

CHENGZHEN GUIHUA JIANSHE YU GUANLI SHIWU LIANSHU

城镇 规划建设与管理 实务全书

主 编 高承曾



中国建材工业出版社

城镇规划建设与 管理实务全书

主 编 高承曾 (原建设部村镇规划局总工程师)

副主编 陈远清 张水保 李月慧

第三卷



中国建材工业出版社

第四节 工业常见噪声的控制

一、风机噪声的控制

(一) 风机噪声产生的机理

风机是一种数量大、应用广的通风机械，噪声辐射比较强烈，工业中常用的有轴流、离心、罗茨和叶氏等多种形式的风机，它们在噪声向外辐射的部位及其噪声产生的机理上有许多共同之点。

1. 风机噪声辐射部位

在风机辐射噪声的部位中，进气口（用于送风场合的风机）或出气口（用于抽风场合的风机）辐射的空气动力性噪声一般比其它部位辐射的噪声高了 10 ~ 20dB (A)，其次是机壳、电动机、轴承等部位辐射的机械性噪声以及基础振动辐射的噪声。

2. 风机空气动力性噪声产生的机理

风机的空气动力性噪声按产生的机理分为旋转噪声与涡流噪声。

(1) 旋转噪声：它是由于旋转的叶片打击空间某固定点的空气质点，引进空气的压力脉动分量产生相应的压强脉冲而形成的。由于每通过一个叶片，向空间某固定点打击一次，产生一个压强脉冲，这样，各旋转叶片不断地逐个通过空间的某固定点，故产生周期性的打击，由此产生的压强脉冲向周围辐射出的旋转噪声就具有确定的频率，其离散频率

$$f_1 = \frac{n_0 z}{60} i \quad (\text{Hz}) \quad (5-9-41)$$

式中 n_0 ——每分钟转数，r/min；

z ——叶片数；

i ——谐波序号， $i = 1, 2, 3 \dots$ ，根据频谱分析发现噪声强度是基频最强，其次是二、三次谐波。

(2) 涡流噪声：风扇叶片在转动时，使在叶片后面的周围气体产生涡流。这些涡流由于粘滞力作用又分裂成一系列小涡流，这些涡流及其分裂的小涡流均使空气发生扰动，形成压缩与稀疏的变化过程，从而产生涡流噪声，其频率 f_i 为

$$f_i = s_n \frac{u}{\alpha} i \quad (\text{Hz}) \quad (5-9-42)$$

式中 u ——叶片与气体的相对速度，m/s；

d ——气体入射方向上叶片的厚度, m ;

s_n ——斯特劳哈尔数, 在 $0.14 \sim 0.20$ 之间选取。

由于叶片的圆周速度随着与圆心的距离变化而变化, 也即从圆心到最大圆周其圆周速度连续增加, 故涡流噪声谱为连续的宽带谱, 没有明显的有调成分。涡流噪声与圆周速度 u_t^6 (或 u_t^5) 成正比。

(3) 风机噪声的比 A 声级: 风机的空气动力性噪声就是上述旋转噪声与涡流噪声相互混杂的结果。对于功率大、圆周速度高的风机, 旋转噪声占优势, 反之则涡流噪声占优势。对于一般通风、空调风机, 其噪声频谱为带有一个较突出的有调成分的宽频带连续谱。风机噪声的比 A 声级即该风机系列在单位流量 ($1m^3/min$)、单位风压 ($10^5 Pa$) 下的 A 声级为

$$L_{SA} = L_A - 10 \lg (QP^2) \quad (dB(A)) \quad (5-9-43)$$

式中 L_A ——风机 1m 处的 A 声压级, $dB(A)$;

Q ——该风机风量, m^3/min ;

P ——风压, $10^5 Pa$ 。

(二) 风机噪声控制的措施

风机噪声控制的措施有如下几个方面:

1. 正确设计或改进风机结构

(1) 正确选择风机的形式: 离心式与轴流式风机的噪声特性不一样 (见图 5-9-16)。同一风压下离心式风机的旋转速度要比轴流式风机低一倍左右, 故离心式风机噪声较低, 尤其在高频范围部分。

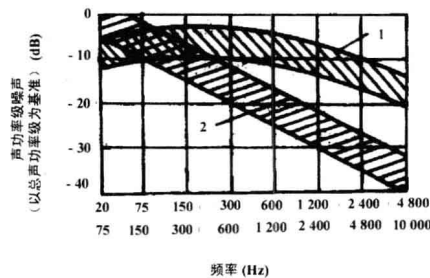


图 5-9-16 不同风机之频谱

1—轴流式风机; 2—离心式风机;

(2) 合理选择风机的速度 N 、叶轮直径 D 、圆周速度 U_t 等参数, 因为风机噪声的声功率与 N^5 、 D^7 、 $U_t^{5.8}$ 成正比, 叶片稠度 τ 应处于 $1 \sim 1.2$ 范围。

(3) 使设计工况与运行工况一致, 这样使运行处于最大效率点, 冲角 $i = 1^\circ \sim 3^\circ$, 不会产生失速, 以减少附面层脱离, 减少尾迹宽度, 从而降低紊流噪声。

