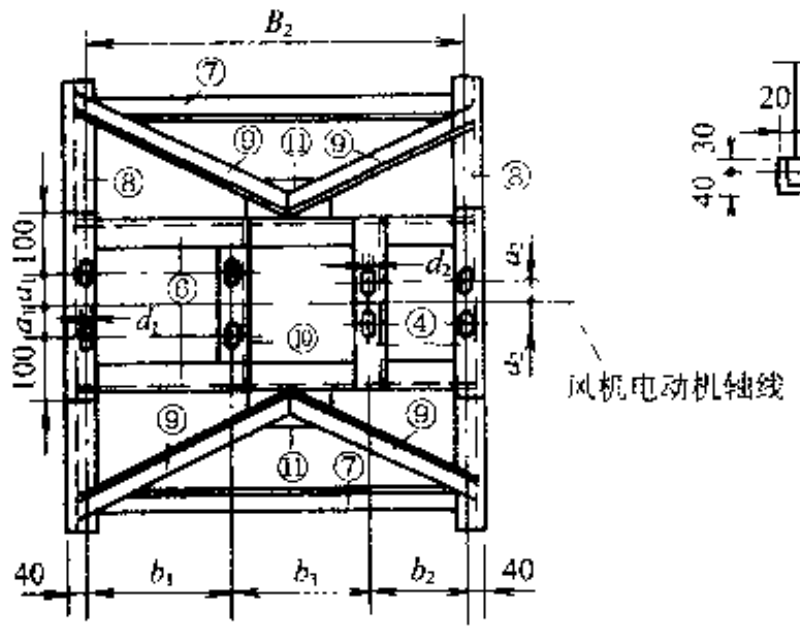


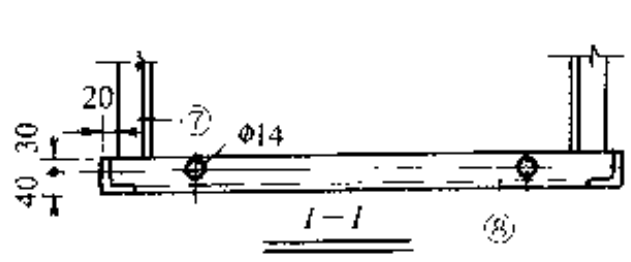




轴承箱及电机支座







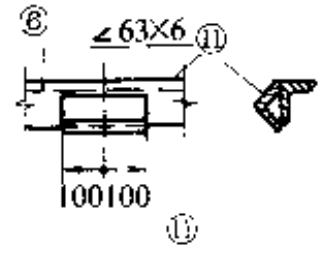


图 8.6-12　4—72—11，B4—72—11，6P—12D 风机隔振台座

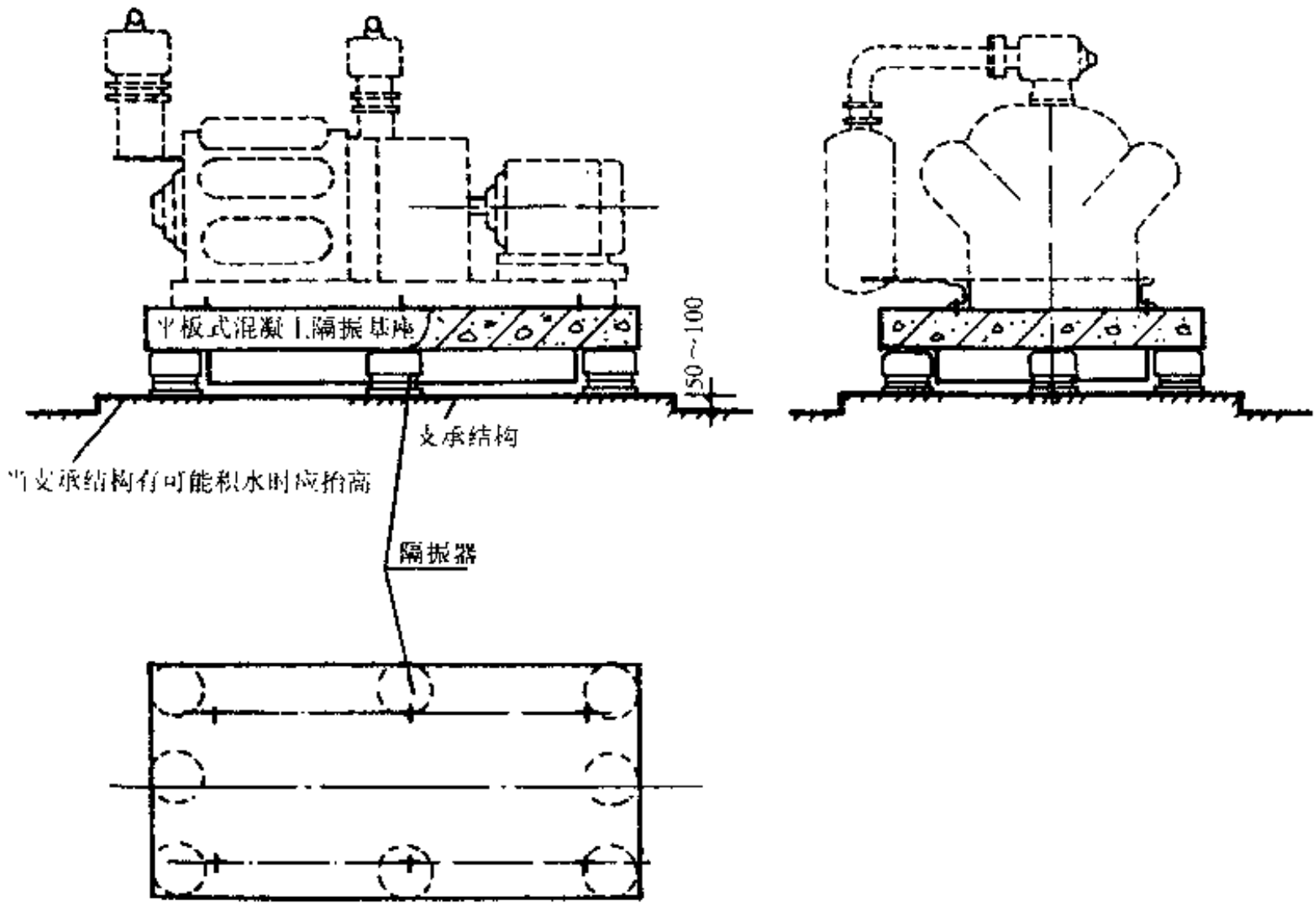


图 8.6-13 平板式钢筋混凝土台座

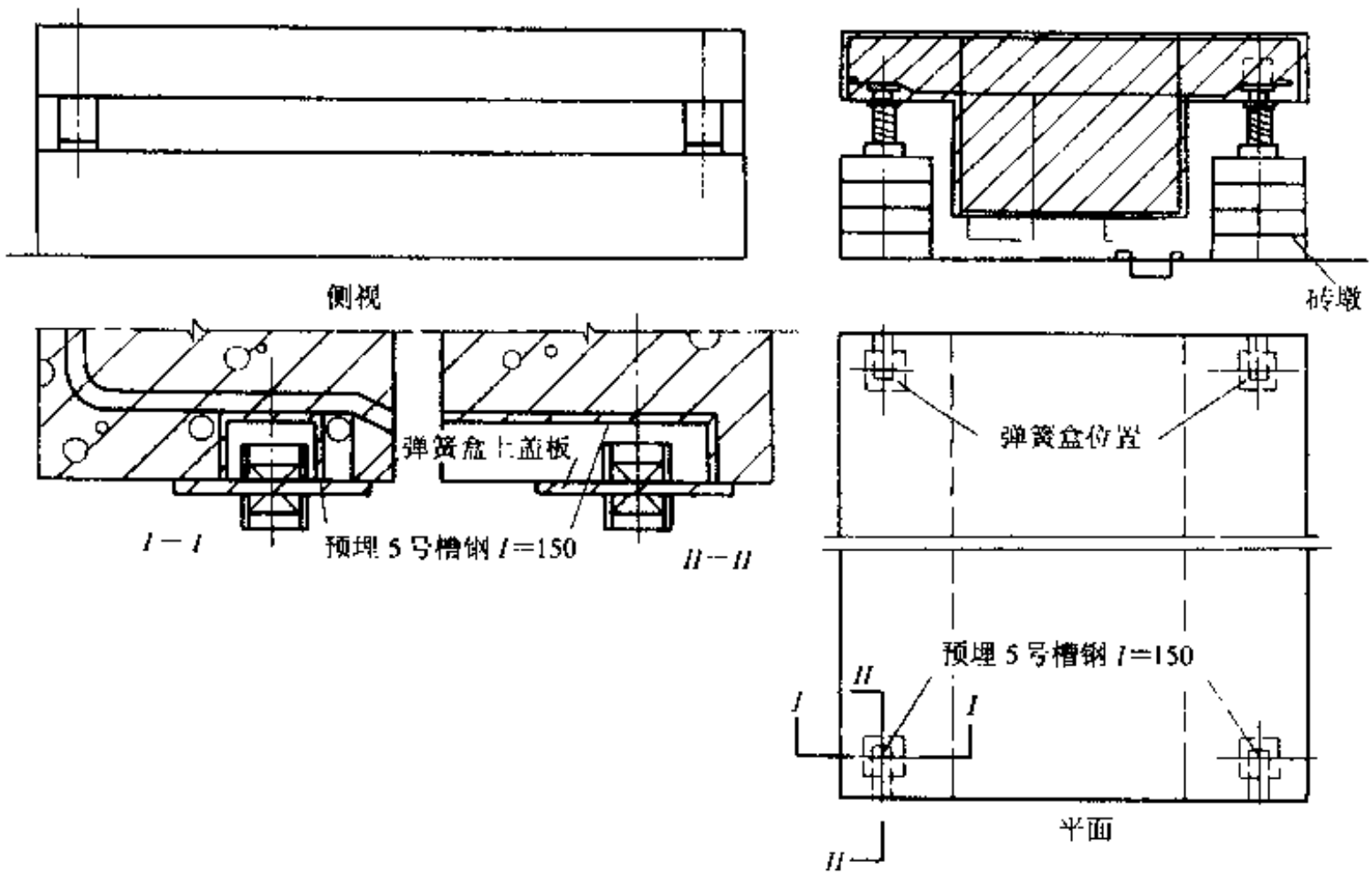


图 8.6-14 “T”字形隔振台座

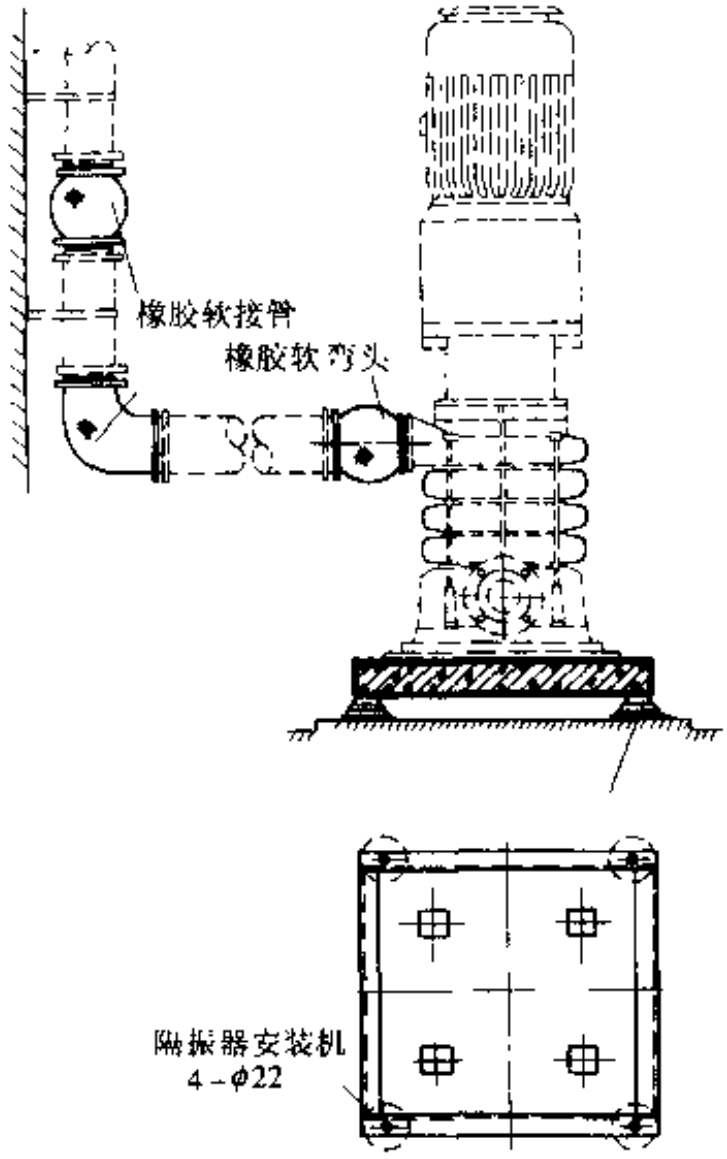


图 8.6-15 钢结构和钢筋混凝土混合形式隔振台座

由于隔振前后 S_v、S、A 值基本无变化，因式（8.6-28）可得

$$\Delta L_p = \Delta L_v \qquad (8.6\text{-}29)$$

式中 ΔL_p —— 隔振前后楼下房间内声压级的变化（dB）；

ΔL_v —— 隔振前后楼板振动速度级的变化（dB）。

当楼板比隔振系统重得多时，振级变化与振动传递率μ有关：

$$\Delta L_v = 20\lg\frac{1}{\mu} \qquad (8.6\text{-}30)$$

于是

$$\Delta L_p = 20\lg\frac{1}{\mu}$$

由此可见，空调制冷设备隔振后，与机房毗邻房间内的降噪往往是有显著效果的（对机房本身，因为有空气传声，故在固体声方面一般只呈现 2～3dB 效果）。一般情况下，当传递率μ=0.1～0.01 时，根据式（8.6-30）的计算，毗邻房间降噪量可达 20～40dB。但大量工程实践表明，达不到这样的效果。根据工程实践经验，可按ΔL_p=12.5lg（1/μ）来估算。

6.2.2 管道隔振

1. 管道隔振的必要性

空调设备的振动，除了通过基础沿建筑结构传递外，还可以通过管道和管内介质以及固定管道的物体传递并辐射噪声，因此，管道也是传播固体声的桥梁。当设备基础采取了隔振措施后，则管道的振动与固体声传递就成为主要矛盾了，为此要实施管道隔振在设备与管道之间配制软连接管，可以减少设备振动及固体声沿管道的传递，但其隔振效果一般不如基础隔振的效果，仍然会有一部分振动会继续沿管道传递。同时管内介质在流动时，尤其是经过阀门、弯头、分支时引起的振动仍然可以通过它与建筑物围护结构的连接处向外传递，激发有关结构振动并辐射噪声。所以，广义上讲，管道隔振包括下述内容：

1）在设备和管道之间加软连接管，如橡胶软连接管、全金属波纹膨胀节、帆布等，其作用为：

① 减少设备振动沿管道的传递，一般可使毗邻房间的噪声级降 1.5～7dB。

② 设备基础隔振后，如管道仍为刚性连接，则对机组的正常运行和使用都有不良影响。

③ 软连接管还可起温度、压力和安装的补偿作用，故通常也常称软连接管为补偿软连接管。

2）在管道与建筑物围护结构的连接处加柔性结构，如管道与楼板之间加隔振吊架、管道和墙体之间加弹性支架等。

2. 管道隔振装置的选用

（1）管道软连接管

1）通风机的出风或回风口与管道之间的

软连接装置，一般可采用帆布软接口，它的合理长度可按表 8.6-5 选用。

表 8.6-5 通风机出风、回风口的软连接装置

设备	型号与规格	隔振装置	联接方式
风机	No3.5～No6 号	≥200mm 帆布接口	法兰
	No6 以上～No16 号	≥400mm 帆布接口	

2）水泵、冷冻机、空压机的软接管，要根据管内介质压力、温度和种类选用。一般是选择各种型号的橡胶软连接管或全金属软连接管，具体可查阅本手册第 8 篇 8.11 节部分。

3）自备发电机组的排气管要采用工作温度≥450℃的不锈钢波纹管膨胀节。

（2）管道和建筑围护结构之间的隔振装置

1）管道吊置在楼板上的隔振装置一般可采用弹性吊架或用弹性材料作衬垫（具体可查阅本手册第 8 篇 8.10 节部分）。

2）管道架设在墙上或固定在墙上的隔振装置一般采用在管道与支架之间加弹性材料或隔振器。

（3）管道穿过楼板或墙体的隔振装置

管道穿过楼板或墙体时应预先埋套管，套管的内径应比管道的外径至少应大 50mm，以便于填缝堵严。

大截面的风管穿过墙体和楼板时，也应在留洞位置设套管（或设套框），等风管安装后填缝堵严。

图 8.6-16 为管道穿过墙体或楼板的隔振构造。

3. 管道隔振与噪声降低量

管道隔振对降低机房本身噪声几乎没有作用，对毗邻房间的噪声降低量则与软连接管的类别、长度及管内介质的压力等有关。

（1）不锈钢波纹管膨胀节隔振与降噪关系

这种关系难以进行理论计算，根据某些工程项目，可得出一些统计规律，以供参考。

1）管长与隔振降噪的统计关系：

当管内介质压力为 2kg/cm² 时，

$\Delta L_{p2}=-0.78+6.28\lg D$（相关系数 $r=0.964$）

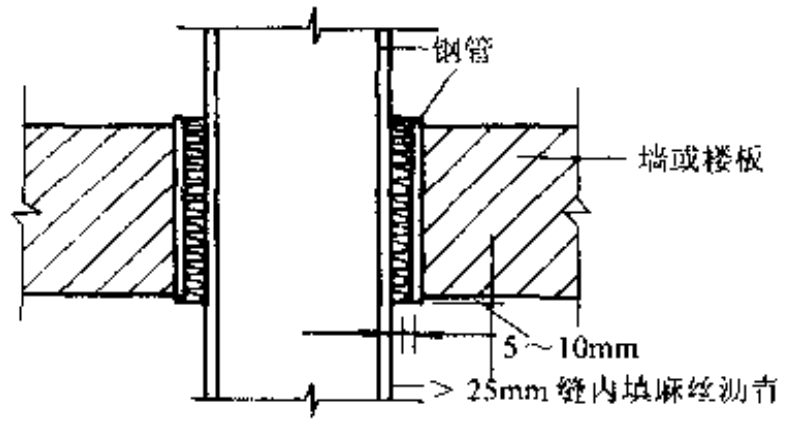


图 8.6-16 管道穿过墙体或楼板的隔振构造

当管内介质压力为 7kg/cm² 时，

$\Delta L_{p7}=-2.28+6.281\lg D$（相关系数 $r=0.966$）

式中 ΔL_{p2}、ΔL_{p7} —— 管内压力为 2kg/cm² 和 7kg/cm² 时的噪声降低量（dB）；

D —— 管径与管长的比值。

$$D=\frac{L\text{（管长）}}{D_g\text{（管径）}}$$

2）加速度级衰减量 a 与毗邻房间内噪声降低量和管内介质压力的关系如下：

当管内介质压力为 2kg/cm² 时，

$\Delta L_{p2}=-10.75+12.5\lg a$（相关系数 $r=0.99$）

当管内介质压力为 7kg/cm² 时，

$\Delta L_{p7}=-2.28+6.251\lg a$（相关系数 $r=0.94$）

式中 a——加速度级的衰减量（dB）。

根据上述统计式可得出加速度级衰减量与相邻房间内噪声降低量和管内介质压力的关系总如图 8.6-17 所示。

（2）橡胶软接管隔振降噪的关系

橡胶软接管的隔振降噪作用也是难以计算，初步的统计关系为，当压力为 1.5～3kg/cm² 时，

$$\Delta L_p=-2.12+7.59\lg a$$

（3）软接管单向与双向配置对降低噪声的作用

单向（垂直方向）配制软管长度为 750mm；双向（垂直与水平方向）各配制 300mm 长的软管，其降噪效果对比结果见图 8.6-18。由测定结果可见，双向配制软管（总长为 600mm）比单向配置软管（长 750mm）时，噪声降低量增大 1.2dB（63～400Hz），A 声级降低量增加 1.0dB。

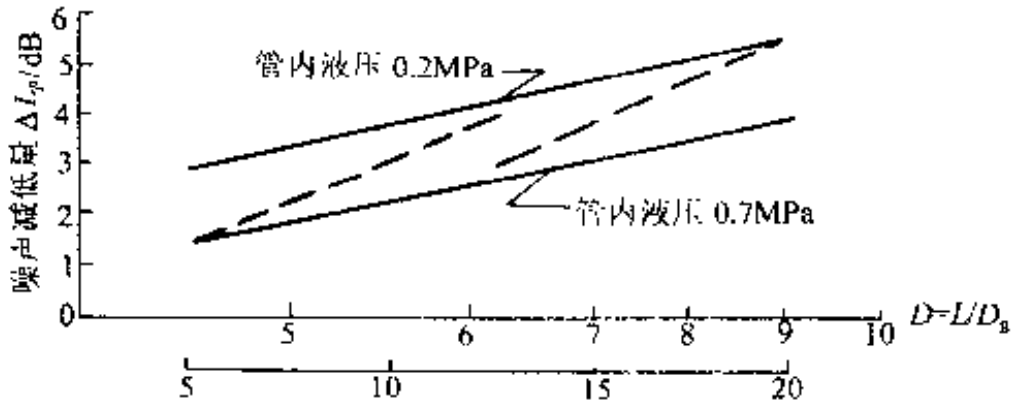


图 8.6-17 ΔL_p 与 D 和 a 的统计关系图

（图中实线为管长与管径之比 D 与相邻房间内噪声降低量的关系；

虚线为管道振动加速度级衰减量 a 与邻房内噪声衰减量的关系）

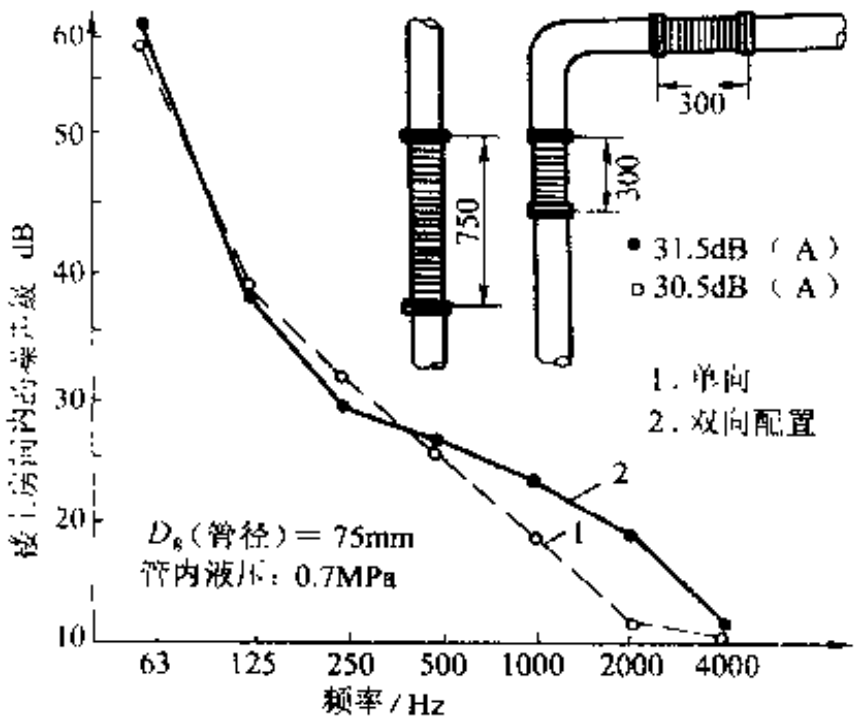


图 8.6-18 软管单向与双向配置时对降低毗邻房间噪声的作用

（4）管道的固定方式与降低噪声的作用

三种不同管道固定方式对隔离固体声的作用如图 8.6-19 所示。

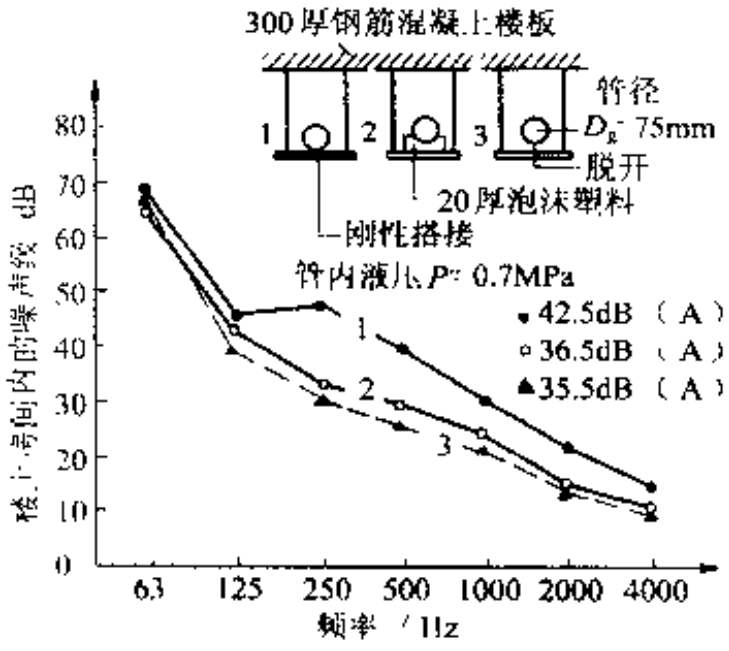


图 8.6-19 三种不同管道固定方式对隔离固体声的作用

1）管道与吊架（角钢）刚性搭接；

2）管道与吊架间设有 20mm 厚泡沫塑料；

3）管道与吊架完全脱开。

由图 8.6-19 可见，管道与吊架间有衬垫或脱开比刚性搭接时可降低噪声级 6.3～7.3dB（63～4000Hz）平均 A 声级降低 6～7dB。由此可见，管道与料板或与墙体的固定搭接中弹性支撑的重要性。

6.3 锻锤的隔振设计

6.3.1 锻锤的隔振计算

1. 锻锤隔振的基本计算

锻锤的隔振计算，严格来讲应在两个自由度体系进行，如图 8.6-20 所示。但当锻锤采取了隔振措施后，隔振器的刚度远小于基础箱下地基的刚度，二者耦合作用小，故基础块（即隔振台座）和隔振器之间、基础箱和地基之间可以分别按单自由度进行计算。

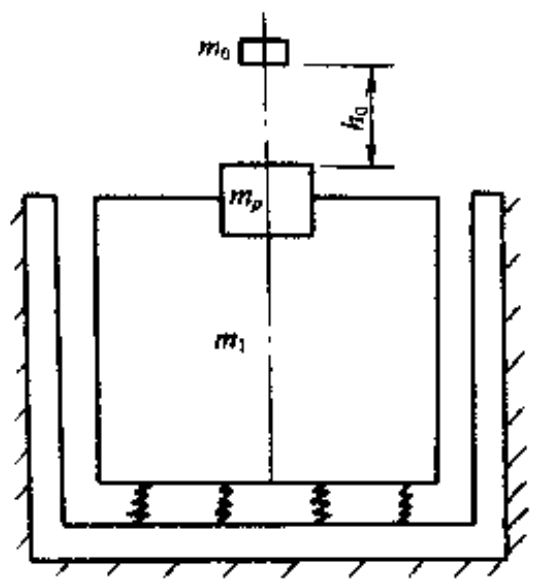


图 8.6-20 锻锤隔振计算简图

下落部分质量 m_0 以最大速度 v_0 与锻锤基础块相碰撞，使基础块得到初速度 v_1，从而引起体系的自由振动按动力模型图 8.6-20 列出运动方程为

$$\begin{cases} m_1 z'' (t) + k_z z (t) = 0 \\ z' (0) = v_1 \\ z (0) = 0 \end{cases} \qquad (8.6\text{-}31)$$

式中 m_1 —— 隔振器上面基础块、砧座、锤架等的总质量（kg）；

k_z —— 隔振器总的垂直刚度（N/cm）；

v_1 —— 基础块的初速度。

初速度 v_1 可由动量守恒定律得出

$$v_1 = (1+e)\frac{m_0 v_0}{m_1 + m_0}$$

式中 m_0 —— 落下部分（锤头）质量（kg）；

e —— 碰撞系数，亦称冲击回弹系数，其取决于碰撞物体的材料：对于模锻锤，锻钢制品时 e=0.5，锻有色金属时 e=0；对于自由锻锤 e=0.25。

基础块的振幅

$$A_z = (1+e)\frac{m_0 v_0}{(m_1 + m_0)\ \omega_0} \qquad (8.6\text{-}32)$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k_z}{(m_1 + m_0)}} \qquad (8.6\text{-}33)$$

因为 $m_0 \ll m_1$，所以 A_z 和 ω_z 可按下两式计算

$$A_z = (1+e)\frac{m_0 v_0}{m_1 \omega_0} \qquad (8.6\text{-}34)$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k_z}{m_1}} \qquad (8.6\text{-}35)$$

锻锤的隔振效率 β 只能与不隔振的基础相比较，即

$$\beta = \left(1 - \frac{A_z k_z}{A_z' k_z'}\right) \times 100\% \qquad (8.6\text{-}36)$$

式中 A_z'、k_z' —— 不隔振时基础的振幅和地基的刚度。

如果隔振基础与不隔振基础质量相等，则式（8.6-36）可变为

$$\beta = \left(1 - \sqrt{\frac{k_z}{k_z'}}\right) \times 100\% \qquad (8.6\text{-}37)$$

锻锤基础隔振后对于锤击能量的损失是很小的，可以不考虑。

2. 安装在隔振器上面的基础，其砧座下部的厚度不应小于表 8.6-6 的规定

当有足够的根据时，才允许将最小厚度适当减少。

表 8.6-6 砧座下基础的最小厚度

落体的公称质量/t	最小厚度/m
0.25	0.5
0.75	0.6
1.0	0.8
2.0	1.0
3.0	1.2
5.0	1.6
10.0	2.2
16.0	3.0

3. 三心合一问题

机架、砧座和基础的质心、落体打击中心和隔振器的刚度中心应在同一垂线上，避免因偏心打击而出现回转振动。当不能满足这一要求时，基础块的质心和刚度中心与打击中心二者的偏离均不应大于偏离方向基础边的 5%，此时可按中心冲击理论进行计算。对于偏心锤（吨位小于 1.0t），则应外挑基础来满足三心合一的要求。

4. 阻尼问题

对于锻锤隔振，隔振系统的阻尼比至少应

大于 0.10，一般应在 0.15 以上，最好在 0.25 左右。阻尼比大（不要超过 0.30），能起到以下作用：

1）冲击过后，能使锻锤基础迅速回到平衡位置。

2）在锻锤隔振中，增大阻尼比能起到相当于增加基础质量的作用，从而可抑制振幅的大小。这也是实测振幅值一般总小于不考虑阻尼时计算所得的主要原因。从这个意义上讲，阻尼使振幅计算加上了保险系数。另一方面，这也是近些年能在砧座下直接实施隔振的重要原因之一。

5. 隔振基础的结构设计

1）锻锤隔振基础和基础箱均应为钢筋混凝土结构。隔振器一般采用支承方式装在基础和基础箱之间（图 8.6-21）。设计时必须设置能自由通向各个隔振器的通道，基础侧边与基础箱侧边之间的宽度不应小于 60cm，隔振器应布置在凸出基础箱的钢筋混凝土带条上。为便于检查和拆摸每个隔振器，在基础底面和基础箱之间应留出不小于 70cm 的空间。

2）设计隔振锻锤基础，应采取下列措施：

① 在基础和基础箱之间铺设活动盖板，盖板下设置柔性衬垫。

② 在槽衬留出积水坑，以便排出水和油等液体。

③ 锤的管导连接做成柔性接头。

④ 安装隔振器的上、下部位应平整地设置钢板埋设件。

⑤ 基础块和基础箱之间设置水平限位装置，以避免基础滑动。水平限位装置可由厚钢板加型钢物件连接而成，其横向刚度比起隔振器刚度小得多，不会影响隔振基础的隔振效果，而它的纵向刚度（较大）则可以限制基础的侧向位移参见图 8.6-21。

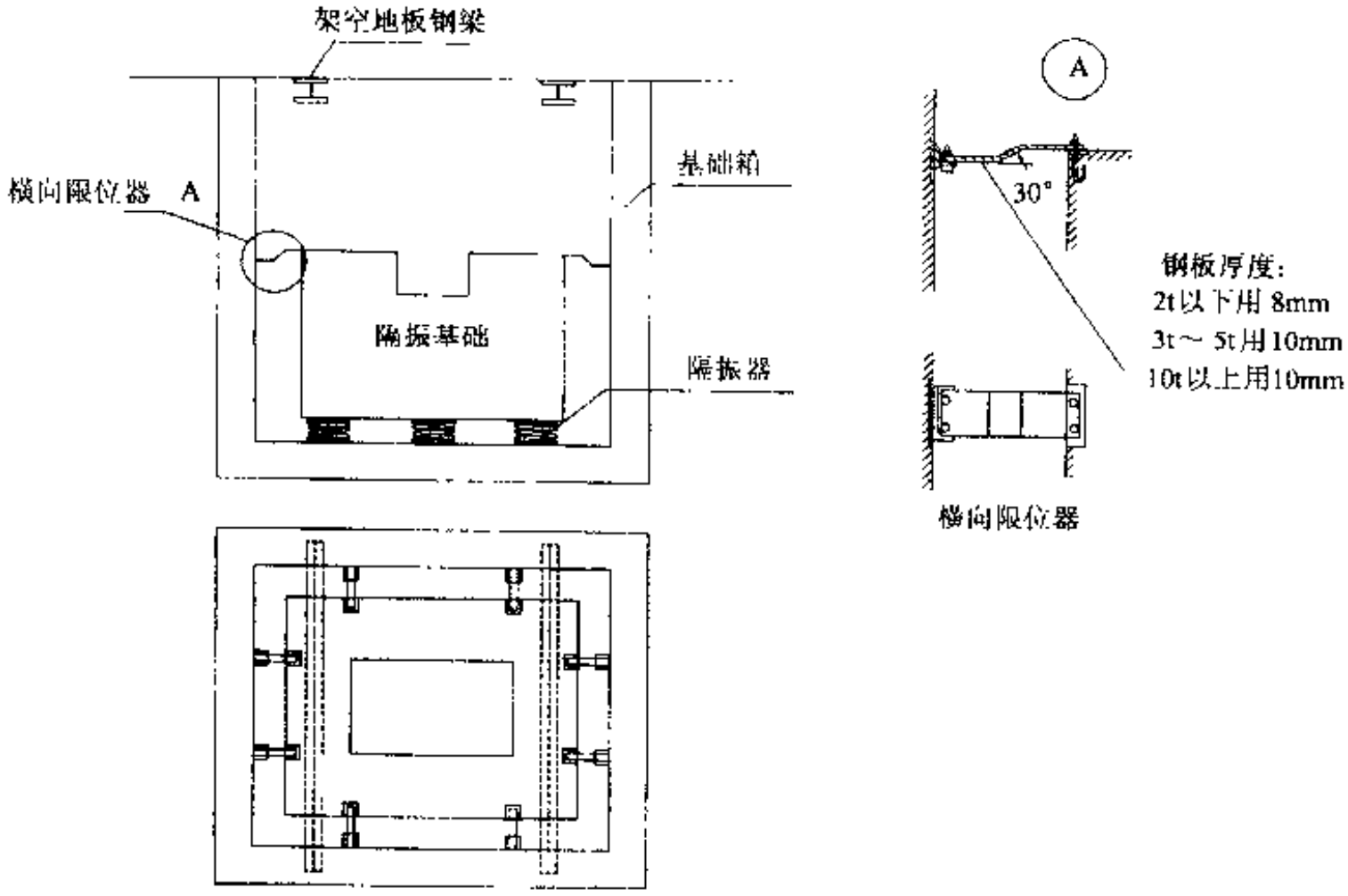


图 8.6-21 锻锤隔振基础结构

6.3.2 锻锤隔振基础的设计步骤

1. 搜集设计资料

进行锻锤隔振基础设计时，除应取得第5.1节。所列的有关资料外，尚应具备下列资料：

1）锻锤的基本尺寸、类型、牌号和制造厂；

2）落体的质量；

3）落体的最大速度；

4）砧座和机架的质量；

5）每分钟的冲击数；

6）锻锤基础和基础箱的允许振幅或允许振动速度。

2. 初步确定基础块的质量和几何尺寸

（1）确定落体的下落速度（亦称锤击速度、冲击速度）v_0

落体（锤头）的锤击速度 v_0 一般可由说明书上查得。如果说明书上未说明，则可按式（8.6-38）或式（8.6-39）求得。

对自由落锤

$$v_0 = 0.9\sqrt{2gh_0} \qquad (8.6\text{-}38)$$

对双动作用锤，其锤头下落时最大速度 v_0 为：

$$v_0 = 0.65\times\sqrt{2gh_0\left(\frac{pA_s + W_0}{W_0}\right)} \qquad (8.6\text{-}39)$$

式中 h_0 —— 落体（锤头）最大行程（m）；

W_0 —— 落体重量（kN）；

p —— 气缸最大进气压力（kPa）；

A_s —— 气缸活塞面积（m^2）；

g —— 重力加速度（m/s^2）。

如果说明书中仅给出了打击能量 E_0，而未给其他值，则 v_0 可以按式（8.6-40）计算

$$v_0 = \sqrt{\frac{2.2E_0}{m_0}} \qquad (8.6\text{-}40)$$

式中 E_0 —— 打击能量（kN·m）；

m_0 —— 总体质量（t）。

（2）确定基础块的质量

基础块的质量可按式（8.6-41）计算

$$m_3 = \frac{m_0 v_0(1+e)}{\omega_z[A_z]} - (m_0 + m_p + m_2) \qquad (8.6\text{-}41)$$

式中 m_p —— 砧座质量（t）；

m_2 —— 机架质量（t）；

m_0 —— 落体质量（t）；

ω_z —— 基础的固有频率（rad/s）；

e —— 碰撞系数，按式（8.6-31）说明选取；

$[A_z]$ —— 砧座允许振幅，可按表8.6-7采用（目前研究成果允许振幅放宽，这将在后面讨论）。

表8.6-7 砧座允许垂直振幅

落体的公称质量/t	允许垂直振幅/mm
≤1.0	1.7
2.0	2.0
3.0	3.0
5.0	4.0
10.0	4.5
16.0	5.0

（3）确定基础块的外形尺寸

3. 确定隔振器应具备的参数并选用或设计隔振器

1）确定基础固有频率。一般来说，基础固有频率可在3~6Hz范围选取。近些年又有新的选择，将在后面讨论。

2）由 $k_z = m\omega_z^2$ 决定隔振器的垂直刚度。

3）阻尼比至少应大于0.10，最好大于0.15，则可以不考虑冲击隔振。

根据 k_z 和阻尼比ζ选用或设计隔振器。一般来说，多采用钢弹簧和橡胶并用，或钢弹簧和油阻尼器，或钢弹簧与粘滞性阻尼器，或钢弹簧和钢丝绳隔振器并用，还有采取蝶簧和阻尼器并用。

4. 基础块振动验算

由式（8.6-32）计算的振幅 A_z 必须小于允

许振幅[A_z]。

5. 砧座振幅验算

砧座振幅可由式（8.6-42）算得：

$$A_{z1}=\psi_e W_0 v_0\sqrt{\frac{d_0}{E_1 W_p S'}} \qquad (8.6\text{-}42)$$

式中 A_{z1} —— 砧座振幅（mm）；

ψ_e —— 冲击回弹影响系数，对模锻制品，可取 0.5s/m$^{1/2}$；模锻有色金属制品时，可取 0.35s/m$^{1/2}$；对自由锻锤可取 0.4s/m$^{1/2}$；

d_0 —— 砧座下垫层的总厚度（m）；

E_1 —— 垫层的弹性模量（kN/m）；

W_p —— 对模锻，应取砧座与锤架的总重力；对自由锻，应取砧座的重力（kN）。

要求 A_{z1} 小于表 8.6-7 所给的值。

6. 基础箱设计及振幅

根据基础箱的外形尺寸，由静力计算和构造要求确定基础箱的外形尺寸及其质量。有关参数还要保证基础箱振幅 A_z' 小于允许的振幅，

$$A_z'=\frac{A_z k_z}{k_z'} \qquad (8.6\text{-}43)$$

$$k_z'=\alpha_z C_z S';$$

$$\alpha_z=(1+0.4\delta_b)^2$$

$$\delta_b=\frac{h_t}{\sqrt{S'}}$$

式中 k_z' —— 地基抗压刚度；

S' —— 基础底面积（cm^2），基础底面积可先由基础块外形确定，再验算；

α_z —— 基础埋深作用对地基抗压刚度的提高系数；

δ_b —— 基础埋深比，当$\delta_b>0.6$ 时，取 $\delta_b=0.6$；

h_t —— 基础埋置深度。

6.3.3 设计举例 5t 模锻锤隔振基础设计

1. 设计资料及设计值

（1）锻锤原始资料

锤头质量 $m_0=5.79$t

砧座质量 $m_p=112.55$t

机架质量 $m_2=43.7$t

最大打击能量 $E_0=123$kN·m

锤击次数 60 次/min

（2）地质勘测资料

非湿陷性黄土状亚粘土

$R=198$kN/m^2 $\rho=17.66$kt/m^3

地基抗压刚度系数 $C_z=73550$kN/m^3

土壤内摩擦角$\varphi=20°$ $\mu=0.49$

地下水在地面下 14m 处。

（3）设计要求

基础允许垂直振幅[A_z]≤3mm

基础固有频率 f_0≤3.5Hz

砧座允许垂直振幅[A_{z1}]≤4mm

基础箱允许垂直振幅[A_z']≤0.2mm

2. 确定基础块的质量和几何尺寸

（1）确定落体的下落速度 v_0

由式（8.6-40）可得

$$v_0=\sqrt{\frac{2.2E_0}{m}}=\sqrt{\frac{2.2\times123}{5.79}}\ \text{m/s}=6.83\text{m/s}$$

（2）确定基础块质量

取 $e=0.5$；$\omega_b=2\pi f_0=6.28\times3.5$rad/s=22rad/s；[$A_z$]= 0.003m，则由式（8.6-41）可得基础块质量

$$m_3=\frac{m_0 v_0(1+e)}{\omega_z[A_z]}-(m_0+m_p+m_2)$$
$$=\frac{5.79\times6.83(1+0.5)}{22\times0.003}-(5.79+112.55+43.7)\text{t}$$
$$=736.73\text{t}$$

（3）确定基础块外形尺寸

基础块为钢筋混凝土结构，故基础块所需

体积 V_3 为：

$$V_3=\frac{m_3}{2.5}=\frac{736.73}{2.5}\text{m}^3=294.7\text{m}^3$$

基础块几何尺寸取

$$LBH=10\times7\times4.25\ \text{m}^3=297.5\text{m}^3$$

实际质量

$$m_3=[10\times7\times4.25+(6.1+2.4)\times2\times0.4]\times2.5\text{t}$$
$$=760.75\text{t}>736.73\text{t}$$

总质量

$$m_1=m_0+m_p+m_2+m_3$$
$$=5.79+112.55+43.7+760.75\text{t}=922.8\text{t}$$

3. 隔振器的选用与设计

$k_z=m_1\omega_0^2$，可得

$$k_z=922800\times22^2\text{kg/s}^2=446640000\text{kg/s}^2$$
$$=44664\text{N/cm}$$

全部载荷可由 40 个隔振器承担，每个隔振器的承载为

$$W_i=\frac{922.8\times9.8}{40}\text{kN}=226.1\text{kN}$$

每个隔振器的刚度

$$k_{zj}=\frac{k_z}{40}=\frac{44664}{40}\text{N/cm}=1116.1\text{N/cm}$$

4. 基础块振动验算

设实际加工的钢弹簧隔振器的刚度为 10339400N/cm，则

$$f_z=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{10339400\times40}{922790}}\text{Hz}=3.37\text{Hz}<3.5\text{Hz}$$

由式（8.6-34）可得

$$A_z=(1+0.5)\frac{5.79\times6.83}{922.8\times22}\text{m}=3.04\times10^{-3}\text{m}$$
$$\approx3.0\text{mm}$$，允许

5. 砧座振幅验算

砧座采用运输胶带，厚度为 100mm，由 GBJ40—79 规范表 19 知，E_1=37300kN/m²，按式（8.6-42）有

$$A_{z1}=\psi_0W_0v_0\sqrt{\frac{d_0}{E_1W_pS_1}}$$
$$=0.5\times5.79\times9.81\times6.83\times$$
$$\sqrt{\frac{0.1}{37300\times(112.55+43.7)\times9.81\times2\times3.7}}\text{m}$$
$$=0.00298\text{m}=2.98\text{mm}<4\text{mm}$$，允许

6. 基础箱设计

由《隔振设计规范》JBJ22—91

地基调整系数 α_z=2.67

由式（8.6-43）可得

$$A_z'=\frac{A_zk_z}{k_z'}$$

$$S'=\frac{A_zk_z}{\alpha_zA_z'C_z}$$
$$=\frac{0.003\times413576000}{2.67\times0.0002\times73550000}\text{m}^2$$
$$=31.59\text{m}^2$$

取 S'=120m² 允许，

则基础箱底面尺寸应为 12×10m²=120m²。

7. 土建等设计（略）

6.3.4 有关锻锤隔振新理论、新观念介绍

1. 砧座下直接隔振技术

在 20 世纪 70 年代，在国际上（以德国 Gerb 防振工程有限公司为代表）发展起砧座下直接隔振方式，即将刚度较小的弹性元件及阻尼元件直接设在砧座下部以代替原有刚度很大的垫木。这种方式结构简单，施工方便，成本低，易于推广。由于在隔振器上部缺少了质量很大的基础块，故必然是砧座本身产生很大的振幅，这会不会影响操作，影响打击效率，影响设备寿命，影响工件精度？国内外对此展开了一系列理论研究和工程实践，基本结论为：

1）在通常情况下，隔振系统的固有频率可以在 5～8Hz 范围内选取；砧板振幅允许在 10～20mm 之内。

2）无论是自由锻还是模锻锤，当砧座振幅加大到 10～20mm，也不会妨碍生产操作。

手工操作时，操作者会很快适应砧座 10～20mm 幅度的低频晃动。

3）由于锻锤砧座质量一般均在落下部分质量的 15 倍以上，砧座 10～20mm 的退让量不会影响打击效率。

4）砧座 10～20mm 的振幅不会妨碍锻锤的正常运转，并且在某些情况下有助于改善应力，有利于保护设备和模具。

2. 阻尼的作用与取值范围

阻尼在锻锤隔振中起着十分重要的作用，这在前面已叙。值得指出的是，合理的阻尼不仅能提高工作效率，而且还能抑制砧座振幅。一般情况应使阻尼比大于 0.15，在 0.15～0.30 范围内选取为好。

第7章　消极隔振

当安放精密仪器、设备的支承结构的振动大于设备的允许振动时，将对仪器的测试或装配精度、仪器和设备的使用寿命以及设备加工的质量等产生影响甚至损害。为了消除或减少这些影响，需要在仪器或设备与支承结构之间设置隔振器，这称之为消极隔振。此外，在某些特殊建筑物基础下设置隔振装置，以减少外来振动影响，也称之为消极隔振。

7.1　振源——地面振动特性

消极隔振要隔离的振源为地面，地面振动大致可分为以下几类：

（1）周期振动

周期振动可分为简谐和非简谐两种，如图8.7-1所示。由风机、泵、压缩机、柴油机等旋转和旋转往复设备引起的地面振动大部分是简谐的（图8.7-1a），其运动方程为：

$$A_0(t)=A_0\cos\omega t \qquad (8.7\text{-}1)$$

线性体系在地面简谐干扰力作用下的反应仍为简谐振动。

对于非简谐的周期振动（图8.7-1b），可通过富利埃分析为若干简谐振动，即

$$A_0(t)=\sum_{n=1}^{\infty}A_{0n}\sin(\omega_n t+\beta_n) \qquad (8.7\text{-}2)$$

在工程上，一般情况下只需取有关几项即可。这样，体系在地面振动按简谐振动作用下体系的反应进行计算即可。

（2）非周期振动

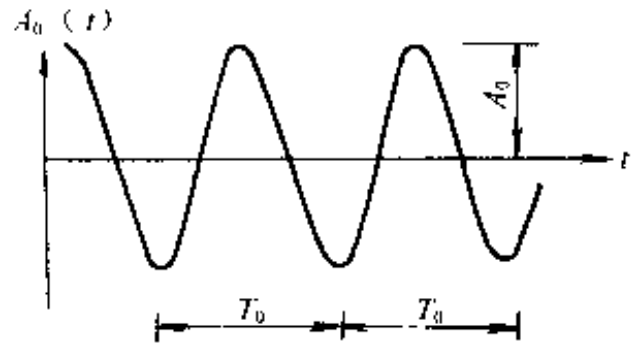
非周期振动可分为：

1）可变幅度不变频率（图8.7-2a），此类振动在工程上常遇到的形式为

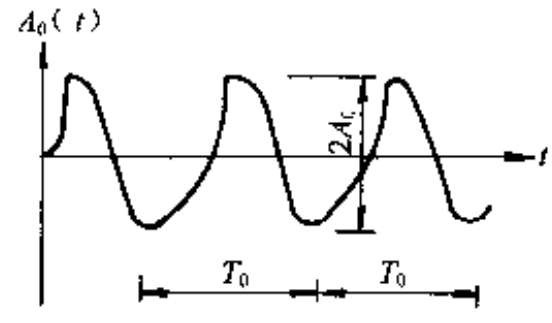
$$A\ (t)=A_0e^{-\delta t}\cos\omega t \qquad (8.7\text{-}3)$$

锻锤基础在锤头的冲击下，压力机失落时引起的振动属此类型。

2）可变频率不变幅度的振动（图8.7-2b），此类振动工程上少见。



a）



b）

图8.7-1　周期振动

a）简谐　b）非简谐

3）可变频率可变幅度的振动，通常这类振动是在动力设备开机和关机过程中引起的（图8.7-2c）。

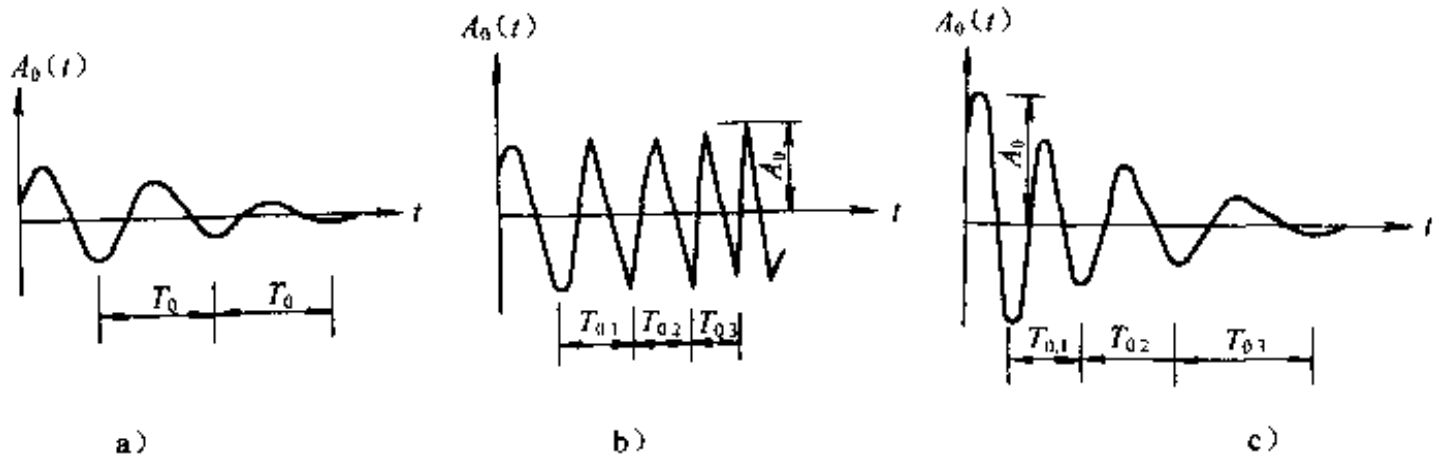
对于非周期振动，解析法求解比较困难，一般可应用杜哈来积分的数值计算求解。

（3）冲击振动

冲击振动由一个单独的主要脉冲组成，它的持续时间很短，能量集中，对外影响较大。工程中常遇到的冲击振动有半正弦脉冲和矩形脉冲等（图8.7-3），可按速度阶跃理论进行计算。

（4）随机振动

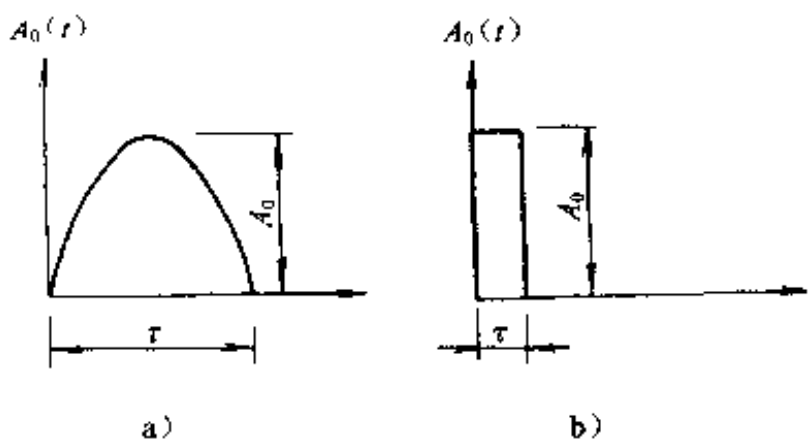
工程经常遇到的随机振动有地震、暴风、海浪和地面脉动等。火车、汽车在运行及行人走动过程中所产生的振动严格来说也是随机振动。



a） b） c）

图 8.7-2 非周期振动

a）变幅不变频 b）变频不变幅 c）变频变幅



a） b）

图 8.7-3 冲击振动

a）半波正弦脉冲 b）矩形脉冲

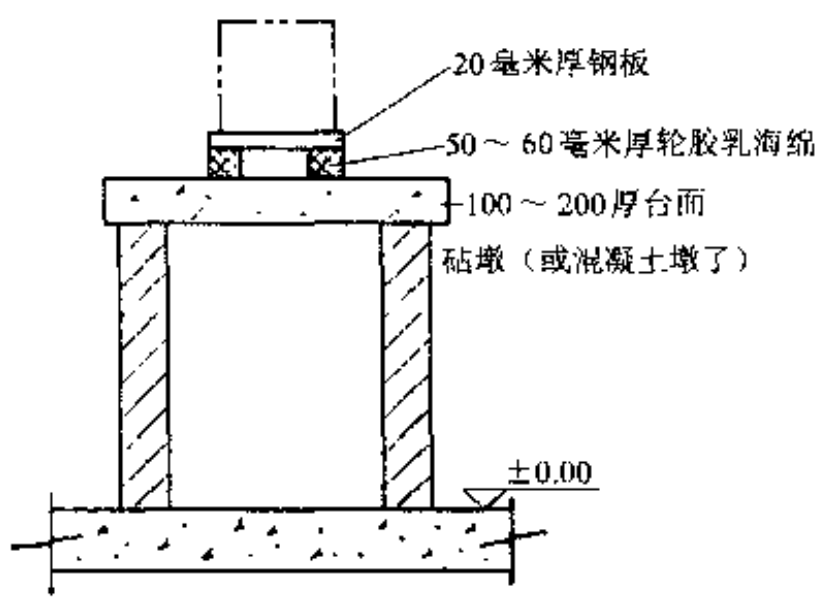


图 8.7-4 小型仪器隔振

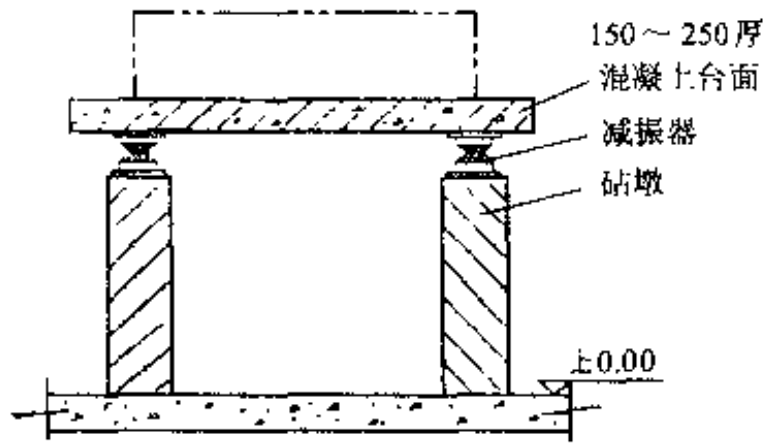


图 8.7-5 独立隔振台座

7.2 消极隔振设计方案

选择消极隔振方案的原则为：① 满足隔振效果；② 构造简单、实用、成本低。常用的消极隔振支撑方式分为两大类：支承式和悬挂式。

7.2.1 支承式

消极隔振支承式体系与积极隔振支承式基本相似。对于不同的精密仪器和设备可以分别选用下面的隔振方案。

1）对于小型仪器，其自身无内扰力和移动部件，质量只有十几～几十 kg，几何尺寸小，搬动方便，则可以采用乳胶海绵隔振，如图 8.7-4 所示。

2）对于某些质量达几百～几千 kg，平面尺寸比较大的，如光栅刻线机，可以做独立的隔振台座，如图 8.7-5 所示。

3）对于质量较大、平面尺寸也较大、质心较高的精密设备，如线纹比长仪，为了降低质心的高度，可采用图 8.7-6 所示形式。

4）质心很高并且平面尺寸较小的精密设备，如圆刻机，其隔振台座可以做成图 8.7-7 所示形式。

在隔振材料及隔振器的选择上，可按下面方法选择：

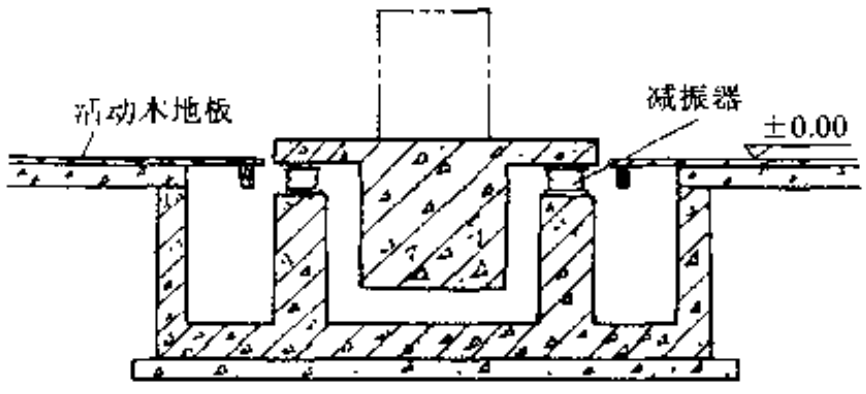


图 8.7-6　降低质心的隔振台座

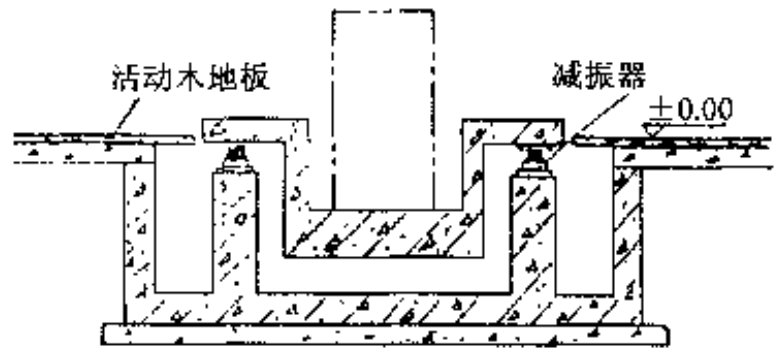


图 8.7-7　设备质心很高的隔振台座

1）一般来讲，钢弹簧隔振器能将隔振基础的固有频率设计得较低，从而隔振效果很好。但它的阻尼很小，会造成隔振基础以固有频率晃动，故应用时应加一定阻尼，如将钢弹簧与橡胶串联或并联使用，或配用其他形式的阻尼器。

2）采用橡胶隔振器进行消极隔振，尤其是将 DJ 等系列剪切型橡胶隔振器串联应用，可做到垂向固有频率 4Hz 左右，水平方向固有频率 3Hz 左右，阻尼比 0.10 以上。

3）泡沫海绵板很适用于小型仪器设备隔振。

4）当要求隔振体系固有频率很低，并且又必须有足够阻尼时，可选用空气弹簧，但成本较高。

7.2.2　悬挂式

悬挂式隔振方案通常有图 8.7-8 几种形式。通常由支承结构、拉簧（或刚性铰杆）和台座组成。支承结构可以做成刚度很大的钢架，如图 8.7-8d 所示；也可以是由刚度很大的横梁与柱子铰接而成的排架，如图 8.7-8a、b、c 所示。图 8.7-8c 所示方案与图 8.7-8a 区别在于调整质心，以减少水平回转振动；图 8.7-8b 是由铰接代替了拉簧，其特点为只能在水平向起隔振作用，垂直向并不起隔振作用。

悬挂式消极隔振体系的特点为能使固有频率做得很低，故隔振效果相当好；缺点为构造复杂、造价较高，需配加阻尼，还要防止弹簧的颤振。

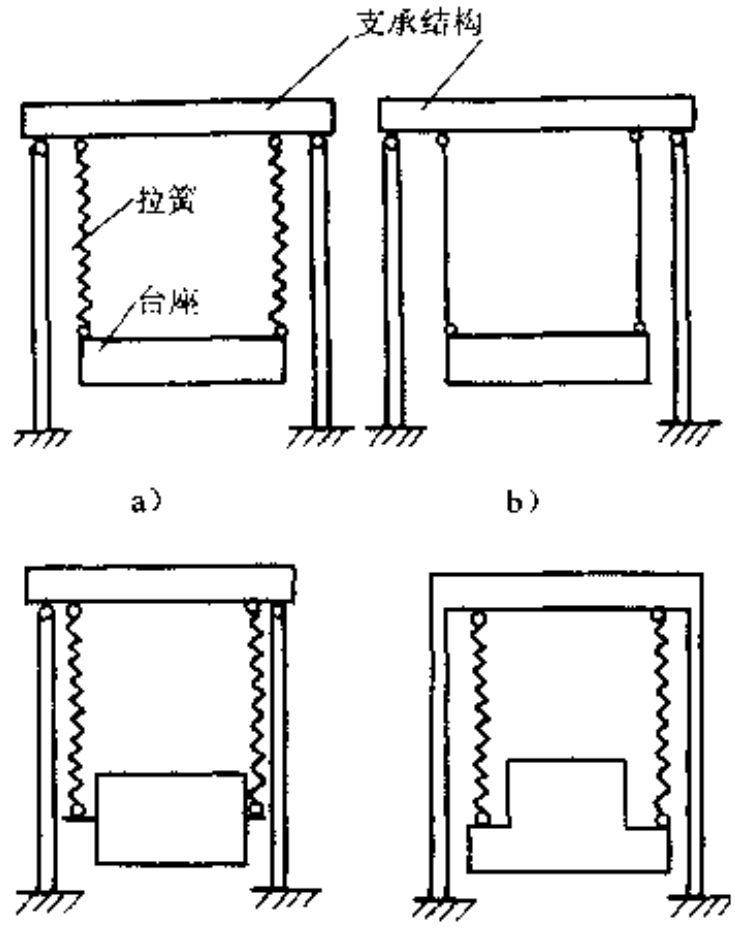


图 8.7-8　悬挂式隔振体系

7.3　支承式消极隔振体系的基本方程

支承式隔振体系用于消极隔振中的假定条件与用于积极隔振时的假定条件一样，计算简图也基本相同（参见图 8.5-5），所不同的是消极隔振用以隔离来自地面的振动。地面振动 $A_0(t)$ 通常在 x、y 和 z 三个方向同时存在，由图 8.5-5 可以建立隔振体系的运动方程为

$$mz''(t)+C[z'(t)-A'_{0z}(t)]+k_z[z(t)-A_{0z}(t)]=0 \qquad (8.7\text{-}4)$$

$$J_z\varphi''_z(t)+C_\varphi\varphi'_z(t)+k_{\varphi z}\varphi_z(t)=0 \qquad (8.7\text{-}5)$$

$$\left.\begin{aligned}&mx''(t)+C_x\left[x'(t)-h_0\varphi_y'(t)-A_{0x}'(t)\right]+k_x\left[x(t)-h_0\varphi_y(t)-A_{0x}(t)\right]=0\\&J_y\varphi_y''(t)+C_\varphi\varphi_y'(t)+k_{\varphi y}\varphi_y(t)-mgh_0\varphi_y(t)-C_x\left[x'(t)-h_0\varphi_y''(t)-A_{0x}'(t)\right]h_0-\\&k_x\left[x(t)-h_0\varphi_y(t)-A_{0x}(t)\right]h_0=0\end{aligned}\right\}\qquad(8.7\text{-}6)$$

$$\left.\begin{aligned}&my''(t)+C_y\left[y'(t)-h_0\varphi'(t)-A_{0y}'(t)\right]+k_y\left[y(t)-h_0\varphi_x(t)-A_{0y}(t)\right]=0\\&J_x\varphi''(t)+C_\varphi\varphi'(t)+k_{\varphi x}\varphi_x(t)-mgh_0\varphi_x(t)-C_y\left[y'(t)-h_0\varphi''(t)-A_{0y}'(t)\right]h_0-\\&k_y\left[y(t)-h_0\varphi_x(t)-A_{0y}(t)\right]h_0=0\end{aligned}\right\}\qquad(8.7\text{-}7)$$

其中 $A_{0x}(t)$、$A_{0y}(t)$ 和 $A_{0z}(t)$ 为地面在 x、y 和 z 方向的振动；其他各符号的物理意义与式（8.5-9）～式（8.5-12）相同。

式（8.7-4）和式（8.7-5）是独立的，即为单自由度；式（8.7-6）和式（8.7-7）分别为水平与回转耦合的两个自由度。

固有频率的计算公式与 8.5-34 计算方法相同。

7.4 隔振体系计算公式

消极隔振主要是隔离机械振动，但同时又要注意不致过分放大地面脉冲。

7.4.1 单自由度体系隔振计算

由式（8.7-4）可得

$$mz''(t)+C\,z'(t)+k_z z(t)=CA_{0z}'(t)+k_z A_{0z}(t)\qquad(8.7\text{-}8)$$

如果不计阻尼，即 $C=0$，则式（8.7-8）为

$$mz''(t)+k_z z(t)=k_z A_{0z}(t)\qquad(8.7\text{-}9)$$

1）地面运动 $A_{0z}(t)=A_{0z}\sin\omega t$ 时的计算隔振体系质心下的振幅为

$$A_z=A_{0z}\mu\qquad(8.7\text{-}10)$$

式中 μ——振动传递率。

$$\mu=\sqrt{\frac{1+4\zeta^2\dfrac{\omega^2}{\omega_0^2}}{\left(1-\dfrac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2+4\zeta^2\dfrac{\omega^2}{\omega_0^2}}}\qquad(8.7\text{-}11)$$

当不计阻尼时，

$$\mu=\frac{1}{\left|1-\dfrac{\omega^2}{\omega_0^2}\right|}\qquad(8.7\text{-}12)$$

式中 ζ——阻尼比，$\zeta=C/C_c$，$C_c=2\sqrt{mk}$，为临界阻尼。

隔振效率为

$$\beta=(1-\mu)\times100\%\qquad(8.7\text{-}13)$$

显然，隔振效率取决于频率比ω_0/ω和阻尼比ζ。

如果地面运动为两个正弦波叠加，即

$$A_{0z}(t)=A_{0z1}\sin\omega_1 t+A_{0z2}\sin\omega_2 t$$

则隔振体系的垂直振动在不考虑相位时，

振幅 $A_z=A_{0z1}\mu_{z1}+A_{0z2}\mu_{z2}$（8.7-14）

速度 $v_z=A_{z1}\omega_1\mu_{z1}+A_{z2}\omega_2\mu_{z2}$（8.7-15）

加速度 $a=A_{z1}\omega_1^2\mu_{z1}+A_{z2}\omega_2^2\mu_{z2}$（8.7-16）

当地面运动为多个正弦波叠加时，体系的反应为

$$A_z=\sqrt{\sum(A_{0zi}\mu_{zi})^2}$$

2）地面运动 $A_0(t)$ 为确定性的任意波时的计算和地面为随机振动的计算均比较复杂，本手册不作介绍，请参阅其他书籍。

7.4.2 体系在正弦波作用下的水平振动计算

式（8.7-6）的计算相当复杂，式（8.7-6）和式（8.7-7）相同，仅仅角标不同而已，当干扰频率 $\omega\neq(0.9\sim1.1)\,\omega_0$ 时，即未处于共振峰附近，则式（8.7-6）可不计阻尼的影响，则表达式为：

$$\left.\begin{aligned} &mx''(t)+k_x(t)-k_xh_0\varphi_y(t)=A_{0x}k_x\sin\omega t\\ &J_y\varphi''(t)+(k_{\varphi y}+k_xh_0^2-mgh_0)\ \varphi_y(t)-k_xh_0x(t)=A_{0x}k_xh_0\sin\omega t \end{aligned}\right\} \tag{8.7-17}$$

隔振体系质心处的水平位移 A_x 和转角 $A_{\varphi y}$

$$A_x=A_0\xi_x\mu_x \tag{8.7-18}$$

$$A_{\varphi y}=\frac{1}{h_0}\left[A_x\left|\left(1-\frac{\omega^2}{\omega_x^2}\right)\right|-A_{0x}\right] \tag{8.7-19}$$

式中 $\xi_x=1+2(1-\mu_1)\dfrac{\omega_x^2}{\omega_{\varphi y}^2}-\mu_1\dfrac{\omega^2}{\omega_{\varphi y}^2}$

(8.7-20)

$$\mu_x=\mu_1\mu_2$$

$$\mu_1=\frac{1}{\left|\dfrac{\omega^2}{\omega_{1x}^2}-1\right|}$$

$$\mu_2=\frac{1}{\left|\dfrac{\omega^2}{\omega_{2x}^2}-1\right|} \tag{8.7-21}$$

由 ω/ω_0（ω_0 可以是 ω_1 或 ω_2，也可以是 ω_x 或 ω_φ）可查表 8.7-1 得

$$\mu=\frac{1}{\dfrac{\omega^2}{\omega_0^{\ 2}}-1} \tag{8.7-22}$$

由 $\mu_1\omega_x^2/\omega_\varphi^2$ 和 $\omega^2/\omega_\varphi^2$，查图 8.7-9 可得 ξ_x。

表 8.7-1 为 ω/ω_0 与 μ 值对应表。

体系任一点 k 的水平振幅

$$A_x^k=A_x+A_{\varphi y}h_2 \tag{8.7-23}$$

其中 h_2 质心以上取正值，质心以下取负值。

当 $\omega=(0.9\sim1.1)\omega_0$ 时，不计阻尼会造成很大的误差，此时式（8.7-6）计算相当复杂。为了便于计算，采用振型分解法，并忽略了一些次要项后，质心位移振幅可按式（8.7-24）计算，

$$A_x=\frac{\rho_{1y}k_x(\rho_{1y}-h_0)\ A_{0x}}{(J_y+m\rho_{1y}^2)\ \omega_{1x}^2}\frac{1}{\sqrt{\left(1-\dfrac{\omega^2}{\omega_{1x}^2}\right)^2+4\zeta^2\dfrac{\omega^2}{\omega_{1x}^2}}}+\frac{\rho_{2y}k_x(\rho_{2y}+h_0)\ A_{0x}}{(J_y+m\rho_{2y}^2)\ \omega_{2x}^2}\frac{1}{\sqrt{\left(1-\dfrac{\omega^2}{\omega_{2x}^2}\right)^2+4\zeta^2\dfrac{\omega^2}{\omega_{2x}^2}}} \tag{8.7-24}$$

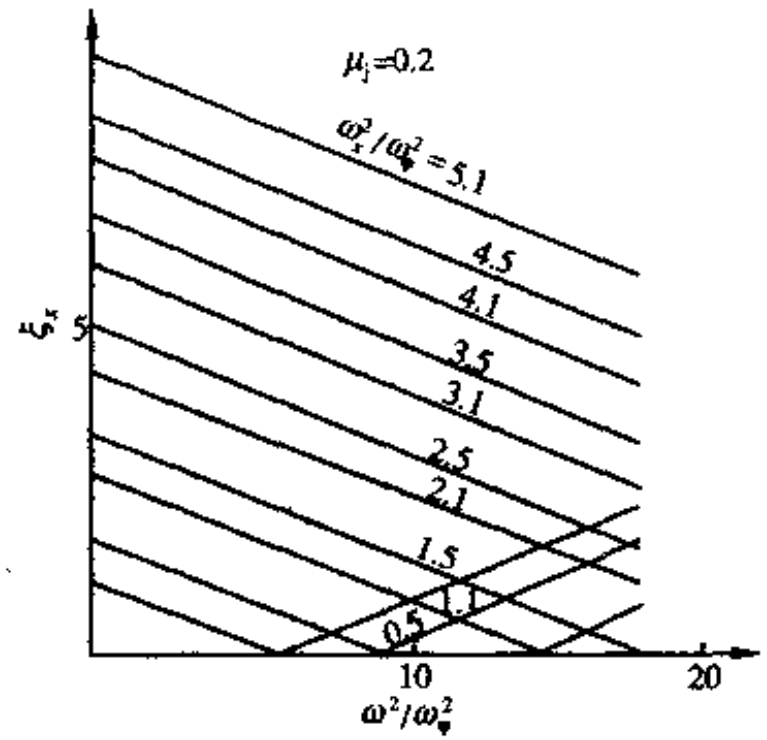
其中 ρ_{1y} 和 ρ_{2y} 为对应于第一和第二振型的回转半径，

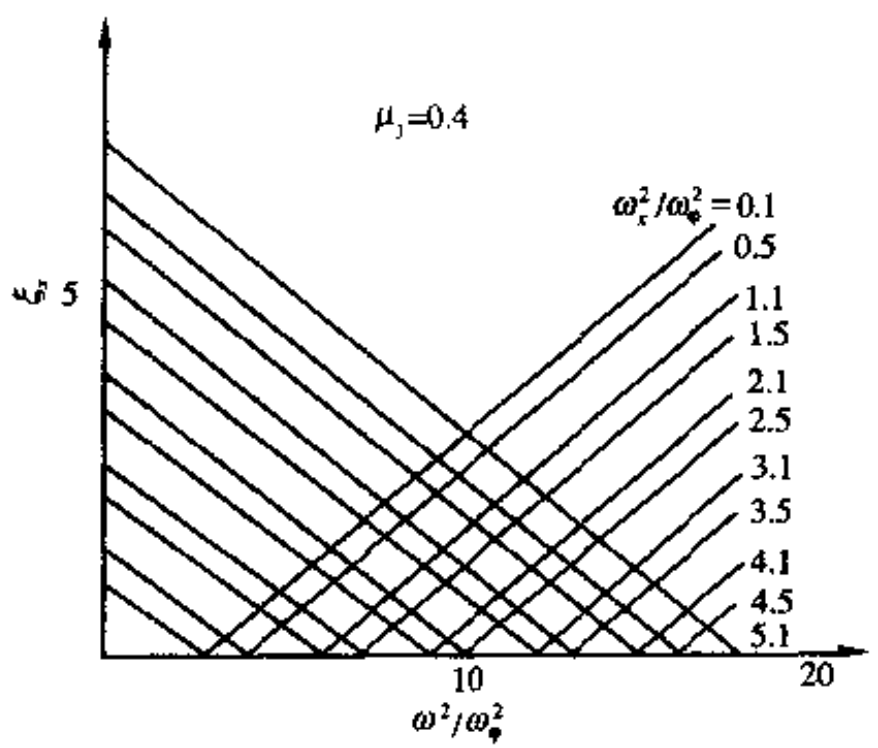
$$\left.\begin{aligned} \rho_{1y}&=\frac{h_0k_x}{k_x-m\omega_{1x}^2}\\ \rho_{2y}&=\frac{h_0k_x}{k_x-m\omega_{2x}^2} \end{aligned}\right\} \tag{8.7-25}$$

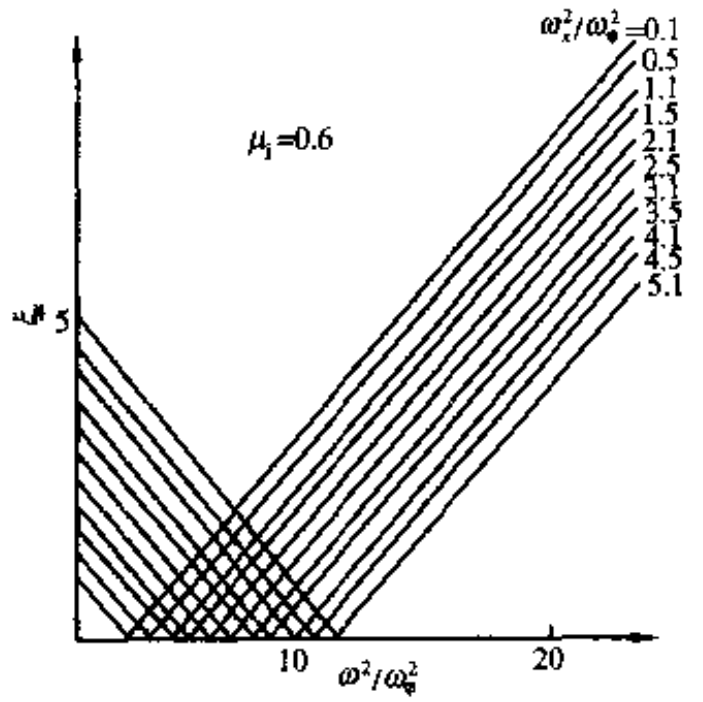
隔振体系在点 k（图 8.7-10）的位移

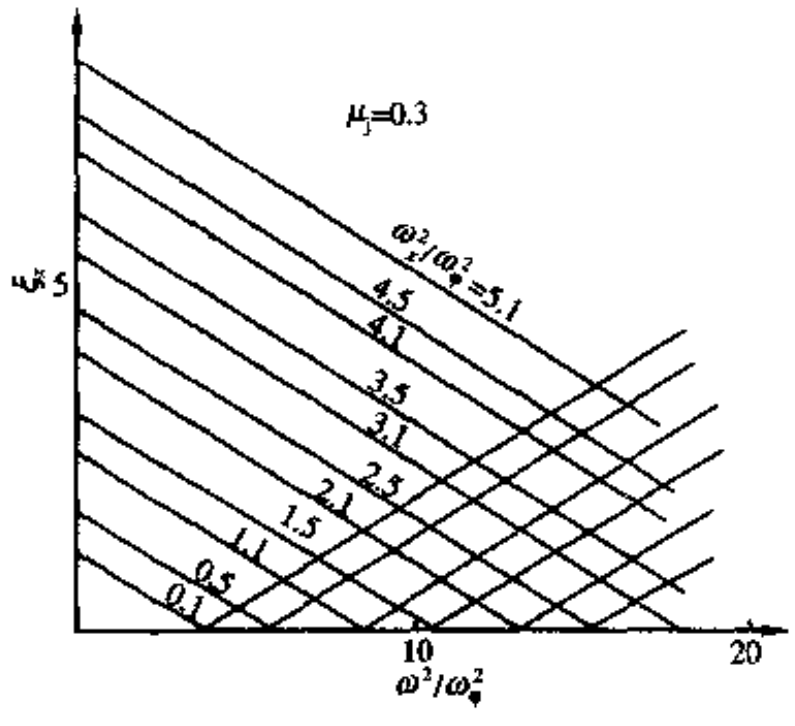
表 8.7-1 ω/ω_0 与 μ 值对应表

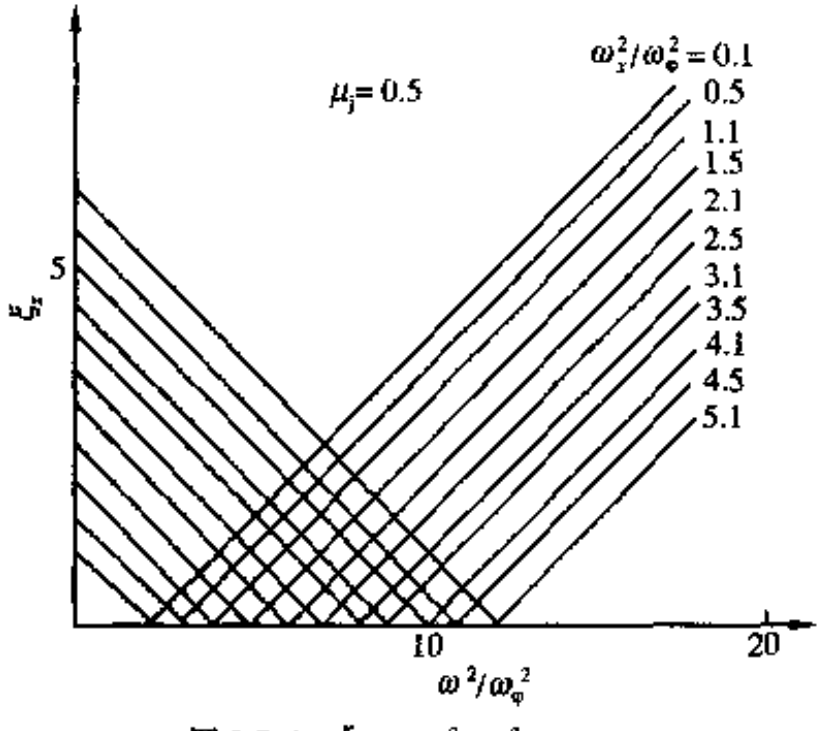
ω/ω_0	5	4.5	4.0	3.8	3.6	3.4	3.2	3.0	2.8	2.6	2.4
μ	0.042	0.052	0.067	0.074	0.077	0.094	0.11	0.13	0.15	0.17	0.21
ω/ω_0	2.3	2.2	2.1	2.0	1.95	1.90	1.85	1.8	1.75	1.7	1.65
μ	0.23	0.26	0.29	0.33	0.36	0.38	0.42	0.45	0.48	0.53	0.59
ω/ω_0	1.6	1.55	1.5	1.45	1.4	1.35	1.3	1.25	1.2	1.18	1.16
μ	0.64	0.71	0.80	0.91	1.67	1.22	1.45	1.79	2.27	2.56	2.94
ω/ω_0	1.14	1.12	1.10	1.09	1.08	1.07	1.06	1.05	0.9	0.88	0.86
μ	3.33	4.0	4.76	5.3	5.9	7.1	8.3	9.0	5.3	4.3	3.85
ω/ω_0	0.84	0.82	0.80	0.78	0.76	0.74	0.72	0.70	0.68	0.66	0.64
μ	3.5	3.0	2.8	2.6	2.4	1.4	2.1	1.96	1.85	1.8	1.69
ω/ω_0	0.62	0.6	0.58	0.56	0.54	0.52	0.50	0.45	0.4	0.35	0.30
μ	1.62	1.56	1.52	1.45	1.41	1.92	1.33	1.25	1.19	1.14	1.1











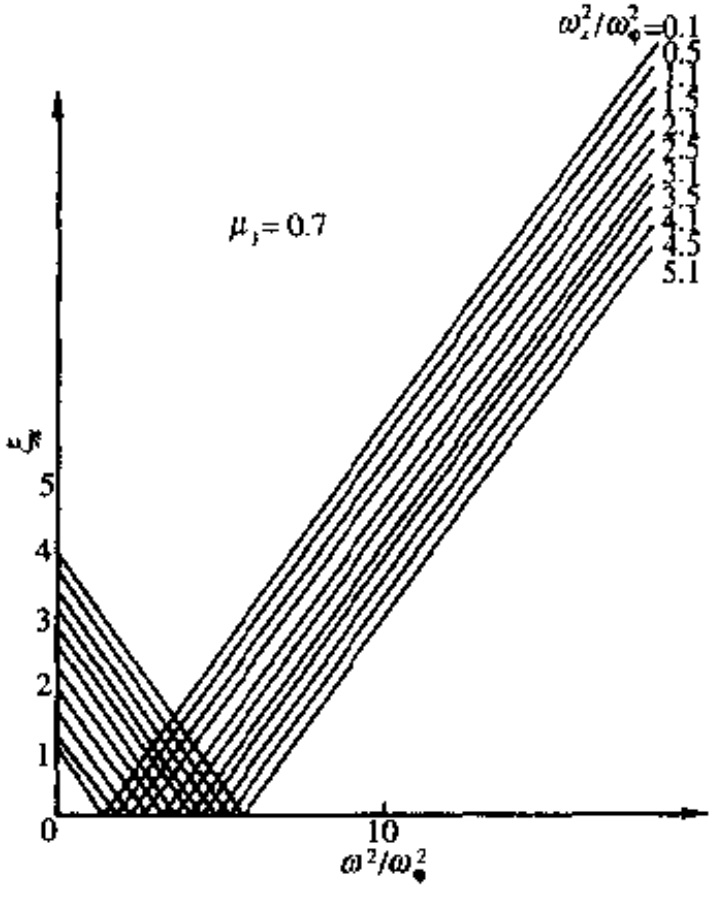
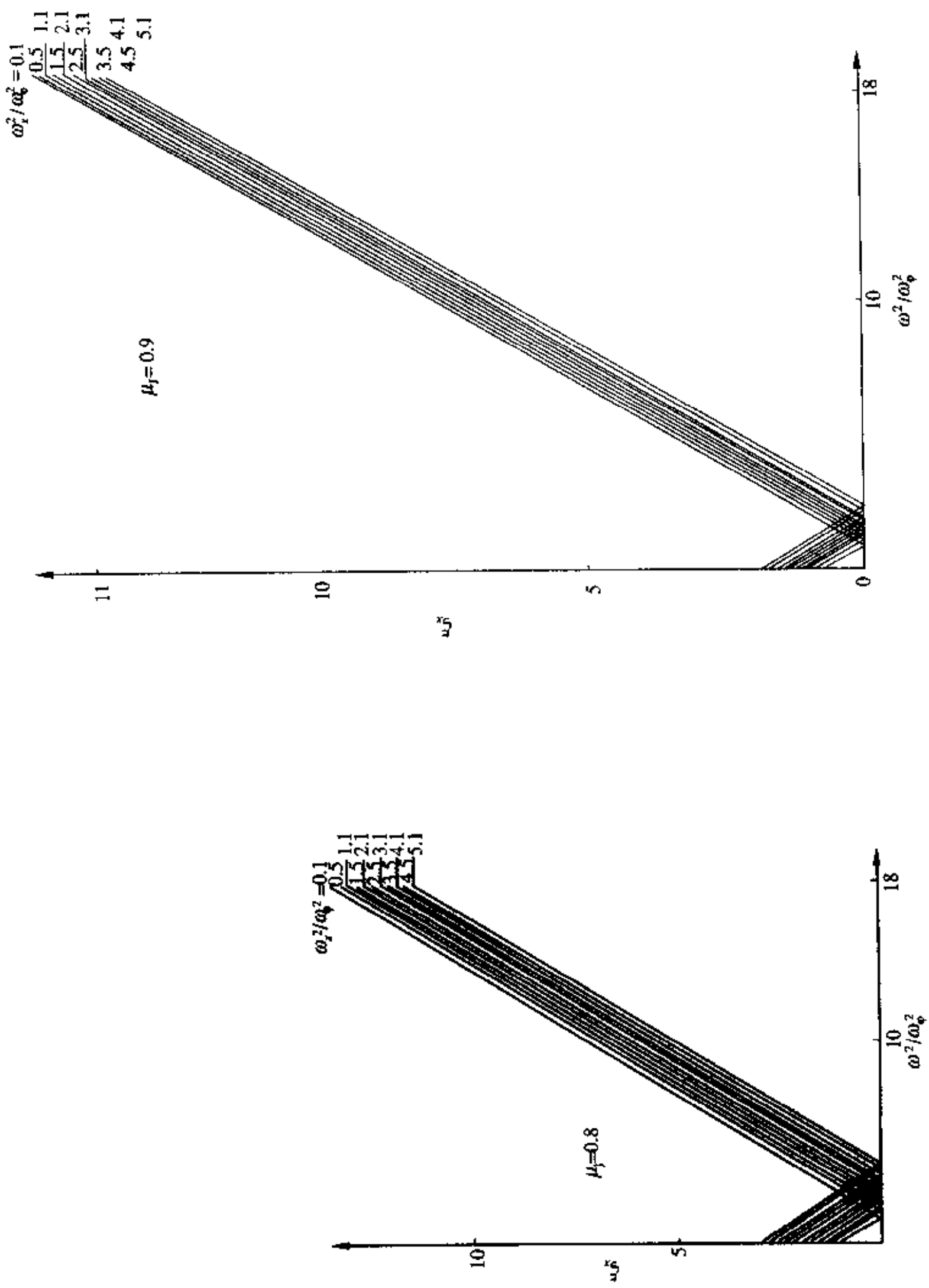


图 8.7-9 ξ_x——$\omega^2/\omega_\varphi^2$



ξ_x——ω^2/ω_ϕ^2（续）

图 8.7-9 ξ_x

$$A_{xc}=\frac{(\rho_{1y}+h_z)\ A_{0x}k_x(\rho_{1y}-h_0)\ k_x}{(J_y+m\rho_{1y}^2)\ \omega_{1x}^2}\frac{1}{\sqrt{\left(1-\frac{\omega^2}{\omega_{1x}^2}\right)^2+4\zeta^2\frac{\omega^2}{\omega_{1x}^2}}}+$$
$$\frac{(\rho_{2y}-h_z)\ A_{0x}k_x(\rho_{2y}+h_0)}{(J_y+m\rho_{2y}^2)\ \omega_{2x}^2}\frac{1}{\sqrt{\left(1-\frac{\omega^2}{\omega_{2x}^2}\right)^2+4\zeta^2\frac{\omega^2}{\omega_{1x}^2}}} \tag{8.7-26}$$

式中 h_0——所求点 k 至质心的垂直距离。

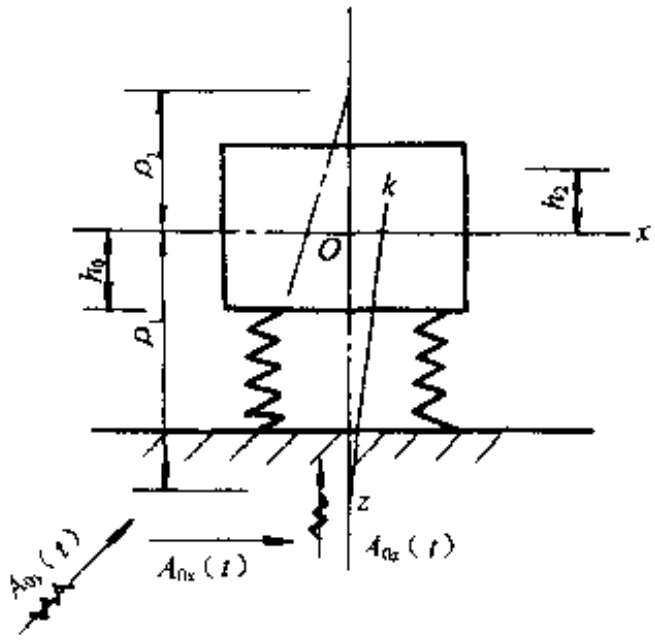


图 8.7-10 隔振体系中 k 点的位移

7.5 消极隔振设计步骤

1）首先要掌握以下资料：

① 精密仪器、设备的大体结构、工作机理及用途；仪器、设备的外形几何尺寸、质心、质量及底脚螺栓的位置、孔径等。

② 精密仪器、设备有内振源时，必须了解内扰力的性质、大小、作用点位置及作用力方向。

③ 有移动部件时，需要了解移动部件的位置、质量和移动范围。

④ 了解周围环境振动源情况，如周围有何机械设备，相距多远；周围火车、汽车影响情况如何；第一、二类精密设备还要考虑地面脉冲。在必要时和有条件时，还应对地面振动进行测试，最好进行频谱分析。

⑤ 被隔振的精密仪器、设备的允许振动值，一般由工艺提供，或者说明书上有说明。

⑥ 了解支承结构的情况及工作环境。

2）根据有关资料和知识，确定隔振方案。

3）求隔振的振动传递率 μ_z 与垂向固有频率 f_z。

$$\mu_z=\frac{\text{允许振动}}{\text{地面振动}}=\frac{1}{\left|1-\frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right|} \tag{8.7-27}$$

上式计算忽略了阻尼，对一般工程，均可以这样计算。

隔振体系的固有频率

$$f_0<\sqrt{\frac{\mu_z f^2}{\mu_z+1}} \tag{8.7-28}$$

4）当设备有内振源时，则应考虑其影响。此时，要确定分配给设备内扰力引起的振动，再由式（8.7-29）计算台座所需要的质量，

$$m'>\frac{p_0}{[A']\omega^2}-m_0 \tag{8.7-29}$$

式中 m'——台座的质量；

m_0——设备的质量；

p_0——内扰力；

$[A']$——分配给内扰力引起的允许振动。

5）隔振台座的设计。没有内振源的精密仪器设备的消极隔振效果主要取决于体系的固有频率与外界干扰频率之比以及隔振器的阻尼，与台座的质量关系不大（这一点和积极隔

振不同），所以台座的设计主要根据工艺要求等因素决定，并应经济合理。

6）选择隔振器可依第八章有关阐述进行。

7）验算隔振体系的水平振动。此项计算比较复杂，对于精密等级不太高的仪器设备可以不做水平振动验算。

8）对第一、二类精密设备，需要计算隔振体系在地面脉冲作用下的振动。

9）校核所有振动的叠加是否小于允许振动，如大于允许振动，需重新设计。

7.6 消极隔振设计举例

例1 某计量室有一台精密仪器，其允许振动速度[v]=0.03mm/s，邻近机械设备引起的振动经测试为 16Hz，振幅 0.5μm，地面脉冲速度为 0.01mm/s，问外界振动对该仪器是否有影响？如有影响，如何处理？

（1）设计资料及其分析

机械设备引起的振动速度

$v_j=2\pi\times16\times0.5\times10^{-3}\text{mm/s}=0.05\text{mm/s}$

地面脉冲的速度为 $v_z=0.01\text{mm/s}$

所以地面振动速度 $v_0=v_j+v_z=0.06\text{mm/s}$，大于允许[v]，需隔振。由于地面脉冲难以隔振，故要求机械设备引起的地面振动速度应小 0.03-0.01mm/s= 0.02mm/s。

仪器质量 $m_1=10\text{kg}$，质心位置距底座 140mm。

（2）隔振方案

因为仪器质量小，可采用图 8.7-4 所示方案。

（3）振动传递率μ与体系垂向固有频率 f_z

$$\mu=\frac{0.02}{0.05}=0.4$$

由式（8.7-28）得

$$f_z<\sqrt{\frac{0.4\times16^2}{1+0.4}}\text{Hz}=8.5\text{Hz}$$

（4）无内振源

（5）台座设计

台座设计，钢板为 0.4m×0.3m×0.02m，质量为 18.7kg，故隔振体系总质量 m 为：

$$m=10+18.7\text{kg}=28.7\text{kg}$$

（6）隔振器材选择

选择海绵作为隔振器，需要海绵的动刚度为

$$k_z\leqslant m\omega_z^2=28.7\times8.5\times2\pi^2\text{kg/s}^2$$
$$=81862\text{kg/s}^2$$
$$=818.62\text{N/cm}$$

由图 8.8-8 查得动静刚度之比，即动静弹性模量之比为 2.6，故静刚度 k_{zs} 为：

$$k_{zs}=\frac{81862}{2.6}\text{kg/s}^2=31485\text{kg/s}^2=314.85\text{N/cm}$$

如果采用四角支承，每块海绵的面积为

$$S_1=\frac{1}{4}\times\frac{k_{zs}H}{E_s}=\frac{1}{4}\times\frac{314.85\times5}{2.2}\text{cm}^2=179\text{cm}^2$$

其中 H 为海绵高度，取 5cm，E_s 由图 8.8-8 查得。

取边长为 13cm 的方形块，面积为 169cm²，可满足要求。

如果要取得更好的隔振效果，则海绵面积可取小一些，如采用边长为 8cm 的方形块，则每块面积 $S_1=64\text{cm}^2$，总面积

$$S=64\times4\text{cm}^2=256\text{cm}^2$$

$$k_{zs}=\frac{E_sS}{H}=\frac{2.2\times256}{5}\text{N/cm}=112\text{N/cm}$$

$$k_z=2.6\times112\text{N/cm}=291.2\text{N/cm}=29120\text{kg/s}^2$$

$$\omega_z=\sqrt{\frac{29120}{28.7}}=31.9$$

$$f_z=5.1\text{Hz}$$

$$\mu_z=\frac{1}{\frac{16^2}{5.1^2}-1}=\frac{1}{8.84}=0.11<0.4$$

其安装图如图 8.7-11 所示。

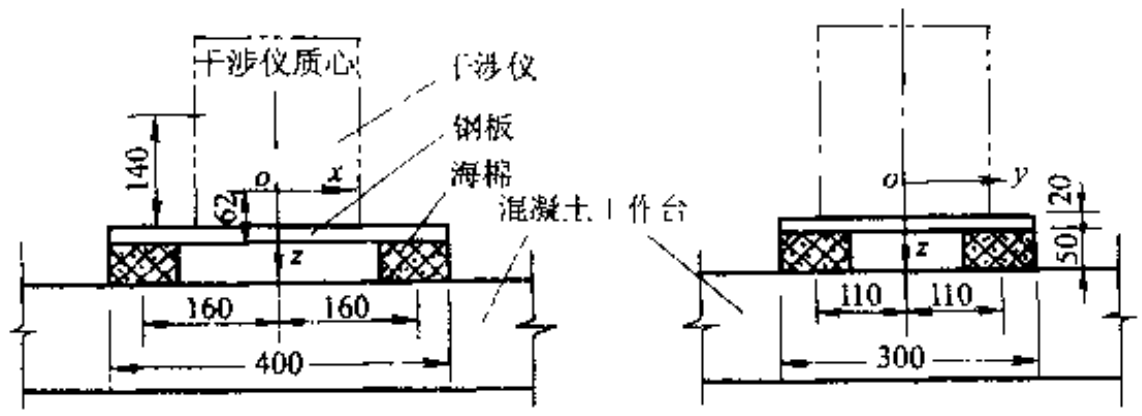


图 8.7-11 乌氏干涉仪隔振结构图

（7）水平振动验算

$$\text{总质心位置} h_0=\frac{10\times16+18.7\times1}{28.7}\text{cm}=6.2\text{cm}$$

已知仪器对其自身重心轴的惯性矩 J_y=500kg·cm²，整个隔振系统对图中坐标系的 y 轴的惯性矩

$$J_y=\left\{500+10\times\left[140-(62-20)\right]^2\right\}+\left[\frac{18.7}{1.2}(40^2+2^2)+18.7\times5.2^2\right]\text{kg}\cdot\text{cm}^2$$
$$=(500+960)+(2500+505)\ \text{kg}\cdot\text{cm}^2$$
$$=4465\text{kg}\cdot\text{cm}^2$$

$$K_{\varphi y}=29120\times16^2=7454720\text{kg}\cdot\text{cm}^2/\text{s}^2=74547.2\text{N}\cdot\text{cm}$$

$$k_x=\frac{1}{3}k_z=\frac{1}{3}\times29120\text{kg}\cdot\text{cm}^2=9706\text{kg}\cdot\text{cm}^2$$
$$\omega_x^2=\frac{k_x}{m}=\frac{9706}{28.7}=338,\quad \omega_x=18.4$$
$$\omega_{\varphi y}^2=\frac{k_{\varphi y}-mgh_0}{J_y+h_0^2m}=\frac{7454720-28.7\times980\times6.2}{4465+6.2^2\times28.7}=1300$$
$$\omega_{\varphi y}=36$$

$$\frac{mh_0^2}{J_y}=\frac{28.7\times6.2^2}{4465}=0.25,\ \text{查图8.5-6得}$$
$$\mu_3=0.8$$
$$\frac{\omega_{\varphi y}^2}{\omega_z^2}=\frac{1294}{338}=3.9$$

查图 8.5-8 得 $\omega_1^2/\omega_x=0.97$，$\omega_2^2/\omega_x=2.3$

$$\omega_1=0.97\omega_x=0.97\times18.25=17.7,\ f_1=2.8\text{Hz}$$
$$\omega_2=2.3\omega_x=2.3\times18.25=42.0,\ f_2=6.7\text{Hz}$$

$\omega\neq(0.9\sim1.1)\,\omega_2$，因此，可采用式

$$\frac{\omega^2}{\omega_{\varphi y}^2}=\frac{(16\times2\pi)^2}{1294}=7.81,\frac{\omega_x^2}{\omega_{\varphi y}^2}=\frac{338}{1294}=0.26$$

查图 8.7-9 得 ξ_x=5.1

$$\omega/\omega_1=16/2.8=5.7,\qquad \omega/\omega_2=16/6.7=2.4$$

从而 $\mu_1=0.032,\mu_2=0.21$

$$\mu_x=\mu_1\mu_2=0.0066$$
$$A_x=A_{0x}\xi_x\mu_x=0.5\times5.1\times0.0066\,\mu\text{m}=0.017\,\mu\text{m}$$
$$v_x=\omega_xA_x=18.4\times0.017\times10^{-3}\ \text{mm/s}$$
$$=0.0003\text{mm/s}<0.02\text{mm/s}$$

完全满足要求。

例 2 某厂有一台质量为 3.5t 精密设备，其允许振动为[v]=0.03mm/s，根据周围环境情况，需隔振。

（1）设计资料

精密设备质量 m_1=3.5t

精密设备放在生产车间附近，通过对地面振动测量，其最大振幅 A_0=3μm，最大速度 v_0=0.2mm/s，远超过允许振动 0.03mm/s。

对测试曲线进行频谱分析，机械干扰引起的地面振动能量集中在频率为 7Hz 和 40Hz，又以 7Hz 为主；地面脉动以 2Hz 为主。

（2）隔振方案

根据工艺要求和操作上方便等因素，采取如图 8.7-12 方案。

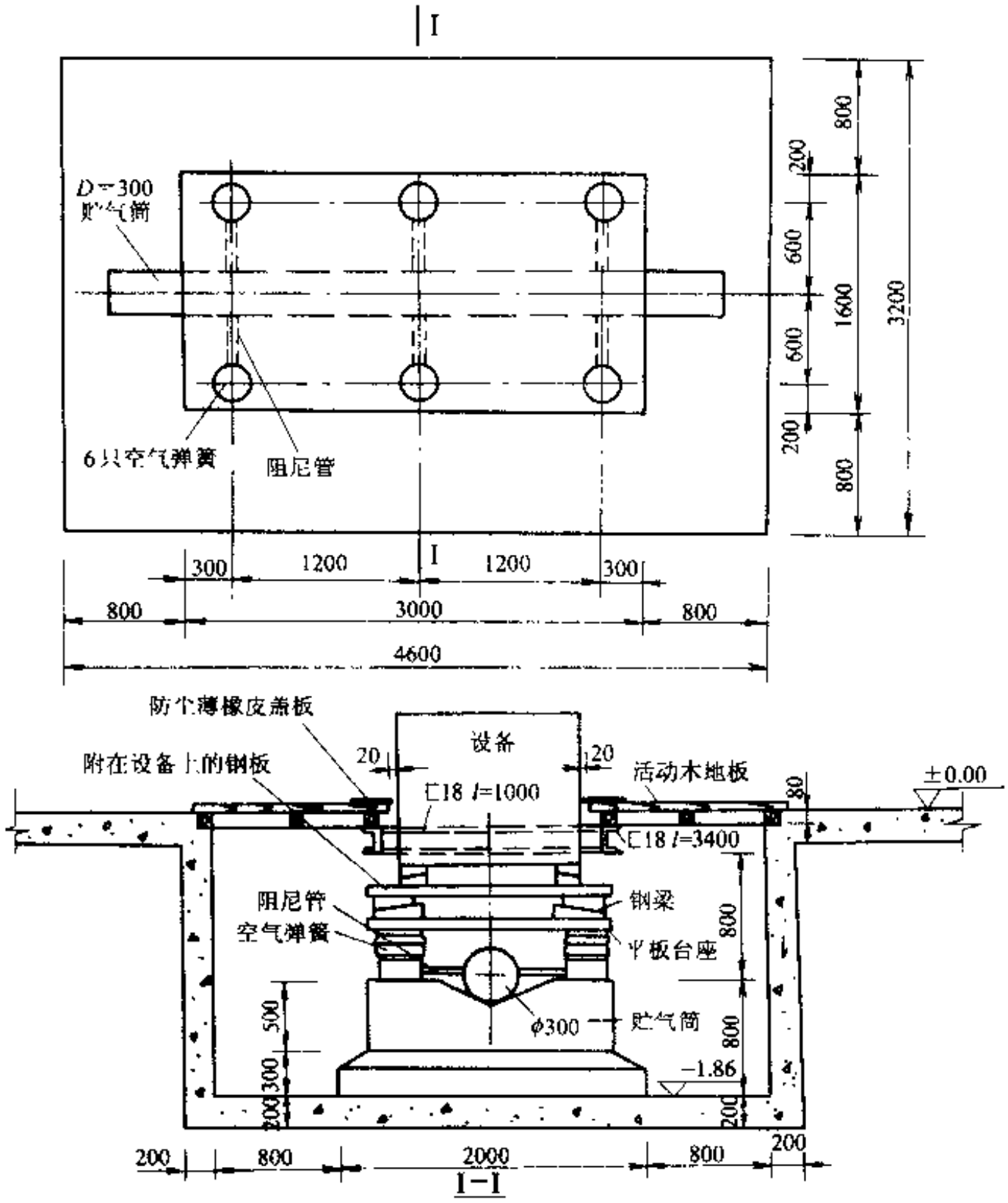


图 8.7-12 隔振总装图

（3）确定振动传递率和垂向固有频率 f_z

要求振动传递率 μ_v

$$\mu_v < \frac{0.03}{0.2} = 0.15$$

固有频率

$$f_0 < \sqrt{\frac{0.15\times 7^2}{1+0.15}}\,\text{Hz} = 2.5\text{Hz}$$

（4）台座设计

如图 8.7-12 所示，台座为 3.0m×1.6m×0.25m 的钢筋混凝土平板，重 3t。

（5）隔振器选择

f_0=2.5Hz 与地面脉动卓越频率 2Hz 太接近，故应采用空气弹簧实施隔振，采用六个空气弹簧，附加空气容积 270L，台座和设备质量 6500kg，其垂直频率 1.1Hz，水平频率 0.8Hz。为了增加阻尼，采用月牙形阻尼管，阻尼比可达 0.1 以上。

（6）水平振动验算

由于水平向固有频率只有 0.6Hz，故水平向振动可不必验算。

第 8 章　隔振器材和隔振器

8.1　要求与分类

8.1.1　一般要求

对动力设备等采取积极隔振措施，或对精密仪器、设备及建筑物采取消极隔振措施时，应根据隔振要求、安装隔振器的环境空间允许位置等对隔振器进行选择。一般来说，为达到隔振目的，隔振材料或隔振器应符合下列要求：

1）弹性性能优良，刚度低；

2）承载力大，强度高，阻尼适当；

3）耐久性好，性能稳定，不因外界温度、湿度等条件变化而引起性能发生较大变化；

4）抗酸、碱、油的侵蚀能力较高；

5）取材容易；

6）加工制作和维修、更换方便。

8.1.2　分类

隔振器材和隔振器分类比较复杂，可按材料或结构形式进行分类，也可按用途进行分类等。目前，一般可按表 8.8-1 形式分类。

8.1.3　设计与选型

在设计隔振体系时，一般来说应着重于选用国内标准产品或定型产品，当不能满足设计要求时，可另行设计。本篇将对常用的隔振器材或隔振器的设计方法或选用方法、隔振器材性能及使用方法等做介绍。

表 8.8-1　隔振器材或隔振器分类

隔振垫	橡胶隔振垫
	玻璃纤维垫
	金属丝网隔振垫
	软木、毛毡、乳胶海绵等制成的隔振垫
隔振器	橡胶隔振器
	全金属隔振器（螺旋弹簧隔振器、蝶簧隔振器、板簧隔振器和钢丝绳隔振器等）
	空气弹簧
	弹性吊架（橡胶类、金属弹簧类或复合型）
柔性接管	可曲绕橡胶接头
	金属波纹管
	橡胶、帆布、塑料等柔性接头

8.2　钢圆柱螺旋弹簧隔振器

在隔振工程中，钢弹簧隔振器具有性能稳定、承载能力强、寿命长、抗环境污染能力强、计算可靠、固有频率低等优点，隔振中应用较多，并且已有定型产品。常用为钢圆柱螺旋弹簧隔振器。

8.2.1　弹簧钢材的力学性能

常用的弹簧钢材的力学性能指标可按表 8.8-2 选用。

表 8.8-2　常用弹簧钢材的力学性能

材料名称	材料代号	容许切应力[τ] / MPa	切变模量 G / MPa	弹性模量 E / MPa
碳素弹簧钢丝		（ϕ4～ϕ6mm）420 （ϕ6.3～ϕ8mm）370	80 000	200 000
65 锰钢	65Mn	（ϕ4.8～ϕ5.3mm）400 （ϕ5.5～ϕ3mm）380	80 000	200 000
60 硅 2 锰 60 硅 2 锰高 60 硅 2 铬高	60Si2Mn 60Si2MnA 60Si2CrA	470	80 000	200 000
60 硅 2 铬钒高	60Si2CrVA	560	80 000	200 000
50 铬钒高	50CrVA	440		

表中所列容许切应力，系为受动载荷次数在 10^6 次以上或大冲击载荷时的数值。

目前国内定型的弹簧隔振器一般采用 60Si2Mn 或 60Si2MnA。在对隔振器各种条件要求比较严格的场合，如减少弹簧钢材表面脱碳或在热处理保证其淬透性（当弹簧钢丝直径较粗，如大于 40mm），则应选择 60Si2CrA、60Si2CrVA 或 50CrVA。如果要在体积不变的情况下增加弹簧的承载能力，则可选择 60Si2CrVA。

8.2.2　钢圆柱螺旋压缩弹簧的计算

1. 钢圆柱螺旋压缩弹簧的计算程序

（1）根据隔振体系的有关数据和要求，计算出每个弹簧应承受的载荷 W（动、静载荷之和）和每个弹簧的竖向刚度 k_z

（2）选择弹簧的旋绕比 C（又称弹簧指数）

$$C=\frac{D_2}{d} \qquad (8.8\text{-}1)$$

式中　D_2——弹簧中径（mm），见图 8.8-1；

d ——弹簧钢丝直径（mm）；

C ——一般取 4～12（对于 C 值取法，后面还将详细讨论）。

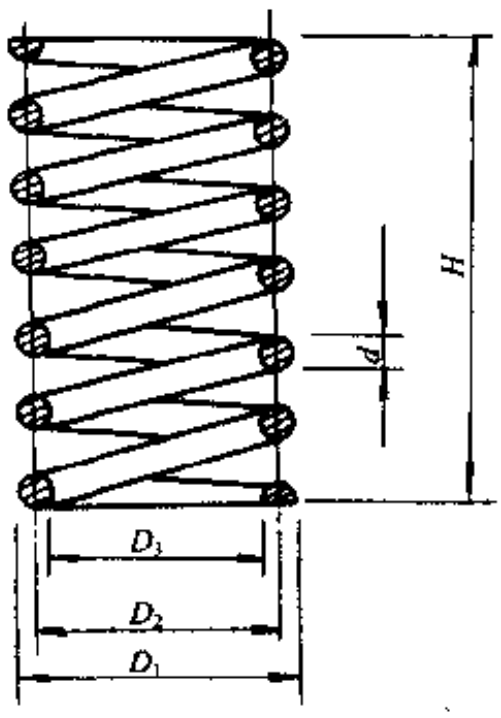


图 8.8-1　圆柱螺旋弹簧示意图

（3）弹簧钢丝直径 d（mm）

$$d=1.6\times\sqrt{\frac{kCW\times1000}{[\tau]}} \qquad (8.8\text{-}2)$$

式中　k——与 C 有关的曲线度系数（或称曲线系数），可按图 8.8-2 查得，或者按照下式计算：

$$k=\frac{4C-1}{4C-4}+\frac{0.615}{C} \qquad (8.8\text{-}3)$$

W ——隔振体系的全部载荷（N）；

$[\tau]$ ——容许切应力，其值可按表（8.8-2）选用。

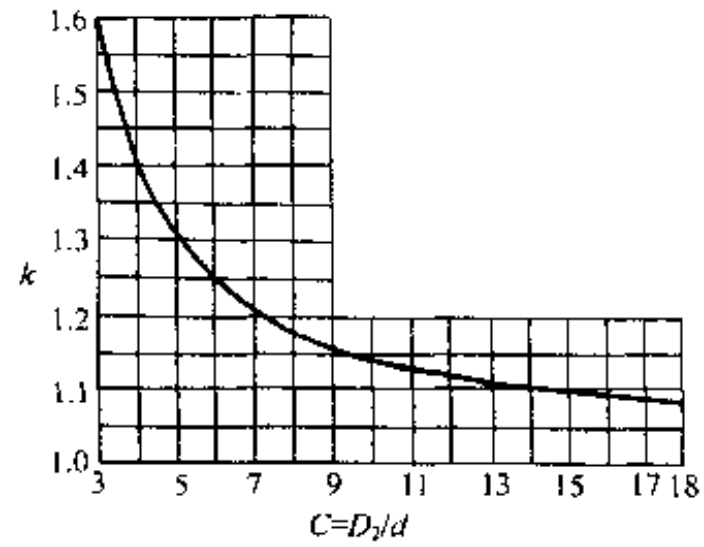


图 8.8-2　弹簧曲度系数

（4）弹簧有效圈数 n（亦称工作圈数）

$$n=\frac{Gd}{8k_zC^3} \qquad (8.8\text{-}4)$$

式中　G—— 弹簧钢材的切变模量（MPa），可按表 8.8-2 选用。

（5）弹簧总圈数 n_1

冷卷弹簧　　$n_1=n+$（2～2.5）

热卷弹簧　　$n_1=n+$（1.5～2.0）　　(8.8-5)

（6）弹簧自由高度 H_0（mm）

当两端磨平，并且 $n_1=n+$（1.5～2.5）时

$$H_0=hn+(1\sim2)\,d \qquad (8.8\text{-}6)$$

式中　h——弹簧节距（mm）。

（7）弹簧工作高度 H_n

$$H_n=H_0-\Delta \qquad (8.8\text{-}7)$$

$$\Delta=\frac{8WD_2^3n\times1000}{Gd^4}=\frac{W\times1000}{k_z} \qquad (8.8\text{-}8)$$

式中　Δ —— 弹簧的静变位（mm）；

W —— 弹簧承受的静载荷（kN）；

K_z —— 弹簧的垂向刚度（kN/m）。

（8）弹簧并紧高度 H_b（mm）

当两端并紧并磨平时

$$H_b=(n_1-0.5)\,d \qquad (8.8\text{-}9)$$

(9) 弹簧节距 (mm) 应满足下列条件

$$h\geqslant\frac{\Delta}{n}+(1.2\sim1.3)\,d \qquad (8.8\text{-}10)$$

(10) 弹簧螺旋角 α

$$\alpha=\operatorname{arctg}\frac{h}{\pi D_2} \qquad (8.8\text{-}11)$$

α 宜采用 5°～9°，一般不大于 9°

(11) 弹簧展开长度 L

$$L=\frac{\pi D_2 n_1}{\cos\alpha} \qquad (8.8\text{-}12)$$

2. 弹簧设计中的几个问题

(1) 高径比 H_0/D_2 的取值

钢圆柱螺旋压缩弹簧的高径比 H_0/D_2，一般来说应符合下列规定：

1) 当弹簧下端固定，上端侧向可自由位移而无转动时，$H_0/D_2<2.6$；

2) 当弹簧下端固定，上端回转支承时，$H_0/D_2\leqslant3.7$；

3) 当弹簧两端均无侧向位移和转动时，$H_0/D_2\leqslant5.3$。

上述三条是当确切掌握了振源扰力特点后，可根据不同情况，采取不同高径比。在一般情况下，特别是设计通用的系列化弹簧隔振器时，应该选 $H_0/D_2<2.6$

(2) 侧向刚度 k_x 或 k_y

钢圆柱螺旋压缩弹簧的侧向刚度 k_x 或 k_y，当其上下端符合 $H_0/D_2<2.6$ 时，可按 H_0/D_2 及静变位与工作高度之比 Δ/H_n，由图 8.8-3 查得侧向刚度与竖向刚度的比值。

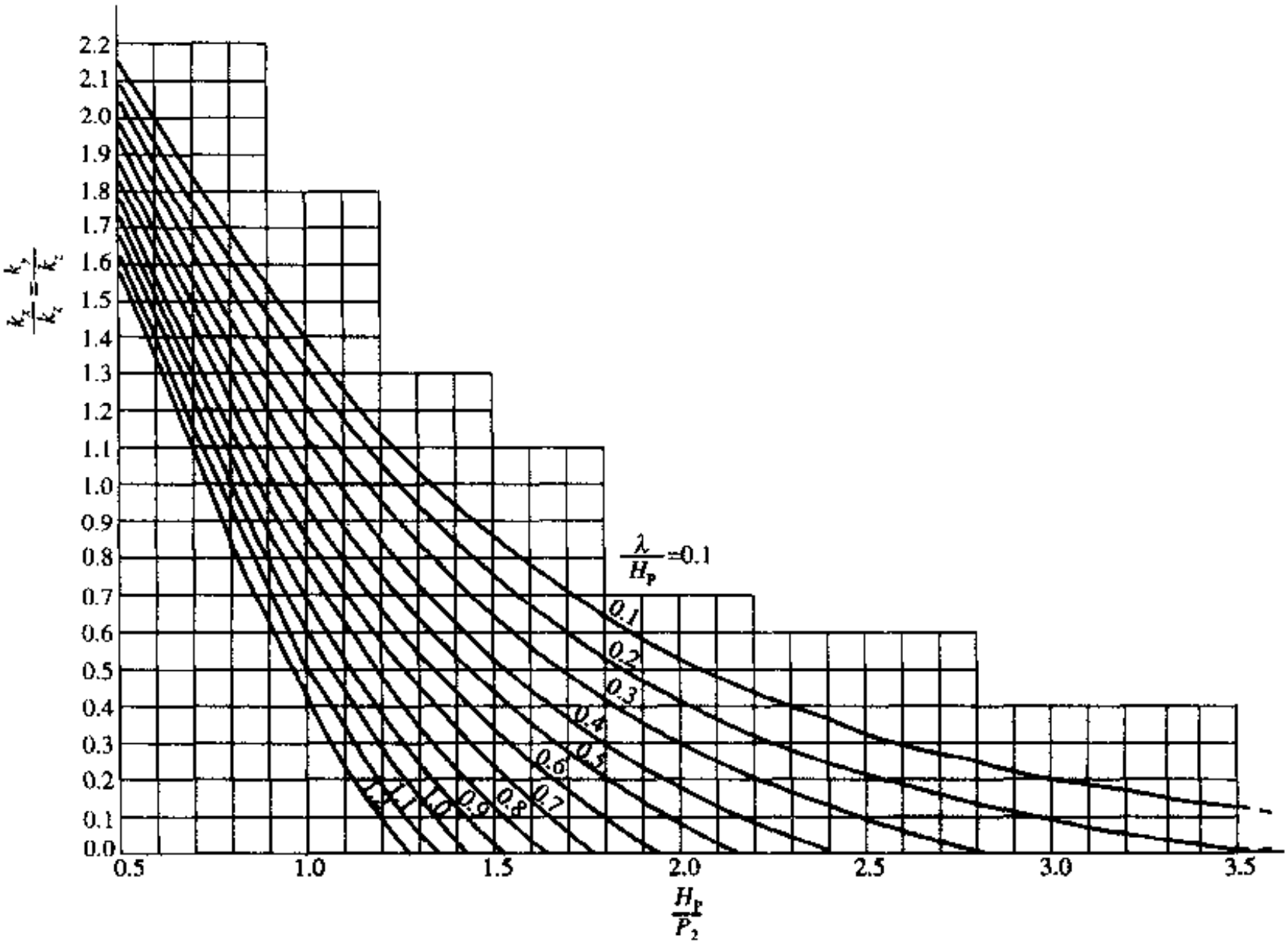


图 8.8-3 弹簧侧向刚度计算曲线

（3）钢圆柱拉伸弹簧的轴向刚度和变形等计算

可按压缩弹簧规定进行，但两端应设钩环。拉伸弹簧的节距 h 应不小于钢丝直径 d。材料的容许切应力 $[\tau]$，可取压缩弹簧容许切应力的 80%。

（4）当振源频率较高时，应进行钢圆柱弹簧自身的共振验算

弹簧的一阶固有频率，可按下列公式计算：

当弹簧两端固定时：

$$f = 3.56\times10^5 \frac{d}{nD_2^2} \qquad (8.8\text{-}13)$$

当弹簧一端固定，一端自由时

$$f = 1.78\times10^5 \frac{d}{nD_2^2} \qquad (8.8\text{-}14)$$

（5）旋绕比 C 的选择

设计弹簧时，旋绕比可在 4～10 范围内选取。在一般情况下，首先选择 C 小一些，选择了 C 后，如为了减少弹簧刚度，需要增加弹簧圈数，从而自由高度 H_0 亦增高。当 H_0/D_2 ＞2.6 时，则应考虑加大 C 值，再进行有关计算。在某些情况下，对隔振器安装给出的长×宽空间很小，即使旋绕比选 4 也达不到要求。此时可以将 C 值变小，从而弹簧外径变小。

如选 C=3.5、3.2 或 3。国外已做到 C=2.8，国内已做到在弹簧钢丝直径 d=50mm 情况下，C 为 3。当然，在钢丝直径大，旋绕比又小的情况下，给加工带来很大困难，故遇到此种情况时，应找加工能力强的工厂加工制作。

（6）弹簧工作区的选择

根据 GB/T 2089—1994，弹簧工作区可在 $0.2W'$～$0.8W'$内选择，W'为工作极限负载。一般规定为：

1）当受变负荷作用次数为 10^3 次以下，工作区上限可为 W'，相当于 $[\tau]=0.5\sigma$；

2）当受变负荷作用次数为 10^3～10^6 及一般冲击负荷时，工作区上限可为 $0.8W'$，相当于 $[\tau]=0.4\sigma$；

3）当受变负荷作用次数为 10^6 以上，或为大冲击负荷时，工作区上限应缩为 $0.6W'$，相当于 $[\tau]=0.3\sigma$。

σ为材料的抗拉强度。

对于国内设计的通用型系列弹簧隔振器，为保守起见，一般最大工作载荷限制在 $0.6W'$，即 $[\tau]=0.3\sigma$。

（7）圆柱螺旋弹簧尺寸系列

根据 GB/T 1358—1993《圆柱螺旋弹簧尺寸系列》，弹簧材料直径、弹簧中径、有效圈数以及自由高度应按以下规定选取为宜：

1）弹簧材料的截面直径 d 系列的规定；

2）弹簧的中径 D 系列的规定；

3）弹簧的有效圈数 n 系列的规定。

表 8.8-3　弹簧材料的截面直径

第一系列　　（单位：mm）

0.1	0.12	0.14	0.16	0.2	0.25	0.3	0.35	0.4	0.45
0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1	1.2	1.6	2	2.5
3	3.5	4	4.5	5	6	8	10	12	16
20	25	30	35	40	45	50	60	70	80

注：设计时优先选用第一系列。

第二系列　　（单位：mm）

0.08	0.09	0.18	0.22	0.28	0.32	0.55	0.65	1.4
1.8	2.2	2.8	3.2	5.5	6.5	7	9	11
14	18	22	28	32	38	42	55	65

表 8.8-4 弹簧中径 D 系列的规定 （单位：mm）

0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1	1.2	1.4	1.6	1.8	2	2.2	2.5	2.8	3
3.2	3.5	3.8	4	4.2	4.5	4.8	5	5.5	6	6.5	7	7.5	8	8.5	9
10	12	14	16	18	20	22	25	28	30	32	38	42	45	48	50
52	55	58	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120
125	130	135	140	145	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250
260	270	280	290	300	320	340	360	380	400	450	500	550	600	650	700

表 8.8-5（1） 压缩弹簧的有效圈数 n 系列的规定

2	2.25	2.5	2.75	3	3.25	3.5	3.75	4	4.25	4.5	4.75
5	5.5	6	6.5	7	7.5	8	8.5	9	9.5	10	10.5
11.5	12.5	13.5	14.5	15	16	18	20	22	25	28	30

表 8.8-5（2） 拉伸弹簧有效圈数 n 系列的规定

2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
19	20	22	25	28	30	35	40	45	50	55	60	65	70	80	90	100

注：拉伸弹簧有效圈数除按表 8.8-5（2）规定外，由于两钩环相对位置不同，其尾数还可为 0.25、0.5、0.75。

表 8.8-6 压缩弹簧自由高度 H_0 的规定 （单位：mm）

4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
18	19	20	22	24	26	28	30	32	35	38	40	42	45
48	50	52	55	58	60	65	70	75	80	85	90	95	100
105	110	115	120	130	140	150	160	170	180	190	200	220	240
260	280	300	320	340	360	380	400	420	450	480	500	520	550
580	600	620	650	680	700	720	750	780	800	850	900	950	1000

3. 设计举例

根据隔振计算，某设备隔振需 12 根相同弹簧支承，每根弹簧应承受的载荷 W 为 4900N，每根弹簧竖向刚度应为 k_z=1342N/cm，请设计此弹簧。

（1）已知 W=4900N=4.9kN；k_z=1342N/cm =134.2kN/m

（2）选择旋绕比 C=6

（3）计算弹簧材料截面直径 d

由式（8.8-3）或图 8.8-2 可得 k=1.25。由表 8.8-2 取中 $[\tau]$ =470MPa，再由式（8.8-2）可得

$$d = 1.6\times\sqrt{\frac{1.25\times6\times4.9\times1000}{470}}\,\text{mm} = 14.15\,\text{mm}$$

取 d=14mm，弹簧中径 $D_2=Cd$=6×14mm =84mm，按系列规定选取。取 D_2=85mm，则弹簧的实际旋绕比

$$C = 85 / 14 = 6.07$$

（4）弹簧有效圈数

根据式（8.8-4），可有

$$n = \frac{80000\times14}{8\times134.2\times(6.07)^3}\text{圈} = 4.66\text{圈}$$

取 n=4.5 圈，则 n_1=4.5+1.5 圈=6 圈

弹簧实际刚度

$$k_z = \frac{80000\times14}{8\times4.5\times(6.07)^3}\,\text{kN/m} = 139.1\text{kN/m}$$

=1391N/cm

实际刚度比设计刚度略大一些，实际设计时，要验算刚度大了是否影响隔振效率。若影响了隔振效率，则有效圈数应选 n=5 圈。

（5）弹簧总圈数 n_1

根据式（8.8-5），

$n_t=n+1.5=6$ 圈　　两端磨平

（6）计算自由高度 H_0、压缩高度 H_b、静变位 Δ 和节距 h

1）根据式（8.8-8）

$$\Delta=\frac{W}{k_z}=\frac{4.9\times1000}{139.1}\text{mm}=35.2\approx35\text{mm}$$

2）根据式（8.8-10）

$$h=\frac{\Delta}{n}+1.2d=24.6\text{mm}$$

取 h=25mm。

3）根据式（8.8-6）

$$H_0=hn+（1\sim2）d$$

因为支承圈取 1.5 圈，且两端磨平，故（1～2）d 可以取 d，于是

$$H_0=25\times4.5+14\text{mm}=125.6\text{mm}$$

取 H_0=125mm。

4）根据式（8.8-7）

$$H_b=H_0-\Delta=125-35\text{mm}=90\text{mm}$$

（7）弹簧螺旋角 α 和展开长度 L 的计算

根据式（8.8-11）和式（8.8-12）

$$\alpha=\text{arctg}\frac{25}{\pi\times85}=5.3^\circ$$

$$L=\frac{\pi\times85\times6}{\cos5.3^\circ}\text{mm}=1609\text{mm}$$

4. 同心组合弹簧的计算

当载荷较大，隔振器的安装位置有限时，可以采用不同直径的圆柱螺旋弹簧同心装置，组成并联的同心弹簧，如图 8.8-4 所示。在设计同心组合弹簧时，应满足下列条件或要求：

（1）组合刚度与组合载荷

多个弹簧组合总刚度

$$k_z=k_{z1}+k_{z2}+\cdots+k_{zn}\qquad(8.8\text{-}15)$$

式中　k_{z1}、k_{z2}、$\cdots k_{zn}$——内外各弹簧的刚度。

相应组合弹簧的允许最大载荷

$$W=W_1+W_2+\cdots+W_n\qquad(8.8\text{-}16)$$

式中　W_1、W_2、$\cdots W_n$——内外各个弹簧的最大载荷。

（2）等应力和等变形

内外各个弹簧变形后应力相等，则要求旋绕比相等，即

$$C=\frac{D_1}{d_1}=\frac{D_2}{d_2}=\cdots=\frac{D_n}{d_n}\qquad(8.8\text{-}17)$$

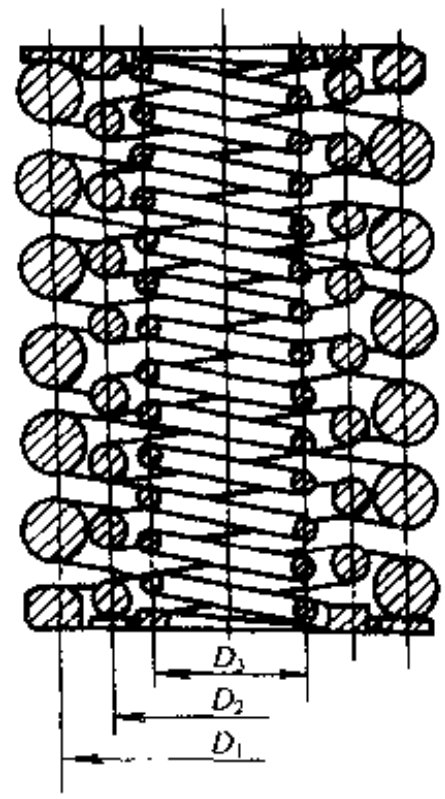


图 8.8-4　并联同心弹簧

组合弹簧的压缩量与内外各个弹簧的压缩量应保持一致，即

$$\Delta=\Delta_1=\Delta_2=\cdots=\Delta_n\qquad(8.8\text{-}18)$$

从而，内外各弹簧并紧时的高度 H_b 应相等，即

$$H_b=H_{b1}=H_{b2}=\cdots=H_{bn}\qquad(8.8\text{-}19)$$

实际上，内外各个弹簧的压缩量和工作高度很难制造得完全一致，在工程上有一定差异是允许的。为保证工作高度一致，可通过垫块填补差异部分。

实际应用中同心组合弹簧一般不超过三圈，最常见为双圈。

（3）双圈同心组合弹簧的设计要求

1）内外圈应力相等，应使

$$\frac{d_1}{d_2}=\frac{D_1}{D_2}=\sqrt{\frac{W_1}{W_2}}\qquad(8.8\text{-}20)$$

2）载荷分配应当外圈为内圈 2.5 倍，即

$$W_1=2.5W_2\qquad(8.8\text{-}21)$$

相应应有　　$k_{z1}/k_{z2}=2.5$　　（8.8-22）

3）载荷分配后，内外圈弹簧分别按单个弹簧进行设计即可。

5. 弹簧与橡胶组合隔振器的计算

当采用钢弹簧隔振器不能满足阻尼要求和采用橡胶隔振器又不能满足低固有频率的设计要求时，可采用钢弹簧与橡胶组合隔振器（或与其他材料组合），通常采用并联的方法。计算方法如下：

1）并联组合隔振器（图 8.8-5a）

$$k_z = k_{z1} + k_{z2} \qquad (8.8\text{-}23)$$

$$\zeta = \frac{\zeta_1 k_{z1} + \zeta_2 k_{z2}}{k_{z1} + k_{z2}} \qquad (8.8\text{-}24)$$

2）串联组合隔振器（图 8.8-5c）

$$k_z = \frac{k_{z1} \cdot k_{z2}}{k_{z1} + k_{z2}} \qquad (8.8\text{-}25)$$

$$\zeta_z = \frac{\zeta_1 k_{z2} + \zeta_2 k_{z1}}{k_{z1} + k_{z2}} \qquad (8.8\text{-}26)$$

式中　k_z、ζ_z——组合隔振器竖向总刚度、阻尼比（kN/m，无量纲）；

k_{z1}、k_{z2}——弹簧和橡胶隔振器竖向刚度（kN/m）；

ζ_1、ζ_2——弹簧、橡胶的阻尼比（无量纲）。

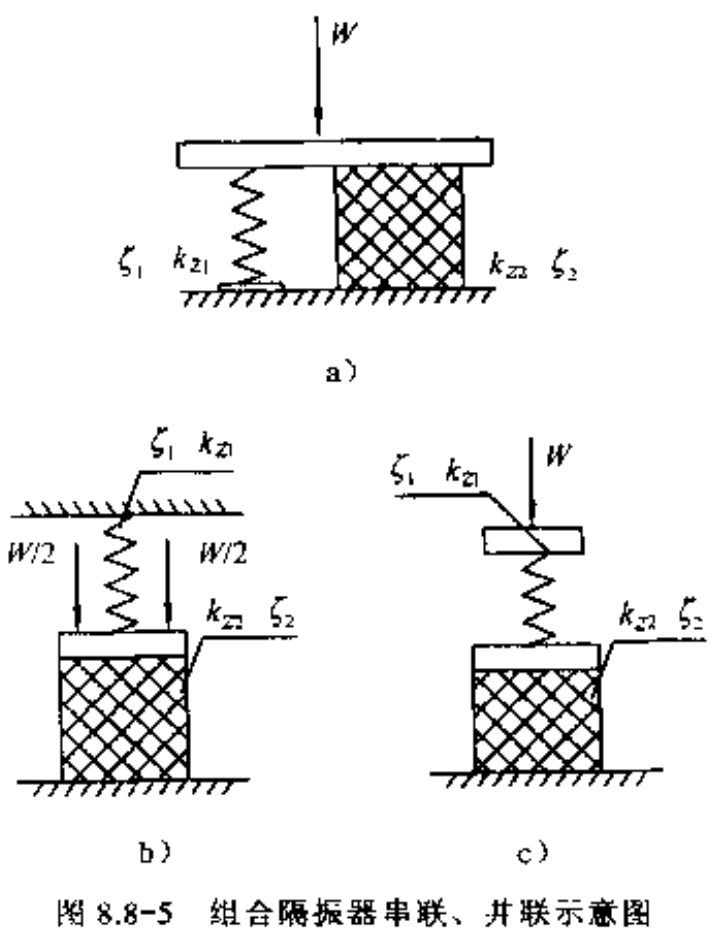


图 8.8-5　组合隔振器串联、并联示意图

a)、b）并联　c）串联

式（8.8-23）～式（8.8-26）亦适合于其他任意两种弹性材料制作的隔振器。

3）和粘滞性阻尼器并联使用。这是比较先进的方法，可以通过附加阻尼结构的改变和粘滞性阻尼剂的改变来调整阻尼比的大小（一般可在ζ=0.05～0.30 范围调整），并且其性能随温度变化较小。目前北京市劳动保护研究所研制并已生产出粘滞性阻尼弹簧隔振器。

6. 弹簧隔振器的结构形式

将一定数量的弹簧，以某种形式的外壳，通过预压螺栓组成一个整体，则形成弹簧隔振器。外壳按几何形状可分为圆形或矩形；按构造可分封闭式、半封闭式或外露式等。如图 8.8-6 所示是一种封闭式弹簧隔振器的结构图。

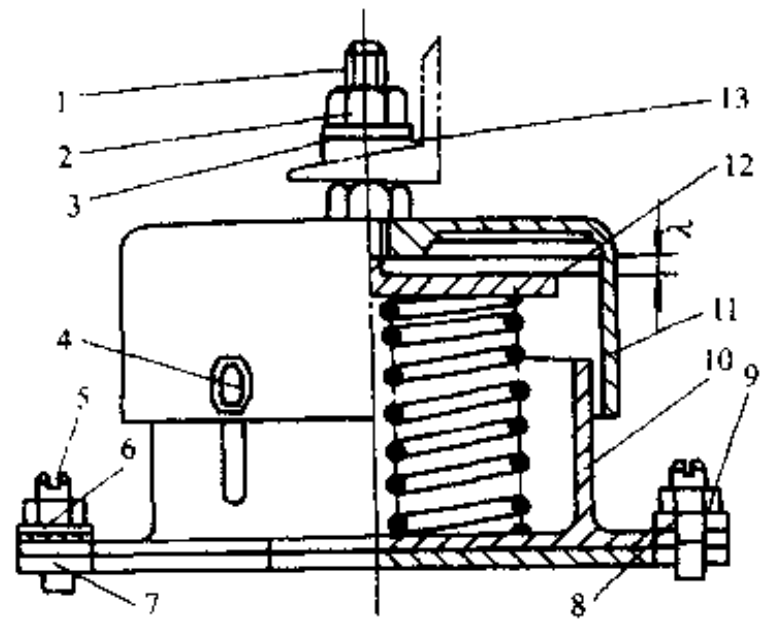


图 8.8-6　弹簧隔振器结构形式

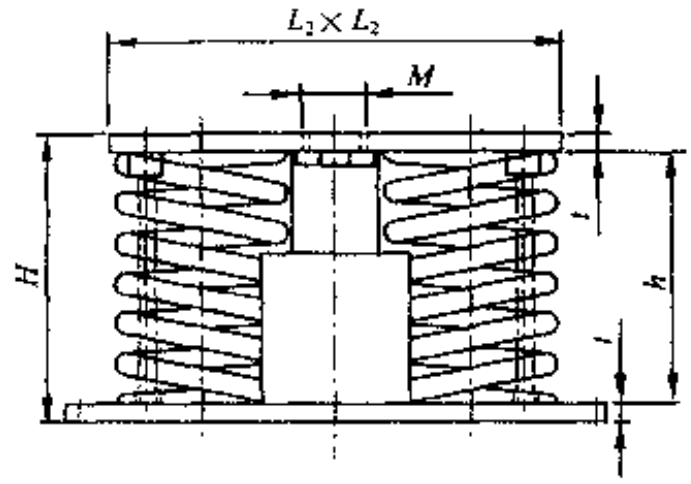
1—螺栓　2—螺母　3—弹簧垫圈　4—螺钉　5—地脚螺栓　6—螺母　7—橡胶垫板　8—橡胶垫圈　9—垫圈　10—下外罩　11—上外罩　12—定位板　13—斜垫圈

有时在弹簧隔振器下部或上部或上下部加一层邵氏硬度为 40°～60° 的橡胶板，其目的有两个：

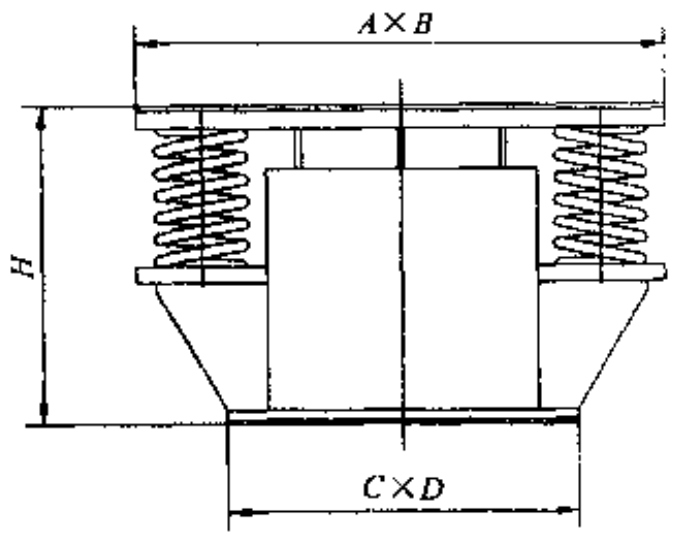
1）减少弹簧隔振器高频短路和固体传声传递；

2）增加安装面摩擦力，阻止水平移动。

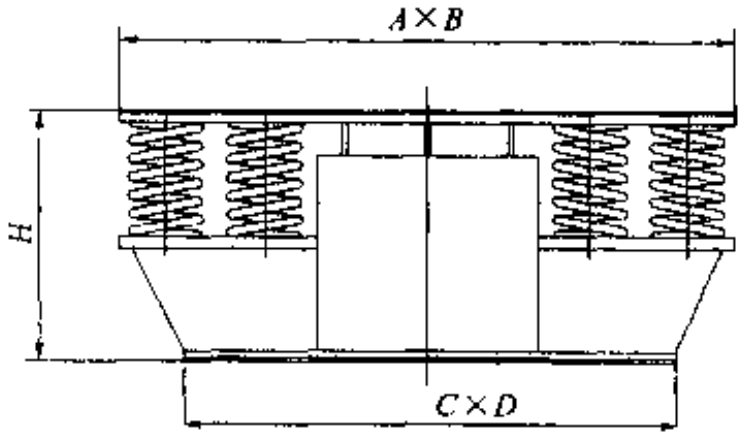
将弹簧隔振器和阻尼结构组成一体，则组成阻尼弹簧隔振器。图 8.8-7 是北京市劳动保护研究所研制并生产的粘滞性阻尼弹簧隔振器的几种结构形式。



a)



b)



c)

图 8.8-7　几种阻尼弹簧隔振器结构形式

a）ITGⅢ系列阻尼弹簧隔振器示意图

b）DZTGⅡ系列大载荷阻尼弹簧隔振器示意图

c）DZTGⅢ系列大载荷阻尼弹簧隔振器示意图

8.3　橡胶隔振器和橡胶隔振垫

橡胶隔振器和橡胶隔振垫在隔振中应用极为广泛，其主要优点为：

1）它可以制成各种形状和各种不同硬度的制品，具有良好的弹性和足够的强度；

2）可使隔振系统的固有频率做得较低，并且具有较高的阻尼；

3）无论在拉、压、剪切和扭转受力情况下，变形都比较大。

和金属弹簧隔振器相比，其主要缺点为：

1）其固有频率难以做到 5Hz 以下；

2）其抗环境污染与抗温度变化能力较弱，寿命较短。

8.3.1　橡胶隔振器（垫）设计与选用原则

1. 橡胶隔振器（垫）的胶种应根据不同隔振对象和使用要求进行选择

（1）天然胶

强度、延伸性、耐磨性和耐寒性均较好，且能与金属牢固粘好，但耐热性与耐油性较差。

（2）丁腈胶

耐热耐油性能好，阻尼较大，并能与金属牢固粘合。目前国内大都采用丁腈胶。

（3）氯丁胶

主要是耐候性好，并能与金属牢固粘好，但生热性太大。常用于对防老化和防臭氧要求较高的地方。

（4）丁基胶

阻尼大，耐寒、耐臭氧和酸类作用方面也较好，但与金属的粘合较困难。

（5）乙烯丙烯共聚物橡胶

主要用在温度较高的环境。

2. 隔振器（垫）的结构形式的选择

1）当橡胶隔振器承受的动载荷较大，或机器转速较高（大于 1500r/min）时，可选用压缩型隔振器。

2）当橡胶隔振器承受的动载荷较小，或机器转速较低（600～1500r/min）时，可选用剪切型隔振器。

3）介于上述两者之间的情况，可选用压剪复合型隔振器。

4）当对隔振 s 要求不高，或要求投资低、使用方便时，可选用橡胶隔振垫。

3. 橡胶隔振器的容许应力与容许应变

在一般情况下，可按表 8.8-7 采用。

表 8.8-7 橡胶的容许应力、应变表

应力类型	容许应力/MPa		容许应变	
	静 态	动 态	静 态	动 态
压 缩	3	1	15%～20%	5%
剪 切	1.5	0.4	20%～30%	8%
扭 转	2	0.7	—	—

8.3.2 压缩型橡胶隔振器的设计

1. 主要参数的确定

（1）静态弹性模量 E_s 和动态弹性模量 E_d

橡胶是一种非线性的弹性材料，几乎是不可压缩的。只有在变形较小时，才可近似地作为线性体。橡胶的弹性模量与硬度密切相关，且又受到温度和形状的影响，设计时必须考虑这些因素。橡胶在长期载荷作用下的静态弹性模量 E_s 如图 8.8-8 所示。温度系数 ξ_t 见图 8.8-9a，形状系数 ξ_s 随 μ_s 不同而变化，见图 8.8-9b。

$$\mu_s=\frac{AB}{2(A+B)H}\quad\text{（橡胶隔振器为矩形）}\tag{8.8-27}$$

或 $$\mu_s=\frac{D}{4H}\quad\text{（橡胶隔振器为圆形）}$$

动态弹性模量 E_d 应通过试验取得，它是动力计算所必需的重要参数。橡胶的动态弹性模量与静态弹性模量的比值平均值 $n_d=E/E_d=2.5$，n_d 称为动态系数，n_d 值越小越好。对于钢弹簧隔振器，$n_d=1$。

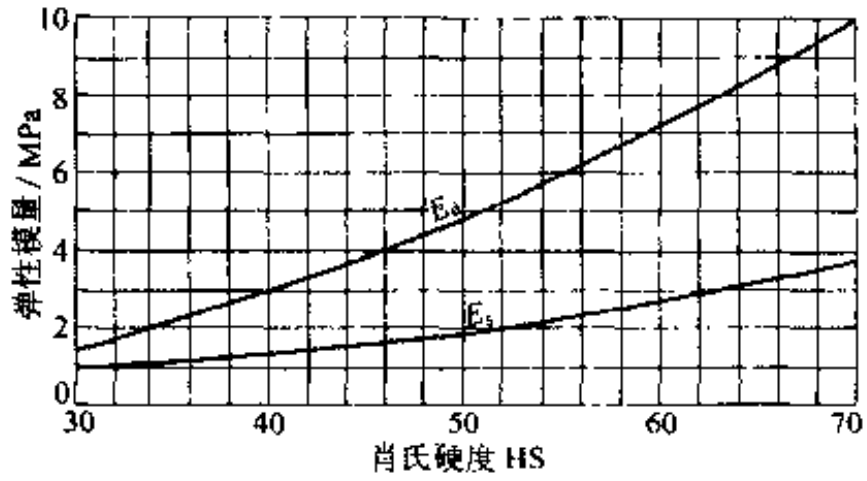
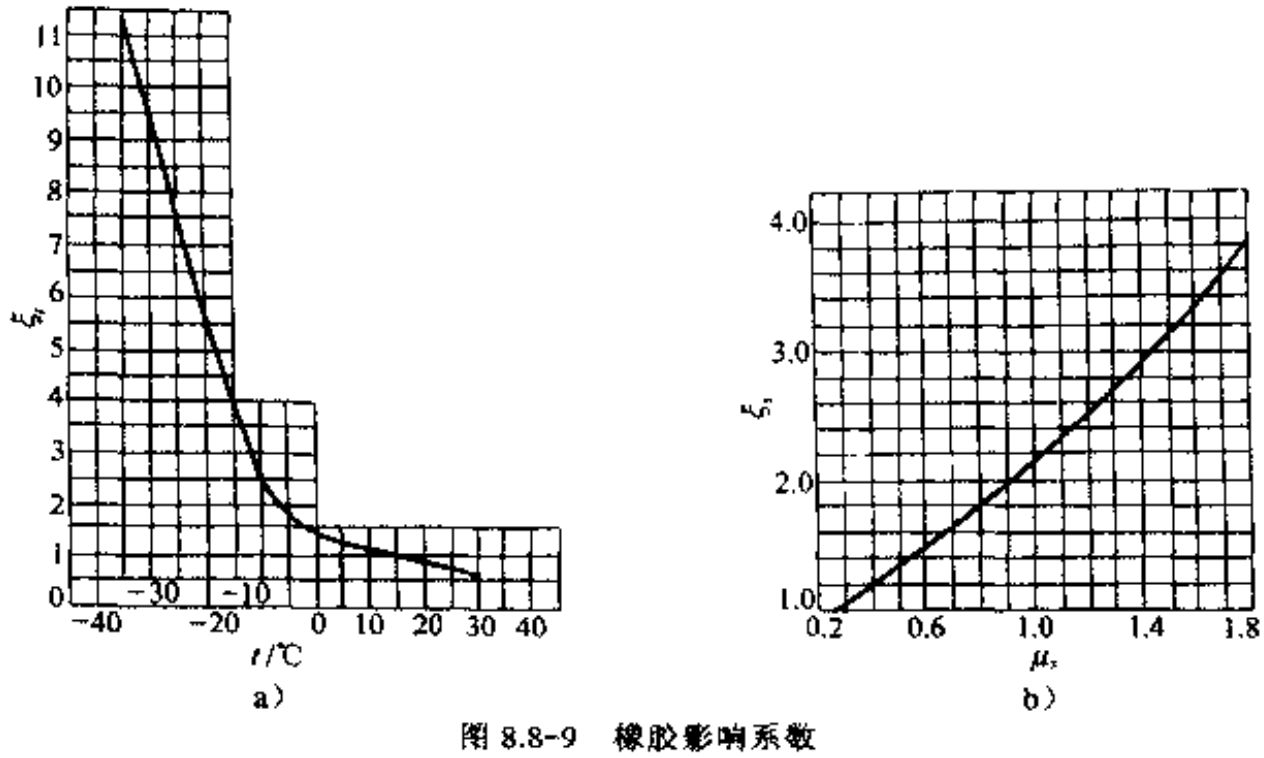


图 8.8-8 橡胶硬度与动、静弹性模量之间的关系



a） b）

图 8.8-9 橡胶影响系数

a）温度系数曲线 b）形状系数

（2）外形尺寸的确定

隔振器高度与变形量关系为

$$\Delta=(0.15\sim0.20)H \qquad (8.8\text{-}28)$$

或

$$H=(5\sim6.7)\Delta$$

在上述范围之内，弹性模量的变化 5%。

隔振器的承压面积应尽量采用方形或圆形，其边长或直径应控制在 $4H\geqslant D\geqslant H$ 之间。D 为圆形直径，或为方形边长，或为矩形的短边长度。

（3）硬度的确定

橡胶的硬度是决定橡胶性能的主要参数，从综合角度考虑，在隔振中使用的橡胶，采用肖氏硬度 40～70HS 为宜。

2. 压缩型橡胶隔振器的设计步骤

（1）确定隔振器载荷动、静刚度

根据被隔振对象总静载荷和所用的隔振器数量，求出每个隔振器承载的静载荷 W（N）；

根据隔振体系要求的固有频率 f_0（f_0 由隔振效率确定），求出隔振器应具有的竖向动刚度 k_{zd}（N/cm）

$$k_{zd}=W(2\pi f_0)^2 \qquad (8.8\text{-}29)$$

式中　k_{zd}——单个隔振器竖向动刚度（N/cm）；

W——单个隔振器的静载荷（N）；

g——重力加速度，取 g=980cm/s^2。

根据图 8.8-8 和橡胶硬度，确定隔振器的静刚度 k_{zs}。一般情况下，可按下式计算

$$k_{zs}=\frac{k_{zd}}{n_d}=\frac{k_{zd}}{2.5} \qquad (8.8\text{-}30)$$

隔振器的水平刚度为

$$k_x=\frac{GS}{H} \qquad (8.8\text{-}31)$$

式中　G——动态切变模量 N/cm^2，G=1/3E；

S——隔振器支撑面积；

H——隔振器的高度。

（2）确定隔振器的几何尺寸竖向静变为Δ

$$\Delta=\frac{W}{k_{zs}} \qquad (8.8\text{-}32)$$

隔振块的支承面积 S

$$S=\frac{Hk_{zs}}{E_s\xi_1\xi_s} \qquad (8.8\text{-}33)$$

3. 设计举例

一台精密设备与基础总重 19110N，根据隔振效率要求隔振基础的固有频率为 6Hz，在室温 25℃条件下工作，设计压缩型橡胶隔振器。

（1）假定用 6 个隔振器

每个隔振器承载力

$$W=\frac{19110}{6}\text{N}=3185\text{N}$$

每个隔振器垂直动刚度

$$k_{zd}=\frac{1}{6}\times\frac{19110}{g}\times(2\pi\times6)^2=4619\text{N/cm}$$

（2）设采用硬度为 50HS 橡胶，由图 8.8-8 可知 $n_d=E_d/E_s$=2.5，所以垂直静刚度为

$$k_{zs}=\frac{k_{zd}}{2.5}=\frac{4619}{2.5}\text{N/cm}=1847\text{N/cm}$$

（3）隔振器的静变位

$$\Delta=\frac{W}{k_{zs}}=\frac{3185}{1847}\text{cm}=1.72\text{cm}$$

隔振块高度 H=（5～6.7）Δ=8.60～11.54cm，取 H=10cm。

（4）在室温 25℃条件下，由图 8.8-9a 查得ξ_1=0.8

$$\mu_s=\frac{10\times10}{2\times(10+10)\times10}=0.25$$

以计算强度σ=300kPa 考虑，可假定隔振器支承面积为 10cm×10cm，则由式（8.8-27）计算μ_s再由图 8.8-9b 查得ξ_s=1.0

取橡胶硬度为 55 度，由图 8.8-8 可查出、E_s=190N/cm^2

由式（8.8-33）可得隔振器支撑面积

$$S=\frac{10\times1847}{190\times1.0\times0.8}=121.5\text{cm}^2$$

实际取 11×11cm^2=121cm^2。

重复验算μ_s=0.3，ξ_s=1.02，故取 11×11cm^2=121cm^2 合理。

4. 定型产品

目前 YZ 系列橡胶隔振器属压缩型橡胶隔

振器的定型产品，其各种结构形式见图 8.8-10。若隔振器置于地坪、一般基础或楼板上，则在一般情况下采用图 8.8-10d、e 两种形式隔振器即可；如在一个较大的机器上，将动部分和机器隔离，则可以采用图 8.8-10a、图 8.8-10b、图 8.8-10c 三种形式，此外，将其横向使用为纯剪切隔振器；采用不同角度斜置使用，相当于压剪形隔振器。

YZ 系列隔振器的外形尺寸和技术性能见表 8.8-8。

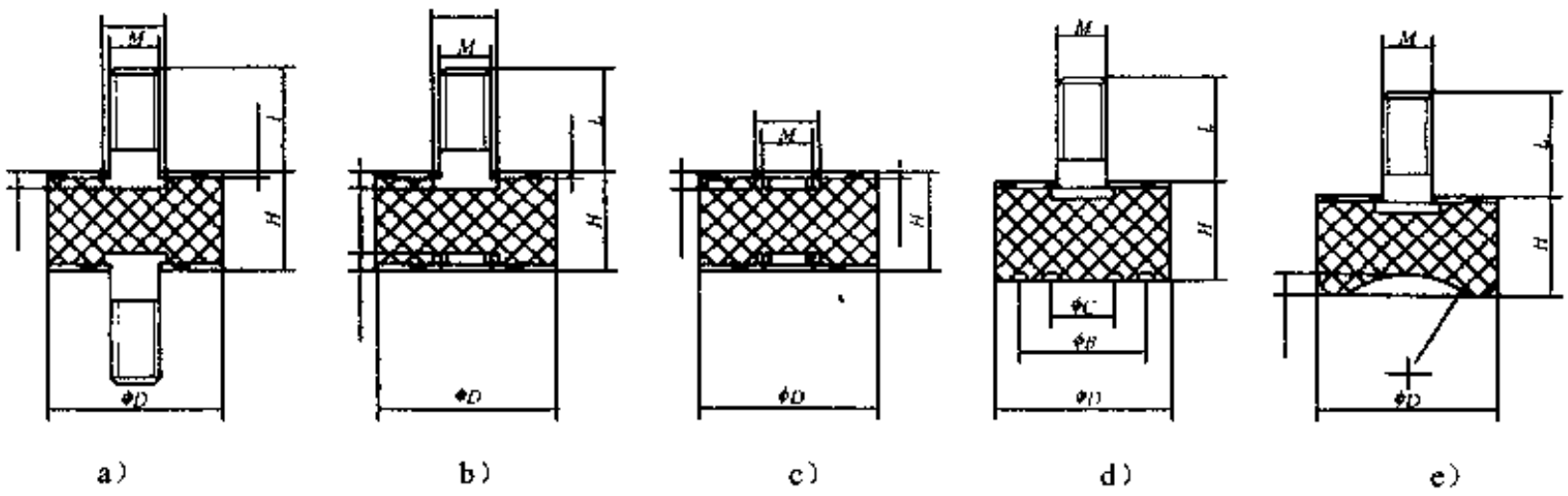


图 8.8-10 YZ 系列隔振器结构形式

表 8.8-8 YZ 系列隔振器的外形尺寸和技术性能

型号 \ 参数		垂向载荷范围/N	垂向压缩量/mm	垂向固有频率/Hz	切向载荷范围/N	切向剪切量/mm	切向固有频率/Hz
YZ-25-	50	150～400	1.3～3.5	17～10.4	50～90	2.1～3.9	13.4～9.8
	60	250～500	1.4～2.8	16.4～116	50～90	1.4～2.5	16.4～12.2
	70	400～500	1.6～2.0	17.7～15.8	50～90	1.0～1.8	22.4～16.4
YZ-50-	50	500～1800	1.4～5.0	16.4～8.7	200～350	3.3～5.8	10.7～8.0
	60	1000～1900	1.8～3.4	14.4～10.5	200～350	2.1～3.7	13.4～10.1
	70	1500～1900	1.9～2.4	16.2～14.4	200～350	1.5～2.7	18.3～13.6
YZ-75-	50	1600～4200	2.4～6.2	15.8～9.4	500～800	4.8～7.7	8.8～7.0
	60	1600～4400	1.5～4.2	15.8～9.4	500～800	3.1～4.9	10.5～8.7
	70	2500～4400	1.7～3.0	17.1～12.9	500～800	2.2～3.5	15.1～12.0
YZ-100-	50	3000～7500	2.9～7.2	11.4～7.2	900～1500	6.0～10.0	7.9～6.1
	60	3000～8000	1.8～4.9	14.4～8.7	900～1500	3.8～6.4	9.9～7.7
	70	4000～8000	1.7～3.5	17.1～12.0	900～1500	2.8～4.6	13.4～10.4
YZ-125-	50	5000～12000	3.8～9.1	9.9～6.4	1400～2400	7.4～12.7	7.1～5.4
	60	5000～12000	2.4～5.8	12.5～8.0	1400～2400	4.7～8.1	8.9～6.8
	70	5000～12000	1.7～4.2	17.1～10.9	1400～2400	3.4～5.8	12.1～9.3
YZ-150-	50	7000～17500	4.0～9.9	9.7～6.2	2000～3500	8.4～14.8	6.7～5.0
	60	7000～17500	2.5～6.3	12.2～7.7	2000～3500	5.4～9.5	8.3～6.3
	70	7000～17500	1.8～4.5	16.7～10.5	2000～3500	3.9～6.8	11.3～8.6

注：阻尼比为 0.10±0.02，工作温度-5～50℃。

8.3.3　剪切型橡胶隔振器

剪切型橡胶隔振器具有较高的承载能力、较低的刚度和较大的阻尼等优点，是应用比较广泛的隔振元件，固有频率可做到 5Hz。

1. 剪切型橡胶隔振器静刚度计算方法

一般剪切型橡胶隔振器，如图 8.8-11 所示，其静刚度为

$$k_{st}=\frac{2GLa}{b}\approx\frac{p}{\Delta} \qquad (8.8\text{-}34)$$

$$G=11.9e^{0.034Hs} \qquad (8.8\text{-}35)$$

式中　k_{st}——静刚度（N/cm）；

L——橡胶剪切面的高度（cm）；

a——橡胶剪切面的宽度（cm）；

G——橡胶的切变模量（N/cm²）。

当受压面积与自由侧面积之比甚小时，静弹性模量（N/cm²）可按下式计算：

$$E_{st}\approx 3G \qquad (8.8\text{-}36)$$

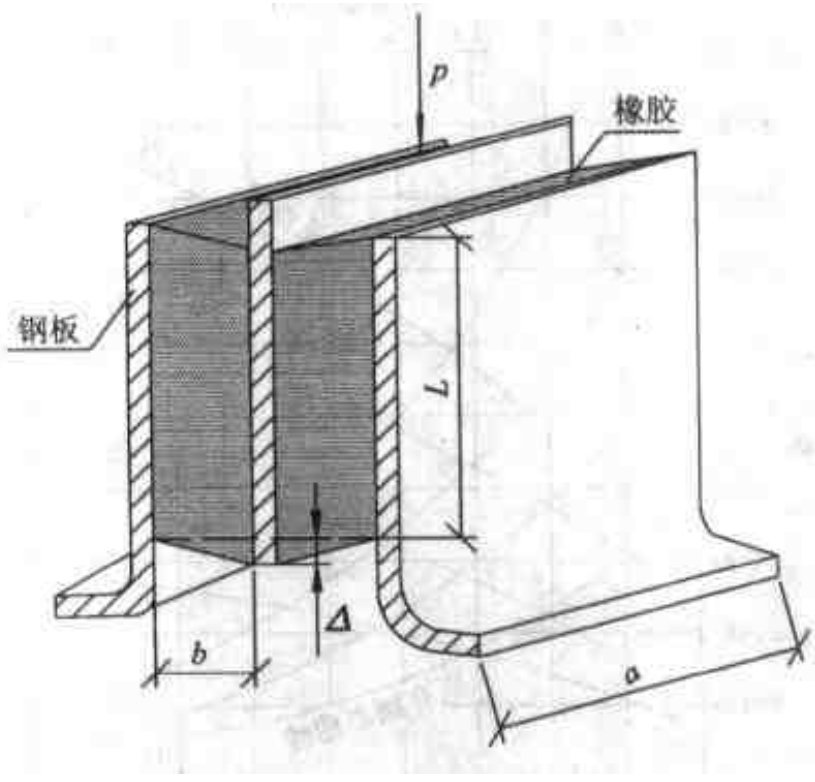


图 8.8-11　一般剪切型橡胶隔振器

2. 定型产品

目前国内定型生产的剪切型橡胶隔振器中 JG 型和 DJ 型应用比较广泛，在其产品说明书上均给出了静载荷—静态压缩量—固有频率相互关系曲线，由这些曲线很容易选择合适的型号。图 8.8-12 和表 8.8-9 给出了 DJ 系列橡胶隔振器外形及尺寸；图 8.8-13 给出了 DJ 系列橡胶隔振器特性曲线。

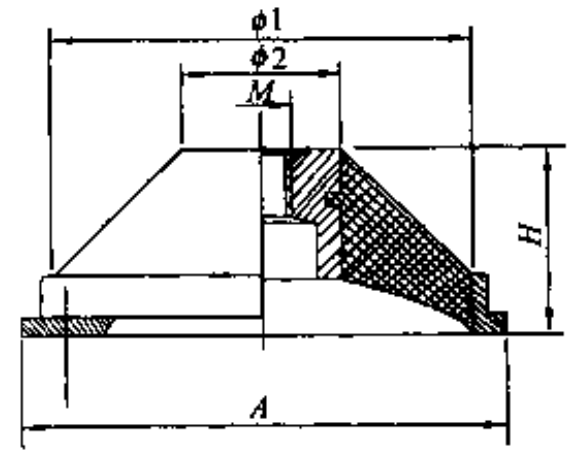


图 8.8-12　DJ 型橡胶隔振器外形

表 8.8-9　DJ 系列外形尺寸

参数 / 型号	主要尺寸/mm				
	φ1	φ2	A	H	M
DJ_1	70	30	86	35	12
DJ_2	100	38	116	46.5	14
DJ_3	142	56	164	65	16
DJ_4	180	80	210	80	20

选型举例：

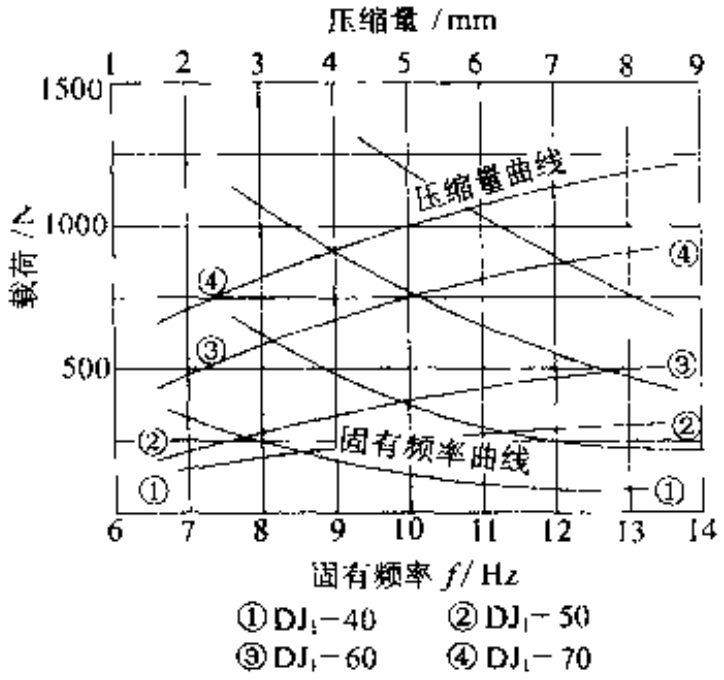
某积极隔振，根据载荷和隔振效率，知每个隔振器承载 4000N，要求隔振系统固有频率 $f_0\leqslant 6$Hz，选隔振器。

由图 8.8-13d，由 W=4000N 沿水平方向向右与固有频率曲线族中 DJ_4-50 曲线相交，沿此点向下查得 f_0=5.7Hz＜6Hz；继续沿水平和压缩量曲线族中 DJ_4-50 曲线相交，由交点垂直向上查得压缩量 Δ=17mm。显然，DJ_4-50 型隔振器满足要求。

