

文章编号:1006-1355(2002)04-0046-03

中央空调噪声治理

蒋芝楠¹, 卜冬青¹, 蒋文生¹, 李建华²

(1. 姜堰市环境监测站, 姜堰 225500; 2. 姜堰市减震降噪研究所, 姜堰 225500)

摘要:本文以中央空调为典型事例,通过对主噪声源的产生机理及测试分析,在量化描述后采取相应的治理措施,其环境噪声达到国家标准。

关键词:中央空调;噪声治理

中图分类号: TB535 **文献标识码:** A

The Noise Control of Center Air Conditioning

JIANG Zhi¹, BO Dongqing¹, JIANG Wen¹, LI Jianhua²

(1. Jiangyan Environmental Monitoring Station, Jiangyan 225500, China;

2. Jiangyan Institute of shock damping and noise reducing, Jiangyan 225500, China)

Abstract: The goal of this paper is to analyze the main noise sources and their frequency character of the central air conditioning. Measures of controlling them are suggested after quantification description, and the circumstances noises can be delined to national standards.

Key words: central air conditioning; noise control.

前言

泰州市国泰宾馆安装使用的二组 CDB Hz - 400J 横流式玻璃钢冷却塔,在其运行中产生的设备噪声为 75dB(A),距离冷却塔约 15m 处居民住宅的环境噪声达 61dB(A)。按照泰州市规划的环境噪声区域标准,该宾馆处于一类区域即昼间为 55dB(A),夜间为 45dB(A)。噪声的超标,严重地影响周围居住群众的休息环境,因此必须对冷却塔噪声进行治理。

1 噪声概况

(1) 冷却塔噪声的组成

冷却塔噪声包括轴流风机噪声、淋水噪声及壳体振动噪声。

(2) 噪声源分析

横流式冷却塔是机械通风冷却塔,风机运转时产生的噪声主要是空气动力性噪声,它包括旋转噪声和湍流噪声,旋转噪声是由于风机的叶轮旋转时与空气质点相互作用引起空气脉动而产生的。噪声的强度与风机的叶片数、叶片形状、尺寸、风机叶轮的转速、风机内风速及流量、静压等因素有关,噪声

频率呈窄带的低、中频性,涡流噪声则是由于气体在风机叶轮的界面上分裂时,气体的粘性形成一系列涡流产生的,涡流噪声的频率取决于风机叶片的形状、叶片和气体的相对速度。风机的噪声还包括减速机噪声和电动机噪声。对现使用的超低噪声冷却塔来说,风机的机械噪声和空气动力噪声同时不容忽视。

风机所产生的空气动力性噪声,其总声功率

$$L_w = 104 - k - 10 \lg(kW) \quad (\text{dB})$$

式中 $k = 20 \sim 25$

kW —电机功率(kW)

该冷却塔风机功率为 $4kW$,则式中

$$L_w = 73 \sim 78 \text{dB(A)}$$

(3) 噪声频谱分析

我们使用 ND2 声级计,在国泰宾馆冷却塔风机运转时进行实际测量,其噪声分布见表 1。

表 1

频率 Hz	31.5	63	125	250	500	1000
噪声值 dB(A)	83	80	75	73	71	69

通过表中数据的反映,可以看出该冷却塔的噪声值与理论计算相似,且呈低频特性,这类噪声传播距离远、越过屏障能力强,对环境、对人的干扰很大。

收稿日期:2001212229

作者简介:蒋芝楠(1940-),男,江苏海安人,高级工程师,主要从事环境监测和环境噪声研究等工作。

2 噪声治理措施

针对冷却塔的安装位置和呈低频性噪声的特点,确定采用吸声、隔声和强通风消声冷却综合治理措施。运用的治理方案线路方框图(1)。

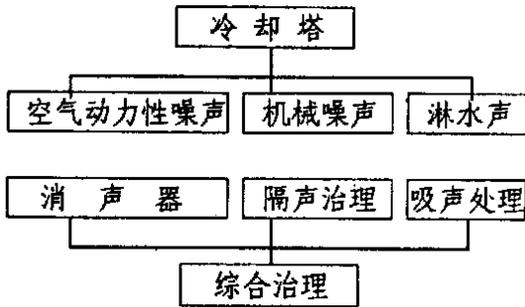


图 1

2.1 消声治理

根据冷却塔需要的隔声量和通风量,在冷却塔的顶部设计安装宽频带阻性消声器,以保证有足够的通风量。

在冷却塔南侧围墙设计安装通风消声器,北侧设计安装通风吸声屏,以保证有足够的通风量。

消声器的设计与消声量和长度、大小有关,由经验公式:

$$L = 1.1 (a_0) \frac{P}{S} L \quad (1)$$

式中: L ——消声量

a_0 ——吸声材料的正入射吸声系数

(a_0) ——与 a_0 有关的消声系数

P ——消声器通道横截面周长

S ——消声器通道横截面积

L ——消声器有效长度

这样,设计制造出的消声器,既能保证达到足够的进风和出风要求,又能保证消声器的应具有的消声量。

2.2 隔声治理

根据现场实际测量,由冷却塔设备噪声引起的对居民环境干扰的噪声,超过标准要求 16dB(A),为此,设计确定的隔声结构的总隔声量为 20dB(A) 以上,我们确定在冷却塔的东、南、西三面用砖混结构砌 4.5m 的围墙,顶面采用钢质结构的波纹瓦封面,内部采用中间充填吸声材料的吸声板,具体见图(2)。

由于对冷却塔的总隔声量要求 20dB(A) 以上,根据隔声量的经验公式:

$$R_L = R_{\text{固}} + 10 \lg a \quad (2)$$

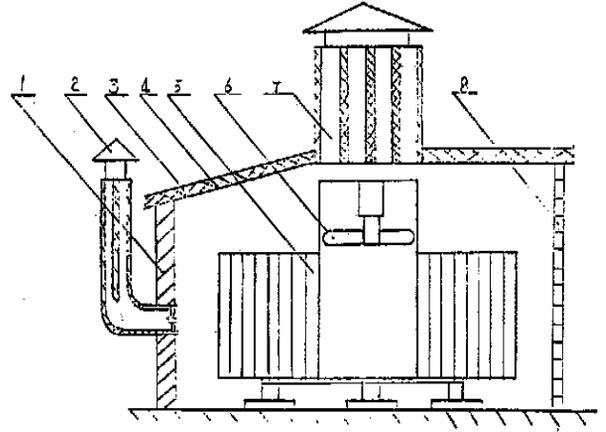


图 2 冷却塔噪声治理示意图

混结构隔声墙 2.通风消声器 3.钢结构波纹瓦 4.吸声板
5.冷却塔 6.轴流风机 7.进风消声器 8.通风吸声屏障
式中 $R_{\text{固}}$ ——砖墙隔声量 $R_{\text{固}1}$ 和顶盖钢结构波纹瓦隔声量 $R_{\text{固}2}$ 之和。

a ——整个隔声间的平均吸声系数

$$R = 18 \lg m + 18 \lg f - 44 \quad (3)$$

式中 m ——为墙体、顶盖面密度

m_1 ——480kg/m² (240mm 砖墙面密度)

m_2 ——40.1kg/m² (钢波纹瓦面密度)

f ——冷却塔风机主要噪声频率 125Hz

$$R_{\text{固}1} = 43 \text{dB(A)} \quad R_{\text{固}2} = 22.5 \text{dB(A)}$$

隔声间的透声系数为 $= 10^{-R/10}$

$$1 = 10^{-4} \quad 2 = 10^{-3}$$

隔声间的总平均透声系数为

$$\text{总} = \frac{\sum_{i=1}^R a_i S_i}{\sum_{i=1}^R S_i} = 9.38 \times 10^{-4}$$

式中: S_i ——隔声间 i 的隔声构件表面积

$$R_{\text{固}} = 10 \lg 1 / \text{总} = 30.2 \text{dB(A)}$$

整个隔声间平均吸声系数分别以 63Hz 和 125Hz 为计算频率

$$a = \frac{\sum_{i=1}^R a_i S_i}{\sum_{i=1}^R S_i}$$

$$a_{63} = 0.37 \quad a_{125} = 0.24$$

并以 $R_{\text{固}} = 30.2 \text{dB(A)}$ 代入(2)

$$R_{L(63)} = 25.88 \text{dB(A)}$$

$$R_{L(125)} = 24 \text{dB(A)}$$

这样可以从理论上看出制作出的隔声、吸声间可以达到预期要求。

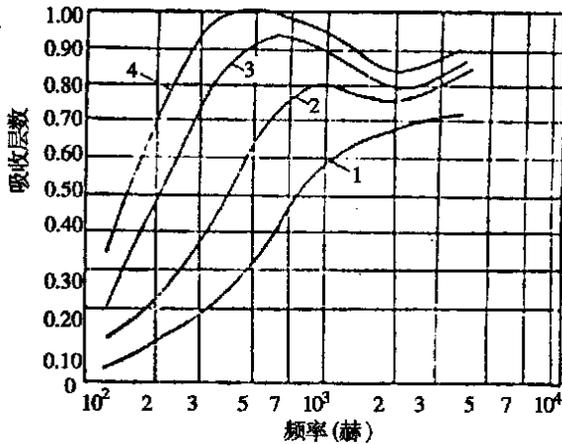


图3 多孔材料的厚度与吸声性能的关系
(与刚性壁密度)