(4) 离心风机的叶片弯曲角 θ 不能太大, θ 应在 20° 左右。通常后弯式叶片比前弯式

的噪声小，离心多翼式的比后弯式的还要小。

(5) 采用叶片不等间距的非均匀分布可降低旋转噪声。

(6) 采用叶片尾部倒角可减少尾迹宽度，减少紊流噪声。

(7) 在叶片中部开多个与叶弦方向成 45° 方向的小孔，可减少、延迟附面层分离，减少尾迹宽度，图 5-9-17 是叶片上开孔的示意图。

(8) 适当加大风叶与蜗壳间在风舌处的间隙 t ，可降低噪声（当 t/D_2 由 0.03 增加 0.08 时，可降低基频、二次谐波，式中 D_2 为叶轮直径）。

(9) 适当加大轴流风扇动、静叶片间的间隙 Δs ，可降低基频噪声，噪声降低量 $\Delta L_w = 10 \lg (\Delta s/b)$ (dB)，式中 b 为叶片宽度。

(10) 在风舌处并联一只 $1/4$ 波长长度的盲管，利用共鸣干涉原理使该波长噪声受到抑制。



图 5-9-17 叶片上开孔

2. 安装消声器

为了降低噪声，一般在风机进、出口安装消声器。由于需消声的频带较宽，高频成分较突出，故一般采用阻性消声器，国内已有多种风机用定型消声器系列产品生产，它们的结构类似于前面消声器一节中的阻性消声器。

3. 加装隔声措施

隔声措施有加装隔声罩、隔声间、消声道等多种隔声体的形式。主要可控制风机机壳、电机等处辐射的噪声，使传至隔声体外的噪声大为降低。图 5-9-18 为罩内负压吸风的风机隔声罩，风机由罩内吸风便于降低罩内温升，在排气管上串接一段挠性管以减少固体声沿管线传出。图 5-9-19 为地下消声道。在上述两个图的隔声体内均装有吸声材料以降低隔声体内的混响声。图 5-9-19 的结构可降低噪声达 40dB (A)。

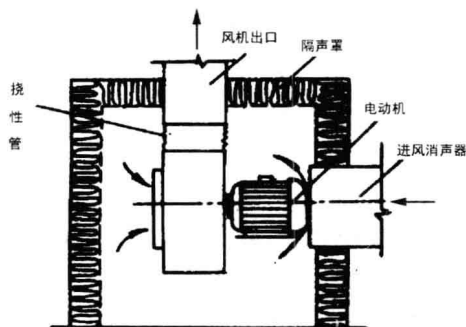


图 5-9-18 罩内负压吸风冷却示意图

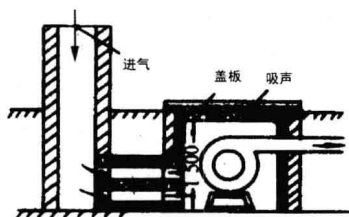


图 5-9-19 地下隔声消声道

4. 设置隔振装置

在风机装置与它所连接的基础板之间添加弹性隔振装置，以避免固体声向外传递引起基础等更大面积的高噪声辐射。

二、压缩机噪声控制

压缩机是一种用来提高气体压力和输送气体的机械，广泛用于化工、机械、制冷、空气分离、交通、矿山、冶金、道路施工等部门，其噪声强烈，频率低，影响范围宽，对环境与操作工人有较大的干扰，是工业噪声控制中经常遇到的问题。

(一) 压缩机噪声产生的机理

压缩机是一种综合性噪声源，它的噪声主要由进、排气口辐射的空气动力性噪声，吸、排气系统内气体激发系统壁面产生的固体声的辐射和压缩机运动部件产生的机械性噪声以及驱动机（电动机或柴油机）噪声源产生的噪声所组成。

1. 周期性进、排气噪声

对于容积式压缩机，周期性进、排气噪声分别是由于在活塞运动时进、排气阀周期性开闭而产生的压力脉动所引起的，峰值多为低、中频，并伴有连续高频的湍流噪声，后者是由于高速气流流经气阀产生的涡流引起的，前者是由于活塞运动并经气阀周期性开闭的调制的气流所引起的，其主要峰值频率由下式决定：

$$f = \frac{n_0 z}{60\tau} \quad (\text{Hz}) \quad (5-9-44)$$

式中 n_0 ——压缩机转速，r/min；

z ——并联的同级气缸数；

τ ——对于压缩机，它是由活塞是单侧还是双侧并联工作所确定的系数，对单作用压缩机 $\tau=1$ ，对于双作用压缩机 $\tau=1/2$ ；

i ——谐波次数， $i=1, 2, 3\cdots$ ，一般主要峰频率以 $i=1, 2, 3$ 次为主。

高速气流流经气阀产生的涡流噪声的频率由式 (5-9-42) 计算。

对于直接从大气吸气的空气压缩机，其进气噪声直接向周围空间辐射，故较其它部

位辐射的噪声高出 5~10dB (A), 而成为压缩机的主要噪声源, 并呈低频声, 波及范围较宽, 图 5-9-20 为压缩机进气噪声频谱。而排气噪声通常由排气口向密闭的容器内辐射。

