

中央空调系统的 隔振降噪理论及其应用

周 勃 陈长征 著
费朝阳 勾 轶



科学出版社

013031835

TB657.2

43

中央空调系统的隔振 降噪理论及其应用

周 勃 陈长征 著
费朝阳 勾 轶



科学出版社

北 京

TB657.2
43



北航

C1636456

内 容 简 介

本书重点阐述现代隔振的新理论、新方法和新技术。书中详细介绍了各类空调机组、管道、循环水泵、冷却塔的隔振降噪技术特点;通过分析隔振系统结构参数发生变化时的输入、输出速度及传递荷载的分布规律,可实现对隔振结构的模拟、优化和评价;通过实测振动数据对楼板结构振动产生的振声声场进行模拟,得到大空间空调机房耦合声场的频谱特性,为隔振降噪方法提供了必要的理论依据。

本书可供土木工程、环境工程和机械工程等领域的科技人员阅读,也可供高等院校相关专业的师生参考。

图书在版编目(CIP)数据

中央空调系统的隔振降噪理论及其应用/周勃等著. —北京:科学出版社, 2012

ISBN 978-7-03-036169-1

I. ①中… II. ①周… III. ①集中空气调节系统-隔振②集中空气调节系统-噪声控制 IV. ①TB657.2

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2012)第 296913 号

责任编辑:童安齐 / 责任校对:耿 耘

责任印制:吕春珉 / 封面设计:耕者设计工作室

科 学 出 版 社 出 版

北京东黄城根北街16号

邮政编码:100717

<http://www.sciencep.com>

双 青 印 刷 厂 印 刷

科学出版社发行 各地新华书店经销

*

2012年12月第 一 版 开本:B5(720×1000)

2012年12月第一次印刷 印张:15 1/2

字数:302 000

定价:60.00 元

(如有印装质量问题,我社负责调换〈双青〉)

销售部电话 010-62136131 编辑部电话 010-62137026(BA08)

版权所有,侵权必究

举报电话:010-64030229; 010-64034315; 13501151303

前 言

随着我国现代化工业的快速发展以及人们生活水平的日益提高,大型中央空调系统已经越来越普遍地应用在民用建筑、商业建筑和工业厂房中,各类空调机组及其附属设备已广泛地应用于社会的各个领域,包括冶金、制药、化工、建筑、动力、航空、电子等行业,但同时空调机组及其附属设备所产生的振动噪声问题也越来越受到人们的关注,甚至严重影响了人们的身心健康。因此,在保证中央空调系统连续、可靠、安全、高效运转的前提下,如何控制中央空调系统各类设备的振动噪声,为人们提供安静、舒适的环境已成为亟待解决的问题。

全书共分6章,第1章概括介绍国内外振动噪声控制技术的发展概况及前沿技术;第2章叙述隔振的基础理论,以薄板结构上大型中央空调系统隔振模型为研究对象,运用导纳法、四端参数法分析双层隔振系统、双激励双输出二级隔振系统的功率流;第3章介绍声波及其传播过程的主要性质,描述室内声场分布特点和空间内振声耦合分析方法,简要介绍噪声控制的主要途径;第4章主要阐述空调机组及附属设备的功率流分析,并列举热泵机组、管道、水泵等设备的隔振实例;第5章介绍隔声罩设计、声屏障设计等常用中央空调设备的噪声控制方法和计算,并列举螺杆机组、风管系统、冷却塔和空调机房的降噪案例;第6章以某一别墅小区的空调机房为例,模拟振声耦合声场,并基于盲分离理论分析机房内的振动源和噪声源特性,最后提出振声综合控制措施并加以评价。

目前,国内还未有针对中央空调系统隔振降噪方面的专著,与国内外已出版的同类书籍比较,书中总结了作者近10年的研究成果,凝聚了作者们多年工程实践经验,学术思想新颖,结构体系完整,实际工程案例的图片较多,应用性广泛,实用价值较高。本书适用于大型商业建筑、民用住宅项目的管理人员、工矿企业的设备管理人员和环保行业的技术人员参考,也可作为全国工科院校的土木工程、机械工程、力学、动力工程与工程热物理、环境工程等专业的研究生和本科生的教学参考书。