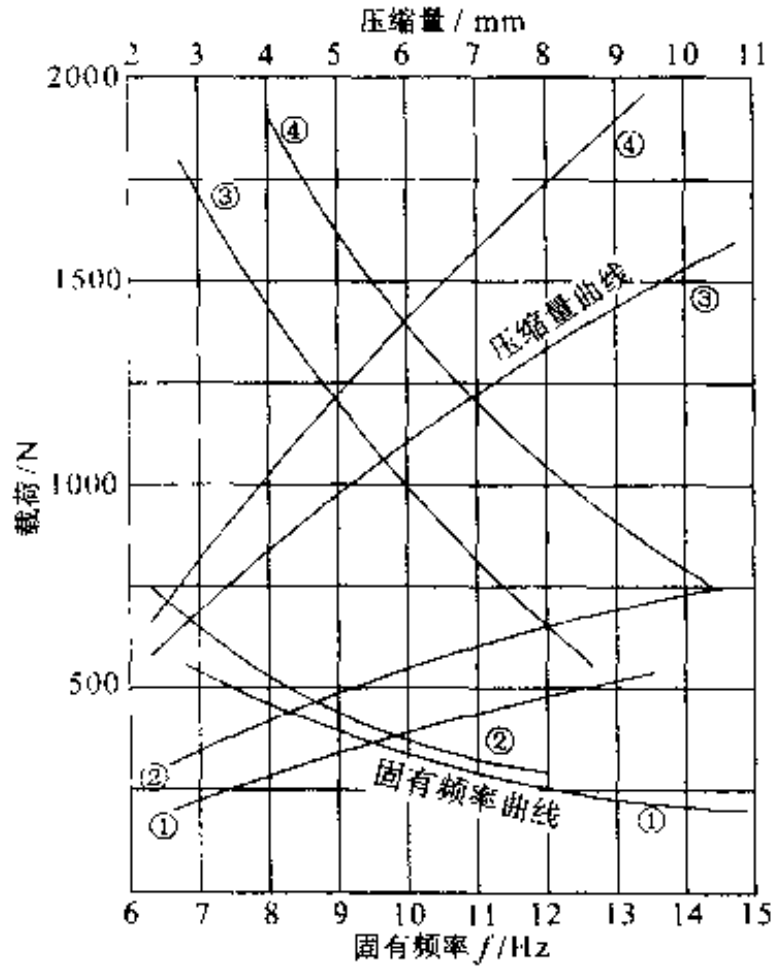
DJ 系列橡胶隔振器使用时，机器底座或隔振台座等通过螺栓和隔振器上端相连。隔振器下部一般置于地坪、基础或楼板上即可，如特殊需要，可用地脚螺钉或压板将其固定在基础上。当要求固有频率较低时，可将隔振器串联（小端相连）使用，固有频率降低 $\frac{1}{\sqrt{2}}$。

8.3.4　压剪型橡胶隔振器

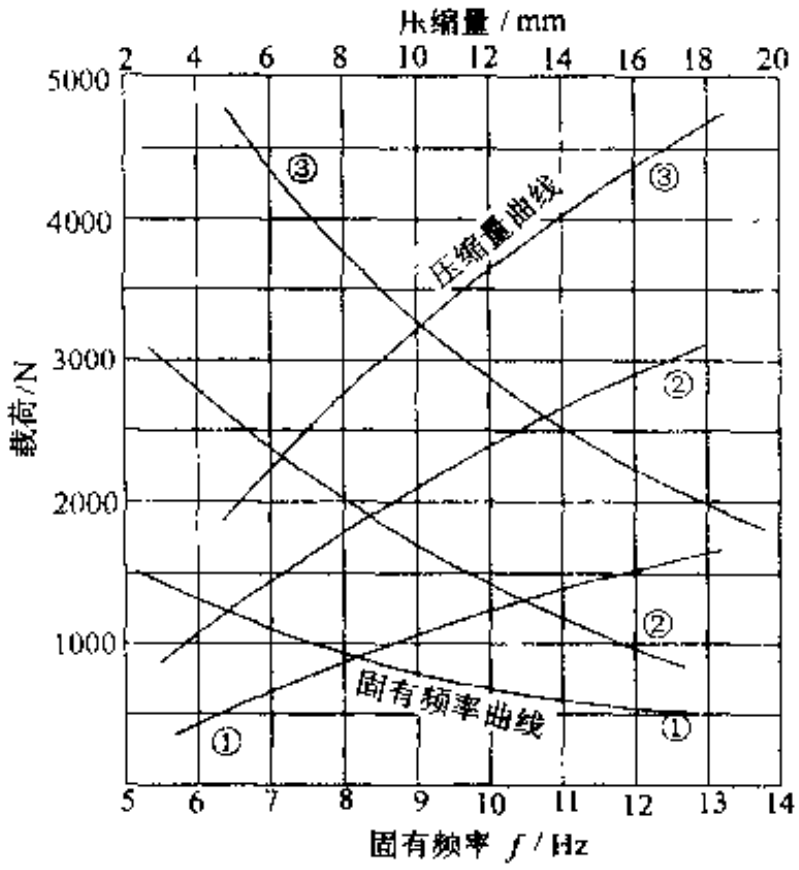
压剪型橡胶隔振器的性能介于压缩型和剪切型之间，适用于机器转速为 1000～2000r/min 时的隔振或冲击隔离。



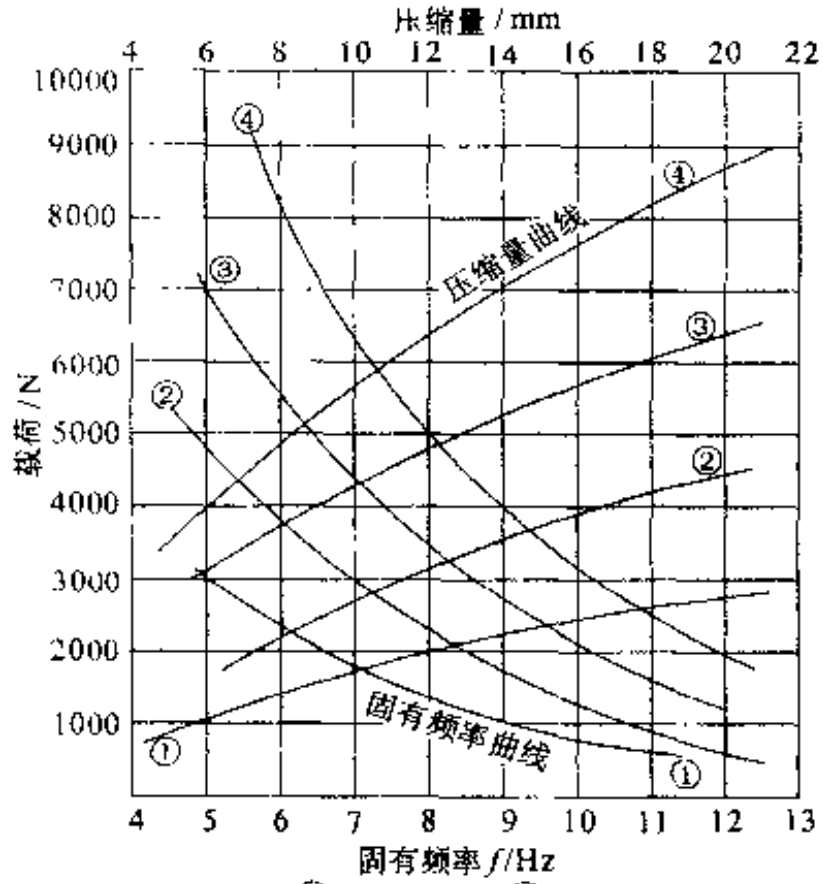
a)



b)



c)



d)

图 8.8-13 DJ 系列特性曲线

a) DJ_1特性曲线 b) DJ_2特性曲线 c) DJ_3特性曲线 d) DJ_4特性曲线

国内 ZA 系列橡胶隔振器是典型的压剪型橡胶隔振器，其外形图、尺寸及技术性能见图。该系列隔振器特点为：① 采用钢板压制而成的碗形上盖，可保护橡胶免受光晒、油浸，从而延长其寿命；② 三向刚度近似相同，对隔振有利；③ 载荷较大，固有频率较低；④ 亦

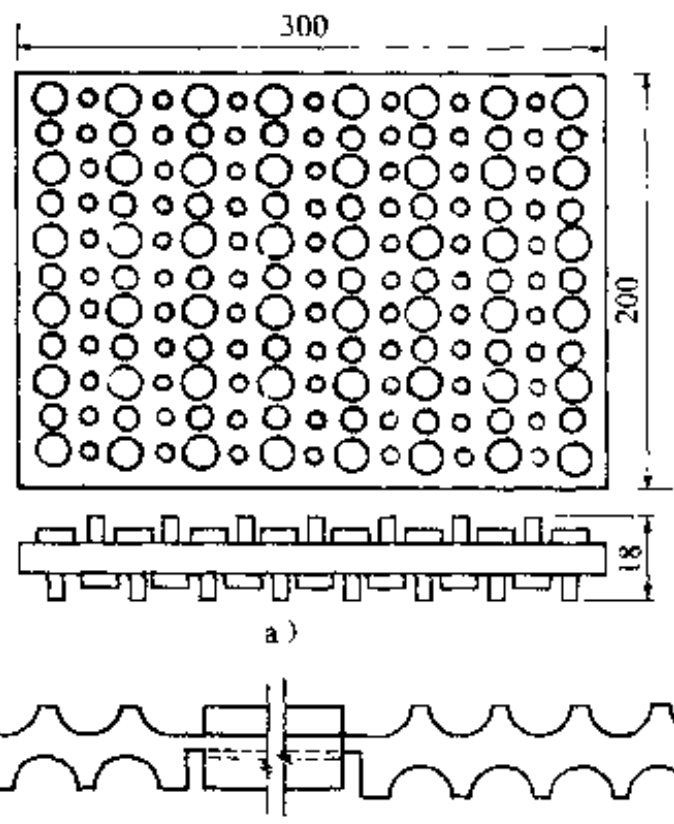
可串联使用，垂直刚度降低一半，从而固有频率降低 $\frac{1}{\sqrt{2}}$。ZA 系列隔振器应用十分广泛。

8.3.5　橡胶隔振垫

橡胶隔振垫应用范围也十分广泛，其主要特点为通用性强，使用安装方便，价格低，适合于转速高（转速 1500r/min 以上）的机器的隔振和冲击隔离，其串联使用（多层垫复合）也能做到竖向固有频率较低。

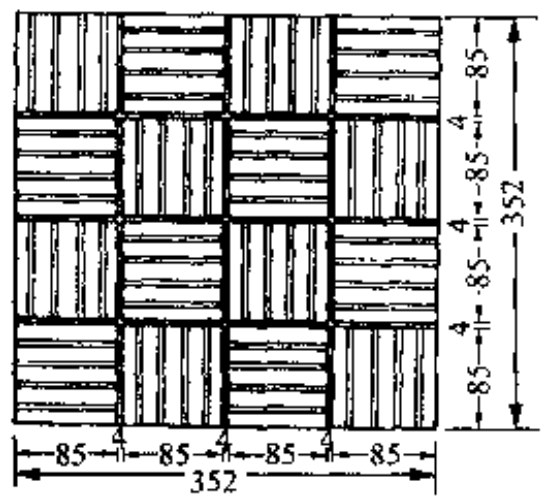
1. 分类

国内已有许多家工厂生产橡胶隔振垫。就外形而言，不外两种类型，一种是以圆柱形、圆锥形或半球形为主体的呈点状分布、两面交叉配置的板状块体；另一种是以圆弧形为主体的呈条状分布、两面交叉凹陷形均布的板状块体。前者形式如图 8.8-14a 所示，国内的 GD、WJ、TG 系列均属这种类型，如 GD 系列隔振垫是由四种不同直径、不同高度的圆柱凸台，两面交叉排列，可以承受任意方向的载荷。由于振动能量的传递必须通过交叉凸台和中间弯曲部分，所以能极好地分散吸收振动能量，最有效地发挥橡胶的弹性隔振作用。后者如图 8.8-14b 所示，国内的 SD、XD 系列隔振垫均属此种类型。此类隔振器负荷较小，固有频率较低，但有方向性，分割不便。上述两类隔振垫，一般阻尼比在 0.06～0.10 之间，固有频率为 11～20Hz，使用温度一般为-5～+50℃。



a）

S.D 型橡胶隔振垫剖面图



b）

图 8.8-14　橡胶隔振垫

a）GD 型　b）SD 型

2. 性能与使用方法

（1）性能

以 GD 系列橡胶隔振垫为例，其外形尺寸如图 8.8-14a 所示，其性能如表 8.8-10 和图 8.8-15 所示。

表 8.8-10 GD 型橡胶隔振垫性能选用表

规 格	单位工作载荷范围/MPa	极限载荷/MPa	工作载荷范围竖向固有频率/Hz
GD-40	0.20～0.40	3.00	12.5±1
GD-60	0.40～0.60	5.00	12.5±1
GD-85	0.60～0.80	7.00	16.5±1
GD-90	0.80～1.00	9.00	16.5±1

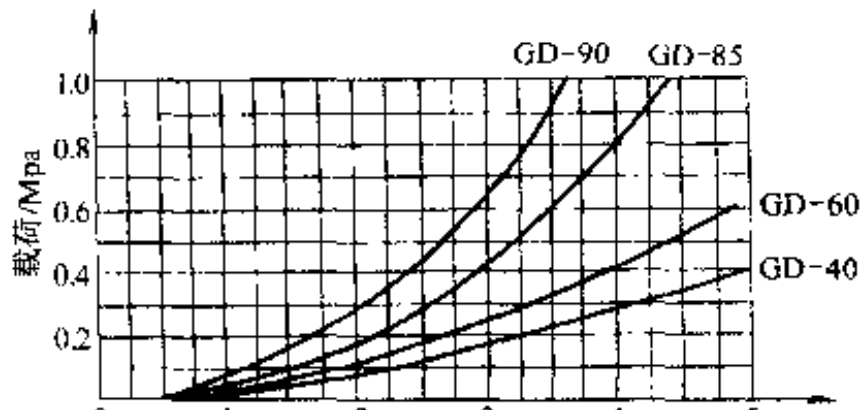


图 8.8-15 GD 型隔振垫静刚度特性曲线

（2）使用方法

1）选用方法举例说明：已知某动力设备隔振系统的固有频率应为 $f_0 \leqslant 15\text{Hz}$，四角支撑，每角载荷为 1500N，请选用适宜的隔振垫。

根据 $f_0 \leqslant 15\text{Hz}$，由表 8.8-10 选用 GD-60 隔振垫即可。选用其单位工作载荷为 0.50MPa，则需要隔振垫承压面积为

$$S = \frac{1500}{50}\text{cm}^2 = 30\text{cm}^2$$

这样，支承面积为 $5\times6\text{cm}^2$ 即可。实际使用时，可使得面积大一些，使支承面积为 $5\times6\text{cm}^2$，两边留出外露面积（不承受载荷），如留出宽 1cm 的面积，这样便于隔振垫更好发挥作用。

2）几点注意事项：

① 在选用时，如果要求隔振系统固有频率较低，则隔振垫可以串联使用。但串联使用时，必须在两隔振垫之间加 3～5mm 厚的钢板隔开。设一层垫在某工作载荷下的固有频率为 f_0，那么在相同载荷下两层的固有频率为 $f_0/\sqrt{2}$，三层为 $f_0/\sqrt{3}$。一般以不超过三层为好。如 GD-60 隔振垫，在工作载荷范围内 f_0=12.5±1Hz，如三层串联，则

$$f_0 = \frac{12.5\pm1}{\sqrt{3}}\text{Hz} = 7.2\text{Hz}$$

② 橡胶隔振垫一般放在基座下面，不需固定，因为橡胶隔振垫与其接触的表面有相当大的摩擦力。

8.4 机床隔振器

机床隔振器，又称机床防振垫铁。此类型隔振器主要用于金属切削机床、橡塑机械、轻工机械、食品加工机械等，亦可以用于转速较高的动力机械隔振和冲击隔离。目前国内比较典型和应用较多的型号有 S78-7～S78-10 系列机床防振垫铁，其外形尺寸及技术性能见表 8.8-11～表 8.8-14。

表 8.8-11 S78-7 系列机床防振垫铁

S78-7	型 号	01	02	03	04
	长×宽×高/mm	115×80×61	150×75×61	190×95×65	250×115×90
	螺纹	M12	M12	M16	M20
	可调高度/mm	8	10	12	14
	单件最大承载/kN	7.5	10.0	20.0	30.0

表 8.8-12　S78-8 系列机床防振垫铁

S78-8	型　　号	01	02	03	04
	外径/mm	80	120	160	200
	高度/mm	45	50	60	76
	螺纹	M10	M12	M16	M20
	可调高度/mm	10	10	12	14
	单件最大承载/kN	4.0	7.5	12.0	48.0

表 8.8-13　S78-9 系列机床防振垫铁

S78-9	型　　号	01	02	03	04	05	06	07
	外径/mm	63	76	86	110	127	150	171
	高度/mm	17	20	25	28	30	33	35
示图	螺纹	M10	M12	M12	M16	M16	M16	M20
	可调高度/mm	12	12	14	14	15	18	20
	单件最大承载/kN	0.8	1.35	3.2	5.4	8.9	15.0	21.0

表 8 8-14　S78-10 系列机床防振垫铁

S78-10	型　　号	01	02	03	04	05	06	07
	外径/mm	40	80	120	160	185	229	317
	高度/mm	15	25	32/37	35/41	39/45	54/60	70/100
	螺纹	M5	M10	M12	M16	M20	M24	M30
	可调高度/mm	5	8	12	12	12	12	12
	最大承载/kN	0.8	4.0	12.0	30.0	50.0	70.0	100.0

机床隔振器的特点为：

1）安装机床不需埋设地脚螺栓，操作简单；

2）可以调整机床高度，调整方便、迅速；

3）可保证机床加工精度。

在使用机床隔振器时，因为橡胶的蠕变现象和机床要求水平度较高，故新机床隔振器第一次使用时，两周后再调节一次机床水平。

8.5　全金属钢丝绳隔振器

全金属钢丝绳隔振器是以不锈多股钢丝绞合线，经均匀地按对称或反对称方式，在耐蚀金属夹板上螺旋状缠绕后，用适当方式固联而成。其主要原理是，利用螺旋环状多股钢丝绞合线在负荷作用下所具备的非线性弯曲刚度（软化型或软化— 硬化型刚度）和多股钢丝间由于相对滑移而产生的非线性干摩擦滞后（库仑阻尼），大量吸收和耗散系统运动能量，改善系统运行的动态平稳性，保护设备安全工作。

8.5.1　全金属钢丝绳隔振器的特点

1）最突出特点为载荷-变形曲线的非线性和较好的变阻尼特性。

① 变刚度性　此类隔振器当动载荷增加时，则动刚度随之增加，从而抑制隔振器的振幅，增加了隔离设备的稳定性；设备瞬时超载对隔振器影响不大，有明显的超载荷能力，并且在较宽的载荷范围内能维持基本不变的固有频率；有较强的冲击保护作用；能吸收较大的振动能量。

② 有较好的变阻尼特性　在高频低振幅时，阻尼小，而低频大振幅时阻尼大，这样的特性可使得无论在共振区还是隔振区都能获得最小的传递率。通常阻尼比变化范围为 0.15～0.20。

2）载荷范围宽。

3）从结构上看，不仅其圈数可大可小，而且还可长可短，制造安装都很方便。安装方

式根据工况需要可受压、可斜置，也可剪切支承或吊支，是大有发展前途的一种较理想的隔振器。

4）性能稳定，寿命长，环境适应性好，高低温性能不变等。

正是由于钢丝绳隔振器具有这样的特点，所以在欧美等国应用较为广泛。我国 20 世纪 80 年代才开始研制与生产，目前在军用舰船上应用较多。

8.5.2 定型产品的结构与特性

国内定型产品有 GS、GG 系列等。GG 系列全金属不锈钢丝绳隔振器结构形式与安装尺寸如图 8.8-16 和表 8.8-15 所示，其垂向压缩状态下特性参数如表 8.8-16 所示。

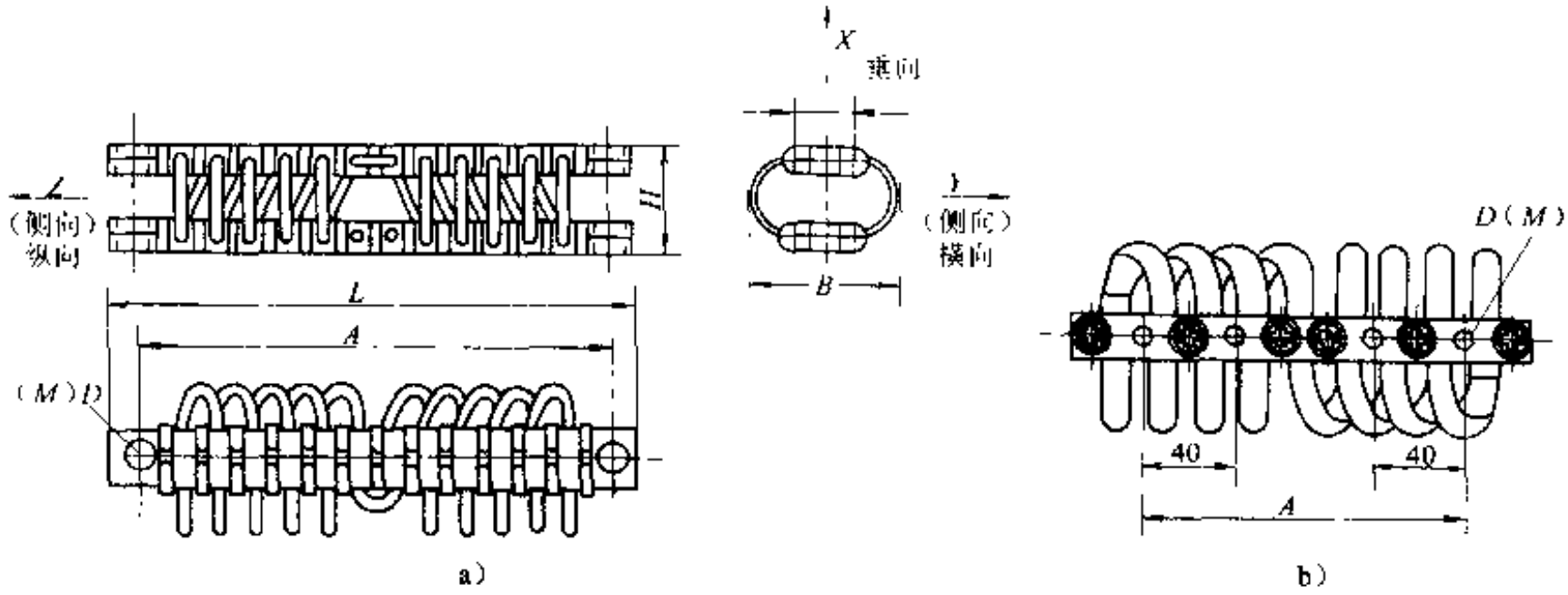


图 8.8-16 GG 系列钢丝绳隔振器结构简图

a）GS-0.45～GS-25 b）GS-40～GS-300

表 8.8-15 GG 系列钢丝绳隔振器外形与安装尺寸

型 号	L/mm	B/mm	H/mm	A/mm	D/mm
GS—0.45	112	42	38	100	M5
GS—0.6	112	42	38	100	M5
GS—1.2	112	40	36	100	M6
GS—2	128	48	40	114	M6
GS—3	128	45	40	114	M6
GS—6	128	54	46	114	M6
GS—10	128	49	44	114	M6
GS—12	128	47	42	114	M6
GS—15	128	45	42	114	M6
GS—25	146	90	63	131	M6
GS—40	215	108	89	160	M8
GS—60	215	90	74	160	M8
GS—100	215	108	90	160	M8
GS—150	215	102	80	160	M8
GS—200	215	90	75	160	M8
GS—300	215	90	65	160	M8

注：本表中 B、H 为参考值。用户选配时，应在隔振器安装位置周围预留足够的动变形空间。

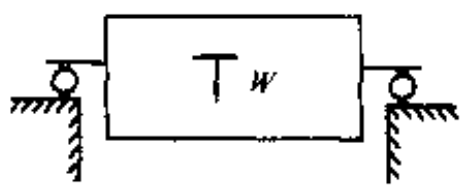
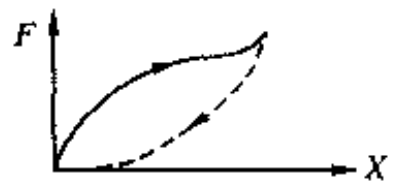
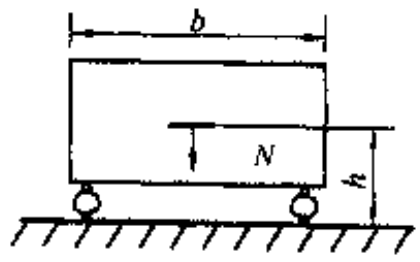
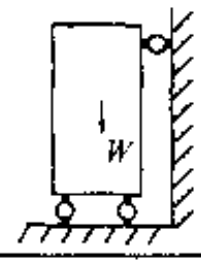
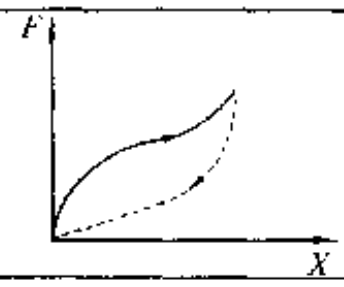
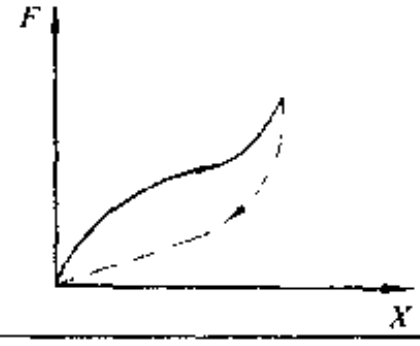
表 8.8-16　GG 系列钢丝绳隔振器垂向压缩状态下特性参数

型号规格	额定载荷/N	静变形/mm	固有频率/Hz	放大倍率≤	隔冲量 G（%）	
					垂 向	横 向
GS—0.45	10.5	1.2±0.2	13±1	3.5	94	88
GS—0.6	16	1.2±0.2	13±1	3.5	84	94
GS—1.2	27	1.2±0.2	13±1	3.5	84	92
GS—2	60	1.8±0.2	12±1	3.5	92	85
GS—3	80	1.8±0.2	12±1	3.5	93	94
GS—6	150	1.8±0.2	12±1	3.5	96	97
GS—10	250	1.8±0.2	10±1	3.5	98	
GS—12	300	1.8±0.2	10±1	3.5	98	
GS—15	350	2.2±0.2	10±1	3.5	98	
GS—25	500	6.2±0.5	8±1	3.5	87	
GS—40	800	6.2±0.5	8±1	3.5	97.6	
GS—60	1040	3.4±0.5	8±1	3.5	96.7	

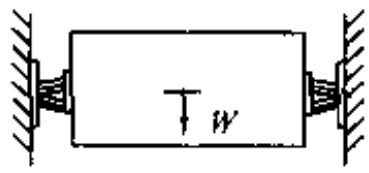
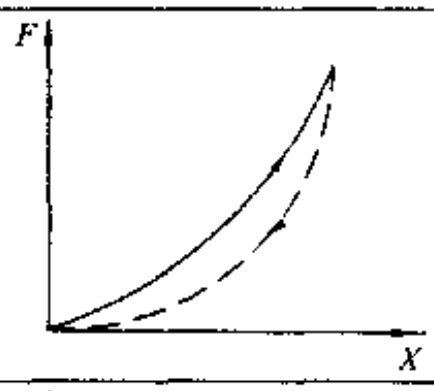
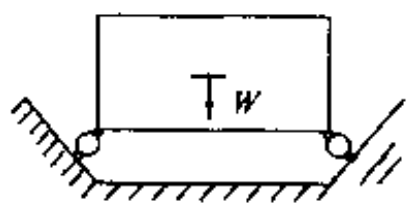
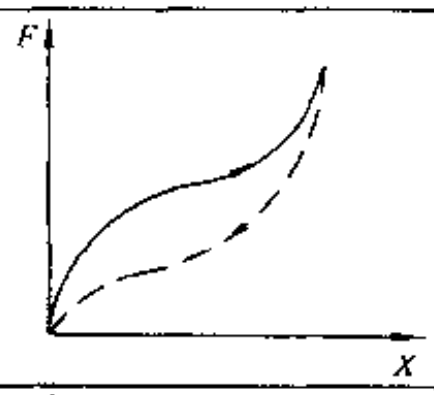
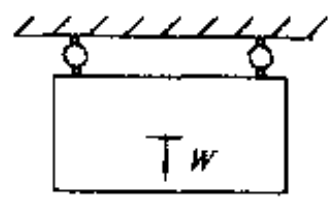
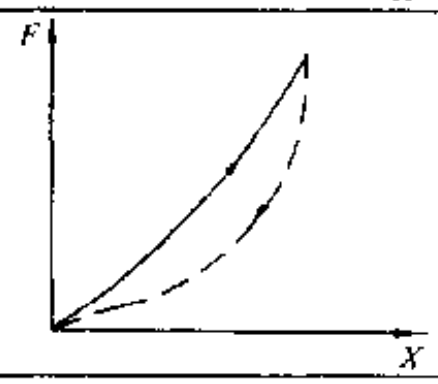
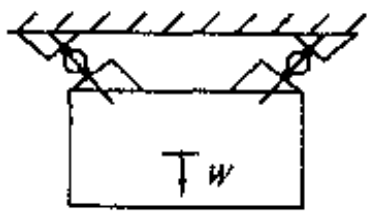
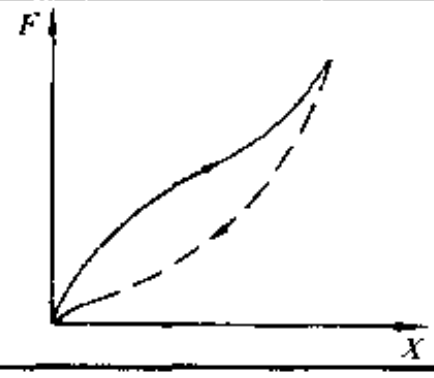
8.5.3　钢丝绳隔振器安装方式与特点

钢丝绳隔振器在不同工况下可有不同安装方式，从而更好地发挥其隔振特性。其安装方式及特点如表 8.8-17 所示。

表 8.8-17　安装方式与特点

安装方式	负载—变形特征	说　明
		悬挂支承。支承点在参振质量中心水平上，无倾翻力矩，稳定性好，为常用形式
		基础支承。重心较高，常用于高宽比很小（$h/b<0.5$）的情况下，当高宽比较大时，或者当干扰幅值较大时，将产生倾翻力矩，建议采用稳定元件附加支承
		基础支承。侧装稳定元件（一般置于顶部），稳定性好，当高宽比 $h/b>1$ 时，常用此种安装形式
		悬挂支承。可实现隔振系统较低的峰值频率，为常用形式，应注意安装的对称性

（续）

安装方式	负载——变形特征	说　明
		悬挂支承。动态特性近似于4，应注意安装的对称性
		45°基础支承。其优点在于使系统同时在水平、垂直两方向上处于合理的受力状态，为常用形式
		吊装。隔振元件呈拉伸变形状态，稳定性较好，但承载能力不大，尽量不要单独采用这种形式
		45°吊装。隔振元件呈拉伸变形状态，稳定性较好，有一定承载能力，尽量少单独采用这种形式

8.6 空气弹簧

空气弹簧是在一密封容器中冲入压缩空气，利用气体的可压缩性体现弹簧作用。常用的空气弹簧装置由弹簧体、附加气室和高度控制器三部分组成。

8.6.1 空气弹簧的特点

在机械设备等振动隔离系统中，采用空气弹簧具有以下特点：

1）设计时，弹簧的高度、承载能力、弹簧常数等是彼此独立的，并且可在相当宽的范围内选择。

2）空气弹簧刚度，可以借助改变空气的工作压力，增加附加气室的容积来降低刚度，可以设计出很柔软的弹簧。

3）空气弹簧的刚度随载荷而变，故在不同载荷下，其固有频率几乎保持不变，故系统的隔振效果也近似不变。

4）通过高度控制系统，空气弹簧的工作高度在任何载荷下保持一定，有利于工程应用。

5）同一空气弹簧，通过工作气压的调整，可以有不同的承载能力。

6）空气弹簧对高、低频振动、冲击以及固体声均具有很好的隔离特性。

7）阻尼的大小，可采用不同阻尼管进行

调节。

8）空气弹簧的弹簧部分重量可以作得比较轻，例如，承受 10t 载荷，直径为 500mm 的空气弹簧，除去上、下面板，橡胶部分的质量只有 5kg 左右。

8.6.2　空气弹簧的结构与分类

空气弹簧按其结构不同可分为囊式和膜式两大类。图 8.8-17 是囊式空气弹簧的典型结构。它是用橡胶膜作成葫芦形，有几段鼓起，在鼓起之间嵌入金属环，以承受内压所引起的张力。当弹簧体的内容积相等时，鼓起的段数多，则弹簧常数小，考虑制造的工艺性和使用的稳定性，目前国产空气弹簧为 1～3 段。囊膜都是由帘线层、内外橡胶层和成型钢丝圈硫化而成的。空气弹簧的承载能力主要是由帘线承担，帘线的质量是空气弹簧强度性能的决定因素，帘线的层数一般为 2～4 层，层层相交叉。内外橡胶层主要起密封和保护作用。

图 8.8-18 是膜式空气弹簧的典型结构，其中，图 8.8-18a 为约束膜空气弹簧结构，图 8.8-18b 为自由膜空气弹簧。在金属内外筒之间设有橡胶隔膜，隔膜保持密封，隔膜的变形将引起整体的伸缩。外筒的内壁和内筒的外壁可作成适当的斜度和曲面，从而，当伸缩时，橡胶隔膜就按壁的形状发生变形，受压面积随着伸缩而变化，这样可以作成非线性的弹簧特性。橡胶隔膜的结构与囊膜相同。

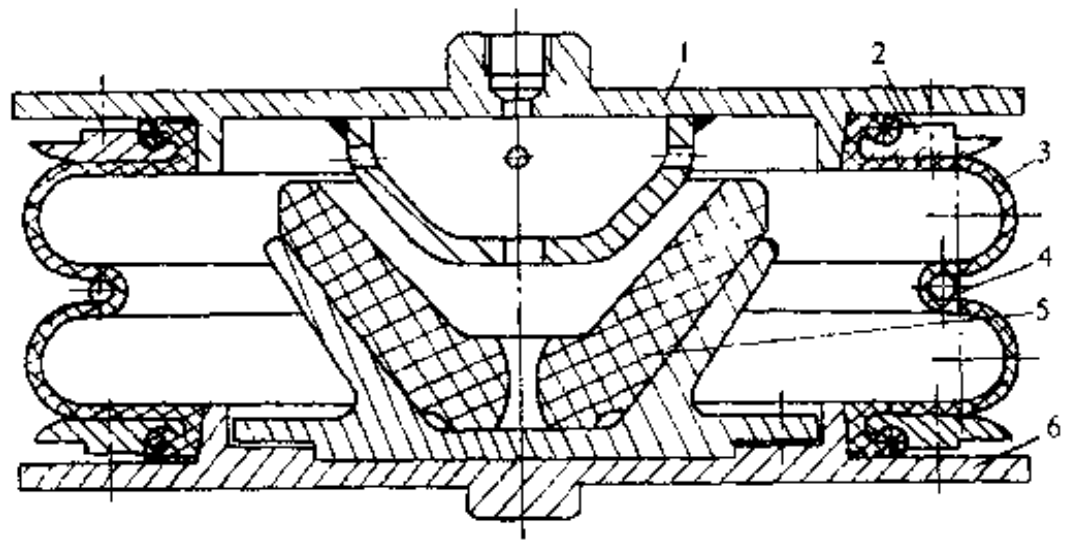
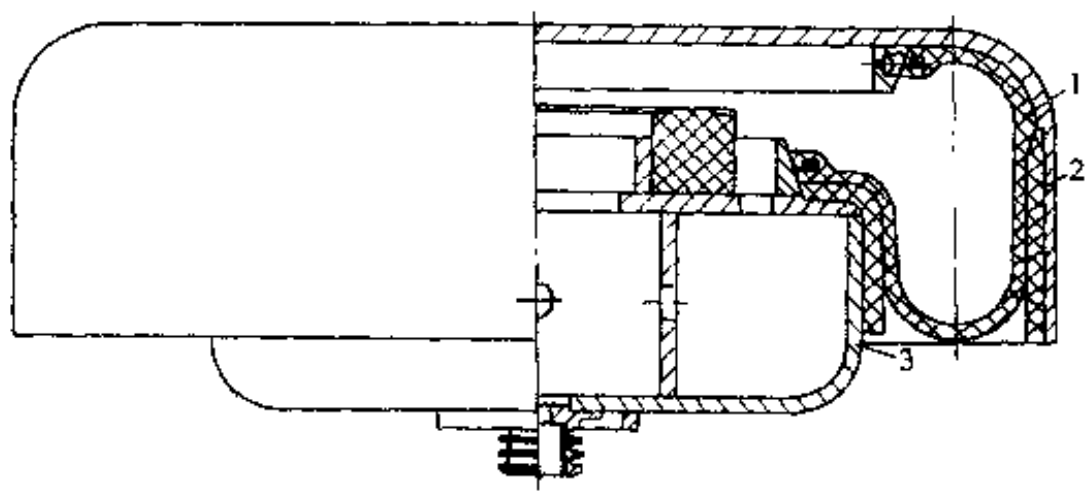


图 8.8-17　囊式空气弹簧的典型结构

1—上盖板　2—压环　3—橡胶囊　4—腰环　5—橡胶垫　6—下盖板

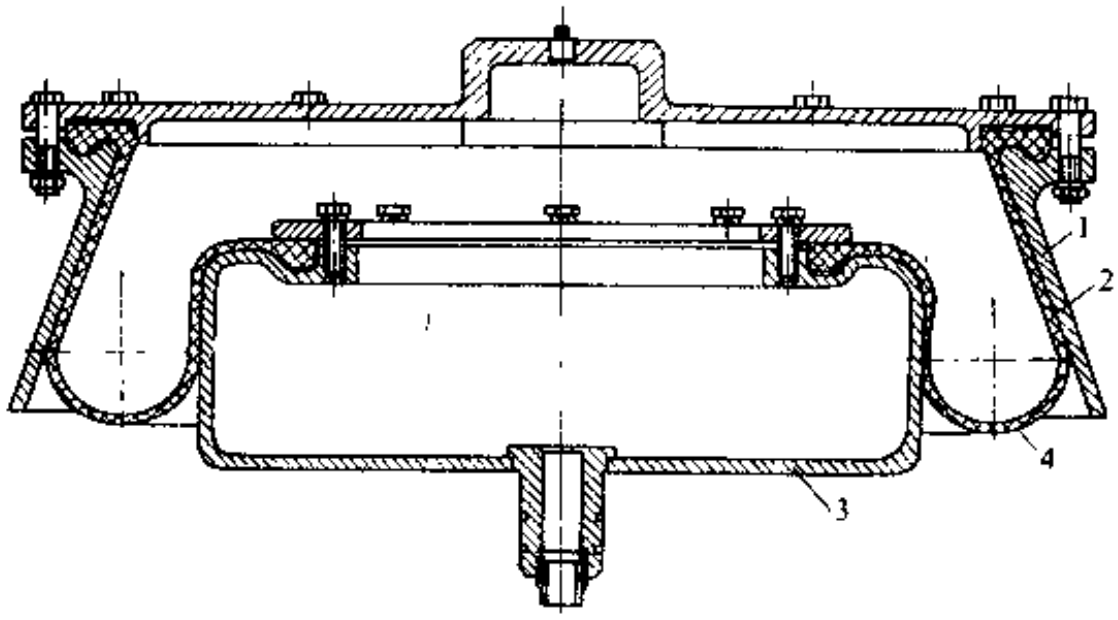


a）

图 8.8-18　膜式空气弹簧的典型结构

a）约束膜空气弹簧结构

1—橡胶膜　2—外筒　3—内筒



b)

图 8.8-18 膜式空气弹簧的典型结构（续）

b）自由膜空气弹簧

1--上盖板 2—橡胶垫 3--下座 4—橡胶膜

8 6.3 空气弹簧的应用

空气弹簧已广泛应用于航天和工业机械部门。在导弹、飞机做地面振动实验时，用空气弹簧支持，减少支持系统振动的影响，达到模似空中悬浮状态的要求；用于做汽车和机车车辆的支持，提高车辆的运行品质；用于精密仪器减振，可取得非常好的效果；用于工业机械中，在低转速动力设备隔振和冲击设备冲击隔离中更显示其优越性。表 8.8-18 是部分应用实例。

表 8.8-18 空气弹簧隔振的应用实例

机械种类	振动速度 /（mm/s）	
	隔振前	隔振后
汽锤	9.00	0.37
冲床	7.30	0.30
振动输送机	3.60	0.33
振动落砂机	1.06	0.35
剪切机	14.00	0.85
商用洗衣机	1.10	0.07
离心分离机	1.20	0.19
压气机	2.13	0.25
喷射成型机	2.11	0.08
纺织机	3.28	0.12

注：1. 本表取自“张阿舟，姚起航等编．振动控制工程．北京：航天工业出版社，1989”。

2. 测点设在靠近机械 1m 处。

3. 测量值为用空气弹簧支承的前后，基础振动测量结果。

在应用中，可以采取两种方法，一种方法是自带气室的隔振装置，另一种是带有附加气室的隔振装置。

1. 自带气室的隔振装置

将空气弹簧置于台座下，直接向空气弹簧气室内冲气，达到设计要求的气压值后，进行调平校正。其装置如图 8.8-19 所示。这种体系固有频率不能作得很低，阻尼亦较小。

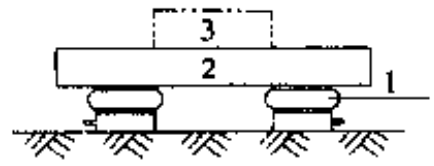


图 8.8-19 自带气室的隔振装置

1—空气弹簧 2—台座 3—仪器设备

2. 带有附加气室的隔振装置

这种装置如图 8.8-20 所示，一般由六部分组成，包括气源部分、气源控制部分、空气弹簧、附加气室、阻尼管、隔振设备和台座。这种装置阻尼可以做得很低，阻尼也可以做得很大。

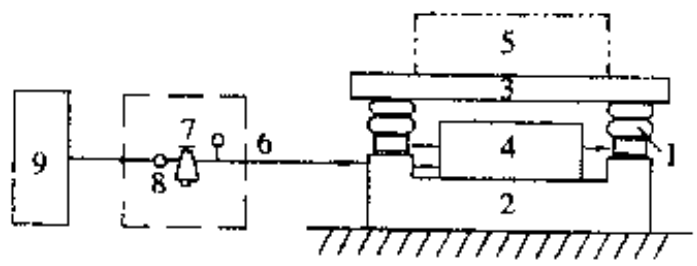


图 8.8-20 带附加气室的空气弹簧隔振装置

1—空气弹簧 2—基础 3—台座

4—附加气室 5—仪器设备 6—压力表

7—过滤减压阀 8—开关 9—气源

8.6.4　部分国产空气弹簧性能简介

（1）目前国产空气弹簧性能范围如表 8.8-19 所示

（2）部分产品规格和性能如表 8.8-20 所示

（3）JYKT 系列空气弹簧隔振装置简介

JYKT 系列空气弹簧隔振装置目前开发了八个型号，承载能力 6～200kN。当内压为 0.1～0.5MPa 时，垂直向固有频率为 0.7～1.2Hz，横向为 2.1～4.3Hz。阻尼比的可变范围为 0.15～0.4，其高度控制阀可使隔振体调平时间不大于 10s，调平精度达 0.02～0.03mm。在气密性上，当充气压达 0.5MPa 后保压，经 24h 后气压下降值不大于 0.02Pa。爆破压力为最大使用压力 0.5Pa 的 4.8 倍。

JYKT 系列空气弹簧隔振装置在精密设备和仪器仪表隔振中取得了良好效果，例如：

1）金属箔轧机隔振　隔振体系垂直向固有频率小于 1Hz，横向 2.1Hz，基本上隔除了外界桥式起重机及 2t 空气锤的振动影响。

2）伺服碰道录写设备隔振　采用 JYKT 空气弹簧隔振，当隔壁空压机运转时，工作台平面振幅为 0.07μm，隔振效果好，工作台（经高度阀调整）的水平公差为 0.02mm。

8.7　海绵隔振垫

8.7.1　普通乳胶海绵

乳胶海绵是一种多孔性橡胶制品，品种繁多，应用广泛。乳胶海绵一般采用天然乳胶和丁苯乳胶。乳胶海绵特点为弹性好，密度小，隔振性能良好，便于制成各种规格和形状的产品。由于乳胶海绵刚度小，阻尼较好（阻尼比约为 0.07 左右），用它作隔振材料，隔振体系固有频率可作成 5Hz 以下。但由于承载能力较小，且容易老化，一般多用于置换方便的精密仪器设备的隔振。

表 8.8-19　空气弹簧的形式及性能

形式 / 性能	囊式			膜式	
	一段波纹形	二段波纹形	三段波纹形	自由膜式	压缩膜式
固有频率/Hz	2.1～3.0	1.5～2.3	1.2～1.8	0.7～1.6	0.9～1.6
安装高度/mm	80～120	160～200	240～280		
水平方向稳定性	优	良	可	可	优

表 8.8-20　部分空气弹簧产品规格和性能

形　式	自由膜式	自由膜式	双曲囊式	单曲囊式	自由膜式－M（鼓形）		囊膜复合式－FM	
规格型号	KZZφ500	MKT-220-III	280-III	φ160	M-220	M-280	FM-230-164	FM-230-160
研制单位	四方车辆厂	长春汽车研究所	长春汽车研究所	青岛橡胶研究所	武汉市橡胶制品厂	武汉市橡胶制品厂	武汉市橡胶制品厂	武汉市橡胶制品厂
有效直径/cm	50	22～23	21.9～22.6	12	23	27.5	20～22	23
设计载荷/N	125000	6000～25000	7500～26000	4000				
工作载荷/N	90000	15000	15000		15600	23760～35630	12560～26600	22500
囊内气室/kPa	400～600	200～600	200～600	500	400	400～600	400～700	500
附加气压/L	62	3.3	20	2				
气囊容积 /L	28	8.7	10	0.50				
固有频率/Hz	1.2	1.3	1.25～1.73	1.6	1.15	1.0	1.05	1

1. 力学性能

乳胶海绵属非线性材料，只有在变形较小时，才按线性考虑。一般相对变形宜控制在20%～35%，一般控制在 25%左右。其静态弹性模量见图 8.8-21。其动态弹性模量和静态弹性模量之比如图 8.8-22 所示。

此类材料容许应力较低，承压面积与自由面积之比（即与形状有关的因子μ_s），对乳胶海绵弹性模量影响不大，计算海绵刚度时可不考虑。其静刚度计算公式可采用

$$k_s = \frac{E_s S}{H} \qquad (8.8\text{-}37)$$

式中　E_s——乳胶海绵弹性模量（N/cm²）；

S——乳胶海绵承压面积（cm²）；

H——乳胶海绵厚度（cm）。

此外，动态切变弹性模量 G_d 可按 $0.45E_d$ 取用。

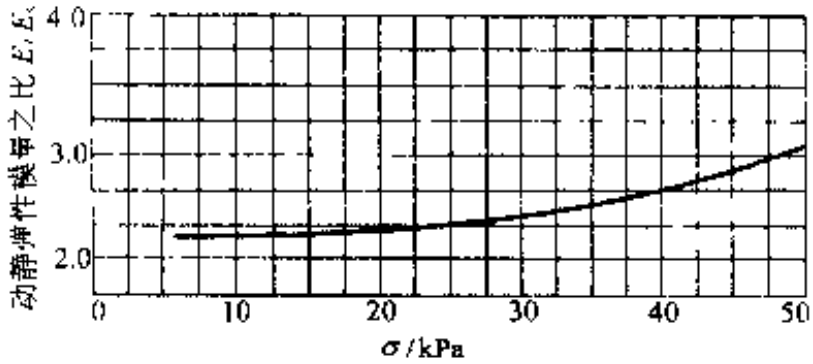


图 8.8-22　动态与静态弹性模量之比

2. 设计举例

一台精密仪表，由隔振要求，其基础的固有频率应为 3.0Hz。仪表安装在底面积为 1200mm×1200mm 的基础板上，仪表连同基础板总重量为 9800N。如采用乳胶海绵作隔振材料，设计该隔振基础。

（1）选取乳胶海绵，确定容许应力

选取密度为ρ=148kg/m³ 的乳胶海绵，容许应力确定为σ =9.8kPa（一般来讲，为使在一定负荷范围内，E_s 变化尽可能小，故对图 8.8-21 应尽量选 E_s 随σ变化比较缓慢的区域，如对ρ=148kg/m³ 的乳胶海绵,宜选$\sigma \leqslant$10kPa）。

相对变形取 25%。

采用满铺方案。因满铺，有

$$\sigma = \frac{9800}{120\times120}\text{N/cm}^2 = 0.68\text{N/cm}^2 \approx 6.8\text{kPa} < 98\text{kPa}$$

满足要求。

（2）求静变位Δ

由隔振要求，$f_z = 4.98\times\sqrt{\frac{n_d}{\Delta}}$，取 n_d=2.5，

则有 $\Delta = (4.98)^2 \times \frac{2.5}{3^2}\text{cm} = 6.9\text{ cm}$

（3）求自由高度

由相对变形ε=0.25，则有

$H = \frac{\Delta}{\varepsilon} = \frac{6.9}{0.25}$cm=27.6cm，取 H=28cm

（4）核算隔振器基础固有频率

因为σ =6.8kPa，ρ =148kg/cm³，由图 8.8-21 查得 E_s =3.0 N/cm²。由式（8.8-37），可得

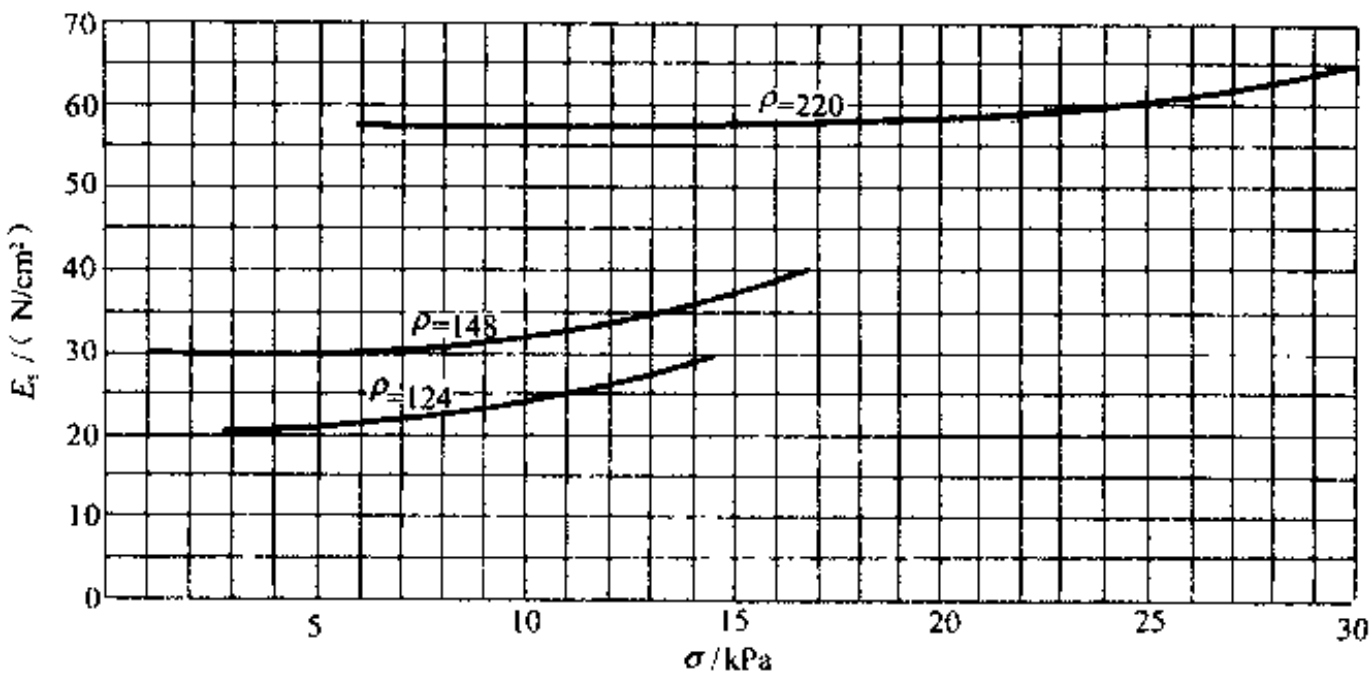


图 8.8-21　乳胶海绵静态弹性模量

$$k_s=\frac{E_sS}{H}=\frac{3.0\times120\times120}{28}\text{N/cm}=1543\text{N/cm}$$

$$\Delta=\frac{W}{k_s}=\frac{9800}{1543}\text{cm}=6.35\text{cm}$$

$$f_z=4.98\times\sqrt{\frac{2.5}{6.35}}\text{Hz}=3.12\text{Hz}>3.0\text{Hz}$$

当出现此类情况时，加高 H，以降低 k_s，试改用 H=30cm，

$$k_s=\frac{E_sS}{H}=\frac{3.0\times120\times120}{30}\text{N/cm}=1440\text{N/cm}$$

$$\Delta=\frac{W}{k_s}=\frac{9800}{1440}\text{cm}=6.80\text{cm}$$

$f_z=4.98\times\sqrt{\frac{2.5}{6.80}}\text{Hz}=3.0\text{Hz}=3.0\text{Hz}$，满足要求；

并且，$\varepsilon=\Delta/H$=6.80/30=0.23，在 0.20～0.35 范围之内，满足要求。

8.7.2　聚氯乙烯海绵

当需要较大幅度提高弹性模量时，可选用聚氯乙烯海绵，其力学性能如表 8.8-21 所示。

表 8.8-21　聚氯乙烯海绵弹力学性能指标

静态弹性模量 E_j（N/cm²）	动态弹性模量 E_d（N/cm²）
55	280

动态切变弹性模量 G_d 可按 E_d/3 取用。

8.8　软木板

软木具有质轻、耐腐蚀、保温性能好、施工方便等特点，并有一定的弹性和阻尼，适用于高频或冲击设备的隔振。

8.8.1　软木板的力学性能及设计要点

由于生产软木的厂家不同，采用的原材料的粒径和配方不同，产品的密度以及力学性能差别较大。在应用软木时，可要求生产厂提供力学数据，或有条件时，自己进行性能测试。当无这些条件时，可采用以下数据：

1）软木板的承压力不宜超过 80kPa，在此范围内，静态弹性模量 E_s=4000kN/m²。

2）软木板的动、静弹性模量之比，可取 n_d=2.0～2.5，阻尼比可取 0.05～0.07。

3）软木板的静刚度，可按式（8.8-37）计算。

8.8.2　设计举例

一台设备重 24500N，其隔振台座尺寸为长×宽×高=1.5m×1.8m×2.0m。隔振要求垂向固有频率 f_0=12Hz。欲采用软木板隔振，试设计之。

（1）计算压应力

设备和基础总重 W=24500+1.5×1.8×2.0×2500×9.8N=156800N

采用软木铺方案，则压应力为

$$\sigma=\frac{156800}{150\times180}\text{N/cm}^2=5.80\text{N/cm}^2\approx58.0\text{kPa}<80\text{kPa}$$

（2）求静刚度和静变位

静刚度 $k_s=W/\Delta$=156800/0.43N/cm

=364651N/cm

由隔振要求，$f_z=4.98\times\sqrt{\frac{n_d}{\Delta}}$，取 n_d=2.5，

则有 $\Delta=(4.98)^2\times\frac{2.5}{12^2}\text{cm}=0.43\text{cm}$

（3）求软木厚

由式（8.8-37），可有

$$H=\frac{E_sS}{k_s}=\frac{400\times150\times180}{364651}\text{cm}=29.6\text{cm}$$

取 H=30cm。

（4）软木隔振基础见图 8.8-23

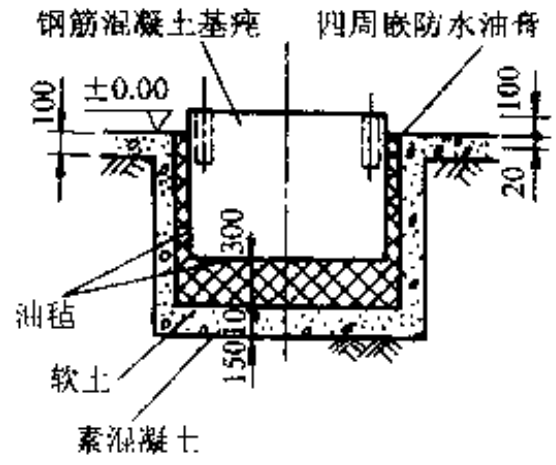


图 8.8-23　软木隔振基础结构图

8.9 玻璃纤维

8.9.1 玻璃纤维的性能

玻璃纤维是一种松散材料，它靠本身良好的弹性和纤维之间的压缩和摩擦而取得隔振效果和阻尼，并且具有不易老化、不腐、不蛀的特点，又有抗酸、抗碱和抗油的良好性能，也不会燃烧。但其只在力的作用方向垂直于隔振垫时才起作用，属单向隔振材料，阻尼较小。

表 8.8-22 给出了上海玻璃纤维厂生产的用醛树脂胶合的玻璃纤维进行实验所得数据。试验物规格为 600mm×450mm×450mm，密度为 120～130kg/m³。

表 8.8-22 玻璃纤维试验数据

放置层数	受压前总厚度/cm	受压后总厚度/cm	压应力/kPa
两层叠放	10	5.5	60
	10	6.0	40
	10	6.5	20
四层叠放	20	11.0	60
	20	12.0	40
	20	13.0	20
放置层数	固有频率/Hz	动弹性模量/（N/cm²）	阻尼比ζ
两层叠放	6.95	63.5	0.013
	6.58	41.6	0.016
	6.5	22.0	0.018
四层叠放	4.42	51.5	0.016
	4.25	34.8	0.020
	4.22	18.5	0.023

近十年来，北京市劳动保护研究所等单位已研制出 JM 隔振垫。此类隔振垫是采用密度为 256kg/m³ 的离心玻璃棉块，做成 50mm×50mm×50mm 的形状，外表面涂有以氯丁胶为主的橡胶浆（自然硫化后形成一层覆面）。这种制造方法有两大优点：

1）使玻璃纤维板在隔振方面形成产品；

2）加橡胶覆面后增加了阻尼，阻尼比可达 0.06～0.08。

规格为 50mm×50mm×50mm 的 JM 隔振垫，其载荷— 变形曲线如图 8.8-24 所示，其载荷—固有频率曲线如图 8.8-25 所示。

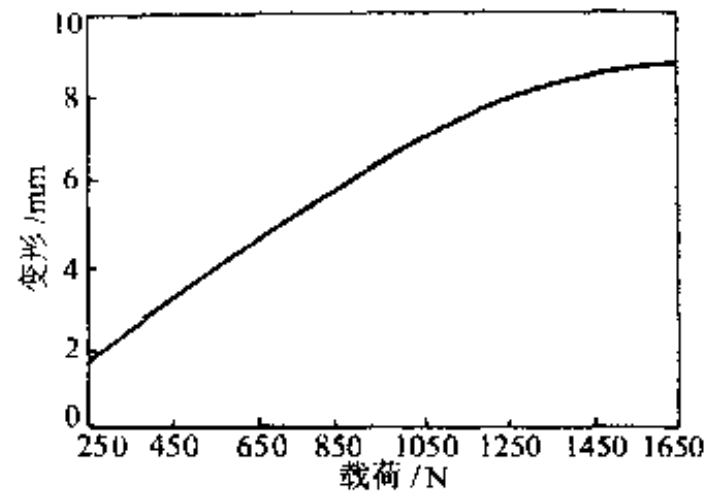


图 8.8-24 JM 隔振垫载荷-变形特性曲线

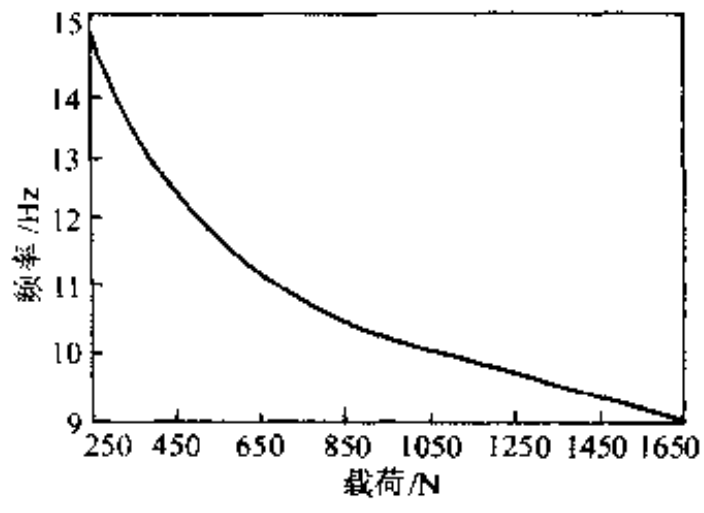


图 8.8-25 JM 隔振垫载荷—固有频率曲线

JM 隔振垫还可做成 100mm×100mm×50mm 等规格，JM 隔振垫也可串联使用。

8.9.2 玻璃纤维在隔振工程中应用

玻璃纤维板在隔振及固体声隔绝工程中已得到很广泛的应用。由于此类材料具有不易老化的特点，故常将其作为半永久性（一般不做更换）隔振材料，如作消声室时，可将其做隔振和固体声隔绝材料，近几年，此类材料在地铁工程中的轮轨隔振中也得到了广泛应用。当然，在工业企业中，当机械设备扰力为垂直方向时，也可采用玻璃纤维板隔振。下面给出一些工程实例。

1）某研究所，采用 10μm 的玻璃纤维包装成 600mm×450mm×150mm（厚）的玻璃纤维板，放在基础槽内，上铺钢筋混凝土板，在板上建消声室。隔振体系的固有频率达到 4Hz 左右。

2）某厂的精密仪器装配试验平台，采用

玻璃纤维作隔振材料，为了增加阻尼，在两层玻璃纤维板下铺放两层（每层 5cm）软木，软木下铺 3cm 厚的被毡。当压应力 σ=59.1kPa 时，测得固有频率 f_0=5.95Hz，阻尼比 ζ=0.049，满足要求。

3）JM 隔振垫应用范围十分广泛，目前主要用在各类录音棚、播音室、演播室、声学实验室等处做浮筑楼板时用，其布置见图 8.8-26 所示，施工示意图见图 8.8-27。在混凝土之上如再建隔声间，则可形成演播室等。这样外界的振动和固体声向演播室内传播即可得到有效隔离，反之亦然。实验表明，撞击声改善值＞25dB（A），振动衰减量＞23dB。

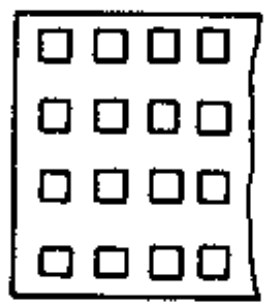


图 8.8-26　JM 隔振垫布置图

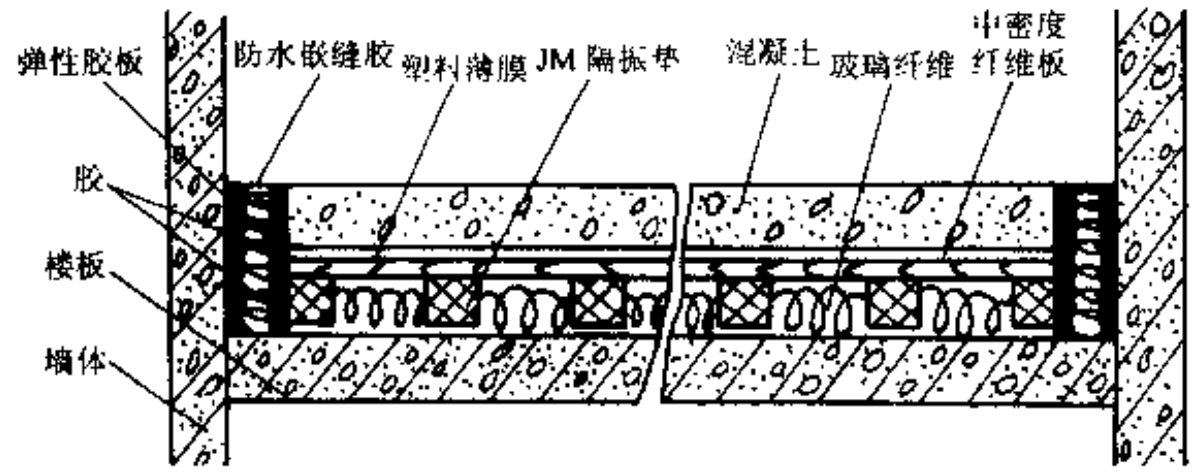


图 8.8-27　JM 隔振垫用于浮筑楼板的施工示意图

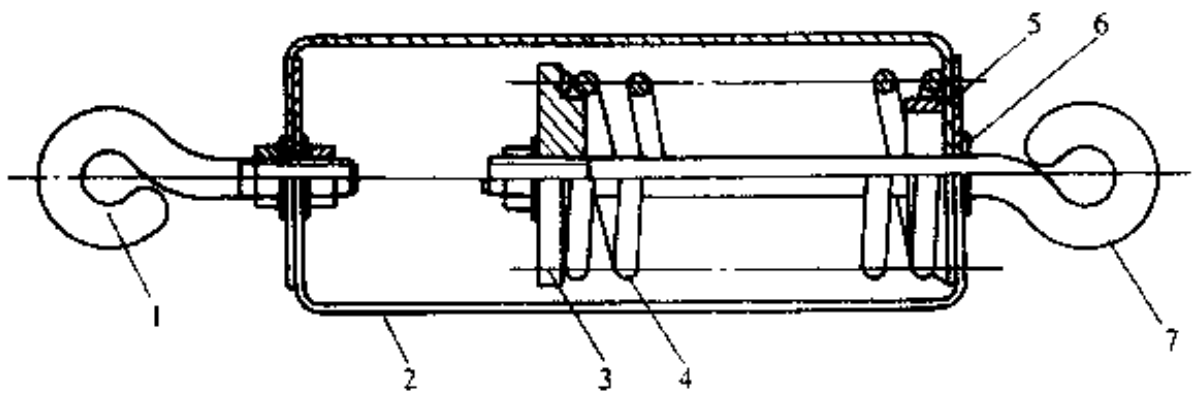


图 8 8-28　BTD 型弹性吊架示意图

1—固定拉钩　2—边框　3—压簧板　4—弹簧　5—限位环　6—限位垫片　7—拉簧钩

8.10　弹性吊架

弹性吊架，亦称弹性吊钩，其实际上也是一种隔振器，只不过支承方式是悬挂式的。被悬挂的物体可以是振源，主要有振动的风管、水管、气管等，有时也悬挂风机等动力设备；悬挂的物体还可以是精密仪器等，以隔绝外界振动向其传递。

弹性吊架的基本结构可分为三部分：外壳、弹性体和连接部分。外壳有密封形的，如管形和立方形；也有半敞开形，大都用钢板做成 U 形或矩形。弹性体可为弹簧、橡胶或二者复合，一般来说二者复合，既能隔离低频振动，又能隔离高频振动和固体声。连接结构形式多种多样，均从安装方便角度考虑。上述三部分以不同变换和组合，形成不同型号或系列的弹性吊架。

图 8.8-28 为 BTD 系列机构示意图。目前国内各类弹性吊架承载范围已做到 $10 \sim 10^5$N，固有频率 2～7Hz。各类吊架的具体性能可见本手册。

8.11 管道补偿软连接装置

一般振动机械与外界连接的部分大部分分为管道系统，各种管道不论是水管、风管、汽管、油管等，大都应该加接管道补偿软连接装置，加软连接的作用至少有三条：

1）可减少管道振动的传递；

2）可补偿由于温度变化引起的管道的伸缩性；

3）可补偿安装过程中误差，从而方便安装。

软连接种类很多，可根据使用场合要求和流体种类及压力大小等因素来选取。通常分三大类型：橡胶软连接管，全金属软连接管，以及帆布、塑料类软连接管。

8.11.1 橡胶软连接管

橡胶软连接管，又称管道橡胶柔性连接管、橡胶软接头、避振喉和可曲挠橡胶接头等。

1. 分类

橡胶软连接管总体上可分为同心同径、同心异径、偏心异径三种形式。

1）按结构形式分为：单球体、双球体、弯球体；

2）按连接形式分为：法兰连接、螺纹连接；

3）按工作压力分为：0.6MPa、1.0MPa、1.6MPa、2.5MPa 等。

2. 产品结构

橡胶软接管一般由内胶层、织物（一般用帘子布）增强层、钢丝圈、外胶层经硫化成橡胶件后与松套金属法兰或平形活接头（螺纹连接）组成，结构形式见图 8.8-29。

3. 性能

1）橡胶软接管的工作压力和真空度一般均符合表 8.8-23 的要求。试验压力是工作压力的 1.5 倍，爆破压力是工作压力的 3 倍。

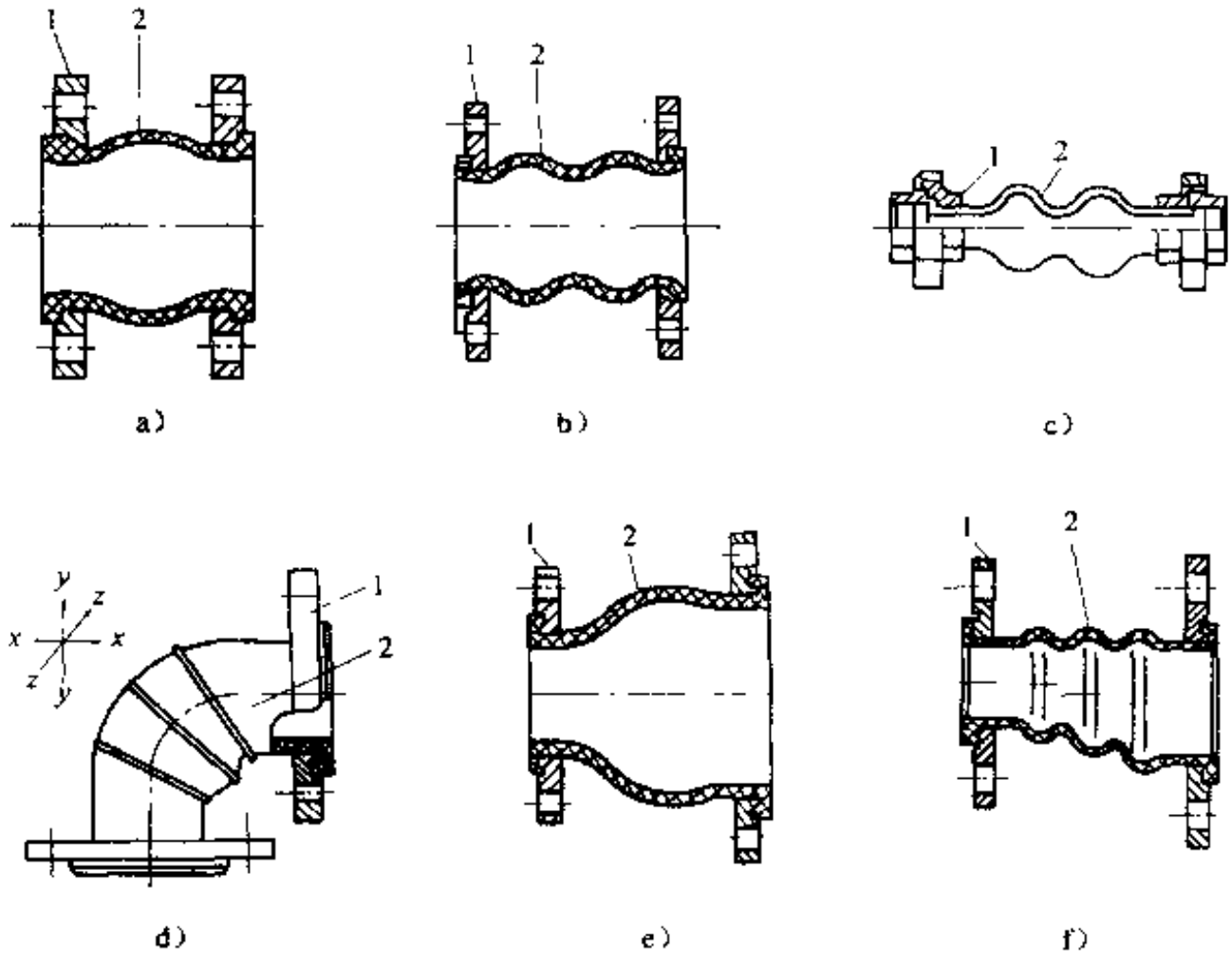


图 8.8-29 常用的几种橡胶软接管

1—法兰盘或螺栓接口 2—橡胶接管

a）同心同径单球体法兰连接式 b）同心同径双球体法兰连接式 c）同心同径双球螺纹连接式

d）弯球体法兰连接式 e）同心异径单球体法兰连接式 f）偏心异径法兰连接式

表 8.8-23　橡胶软接管的工作压力和真空度

公称通径 DN/mm	项　　目	指　　标			
15～100	工作压力/MPa	0.6	1.0	1.6	2.5
	真空度/kPa	40	53	86	100
125～300	工作压力/MPa	0.6	1.0	1.6	
	真空度/kPa	40	53	86	
350～1600	工作压力/MPa	0.6			
	真空度/kPa	40			

2）橡胶软接管的位移及偏转角一般均满足表 8.8-24。表中轴向伸长、轴向压缩、横向位移和偏转角度的定义为：

轴向位移　指橡胶软接管在中轴线上的伸长量或压缩量。

轴向伸长　指橡胶软接管在中轴线上长度增加的轴向位移，见图 8.8-30a。

轴向压缩　指橡胶软接管在中轴上长度减少的轴向位移，见图 8.8-30b。

横向位移　指橡胶软接管在与中轴相垂直的两个端面中心的相对位移，见图 8.8-30c。

偏转角度　指橡胶软接管两个端面的中心线与原中轴线形成的夹角，见图 8.8-30d，偏转角为 $\alpha_1+\alpha_2$。

表 8.8-24　橡胶软接管的位移和偏转角

类型	公称通径 *DN* / mm	轴向伸长/mm	轴向压缩/mm	横向位移/mm	偏转角度 $\alpha_1+\alpha_2$ /（°）
KDTF	32～50	6	10	10	15
	65～100	8	15	12	
	125～200	12	18	16	
	250～400	14	22	20	10
	500～1600	16	25	22	5
KSTF	32～80	30	50	45	40
	100～150	35	50	40	35
	200～300	35	60	35	30
KSTL	15～65	6	22	22	45
KYTF	65×50～100×65	7	13	11	10
	100×80～125×80	8	15	12	
	125×100～150×100	10	19	13	
	150×125～200×125	12	20		
	200×150～250×150			14	
	250×200～300×250	16	25	22	
KYPF	40×32～65×40	6	8	10	10
	65×50～80×50	7	10		
	80×65～100×65		13	11	
	100×80～125×80	8	15	12	
	125×100～150×100	10	19	13	
	150×125～250×125	12			
	200×150～250×150		20	16	
	250×200～300×250	16	25	22	

类型	公称通径 *DN* / mm	各向允许位移					
		X	*X'*	*Y*	*Y'*	*Z*	*Z'*
KWTF	50～300	16	20	20	16	16	16

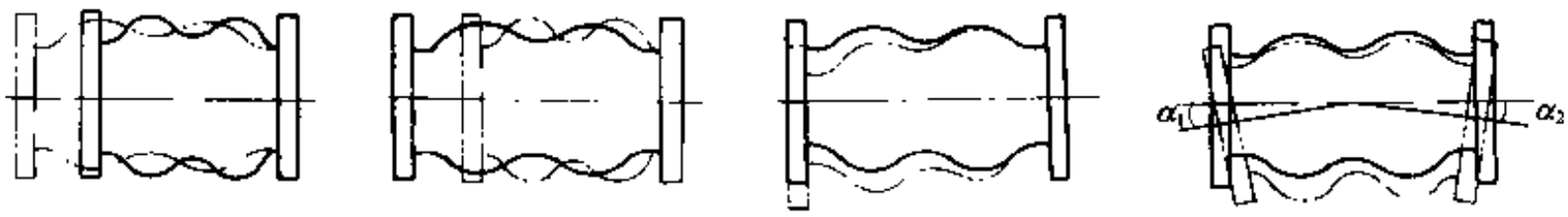


图 8.8-30 橡胶软接管的位移和偏转角

a）轴向伸长 b）轴向在缩 c）横向位移（错位） d）偏转角度

4. 应用范围

在橡胶软接管中，可适用的介质为水、海水、热水、空气、压缩空气、弱酸、弱碱等。

由于橡胶软接管具有耐压高、弹性好、位移变形量大、安装灵活并且有一定的隔振和隔绝固体传声的特点，故可广泛应用于给排水、暖通空调、消防、压缩机、制药、造纸、船舶、化工、卫生、风机等管道系统。

5. 安装与使用注意事项

1）橡胶软接管温度范围标注为-20～+115℃，应理解为：其常规适用温度为-20～+70℃，瞬间温度可达+115℃。如果使用温度为+70～115℃，则用户需在定货时声明，生产厂可采用特种橡胶加工制作。

2）为了取得更好的隔振降噪效果，橡胶软接管尽可能配制在垂直和水平的两个方向上（见图 8.8-31）。

3）橡胶软接管不能承受轴向外载荷拉力和压力。如其不能承受管道重量，管道重量可以用吊架或支架承受，见图 8.8-31。

4）用法兰连接的橡胶软接管，在安装时连接法兰的螺栓要从法兰的内侧分别串向法兰的两端，要加垫圈和弹簧垫圈，螺栓要对角逐步拧紧。

5）用活接头连接的橡胶接头，在安装时，左右两端的活接头不要调换，应按原套装配，否则可能会引起产品的泄漏和损坏。

6）当设备与管道之间配置橡胶软接管后，可降低设备的振动沿管道的传递。但仍有一部分振动会继续沿管道传递；同时管道内介质在流动时（尤其是经过阀门、变径或弯头时）还会产生新的振动，故在管道与建筑物围护结构（墙体、楼板等）的连接处还要采用隔离措施，如图 8.8-31 所示。

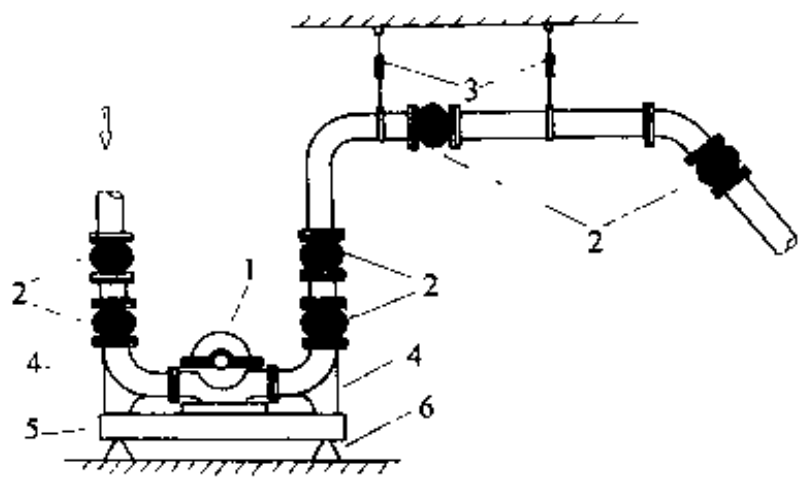


图 8.8-31 橡胶软接管安装位置

1—水泵 2—橡胶接头 3—弹簧吊架 4—管道支架 5—底座 6—隔振器

8.11.2 全金属补偿软连接管

全金属补偿软连接管应用较广泛，通常是由不锈钢制成。和橡胶软连接管相比，它具有耐高温和耐腐蚀的特点。某些类型的全金属软连接管可以做成耐高压和大位移补偿量，但其本身价格较贵，安装要求较高。

1. 分类

全金属补偿软连接管从不同的角度可有不同的分类方法，大体上可以这样分类：

1）按结构可分为波纹管膨胀节和金属软管两类。

2）按工作压力可分为低压、中压和高压三类。一般低压为 0.1～2.5MPa，中压 4～10MPa，高压 6.4～23MPa。

3）波纹管膨胀节又可分为轴向型、带座轴向型、外压轴向型、复式拉杆型和铰链型等。

4）按耐温程度又可分为工作温度≤450℃和工作温度≤550℃两类。前者可用于输送蒸

气、热水或其他热介质等；后者可用于内燃机排气管道等。

2. 常用的几类全金属软连接管

本手册主要给出几类常用的全金属软连接管性能范围，供读者选择和设计考虑之用。具体性能指标应仔细阅读厂商说明书。

（1）通用型波纹管膨胀节

通用型波纹管膨胀节的结构如图 8.8-32 所示。

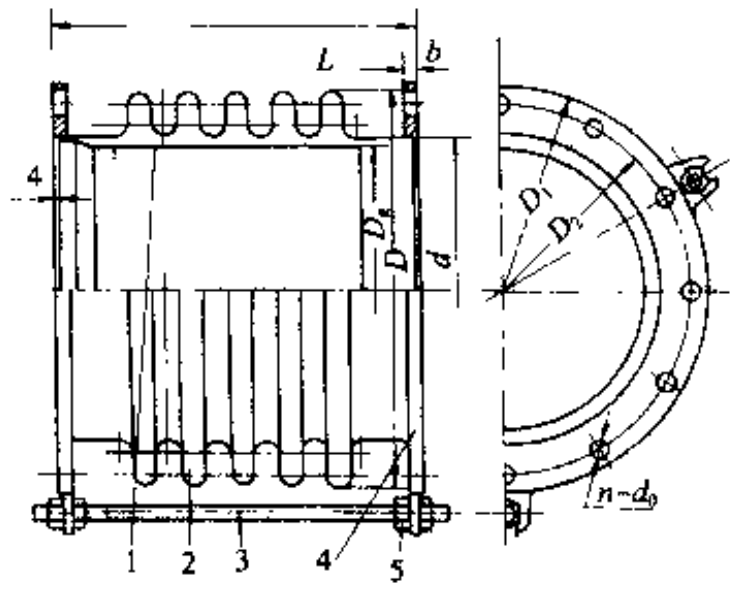


图 8.8-32　通用型波纹管膨胀节

1—导管　2—波纹管　3—定位螺栓

4—法兰　5—螺母

波纹管膨胀节的核心部分为波纹管，通常由 0Cr18Ni9Ti 或 1Cr18Ni9Ti 等不锈钢制成。不锈钢板（通常为 0.3～0.5mm）可分单层与多层（取决于工作压力）；波纹有单纹和多纹之分，主要取决于轴向位移补偿量和轴向刚度。在波纹管内部往往还有导流筒，用以导流减少压力损失。接头部分为端管和法兰，一般为碳钢或低合金钢，采用纤焊或氩弧焊的方式与波纹管焊牢。小拉杆主要在运输和安装过程中起保护作用，待安装、调整完毕后，应将其卸下。

国内常用的工作压力和公称通径范围如表 8.8-25 所示。

超出表 8.8-25 范围的波纹管膨胀节，实力较强的生产厂家也能制作。

（2）带座轴向波纹管膨胀节

这种形式的膨胀节见图 8.8-33。法兰、端管、波纹管及小拉杆的功能和通用型相同；中间接管是为了连接两边两个波纹管之用；支座是安装支承的需要；两个波纹管是为了增加轴向位移补偿量和降低轴向刚度之用。

国内常用的工作压力和公称通径范围如表 8.8-26 所示。

表 8.8-25　通用型波纹管膨胀节工作压力和公称通径

工作压力/MPa	0.1	0.25	0.6	1.0	1.6	2.5	4.0
公称通径/mm	50～4000	50～1600	50～1600	50～1200	50～1200	50～1200	50～600

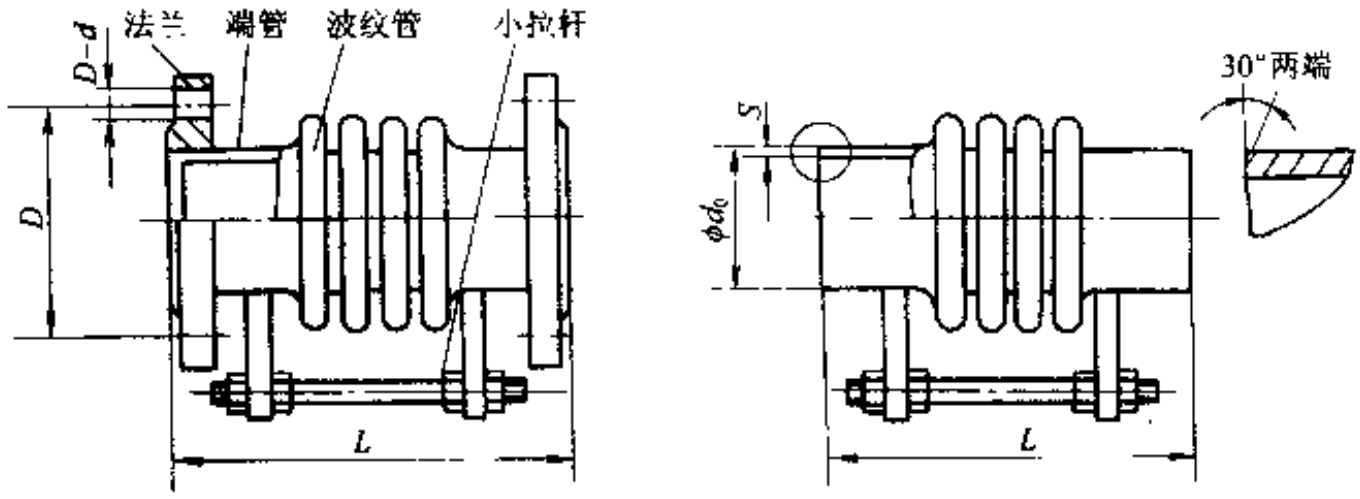


图 8.8-33　带座轴向波纹管膨胀节

表 8.8-26　带座轴向波纹管膨胀节工作压力和公称通径范围

工作压力/MPa	0.1	0.25	0.6	1.0	1.6	2.5	4.0
公称通径/mm	50～1600	50～1600	50～1600	50～1200	50～1200	50～1200	50～600

（3）内燃机用不锈钢波纹管膨胀节

这类波纹管膨胀节主要用于内燃机排气管路，作为管路热胀冷缩的补偿装置。在系统中能承受管路热胀应力和脉冲引起的振动，故亦有隔振作用。此类膨胀节的工作范围一般为

工作压力　　0.05～0.1MPa

公称通径　　65～1500mm

使用温度　　≤550℃

某些专用的波纹管膨胀节工作压力可达0.35MPa，使用温度可高达650℃。

（4）金属软接管类

金属软管广泛应用于各种橡胶机械、电力、化工、纺织印染、塑料、造纸、建筑机械、港口码头中的油气储罐等装备中。金属软管具有能自由弯曲、防振和耐高低温等独特性能，是橡胶（或塑料）软管和刚性管道所无法比拟的。

金属软管的结构如图8.8-34所示。

1）金属波纹管：作为金属软管本体的金属波纹管有螺旋形、螺形两大类。一般来说，螺旋形金属软管公称通径范围为6～40mm（或6～32mm），是用无缝薄壁金属管坯旋压成形；通径为50（或40）～400mm的金属软管是用有缝薄壁液压而成的环形波纹管。

2）网套：网套由若干根金属丝或金属带（材料为不锈钢丝）按一定顺序编织成网笼状，套压波纹管外面。它不仅可以保证在径向、轴向上的静负荷及流体沿着管道流动时产生脉冲作用的条件下能安全可靠地工作，同时还可保证其纹部分不直接受到磕碰、磨擦、碰撞等方面的机械损坏。

3）接头：接头是金属软管与管道或设备相连接的部件，它保证让流体在管路系统中正常工作。最常用的接头有螺纹连接、快速接头和法兰连接三种形式。通径ϕ6～ϕ40mm的金属软管以螺纹接头和快速接头为主；大、中通径（ϕ40～ϕ400mm）的金属软管以法兰连接为主，亦可做成法兰型快速接头。接头材料有碳钢、不锈钢及黄铜等材料制成。接头和金属软管接合是用纤焊（通径ϕ6～ϕ32mm）和氩弧焊（ϕ40～ϕ400mm）焊牢的。

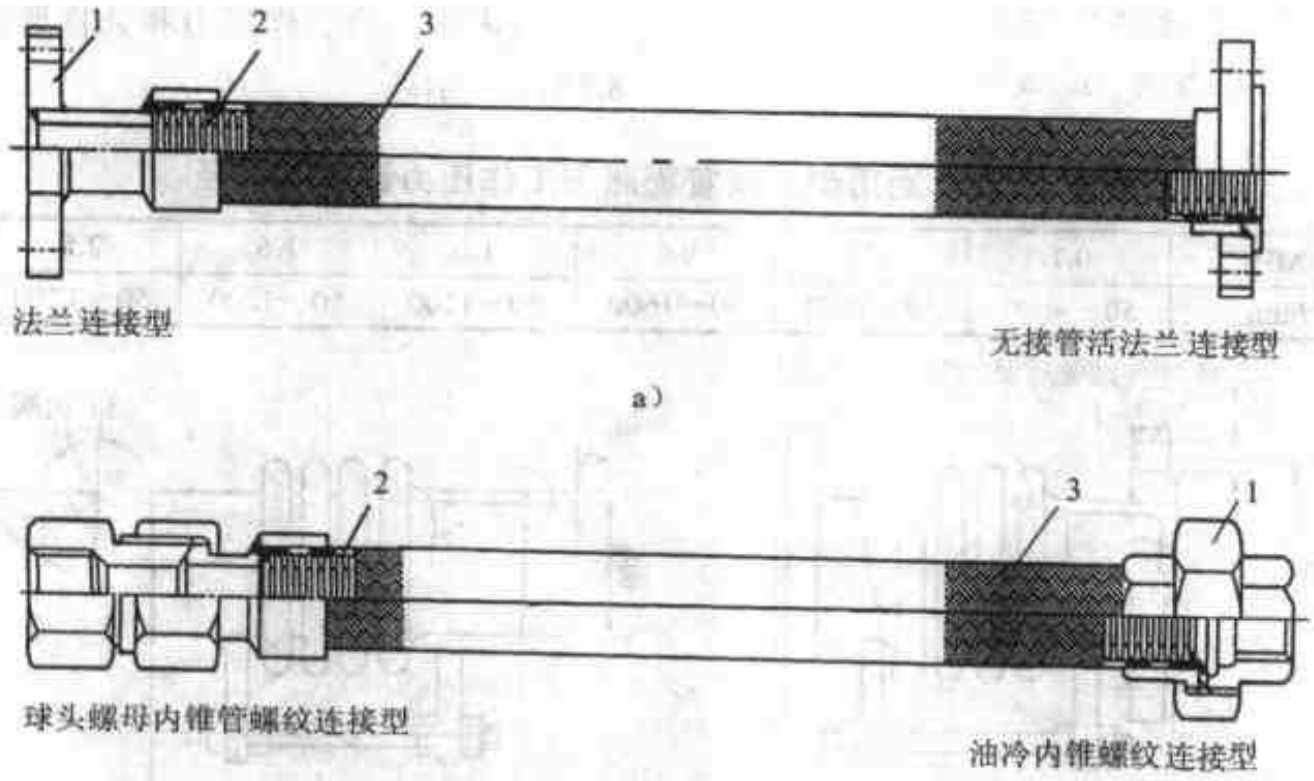


图8.8-34　金属软管结构

a）法兰盘接头金属软管

1—法兰　2—波纹管体　3—网套

b）螺纹接头软接管

1—螺纹接头　2—波纹管体　3—网套

目前金属软管的公称通径范围和工作压力的范围见表 8.8-27。

表 8.8-27　金属软管工作压力和公称通径范围

结构形式	工作压力 / MPa	公称通径 *DN* / mm
螺纹连接 螺旋形波纹管	高压 6.4～35 中压 4～10 低压 1～2.5	4～50
法兰连接 *DN*≤32mm 螺旋形波纹管 *DN*≥40mm 环形波纹管	0.25～2.5	10～400

3. 全金属软连接管使用注意事项

相对橡胶软连接管而言，波纹管膨胀节等在使用时比较复杂，安装的注意事项也比较多。在设计、选择及安装时一定要认真阅读说明书，必要时应向有关专家和制造厂家仔细咨询。一般应注意以下几个问题：

1）补偿器、固定管架、导向管和管道支架的要求；

2）波纹管补偿器预拉伸（压缩）量的计算；

3）疲劳寿命的计算；

4）安装守则。

限于篇幅，上述注意事项可阅读说明书。

8.11.3　帆布、塑料类软接管

这类软接管通常使用于通风管道，适用于大风量、大口径、低压力的情况下。它的弹性补偿量一般比金属的要高。由于它无定型产品，可用塑料焊接或帆布缝纫，故常由用户自己配做，常用钢丝或夹角直接在管道上夹紧使用。工业上大多数的通风机械都采用这种方式，使用比较方便，经济实惠。

第9章　隔振测量与评价

9.1　隔振测量的目的和意义

在本手册中，系统地介绍了隔振工程中各种设计方法，这些方法是根据机械振动的基本理论和有关经验数据而得到的，这些方法可用来指导和解决隔振工程中的问题。但是这些理论毕竟是建立在相对简单的力学模型基础上，这和真实结构还是有一定差别的。近年来，虽然又出现了适应性更广泛的分析计算方法，但所依据的模型和边界条件仍不可能完全符合真实情况，所以直接进行测试始终是一个重要的、必不可少的手段。

在隔振设计中，主要测试的内容有以下几个方面：

1）振源、隔振台座、基础管道、精密仪器仪表等振动量的测量。测量有关振动量主要目的在于分析振源的特性以及振动产生的原因，这可为进行设计提供科学数据；或者检验隔振效果。常测的振动量有：振动物体在选定点上的位移、速度和加速度的大小以及它们的时间历程、频率或频谱；激振力的大小以及时间历程、频谱；对于冲击要测冲击波形、冲击峰值、冲击持续时间、冲击频谱以及响应谱等。

2）振动系统特征参数测试，主要是测系统的刚度、阻尼系数、固有频率及振型等，这里当然也包括隔振器和阻尼器特性的测量。

3）振动在传播过程中测量以及受振体振动状况测量。

要实施上述振动测量，方法很多，基本上可分为非电测法和电测法两大类。非电测法又包括机械式测量、光学与激光测量。目前应用比较广的是电测法。电测法的优点是测量灵敏度高、频带宽和动态线性范围广，还能对若干信号同时测量、存储和信号再测与分析。

对振源、隔振台座及基础等的测量，基本上采用通用的方法，当然根据对象不同和目的不同，测量方法上也不会完全一样，这些可参阅本手册第4篇。本章主要介绍隔振器和阻尼器特性的测量以及隔振效果的测量。

9.2　隔振器特性的测量

9.2.1　隔振器的静刚度测量

测定隔振器的静刚度就是测量静载—变形特性，一般用压力试验机。如果无压力试验机，则对于小型隔振器，可以采用加砝码的方法，如可以采用图 8.9-1 所示的装置进行测量。只要测出载荷 p 与隔振器静压缩量 δ 的关系，则隔振器的静刚度便可求得。

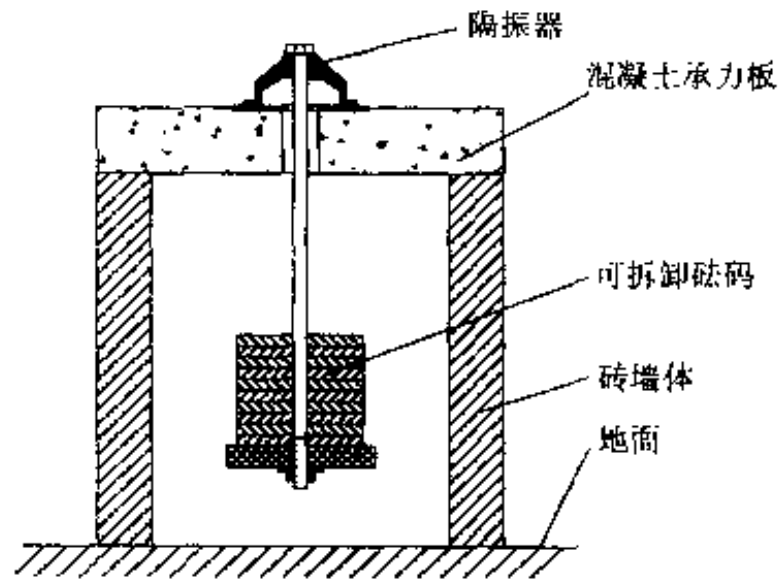


图 8.9-1　简易静刚度测量装置

对隔振器而言，在一定载荷范围内，静载荷与变形近似于线性关系，如图 8.9-2 所示。

为了提高测量精度，初始载荷从 p_1（p_1 一般取隔振器额定载荷的 50%左右）起，而后按一定的 Δp 分级加载，上限 p_2 可取隔振器载荷的 1.25～1.5 倍，每级加载或卸载之间必须保持一定时间（对橡胶隔振器更是如此），一般以 0.5～1min 为宜。通过上述测量，可得其静刚度的表达式为

$$k_s = \frac{p_2 - p_1}{\delta_2 - \delta_1} \qquad (8.9\text{-}1)$$

为了更加精确，也可每次分级加载时，均记录下对应的 p 和 δ 值，然后回归出一条直线，则直线的斜率即为静刚度。

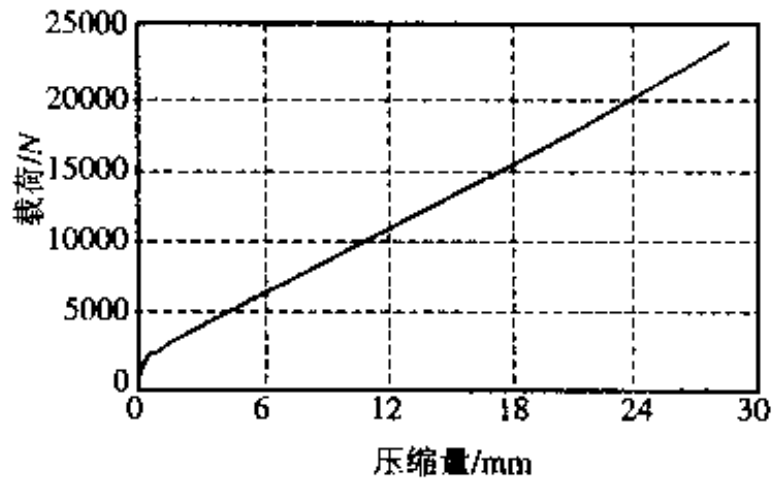


图 8.9-2　隔振器静载荷和变形（压缩量）的关系

9.2.2　隔振器动态特性的测量方法

隔振器的动态特性主要指动刚度和阻尼系数。在实验中都要将隔离器和一附加质量块等构成一个振动系统进行测量。动刚度往往是通过测量振动系统的固有频率再进行计算，计算公式为：

$$k_d = m\ (2\pi f_0)^2 \qquad (8.9\text{-}2)$$

式中　k_d —— 隔振器动刚度；

m —— 附加质量块质量；

f_0 —— 振动系统固有频率。

动力特性的各种参数往往可在同一实验中完成。下面主要介绍一些用常规仪器就可完成的测量方法。

1. 共振法

（1）固有频率和共振频率

一个单自由度系统，当它具有弱阻尼时，它的自由振动微分方程为：

$$mx'' + Cx' + kx = 0 \qquad (8.9\text{-}3)$$

它的解为：

$$x\ (t) = Ae^{-\zeta\omega_0 t}\cos\left(\omega_0\sqrt{1-\zeta^2}t + \theta\right) \qquad (8.9\text{-}4)$$

式中　ζ —— 阻尼比，$\zeta = \dfrac{C}{2\sqrt{mk}}$，$C$ 为阻尼系数；

ω_0 —— 系统的固有频率（无阻尼时）；

θ —— 相位角；

A —— 位移幅值。

当有频率为 ω 正弦的外加作用力作用到上述有阻尼系统时，系统的微分方程为

$$mx'' + Cx' + kx = F_0\sin\omega t \qquad (8.9\text{-}5)$$

上式的稳态解为：

$$x\ (t) = B\sin\ (\omega t + \psi) \qquad (8.9\text{-}6)$$

式中　B —— 位移振幅。

$$B = \frac{F_0/k}{\left[1-\left(\dfrac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right]^2 + \left[2\zeta\left(\dfrac{\omega}{\omega_0}\right)\right]^2}$$

由式（8.9-6）可推出它的速度和加速度的表达式为：

$$x'(t) = \omega B\sin\left(\omega t + \psi + \frac{\pi}{2}\right) \qquad (8.9\text{-}7)$$

$$x''(t) = \omega^2 B\sin(\omega t + \psi + \pi) \qquad (8.9\text{-}8)$$

从式（8.9-6）～式（8.9-8）可以看出，若激振力幅值 F_0 不变，频率 ω 变化时，振动体的唯一幅值 B、速度幅值 ωB 以及加速度幅值 $\omega^2 B$ 也随之变化，并且在一定的条件下会达到各自的最大值。图 8.9-3 画出了位移、速度、加速度的幅频特性曲线。通过微商求极值，可以得出各种极值频率和某些特殊点的幅值，如表 8.9-1 和表 8.9-2 所示。

表 8.9-1　各种极值频率

	无阻尼	有阻尼
自由振动频率	$\omega_0 = \sqrt{k/m}$	$\omega_0\sqrt{1-\zeta^2}$
位移共振频率	ω_0	$\omega_0\sqrt{1-2\zeta^2}$
速度共振频率	ω_0	ω_0
加速度共振频率	ω_0	$\dfrac{\omega_0}{\sqrt{1-2\zeta^2}}$

表 8.9-2　幅频特性曲线上的特殊点

	$\omega_0=0$	$\omega=\omega_0$	共振时	$\omega=\infty$
B	$\frac{F_0}{k}=B_0$	$\frac{B_0}{2\zeta}$	$\frac{B_0}{2\zeta\sqrt{1-\zeta^2}}$	0
ωB	0	$\frac{v_0}{2\zeta}$	$\frac{v_0}{2\zeta}$	0
$\omega^2 B$	0	$\frac{a_0}{2\zeta}$	$\frac{\omega_0}{2\zeta\sqrt{1-\zeta^2}}$	$\frac{F_0}{m}=a_0$

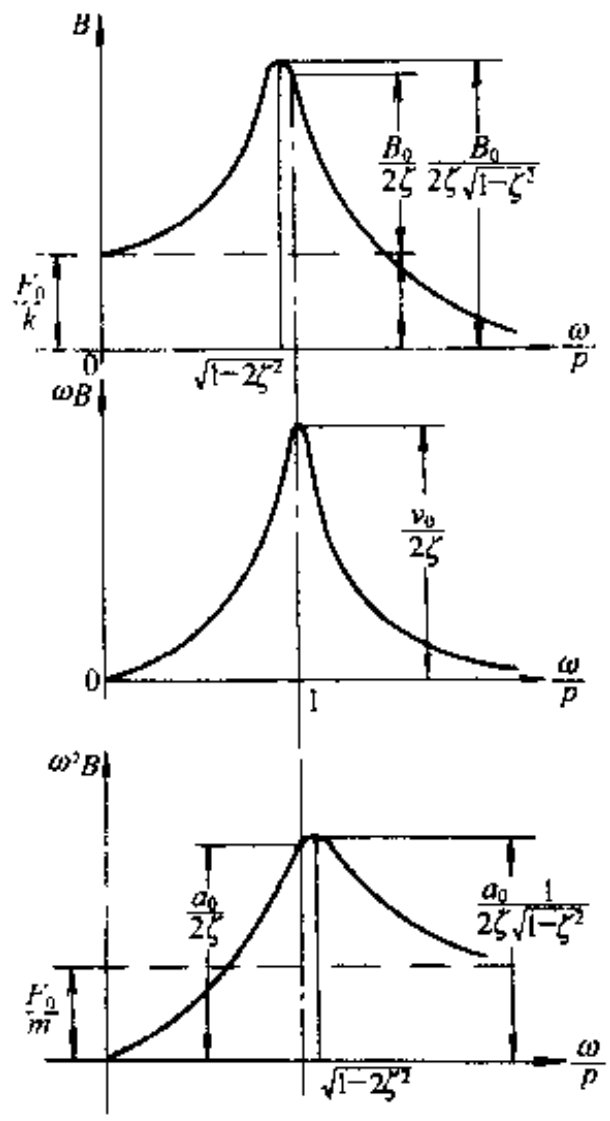


图 8.9-3　位移、速度和加速度的幅频特性曲线

由图 8.9-3 及表 8.9-1 和表 8.9-2 可知，位移、速度和加速度共振时的频率并不相同，只有在$\zeta=0$ 时，它们才相等。因此，在有阻尼的条件下，共振频率并非固有频率，但在弱阻尼的条件下，三种共振频率以及有阻尼振动频率都接近于系统的固有频率，而且，速度共振频率和系统的固有频率是相等的。由此，我们可以通过测速度共振时的频率来确定出系统的固有频率。

（2）速度共振的相位判别法测固有频率

在简谐力激振的情况下，用相位法来判定速度共振是比较方便的。采用如图 8.9-4 所示的测量系统，将激振力信号和响应信号分别送入示波器的横轴输入端及纵轴输入端，这时示波器荧光屏上将显示出一个椭圆图像。激振力信号由信号发生器产生，频率可变。根据图像即可判别共振。

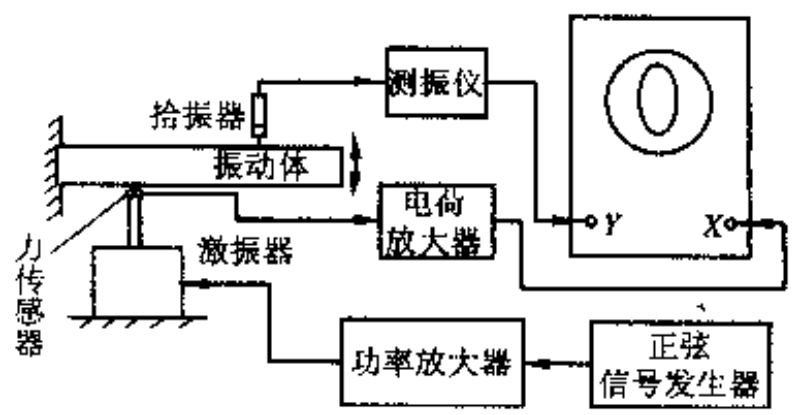
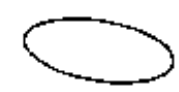
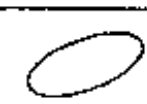
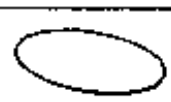
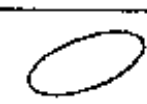


图 8.9-4　速度共振相位判别法测量系统

根据位移、速度和加速度与简谐力之间位相关系，可以根据输入到示波器纵轴上的响应信号不同来确定速度共振，如表 8.9-3 所示。

表 8.9-3　速度共振相位判别三种方法

输入到示波器纵轴响应信号	示波器荧光屏图形		
	$\omega<\omega_0$	$\omega=\omega_0$	$\omega>\omega_0$
位移响应			
速度响应			
加速度响应			

由表 8.9-3，当输入到示波器纵轴为位移响应或加速度响应时，示波器荧光屏上出现正椭圆时，即发生速度共振，此时激振力的频率便是振动系统的固有频率；当输入到示波器纵轴为速度响应时，示波器荧光屏上出现斜线时，即发生速度共振，此时激振力的频率便是振动系统的固有频率。至于输入示波器纵轴何种响应，可视手头仪器而定。由测量所得的固有频率，再根据式（8.9-2），即可计算出隔振器的动刚度。

（3）共振的相位判别法测阻尼

可以证明，发生速度共振时，位移响应和激振力之间的相位差为π/2，此时，激振力恰好被阻尼力所平衡，即激振力所做的功全部被阻尼所消耗，于是有：

$$F_0 = CX'_{\text{共振}} = C\omega_0 B \qquad (8.9\text{-}9)$$

即

$$C = \frac{F_0}{\omega_0 B} \qquad (8.9\text{-}10)$$

式中　C —— 阻尼系数；

F_0 —— 激振力力幅；

ω_0 —— 系统固有频率；

B —— 位移幅值。

这样就可以利用示波器显示力—位移椭圆来进行阻尼测量：将力信号接到示波器的纵轴，将位移响应接到横轴，速度共振时，将显示正椭圆，如图 8.9-5a 所示。该椭圆与纵轴的交点即为 F_0；与横轴的交点的坐标即为位移幅值。再由式（8.9-10）即可算出阻尼系数 C。若输入到横轴的是速度信号，则速度共振时将显示斜直线，如图 8.9-5b 所示，该直线的斜率即为阻尼系数 C。

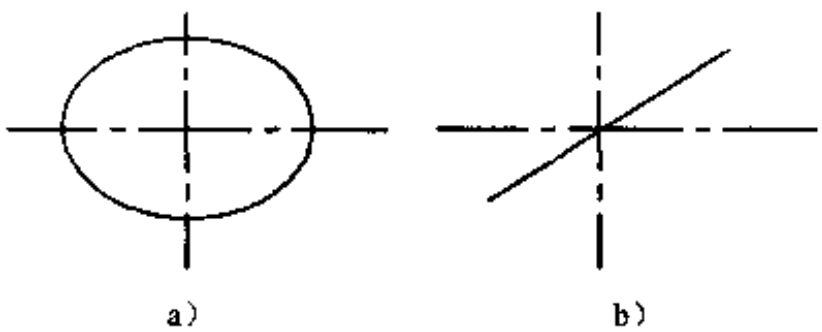


图　8.9-5

a）力—位移图像　b）力—速度图像

2. 半功率点法测动刚度及阻尼

半功率点法是根据隔振系统的简谐振动的振幅放大因子来推算衰减系数。仍可采用如图 8.9-6 所示的测量系统。保持激振力的幅值不变，由低到高改变激振力的频率，测量刚性台座上某点在每一频率时的位移值，然后由所得数据画出位移幅值—频率特性曲线。

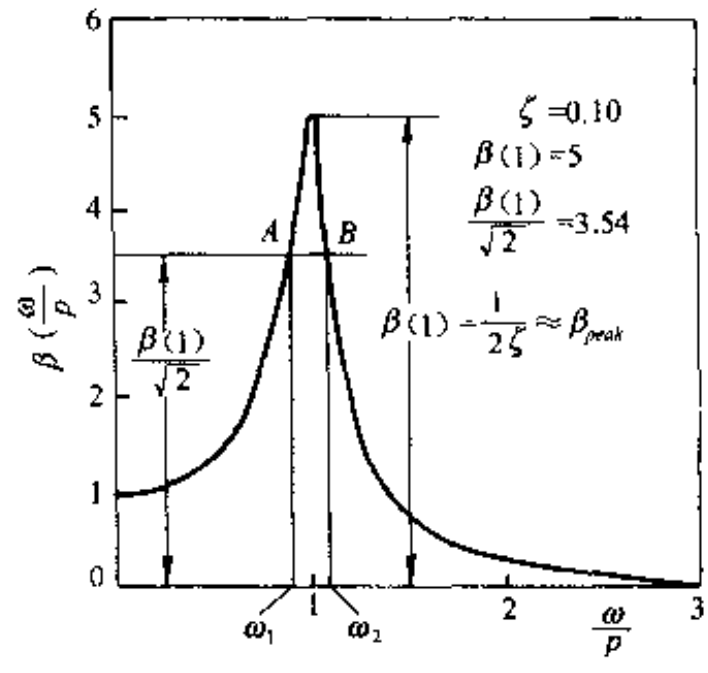


图 8.9-6　位移放大因子曲线

这条曲线也可由某些仪器自动画出或实时分析出曲线上峰值对应的频率，即为位移共振频率，当阻尼较小时，可视为固有频率的值，进而可计算出刚度值。在曲线的 0.707 倍峰值处作一水平线交位移—频率曲线于 A、B 两点（即半功率点），其对应的频率为 ω_1 和 ω_2，则

$$\zeta = \frac{\omega_2 - \omega_1}{2\omega_0} \qquad (8.9\text{-}11)$$

进而可根据 $C = 2\zeta\sqrt{mk}$ 计算出阻尼系数。

可以证明，当 $\zeta << 1$ 时，用速度响应幅频特性曲线或加速度响应的幅频特性曲线同样可按半功率点法求出阻尼系数。

在小阻尼的情况下，由于曲线陡峭，$\Delta\omega$ 的精度很难提高。

3. 自由振动衰减法测刚度与阻尼

一个有阻尼的单自由度的振动系统，其自由振动可由下式表示：

$$x(t)=Ae^{-\zeta\omega_0 t}\cos\left(\omega_0\sqrt{1-\zeta^2}t+\theta\right) \quad (8.9\text{-}12)$$

上式可由图 8.9-7 表示。这是一个逐渐衰减振动，其振幅按指数规律衰减。

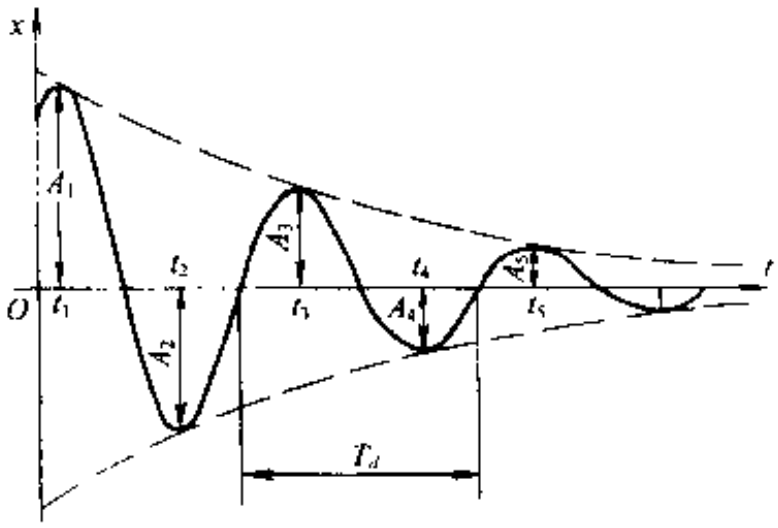


图 8.9-7　自由振动衰减曲线

由图 8.9-7，可得振动衰减周期 T_d，其倒数即为振动频率 f_d，当阻尼较小时，系统的固有频率可取 f_d 值。

振动理论中，常用对数衰减比 δ 来描绘衰减性能，可以推导出

$$\delta=\ln\frac{A_1}{A_3}=\zeta\omega_0 T_d=\frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (8.9\text{-}13)$$

显然，解方程式（8.9-13），即可求出 ζ 值。在 ζ 比较小时（$\zeta<0.3$），$\sqrt{1-\zeta^2}\approx1$，此时式（8.9-13）可近似表达为

$$\delta=2\pi\zeta \quad (8.9\text{-}14)$$

方程式（8.9-13）和式（8.9-14）的关系如图 8.9-8 所示。

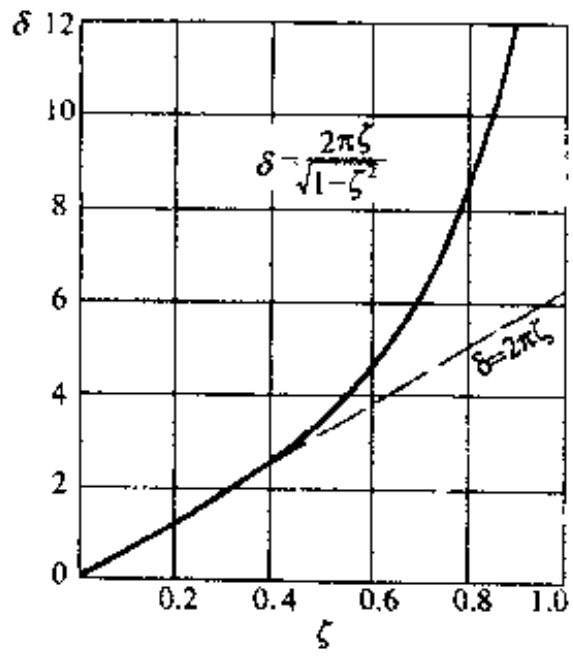


图 8.9-8　ζ 和 δ 的关系

测量出 A_1 和 A_3 值，可计算出 δ 值和 ζ 值，又可测出 T_d 值。这样可根据式（8.9-15），较为准确地算出系统的固有频率 ω_0，即

$$\omega_0=\frac{\delta}{\zeta T_d} \quad (8.9\text{-}15)$$

在实验中，可以采用类似于图 8.9-9 所示的装置。将适当质量的刚性台座支承于四个隔振器（或隔振材料）上，隔振器置于刚性地基上，应使重心与刚度中心重合，这就形成了一个单自由度振动系统。

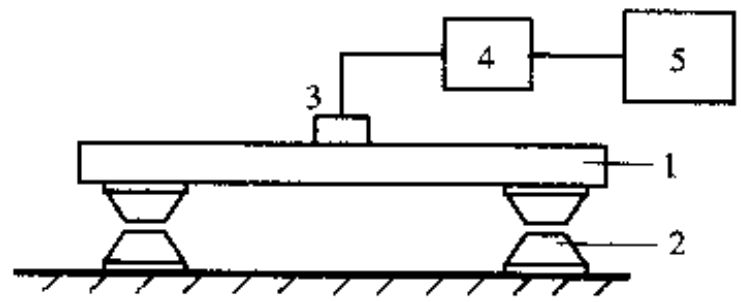


图 8.9-9　自由振动衰减法测量系统

1—台座　2—隔振器　3—拾振器

4、5—测量及记录系统

为了使台座作自由振动，可采用多种方法，一般可用木制或铁制的锤子在台座重心位置加以敲击，即可得如图 8.9-7 所示的图形。按前面所述，即可计算出系统的固有频率（从而算出隔振器动刚度）和阻尼。

当阻尼很小时，相邻波峰相差很小，应用相邻峰值计算 δ 值则误差很大，可改用下述公式：

$$\delta=\frac{2}{N}\ln\frac{A_1}{A_{N+1}} \quad (8.9\text{-}16)$$

其中 N 取 2、4、6 等偶数值。N 值取 2，则与式（8.9-13）相同；N 值取大一些，则测量精度高一些。

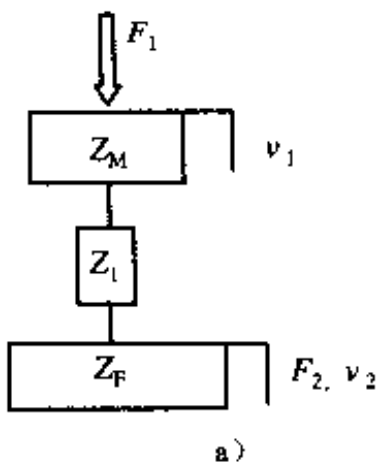
9.3　隔振效果的测量与评价

在隔振设计阶段，一般均是用振动传递率的大小来衡量隔振效果的好坏，但这是建筑在大块刚性基础的假设下。在工程实际中，尤其是在车、船上，这种假设条件是不存在的。一般车、船基座是非刚性的，基座的阻抗特性的

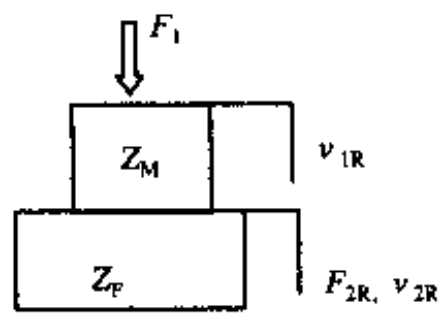
变化对实际的隔振效果是有影响的，甚至影响很大。为了能正确地反映实际的隔振效果，目前工程技术上常用插入损失和振级落差来评价隔振效果。

9.3.1　传递率、插入损失和振级落差定义

图 8.9-10 为一弹性及刚性安装系统示意图，其中图 a 为有隔振器的弹性安装系统，图 b 为无隔振器的刚性安装系统，即将机组固定在基座上。



a）



b）

图 8.9-10　弹性及刚性安装示意图

a）弹性安装系统　b）刚性安装系统

图中符号意义：

F_1 —— 作用在机组上的扰动力；

V_1、v_{1R}—— 分别为在弹性及刚性安装情况下机组的振动速度；

F_2、v_2—— 弹性安装时传至非刚性基座上的传递力及基座的振动速度；

F_2、v_{2R}—— 刚性安装时传至非刚性基座上的传递力及基座的振动速度；

Z_M、Z_I、Z_F—— 分别为机组、弹性支承（隔振器）及基座的机械阻抗，均为频率的复函数。

1. 传递率

传递率 T_A 的定义为传至基座上的力（F_2）与扰动力（F_1）之比，即

$$T_A = \frac{F_2}{F_1} \qquad (8.9\text{-}17)$$

当用分贝表示时，即为

$$L_T = 20\lg\frac{1}{T_A} \qquad (8.9\text{-}18)$$

由于取了倒数，所以凡表示有衰减作用的 L_T 值将都是正数。

2. 插入响应比与插入损失

插入响应比 R 的定义为机组有隔振装置时的基座响应（v_2）与机组没有隔振装置，直接固定在基座上的基座响应（v_{2R}）之比，即

$$R = \frac{v_2}{v_{2R}} \qquad (8.9\text{-}19)$$

插入损失的定义如式（8.9-20）所示

$$L_I = 20\lg\frac{v_{2R}}{v_2} \qquad (8.9\text{-}20)$$

由于取了倒数，所以凡表示有衰减作用的 L_I 值都将是正数。

此外，插入损失也可用力来表示，即

$$L_I = 20\lg\frac{F_{2R}}{F_2} \qquad (8.9\text{-}21)$$

3. 振级落差比

振级落差比 D 定义为机组在弹性安装情况下，在弹性支承（隔振器）上、下的振动响应比，即

$$D = \frac{v_1}{v_2} \qquad (8.9\text{-}22)$$

当用分贝表示时，可得传输损失，即

$$L_D = 20\lg D = L_{v1} - L_{v2} \qquad (8.9\text{-}23)$$

这里 L_{v1} 及 L_{v2} 相应地为隔振器上、下方的振动速度级。

扰动力及传递力是难以实测的，故一般都设法从插入损失及振级落差的实测来估算传递率。

9.3.2　插入损失和振级落差的测量

1. 插入损失的测量

插入损失的测量一般有二种方法：

1）机器设备已刚性安装好，运转时对周围影响较大，需进行隔振改造，此时可在未隔振前（即现在状态）测量振动响应 L_1（速度级或加速度级）；然后实施隔振改造，再在同一运行条件测量振动响应 L_2，则插入损失为：

$$L_I = L_1 - L_2$$

2）新安装的机器设备，如果有相同的机器设备是刚性安装的，则可进行振动响应测试，测得 L_1；然后在同一机器弹性安装的条件下测得振动响应 L_2，则插入损失为

$$L_I = L_1 - L_2$$

如果没有相同的机器设备处于刚性安装状态，或虽然有上述状况，但安装的条件有一定差异，则对中、小型机器设备应采用下述方法测插入损失。

如图 8.9-11 所示，做几个和隔振器同样高度的铁块，用其换下全部隔振器，使改装为刚性支承；或者用一些斜面的钢楔来代替钢块，这样做简单，而且容易调整高度，但这样做改变了支承条件，削弱了连接刚性，影响到测量的精确度。

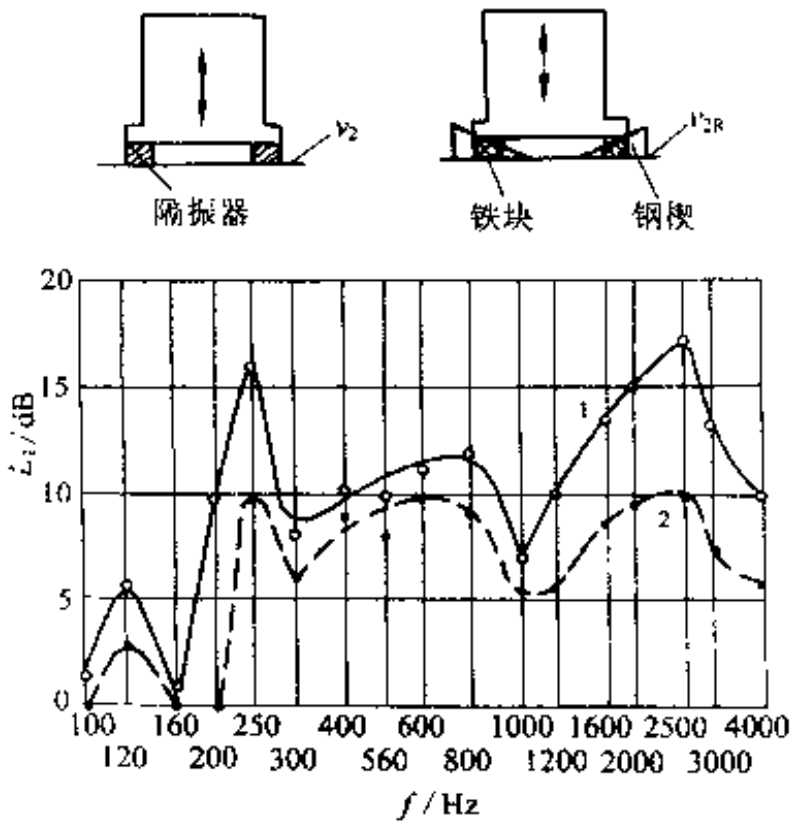


图　8.9-11

1—精确法（装铁块）　2—近似法（装钢楔）

图 8.9-11 给出了一装在 EA 型橡胶隔振器上的空气压缩机，采用上述两种方法测量结果。从图中可以看出，两种方法测得的曲线形态是完全一致的，只是近似的略为低一些，在中频范围内的低 2～3dB，在高频范围则可达 5～8dB。

2. 振级落差的测量

振级落差的测量是较容易实现的，工程实际上也用得最多。落差可以是速度级差，也可以是加速度级差，用哪一个好？一般情况下，如果偏重考虑结构噪声传递，则用速度级差较好；如果偏重考虑对人的影响或偏重考虑高频问题时，可用加速度级差。对于频率一定的简谐振动来说，二者有简单的转换关系，故在同一窄带频率下，二者事实上一样。但如果用总振级来评价支承装置的隔振效果，则必须说明是速度级还是加速度级，因为总振级综合了各种频率分量，选用速度级还是加速度级所得出的总振级差是不一样的。

工程中机械设备的干扰源往往是非常复杂的，是由多个频率成分组成的，而弹性支承装置各组成件的阻抗特性也随频率不同而变化，因此各个频率的隔振效果各不相同。一般是用频率曲线绘出 $v_1(f)$ 及 $v_2(f)$ 的变化情况，并以低阶主要干扰频率下的振级落差来表示装置的隔振效果。

3. 插入损失和振级落差的比较

振动传递率的概念是传统的，是建立在大块式刚性基座的假设上的，其缺点是它只能表明扰动力与传递力之比，并不能反映基础的运动状态，且只适用于低频段。高频振动是以弹性波的形式传播的，与隔振器的刚度无关，主要取决于声阻抗。对于非刚性基础，由于基座弹性的影响，即使不安装弹性支承，作用在基础上的振动力也将小于扰动力，故不能用传递率作为评价指标，而用插入损失评价就显得合理得多。

振级落差的最大好处是易于实测，但它也有缺点，当基座刚性很大时，无论扰动频率如何变化，基座的速度总是很小，即使是原设计

错了，使扰动频率接近甚至和弹性支承机组的固有频率相一致，v_2/v_1 也不会很大，以至得出隔振良好的错误评价；在设计时，如果因配重不够，机械设备的机床（或隔振台座）振幅过大，则也会出现振级落差大而误认为隔振效果好的评价；当基座刚度小时，还会出现隔振效果不良的错误评价，故在非刚性基座情况下，还是插入损失评价隔振效果比较合理。问题是在工程上如何通过振级落差的实测来估算插入损失。

参 考 文 献

1　中国船舶工业总公司第九设计院等编．隔振设计手册．北京：中国建筑工业出版社，1986

2　姜俊平等．振动计算与隔振设计．北京：中国建筑工业出版社，1985

3　［日］户原春彦主编，牟传文译．防振橡胶及其应用．北京：中国铁道出版社，1982

4　孙家麒，战嘉恺，虞仁兴，柴政洪．振动危害和控制技术．石家庄市：河北科技出版社，1989

第9篇

环 境 噪 声

作　者　　程明昆　柳至和



第 1 章　噪声的评价方法

噪声究竟多大才算太高了？为了回答这个问题，首先必须研究噪声的评价问题。如何来评价一个噪声，是一个非常复杂的问题，这里有两个基本问题需要解决：一是用什么样的量来表示一个噪声最合适；二是噪声不应当超过多大才算合理。但是要决定这两个因素却不那么容易。就拿第一个问题来看，噪声有稳态的，也有非稳态的；有连续的，也有间歇的；有规律性的，也有随机的；有宽频带的，也有窄带的。因此要想找到一个物理量能够对评价各种噪声都适用，确实相当困难。再来看看第二个问题，噪声究竟多高才算合理，它同人们的工作环境、生活习惯、活动性质、个人心理和生理反应、噪声的特性等都有关系。由此可见，噪声的评价不单纯是一个物理问题，还是一个心理学、生理学甚至社会学的问题。

早在 20 世纪 30 年代初期，人们就开始了噪声评价方法的研究，比如，如何来表示一个声音是响还是不响，这个声音比那个声音响多少？响一倍还是响两倍？于是有人提出了响度级和响度的概念，来评价声音的响度感觉。然而，一个噪声的吵闹感觉虽然同响度有密切关系，但不是唯一由响度来决定的，它还同频谱特性和时间变化有关。于是又有人提出了噪度和感觉噪声级的评价量，特别是从 20 世纪 60 年代开始，随着噪声污染的日益严重和人们对噪声公害的严重关注，噪声评价问题显得更加迫切，于是有关噪声评价方法也就一个接一个地出现，如今已不下一百种，而其中主要是针对起伏的随机噪声，特别是飞机噪声的评价。下面就最常遇到的一些评价方法介绍如下。

1.1　响度级和响度

响度与响度级概念已在第 1 篇 1.8.3 节作了介绍，对于 20～120 方之间，响度级与响度之间有如下关系：

$$S = 2^{(P-40)/10} \qquad (9.1\text{-}1)$$

或

$$S = 10^{0.03(P-40)} \qquad (9.1\text{-}2)$$

式中　P —— 响度级（方）；

S —— 响度（宋）。

这个关系式只适用于纯音或窄带噪声。对于一般的宽带噪声，史蒂文斯提出了一种响度指数的计算方法，称为史蒂文斯Ⅵ号方法。他的计算方法如下：

1）对噪声进行倍频程或 1/3 倍频程的分析，记录下倍频带或 1/3 倍频带声压级。

2）从响度指数曲线图上（见图 9.1-1），根据倍频带或 1/3 倍频带声压级确定频带的响度指数。

3）根据下列公式计算总的响度 S_t（宋）：

$$S_t = S_m(1-F) + F\sum_{j=1}^{N} S_j \qquad (9.1\text{-}3)$$

式中　S_j —— 每个倍频带对应的响度指数；

S_m —— 最大的响度指数；$\sum_{j=1}^{N} S_j$ 是频带响度指数之和（包括 $j=m$）；

F —— 带宽因子，对 1/3 倍频带，F=0.15；对 1/2 倍频带，F=0.20；对倍频带，F=0.30。

总响度可以转换为响度级 P（方）：

$$P = 33.3\log_{10} S_t + 40$$

带宽因子 F 是表示最响的频带对其他频带的掩蔽效应。这个方法意味着最响的频带产生的掩蔽是对称的。

为了精确计算噪声的响度，通常都利用史蒂文斯响度指数表（见表 9.1-1）来查找倍频带（或 1/3 倍频带）声压级对应的响度指数。

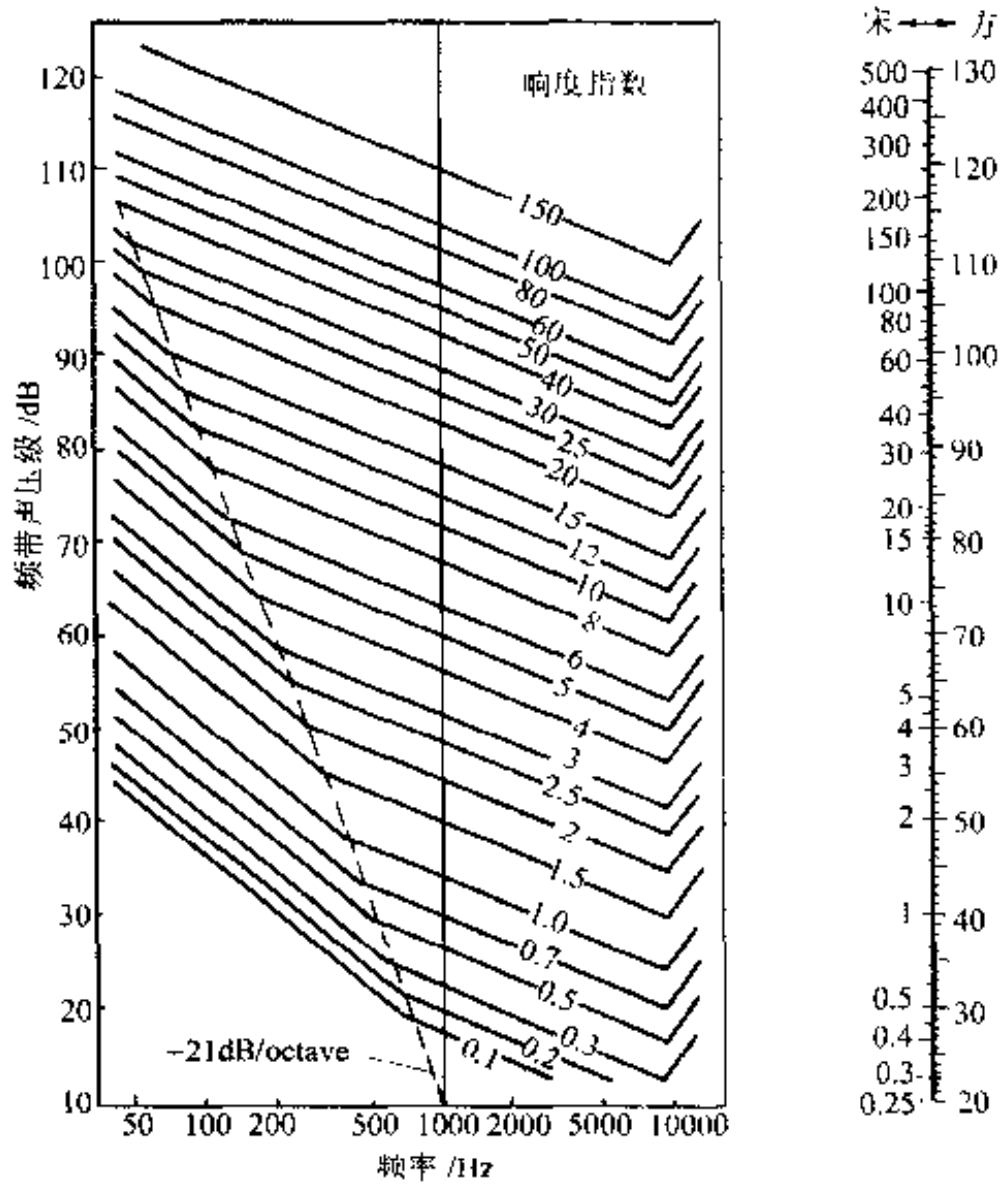


图 9.1-1 史蒂文斯响度指数曲线图

表 9.1-1 史蒂文斯响度指数表

频带声压级/dB \ 倍频带中心频率/Hz	频带响度指数									响度/宋	响度级/方
	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		
20						0.18	0.30	0.45	0.61	0.25	20
21						0.22	0.35	0.50	0.67	0.27	21
22					0.07	0.26	0.40	0.55	0.73	0.29	22
23					0.12	0.30	0.45	0.61	0.80	0.31	23
24					0.16	0.35	0.50	0.67	0.87	0.33	24
25					0.21	0.40	0.55	0.73	0.94	0.35	25
26					0.26	0.45	0.61	0.80	1.02	0.38	26
27					0.31	0.50	0.67	0.87	1.10	0.41	27
28				0.07	0.37	0.55	0.73	0.94	1.18	0.44	28
29				0.12	0.43	0.61	0.80	1.02	1.27	0.47	29
30				0.16	0.49	0.67	0.87	1.10	1.35	0.50	30
31				0.21	0.55	0.73	0.94	1.18	1.44	0.54	31
32				0.26	0.61	0.80	1.02	1.27	1.54	0.57	32
33				0.31	0.67	0.87	1.10	1.35	1.64	0.62	33
34			0.07	0.37	0.73	0.94	1.18	1.44	1.75	0.66	34
35			0.12	0.43	0.80	1.02	1.27	1.54	1.87	0.71	35
36			0.16	0.49	0.87	1.10	1.35	1.64	1.99	0.76	36
37			0.21	0.55	0.94	1.18	1.44	1.75	2.11	0.81	37
38			0.26	0.62	1.02	1.27	1.54	1.87	2.24	0.87	38
39			0.31	0.69	1.10	1.35	1.64	1.99	2.38	0.93	39

（续）

倍频带中心频率/Hz / 频带声压级/dB	频带响度指数									响度/宋	响度级/方
	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		
40		0.07	0.37	0.77	1.18	1.44	1.75	2.11	2.53	1.00	40
41		0.12	0.43	0.85	1.27	1.54	1.87	2.24	2.68	1.07	41
42		0.16	0.49	0.94	1.35	1.64	1.99	2.38	2.84	1.15	42
43		0.21	0.55	1.04	1.44	1.75	2.11	2.53	3.0	1.23	43
44		0.26	0.62	1.13	1.54	1.87	2.24	2.68	3.2	1.32	44
45		0.31	0.69	1.23	1.64	1.99	2.38	2.84	3.4	1.41	45
46	0.07	0.37	0.77	1.33	1.75	2.11	2.53	3.0	3.6	1.52	46
47	0.12	0.43	0.85	1.44	1.87	2.24	2.68	3.2	3.8	1.62	47
48	0.16	0.49	0.94	1.56	1.99	2.38	2.84	3.4	4.1	1.74	48
49	0.21	0.55	1.04	1.69	2.11	2.53	3.0	3.6	4.3	1.87	49
50	0.26	0.62	1.13	1.82	2.24	2.68	3.2	3.8	4.6	2.00	50
51	0.31	0.69	1.23	1.96	2.38	2.84	3.4	4.1	4.9	2.14	51
52	0.37	0.77	1.33	2.11	2.53	3.0	3.6	4.3	5.2	2.30	52
53	0.43	0.85	1.44	2.24	2.68	3.2	3.8	4.6	5.5	2.46	53
54	0.49	0.94	1.56	2.38	2.84	3.4	4.1	4.9	5.8	2.64	54
55	0.55	1.04	1.69	2.53	3.0	3.6	4.3	5.2	6.2	2.83	55
56	0.62	1.13	1.82	2.68	3.2	3.8	4.6	5.5	6.6	3.03	56
57	0.69	1.23	1.96	2.84	3.4	4.1	4.9	5.8	7.0	3.25	57
58	0.77	1.33	2.11	3.0	3.6	4.3	5.2	6.2	7.4	3.48	58
59	0.85	1.44	2.27	3.2	3.8	4.6	5.5	6.6	7.8	3.73	59
60	0.94	1.56	2.44	3.4	4.1	4.9	5.8	7.0	8.3	4.00	60
61	1.04	1.69	2.62	3.6	4.3	5.2	6.2	7.4	8.8	4.29	61
62	1.13	1.82	2.81	3.8	4.6	5.5	6.6	7.8	9.3	4.59	62
63	1.23	1.96	3.0	4.1	4.9	5.8	7.0	8.3	9.9	4.92	63
64	1.33	2.11	3.2	4.3	5.2	6.2	7.4	8.8	10.5	5.28	64
65	1.44	2.27	3.5	4.6	5.5	6.6	7.8	9.3	11.1	5.66	65
66	1.56	2.44	3.7	4.9	5.8	7.0	8.3	9.9	11.8	6.06	66
67	1.69	2.62	4.0	5.2	6.2	7.4	8.8	10.5	12.6	6.50	67
68	1.82	2.81	4.3	5.5	6.6	7.8	9.3	11.1	13.5	6.96	68
69	1.96	3.0	4.7	5.8	7.0	8.3	9.9	11.8	14.4	7.46	69
70	2.11	3.2	5.0	6.2	7.4	8 8	10.5	12.6	15.3	8.00	70
71	2.27	3.5	5.4	6.6	7.8	9.3	11.1	13.5	16.4	8.6	71
72	2.44	3.7	5.8	7.0	8.3	9.9	11.8	14.4	17.5	9.2	72
73	2.62	4.0	6.2	7.4	8.8	10.5	12.6	15.3	18.7	9.8	73
74	2.81	4.3	6.6	7.8	9.3	11.1	13.5	16.4	20.0	10.6	74
75	3.0	4.7	7.0	8.3	9.9	11.8	14.4	17.5	21.4	11.3	75
76	3.2	5.0	7.4	8.8	10.5	12.6	15.3	18.7	23.0	12.1	76
77	3.5	5.4	7.8	9.3	11.1	13.5	16.4	20.0	24.7	13.0	77
78	3.7	5.8	8.3	9.9	11.8	14.4	17.5	21.4	26.5	13.9	78
79	4.0	6.2	8.8	10.5	12.6	15.3	18.7	23.0	28.5	14.9	79
80	4.3	6.7	9.3	11.1	13.5	16.4	20.0	24.7	30.5	16.0	80
81	4.7	7.2	9.9	11.8	14.4	17.5	21.4	26.5	32.9	17.1	81
82	5.0	7.7	10.5	12.6	15.3	18.7	23.0	28.5	35.3	18.4	82
83	5.4	8.2	11.1	13.5	16.4	20.0	24.7	30.5	38	19.7	83
84	5.8	8.8	11.8	14.4	17.5	21.4	26.5	32.9	41	21.1	84
85	6.2	9.4	12.6	15.3	18.7	23.0	28.5	35.3	44	22.6	85

（续）

倍频带中心频率/Hz / 频带声压级/dB	频带响度指数									响度/宋	响度级/方
	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		
86	6.7	10.1	13.5	16.4	20.0	24.7	30.5	38	48	24.3	86
87	7.2	1.06	14.4	17.5	21.4	26.5	32.9	41	52	26.0	87
88	7.7	11.7	15.3	18.7	23.0	28.5	35.3	44	56	27.9	88
89	8.2	12.6	16.4	20.0	24.7	30.5	38	48	61	29.9	89
90	8.8	13.6	17.5	21.4	26.5	32.9	41	52	66	32.0	90
91	9.4	14.8	18.7	23.0	28.5	35.3	44	56	71	34.3	91
92	10.1	16.0	20.0	24.7	30.5	38	48	61	77	36.8	92
93	10.6	17.3	21.4	26.5	32.9	41	52	66	83	39.4	93
94	11.7	18.7	23.0	28.5	35.3	44	56	71	90	42.2	94
95	12.6	20.0	24.7	30.5	38	48	61	77	97	45.3	95
96	13.6	21.4	26.5	32.9	41	52	66	83	105	48.5	96
97	14.8	23.0	28.5	35.3	44	56	71	90	113	52.0	97
98	16.0	24.7	30.5	38	48	61	77	97	121	55.7	98
99	17.3	26.5	32.9	41	52	66	83	105	130	59.7	99
100	18.7	28.5	35.3	44	56	71	90	113	139	64.0	100
101	20.3	30.5	38	48	61	77	97	121	149	68.9	101
102	22.1	32.9	41	52	66	83	105	130	160	73.5	102
103	24.0	35.3	44	56	71	90	113	139	171	78.8	103
104	26.1	38	48	61	77	97	121	149	184	84.4	104
105	28.5	41	52	66	83	105	130	160	197	90.5	105
106	31.0	44	56	71	90	113	139	171	211	97	106
107	33.9	48	61	77	97	121	149	184	229	104	107
108	36.9	52	66	83	105	130	160	197	242	111	108
109	40.3	56	71	90	113	139	171	211	260	119	109
110	44	61	77	97	121	149	184	226	278	128	110

在欧洲，通常使用吹克系统来计算噪声的响度，吹克的方法考虑了掩蔽效应的非对称性（一般对高频的掩蔽大于对低频的掩蔽），因此计算的响度比史蒂文斯的方法更精确。但是吹克响度的计算要比史蒂文斯方法复杂得多，必须使用 1/3 倍频程的分析，然后在吹克响度曲线图上按照一定的方法画出频谱图，求出频谱图所包括的面积，接着在同一曲线图上作一矩形，使其面积与求得的频谱图包含的面积相等，最后将矩形的上底延长，与曲线图侧的响度与响度级的线列图相交，求出响度（宋）和响度级（方）。吹克响度曲线图分两类，一类是用于自由场的，一类是用于扩散场的，从 20～130 方，按响度级大小各有五张，图 9.1-2 是自由场类型的一张。

一般吹克方法的计算结果比史蒂文斯的方法高 5dB。

1.2 噪度和感觉噪声级

噪声的吵闹和烦恼的感觉同响度有密切关系，响度大的噪声显得更吵。但是，噪声的吵闹感觉还同频谱特性和时间变化特性有关。高频噪声比同样响的低频噪声觉得更吵；强度随时间变动的噪声比相对稳定的噪声更吵；位置不能判定的噪声比能够判明的同样噪声更吵；含有纯音或窄带的噪声比一般宽带噪声更吵……。通过对噪声吵闹感觉的一系列主观评价，克瑞特提出了感觉噪度来评价吵闹的感觉。感觉噪度的单位是呐（noy）。同一个 40dB、中心频率为 1000Hz 的倍频带（或 1/3 倍频带）的无规噪声听起来有相等的吵闹感觉的声音称为 1 呐。

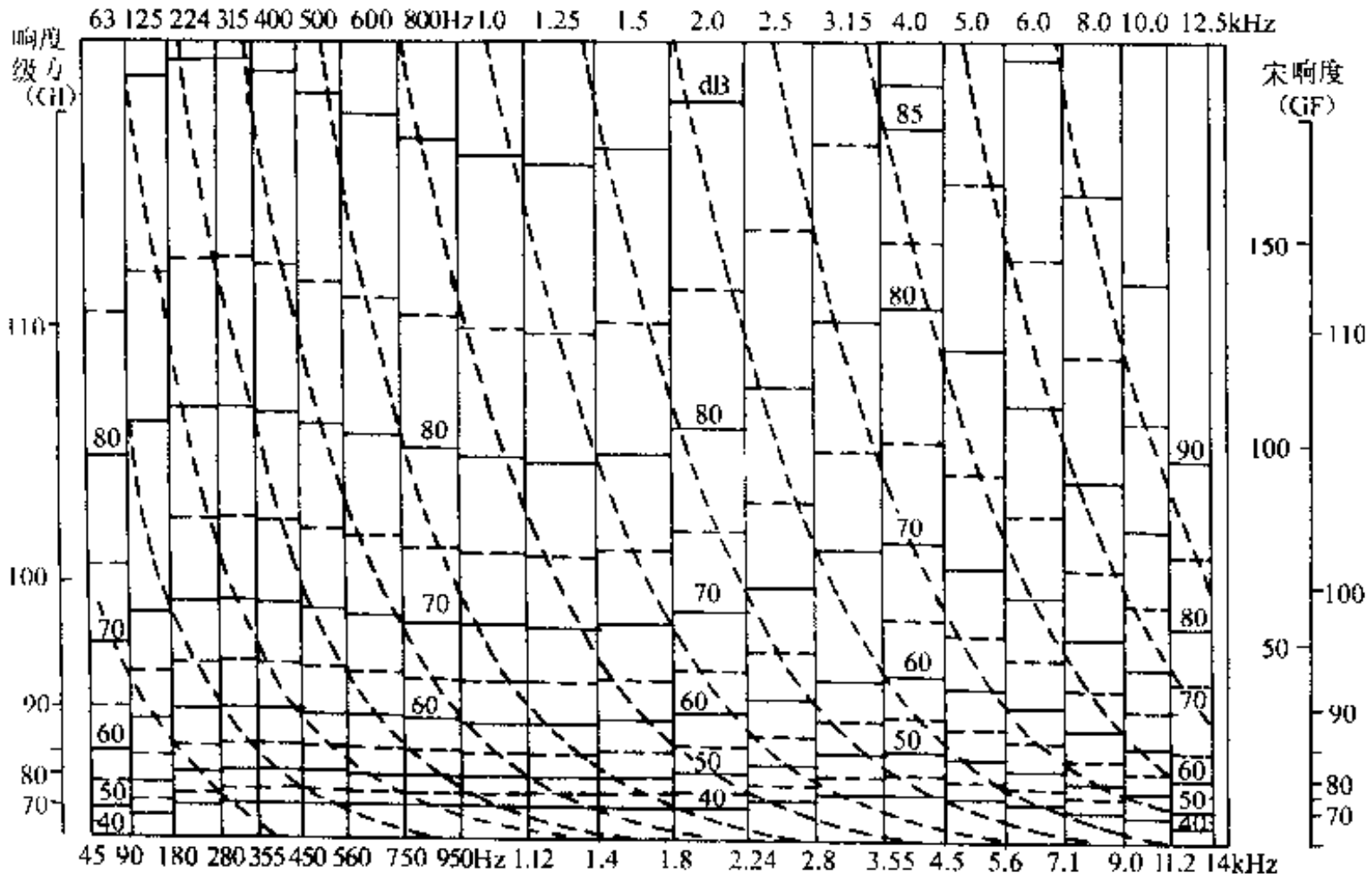


图 9.1-2　吹克响度计算曲线图

克瑞特的方法对高频的计权比史蒂文斯响度指数要大，故适用于喷气飞机噪声的评价。

噪度的计算方法是利用一组等感觉噪度曲线（图 9.1-3）或一组感觉噪度表（见表 9.1-2）来进行。

总的感觉噪度的求法与史蒂文斯的响度计算方法类似，是各频带的噪度之和：

$$N_t = N_m + F\left(\sum_{j=1}^{n} N_j - N_m\right) \quad (9.1\text{-}4)$$

或

$$N_t = N_m(1-F) + F\sum_{j=1}^{n} N_j \quad (9.1\text{-}5)$$

式中　N_t —— 总感觉噪度；

N_j —— 各频带感觉噪度；

N_m —— 各频带感觉噪度的最大值；

F —— 计权因子，$F=0.3$（倍频程）；$F=0.15$（1/3 倍频程）。

总感觉噪度可以转换成用 dB 表示的评价值，称之为感觉噪声级。感觉噪声级的求法为：

$$L_{PN} = 40 + 33.3\log_{10} N_t \quad (9.1\text{-}6)$$

单位为 dB，记为 PNdB，它相当于感觉噪度增加一倍，感觉噪声级增加 10dB。

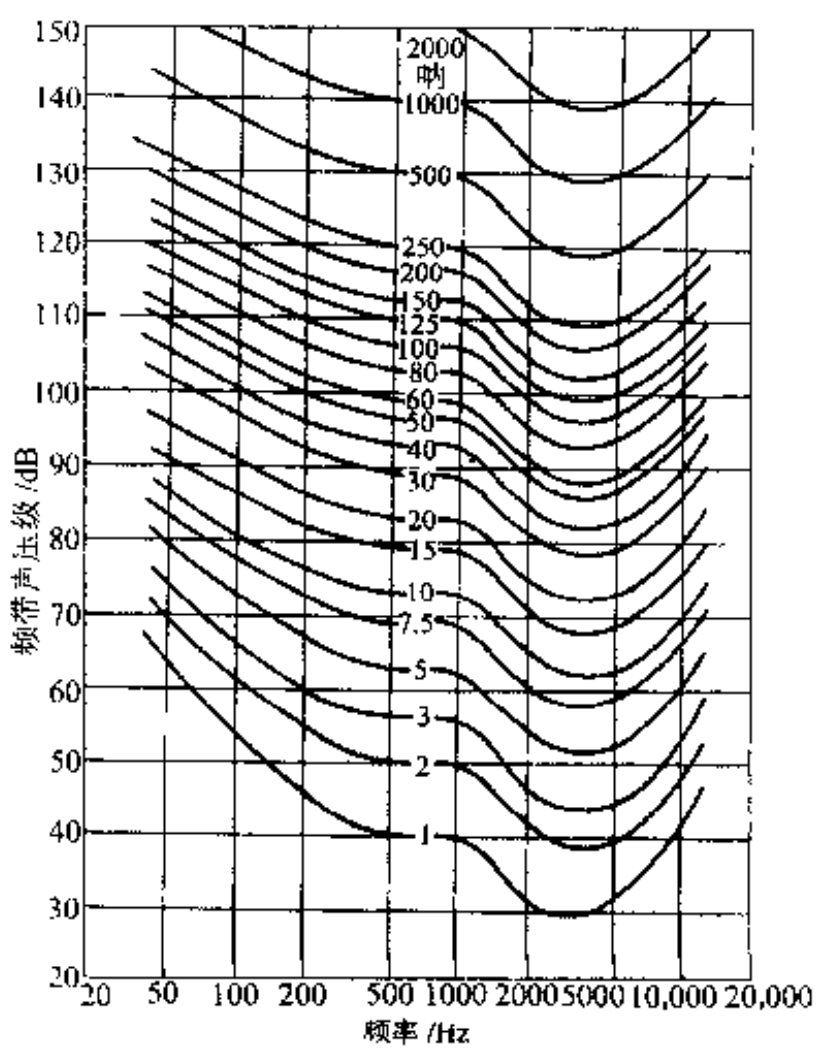


图 9.1-3　感觉噪度曲线

表 9.1-2 克瑞特感觉噪度表

（单位：呐）

声压级	1/3 倍频程中心频率 / Hz																							
/dB	53	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000	5000	6300	8000	10000
29																			1.00	1.00				
30																		1.0	1.07	1.07	1.00			
31																		1.07	1.15	1.15	1.07	1.00		
32																	1.00	1.15	1.23	1.23	1.15	1.07		
33																	1.07	1.23	1.32	1.32	1.23	1.15		
34																1.00	1.15	1.32	1.41	1.41	1.32	1.23		
35																1.07	1.23	1.41	1.51	1.51	1.41	1.32		
36																1.15	1.32	1.51	1.62	1.62	1.51	1.41		
37																1.23	1.41	1.62	1.74	1.74	1.62	1.51	1.00	
38															1.00	1.32	1.51	1.74	1.86	1.86	1.74	1.62	1.10	
39															1.07	1.41	1.62	1.86	1.99	1.99	1.86	1.74	1.21	
40										1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.15	1.51	1.74	1.99	2.14	2.14	1.99	1.86	1.34	
41										1.07	1.07	1.07	1.07	1.07	1.23	1.62	1.86	2.14	2.29	2.29	2.14	1.99	1.48	1.00
42									1.00	1.15	1.15	1.15	1.15	1.15	1.32	1.74	1.99	2.29	2.45	2.45	2.29	2.14	1.63	1.10
43									1.07	1.23	1.23	1.23	1.23	1.23	1.41	1.86	2.14	2.45	2.63	2.63	2.45	2.29	1.79	1.21
44								1.00	1.15	1.32	1.32	1.32	1.32	1.32	1.52	1.99	2.29	2.63	2.81	2.81	2.63	2.45	1.99	1.34
45								1.08	1.24	1.41	1.41	1.41	1.41	1.41	1.62	2.14	2.45	2.81	3.02	3.02	2.81	2.63	2.14	1.48
46							1.00	1.16	1.33	1.52	1.52	1.52	1.52	1.52	1.74	2.29	2.63	3.02	3.23	3.23	3.02	2.81	2.29	1.63
47							1.08	1.25	1.42	1.62	1.62	1.62	1.62	1.62	1.87	2.45	2.81	3.23	3.46	3.46	3.23	3.02	2.45	1.79
48						1.00	1.17	1.34	1.53	1.74	1.74	1.74	1.74	1.74	2.00	2.63	3.02	3.46	3.71	3.71	3.46	3.23	2.63	1.98
49						1.08	1.26	1.45	1.64	1.87	1.87	1.87	1.87	1.87	2.14	2.81	3.23	3.71	3.97	3.97	3.71	3.46	2.81	2.15
50						1.17	1.36	1.56	1.76	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.30	3.02	3.46	3.97	4.26	4.26	3.97	3.71	3.02	2.45
51					1.00	1.26	1.47	1.68	1.89	2.14	2.14	2.14	2.14	2.14	2.46	3.23	3.71	4.26	4.56	4.56	4.26	3.97	3.23	2.63
52					1.08	1.36	1.58	1.8	2.30	2.30	2.30	2.30	2.30	2.30	2.64	3.46	3.97	4.56	4.89	4.89	4.56	4.26	3.46	2.81

（续）

声压级	1/3倍频程中心频率/Hz																						
/dB	53	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000	5000	6300	8000	10000
53				1.00	1.18	1.47	1.71	1.94	2.17	2.46	2.46	2.46	2.46	2.46	2.83	3.71	4.26	4.89	5.24	5.24	4.89	4.56	3.71	3.02
54				1.09	1.28	1.58	1.85	2.00	2.33	2.64	2.64	2.64	2.64	2.64	3.03	3.97	4.56	5.24	5.61	5.61	5.24	4.89	3.97	3.23
55				1.18	1.38	1.71	2.00	2.25	2.50	2.83	2.83	2.83	2.83	2.83	3.25	4.26	4.89	5.61	6.01	6.01	5.61	5.24	4.26	3.46
56			1.00	1.29	1.50	1.85	2.15	2.42	2.69	3.03	3.03	3.03	3.03	3.03	3.48	4.56	5.24	6.01	6.44	6.44	6.01	5.61	4.56	3.71
57			1.09	1.40	1.63	2.00	2.33	2.61	2.88	3.25	3.25	3.25	3.25	3.25	3.73	4.89	5.61	6.44	6.90	6.90	6.44	6.01	4.89	3.97
58			1.18	1.53	1.77	2.15	2.51	2.81	3.10	3.48	3.48	3.48	3.48	3.48	4.00	5.24	6.01	6.90	7.39	7.39	6.90	6.44	5.24	4.26
59			1.29	1.66	1.92	2.33	2.71	3.03	3.32	3.73	3.73	3.73	3.73	3.73	4.29	5.61	6.44	7.39	7.92	7.92	7.39	6.90	5.61	4.56
60		1.00	1.40	1.81	2.08	2.45	2.93	3.26	3.57	4.00	4.00	4.00	4.00	4.00	4.59	6.01	6 90	7.92	8.49	8 49	7.92	7.39	6.01	4.89
61		1.10	1.53	1.97	2.26	2.71	3.16	3.51	3.83	4.29	4.29	4.29	4.29	4.29	4.92	6.44	7.39	8.49	9.09	9.09	8.49	7.92	6.44	5.24
62		1.21	1.66	2.15	2.45	2.93	3.41	3.78	4.11	4.59	4.59	4.59	4.59	4.59	5.28	6.90	7.92	9.09	9.74	9.74	9.09	8.49	6.90	5.61
63		1.32	1.81	2.34	2.65	3.16	3.69	4.00	4.41	4.92	4.92	4.92	4.92	4.92	5.66	7.39	8.49	9.74	10.4	10.4	9.74	9.09	7.39	6.01
64	1.00	1.45	1.97	2.54	2.88	3.41	3.98	4.38	4.73	5.28	5.28	5.28	5.28	5.28	6.06	7.92	9.09	10.4	11.2	11 2	10.4	9.74	7.92	6.44
65	1.11	1.60	2.15	2.77	3.12	3.69	4.3	4.71	5.08	5.66	5.66	5.66	5.66	5 66	6.50	8.49	9.74	11.2	12.0	12.0	11.2	10.4	8 49	6.90
66	1.22	1.75	2.34	3.01	3.39	3.98	4.64	5.7	5.45	6.06	6.06	6.06	6.06	6.06	6.96	9.09	10.4	12.0	12.8	12.8	12.0	11.2	9.09	7.39
67	1.35	1.92	2.54	3.28	3.68	4.30	5.01	5.46	5.85	6.50	6.50	6.50	6.50	6.50	7.46	9.74	11.2	12.8	13.8	13.8	12.8	12.0	9.74	7.92
68	1.49	2.11	2.77	3.57	3.99	4.64	5.41	5.88	6.27	6.96	6.96	6.96	6.96	6.96	8.00	10.4	12.0	13.8	14.7	14.7	13.8	12.8	10.4	8.49
69	1.65	2.32	3.01	3.88	4.33	5.01	5.84	6.33	6.73	7.46	7.46	7.46	7.46	7.46	8.57	11.2	12.8	14.7	15.8	15.8	14.7	13.8	11.2	9.09
70	1.82	2.55	3.28	4.23	4.69	5.41	6.31	6.81	7.23	8.00	8.00	8.00	8.00	8.00	9.19	12.0	13.8	15.8	16.9	16.9	15.8	14.7	12.0	9.74
71	2.02	2.79	3.57	4.60	5.09	5.84	6.81	7.33	7.75	8.57	8.57	8.57	8.57	8.57	9.85	12.8	14.7	16.9	18.1	18.1	16.9	15.8	12.8	10.4
72	2.23	3.07	3.88	5.01	5.52	6.31	7.36	7.90	8.32	9.19	9.19	9.19	9.19	9.19	10.6	13.8	15.8	18.1	19.4	19.4	18.1	16.9	13.8	11.2
73	2.46	3.37	4.23	5.45	5.99	6.81	7.94	8.50	8.93	9.85	9.85	9.85	9.85	9.85	11.3	14.7	16.9	19.4	20.8	20.8	19.4	18.1	14.7	12.0
74	2.72	3.70	4.60	5.94	6.50	7.36	8.57	9.15	9.59	10.6	10.6	10.6	10.6	10.6	12.1	15.8	18.1	20.8	22.3	22.3	20.8	19.4	15.8	12.8
75	3.01	4.06	5.01	6.46	7.05	7.94	9.19	9.85	10.3	11.3	11.3	11.3	11.3	11.3	13.0	16.9	19.4	22.3	23.9	23.9	22.3	20.8	16.9	13.8
76	3.32	4.46	5.45	7.03	7.65	8.57	9.85	10.6	11.0	12.1	12.1	12.1	12.1	12.1	13.9	18.1	20.8	23.9	25.6	25.6	23.9	22.3	18.1	14.7

（续）

声压级	1/3倍频程中心频率/Hz																							
/dB	53	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000	5000	6300	8000	10000
77	3.67	4.89	5.94	7.66	8.29	9.19	10.6	11.3	11.8	13.0	13.0	13.0	13.0	13.0	14.9	19.4	22.3	25.6	27.4	27.4	25.6	23.9	19.4	15.8
78	4.06	5.37	6.46	8.33	9.00	9.85	11.3	12.1	12.7	13.9	13.9	13.9	13.9	13.9	16.0	20.8	23.9	27.4	29.4	29.4	27.4	25.6	20.8	16.9
79	4.49	5.90	7.03	9.07	9.76	10.6	12.1	13.0	13.6	14.9	14.9	14.9	14.9	14.9	17.1	22.3	25.6	29.4	31.5	31.5	29.4	27.4	22.3	18.1
80	4.96	6.48	7.66	9.85	10.6	11.3	13.0	13.9	14.6	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	18.4	23.9	27.4	31.5	33.7	33.7	31.5	29.4	23.9	19.4
81	5.48	7.11	8.33	10.6	11.3	12.1	13.9	14.9	15.7	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	19.7	25.6	29.4	33.7	36.1	36.1	33.7	31.5	25.6	20.8
82	6.06	7.81	9.07	11.3	12.1	13.0	14.9	16.0	16.9	18.4	18.4	18.4	18.4	18.4	21.1	27.4	31.5	36.1	38.7	38.7	36.1	33.7	27.4	22.3
83	6.70	8.57	9.87	12.1	13.0	13.9	16.0	17.1	18.1	19.7	19.7	19.7	19.7	19.7	22.6	29.4	33.7	38.7	41.5	41.5	38.7	36.1	29.4	23.9
84	7.41	9.41	10.7	13.0	13.9	14.9	17.1	18.4	19.4	21.1	21.1	21.1	21.1	21.1	24.3	31.5	36.1	41.5	44.4	44.4	41.5	38.7	31.5	25.6
85	8.19	10.3	11.7	13.9	14.9	16.0	18.4	19.7	20.8	22.6	22.6	22.6	22.6	22.6	26.0	33.7	38.7	44.4	47.6	47.6	44.4	41.5	33.7	27.4
86	9.05	11.3	12.7	14.9	16.0	17.1	19.7	21.1	22.4	24.3	24.3	24.3	24.3	24.3	27.9	36.1	41.5	47.6	51.0	51.0	47.6	44.4	36.1	29.4
87	10.0	12.1	13.9	16.0	17.1	18.4	21.1	22.6	24.0	26.0	26.0	26.0	26.0	26.0	29.9	38.7	44.4	51.0	54.7	54.7	51.0	47.6	38.7	31.5
88	11.1	13.0	14.9	17.1	18.4	19.7	22.6	24.3	25.8	27.9	27.9	27.9	27.9	27.9	32.0	41.5	47.6	54.7	58.6	58.6	54.7	51.0	41.5	33.7
89	12.2	13.9	16.0	18.4	19.7	21.1	24.3	26.0	27.7	29.9	29.9	29.9	29.9	29.9	34.3	44.4	51.0	58.6	62.7	62.7	58.6	54.7	44.4	36.1
90	13.5	14.9	17.1	19.7	21.1	22.6	26.0	27.9	29.7	32.0	32.0	32.0	32.0	32.0	36.8	47.6	54.7	62.7	67.2	67.2	62.7	58.6	47.6	38.7
91	14.9	16.0	18.4	21.1	22.6	24.3	27.9	29.9	31.8	34.3	34.3	34.3	34.3	34.3	39.4	51.0	58.9	67.2	72.0	72.0	67.2	62.7	51.0	41.5
92	16.0	17.1	19.7	22.6	24.3	26.0	29.9	32.0	34.2	36.8	36.8	36.8	36.8	36.8	42.2	54.7	62.7	72.0	77.2	77.2	72.0	67.2	54.7	44.4
93	17.1	18.4	21.1	24.3	26.0	27.9	32.0	34.3	36.7	39.4	39.4	39.4	39.4	39.4	45.3	58.6	67.2	77.2	82.7	82.7	77.2	72.0	58.6	47.6
94	18.4	19.7	22.6	26.0	27.9	29.9	34.3	36.8	39.4	42.2	42.2	42.2	42.2	42.2	48.5	62.7	72.0	82.7	88.6	88.6	82.7	77.2	62.7	51.0
95	19.7	21.1	24.3	27.9	29.9	32.0	36.8	39.4	42.2	45.3	45.3	45.3	45.3	45.3	52.0	67.2	77.2	88.6	94.9	94.9	88.6	82.7	67.2	54.7
96	21.1	22.6	26.0	29.9	32.0	34.3	39.4	42.2	45.3	48.5	48.5	48.5	48.5	48.5	55.7	72.0	82.7	94.9	102	102	94.9	88.6	72.0	58.6
97	22.6	24.3	27.9	32.0	34.3	36.8	42.2	45.3	48.5	52.0	52.0	52.0	52.0	52.0	59.7	77.2	88.6	102	109	109	102	94.9	77.2	62.7
98	24.3	26.0	29.9	34.3	36.8	39.4	45.3	48.5	52.0	55.7	55.7	55.7	55.7	55.7	64.0	82.7	94.9	109	117	117	109	102	82.7	67.2
99	26.0	27.9	32.0	36.8	39.4	42.2	48.5	52.0	55.7	59.7	59.7	59.7	59.7	59.7	68.6	88.6	102	117	125	125	117	109	88.6	72.0
100	27.9	29.9	34.3	39.4	42.2	45.3	52.0	55.7	59.7	64.0	64.0	64.0	64.0	64.0	73.5	94.9	109	125	134	134	125	117	94.9	77.2