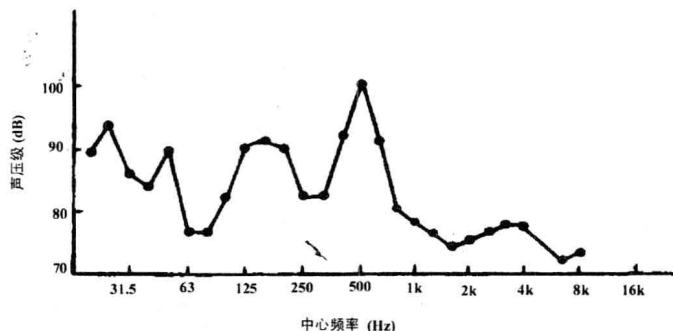


图 5-9-20 压缩机进气噪声频谱 (2V-0.6/7 空压机)

2. 进、排气系统内气柱共振引起的气体声

在上述进、排气噪声中, 有相当的一部分是由于进、排气系统内气柱共振引起的。我们知道, 一定的进、排气系统, 就有一定的气柱固有频率, 上述经过气阀开闭调制的活塞运动产生的脉动气流, 它对系统内的气柱形成一种周期的交变激发, 当其激发的某个频率分量的频率与气柱的固有频率相同的, 那么这个频率的声音就大大加强, 最终的进、排气噪声就含有这种加强声, 这是气柱共振的结果。

(1) 进、排气系统的固有频率: 压缩机的进气系统通常与大气相通 (如图 5-9-21 (a) 所示), 因此可简化成一端闭管一端开口的声学管 (见图 5-9-21 (b) 所示)。排气系统通常与一贮气罐相连, 当贮气罐的容积大于 10 倍管道容积时, 该贮气罐可当作声学开端, 这样的进、排气系统其气柱固有频率。

$$f_n = \frac{c}{4l} (2n-1) \quad (\text{Hz}) \quad (5-9-45)$$

式中 c ——声速, m/s;

l ——管长, m;

n ——谐波次数, $n=1, 2, 3\cdots$ 。

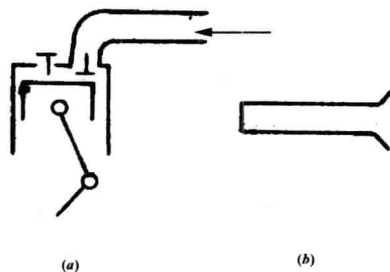


图 5-9-21 进气系统的简化

当气柱共振时,对于进气系统,一面向进气口强烈辐射气体声,一面激发进气系统的壁面振动辐射固体声,对于排气系统,气柱共振时,则一方面激发排气系统的壁面振动辐射固体声,一面激发与其相连的贮气罐内的气体振动。

(2) 贮气罐内气体振动:贮气罐是一个有规划形状的封闭体,有固有的气体驻波频率,可看成是两端闭端声学管,其罐内气柱固有频率

$$f_i = \frac{c}{2l} i \quad (\text{Hz}) \quad (5-9-46)$$

式中 c ——声速, m/s ;

i ——谐波序数, $i = 1, 2, \dots$;

l ——贮气罐气柱的直径或有效高度, m 。

当排气系统产生的排气噪声对贮气罐内气柱的激发频率与罐内气柱固有频率一致时就产生强烈的气柱共振声,这种气柱声激发贮气罐壁面,由于后者面积大,贮气罐表面向周围空间辐射出强烈噪声。

3. 机械性噪声

压缩机运转时,许多运动部件的撞击、摩擦便产生了机械性噪声,如曲柄连杆机构中各运动副间的撞击、摩擦,如活塞对气缸的径向敲击,阀片对阀座的冲击等。这些摩擦、冲击会引起缸体、曲轴箱等零部件而发出共鸣声向外辐射,具有中、高频为主的宽频带特性。

4. 驱动器噪声

一般用电动机驱动时,其噪声较压缩机为小。若是用柴油机驱动,由柴油机噪声较压缩机噪声大 10dB (A) 左右,呈低中频特性。

(二) 压缩机噪声控制的措施

压缩机噪声是由许多部位辐射出来的,应根据降噪要求、噪声声场分布特性与现场条件,采取不同措施控噪,下面叙述一些常用的控噪措施。

1. 进、排气口加装消声器

由于进、排气噪声以低频声峰值较高,故多采用抗式消声器;对于某些微型空气机在进气口常用加装阻抗复合式消声器。图 5-9-22 表示一种文丘里管式抗生消声器,它是一种带有文丘里式插入管的扩张室消声器。该文氏插入管是渐缩渐扩管,其横截面的面积按指数规律变化,即具有提数号筒形状,对低频声辐射性能较差,因而具有良好的低频消声效果。该消声器腔长度 l 按等于 $c/(4f)$ 设计,式中 f 为噪声主要峰值频率, c 为气体声速,此类消声器在 $3\text{L}-10/8$ 、 $22\text{V}-6/8$ 空气压缩机上使用,消声值达 18dB (A) ,其中消 250Hz 与 125Hz 的中心频率的频带噪声尤为突出。

