

文章编号: 1009-1130(2004)03-0054-04

电站锅炉球磨机的隔声罩设计

肖洪¹, 陈忠², 郭小宁¹

(1. 河海大学 机电工程学院, 江苏 常州 213022; 2. 戚墅堰发电有限公司, 江苏 常州 213011)

摘要: 钢球磨煤机噪声是电站锅炉的主要噪声源之一. 针对某发电厂钢球磨煤机噪声现状, 分析噪声来源及其影响因素, 依据合理有效的隔声原理, 进行隔声罩的设计研究.

关键词: 钢球磨煤机; 噪声治理; 隔声罩

中图分类号: TM62 文献标识码: B

某发电厂地处市区, 周围既有工厂企业也有居民生活区. 钢球磨煤机的噪声是该厂诸多噪声源中强度较高的一种, 其噪声高达 110 dB, 远远超过了国家允许的噪声标准 90 dB, 这不仅严重损害了工人的健康而且干扰了工人的正常工作, 降低了工作效率, 是环境污染的祸源. 中华人民共和国《排污费征收使用管理条例》已于 2003 年 7 月 1 日实施, 因此, 治理磨煤机噪声已成为该发电厂的当务之急.

1 磨煤机噪声源分析

该发电厂锅炉的低速筒形磨煤机具有一个水平放置的回转圆筒体, 磨煤过程主要依靠撞击, 同时还伴有研磨和挤压^[1]. 当筒体转动时原煤与钢球混合, 钢球在离心力和与衬瓦接触时产生的摩擦力的共同作用下, 被衬板带到一定高度, 在本身重力的作用下沿抛物线下落, 煤在下落钢球的撞击下被击碎. 由此可以看出, 磨煤机噪声来自: (a) 筒体转动时钢球与钢球、钢球与筒体、钢球与原煤相互撞击而产生的机械性噪声; (b) 磨煤机齿轮传动和轴承转动产生的机械啮合噪声; (c) 电动机转动产生的电磁噪声和排粉风机产生的排粉噪声. 其中(a)是钢球磨煤机的主要噪声来源.

钢球磨煤机噪声的治理通常是指筒体噪声的治理, 筒体是一个强反射面, 对入射的声波吸收少反射多, 声波在筒体内连续反射, 产生一个混合响声, 其噪声不但强度高, 而且频带很宽(31.5~8 000 Hz), 声压级均超过 95 dB.

2 影响钢球磨煤机筒体噪声的主要因素^[2]

a. 钢球装载的数量. 钢球越多, 钢球相互撞击的机会就越多, 这使钢球对衬瓦冲击力减小, 从而影响磨煤机噪声. 在相同转速下, 噪声随着装球率的增大而增大, 但当装球率达到某一限值, 钢球的提升高度便会降低, 总的机械能减少, 磨煤机的噪声反而会降低.

b. 衬瓦的材料、断面形状与布置形式. 钢球磨煤机的衬瓦主要由高锰钢制成, 因而钢球与其的撞击噪声较大. 钢球磨煤机中使用的衬瓦有波浪形、阶梯形等. 在同一转速下, 衬瓦的断面形状、倾角及材料不同, 钢球被提升的高度就不同, 一般情况下钢球提升的高度越大, 产生的撞击噪声就越大.

c. 筒体的转速. 在不同的转速下, 钢球磨煤机筒体内钢球与煤的提升高度是不同的, 当转速较低时, 筒体内的钢球与煤受到的离心力小, 煤与球依靠其与筒体内壁间的摩擦力沿筒壁上升, 但上升的高度较小; 当转速逐渐增加时, 钢球与煤受到的离心力逐渐增大, 其在筒体内上升的高度随之增加, 钢球下落时的撞击作用力不断加大, 筒体噪声增大; 当筒体转速达到临界转速时, 钢球与煤受到的离心力与其自重平衡时, 钢球与原煤随筒体作同步旋转运动, 磨煤机就失去了磨煤作用, 撞击噪声也就减小了.