本书第1、2章由陈长征执笔,第3、4、6章由周勃执笔,第5章由费朝阳、勾轶执笔。本书的部分内容参考了相关的著作和论文,在此谨向相关作者致以谢意。

在此还要感谢提供实际案例的辽宁省振动噪声控制工程研究中心和沈阳诺艾

斯科技有限公司,以及中石油吉林石化公司、东北制药总厂、中国联通辽宁省分公司、本溪钢铁公司等众多大型国企的鼎力支持。

由于作者水平有限,书中不足之处企盼广大读者批评指正。

作 者

2012 年 9 月

于沈阳

目 录

前言

第 1 章 振动噪声控制技术概论	1
1.1 现代设备的振动控制技术	1
1.2 噪声及其危害	3
1.3 现代设备的噪声控制技术进展	4
1.4 中央空调系统的振动噪声控制技术	6
参考文献	8
第 2 章 隔振基本理论	10
2.1 振动理论基础	10
2.1.1 单自由度系统的无阻尼自由振动	10
2.1.2 单自由度系统有阻尼的自由振动	12
2.1.3 单自由度系统有阻尼的强迫振动	17
2.1.4 单自由度系统对任意激振力的响应	25
2.1.5 二自由度系统的自由振动	27
2.1.6 两个自由度系统的强迫振动	34
2.2 隔振系统	44
2.2.1 基础的隔振原理	44
2.2.2 隔振系统的分类	49
2.2.3 隔振设计参数和步骤	52
2.3 振动传递路径的功率流分析方法	53
2.3.1 功率流简介	53
2.3.2 导纳原理	55
2.3.3 四端参数法	57
2.3.4 双层隔振系统功率流	59
参考文献	60
第 3 章 降噪基本理论	62
3.1 声波的描述	62
3.1.1 声波的基本概念	62
3.1.2 声压级和等响曲线	63

3.1.3	点声源的辐射	65
3.1.4	理想媒介中的声波基本方程	66
3.2	室内声场的特点	67
3.2.1	声波的反射、折射和透射	67
3.2.2	声波的叠加原理和驻波	69
3.2.3	声波的相干性	70
3.2.4	室内混响	72
3.3	振声耦合波动方程	73
3.3.1	薄板的振动	73
3.3.2	矩形空间三维声场波动方程	74
3.3.3	振声耦合分析	75
3.4	噪声的相关概念	76
3.4.1	噪声的定义	76
3.4.2	噪声的测量	76
3.4.3	噪声的分类	77
3.4.4	噪声的相关标准	77
3.5	噪声的控制途径	79
3.5.1	吸声	79
3.5.2	隔声	80
3.5.3	消声	82
	参考文献	86
第4章	空调机组及附属设备的隔振技术	88
4.1	水源热泵机组的隔振	88
4.1.1	水源热泵机组的隔振模型	88
4.1.2	水源热泵机组的功率流分析	91
4.1.3	水源热泵机组隔振实例	98
4.2	管道的隔振	105
4.2.1	管道隔振功率流分析	105
4.2.2	管道隔振系统设计计算实例	105
4.2.3	管道避振实例	110
4.3	水泵的隔振	115
4.3.1	水泵的隔振模型	115
4.3.2	水泵的功率流分析	117
4.3.3	水泵的隔振实例	122
4.4	风冷热泵机组的隔振	127

4.4.1 现场测试	127
4.4.2 风冷热泵隔振器设计计算	129
4.5 隔振评价方法与标准	133
4.5.1 隔振评价方法	133
4.5.2 隔振评价标准	133
4.5.3 水泵隔振系统的评价实例	134
参考文献	138
第5章 中央空调系统的降噪技术	139
5.1 隔声罩设计与宽频带复合吸声结构的优化	139
5.1.1 噪声分析	139
5.1.2 复合吸声结构理论计算	140
5.1.3 测试结果	142
5.1.4 复合吸声结构的优化	143
5.2 声屏障设计	145
5.2.1 声屏障长度计算	146
5.2.2 冷却塔声屏障设计实例	147
5.2.3 风冷热泵机组声屏障	149
5.2.4 其他声屏障类型	151
5.3 水源热泵机组噪声控制实例	153
5.3.1 水源热泵噪声特性分析	153
5.3.2 建筑环境声学分析	155
5.3.3 机房的降噪措施	155
5.4 开启式螺杆压缩机组的噪声治理	159
5.4.1 噪声测试	159
5.4.2 隔振降噪措施	160
5.5 送风系统的降噪实例	162
5.5.1 原始数据测量	162
5.5.2 送风系统噪声特性分析	163
5.5.3 噪声治理方案	164
5.6 空调室外机的降噪实例	169
5.6.1 现场噪声分析	169
5.6.2 降噪措施	170
5.7 冷却塔降噪实例	171
5.7.1 原始数据测量	172
5.7.2 冷却塔噪声特性分析	175