2. 加装缓冲器

在压缩机气缸的进出口处加设缓冲器,可减少进出口管道中气体压力脉动,从而可大大减少对进、排气管内的气柱的激发,进而降低进、排气噪声。缓冲器容积增加一倍,则噪声的衰减值(传声损失)增加 6dB 左右。若机器转速增加一倍,则所需缓冲器

的容积可降少一倍。

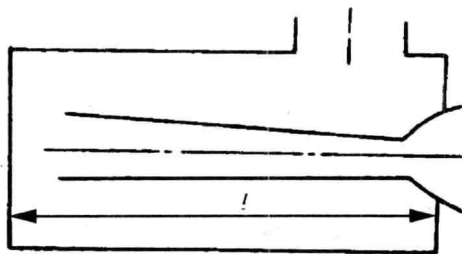


图 5-9-22 文丘里管式消声器

3. 避免气柱共振

改变进排气系统中的管道长度或腔室大小等尺寸，使其气柱固有频率远离激发频率 f_0 为中心的共振区范围。该共振区的范围是 $(0.8 \sim 1.2) f_0$ ，式中 f_0 与压缩机转速有关。

4. 在压力脉动的节点处加设孔板

孔板的结构（如图 5-9-23 所示），其开口比 $d/D = 0.43 \sim 0.50$ ，与工质的声速、工质的平均流速的大小有关，对于低声速的工质取 0.5，对高声速的工质取 0.43，空气压缩机取 0.47。式中 d 为孔板孔径， D 为管道内径。孔板厚度 h 为 $3 \sim 5\text{mm}$ 。将孔板安装在足够大容积容器的进、出口法兰等处，这些地方是压力脉动的节点处，从而构成了一个无声学反射的端点条件，孔板形成了一个没有声抗的纯声阻，且阻值与后续介质的声阻值相等，这样，管道中的驻波消失，成为单向行波，从而减少了管内压力脉动，避免了气柱共振。

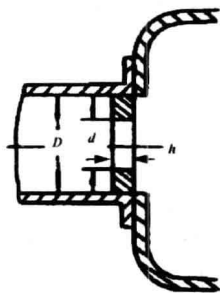


图 5-9-23 孔板结构与安装位置

5. 贮气罐内悬挂吸声体

在贮气罐内适当位置（如在速度脉动的腹点处）悬挂空间吸声体，利用其吸声作用，打破罐内形成的驻波，消除气柱共振，从而取得降噪效果。采用这种措施一般可使 $100 \sim 2000\text{Hz}$ 的噪声降低 10dB 左右，A 声级降低 $6 \sim 8\text{dB}$ 。

6. 压缩机机组加装隔声罩或建造隔声间

当压缩机机体噪声辐射较强或者驱动机噪声较高时，可建造隔声间或加装隔声罩以屏蔽噪声，后者一般可降低噪声 $15 \sim 25\text{dB (A)}$ 左右。例如 BH-6/7 移动式空气压缩

机, 原噪声值达 110dB (A), 加了隔声罩后, 噪声下降 28dB (A), 其隔声罩降噪的频谱特性, 如图 5-9-24 所示。

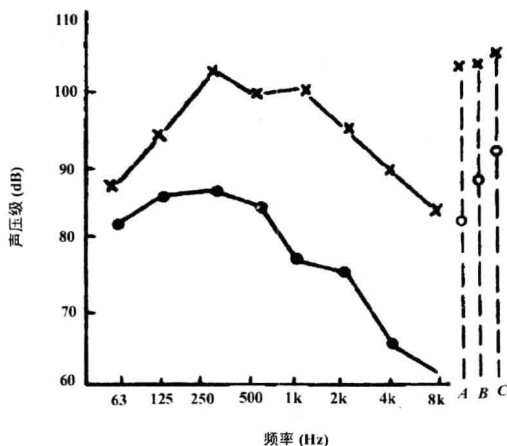


图 5-9-24 隔声罩实际降噪频谱特性

7. 设置隔振装置

在压缩机装置下面添加橡胶垫、钢弹簧或空气垫等弹性隔振装置, 以免压缩机中的固体声传出引起基础等更大面积的高噪声辐射, 广泛用于撬装式、无基础、移动式压缩机中。

三、泵与电动机的噪声控制

(一) 泵噪声及其控制

泵是用于输送流体的机械, 包括各种水泵、油泵, 在工农业生产中有着广泛应用。泵类噪声一般在 80~100dB (A) 范围。

泵噪声来源于液压和机械两类声源。液压声源是主要的噪声源, 它是由流体内的压力脉动、湍流、气穴、喘振等产生的。其中主要是泵内叶片周期性的压缩打击流体形成周期激振力引进的噪声, 其频率成分按式 (5-9-41) 计算; 高速流体则产生湍流噪声, 一般为高频的宽频带噪声; 当泵入口的压力低于大气压力时, 在叶轮入口处产生气穴, 它周期性地产生与破裂会引进强烈振动, 从而产生 1~3kHz 的高频声; 当运行工况偏离设计工况而处于流量严重偏小的范围时, 会产生喘振, 从而产生强烈的低频振动。