（续）

声压级	1/3倍频程中心频率/Hz																							
/dB	53	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000	5000	6300	8000	10000
101	29.9	32.0	36.8	42.2	45.3	48.5	55.7	59.7	64.0	68.6	68.6	68.6	68.6	68.6	78.8	102	117	134	144	144	134	125	102	82.7
102	32.0	34.3	39.4	45.3	48.5	52.0	59.7	64.0	68.6	73.5	73.5	73.5	73.5	73.5	84.4	109	125	144	154	154	144	134	109	88.6
103	34.3	36.8	42.2	48.5	52.0	55.7	64.0	68.6	73.5	78.8	78.8	78.8	78.8	78.8	90.5	117	134	154	165	165	154	144	117	94.9
104	36.8	39.4	45.3	52.0	55.7	59.7	68.6	73.5	78.8	84.4	84.4	84.4	84.4	84.4	97.0	125	144	165	177	177	165	154	125	102
105	39.4	42.2	48.5	55.7	59.7	64.0	73.5	78.8	84.4	90.5	90.5	90.5	90.5	90.5	104	134	154	177	189	189	177	165	134	109
106	42.2	45.3	52.0	59.7	64.0	68.6	78.8	84.4	90.5	97.0	97.0	97.0	97.0	97.0	111	144	165	189	203	203	189	177	144	117
107	45.3	48.5	55.7	64.0	68.6	73.5	84.4	90.5	97.0	104	104	104	104	104	119	154	177	203	217	217	203	189	154	125
108	48.5	52.0	59.7	68.6	73.5	78.8	90.5	97.0	104	111	111	111	111	111	128	165	189	217	233	233	217	203	165	134
109	52.0	55.7	64.0	73.5	78.8	84.4	97.0	104	111	119	119	119	119	119	137	177	203	233	249	249	233	217	177	144
110	55.7	59.7	68.6	78.8	84.4	90.5	104	111	119	128	128	128	128	128	147	189	217	249	267	267	249	233	189	154
111	59.7	64.0	73.5	84.4	90.5	97.0	111	119	128	137	137	137	137	137	158	203	233	267	286	286	267	249	203	165
112	64.0	68.6	78.8	90.5	97.0	104	119	128	137	147	147	147	147	147	169	217	249	286	307	307	286	267	217	177
113	68.6	73.5	84.4	97.0	104	111	128	137	147	158	158	158	158	158	181	233	267	307	329	329	307	286	233	189
114	73.5	78.8	90.5	104	111	119	137	147	158	169	169	169	169	169	194	249	286	329	352	352	329	307	249	203
115	78.8	84.4	97.0	111	119	128	147	158	169	181	181	181	181	181	208	267	307	352	377	377	352	329	267	217
116	84.4	90.5	104	119	128	137	158	169	181	194	194	194	194	194	223	286	329	377	404	404	377	352	286	233
117	90.5	97.0	111	128	137	147	169	181	194	208	208	208	208	208	239	307	352	404	433	433	404	377	307	249
118	97.0	104	119	137	147	158	181	194	208	223	223	223	223	223	256	329	377	433	464	464	433	404	329	267
119	104	111	128	147	158	169	194	208	223	239	239	239	239	239	274	352	404	464	497	497	464	433	352	286
120	111	119	137	158	169	181	208	223	239	256	256	256	256	256	294	377	433	497	533	533	497	464	377	307
121	119	128	147	169	181	194	223	239	256	274	274	274	274	274	315	404	464	533	571	571	533	497	404	329
122	128	137	158	181	194	208	239	256	274	294	294	294	294	294	338	433	497	571	611	611	571	533	433	352
123	137	147	169	194	208	223	256	274	294	315	315	315	315	315	362	464	533	611	655	655	611	571	464	377
124	147	158	181	208	223	239	274	294	315	338	338	338	338	338	388	497	571	655	702	702	655	611	497	404
125	158	169	194	223	239	256	294	315	338	362	362	362	362	362	416	533	611	702	752	752	702	655	533	433

（续）

声压级	1/3倍频程中心频率/Hz																							
/dB	53	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000	5000	6300	8000	10000
126	169	181	208	239	256	274	315	338	362	388	388	388	388	388	446	571	655	752	806	806	752	702	571	464
127	181	194	223	256	274	294	338	362	388	416	416	416	416	416	478	611	702	806	863	863	806	752	611	497
128	194	208	239	274	294	315	362	388	416	446	446	446	446	446	512	655	752	863	925	925	863	806	655	533
129	208	223	256	294	315	338	388	416	446	478	478	478	478	478	549	702	806	925	991	991	925	863	702	571
130	223	239	274	315	338	362	416	446	478	512	512	512	512	512	588	752	863	991	1062	1062	991	925	752	611
131	239	256	294	338	362	388	446	478	512	549	549	549	549	549	630	806	925	1062	1137	1137	1062	991	806	655
132	256	274	315	362	388	416	478	512	549	588	588	588	588	588	676	863	991	1137	1219	1219	1137	1062	863	702
133	274	294	338	388	416	446	512	549	588	630	630	630	630	630	724	925	1062	1219	1306	1306	1219	1137	925	752
134	294	315	362	416	446	478	549	588	630	676	576	676	676	676	776	991	1137	1306	1399	1399	1306	1219	991	806
135	315	338	388	446	478	512	588	630	676	724	724	724	724	724	832	1062	1219	1399	1499	1499	1399	1306	1062	863
136	338	362	416	478	512	549	630	676	724	776	776	776	776	776	891	1137	1306	1499	1606	1606	1499	1399	1137	925
137	362	388	446	512	549	588	676	724	776	832	832	832	832	832	955	1219	1399	1606	1721	1721	1606	1499	1219	991
138	388	416	478	549	588	630	724	776	832	891	891	891	891	891	1024	1306	1499	1721	1844	1844	1721	1606	1306	1062
139	416	446	512	588	630	676	776	832	891	955	955	955	955	955	1098	1399	1606	1844	1975	1975	1844	1721	1399	1137
140	446	478	549	630	676	724	832	891	955	1024	1024	1024	1024	1024	1176	1499	1721	1975			1975	1844	1499	1219
141	478	512	588	676	724	776	891	955	1024	1098	1098	1098	1098	1098	1261	1606	1844					1675	1606	1306
142	512	549	630	724	776	832	955	1024	1098	1176	1176	1176	1176	1176	1351	1721	1975						1721	1399
143	549	588	676	776	832	891	1024	1098	1176	1261	1261	1261	1261	1261	1448	1844							1844	1499
144	588	630	724	832	891	955	1098	1176	1261	1351	1351	1351	1351	1351	1552	1975							1975	1606
145	630	676	776	891	955	1024	1176	1261	1351	1448	1448	1448	1448	1448	1664									1721
146	676	724	832	955	1024	1098	1261	1351	1448	1552	1552	1552	1552	1552	1783									1844
147	724	776	891	1024	1098	1176	1351	1448	1552	1664	1664	1664	1664	1664	1991									1975
148	776	832	955	1098	1176	1261	1448	1552	1664	1783	1783	1783	1783	1783	2048									
149	832	891	1024	1176	1261	1351	1552	1664	1783	1991	1991	1991	1991	1991										
150	891	955	1098	1261	1351	1448	1664	1783	1991	2048	2048	2048	2048	2048										

1.3　A 声级

人们对一个声音响不响的感觉不仅同声音强度有关，而且同频率有关，为此人们提出了响度级的概念。但是用响度级来反映人们对声音的主观感觉过于复杂，于是为了简单起见，在等响曲线中选了三条曲线，一条是 40 方的曲线，代表低声压级的响度感觉，一条是 70 方的曲线，代表中等强度的响度感觉，一条是 100 方的曲线，代表高声强时的响度感觉，并且按照这三条曲线的形状，设计了 A、B、C 三条计权网络，作为噪声测量仪器——声级计的组成部分，可以直接读出 A 声级、B 声级、C 声级，它们的数值对应于人们在低强度、中等强度和高强度声音条件下的主观感觉。A 计权网络特性曲线对应于倒置的 40 方等响曲线，B 计权网络曲线对应于倒置的 70 方等响曲线，C 计权网络曲线对应于 100 方的等响曲线（见图 9.1-4）。然而实践证明，不论噪声强度是高还是低，A 声级都能较好地反映人对噪声响度和吵闹的主观感觉，即 A 声级越高，越觉得吵；此外，A 声级同人耳的听力损伤程度也能够对应得很好，即 A 声级越高，损伤也越严重，因此到了 20 世纪 70 年代，人们基本上都采用 A 声级来作为评价标准，B 声级基本上不用了，而 C 声级只作为可听声范围的总声压级的读数来使用。A 计权网络的特性可用 1/3 倍频程或倍频程的数值来表示（见表 9.1-3）。

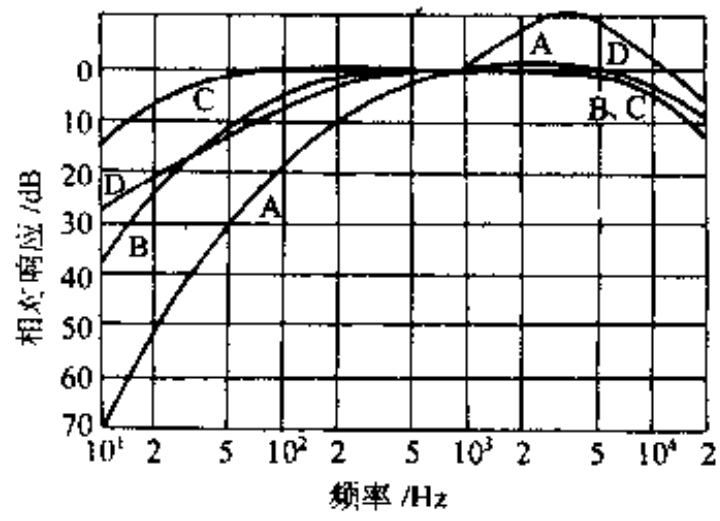


图 9.1-4　A、B、C 计权网络特性曲线

根据 A 声级的响应特性，可以把一个噪声的倍频程或 1/3 倍频程谱转换为 A 声级，换算公式为：

$$L_A = 10\log_{10}\sum_{i=1}^{N}(L_i + A_i)/10 \qquad (9.1\text{-}7)$$

式中　L_i —— 倍频带或 1/3 倍频带声压级；

A_i —— 表 9.1-3 中对应的倍频带或 1/3 倍频带 A 响应值。

表 9.1-3　1/3 倍频程中心频率对应的 A 响应特性　　（单位：dB）

1/3 倍频带中心频率 / Hz	A 响应（对应于 1000Hz）	1/3 倍频带中心频率/Hz	A 响应（对应于 1000Hz）
10	-70.4	500	-3.2
12.5	-63.4	630	-1.9
16	-56.7	800	-0.8
20	-50.5	1000	0
25	-44.7	1250	+0.6
31.5	-39.4	1600	+1.0
40	-34.6	2000	+1.2
50	-30.2	2500	+1.3
63	-26.2	3150	+1.2
80	-22.5	4000	+1.0
100	-19.1	5000	+0.5
125	-16.1	6300	-0.1
160	-13.4	8000	-1.1
200	-10.9	10000	-2.5
250	-8.6	12500	-4.3
315	-6.6	16000	-6.6
400	-4.8	20000	-9.3

1.4 语言干扰级

噪声对人的一个重要影响，是对交谈的干扰，也就是说，噪声对人的言语有掩蔽效应。为了听得清，人们不得不提高嗓门。假如噪声太强，即使提高嗓门也难以听清，这是人们在日常工作和生活中常常遇到的事情。为了评价噪声对语言的干扰，早在 1947 年，白瑞奈克就提出了语言干扰级的评价方法。所谓语言干扰级，就是一个噪声在 600～1200Hz、1200～2400Hz、2400～4800Hz 三个频带的频带声压级的算术平均值，记为 SIL（dB）。若两个人在噪声场中面对面地交谈，在各种不同的说话强度和距离下，保证有效通话的最大语言干扰级见表 9.1-4。

表 9.1-4 不同说话强度和距离的有效通话的语言干扰级 （单位：dB）

说话强度 / 语言干扰级/dB / 距离/mm	正常	高声	极响	叫喊
15	71	77	83	89
30	65	71	77	83
61	59	65	71	77
91	55	61	67	73
122	53	59	65	71
152	51	57	63	69
183	49	55	61	67
363	43	49	55	61

从表中可以看到，当语言干扰级为 71dB 时（即背景噪声三个频带声压级的平均值为 71dB 时），如果是平常的正常谈话，需要近到 15cm 时才能听得清；如果相距 30cm，背景噪声的语言干扰级必须是 65dB，才能保证听得清。如果语言干扰级仍为 71dB，在相距 30cm 的情况下，谈话者必须高声说话才能保证听得清。

后来，随着倍频带改为以中心频率为 63Hz、125Hz、250Hz、500Hz、1000Hz、2000Hz、4000Hz 等来表示，对语言干扰级的频带作了相应的修改。新的语言干扰级称为最佳语言干扰级，记为 PSIL，它是中心频率为 500Hz、1000Hz、2000Hz 三个倍频带声压级的算术平均值，即

$$\mathrm{PSIL}=\frac{1}{3}(L_{p500}+L_{p1000}+L_{p2000}) \tag{9.1-8}$$

最佳语言干扰级与语言干扰级的关系是：

$$\mathrm{PSIL}\approx\mathrm{SIL}+3\mathrm{dB}$$

1.5 噪声评价标准

在许多场合下，需要考虑室内的语言干扰，包括舞台演出的音响效果。为此目的，白瑞奈克又提出了噪声评价标准 NC 的评价方法，它是在语言干扰级 SIL 和响度级 LL 的基础上发展而来的，它是用一组 NC 曲线来表示。它的具体求法是首先对噪声进行倍频程分析。一般取八个倍频带（63Hz，125Hz，250Hz，500Hz，1000Hz，2000Hz，4000Hz，8000Hz），然后再在 NC 曲线图上（见图 9.1-5）画出频谱图。噪声评价标准 NC 值就等于该噪声八个倍频带声压级中接触到最高的一

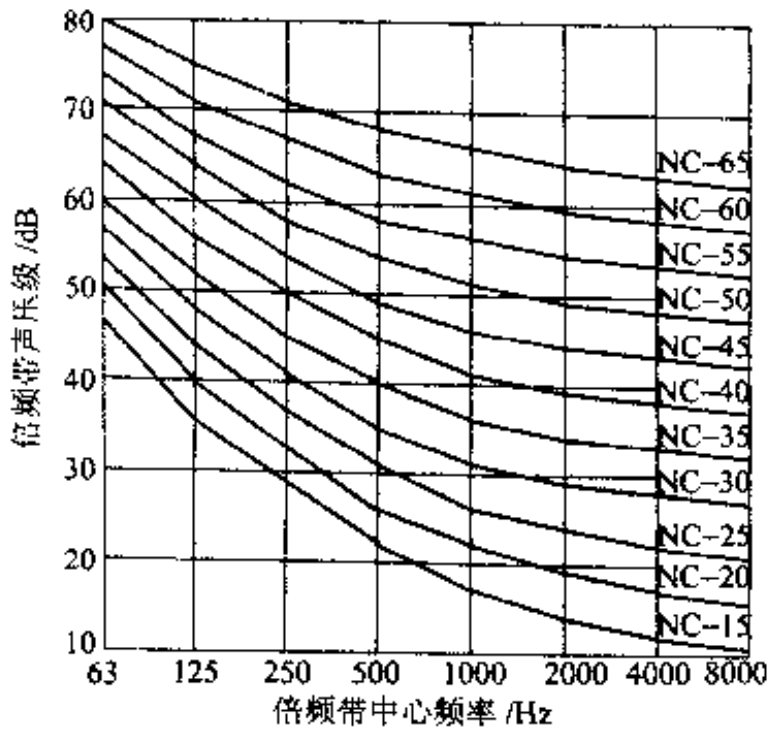


图 9.1-5 噪声评价标准 NC 曲线

条 NC 曲线之值，例如 250 Hz 中心频率的倍频带声压级所接触到的 NC 曲线值最高，为 NC-50，则我们说该背景噪声评价标准为 NC-50。换言之，假如我们规定办公室的噪声评价标准值为 NC-30，那就是说，室内背景噪声的倍频带声压级，63Hz 不许超过 50dB，125Hz 不许超过 47dB，250Hz 不许超过 41dB，500Hz 不许超过 29dB，4000Hz 不许超过 28dB，8000Hz 不许超过 27dB。

由于 NC 曲线对带有隆隆的单调低频声和嘶嘶的高频声的噪声的评价不那么令人满意，因此做了些修改，提出了一组新的曲线，称之为最佳噪声评价曲线 PNC 曲线（见图 9.1-6）。PNC 评价曲线在高频端和低频端均比 NC 曲线低 5dB，如 NC-30 的 31.5Hz 是 65dB，8000Hz 是 27dB，而 PNC-30 则分别为 60dB 和 22dB。

1.6　噪声评价数

噪声评价数用 NR（dB）表示，它是 1961 国际标准化组织推荐的评价方法，类似于 NC 曲线，也是用于室内场所稳态背景噪声的评价，它也广泛用于噪声控制的评价。其求法与 NC 基本一样，先将噪声作倍频谱分析，在噪声评价数 NR 曲线图（见图 9.1-7）上画频谱图，其中倍频带声压级接触到的最高一条评价曲线的数值，即为该噪声的噪声评价数 NR 值。

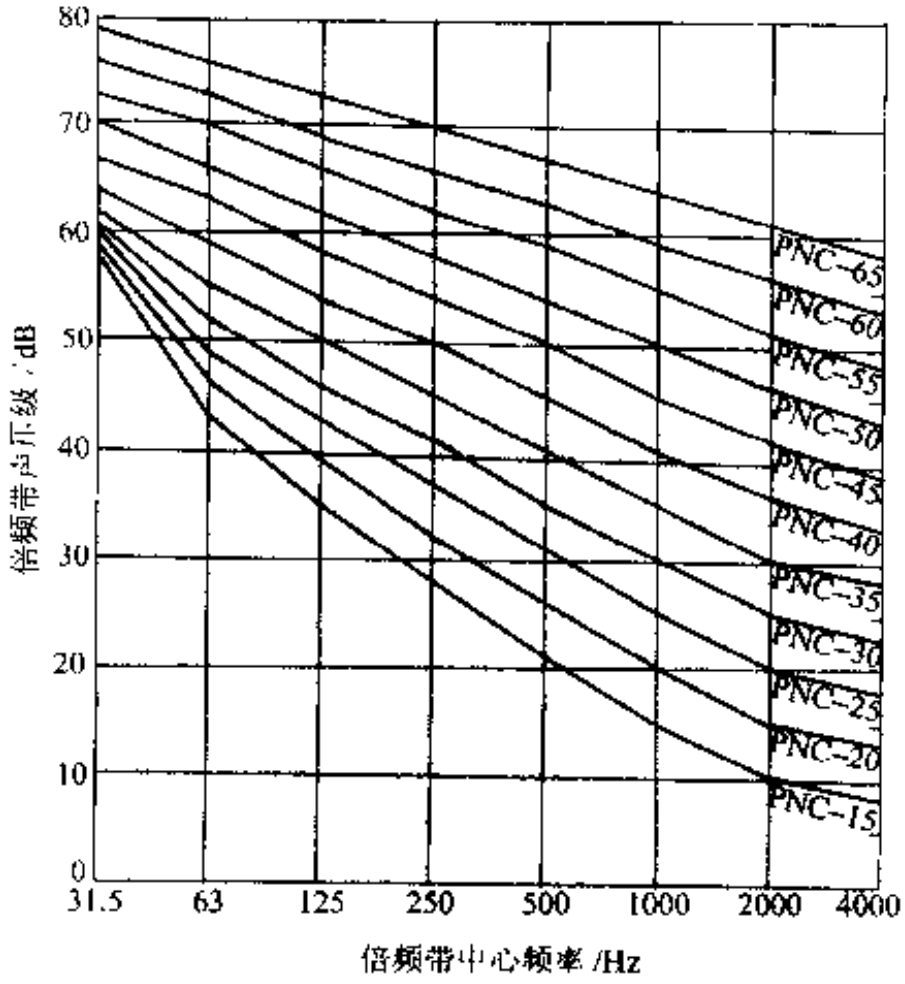


图 9.1-6　最佳噪声评价标准 PNC 曲线图

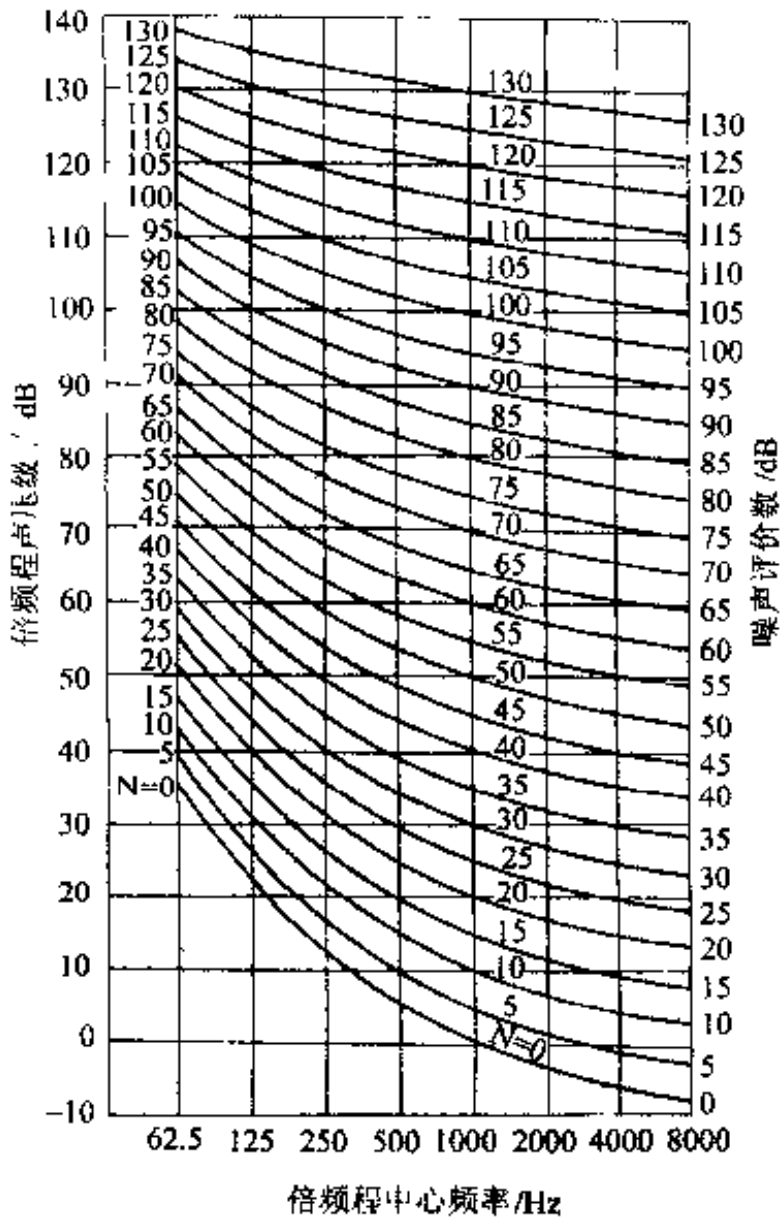


图 9.1-7　噪声评价数 NR 曲线图

1.7 D声级

感觉噪声级的计算比较麻烦，为了寻求一种简单的方法，于是类似于从 40 方等响曲线中得到 A 计权网络一样，克瑞特提出了 D 计权网络，它的响应特性对应于倒置的 40 呐等噪度曲线（见图 9.1-3），由 D 计权网络读出的声级称为 D 声级，单位为分贝，一般记作 dB(D)。感觉噪声级与 D 声级有如下关系：

$$L_{PN} = \text{D 声级} + 7$$

而感觉噪声级与 A 声级的近似关系为：

$$L_{PN} = \text{A 声级} + 13$$

1.8 等效声级

A 声级能够比较好地反映了人耳对噪声的强度与频率的主观感觉，因此，对一个连续的稳态噪声，它是一种较好的评价方法，得到了广泛的应用。但是对于一个起伏的或不连续的噪声，A 声级就显得不合适了，比如交通噪声，当有大载货汽车通过时，噪声可能是 85dB，但没有车辆通过时，可能只有 55dB，这时你就很难说这个地方的交通噪声到底是 85dB 还是 55dB，因为噪声级在随时间变化；又如一部机器虽然噪声级是稳定的，但它是间歇地工作，它与另一部噪声同样大但是一直连续工作的机器对人的影响不一样，因为作用于人的噪声能量不等。为此，有必要找出一种办法，能够比较这两台机器噪声对人的影响。于是人们提出了噪声能量平均的方法，这就是等效声级，比如两部车床的噪声都为 80dB，一部连续工作 8h，一部隔半小时工作半小时地工作 8h，显然后者作用于工人的噪声能量只有前者的一半。要想使后者对工人作用的噪声能量与前者一样，后者必须照此工作 16h。用等效声级，就能解决这一问题，它能够反映人们实际接受的噪声能量大小。

等效声级的定义为：

$$L_{eq} = 10\lg_{10}\left[\frac{1}{t_2 - t_1}\left(\int_{t_1}^{t_2}\frac{p^2}{p_0^2}\mathrm{d}t\right)\right] \tag{9.1-9}$$

$$= 10\lg_{10}\left(\frac{1}{t_2 - t_1}\int_{t_1}^{t_2} 10^{L/10}\,\mathrm{d}t\right)$$

式中 t_1、t_2 —— 计算等效声级的起止时刻；

p —— 有效声压；

p_0 —— 基准声压，为 20μPa；

L —— 测量得到的 t 时刻的噪声级。

一般实际的噪声测量是不连续的。因此等效声级的计算公式可以变为：

$$L_{eq} = 10\lg_{10}\left(\frac{1}{\sum_{i=1}^{N} T_i}\sum_{i=1}^{N} T_i 10^{L_i/10}\right) \tag{9.1-10}$$

式中 L_i —— 时间间隔 T_i 测得的声级值。

若时间间隔 T_i 相等时，则有：

$$L_{eq} = 10\lg_{10}\left(\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} 10^{L_i/10}\right) \tag{9.1-11}$$

式中 N —— 测量的声级总个数。

因为通常环境噪声的测量均使用 A 声级，因此一般等效声级实际指的是等效 A 声级，单位是 dB（A）。

1.9 昼夜等效声级

通常噪声在晚上比白天更显得吵，尤其对睡眠的干扰是如此。评价结果表明，晚上噪声的干扰通常比白天高 10dB。为了把不同时间噪声对人的干扰不同的因素考虑进去，在计算一天 24h 的等效声级时，要对夜间的噪声加上 10dB 的计权，这样得到的等效声级为昼夜等效声级，以符号 L_{dn} 表示：

$$L_{dn} = 10\lg_{10}\left[\frac{1}{24}(15\times 10^{L_d/10} + 9\times 10^{(L_n+10)/10})\right] \tag{9.1-12}$$

式中　L_d—— 白天的等效声级；

L_n—— 夜间的等效声级。

白天与夜间的定义可依地区的不同而异。15 为白天小时数，9 为夜间小时数。

1.10　累积分布声级（统计声级）

现实生活中，许多环境噪声并不是稳态的，比如城市交通噪声是一种随机的起伏噪声。这类噪声不能像工厂机器噪声那样，简单地测量一个 A 声级就可表示，而需要用统计学方法。通常是用噪声级出现的概率或者累积概率来表示。目前在环境噪声评价中最常用的是累积分布声级 L_N。

L_N 是表示测量时间的百分之 N 所超过的噪声级，通常最常用的是 L_{10}、L_{50} 和 L_{90}。

L_{10}—— 10%的时间所超过的噪声级；

L_{50}—— 50%的时间所超过的噪声级；

L_{90}—— 90%的时间所超过的噪声级。

例如，L_{10}=75dB（A），则表示有 10%的时间，噪声超过 75dB（A），言外之意，90%的时间，噪声都低于 75dB（A）。依此类推，L_{50}=65dB（A），则表示有 50%的时间，噪声超过 65dB（A）；L_{90}=55dB（A），则表示 90%的时间，噪声都高于 55dB。如果数据采集是按等间隔时间进行，那么 L_{10} 是表示 10%的数据超过它，其余 90%的数据比它低。L_{10}=75dB（A），就是表示只有 10%的数据超过 75dB（A），其余 90%都低于它。

如果噪声级的统计特性符合正态分布，那么，累积分布声级与等效声级［dB（A）］之间有如下关系：

$$L_{eq}=L_{50}+d^2/60,\quad d=L_{10}-L_{90}$$

1.11　交通噪声指数

通常，起伏的噪声比稳态的噪声对人的干扰更大，交通噪声指数就是考虑到了噪声起伏的影响，加以计权而得到的，通常记为 TNI。因为噪声级的测量是用 A 计权网络，所以它的单位为 dB（A），其数学表达式为：

$$\mathrm{TNI}=L_{90}+4d-30,\quad d=L_{10}-L_{90} \tag{9.1-13}$$

d 反映了交通噪声起伏的程度，d 越大，表示噪声起伏越大，则 TNI 也越大，也就是说，对人的干扰越大。噪声干扰亦同噪声的本底有关。L_{90} 越高，即本底越大，对人的干扰也越大。

1.12　噪声污染级

噪声污染级也是用以评价噪声对人的影响的一种方法。不过它是用噪声能量平均值和标准偏差来表示的。标准偏差的大小就反映了噪声起伏的大小。标准偏差越大，表示噪声级离散程度越大，即起伏越大。

噪声污染级记为 NPL。其数学表达式为：

$$\mathrm{NPL}=L_{eq}+2.5\sigma \tag{9.1-14}$$

式中　σ—— 标准差。

在正态分布条件下，噪声污染级可用累积分布声级来表示：

$$\mathrm{NPL}=L_{50}+d+d^2/60,\quad d=L_{10}-L_{90} \tag{9.1-15}$$

1.13　有效感觉噪声级

当飞机飞过头顶时，人们感觉到的噪声的幅度和频率都在随时间而变化，特别是喷气飞机噪声往往带有明显的纯音峰值，因此用感觉噪声级来评价显然不合适了。为此，提出有效感觉噪声级的评价方法。有效感觉噪声级记为 EPNL，单位为 dB，写成 EPNdB，它的计算比较复杂，往往需要利用电子计算机。它主要包括四个量：绝对声压级，频谱，最大纯音，飞越头顶的持续时间。计算 EPNL 的步骤简单介绍如下：

第一步，求出瞬时感觉噪声级。从飞机飞越开始，每半秒作一瞬时的 1/3 倍频程频谱分析。根据噪度表，求出总感觉噪度 $N(k)$，k 表示第 k 个半秒钟。

$$N(k)=N_m(k)\quad(1-F)+F\sum_{i=1}^{24}N(i,k) \tag{9.1-16}$$

式中 F=0.15，为 1/3 倍频程带宽因子；

N_m 为各频带中感觉噪度的最大值。

总感觉噪度计算时，1/3 倍频程由 50Hz 开始，算到 10000Hz，共 24 个，然后由下式求出瞬时感觉噪声级：

$$\mathrm{PNL}(k)=40+33.3\log_{10}N(k) \tag{9.1-17}$$

第二步，求出最大纯音修正感觉噪声级。为此，首先求出纯音修正感觉噪声级 PNLT（k）：

$$\mathrm{PNLT}(k)=\mathrm{PNL}(k)+C(k) \tag{9.1-18}$$

C（k）为 PNL（k）的最大纯音修正量。C（k）的具体求法如下：

1）从 80 Hz 开始，计算每相邻的两个 1/3 倍频带声压级之差，称之为斜率：

$$S(3,k)=0$$

$$\vdots$$

$$S(i,k)=\mathrm{SPL}(i,k)-\mathrm{SPL}(i-1,k) \tag{9.1-19}$$

$$\vdots$$

$$S(24,k)=\mathrm{SPL}(24,k)-\mathrm{SPL}(23,k)$$

然后，计算每相邻两斜率的差值：

$$\Delta S(i,k)=S(i,k)-S(i-1,k) \tag{9.1-20}$$

并圈出差值 $|\Delta S(i,k)|>5$ 的斜率 S（i，k）。如果斜率 S（i，k）为正，且大于 S（i-1，k），则圈出声压级 SPL（i，k）；若 S（i，k）为零或负值，并且 S（i-1，k）为正，则圈出声压级 SPL（i-1，k）；对其他情况，声压级不必圈出。

2）计算被修正的 1/3 倍频带声压级 SPL′（i，k）：

对未圈出的声压级，令新声压级等于原来的声压级：

$$\mathrm{SPL}'(i,k)=\mathrm{SPL}(i,k)$$

对圈出的声压级，令新的声压级为：

$$\mathrm{SPL}'(i,k)=\frac{1}{2}[\mathrm{SPL}(i+1,k)+\mathrm{SPL}(i-1,k)] \tag{9.1-21}$$

若最高的 1/3 倍频带（i=24）的声压级被圈出，则令新声压级：

$$\mathrm{SPL}'(24,k)=\mathrm{SPL}(23,k)+S(23,k) \tag{9.1-22}$$

3）计算被修正的 1/3 倍频带声压级的斜率：

$$S'(3,k)=S'(4,k)$$

$$S'(4,k)=\mathrm{SPL}'(4,k)-\mathrm{SPL}'(3,k)$$

$$\vdots$$

$$S'(i,k)=\mathrm{SPL}'(i,k)-\mathrm{SPL}'(i-1,k) \tag{9.1-23}$$

$$\vdots$$

$$S'(24,k)=\mathrm{SPL}'(24,k)-\mathrm{SPL}'(23,k)$$

$$S'(25,k)=S'(24,k)$$

其中 S'（25，k）为假设的，以便下面计算用。

4）从 i=3 到 i=23，计算相邻三个斜率的算术平均值：

$$\bar{S}(i,k)=\frac{1}{3}[S'(i,k)+S'(i+1,k)+S'(i+2,k)] \tag{9.1-24}$$

然后从 i=3 到 i=24，计算最后被修正的声压级 SPL″（i，k）：

$$\mathrm{SPL}''(3,k)=\mathrm{SPL}(3,k)$$

$$\mathrm{SPL}''(4,k)=\mathrm{SPL}''(3,k)+\bar{S}(3,k)$$

$$\vdots$$

$$\mathrm{SPL}''(i,k)=\mathrm{SPL}''(i-1,k)+\bar{S}(i-1,k) \tag{9.1-25}$$

$$\vdots$$

$$\mathrm{SPL}''(24,k)=\mathrm{SPL}''(23,k)+\bar{S}(23,k)$$

5）计算原声压级与最后被修正的声压级之差：

$$F(i,k)=\mathrm{SPL}(i,k)-\mathrm{SPL}''(i,k) \tag{9.1-26}$$

然后对 F（i，k）>0 的进行纯音修正，找出 C（k）值（国际民航组织规定，对 1977 年

10 月 6 日以前取得原型机适航证申请的亚声速喷气机，只对 $F(i,k)>3$ 的进行纯音修正）。纯音修正根据表 9.1-5 进行。

表 9.1-5　感觉噪声级纯音修正表

频率 f / Hz	声压级差 F / dB	纯音修正 C / dB
$50<f<500$	$F<20$	$F/6$
	$F>20$	$3\frac{1}{3}$
$500<f<5000$	$F<20$	$F/3$
	$F>20$	$6\frac{2}{3}$
$5000<f<10000$	$F<20$	$F/6$
	$F>20$	$3\frac{1}{3}$

6）从计算得到的纯音修正量中找出最大的一个即为 PNL(k)的最大纯音修正量 $C(k)$。

第三步，持续时间修正量 D 的计算：

首先，从纯音修正感觉噪声级 PNLT（k）中找出最大纯音修正感觉噪声级 PNLTM（如果噪声频谱中无纯音峰值，则第二步纯音修正不需要，此时 PNLT（k）=PNL（k），PNLTM 则为 PNL（k）中最大值）。

其次，确定有效感觉噪声级计算的持续时间ΔT：它是从 PNLTM—10PNdB 点开始，到 PNLTM—10PNdB 点截止（如图 9.1-8 所示）。持续时间修正量为：

$$D=10\lg_{10}\left[\sum_{k=0}^{2\Delta T}10^{\frac{\mathrm{PNLT}(k)}{10}}\right]-\mathrm{PNLTM}-13 \tag{9.1-27}$$

如果 PNLTM 小于 100PNdB 而大于 90PNdB，则起止时间 t_1 和 t_2 取对应于 PNLT=90PNdB 的点；如果 PNLTM 小于 90PNdB，则取 D=0。

第四步，最后求出有效感觉噪声级 EPNL：

$$\mathrm{EPNL}=\mathrm{PNLTM}+D,\ \mathrm{EPNdB}$$

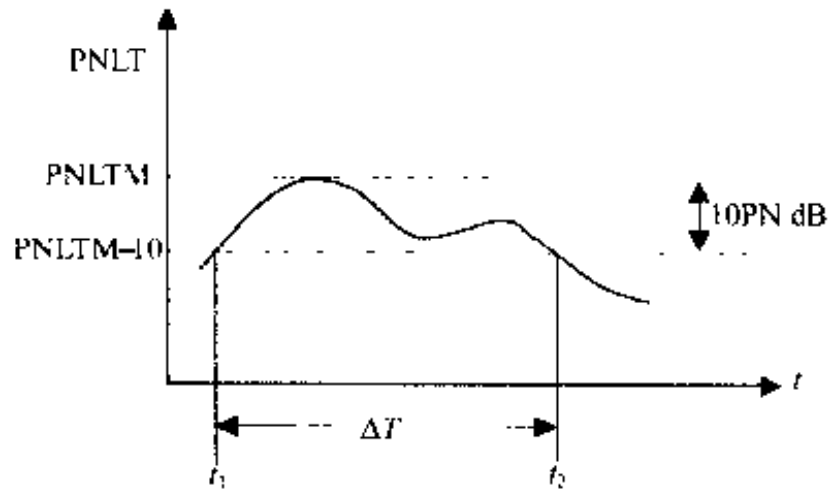


图 9.1-8　时间间隔ΔT 示意图

实际上，

$$\mathrm{EPNL}=10\lg_{10}\left[\sum_{k=0}^{2\Delta T}10^{\frac{\mathrm{PNLT}(k)}{10}}\right]-13 \tag{9.1-28}$$

有效感觉噪声级（EPNdB）的近似求法是：

$$\mathrm{EPNL}=\mathrm{PNL}(k)_{\max}+D'+F' \tag{9.1-29}$$

式中　$\mathrm{PNL}(k)_{\max}$=飞机飞越时最大的瞬时感觉噪声级；

$$D'=10\lg_{10}\left(\frac{\Delta T}{20}\right) \tag{9.1-30}$$

ΔT 为从 $\mathrm{PNL}(k)_{\max}-10$ 开始到 $\mathrm{PNL}(k)_{\max}$ 截止的时间间隔，如图 9.1-8 所示；

F' =有纯音峰值存在时的修正，通常大约为 3dB。

1.14　计权等效连续感觉噪声级

有效感觉噪声级主要用于评价飞机飞越一次的噪声干扰程度，因此目前多用作评价飞机本身的噪声指标。一般在某点（如机场附近）一天总有多架次飞机飞越，为了评价某点受飞机噪声干扰的程度，国际民航组织提出了计权等效连续感觉噪声级（WECPNL）的评价方法。该方法主要用于机场环境噪声的评价。如果考虑一天 24h 分为白天（07:00～19:00）、晚上（19:00～22:00）和夜间（22:00～07:00）三个时间区间，那么，计权等效连续感觉噪声

级为：

$$\mathrm{WECPNL}=10\lg_{10}\left(\frac{12}{24}\times10^{\frac{\mathrm{ECPNL}(D)}{10}}+\frac{3}{24}\times10^{\frac{\mathrm{ECPNL}(E)+5}{10}}+\frac{9}{24}\times10^{\frac{\mathrm{ECPNL}(N)+10}{10}}\right)+S \tag{9.1-31}$$

式中 ECPNL（D）=白天的等效连续感觉噪声级；

ECPNL（E）=晚上的等效连续感觉噪声级；

ECPNL（N）=夜间的等效连续感觉噪声级；

S=季节修正值，对每月气温在 20℃或高于 20℃的时间不到 100h 的月份，为-5；对每月气温在 20℃或高于 20℃的时间超过 100h，而 25.6℃或高于 25.6℃的时间不到 100h 的月份，为 0；对每月气温为 25.6℃或超过 25.6℃的时间超过 100h 的月份，为+5。

等效连续感觉噪声级定义为：

$$\mathrm{ECPNL}=\mathrm{TNEL}-10\lg_{10}\frac{T}{t_0} \tag{9.1-32}$$

式中 t_0=1s；

T=计算 ECPNL 所对应的时间周期（s），如 1h、一天、24h 等；

TNEL —— 总噪声暴露级（EPNdB）。

$$\mathrm{TNEL}=10\lg_{10}\sum_{1}^{n}10^{\frac{\mathrm{EPNL}(n)}{10}}+10\lg_{10}\frac{T_0}{t_0} \tag{9.1-33}$$

式中 EPNL（n）=飞机飞越第 n 次的有效感觉噪声级；

n=飞机飞越的次数；

T_0=10s，为参考时间；

t_0=1s。

所以，等效连续噪声级可等于：

$$\mathrm{ECPNL}=10\lg_{10}\sum_{1}^{n}10^{\frac{\mathrm{EPNL}(n)}{10}}+10\lg_{10}\frac{T_0}{T} \tag{9.1-34}$$

计权等效连续感觉噪声级也可以近似计算：

$$\mathrm{WECPNL}=\overline{\mathrm{dB}(\mathrm{A})_{\max}}+10\lg_{10}N-27 \tag{9.1-35}$$

式中 $\overline{\mathrm{dB}(\mathrm{A})_{\max}}$ = 各次飞越测得的最大 A 声级的平均值；

$N=N_1+3N_2+10N_3$，N_1=白天（07:00～19:00）的飞机架次，N_2=晚上（19:00～22:00）的飞机架次，N_3=夜间（22:00～07:00）的飞机架次。

1.15 噪声与次数指数

这是另一种飞机噪声的主观评价量，是根据英国伦敦希思诺国际机场的主观调查结果发展而来的，通常记为 NNI。

$$\mathrm{NNI}=（平均峰值噪声级）+15\lg_{10}N-80 \tag{9.1-36}$$

式中 N=指定时间里飞机的架次。

$$平均峰值噪声级=10\lg_{10}\left(\frac{1}{N}\sum_{1}^{N}10^{L/10}\right)$$

式中 L=感觉噪声级（PNdB）。

常数 80 是为了使不感觉吵闹条件下 NNI=0 而加的计权因子。

如果感觉噪声级用 A 声级来近似：

$$\mathrm{NNI}=（\mathrm{A}声级平均值）+15\lg_{10}N-67 \tag{9.1-37}$$

当 NNI=20～30dB 时，则感觉有干扰；

当 NNI=40dB 时，感觉很吵；

当 NNI＝50dB 时，感觉非常吵；

当 NNI=60dB 时，则感觉无法容忍。

1.16　复合噪声评价

是根据有效感觉噪声级和昼夜的飞行次数来定义的，记为 CNR。

$$CNR = EPNL + 10\log_{10}(N_d + 10N_n) - 12 \qquad (9.1\text{-}38)$$

式中　EPNL＝有效感觉噪声级；

N_d＝白天的飞行次数；

N_n＝夜间的飞行次数。

这种评价方法曾在美国广泛用于机场环境噪声的评价。

1.17　噪声暴露预报

为了用一个尽可能将各种因素（诸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）都考虑进去的单一数值评价机场附近的噪声干扰，在 CNR 的基础上，美国空军部门提出了噪声暴露预报指数（NEF）的评价方法，它是在 CNR 评价方法的基础上发展而来，用数学式来表达：

$$NEF = 10\log_{10}\sum_i\sum_j 10^{\frac{NEF_{ij}}{10}} \qquad (9.1\text{-}39)$$

式中　NEF_{ij} —— 表示在飞行路线 j 上飞行的 i 型飞机的噪声暴露预报值。

$$NEF_{ij} = EPNL_{ij} + 10\log_{10}(N_{Dij} + 16.67N_{nij}) - 88$$

式中　N_{Dij}=白天（07:00～22:00）的飞行次数；

N_{nij}=夜间（22:00～07:00）的飞行次数。

显然，这种方法计算复杂，一般要掌握大量各类飞机飞行噪声特性的数据，并需靠计算机来计算。但由于它考虑的因素比较全面，能够更好地反映人们在实际条件下对飞机噪声的主观感觉，故现已在美国广泛应用。

除了上面介绍的 17 种噪声评价方法外，还有许多评价方法，其中不少是关于飞机噪声的，如法国的噪声指数（N），德国的平均烦恼度（Q），荷兰的总噪声负载（B），南非的噪度指数（NI）等，这里不再多做介绍。总之，噪声评价是当前国际上相当重视的一个噪声研究课题，它的研究动向是值得我们注意的。

第 2 章　环境噪声限值规定

2.1　指导性限值

为保护人的健康和安宁，使人们的交谈、娱乐、学习、睡眠等日常活动不受噪声的干扰，从而建立一个良好的工作和生活环境，世界卫生组织（WHO）于 1993 年发表了一个噪声限值指南，列于表 9.2-1。它认为大多数人不感觉烦恼的噪声级应该是 L_{Aeq}≤50dB，大多数人白天不觉得严重烦恼的户外噪声应该是 L_{Aeq}≤55dB，夜间应该满足 L_{Aeq}≤45dB，这样便能够保证卧室内的噪声 L_{Aeq}≤30dB。

2.2　工业噪声

表 9.2-2 列出了一些国家或地区对工业噪声居民区的环境限值规定，F 代表测点离墙 1m，FF 代表测点在户外自由声场中。表中可以看到，绝大多数国家或地区都是按照 ISO1996 的建议，在评价工业噪声时，采用评价声级 L_r，只有中国采用等效声级 L_{Aeq}，比利时采用 L_{95}，日本采用 L_{50}。评价声级 L_r 等于等效声级 L_{Aeq} 加上纯音修正值 K_T 和脉冲修正值 K_I。然而，不同国家或地区之间，修正值 K_T 和 K_I 有很大差别，表 9.2-3 列出了一些国家或地区的 K_T 和 K_I 修正值。一般 K_T 在 0～6dB 之间，有的定为 5dB；K_I 最大之差为 7dB。

此外，各国或地区对昼夜、休息时间的时间段划分各不相同，它取决于其具体情况而定。

2.3　道路交通噪声

表 9.2-4 列出了不同国家或地区的道路交通噪声限值标准。

表 9.2-1　环境噪声指导限值 L_{eq}　　[单位：dB(A)]

场　所		白　天		夜　间	
		室内	户外	室内	户外
住　宅		50	55		
卧　室				30	45
学　校		35	55		
医院病房	普　通	35		35，最高 40	
	监　护	30		30，最高 40	
音　乐　厅		100（4h）		100（4h）	
迪斯科舞厅		90（4h）		90（4h）	

表 9.2-2　居民区工业噪声限值　　[单位：dB(A)]

国家或地区	噪声指数	白　天	休息期间	夜　间	测点位置
奥地利	L_r	50～55		40～45	FF
比利时	L_{95}	45～50	40～45	35～40	—
加拿大	L_r	交通噪声的 $L_{Aeq\cdot 1h}$			—
中　国	L_{Aeq}	55		45	F

（续）

国家或地区	噪声指数	白　天	休息期间	夜　间	测点位置
丹　麦	L_r	45～50	40～45	35～40	FF
法　国	L_s	50～55	45～50	40～45	F
德　国	L_r	50～55	6dB 修正值	35～40	FF
英　国	L_r	L_{90}+10dB		L_{90}+10dB	—
香　港	L_r	67～70		50～55	—
意大利	L_e	50～55		40～45	—
日　本	L_{50}	50～60	45～50	40～50	—
韩　国	L_e	50～55	45～50	40	—
荷　兰	L_r	50	45	40	FF
挪　威	L_r	50	45	40	FF
瑞　典	L_r	50～55	45～50	40～45	FF
瑞　士	L_r	60		50	FF

注：F——户外 1m；FF——自由声场。

表 9.2-3　纯音修正值 K_T 和脉冲修正值 K_I

国家或地区	K_T/dB	K_I/dB
澳大利亚	2 或 5	2 或 5
奥 地 利	3 或 6	3，当 $L_{Almax}-L_{AFmax}<2$dB 5，当 $L_{Almax}-L_{AFmax}\geq 2$dB
比 利 时	—	5，当 $L_{Almax}-L_{AFmax}\geq 4$dB
丹　麦	5	5
法　国	5	3 或 5 或 10，依持续时间和 $L_{AFmax}-L_{Aeq}$ 值而定
德　国	3 或 6	$L_{Aleq}-L_{Aeq}$ 或 $L_{AFleq}-L_{eqA}$
英　国	5	5
香　港	3 或 6	3
韩　国	—	5
荷　兰	5	5
瑞　士	2 或 4 或 6	2 或 4 或 6

表 9.2-4　道路交通噪声规定（测量位置在居民区）　［单位：dB（A）］

国家或地区	噪声指数	限值类型	白　天	休息期间	夜　间	测　点
澳大利亚	L_{10}，18h	新道路	60		55	F
		现有道路采取降噪措施	68			F
奥地利	L_{Aeq}	新道路规划值	50～55		40～45	FF
		联邦新道路	60		50	FF
		联邦道路补救措施	65		55	FF
加拿大	L_{Aeq}	新居民区	55		50	—

（续）

国家或地区	噪 声 指 数	限 值 类 型	白 天	休息期间	夜 间	测 点
英 国	L_{Aeq}	新居民区目标值	55		42	FF
	L_{Aeq}	新住宅区	63		57	FF
	L_{10}，18h	新道路隔声	68			F
丹 麦	L_{Aeq}，24h	新道路和居民区	55			FF
法 国	L_{Aeq}	新道路	60～65		55～57	F
德 国	$L_r = L_{Aeq}-K$	新居民区规划值	50～55		40～45	FF
	K=0～3dB	新的和改变较大的道路	59		49	FF
	依交通信号灯而定	采取了补救措施的联邦道路	70		60	FF
香 港	L_{10}	新居民区规划值	70			F
意大利	L_{Aeq}	一些市区限值	65			—
韩 国	L_{Aeq}	环境标准	65		55	—
日 本	L_{50}	道路环境标准（目标值）	55～60	50～55	45～50	F
荷 兰	L_{Aeq}	新道路目标值	50（+5）	45（+5）	40（+5）	FF
		地方新道路规定值	55（+5）	50（+5）	45（+5）	FF
		地方新道路最大允许值	65（+5）	60（+5）	50（+5）	FF
		现有地方道路最大允许值	70（+5）	65（+5）	60（+5）	FF
西班牙	L_{Aeq}	新道路	60		50	F
		现有道路	65		55	F
瑞 典	L_{Aeq}，24h	新道路指南值	55			FF
瑞 士	$L_r = L_{Aeq}+K$	新道路规划值	55		45	FF
	K=0～-5dB	产生影响阈值	60		50	FF
	由交通流量决定	警告值	70		65	FF
美 国	L_{DN}	路旁新住宅的发展无限制	65			—

表 9.2-4 表明，各国或地区对交通噪声的限值差异很大，从 50dB 直至 70dB，相差 20dB，其中大多数设置限制在 60dB 左右，这个值高于世界卫生组织的指导限值。显然，标准的制定受到可行性和经费的限制。不管怎样，如果噪声超过 65～70dB，多数国家都支持对现有道路采取降噪措施。

2.4 铁路噪声

铁路噪声一般采用 L_{Aeq} 作为噪声指数，只有奥地利、德国和瑞典使用 L_r。对新建铁路噪声限值一般在 L_{Aeq}=60～70dB 之间，通常要求应是 60～65dB。表 9.2-5 列出了各国或地区铁路噪声限值规定。

表 9.2-5　铁路噪声限值规定　［单位：dB（A）］

国家或地区	噪声指数	限值类型	白　天	休息期间	夜　间	测　点
澳大利亚	L_{Aeq}，24h	新铁路	70			—
	L_{Amax}		95			
奥地利	$L_r=L_{Aeq}-5$	新的和改建的铁路	60～65		50～55	—
中　国	L_{Aeq}	距铁路 30m	70		70	—
丹　麦	L_{Aeq}，24h	新铁路	60			FF
	L_{Amax}	新铁路	85			FF
	L_{Aeq}，24h	对现有铁路采取降噪措施	65			
法　国	L_{Aeq}，12h	高速铁路新线	60～65			F
德　国	$L_r=L_{Aeq}-5$	新居民区	50～55		40～45	FF
		改建铁路线	59		49	FF
英　国	L_{Aeq}	新建居民区	55		42	FF
		隔声措施的新线	68		63	FF
香　港	L_{Aeq}，24h	新建居民区	65			—
日　本	L_{A5max}	新干线环境标准	70			F
韩　国	L_{Aeq}	新建和现有铁路线环境标准	65		55	—
荷　兰	L_{Aeq}	新的和现有铁路线最大允许值	70（+3）	65（+3）	60（+3）	FF
挪　威	L_{Aeq}，24h	新建铁路	60			F
	L_{Amax}	新建铁路	80			
	L_{Amax}	现有铁路	76			F
瑞　典	L_{Aeq}，24h	新线新住宅区	60			FF
		现有铁路	75			FF
瑞　士	$L_r=L_{Aeq}+K$	新建线路	55		45	FF
	$K=-5\sim-15$	产生影响阈值	60		50	FF
	由列车数而定	警告值	70		65	FF

2.5　飞机和机场噪声

2.5.1　飞机噪声

民用航空的喷气时代始于 1958 年。美国以波音 707 和道格拉斯 DC-8 喷气客机开始了洲际和跨洋的飞行，英国也以它的慧星和卡拉维尔客机开始了喷气时代的飞行。当时使用的是涡轮喷气式发动机，喷气飞机噪声比通常的螺旋桨飞机噪声要高出 20dB（A），因此美国的纽约机场和英国的希思诺机场对飞机起降的噪声都作了限制，不久一些其他的主要机场也相应地制定了控制机场噪声的限制。随着高涵道比的涡轮风扇发动机的出现，飞机噪声有了明显的降低。在科学技术不断发展的今天，飞机噪声平均以每 10 年降低 10dB 的速度下降，一些先进的喷气客机的噪声已低到 84dB（EPNL）。表 9.2-6 给出了一些认证飞机的噪声值。

表 9.2-6 一些民用飞机的噪声值

机 种	认证年代	噪声级（EPNL）/dB
Boeing B707—300	1960	123
DC—8—20	1960	118
Coronado CV990	1964	110
Trident HS21	1965	108
BAC 1—11	1966	104
Boeing B747—200	1970	105①
DC10—10	1971	99①
MD80	1980	93①
Airbus A300 B2	1981	88①
Boeing B767—200R	1985	91①
Airbus A310—300	1987	87①
Airbus A320	1988	84①

① 表示噪声低于国际民航组织规定的最安静飞机的限值。

为了达到控制飞机噪声的目的，美国联邦航空管理局制定了第一个噪声限制的规定，称之为第一阶段限值，要求所有申请型号认证的飞机必须满足它的噪声限值。1975 年，联邦航空管理局又降低了第一阶段的噪声值，称之为第二阶段限值，以后又制定了更安静的噪声限值，称为第三阶段限值，接着，国际民航组织也制定了相应的噪声限值。美国联邦航空管理局规定，到 1985 年，超过 34t（75000 lb）的第一阶段飞机被禁止飞行。1990 年秋，联邦航空管理局规定到 2000 年，第二阶段限值的飞机终止飞行。所有超过 34t（75000 磅）的民航飞机都应满足第三阶段限值，根据这个规定，当飞机以 3° 斜率降落时，位于着陆端 2000m 处的第二阶段限值比第一阶段限值的到达噪声降低了 13EPNdB，而第三阶段限值比第二阶段限值又低了 4EPNdB。

国际民航组织根据飞机的重量、发动机个数和申请适航证的飞机的型号和出厂年代，对起飞、进场和边线噪声级规定了噪声限值，申请型号适航证的飞机噪声必须满足这些限值。具体限值规定如表 9.2-7 所示。

表 9.2-7 国际民航组织飞机噪声限值规定

第二阶段限值 （单位：EPNdB）

起飞重量≤34000kg		>34000 kg～≤272000 kg	>272000 kg
起飞	93	93+5［lg_{10}（W/34000 kg）/lg_{10}2］	108
边线	102	102+2［lg_{10}（W/34000 kg）/lg_{10}2］	108
进场	102	102+2［lg_{10}（W/34000 kg）/lg_{10}2］	108

第二阶段限值

（1）进场的噪声限值 （单位：EPNdB）

起飞重量	≤35000 kg	>35000 kg～≤280000 kg	>280000 kg
噪声限值	98	93+2.33［lg_{10}（W/35000）/lg_{10}2］	105

（2）起飞的噪声限值 （单位：EPNdB）

①起飞重量	≤20000 kg	>20000 kg～≤386000 kg	>386000 kg
四个或多于四个发动机	89	89+4［lg_{10}（W/20000）/lg_{10}2］	106
②起飞重量	≤28650 kg	>28650 kg～≤386000 kg	>386000 kg
三个发动机	89	89+4［lg_{10}（W/28650）/lg_{10}2］	106
③起飞重量	≤48200 kg	>48200 kg～≤386000 kg	>386000 kg
两个发动机	89	89+4［lg_{10}（W/48200）/lg_{10}2］	101

（3）边线的噪声限值 （单位：EPNdB）

起飞重量	≤35000 kg	>35000 kg～≤400000 kg	>400000 kg
噪声限值	94	94+2.56［lg_{10}（W/35000）/lg_{10}2］	103

注：W—起飞重量，公斤。

2.5.2　机场噪声

机场通常都是建在城市附近，飞机起飞降落的噪声对机场周围以至附近城镇的干扰很严重。为了减轻飞机噪声对机场周围环境的影响，许多国家纷纷制定了机场环境噪声限值标准。它通常是用机场飞机噪声的等值线图来表示，从而限定机场周围土地使用的功能。各国机场噪声限值标准见表 9.2-8。

表 9.2-8　各国机场噪声的限值标准

国　家	噪声指数	标准值 / dB	L_{Aeq}，24h，dB	规　　定
澳大利亚	ANEF	<20	<53	无限制
		20～25	53～58	新住宅有隔声
		>25	>58	不允许盖新住宅
加拿大	NEF	≤25	≤57	无限制
		28～30	60～62	新住宅有隔声
		>35	>68	不允许盖新住宅
中　国	WECPNL	≤70	≤54	无限制
丹　麦	L_{DEN}	≤55	≤51	无限制
		>55	>51	不允许盖新住宅
		>65	>61	在哥本哈根机场住宅可采用隔声措施
法　国	IP	<84	<62	无限制
		84～89	62～71	现有住宅隔声
德　国	$L_{Aeq(4)}$	<62	<62	无限制
		67～75	67～75	新住宅隔声
		>75	>75	不准新盖住宅，现有住宅隔声
英　国	L_{Aeq}，15h	≤57	≤55	无限制
		57～75	55～64	新住宅隔声
		>66	>64	反对盖新住宅
		>72	>70	不准盖新住宅
日　本	WECPNL	<70	<54	无限制
		>85	>69	隔声措施
荷　兰	B	≤35	≤50	无限制
		>35	>50	不准建新居民区
		>40	>53	不准盖新住宅
		40～50	53～60	现有住宅隔声
新西兰	L_{DN}	≤55	≤52	无限制
		55～65	52～62	新住宅隔声
		>65	>62	不准建新居民区
挪　威	EFN	≤60	≤55	无限制
		>60	>55	不准建新居民区
		60～70	55～65	隔声措施

（续）

国 家	噪声指数	标准值 dB	L_{Aeq}，24h，dB	规 定
瑞 典	L_{DEN}	<55	<51	无限制
瑞 士	NNI	>45	>62	不准建新居民区
		45～55	62～72	隔声墙
美 国	L_{DN}	≤65	≤62	无限制
		65～70	62～67	不主张盖新住宅
		70～75	67～72	不主张新开发
		>75	>72	不准新开发

表 9.2-8 表明，各国对机场噪声的评价采用的噪声指数差异很大，14 个国家就使用了 11 种指数，而亚洲只有中国和日本有机场噪声标准。

2.6 机动车辆噪声限值

一些汽车生产大国均有相应的机动车辆噪声限值标准，其中具有代表性的是欧盟各国 1992 年联合制定的机动车辆噪声限值，见表 9.2-9。此标准从 1995 年开始实行。

表 9.2-9 机动车辆噪声限值

[单位：dB（A）]

车 辆 类 型	限 值
轿车（不超过 9 座的客车）	74
大于 9 座的客车，总重<3.5t	
发动机功率<150kW	78
发动机功率≥150kW	80
大于 9 座的客货两用车	
总重量≤2t	76
2t<总重量≤3.5t	77
总重量>3.5t 货车	
发动机功率<75kW	77
75kW≤发动机功率<150kW	78
发动机功率≥150kW	80

表 9.2-9 表明，机动车辆噪声比 25 年前降低了 5～11dB，轿车降低较少，载货汽车降低较大，而 1995～1999 年的标准，比以前降低 8～15dB。

新的机动车辆噪声限值标准将会促进机动车辆技术的发展和更加安静。

我国目前执行的仍然是 1979 年颁布的机动车辆噪声最大允许限值标准 GB1495—1979，其限值见第 3 篇 2.2 节。

2.7 工作场所噪声暴露限值

为了防止工作场所工作人员的听力损伤，保护工作人员的身体健康，许多国家都制定了工作场所噪声暴露的限值，表 9.2-10 列出了一些国家噪声暴露限值规定。从表 9.2-10 中可以看到，大多数国家作为听力保护的工作场所噪声暴露限值为 85dB（A），只有少数国家定为 80dB（A）。作为交换率，大多为 3dB，即噪声级增加 3dB，允许的噪声暴露时间减半；只有少数国家，如美国、加拿大等，交换率为 5dB，即噪声级增加 5dB，允许的噪声暴露时间应减半。表 9.2-10 给出了各国的噪声暴露限值。

一些国家为贯彻限值标准的实施，切实保护工作人员的听力，对高噪声工作场所环境下，业主不采取有效的听力保护措施，造成工作人员听力损伤者，制定了听力损伤赔偿规定，如加拿大规定由于听力损伤造成丧失工作能力 20%～25%以上者，给予赔偿；巴西规定赔偿最低工资的 10%～40%，随工资付给；法国规定丧失工作能力的程度和工资水平，赔偿费最高达 600 000 法郎；新西兰规定听力损伤赔偿费最高为工资的 80%，每周再加 40 新元；美国各州规定不一，如衣阿华州规定双耳损伤，最高赔偿费为 125 000 美元，宾州为 132 500 美元，而科罗拉多州仅为 12 000 美元。

表 9.2-10　工作场所噪声暴露限值规定

国　家	L_{Aeq}，8h /dB（A）	交换率 /dB（A）	工程或管理控制限值 /dB（A）	听力监护限值 /dB（A）	上　限
澳大利亚	85	3	85	85	140dB 峰值
巴　西	85	5	90，不超过 115	85	130dB 峰值
加拿大（联邦）	87	3	87		
（ON、PQ、NB）	90	5	90	84	140dB 峰值
（Alt、NS、NF）	85	5	85	85	
（BC）	90	3	90		
中　国	90	3			115dB（A）
芬　兰	85	3	85		
法　国	85	3	90 或 140dB 峰值	85	135dB 峰值
德　国	85	3	90	85	140dB 峰值
匈牙利	85	3	90		125dB（A）或 140dB 峰值
以色列	85	5			115dB（A）或 140dB 峰值
意大利	85	3	90	85	140dB 峰值
荷　兰	80	3	85		140dB 峰值
新西兰	85	3	85		115dB（A）或 140dB 峰值
挪　威	85	3		80	110dB（A）
西班牙	85	3	90	80	140dB 峰值
瑞　典	85	3	90	80	115dB（A）、140dB（C）
英　国	85	3	90	85	140dB 峰值
美　国	90	5	90 不大于 115	85	140dB 峰值或 115dB（A）

第 3 章　声屏障的声衰减计算

3.1　一般计算方法

当一物体满足以下条件时，可以当作一声屏蔽障碍物，即声屏障：

1）面密度至少 10kg/m^2；

2）物体表面没有大的裂缝或缺口，密闭性较好；

3）物体在垂直于声源到接受点连线方向上的投影大于拟研究频带中心频率的声波波长，换言之，$(l_1+l_2)>\lambda$，见图 9.3-1。

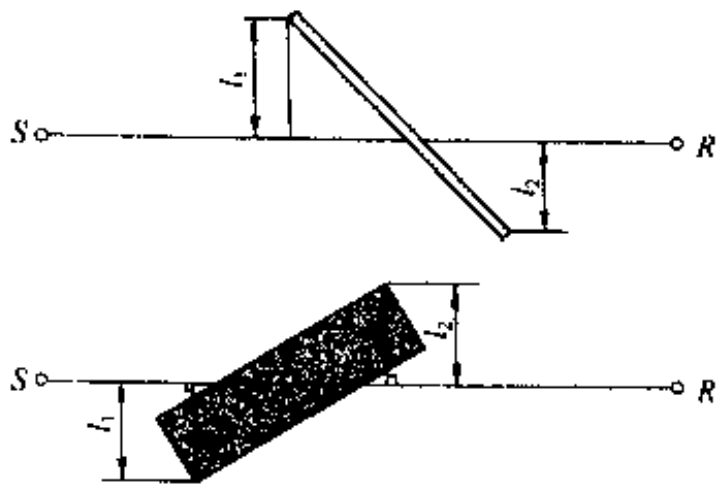


图 9.3-1　在声源和接受点间两障碍物的平面

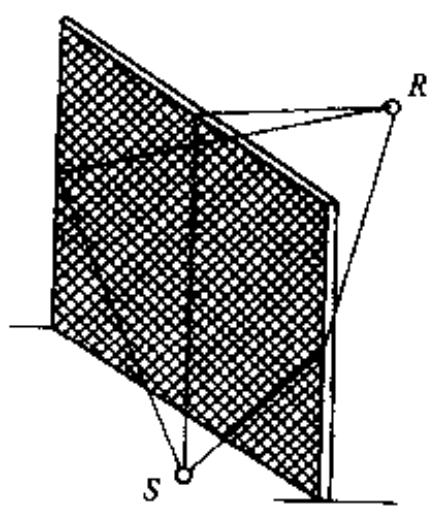


图 9.3-2　在屏障上不同的声传播路线

凡满足这些条件的物体，将用一具有垂直边界的屏障表示。屏障上边界可以是倾斜的直线。对于一个有限尺寸的屏障而言，越过屏障上边界和绕过垂直边界的绕射两者都可能是重要的，见图 9.3-2。

对顺风声传播越过声屏障上边界的插入损失 IL（dB）为：

$$IL=(\Delta L-A_{gr})>0 \qquad (9.3\text{-}1)$$

而绕过垂直边界的插入损失为：

$$IL=\Delta L>0 \qquad (9.3\text{-}2)$$

式中　ΔL —— 频带中心频率的声屏障衰减，计算见式（9.3-3）；

A_{gr} —— 声屏障不存在时的地面衰减。

3.1.1　声屏障声衰减的计算

为了计算声屏障衰减，假定以声源至接收点只有一条声传播路线（通常对无限长声屏障的上边界）。如果这个假设不符合实际，例如声屏障长度有限，则应分别计算上边界和垂直边界传播路线的声衰减（如图 9.3-2），然后各条路线屏障声衰减值在接收点的能量相加。

对该路线的声屏障衰减以 dB 计，用式（9.3-3）计算。

$$\Delta L=10\lg\left[3+(C_2/\lambda)\,C_3\delta K_{met}\right] \qquad (9.3\text{-}3)$$

式中　C_2=20，包括地面反射的影响；

C_2=40，在特殊情况下，可将地面反射作为虚声源单独考虑，则取此值；

C_3=1，对单独绕射（见图 9.3-3）；

$C_3=\left[1+(5\lambda/e)^2\right]/\left[(1/3)+(5\lambda/e)^2\right]$，对双绕射（见图 9.3-4）；

λ —— 频带中心频率的声波波长（m）；

δ —— 绕射声与直达声之间的路程差，用式（9.3-4）和式（9.3-5）计算；

K_{met} —— 气象影响的修正因子，由式（9.3-6）给出；

e —— 在双绕射情况下两个绕射线边界之间的距离（见图 9.3-4）。

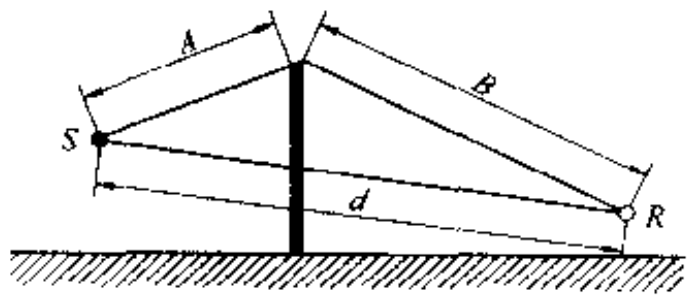
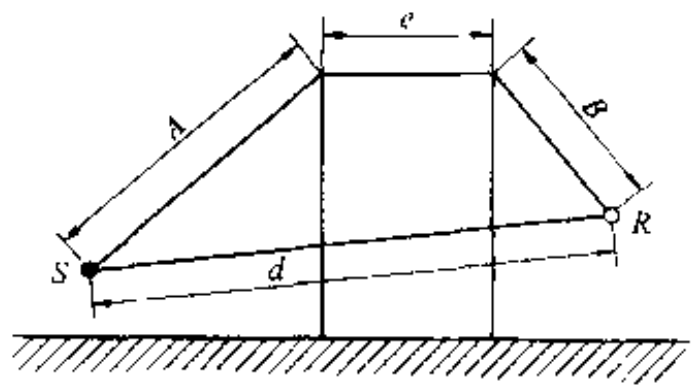


图 9.3-3　确定单绕射路程差的几何量



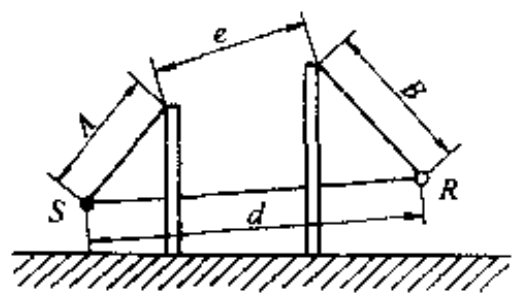


图 9.3-4　确定双绕射路程差的几何量

对图 9.3-3 所示的单绕射，其路程差为：

$$\delta = \left[(A+B)^2 + a^2\right]^{1/2} - d \qquad (9.3\text{-}4)$$

式中　A —— 声源到绕射边的距离（m）；

B —— 绕射边到接收点的距离（m）；

a —— 声源和接收点之间的距离在平行于屏障上边界的分量（m）；

d —— 声源与接收点的距离（m）。

如果声源和接收点之间的观测线在声屏障上边界上方通过，则δ为负号。

对图 9.3-4 所示的双绕射，路程差由式（9.3-5）计算：

$$\delta = \left[(A+B+e)^2 + a^2\right]^{1/2} - d \qquad (9.3\text{-}5)$$

式（9.3-3）中的气象条件修正因子 K_{met} 由式（9.3-6）计算：

$$\text{当}\delta>0 \quad K_{met} = \exp\left[-\frac{1}{2000}\sqrt{ABd/2\delta}\right]$$

$$\text{当}\delta\leqslant 0 \quad K_{met}=1 \qquad (9.3\text{-}6)$$

对环绕声屏障的横向绕射，则取 $K_{met}=1$（见图 9.3-5）。当声源至接收点距离小于 100m 时，可取 $K_{met}=1$，用式（9.3-3）计算可达到 1dB 的准确度。

在任何的频带上，屏障衰减在单绕射（即薄屏障）情况下，其最大值不大于 20dB；在双绕射（即厚屏障）情况下，不超过 25dB 的值。

对两个声屏障的屏障衰减，如图 9.3-4 下部所示，用式（9.3-5）的双绕射公式计算。对多于两个屏障的屏障衰减，通过选择两个影响最大的屏障而忽略其他屏障的影响，也可以用式（9.3-5）作近似计算。

当声源发出的声波遇到障碍物时，会在障碍物表面产生反射。反射波会增加接收点的声压级。在道路两边建有声屏障的情况下，一边的声屏障的反射会对另一边的声屏障的声衰减起到一定的抵消影响。此时不包括地面反射波的影响，因为已计算在 A_{gr} 里面。

通常，障碍物的反射应该满足以下的条件，即可以建立如图 9.3-5 所示的镜面反射：障碍物表面的声反射系数对所计算的频带应该大于 0.2，以及障碍物表面的尺寸与频带中心频率的波长相比足够大，并满足关系式：

$$1/\lambda > \left[2/(l_{min}\cos\beta)^2\right]\left[d_{so}d_{or}/(d_{so}+d_{or})^2\right] \qquad (9.3\text{-}7)$$

式中　λ —— 频带中心频率 f（Hz）的声波波长（m），$\lambda=c/f$；

d_{so} —— 声源和障碍物上的反射点之间的距离（m）；

d_{or} —— 障碍物上反射点和接收点之间的距离（m）；

β —— 入射角（rad）

l_{min} —— 反射表面的最小尺寸（长或高）（m）；

c —— 声速，此处取 340m/s。

如果对已知的某频带，这些条件的任何一个不满足时，则可以忽略反射。分别运用实声源和虚声源，虚声源的声功率级 $L_{\mathrm{IW,im}}$（dB），由式（9.3-8）计算：

$$L_{\mathrm{IW,\,im}}=L_{\mathrm{W}}+10\lg r_p+D_{\mathrm{II}} \qquad (9.3\text{-}8)$$

式中　r_p —— 在角β的障碍物表面的声反射系数（≥0.2）；

D_{II}—— 虚声源在接收点的指向性指数；

L_{W}—— 实声源的声功率级（dB）。

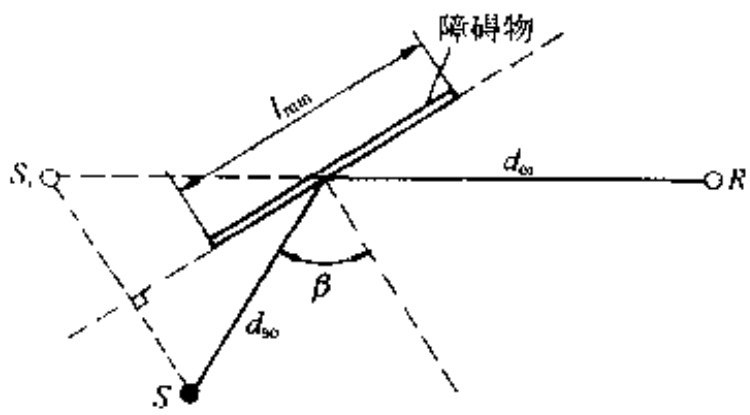


图 9.3-5　障碍物的镜像反射

3.1.2　地面衰减的计算

1. 地面效应的计算（一般计算方法）

地面衰减主要是由于从声源到接收点之间直达声和地面反射的干涉引起的。当顺风时，声波传播路线是向下弯曲的，这就保证了衰减主要是接近于声源和接收点的地面来决定。这种计算地面效应的方法仅仅在地面近似平坦、且水平或恒定倾斜时，方可以应用。对地面衰减规定了三种不同的区域（见图 9.3-6）。

声源区域：是从声源向接收点延伸 $30h_s$ 的距离，最大值为 d_p（h_s 是声源高度，d_p 是投影到地平面上的声源至接收点之间的距离）；

接收区域：是从接收点向声源反延伸 $30h_r$ 的距离，最大值为 d_p（h_r 是接收点高度）；

中间区域：是声源区域至接收区域中间的距离，当 $d_p<(30h_s+30h_r)$ 时，声源区域和接收区域重叠，没有中间区域。

根据图 9.3-6，地面衰减不随中间区域尺寸而增大，主要与声源区域和接收区域的性质有关。

每一种地面区域的声学性质由地面因子计算。三种反射表面规定如下：

坚实地面：包括铺筑过的路面、水、冰、混凝土以及其他低疏松的地面，例如夯实的地面也可以认为是坚实的。对坚实的地面，地面因子 $G=0$。

疏松地面：包括被草、树或其他植物覆盖的地面，例如农田。对疏松地面，$G=1$。

混合地面：如果地面由坚实地面和疏松地面组成，则 G 取 0～1 之间的值，该值是疏松地面组成的分数。

为了规定倍频带的地面衰减，首先用表 9.3-1 中的公式分别计算由该区域地面因子 G_s 决定的声源区域的分衰减 A_s，由地面因子 G_r 决定的接收区域的分衰减 A_r，以及由地面因子 G_m 决定的中间区域的分衰减 A_m。表 9.3-1 中给出了计算地面分衰减的表达式。该倍频带的总地面衰减（dB）由式（9.3-9）得到：

$$A_{\mathrm{gr}}=A_s+A_r+A_m \qquad (9.3\text{-}9)$$

2. 简化计算方法

当仅计算接收点的声级，而且声波越过疏松地面传播，或大部分为疏松地面的混合地面及声音不是纯音时，任何形状地面的地面衰减（dB）可以由式（9.3-10）计算：

$$A_{\mathrm{gr}}=4.8-(2h_m/d)[17+(300/d)]\geqslant 0 \qquad (9.3\text{-}10)$$

式中　d —— 声源至接收点的距离（m）；

h_m —— 传播路程离地面的平均高度（m）。

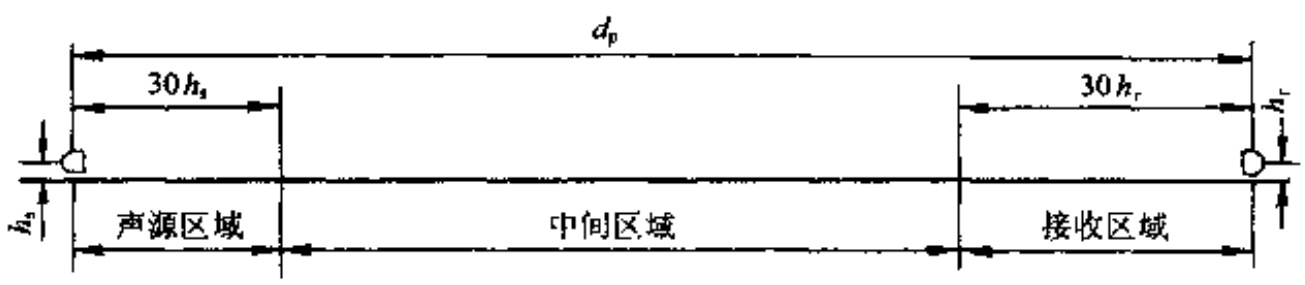


图 9.3-6　确定地面衰减的三个不同区域

表 9.3-1　计算倍频带地面分衰减 A_s、A_r 和 A_m 的表达式

倍频带中心频率/Hz	A_s 或 A_r/dB	A_m/dB
63	−1.5	$-3q$
125	$-1.5+Ga'(h)$	$-3q(1-G_m)$
250	$-1.5+Gb'(h)$	
500	$-1.5+Gc'(h)$	
1000	$-1.5+Gd'(h)$	
2000	$-1.5(1-G)$	
4000	$-1.5(1-G)$	
8000	$-1.5(1-G)$	

表中：

$$a'(h)=1.5+3.0e^{-0.12(h-5)^2}\left(1-e^{-d_p/50}\right)+5.7+e^{-0.09h^2}\left(1-e^{-2.8\times10^{-6}\times d_p^2}\right)$$

$$b'(h)=1.5+8.6e^{-0.09h^2}\left(1-e^{-d_p/50}\right)$$

$$c'(h)=1.5+14.0e^{-0.46h^2}\left(1-e^{-d_p/50}\right)$$

$$d'(h)=1.5+5.0e^{-0.9h^2}\left(1-e^{-d_p/50}\right)$$

计算 A_s 时，取 $G=G_s$ 和 $h=h_s$；计算 A_r 时，取 $G=G_r$ 和 $h=h_r$，各种地面因子如上所述。

q 的取值为：$q=0$，当 $d_p \leqslant 30(h_s+h_r)$；

$q=1-30(h_s+h_r)/d_p$，当 $d_p>30(h_s+h_r)$。

离地面平均高度可由图 9.3-7 所示的方法计算，即 $h_m=F/d$，F 为声源至接收点距离以下至地面包含的面积。若式（9.3-10）算出的 A_{gr} 为负值，则认为是 $A_{gr}=0$。

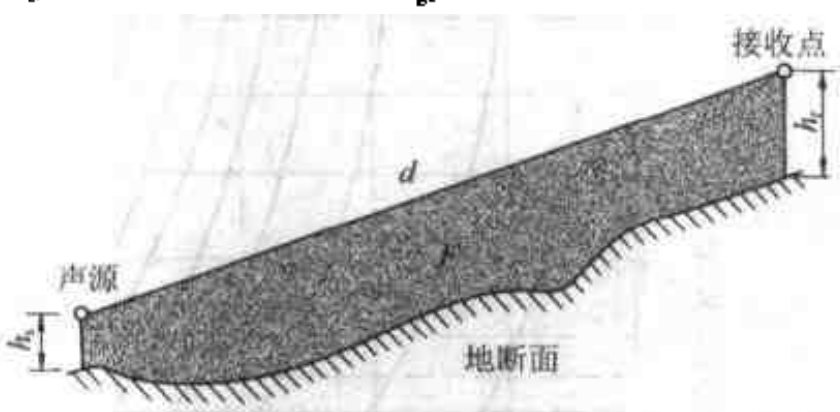


图 9.3-7　估计平均高度的计算方法

3.2　常用的计算方法

人们通常用于计算声屏障插入损失的方法如下：

3.2.1　绕射声衰减 ΔL_d 的计算

1. 点声源

当声源尺寸远远小于声源至接收点的距离时（即声源至接收点的距离大于声源长度的 3 倍），可以看作点声源。对一无限长的声屏障，频带的点声源的绕射声衰减见式（9.3-11），即为：

$$\Delta L_d=\begin{cases}20\lg\dfrac{\sqrt{2\pi N}}{\tanh\sqrt{2\pi N}}+5\text{dB}, & N>0\\ 5\text{dB}, & N=0\\ 5+20\lg\dfrac{\sqrt{2\pi|N|}}{\tanh\sqrt{2\pi|N|}}\text{dB}, & 0>N>-0.2\\ 0\text{dB}, & N\leqslant-0.2\end{cases} \tag{9.3-11}$$

式中　N —— 菲涅耳数，$N=\pm\dfrac{2}{\lambda}(A+B-d)$；

λ —— 声波波长（m）；

d —— 声源至接收点的距离（m）；

A —— 声源至声屏障顶端的距离，（m）；

B —— 接收点至声屏障顶端的距离（m）。

若声源和接收点连线与声屏障法线之间有一定角度 β，则菲涅耳数为：

$$N(\beta)=N\cos\beta$$

工程计算中，ΔL_d 可以从图 9.3-8 求得。

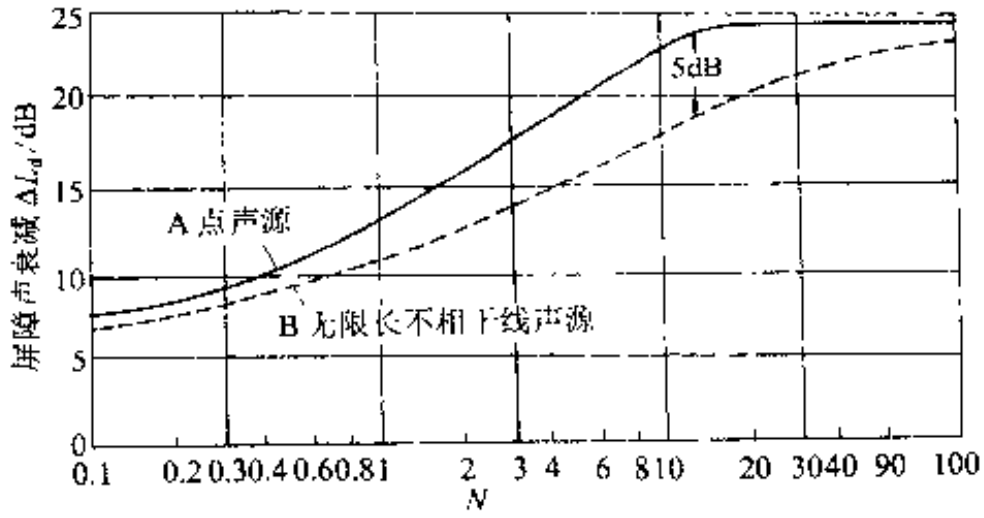


图 9.3-8 声屏障的绕射声衰减曲线

2. 无限长线声源，无限长声屏障

当声源为一无限长不相干线声源时，其绕射声衰减为：

$$\Delta L_d = 10\lg\left(\frac{3\pi\sqrt{1-t^2}}{4\,\mathrm{arctg}\sqrt{\dfrac{1-t}{1+t}}}\right)\ \mathrm{dB}, t=\frac{40f\delta}{3c}\leqslant 1$$

$$\Delta L_d = 10\lg\left[\frac{3\pi\sqrt{t^2-1}}{2\ln\left(t+\sqrt{t^2-1}\right)}\right]\ \mathrm{dB}, t=\frac{40f\delta}{3c}>1$$

（9.3-12）

式中 f —— 声波频带（Hz）；

δ —— 程差（m），$\delta=A+B-d$；

c —— 声速（m/s）。

3. 无限长线声源，有限长声屏障

ΔL_d 仍由式（9.3-12）计算，然后根据图 9.3-9 进行修正。修正后的ΔL_d 取决于遮蔽角的β/θ大小。

图中虚线表示无限长屏障声衰减为 8.5dB，若有限长声屏障对应的遮蔽角百分率为 92%，则有限长屏障的声衰减为 6.6dB。

3.2.2 透射降低量ΔL_t的计算

透射降低量ΔL_t由式（9.3-13）计算：

$$\Delta L_t = \Delta L_d + 10\lg(10^{-\Delta L_d/10}+10^{-TL/10}) \quad (9.3\text{-}13)$$

式中 TL——声屏障的传声损失，$TL=10\lg(E_i/E_t)$；

E_i —— 入射声能；

E_t —— 透射声能。

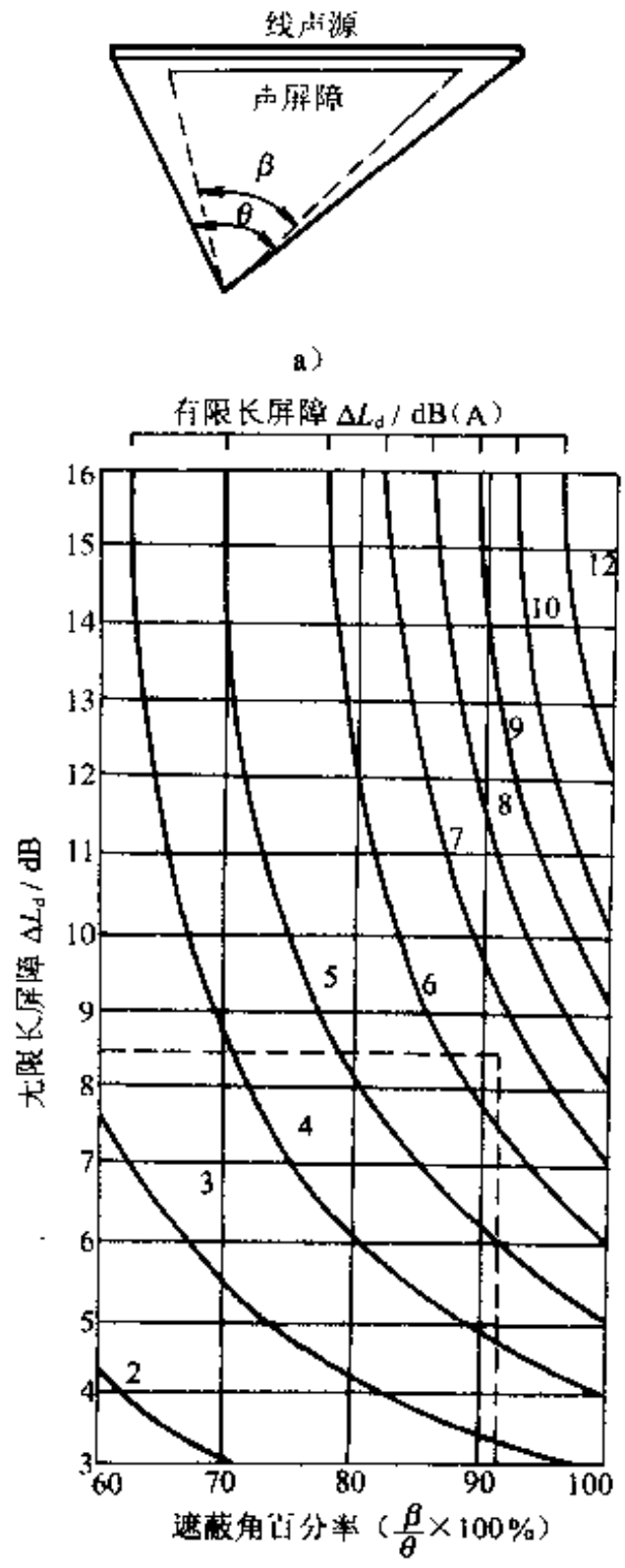


图 9.3-9 有限长的声屏障及线声源修正图

对于单层声屏障，当声波垂直于屏障入射时，它的传声损失（又称隔声量）（dB）的估计式为：

$$TL=20\lg f+20\lg m-42.5 \qquad (9.3\text{-}14)$$

式中　f —— 频率（Hz）；

m —— 面密度（kg/m^2）。

在实际工程中，声波入射通常是随机的，所以隔声量要比按质量定律式（9.3-14）计算的要小一些，大致小 4～5dB，即：

$$TL=20\lg f+20\lg m-48 \qquad (9.3\text{-}15)$$

在工程设计中，声屏障的隔声性能是通过实验室测试得到的。

3.2.3　反射降低量ΔL_r的计算

反射降低量取决于声屏障、接收点和声源的高度、两平行声屏障之间的距离、接收点至声屏障及道路的距离，以及靠道路内侧声屏障吸声结构的降噪系数 NRC。

$$\mathrm{NRC}=\frac{1}{4}\left(\alpha_{250}+\alpha_{500}+\alpha_{1000}+\alpha_{2000}\right) \qquad (9.3\text{-}16)$$

α_{250}、α_{500}、α_{1000}、α_{2000} 分别为下标频率的吸声系数。

具体计算步骤如下：

1）画出一张包括道路、声屏障、接收点在内的横截面图，见图 9.3-10。

假设声屏障高度 H=5m，两屏障间距 W=35m，接收点（受声点）至近端屏障距离 D_B=34m。

2）如图 9.3-10 所示，将声源置于两屏障间的中央。假设声源离地面高 2.4m，从声源通过离接收点近的一端的声屏障顶端画一直线，与接收点的垂线相交，确定交点至道路平面的高度 H_N（H_N=10.0m）。

3）根据图 9.3-10，从第一个地面虚声源（相对于远端声屏障低端的对称虚源）通过离接收点远的声屏障顶端画一直线，与接收点垂线相交，求出此交点至道路平面的高度 H_F（H_F=35m）。

4）确定接收点所在的区域。若接收点高度 $H_R<H$，接收点在区域Ⅰ内；若 $H<H_R<H_N$，则在区域Ⅱ内；若 $H_R>H_N$，接收点在Ⅲ区域内。

5）用式（9.3-11）或图 9.3-11 确定接收点近端障板对 2.4m 高的声源提供的接收点高度 H_R 和 H_R=0 的绕射声衰减ΔL_d，在本例中，从图 9.3-11 可得到，H_R=0 时，ΔL_d =12.5dB（A）；H_R =1.5m 时，ΔL_d =11.5dB（A）。

6）声屏障反射降低量ΔL_r的确定：

① 根据 D_B 和 W 的数值，从图 9.3-11 右下角的 D_B 线对应值，到 W 线的对应值画一直线，与引导线相交。

② 从 ΔL_d 线上找出 H_R=0 时 ΔL_d［(12.5dB(A)］对应点，将此点通过由①中确定的引导线上的交点画一直线与转折线 A 相交。

③ 根据声屏障的吸声结构，求得噪声降低系数，此处设 NRC=0.05。

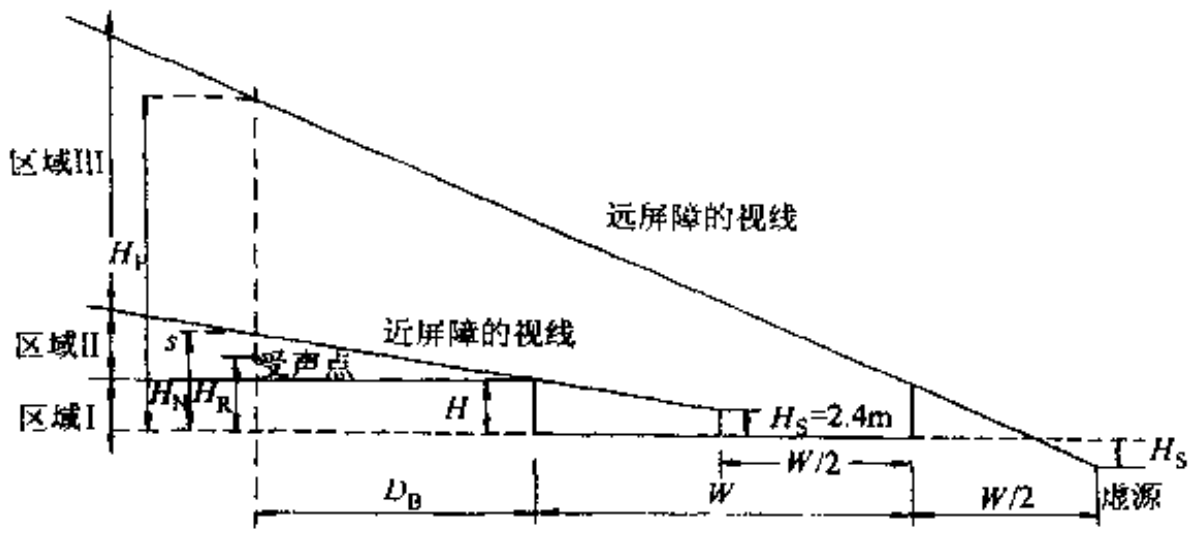


图 9.3-10　平行声屏障横截面图

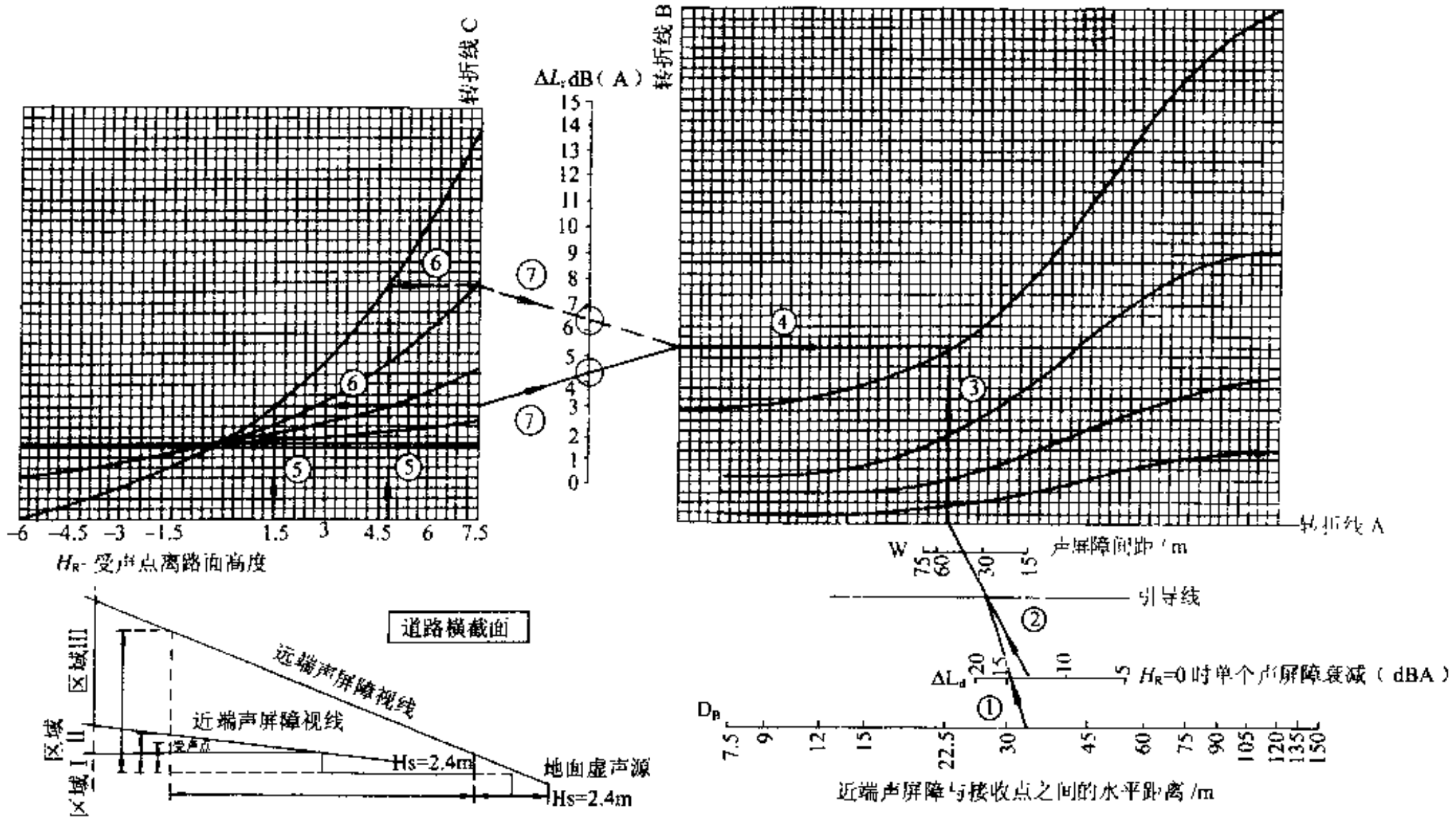


图 9.3-11 平行声屏障列线图的应用

④ 从转折线 A 上的交点作直线垂直于线 A，与对应的 NRC 曲线相交，然后从这个交点引直线垂直于转折线 B，与线 B 相交。

⑤ 如果接收点位于区域 I 内，则按下列步骤进行；若接收点在区域II内，则跳到⑨。设 H_R=1.5m，则接收点在区域 I 内。

⑥ 在图 9.3-11 左边网格图上，从横坐标实际的 H_R 值（1.5m）做垂直线与对应的 NRC（0.05）曲线相交，然后从这个交点引直线垂直于转折线 C。

⑦ 转折线 C 上交点与转折线 B 上的交点连线直线，与反射降低线ΔL_r相交。

⑧ 读ΔL_r交点的数值［4.5dB（A）］，此值即为高度 H_R（1.5m）的受声点处声屏障的反射降低量。

⑨ 当接收点位于区域II内时（例如 H_R=7.5m），在图 9.3-11 左边网格图上，用屏障高度 H（5m）作为 H_R值（如图 9.3-11 左边网格图上右边的⑤），从此值上引垂线与对应的 NRC 曲线相交，然后从此交点画直线垂直于转折线 C。

⑩ 连接线 C 和线 B 上的两个交点，与ΔL_r直线相交。

⑪读此交点的值ΔL_r［6.5dB（A）］，即为声屏障的反射降低量。这个反射降低量低于或者等于接收点高度等于声屏障高度 H 时的降低量。

⑫ 将 H_R（1.5m）时的绕射声衰减ΔL_d[11.5Db(A)]减去反射降低量ΔL_r[4.5dB(A)]，则可得到声屏障的实际噪声降低，即 $NR=\Delta L_d-\Delta L_r$=7dB（A）。同样，可得到 H_R=7.5m 时［绕射声衰减=7dB（A）］，声屏障的实际噪声降低为 0.5dB（A）。

⑬ 若在声屏障面向道路一侧加吸声结构，则可大大减少反射降低量。在本例中，若 NRC=0.8，当 H_R=1.5m 时，ΔL_r=0.5dB（A）；H_R=7.5m 时，ΔL_r=1.0dB（A）。

3.2.4　障碍物的声衰减

如果在声屏障修建前声源和接收点之间存在有其他屏障或障碍物，则可能产生一定的绕射声衰减，由这些障碍物的声屏障产生的声衰减称之为障碍物的声衰减，用符号ΔL_s表示。它们可以由式（9.3-11）或式（9.3-12）来计算。

3.2.5　地面声吸收衰减

如果地面不是刚性的，则会对传播过程中的声波产生一定的吸收，从而会使声波产生一定的衰减。由地面声吸收产生的声衰减称之为地面吸收声衰减，用符号ΔL_G表示。

地面声吸收衰减ΔL_G通常由现场测量得到，具体测量方法是，在接收点上方 1.5m 高和 6～7.5m 高处设两个测点，同时测量来自现有声源的声音的倍频带（中心频率 250～2000Hz）或 1/3 倍频带（中心频率 250～2000Hz）的频带声压级或 A 计权声级，两测点声压级或 A 声级之差即为ΔL_G。若现场声源不存在，如未建道路，没有交通噪声，则可采用人工声源，但必须测量倍频带或 1/3 倍频带声压级，以便对未来声源的 A 计权ΔL_G进行计算。

若现场地面声吸收衰减测量有困难，可由图 9.3-12 来确定。图 9.3-12 中的等效距离 D_E 由下列公式计算：

$$D_E=(D_N D_F)^{1/2} \qquad (9.3\text{-}17)$$

式中　D_N —— 接收点至最近的车道中心线距离（m）；

D_F —— 接收点至最远的车道中心线距离（m）。

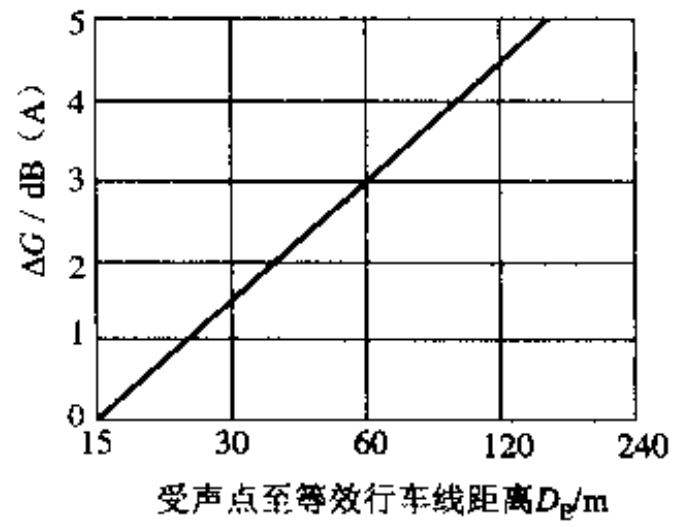


图 9.3-12　地面影响衰减

一般，在 D_E=55m 时，ΔL_G 为 2.5dB（A）；在 D_E=150m 时，ΔL_G 为 5dB（A）。

因此，考虑到上述各种因素，一个声屏障的实际插入损失为：

$$IL=\Delta L_d-\Delta L_t-\Delta L_r-(\Delta L_S,\Delta L_G)_{max} \tag{9.3-18}$$

式中 符号 max 表示取ΔL_s和ΔL_G的最大者。

这是因为一般两者不会同时存在，如果有其他屏障或障碍物存在，地面效应ΔL_G会被破坏掉。因为只有贴近地面，地面声吸收的衰减才会明显。式（9.3-18）中减去$(\Delta L_s, \Delta L_G)$max，是因为一旦设计的声屏障建成，原有的屏障或障碍物的地面声吸收效应都会失去作用。

第 4 章　噪声环境影响评价

确定、说明和预测在一定区域范围内人类活动对人体健康、生态环境系统和环境的影响程度的制度和方法称为“环境影响评价”，即环境影响评价就是对环境素质优劣的定量评述。这种定量的评价方法以国家规定的环境质量标准或污染物在环境中的本底值作为依据，经环境素质的优劣转化为定量的可比数值，将这些定量的结果划分等级，以表明环境受污染的程度。由于环境在时空上存在着较大的差异，人类活动又是多种多样的，环境影响评价的类型，在时间域上可分为：环境质量回顾评价、环境质量现状评价和环境影响预测评价；在空间域上可分为：建设项目环境影响评价、城市环境质量评价、区域环境质量评价等；从环境要素来划分，可分为：大气环境影响评价、水（地表水或地下水）环境影响评价、噪声环境影响评价、电磁波环境影响评价、固体废弃物环境影响评价等。

4.1　评价目的、意义

1979 年，我国颁布的《中华人民共和国环境保护法（试行）》中规定：“一切企、事业单位的选址、设计、建设和生产，都必须注意防止对环境的污染和破坏。在进行新建、改建和扩建工程中，都必须提出对环境影响的报告书，经环境保持部门和其他有关部门审查批准后才能进行设计。”首次以法律的形式明确提出了环境影响评价报告书制度，我国的环境影响评价制度正式建立起来。1981 年由国家计委、国家建委、国家经委和国务院环境保护领导小组颁发的《基本建设项目环境保护管理办法》中，详细规定了环境影响评价制度，对建设项目环境影响评价的范围、内容和工作程序提出了具体要求，建设项目环境影响评价开始有章可循，使我国的环境影响评价工作走向了正轨。

综上所述，环境影响评价制度是我国的一项基本国策，环境影响评价的基本任务就是评价建设项目的建设过程及建成投产后所引起的环境质量的变化，并依据评价结果提出各种防治对策，为有关管理部门提供决策依据。进行环境影响评价的基本目的就是把由于建设项目而造成的污染降低到现行标准允许的水平，为改善我国的生存环境，同时也为建设项目优化选址和合理布局以及城市规划提供科学的依据。

4.2　噪声环境影响评价工作的程序及评价等级划分

1. 噪声环境影响评价的一般工作程序

与其他专业环境影响评价程序类似，噪声环境影响评价也应遵循如图 9.4-1 所示的工作程序。

2. 噪声环境影响评价工作的前期准备工作

与其他专业工作的前期准备工作相同，噪声环境影响评价工作的前期准备工作主要是吃透准备评价的工程项目的有关文件，如建设地点、建设规模、项目特点、生产工艺流程等，并对建设项目所在地区的大致环境有一个初步的了解，应对被评价项目做到心中有数。

3. 确定建设项目的噪声环境影响评价的工作等级

在对被评价项目的大概情况有了初步的了解之后，即可根据具体情况确定进行该建设项目评价的工作等级。噪声环境影响评价工作等级的划分依据如下：

1）噪声评价工作等级划分的依据包括：

① 按投资额划分建设项目规模（大、中、小型建设项目）；

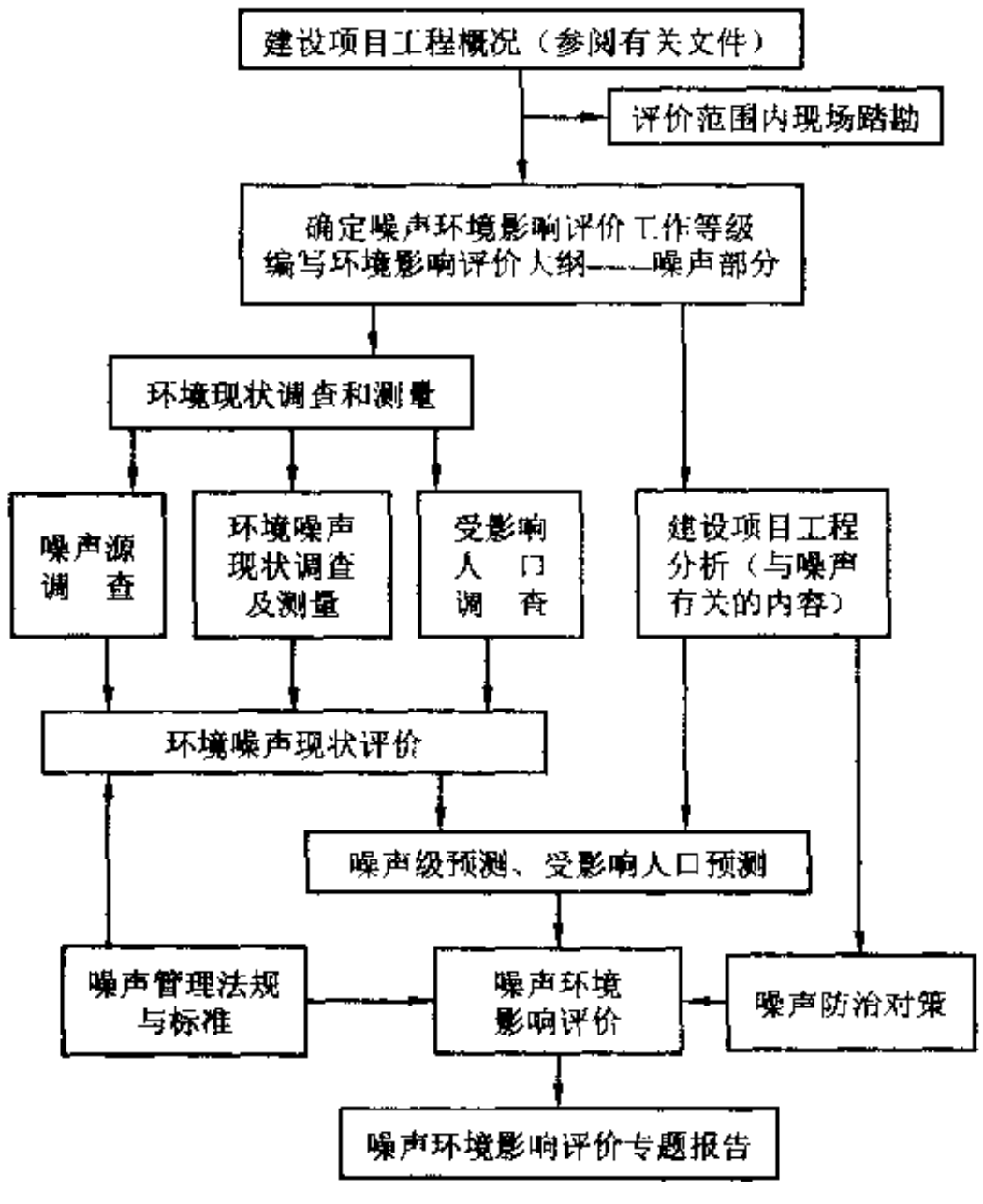


图 9.4-1 噪声环境影响评价工作程序

② 噪声源种类及数量；

③ 项目建设前后噪声级的变化程度；

④ 建设项目噪声影响范围内的环境保护目标、环境噪声标准和人口分布。

2）噪声环境影响评价工作的工作等级一般分为三级（四种类型），工作等级的具体规定如下：

① 一级评价。对于大、中型建设项目，属于规划区内的建设工程，或受噪声影响的范围内有适用于 GB 3096—1993 规定的 0 类标准及以上的需要特别安静的地区，以及对噪声有限制的保护区等噪声敏感目标，项目建设前后噪声级有显著增高［噪声增高量达 5～10dB（A）或以上］或受影响人口显著增多的情况，应按一级评价进行工作。

② 二级评价。对于新建、扩建及改建的大、中型建设项目，若其所在功能区属于适用于 GB 3096—1993 规定的 1 类、2 类标准的地区，或项目建设前后噪声级有较明显增高［噪声级增高量达 3～5dB（A）］，或受噪声影响人口增加较多的情况，应按二级评价进行工作。

③ 三级评价。对处在适用 GB 3096—1993 规定的 3 类标准及以上的地区［指允许的噪声标准值为 65dB（A）及以上的区域］的中型建设项目，以及处在 GB 3096—1993 规定的 1、2 类标准地区的小型建设项目，或者大、中型建设项目建设前后噪声级增加很小［噪声级增高量在 3dB（A）以内］且受影响人口变化不大的情况，应按三级评价进行工作。

④ 只填写“环境影响报告表”。对于处在非敏感区的小型建设项目，噪声评价只需填写“环境影响报告表”中相关的内容。

4.3　评价方法及步骤

1. 噪声环境影响评价大纲的编写

在了解了被评价建设单位的有关文件及进行了有关的实地踏勘后，按照噪声环境影响评价工作的工作程序，评价工作的第一个步骤即为编写环境影响评价大纲中的噪声部分。

环境影响评价大纲中的噪声部分应包括下列内容：

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

2）噪声评价工作等级和评价范围；

3）采用的噪声标准，噪声功能区和其他保护目标执行的标准值；

4）噪声现状调查和测量方法，包括测量范围、测点分布、测量仪器、测量时段等；

5）噪声预测方法，包括预测模型、预测范围、预测时段及有关参数的估值方法等；

6）不同阶段的噪声评价方法和对策。

此外，与其他所有综合环境影响评价项目相同，在噪声环境影响评价大纲中，还需要包括进行该项目环境影响评价工作所需的工作经费预算及该项目的有关申报批复及批复文件等。

2. 噪声环境现状综述

其内容主要为该建设项目现在所处位置环境的总体综合描述，应包括地理位置、周边的大环境、所在区域人口、地形地貌、气象情况的综述。

3. 噪声环境影响评价所执行的法规及标准

在进行噪声环境影响评价中一般采用如下法规及标准：

1）《中华人民共和国环境噪声污染防治法》

2）GB 3096—1993　城市区域环境噪声标准

3）GB 9660—1988　机场周围飞机噪声环境标准

4）GB 12525—1990　铁路边界噪声限值及其测量方法

5）GB 12523—1990　建筑施工场界噪声限值

6）GB 12348—1990　工业企业厂界噪声标准

7）GB 11339—1990　城市港口及江河两岸区域环境噪声标准

8）GBJ87—1985　工业企业噪声控制设计规范

9）HJ/T2.4—1995　环境影响评价技术导则—— 声环境

4. 噪声环境影响评价的评价量及评价范围的确定

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

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

噪声环境影响的评价范围一般应根据对被评价项目确定的评价工作等级确定（评价等级的确定方法见 4.2.3）。

对于建设项目包含多个呈现点声源性质的情况（如工厂、港口、施工工地、铁路的站场等），一级评价一般取自被评价项目红线边界处向四周延伸 200m 内的区域作为噪声评价范围；相应的二级评价和三级评价的评价范围可根据实际情况适当缩小。若建设项目周围较为空旷而较远处有敏感区域，则评价范围应适当放宽；若建设项目四周近距离内（一般取 1000m 的距离）无对噪声敏感区域，则相应的各级评价范围也可适当缩小。

对于建设项目呈线状声源性质的情况（如

铁路线路、公路），一级评价要求一般取线状声源两侧各 200m 的区域作为噪声评价范围；二级评价和三级评价的范围可根据实际情况相应缩小。若建设项目周围较空旷而较远处有敏感区，则评价范围应适当放宽到敏感区附近；若建设项目四周近距离内（一般取 1000m 的距离）无对噪声敏感区域，则相应的各级评价范围也可适当缩小。

对于建设项目是机场的情况，一级评价一般取距主要飞行航迹下离跑道两端各 15km、侧向 2km 内的区域作为噪声评价范围；同样，相应的二级评价和三级评价范围可根据实际情况适当缩小。

5. 噪声工程污染源分析

在对噪声进行环境影响评价时，对被评价项目的噪声工程污染源进行分析是一项非常重要的工作。

需要注意的是，所谓噪声污染源，不仅仅指有关的设备，也应包括相关的操作过程中所可能产生的动态或非设备噪声污染源，如建设工地上的风镐、与项目运营有关的车辆、工作的操作噪声等。

摸清被评价项目的主要噪声污染源是一项较为艰巨的工作，往往一个新建项目在筹建之初，并不能提供全部的噪声污染源的数量、大小、型号、位置及噪声级等数据，而这些数据又是在对该项目进行环境影响预测时所必需的，因此，在实际评价工作中，往往利用类比测试的方法确定噪声污染源的这些数据，即确定一个或几个具有与被评价项目相同规模、工艺流程及地理环境的类比测试单位进行类比调查（每个类比单位不一定与被评价项目在各方面均相同，但在一定的范围内应相似）。

对于噪声源设备进行的噪声类比测试方法应符合如下标准：

GB/T 3767—1996 噪声源声功率级的测定——工程法及准工程法

GB/T 3768—1996 噪声源声功率级的测定——简易法

GB/T 3770—1983 木工机床噪声声功率级的测定

GB/T 4215—1984 金属切削机床噪声声功率级的测定

GB/T 7022—1986 容积式压缩机噪声声功率级的测定——简易法

GB/T 4980—1985 容积式压缩机噪声声功率级的测定——工程法

GB/T 7111—1986 纺织机械噪声声功率级的测定方法

GB/T 5898—1986 凿岩机械与气动工具噪声测量方法 ——工程法

GB/T 1496—1979 机动车辆噪声测量方法

GB/T 1859—1989 内燃机噪声测定方法

GB 2806—1981 电机噪声测量方法

GB/T 2888—1991 风机和罗茨风机噪声测量方法

GB/T 5111—1995 铁路机车车辆辐射噪声测量方法

GB/T 4964—1985 内河航道及港口内船舶辐射噪声的测量

GB/T 9911—1988 船用柴油机辐射的空气噪声测量方法

GB 5467—1985 摩托车噪声测量方法

GB/T 9661—1988 机场周围飞机噪声测量方法

表 9.4-1 为对噪声源进行测试时的测试记录表。

一般，噪声源测试时还应当记录所测噪声源的其他技术参数，如风机的功率、风机转速、风压、风量；电动机的功率、转速；水泵的功率、转速、扬程等。

类比调查中的噪声源测试还应当测量生产线的噪声并记录下距离和生产所需的工艺流程。

6. 噪声环境影响现状评价

噪声环境影响现状评价包括对被评价单位所处环境的现状调查、环境噪声现状测量及分析评价等内容。

表 9.4-1　噪声测量记录表

设备测点示意图							测量时间			年　月　日				上/下	时	
							测量地点									
							测量仪器									
							测　量　人									
							负　责　人									
序号	噪声源（型号、规格）	测点	测试条件	表头相应	噪声级		31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	16000
					A	C										

（1）环境噪声现状调查目的

环境噪声现状调查主要有如下目的：

1）使评价工作者掌握所在评价范围内的噪声环境影响现状，即了解环境背景噪声现状。

2）向有关决策及管理部门提供该评价范围内的环境噪声现状，以便与项目建设后的噪声影响程度进行比较。

3）调查出评价区域范围内对噪声敏感的目标、需要保护的目标以及评价范围内的受影响人口分布。

4）为进行综合评价中的噪声预测和结果分析提供对比数据、背景数据等资料。

（2）环境噪声现状调查内容

1）评价范围内现有的噪声源种类、数量及相应的噪声级。这部分内容应包括评价区域内所有的噪声污染源的情况，如评价区域范围内的工矿企业的噪声污染源，评价区域内的交通噪声污染源、铁路噪声污染源、船舶噪声污染源等都应当作为环境噪声现状调查的主要内容。

2）评价范围内现有噪声敏感目标、噪声功能区划分情况。对于环境噪声敏感目标，应作出具体调查，如评价范围内的医院所在的具体位置、床位、医院的等级及性质（综合医院、专科医院等）；学校的学生人数、班级、学校的性质（大、中、小学及重点、普通学校等），以便在随后的环境噪声现状评价中给出具体的分析。对于噪声功能区的划分，则应以当地政府部门的规定为准，如果评价范围内噪声功能区尚不明确，则可由评价单位提出具体建议，由当地政府部门给出明确规定，并以此规定作为随后噪声环境影响评价的依据。

3）评价范围内各噪声功能区（如果评价范围覆盖不只一个功能区的话）的环境噪声现状、各功能区环境噪声超标情况、边界噪声超标状况以及受超标噪声影响的人口分布。

（3）环境噪声现状调查方法

环境噪声现状调查的基本方法是：

1）收集资料法；

2）现场调查和测量法。

在评价过程中，应根据噪声评价工作等级相应的要求确定是采用收集资料法还是现场调查和测量法，或是两种方法相结合。

（4）环境噪声现状测量

1）噪声测量仪器　对于环境噪声测量，若噪声评价工作等级为一级和二级，则必须使用具有积分功能的声级计或具有相同功能的其他声学测量仪器测量等效连续 A 声级；若噪声评价工作等级为三级以上，也可用非积分式声级计测量连续等效 A 声级。上述的噪声测量仪器应使用符合 GB/T 3875—1983《声级计电声性能及测试方法》或 IEC651《声级计》规定的 2 型或优于 2 型性能的声级计或性能相当的其他声学测量仪器。

2）噪声测量　进行噪声测量时，应满足如下条件：

在室外或野外进行噪声测量时，声级计的传声器应安装防风罩。

进行室外或野外噪声测量时的气象条件应满足无雨、无雪、风力小于四级（5.5m/s）的条件。

（5）噪声测量的方法、标准和规范

1）环境噪声测量　为保证环境噪声影响评价的科学性和准确性以及评价工作的规范性，在评价中对于现状环境噪声的测量，应严格按照下列现行有关的国家标准进行布点及测量：

GB/T 14623—1993　城市区域环境噪声测量方法

GB/T 9661—1988　机场周围飞机噪声测量方法

GB/T 12349—1990　工业企业厂界噪声测量方法

GB/T 12524—1990　建筑施工场界噪声测量方法

GB 12525—1990　铁路边界噪声限值及其测量方法

GBJ 122—1988　工业企业噪声测量规范

国家环境保护局　环境监测技术规范：第三册噪声部分

2）噪声源噪声测量　为保证对噪声源噪声测量的准确性，以便保证最后评价结论的准确性，噪声源噪声的测量，同样应严格按照相应的国家标准进行测量。

3）环境噪声现状测量时测量点的布置　现状环境噪声测点的布置一般要覆盖整个评价范围，但重点应布置在评价范围内的敏感区域的周围以及评价区域的各个边界。

对于建设项目包含多个呈现点声源性质（声源波长比声源尺寸大得多的情况下，可以认为是点声源）的情况，环境噪声现状测量点应布置在声源周围；靠近声源处测量点密度应高于距声源较远处的测点密度。

对于建设项目呈现线状声源性质（许多点声源连续地分布在一条直线上，如繁忙的道路上的车辆流可以认为是线声源）的情况，应根据噪声敏感区域分布状况和工程特点确定若干噪声测量断面，在各个断面上距声源不同距离处布置一组测量点（如 15m、30m、60m、120m、240m）。

对于新建工程，当评价范围内没有明显的噪声源（如没有工业噪声、道路交通噪声、飞机噪声和铁路噪声），且声级较低［＜50dB（A）］，或声级变化幅度不大［＜3dB（A）］，环境噪声现状的测量点可以适当地减少。

对于改、扩建工程，若要绘制噪声现状等声级图，也可以采用网格法布置测点，例如，对于改扩建机场工程，为了绘制噪声现状 L_{WECPN} 等值图，可在主要飞行航迹下离跑道两端不超过 15km，侧向不超过 2km 范围内用网格法布设测点，跑道方向网格可取 1～2km，侧向取 0.5km。

4）环境噪声现状测量要求　环境噪声现状测量应包括下列测量：

① 环境噪声测量量为 A 声级及等效连续 A 声级；高声级的突发性噪声为最大 A 声级及噪声持续时间；机场飞机噪声的测量量为计

权等效连续感觉噪声级。

② 噪声源的测量量有倍频带声压级、总声压级、A 声级、线性声级或声功率级、A 声功率级等。

③ 对较为特殊的噪声源（如排气放空等），应同时测量声级的频率特性和 A 声级。

④ 脉冲噪声应同时测量 A 声级及脉冲周期。

5）环境噪声现状测量测量时段的规定

① 应在声源正常运转或运行工况的条件下测量。

② 对每一测点，应分别进行昼间、夜间的测量。

③ 对于噪声起伏较大的噪声环境（如道路交通噪声、铁路噪声、飞机机场噪声），应增加昼间、夜间的测量次数。

6）采样或读数方式

① 用积分声级计或其他具有相同功能的仪器测量，仪器动态特性用“快”响应，采样间隔不大于 1s，每次测量持续时间应根据有关测量方法标准确定（如铁路噪声每次测量持续时间为 1h）。

② 若用非积分式声级计，仪器动态特性用“慢”响应，读数间隔可为 5s，每次测量数据不少于 200 个。

7）环境噪声现状测量的记录内容

测量记录应包括以下内容：

① 测量仪器。

② 声级数据（包括 A 声级、倍频带声压级）。

③ 有关声源运载或运行情况（如设备噪声包括设备名称、型号、运行工况、运转台数，道路交通噪声包括车流量、车种、车速等）。

对于一般环境噪声测量的具体记录形式可参见表 9.4-1。

（6）环境噪声现状评价

环境噪声现状评价的主要内容有：

1）评价范围内现有噪声敏感区、保护目标的分布情况、噪声功能区的划分情况等。

2）环境噪声现状的调查和测量方法，包括测量仪器、参照或参考的测量方法、执行标准、测量时段、读数方法等。

3）评价范围内现有噪声源种类、数量及相应的噪声级、噪声特性、主要噪声源分析等。

4）评价范围内环境噪声现状，包括：

① 各功能区噪声级、超标状况及主要噪声源分布；

② 边界噪声级、噪声超标状况及主要噪声分布。

5）受噪声影响的人口分布。

7. 噪声环境影响预测评价

（1）预测的基础资料

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

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

声源种类与数量、各声源的发声持续时间及空间位置可由设计单位提供或从工程设计书中获得，也可根据对同类项目的类比调查得到.

2）影响声波传播的各种参量　影响声波传播的各种参量包括当地常年平均气温和平均湿度；预测范围内声波传播的遮挡物（如建筑物、围墙等，若声源位于室内还应包括门或窗）的位置（坐标）及长、宽、高等数据；周围环境中树林、灌木等分布情况、地面覆盖情况（如草地等）；风向、风速等。

这些参量一般通过现场或同类现场调查获得。

（2）预测范围和预测点布置

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

在已进行环境噪声现状调查的基础上，预测范围应不小于环境噪声现状评价的范围，相应的敏感地点也与现状环境噪声评价中的敏感

点相同或根据情况增加。

2）预测点布置原则 布置噪声预测点时应遵照下列原则：

(1) 为对比项目建设前后的环境噪声变化情况，所有的环境噪声现状测量点必须作为预测点。

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

(3) 评价范围内需要特别考虑的所有环境噪声敏感点都应布置预测点。

（3）噪声源噪声级数据的获得

噪声源噪声级数据包括：声压级（包括倍频带声压级）、A 声级（包括最大 A 声级）、A 声功率级、倍频带声功率级以及有效感觉噪声级。

1）获得噪声源数据有两个途径：

(1) 类比测量法；

(2) 引用已有的数据。

一般情况下，应首先考虑类比测量法，特别是当评价等级为一级时，必须采用类比测量法。若评价等级为二级或三级，在进行类比噪声测量有困难的情况下，可引用已有的噪声源噪声数据。

2）噪声源噪声级的类比测量 在噪声预测过程中，可选取与建设项目的声源具有相同型号、功率、工况和环境条件的声源进行类比测量，并根据条件的差别进行必要的声学修正，以此数据作为预测声级的噪声源数据。

为了获得噪声源噪声级的准确数据，在类比测量时必须严格按照下列现行国家标准进行测量：

GB/T 1496—1979 机动车辆噪声测量方法

GB/T 1859—1989 内燃机噪声测定方法

GB 2806～1981 电机噪声测定方法

GB/T 2888—1991 风机和罗茨风机噪声测量方法

GB/T 3770—1983 木工机床噪声声功率级的测定

GB/T 3767—1996 噪声源声功率级的测量 ——工程法及准工程法

GB/T 3768—1996 噪声源声功率级的测定——简易法

GB/T 4215—1984 金属切削机床噪声声功率级的测定

GB/T 4964—1985 内河航道及港口内船舶辐射噪声的测量

GB/T 4980～1985 容积式压缩机噪声声功率级的测定 ——工程法

GB/T 5111—1995 铁路机车车辆辐射噪声测量方法

GB 5467—1985 摩托车噪声测量方法

GB/T 5898—1986 凿岩机械与气动工具噪声测量方法 ——工程法

GB/T 6404—1986 齿轮装置噪声声功率级测定方法

GB/T 7022—1986 容积式压缩机噪声声功率级的测定 ——简易法

GB/T 7111—1986 纺织机械噪声声功率级的测定方法

GB/T 9911—1988 船用柴油机辐射的空气噪声测量方法

GB/T 9661—1988 机场周围飞机噪声测量方法

GB/T 9068—1988 采暖通风与空气调节设备噪声声功率级的测定 ——工程法

GB/T 10069.1—1988 旋转电机噪声测定方法及限值 噪声工程测定方法

GB/T 13165—1991 电弧焊机噪声测定方法

GB/T 13325—1991 机器和设备辐射的噪声 操作者位置 噪声测量的基本准则（工程级）

GB 14098—1993 燃气轮机 噪声

JB 3774.1～2—1984　工程机械噪声测量方法

对于噪声源声功率级的测量，根据有关规定，当评价工作等级为一级时，应满足工程法的要求；当评价工作等级为二级时，应满足准工程法的要求；当评价工作等级为三级时，可用简易法进行噪声源测量。在报告书中应当说明噪声源噪声级数据的测量方法及使用的标准。

3）引用已有数据　引用类似的噪声源噪声级数据，必须是公开发表的、经过专家鉴定并且是按有关标准测量得到的数据，同时，在报告书中应当指明被引用数据的来源。

（4）噪声传播声级衰减计算方法

在环境影响评价中，经常是根据靠近声源某一位置（参考位置）处的已知声级（如实测得到）来计算距声源较远处预测点的声级。在预测过程中遇到的声源往往是复杂的，需根据其空间分布形式作简化处理。环境影响评价中，经常把声源简化成二类声源，即点声源和线状声源。

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

1）噪声户外传播声级衰减计算的基本方法　首先计算预测点的倍频带声压级 L_{oct}（r）：

$$L_{oct}(r) = L_{octref}(r_0) - (A_{octdiv} + A_{octbar} + A_{octatm} + A_{octexc}) \tag{9.4-1}$$

其中　L_{octref}（r_0）——r_0 处的倍频带声压级；

A_{octdiv} ——几何发散衰减值；

A_{octbar} ——屏障衰减值；

A_{octatm} ——大气吸收值；

A_{octexc} ——地面效应衰减值。

2）根据各倍频带声压级合成计算出预测点的 A 声级　设各个倍频带声压级为 L_{pi}，那么 A 声级为

$$L_A = 10\lg\left[\sum_{i=1}^{n} 10^{0.1(L_{pi} - \Delta L_i)}\right] \tag{9.4-2}$$

式中　ΔL_i——第 i 个倍频带的 A 计权网络修正值（dB）；

n——为总倍频带数。

63～16000Hz 范围内的 A 计权网络修正值见表 9.4-2。

表 9.4-2　A 计权网络修正值

频率/Hz	ΔL_i/dB	频率/Hz	ΔL_i/dB
63	-26.2	2000	1.2
125	-16.1	4000	1.0
250	-8.6	8000	-1.1
500	-3.2	16000	-6.6
1000	0		

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

$$L_A(r) = L_{Aref}(r_0) - (A_{div} + A_{bar} + A_{atm} + A_{exc}) \tag{9.4-3}$$

对于稳态机械设备噪声的传播计算，应该使用倍频带声压级方法计算噪声的传播衰减；对于具有非稳态、脉冲特性的噪声，可用 A 声级衰减法直接计算噪声的传播衰减。

4）几何发散衰减的计算　声源的几何发散衰减又可分为点声源、面声源、线声源等几种基本类型，其基本计算公式如下：

①　点声源的几何发散衰减计算

a．无指向性点声源几何发散衰减的计算公式是：

$$L(r) = L(r_0) - 20\lg\left(\frac{r}{r_0}\right) \tag{9.4-4}$$

式中　L（r）、L（r_0）——是 r、r_0 处的声级。

如果已知 r_0 处的 A 声级，则式（9.4-5）和式（9.4-4）等效：

$$L_A(r) = L_A(r_0) - 20\lg\left(\frac{r}{r_0}\right) \tag{9.4-5}$$

式（9.4-4）和式（9.4-5）中第二项代表了点声源的几何发散衰减：

$$A_{div} = 20\lg\left(\frac{r}{r_0}\right) \tag{9.4-6}$$

如果已知点声源的 A 声功率级 L_{WA}，且声源处于自由空间，则式（9.4-5）等效为式

（9.4-7）：

$$L_A(r)=L_{WA}-20\lg r-11 \quad (9.4\text{-}7)$$

如果声源处于半自由空间，则式（9.4-5）等效为式（9.4-8）：

$$L_A(r)=L_{WA}-20\lg r-8 \quad (9.4\text{-}8)$$

b. 具有指向性点声源几何发散衰减的计算式是式（9.4-4′）或式（9.4-5′）：

$$L(r)=L(r_0)-20\lg\left(\frac{r}{r_0}\right) \quad (9.4\text{-}4')$$

$$L_A(r)=L_A(r_0)-20\lg\left(\frac{r}{r_0}\right) \quad (9.4\text{-}5')$$

式（9.4-4′）、式（9.4-5′）中，$L(r)$与$L(r_0)$，$L_A(r)$与$L_A(r_0)$必须是在同一方向上的声级。

c. 反射体引起的修正　如图 9.4-2 所示，当点声源与预测点处在反射体同侧附近时，到达预测点的声级是直达声与反射声叠加的结果，从而使预测点声级增高（增高量用ΔL_r表示）。

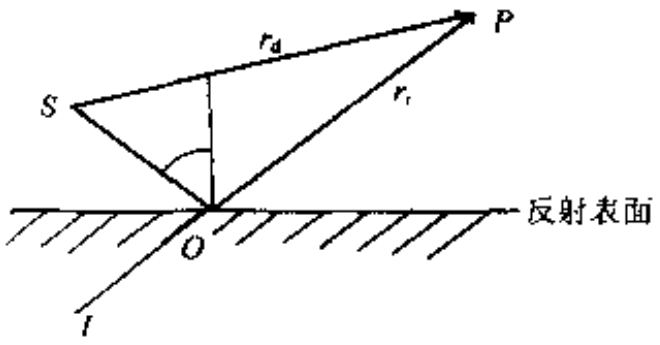


图 9.4-2　反射体的影响

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

在图 9.4-2 中，被 O 点反射到达 P 点的声波相当于从虚声源 I 辐射的声波，记 $SP=\gamma_d$，$IP=\gamma_r$。在实际情况下，声源辐射的声波是宽频带的，且满足条件$\gamma_r-\gamma_d>\lambda$，反射引起的声级增高量$\Delta L_r$与$\gamma_r/\gamma_d$有关，当$\gamma_r/\gamma_d\approx1$时，$\Delta L_r$=3dB（A）；当$\gamma_r/\gamma_d\approx1.4$时，$\Delta L_r$=2dB（A）；当$\gamma_r/\gamma_d\approx2$时，$\Delta L_r$=1dB（A）；当$\gamma_r/\gamma_d>2.5$时，$\Delta L_r$=0dB（A）。

② 线状声源的几何发散衰减计算

a. 无限长线声源　无限长线声源几何发散衰减的基本公式是式（9.4-9）：

$$L(r)=L(r_0)-10\lg\left(\frac{r}{r_0}\right) \quad (9.4\text{-}9)$$

如果已知 r_0 处的 A 声级，则式（9.4-9）与式（9.4-8）等效：

$$L_A(r)=L_A(r_0)-10\lg\left(\frac{r}{r_0}\right) \quad (9.4\text{-}10)$$

在式（9.4-9）和式（9.4-10）中，r、r_0为垂直于线状声源的距离。式（9.4-9）和式（9.4-10）中第二项表示了无限长线声源的几何发散衰减：

$$A_{div}=10\lg\left(\frac{r}{r_0}\right) \quad (9.4\text{-}11)$$

b. 有限长线声源　如图 9.4-3 所示，设线状声源长为 l_0，单位长度线声源辐射的声功率级为 L_W。在线声源垂直平分线上距声源 r 处的声级为：

$$L_p(r)=L_W+10\lg\left[\frac{1}{r}\operatorname{arctg}\left(\frac{l_0}{2r}\right)\right]-8 \quad (9.4\text{-}12)$$

或

$$L_p(r)=L_p(r_0)+10\lg\left[\frac{\frac{1}{r_0}\operatorname{arctg}\left(\frac{l_0}{2r_0}\right)}{\frac{1}{r}\operatorname{arctg}\left(\frac{l_0}{2r}\right)}\right] \quad (9.4\text{-}13)$$

当 $r>l_0$ 且 $r_0>l_0$，式（9.4-13）可简化为：

$$L_p(r)=L_p(r_0)-20\lg\left(\frac{r}{r_0}\right) \quad (9.4\text{-}14)$$

即在有限长线声源的远场，有限长线声源可当作点声源处理。

当 $r<l_0/3$ 且 $r_0<l_0/3$ 时，式（9.4-13）可简化为：

$$L_p(r)=L_p(r_0)-10\lg\left(\frac{r}{r_0}\right) \quad (9.4\text{-}15)$$

即在近场区，有限长线声源可当作无限长线声源处理。

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

$$L_p(r)=L_p(r_0)-15\lg\left(\frac{r}{r_0}\right)$$

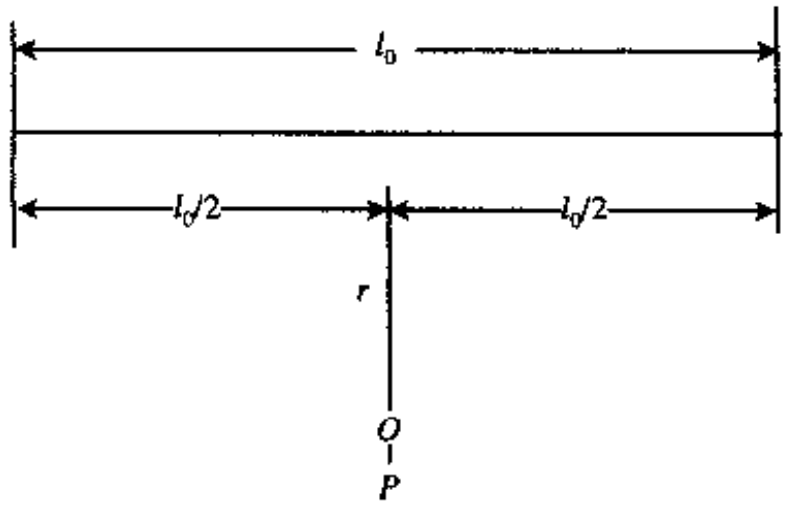


图 9.4-3　有限长线声源

5）遮挡物引起的衰减计算　位于声源和预测点之间的实体障碍物，如围墙、建筑物、土坡或地堑等都可以起到遮挡噪声的作用，这些实体障碍物称之为声屏障。声屏障的存在使声波不能直达某些预测点，从而引起声波在传播过程中的能量衰减。在环境影响评价中，一般可将各种形式的遮挡物简化为只有一定高度的薄屏障。

如图 9.4-4 所示，S（声源）、O（声屏障顶端）、P（接收点）三点在同一平面内且垂直于地面。

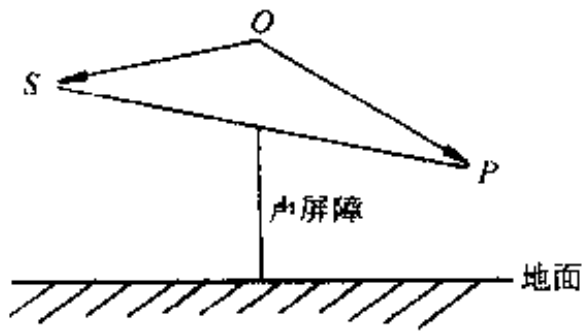


图 9.4-4　声屏障示意

定义δ = SO+OP−SP 为声程差，$N=2\delta/\lambda$为菲涅耳数，其中λ为声波波长。

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

① 有限长薄屏障在点声源声场中引起的声衰减计算，如图 9.4-5 所示，计算方法是：

a．首先计算三个传播途径的声程差δ_1、δ_2、δ_3和相应的菲涅耳数 N_1、N_2、N_3。

b．声屏障引起的衰减量按式（9.4-16）计算：

$$A_{\text{octbar}}=-10\lg\left(\frac{1}{3+20N_1}+\frac{1}{3+20N_2}+\frac{1}{3+20N_3}\right) \tag{9.4-16}$$

当屏障很长（作无限长处理）时，则

$$A_{\text{octbar}}=-10\lg\left(\frac{1}{3+20N_1}\right) \tag{9.4-17}$$

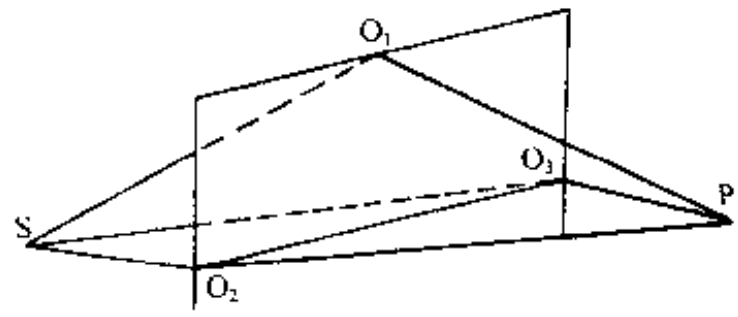


图 9.4-5　有限长薄屏障、点声源

② 无限长薄屏障在无限长线声源声场中引起的衰减计算，计算方法是：

a．首先计算菲涅耳数 N。

b．按图 9.4-6 所示的曲线，由 N 值查出相应的衰减量。

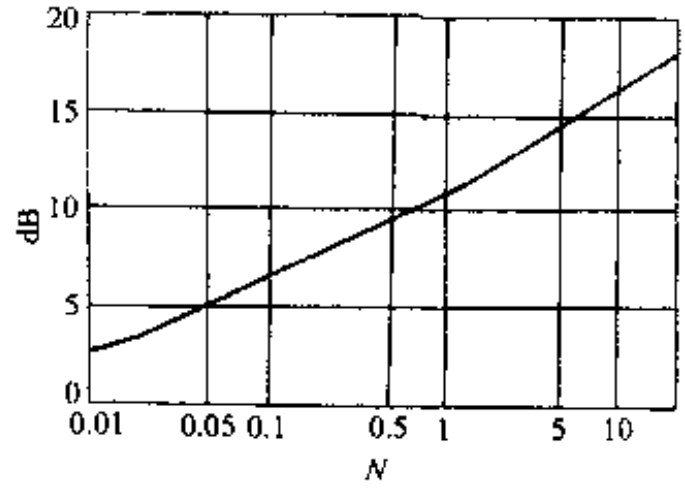


图 9.4-6　无限长屏障、无限长线声源的声衰减

注：1．对铁路列车、公路上汽车流，在近场条件下，可作无限长声源处理；当预测点与声屏障的距离远小于屏障长度时，屏障可当无限长处理。

2．当计算出的衰减量超过 25dB，实际所用的衰减量应取其上限衰减量 25dB。

③ 绿化林带影响的衰减量计算　绿化林带并不是有效的声屏障。密集的林带对宽带噪声典型的附加衰减量是每 10m 衰减 1～2dB（A），

取值的大小与树种、林带结构和密度等因素有关。密集的绿化林带对噪声的最大附加衰减量一般不超过 10dB（A）。

④ 噪声从室内向室外传播的声级差计算　如图 9.4-7 所示，声源位于室内。设靠近开口处（或窗户）室内、室外的声级分别为 L_1 和 L_2。若声源所在室内声场近似扩散声场，则

$$NR = L_1 - L_2 = TL + 6 \qquad (9.4\text{-}18)$$

式中　TL —— 隔墙（或窗户）的传声损失。

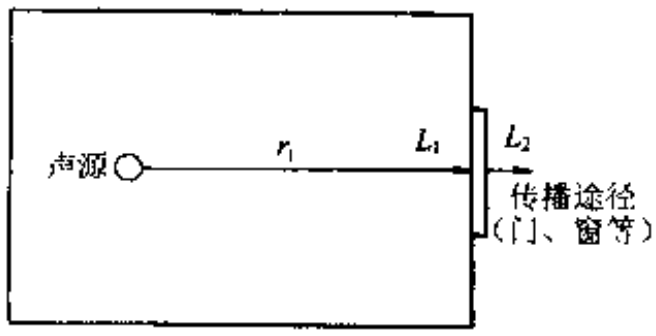


图 9.4-7　噪声从室内向室外传播

图 9.4-7 中，L_1 可以是测量值或计算值；若为计算值时，有如下计算式：

$$L_1 = L_W + 10\left(\frac{Q}{4\pi r_1^2} + \frac{4}{R}\right) \qquad (9.4\text{-}19)$$

式中　L_W —— 声源声功率级；

Q —— 方向性因子；

R —— 方向常数。

⑤ 空气吸收引起的衰减　空气吸收引起的衰减量按式（9.4-19）计算：

$$A_{\text{octatm}} = \frac{\alpha(r - r_0)}{100} \qquad (9.4\text{-}20)$$

式中　r —— 预测点距声源的距离（m）；

r_0 —— 参考位置距离（m）；

α —— 每 100m 空气吸收系数。

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

表 9.4-3 为大气中的声波衰减系数表。

表 9.4-3　大气中的声衰减系数　　（单位：dB/100m）

温度/℃	1/3 倍频带中心频率/Hz	相对湿度（%）								
		20	30	40	50	60	70	80	90	100
5	125	0.051	0.044	0.039	0.036	0.033	0.031	0.030	0.029	0.028
	250	0.115	0.096	0.086	0.079	0 074	0.070	0.066	0.063	0.061
	500	0.339	0.235	0.205	0.189	0.177	0.166	0.157	0.151	0.146
	1000	1.142	0.734	0.549	0.466	0.426	0.404	0.385	0.369	0.355
	2000	3.801	2.524	1.859	1.472	1.218	1.061	0.973	0.912	0.877
	4000	8.352	8.000	6.249	4.930	4 097	3.469	3.044	2.697	2.454
	8000	12.548	16.957	17.348	15.886	13.599	11.556	10.144	9.059	8.122
10	125	0.049	0.042	0.038	0.035	0.032	0.031	0.029	0.028	0.027
	250	0.109	0.093	0.083	0.077	0.072	0.068	0.065	0.062	0.059
	500	0.273	0.222	0.200	0.184	0.171	0.162	0.154	0.148	0.142
	1000	0.882	0.585	0.484	0.445	0.418	0.395	0.375	0.358	0.345
	2000	3.020	1.957	1.445	1.172	1.044	0.970	0.926	0.891	0.859
	4000	9.096	6.576	4.902	3.853	3.210	2.759	2.462	2.282	2.155
	8000	17.906	18.875	16.068	12.810	10.733	9.195	8.027	7.202	6.512
15	125	0.048	0.041	0.037	0.034	0.032	0.030	0.029	0.027	0.026
	250	0.106	0.090	0.081	0.075	0.070	0.066	0.063	0.060	0.058
	500	0.250	0.216	0.193	0.178	0.167	0.157	0.150	0.143	0.138
	1000	0.697	0.523	0.472	0.435	0.406	0.382	0.365	0.351	0.338
	2000	2.405	1.554	1.206	1.070	1.004	0.953	0.910	0.873	0.839
	4000	8.072	5.278	3.884	3.106	2.653	2.418	2.265	2.181	2.107
	8000	20.830	17.350	12.918	10.398	8.627	7.463	6.600	6.017	5.582

（续）

温度/℃	1/3倍频带中心频率/Hz	相对湿度（%）								
		20	30	40	50	60	70	80	90	100
20	125	0.047	0.040	0.036	0.033	0.031	0.029	0.028	0.026	0.025
	250	0.102	0.088	0.079	0.073	0.068	0.064	0.061	0.059	0.056
	500	0.246	0.211	0.190	0.175	0.164	0.155	0.148	0.141	0.136
	1000	0.606	0.513	0.462	0.422	0.397	0.376	0.358	0.343	0.331
	2000	1.859	1.289	1.126	1.042	0.979	0.924	0.876	0.843	0.814
	4000	6.302	4.119	3.116	2.653	2.435	2.314	2.217	2.136	2.062
	8000	20.445	13.761	10.310	8.324	7.019	6.224	5.779	5.496	5.279
25	125	0.045	0.039	0.035	0.032	0.030	0.027	0.025	0.024	0.023
	250	0.102	0.088	0.079	0.072	0.068	0.064	0.061	0.057	0.054
	500	0.238	0.205	0.184	0.170	0.159	0.150	0.143	0.137	0.132
	1000	0.579	0.501	0.448	0.414	0.388	0.367	0.350	0.336	0.323
	2000	1.561	1.223	1.117	1.032	0.960	0.911	0.872	0.838	0.807
	4000	5.088	3.399	2.791	2.555	2.407	2.288	2.186	2.095	2.017
	8000	16.939	11.233	8.486	7.008	6.249	5.836	5.608	5.419	5.253

⑥ 附加衰减　附加衰减包括声波传播过程中由于云、雾、温度梯度、风（称为大气非均匀性和不稳定性）引起的声能量衰减，以及地面效应（指声波在地面附近传播时由于地面的反射和吸收，以及接近地面的气象条件引起的声衰减效应）引起的声能量衰减。

在噪声环境影响评价中，一般不需考虑风、温度梯度以及雾等因素引起的附加衰减。

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

地面效应引起的附加衰减量［dB（A）］按式（9.4-21）计算：

$$A_{exc}=5\lg(r/r_0) \qquad (9.4\text{-}21)$$

根据有关标准的规定及实际测试经验，在对地面效应计算时，不管传播距离多远，由地面效应引起的附加衰减量的上限不应超过 10dB（A）。

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

⑦ 预测点噪声级计算的基本步骤：

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

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

c. 确定预测计算的时段 T，并确定各声源的发声持续时间 t_i。

d. 计算预测点 T 时段内的等效连续 A 声级：

$$L_{eq}(A)=10\lg\left(\frac{\sum_{i=1}^{n}t_i10^{0.1L_{A_i}}}{T}\right) \qquad (9.4\text{-}22)$$

在噪声环境影响评价中，因为声源较多，预测点数量比较大，因此常用电子计算机完成计算工作。为了方便噪声级预测，可以利用有

关噪声预测模型。

常见的噪声预测计算模式见下一节。

8. 常见的环境噪声计算模式

（1）一般环境噪声及工业噪声预测模式

一般城市环境噪声（不包括城市交通噪声、铁路噪声及航空噪声）与工业噪声的声源特性及声传播特点基本相同，所以在实际进行环境噪声评价中，对于这两种噪声的评价使用相同的评价模型。

此类噪声的噪声源在评价当中常按点声源处理。按声源所处位置，又可分为室外噪声源和室内噪声源两种，需要分别进行处理。

1）室内噪声源的处理方法及计算模型

① 如图 9.4-8 所示，首先计算出某个室内声源在靠近围护结构处的倍频带声压级：

$$L_{\mathrm{oct},i}=L_{\mathrm{woct}}+10\lg\left(\frac{Q}{4\pi r_1^2}+\frac{4}{R}\right) \qquad (9.4\text{-}23)$$

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

L_{woct}——某个声源的倍频带声功率级；

r_1——室内某个声源与靠近围护结构处的距离；

R——房间常数；

Q——方向性因子。

② 计算出所有室内声源在靠近围护结构处产生的总倍频带声压级：

$$L_{\mathrm{oct},1}(T)=10\lg\left(\sum_{i=1}^{n}10^{0.1L_{\mathrm{oct},1}(i)}\right) \qquad (9.4\text{-}24)$$

③ 计算出室外靠近围护结构处的声压级：

$$L_{\mathrm{oct},2}(T)=L_{\mathrm{oct},1}(T)-(TL_{\mathrm{oct}}+6) \qquad (9.4\text{-}25)$$

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

$$L_{\mathrm{woct}}=L_{\mathrm{oct},2}(T)+10\lg S \qquad (9.4\text{-}26)$$

式中 S——透声面积（m^2）。

⑤ 等效室外声源的位置为围护结构的位置，其倍频带声功率级为 L_{woct}，由此按室外声源方法计算等效室外声源在预测点产生的声级。

2）室外噪声源的处理方法及计算模型

① 计算某个声源在预测点的倍频带声压级

$$L_{\mathrm{oct}}(r)=L_{\mathrm{oct}}(r_0)-20\lg(r/r_0)-\Delta L_{\mathrm{oct}} \qquad (9.4\text{-}27)$$

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

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

r——预测点距声源的距离（m）；

r_0——参考位置距声源的距离（m）；

ΔL_{oct}——各种因素引起的衰减量（包括声屏障、遮挡物、空气吸收、地面效应引起的衰减量，计算方法详见上一节）。

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

$$L_{\mathrm{oct}}(r_0)=L_{\mathrm{woct}}-20\lg r_0-8 \qquad (9.4\text{-}28)$$

② 由各倍频带声压级合成计算出该声源产生的 A 声级 L_{A}。

3）总声压级的处理方法及计算模型 设第 i 个室外声源在预测点 k 处产生的 A 声级为 $L_{\mathrm{Ain},i}$，在 T 时间内该声源工作时间为 $t_{\mathrm{in},i}$；第 j 个等效室外声源在预测点 k 处产生的 A 声级为 $L_{\mathrm{A\,out},j}$，在 T 时间内该声源工作时间为 $t_{\mathrm{out},j}$，则预测点 k 处的总等效声级为：

$$L_{\mathrm{eq}}(T)_k=10\lg\left(\frac{1}{T}\right)\left(\sum_{i=1}^{n}t_{\mathrm{in},i}10^{0.1L_{\mathrm{Ain},i}}+\sum_{j=1}^{m}t_{\mathrm{out},j}10^{0.1L_{\mathrm{Aout},j}}\right) \qquad (9.4\text{-}29)$$

式中　T —— 计算等效声级的时间；

n —— 室外声源个数；

m —— 等效室外声源个数；

k —— 预测点序号。

（2）城市道路交通噪声预测模式

在进行城市道路交通噪声预测时，可采用美国联邦公路管理局（FHWA）公路噪声预测模式。

1）基本模式　将道路上汽车流按照车种分类（如大、中、小型车），先求出某一类车辆的小时等效声级：

$$L_{eq}(h)_i=(L_0)_{Ei}+10\lg\left(\frac{N_i\pi D_0}{S_iT}\right)+10\lg\left(\frac{D_0}{D}\right)^{1+\alpha}+10\lg\left[\frac{\phi_\alpha(\psi_1+\psi_2)}{\pi}\right]+\Delta S-30 \tag{9.4-30}$$

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

$(L_0)_{Ei}$ —— 第 i 类车的参考能量平均辐射声级［dB（A）］；

N_i —— 在指定时间 T（1h）内通过某预测点的第 i 类车流量；

D_0 —— 测量车辆辐射声级的参考位置距离，D_0=15m；

D —— 从车道中心到预测点的垂直距离（m）；

S_i —— 第 i 类车的平均车速（km/h）；

T —— 计算等效声级的时间（1h）；

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

ϕ_α —— 代表有限长路段的修正函数，其中 ψ_1、ψ_2 为预测点到有限长路段两端的张角（rad），见图 9.4-8 所示。

ΔS —— 由遮挡物引起的衰减量［dB（A）］。

$$\phi_\alpha(\psi_1,\psi_2)=\int_{\psi_1}^{\psi_2}(\cos\psi)^\alpha d\psi$$

其中　$-\frac{\pi}{2}\leqslant\psi\leqslant\frac{\pi}{2}$

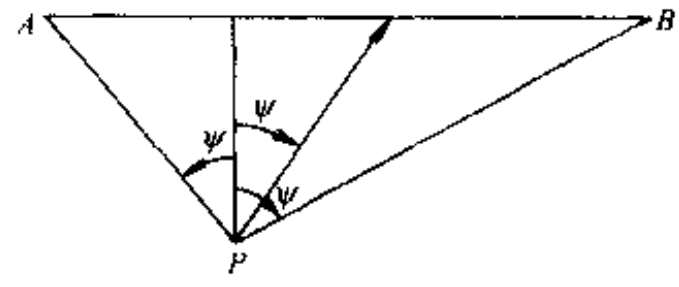


图 9.4-8　修正系数示意图

（图中 AB 为路段，P 为预测点）

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

$$L_{eq}(T)=10\lg\left[10^{0.1L_{eq}(h)_1}+10^{0.1L_{eq}(h)_2}+10^{0.1L_{eq}(h)_3}\right] \tag{9.4-31}$$

$L_{eq}(h)_1$、$L_{eq}(h)_2$、$L_{eq}(h)_3$ 分别为大、中、小型车流等效声级。

式（9.4-31）应用时应注意以下事项：

① 预测点与车道中心的距离 D 必须大于 15m；

② 本模式的预测误差一般在±2.5dB 范围；

③ 该模式未考虑道路坡度和路面粗糙度引起的修正；

④ 某一类车的参考能量平均辐射声级数据必须经过严格测试获得；

⑤ 模式既适用于大车流量，也适用于小车流量。

载货汽车在上坡时，会引起噪声增大，可按表 9.4-4 进行修正。

表 9.4-4　载货汽车上坡修正

坡度（%）	修正值/dB
≤2	0
3～4	+2
5～6	+3
>7	+5

2）特殊情况下的预测模式　如果预测点与某段车道的垂直距离小于 15m，或预测点位

于某段车道的延长线上，如图 9.4-9 所示，这时式（9.4-30）不成立。如果预测点与所考虑车道两端的最近距离仍大于 15m，那么噪声预测公式成为

$$L_{eq}(h)_i=(\overline{L}_0)_{Ei}+10\lg\left(\frac{N_iD_0}{S_iT}\right)+10\lg\left\{\frac{1}{1+\alpha}\left[\left(\frac{D_0}{R_n}\right)^{1+\alpha}-\left(\frac{D_0}{R_f}\right)^{1+\alpha}\right]\right\}-30 \tag{9.4-32}$$

式中　R_n、R_f —— 预测点与该车道两端的距离，其中 R_n 为近端距离，R_f 为远端距离；

$(\overline{L}_0)_{Ei}$、N_i、D_0、S_i、T、α 的定义及单位与前面介绍的一致。

只有当 $R_n\geqslant 15$m 时，式（9.4-32）才成立。

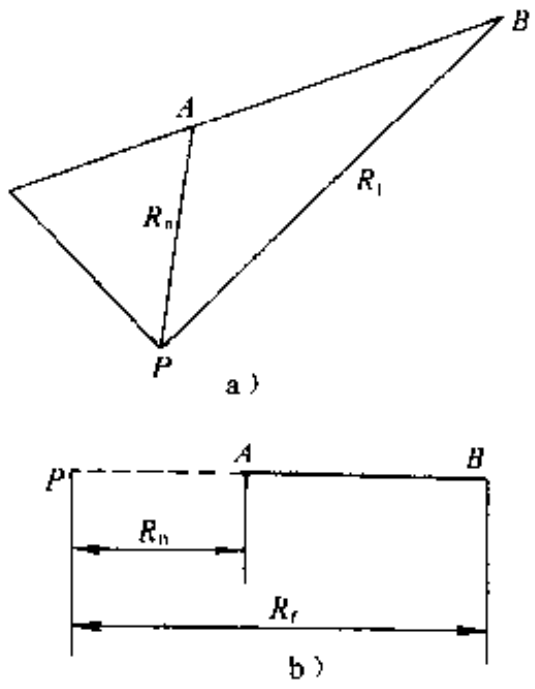


图 9.4-9　特殊情况下的预测示意图

（图中 AB 为路段，P 为预测点）

（3）铁路噪声预测模式

铁路噪声预测可分为铁路站场噪声预测和铁路线路噪声预测，对于一般铁路站场的噪声预测，可参考工业噪声预测模型的计算方法；对铁路线路噪声预测和大型编组场、装卸场等铁路列车运行较为频繁的站场，可参考本节介绍的比例预测模型及模式计算方法。

1）比例预测法　比例预测法主要用于对铁路干线的列车运行噪声进行噪声预测。铁路运行噪声包括列车本身的运行噪声和列车鸣笛噪声两部分。比例预测法的基本出发点是利用现有的同类列车、同类列车运行环境来预测新、扩、改建铁路项目建成后的噪声状况。比例预测模型通常用于远离铁路站场的铁路干线两侧噪声环境预测。

比例预测模型的应用条件为：

① 列车运行速度基本相同；

② 铁路干线两侧建筑物分布状况基本相同；

③ 列车噪声辐射特性不变；

④ 机车鸣笛位置基本不变；

⑤ 预测区域环境主要受铁路运行噪声的影响。

比例预测的基本计算公式如下：

$$L_{eq2}=L_{eq1}+10\lg\left[\left(\frac{KA_2+B_2}{KA_1+B_1}\right)\times(1-K_3)\times10^{0.1\Delta L}+K_3\frac{N_2}{N_1}\right] \tag{9.4-33}$$

式中　L_{eq1} —— 改扩建前某预测点的等效声级［dB（A）］；

L_{eq2} —— 改扩建后某预测点的等效声级［dB（A）］；

N_1 —— 改扩建前列车日通过列数；

N_2 —— 改扩建后列车日通过列数；

A_1 —— 改扩建前客运列车日通过总长度（m）；

A_2 —— 改扩建后客运列车日通过总长度（m）；

B_1 —— 改扩建前货运列车日通过总长度（m）；

B_2 —— 改扩建后货运列车日通过总长度（m）；

ΔL —— 改扩建前后路轨的轮轨噪声辐射声级差［dB（A）］，$\Delta L=L_{r2}-L_{r1}$，L_{r1}、L_{r2} 分别为改扩建前后路轨的轮轨噪声辐射声级；

K，K_3 —— 噪声辐射能量比。

式（9.4-33）中：

$A_1=N_{P1}L_{P1}$　　$A_2=N_{P2}L_{P2}$

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

式中　N_{P1}——改扩建前客车日通过列数；

L_{P1}——改扩建前客运列车平均长度（m）；

N_{P2}——改扩建后客车日通过列数；

L_{P2}——改扩建后客运列车平均长度（m）；

N_{f1}——改扩建前货车日通过列数；

N_{f2}——改扩建后货车日通过列数；

L_{f1}——改扩建前货运列车平均长度（m）；

L_{f2}——改扩建后货运列车平均长度（m）。

客、货列车辐射噪声能量比 K：

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

式中　L_1、L_2——客车和货车的辐射噪声级[dB（A）]。

鸣笛噪声辐射能量比 K_3：

$$K_3=\frac{10^{0.1L_3}T_3}{10^{0.1L_{eq1}}T}$$

式中　L_3——列车鸣笛噪声平均声级[dB（A）]；

T_3——鸣笛噪声作用时间（s）；

T——测量总时间（s）；

L_{eq1}——改扩建前某预测点的等效声级[dB（A）]。

2）模式预测法　模式预测法适用于铁路客、货运站、编组场等地点周围环境的噪声预测。根据不同情况，可把铁路范围内的各类声源简化为点声源和线声源，分别进行计算。

① 对于点声源

$$L_p=L_{p0}-20\lg(\frac{r}{r_0})-\Delta L \qquad (9.4\text{-}34)$$

式中　L_p——预测点的声级（可以是倍频带声压级或 A 声级）；

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

r——预测点与声源之间的距离（m）；

r_0——测量参考声级处与点声源之间的距离（m）；

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

② 对于线声源

$$L_p=L_{p0}-10\lg(\frac{r}{r_0})-\Delta L \qquad (9.4\text{-}35)$$

式中　L_p——线声源在预测点产生的声级（倍频带声压级或 A 声级）；

L_{p0}——线声源参考位置 r_0 处的声级；

r——预测点与线声源之间的垂直距离（m）；

r_0——测量参考声级处与线声源之间的垂直距离（m）；

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

总的等效声级为：

$$L_{eq}(T)=10\lg\left(\frac{1}{T}\sum_{i=1}^{n}t_i10^{0.1L_{Pi}}\right) \qquad (9.4\text{-}36)$$