5.7.3 冷却塔的降噪方案	175
5.8 大空间厂房的室内混响处理	178
5.8.1 噪声数据测试	179
5.8.2 噪声数据分析	179
5.8.3 噪声治理方案	179
参考文献	181
第6章 中央空调系统的振声综合控制技术	183
6.1 空调机房的振声耦合场模拟	183
6.2 盲源信号分离的基本理论	189
6.2.1 随机信号的统计独立性	191
6.2.2 分离准则	193
6.2.3 基于二阶统计量的盲分离	195
6.2.4 基于卷积混合的盲解卷	196
6.2.5 非线性混合的盲分离	199
6.3 噪声测试和振动噪声特性分析	204
6.3.1 噪声数据的测量	204
6.3.2 噪声源和振动源的特性分析	206
6.3.3 冷却塔声信号的非线性盲分离	209
6.4 大空间空调机房的振声综合控制技术	212
6.4.1 空调机房的声源分离	212
6.4.2 热泵机组的振动源分离	216
6.4.3 热泵机组的隔振功率流分析	222
6.4.4 空调机房的振声耦合模拟与仿真	228
参考文献	233
附录A 二级隔振系统 Matlab 计算程序	235
附录B 热泵机组隔振系统 Matlab 计算程序	237
附录C 水泵机组隔振系统 Matlab 计算程序	239

第 1 章 振动噪声控制技术概论

1.1 现代设备的振动控制技术

振动控制技术可分为消振、隔振、吸振、阻尼隔振,它们都可看成是在原有系统中附加或插入各种辅助系统达到减小其动态响应的目的。这其中隔振是目前被广泛使用且行之有效的振动控制措施,而隔振技术在工程界的广泛应用也为噪声控制技术的发展提供了新的研究手段。隔振是一项应用性和理论性很强的振动控制技术,随着工业化社会的不断发展,动力机械的应用和机械设备振动危害之间的矛盾日益凸显,也促进了许多学者从事相关隔振减振技术的理论和实验研究。从 20 世纪初,隔振理论得到了初步发展,很多经典隔振装置得到广泛的应用,到 20 世纪中期,隔振理论已经成为机械振动理论的重要组成部分。

理想单层隔振系统假定被隔振对象是理想质量块,隔振器是无质量的弹簧和黏性阻尼器,基础是无限大刚体,隔振效果的评价指标为传递率。一般认为只要频率比 $\omega/\omega_n > \sqrt{2}$ 就有隔振效果,且频率越高,隔振效果越好;理论衰减量在 40~50dB。实际结果表明,高频域传递率很难超过 20dB 的衰减量,且激振频率越高理论值与实际相差越大,究其原因就是单层隔振理论模型不符合高频振动的实际情况,这是由于隔振器的分布质量特性在高频区域会引起驻波效应使传递率曲线向上翘,机器设备和基础不是理想刚体,而是柔性系统,且相互之间存在动力耦合效应,在高频振动下使传递率曲线产生许多谐振峰值,严重影响隔振效果^[1]。

单层隔振理论在高频区域的缺陷推动了双层隔振理论的研究发展^[2],双层隔振系统与单层隔振系统的主要区别在于采用了两层隔振器,并在两层隔振器之间插入一个中间质量块。系统运动时,中间质量块的惯性力能平衡掉一部分由上层隔振器传来的力,从而使被隔振设备与基座之间的力传递率减小。虽然双层隔振系统对高频隔振十分有效,但插入中间质量块会使隔振系统增加一个共振峰,理论计算表明,中间质量块的质量要达到 0.7~1 倍的被隔振体的质量才能使传递率曲线的两个共振峰值很接近。为使双层隔振系统一二阶共振峰值更加紧凑,宋孔杰等学者^[3,4]对中间小质量块对复杂系统隔振效果的影响及优化设计进行了深入的研究,还有沈密群、熊冶平等学者^[5,6]研究了双层隔振系统的动力学分析方法,特别是在研究复杂系统的解耦分析和计算方面成果显著。

