

噪声与振动理论与应用

——进排气系统噪声与振动

第一章 管道声学

汽车进排气系统是由管道和消音元件组成。声音沿著管道的轴向传播，轴向尺寸远远大于另两个方向的尺寸，因此通常可以用一维声学来分析进排气管中声音的传播特性。

第一节 管道波动方程与驻波

在汽车进排气管道所考虑的频率范围内，声波的波长远大于这些管道的直径，因此在管道中，声波被认为以平面波的形式传播。声波在管道中传播，当到达管道顶端的时候，一部分声波会透过管道继续传播，而另一部分声波则被反射回去，形成反射波。如图1.1所示。

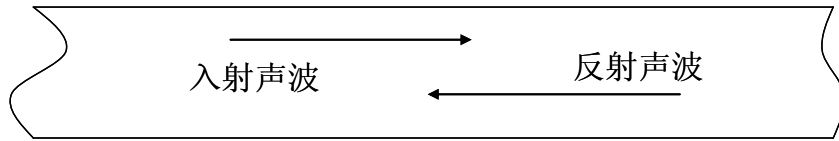


图1.1 管道中的声波

在管道中，波动方程简化为一维波动方程，表达如下：

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (1.1)$$

管道中任何一点的声波是由入射波和反射波组成。入射波的声压 P_i 和声速 u_i 分别为：

$$p_i(x, t) = P_i e^{j(\omega t - kx)} \quad (1.2)$$

$$u_i(x, t) = u_{mi} e^{j(\omega t - kx)} \quad (1.3)$$

式中， P_i 和 u_{mi} 分别是入射声波声压幅值和速度幅值， k 和 ω 分别是声波的波数和频率。

反射波的声压 P_r 和速度 u_r 分别为：

$$p_r(x, t) = P_r e^{j(\omega t + kx)} \quad (1.4)$$

$$u_r(x, t) = u_{mr} e^{j(\omega t + kx)} \quad (1.5)$$

式中， P_r 和 u_{mr} 分别是反射声波声压幅值和速度幅值。

管道中任何一点的声压是入射波声压和反射波声压的合成，或者说是方程(1.1)的解， $p = p(x, t)$ ，可以写成如下形式：

$$p(x, t) = P_i e^{j(\omega t - kx)} + P_r e^{j(\omega t + kx)} \quad (1.6)$$

式中第一部分表示入射波，第二部分表示反射波。反射波的速度方向与入射波声速度的方向相反，所以合成声速为：

$$u(x, t) = u_{mi} e^{j(\omega t - kx)} - u_{mr} e^{j(\omega t + kx)} \quad (1.7)$$

声压和速度之间存在下列关系：

$$z = \frac{p}{u} \quad (1.8)$$

式中， z 是声阻抗率。对自由声场的平面波，声阻抗率就变成了特性阻抗 $z_0 = \rho c$ 。声阻抗率与媒体的密度和声传播的速度有关。将公式(1.8)分别代入入射声速(1.3)和反射声速(1.5)之中，然后将其结果代入到公式(1.7)中，得到：

$$u(x, t) = \frac{1}{z} (P_i e^{j(\omega t - kx)} - P_r e^{j(\omega t + kx)}) \quad (1.9)$$

假设入射波的声压幅值与反射波的声压幅值相等，即 $P_i = P_r = P$ ，方程(1.6)可以写成：

$$p(x, t) = 2P e^{j\omega t} \cos(kx) \quad (1.10)$$

上式的实部可以写成：

$$p(x, t) = 2P \cos(\omega t) \cos\left(\frac{2\pi f}{c} x\right) \quad (1.11)$$

声压是时间和空间的函数。公式(1.11)可以画成图1.2，它表示一个驻波的声波幅值在不同位子随时间变化的图。图中有些点的声压始终为零，这些点被称为节点。而那些声压幅值最大的点则被称为反节点。

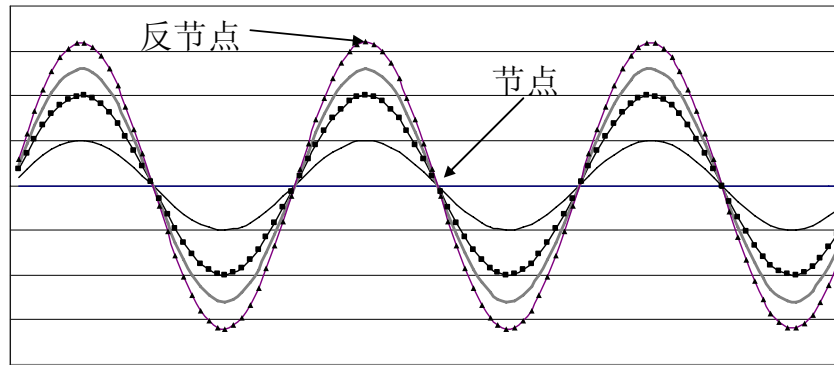


图1.2 管道中的驻波图

从公式(1.11)知道，当 $\frac{2\pi f}{c} x = \frac{2n-1}{2} \pi$ 时，声压为零，即节点发生在一些下面的特定位子：

$$x = \frac{2n-1}{4} \frac{c}{f} = \frac{2n-1}{4} \lambda \quad (1.12)$$

$$\text{当 } \frac{2\pi f}{c} x = (n-1)\pi \text{ 时, 声压幅值达到最大, 反节点的位子是:}$$

$$x = \frac{n-1}{2} \lambda \quad (1.13)$$

驻波是由频率相同的向右传播的入射波和向左传播的反射波迭加而成。驻波并不是运动的波,而是静止的,这是“驻”波名称的由来。驻波表示管道中的声音的模式。对于长度一定的管道来说,由于有许多频率的波,因此也就有很多驻波。这里所提到的驻波是假设管壁刚硬,所有声波遇到管壁时全部被反射回来。可是实际上,管端壁不是完全刚性,因此反射波的声压不完全等于入射波声压,因此在节点处,入射波和反射波不可能完全抵消。但是这些点处的声压大部分被抵消,声压最低。

第二节 管道声阻抗

阻抗是指当对媒质受到压力或者推动力时,媒质会对传播产生阻碍。管道中的声学阻抗, Z , 定义声压与质点体积速度的比值, 即:

$$Z = \frac{p}{U} = \frac{p}{Su} \quad (1.14)$$

式中, u , U 和 S 分别是管道中的速度, 体积速度和截面积。体积速度与质点速度的关系为: $U=Su$ 。

声音在管道内传播, 当管道的截面积发生变化的时候, 声阻抗也发生变化。图1.3是截面积变化的管道, 在变截面的地方, 由于阻抗发生变化, 一部分入射波就会被发射回原来的管道, 而另一部分入射波会在新的截面管道中继续传播。抗性消音器的工作原理就是基于这种阻抗的变化。声波从发动机出来并在进气或者排气系统中传播, 当遇到消音元件或者截面积变化时, 入射声波被反射回发动机声源, 从而抑制声音的传播。进排气系统中声阻抗不匹配的情况主要有截面积变化, 主管道中插入了其他管道(如旁支消音器等), 管道开口通往大气等等。

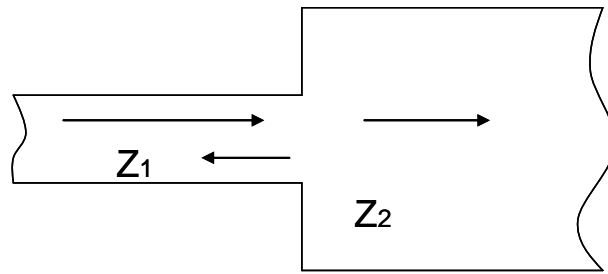


图1.3 截面积变化的管道

进排气系统中管道的长度都是有限的。图1.4表示一个长度为 L 的管道。假设管道两端的声阻抗分别已知, 即在 $x=0$ 处, 声阻抗为 $Z(0)$, 在 $x=L$ 处, 声阻抗为 $Z(L)$ 。由公式(1.6)和(1.9), 可以得到管道中任一点的声阻抗为:

$$Z(x) = \frac{\rho c}{S} \frac{P_i e^{-jkx} + P_r e^{jkx}}{P_i e^{-jkx} - P_r e^{jkx}} \quad (1.15)$$

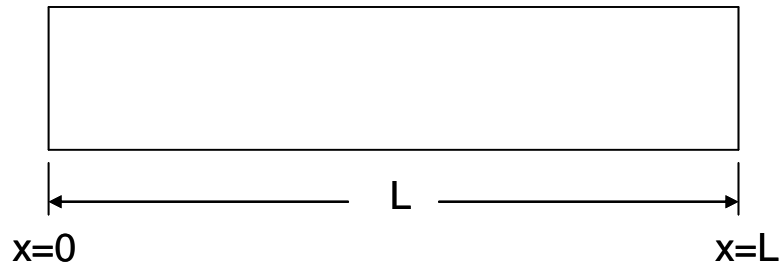


图1.4 长度为L的管道

将 $x=0$ 代入公式 (1.15) 中，得到该处的声阻抗为：

$$Z(0) = \frac{\rho c}{S} \frac{P_i + P_r}{P_i - P_r} \quad (1.16)$$

将 $x=L$ 代入公式 (1.15) 中，得到该处的声阻抗：

$$Z(L) = \frac{\rho c}{S} \frac{P_i e^{-jkL} + P_r e^{jkL}}{P_i e^{-jkL} - P_r e^{jkL}} \quad (1.17)$$

公式 (17) 可以重新写成下面的形式：

$$\begin{aligned} Z(L) &= \frac{\rho c}{S} \frac{(P_i + P_r) \cos kL - j(P_i - P_r) \sin kL}{(P_i - P_r) \cos kL - j(P_i + P_r) \sin kL} \\ &= \frac{\rho c}{S} \frac{\frac{P_i + P_r}{P_i - P_r} \cos kL - j \sin kL}{\cos kL - j \frac{P_i + P_r}{P_i - P_r} \sin kL} \end{aligned} \quad (1.18)$$

将方程 (1.16) 代入到方程 (1.18) 中，消除 P_i 和 P_r ，就得到输入声阻抗 $Z(0)$ 和输出声阻抗 $Z(L)$ 的关系，如下：

$$Z(L) = \frac{Z(0) \cos kL - j \frac{\rho c}{S} \sin kL}{\cos kL - j \frac{S}{\rho c} Z(0) \sin kL} \quad (1.19)$$

$$Z(0) = \frac{Z(L) \cos kL + j \frac{\rho c}{S} \sin kL}{\cos kL + j \frac{S}{\rho c} Z(L) \sin kL} \quad (1.20)$$

第三节 管口封闭与管口敞开

声波从管道入口端发射出来，传播到尾端。管道尾端通常有两种情况，一种是开口的，如进气管口，排气尾管口；另一种是封闭的，如四分之一波长管。下面就来分析这两种尾端的声学特征。

1. 开口-封闭管道

图1.5表示管道尾端封闭状况。声音在管道里向右传播，当声波碰到刚性的封闭端时，声波被全部反弹回来，再向左传播。

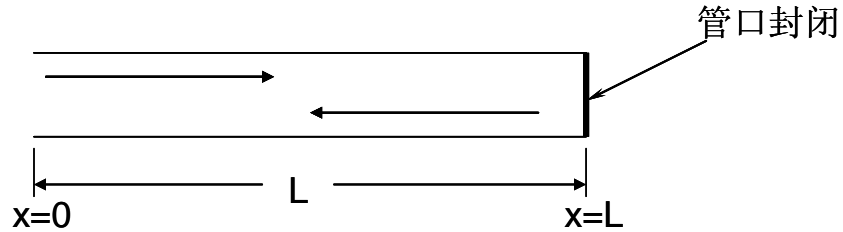


图1.5 开口-封闭管道

对一个刚性的封闭口来说，其声阻抗为无穷大，即 $Z(L) \rightarrow \infty$ ，根据公式(1.19)，得到：

$$\cos kL - j \frac{S}{\rho c} Z(0) \sin kL = 0 \quad (1.21)$$

声阻抗可以写成下面的形式：

$$Z = R + jX \quad (1.22)$$

式中 R 和 X 分别是阻抗的实部和虚部， R 称为声阻， X 称为声抗。声阻取决于结构的材料特性，而声抗则取决于结构的几何特性。当声抗为零的时候，结构就发生共振。公式(1.21)中的声阻抗也可以写成公式(1.22)那样的形式，为：

$$Z(0) = -\frac{\rho c}{S} j \cot kL \quad (1.23)$$

上式如果满足下面的条件：

$$\cot kL = 0 \quad (1.24)$$

$$\text{即：} kL = \frac{2n-1}{2} \pi, \text{ 那么这个开口-封闭管道就发生共振，其固有频率为：}$$

$$f = \frac{(2n-1)c}{4L} \quad (1.25)$$

当 $n=1, 2, 3, \dots$ ，时，分别对应著管道第一阶、第二阶、第三阶，...，等阶次频率。图1.6是管道声波的第一阶和第二阶模态。这个声波在封闭端时，声压达最大值，然后发射

到入口处，使得入口端的声压为零，即在开口端形成驻波节点。四分之一波长管就是应用这个原理来工作的。

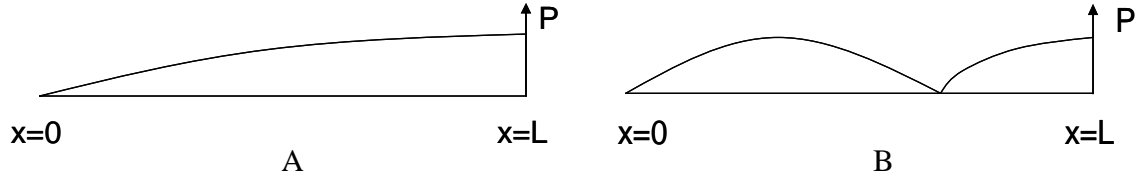


图1.6 管道声波的第一阶模态(A)和第二阶模态(B)

公式(1.25)可以转变为管道长度与波长的关系，表达如下：

$$L = \frac{(2n-1)}{4} \lambda \quad (1.26)$$

当 $n = 1$ 时，管道的长度是波长的四分之一，即： $L = \frac{1}{4} \lambda$ 。所以这种开口-封闭的管道通常叫著四分之一波长管。

2. 开口-开口管道

图1.7为一个尾端开口的管子。声波从入口端向右传播进入开口端时，声音与大气产生声耦合。大气的辐射声阻抗会将一部分声波返回。

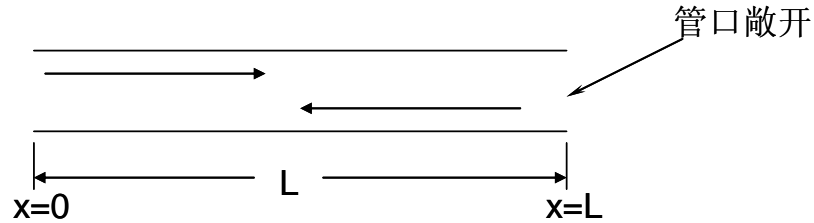


图1.7 开口-开口管道

声波在尾端的声阻抗 $Z(L)$ 为周围环境的声阻抗 Z_r ，也就是说这个声阻抗不为零。为了使问题简化起见，我们先假设这个阻抗为零，然后再对所得到的结构进行修正。如果在 $x=L$ 处的声阻抗为零，那么由公式(1.19)可以得到下式：

$$Z(0) = j \frac{\rho c}{S} \operatorname{tg} kL = 0 \quad (1.27)$$

同样，当这个声阻抗中的声抗为零的时候，管道就发生共振，这时必须满足：

$$\operatorname{tg} kL = 0 \quad (1.28)$$

即：

$$kL = (2n-1)\pi \quad (1.29)$$

这时，开口-开口管道的共振频率为：

$$f = \frac{(2n-1)c}{2L} \quad (1.30)$$

当 $n=1, 2, 3, \dots$ ，时，分别对应著管道第一阶、第二阶、第三阶， \dots ，等阶次频率。

图1.8是开口-开口管道声波的第一阶和第二阶模态。

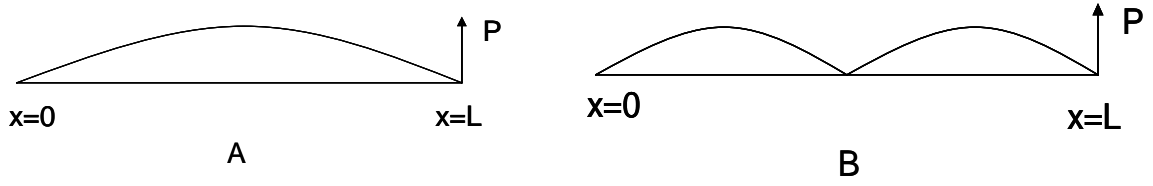


图1.8 开口-开口管道的第一阶模态(A)和第二阶模态(B)

公式(1.30)可以转变为管道长度与波长的关系，表达如下：

$$L = \frac{(2n-1)}{2} \lambda \quad (1.31)$$

3. 开口管道的修正

在推导尾端开口公式时，我们假设了出口周围环境的声阻抗为零，但是实际上这个阻抗不为零，因此必须对公式(1.27-1.31)的结论做修正。对图1.9这样的开口终端，被称为自由-自由开口。该开口处的声阻抗为：

$$Z(L) = \frac{\rho c}{S} \left[\frac{1}{4} (kr)^2 + j0.6kr \right] \quad (1.32)$$

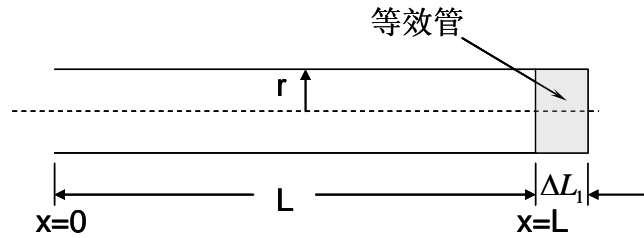


图1.9 自由开口-开口修正管道

由于管道的直径非常小，因此 $1/4(kr)^2$ 和 $0.6kr$ 都远远小于1。由公式(1.27)和(1.32)得到：

$$\operatorname{tg}((2n-1)\pi - kL) \approx \operatorname{tg}(0.6kr) \quad (1.33)$$

这样，管道内的频率为：

$$f = \frac{(2n-1)c}{2(L + 0.6r)} \quad (1.34)$$

管道长度与波长的关系为：

$$L = \frac{(2n-1)}{2} \lambda - 0.6r \quad (1.35)$$

这样管道的长度比声阻抗为零的时候要短些，也就是说好像有一根等效的延长管与原来的管道相连接。管道的计算长度 L_1 就是实际管子长度 L 加上等效延长管长度 $\Delta L_1 = 0.6r$ ，即：

$$L_1 = L + \Delta L_1 \quad (1.36)$$

有时候，在出口管处还会加类似与法兰的结构，如图1.10所示。这时，有效延长管的长度为：

$$\Delta L_2 = \frac{8r}{3\pi} \quad (1.37)$$

实际管子的长度为：

$$L = L_2 - \Delta L_2 \quad (1.38)$$

式中 L_2 是管子的计算长度。

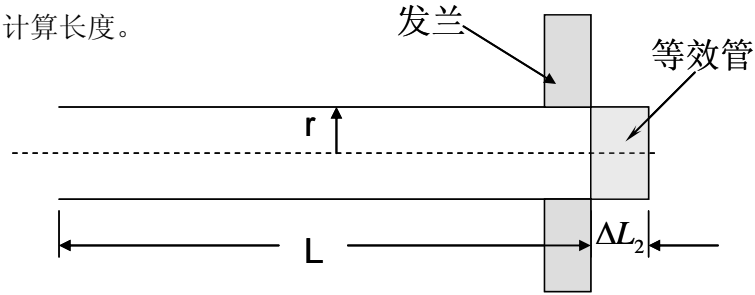


图1.10 法兰开口-开口修正管道

第四节 四端网络分析

进气系统或者排气系统都是有管道和消音元件组成。分析整个系统往往是非常复杂的，但是如果将系统分解到一些小的段落，那么分析起来就相对容易些。得到了每个段落或者是每个部件的分析结果，然后将之合成起来就得到了整个系统的结果。四端网络分析就是这种分析方法，在管道声学分析中得到了广泛的应用。

对于管道中一小段质量(如图1.11)来说，动力方程可以写成如下：

$$\rho_0 S l \frac{du}{dt} = p_2 - p_1 \quad (1.39)$$

式中， S 是管道的截面积， l 是这个质量段的长度， p_1 和 p_2 分别是质量段两边的压力。

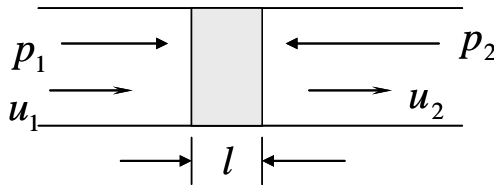


图1.11 管道中一小段质量的受力分析

公式(1.39)可以表达为：

$$p_2 = p_1 + j\rho_0 S l u_1 \quad (1.40)$$

对这一小段质量来说，假设两边的速度是相等的，即

$$u_2 = u_1 \quad (1.41)$$

将这公式(1.40)和(1.41)写成矩阵形式，得到：

$$\begin{Bmatrix} p_2 \\ u_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & j\rho_0 Sl \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_1 \\ u_1 \end{Bmatrix} \quad (1.42)$$

公式(1.42)建立起这段小质量块两边的压力和速度的关系。管道中小段质量块后端的压力 p_2 和速度 u_2 可以用它前端的压力 p_1 和速度 u_1 来表示。也就是说质量块后端与前端之间建立起来一种传递关系。

同样对一个长度为L的管道(如图1.4所示)也可以得到管道两端的传递关系。在 $x=0$ 处的压力和速度可以通过公式(1.6)和(1.9)分别求得：

$$p_0 = (P_i + P_r)e^{j\omega t} \quad (1.43)$$

$$u_0 = \frac{1}{z}(P_i - P_r)e^{j\omega t} \quad (1.44)$$

由以上两式可以得到 P_i 和 P_r ，如下：

$$P_i = \frac{p_0 + zu_0}{2}e^{-j\omega t} \quad (1.45)$$

$$P_r = \frac{p_0 - zu_0}{2}e^{-j\omega t} \quad (1.46)$$

根据公式(6)和(9)，在 $x=L$ 处的压力和速度分别为：

$$p_L = (P_i e^{-jkL} + P_r e^{jkx})e^{j\omega t} \quad (1.47)$$

$$u_L = \frac{1}{z}(P_i e^{-jkx} - P_r e^{jkx})e^{j\omega t} \quad (1.48)$$

将公式(1.45)和(1.46)中 P_i 和 P_r 的表达式代入公式(1.47)和(1.48)之中，就得到管道入口与出口之间声压和速度之间的关系，为：

$$p_L = \frac{p_0}{2}(e^{-jkL} + e^{jkx}) + \frac{zu_0}{2}(e^{-jkL} - e^{jkx}) \quad (1.49)$$

$$u_L = \frac{p_0}{2z}(e^{-jkL} + e^{jkx}) + \frac{u_0}{2}(e^{-jkL} - e^{jkx}) \quad (1.50)$$

将公式(1.49)和(1.50)写成如下的矩阵形式：

$$\begin{Bmatrix} p_L \\ u_L \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{e^{-jkx} + e^{jkx}}{2} & \frac{z(e^{-jkx} + e^{jkx})}{2} \\ \frac{e^{-jkx} - e^{jkx}}{2z} & \frac{e^{-jkx} - e^{jkx}}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_0 \\ u_0 \end{Bmatrix} \quad (1.51)$$

这样就得到了管道两边的压力和速度的传递关系。公式(1.51)可以简单地写成如下形式：

$$\begin{Bmatrix} p_L \\ u_L \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_0 \\ u_0 \end{Bmatrix} = [T_L] \begin{Bmatrix} p_0 \\ u_0 \end{Bmatrix} \quad (1.52)$$

式中， $[T_L] = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix}$ 被称为传递矩阵。如果管道的传递矩阵知道，那么只要知道管道一端的压力和速度，就可以通过传递矩阵算出另一端的压力和速度。在传递矩阵两边分别是两个输入参数和两个输出参数。这四个参数的关系由传递矩阵来确定，因此这种表达方式称为四端网络法。

上面介绍了一小段质量和长度为L的管道的传递矩阵表达方法。这种方法可以推广到任何一个声学元件，其输入端和输出端的声压和速度都可以用四端网络来表示。图1.12代表某个声学元件i。

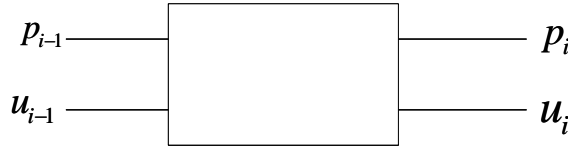


图1.12 一个管道元件的四端网络图

这个元件两边的压力和速度关系为：

$$\begin{Bmatrix} p_i \\ u_i \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_i & B_i \\ C_i & D_i \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_{i-1} \\ u_{i-1} \end{Bmatrix} = [T_i] \begin{Bmatrix} p_{i-1} \\ u_{i-1} \end{Bmatrix} \quad (1.53)$$

式中 $[T_i]$ 是传递矩阵， A_i, B_i, C_i, D_i 是传递矩阵系数。

汽车的进气系统包括进气管道、空气过滤器、赫耳姆兹消音器、四分之一波长管等。排气系统包括排气多支管、催化器、谐振器、消音器和管道等。一个系统如果由N个元件组成。而且每个元件的传递矩阵都知道，那么出声口的声压和速度就可以用声源的声压和速度来表示如下形式：

$$\begin{Bmatrix} p_N \\ u_N \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_N & B_N \\ C_N & D_N \end{bmatrix} \cdots \begin{bmatrix} A_i & B_i \\ C_i & D_i \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_0 \\ u_0 \end{Bmatrix} = [T] \begin{Bmatrix} p_0 \\ u_0 \end{Bmatrix} \quad (1.54)$$

式中的 $[T]$ 是系统的传递矩阵，如下形式：

$$[T] = [T_N] \cdots [T_i] [T_{i-1}] \cdots [T_0] = \begin{bmatrix} A_N & B_N \\ C_N & D_N \end{bmatrix} \cdots \begin{bmatrix} A_i & B_i \\ C_i & D_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_0 & B_0 \\ C_0 & D_0 \end{bmatrix} \quad (1.55)$$

传递矩阵对了解消音元件的特性非常有用。如果知道声源的声压和速度，并且计算出或者测量到消音元件的传递矩阵，那么就可以计算出系统的声压和速度。当声源和出声口两处的声压和速度都能测量到时，那么就可以估计出消音元件的声学特性，如声阻抗等。

第二章 消音元件声学评价指标

消除噪声是进排气系统最主要的功能之一。当设计一个进气系统或者排气系统的时候，一定要考虑进气口和排气尾管口处的噪声特性，然后根据这些特性来选择系统中的消音元件。一个消音元件往往用于降低某个频率或者某个频段的噪声，所以了解单个元件的消音效果非常重要。当这些消音元件安装到系统之后，我们必须知道整个系统的消音效果。所以对单个消音元件和整个进气或者排气系统的消音效果进行评价是噪声控制设计中最重要的问题。

评价消音元件和系统的消音效果通常有四个评价指标：传递损失、插入损失、声级差和声压级。传递损失一般用来评价单个消音元件，而插入损失和声压级一般用来评价整个系统的消音效果。声级差可以用于单个消音元件和整个系统的评价。

第一节 传递损失

假如声波在无限长的管道中传播，而且媒体相同，那么这个声波就会一直传递下去。可是当管道内的声阻抗发生变化时，入射声波就会受到阻碍，一部分声波就会被反射回来。传播媒体的变化和管道截面积的改变都会引起声阻抗的改变。阻抗的改变是抗性消音器工作的原理。图2.1为一个截面积和媒体都改变的管道图。

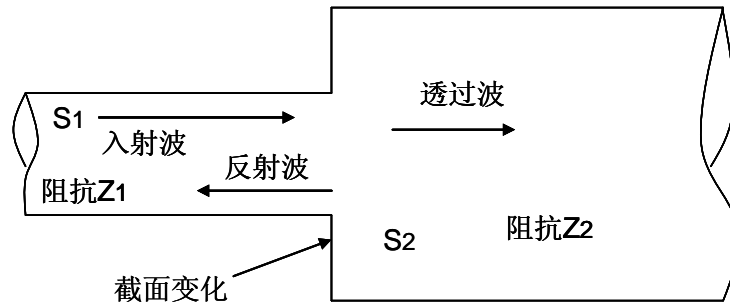


图2.1 管道截面积变化

声波在阻抗为 Z_1 的管道中传播，当遇到阻抗为 Z_2 的管道时，截面积也发生变化。入射声波的一部分被反射回阻抗为 Z_1 的管道，形成反射声波。入射声波的另一部分继续在阻抗为 Z_2 的管道传播，形成了透射波。这两个声阻抗分别表达如下：

$$Z_1 = S_1 z_1 \quad (2.1)$$

$$Z_2 = S_2 z_2 \quad (2.2)$$

式中， $z_1 = \rho_1 u_1$ 和 $z_2 = \rho_2 u_2$ 分别是两个媒体的声阻抗率。

这三种波的声压分别表达如下：

$$\text{入射声波: } p_i = P_i e^{j(\omega t - k_1 x)} \quad (2.3)$$

$$\text{反射声波: } p_r = P_r e^{j(\omega t + k_1 x)} \quad (2.4)$$

$$\text{阻抗透过声波: } p_t = P_t e^{j(\omega t - k_2 x)} \quad (2.5)$$

在截面变化的地方，截面两边的压力相等。在 Z_1 的管道中有入射声波和反射声波，两个管道交界面左边的声压是这两种波声压之和。在交界面的右边只有透射声波。於是交界面两边的声压为：

$$p_i + p_r = p_t \quad (2.6)$$

声波在管道中任何一点的体积速度是相等的。交界面左边的体积速度是入射波速度与反射波速度迭加，这两个速度的方向是相反的。於是在交界处两边的体积速度为：

$$U_i - U_r = U_t \quad (2.7)$$

公式(2.7)可以重新写成：

$$S_1 \frac{p_i}{z_1} - S_1 \frac{p_r}{z_1} = S_2 \frac{p_t}{z_2} \quad (2.8)$$

由公式(2.6)和(2.8)得到，

$$\frac{z_1}{S_1} \frac{p_i + p_r}{p_i - p_r} = \frac{z_2}{S_2} \quad (2.9)$$

反射波声压的幅值与入射波声压的幅值之比定义为反射系数：

$$R = \frac{p_r}{p_i} \quad (2.10)$$

将公式(2.10)代入到公式(2.9)中，得到：

$$R = \frac{S_1 z_2 - S_2 z_1}{S_1 z_2 + S_2 z_1} \quad (2.11)$$

透射波声压的幅值与入射波声压的幅值之比定义为透声系数：

$$T = \frac{p_t}{p_i} \quad (2.12)$$

由公式(2.6)得知：

$$1 + R = T \quad (2.13)$$

将公式(2.11)代入到公式(2.13)中，得到透声系数为：

$$T = \frac{2 S_1 z_2}{S_1 z_2 + S_2 z_1} \quad (2.14)$$

声功率传递系数定义为透射声功率与入射声功率的比例，即：

$$T_w = \frac{W_t}{W_i} = \frac{S_2 I_t}{S_1 I_i} = \frac{S_2 p_t u_t}{S_1 p_i u_i} = \frac{S_2 p_t \frac{p_t}{z_2}}{S_1 p_i \frac{p_i}{z_1}} = \frac{S_2 z_1}{S_1 z_2} \left(\frac{p_t}{p_i} \right)^2 = \frac{S_2 z_1}{S_1 z_2} T^2 \quad (2.15)$$

声功率反射系数定义为反射声功率与入射声功率的比例，即：

$$R_w = \frac{W_r}{W_i} = \frac{S_1 I_r}{S_1 I_i} = \frac{p_r u_r}{p_i u_i} = \frac{p_r \frac{p_r}{z_1}}{p_i \frac{p_i}{z_1}} = \left(\frac{p_r}{p_i} \right)^2 = R^2 \quad (2.16)$$

将公式(2.14)代入到公式(2.15)之中,将公式(2.11)代入(2.16)之中,然后加起来得到:

$$R_w + T_w = 1 \quad (2.17)$$

即功率反射系数和功率传递系数之和为1,这也体现了系统的能量守恒。

传递损失表明声音经过消音元件后声音能量的衰减,即入射声功率级 L_{w_i} 和透射声功率级 L_{w_t} 的差值。传递损失用TL(英文Transmission Loss的简写)来表示,表达如下:

$$TL = 10 \log_{10} \frac{W_i}{W_t} = L_{w_i} - L_{w_t} \quad (2.18)$$

将公式(2.15)代入上式,得到传递损失与功率传递系数之间的关系:

$$TL = 10 \log_{10} \frac{1}{T_w} \quad (2.19)$$

在进排气系统中,媒体都是空气,变截面两边的声学阻抗率相等,即 $z_1 = z_2 = \rho c$, 于是,反射系数和透声系数可以简化为:

$$R = \frac{S_1 - S_2}{S_1 + S_2} \quad (2.20)$$

$$T = \frac{2S_1}{S_1 + S_2} \quad (2.21)$$

於是传递损失为:

$$TL = 10 \log_{10} \frac{(S_1 + S_2)^2}{4S_1 S_2} = 10 \log_{10} \frac{(1 + S_2/S_1)^2}{4S_2/S_1} = 10 \log_{10} \frac{(1 + S_1/S_2)^2}{4S_1/S_2} \quad (2.22)$$

从公式(2.22)知道,对这样截面变化的两个管道来说,传递损失仅仅取决于截面积之比 S_2/S_1 , 而与两个管道截面大小的次序没有关系。也就是说图2.1和图2.2中只要截面积的比相同,其传递损失是一样的。传递损失不取决于管道截面积的绝对值,而取决于两个管道截面积之比。这个传递损失与频率没有关系。但是在以后的章节中,我们要介绍进排气系统中的各种消音元件,它们与频率是紧密相关的。

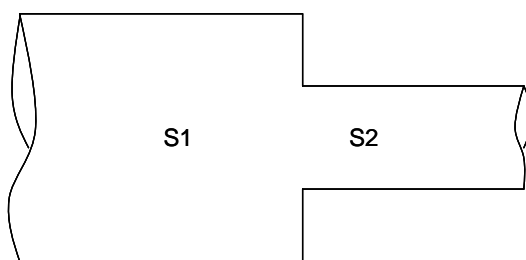


图2.2 截面积变化管道(二)

当 $S_1 = S_2$ 的时候, 传递损失 $TL=0$, 也就是说管道截面积没有变化的时候, 没有入射波反射回来, 声波全部透射, 在管道中继续传播。一般来说, 当管道截面尺寸远远小于波长时, 管道截面的形状对传递损失没有影响。

传递损失没有包括声源和管道终结端的声学特性, 它只与自身的结构有关。在评价单个消音元件的消音效果或者初步评估系统的消音性能时, 通常用传递损失。传递损失是评价消音元件消音效果最简单的一种方法。

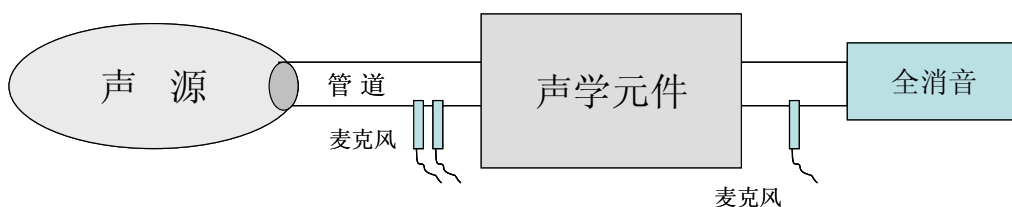
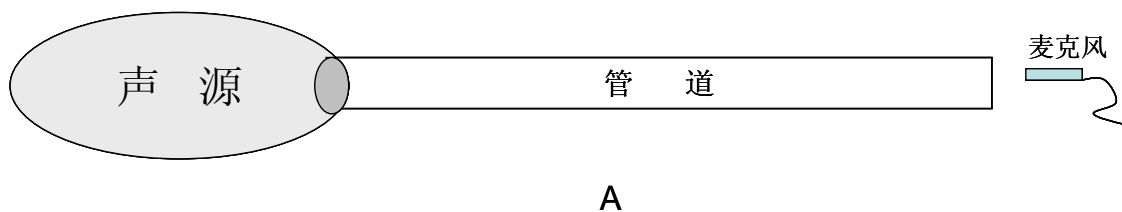


图2.3 传递损失测量图

图2.3 是传递损失的测量的示意图。在测量时, 在尾端装上一个全消音装置, 这样就声音全部被吸收。在消音元件的入射端安装两个麦克风来测量入射波的声压和速度, 从而计算出入射声功率。在消音元件的后端只安放一个麦克风就可以测量到透射声功率。传递损失可以用公式(2.18)来计算。

第二节 插入损失

插入损失是指一个系统中插入了消音元件之前和之后, 在出口处得到的声功率级(或者声压级)的差值。假设系统中没有安装消音元件, 如图2.4(A), 声源与测量点之间只是用管道连接, 在测量点测得的声功率为 L_{w1} 。然后再将消音元件装到这套系统上, 如图2.4(B), 并在同一点测量声功率为 L_{w2} 。



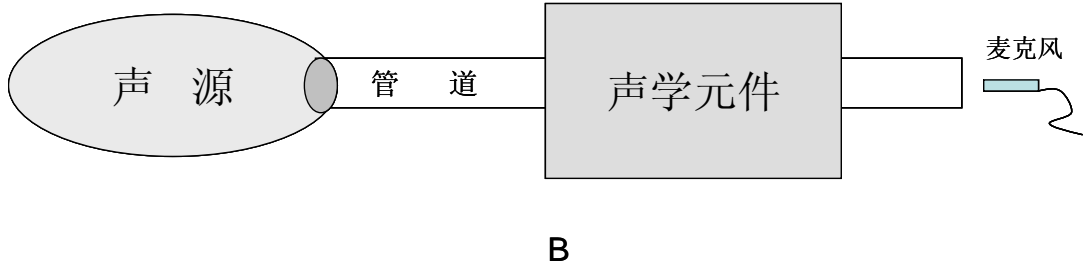


图2.4 插入损失的测量：没有消音元件(A)和有消音元件(B)

插入损失用IL表示(英文Insertion Loss的简写)。插入损失就可以用下面的公式来计算：

$$IL = L_{w_1} - L_{w_2} = 10 \log_{10} \frac{W_1}{W_2} \quad (2.23)$$

式中， W_1 是没有安装消音元件系统在测量点的声功率； W_2 是安装了消音元件后在同一点测量的声功率。

与传递损失只考虑消音元件本身不同，插入损失是考虑一个系统。也就是说除了消音元件本身外，插入损失还包括了声源和出声口(如进气口和排气尾管)的声学特征，因此这种方法是描述整个系统消音效果的最佳表达方式。

插入损失可以用前面介绍的四端网络方法计算。声源和出声口的传递关系为：

$$\begin{Bmatrix} p_n \\ v_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_0 \\ v_0 \end{Bmatrix} \quad (2.24)$$

式中， u_0 和 p_0 分别是声源处的速度和声压； u_n 和 p_n 分别是出口处的速度与声压。於是，插入损失可以表达为：

$$IL = 20 \log_{10} \left| \frac{Az_n + B + Cz_0z_n + Dz_0}{A'z_n + B' + C'z_0z_n + D'z_0} \right| \quad (2.25)$$

式中 z_0 是声源的声阻抗， z_n 是出口处的声阻抗。A，B，C和D是没有安装消音元件时传递矩阵的系数，而A'，B'，C'和D'是安装了消音元件后传递矩阵系数。

第三节 声压级差值及声压级

声压级差值指系统中任意两点声压级的差值，用LD(Level Difference的简写)来表示。图2.5是声压级差值的测量系统。

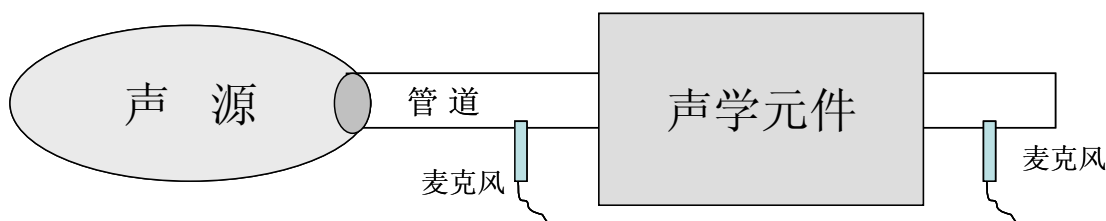


图2.5 声压级差

系统中第一点和第二点的声压级分别为 L_{p_1} 和 L_{p_2} ，那么声压级差为：

$$LD = L_{p_1} - L_{p_2} = 20 \log_{10} \frac{P_1}{P_2} \quad (2.26)$$

这种方法不包括声源，但是管道终端的声学特性会影响到测量值。这种方法非常简单，实际工作中经常用到这种方法。

上面三种方法通常用于评价消音元件的消音效果或者是消音元件对整个系统的影响。可是在评价一个系统时，最关心的是出声口处的声压级，如进气系统中进气口的声压和排气系统中排气尾管口的声压。

第四节 几种评价指标的比较

1. 传递损失与插入损失的比较

当管道截面没有变化的时候，传递损失为零。只要截面发生变化，传递损失就存在而且永远是正数，也就是说总是有消音效果。而插入损失可以是正数也可以是负数。正数表明加入消音元件后，声音被衰减。负数表明加入消音元件后，系统的声音被放大。

传递损失只取决于消音元件的结构、媒体的阻抗率和截面积。当某个声学元件的结构确定了，那么传递损失也就确定了。传递损失与消音元件在一个系统中的位置没有关系。可是插入损失则取决于消音元件的传递损失和它在系统中的位置。同一个消音元件在不同的位置，系统的插入损失是不一样的。

传递损失与声源和出口处的声学特性没有关系，而插入损失则取决于声源和出口处的声学特性。

传递损失一般用于评价单个声学元件，而插入损失则是评价一个系统。因此插入损失比传递损失更好地描述一个系统消音性能。

插入损失比较容易测量，而测量传递损失则需要专门的设备。计算起来，传递损失比较容易，它不需要声源和终端的声阻抗，而插入损失则需要这些声阻抗和传递矩阵系数。

2. 传递损失与声压级差值的比较

传递损失和声压级差值是用来评价单个或者几个消音元件的消音效果。传递损失与声源和出口处的声学特性没有关系，而声压级差值虽然与声源的声学特性没有关系，但是却取决于出口处的声学特性。声压级差值比较容易测量，而测量传递损失时必须在出口处安装一个全消

音装置。

3. 插入损失与声压级的比较

这两者都是评价一个系统。插入损失是评价加入了消音元件后的消音效果，而声压级是评价出口处最终噪声指标。

第三章 消音元件声学分析

第一节 声学元件的分类

进气系统和排气系统可以看成是由一些管道和声学原件(或者叫消音元件)组成的系统。消音元件包括扩张消音器、赫尔姆兹消音器、四分之一波长管等。在进气系统中,扩张消音器同时也是空气过滤器。这些元件将使得一些频率的声波通过,同时也阻止了另一些频率的声波传递,这样就起到了消音的效果。这节将介绍这些消音元件的声学特性。

消音器分为被动消音器、主动消音器和半主动消音器。在被动消音器里,声能或者被反射或者被吸收,从而达到消音目的。在主动消音器内,安装了一套电子控制系统并产生一个与声源声波幅值相等而相位相反的次声波,这样两个波相互抵消从而达到消音效果。而在半主动消音器内则是安装一套被动控制装置,当空气流动状况改变时,消音器的消音效果由气流来调节。在汽车进排气系统中,绝大多数是被动消音器。半主动消音器有些应用,如排气系统中的双模态消音器。主动消音器由于成本太高,在进排气系统中用得很少。本节只介绍被动消音器的声学性能。主动与半主动消音器将在第二十五章“汽车主动与半主动噪声与振动控制”中介绍。

被动消音器又可以分为抗性消音器和阻性消音器。抗性消音器主要包括扩张消音器和旁支管消音器,如赫尔姆兹消音器、四分之一波长管。抗性消音器的原理是声波经过消音器时,声阻抗发生变化,一部分声能被反射回声源,这样传递声能减少。抗性消音器对降低单频,特别是低频噪声特别有效,传递损失很大。在高温和不干净的空气流中,使用抗性消音器比较理想。阻性消音器是在内部安装了一些吸声材料,当声波通过消音器时,一部分声能被吸收,从而达到消音效果。在进气系统中,基本上只使用抗性消音器。在排气系统中也主要使用抗性消音器,有的汽车也采用阻性消音器。而这些阻性消音器也往往是与抗性消音器做成一体而成为混合消音器。

第二节 消音元件的设计要求

消音元件的首要目的是消除噪声,因此要满足声学要求。气体在进排气系统中运动,又必须满足空气流动的要求。另外还有材料、安装空间等方面的要求。下面较详细地列出了这些要求:

第一,声学要求。消音元件的目的就是减少声能的传递。前一节已经详细地介绍了消音元件的评价指标,如传递损失、噪声降低量和插入损失。在评价单个消音元件的消音效果时,通常用传递损失,因为传递损失只与自身结构有关而与声源和出声口的声学特性没有关系。

第二,空气流动要求。空气流过消音元件时,会受到阻力,这样消音元件中的流体压力会上升。如果消音元件两边的压力差太大,气流流通的阻力会增加。这样带来两个坏处,一是能量损耗增加,二是在气体流速过高的时候,摩擦引起的噪声会很大。在开发一部汽车时,进气系统和排气系统的功率损失都会被限定在一定范围内。如果这两个系统的能量损失太大,那么发动机的功率就会大幅度下降。

第三,机械和材料方面的要求。气流和温度等因素对材料性能是一个考验。比如排气系

统中温度很高，材料这样的高温气体环境中很容易腐蚀。又比如，管道和消音元件都是薄板材料制造的，在机械振动和气流冲击下，很容易辐射噪声，结构设计(包括材料)必须满足一定的刚度和强度要求。

第四，成本的要求。在汽车进排气消音应用中，成本的因素有时是决定的。有些很好的消音技术或者消音器因为成本太高而不被采用。比如排气消音器中，双模态消音器对发动机高转速时消音和减少功率损失都有好处，但是可能成本过高而不被采用。

第五，安装空间的限制。要达到良好的消音效果，消音器的容积应该越大越好，但是进排气系统能够安装的空间都非常有限。所以往往是在限定的空间内来设计消音元件。

第三节 扩张消音器

扩张消音器是由一个主要腔室和两边与之相连接的管道组成，如图3.1 18所示。进气管道的截面积 S_1 和出气管道的截面积 S_3 比扩张腔室的截面积 S_2 要小些。由于截面积的变化，声阻抗就变化，因此扩张消音器是一种抗性消音器。入射波到达扩张室后，一部分能量被反射回进气管，从而消耗声能。在消音器里面并没有能量损耗。