式中　t_i——第 i 个声源在预测点的噪声作用时间（在 T 时间内）；

L_{pi}——第 i 个声源在预测点产生的 A 声级；

T——计算等效声级的时间。

3）应用注意事项

① 比例预测法仅适用于预测铁路线路噪声，只适用于铁路改、扩建工程，并且假定铁路站、场、干线已有状况基本不变，铁路干线两侧的建筑物分布状况不变。

② 模式计算法适用于大型铁路建设项目，可包括列车运行和编组作业系统的复杂情况，但要把铁路各种噪声源简化为点声源或线声源进行计算。

（4）机场飞机噪声预测模式

机场飞机噪声预测模式适用于对处于城市附近的飞机场飞机起、降噪声进行预测。机场飞机噪声预测根据下列基本步骤进行：

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

$$R=\sqrt{Y^2+(X\tan\theta\cos\theta)^2} \qquad (9.4\text{-}37)$$

如果可以查得离起飞或降落点不同位置飞机距地面的高度 H，斜距为：

$$R=\sqrt{Y^2+(H\cos\theta)^2} \qquad (9.4\text{-}38)$$

2）查出各次飞机飞行的有效感觉噪声级数据 根据飞机机型、起飞或降落、斜距可以从有关资料查出飞机飞过预测点时在预测点产生的有效感觉噪声级 L_{EPN}。

可根据有关资料查出一天当中所有飞行事件的 L_{EPN}。

3）有效感觉噪声级也可采用类比实测的方法得到

$$L_{EPN}=10\lg\left[(1/T_0)\left(\sum_{i=1}^{n}0.5\times10^{0.1L_{TPN,i}}\right)\right] \qquad (9.4\text{-}39)$$

式中 L_{EPN} —— 飞机飞行持续时间内，以 0.5s 为间隔得到的 L_{TPN}［经纯音修正后得到的感觉噪声级，见式（9.4-40）］；

n —— 飞机飞行持续时间内的采样次数；

T_0 —— 等于 10s，为参考时间。

经纯音修正后的感觉噪声级用如下方法得到

$$L_{TPN}=L_{PN}+C \qquad (9.4\text{-}40)$$

式中 L_{PN} —— 感觉噪声级，见式（9.4-41）；

C —— 纯音修正值，为实测声压级 L 及 1/3 倍频带中心频率的函数，确定该修正值的方法可参见本篇 1.13 节。

感觉噪声级的计算

$$L_{PN}=40+10\left(\frac{\lg N}{\lg 2}\right) \qquad (9.4\text{-}41)$$

式中 N —— 总噪度，可由式（9.4-42）求出。

$$N=N_{max}+0.15\left(\sum_{i=1}^{24}N_i-N_{max}\right) \qquad (9.4\text{-}42)$$

式中 N_i，N_{max} —— 均为 50～10000Hz1/3 倍频带范围内的噪度，可由式（9.4-43）及表 9.4-5 求出或根据公式 9.1-4，9.1-5。

$$N'=10^{m(L-L_0)} \qquad (9.4\text{-}43)$$

式中 L —— 实测声压级；

L_0 —— 基准声压级，系 1/3 倍频带中心频率及 L 的函数，见表 9.4-5；

m —— 系 1/3 倍频带中心频率及 L 的函数，取值见表 9.4-5。

4）计算平均有效感觉噪声级

$$\overline{L}_{EPN}=10\lg\left[\left(\frac{1}{N_1+N_2+N_3}\right)\left(\sum_{i=1}^{n}10^{0.1L_{EPN,i}}\right)\right] \qquad (9.4\text{-}44)$$

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

每天的总飞行次数为：

$$N=N_1+N_2+N_3$$

5）计算出计权等效连续感觉噪声级

$$L_{WECPN}=\overline{L}_{WECPN}+10\lg(N_1+3N_2+10N_3)-39.4 \qquad (9.4\text{-}45)$$

6）若所预测机场的航班周期为一周，则还需要根据一周的飞行情况计算出平均一昼夜的计权等效连续感觉噪声级

表 9.4-5　系数 m 和 L_0

1/3 倍频带中心频率/Hz	L	m	L_0	L	m	L_0
	L 的低值范围			L 的高值范围		
50	64～91	0.04348	64	92～150	0.03010	52
63	60～85	0.04057	60	86～150	0.03010	51
80	56～85	0.03683	56	86～150	0.03010	49
100	53～79	0.03683	53	80～150	0.03010	47
125	51～79	0.03534	51	80～150	0.03010	46
160	48～75	0.03333	48	76～150	0.03010	45
200	46～73	0.03333	46	74～150	0.03010	43
250	44～77	0.03205	44	75～150	0.03010	42
315	42～94	0.03068	42	95～150	0.03010	41
	L 的全部范围					
400				40～150	0.03010	40
500				40～150	0.03010	40
630				40～150	0.03010	40
800				40～150	0.03010	40
1000				40～150	0.03010	40
1250				38～148	0.03010	38
1600	—	—	—	34～144	0.02996	34
2000				32～142	0.02996	32
2500				30～140	0.02996	30
3150				29～139	0.02996	29
4000				29～139	0.02996	29
5000				30～140	0.02996	30
6300				32～141	0.02996	31
	L 的低值范围			L 的高值范围		
8000	38～47	0.04229	37	48～144	0.02996	34
10000	41～50	0.04229	41	51～147	0.02996	37

$$L_{\mathrm{WECPN}}=\overline{L}_{\mathrm{EPN}}+10\lg\left\{\frac{\left[\sum_{i=1}^{7}\left(N_{1i}+3N_{2i}+10N_{3i}\right)\right]}{7}\right\}-39.4 \tag{9.4-46}$$

9. 等声级线的绘制

计算出各网格点上的噪声级（如 L_{eq}、L_{WECPN}）后，采用某种数学方法（如双三次拟合法，按距离加权平均法，按距离加权最小二乘法）计算，即可绘制出预测项目环境的等声级线。

等声级线的间隔一般不大于 5dB。对于 L_{eq}，最低可画到 35dB，最高可画到 75dB 的等声级线；对于 L_{WECPN}，一般应有 70、75、80、85、90dB 的等值线。

等声级线图可直观地表明项目的噪声级分布，对分析功能区噪声超标状况提供了方便，

同时为城市规划、城市环境噪声管理提供了依据。

10. 噪声环境影响评价专题报告书的编写

噪声环境影响评价专题报告书应包括如下几部分：

（1）建设项目概况

主要应包括建设项目的基本情况，如总建设规模、建设总投资、主要生产（运营）工艺及所在地周围环境概况等。

（2）噪声评价的基本条件

包括噪声评价工作等级、评价范围、噪声功能区状况、对于噪声敏感的保护目标及所执行的标准等。

（3）噪声污染源分析

主要包括建设项目的所有噪声污染源的数量、技术参数、所在位置、实测或估算的噪声级数值，以及各类噪声污染源的特性和它们在建设项目中所起作用（包括生产作用及对环境的作用）的分析。

（4）环境噪声现状评价

主要应包括建设项目所在地的环境噪声现状情况测试数据及分析。应写明测量方法、测量范围、测点分布、测量时段及所使用的测量仪器等内容。

（5）环境噪声预测评价

应详细写明预测所使用的模型、噪声源数据、预测范围、预测时段等。对于预测时所使用的噪声源，如果是引用已有数据，应写明数据的出处及数据的可靠性；如果为估算数据，应写明估算方法及出处；如果为类比测试数据，应详细介绍类比测试地点、测试环境、测试方法、测量条件及所使用的测量仪器等。

（6）环境噪声预测结果分析

1）应根据噪声预测结果和环境噪声评价标准，详细评述建设项目在施工及运行阶段时噪声对周围环境的影响程度、影响范围和超标状况，对预测范围内的噪声敏感区域或敏感点的噪声影响应特别加以说明。

2）应分析评价范围内受噪声影响的人口分布（包括受超标和不超标噪声影响的人口分布），可以根据以下两个途径预估评价范围内受噪声影响的人口：

① 城市规划部门提供的某区域规划人口数。

② 若无规划人口数，可以用现有人口数和当地人口增长率计算预测年限的人口数。

③ 应分析建设项目的噪声源和引起超标的主要噪声源或主要原因。

④ 应分析建设项目的选址、设备布置和设备选型的合理性；分析建设项目设计中已有的噪声防治对策的适用性和防治效果。

（7）结论及建议

除对上述噪声预测评价的分析结果加以总结外，在结论部分应明确提出被评价建设项目在评价区域范围内，在一定条件下（如预测噪声不超标、预测噪声超标但可采取措施控制、预测噪声超标但不可能采用现有的控制措施等）进行建设并投入生产或运营的环境可行性（可行或不可行）。

在建议部分中，如果在预测评价中发现建设项目中存在靠建设项目本身提供的噪声控制设备解决不了的噪声超标问题，为了使建设项目的噪声达标，评价必须提出需要增加的、适用于被评价工程的噪声防治对策，并分析其经济、技术的可行性。通过评价提出的噪声防治对策，必须符合针对性、具体性、经济合理性、技术可行性原则。

噪声环境影响评价中，噪声防治对策应该考虑从声源上降低噪声和从噪声传播途径上降低噪声两个环节：

1）从声源上降低噪声　从声源上降低噪声是指将发声大的设备改造成发声小的或者不发声的设备，其方法包括：

① 改进机械设计以降低噪声，如在设计和制造过程中选用发声小的材料来制造机件，改进设备结构和形状，改进传动装置，以及选用已有的低噪声设备都可以降低声源的噪声。

② 改革工艺和操作方法以降低噪声，如用压力式打桩机代替柴油打桩机，把铆接改用焊接，液压代替锻压等。

③ 维持设备处于良好的运转状态，因设备运转不正常时噪声往往增高。

2）在噪声传播途径上降低噪声　在噪声传播途径上降低噪声是一种常用的噪声防治手段，以使噪声敏感区达标为目的，具体做法如下：

① 采用“闹静分开”和“合理布局”的设计原则，使高噪声设备尽可能远离噪声敏感区。

② 利用自然地形物（如位于噪声源和噪声敏感区之间的山丘、土坡、地堑、围墙等）降低噪声。

③ 合理布局噪声敏感区中的建筑物功能和合理调整建筑物平面布局，即把非噪声敏感建筑或非噪声敏感房间靠近或朝向噪声源。

④ 采取声学控制措施，例如对声源采用消声、隔振和减振措施，在传播途径上增设吸声、隔声等措施。

在建议中还应提出针对该建设项目的有关噪声污染管理、噪声监测和城市规划方面的建议。

参 考 文 献

1 L.I. Beranek. Noise and Vibration Control. McGraw-Hill, Inc. New York, 1971

2 D.Gottlob. Regulations for Community Noise. Noise/News. Vol.3, No.4, pp223～236, 1995

3 The Health Council of the Netherlands, "Effect of Noise on Health". Chapter 3 of a report on Noise and Health, Noise/News, Vol.4, No.3, pp137～150, 1996

4 European Commission Green Paper, Future Noise Policy, Noise/News. Vol.5, No.2, pp77～98, 1997

5 D.H.Schwela. The World Health Organization Guidlines for Environmental Noise. Noise/News, Vol.8, No.1, pp9～22, 2000

6 I-INCE WP-NERV. Noise Emissions of Road Vehicles Effect of Regulations. Noise/News, Vol.9, No.3, pp149～206, 2001

7 HJ/T 2.4—1995. 环境影响评价技术导则 —— 声环境

8 GB/T 17247.2—1998. 户外声传播的衰减第二部分：一般计算方法

第 10 篇

噪声与振动有源控制

作　者　　陈克安



第1章 概 述

从策略上讲，噪声控制可以从噪声源、噪声传播途径和噪声接受者三方面入手。噪声控制技术主要以噪声的声学控制方法为主，具体的技术途径一般包括隔声处理、吸声处理、振动的隔离、阻尼减振等。这些噪声控制方法的机理在于，通过噪声声波与声学材料或声学结构的相互作用消耗声能，从而达到降低噪声的目的，属于被动式的控制方法，也可称为“无源”噪声控制（Passive Noise Control）。

一般说来，传统的噪声控制方法对控制中高频噪声较为有效，而对低频噪声的控制效果不大。为此，可以采用正在蓬勃发展的一项新技术——有源噪声控制（Active Noise Control，又称为有源消声，本篇将二者混用）技术。与此相类似，“无源”振动控制技术通常在高频段有效，低频振动的控制同样需要采用有源控制技术（Active Vibration Control，称为有源振动控制或振动主动控制技术）。

1.1 有源噪声与振动控制技术的发展历程

1.1.1 有源噪声控制的提出与早期发展

1933 年和 1936 年，德国物理学家 Paul Leug（1898—1979）分别向德国和美国的专利局提出专利申请并被受理[1, 2]，专利的名称为“消除声音振荡的过程”（Process of Silencing Sound Oscillations）。在这项专利中，Leug 利用了人们熟知的声学现象：两列同频率的声波，叠加后会产生相加性或相消性干涉，从而使声能得到增强或减弱。因此，Leug 设想，可以利用声波的相消性干涉来消除噪声。现在，人们一般都认为，Leug 的这项专利是有源噪声控制发展史上的起点。

图 10.1-1 显示了 Leug 专利的原理。图中，管道 T 中有噪声传播，传声器 M 检测噪声并将其转换为电信号，电信号由电子线路 V 加以放大并实现一定的相移，然后激励扬声器 L 发声。Leug 以一正弦波为例指出：所需要的相移可由一传输线实现，改变传输线长度可以改变时延，该时延应该等于声波从传声器 M 传播到扬声器 L 的时间，从而使扬声器发出的噪声声波与原噪声声波相比有 180° 的相移，并保持幅度相等，也就是说，在扬声器位置处，扬声器发出的声波是原正弦波的“镜像”。于是，两者的叠加使这个频率的声波在扬声器下游得以抵消。

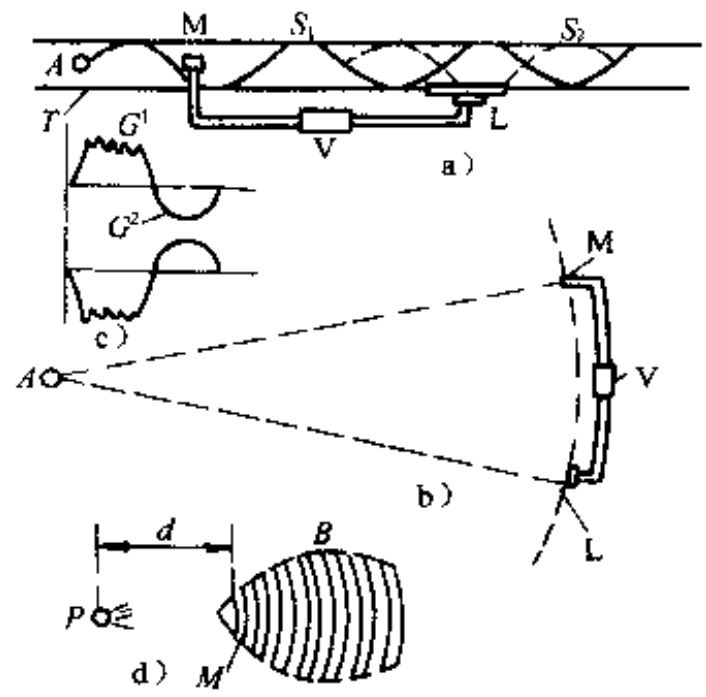


图 10.1-1 Leug 专利原理图

a）波导管 b）传声器和扬声器

c）声波及其镜像 d）噪声源和反声源

图 10.1-1 说明，要产生好的噪声抵消效果，必须满足两个条件：① 准确确定声波从传声器位置传播至扬声器位置所需的声时延；② 电子线路 V 具有良好的幅频和相频特性。遗憾的是，这些今天看似十分简单的要求，20 世纪 30 年代的电子技术水平却难以满足。因此，Leug 的设想当时难以成为现实，以至于在他的专利提出 20 年之内学术界没有任何响应。

1953 年，H.Olson 发表一篇名为“电子吸声器”的文章[3]，再一次体现了有源消声的思想。Olson 的电子吸声器（如图 10.1-2 所示），包括一个装有吸声材料的空腔、一个传声器、一个放大器和一只扬声器。这个吸声器有两个基本用途：吸收传声器位置处的声波；作为“声压降低器”。为了达到以上目的，可通过调节扬声器锥面的运动幅度，使传声器处的总的声压起伏接近于零。Olson 电子吸声器制造“静区”的方法，其原理与 Leug 专利是相似的，可以说，这是有源消声概念的又一次应用。

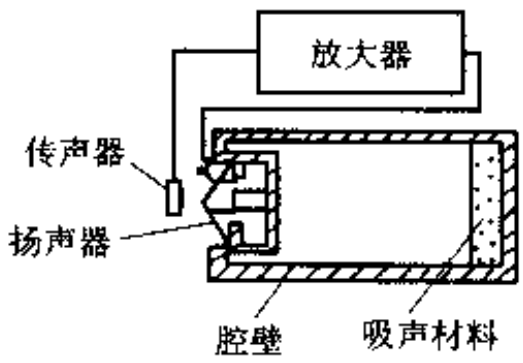


图 10.1-2　Olson 电子吸声器组成示意图

在 Olson 的文章中，他没有说明传声器与扬声器究竟该保持多大的距离，也没有考虑电子线路的延时效应，然而，他做到了使电子器件在一定范围内保持线性。虽然如此，电子线路的频响仍然使吸声的频率范围受到限制，同时由于受到扬声器的影响，使得低频降噪效果不好。更为不幸的是，随着测量点离传声器的距离增大，降噪效果亦随之下降，例如，在离传声器 0.3m 处，最大降噪量仅有 4dB。这就使得 Olson 电子吸声器很难在实际中应用。

在 Olson 研究电子吸声器的同时，通用电气公司的 W.B.Convor 尝试了利用有源消声方法控制变压器辐射噪声[4]（如图 10.1-3 所示）。Convor 的实验采用了一个 15 000kVA 的变压器，由数只扬声器作为“反声源”（次级声源）靠近变压器表面控制变压器辐射噪声。实验结果表明：在变压器的正面，可以获得 10dB 左右的降噪量，而在极角 30° 以后，噪声反而被加强了。由于这个原因，该方案在 1956 年被放弃了，代之以无源噪声控制方法。不过，由于变压器噪声以低频声为主，且具有明显的周期性，这对发挥有源噪声控制技术非常有利，促使人们不断地努力研究。

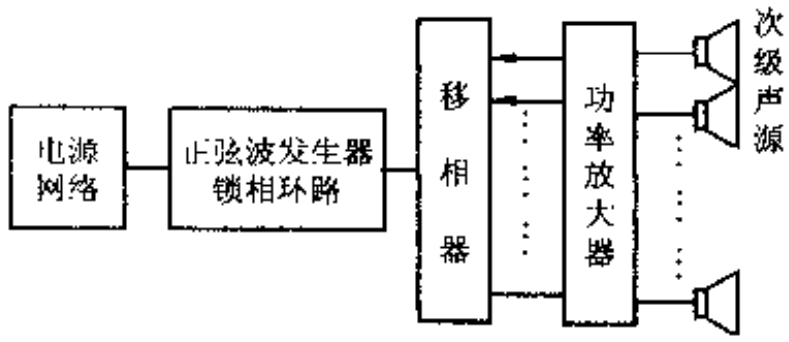


图 10.1-3　Convor 有源消声实验系统原理

以今天的眼光来看，Olson 电子吸声器和 Convor 实验系统中所涉及的声场属于三维空间自由声场，无论在声场分析还是在系统实现上，在当时是过于困难了，因而人们将注意力转向能够产生平面波声场的管道。

1.1.2　管道噪声有源控制

当声波在无限长管道中传播时，在管道横截面会形成特定形式的驻波，而在无限制的方向为行波，我们称这种方式的声波为简正波。任意声源在管道截止频率以上都可以激发出许多（阶）简正波，但当声源的振动频率小于管道截止频率时，管道中只能传播均匀平面波。在最初的管道有源噪声控制研究中，一般均假设需要抵消的噪声（初级噪声）频率小于管道截止频率。这样，初级声场就成为平面波声场，这就使得声场分析变得非常简便而物理意义明晰。

对于平面波声场的有源控制，如简单地采用 Leug 专利中的办法，可以发现会存在如下问题：① 次级声源向管道下游发出声波的同时，将向管道上游传输声波，使得初级传感器在拾取待抵消信号（参考信号）时，同时拾取次级声源反馈信号，造成系统的不稳定，这种现象称为次级声反馈；② 受电子线路频率响应不理想的影响，消声频带受到限制；③ 管道中的气流对降噪量的影响等等。为了解决这些问题，逐步发展了单极、偶极和多极管道有源噪声控制系统[5]。

（1）单极系统

单极系统指系统中仅包含一个次级声源，Leug 专利中的系统就是一个最简单的单极系

统。由于次级声反馈的影响，这个系统的稳定性极差，基本没有实用价值。比较有代表性的单极系统包括 Chelsea 单极系统和紧耦合单极系统。

Chelsea 单极系统设计了电子网络补偿次级声反馈，使得系统稳定性得到很大改善，但困难在于如何制成完全符合要求的补偿电路。紧耦合单极系统中的初级传感器位于次级声源正前方，使得补偿电路传递函数为-1，这样次级声源发出的声波成为初级噪声的“镜像”。紧耦合单极系统的最大优点在于结构简单，便于实现。不过，它对管道中的高阶简正波以及次级声源幅频特性的不理想非常敏感，这使得实际应用中难于把握系统的稳定性。

（2）偶极系统

消除次级声源声反馈的另一种办法是构造具有指向性的次级声源，这样，次级声源就只向管道下游辐射声波。典型的偶极系统有两种，一种用两只特性相同的扬声器作次级声源，初级传感器位于两次级声源中间，这样，在理想情况下，次级声反馈便被消除了；另一种偶极系统同样用两只特性相同的扬声器作次级声源，不过在第一只扬声器前插入移相器，使得在第二只扬声器以左的声场中，两只扬声器产生的声波相位相反而抵消，从而使两只扬声器成为单指向性次级声源。

（3）多极系统

多极系统包含三个以上的次级声源，典型的有 Jessel 吸声器和 Swinbanks 多极系统。Jessel 吸声器用一个单极子和一个偶极子组成具有单指向性的次级声源。Swinbanks 多极系统非常复杂，它的次级声源阵一般由两个以上的环形声源构成，每个环形声源又包含四只扬声器。这样安排次级声源的目的在于获得单指向性，消除次级声反馈。

1.1.3 自适应有源噪声控制

20 世纪 80 年代以前，有源噪声控制系统中的控制电路均采用模拟电路。随着研究的深入以及研究领域的扩大，人们在构造这种电路时碰到了越来越多的困难，主要原因在于：①待抵消的噪声（初级噪声）特性几乎总是时变的；② 控制系统（控制器、初级传感器和误差传感器）传递函数、消声空间中的一些非可控参数（如介质物理参数等）经常随时间发生变化，以上两点要求有源控制器的传递函数具有时变特性，模拟电路无法担当这一任务；③ 对于复杂的初级声源，以及谋求扩大消声空间时均要求采用多通道系统（指系统中包含多个次级声源和误差传感器），这种控制器的传递函数十分复杂，用模拟电路来实现异常困难。

基于以上原因，加之随着信号处理技术的进步，具有自适应功能的有源噪声控制（又称为自适应有源噪声控制，Adaptive Active Noise Control，简称 AANC）系统便应运而生了[4]。AANC 系统的核心是自适应滤波器和相应的自适应算法。自适应滤波器可以按某种事先设定的准则，由自适应算法调节其本身的传递函数，以达到所需要的输出。我们现在所说的 AANC 系统一般指的是由 B.Widrow 等人提出的自适应噪声抵消器（Adaptive Noise Canceller）应用于有源噪声控制时构成的系统。1981 年，J. C. Burgress 首次对 AANC 系统构成及算法作了计算机仿真研究[6]，提出了著名的滤波-X LMS 算法，在 AANC 中获得了广泛应用。AANC 的主要研究内容包括：①控制方式（前馈控制和反馈控制）的选择；② 如何消除或补偿次级声反馈；③ 次级通路（由次级源到误差传感器之间的声传递通路）传递函数对系统性能的影响；④ 次级通路传递函数建模；⑤ 单通道自适应算法瞬态和稳态性能分析；⑥ 多通道自适应算法性能分析及快速实现；⑦ 不同目标函数下自适应算法的改进；⑧ 自适应滤波的硬件实现。

上述研究内容完全是从信号与系统的观点来处理控制器的相关问题。近年来，人们尝试用经典或现代控制的方法研究有源控制问题[7]。所构造的控制器能够适应广泛的外部环境，不仅仅限于自适应方式，让人感兴趣的是，这种方法对研究有源反馈控制也是方便和有力的。

1.1.4 有源声控制

在20世纪90年代以前，有源噪声控制中的次级源均为声源（一般为扬声器），因此，这种有源控制方式又称为有源声控制，在有的文献中被称为“以声消声”。有源声控制的应用场合一般包括：管道声场；自由声场，如旷野中的变压器噪声、电站噪声、交通噪声、抽风机、鼓风机等机械设备向空中辐射的噪声等；封闭空间声场，如飞机、船舶舱室、车厢、办公室、工作间中的噪声声场。有源声控制研究在20世纪80年代中期至20世纪90年代中期达到高潮，以英国南安普敦（Southampton）大学声与振动研究所（ISVR）的P.A.Nelson、S.J.Elliott等人的研究最为出色[8]。他们的研究以抵消螺旋桨飞机舱室噪声为主要应用背景。除此之外，人们还研究了封闭空间声场中存在结构-声腔耦合的情况下有源控制规律[5]、声波通过弹性结构透射进入声腔的有源控制、双层结构有源隔声、分布声源控制结构声辐射等。

有源声控制中，值得一提的是P.A.Nelson、S.J.Elliott等人的研究。他们以矩形和圆柱结构为飞机舱室的简单模型，建立了相应的声学模型，然后推导出声控制方式下最优次级声源输出复强度（包括幅度和相位）、封闭空间最小声势能计算公式，研究了降噪效果与声场特征、次级声源、误差传感器布放的关系。研究结果对理论分析和实际应用有重要指导意义，其中的某些研究方法（如求解最优次级声源强度的方法）后来被人们广泛采用。他们在实际飞机舱室中进行的一系列实验给人们留下了深刻印象，例如，一架BAe748双发动机48座螺旋桨飞机，其巡航速度为14 200 r/min，因而其桨叶通过频率基频为88Hz。为了抵消此飞机舱室噪声，它们用了16只扬声器作次级声源，32只传声器作误差传感器，这种次级声源和误差传感器布放有效地将88Hz的基频噪声降低了13dB。这一成功的实验成为有源声控制走向应用的典型范例。

1.1.5 有源力控制

我们知道，有相当一部分噪声是由于结构振动辐射引起的。C.Deffaye和P.A.Nelson[8]研究了用有源声控制方法（次级声源为单极子声源）抵消简支矩形板声辐射的问题，结果表明：要取得满意的降噪效果，次级声源数目要与结构振动类型相匹配。这就说明只有在极低的频率下，用少量点声源可以取得降噪效果。然而，当初级结构振动变得稍稍复杂一些或激励频率稍稍高一些，用点声源来控制声辐射就变得异常复杂，降噪效果也不能令人满意。

1985年，美国弗吉尼亚理工与州立大学的C.R.Fuller等人开展了用次级力源控制结构声辐射或声透射的研究[9]，这种方法称为有源力控制。最初的工作论证了可以使用作用于圆柱壁面上的点力来控制传输进入圆柱内的声波，初期的理论研究采用点力源为次级力源（实验中为电动致动器），位于声场远场的传声器作为误差传感器，拾取远场声压为误差信号，以远场有限点的声压平方和为控制目标函数。研究内容主要包括：① 降噪效果与次级力源个数、位置的关系；② 有源力控制方式与有源声控制方式的比较；③ 用次级力源控制圆柱结构向声腔内外的声辐射；④ 次级力源控制封闭空腔内弹性板声透射。

C.R.Fuller等人的研究引起了人们的重视，它开创了有源噪声控制的新途径。20世纪90年代中期以后，研究工作逐渐深入，工作重点逐渐转向研究解决实际应用中遇到的问题。在实际中，置于声场远场的误差传感器会妨碍工作、布置不便，同时有限点的声压并不能代表结构的声辐射功率，因此，如何在结构表面或声场近场布置检测传感器（仍然称为误差传感器）获得结构辐射声功率信息，就成为有源力控制中的一个主要问题。具体说来，误差传感器可以检测声场参量，也可以检测结构参量（如振动加速度、速度及位移；结构应力等）。因此，我们要研究这些参量与辐射声功率的映射关系，以及如何转换。同时，可以选用的次级力源类型有电动致动器、压电陶瓷

片、压电聚偏乙烯（PVDF）薄膜等，因此次级力源类型及个数对控制效果的影响也是一个重要的研究内容。另外，有源力控制物理机理的研究对控制器的设计和优化有直接帮助，因此，从不同角度研究有源力控制物理机理一直受到人们的关注。

1.1.6 有源振动控制

从某种意义上来说，有源力控制就是对结构振动进行控制，只不过控制的目标是声场参量而已。传统的振动控制方法主要是通过增加结构质量、改变阻尼和刚度来修正结构的振动响应。这些“无源”方法的主要缺点在于增加重量，且对低频振动基本无效。振动有源控制（或振动主动控制）通过外力“主动”地改变结构响应来控制不需要的振动。广义地说，振动主动控制包括“全”主动控制和“半”主动控制两种类型。“全”主动控制中的次级力源向被控结构提供机械能，而“半”主动控制从总体上来讲仍属于“无源”控制，只是它的某些机械特性由外界控制。总的说来，主动控制的优势在于低频，因此，人们对它的研究很早就开始了，形成了振动控制研究中一个很重要的分支，研究的重点在于控制理论[10]。限于篇幅，本文仅研究与有源力控制相似的振动有源控制系统[9]。

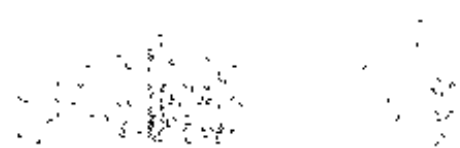
振动有源控制与有源力控制的关键区别在于控制目标的不同，前者是结构振动（加速度、速度、位移或振动能量），后者是声功率。当然，两个系统所需的次级源和传感器的类型是不相同的。从控制的角度来看，控制器结构和算法有很大的相似之处。

振动主动控制主要应用于振动的隔离和振动能量的传播。有源隔振有四种形式，最常用的两种是串联式和并联式。串联式指的是致动器（次级力源）与负载路径串联，它要求致动器承受较大的负载，尤其是系统工作于共振频率时；并联式指的是致动器与负载路径并联，它要求致动器克服无源机座的刚度，产生较大的位移。另外两种有源隔振的形式是将次级力源直接作用于外力系统或受力结构。关于振动功率流的有源阻隔，是在需要阻隔的区域布放次级力源和误差传感器，降低该区域的振动能量。

1.1.7 有源声学结构

从以上的论述可以看出，无论是有源声控制或有源力控制，整个系统都包含了三个基本要素：次级源（次级声源或次级力源）、误差传感器和控制器。一般而言，为了扩大消声空间或者消振区域，提高控制效果，这种系统总是多通道的，也就是系统中包含多个次级源和误差传感器。与单通道有源控制系统相比，多通道有源控制系统先天上存在着许多弊病，例如：① 多通道系统必然采用多通道自适应算法，这种算法的计算量将随着通道数的增加迅速增加，更为麻烦的是，系统稳定性将变得越来越差；② 次级源和误差传感器布放的个数和位置随着噪声源（振动结构）和声学空间类型的不同而不同，虽然提出了一系列优化算法进行最优化处理，但对于不规则的噪声源和声学空间，问题就变得难以解决。换句话来说，这种系统是分布式的，次级源和误差传感器配置严重依赖于外界环境，它极大地阻碍了有源控制技术的工程应用，因此人们提出了有源声学结构的想法[11]。

有源声学结构（Active Acoustic Structures，简称 AAS）概念的提出，时间上稍后于有源力控制的提出，发展进程落后于它，目前在名词术语上还处于混乱阶段，又被称为自适应声学结构（Adaptive Acoustic Structures），有源声学层（Active Acoustic Coating），或有源声学泡沫（Active Acoustic Foam）等等。总之，它是机敏结构（Smart Structures）或智能结构（Intelligent Structures）在振动与噪声控制中的应用。AAS 将产生次级声场的分布式次级声源、检测振动与声场信息的误差传感装置、嵌入式的自适应微控制器集于一体。微控制器中的自适应算法将自动调节次级声源输出强度，使整个声学结构随时获得最佳声学性能。大面积的 AAS 由多个自适应有源声学单元（Adaptive Active Acoustic Element）




组成，每个单元具有模块化、较少依赖外界声学环境等优点。整个声学结构的控制目标可以是总的辐射声功率或反射声功率，由此构成的声学结构称为自适应有源隔声结构或自适应有源吸声结构，其有效频带主要在低频。当然，它也可以与传统的“无源”材料相结合，形成混合式有源声学结构（Hybrid Active Acoustic Structure），使得作用频段更加宽广。这种新型的声学结构具有作用频带宽、可模块化组装、便于安装、维修等优点。目前，这种结构处于研究探索阶段。

1.2 有源控制系统概述

1.2.1 有源控制系统

以噪声控制为例，典型的单通道自适应有源控制系统如图 10.1-4 所示。如果去掉误差传感器，控制器参数固定，则该系统就成为非自适应有源控制系统。一个有源控制系统包括两部分：控制器部分和声振部分。控制器部分有模拟和数字之分，模拟电路一般只适合完成单通道、非自适应控制器；而数字电路的功能要强得多，可以实现多通道、自适应控制器，它包括信号处理器（内含自适应算法）及其外围电路。声振部分主要包括次级源（电声器件、振动致动器）、参考传感器和误差传感器（对前馈控制方式而言）。

有源控制系统的分类方法达数十种之多[5、8、12]，涉及的分类因素也很复杂，具体情况列于表 10.1-1。表 10.1-1 中每一列任选一项，从左到右，就可构成一种类型的有源控制系统。主要的分类方法包括：

（1）有源噪声控制系统和有源振动控制系统

这两种系统的分别在于控制目标的不同。有源噪声控制系统的目标函数是声学参量，如局部空间声压、全空间声功率、辐射/透射声总功率等；有源振动控制系统的目标函数是振动参量，如振动加速度、速度、位移或振动能量。

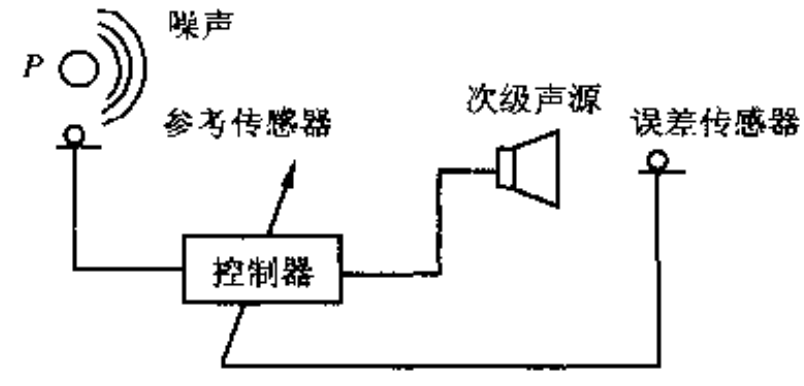


图 10.1-4 单通道自适应有源控制系统示意图

（2）模拟系统和数字系统

这两种系统的控制器分别由模拟电路和数字电路构成。模拟系统构造简单，成本低廉，可靠性高，但它只能完成传递函数简单的单通道控制器，不能适应环境特性的变化。数字系统多由数字信号处理器完成特定算法，通常是自适应的，适合完成多通道和时变环境下的有源控制，它的造价相对较高，长期工作的稳定性较差。

（3）前馈控制系统和反馈控制系统

这两种系统的差别在于前馈系统可以获得参考信号，控制器由前馈滤波器完成，而反馈系统因无法得到参考信号，整个系统由一个传感器（误差传感器）充当检测参考信号和误差信号的功能。一般而言，只要可能，人们宁愿采用前馈系统，因为它的稳定性比反馈系统的稳定性要好得多。

表 10.1-1 有源控制系统的分类

控制方式				次级源类型		误差传感策略	
自适应	前馈	模拟	单通道	分布式	声控制	声传感	远场
							近场
非自适应	反馈	数字	多通道	集中式	力控制	结构传感	位移
							速度
							加速度

（4）单通道系统和多通道系统

单通道系统中仅包含一个次级源和一个误差传感器，而多通道系统包含两个以上的次级源和误差传感器。多数情况下，多通道系统对扩大消声空间，提高降噪量是必需的，但随着通道数的增多，控制器算法的复杂程度将增加，这对保持系统的实时性和稳定性都十分不利。

1.2.2 决定控制效果的各种因素

以自适应有源噪声控制为例，决定最终降噪量的因素有四个方面[13]：① 系统可能取得的最大降噪量由次级声源的布放（位置及个数）确定，这种降噪量称为理论降噪量。对简单初级声源和规则声学空间，可以通过理论计算获得。② 对实际系统来说，需要确定一个可以实现的控制目标。理论上的控制目标通常是声功率最小，由于声功率无法用传感器实际检测，实际中通常用有限点的声压平方和代替，由此得到的降噪量（称为基于控制函数的降噪量）显然比理论降噪量要低。③ 假定自适应控制算法能够收敛到稳定状态，所得到的降噪量并不等于基于控制函数的降噪量，它与算法的稳态性能有关，依赖于控制器结构、算法类型及控制器参数（如收敛系数、滤波器长度、信号处理器字长等）。④ 对于前馈系统来说，参考信号质量对实际降噪量产生重要影响。具体地说，参考信号与误差传感器处初级声场变量（期望信号）的相关性越高，自适应算法就越能接近它的理想状态，于是，实际降噪量就越接近由控制目标和算法稳态性能共同决定的降噪量。以上四类因素综合决定了有源控制系统的控制效果（如图 10.1-5 所示）。

对一个实际的有源控制系统，是否能取得好的控制效果，关键的因素有：

（1）初级源的类型和特征

对于有源声控制，最合适的噪声源是集中参数噪声源（能简化为点声源最好），它可以用尽可能少的次级声源获得最大降噪量。而对于有源力控制，初级结构的振动模态愈少愈好，这样可以减少次级力源的数量，对优化布放位置也大有好处。

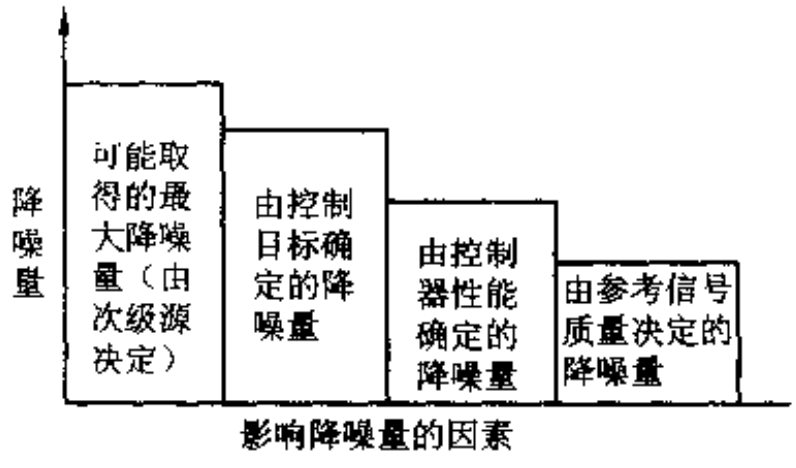


图 10.1-5 有源控制中决定降噪量的因素

从控制的角度来看，如果初级噪声是单频噪声、离散线谱噪声或窄带噪声，则控制系统更容易收敛到稳定状态，而宽带噪声的控制则要难得多。

（2）次级源和误差传感器的位置和个数

为了获得全局空间噪声能量的降低，最好的次级源布放是它能够从空间上完全复制初级声场，也就是使次级声场成为初级声场的“镜像”，而误差传感器应尽量使实际的控制目标逼近理论上的控制目标。

（3）参考信号及其质量

如果能够获得参考信号，我们就可以构造前馈控制器，反之，就只能采用反馈控制器。一般说来，前馈控制器结构简单，易于保持稳定；反馈控制器的最大问题是容易造成系统不稳定，因此，反馈控制是最后一项选择。好的参考信号应该尽量少受到噪声“污染”，与误差传感器处的初级噪声保持最大程度的相关。

（4）自适应算法及其控制器硬件

宽带噪声的抵消效果、系统稳定性、控制器的复杂程度均与自适应算法的类型有关。好的自适应算法应该兼顾收敛性、鲁棒性和计算量三方面。控制器硬件的主要指标是采样频率、计算速度、有限字长效应等，它们应该能够实时、准确地完成自适应算法确定的功能。

第 2 章　自由声场有源噪声控制

自由声场，也称为无界空间声场，此类声场中的声波由声源发出后，不受边界和其他物体的反射，同时也没有另外的声波干扰。实际应用中，如果边界和物体的影响很小，则该声场也可近似为自由声场。有源噪声控制研究中，下列声场通常可近似为自由声场：旷野中的变压器噪声声场、在空中航行的飞机辐射声场、舰船向海洋中辐射的声场、封闭空间中机械设备（如抽风机、鼓风机等）所在位置附近区域产生的声场、公路上行驶的交通工具所产生的噪声声场（要考虑地面的反射）等等。

本章首先研究自由声场有源消声的理论基础，然后研究不同初级声源（点源、分布式平板声源）、不同次级声源（单极子声源和多极子声源）实施有源控制前后的声场分析，以及全空间和局部空间有源消声的理论模型和实验结果。

2.1　有源噪声控制的理论基础

2.1.1　惠更斯原理及其应用

（1）惠更斯原理

如果一声源辐射声波产生声场，则该声场中波阵面上每一个面元均可看成一个能产生子波的声源（惠更斯源），而且，以后任何时刻波阵面的位置和形状都可以由这种子波的包络面确定，这就是惠更斯原理。它说明声场中任意一点的速度势为包围辐射声源的封闭曲面上惠更斯源发射子波在该点产生的速度势叠加之和。数学上，惠更斯原理可进一步由 Helmholtz-Kirchoff 定理描述。

（2）Helmholtz-Kirchoff 定理

假设空间中有一声源，作封闭曲面 Ω 包围该声源，如图 10.2-1 所示。图中 P 为需要控制的噪声源（初级声源），O 为观察点。声源速度势的空间分布函数为 $\phi(r)$，它满足波动方程。除此之外，在曲面 Ω 上及 Ω 外，它应该具有一阶和二阶有界连续偏导数，同时满足有限值条件和无穷远条件。有限值条件的含义是：如果声源都包含在曲面 Ω 内，则该曲面内有限物体所发出的声波的振幅在远场将随距离成反比地衰减，是有限的。无穷远条件表明声场在无穷远处没有反射波。在满足这些条件下，Helmholtz-Kirchoff 定理成立[5]。

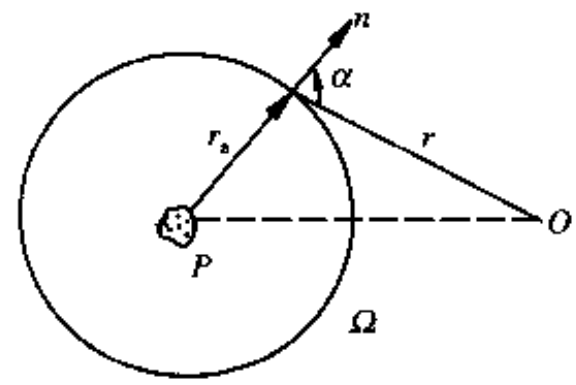


图 10.2-1　惠更斯原理示意图

Helmholtz-Kirchoff 定理说明：当所有声源包含在封闭曲面 Ω 中时，曲面 Ω 外一点的速度势可以看作该曲面上惠更斯源产生的声波在观察点的速度势的总和，而整个曲面 Ω 上的惠更斯源产生的声波对曲面内一点的贡献总和为零。

（3）惠更斯原理在有源噪声控制中的应用

由惠更斯原理可以推出，如果在封闭曲面 Ω 上布放无穷多个次级声源，这些次级声源的速度势与惠更斯源的速度势幅度相等，相位相反，那么就可实现曲面 Ω 外全空间噪声的有源抵消[5]。同时，由于曲面 Ω 上的惠更斯源不影响曲面内的声场，因而如果按惠更斯原理实现有源噪声控制，曲面 Ω 内的声场将不受影响。顺便指出，如果辐射声源是点声源，那么惠更斯源等效于一个三极子声源（一个单极子加一个偶极子）。

2.1.2　振动结构声辐射的集中参数模型

按惠更斯原理，对一个点初级声源，要实现全空间的有源消声，则需要围绕初级声源连续布放无数个三极子次级声源，这在实际中是不可能的。另外，由于三极子声源构成相对较为困难，实际上，自由声场中有源噪声控制所需的次级声源一般采用有限个数的单极子声源。

理论上，如果初级声源为单极子声源，则可很容易地求得次级声源强度值使初、次级声场总的声功率最小（此时的次级声源强度称为最优次级声源强度）。然而，实际中的噪声源只有很少一部分可以看成单极子源，多数为连续分布声源。下面说明，任意一个振动结构，从声辐射的角度看，均可以简化为集中参数模型，也就是有限个点声源的集合。

所谓声场的集中参数模型，指的是声学量是集中变量，与空间分布无关。对于任意一个振动结构，我们将结构划分为有限个单元，每个单元的几何尺寸应该远小于感兴趣的频率所对应的声波波长。于是，每个单元的辐射声场就可以单独计算，将所有单元的辐射声场叠加就可得到总的声场[14]。这种方法看似简单，实际运用起来颇有难度，因为我们在计算一个单元的辐射声场时，要求其他单元是静止的。这样，就需要考虑这一单元声辐射被其余边界面反射和散射的影响，对于复杂的有限结构来说，解决起来并不容易。

一个复杂结构，将整个振动表面划分为足够小（与声波波长相比）的 N 个单元后，每一个单元可以等效为一个活塞声源。计算出每个单元的净辐射声功率后，将所有单元辐射声功率相加就可获得结构总的辐射声功率，有

$$W=\frac{1}{2}\sum_{i=1}^{N}\sum_{j=1}^{N}u_i^{*}u_jR_{ij} \qquad (10.2\text{-}1)$$

式中 μ_i、μ_j —— 第 i、j 个单元表面的平均振速；

$*$ —— 表示对复数变量求共轭；

R_{ij} —— 第 i 单元至第 j 个单元的辐射阻抗的实部，有

$$R_{ij}=\frac{R_0}{S_iS_j}\iint_{S_i}\iint_{S_j}\mathrm{Im}\{G(r/r_s)/k\}\mathrm{d}S(r_s)\mathrm{d}S(r) \qquad (10.2\text{-}2)$$

式中 $R_0=k^2\rho c/4\pi$；

$G(r/r_s)$ —— 振动面元 r_s 处至观察点 r 处的自由空间第二类格林函数；

Im —— 表示取复数变量的虚部。

顺便指出，如果振动结构为无限大障板上的一块矩形平板，将此平板均分为 N 个单元，则 R_{ij} 可以更加具体地表示为

$$R_{ij}=\frac{\omega^2\rho\Delta S^2}{2\pi c}\left[\frac{\sin(kr_{ij})}{r_{ij}}\right] \qquad (10.2\text{-}3)$$

其中 ΔS —— 每个单元的面积；

r_{ij} —— 第 i 单元与第 j 个单元的距离。

这就是说，从声辐射的角度看，任意振动结构均可等效为点声源的集合。而对于每个点声源，可以引入次级声源来加以有源控制，次级声源的形式可以是单极子，也可以是多极子，下面分别加以讨论。

2.2　基于单极子源的自由声场有源控制

2.2.1　两单极子的最小声功率

假设有一单极子声源（点声源）作简谐振动，其复强度为 q（声源振动的幅度和相位，也叫容积速度），那么，它的辐射声功率可以通过声源表面的声压和振速来计算，即

$$W=\frac{1}{2}\mathrm{Re}\{p^{*}q\} \qquad (10.2\text{-}4)$$

对于自由空间中的点声源声场，它可以写为 $p=(\mathrm{j}\omega\rho_0qe^{-\mathrm{j}kr})/(4\pi r)$。虽然在声源位置处由于 $r\to0$ 使 p 趋于无穷大，但是将此声压表达式代入式（10.2-4）并求极限，可以得到求声功率的一种简便方法，即

$$W=\frac{1}{2}Z_0|q|^2 \qquad (10.2\text{-}5)$$

式中 $Z_0=\omega^2\rho_0/(4\pi c_0)$，是点声源的辐射阻抗。

如果空间中有两点声源，一个为初级声源，另一个为次级声源，声源强度分别为 q_p 和 q_s，彼此相距 d。根据式（10.2-5），可以计算出两声源共同作用后的总声功率，有

$$W = A|q_s^2| + q_s^* B + Bq_s + C \quad (10.2\text{-}6)$$

式中　$A = Z_0/2$；

$B = (1/2)Z_0 \sin c(kd) q_p$；

$C = (1/2)Z_0 |q_p|^2$。

很明显，式中最后一项为初级声源单独存在时的辐射声功率，标记为 W_{pp}。常数 A 显然是大于零的，因此式（10.2-6）这个一元二次方程有最小值。换句话说，如果以总声功率为控制目标，我们可以求得最优的次级声源强度和相应的最小的声功率[15]，有

$$q_{so} = -q_p \sin c(kd) \quad (10.2\text{-}7)$$

$$W_o = W_{pp}[1 - \sin c^2(kd)] \quad (10.2\text{-}8)$$

上式说明，用一个点次级声源控制一个点初级声源，所获得的最小声功率与两声源的频率和距离直接相关。在一定频率下，声源距离越近，有源控制后的声功率（最小声功率）越小；对于确定的初、次级声源间距，频率越低，最小声功率越小。

2.2.2　基于单极子源阵的自由声场有源控制

现在我们来看看，一个以上的单极子次级声源对增强有源控制效果是否有帮助。假设有 N 个点声源分别位于 r_1，r_2，…，r_N，它们构成一个单极子声源阵，其声源复强度矢量和每个声源处的声压矢量分别记为 $q = [q_1(\omega), q_2(\omega), \cdots, q_N(\omega)]^T$，$p = [p(r_1, \omega), p(r_2, \omega), \cdots, p(r_N, \omega)]^T$。将两者联系起来的量为 $N \times N$ 阶声传输阻抗矩阵 $Z(r, \omega)$。这个声源阵总的输出功率是所有单个声源“净”输出功率的总和，有

$$W = \frac{1}{2}\mathrm{Re}\{p^H q\} \quad (10.2\text{-}9)$$

式中　H —— 表示对复数矩阵求共轭转置。

现在，假设初级声源为具有 N 个声源的点声源阵，其强度矢量为 q_p。引入 M 个点声源，形成次级声源阵，它的强度矢量为 q_s。根据式（10.2-9），可以推导出两个声源阵总的输出功率为

$$W = q_s^H A q_s + q_s^H B + B^H q_s + C \quad (10.2\text{-}10)$$

式中　$A = (1/2)\mathrm{Re}\{Z_s(r_s)\}$；

$B = (1/2)\mathrm{Re}\{Z_p(r_s) q_p\}$；

$C = (1/2)\, q_p^H \mathrm{Re}\{Z_p(r_p) q_p\}$。

式（10.2-10）是一个关于次级声源强度的二次型函数，它的第一项是次级声源阵单独存在时的输出功率，最后一项是初级声源阵单独存在时的输出功率。由于矩阵 A 是正定对称矩阵，显然它有一个最小值。由于式中存在复数，求解最小值的过程稍稍较实数方程复杂些、具体方法是[5]，首先将式中的复数分解为实部和虚部，这样式（10.2-10）就变为两个实数方程，然后分别对次级声源阵强度的实部和虚部求导，并令其等于零，于是就可求得最优次级声源阵复强度的实部和虚部，最后的结果是

$$q_{so} = -A^{-1}B \quad (10.2\text{-}11)$$

相应的最小声功率为

$$W_o = C - B^H A^{-1} B \quad (10.2\text{-}12)$$

下面举一些具体例子，以加深印象。假设有一点声源为初级声源，不同数目的次级点声源围绕该初级声源，如图 10.2-2 所示，图中实心圆点代表初级声源，空心圆点代表次级声源。按式（10.2-11）和式（10.2-12）可以求出最优的次级声源强度和相应的最小声功率。

例 1　两个次级点声源分别位于两侧，距离均为 r（图 10.2-2a）。最优的次级声源强度和最小声功率分别为

$$q_{s1o} = q_{s2o} = -q_p \sin c(kr)/[1 + \sin c(2kr)] \quad (10.2\text{-}13)$$

$$W_o / W_p = 1 - 2\sin c^2(kr)/[1 + \sin c(2kr)] \tag{10.2-14}$$

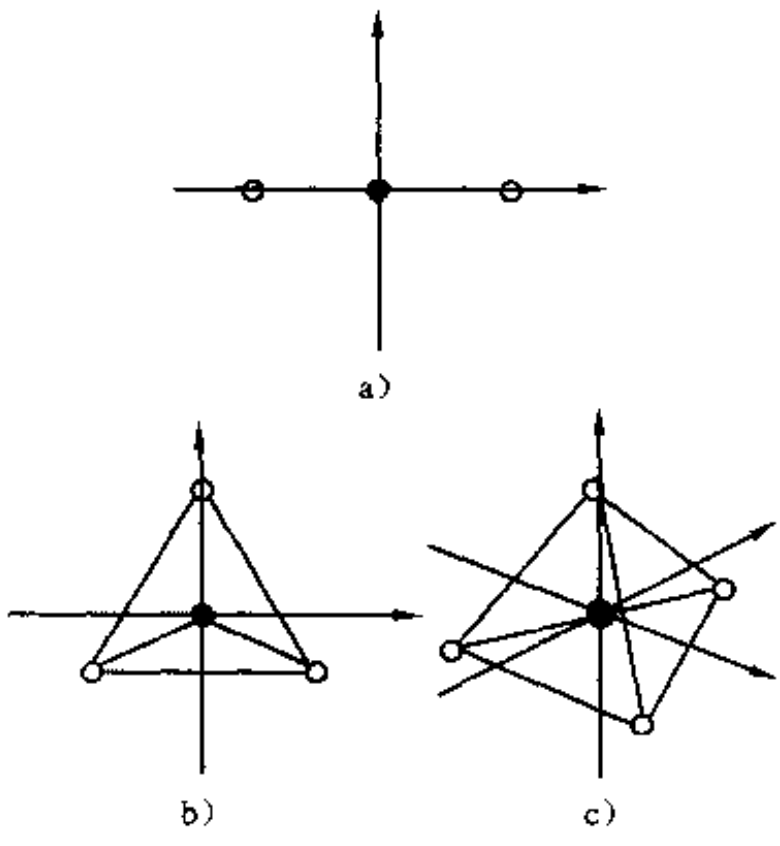


图 10.2-2　初、次级声源位置

a）两个次级源　b）三个次级源　c）四个次级源

例 2　三个次级点声源分别为等边三角形的三个顶点，每个次级声源距离初级声源的距离均为 r，次级声源间的距离为 $d = \sqrt{3}r$（图 10.2-2 b）。最优的次级声源强度和最小声功率分别为

$$q_{s1o} = q_{s2o} = q_{s3o} = -q_p \sin c(kr)/[1 + 2\sin c(kd)] \tag{10.2-15}$$

$$W_o / W_p = 1 - 3\sin c^2(kr)/[1 + 2\sin c(kd)] \tag{10.2-16}$$

例 3　四个次级点声源围绕初级声源形成四面体，每个次级声源距离初级声源的距离均为 r，次级声源间的距离为 $d = \dfrac{4}{\sqrt{6}}r$（图 10.2-2c）。最优的次级声源强度和最小声功率分别为

$$q_{s1o} = q_{s2o} = q_{s3o} = q_{s4o}$$

$$= -q_p \sin c(kr)/[1 + 3\sin c(kd)] \tag{10.2-17}$$

$$W_o / W_p = 1 - 4\sin c^2(kr)/[1 + 3\sin c(kd)] \tag{10.2-18}$$

以上三种次级声源布放时的最小声功率与只用一个点次级声源时的最小声功率比较，如图 10.2-3 所示[15]。图中虚线、实线和点划线分别表示与图 10.2-2a、b、c 相对应的声功率降低情况。可以看出：① 要想取得大于 1dB 以上的降噪效果，必须满足 $d < \lambda/2$，即次级声源距初级声源的距离须小于半波长；② 在此条件下，增加次级声源的个数，可以提高控制效果。

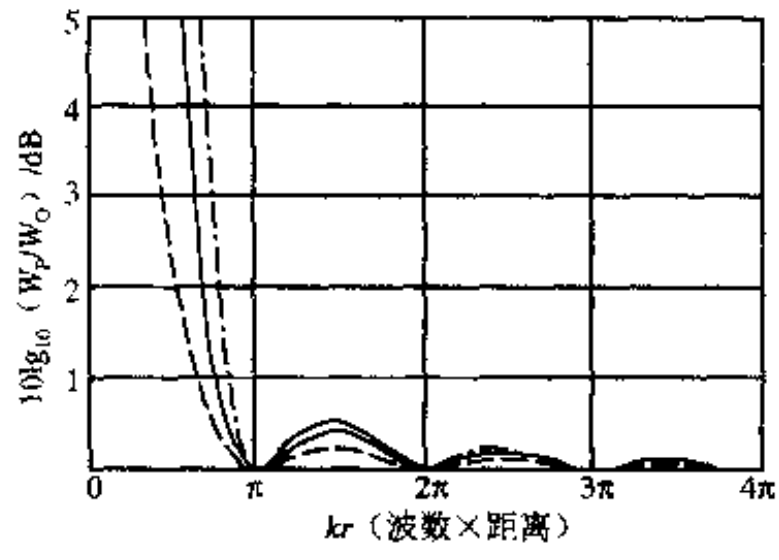


图 10.2-3　不同点次级声源抵消单个点初级声源时的最小声功率

2.2.3　单极子源阵控制平板声辐射

如果初级声源为一分布式声源，情况将会怎样呢？假设初级声源为一简支矩形平板，受外力激励辐射噪声，次级声源为点声源。我们感兴趣的是，用点声源对分布式声源实施有源控制，次级声源个数及位置对降噪效果的影响是什么？

为分析方便，假定简支矩形平板位于无限大障板中，其（n，m）阶振动模态的法向速度为 $u_p(x, y, \omega)$。此矩形板振动产生初级声场，其远场声压 $p_p(r, \omega)$ 可由瑞利方程求得。引入 L 个点声源作为次级声源，它们与矩形板一起产生的远场声压可线性叠加，有

$$p(r,\omega) = p_p(r,\omega) + \sum_{l=1}^{L} p_{sl}(r,\omega) \tag{10.2-19}$$

已知远场声压，即可求得远场任意一点的声强，然后沿包围声源的封闭曲面对径向声强

积分，可获得辐射声功率，有

$$W = W_p + W_s + \sum_{l=1}^{L} W_l \quad (10.2\text{-}20)$$

式中　W_p、W_s —— 分别是初、次级声源单独存在时的声功率；

W_l —— 第 l 个次级声源与矩形板辐射声场相干涉产生的声功率。

直接给出式（10.2-20）中各项的解析表达式是不可能的，但可以获得低频条件下的近似解。以总的辐射声功率为控制系统目标函数，可以求得最优次级声源强度和相应的最小声功率。关于如何选取次级声源的个数和位置，可以从平板声辐射机理得到启发。

G.Maidanik 的研究表明[16]：在低频条件下，也就是当声波波长大于板的最大几何尺寸时，平板声辐射可以等效为坐落在板四个角落的单极子的声辐射，这就是所谓的“角落单极子”模型。根据这一模型，按平板振动模态的不同，等效单极子的排列可以分为三种类型（如图 10.2-4，其中的+、−符号表示声源的相位）：①同相位的四个单极子声源（对应于“奇-奇”振动模态，即模态序数为奇数的振动模态）；②同相位的两个偶极子声源（对应于“奇-偶”振动模态）；③一个四极子声源（对应于“偶-偶”振动模态）。

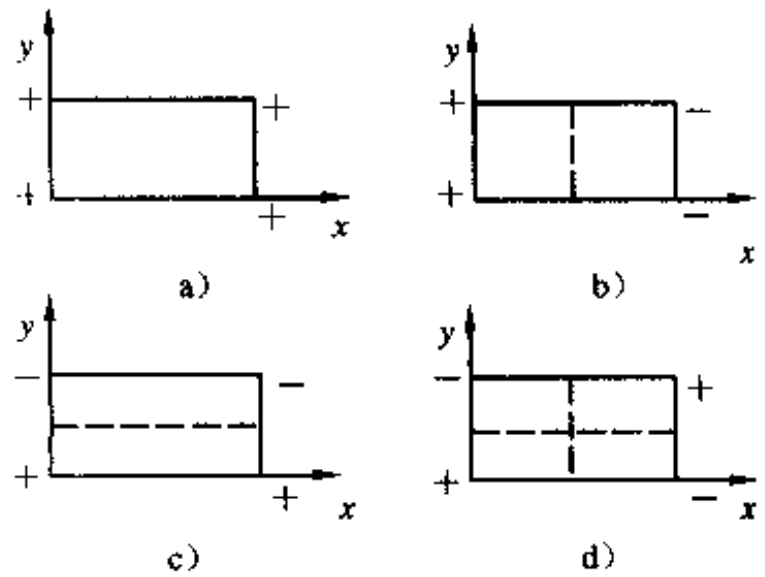


图 10.2-4　角落单极子模型中等效声源的排列顺序

a）n，m 为奇数，单极型声源

b）n 为偶数，m 为奇数，偶极型声源

c）n 为奇数，m 为奇数，偶极型声源

d）n，m 为偶数，四极型声源

对于不同的振动模态，所需的次级声源个数是不同的，而且每个次级声源的位置对声功率的降低有重要影响，其结论如下[17]：① 放置在振动模态节线上的任何次级声源都不能产生控制效果。② 对于“奇-奇”型振动模态，位于板中央的一个单极子声源即可取得大的降噪效果；如果要采用两个单极子声源，它们应处于平板两相对边界的中央。③ 对于“奇-偶”型振动模态，要取得降噪效果，至少需要两个单极子声源，而且它们构成的偶极声源，其轴应该与偶极型的初级声源轴平行。如果与初级声源轴垂直，则不能取得任何降噪效果。④ 对于“偶-偶”型振动模态，则至少需要四个次级声源，且它们应该置于矩形板的四个角落。

2.3　基于多极子源的自由声场有源控制

前面指出，当次级声源与初级声源的距离小于半波长时，增加次级声源数目，可以改善控制效果。这里要求次级声源围绕初级声源分布。如果实际条件对次级声源位置有限制，情况又将如何呢？

2.3.1　用多极子源表示单极子源

有一任意解析函数 $g(x)$，如果用泰勒级数将此展开，有

$$g(x+h) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{h^n}{n!} \frac{\partial^n}{\partial x^n} g(x) \quad (10.2\text{-}21)$$

式中　h —— 自变量 x 的增量，只要 $|h| < |x|$，上式将收敛。

如果自变量 x 是空间变量，$g(x)$ 为声场任一点的声压，式（10.2-21）说明它可以用另一点的声压来表示。

设初级声源为单极子声源，位于空间中一点 P（如图 10.2-5 所示），距坐标原点的距离为 h，声源强度为 Q_{pm}。在该声源产生的声场中，有一观察点 M，坐标为 (x, y, z)，它的声压可以表示为

$$p_{pm}(x,y,z)=\frac{j\omega\rho}{4\pi}Q_{pm}\frac{e^{-jkr_h}}{r_h} \qquad (10.2\text{-}22)$$

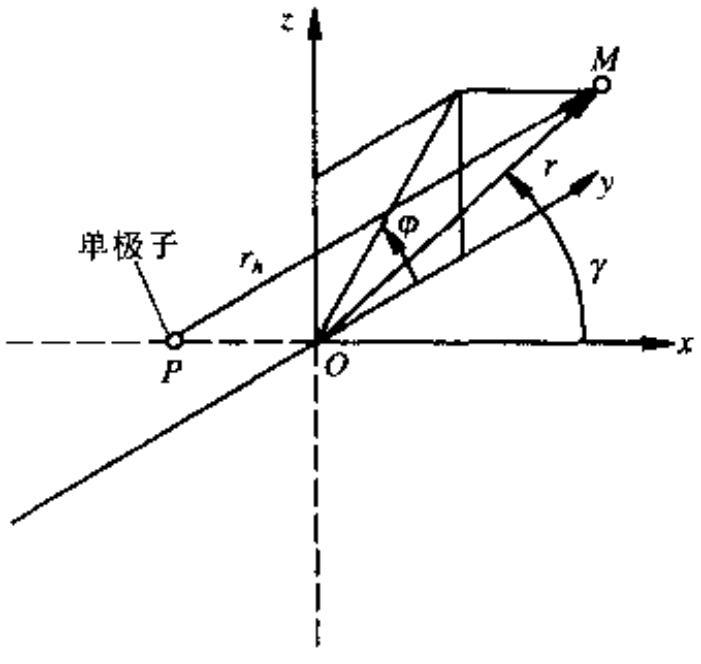


图 10.2-5　用多极子源表示单极子源

将式（10.2-22）中右边一项空间函数用泰勒级数展开，有

$$p_{pm}(x,y,z)=\frac{j\omega\rho}{4\pi}\sum_{n=0}^{\infty}Q_{pm}\frac{h^n}{n!}\frac{\partial^n}{\partial x^n}\left(\frac{e^{-jkr}}{r}\right) \qquad (10.2\text{-}23)$$

很明显，上式中 $n=0$ 的那一项，$[j\omega\rho/(4\pi)]Q_{pm}(e^{-jkr}/r)$ 表示位于坐标原点处单极子声源在 M 点产生的声压；$n=1$ 的那一项，$[j\omega\rho/(4\pi)]Q_{pm}h(\partial/\partial x)(e^{-jkr}/r)$ 表示位于坐标原点处偶极子声源在 M 点产生的声压。依此类推，和式中的第 $n+1$ 项，$[j\omega\rho/(4\pi)]Q_{pm}h(\partial^n/\partial x^n)(e^{-jkr}/r)$ 表示位于坐标原点处多极子声源在 M 点产生的声压。式（10.2-23）也可以用另一种形式表示，即

$$p_{pm}(x,y,z)=\frac{j\omega\rho}{4\pi}\sum_{n=0}^{\infty}Q_{sm}\frac{\partial^n}{\partial x^n}\left(\frac{e^{-jkr}}{r}\right) \qquad (10.2\text{-}24)$$

这就是说，位于空间任一点 P 处的单极子声源产生的声场，可以用位于另一点的多个多极子声源复制，复制声源的强度就是 Q_{sm}。

式（10.2-23）和式（10.2-24）两相比较，可以知道，$Q_{sm}=h^nQ_{pm}/n!$。如果进一步控制复制声源的相位，就可实现有源噪声控制[18]。这种获得次级声源强度的方法称为“直接法”。

从式（10.2-24）可知，要完全复制初级声场，从数学上来说，在级数展开中，要求包含无限多项，也就是要求无限多个多极子次级声源。当然，这在实际中是不可能的。为此，我们可以用有限个多极子声源实施有源控制。这有限个多极子声源强度的选取方法有两种，一是用上述的“直接法”，二是根据设定的目标函数求取。

2.3.2　基于声功率最小化的有源控制

我们选取声场总的声功率为有源控制的目标函数。如何求声功率呢？已知声场的远场声压，就可以求得相应的质点振速，由这两个参量可计算出远场任意一点的声强，沿围绕声源的封闭曲面对径向声强积分，即可计算出辐射声功率。下面分别讨论以声功率最小化为控制目标，次级声源分别采用一阶、二阶声源（也就是式（10.2-23）中取 $n=0$，1）时的最优声源强度和实施有源控制后的最小声功率。

（1）一阶次级声源

一阶次级声源仅包含一个单极子声源。在此情况下，有

$$Q_{sm}=-\frac{\sin(kh)}{kh}Q_{pm} \qquad (10.2\text{-}25)$$

必须注意的是，式（10.2-25）所表示的次级声源强度是以控制声功率最小为目标获得的，这与上一小节中“直接法”获得的次级声源强度是不同的。

（2）二阶次级声源

这里的二阶次级声源包含一个单极子声源和一个偶极子声源，其强度分别记为 Q_{sm} 和 Q_{sd}，偶极子轴沿 x 方向。在此情况下，单极子声源最优强度与式（10.2-25）相同，偶极子声源最优强度为

$$Q_{sd}=-\frac{3}{k}\left[\frac{\sin(kh)}{(kh)^2}-\frac{\cos(kh)}{kh}\right]Q_{pm} \qquad (10.2\text{-}26)$$

（3）最小声功率

在获得次级声源最优强度之后，我们可以计算出相应的最小声功率。对于 n 阶次级声源，有源控制后的声功率与初级声源辐射声功率之比，对于一阶、二阶次级声源

$$\frac{W_{r0}}{W_{pn}} \approx \frac{(kh)^2}{3} - \frac{2(kh)^4}{45} \quad (10.2\text{-}27)$$

$$\frac{W_{r1}}{W_{pn}} \approx \frac{(kh)^4}{45} - \frac{4(kh)^6}{1575} \quad (10.2\text{-}28)$$

前一小节已指出，多极子次级声源强度还可以采用“直接法”确定，比较计算表明：各种情况下，用控制声功率最小获得的次级声源，其降噪效果比用“直接法”确定次级声源的效果都要好。

另外，比较一下次级声源采用多极子声源和单极子声源阵两者的控制效果是很有意义的。假定初级声源为一单极子声源，次级声源有两种形式：①与初级声源相距 h 的多极子声源；② 以初级声源为中心，多个单极子声源呈环形或球形分布，其半径为 h。研究发现，如采用一阶多极子声源，控制效果要比三个单极子声源组成的环形阵的效果要好；如果采用二阶或三阶多极子声源，控制效果要好于任意多个单极子声源组成的环形次级声源阵。同时，同样数目的单极子声源组成的球形次级声源阵，其控制效果要比用多极子次级声源差。用多极子次级声源的另一个潜在好处是，多极子声源仅占据空间一点的位置，而单极子次级声源阵要占据空间多个点的位置，这样的布置有时会妨碍实际应用。当然，构造高阶多极子声源比布放单极子阵要困难。

2.4　自由声场中局部有源静区

前面三小节讨论的是如何选择和布置次级声源，使初级声源总的辐射声功率最小。从声场的角度来看，这相当于要求控制全部空间的声能量，称为自由声场下的“全空间”有源噪声控制。实际上，这样做有时不可能或者付出的代价太大，有时没有必要，仅仅部分空间有降噪要求，这种情形称为“局部空间”有源噪声控制。

2.4.1　局部有源静区

设次级声源距初级声源的距离大于声波半波长，根据前面的研究，这样不可能得到全空间声能量的降低。但是，做到局部空间降噪则是有可能的。现在我们来研究一种局部空间有源控制系统。

假设初级声源为一点声源，多个次级声源排成一列位于初级声源前方，而多个误差传感器排成一列位于次级声源前方，系统布置如图 10.2-6 所示[19]。图中，初级声源与次级声源、误差传感器的距离分别为 r_{ps} 和 r_{pe}，次级声源与误差传感器的距离为 r_{se}，它们彼此的间距为 r_{ss} 和 r_{ee}。误差传感器用来检测有源控制后的残余声压。一般说来，如果一个空间区域的声压级控制后比控制前减少 3～5dB 以上，那么，该区域就可以称为“静区”。

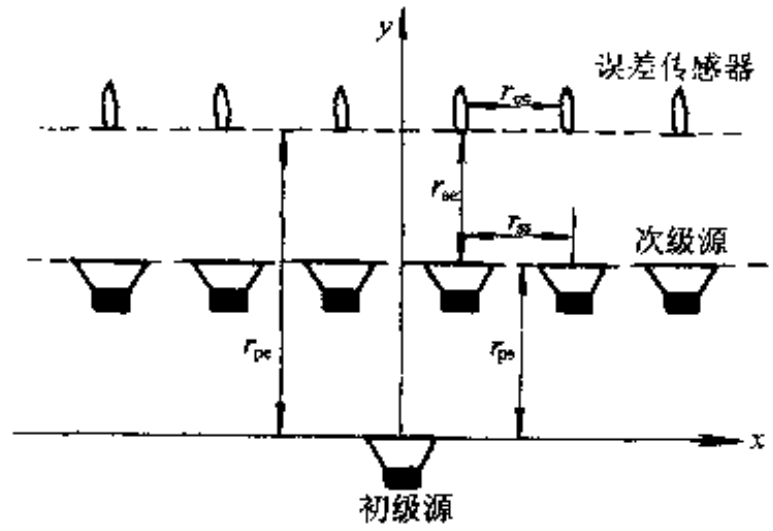


图 10.2-6　局部空间有源降噪初、次级声源位置

一般说来，以局部空间有源控制目标，控制后整个声场的声功率将比控制前要增加。因此，有源控制系统的控制目标包括两个：① 获得尽量大的静区；② 尽量减少静区以外声功率的增加。分析表明，如果误差传感器的个数等于次级声源的个数，可以获得大面积的静区，并保证有源控制后误差传感器处的声压为零。当次级声源和误差传感器的个数大于 2 时，我们不能得到次级声源最优强度和最小声功率的解析表达式，但可

以通过数值计算得到有关静区、声功率分布与次级声源、误差传感器布放的依赖关系。定性的结论是：多通道系统获得的静区并不是单个次级声源获得静区的叠加，当初级噪声频率范围确定后，可以找到最优的次级声源、误差传感器布放，使静区范围最大，而使声功率的增加最小。换句话来说，如果次级声源、误差传感器布放不当，我们不但得不到大的静区，反而会使总的声功率大大增加。具体说来，静区围绕次级声源形成，大小依赖于误差传感器阵到次级声源阵的距离，以及初级声源到次级声源阵的距离。

2.4.2　有源声屏障

局部空间有源控制的另一例子是有源声屏障。我们知道，对于无源材料做成的声屏障（无源声屏障），当高度一定时，噪声频率越低，声屏蔽效果越差。因此，有人提出在常规的无源声屏障的基础上加装控制声源系统，形成所谓的“有源声屏障”[20]，如图 10.2-7 所示。图中，初、次级声源位于无源声屏障左侧，它们与声屏障的距离分别为 r_p 和 r_s，其高度低于声屏障，与 y 轴负方向的夹角分别为 θ_p、θ_s。误差传感器（消声点）置于无源声屏障上方，与次级声源的位置平行，彼此的间距为 d。我们关心的是在这种系统配置下声屏障另一侧声压（接收点）的变化情况，接收点与 y 轴负方向的夹角为 θ。

假设初、次级声源均为点声源，它们向空中辐射球面波。由于声屏障的存在，声波发生绕射。绕射声场中声压的求解较为复杂，可以用几何声学理论求得[21]。关于有源控制效果，理论及实验研究结果表明[20]：当误差传感器的间距小于声波半波长时，能够取得很好的控制效果；次级声源越接近初级声源，控制效果越好。

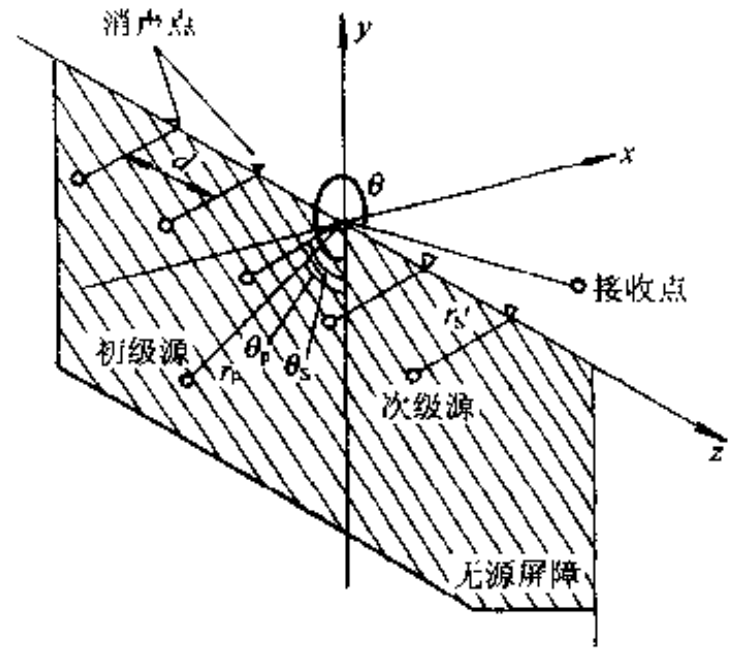


图 10.2-7　一种有源声屏障示意图

实现有源声屏障在理论上是可行的。然而，要实际实现这样一个系统，还要解决许多困难，例如：实际中的初级声源一般为分布式的，而且相当多的情况下是运动声源；实际使用的声屏障都很长，可能会在数公里或者数十公里以上，这样所需要的次级声源的数目会相当惊人，控制系统必然很复杂，这给维修保养带来很大困难。

第 3 章　有界空间声场的有源控制

有界空间分为两类：一类指那些有部分开口的闭合空间，如通风管道、消声器等；另一类指完全封闭的闭合空间（称为封闭空间），如交通工具的内室（飞机、船舶舱室、车厢等）、生活工作场所（如车间、办公室）、各类厅堂（音乐厅堂、会议厅、影像放映厅）等。有界空间声场在实际中是最常见到的一类声场，它既可以通过内部噪声源产生，也可以由外部噪声通过弹性壁透射或外力激励弹性壁振动辐射声波而产生。

在有界空间中，声波的传播由于受到边界的约束而与自由空间大大不同。按声源频率的高低，声场分析有两种方法：在低频段，声波在空间的传播会形成明显的驻波分布，因而采用简正波理论；在高频区域，声波经过多次界面反射后，经干涉叠加形成所谓的扩散声场，声场中任意一点的声能密度大致相等，声波传播方向沿 360° 均匀分布。我们一般采用几何声学的方法研究扩散声场特性。

本章研究用声源控制有界空间声场的方法，研究对象分为管道声场和三维封闭空间声场，控制目标则包括全空间和局部空间降噪两种。

3.1　管道声场的有源控制

3.1.1　平面波的有源控制

在无限长管道中，声波一般以简正波方式存在，即声波在管道横截面形成特定形式的驻波，而在无限长方向以行波方式传播。当声源的振动频率小于管道截止频率时，管道中就只能传播均匀平面波。在这种情形下，从理论上说，只要在初级声源的下游布放次级声源，使管道下游声场中初、次级声场声压幅度相等、相位相反，就可以实现有源消声。如果次级声源是只向管道下游辐射声波的单指向性声源，那么，控制电路就只需要调节参考信号的幅度，给予适当的时延就可以达到目的。这里的时延包括声波从参考传感器传播至次级声源的时间，以及次级声源相位偏移所需时延。

然而，单个声源（如扬声器）一般是无指向性的，用它作次级声源，必然会产生“声反馈”现象，也就是控制系统中参考传感器不但接收初级声场信号，而且接收次级声场反馈信号，造成系统的不稳定。为了消除次级声反馈，实际中主要有两种解决途径[5]：一是控制器中设计电路或对参考传感器进行特别布放对声反馈进行补偿；二是用多个声源构成单指向性次级声源。对这两种方法，下面分别加以讨论。

（1）声反馈补偿

典型的带补偿电路的管道噪声有源控制系统构成如图 10.3-1 所示。图中 $G(\omega)$ 为放大、反相电路，时延 τ 为声波从参考传感器传播至次级声源所需的时间。补偿电路的传递函数为

$$H(\omega)=\frac{\mathrm{e}^{-\mathrm{j}\omega\tau}}{1-\mathrm{e}^{\mathrm{j}2\omega\tau}} \qquad (10.3\text{-}1)$$

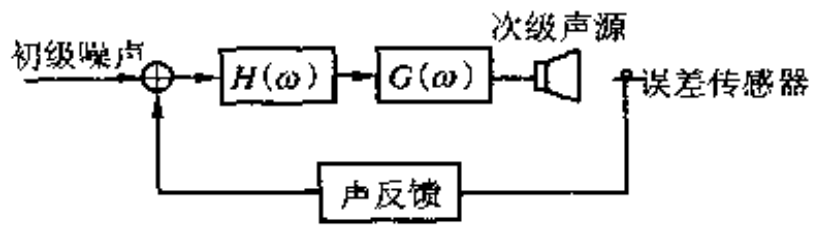


图 10.3-1　带补偿电路的管道噪声有源控制系统

抵消声反馈的另一方法是布置参考传感器阵，利用不同参考信号组合抵消声反馈信号。一个例子是所谓的双参考传感器单极系统，如图 10.3-2 所示。图中，两个参考传感器（M_1，M_2）对称地置于次级声源两侧。当次级声源工作时，两个参考传感器接收到相同的次级信号，将它们的输出相减，就可以达到消除次级声反馈信号的目的。

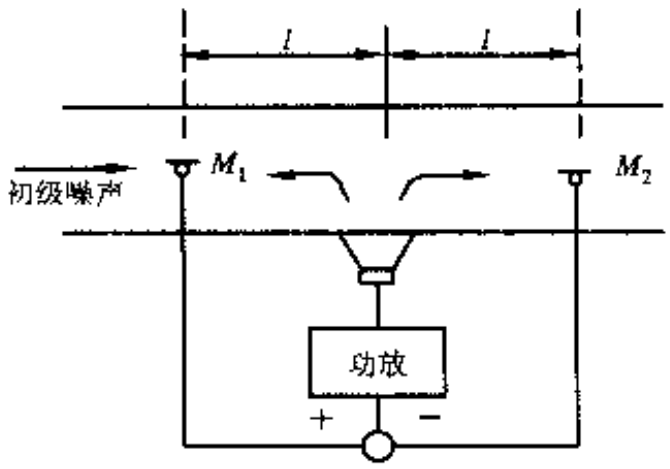


图 10.3-2　双参考传感器单极系统示意图

（2）单指向性次级声源

构成单指向性声源的方法很多，下面给出一个简单例子。如图 10.3-3 所示，有一截面积为 S 的无限长管道，初级声源位于 x=0 处。在 $x = L$ 和 $x = L+ d$ 处布置两个单极子次级声源，强度分别为 q_{s1}、q_{s2}。

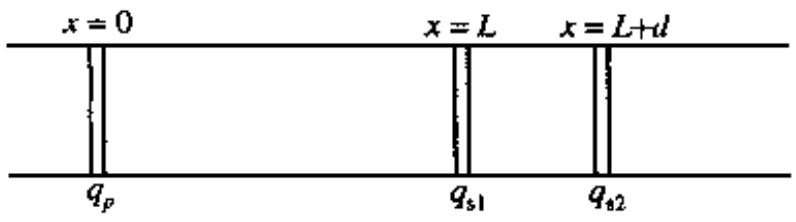


图 10.3-3　双次级声源管道噪声有源控制系统

参考传感器位于初级声源和第一个参考传感器之间，假设它的灵敏度为 1，则参考信号中次级声反馈那一部分为

$$p_r(x)=\frac{\rho c}{2S}q_{s1}e^{-jk(x+L)}+\frac{\rho c}{2S}q_{s2}e^{-jk[x+(L+d)]} \tag{10.3-2}$$

式中　ρ、c —— 分别为管道内介质的密度和声速。

如要消除声反馈，也就是要使 $p_{rs}(x)$ =0，则由式（10.3-2）可以推导出两次级声源强度之间必须满足如下关系

$$q_{s1}=-q_{s2}e^{-jkd} \tag{10.3-3}$$

于是，在这两个次级声源作用下，第二个次级声源以下的管道空间中任一点的声压为

$$\begin{aligned}p_s(x)&=\frac{\rho c}{2S}q_{s1}e^{-jk(x-L)}+\frac{\rho c}{2S}q_{s2}e^{-jk|x-(L+d)|}\\&=\frac{\rho c}{2S}q_{s1}e^{-jk(x-L)}(2j\sin kd)\end{aligned} \tag{10.3-4}$$

观察上式可以发现，次级声源下游声压与单个单极子声源产生的声压类似（仅相差乘积因子 2jsinkd），而参考传感器 z 接收的信号中消除了声反馈。

在式（10.3-4）中，如果 sinkd = 0，则 $p_s(x)$ =0。这说明，在某些频率（对应于 $kd = n\pi$，n = 1，2，…）处，两次级声源向管道下游辐射的声压和为零。显然，在这种情况下，有源控制没有产生任何效果。这就是说，有源控制的降噪频段受到了限制，为了扩展它，可以采用三个或三个以上的次级声源沿初级声源下游布放，具体的理论推导和分析见参考文献[8]。扩展降噪频段的其他方法是，沿管道横截面布放一个或多个次级声源阵，如 Swinbanks 多极子有源控制系统就是这样的[5]。

另外，管道噪声有源控制中，我们还应考虑管内流体的流速、压力脉动和温度变化等因素。当这些参数变化剧烈时，则只能采用自适应系统加以控制了。

3.1.2　有限长管道中的有源噪声控制

当管道的两端封闭后，行波将不再存在，而高阶简正波得以保留。为了分析的方便，这里假设初级噪声频率低于管道截止频率，管中仅有平面波存在（高阶简正波的控制，将在下一小节的三维空间有源噪声控制中讨论），此时管道声场成为一维封闭空间声场。与无限长管道声场有源控制相比，在控制策略和方法上将有所不同。

设一有限长管道横截面为 S，长为 D，管内流体密度和声速为ρ、c。管道的左端为坐标原点，声源位于 $x = d$ 处，声源强度为 Q。于是，可以求得声源的上游和下游声场声压为[22]

$$p(x)=\frac{\rho cQ}{jS\sin(kD)}\begin{cases}\cos[k(D-d)]\cos(kx), & 0\leqslant x<d\\ \cos[k(D-x)]\cos(kd), & d\leqslant x<D\end{cases} \tag{10.3-5}$$

当 sin(kD)=0 时，声腔发生共振。管中的声能包括势能和动能两部分，如将势能密度和动能密度记为 $U(x)$、$T(x)$，对于平面波有 $U(x)=|p(x)|^2/(4\rho c^2)$，$T(x)=\rho|u(x)|^2/4$、其中 $p(x)$、$u(x)$分别为声压和质点振速。$U(x)$

和 $T(x)$之和的积分则为管中的声能，它应该是常数，有 $E_t=\rho Q^2 D/l$（2S）。如果管的右端为刚性壁，则可计算出管中的声势能为

$$E_p=\rho\frac{E_t}{4\sin^2(kD)}\left[1+\frac{\sin(2kD)}{2kD}\right] \tag{10.3-6}$$

设初级声源位于管的左端，强度为 Q_p；次级声源位于管的右端，强度为 Q_s。在这里，可以选择的有源控制的目标函数有两种：①总的声能最小；②声势能最小。前一种控制目标要求误差传感器检测质点振速，实现起来较为复杂。通常人们愿意用后一种控制目标，而将前者作为最佳准则，用于与其他准则相比较。按这两种控制目标，可以计算出控制后的最小的声能和声势能。前一种控制目标获得的最小声能等于初级声场声能的一半，后者的最小声势能如图 10.3-4 所示。可以看出，当 $k>2$ 以后，最小声势能基本接近于总声能的一半。在此频率之前，声势能减小，直至等于零。此时有 $Q_s=-Q_p$。这说明初、次级声源在管的两端以相反相位运动，管内流体作为一个整体运动，声能基本上以动能形式存在，这样以声势能最小为控制目标就达不到目的。

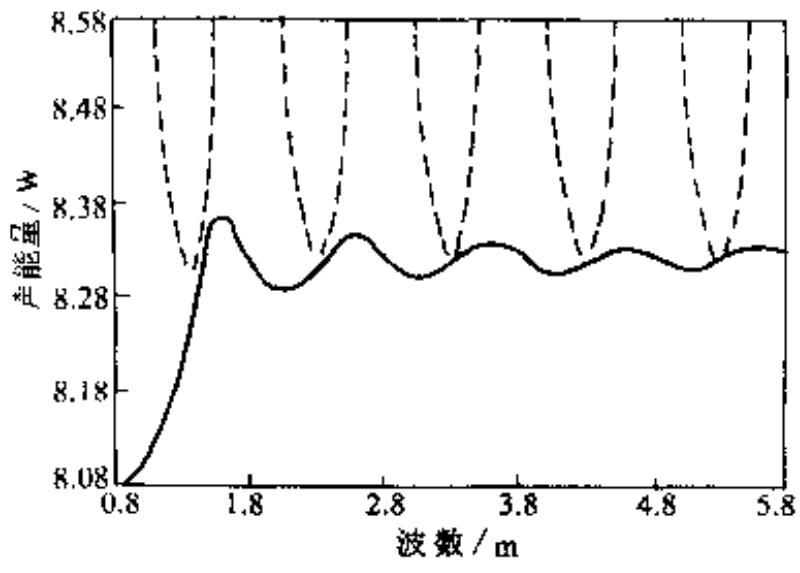


图 10.3-4　有源控制后的声势能

（基于声势能最小目标）

3 1.3　管道噪声有源控制物理机制

研究有源控制的物理机制，就是要弄清楚有源控制前后声场中能量的变化，以及控制后“能量到哪里去了?”这样的问题，这对设计和改进有源控制系统有重要的指导意义。

声场中的能量流特征与声源辐射特性是紧密相联的，而声辐射特性可以用辐射阻抗加以描述。声源的辐射阻抗描述了声源辐射声功率的能力，它包括辐射阻和辐射抗两部分，辐射声能等于辐射阻（辐射阻抗的实部）乘以声源的容积速度的平方，辐射抗（辐射阻抗的虚部）代表的能量称为无功声能，它储在声场的近场中，并不辐射出去。

一个声源的辐射阻抗分为自辐射阻抗和互辐射阻抗两部分。自辐射阻抗是声场中不存在其他声源时，声源本身的辐射阻抗；互辐射阻抗是由于其他声源存在而附加到声源上的辐射阻抗。因此，研究有源控制物理机制的一个有效方法，就是观察有源控制前后初、次级声源辐射阻抗的变化。这里介绍一种研究有源控制物理机制的方法及过程，详细的数学推导和实验验证可见参考文献［23］。

设有一半无限长管道，管的左端为初级声源，次级声源设计为单极子和偶极子两种形式。假设初、次级声源均为活塞声源，并假设在有源控制过程中它们保持恒定的容积速度。研究步骤如下：① 分别推导初级声源的自辐射阻抗和互辐射阻抗，将二者相加得到初级声源总的辐射阻抗；② 由初级声源的辐射阻计算初级声源辐射声功率；③ 推导次级声源的总辐射阻抗；④ 计算次级声源辐射声功率；⑤ 改变初、次级声源容积速度比，观察初、次级声源的辐射声功率的变化情况；⑥ 改变初、次级声源振动相位，观察初、次级声源的辐射声功率的变化；⑦ 以上过程是针对次级声源为单极子的情况，然后针对偶极子次级声源再进行上述研究。

最后得到的结论是：总体上说，管道有源控制的物理机制总体上分为对初级声源的能量抑制和由次级声源进行能量吸收两种。对于单极子次级声源，能量抑制机制起主导作用；对于偶极子次级声源，能量吸收机制起主导作用。

能量抑制机制又可分为能量的空间转移机制和多极子场抗性存储机制。在这种机制中，

次级声源将声波向管道上游反射回去，降低初级声源的辐射阻，从而降低其辐射声功率。这时的次级声源起着对初级声源“卸载”的作用；在能量吸收机制中，次级声源的辐射声功率变成负数，吸收的能量用于克服自身的机械阻力，驱动次级声源发声，这时，需要外界供给的电能将大大减少。另外，有研究指出，尽管在能量吸收机制中次级声源充当了吸收能量的角色，但不是所有类型的次级声源在各个方向都吸收能量，并且不同方向上吸收的能量是不同的。

3.2　三维封闭空间中简谐平稳声场的有源控制

3.2.1　声势能的最小化

设封闭空间边界为刚性壁，感兴趣的噪声频段在低频，此时声场分析适合于用简正波理论。声场中任一观察点 $\boldsymbol{r}$ 处的声压可以用有限个声模态叠加表示，略去简谐时间因子 $e^{j\omega t}$，有

$$p(\boldsymbol{r},\omega)=\sum_{n=1}^{N} f_n(\boldsymbol{r})\ a_n(\omega) \quad (10.3\text{-}7)$$

式中　$f_n(\boldsymbol{r})$、$a_n(\omega)$ —— 分别表示第 n 阶声模态的模态函数和模态幅度；

N —— 选取的最大声模态数。

如果定义 N 阶模态函数列矢量为 $\boldsymbol{F}(\boldsymbol{r})$、模态幅度列矢量为 $\boldsymbol{A}(\omega)$，则式（10.3-7）可以改写为另一种形式

$$p(\boldsymbol{r},\omega)=\boldsymbol{F}^T(\boldsymbol{r})\,\boldsymbol{A}(\omega) \quad (10.3\text{-}8)$$

设空间中有 M 个次级声源，它们的复强度记为 q_{sm}（m=1，2，…，M）。当初、次级声源共同作用时，它们产生的声场的模态函数是相同的，模态幅度分别为 a_{pn}、a_{sn}（n=1，2，…，N），则叠加后的声场模态函数与次级声源强度的关系是

$$a_n=a_{pn}+a_{sn}=a_{pn}+\sum_{m=1}^{M}\mathrm{B}_{nm}q_{sm} \quad (10.3\text{-}9)$$

式中　B_{nm} —— 第 m 个次级声源至观察点 r 的 n 阶声传输阻抗。

叠加后的声场声压可以用矢量形式表示为

$$p(\boldsymbol{r},\omega)=\boldsymbol{F}^T(\boldsymbol{r})\,(\boldsymbol{A}_p+\boldsymbol{B}\boldsymbol{q}_s) \quad (10.3\text{-}10)$$

式中　$\boldsymbol{B}$ —— $N\times M$ 阶声传输阻抗矩阵。

如果选取次级声源的个数与声模态个数相等，则矩阵 $\boldsymbol{B}$ 就是一个方阵，令 $\boldsymbol{q}_s=-\boldsymbol{B}^{-1}\boldsymbol{A}_p$，就可使声场中声压处处为零。然而，一般情形下，声模态数目将远远大于次级声源数目，即 $N\gg M$。因此，为寻找一组合适的次级声源强度，首先需要确定一个目标函数。

有源控制的首选目标应该是封闭空间中的声能量（包括声势能和声动能）。然而，由于声势能中仅包含声场声压，在实际中易于测量，因此，我们一般选取封闭空间中总的时间平均声势能为目标函数[24]，即

$$E_p=\frac{1}{4\rho c^2}\int_V |p(\boldsymbol{r},\ \omega)|^2\,\mathrm{d}V \quad (10.3\text{-}11)$$

将式（10.3-10）代入上式，并利用模态函数矢量的正交性，有

$$E_p=\frac{V}{4\rho c^2}\left(\boldsymbol{Q}_s^H\boldsymbol{B}^H\boldsymbol{B}\boldsymbol{Q}_s+\boldsymbol{Q}_s^H\boldsymbol{B}^H\boldsymbol{A}_p+\boldsymbol{A}_p^H\boldsymbol{B}\boldsymbol{Q}_s+\boldsymbol{A}_p^H\boldsymbol{A}_p\right) \quad (10.3\text{-}12)$$

可以看出，声势能 E_p 是次级声源复强度的二次型函数。由于 $\boldsymbol{B}^H\boldsymbol{B}$ 为对称正定矩阵，可以找到唯一的一组次级声源复强度矢量 $\boldsymbol{Q}_{so}$（称为最优次级声源强度），使 E_p 最小，成为 E_{po}。用无约束最优化方法，可以求得

$$\boldsymbol{Q}_{so}=-(\boldsymbol{B}^H\boldsymbol{B})^{-1}\boldsymbol{B}^H\boldsymbol{A}_p \quad (10.3\text{-}13)$$

$$E_{po}=\frac{V}{4\rho c^2}[\boldsymbol{A}_p\boldsymbol{A}_p-\boldsymbol{A}_p\boldsymbol{B}(\boldsymbol{B}^H\boldsymbol{B})^{-1}\boldsymbol{B}^H\boldsymbol{A}_p] \quad (10.3\text{-}14)$$

由此，我们可以获得封闭空间中的最佳降噪量 $AL_n=-10\lg(E_{po}/E_{pp})$，其中，$E_{pp}=\dfrac{V}{4\rho c^2}\boldsymbol{A}_p^H\boldsymbol{A}_p$ 为初级声源单独作用时空间中的时间平均声势能。

3.2.2　低模态密度声场中的次级声源和误差传感器布放规律

有了上述公式，我们就可以通过理论分析和计算机仿真，研究封闭空间有源噪声控制规律。应该注意的是，上述公式只是在低频条件下或小尺度封闭空间中成立。当初级声源频率升高时，空间声模态密度随即增加，此时，声场逐渐成为扩散声场。一般情况下，要取得较大降噪量，次级声源距初级声源的距离必须小于声波半波长，不满足此条件，单纯增加次级声源数目是徒劳的。

在低频区域，空间声模态密度低，此时，次级声源布放应遵循如下原则：①如果次级声源放置在声模态节线上，那么，不管声源强度有多大，它都不能激发这阶声模态；次级声源也不能靠声模态节线太近，否则，所需要的次级声源强度就会变得非常大，空间总的声势能将得不到有效控制；②与高频区域不同，低频条件下，如果次级声源距离初级声源大于声波半波长，也能取得大的降噪量；③如果一个次级声源放置在几个主要贡献模态的最大幅值处，那么，它就可以抵消这几个声模态，而不激发其他声模态；④几个次级声源单独作用不能抵消的声模态，联合启动则可抵消。

一般说来，要在较宽（低频）频带范围内取得较大降噪量，必须采用多个次级声源。相应的控制系统就成为多通道系统，实现它必须采用自适应控制方法。实现这样的系统要求在声场中放置多个误差传感器，监测误差信息用于自适应控制器调节参数用。如果在声场中引入 L 个误差传感器，它们的灵敏度均设为 1，则它们的输出信号为 $p(\boldsymbol{r}_l, \omega)$（$l$=1，2，…，$L$），令这些误差信号构成的矢量为 $\boldsymbol{P}_p$，则多通道 AANC 系统的控制函数为

$$J_p = \frac{V}{4\rho c^2 L}\sum_{l=1}^{L}|p(\boldsymbol{r}, \omega)|^2 = \frac{V}{4\rho c^2 L}\boldsymbol{P}_p^H\boldsymbol{P}_p \tag{10.3-15}$$

式中　$\boldsymbol{P}_p$ —— 初、次级声场在 L 个误差传感器处的声压采样值矢量。

经过一系列推导[25]，可以证明 J_p 是次级声源强度矢量的二次型函数。于是，可以找到唯一的最优次级声源强度矢量 $\boldsymbol{Q}_{sL}$，使 J_p 最小。显然 $\boldsymbol{Q}_{sL}$ 与式（10.3-13）中的 $\boldsymbol{Q}_{so}$ 是有区别的。令

$$\boldsymbol{Q}_{sL} = \boldsymbol{Q}_{so} + \boldsymbol{Q} \tag{10.3-16}$$

其中 $\boldsymbol{Q}$ 是 $\boldsymbol{Q}_{sL}$ 的绝对误差。由它引起的次级声场声模态幅度误差为 $\boldsymbol{A}_{sE} = \boldsymbol{B}\boldsymbol{Q}$。于是可以得到次级声源强度 $\boldsymbol{Q}_{sL}$ 作用下封闭空间声势能为

$$E_{pL} = E_{po} + \frac{V}{4\rho c^2}\boldsymbol{A}_{sE}^H\boldsymbol{A}_{sE} \tag{10.3-17}$$

式中　E_{po} —— 次级声源强度 $\boldsymbol{Q}_{so}$ 作用下的封闭空间声势能，也就是理论上可以得到的最小声势能。

此时的降噪量为 $AL_L = -10\lg(E_{pL}/E_{pp})$。由式（10.3-17）可以推出 $E_{pL} \geqslant E_{po}$，也就是 $AL_L \geqslant AL_o$。这说明，AANC 系统所得到的降噪量总是小于，至多等于理论上的最佳降噪量，而 AL_L 的大小主要取决于误差传感器的布放。

进一步的研究表明[25]：①误差传感器布放规律与次级声源的布放规律类似，但不等同；②与 AL_o 一样，AL_L 也直接依赖于误差传感器相对于声模态在空间的分布。最好的位置是声模态反节面。对于某一声模态，如果误差传感器的位置从节面位置过渡到反节面位置，则 AL_L 的值由小变大。在声模态节面处布置的误差传感器不能发挥作用，如果这样，会导致控制后空间总的声势能比控制前还要大。另外，最优的次级声源和误差传感器位置不是唯一的，这就存在一个次级声源和误差传感器布放优化的问题。参考文献 [26] 采用遗传算法解决此问题。

3.3　误差传感器布放

在封闭空间有源控制的实现中，由于需要采用自适应控制方式，误差传感信息就起着重要作用。从系统实现的角度看，希望误差传感器的个数越少越好，要做到这一点，首先需要了解误差传感策略，然后用一定的技巧可以减少误差传感器的布放。

3.3.1　误差传感策略

在封闭空间全空间有源控制中，通常我们

选择时间平均声势能为控制函数，而在局部空间有源控制中，则常采用有限空间点均方声压和为目标函数，也就是说，误差传感的信息是声势能和声压。从理论上说，这并不是最好的目标函数。下面分别研究全空间和局部空间有源控制中其他的控制策略。

（1）基于声能的全空间有源控制

在封闭空间声场中，声能包括声势能和声动能。空间任一点的时间平均声能密度包括为声势能密度和声动能密度，声势能密度用声压表示，声动能密度用质点振速表示。对自适应有源控制系统，如确定将声能最小作为控制目标，假定需要 L 个消声点，则目标函数可确定为[28]

$$J_{\mathrm{ED}}=\sum_{l=1}^{L}\frac{1}{4\rho c^2}|p(\boldsymbol{r}_l)|^2+\frac{\rho}{4}|v(\boldsymbol{r}_l)|^2 \quad (10.3\text{-}18)$$

式中　$p(\boldsymbol{r}_l)$、$v(\boldsymbol{r}_l)$ ——分别为误差传感器处的声压和质点振速。

具体实现时，需要 L 个声能密度传感器作为误差传感器。因为确定一个点的声能密度需要四个标量，所以每个声能密度传感器应该能够检测声压和三个正交方向的质点振速。研究表明：与声势能有源控制相比，声能密度有源控制更具优势，原因在于后者传感声模态的能力更强。对于均方声压来说，模态节点以面的形式存在；而对声能密度来说，模态节点以线的形式存在。因此，相比而言，声能传感器位于声能密度模态节点的机会要少得多。

（2）基于声压和质点振速抵消的局部空间有源控制

在研究扩散声场有源控制时，选择的控制目标为使误差传感器处的均方声压为零，这是一种基于声压的局部空间有源控制。事实上，我们可以选择其他的控制目标，如声压和质点振速抵消[29]。

因为声压和质点振速在扩散声场中是彼此独立的，所以，如果以两个量为控制目标，那么需要两个次级声源。声场中任一点 $\boldsymbol{r}$ 的声压可以分解为三个部分：分别与声压和质点振速空间相关的两个分量，以及与它们空间不相关的一个分量，即

$$p(\boldsymbol{r})=H_{\mathrm{pp}}(\delta\boldsymbol{r})p(\boldsymbol{r}_0)+H_{\mathrm{pg}}(\delta\boldsymbol{r})\partial p(\boldsymbol{r}_0)/\partial x+p_{\mathrm{uu}}(\boldsymbol{r}) \quad (10.3\text{-}19)$$

式中　$H_{\mathrm{pp}}(\delta\boldsymbol{r})$、$H_{\mathrm{pg}}(\delta\boldsymbol{r})$ ——分别为声压互相关函数和声压与质点振速互相关函数。

由于有源控制的目标是使 $\boldsymbol{r}_0$ 点的声压和质点振速为零，由式（10.3-19）知，实施有源控制后，声场中仅存在空间不相关分量 $p_{\mathrm{uu}}(\boldsymbol{r})$。于是可以计算出有源控制后的降噪量，如图 10.3-5 所示[29]。图中的虚线表示理论计算值，实线表示计算机仿真得到的平均值。从图中可以看出，静区为圆柱形状，其长度为声波波长的 1/2，半径为声波波长的 1/10。另外，实施有源控制后，全空间的平均声压比控制前要大，一般在 3 倍左右。

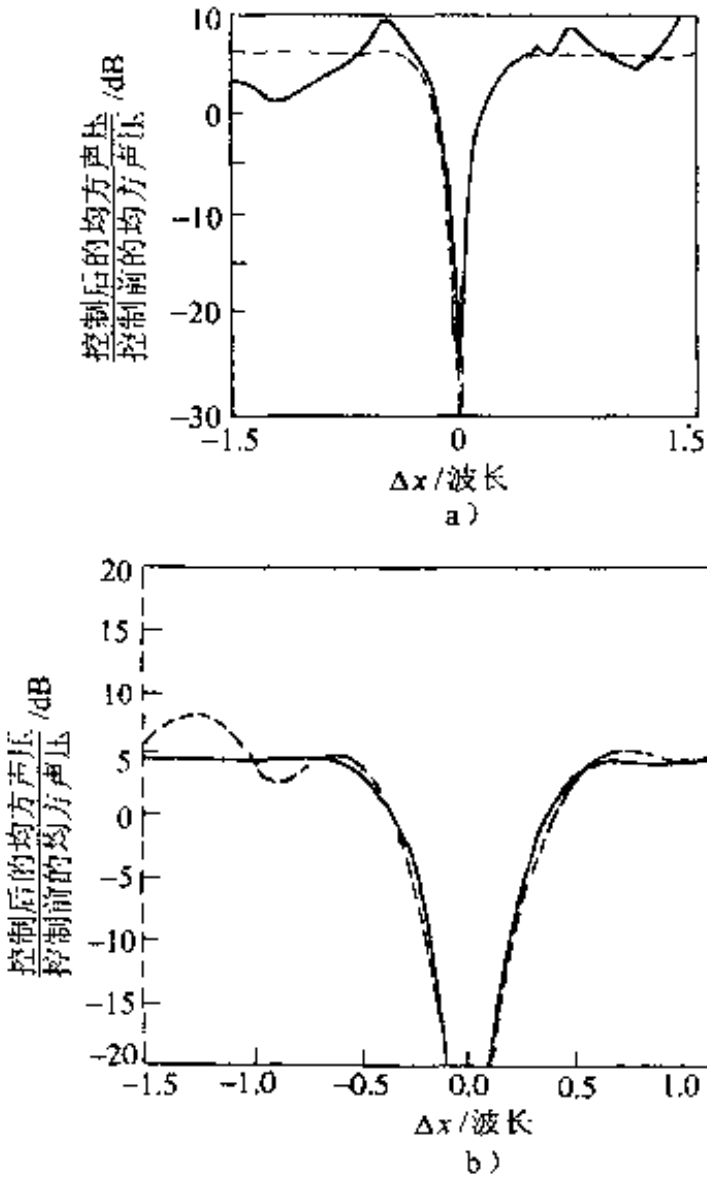


图 10.3-5　扩散声场降噪量与空间位置的关系
（基于声压和质点振速抵消）

3.3.2　全空间和局部空间有源控制中的虚拟误差传感

（1）全空间有源控制中的虚拟误差传感

正如前面已经指出的那样，为了让自适应有源控制系统的降噪量接近理论上的最佳降噪量，误差传感器应尽可能地多，以监测声场的全部信息。然而，实际应用中，过多的误差传感器对系统实现和运用都是不利的。有没有办法减少误差传感器的数目呢?

根据时间采样定理，一上限频率为 f_H 的时间信号 $f(t)$，其任一时刻 t 的值可由间隔为 $T_s=1/2f_H$）的离散样本值 $f(iT_s)$（$i=1,2,\cdots$）拟合表示，即

$$f(t)=\sum_{i=-\infty}^{\infty} f(iT_s)\frac{\sin[2\pi(t-iT_s)]}{2\pi(t-iT_s)} \qquad (10.3\text{-}20)$$

这个定理说明，只要采样频率等于信号最高频率的两倍，则采样序列 $f(iT_s)$ 就包含了该信号的所有信息，从恢复信号的角度来说，更多的采样值是没有必要的。这就启示我们：由于时间采样定理可以自然延伸到空间，对声场空间来说，只要传感器的数目满足采样定理的要求，空间任一点的声压可以通过采样值由数字内插得到。

与式（10.3-20）类似，空间任一点声压 $p(x,y,z)$，可用小于声波半波长间隔上的空间采样值确定，即

$$p(x,y,z,\omega)=\sum_{l=-\infty}^{\infty}\sum_{m=-\infty}^{\infty}\sum_{n=-\infty}^{\infty} p(x_l,y_m,z_n)\,S(l,m,n,x,y,z) \qquad (10.3\text{-}21)$$

其中 $S(l,m,n,x,y,z)$ 为内插函数，有

$$S(l,m,n,x,y,z)=\frac{\sin\left(\frac{\pi x}{\delta x}-l\pi\right)}{\frac{\pi x}{\delta x}-l\pi}\times\frac{\sin\left(\frac{\pi y}{\delta y}-m\pi\right)}{\frac{\pi y}{\delta y}-m\pi}\times\frac{\sin\left(\frac{\pi z}{\delta x}-n\pi\right)}{\frac{\pi z}{\delta x}-n\pi} \qquad (10.3\text{-}22)$$

式中　δx、δy、δz ——分别是沿 x、y、z 方向的采样间隔。

观察式（10.3-21）可以发现，在某一特定的时刻，声压的采样与内插仪与模态函数有关，而与模态幅度和空间位置无关。这就是说，空间声压的采样仅针对模态函数的采样，空间采样定理成立的条件取决于模态函数的形式。在满足空间采样定理的条件下，空间布放误差传感器，然后利用这些误差传感器的输出信号，由式（10.3-21）内插出其他空间点的声压值，这些值相当于空间中虚拟误差传感器的输出值。

假定有一封闭空间，其长、宽、高分别为 2.264m、1.132m 和 0.186m。在这个准二维空间中，初、次级声源置于一个角落中[28]，采用四个误差传感器，得到的有源控制前后全空间声势能如图 10.3-6a。由四个误差信号，用式（10.3-21）内插出另外四个空间点的声压，相当于在空间中增加了四个虚拟误差传感器。以这八个空间点的声压为误差信号，得到的全空间声势能如图 10.3-6b。图中的实线表示有源控制前声腔内总的声能；带三角的实线表示有源控制后声腔内总的声能。可以看出，控制效果得到了改善。

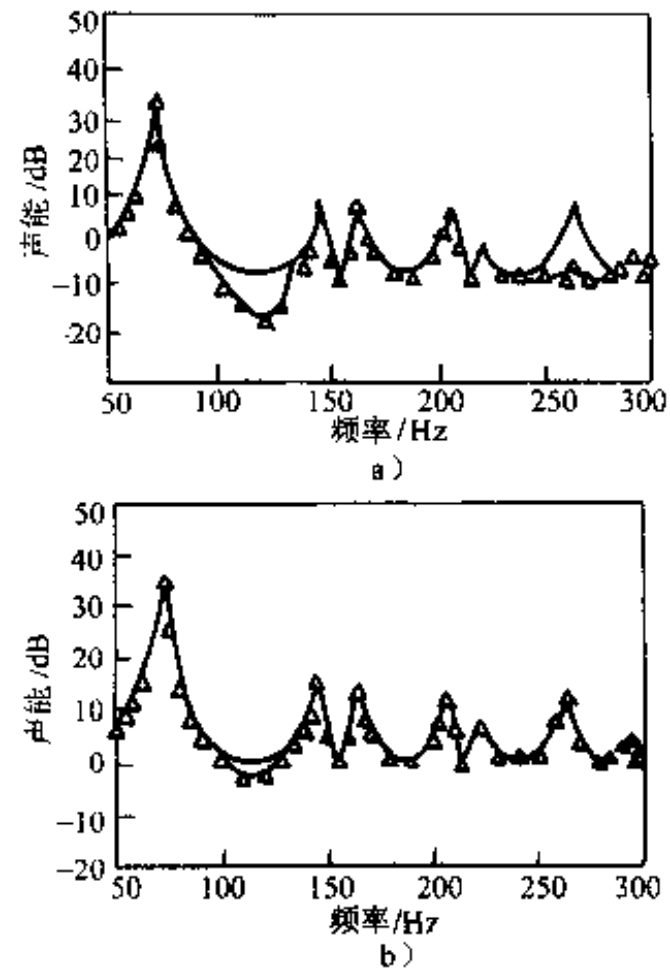


图 10.3-6　误差信号内插对降噪量改善的作用
a）内插前　b）内插后

（2）局部空间有源控制中的虚拟误差传感

在封闭空间有源控制中，有时在消声点放置误差传感器不方便，例如，在一个机器的操作位置，希望的消声点位置同时是操作手的活动空间，此时就需要用虚拟传感误差信息的方法解决这一问题。

如图 10.3-7 所示，实际误差传感器位于点 E_a，虚拟误差传感器位于点 E_v。设次级声源强度为 q_s，它到 E_a 和 E_v 点的声传输阻抗为 Z_a、Z_v，于是，可以得到这两点的声压为

$$p_a = p_{pa} + Z_a q_s \qquad (10.3\text{-}23)$$

$$p_v = p_{pv} + Z_v q_s \qquad (10.3\text{-}24)$$

式中　p_{pa}、p_{pv}——分别是初级声场在 E_a 和 E_v 两点的声压。

在低频条件下，如 E_a 与 E_v 相距不远，可以认为 $p_{pa} \approx p_{pv}$。但是，由于这两点位于次级声源的近场，我们不能认为声传输阻抗 Z_a、Z_v 也相等。

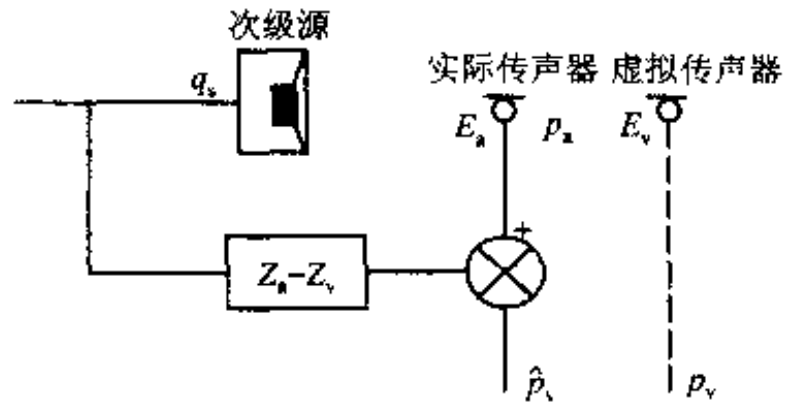


图 10.3-7　虚拟误差传感器的布放

由式（10.3-23）和式（10.3-24）可以推出，E_v 点的声压可以用 E_a 的声压预测出来，具体关系式为

$$p'_v = p_a - (Z_a - Z_v)\, q_s \qquad (10.3\text{-}25)$$

这就是说，如果已知声传输阻抗 Z_a、Z_v，以及次级声源强度 q_s，就可以由实际误差传感器处的声压预测另一点的声压。这就是虚拟误差传感器名称的由来。

第 4 章　结构声辐射有源控制

本章研究自由空间和封闭空间中结构诱发声（Structure-induced Sound）的有源控制。所谓的结构诱发声，指的是来源于外部激励力直接作用或声波入射到弹性结构上，引起该结构振动向空间辐射的声波。有源控制方法总体上分为声控制和力控制两种，声控制方式中的次级声源分为集中声源和分布声源，而力控制也分为点力控制和分布力控制两种。结构声辐射有源控制的主要问题在于：① 有源控制效果与次级源、误差传感器布放的关系；② 有源控制物理机理；③ 误差信息的拾取；④ 误差信息与控制目标函数的映射关系。在这些研究中，基础性的工作是如何计算结构声辐射功率，它对研究有源控制规律和了解物理机理非常重要。

另外，结构声辐射有源控制还包括反射声波的有源控制（称为有源声吸收），它分为一维平面波吸收和三维空间任意角度入射声波的吸收，前者从理论分析和系统实现上看都相对较为简单，它的研究对声吸收的可行性、物理机理的理解有帮助；后者具有广泛的实际运用价值，但难度却要大得多，目前它正处于不断发展的过程中[37~40]。

4.1　结构声辐射功率的计算

假设有一弹性结构（具体计算时以简支矩形平板为例，称为初级板），镶嵌于无限大障板中（如图 10.4-1）。考虑两种形式的初级扰动：平面声波以垂直或斜入射方式作用到结构上；力源直接作用于结构上。在此力激励下，结构产生振动向外辐射声波，形成初级声场。目前，有四种求解平板振动声辐射功率的方法被广泛应用，下面分别予以介绍。

4.1.1　基于远场径向声强积分计算声功率

已知结构表面任一点 r_s 的法向振动速度为 $v(r_s)$（略去简谐时间因子 $e^{j\omega t}$），由瑞利积分公式可以得到远场声压为[21]

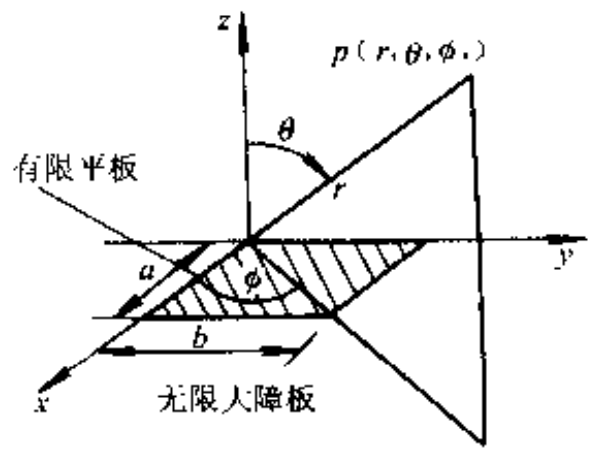


图 10.4-1　平板声辐射计算模型

$$p(\boldsymbol{r})=\int_S \frac{\mathrm{j}\omega\rho v(\boldsymbol{r}_s)\mathrm{e}^{-\mathrm{j}kR}}{2\pi R}\mathrm{d}S \quad (10.4\text{-}1)$$

其中 $R=|\boldsymbol{r}-\boldsymbol{r}_s|$，表示观察点至结构振动表面一点的距离。由此我们可以求得远场任一点的声强，然后对径向声强沿包围结构的半球面积分，可以得到辐射声功率为

$$W=\int_0^{\pi/2}\int_0^{2\pi}\frac{|p(r,\ \theta,\ \phi)|^2}{2\rho c}r^2\sin\theta\mathrm{d}\theta\mathrm{d}\phi \quad (10.4\text{-}2)$$

这种方法的最大优点是可以获得计算声功率的解析表达式，便于理论分析，但是求解式（10.4-1）和式（10.4-2）中的积分相当繁琐，而且只有对几何形状规则的结构才能得到振动速度的解析解。

4.1.2　基于结构振速空间傅里叶变换计算声功率

远场声压与波数域结构表面振速的关系为

$$p(x,\ y,\ z)=\frac{\omega\rho}{(2\pi)^2}\int_{-\infty}^{\infty}\int_{-\infty}^{\infty}\left[V(k_x,\ k_y)/k_z\right]\mathrm{e}^{-\mathrm{j}(k_x x+k_y y+k_z z)}\mathrm{d}k_x\mathrm{d}k_y \quad (10.4\text{-}3)$$

式中　$V(k_x, k_y)$ —— 波数域结构表面法向振速，它是时域法向振速的二维傅里叶变换。

据此，可以求得声功率表达式为

$$W=\frac{\omega\rho}{(8\pi)^2}\iint_{k_x^2+k_y^2\le k^2}\frac{|V(k_x,\ k_y)|^2}{\sqrt{k^2-k_x^2-k_y^2}}\mathrm{d}k_x\,\mathrm{d}k_y \tag{10.4-4}$$

上式说明，在波数域，不是所有的频率成分对辐射声功率都有贡献。因此，从噪声控制的角度看，只有满足如下关系式的频率分量才值得关注，即

$$k\geqslant\sqrt{k_x^2+k_y^2} \tag{10.4-5}$$

这种计算声功率的方法在波数域中直接将结构振速与声功率联系起来，对发展新的控制方法和研究有源控制物理机理十分有用。

4.1.3　基于结构振动模态响应计算声功率

结构振动速度可以表示为有限个振动模态的叠加，略去时间简谐因子 $e^{j\omega t}$，有

$$v(x,\ y)=\sum_{m=0}^{M}\sum_{n=0}^{N}v_{mn}\psi_{mn}(x,\ y) \tag{10.4-6}$$

其中 v_{mn} 为振速的第（m，n）阶模态幅度，ψ_{mn}（x，y）为模态函数，它仅仅依赖于空间变量。

如用矢量形式表达，上式可改写为

$$v=\boldsymbol{v}^T\boldsymbol{\psi} \tag{10.4-7}$$

其中 $\boldsymbol{v}$、$\boldsymbol{\psi}$均为 $M\times N$ 阶列矢量，它的第 mn 阶分量分别为 v_{mn} 和 $\psi_m(x)$ $\psi_n(y)$。

于是，可得到声功率表达式为

$$W=\boldsymbol{v}^T\boldsymbol{M}\boldsymbol{v} \tag{10.4-8}$$

其中矩阵 $\boldsymbol{M}$ 由下式给出[9]

$$\boldsymbol{M}=\frac{\omega\rho}{8\pi^2}\mathrm{Re}\left\{\int_{-\infty}^{\infty}\int_{-\infty}^{\infty}\frac{\Psi^*(k_x,k_y)\Psi T(k_x,\ k_y)}{\sqrt{k^2-k_x^2-k_y^2}}\mathrm{d}k_x\,\mathrm{d}k_y\right\} \tag{10.4-9}$$

4.1.4　基于结构表面振速计算声功率

将弹性结构表面分割成有限个振动面元，面元的最大几何尺寸应小于声波波长，于是每个振动面元可以看成独立的集中声源[14、32]，将弹性板沿 x、y 方向分割为 D_x、D_y 块，则板上总计有 $D=D_x\times D_y$ 个面元。如每个面元上的声压和法向振速组成的 D 阶列矢量为 $\boldsymbol{P}$、$\boldsymbol{V}$，则总的声功率为

$$W=(\Delta S/2)\,\mathrm{Re}(\boldsymbol{V}^H\boldsymbol{Z}\boldsymbol{V})=\boldsymbol{V}^H\boldsymbol{R}\boldsymbol{V} \tag{10.4-10}$$

其中 H 表示对矢量实行共轭转置，$\boldsymbol{R}=(\Delta S/2)\,\mathrm{Re}(\boldsymbol{Z})$，$\boldsymbol{Z}$ 为 $D\times D$ 阶传输阻抗矩阵。对于无限大障板上的矩形平板，它的第（i，j）元素为第 j 个面元上的声压比上第 i 面元上的法向振速，有

$$z_{ij}=\frac{j\omega\rho\Delta S}{2r_{ij}}e^{-jkr_{ij}} \tag{10.4-11}$$

4.2　利用声源进行声辐射有源控制

现在讨论自由声场中结构声辐射有源控制问题。正如第 2 章指出的那样，分布式振动结构产生的声场可以等效为有限个集中参数声源声辐射声场的叠加。由惠更斯原理可知，每个集中参数声源声场可以用无限个点声源完全抵消，由此可以推论，整个振动结构产生的声场是可以用声源加以控制的，也就是通过声控制方式予以实施。对于次级声源类型的选择，由于目前使用的绝大多数电声器件为集中参数式（如扬声器），因此人们将注意力集中于点声源有源控制。另一方面，近年来，随着分布式声源技术的迅速发展，极大地促进了分布式声源有源控制的研究。

4.2.1　利用点声源进行声辐射有源控制

参考文献 [17] 研究了点次级声源抵消简支矩形平板声辐射问题。研究步骤是：① 假定在确定频率下，某阶振动模态的法向振速已知，则根据式（10.4-1）可计算出该振动模态的远场辐射声压；② 给出点声源在半无限空间中的辐射声压表达式；③ 将上述声压相加得到有源控制后声场总声压，然后根据式

（10.4-2）给出初、次级声场总声功率表达式：④一般情况下，总声功率没有解析解，但在低频条件下，可以求得近似的解析表达式，据此可以求得最优次级声源强度和最小声功率。

一般而言，如果次级声源为点声源，则影响控制效果的主要因素首先是次级声源的个数，其次是次级声源相对于初级板的位置。低频条件下，次级声源布放总的原则是：① 对于“奇-奇”型振动模态，位于板中央的一个单极子声源即可取得大的降噪效果；如果要采用两个单极子声源，它们应处于平板两相对边界的中央。② 对于“奇-偶”型振动模态，要取得降噪效果，至少需要两个单极子声源，而且它们构成的偶极声源，其轴应该与偶极型的初级声源轴平行。如果与初级声源轴垂直，则不能取得任何降噪效果。③ 对于“偶-偶”型振动模态，则至少需要四个次级声源，且它们应该置于矩形板的四个角落。最后要注意的是，如果要抵消某阶振动模态辐射声场，次级声源不可放在该振动模态的节线上。上述规则的物理解释可以用 G.Maidanik 的“角落单极子”模型进行。

用点声源抵消平板声辐射这一途径的应用范围是十分有限的，原因在于当初级振动结构的几何尺寸与声波波长可以比拟时，要求大量的单极子次级声源，这给实际操作带来困难。

4.2.2　利用分布声源进行声辐射有源控制

设想采用分布式的次级声源实施有源控制[31]。以机电薄膜（EMFi） 声学致动器为例，它的表面积可以做得很大（如 1.5m×1.8m），并且可以弯曲，重量很小。使用这样一种次级声源对简化系统结构、提高控制效率将有很大帮助。

（1）理论分析

设初级声场来源于无限大障板中矩形平板（称为初级板）的振动声辐射。假设有 L 个分布式声源作为次级声源，这里将这些次级声源的辐射声场等效为简支矩形平板（称为次级板）的声辐射。不失一般性，设所有次级声源位于同一平面，它们距离初级板非常地近（如图 10.4-2 所示）。

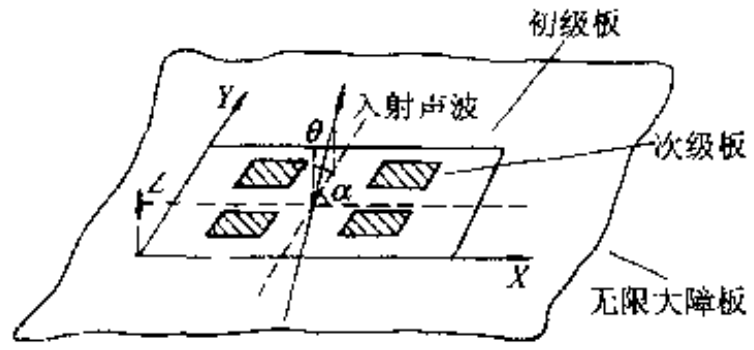


图 10.4-2　分布式次级声源控制结构声辐射概图

假定初级板的机械阻抗比次级板的要大得多，则初级板仅受到外力激扰，而忽略次级声场对它的作用；次级板受到的作用力包括次级控制力（与输入到次级声源的电压成正比）和初级声场的作用力。于是，初、次级板的振动方程可以表示为

$$\boldsymbol{M}_p\ddot{\boldsymbol{W}}_p+\boldsymbol{R}_p\dot{\boldsymbol{W}}_p+\boldsymbol{K}_p\boldsymbol{W}_p=\boldsymbol{F}_p \qquad (10.4\text{-}12)$$

$$\boldsymbol{M}_s\ddot{\boldsymbol{W}}_s+\boldsymbol{R}_s\dot{\boldsymbol{W}}_s+\boldsymbol{K}_s\boldsymbol{W}_s=\boldsymbol{F}_{sc}+\boldsymbol{F}_{sp} \qquad (10.4\text{-}13)$$

式中　$\boldsymbol{W}$ —— 板的法向位移矢量；

$\boldsymbol{M}$、$\boldsymbol{R}$、$\boldsymbol{K}$ —— 板的质量、阻尼和刚度矩阵；

下标 p 和 s —— 分别代表初、次级板；

$\boldsymbol{F}_p$ —— 初级板的外部激励力矢量；

$\boldsymbol{F}_{sc}$ —— 施加于次级板上的控制力矢量；

$\boldsymbol{F}_{sp}$ —— 初级声场对次级板的作用力矢量。

利用式（10.4-12）和式（10.4-13）求得初、次级板的表面法向振速后，即可采用基于结构表面振速求辐射声功率的方法。经过一系列的数学推导[31]，可以得到初、次级板总的声功率，可以表示为

$$W=\boldsymbol{F}^H\boldsymbol{A}\boldsymbol{F}+\boldsymbol{F}^H\boldsymbol{B}+\boldsymbol{B}^H\boldsymbol{F}+C \qquad (10.4\text{-}14)$$

其中 $\boldsymbol{F}$ 为次级控制力的强度，系数矩阵 $\boldsymbol{A}$、$\boldsymbol{B}$ 的表达式见参考文献[31]。最后可以得到有源控制后的最小声功率为

$$W_o=C-\boldsymbol{B}^H\boldsymbol{A}^{-1}\boldsymbol{B} \qquad (10.4\text{-}15)$$

（2）结果分析

设有一初级板，其长、宽、厚度分别为

0.60m、0.42m 和 2.0×10^{-3}m，所有结构模态的阻尼比均设为 0.01，入射平面波的幅度和入射角分别为 $p_{i0}=1$，$\theta=60°$ 和 $\alpha=30°$。为计算辐射声功率，将初级板分为 8×8 个振动单元。以上述模型为基础，参考文献 [31] 研究了不同个数和面积的次级声源实施有源控制前后声功率的变化情况。图 10.4-3 给出了四个分布次级声源抵消初级板声辐射的情况。

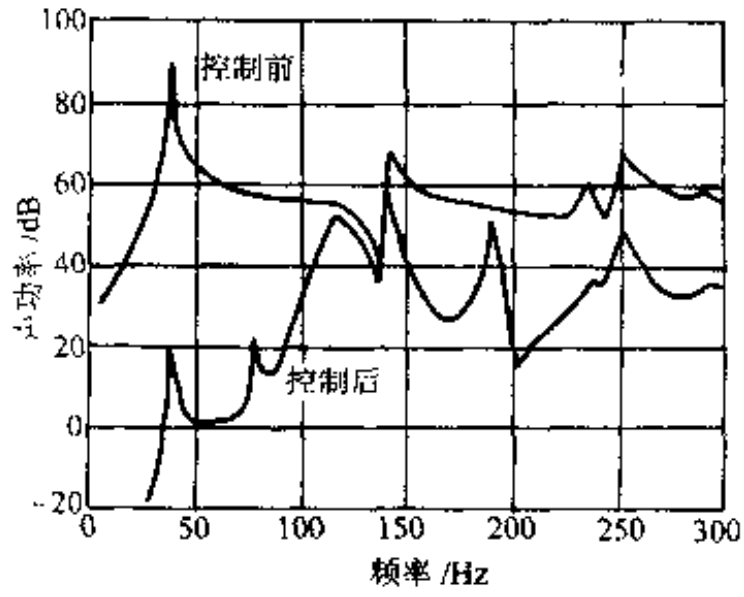


图 10.4-3　四个次级声源抵消结构声辐射

与点声源控制平板声辐射相比，分布式声源开展结构声辐射时的次级声源布放规律不尽相同，总的原则是：① 单个次级板可以抵消初级板的“奇-奇”振动模态声辐射；② 两个次级板可以抵消初级板的“奇-奇”和“奇-偶”振动模态声辐射；③ 四个次级板可以抵消初级板的所有类型的振动模态声辐射；④ 一般说来，次级板的面积越大，降噪效果越好。采用四个次级板，其面积不必覆盖整个初级板，就可取得很好的降噪效果。

4.3　利用振动输入进行声辐射有源控制

上述基于声源实施有源控制的方法，沿袭了“以声消声”的思路。由于初级声场源于结构振动声辐射，因此人们很自然地想到了直接在弹性结构上施加作用力控制结构振动以减少声辐射的方法。从研究领域看，它属于结构振动有源控制和有源噪声控制两方向的交叉。

4.3.1　一般步骤

首先假设所涉及的声学、振动系统是线性的，同时假定流体介质与结构相比是“轻”的，这样我们可以忽略结构-声耦合作用。下面给出研究力源控制结构声辐射的一般步骤，它们是：

1）推导初级力源激励下平板的表面振动速度；

2）计算平板振动（初级声场）声辐射功率；

3）推导次级力源激励下平板的表面振动速度；

4）计算平板振动（次级声场）声辐射功率；

5）计算初、次级声场总声功率，并建立声功率与次级力源强度的关系；

6）由于总声功率与次级力源强度是二次型函数，因此可以求得使总声功率最小的次级力源强度（称为最优次级力源强度）和相应的最小总声功率。

初级板受到的作用力主要为声波入射和外力作用两种，实际中使用的次级力源主要包括电动致动器、压电陶瓷片，理论上它们分别以点力和分布力表示。如果结构所受外力激扰为 $f(x, y)$，则可得到被结构振动模态函数加权后的广义激励力，有

$$Q_{mn}=\iint_S f(x, y)\phi(x, y)\mathrm{d}x\mathrm{d}y \qquad (10.4\text{-}16)$$

对于简支矩形板，其（m，n）阶模态函数 $\phi(x, y)=\sin(m\pi/L_x)\sin(n\pi/L_y)$。于是可以得到不同力源（斜入射平面波、分布作用力和点力）作用下的（m，n）阶广义激励力。

4.3.2　算例

下面举一具体算例[9]，说明力控制实施有源控制的过程和结果。假定简支矩形平板为钢板，它的长、宽和厚度为 0.38m、0.30m 和 0.002m。初级板受斜入射平面波激励，平面波幅度为 1Pa，入射角 $\theta=45°$，$\phi=0°$，激励频率 $f=186$Hz，它接近于（2，1）阶振动模态的共振频率 188Hz。次级力源为点力，分别采用一个、二个和三个，其位置见图 10.4-4a；有源控制前后的声压分布见图 10.4-4b。

4.3.3　物理机制

解释结构声辐射有源控制物理机制，最直接的方法是比较控制前后初级结构振动模态的变化。从这一角度来看，有源控制的机理有两种：模态抑制（Modal Suppression）和模态重构（Modal Reconstruction）。所谓模态抑制，指的是通过有源控制，抑制初级结构的振动模态，它通常发生在共振声辐射的情况下。模态重构指的是有源控制后，初级结构模态的幅度并不减小，而是重新安排各模态的相位，使结构的声辐射效率降低，这种情况通常发生在初级结构的非共振声辐射状态。

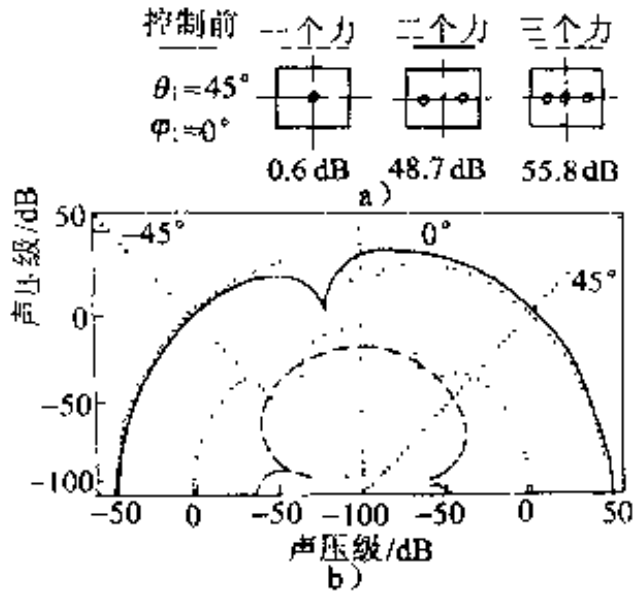


图 10.4-4　次级点力控制矩形平板声辐射

a）次级力源的布放位置及降噪量

b）有源控制前后的声压指向性

对于第二种机理，我们可以用另一种方法加以解释[33]。我们知道，对空间变量的函数做傅里叶变换，可将空间变量转换为波数变量。如果已知初级结构（以简支矩形板为例）在时域内的第（m，n）阶振动模态，那么，在波数域就有

$$W_{mn}(k_x,\ k_y)=A_{mn}\int_0^{L_x}\int_0^{L_y}\sin\left(\frac{m\pi x}{L_x}\right)\sin\left(\frac{n\pi y}{L_y}\right)\mathrm{e}^{-\mathrm{j}k_x x}\,\mathrm{e}^{-\mathrm{j}k_y y}\,\mathrm{d}y\,\mathrm{d}x \tag{10.4-17}$$

将上式的幅度绘于（k_x，k_y）空间，就可得到波数域结构振动模态自功率谱。以 k_x 方向为例，它可以分为超音速区和亚音速区（如图 10.4-5a）。对声辐射有贡献的是超音速区的振动模态幅度。实施有源控制后，在整个波数域内，结构振动模态总能量并未降低，甚至增加了，但在超音速区内，振动模态的能量降低（如图 10.4-5b），从而导致声辐射功率降低。

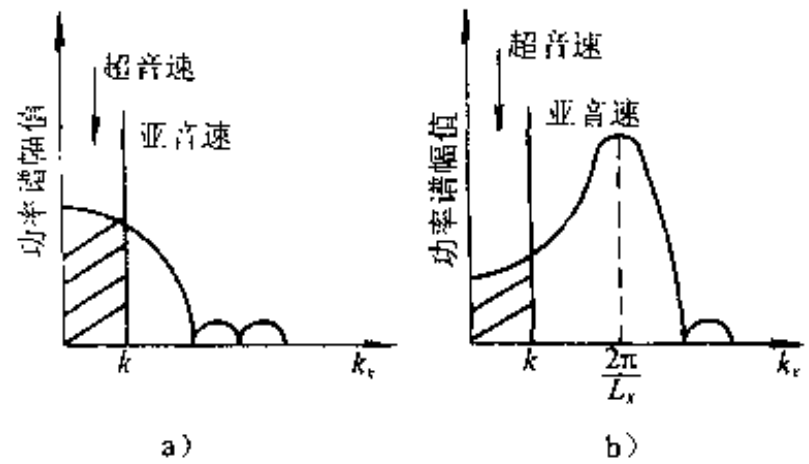


图 10.4-5　有源控制前后波数域声功率分布

a）控制前　b）控制后

4.4　误差传感策略及系统优化

在前面的研究中，我们利用了位于远场的传声器作为误差传感器，检测远场声压构造控制目标函数，但是在许多情况下布置远场误差传感器会受到限制（如水下航行体声辐射有源控制、有源隔声等），因此，如何利用结构振动参量预测远场声参量（声压、声功率等），就成为声辐射有源控制中的一个关键问题（称为误差传感策略问题）。另外，如何选取最优的次级源和误差传感器数目及空间位置以取得最佳的控制效果（称为有源控制系统优化问题）也是非常重要的。下面分别予以讨论。

4.4.1　误差传感策略

（1）振动加速度传感

对于无限平面声源，远场辐射声压与振动结构表面加速度有以下关系

$$p(r)=\frac{\rho}{2\pi r}\int_S e^{-jk|r-r_0|}\ddot{W}(r_0)dS(r_0)\quad(|r|\gg|r_0|) \tag{10.4-18}$$

上式说明，远场任一点的声压等于坐落在无限大刚性平面上无限多个单极子辐射声压之和，每个单极子的容积加速度为 $W(r_0)\mathrm{d}s(r_0)$。实际中我们只能在结构上布置有限个传感器

（如加速度计），因此，必须将上式离散化。将振动表面划分为 N 个单元，单元面积为 $S_i(i=1,2,\cdots,N)$，则远场声压可近似表达为

$$p(\boldsymbol{r})=\frac{\rho}{2\pi r}\sum_{i=1}^{N}\mathrm{e}^{-\mathrm{j}k|\boldsymbol{r}-\boldsymbol{r}_i|}W(\boldsymbol{r}_i)S_i \qquad (10.4\text{-}19)$$

需要注意的是，单元的划分要保证第 i 个单元的最大几何尺寸 a_i 远小于声波波长，即 $ka_i\ll 1$。

有了式（10.4-19）的关系，就可以进行结构振动信息与远场声学量的映射。如果我们能够在每个单元上布置加速度计，获得每个单元的振动加速度，然后将其输入至 N 个滤波器，将滤波器输出求和，就可得到远场声压，有[34]

$$p_d(\boldsymbol{r},t)=p_d(\boldsymbol{r})\mathrm{e}^{-\mathrm{j}\omega t}=\sum_{i=1}^{N}H_i(\omega)\ddot{W}(\boldsymbol{r}_i)\mathrm{e}^{-\mathrm{j}\omega t} \qquad (10.4\text{-}20)$$

式中　$H_i(\omega)$ —— 第 i 个滤波器的传递函数，有

$$H_i(\omega)=\frac{\rho S_i}{2\pi r}\exp\left(-\mathrm{j}\omega\frac{|\boldsymbol{r}-\boldsymbol{r}_i|}{c}\right) \qquad (10.4\text{-}21)$$

（2）容积速度传感

与上面情况类似，如果我们将振动结构表面划分为 N 个单元，每个单元的振速为 v_i（i=1，2，…，N），由这 N 个法向振速组成的列矢量为 $\boldsymbol{V}=[v_1,v_2,\cdots v_N]^T$。因为辐射声功率可以表示为

$$W=\boldsymbol{V}^H\boldsymbol{R}\boldsymbol{V} \qquad (10.4\text{-}22)$$

式中　$\boldsymbol{R}$ —— 辐射阻矩阵。

对于规则几何形状的振动结构，可以推导出 $\boldsymbol{R}$ 的解析表达式；对于不规则的振动结构，可以用数值计算或实验的方法得到 $\boldsymbol{R}$ 的数值。

在实际中，我们也可以直接采用结构振速为误差信号，这样，目标函数就变为

$$J=\boldsymbol{V}^H\boldsymbol{V} \qquad (10.4\text{-}23)$$

参考文献[32]比较了用式（10.4-22）和式（10.4-23）作目标函数下的控制效果。结果表明：在许多情况下，如果以辐射声功率最小化为控制目标，会导致初级结构振动级和近场声压增加，产生所谓的“控制溢出”（Control Spillover）现象。如果用均匀分布的压电材料作次级力源，容积速度传感器作误差传感器，就能够有效减少控制溢出，并大大降低低频辐射声功率。当然，采用容积速度为目标函数，控制频段受到一定限制，而且在某些频率上会增加辐射声功率。

（3）容积位移传感

按模态分析法，结构振动位移可以表示为

$$w(x,\ y)=\sum_{i=1}^{I}W_i\phi_i(x,\ y) \qquad (10.4\text{-}24)$$

式中　W_i、$\phi_i(x,\ y)$ —— 第 i 个振动模态的幅度和模态函数。

结构振动容积位移定义为

$$D=\int_0^{L_x}\int_0^{L_y}w(x,\ y)\mathrm{d}x\mathrm{d}y \qquad (10.4\text{-}25)$$

如果仅用单频激扰力激励初级结构，则振动容积位移与容积速度是等效的。

我们可以用特定形状的 PVDF 薄膜作为容积位移传感器，一个例子如图 10.4-6 所示[35]。用图 10.4-6 的 PVDF 容积位移传感器，其输出电荷强度与容积位移（用激光测速仪测定）基本是一致的。用它作为误差信号，有源控制后，结构辐射声功率能够得到有效降低[35]。

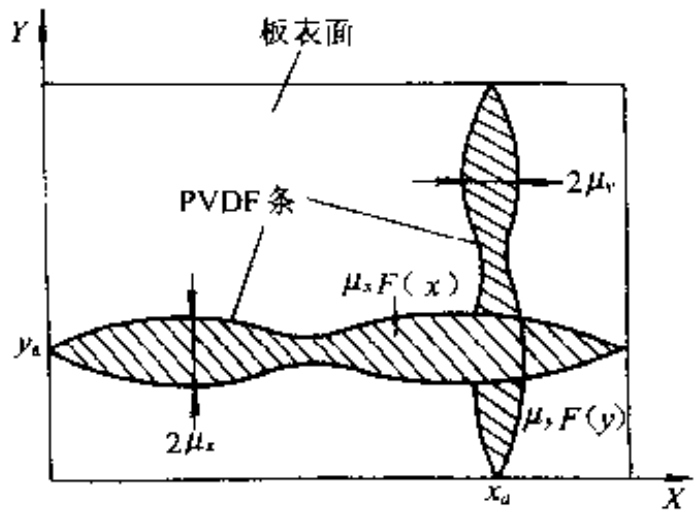


图 10.4-6　用 PVDF 薄膜制作容积位移传感器

4.4.2　次级源及误差传感器布放优化

在一个有源控制系统中，能够取得控制效果的次级源位置有许多种。例如，在一个小型飞机舱室内，理论上可以有 80 个次级声源最优位置，由于实际环境的限制，也有 10 个以

上的最优次级声源位置。与每一个次级声源位置相对应，又有许多种误差传感器布放方法，不同布放下的有源控制效果是不同的。

如果初级结构和次级源的几何形状规则，可以获得辐射声功率的解析表达式，那么我们可以写出有源控制后的最优辐射声功率与次级源、误差传感器布放的依赖关系。此时，如果次级源、误差传感器较少，并且有惟一的最佳布放，那么就可以用传统的最优化算法（如导数法、线性规划法等）求解。然而，当次级源和误差传感器数量较大，它们的布放对控制效果影响的彼此依赖，有多个最佳布放时，就必须采用进化算法，如遗传算法、模拟退火法等。下面研究用遗传算法求解有源声辐射最优布放问题。

遗传算法是近几年发展起来的一类借助生物界自然选择和自然遗传机制的随机化搜索方法。与传统的优化算法相比，它的优点是：在进化搜索中，仅需要利用值域大于零的目标函数信息，不需要导数等其他辅助信息。同时，目标函数不受连续可微的约束，且定义域可为任意集合。遗传算法寻优所遵循的基本原则是“适者生存”，即大适应度的个体生存几率大。遗传算法寻优的基本步骤是：① 种群初始化，给确定性参数（种群规模、交叉概率、变异概率）赋值，并选定第一代种群；② 种群进化，对种群实施遗传算子（复制、交叉和变异），然后产生新一代种群；③ 若种群满足预先设定的终止条件，则遗传过程停止；如果不满足，则以新一代种群为母体，返回第二步骤进行新的遗传过程，直至满足终止条件。

4.5　进入封闭空间的透射声有源控制

当入射声波通过弹性板进入封闭空间后，由于弹性壁面的存在，声腔中存在结构-声耦合，它对有源控制将产生影响[5]。

4.5.1　结构-声耦合封闭空间中声势能的有源最小化

假设有一封闭空间，体积为 V，外围结构内壁分为弹性和刚性表面两部分，总面积为 A，其中弹性壁表面积为 A_F。设封闭空间内外介质密度和声速分别为ρ_1、c_1 和ρ_2、c_2，结构本身的体密度和纵波声速为ρ、c，如图 10.4-7 所示。

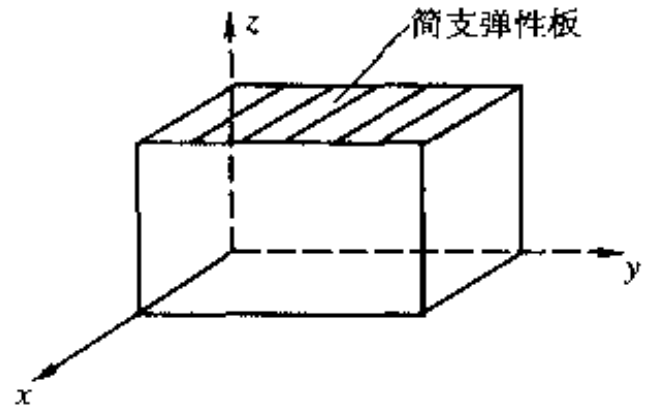


图 10.4-7　封闭空间中声波透射的有源控制

如果声腔内无流体阻尼，则腔内声场声压满足的波动方程和边界条件为

$$\nabla^2 p-\frac{1}{c_1^2}\frac{\partial^2 p}{\partial t^2}=0 \qquad (10.4\text{-}26)$$

$$\frac{\partial p}{\partial n}=-\rho_1\frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \qquad (10.4\text{-}27)$$

式中　∇^2 —— 拉普拉斯算子；

n —— 代表腔壁外法线方向；

w —— 弹性壁表面法线位移。

根据声弹性理论，弹性壁声空间声场可以用刚性壁声空间声模态表示。如果声腔内壁全部为刚性壁，其第 n 阶声模态的固有频率和模态函数分别为ω_n、$F_n(r)$，那么，被声模态函数加权后的声压（模态声压）和弹性壁位移分别为

$$P_n(t)=\frac{1}{\rho_1 c_1^2 V}\int_V p(r,\ t)F_n(r)\,\mathrm{d}V \qquad (10.4\text{-}28)$$

$$W_n(t)=\frac{1}{A_F}\int_{A_F} w(r,\ t)F_n(r)\,\mathrm{d}V \qquad (10.4\text{-}29)$$

于是，腔内声压可以表示为

$$p(r,t)=\rho_1 c_1^2\sum_{n=1}^{N}[P_n(t)/M_{1n}]F_n(r) \qquad (10.4\text{-}30)$$

式中　M_{1n}—— 第 n 阶声模态的模态质量。

设弹性壁为局部反应表面，其特征声阻抗

为 $Z(\omega)$，那么，由于弹性壁的存在，使得声模态之间相互耦合，耦合程度用声模态耦合系数表示，其具体表达式为

$$C_{nk}=\frac{1}{A_F}\int_{A_F}\left[\frac{F_n(r)F_k(r)}{Z(\omega)}\right]\mathrm{d}A \qquad (10.4\text{-}31)$$

于是，模态声压满足如下方程

$$\frac{\partial^2 P_n(t)}{\partial t^2}+2\xi_n\omega_n P_n(t)+\left(\frac{\rho_1 c_1^2 A_F}{V}\right)\sum_k\frac{\partial P_k(t)}{\partial t}\frac{C_{nk}}{M_{1n}}+$$

$$\omega_n P_n(t)=-\frac{A_F}{V}\frac{\partial^2 W_n(t)}{\partial t^2} \qquad (10.4\text{-}32)$$

另一方面，弹性壁位移也可以用有限个模态叠加表示为

$$w(r,\ t)=\sum_{m=1}^{M}q_m(t)\varphi_m(r) \qquad (10.4\text{-}33)$$

式中　$q_m(t)$、$\varphi_m(r)$ —— 第 m 阶结构模态的模态函数和模态系数。

假设初级声源 $F(r,\ t)$ 作用于弹性壁外表面，则腔内壁受力包括三个部分：$F(r,\ t)$、腔内声压 $p(r,\ t)$ 和弹性壁振动声辐射的反作用力。上述三种作用力中，最后一项一般可以忽略。考虑到声场与弹性壁振动的相互耦合，$q_m(t)$ 满足的方程变为

$$M_{2m}\left[\frac{\partial^2 q_m(t)}{\partial t^2}+2\xi_m\omega_m\frac{\partial q_m(t)}{\partial t}+\omega_m^2 q_m(t)\right]$$

$$=\rho_1 c_1^2 A_F\sum_n\frac{L_{nm}}{M_{1n}}P_n(t)+Q_m(t) \qquad (10.4\text{-}34)$$

式中　M_{2m}—— 第 m 阶结构模态的模态质量；

$Q_m(t)$ —— m 阶广义模态激励力，它与外部激励力 $F(r,\ t)$ 的关系是

$$Q_m(t)=-\int_{A_F}F(r,\ t)\psi_m(r)\mathrm{d}A \qquad (10.4\text{-}35)$$

L_{nm} 反映了结构模态与声模态的相互耦合，称为结构-声腔耦合系数，表达式为

$$L_{nm}=-\frac{1}{A_F}\int_{A_F}F_n(r)\psi_m(r)\mathrm{d}A \qquad (10.4\text{-}36)$$

式（10.4-32）和式（10.4-34）是两个相互耦合的方程，参考文献[5]提出一种简化的频域方法，可以求出频域内的模态声压 $p(r,\ \omega)$。然后根据式（4.5.5）求出 $p(r,\ \omega)$。

采用声控制方式实施有源控制。在声腔内引入 L 个单极子次级声源，分别位于腔内 r_l 处，强度为 $S_l(r_l)=S_{l0}(r)\delta(r-r_l)$ $(l=1,2,\cdots,L)$。由第 l 个次级声源产生的腔内声压为 $p_l(r,\ t)$。用与初级声场声压求解相同的步骤，可以得到频域内的次级声场声压为

$$p_l(r,\omega)=\rho_1 c_1^2\sum_{n=1}^{N}p_{ln}(r,\ \omega)F_n(r)S_{l0}(\omega)/M_{1n} \qquad (10.4\text{-}37)$$

式中　$p_{ln}(r,\ \omega)$ —— 第 l 个次级声源的第 n 阶模态声压。

上面已经求得初、次级声场声压，在总的声场声压表达式中，模态系数矢量为 $\boldsymbol{A}=\boldsymbol{A}_p+\boldsymbol{BS}$。其中 $\boldsymbol{A}_p$ 为初级声场模态系数矢量，它的第 n 阶分量为 $a_{pn}=\rho_1 c_1^2 p_n(r,\ \omega)/\sqrt{M_{1n}}$；$\boldsymbol{B}$ 为 $N\times L$ 维矩阵，它的第 $(n,\ l)$ 阶分量为 $b_{nl}=\rho_1 c_1^2 p_{nl}(r,\ \omega)/\sqrt{M_{1n}}$；$\boldsymbol{S}$ 为次级声源强度矢量。定义封闭空间总的平均声势能为控制目标函数，最后可得到最优次级声源强度和以空间平均声势能表示的降噪量。

4.5.2　控制机理与结论

对于弹性结构封闭空间声场有源控制，控制效果与声腔-结构耦合程度有极大关系。所谓的耦合程度有两个方面的意思：一是指腔内声模态与弹性壁结构振动模态耦合幅值，它与腔内介质密度的声速有关；二是指声模态与振动模态耦合的方式，具体地取决于耦合系数 L_{nm}。对于不同的空间几何形状，不同的力学、声学边界条件，L_{nm} 都有所不同。

计算结果表明[5]：如果声腔-结构耦合程度较弱，则声控制方式仅对抵消声模态有效；反之，如果声腔-结构耦合程度很强（如封闭空间内充满水介质），那么，声控制方式不仅对抵消腔内声模态有作用，而且能控制那些与声模态耦合良好的结构模态所辐射的噪声。如

果采用力控制方式，假使次级力源布放得当，它能控制低频范围内大部分结构模态产生的声场。然而，当声模态频率介于两结构模态共振频率之间时，则这个声模态不能被抵消。

总之，声控制方式和力控制方式各有所长，它们分别抵消声模态和结构模态。对于实际应用来说，应针对初级噪声源特性、声空间特征以及实际限制因素选择控制方式。

4.5.3 封闭空间中双层平板声透射的有源控制

有一封闭空间，顶部为双层平板，两平板之间有一小的声学腔体（声腔 1），如图 10.4-8 所示。假设有一平面声波从顶部第一块平板透射，最终进入大的声学腔体（声腔 2）。为了控制声腔 2 中的声场，可以选择如下方式：① 在声腔 2 中放置次级声源；② 在平板 2 上施加次级力源；③ 在声腔 1 中放置次级声源。为了研究不同控制方式的效果的机理，首先给出解析分析的步骤。

先建立平板 1、平板 2 的振动位移方程和声腔 1、声腔 2 的声压波动方程。显然，这四个方程都是结构-声腔耦合方程，建立这些方程的总体思路与前一小节的相同，差别在于受力形式不同。

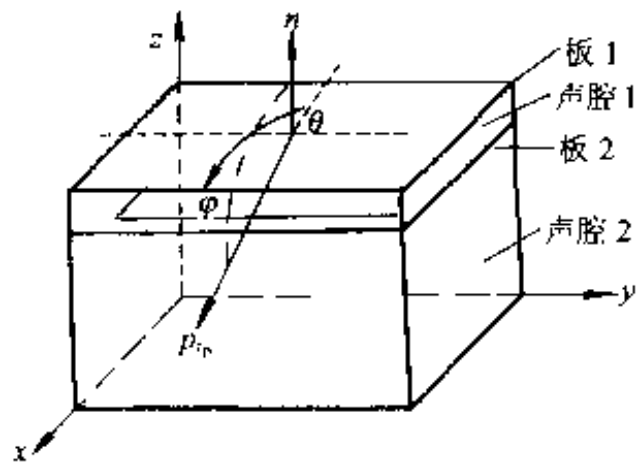


图 10.4-8 封闭空间中双层平板声透射的有源控制

计算、分析结果表明[36]：与前一小节的情形相同，如果在声腔 2 中引入次级声源控制，当声腔-结构耦合程度较弱时，则声控制方式仅能抵消声模态；当声腔-结构耦合程度较强时，声控制方式对抵消腔内声模态和与声模态耦合良好的结构模态声场均有作用。在平板 2 上采用力控制方式，控制效果主要取决于平板 2 振动模态的情况。至于在声腔 1 中引入次级声源实施有源控制，关键在于腔体的大小。如果声腔相对较小，那么腔体的（0，0，0）声模态将主导较宽的频率范围，如果控制了这阶声模态，则能够阻断声能向声腔 2 的透射。控制机理有两个：① 由次级声源直接抑制声模态；② 通过结构-声腔耦合，抑制平板 1 和平板 2 的主导振动模态。

第 5 章　有源振动控制

在有源噪声控制研究中，不管是声控制方式，还是力控制方式，其目标函数都是声学参量，如均方声压、时间平均声势能等。在有源振动控制中，次级源一般采用力源形式，控制目标则为振动参量，如结构振动加速度、时间平均动能等。

在结构振动分析中，有两种方法可用于描述结构振动特性：模态叠加法和波型分析法。模态叠加法是将结构振动分解为无限多个振动模态的线性叠加；波型分析法是按结构中传播的波的类型分析振动特性。以这两种分析方法为基础，发展了控制结构振动模态的全局振动有源控制法和以控制结构中波的传输为目的的局部振动有源控制法。

顺便指出，控制结构振动与控制结构声辐射并不一致，也就是说，即使能够将整个结构的辐射声功率振动加以降低，也并不能保证结构振动能够降低。因此，本章的讨论仅仅将控制目标限于结构本身的振动。

5.1　结构模态有源控制

5.1.1　有限结构振动动能的有源最小化

假设有一个二维有限结构受到简谐外力 $f(x, y)$ 激扰（略去时间因子 $e^{j\omega t}$），则该结构表面横向位移可以用有限个振动模态叠加表示，有

$$w(x, y, \omega)=\sum_{n=0}^{N} A_n(\omega)\ \phi_n(x, y) \tag{10.5-1}$$

式中　$A_n(\omega)$ —— 第 n 阶简正模态的复幅度；

$\phi_n(x, y)$ —— 模态的空间分布函数，称为模态函数，不同阶的模态函数之间满足正交性。

模态幅度与激扰力之间的关系是

$$A_n(\omega)=\frac{1}{M(\omega_n^2-\omega^2+\mathrm{j}2\xi_n\omega_n\omega)}\times \int_S f(x, y, \omega)\ \phi_n(x, y)\,\mathrm{d}x\mathrm{d}y \tag{10.5-2}$$

式中　M —— 结构总质量；

ω_n、ξ_n —— 第 n 阶简正模态的共振频率和阻尼。

在频域中，整个结构振动的时间平均动能与振动位移的关系是

$$E_k(\omega)=\frac{M\omega^2}{4S}\int_S w(x, y, \omega)w^*(x, y, \omega)\mathrm{d}x\mathrm{d}y \tag{10.5-3}$$

将式（10.5-1）代入上式，并利用模态函数的正交性，有

$$E_k(\omega)=\frac{M\omega^2}{4S}\sum_{n=0}^{N}|A_n(\omega)|^2 \tag{10.5-4}$$

这说明结构振动动能可以用有限阶模态幅度的平方和表示。实际中它是可以测量的，可作为有源控制的目标函数。如果将 N 阶模态的模态幅度用矢量表示，即 $\boldsymbol{A}(\omega)=[a_1(\omega), a_2(\omega), \ldots, a_N(\omega)]^T$，则式（10.5-4）可改写为

$$E_k(\omega)=\frac{M\omega^2}{4S}\boldsymbol{A}^H(\omega)\boldsymbol{A}(\omega) \tag{10.5-5}$$

引入 M 个次级力源作用于结构，次级力源强度矢量为 $\boldsymbol{f}_s$，则次级力源引起的结构振动模态幅度矢量可表示为 $\boldsymbol{A}_s=\boldsymbol{B}\boldsymbol{f}_s$，其中 $\boldsymbol{B}$ 为模态耦合系数矩阵。于是，初、次级力源共同作用下的结构振动模态幅度矢量为

$$\boldsymbol{A}=\boldsymbol{A}_p+\boldsymbol{B}\boldsymbol{f}_s \tag{10.5-6}$$

其中 $\boldsymbol{A}_p$ 为初级力源引起的振动模态幅度矢量。将上式代入式（10.5-6），有

$$E_k=(M\omega^2/4)(\boldsymbol{f}_s^H\boldsymbol{B}^H\boldsymbol{B}\boldsymbol{f}_s+\boldsymbol{f}_s^H\boldsymbol{B}^H\boldsymbol{A}_p+\boldsymbol{A}_p^H\boldsymbol{B}\boldsymbol{f}_s+\boldsymbol{A}_p^H\boldsymbol{A}_p) \tag{10.5-7}$$

可以发现结构振动的时间平均动能是次级力源强度矢量的二次型函数。利用无约束最优化方法，可以得到最优次级力源强度和最小振动时间平均动能分别为

$$f_{so} = -(\boldsymbol{B}^H\boldsymbol{B})^{-1}\boldsymbol{B}^H\boldsymbol{A}_p \qquad (10.5\text{-}8)$$

$$E_{ko}=(M\omega^2/4)[\boldsymbol{A}_p\boldsymbol{A}_p-\boldsymbol{A}_p\boldsymbol{B}(\boldsymbol{B}^H\boldsymbol{B})^{-1}\boldsymbol{B}\boldsymbol{A}_p] \qquad (10.5\text{-}9)$$

5.1.2　算例

式（10.5-7）说明了一般意义下控制结构振动模态的目标函数。实际上，我们通常愿意控制结构某一部分的振动。以简支梁为例，如希望控制一部分梁（比如从 x_1 到 x_2）的均方横向位移，则目标函数变为

$$J=\int_{x_1}^{x_2}|w(x,\ \omega)|^2\,\mathrm{d}x \qquad (10.5\text{-}10)$$

以此为控制目标，获得的最优次级力源强度和最小振动时间平均动能的表达式与式（10.5-8）和式（10.5-9）相似。

对结构局部振动能量的控制，可以采用前馈控制系统实现[41]，如图 10.5-1 所示。假设有一简支梁，长度为 L，初级激扰（初级力源）和次级力源分别位于 $x_p = L/6$ 和 $x_s = 3L/4$。需要控制振动能量的区间为 $x_1=3L/4$，$x_2 = L$。按式（10.5-7）的目标函数，则有源控制后的目标函数（与梁的局部振动动能成正比）得到了充分的降低，如图 10.5-2 所示。与此同时，在共振和非共振条件下，有源控制前后梁的局部位移的降低也是非常明显的，如图 10.5-3 所示。

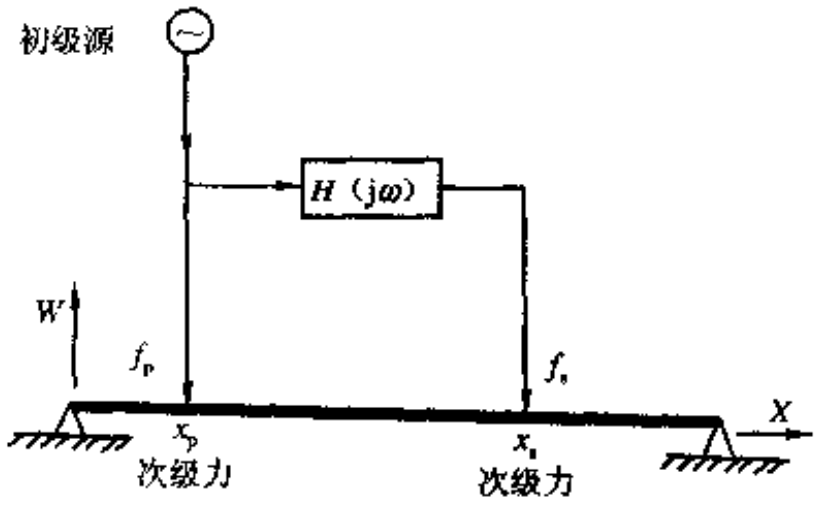


图 10.5-1　简支梁局部振动能量的前馈控制

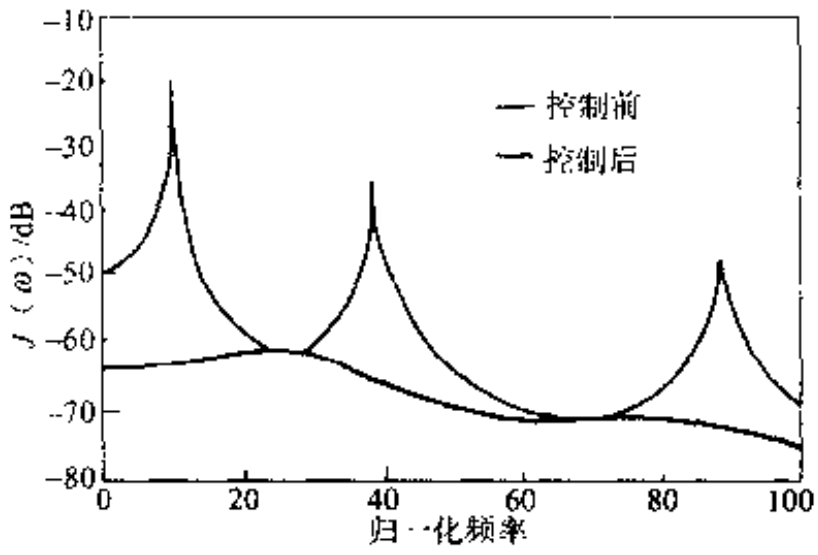


图 10.5-2　有源控制前后目标函数的变化

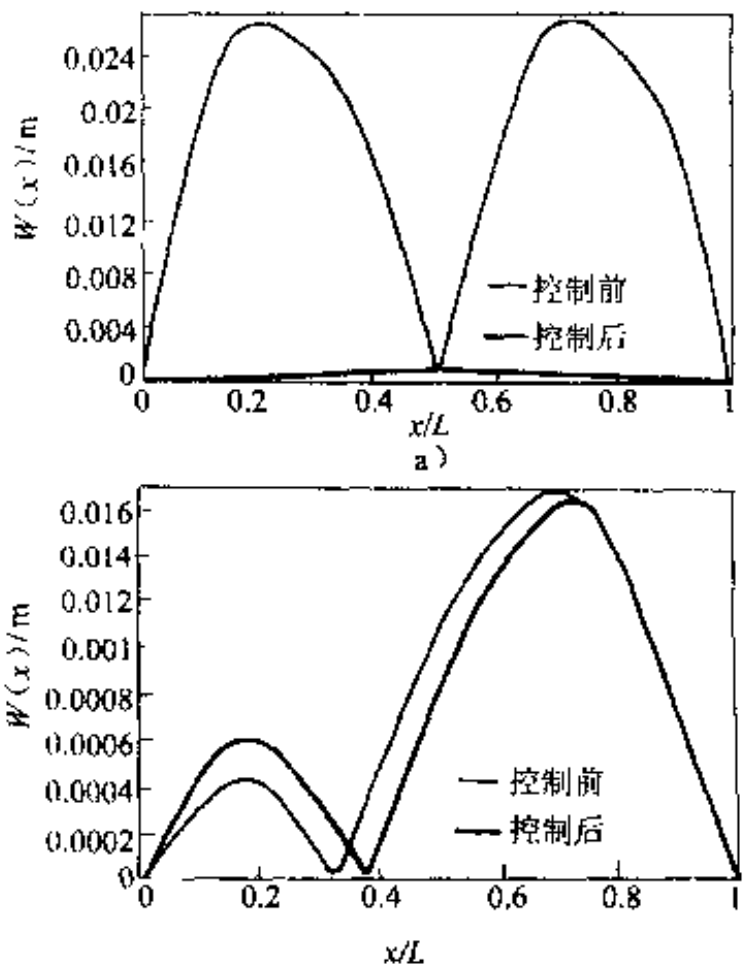


图 10.5-3　有源控制前后横向位移的变化

a）共振条件下　b）非共振条件下

5.2　弯曲波有源控制

相当多的工程结构是由许多部件组成的，不同部件之间则由相对较长的简单结构所连接，如直升机的旋翼和齿轮由圆柱形的框架与机身相连；大的建筑物由混凝土梁连接等等。在这种情况下，要控制整个结构的振动并不容易，可行的方法是不同部件之间振动能量的传播。因此，主要的任务是要进行弯曲波的有源