机械声源是由于泵中旋转体的不平衡、冲击, 轴承噪声及结构共振等引进的。其中管道系统的辐射噪声不可忽视, 它的噪声是由于机械声源与液压声源分别经由固体构件和流体传递到管道壁面引起管道系统振动而向周围空间辐射噪声引起的, 在其噪声频谱中, 由于管道系统的固有频率的存在引起了某些共振音的加强。由于管道表面积较大,

故管道辐射的声功率较大。

在四个部频带 500、1000、2000、4000Hz 内的泵的总声功率级可由下式估算：

$$L_{\text{w}} = 10 \lg W + k \quad (\text{dB}) \quad (5-9-47)$$

式中 k ——泵的常数：离心泵为 96.25dB，螺旋泵为 101.25dB，往复泵为 106.25dB，当额定转速低于 1600r/min，各减法 5dB；

W ——泵的功率，kW。

必须指出的是，由于泵的本体大多由铸铁或铸钢制成，本身不易被激振发声，而壁较厚隔声能力较强，故泵体辐射噪声不大，故其泵组设备的主要声源一般来自驱动泵运转的电动机，后者一般比其它部位的噪声高出 15~20dB(A)。而在电机噪声中，主要源自内部冷却用风扇的气流噪声，有无风扇可使电机总噪声级增减 6dB 左右。

控制泵组噪声的措施是：①对电动机加装消声器或隔声罩；②使泵的压力、流量的运行工况处于设计工况附近范围内，以避免气穴、喘振；③管道中的阀门与弯头不要离开泵体的进、出口太近，尤其是泵的进口处不要出现管道的急转弯，并在泵出口处加设 1/4 波长分支管或消声器以减少压力脉动。

(二) 电机噪声及其控制

电机噪声是由通风噪声、机械噪声以及电磁噪声等组成。一般通风噪声较大，机械噪声中的滚动轴承噪声次之，滑动轴承噪声与电磁噪声较小。

电磁噪声属于机械性噪声，它是由定、转子间的气隙中的谐波磁场产生的电磁力波引起的。该力波在气隙中是旋转的或是脉动的，该脉动力的大小与磁通密度的平方成正比，它的切向分量形成转矩有助于转子的转动，但它的交切向分量与交变的径向分量就引进定子与转子振动，从而辐射出电磁噪声，一般频率在 100~4000Hz 范围。其中气隙磁场产生的径向力波的交变分量引起定子径向振动所辐射的噪声是主要的电磁噪声源。研究表明，虽然这种电磁力是直接作用在齿和磁极上，但磁噪声主要根源不是在齿和磁极的振动，而是来源于定子磁轭的振动，后者比齿和磁极的振动幅值大数十倍。

径向力波可能产生的激振频率为

$$f = f_1 \left[k_2 \frac{Z_2}{p} (1-s) + \frac{0}{2} \right] \quad (\text{Hz}) \quad (5-9-48)$$

式中 f_1 ——电源频率，Hz；

Z_2 ——转子齿槽数；

s ——转差率；

p ——基波极对数；

k_2 ——0, 1, 2, 3...

在上述径向力波的交变分量中可分为两大部分：第一部分是对于上式中 $k_2 = 0$ 的情况，即能激发出频率为 $2f_1$ 的低频振动的力波，它主要是气隙磁场中的基波产生的力波，它是引起电机振动的主要分量，这种分量对于大型电机，由于其定子的固有频率较低，对低频的动态响应较大，加之辐射表面积较大，较易辐射低频率噪声，故这种低频

声是大电机中的主要成分。对于中小电机，由于它们的固有频率较高，即对该低频激振的响应较小，同时低频对人耳不敏感，故对中小电机这种低频声不是主要的。径向力波交变分量中的第二部分为 $k_2 \geq 1$ 的部分，它们是由定、转子的齿谐波相互作用产生的力波，由于频率较高，处于人耳敏感区，同时由于中小电机的固有振动频率也较高，易响应较高频率的力波的激发，故成为中小电机电磁声中的主要成分。

控制电磁噪声途径主要有：

1. 合理选择定、转子槽数，以避免出现低阶的力波（即力波阶数 r 最好 > 5 ）。因为 r 大，则定子的刚度 K 就大 ($K \propto \frac{r^2 (r^2 - 1)^2}{r^2 + 1}$)，机械阻抗往往也就增加，这样定子表面上振动速度下降，噪声级就下降。

2. 增加定子磁轭高度 h ，不仅可增加刚度 ($K \propto h^3$)，同时也可增加固有频率交流电机定了轭的固有圆频率 ω_0 ($\omega_0 \propto \sqrt{h^3}$)，从而可最终使噪声级下降。

滚动轴承噪声是由于轴承本身精度不够而引起的噪声，主要是轴承的振动引起的，一般在 $2 \sim 5\text{kHz}$ 范围内。

滚动轴承噪声控制措施主要是选择刚性好、抗振性高，加工精度高，表面粗糙度细的轴承，再仔细装配（严禁敲打），适当预紧，注意润滑，有时可在轴承与轴承座之间加入一层弹性阻尼材料以隔离固体声的传播。