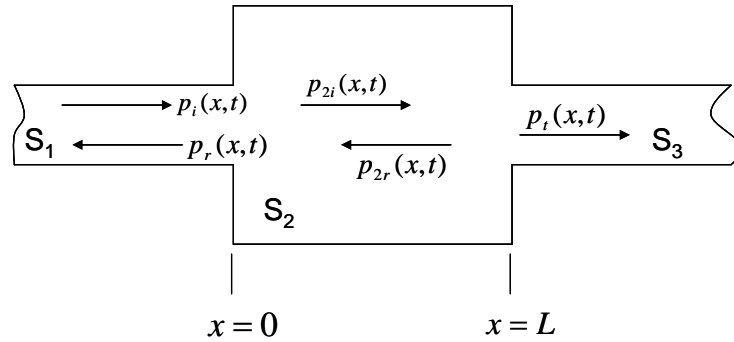


图3.1 扩张消音器示意图

声波在进气管道中前进，当到达与扩张室的交界处时，一部分被发射回来，形成反射波；一部分进入扩张室。气体的声阻抗率为 ρc 。入射声波和反射声波的声压和速度分别如下：

$$\text{进气管中入射波声压: } p_i = P_i e^{j(\omega t - kx)} \quad (3.1)$$

$$\text{进气管中入射波速度: } u_i = p_i / \rho c \quad (3.2)$$

$$\text{进气管中反射波声压: } p_r = P_r e^{j(\omega t + kx)} \quad (3.3)$$

$$\text{进气管中反射波速度: } u_r = p_r / \rho c \quad (3.4)$$

声波进入扩张室后，同样，一部分入射波被反射回来，而剩下的被透射到出气管道中继续传播。扩张室内的入射波和反射波的声压和速度分别为：

$$\text{扩张室内入射波声压: } p_{2i} = P_{2i} e^{j(\omega t - kx)} \quad (3.5)$$

$$\text{扩张室内入射波速度: } u_{2i} = p_{2i} / \rho c \quad (3.6)$$

$$\text{扩张室内反射波声压: } p_{2r} = P_{2r} e^{j(\omega t - kx)} \quad (3.7)$$

$$\text{扩张室内反射波速度: } u_{2r} = p_{2r} / \rho c \quad (3.8)$$

透射波在出气管道中的声压和速度分别为:

$$\text{出气管中透射波声压: } p_t = P_t e^{j(\omega t - kx)} \quad (3.9)$$

$$\text{出气管中透射波速度: } u_t = p_t / \rho c \quad (3.10)$$

在 $x = 0$ 处, 压力和体积速度满足以下条件:

$$p_i + p_r = p_{2i} + p_{2r} \quad (3.11)$$

$$S_1(u_i - u_r) = S_2(u_{2i} - u_{2r}) \quad (3.12)$$

将公式 (3.2) (3.4) (3.6) (3.8) 代入到公式 (3.12) 中, 然后与公式 (3.11) 相除得到下面的式子:

$$\frac{P_i + P_r}{S_1(P_i - P_r)} = \frac{P_{2i} + P_{2r}}{S_2(P_{2i} - P_{2r})} \quad (3.13)$$

在 $x = L$ 处, 压力和体积速度满足以下条件:

$$p_{2i} + p_{2r} = p_t \quad (3.14)$$

$$S_2(u_{2i} - u_{2r}) = S_3 u_t \quad (3.15)$$

将公式 (3.6) (3.8) (3.10) 代入到公式 (3.15) 中, 然后与公式 (3.14) 相除得到下面的式子:

$$\frac{P_{2i} e^{-j\omega L} + P_r e^{j\omega L}}{S_2(P_{2i} e^{-j\omega L} - P_{2r} e^{j\omega L})} = \frac{1}{S_3} \quad (3.16)$$

将公式 (3.13) 和 (3.16) 进行整理并简化后, 就得到传递功率系数为:

$$T_w = \frac{4}{2 + \left(\frac{S_1}{S_3} + \frac{S_3}{S_1}\right) \cos^2 kL + \left(\frac{S_1 S_3}{S_2^2} + \frac{S_2^2}{S_1 S_3}\right) \sin^2 kL} \quad (3.17)$$

在进排气系统中, 扩张管道两边的进气管和出气管的截面积通常是相同的, 即 $S_1 = S_3$ 。於是功率传递系数简化为:

$$T_w = \frac{1}{1 + \frac{1}{4} \left(\frac{S_1}{S_2} - \frac{S_2}{S_1}\right)^2 \sin^2 kL} \quad (3.18)$$

所以, 扩张消音器的传递损失为:

$$TL = 10 \log_{10} \frac{1}{T_w} = 10 \log_{10} \left(1 + \frac{1}{4} \left(\frac{1}{m} - m \right)^2 \sin^2 \frac{2\pi L}{\lambda} \right) \quad (3.19)$$

式中, $m=S_2/S_1$, 称为扩张比。对园管道来说, $m=D^2/d^2$ 。D 和d分别是扩张腔的直径和管道的直径。

从公式(3.19)知道, 扩张消音器的传递损失取决于扩张比和扩张腔室的长度, 同时也是波长(或者频率)的函数。下面就来分析这扩张比和扩张室长度对传递损失的影响。

1. 扩张比对传递损失的影响

首先固定扩张器的长度L, 来观察扩张比对传递损失的影响。假设L=30cm, 图3.2给出了传递损失随著m值变化的曲线。

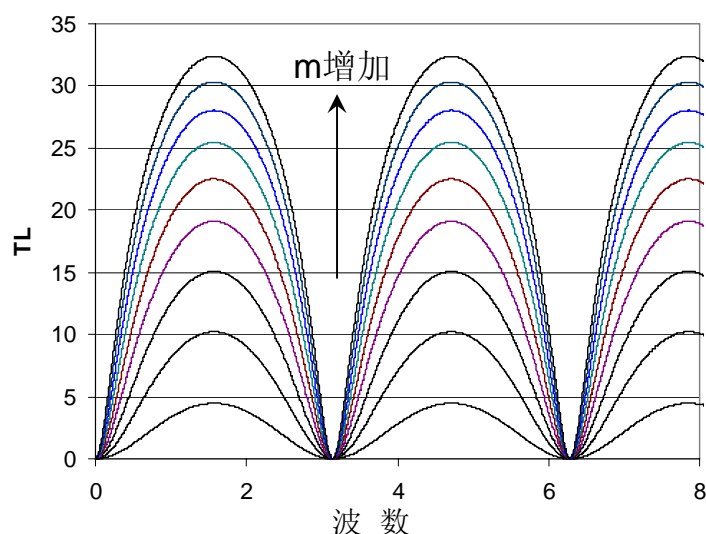


图3.2 扩张比对传递损失的影响

公式(3.19)和图3.2都表明, 当扩张比m增加的时候, 传递损失就增加。由于 $m=S_2/S_1$, 所以增加扩张比的途径有两条, 要么是增加扩张器的截面积 S_2 , 要么是减小管道的截面积 S_1 。但是增加扩张器的截面积或者减小管道的截面积都是有限制的。在进排气系统中, 增加扩张器的截面积往往受到安装空间的限制, 而减小管道的截面积却会影响到气流流通。当截面积过小时, 如果气流的速度太快, 则会引起管道壁上很高的摩擦噪声。在选择进气管道时, 有时会用到扩张管道, 如图3.3所示。这种管道既可以减小进口的截面积以便增加传递损失, 同时也不至於使气流受阻太大以便减小功率损失。

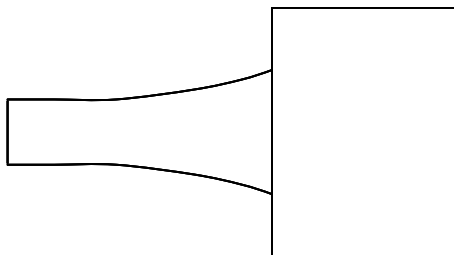


图3.3 扩张管道

2. 扩张器长度对传递损失的影响

固定扩张比 m ，来观察扩张器长度 L 对传递损失的影响。图3.4表示当扩张比 $m=10$ 时，不同长度下(15cm, 20cm和30cm)的传递损失。

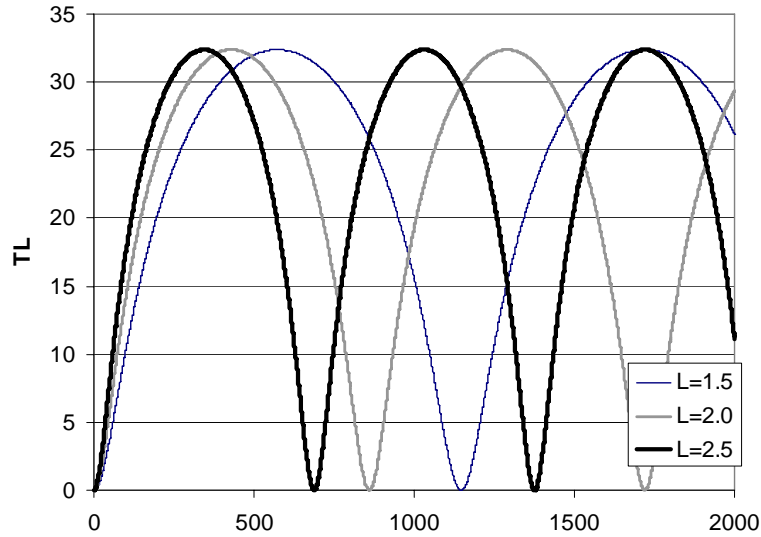


图3.4 扩张器长度对传递损失的影响

公式(3.19)和图3.4表明，当扩张器的长度变化时，传递损失的幅值不变，但是其最大值和最小值对应的频率却变了。从公式(3.19)知道， $\sin^2\left(\frac{2\pi L}{\lambda}\right)$ 的最大值是1，所以传递损失的最大值只是扩张比的函数。当扩张比固定了，传递损失的最大值也就固定了。

当 $\sin \frac{2\pi L}{\lambda} = \pm 1$ ，即 $\frac{2\pi L}{\lambda} = (2n-1)\frac{\pi}{2}$ 时，传递损失最大。这时的扩张管长度与波长的关系为：

$$L = \frac{2n-1}{4}\lambda \quad (3.20)$$

即当扩张管的长度 L 为 $\lambda/4, 3\lambda/4, 5\lambda/4, \dots$ 时，传递损失达到最大。对应的频率称为中心频率， f_c ，表达如下：

$$f_c = \frac{2n-1}{4} \frac{c}{L} \quad (3.21)$$

公式(3.21)表明当扩张器的长度增加时，最大值的中心频率是减小的。图3.4也表明了这种趋势。图还表明当长度增加时，传递损失的带宽却减小。

当 $\sin \frac{2\pi L}{\lambda} = 0$ 时，即 $\frac{2\pi L}{\lambda} = (n-1)\pi$ 时，传递损失等于零。对于这样的频率声波，

其入射波穿过扩张器而全部透射。这时扩张管的长度为

$$L = \frac{n-1}{2}\lambda \quad (3.22)$$

即当扩张管的长度为 $\lambda/2, \lambda, 3\lambda/2, \dots$ 时, 扩张管的传递损失为零, 而声波全部透过。对应的频率称为全透射频率, f_t , 表达为:

$$f_t = \frac{n-1}{2} \frac{c}{L} \quad (3.23)$$

公式(3.23)表明当长度增加时, 其全透射频率减小。因此调整扩张器长度可以达到所希望中心频率、透射频率和传递损失的带宽。

第四节 旁支消音器

旁支消音器是将消音器接在进排气管上, 如图3.5所示。当声波传到旁支消音器后, 一部分入射波被反射回主管形成反射波, 一部分入射波继续在主管传播形成透射波, 还有一部分声波进入旁支消音器。在消音器内, 入射进来的声波遇到边界时会将一部分波反射回消音器。在主管与消音器接口处, 消音器内某些频率的反射声波与主管的入射声波相位相反, 两个波相互抵消形成一个声压的节点或者使得入射波的波幅降低。声波能量在旁支消音器内并没有消耗, 而仅仅是旁支管和主管之间能量发生转换, 一部分能量相互抵消, 所以旁支消音器是抗性消音器。这种消音器通常只能消除单频噪声或者窄频带的噪声。旁支消音器通常包括赫尔姆兹消音器和四分之一波长管。赫尔姆兹消音器传递损失频带比四分之一波长管的消音频带要宽一些。赫尔姆兹消音器通常用来消除低频噪声, 而四分之一波长管用来消除频率比较高的噪声。

在旁支管处, 声音有三条分流。第一条是进气管中的入射波和反射波, 第二条是出气管中的透射波, 第三条是旁支管道中的入射波和反射波。

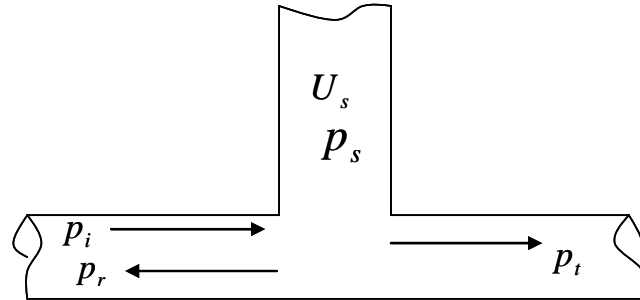


图3.5 旁支消音器

进气管中的声压是入射声压与反射声压之和, 为:

$$p_1 = P_i e^{j(\omega t - kx)} + P_r e^{j(\omega t + kx)} \quad (3.24)$$

进气管中的体积速度为:

$$U_1 = \frac{S}{\rho c} (P_i e^{j(\omega t - kx)} - P_r e^{j(\omega t + kx)}) \quad (3.25)$$

透射波在管道中没有发射, 因此其声压可以写为:

$$p_t = P_t e^{j(\omega t - kx)} \quad (3.26)$$

透射管道中的体积速度为：

$$U_t = \frac{S}{\rho c} P_t e^{j(\omega t - kx)} \quad (3.27)$$

旁支管的声压为：

$$p_s(t, x) = P_s e^{j(\omega t - kx)} \quad (3.28)$$

旁支管的声阻抗可以写为：

$$Z_{side} = \frac{P_s}{u_s} = \frac{P_s}{Sv_s} = R_s + jX_s \quad (3.29)$$

旁支管的体积速度为：

$$U_s = Su_s = S \frac{P_s}{Z_{side}} = \frac{P_s}{R_s + jX_s} \quad (3.30)$$

假设在旁支管与主管连接处的坐标为原点，即 $x = 0$ 。在这个连接点处，入射声压等於透射声压，也等于旁支管的声压，即：

$$p_1(x=0) = p_t(x=0) = p_s(x=0) \quad (3.31)$$

将公式 (3.24) (3.26) (3.28) 代入 (3.31)，得到：

$$P_i + P_r = P_t = P_s \quad (3.32)$$

空气从管道上流流出，一部分被返回，一部分进入旁支管，而另一部分则透射过去。这样在连接处，必须满足体积流速度相等的条件，如下：

$$U_i(x=0) - U_r(x=0) = U_t(x=0) + U_s(x=0) \quad (3.33 \quad 114)$$

将公式 (3.25) (3.27) 和 (3.30) 代入公式 (3.33)，得到：

$$\frac{S}{\rho c} (P_i - P_r) = \frac{S}{\rho c} P_t + \frac{P_s}{R_s + jX_s} \quad (3.34)$$

整理公式 (3.32) 和 (3.34)，得到：

$$\frac{P_t}{P_i} = \frac{R_s + jX_s}{R_s + \frac{\rho_0 c}{2S} + jX_s} \quad (3.35)$$

传递声功率与入射声功率的比值可以用上式的声压幅值平方的比值来表示，如下：

$$\frac{W_t}{W_i} = \left(\frac{P_t}{P_i} \right)^2 = \frac{R_s^2 + jX_s^2}{\left(R_s + \frac{\rho_0 c}{2S} \right)^2 + X_s^2} \quad (3.36)$$

於是，声功率传递系数

$$TL = 10 \log_{10} \frac{W_t}{W_i} = 10 \log_{10} \frac{\left(R_s + \frac{\rho_0 c}{2S} \right)^2 + X_s^2}{R_s^2 + jX_s^2} \quad (3.37)$$

赫尔姆兹消音器是旁支消音器的一种，如图3.6所示。赫尔姆兹消音器是一种历史悠久的消音器，它由一个消音容器和一根短管组成，短管与主管连接。

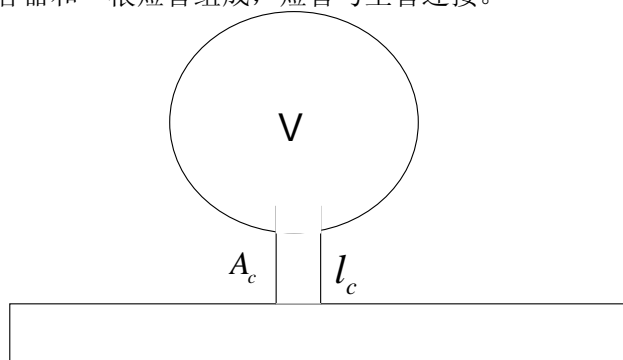


图3.6 赫尔姆兹消音器

入射波在主管运动，当到达消音容器时，一部分被反射回来，另一部分分成两个分路。一路进入在容器里或者是推动容器内的空气运动，另一路继续在主管中传播，形成透射波。由于管道交界处声阻抗的变化，从而达到消音目的。

赫尔姆兹消音器类似于动力减振器(图3.7)。动力吸振器中一个附加的质量和附加的弹簧上组成一个子系统，子系统的运动可以消除主系统中某个频率的振动。赫尔姆兹消音器的空腔就好象弹簧，连接管中的空气类似与动力吸振器中的附加质量。这样就可以消除某个频率的声波。

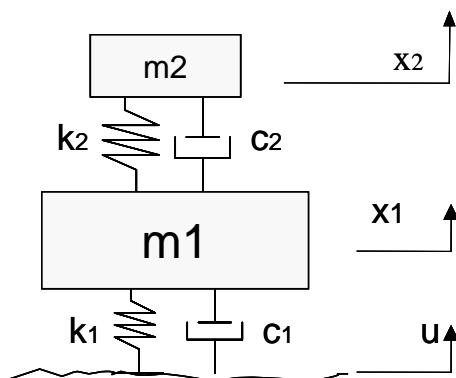


图3.7 动力吸振器

现在来分析连接管道中的气流，如图3.8所示。

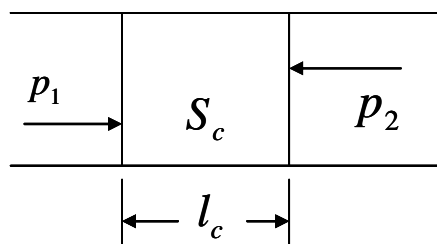


图3.8 连接管道中的气流

根据牛顿第二定律，得到以下动力方程：

$$S_c(p_1 - p_2) = \rho_0 S_c l_c \frac{du}{dt} \quad (3.38)$$

式中， S_c 和 l_c 分别是连接管的截面积和长度， p_1 和 p_2 分别是管口和容积的压力。

方程(3.38)可以改写成：

$$\Delta p = \rho_0 l_c (j\omega u) \quad (3.39)$$

由于容积腔的体积通常很大，压力基本上是一种静态压力，所以 $\Delta p \approx p_1$ ，於是可以得到连接管中的质量阻抗，如下：

$$Z_M = \frac{p_1}{u_v} = \frac{\rho_0 l_c (j\omega u)}{\rho_0 S_c u} = j\omega \frac{l_c}{S_c} = j\omega M_A \quad (3.40)$$

式中， u_v 为质量速度， M_A 称为气体质量。体积速度和气体质量分别表示如下：

$$u_v = \rho_0 U = \rho_0 S_c u \quad (3.41)$$

$$M_A = \frac{l_c}{S_c} \quad (3.42)$$

消音容器是一个大空腔，充满著空气，会产生声阻抗。在空腔里，声波被压缩和扩张，对声压幅值很小的过程来说，气体运动是一个等(火字旁)商和可逆的热动力过程。压力与密度的关系可以通过状态方程得到：

$$\frac{p}{\rho^\gamma} = \frac{p_0}{\rho_0^\gamma} \quad (3.43)$$

式中， p_0 是大气压， γ 是比热

对方程(3.43)对求时间导数，得到：

$$\frac{dp}{dt} = \frac{p_0}{\rho_0^\gamma} \gamma \rho^{\gamma-1} \frac{d\rho}{dt} \quad (3.44)$$

对一个容积V固定的容器来说，空气密度的变化是由于空气被压缩和扩张的结果。根据质量守恒定律，进入容器的质量等於容积内质量的变化，於是得到：

$$u_v = V \frac{d\rho}{dt} \quad (3.45)$$

将公式(3.45)代入公式(3.44)式，得到：

$$\frac{dp}{dt} = \frac{p_0 u_v}{\rho_0 V} \gamma \left(\frac{\rho}{\rho_0} \right)^{\gamma-1} \quad (3.46)$$

理想气体的状态方程为，

$$p_0 = \rho_0 RT \quad (3.47)$$

上式可以用声速来表示如下：

$$c^2 = \gamma RT = \frac{\gamma p_0}{\rho_0} \quad (3.48)$$

对于气体来说， $\frac{\rho}{\rho_0} \approx 1$ ，将公式(3.48)代入公式(3.46)中，得到

$$\frac{dp}{dt} = \frac{u_v c^2}{V} \quad (3.49)$$

这样由上式，压力可以写成：

$$p = \frac{u_v c^2}{j\omega V} \quad (3.50)$$

容器内的容积质量声阻抗则为：

$$Z_c = \frac{p}{u_v} = \frac{c^2}{j\omega V} = -j \frac{1}{\omega C_c} \quad (3.51)$$

式中， $C_c = \frac{V}{c^2}$ 为声容阻。

在管道开口处，管道中流体象活塞一样运动，会对主管道辐射声波，所以这一小段也存在声阻抗。对开口端的辐射声阻抗 R_A 。

这样赫耳姆兹消音器的质量声阻抗由三部分组成：容器的质量声阻抗(声容)，连接管的质量声阻抗和辐射质量声阻抗。三个串连的声阻抗为：

$$Z = Z_M + Z_c + R_A = R_A + j\omega M_A - \frac{j}{\omega C_c} = R_A + j(\omega M_A - \frac{1}{\omega C_c}) \quad (3.52)$$

当声抗为零时，系统达到共振，此时的频率为：

$$f = \frac{2\pi}{\sqrt{M_A C_c}} \quad (3.53)$$

将 M_A 与 C_c 代入上式，得到

$$f = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S_c}{Vl_c}} \quad (3.54)$$

通过分析在交界处的压力和速度边界条件，可以得到赫耳姆兹消音器传递损失，为：

$$TL = 10 \log_{10} \left[1 + \left(\frac{\sqrt{S_c V / l_c}}{\frac{2S_m}{\frac{f}{f_r} - \frac{f_r}{f}}} \right)^2 \right] \quad (3.55)$$

从公式 (3.54) 和 (3.55) 知道, 影响赫尔姆兹消音器消音频率和传递损失的参数有: 容器的容积 V 、连接管道的长度 l_c 、连接管道截面积 S_c 和主管的截面积 S_m 。传递损失还取决于消音器的频率, 其峰值在共振频率处。但是传递损失与消音容积的形状没有关系。下面就来分析各个参数对共振频率和传递损失的影响。

首先来看容积 V 的影响。从公式 (3.54) 知道, 当容积增加时共振频率降低。假设连接管的长度为 $l_c = 30 \text{ cm}$, 截直径为 $d_c = 4 \text{ cm}$, 主管道直径为 $d_m = 7 \text{ cm}$, 改变容器的容积 V 分别为 4 升、5 升、6 升和 7 升。图 3.9 为传递损失图。传递损失最大值所对应的频率是随著容积增加而降低, 但是其幅值却没有规律。

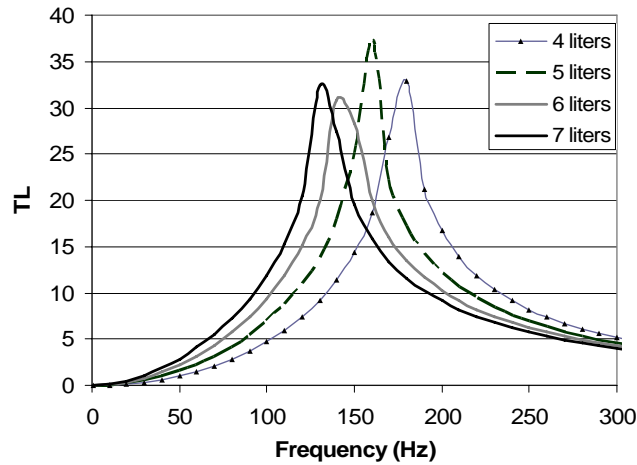


图3.9 容积对传递损失和共振频率的影响

第二, 来观察连接管截面积 S_c 的影响。从公式 (3.54) 知道, 当长度增加时, 共振频率也增加。假设连接管的长度为 $l_c = 40 \text{ cm}$, 主管道直径为 $d_m = 7 \text{ cm}$, 容器的容积 $V = 5 \text{ 升}$, 连接管道的直径变化为: 3cm、4cm、5cm 和 6cm。图 3.10 表明传递损失最大值所对应的频率是随著截面积增加而增加, 但是其幅值却没有规律。

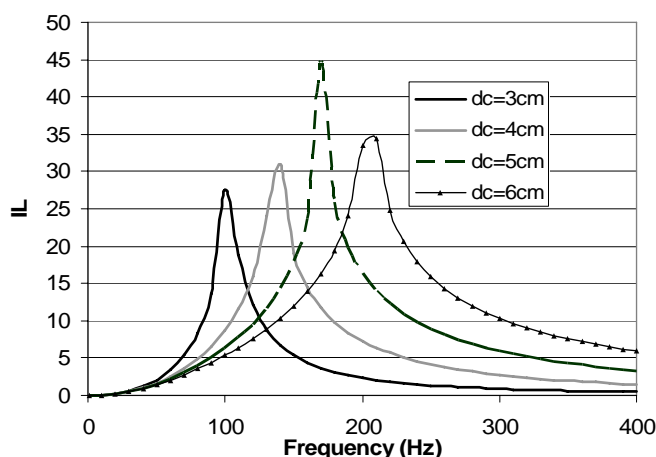


图3.10 连接管道截面积对传递损失和共振频率的影响

第三，来考察连接管长度 l_c 的影响。从公式(3.54)知道，当长度增加时，共振频率下降。假设连接管的直径为 $d_c=4\text{ cm}$ ，主管道直径为 $d_m=7\text{ cm}$ ，容器的容积 $V=5$ 升，连接管道的长度变化为4cm、5cm、6cm和7cm。图3.11表明传递损失最大值所对应的频率是随著连接管道的长度增加而减小，但是其幅值却没有规律。

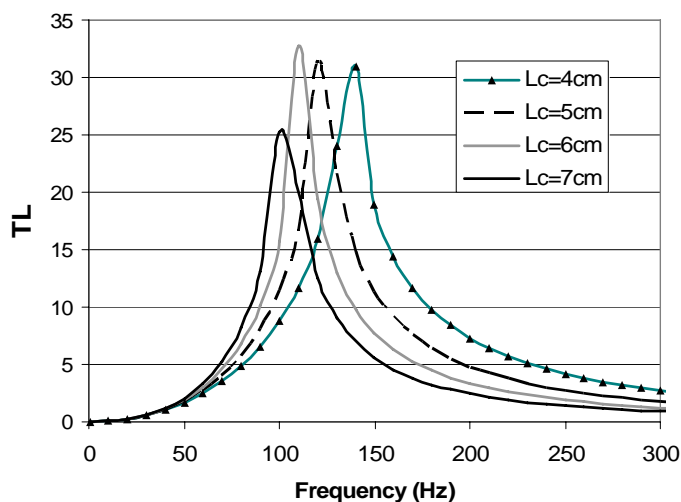


图3.11 连接管道长度对传递损失和共振频率的影响

第四，主管截面积的影响。从公式(3.54)知道，共振频率与主管道的截面积没有关系。而从公式(3.54)知道，当主管道截面积增加时，传递损失减少。图3.11表明容器体积为5升，连接管道的长度为4cm，长度也为4cm，而主管直径变化(6cm, 7cm和8cm)的传递损失图。图3.12表明当主管直径增加时，其传递损失的幅值降低，其频带也变窄，但其对应的频率不变。

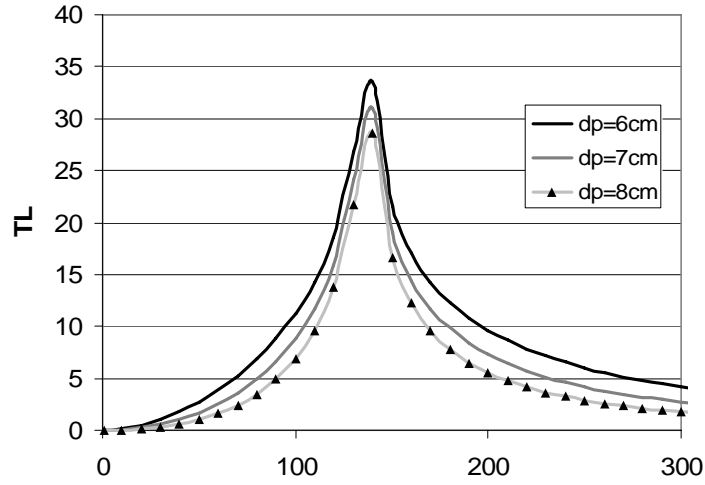


图3.12 主管道直径对传递损失和共振频率的影响

第六节 四分之一波长管

四分之一波长管是安装在主管道上的一个封闭的管子，如图3.13所示。当声波从主管道进入旁支管后，声波被封闭端反射回到主管，某些频率的声波与主管中同样频率的声波由于相位相反而相互抵消，从而达到消音目的。

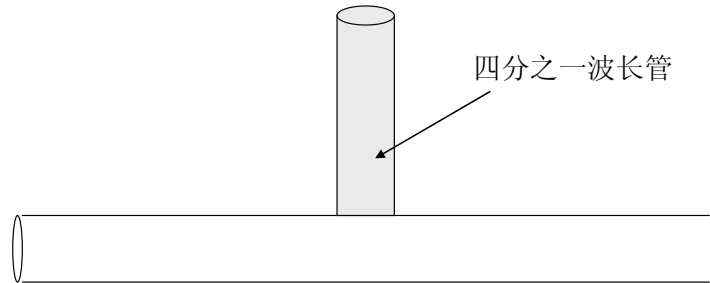


图3.13 封闭的四分之一波长管

这个旁支管的传递损失为：

$$TL = 10 \log_{10} \left[1 + \frac{1}{4} \left(m \tan \frac{2\pi L}{\lambda} \right)^2 \right] \quad (3.56)$$

式中L是四分之一波长管的长度，而m是主管截面积与波长管截面积的比值。在公式(3.56)中，

当 $\frac{2\pi L}{\lambda} = \frac{2n-1}{2}\pi$ (n=1, 2, 3, ...) 时，传递损失达到最大。这时旁支管的长度为：

$$L = \frac{2n-1}{4} \lambda \quad (3.57)$$

即当旁支管的长度为： $\lambda/4, 3\lambda/4, 5\lambda/4, \dots$ 时，传递损失最大。当 $n=1$ 时，旁支管

的长度为波长的四分之一，即

$$L = \frac{1}{4} \lambda \quad (3.58)$$

这就是四分之一波长管名字的由来。四分之一波长管共振的频率为：

$$f_0 = \frac{(2n-1)c}{4L} \quad (3.59)$$

从公式(3.59)知道，这种旁支管的频率只取决于管道的长度。管道越长，频率越低。从公式(3.56)知道，影响四分之一波长管传递损失的参数有两个，一个是旁支管的截面积与主管截面积的比值 m ，另一个是波长管的长度。

首先考虑截面积之比 m 对传递损失的影响。从公式(3.56)知道，当截面级比越大的时候，传递损失越大。图3.14为当波长管的长度 $L=20\text{cm}$ ，主管直径 $D=8\text{cm}$ ，波长管的直径分别是 $d=3\text{cm}$ ， 4cm 和 5cm 时的传递损失曲线。显然，当截面积比越大的时候，传递损失的幅值越大而且带宽也越宽。但是截面积之比不影响其共振频率。

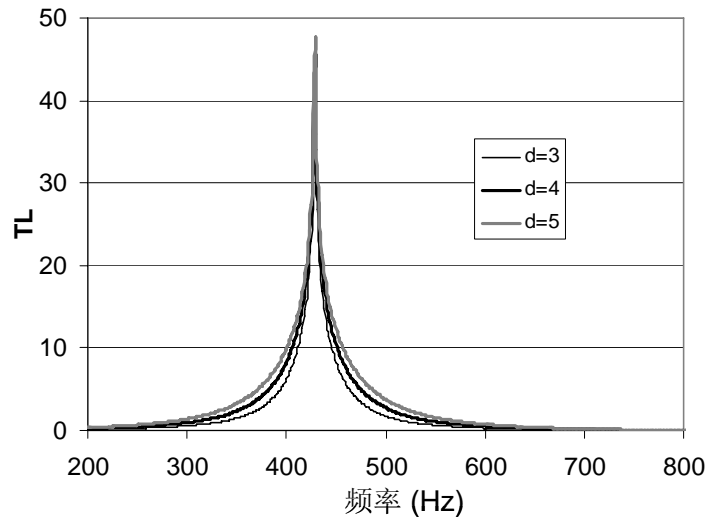


图3.14 截面积比的变化对四分之一波长管传递损失的影响

其次来考虑波长管长度对传递损失的影响。公式(3.58)表明波长管的共振频率与长度成反比。图3.15为当截面积比 $m=0.4$ 时，不同长度的波长管对传递损失的影响。波长管越长，共振频率越低。波长管一般是用来消除比较高的频率，因为其长度往往受到安装空间的限制。

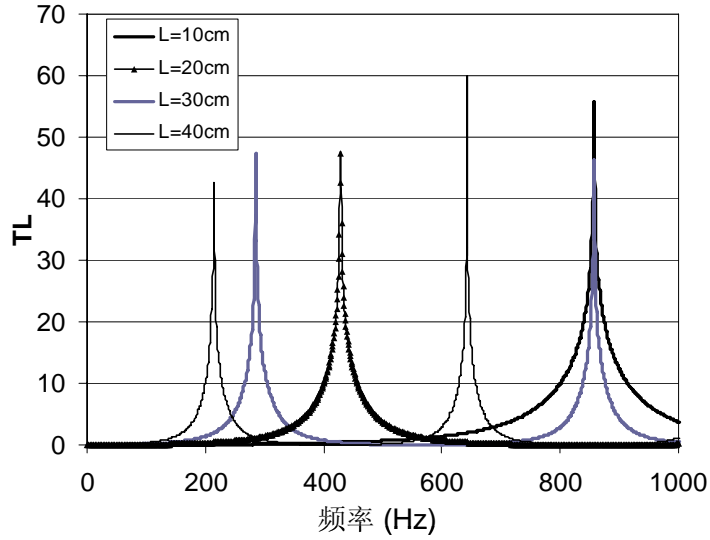


图3.15 长度的变化对四分之一波长管传递损失的影响

四分之一波长管的一端是开口的，一端是封闭的。在开口处的声波会象活塞一样运动，存在辐射声阻抗。因此管道的实际工作长度增加。在本章第一节我们介绍了对开口端的修正。对四分之一波长管来说，主管的管壁相当于法兰，於是四分之一波长管的实际长度应该为：

$$L_a = L - \frac{8r}{3\pi} \quad (3.60)$$

式中， L_a 和 L 分别是实际长度和计算长度。

修正频率为：

$$f_0 = \frac{c}{4L_a} \quad (3.61)$$

第七节 半波长管

在主管上加一个旁支管，如图3.16所示，就构成了一个半波长管。声波传到交汇口时分成两路，一路在主管中传播，另一路在支管中传播。这两路波在两个交汇口处，由于声阻抗的变化，一部分波会被返回，从而达到消音的目的。这种管子有两个频率，一个是长度之差引起的，一个为长度之和引起的，频率分别为：

$$f_d = \frac{c}{2(l_3 - l_2)} \quad (3.62)$$

$$f_s = \frac{c}{2(l_3 + l_2)} \quad (3.63)$$

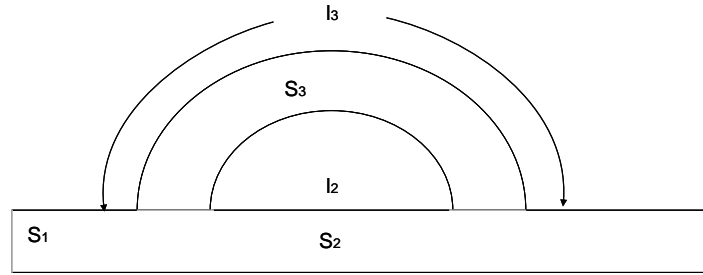


图3.16 半波长管示意图

对第一个频率来说，其管道长度之差为波长的一半，即

$$l_3 - l_2 = \frac{\lambda}{2} \quad (3.64)$$

因此这种管子被称为半波长管，它只能消除窄频带的噪声。其的传递损失为：

$$TL = 10 \log_{10} \left| -\frac{A_2 \alpha_2 + A_3 \alpha_3}{A_1} + \frac{(A_1 + A_2 \phi_2 + A_3 \phi_3)^2}{4A_1(A_2 \alpha_2 + A_3 \alpha_3)} \right|^2 \quad (3.65)$$

式中

$$\alpha_i = \frac{e^{-jkl_i}}{1 - e^{-j2kl_i}}$$

$$\phi_i = \frac{1 + e^{-j2kl_i}}{1 - e^{-j2kl_i}}$$

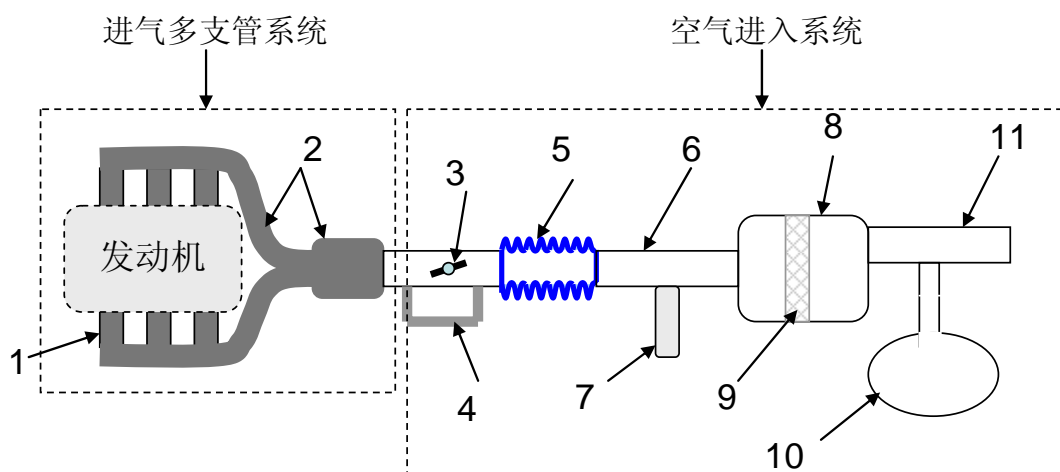
第四章 进气系统噪声与振动分析与设计

第一节 进气系统概述

空气是燃烧最重要的成分之一。空气是通过进气系统进入发动机汽缸的，与燃油混合。点火后，燃油在空气中燃烧后释放出化学能量，化学能量转变成热能，然后再转变成机械能量。机械能量推动曲柄连杆机构做工，然后通过动力传递系统推动汽车前进。进入汽缸的空气越多，燃烧的效率就越高。提高进气量的途径有两个，一是减小进气阻力，二是减小排气系统的背压。

1. 进气系统的结构

图4.1为一个进气系统的示意图。进气系统可以分成两部分：发动机进气多支管系统和空气进入系统。多支管系统包括进气管分和进气总管。空气进入系统包括进气控制阀，怠速进气通道，柔性连接管，干净空气管，四分之一波长管，空气过滤器，空气过滤网，赫尔姆兹消音器，进气管等等。



1——进气管分，2——进气总管，3——进气控制阀，4——怠速进气通道，5——柔性连接管，6——干净空气管，7——四分之一波长管，8——空气过滤器，9——空气过滤网，10——赫尔姆兹消音器，11——进气管

图4.1 一个进气系统的示意图

2. 工作原理

空气从进气管口进来，流入到空气滤清器，空气中的灰尘和杂质被过滤网滤掉。干净的空气流入到干净空气管。进气导管上安装著一个或者两个空气质量流传感器(MAFS)，传感器控制进入汽缸的空气量。这个传感器是由发动机电子控制系统来控制，控制系统将利用这个传感器的信号来调节空气与燃油的比例，使其达到最佳。空气控制阀控制著进入汽缸的空气流量，从而控制著发动机输出功率大小。当阀门全关闭的时候，怠速控制阀工作，来调节发动机的怠速。

3. 进气系统功能

进气系统有下面几个功能：

- 1) 调节空气与燃油量的比值。控制进气量的多少，使得进入发动机汽缸的空气量最佳。

调节泄露空气使其再利用，使凸轮轴泄露的气体再进入进气系统。

2) 保护外界杂质和不需要的成分对发动机的损坏。空气过滤器阻止外界杂质进入汽缸，从而防止发动机磨损，这样可以提高发动机的可靠性。进气口的设计还要保证水和雪不能进入进气系统。

3) 测量进气量。在不同的工况下，空气与燃油的比例是不一样的。在干净空气管道上安置著一个空气控制筏。这个控制筏与发动机的电子控制系统(EEC)连接，这样就控制喷入汽缸的燃油量，使进入到发动机的空气量最佳，空气分配合理。

4) 降低噪声。进气系统是汽车最主要的噪声源之一。进气系统都安装有消音元件，如扩张消音器(过滤器)、赫尔姆兹消音器、四分之一波长管等等。

5) 辅助其他系统的安置。附近的一些小部件会安装在进气系统上。

4. 降低噪声与减小功率损失的平衡

如果发动机不与进气系统连接，那么进气控制阀门处的气压就是大气压。可是当发动机接上一个进气系统后，进气阀门处的气压增高。这个压力与大气压之间的差值称为背压，我们将在下一章详细介绍背压问题。背压增高，空气在进气系统中运动将消耗一部分能量，即消耗发动机的能量。如果进气管道截面积越大，空气流通就越顺畅，那么功率损失就越小。中高档次汽车的进气功率的损失一般在2%到4%之间。发动机在运动的时候，在进气口处产生巨大的噪声。除了安装消音元件来消除噪声外，我们希望进气管道截面积小，这样噪声就更低。所以减小进气系统的功率损失与降低进气口噪声对进气管道截面积的要求是相互矛盾的。在设计中就必须平衡这对矛盾。

除了噪声与功率损失外，在设计进气系统时还要考虑振动、防水防雪等问题。图4.2列出了这些问题。

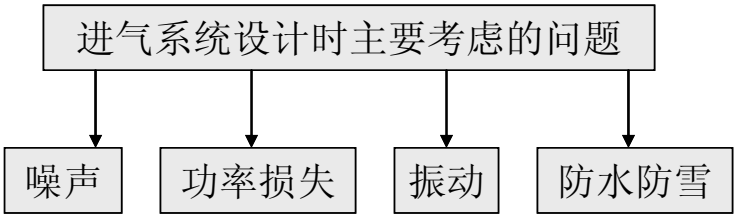


图4.2 进气系统设计时主要考虑的问题

第二节 进气系统的噪声问题

进气系统的噪声是汽车最主要的噪声源之一。其噪声主要是指进气口处的噪声。这个噪声源离车厢的距离很近，所以对车内噪声贡献非常大。同时，进气口噪声也是汽车最主要的通过噪声源。另外，如果空气过滤器和消音元件的刚度不足，就会引起很大的辐射噪声。本节主要介绍进气口噪声。

进气系统消声元件包括扩张消音器和旁支消音器。空气过滤器除了过滤空气外，还起到扩张消音器的功能。旁支消音器包括赫尔姆兹消音器和四分之一波长管。

进气系统声学设计的第一个问题是消音容积。消音容积一般是指空气过滤器和赫尔姆兹

消音器的容积之和。一般来说，消音容积越大越好。对扩张消音器来说，其容积越大，传递损失可以调节的频带也就越宽，传递损失也可能增加。对赫尔姆兹消音器，容积越大，可调节的频率越低。对四缸和六缸发动机来说，通常消音元件的容积要求达到10到15升。可是进气系统在发动机罩下面，旁边安装著许多其他部件，10到15升的消音容积空间往往很难保证。在汽车设计初期，就必须留出足够的消音容积。表4.1列出了一些汽车进气系统的消音容积。

表4.1 一些汽车进气系统的消音容积

| 制造厂家 | 汽车品牌 | 发动机汽缸 | 发动机容积(升) | 总的消音容积(升) |
|------|--------------------------|-------|----------|-----------|
| 丰田 | Lexus LS400 (92) | V8 | 4.6L | 16.4L |
| 福特 | Lincoln VIII | V8 | 4.6L | 14.1L |
| 丰田 | Lexus GS300 (93) | V6 | 3.0L | 11.7L |
| 福特 | Ford Taurus (92) | V6 | 3.0L | 11.3L |
| 尼桑 | Nissan Infiniti J30 (93) | V6 | 3.0L | 8.9L |
| 福特 | Ford Contour (95) | I4 | 2.0L | 17.87L |
| 本田 | Honda Accord EX(94) | I4 | 2.2L | 17.49L |
| 丰田 | Toyota Corolla (93) | I4 | 1.8L | 11.2L |
| 福特 | Ford Escort (94) | I4 | 1.9L | 7.2L |

声学设计的第二个考虑是管道的截面积。管道的截面积越小，对扩张消音器来说，扩张比就越大，因此传递损失就越大，消音效果就越好。但是管道的截面积如果太小，当气体流速过高的时候，一方面是气体摩擦噪声加大，另一方面是进气系统中的能量损失也增加。为了平衡消音与减少摩擦噪声和能量损失，通常的方法是采用扩张管(如图3.3所示)。

声学设计的第三个考虑是进气管位子的选择。进气管口的位子选择要考虑四个因素：

第一因素是从噪声源的角度考虑。发动机的燃烧噪声和气体在管道中运动产生摩擦噪声在进气口处向外辐射，即可以说进气口是进气系统的“噪声源头”。因此进气口应该尽量远离车厢，使得噪声源与司机和乘客之间的距离越远越好。同时也要使得进气口声源与隔声结构的距离最远，这样隔声效果会更好。

第二个因素是避免水、雪、灰尘和杂质进入进气系统。

第三个因素是气体在进气系统中运行通畅，进入的气体温度要低，这样使得发动机燃烧效率高。

第四个因素是进气口与进气控制阀之间的空间。因为整个进气管道和消音元件是放置在进气口和控制阀之间，因此在设计初期就要把这个空间留出来。

综合以上四个因素，进气口安放的位子通常有三种：

第一个位子是将进气口放置在发动机的前方，或者在散热器的上方或者在其前面。如图4.3。这个进气口位子远离车厢和隔声结构，对减少进气系统传到车厢的噪声最有利，还能保证有足够的冷空气会进入到进气系统。但是其缺点是水、雪和空气中的灰尘杂质比较容易进入进气系统。

第二个位子是将进气口在发动机的前面或者上方，如图4.4。这个位子与车厢的距离比第一个位子与车厢的距离近，因此噪声传入到车厢的量会大一些。由于发动机舱室前面安装著一些部件，这些部件相当于挡板，有利于防止杂质、水和雪进入进气管。但是由于这种结构离散热板很近，因此空气的温度偏高，因此发动机的燃烧效率会降低。