控制。

5.2.1　弯曲波的有源前馈控制

假设有一无限长简支梁，如果我们能够获得入射弯曲波作为参考信号，则可以用自适应前馈系统进行有源控制，系统框图如图 10.5-4 所示。

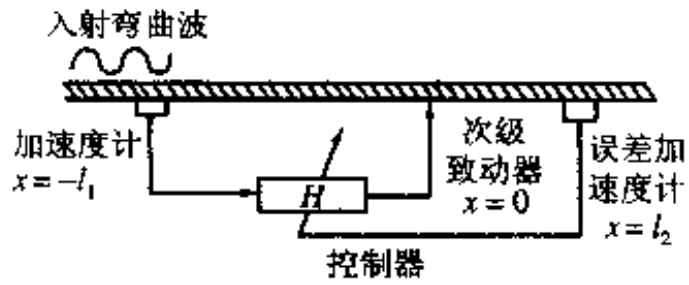


图 10.5-4　弯曲波自适应有源前馈控制系统概图

设次级力源位于坐标原点（x=0），参考传感器和误差传感器分别位于 $x=-l_1$ 和 $x=l_2$，检测弯曲波加速度。如果初级激扰引起的加速度为 a_p，次级力源强度为 F_s，则参考传感器处的加速度可以表示为

$$a(-l_1)=a_p(-l_1)+\frac{j\omega^2}{4EIk_f^3}(e^{-jk_fl_1}-je^{-k_fl_1})F_s \tag{10.5-11}$$

式中　E —— 梁的杨氏模量；

$I=bh^3/12$，为转动惯量；

b、h —— 梁的宽和高；

k_f —— 弯曲波波数。

与此同时，可以得到误差传感器处的加速度，有

$$a(l_2)=a_p(l_2)+\frac{j\omega^2}{4EIk_f^3}(e^{-jk_fl_2}-je^{-k_fl_2})F_s \tag{10.5-12}$$

假定初级源离控制系统较远，则可以认为它所激发的弯曲波在次级力源和传感器位置处没有散射。初级源引起的加速度在误差传感器和参考传感器的值有如下关系

$$a(l_2)=a_p(-l_1)\,e^{-jk_f(l_1+l_2)} \tag{10.5-13}$$

如果控制器的传递函数为 H，则次级力源强度和参考信号之间有如下关系

$$F_s=Ha(-l_1) \tag{10.5-14}$$

理想情况下，控制器将驱动次级力源使误差传感器处的加速度为零，即 $a(l_2)=0$。这样，利用以上三式的关系，可以得到理想控制器的传递函数为

$$H_o=\frac{4EIk_f^3}{j\omega^2}\times\frac{-e^{-jk_f(l_1+l_2)}}{(-e^{-jk_fl_2}-je^{-k_fl_2})-e^{-jk_f(l_1+l_2)}(-e^{-jk_fl_1}-je^{-k_fl_1})} \tag{10.5-15}$$

一般情况下，误差传感器处的加速度来源于初、次级力源激发的弯曲波和次级力源响应的近场分量。考虑到这种近场分量，并假设 $e^{-jk_fl_2}$ 足够小，则上式变为[9]

$$H_o=\frac{4EIk_f^3}{\omega^2}\frac{1}{\sin(k_fl_1)+e^{-k_fl_1}} \tag{10.5-16}$$

下面给出一仿真实例[42]。有一个 6mm 厚的钢梁，采用自适应前馈控制系统，加速度计作为参考传感器和误差传感器，固定于磁场中的悬浮线圈作为次级力源。梁的一端插在沙子中，使之成为消振终端，用于吸收几百赫兹以上的弯曲波。采用上述控制方法，得到控制前后误差传感器位置处的振动加速度，结果如图 10.5-5 所示。

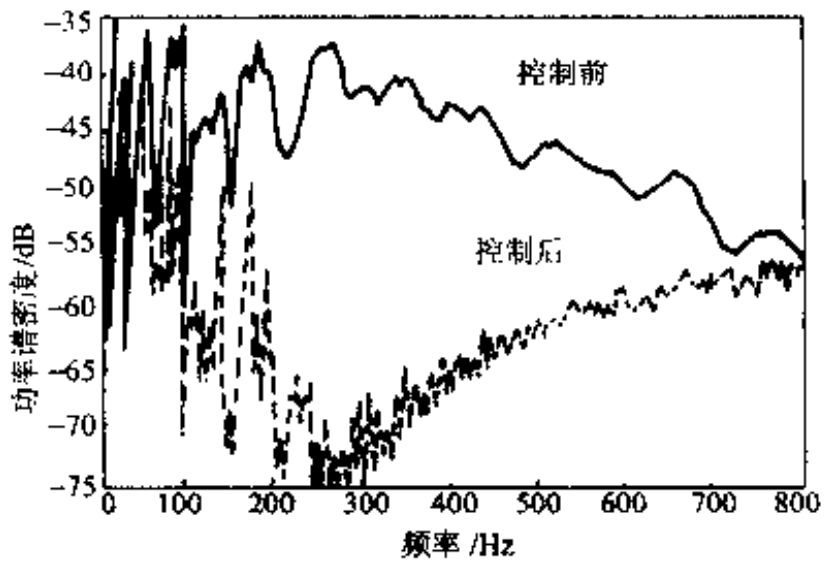


图 10.5-5　有源控制前后的弯曲波加速度功率谱

5.2.2　弯曲波的有源反馈控制

如果我们不能获得参考信号，那么就不得不考虑使用反馈控制了。设反馈控制器的传递

函数为 h_b，则次级力源强度和参考信号之间的关系是

$$F_s = -h_b a(0) \qquad (10.5\text{-}17)$$

其中 a（0）为 $x=0$ 处的弯曲波横向位移，包括入射弯曲波 A_1 和次级弯曲波（由次级力源激发的弯曲波）。

我们知道，如果有一点力作用于无限梁上，则在力的右边的弯曲波位移为

$$w(x) = \frac{-\mathrm{j}F}{4EIk_f^3}(\mathrm{e}^{-\mathrm{j}k_f x} - \mathrm{j}\mathrm{e}^{-k_f x}) \qquad (10.5\text{-}18)$$

于是，有

$$w(0) = A_1 - \frac{(1+\mathrm{j})F_s}{4EIk_f^3} \qquad (10.5\text{-}19)$$

而在次级力源上游，弯曲波等于透射波，其幅度为

$$A_T = A_1 - \frac{\mathrm{j}F_s}{4EIk_f^3} \qquad (10.5\text{-}20)$$

将式（10.5-17）和式（10.5-18）代入上式，可以得到透射波幅度表达式为

$$A_T = \left[\frac{\omega^2 h_b + 4EIk_f^3}{(1+\mathrm{j})\ \omega^2 h_b + 4EIk_f^3}\right] \qquad (10.5\text{-}21)$$

在实际实现这样一个反馈控制系统时，反馈一个与加速度成正比的激扰力，相当于给机械系统增加一个点质量（$m=h_b$）。

5.3　有源隔振

有源隔振指的是通过主动控制的方式隔离一个结构向另一个结构传播的振动能量，属于振动波型的传播控制。有源隔振分为两类情形，一是隔离振动体产生的振动向接收结构的传播，这里的振动体相当于初级力源，如处于工作状态中的机器，接收结构为弹性体，如飞机机身、船舶的船体等；另一类指基础结构（如振动的地基、不平坦的路轨等）向接收结构（如机座上的精密仪器、公路上运行的车辆厢体、火车车厢等）振动的传播。

初级扰动分为确定力和随机力两种。一般说来，往复运动的机器产生的扰动力属于确定力，往往可以用前馈系统加以控制；而基础结构的振动力源属于随机力，通常只能采用反馈系统加以控制。

5.3.1　单自由度系统周期振动的有源隔离

设初级结构为一单自由度系统，其质量、刚度和阻尼分别为 M、K、C，它受到确定性外力激扰，接收结构为弹性体。现在研究引入次级力源，通过有源控制使接收结构的振动最小。施加次级力源的方式有三种（如图 10.5-6 所示）：次级力源直接作用于初级结构的质量块上；次级力源直接作用于接收结构上；次级力源并行作用于初级结构和接收结构上。下面分别讨论不同控制方式下次级力源强度性质。

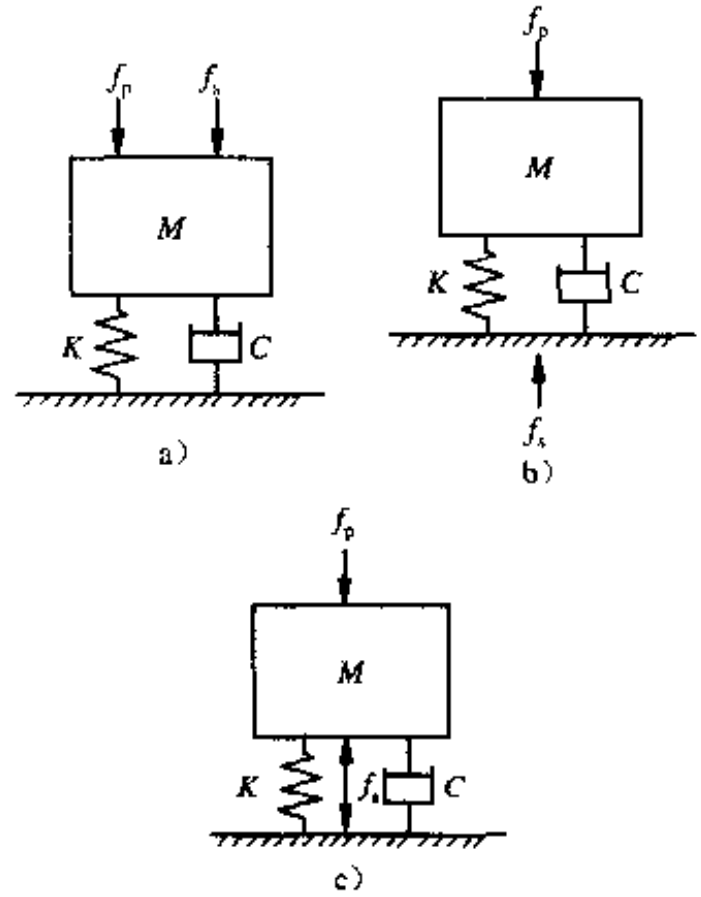


图 10.5-6　施加次级力源的三种方式

a）作用于质量块　b）作用于接收结构

c）同时作用于接收结构和接收结构

（1）次级力源作用于质量块

很明显，这种情况下，次级力源和初级力源强度之间只要幅度相等，相位相反，就可以完全控制接收结构的振动，即

$$f_s = -f_p \qquad (10.5\text{-}22)$$

（2）次级力源作用于接收结构

设接收结构的位移响应函数为 $R(j\omega)$，

则由任意外力激扰引起的位移为 $w_R=R(\mathrm{j}\omega)f$。接收结构受到的作用力来源于次级力源和初级结构力传输，两者共同作用引起的位移为

$$w_R = R(\mathrm{j}\omega)[f_s + K(w_s - w_R) + \mathrm{j}\omega C\ (w_s - w_R)] \tag{10.5-23}$$

理想状态下，控制器将驱使接收结构的位移为零，即 $w_R=0$。这样，我们有

$$f_s = -(K + \mathrm{j}\omega C)w_s \tag{10.5-24}$$

另一方面，初级结构的振动方程为

$$-\omega^2 M w_s + \mathrm{j}\omega C\ (w_s - w_R) + K(w_s - w_R) = f_p \tag{10.5-25}$$

如果有源控制后能够使接收结构的位移为零，则上式就变为

$$(-\omega^2 M + \mathrm{j}\omega C + K)w_s = f_p \tag{10.5-26}$$

将上式代入式（10.5-24），并利用简正频率和阻尼比的关系式，即 $\omega_n=\sqrt{\dfrac{K}{M}}$，$\xi=\dfrac{C}{2M\omega_n}$，有

$$f_s = \frac{\omega_n^2 + 2\mathrm{j}\omega\xi\omega_n}{\omega^2 - 2\mathrm{j}\omega\xi\omega_n - \omega_n^2} f_p \tag{10.5-27}$$

由此，我们可以得到次级力源与初级力源的强度比，如图 10.5-7 的曲线 b。可以看出，在共振频率附近，它很大程度上取决于初级结构的阻尼。对于小的阻尼系数，要求的次级力源强度比之于初级力源的强度要大得多，这正是设计无源隔振装置时需要考虑的问题。

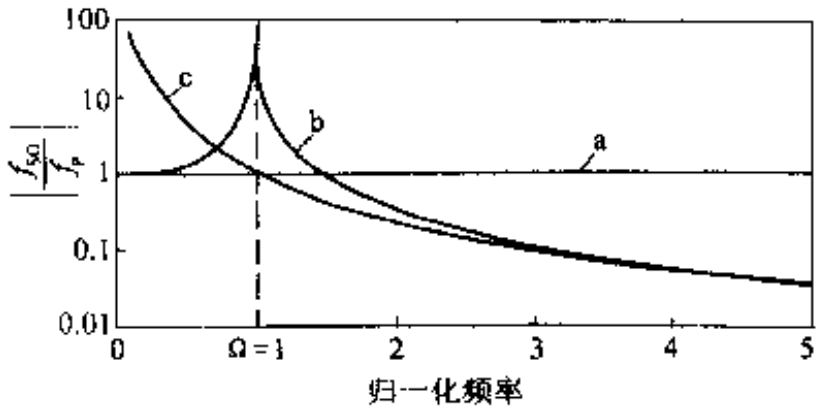


图 10.5-7　不同控制方式下次级力源与初级力源强度之比

（3）并行次级力源

此时，次级力源同时作用于初级结构和次级结构上，两结构受到的作用力幅度相等，相位相反。于是，接收结构的振动方程为

$$-\omega^2 M w_s + \mathrm{j}\omega C\ (w_s - w_R) + K(w_s - w_R) = f_p - f_s \tag{10.5-28}$$

如果能够控制接收结构使其位移响应为零，则上式变为

$$w_s = -f_p/(M\omega^2) \tag{10.5-29}$$

结合式（10.5-28）和式（10.5-29）的关系，可以推出

$$f_s = \frac{\omega_n^2 + 2\mathrm{j}\omega\xi\omega_n}{\omega^2} \tag{10.5-30}$$

此时次级力源强度与初级力源强度之比示于图 10.5-7 的曲线 c，表明在共振频率附近，有 $|f_s| \approx |f_p|$。就实际应用而言，这种控制方式便于次级力源的安装和类型选择。

5.3.2　接收结构振动的有源隔离

前面我们研究的是确定性初级扰动下的有源控制，然而在很多情况下，初级扰动是不可预测的（如对瞬时初级力源或随机振动），因此不容易拾取参考信号。为了降低这种随机振动的传输，通常需要采用反馈控制。

设初级结构为一个单自由度系统，通过一个无源隔振装置安装在接收结构上（如图 10.5-8 所示），初级扰动 f_p 是不可预测的。

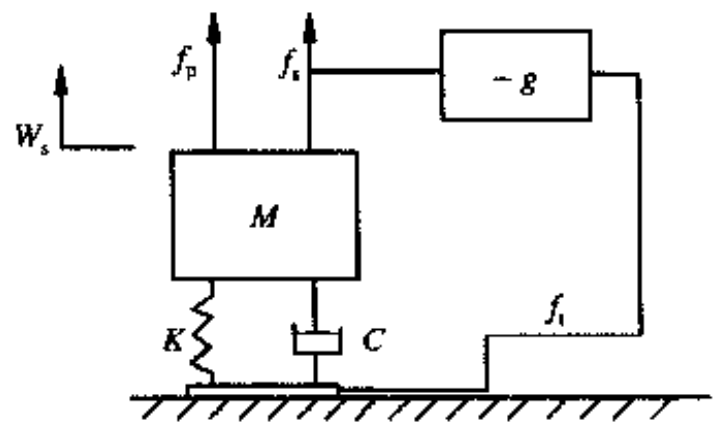


图 10.5-8　随机振动有源隔离的反馈控制

一只误差传感器位于无源隔振装置底部，

测量传输到接收结构的振动力 f_t。有源控制的目标就是使 f_t 最小化。就初级结构而言，其振动方程的拉普拉斯变换为

$$s^2MW_s(s)+sCW_s(s)+KW_s(s)=F_p(s) \tag{10.5-31}$$

接收结构受到的作用力（初级结构的传递力）为

$$F_t(s)=sCW_s(s)+KW_s(s) \tag{10.5-32}$$

于是，由以上两式，我们可以得到传递力与初级力强度比（力传输比）为

$$\frac{F_t(s)}{F_p(s)}=\frac{sC+K}{s^2M+sC+K} \tag{10.5-33}$$

利用简正频率和阻尼比的关系式，即 $\omega_n=\sqrt{\dfrac{K}{M}}$，$\xi=\dfrac{C}{2M\omega_n}$，并作转换 $s=\mathrm{j}\omega$，力传输比可表示为

$$\frac{F_t(\mathrm{j}\omega)}{F_p(\mathrm{j}\omega)}=-\frac{\omega_n^2+2\mathrm{j}\omega\xi\omega_n}{\omega^2-2\mathrm{j}\omega\xi\omega_n-\omega_n^2} \tag{10.5-34}$$

上式是单自由度无源隔振系统的力传输比表达式。现在考虑次级力源作用于质量块后系统特性的变化。由于次级力源的介入，初级结构的振动方程变为

$$s^2MW_s(s)+sCW_s(s)+KW_s(s)=F_p(s)+F_s(s) \tag{10.5-35}$$

如反馈控制器增益为 h_b，则次级力源强度为

$$F_s(s)=-h_bF_t(s) \tag{10.5-36}$$

将式（10.5-34）代入以上两式，我们可以获得力传输比的频域表达式为

$$\frac{F_t(\mathrm{j}\omega)}{F_p(\mathrm{j}\omega)}=-\frac{\omega_n^2+2\mathrm{j}\omega\xi\omega_n}{\omega^2-2\mathrm{j}\omega\xi\omega_n(1+h_b)-\omega_n^2(1+h_b)} \tag{10.5-37}$$

图 10.5-9a 给出了无源隔振装置力传输比与频率的关系；图 10.5-9b 给出了不同增益下，有源隔振系统力传输比与频率的关系。由此可见，在共振频率附近，无源隔振所需的控制力被初级结构放大，阻尼系数越小，这种放大作用越强烈．这是无源隔振无法克服的困难。

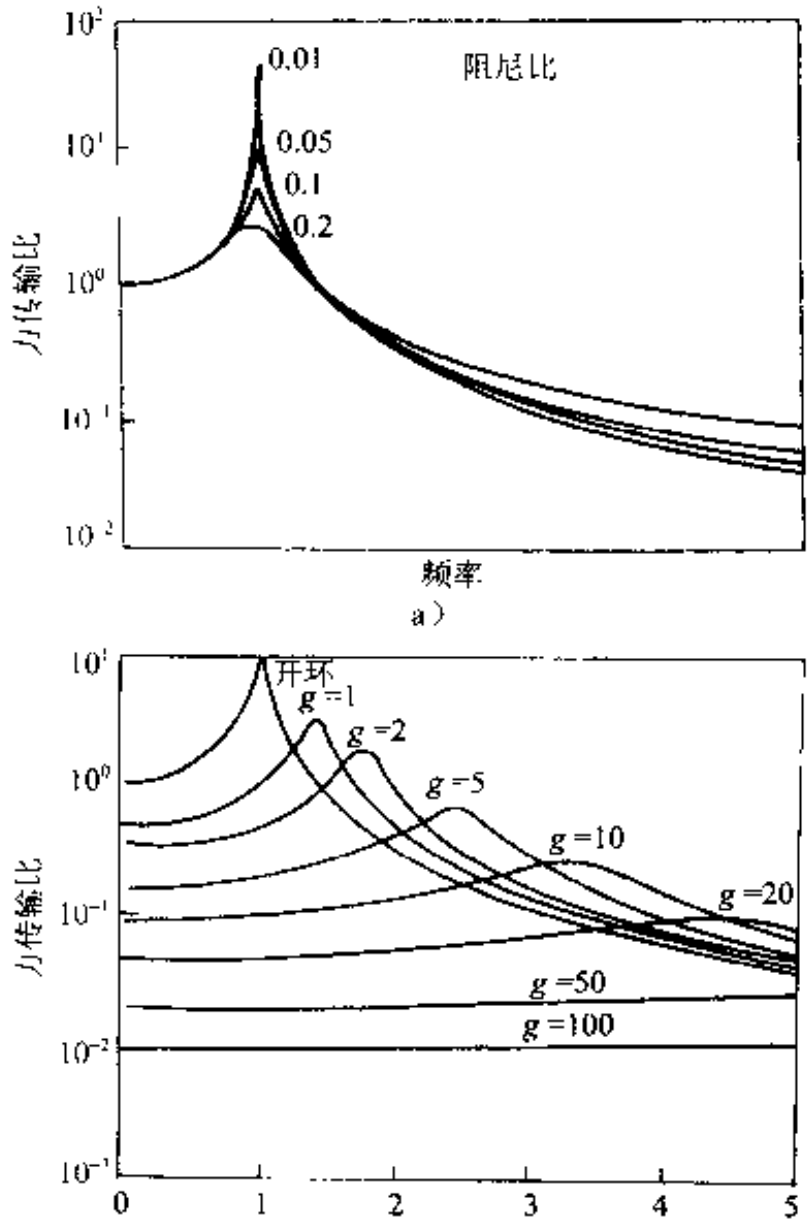


图 10.5-9　不同增益下的力传输比

a）无源隔振　b）有源隔振

g —控制系统增益

对于有源隔振，由于控制器增益 h_b 的作用，共振频率发生偏移，增益越大，偏移量越大，而且力传输比的降低越明显。从式（10.5-37）可以看出，如果控制器增益 h_b 为零，则有源隔振系统退化为无源隔振系统。同时，可以推论出，只要增益 h_b 大于零，则控制系统就能保持稳定。另外，实际系统中，次级力源和误差传感器必然会引入附加传递函数，有源隔振系统特性会发生变化，限于篇幅，在此不加讨论，可见参考文献 [43]。

5.3.3　随机外力激扰振动的有源隔离

现在研究有源隔振的另一情形。基础结构振动能量向接收结构（如机器、精密仪器等）传播中的隔离。多数情形下，初级扰动是随机

的，无法预先获得，因此我们不得不采用反馈控制方式（如图 10.5-10）。这种系统中，参考传感器和误差传感器合二为一，我们仍然称为误差传感器。

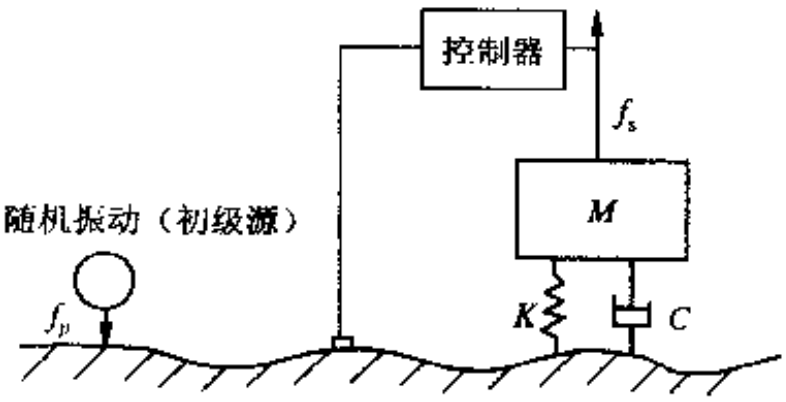


图 10.5-10　外力激扰下单自由度系统振动的有源隔离

首先，我们可以写出接收系统的振动方程为

$$s^2MW_R(s)+sC[W_R(s)-W_s(s)]+K[W_R(s)-W_s(s)]=F_s(s) \tag{10.5-38}$$

如果误差传感器为速度传感器，则有 $f_s(t)=h_b\mathrm{d}w_R(t)/\mathrm{d}t$。在拉普拉斯域，有

$$F_s(s)=sh_bW_R(s) \tag{10.5-39}$$

整理以上两式，可以得到位移传输比为

$$\frac{W_R(s)}{W_s(s)}=\frac{sC+K}{s^2M+s(C+h_b)+K} \tag{10.5-40}$$

利用下列关系式，即 $\omega_n=\sqrt{\dfrac{K}{M}}$，$\xi_p=\dfrac{C}{2M\omega_n}$，$\xi_a=\dfrac{h_b}{2M\omega_n}$，并作转换 $s=\mathrm{j}\omega$，上式可改写为

$$\frac{W_R(\mathrm{j}\omega)}{W_S(\mathrm{j}\omega)}=-\frac{\omega_n^2+2\mathrm{j}\omega\xi_p\omega_n}{\omega^2-2\mathrm{j}\omega\omega_n(\xi_p+\xi_a)-\omega_n^2} \tag{10.5-41}$$

从上式可以看出，有源控制器的作用相当于在无源隔振装置中引入可以人工控制的阻尼，被称为“有源阻尼”。当 $\xi_a=0$ 时，式（10.5-41）退化为式（10.5-34），有源隔振系统成为无源隔振系统。不同反馈增益（与 ξ_a 成正比）对位移传输比的影响见图 10.5-11。增大有源控制增益，需要的位移传输比将变小，系统获得理想的响应。这就是说，在共振频率以上，接收结构位移为零，而在此频率以下，初级激扰被原样传递。

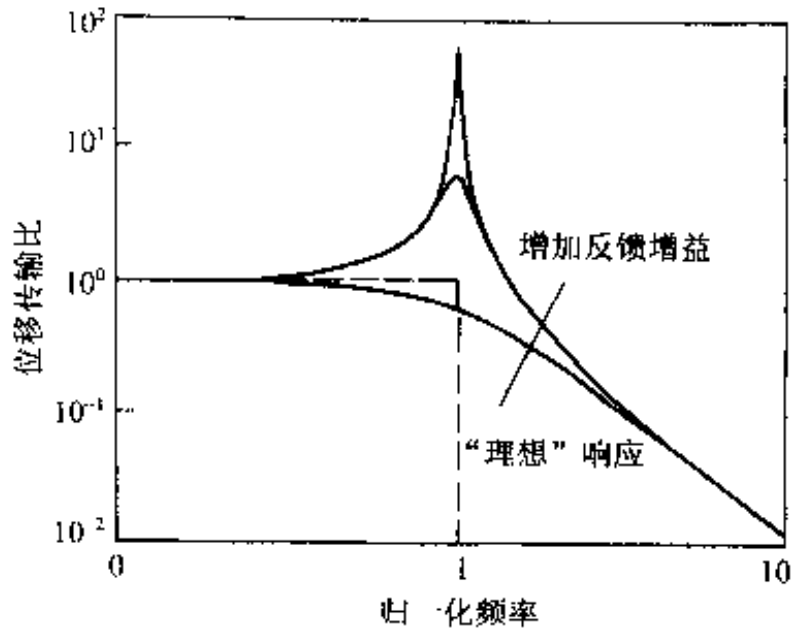


图 10.5-11　不同反馈增益对位移传输比的影响

第 6 章　自适应有源控制结构与算法

一个有源控制系统包括控制器部分和声振部分，控制器的设计是实现有源控制系统的两大支柱之一。设计有源控制器的理论工具，有传递函数法和状态变量法两种，它们分别属于信号处理和控制论的研究范畴，前者针对线性时不变系统，后者针对非平稳系统。绝大多数有源控制系统都可以用传递函数法分析和处理。本章主要研究自适应前馈和反馈控制系统的结构和算法。

6.1　自适应有源前馈控制

从问题的实质来看，有源控制器的设计属于信号处理问题的一个分支。信号处理所要解决的核心问题是如何提取被噪声污染的信号。当噪声与信号同属于平稳随机过程时，维纳滤波器能够最大程度地抑制噪声，而将信号精确地重现出来。设计维纳滤波器的先决条件是要预先知道被处理信号和噪声的统计特性，如果不能做到这一点，可采用一种能够自动调节自身传输特性以达到最优性能的滤波器——自适应滤波器。

所谓前馈控制系统，指的是能够预先获得参考信号，用于计算控制器输出的一种系统。应用横向结构的有限脉冲响应（FIR）滤波器形式是实现自适应前馈滤波最为常用的一种方法。这种滤波器具有实现简单、稳定性好的优点，图 10.6-1 为它的结构示意图。调节自适应滤波器权系数的方法称为自适应算法，它是自适应有源控制的核心问题。

6.1.1　滤波-X LMS 算法及性能

滤波-X LMS 算法与信号处理领域中采用的最小均方（LMS）算法有直接渊源关系，该算法源于自适应滤波，由 B.Widrow 提出[44]，可应用于自适应噪声抵消、自适应均衡等。

（1）LMS 算法及性能

设图 10.6-1 中的横向 FIR 滤波器的长度为 L，其权系数矢量为 $\boldsymbol{W}=[w_1, w_2, \cdots, w_L]^T$。在第 n 时刻，滤波器的期望输入为 $d(n)$，参考信号为 $x(n)$。一般说来，FIR 滤波器采用延迟线结构，第 n 时刻滤波器的输出为

$$y(n)=\sum_{l=1}^{L}x(n-l+1)w_l=\boldsymbol{X}^T(n)\boldsymbol{W} \qquad (10.6\text{-}1)$$

式中　$\boldsymbol{X}(n)$ —— 参考信号矢量，$\boldsymbol{X}(n)=[x(n), x(n-1), \cdots, x(n-L+1)]^T$。

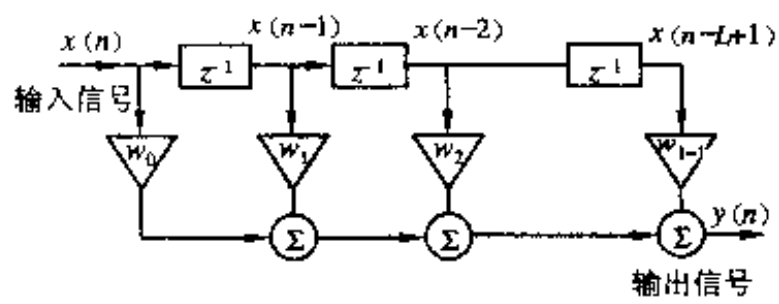


图 10.6-1　横向 FIR 滤波器结构

于是，第 n 时刻滤波器的误差信号为

$$e(n)=d(n)-y(n)=d(n)-\boldsymbol{X}^T(n)\boldsymbol{W} \qquad (10.6\text{-}2)$$

显然，误差信号 $e(n)$ 是一个随机变量。为了求出滤波器的最佳权系数，首先应该设定一个需要达到的准则（目标函数），然后在此准则下推导最佳的滤波器传递函数。最常用的准则是所谓的最小均方误差准则。采用这种准则的优点在于它的理论分析较为简便，不需要对概率的描述，同时，在这种准则下导出的最佳线性系统对其他很广泛的一类准则下的系统也是最佳的。

根据式（10.6-2），可以得到最小均方误差与系统中其他参数的关系，有

$$E[e^2(n)]=E[d^2(n)]-2\boldsymbol{P}^T\boldsymbol{W}+\boldsymbol{W}^T\boldsymbol{R}\boldsymbol{W} \qquad (10.6\text{-}3)$$

式中　E —— 表示对随机变量求平均。

令 $\boldsymbol{P}=E[d(n)\boldsymbol{X}(n)]$ 为 $e(n)$ 与 $\boldsymbol{X}(n)$

的互相关矢量，$\boldsymbol{R}=E[\boldsymbol{X}(n)\boldsymbol{X}^{\mathrm{T}}(n)]$ 为参考输入的自相关矩阵。可以看出，对于平稳参考输入，$E[e^2(n)]$ 是权系数矢量的二次型函数。由于矩阵是正定对称矩阵，$E[e^2(n)]$ 存在唯一的最小值，与此对应的权系数矢量称为最佳权系数矢量，有

$$\boldsymbol{W}_o=\boldsymbol{R}^{-1}\boldsymbol{P} \qquad (10.6\text{-}4)$$

直接按上式求滤波器权系数，对信号处理器的计算能力要求很高，而且，当参考输入统计特性发生变化时，必须重新计算。因此，人们往往愿意用递推估计算法。

Widrow-Hoff LMS 算法是求最佳权系数矢量的一个简单和有效的递推方法，在自适应信号处理中已获得广泛应用。该方法不需要求相关矩阵，也不涉及矩阵求逆，而是运用最优化的数学算法——最陡下降法。按照这种方法，下一时刻的权系数矢量等于现在的权系数矢量加上一个正比于权系数矢量梯度的负值的变化量，即

$$\boldsymbol{W}(n+1)=\boldsymbol{W}(n)-\mu\nabla(n) \qquad (10.6\text{-}5)$$

式中　μ —— 一个控制稳定性和收敛速度的参量，称为收敛系数；

$\nabla(n)$ —— 权系数的梯度。

在实际应用中，为了简化计算，满足系统实时性，一般取

$$\nabla(n)=\partial e^2(n)/\partial\boldsymbol{W}=-2e(n)\boldsymbol{X}(n) \qquad (10.6\text{-}6)$$

将上式代入权系数更迭公式，即可得到 LMS 算法，有

$$\boldsymbol{W}(n+1)=\boldsymbol{W}(n)+2\mu e(n)\boldsymbol{X}(n) \qquad (10.6\text{-}7)$$

上述递推过程保持稳定的必要条件是

$$0<\mu<1/\lambda_{\max} \qquad (10.6\text{-}8)$$

式中　$\lambda_{\max}$—— 自相关矩阵 $\boldsymbol{R}$ 的最大特征值。

（2）滤波-X LMS 算法

将自适应滤波原理应用于噪声与振动有源控制，其系统构成示意图如图 10.6-2a 所示。与上面的自适应噪声抵消（Adaptive Noise Cancelling，ANC）系统相比，自适应有源控制（Adaptive Active Control，AAC）系统的特点是：①AAC 系统处理和控制的不是电信号，而是声学或振动参量，因此必须考虑各类传感器、致动器的影响；②AAC 系统中次级源的输出并不立即被误差传感器所接收，而是要经过声波或振动传输通道（次级通路），因此要考虑次级通路对算法的影响；③AAC 系统中存在 ANC 系统所没有的次级（声或振动）反馈问题。

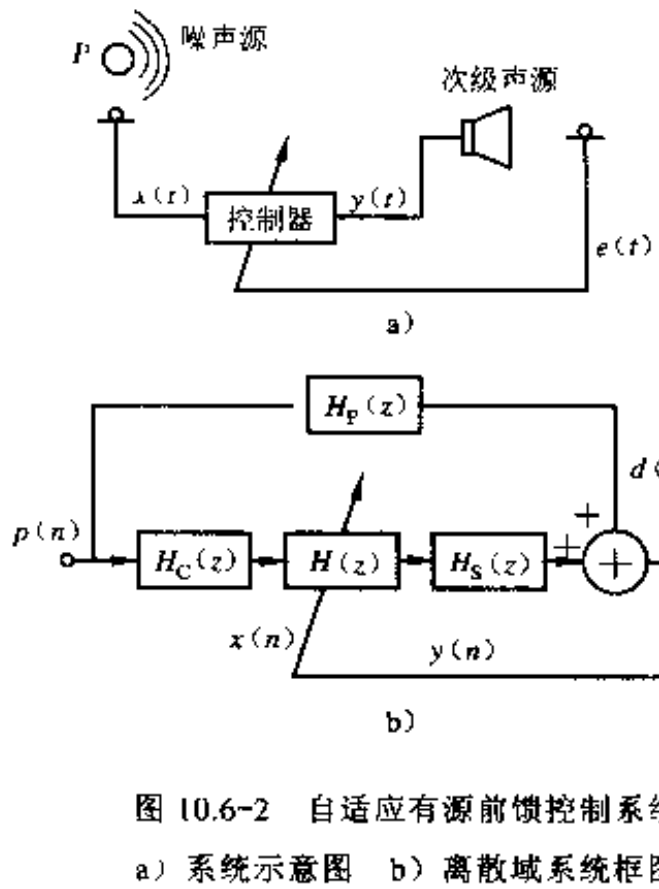


图 10.6-2　自适应有源前馈控制系统

a）系统示意图　b）离散域系统框图

在图 10.6-2a 所示的系统中，如果忽略次级反馈环节，就可得到离散域的系统框图，如图 10.6-2b 所示，其中 $H_p(z)$、$H_c(z)$ 和 $H_s(z)$ 分别表示初级通路、参考通路和次级通路的传递函数，脉冲响应分别为 $h_p(n)$，$h_c(n)$ 和 $h_s(n)$。在时域，期望输入（即需要控制的声场或振动参量）和参考输入分别为

$$d(n)=p(n)*h_p(n) \qquad (10.6\text{-}9)$$

$$x(n)=p(n)*h_c(n) \qquad (10.6\text{-}10)$$

式中　$p(n)$ —— 初级源信号；

$*$ —— 表示卷积运算。

用横向结构的 FIR 滤波器作为有源控制器，其长度为 L，滤波器输出信号（称为次级

源驱动信号）为权系数矢量和参考信号矢量之积，有 $y(n)=\boldsymbol{X}^T(n)\boldsymbol{W}(n)$。在误差传感器处，该信号由次级源转换，经过次级通路传播后变为

$$s(n)=y(n)*h_s(n) \qquad (10.6\text{-}11)$$

其中，$s(n)$ 称为次级信号，将次级源驱动信号的表达式代入，并假设在 L 时刻内参考信号保持平稳，则有

$$s(n)=\boldsymbol{r}^T(n)\boldsymbol{W}(n) \qquad (10.6\text{-}12)$$

其中，$\boldsymbol{r}(n)=[r(n),\ r(n-1),\ \cdots,\ r(n-L+1)]^T$，它的第 n 个分量 $r(n)=x(n)*h_s(n)$ 称为滤波-X 信号。

于是，误差信号可以表示为

$$e(n)=d(n)+s(n)=d(n)+\boldsymbol{r}^T(n)\boldsymbol{W}(n) \qquad (10.6\text{-}13)$$

然后，与 ANC 系统相似，定义误差信号均方值为系统的目标函数，利用最陡下降法可求得滤波器权系数矢量递推公式，有

$$\boldsymbol{W}(n+1)=\boldsymbol{W}(n)-2\mu\, e(n)\boldsymbol{r}(n) \qquad (10.6\text{-}14)$$

式中 μ —— 收敛系数。

这就是滤波-X LMS （Filtered-X LMS）算法[5]。

（3）滤波-X LMS 算法的瞬态性能

首先忽略系统中致动器和传感器对信号幅度和相位的影响，将控制器引起的幅度失真、附加相移及信号传递通路的影响一并考虑。研究表明，系统通路中各环节引入的信号幅度变化对自适应算法影响不大，系统通路时延对算法的影响是主要的。不失一般性，设系统中致动器和传感器的灵敏度为 1，参考通路脉冲响应为 1，次级通路脉冲响应为

$$h_s(n)=A_s\delta(n-k_s) \qquad (10.6\text{-}15)$$

式中 k_s—— 次级通路引入的时延（以采样时间为单位）。

这样，可以得到滤波-X 信号 $r(n)=A_s p(n-k_s)$。如设 $A_s=1$，滤波-X LMS 算法权系数矢量递推公式可简化为

$$\boldsymbol{W}(n+1)=\boldsymbol{W}(n)-2\mu\, e(n)\boldsymbol{X}(n-k_s) \qquad (10.6\text{-}16)$$

对上式做 z 系列变换，可推导出使算法保持稳定，收敛系数的取值范围[5]

$$0<\mu<\frac{1}{\lambda_{\max}}\sin\left[\frac{\pi}{2(2k_s+1)}\right] \qquad (10.6\text{-}17)$$

式中 $\lambda_{\max}$—— 参考输入自相关矩阵的最大特征值。

6.1.2 次级反馈的影响及滤波-U 算法

次级反馈问题，有时采用具有良好指向性的初级传感器阵或适当的信号采集方式，可以较好地加以解决，但有时由于受到应用场合或初级源特性的限制，这些措施均难以奏效。因此，从有源控制器结构和算法上想办法就显得很重要了。

自适应前馈滤波器为 FIR 型，其传递函数只具有零点，由于声（振动）反馈的存在，有源控制系统的传递函数必然同时存在零点和极点，为了解决这个问题，需要引入无限冲击响应（IIR）滤波器。实现自适应 IIR 滤波功能的算法在自适应信号处理中称为 RLMS（Recursive LMS）算法。

（1）RLMS 算法

一个 IIR 滤波器，其时域输入输出关系是

$$y(n)=\sum_{k=0}^{L_1}w_{1k}x(n-k)+\sum_{k=1}^{L_1}w_{2k}y(n-k) \qquad (10.6\text{-}18)$$

其中，w_{1k}、w_{2k} 分别为前馈滤波器和反馈滤波器的权系数，它们构成的 L_1、L_2 阶权系数列矢量记为 $\boldsymbol{W}_1$、$\boldsymbol{W}_2$。参考输入矢量和滤波器输出矢量记为 $\boldsymbol{X}(n)=[x(n),\ x(n-1),\ \cdots,\ x(n-L_1+1)]^T$，$\boldsymbol{Y}(n)=[y(n-1),\ y(n-2),\ \cdots,\ y(n-L_2)]^T$。

实现 IIR 滤波的结构有多种，其中比较简便的是利用两个横向 FIR 滤波器来实现，如

图 10.6-3 所示。可以看出，误差信号可以表示为

$$e(n)=d(n)-y(n)=d(n)-\boldsymbol{W}_1^T\boldsymbol{X}(n)-\boldsymbol{W}_2^T\boldsymbol{Y}(n) \tag{10.6-19}$$

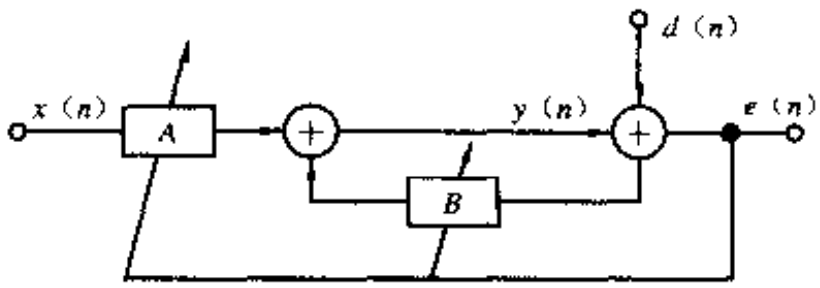


图 10.6-3　两个横向滤波器实现 IIR 滤波器

对误差信号的平方取平均，并采用式（10.6-18）的关系，有

$$E[e^2(n)]=2\boldsymbol{W}_1^T\boldsymbol{R}_{dX}-2\boldsymbol{W}_2^T\boldsymbol{R}_{dY}+2\boldsymbol{W}_1^T\boldsymbol{R}_{XY}\boldsymbol{W}_2 \tag{10.6-20}$$

其中 $\boldsymbol{R}_{dX}$ 表示期望信号 $d(n)$ 与参考输入矢量 $\boldsymbol{X}(n)$ 的互相关矢量，其余互相关矢量或矩阵的含义以此类推。按最陡下降法原理，可以简化推导出递推最小均方（Recursive LMS，RLMS）算法，有

$$\boldsymbol{W}_1(n+1)=\boldsymbol{W}_1(n)-2\mu_1 e(n)\boldsymbol{X}(n) \tag{10.6-21}$$

$$\boldsymbol{W}_2(n+1)=\boldsymbol{W}_2(n)-2\mu_2 e(n)\boldsymbol{Y}(n) \tag{10.6-22}$$

$$y(n)=\boldsymbol{W}_1^T(n)\boldsymbol{X}(n)+\boldsymbol{W}_2^T(n)\boldsymbol{Y}(n) \tag{10.6-23}$$

（2）滤波-U 算法

将构成 IIR 滤波器的两个横向滤波器权系数矢量合并为一个统一的权系数矢量，$\boldsymbol{W}(n)=[\boldsymbol{W}_1^T(n)\ \ \boldsymbol{W}_2^T(n)]^T$，并令 $\boldsymbol{U}(n)=[\boldsymbol{X}^T(n)\boldsymbol{Y}^T(n)]^T$，则 RLMS 算法可以改写为更简洁的形式，有

$$\boldsymbol{W}(n+1)=\boldsymbol{W}(n)-2\mu e(n)\boldsymbol{U}(n) \tag{10.6-24}$$

$$y(n)=\boldsymbol{W}^T(n)\boldsymbol{U}(n) \tag{10.6-25}$$

将此算法应用于有源控制，则需要考虑次级通路的影响。与推导滤波-X LMS 算法的过程相似，我们可以得到单通道 IIR 滤波自适应算法——滤波-U 算法。它的滤波器输出为 $y(n)=\boldsymbol{W}^T(n)\boldsymbol{U}(n)$，两个横向滤波器权系数矢量递推公式为[46]

$$\boldsymbol{W}(n+1)=\boldsymbol{W}(n)-2\mu e(n)\boldsymbol{r}(n) \tag{10.6-26}$$

式中　$\boldsymbol{r}(n)=\boldsymbol{U}(n)*h_s(n)$，称为滤波-U 信号矢量。

除了以上两种算法外，还有其他的自适应滤波结构和算法也受到人们的重视，例如：① 频域自适应算法，它主要是为了提高算法实现的运算速度，保证实时性；② 自适应陷波滤波器应用于线谱噪声有源控制，对于参考输入的情况，系统算法大为简化，自适应滤波器的长度可以很短；③ RLS 类有源控制算法，它主要是为了扩大宽带噪声降噪量，增加自适应过程的熟练速度；④ 基于声能量的有源噪声控制算法，可以扩大消声空间降噪量。

6.1.3　次级通路建模

次级通路在有源控制系统中发挥着重要作用。从前面两小节的介绍可以看出，无论是滤波-X LMS 算法、滤波-U 算法，还是其他一些有源控制算法，都包含一项滤波-X 或滤波-U 信号矢量，它是参考信号矢量与次级通路脉冲响应函数的卷积。这就是说，要完成一个有源控制算法，首先必须得到次级通路的传递函数。下面，我们先来看看次级通路传递函数估计误差对算法会产生什么影响。

（1）次级通路传递函数估计误差的影响

首先考虑参考输入为单频的情况。设次级通路传递函数的估计值为 H_e，经过一系列推导[47]，可以推论出：次级通路传递函数估计存在误差时，收敛系数的取值受到如下约束

$$\mu<\cos\phi_{H_e}/(\lambda_i|H_e|) \tag{10.6-27}$$

式中　ϕ_{H_e} —— 传递函数估计误差造成的相位变化；

λ_i —— 参考输入自相关矩阵的第 i 个特征值。

式（10.6-27）说明：如果次级通路传递函数估计误差造成的幅度和相位变化为$|H_e|$和ϕ_{H_e}，那么，收敛系数的取值范围将发生变化，分别与 $\cos\phi_{H_e}$ 成正比，与$|H_e|$成反比。换句话说，如果 $\phi_{H_e}\geq 90°$，则收敛系数无论如何取值，系统将不会保持稳定。

当参考输入为非单频信号时，次级通路可以等效为一个 FIR 滤波器。可以推导出关于收敛系数的取值范围，其表达式比较复杂，得到的结论是[47]：①收敛系数的取值上限将减少 $\cos\phi_{H_e}$。如果参考输入和滤波-X 信号（或滤波-U 信号）的相位差在 90° 左右，系统将失稳。②如果由于次级通路传递函数的估计使参考输入的自功率谱幅度增加，同样会使收敛系数取值上界减少。

（2）次级通路离线自适应建模

有三种方法可以实现次级通路传递函数的离线（off-line）自适应建模。第一种方法如图 10.6-4 所示。将传声器放在次级声源位置，其输出作为自适应建模滤波器的参考输入，有源控制系统误差传感器的输出作为建模滤波的期望输入。

第二种方法如图 10.6-5 所示。建模步骤是：先关掉初级声源，将一噪声发生器与次级声源相接，然后将激励信号送入自适应建模滤波器作为参考输入（为了尽量精确建模，最好采用白噪声激励次级声源）。误差传感器输出作为建模滤波的期望信号。

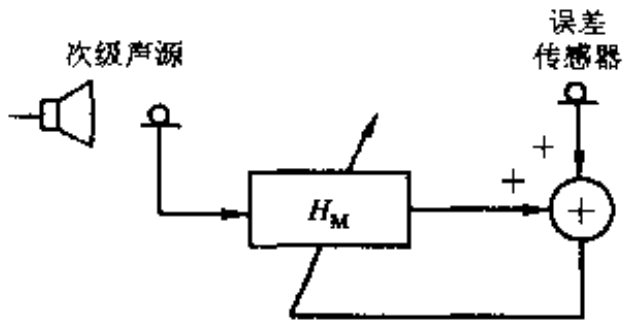


图 10.6-4　次级通路离线自适应建模方法 1

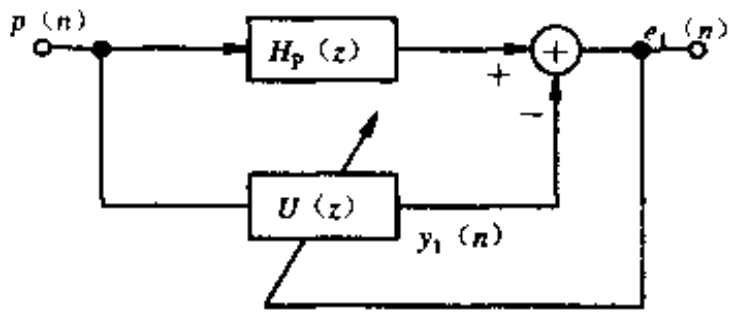


图 10.6-5　次级通路离线自适应建模方法 2

以上两种方法均可用基于 LMS 算法的 FIR 滤波器作为建模滤波器。当自适应过程稳定后，建模滤波器的传递函数即可作为次级通路传递函数的估计值。以上方法的不足之处在于：次级通路特性有时是时变的，为了及时反映这种变化，不得不经常停止有源控制过程，对次级通路传递函数进行离线自适应建模，这对实际应用来说是很不方便的。另外，第一种方法需要增加测量传声器，引入传声器响应特性，使建模滤波器传递函数不能真正反映次级通路特性；第二种方法则需要附加一台噪声发生器，并需要关掉初级声源，这在某些情况下是不允许的。

离线自适应建模的第三种方法是在自由声场或无限振动结构的波型控制中，将次级通路简化为时延通路，用人工测量的方法获得时延估计值。这种方法的关键是如何较准确地估计时延值。

（3）次级通路在线自适应建模

为了克服离线自适应建模的不足，可以采用在线（on-line）方法。首先，如图 10.6-6a 所示，先利用参考传感器和误差传感器对初级通路进行自适应建模，获得传递函数的估计值。当自适应过程收敛后，就可以认为 $U(z)=H_p(z)$。然后按 10.6-6b 的方式实现误差通路在线自适应建模。当自适应过程收敛后，就有 $E(z)=0, E_1(z)=0$。于是可以推出 $V(z)=H_s(z)$，达到误差通路在线自适应建模的目的。

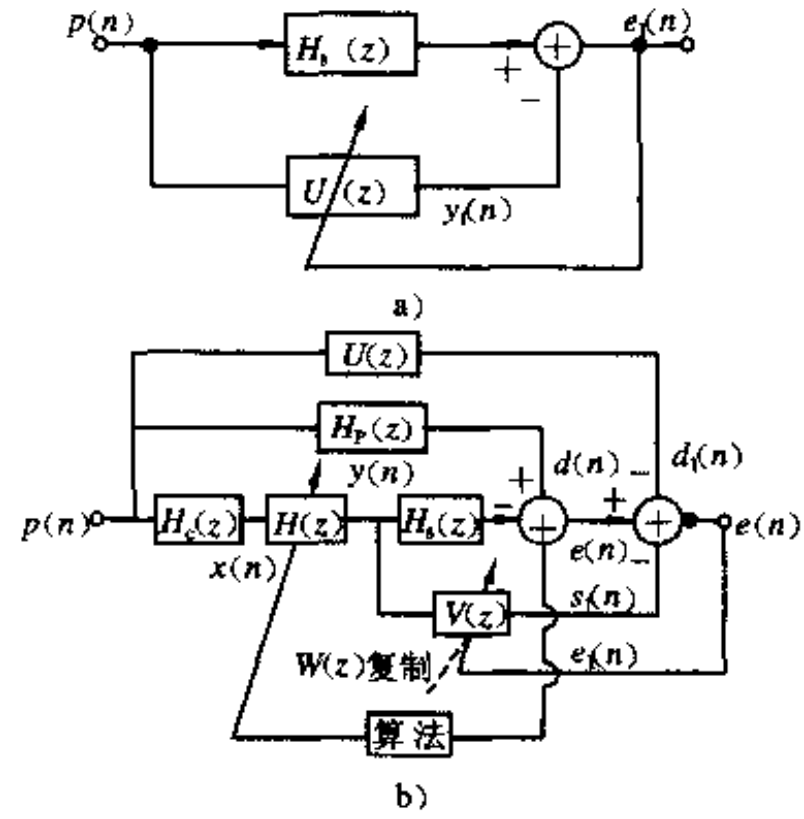


图 10.6-6　次级通路在线自适应建模

a）H_p 自适应建模　b）实现自适应算法

6.2　多通道自适应有源前馈控制

在相当多的情况下，我们需要多个次级源和误差传感器来扩展降噪（或消振）区域和提高控制效果，这样的系统就是多通道有源控制系统。对于前馈系统来说，控制每个次级源的滤波器与单通道系统一样，可以采用横向 FIR 滤波器，控制器的目标函数要综合考虑所有的误差信号，这使得有源控制算法与单通道时有所不同。

6.2.1　多通道滤波-X LMS 算法及性能分析

（1）多通道滤波-X　LMS 算法

实现多通道滤波-X　LMS 算法的有源控制系统框图如图 10.6-7 所示。系统中有 L 个次级源、M 个误差传感器。设 L 个次级源的灵敏度均为 1，分别由 L 个自适应滤波器控制，其输出信号矢量为 $\boldsymbol{Y}$（实际上它也是次级源强度矢量）。下面的讨论采用频域分析法。

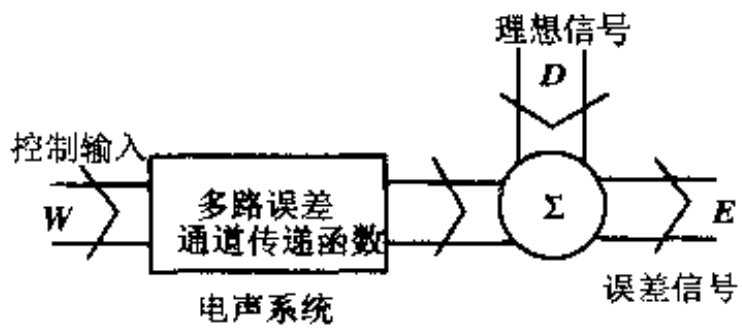


图 10.6-7　基于多通道滤波-X LMS 算法的有源控制系统

期望信号、次级信号和误差信号组成的 M 阶列矢量分别为 $\boldsymbol{D}(\omega)$、$\boldsymbol{S}(\omega)$、$\boldsymbol{E}(\omega)$。从图 10.6-7 可以看出，误差信号可以表示为

$$\boldsymbol{E}(\omega)=\boldsymbol{D}(\omega)+\boldsymbol{S}(\omega)=\boldsymbol{D}(\omega)+\boldsymbol{C}(\omega)\boldsymbol{Y}(\omega) \tag{10.6-28}$$

式中　$\boldsymbol{C}(\omega)$ —— $M\times L$ 矩阵，它的第 (m,l) 个分量表示第 l 个次级源至第 m 个误差传感器之间次级通路的传递函数。

为了推导适合于多通道系统的自适应算法，先定义目标函数。前面曾经指出，单通道系统的目标函数一般为误差信号的均方和。对于多通道系统，为了使整个消声空间的声能量（对于振动有源控制则指整个结构的振动能量）在控制后均有所降低，一般可将控制器的目标函数设定为[48]

$$J=\boldsymbol{E}^H\boldsymbol{A}\boldsymbol{E}+\boldsymbol{Y}^H\boldsymbol{B}\boldsymbol{Y} \tag{10.6-29}$$

式中　$\boldsymbol{A}$、$\boldsymbol{B}$ —— 加权矩阵，它们是正定的。

为了分析方便，设 $\boldsymbol{A}$ 为 M 阶单位矩阵，$\boldsymbol{B}$ 为常系数 β 乘以 $L\times L$ 阶单位矩阵。于是，式（10.6-29）变为

$$J=\boldsymbol{E}^H\boldsymbol{E}+\beta\boldsymbol{Y}^H\boldsymbol{Y} \tag{10.6-30}$$

上式右边第一项是为了保证总的声或振动能量的降低，第二项则是为了约束次级源处的声或振动能量在有源控制后不至于增加得太多。基于最陡下降法原理，可以推导出多通道自适应算法，有

$$\boldsymbol{Y}(n+1)=(1-\mu\beta)\boldsymbol{Y}(n)-\mu\boldsymbol{C}\boldsymbol{E}(n) \tag{10.6-31}$$

式中　μ —— 收敛系数。

（2）性能分析

如果将初级声场加以转换，$\boldsymbol{P}=\boldsymbol{R}^H\boldsymbol{D}$，则初级声场可以看成具有 L 个“模态”的震荡过程。随着时间的过去，头 L 个分量将逐渐衰减掉，剩下的 $M-L$ 个分量仍然保持，成为稳态分量。当自适应过程收敛后，误差信号的平方和为

$$(\boldsymbol{E}^H\boldsymbol{E})_o=\sum_{l=1}^{L}\frac{\beta^2}{\sigma_l^2+\beta^2}|P_l|^2+\sum_{l=L+1}^{M}|P_l|^2 \tag{10.6-32}$$

其中 σ_l 为矩阵 $\boldsymbol{P}$ 的第 l 个特征值，P_l 则为它的第 l 个特征幅度值。

如果在目标函数中对次级源强度不加约束，即在式（10.6-30）中取 $\beta=0$，则 $J(n)$ 的收敛过程变为

$$J(n)=\boldsymbol{E}^H(n)\boldsymbol{E}(n)=J_{\min}+\sum_{l=1}^{L}|P_l|^2\,\mathrm{e}^{-2\alpha\lambda_l n} \tag{10.6-33}$$

其中 $J_{\min}=\sum_{l=L+1}^{M}|P_l|^2$，$\lambda_l=\sigma_l^2+\beta$ 为第 l 个模态的特征值，它决定着该模态的收敛速度。一个 λ_l 很小的模态在 $J(n)$ 起多大作用，

要看$|P_i|^2$在J_{min}中的分量。

当目标函数中对次级源强度施加约束时，参数 β 仅对那些有较小特征值的模态有影响，这些模态一般说来收敛速度是很慢的，因此，β的选择很重要。如果选择得当，不仅可以加速收敛速度，而且可以防止因次级源强度过大对总的控制效果产生不利影响。

6.2.2　多通道滤波-U 算法

如果系统中存在次级反馈，在单通道系统中可以采用 IIR 滤波器，算法则用滤波-U 算法。在多通道系统中，可以采用类似的控制器结构和控制算法，如图 10.6-8 所示。

系统中包括 J 个长度为 L 的 FIR 滤波器作为前馈滤波器；K 个长度为 I 的 FIR 滤波器作为反馈滤波器。第 k 个次级源的输出为

$$y_k(n)=\sum_{j=1}^{J}\boldsymbol{a}_{kj}^T(n)\boldsymbol{x}_j(n)+\sum_{i=1}^{K}\boldsymbol{b}_{ki}^T(n)\boldsymbol{y}_i(n-1) \tag{10.6-34}$$

式中　$a_{kj}(n)$ —— L 阶前馈滤波器权系数列矢量；

$b_{ki}(n)$ —— I 阶反馈滤波器权系数列矢量；

$x_j(n)$ —— L 阶参考信号列矢量；

$y_i(n)$ —— I 阶参考信号列矢量。

定义（$JL+KI$）阶信号列矢量为 $u(n)=[\mathbf{x}_1^T(n)\ \mathbf{x}_2^T(n)\cdots\mathbf{x}_J^T\ \mathbf{y}_1^T(n)\ \mathbf{y}_2^T(n)^T\cdots\mathbf{y}_I^T]$，于是，式（10.6-35）用矢量形式可以表示为

$$\mathrm{y}(n)=\boldsymbol{U}^T(n)\boldsymbol{W}(n) \tag{10.6-35}$$

其中 $U(n)$ 为（$JL+KI$）$K\times K$ 阶对角矩阵，其对角元素为 $U(n)$；$W(n)$ 为（$JL+KI$）K 阶列矢量，有 $\boldsymbol{W}(n)=[\boldsymbol{W}_1^T(n),\boldsymbol{W}_2^T(n),\cdots,\boldsymbol{W}_J^T(n)]^T$，它的第 k 个权系数子矢量为 $\boldsymbol{w}_k(n)=[\boldsymbol{a}_{k1}^T(n)\ \boldsymbol{a}_{k2}^T(n)\cdots\boldsymbol{a}_{kJ}^T\ \boldsymbol{b}_1^T(n)\boldsymbol{b}_2^T(n)\cdots\boldsymbol{b}_{kK}^T]^T$。有了上述矢量表达式后，$M$ 阶误差信号列矢量可以表示为

$$\boldsymbol{e}(n)=\boldsymbol{d}(n)-\boldsymbol{S}(n)*\boldsymbol{y}(n) \tag{10.6-36}$$

其中 $S(n)$ 为 $K\times M$ 个次级通路的脉冲响应函数，定义目标函数为

$$J=\sum_{m=1}^{M}\boldsymbol{e}_m^2(n)=\boldsymbol{e}^T(n)\boldsymbol{e}(n) \tag{10.6-37}$$

同样，采用最陡下降法可以求出权系数矢量的递推公式为

$$\boldsymbol{W}(n+1)=\boldsymbol{W}(n)+\mu\boldsymbol{U}'(n)\boldsymbol{e}(n) \tag{10.6-38}$$

这里，$U'(n)$ 称为滤波-U 信号矢量，有

$$\boldsymbol{U}'(n)=\boldsymbol{S}^T(n)*\boldsymbol{u}(n) \tag{10.6-39}$$

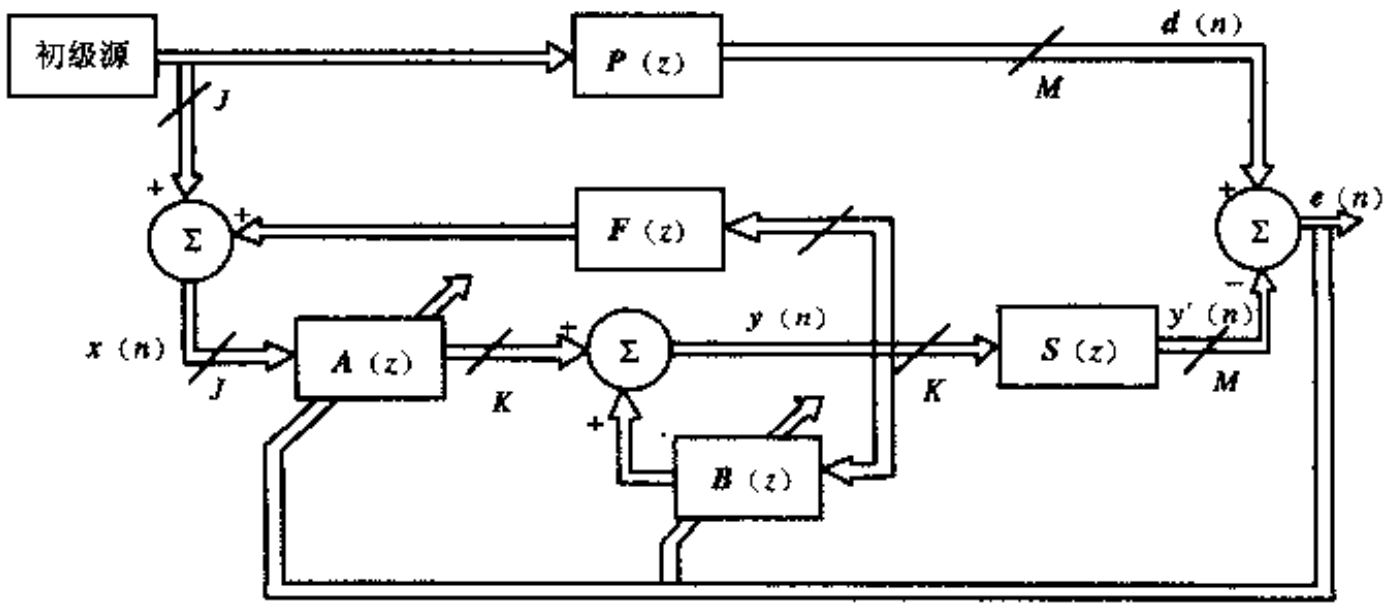


图 10.6-8　基于多通道滤波-U 算法的有源控制系统

6.3　有源反馈控制系统

在噪声与振动有源控制中，常常碰到无法获得参考信号的情形，这时就必须采用反馈控制。对于反馈控制系统，关键的问题是确定系统参数，以保持它的稳定性。从系统实现的角度看，可以进一步将其分为模拟反馈系统和数字反馈系统，下面分别加以讨论。

6.3.1　模拟反馈控制

（1）系统分析

有一单通道有源反馈控制系统，其原理图和系统框图如图 10.6-9 所示。

如果参考信号是一随机过程，其功率谱为 $S_{dd}(\omega)$，那么，误差信号的功率谱可表示为

$$S_{ee}(\omega)=S_{dd}(\omega)\frac{1}{\left|1-G(\mathrm{j}\omega)C(\mathrm{j}\omega)\right|^2} \tag{10.6-40}$$

这样，对某一特定频率，为了使 $S_{ee}(\omega)$ 最小，则要求$|1-G(\mathrm{j}\omega)C(\mathrm{j}\omega)|^2$ 最大。为此，假定

$$G(\mathrm{j}\omega)C(\mathrm{j}\omega)=K(\omega)\mathrm{e}^{-\mathrm{j}\phi(\omega)} \tag{10.6-41}$$

于是，有

$$\left|1-G(\mathrm{j}\omega)C(\mathrm{j}\omega)\right|^2=1+K^2(\omega)-2K(\omega)\cos\phi(\omega) \tag{10.6-42}$$

因此，广义地说，如果在有源控制器的设计中，只要 $C(\mathrm{j}\omega)$ 已知，我们就可以设计 $G(\mathrm{j}\omega)$，使得在每个频率下净增益 $K(\omega)$ 最大，而相移维持在 180° 内，从而实现使控制器中 $S_{ee}(\omega)$ 最小的功能。

对一个实际的有源控制系统来说，除了满足上述要求外，还要遵守两个重要准则：稳定性和因果性。下面具体加以讨论。

（2）奈奎斯特稳定性准则

作为闭环系统，有源反馈系统的传递函数为

$$\frac{D(s)}{E(s)}=\frac{1}{1-G(s)C(s)}=\frac{1}{F(s)} \tag{10.6-43}$$

根据系统理论，在 S 平面内，如果系统传递函数的右半平面内存在极点，那么该系统是不稳定的。上述闭环系统存在极点，相当于 $F(s)$ 存在零点。经过分析，我们有如下结论：如果开环系统 $G(s)C(s)$ 稳定，并且 $G(s)C(s)$ 的奈奎斯特图不环绕（1, j0）点，那么，相应的闭环系统（其传递函数为 $[1-G(s)C(s)]^{-1}$）也是稳定的。

（3）波得图和相对稳定性

将奈奎斯特图转换为开环系统的频率响应 $G(\mathrm{j}\omega)C(\mathrm{j}\omega)$，其幅度和相位图在控制理论中称为波得图。如前所述，奈奎斯特图是否靠近（1, j0）点成为判断系统相对稳定性的一个准则。下面引入具体判据。

在某一频率（如 $\omega=\omega_0$）下，奈奎斯特图横穿实数轴的正半轴，相位为 360° 的整数倍。定义增益裕度为

$$G_1=20\lg\frac{1}{\left|G(\mathrm{j}\omega)C(\mathrm{j}\omega)\right|_{\omega=\omega_0}} \tag{10.6-44}$$

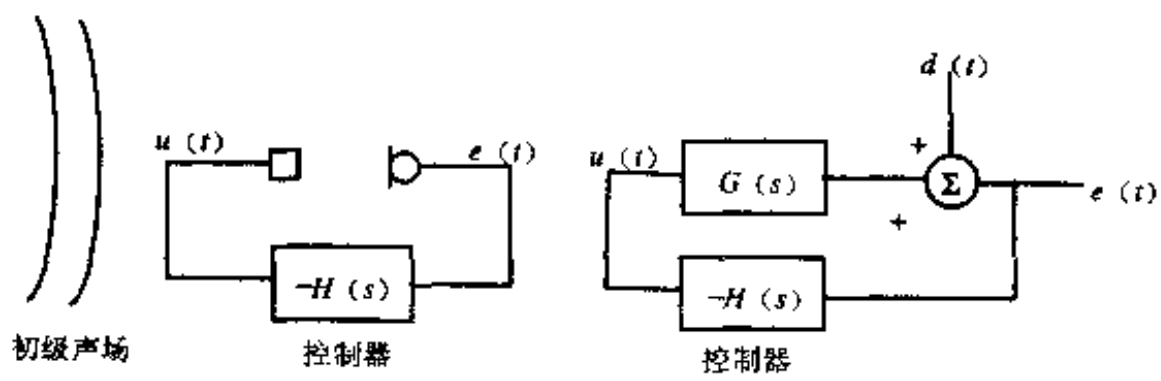


图 10.6-9　单通道反馈有源控制系统框图

如果奈奎斯特图在包围（1, j0）点前增益裕度继续增大，那么该闭环系统就是不稳定的。与此相对应的另一个描述相对稳定性的量是相位裕度。

需要指出的是，增益裕度和相位裕度用来衡量系统相对稳定性显得粗糙。确切的评价应由奈奎斯特图中（1, j0）点区域中的具体情况来作出。

（4）系统设计

前面的讨论已经给出了实现有源控制系统功能和保持系统稳定的准则。接下来，我们对如何设计一个实际系统使之符合这些准则进行一般性的评述。

传递函数 $C(j\omega)$ 代表的通路一般包括参考传感器、次级源和次级通道，它的相移将随频率增加而下降。一般而言，任何实际的物理系统其输出和输入相比总是有时延的，保持这种时延值使之最小，使相位变化速率最小，对系统稳定性有好处。我们知道，如果系统相位达到 360°，而增益超过 1，那么闭环系统将失稳。

6.3.2　基于内模型控制的自适应反馈有源控制

现在我们来讨论用数字系统实现自适应反馈控制。我们知道，自适应前馈有源控制系统，无论是系统结构，还是自适应算法，都很成熟。因此，人们自然希望借助前馈有源控制系统的结构和算法实现反馈控制。采用最多的是基于内模型控制（Internal Model Control，简称 IMC）系统[7]，如图 10.6-10 所示。

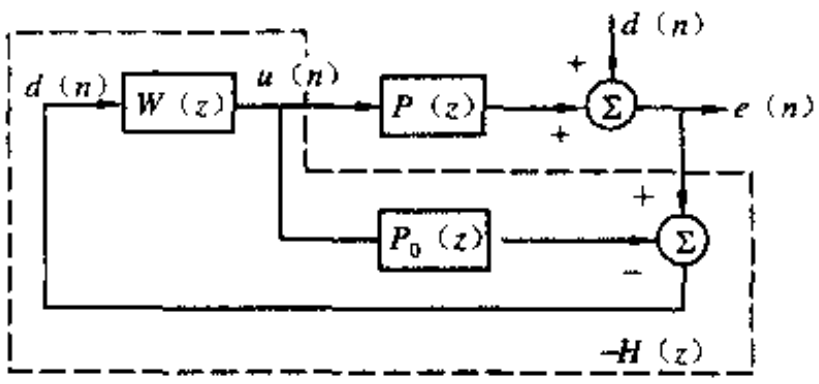


图 10.6-10　基于内模型控制的有源控制系统

图 10.6-10 中的单通道有源反馈控制系统中，离散时间域的误差信号为

$$e(n)=d(n)+y(n)*P(n) \qquad (10.6\text{-}45)$$

所谓 IMC 结构，就是在系统中增加一个次级通路模型（如图 10.6-10）。系统中，有

$$e_0(n)=e(n)-y(n)*P_0(n) \qquad (10.6\text{-}46)$$

将式（6.3.6）代入上式，有

$$e_0(n)=d(n)+y(n)*\left[P(n)-P_0(n)\right] \qquad (10.6\text{-}47)$$

如果能够做到使 $P_0(n)=P(n)$，则 $e_0(n)=d(n)$，这样就可以作为参考信号，反馈系统就成为前馈系统了。

实际中，$P_0(n)$ 与 $P(n)$ 之间出现偏差是难免的。设相对误差为ΔP，则有

$$P=P_0(1+\Delta P) \qquad (10.6\text{-}48)$$

设ΔP 的上限为 $l(\omega)$，即 $|\Delta P|\leqslant l(\omega)$，那么系统稳定条件为[49]

$$|HP_0l(\omega)|\leqslant 1 \qquad (10.6\text{-}49)$$

在 IMC 结构中，$e_0(n)$ 为参考信号，$e(n)$ 为误差信号，用前馈自适应算法（如滤波-X　LMS 算法）即可实现有源反馈控制。

6.4　自适应有源控制器的实现

从硬件上来说，一个数字型的有源控制器包括数字信号处理器及其外围电路。图 10.6-11 给出了多通道有源控制系统的构成示意图。可以看出，它分为外围电路和控制器（数字信号处理器）两大部分，是一个典型的小型数字信号处理系统。下面对各部分电路分别加以评述。

6.4.1　外围电路

有源控制器外围电路主要完成模/数（A/D）、数/模（D/A）转换及其信号调理，所遵循的理论依据是采样定理。采样定理说明：如果一个模拟信号的上限频率为 f_h，则保持该信号时间采样后频率成分不失真的必要条件是采样频率 $f_s\geqslant f_h$。在自适应有源控制中，参考信号（对前馈控制而言）和误差信号需要

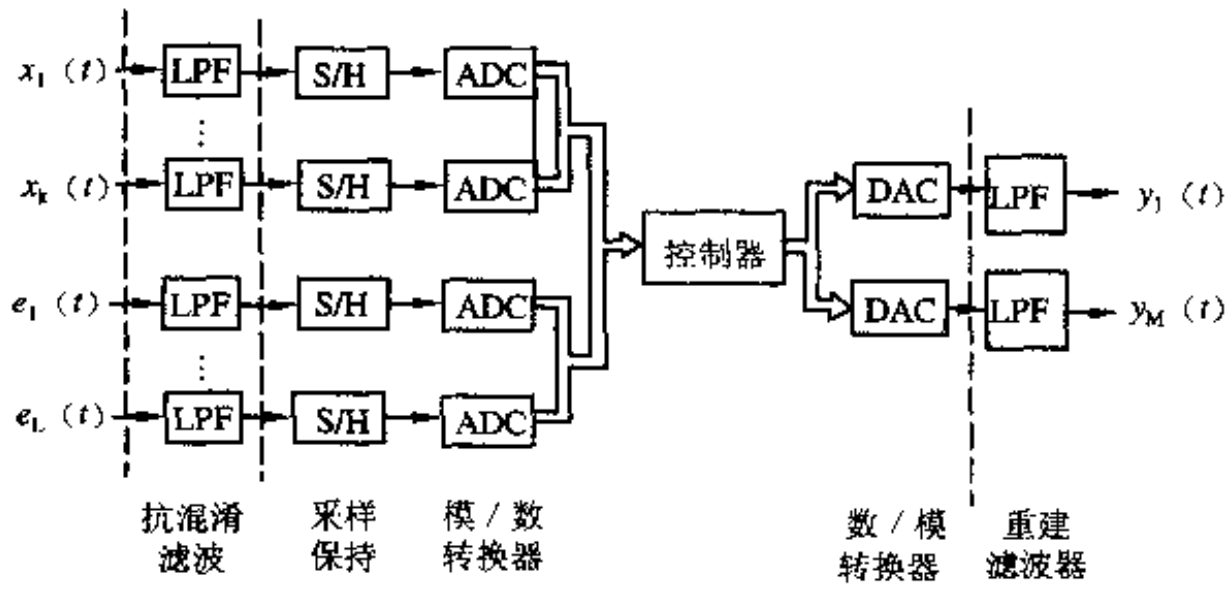


图 10.6-11　有源控制系统硬件构成示意图

抗混淆滤波和 A/D 转换，然后输入到数字信号处理器；次级信号是数字信号处理器的输出，需要经过 D/A 转换和重建滤波，作为次级源的输入信号。下面对不同环节的电路特性加以说明。

（1）抗混淆滤波和重建滤波

如果系统采样频率为 f_s，抗混淆滤波就是要滤除模拟信号中 $f_s/2$ 以上的频率成分，以保证 A/D 转换后的离散时间信号在频谱上不发生混淆。抗混淆滤波器实质上是一个低通滤波器，截止频率为 $f_s/2$。

重建滤波的目的在于平滑 D/A 转换器的输出信号。D/A 转换器通常带有一个零阶保持器，其输出为模拟信号。零阶保持器的频率响应是不断衰减的低通函数组成的“台阶”，重建滤波器就是要滤除第一个低通响应以外的信号频率成分。

（2）滤波器延迟

在设计抗混淆滤波器和重建滤波器时，除了关注它们的截止频率和幅度响应外，还应该特别注意它们的时间延迟。因为这些时间延迟作为次级通路时延特性的一部分，对系统的稳定性有重要影响。如果抗混淆滤波器和重建滤波器的相频响应为 $\phi(j\omega)$，则它们的时延特性可以用群延迟 $\tau_g(j\omega)$ 表示，有

$$\tau_g(j\omega)=d\phi(j\omega)/d\omega \quad (10.6\text{-}50)$$

滤波器相频响应与滤波器的类型、滤波器参数及用途（作为抗混淆滤波，还是作为重建滤波器）有关，例如，一个九阶的巴特沃思型滤波器作为抗混淆滤波器，如输入是随机参考信号，则时延为 2.8（以采样时间为单位），作为重建滤波器，三阶的巴特沃思型滤波器的时延为 1.0；一个五阶的椭圆型滤波器作为抗混淆滤波器，对随机参考信号，时延为 1.6（以采样时间为单位），作为重建滤波器，二阶椭圆型滤波器，其时延为 0.5[7]。

（3）A/D、D/A 转换

A/D 转换就是对模拟信号在时间上采样，在幅度上量化。A/D 转换器的主要性能指标有两个：量化噪声和转换速度。量化噪声与 A/D 转换的字长（A/D 转换器的分辨率）有关。如果一个 A/D 转换器的字长为 N，则信号对量化噪声的功率比值（信噪比）为 $6N+5$（dB）。一般说来，在有源控制中，只要 A/D 转换器的字长在 12 以上，量化噪声对有源控制器性能造成的影响可以忽略不计。

A/D 转换器的转换速度主要与转换器的类型有关。从工作原理上分，A/D 转换器主要有并行式、双斜积分式、斜坡式、逐次逼近式等。相对说来，并行式 A/D 转换器的转换速度最快，但随着分辨率的提高，成本会迅速增加。与完成自适应算法所需的时间相比，A/D 转换的时间应该在 10%以下。对于多通道有源控制

系统，选择快速的 A/D 转换器是相当重要的。

D/A 转换就是将数字量转换为模拟量，通过功率放大后驱动次级源。在有源控制中，需要关心的 D/A 转换器的性能指标主要是建立时间，它与所用元器件有关，特别与一些开关器件和放大器有关。一般而言，D/A 转换的建立时间都很短，不会对有源控制器性能造成大的影响。

6.4.2 数字信号处理器

由于目前数字信号处理器件的价格都比较低，因此，选择数字信号处理器的主要标准是看它的运算能力能不能保证自适应算法的实时性，也就是单次乘加运算所需要的时间，看它能不能保证自适应算法的实时运算，这一点对多通道有源控制系统时显得特别重要。以滤波-X LMS 算法为例，如果有一个有源控制系统，有 K 路参考信号、L 路误差信号和 M 个次级通路，作为控制器和建模滤波的滤波器长度分别为 I 和 J，那么，实现该算法所需的乘加次数为 $(I+J)KLM$。例如，为了控制一个车厢内的宽带噪声，采用了六个参考传感器、八个误差传感器和四个次级声源，控制器的长度和次级通路建模滤波器的长度均为 128，系统采样频率为 1kHz。采用多通道滤波-X LMS，要实时完成该算法，则每秒钟需要完成 5×10^7 次乘加运算。

可用于实现自适应有源控制的处理器有很多种。人们一般愿意采用通用型的数字信号处理器，在公开的报道中，最常见使用的是 TMS320 系列，早期以 TMS32010 为主，目前多采用 TMS320C25 和 TMS320C30 数字信号处理器。

在实现自适应有源控制算法的过程中，要注意由于有限字长效应引起的两类误差：截断误差和自适应累积误差。以 FIR 自适应滤波器为例，如果数字信号处理器的字长为 N，那么乘加运算引起的截断误差的均方值为 $2^{-2N}/12$。从时间序列上看，截断误差是一个随机过程，相当于在滤波器输出上附加了一白噪声序列。自适应累积误差指的是由于运算中的有限字长效应，使得在滤波器权系数递推过程中不断累积截断误差。

第 7 章　工程应用实例

有源控制的概念从提出到现在已有将近 70 年的历史了。70 年来，从一维平面波声场到三维空间声场，从单自由度梁到多自由度系统，从简单的波型抵消到非线性湍流控制，有源控制涉及的研究领域非常广泛。然而，从有源控制的概念提出之日，它的着眼点就在于实际应用，这也是有源控制研究保持旺盛生命力的源泉所在。本章首先对有源控制主要的应用方向给予简单的评述，然后详细分析一些典型的商业应用实例，希望对将来的工程应用和产品开发有所启发和帮助。

7.1　有源控制技术的主要应用方向

7.1.1　管道噪声有源控制及有源消声器

管道噪声主要指的是中央空调、大型输液、输气管道、通风管道中的噪声，以及鼓风机、发动机等工业设备的排气噪声等。控制管道噪声的传统方法是利用“无源”消声器（Passive Muffler），但它的低频消声效果不好，并且会带来管道压力的损失。管道噪声有源控制采用的是有源消声器（Active Muffler），一般说来，它可以消除两个倍频程的随机噪声，降噪量在 15～20dB 之间；对于单频噪声，降噪量可达 20～30dB，典型的消声频段在 40～400Hz 之间（具体的消声频率与管道的几何尺寸有关）。

管道噪声有源控制的研究历史最长，相对其他有源控制技术来说，它在工业界的应用也是最为成功的。目前，已经有几个型号的有源消声器投入使用，市场销售价也在不断下降，而且有几家汽车制造商表示要在新一代汽车中安装这种装置。另外，大型的工业风扇和风机管道噪声也可采用有源控制技术。这里介绍一个以管道噪声有源控制为主的工业噪声控制实例[50]。在美国佛罗里达州坦帕（Tampa，FL），有一家美国保险公司的地区总部，位于一幢七层高，面积为 50 000m² 的建筑物内，为了降低各种管道噪声，共安装了 85 个有源消声装置，最后将噪声降低到合理水平，于 1993 年 10 月交付使用。

然而，有源消声器也是有缺点的，主要是它的价格相对较高，需要专家安装和调试，需要定期的检查维修（正常环境下，每隔 3～5 年就要更换一次次级声源），并且它主要控制一阶截止频率以下的噪声，而且需要较长的管道（大于 3m 以上）。

7.1.2　有源抗噪声耳罩和受话器

耳罩和受话器的用途在于隔绝噪声和提高接收语音信噪比，由于它们涉及的声空间范围较小，因而传统的耳罩和受话器对控制 1500Hz 以下的低频噪声非常困难。从理论上说，应用有源控制技术是一种非常好的选择，它属于封闭空间声场中的局部空间噪声有源控制。有源耳罩通常是在传统无源耳罩的基础上加装有源控制装置得到。从控制的角度来看，有源耳罩一般为单通道系统，因为通常无法获得参考信号，因此属于反馈控制。目前有源耳罩的不足之处在于它不能控制脉冲噪声和大功率噪声，前者是因为控制系统在处理脉冲噪声时不能保持稳定，后者的问题出在大功率次级声源上。

经过多年的研究，有源抗噪声耳罩和受话器在 20 世纪 80 年代末就有实际应用的报道。直到 20 世纪 90 年代中，由于价格高昂，有源耳罩和有源受话器基本属于军用品，价格在 1500 美元以上。近年来，出现了多家公司从事这类产品的研制、开发和市场推广，价格也不断下降，目前，已出现 100 美元以下的产品供商业销售。例如，NCT（Noise Cancellation Technologies）公司生产了有源耳罩和有源受话器的系列产品。

7.1.3 变压器、电站噪声有源控制

此类噪声的特点是噪声源相对声波波长来说，体积较大，不能视为点声源，因此，有源控制所需要的次级声源个数较多，控制系统成为多通道系统。如何保证这种系统的稳定性就是一个大问题。有利的一点是，变压器噪声一般具有离散频谱，主要由电源频率的基频及各次谐波组成，因而问题的解决相对较为简单。另外，变压器和电站设备一般处于开阔空间，理论上可以认为初级声场是自由声场，因此，有源控制的声场分析比较简单，而且空间环境对初级声源和误差传感器布放位置的限制比较少。一般情况下可以使用远场误差传感器检测远场声压，用声压均方和作为辐射声功率的估计。如果由于环境的限制，不能在远场布放误差传感器，也可以考虑在近场使用传声器检测近场声压、近场声强等声学参量，通过一定的映射关系获得辐射声功率的估计值。下面介绍两个控制变压器和电站噪声的例子[15]。

为控制一变压器噪声，在其周围共放置了26个次级声源，每个次级声源由装在圆筒两端的两个扬声器构成。调整两个扬声器输入信号的幅度和相位，可使得这样的次级声源具有三极子的心形辐射指向性。次级声源距变压器表面0.5m，参考传感器位于次级声源外侧。对125Hz的变压器噪声，平均可以获得10dB以上的降噪效果，局部位置的最大降噪量可达30dB左右。

有一电站，其噪声主要来自一台大型压缩机的噪声。为了实施有源控制，在电站10m高的烟囱顶部上安装72只扬声器作为次级声源。由四只传声器检测压缩机噪声获得参考信号。控制器主要由延时电路组成，每六个扬声器为一组，每组扬声器由一个控制器单独控制。最后获得了满意的降噪效果。

7.1.4 车厢内部噪声有源控制

理论上讲，任何类型的车辆，其厢体内部的噪声控制都可以采用有源控制技术。从经济角度看，目前主要应用于高级轿车、装甲车、坦克等昂贵车辆上。车内噪声主要来源于两方面：发动机噪声、排气噪声等车辆自噪声通过结构耦合或透射进入车厢内；车轮与地面的摩擦噪声及外部噪声（主要是交通噪声）进入车厢内。对车辆自噪声的有源控制，由于可以获得参考信号，适合使用前馈控制；对外部噪声的有源控制，获得参考信号有困难，因此，多采用反馈控制。实施控制的方法分为两种：一是将整个车厢作为声学腔体，引入次级声源，控制腔内声能量使之最小；第二种方法是在座位顶部，人耳附近引入次级声源，使人耳所在的局部空间声能量得到控制，这种有源控制装置称为有源头靠（Active Headrest）。

7.1.5 飞机、直升机舱室噪声有源控制

飞机（主要指螺旋桨飞机）、直升机的低频噪声主要是离散噪声，声能量主要集中于旋翼通过频率及其谐波上，因此适合有源控制技术的应用。飞机舱室噪声有源控制的途径有两种：一是在机身外螺旋桨附近安装次级声源控制初级声源（螺旋桨）声辐射，二是在舱内实施有源控制。相对说来，第一种方法实施起来比较困难，第二种方法则更加现实，具体方案有三种：① 直接在机壳上施加次级力源，减小机壳结构向舱内的声辐射能量；② 在舱壁附近安装次级声源，控制声腔内声能量最小；③ 在飞机内壁板上施加次级力源，使内壁板成为次级声源，以控制腔内声能量使之最小，或者用分布式声源既作为内壁板，又作为次级声源有源控制舱室内声能量。

飞机舱室噪声的有源控制历来受到高度重视。整个有源控制技术中，在这方面投入的经费最多，研究规模也最大。以欧盟ASANCA（Advanced Study of Active Noise Control in Aircraft）项目为例，该项目涉及11个欧盟国家的22个研究机构，先后在Dornier228、Saab 340、ATR42和Fokker 100等四种机型上进行了有源噪声控制的飞行和地面试验。前三种飞机是螺旋桨飞机，Fokker 100是喷气式飞机，在尾部装有两台涡轮发动机。这四种飞机的主要噪声的基频分别为102～106Hz、85Hz、68.5Hz和115Hz，主要的谐波个数分别为四、

二、四、二个，需要控制的最高频率为 424Hz、170 Hz、75Hz 和 250Hz。为了控制这些噪声，引入的次级声源个数分别为 54、47、33 和 42 个。各种试验结果表明：对于螺旋桨基频噪声，平均降噪量在 15～20dB 之间，局部区域的降噪量高达 27dB。

7.1.6　舰船辐射噪声的有源控制

控制舰船辐射噪声，尤其是潜艇的辐射噪声，对提高水面舰艇和水下航行器隐蔽性有重要意义，是提升海军作战能力的一项关键技术。舰船噪声主要由机械噪声、螺旋桨噪声和水动力噪声组成，从控制策略上说，有三种途径：① 螺旋桨辐射噪声有源控制；② 利用有源减振机座，将舰船各类主机、辅机与船身隔离，减少船身振动；③ 直接在舰船壳体上施加次级力源，减少声辐射。

当舰船低速航行时，螺旋桨噪声占主要成分，它又具有明显的线谱特征，因此螺旋桨噪声成为暴露目标的主要特征。螺旋桨噪声的有源控制有着重要的实际应用价值。舰船上机械设备的有源隔振也是控制声辐射的重要途径，受到人们的广泛关注。

7.1.7　家电辐射噪声的有源控制

高质量的家用电器对噪声辐射水平有严格要求，传统噪声控制技术在低频噪声控制上的缺陷导致有源控制技术的应用需求。家用电器涉及的品种多（目前报道的应用有源控制技术的主要有电冰箱、洗衣机和空调），销售量大，因此，有源控制技术的应用经济上是十分诱人的。然而由于空间狭小，对初级声源和误差传感器的布放有严格限制（不能影响家电的外观），初级声源相对噪声波长来说，又是分布式声源，同时在价格上必须保持竞争力。因此，家用电器上应用有源控制技术的难度颇大。

7.1.8　有源吸声器

有源吸声与有源隔声相似，有源隔声的控制目标是使辐射声功率最小，而有源吸声是使反射声功率最小，两者的分析方法和系统实现方法是相似的。然而，有源吸声技术中独特的难点是：对三维空间中的连续斜入射声波，如何检测反射声波构筑目标函数。目前的研究在一维平面波的吸收上有实质进展。

7.1.9　有源声屏障

在传统的无源声屏障上加装有源控制装置后，该声屏障成为有源声屏障。它的低频噪声屏蔽能力将显著提高。困难在于：一般的声屏障都相当长，因此如果应用传统的扬声器作为次级声源，实施有源控制所需的次级声源数目是相当惊人的，控制系统也将相当复杂。如何解决这个问题，目前还没有十分有效的办法。

7.1.10　有源减振基座

有源减振基座就是具有有源隔振功能的基座，它可以是机器底座、直升机水平旋翼、飞机、汽车座位、发动机底座等。以汽车发动机有源减振基座为例，它包括有源和无源减振两部分。有源部分以振动主动控制原理设计，无源部分承受静负载并在控制范围之内起隔振作用。这样可以减少车架的振动和激励损耗，减低车内噪声水平，减少汽车空转，提高里程数，并能允许增加静态刚度，以减少发动机的振动和控制发动机的扭矩。

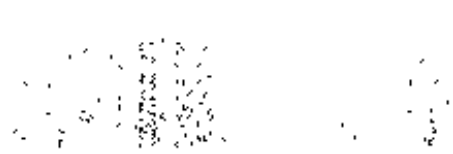
7.1.11　声场主动控制

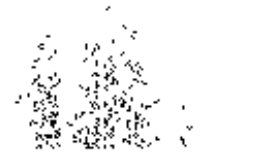
声场控制可以分为声场合成、声场支援和声场效果三个方面。声场合成指的是在消声室或高吸声处理的房间内创造任意的声场；声场支援指根据已有的室内音响条件进行音响的力度、混响感和空间感的控制；声场效果主要是要求在剧场厅堂内获得一定的演出效果。有源噪声控制主要是通过创造次级声场与噪声场产生相消性干涉，控制目标是室内声能量（或声势能、声动能），而声场主动控制的要求则是多种多样的，但两者的分析方法和实现手段却非常的相似。声场主动控制的控制系统一般是多通道的，常用的自适应算法是多通道滤波-X LMS 算法。

7.2　管道噪声有源控制

7.2.1　离心机风扇噪声的有源控制

离心机安装在一直径为 0.61m 的管道内。管内噪声主要包含 59Hz 和 118Hz 两个分量，





其中 118Hz 分量最大，它在管道内的声压级为 140dB，在管道出口处为 125dB。为了控制此类噪声，L.J.Eriksson 等人研制了专用于管道噪声有源控制的设备 —— Nelson/Digisonix dX-30 数字噪声控制器[51]。

dX-30 数字噪声控制器是一个单通道有源控制系统，用一个扬声器和传声器作为次级声源和误差传感器。为了解决管道噪声有源控制中次级声反馈问题，采用 IIR 滤波器和滤波-U 算法。为计算滤波-U 信号，用离线自适应建模方法获得次级通路传递函数的估计值。系统硬件包括参考传感器（传声器）、误差传感器（传声器）、大功率的扬声器（次级声源）以及 TMS320C25 数字信号处理器。

TMS320C25 是 TMS320 系列数字信号处理器的第二代产品，是在 TMS32020 基础上发展起来的，通过更快的指令周期及改进的附加功能增加算法功能，具有 32 位内部哈佛结构和 16 位外部接口。对实现滤波-U 算法来说，TMS320C25 的主要特性有：100ns 的指令周期、单周期的乘法-累加指令、浮点操作、具有自适应滤波指令等。

开启 dX-30 数字噪声控制器后，管道中 59Hz 和 118Hz 两个噪声分量被大大降低，降噪量分别为 25dB 和 30dB，图 10.7-1 给出了控制器启动前后管道出口处噪声谱。dX-30 控制器也可应用于宽带噪声的有源控制，降噪结果如图 10.7-2 所示。实验中发现，如果能够对次级通路在线建模，实时获取次级通路传递函数，则系统能够更加适应外界环境的变化，系统的长期稳定性更好。

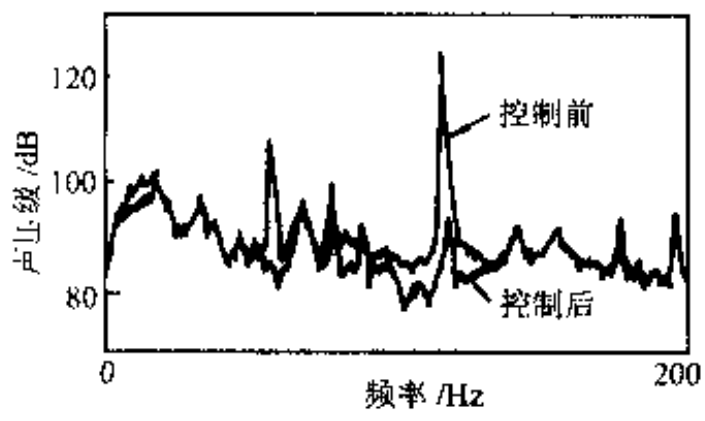


图 10.7-1 管道出口处的噪声谱

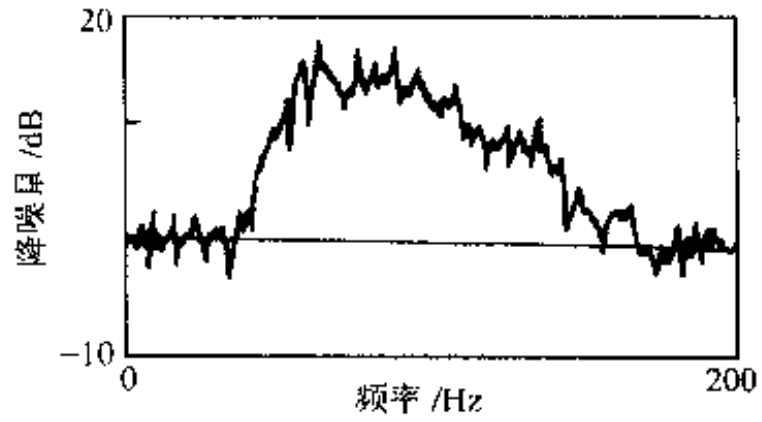


图 10.7-2 宽带噪声有源控制

7.2.2 有源消声器应用于车辆排气噪声的有源控制

下面介绍的有源消声器用于重型载货汽车排气噪声的有源控制[52]。该有源消声器与一个简化结构的“无源消声器”串联使用，简化结构无源消声器装在发动机排气管一侧，有源消声器装在排气管尾部，整个系统的剖面图和总体示意图如图 10.7-3 所示。

图中的有源消声器是一个单通道有源噪声控制系统，作为次级声源的扬声器装在封闭声腔内，封闭声腔的几何尺寸为 0.17m×0.46m×0.17m，内壁为 0.1m 厚的胶合板，外壁为钢板。扬声器的直径为 152mm，功率为 40W。误差传感器为商用电容传声器，直径为 12.7mm，位于管道出口。该传声器带有风罩，用于保护传声器在高温下长期工作。整个有源消声器的长、宽、高分别为 0.6m、0.17m 和 0.26m。另外，简化结构无源消声器的入口和出口管直径为 50mm，最大直径 0.2m，长度为 0.5m，消声频段为 300～1 500Hz。

一个加速度计粘贴在发动机圆筒外，其输出信号通过一个四阶低通滤波器后，传输给 A/D 板。A/D 和 D/A 转换器均为 12 位字长，采样频率为 2kHz。扬声器工作频率设定在 40～1 000Hz，由输出功率为 400W 的功率放大器驱动。实验中的载货汽车载重量为 1t，动力由四缸柴油发动机提供。需要控制的噪声设定在 500Hz 以下，该频率恰好在管道截止频率下，因此，初级噪声属于平面波。控制系统硬件为 TMS320C31 数字信号处理板，它可以插

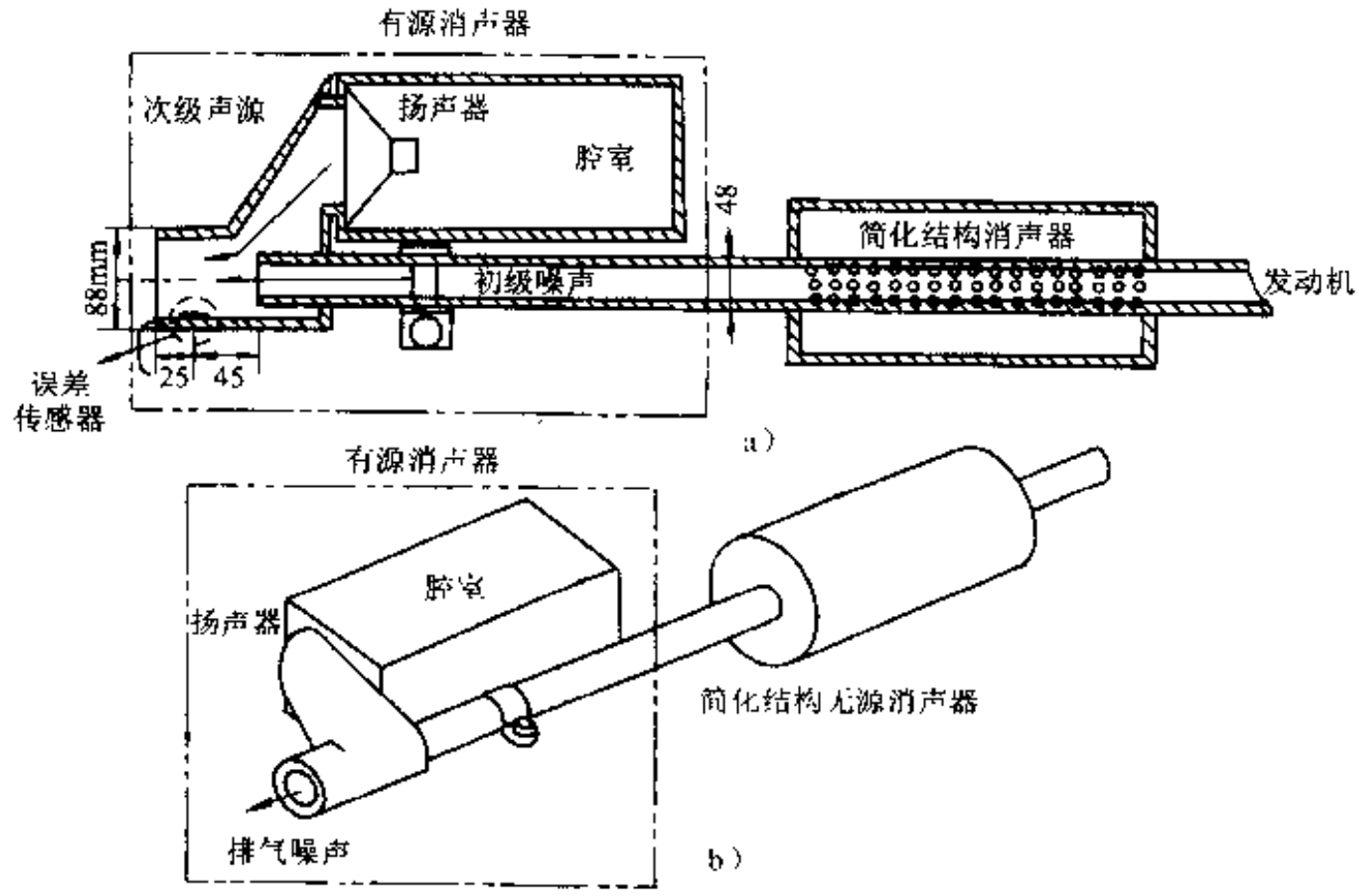


图 10.7-3　有源消声器系统示意图

a）剖面图　b）总体示意图

入计算机插槽与计算机交换程序和数据。控制器为 FIR 滤波器，采用滤波-X LMS 算法。利用自适应离线建模方法，用 LMS 算法建模估计次级通路传递函数。有源消声器和简化结构无源消声器组合后，有源消声器启动前后排气噪声频谱图如图 10.7-4 所示，可以看出，有源消声器启动后能够增加 2～10dB 的降噪量，它基本上可以消除排气噪声的二次和四次谐波。

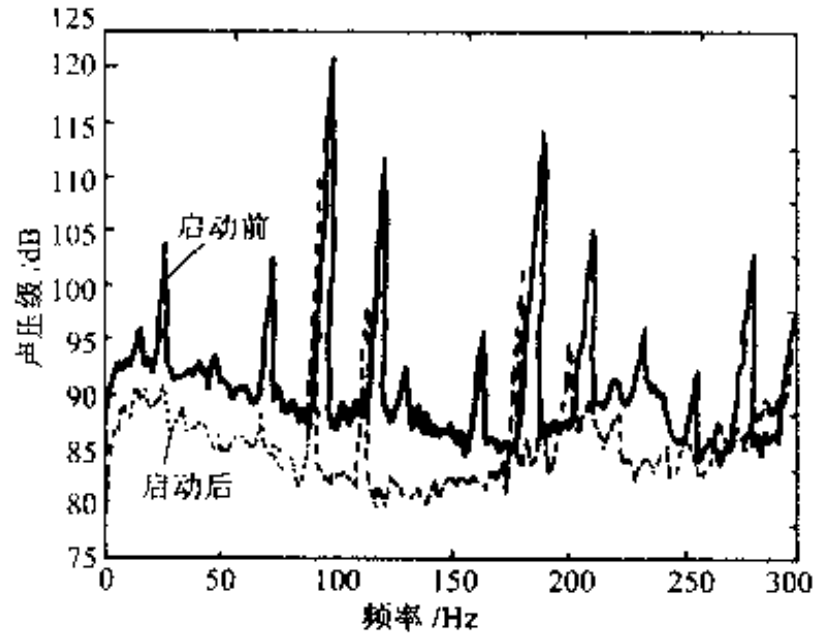


图 10.7-4　有源消声器启动前后排气噪声频谱

7.3　有源耳机和有源头盔

7.3.1　三种有源耳机的性能比较

有源耳机分为有源耳罩（或有源头盔）和有源受话器两类，它们利用有源控制技术隔离噪声和提高通话质量。目前正在销售和使用的有源耳机品种和型号较多，下面介绍三种有源耳机的性能，用以说明目前有源耳机的发展现状。这三种有源耳机分别是 Peltor 7004 受话器、QuietMan 受话器和 NQ100 听力保护器。Peltor 7004 受话器为护耳式耳机，用于改善 300Hz 以下语音的通话质量，它的腔体体积较大（约 130cm^3），护垫内是充液泡沫，能够很好地将腔体与外界隔绝。QuietMan 受话器也是护耳式耳机，它的腔体体积较小，护垫不能完全将腔体与外界隔绝，因而它的隔声性能完全取决于有源控制部分的性能。NQ100 听力保护器中有源控制部分的作用频段在 70～400Hz，无源隔声部分的作用频率在 3000Hz 以上。

评价耳机声学性能的方法有主观法和客观法两种[53]，主观法又分为掩蔽-阈值法（Masked-threshold Method）和响度-平衡法

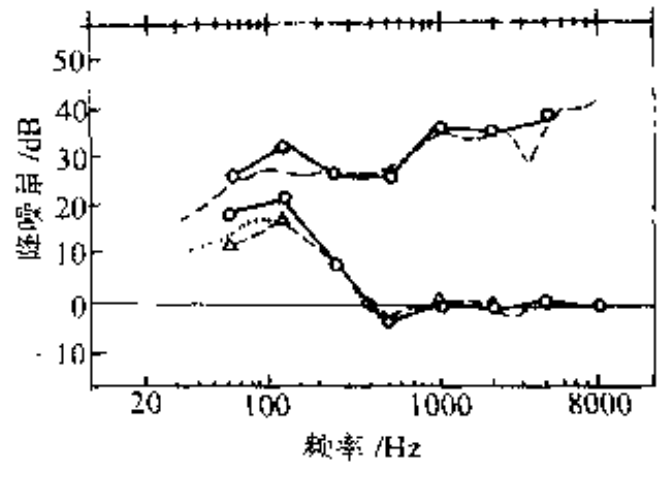
（Loudness-balance Method）。掩蔽-阈值法是先将听者置于噪声环境下，由听者确定该噪声的听力阈值，然后听者佩带耳机，再次确定噪声的听力阈值，将这两个听力阈值相减就得到耳机的隔声性能。响度-平衡法是听者分别在佩带和不佩带耳机时确定某一激励声场的响度，将这两个响度值相减得到耳机的隔声性能。客观法是将传声器放在耳机外部和耳机内部（人耳的外耳位置），将传声器测量得到的声压级相减得到耳机的插入损失。

测量在消声室中进行，消声室的四个角落分别放置扬声器，它们可以发出声压级高达 110dB 的宽带粉红噪声（25～20 000Hz）。在主观法测量中，有七个年龄从 20 到 24 岁的人参与实验。客观法测量时，外部声源发出宽带粉红噪声，测量 Peltor 7004 和 QuietMan 耳机时声压级为 90dB，测量 NQ100 时声压级为 80dB。

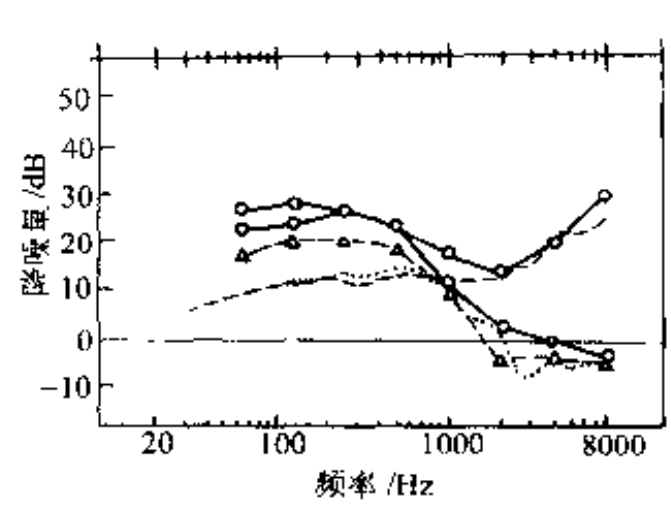
图 10.7-5 分别给出了三种耳机（Peltor 7004、QuietMan、NQ100）不同情况下的平均噪声衰减量。图中的实线为掩蔽-阈值法测量得到的衰减量，其中有实心和空心圆圈标志的曲线分别代表耳机总的衰减量和有源部分的衰减量；带三角形标志的虚线代表用响度-平衡法测量得到的耳机有源部分的衰减量；粗的虚线和细的虚线分别代表客观法测量得到的耳机总的衰减量和有源部分的衰减量。从图中可以看出，Peltor 7004 受话器有源部分的作用频率在 500Hz 以下，在 125Hz 处可以得到 18 dB 的衰减量。

7.3.2　基于虚拟误差传感的有源头靠

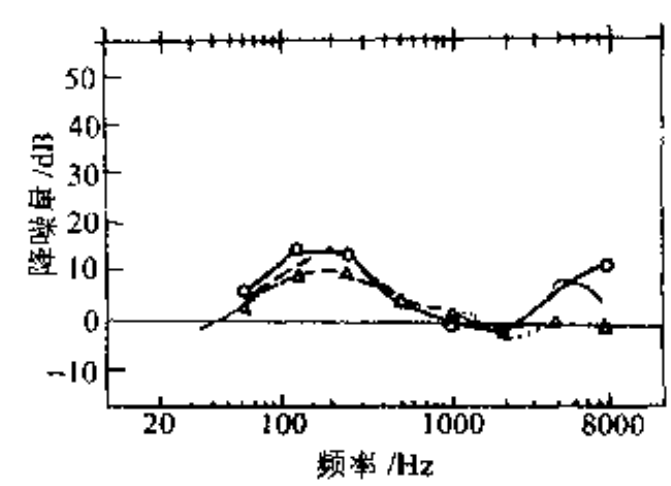
在自适应有源耳罩中，由于不能在人耳内放置误差传感器，因此用一般有源控制方法获得的最佳消声点并不在人耳位置。为了解决这个问题，可以用实际误差传感器预测消声点（虚拟误差传感器位置）声压的办法。这种方法的系统配置和理论分析在 3.2 节中已经给出。图 10.7-6 显示了一种具有虚拟误差传感功能的有源头靠总体示意图[30]。这是一个双通道自适应有源噪声控制系统，两个扬声器作为次级声源，扬声器直径为 100mm，它装在一块铝板上，通过导轨可以在水平和垂直方向移动。实际误差传感器位于人耳外部，它的位置也是可以调节的。为了获得真实的系统性能，实验中配备了一个人体模型。控制系统采用滤波-X LMS 算法，用自适应离线建模方法估计次级通路传递函数。图 10.7-7 给出了在头部左、右耳处不同频率下的降噪量。



a）



b）



c）

图 10.7-5　不同条件下三种耳机的噪声衰减量

a）Peltor7004 耳机　b）QuietMan 耳机　c）NQ100 耳机

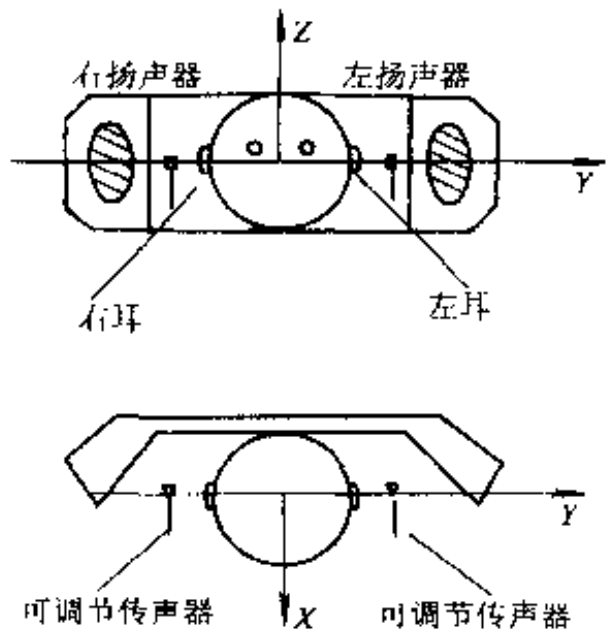


图 10.7-6　具有虚拟误差传感功能的有源耳罩总体示意图

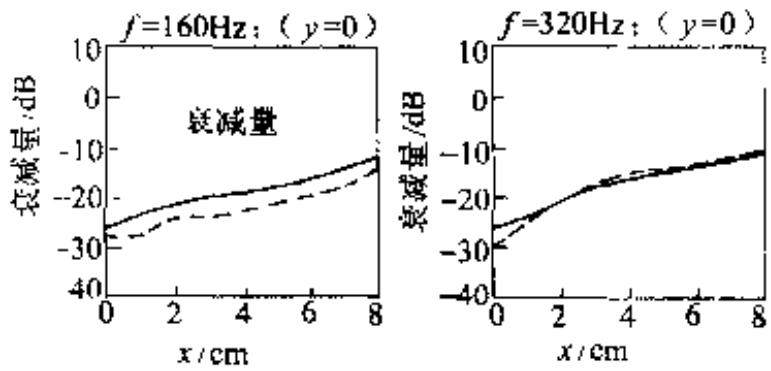


图 10.7-7　左、右耳处的降噪量

需要特别注意的是，由于头部的存在，有源头靠包围的空间成为衍射声场，它对系统性能有重要影响。首先它会影响自适应算法的稳定性。由于头的存在，次级声源到实际误差传感器和虚拟误差传感器之间声通道传递函数受到影响，实测结果表明：在 1kHz 以内，由于头的运动使得上述传递函数在幅度上的偏差在 3dB 以内，相位偏差在 10° 以内，根据以往对滤波-X LMS 算法的性能研究，可以推断出这种偏差不会导致算法发散，但对收敛速度有一定影响。其次，衍射声场对有源静区的影响不大，但对自适应算法的稳态性能有大的影响，为了获得良好的声学性能，必须现场测量有源声传输阻抗。

7.4　舱室噪声有源控制

7.4.1　螺旋桨飞机舱室有源噪声控制

1988 年春，英国南安普敦大学声与振动研究所（ISVR）的 S.J.Elliott、P.A.Nelson 等人和英国 Topexpress 公司 C.M.Doring 等人分别在一 BAe748 飞机上完成了首次舱室有源控制飞行试验[54]，这是有源控制研究历史上第一次大规模的飞机舱室有源控制试验。两个小组取得了相似的降噪结果。BAe748 螺旋桨飞机带有两台发动机，翼展 31.2m，长 20.4m，机身最大直径 2.7m。机舱内部最大长、宽、高分别为 16.1m，2.6m 和 2.9m，有 48 个座位。飞机发动机巡航转速为 14 200 r/min，其桨叶通过频率为 88Hz。试验中采用的转速为 12 700 r/min，桨叶通过频率为 79Hz。

为了实施舱内噪声的有源控制，配置了一个大规模的有源控制系统，其框图如图 10.7-8 所示。系统中有 16 只扬声器和 32 只传声器分别作为次级声源和误差传感器。32 只传声器的增益是可调的，其输出信号经抗混淆滤波器和 A/D 转换器后，通过并行接口输入便携式个人计算机。控制板将计算获得的自适应滤波器输出传送给重建滤波器和功率放大器，驱动 16 只扬声器。除了误差传感器外，还设置了传声器用以监测舱内噪声级的变化。控制系统已预先编程，采用滤波-X LMS 算法。发动机转速信号通过 B&K1901 频率倍乘器输入计算机作为参考信号。为了获得滤波-X 信号，在控制程序的初始化阶段已预先存储好次级通路的脉冲响应。

试验中，首先确定次级声源和误差传感器的布放位置。在系统启动前后，分别记录 32 只误差传感器输出信号的平方和，以及 32 只误差传感器中声压级最大的那一只输出信号的变化，用以确定有源控制效果。次级声源和误差传感器的布放方案共有 26 种，分为两大类：一类是次级声源沿地板和行李架安装；另一类是次级声源接近螺旋桨平面以周向阵列形式安装。误差传感器基本上都是均匀放置在离地板 1.1m 高的平面上，以实现舱内全空间最大程度的噪声抵消。另外，还进行了舱室局部空间降噪试验和地面试车条件下的噪声有源控制试验。

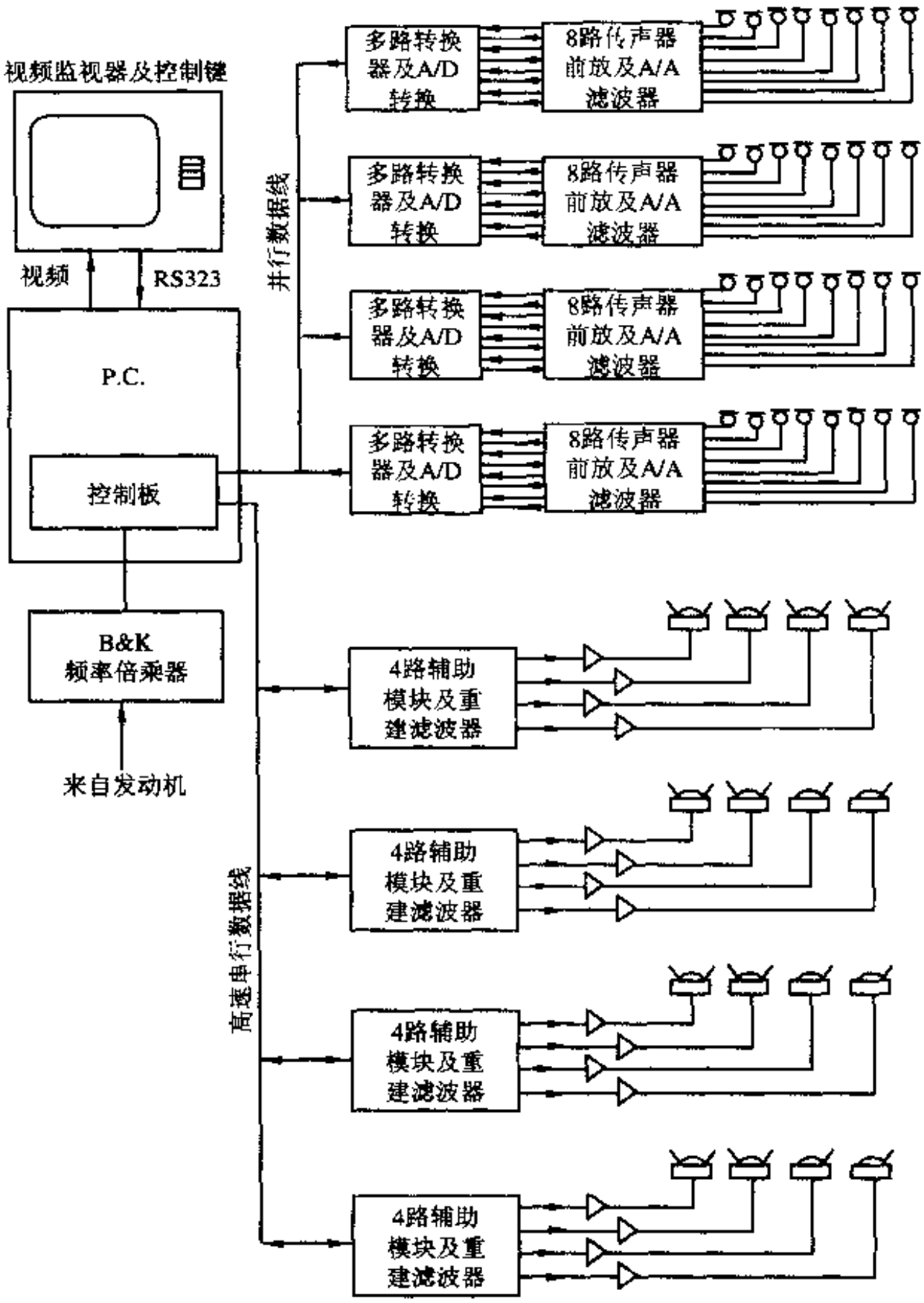


图 10.7-8 飞机舱室有源噪声控制系统框图

试验结果表明：对于舱内全空间噪声有源控制的两类次级声源布放形式，基频 88Hz 分量被降低 13dB；当次级声源沿地板和行李架安装时，176Hz 和 264Hz 谐波分量的降噪量分别为 9dB 和 6dB；在另一种安装条件下，两个分量都被降低了 12dB。这就是说，接近螺旋桨平面周向阵列的次级声源对降低谐波分量噪声更有效。

当有源控制系统启动后，飞机舱室内总的降噪效果也是令人鼓舞的。舱室内前排座位降噪量为 7dB（A），后排座位声压级略有增加，但主观感觉并不明显。舱内局部空间（在误差传感器 200mm 周围）降噪效果较好，在其他位置的噪声未全面增加。地面试车条件下，虽

然舱室内噪声壁巡航状态下高 10dB，并且声场平稳性变差，但对基频和两个谐波分量仍然取得了 8.5dB 和 6dB 的降噪量。

7.4.2　车厢噪声有源控制

前面已经指出，车厢内噪声主要来自于车辆自噪声和道路、交通噪声。下面给出的例子是关于车厢内道路噪声的有源控制。所谓的道路噪声，指的是由于道路不平整引起车辆振动，从而诱发结构声辐射在车厢内产生的噪声。道路噪声取决于车轮外胎花纹和道路的不平整度。道路的平整度随距离的变化关系是一个随机过程，由此引发的噪声可以用波数谱（对应于时间序列分析中频谱）表示。有源控制研究感兴趣的路面振动波数从 56mm（对应于时速 60km 时 300Hz 的噪声）到 611 mm（对应于时速 110km 时 50Hz 的噪声）。

采用前馈控制方法抵消车内噪声，关键问题是如何得到参考信号。一个可行的办法是用加速度计测量车体振动，只要振动信号与车厢内噪声保持较大的相关性，它就可以作为前馈控制的参考信号。原则上，参考传感器的数目应该大于独立噪声源的数目。至于独立噪声源的数目，可以用主分量分析法（Principal Component Analysis）获得。本例中用了六个加速度计，分布于车辆不同部位（如图 10.7-9 所示）。

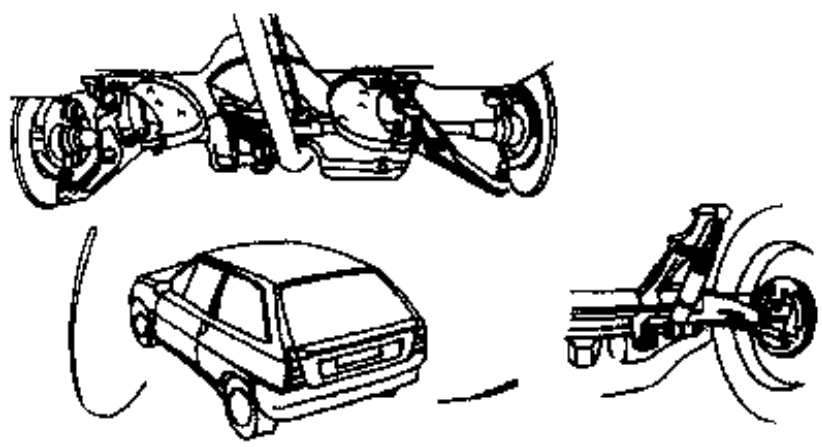


图 10.7-9　车厢内噪声有源控制中参考传感器位置

控制系统由 Lotus 工程公司研制，安装在 Citroen AX 车上[55]。这是一个两通道自适应有源前馈控制系统，两个扬声器和两个传声器分别作为次级声源和误差传感器。扬声器分别安装在靠近驾驶员一侧的车门内和乘客前部，误差传感器放在乘客头靠位置。次级声源和误差传感器的布放主要考虑抵消驾驶员和乘客头部位置的噪声。控制器为前馈自适应滤波器，长度为 128，采用滤波-X LMS 算法。有源控制前后在驾驶员耳朵和乘客头靠位置处声压级（A 声级）随频率分布如图 10.7-10，此时车速为 60km/h。可以看出，从 100Hz 到 200Hz 的噪声均有所降低，平均降噪量达 7dB。

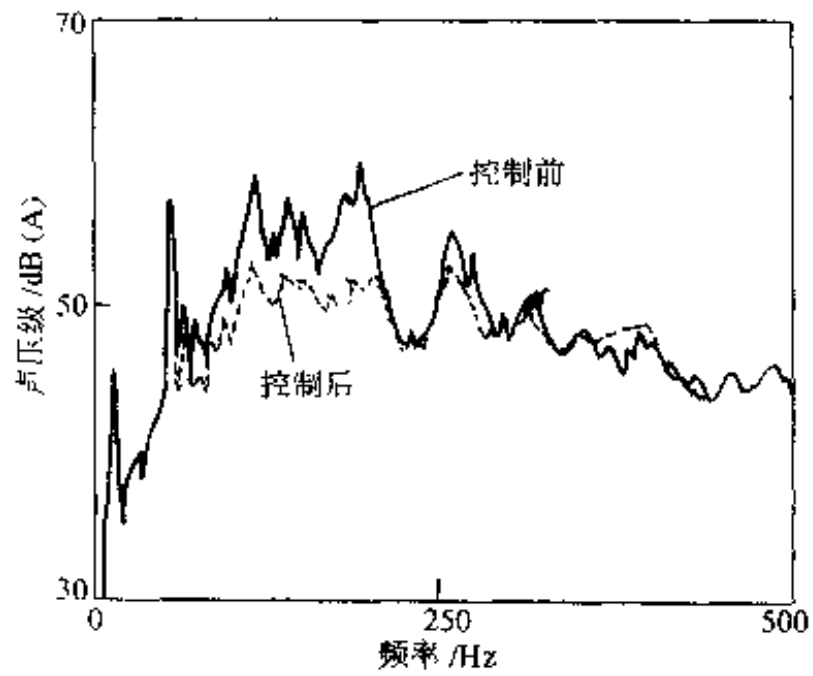


图 10.7-10　有源控制前后的声压级

7.5　讨论

7.5.1　适合应用有源控制技术的环境

看一个噪声或振动控制问题能不能用有源控制技术，主要从声场特点及初级源特性两方面来观察。

（1）声场特点

对有源噪声控制来说，声场分为自由声场和封闭空间声场，封闭空间声场又分为低模态密度的简正波声场和高模态密度的扩散声场。一般说来，自由声场和低模态密度封闭空间声场有利于次级声源的布放，获得较大的降噪量和较大的降噪空间。

（2）初级源特点

初级噪声源最好是集中式噪声源，而噪声则最好是单频或窄带噪声，相对说来，宽带噪声不利于自适应控制。

7.5.2　进一步的研究

未来的研究包括两个方向，一是改进现有

的系统，增强现有系统的通用性，提高系统的可靠性、可维护性，改善人-机操作环境，使具有少量专业知识的人士可以进行操作和维护。另外，有源控制的特点是只要污染源（初级噪声、初级振动）存在，有源控制系统就要一直工作，因此增强系统可靠性是非常重要的，主要是要增强各种次级声源、次级力源的可靠性。

第二个研究方向是将有源控制的思想应用于特殊的领域，譬如机翼颤振的有源控制、不稳定流的有源控制、电磁波有源控制、非线性系统有源控制等。

参 考 文 献

1 P. Lueg. Process of silencing sound oscillations. German patent DRP No. 655508. 1933

2 P. Lueg. Process of silencing sound oscillations. US patent No.2043416. 1936

3 H. F. Olson. Electronic sound absorber. Journal of the Acoustical Society of America, 1953, 25: 1130～1136

4 W. B. Conover. Fighting noise with noise. Noise Control Engineering Journal, 1956, 2: 78～82

5 陈克安，马远良著. 自适应有源噪声控制 —— 原理、算法及实现. 西安：西北工业大学出版社，1993

6 J. C. Burgress. Active adaptive sound control in a duct: a computer simulation. Journal of the Acoustical Society of America, 1981, 70: 715～726

7 S. J. Elliott. Signal processing for active control. Academic Press, London: 2001

8 P. A. Nelson, S. J. Elliott. Active control of sound. London: Academic Press, 1992

9 C. R. Fuller, S. J. Elliott, P. A. Nelson. Active control of vibration. San Diego: Academic Press. 1996

10 L. Meirovitch. Dynamics and control of structures. New York: John Wiley & Sons, 1990

11 R. L. Clark, W. R. Saunders. Adaptive structures: dynamics & control New York: John Wiley & Sons. INC., 1998

12 S. M. Kuo, D. R. Morgan. Active noise control systems: algorithms and DSP implementations. New York: John Wiley & Sons, 1996

13 C. H. Hansen. Active noise control: from laboratory to industrial implementation, Proceedings of NOISE-CON 97, 3～39. Pennsylvania: State College, 1997

14 G. H. Koopmann, J. B. Fahnline. Designing quiet structures: a sound power minimization approach. UK: Academic Press, 1997

15 P. A. Nelson, A. R. D. Curtis, S. J. Elliott, A. J. Bullmore. The minimum power output of free field point source and the active control of sound. Journal of Sound and Vibration, 1987, 116: 397～414

16 G. Maidanik. Response of ribbed panels to reverberant acoustic fields. Journal of Acoustic Society of America, 1962, 34: 809～826

17 C. Deffayet, P. A. Nelson. Active control of low-frequency harmonic sound radiated by a finite panel. Journal of Acoustic Society of America, 1988, 84: 2192～2199

18 J. S. Bolton, B. K. Gardner, T. A. Beauvilain. Sound cancellation by the use of secondary multipoles. Journal of the Acoustical Society of America, 1995, 98: 2343～2362

19 J. Guo, J. Pan, C. Bao. Actively created quiet zones by multiple control sources in free space. Journal of the Acoustical Society of America, 1997, 101: 1492～1501

20 A. Omoto, K. Fujiwara. A study of an actively controlled noise barrier. Journal of Acoustic Society of America, 1993, 94: 2173-2180

21 A. D. Pierce. Acoustics: An introduction to its physical principles and applications. New York: Acoustical Society of America. Woodbury. 1989

22 A. R. D. Curtis, P. A. Nelson, S. J. Elliott, A. J. Bullmore. Active suppression of acoustic resonance. Journal of the Acoustical Society of America, 1987, 81: 624-631

23 S. D. Synder, C. H. Hansen. Active noise control in

duct：some physical insights. Journal of the Acoustical Society of America, 1989, 86: 184～194

24 P. A. Nelson, A. R. D. Curtis, S. J. Elliott, A. J. Bullmore. The active minimization of harmonic enclosed sound fields: Part 1, Theory. Journal of Sound and Vibration, 1987, 117: 1～13

25 陈克安，马远良. 封闭空间自适应有源消声误差传声器的最优布放. 声学学报, 1993, 18(5): 358～366

26 李海英，陈克安，孙进才. 基于遗传算法的指向性声源自适应有源噪声控制系统优化. 振动工程学报，1998，11（3）：273-279

27 J. Garcia-Bonito, S. J. Elliott, M. Bonilha. Active cancellation of pressure at a point in a pure tone diffracted diffuse field. Journal of Sound and Vibration, 1997, 201: 43～65

28 J. W. Parkins, S. D. Sommerfeldt. Narrowband and broadband active control in an enclosure using the acoustic energy density. Journal of the Acoustical Society of America, 2000, 108: 192～203

29 S. J. Elliott, J. Garcia-Bonito. Active cancellation of pressure and pressure gradient in a diffuse field. Journal of Sound and Vibration, 1995, 186: 696～704

30 J. Garcia-Bonito, S. J. Elliott, C. C. Boucher, Generation of zones of quiet using a virtual microphone arrangement. Journal of the Acoustical Society of America, 1997 101: 3498～3516

31 K. Chen（陈克安）, G. H. Koopmann. Active enhancement of low-frequency sound transmission loss using planar sound sources. 2000 International Congress of Mechanical engineering. Florida: Orlando, 2000

32 M. E. Johnson, S. J. Elliott. Active control of sound radiation using volume velocity cancellation. Journal of the Acoustical Society of America, 1995, 98: 2174-2186

33 R. L. Clark, C. R. Fuller. Modal sensing of efficient radiators with PVDF distributed sensors in active structural acoustic control approaches. Journal of the Acoustical Society of America, 1990, 91: 3321～3329

34 J. P. Maillard, C. R. Fuller. Advanced time-domain wave-number sensing for structural acoustic systems: I, Theory and design. Journal of the Acoustical Society of America, 1994, 95: 3252～3261

35 F. Charette, A. Berry. Active control of sound radiation from a plate using a polyvinylidene fluoride volume displacement sensor. Journal of the Acoustical Society of America, 1998, 103: 1493～1503

36 J. Pan, C. H. Hansen, D. A. Bies. Active control of noise transmission through a panel into a cavity: I, Analytical study. Journal of Acoustic Society of America, 1990, 87: 2098～2108

37 D. Guicking, K. Karcher, M. Rollwage. Coherent active methods for applications in rooms acoustics. Journal of Acoustic Society of America, 1985, 78: 1426～1434

38 T. R. Howarth, V. K. Varadan, X. Bao, V. V. Varadan. Piezocomposite coating for active underwater sound reduction. Journal of Acoustic Society of America, 1991, 91: 823～831

39 陈克安. 有源吸声层理论研究. 西北工业大学学报，1999，17（2）：181～186

40 陈克安，尹雪飞. 基于结构表面声压的自适应有源吸收控制研究. 振动工程学报，1999，12（3）：309～315

41 J.T.Post, R.J.Silcox. Active control of the forced response of a finite beam. Proceedings of Noise Con'90. Texas: Austin, 1990

42 S.J.Elliott, L. Billet. Adaptive control of flexural waves propagating in a beam. Journal of Sound and Vibration, 1993, 163, 295～310

43 N.Tanaka, Y.Kikushima. Rigid support active vibration isolation. Journal of Sound and Vibration, 1988, 125: 539～552

44 B. Widrow, J. R. Glover, J. M. McCool. Adaptive noise cancellation: principle and applications.

Proceeding of IEEE, 1975, 63: 1692～1716

45 陈克安，马远良. 自适应宽带有源消声. 声学学报，1994，19（2）：101～109

46 L. J. Eriksson. Development of the filtered-U algorithm for active noise control. Journal of the Acoustical Society of America, 1991, 89: 257～265

47 S. D. Snyder, C. H. Hansen. The effect of transfer function estimation errors on the filtered-X LMS algorithm, IEEE Trans. on Signal Processing, 1994, 42: 950～953

48 S. J. Elliott, I. M. Sthothers, P. A. Nelson. A multiple error LMS algorithm and its application to the active control of sound, IEEE Trans. Acoustic, Speech, Signal Processing, 1987, 35: 1423～1434

49 W. Tseng, B.Rafaely, S. J. Elliott. Combined feedback-feedforward active control of sound in a room. Journal of the Acoustical Society of America, 1998, 104: 3417～3425

50 L. J. Erikkson. Active sound and vibration: A technology in transition. Noise Control Engineering Journal, 1996, 44: 1～10

51 L. J. Eriksson, M. C. Allie. A practical system for active attenuation in ducts. Sound and Vibration, 1988, 22: 30～34

52 H. S. Kim, J. S. Hong, D. G. Sohn, J. E. Oh. Development of an active muffler system for reducing exhaust noise and flow restriction in a heavy vehicles. Noise Control Engineering Journal, 1999, 47: 57～63

53 J. Zera, A. J. Brammer, G. J. Pan. Comparison between subjective and objective measures of active hearing protector and communication headset attenuation. Journal of the Acoustical Society of America, 1997, 101: 3486～3497

54 S. J. Elliott, P. A. Nelson, I. M. Stothers, C. C. Boucher. In-flight experiments on the active control of propeller-induced cabin noise. Journal of Sound and Vibration, 1990, 140: 219～238

55 T. J. Sutton, S. J. Elliott, A. M. McDonald, T. J. Saunders. Active control of road noise inside vehicles. Noise Control Engineering Journal, 1994, 42: 137～147

第 11 篇

声源降噪技术

作　者　　吕玉恒

第1章　概　　述

噪声控制的方法和途径是多种多样的，但最积极、最有效的方法是从声源上进行控制，提供低噪声设备、装置、产品。为此，必须从分析噪声源的发声机理着手，按照不同的声源特性，有针对性地采取技术措施。从声源上控制噪声通常有两个途径，一是采用彻底改革工艺的方法，将产生高噪声的工艺改为低噪声工艺，例如，用焊接替代高噪声的铆接；用液压替代冲压等；二是在保证机器设备各项技术性能基本不变的情况下，采用低噪声部件替代高噪声部件，使整机噪声大幅度地降低，实现设备的低噪声化。一般来说，所谓低噪声设备，就是其噪声级比原有同类设备的噪声级要低10dB（A）以上。

20世纪80年代以来，从声源上控制噪声，研究、设计、生产低噪声产品，已成为国内外噪声控制行业的主攻方向之一。据统计，国内已有20余种产品采取了降低噪声措施，有的被称为低噪声产品，其中风机类低噪声产品居多，尤其是轴流风机类低噪声化有突破性进展，冷却塔、空压机、家用电器等低噪声化进展也比较大，噪声的高低已成为评价某些产品质量优劣的指标之一，引起了各方面的广泛重视。

本篇所列出的产品具有以下特点：

1）从声源上采取降噪技术，噪声指标比原有同类产品降低10dB（A）以上，对产品的其他性能无影响；

2）产品经过大专院校、科研设计单位专门研究设计，具有国内先进水平；

3）多数产品已通过省部级以上技术鉴定、认定或荣获奖励或申请了专利；

4）产品性能稳定，降低了噪声污染，有利于环境保护和劳动保护，深受用户欢迎。

第 2 章　冷却塔降噪

冷却塔是节约用水和减少能源消耗的设备之一。玻璃钢冷却塔具有耐腐蚀、冷效高、耗电省、体积小、重量轻、占地少、运输安装及维修方便等一系列优点，广泛应用于石油、化工、机械、轻纺、食品、发电、冶金等工业部门的冷却水循环系统。近年来新建的宾馆、酒楼、商场、写字楼等不少空调通风系统也采用冷却塔作为冷却水循环系统。但是冷却塔的噪声较高，往往是污染周围环境的主要噪声源之一。近年来，国内许多科研设计单位、高等院校等对冷却塔的噪声进行了研究，研制成功了多种规格噪声比较低的冷却塔，称为低噪声冷却塔和静音型冷却塔。

2.1　BLS 系列冷却塔

BLS 系列冷却塔是上海交通大学研究设计，浙江联丰集团公司（上虞联丰玻璃钢厂）生产的一种新型冷却设备，它从声源着手降低噪声。BLS 系列比原有 BL 系列普通冷却塔的噪声要低 10dB（A）左右，系国内先进水平，荣获上海市重大科技成果二等奖，被评为国家银质奖和国家星火奖，BLS—100 型冷却塔荣获国家金质奖。

BLS 系列冷却塔适用于工矿企业、宾馆、饭店、医院、科研等单位，它由塔体、进风窗、风机、电动机、填料、布水器、消声栅、钢支架等部件组成。

BLS 系列冷却塔的特点是：

1）塔体由优质玻璃钢制作而成，表面采用胶衣树脂粘结，具有耐老化、耐腐蚀、表面鲜艳光洁、不褪色等优点；

2）配用风机分为铝合金风机和玻璃钢风机两种，具有塔机匹配合理、风量大、噪声低、效率高、风速均匀等特点，该型风机曾荣获国家银质奖；

3）电动机采用户外立式冷却塔专用电动机，150 型以下的冷却塔专用电动机直接与风机联接，200 型以上冷却塔采用减速箱驱动，具有节能、高效、运转平稳、寿命长、噪声低等特点；

4）布水系统采用尼龙和磷青铜等防腐、耐磨材料制造，具有旋转灵活、重量轻、配水均匀、长期使用安全，不需经常维修等特点；

5）填料材质分为改性聚氯乙烯和改性聚丙烯，具有水分布均匀、亲水性好、风阻小、散热系数高、使用寿命长等特点；

6）钢支架进行镀锌处理，有关铁件油漆两度，防腐性能强；

7）集水型冷却塔系列底盘容积大、不漏水，可替代混凝土水池，另外还装有手动或自动补给水装置及排污溢流装置，使用十分方便。

BLS 系列冷却塔主要设计参数：进水温度 37℃，出水温度 32℃，干球温度 31.5℃，湿球温度 28℃，大气压力 1.004×10^5Pa。圆形逆流式冷却塔冷却水量分为 5m³/h、8m³/h、15m³/h、30m³/h、50m³/h、75m³/h、100m³/h、150m³/h、200m³/h、300m³/h、400m³/h、500m³/h、600m³/h、750m³/h 等 14 种规格。图 11.2-1 为 BLS 系列冷却塔外形尺寸示意图。表 11.2-1 为 BLS 系列冷却塔性能参数表。

表 11.2-1　BLS 系列冷却塔性能参数表

型　　号	冷却塔水量 /（m^3/h）			风机风量 /（m^3/h）	电动机功率 /kW	进塔水压 /kPa	制品重量 /kg	运转重量 /kg	塔高度 /mm	塔体直径 /mm	噪声/dB（A）			生产厂
	28℃	27℃	24℃								测距 2.0m	测距等于塔体直径	测距 16m	
BLS—5/BLSJ—5	5	6	7	4000	0.25	19.6	60	90/120	1620	800	48	51	38	
BLS—8/BLSJ—8	8	9	12	5000	0.25	19.6	100	145/190	1950	900	49	52	39.5	浙江上虞联丰玻璃钢厂
BLS—15/BLSJ—15	15	17	22	10500	0.55	24.5	150	235/330	2080	1200	52	55	41.5	
BLS—30/BLSJ—30	30	34	44	17500	1.10	29.4	350	520/690	2500	1500	55.5	57	46.5	
BLS—50/BLSJ—50	50	57	73	36000	1.50	29.4	600	880/1000	2930	2200	59	58.5	49.2	
BLS—75/BLSJ—75	75	85	109	50000	3.0	30.4	800	1220/1420	3040	2600	61	60	52	
BLS—100/BLSJ—100	100	114	146	65000	3.0	31.4	1200	1760/2040	3615	3000	62	60.5	53	浙江上虞上浦玻璃钢厂
BLS—150/BLSJ—150	150	170	219	90000	4.0	36.3	1500	2340/2750	3805	3600	63	60.5	54	
BLS—200/BLSJ—200	200	228	292	138000	5.5	37.3	2500	3160/4170	4595	4200	64.5	61	55	
BLS—300/BLSJ—300	300	342	438	200000	7.5	41.2	3500	5180/6000	4970	5200	67	63	58	
BLS—400/BLSJ—400	400	456	584	240000	11.0	45.1	5000	7220/8330	5050	6000	68.5	64	59.5	
BLS—500/BLSJ—500	500	570	730	320000	15.0	49.0	6000	8780/10160	5890	6800	70	64.5	60.5	浙江上虞县冷却设备厂
BLS—600/BLSJ—600	600	637	836	400000	22.0	52.5	7000	9500/12500	6550	7500	72	66.5	62	
BLS—750/BLSJ—750	750	856	1095	480000	30.0	55.0	1000	13800	6800	8500	76	71	68	

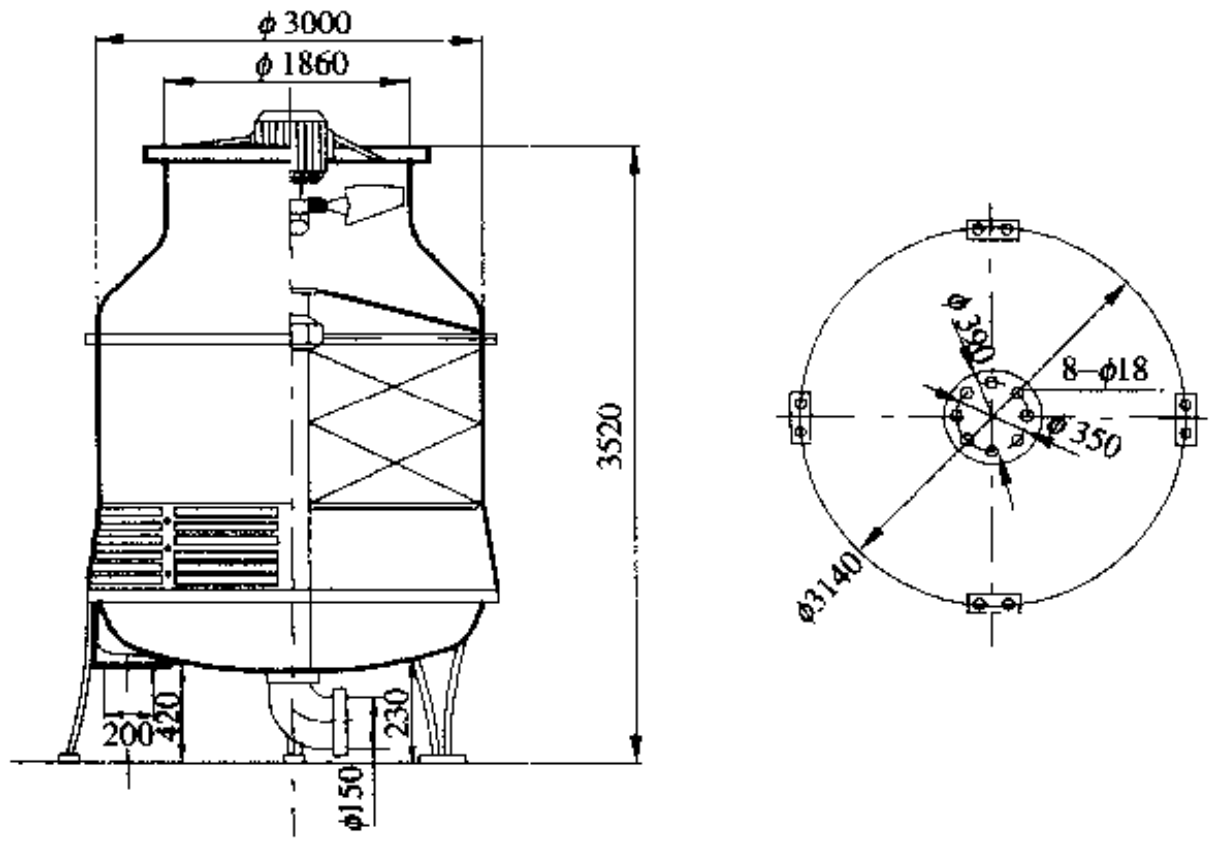


图 11.2-1 BLS—100 型冷却塔外形尺寸示意图

2.2 BLSS 系列冷却塔

BLSS 系列冷却塔是在 BLS 系列冷却塔的基础上，对电动机、风机、淋水、布水等采取了更严格的噪声和振动控制措施，使整个冷却塔的噪声又降低了 3～5dB（A）。BLSSJ 系列指集水型冷却塔。表 11.2-2 为 BLSS 系列冷却塔性能参数表。

BLS 和 BLSS 系列为圆形逆流式常温系列冷却塔。浙江上虞联丰玻璃钢厂还生产圆形逆流式中温型冷却塔系列，型号为 BLS（Ⅱ）型和 BLSS（Ⅱ）型。设计参数：大气压力为 1.004×10^5Pa（753mmHg），干球温度为 31.5℃，进塔水温为 40℃，出塔水温为 32℃。中温型冷却塔技术参数与常温系列基本相同，噪声指标略高一些。

2.3 BLSSS 系列静音型冷却塔

上海交通大学和浙江联丰集团公司上虞联丰玻璃钢厂于 1993 年承担了国家科委下达的星火项目——高效节材型冷却塔研制任务，其中包括研制 BLSSS 静音型冷却塔，该课题于 1995 年 11 月完成，并通过了专家评审。

BLSSS 静音型冷却塔是在 BLSS 冷却塔基础上，从声源和用材着手，通过反复试验和研究，取得了突破性进展。重点对冷却塔风机噪声、淋水噪声、布水器噪声进行了研究，研制成功了摇臂式弹簧自动张紧带传动减速器，既防止皮带打滑，又降低了冷却塔减速器噪声。

采用特殊的吸声降噪半软性填料并在下部加装消声毯，从而降低了冷却塔淋水噪声。

在冷却塔下塔体的水平方向加设围裙，进一步降低淋水噪声。

对现有填料进行改型，在填料上打微孔，增加了水的停留时间，提高了热效率 5%～6%。

改进了进风口导风板形状，采用 T 形导风板使冷却塔塔内风速分布均匀，增加了冷效。

研制成功了大孔径低水压喷头，使冷却塔布水均匀。

BLSSS 系列静音型冷却塔以全新的结构设计，既保证了冷却塔具有足够的刚度和稳定性能，又使冷却塔的噪声得到了进一步的降低，同时节约钢材 16%以上。

以 BLSSS--300 型静音型冷却塔为例，循环水量 300t/h，进水温度 37℃，出水温度 32℃，湿球温度 28℃，干球温度 31.5℃，大气压力为 1.004×10^5Pa（753mmHg），风机风量 20 万 m^3/h，冷却塔外径φ5600mm，塔高 5000mm，噪声为 55dB（A），比循环水量 300t/hBLSS 型冷却塔噪声低 5.5dB（A）。

表 11.2-2　BLSS 系列冷却塔性能参数表

型　　号	冷却塔水量/（m^3/h）			风机风量/（m^3/h）	电动机功率/kW	进塔水压/kPa	制品重量/kg	运转重量/kg	塔高度/mm	塔体直径/mm	噪声/dB（A）			生产厂
	28℃	27℃	24℃								测距2.0m	测距等于塔体直径	测距16m	
BLSS—5/BLSSJ—5	5	6	7	4000	0.25	19.6	60	90/120	1620	800	42	46	32.5	浙江上虞联丰玻璃钢厂
BLSS—8/BLSSJ—8	8	9	12	5000	0.25	19.6	100	145/190	1950	900	42.5	46	33.5	
BLSS—15/BLSSJ—15	15	17	22	10500	0.55	24.5	150	235/330	2080	1200	47	46	37.5	
BLSS—30/BLSSJ—30	30	34	44	17500	1.10	29.4	350	520/690	2500	1500	50.5	52	41	
BLSS—50/BLSSJ—50	50	57	73	36000	1.50	29.4	600	880/1000	2930	2200	54	54	45	
BLSS—75/BLSSJ—75	75	85	109	50000	2.20	30.4	800	1220/1420	3040	2600	57	56	47	浙江上虞上浦玻璃钢厂
BLSS—100/BLSSJ—100	100	114	146	65000	2.20	31.4	1200	1760/2040	3615	3000	58.5	57	48.5	
BLSS—150/BLSSJ—150	150	170	219	90000	3.0	36.3	1500	2340/2750	4305	3600	60.5	58	51.5	
BLSS—200/BLSSJ—200	200	228	292	138000	5.5	37.3	2500	3610/4170	4595	4200	62.5	59	52	
BLSS—300/BLSSJ—300	300	342	348	200000	7.5	41.2	3500	5180/6000	4970	5200	63.5	59	54.5	浙江上虞县冷却设备厂
BLSS—400/BLSSJ—400	400	456	584	240000	11.0	45.1	5000	7220/8330	5050	6000	65.0	60	55.5	
BLSS—500/BLSSJ—500	500	570	730	320000	15.0	49.0	6000	8780/10160	5890	6800	66	60	56.5	
BLSS—600/BLSSJ—600	600	637	836	400000	22.0	52.5	7000	9500/12500	6550	7500	67.5	61.5	59.5	

表 11.2-3 为 BLSSS 系列圆形标准静音型和标准静音集水型冷却塔性能参数表。

BLS、BLSS 和 BLSSS 系列冷却塔已在北京人民大会堂、亚运村、北京饭店、京西宾馆、上海宾馆、外交公寓、武汉钢铁厂、杭州热电厂等单位使用，并远销泰国、菲律宾、印尼等 20 多个国家和香港地区，效果优良。

表 11.2-3　BLSSS 系列圆形标准静音型和标准静音集水型冷却塔性能参数表

类型	型　号	冷却水量/（m^3/h）		风机风量/（m^3/h）	电动机功率/kW	进塔水压/kPa	制品重量/kg	运转重量/kg	噪声/dB（A）		生产厂
		28℃	27℃						测距等于塔体直径	测距16m	
标准静音型系列	BLSSS—75	75	85	50000	2.2	28	848	1273	52.5	44.5	浙江上虞联丰玻璃钢厂
	BLSSS—100	100	114	65000	2.2	29	1276	1836	53.5	46	
	BLSSS—150	150	170	90000	3.0	34	1595	2435	54.5	48	
	BLSSS—200	200	228	138000	5.5	35	2684	3794	55.5	49.5	
	BLSSS—250	250	285	150000	7.5	39	2970	4080	55.5	50	
	BLSSS—300	300	342	200000	5.5	39	3773	5453	55.5	50.5	
	BLSSS—350	350	399	240000	11	43	4180	5860	56	51	
	BLSSS—400	400	456	240000	11	43	5412	7632	56.5	52.5	
	BLSSS—500	500	570	320000	15	47	6501	9281	58	54.5	
	BLSSS—600	600	687	400000	22	50	7590	10090	59	56	
标准静音集水型系列	BLSSSJ—75	75	85	50000	2.2	28	850	1467	52.5	44.5	
	BLSSSJ—100	100	114	65000	2.2	29	1281	2116	53.5	46	
	BLSSSJ—150	150	170	90000	3.0	34	1598	2845	54.5	48	
	BLSSSJ—200	200	228	138000	5.5	35	2684	4354	55.5	49.5	
	BLSSSJ—250	250	285	150000	7.5	39	2977	4640	55.5	50	
	BLSSSJ—300	300	342	200000	5.5	39	3773	6273	55.5	50.5	
	BLSSSJ—350	350	399	240000	11	43	4180	6680	56	51	
	BLSSSJ—400	400	456	240000	11	43	5412	8724	56.5	52.5	
	BLSSSJ—500	500	570	320000	15	47	6501	10661	58	54.5	
	BLSSSJ—600	600	687	400000	22	50	7590	13090	59	56	

2.4　FBLSSS 系列方形逆流式静音型冷却塔

浙江联丰集团公司（上虞联丰玻璃钢厂）还生产方形逆流式标准型、中温型、高温型冷却塔，表 11.2-4 列出了 FBLSSS 系列方形逆流式静音型冷却塔性能参数。

2.5　$DBNL_3$ 系列逆流式冷却塔

$DBNL_3$ 系列逆流式冷却塔是由机械工业部第四设计研究院、清华大学、北京市劳动保护科学研究所共同设计研究，广东省阳江市国营玻璃钢厂生产的新型冷却塔。它具有设计先进、冷效高、耗电省、耐腐蚀、体积小、重量轻、寿命长、运输安装方便等一系列优点，已在全国各地广泛使用，已通过了省级鉴定，并荣获部级优质产品奖。

产品型号代码，例如 $DBNL_3$—100 型，$CDBNL_3$—100 型，$DBNL_3J$—100 型等，其中 D —— 低噪声，CD —— 超低噪声，B —— 玻璃钢，N —— 逆流式，L —— 冷却塔，3—— 第 3 次改型设计，100 —— 标准工况的名义流量 100m³/h，J —— 集水型。图 11.2-2 为逆流式玻璃钢冷却塔结构示意图。

表 11.2-4　FBLSSS 系列静音型冷却塔性能参数表

类型	型号	冷却水量/（m³/h）		风机风量/（m³/h）	电机		进塔水压/kPa	制品重量/kg	运转重量/kg	噪声/dB（A）		生产厂
		28℃	27℃		单台功率/kW	台数				测距等于塔体直径	测距 16m	
标准方形静音型	FBLSSS—50	50	57	36000	1.5	1	23	1300	1830	47	40	浙江上虞联丰玻璃钢厂
	FBLSSS—75	75	85	50000	2.2	1	25	1850	2640	49	42	
	FBLSSS—100	100	114	65000	2.2	1	30	2130	3190	52	45	
	FBLSSS—150	150	170	90000	3.0	1	55	2850	4430	53	47	
	FBLSSS—200	200	228	138000	5.5	1	58	4300	6410	53	48	
	FBLSSS—250	250	285	150000	5.5	1	60	4720	7050	54	49	
	FBLSSS—300	300	342	200000	5.5	1	60	6150	9320	54	50	
	FBLSSS—350	350	399	220000	11	1	65	6530	10030	55	51	
	FBLSSS—400	400	456	240000	11	1	65	9160	13400	55	51	
	FBLSSS—500	500	570	320000	15	1	75	9940	14200	56	53	
	FBLSSS—600	600	687	400000	22	1	80	12650	18980	57	54	
标准方形多风机静音型	FBLSSSD—300	300	342	200000	2.2	4	60	6150	9230	54	50	
	FBLSSSD—350	350	399	220000	2.2	4	60	6530	10030	55	51	
	FBLSSSD—400	400	456	240000	2.2	4	65	9160	13400	55	52	
	FBLSSSD—500	500	570	320000	3.0	4	65	9940	14200	56	53	
	FBLSSSD—600	600	687	400000	3.0	4	75	12650	18980	57	54	
	FBLSSSD—750	750	856	480000	5.5	4	80	15200	23120	59	55	

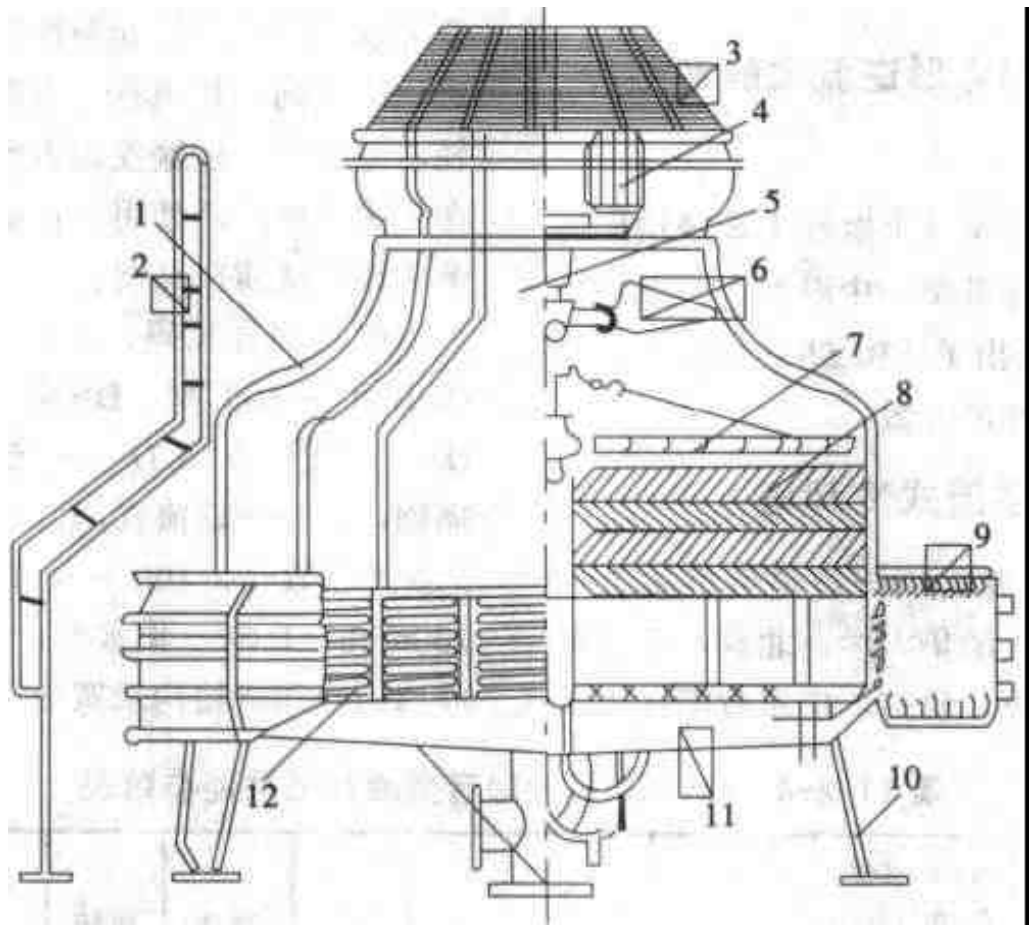


图 11.2-2 逆流式玻璃钢冷却塔结构示意图

1—塔体 2—人梯 3—出风口消声屏蔽及栅 4—电动机 5—减速装置 6—风机 7—旋转布水器 8—填料 9—进风消声屏蔽及栅 10—冷却塔支架 11—下塔体 12—进风窗

各部件结构特点：

塔体 —— 优质玻璃钢，表面胶衣层，内有光稳定剂，耐老化，重量轻，刚性好，水泵可直接由下塔体吸水；

人梯 —— 金属件镀锌后，涂聚氨酯清漆两道防腐，紧固件采用镀锌或不锈钢紧固件；

出风口消声屏蔽及栅 —— 专门为降低冷却塔噪声而设计的消声措施；

电动机 —— 清华大学在国家 Y 系列电动机基础上，专门为冷却塔设计的低噪声、节能、密封防水电动机；

减速装置 —— 采用涤纶纤维增强氯丁橡胶动力带，噪声小、效率高、遇水不打滑，工业型塔用齿轮减速机；

风机 —— 清华大学按冷却塔要求专门设计的低动压机翼型玻璃钢叶片，噪声小、效率高；

旋转布水器 —— 装有不锈钢球轴承，运转灵活可靠，铝合金布水管上有收水板，无飘水现象；

填料 —— 改性 PVC 斜波片，横向增加凸肋，热力性能好，耐高低温，阻燃性好；

进风消声屏蔽及栅 —— 专门为降低冷却塔噪声而设计的消声措施；

冷却塔支架；

下塔体（集水盘）—— 为降低淋水声而在下塔体上沿内设置的支承网，上面垫铺塑料消声垫；

进风窗 —— 装有玻璃钢百叶窗，减少溅水，气流阻力小。

冷却塔可直接安装于钢筋混凝土屋顶上。

DBNL$_3$ 系列指第 3 次改型设计的逆流式冷却塔，冷却水量由 12～1000 m^3/h，共 23 种规格，表 11.2-5 为该系列冷却塔性能参数表。

表 11.2-5 说明：

本表内噪声标准测点距离，D_m 即为 1 倍塔径处，测点离基础高 1.5m，当塔径小于 1.5m 时，D_m 取 1.5m；

本系列冷却塔标准设计工况为湿球温度 τ=28℃，进水温度 t_1=37℃，出水温度 t_2=32℃，水温降 Δt=37℃-32℃=5℃，逼近度 $t_2-\tau$ =32℃-28℃=4℃；