滑动轴承运动平衡，振动小，噪声较低。滑动轴承产生噪声的主要原因是因干摩擦和油膜振动引起的，后者的频率是主轴旋转频率的 $1/2$ 。控制其噪声的途径是：保证一定的润滑油粘度，轴旋转速度和合适的径向间隙，以满足液体润滑的要求；减小轴的进动运动，以避免油膜振动，后者要求有足够的油的粘度；减小径向载荷以使有足够的油压。

通风噪声是由风扇转动引起的，它是由叶片的旋转噪声与流体的涡流噪声组成的。通风噪声是电机噪声的最主要声源，其控制途径主要是：

(1) 合理的叶片选型，如盆式比大刀式噪声降低约 4dB (A) ，其中后倾式又比径向式低 $1 \sim 3\text{dB (A)}$ 。

(2) 在电机温升允许时，尽量减少风量。譬如减少风扇直径，这样噪声的减少量

$$\Delta L = k \lg (D_1 / D_2) \quad (5-9-49)$$

式中 k ——常数，对于 Y 系列的盆式叶片 $k = 55$ ，大刀式 $k = 69$ ；

D_1 、 D_2 ——分别为改变前后的风叶直径。

(3) 加装消声器或隔声罩，是降低电机噪声最有效的措施。加隔声罩，控噪效果最佳，但成本高，维护不便。加装消声器，一般可使 500Hz 以上的噪声得到较大的降低。

四、机动车辆噪声控制

机动车辆是交通运动的重要工具，车辆噪声是城镇环境噪声的主要噪声源，随着车流量的增加，噪声日趋严重。车辆噪声一般在 $70 \sim 95\text{dB (A)}$ 范围内，表 5-9-9 列出

了几种典型车辆最大的加速时的噪声级。

表 5-9-9 几种典型车辆的噪声（测点距车辆行驶线 7.5m）

车辆种类	最大加速噪声级 (dB (A))	车辆种类	最大加速噪声级 (dB (A))
摩托车	80 ~ 90	卡车	88 ~ 95
小轿车	80 ~ 85	拖拉机	85 ~ 100
公共汽车	85 ~ 92		

机械车辆是一个综合声源，可分为与发动机转速有关的声源和与车速有关的声源。图 5-9-25 表明这些基本噪声源的部位。与发动机转速有关的噪声源主要有进气噪声、排气噪声、冷却系统风扇噪声和发动机表面辐射噪声，用发动机带动旋转的各种发动机附件如空气压缩机、发电机发出的噪声出属于此类；与车速有关的噪声源包括传动噪声（由变速器、传动轴等发出）、轮胎噪声以及车体行驶产生的空气动力性噪声。

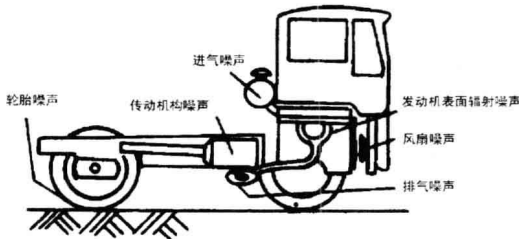


图 5-9-25 汽车主要噪声源

汽车以常速（30 ~ 50km/h）行驶时，主要声源是排气噪声与发动机噪声，它们是一种低、中频噪声。当车速增加到 50km/h 以上时，轮胎噪声开始突出。随着车速的增加，高频成分噪声逐步增加，车体逆风行驶的空气动力性噪声也逐渐增加（后者是一各紊流噪声），在混凝土路面上，时速每增加 15km，噪声增高 2.5dB。当车窗全开时噪声增高 5 ~ 15dB，车窗开一边时，车厢可视为亥姆霍尔共鸣器，会产生较高的声压级，但稍稍打开另一面车窗，这种噪声即可消除。喇叭噪声的强度虽超过其它噪声，但是它是瞬时发生的，已有城镇交通法规予以控制。下面仅对影响较大的排气噪声、发动机噪声、轮胎噪声等的控制予以介绍。

（一）排气噪声及其控制

排气噪声是汽车及其发动机中最主要的噪声源，它比发动机中其它声源高出 10 ~ 15dB (A)。排气噪声是由周期性排气噪声、湍流噪声和排气系统内气柱共鸣声所组成的。周期性的排气噪声是排气噪声中最主要的组成部分，它是由于排气阀门周期性开启时，缸内气体急速排出，在排气阀门附近产生压力脉动形成声波而产生的。这是一种典型的低频噪声，如果用窄带分析仪支分析，可以看出它含有几个窄带的尖峰，其峰值频

率按式 (5-9-44) 计算。式中, 对于四冲程发动机 $\tau=2$, 二冲程发动机 $\tau=1$, 大多数排气噪声中, $i>3$ 的高次谐波分量都较低。

涡流噪声是高速气流通过排气阀门和排气管道时产生的, 是连续谱, 频率在 1000Hz 以上, 且随着气流速度提高频率显著增加。

排气系统管道中的气柱, 在周期性排气噪声的激发下会产生某些离散频率的共鸣声, 其频率可视为界条件按式 (5-9-45) 进行计算。若该频率与周期性排气噪声的基频一致则共鸣声明显增加, 如果仔细分析各种转速下的排气噪声, 那些与转速无关的峰值, 往往就是气柱的共鸣声。