第三个位子是在侧板里面，如图4.5。由于侧板挡住将进气口与外界隔开，因此这种结

构对防止杂质、灰尘、水和雪进入进气管有好处，同时进气温度也低。但是这种结构离车厢的距离比前面两种位子都近，因此传入到车厢的噪声会高些。另外由于进气口和前侧板之间可能形成一个共鸣腔，这样可能产生额外的共鸣噪声。

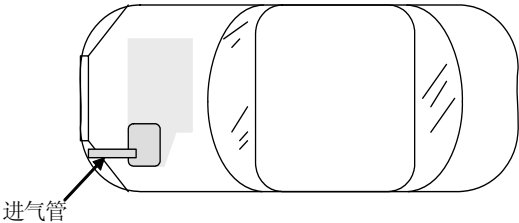


图4.3 进气管口远离发动机

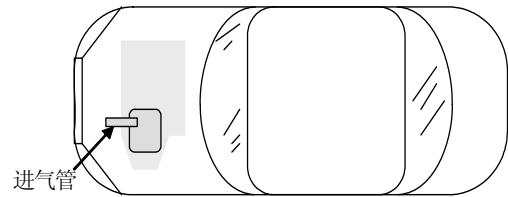


图4.4 进气管口在发动机的前方或者上方

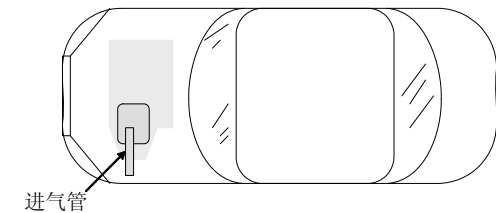


图4.5 进气管口在侧板附近

第三节 进气多支管的声学分析

进气多支管是连接发动机汽缸和进气管道系统的部件。进气多支管结构包括进气分管和进气总管，如图4.6。气体从发动机的汽缸出来后，先在分管中运行，然后汇入总管。

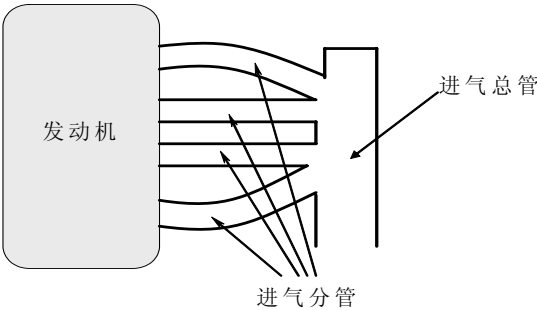


图4.6 进气多支管

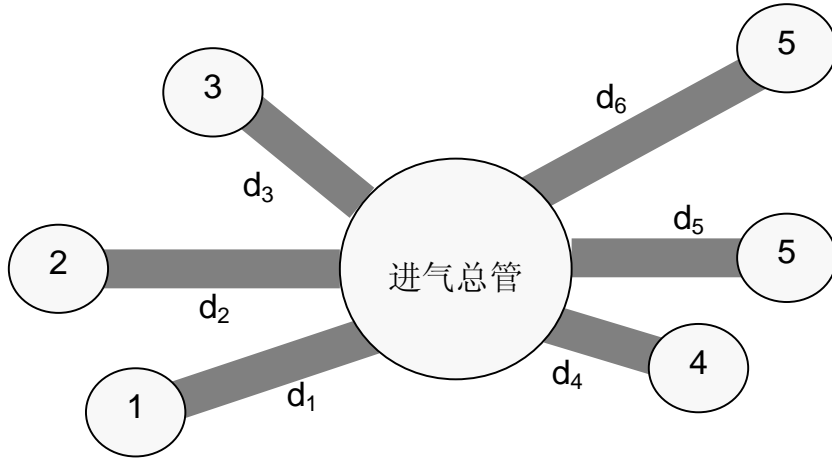


图4.7 进气分管与总管

图4.7 表示气体从各个汽缸出来后汇入到进气总管。假设各个分管的长度不一样，那么气体在每个分管中运行的时间也不一样。气体在第*i*支分管中运行的时间为：

$$t_i = \frac{d_i}{c} \quad (4.1)$$

式中， d_i 是第*i*支分管的长度， c 是声速

如果把这段时间转换为发动机曲轴转过的角度，则为：

$$\alpha_{d_i} = \omega t_i = \frac{\omega}{c} d_i \quad (4.2)$$

式中， $\omega = \frac{2\pi n}{60}$ 是发动机曲轴的角速度， n 是转速。

这样由于支管距离的不同而引起的相对角度的差就可以计算出来。第*i*支管与第一支管的相对角度为：

$$\Delta\alpha_{d_i} = \alpha_{d_i} - \alpha_{d_1} = \frac{\omega}{c} (d_i - d_1) \quad (4.3)$$

对均匀运转的发动机来说，点火时间均匀，那么每个汽缸之间运转的间隔均匀。相邻发火汽缸的曲轴角度差为：

$$\Delta\theta = \frac{\Phi}{N} \quad (4.4)$$

式中， N 是汽缸数。 Φ 是发动机一个工作循环转过的角度，四冲程一个工作循环是二周，即 4π ， $\Phi = 4\pi$ 。而对于二冲程发动机，其一个工作循环只有一周，即 $\Phi = 2\pi$ 。 θ 是发

动机曲轴的转角。

假设选择第一号汽缸为参考汽缸，其对应的曲轴转角为零，这样，第*i*个汽缸相对于一号汽缸的曲轴转角，为： $(i-1)\Delta\theta$

气体到达进气总管时，第*i*个汽缸传来的气体与一号汽缸气体之间的相位差角由两部分组成。第一部分是各个汽缸之间点火间隔的差角，第二部分是各个分管长度不同而引起的相位差角。这两个差角可以用以下式子来表示：

$$\Delta\Theta_i = \Delta\theta + \Delta\alpha_{d_i} = (i-1)\frac{\Phi}{N} + \frac{\omega}{c}(d_i - d_1) \quad (4.5)$$

以第一个汽缸为参考，第*i*个汽缸声音传递到进气总管的绝对转角为：

$$\Theta_i = \theta + (i-1)\frac{\Phi}{N} + \frac{\omega}{c}d_i \quad (4.6)$$

θ 为第一汽缸对应的曲轴转角。

在第*i*个分管中任何一点的压力是由入射波声压和反射波声压组成。以分管与汽缸交界处为起点，管道内任何一点的压力可以写成：

$$p_i(\theta) = P_{A_i} e^{jm\left[\theta + (i-1)\frac{\Phi}{N} - \frac{\omega}{c}x\right]} + P_{B_i} e^{jm\left[\theta + (i-1)\frac{\Phi}{N} + \frac{\omega}{c}x\right]} \quad (4.7)$$

式中 P_{A_i} 和 P_{B_i} 分别是第*i*个分管中入射波和反射波声压的幅值。 m 是发动机的发火阶次， $m = \frac{1}{2}, 1, \frac{3}{2}, 2, \frac{5}{2}, 3, \dots$ 分别代表半阶、一阶、二分之三阶，二阶等等。

在进气总管内，压力为各缸传到此处的压力之和，可以用以下公式来表示：

$$p(\theta) = \sum_{i=1}^N p_i(\theta) = \sum_{i=1}^N \left\{ P_{A_i} e^{jm\left[\theta + (i-1)\frac{\Phi}{N} - \frac{\omega}{c}d_i\right]} + P_{B_i} e^{jm\left[\theta + (i-1)\frac{\Phi}{N} + \frac{\omega}{c}d_i\right]} \right\} \quad (4.8)$$

以一个六缸发动机为例来分析进气总管的压力。假设各个分管的长度相等，各个汽缸的声压幅值相等。这样，发动机每个汽缸出口到进气支管交汇处的距离相等，假设支管的长度为*d*。相位差仅仅是由于发动机各个汽缸发火不同而引起的。根据公式(4.4)可以得到两个汽缸之间的相位差为

$$\Delta\theta = \frac{4\pi}{6} = \frac{2\pi}{3} \quad (4.9)$$

这样第*i*个汽缸的相位为：

$$\Theta_i = \theta + (i-1)\frac{2\pi}{3} + \frac{\omega}{c}d \quad (4.10)$$

於是，进气总管交汇处的总压力为：

$$p(\theta) = \sum_{i=1}^6 p_i(\theta) = \sum_{i=1}^6 \left\{ P_{A_i} e^{jm\left(\theta - \frac{\omega}{c}d\right)} e^{jm(i-1)\frac{2\pi}{3}} + P_{B_i} e^{jm\left(\theta + \frac{\omega}{c}d\right)} e^{jm(i-1)\frac{2\pi}{3}} \right\} \quad (4.11)$$

六缸发动机的发火阶次为3阶、6阶、9阶等等。这些阶次可以表达为：

$$m = 3q, \quad (q = 1, 2, 3, \dots) \quad (4.12)$$

这些阶次的声压表达如下：

$$p_{3q}(\theta) = \left[P_A e^{jm(\theta - \frac{\omega}{c}d)} + P_B e^{jm(\theta + \frac{\omega}{c}d)} \right] \sum_{i=1}^6 e^{j(i-1)2q\pi} \quad (4.13)$$

或者表达为：

$$p_{3q}(\theta) = \left[P_A e^{jm(\theta - \frac{\omega}{c}d)} + P_B e^{jm(\theta + \frac{\omega}{c}d)} \right] \sum_{i=1}^6 \{ \cos[2q(i-1)\pi] + j \sin[2q(i-1)\pi] \} \quad (4.14)$$

由于 $\cos[2q(i-1)\pi] = 1$ 及 $\sin[2q(i-1)\pi] = 0$ ，因此，发火阶次的声压为：

$$p_{3q}(\theta) = 6P_{A_i} e^{jm(\theta - \frac{\omega}{c}d)} + 6P_{B_i} e^{jm(\theta + \frac{\omega}{c}d)} \quad (4.15)$$

半阶可以用统一的表达式来表示，即

$$m = \frac{2q-1}{2} \quad (4.16)$$

式中， $q = 1, 2, 3, \dots$ 分别代表二分之一阶，二分之三阶，二分之五阶，等等。

这样，半阶的声压的表达式为：

$$p_{\frac{2q-1}{2}}(\theta) = \left[P_A e^{j\frac{2q-1}{2}(\theta - \frac{\omega}{c}d)} + P_B e^{j\frac{2q-1}{2}(\theta + \frac{\omega}{c}d)} \right] \left[e^0 + e^{j\frac{(2q-1)\pi}{3}} + e^{j\frac{2(2q-1)\pi}{3}} + e^{j\frac{3(2q-1)\pi}{3}} + e^{j\frac{4(2q-1)\pi}{3}} + e^{j\frac{5(2q-1)\pi}{3}} \right] \quad (4.17)$$

上式右边第二个方括号内表达可以简化为下面如下：

$$\begin{aligned} & e^0 + e^{j\frac{(2q-1)\pi}{3}} + e^{j\frac{2(2q-1)\pi}{3}} + e^{j\frac{3(2q-1)\pi}{3}} + e^{j\frac{4(2q-1)\pi}{3}} + e^{j\frac{5(2q-1)\pi}{3}} \\ &= 1 + e^{j\frac{(2q-1)\pi}{3}} + e^{j\frac{2(2q-1)\pi}{3}} + e^{j(2q-1)\pi} + e^{j\left[(2q-1)\pi + \frac{(2q-1)\pi}{3}\right]} + e^{j\left[(2q-1)\pi + \frac{2(2q-1)\pi}{3}\right]} \\ &= 1 + e^{j\frac{(2q-1)\pi}{3}} + e^{j\frac{2(2q-1)\pi}{3}} - 1 - e^{j\frac{(2q-1)\pi}{3}} - e^{j\frac{2(2q-1)\pi}{3}} = 0 \end{aligned} \quad (4.18)$$

因此，所有的半阶声压都对於零，即：

$$p_{\frac{2q-1}{2}}(\theta) = 0 \quad (4.19)$$

除了第3阶及其倍数阶和半阶外，其他整数阶次，如1阶、2阶、4阶、5阶、7阶、8阶，等等，可以分别将 $m=1, 2, 4, 5, 7, 8, \dots$ 代入到公式(4.11)中计算。比如第1阶的声压为：

$$p_1(\theta) = \sum_{i=1}^6 p_i(\theta) = e^{j\theta} \sum_{i=1}^6 \left[P_{A_i} e^{-j\frac{\omega}{c}d} + P_{B_i} e^{j\frac{\omega}{c}d} \right] e^{j(i-1)\frac{2\pi}{3}} \quad (4.20)$$

由于

$$\sum_{i=1}^6 e^{j(i-1)\frac{2\pi}{3}} = 1 + e^{j\frac{2\pi}{3}} + e^{j\frac{4\pi}{3}} + e^{j\frac{6\pi}{3}} + e^{j\frac{8\pi}{3}} + e^{j\frac{10\pi}{3}} = 1 + e^{j\frac{2\pi}{3}} + e^{j\frac{4\pi}{3}} - 1 - e^{j\frac{2\pi}{3}} - e^{j\frac{4\pi}{3}} = 0 \quad (4.21)$$

所以第1阶的声压为零，即：

$$p_1(\theta) = 0 \quad (4.22)$$

同样，可以得到2阶、4阶、5阶、7阶、8阶等等非3阶倍数的整数阶次为零，即

$$p_1(\theta) = p_2(\theta) = p_4(\theta) = p_5(\theta) = p_7(\theta) = p_8(\theta) = \dots = 0 \quad (4.23)$$

对于等长度分管的情况，只有第3阶和其谐波阶次的声波存在，其它整阶和半阶声波都为零。

对于进气支管的分管长度不相等的情况，在进气总管处各汽缸传来的声压的相位差除了发动机汽缸发火的相位差外，还有由于分管距离的不等而引起的相位差。其在总管处的声压可以由公式(4.154)计算。

进气支管的布置情况通常有以下三种：

1. 等长度分管。即各个分管的长度相等，如图4.8
2. 中心连接分管。即分管分成数目相等的两部分。在每个部分内，其分管的长度相等。两部分对称，交汇在一起，如图4.9所示。
3. 尾端连接分管。即所有的分管都接在总管上，如图4.10所示。

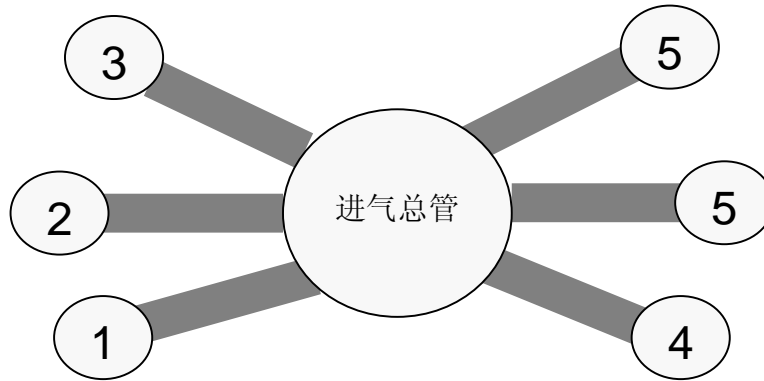


图4.8 等长度分管

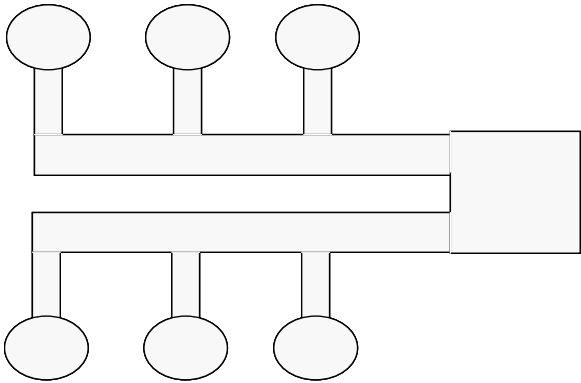


图4.9 中心连接分管

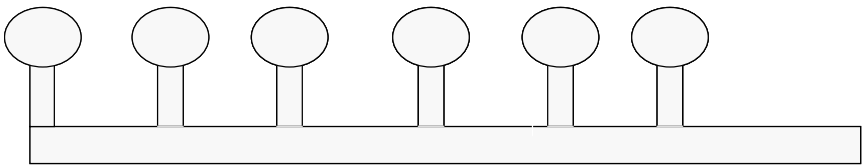


图4.10 尾端连接分管

[例子4.1]：等长度分管

一个六缸发动机的进气支管长度相等，如图4.8。前面已经分析了这种情况的声压。除了3阶的整数倍阶次外，其他整数阶次和半阶次的合成声压都等於零。图4.11表示一个等长度分管的六缸发动机的声压阶次图谱。

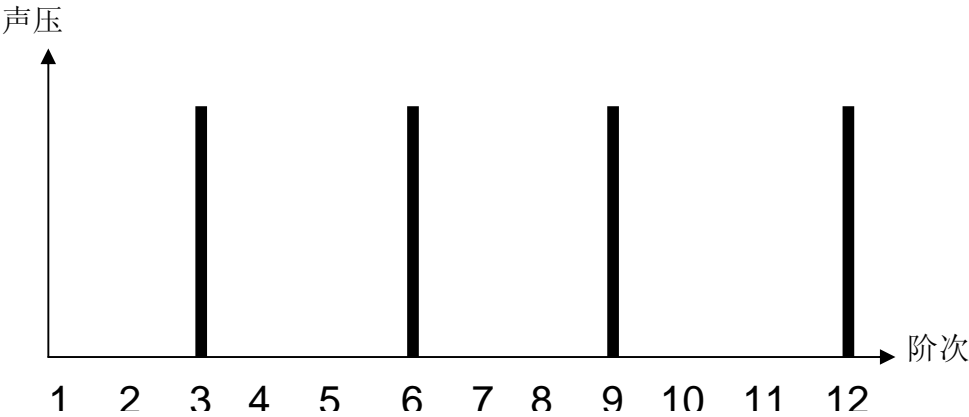


图4.11 等长分管六缸发动机在进气总管的压力阶次分布

对于其他缸数的发动机，如四缸、八缸、十缸等，如果分管长度相等，那么其在交汇处的声压特性与六缸相同，即发火阶次及其谐和阶次的声压存在，而半阶和其他阶次的声波彼此抵消。

[例子4.2]：中心连接分管

对中心连接的情况，由于结构的对称性，半阶声波彼此抵消，可是所有的整阶声波全部保留，如一阶、二阶、三阶等等。图4.12表示一个中心连接分管的六缸发动机的声压阶次图谱。

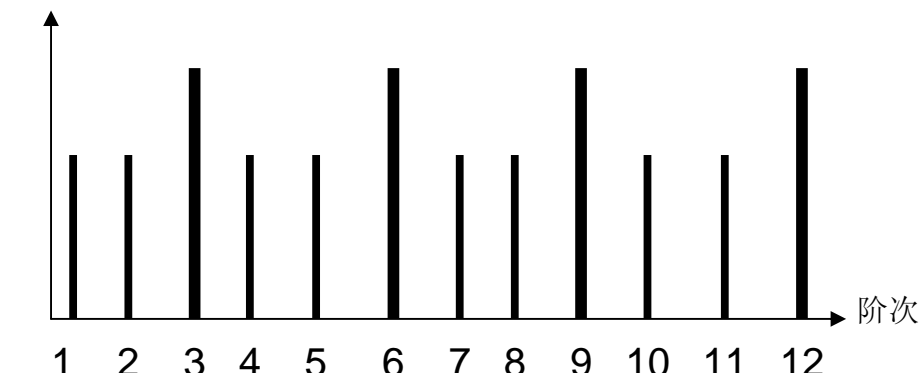


图4.12 分管中心连接的六缸发动机在总管处的声压阶次图谱。

[例子4.3]：尾端连接分管

对于尾端连接的情况。由于每个分管的长度都不一样，而且不对称，所以所有的整阶次声波和半阶次声波全部保留。图4.13表示其频谱图。

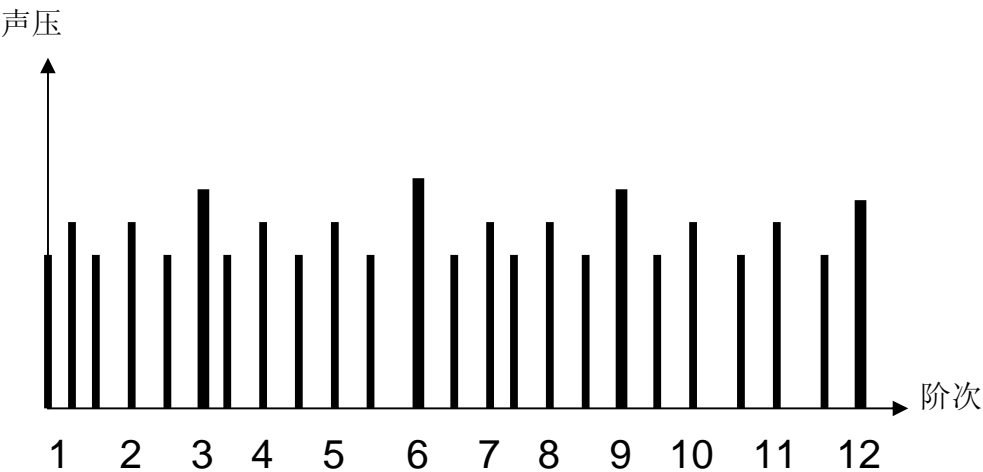


图4.13 尾连接分管的六缸发动机在总管处的声压阶次图谱

进气分管的不同联系方式和长度决定了进气总管处的声压阶次的组成。如果把进气系统与进气支管连接，那么进气口处的声压阶次与总管处的声压阶次是一样的。阶次的不同决定了进气口处的声音质量(将在以后的章节详细介绍“声音质量”)，因此进气多支管的设计对声音质量影响非常大。等长度分管只保留了发火阶次，因此对大多数轿车来说，这是一种理想的选择。而尾端连接保留了半阶成分，因此这种设计是运动车的理想选择。

第四节 空气过滤器(扩张消音器)的声学分析

空气过滤器的功能有两个：过滤空气和消除进气口的噪声。空气过滤器相当于一个扩张

消音器，其容积大小和尺寸决定了传递损失和中心频率。

过滤器的容积一般要求达到发动机容积的三倍以上，就能达到良好的消音效果。现在市面上比较好的汽车，其过滤器的容积基本上在5升到10升之间。一般来说，容积越大，消音效果就越好。在前面一节中，介绍了影响传递损失的因素有两个：扩张比 m 和过滤器的长度 L 。在设计进气系统的管道和过滤器时，有时候，进入管和输出管会插入到过滤器之中，如图4.14所示。这对这种情况，插入的长度对传递损失有影响，传递损失可以用以下公式来表达：

$$TL = 10 \lg \left[1 + 0.25 \left(m - \frac{1}{m} \right)^2 \left(\frac{\sin\left(\frac{2\pi L}{\lambda}\right)}{\cos\left(\frac{2\pi L_a}{\lambda}\right) \cos\left(\frac{2\pi L_b}{\lambda}\right)} \right)^2 \right] \quad (4.24)$$

式中， L_a 是进入管在过滤器中的长度， L_b 是输出管在过滤器中的长度。如果 L_a 和 L_b 都为零的时候，公式 (4.24) 就变成公式 (3.19)。

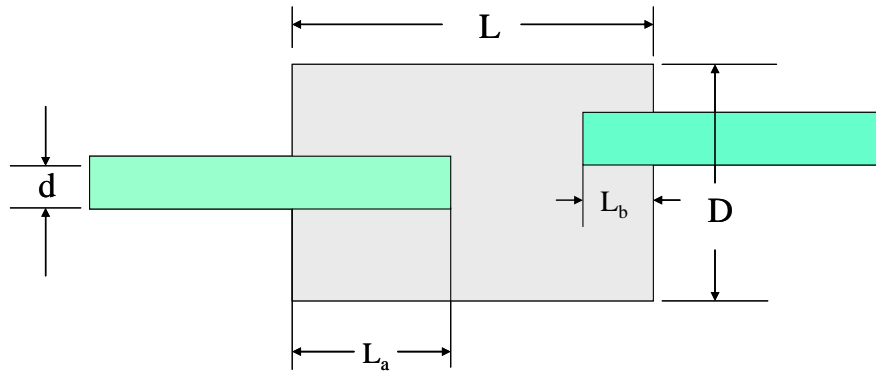


图4.14 过滤器中的插入管道

第三节已经介绍过扩张比和扩张器长度对传递损失的影响。我们总是希望扩张比越大越好。有两种办法提高扩张比，一是减小管道的尺寸，二是增加过滤器的截面积。减小管道尺寸会使得功率损失增加，而增加过滤器的截面积又受到安装空间的限制。

将进入管和输出管插入到过滤器中也可以提高过滤器的传递损失。假设只考虑进入管插入，即 $L_b = 0$ ，这时的传递损失简化为：

$$TL = 10 \lg \left[1 + 0.25 \left(m - \frac{1}{m} \right)^2 \left(\frac{\sin\left(\frac{2\pi L}{\lambda}\right)}{\cos\left(\frac{2\pi L_a}{\lambda}\right)} \right)^2 \right] \quad (4.25)$$

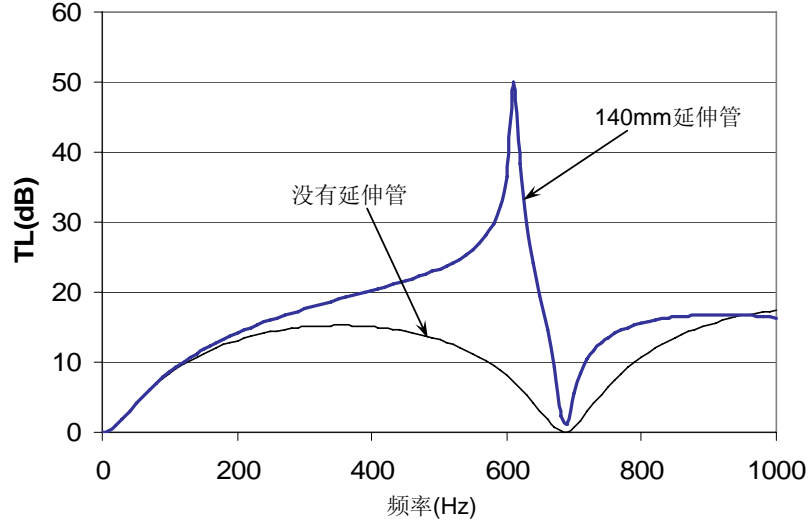


图4.15 进气管插入到过滤器中和没有插入的传递损失比较

图4.15表示进入管插入长度为120mm和管道没有插入的传递损失比较。在这个例子中，过滤器的长度为250mm，直径为200mm。管道插入后，传递损失增加，而且在某个频率处出现了一个峰值。当

$$\cos\left(\frac{2\pi L_a}{\lambda}\right) = 0 \quad (4.26)$$

公式(4.25 171)中传递损失达到最大值，对应的频率为：

$$f = \frac{c}{4L_a} \quad (4.27)$$

即：

$$L_a = \frac{\lambda}{4} \quad (4.28)$$

插入长度正好是波长的四分之一。也就是说进入管插入到过滤器中后，就相当于在系统中加入了一个四分之一波长管。利用这个插入管，就可以调节某些频率下的传递损失。图4.16表示插入长度分别为40mm，60mm，80mm，100mm，120mm，140mm，160mm和180mm时的传递损失，不同的插入长度都使得传递损失增加，其四分之一波长管对应的传递损失峰值频率随插入长度变化，对应的频率可以由公式(4.27)计算。

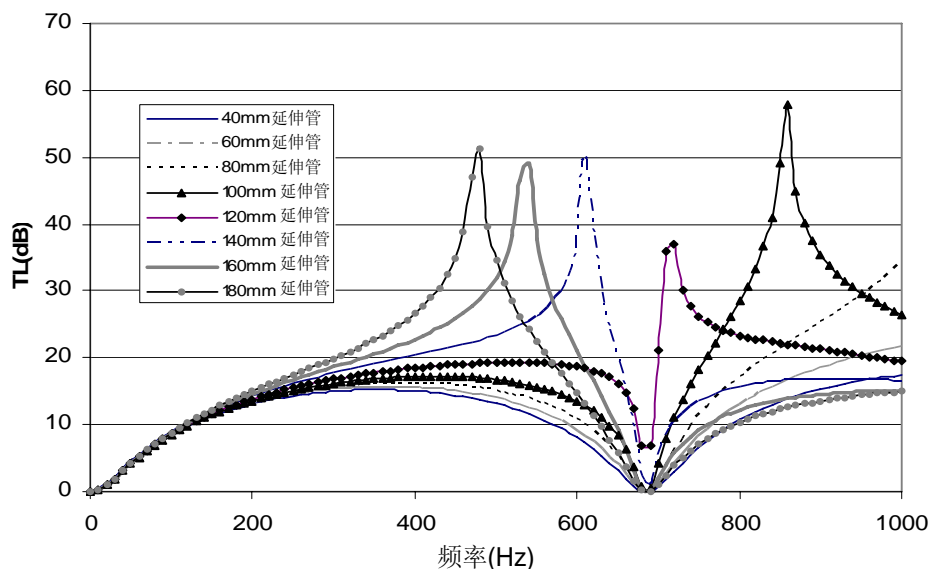


图4.16 不同长度插入管对应的传递损失

插入管大大地提高了插入损失，但是过滤器内有过滤网，这样插入长度往往受到限制。另一方面，插入管会带来较大的功率损失，其损失值比减小管道直径带来的损失还要大。所以是否采用这种插入管，要权衡传递损失和功率损失。

第五节 旁支消音器声学分析

进气系统的共振消音器有赫尔姆兹消音器和四分之一波长管。这两种消音器的目的都是消除窄频带的噪声，但是赫尔姆兹消音器的消音频带比四分之一波长管要宽，所以赫尔姆兹消音器比四分之一波长管显得更重要。赫尔姆兹消音器一般是用来消除低频噪声，而四分之一波长管用来消除高频噪声。如果要用四分之一波长管来消除低频噪声，那么波长管必须做得很长，但是太长的管道很难安装。

共振消音器应该安放在系统声模态的反结点。如果把消音器安放在结点处，将达不到消音效果。空气过滤器一般来说是声模态结点，因此不能将共振消音器安装在空气过滤器上。

在前面一节中，已经介绍了对赫尔姆兹消音器传递损失及其共振频率的影响因素。在进气系统中，低频噪声成分往往非常大，而控制低频要采用赫尔姆兹消音器。所以在汽车设计初期，要尽可能地给进气系统留出较大空间，以便安装赫尔姆兹消音器。根据经验统计，赫尔姆兹消音器有效调整范围为：频率(Hz) × 体积(升) > 300。

赫尔姆兹消音器只能消除一个频率及其附近频带的噪声。除了传统的单个腔室结构外，也有两个腔室的赫尔姆兹消音器。图4.17表示两个腔室在外面串连，图4.18表示两个腔室在内部串连。两个腔室的消音器可以消除两个频率的噪声。如果两个腔室的容积与一个腔室消音器

容积一样的话，那么两个腔室消音器传递损失对应的峰值要低些。图4. 19表示一个腔室和两个腔室消音器传递损失的比较。

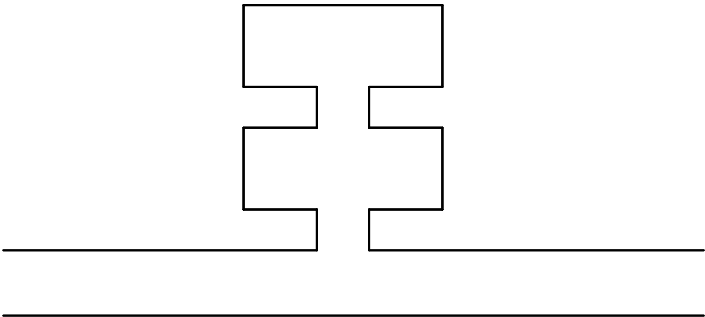


图4. 17 两个外连接腔室的赫尔姆兹消音器

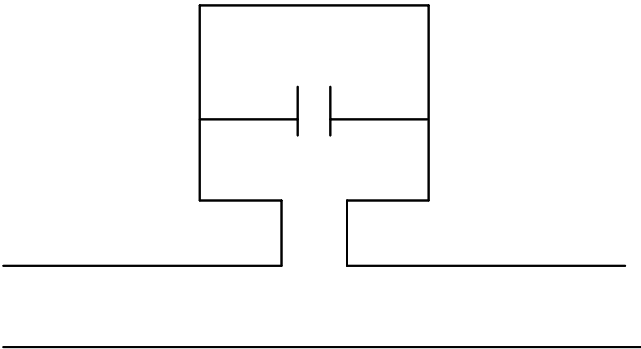


图4. 18 两个内连接腔室的赫尔姆兹消音器

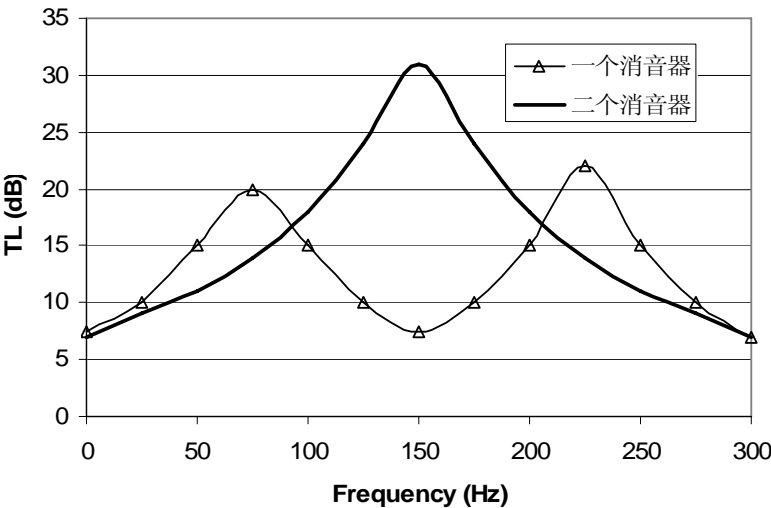


图4. 19 一个腔室和两个腔室赫尔姆兹消音器传递损失的比较

影响四分之一波长管的因素有其长度和截面积。长度决定了传递损失的频率。而其截面积与进气主管的截面积之比决定了传递损失的幅值大小。波长管的形状对消音效果没有影响，所以四分之一波长管可以设计成弯形状。在一个进气系统中，有时候有好几个长短不一的波长管，用来消除不同频率的噪声。图4. 20中就有三个波长管。

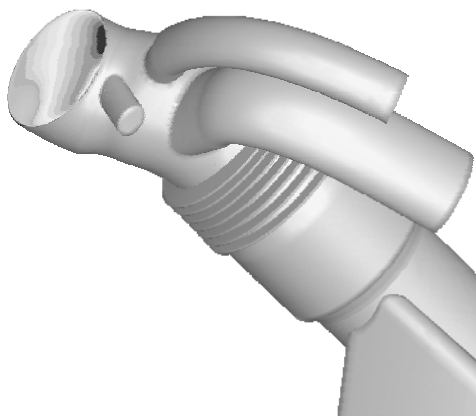


图4. 20 进气系统中的四分之一波长管

第六节 进气口噪声实例分析

进气噪声是汽车最主要的噪声源之一。进气噪声不仅会传递到车厢内影响顾客，而且还会辐射到环境。所以在设计进气系统时必须使得噪声既满足客户的要求也要达到政府有关法规。一般来说，在设计进气系统时，按照下列程序来进行。

第一，搞清楚发动机的参数和振动与噪声特性，进气系统可能的安装空间。首先只用一根管道与发动机相连接，分析或者测量进气口的噪声特点。将此时的噪声与目标噪声比较，得到所需要的传递损失曲线。

第二，根据声音质量的要求，确定进气多支管的设计。如果要求声音主要是发火阶次组成而半阶声音尽可能小，那么多支管采用等长度分管。如果要求进气声音有动感，半阶声音成分大，那么多支管就设计成尾端连接分管形式。

第三，设计空气过滤器。因为空气过滤器是进气系统必不可少的元件，除了过滤空气外，它还是一个扩张消音器。过滤器的容积应该尽可能大，这样传递损失大而且覆盖的频带宽。

第四，根据加了空气过滤器之后的进气口噪声来确定所需要的消音器，赫尔姆兹消音器一般是针对低频率，四分之一波长管用来消除高频噪声。最后使得噪声达到目标。

我们以一个四缸发动机为例子来设计进气声学元件。假设进气多支管已经设计好了，是等长度分管，如图4. 21所示。首先将一根管道与发动机进气多支管相连接，如图4. 22所示。然后测量进气口的噪声，图4. 23是进气口总体噪声和第2阶、第4阶的噪声图。这张噪声图中不包括任何消音元件，其总体噪声比目标噪声高出5到20dB(L)。总体噪声中发火阶次(第2阶)的噪声占绝对主要成分。在5500rpm时第4阶噪声占主导成分。

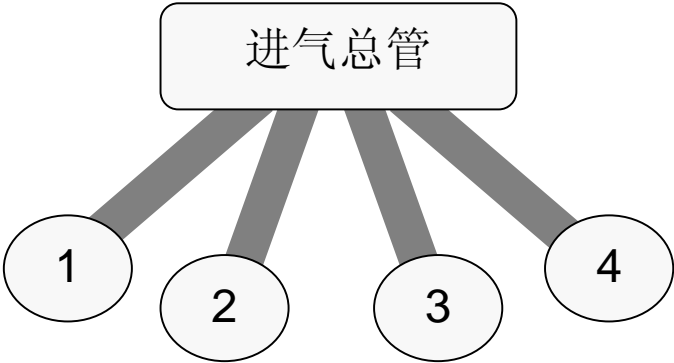


图4.21 四缸发动机等长度分管

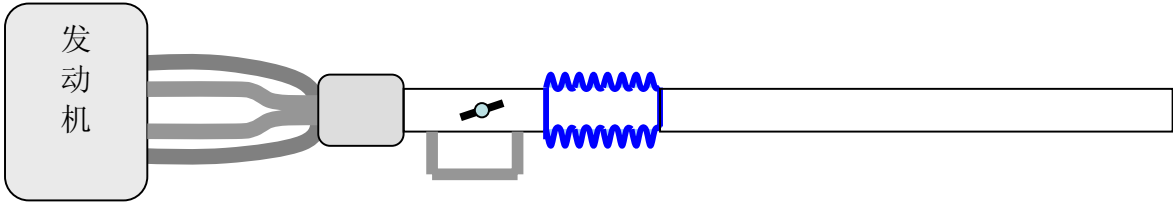


图4.22 一根管道与进气多支管连接图

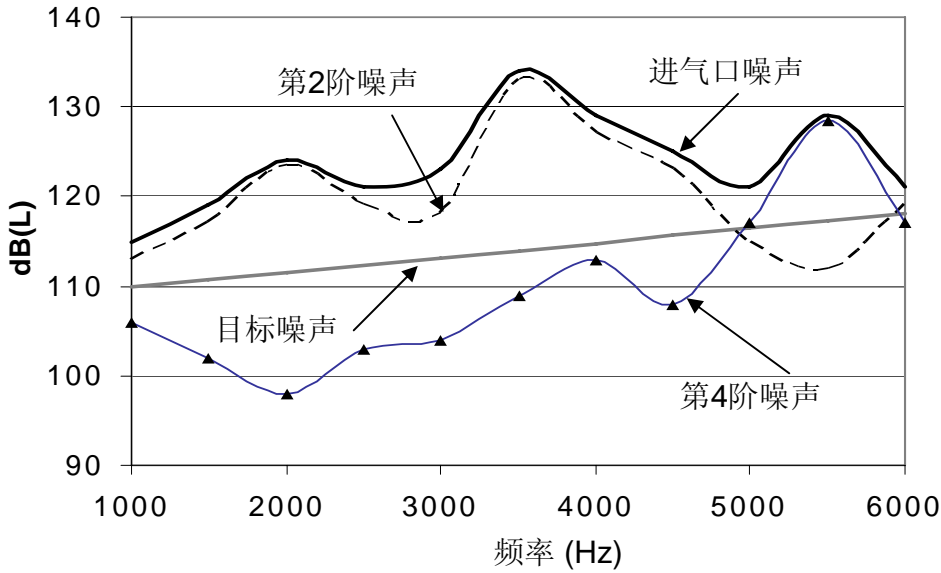


图4.23 没有消音元件的进气口噪声

虽然这张图中的噪声是随著发动机而变化的，但是由于知道了第2阶噪声占主导成分和

第4阶在5500rpm时的峰值接近总体噪声，因此这两个阶次噪声转速所对应的频率就知道了。从而可以计算出各阶与总体噪声之间的分贝差值，这个差值就是消音系统要达到的插入损失。表4.2和图4.24分别列出和画出了第2阶所要达到的插入损失。图4.24表示第2阶所要求的插入损失主要是在两个频率达到峰值：66.7Hz（2000rpm）和116.7Hz（3500rpm）。在这两个频率时，插入损失值分别为11.9dB和19dB。

表4.2 第2阶插入损失

| rpm | Frequency (Hz) | 目标噪声 (dB(L)) | 第 2 阶噪声 (dB(L)) | 第 2 阶插入损失 |
|------|----------------|--------------|-----------------|-----------|
| 1000 | 33.3 | 110 | 113 | 3 |
| 1500 | 50 | 110.8 | 117 | 6.2 |
| 2000 | 66.7 | 111.6 | 123.5 | 11.9 |
| 2500 | 83.3 | 114.4 | 119 | 6.6 |
| 3000 | 100 | 113.2 | 118 | 4.8 |
| 3500 | 116.7 | 114 | 133 | 19 |
| 4000 | 133.3 | 114.8 | 127 | 4.2 |
| 4500 | 150 | 115.6 | 123 | 7.4 |
| 5000 | 166.7 | 116.4 | 115 | -1.4 |
| 5500 | 183.3 | 117.2 | 112 | -5.2 |
| 6000 | 200 | 118 | 119 | 1 |

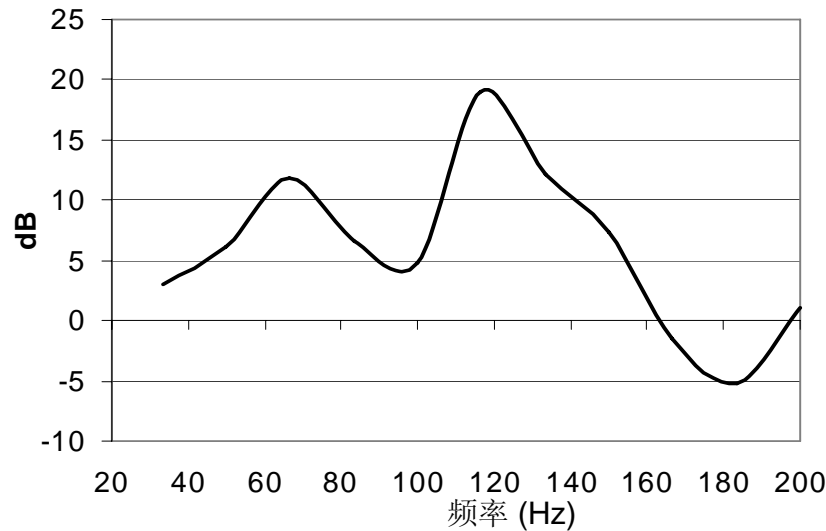


图4.24 第2阶插入损失

表4.3和图4.25分别列出和画出了第4阶所要达到的插入损失。图4.25表示第4阶所要求的插入损失主要是366.7Hz（5500rpm）时达到11.3dB。

表4.3 第4阶插入损失

| rpm | Frequency (Hz) | 目标噪声 (dB(L)) | 第 4 阶噪声 (dB(L)) | 第 4 阶插入损失 |
|------|----------------|--------------|-----------------|-----------|
| 1000 | 66.7 | 110 | 106 | -4 |
| 1500 | 100 | 110.8 | 102 | -8.8 |
| 2000 | 133.3 | 111.6 | 98 | -13.6 |
| 2500 | 166.7 | 14.4 | 103 | -9.4 |
| 3000 | 200 | 113.2 | 104 | -9.2 |
| 3500 | 233.3 | 114 | 109 | -5 |
| 4000 | 266.7 | 114.8 | 113 | -1.8 |
| 4500 | 300 | 115.6 | 108 | -7.6 |
| 5000 | 333.3 | 116.4 | 117 | 0.6 |
| 5500 | 366.7 | 117.2 | 128.5 | 11.3 |
| 6000 | 400 | 118 | 117 | -1 |

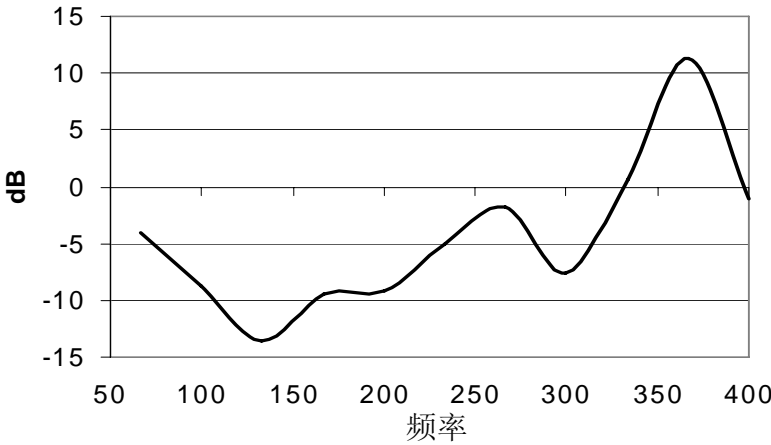


图4.25 第4阶插入损失

下面就在进气管道上加入消音元件以达到上述三个频率的插入损失。对这三个频率为：66.7Hz，116.7Hz和366.7Hz，我们将分别采用赫尔姆兹消音器，空气过滤器和四分之一波长管来达到消音目的。首先加入共振频率为116.7Hz的空气过滤器，如图4.26所示。图4.27是加入过滤器后的进气口噪声。在以3500rpm为中心的频率带内，进气口噪声大大降低。

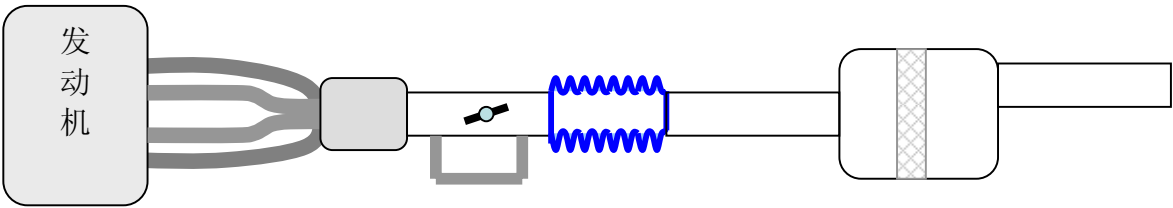


图4.26 加入了空气过滤器之后的进气系统

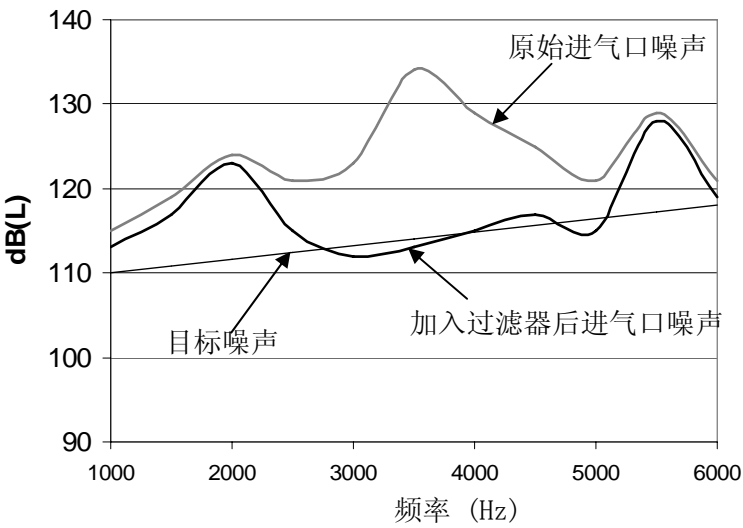


图4.27 加入空气过滤器后进气口的噪声

在现有的系统中加入一个频率为66.7Hz的赫尔姆兹消音器，如图4.28所示。图4.29为加入消音器后的进气口噪声。在2000rpm附近的噪声就降低到目标噪声线以下。

