

# 噪声控制中的隔声罩设计

张弛

(徐州建筑工程学校)

**摘要** 本文阐述了隔声罩的设计要点及设计步骤,对隔声罩的实际隔声量及加罩后设备的通风散热进行了剖析。

**关键词** 隔声罩 插入损失 通风散热

隔声罩是将噪声源封闭在一个相对小的空间内,以减少向周围辐射噪声的罩状结构。为了操作、维修的方便或通风散热的需要,罩体上通常开有观察窗、活动门及散热消声通道等。

隔声罩有密封型与局部开敞型,固定型与活动型之分。常用于车间内独立的强声源,如风机、空压机、柴油机、电动机等设备。当难以从声源本身降噪,而生产操作又允许将声源全部或局部封闭起来时,使用隔声罩会获得很好的效果,其降噪量一般在10~40dB之间。

## 1 隔声罩的设计要点

隔声罩技术措施简单,投资少,隔声效果好。但在设计隔声罩时,应依据隔声罩的实际应用场合注意以下几点:

(1) 所选用的罩壳壁材必须有足够的隔声量,为了便于制造、安装及维修,一般宜采用0.5~2mm厚的钢、铝板之类的轻型、密实的材料制作。有些大而固定的场合也可用砖或混凝土等厚重材料制作。

(2) 采用钢、铝板之类的轻型材料作罩壁时,必须在壁面上加筋,涂贴阻尼层,以抑制与减弱共振和吻合效应的影响。

(3) 罩体与声源设备及其机座之间不能有刚性接触,以避免声桥出现,使隔声量降低,同时隔声罩与地面之间应进行隔振,以杜绝固体声。

(4) 罩壁上开设隔声门窗、通风与电缆等管线时,缝隙处必须密封,并且管线周围应有减振、密封措施。

(5) 罩内必须进行吸声处理。如果使用多孔材料等松散材料时,应有较牢靠的护面层。

(6) 罩壳形状恰当,尽量少用方形平行罩壁,以防止罩内空气声的驻波效应;同时在罩内壁面与设备之间应留有较大的空间,一般为设备所占空间的10%以上,各内壁面与设备的空间距离,不得小于100mm,以避免耦合共振,使隔声量曲线出现低谷。

(7) 隔声罩的设计必须与生产工艺相配合,便于操作、安装与检修,必要时可做成能够拆卸的拼装结构。此外隔声罩必须考虑声源设备的通风、散热要求,通风口应安装有消声器,其消声量要与隔声罩的插入损失相匹配。

## 2 设计步骤及插入损失计算

隔声罩的声学结构一般可按下列步骤进行设计。

(1) 测量机器的噪声和频谱;

(2) 根据降噪要求,确定声级隔声量和倍频带隔声量;

(3) 选择合适的材料及结构。

隔声罩的降噪效果通常用插入损失来表示。对于一个单层匀质墙板,假定不考虑边界的影响,在无规入射条件下,主要只考虑墙板面密度与入射声波频率两个因素时,可用下面的经验公式估算隔声罩的固有隔声量:

$$R = 181 \lg m + 20 \lg f - 25 \quad (1)$$

式中  $m$  ——材料面密度( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2}$ )

$f$  ——频率(Hz)

若采用平均隔声量 $\bar{R}$ 表示墙板的隔声性

能时,在频率 100~3200Hz 范围内,可采用下面的经验公式进行计算:

$$\bar{K} = 13.51gn + 14 \text{ dB} \quad (m < 200\text{kg}\ddot{\text{a}}\text{m}^2)$$

$$\bar{K} = 16.1gn + 8 \text{ dB} \quad (m > 200\text{kg}\ddot{\text{a}}\text{m}^2)$$

隔声罩的实际隔声能力即插入损失除了取决于结构的固有隔声量外,还与罩内壁材料的吸声系数有关,其表达式为:

$$IL = \bar{K} + 10\lg \frac{1}{\alpha} \text{dB} \quad (2)$$

式中  $IL$  —— 隔声罩的插入损失, dB;