双层隔振系统在低频阶段并不比单层隔振系统优越,相反的,由于双层隔振系

统在低频区段有两个自振频率,其隔振效果还低于单层隔振系统的隔振效果。但在高于系统第二阶固有频率的区段,其传递率的下降速度比单层隔振系统的要快得多,所以在高频区段,双层隔振系统的隔振效果比单层隔振系统的隔振效果要优越得多。大量实验研究指出,单层隔振系统仅对低频区域隔振有效,但对于 100Hz 以上的高频振动隔振效果并不理想,而极大部分的结构振动噪声都属于高频范围,且基础为柔性,所以再用建立在刚性基础的假设之上的传递率评价指标来评价隔振降噪效果更不合适。常用的隔振评价指标振级落差与机组的阻抗特性无关,只取决于隔振器和基础的阻抗特性。由于振级落差是直接在隔振器上测量的,受基础支撑面局部振动的影响极大。俄罗斯专家曾对 100 多艘船舶进行了实测,发现不管采用何种隔振器,有 70% 的情况在 250Hz 附近振级落差要下降,有 20% 是在 500Hz 附近要下降,有 10% 则在 125Hz 附近要下降^[7]。在这 3 个中心频率处,隔振效果之所以明显下降,完全是由于船舶基础面板局部共振所致。因此,振级落差这个指标并不能确切地反映隔振装置的真实隔振效果,它只能作为一种近似的评价指标。

随着人们生活水平的不断提高,城市人口密度的加大,很多原来应安装在独立机房内远离生活区的供热制冷等大型设备被安装在了离生活区很近的地方,而由这些设备运行时产生的振动所带来的振动控制和结构噪声控制问题也越来越受到重视^[8]。由于这些设备可能会被安装在建筑的设备层或屋顶机房等位置,根据振源和其所安装的基础的特性,如何选择最佳的隔振设计,使输入结构的能量最小,从而使结构产生的结构振动和结构噪声最小,这是柔性隔振系统功率流理论研究的第一目标。

国内在 20 世纪 80 年代初对柔性隔振理论开始研究,并通过工程实践进行了隔振系统最优控制的研究。宋孔杰教授应用机械阻抗法,根据两自由度的隔振理论把基础简化为两端弹簧支撑的刚性杆,研究了设备阻抗和支撑结构对隔振效果的影响,并应用摄动理论研究基础弹性对柔性隔振系统固有频率的影响,同时将该理论成功运用到大功率柴油机隔振试验台的优化设计中^[3]。张克国等分析了小质量块对功率流的影响,并推导出应用于柔性耦合系统的子系统耦合递推方法^[9]。20 世纪 80 年代以后,功率流振动隔振理论分析方法的提出,使柔性隔振理论有了质的飞跃。Petersson 和 Plunt 等学者提出了多点耦合系统的有效导纳的概念,使得在实际工程中更加方便地应用复杂得多支撑柔性隔振系统^[10]。Dejong 等研究了采用自由和固定点导纳描述基础耦合时的动态特性^[11]。Sciulli 等对简支梁基础上的单自由度主动隔振设计问题进行了探讨,比较了不同类型主动控制策略的隔振效果^[12]。在国内,霍睿等利用传递到基础上的功率流作为隔振评价指标,对一维隔振系统的 PID 控制策略进行了评估^[13]。英国 Suothampton 大学声振研究所的学者认为,振动功率流是评价刚-柔耦合隔振系统隔振降噪性能的重要参量^[14]。Pan 和 Gardonio 对简谐扰动下的功率流传递的前反馈控制问题进行了理论研究,并将

传递到基础的功率流表达为 Hermitian 二次型的形式,从而得到相应的“最优”控制率,但需要指出的是他们对该问题的研究均是以系统的导纳矩阵模型展开的,且仅限于幅值和相位是可以提前预测的简谐扰动情况^[15]。

1.2 噪声及其危害

空气污染、水污染、噪声污染和固体废弃物堪称世界上四种主要污染。随着现代工业、交通运输和建筑业的不断发展,上述污染已影响到城乡全体居民,每一个人都直接或间接的感受到它们的干扰,其中噪声污染尤为突出。据国内外调查,噪声不仅可以致人耳聋,而且还可能引起心血管和神经系统等疾病,在高噪声环境中,使人耳聋的发病率高达 50%~60%,最高可达 90%。此外,噪声还会分散人们的注意力,成为意外事故的隐患。