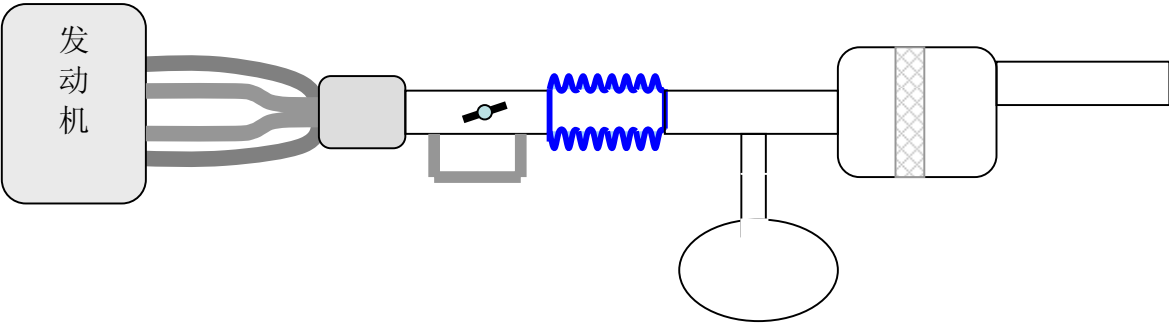


图4.28 加入过滤器和赫尔姆兹消音器后进气系统

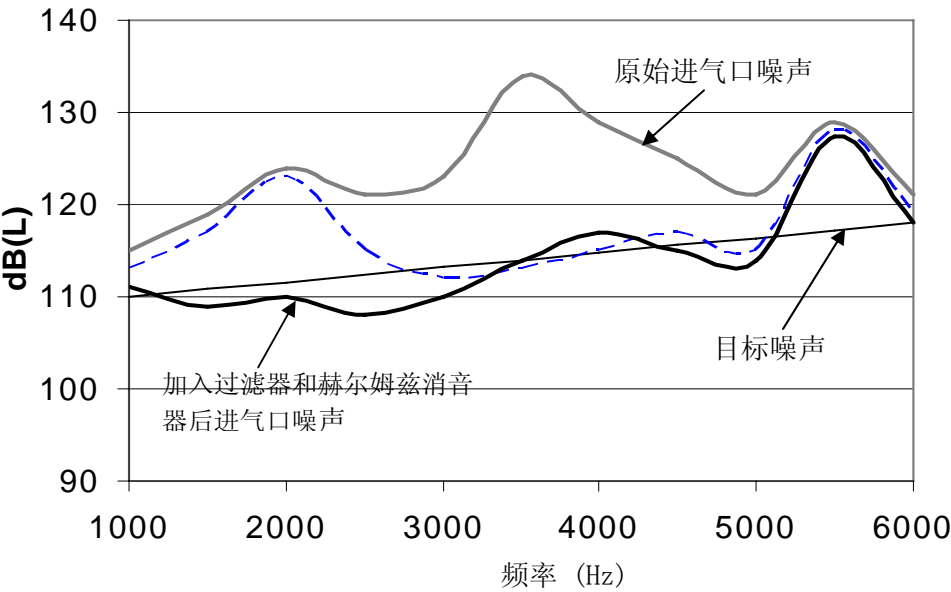


图4.29 加入过滤器和赫尔姆兹消音器后进气口噪声

对366.7Hz (5500rpm)的噪声峰值，我们用一根四分之一波长管来降低。图4.30为加入了波长管后的图，图4.31对应为这种情况下进气口的噪声。这时5500rpm附近的噪声降低到目标噪声以下。

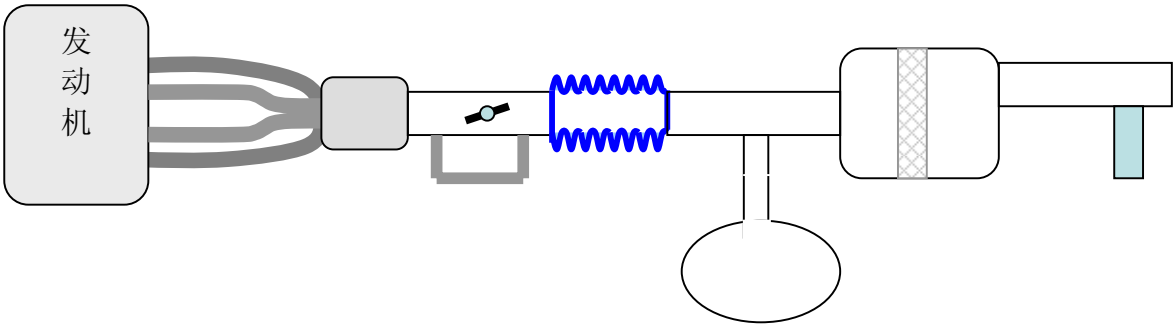


图4.30 加入过滤器、赫尔姆兹消音器和四分之一波长管后进气系统

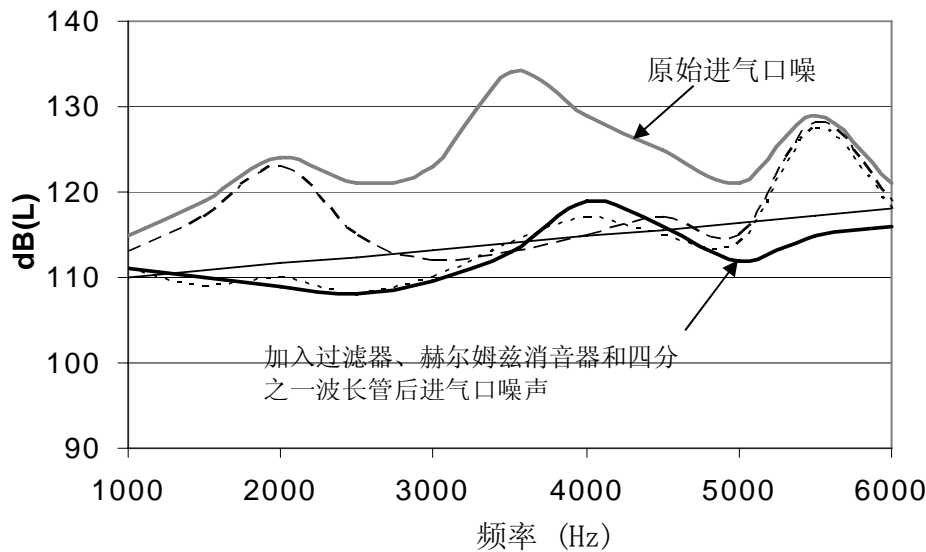


图4.31 加入过滤器、赫尔姆兹消音器和四分之一波长管后进气口噪声

比较现在的进口噪声与目标噪声，可以看到在4000rpm处，有个小小的峰值高出目标噪声约3dB。观察图4.23的原始进口噪声，这个转速下的噪声可能是第2阶或者是第4阶贡献的，频率可能是133.3Hz或者是266.7Hz。可以针对这频率可以来设计四分之一波长管或者是赫尔姆兹消音器。图4.32为加上了第二个四分之一波长管的进气系统，图4.33为最后的进口噪声曲线。这样经过加入过滤器、赫尔姆兹消音器和两个四分之一波长管后，进气口的噪声达到了目标噪声。

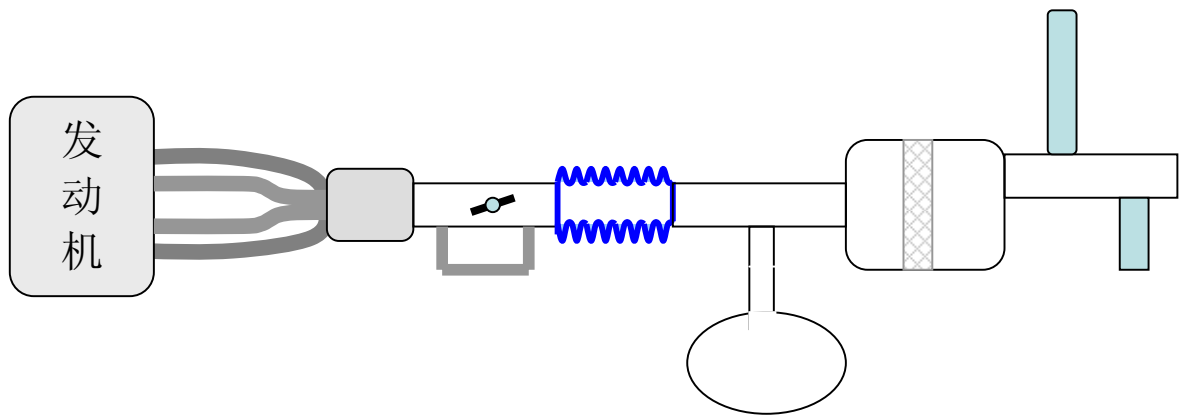


图4.32 加入过滤器、赫尔姆兹消音器和两个四分之一波长管后进气系统

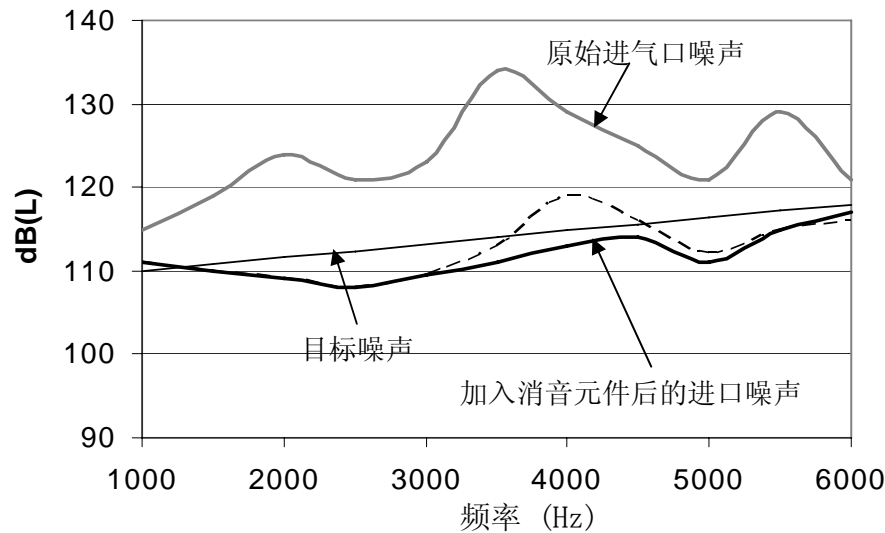


图4.33 加入过滤器、赫尔姆兹消音器和两个四分之一波长管后进气口噪声

第七节 进气系统的振动与辐射噪声

由于进气系统的一端与发动机相连，而另一端与车体相连，因此减少发动机传递到车体的振动十分重要。干净空气管道中有一段是用柔软材料做成，如橡胶管，形成一个柔性连接，如图4.34和图4.35所示。由于这种柔性管的刚度非常低，因此发动机的振动基本上被隔掉，传递到车体上的振动非常小。空气过滤器和赫尔姆兹消音器分别安装在两个托板上，而托板与车体相连。托板与车体之间用橡胶垫隔开，这样车体的振动和进气系统的振动彼此隔开。进气系统绝大多数是用塑料制成，相等于车体来说，本身的质量比较轻，这样在计算车体的振动时，进气系统可以忽略不计。

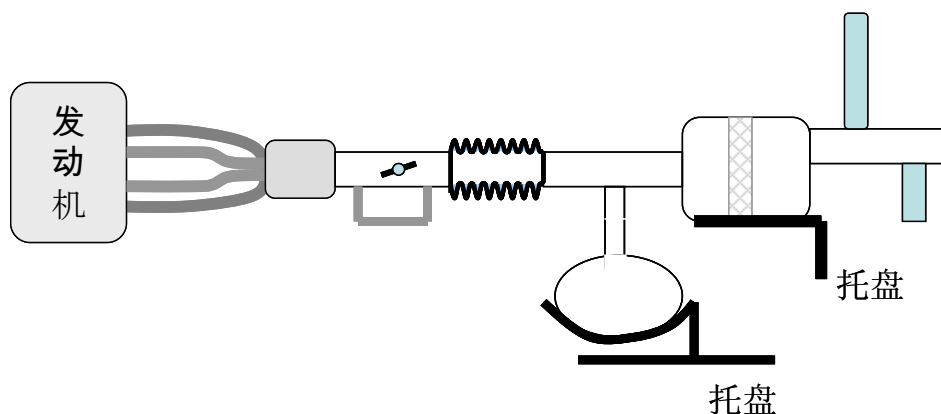


图4.34 进气系统、柔性管、托盘

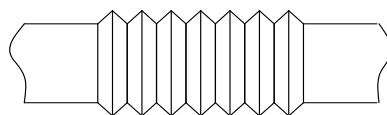


图4.35 进气系统中的柔性管

尽管柔性管隔离了发动机的振动，但是在进气系统中还是有几个值得注意的振动问题：板壳的振动和气流激励振动。其中板壳的振动很重要。空气过滤器和赫尔姆兹消音器的表面板壳非常薄，当有高速气流从进气系统中流过，这些薄板结构很容易被激励起来，从而辐射出强烈的噪声。因此，空气过滤器和赫尔姆兹消音器的固有频率一定要高出可能激励的频率。比如六缸发动机，这些结构的频率要高于300赫兹。提高结构频率的方法有很多，如在结构内外多加加强筋，结构尽可能地避免大平面，增加壁的厚度等。为了研究辐射噪声，就必须对进气系统做振动分析，了解系统的模态。另外，在某些结构上采用双层板可以减小辐射噪声。

当气流将进气系统激振起来之后，振动可能会通过空气过滤器和赫尔姆兹消音器的托盘传递到车体上，如图4.34所示。因此托盘的刚度要尽可能高，而橡胶隔离垫要达到良好的隔振效果。另外，进气系统总长度要小些，这样可以避免声音模态与结构模态在低频处的共振。

第五章 排气系统的噪声与振动分析

第一节 排气系统概述

1. 排气系统的结构与种类

排气系统一般是指与从发动机排气多支管到排气尾管各个部件组合。图5. 1为一个V型发动机的排气系统图。排气系统包括：Y型管、催化器、柔性管、前置消音器、后置消音器、中间连接管、尾管、挂钩、挂钩隔振器等部件。

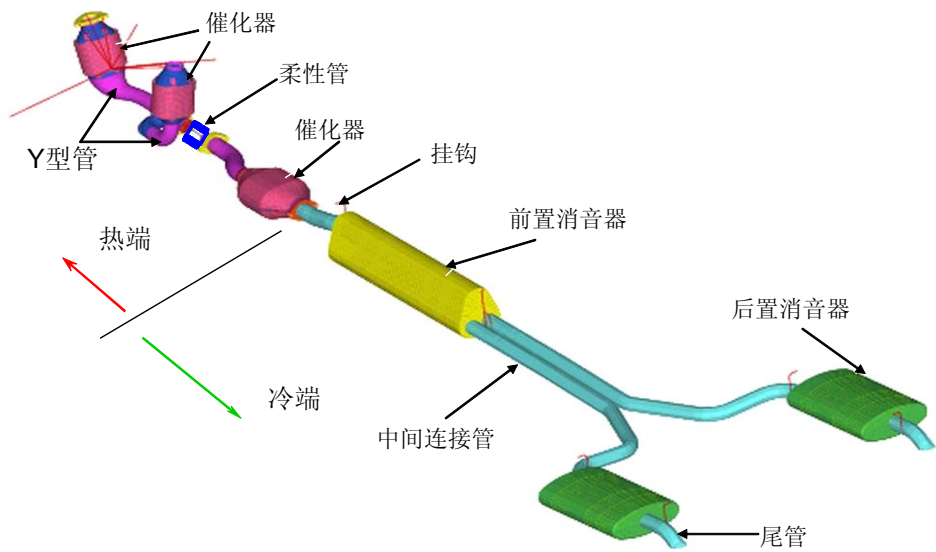


图5.1 排气系统的组成

排气系统的一端通过排气多支管与发动机相连，而另一端是通过挂钩与车体相连。图5. 2表示排气系统与发动机与车体的连接示意图。排气系统可以按照温度高低分成热端与冷端，如图5. 2所示。离发动机近的部分叫著热端，一般包括排气多支管、催化器等。当气体离发动机越远，温度就越低。冷端包括前置消音器、后置消音器、中间管道和尾管等。一般情况下，柔性连接管是热端和冷端的分界点，但是也有例外，如有些结构的柔性管安装在Y型管上或者有的结构中没有柔性管。

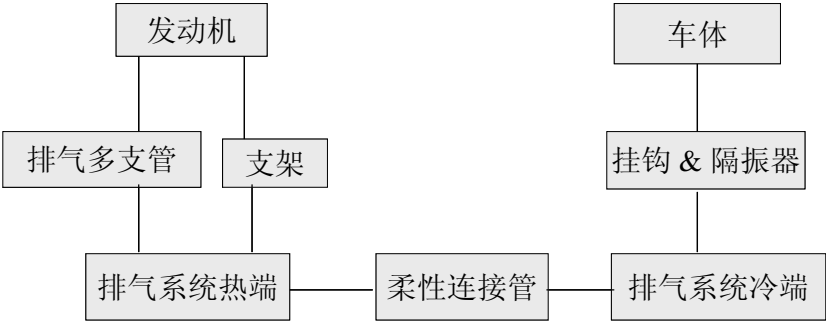


图5.2 排气系统与发动机与车体的连接图

Y型管是针对V型发动机的。对4缸发动机来说,一般来说没有Y型管。对于发动机是东-西方向放置的,一般都会有柔性管或者是球型连接器,因为发动机曲轴的转动方向与排气系统垂直,从而引起很大的弯曲与扭转振动。而对于南-北方向放置的发动机来说,一般没有柔性管,因为发动机曲轴的转动方向与排气系统平行,只引起扭转振动而没有弯曲振动。一般来说,弯曲振动通过挂钩传到车体上的力比扭转振动传递的力要大些。

排气系统的类型有下面几种:单入口单出口(图5.3(A)),单入口双出口(图5.3(B)),双入口单出口(图5.3(C)),双入口双出口(图5.3(D))和两个独立的排气系统(图5.3(E))。单入口用在四缸发动机上,双入口用在V型发动机上。单出口和双出口在四缸发动机和V型发动机上都有应用。独立系统是用在V型发动机上。

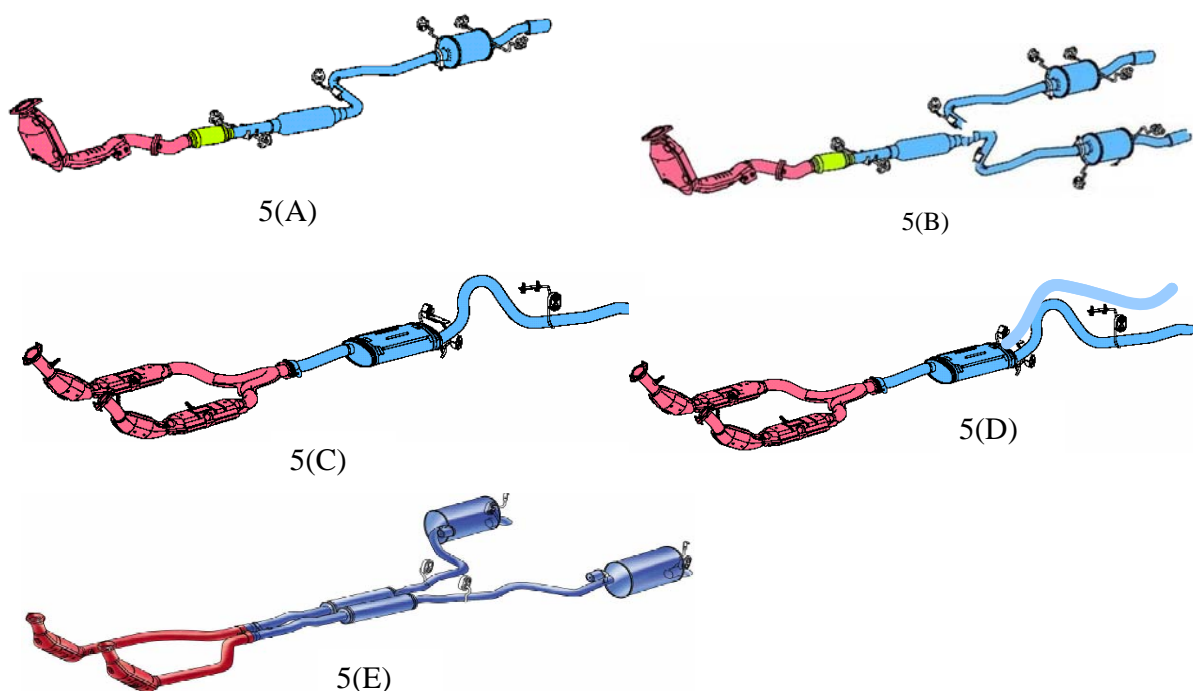


图5.3 排气管的种类

2. 排气系统的功能

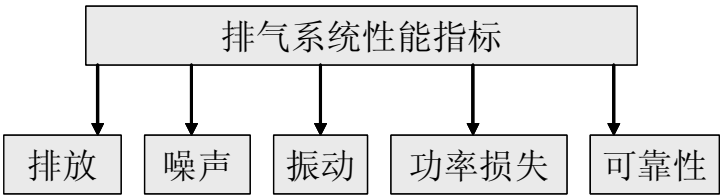
空气与燃油在发动机内燃烧后,废气要排入到大气中。由于燃烧不彻底,这些废气中含有氮氧化合物、一氧化碳等有害物质。这些有害物质必须经过处理后才能排放到大气中,否则就会造成空气污染。排气系统主要有两大功能:

1) 废气处理。排气系统中都安装有催化器,有的系统中安装有多个催化器。当发动机排出的废气经过催化器时,废气在催化器内发生化学反应,将废气转换为无害气体,然后经过管道排入到大气。催化器一般要尽可能地离发动机近些,这样温度高,有利于化学反应。

2) 降低噪声。发动机燃烧时发出巨大的噪声,气体和声波在管道中摩擦也会产生噪声。排气系统中通常安装两个消音器:前置消音器和后置消音器。前置消音器基本上是抗性消音器,主要是针对一些特定的频率。后置消音器可以是抗性消音器也可以是复合消音器,它用来消除较宽频带的噪声。

3. 排气系统设计要考虑的问题

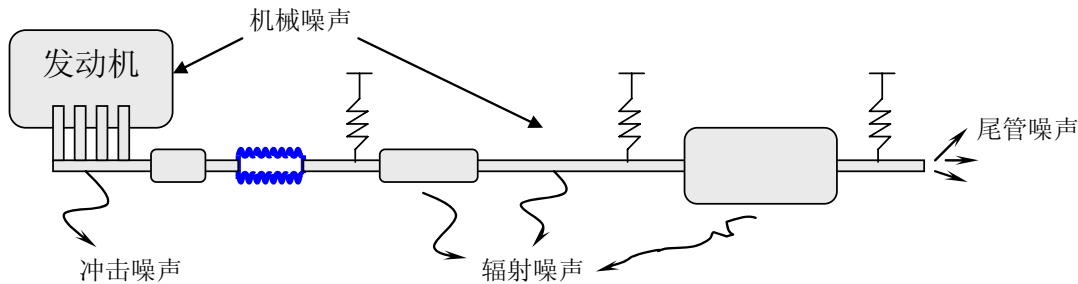
与进气系统一样，当一个排气系统安装到发动机上时，排气口处的背压增高，排气系统就要消耗一部分发动机的功率。如果排气管道的截面积越大，或者气体流通越顺畅，功率损失就越小。可是降低噪声则需要管道截面积小，而且气体流动受到的阻力越大越好。於是降低噪声与减少功率损失是一对矛盾。在设计时必须考虑这对矛盾体。除此之外，设计排气系统时还必须考虑到排气污染、排气系统传递到车体的振动、可靠性等等。图5.3列出了排气系统设计时要考虑的问题。



在设计排气系统时还要考虑成本、重量、安装空间、制造安装维修等问题。本书只讲述噪声与振动问题，其他性能指标可以参考有关文献。但是由于功率损失与进气口噪声与排气尾管噪声紧密相关，所以本章还将介绍管道中的背压与功率损失问题。

第二节 排气系统的噪声源

图5.5表示了排气系统的噪声源。噪声源包括空气动力噪声、冲击噪声、辐射噪声和气流摩擦噪声。



1. 空气动力噪声

发动机在运动的时候产生声音。这个声音在排气管道中传播而形成空气动力噪声。在管道中的这股气流是稳定的。空气动力噪声取决于排气管道的直径。在一定的气流量时，直径越大，空气动力噪声就越稳定。空气动力噪声的大小取决于排气系统的结构。在排气系统中，纯粹的声学设计就是针对这类噪声的。

2. 冲击噪声

排气管道中不稳定的气流会对管道产生冲击，从而形成冲击噪声。比如，排气多支管弯

曲段的弧度太小,发动机出来的气流会对它产生强烈的冲击,从而发出“砰、砰”的冲击噪声。在管道截面突然变化的时候,也会产生冲击噪声。加大管道的过渡圆弧和渐进地改变结构的变截面积是减小冲击噪声的途径。

3. 辐射噪声

当一个振动体与流体接触的时候,就会推动流体运动而产生声音。麦克风传声就是这样。排气系统的管道和消音元件被机械振动激励或者受内部流体压力波动引起振动,这些被激励的结构对外将声音辐射出去,形成了辐射噪声。在排气系统中,辐射噪声源来自三方面:

第一是机械振动。发动机会带动整个排气系统振动,车体的振动也会通过挂钩传递给排气系统。排气系统中有很多薄板,如消音器的外壳、催化器的外壳、管道的外壳等等。一旦这些薄板被激起振动,就会对外辐射噪声。

第二是稳定的空气气流。这种稳定的气流会对薄板结构施加稳定脉动力,从而激起板的振动,并辐射噪声。

第三种是不稳定气流。当管道中的气流速度非常高的时候,在管壁附近就会形成紊流。这股紊流不断冲击薄板产生辐射噪声。

辐射噪声的大小取决于这些板结构的几何尺寸、结构形状、刚度等。辐射噪声的频率与薄板结构振动的频率是一致的。消音元件辐射的声音频率一般比较低,而管道辐射的频率一般比较高,因为管道的刚度比消音元件的刚度高。解决辐射噪声的途径有两个:一是减少流体声波的扰动,二是改变结构的特征,如质量、刚度和阻尼等。

4. 气流摩擦噪声

当管道中气体流动速度非常高的时候,流体与管壁之间产生摩擦,一方面形成紊流,扰动板振动并产生辐射噪声,另一方面当气流传到尾管时对外发出巨大的噪声,这就是气流摩擦噪声。降低摩擦噪声的办法有:减小气体的流动速度,增加管道的截面积,使得管壁尽可能地光滑,避免管道中的突然转弯,在排气管口避免障碍物,使用吸声材料。

第三节 排气系统消音器的设计

排气系统中使用的消音器有三种:抗性消音器、阻性消音器、主动或者半主动消音器。有关主动与半主动消音器的问题将在“汽车主动与半主动噪声与振动控制”一章中介绍。抗性消音器是将能量反射回到声源,从而抑制声音。阻性消音器是声能被吸声材料的吸收并转化成热能,从而达到消音目的。发动机有两种噪声:纯音和混杂音。纯音是窄频带的,所以用抗性消音器,主要是反射声。混杂音是宽频带的,所以用阻性消音器,主要是吸声。

与进气系统使用的消音元件一样,排气系统也使用扩张消音器、赫尔姆兹消音器、四分之一波长管等等。

1. 温度对排气消音器的影响

排气系统与进气系统有一个很大差别是排气系统的温度高而且温度是随著排气管的位置而变化的。在排气多支管处,排气温度可以达到 700°C 甚至更高,可是在尾管处的温度降低到 300°C 。由于声速与温度有著很大的关系,因此声波的频率和波长也都会随著温度而改变。所以即使是要消除同一频率的噪声,消音器安装在不同的

位置，其结构也要改变。

声速与温度的关系为：

$$c = \sqrt{c_p RT} = \sqrt{1.4 * 287 * (273 + t)} \approx 20\sqrt{273 + t} \quad (5.1)$$

声波的波长为：

$$\lambda = \frac{20\sqrt{273 + t}}{f} \quad (5.2)$$

对某个频率的声波来说，波长是随著温度的增加而增加的。我们以扩张消音器为例子来说明这种变化。扩张消音的传递损失为：

$$TL = 10 \log_{10} \left[1 + \frac{1}{4} \left(\frac{1}{m} - m \right)^2 \sin^2 \frac{2\pi L}{\lambda} \right] = 10 \log_{10} \left[1 + \frac{1}{4} \left(\frac{1}{m} - m \right)^2 \sin^2 \frac{\pi L f}{10\sqrt{273 + t}} \right] \quad (5.3)$$

这个公式表明传递损失也是随著温度变化而变化的。图5.6给出了两个温度(20⁰C和200⁰C)下的传递损失曲线。对长度一定的消音器来说，温度增加就意味著(或者说是相当于)消音器的长度变短。这样消音器在低频的降噪效果就降低。

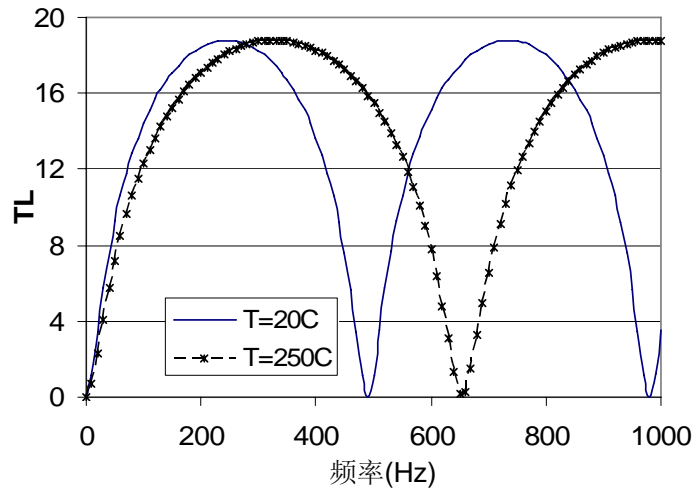


图5.6 两个温度(20⁰C和200⁰C)下的传递损失曲线

2. 赫尔姆兹消音器的分类

由于排气系统安装空间的限制，在排气系统中，很少见到图12.23和图12.50那样看上去明显的赫尔姆兹消音器。排气系统的赫尔姆兹消音器通常是设计在一个大壳体内被“隐藏”起来，常见种类有：

内装式赫尔姆兹消音器，如图5.7

三管迷路赫尔姆兹消音器，如图5.8

同心赫尔姆兹消音器，如图5.9

旁支赫尔姆兹消音器，如图5.10

在内装消音器中，有两个腔室，进入管直接通向右边空腔，构成了赫尔姆兹消音器。在这个赫尔姆兹消音器中，容积为右边空腔容积，管道的直径是进入管的直径，长度为最右端小孔到进入管末端的距离。

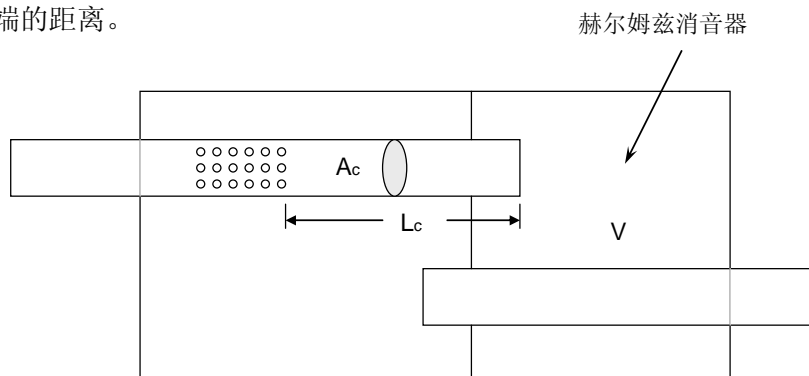


图5.7 内装式赫尔姆兹消音器

三管迷路赫尔姆兹消音器中的共振腔是图5.8中右边的空腔。在空腔的左边安装著一个小管，其直径和长度如图中所示。同时气流在三个管子上的小孔流通，也起到消除中频噪声的效果。

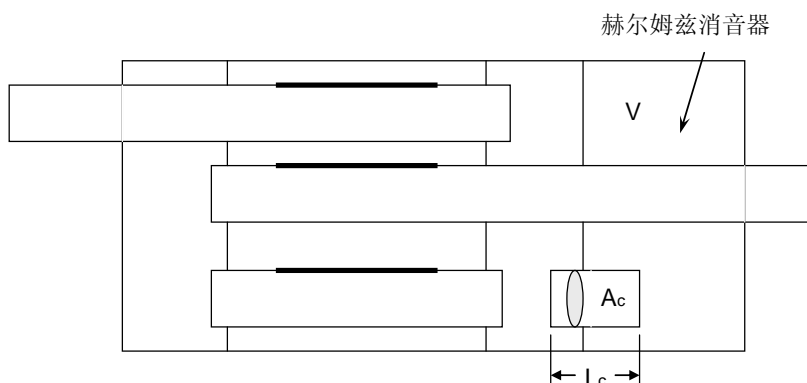


图5.8 三管迷路赫尔姆兹消音器

在同心消音器中，一个空腔内插入一根细管和一根粗管，细管套在粗管之中。气流从细管进入，通过粗管流出。空腔就是赫尔姆兹消音的共振腔，细管为连接管道，其长度为细管与粗管公共的长度。

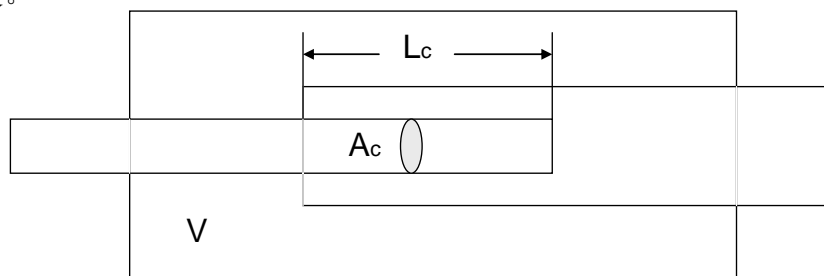


图5.9 同心赫尔姆兹消音器

旁支赫尔姆兹消音器是在出气管上安装一个管道与消音器内的一个密封腔相连接。其长度，截面积和共振腔体积如图5.10所示。

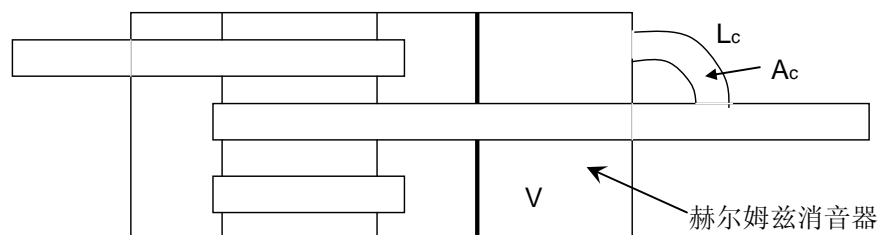


图5.10 旁支赫尔姆兹消音器

3. 三管迷路消音器

三管迷路是消音器内常用的结构。如图5.11所示，气流从最上面的管道流出，经过下面的管道，最后从中间管道流出。在这三个管道上，有很多小孔。气流除了三个管道中流动外，还从这些小孔流出。气流在三个管道的小孔上不断交换，一部分声能被抑制住，从而达到消音的目的。三管迷路消音器主要是消除中频声音。消音的效果和频率主要取决于小孔占管道表面积的比例和形状。

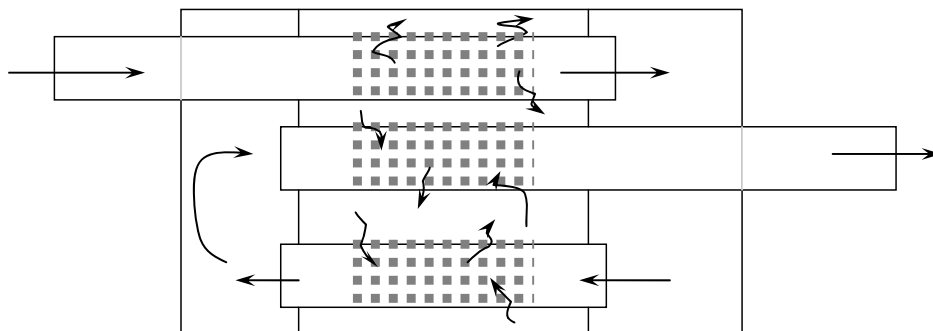


图5.11 三管迷路消音器

4. 四分之一波长管

由于安装空间的限制，在排气系统很少见到象进气系统中那样的四分之一波长管，如图12.53。排气系统中四分之一波长管通常与管道结合在一起。常见的结构有下面几种：

A. 在主管道外套一个管子，在主管上开一个口，如图5.12所示。外管与内管之间就形成了一个共振腔。这个小孔和套管就组成了一个四分之一波长管。

B. 图5.13是另外一种四分之一波长管。其结构与前面一种类似。不同的是在主管上看很多小孔。

C. 图5.14中有两个四分之一波长管。在主管道与扩大腔室之间安装著迷宫一样的几个管套，形成两个独立的气流走道，从而形成两个四分之一波长管。

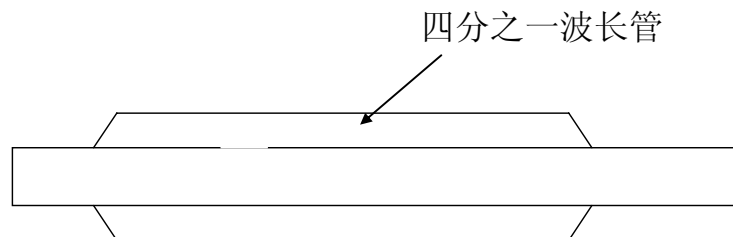


图5.12 排气系统中四分之一波长管 A

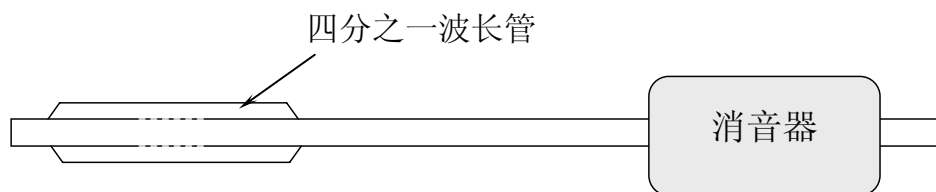


图5.13 排气系统中四分之一波长管 B

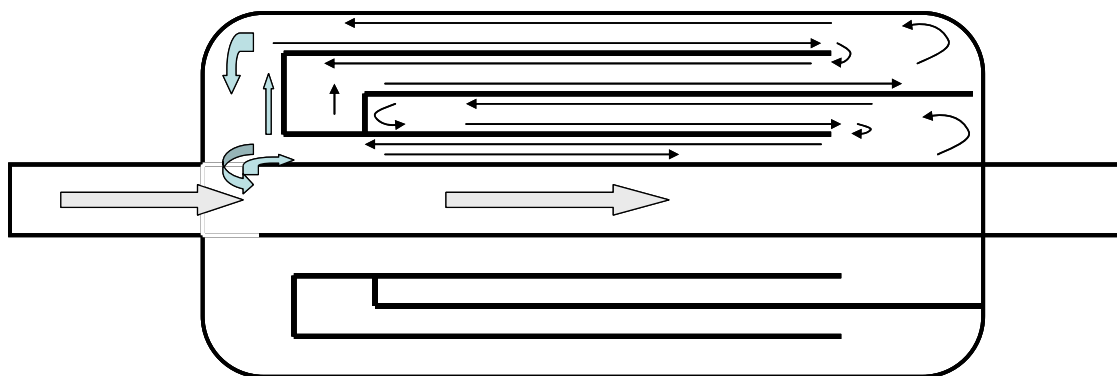


图5.14 排气系统中四分之一波长管 C

5. 穿孔消音器

图5.15表示一个穿孔消音器，它的传递损失与频率与穿孔的直径和面积有关。如果管壁上的直径非常小，那么穿孔消音器就相当于一个赫尔姆兹消音器。这些小孔就是赫尔姆兹消音器中的连接管。如果小孔的面积太大，其功能就是一个扩张消音器。

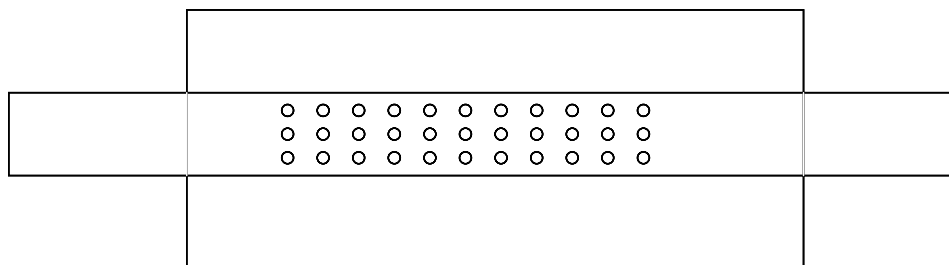


图5.15 穿孔消音器

6. 阻性消音器

消音器里面安放了多孔吸声材料(如纤维材料等)，当声波通过这些材料时，声能量被纤维材料吸收而转变成热能。阻性消音器主要是吸收高频噪声而且频带较宽。吸声材料绝大多数是安放在消音器里面。图5.16为在扩张管壁上安放吸声材料。假设进口管和出口管的截面积相等，为 S_1 ，扩张室的截面积为 S_2 。在进气管中存在入射波和反射波，其声压分别为：

$$p_i(x,t) = P_i e^{j(\omega t - kx)} \quad (5.4)$$

$$p_r(x,t) = P_r e^{j(\omega t + kx)} \quad (5.5)$$

式中, P_i 和 P_r 分别为入射波和反射波声压幅值。

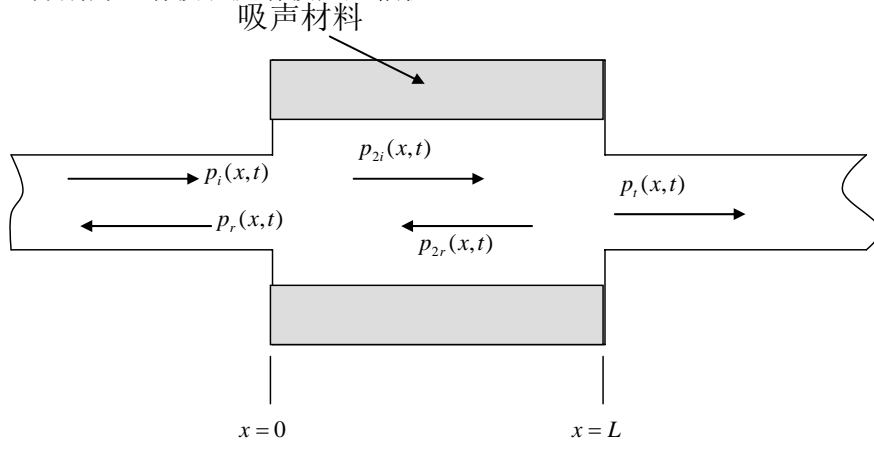


图5.16 扩张消音器及吸声材料

中间管中也存在入射波和反射波, 其声压分别为:

$$p_{2i}(x,t) = P_{2i} e^{-\alpha x} e^{j(\omega t - kx)} \quad (5.6)$$

$$p_{2r}(x,t) = P_{2r} e^{\alpha x} e^{j(\omega t + kx)} \quad (5.7)$$

式中 P_{2r} 和 P_{2i} 为反射波和入射波声压幅值, α 是吸声系数。

出气管中只存在透射波, 为:

$$p_t(x,t) = P_t e^{j(\omega t - kx)} \quad (5.8)$$

式中, P_t 为透射波声压幅值。

在进气管与扩张管交界的地方, 即 $x=0$ 处, 两边的压力相等, 即:

$$p_i + p_r = p_{2i} + p_{2r} \quad (5.9)$$

体积速度相等, 即

$$U_i - U_r = U_{2i} - U_{2r} \quad (5.10)$$

将进气管和扩张管在 $x=0$ 处的压力和速度, 以及压力与速度的关系代入到公式 (5.9) 和 (5.10) 中, 得到:

$$P_i + P_r = P_{2i} + P_{2r} \quad (5.11)$$

$$P_i - P_r = m(P_{2i} - P_{2r}) \quad (5.12)$$

式中, $m = S_2/S_1$ 是扩张室管进(出)气管扩张比。

同样在扩张室和出气管处, 即 $x=L$ 处, 压力和速度存在下列关系:

$$p_{2i} + p_{2r} = p_t \quad (5.13)$$

$$U_{2i} - U_{2r} = U_t \quad (5.14)$$

将压力、速度以及压力与速度的关系代入到上面两个式子中，得到：

$$P_{2i}e^{-\sigma L}e^{-jkL} + P_{2r}e^{\sigma L}e^{jkL} = P_t e^{-jkL} \quad (5.15)$$

$$m(P_{2i}e^{-\sigma L}e^{-jkL} - P_{2r}e^{\sigma L}e^{jkL}) = P_t e^{-jkL} \quad (5.16)$$

通过解公式(5.11)，(5.12)，(5.15)和(5.16)，就可以得到这个扩张消音器的传递功率系数。当 $\sigma L \ll 1$ ，实际上只要当 $\sigma L \leq 0.2$ 时，功率传递系数为：

$$T_w = \frac{1}{\left[1 + \frac{1}{2}(m+1/m)\sigma L\right]^2 + \frac{1}{4}(m - \frac{1}{m})^2 \sin^2(kL)} \quad (5.17)$$

相应的传递损失为：

$$TL = 10 \log \frac{1}{T_w} = 10 \log \left\{ \left[1 + \frac{1}{2}(m+1/m)\sigma L\right]^2 + \frac{1}{4}(m - \frac{1}{m})^2 \sin^2(kL) \right\} \quad (5.18)$$

当 $\sigma L \gg 1$ ，实际上只要当 $\sigma L \geq 5$ 时，功率传递系数为：

$$T_w = \frac{1}{\frac{1}{4}e^{2\sigma L} \left[1 + \frac{1}{2}(m + \frac{1}{m})\right]^2} \quad (5.19)$$

相应的传递损失为：

$$TL = 10 \log \frac{1}{T_w} = 10 \log \left\{ \frac{1}{4}e^{2\sigma L} \left[1 + \frac{1}{2}(m + \frac{1}{m})\right]^2 \right\} \quad (5.20)$$