$\bar{K}$  —— 隔声罩壁与顶板的平均隔声量, dB;

$\frac{1}{\alpha}$  —— 隔声罩内表面平均吸声系数, dB。

由上式可知隔声罩壳体的平均隔声量愈大,插入损失愈大;内表面的平均吸声系数愈高,插入损失愈高。一般采用上式作为工程上设计隔声罩的依据。

上式有二个极限值,  $\frac{1}{\alpha} = 1$  时,  $IL = 0$ , 即声源的声功率全部通过隔声罩辐射出去;  $\frac{1}{\alpha} = 1$  时,  $IL = \bar{K}$ 。一般情况下  $0 < \frac{1}{\alpha} < 1$ , 隔声罩的插入损失都小于其壳体的平均隔声量。实际经验有:

罩内无吸收时:  $IL = \bar{K} - 20 \text{ dB}$ ;

罩内略有吸收时:  $IL = \bar{K} - 15 \text{ dB}$ ;

罩内强吸收时:  $IL = \bar{K} - 10 \text{ dB}$ ;

为此,一般均应在罩内衬贴吸声材料或结构。一般固定密封型的插入损失可为 30~40dB (A); 活动密封型的为 15~30dB (A); 局部敞开型的为 10~20dB (A); 带通风散热消声器的隔声罩则约为 15~25dB (A)。

但若设计不妥,如使隔声罩紧靠在噪声源周围,那么,在隔声罩内的驻波谐振和罩壳的谐振频率下,或在机器与隔声罩通过空气介质耦合而发生共振等情况时,隔声罩不仅起不到隔声的作用,甚至会变成噪声源的“放大器”,即插入损失成为负值,使周围的声学环境更为恶化。

### 3 隔声罩的通风散热问题

动力设备在运转过程中产生大量的热量,当隔声罩将设备罩起来后必须及时排热,以免过热升温,在解决这个问题时一般采用 3 种方式:一是自然通风散热,适用于一般小功率产生热量不多的设备。二是利用自身的进、排风系统,在进风管上开孔,让冷空气流经设备,再吸入排风系统的管内,将热量送出去,称之自冷式,适宜于一般中型风机使用。三是强制通风散热,一般设备的散热量按下式计算:

$$Q = \frac{8601 N \frac{1}{a}}{0.24(t_2 - t_1) \frac{1}{r}} \quad (3)$$

式中  $Q$  —— 设备散热所需通风量,  $\text{m}^3/\text{h}$ ;

$N$  —— 设备的功率, kW;

$a$  —— 散热系数,可在 0.01~0.5 选取;

$t_2$  —— 隔声罩内空气温度,

$t_1$  —— 隔声罩外空气温度,

$r$  —— 空气容重,常温下取  $1.2\text{kg}/\text{m}^3$

求出所需换气量  $Q$ ,并考虑风管口的压降约为 4~10mmH<sub>2</sub>O 柱,就可以从风机产品样本中选择所需配用的风机。

(上接第 26 页)

2 通过对在不同冲裁条件下进行冲裁试验测出相应的冲裁力时曲线和冲裁噪声声压级,试验证明在冲裁过程中采用液压缓冲降噪方法可降低冲裁噪声,且冲裁力越大,机身弹性变形能和恢复能越大。液压缓冲效果越明显。

3 缓冲反力起始作用点过早虽也能实现

良好的缓冲效果,减小冲击与振动,但附加力将增大,反之起始作用点过迟,则冲裁时将产生明显的振动与噪声,尤其对薄件更是如此。因此,在实用中,只要不在冲床满负荷下冲裁,可提前加缓冲反力作用,避开敏感区,只不过稍为增大些冲裁缓冲附加力,冲裁厚件时缓冲反力起始作用点为板材断裂 50à ~ 70à 。