表 11.2-5　$DBNL_3$ 系列逆流式玻璃钢冷却塔性能参数表

型号 \ 参数	冷却水量 /（m^3/h），t_1=28℃		冷却水量 /（m^3/h），t_1=27℃		主要尺寸 /mm		风量 /（m^3/h）	风机直径 /mm	电动机功率 /kW	进水压力 /kPa	重量 /kg		噪声 /dB（A）			直径 D_m/ m	生产厂
	Δt /5℃	Δt /8℃	Δt /5℃	Δt /8℃	总高度	最大直径					自重	运转重	D_m	10m	16m		
$DBNL_3$—12	12	9	15	10	2033	1210	7200	700	0.6	19.6	206	484	54	40.3	36.6	1.5	广东省阳江市国营玻璃钢厂
$DBNL_3$—20	20	15	24	17	2133	1460	12400	800	0.8	20.0	230	514	54	41.1	37.5	1.5	
$DBNL_3$—30	30	22	35	27	2342	1912	18000	1200	0.8	22.1	406	956	55	43.5	39.9	1.8	
$DBNL_3$—40	40	30	46	34	2842	1912	21500	1200	1.1	26.0	478	1118	55	43.5	39.9	1.8	
$DBNL_3$—50	50	37	57	44	2830	2215	28000	1400	1.5	26.5	596	1480	55	44.7	41.1	2.1	
$DBNL_3$—60	60	44	68	51	3080	2215	32300	1400	1.5	29.0	642	1592	56	45.7	42.1	2.1	
$DBNL_3$—70	70	51	79	60	3094	2629	39200	1600	2.2	27.8	790	2064	56	47	43	2.5	
$DNNL_3$—80	80	61	92	70	3344	2629	43400	1600	2.2	30.3	875	2243	56.5	47.5	43.5	2.5	
$DBNL_3$—100	100	74	114	86	3294	3134	56000	1800	3.0	28.6	973	3064	57	50	46	3.0	
$DBNL_3$—125	125	92	142	108	3544	3134	67200	1800	4.0	31.5	1063	3290	58	50.7	47.4	3.0	
$DBNL_3$—150	150	112	171	129	3553	3732	84000	2400	4.0	29.0	1695	4125	58.5	52	48.6	3.6	深圳康强玻璃钢有限公司
$DBNL_3$—175	175	131	200	150	3803	3732	94200	2400	5.5	31.5	1835	4461	59.5	53	49.6	3.6	
$DBNL_3$—200	200	153	231	180	3835	4342	112000	2800	5.5	30.1	2132	5592	60	54.6	51.3	4.2	
$DBNL_3$—300	300	225	334	260	4223	5134	168000	3400	7.5	35	3558	9229	61	56.8	53.5	5.0	
$DBNL_3$—350	350	267	395	304	4473	5134	187400	3400	11.0	37.5	3860	9906	61.5	57.3	54	5.0	
$DBNL_3$—400	400	301	455	341	4618	6044	224000	3800	11.0	36	4300	12086	62	58.8	55.7	5.9	
$DBNL_3$—450	450	343	514	387	4868	6044	242000	3800	11.0	38.5	4646	13464	62	58.8	55.7	5.9	北京双桥玻璃钢厂
$DBNL_3$—500	500	375	576	427	5219	6746	280000	4200	15.0	37.0	5768	16258	62	60	56.9	6.6	
$DBNL_3$—600	600	454	680	516	5719	6746	302200	4200	18.5	42.0	6570	18360	63	61	57.4	6.6	
$DBNL_3$—700	700	528	790	600	5589	7766	393500	5000	18.5	39.5	6915	23194	63	61.4	58.4	7.6	
$DBNL_3$—800	800	590	890	685	6089	7766	408000	5000	22.0	44.5	7983	25982	63	61.4	58.4	7.6	
$DBNL_3$—900	900	685	1035	790	6040	8836	505200	6000	22.0	42.5	8934	32568	63.5	62.6	59.7	8.6	
$DBNL_3$—1000	1000	783	1139	880	6540	8836	510300	6000	30.0	47.5	10560	36420	64.0	63.1	60.2	8.6	

本表中列出τ =28℃时，Δt=5℃及 8℃，t_2=32℃；τ =27℃时，Δt=5℃及 8℃，t_2=32℃的冷却水量，供选用时参考；其他参数的冷却水量，可查热力性能曲线；

进水压力指接管点处水压（1kgf/cm^2=9.8×10^{4}Pa），故本系列冷却塔水压在 0.2～0.49kgf/cm^2 之间；DBNL$_3$J 为集水型，冷却水量为 12~600 m^3/h，共 20 种规格，其性能参数与 DBNL$_3$ 型相应规格基本相同，重量略有增加。

2.6 CDBNL$_3$系列逆流式冷却塔

CDBNL$_3$ 系列冷却塔是在 DBNL$_3$ 系列冷却塔基础上的改进，冷却水量为 12～600 m^3/h，共 20 种规格，其噪声比 DBNL$_3$ 系列冷却塔还要低 4～5dB（A），用于需要特别安静的地方。图 11.2-3 为该系列 120 型冷却塔安装于现场的照片。

表 11.2-6 列出了 CDBNL$_3$ 系列逆流式冷却塔性能参数。表中说明同表 11.2-5 中的说明。

2.7 DBHZ 系列横流式冷却塔

DBHZ 系列横流式冷却塔也是由机械工业部第四设计研究院、清华大学和北京市劳动保护科学研究所共同研究设计的新产品，由广东省阳江市国营玻璃钢厂和深圳康强玻璃钢有限公司生产，已通过了省级鉴定，在冷效、噪声、耗电三个方面达到了国外同类产品的先进水平。

产品型号代码：例如DBHZ—100型，CDBHZ—100型等，其中 D —— 低噪声，CD —— 超低噪声，B —— 玻璃钢，H —— 横流式，Z —— 组装式，100 —— 标准工况的名义流量 100 m^3/h。

图 11.2-4 为 DBHZ 系列横流式冷却塔结构示意图。

各部件结构特点：

风机出风消声罩 —— 玻璃钢材质，内贴 PVC 阻燃型盒式薄塑吸声体；

减速机 —— ≤18.5kW 为动力带减速机，≥22kW 为齿轮减速机；

风机及电动机 —— 清华大学专门设计的低噪声风机，叶片为机翼型玻璃钢材质，风量大、动压低、效率高、噪声低；电动机为专用低噪声、节能、防水型；

布水槽 —— 玻璃钢材质，配水均匀，有盖板可蔽光，防止杂物落入并减小淋水声；

消声罩 —— 进风，玻璃钢材质，板内贴阻燃型 PVC 薄塑吸声体，消声效果好；

进风百叶窗 —— 玻璃钢百叶片，可防止水溅出，并使进塔气流均匀；

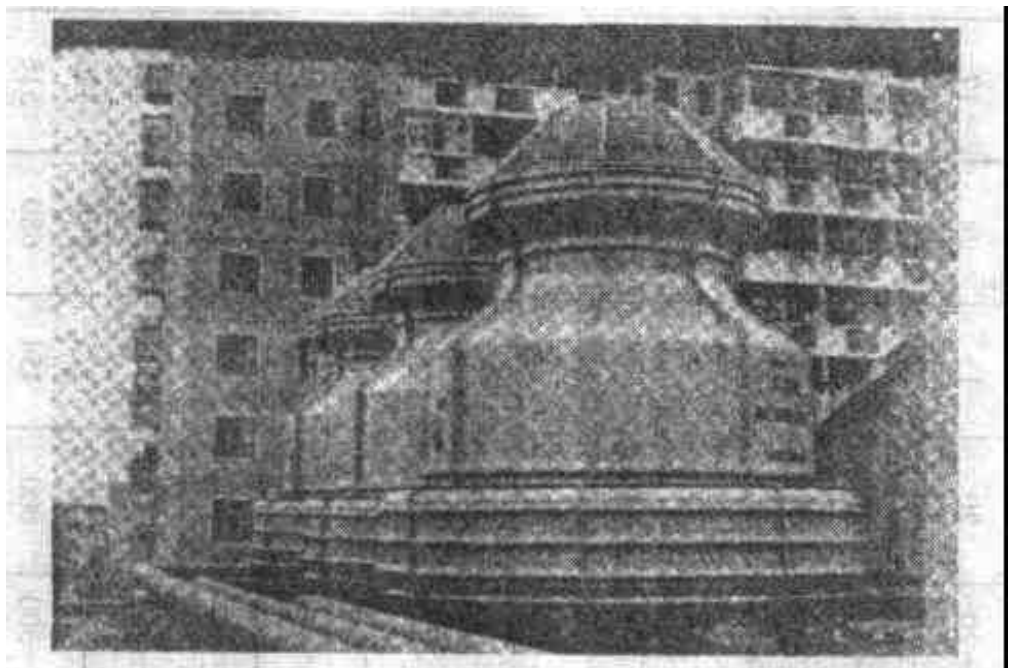


图 11.2-3 CDBNL$_3$—120 型超低噪声冷却塔照片图

表 11 2-6 $CDBNL_3$ 系列逆流式玻璃钢冷却塔性能参数表

型号 \ 参数	冷却水量 /（m^3/h），τ=28℃		冷却水量 /（m^3/h），τ=27℃		主要尺寸 /mm		风量 /（m^3/h）	风机直径 /mm	电动机功率 /kW	进水压力 /kPa	重量 /kg		噪声 /dB（A）			直径 D_m /m	生产厂
	Δt /5℃	Δt /8℃	Δt /5℃	Δt /8℃	总高度	最大直径					自重	运转重	D_m	10m	16m		
$CDBNL_3$—12	12	9	15	10	2972	1600	7200	700	0.6	19.0	306	584	50.0	37.1	33.5	1.5	广东省阳江市国营玻璃钢厂
$CDBNL_3$—20	20	15	24	17	3062	2000	18000	800	0.8	20	330	644	50.0	36.3	32.6	1.5	
$CDBNL_3$—30	30	22	35	27	3281	2400	18000	1200	0.8	22.1	546	1100	51.0	39.5	35.9	1.8	
$CDBNL_3$—40	40	30	46	34	3781	2400	21500	1200	1.1	26.0	618	1258	51.0	39.5	35.9	1.8	
$CDBNL_3$—50	50	57	57	44	3816	2800	28000	1400	1.5	26.5	756	1640	51.0	40.7	37.1	2.1	
$CDBNL_3$—60	60	44	68	51	4066	2800	32300	1400	1.5	29.0	950	1752	52.0	41.7	38.1	2.1	
$CDBNL_3$—70	70	51	79	60	4153	3300	39200	1600	2.2	27.8	998	2272	52.0	43.0	39.0	2.5	
$CDBNL_3$—80	80	61	92	70	4403	3300	43400	1600	2.2	30.3	1083	2451	52.5	43.5	39.5	2.5	
$CDBNL_3$—100	100	74	114	86	4410	3900	56000	1800	3.0	28.6	1230	3322	53.0	46.0	42.0	3.0	
$CDBNL_3$—125	125	92	142	108	4690	3900	67200	1800	4.0	31.5	1320	3422	54.0	46.7	43.4	3.0	深圳康强玻璃钢有限公司
$CDBNL_3$—150	150	112	171	129	4765	4600	84000	2400	4.0	29.0	2045	4475	54.0	47.5	44.1	3.6	
$CDBNL_3$—175	175	131	200	150	5015	4600	94300	2400	5.5	31.5	2182	4808	55.0	48.5	45.1	3.6	
$CDBNL_3$—200	200	153	231	180	5194	5700	112000	2800	5.5	30.1	2663	6123	55.0	49.6	46.3	4.2	
$CDBNL_3$—250	250	186	283	215	5444	5700	134300	2800	7.5	32.6	2875	6892	56.0	50.6	47.2	4.2	北京双桥玻璃钢厂
$CDBNL_3$—300	300	225	334	260	5713	6400	168000	3400	7.5	35.0	4132	9805	56.0	51.8	48.5	5.0	
$CDBNL_3$—350	350	267	395	304	5963	6400	187400	3400	11.0	37.5	4434	10479	56.5	52.3	49.0	5.0	
$CDBNL_3$—400	400	301	455	341	6269	7400	224000	3800	11.0	36.0	4995	12782	57.0	53.8	50.7	5.9	
$CDBNL_3$—450	450	343	514	387	6619	7400	242000	3800	11.0	38.5	5341	14160	57.0	53.8	50.7	5.9	
$CDBNL_3$—500	500	375	576	427	6890	8200	280000	4200	15.0	37.0	6612	17102	57.0	55.0	51.9	6.6	
$CDBNL_3$—600	600	454	680	516	7390	8200	302200	4200	18.5	42.0	7414	19204	58.0	56.0	52.4	6.6	

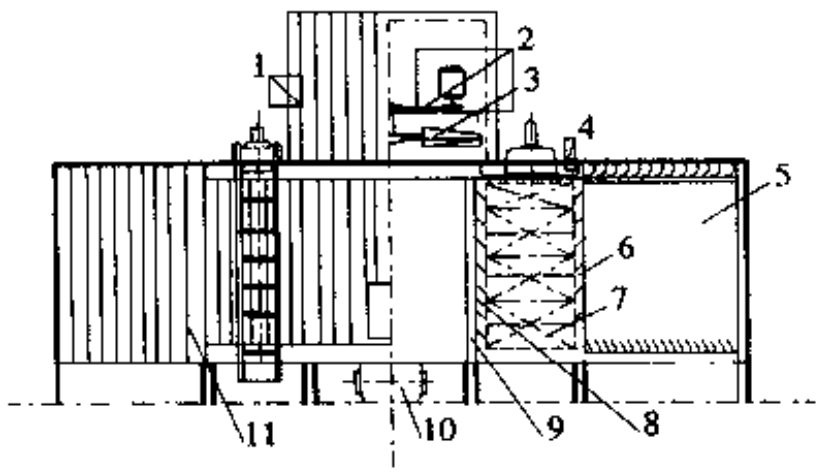


图 11.2-4　横流式冷却塔结构示意图

1—风机出风消声罩　2—减速机

3—风机及电动机　4—布水槽　5—消声罩

6—进风百叶窗　7—填料　8—收水器

9—组装骨架　10—水箱　11—侧板

填料 —— 改性 PVC 片模压，点波形，气流阻力小，耐热、耐寒、阻燃；

收水器 —— PVC 材质，带有斜波形，收水效果好，气流阻力小，配风均匀；

组装骨架 —— 型钢结构，刚性好，镀锌防腐；

水箱 —— 玻璃钢材质，起集水作用；

侧板 —— 玻璃钢材质，表面光洁美观、耐腐蚀、防老化。

冷却塔可直接安装于钢筋混凝土屋面上。

本系列冷却塔冷却水量为 80～1200m³/h，共 18 种规格，表 11.2-7 列出了该型冷却塔的主要性能参数。

表 11.2-7 说明：

各湿球温度（τ）的冷却水量都是以进水温度 t_1=37℃，出水温度 t_2=32℃，水温降 Δt=5℃工况进行测算的。

噪声测点在进风百叶窗外，测距为塔的当量直径远，离地面高 1.5m。

2.8　CDBHZ 系列组装横流式玻璃钢冷却塔

本系列冷却塔冷却水量为 80～1200m³/h，共 18 种规格，CDBHZ 系列冷却塔与 DBHZ 系列冷却塔相比，同一规格的噪声值再低 5～6dB（A）。表 11.2-8 列出了 CDBHZ 系列冷却塔主要性能参数。图 11.2-5 为 CDBHZ—200 型组装横流式冷却塔外形图。表 11.2-8 的说明与表 11.2-7 的说明基本相同。

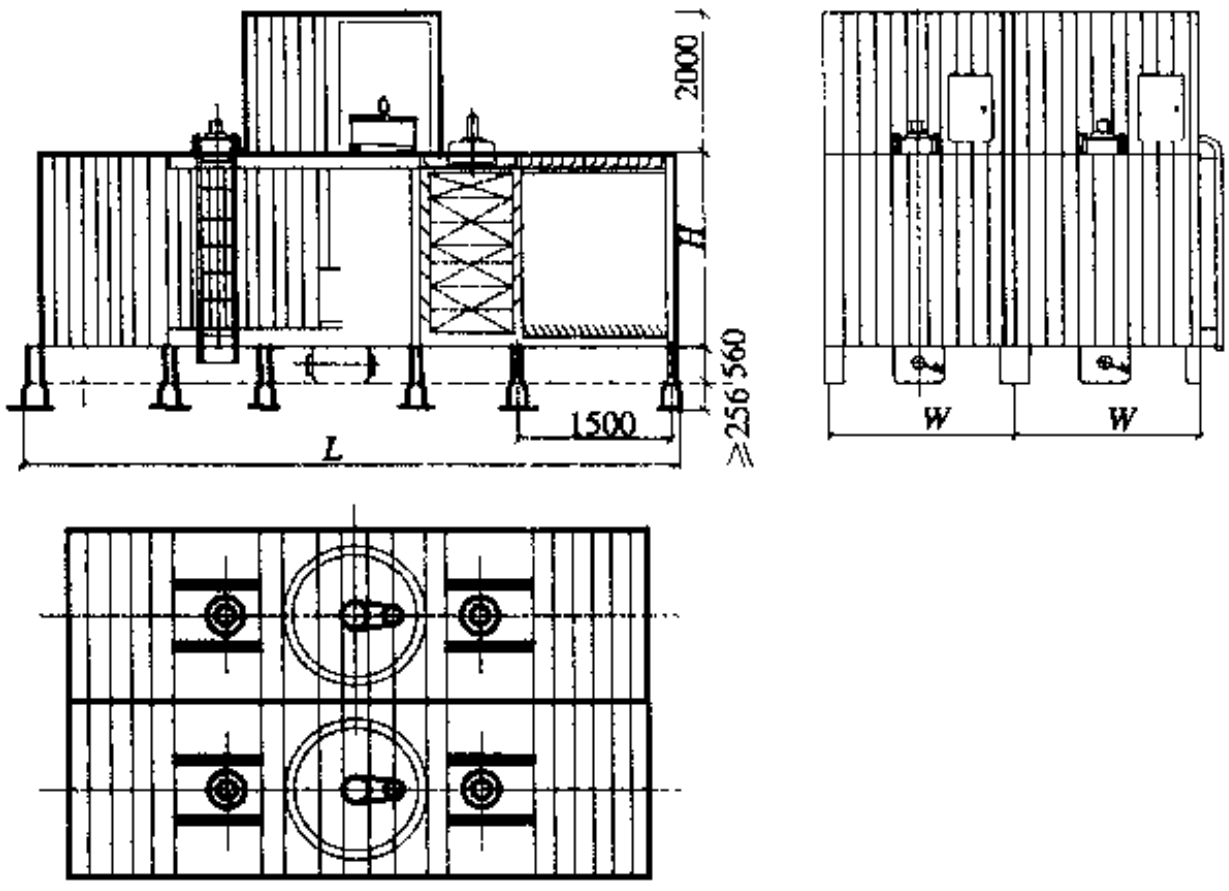


图 11.2-5　CDBHZ—200 型组装横流式冷却塔外形图

表 11.2-7　DBHZ 系列组装横流式玻璃钢冷却塔性能参数表

型号 \ 参数	冷却水量 /（m^3/h）			外形尺寸 /mm			风机直径 /mm	风量 /（m^3/h）	电动机功率 /kW ×台数	进塔水压 /kPa	重量 /kg		噪声 /dB（A）	生产厂
	t=28℃	t=27℃	t=25℃	长	宽	高					干重	湿重		
DBHZ—80	80	92	108	4320	2200	2300	1800	47000	1.5×1	44	1020	3485	54.6	广东省阳江市国营玻璃钢厂
DBHZ—100	100	115	136	4320	2200	2700	1800	63000	2.2×1	48	1205	3600	55.0	
DBHZ—125	125	148	170	4620	2880	2700	2100	73000	2.2×1	48	1430	3850	55.1	
DBHZ—150	150	172	204	4620	3360	2700	2100	85800	3.0×1	48	1648	4600	55.1	
DBHZ—175	175	200	238	4920	3460	3100	2400	98000	3.0×1	52	1930	5400	55.6	
DBHZ—200	200	230	272	4920	3800	3100	2400	117000	4.0×1	52	2305	6300	55.7	
DBHZ—250	250	287	340	4620	5760	2700	2100	146000	2.2×2	48	2860	7700	56.2	深圳康强玻璃钢有限公司
DBHZ—300	300	344	408	4620	6720	2700	2100	171600	3.0×2	48	3296	8600	56.3	
DBHZ—350	350	400	476	4920	6920	3100	2400	196000	3.0×2	52	3860	10800	56.7	
DBHZ—400	400	460	544	4920	7600	3100	2400	234000	4.0×2	52	4610	12600	57.3	
DBHZ—450	450	516	612	4620	10080	2700	2100	257400	3.0×3	48	4944	13800	57.1	
DBHZ—525	525	600	714	4920	10380	3100	2400	294000	3.0×3	52	5790	16200	57.1	北京双桥玻璃钢厂
DBHZ—600	600	690	816	4920	11400	3100	2400	351000	4.0×3	52	6915	18900	56.6	
DBHZ—700	700	800	952	4920	13840	3100	2400	392000	3.0×4	52	7720	21600	56.4	
DBHZ—800	800	920	1088	4920	15200	3100	2400	468000	4.0×4	52	9220	25200	56.3	
DBHZ—900	900	1032	1224	4620	20160	2700	2100	514600	3.0×6	48	9886	27600	56.0	
DBHZ—1050	1050	1200	1428	4920	20760	3100	2400	588000	3.0×6	52	11580	32400	55.8	
DBHZ—1200	1200	1380	1632	4920	22800	3100	2400	702000	4.0×6	52	13830	37800	55.5	

表 11.2-8 CDBHZ 系列组装横流式玻璃钢冷却塔性能参数表

型号 \ 参数	冷却水量 /（m^3/h）			外形尺寸 /mm			风机直径 /mm	风量 /（m^3/h）	电动机功率 /kW ×台数	进塔水压 /kPa	重量 /kg		噪声 /dB（A）	生产厂
	τ=28℃	τ=27℃	τ=25℃	长	宽	高					干重	湿重		
CDBHZ—80	80	92	108	7320	2200	2264	1800	47000	1.5×1	44	2369	4027	48.6	广东省阳江市国营玻璃钢厂
CDBHZ—100	100	115	136	7320	2200	2668	1800	63000	2.2×1	48	2480	4276	49	
CDBHZ—125	125	148	170	7620	2880	2668	2100	73000	2.2×1	48	3015	5630	49.1	
CDBHZ—150	150	172	204	7620	3360	2668	2100	85800	3.0×1	48	3534	6520	49.1	
CDBHZ—175	175	200	238	7920	3460	3113	2400	98000	3.0×1	52	3893	7245	49.6	深圳康强玻璃钢有限公司
CDBHZ—200	200	230	272	7920	3800	3113	2400	117000	4.0×1	52	4200	8230	49.7	
CDBHZ—250	250	287	340	7620	5760	2668	2100	146000	2.2×2	48	6030	11200	50.2	
CDBHZ—300	300	344	408	7620	6720	2668	2100	171600	3.0×2	48	7068	13040	50.3	
CDBHZ—350	350	400	476	7920	6920	3113	2400	196000	3.0×2	52	7786	14490	50.7	北京双桥玻璃钢厂
CDBHZ—400	400	460	544	7920	7600	3113	2400	234000	4.0×2	52	8400	16460	51.3	
CDBHZ—450	450	516	612	7620	10080	2668	2100	257400	3.0×3	48	10602	19560	51.1	
CDBHZ—525	525	600	714	7920	10380	3113	2400	294000	3.0×3	52	11679	21725	51.1	
CDBHZ—600	600	690	816	7920	11400	3113	2400	351000	4.0×3	52	12600	24690	50.6	
CDBHZ—700	700	800	952	7920	13840	3113	2400	392000	3.0×4	52	15572	26080	50.4	
CDBHZ—800	800	920	1088	7920	15200	3113	2400	468000	4.0×4	52	16800	32920	50.4	
CDBHZ—900	900	1032	1224	7920	20160	2668	2100	514600	3.0×6	48	21204	39120	50.2	
CDBHZ—1050	1050	1200	1428	7920	20760	3113	2400	588000	3.0×6	52	23358	43470	50.1	
CDBHZ—1200	1200	1380	1632	7920	22800	3113	2400	702000	4.0×6	52	25200	49380	50.1	

第 3 章　轴流风机降噪

风机分为轴流式、离心式、混流式等多种型式。鉴于风机种类繁多，用途广泛，影响面大，故降低风机噪声十分迫切。近年来，风机生产厂家与科研设计单位相结合，在研究分析风机的流场和声场特性的基础上，对风机的叶轮、叶片、壳体、支承结构以及所用材料等进行了改进，取得了明显的降噪效果，同时提高了效率，节约了能源。风机噪声随着其风量和风压的增大而提高，大型风机的降噪比较困难，目前正着手进行研究。本章介绍轴流风机降噪技术。

3.1　DZ 系列轴流风机

DZ 系列轴流风机系上海交通大学和浙江上虞风机厂共同研制的新产品，采取从声源入手，低转速、高压力系数的设计方法，研制成大弦长、空间扭曲、倾斜式宽叶片，使其在低速驱动的前提下，达到所需风量、风压的目的。它具有效率高、振动小、运转平稳等特点，噪声比同类产品低 10dB（A）以上，可以不装消声器。

本系列产品广泛应用于工矿企业、民用建筑的壁式排风、岗位送风、管道通风、屋顶通风等，在化工、轻工、食品、医药、冶金等行业以及各类民用建筑的通风空调系统中大量使用，效果优良，荣获上海市重大科技成果三等奖。

DZ 系列轴流风机共分为三大类，33 种机号。DZ—11 型为壁式，DZ—12 型为岗位式，DZ—13 型为管道式。风机直径为 200～1000mm，每种型号中的“A”、“B”、“C”、“D”分别表示转速为 720r/min、960r/min、1450r/min、2900r/min，共四档。例如 DZ—11 5A，表示壁式排风机，5 号风机，转速为 720r/min。

图 11.3-1 为 DZ 系列各型风机主要尺寸示意图。

表 11.3-1 为 DZ 系列轴流风机性能参数表。

DZ 系列通风排风机型号规格较多，应正确合理地选用。首先要按不同工作地点的要求选用不同型号的风机，例如不可把壁式风机安装于管道中；其次，按所需要的风量和全压的要求，选用不同机号的风机；再次，要考虑风机实际的安装位置，例如，DZ—12 型岗位式通风机有旋转式、撑脚式、固定式，若吊装在梁柱上则应采用固定式，若放在地面上需 360° 旋转，则可选用旋转式，若需上下有个倾角转动，则选用撑脚式。DZ—11 和 DZ—13 型均分为立式和卧式两种安装方式，对于抽风式管道通风机应在风机末端装设扩管。在风机安装启动及运转过程中应按风机操作规程认真检查，注意安全。

3.2　BYG 型高效率低噪声可调式轴流通风机

BYG 型轴流通风机是广州白云环保风机厂根据香港旺业国际有限公司提供的现时国际轴流风机的发展趋势及最新资料，结合国内外应用通风设备的潜在要求，采用优化空气动力学设计方法和先进的制造加工技术而研制成功的高效率、低噪声、可调式轴流通风机。

BYG 型轴流通风机采用变截面空间扭曲机翼形叶片，对夹式轴壳，叶片安装角度可无级调整，低风阻电动机等技术措施，使整机空气动力学性能优良、结构坚固、工作安全可靠、外型美观、重量显著减少。经测试和现场使用证明：BYG 型轴流通风机具有风量大、风压高、噪声低、耗电少、在不改变风机安装位置的条件下，可实现反向通风等一系列优点，与普通同类轴流风机相比，风量提高 42%，风压提高 30%，效率提高 4%～5%，A 声级噪声

降低 10～18dB（A）。

BYG 型轴流通风机按叶轮直径不同，现有五种机号，即 4.5、5、5.6、6、6.3，每个机号叶片数为八片（按用户要求也可制成四片），叶片在轮壳盘上的指示安装角度为 15°、20°、25°、30°、35°、40° 等六种，风量变化范围为 2 789～24 874m³/h，风压变化范围为 68～351Pa。BYG 型轴流通风机输送无腐蚀、无明显灰尘气体、气体温度不超过 60℃。鉴于叶轮是由低镁铝合金制成的，因此在更换电动机后即可用于输送易燃性气体。BYG 型轴流通风机主要由叶轮、机壳、集风器、电动机等四部分组成，风机旋转方向指示在叶片上，电动机接线盒在机壳外部。

BYG 型轴流风机已通过新产品鉴定，获广州市新产品奖并通过了环保产品质量认可。

图 11.3-2 为 BYG 型轴流通风机外形尺寸示意图。

表 11.3-2 为 BYG 型轴流通风机性能参数表。

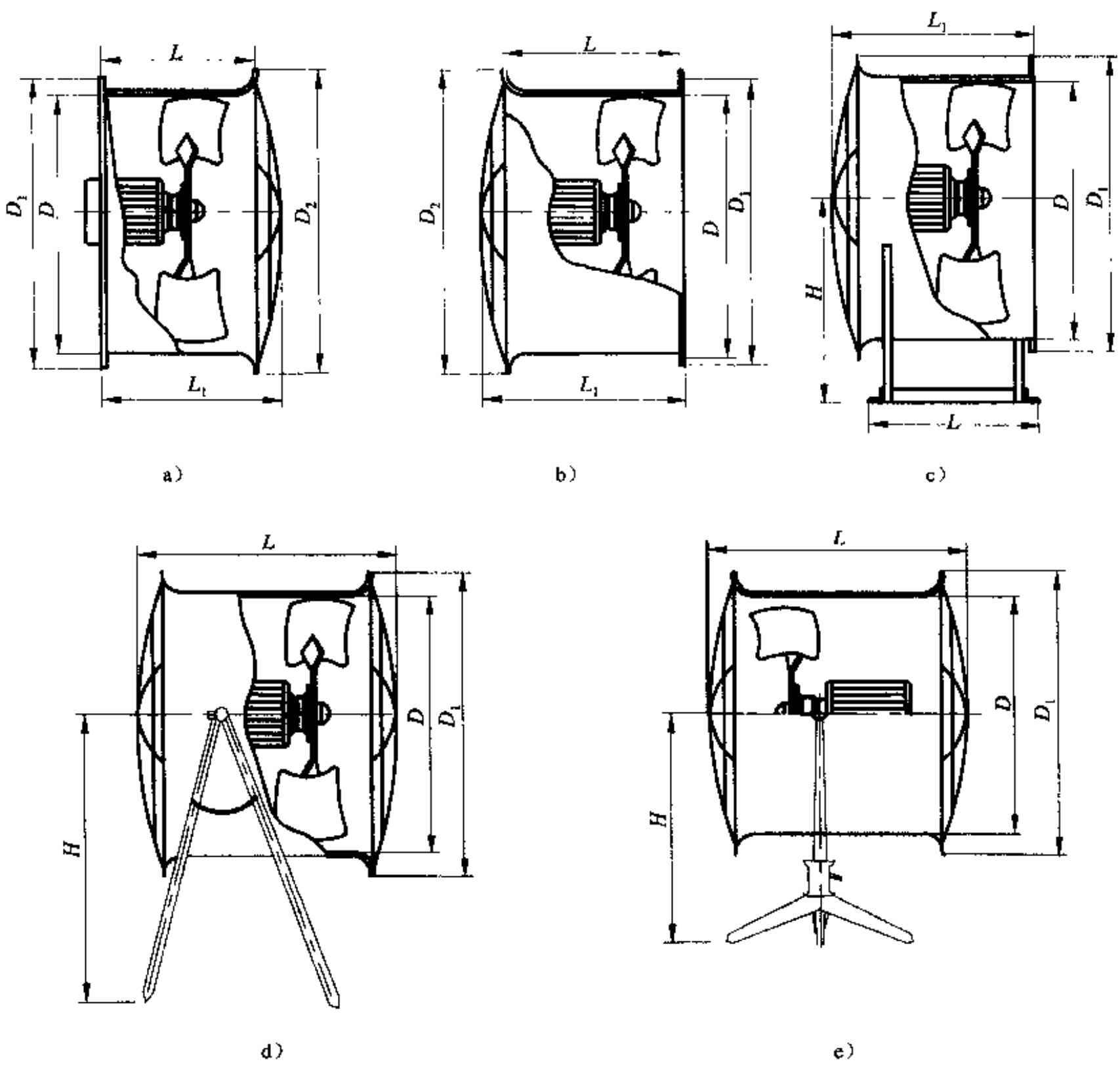


图 11.3-1　DZ 系列各型风机主要尺寸示意图

a）壁式　b）管道式　c）固定岗位式　d）撑脚岗位式　e）旋转岗位式

表 11.3-1　DZ 系列轴流风机性能参数表

类别 型号	机号	外形尺寸 / mm						风量 /（m^3/h）	全压 / Pa	转速 /（r/min）	电动机容量 /kW	重量 /kg	噪声 /dB（A）		生产厂	备　注
		D	D_1	D_2	L	L_1	H						测点 1	测点 2		
壁式 DZ—11 型	2.2C	230	255	320	275	315	—	400	30	1370	0.025	11	54	56	浙江上虞风机厂、上海奉贤齐贤风机厂、江苏淮阴通用机械厂、浙江上虞玻璃钢风机厂、浙江嵊县通用设备厂、江苏宜兴市南漕风机厂、江苏溧阳市江南化工防腐设备厂	1）噪声测点对于壁式和岗位式通风机，测点 1 在风机进气端偏离轴线 45°方向，离机表面 1.0m；测点 2 在风机进气端轴线上，离机表面 1.0m 2）外形尺寸中带括号尺寸为固定型岗位式通风机，不带括号的尺寸为撑脚式通风机
	3C	310	345	430	220	285	—	1500	40	1400	0.04	11	56	58		
	4B	410	445	530	250	310	—	4000	100	930	0.25	28	64.5	66.5		
	5A	510	545	630	280	350	—	6000	80	720	0.25	36.5	63.5	65		
	5B	510	545	630	280	350	—	7000	130	930	0.37	36.5	69.5	71		
	6A	610	655	730	350	430	—	9500	90	720	0.50	46	69.5	70.5		
	7A	710	755	830	380	460	—	15000	120	720	1.10	80	72	74		
	8A	810	855	930	400	480	—	22000	160	720	1.50	98	76	79		
岗位式 DZ—12 型	3C	310	430	—	（290） 400	（400）	（270） 350	1500	40	1400	0.04	14	57	59		
	4B	410	530	—	（410） 500	（500）	（350） 550	4400	100	930	0.25	23	64.5	66.5		
	5A	510	630	—	（430） 580	（580）	（400） 600	6000	80	720	0.25	55	63.5	65		
	5B	510	630	—	（430） 580	（580）	（400） 600	7000	130	930	0.37	50	69	71		
	6A	610	730	—	（530） 620	（620）	（480） 800	9500	90	680	0.50	55	69	70		
	6B	610	730	—	（530） 620	（620）	（480） 800	14000	180	950	1.10	68.5	76.7	78.5		
	7A	710	810 （830）	—	（530） 650	（650）	（530） 800	14500	140	720	1.10	93	72	74		

（续）

类别 型号	机号	外形尺寸 / mm						风量 /（m^3/h）	全压 / Pa	转速 /（r/min）	电动机容量 /kW	重量 /kg	噪声 /dB（A）		生产厂	备　注
		D	D_1	D_2	L	L_1	H						测点 1	测点 2		
岗位式 DZ—12 型	7B	710	810 (830)	—	(530) 650	(650)	(530) 800	22000	200	950	2.20	118	78	80.5	浙江上虞风机厂、上海奉贤齐贤风机厂、江苏淮阴通用机械厂、浙江上虞玻璃钢风机厂、浙江嵊县通用设备厂、江苏宜兴市南漕风机厂、江苏溧阳市江南化工防腐设备厂	1）噪声测点对于壁式和岗位式通风机，测点 1 在风机进气端偏离轴线 45°方向，离机表面 1.0m；测点 2 在风机进气端轴线上，离机表面 1.0m 2）外形尺寸中带括号尺寸为固定型岗位式通风机，不带括号的尺寸为撑脚式通风机
	7C	710	810 (830)	—	(530) 650	(650)	(530) 800	25000	300	1450	3.0	110	79	83		
	8A	810	930	—	(530) 650	(650)	(550) 800	23000	150	720	1.5	98	76	79		
管道式 DZ—13 型	2.5D	260	290	380	—	320	—	2000	220	2800	0.37	12	77	79		
	3C	310	340	430	—	330	—	2000	60	1400	0.06	14.5	61.5	63.5		
	3.2D	330	365	420	—	330	—	3200	210	2800	0.37	18	76.5	75		
	4C	410	450	530	—	360	—	5200	170	1400	0.60	36	67	68		
	5B	510	560	630	—	460	—	7000	130	930	0.37	36.5	69	71		
	5C	510	560	630	—	460	—	7500	180	1450	0.80	43	73	75		
	6B	610	656	730	—	560	—	12000	200	960	1.10	79	75.5	77		
	6C	610	656	730	—	560	—	18000	300	1450	2.20	83	77	80.5		
	7A	710	756	830	—	520	—	14500	140	720	1.10	80	68	69.5		
	7B	710	756	830	—	520	—	20000	240	960	2.20	102	77.5	80.5		
	7C	710	756	830	—	520	—	23000	350	1450	3.0	103	79	83		
	8A	810	856	930	—	580	—	22000	160	720	1.5	98	76	79		
	8B	810	856	930	—	580	—	28000	200	960	2.2	112	79	81		
	8C	810	856	930	—	580	—	30000	300	1450	4.0	122	80	82		
	10A	1010	1058	1170	—	635	—	40000	220	720	3.0	181	78.5	81		

表 11.3-2 BYG 型轴流通风机性能参数表

机号	叶轮直径/mm	外形尺寸/mm							主轴转速/(r/min)	叶片指示角度/(°)	风量/(m^3/h)	全压/Pa	电动机功率/kW	重量/kg	噪声/dB(A)	生产厂	备注
		A	C	D	G	F	K	H									
4.5	450	454	528	560	326	390	460	305	1450	15	3071	118	0.55	42	≤64	广东广州市白云环保风机厂、广东白云环境保护设备厂	噪声测点在风机出口与轴线45°距离1m处，读取噪声最高值；每种机号中实测最大风量时的噪声值，小于此风量的风机，其噪声相应也小
										20	3904	127	0.55				
										25	4917	133	0.55				
										30	5930	138	0.55				
										35	6798	153	0.55				
										40	7665	168	0.75				
5	500	504	588	630	326	400	510	340	1450	15	4213	155	0.55	45	≤67		
										20	5355	167	0.55				
										25	6745	175	0.55				
										30	8134	183	0.75				
										35	9325	202	1.10				
										40	10515	221	1.10				
									960	15	2789	68	0.37	45	≤60.5		
										20	3545	73.2	0.37				
										25	4465	76.7	0.37				
										30	5385	80.2	0.37				
										35	6174	88.6	0.37				
										40	6962	96.9	0.37				
5.6	560	564	649	710	326	410	570	375	1450	15	7114	201	0.75	48	≤69		
										20	9042	217	1.10				
										25	11389	227	1.10				
										30	13735	237	1.50				
										35	15618	262	待配				
										40	17500	287	待配				
									960	15	4710	88.1	0.37	48	≤63		
										20	5986	95.1	0.37				
										25	7540	81.5	0.37				
										30	9094	104	0.75				
										35	10340	115	0.75				
										40	11586	126	0.75				

（续）

机号	叶轮直径/mm	外形尺寸/mm A	C	D	G	F	K	H	主轴转速/（r/min）	叶片指示角度/（°）	风量/（m^3/h）	全压/Pa	电动机功率/kW	重量/kg	噪声/dB（A）	生产厂	备注
6	600	604	689	748	326	412	610	400	1450	15	8749	240	1.10	52	≤73	广东广州市白云环保风机厂、广东白云环境保护设备厂	噪声测点在风机出口与轴线45°距离1m处，读取噪声最高值；每种机号中实测最大风量时的噪声值，小于此风量的风机，其噪声相应也小
										20	11121	259	1.10				
										25	13707	271	1.50				
										30	16894	283	待配				
										35	19365	313	待配				
										40	21836	343	待配				
									960	15	5792	106	0.37	58	≤64.5		
										20	7362	114	0.37				
										25	9274	119	0.75				
										30	11185	124	0 75				
										35	12821	137	0.75				
										40	14457	150	1.10				
6.3	630	634	719	800	326	420	640	420	1450	15	10334	246	1.5	58	≤70		
										20	13136	265	待配				
										25	16190	278	待配				
										30	19244	290	待配				
										35	22059	321	待配				
										40	24874	351	待配				
									960	15	6842	108	0.75	58	≤66		
										20	8697	116	0.75				
										25	10719	122	0.75				
										30	12741	127	0.75				
										35	14605	141	1.10				
										40	16468	154	1.10				

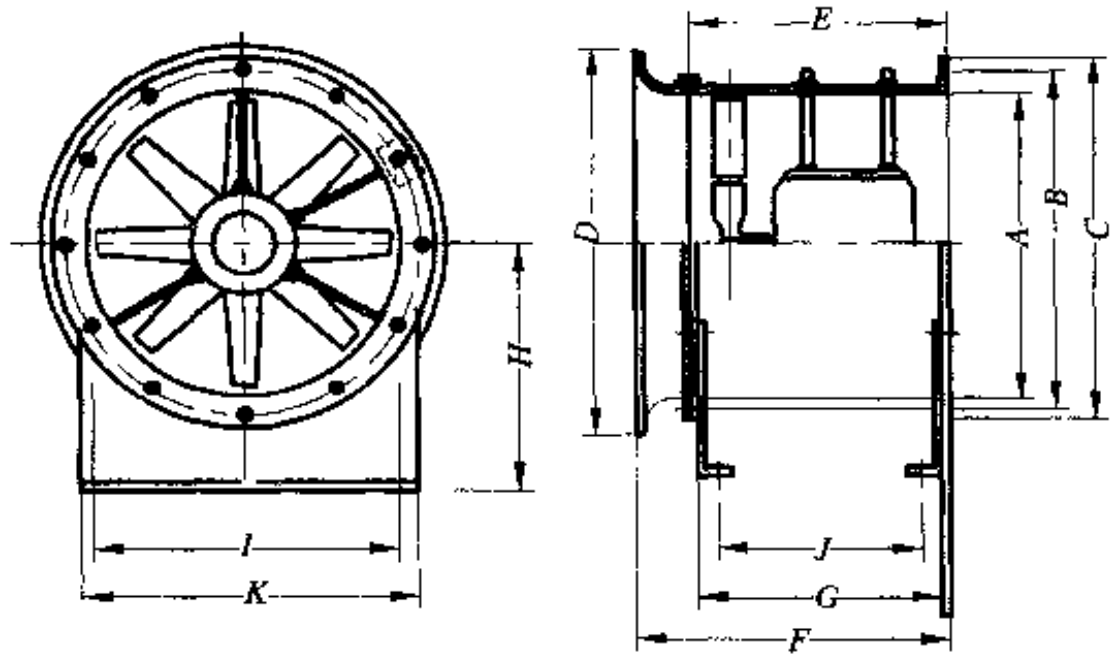


图 11.3-2　BYG 型轴流通风机外形尺寸示意图

3.3　dZBY 系列隔爆低噪声轴流通风机

dZBY 系列隔爆型低噪声轴流通风机是 BYG 系列轴流通风机的派生产品，其性能参数与 BYG 系列基本相同。它是由广州白云环境保护设备厂研制成功的新一代环保产品，其防爆性能符合 GB3836.2—1983《爆炸性环境用防爆电气设备隔爆型电气设备“d”》的要求，并取得了国家防爆电气产品质检中心颁发的防爆合格证，荣获中国新技术新产品博览会金奖。

dZBY 系列集 BYG 系列低噪声轴流通风机的优越性能和隔爆性能于一体，适用于海拔高度 1000m 以下，环境温度为-5～40℃，相对湿度不大于 95%，自燃温度不高于 135℃爆炸性混合气体的场所，例如石油的提取和提炼、各种苯类生产、各类醇类生产、涂装、烘干、橡胶生产、食品加工、药物生产等有关工厂、车间工作室及仓库、地下室等场所作通风排气之用。dZBY 系列隔爆低噪声轴流通风机防爆标志为：dⅡBT4。

表 11.3-3 列出了 dZBY 系列隔爆低噪声轴流通风机的性能参数。

表 11.3-3　dZBY 系列隔爆低噪声轴流通风机性能参数表

机号	叶轮直径 /mm	主轴转速 /（r/min）	叶片指示角度 （°）	风量 /（m^3/h）	全压 /Pa	电动机功率 /kW	噪声 /dB（A）	生产厂
4	400	1450	15	4256	122.2	0.37	≤60	广州白云环境保护设备厂
			20	5034	144	0.55		
			25	5250	156.6	0.55		
			30	5840	162.8	0.55		
			35	6290	168.8	0.55		
			40	6650	176.0	0.55		
4.5	450	1450	15	6363	162.8	0.75	≤64	
			20	7526	191.8	1.10		
			25	7849	208.6	1.10		
			30	8731	216.9	1.10		
			35	9404	224.9	1.10		
			40	9442	234.5	1.10		

（续）

机号	叶轮直径/mm	主轴转速/（r/min）	叶片指示角度（°）	风量/（m^3/h）	全压/Pa	电动机功率/kW	噪声/dB（A）	生产厂
5	500	1450	15	4213	155	0.55	≤67	广州白云环境保护设备厂
			20	5355	167	0.55		
			25	6745	175	0.55		
			30	8134	183	0.75		
			35	9325	202	1.10		
			40	10515	221	1.10		
		960	15	2789	68.0	0.37	≤60.5	
			20	3545	73.2	0.37		
			25	4465	76.7	0.37		
			30	5385	80.2	0.37		
			35	6174	88.6	0.37		
			40	6962	96.9	0.37		
5.6	560	1450	15	7114	201	0.75	≤70	
			20	9042	217	1.40		
			25	11389	227	1.10		
			30	13735	237	1.50		
			35	15618	262	2.20		
			40	17500	287	2.20		
		960	15	4710	88.1	0.37	≤63	
			20	5896	95.1	0.37		
			25	7540	99.6	0.37		
			30	9094	104	0.75		
			35	10340	115	0.75		
			40	11586	126	0.75		
6	600	1450	15	8749	240	1.10	≤73	
			20	11121	259	1.10		
			25	13707	271	1.50		
			30	16894	283	2.20		
			35	19365	313	3.0		
			40	21836	343	3.0		
		960	15	5792	106	0.37	≤64.5	
			20	7362	114	0.37		
			25	9274	119	0.75		
			30	11185	124	0.75		
			35	12821	137	0.75		
			40	14457	150	1.10		
6.3	630	1450	15	10334	246	1.5	≤70	
			20	13136	265	2.20		
			25	16190	278	2.20		
			30	19244	290	3.0		
			35	22059	321	3.0		
			40	24874	351	—		
		960	15	6842	108	0.75	≤66	
			20	8697	116	0.75		
			25	10719	122	0.75		
			30	12741	127	0.75		
			35	14605	141	1.10		
			40	16468	154	1.10		

3.4　DQ35—11 系列轴流通风机

DQ35—11 系列轴流通风机是由中国科学院工程热物理研究所与北京鼓风机一分厂共同研制成功的新产品，1994 年通过技术鉴定，1995 年被国家科学技术委员会评为国家级新产品，1996 年荣获北京市星火一等奖。

DQ35—11 系列轴流通风机采用前掠式宽型叶片，叶片沿轴向向前倾斜装于轮壳内，叶片在轮壳上为不等距配置。这种新型气动结构，大幅度地降低了气流噪声，同时提高了风机效率，风机全压最高效率大于 80%。

DQ35—11 系列轴流通风机可广泛应用于工矿企业、仓库、实验室、办公楼（室）、体育文娱场馆、宾馆饭店、餐饮业及其他民用建筑的通风换气，亦可在较长的管道内间隔串联安装，以提高管道中风压。该系列风机适宜输送非易燃、无腐蚀性、无显著粉尘的气体，气体温度不超过 60℃。

BDQ35—11 系列为防爆低噪声轴流通风机，其结构同 DQ35—11 系列，电动机为专用防爆电动机，叶片为铝材制造，该型风机适用于含有易燃、易爆炸气体介质的一般用途通排风。

FDQ35—11 系列为防腐低噪声轴流通风机，其结构同 DQ35—11 系列，是 DQ35—11 的派生产品，风机主要零部件用玻璃钢材料制成，亦可在 DQ35—11 系列风机上加涂防腐涂层制成。该系列风机具有较好的耐腐蚀性能，适用于在有一定浓度的带腐蚀性介质的场所通排风使用。

DQ35—11、BDQ35—11、FDQ35—11 系列低噪声轴流风机可制成卧式、挂壁式和移动式等安装型式，按叶轮直径不同可分为 14 种机号，风量为 1005～59 900 m^3/h，风压为 40～410Pa。

表 11.3-4 为 DQ35—11 和 FDQ35—11 系列轴流通风机性能参数表，表中机号栏内 T 表示 2 极电动机，F 表示 4 极电动机，S 表示 6 极电动机。图 11.3-3 为 DQ35—11 系列轴流通风机外形示意图。

BDQ35—11 系列防爆轴流通风机性能参数与 DQ35—11 系列基本相同，可参照表 11.3-4 进行选用。

表 11.3-4　DQ35—11、FDQ35—11 系列轴流通风机性能参数表

机号	叶轮直径 /mm	外形尺寸 mm					主轴转速 /（r/min）	风量 /（m^3/h）	全压 /Pa	电动机功率 /kW	噪声 /dB（A）	生产厂	备　注
		D	D_2	L	B	H							
2.5T	250	253	315	258	140	200	2900	2010	160	0.18	62.5	北京鼓风机一分厂	BDQ35—11 系列防爆低噪声轴流通风机与同规格的 DQ35—11、FDQ35—11 系列外形尺寸、叶轮直径、电动机功率、噪声指标等基本相同，因电动机为防爆型，故风量风压略有不同，可参照本表选用
2.5F							1450	1005	40	0.04	47.5		
2.8T	280	283	355	258	180	220	2900	2820	200	0.25	66		
2.8F							1450	1410	50	0.04	51		
3.15T	315	318	400	282	220	240	2900	4020	254	0.37	69.5		
3.15F							1450	2010	63	0.06	54.5		
3.55T	355	358	395	327	240	260	2900	5760	300	0.75	72.5		
3.55F							1450	2880	75	0.09	57.5		
4T	400	405	478	349	280	290	2900	8420	409	1.50	77		
4F							1450	4120	102	0.18	62		
4.5T	450	454	560	314	320	330	1450	5860	129	0.37	65		
4.5S							960	3880	56	0.18	56.5		

（续）

机号	叶轮直径/mm	外形尺寸 mm					主轴转速/（r/min）	风量/（m^3/h）	全压/Pa	电动机功率/kW	噪声/dB（A）	生产厂	备注
		D	D_2	L	B	H							
5F	500	504	630	364	400	340	1450	8050	160	0.55	68	北京鼓风机一分厂	BDQ35—11 系列防爆低噪声轴流通风机与同规格的 DQ35—11、FDQ35—11 系列外形尺寸、叶轮直径、电动机功率、噪声指标等基本相同，因电动机为防爆型，故风量风压略有不同，可参照本表选用
5S							960	5330	70	0.25	59.5		
5.6F	560	564	710	404	440	390	1450	11300	200	1.10	71.5		
5.6S							960	7480	87	0.37	63		
6.3F	630	634	800	474	490	440	1450	16100	254	1.50	75		
6.3S							960	10660	111	0.55	66.5		
7.1F	710	715	900	494	680	490	1450	23040	322	3.00	79		
7.1S							960	15260	141	0.75	70.5		
8F	800	805	1000	579	730	550	1450	32970	409	5.50	83		
8S							960	21830	179	1.50	74		
9S	900	905	1120	648	810	610	960	31080	226	3.00	77.5		
10S	1000	1006	1250	753	890	670	960	42640	279	5.50	80.5		
11.2S	1120	1126	1400	838	1080	750	960	59900	350	7.50	84		

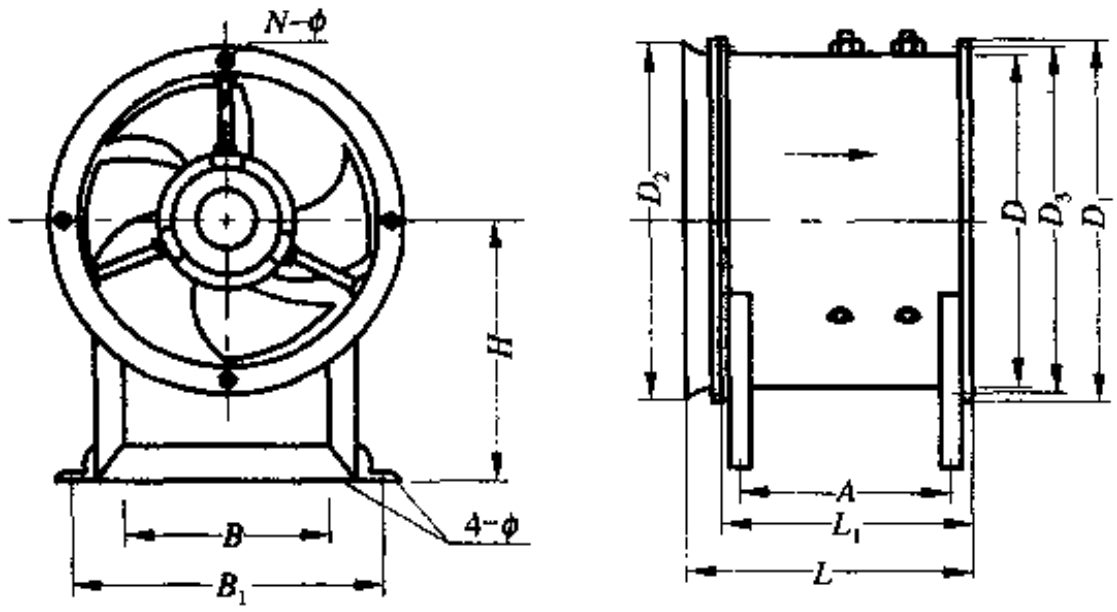


图 11.3-3　DQ35—11 系列轴流通风机外形示意图

3.5　SF 系列节能低噪声轴流风机

SF 系列节能低噪声轴流风机是中国船舶工业总公司第七研究院第七一一研究所研制成功的一种新产品，已通过产品鉴定。SF 系列分为壁式、岗位式和管道式三种类型。叶轮由数片宽叶型叶片和曲线支架组成，叶片用半硬性铝板制成，叶轮经动静平衡校测，运转平稳，噪声低，振动小，效率高，与同类普通风机相比，风量增加 10%～20%，机组效率提高 5%～15%，噪声低 10dB（A）左右。适用于工厂企业、民用建筑、宾馆商店等需要防暑降温、调节室内空气的地方。本系列中防腐风机经过专门工艺处理，适用于化工、海港等有防腐蚀要求的场所。

SF 系列风机有 12 种规格，风量为 3000～24 000m³/h，全压为 60～350Pa，转速分为 720r/min、960r/min、1450r/min 等三档；SF 系列壁式轴流风机分为送风式和抽风式，送风口处装有集流器和网罩，出风口处可装设扩压管；SF 系列岗位式轴流风机分为固定型和撑脚型，固定型固定在柱梁上或高位上，撑脚型放置在地坪上。

图 11.3-4 为 SF 系列节能低噪声轴流风机外形尺寸示意图，表 11.3-5 为 SF 系列节能低噪声轴流风机性能参数表。

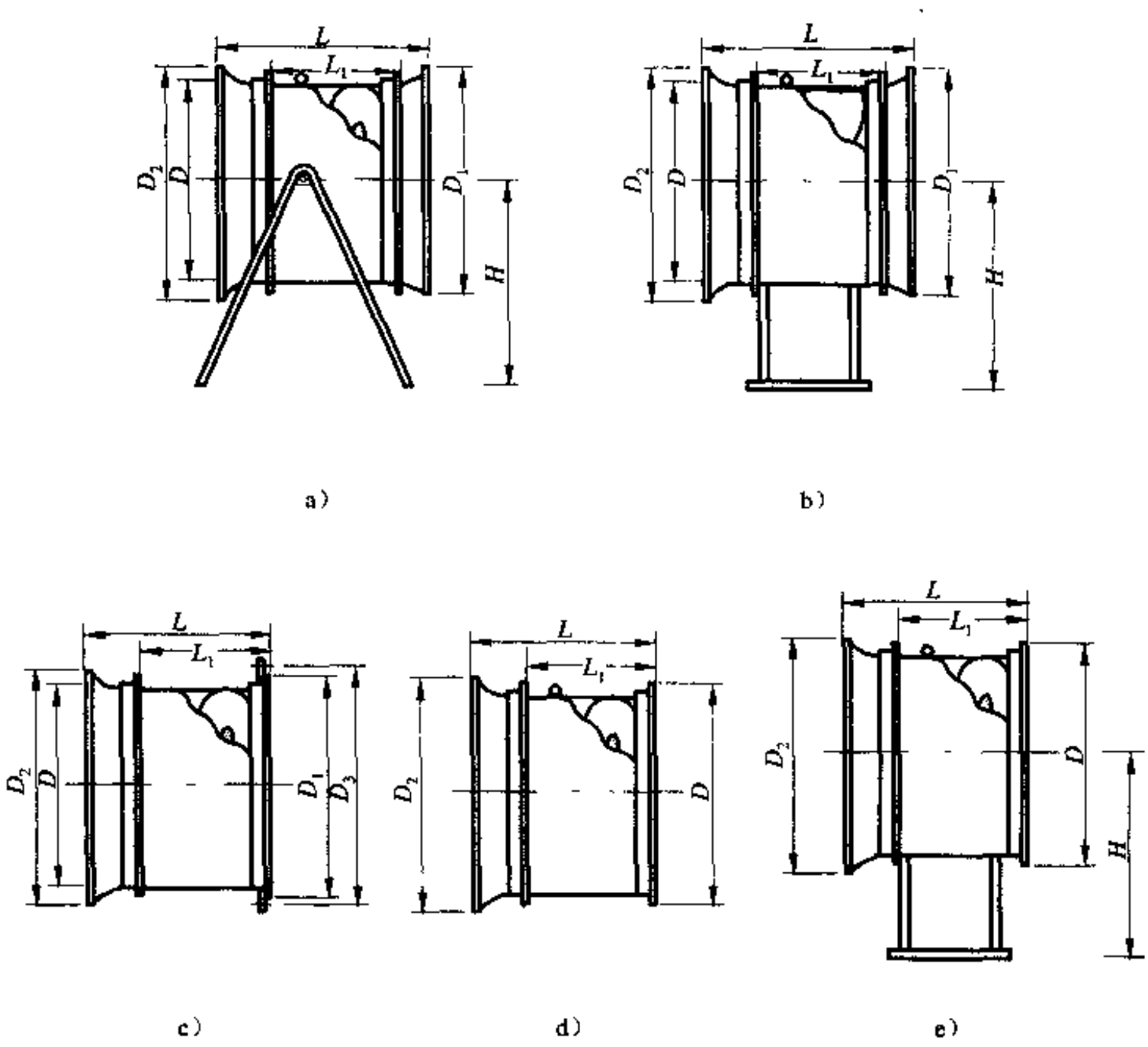


图 11.3-4　SF 系列节能低噪声轴流风机外形尺寸示意图

a）岗位撑脚式　b）岗位固定式　c）壁式　d）管道式　e）固定管道式

表 11.3-5 SF 系列节能低噪声轴流风机性能参数表

型号 \ 参数	型式及外形尺寸/mm										主要技术性能					生产厂
	壁式			管道式			岗位撑脚式/岗位固定式				主轴转速/(r/min)	风量/(m^3/h)	全压/Pa	电动机功率/kW	噪声/dB(A)	
	D	D_2	L	D	D_2	L	D	D_2	L	H						
SF3.5—4	350	440	350	350	440	350	350/350	440/440	430/430	500/350	1450	4600	90	0.25	<70	上海奉贤齐贤风机厂
SF3.5—6											960	3000	60	0.25	<63	上海金山亭林锅炉辅机厂
SF4—4	414	530	350	414	530	350	414/414	530/530	440/440	550/550	1450	6000	140	0.55	<72	上海三星环保设备厂
SF4—6											960	4500	80	0.25	<64	上海闸北环境保护厂
SF5—4	514	640	410	514	640	410	514/514	640/650	500/500	600/400	1450	9300	200	0.80	<74	上海金山通用机械厂
SF5—6											960	7700	100	0.37	<66	
SF6—4	600	704	440	600	704	440	600/600	705/704	560/560	650/480	1450	12300	320	2.2	<83	
SF6—5											960	13200	180	0.8	<75	
SF6—6											960	15000	160	1.1	<76	
SF6—8											720	11000	100	0.55	<65	
SF7—4	718	845	570	718	845	570	718/718	845/845	690/690	750/530	1450	24000	350	2.8	<84	
SF7—6											960	21700	200	2.2	<78	

3.6　JT—LZ 系列冷却塔专用风机

冷却塔风机是冷却塔主要噪声源之一。上海交通大学和浙江上虞风机厂共同研制成功的 JT—LZ 系列冷却塔专用风机，按空气动力性能要求设计叶型，采用低转速、大弦长、空间扭曲、倾斜式叶型，以利在低转速驱动的前提下，保证所需要的风量、风压，同时进一步节电降噪。JT—LZ 系列冷却塔风机具有效率高、耗电省、噪声低、平衡精度优良等特点，荣获部优质产品证书和国家银质奖，国内许多冷却塔生产厂都是配用 JT—LZ 系列专用风机制造冷却塔，本系列专用风机已广泛应用于国家机关、高级宾馆、体育中心及化工、轻工、医药、食品、纺织、冷冻、空调等厂矿企业，并配套出口泰国、朝鲜等国家和香港地区。

图 11.3-5 为 JT—LZ 系列冷却塔专用风机叶轮外形尺寸示意图。表 11.3-6 为 JT—LZ 系列固定角度冷却塔专用风机性能参数表。表 11.3-7 为 JT—LZ 系列可变角度冷却塔专用风机性能参数表。

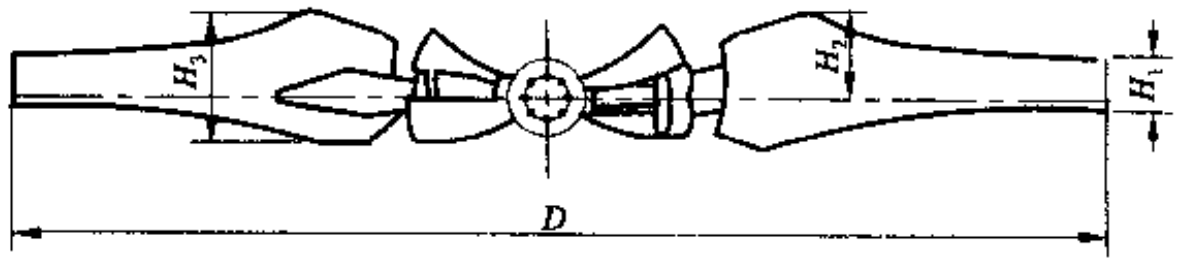


图 11.3-5　JT—LZ 系列冷却塔专用风机叶轮外形示意图

表 11.3-6　JT—LZ 系列固定角度冷却塔专用风机性能参数表

机号	外形尺寸/mm			风量/（m^3/h）	静压/Pa	转速/（r/min）	电动机功率/kW	噪声/dB（A）		配套冷却塔容量/（m^3/h）			生产厂	备注
	D	H_3	型号					D_m 处	D_f 处	标准型	中温型	高温型		
4	400	154	B	3200	50	960	0.18	<52	<52.5	4	—	—	浙江上虞风机厂 江苏宜兴市南漕风机风冷设备厂	D_m 噪声测点定位：距塔壁距离为 1 倍塔径，离地高 1.5m D_f 噪声测点定位：上塔体出风口边 45°方向距离等于风机直径 D_i 的位置
			C	2800	40	720	0.125	<49	<49.5	4	—	—		
5	500	215	B	5000	60	960	0.25	—	—	8	—	—		
			C	5000	50	720	0.25	<52	<55	8	—	—		
6	600	285	A	7200	70	960	0.55	—	—	10				
			B	6000	60	720	0.37	<52	<55	8	—	—		
			C	5500	50	720	0.25	<49.5	<51.5	8				
7	700	265	A	10500	70	960	0.75	—	—	15	—	—		
			A	18000	80	960	1.5	—	—	30	20	—		
			B	12000	70	720	0.75	<59	<63	15	—	—		
			C	7000	60	560	0.37	<47	<49.5	10	—	—		
8	800	395	A	23000	70	960	2.2	—	—	—	30	20		
			B	12000	70	720	0.75	<59	<63	15	—	—		
			B	19000	75	720	1.5	<59	<63	30	20	—		
			C	10000	70	480	0.75	<48.5	<54	15	—	—		
9	900	200	A	30000	70	960	2.2	—	—	50	30	—		
			B	20000	70	720	1.5	<59	<69	30	—	—		
			B	29000	70	720	2.2	<59	<64	50	30	—		
			C	21000	70	480	1.5	<50.5	<56	30	—	—		

（续）

机号	外形尺寸/mm			风量/（m^3/h）	静压/Pa	转速/（r/min）	电动机功率/kW	噪声/dB（A）		配套冷却塔容量/（m^3/h）			生产厂	备注
	D	H_3	型号					D_m 处	D_f 处	标准型	中温型	高温型		
10	1000	235	A	33000	70	960	2.2	—	—	50	30	—	浙江上虞风机厂 江苏宜兴市南漕风机风冷设备厂	D_m 噪声测点定位：距塔壁距离为 1 倍塔径，离地高 1.5m D_f 噪声测点定位：1、塔体出风口边 45° 方向距离等于风机直径 D_f 的位置
			A	44000	60	960	4.0	—	—	75	50	—		
			B	25000	70	720	1.5	<60	<65	30	—	—		
			B	44000	60	720	4.0	<60	<65	75	50	—		
			C	21000	60	480	1.1	<51	<51	30	—	—		
12	1200	430	A	40000	60	960	3.0	—	—	75	50	30		
			A	65000	70	960	5.5	—	—	100	80	50		
			B	32000	60	720	1.5	<60	<65.5	50	30	—		
			B	65000	70	720	5.5	<60	<65.5	100	75	50		
			C	32000	60	480	1.5	<51	<57	50	30	—		
			C	38000	60	480	2.2	<51	<57	—	50	—		
13	1300	230	A	65000	70	720	5.5	—	—	100	80	50		
			A	40000	50	720	3.0	—	—	75	50	30		
			B	32000	60	480	1.5	<60	<65.5	50	30	—		
15	1500	230	A	66000	70	720	4.0	—	—	100	80	50		
			B	65000	70	480	3.7	<60	<67	100	80	50		
			C	32000	60	320	1.1	<53	<59	50	30	—		
			C	65000	60	320	3.7	<53	<59	100	80	50		
18	1800	240	B	75000	70	480	3.7	<62	<68	120	100	70		
			C	65000	60	320	3.7	<55	<63	100	80	50		
20	2000	240	B	105000	70	480	5.5	<63	<70	150	120	80		
			C	65000	60	320	2.2	<55	<63	100	75	50		

表 11.3-7　JT-LZ 系列可变角度冷却塔专用风机性能参数表

机号	外形尺寸/mm			风量/（m^3/h）	静压/Pa	转速/（r/min）	电动机功率/kW	噪声/dB（A）		配套冷却塔容量/（m^3/h）			生产厂	备注
	D	H_3	型号					D_m 处	D_f 处	标准型	中温型	高温型		
22	2000	490	A	130000	80	320	11	—	—	200	150	100	浙江上虞风机厂 江苏宜兴市南漕风机风冷设备厂	D_m 噪声测点定位：距塔壁距离为 1 倍塔径，离地高 1.5m D_f 噪声测点定位：上塔体出风口边 45° 方向距离等于风机直径 D_f 的位置
			B	100000	70	250	5.5	<63	<72	150	120	75		
24	2400	465	A	124000	80	320	7.5	—	—	200	150	100		
			B	105000	70	220	5.5	<63	<72	150	120	75		
			C	92000	60	220	4	<55	<63	150	120	75		
28	2800	460	A	186000	80	320	11	—	—	300	200	150		
			A	205000	100	220	15	—	—	300	200	150		
			B	130000	70	165	7.5	<63	<72	200	150	100		
			C	125000	60	200	5.5	<57	<65	200	150	100		
30	3000	650	A	186000	80	220	11	—	—	300	200	150		
32	3200	650	A	211000	70	220	11	—	—	300	200	150		
34	3400	315	A	211000	70	220	11	—	—	300	200	150		
38	3800	550	B	210000	70	165	11	<65	<72	300	200	150		
			C	185000	60	165	7.5	<57	<65	300	200	150		

（续）

机号	外形尺寸 / mm			风量 /（m^3/h）	静压 / Pa	转速 /（r/min）	电动机功率 / kW	噪声/dB（A）		配套冷却塔容量 /（m^3/h）			生产厂	备注
	D	H_3	型号					D_m 处	D_f 处	标准型	中温型	高温型		
40	4000	443	A	340000	90	250	18.5	—	—	500	400	300	浙江上虞风机厂 江苏宜兴市南漕风机风冷设备厂	D_m 噪声测点定位：距塔壁距离为 1 倍塔径，离地高 1.5m D_f 噪声测点定位：上塔体出风口边 45° 方向距离等于风机直径 D_f 的位置
			B	210000	70	165	11	<65	<72	300	200	150		
42	4200	443	A	360000	70	250	18.5	—	—	500	400	300		
			C	250000	60	165	11	<57	<65	400	300	200		
46	4600	435	A	420000	70	250	22	—	—	600	500	300		
			B	300000	70	125	15	<65	<72	500	400	300		
47	4700	400	A	470000	70	200	22	—	—	750	600	400		
			B	380000	60	165	15	<65	<72	500	400	300		
50	5000	580	A	470000	70	250	22	—	—	750	600	400		
			B	360000	70	165	15	<65	<72	500	400	300		
			C	320000	60	125	11	<58	<66	500	400	300		
60	6000	880	A	500000	70	165	30	—	—	750	600	400		
			A	650000	100	165	37	—	—	1000	750	500		

第 4 章　离心风机降噪

4.1　11-62-02 系列离心风机

11-62-02 系列离心风机是上海通利机械厂集十余年生产实践而开发的一种新产品。叶轮设计采用了先进的空气动力参数与新的结构尺寸，叶轮组全部采用 LF2-Y2 高强度防锈铝制做，重量轻、寿命长；风机动力采用了可调低噪声 YDW 外转子电动机，整机可实行无级变速，能满足各种通风场合下变风量要求；机壳风舌应用了新颖消声结构，叶轮经过了严格的动静平衡校正，故整机运转平稳、噪声低、振动小，本系列产品被评为上海市优质产品。

11-62-02 系列主要应用于与风机盘管空调、机房空调、净化空调等配套的通风系统，也可应用于厂矿企业车间、办公楼、工作室、恒温室以及宾馆、剧场、礼堂、饭店等的通风排气，还可应用于有轻度腐蚀或有较高温度场所的通风排风，以及餐厅、厨房的油烟排风。图 11.4-1 为 11-62-02 系列离心风机外形示意图、表 11.4-1 为 11-62-02 系列离心风机性能参数表。

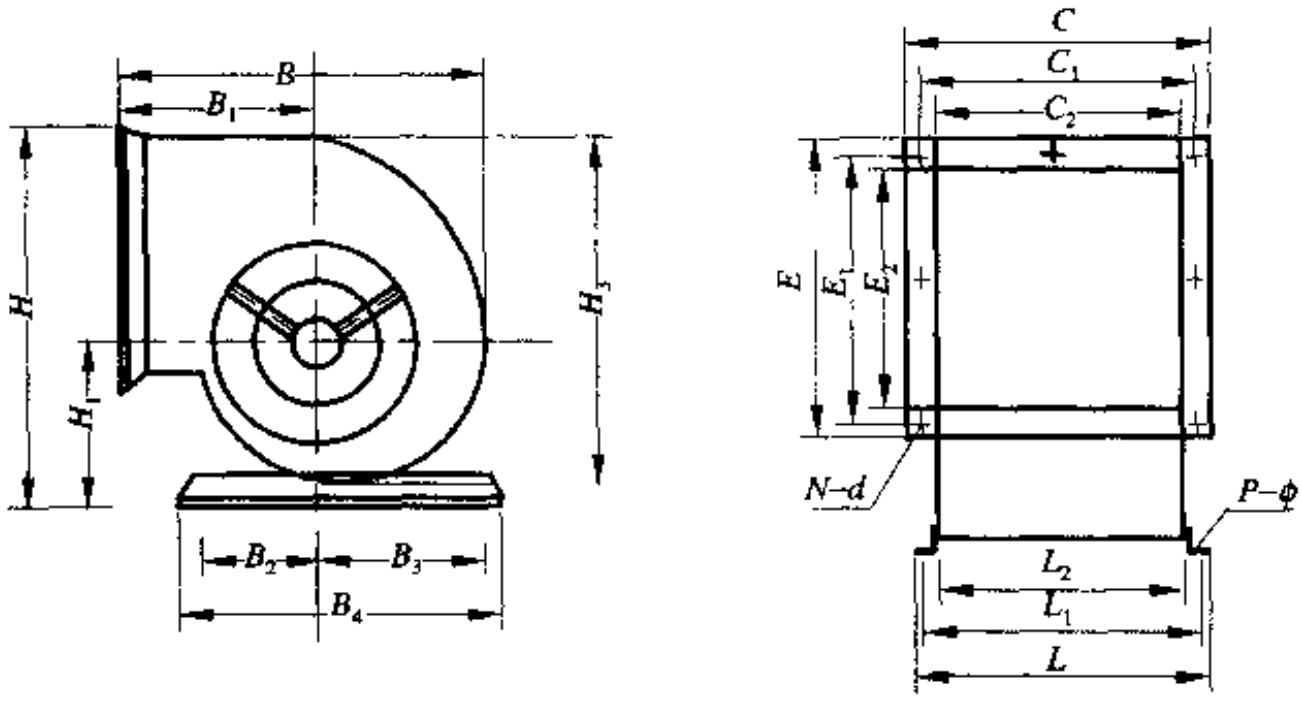


图 11.4-1　11-62-02 系列离心风机外形示意图

表 11.4-1　11-62-02 系列离心风机性能参数表

性能参数 / 型号	外形尺寸 /mm								风量 /（m³/h）	全压 /Pa	转速 /（r/min）	电动机功率 /kW	电压 /V	噪声 /dB（A）	生产厂
	H	H_1	B	B_1	B_4	C	E	L_2							
A2.5	—	—	382	186	—	264	317	214	600	88	740	0.04	220	42	上海通利机械厂
B2.5	468	194	405	193	400	370	329	310	1450	83	760	0.085	220	56	
C/D2.5	—	—	382	186	—	360	317	310	2300/1600	210/127	1250/900	0.37/0.25	380	62/60	
E2.5	—	—	379	180	—	360	203	310	2800	340	1350	0.55	380	69	
A2.8	—	—	390	190	—	406	293	346	2500/3000	176/390	900/1350	0.37/0.80	380	60/66	
B2.8	—	—	—	—	—	—	—	—	2600	132	750	0.12	220	58	

（续）

型号 \ 性能参数	外形尺寸/mm								风量/（m^3/h）	全压/Pa	转速/（r/min）	电动机功率/kW	电压/V	噪声/dB（A）	生产厂
	H	H_1	B	B_1	B_4	C	E	L_2							
C2.8	—	—	450	222	—	410	345	360	2500/3500	420/440	1250/1350	0.55/1.10	380	67/68	上海通利机械厂
A3.2	670	265	582	270	500	350	385	290	3200	290	900	0.80	380	62	
B3.2	603	265	544	267	500	420	345	360	4200/5000	335/640	900/1350	0.80/1.50	380	65/71	
A/B3.5	746	296	623	280	560	376	414	316	4000/5000	362/430	900/900	0.80/1.10	380	64/67	
A/B3.6	717	304	628	300	560	470	374	410	6000/9000	—	900/1380	1.50/4.0	380	—	
E4	788	324	727	360	620	500	462	440	10000	510	900	2.2	380	71	

4.2　ZDT9 型单进风轴向可变低噪声离心通风机

广州市兴华环保联合企业广州市兴华环保风机厂研究设计并批量生产的 ZDT9 型单进风轴向可变低噪声离心通风机是在原有 DT9 型多翼式离心通风机系列的基础上的改进，该系列通风机具有流量较大、压力较高、噪声较低的特点，集离心通风机与轴流通风机的优点于一身，具备轴向和 90° 向进风风口，可任意选择，能满足不同场所的安装要求。其主要部件装拆方便，维修容易，实用性强。整个机组外形新颖美观，占地少。该系列风机适用于单位食堂、饮食店、宾馆酒楼、矿企业以及公共场所的厨房设备、通风设备、冷气空调设备以及消烟除尘设备上使用，同时也适宜于在粮食机械、化工机械等生产设备上使用。该系列风机气动性能和噪声特性处于国内领先水平。

ZDT9 型单进风轴向可变低噪声离心通风机分为两大类，一类是排送风型 A 式直传动，机号为 2.5#、3#、3.5#、4#四种；另一类是排送风型 E 式皮带传动，机号为 3.5#、4.5#、5.5#、6.5#、7.5#等五种。

图 11.4-2 为 ZDT9 型轴向可变 A 式传动低噪声离心通风机外形示意图，图 11.4-3 为 ZDT9 型轴向可变 A 式传动低噪声离心通风机拆装图。图 11.4-4 为 ZDT9 型轴向可变 E 式传动低噪声离心通风机外形示意图，图 11.4-5 为 ZDT9 型轴向可变 E 式传动低噪声离心通风机拆装图，表 11.4-2 为 ZDT9 型轴向可变低噪声离心通风机主要性能参数表，表 11.4-3 为 ZDT9 型轴向可变 A 式传动低噪声离心通风机主要尺寸表，表 11.4-4 为 ZDT9 型轴向可变 E 式传动低噪声离心通风机主要尺寸表。

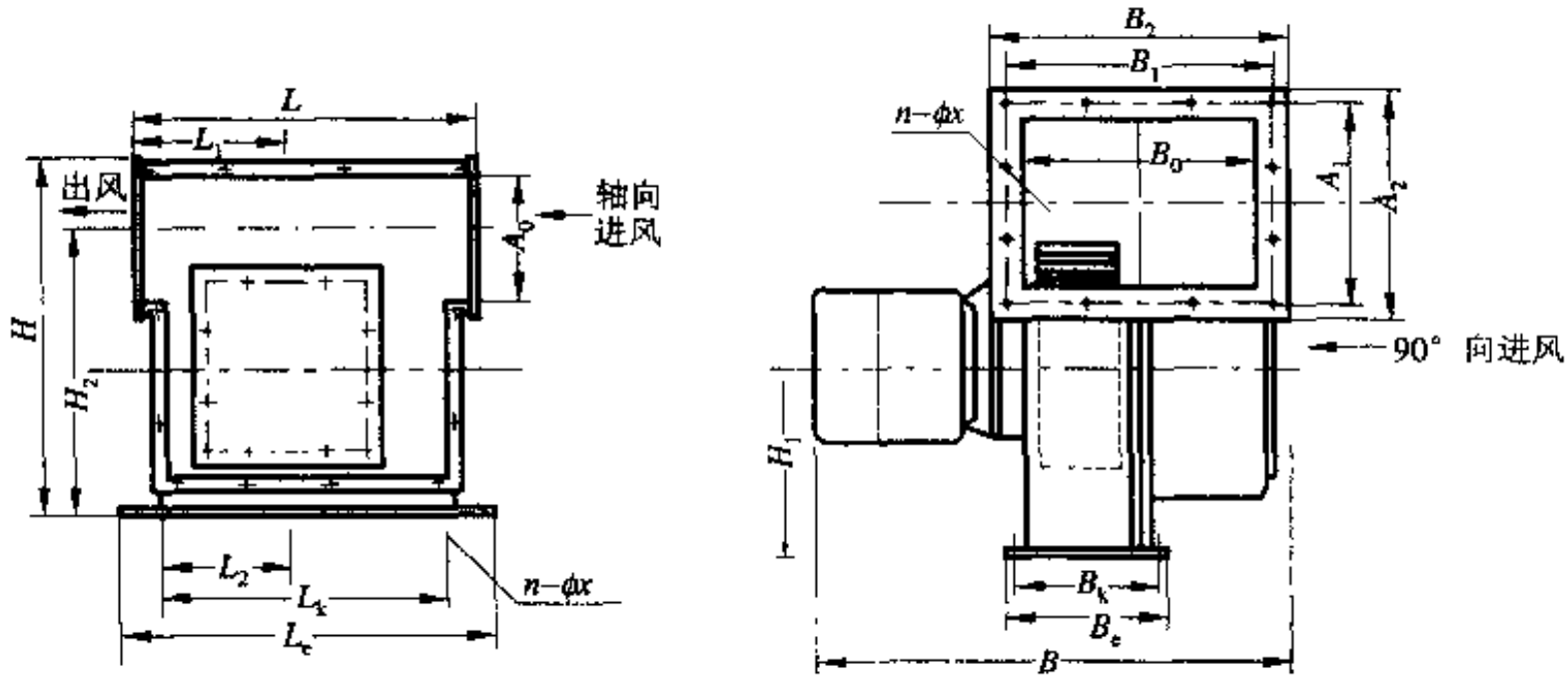


图 11.4-2　ZDT9 型轴向可变 A 式传动低噪声离心通风机外形示意图

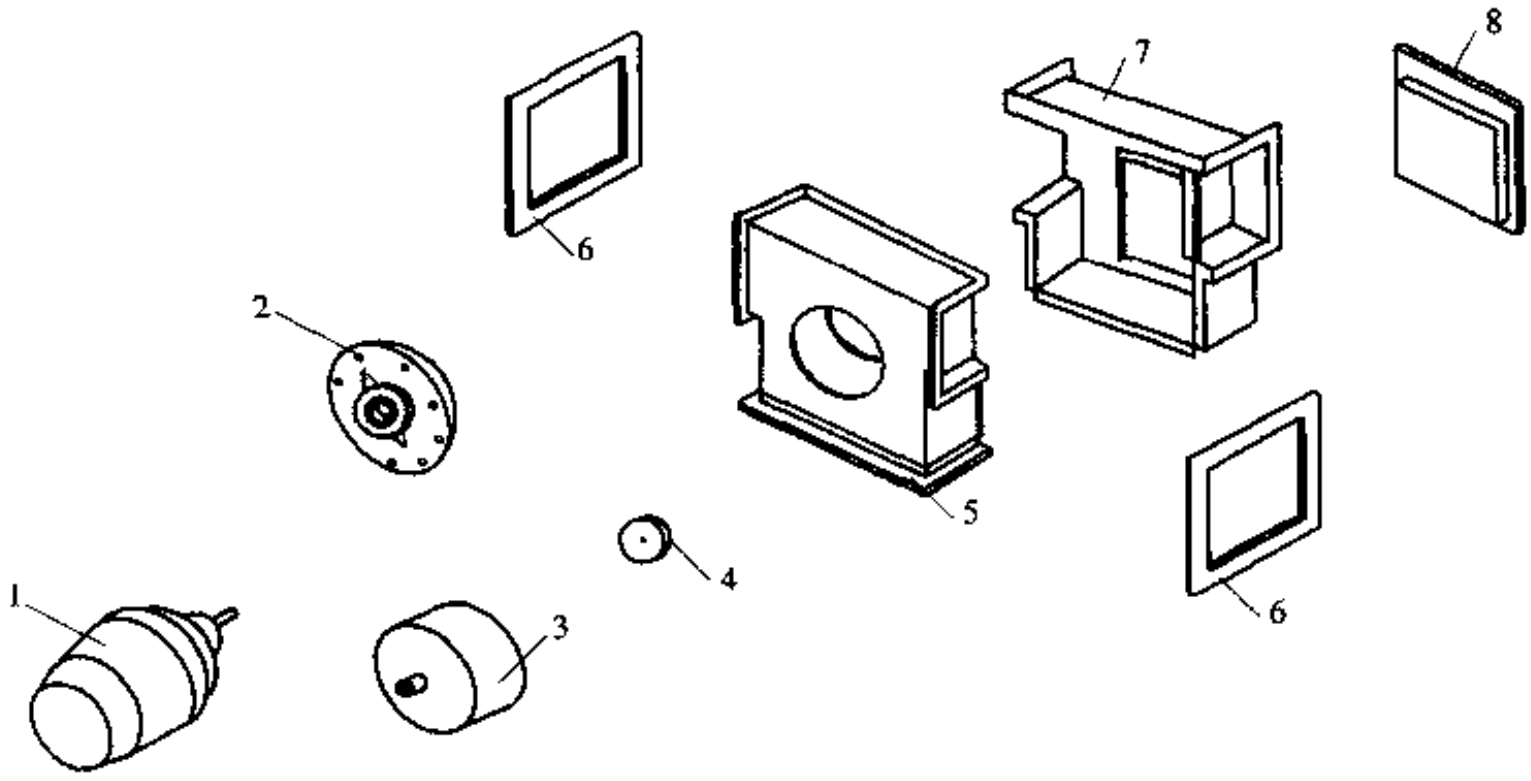


图 11.4-3　ZDT9 型轴向可变 A 式传动低噪声离心通风机拆装图

1—电动机　2—安装法兰　3—叶轮部件　4—垫圈

5—机体部件　6—方法兰　7—进风箱部件　8—消声门部件

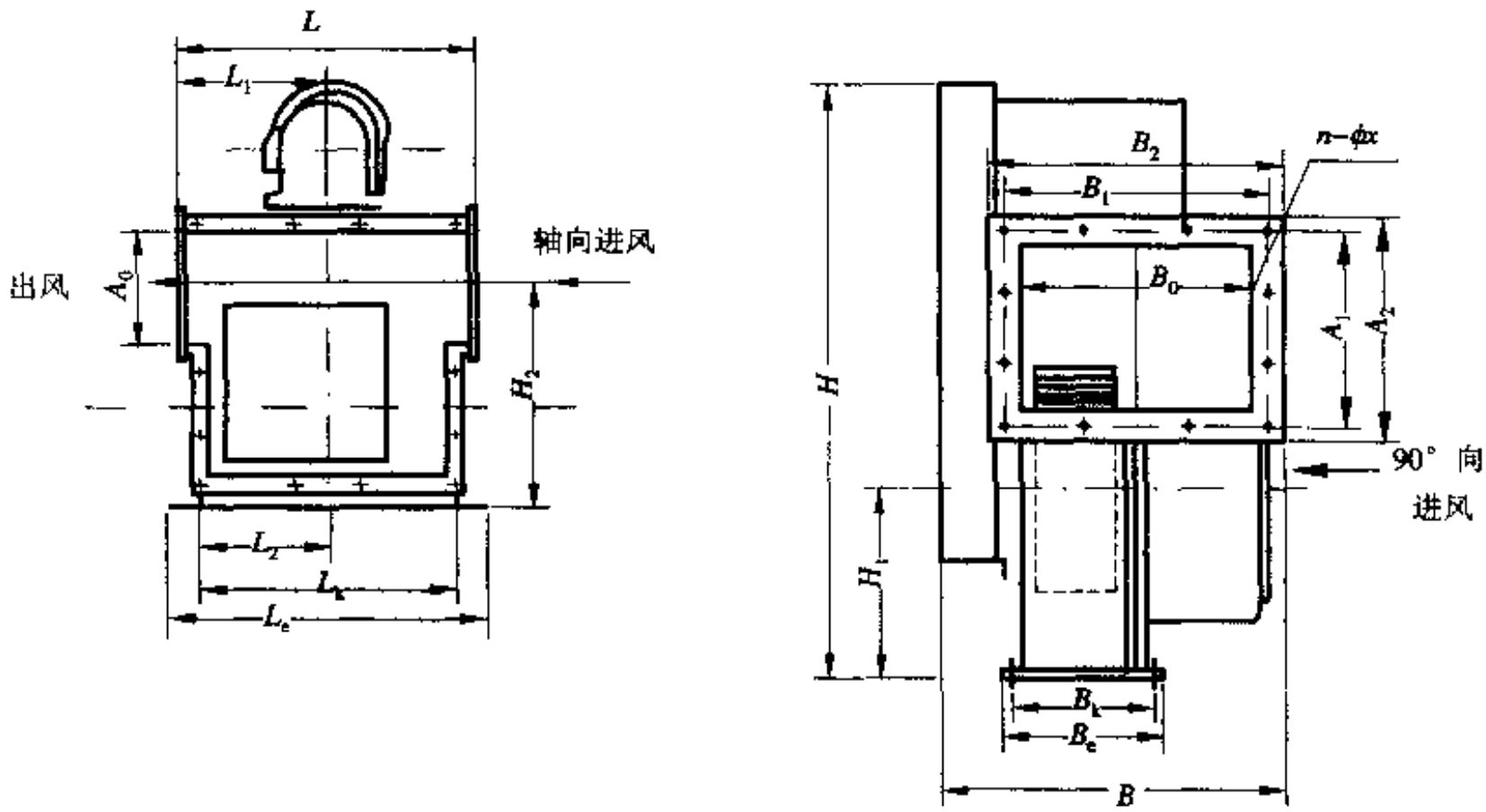


图 11.4-4　ZDT9 型轴向可变 E 式传动低噪声离心通风机外形示意图

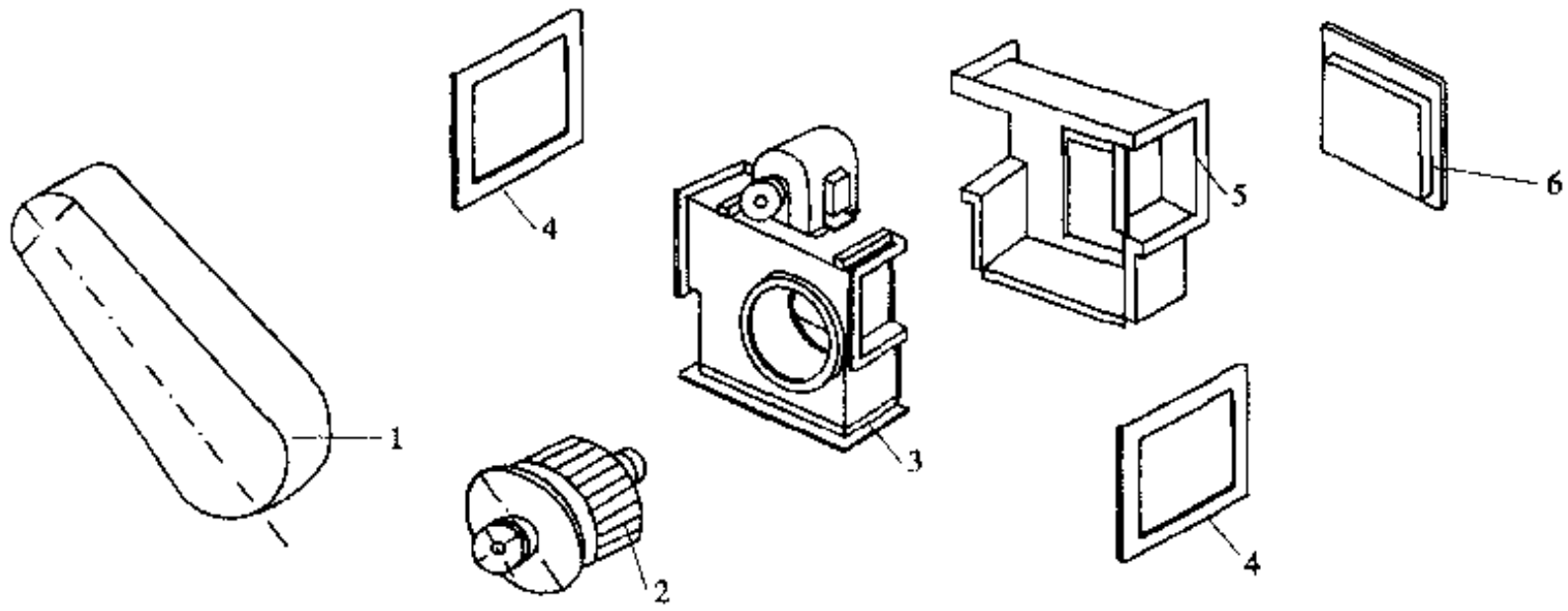


图 11.4-5　ZDT9 型轴向可变 E 式传动低噪声离心通风机拆装图

1—防护罩　2—叶轮与传动部件　3—机体部件　4—方法兰　5—进风箱　6—消声门

表 11.4-2　ZDT9 型轴向可变低噪声离心通风机主要性能参数表

型号	主轴转速/(r/min)	流量/(m^3/h)	全压/Pa	电动机功率/kW	噪声/dB(A)	外形尺寸/mm 长(L)×宽(B)×高(H)	总重量/kg	进风口尺寸/mm 宽(B_0)×高(A_0)	备注	生产厂
2.5#	1440	2150～2850	350～420	0.55	<68	540×569×550	40	274×270	90°向进出风	广州市兴华环保联合企业　广州市兴华环保风机厂
	1440	1800～2350	290～370		<66			274×135	轴向进出风	
3#	1440	2000～2500	500～650	1.1	<69	600×688×624	70	320×302	90°向进出风	
	1440	1800～2400	450～580		<68			320×190	轴向进出风	
3.5#	1440	3600～7100	540～860	2.2	<71	715×738×767	102	384×376	90°向进出风	
	1440	3450～4850	400～820		<70			384×185	轴向进出风	
4.5#	970	5400～8300	520～630	3	<72	790×945×812	140	495×390	90°向进出风	
	970	4550～7250	440～600		<71			495×244	轴向进出风	
5.5#	750	5600～9850	510～605	3	<73	990×700×1432	250	570×570	90°向进出风	
	750	4800～8800	470～630		<71			570×270	轴向进出风	
6.5#	630	8900～16900	610～740	5.5	<75	1210×790×1773	410	760×602	90°向进出风	
	630	7800～11950	490～710		<73			760×300	轴向进出风	
7.5#	620	11700～21800	570～860	11	<77	1460×865×2285	620	930×702	90°向进出风	
	620	8300～15200	500～840		<75			930×350	轴向进出风	
	700	18000～26500	800～950	18.5	<88	2040×875×1750	620	930×702	90°向进出风	
	700	10000～22000	750～900		<87			930×350	轴向进出风	

表 11.4-3　ZDT9 型轴向可变 A 式传动低噪声离心通风机主要尺寸表

机号	主要尺寸/mm						进出风口尺寸/mm						
	L	H	B	L_1	H_1	H_2	A_0	A_1	A_2	B_0	B_1	B_2	$n-\phi x$
2.5#	540	550	569	230	220	388	270	303	324	270	303	324	12-7
3#	600	623.5	688	250	245	436.5	320	353	374	382	414	435	12-7
3.5#	715	767	738	300	305	545	380	418	444	370	410	436	12-7
4.5#	790	812	945	345	340	585	390	428	454	394	532	558	16-9

表 11.4-4　ZDT9 型轴向可变 E 式传动低噪声离心通风机主要尺寸表

机号	主要尺寸/mm						进出风口尺寸/mm						
	L	H	B	L_1	H_1	H_2	A_0	A_1	A_2	B_0	B_1	B_2	$n-\phi x$
3.5#	715	1065	513	300	305	545	380	418	448	373	410	436	12-7
4.5#	790	1110	638	345	340	585	390	428	458	494	532	559	16-9
5.5#	990	1432	700	414	444.5	780	570	608	634	545	584	610	18-9.5
6.5#	1210	1773	790	500	540	970	760	798	824	602	639	665	22-9.5
7.5#	1460	2194	865	600	655	1194	930	978	1014	702	749	785	24-9.5

4.3　DT9 型多翼式离心通风机

DT9 型多翼式离心通风机也是广州市兴华环保风机厂生产的专利产品，该型风机具有噪声低、风力大、结构牢固、维修方便等特点，可用于厨房通风、消烟除尘、机械通风等设备上，用途广泛，适应性强。排送风型 A 式直传动的规格有 1.5#、2#、2.5#、3.5#、4.5#等五种规格，排送风型 E 式皮带传动的规格有 3.5#、4.5#、5.5#、6.5#、7.5#等五种规格。

表 11.4-5 为 DT9 型多翼式离心通风机主要性能参数表。

表 11.4-5　DT9 型多翼式离心通风机主要性能参数表

型　号	机号	电压/V	主轴转速/（r/min）	流　量/（m^3/h）	全压/Pa	电动机功率/kW	噪声/dB（A）	外形尺寸/mm	总重量/kg	生产厂
DT9-50-11A	1.5# A_1	220	2800	700～800	700～900	0.37	<65	304×323×290	18	广州市兴华环保风机厂
DT9-50-11A	1.5# A_2	380	2800	700～880	700～900	0.37	<65	304×323×290	18	
DT9-63-11A	2# A_1	220	1400	900～1100	300～350	0.18	<65	360×330×350	32	
DT9-63-11A	2# A_2	380	1400	900～1100	300～350	0.18	<65	360×330×350	32	
DT9-56-11A	2# A_3	220	2800	1900～2500	950～1150	1.1	<68	360×330×350	58	
DT9-56-11A	2# A_4	380	2800	1900～2500	950～1150	1.1	<68	360×330×350	58	
DT9-56-11A	2.5# A_1	220	1400	2000～2800	450～530	0.55	<67	544×411×481	33	
DT9-56-11A	2.5# A_2	380	1400	2000～2800	450～530	0.55	<67	544×411×481	33	
DT9-56-11A	3# A_1	380	1400	3500～4000	500～600	1.5	<68	614×512×540	65	
DT9-56-11A	3# A_2	220	1400	3500～4000	500～600	1.5	<68	614×512×540	65	
DT9-56-11A	3# A_3	380	1400	3200～3800	500～600	1.1	<68	614×512×540	60	
DT9-56-11A	3# A_4	220	1400	3200～3800	500～600	1.1	<68	614×512×540	60	
DT9-56-11A	3.5# A_1	380	1400	5100～6700	1000～1200	3	<69	758×570×657	75	

（续）

型　号	机号	电压/V	主轴转速/（r/min）	流　量/（m^3/h）	全压/Pa	电动机功率/kW	噪声/dB（A）	外形尺寸/mm	总重量/kg	生产厂
DT9-56-11A	4.5# A_1	380	960	8400～10800	600～750	3	<71	804×703×727	123	广州市兴华环保风机厂
DT9-56-11A	3.5# E_1	380	960	3740～4000	400～500	1.5	<68	815×400×936	100	
DT9-56-11A	3.5# E_2	380	1100	3800～4500	450～580	2.2	<69	815×400×936	106	
DT9-56-11A	4.5# E_1	380	720	5500～6200	400～500	1.5	<70	875×420×1129	130	
DT9-56-11A	4.5# E_2	380	960	8400～10800	600～750	3	<72	875×420×1129	137	
DT9-55-11E	5.5# E_1	380	750	11000～12300	650～720	4	<72	1142×497×1258	250	
DT9-55-11E	5.5# E_2	380	600	8600～9300	480～530	2.2	<71	1142×497×1258	195	
DT9-55-11E	6.5# E_1	380	630	12000～16500	630～720	5.5	<74	1450×639×1621	382	
DT9-55-11E	6.5# E_2	380	500	12000～13020	420～510	3	<72	1450×639×1621	353	
DT9-60-11E	7.5# E_1	380	600	20000～28000	720～840	11	<78	1762×735×1914	570	
DT9-60-11E	7.5# E_2	380	480	18000～20700	500～600	5.5	<75	1762×735×1914	507	
DT9-60-11E	7.5# E_3	380	710	26500～30300	850～1150	18	<88	1762×735×1914	620	

第 5 章　DF3-90-1A 系列玻璃钢屋顶通风机降噪

该系列风机是江苏宜兴市十里牌化工设备厂在消化吸收国外先进技术的基础上研制成功的一种低噪声屋顶风机，采用后向直片式叶片结构，风机具有风量大、风压高、噪声低、全压效率高等特点，空气动力性能好，节电显著。风机采用玻璃钢材质，重量轻，耐腐蚀。广泛应用于化工、冶金、造纸、纺织、食品、饮料、医疗、印染等工矿企业，也可用于宾馆、饭店、展览馆、体育馆等民用建筑的通风换气，一般安装于屋顶上，以排除有害气体和余热，已通过省级鉴定。风机的空气动力性能和噪声指标基本达到了国外同类产品水平。图 11.5-1 为 DF3-90-1A 系列玻璃钢屋顶通风机外形示意图。表 11.5-1 为 DF3-90-1A 系列玻璃钢屋顶通风机性能参数表。

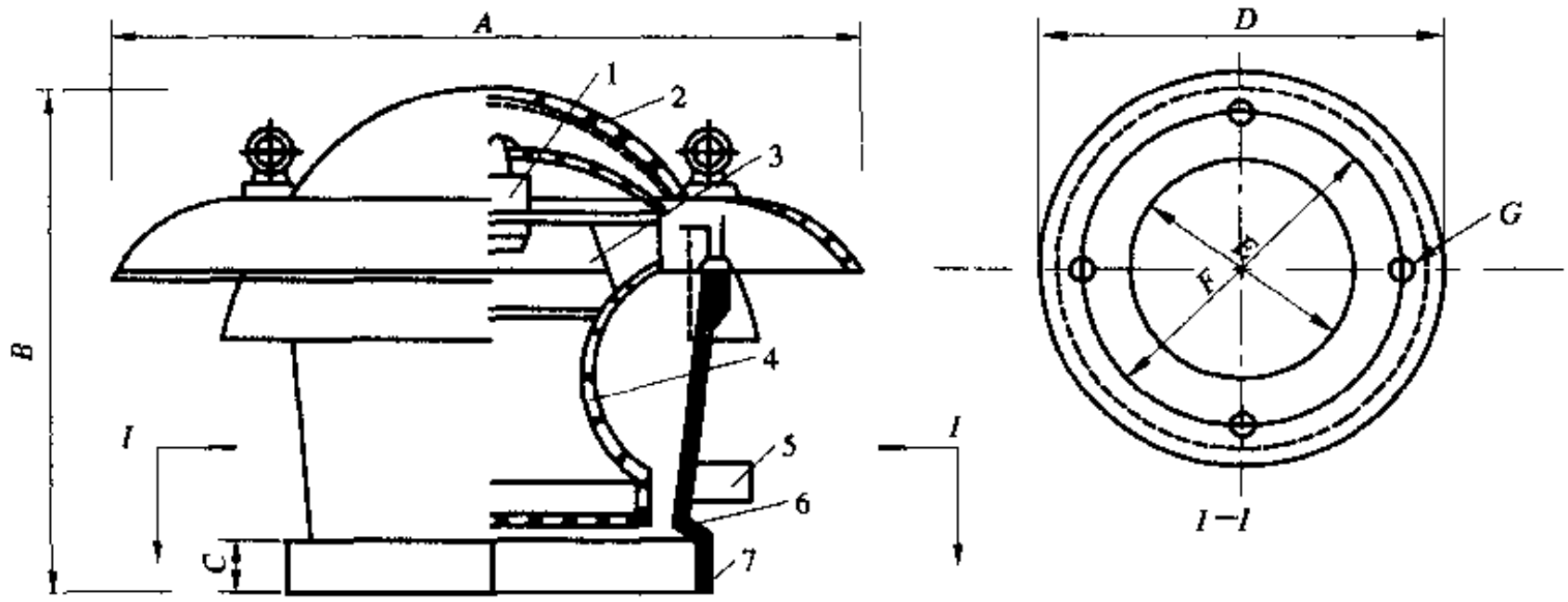


图 11.5-1　DF3-90-1A 系列玻璃钢屋顶通风机外形示意图

1—电动机　2—上机壳　3—叶轮　4—集风机　5—接线盒　6—下机壳　7—底座

表 11.5-1　DF3-90-1A 系列玻璃钢屋顶通风机性能参数表

性能参数 / 型号	机号	外形尺寸/mm			转速 /（r/min）	全压 /Pa	风量 /（m^3/h）	电动机功率 /kW	重量 /kg	噪声 /dB（A）	生产厂
		A	*B*	*E*							
DF3-90-1A 原（BDW）	2.8	616	486	280	200～900	4～80	110～500	0.12	35	<50	江苏宜兴市十里牌化工设备厂
					750	53	410				
	3.15	693	547	315	200～900	5～100	160～700	0.12	45	<50	
					750	67	580				
	3.55	781	620	355	200～900	7～130	250～1100	0.25	45	<50	
					750	80	900				
	4	885	660	400	200～900	8～150	370～1700	0.25	50	<50	
					750	100	1350				
	4.3	946	747	430	200～900	10～190	400～1800	0.55	56	<55	
					750	130	1460				

（续）

性能参数 / 型号	机号	外形尺寸/mm			转速 /（r/min）	全压 /Pa	风量 /（m^3/ h）	电动机功率 /kW	重量 /kg	噪声 /dB（A）	生产厂
		A	B	E							
DF3-90-1A 原（BDW）	5	—	—	—	200～900	12～250	620～2800	0.80	70	<55	江苏宜兴市十里牌化工设备厂
					750	170	2300				
	5.5	1212	960	550	200～900	16～300	1100～4800	0.80	75	<60	
					750	200	4000				
	6.3	1430	1130	650	200～900	20～350	1600～7200	1.8	86	<60	
					750	240	6000				
	7.1	1580	1235	710	200～900	40～560	2500～13500	3.0	90	<65	
					750	300	8500				

注：为变动转速，达到不同的流量，每台风机需配一台调压器。

第 6 章　锅炉鼓风机引风机降噪

6.1　G6—41 系列锅炉鼓风机和 Y6—41 系列锅炉引风机

G6—41 系列和 Y6—41 系列离心式通风机是为燃煤工业锅炉配套的鼓引风机，由清华大学和北京市西山风机厂共同研究设计。该两系列风机采用进风口、叶轮、机壳一体化优化设计方法，选择了合适的风机型式和合理的风机性能参数，既保证了风压、风量，又有较高的效率和较低的噪声。

G6—41 和 Y6—41 系列通风机已通过技术鉴定，荣获北京市科技进步二等奖和国家科技成果证书。

一般可供配置蒸发量为 0.5～10 t/h 的锅炉鼓风机和引风机，相应机号如表 11.6-1 所示。表 11.6—2 为 Y6—41—11 系列引风机性能参数表。

表 11.6-1　0.5～10t/h 锅炉配套鼓引风机表

锅炉出力/（t/h）	鼓风机型号及机号	引风机型号及机号
0.5 以下	GY—4—11　2.5A	Y5—43—11　2.8C Y6—41—11　3.2C
0.5	G6—41—11　2.5A G5—43—11　2.8A	Y6—41—11　3.55C Y6—32—11　3.7C Y6—41—11　4C
1	G5—56—11　3.3A G6—41—11　3.3A	Y6—32—11　5C Y6—41—11　4.5C
2	G6—45—11　5.4A G6—41—11　5.4A	Y6—32—11　6C Y6—41—11　5.4C
4	G6—45—11　6.3A G6—41—11　6.4A	Y6—45—11　7.5C Y6—41—11　7.1C
6	G6—45—11　7.1A G6—41—11　7.1A	Y6—45—11　8C Y6—41—11　10C Y6—41—11　9C
10	G6—41—11　8.5A GY—45—11　8A	Y6—41—11　11.2D Y5—56—11　9.5D

表 11.6-2　Y6—41—11 系列引风机性能参数表

风机型号及配套锅炉	转速/（r/min）	风量/（m^3/h）	全压/Pa	噪声/dB（A）	电动机功率/kW	介质温度/℃	全压效率（%）	生产厂
Y6—41—11 5.4C（2t/h）	2900	8901	2568	86.2	11	200	>80	北京西山风机厂
		8251	2696	85.4				
		7600	2879	85.2				
		6951	3013	85.1				
		6300	3118	85.1				
		5651	3196	85.1				
		5000	3240	86.1				
		4350	3240	86.8				
	2600	7980	2064	83.9	7.5	200	>80	
		7397	2167	83.0				
		6814	2314	82.8				
		6232	2422	82.7				
		5649	2506	82.7				
		5066	2569	82.7				
		4483	2604	83.7				
		3900	2604	84.5				

（续）

风机型号及配套锅炉	转速/（r/min）	风量/（m^3/h）	全压/Pa	噪声/dB（A）	电动机功率/kW	介质温度/℃	全压效率（%）	生产厂
Y6—41—11 7.1C（4t/h）	2350	16898	2800	92.4	22	200	>80	北京西山风机厂
		15730	3040	90.8				
		14564	3303	90.4				
		13396	3401	89.8				
		12230	3555	89.7				
		11063	3648	89.7				
		9896	3728	89.9				
		8728	3746	89.8				
	1915	13770	1859	88.0	11	200	>80	
		12819	2018	86.4				
		11868	2194	86.0				
		10916	2259	85.4				
		9962	2261	85.3				
		9015	2422	85.3				
		8064	2475	85.3				
		7113	2487	85.4				

6.2　G4—59 和 G6—54 型锅炉鼓风机

G4—59 和 G6—54 型锅炉鼓风机是具有亚临界叶型的高效低噪声离心风机，由北京市爱环环保工程公司研制成功，其中“具有亚临界叶型的离心式后向叶轮”获国家专利。

G4—59 和 G6—54 型锅炉鼓风机比同类风机效率高 30%左右，噪声比同类风机低 5～10dB（A）。既可用于工业和民用锅炉鼓风，也可应用于烟草生产线、油田设备、电站、电动机、钢厂、煤矿、化工机械、船舶工业等厂房设备的冷却、通风和除尘，还可用于饭店、宾馆等的供热和通风。表 11.6-3 列出了 G4—59 和 G6—54 型锅炉鼓风机性能参数。

表 11.6-3　G4—59 和 G6—54 型锅炉鼓风机性能参数表

型号 \ 性能参数	转速/（r/min）	外形尺寸/mm 进风口直径	长	宽	高	工况序号	风量/（m^3/h）	全压/Pa	效率（%）	噪声/dB（A）	电动机功率/kW	生产厂
G6—54—12 2.8A 左 0°	2825	310	609	495	610	1	503	1382	76.9	78	1.1	北京市爱环环保工程公司
						2	618	1372	79.5	76.5		
						3	1549	1245	80.6	75		
						4	2006	1156	80.1	74		
						5	2542	970	81.0	74.5		
						6	2876	706	79.3	75		
						7	2981	637	76.2	76		

（续）

性能参数 / 型号	转速 /（r/min）	外形尺寸/mm 进风口直径	长	宽	高	工况序号	风量 /（m^3/h）	全压 /Pa	效率（%）	噪声 /dB（A）	电动机功率 /kW	生产厂
G4 - 59--11 2.8A 右 0°	2825	310	609	495	610	1	1075	1030	76.2	75	0.75	北京市爱环环保工程公司
						2	1189	1015	79.3	74.5		
						3	1336	977	81.0	74		
						4	1400	910	80.1	72		
						5	1490	887	80.6	73.5		
						6	1630	851	79.5	74		
						7	1706	791	76.9	74.5		
G4 - 59--11 2.4A 右 0°	2828	296	583	484	540	1	768	903	—	72	0.55	
						2	848	888	—	71		
						3	953	855	—	70		
						4	1000	800	—	69.5		
						5	1064	797	—	70		
						6	1163	744	—	70		
						7	1217	692	—	70		

第 7 章　混流式通风机降噪

一般轴流风机风量大，但压头较低；一般离心风机压头较高，但风量较小，体积较大。能否将两者的优点集于一体，既保证有较大的风量，较高的压头，体积也比较小，这正是混流式通风机所追求的目标。

7.1　SWF 系列高效低噪声混流式通风机

SWF 系列高效低噪声混流式通风机是由上海交通大学和浙江上虞风机厂联合研究所共同研制开发的新产品，采用斜流子午加速方法，具有压力较同机号轴流风机高，风量较同机号离心风机大，效率高，高效区宽等特点。结构紧凑，安装方便，运行可靠。该系列风机在相同风量、风压的情况下，均比轴流式或离心式风机体积要小，可直接与风筒联接，水平安装或垂直安装均可。风机外壳经特别设计，可较大幅度地降低外流噪声，在单位风量、单位风压的工况条件下，比 A 声级可降低 2～3dB（A），同时在较低转速的情况下，可获得较高风机压力。在工矿企业和高级民用建筑的送排风系统中可替代低压离心风机或替代高压轴流风机，而不需要采用大量消声措施。SWF 系列分为单速 SWF-Ⅰ和变速 SWF-Ⅱ两种型号，按不同的使用要求，可改变风机安装角度，改变叶片数和变换转速。

SWF 系列高效低噪声混流式通风机已通过国家科委鉴定，荣获国家级“星火”奖、上海市科技进步奖，获国家实用新型专利，被国家科委列为国家级重点科技成果推广项目产品。

图 11.7-1 为 SWF 系列高效低噪声混流式通风机外形尺寸示意图，表 11.7-1 为 SWF-Ⅰ型高效低噪声混流式通风机性能参数表，表 11.7-2 为 SWF-Ⅱ型高效低噪声混流式通风机性能参数表。表 11.7-3 为 SWF-Ⅲ型（系为空调工程配套）混流式通风机性能参数表。

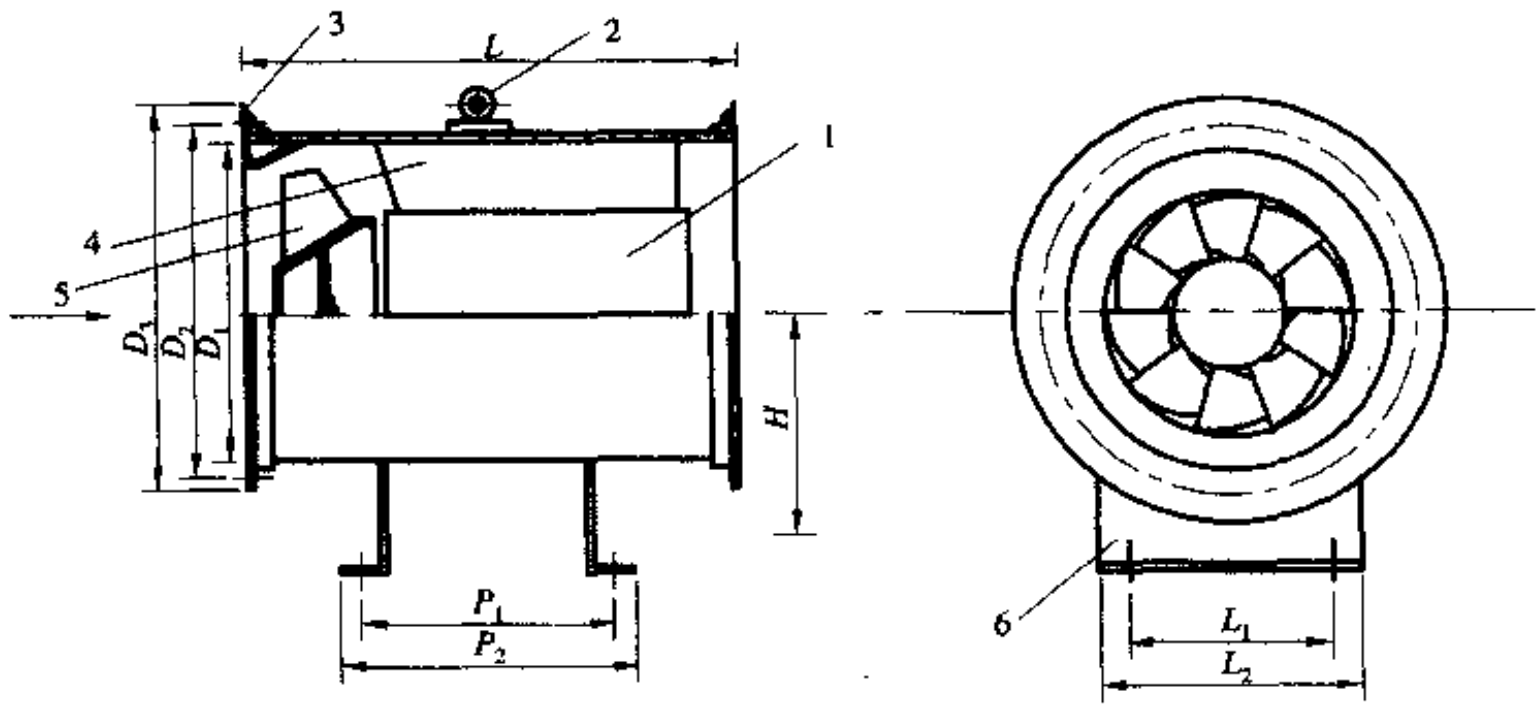


图 11.7-1　SWF 系列高效低噪声混流式通风机外形尺寸示意图

1—电动机　2—吊环　3—法兰　4—导叶　5—叶轮　6—机座

表 11.7-1 SWF-I 型系列高效低噪声混流式通风机性能参数表

型号 \ 性能参数	外形尺寸/mm						气流进出口直径/mm	风量/(m³/h)	全压/Pa	转速/(r/min)	电动机功率/kW	噪声/dB(A)	重量/kg	生产厂
	D_1	D_3	L	H	P_2	L_2								
4	400	496	450	265	396	240	400	4302	143	1450	0.37	≤71	52	浙江上虞风机厂 浙江上虞玻璃钢风机厂 江苏宜兴市南漕风机厂
								3636	175					
								3053	212					
4.5	450	536	482	289	316	300	450	4552	207	1450	0.37	≤73	62	
								4040	216					
								3392	265					
5	500	596	490	319	370	400	500	7433	220	1450	1.10	≤77	80	
								6664	278					
								5252	326					
6	600	686	583	394	420	500	600	10000	200	1450	1.50	≤79	110	
								8900	262					
								8121	325					
7	700	806	632	444	442	600	700	18800	329	1450	3.0	≤82	175	
								15319	370					
								11780	470					
8	800	918	740	499	530	600	800	25467	193	960	4.0	≤82	223	
								22424	293					
								18636	382					
9	900	1010	800	545	680	700	900	34206	282	960	5.5	≤86	285	
								32056	370					
								27174	430					
10	1000	1110	870	595	750	700	1000	44054	288	960	7.5	≤86	325	
								40598	329					
								36916	371					
11	1100	1212	870	645	750	790	1100	48729	310	960	11	≤86	430	
								46099	346					
								43572	376					
12	1200	1312	970	695	780	930	1200	64292	429	720	15	≤91	550	
								60820	471					
								57226	498					
13	1300	1412	970	745	780	980	1300	71565	441	720	15	≤91	580	
								67702	482					
								63699	508					

表 11.7-2　SWF-Ⅱ型系列高效低噪声混流式通风机性能参数表

性能参数 / 型号	外形尺寸/mm						气流进出口直径/mm	风量/（m^3/h）	全压/Pa	转速/（r/min）	电动机功率/kW	噪声/dB（A）	重量/kg	生产厂
	D_1	D_3	L	H	P_2	L_2								
7	700	806	662	444	492	600	700	18800	329	1450	4.0	≤82	211	浙江上虞风机厂
								15319	370					
								11780	470					
								12050	124	960	0.6	≤73	211	
								10140	162					
								7799	206					
8	800	918	770	499	600	600	800	41256	560	1450	11.0	≤91	294	
								35380	667					
								28148	872					
								25467	193	960	9.0	≤82		
								22424	292					
								18636	382					
8.2	820	932	750	500	580	600	820	46066	539	1450	14.0	≤92	340	
								42370	754					
								34709	926					
								30499	236	960	11.0	≤84		
								28052	331					
								22979	436					
9	900	1010	850	545	640	700	900	56666	644	1450	16.3	≤92	420	
								57590	845					
								48044	981					
								34206	282	960	8.0	≤86		
								32056	370					
								27174	430					
10	1000	1110	950	595	740	700	1000	66541	704	1450	24.0	≤93	600	
								61321	751					
								55758	804					
								44054	228	960	8.0	≤86		
								40598	329					
								36916	371					
11	1100	1212	950	645	740	790	1100	73601	709	1450	24.0	≤94	630	
								68629	789					
								63812	843					
								48729	310	960	8.0	≤86		
								46099	346					
								43572	370					
12	1200	1312	1070	695	820	930	1200	85723	763	960	25.0	≤95	700	
								81093	837					
								76031	886					
								64292	429	720	12	≤91		
								60820	471					
								57226	498					
13	1300	1412	1070	745	820	980	1300	95420	785	960	30.0	≤95	730	
								90270	857					
								84933	904					
								71565	441	720	18.0	≤91		
								67702	482					
								63699	508					

表 11.7-3 SWF-III型高效混流式通风机性能参数表

型号	气流进出口直径/mm	推荐工况点风量/（m^3/h）	推荐工况点全压/Pa	转速/（r/min）	装机容量/kW	噪声/dB（A）	重量/kg	生产厂
3	300	4410	562	2850	2.2	≤73	67	
		4018	691					
		3605	816					
4	400	6801	715	2850	4	≤78	101	
		6221	883					
		5688	1107					
4.5	450	8731	753	2850	5.5	≤80	111	
		8159	928					
		7561	1187					
5	500	13110	801	2850	5.5	≤83	121	
		12410	959					
		11342	1212					
6	600	19230	786	2850	7.5	≤85	156	
		18220	962					
		17210	1256					
7	700	31380	608	1450	11	≤82	272	
		29880	765					
		27330	1108					
8	800	37350	809	1450	15	≤91	322	浙江上虞风机厂
		35380	992					
		33210	1186					
9	900	46138	785	1450	15	≤92	397	
		41590	946					
		37310	1213					
10	1000	51821	792	1450	15	≤93	460	
		48152	998					
		45032	1225					
11	1100	59521	806	1450	18.5	≤94	544	
		56629	967					
		53530	1232					
12	1200	68358	866	960	22	≤95	635	
		65158	1083					
		62058	1235					
13	1300	83386	892	960	30	≤95	736	
		80386	1106					
		76280	1256					

7.2　HL_3-3A 系列节能型混流式通风机

上海工二空调设备三厂生产的 HL_3-3A 系列节能型混流式通风机是介于轴流式和离心式通风机之间的一种新型风机，它具有离心风机高的压力和轴流风机大的流量、效率高、节能、噪声低、安装方便等特点。与老式的离心通风机相比可节电 20%，当转速小于 2000r/min 时，噪声低于 75dB（A），联接管道和安装在空调箱内时，噪声低于 70dB（A），可替代压力在 2000Pa 以下的中低压离心风机使用。

HL_3-3A 系列节能型混流式通风机主要由叶轮、机壳、进口集流器、导流片、电动机等部件组成。叶轮采用有子午加速特点的 6 个扭曲翼形叶片焊接在轮壳上，经动平衡检验，超速试验，有良好的空气动力性能。机壳采用圆筒形，与有消声功能的集风器联接成整体，出口装有导流片，具有良好的气流分布，压力稳定。HL_3-3A 系列混流通风机用于冷冻、空调、纺织、船舶、民用建筑等通风换气。输送对人无害，对钢材无腐蚀性的气体，气体中所含尘土及硬质颗粒物不大于 150mg/m³，气体温度不超过 60℃，其外形与 SWF 系列混流式通风机相似。HL_3-3A 系列节能型混流式通风机性能参数见表 11.7-4。

表 11.7-4　HL_3-3A 系列节能型混流式通风机性能参数表

型号	转速 /（r/min）	序号	流量 /（m³/h）	全压 /Pa	电动机功率 /kW	重量 /kg	生产厂
2.5A	2900	1	2253	402	0.75	18	上海工二空调设备三厂
		2	2039	452			
		3	1696	532			
		4	1496	542			
		5	1340	554			
	1450	1	1126	100	0.55		
		2	1019	113			
		3	848	133			
		4	748	135			
		5	670	139			
	960	1	746	44	0.75		
		2	675	50			
		3	561	58			
		4	495	59			
		5	444	61			
3A	2900	1	3893	578	1.10	27	
		2	3523	651			
		3	2930	767			
		4	2585	780			
		5	2316	798			
	1450	1	1946	145	0.55		
		2	1762	163			
		3	1465	192			
		4	1293	195			
		5	1158	200			
	960	1	1289	63	0.75		
		2	1166	71			
		3	970	84			
		4	856	85			
		5	767	87			

（续）

型号	转速 /（r/min）	序号	流量 /（m^3/h）	全压 /Pa	电动机功率 /kW	重量 /kg	生产厂
3.5A	2900	1	6181	787	2.20	37	上海工二空调设备三厂
		2	5595	887			
		3	4653	1044			
		4	4104	1062			
		5	3678	1086			
	1450	1	3091	197	0.55		
		2	2797	222			
		3	2327	261			
		4	2052	265			
		5	1839	272			
	960	1	2046	86	0.75		
		2	1852	97			
		3	1540	114			
		4	1359	116			
		5	1217	119			
4A	2900	1	9227	1028	5.5	49	
		2	8351	1159			
		3	6946	1363			
		4	6127	1387			
		5	5490	1419			
	1450	1	4614	257	0.75		
		2	4176	290			
		3	3473	341			
		4	3064	347			
		5	2745	355			
	960	1	3055	112	0.75		
		2	2765	127			
		3	2299	149			
		4	2028	152			
		5	1817	156			
4.5A	2900	1	13138	1301	7.5	65	
		2	11891	1466			
		3	9889	1725			
		4	8724	1755			
		5	7816	1769			
	1450	1	6569	325	1.10		
		2	5945	367			
		3	4954	431			
		4	4362	439			
		5	3908	449			
	960	1	4349	143	0.75		
		2	3936	161			
		3	3274	189			
		4	2888	192			
		5	2586	196			

（续）

型号	转速 /（r /min）	序号	流量 /（m^3 / h）	全压 / Pa	电动机功率 / kW	重量 / kg	生产厂
5A	2900	1	18022	1606	15.0	84	上海工二空调设备三厂
		2	16311	1810			
		3	13565	2130			
		4	11967	2167			
		5	10722	2217			
	1450	1	9091	402	2.2		
		2	8156	453			
		3	6783	532			
		4	5984	542			
		5	5361	554			
	960	1	5966	176	0.75		
		2	5400	198			
		3	4491	233			
		4	3962	237			
		5	3549	243			
5.5A	1450	1	11993	486	3.0	100	
		2	10855	548			
		3	9028	644			
		4	7964	655			
		5	7136	670			
	960	1	7941	213	1.1		
		2	7187	240			
		3	5977	282			
		4	5273	287			
		5	4724	294			
	720	1	5955	120	2.2		
		2	5390	135			
		3	4483	159			
		4	3954	162			
		5	3543	165			
6A	1450	1	15571	578	5.5	125	
		2	14093	652			
		3	11721	767			
		4	10340	780			
		5	9264	798			
	960	1	10309	253	1.5		
		2	9330	286			
		3	7760	336			
		4	6846	342			
		5	6133	350			
	720	1	7732	142	2.2		
		2	6998	161			
		3	5820	189			
		4	5134	192			
		5	4600	197			

（续）

型号	转速 /（r/min）	序号	流量 /（m^3/h）	全压 /Pa	电动机功率 /kW	重量 /kg	生产厂
6.5A	1450	1	19797	679	7.5	150	
		2	17918	765			
		3	14902	990			
		4	13146	916			
		5	11778	937			
	960	1	13107	298	2		
		2	11863	335			
		3	9866	394			
		4	8704	401			
		5	7798	411			
	720	1	9830	167	2.2		
		2	8897	187			
		3	7399	222			
		4	6528	226			
		5	5849	231			
7A	1450	1	24726	787	11	182	上海工二空调设备三厂
		2	22379	887			
		3	18612	1044			
		4	16419	1061			
		5	14710	1086			
	960	1	16370	345	3		
		2	14816	388			
		3	12322	457			
		4	10871	465			
		5	9340	476			
	720	1	12278	194	2.2		
		2	11112	219			
		3	9242	257			
		4	8153	262			
		5	7305	268			
7.5A	1450	1	30411	904	15	213	
		2	27525	1018			
		3	22892	1198			
		4	20195	1219			
		5	18094	1247			
	960	1	20135	396	4		
		2	18223	446			
		3	15156	526			
		4	13370	534			
		5	11979	547			
	720	1	15101	223	2.2		
		2	13668	251			
		3	11367	295			
		4	10027	301			
		5	8984	308			

（续）

型号	转速 /（r /min）	序号	流量 /（m^3 / h）	全压 / Pa	电动机功率 / kW	重量 / kg	生产厂
8A	1450	1	36908	1028	18.5	247	
		2	33405	1159			
		3	27782	1363			
		4	24509	1387			
		5	21959	1419			
	960	1	24436	451	5.5		
		2	22117	508			
		3	18394	597			
		4	16227	608			
		5	14538	622			
	720	1	18327	253	3.0		
		2	16587	286			
		3	13795	336			
		4	12170	342			
		5	10904	350			
8.5A	1450	1	44270	1161	22	276	上海三二空调设备三厂
		2	40068	1308			
		3	33323	1539			
		4	29398	1566			
		5	26339	1602			
	960	1	29310	509	7.5		
		2	26528	573			
		3	22062	674			
		4	19463	686			
		5	17438	702			
	720	1	21983	286	3		
		2	19896	322			
		3	16547	379			
		4	14597	386			
		5	13079	395			
9A	1450	1	52551	1301	30	307	
		2	47563	1466			
		3	39557	1726			
		4	34897	1755			
		5	31266	1796			
	960	1	34793	570	11		
		2	31490	643			
		3	26189	756			
		4	23104	769			
		5	20700	787			
	720	1	26094	320	4		
		2	23618	362			
		3	19642	425			
		4	15525	433			
		5	14789	443			

（续）

型号	转速 /（r/min）	序号	流量 /（m^3/h）	全压 /Pa	电动机功率 /kW	重量 /kg	生产厂
10A	1450	1	72087	1606	55	370	上海工二空调设备三厂
		2	65245	1801			
		3	54262	2130			
		4	47869	2166			
		5	42888	2217			
	960	1	47726	704	15		
		2	43196	794			
		3	35925	934			
		4	31692	950			
		5	28395	972			
	720	1	35795	396	7.5		
		2	32397	446			
		3	26944	525			
		4	23770	534			
		5	21296	547			
12.5A	960	1	93215	1100	30	420	
		2	84367	1240			
		3	70166	1459			
		4	61898	1484			
		5	55458	1518			
	720	1	69912	619	15		
		2	63275	697			
		3	52625	820			
		4	46425	834			
		5	41593	855			

第 8 章　罗茨鼓风机降噪

8.1　3LWD 型高效节能低噪声三叶罗茨鼓风机

罗茨鼓风机系定容式风机，它利用一对共轭的叶轮在轴端同步齿轮的作用下呈反方向的同步回转，达到输送气体的目的。目前国内生产的罗茨鼓风机多数为二叶型，当送风阻力在允许范围内调节变化时，其流量变化很小。罗茨鼓风机广泛应用于轻工、化工、化肥、冶金、建材、电力、矿山、港口、水产养殖、污水处理、重油喷燃、气力输送等行业，输送洁净空气、洁净煤气、二氧化硫等其它气体。

江苏南通市恒荣机泵厂在吸收消化国外技术的基础上研制成功了高效节能低噪声三叶罗茨鼓风机，其工作原理及主要结构，与二叶型罗茨鼓风机基本相同，只是将叶轮形状由二叶型改为三叶型，从而使其输送的气流脉动小、运转平稳、泄漏少、效率高、噪声低。以 3L42WD 型罗茨鼓风机为例，与同容量的二叶罗茨鼓风机相比，节能 7%以上，噪声降低 7～10dB（A）。国外中小型罗茨鼓风机正在用三叶型取代二叶型。三叶型罗茨鼓风机的研制成功填补了国内空白。

3LWD 型三叶罗茨鼓风机现有 3L21WD、3L22WD、3L32WD、3L41WD、3L42WD、3L52WD、3L53WD 等七种规格，图 11.8-1 为 3L21WD 和 3L22WD 型罗茨鼓风机外形示意图，表 11.8-1 为现有 3LWD 型三叶罗茨鼓风机性能规格表。

8.2　SSR 型低噪声三叶罗茨鼓风机

SSR 型低噪声三叶罗茨鼓风机是中日合资山东章晃机械工业有限公司生产的新型鼓风机。风机口径 50～150mm，流量 0.6～28m³/min，升压 9.8～58.8kPa，电动机功率 0.75～45kW，共六个机型 60 种规格，噪声均低于 80dB（A）；该型风机的显著特点是体积小、重量轻、流量大、噪声低、运行平稳可靠；该型风机通过在叶轮上采用新型线，使总绝热效率和容积效率进一步提高，是风量和压力特性特别优良的风机。

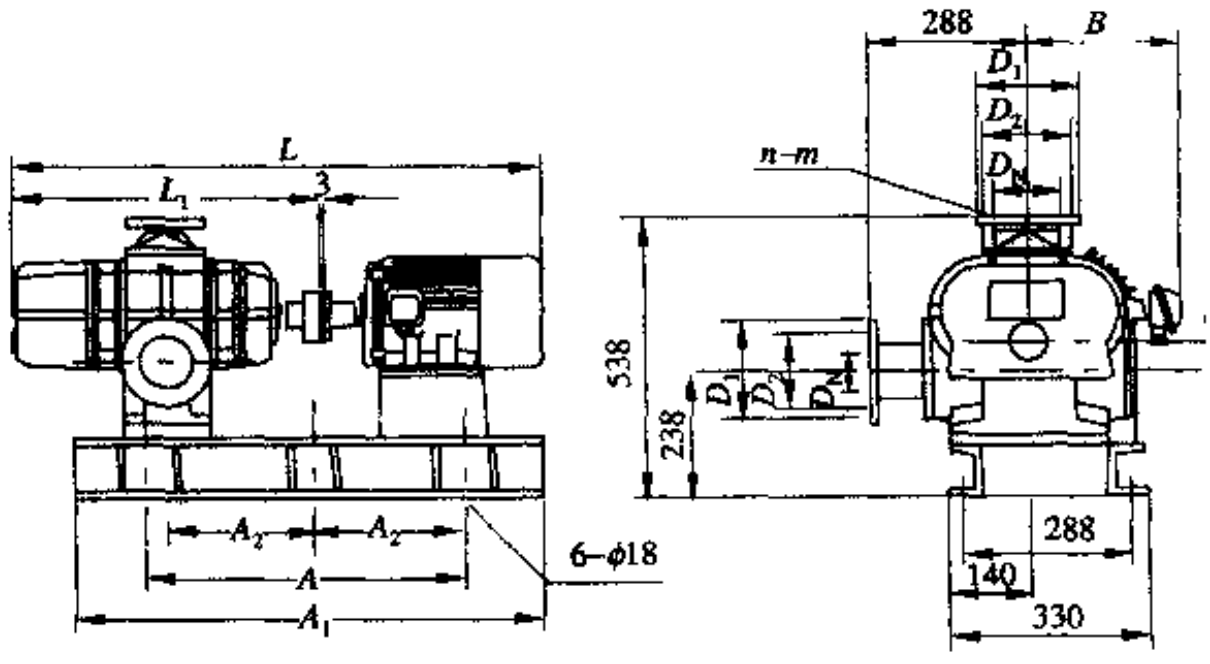
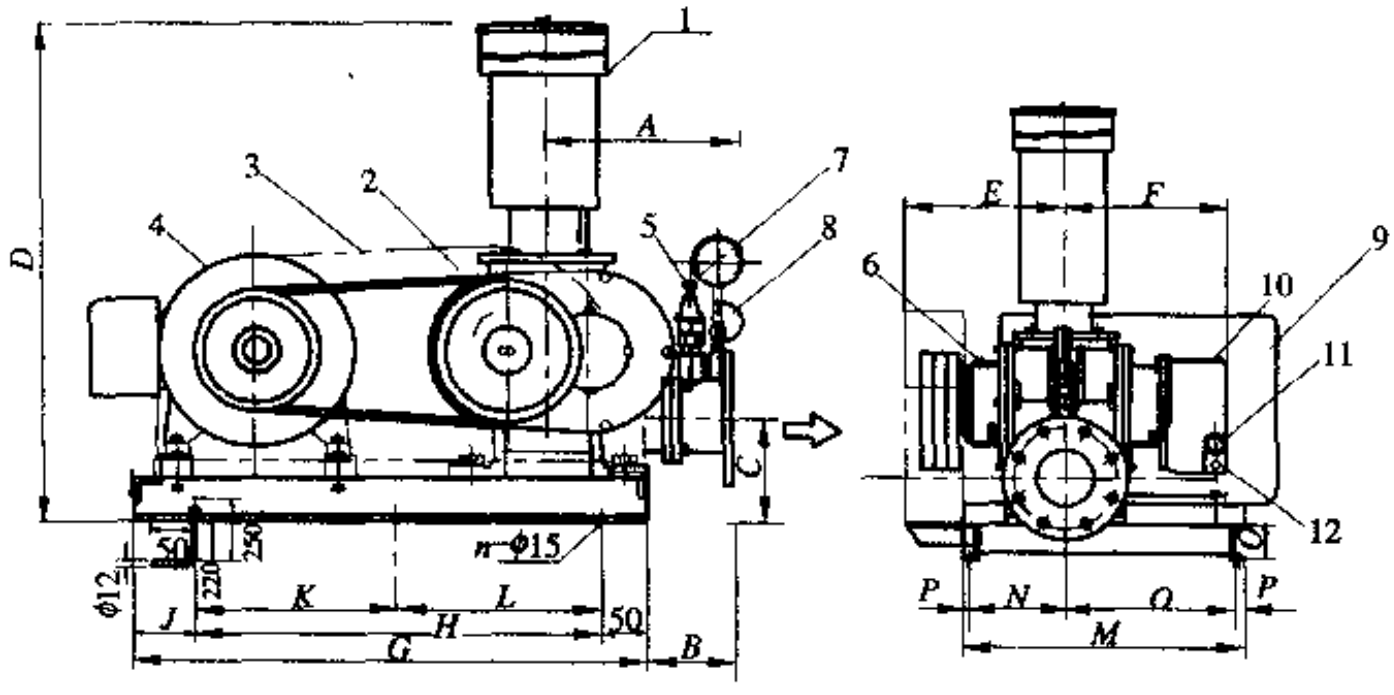


图 11.8-1　3L21WD 型和 3L22WD 型罗茨鼓风机外形示意图

SSR 型低噪声三叶罗茨鼓风机主要用于水处理、气力输送、真空包装、水产养殖等行业，例如公寓大楼污水处理（曝气），工厂废水和畜产废水处理（曝气），养鱼用补充气，水泡浴，电镀槽搅拌、冲洗，水泥、饲料、小片状物粉体输送，食品真空包装等。该型风机性能参数较全，附件带有与风机匹配的空气滤清器、消声器。

图 11.8-2 为 SSR 型低噪声三叶罗茨鼓风机外形尺寸示意图。图 11.8-3 为 SSR—50 型～SSR—150 型低噪声三叶罗茨鼓风机噪声值简图。

SSR 型低噪声三叶罗茨鼓风机由山东章晃机械工业有限公司制造，上海华腾机械有限公司经销。



1—进风消声器
2—传动带
3—皮带罩
4、9—电动机
5—安全阀
6—黄油泵
7—压力表
8—压力表开关
10—排气体
11—油标
12—放油嘴

图 11.8-2　SSR 型低噪声三叶罗茨鼓风机外形尺寸示意图

表 11.8-1　3LWD 型三叶罗茨鼓风机性能规格表

风机型号	转速/（r/min）	升压		进口流量/（m^3/min）	轴功率/kW	配套电动机		噪声/dB（A）	整机重量/kg	生产厂
		kPa	mmH_2O			型号	功率/kW			
3L21 WD	1450	9.8	1000	2.72	0.66	Y90S—4	1.1	—	208	江苏省南通市恒荣机泵厂
		19.6	2000	2.46	1.21	Y90L—4	1.5	—	209	
		29.4	3000	2.29	1.78	$Y100L_1$—4	2.2	—	217	
		39.2	4000	2.11	2.32	$Y100L_2$—4	3	—	218	
		49	5000	1.96	2.98	Y112M—4	4	—	227	
	2950	9.8	1000	6.24	1.27	Y90L—2	2.2	—	208	
		19.6	2000	6	2.46	Y100L—2	3	—	217	
		29.4	3000	5.81	3.68	$Y132S_1$—2	5.5	—	244	
		39.2	4000	5.63	4.86	$Y132S_2$—2	7.5	—	251	
		49	5000	5.5	6.1	$Y132S_2$—2	7.5	—	251	
3L22 WD	1450	9.8	1000	3.79	0.9	Y90L—4	1.5	71	222	
		19.6	2000	3.47	1.64	$Y100L_1$—4	2.2	72.7	230	
		29.4	3000	3.25	2.42	$Y100L_2$—4	3	74	231	
		39.2	4000	3.03	3.15	Y112M—4	4	74.9	240	
		49	5000	2.84	3.93	Y132S—4	5.5	75.4	261	

（续）

风机型号	转速/（r/min）	升压 kPa	升压 mmH_2O	进口流量/（m^3/min）	轴功率/kW	配套电动机 型号	配套电动机 功率/kW	噪声/dB（A）	整机重量/kg	生产厂
3L22 WD	2950	9.8	1000	8.57	1.73	Y90L-—2	2.2	—	221	
		19.6	2000	8.25	3.34	Y112M—2	4	—	241	
		29.4	3000	8.03	5	$Y132S_2$—2	7.5	—	264	
		39.2	4000	7.81	6.6	$Y160M_1$—2	11	—	306	
		49	5000	7.62	8.2	$Y160M_1$—2	11	—	306	
3L32 WD	980	9.8	1000	5.69	1.31	Y112M—6	2.2	69	390	
		19.6	2000	5.09	2.57	$Y132M_1$—6	4	69.5	424	
		29.4	3000	4.7	3.73	$Y132M_2$—6	5.5	71	426	
		39.2	4000	4.3	4.91	Y160M—6	7.5	71.4	464	
		49	5000	4	6.07	Y160M—6	7.5	72.5	464	
	1450	9.8	1000	9.1	2.1	$Y100L_2$—4	3	71.2	381	
		19.6	2000	8.5	3.8	Y132S—4	5.5	75	411	
		29.4	3000	8.1	5.6	Y132M—4	7.5	77.2	425	
		39.2	4000	7.7	7.3	Y160M—4	11	78.5	461	
		49	5000	7.4	9.1	Y160M—4	11	80	461	
3L41 WD	980	9.8	1000	7.27	2	Y132S—6	3	—	—	江苏省南通市恒荣机泵厂
		19.6	2000	6.57	3.67	$Y132M_2$—6	5.5	—	—	
		29.4	3000	6.04	5.13	Y160M—6	7.5	—	—	
		39.2	4000	5.67	6.63	Y160M—6	7.5	—	—	
		49	5000	5.26	8.2	Y160L—6	11	—	—	
	1450	9.8	1000	11.64	3.17	Y112M—4	4	—	—	
		19.6	2000	11.03	5.33	Y132M—4	7.5	—	—	
		29.4	3000	10.54	7.67	Y160M—4	11	—	—	
		39.2	4000	10.13	10.33	Y160L—4	15	—	—	
		49	5000	9.8	12.33	Y160L—4	15	—	—	
		58.8	6000	9.51	14.33	Y180M—4	18.5	—	—	
		68.6	7000	9.27	16.67	Y180M—4	18.5	—	—	
		78.4	8000	9.02	19	Y180L—4	22	—	—	
3L42 WD	980	9.8	1000	11.5	3	$Y132M_1$—6	4	71	617	
		19.6	2000	10.65	5.5	Y160M—6	7.5	76.2	657	
		29.4	3000	10	7.7	Y160L—6	11	78.2	681	
		39.2	4000	9.55	9.95	Y160L—6	11	81.2	681	
		49	5000	9.05	12.3	Y180L—6	15	81.4	721	
		58.8	6000	8.65	14	$Y200L_1$—6	18.5	82	771	
		68.6	7000	8.25	16.3	$Y200L_2$—6	22	82.6	789	
		78.4	8000	7.85	18.5	$Y200L_2$—6	22	83.1	789	

（续）

风机型号	转速/（r/min）	升压 kPa	升压 mmH_2O	进口流量/（m^3/min）	轴功率/kW	配套电动机 型号	配套电动机 功率/kW	噪声/dB（A）	整机重量/kg	生产厂
3L42 WD	1450	9.8	1000	18.1	4.75	Y132S—4	5.5	77.5	604	
		19.6	2000	17.35	8	Y160M—4	11	80	654	
		29.4	3000	16.75	11.5	Y160L—4	15	81.8	678	
		39.2	4000	16.25	15.5	Y180M—4	18.5	84	710	
		49	5000	15.85	18.5	Y180L—4	22	85.2	730	
		58.8	6000	15.5	21.5	Y200L—4	30	86.2	791	
		68.6	7000	15.2	25	Y200L—4	30	87.1	791	
3L52 WD	980	9.8	1000	21.3	6.4	Y160M—6	7.5	—	—	江苏省南通市恒荣机泵厂
		19.6	2000	20.5	9.9	Y180L—6	15	—	—	
		29.4	3000	19.9	13.4	Y180L—6	15			
		39.2	4000	19.4	17.1	$Y200L_2$—6	22			
		49	5000	18.9	20.8	Y225M—6	30			
		58.8	6000	18.4	25.4	Y225M—6	30			
		68.6	7000	18	29.9	Y250M—6	37			
		78.4	8000	17.6	35.1	Y280S—6	45			
	1450	9.8	1000	33.8	9	Y160M—4	11	—	—	
		19.6	2000	33	15.3	Y180M—4	18.5			
		29.4	3000	32.3	21.5	Y200L—4	30			
		39.2	4000	31.9	27.9	Y225S—4	37			
		49	5000	31.4	34.3	Y225S—4	37			
		58.8	6000	30.9	40.7	Y225M—4	45			
		68.6	7000	30.4	46.9	Y250M—4	55			
		78.4	8000	30.1	53.3	Y280S—4	75			
3L53 WD	980	9.8	1000	27.1	8.19	Y160L—6	11	78	—	
		19.6	2000	26.1	12.6	Y180L—6	15	79.3		
		29.4	3000	25.3	17	$Y200L_1$—6	18.5	80.6		
		39.2	4000	24.7	21.7	Y225M—6	30	81.8		
		49	5000	24.1	26.4	Y225M—6	30	82.8		
		58.8	6000	23.5	32.2	Y250M—6	37	83.7		
		68.6	7000	22.9	38	Y280S—6	45	84.5		
		78.4	8000	22.5	44.6	Y280M—6	55	85.2		
	1450	9.8	1000	42.9	11.5	Y160L—4	15	83.5	—	
		19.6	2000	41.9	19.4	Y180L—4	22	84.9		
		29.4	3000	41.1	27.3	Y200L—4	30	86.2		
		39.2	4000	40.5	35.4	Y225M—4	45	87.4		
		49	5000	39.9	43.5	Y250M—4	55	88.3		
		58.8	6000	39.3	51.6	Y280S—4	75	89.1		
		68.6	7000	38.7	59.5	Y280S—4	75	89.8		
		78.4	8000	38.3	67.6	Y280S—4	75	90.5		

表 11.8-2 为 SSR 型低噪声三叶罗茨鼓风机外形尺寸表。

表 11.8-3 为 SSR 型低噪声三叶罗茨鼓风机性能参数表。

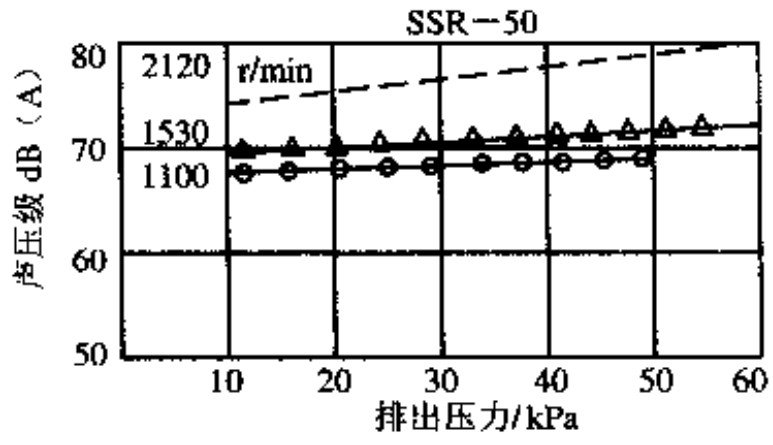


图 11.8-3　SSR 型低噪声三叶罗茨鼓风机噪声值简图

表 11.8-2　SSR 型低噪声三叶罗茨鼓风机外形尺寸表　　（单位：mm）

型号 \ 记号	口径	*A*	*B*	*C*	D	*E*	*F*	*G*	*H*	*J*
SSR—50	50	230	130	120	890	185	179	560	410	100
SSR—65	65	230	130	130	965	205	202	600	450	100
SSR—80	80	280	170	145	1125	220	225	650	500	100
SSR—100	100	280	155	155	1250	260	265	730	580	100
SSR—125	125	345	195	190	1510	295	294	860	700	110
SSR—150	150	385	220	210	1730	375	377	960	750	160

型号 \ 记号	口径	*K*	*L*	*M*	*N*	*O*	*P*	*Q*	*n*	重量/kg
SSR—50	50	—	—	300	115	155	15	75	4	74
SSR—65	65	—	—	340	135	175	15	75	4	85
SSR—80	80	—	—	360	130	200	15	75	4	125
SSR—100	100	—	—	470	170	270	15	75	4	155
SSR—125	125	350	350	470	185	255	15	100	6	260
SSR—150	150	400	350	590	255	295	20	100	6	400

表 11.8-3 SSR 型低噪声三叶罗茨鼓风机性能参数表

型号	口径/mm	转速/(r/min)	排出压力/(kgf/cm²)																				生产厂
			0.10		0.15		0.20		0.25		0.30		0.35		0.40		0.45		0.50		0.55		0.60		
			9.8kPa		14.7kPa		19.6 kPa		24.5 kPa		29.4 kPa		34.3 kPa		39.2 kPa		44.1 kPa		49.0 kPa		53.9 kPa		58.8 kPa		
			进风风量/(m³/min)	所需动力/kW	进风风量/(m³/min)	所需动力/kW	进风风量/(m³/min)	所需动力/kW	进风风量/(m³/min)	所需动力/kW	进风风量/(m³/min)	所需动力/kW	进风风量/(m³/min)	所需动力/kW	进风风量/(m³/min)	所需动力/kW	进风风量/(m³/min)	所需动力/kW	进风风量/(m³/min)	所需动力/kW	进风风量/(m³/min)	所需动力/kW	进风风量/(m³/min)	所需动力/kW	
SSR—50	50	1100	1.18	0.38	1.10	0.51	1.03	0.63	0.97	0.76	0.92	0.88	0.87	1.01	0.83	1.13	0.79	1.26	0.75	1.38	—	—	—	—	山东章晃机械工业有限公司
		1230	1.36	0.45	1.28	0.59	1.22	0.73	1.16	0.87	1.10	1.01	1.05	1.15	1.01	1.29	0.97	1.43	0.93	1.57	0.89	1.71	—	—	
		1350	1.53	0.52	1.45	0.68	1.38	0.83	1.32	0.98	1.27	1.14	1.22	1.29	1.17	1.45	1.13	1.60	1.09	1.75	1.05	1.91	—	—	
		1450	1.67	0.59	1.59	0.75	1.52	0.92	1.46	1.08	1.41	1.25	1.36	1.41	1.31	1.58	1.27	1.72	1.23	1.91	1.19	2.07	1.16	2.24	
		1530	1.78	0.64	1.70	0.82	1.63	0.99	1.57	1.16	1.52	1.34	1.47	1.51	1.42	1.69	1.38	1.86	1.34	2.03	1.30	2.21	1.27	2.38	
		1640	1.93	0.72	1.85	0.91	1.79	1.09	1.73	1.28	1.67	1.47	1.62	1.65	1.58	1.84	1.54	2.02	1.50	2.21	1.46	2.40	1.42	2.58	
		1730	2.06	0.78	1.98	0.98	1.91	1.18	1.85	1.37	1.80	1.57	1.75	1.77	1.70	1.96	1.66	2.16	1.62	2.36	1.58	2.56	1.55	2.75	
		1840	2.21	0.87	2.13	1.08	2.06	1.29	2.00	1.50	1.95	1.71	1.90	1.92	1.86	2.12	1.82	2.33	1.78	2.54	1.74	2.75	1.70	2.96	
		1950	2.36	0.96	2.28	1.18	2.22	1.40	2.16	1.62	2.11	1.85	2.06	2.07	2.01	2.29	1.97	2.51	1.93	2.73	1.89	2.95	1.85	3.18	
		2120	2.60	1.10	2.52	1.34	2.45	1.59	2.39	1.83	2.34	2.07	2.29	2.31	2.25	2.55	2.21	2.79	2.17	3.03	2.13	3.27	2.09	3.52	
SSR—65	65	1110	1.67	0.53	1.57	0.71	1.48	0.89	1.40	1.07	1.32	1.25	1.25	1.43	1.18	1.61	1.12	1.79	1.07	1.97	—	—	—	—	
		1240	1.92	0.62	1.82	0.82	1.73	1.02	1.65	1.22	1.58	1.42	1.51	1.63	1.44	1.83	1.38	2.03	1.32	2.23	1.27	2.43	—	—	
		1360	2.16	0.71	2.06	0.93	1.97	1.15	1.89	1.37	1.82	1.59	1.75	1.81	1.68	2.03	1.62	2.25	1.56	2.47	1.51	2.69	—	—	
		1450	2.31	0.77	2.22	1.01	2.14	1.25	2.07	1.48	2.00	1.72	1.93	1.95	1.86	2.19	1.80	2.42	1.74	2.66	1.69	2.89	1.63	3.13	
		1530	2.45	0.84	2.36	1.09	2.28	1.34	2.21	1.58	2.14	1.83	2.08	2.08	2.02	2.33	1.96	2.58	1.90	2.83	1.84	3.08	1.79	3.32	
		1640	2.66	0.93	2.57	1.20	2.49	1.46	2.42	1.73	2.36	2.00	2.30	2.26	2.24	2.53	2.18	2.80	2.12	3.06	2.06	3.33	2.01	3.59	
		1740	2.86	1.02	2.77	1.30	2.69	1.58	2.62	1.86	2.56	2.12	2.50	2.43	2.44	2.71	2.38	3.00	2.32	3.28	2.26	3.56	2.21	3.84	
		1820	3.02	1.09	2.93	1.38	2.85	1.68	2.78	1.97	2.72	2.27	2.66	2.57	2.60	2.86	2.54	3.16	2.48	3.45	2.42	3.75	2.37	4.04	
		1940	3.26	1.20	3.17	1.51	3.09	1.83	3.02	2.14	2.96	2.46	2.90	2.78	2.83	3.09	2.77	3.41	2.71	3.72	2.66	4.04	2.61	4.35	
		2130	3.64	1.38	3.55	1.73	3.47	2.08	3.40	2.42	3.33	2.77	3.27	3.12	3.21	3.46	3.15	3.81	3.09	4.15	3.04	4.50	2.99	4.85	

（续）

型号	口径/mm	转速/(r/min)	排出压力/kgf·cm⁻²																				生产厂
			0.10		0.15		0.20		0.25		0.30		0.35		0.40		0.45		0.50		0.55		0.60		
			9.8kPa		14.7kPa		19.6 kPa		24.5 kPa		29.4 kPa		34.3 kPa		39.2 kPa		44.1 kPa		49.0 kPa		53.9 kPa		58.8 kPa		
			进风风量/(m³/min)	所需动力/kW	进风风量/(m³/min)	所需动力/kW	进风风量/(m³/min)	所需动力/kW	进风风量/(m³/min)	所需动力/kW	进风风量/(m³/min)	所需动力/kW	进风风量/(m³/min)	所需动力/kW	进风风量/(m³/min)	所需动力/kW	进风风量/(m³/min)	所需动力/kW	进风风量/(m³/min)	所需动力/kW	进风风量/(m³/min)	所需动力/kW	进风风量/(m³/min)	所需动力/kW	
SSR—80	80	1140	3.05	1.12	2.94	1.42	2.83	1.73	2.72	2.04	2.62	2.34	2.52	2.64	2.44	2.94	2.36	3.24	2.28	3.54	2.21	3.84	2.14	4.13	山东章丘机械工业有限公司
		1230	3.31	1.22	3.21	1.56	3.11	1.90	3.01	2.23	2.91	2.56	2.82	2.88	2.74	3.20	2.66	3.53	2.58	3.85	2.51	4.17	2.44	4.49	
		1300	3.52	1.31	3.41	1.67	3.31	2.03	3.22	2.38	3.13	2.72	3.05	3.07	2.97	3.41	2.89	3.75	2.81	4.09	2.74	4.43	2.67	4.76	
		1360	3.71	1.38	3.61	1.77	3.52	2.14	3.43	2.51	3.34	2.87	3.25	3.23	3.16	3.59	3.08	3.94	3.01	4.30	2.94	4.65	2.87	5.00	
		1460	4.01	1.49	3.91	1.93	3.82	2.33	3.73	2.72	3.65	3.11	3.57	3.49	3.49	3.88	3.41	4.26	3.34	4.64	3.27	5.02	3.20	5.40	
		1560	4.30	1.61	4.22	2.09	4.14	2.51	4.06	2.94	3.98	3.35	3.90	3.76	3.82	4.17	3.74	4.58	3.67	4.99	3.60	5.39	3.53	5.79	
		1650	4.60	1.71	4.52	2.23	4.44	2.68	4.36	3.13	4.28	3.56	4.20	4.00	4.12	4.44	4.04	4.87	3.96	5.30	3.89	5.73	3.82	6.15	
		1730	4.87	1.81	4.79	2.36	4.71	2.83	4.63	3.30	4.55	3.76	4.47	4.22	4.39	4.67	4.31	5.13	4.23	5.57	4.16	6.02	4.09	6.47	
		1820	5.16	1.91	5.08	2.50	5.00	3.00	4.92	3.49	4.84	3.97	4.76	4.46	4.68	4.94	4.60	5.41	4.52	5.88	4.45	6.35	4.38	6.82	
		1900	5.43	2.12	5.35	2.63	5.27	3.15	5.19	3.66	5.11	4.16	5.03	4.67	4.95	5.17	4.87	5.67	4.79	6.16	4.72	6.65	4.65	7.14	
SSR—100	100	1060	4.57	1.46	4.40	1.19	4.24	2.36	4.09	2.82	3.95	3.27	3.82	3.73	3.70	4.18	3.59	4.64	3.48	5.09	3.38	5.55	3.28	6.00	
		1140	4.97	1.61	4.81	2.10	4.65	2.59	4.50	3.08	4.36	3.57	4.23	4.06	4.12	4.55	4.01	5.04	3.90	5.53	3.80	6.02	3.71	6.51	
		1220	5.34	1.78	5.18	2.30	5.03	2.83	4.89	3.35	4.76	3.87	4.64	4.40	4.53	4.92	4.42	5.45	4.32	5.97	4.22	6.49	4.13	7.02	
		1310	5.73	1.97	5.58	2.54	5.44	3.10	5.31	3.66	5.18	4.22	5.06	4.79	4.95	5.34	4.84	5.91	4.74	6.47	4.64	7.03	4.55	7.60	
		1460	6.53	2.32	6.38	2.94	6.25	3.57	6.12	4.20	6.00	4.82	5.89	5.45	5.78	6.08	5.68	6.70	5.58	7.33	5.48	7.96	5.39	8.58	
		1540	6.91	2.51	6.77	3.17	6.64	3.83	6.52	4.49	6.40	5.15	6.29	5.81	6.19	6.48	6.09	7.14	5.99	7.80	5.90	8.46	5.81	9.12	
		1680	7.63	2.86	7.49	3.58	7.36	4.31	7.24	5.03	7.13	5.75	7.02	6.47	6.92	7.19	6.82	7.91	6.73	8.63	6.64	9.35	6.55	10.07	
		1780	8.09	3.13	7.96	3.89	7.84	4.66	7.73	5.42	7.62	6.18	7.52	6.95	7.42	7.71	7.32	8.48	7.23	9.24	7.14	10.00	7.06	10.78	
		1880	8.57	3.40	8.45	4.21	8.36	5.02	8.25	5.82	8.15	6.63	8.05	7.44	7.95	8.25	7.86	9.05	7.77	9.86	7.68	10.67	7.60	11.47	
		1980	9.07	3.69	8.96	4.54	8.85	5.39	8.75	6.24	8.65	7.09	8.55	7.94	8.46	8.79	8.37	9.64	8.28	10.49	8.20	11.34	8.12	12.19	

（续）

型号	口径/mm	转速/(r/min)	排出压力 /kgf·cm⁻²																				生产厂
			0.10		0.15		0.20		0.25		0.30		0.35		0.40		0.45		0.50		0.55		0.60		
			9.8kPa		14.7kPa		19.6 kPa		24.5 kPa		29.4 kPa		34.3 kPa		39.2 kPa		44.1 kPa		49.0 kPa		53.9 kPa		58.8 kPa		
			进风风量/(m³/min)	所需动力/kW	进风风量/(m³/min)	所需动力/kW	进风风量/(m³/min)	所需动力/kW	进风风量/(m³/min)	所需动力/kW	进风风量/(m³/min)	所需动力/kW	进风风量/(m³/min)	所需动力/kW	进风风量/(m³/min)	所需动力/kW	进风风量/(m³/min)	所需动力/kW	进风风量/(m³/min)	所需动力/kW	进风风量/(m³/min)	所需动力/kW	进风风量/(m³/min)	所需动力/kW	
SSR—125	125	980	6.23	1.95	7.00	2.56	5.95	3.18	5.81	3.81	5.67	4.45	5.53	5.10	5.42	5.76	5.31	6.42	5.22	7.08	5.14	7.74	5.06	8.40	山东章晃机械工业有限公司
		1050	6.78	2.20	6.65	2.85	6.51	3.51	6.38	4.18	6.25	4.86	6.11	5.55	5.98	6.24	5.85	6.93	5.74	7.62	5.65	8.31	5.60	9.00	
		1200	7.88	2.92	7.75	3.61	7.62	4.32	7.50	5.05	7.37	5.80	7.25	6.58	7.12	7.35	6.99	8.13	6.88	8.90	6.79	9.68	6.72	10.45	
		1310	8.71	3.30	8.58	4.07	8.45	4.86	8.13	5.67	8.20	6.50	8.08	7.35	7.95	8.20	7.82	9.05	7.71	9.90	7.62	10.75	7.55	11.60	
		1390	9.21	3.60	9.08	4.43	8.96	5.28	8.83	6.15	8.71	7.04	8.58	7.95	8.46	8.86	8.33	9.77	8.22	10.68	8.13	11.59	8.06	12.50	
		1450	9.75	3.86	9.61	4.75	9.47	5.64	9.33	6.55	9.18	7.48	9.04	8.42	8.90	9.36	8.78	10.31	8.68	11.25	8.59	12.19	8.51	13.14	
		1530	10.35	4.10	10.23	5.02	10.13	5.96	9.98	6.93	9.86	7.90	9.74	8.90	9.61	9.90	9.49	10.90	9.38	11.90	9.29	12.90	9.22	13.90	
		1630	10.94	4.70	10.82	5.66	10.70	6.65	10.58	7.67	10.47	8.72	10.35	9.80	10.23	10.88	10.11	11.96	10.01	13.04	9.90	14.12	9.79	15.20	
		1750	11.72	5.19	11.61	6.20	11.50	7.23	11.38	8.29	11.27	9.38	11.16	10.50	11.04	11.62	10.93	12.74	10.80	13.86	10.69	1498	10.60	16.10	
		1850	12.35	5.70	12.23	6.76	12.11	7.85	11.99	8.97	11.87	10.12	11.76	11.30	11.64	12.48	11.52	13.66	11.40	14.84	11.30	16.02	11.21	17.20	
SSR—150	150	810	12.65	4.16	12.34	5.36	12.05	6.55	11.79	7.74	11.54	8.94	11.32	10.13	11.12	11.32	10.94	12.52	10.78	13.71	10.64	14.91	10.52	16.10	
		860	13.95	4.68	13.66	5.95	13.39	7.22	13.14	8.49	12.90	9.76	12.68	11.03	12.47	12.30	12.28	13.57	12.11	14.84	11.95	16.11	11.81	17.38	
		970	15.20	5.58	14.96	7.02	14.71	8.46	14.47	9.90	14.23	11.34	13.99	12.78	13.83	14.22	13.67	15.66	13.51	17.10	13.36	18.54	13.20	19.98	
		1110	17.53	6.69	17.22	8.32	16.93	9.95	16.67	11.58	16.42	13.21	16.20	14.84	16.00	16.47	15.82	18.10	15.66	19.73	15.52	21.36	15.40	22.99	
		1180	18.70	6.98	18.39	8.72	18.10	10.46	17.84	12.20	17.59	13.94	17.37	15.58	17.17	17.42	16.99	19.16	16.83	20.90	16.69	22.64	16.57	24.38	
		1240	20.13	7.57	19.82	9.40	19.53	11.23	19.27	13.06	19.02	14.89	18.80	16.72	18.60	18.55	18.42	20.38	18.26	22.21	18.12	24.04	18.00	25.87	
		1400	22.20	10.34	21.99	12.40	21.79	14.48	21.59	16.52	21.39	18.58	21.20	20.64	21.01	22.70	20.82	24.76	20.66	26.82	20.52	28.88	20.40	30.94	
		1520	24.30	10.77	24.09	13.01	23.89	15.25	23.69	17.49	23.49	19.73	23.30	21.97	23.11	24.21	22.92	26.45	22.76	28.69	22.62	30.93	22.50	33.17	
		1620	25.37	13.40	25.16	15.79	24.96	18.18	24.76	20.57	24.56	22.96	24.37	25.35	24.18	27.74	23.99	30.13	23.83	32.52	23.69	34.91	23.57	37.30	
		1730	26.51	14.87	26.31	17.42	26.11	19.97	25.91	22.52	25.71	25.07	25.51	27.62	25.32	30.17	25.14	32.72	24.98	35.27	24.84	37.82	24.72	40.37	

第9章　空压机降噪

螺杆压缩机是无锡压缩机厂引进瑞典阿特拉斯公司专有技术，为适应国内外市场需要而新设计和制造的新型节能型压缩机；分为固定式和移动式两种。该机组是空气动力用的单级、喷油、水冷螺杆压缩机。主机转子型线采用了引进技术的X型线，使比功率、气量等性能指标有明显提高；该机借一对相互啮合的阴阳转子来实现空气连续压缩过程，排出气流稳定。由于转子经过精细的动平衡校验，故机组运转平稳；本机组采用了新的调节系统，能根据使用需要自动调节气量，实行全开、全闭式气量调节，使空载功率只占满负荷功率的30%左右，降低了能耗和运行费用；机组设置了减振装置，减小了振动和降低了噪声；压缩机采用电动机直联，取消了传统的增速齿轮及油泵；机组工作过程向压缩腔内喷注适当的专用润滑油，使压缩机排温低，耗能少，寿命长；压缩机外部加装钢结构封闭式隔声罩，结构紧凑、外形美观、噪声低、振动小、耗油省、移动灵活、操作维修方便。

固定螺杆压缩机广泛应用于石油、化工、化肥、汽车、冶金、矿山、建筑、机械、医药、食品、橡胶、纺织、电子、国防、科研等部门。移动螺杆压缩机广泛应用于工矿企业、桥梁建筑、市政建设、隧道公路、城建施工、矿山钻探等场所，是各工矿企业理想的符合环保要求的节能设备。