消音器高频吸声取决于材料的特性，如材料的结构、材料中的空洞直径、材料的密度等等。

图5.17表示两种材料的吸声系数。basalt的吸声吸收比stainless steel高得多。图5.18表示材料密度与吸声系数的关系。材料的密度越高，吸收系数就越大，但是随著材料密度提高到一定程度，再增加密度，吸收系数的增加就不太明显了。反而当密度太高时，吸声材料变得跟固体一样。当材料的密度非常大的时候，材料就变成了固体，其吸声系数就大大下降。这张图还说明basalt的吸声吸收比OC玻璃纤维要高。如果材料的密度相同，那么纤维材料的直径越小，吸声系数越高。

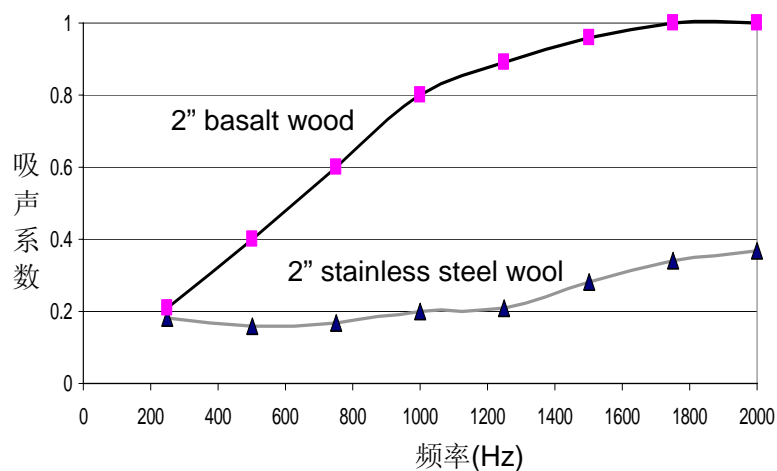


图5.17 材料的吸声系数

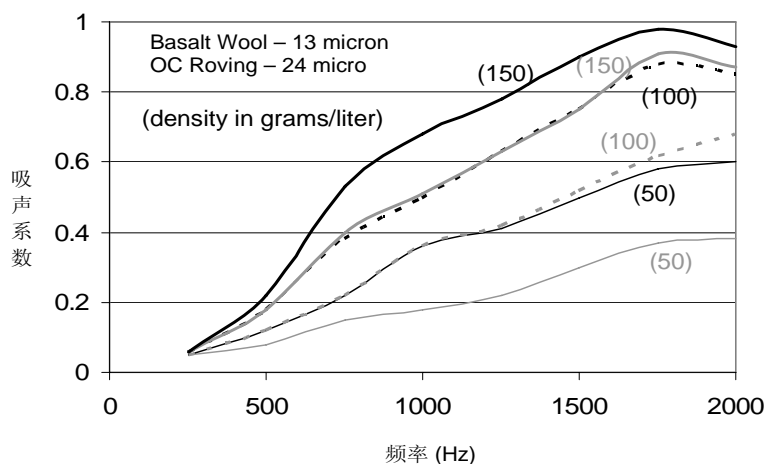


图5.18 材料的密度与吸声系数

从这两张图还可以看到，在低频的时候，吸声材料的吸声系数很低。在高频的时候，吸声材料才起作用。在低频时，就必须使用抗性消音器，而消音效果取决于消音容积的大小。

7. 复合消音器

排气系统中的消音器通常非常复杂，是各种各样的消音器安装在一个壳体内。图5.19 为一个复合消音器。这个消音器由三部分组成：赫耳姆兹消音器，三管迷路消音器，框型罐加上吸声材料。

赫耳姆兹消音器用于低频消音，频率作用范围一般为：40-200Hz

三管迷路消音器用于中频消音，频率作用范围一般为：100-500Hz

框型罐加上吸声材料用于高频消音。频率作用范围一般为：500Hz以上。

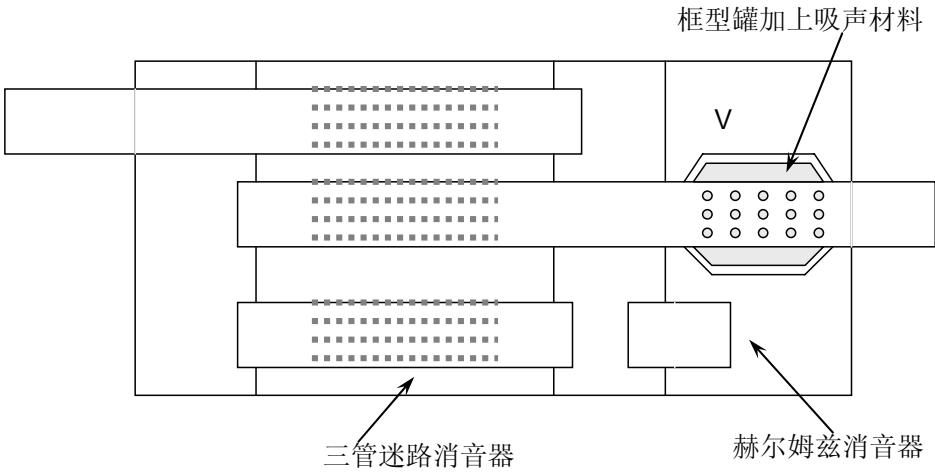


图5.19 复合消音器

第四节 尾管噪声分析

1. 尾管噪声的组成：

尾管噪声是一种脉动噪声。声音是以平面波在管道中传播，当到达尾管时，气流就产生脉动噪声，就好象在尾管处有一个活塞在运动。如图5.20所示。

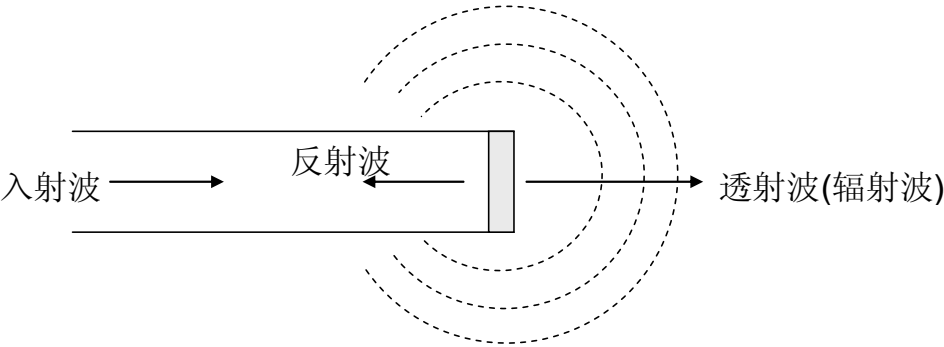


图5.20 尾管的脉动噪声

尾管噪声由两部分噪声组成：空气动力噪声和气流摩擦噪声。稳定的气流在尾管处发出动力噪声，而不稳定的气流则产生摩擦噪声。在尾管噪声中，这两种噪声所占成分取决于气流流量的大小和速度。流量小和速度低时，空气动力噪声占主要成分；而流量大和速度快时，摩擦噪声占主要成分。但实际测量是很难将这两种噪声区分开来。用计算的方法可以将这两种噪声区分开来。图5.21表示一个排气系统的尾管噪声的计算图。一条曲线表示整个尾管噪声，包括空气动力噪声和气流摩擦噪声，另一条曲线表示只有空气动力噪声。在2500rpm以下，尾管噪声完全由空气动力噪声决定。随著速度的增加，摩擦噪声也慢慢增加。在4200rpm时，尾管噪声比空气动力噪声高3dB，这表明摩擦噪声的量级与空气动力噪声的量级相当。在4500rpm时，这个差值达到5dB，摩擦噪声开始占主要成分。到了6000rpm时，尾管噪声比空气动力噪声高出15dB，这表明摩擦噪声远远高出空气动力噪声，尾管噪声完全由摩擦噪声决定。

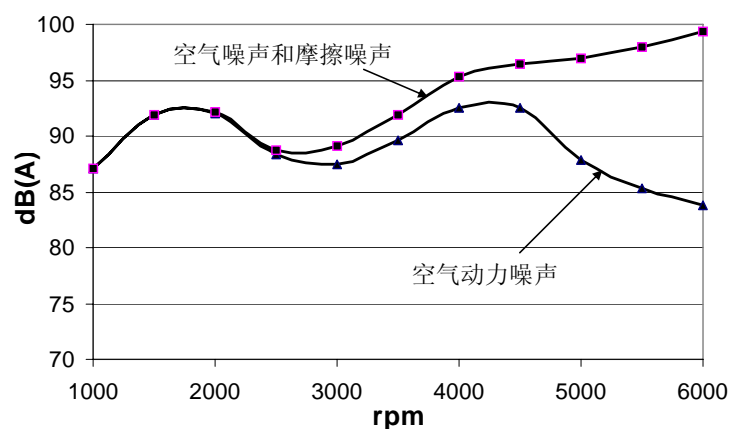


图5.21 尾管噪声的组成

2. 管道截面积对尾管噪声的影响

管道中的流量， \dot{Q} ，取决于管道的截面积 A 和流速 u ，表达为下式：

$$\dot{Q} = uA \quad (5.21)$$

对于园管来说，流体速度为：

$$u = \frac{4\dot{Q}}{\pi d^2} \quad (5.22)$$

流体速度与流量成正比而与管道直径的平方成反比。如果流量一定的，直径越大，速度越慢。图5.22表示一个排气系统中管道直径与尾管噪声的关系。在2700rpm以下时，直径越大，尾管噪声越高。因为在低转速时，摩擦噪声对尾管噪声几乎没有影响。尾管噪声完全是由空气动力噪声决定。而空气动力噪声的大小和消音设备与管道截面积之比（扩张比）直接相关。如从第十二章的公式(3.19)和图3.2知道，扩张比越大，消音设备的传递损失也越大，因此尾管噪声也越小。可是当发动机转速提高到2700rpm以上时，管道中的流量迅速增加，流速也快速增加。这时摩擦噪声起主导作用。管道直径越大，流速就越低，因此摩擦噪声越小。

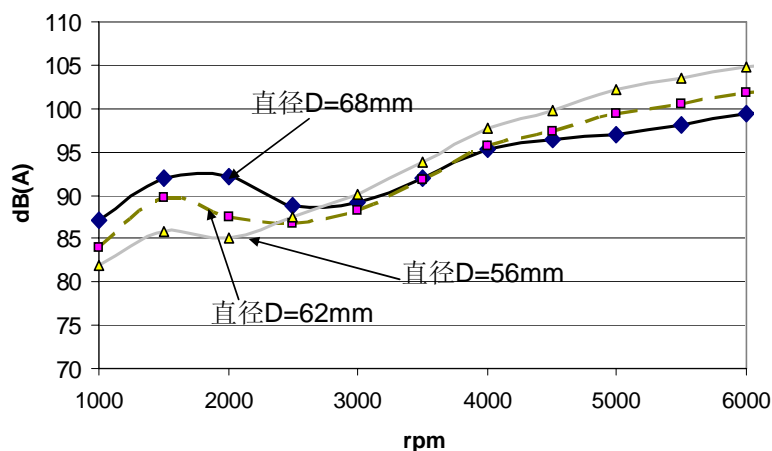


图5.22 管道直径与尾管噪声的关系

3. 单排气管与双排气管

排气系统有单排气系统和双排气系统之分(图5.3)。假设这两个系统的消音器的结构一样,前置消音器的容积一样,每个后置消音器的容积一样。不同的是双排气系统从前置消音器之后比单排气系统多了一个分支,即增加了一个排气通道和一个后置消音器。这样气流可以从两个分支流通,因此尾管的摩擦噪声会大大降低。

图5.23表示一个四缸发动机单排气系统与双排气系统尾管噪声的计算比较图。当发动机转速高于2500rpm时,双排气系统的尾管噪声比单排气系统低2到7分贝。采用双排气系统对减小尾管噪声是有利的,但是这会使得成本增加,还会受到安装空间的限制。

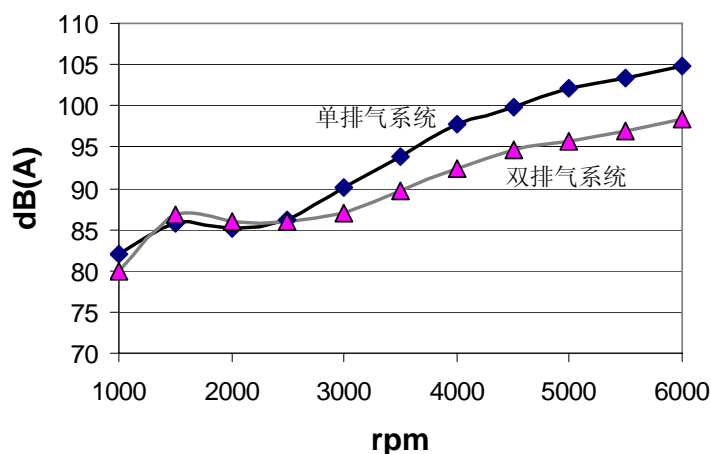
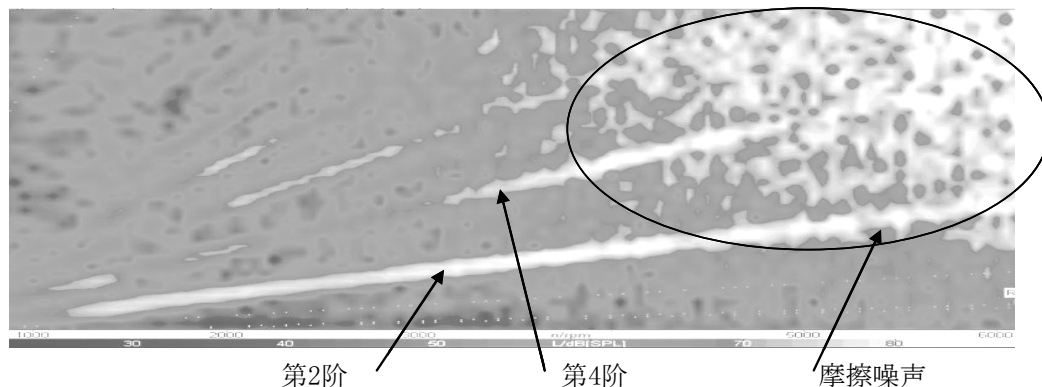


图5.23 单排气系统与双排气系统尾管噪声的计算比较图。

图5.24为一个四缸发动机单排气系统(a)与双排气系统(b)尾管噪声测量图。图上的噪声由两部分组成,一是空气动力噪声,它与发动机的转速有关系,2阶和4阶噪声占主要成分。另一部分是气流摩擦噪声,它是杂乱无章的,与发动机转速没有直接关系,而且随著转速的增加而加大。从图5.24(b)看,对双排气系统。转速只有到了5000rpm时,才出现明显的摩擦噪声。而从图5.24(a)来看,当发动机转速到达3000rpm时就出现明显的摩擦噪声,从4000rpm开始,摩擦噪声慢慢地掩盖了空气动力噪声。



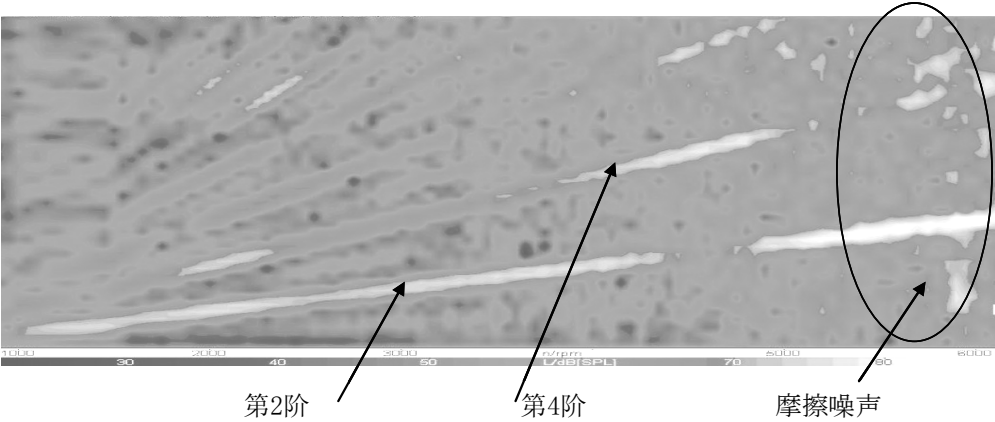


图5.24 单排气系统(a)与双排气系统(b)尾管噪声的测量比较图。

第五节 尾管和中间管的声学分析

1. 尾管的声学分析

消音器与尾管由于截面积不同，因此在交界处声阻抗不匹配，另外排气口通往大气，阻抗也不匹配，因此就在管道中就存在入射波和反射波，这样就有驻波存在。

当消音器的容积足够大，消音器与尾管的交界面可以近似地处理为开口管端，这样尾管就可以看成具有一个“开口-开口”的边界条件，因此其驻波的频率可以用第十二章中的公式(12.30)来计算。驻波的频率只取决于声波的速度和尾管的长度，由于声速是确定的，因此只要改变尾管的长度就可以调节尾管的辐射噪声的频率。通常在设计完排气系统后，经过测量发现某个频率成分的噪声过大，这时往往通过调节尾管的长度来抑制这个频率分量的噪声。

2. 中间管道的声学分析

图5.25为一个中间管。中间管的两边是消音器，假设消音器足够大的话，也可以认为中间管的两边是处在“开口-开口”边界条件。这样这个管的共振频率也可以用公式(12.30)来计算。如果管道太长，管道中声的模态很容易与管道的结构模态产生共振。例如，管道的长度 $L=2$ 米，温度为 400°C ，那么驻波的频率为：

$$f = \frac{c}{2L} = \frac{\sqrt{1.4 * 287 * (273 + 400)}}{2 * 2} = 130 \text{ Hz}$$

这样的低频率很容易把结构本身的固有频率激励起来。一旦结构的模态被激励起来，这个振动就会通过挂钩传递到车体。所以为了防止驻波激励，中间管应该避免长管道。

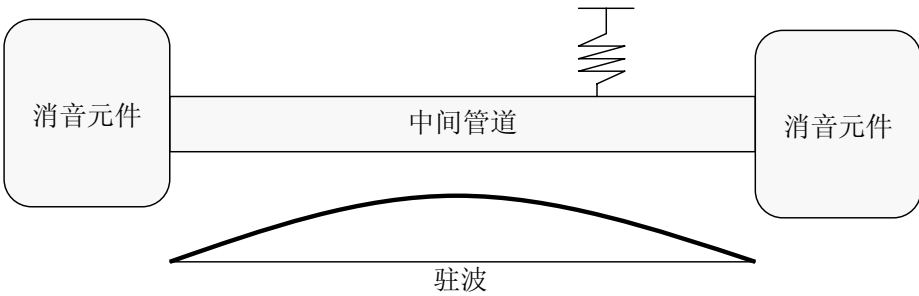


图5.25 中间管道与驻波

中间管和尾管的截面积不能太小，否则会引起气流摩擦噪声。为了控制气流速度太快而引起的摩擦噪声，气流的速度要控制在一定范围内：

对中间管来说：马赫数 <0.35

对尾管来说：马赫数 <0.25

第六节 V型发动机的多支管和Y管与声音质量

图5.26表示一个六缸发动机排气多支管和Y管。在发动机的一边，三个排气管分别与三个汽缸相连接，三个分管的另外一端交汇在一起与一个长管相连。发动机的另一边的情况也一样。发动机两边的两个长管再交汇在一起，形成一个Y字形。这个形状的两个管子叫著Y管。

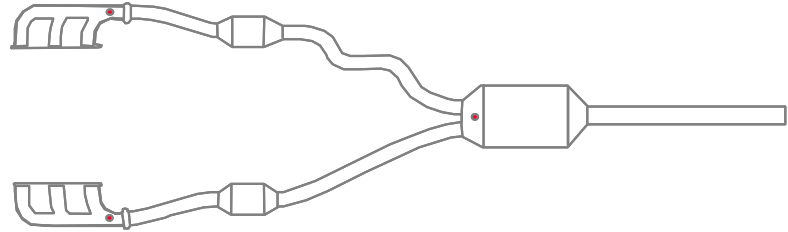


图5.26 排气多支管和Y管

在进气系统中，进气多支管影响到进气口的声音质量。同样，排气多支管也影响到排气尾管的声音质量。排气多支管的结构与进气多支管类似，也分成三类：等长度分管；中心连接；尾端连接。但是进气多支管的温度低，材料多半是塑料，而排气多支管温度高，材料是钢或者铸铁。排气多支管对声音质量的影响与进气多支管一样，这里就不再讲述了。对V型发动机来说，除了排气多支管外，Y管对尾管噪声的声音质量影响更大。为了集中分析Y管的影响，这里假设排气多支管等长度分管。

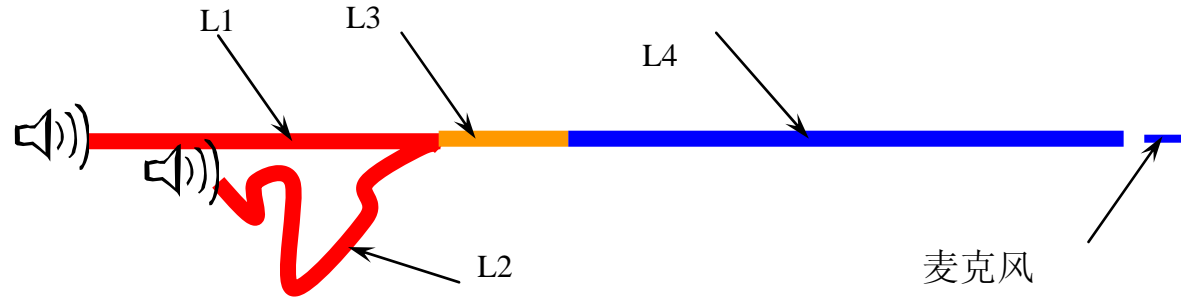


图5.27 Y管与排气系统

图5.27表示一个只有管道而没有消音元件的排气系统。Y管的两个分支的长度分别是 L_1 和 L_2 。假设其中一支分支的长度为1米，即 $L_1 = 100\text{ cm}$ 。这个Y管与一个六缸发动机的排气多支管相连接。对这两个分支长度不同的差值，我们来计算其尾管噪声。假设这两支分管的差值分

别是：

$L_1 - L_2 = 0$ ，即两支分管的长度相等

$L_1 - L_2 = 20 \text{ cm}$

$L_1 - L_2 = 40 \text{ cm}$

$L_1 - L_2 = 60 \text{ cm}$

$L_1 - L_2 = 80 \text{ cm}$

图5.28表示不同长度差值的发火阶次(第3阶)的噪声。两支分管长度相等的时候，声级最大，随著分管差值的增加，噪声级降低。也就是说，Y管两支分管越接近相等，其发火阶次的噪声就越大。其他发火阶次的谐频(如第6阶、第9阶等)的噪声级与第三阶噪声的趋势相同。

图5.29表示不同长度差值的1.5阶次的噪声。这张曲线的趋势与图5.28正好相反。当两支分管的长度差值最大的时候，即 $L_1 - L_2 = 80 \text{ cm}$ 时，噪声级最大。而两支分管的长度相等时，噪声级最小。随著两支分管长度差值减小，噪声级逐渐降低。当长度相等时，噪声最低。其他半阶(如2.5阶、3.5阶、4.5阶等)也有同样的趋势。

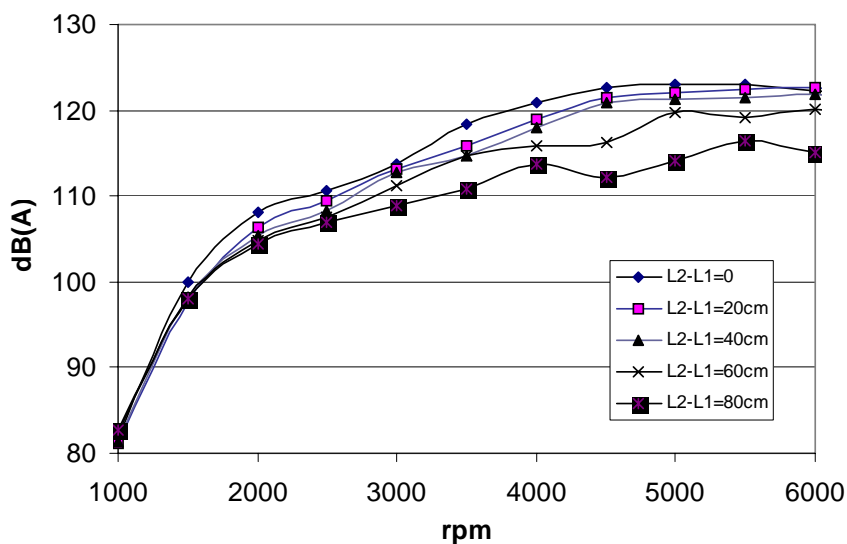


图5.28 一个六缸发动机第3阶尾管噪声

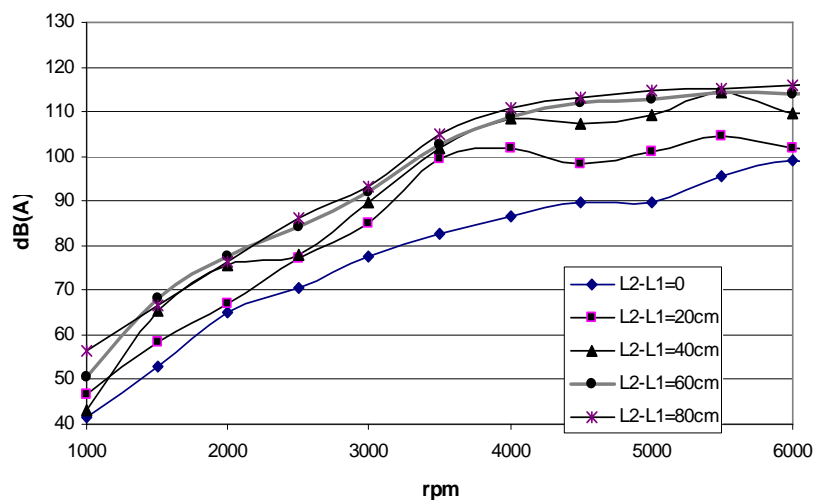


图5.29 一个六缸发动机第1.5阶尾管噪声

我们把图5.28和图5.29中分管长度相等和长度相差最大的曲线画在一起，如图5.30所示。当长度相等时，第3阶声级比第1.5阶要高出20dB左右，即发火阶次在整体噪声中占绝对份量。当长度相差非常大时，第3阶的声级与1.5阶的声级差不多，有时候1.5阶的声级甚至比第3阶还高。

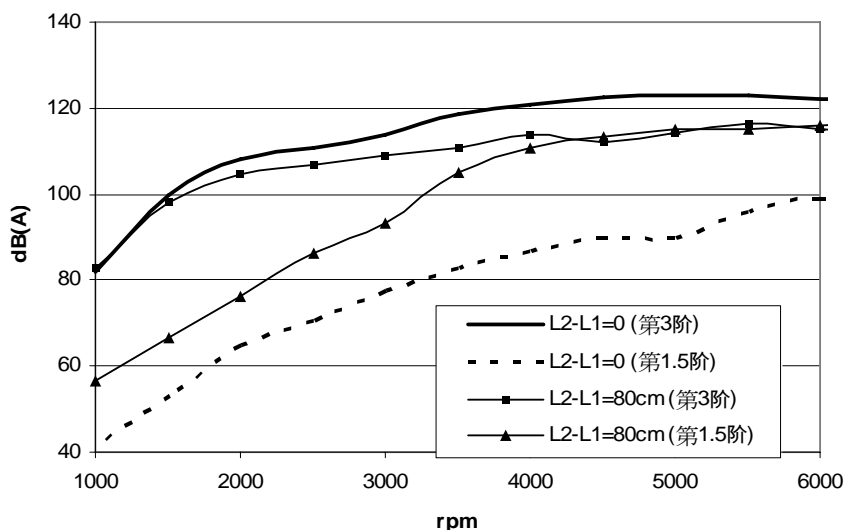


图5.30 一个六缸发动机第3阶和第1.5阶尾管噪声的比较

在声音质量的设计中，对轿车来说，一般是尽可能地使得两个分支的长度相等。这样在尾管噪声中发火阶次及其谐频占绝对多数，半阶和其他整阶次的成分非常低，顾客喜欢这样的音质。这种声音让顾客感觉到舒适与和谐。可是在跑车类型的尾管噪声设计时，却是要使得半阶成分高，这样顾客开起来会感觉到汽车马力十足，声音刺激，快速奔驰时充满著激情。有关声音质量的问题将在第二十二章“汽车噪声与振动的评价”中做专门的论述。

第七节 排气系统的消音容积

排气系统的消音容积是指系统中所以消音设备容积之和。排气系统中常见的有两个消音器，一个放在前面的抗性消音器，叫著前置消音器；一个是放在后面的混合式消音器，叫著后置消音器。多数情况下，消音容积是指这两个消音容积之和，即：

消音容积 = 前置消音器的容积 + 后置消音器的容积

通常讲，消音容积越大，消音效果就越好。尾管噪声的大小很大程度上取决于消音容积。要达到理想的消音效果，消音容积至少要是发动机汽缸体积的10倍，即：

$$V_{\text{消音容积}} \geq 10 V_{\text{发动机汽缸体积}} \quad (5.23)$$

消音器越靠近发动机消音效果越好，但是通常在发动机附近由于受到空间的限制，很难

安装消音器，所以消音器通常安装得比较靠后。通常还要求在后车轮轴线的前面的消音容积要达到发动机容积的两倍以上。

图5.31给出了消音容积与排气系统插入损失之间的关系。消音容积越大，插入损失也越大，消音效果越好。当然其背压也就越大，功率损失增加。但是当消音容积增加到一定的时候，其消音效果的增加慢慢趋缓。

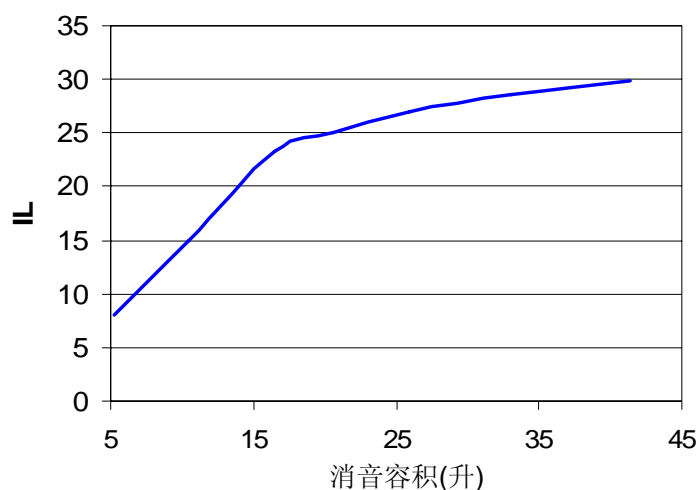


图5.31 消音容积与排气系统插入损失之间的关系

近年来，由于顾客对排气噪声要求的提高，排气消音容积大幅度提高。1995和1996年，多数轿车的消音容积为发动机汽缸容积的7.5倍左右。到1999年和2000年，消音容积大大提高，大多数轿车的消音容积提高到发动机汽缸容积的10倍左右。

第八节 排气系统消音调节整体分析

在进行排气系统消音设计时，首先要考虑的因素有：

- 顾客需要怎么样的声音和政府法规
- 怎么达到顾客所需要的声音，需要用怎样的消音元件
- 怎样与排气系统的其他功能相互协调

具体的步骤为：

第一，搞清楚发动机的参数和振动与噪声特性。比如发动机的缸数，排气温度，排气阀的行程，汽缸的压力波，点火时间等等。汽缸数决定了噪声的阶次，汽缸压力和排气阀的行程决定了噪声的峰值。

第二，对V型发动机，选择恰当的Y管。因为Y管决定了半阶次的大小，对声音质量影响最大。

第三，确定消音容积。消音容积决定了整个系统的插入损失。

第四，确定消音器的数量和位置。一般来说，消音器的数量越多越好，这样可以减小中间管道的长度，从而减小驻波的影响。

第五，考虑功率损失。功率损失是排气系统设计的一个指标，在进行声学设计时，必须

满足功率损失指标。

第六，调节消音器内部结构。这样可以改变其传递损失的频率分布，满足某些频率的要求。

第七，尾管长度的设计。

排气系统的尾管噪声取决与发动机的声源特性和排气系统的插入损失。在进行排气系统降噪时，通常是测量没有安装消音元件时尾管的噪声，然后将这个噪声与目标噪声值相比较而得到排气系统的插入损失。消音过程就是怎样达到这个插入损失的过程。排气系统的插入损失可以用第十二章中节中的公式(12.80)来计算。公式中的传递系数 A' ， B' ， C' 和 D' 是由排气系统中各个元件的传递系数决定。这些元件包括催化器、管道、抗性消音器、阻性消音器、尾管等。每个元件的传递损失和整个系统的插入损失都可以用四段网络法来分析。

这里我们以降低一个六缸发动机的排气尾管噪声为例来说明排气系统的消音调节过程。这是一辆中高档轿车，顾客需要安静而舒适的尾管噪声，因此Y管的两个分管长度设计得相等。图5.32表示发动机与一个排气管道相连的图形，这个排气系统只有管道，没有消音元件。图5.33为在测量的尾管噪声与噪声目标。



图5.32 发动机与直管

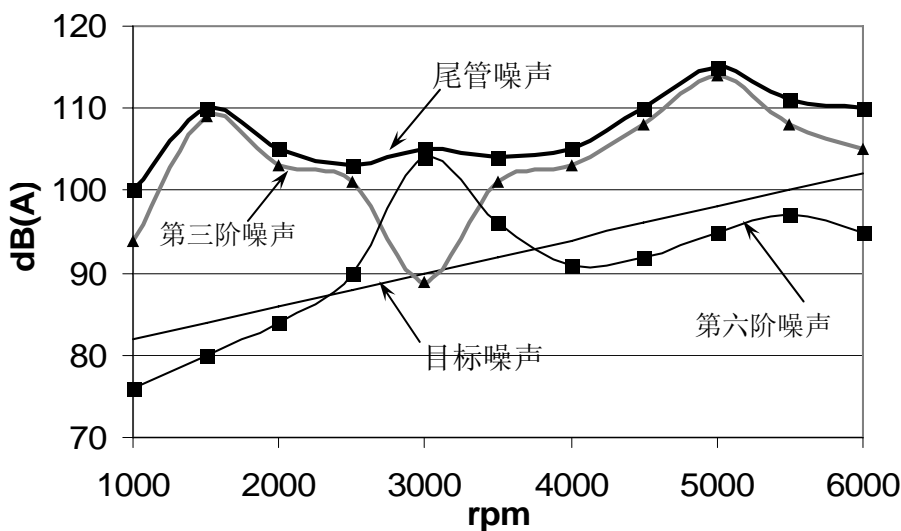


图5.33 直管的尾管噪声

这个尾管噪声中最主要成分是第3阶。除了在2500rpm到3500rpm范围内噪声主要贡献来自第六阶外，其他转速下，第3阶对总体噪声的贡献占绝对份量。第3阶噪声主要有两个峰值，一个在1500rpm，一个在5000rpm。第6阶有一个峰值，在3000rpm。这张噪声图还给出了设定的尾管噪声目标。这个目标的确定不仅对尾管噪声和通过噪声重要，而且对车内噪声也非常重要。这个目标针对汽车在全负荷(WOT，进气阀门全打开)的情况设定的。转速从1000rpm到6000rpm。

在1000rpm时,目标噪声为82dB(A),在6000rpm时,噪声为102dB(A)。在1000rpm到6000rpm之间,目标噪声是一条上升的直线。比较测量的噪声与目标噪声,这两者相差非常大,所以必须在排气管道上安装消音元件才能使现有的噪声降低到目标噪声以下。

图中的尾管噪声和目标噪声是随著转速而变化的,但是消音元件跟转速没有直接的关系,它的传递损失是频率的函数。但是发动机发火阶次和转速结合在一起就与频率发生了关系。对第三阶噪声来说,频率与转速的关系为:

$$\text{频率}=\text{转速}/20 \quad (5.24)$$

这样我们就可以计算出各个频率下第3阶噪声值,并将之与目标噪声比较得出两者的差值来。表5.1列出了转速、频率、目标噪声值(针对第3阶)、第3阶噪声与目标噪声的差值。图5.34画出了这个差值。这个差值就是第3阶的插入损失。同样对第6阶的差值列在表5.2中,图5.35是第6阶的插入损失。第3阶两个峰值对应的频率为75赫兹和250赫兹,第6阶峰值对应的频率为300赫兹。

表5.1 第3阶测量噪声值与第3阶目标噪声的差值

| rpm | Frequency(Hz) | 目标噪声 (dB(A)) | 第 3 阶噪声 | 第 3 阶插入损失 |
|------|---------------|--------------|---------|-----------|
| 1000 | 50 | 82 | 94 | 12 |
| 1500 | 75 | 84 | 109 | 25 |
| 2000 | 100 | 86 | 103 | 17 |
| 2500 | 125 | 88 | 101 | 13 |
| 3000 | 150 | 90 | 89 | -1 |
| 3500 | 175 | 92 | 101 | 9 |
| 4000 | 200 | 94 | 103 | 9 |
| 4500 | 225 | 96 | 108 | 12 |
| 5000 | 250 | 98 | 114 | 16 |
| 5500 | 275 | 100 | 108 | 8 |
| 6000 | 300 | 102 | 105 | 3 |

表5.2 第6阶测量噪声值与第6阶目标噪声的差值

| rpm | Frequency(Hz) | 目标噪声 (dB(A)) | 第 6 阶噪声 | 第 6 阶插入损失 |
|------|---------------|--------------|---------|-----------|
| 1000 | 100 | 82 | 76 | -6 |
| 1500 | 150 | 84 | 80 | -4 |
| 2000 | 200 | 86 | 84 | -2 |
| 2500 | 250 | 88 | 90 | 2 |
| 3000 | 300 | 90 | 104 | 14 |
| 3500 | 350 | 92 | 96 | 4 |
| 4000 | 400 | 94 | 91 | -3 |
| 4500 | 450 | 96 | 92 | -4 |
| 5000 | 500 | 98 | 95 | -3 |
| 5500 | 550 | 100 | 97 | -3 |
| 6000 | 600 | 102 | 95 | -7 |

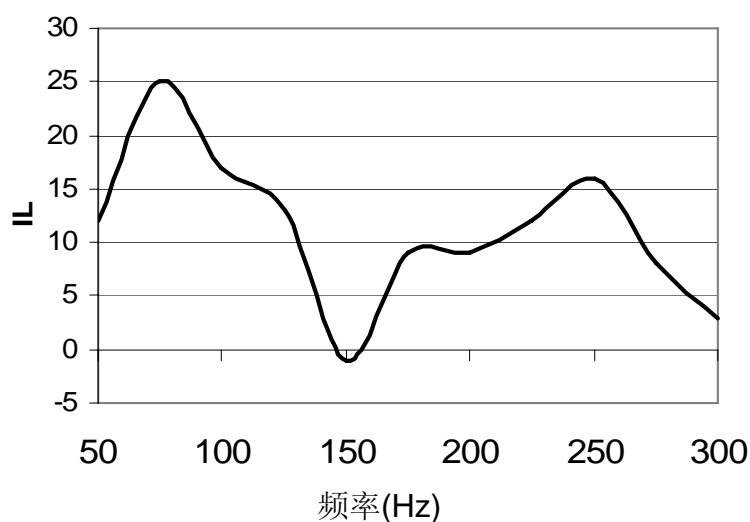


图5.34 第3阶噪声插入损失

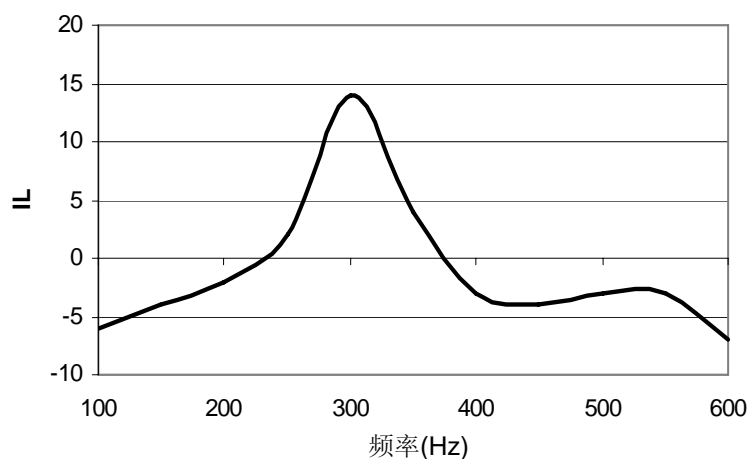


图5.35 第6阶噪声插入损失

这两个插入损失是我们设计消音器的目标。如果加入消音元件后，能实现图5.34和图5.35中的插入损失，那么排气系统就基本上能够达到整体的噪声目标。从图5.34知，第3阶插入损失两个峰值就在75赫兹和250赫兹。我们首先选择一个75赫兹的消音器安放在管道上。前面介绍过，消音元件的传递损失是固定的，而排气系统的插入损失是随著元件的安装位置而改变。因此在选择这个消音器的位置时要使得在75赫兹处的消音量最大。图5.36表示一个75赫兹的消音器安放在系统中。图5.37是加入消音器后的尾管噪声。加入了75赫兹消音后，1500rpm处的噪声降低到目标噪声以下，周围的噪声也随之下降。

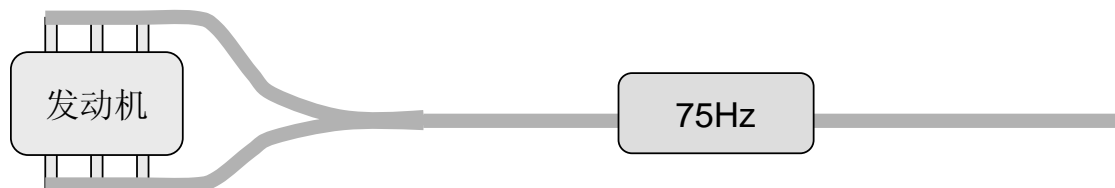


图5.36 一个75赫兹的消音器加入到排气系统中

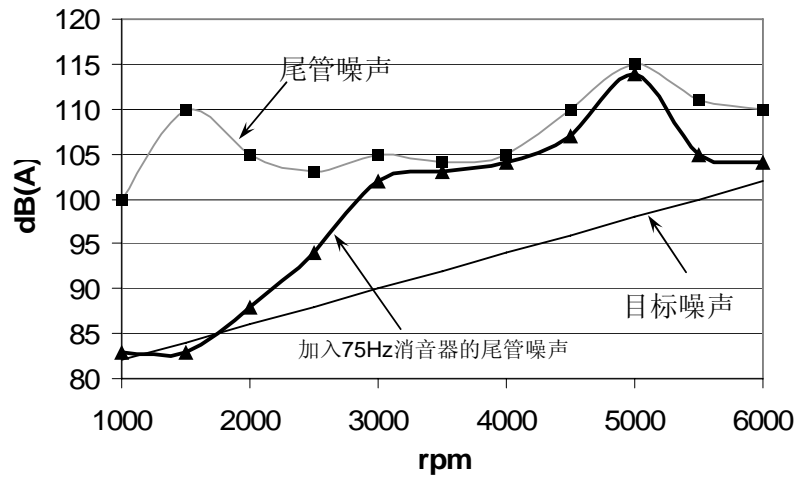


图5.37 加入75赫兹消音器后的尾管噪声

降低这个尾管噪声的第二个目标是第3阶在5000rpm时对应的250赫兹峰值。同样我们在排气系统中再加入一个消音器，如图5.38所示。图5.39显示在5000rpm的峰值降低到目标以下，周围转速的幅值也降低了一些。现在主要剩下是在3000rpm处的峰值了。

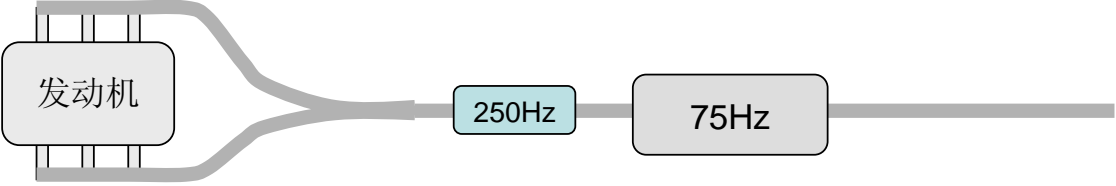


图5.38 加入了75赫兹和250赫兹后的排气系统

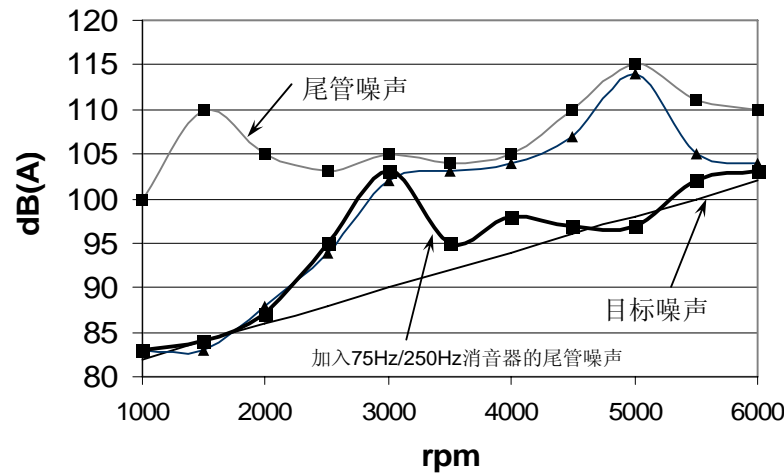


图5.39 加入了75赫兹和250赫兹后的尾管噪声

在3000rpm时噪声是由第6阶决定的，对应的频率是300赫兹，因此我们就在系统中安装

一个相应的消音器，如图5.40所示。这时，在3000rpm处的峰值降低到目标曲线以下。在加入三个消音器后，尾管噪声就非常接近目标值了，如图5.41所示。现在的尾管噪声中还有几个小的峰值，如在4000rpm，还高出目标值约3dB。这些高出目标的噪声可以继续通过四分之一波长管，吸声材料等方法来降低。