收稿日期: 2004-03-03

作者简介: 肖洪(1968-), 女, 四川资中人, 讲师, 热能动力工程专业.

d. 筒内载煤量. 当载煤量较少时, 钢球下落的动能一部分用于磨煤, 另一部分消耗于钢球的空撞磨损, 即钢球与钢球的碰撞、钢球与衬板的直接碰撞, 此部分能量转化为声能, 产生较大的噪声. 随着载煤量的增加, 钢球下落的高度减小, 钢球间煤层加厚, 钢球下落的动能大部分消耗在磨煤上, 从而使噪声降低.

e. 钢球大小的影响. 球磨机筒体内冲击噪声的大小与钢球直径三次方成正比, 减少钢球直径能有效降低冲击噪声. 但钢球直径减小后, 其破碎煤块的能力亦随之减小.

f. 煤种煤质的影响. 电厂锅炉燃烧用煤常用的有无烟煤、烟煤及贫煤等. 无烟煤含碳量高, 挥发成分低, 质硬, 吸收钢球冲击的能量低; 烟煤含碳量低于无烟煤, 质地较松软, 减小钢球冲击的能力比无烟煤强. 当煤块较大时, 研磨无烟煤时的噪声略大于烟煤; 随着研磨过程中煤块体积的减小, 两种噪声逐渐趋于接近.

3 隔声罩法治理磨煤机噪声

目前国内外十分重视钢球磨煤机噪声的治理, 并进行了大量试验研究, 取得了多种治理方法, 收到了很好的效果. 这些方法有从声源入手的(对钢球磨煤机衬瓦与滚筒之间的减振隔声结构进行改进), 也有从声音的传播途径入手的(诸如加装隔声罩、隔声护套、吸声屏、空间吸声体、隔声间等). 隔声罩法治理噪声属于从声音传播途径入手的降噪法. 通过由隔声量较大的隔声元件组成的隔声罩, 将钢球磨煤机封闭, 使隔声罩外的噪声明显下降. 隔声元件主要由罩体、阻尼层、吸声层等组成^[3], 如图 1 所示. 隔声罩隔音量的大小主要取决于其结构及材料的选择. 针对该发电厂的实际情况, 对隔声效果, 方便磨煤机本体检修, 投资金额, 外表美观程度和降噪技术是否成熟这几个主要指标进行综合比较, 认为采用隔声罩法治理磨煤机的噪声是一种比较简单易行的方法. 图 2 为钢球磨煤机加装隔声罩的示意图^[3].

3.1 隔声罩结构设计要点^[2]

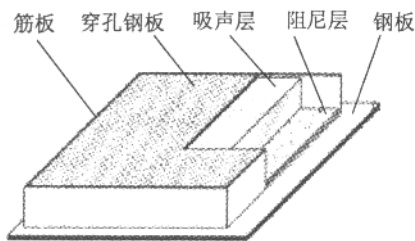


图 1 隔声元件

Fig. 1 Noise isolation component

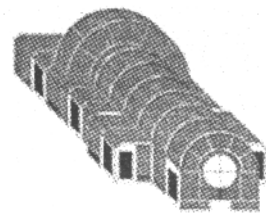


图 2 隔声罩示意图

Fig. 2 Schematic of isolation hood

a. 隔声罩最外层的罩壳壁材必须具有足够的隔声能力, 一般采用 1.5~3 mm 的钢板, 并在板的内壁涂 3~6 mm 的阻尼层, 以抑制与减弱共振和吻合效应的影响.

b. 吸声层或隔声层一般选用透射系数小的重而密实的材料.

c. 在隔声罩最里层安装穿孔板或钢丝网, 以防止吸声材料脱落, 另外穿孔板还可以吸收部分声能.

d. 罩体与声源设备及公共机座之间应尽量采用弹性软连接, 以避免声桥出现.

e. 要求有较好的散热和通风效果, 在必要的通风口处加装消音器.

f. 在罩壁上开设门窗、通风散热孔, 铺设电缆等管线后, 为防止缝隙漏声, 缝隙处应采用软性材料进行密封.

g. 隔声罩的形状要恰当, 避免罩壁平面与机器设备的平面平行, 以防止罩内空气的驻波效应和罩壳的共振.

h. 加罩后, 不能影响生产和妨碍操作, 同时应便于罩内设备的维修.

3.2 隔声罩隔声元件的优化设计

3.2.1 优化数学模型

要使隔声罩在所考虑的频带范围内获得最大的降噪量, 必须使降噪后的总声级 L 取最小值, 所以目标函数^[4]为:

$$L_{\min} = \min \left[10 \lg \left(\sum_i 10^{0.1(l_i - R_i)} \right) \right] \quad (1)$$

式中, l_{pi} 为第 i 个频带的声压级, dB; R_i 为第 i 个频带处的降噪量, dB; 由文献[2]可知:

$$R_i = 18 \lg \rho + 12 \lg f_i - 25 \quad (2)$$

式中: ρ 为隔声部件的面密度, kg/m^2 ; f_i 为声波激发频率, Hz.