1 - 厚 13 毫米; 2 - 厚 25 毫米;
3 - 厚 50 毫米; 4 - 厚 75 毫米

3 吸声治理

考虑到冷却塔风机的频谱特性和淋水声产生噪声,在设计冷却塔隔声的同时,内部采用吸声系数较

高的吸声材料,制成穿孔板共振吸声结构进行吸声,多孔材料厚度与吸声性能关系见图(3),其特点就是能较大的吸收低频噪声,吸声系数见表2。

表2 共振吸声结构吸声系数

材料	厚度 mm	容重 kg/m ³	频率 (Hz)					
			125	250	500	1000	2000	4000
穿孔板	5	3.4	0.34	0.4	0.29	0.27	0.17	0.18
玻璃棉	50	30						

4 治理效果

CDB Hz2400J 横流式玻璃钢冷却塔设备的噪声源经以上测量分析和针对性采用隔声、吸声、消声等措施后,既解决冷却塔设备噪声、淋水声对环境的污染,又解决冷却塔所需的通风量要求,将冷却塔的噪声引起的环境噪声控制在规定的噪声标准范围内,即昼间 55dB(A),夜间 45dB(A)。

第三届国际结构动力学会议在葡萄牙举行

第三届国际结构动力学—建模、实验、分析、相关和验证会议(International Conference on Structural Dynamics Modeling Test, Analysis, Correlation and Validation)于2001年6月325日在葡萄牙的马得拉岛举行。会议的主要目的是结构动力学的建模。前两届会议分别在英国的Milton Keynes和Windmere举行。本次会议与会者200余人,宣读论文70余篇。

会议的主要内容是:

- (1) 构动力学的理论建模;主要包括有限元建模
- (2) 模型的实验验证,理论模型和实验数据之间的相关分析
- (3) 模型的动力修正和其他有关改进模型的方法研究

英国帝国大学的著名教授D. Ewins在大会开幕式作了发言,回顾了国际结构动力学会议的发展历程,指出理论建模和实验验证相结合是解决结构动力学理论和工程问题必由之路。

美国Los Alamos国家实验室的S. P. Girrens主任(同时是美国能源部工业应用委员会成员)作了题目为结构动力学的ASCI(Accelerated Strategic Computing Initiative)计算的专题报告。该项目由美国能源部支持,用计算机模拟方法研究核反应堆(包括潜艇用核反应堆)的可靠性。其中介绍了他们采用并行计算方法组织许多专家用三天时间完成了用一台同样的电脑需要17年才能够完成的复杂结构动力学计算任务。

美国Los Alamos国家实验室的专家S. W. Doebbling博士(他同时在美国Sandia国家实验室,波音公司兼职,作了“Structural Dynamic Validation: Pushing the envelope”,结构动力学验证:突破点,为题目的专题报告,详细回顾了模型修正技术的最新成果,以及由计算机最新发展给模型修正技术可能带来的突破点。实际上,在抗冲击分析中,最困扰人的问题是预报精度,预报的可靠性。要提高预报精度和预报的可靠性,必须采用模型修正技术修正模型。

英国Swansa大学的J. E. Mottehead和M. I. Friswell二位教授一起作了题目为“结构连接件的模型修正”的专题报告。实际上,结构连接件的建模误差是系统建模误差的主要来源之一。隔振器通过连接件(譬如,螺丝螺母)分别连接到基座和设备,受到强冲击产生大变形时,受力较大,应该考虑连接件的刚度。

会议分别以“建模”、“损伤探测”、“连接件建模”、“分析和测试”、“分析方法”、“阻尼建模”、“建筑结构测试”为主题进行论文宣读和讨论。其中,“Identification of engine attachment/airframe system model based on impedance test results”(利用阻抗测试结果识别发动机系统模型)一文在舰艇设备抗冲击建模方面有可借鉴之处。“Multiple boundary conditions for analysis and validation of the FE models of critical structural aero engine components”(飞机引擎的多边界条件建模和验证)、“Feature extraction of nonlinear model updating”(非线性模型修正的特征提取)、“Model size reduction for the CRE model updating method applied to mirror structure”(模型修正中的模型缩减等报告),对线性和非线性抗冲击分析都有帮助。

比利时著名的LMS公司专家作了“Texting the age of virtual prototyping,虚拟模型的寿命测试”的专题报告,详细介绍了疲劳计算方法。随后分成四个分会场,分别以“分析方法建模”、“分析与测试”、“相关分析和模型修正”、“损伤探测”,为主题进行论文宣读和讨论。

(上海交通大学华宏星供稿)