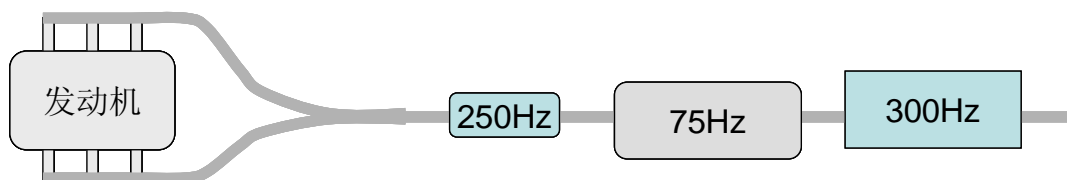


图5.40 加入了75赫兹、250赫兹和300赫兹后的排气系统

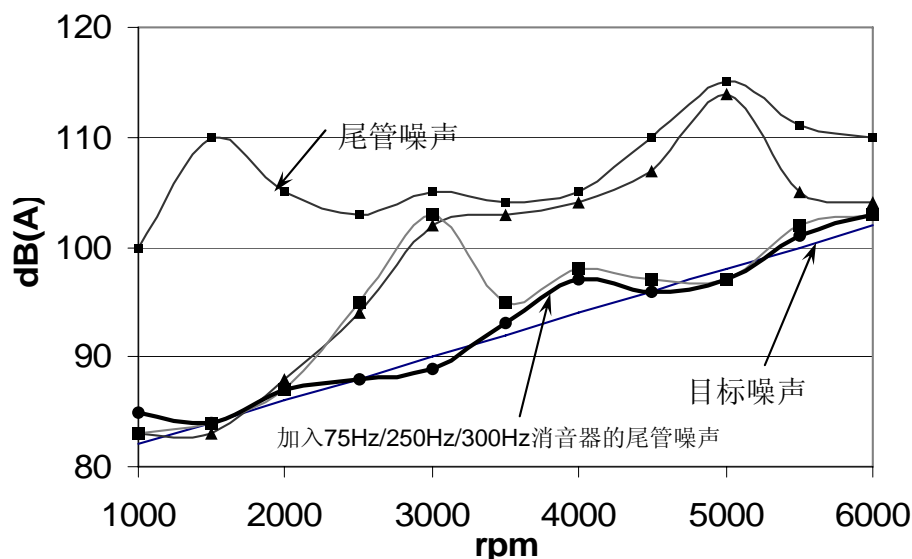


图5.41 加入了75赫兹、250赫兹和300赫兹后的尾管噪声

在排气系统中，很少用到象图5.40中三个独立的消音器，通常是将几个消音元件做在一个消音器里面，比如图5.19中所讲的复合式消音器就是一种。

第九节 排气系统的背压分析

在分析发动机进气和排气系统的噪声时，总是涉及到功率损失。我们希望进气口和排气尾管的噪声越低越好，同时也希望进气和排气系统的功率损失越小越好。但是降低噪声就会使得功率损失增加，因此在降低噪声的同时，我们必须考虑到功率损失的问题。这是我们把功率损失作为一小节来论述的原因。

排气背压形成的原因是管道对气流的阻碍和气流之间的摩擦阻碍。气流来自发动机燃烧排气，而气流的阻碍是气流在管道中流动的时候会受到管道、消音器、催化器等结构的限制。图5.42表示一段排气系统，现在计算任意两点1和2之间的功率损失。

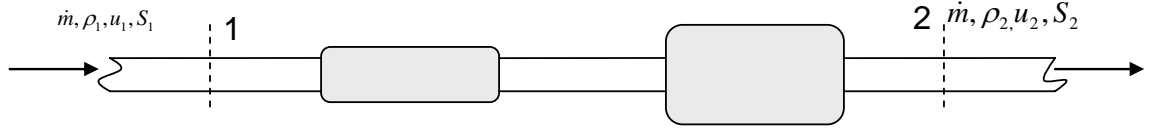


图5.42 排气系统中任意两点的参数

根据质量守恒, 得到:

$$\dot{m} = \rho_1 u_1 S_1 = \rho_2 u_2 S_2 \quad (5.25)$$

式中, \dot{m} 是管道中的气体质量流速, ρ_1, ρ_2 分别是第1点和第2点的气体密度; u_1, u_2 分别是第1点和第2点的气流平均速度。

那么任何一点, i , 的气流速度可以得到:

$$u_i = \frac{\dot{m}}{\rho_i S_i} \quad (5.26)$$

根据能量守恒, 从第1点到第2点之间的能量损失为:

$$\Delta E = \left(\frac{1}{2} \rho_1 u_1^2 + P_1 \right) - \left(\frac{1}{2} \rho_2 u_2^2 + P_2 \right) \quad (5.27)$$

式中, P_1, P_2 分别是第1点和第2点的静压。

ΔE 是单位体积内的能量损失。 $\frac{1}{2} \rho u^2$ 和 P 可以理解为单位体积内的动能和势能。在排气系统中, 管道内由于流体受阻而产生势能, 在运动过程中转换成动能, 运动的气体在排气系统内摩擦而被转换成热能。

排气系统中的背压是指排气多支管出口处的压力与大气压之间的差值。通常所指的功率损失是在发动机最大转速时的损失。功率损失与背压直接相关, 可以通过测量得到。图5.43给出了排气系统平均背压与发动机功率的关系。这是对很多发动机的功率和排气系统背压做出统计分析后, 得到的一个平均值。从这张图可以看到:

1. 发动机的功率与排气背压是一个线性关系
2. 背压越大, 发动机的功率就越低, 即功率损失越大。
3. 背压每增加1英寸Hg, 功率损失约为0.7%。

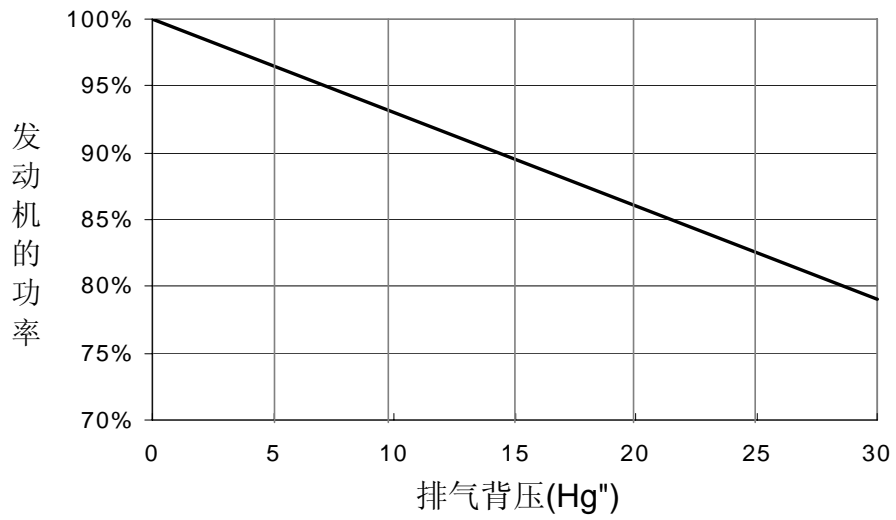


图5.43 排气系统平均背压与发动机功率的关系

要减小功率损失，就必须减小背压，比如增加管道的截面积，减小系统内的阻力等等。但是减小功率损失必须与降低噪声相互协调。

第六章 排气系统的振动分析

排气系统一端与发动机相连，另一端则通过挂钩与车体相连。发动机的振动传递给排气系统，然后在通过挂钩传给车体。车体的振动通过座椅、方向盘和地板直接传给顾客，同时车体的振动也会幅射出去，在车内产生噪声。所以控制传到车体的力是排气系统振动控制的最重要的目标之一。排气系统的振动分析涉及到三个方面：模态分析，动力分析和传递渠道的灵敏度分析。排气系统的结构非常复杂，几乎不可能用经典的力学分析来了解其振动特性，在工业界，有限元方法已经得到了广泛应用。

第一节 排气系统的振动源

排气系统的振动源主要有四个：发动机的机械振动，发动机的气流冲击，声波激励和车体的振动，如图6.1所示。第一，发动机机械振动。排气系统直接与发动机相连接，因此发动机的振动也就直接传递给排气系统。第二，气流冲击。高速气流经过汽缸排出，直接冲击排气多支管，从而引起排气系统振动，特别是对于转弯较急的部分。当气流进入到排气系统后，气流在管道内产生紊流，从而引起排气管道的振动。第三是声波激励的振动。声波在管道中运动时，会对管道和消音元件等结构产生冲击，因此而引起振动。排气系统是通过挂钩与车体相连，因此这些振动会通过挂钩传递到车体。

排气系统的第四个振动源是车体的振动。这个振动传递方向与前面三种相反，车体振动也会通过挂钩传递到排气系统。这种传递会逆向传递到发动机，从而加大了发动机的振动。

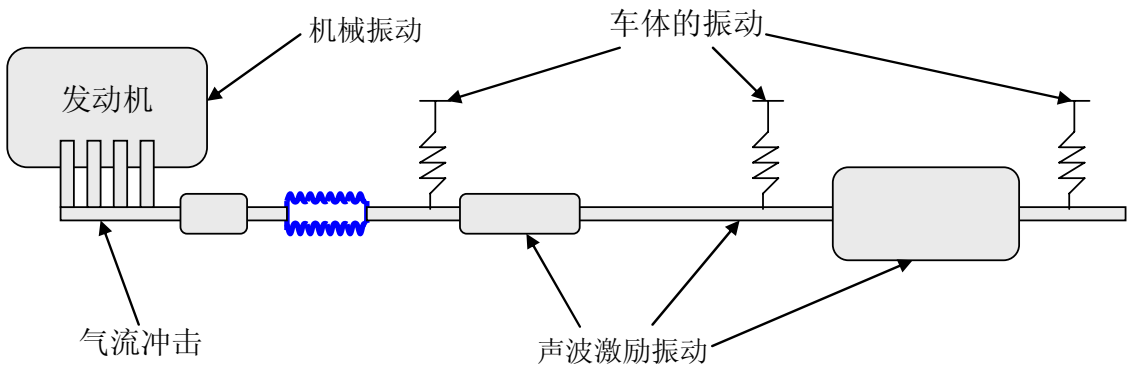


图6.1 排气系统的振动源

第二节 排气系统的振动模态分析

模态分析是排气系统动力计算的关键。我们知道排气系统与发动机和车体相连，因此排气系统的模态必须与发动机的激振频率和车体的模态分开，否则系统耦合在一起会产生强烈的共振。通过排气系统的模态分析还可以知道系统的节点和反节点，从而可以更有效地布置挂钩的位置。通常，挂钩是放在节点的位置，这样传递力会最小。在排气系统模态分析时，通常要

对下面几个指标设定目标：

- 第一阶垂向弯曲模态
- 第一阶横向弯曲模态
- 第一阶横向扭转模态
- 模态密度

第一阶垂向弯曲模态和第一阶横向弯曲模态是排气系统中最容易被发动机激励起的模态，同时这两个模态的振动也最容易传递到车体并与车体发生共振。因此这两个模态的频率目标是：与发动机的激励频率避开，与车体的固有频率避开。在四轮驱动和全轮驱动的汽车中，排气系统有时候与传递轴系共用支撑架，因此排气系统的频率也必须与传递轴系的频率分开。图6.2和图6.3分别示意一个排气系统的第一阶垂向弯曲模态和第一阶横向弯曲模态。

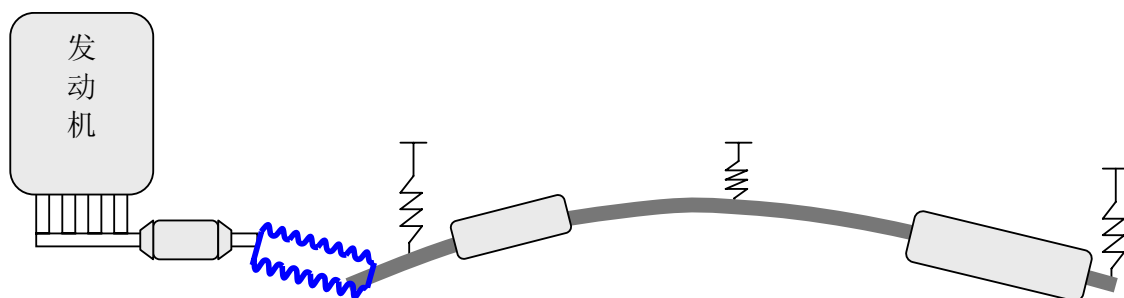


图6.2 第一阶垂向弯曲模态(侧视图)

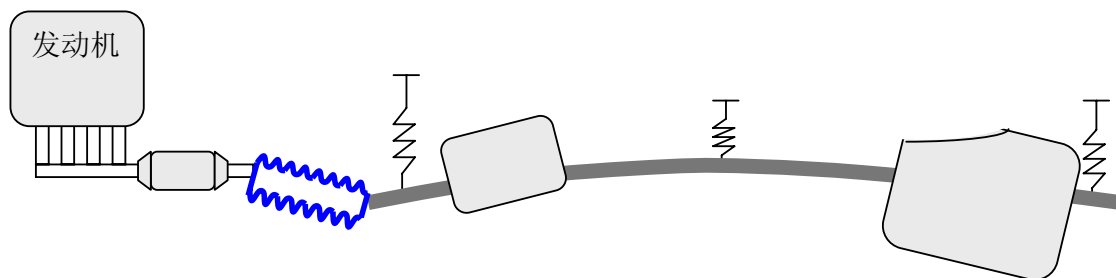
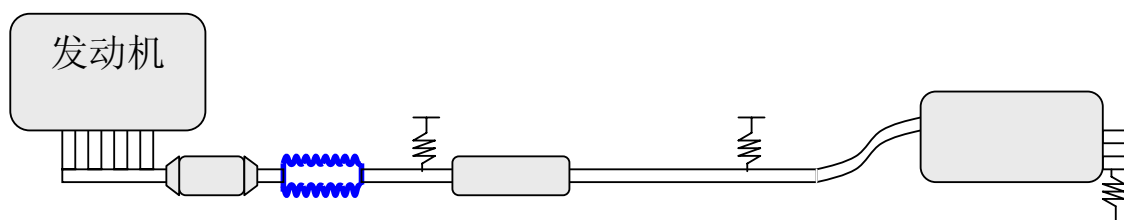


图6.3 第一阶横向弯曲模态(俯视图)

发动机的最低转速一般设计成600rpm。对四缸发动机来说，600rpm对应的发火频率为20赫兹；对六缸发动机来说，600rpm对应的发火频率为30赫兹。所以排气系统中低于20赫兹的模态很难被激励出来。而高于250赫兹模态的动力响应一般比较低。这样排气系统的模态分析多半是在20到250赫兹之间的范围内。

在设计排气系统时，要使得其模态越少越好。如果模态太多，那么系统某些频率很容易被激励起来，振动容易被传递到车体。通常排气系统应该尽可能地设计成一条直线，如图6.4(A)所示，而避免弯曲的形状，如图6.4(B)所示。



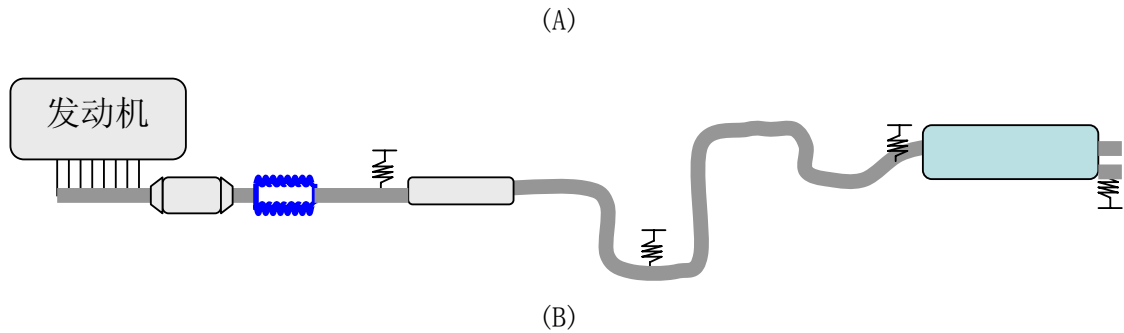


图6.4 笔直排气系统(A)与弯曲排气系统(B)

对于图6.4(A)这样的笔直系统，不仅振动模态少，好控制，而且流体在管道中流动通畅，因此背压小，功率损失小。另外，这样的简单结构重量轻，成本低。相反，对于图6.4(B)中的弯曲系统，不仅振动模态多，不好控制，而且背压很高，系统的功率损失大。另外，这种结构重量大，成本高。

影响排气系统模态的因素有：排气系统中管道的走向(笔直系统或弯曲系统)，柔性连接管的刚度，挂钩的数量和位置，挂钩隔振器的刚度等等。排气系统的模态与振动基本上是用有限元来分析。图6.5(A)表示一个排气系统的有限元模型，图6.5(B)为消音器及管道的局部图。

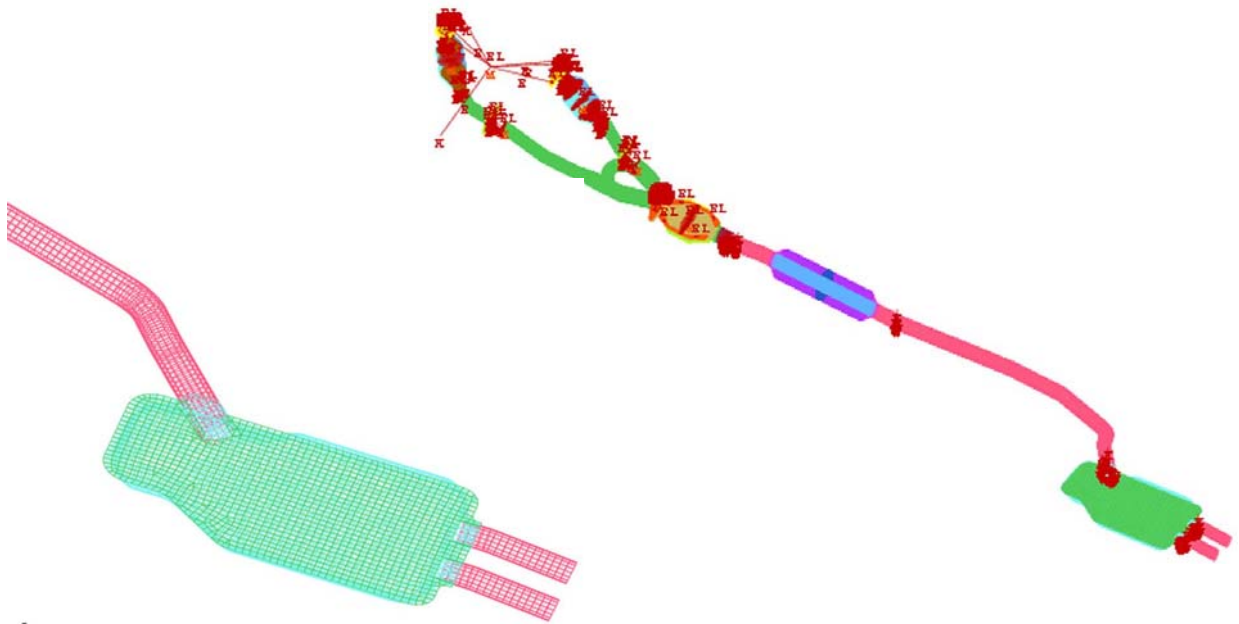


图6.5 排气系统的有限元模型及局部放大图

第三节 排气系统动力分析

排气系统动力分析的目的在于分析传递到车体上的力。这个力是排气系统设计的一个重要

目标。当没有达到这个目标时,就必须对系统进行修改。与模态分析一样,通常也是用有限元模型来计算挂钩传递力。图6.6表示一个排气系统动力分析的有限元模型。

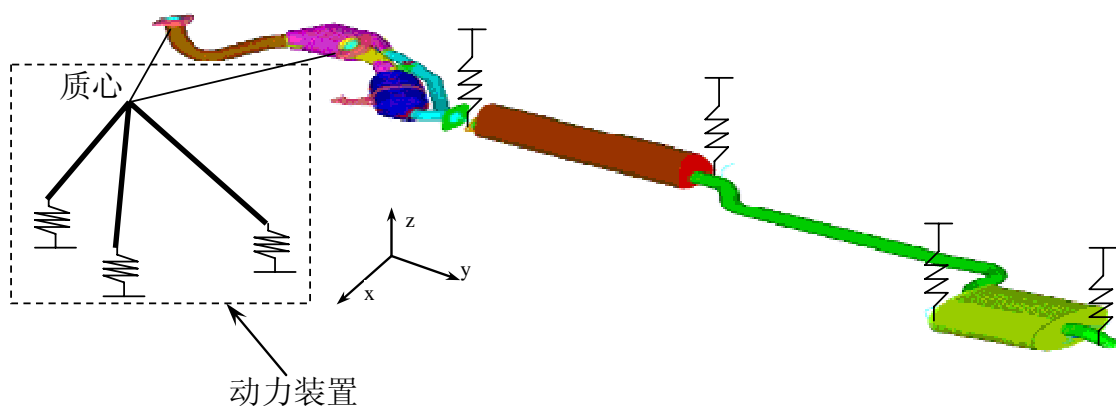


图6.6 排气系统动力分析的有限元模型

要计算传递力就必须知道发动机施加给排气系统的力和整个系统的边界条件。排气系统施加力的方法有好几种,这里介绍一种最直观的方法,即在动力装置的质心处加扭矩。图6.6中不仅有排气系统而且还包括动力装置系统。动力装置是用刚性梁、质量、惯性矩和弹簧来表示。动力装置的质量和惯性矩等参数放在其质心上。用三个弹簧(每个弹簧有三个方向的刚度)来代表动力装置的隔振器。三个刚性梁分别将质心与三个隔振器连接起来。质心与排气多支管或者是排气管的开始端相连。发动机的扭矩就施加在动力装置的质心上。这个扭矩可以从两方面得到:要么是从发动机计算模型(如有限元模型)得到,要么是从发动机的测试中得到。

这个模型的边界条件有两部分。第一部分是动力装置的隔振器,第二部分是挂钩的边界。隔振器的一端是与动力装置相连,另一端固定。同样,挂钩隔振器一端与排气系统相连,另一端固定。这样,动力装置质心的振动就通过动力装置、排气系统传递到挂钩隔振器固定点,这个力就是传递到车体上的力。图6.7表示某排气系统一个挂钩上的传递力。

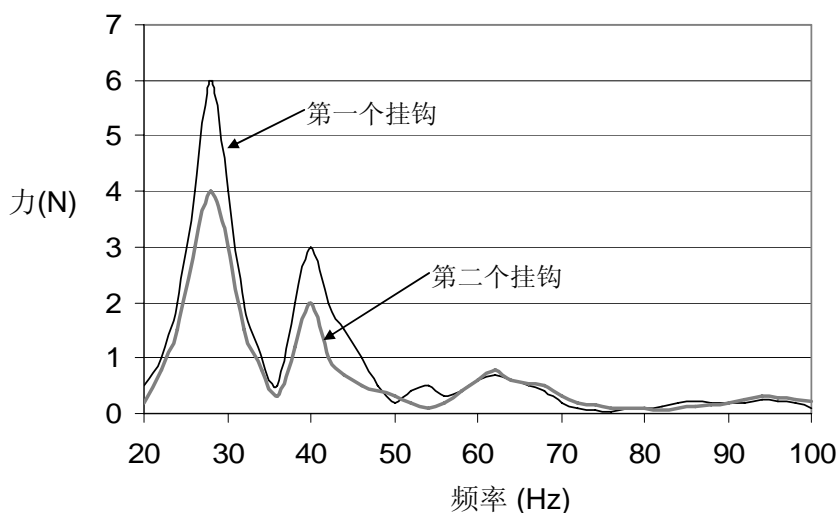


图6.7 挂钩传递力

对豪华车和高级轿车来说，传递到车体的力的目标一般定为2牛顿。对一般轿车来说，这个力可以放宽到10牛顿。当这个力大于10牛顿时，在车内可能会感受到来自排气系统的振动和挂钩传递过来的结构噪声。这个传递将通过车体直接作用到地板和座椅。而这个力产生的噪声还取决于车厢声音对排气挂钩力的传递函数。这个函数表达如下：

$$T_{b/e} = \frac{P_b}{F_e} \quad (6.1)$$

式中， F_e ，为挂钩对车体产生的力， P_b 为在 F_e 作用下车厢内的声音。

第四节 挂钩及隔振器的设计要求

排气挂钩系统是有两个挂钩和一个隔振器组成，如图6.8所示。与排气系统连接的一边叫主动边，其挂钩称为主动挂钩。与车体相连的一边叫被动边，其挂钩称为被动挂钩。

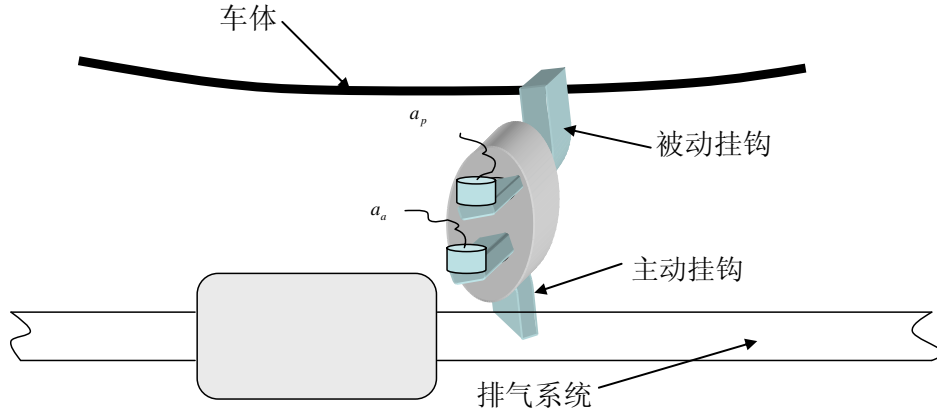


图6.8 排气系统挂钩连接图

传递到车体的力也可以通过测量得到，但是直接测量力非常困难，通常是测量挂钩隔振器两边的加速度。当主动加速度 a_a 和被动加速度 a_p 测量到之后，主动边的位移和被动边的位移通过对主动加速度和被动加速度两次积分后得到。那么传递到车体上的力为主动边与被动边之间的相对位移乘上隔振器的刚度，表达如下：

$$F = K \int \int (a_a - a_p) dt dt \quad (6.2)$$

式中K为隔振器的刚度。

在评价一个隔振器工作效果的时候，我们采用加速度传递率，传递率表达为：

$$T = 20 \log_{10} \frac{a_a}{a_p} \quad (6.3)$$

通常当传递率大于20分贝的时候，这个隔振器被认为是满足要求的隔振器。传递率大于20分贝意味着加速度从主动边传递到被动边要衰减10倍，即：

$$a_a \geq 10a_p \quad (6.4)$$

传递到车体上的力取决于两个因素：主动挂钩的振动与隔振器的传递率。如果隔振器的传递率达到20分贝以上，而传递力还没有达到目标，那么就应该设法减小排气系统本身的振动。柔性管对减小这个振动起着关键的作用。

挂钩的刚度对于保证隔振效果非常重要，这与动力装置隔振器的支撑架一样。关于隔振器支架刚度的分析将在第十四章“动力装置振动隔离系统分析”一章中详细描述。为了使挂钩隔振达到其自身的隔振效果，支架的刚度要满足下面的要求：

$$\text{支架频率} \geq \frac{\text{发动机最大转速} \times \text{发动机的汽缸数目}}{120} \quad (6.5)$$

第五节 柔性连接管的刚度

第一章已经介绍了动力装置在汽车上安装的方向有两种：南北方向和东西方向。对于卡车、大型轿车和运动车，发动机的容积较大，动力装置往往是放置在南北方向。对于这样放置的发动机，其排气系统轴线与发动机的曲轴轴线是平行的，曲轴运动会引起排气系统的扭转振动。而一般的轿车中，动力装置是东西方向放置的，曲轴与排气系统的轴线是垂直的。曲轴的运动会引起排气系统的弯曲振动。由于排气系统是一个长而窄的结构，因此沿著其轴向的弯曲振动幅值会非常大。弯曲振动通过挂钩传递到车体上的力通常比扭转振动传递的力大得多。因此，对大多数南北放置的动力装置来说，排气系统中没有柔性管。而对东西方向放置的动力装置，则基本上采用了柔性管。

对于东西方向放置的动力装置系统，如果排气系统中没有柔性连接件，那么发动机会引起排气系统巨大的弯曲振动，这个振动会直接作用到车体，并传递到座椅，而且对车厢内产生噪声。柔性连接件一般安放在排气系统的热端与冷端之间。柔性连接件有好几种，其中用得最多的是柔性管，如图6.9所示。

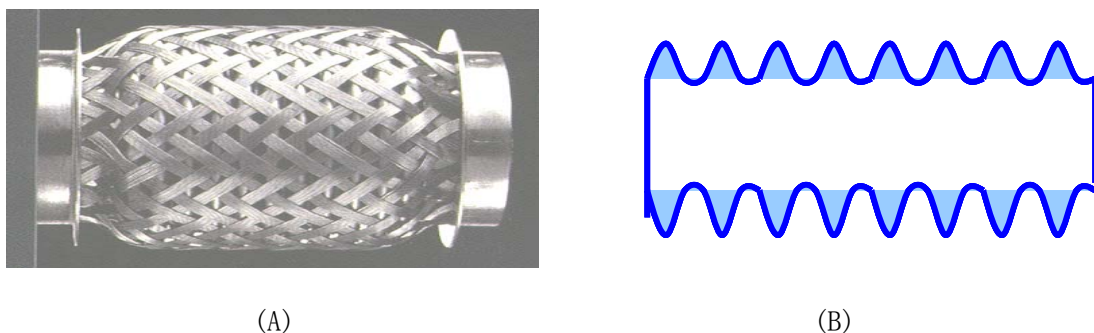


图6.9 排气系统中的柔性管

柔性管相当于一个隔振器，它有六个自由度和相应的六个刚度，即三个方向的线性刚度 K_x , K_y , K_z 和三个方向的扭转刚度 K_{xx} , K_{yy} , K_{zz} 。发动机的振动被柔性管隔开，从而使得传

递到冷端的振动越小越好。当然，如果柔性管太软，那么它两边的结构振动位移会很大，甚至会与周围部件相撞。在这六个刚度中，垂直方向的刚度 K_z 和绕著曲轴轴线的弯曲刚度 K_{xx} 最重要。这两个刚度的选择基本上决定了传递到冷端的振动大小。

衡量一个柔性管的隔振效果好坏是它两边振动量级的传递函数。这个传递函数可以是加速度传递函数，也可以是力传递函数。比如加速度传递函数可以表达为：

$$H_{ij}(\omega) = \frac{a_{output-j}}{a_{input-i}} \quad (6.6)$$

式中， $a_{output-j}$ 是输出端在第*i*个方向的加速度， $a_{input-i}$ 是输入端在第*j*个方向的加速度。 $i=1, 2, \dots, 6$ ， $j=1, 2, \dots, 6$ 。

由于柔性管的刚度对传递到车体的力非常敏感，因此也可以用传递到车体的力与柔性管输入端的力之间的传递函数来衡量这个柔性管的隔振效果，表达如下：

$$H_{ij}(\omega) = \frac{F_{body-j}}{F_{input-i}} \quad (6.7)$$

式中， $F_{input-i}$ 是柔性管输入端在第*i*个方向的力， F_{body-j} 是车体上第*j*方向的力。 $i=1, 2, \dots, 6$ ， $j=1, 2, \dots, 6$ 。

除了柔性管外，球连接也是一种常用的柔性连接件。图6.10表示一个球连接，在两根管子之间放置一个钢球，两个管子可以沿著球运动。球连接的作用与柔性管一样，是减小发动机的振动传递到排气管中。他们不同的是柔性管有六个自由度，而球连接只有三个转动自由度，三个方向的刚度为 K_{xx} ， K_{yy} ， K_{zz} 。如果调节好球连接的刚度，可以达到柔性管相同的隔振效果。

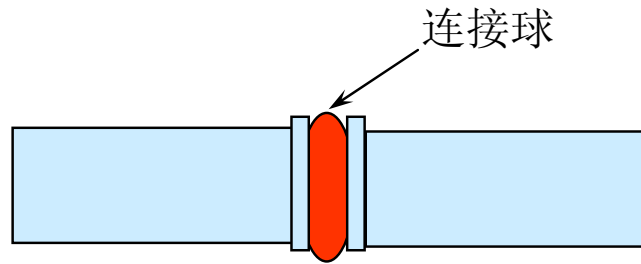


图6.10 排气管道中的球连接

一般来说，柔性管的隔振效果比球连接要好些，可是球连接却价格便宜些。

第六节 排气系统的结构噪声

排气系统的振动力除了传递到车体的力，也会发出结构噪声传递车厢内。这种噪声不同与前面介绍的辐射噪声。这种噪声主要是发动机热端的摆动而发出的低频的轰鸣噪声(boom)和呻吟般噪声(moan)。排气热端一边与发动机相连接，一端与柔性管连接。如果这个柔性管非常

软，那么热端的一边就好象没有支撑。这样热端就如同一个悬臂梁，如图6.11所示。这个“悬臂梁”随著发动机的运动而摆动，当振动大时，在一个或者几个频率处发出了这种低频噪声并且很容易传递到车厢。解决这个嗡鸣声的办法通常有两种：加动力吸振器和加支架。

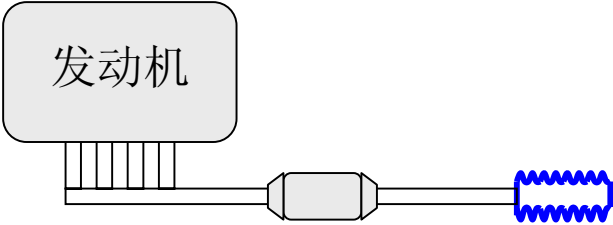


图6.11 排气系统的热端“悬臂梁”

图6.12中带方格的曲线表示悬臂梁上某点加速度响应与锤子敲击力之间的传递函数。在39赫兹和94赫兹处，响应有两个振动峰值，这样频率的振动很容易传递到车厢内形成低频噪声。在这个悬臂梁上加上一个动力吸振器，如图6.13所示。在同样的点测量传递函数，这两个峰值消失。在100赫兹以内的频率段，整体响应都降低了。

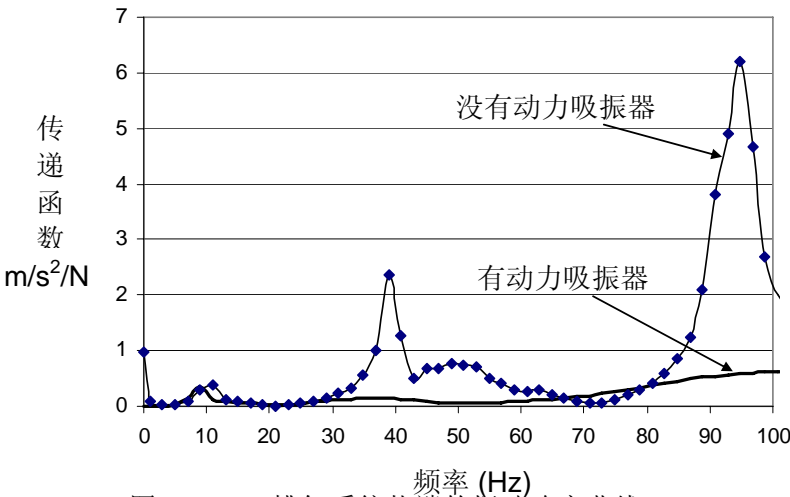


图6.12 排气系统热端的振动响应曲线

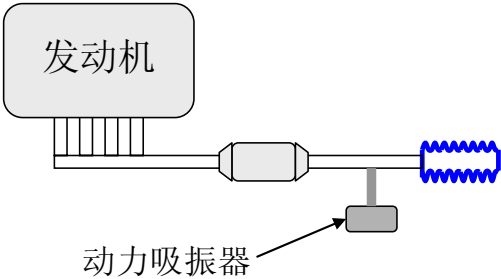


图6.13 加入动力吸振器的排气系统热端“悬臂梁”

解决排气热端低频振动的另一种方法就是用支架将热端与动力装置直接连起来，如图

6.14所示。这样热端本身的频率大大提高，而且不会有大幅度的摆动。加支架的办法比加动力吸振器便宜，但是受到空间的限制，要在排气管和动力装置上找到恰当的位置不容易。

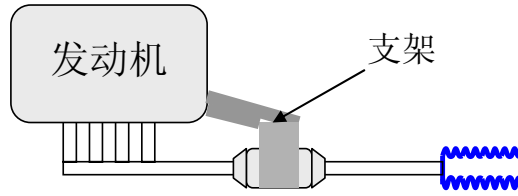


图6.14 支架将排气系统热端与动力装置连接起来

第七章 进气与排气系统的主动与半主动噪声控制

第一节 噪声控制基础

一. 概述

主动控制的概念是1933年由Lueg提出。他的设想很简单，就是在管道中安装一个传感器提取声学信号，然后经过一个控制器产生一个大小与管道声压幅值相等但是相位相反的声信号来抵消管道中的声音。图7.1为Lueg的设计。

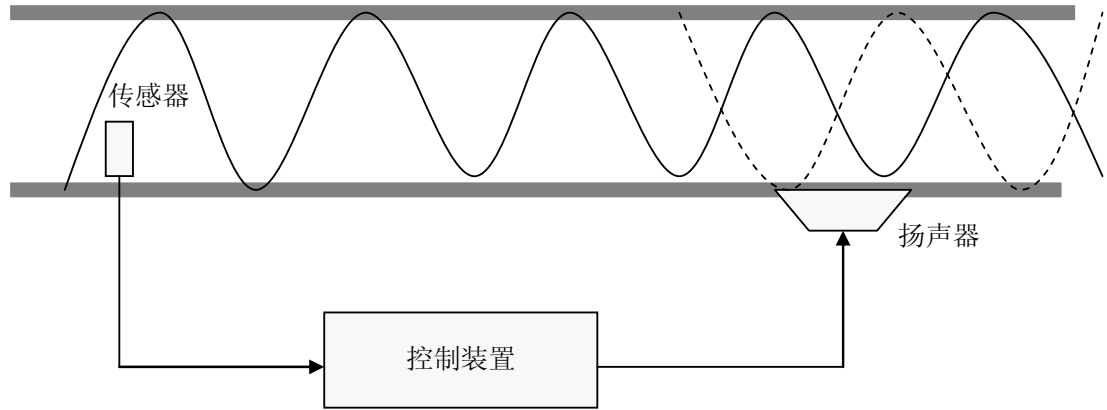


图7.1 Lueg的主动消音控制设想

五十年代，Olson做了许多主动消音的研究，他试图用这种方法消除管道中、房间内和防护耳塞的噪声。从那以后的几十年内，很多学者开始从事这方面的研究。八十年代后，很多人申请专利。但是这方面研究和应用的进展却非常缓慢，原因有三方面。第一是受到电子技术发展的制约。在这项技术中，控制是最关键的，当快速控制系统没有发明之前，要实现主动噪声与振动控制是非常困难的。第二主动噪声与振动控制要涉及到很多方面，比如电子技术、振动噪声理论、信号处理等等。第三是当电子和控制技术成熟，实现主动噪声与振动控制是可行的时候，却受到成本因素的限制。所以即使到了二十世纪的最后年代，主动噪声与振动控制多半还是停留在学术和研究阶段。近十年来，电子和控制设备成本以及控制软件价格的大幅度下降，主动噪声与振动控制在汽车上的广泛应用才变得现实。

为什么要使用主动噪声与振动控制呢？这里有两个原因，第一是政府，第二是顾客。政府法规对汽车的排放污染和噪声污染限制越来越严。比如在以往的三十多年里，欧洲的通过噪声标准不断提高。关于通过噪声的详情请参考第二十一章“汽车噪声与振动的评价”。现在发动机的功率越来越大，产生的振动与噪声也在增加，可是顾客对汽车的安静与舒适要求却越来越高。为了满足这两方面的要求，就必须采用更多的噪声与振动控制设备，而且消音器的容积越来越大。可是重量增加会影响到汽车行驶的经济性能，体积的增加又受到安装空间的限制。於是主动控制慢慢地在汽车上应用起来。

二. 开环控制和闭环控制

图7.2表示一个开环控制系统。在这个系统内，控制对象的特征是确定的，系统的输出

完全取决于输入。对于某个特点的输入， \bar{u} ，就有相应的输出， \bar{y} 。

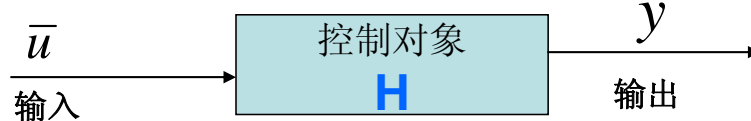


图7.2 开环控制系统

图7.3表示一个闭环的控制系统。输出与输入的关系没有开环控制那么简单，也就是说，假定输入给定了，一般得不到所需要的输出。系统的实际输出为： y ，而理想输出为： \bar{y} 。为了使实际输出尽可能的接近理想输出，就必须将实际输出反馈回来与理想输出进行比较。将两者的差值， $e=\bar{y}-y$ ，再乘上一个放大系数，作为控制系统的输入。这个放大系数通常叫著控制增益因子，用K表示。

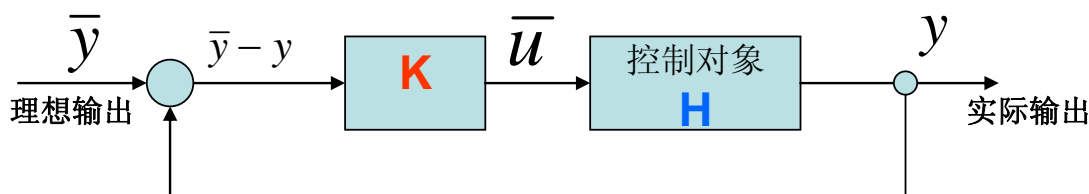


图7.3 闭环控制系统

在汽车控制中，闭环控制是用得最为广泛的。对主动控制系统来说基本是都是闭环控制，而对于半主动控制系统来说，有闭环控制也有开环控制。

三. 反馈控制与超前控制

汽车噪声与振动控制中有两种最基本的方法：反馈控制与超前控制。图7.4表示一个反馈控制系统。反馈控制系统包括误差传感器，控制装置和扬声器。误差传感器测量信号，输入到控制装置，再推动扬声器，产生一个与前行主声源的声波幅度相等而相位相反的次声源。主声源的声波与次声源的声波在误差传感器的位置抵消，从而达到消音目的。

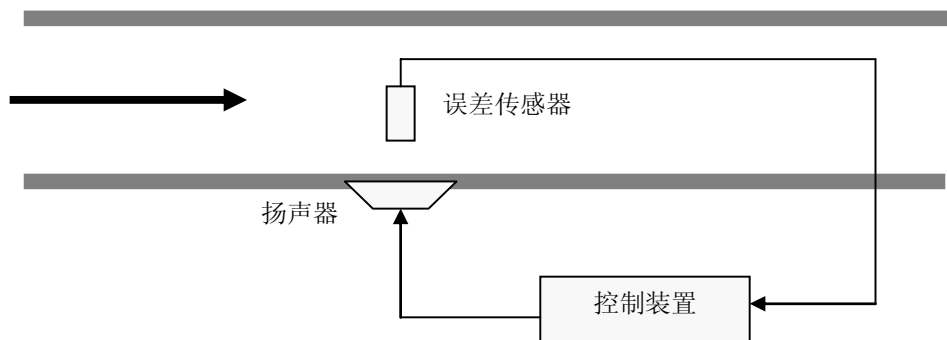


图7.4 反馈控制系统

图7.5表示一个超前控制系统。这个系统中有误差传感器，控制装置、扬声器和参考传感器。参考信号与误差信号同时传递到控制装置，然后再推动扬声器产生次声源。超前控制系

统与反馈系统的根本不同是超前系统采用了参考信号。这样系统遇到微小的干扰时，它可以自我调节。超前控制系统是一个自适应系统。而反馈控制是一个非自适应系统。

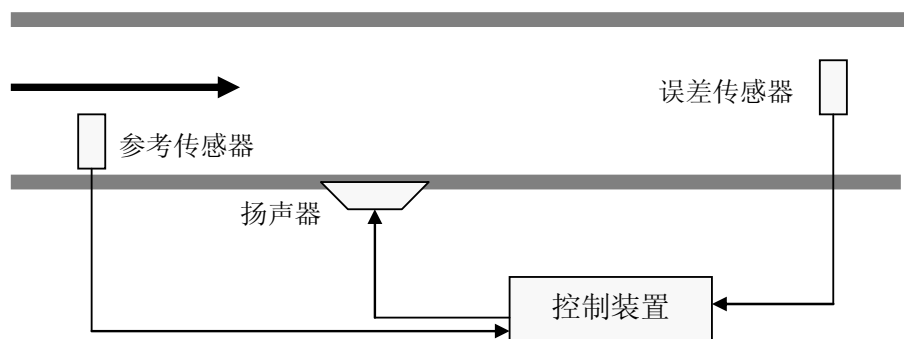


图7.5 超前控制系统

控制的方法非常多，如最优控制、双状态控制、模糊控制、神经网络控制等等。但目前在汽车上使用的控制多半还是传统和经典的控制，如比例控制、微分控制、积分控制等等。

四. 主动控制与半主动控制

在汽车噪声与振动控制系统中，都有主动控制与半主动控制。图7.6表示一个动力装置主动振动控制系统。动力装置通过隔振器安放在车架上，其振动通过隔振器传到车架，同时路面的振动也通过车胎等部件传递到车架。为了减小这些振动，一个主动控制系统装在车架上，并产生一个相位与振动相差 180° 的力来抵消一部分振动。这个控制力是由一个额外能量供应系统来提供的。

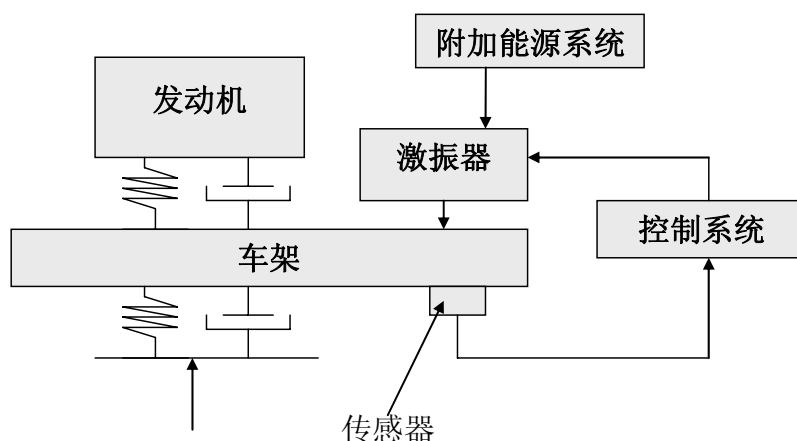


图7.6 动力装置主动振动控制系统

主动控制的好处是可以有效地控制振动与噪声，但是其缺陷是成本高、需要额外的能源供应系统、增加重量、系统的可靠性降低、维修困难等。半主动控制能够克服主动控制的这些弱点。图7.7表示一个闭环的半主动控制系统。比较图7.7与图7.6，其差别是在半主动控制系统中，没有额外的能源供应系统。半主动控制中的激励力来自振动系统本身的能量。当系统振动时，一部分能量储存起来，经过控制器调节后，在适当的时候释放出来抵消传递到框架上的振动。