3.2.2 优化设计

首先按 GB12349-90 及 GB7441-87 规定, 测出该厂钢球磨机倍频带声压级, 以 A 计权后求出与 125 Hz、250 Hz、500 Hz、1 000 Hz、2 000 Hz、4 000 Hz 等 6 个中心频率对应的噪声值, 分别为 75.9 dB、90.4 dB、99.8 dB、102 dB、101.2 dB、95 dB, 这些值作为优化的参考值, 即式(1)中的 l_{pi} .

在优化设计隔声元件结构时, 需优化的参数有内层吸声材料的面密度 ρ_1 、阻尼层的面密度 ρ_2 、吸声层的厚度 l_1 、阻尼层的厚度 l_2 、穿孔板的厚度 l_3 、穿孔孔径 d_1 、穿孔率 q_1 . 根据文献[3-7]相关资料及实际工程经验, 选取表 1 所示的结构影响因素水平.

表 1 影响因素水平(结构参数选择)

Table 1 Selection of structural parameters

方案	$\rho_1/(\text{kg}\cdot\text{cm}^{-2})$	$\rho_2/(\text{kg}\cdot\text{cm}^{-2})$	l_1/mm	l_2/mm	l_3/mm	d_1/mm	$q_1/\%$
1	50.0	25.0	80	6	0.5	1	0.25
2	30.0	20.0	60	4	0.3	2	0.20
3	20.0	15.0	40	2	0.1	4	0.15

由于因素间的联合搭配对结果有较大的影响, 所以, 根据所要优化的参数和选取的因素水平, 采用 $L_{18}3(9)$ 正交表^[5]进行正交法的优化设计, 具体优化过程, 是在计算机上用 MATLAB 实现的, 优化结果值列于表 2.

表 2 优化结果值

Table 2 Optimization result

优化参数	$\rho_1/(\text{kg}\cdot\text{cm}^{-2})$	$\rho_2/(\text{kg}\cdot\text{cm}^{-2})$	l_1/mm	l_2/mm	l_3/mm	d_1/mm	$q_1/\%$
优化值	30.0	20.0	80	6	0.5	0.2	0.15

当隔声元件结构的各个物理参数为表 2 所示时, 可由计算机模拟出加装此参数的隔声罩前后的噪声声压级频谱图, 图 3 所示. 可以看出, 经过优化后的隔声罩在 250 Hz ~ 4 kHz 的频段范围内的降噪量比较明显.

根据优化结果, 考虑到实际罩体加工焊接方便及材料的特性, 隔声罩以 3 mm 厚钢板作为罩体材料, 内侧涂以厚度约为 6 mm 的阻尼材料(沥青加石棉绒), 并衬贴厚 100 mm 的吸声层(超细玻璃纤维)及穿孔钢板, 其上用玻璃布及金属网护面; 观察孔采用双层厚为 8 mm 的有机玻璃.

3.2.3 隔声罩隔声量理论估算^[8]

a. 单一隔声部件 j 的隔声量, 在工程上常以隔声部件在上述 6 个中心频率处的传声损失的算术平均值 \bar{R}_j 作为其隔声量, 即

$$\bar{R}_j = \frac{1}{6} \sum_{i=1}^6 (18 \lg \rho_j + 12 \lg f_i - 25) \quad (3)$$

而其透射系数 t_j 则可按公式 $t_j = 10^{-0.1\bar{R}_j}$ 计算. 因此, 对于隔声罩主体(厚度为 100 mm, 密度为 $23.55 \text{ kg}/\text{cm}^2$ 的超细玻璃纤维)和观察孔(厚度为 8 mm, 密度为 $19.1 \text{ kg}/\text{cm}^2$ 的有机玻璃), 其隔声量分别按式(3)计算, 可得 $R_I = 33.89 \text{ dB}$ 和 $R_{II} = 26.75 \text{ dB}$, 相应的透射系数分别为 $t_I = 4.08 \times 10^{-4}$ 和 $t_{II} = 2.11 \times 10^{-3}$.