影响排气噪声的主要因素是发动机转速、气缸内部平均有效压力、发动机排量、排气门直径与其开启特性以及多缸的平衡特性, 但是控制排气噪声最有效的措施是安装消声器。汽车消声器必须适应高速 (50~80m/s)、高温 (300~500℃) 的脉动排气气流, 同时满足结构紧凑, 尺寸不大并且阻力损失小 (功率损失不大于 5% 左右) 的要求。此外, 应限制消声器内的气流速度, 因为消声器中的气流速度大不仅使功耗增大, 而且产生“再生噪声”, 后者与气流流速的 6~8 次方成正比, 气流速度增大主要是高频声大大增加, 故一般气流速度控制在 50m/s 以下为好。在这种条件下, 若再将消声器的容积设计为发动机排量的 4~5 倍, 并且合理选择结构, 则消声值可达到 30dB (A), 功率损失不会超过 4%。图 5-9-26 是两种车辆用消声器的结构示意图, 它们是由几节不同尺寸的扩张室与共振腔适当组合而成的。图 5-9-27 是一台柴油发动机加消声器前后的排气噪声频谱。

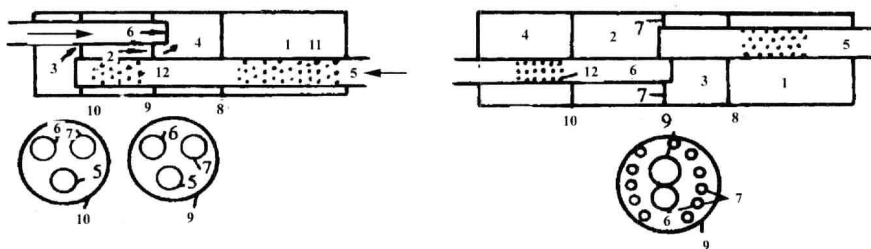


图 5-9-26 机动车辆排气消声器

1、2、3、4—扩张室；5、6—进气管 7—隔板通气孔；8、9、10—隔板；11、12—穿孔管

(二) 发动机表面辐射噪声及其控制

发动机表面辐射噪声是由燃烧噪声和机械噪声引起发动机壳体振动而产生的。

1. 燃烧噪声及其控制

燃烧噪声是由于气缸内周期变化的气体压力作用而产生的, 主要决定于速燃期内压力迅速增高的程度。图 5-9-28 是气缸压力曲线, 曲线中 2、3 两点的之间为速燃期。燃烧噪声主要是气缸内气体压力急剧增加, 致使发动机各部件振动而引起的。固体声的传递途径主要经由曲柄连杆机构, 小部分经由气缸盖和气缸套传出。随着转速的增加,

速燃期的压力增长率 dp/dt 也相应增加, 缸内气体压力频谱曲线也相应平行向上移动, 转速每增加 10 倍, 柴油机的缸内气体压力频谱曲线向上移动 30dB (A), 而汽油机的相应曲线向上移动 50dB (A)。这和转速增加 10 倍, 柴油机噪声级增加 30dB (A), 汽油机增加 50dB (A) 是一致的, 这表明燃烧噪声与发动机噪声密切相关。图 5-9-29 是在不同转速下某些车辆的发动机噪声级分布图。

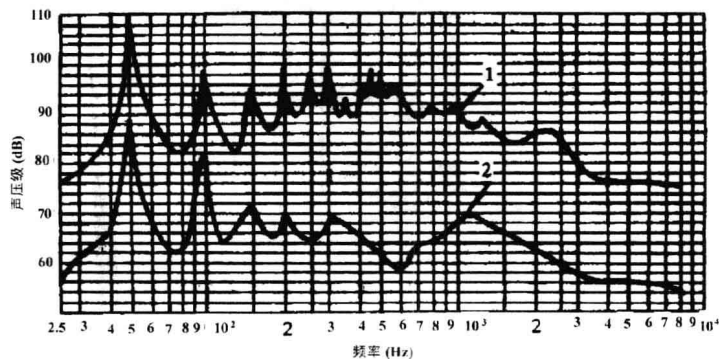


图 5-9-27 一台柴油发动机排气噪声频谱 (全负荷 2000r/min)
1—未加消声器; 2—带消声器 (测距 5m)

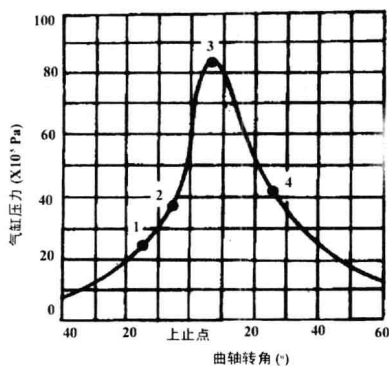


图 5-9-28 气缸压力曲线

控制燃烧噪声有如下一些措施:

(1) 采用球形燃烧室代替 ω 型燃烧室, 使着火落后期 (见 5-9-28 曲线上 1、2 两点之间) 内形成并积聚的混合气量减少, 避免使气缸压力急剧升高, 可使柴油机总声压级降低 3~6dB。