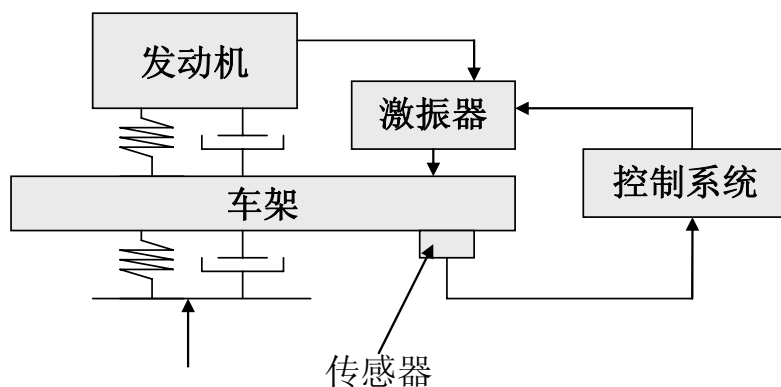


图7.7 闭环的半主动控制系统

半主动振动控制也可以是开环的，如图7.8所示。图中没有了传感器来反馈车架的振动信号。只要发动机的振动特性确定了，通过激励装置作用到车架上的力也就确定了。

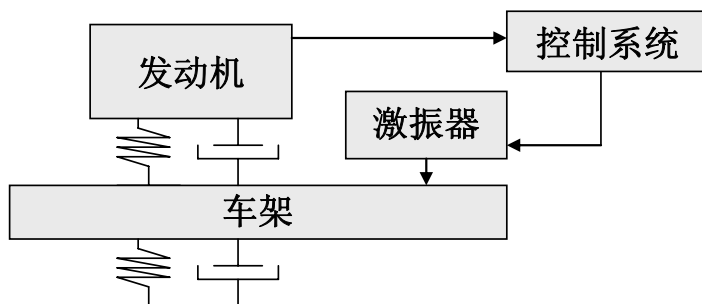


图7.8 开环半主动振动控制系统

半主动控制的成本低，结构简单，没有额外的能源供应系统，但是其应用受到限制。半主动控制对低频控制效果好，对高频噪声振动很难控制。

五. 状态空间分析

在系统的动力分析中，通常是用二阶的微分方程来表示。如图3.2中的单自由度阻尼系统，假设基础不运动，那么运动方程可以写成：

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (7.1)$$

用下面的式子代表上式中的变量：

$$X = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} x \\ \dot{x} \end{Bmatrix} \quad (7.2)$$

将上面两式代入方程(7.1)中得到下面两个方程：

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (7.3)$$

$$\dot{x}_2 = -m^{-1}kx_1 - m^{-1}cx_2 + m^{-1}F(t) \quad (7.4)$$

或者写成矩阵形式：

$$\dot{X} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -m^{-1}k & -m^{-1}c \end{bmatrix} X + \begin{bmatrix} 0 \\ m^{-1} \end{bmatrix} u \quad (7.5)$$

式中, $u = F(t)$ 为控制力。

经过公式(7.3)和(7.4)或者公式(7.5)的变换,公式(7.1)中的二阶微分方程就变为了一阶微分方程。这种用一阶微分方程表示一个系统的方程就是系统的状态方程。

一般来说,对于一个多自由度系统,状态方程可以写成:

$$\begin{aligned} \dot{X} &= AX + Bu \\ Y &= CX + Du \end{aligned} \quad (7.6)$$

式中, X 是状态矢量, Y 是输出矢量, u 是输入矢量, A 和 C 是系统矩阵, B 和 D 是系统增益因子。

将系统的动力方程写成了状态方程,就可以对系统实行实时计算、识别、分析与控制。

现在主动噪声与振动控制在汽车上的应用越来越多,而且这种趋势还在继续。随著电子控制系统成本的大幅度下降,主动控制不仅在豪华车上应用,而且开始在普通汽车上应用。主动控制的好处在于:

它能在一定宽的频率范围内控制振动与噪声。被动控制一旦设计好了,其作用效果的频率范围也就却定了,但有多个频率需要控制时,就需要多个被动控制系统。可是一套主动控制系统可以随著频率变化而调节。这样主动控制可以减轻设备重量和体积,还可以进行声音质量的体调节和设计。

但主动控制也有缺陷:系统的可靠性降低、维修困难;在排气等高温系统中受到温度环境的限制。主动控制提供的次级声源能量还受到限制。比如在发动机主动隔振中,目前基本上是对怠速状态效果好,在高速状态时,由于需要的推动功率大,所以很难实现。虽然控制设备的成本在大幅度降低,但是与被动控制相比,成本还是显得高了。

第二节 主动与半主动噪声控制

在进气与排气系统中,有两个指标往往是相互冲突的。这两个指标是噪声与功率损失。如果要求噪声低,那么功率损失就大。比如进气管道直径小,扩张比就大,空气过滤器的声音传递损失就大,噪声就低,可是由于直径小,影响到空气的流通,所以功率损失就大。如果要减少功率损失,就必须把进气管口的直径加大,但是噪声也随之增加。所以降低噪声与减少功率损失往往是一对矛盾体。

在进排气系统消音设计的时候,还遇到另外一个问题,就是安装空间。汽车进气与排气噪声主要是靠消音器来实现,但是通常要求消音器达到一定的容积才能消除特定频率的噪声,特别是低频噪声。比如低频时,要求赫尔姆共振器容积大,但是安装空间往往不允许。现在汽车设备越来越多,安装空间限制也越来越严,靠被动控制的方法要达到通过噪声标准和顾客的要求也越来越难。

在这两方面的推动下,最近十多年来,主动与半主动噪声控制开始在汽车里应用。目前

用得最多的地方是进气系统主动噪声控制、排气系统主动噪声控制、车体内主动噪声控制和声音质量控制。另外，也有少数主动控制用在车胎-路面摩擦噪声和风激噪声方面。噪声主动噪声控制基本上是针对40赫兹到700赫兹的低频噪声。

一. 进气系统主动与半主动噪声控制

1. 进气管道消音

进排气系统中的声波波长比直径大得多，这样管道中的声波就可以假设为平面波。我们已经在第十二章中讲述了管道声学的特征。

图7.9表示一个进气主动噪声控制系统。来自发动机的参考信号与进气口附近的压力信号一起输入到控制装置中，控制系统经过识别和运算，由控制扬声器产生一个次声源。次声源发出一个与进气口主声源声波幅值相等但是相位相反的声波。这样主声源与次声源声波相互抵消。这个控制系统采用了参考信号和误差信号，因此这是一个超前控制系统。

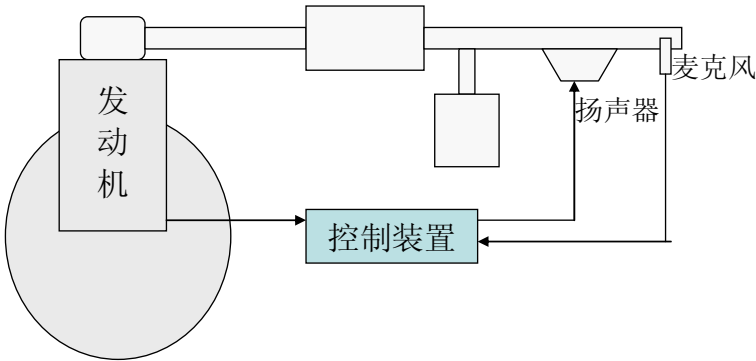


图7.9 进气系统的主动噪声控制

图7.10表示一个四缸发动机进气口噪声比较图。上面一个图是原系统噪声频率-阶次图，即没有控制时的噪声。下图是加入了控制系统后的频率-阶次图。图中，颜色的深浅表示声压级的大小，颜色越深声压越大。从这张图中可以知道，加了控制系统后，进气口的整体噪声降低。二阶噪声降低最明显，其他阶次噪声也降低。

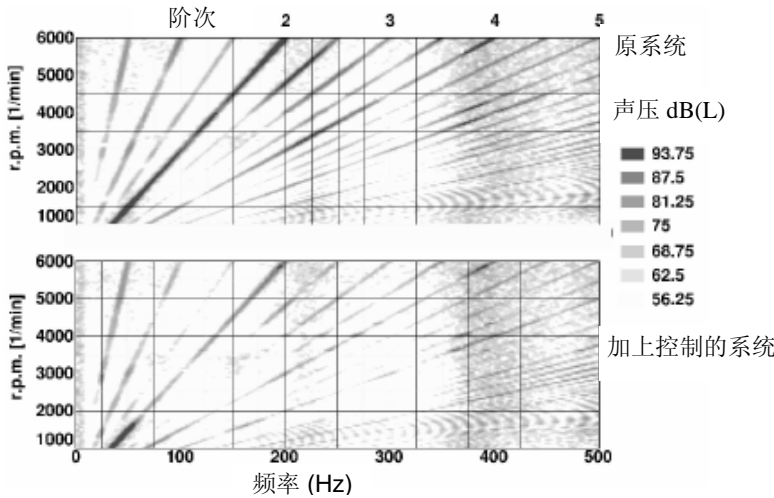


图7.10 一个四缸发动机进气口噪声比较：没有控制与有控制

2. 主动与半主动赫尔姆兹消音器

在进气系统和排气系统中都用到了赫尔姆兹消音器。从第十二章第三节“消音元件声学分析”中，我们知道赫尔姆兹消音器的传递损失是针对某一个频率和以这个频率为中心的窄带噪声。比如对一个四缸发动机，在2000rpm的时候，进气系统发出鼓鸣声(boom)。发动机噪声主要是二阶成分，鼓鸣声的频率为66.7赫兹。通常这么低的噪声是用赫尔姆兹消音器来消除。而对于频率较高的噪声是用四分之一波长管消除。假设除了66.7赫兹噪声外，还存在100赫兹和120赫兹的两个噪声峰值，这样就必须再用二个赫尔姆兹消音器来消除。但是在一个进气系统中安装三个赫尔姆兹消音器是不现实的。

为了解决这个问题，有人就想出了一种可调的赫尔姆兹消音器。赫尔姆兹消音器的消音频率和传递损失取决于三个因素：体积，连接管道的长度和截面积。如果这三个因素中的某一个是可以调节的，那么就得到了可调的赫尔姆兹消音器。图7.11所示是一个体积可调的赫尔姆兹消音器。在这个消音器中，保持管道长度和直径不变，而调节它的体积。消音器的底部是可以滑动的，通过一个控制机构来控制。这样消音器底部的声学阻抗随著转速而变化，也就是随著频率而变。在低频的时候，体积大，而频率升高，体积相应地减小。这样只用一个可调节的赫尔姆兹消音器，就可以降低许多频率的噪声。

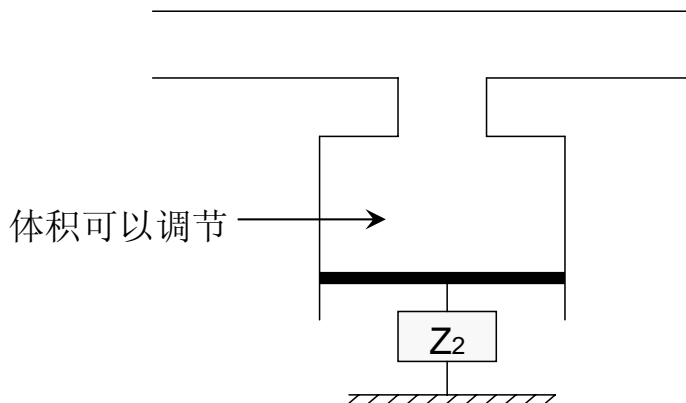


图7.11 可调的赫尔姆兹消音器(一)

图7.12是另外一种改变体积的可调赫尔姆兹消音器。在这个结构中，管道是可以调节的，消音器的体积是由几个空腔组成。在不同的发动机转速下，连接管道就与不同的空腔连接，这样体积就改变了。

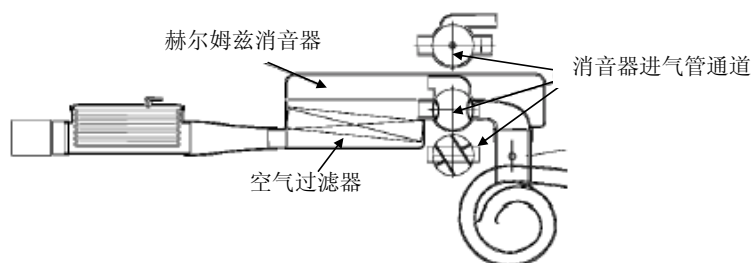


图7.12 可调的赫尔姆兹消音器(二)

3. 阀门半主动控制：

汽车在低速运转或者是巡航状态下，往往要求噪声低，但是在加速的时候则要求功率大。半主动控制可以实现这个目的。图7.13(A)为一个特别的进气系统，它与一般的进气系统最大的差别是空气过滤器上有个控制阀门。这个阀门的一边是用弹簧与过滤器连接，而另外三边是自由状态。在发动机低转速的情况下，空气的流量也低，这个阀门关闭。这时与普通的进气系统一样，可以达到所要求的低噪声水平。当发动机转速高的时候，空气的流量大，就把这个阀门打开，如图7.13(B)所示。这时，空气不仅从进口口进入进气系统，也还从这个阀门进入。这样进入发动机的空气量大增，因此发动机的功率也增加，当然噪声也大。这样就协调了低速噪声低和高速功率大的问题。在马自达J56车上就采用了这套系统。

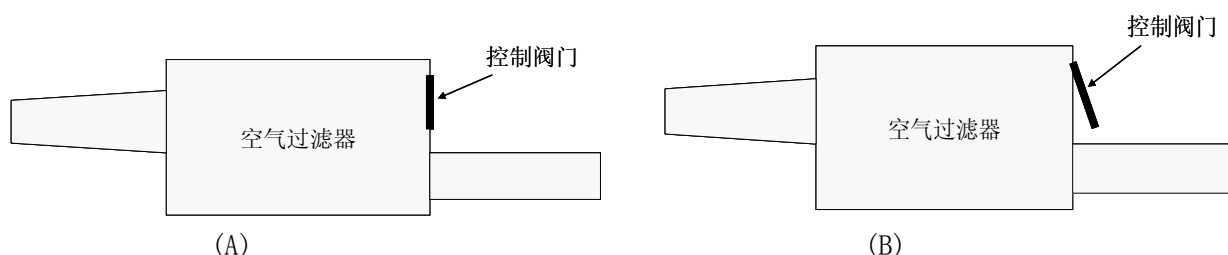


图7.13 可调节的空气过滤器

在这个阀门开关过程中，没有任何控制系统也没有额外的能量。开关阀门的力完全来自进气系统本身的气流，因此这是一个开环的半主动控制系统。

二. 排气系统的主动与半主动控制

1. 排气系统的双模态消音器

在排气系统中，我们已经介绍了消音器和消音容积对降低噪声的重要性。消音器的容积越大对降低噪声越好。要达到良好的消音效果，消音器里面往往设计得非常复杂，比如有针对不同频率的赫耳姆消音器和四分之一波长管等。但是复杂的内部结构会使得气流不通畅，这样就增加排气系统的背压，从而增加了功率损失。如果把消音器设计得简单，虽然空气流通畅，阻力小，功率损失小，但消音效果也差。对排气系统来说，降低噪声与减少功率损失也是一对矛盾。在设计的时候，要平衡好这对关系。不同的公司有著不同的设计思想，比如丰田雅阁(Camry)比福特金牛星(Taurus)安静，但是雅阁排气系统的功率损失达11%，而金牛星的排气损失仅为6%。

在八十年代，人们提出了双模态消音器来解决这对矛盾。图7.14(A)表示一个双模态消音器。与进气系统过滤器上的阀门一样，在这个消音器里面也安装了一个阀门。在低转速的时候，阀门关闭，消音效果好。在高转速的时候(通常是大于3000rpm)，在气流的冲击下，这个阀门打开，如图7.14(B)。这时空气流通阻力减小，因此功率损失降低。我们知道，排气尾管噪声由两部分组成：发动机燃烧引起的噪声和摩擦噪声。在低转速的时候，发动机燃烧引起的噪声在尾管噪声中占主要成分，而在高速的时候，尾管噪声主要是气流的摩擦噪声。当阀门打开之后，尾管中发动机的燃烧噪声量会增加，但是气流摩擦噪声却减小。这两者综合，在高转速的时候，合成噪声却降低，因为占主要成分的摩擦噪声降低。

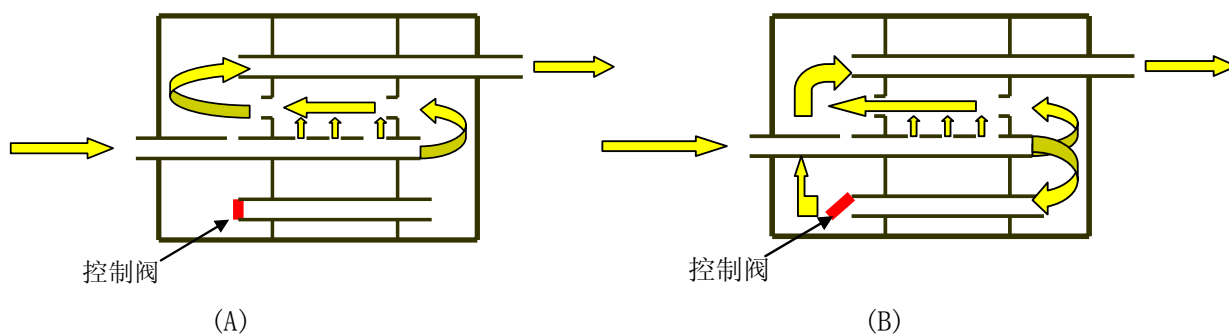


图7.14 (A) 双模态消音器(阀门关闭状态) (B) 双模态消音器(阀门打开状态)

图7.15和图7.16分别表示一个排气系统采用了双模态消音器之后，当阀门开启和关闭时的尾管噪声曲线和压力曲线。从曲线可以知道，在低速时，阀门关闭，噪声低，而在高速时，阀门开启，噪声低，压力比阀门关闭时下降了许多。这个速度的转折点一般在3000rpm左右。

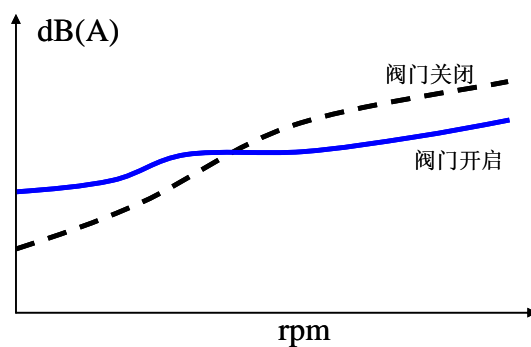


图7.15 采用双模态消音器的尾管噪声

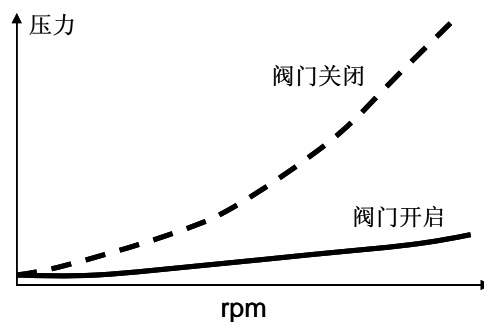


图7.16 采用双模态消音器的排气背压

上面介绍的双模态消音器的控制阀门是在消音器里面。控制阀门也可以安装在外面，如图7.17所示。它的工作原理与控制阀门在消音器里面的双模态消音器是一样的。



图7.17 控制阀门在外面的双模态消音器

这两种双模态消音器都没有控制系统和额外能量供应系统,但是对尾管噪声与排气系统的功率损失都起到了调节作用,因此这是一种开环的半主动控制系统。

双模态消音器主要是日本车和欧洲车上采用。1987年尼桑的Cedric, Gloria和Cima等系列汽车首先采用了双模态消音器。随后,丰田、马自达、BMW、大众、法拉利等汽车都采用了这种消音器。尼桑的一部车在采用了这种消音器后,在6000rpm时,尾管噪声降低了十多分贝,而背压减小了150mmHg。一般来说,如果消音器的容积相等,那么双模态消音器比一般消音器多降低5到10分贝噪声,而功率损失也减少约30%。如果噪声与功率损失相等,那么双模态消音器的容积就可以减小5到10升。但是双模态消音器由于多了一个控制阀门,因此成本增加,内置阀门约5到10美元,外置阀门约10到20美元。另外系统的可靠性降低、维修难度增加。

除了半主动控制的双模态消音器外,还有主动控制的双模态消音器。发动机转速信号传给控制系统,控制系统推动阀门的开关。在不同的转速下,阀门开关的大小可以由控制系统来控制。

2. 排气系统的主动噪声控制

排气系统的主动噪声控制有两种。第一种是在半主动中加上电子控制系统组成。也就是说,消音器或者是排气管道上的阀门不是靠气流产生的压力大小来打开或者关闭,而是靠电子控制系统来控制。这种控制往往是与发动机的转速有关。在这种控制中没有扬声器。

第二种排气系统的主动控制与图7.9中的进气系统类似。在尾管口附件安装一个麦克风测量排气噪声,作为误差信号,与发动机信号一起输入到控制器中。控制器控制扬声器产生一个与主声源幅值相等而相位相差 180° 的次级声波。排气系统的主动控制的频率一般从50赫兹到700赫兹。图7.18表示一个排气系统有控制与没有控制时的尾管噪声。在4000rpm以下转速时,噪声降低10dB以上,在4000rpm以上,噪声降低为3dB。

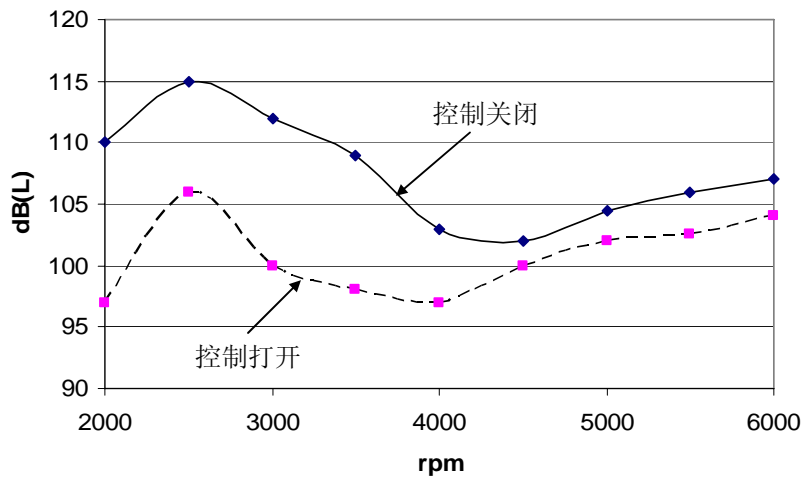


图7.18 一个排气系统尾管的噪声比较：控制关闭和控制打开

排气尾管的温度通常达到三百多度甚至更高，这样对扬声器来说是一个考验。所以只有特别设计的扬声器才能适应这么高的温度。

三. 车内噪声的主动控制

当声源噪声无法解决的时候，就必须从传递通道和接受体来考虑。在车厢内实行主动噪声控制，就是从接受体来抑制噪声。近年来，为了提高汽车节油性能，一些公司推出了一种新型的可变汽缸发动机。这种发动机在加速和爬坡等状况时正常工作，可是在巡航和减速状态时，一部分汽缸熄火。图7.19表示一个六缸发动机的这种工作状态，加速和爬坡时，六个汽缸都工作，而在巡航和减速时，三个汽缸熄火，只有另外三个汽缸工作。汽车噪声与振动系统是根据六缸发动机的特征来设计的，即以第三阶发火阶次为依据设计。可是只有三个缸工作时，发动机本身的动态平衡不好，而且发火阶次转变为1.5阶。也就是说它的振动与声学特性与六缸都工作时完全不同，因此三缸工作时产生的噪声就是一种异常噪声。为了减少车内的这种噪声，现在一些汽车上使用了车内主动噪声控制技术。

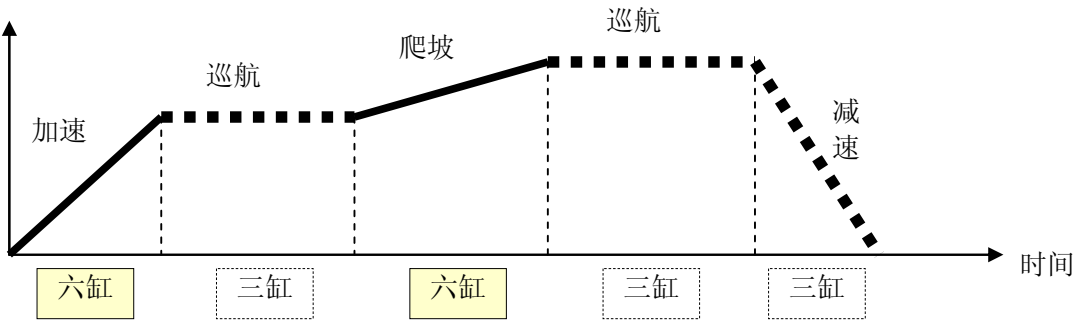


图7.19 可变汽缸发动机的工作状况

图7.20表示一个车内主动噪声控制系统。这个系统包括：主动控制装置，音响系统和麦克风。主动控制装置安装在汽车前围板里面，包括电子控制元件、麦克风等。产生次级声源的扬声器使用汽车本身的音响。如果要降低后排坐位的噪声，那么在乘客附近安放一个独立的麦克风。发动机的转速信号与麦克风的信号一起输入到控制装置内。控制装置发出一个与车内声场幅值相等但反相位的声波来抵消车内噪声。这个系统采用了自适应超前控制。

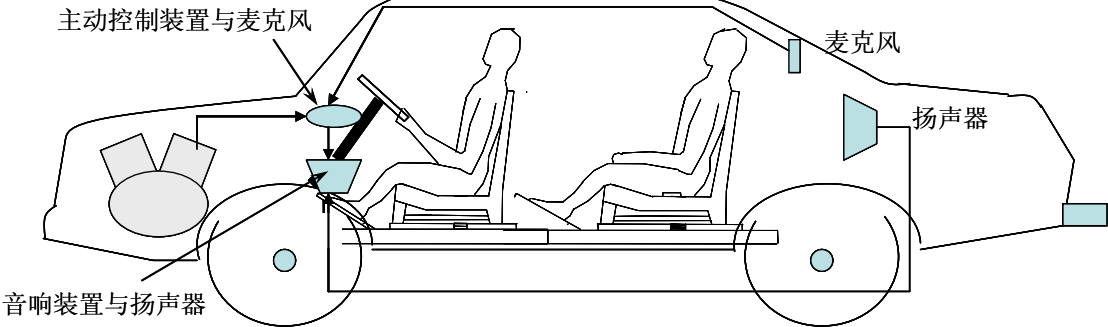


图7.20 车内主动噪声控制系统

图7.21为有控制与没有控制的车内前排座位噪声(1.5阶)比较。加上控制后，噪声大大降低。加控制系统之前，在1800rpm时，有一个非常明显的鼓鸣声，而且这条噪声曲线的线性度不好。可是加了控制之后，这个轰鸣噪声降低约10分贝，而且线性度明显改善。

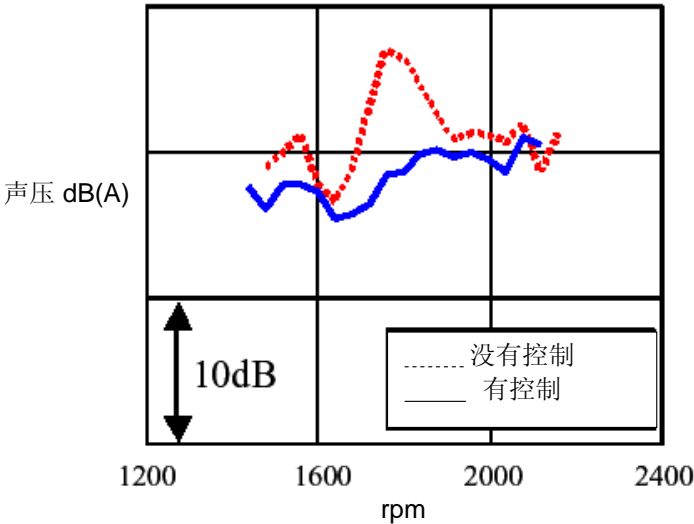


图7.21 安装控制与没有安装控制的车内前排座位噪声(1.5阶)比较

还有一种车内主动控制的方法就是控制时不仅考虑车内噪声，同时还考虑其他噪声源，如进器口噪声、排气尾管口噪声等等。声源处也安装麦克风并将其信号输入到控制装置中，这个信号与车内噪声信号一起被处理，然后发出次级声源。这样考虑更直接针对声源。

四. 声品质控制

我们在第二十一章“汽车噪声与振动的评价”一章中阐述了声音质量问题。声音的线性度是声品质一个很重要的评价指标，也就是说车内的声音听起来是随著转速的增加而渐进增加的。这种声音听起来比较平稳。图21.11中，噪声曲线中突然出现了两个峰值，这种突起的噪声会让人感到不舒服。同样，如图7.22所示，噪声在5000rpm时，声音突然下降，这种声音听起来给人两种感觉，一种是发动机的马力不足，另一种是好象某一个汽缸突然不工作了。对这种情况，我们不是去减小噪声，反而是要加入声音来弥补这个声音的“空洞”。这条噪声曲线是一个六缸发动机，第三阶占主导成分。在5000rpm时的频率为240赫兹，因此必须加入这个频率的声音才能是噪声的线性度提高。

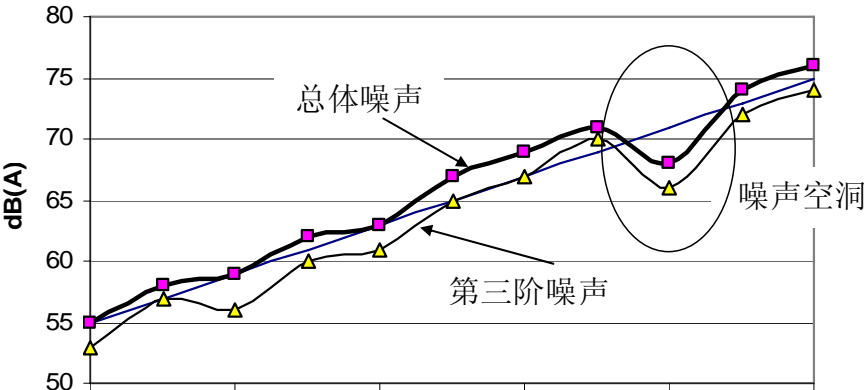


图7.22 一个六缸发动机的车内总体噪声与三阶噪声：噪声空洞

加入噪声可以用被动的办法，也可以用主动办法。用主动办法能准确地通过扬声器发出所需要频率的声音。当有几个不同频率的声音“空洞”时，主动控制就可以不断地调节来满足不同频率的要求，而被动控制很难做到这一点的。图7.23表示加入所需频率的声音后，这个声音空洞得到填补，从而车内噪声的线性度提高，声品质就提高。

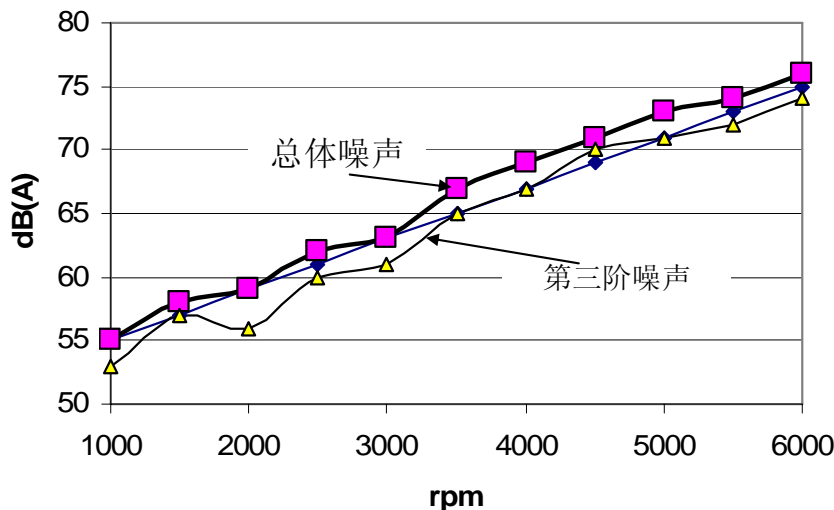


图7.23 一个六缸发动机的车内总体噪声与三阶噪声：加入主动控制

第八章 汽车噪声与振动的评价

第一节 概述

汽车噪声与振动的评价标准是由三个因素来决定的。第一是顾客的要求，第二是公司的技术水平，第三是政府的法规。噪声振动评价有车内噪声与振动评价，系统和零部件的噪声与振动评价，车外噪声评价。

噪声与振动评价的第一个方面是车内评价。顾客购买汽车的时候，最关心的是坐在汽车里面对噪声与振动的感觉，这就是车内噪声评价。它是从顾客的角度来评价一部车的噪声与振动大小，所以也叫顾客层次的评价。顾客在购买汽车时，对汽车的价格、品牌等有自己的定位。他们会根据这个定位来期待车内的噪声与振动的水准。比如豪华车的噪声与振动就应该比普通车的低。汽车公司在得到了市场调查结果后，就会以它为指南，然后将市场上相近的几款车拿来“比较车”。在测量了这些“比较车”的噪声与振动后，汽车公司就会结合顾客的反馈和“比较车”的测量结果，来确定自己将要开发的汽车在市场上的定位和噪声与振动量级。车内评价反映了一部汽车整体噪声与振动水准，所以又叫整车评价。汽车有很多性能，噪声与振动就是其中的一个重要性能。整车评价是汽车产品开发的核心。

噪声与振动评价的第二个方面是系统和零部件的评价。在开发的初期，在车内噪声与振动指标确定后，这个指标就分解到各个系统和零部件。在以后的开发过程中，所有系统和零部件的开发就是以车内指标为中心进行的。比如车内噪声分解到排气系统，排气系统就设立排气尾管的噪声指标、排气系统的辐射噪声指标、消音器的传递损失指标、挂钩传递力指标等等。能否达到系统和零部件的噪声与振动指标就完全取决于汽车公司和供应商的技术水平和制造能力。这些决定了一家公司在市场上的竞争力。

噪声与振动评价的第三个方面是“通过噪声”。汽车在通过街道和居民区时会产生噪声。过大的噪声会影响人们的休息和生活，於是政府颁布法规，规定当汽车通过街道时，在一定的距离内，其噪声不能超过某个标准，这就是通过噪声。每个国家有自己的通过噪声标准，ISO也有一个统一的噪声标准。现在欧洲和日本的通过噪声标准比美国要严些，因为欧洲和日本的人口密度比美国大得多。

在这三个评价之中，车内评价取决于顾客，通过噪声取决于政府法规，这两个评价都是汽车公司以外的事情，但却决定了汽车的销售。本章集中介绍这两种噪声与振动的评价指标。第二个评价，即系统和零部件的评价是公司内部的事情，本书的绝大多数篇幅都是在讲述系统和零部件的噪声与振动技术以及要求达到的水准，本章就不再介绍了。

在评价汽车噪声与振动时，还可以分为主观评价和客观评价。主观评价是顾客对车内噪声振动的直观感觉，感觉声音是安静还是吵闹，是和谐还是刺耳，感觉振动大小和舒适性。比如，一般顾客喜欢车内安静和舒适，而运动车的顾客则喜欢车内的声音听起来马力十足，开车时使人产生动感。客观评价是通过分析和测量的方法得到噪声与振动的参数来评价车内噪声与振动的大小和好坏。传统上，主观评价和客观评价是分开的，很难彼此代替。可是近年来，研究人员和工程师们一直在研究怎么样用定量的方法来描述主观评价。比如说声品质(将在本章介绍)原来是一个单纯的主观评价，是司机和乘客对汽车噪声的主观反应，可是现在我们可以通过测量曲线上来判断一部车的声品质的好坏。

车内噪声与振动的主观评价指标包括主观定级和声品质。主观定级是人为地把噪声或者振动分成10个级别。第1级表示噪声或者振动非常大，人绝对不能接受。第10级表示噪声或者振动非常小，以至在车里面感觉不到噪声与振动的存在。其他的8个级别介入第1级和第10级之间，从噪声振动大到小。表8.1列出了这10个级别以及相应的噪声与振动大小和舒适程度的描述。

表8.1 噪声与振动主观评价级度

| 级度 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
|----|------|---|---|---|-------|---|---|------|---|----|
| | 不能接受 | | | | 接受的过渡 | | | 可以接受 | | |

| | | | | | |
|------|------|--------|---------|---------|--|
| 接受对象 | 所有顾客 | 绝大多数顾客 | 比较挑剔的顾客 | 受过培训的人员 | |
|------|------|--------|---------|---------|--|

车内噪声的主观评级与客观测量数据之间存在著关系。图8.2表示了这两者之间的大致关系。

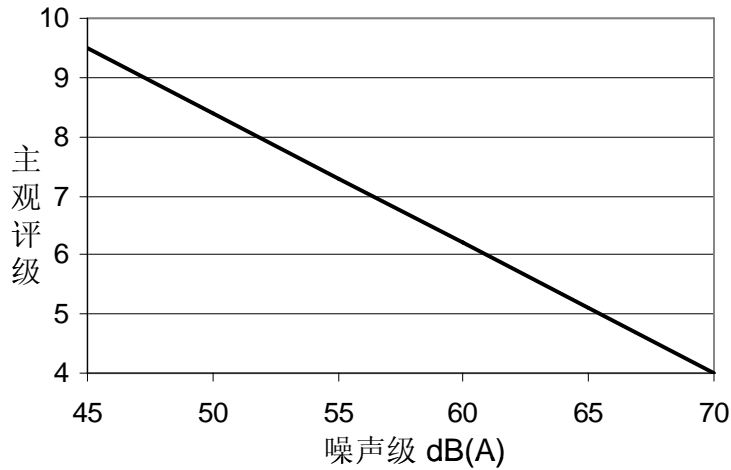


图8.1 主观评级与客观噪声级之间的大致关系

图8.2表示人体振动与噪声的测量点。车内噪声与振动的客观评价指标有：

- 司机耳朵和乘客耳朵处的噪声。包括噪声量级和声品质。
- 汽车地板或者椅子基架处的振动
- 方向盘上的振动
- 座椅上的振动和人体的振动

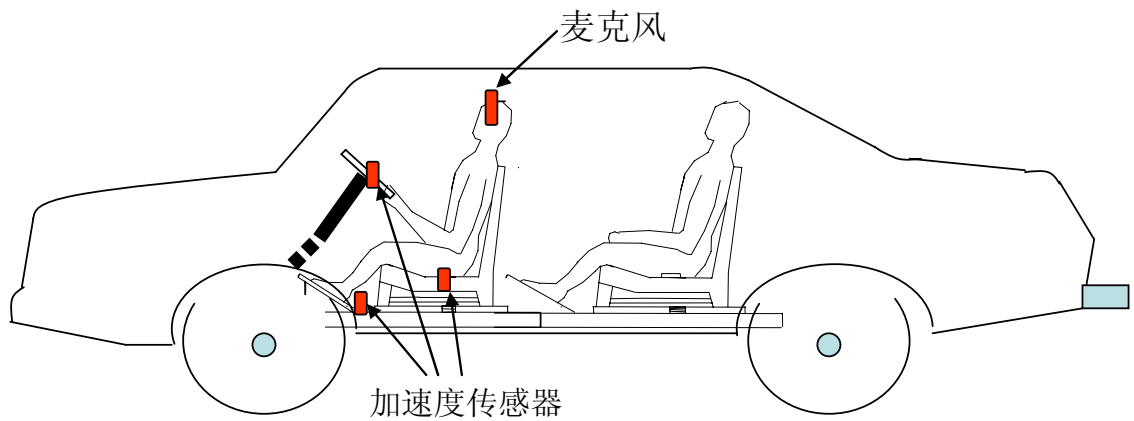


图8.2 人体振动与噪声的测量点

本章将分别介绍噪声的评价、声品质、振动的评价和通过噪声。

第二节 噪声的评价

一、概述

车内噪声的评价包括噪声量级的大小和声品质。由于声品质是一门专门的技术，所以将

用单独的一节来讲述。本节只介绍与噪声量级有关的内容。

车内噪声直接作用到人的耳朵，所以噪声采用dB(A)。汽车最主要的噪声源是发动机，这样车内噪声是随著发动机的转速而变化的。因此在评价车内噪声时，不是用一个总的噪声量值，而是采用一条随著转速变化的曲线。

近二十年来，世界各国的汽车公司已经不满足仅用一条噪声曲线来评价车内噪声，而进一步分解这条曲线的组成。发动机的振动与噪声是与阶次密切相关的，因此车内噪声也是由不同阶次组成。如果阶次曲线知道了，振动级或者噪声级与转速和频率的关系也就确定了，这对于寻找噪声源非常有帮助。关于噪声阶次的问题将在“声品质”一节中介绍。还有一些噪声是与转速没有关系的。若这个噪声的频率不随转速而变化，那么很可能是一个由共振引起的噪声。如果这个噪声杂乱无章，那么这个噪声很可能是摩擦噪声。

发动机的运转状况可以分成三种：第一种是怠速，即汽车停止时，发动机在空转；第二种是全负荷，用WOT(Wide Open Throttle)来表示，即使劲地将油门踩到底，进气控制阀门全开，在全力加速时，通常处于这种状况；第三种是半负荷，用POT(Partial Open Throttle)来表示，进气控制阀门半开，汽车在正常行驶通常处于这种状态。那么在评价车内噪声与振动时，分别对这三种状态进行评价。

在测量车内噪声时，通常是在司机靠窗子的耳朵旁边放一个麦克风来测量司机耳朵的响应。为了测量乘客对噪声的影响，可以在乘客的位子安装麦克风，也可以用专门的仪器来测量。图8.3为一台HEAD声学测量系统，专门来测量人耳朵的声音。这种专门的设备分辨率非常高。用它记录的声音可以在实验室非常逼真地回放。



图8.3 HEAD声学测量仪

二. 怠速时的声音评价指标

汽车在启动时，发动机温度低，转速通常比较高，在1000rpm左右。发动机运转一会，温度上升后，怠速会下降。现在在设计一部新车时，怠速通常定在600rpm到700rpm。当发动机转速稳定后，车内噪声就不是速度的函数，当然发动机速度会在这个转速上下移动。如果每个中心频率， f_i ，的声级都测量到，为 $SPL(f_i)$ ，那么总的噪声为：

$$SPL = 10 \log_{10} \sum 10^{\frac{SPL(f_i)}{10}} \quad (8.1)$$

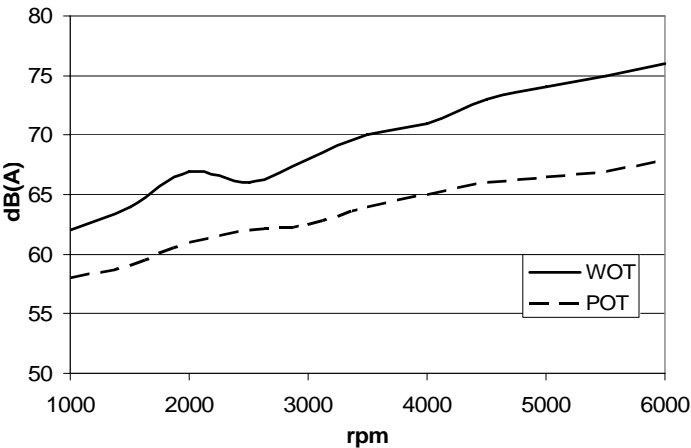
我们就用这个值来评价转速时的噪声大小。

三. 全负荷(WOT)/半负荷(POT)的声音评价

在全负荷时，发动机的功率和转速迅速上升，发出的噪声也最大。在开发一部新汽车或者评价现有汽车的车内噪声时，WOT时的噪声最能考验汽车噪声水准。汽车在行驶时，进气阀门处于半开状况，这种巡航状况下的噪声也非常重要。一般来说，WOT时的噪声比POT时的噪声大，如图8.4所示。在这些状况下，发动机的转速范围一般为1000rpm到6000rpm。声级是转速的函数，表达为：

$$SPL = SPL(rpm, f_i)$$

(8.2)



四. 说话清晰因子

说话清晰因子是Beranek提出来的。这个参数描述了在噪声环境下说话的清晰程度。说话清晰因子是用百分数来表示，100%表示说话完全听得清楚，0%表示说话完全听不清楚。说话是否听得清楚类似于看字是否清楚。图8.5表示看字清楚的不同程度。

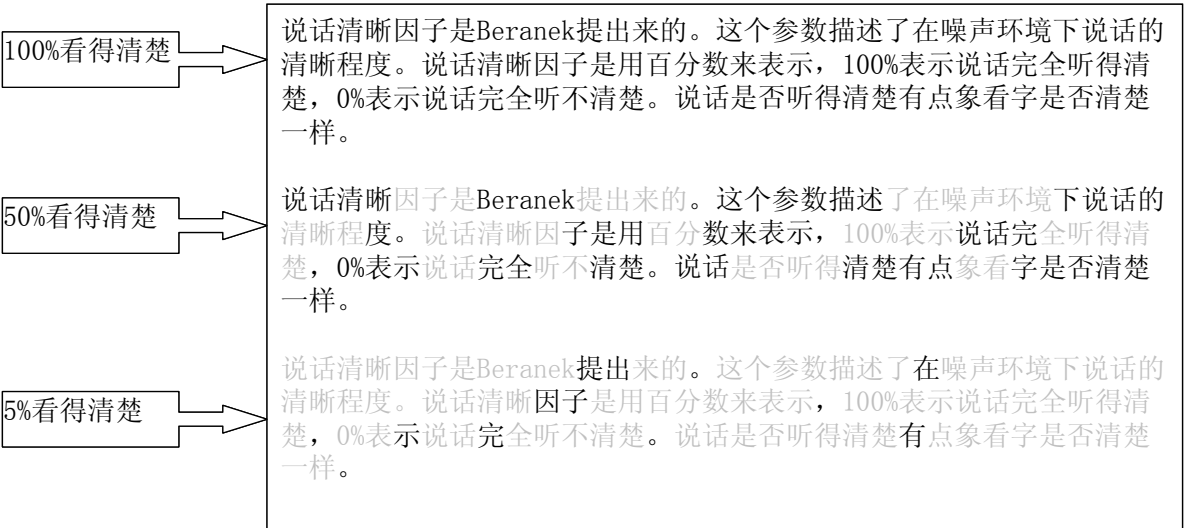


图8.5 看字清楚的不同程度

说话的声音有它的频谱。这个频谱是用三分之一倍频程来表示的，用符号记为： $H(f)$ 。

当背景噪声超过说话声音时，说话声音就听不清楚了。当噪声完全盖过说话声音，说话就听不见了。假设噪声超过说话声音12dB时，说话声音就听不见了。这时的背景噪声定义为上限噪声，用符号 $UL(f)$ 表示。 $UL(f)$ 和 $H(f)$ 的关系表示如下：

$$UL(f) = H(f) + 12 \text{ dB} \quad (8.3)$$

同样，当背景噪声低到一定的时候，说话声音就可以完全听清楚。假设当背景噪声比上限噪声低30dB时，说话完全听得清楚，这个背景噪声称为下限噪声，用 $LL(f)$ 表示。 $LL(f)$ 与 $UL(f)$ 的关系为：

$$LL(f) = UL(f) - 30 \text{ dB} \quad (8.4)$$

上面定义的上限噪声和下限噪声之间的差值对所有的频率都是一样的，即30dB。然而说话声音是与频率有关的。这样就引入了一个计权系数， $W(f)$ ，在表8.2中列出。200赫兹以下和6300赫兹以上的说话频带不考虑。

引入了上限噪声、下限噪声和计权系数后，我们就可以定义说话清晰因子，并将其归一化。说话清晰因子AI定义如下：

$$AI = \sum W(f)D(f) / 30 \quad (8.5)$$

式中， $D(f)$ 定义如下：

当噪声超过上限噪声时，即 $N(f) > UL(f)$ ，说话完全听不见，说话清晰因子为零。这时的 $D(f)$ 为：

$$D(f) = 0 \quad (8.6)$$

当噪声在下限噪声和上限噪声之间，即 $LL(f) < N(f) < UL(f)$ ，说话被噪声掩盖了一部分，这时的 $D(f)$ 为：

$$D(f) = UL(f) - N(f) \quad (8.7)$$

当噪声小于下限噪声时，即 $N(f) < LL(f)$ ，说话可以完全听得清楚。这时的 $D(f)$ 为：

$$D(f) = 30 \quad (8.8)$$

表8.2中列出了各个频率下的上限噪声值和计权系数。表中还给出了两组噪声值，以及相应的 $D(f)$ 值和说话清晰因子。图8.6画出了上限噪声、计权系数和两组噪声随著频率变化的曲线。这两组噪声相应的说话清晰因子分别为49.5%和33.6%。第二组噪声比第一组噪声的声级大，但是第二组噪声对应的说话清晰因子比第一组噪声小。也就是说，噪声越大，说话清晰因子越小，说话越听不清楚。