噪声是生活中和工作中使人不舒适、厌烦以至难以忍受的声音,它通常是各种不同频率和不同强度的声音无规律的组合。生产环境中产生的生产性噪声又称工业噪声。工业噪声由于产生的动力和方式不同,可分为:①机械性噪声,是由机械的撞击、摩擦和转动而产生的,如振动筛、球磨机、电机、锻锤等产生的噪声;②空气动力性噪声,是由气体压力发生突变引起气流的扰动而产生的,如鼓风机、汽笛、喷射器等产生的噪声。工业噪声又可分为连续噪声和间断噪声;稳态噪声和脉冲噪声。工业噪声由于发生源的性质、分布和数量及防护措施有无和防护效果等因素的不同,在各种作业环境中其强度和频谱特性有很大差异。

长期接触噪声会对人体产生危害,其危害程度主要取决于噪声强度(声压)的大小、频率的高低和接触时间的长短。一般认为强度越大、频率越高、接触时间越长则危害越大。此外,危害程度与噪声的特性(稳态噪声或脉冲噪声)、接触的方式(连续接触或间断接触)和个体敏感性有关,如脉冲噪声比稳态噪声、连续接触噪声比间断接触噪声危害要大。

噪声对人体的影响是多方面的,如 50dB(A)以上开始影响睡眠和休息,特别是老年人和患病者对噪声更敏感;70dB(A)以上干扰交谈,妨碍听清信号,造成心烦意乱、注意力不集中,影响工作效率,甚至发生意外事故;长期接触 90dB(A)以上的噪声,会造成听力损失和职业性耳聋,甚至影响其他系统的正常生理功能。听力损失在初期为高频段听力下降,语音频段无影响,尚不妨碍日常会话和交谈;如连续接触高噪声,病情将进一步发展,语言频段的听力开始下降,达到一定程度听力就会受损,且当出现了耳聋的现象时,就已发生不可逆转的病理变化。

综上所述,噪声危害的特点是:

(1) 噪声强度越大对人的危害越大,出现损伤也越早,如 90dB 以下的噪声,一般不对听觉系统产生永久性损伤;接触 90dB 以上的噪声,听力损伤和噪声性耳聋

的发生率随声级增加而逐渐升高。

(2) 接触噪声时间越长对人体危害越大。大量调查表明,无论是听觉系统还是非听觉系统的变化,均与噪声作业的工龄有密切关系。连续接触噪声比间断接触噪声对人体的影响大,间隔一定时间短暂脱离噪声接触有利于听觉疲劳的恢复和减轻危害程度。

(3) 身体的健康状况和个体敏感性的差异对噪声的反应也不相同,如患有耳病或心血管系统疾病及神经系统异常者,接触噪声容易加重病情。

噪声对人类的危害日益严重,已经到了迫切需要治理的地步,因此在各行各业中开展噪声控制工作是十分重要和紧迫的。

1.3 现代设备的噪声控制技术进展

机械噪声可从声源、路径和受者三个环节控制。通过对三个环节的分析,采取相应的措施以减小声源对人们的危害称为噪声控制。噪声控制技术可从三方面因素考虑,即噪声源、传播途径和接收者。噪声控制既要在这三方面进行分别研究,又要将它作为一个系统综合考虑。控制噪声的基本原理就是在噪声到达耳膜之前,采用阻尼、隔声、吸声、个人防护和建筑布局等措施,尽力降低声源的振动,或者将传播中的声能吸收掉,或者设置障碍,使声音全部或部分反射出去。因此,对于机械噪声的控制,最根本的方法就是对噪声源本身的控制,包括控制机械的振动和振动传播,前者涉及机械系统的设计问题,后者则是隔振措施的设计问题。但从声源上根治噪声是比较困难的,而且受到各种条件和环境的限制,例如改造机械设备结构,改进操作方法,提高零部件的加工精度、装配质量等,这些方法都会影响生产进度和机器的结构。因此,利用噪声源治理噪声,其效果并不理想,应在噪声传播的途径上采取适当的措施,即利用声学计算,包括吸声、隔声、消声、隔振等手段来隔断噪声源的传播途径^[16]。

19 世纪末,Rayleigh 提出不可压缩无限大板的隔声理论,并导出了薄板传声损失计算的著名的“质量定律(Mass Law)”。1942 年,Gremer 在无限大板传声损失研究中引用了弹性力学理论,发现了斜入射声波投影波长与板的弯曲波波长符合时的吻合效应,使原先质量定律不能描述的出现在实际构件传声损失曲线上的低谷现象得到解释。随后,London 提出了混响声场中单层墙体和双层墙体的隔声计算理论。对传声损失(TL)的研究,先后出现过 4 种主要方法,即波传递法、模态分析法、统计能量法和数值法^[17]。波传递法,亦称无限大板理论,是求解隔声构件传声损失的经典方法。导出的主要规律是“质量定律”和“吻合效应”。模态分析法的基本思想是利用构件的振动模态信息(特征频率、特征向量、模态刚度和模态质量)及辐射特性,求得在已知一侧混响声场激励条件下隔声构件的振动响应及另一