表 11.9-1 列出了固定式、移动式螺杆压缩机性能参数。

表 11.9-1　螺杆压缩机性能参数表

产品型号及名称	冷却方式	排气量（m^3/min）	进气压力/kPa	排气压力/kPa	压缩机转速（r/min）	外形尺寸/mm 长×宽×高	重量/kg	驱动机			噪声/dB（A）	生产厂
								型号	功率/kW	转速（r/min）		
LGⅡ12—3/7—D型固定螺杆压缩机	水冷	3	常压	700	2943	2100×1136×1250	1000	电动机	22	3000	≤76	江苏无锡压缩机厂
GA608—6/7—D型固定螺杆压缩机	风冷	6.3	常压	700	3490	2555×1136×1600	1010	电动机	45	3000	73±3	
GA608W—6/7—D型固定螺杆压缩机	水冷	6.3	常压	700	3490	2300×1136×1250	1010	电动机	45	3000	73±3	
LGⅢ20—12/7—D型固定螺杆压缩机	水冷	12	常压	700	2522	2400×1400×1500	2100	电动机	75	1500	—	
GA708—7/7—D型固定螺杆压缩机	风冷	7.32	常压	700	4020	2555×1136×1600	1010	电动机	55	3000	74±3	
LGⅡ25/16—40/7—D型固定无油螺杆压缩机	水冷	40	常压	700	4998/8996	3600（3200）×2200×2300	6000	电动机	265	1500	—	
LGⅡ16—20/5—15—D型固定增加螺杆压缩机	风冷	20	500	1500	2338	3704×1400×1733	3700	电动机	90	1480	—	
LGⅡ25—52/0.95—D型无油螺杆压缩机	水冷	52	常压	95	6400	3600×3200×2200	6400	电动机	132	1470	—	
XAS120—7/7—D型移动螺杆压缩机	风冷	7.14	常压	700	4018	4370×1650×1650	1560	风冷柴油机	54	2500	75±3	
XAS160—9/7—D型移动螺杆压缩机	风冷	9.48	常压	700	5400	4370×1650×1650	1680	风冷柴油机	82	2500	75±3	

第 10 章　木工机械降噪

木工机械噪声是木工机床行业三大公害（粉尘、噪声、安全）之一。近年来国内外对降低木工机械噪声进行了大量的研究工作。福州木工机床研究所、东北林学院、中国船舶工业总公司第九设计研究院等单位，相继开发出了低噪声木工压刨、木工平刨、木工圆锯、木工带锯等产品，使木工机械空载噪声大幅度降低，相应的负载噪声也有所降低。

10.1　MB504B 型木工平刨

木工平刨是工业生产中应用最广泛的一种木材加工机床，空载噪声一般在 95dB（A）左右。福州木工机床研究所对 MB504 型木工平刨进行了降噪研究并通过了技术鉴定，空载噪声由 92dB（A）降为 71dB（A）。

MB504B 型木工平刨主要技术规格：

最大刨削宽度	400mm；
最大刨削深度	5mm；
刨刀转速	4500r/min；
刀轴直径	107mm；
工作台总长	2300mm；
两工作台间最小距离	42mm；
主电动机功率	3kW；
主电动机转速	2880r/min；
机床外形尺寸（长×宽×高）	
2300mm×680mm×1060mm；	
传动方式	三角皮带外传动；
机床总重	600kg；
空载噪声	70dB（A）；
负载噪声	83～87dB（A）。

图 10.1-1 为 MB504B 型木工平刨外形示意图。

南京江宁木工机床厂生产的 MB504C 型电磁护指键式木工安全平刨床，其技术规格与 MB-504B 型木工平刨基本相同，主要是增加了安全保护措施。

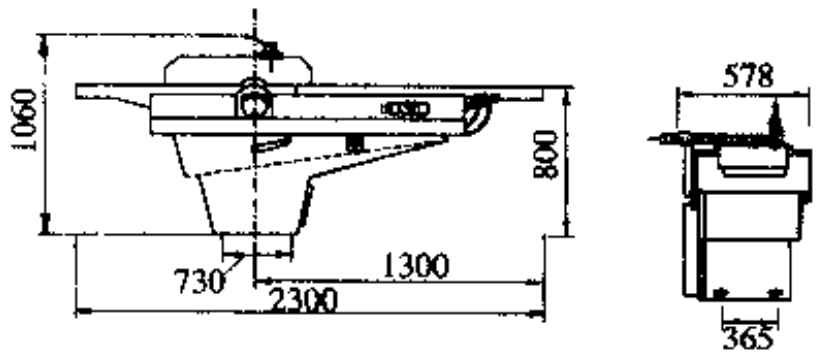


图 11.10-1　MB504B 型木工平刨外形示意图

10.2　MJ104—B 型木工圆锯机

中国船舶工业总公司第九设计研究院对 MJ104 型手动进料木工圆锯机的降噪技术进行了研究，采取以“制流板”为主，抑制涡流，降低“尖叫声”，控制锯片振动并在锯片两侧各安放一片大直径阻尼片，锯片外缘开消声槽，降低锯盘噪声，从而使圆锯机整机空载噪声由 95dB（A）左右降为 73dB（A），负载噪声由 108dB（A）降为 90dB（A）左右，已通过技术鉴定。

MJ104B 型手动进料木工圆锯机主要技术规格：

锯片直径	400mm；
最大锯木宽度	280mm；
最大锯木高度	100mm；
锯轴转速	2500r/min；
工作台尺寸（宽×长）	770mm×610mm；
工作台升降高度	130mm；
工作台离地面高度	800mm；
电动机功率	3kW；
电动机转速	1430r/min；
传动方式	三角皮带外传动；
外形尺寸（长×宽×高）	
1120mm×710mm×1120mm；	
机床总重	350kg；

空载噪声　　<73dB（A）；

负载噪声　　<90dB（A）。

图 11.10-2 为 MJ104B 型木工圆锯机外形示意图。

生产厂：上海川沙蔡路机械厂，南京江宁木工机床厂。

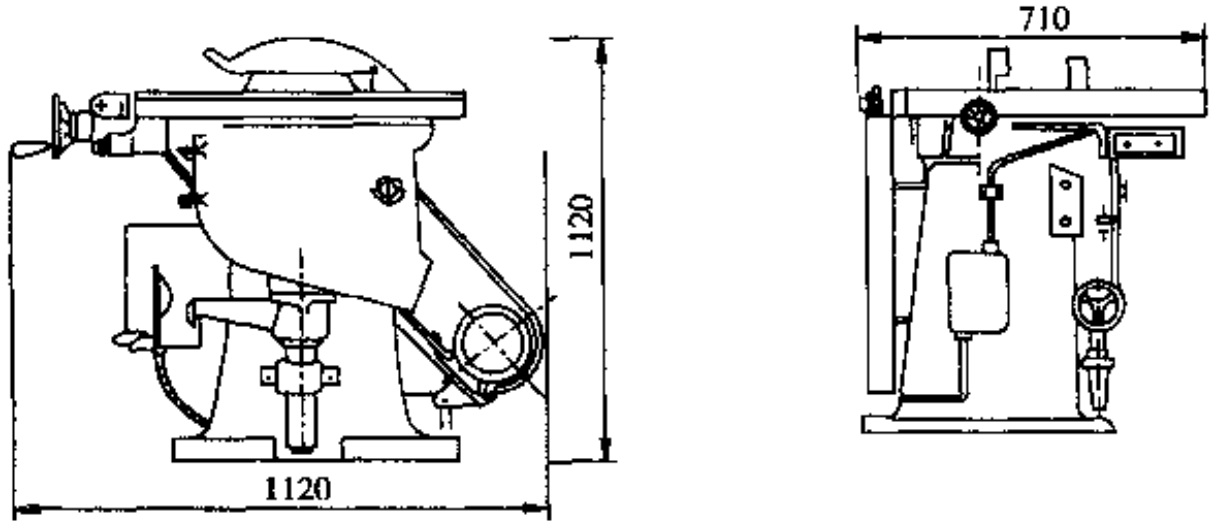


图 11.10-2　MJ104B 型木工圆锯机外形示意图

第 11 章　MT05—450 型切面机降噪

切面机是一种粮食加工机械，在我国被广泛使用。由于面条的品种各异，切面机品种也很多，但使用较多的是已改型的 MT05-450 型切面机，其噪声已降为 81dB（A）左右。上海切面工场多数在居民住宅之中，又是夜间开动，对周围环境影响较大。上海交通大学从分析切面机的发声机理着手，采取同步齿形带传动代替齿轮箱传动；用尼龙齿轮替代金属齿轮；改用 8 极电动机；安装 T 型减振器和橡胶减振垫；同时对金属板进行阻尼处理；改进横梁结构。这些技术措施的实施，有效地降低了切面机噪声，使整机噪声由 81dB（A）降为 67dB（A），这些降噪技术既可以用来制造新的 MT05-450 型低噪声切面机，也可以用来改造老的 MT05-450 型切面机。环境效益和社会效益显著。

生产厂：上海长宁粮食机械厂。

第 12 章　DZG 系列滚筒机（球磨机）降噪

DZG 系列滚筒机（球磨机）是浙江大学和浙江嵊州市低噪声器材厂共同研制成功的新产品，已通过省级鉴定，荣获商业部科技进步奖和浙江省优新产品奖。

滚筒机广泛应用在机械、电子、轻工、化工、冶金等行业的铸件清砂、冲压件去毛刺、原材料除锈、粒料磨细、小五金滚镀等工序，零件在滚筒内滚动冲击产生的噪声高达 100～106dB（A）。DZG 系列滚筒机在筒体上采取阻尼减振、隔声、吸声等降噪技术，在不改变筒体外形，不影响工人操作的条件下，把滚筒运转时产生的强烈的撞击声控制在 85dB（A）以下，降噪 20dB（A）以上；同时采用摆线针轮减速系统，使整机结构紧凑，运行可靠。另外，将滚筒转速与跌落角经过优化设计，提高了滚甩效率，节约了能源。

表 11.12-1 为 DZG 系列滚筒机性能参数表。

表 11.12-1　DZG 系列滚筒机性能参数表

类　别	型　号	筒体尺寸 / mm 直径×长度	电动机功率 / kW	转速/（r/min）	噪声 /dB（A）	生产厂
小　型	DZG5—6	φ500×600	1.5	30	80	浙江省嵊州市低噪声器材厂
	DZG6—8	φ600×800	2.0	28		
	DZG6—10	φ600×1000	3.0	28		
中　型	DZG7—12	φ700×1200	4.0	26	<83	
	DZG8—12	φ800×1200	5.0	26		
	DZG9—12	φ900×1200	5.5	25		
大　型	DZG10—15	φ1000×1500	15	22	<85	
	DZG12—18	φ1200×1800	30	20		
	DZG15—25	φ1500×2500	75	20		

第 13 章　小型电动机降噪

13.1　YDFW 系列三相异步风机电动机

上海新星电机厂研制成功的 YDFW 三相异步风机电动机系列，可与净化设备、空调设备的风机配套，广泛使用在宾馆、大厦、别墅、舞厅、饭店、电影院、医院、办公大楼等场所，其特点是噪声低、振动小、转动平稳、安全可靠、重量轻、外型美观，已通过新产品鉴定验收，并荣获上海市优秀科技产品称号。

型号说明

Y	D	F	W	320	4
异步电动机	低噪声	风机	外转子	功率(W)	极数(P)

图 11.13-1 为 YDFW 系列电动机外形尺寸示意图。

表 11.13-1 为 YDFW 系列电动机性能参数。

YDFW 系列电动机使用环境要求为：海拔不超过 1000m，温度随季节变化，但不超过 40℃；相对湿度不大于 90%（25℃时）。

系列中 YDFW（A）型为 YDFW 型的派生产品，安装风叶尺寸较小。YDFW 为三相电动机，YCDFW 为单相电动机，频率均为 50Hz。

13.2　YYWD 型外转子单相三速异步电动机

YYWD 型外转子单相三速异步电动机是上海新星电机厂根据市场需要而开发的升级换代产品，它较原单相单速电动机具有更多的优越性，广泛应用在中央空调机组的输送风以及其他净化设备中。YYWD 型电动机为外转子低噪声单相三速，主要创新点是抽头调速。一般风机的使用场合往往需要调速，常用的调速方法是采用调压或变频方式，成本较高，结构较复杂。而 YYWD 型电动机只需要一个开关即可，不需要配套任何调压、变频等附加装置，具有结构简单，费用省，只需要单相电源，解决了无三相电源的使用问题，扩大了使用范围，经多家用户使用，能满足风机配套要求，噪声低、效率高、可变速、节能显著，已通过技术鉴定，具有国内领先水平。

YYWD 型外转子单相三速异步电动机外形尺寸与 YDFW 系列三相异步风机电动机基本相同。

表 11.13-2 为 YYWD 型外转子单相三速异步电动机性能参数表，表内外形尺寸参见图 11.13-1。

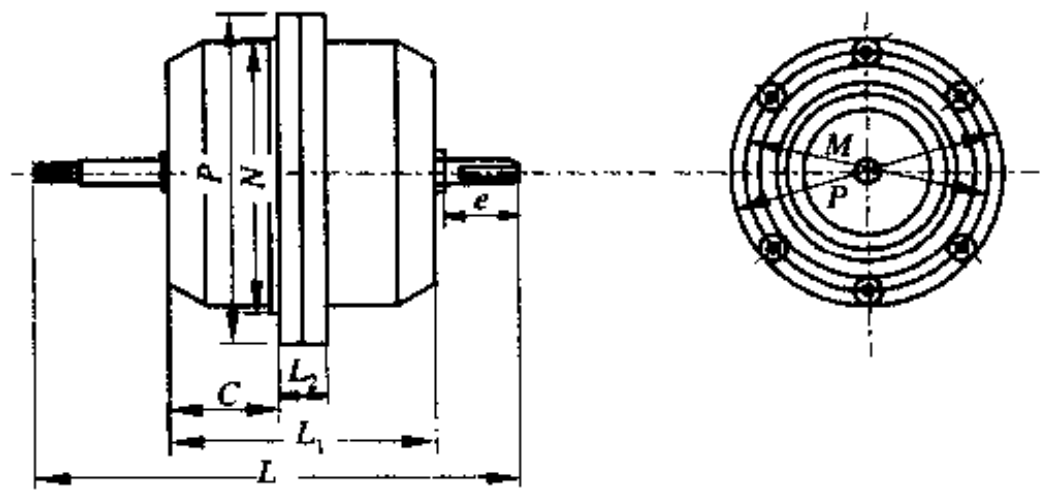


图 11.13-1　YDFW 系列电动机外形尺寸示意图

表 11.13-1　YDFW 三相异步和 YCDFW 单相异步低噪声风机电动机性能参数表

型　号	外形尺寸 / mm					功率 /W	电压 /V	电流 /A	转速 /（r/min）	效率 （%）	功率因数 cosφ	噪声 /dB（A）	生产厂
	L	L_1	C	L_2	P								
YDFW180—6	188	126	63	21.5	181	180	380	0.8	900	60	0.56	43	上海新星电机厂
YDFW（A）180—6	202	140	70	21.5	162	180	380	0.73	900	60	0.63	46	
YDFW250—4	188	126	63	21.5	181	250	380	0.88	1250	65	0.66	45	
YDFW（A）250—4	202	140	70	21.5	162	250	380	0.64	1350	73.2	0.797	47	
YDFW250—6	202	140	70	21.5	181	250	380	1.02	900	64	0.58	43	
YDFW320—4						320	380	1.1	1250	65.5	0.68	45	
YDFW370—4						370	380	1.2	1250	66	0.70	47	
YDFW370—6	258	164	82	21.5	190	370	380	1.4	900	65	0.62	45	
YDFW450—4	202	150	75	21.5	181	450	380	1.45	1350	66	0.68	47	
YDFW550—4	258	164	82	21.5	190	550	380	1.67	1250	71.6	0.70	47	
YCDFW550—4	258	164	82	21.5	190	550	220	3.9	1350	65	0.96	46	
YCDFW450—4	258	164	82	21.5	190	450	220	3.20	1350	66	0.97	46	
YCDFW370—6	258	164	82	21.5	190	370	220	2.77	910	62	0.98	45	
YCDFW370—4	202	150	75	21.5	181	370	220	2.65	1400	67	0.97	46	
YCDFW250—6	202	150	75	21.5	181	250	220	2.14	880	56	0.96	48	
YCDFW180—6	202	140	70	21.5	181	180	220	1.85	870	53	0.875	48	
YCDFW120—6	188	126	63	21.5	181	120	220	1.70	870	50	0.81	48	
YDFW800—6	380	222	113	12	250	800	380	2.31	900	77	0.68	48	
YDFW1100—6	380	242	123	12	250	1100	380	3.18	900	75	0.68	48	

表 11.13-2　YYWD 型外转子低噪声单相三速异步电动机性能参数表

性能参数 / 型　号	外形尺寸 / mm					功率 /W	电流 /A	转速 /（r /min）	效率 （%）	功率因数 cosφ	最大转矩/额定转矩	电容器 μf/VAC	噪声 /dB（A）	重量 /kg	生产厂
	L	L_1	C	L_2	P										
YYWD550—4D	278	180	90	21.5	190	550	3.8	1400/1200/1000	67	0.98	1.6	20/450	52	12.0	上海新星电机厂
YYWD450—4D	258	164	82	21.5	190	450	3.1	1400/1200/1000	66.5	0.99	1.6	16/450	52	10.5	
YYWD370—4D	202	150	75	21.5	181	370	2.6	1400/1200/1000	65	0.99	1.6	12/450	52	9.5	
YYWD250—4D	202	140	70	21.5	181	250	1.9	1400/1200/1000	61	0.99	1.6	10/450	52	7.0	

参 考 文 献

1　马大猷．噪声控制学．北京：科学出版社，1987

2　陈绎勤．噪声与振动的控制．北京：中国铁道出版社，1981

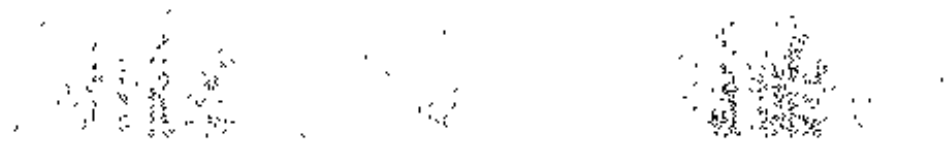
3　吕长恒，王庭佛．噪声与振动控制设备及材料选用手册．北京：机械工业出版社，1999

4　孙家麒，战嘉恺．振动危害和控制技术．石家庄：河北科技出版社，1991

第 12 篇

噪声控制工程实例

作　者　　董金英



第 1 章　通风系统的噪声控制实例

1.1　实例 1　微穿孔板消声器在通风空调系统中的应用㊀

近年来，对通风空调系统消声器提出新的要求：① 不怕潮湿气体的声学材料；② 没有粉屑，不污染环境的声学材料。在潮湿气体作用下，有些吸声材料的声学性能会随着使用年限增加而逐渐变差，影响消声效果。另外，一些精密车间、高级住宅、工作室希望不用纤维材料做吸声材料，以免气流吹出的粉屑污染工作环境。微穿孔板消声器可以满足这些要求。

北京某厂无菌室新安装的 W—1 型空调机，通过十几米风管进入使用房间。该房间体积小，由于工艺要求，四壁涂光滑的油漆，室内混响声严重。有的房间空调噪声高达 81dB（A），噪声最低的房间也达到 69dB（A）。该噪声单调难听，使人烦躁，降低工作效率。

当在风管上安装了如图 12.1-1 的微穿孔板狭矩形消声器后，各房间噪声均降低到 55dB（A）以下，有的 52dB（A），有的 53dB（A），其消声效果如图 12.1-2 所示。

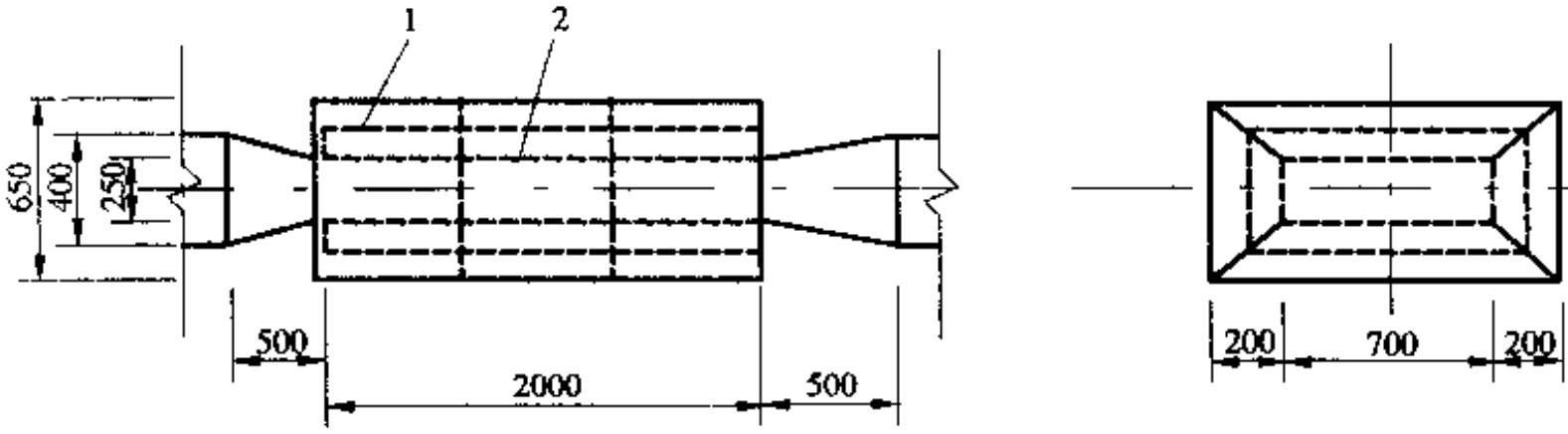


图 12.1-1　北京某厂 W—1 型空调机矩形微穿孔板消声器结构示意图

1—微穿孔板 P：1%　2—微穿孔板 P：2%，微穿孔板 t=0.75mm，ϕ =0.8mm

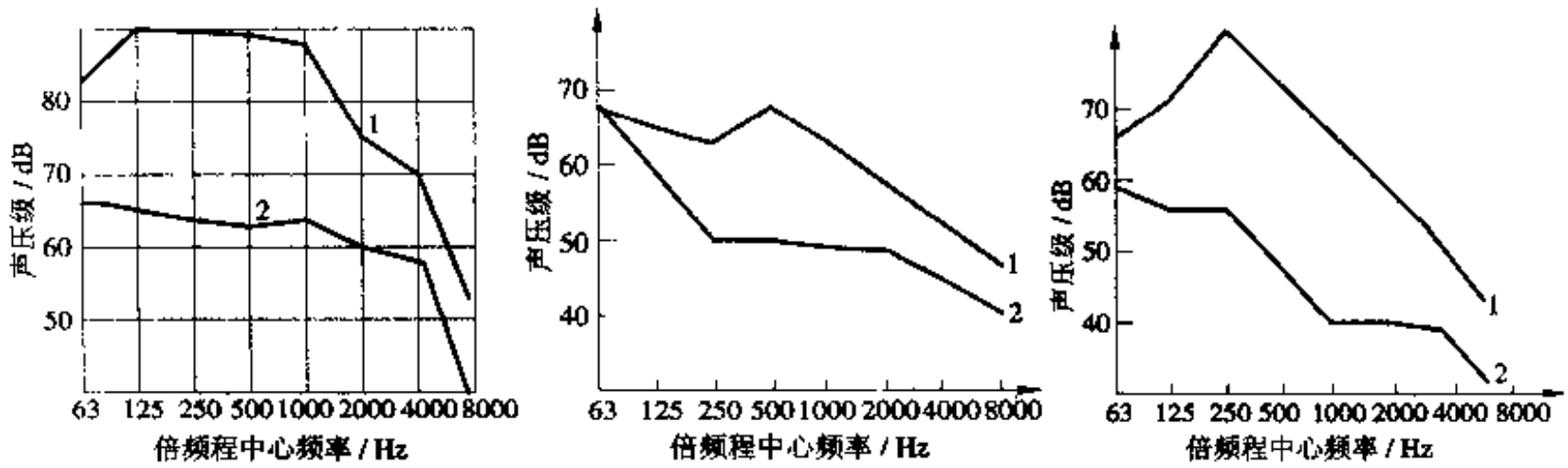


图 12.1-2　消声效果

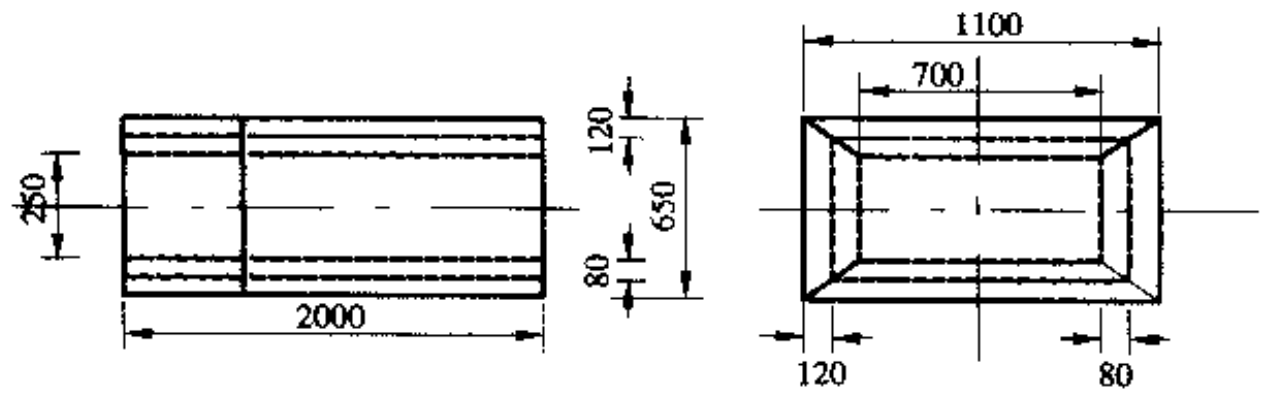
a）W—1 型空调机微穿孔板消声器消声效果　b）一车间的消声效果　c）二车间的消声效果

1—装消声器前　2—装消声器后

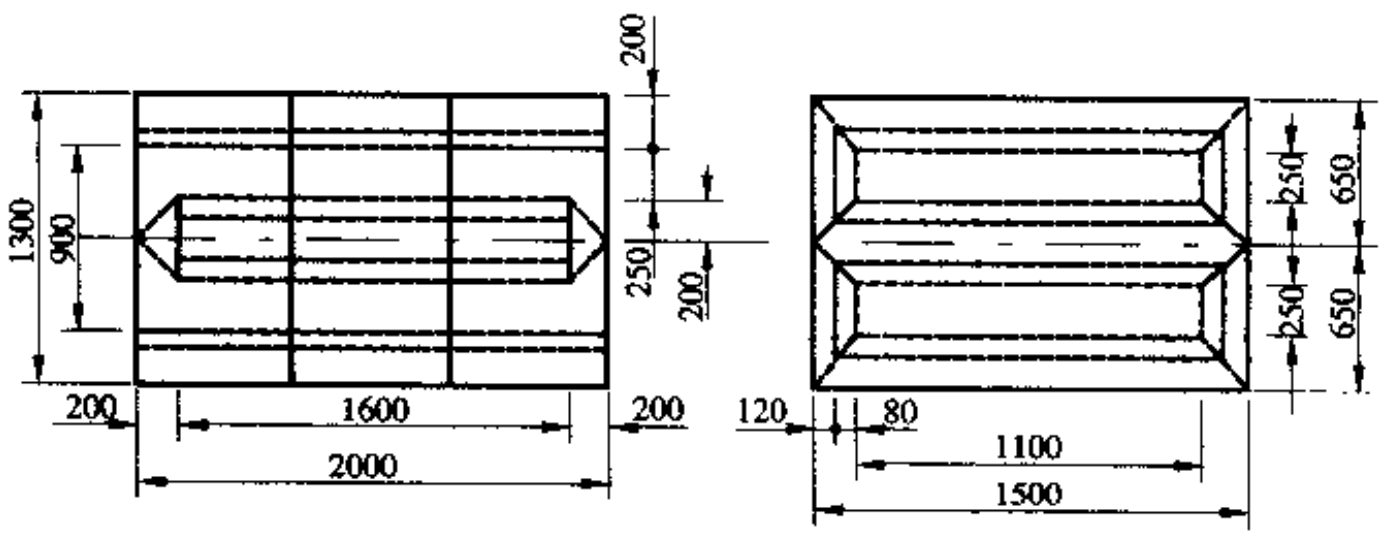
㊀　实例 1 由方丹群、孙家麒等人提供。

加上该消声器后，使用单位颇为满意。因为一方面该房间噪声已与工厂背景噪声相近，另一方面，由于工艺要求，消声器和空调管路经常用潮湿气体清洗，无菌室不允许纤维材料的粉屑吹入。用纯金属结构的微穿孔板消声器可以满足这些要求。

图 12.1-3 和图 12.1-4 是北京市劳动保护科学研究所与中国科学院声学研究所共同设计的风量 5000～50000m³/h 的通风空调系列化消声器示意图。已在实际中应用。



a)

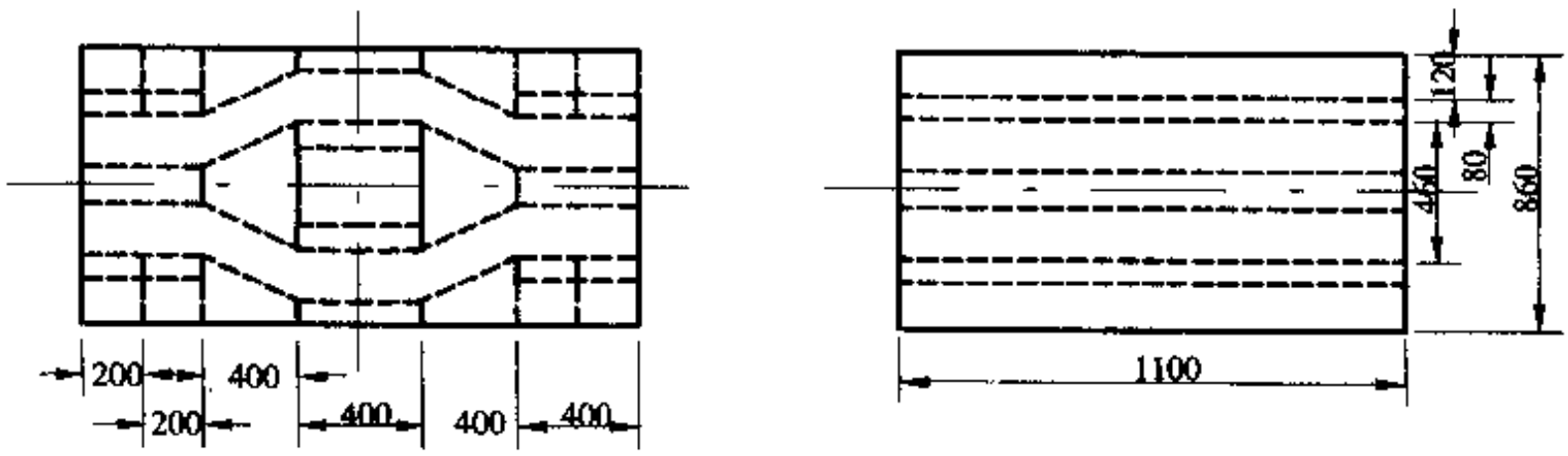


b)

图 12.1-3　通风空调系统用微穿孔板消声器示意图　　微穿孔板板厚 t =0.8mm

a）矩形，适用于流量为 5 000～10 000m³/h

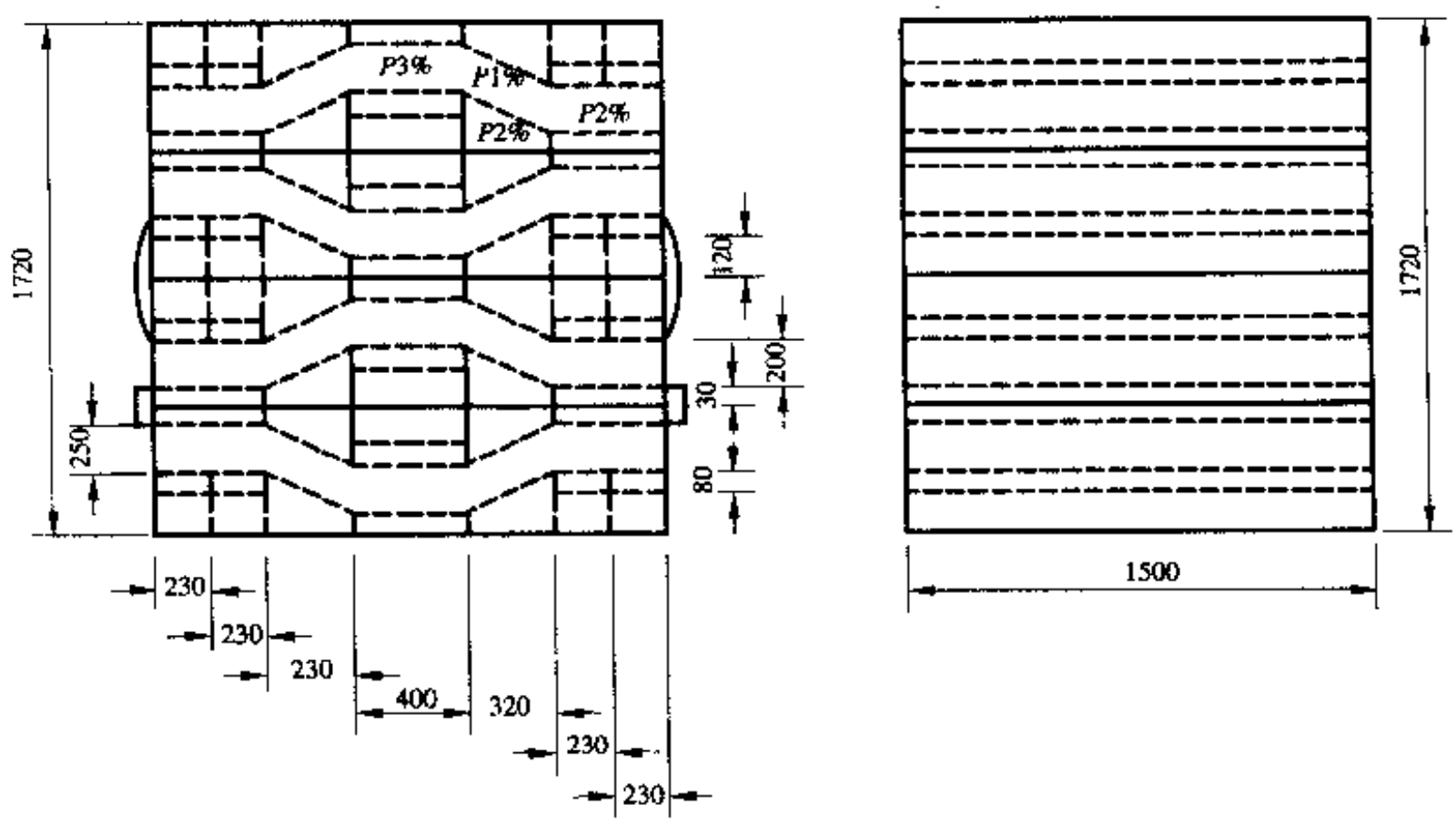
b）片式，适用于流量为 20 000～30 000m³/h



a)

图 12.1-4　微穿孔板消声器系列化示意图　孔径ϕ=0.3mm

a）声流式，适用于流量为 10000～20000m³/h



b）

图 12.1-4　微穿孔板消声器系列化示意图　孔径ϕ=0.3mm（续）

b）声流式，适用于流量为 40 000～50 000m³/h

1.2　实例 2　通风系统有调噪声消除㊀

某体育馆比赛大厅的有效容积为 168 000m³，可容 16 700 人。送风用 QDG9#双进风离心式风机八台，回风用 QDG8#双进风离心式风机八台，分别安装在比赛大厅四角下方的地下室机房内。风机的有关参数列于表 12.1-1。

比赛大厅的允许噪声级参照噪声评价曲线 NR40 订立，并根据这个要求设计了消声装置。但综合计算大厅内空场时的噪声，在 125Hz 倍频程超出了允许噪声，混响噪声超出约 1dB，而风口下方的直接噪声却超出 7dB。

在工程大部分完毕后，在大厅东南角开了风机进行测量，结果发现在 125Hz 超出了允许噪声，而且还是一有调声。现把有关数据列于表 12.1-2。

由表 12.1-2 可以看到，QDG9#双进风离心式风机在 125Hz 这一个倍频带噪声出现了峰值 118dB，较其两侧频带高出 10dB 左右，加之本来设计中 125Hz 的消声就不够，因此才出现目前的情况。

为了消除这一有调噪声，我们首先在机房内进行了测量，发现机房内有驻波现象。经用振荡仪发一单频与这一有调声比较，在 130Hz 时差频消失，证明这一有调声的频率为 130Hz。经分析此有调声与风机叶片和转速有关。该风机有叶片 10 片，转速为 780r/min，经计算叶片的通过频率恰好为 130Hz。

由于机组和风道都已施工完毕，而风机转速又不能改动很大，虽曾试验在风机叶片上包裹阻尼材料的办法，但效果也不显著，因此只能从现有风道内想办法。经过讨论研究认为在风道内加做抗性消声可能是一个有效的办法。

为了摸清抗性消声的效果，以便采取最有效的措施，在实验室做了模拟试验。由于试验风道的限制，采用了 3.1:1 的比例，这样风道截面就缩减到 130cm×97.5cm，而要消除的峰值则增为 400Hz。具体的做法是，在风道内做几块互相平行但位置相错且与风向垂直的隔

㊀ 实例 2 由向斌南提供。

表 12.1-1　风机参数表

型　号	用途	功率 /kW	风　压 /Pa	风　量 /（m^3/h）	转　速 /（r/min）	电动机转速 /（r/min）
QDG9#双进风	送风	40	1020	72 800	780	1440
QDG8#双进风	回风	20	640	52 300	723	1110

表 12.1-2　风机声功率级及厅内噪声表

噪声类别 \ 倍频程中心频率 / Hz		31.5	63	125	250	500	1000	2000
比赛大厅内允许噪声级		69	63	57	50	45	41	39
风口斜下方 5m 处风机噪声	送风机甲	50	49	67	49	38	30	—
	送风机乙	56	54	63	47	41	31	—
估算 QDG9#声功率级		116	114	110	104	103	98	89
风道内实测 QDG9#声功率级		115	109	118	107	109	95	94

板，即我们通常所说的迷宫式消声。试验中对隔板块数、距离、遮挡面积、声源、风速等作了不同安排和组合，并观察了风压的损失，最后选定了三块隔板，相互距离 70cm，遮挡面积为三分之二截面的一种。其实测插入损失如图 12.1-5 所示。

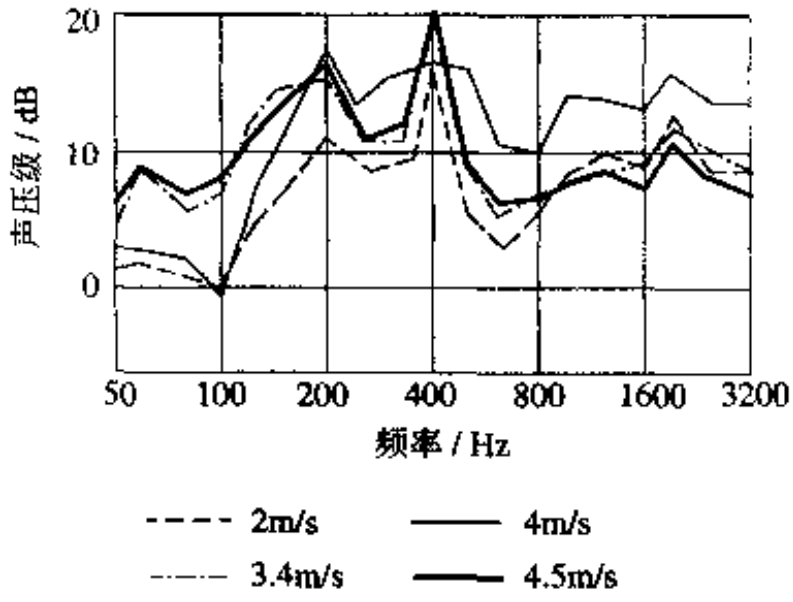


图 12.1-5　不同风速下的插入损失

图 12.1-5 所示在 400Hz 所出现的峰值，正是我们所需要的。在实际工程中即按模拟做法放大 3.1 倍施工。由于原消声装置对高频消声量有富裕，为了节约费用，即从原消声装置内拆下一排消声片做成隔板。消声片厚度约 35cm，故实际隔板距离定为 260cm。先在东南角机房的风道内改建。

改建完后试车，并在大厅内东南角后排下实测，发现 125Hz 频段内噪声已降至允许噪声之下，但其他各频段反而都有所增长。从 250Hz 到 1000Hz 的几个频段，噪声都已超出了允许噪声级，听起来好像是风的哗哗声。经过分析认为这是由于风道截面遮去三分之二，三分之一开口处风速过大（达 14m/s），以致在拐弯处形成强烈涡流所造成。这一点在模拟测试中由于风速相对小了 3.1 倍，不致形成强烈的大型涡流，故未发现这一问题。

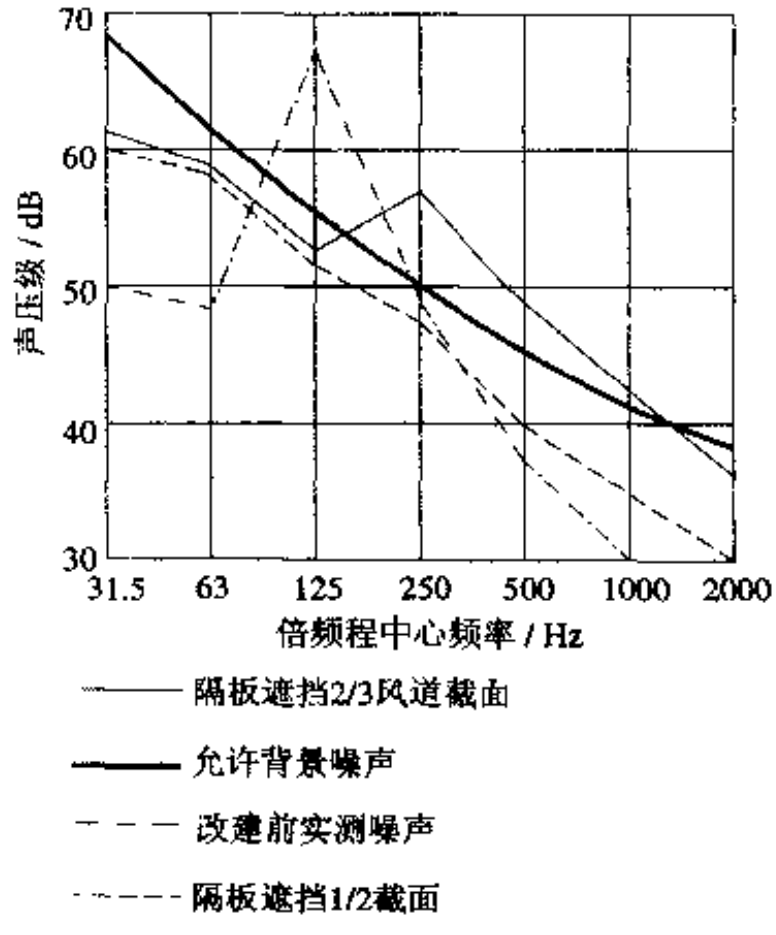


图 12.1-6　消声风道改建前后场内实测噪声频谱图

为了降低风速，减少涡流噪声，将隔板遮

挡面积由三分之二减至二分之一，这样开口处风速可降至 9m/s 左右，再在场内东南角后排风口下进行测量，各频段噪声均已降至允许噪声之下。现将实测结果绘于图 12.1-6。

全部风道消声均按此法改建后；开动全部风机，在空场时虽可听到风机的低频噪声，但已不显著。在场内有观众时，由于背景噪声增加，吸声能力加大，这点声音就听不到了。经过多年使用认为是满足使用要求的。

1.3　实例 3　计算机世界新址空调系统噪声控制㊀

1. 噪声污染现状

计算机世界新址使用面积 2600m²，有空调机房两个，分别负责南北两办公区的空气调节工作，由于先天设计不足，使得整个工作区的噪声问题非常突出，主要表现为：

1）机房内部噪声外泄比较严重，门外噪声达 62dB（A）；

2）每个机房仅一个回风口，安排极不合理，造成回风效果不佳且回风口噪声大于 65dB（A）；

3）大厅送风口散流器结构松散，与风口相接的铝箔软管过细（ϕ160mm），造成风速过高，达到 8～10m/s，风口与软管结合处设计不合理，造成大厅内噪声高达 69dB（A）；

4）各风口风速相差较大，小到 1m/s，大到 10m/s。

为了有效地控制噪声，改善新址的办公环境，受计算机世界的委托，北京市劳动保护科学研究所振动与声学材料研究实验室于 1997 年对其空调系统噪声进行了综合治理。

2. 治理方案

为防止噪声外泄污染工作环境，采取了如下噪声控制措施：

1）为降低风机和排风口噪声，在风机出口处加分流式变径消声器；

2）将原静压箱改为宽频消声静压箱；

3）机房风道全部改为中、低频直管消声结构；

4）为降低 30Hz 左右超低频噪声，加装特低频率消声器；

5）机房内加挂吸声体；

6）将原回风口堵死，在南北两侧分别加两条回风通道，并加入立柱式回风消声结构；

7）回风口消声器改为声闸式消声静压室；

8）机房门外加声闸室，机房门改为隔声门；

9）更换全部送风软管，并在每个送风口前加静压消声器；

10）增加三路送风管路 12 个送风口。

经采取以上噪声治理方案，使室内噪声 A 声级平均值不超过 48dB（A），送风口风速 3～5m/s。

3. 治理后达到的指标

1）测量仪器：HS5670 声级计，QDF—3 风速仪；

2）测量结果：办公室内各点噪声值小于 48dB（A），每个风口风速控制在 3～5m/s。

计算机世界新址噪声治理工程达到了预定的技术指标，办公室环境得到了明显改善。

1.4　实例 4　上海第九丝织厂空调风机噪声治理㊁

上海第九丝织厂地处徐汇区吴兴路居民区，主车间选用的空调风机房位于各层东面，与高安路 100 弄多幢居民住宅楼毗邻，是影响居民环境的重要污染源之一。该空调风机运转时噪声很大，其中一层、二层、五层选用的 16# 纺织空调风机向本层车间送风，三层和四层、六和七层均各合用一台 20#纺织空调风机（风机安装在四层和六层）。当单开二层的 16#风机时，机房内风机进风口 A 声级达 102dB，单开四层 20#风机时，机房内风机进风口 A 声级达 106dB，实测高安路 100 弄 2#、5#居民楼外 A 声级达 68～75dB，白天均超过环保标准

㊀ 实例 3 由高玉英、孙济民提供。

㊁ 实例 4 由章奎生提供。

8～15dB（A），夜间噪声超标则更多。因此居民对风机噪声意见很大，厂群矛盾紧张，致使空调风机无法使用，影响车间正常生产。根据现场的具体情况和环保要求，采取的主要治理措施为：

1）对各机房内的空调风机进风口直接安装专门设计的消声器，以降低进风口辐射噪声；

2）机房内局部平顶墙面作超细棉吸声处理，以降低机房内混响声，并相应降低机房向外辐射的噪声；

3）在机房内东侧新风窗旁设置专门设计的采光通风消声柜，以降低机房内噪声通过窗洞传至高安路100弄居民住宅区；

4）在二层、三层、四层和六层新风通道内增设消声片，以提高新风通道的消声效果；

5）在三层和四层、六层和七层合用的空调风机房楼板上下连通洞口设置消声片，以防止机房内噪声通过洞口传至室外；

6）在新风通道内顶部加装防雨盖，以防雨淋通道内消声片，影响消声效果。

以上措施实施后，空调风机房的噪声已有大幅度下降，机房内风机安装消声器后，噪声已从102～106dB降至84～86dB（A），消声量达18～20dB（A），各倍频带噪声也均有较大的降低。机房内进风窗旁设置采光通风消声柜后，消声效果特别明显，在底层机房窗外实测，噪声仅为61dB（A），二层以上仅为54dB（A）。高安路100弄2#、5#居民住宅楼距空调风机房很近，噪声处理后，同样测点位置，实测A声级已从68～75dB降至47～52dB（已同白天背景噪声值），取得了明显的降噪效果。空调风机可以正常使用，厂群矛盾已经解决。

第 2 章　热泵机组噪声治理实例㊀

2.1　热泵机组噪声源特性

20 世纪 90 年代以来，国内许多单位采用热泵机组解决通风空调中的制冷、制热问题，应用较多的是美国开利（Carrier）公司 30GQ 系列空气水热泵机组，30GH 系列风冷式冷水机组，30AE/AQ 系列冷热源空调机组；美国约克（YORK）公司 AWHC 系列热泵机组；意大利考思费（COSFI）PAS 系列热泵机组等。

热泵机组具有结构紧凑、占地小、适于室外安置、便于整体移装、性能稳定、开启自控等特点，采用空气冷却与换热，免去了冷却塔、冷却水泵、水池水箱等，安装迅速、方便，减少了土建工程投资。热泵机组采用多台半封闭压缩机和多回路设计，保证了机组运行可靠，节能效果显著，同时，采用低噪声风机及压缩机防振装置，可满足普通环境使用要求。因此，热泵机组被广泛应用于写字楼、商场、医院、娱乐中心、酒楼、饭店、宾馆、证券交易中心、学校、公寓、别墅、影剧院等场所。

对于环境要求特别严格的医院、疗养区、高级别墅区、高级宾馆等场所来说，热泵机组又是一个主要噪声源。美国开利公司热泵机组噪声多数为 70～80dB（A），美国约克公司热泵机组噪声略高一些，多数为 80～90dB（A），意大利考思费公司热泵机组噪声略低一些，多数在 80dB（A）以下。

常用热泵机组噪声特性实测值列于表 12.2-1（测距 1.0m）。

热泵机组本身主要噪声源有三个：一是箱体底部的压缩机，二是箱体上部的轴流排风机，三是输送冷热水的循环泵。箱体上部轴流风机噪声一般比压缩机高 3～5dB（A），循环泵噪声比轴流风机噪声低 10～15dB（A），循环泵噪声对热泵机组的影响可忽略不计。

按操作规程规定，热泵机组轴流风机和压缩机应同时开动，若单独开启，有可能损坏机组，因此，这两个噪声源互有影响，应同时进行治理。

由表 12.2-1 可知，热泵机组噪声频谱特性呈宽频带，以合众开利 30GQ120 型热泵机组为例，频率从 125～2000Hz，声级均在 70dB 以上，峰值频率为 500Hz，声级 76.4dB。从声源上控制热泵机组噪声是最积极最有效的，但结构紧凑的定型热泵机组，原设计已考虑了隔振降噪措施，若再采取措施余地不大，同时又往往受到安装位置和施工条件的限制。无论是从声源上采取降噪措施，还是在外部采取治理措施，均不得影响热泵机组的正常运行和性能参数，故热泵机组的噪声治理难度是很大的。

表 12.2-1　常用热泵机组噪声实测值

热泵机组型号	A 计权声级/dB（A）	倍频程中心频率/Hz							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
		声压级/dB							
合众开利 30GH190 型风冷式冷水机组（水平方向）	83	76.8	81	76.6	77.4	75.4	68.8	61.2	57.6
合众开利 30GQ120 型热泵机组（水平方向）	82	61.6	70.1	74.2	76.4	76.1	73.1	68.3	59.6

㊀　本章内容由吕玉恒提供。

（续）

热泵机组型号	A 计权声级 dB（A）	倍频程中心频率/Hz							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
		声压级（dB）							
合众开利 30AQ/015 冷热源机组	70	80	72	68	63	63	67	60	56
约克 AWHC-100 热泵机组	87	—	—	—	—	—	—	—	—
合众开利 30HR195 型活塞式冷水机组	93	—	—	—	—	—	—	—	—

2.2　热泵机组噪声控制要点

2.2.1　风机消声

热泵机组按其容量大小不同，箱体上部安装 4～12 台轴流风机，轴流风机直径为 24～30in（ϕ609～ϕ762mm），转速 14.3～15.5r/s（858～930r/min），风量 16 400～27 080L/s（59 040～97 488m³/h）。降低风机空气动力性噪声最有效的办法是加装消声器，可以在每台风机上部加装一个圆筒式消声器，也可以在热泵机组的箱体上部加装一个整体式箱形消声器。

2.2.2　压缩机隔声处理

热泵机组压缩机安装于箱体下部型钢支架上，有的压缩机进气腔内有一定空间，可以局部加装隔声吸声罩，将压缩机罩起来，可降噪 8dB（A）左右；有的热泵机组压缩机无法安装隔声吸声罩，其噪声通过进气护罩板传出，此时可将护罩板拆去，加装进风消声百叶，既可保证足够的进风量，又可降低压缩机噪声 4～6dB（A）。

2.2.3　隔声吸声消声装置

热泵机组本身通风散热要求较高，多数是置于空旷的室外或屋顶上或主楼裙房上。尽管采用了如上治理措施，其噪声仍会超过 70dB（A）。若周围环境要求特别安静的话，还必须采取其他措施进行控制。鉴于热泵机组体积比较大，长×宽×高约为（3700～5300）mm×2000mm×（1870～2300）mm，噪声辐射面大，中低频声丰富，需要因地制宜地采取隔声屏、隔声罩、消声百叶、半封闭隔声室、隔声棚等措施，控制热泵机组噪声向外传播，同时还不影响热泵机组的通风散热。

2.2.4　隔振

热泵机组安装技术条件中规定，在热泵机组底部应加装橡胶隔振垫。如果热泵机组安装于对振动特别敏感的地方，必须对热泵机组采取严格的隔振措施，以隔绝热泵机组引起的固体传声。

2.3　热泵机组噪声控制实例

2.3.1　实例 1　保龄球馆热泵机组噪声治理

1. 噪声源

上海樱花保龄球馆系单层建筑，共 52 道，为其配套服务的通风空调系统安装于保龄球馆东侧二层平台上，其中一台为合众开利公司 30GH190 型风冷式冷水机组 —— 名义致冷量为 637kW（约 55 万大卡），机组外形尺寸长×宽×高约为 7100mm×2330mm×2250mm，机组重约 6442kg，机组下部有 7 台压缩机，机组上部有 12 台 8#（直径约ϕ800mm）轴流风机；另一台为合众开利公司 30GQ120 型热泵机组——名义致冷量为 335kW（约 29 万大卡），致热量为 349kW（约 30 万大卡），机组外形尺寸长×宽×高约为 5160mm×2000mm×2350mm，机组重约 4300kg，机组下部有 5 台压缩机，机组上部有 10 台 8#轴流风机。在二层东侧平台上还安装着 4 台变风量空调器。

实测 30GH190 型风冷式冷水机组水平方向（测距 1.0m，离地高 1.5m）噪声为 83dB（A），上部轴流风机出风口方向（45°，测距 1.0m）噪声为 84dB（A）。实测 30GQ120 型热泵机组水平方向(测距 1.0m，离地高 1.5m)噪声为 82dB（A），上部轴流风机出风口方向（45°，测距 1.0m）噪声为 83dB（A）。频率特性呈中低频，峰值频率为 500Hz。4 台变风量空调器已安装于隔声空调器箱内，噪声低于 65dB（A），暂不考虑其噪声影响。

2. 热泵机组噪声对周围环境的影响

热泵机组南侧 2.0m 处即为三层楼居民住宅，东侧 5.0m 处即为四层楼办公室。第一期工程在安装热泵机组时曾在二层平台南侧女儿墙上和东侧女儿墙上安装了高度为 3.0m 的单层圆弧形聚碳酸酯板隔声屏障，该屏障为光板，未装吸声材料，有反射和聚焦现象。在该屏障外南侧三层居民住宅窗外 1.0m 处，噪声为 63.5dB（A），声级较稳定，昼间和夜间声级差不多。在该屏障内侧热泵机组边（测距 1.0m），噪声为 75dB（A）。从频谱特性来说，125Hz 为 56.1dB，250Hz 为 56.3dB，500Hz 为 56.5dB，1000Hz 为 54.5dB。本地区为城市区域环境噪声标准规定的 2 类区，即昼间居民住宅处为 60dB（A），夜间为 50dB（A），未进一步治理前，居民住宅处昼间超标 3.5dB（A），夜间超标 13.5dB（A），居民反映强烈。

3. 热泵机组振动对周围环境的影响

热泵机组安装时，未采取隔振措施。热泵机组用胀锚螺栓直接固定于二层平台上，平台与居民住宅之间用钢筋混凝土楼板联为一体，热泵机组一开动，居民住宅内振感明显，写字台上的茶杯会抖动。另外，热泵机组进出水管也系刚性联接，管道振动和固体传声也十分明显。

4. 采取的主要技术措施（见图 12.2-1）

（1）在热泵机组上部加装大型阻抗复合式消声器

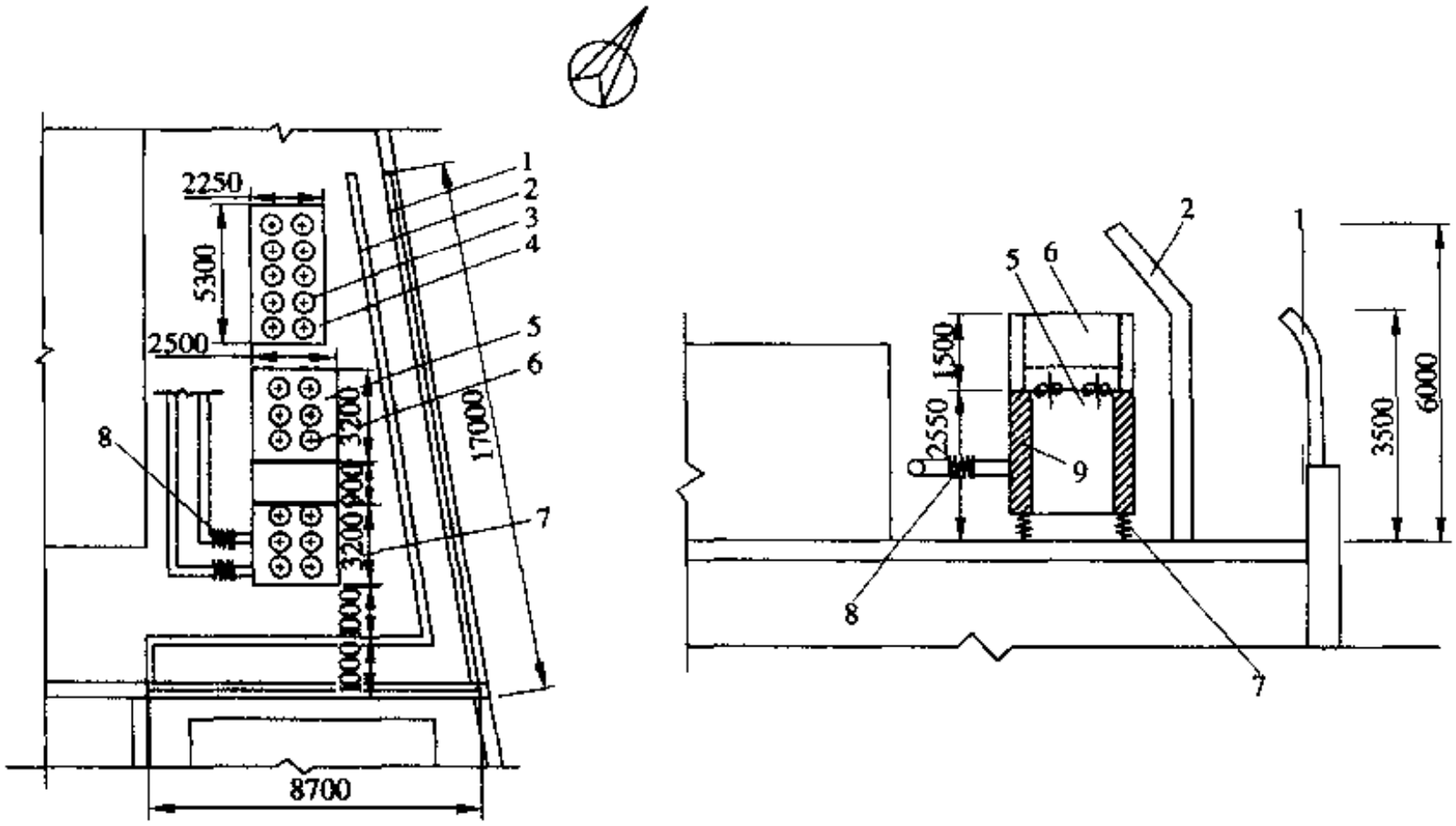


图 12.2-1　上海樱花保龄球馆热泵机组噪声治理示意图

1—原有弧形隔声屏障　2—新筑 FC 板隔声吸声屏障　3—30GQ120 型热泵机组

4—阻抗复合式消声器　5—30GH190 型冷水机组　6—阻抗复合式消声器

7—TJ5 金属弹簧隔振器　8—KXT 橡胶挠性接管　9—进风消声百叶

在 30GH190 型风冷式冷水机组上部加装两个阻抗复合式消声器，每个消声器外形尺寸长×宽×高约为 3200mm×2500mm×1500mm，消声器安装于独立的支架上，与冷水机组脱开，自成体系。消声器与冷水机组之间用橡皮密封。消声器的下部为抗性段，上部为阻性段，阻性段高 1100mm，消声片厚 50mm、80mm、100mm 相间排列，片间距为 100mm、150mm。消声片长 1100mm，用铝合金穿孔板饰面（穿孔率 20%），内填防潮离心玻璃棉毡（密度 32kg/m³），用玻璃丝布袋装裹。每个消声器体积约 12m³。

（2）在热泵机组箱体下部两侧加装进风消声百叶

将箱体下部两侧原进风丝网护板拆除，安装进风消声百叶，以利通风和消声，每个进风消声百叶长×高×厚约为 500mm×2000mm×150mm。

（3）双道隔声屏障

保留原二层平台南侧和东侧圆弧形隔声屏障，在其内侧再加装一道长×高×厚约为 2200mm×5000mm×80mm 隔声吸声屏障。隔声吸声屏障结构：外侧为 8mm 厚 FC 板，内侧为 4mm 穿孔 FC 板（穿孔率 19%），两板之间轻钢龙骨，空腔内填装 80mm 厚防潮离心玻璃棉毡（密度 32kg/m³），用玻璃丝布袋装裹。隔声吸声屏障支架为型钢结构。

（4）热泵机组隔振

在热泵机组和二层平台之间加装隔振装置，将 30GH190 型风冷式冷水机组置于型钢支架上（型钢支架用 16#工字钢焊接而成，长×宽约为 7200mm×2350mm），在型钢支架与二层平台突台之间加装 10 只 TJ5—16 型预应力阻尼弹簧减振器。将 30GQ120 型热泵机组置于型钢支架上（16#工字钢焊接而成，长×宽约为 5200mm×2050mm），在型钢支架与二层平台突台之间加装 8 只 TJ5—14 型预应力阻尼弹簧减振器。

（5）橡胶挠性接管软联接

在进出热泵机组的冷热水管上加装 KXJ 型橡胶挠性接管，以隔绝管道振动传递和降低管道固体传声。

5. 效果

采取上述五项综合治理措施后，30GH190 型风冷式冷水机组噪声由治理前的 84dB（A）降为 66dB（A）（轴流风机出风口 45°方向，测距 1.0m），噪声 18dB（A）；30GQ120 型热泵机组噪声由治理前的 83dB（A）降为 66dB（A）（轴流风机出风口 45°方向，测距 1.0m），噪声降低 17dB（A）。

在热泵机组南侧三层楼居民住宅处，噪声由治理前的 63.5dB（A）降为 51dB（A），降噪 12.5dB（A）。实测夜间背景噪声为 48dB（A），经背景噪声影响修正后，居民住宅处的噪声低于 50dB（A），达到了二类区标准规定。

采取安装阻尼弹簧隔振器后，居民住宅处已感觉不到热泵机组振动的影响了，实测居民住宅室内地坪上的铅垂 Z 向振级为 65dB，低于城市区域环境振动标准关于居民文教区夜间振级为 67dB 的规定，居民比较满意。

上海樱花保龄球馆噪声治理工程已通过达标验收。

2.3.2 实例 2 购物中心热泵机组噪声治理

（详见图 12.2-2）

为满足上海宜川购物中心和富川大酒店通风空调要求，配置了一台合众开利 30HR195 型冷水机组（安装于底层室内）和两台合众开利 30GQ120 型空气-水热泵机组（安装于裙房三层楼层屋顶上），通过综合治理，解决了热泵机组噪声对周围环境的影响。

1. 噪声源及其影响

30HR195 型冷水机组，名义致冷量为 580kW（约 50 万大卡）。在室内测试，其噪声为 93dB（A）。未治理前，该冷水机组及四台水泵噪声通过西侧门窗及轻质隔墙传至相距约 7m 的宜川六村 106 号底层 101 室居民住宅窗外 1.0m 处，A 声级高达 70dB（A）。未治理前，两台 30GQ120 型空气-水热泵机组噪声为 83dB（A），传至与其相距约 15.0m 的宜川六村 105 号六层 601 室居民住宅东窗外 1.0m 处，

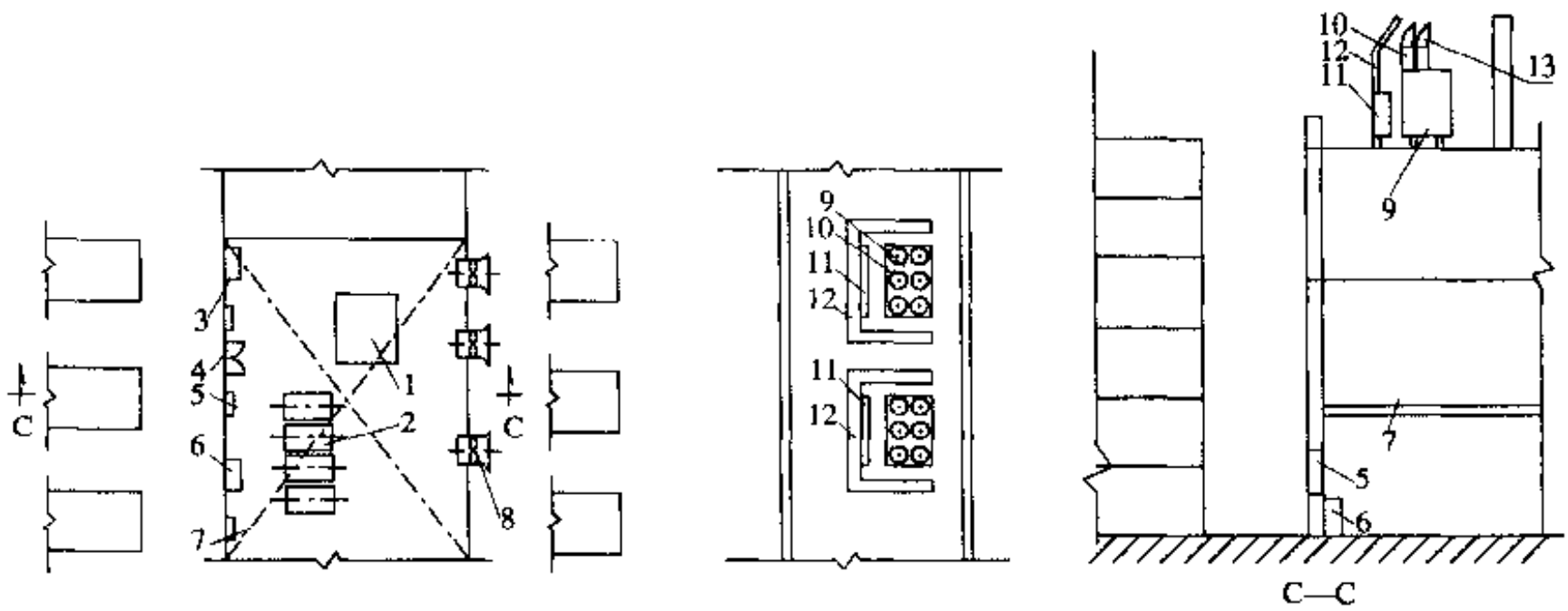


图 12.2-2　上海宜川购物中心热泵机组噪声治理示意图

1—冷水机组　2—水泵　3—240 墙　4—隔声门　5—隔声窗　6—进风消声器
7—噪声吊顶　8—风机及消声器　9—热泵机组　10—圆筒消声器
11—进风消声器　12—“ ⌐ ”形隔声屏障　13—导向管

A 声级为 63dB（A）。热泵机组运行至夜间 12 点，昼间和夜间均超过二类区标准规定。

2. 采取的主要技术措施

（1）底层冷冻机房隔声吸声消声处理

安装 30HR195 型冷水机组和水泵的底层冷冻机房西侧轻质隔墙改为 240mm 厚实心砖墙，木门改为钢结构隔声门，普通钢窗改为双层玻璃固定式隔声采光窗，冷冻机房顶棚满铺吸声结构，冷冻机房西墙下侧安装进风消声器，东墙上侧安装三台 5#低噪声轴流风机及消声器向外排风。

（2）30GQ120 型热泵机组轴流风机消声

该热泵机组上部有六台 8#轴流风机，在每台轴流风机的出风口处加装一只圆筒状阻性消声器，消声器外形尺寸为ϕ900mm×1000mm，在消声器的末端再套装一个ϕ900mm×600mm 白铁皮导向管，出风口背向居民住宅。

（3）30GQ120 型热泵机组隔声屏障

在每台热泵机组的南、北、西三侧加装“ ⌐ ”形隔声吸声屏障，隔声吸声屏障长×高×厚约为（3500mm+8200mm+3500mm）×4200mm×60mm，隔声吸声屏障外侧为 6mm 厚 FC 板，内侧为 4mm 厚穿孔 FC 板（穿孔率 19%），两板之间为 50mm×50mm 方钢支撑架及轻钢龙骨，并填装防潮离心玻璃棉毡吸声材料（密度 32kg/m^3），吸声材料用农用薄膜和玻璃丝布袋装置。隔声屏障下侧正对热泵机组进风处安装阻性片式进风消声器，消声器长×高×厚约为 3000mm×1500mm×300mm。隔声屏障离开热泵机组表面 1200mm，以保证检修间距和通风要求。

3. 效果

1）底层冷冻机房吸声处理后，30HR195 型冷水机组室内噪声由 93dB（A）降为 86dB（A），吸声降噪 7dB（A）；冷冻机房噪声传至西侧宜川六村 106 号 101 室窗外，夜间噪声由 70dB（A）降为 52dB（A），接近当地背景噪声水平，经背景噪声影响修正后，居民住宅处夜间达到二类区标准。

2）30GQ120 型热泵机组安装 8#轴流风机消声器后，消声量实测值为7dB（A），“ ⌐ ”型隔声吸声屏障隔声量为 10dB（A）（测距1.0m）。

3）30GQ120 型热泵机组经隔声、吸声、消声处理后，传至西侧宜川六村 105 号 601 室窗外，噪声由治理前的 63dB（A）降为 53dB（A），经背景噪声影响修正后，居民住宅处

夜间噪声为 50dB（A），符合二类区标准规定。已通过区环保局达标验收。

2.3.3　实例 3　热泵机组隔声间和隔声棚

上海淮海商都六层楼裙房上安装着三台美国约克公司热泵机组，其中两台为 75 冷吨，一台为 100 冷吨，供淮海商都和淮海娱乐厅空调使用。淮海商都主楼高 32 层，为写字楼，三台热泵机组西侧距主楼约 4m。淮海商都住宅楼高 28 层，台热泵机组南侧距住宅楼约 5m。热泵机组噪声直接影响淮海商都主楼和住宅楼。由于热泵机组在六层楼裙房上，位置较低，距高层主楼和住宅楼又很近，影响范围大。

1. 噪声源情况

32 层主楼东侧两台约克热泵机组噪声，水平方向为 87dB（A）（测距 1.0m），热泵机组上部 4 台 8# 轴流风机外侧为 90dB（A）[45° 方向，测距 1.0m]。热泵机组噪声传至 32 层主楼 10 层东窗外为 71dB（A）；

28 层住宅楼北侧一台 75 冷吨热泵机组噪声，水平方向为 85dB（A）（测距 1.0m），热泵机组上部四台 8#轴流风机外侧为 87dB（A）（45° 方向，测距 1.0m）。热泵机组噪声传至 28 层住宅楼八层北窗外为 69dB（A）。

热泵机组昼间运行，本地区系二类区，未治理前噪声超标 9～11dB（A）。

2. 采取的主要技术措施（见图 12.2-3）

1）32 层主楼东侧两台热泵机组置于用 WJ 型防火板塔建的隔声间内，隔声间长×宽×高约为 12 000mm×5 200mm×5 000mm，隔声间未封顶。隔声间与 32 层主楼相距约 800mm，隔声间四壁隔声板用双层 WJ 防火板组成，外侧为 6mm 厚的 WJ 板，内侧为 4mm 厚穿孔 WJ 板（穿孔率 15%），两板之间填装用玻璃丝布袋装裹的防潮离心玻璃棉毡（密度 32kg/m^3），型钢及轻钢龙骨支撑。隔声板上部向内倾斜，呈“┐”形。隔声间上开设两个隔声门和八个双层玻璃隔声采光窗。

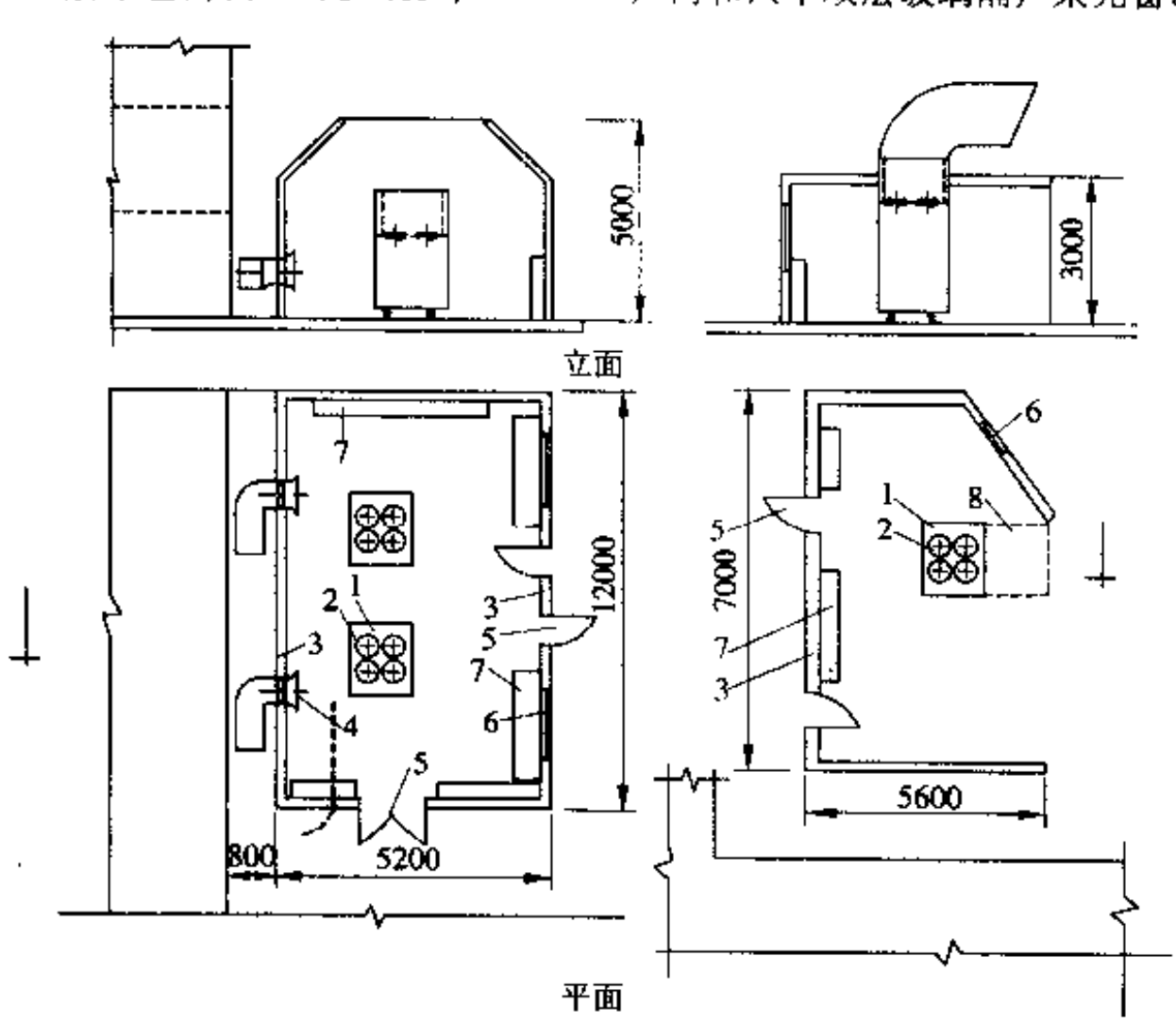


图 12.2-3　上海淮海商都热泵机组隔声间和隔声棚示意图

1—热泵机组　2—出风口消声器　3—隔声板　4—低噪声轴流风机和弯头消声器　5—隔声门　6—隔声采光窗　7—进风消声器　8—导向顶罩

2）隔声间四壁下侧安装进风消声器。消声器由多段组成，长×宽×厚约为（1000mm＋2400mm＋4000mm＋4000mm＋4000mm＋1000mm）×700mm×400mm，为片式阻性消声器，消声器外侧加铝合金网板。

3）热泵机组上部出风口加装阻性消声器，每台热泵机组上加装四个单元阻性消声器，单元阻性消声器长×宽×高约为 1250mm×1250mm×900mm，消声器与热泵机组脱开，自成单元，便于检修。

4）隔声间西侧下部，靠近 32 层主楼一侧，安装两台 5#低噪声轴流风机，轴流风机末端装消声弯头消声器各一只，外形尺寸 ϕ 900mm×1400mm，强行向热泵机组吹风。

5）28 层住宅楼北侧一台热泵机组置于隔声棚内。隔声棚呈多边形，长×宽×高约为 7000mm×5600mm×3000mm，东侧为半敞开式，南、北、西侧为封闭结构，用双层 WJ 防火板搭建，隔声棚上安装两个隔声门和四个隔声采光窗。隔声棚四壁和顶棚隔声板结构与上述隔声间隔声板相同。

6）热泵机组上部加装阻抗复合式消声器，消声器长×宽×高约为 2 640mm×2 350mm×1 400mm，置于隔声棚上部。在消声器的出风端再加装一个大型导向顶罩，导向顶罩长×宽×高约为 2 880mm×2 350mm×2 400mm，导向圆弧半径为 2400mm，由热泵机组基座至导向顶罩上部总高度为 5950mm。

7）在隔声棚的下侧三面开设进风口，并装进风消声器，每个消声器长×宽×厚约为 2400mm×1300mm×400mm，共两个。

3. 效果

1）采取上述综合治理措施后，32 层主楼热泵机组隔声间内噪声为 87dB（A），隔声间外噪声为 71dB（A），隔声间隔声量为 16dB（A）。32 层主楼 10 层东窗外噪声由治理前的 71dB（A）降为 60dB（A）。

2）28 层住宅楼热泵机组隔声棚内噪声为 85dB（A），隔声棚外噪声为 63dB（A），隔声棚隔声量为 22dB（A）；28 层住宅楼八层北窗噪声由 69dB（A）降为 55dB（A），降噪 14dB（A）。

3）热泵机组加装隔声棚、消声器和大型导向顶罩后，由于气流组织较合理，对热泵机组热工性能影响不大。

热泵机组经治理，噪声达到了二类标准规定，已通过验收。

2.3.4　实例 4　上海假日别墅冷热源机组噪声治理

上海假日别墅区由 25 余栋造型各异的二层楼组成，每栋别墅空调系统均配备一台开利公司 30AQ/015 型冷热源机组，该机组噪声为 70dB（A）（测距 1.0m），由于安装间距离小，该机组又是以中低频声为主，故噪声治理难度较大。

1. 采取的主要技术措施（见图 12.2-4）

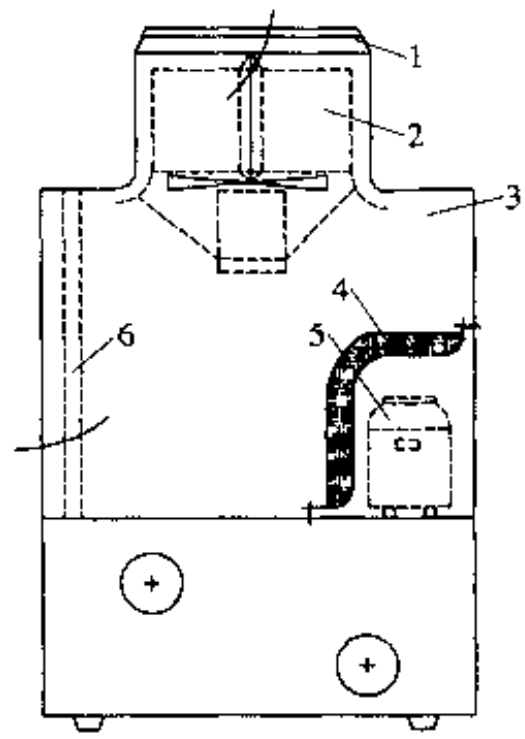


图 12.2-4　上海假日别墅冷热源机组噪声治理示意图

1—排风罩　2—消声器　3—冷热源机组
4—半封闭隔声罩　5—压缩机　6—机组护罩

（1）在 30AQ/015 型冷热源机组上部轴流风机排气口处安装消声器

将原排风罩移至消声器上部，消声器外形尺寸 ϕ 700mm×500mm，消声器内设置厚为 40mm 的十字形消声内芯，消声器通流面积阻塞比控制在 10%以下，消声器阻力损失低于 40Pa，消声器设计消声量为 8dB（A）。

（2）压缩机半封闭隔声罩

该型机组安装压缩机的表冷器后部进气腔

室有一定空间，故可加装一个外形尺寸比压缩机外形稍微大一点的半封闭隔声罩。为便于安装和检修，隔声罩设计成单元装配式。隔声罩与压缩机进气管路的四壁形成一个狭缝通道，当压缩机和上部轴流风机同步运转时，借助进气腔室内的气流连续流动，在狭缝通道内的空气形成对流，有利于罩内压缩机的散热。

2. 效果

采取上述治理措施后，实测该机组总的降噪量为 10dB（A）。该机组的整机噪声由 70dB（A）降为 60dB（A）以下，再加上别墅区的绿化和距离衰减等措施，使 30AQ/015 型冷热机组噪声对假日别墅区的影响符合国家关于 0 类区的规定，即昼间 50dB（A），夜间 40dB（A）。该型机组运转平稳，外形无失调感，颇受用户欢迎。

2 3.5　实例 5　风冷机组噪声控制工程

某公司办公楼为多层建筑，建筑面积 9000m²，其空调系统的四台共 800 冷吨的风冷式热泵机组（简称风冷机组）拟安装于办公楼南侧离地高度 5m 高的混凝土平台上，风冷机组南侧距居民住宅楼仅 6.5m，在风冷机组安装之前，已经考虑到其噪声会干扰邻近的住宅楼，需要进行噪声治理。

本工程在机组安装前，消声器厂家已完成消声降噪设计。机组及消声构件安装由业主委托第三方完成。

1. 噪声源

四台风冷机组为相同型号产品，单台机组制冷量 251kW，制热量 282kW；机组外形尺寸长×宽×高约为 3480mm×2180mm×2355mm；机组下部有两台压缩机，上有四台（直径约φ700mm）轴流风机。厂家提供数据：单台机组 A 声级噪声为 69dB，四台机组理论噪声值 75dB。

机组北侧有两台循环水泵，水泵转速 1450r/min。

2. 噪声控制要求

根据国家有关规定及当地环境噪声控制区域的划分标准，本工程噪声控制目标为：风冷机组系统在其南侧 1m 处引起的 A 声级噪声值≤57dB（A）。

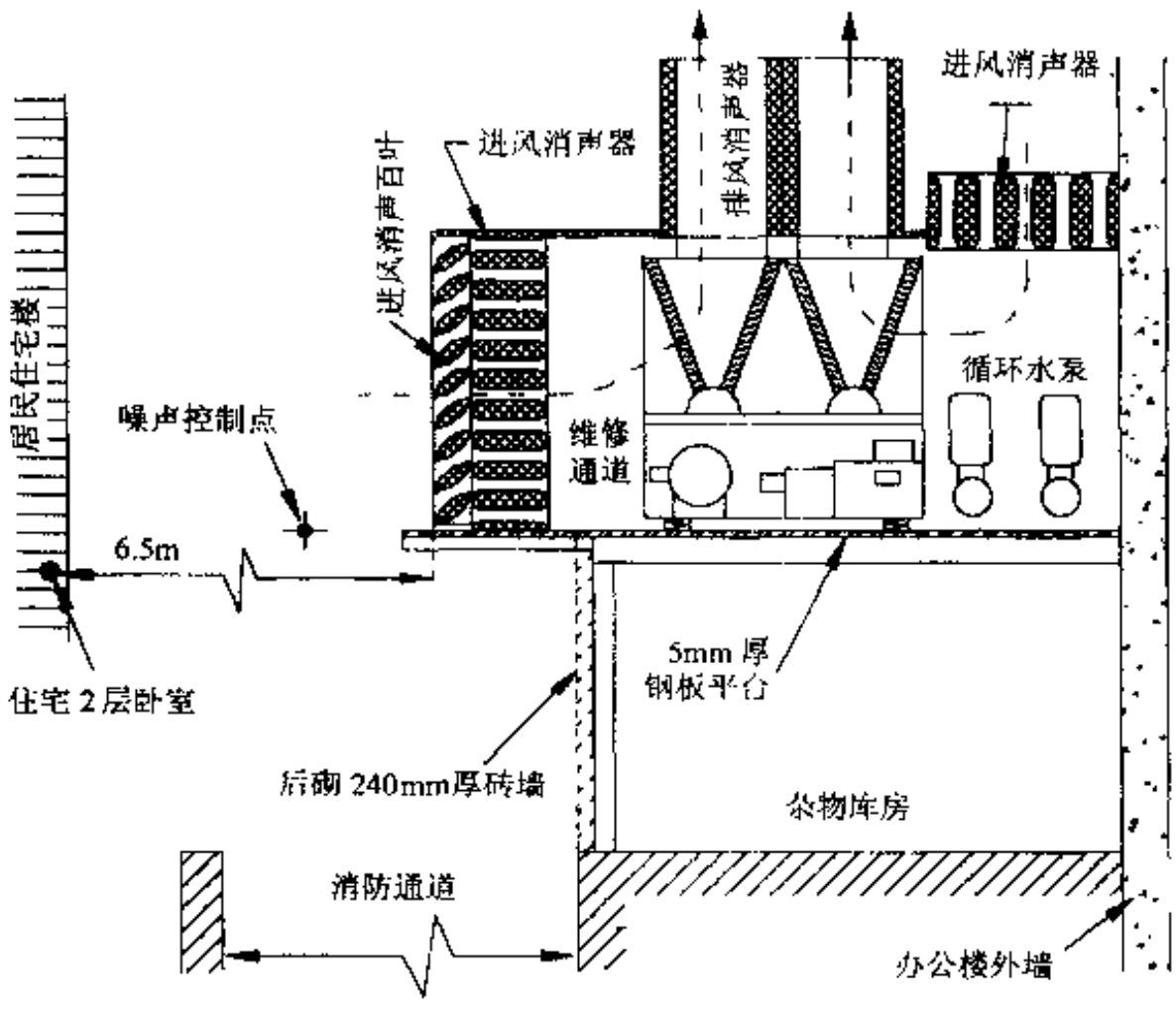


图 12.2-5　噪声控制方案示意图

3. 技术分析

为了在噪声控制时不影响风冷机组的制冷性能，本工程把机组进风和排风隔离成两个相对封闭的进、排风空间。风冷机组噪声由制冷压缩机噪声和风机噪声组成，在机组进风方向传出的主要是压缩机噪声，在机组排风方向传出的主要是风机噪声。但是，压缩机在排风方向、风机在进风方向也有少量噪声贡献。根据对同类机组实测得到的噪声分配系数，可以计算出风冷机组在进风和排风方向的等效声源 $S_{进}$和 $S_{排}$。同时，在进风方向还须加入循环水泵噪声。这样就可以根据进风和排风方向分别进行消声器的选型配置。

消声降噪设计考虑了下述几点：① 噪声控制点噪声必须满足治理要求；② 机组隔振，避免机组振动引起固体传声；③ 保证足够的进风、排风面积，使加装消声器造成的风压损失在机组性能的允许范围之内。

4. 主要技术措施

1）消声构件采用深圳中雅公司系列产品，机组南侧进风方向留 700mm 宽维修通道，采用 300mm 厚 R 型消声百叶和 600mm 厚 S 型消声器组合消声。详见图 12.2-5 噪声控制方案示意图。

2）机组北侧进风方向有循环水管线，没有足够的空间安装水平进风消声器，只能组织垂直进风。在风冷机组进风、排风方向的设置上，应该减少热风回流的可能性。北侧进风口设置为垂直方向，是由于现场条件局限所作的不得以选择。北侧进风口离噪声控制点较远，且有排风消声器遮挡，根据计算选进风量大、压力损失较小的 MS 型消声器。

3）排风方向，每个排风口上设置一只内圆外方阻性消声器，消声器内径与排风口直径相等 D=700mm，消声器 H=1400mm，消声器安装在专门的槽钢框架上，消声器与排风口之间用粘结在排风口上 20mm 厚的弹性密封条密封。

4）建议风冷机组、循环水泵与混凝土平台之间设置隔振器，防止系统振动引起固体传声。

5. 施工过程出现的问题

在进行消声降噪设计时，风冷机组拟安装在距地面 5m 的混凝土平台上。降噪方案完成后，业主另行委托机组安装平台的设计和建造。为了减少土建工程量、加快施工进度，业主决定把混凝土平台改为钢结构平台，原先放置机组的混凝土板变更为钢梁支撑的 5mm 厚钢板。在此期间未与降噪设计方及时沟通。因此，在钢平台设计时，未考虑机组振动激发再生噪声。降噪设计方在钢平台建好、机组安装完毕后才得知这一情况。虽然就有关设计变更可能出现的问题反映给业主，但由于种种原因，未采取相应的补救措施。

在风冷机组及消声构件安装完毕，机组试运时测试：控制点噪声值远高于控制要求，主观感觉噪声由机组底部平台钢板传出，平台钢板振动成为主要的噪声源。南侧进风口、排风口传出声音远小于平台钢板噪声。

原因如下：机组与平台钢板之间未设隔振器，只垫 20mm 厚橡胶垫；循环水泵下垫 30mm 厚木块，通过角钢直接支撑在平台钢板上。平台钢板噪声主要是水泵引起其振动产生的。

由于空调系统及消声构件已安装完毕，在系统隔振方面改造有一定难度，而钢平台下正好业主准备做杂物库房，因此，决定用 240mm 厚砖墙把钢平台底部封闭起来做杂物库房，同时起到隔声作用。

6. 噪声治理效果

采取上述整改措施后，实测噪声控制点 A 声级噪声值为 55dB（A），排风方向噪声控制效果尤为理想，测试人员站在进风消声器侧试听，已无法辨别出排风风机是否在运行，治理效果令人满意。

第 3 章　冷却塔噪声控制实例

冷却塔是工业企业和民用建筑制冷设施循环用水的一种装置，其作用是将热水冷却，再次循环使用。

目前，对冷却塔噪声有两种不同的评价指标，其一为针对冷却塔设计和生产厂家的国家产品标准 GB/T 7190.1—1997、GB/T 7190.2—1997《玻璃纤维增强塑料冷却塔》，该标准对不同循环水量与型号的产品规定了噪声最高限值；其二为针对环境和产品用户的国家标准 GB 3096—1993《城市区域环境噪声标准》，该标准对不同环境区域规定了最高声级。如果企业按照 GB/T 7190.1—1997、GB/T 7190.2—1997 的最高限值生产冷却塔，所有产品都不能满足国标 GB 3096—1993 对于二类以下地区夜间噪声≤45～50dB（A）的要求，只有少数几种低吨位超低噪声型号的冷却塔可以满足少部分区域夜间噪声标准的要求。因此，冷却塔周围的居民和政府的环保部门依据国家环境噪声标准 GB 3096—1993 要求冷却塔用户对冷却塔产生的噪声污染治理。

冷却塔的噪声源

玻璃钢冷却塔主要靠机械通风冷却循环热水。用泵将循环热水送到水分布器喷出，水沿着填料下淋落到水池。由风机将冷空气引入与下淋的热水接触，进行热交换，将水冷却。

冷却塔的噪声源由以下几部分组成：

1）风机进排气噪声；

2）淋水噪声；

3）风机减速器和电动机噪声；

4）冷却塔水泵、配管和阀门噪声。

其中，主要是风机运行进排气噪声和淋水噪声，风机通过进排气口和塔体向外辐射噪声。排气口噪声比进气口噪声高约 5～10dB（A），其频谱特性是以低频为主的连续谱，属低频噪声。循环热水从淋水装置下落时，与塔底接水盘中的积水撞击产生的淋水声属高频噪声，淋水声的大小与淋水高度和单位时间的水流量有关。

冷却塔整体噪声为以低频为主的连续谱，没有突出的噪声峰值，一般在 31.5～2000Hz 之间，噪声级约为 55～85dB（A）。

3.1　冷却塔噪声控制措施

冷却塔噪声控制措施主要有以下几种：

1. 合理布局

在总图设计时合理布局。在保证机组有适量新风、不产生回流、机组维修方便的前提下，将冷却塔布置在远离居民住宅和需要安静的地区，减少冷却塔噪声对这类地区的影响。

2. 消声器

控制冷却塔排风扇进出气口噪声，可用消声器降低其噪声。对进排气口噪声突出的冷却塔，此方法降噪效果明显。

冷却塔轴流式排风扇的风压一般在 100Pa（10mm 水柱）左右。消声器设计时，应特别注意消声器的压力损失不能太大，否则会影响冷却塔的散热效果，影响冷却塔循环水的冷却温度。消声器的压力损失应控制在 30Pa（3mm 水柱）之内。消声器的降噪效果应为 5～12dB（A）。

3. 隔声屏障

设置隔声屏障，将消声通风百叶隔声结构与隔声板组合成适宜的隔声结构是降低冷却塔整体噪声的有效办法。这种隔声结构可以降低冷却塔进排气口噪声、淋水噪声、电动机和传动设备的机械噪声。

4. 消声垫

消声垫是降低冷却塔淋水噪声的有效办法。消声垫可用金属的网垫、天然纤维垫、透水性能好的泡沫塑料垫等多孔材料制做。

将消声垫铺放在冷却塔的下塔体用金属网支撑或铺放在接水盘上，能降低淋水噪声 5～10dB（A）。

3.2　冷却塔噪声控制实例

3.2.1　实例 1　上海金山石化有线电视台冷却塔噪声治理[㊀]

金山电视台中央空调系统配套设备两台 100t 玻璃钢冷却塔布置于建筑物四层屋面平台上，冷却塔运转时产生的噪声对毗邻 10m 处的 25 层高层居民住宅影响很大。经测量，距冷却塔 1 倍塔体直径处，A 声级达 76dB，上部风机出风口处达 83dB（A），居民住宅窗外 1m 处 A 声级为 69dB，超过环保规定的白天小于 60dB（A）、夜间小于 50dB（A）标准 9～19dB（A）。

为降低冷却塔噪声，在塔旁设 L 型声屏障，在塔出风口设消声器，详见冷却塔噪声治理平面图 12.3-1。经采取噪声治理措施后，声屏障外 1m 处仅为 53dB（A），各频率声压级符合 NR-50 噪声评价曲线，详见图 12.3-2、图 12.3-3 和表 12.3-1。居民住宅已感觉不到冷却塔噪声，窗外 1m 处低于 50dB（A），得到了满意的治理效果。

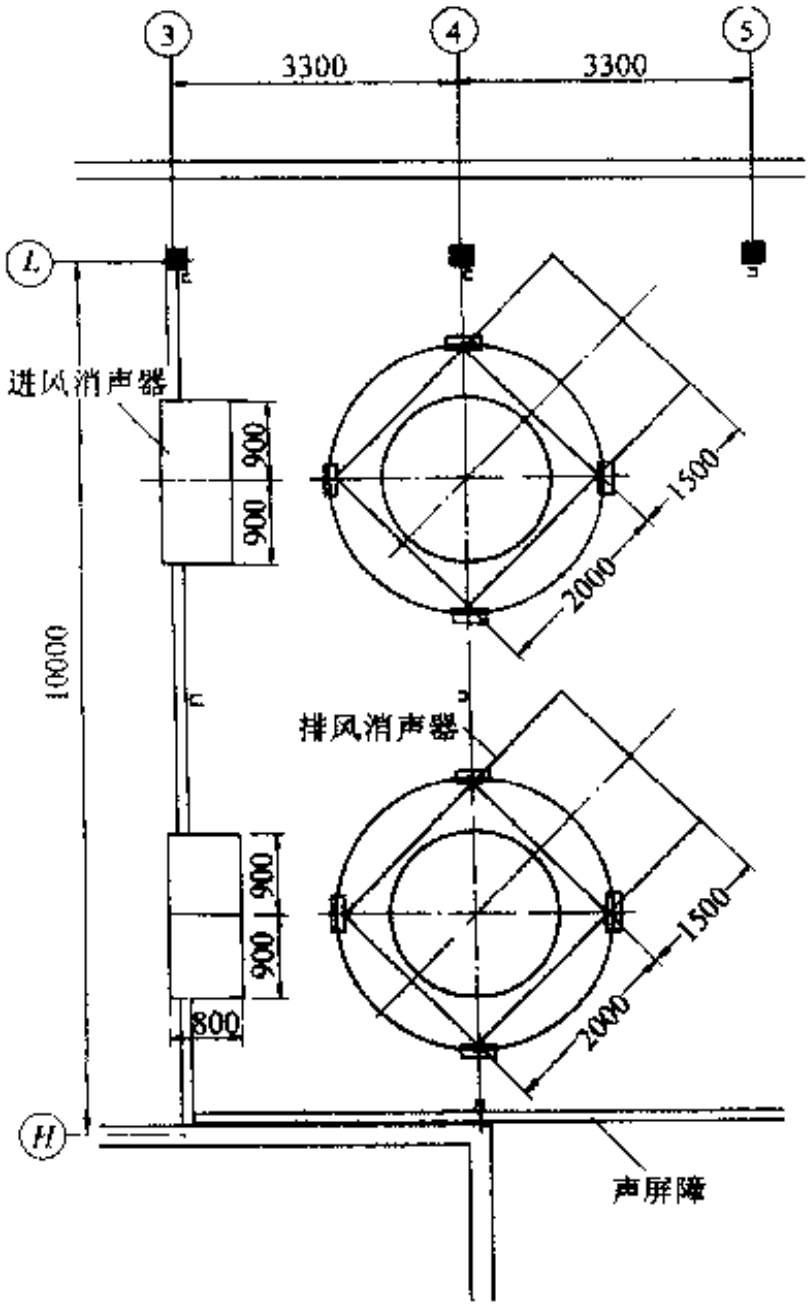
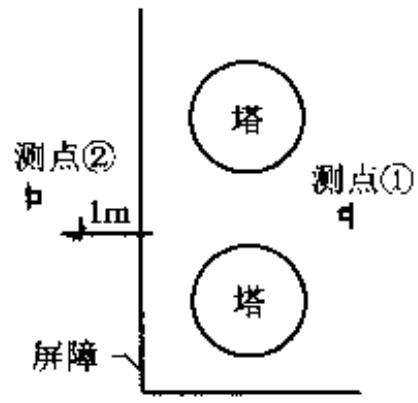


图 12.3-1　冷却塔噪声治理平面图



测点位置示意

图 12.3-2　测点位置示意

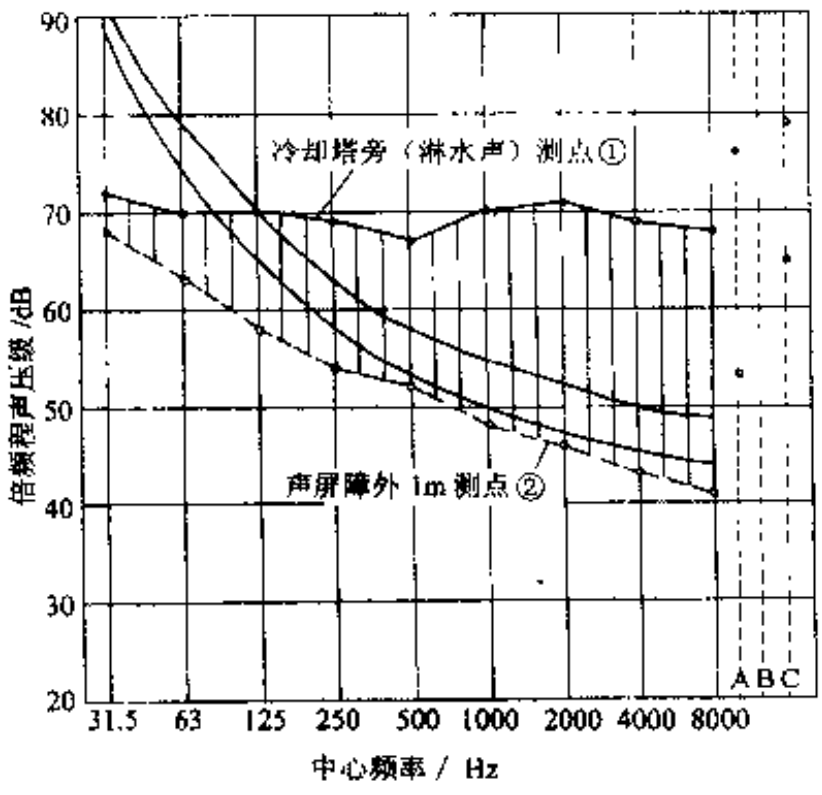


图 12.3-3　冷却塔噪声治理后噪声频率特性

㊀　实例 1 由章奎生提供。

表 12.3-1　冷却塔噪声治理效果测定表

测　点	倍频程中心频率 / Hz								声 级/dB	
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	A	C
冷却塔旁（淋水声）测点①	70	70	69	67	70	71	69	68	76	79
声屏障外 1m 测点②	63	58	54	52	48	46	43	41	53	65
NR-50	75	65	58	53	50	47	45	44	55	—
NR-55	79	70	63	58	55	52	50	49	60	—

3.2.2　实例 2　新菱 SC-175 冷却塔噪声治理

某居民小区五层商用建筑中央空调系统应用新菱 SC-175 拼装横流式方形冷却塔四台，冷却塔安装在商用楼的顶层平台上。在冷却塔的西、北两侧，距冷却塔 15m 左右是高 25 层的居民住宅，冷却塔运行时产生的噪声影响居民休息，居民意见很大。实测冷却塔 1 倍塔体当量直径处噪声，两台冷却塔运行时噪声为 70dB（A），四台塔同时运行时约为 73dB（A）；塔顶排风机出口噪声为 78dB（A）；居民窗前 1m 处噪声为 60dB（A），超过环保规定的一类混合区白天小于 55dB（A）、夜间小于 45dB（A）标准 5～15dB（A）。

为控制冷却塔的噪声污染，在冷却塔的西侧和东侧设置平板式隔声屏障；在冷却塔的北侧进风口处设置消声百叶，形成消声通风的隔声屏障。东、西、北三面隔声屏围绕冷却塔形成 ⊔ 形。隔声屏障距离冷却塔 1.2～1.5m，以利冷却塔通风散热和维修便利。冷却塔的南侧是进风口，面临巨形广告牌和交通干道，不做处理，以利冷却塔通风散热。为了降低冷却塔顶部排风口噪声对高层住宅的影响，在 ⊔ 形隔声屏障的顶部由北向南倾斜设置一块隔声吸声板，将冷却塔排风口噪声一部分吸收，一部分反射到临街一侧。详见现场照片图 12.3-4。

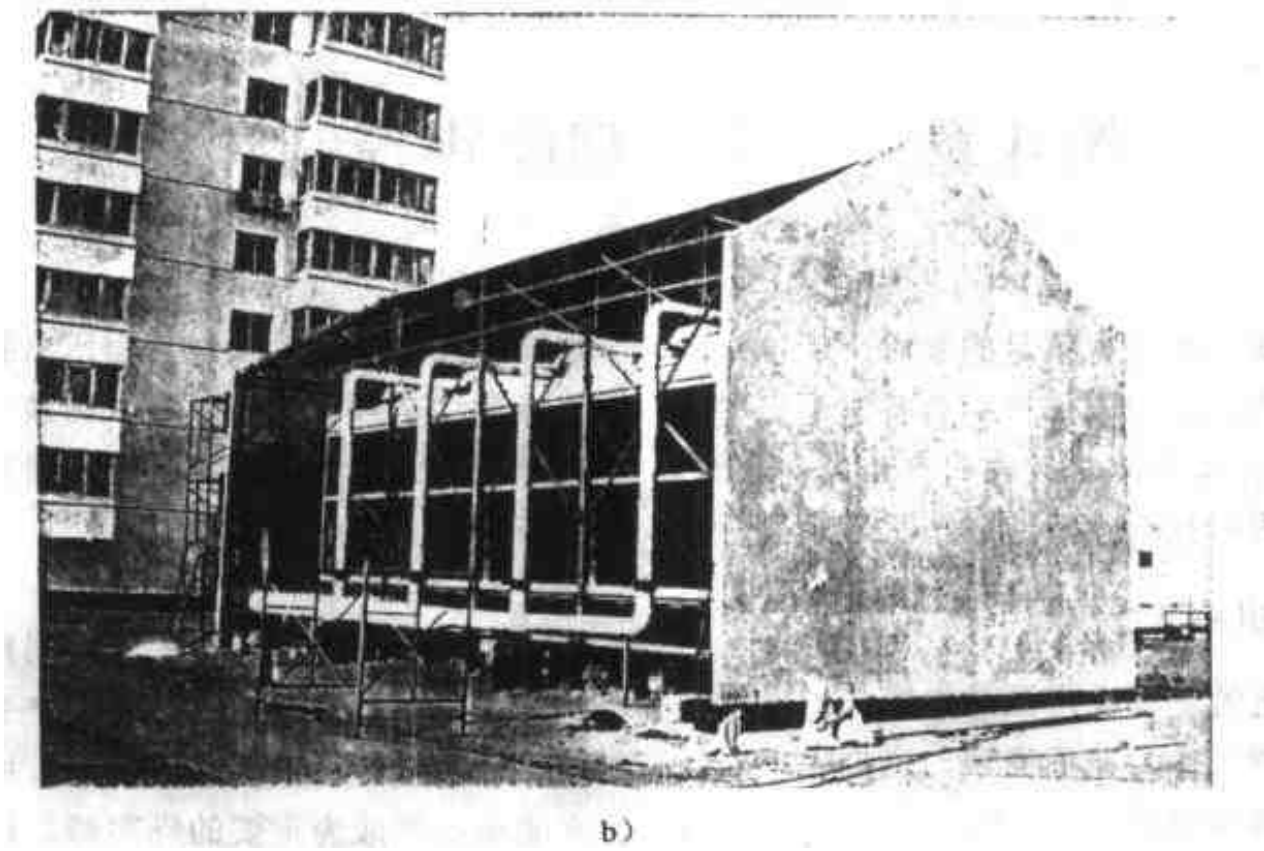
经采取以上治理措施后，居民住宅窗外 1m 处噪声达到了环境噪声标准的要求。



a)

图 12.3-4　新菱 SC-175×4 冷却塔噪声治理照片

a）东南方向：冷却塔南侧面临巨形广告牌和交通干道，北侧是消声百叶隔声屏



b）

图 12.3-4　新菱 SC-175×4 冷却塔噪声治理照片（续）

b）东北方向：北侧是消声百叶隔声屏，南侧敞开

3.2.3　实例 3　龙都宾馆 150T 冷却塔噪声控制[⊖]

龙都宾馆在楼顶上设置四台 150T 低噪声冷却塔，冷却塔距居民最近处为 16m。

四台主机平时只开两台，互替使用。当两台冷却塔同时开启时，距冷却塔 3m 处噪声为 68～69dB（A），居民区环境噪声为 65dB（A）。居民告状，环保局拒绝验收以至影响宾馆开业。

由于冷却塔在屋顶上不允许载荷过大，因此尽量采用轻型结构。宾馆要求外形美观，在满足功能的前提下，尽量采用简便切实可行的降噪措施，以便施工和节约资金。具体做法是，在冷却塔与居民住宅之间设置声屏障。声屏障为轻质双层板，内用防潮超细棉毡，外板为复合彩色凹凸板。在冷却塔排气扇出气口上方、声屏障顶部留长条出风口，出风口面积要大于冷却塔排气扇出风口的面积。在冷却塔的进风口设置消声百叶，详见图 12.3-5。

以上措施实施后，居民住宅环境噪声从 65dB（A）下降到白天 49dB（A），夜间 39dB（A）。环境噪声夜间为 38dB（A），几乎听不到冷却塔运行的噪声。

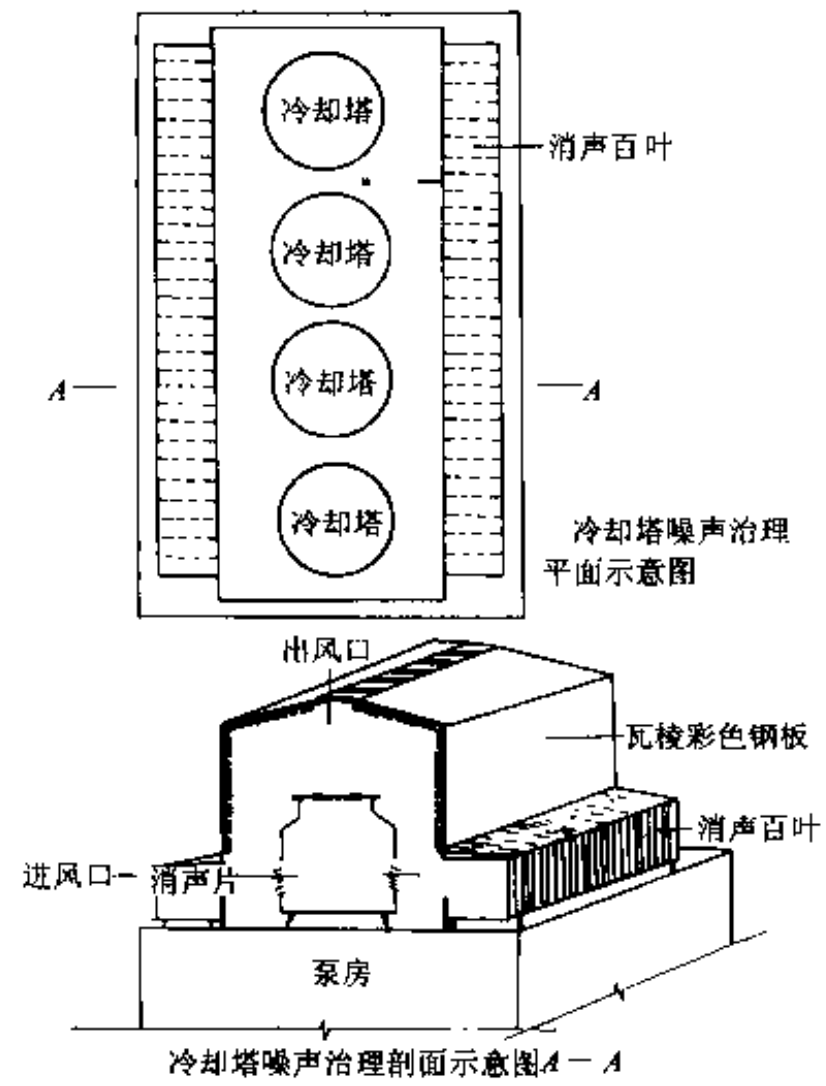


图 12.3-5　冷却塔噪声治理示意图

⊖　实例 3 由卢贤丰提供。

第 4 章　发电机房噪声控制实例

为了缓解电网供电不足的矛盾，近年来，新建柴油发电站或配置中小型自备发电机房的单位很多。然而，发电机工作时产生的高噪声，在很大范围内对社会环境造成严重污染。

4.1　发电机组主要噪声源

发电机组的主要噪声源是内燃机的排气噪声、进气噪声、冷却风扇噪声、燃烧噪声、机械噪声和电磁噪声等。

4.1.1　排气噪声

内燃机工作时，气缸内的高温高压废气随排气口间断开闭周期性地喷射到排气管内，排气管口排出高温高速的脉动气流，由此产生周期性的排气噪声。排气噪声是内燃机最主要的声源，频谱特性为低频为主的宽频带噪声，噪声级高达 105～125dB（A），峰值一般为 63～250Hz。排气噪声的主要频率 f（Hz）：

$$f=\frac{2Kn}{60T} \qquad (12.4\text{-}1)$$

式中　K —— 发动机的气缸数；

n —— 发动机每分钟转速（r/min）；

T —— 发动机的冲程数。

内燃机排气噪声的强度与发动机的功率、转速等因素有关，并随发动机的转速及负荷的变化而变化。一般柴油机排气噪声的总声压级（dB）可用下式近似估算：

$$L_p=12\lg N+30\lg n-9 \qquad (12.4\text{-}2)$$

式中　n —— 柴油机主轴转速（r/min）；

N —— 柴油机功率（W）。

4.1.2　进气噪声

对于非增压柴油机和汽油机，进气噪声比排气噪声低，接近内燃机运动部件产生的机械噪声水平。

对于有增压器的大型柴油发电机组，增压器产生强烈的高频噪声。增压器吸气时产生的气流脉动基频噪声及其各次谐波噪声与进气管口空气的强烈涡流噪声叠加，最高可达 130dB 左右。

4.1.3　风扇噪声

风扇噪声是由旋转的叶片周期性地打击空气质点，引起空气的压力脉动产生噪声。当内燃机的进排气管安装消声器后，用于冷却循环水的风扇便成为重要的噪声源。风扇噪声一般可达 100dB（A）左右。

4.1.4　燃烧噪声

当汽油机压缩行程终了时，燃烧室内被压缩的可燃混合气被电火花点燃，可燃混合气燃烧后，放出大量的热能，燃气的压力和温度迅速增加，最高压力约为 3～5MPa，相应的温度为 2200～2800K，同时产生燃烧噪声。柴油机压缩比高，一般为 16～22，汽油机一般为 6～9。柴油以油雾状喷入燃烧室后，在高温高压作用下，在很短时间内与空气混合后便自行发火燃烧，气缸内气压急速上升到 6～9MPa，温度也升到 2000～2500K。在燃烧作功的同时，产生燃烧噪声。

4.1.5　机械噪声

内燃机的机械噪声是发动机运动部件，例如活塞、连杆、气门等零件的上下运动，曲轴、齿轮组旋转运动而产生的。

4.1.6　电磁噪声

发电机的转子在电磁场中高速旋转产生电磁噪声。

4.2　发电机组噪声治理要点

治理发电机组噪声，必须针对不同的发声部位，采用综合治理措施。

4.2.1　降低内燃机进排气噪声

在进排气管路上安装消声器是降低发动

机噪声的有效措施。由于排气温度较高，通常排气消声器选用抗性结构或微穿孔板复合结构，用金属薄板或砖石水泥等耐高温的材料制做。进气消声器可采用抗性或阻抗复合结构。

4.2.2　降低冷却风扇噪声

在发电机组的冷却风扇部位安装消声器是降低冷却风扇噪声的有效措施。消声器可用薄板和吸声材料制作，也可用砖石水泥加吸声结构制做，与隔声室溶为一体。

4.2.3　降低发电机组机械噪声、燃烧噪声和电磁噪声

设置隔声间、隔声罩等是降低发电机组噪声的有效措施之一。隔声间应通风降温，以保证发电机组正常运行。隔声间的进出风口要有消声装置。隔声间应有隔声门或门斗、隔声观察窗，以便工作人员出入和观察。

隔声间可采用薄板、吸声材料等复合材料制做的轻型结构，可也用砖石水泥土建结构。隔声间的表面应有吸声材料饰面或吸声结构饰面，以便提高隔声间的隔声效果。

有时多台发电机组置于一个大房间内，为保护操作工人的身心健康，也可单独建造一个隔声控制室或休息室。

4.3　发电机组噪声控制实例

4.3.1　实例 1　大功率柴油发电机组进气噪声控制㊀

近年来，广东相继从国外引进了近 200 台大功率柴油发电机组（单机组功率在 400kW 以上），其中约 50 台（单机组标定功率为 10240kW，500r/min）是从法国苏尔寿（SULZER）公司引进的，并建立了 30 多个柴油发电机厂。然而，柴油发电机组工作时，产生强大的噪声，尤其是其进气口啸叫声高达 125dB（A），在距厂区 50m 处的居民点噪声为 80dB（A）。经测量分析，主要噪声源是柴油机的进气噪声。为此，首先设计了一种消声量大、阻损小的进气消声装置。

以 16ZAV40S 型柴油机进气系统为例，柴油机主要参数，气缸数：16 缸；V 型；缸径/活塞冲程：400mm/560mm；标定功率/标定转速：10 560kW/500（r/min）；废气涡轮增压器转速：16 600r/min；100%负荷时，柴油机吸气量 7kg/(kW·h)；进气系统总阻力：≤2000Pa（SULZER 公司提供）。

进气系统结构：柴油机左右两列气缸进气分别由两支内径为 800mm 的钢制进气总管从设在车间外墙的进气过滤室（砖墙结构钢筋混凝土天花板）吸入新空气，经设在室内的过滤器过滤后进到增压器的压气机端。进气室侧面设有检修门，以便定期对室内空气过滤器进行保养维修，两支进气管各长约 8m，吸气口离地面约 2m。进气室内腔尺寸高×宽×长 2.8m×3.75m×6m，原结构见图 12.4-1。

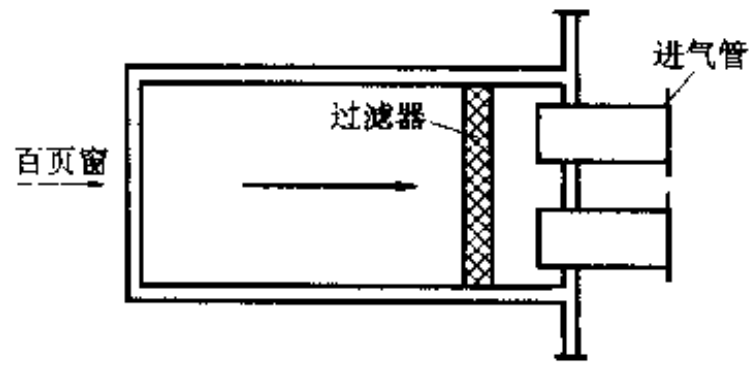


图 12.4-1　原进气室结构示意图

1. 进气噪声特性

柴油机进气噪声主要是进气管口气体的涡流噪声、进气管内压力脉动气流的基频噪声与其各次谐波噪声以及高速气流经气阀通道时产生的涡流噪声。后两种噪声与柴油机气阀落座噪声互相叠加，形成宽频带高强度噪声向外辐射。为进一步分析进气噪声频率特性，在图 12.4-2 所示的测点处，测得倍频程频谱，详见图 12.4-3。环境监测点（即居民点）的频谱变化详见图 12.4-4。

㊀ 实例 1 由韦安和等人提供。

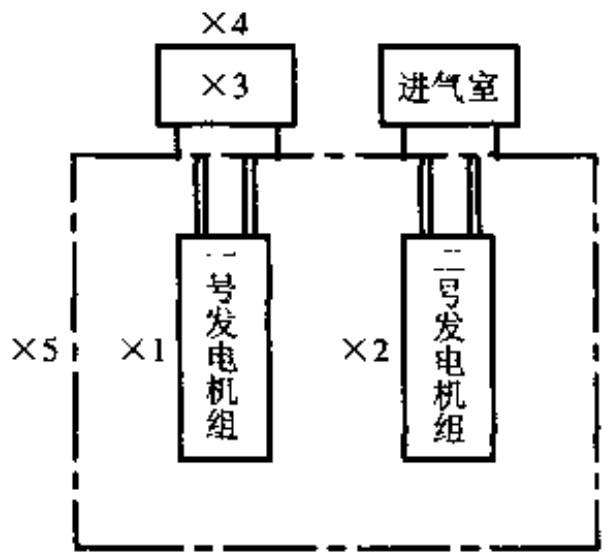


图 12.4-2　噪声测点布

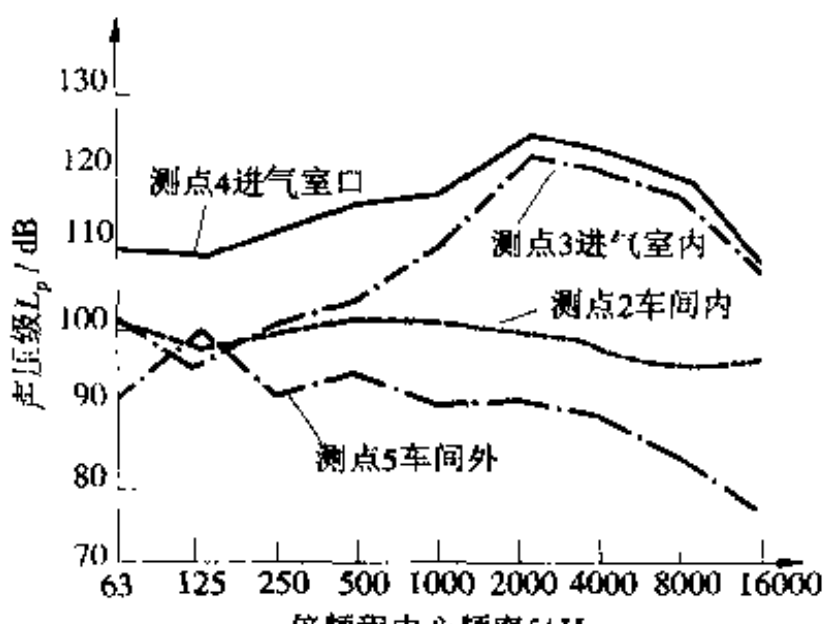


图 12.4-3　装消声装置前各测点噪声频谱图

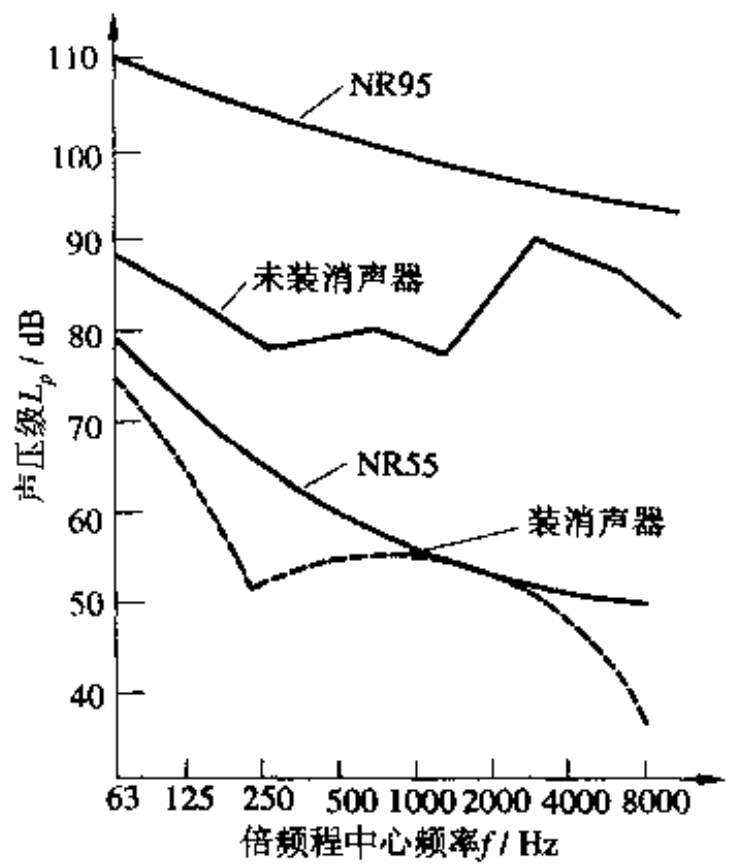


图 12.4-4　装消声装置前后，居民点噪声频谱图

由图 12.4-3 可知，机组在 90%的负荷下，进气室内（测点 3）噪声，频率由 250Hz～16000Hz，声级均超过 100dB，峰值频率为 2000Hz，声级高达 127.5dB。这是由增压器吸气时产生的气流脉动基频噪声及其各次谐波噪声再与进气管口空气的强烈涡流噪声叠加造成的。低频段声级也较高，它是由进气管的振动及柴油机燃烧噪声、机器噪声通过进气管形成的固体传声。从图 12.4-4 可看出，居民点未装消声装置前 1000Hz 以上中高频声，均在 80dB 以上，峰值频率为 2000Hz，声级 86dB。因此，有效地控制进气噪声，最主要的是要降低中高频噪声。

2. 消声量设计指标

控制目标是居民点噪声应达到二类区昼间标准，即 60dB（A），或 NR55 曲线。现场实测结果表明，在 250Hz 以上各频段中，进气噪声均比室外排气管壁辐射的噪声以及车间辐射的噪声要高 20dB 以上，居民点处的低频段噪声是由排气管壁辐射的，中高频段是进气噪声影响的。

3. 消声装置压力损失计算

空气流经进气消声装置的内腔时，会产生压力损失，它对发动机的性能影响较大。进气消声装置的压力损失包括摩擦阻力和局部阻力，可按有关公式计算。苏尔寿公司提出，该机进气系统设计总阻力≤2000Pa，原系统中设有过滤装置及较长的管道（包括两个弯头），故要求消声装置的设计阻力≤400Pa。

4. 消声设计

由于进气噪声呈宽频带，高频段比较突出，故消声装置使用以降低高频噪声为主的消声元件。消声元件采用金属穿孔板饰面内填纤维性吸声材料的片式阻性消声结构。为使消声装置能对中低频声有一定的消声作用，特在装置内设置了几个空腔作为膨胀室，这样就组合成了一个多级阻抗复合式消声装置，以获得较大的消声量。进气消声装置结构如图 12.4-5 所示。

进气消声装置外壳采用砖砌结构墙（厚

18cm），顶部为钢筋混凝土盖板。消声元件可预先制好，长度分别与空腔搭配，取 1m、1.5m、2m，高度为 1m。进气室内腔用角钢制成支承架，采用拼装形式，将消声片依层次插到支承架上，调好片间距即可。为便于清洁维修空气过滤器，在进气室侧面开设一扇隔声门。

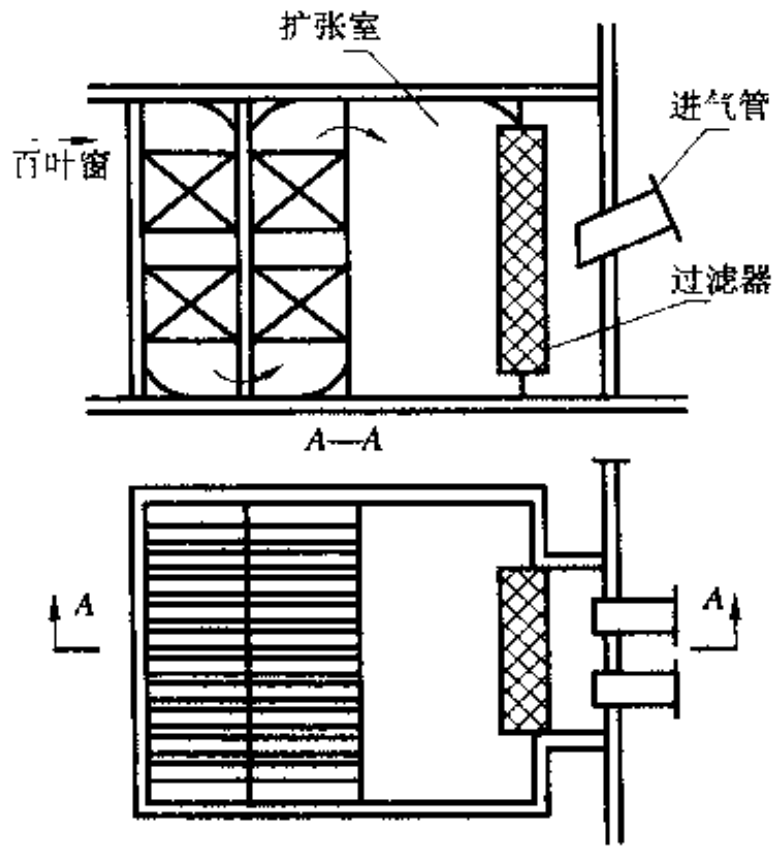


图 12.4-5　进气消声装置结构示意图

5. 消声效果

进气消声装置安装就绪投入使用后，柴油发电机组正常运行。在机组功率与未装消声装置前功率基本相同的情况下，在图 12.4-2 所示的进气室内测点 3 处，声级由未装消声装置前的 121dB（A）降为 65dB（A），降噪 56dB（A）；在进气口测点 4 处，声级由装消声装置前的 126dB（A）降为 71.5dB（A），降噪 54.5dB（A）；居民点处噪声由装消声装置前的 80dB（A）降为 59dB（A），降噪 21dB（A）。从 NR 曲线来看，居民点处由 NR95 曲线降为 NR55 曲线。现场实测进气消声装置压力损失为 200Pa，全面达到了设计要求。

4.3.2　实例 2　1250kW 柴油发电机组噪声治理㊀

柴油发电机组的噪声治理是一项难度比较大的工作，尤其是柴油发电机组安装于人口稠密的居民区、商业区等处，矛盾更为突出。以美国康明斯公司 1250kW 柴油发电机组为例，通过采用隔声、隔振、吸声、消声等综合治理措施，使该机组噪声对外界的影响由 115dB（A）下降为 49.5dB（A）。

1. 噪声特性

柴油发电机组额定功率 1250kW，V 形，16 缸，四冲程，转速 1 500r/min，风冷机组。该发电机房建造在距居民楼 1.5m 处，噪声与振动污染十分严重。实测该型发电机组频谱特性列于表 12.4-1。

由表可见，发电机组噪声频带很宽，125～2000Hz，声级均在 100dB 以上，系中低频声。

2. 设计原则

1）所有噪声治理措施不得影响发电机组的正常运行、操作、维修；

2）发电机组采用封闭式土建结构，既要考虑足够的隔声量，又要考虑室内吸声，减小混响声；

3）发电机房外形尺寸受到城市规划和高压线变电房的限制，土建尺寸不得超过长×宽×高 10m×4m×7m，为此，机房的进、排风道宜采用立式结构，同时应保证机房内有足够的进风量和散热要求；

4）发电机组距居民住宅极近，除机组原有隔振措施外，再对机组采取隔振措施；

5）发电机组的排烟管噪声也很强烈，应采用可消除带热量的中低频噪声的阻抗复合式消声器；

6）为保证通风要求，进风道下面应增加引风机，在排风道的墙上应增加排热风机。

3. 技术措施

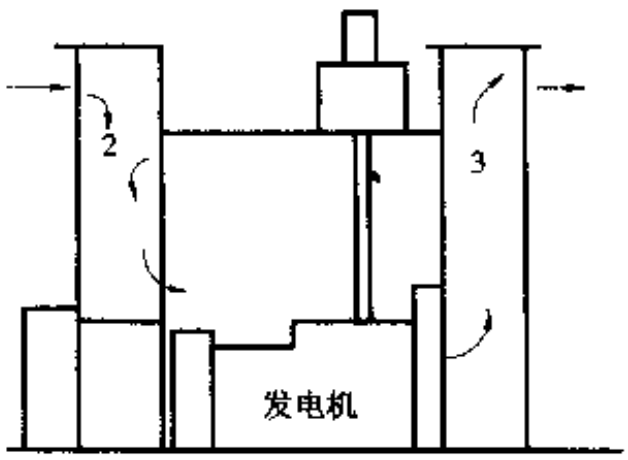
根据上述设计原则，经综合分析，采取下列综合治理措施：

㊀ 实例 2 由张铁山提供。

表 12.4-1　1250kW 柴油发电机组噪声频谱

声级/dB		倍频程中心频率 / Hz								
A 计权声级	线性声级	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	16000
		声压级/dB								
115	118	98	112	108	104	106	101	97	93	81

1）机房土建隔声结构详见图 12.4-6。要达到设计要求，机房的墙和屋顶隔声量必须大于 65dB（A），采用 240mm 厚砖墙，双面抹灰。



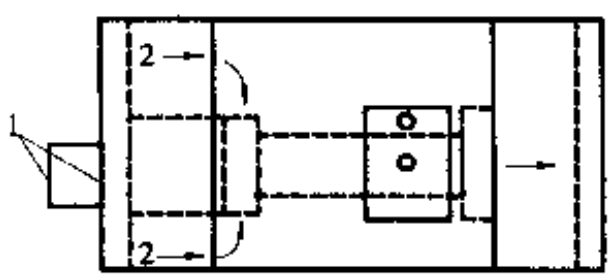


图 12.4-6　发电机房土建结构示意图

1—隔声门　2—进风口　3—排风道

2）双道钢结构隔声门，设门斗。

3）室内顶棚满铺吸声结构，四壁侧墙也安装吸声结构，吸声材料为 100mm 厚岩棉，密度 80～100kg/m³，中空 80mm，外加铝合金穿孔板饰面，吸声面积占室内总面积的 70%，提高吸声降噪量可弥补隔声量的不足。

4）进排风道消声设计：该发电机组为风冷式，排风量为 8000m³/h，进风量 100000m³/h 左右，为提高进排风的消声效果，在设计消声道尺寸时，应保证进排风速度小于 5m/s，以减小再生噪声影响。采用片式长方形消声结构，片厚 100mm，消声道长度为 5 400mm，气流通道宽度 200mm，吸声材料为岩棉板，密度 80～100kg/m³。按吸声材料、吸声系数、消声器长度、通流截面等计算平均消声量为 63.6dB。

5）排烟消声器的设计：柴油机的排烟噪声是整机噪声中贡献最大的声源，峰值频率为 200Hz，排烟总声级为 125dB。由于排烟为高温、高压、高速气流，要求消声器具有扩散、降速、变频或改变喷注气流参数等功能，图 12.4-7 为该型消声器的结构示意图。各层通流面积比分别为：$S_1=8S$，$S_2=4S$，$S_3=2S$。根据理论估算，其消声量约为 35.2dB，不能满足设计要求，故再增加两级扩张式消声器，消声器结构尺寸示意图如图 12.4-8 所示。由于排烟噪声峰值频率为 200Hz，另外考虑到低频段的影响，取两级扩张室的中心频率分别为 125Hz 和 200Hz。按理论估算，两级扩张室消声器消声量为 40dB 左右，这样排烟消声量总值约为 75dB，基本满足消声量要求。

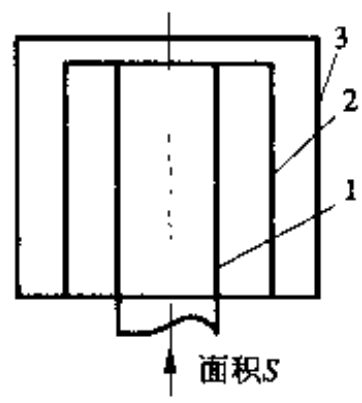


图 12.4-7　节流降压小孔喷注复合消声器示意图

1、2—节流层　3—小孔喷注层

6）地基隔振处理：发电机组工作时振动较大，原发电机组所带金属弹簧隔振器不能满

足要求，需新设计安装一个大于发电机组质量 4 倍的隔振基座。机组安装于该隔振基座上，基座系钢筋混凝土结构，四周为隔振沟，基座底部采用 10cm 厚油毛毡隔振垫层。经双层隔振后，机组工作时，在居民家中已感觉不到有振动。

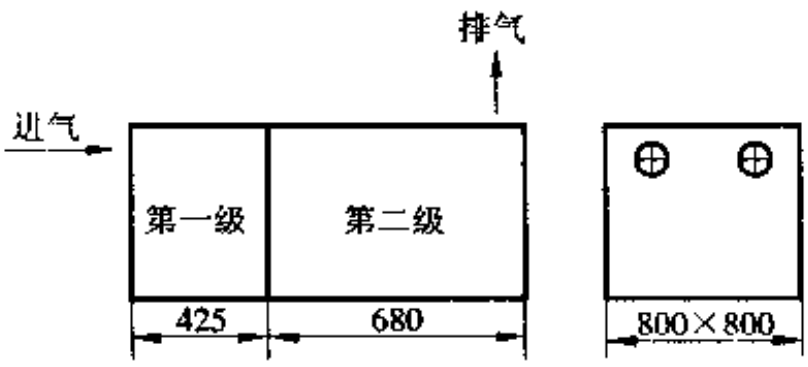


图 12.4-8　扩张式消声器结构示意图

1250kW 柴油发电机组经综合治理后，发电机组在正常运转时，其室内噪声由 115dB（A）下降为 102dB（A），室外噪声由 115dB（A）下降为 49.5dB（A）。治理前后的噪声频谱变化如图 12.4-9 所示。

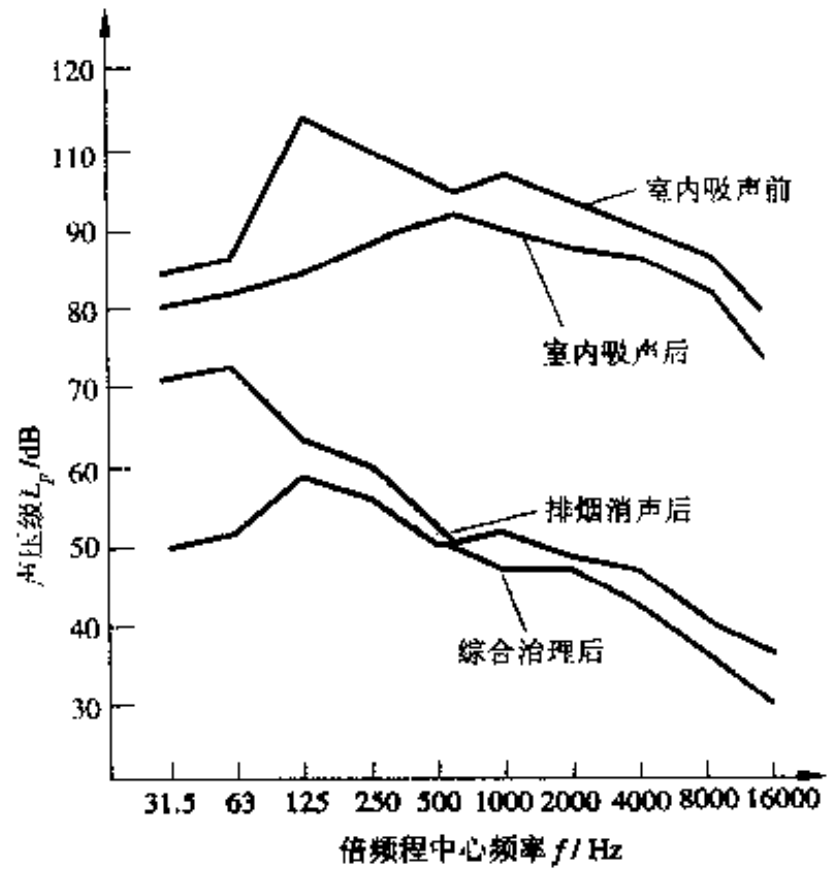


图 12.4-9　柴油发电机组治理前后噪声频谱图

4 3.3　实例 3　120kW 柴油发电机房噪声控制㊀

煤炭科学研究院常州自动化研究所自建一个柴油发电机房，内设 12V—135D 型柴油发电机组 1 台（功率 179kW，转速 150r/min，发电机功率 120kW，风冷式），机房面积约 25m²，高约 5m。由于机房的总体布局和单体设计时都未考虑噪声控制问题，因此，当柴油发电机运行时，噪声为 113dB（A），严重污染周围环境。在距机房北侧约 25m 的部队干休所噪声高达 90dB（A）以上，致使该柴油发电机房的噪声治理成了急待解决的环保问题。

1. 治理技术要求

机房内噪声要求降低 6～10dB（A），干休所处环境噪声应降至 55dB（A）以下。机房内的温升应控制在 10～15℃以下，当室外气温为 35℃时，机房内温度应≤45℃；当室外气温为 20℃时，机房内温度应为 30～35℃。治理后柴油发电机的功率损耗应不大于 10%～15%。

2. 主要技术措施

（1）机房隔声、吸声设计

为改善操作者的工作环境，机房南侧、西侧原有木门外新增加钢质隔声门，以减小机房噪声向外辐射。机房内噪声高达 112～113dB（A），机房内顶棚和四壁能安装吸声结构的地方做吸声处理，降低机房内噪声。

（2）进风消声设计

为了有效地控制机房西、北侧窗户向外辐射噪声，在两侧窗外设计安装了集进风采光隔声于一体的进风消声器。其上部为采光隔声窗罩，下部为 L 型阻性片式进风消声器，总有效进风面积为 1.12m²，设计进风流速为 4m/s 左右。详见图 12.4-10 和图 12.4-11。

（3）排风消声设计

为控制机房内温升，在隔声采光窗西、北

㊀ 实例 1 由章奎生等人提供。

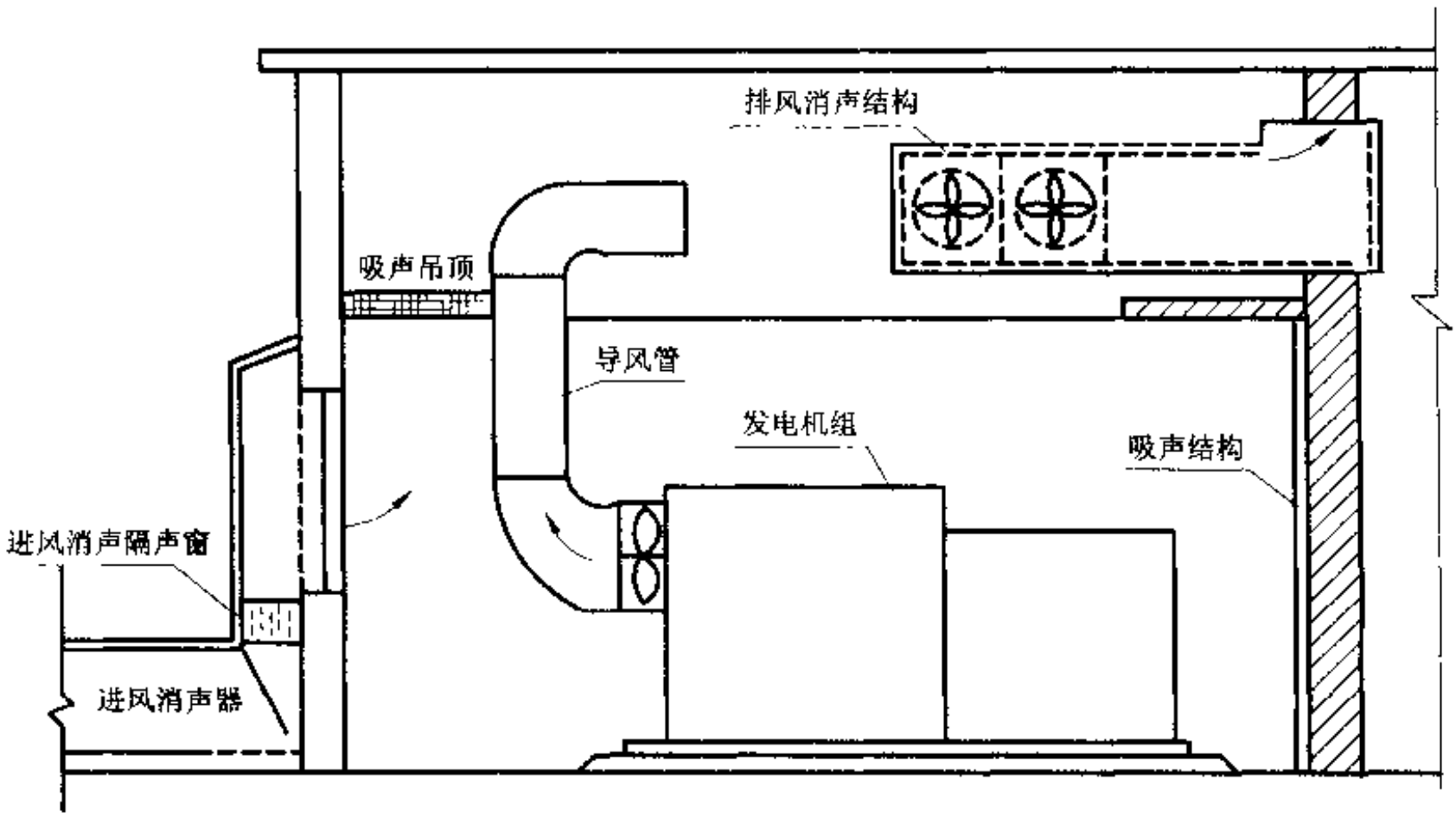


图 12.4-10 发电机房噪声综合治理示意图

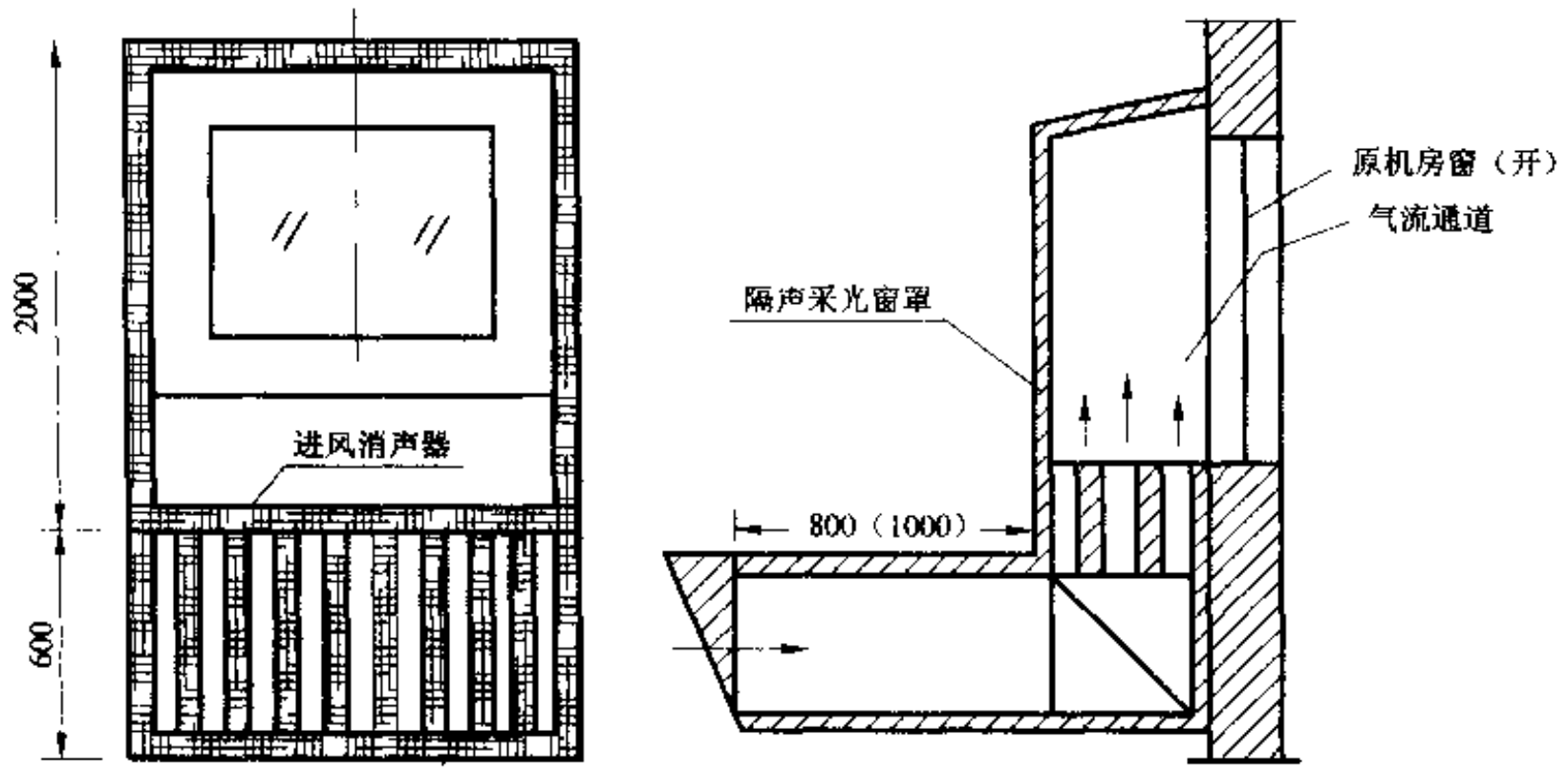


图 12.4-11 进风消声及隔声窗罩示意图

两侧墙下方设计安装了进风消声窗。在机房穿孔板吊顶上部利用原有西墙高窗窗洞位置增设了两台 SF-5-6 型低噪声排风轴扇（每台风量为 7700m^3/h），并在排风窗洞外增设相应的排风消声箱（有效排风面积为 0.42m^2，消声箱内排风速度为 10m/s 左右），以保证达到足够的消声和通风散热效果。详见图 12.4-10 和图 12.4-12。另外，由于该柴油机的冷却形式为风冷式，冷却风扇位于柴油机组前端，靠近机房北侧进风消声窗，为防止柴油机冷却风扇的排风影响机房通风降温，设计中采用了增设冷却风扇导风管，引导热风至穿孔板吊顶上部，再经轴扇排至室外，既有利于机房通风散热，也有助于降低机房内噪声。

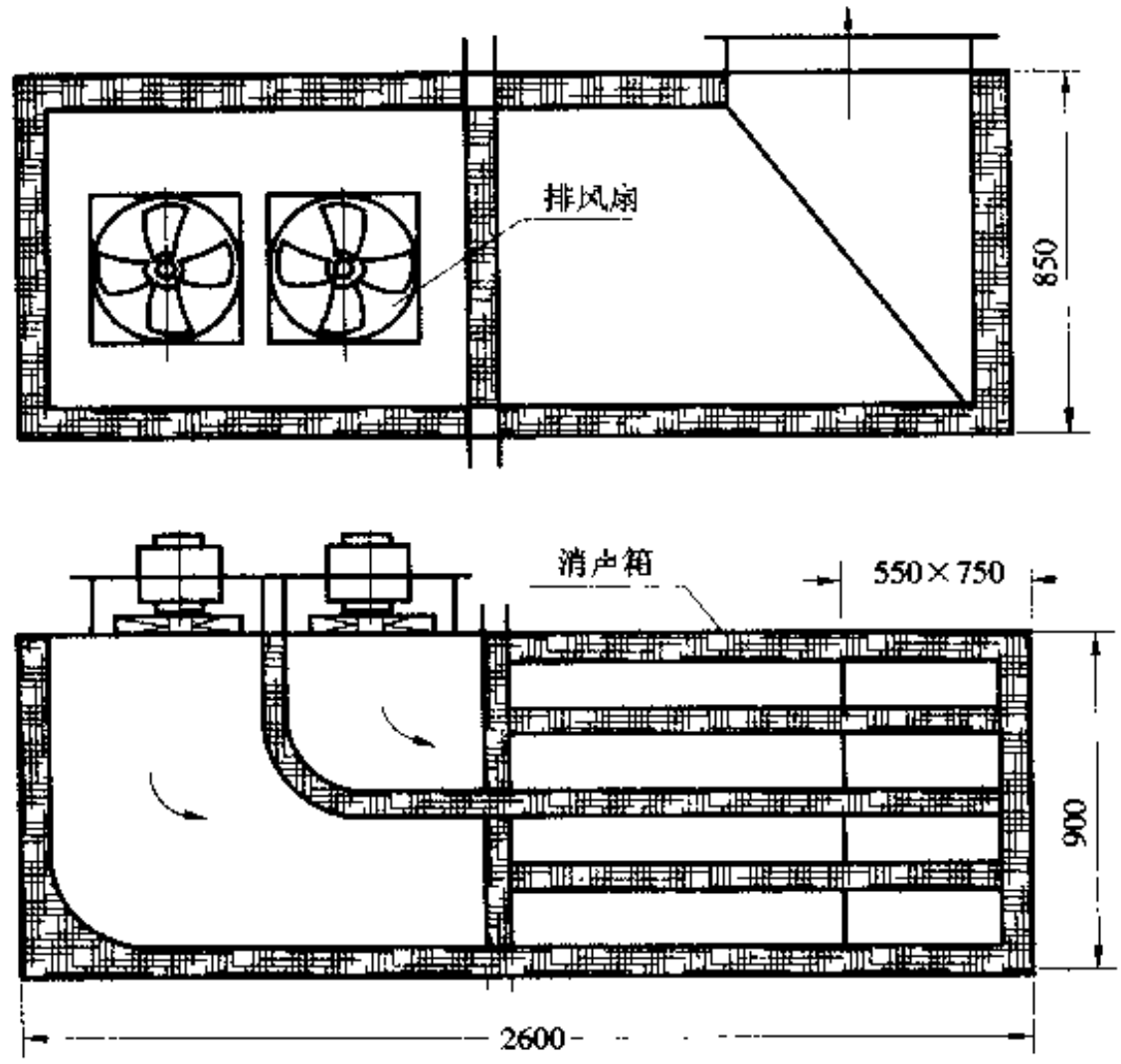


图 12.4-12　排风消声器结构示意图

（4）柴油机排气消声坑设计

柴油机排气噪声以中低频声为主，声级高达 100dB 以上，原设计 2 根排气管直通室外，噪声污染十分严重。结合现场条件，现设计安装了三级扩张室串联的抗性迷路式消声坑，详见图 12.4-13。

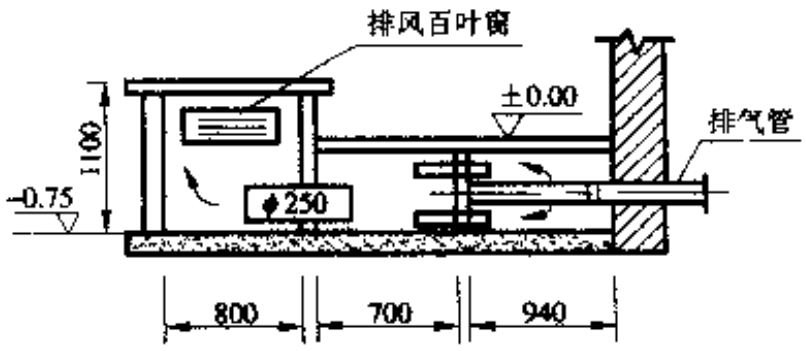


图 12.4-13　排气消声坑结构示意图

3. 治理效果

经综合治理后，柴油发电机组在正常运行条件下，机房内噪声由治理前的 113dB（A）降为 103dB（A），值班室内噪声由治理前的 92dB（A）降为 59dB（A），明显地改善了操作人员的工作环境。

在距机房 25m 处的干休所楼下围墙处，噪声由治理前的 87～90dB（A）降为 48～51dB（A），与当地的背景噪声基本相同，达到了设计要求。柴油发电机房进风口处噪声由治理前的 103dB（A）降为 68dB（A）；机房内排风消声箱口处噪声由治理前的 100dB（A）降为 70dB（A）以下。

机房通风散热效果良好，治理后实测两侧进风口的平均进风速度为 4m/s 左右，排风风速为 10m/s 左右，进排风风量基本平衡，总换气量为 15 000m^3/h 左右，保证了发电机房内具有良好的通风散热与降温效果，使机房内的温升比治理前显著降低。实测机房内的温升变化，治理前，开机 20min 后，机房内由 20℃上升至 45℃，温升达 25℃；而治理后，开机 1h 之后机房内由原 21℃上升至 29℃，温升仅 8℃，满足了温升＜10～15℃的设计要求，机组运转正常。

另外，柴油发电机组的两根排风管，治理前排气管口的噪声为 100dB（A），安装排气消声坑后，在消声坑出口处，噪声降为 65dB（A），有效地解决了排气噪声污染问题。

第 5 章　锅炉房噪声控制与节能实例

锅炉房噪声污染环境，干扰人们的正常工作、学习和生活。20 世纪 80 年代以前，工矿企事业单位取暖及饮用水大多数应用以煤为燃料的锅炉，以蒸气量为 0.5t/h、1.0t/h、2.0t/h、4.0t/h、6.5t/h、10t/h 的中小型锅炉居多，分布地域广，噪声扰民较严重。20 世纪 80 年代以后，高楼大厦、宾馆饭店、大型医院兴建的锅炉房大多配置燃气燃油锅炉。这类锅炉热效率高，空气污染少，但也还存在不同程度的噪声污染环境问题。因此，控制锅炉房噪声，因地制宜地以较少的投资取得较好的降噪效果，同时尽可能地节约能源是环境保护工作的重要内容。

5.1　锅炉房噪声源

烧煤锅炉房噪声源是鼓风机、引风机和水泵产生的噪声及振动，其中主要是鼓引风机噪声。风机噪声可分为三部分：① 风机叶轮及电动机冷却风扇高速旋转，使空气扰动产生的空气动力性噪声；② 风机壳体、管壁及电动机辐射的机械噪声；③ 基础振动辐射噪声。这三部分噪声中，空气动力性噪声最高，一般在 80~110dB。气流噪声一般比机壳噪声高 20dB 左右，气流噪声由旋转噪声和涡流噪声组成。

风机的空气动力性噪声往往是以低频为主的宽频带的连续谱，其中有几个较突出的有调成分。表 12.5-1 给出几种风机气流噪声声级。

烧油、烧天然气、烧煤气锅炉噪声主要由助燃风机噪声、燃烧器喷射噪声和泵噪声组成，其噪声以中高频为主，呈宽频带噪声特性。表 12.5-2 给出实测的几个烧油锅炉的噪声频谱。

表 12.5-1　中小型烧煤锅炉风机气流噪声　（单位：dB）

风机型号	声级 / dB		倍频程中心频率/ Hz							
	A 声级	C 声级	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Y4—67—12#5	95	109	90	90	91	85	84	81	78	73
Y9—35—1#10	88	96	88	93	83	86	83	75	67	60
Y5—47—11	101	103	88	93	92.5	99.5	96.5	94.5	91	85
Y5—48—4C	87	91	83	82	86	84	82	81	77	69
Y5—48—5C	75	84	80	80	86	73	75	71	66	57
Y5—48—6.3C	83	88	75	75	87	78	77	74	69	63
Y5—48—8C	88.5	92.5	86	81	86	84	85.5	82	74	68
Y5—48—10C	100	105	93	91	104	96	93	89	83	72
4—72—6#	96	101	—	—	—	—	—	—	—	—

表 12.5-2　烧油（气）锅炉噪声频谱特性　（单位：dB）

锅炉型号	测点	声级/dB		倍频程中心频率 / Hz							
		A	C	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
BAY、HDK7000（7t）锅炉压力 0.61MPa，水位 50%，供水温度 99℃	炉前 1m	86	87	86	83	82	83	83	82	78	74
	炉前 1.5m	84	88	87	84	82	82	82	81	78	73
	油泵前 1m	94	96	92	91	94	93	91	89	87	82
	风机消声器进口 0.5m	93	97	96	90	90	90	91	90	88	83

（续）

锅炉型号	测点	声级/dB		倍频带中心频率 / Hz							
		A	C	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
英国考克兰（Cochran Thwemax）燃油燃气锅炉，蒸发量 6t，共三台，蒸气压力 7～8MPa，供气温度 160～170℃，排烟温度 150～190℃	炉前 1m（鼓风机有消声器）	92	95	93	90	89	89	90	88	85	82
	两台炉之间烟筒下方	90	98	95	90	88	88	88	86	83	80
4t 汽炉	炉前 1m	82	97	95	87	81	77	75	75	72	65
7t 汽炉	炉前 1m	80	96	92	89	78	77	72	71	67	60
	烟囱口	69	92	89	84	70	60	57	53	51	39

5.2　锅炉房特点

1、烧煤锅炉房

烧煤锅炉房除噪声级较高之外，另外还有两个突出特点：

（1）高温

引风机的进风口与除尘器连接，出风口与烟囱连接，其输送的烟气温度高达 180℃以上，对机房的散热要求高。如果机房散热不好，将导致电动机温升过高，甚至烧毁电动机。

（2）粉尘

引风机的进风口与除尘器连接，出风口与烟囱连接，输送烟气。为保证除尘器正常工作，应定时清灰。如果清灰不及时或除尘器发生故障，烟气中的含尘量将会巨增。烟尘将会使引风机排气管消声器气流通道表面的小孔堵塞，失去消声效果。

2. 烧油气锅炉

由于烧油气锅炉辅机和燃料与烧煤锅炉不同，在烟囱中无粉尘，但在烟囱内有少量的油气燃烧后的代谢胶状物。如果降噪在烟囱上使用阻性消声器，应考虑长期使用是否会影响消声效果的问题。

5.3　治理措施

治理烧煤锅炉房噪声，主要采取以下几项措施：

1. 合理规划，合理布局

锅炉房要尽可能远离要求安静住宅区、办公区，以免鼓、引风机运行时，噪声污染环境；其次，对锅炉房的墙、屋顶、门、窗的设置，不但考虑使用功能，同时要考虑到这些构件本身的隔声性能，不致于使锅炉房的噪声通过这些构件透射影响周围环境。

锅炉房内部设备设置布局要有利于噪声控制。最好将鼓风机、引风机设置在一个隔声机房内，将水泵等设施设置在另一个隔声间内；或者把鼓引风机、水泵等设备都集中在一个大隔声间内，再配置一两樘隔声门和隔声采光窗或通风消声百叶窗。除此之外，再加一个进风消声器，便能解决锅炉房噪声对环境的影响，同时，锅炉司炉工的工作环境也得到改善。

2. 引风机排烟管道设置消声器

在烟囱上或引风机排烟管道上设置适宜的消声道或消声器，是防止引风机排气管道内气流噪声通过烟囱传到机房外的有效措施。当锅炉烟道除尘器发生故障或除尘器失效，使烟气含尘量过高时，在烟囱上安装消声器效果不好或寿命短。安装消声器初期效果好，时间一长，烟尘堵塞消声器通道表面小孔，使消声器消声效果下降，以致不起作用。解决这个问题有两个办法，一是在引风机与烟囱之间增设砖砌消声道，做成迷宫式消声器，在消声道上设置小门，可定期进入消声道内清扫烟尘；二是在引

风机与烟囱之间增设防尘消声器。消声器有防尘清尘装置，可定期清理烟尘，并且应用耐高温材料制做，例如，金属板制做的抗性消声器或微穿孔板消声器，可使消声器长期使用，并有良好的消声效果。

3. 综合治理与节能

在锅炉附近建造隔声机房，将鼓风机和引风机都安装在隔声机房内。在隔声机房的墙面上开设进风口，并安装进风消声器。进风口在上风侧，引风机的电动机置于隔声机房进风口附近，鼓风机靠近锅炉房。锅炉运行时，由于鼓风机使机房内产生负压，室外新鲜空气被吸入隔声机房，首先和引风机的电动机进行热交换，使电动机冷却降温，使新鲜空气预热；然后由鼓风机将这部分预热的新鲜空气送入锅炉。送入锅炉的新鲜空气经预热后，节省燃料，从而达到降噪、节能的双重效果。为了防止引风机排烟气流噪声从烟囱传到隔声机房外，在引风机出气口与烟囱之间增设防尘消声器。这个方案对新建和旧锅炉改造工程都适用。图 12.5-1 为较好的锅炉房布局方案示意。

4. 对于已建的锅炉房降噪，多采用以下三种方法

1）鼓风机、引风机的隔声箱串接。鼓风机、引风机分别罩在各自的隔声箱内，并在电动机风扇处设消声进风口。两个隔声箱位置较近，中间用消声器串接。鼓风机可将引风机隔声箱内的热空气抽到炉内，既降低噪声，又解决了风机隔声箱内的高温问题，同时达到节能的效果。

2）如条件许可，鼓引风机安装在一个隔声箱内，鼓风机把引风机散发的热量送到炉内。

3）鼓风机、引风机距离较远，可分别对鼓风机和引风机做隔声消声处理，设置消声隔声箱和进出风口消声器，可采用负压引射的原理通风降温。

以上三种方法都可解决引风机温升过高的问题，同时可以达到节能的效果。通过实际运行试验，这些方案是行之有效的，而且不需要其他任何能源和设备，并能保证隔声箱内温度低于室内温度，延长引风机和电动机的使用寿命。

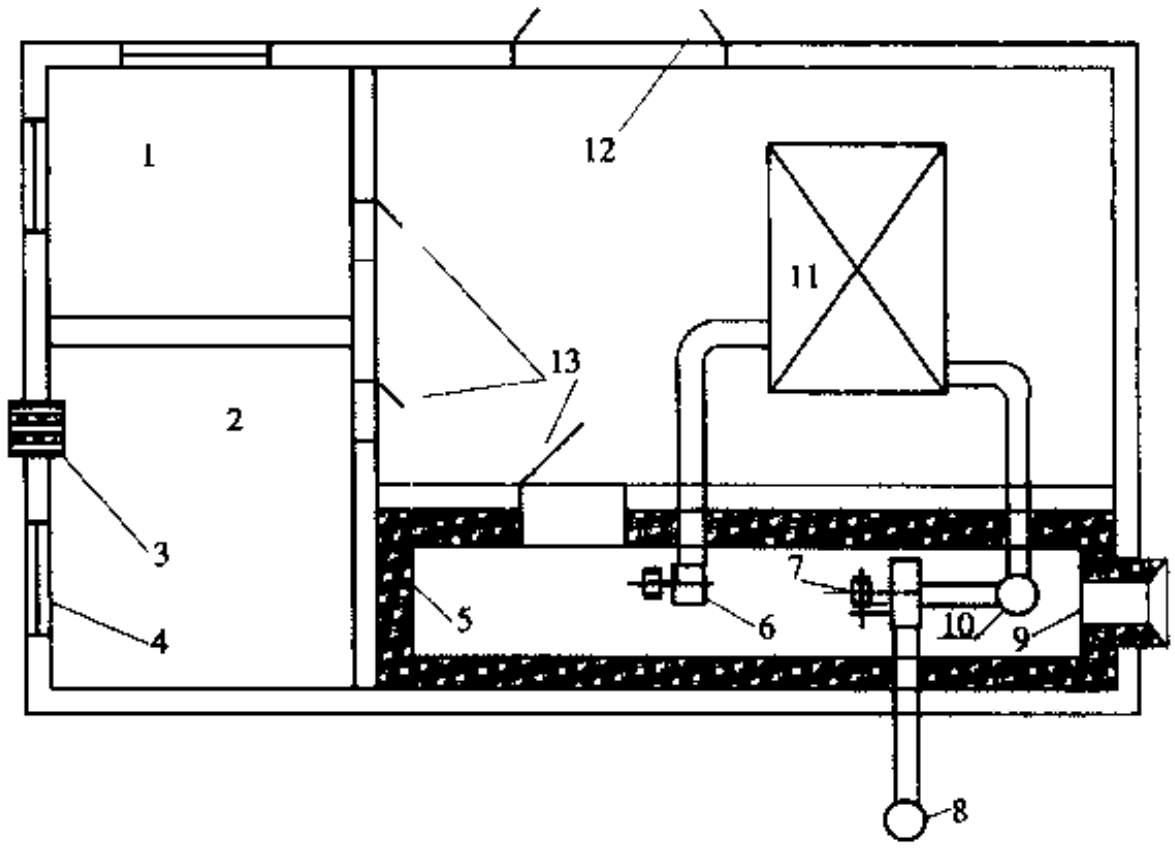


图 12.5-1　锅炉房布局方案示意

1—控制室　2—水泵房　3—消声百叶窗或进气消声器

4—采光隔声窗　5—吸声体　6—鼓风机　7—引风机　8—烟囱

9—进气消声器或消声百叶窗　10—除尘器　11—锅炉　12—锅炉房大门　13—小门

隔声箱采用组装式，拆装方便。在隔声箱的电动机冷却风扇处设进风口，适当位置设出风口，使箱内空气对流，并设有观察窗及检修门，便于观察和检修。为解决引风机振动问题，在风管连接处采用金属波纹管或耐温软管，在风机的基础设减振台架。采取消声、隔声、减振综合控制措施，可使机房噪声和环境噪声都达到国家标准。