表8.2 上限噪声、计权因子以及两组噪声值

| 频率 | 上限噪声 | 计权系数 | 噪声1 | 噪声2 | D(f)1 | D(f)2 | 带宽说话清晰因子1 | 带宽说话清晰因子2 |
|------|------|------|-----|-----|-------|-------|-----------|-----------|
| 200 | 64 | 1 | 60 | 70 | 4 | 0 | 0.13 | 0 |
| 250 | 69 | 2 | 62 | 72 | 7 | 0 | 0.47 | 0 |
| 315 | 71 | 3.25 | 64 | 68 | 7 | 3 | 0.76 | 0.33 |
| 400 | 73 | 4.25 | 65 | 66 | 8 | 7 | 1.13 | 0.99 |
| 500 | 75 | 4.5 | 66 | 71 | 9 | 4 | 1.35 | 0.6 |
| 630 | 75 | 5.25 | 70 | 73 | 5 | 2 | 0.88 | 0.35 |
| 800 | 75 | 6.5 | 69 | 72 | 6 | 3 | 1.3 | 0.65 |
| 1000 | 74 | 7.25 | 66 | 69 | 8 | 5 | 1.93 | 1.21 |
| 1250 | 72 | 8.5 | 60 | 65 | 12 | 7 | 3.4 | 1.98 |
| 1600 | 70 | 11.5 | 56 | 60 | 14 | 10 | 5.37 | 3.83 |
| 2000 | 67 | 11 | 49 | 55 | 18 | 12 | 6.6 | 4.4 |
| 2500 | 65 | 9.5 | 45 | 52 | 20 | 13 | 6.33 | 4.12 |
| 3150 | 63 | 9 | 41 | 48 | 22 | 15 | 6.6 | 4.5 |
| 4000 | 60 | 7.75 | 35 | 40 | 25 | 20 | 6.46 | 5.17 |
| 5000 | 56 | 6.25 | 34 | 38 | 22 | 18 | 4.58 | 3.75 |
| 6300 | 51 | 2.5 | 25 | 30 | 26 | 21 | 2.17 | 1.75 |
| | | | | | | | 49.33 | 33.63 |

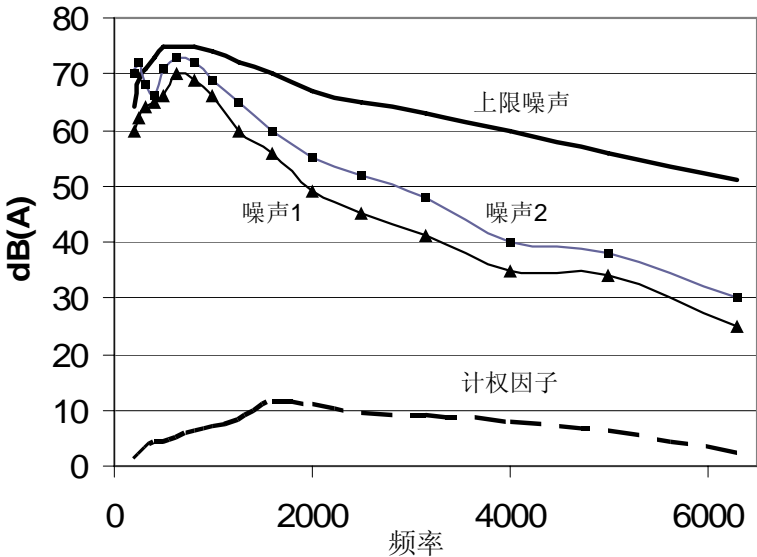


图8.6 上限噪声、计权因子以及两组噪声值频率

表8.2中每个频段的说话清晰因子可以计算得到，然后将之加起来就得到总的说话清晰因子。汽车内噪声是随著发动机转速而变化的，一个转速包括了许多频率成分，这个转速下的说话清晰因子就可以用上面的方法计算。这样每个转速的说话清晰因子计算出来后就可以画成象图8.7那样的图。从图中就可以判断那种情况下和那个转速下说话清晰因子的高低。

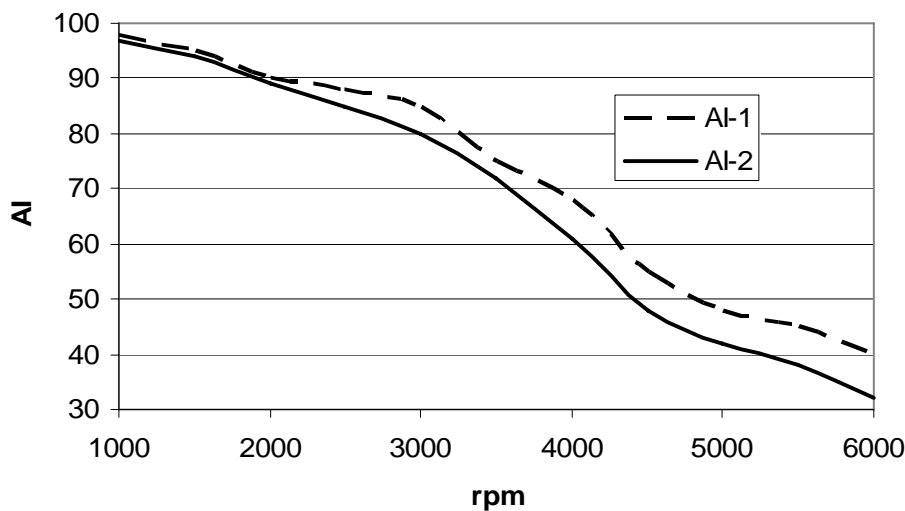


图8.7 两组噪声的说话清晰因子曲线

第三节 声品质

一. 声品质的概念

传统的汽车噪声控制中，只强调噪声量级的大小，认为只要噪声级越低越好。但是自二十世纪八十年代以来，人们不仅关心汽车噪声的大小，还关心汽车噪声的频率组成成分以及与发动机转速的关系。汽车声音好坏既要考虑声压级的大小又要考虑其频率成分和与转速的关系，这种特定考虑的声音及其好坏就是声品质。

具体来说，什么是声品质呢？声音不仅有大小，而且跟频率密切相关。比如，一个非常悦耳的音乐，一个是杂乱无章的噪声，假如两个声音的总的声压级是一样的，但是人对这两种声音反应是截然不同的。绝对多数人是喜欢音乐而讨厌噪声的。由于音乐和噪声的频率组成不一样，因此人们对这两者的态度就截然相反。再举一个例子，同样是音乐，一个是轻音乐，一个是摇滚乐，两者的声音量级是一样的。大多数年长者可能喜欢轻音乐，摇滚乐对他们来说可

能是一种噪声。而另一方面，年轻人可能喜欢摇滚乐，甚至随著音乐翩翩起舞。同样是因为声音的频率组成不一样，音乐对人的效果是不同的。这还说明人对声品质好坏的评价是非常主观的。

近这二十年来，在汽车开发过程中，声品质越来越重要。声品质甚至影响到汽车的品牌。除了上面介绍噪声和音乐的声品质与声音大小和频率有关外，汽车声音还有非常独特的一方面，就是与发动机的转速密切相关。发动机是汽车最主要的噪声源，发出的声音是随著转速而变的，一般情况下，发动机的转速越高，其声音也就越大。发动机的声音是由一系列阶次声音组成，人对不同阶次的声音反应是不一样的。比如说，运动车的声音节奏强烈，带给人动感，这样声音的组成上不仅发火阶次以及谐次声音强烈，而且要求半阶次的声音也强烈。这种声音的图谱如图8.8所示。

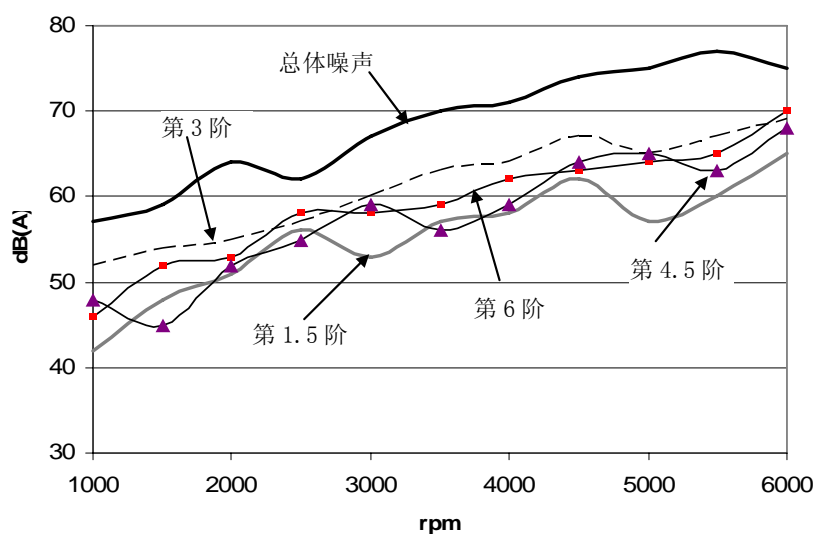


图8.8 运动车的车内噪声图

而一般的轿车和豪华车，人们喜欢和谐悦耳的声音，而不喜欢运动车那样强烈刺激的声音。要实现和谐的声音，就要控制发动机声音的阶次，要使得半阶次的声音越低越好。这样的声音基本是由发火阶次以及谐次声音组成，如图8.9所示。

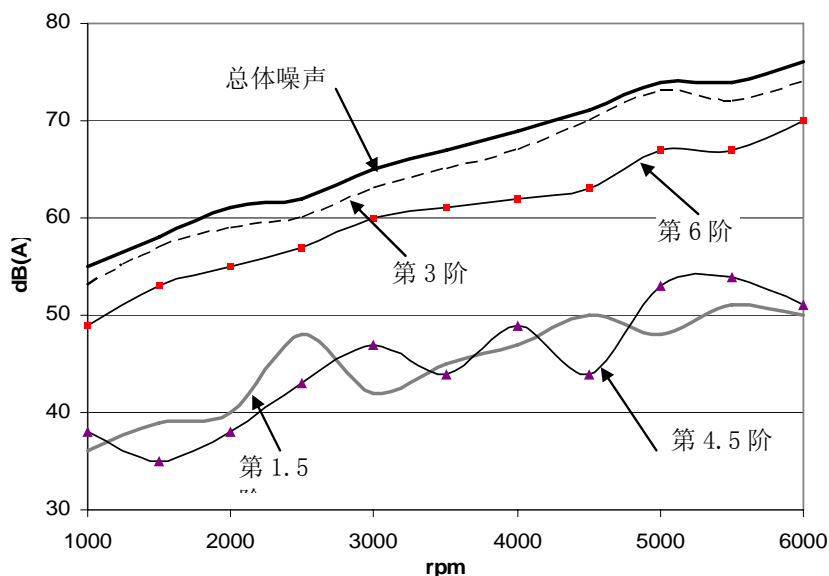


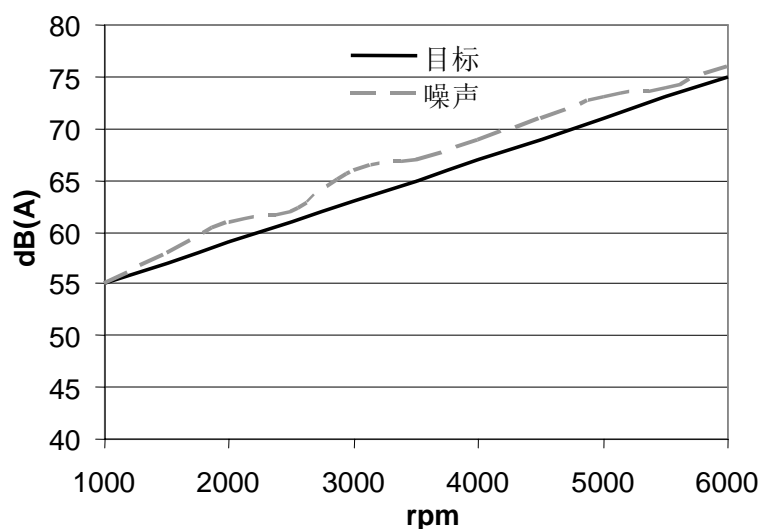
图8.9 轿车的车内噪声图

声品质已经在汽车许多系统与部件中使用，比如汽车关门的声音。人们喜欢关门时，声音听起来小，清脆，没有杂音，而不喜欢声音大，含有叽叽喳喳的杂声。坐在汽车里面，人们喜欢声音安静，在汽车加速时，声音是随著发动机转速而逐步渐渐增加，而不是时高时低的声音。

现在，世界各国的汽车公司都在研究声品质的主观评价与客观测试之间的关系，即不仅能定性而且能定量地来描述声品质。声品质的定性和定量描述有下面几个指标：声音的声压级指标、声音的阶次组成、声音的线性度、高频噪声。

二．声音的声压级指标

在开发一部汽车的时候，通常会制定车内噪声量级指标。制定指标决于几个因素：第一是顾客的要求，这来源于市场调查；第二是对竞争对手的车辆进行评估，然后决定自己要开发的汽车在未来的市场上占据什么位子；第三是根据公司的技术水平来寻求最佳的声音效果。只有制定了噪声指标，才能为保证声品质提供一个基础。图8.10是一部车车厢内噪声与目标曲线。目标通常是一条随著转速而上升的直线。设计时期望噪声接近直线，这样就能使噪声保持良好的线性度。声音的线性度将在下面的材料中介绍。



三．声音的阶次组成

在前面的章节已经介绍了发动机声音的特点。一个四缸发动机的发火阶次是第二阶，谐频阶次为四阶、六阶等。一个六缸发动机的发火阶次是第三阶，谐频阶次为六阶、九阶等。

图8.8和图8.9分别为运动车和轿车的车内总噪声及阶次噪声图。前面介绍了不同汽车(如运动车、轿车等)的阶次大小设计是不一样的。发火阶次是每部车都有的。在考虑阶次时,主要是半阶。声音中半阶的大小完全取决于顾客要求。声音阶次的调节主要靠进气系统和排气系统的设计。进气多支管和排气多支管中各个分管长度对半阶的影响非常大。各分管越是对称,长度越是接近,那么半阶声音就越小。V型发动机的两支排气分岔管(Y管)的长度差越大,半阶声音成分就越多。在运动车中,进气多支管和排气多支管的长度一般是不等的。V型发动机的两支排气分岔管的长度也不相等。而在设计轿车时,尽可能使得这些分管长度相等和分岔管长度相等。

四. 声音的线性度

线性度指的是车内噪声随发动机转速变化的曲线接近一根直线的程度。当噪声曲线越接近直线,我们说这个噪声的线性度越好。反之,就越差。图8.11中有两部车的车内噪声曲线。一条线接近直线,声音大小是随著转速渐渐增加的,这样的声音听起来比较平缓。另一条线总体上是随著转速而增加,可是在2500rpm和4150rpm时,突然有两个峰值出现。听这样的声音时,就会明显感到声音的跳动。比较这两个声音,我们说第一部车的声音线性度比第二部车的线性度好。我们要尽可能地使声音随著转速的曲线接近线性。

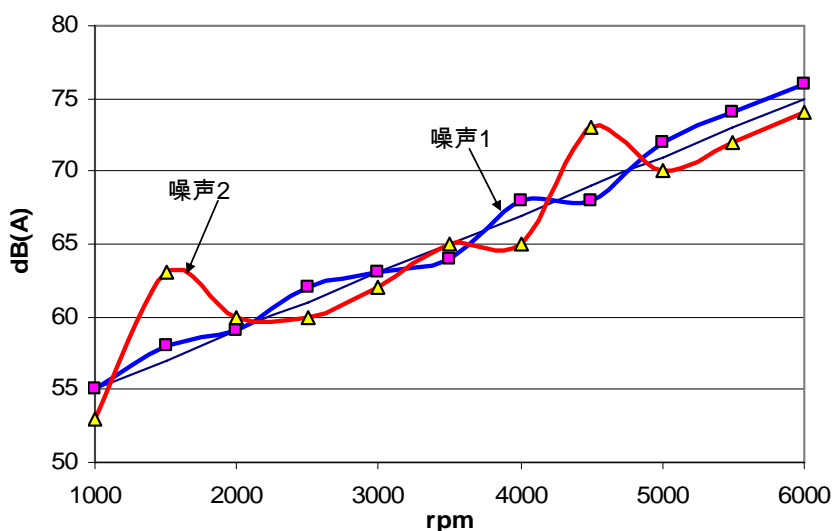


图8.11 车内噪声的线性度

五. 高频噪声

从前面的说话清晰因子知道,这个因子随著转速的增加而衰减。也就是说,说话清晰因子在高频时比低频时低,所以高频噪声严重地影响到说话清晰度。改变排气管、进气管道的尺寸和结构以及车身隔声与吸声设计可以控制高频噪声。

在汽车开发过程中,第一步要做的事情是给确定声品质的内容和目标。在以后的开发过程中,所做的一切就是围绕这个声品质来进行的。

第四节 振动的评价

一. 人体对振动的反映特性

乘坐质量(Ride quality)是车内振动最主要的衡量指标。发动机的振动通过隔振器传递到车体再传到椅子上，地面的振动通过悬挂系统传到车体然后传到椅子上。人直接从椅子的振动感觉到舒适与否。另外，手扶著方向盘会感受到振动，脚踩著地板也会接受振动。人体对振动的感觉来自这三个位置，如图8.2所示。地板(或者是椅子的支架)的振动反应了车体本身的特性，同时又是对椅子的振动输入。椅子的振动与地板的输入和椅子的结构特征有关。所以知道这些结构的振动特性对提高人体的舒适性非常重要。

人体各个部位对振动敏感的频率是不一样的。手的敏感频率是8到16赫兹。坐著的时候对振动的敏感频率：在垂直方向为4到8赫兹，而在横向为1到2赫兹。图8.12给出了人体在垂直方向上的反应与频率的关系。

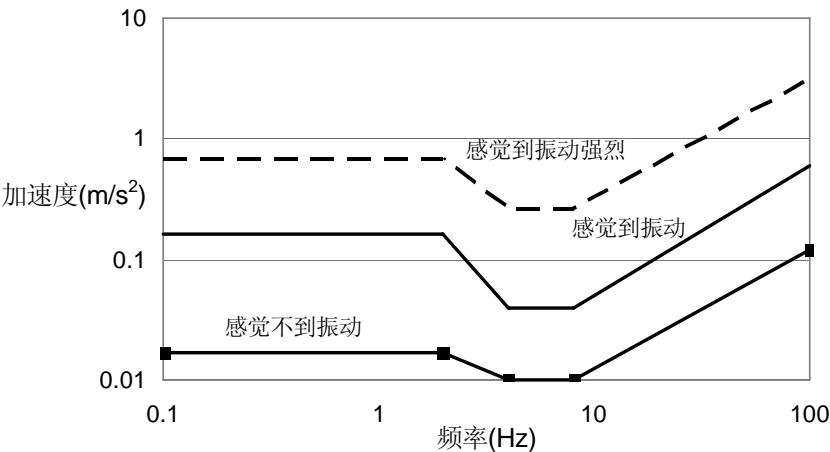


图8.12 人体在垂直方向的反应与振动频率的关系

ISO2631标准和ISO2631-1标准中，列出了人体舒适程度对振动大小的主观统计数据，如表8.3所示。

表8.3 振动量级与主观评级之间的关系

| 振动大小 (m/s ²) | 人体舒服程度 |
|--------------------------|---------|
| <0.315 | 感觉不到不舒服 |
| 0.315 - 0.63 | 有一点不舒服 |
| 0.5 - 1 | 比较不舒服 |
| 0.8 - 1.6 | 不舒服 |
| 1.25 - 2.5 | 非常不舒服 |
| >2 | 极度不舒服 |

二. 椅子模型和椅子-人体组合模型

评价汽车座椅的舒适性涉及到三个因素：座椅结构振动传递率、输入信号和输出信号。一般来说，这三个因素都是频率的函数，要评价椅子的舒适性是很复杂的。为了简单地评价一把椅子的舒适性，引入SEAT(座椅有效幅值传递率)这个概念。SEAT定义如下：

$$SEAT\% = \left[\frac{\int W_{ss}(f) E_i^2(f) df}{\int W_{ff}(f) E_i^2(f) df} \right]^{1/2} \times 100 \quad (8.9)$$

式中， $W_{ss}(f)$ 和 $W_{ff}(f)$ 分别为椅子和地板的加速度频谱， $E_i(f)$ 是针对人体响应的频率计权函数。表8.4为频率计权函数。

表8.4 频率计权函数

| 频率范围 (Hz) | 频率计权函数 |
|-----------|-------------------|
| 0.5~2.0 | $E_i(f) = 0.4$ |
| 2.0~5.0 | $E_i(f) = f/5.0$ |
| 5.0~16.0 | $E_i(f) = 1.0$ |
| 16.0~80 | $E_i(f) = 16.0/f$ |

SEAT只是一个数值，它表示了椅子舒适程度的大概量值。比如，SEAT值为100%时，表示椅子的振动与地板是一样的，也就是说椅子刚性地与地板相连接；当SEAT小于100%时，表明地板传递到椅子的振动减小；当SEAT值大于100%时，表明振动从地板传到椅子时被放大；当SEAT值为50%时，表明这把椅子比SEAT值为100%的椅子舒服一倍。

汽车的座椅具有非常明显的非线性特性。图8.13为一部赛车座椅的振动传递率曲线。地板的输入加速度从0.05g到0.45g。这个曲线有两个明显的非线性特征：第一是当地板振动加速度增加的时候，传递率的共振频率减小；第二个特征是当地板振动加速度增加的时候，传递率的幅值减小。非线性座椅可以简化为一个单自由度系统，如图8.14所示。这个模型可以用数学公式表示为：

$$m \ddot{\delta} = - \frac{k_1}{1 + k_2 / |\delta|} \delta - c_1 \dot{\delta} - c_2 / \dot{\delta} - m \ddot{z}_0 \quad (8.10)$$

式中， k_1 和 k_2 是系统的刚度； c_1 和 c_2 是系统的阻尼系数； δ 是座椅的座垫与地板之间的相对位移； z_0 是地板的位移。

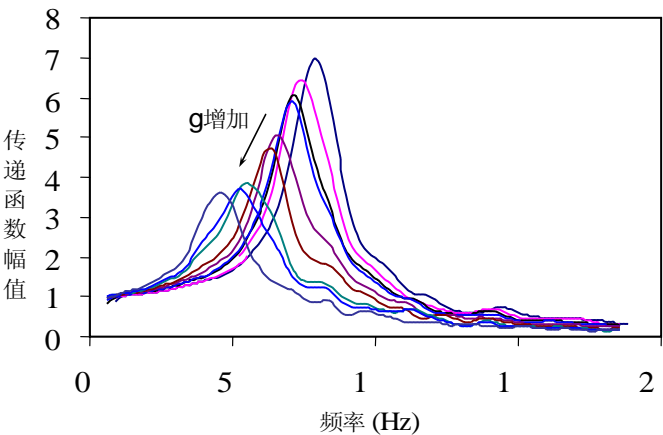


图8.13 一部赛车座椅的振动传递率曲线

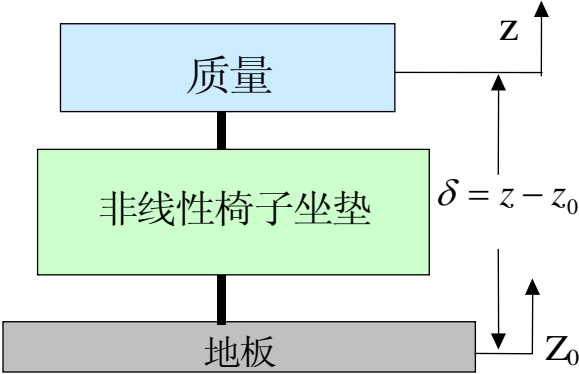


图8.14 非线性座椅单自由度模型

人体模型一般采用ISO的线性模型，如图8.15所示。当这个线性的人体模型与非线性的座椅模型结合的时候，就形成了非线性的座椅-人体模型，如图8.16所示。图8.17表示这部运动车人体到地板之间的传递率曲线。这条曲线也是非线性的，其传递率的共振频率和幅值随著地板输入大小的变化趋势与单自由度椅子模型是一致的，但是频率变化范围变窄了。

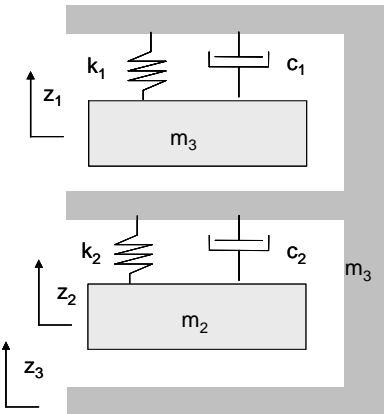


图8.15 ISO线性人体模型

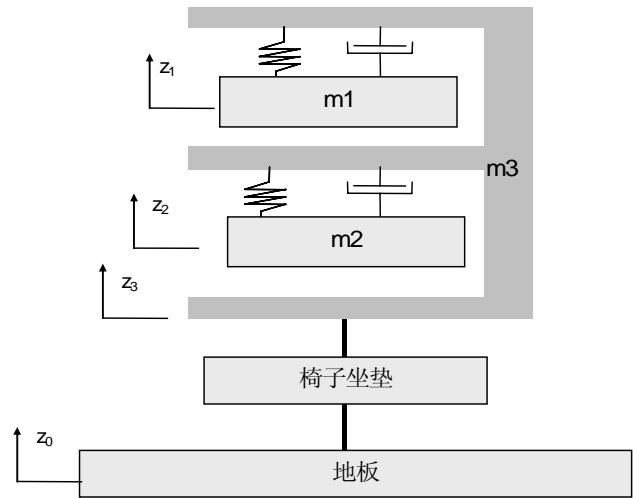


图8.16 非线性座椅-人体模型

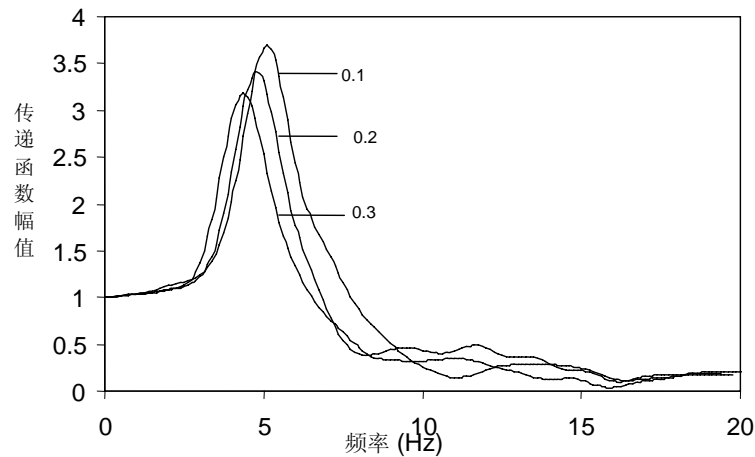


图8.17 某运动车人体到地板的传递率曲线

三．怠速时的振动评价指标

从图8.12知道，人体在4到8赫兹之间对垂向振动最为敏感。在8赫兹以上，敏感度随著频率的增加而减小。如果加速度曲线在频域内从8赫兹开始积分，那么得到的速度曲线将是一条水平线。而发动机的激振频率大于8赫兹，因此用速度来评价振动的响应比加速度更方便。这样在8赫兹以上时，人体对速度的敏感度是一样的。

在评价地板、座椅和方向盘的振动时，我们采用速度而不是加速度。与怠速时评价噪声一样，由于怠速时，转速是固定的(当然转速会在这个固定转速附近漂移)，因此我们采用一个统计速度来评价怠速时的振动。测量的时候，在每个振动输入位子(地板、方向盘和座椅)测量三个方向的加速度。当转速一定的时候，某个频率 f_i 下，某个方向的速度与加速度，存在下列关系：

$$v_m(f_i) = \int a_m(f_i) df = \frac{a_m(f_i)}{j2\pi f_i} \quad (8.11)$$

式中， m 代表振动的三个方向： x 、 y 和 z 方向。 a_m 和 v_m 分别是 m 方向的加速度和速度。

对这个转速下的振动来说，速度是由很多频率成分组成。考虑所有频率的贡献，我们用各个频率下速度平方之和的根值来表示某个方向总的振动速度，如下：

$$v_m = \sqrt{\sum_i (v_m(f_i))^2} \quad (8.12)$$

如果将三个方向的速度考虑进来，就得到了最后的速度值，如下：

$$v = \sqrt{v_x^2 + v_y^2 + v_z^2} \quad (8.13)$$

在评价地板、方向盘和座椅的振动时，三个方向的振动都应该包括。

四. 全负荷(WOT)/半负荷(POT)振动评价评价

全负荷/半负荷状况与怠速状况是不同的。怠速的时候，假设发动机转速不变，可是进气控制阀全开或者半开时，发动机的转速是变化的。因此，评价振动时，不能只用一个合成速度数值，而是要用一条随著转速变化的曲线。但是在每个转速下的计算方法与上面介绍的怠速是一致的。在某个转速下，某个方向的振动为：

$$v_m(rpm) = \sqrt{\sum_i (v_m(f_i, rpm))^2} \quad (8.14)$$

在某个转速下的合成振动为：

$$v(rpm) = \sqrt{v_x^2(rpm) + v_y^2(rpm) + v_z^2(rpm)} \quad (8.15)$$

这样就得到了随著转速而变化的合成速度曲线，这条曲线就表示某个位置(地板、方向盘、座垫)的振动强烈程度。

第五节 通过噪声评价

一. 概述

汽车工业在过去的几十年中飞速发展。汽车改变了人们的生活，带动了社会生产力的发展。在很多国家，汽车已经是支柱产业。但是汽车的发展也给社会带来了一些负面的影响，汽车排气污染和噪声污染就是其中的两个典型例子。汽车的能源来自石油、天然气等化工原料。这些化工原料在汽车发动机内燃烧后产生一氧化碳和氮氧化合物等对人和环境有害的物质。这些废气就形成了大气污染。发动机工作的时候，要吸收空气，然后与燃油混合爆炸，产生巨大的推力推动曲轴运动，再通过动力传递轴系带动车轮。这样发动机会发出强烈的噪声。这些噪声透过汽车壳体、进排气管道传出来，就形成了噪声污染。

在过去的几十年时间内，汽车的拥有量和街道上汽车的流量急剧增加。这样人们对控制汽车产生的污染日益关注。随著生活水平的提高，人们对环境的要求更加高。噪声污染已经提高到与其他污染一样的高度。於是很多国家纷纷制定了汽车噪声污染的标准。虽然汽车只有一百多年的历史，但是早在古罗马时代，就制定了交通噪声污染的标准。当时是控制马车通过医

院时马蹄发出的噪声。不过现代社会真正对汽车噪声立法是在二十世纪六十年代。

汽车噪声污染是汽车通过住宅区、街道等地方对居民和行人听觉产生的伤害，因此在测量和制定标准的时候就要模仿这样的环境。为了确定汽车通过街道上噪声的大小，通常是在专门的试验场来测试。在试验道路两边安放麦克风来测量汽车通过麦克风时的噪声，所以这类测量叫“通过噪声测量”，相对应的噪声叫著“通过噪声”(pass-by noise)。麦克风测量到的最大dB(A)噪声就是通过噪声的量值。

ISO在1964年时就推出了ISO R362的通过噪声标准。之后很多国家在这个标准基础上根据本国国情制定了相应的标准。欧洲在这方面做的工作最多。欧共体在ISO R362之后推出了70/157/EEC标准。这个标准是针对M1类型的汽车，通过噪声标准为82dB(A)。在随后的三十多年中，这个标准不断修改，噪声指标越来越严。到了上个世纪的九十年代，新的标准92/97/EEC中规定M1类型车的通过噪声指标为74dB(A)。在从70/157/EEC到92/97/EEC的过程中，还经历了73/350/EEC，77/212/EEC，81/334/EEC，84/372/EEC，84/424/EEC等标准。在77/212/EEC标准中通过噪声为80dB(A)，在84/424/EEC标准中，通过噪声为77dB(A)。在不远的将来汽车通过噪声标准可能为71dB(A)。

从70/157/EEC的82dB(A)到92/97/EEC的74dB(A)，其噪声要求提高了8dB(A)。但是实际上对噪声要求的提高量大於8dB(A)。在六十年代，汽车马力不大，车速较慢，汽车的密度也不高。汽车的主要噪声源是发动机辐射噪声和排气噪声。可是到了九十年代，汽车的马力大大增加，速度提高，汽车的密度急剧增加，因此汽车产生的噪声比六十年代汽车的噪声要大。车胎与地面的摩擦噪声成了主要噪声源之一。所以比较六十年代和九十年代，对汽车提高噪声的要求实际上是提高了十多分贝。

- 通过噪声的主要噪声源也随著通过噪声标准的提高而变化。在不同的通过噪声标准时代，其主要声源和重要程度的排列循序也不一样。下面列举了这种变化：
- 通过噪声标准为80dB(A)的时候，主要噪声源是排气噪声、发动机辐射噪声；
- 通过噪声标准为77dB(A)的时候，主要噪声源是排气噪声、进气噪声和发动机辐射噪声；
- 通过噪声标准为74dB(A)的时候，主要噪声源是排气噪声(包括了辐射噪声)、进气噪声、车胎-路面摩擦噪声、发动机辐射噪声；
- 当通过噪声标准为71dB(A)的时候，主要噪声源将是车胎-路面摩擦噪声、排气噪声、发动机辐射噪声、进气噪声。

将来车胎-路面摩擦噪声将越来越重要，但是车胎的设计除了噪声外，安全是更重要的参数。安全总是放在第一位来考虑的。

在现在世界各国的通过噪声标准中，欧共体的92/97/EEC标准是最严格的。如果这个标准通过了，那么其他的标准就没有什么问题了。美国的汽车公司一般遵循SAE(汽车工程师协会)的标准，如SAE J1470、SAE J986等等。用得最为广泛的是1998年6月的SAE1470标准(汽车在高速公路上加速时辐射噪声的测量标准)。本节将用这个标准来讲述通过噪声的测量。由于美国地域辽阔，人口密度比欧洲、中国和日本等国低得多，因此通过噪声的要求也低些。美国的通过噪声标准为78dB(A)。

通过噪声在汽车产品开发中非常重要。针对不同的市场，要达到不同的通过噪声标准。如果按照美国市场开发的汽车，在欧洲有可能卖不出去。在产品概念设计阶段，可以用现有类似的汽车来做通过噪声试验，来检查开发这种车型的可能性。在产品开发阶段，要不断地监视

汽车能否达到通过噪声标准。通过噪声的测试与分析还有助于不断了解系统的噪声源。

二. 通过噪声的噪声源

汽车高速行驶时，其噪声源有两大类：一类是汽车本身的噪声源，另一类是汽车与之接触的物体的摩擦噪声。汽车本身的噪声源在前面的章节中已经介绍过，包括：进气系统的噪声、排气系统的噪声和发动机的辐射噪声。而汽车与之接触的物体的摩擦噪声包括：车胎-路面摩擦噪声，车体-空气摩擦产生的空气动力噪声。图8.18列出了通过噪声源分解图。

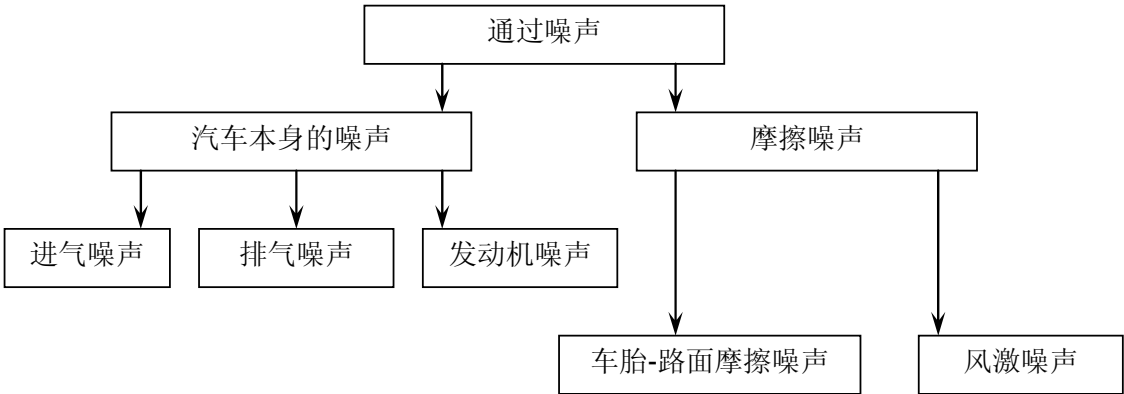


图8.18 通过噪声源分解图

1. 进气噪声

进气噪声主要是进气口的噪声。进气噪声的特点在第十二章已经作了详细的介绍。进气噪声与发动机转速相关，转速越高，进气口噪声越大。另外空气过滤器也会辐射出噪声。

2. 排气噪声

排气噪声包括尾管口的噪声、排气管和排气系统部件的辐射噪声、排气脉冲噪声。

尾管口的噪声与发动机转速有关，特别是在低转速的情况下。在高转速情况下，空气流与排气管的摩擦噪声非常大，这种噪声与发动机的转速没有关系。一般来说转速在3500rpm以下，发动机燃烧产生的噪声占主要成分。而在3500rpm以上，摩擦噪声占主要成分，中心频率一般在500Hz以上。低转速下的噪声频率比较低，而摩擦噪声的频率较高，频带也比较宽。增加管道的直径和增加排气容积可以减少尾管噪声。

排气系统中有很多管道元件和板壳结构，如消音器、共振器、催化器、管道等等。排气管道和消音元件的结构往往决定了这种噪声的大小。比如单层管或者单层板的结构，其辐射噪声就大于双层管或者板。辐射噪声与排气系统的位置有关，路两边的噪声大小可能不一样。这

种噪声的频带比较宽，其中心频率大概在1000Hz。

排气系统中还有一个声源是脉冲噪声。当排气管结构有突然过渡时，气流会对管壁产生冲击。这种噪声是与发动机的转速有关的。一般是窄带，频率低于300Hz。

3. 发动机辐射噪声

发动机产生的噪声会透过壳体进入大气。这种噪声直接与转速有关，一般频率比较低。另外，发动机上的很多设备，如风扇、起动机等等也会产生辐射噪声。

4. 车胎-路面摩擦噪声

这些年汽车本身的噪声不断降低，汽车速度不断提高，这样车胎-路面的摩擦噪声对通过噪声的贡献比例也就越来越大了。车胎横向和纵向轮齿在与路面接触的时候会形成空腔。空气在这些空腔中会发生共振，从而产生噪声。这个噪声是宽带的，中心频率为1000Hz左右。车胎-路面摩擦噪声的频率和大小取决于：车胎的轮齿宽度、深度、形状、轮齿间的距离、路面状况和车的速度等等。比如轮胎的轮齿不平衡，噪声会增加；路面湿润会增加1000Hz以上的噪声；在0到40度范围内，温度增加，其噪声降低；在40到140公里/小时的速度范围内，速度增加一倍，辐射噪声增加约10dB。

5. 风激噪声

当车速低于60公里/小时时，这种噪声几乎可以不考虑。当汽车以高速行驶的时候，汽车车身和附件，如反光镜、天线等，与空气产生摩擦，就产生了噪声。这种噪声的频带很宽，可以达到几千赫兹。

三. 通过噪声测试

“通过噪声标准”是一个政府法规。开发一部汽车，就必须让这部车通过相应的“通过噪声”标准，现在汽车公司基本上是用测试的方法。近年来，也有人通过建立一些数学模型的方式来模拟通过噪声。对于系统和部件，可以用有限元、边界元等方法来计算，方法相对成熟。但对于整车的通过噪声分析，现在的技术还不成熟。

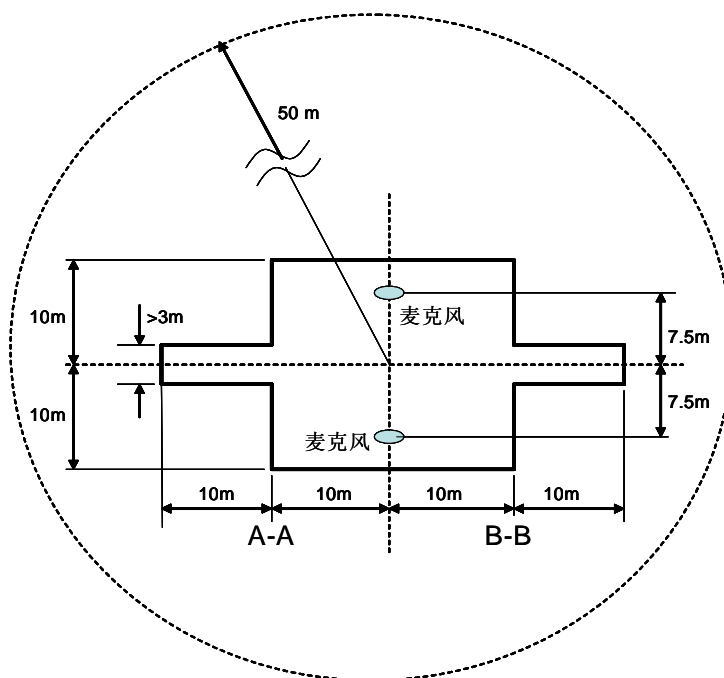


图8.19 通过噪声测试场

通过噪声大多数是在露天试验场测试，本节将介绍SAE1470中的测试系统。图8.19为SAE1470中的测试通过噪声的试验场。试验场包括一个长20米宽20米的主体部分，10米长的进入道路和10米长的出去道路。这两个道路的宽度至少为3米。在进入和出去的道路两边还要有与之连接的道路，以便汽车开进和离开试验场地。通过噪声的试验场必须满足下面的条件：

- A. 声场条件：在50米半径范围内，不能有明显的障碍物，如建造物、墙壁、桥梁、岩石等等。在麦克风附近，不能有任何影响声场的物体。人也不能站在声源和麦克风之间。
- B. 背景噪声：一般要求背景噪声比汽车通过时的噪声低15分贝，绝对不能低于10分贝。
- C. 路面条件：试验场的路面应该是用水泥铺成，或者是没有缝隙的沥青或者是其他坚硬材料铺成。路面的材料不能吸声。路面要非常平，其误差不能超过 $\pm 0.05m$ 。
- D. 天气条件：大气的温度在 0° 到 40° 之间。在麦克风高度处的风速不能超过5m/s。下雨的时候不能进行测试。

麦克风的位子：如图8.19所示，两个麦克风放在试验场的南北中轴线上，离水平中轴线的距离为 $7.5m \pm 0.05m$ 。麦克风离地面的高度为 $1.2m \pm 0.02m$ 。

测量次数：在每边最少测量四次。四次测量中，每两次测量的最大噪声的差值不能超过2分贝，否则要增加测量测试。

汽车的速度：不同的汽车(如轿车、卡车等)和不同的变速器(如自动变速器和手动变速器)，到达A-A线时的速度和离开B-B线的速度是不一样的。在SAE1470和其他标准中，对不同车型和变速器的汽车速度和使用的变速档都有详细规定。读者可以参阅有关标准。一般情况下，到达AA线时的时速应该为50公里/小时。汽车应该沿著水平中心线行驶，当接近AA线的时候，尽快地将油门踩到底，进气控制阀全开，发动机全负荷工作。一直保持这种状态，直到汽车的尾部离开了BB线，这时迅速放开油门，进气控制阀关闭。

露天测试通过噪声，对试验场的要求不高。测试起来非常方便，成本低。可是却受到自然因素的限制，在风大、下雨的天气下就不能测试。对于位于北方的试验场，整个冬天都不能进行试验。於是，有的公司就建立了室内通过噪声试验室，如图8.20所示。这样实验室是一个巨大的半消音室，汽车放在试验台架(Dyno)上。汽车带动试验台架上的四个轮子运动，但是汽车本身是原地不动的。在汽车两边各放一排麦克风，如图8.21所示。这样就可以测量到与汽车不同位子的噪声，模拟汽车运动状况。

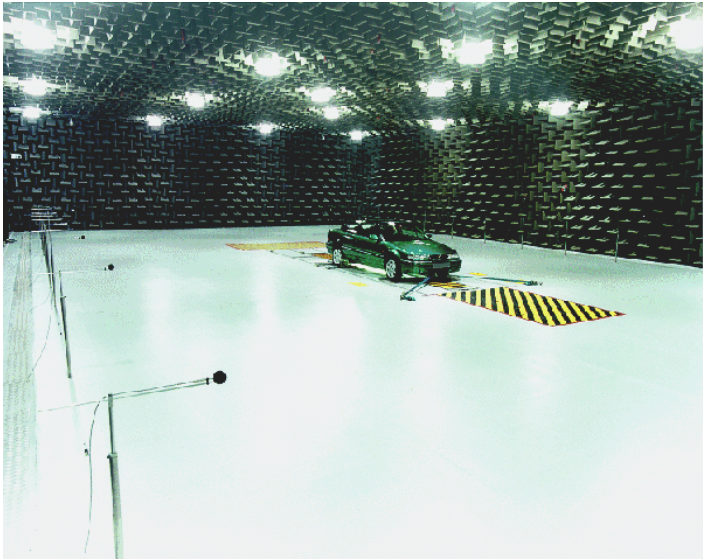


图8.20 室内通过噪声试验场

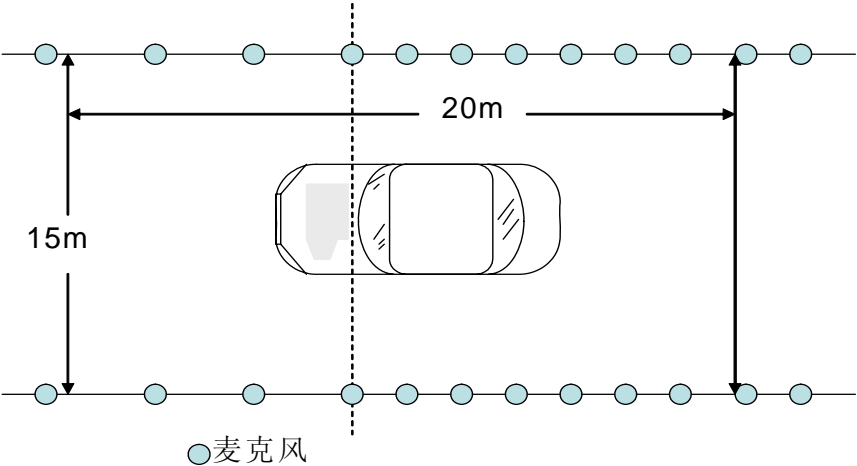


图8.21 室内通过噪声测试与麦克风

实验室测试的好处：不受天气条件限制，汽车运行的时候，人可以在汽车四周走到，观察噪声源；可以不安装进气或者排气或者其他系统，这样就很容易识别噪声源；可以得到汽车声源与不同测量点的关系。

但是实验室测试也有坏处：由于汽车带动试验台架的轮子运动，这样很难模拟真正的轮胎-路面摩擦噪声；实验室维护成本高。