(2) 减小喷油提前角 θ , 可使缸内最高压力与最大压力的增长率下降, 整个缸内压力级频谱曲线也下降, 从而降低燃烧噪声。对于直接喷射发动机, θ 每减小 10° , 噪声值可降低 6dB (A)。

(3) 合理选择发动机的参数: 除了上述的转速参数外, 发动机排量 V_H 、缸径 D , 行程 s 与缸径比 s/D 对噪声都有较大影响。其中噪声强度与 $V_H^{1.75}$ 、 D^5 成正比; 在 V_H 不

变的条件下 s/D 愈低则活塞上的气体力就愈大, 噪声就可能增加, 例如一台八缸柴油机, 在 V_H 为 1L, s/D 为 0.8 的噪声较 s/D 为 1.0 的噪声增加 3dB (A)。上述表明在设计时合理选择发动机参数可使噪声级降低。

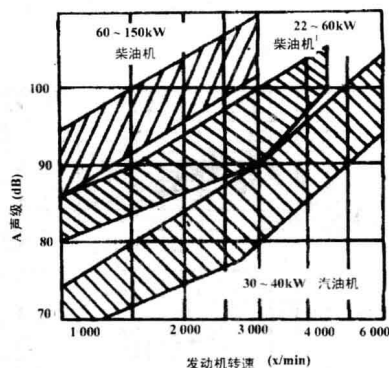


图 5-9-29 发动机噪声级分布图

2. 机械噪声及其控制

机械噪声由活塞敲击噪声、配气机构噪声、供油系统噪声下齿轮噪声等组成。其噪声的频率范围见表 5-9-10。

表 5-9-10 发动机噪声源主要频率范围

噪声源	主要频率范围 (kHz)	噪声源	主要频率范围 (kHz)
燃烧噪声	1 ~ 10	活塞敲击声	2 ~ 8
配气机构噪声	0.5 ~ 2	喷油泵噪声	2 以上
齿轮噪声	4 以下	进气噪声	0.05 ~ 0.5
排气噪声	0.05 ~ 5	风扇噪声	0.2 ~ 2

活塞敲击声是由于活塞与气缸壁间径向间隙存在, 以及活塞力所引起活塞上侧向推力在上、下止点反复改变方向造成活塞两端外圆面冲击气缸套形成的敲击声。冷车启动时, 这种敲击声尤为明显。控制活塞敲击声的措施是减少活塞与气缸之间的径向间隙, 增加活塞裙部长度或者将活塞销孔向主推力方向偏移一个 e , 如图 5-9-30 所示。

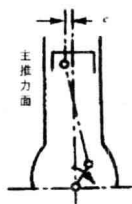


图 5-9-30 活塞销孔偏移

配气机械噪声是由于气阀开启和关闭时的撞击造成的。气阀开启的噪声是由于施加在气门机械上的撞击而造成，并与气门机构的固有频率有关，主要成分在 1000Hz 为中心频率的倍频程的频率范围。气阀关闭的噪声是由于气门落座时之撞击而产生的，主要频率在 2000、4000Hz 为中心频率的倍频程范围内。影响气门开、闭噪声的主要因素是气门运动速度，速度增加则噪声成正比增加。减少气门噪声的方法有采用新型凸轮（例如采用 n 次谐波凸轮）、减少气门间隙、避免气门结构共振和提高凸轮的加工精度和减少表面粗糙度等。

供油系统噪声主要是指柴油机的喷油系统噪声，它是由喷油器和喷油泵的噪声组成的，在发动机噪声中所占比例不大。

3. 减少发动机的结构响应

为了减少发动机表面辐射的噪声，除了采取降低燃烧噪声和机械噪声外，还可采取措施来减少发动机结构对该两噪声的动态响应，其措施有：

(1) 阻尼控制，例如采用隔振油底壳，采用阻尼减振的皮带轮等。

(2) 刚度控制，即增加发动机壁厚以增加其弯曲刚度和固有频率，从而减少对振动的响应，由于发动机表面积较大，从而可大大减小发动机表面所辐射的声功率。

(三) 轮胎噪声

轮胎噪声是一种高频性噪声，主要是由轮胎花纹和路面之间相互挤压空气所产生的。其中轮胎花纹形状是影响轮胎噪声的重要因素，图 5-9-31 是当车速 $\geq 50\text{km/h}$ 时在混凝土路面上不同轮胎花纹及形状所对应的噪声级。由图可见，横肋状花纹噪声较大，竖肋状花纹噪声较小，当车速达到 50km/h 以上时，轮胎噪声就显得突出了。随着高速公路的开通，轮胎噪声将成为较突出的问题。

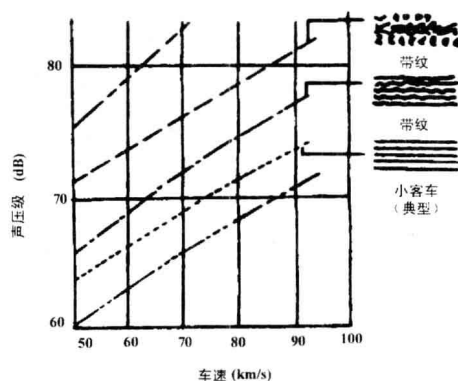


图 5-9-31 几种不同轮胎花纹及噪声级