b. 隔声罩的平均透射系数 \bar{t} 及其在自由声场中的隔声量 \bar{R} 分别按下式计算

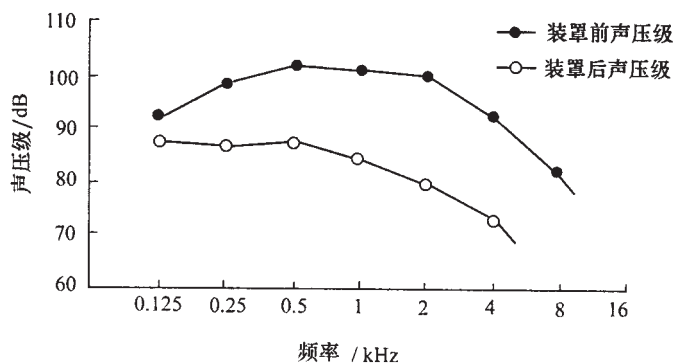


图 3 隔声罩隔声效果

Fig. 3 Effect of noise isolation hood

$$\bar{t} = \left(\sum_{j=1}^2 t_j A_j \right) / \sum_{j=1}^2 A_j, \quad \bar{R} = 10 \lg (\bar{t})^{-1}$$

式中, A_j 为单一隔声部件的表面积, 取隔声罩主体表面积 $A_1=185 \text{ m}^2$, 观察孔表面积 $A_{II} = 0.41 \text{ m}^2$ 及相应的透射系数 t_j , 代入后可得 $\bar{t} = 4.12 \times 10^{-4}$ 及 $\bar{R} = 33.85 \text{ dB}$.

c. 全封闭隔声罩的隔声量可按 $\tilde{R} = \bar{R} + 10 \lg \bar{\alpha}$ 计算, 式中 $\bar{\alpha}$ 为隔声罩主体材料在上述 6 个中心频率处吸声系数的平均值, 当取为 0.71 时, $\tilde{R} = 32.4 \text{ dB}$.

d. 考虑隔声罩缝隙后的隔声量, 可按下式计算:

$$R = \tilde{R} + 10 \lg \left[\left(1 + \frac{A_0}{A_3} \right) / \left(1 + \frac{A_0}{A_3} \times 10^{0.1\tilde{R}} \right) \right]$$

式中, A_0 为隔声罩所有缝隙面积总和, A_3 为隔声罩封闭部分面积总和, 以 $A_0 = 0.06 \text{ m}^2$, $A_3 = A_1 + A_2 = 185.41 \text{ m}^2$ 代入上式得 $R = 30.1 \text{ dB}$.

理论计算结果说明采用合理的隔声罩结构, 可使该厂球磨机的噪声大幅度降低. 通常, 磨煤机安装隔声罩后的运行噪声, 还受到周围其他设备噪声和外界条件的影响, 实际隔声量大约为 20 dB, 符合国家允许的噪声标准 90 dB.

参考文献

- [1] 范从振. 锅炉原理[M]. 北京: 中国电力出版社, 1998.
- [2] 陈荐. 钢球磨机噪声控制技术[M]. 北京: 中国电力出版社, 2002.
- [3] 杜兆丰. 隔声罩在电站锅炉钢球磨机上的应用[J]. 发电设备, 2004(1): 23-26.
- [4] 黄其柏. 工程噪声控制学[M]. 武汉: 华中理工大学出版社, 1999.
- [5] 龚凡, 黄其柏. 双层阻抗复合吸声结构的优化研究[J]. 噪声与振动控制, 2001(1): 36-39.
- [6] 赵松龄. 噪声的降低与隔离(上册)[M]. 上海: 同济大学出版社, 1985.
- [7] 王萍辉, 吕东, 符慧林. 电厂磨煤机组合隔声罩结构研究[J]. 湖南电力, 1999(2): 11-13.
- [8] 徐灏. 机械设计手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1991.

Design of Noise Isolation Hood of Ball Mills for Power Plant Boiler

XIAO Hong¹, CHEN Zhong², GUO Xiao-ning¹

(1.College of Mechanical & Electrical Engineering, Hohai Univ., Changzhou 213022, China;
2.Qisuyan Electric Power Co. Ltd., Changzhou 213011, China)

Abstract: The noise produced by ball mills is one of the main noise sources of boilers in power plants. A noise isolation hood is suitable for noise control. According to the principle of sound isolation, the paper mainly analyzes the source of noise and its affecting, presents the structure design and calculation of noise isolation hoods.

Key words: ball mills; noise control; noise isolation hood