对于新建锅炉房，鼓风机引风机放到地下，加隔声盖板及消声器，是降低锅炉房噪声的有效办法。消声器置于盖板之下，减少了消声设施占地面积，而且消声效果很好。北京医学院学生宿舍于 1984 年新建取暖锅炉房，采用此种方法，使锅炉房内噪声只有 78dB（A），锅炉房外 1m 环境噪声达到 48dB（A）。

5.4　噪声控制实例

5.4.1　实例 1　锅炉房噪声综合治理

某工厂锅炉房有一台 4—62—8#引风机、一台 4—72—4#鼓风机。在离鼓风机 1m 处噪声 A 声级、C 声级高达 100dB，频谱呈中高频。引风机噪声 A 声级是 99dB，C 声级高达 102dB，频谱呈宽带噪声特性。测量了四个居民住宅院，A 声级最高 70dB，C 声级 75dB；三层办公室 A 声级 56dB，C 声级 62dB。噪声严重影响职工和附近居民的身心健康。

1. 控制措施

对锅炉房噪声采取了消声、减振、隔声、吸声等综合控制措施。

（1）消声器

引风机进气口噪声是锅炉房最主要的噪声源。根据引风机的噪声频谱，设计了阻性消声器。消声器长 1.4m，内径 400mm，外径 560mm。吸声材料用超细玻璃棉，玻璃棉密度是 20kg/m^3。外壁用 2mm 钢板。消声器结构见图 12.5-2。

（2）减振

鼓风机安装在高架子上，锅炉房的噪声和振动都很大。附近居民反映，坐在椅子上，就像全身过电一样。为了解决问题，把风机与管道的联接采用软联接，把管道埋在地下。安装风机时，在风机与基础之间加橡胶减振垫。在基础的周围挖 10cm 宽的减振沟，沟内填满沙子，见图 12.5-3。在基础侧面用沙子作为减振材料，对降低音频振动有一定效果。

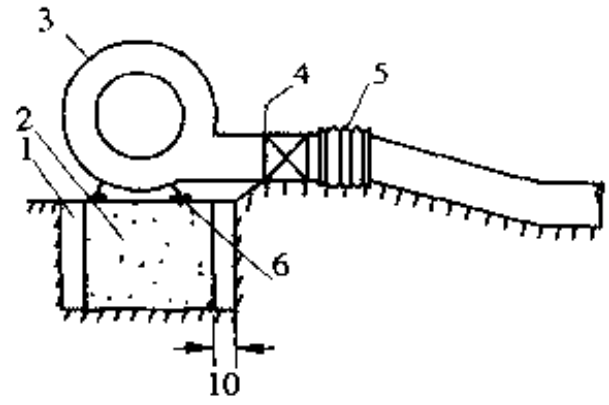


图 12.5-3　风机基础减振示意图

1—沙子　2—混凝土基础　3—风机

4—风量调节闸板　5—软联接管　6—橡胶减振垫

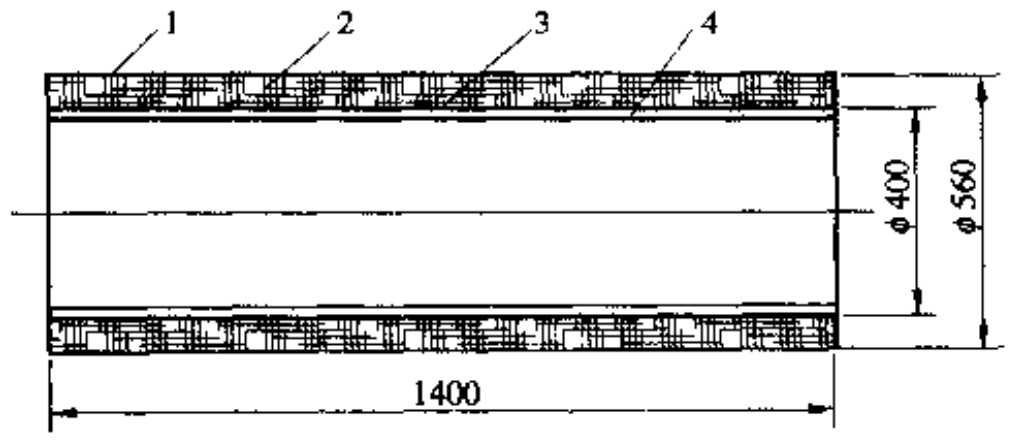


图 12.5-2　消声器结构示意

1—2mm 钢板　2—超细玻璃棉

3—玻璃布　4—钢板网或穿孔护面板

（3）隔声吸声

为了控制机壳辐射噪声，在锅炉房内建一隔声间．隔声间长 5.7m、宽 3m。将鼓风机、引风机都放在隔声间内。隔声间选用 24 砖墙，发泡混凝土板做顶盖。在隔声间的内壁，用吸声砖饰面。吸声砖砌成方格形，最下面一层平放，从第二层开始立放，与最底下一层吸声砖的外边对齐，使吸声砖与隔声砖墙之间留一空隙。这样，声波可与吸声砖的六面接触，以充分利用吸声面积，见图 12.5-4。为了增加吸声砖墙的强度，在吸声砖墙中腰放一木圈梁。



图 12.5-4　吸声砖砌成方格形示意

（4）散热通风

为了解决隔声间温度高影响电动机正常运转问题，该厂在电动机与引风机之间砌一道吸声砖墙，把电动机与风机分放在吸声砖墙的两侧。电动机与引风机连接部分在吸声砖墙留孔，孔与电动机轴之间放一层石棉垫，见图 12.5-5。

在隔声墙上留有自然通风口。进气口在墙的下部，一个是宽×高 800mm×700mm，另一个是宽×高 1100mm×600mm。这两个口对机器维修也很方便。出气口在墙的上部，尺寸为宽×高 700mm×750mm。为了减少漏声，在进出口设有隔声屏。隔声屏用 2mm 钢板和玻璃棉玻璃布制成。隔声屏距吸声砖墙 180mm，每边比洞口长 250mm。见图 12.5-6。

2. 减噪效果

该厂锅炉房采用综合治理措施后，噪声明显降低。锅炉房内工人操作处由 99dB（A）降到 74dB（A），大大低于国家标准 85dB（A）。二层办公室由 56dB（A）降到 45dB（A），居民院内由 60～70dB（A）降到 39～55dB（A），全部达到国际标准化组织（ISO）推荐标准。现在，工人在锅炉房说话可以听清了，住厂职工可以充分休息，办公效率有所提高，居民也满意。

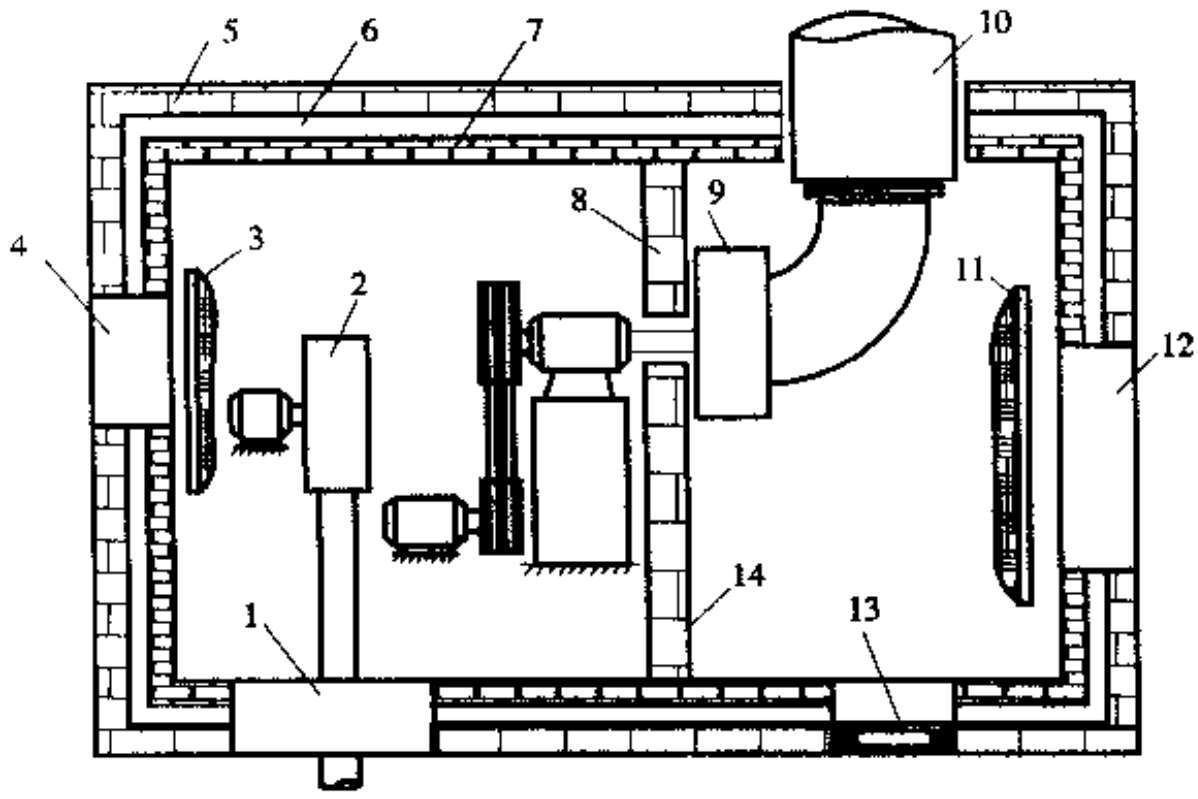


图 12.5-5　隔声间示意图

1—800mm×700mm 进气口　2—鼓风机　3—隔声屏　4—出气口　5—隔声墙　6—间隙　7—吸声砖墙　8—隔声间内吸声隔热砖墙　9—引风机　10—消声器　11—隔声屏　12—1100mm×600mm 进气口　13—双层隔声门　14—观察孔

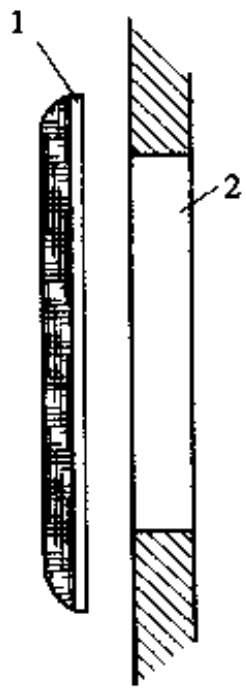


图 12.5-6　进出风口隔声屏示意图

1—隔声屏　2—进出风口

5.4.2　实例 2　鼓引风机隔声罩独立通风降噪

某医院锅炉房有 2t/h 卧式快装锅炉六台，配用 4—72—6#鼓风机、Y9—35—8D 引风机六套。治理前，单机开动时，距引风机进口 1m 处测得噪声级为 93dB（A）和 97dB（C），距鼓风机进口 1m 处噪声级为 96dB（A）和 101dB（C），距锅炉房北侧围墙 4m 处的宿舍楼深受其噪声的影响。治理时考虑到鼓、引风机体积都较大，电动机所需散热量高，采取分别加隔声罩，各自通风的方法。两种隔声罩均采用可拆式钢结构，鼓风机的进口消声器安装在电动机冷却风扇的最近处，以便于及时冷却电动机；引风机除其出口安装消声器外，在罩顶安装了通风散热用的进、排风消声器。为使罩内风机的热及时排出，根据热平衡的原则，鼓、引风机隔声罩的通风消声器分别设计成内径ϕ 400mm、长 1.2m 的阻性消声器和内径高×宽 400mm×500mm、长 1.2m 的矩形消声器（见图 12.5-7）。治理后，距引风机隔声箱 1m 处测得噪声级为 71dB（A），锅炉房炉前 1m 工人操作点的噪声级由原来的 75dB（A）降到 59dB（A），附近宿舍楼前的噪声级也达到环境允许标准。

5.4.3　实例 3　鼓引风机隔声罩连通散热节能降噪

某锅炉房有卧式快装 2t/h 锅炉一台，配以 4—72—11№5A 鼓风机、Y5—47—11№6C 引风机一套，在鼓、引风机处测得的噪声级为 92dB（A）和 98dB（C），锅炉房内 88dB（A）和 92dB（C），居民院内 57dB（A）和 62dB（C）。治理时考虑到鼓、引风机体积较小，相邻较近，故采取了罩内连通式通风散热方法，即在引风机隔声罩顶部两侧壁下端各设一个宽×高 400mm×50mm 的消声进风口，并在该隔声罩顶部设一个ϕ250mm 的出风管道直连鼓风机隔声罩的进风口。这样，冷风由引风机隔声罩的消声进风口进入，流经引风机的电动机后进入鼓风机隔声罩（见图 12.5-8）。这样不仅能使引风机电动机及时降温，还可使鼓风机送入炉膛的进风温度有所提高，利于节能。治理后实测鼓、引风机处噪声级 70dB（C）和 72dB（C），锅炉房内 63dB（A）和 65dB（C），居民院内 49dB（A）和 52dB（C）。鼓、引风机长期运行正常，取得了很好的降噪、散热、节能的综合效果。

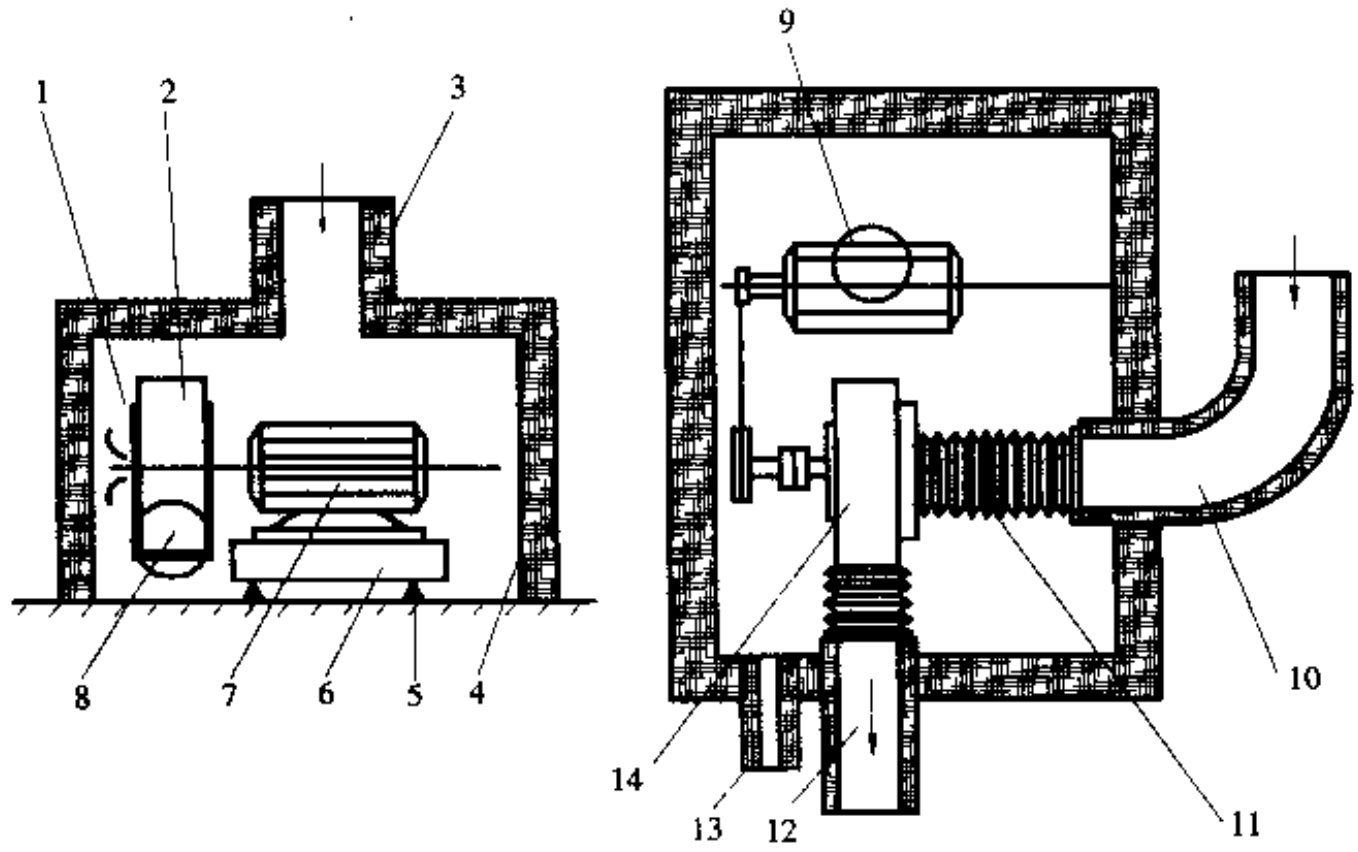


图 12.5-7　鼓引风机隔声罩独立通风降噪示意

1—鼓风机进口　2—鼓风机　3—进风消声器　4—隔声罩　5—减振器　6—机座　7—电动机　8—鼓风机出气口管道　9—进风消声器　10—风机进口消声器　11—软连接　12—引风机出风消声器　13—箱体出口消声器　14—引风机

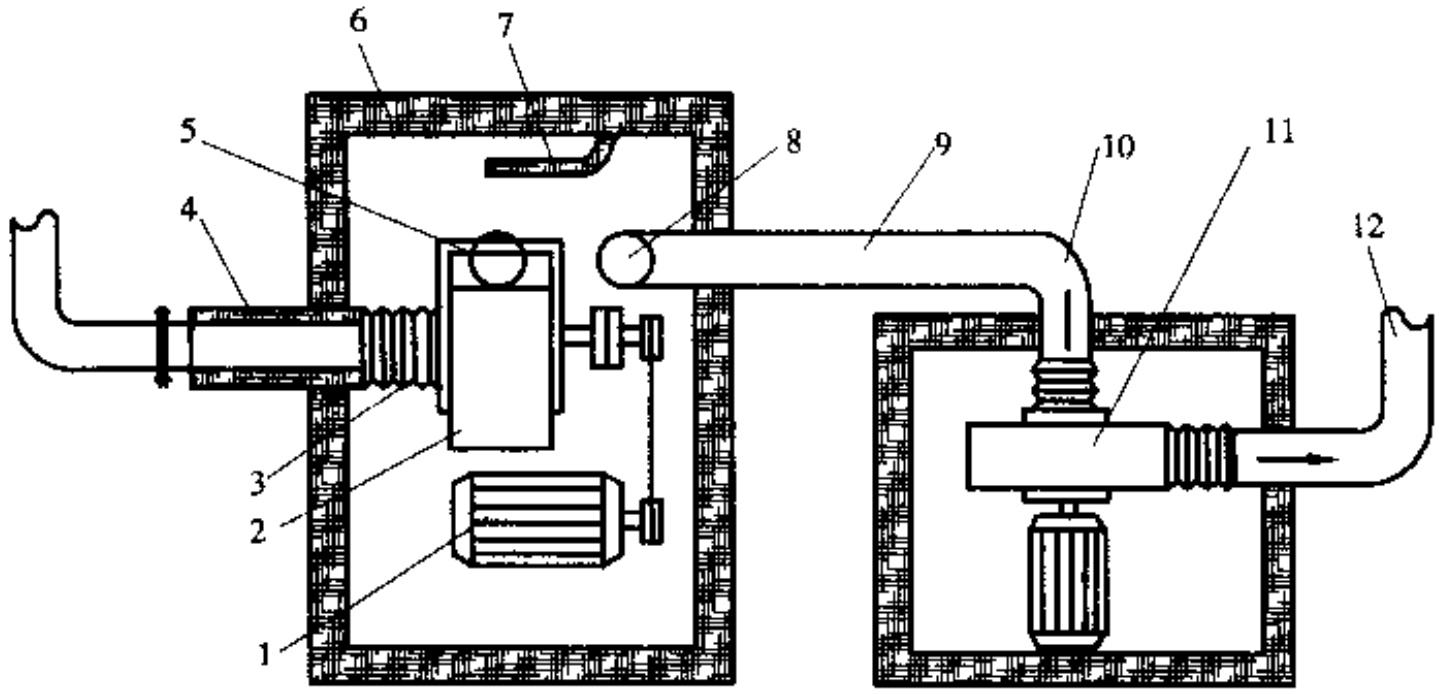


图 12.5-8　隔声罩连通散热节能降噪示意

1—电动机　2—引风机　3—软连接　4—进口消声器

5—出口消声器　6—隔声罩　7—进风消声器　8—出风口　9—出风管道

10—鼓风机进气管道　11—鼓风机　12—鼓风机出气口管道（接锅炉）

5.4.4　实例 4　负压式冷却通风节能降噪

某锅炉房有 4t/h 卧式快装锅炉两台，配用 Y5—47 型引风机、4—72 型鼓风机各两台。治理前锅炉房内噪声级高达 98dB（A），其噪声与振动对周围影响极大，附近居民深受其害，很有意见。该锅炉房治理时，先将鼓、引风机移至一处，用整面墙与锅炉房隔开，以降低锅炉房内噪声；又用两个长 3m、宽 1.7m、高 1.7m 的可拆式轻型隔声罩将鼓、引风机各一台加减振装置后罩起来，隔声罩采取了负压式冷却通风，在罩侧安装了进风消声器，空气流经引风机电动机后，使电动机冷却，空气温度升高，高温气体被鼓风机进口吸入炉膛。在鼓风机出口管道上设有风量调节阀门，以便于调节鼓风机送入炉膛的进风量。罩内的热空气进入锅炉的炉膛，可降低罩内温度，保护电动机。另外，烟囱接有消声器，以降低噪声对环境的影响（见图 12.5-9）。经治理，锅炉房内的噪声级降至 75～77dB（A），受其影响严重的居民处噪声级降至 52dB（A）。

5.4.5　实例 5　引射式通风降温降噪

某幼儿园锅炉房 2t/h 链炉配用的引风机，工作时噪声很大，在距其 1m 处测得噪声级为 92dB（A）和 99dB（C），锅炉房外 1m 处为 81dB（A）和 90dB（C），居民院为 64dB（A）和 73dB（C）。治理时将引风机置于高 1.32m、长 2.2m、宽 1.27m 的轻型钢结构隔声罩内。引风机的进口与装有除尘器的引风管道相接，出口安装软接头后与装有消声器的出口管道相接。隔声罩内采取了负压引射式通风方法，在隔声罩单侧壁下端开两个高×宽 160mm×215mm 的消声进风道，并将内径ϕ200mm 引射管的一端接于罩顶，另一端与出口管道连接，使罩内的热空气经过引射管与引风机出口管道内的烟气一起排出（见图 12.5-10）。隔声罩安装好后经实测，锅炉房内、居民院内的噪声均已达到环境允许标准。

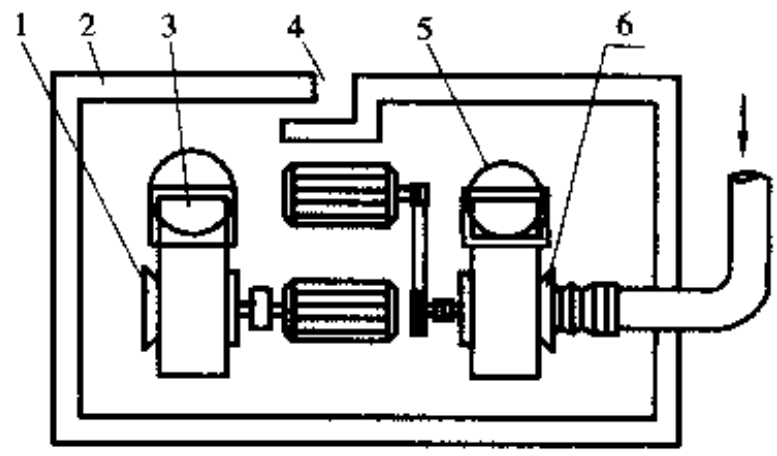


图 12.5-9　负压式通风节能降噪示意

1—鼓风机进气口　2—隔声箱　3—鼓风机出口

4—隔声箱进气口　5—引风机出口　6—引风机进气口

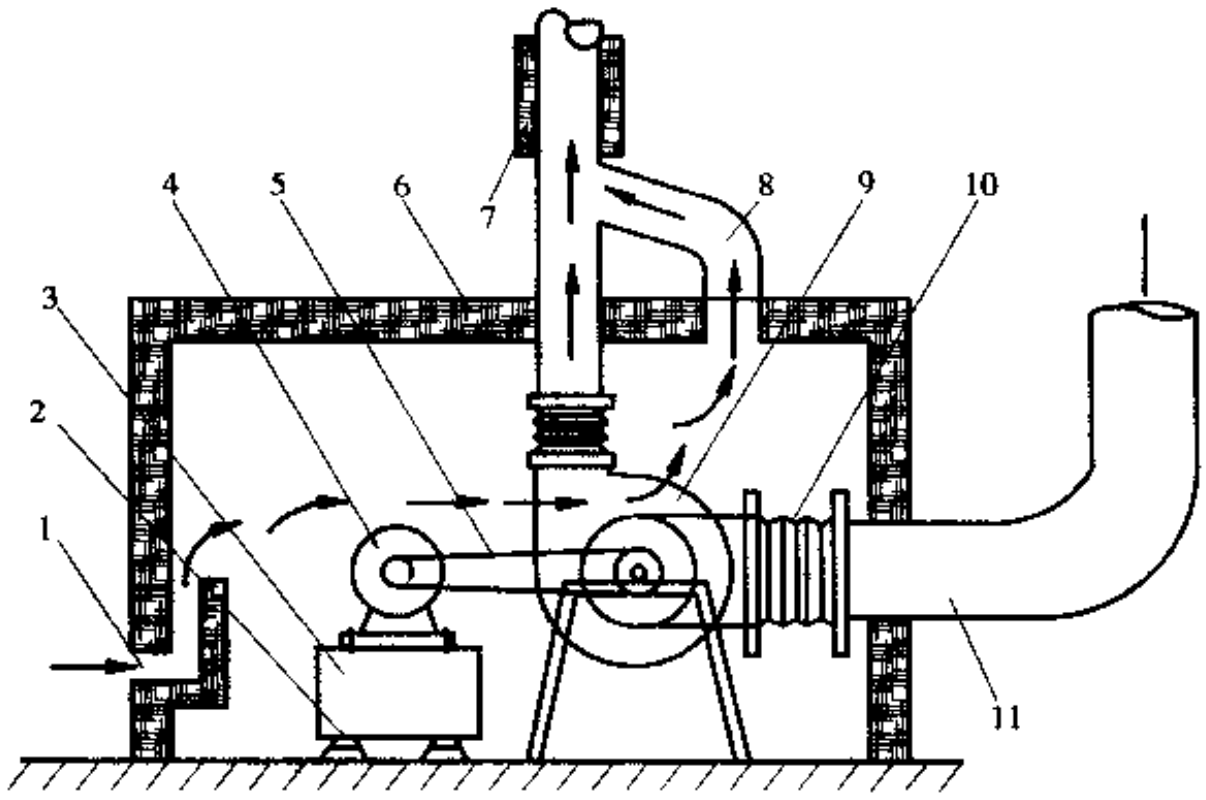


图 12.5-10　引射式通风降温降噪示意

1—消声进风道　2—减振器　3—机座　4—电动机　5—带传动　6—隔声罩
7—引风机出口消声器　8—引射管　9—引风机　10—软接头　11—引风机进风管

5.4.6　实例 6　移动式消声器降低燃油锅炉噪声[○]

某宾馆安装两台德国劳斯（LOOS）公司 5t 燃油锅炉，其中一台常用，一台备用。油锅炉燃烧器喷口噪声和风机噪声高达 96.9dB（A）（45°方向，测距 1.0m，离地高 1.2m）。这样高的噪声不仅直接危害操作者，而且使锅炉房内噪声高达 91dB（A），锅炉房窗外噪声为 71dB（A），给周围环境带来噪声污染。

采取的主要技术措施有两项：

（1）在锅炉燃烧器进风口下侧加装推车式阻抗复合消声器

该消声器外形尺寸长×宽×高约为 1500mm×600mm×1200mm，在与燃烧器接口配合得当后，再用推车下面的四个支撑脚与地面固定。推车式阻抗复合消声器结构示意见图 12.5-11 所示。

该型消声器分两段，靠近燃烧喷口处为抗性段，进风口处为阻性段。安装阻抗复合式消声器后，锅炉燃烧器处噪声由 96.9dB（A）降为 80dB（A）左右，即消声器的消声量为 17dB（A）；锅炉房内噪声由 91dB（A）降为 78dB（A）左右，降噪 13dB（A）。

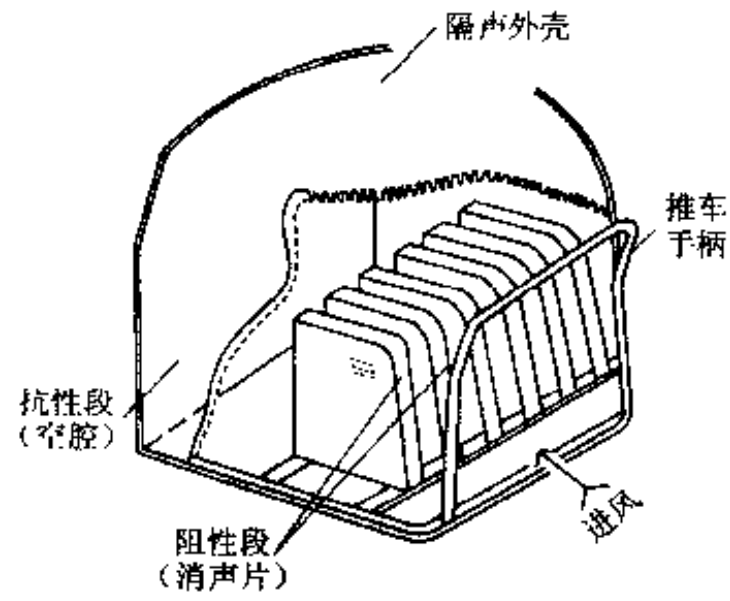


图 12.5-11　推车式阻抗复合消声器结构示意图

（2）为减小锅炉房噪声向外传播，在锅炉房玻璃窗内侧加装一道折叠式隔声屏障

折叠式隔声吸声屏障长×高×厚约为 12 000mm×3 000mm×70mm。折叠式隔声屏障在导轨上拉开或折叠，屏障中间为隔声板，内外表面为 35mm 吸声层。

○　实例 6 由吕玉恒提供。

经综合治理后，锅炉房噪声对外界的影响由治理前的 71dB（A）降为 52dB（A），降噪 19dB（A），经背景噪声影响修正后，昼间和夜间均达到了二类区标准规定。油锅炉加装阻抗复合式消声器后，对其热工性能没有影响，推车式结构移位方便，外形美观，颇受用户欢迎。

5.4.7 实例 7 圆筒式消声器降低燃油锅炉噪声㊀

某锅炉房内安装着两台康姆沙上海工业锅炉厂（COMSAI—SIBW）生产的 WHS—3、9—I—Y 型燃油锅炉，蒸发量 3.9t/h，蒸气压力 1MPa，蒸气温度 185℃。锅炉燃烧器燃烧喷口和风机产生较高的噪声。

治理措施：在燃烧器风机进口端安装一个圆筒式阻性消声器，消声器外形尺寸为外径 ϕ 700mm 长 1000mm。图 12.5-12 为该型消声器结构示意图。

由于安装位置和操作的需要，消声器置于油锅炉的侧面，用弯管相连，风机与弯管之间软联接。安装圆筒式阻性消声器后，油锅炉噪声由治理前的 88dB（A）降为 75dB（A），降噪 13dB（A）。

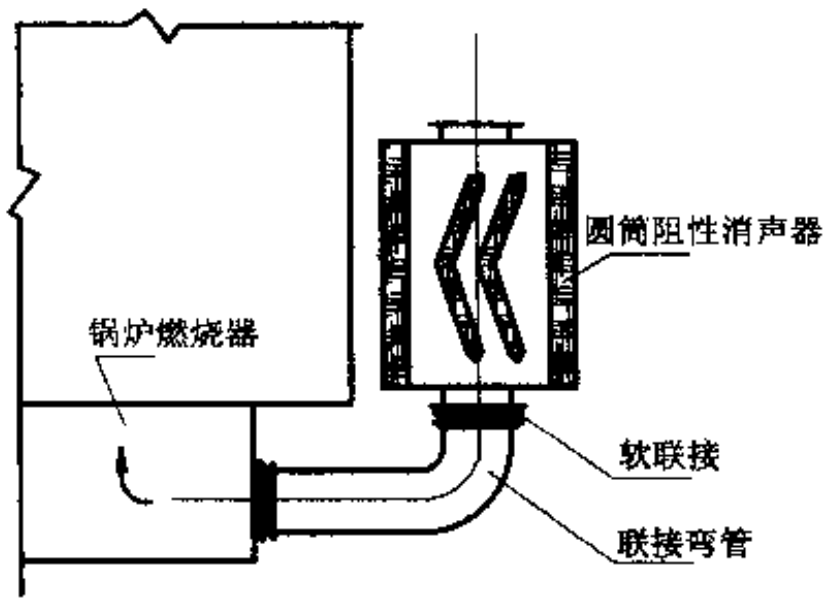


图 12.5-12 圆筒式阻性消声器结构示意图

5.4.8 实例 8 可移动消声隔声箱治理燃油锅炉噪声㊁

某锅炉房内安装着两台上海航星（集团）公司苏州航星锅炉制造有限公司生产的 WNS—4—125Y 型全自动燃油锅炉，蒸发量 4t/h，蒸气压力 1.25MPa，蒸气温度 194℃，锅炉燃烧器喷射噪声和风机噪声为 87dB（A）。

由于锅炉房影响周围环境，故首先对锅炉房本身采取了吸声、隔声、通风消声等技术措施。锅炉房顶棚满铺穿孔吸声结构，四壁侧墙 3m 以上也铺设吸声结构，朝外窗户均安装可开启的双层玻璃隔声采光窗，大门改为钢结构隔声门，门宽×高约 4000mm×4000mm。锅炉房侧墙上部安装两只 5″低噪声轴流排风机，轴流风机外侧安装消声器。上述措施的实施，使锅炉房内噪声降低了 5dB（A）。

对油锅炉本身噪声，主要措施是在燃烧器风机进口安装一个可移动的长方形消声隔声箱。消声隔声箱外形尺寸长×宽×高约为 1200mm×1000mm×1200mm，消声箱下部设置轻型小导轮，可前后移动。图 12.5-13 为消声隔声箱结构示意图。

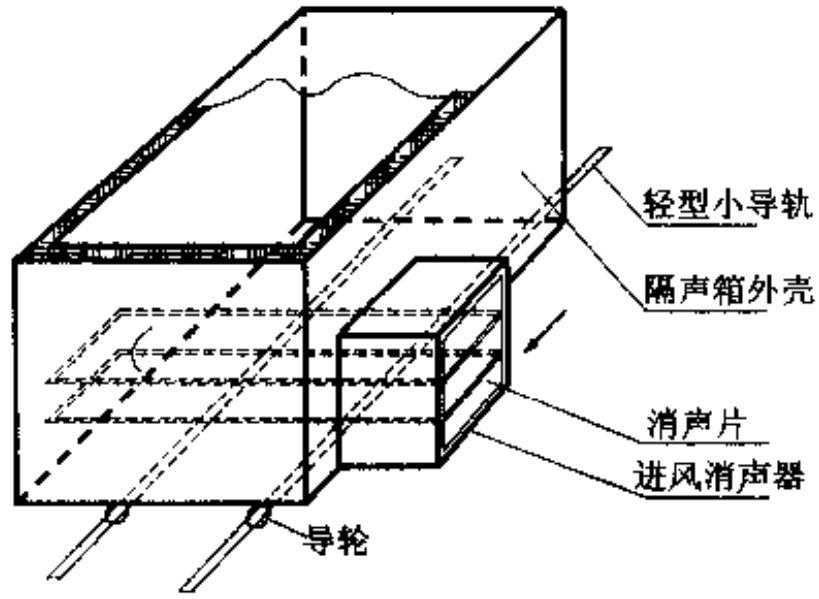


图 12.5-13 消声隔声箱结构示意图

消声隔声箱消声量为 10dB 左右。锅炉房内噪声由治理前的 87dB（A）降为 76dB（A）左右，降噪 11dB（A）。

㊀ 实例 7、㊁ 实例 8 均由由吕玉恒提供。

第 6 章　风机噪声控制实例

6.1　实例 1　回转鼓风机噪声控制

1. 噪声控制方法

回转鼓风机 HZhB20×30～10/0.50，转速 1450r/min。鼓风机进口噪声高达 104dB（A）。

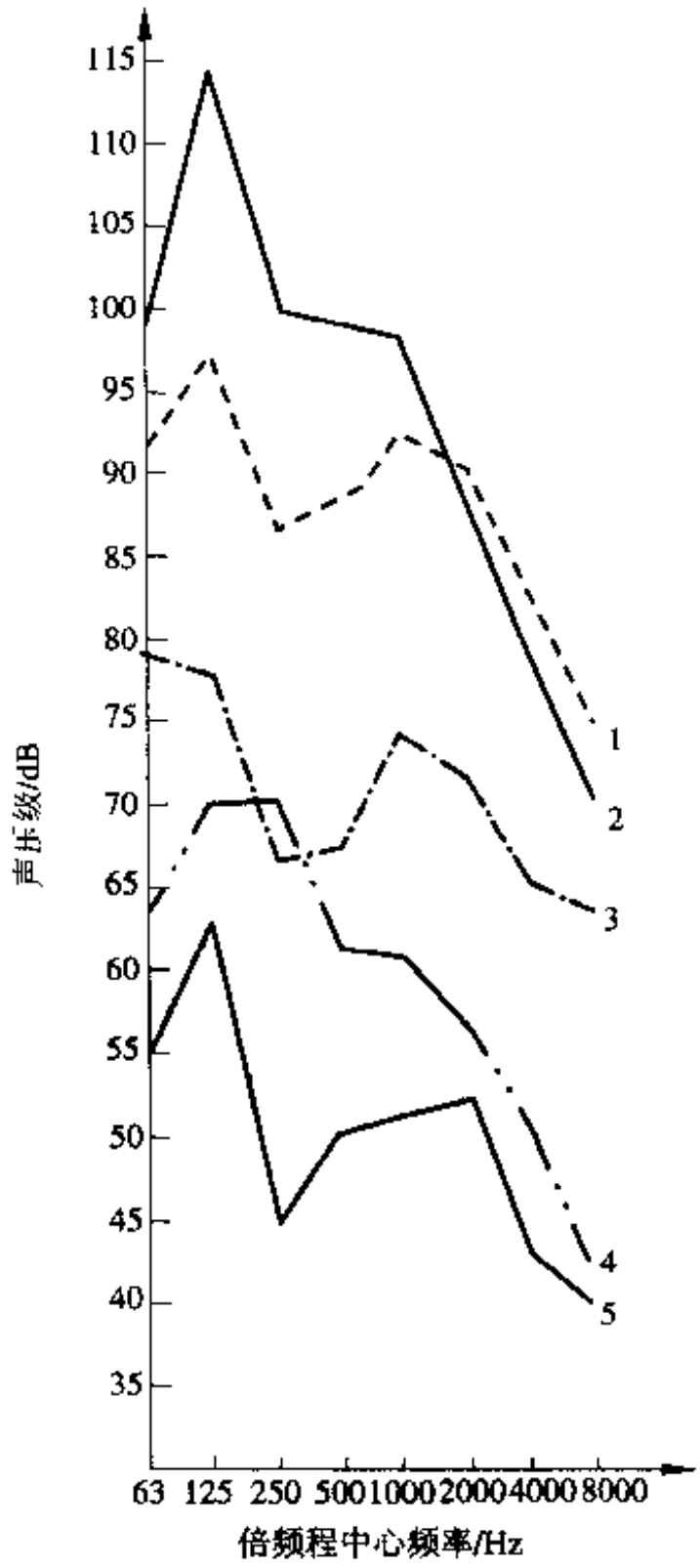


图 12.6-1　回转鼓风机噪声频谱图

1—工人操作处　2—鼓风机进风口（距 0.5m）

3—货运北车间内　4—二层职工宿舍　5—2 号院进门

工人操作处 98dB（A），二层办公室 70dB（A），会议室 75dB（A），职工宿舍 70dB（A），在旁边的三轮车社 87dB（A），居民院内高达 58～60dB（A）。机旁频谱呈宽带特性，在 100～2000Hz 的范围内声级都较高。随着离开风机的距离增加，频谱的低频性质越来越突出，如图 12.6-1 所示。

鼓风机噪声通过风管传到需要送风的房间，透过门、窗以及风管骚扰着风机附近的房间，以振动形式沿着房屋结构传播。鼓风机在排气放空时，发出的噪声往往高达 120～130dB（A）污染了周围相当宽广的环境。控制鼓风机噪声，采用了消声器、隔声、吸声等综合措施。

（1）消声器

鼓风机的进排气口噪声是最强烈的噪声源。分别设计了微穿孔板进气排气消声器和排气放空消声器，其安装结构示意图如图 12.6-2、图 12.6-3、图 12.6-4。

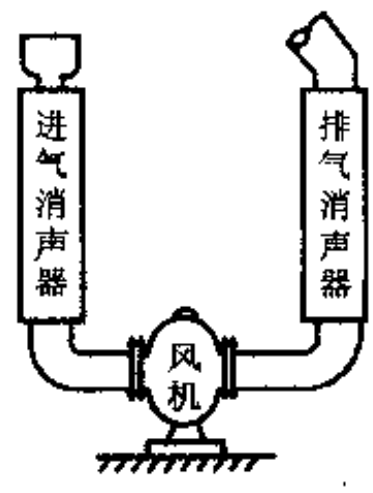


图 12.6-2　进排消声器安装位置

（2）吸声隔声

鼓风机噪声的主要矛盾是进出风口噪声。但这个主要矛盾解决之后，机体辐射噪声就上升为主要矛盾。解决机体辐射噪声采用了隔声间的方法。

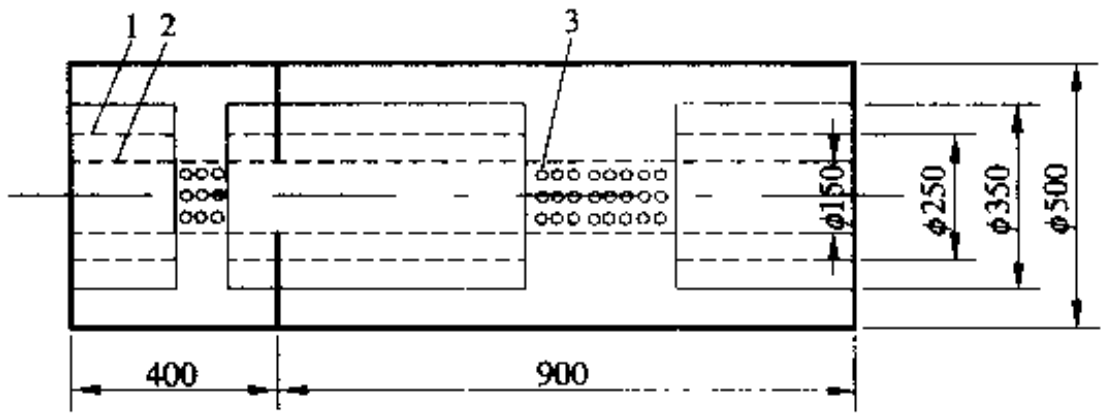


图 12.6-3 回转鼓风机进气消声器示意图

1—微穿孔板φ0.8mm t=0.8mm（穿孔率 P1%） 2—微穿孔板φ0.8mm t=0.8mm（P2%）

3—穿孔板φ8mm，孔心距 φ-φ11mm 正方形排列

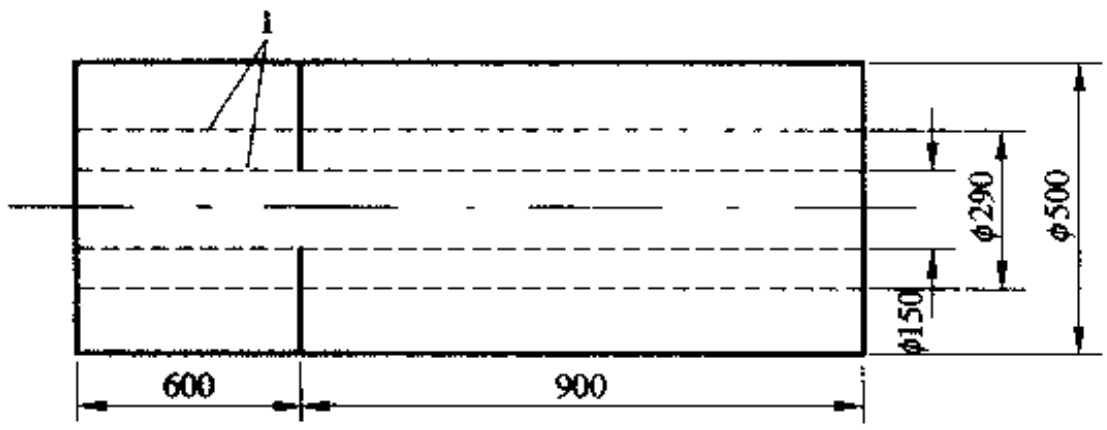


图 12.6-4 鼓风机排气消声器示意图

1—微穿孔板φ0.8mm t=0.8mm 内层 P=1% 外层 P=2%

隔声间选用一砖厚的墙，其隔声量为 50dB。内墙面及顶棚用吸声材料（玻璃棉）饰面，以吸收混响声。吸声材料选 5cm 左右厚的玻璃棉，充填密度为 20～25kg/m^3，用玻璃布护面，表面用钢板网固定。隔声间的门选用隔声门。隔声间的通风孔应有消声结构，其构造见图 12.6-5、图 12.6-6。

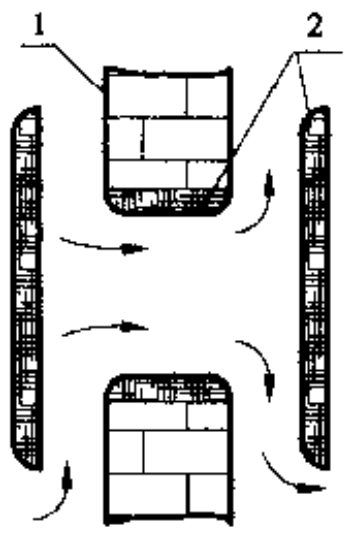


图 12.6-5 消声通风孔构造示意

1—墙 2—玻璃棉

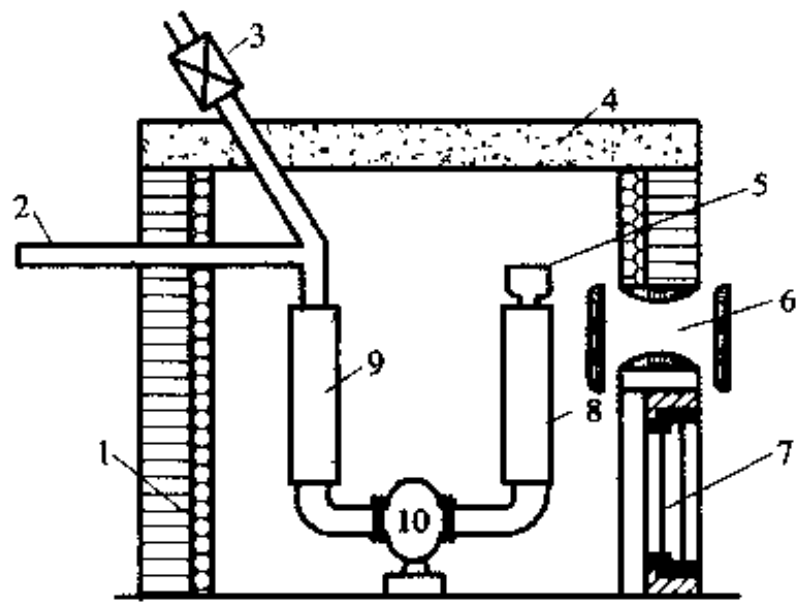


图 12.6-6 隔声室立面示意

1—吸声饰面 2—送气管

3—放空消声器 4—加气混凝土板

5—滤尘器 6—消声通风窗 7—隔声门

8—进气消声器 9—排气消声器 10—风机

2. 噪声控制效果评定

鼓风机噪声经过控制后，效果显著。车间

噪声和环境噪声都降低到《工业企业噪声卫生标准》之下，详见图 12.6-7、图 12.6-8、图 12.6-9。工人操作处由 98dB 降到 82dB，工人对面讲话可以听得见了。办公室由 67～70dB 降到 40～42dB，会议室由 75dB 降到 55dB，办公不受干扰了。职工感到噪声明显下降，附近居民不再为工厂的噪声烦恼了。

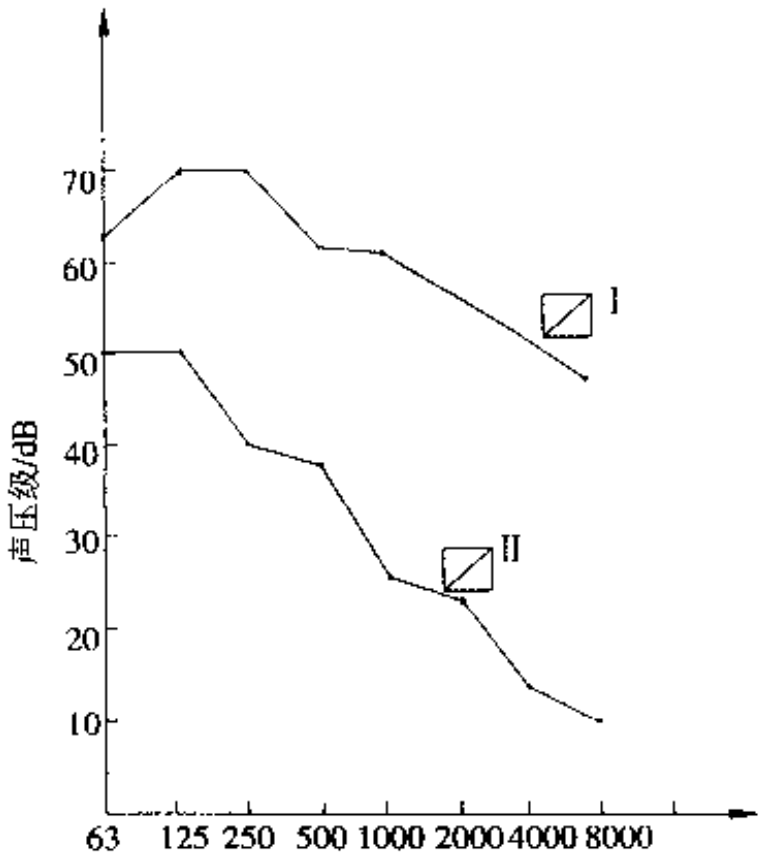


图 12.6-7　办公室噪声频谱图

Ⅰ—控制前　Ⅱ—控制后

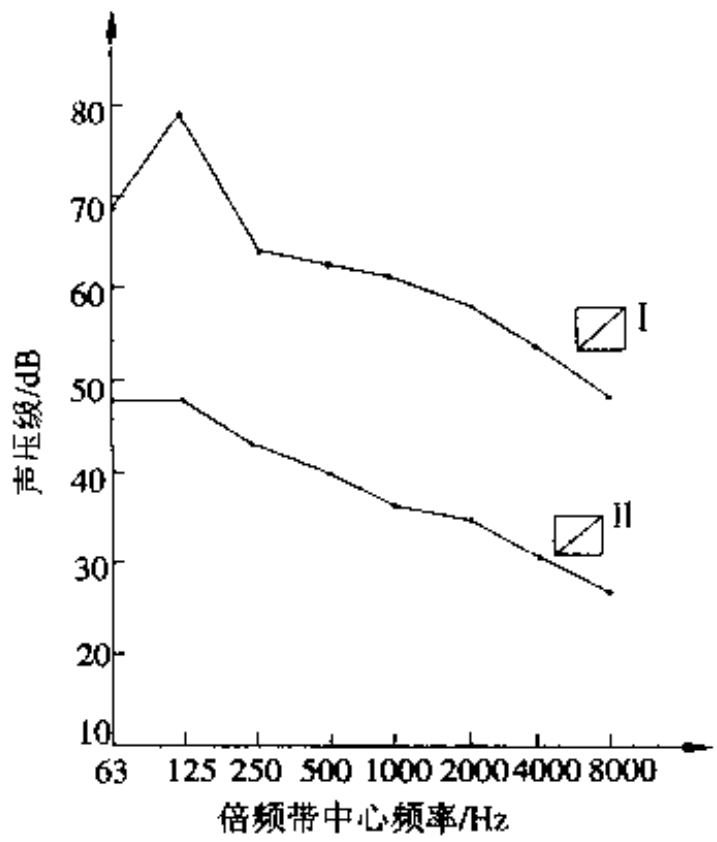


图 12.6-8　环境噪声频谱图

Ⅰ—控制前　Ⅱ—控制后

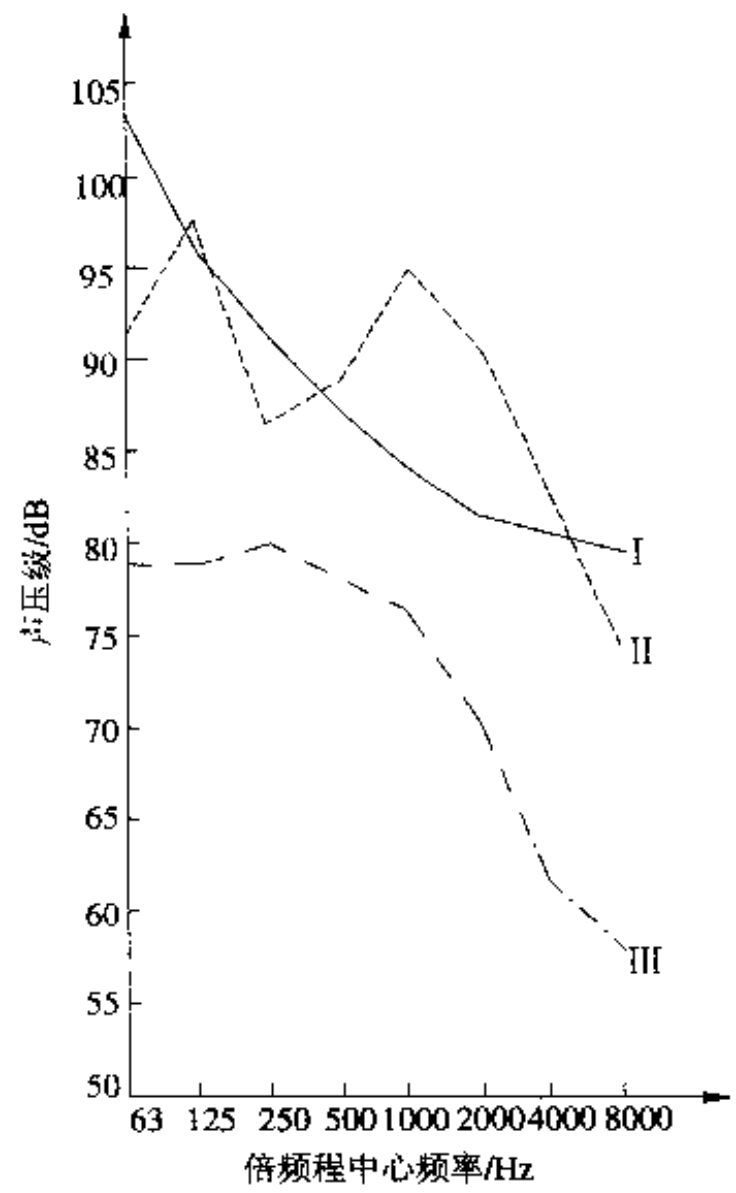


图 12.6-9　车间噪声频谱图

Ⅰ—国际标准 N-85 曲线　Ⅱ—控制前　Ⅲ—控制后

6.2　实例 2　炼铁厂球团车间鼓风机噪声控制

1. 噪声概况及治理方案

杭州钢铁厂炼铁分厂球团车间 D700—13 鼓风机工作参数如下：额定风量 700m³/min；额定风压 28kPa；转速 2795r/min；功率 440W。该风机风量大，压头高，转速快，运行时辐射出强烈噪声，不仅鼓风机房内噪声令人难耐，而且与鼓风机房一壁之隔的配电室，以及一室之隔的工人操作室噪声也相当强，室内无法通电话，长期工作的工人反映头昏脑胀，工作效率明显下降。鼓风机噪声的环境污染亦相当严重，在鼓风机房外附近对面喊话听不清，距机房 15m 的楼上，凡是球团风机排风管道（总长 78m）延伸所至之处，风机噪声掩盖了一切，与机房一河之隔（相距 20m）的居民区更是噪声的受害者。

对鼓风机噪声及其波及区域进行测量，测量点分布如图 12.6-10 所示，测量结果见表 12.6-1。

通过噪声测量及分析可知，鼓风机主要噪声源是①进气口噪声，直接向机房外辐射噪声；②排气噪声，通过风管向机房及风管所经环境辐射噪声。降低风机的噪声，采用综合噪声控制技术，风机进排气噪声采取消声器；降低机房内的混响噪声采取吸声处理；鼓风机房采用隔声措施。

2. 消声设计

（1）进气消声室

鼓风机进气噪声是造成环境危害的主要声源，为此，进气消声器应具有较高的消声量。原球团风机有一间过滤进气室，这是一间长 12m、宽 2m、高 4.6m 的砖房，由于砖房具有足够的空间尺寸和隔声量，因此只要稍作修缮，并加以消声处理，就可以改为一间较理想的进气消声室。进气消声室设计方案如图 12.6-11 所示。将原进气室的一面百叶窗堵死，使风机进气管口与另一面百叶窗之间有足够长的消声通道，消声通道采用 ZK_2 型双面吸声隔声屏（规格为高×宽×厚 3 000mm×1000mm×100mm）5 块和 10 块 ZK_2 型吸声体（规格高×宽×厚 2000mm×1000mm×80mm）围成五个串接室式消声器。设计通道内气流速度在 4 m/s 以下。

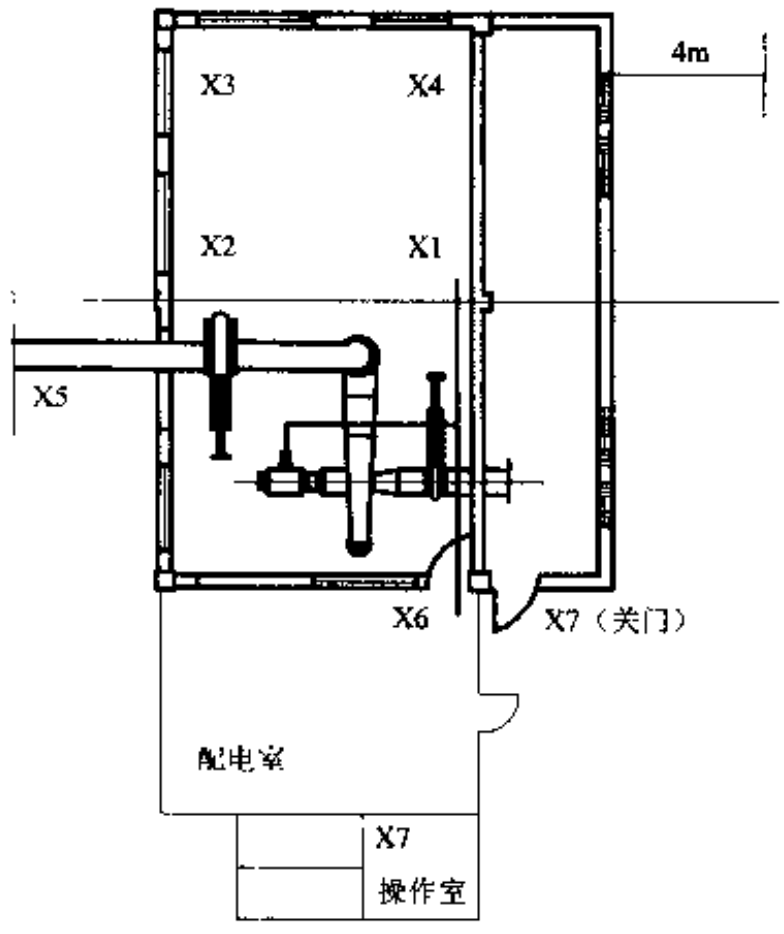


图 12.6-10　鼓风机房测点分布平面图

表 12.6-1　噪声测量结果

测点	测量位置	声级/dB		倍频带声压级/dB							
		A	C	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	鼓风机房内	108	109	84	85	98	102	103	101	85	73
2	鼓风机房内	109	110	82	84	99	103	102	101	85	72
3	鼓风机房内	107	109	83	85	97	103	102	97	83	72
4	鼓风机房内	105	106	84	83	97	105	103	98	83	70
5	机房外排风管下	102	103	73	75	85	100	101	91	79	65
6	配电室	78	84	77	76	75	77	75	68	52	41
7	操作室	75	81	78	67	69	73	72	64	48	38
8	进气室百叶窗外 4m	89	94	88	75	76	87	84	78	70	66
9	河对岸居民墙外	74	78.5	—	—	—	—	—	—	—	—

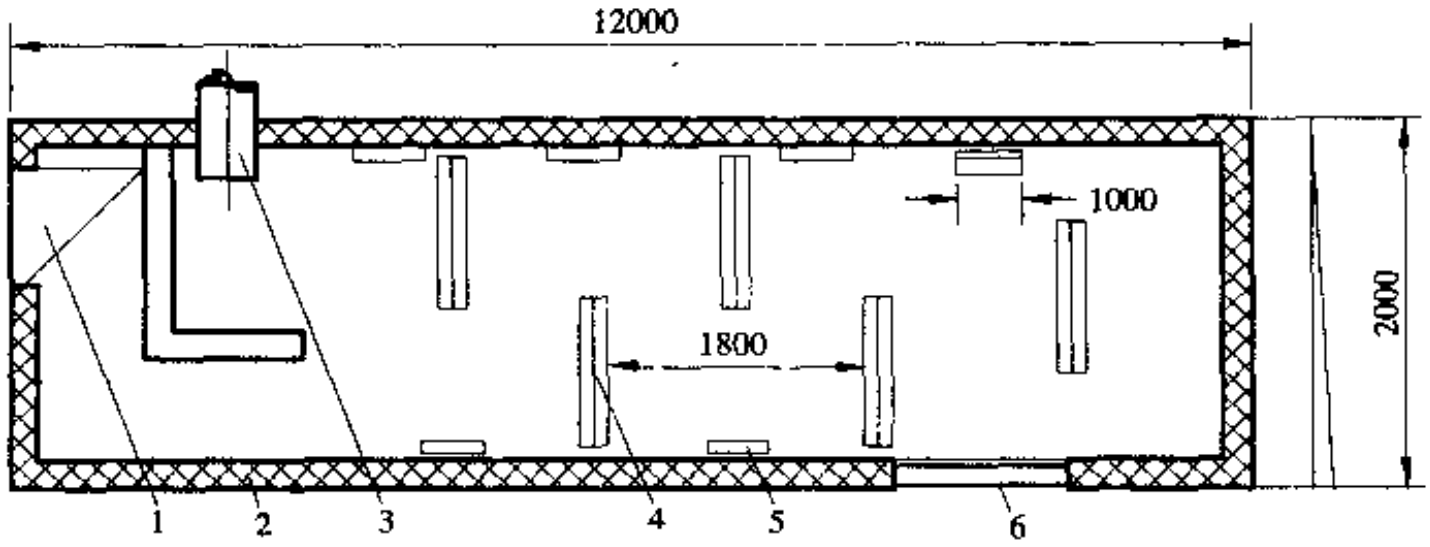


图 12.6-11　进气消声室结构示意图

1—门　2—墙　3—吸风口　4—ZK_2 隔声屏　5—ZK_1 吸声体　6—进气百叶窗

该进气消声室的实测消声量（插入损失）见图 12.6-12，图中两条曲线的中间部分即为消声量。

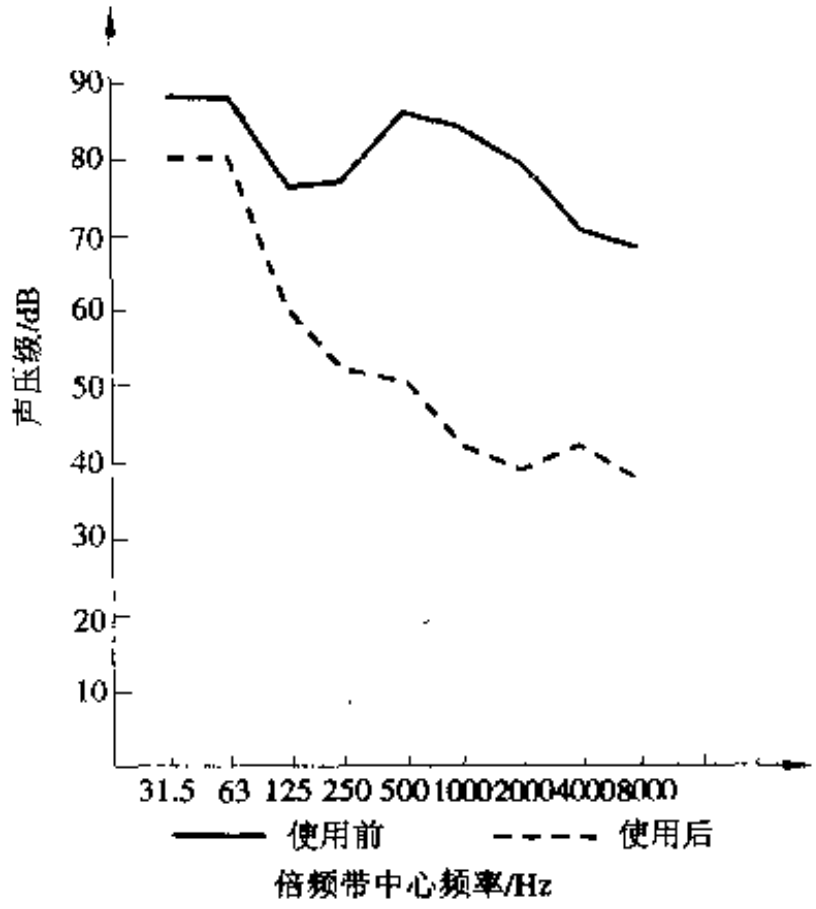


图 12.6-12　消声器使用前后进气噪声频谱

（2）排气消声器

风机送风管道总长 78m，在排气噪声冲击下激发管道钢壁产生强烈的二次结构噪声，如果采用管道包扎隔声，势必费工费料，采用消声器可以减弱管道受激辐射噪声。拟设计阻性消声器，消声器尽可能近地接近风机排气口安装。

阻性消声器的结构如图 12.6-13 所示，有效长度为 2500mm，外壳用 4mm 厚钢板制成，内壳用 2mm 厚的穿孔钢板做护面，穿孔直径为 8mm，孔间距为 14mm。消声器采用密度为 25kg/m³ 的超细玻璃棉作为吸声材料。

按别洛夫公式预估该消声器的消声量 500Hz 为 30dB。由于该消声器消声量不能直接测定，此处只能以管道辐射噪声的衰减程度来近似评价消声器的性能，见图 12.6-14。

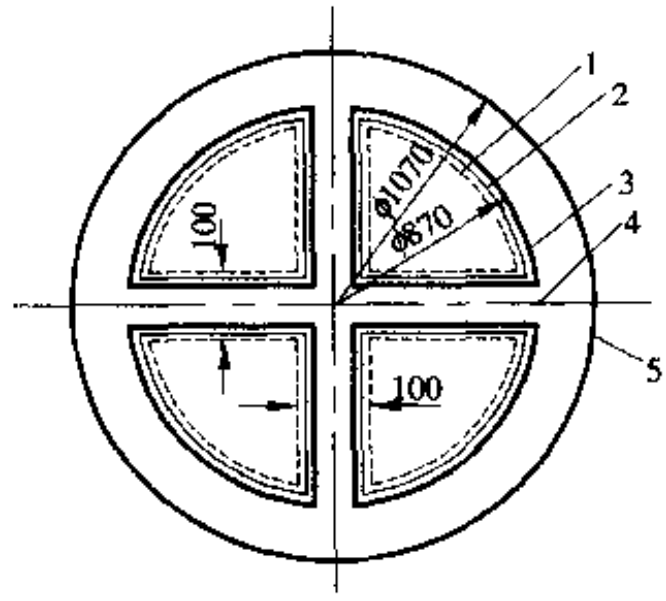


图 12.6-13　排气消声器横截面示意图

1—穿孔护面板　2—金属网　3—玻璃布

4—玻璃棉　5—外壳

3. 鼓风机房吸声处理

鼓风机房的体积为长×宽×高 12m×9m×8m，除去两个木门（一个单扇、另一个双扇）外，其余壁面均是水泥抹灰砖墙、玻璃窗及金属设备等表面坚硬光滑的物质构成，总内表面积为 600m²，吸声量估算为 18m²，平均吸声系数为 0.03，房间常数为 18.5m²，室内混响很强，尤其鼓风机机壳及直径为 800mm，

室内长度达 5m 的排风管和限流阀是强烈噪声源，致使风机房内噪声高达 109dB（A）。为减小混响声，设计了如图 12.6-15、图 12.6-16 所示的空间吸声体和壁面吸声处理。吸声体采用 ZK_1 型双面吸声板，总处理面积为 112m²，考虑到双面吸声的可能，总的吸声有效面积约为 200m²，吸声体在 500Hz 时的吸声系数为 0.9（混响室法），使风机房内增加了吸声量 180m²，平均吸声系数增加到 0.25，房间常数增加到 264m²，从而可以估算出该吸声处理在理想情况下的最大减噪量为：

$$10\lg\frac{R_{后}}{R_{前}}=10\lg\frac{264}{18.5}=10\lg 14.2=11.5\text{dB}$$

鼓风机房内安装了排气消声器，有效地抑制了管道下游辐射噪声（见图 12.6-14），但是在消声器与风机之间，尚有一段 2m 长的管道弯头，其辐射噪声面积为 10m²。为减少这段管道的声辐射，采用了管道包扎。

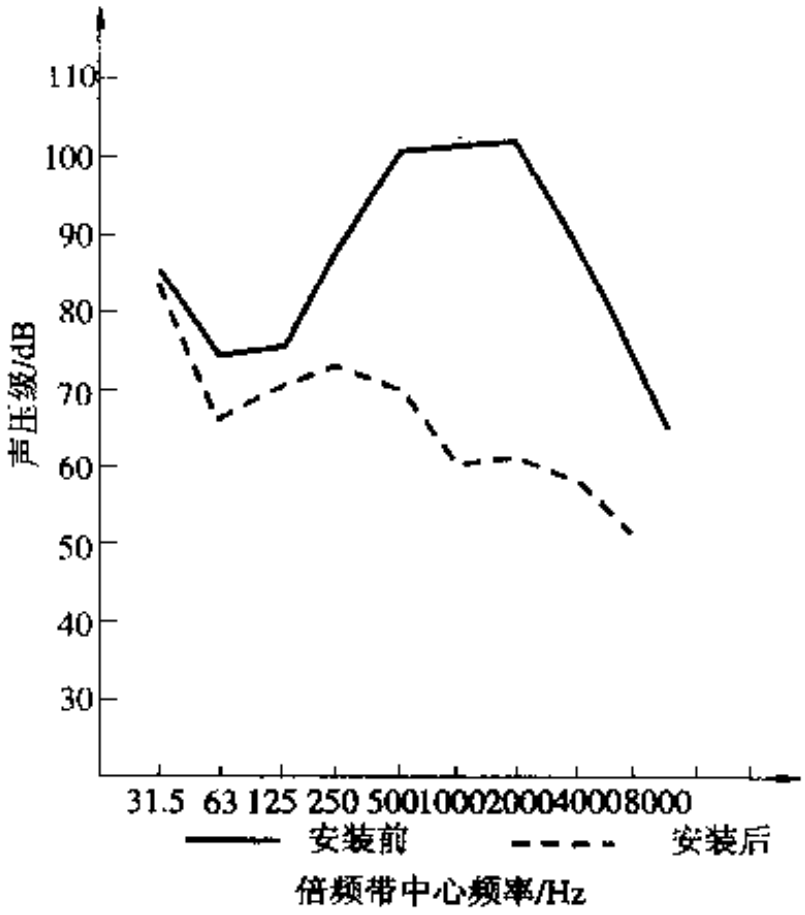


图 12.6-14　排气消声器安装前后管道辐射噪声频谱

上述措施完成之后，室内声级降低 13～19dB（A）。

4. 隔声

为减少鼓风机房内的噪声外传，污染环境，将风机房的门窗进行了隔声密封，配电室与操作室也采取了有针对性的吸声与隔声措施。

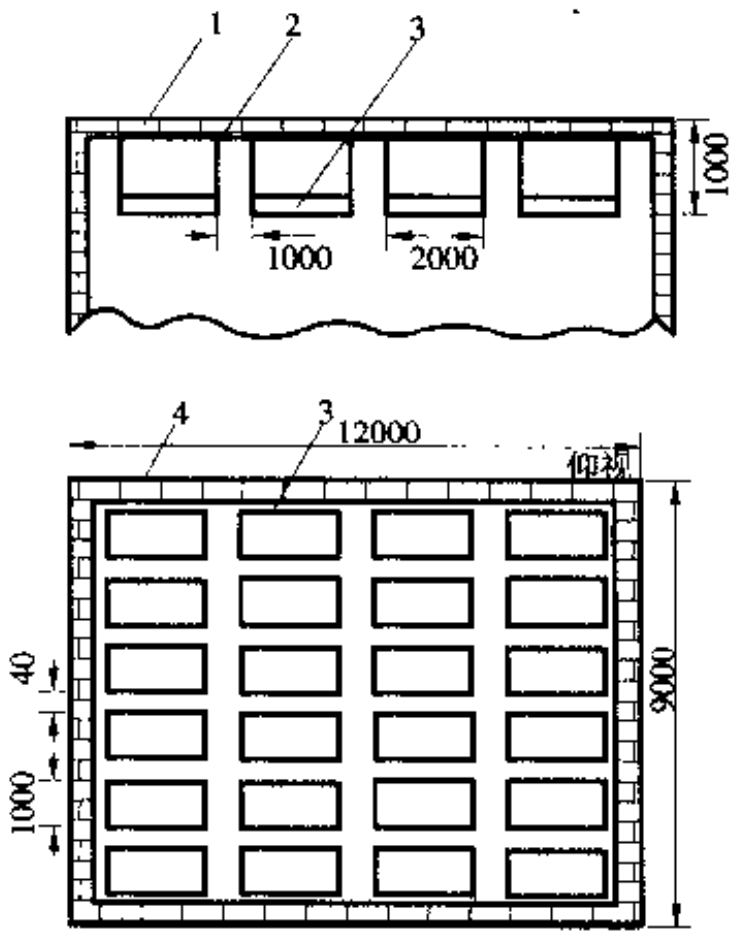


图 12.6-15　球团风机房顶部吸声体布置示意图

1—风机房顶　2—吊架

3—ZK_1 吸声体　4—风机房砖墙

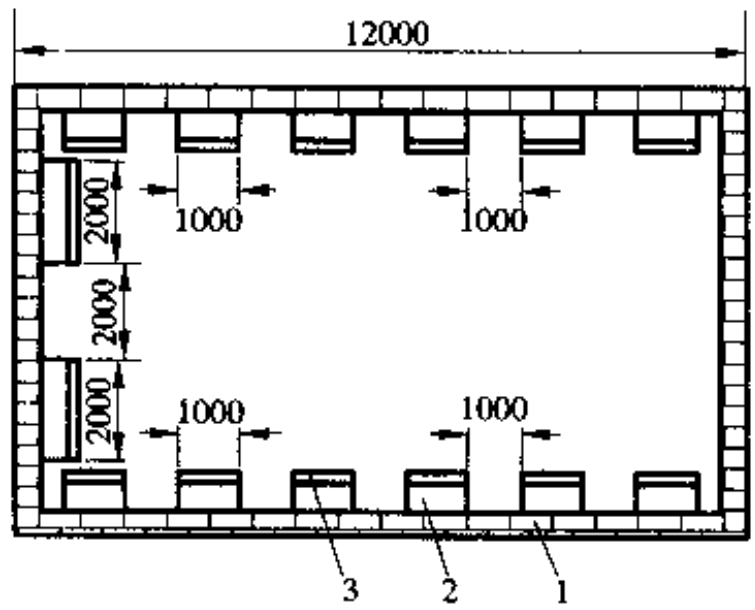


图 12.6-16　壁面吸声体布置示意图

1—风机房砖墙　2—固定架　3—ZK_1 吸声体

5. 小结

球团风机和风机房进行了上述消声、吸声和隔声治理后，噪声显著下降噪声降低值如表 12.6-2 所示。

表 12.6-2　治理后噪声降低值

测点	测量位置	声级/dB		倍频带声压级/dB							
		A	C	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	鼓风机房内	13	11	4	3	4	9	12	11	9	2
2	鼓风机房内	14	12	2	2	5	10	14	14	5.5	--
3	鼓风机房内	18	17	3	6	7	10.5	18	13	8	0
4	鼓风机房内	19	14	9	4	6	18	18	16	10	2
5	机房外排风管下	28	19	1	3	12	27	37	28	21	14
6	配电室	18	4	1	--	13	13	14	7	6	—
7	操作室	23	8	18	10	19	16	21	20	14	14
8	进气室百叶窗外 4m	35	10	7	13	22	35	40	38	28	28
9	河对岸居民墙外	20	4.5	—	—	—	—	—	—	—	—

6.3　实例 3　排风机振动与噪声综合治理㊀

某大厦位于北京东长安街上，是 1996 年建成投入使用的集办公娱乐为一体的高档写字楼。在试运行阶段发现，由于大厦内一些设备未采取隔振和消声措施，使得大厦内的振动与噪声比较严重。为了改善大厦的工作环境，北京市劳动保护科学研究所对大厦的 19 层及 20 层两台排风机进行了综合治理。

1. 治理前

19 层和 20 层排风机直接安放在楼顶平台上，未采取任何隔振和消声措施。19 层排风机噪声为 75dB（A）；20 层排风机噪声为 94dB（A）。这些设备的振动与噪声不但影响了外部环境，而且使得楼内环境遭到了严重破坏，特别是设备下方的办公室，除气流噪声通过风道及门窗传播到室内外，更重要的是振动沿结构传播到墙壁并向室内辐射噪声，室内噪声高达 56～58dB（A）。

2. 治理措施及结果

为了有效地控制固体声、空气声传播，改善办公室的工作环境，使办公室内噪声＜45dB（A），对排风机噪声与振动进行了综合治理。

1）为了隔绝振动及固体声传播，提高隔振效率，对风机基础重新进行隔振。把原基础打掉，改为钢架加混凝土，在地面与基础之间加装 DJ—4 橡胶隔振器，穿墙风道悬空后加隔振材料，风道加弹簧吊架或隔振支架。

2）为控制气流噪声，排风机两端加阻性消声器。

经以上措施治理后，达到了设计指标，办公室内噪声＜45dB（A）。

㊀　实例 3 由孙济民、高玉英提供。

第 7 章　空气压缩机房噪声控制实例

压缩机是使气体获得能量并能输送气体的机械。压缩机广泛应用于机械、化工、冶金、矿山、建筑、筑路、印刷、军工等行业中。压缩机在运转过程中辐射出较强烈的噪声，一般在 80～120dB 之间。压缩机产生的高噪声对设备操作人员的身心健康有很大的危害，污染环境，影响机器寿命，破坏建筑物。因此，降低和控制压缩机噪声是劳动保护和环境保护的重要问题。

7.1　噪声源

空气压缩机是一个多声源发声体，其噪声主要由以下几部分组成，即进气噪声、驱动机构和机体辐射噪声、排气、管道和储气罐噪声、排气放空和阀门噪声。

7.1.1　进气噪声

压缩机在进气口间歇进气，随着压缩机气缸进气阀的间断开启，空气被吸入气缸。而后进气阀关闭，气缸内的空气被压缩。吸气和压缩交替进行，在进气口附近产生了压力脉动。压力脉动以声波的形式从进气口传出，形成进气噪声。压缩机的进气噪声一般随负荷的增加而增加，也与进气阀的尺寸、调速机构和气门通路结构等因素有关。中小型压缩机进气噪声多在 85～100dB 左右，大型压缩机进气噪声可达 100～120dB。

压缩机的转速一般为 400～800r/min，实测峰值一般在 125Hz 左右，压缩机进气噪声具有低频突出的特点。

7.1.2　排气、管道和储气罐噪声

压缩空气输送到使用地点时，被压缩的气体膨胀，从管道系统中释放出能量，产生排气噪声。排气噪声的大小与压缩气体的流量、压力、空压机的转速有关。流量越大，压力越高，转速越高，噪声越大。

管道噪声是由于管道内气流不断排出和补充，产生气流脉动。声波穿透管壁，使管道辐射噪声。管道辐射噪声的大小主要取决于进入和排出管道的气体量，其次是在一周期内气流脉动的次数。另外，和管道系统的材质有关。

压缩机排出的气体通常进入储气罐。压缩空气的进入和排出使储气罐内的压力升高和降低，从而产生气流脉动，使储气罐产生噪声。储气罐噪声大小与储气罐的支承结构、材质、排气管连接位置和管内的压力脉动产生的激振力有关。储气罐噪声通常在 80～90dB 左右。

7.1.3　排气放空和阀门噪声

排气放空噪声：压缩机在运行中或即将停止运转时，将多余的压缩气体排出，产生强烈的噪声。噪声的大小与压缩空气的压力和流量有关。

阀门噪声：压缩气体通过阀的小孔时，以声速喷射，冲击阀门出口处或阀门接管出口处。阀门噪声的大小与阀门的形状、尺寸及压缩空气压力和流量有关。

7.1.4　机体噪声

压缩机运转时，运动的零部件摩擦撞击，产生噪声，通过机体表面辐射出来。例如，曲轴与连杆、联轴节等部位的打击声及供油泵等发出的噪声；往复运动的活塞与气缸壁摩擦引起气缸壁以本身固有频率强烈振动，产生较高的噪声。这些部件产生的噪声随空压机转速的大小、冲击的速度、轴承间隙的大小、机体与基础的连接状况变化而有所变化。压缩机运行时，每个部件都振动发声，而且频率特性和强度各不相同，因而，压缩机机体噪声强烈而且频带很宽。压缩机机体噪声一

般在 80～95dB（A），大多数在 90dB（A）左右。

7.1.5　驱动机构噪声

固定式压缩机由电动机驱动，电动机噪声大小与压缩机的机体噪声接近。电动机噪声主要由电动机的冷却风扇噪声、磁场脉动引起的电磁噪声及电动机轴承运转时产生的机械噪声构成，其中以风扇噪声为主。

对于固定式压缩机，进气噪声是主要的噪声源。进气噪声一般比机体噪声、电动机噪声、管道和储气罐噪声高 10～15dB。

7.2　空气压缩机噪声控制途径

对压缩机的不同发声部位，采取不同的噪声控制措施。较成熟的措施有以下几种：

1. 消声器

控制压缩机的进气噪声，可采用安装消声器的方法。固定式压缩机通常固定在室内地面，空压机的进气口在室内或室外。进气口在室内，应将进气口噪声降到稍低于机体噪声，进气消声器的消声量应在 15dB 左右；空压机进气口在室外，应根据机房周围的环境条件，将空压机进气口噪声降低到环境噪声标准的要求，消声器的消声量一般应在 20dB（A）以上。

目前，国内外空压机进气消声器的结构形式有六种：① 抗性消声器；② 阻抗复合消声器；③ 微穿孔板消声器；④ 抗性微穿孔板复合消声器；⑤ 文丘利消声器；⑥ 阻性消声器。

通过使用证明，空压机进气消声器应采用无纤维无泡沫塑料等疏松材料的抗性消声器和抗性微穿孔板复合消声器或微穿孔板消声器等，不宜采用纤维或泡沫塑料等疏松材料做吸声材料的阻性消声器。因为纤维材料的护面层在空压机进气脉动气流的作用下，很容易损坏，使纤维逸出；泡沫塑料老化后成为粉状。逸出的纤维或粉状材料进入空气压缩机的气缸，易损坏气缸壁，使机器发生故障，不能正常运行。

对于排气压力高、流量大、噪声高的空压机排气系统，可设置排气消声器。

大流量的压缩机排气放空系统，要设置专用的消声器。要求消声器消声量大，消声频段宽，由于其流量大、压力高，要求消声器具有减压扩容作用，减小排气放空的压力落差，降低排气放空噪声。

对于流量小于 20m³/min 空压机的排气放空消声器，可设计成阻性管式消声器。

2. 隔声室或通风隔声罩

控制压缩机的机体噪声、电动机噪声，可采用建隔声室或通风消声隔声罩的方法，把人和机器分开。在机房内，采用吸声处理降低机房内的混响声。机房的窗户使用采光隔声窗或消声通风窗，机房的门使用隔声门或隔声门斗，机房设通风散热装置。操作人员可通过隔声观察窗监视机器运行情况。

3. 包扎阻尼

降低排气管道噪声，采用管道包扎的办法或将管道埋在地下，减少噪声辐射。

降低储气罐噪声，也可以采用包扎阻尼的方法。可在储气罐外包扎 5cm 厚膨胀珍珠岩，或刷阻尼浆、包超细玻璃棉和金属薄板，也可在罐内设置吸声体，打破罐内驻波，降低储气罐噪声。

4. 隔振

控制压缩机机体的振动，可在机器底座下设置减振器或设计制作隔振基础。对于小型空气压缩机，可采用无基础隔振；中型大型空压机隔振，应做隔振基础。

7.3　噪声控制实例

7.3.1　实例 1　制药厂空压机站噪声治理

天津市人民制药厂的空气压缩机站有一台 4L-20/8 型和三台 3L-10/8 型空气压缩机，采用以下噪声治理措施，取得较好的效果。

1. 安装消声器

对空压机的进气口噪声进行了测试，结果见表 12.7-1。

表　12.7-1　治理前空压机进气口噪声测试结果（距进气口 0.5m）

空压机型号	计权声级 dB		倍频带声压级 / dB							
	A	C	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
3L-10/8	100	114.5	106.5	112	108	90	86	81	80.5	72.5
4L-20/8	98	106.5	105	99.5	99.5	88	92	82	80.5	76.5

从表中可以看出，以 250Hz 以下低频噪声较为突出。根据空压机进气口噪声特性，设计出空压机进气口消声器，结构见图 12.7-1。

2. 隔声间

将原机房分为三间，四台空压机分别放置在三个机房内，基本做到维修时互不干扰。整个空压机站长 20m、宽 5m、高 3m，其平面布置见图 12.7-2。

对于空压机的机房噪声和电动机噪声的治理，采用建立隔声间的方法。隔声间为一砖厚的土建结构，采用双层玻璃隔声观察窗（一层固定玻璃窗，一层为可开启的玻璃窗，以使于清扫）和密封隔声门。

为降低机房内的混响声，在机房内天花板及墙壁的上半部均设置了空间吸声体。吸声体用 9cm 厚的聚氨酯泡沫塑料做吸声材料，用木框架做龙骨。吸声体安放位置见图 12.7-3 所示。

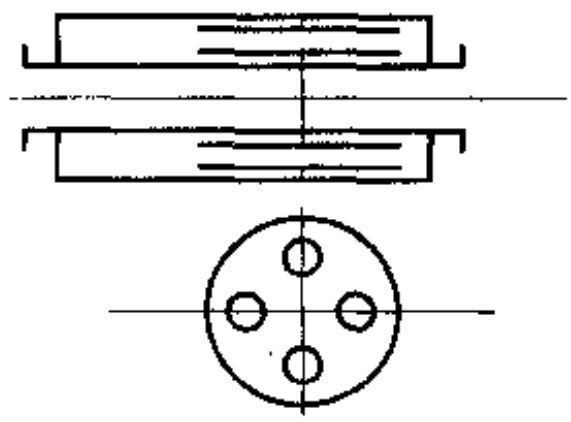


图 12.7-1　空压机进气口消声器结构示意图

为了防止电动机过热，室内采用强制通风系统，用风机将防空洞内的冷空气送到机房，

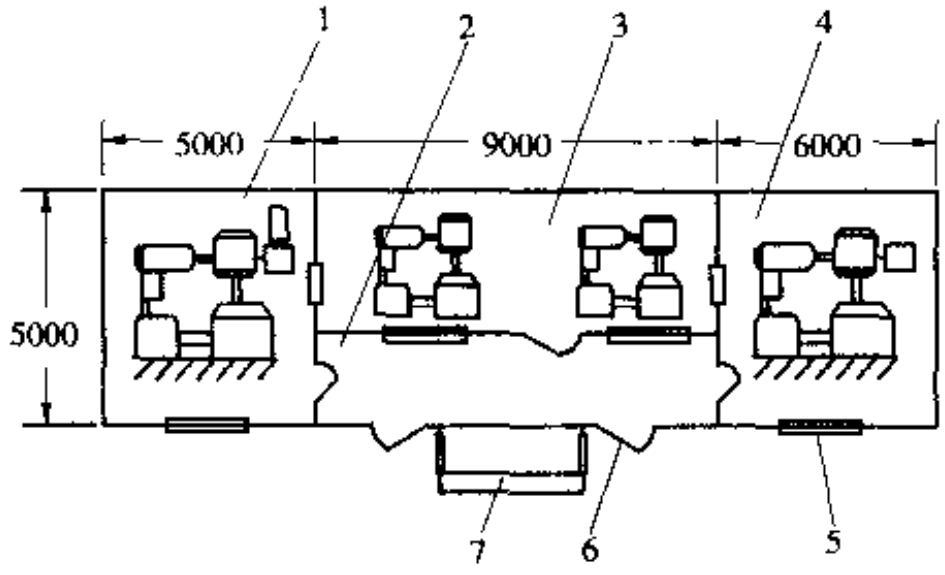


图 12.7-2　空压机站平面布置示意图

1—4L-20/8 型空压机房　2—工人操作室

3—3L-10/8 型空压机房　4—3L-10/8 型空压机房

5—隔声窗　6—隔声门　7—配电室

进气口设在电动机附近。

此外还建立了隔声操作室，将仪表安装在室内，工人在操作室中可通过双层玻璃窗观察机器运行情况。

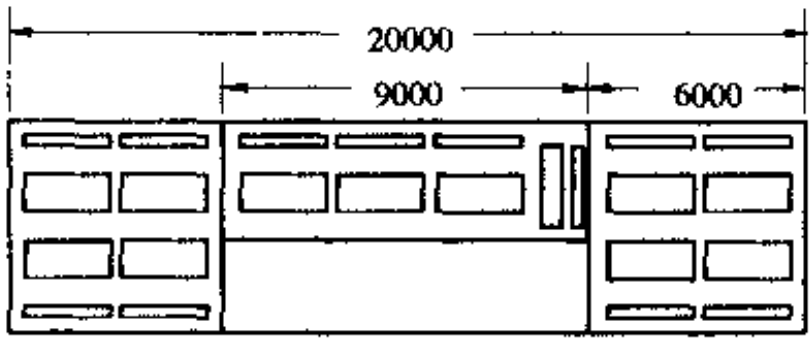


图 12.7-3　空压机房顶平面吸声体平面布置示意图

3. 包扎

为了控制储气罐辐射噪声，在罐的外壁包扎了 8cm 厚膨胀珍珠岩，使机房外的环境噪声有较大辐度衰减。

采取上述措施后，机房内噪声由 100dB（A）降到 84dB（A）；工人操作室由 87dB（A）降到 67dB（A）；操作室外距储气罐 1m 处，由 96dB（A）降到 70dB（A）。

7.3.2　实例 2　用通风散热隔声结构降低空压机房噪声

空气压缩机的机体噪声不但声级高、频带宽，而且散发很大热量。如果用一般的隔声罩控制这类机器设备的噪声，将影响机器正常运行。为了有效地治理这类机器设备的机体（机壳）噪声，需要一种既能使设备通风散热，又能降低机壳噪声的新型结构。

1. 通风散热吸声隔声结构

通风散热吸声隔声结构主要由两部分构成，即屏风式可移动隔声结构和通风散热吸声吊顶。

屏风式可移动隔声结构由多块单元隔声构件组成，其单元外形尺寸为高 1800mm、宽 900mm、厚 100mm，用厚度 1～1.2mm 金属薄板、沥青、超细玻璃棉、玻璃纤维布、穿孔板、金属骨架、万向行走轮制作。在靠近机组一侧的穿孔板上，开有ϕ 4mm 小孔，穿孔率为 25%。在隔声结构外层金属薄板的内表面，涂 3mm 沥青做阻尼层。在金属薄板与穿孔板之间装超细玻璃棉，密度为 30kg/m^3。玻璃棉外用玻璃布包扎，四周设铁框架，中间设有骨架。在隔声构件底部，装有万向行走轮，便于移动。

为了防止电动机过热，对单向进风的电动机，在电动机尾部进风口设消声进风道，在降温的同时，降低电动机噪声。对于双向进风的电动机，可将电动机放在隔声结构外（中小型电动机噪声一般低于 85dB，大型电动机噪声高，可单独进行消声处理）。

为了便于观察机组运行，在机组仪表部位的隔声构件上，设有双层玻璃观察窗。屏风式可移动隔声构件构造见图 12.7-4，隔声构件外形见图 12.7-5。

用屏风式可移动隔声元件将机组环绕封闭，当机体噪声辐射到隔声结构上时，一部分被吸收，一部分被反射。

另外，在每台机组顶部安装通风散热吸声吊顶。吊顶座落在屏风式可移动隔声结构上，与其密封。通风散热吸声吊顶由若干个通风吸声元件、框架、铁丝网、吊钩等组成。通风吸声元件用超细玻璃棉、外包玻璃布制作成管状。通风吸声元件长 400mm，外径 120mm，内径 70mm，通风吸声元件结构见图 12.7-6。

通风散热吸声元件竖直安放在通风散热吸声吊顶的铁丝网上。通风散热吸声吊顶外形见图 12.7-7。

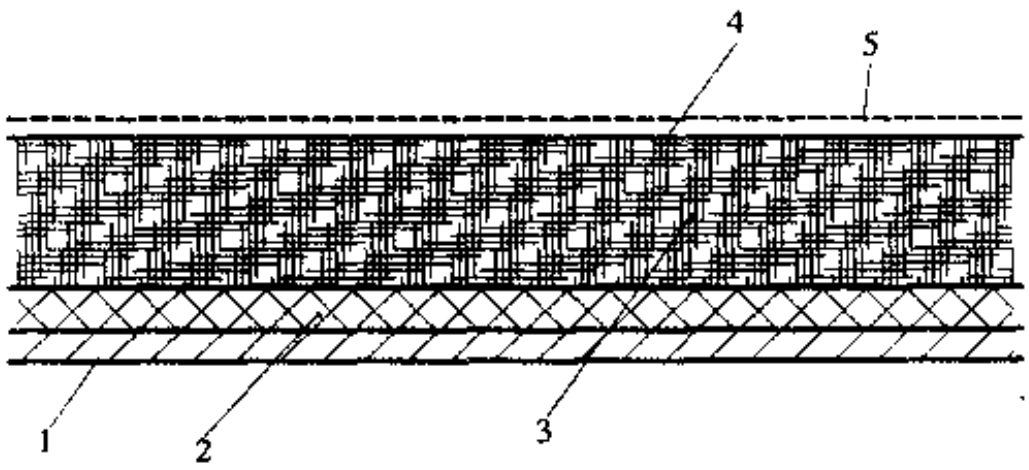


图 12.7-4　隔声构件剖面构造示意

1—1～1.2mm 金属薄板　2—沥青
3—超细玻璃棉　4—玻璃布　5—穿孔护面板

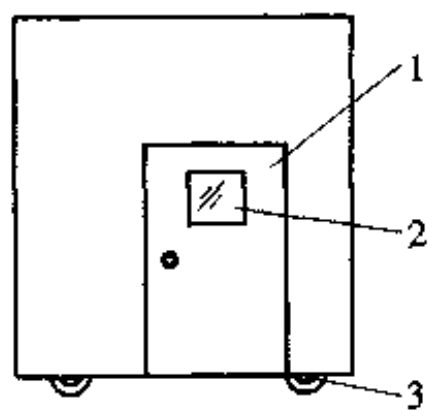


图 12.7-5　屏风式隔声元件外形

1—门　2—观察窗　3—万向轮

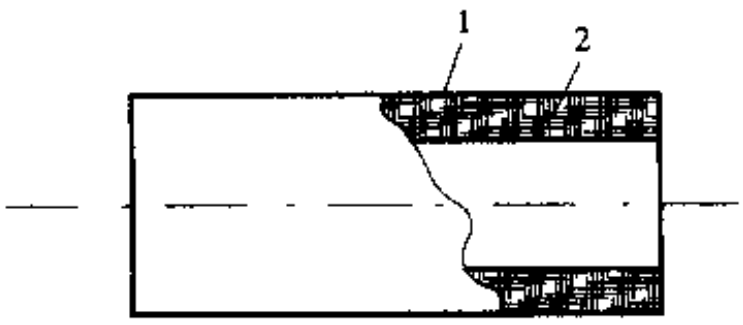


图 12.7-6　通风吸声元件结构示意

1—玻璃布　2—超细玻璃棉

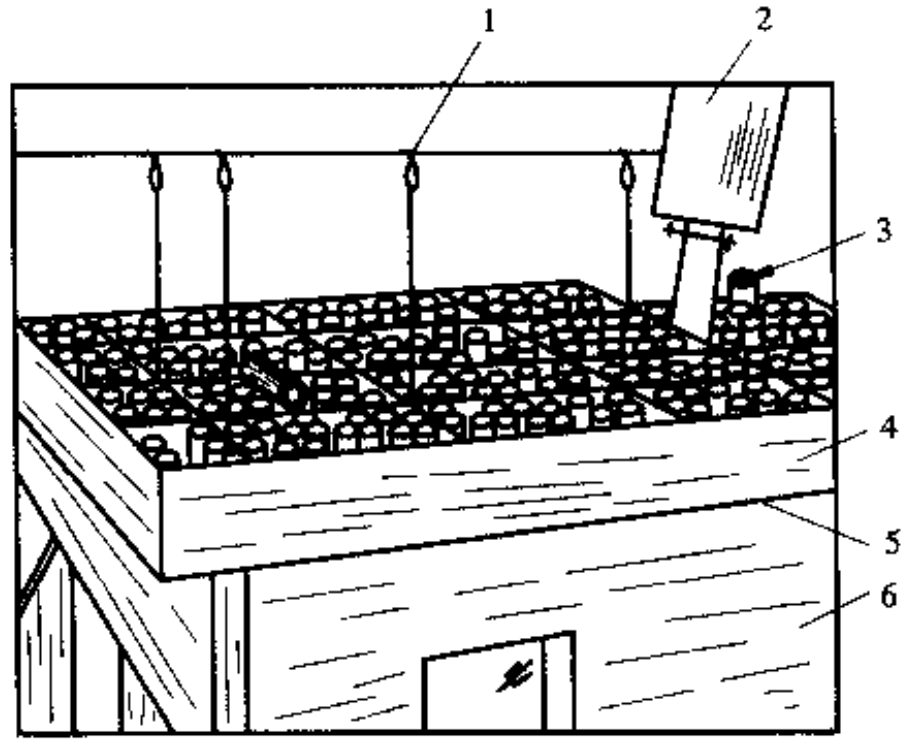


图 12.7-7　通风散热吸声吊顶外形

1—吊钩　2—消声器　3—通风散热吸声元件
4—框架　5—铁丝网　6—隔声构件

当机体噪声辐射到通风散热吸声吊顶时，声波进到多孔吸声材料超细玻璃棉的细小孔隙内，使细小纤维振动并与其摩擦，使声能转化为热能，降低了机体辐射噪声。

为了使隔声结构内温度降低，利用吸声隔声结构内外温差，可使空气自然循环。在隔声结构最低处设一周消声进气口。机体辐射的热量可顺着通风散热吸声元件的管道和通风散热吸声元件的缝隙散发掉。冷空气由隔声结构最低处的消声进气口补充，使吸声隔声结构内自然通风散热。隔声结构最低处的消声进气口外形见图 12.7-8。

通风散热吸声吊顶用滑轮吊架悬挂在钢丝绳上。当机组需要维修时，可将通风散热吸声吊顶用滑轮钢丝绳提起，轻轻推开。维修完毕，恢复原位。

2. 通风散热吸声隔声结构在空压机上的应用

为了降低空压机机体噪声，机体周围安装了组合式通风散热吸声隔声结构。

3L-10/8 型空压机用隔声结构面积为 19.44m²，4L-20/8 型及 3.5L-20/8 型空压机用 25.83m²。用隔声结构将机组环绕在中间。

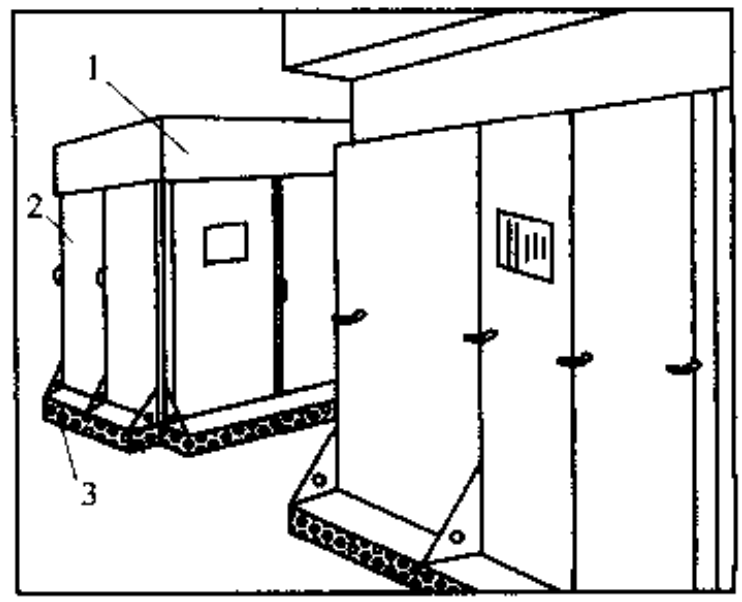
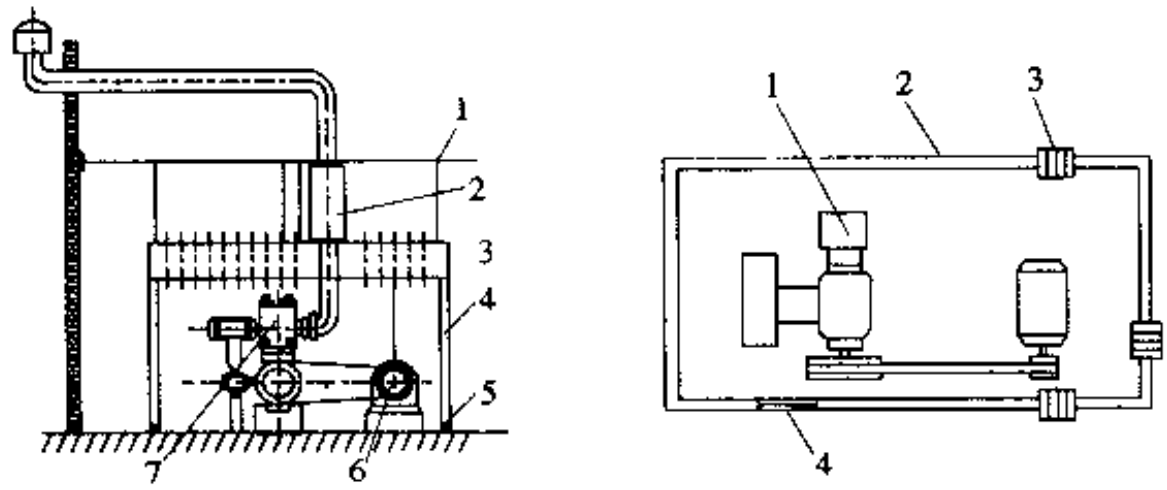


图 12.7-8　消声进气口

1—通风散热吸声吊顶　2—隔声结构　3—消声进气口

3L-10/8 型空压机用通风散热吸声吊顶长 2970mm，宽 1800mm，厚 400mm；4L-20/8 型空压机通风散热吸声吊顶长 3400mm，宽 2270mm，厚 400mm；3.5L-20/8 型空压机通风散热吸声吊顶长 3500mm，宽 2700mm，厚 400mm。通风散热吸声吊顶由 34 个小的通风散热吸声元件组成。通风散热吸声隔声结构与空压机组安装相对位置示意见图 12.7-9。



a）　　b）

图　12.7-9

a）通风散热吸声隔声结构与空压机组安装位置示意立面图

1—倒挂滑轮　2—消声器　3—吸声散热吊顶　4—屏风式隔声结构

5—万向滑轮　6—电动机　7—空压机

b）通风散热吸声隔声结构与空压机安装位置示意平面图

1—空压机　2—屏风式隔声结构　3—消声进风口　4—观察窗

空压机站五台机组安装通风散热吸声隔声结构后，使空压机房噪声由 99dB（A）下降到 72dB（A），噪声降低 27dB（A），响度降低 80%，使机房噪声降到工业企业噪声卫生标准以下。空压机房噪声测点分布见图 12.7-10。治理前后车间噪声对比见表 12.7-2。

通风散热隔声结构有以下特点：

1）为控制机械噪声提供一条有效可行的途径，较彻底地改善了工人的工作条件和车间附近环境；

2）通风散热隔声结构是组合式，重量轻，便于拆装和维修，受到操作工人和维修工人的欢迎；

3）通风散热吸声隔声结构外形整洁、美观，便于清理，有助于企业的文明生产；

4）与常规为空压机房操作工人建立隔声室的办法相比，占地面积小，造价低。

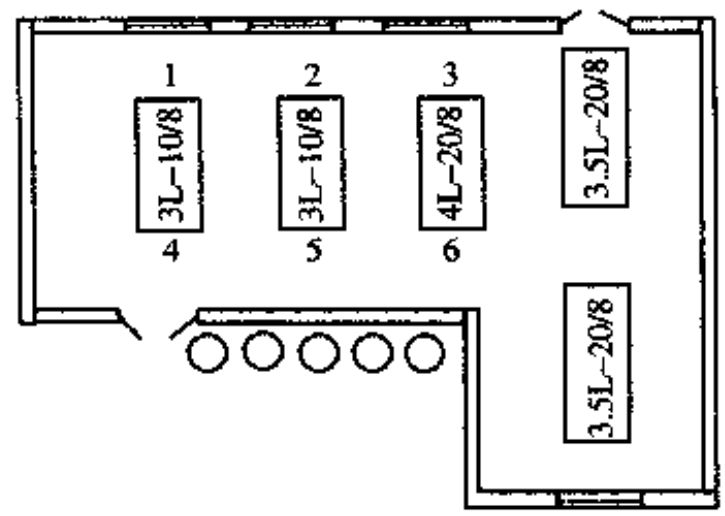


图 12.7-10　空压机房噪声测点分布示意

7.3.3　实例 3　新建（160m³/min）空压站噪声控制[⊖]

新建空压站噪声控制在设计中采取隔声、消声、吸声多种控制措施。达到了良好的效果。

表 12.7-2　空压机房治理前后噪声对比

测　点	1	2	3	4	5	6
治理前噪声/dB（A）	95	97	98	93	96	95
治理后噪声/dB（A）	71	72	72	73	72	72
减噪量/dB（A）	24	25	26	20	24	23

⊖　实例 3 由毕慧杰提供。

1. 围护结构的隔声处理

空压站的围护结构为砖墙，有足够的隔声量，但门窗处容易传出噪声，为此对站房门窗采用了三种隔声、消声构件。

（1）隔声窗

站房用于采光的窗都设计为固定玻璃窗。选用 3mm 的平板玻璃，隔声窗实测隔声量为 38dB（A）。

（2）消声窗

用于站房内通风的窗都设计为消声百叶窗，在普通木窗的内侧装设一个阻性折板式消声器。如图 12.7-11 所示。

消声窗的估算消声值为 12.7dB（A），而实测消声值为 12dB（A），接近于设计消声值。

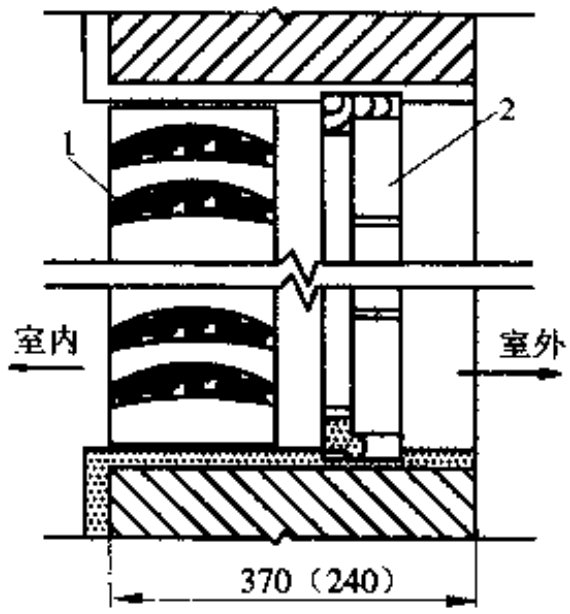


图 12.7-11　消声百叶窗示意图

1—消声百页　2—普通木窗

（3）隔声门斗

为了防止噪声从通向室外的门传出，将站房北面通往厂内的门设计为隔声门斗，它相当于一道声闸。实测隔声量为 22dB（A），效果较好。

由于围护结构隔消声的作用，使得站外安静侧的噪声级很低。实测距站房外墙 3.5m 处噪声级为 57dB（A），站在测试点几乎感觉不到站内空压机在运行。

2. 隔声仪表控制室

为了使运行操作人员有个较安静的工作环境，在站房的一角设置了隔声仪表控制室，其噪声级设计为 60dB（A）以下。控制室墙体采用了多种吸声、隔声材料，外观美丽大方。观察窗采用了双层固定隔声窗，实测值为 56dB（A），如图 12.7-12 所示。

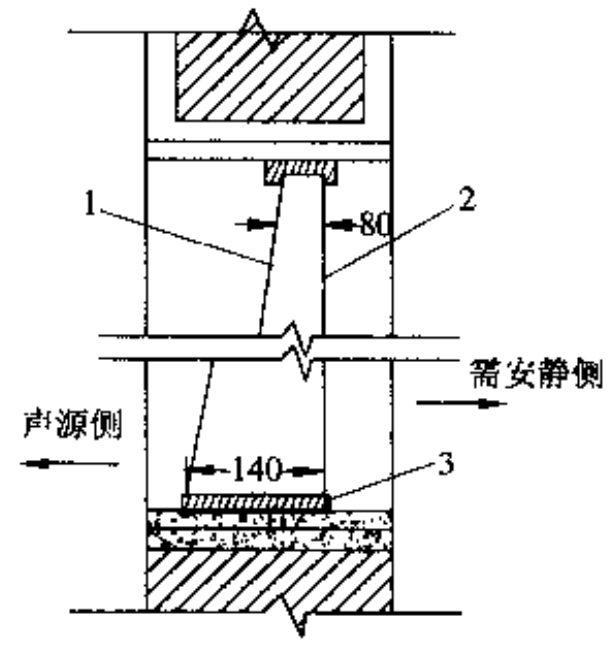


图 12.7-12　隔声观察窗示意图

1—3mm 玻璃　2—5mm 玻璃　3—密封条

3. 空间吸声体

站内的吸声处理采用空间吸声体。将吸声体水平悬挂在与屋架下弦平齐的高度，沿整个站房空间均匀布置，使得噪声能够被吸声体的六个面吸收。安装水平空间吸声板后，站房内的混响声得到了明显的降低。

4. 吸气口噪声的控制措施

由于空压机吸气口噪声是低频脉冲噪声，其频带声压级在 125Hz 有一峰值，为此选用抗性消声器。因地制宜设计采用了进气消声坑和消声过滤器二级消声。

（1）消声坑

按双节扩张室消声器的尺度，在地下挖坑砖砌建成，其结构如图 12.7-13 所示。消声坑用隔墙分为两个扩张室，中间有管道相通，并在前后扩张室内分别插入进气管和排气管，其长度分别为 1/2 和 1/4 的扩张室长度。这种消声坑的特点是消声量大，一般在 20dB（A）左右，而且耗资少于金属消声器，基本不占地上空间位置，易于布置。

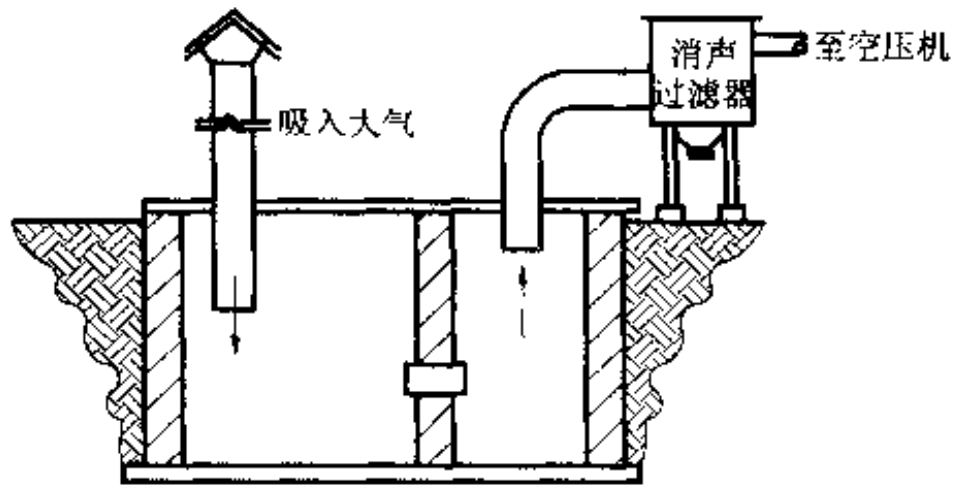


图 12.7-13　进气消声坑结构示意图

（2）消声过滤器

为了过滤空气中的杂质，保证压缩空气的质量，并进一步消除进气噪声，采用了 2KSG-40-S 型消声过滤器。气流经过油液的阻尼，滤网的均流以及两级消声元件的多次膨胀、吸声，起到了良好的消声效果。

由于消声坑及消声过滤器的共同作用，吸气口噪声明显降低。经测试，吸气口噪声为 72dB（A），噪声降低 20 多 dB（A）。

5. 排气口噪声的控制措施

由于储罐区面积狭小，无法安装体积较大的排气消声器，就利用储气罐进行消声（图 12.7-14）。

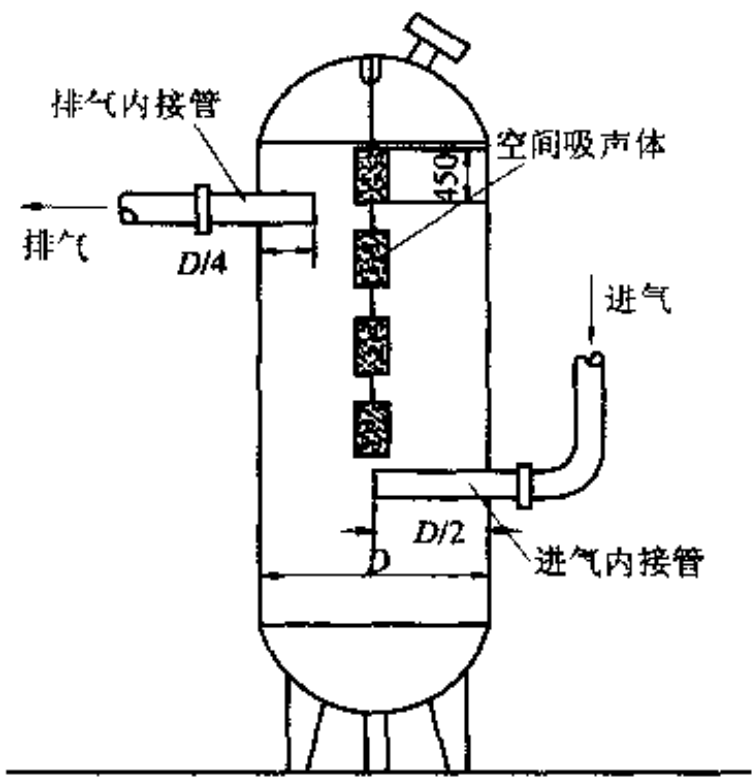


图 12.7-14　贮气罐内悬挂空间吸声体及加内接管示意图

（1）储气罐内加内接管

分别在罐的进气口和排气口加内接管，使储气罐成为一个单节抗性消声器。

内接管长度分别为罐直径的 1/2 和 1/4，以抑制部分通过频率，取得较为平坦的频谱特性曲线。

（2）储气罐中心悬挂吸声体

实验证明，储气罐内存在气体共振，罐中心存在聚焦现象。在罐中心悬挂吸声体，就可破坏这一现象。为此在罐中心悬挂了四个长 450mm、直径 150mm 的吸声体。吸声体的吸声材料以超细玻璃棉为主。分别对两个装与不装吸声体和内接管的储气罐（罐外 0.5m 处）测试，装吸声体和内接管的储气罐噪声比未装的低 12dB（A）。这种办法简便易行，省工省钱，效果也很明显。

6. 其他控制措施

空压站的其它噪声主要有管道噪声，如管壁薄，则从管壁辐射出气流噪声；管壁厚，则隔声效果好。为此，将通常做得很薄的进气管道适当加厚，将排气管道敷设在地沟内，并在管道上安装了橡胶“避振喉”，减弱了管道噪声。

7. 工艺布置上采取的噪声控制措施

遮挡物对噪声的衰减起很大作用，衰减值的大小取决于遮挡物的有效高度。根据这一原理，将通常布置在站房北侧的储气罐布置在站房南侧，同吸气口布置在同一侧。因为站房北侧是厂内，邻近装焊厂房的生活间，没有有效

的遮挡；而站房南侧有高大的站房遮挡，储气罐及吸、排气口均处在一片高大的树木之中，既可遮荫，又可消声。

经过各种噪声控制措施的实施，空压站的噪声水平大大降低。经测试，机器间内噪声水平为83dB（A），机器间外面安静侧为57dB（A），喧闹侧为75dB（A），隔声控制室内为56dB（A），符合《工业企业噪声卫生标准》规定，有些指标还好于标准，达到了劳动保护和环境保护的目的。

第 8 章　热力站水泵房振动噪声控制实例㊀

8.1　实例 1　热力站振动与噪声治理

宣武门西大街热力站位于居民楼地下室，热力站的动力设备产生的振动与噪声，经墙体管路等固体媒介及空气媒介造成振动及固体声、空气声传播，居民家产生了共振、共鸣效应，严重干扰了位于机房上方居民的正常生活。经测试，噪声级为 38～50dB（A），振动级＞70dB，居民忍无可忍告状到北京市环保局。为了有效地控制振动与噪声，改善居民的生活环境，使居民室内噪声达到国标 GB3096—1993《城市区域环境噪声标准》规定的昼间 45dB（A）、夜间 35dB（A），振动达到国标 GB10070—1988《城市区域环境振动标准》昼间 70dB、夜间 67dB，受北京市环保局、北京市热力公司的委托，北京市劳动保护科学研究所对该站噪声与振动进行了综合治理。

1. 污染状况及治理措施

（1）水泵房

水泵房内主要振动噪声源：三台水泵，一台排风扇。三台水泵基础及支撑直接与地面相连，管道又与墙壁及天花板刚性连接，排风扇直接安装在窗户上，未加任何消声、隔声措施，噪声十分严重。

措施：

1）为了隔绝振动及固体声传播，提高隔振效率，对三台水泵基础重新进行隔振设计，把原水泵基础打掉，改为钢架加混凝土，在地面与基础之间加装 DJ—4 橡胶隔振器。

2）撤消泵房内排风扇，窗户全部改做双层隔声窗，窗上加装进气消声器，进行自然换风。

3）机房内墙壁及顶部做部分吸声处理。

4）机房内所有管路进行悬空处理，对所有管道支撑及所有与墙壁连接部件均加 GD 隔振垫进行隔振处理。

（2）补水泵房

补水泵基础及支撑直接与地面相连，水泵管道与墙壁刚性连接，未加任何隔振措施。

措施：

1）补水泵台座重新进行基础隔振处理，加装 DJ—3 橡胶隔振器。

2）补水泵加装软接头。

3）机房内所有穿墙管路进行悬空处理，对所有管道支撑及与墙壁连接部件均加 GD 隔振垫。

（3）板式换热器机房

过去，管道与墙壁刚性连接，排风扇直接安装在窗户上，噪声十分严重，而又未加任何消声、隔声、隔振措施。

治理措施：

1）撤消排风扇，窗户全部改做双层隔声窗，机房窗户加装进气消声器，进行自然换风。

2）机房内所有穿墙管路进行悬空处理，对所有管道支撑及与墙壁连接部件均加 GD 隔振垫进行隔振处理。

（4）分离缸机房

过去，管道与墙壁刚性连接，排风扇直接安装在窗户上，噪声十分严重，而又未加任何消声、隔声、隔振措施。

治理措施：

1）机房窗户封闭，机房内加装两台排风扇，窗户改装排气消声器，进行强制通风。

2）机房内所有穿墙管路进行悬空处理，对所有管道支撑及与墙壁连接部件均加 GD 隔振垫进行隔振处理。

㊀ 本章实例 1、实例 2 由高玉英、孙济民提供。

（5）厨房卫生间

过去，厨房卫生间排风扇风量过大，并直接安装在窗户上，噪声十分严重，未采取任何消声、隔声措施；机房与厨房卫生间之间设有普通门，噪声干扰室内外环境。

治理措施：

1）厨房卫生间内排风扇进行更新改造。

2）厨房卫生间与机房之间加装隔声门。

（6）配电室

过去，配电室门、窗户未采取任何隔声措施，使得水泵房噪声干扰配电室、值班室及居民环境。

治理措施：

1）配电室与泵房之间加装隔声门一套。

2）配电室加装隔声窗。

（7）值班室

过去，值班室门未采取隔声措施，噪声干扰室内环境。

治理措施：

值班室与配电室之间加装隔声门一套，以保证工作人员正常工作和休息。

2. 治理后达到的技术指标

经过治理，北京市环保局监测中心对该热力站进行了验收，测试数据见表 12.8-1。

表 12.8-1 热力站噪声振动治理后测试结果

噪声测试值/dB（A）			
编 号	测 点	噪声值	备 注
1	水泵房	71.9	
2	值班室	43.7	
3	配电室内	50.0	
4	居民室内	39.2	昼间
4	居民室内	37.0	夜间
4	居民室内	36.6	夜间
编 号	测 点	振动垂直	振动水平
1	泵房基座	97	82
2	泵房地面	<60	<60
3	居民板凳上	<60	<60
4	居民地面上	<60	<60
5	居民沙发上	<60	<60
6	居民沙发上	<60	<60

注：夜间室内本底值为 37dB（A），昼间室内本底值为 39dB（A）。

从以上数据可以看出，测试结果与本底几乎分辨不清，居民室内噪声与振动达到了国家标准。此项工程受到了北京市环保局、北京市热力公司及居民的好评。

8.2 实例 2 水泵噪声与振动治理

罗马花园 B 座水泵位于公寓的地下一层，其产生的噪声与振动干扰了楼上的居住环境。为了有效地控制水泵所产生的噪声与振动，罗马花园工程部委托北京市劳动保护科学研究所对其进行综合治理。

罗马花园为高档别墅，参照国标 GB3096—1993《城市区域环境噪声标准》和 GB10070—1988《城市区域环境振动标准》以及 GBJ118—88《民用建筑隔声设计规范》，建议别墅内噪声＜35dB（A）。

1. 治理前测试数据

（1）B 座 106 套房

1）噪声：（泵开机）42dB（A）；

2）振动：（窗台上）70dB。

（2）水泵房

1）噪声：73dB（A）；

2）振动：设备基础上 77.5dB；距泵 1m 地面上 67dB。

2. 罗马花园水泵振动与噪声控制方案

过去，水泵基础及支撑直接与地面相连，管道又与墙壁及天花板刚性连接，而又未加任何消声、隔声措施。

采用了以下措施：

1）为了隔绝振动及固体声传播，提高隔振效率，水泵基础重新进行隔振。把原基础打掉，改为钢架加混凝土。在地面与基础之间加装 DJ—4 橡胶隔振器，穿墙管道悬空，水泵加避振喉，管道加弹簧吊架。

2）为控制噪声，水泵加隔声罩，罩内加排风机作为强制通风，同时加装进、排气消声器。

3. 治理后测试结果

1）扣除外部环境影响，106 套房室内噪声＜30dB（A）。

2）106 套房室内振动已全部消除。

3）水泵房噪声 60dB（A）；振动≪50dB。

从以上结果可以看出，噪声与振动不但达到了合同要求，而且效果十分显著，达到了疗养院标准噪声≤35dB（A）。水泵隔振安装方式示意图见图 12.8-1、图 12.8-2、图 12.8-3、图 12.8-4、图 12.8-5、图 12.8-6。

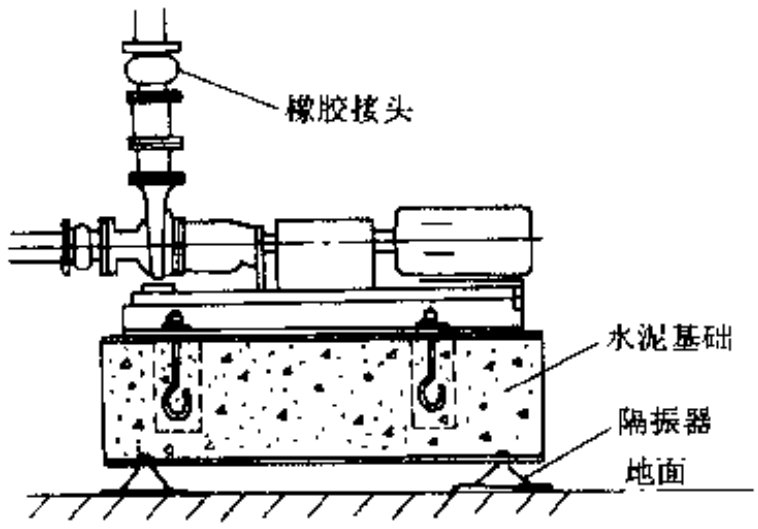


图 12.8-1　放在地面上的水泵隔振示意图

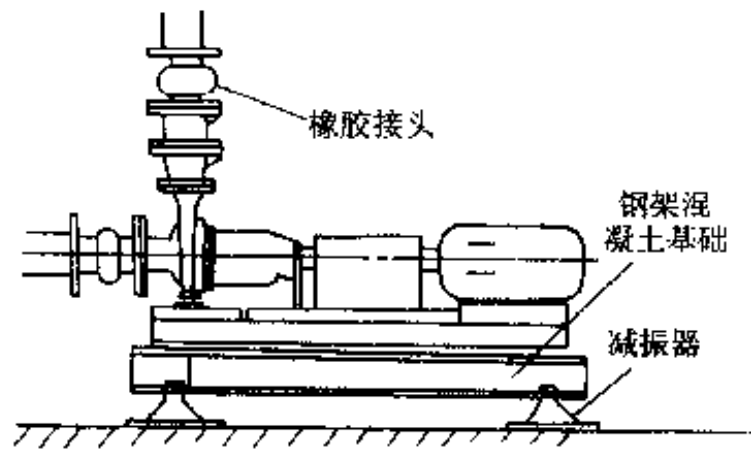


图 12.8-2　放在楼板上的水泵隔振示意图

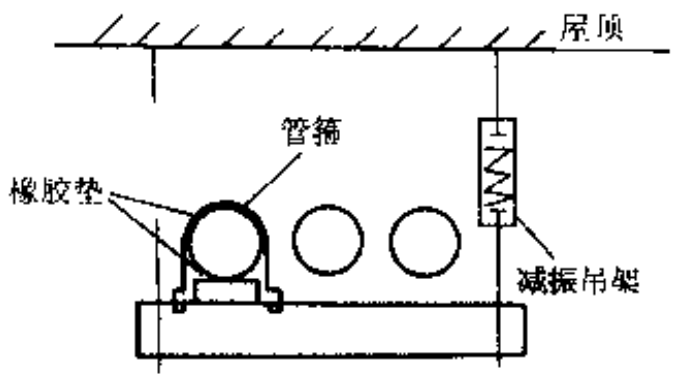


图 12.8-3　架空管道隔振示意图

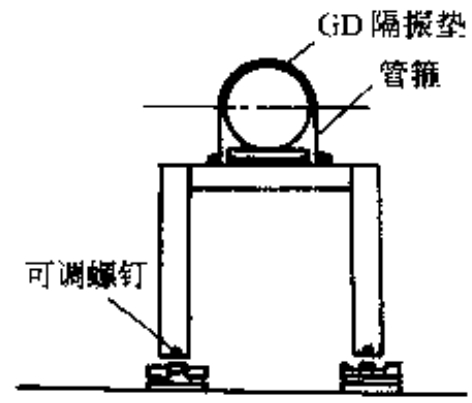


图 12.8-4　在支架上的管道隔振示意图

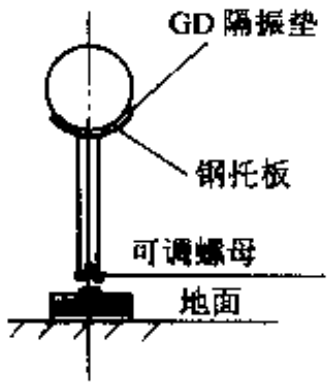


图 12.8-5　小型管道用钢托板支架隔振示意图

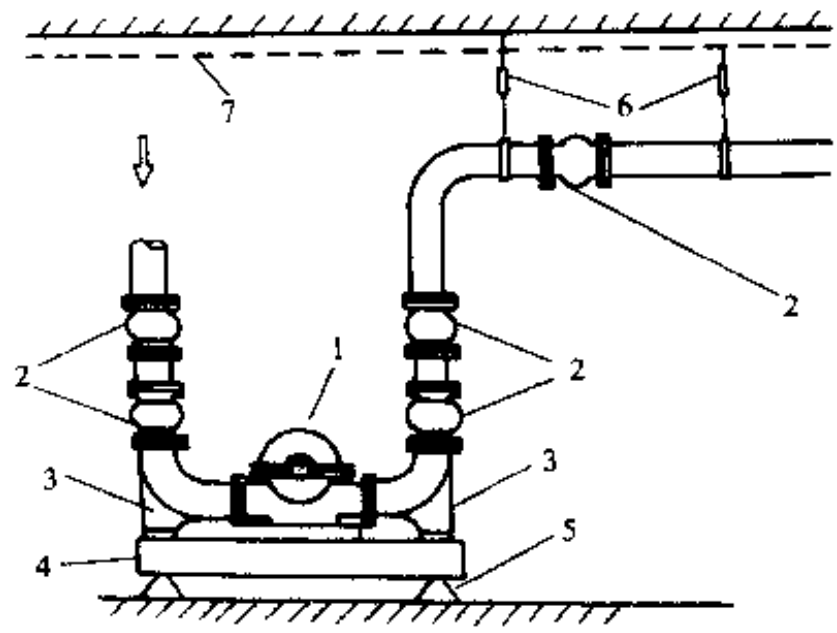


图 12.8-6　水泵系统隔振降噪局部示意图

1—水泵　2—橡胶接头　3—管道支架　4—钢混基础　5—减振器　6—减振吊架　7—吸声吊顶

第 9 章　几种隔声屏障的应用㊀

9.1　隔声屏障的作用及特点

隔声屏障是噪声控制工程中的一种重要措施。隔声屏障在降低交通干线噪声、工业生产噪声和社会环境噪声中发挥着独特的作用，并且日益得到广泛应用。

隔声屏障广泛应用于控制道路交通噪声，一些经济发达的国家和地区，20 世纪 60 年代就开始进行公路隔声屏障技术研究。20 世纪 70～80 年代，他们在声屏障的选材、设计与施工等方面积累了丰富的经验，隔声屏障已成为控制公路噪声的主要工程技术手段。根据 1987 年的资料报道，日本道路公团管理的日本城市中的高速公路声屏障总长约为 1600 公里。据 1987 年资料报道，德国修建的公路声屏障的总长度已近 500 多公里。美国运输部 1975 年出版的《公路声屏障选择、设计与施工经验》报告书统计，到 1975 年，美国 21 个州（市）已竣工和拟建的公路声屏障有 82 座，总长 74 公里。此外，美国在大量修建声屏障的基础上，于 1976 年编写出版了《公路声屏障设计手册》，较全面地阐述了声屏障的设计步骤与方法。据了解，英国、法国、澳大利亚、丹麦、荷兰等国都已应用声屏障防治交通噪声污染。

隔声屏障是设于噪声源和受保护地区之间的声学障板，是敞开空间或车间作业场所控制局部环境噪声污染的重要措施之一，其作用是阻挡从声源至受声点的直达声，使绕射声尽量少，使欲保护的设备、建筑物、环境场所处于声影区内。

隔声屏障降噪效果明显，结构简单，投资少，施工周期短，占地面积小，容易装饰美化，容易做到与周围景观协调，有助于交通安全。在降低机械设备噪声时，通风散热条件良好，有助于安全生产。

9.2　隔声屏障分类

隔声屏障的种类很多，可按不同用途、不同结构形式、不同材质、不同声学原理分类。

9.2.1　按应用场所不同分类

1. 道路交通噪声隔声屏障

道路交通噪声隔声屏障固定在道路两侧或高架路桥、立交桥两侧的防撞墙上，降低交通噪声对周围环境的污染。

2. 车间内的隔声屏障

将车间内的高噪声设备与低噪声设备分隔，缩小高噪声设备的污染面积，使静闹分离。

3. 临时作业场所可移动式隔声屏障

用于建筑工地等施工现场，将电锯、搅拌机等高噪声设备用若干块隔声屏障围起来，减小设备运行时产生的高噪声对周围环境的污染。

9.2.2　按结构形式不同分类

1. 单侧直板式

保护公路、高架桥一侧的居民点、学校等人员集中区。保护面积与隔声屏障的高度、长度有关，通常隔声量为 3～10dB。

2. 双侧直板式

保护路桥两侧居民、学校等人员集中区。为提高隔声效果，屏障内侧往往加吸声结构。

3. 带折檐式（包括半圆弧形、半封闭式）

屏障内侧加衬吸声结构。隔声效果好，保护范围比直板式的大。

㊀ 本章实例 1、实例 2 由孙家麒、黄金英提供。实例 3 由孙家麒、黄金英、邵斌等人提供。

4. 全封闭式

用于向空间发展的居民区穿越高层建筑群的公路上。隔声效果高于 30dB，保护面积可以覆盖整个居民区。

9.2.3　按材质不同分类

1. 金属薄板复合吸声结构

结构强度高，重量轻，造型多样美观，隔声性能良好，是工业车间和路桥隔声屏障的主体结构，可以和表 12.9-1 中的 2、3、4 等结构组成复合结构。

2. 透明结构

多采用铝合金边框，聚碳酸酯透明板。主要用于需要可视路段或有透明采光要求的地方。结构重量轻，强度高，寿命长，但价格较高，便于造型的曲线化，颜色可以调节，可以配合任何环境条件，形成路桥建筑中醒目的一景。

3. 混凝土结构

易于加工，便于安装，强度高，经久耐用，价格便宜，可以反复拆装使用，是郊区公路经常采用的或临时采用的隔声结构。

4. 砖石结构

构造简单，便于现场装砌施工，造价低，造型多样化，可以建成“花墙”、“吸声墙”等，应用范围较广，是郊区公路或高速公路常常采用的隔声结构。

5. 天然土堤坡

利用天然土堤、沟坡可以降低造价，不破坏自然景观。

6. 复合结构

结构强度高，重量轻，尤其是 1 与 2 的复合结构，可视性、采光性能良好，吸隔声性能好，几乎可以满足任何环境条件下使用，造型多样，美观大方，已成为当代路桥建筑中的新景观。

9.2.4　按声学原理分类

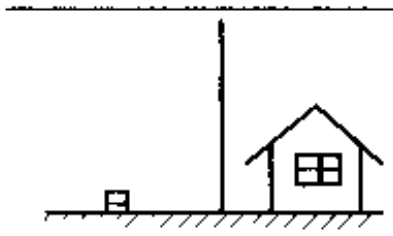
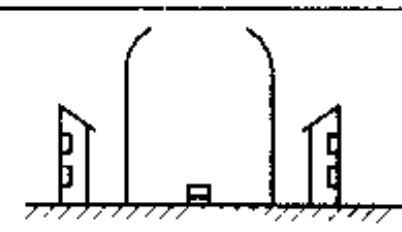
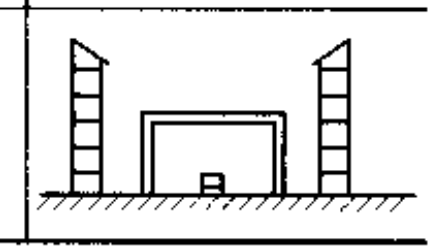
可分为：吸声型；反射型；复合型。

各类隔声屏障的特性及用途见表 12.9-1。

表 12.9-1　隔声屏障的分类和特性

1. 单侧直板	2. 双侧直板	3. 带折檐式	4. 全封闭式
(1) 金属薄板吸声结构 路桥隔声屏障中最常用的结构形式,根据噪声源的不同和保护面积的大小可以确定其高度，一般取 2～6m	① 金属薄板吸声结构 路桥隔声屏障中应用较普遍，由于吸声效果好，在有效频率范围吸声系数高达 90%，所以二次声源的影响可以消除到忽略不计	(1) 金属薄板吸声结构 路桥隔声屏障中应用较普遍，尤其带折檐式隔声屏几乎全部采用金属吸声结构	① 金属薄板吸声结构 部分轻轨高架封闭隔声结构采用
② 透明结构 可视性好，采光好，公路隔声屏障的对面应为交通噪声非敏感区	② 透明结构 部分采用，增加采光，改善可视性，改善屏障的内外造型	② 透明结构 部分采用，增加采光，改善可视性，改善屏障的内外造型	② 透明结构 部分采用，增加采光，改善可视性，改善屏障的内外造型
③ 混凝土结构 可以保护公路一侧的部分居民区域	③ 混凝土结构 在郊外公路或高速公路上使用，内侧须加衬吸声材料	③ 混凝土结构 在基底部分可采用混凝土结构，以增加隔声屏的整体结构强度	③ 混凝土结构 是封闭型隔声屏障经常采用的结构，整体结构强度高，隔声性能良好，封闭结构顶部可以综合利用，可用作娱乐场所或停车场
④ 砖石结构 可以保护公路一侧的部分面积	④ 砖石结构 郊外公路或高速公路两侧声源，内侧常使用吸声砖加衬	④ 砖石结构 在基底部分可以应用砖结构，折弯部分往往采用金属吸声结构	④ 砖石结构 基底部分可以使用砖石结构
⑤ 天然土堤坡 可以保护公路一侧的部分居民集中区	⑤ 天然土堤坡 这种情况的利用与公路建设的排水工程结合起来	⑤ 天然土堤坡	⑤ 天然土堤坡 利用山洞或部分堤坡建成全封闭隔声屏障

（续）

1. 单侧直板	2. 双侧直板	3. 带折檐式	4. 全封闭式
⑤ 复合结构 可视性好，采光性能好，吸隔声性能好，不会使公路与另一侧非保护区的噪声加重	⑥ 复合结构 1+3 或 2+3、2+4 复合结构常常出现在路桥、郊外公路的两侧，效果和造型均能达到预期目的	⑥ 复合结构 路桥隔声屏障中最常用的复合结构是 1+3 和 1+2+3，隔声性能良好，尤其 1+3 具有广阔的发展前景	⑥ 复合结构 采用 1+3、2+3 或 1+2+3 等复合结构，可以适用不同区域不同路段
			

隔声屏障的类型选择主要依据降低噪声要求的插入损失和现场的环境条件及其他要求决定，包括自然环境、周围景观、经济能力及符合防火、防腐、防雨（水）、防潮、防老化、防眩目、防尘、施工方便等要求。

9.3　隔声屏障的材质结构和声学性能

当噪声源发出的声波遇到声屏障时，声波沿着三条路径传播：一部分越过声屏障顶端绕射到达受声点；一部分穿透声屏障到达受声点；一部分在声屏障壁面上产生反射。声屏障的插入损失主要取决于声源发出的声波沿这三条路径传播的声能分配。

声屏障设计目标值，即声屏障应有的插入损失，是屏障设计的起始点。应根据声源的特性、噪声敏感点的背景噪声及其敏感点所在功能区要求的环境噪声标准值来确定。通常目标值用 A 声级表示。

防护对象可以是一个区域，也可以是一个或一群建筑物。

1. 隔声屏障的材质和结构

（1）金属微穿孔板隔声屏障

金属微穿孔板隔声屏障由厚度为 1mm 左右的镀锌板作为隔声板，在厚度为 0.8～1mm 的镀锌板上穿直径为 0.8mm 的微孔做成微穿孔板，在隔声板与微穿孔板之间留有空腔，腔深 50～100mm，金属微穿孔板隔声屏障由隔声板、微穿孔板、空腔、骨架和边框等组成。本次试验的隔声屏障单元外形尺寸为宽 1000mm，高 2000mm，厚 60mm。试验元件共 12 块，24m²。

金属微穿孔板隔声屏障不使用松散的吸声材料，无二次污染，适用于要求洁净降噪声的场所。金属微穿孔板隔声屏障制作简单，安装方使，适用于经常移动的噪声源隔声。

（2）微穿孔板吸声结构透明隔声屏障

微穿孔板吸声结构透明隔声屏障由厚度为 2mm 的聚碳酸酯板做隔声层。微孔板由厚度为 1.2mm 的透明聚碳酸酯板加工成型。微孔的孔径为 ϕ 0.8mm，穿孔率为 3%。空腔深度为 46.8mm。试件外形尺寸长 1000mm，宽 1000mm，厚 50mm。边框由厚度为 1mm 的彩色钢板压制成阶梯形，以便多层试件组合使用。此种微穿孔板吸声结构透明隔声屏障有以下优点：

1）透光性能好，适用于要求透视的隔声屏障；

2）美观，与周围环境景观协调；

3）抗紫外线，不易老化；

4）重量轻，是普通玻璃重量的二分之一；

5）耐冲击，耐冲击性能是普通玻璃的 200 倍；

6）干净，无二次污染，适用于要求洁净的场所。

（3）反射型透明隔声屏障

对于声源的单侧需要降低噪声，同时又要求透视或采光的场所，可采用反射型透明隔声屏障。

隔声屏障处在主桥圆曲线上，为了尽可能保证设计停车视距，避免车辆在该段出现追尾

事故，减小隔声屏障阻挡司机视线的可能性，可选用透明隔声屏障，以便保证行车安全，减少隔声屏障对司机产生的空间压抑感。

（4）带观察窗的隔声屏障

隔声屏障的主体由厚 1mm 的镀锌板、厚 50mm 的超细玻璃棉、厚 0.8～1mm 穿孔护面板、玻璃布和骨架制作。在隔声屏障的上中部设有宽 400mm、高 600mm 的透明观察窗。当高噪声设备在隔声屏障的一侧运行时，操作人员可通过透明观察窗观察设备的运行状况。

（5）吸声型隔声屏障

吸声型隔声屏障主要由厚 1mm 的镀锌板、厚 50mm、密度 25～30kg/m³ 的超细玻璃棉层、玻璃布、穿孔护面板、骨架等组成。此种材料制作的隔声屏障隔声性能好，制作简单，坚固耐用。

（6）软质材料隔声屏障

软质材料隔声屏障是由软质隔声板和骨架组成。软质隔声板是一种柔软可卷折的隔声结构。软质隔声板由皮层和芯层构成，皮层为柔韧的密实材料，主要起隔声及护面作用；芯层为柔软的多孔材料和纤维材料，主要起吸声作用，以便提高整体隔声量。软质隔声屏障构造简单，可按需要做成各种形状，装拆方便、经济实用。材料隔声指数可达 15～25dB。

2. 隔声屏障声学性能

隔声屏障的降噪效果用 60～4000Hz 的倍频带或 50～5000Hz 的 1/3 倍频带的插入损失评价。单一评价数稳态声源，采用 A 声级；非稳态声源采用 A 计权等效连续声级评价。

声屏障材料的吸声性能采用 125～4000Hz 倍频带或 100～5000Hz 的 1/3 倍频带的吸声系数评价。上述频率范围的平均吸声系数可作为材料吸声性能单一评价指标。

声屏障材料的隔声性能采用 100～3150Hz 的 1/3 倍频带传声损失评价。单一评价数采用上述频率范围的平均传声损失 R 或隔声指数 I_g。

声屏障插入损失的测量方法有两种，一种是直接法，另一种是间接法。在可能的情况下，优先考虑直接法。

直接法直接测量在同一参考位置和接受位置声屏障安装前后的声压级。由于测量时安装前后的参考位置和接受位置相同，其地形地貌地面条件等效性较好。

如果测量时声屏障已安装在现场，不可能移去，声屏障安装前的测量可选择和声屏障安装前相等效的场所进行测量，也就是间接法测量。选用间接法测量时，要保证两个测点的等效性，包括声源特性、地形、地貌、地面和气象条件等效。

9.4　隔声屏障的应用实例

9.4.1　实例 1　苏州桥隔声屏障的设计与实施

1. 概况

根据北京市市政重点建设项目的安排，将全面改造西北三环路，使三环路成为城市快速路。苏州桥处于西三环与北三环的交叉口处，苏州桥建成后，此路口的交通流量和车速将较原路口有较大幅度提高。路口的东南角是北京理工大学附属小学，由于建筑物的限制，建成后的立交桥主桥内侧距教学楼最近距离仅有 3m 左右，由此产生的交通噪声将影响学校正常教学，为此提出在苏州桥上设置隔声屏障，以减少交通噪声对理工附小的影响。

2. 单侧反射式隔声屏障的设计

苏州桥隔声屏障的设计，一方面依据声学要求，另外还考虑了隔声屏障的结构安全、学校的采光、对司机的视觉影响、隔声屏障的耐久性、易于施工、经济合理及与周围景观协调等方面的要求，努力使苏州桥隔声屏障起到示范工程的作用。

（1）隔声屏障的声学设计

首先，对北京理工大学附属小学的环境噪声实测，测量结果表明环境噪声超标，最大等效声级达 74dB（A）。西北三环改造后，由于交通量和车速增加，道路与学校的距离很近，小学校的环境噪声还会恶化，噪声超标日趋严重。为了确定苏州桥建成后学校的环境噪声水平，我们对学校的环境噪声进行预测，并选择与其交通条件和地理条件相似的东三环路与工

体北路立交桥进行比拟实测。经数据处理，预测西北三环改造后理工附小的交通噪声将为75～80dB。也就是说，苏州桥建成后，学校的环境噪声将增加 5～10dB。为此，本隔声屏障示范工程必须达到 5～10dB 的隔声量才能达到保护北京理工大学附属小学的目的。

根据惠更斯-菲涅耳衍射原理，采用几何声学计算方法，考虑西北三环改造后交通流量与小学校教学楼相对位置关系，以小学校的最高层三层的高度作为隔声屏障保护的最高临界点。如果三层达到降噪目标值，则在声影区内的二层、一层的噪声水平将会低于标准值。从校园内的主要保护区视向苏州桥的两端，隔声屏障的长度以能够阻挡视线看不到桥上汽车为终点。经反复计算，围绕教学楼的屏障长度不应低于 220m，屏障高度最低处为 2m；在距教学楼附近的 50m 范围内，屏障高度为 3m。

隔声屏障的效果预测首先选定距离隔声屏障最近处教学楼三层北端两侧窗户作为受声点。受声点距离声屏障的距离为 3.2m（详见平面示意图 12.9-1）。由于三环路共有六条汽车道，为便于计算，声源至受声点的距离按几何中心的计算方法简化为一条线。以汽车的排气口为主要声源，排气口距离地面的高度为0.5m。对于有限长声障无限长声源，隔声屏的插入损失ΔL为

$$\Delta L = 10\lg\frac{(\phi_1+\phi_2)\sqrt{b^2-a^2}}{2\lambda} - 10\lg\left[\tanh^{-1}\frac{\sqrt{b^2-a^2}\tan\left(\frac{\phi_1}{2}\right)}{a+b} + \tanh^{-1}\frac{\sqrt{b^2-a^2}\tan\left(\frac{\phi_2}{2}\right)}{a+b}\right]$$

$$a = 3\lambda$$

$$b = 10\left[\frac{h_1^2}{d_1} + \frac{(h_1-h_2)^2}{d_2} - \frac{h_2^2}{d_1+d_2}\right]$$

式中　ϕ_1、ϕ_2 —— 分别是从最短距离处向线声源两端展开的视角；

λ —— 声波的波长；

h_1、h_2 —— 分别是屏障及受声点的有效高度；

d_1、d_2 —— 分别为声源到隔声屏障和隔声屏障到受声点的距离（参见图 12.9-2）。

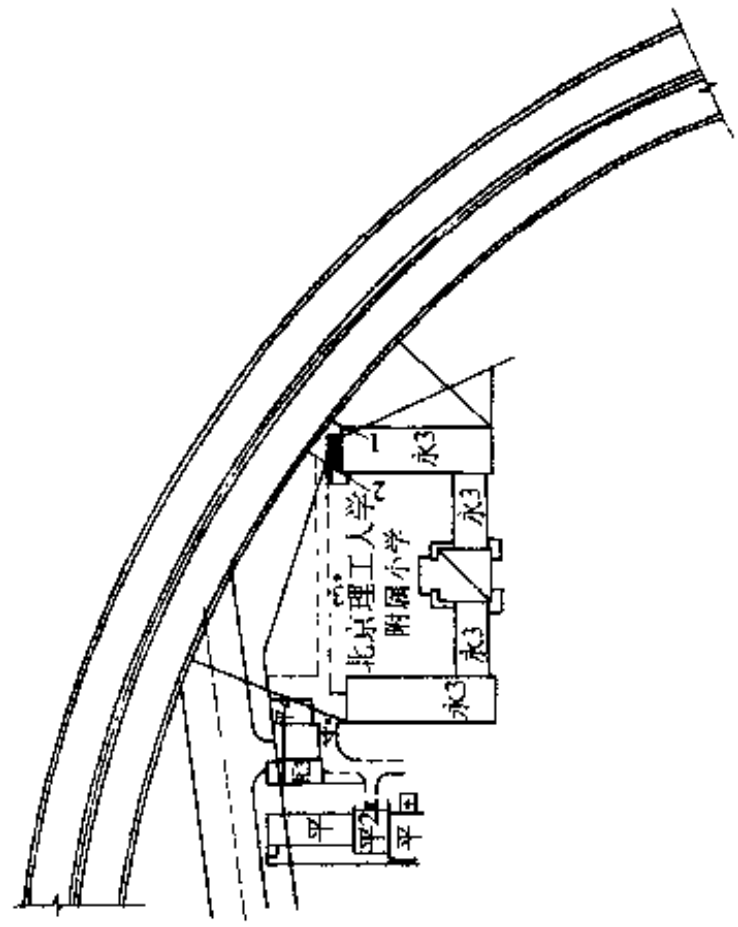


图 12.9-1　苏州桥东侧北京理工大学附属小学平面示意图

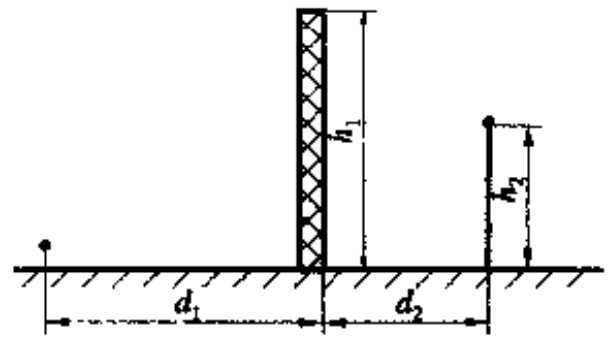


图 12.9-2　苏州桥隔声屏障效果估算示意图

经计算，隔声屏障的插入损失见表 12.9-2，其中展开的视角$\Phi_1+\Phi_2=170°$

表 12.9-2　隔声屏障插入损失（计算值）

频率/Hz	250	500	1000	2000
波长λ/m	1.36	0.68	0.34	0.17
$a=3\lambda$/m	4.08	2.04	1.02	0.51
插入损失/dB	7.70	11.5	14.8	17.8

经计算，隔声屏障有效高度 $h_1=2.89$m，接收点位置高 $h_2=2.14$m。对噪声最高的受声点进行隔声效果计算表明，隔声屏的结构尺寸、位置是符合声学设计要求的。对隔声屏障材料本身，要求隔声指数高于 20dB。实际选用的 PC 板厚 5mm，隔声指数 25dB。

根据苏州桥的布置，其主要交通量是来自主桥，匝道桥和辅路交通流量较小，而且匝道桥本身高度高于小学校的教学楼，其产生的噪声对教学楼影响较小，因而隔声屏障设置于主桥内侧防撞墩上是最好的选择。这样距离主要交通噪声源近，隔声屏障可以最大限度地发挥作用。

（2）隔声屏障的结构设计

隔声屏障的结构设计主要从安全、耐久、易施工、自重轻、与周围景观协调等方面进行设计。

隔声屏障主要由立柱、单元板块、连接件等组成。立柱是由钢板焊接成 H 形钢，是隔声屏障的主要受力构件。隔声屏障单元板是主要的隔声物件，立柱通过法兰连接将其固定于防撞墩上，单元板块通过高强弹簧卡子将其固定在 H 形钢的槽内，形成隔声屏障。

为了保证隔声屏障的结构安全，对桥梁结构的箱梁悬臂板根部的底层钢筋加强。为防止车辆直接撞击隔声屏障，将防撞墩加高到 1m。隔声屏障的主要载荷是风载。根据隔声屏障所处的地理位置、外形等条件，取设计风压值为 750Pa。通过计算取焊接 H 形钢断面尺寸为平行主板宽×厚为 120mm×8mm；连接板宽×厚为 85mm×6mm。该结构不会产生风致振动。

由于苏州桥主桥承载是自东向南和自南向东的转向交通流，隔声屏障恰好处在主桥圆曲线上，圆曲线的曲率半径为 250m。为了尽可能保证停车视距，避免车辆在该段出现追尾事故，减少隔声屏障阻挡司机视线的可能性，我们选择了透明式隔声屏障，以保证行车安全，减少隔声屏障对司机产生的空间压抑感，同时还不影响学校教室的采光和日照。

由于隔声屏障的对面规划为开阔的停车场，所以苏州桥隔声屏障设计为单侧隔声屏障。

为了防止飞石和车辆甩出物等对透明材料的冲击，本工程选用了耐冲击性能良好的 PC 板透明材料，保证其撞不碎，避免对桥下行人造成伤害。PC 板的抗冲击性能是普通玻璃的 200 倍，质量只是玻璃的 1/2。通过冲击试验表明，一般情况下不会撞碎这种材料，试验结果见表 12.9-3。

表 12.9-3　PC 板落锤冲击试验结果

落锤种类 / 落距	5kg，底部圆形	3kg，底部尖形	能量等效速度 /(m/s)（500g 重）	
			5kg	3kg
1m	完好	完好	14	10.8
2m	完好	完好	19.8	15.3
4m	完好	落点处板有小凹痕	28	21.7
6m	PC 板与边框分开，板完好	落点处板有小凹痕	34.3	26.6
10m	板完好	落点处板有小凹痕	44.3	34.3

为了保证结构的耐久性，立柱及连接件均进行了热镀锌和喷塑处理。屏障的单元板块框架采用新型材料彩色钢板组角结构，该种彩板具有较好的防锈能力。透明 PC 板进行了双面 UV 处理，具有较强的抗紫外线、抗老化能力。根据隔声要求和结构要求，本工程选用 5mm 厚的 PC 板，同时，我们对隔声屏障做了力所能及的美学设计，使隔声屏障的建立成为改善环境的人造景观，使隔声屏障的色彩及材质与周围协调，视觉舒适。隔声屏障板块框架及立柱颜色均为褐色，使用上下装饰板使隔声屏障外观线条流畅，防止底板螺栓等金属件直接受雨淋生锈。本隔声屏障质量轻，施工简便，方便维修保养，实际安装时间不足一周。

3. 隔声屏障效果评价及结论

1）隔声屏障正式完工后，北京市环境保护监测中心对苏州桥隔声屏障的隔声效果全面监测，隔声屏障的隔声效果为 6～12dB（A），

超过设计目标值。

2）苏州桥上设置隔声屏障是为保护距桥面 3m 远的北京理工大学附属小学免受交通噪声干扰。隔声屏障施工完成后，小学校上课的环境有了较大的改善。该校校长在用户意见书中说，虽然大桥近在咫尺，同学们坐在教室里上课的感觉基本上与建桥前的感觉差不多，而且噪声比原来有所降低，隔声屏障的效果非常明显。西南角教室离桥只有几米远，现在仍可做教室用。本工程受到学校师生的好评。

3）本工程结构设计合理，施工方便，比同类规模工程节省工期 60%。

9.4.2　实例 2　室内声屏障的应用

用隔声屏障控制工业噪声，改善工人的工作环境是隔声屏障的又一应用领域。

杭州发电设备厂自备电站是该厂噪声的重灾区之一。操作者长期在高噪声的干扰下工作，身体健康受到严重危害。电站五名操作工人，三名已达重度听力损伤，两名为中度听力损伤，而且中枢神经系统也受到一定影响，出现了头晕、耳鸣、失眠等症状。同时，还影响周围生产车间和附近兄弟厂的安宁。

该电站有三台发电机组，使用无锡柴油机厂生产的 6300ID552kW 柴油机带动发电机。机组安装在长 27.68m、宽 15m、高 9m 的厂房内。厂房东侧有一间长 12m、宽 7m 的配电室。

当发电机工作时（正常运行开两台），发出震耳欲聋的噪声。离机 2m 处，A 声级高达 108dB；厂房内离机器最远的地方，A 声级 102dB 以上，而且，噪声源呈高频特性。电站厂房内的噪声主要来自发电机组的机壳和柴油机排气口。每台发电机组长 6.5m，宽 1.5m，高 1.8m，具有较大的噪声辐射面积。另外，厂房和屋顶均用质地坚硬、表面较光滑的建筑材料构成，吸声性能差，室内混响强烈。针对电站厂房内特点及噪声源特性，采用了设置隔声屏障、建隔声室、柴油机排气加消声器、室内吸声处理等降噪措施。

由于发电机组体积较庞大，考虑到方便操作和维修，控制发电机组噪声应使用较方便有效的控制措施。电站厂房内大面积的吸声处理，基本上清除了室内混响声，为使用隔声屏创造了有利条件，为此，决定采用可移动式隔声屏。

根据发电机组的几何尺寸和主要发声部位，沿机组走向设计了三组隔声屏，每组隔声屏由四扇可行走式隔声屏构成，如图 12.9-3 所示。当电站任意两台机组工作时，三组隔声屏就可以分别放在这两台运行的机组中间和两侧，阻挡噪声传播。

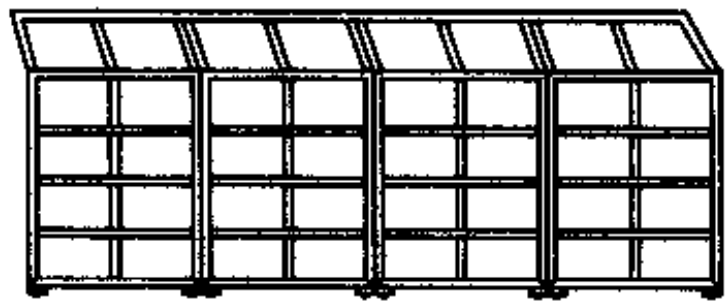


图 12.9-3　发电机组隔声屏示意图

隔声屏由隔板、沥青、超细玻璃棉、玻璃布、铝板网、框架、行走轮组成。

室内隔声屏障的隔声理论分析请见第五篇 1.15 隔声屏一节的有关公式和图 5.1-81。

根据式（5.1-38）、式（5.1-40）的定量指导，对发电机组隔声屏的结构尺寸以及放置位置进行设计。机组中发声部位最强的是发动机缸盖附近，气缸盖在机器上部离地面高 1.8m，长 2m。这个狭长状面声源可以近似看成四个等强度点声源。在考虑隔声屏尺寸时，发现影响隔声屏效果的主要因素是房间常数 R，而不是程差 δ。为此，在现有房间常数 $R=275\text{m}^2$ 的条件下，每台机组隔声屏的尺寸长×高为 8m×2.5m。以隔声屏另一侧人耳高为 1.5m 为受声点，设隔声屏表面距声源 0.5m，受声点距屏 1m，经计算，隔声量 500Hz 时为 5.5dB，1000Hz 以上为 7dB；受声点距屏 2m，500Hz 隔声量为 2dB。

因隔声屏仅减弱来自声源的直达声，为此，室内放置的隔声屏应尽可能离声源近一些，最大的距离应在声源直达声场起主要作用的区域，即

$$a=0.14\sqrt{R}$$

式中　a —— 屏至声源的距离（m）；

R —— 室内房间常数（m^2）。

表 12.9-4　隔声屏减噪量（插入损失）

测试条件	声级/dB		倍频程声压级/dB							
	A	C	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
无隔声屏	100	102.5	90	92	92	93.5	94	93	97	92
有隔声屏	91	97	87	90	86	83	84	83	85	78.5
减噪量	9	5.5	3	2	6	10.5	10	10	12	13.5

自备电站的 R=275m^2，所以 a=2.3m。

隔声屏使用后，对其减噪效果进行现场测量，测量插入损失，即以有无隔声屏，该点声级差表示隔声屏效果。测点距声源表面 1m，隔声屏距声源 0.5m。测量结果列于表 12.9-4、表 12.9-5。

表 12.9-5　不同距离的减噪量

测点至隔声屏距离/m	0.5	1.5	2.5
减噪量/dB(A)	9	5	3

从表 12.9-4 可以看出，隔声屏对高频噪声具有较好的隔绝性能。随着测点距离的加大，减噪效果变差。隔声屏距声源距离越近，减噪效果越好。

另外，实际测量隔声屏障的隔声效果比理论计算好。这里主要原因是理论计算所用的房间常数 R 是按逐块面积推算得到的值，数值偏低。最好采用测量混响时间计算房间常数，这样可以计算空气吸收的作用，尤其对高频，可以获得较为准确的 R 值。这样进行对隔声屏 A 声级隔声效果的估算较为准确。

电站经噪声治理后，机房内噪声由 108dB(A)降为 94dB（A）；隔声室内噪声由 78.5dB（A）降为 55dB（A），下降了 23dB（A）；配电室由 74dB（A）降为 62dB（A），工人劳动条件有了明显的改善，操作工人不再因噪声干扰而烦恼。噪声治理前，在电站隔声室，厂内通电话听不清，现在可以通长途电话了。工人们说，现在的隔声室和办公室差不多了。原来电站机房内的噪声刺耳疼痛，互相讲话听不清，现在消除了高频尖叫声，讲话可以听见了。工人和附近工厂对噪声治理都比较满意。

9.4.3　实例 3　发电厂噪声控制

镇海电厂位于宁波市镇海区虹桥村，300MW 燃气-蒸汽联合循环发电机组工程利用原三期工程的施工场地。扩建厂区北侧为前大河、汽机房、工业水再循环泵房和闭式除盐水泵房。北侧厂界距前大河南岸仅 12m，燃机厂房北侧距厂界约 38m，前大河宽约 10m，紧靠前大河北岸道路北侧的虹桥村居民房屋距河北岸约 17m，直接受到燃机噪声的影响。

本工程主要噪声源燃机预测噪声级 93.2dB（A）。端头最近距前大河岸约 38m，进风口下噪声为 84dB（A）。燃机的发电机平均噪声级为 90.7dB（A），主变电站噪声 78dB（A），距前大河最近点约 13m。汽机房内 95dB（A），外侧噪声级 81dB（A），距前大河最近点约 12m。

根据环保部门的规定，电厂厂界执行 GB12348—1990《工业企业厂界噪声标准》中的“Ⅱ类标准”，虹桥村居民区执行 GB 3096—1993《城市区域环境噪声标准》中的“二类标准”，昼间不超过 60dB（A），夜间不超过 50dB(A)。当燃机露天布置时，燃机、发电机均为地面布置，高度在 6m 以下；再循环水泵为半地下布置，地上部分主要是加氯、值班室等。主变电设备高度为 9.8m，进风口的中心标高为 10m。

按厂界噪声不超过 60dB（A）控制，预测燃机噪声超标值 7～8dB（A），汽轮发电机超标值 1～5dB(A)，水泵房超标值为 1dB(A)。