侧的辐射声场,进而计算出传声损失。该方法的局限性在于“混响声场”的假设值对中高频域有效,而对于求取中高频域结构振动模态信息和非匀质板或边界条件复杂的板的计算并非易事^[17]。统计能量分析(SEA)基于统计平均概念,以能量作为独立变量,将机械振动与声场统一考虑,把一个复杂的振动—声学耦合系统的能量传递转化为求解线性方程组,但这种方法只适合于高频域计算。数值分析方法(有限元法及边界元法)已成功地应用于流-固耦合振动问题的求解,理论上对构件传声损失问题也是适用的,尽管有关这方面的文献不多。用数值分析方法求传声损失问题,最突出的优点是不受构件几何形状和材料性质的限制,并且还可以求解非线性问题。

1938年,美国人努特森撰写了世界上第一本有关通风系统噪声控制方面的专著,从此开始了对于通风空调设备的噪声控制研究。从20世纪50年代以来,我国对大型厅堂空调系统噪声控制研究已有显著进展,但对室外环境以及机房的振动和噪声的控制研究尚停留在初级阶段^[18]。空调系统噪声源包括空调箱的风机噪声、送回风管道的气流噪声、制冷机组振动噪声、冷却塔噪声等。空调噪声的传播方式包括空气传声与固体传声,主要的降噪措施包括消声、隔声、隔振等方式,对于这些设备的空气传声机理的研究以及噪声治理已经有了很多的实际应用^[19,20]。对于设备构件辐射声能的研究,以往只能通过求解整个系统给出解答,这种方法能够更系统、更直观的研究结构及其周围环境流场、声场的情况,但往往由于实际求解条件的不足而无法奏效。因此,研究振源情况、声源构成和分布模型,分离结构振动诱发声辐射和自身噪声耦合信号,对于进一步认识振声耦合及声辐射机理、分析影响结构声辐射的各种因素,对制冷机组、水泵、风机和管道系统的噪声控制具有重要的实际意义。

随着城市人口的不断增加,居民区越来越密集,原本应该单独设立并远离居民住宅的供暖制冷机房也越来越多的被设计在居民楼的地下或屋顶。由于单台设备的功率不断增大,振动能量也不断增强,同时土建结构却向着轻薄方向发展,导致结构振动和结构噪声问题日趋严重。振动产生的声场一般只有在薄金属板中才会考虑振声耦合的问题,在这方面已经有很多学者进行了深入研究,如通过耦合动力学模型并应用模拟软件对薄壁圆柱体或锥体进行声振耦合特性分析^[21]。当振动产生声场后,对声场性质的分析将直接影响到采用何种隔振降噪措施,因为振动所产生的耦合声场可能是强耦合声场,也可能振声不耦合,但由于仪器测量出来的噪声频带是不连续的,这其中可能会丢失一些重要的频谱信息,导致分析结果忽略或夸大一些重要频带。

虽然已经有很多学者对振动声场中的振声耦合特性进行了分析,但研究对象多为汽车驾驶室、变速箱体或薄板等单一结构^[22],而对于大型动力设备的隔振,特别是当设备安装在土建楼板等结构上时是否要考虑设备振动形成的结构噪声声场

还未见报道。在实际工程中,仍需要确定声场是振声强耦合声场还是弱耦合声场,然后根据振声耦合的情况再确定隔振设计方案。

在最新的《社会生活环境噪声排放标准》(GB 22337—2008)出台后,噪声的评价指标已经从单一的一个 A 计权分贝值提升为 A 计权分贝值和各频带分贝值并重的评价指标,这就更要求隔振设计人员深入研究声场和振动之间的关系,才能将隔振设计做到有的放矢。中央空调机房是多噪声源混合的大空间,需要进行隔振降噪处理的不仅包括机组设备,还有管路以及附属设备等,它们向土建结构传递的能量是相加的,所以必须把整个机房看作一个整体,对机房内所有设备和相关管路及附属设备等所有振源做出综合隔振评价,以保证传递到结构上的总振动能量不超标,最终通过隔振达到降噪的目的。

1.4 中央空调系统的振动噪声控制技术

中央空调系统广泛服务于石油、化工、冶金、电力、矿山、轻纺、地铁、隧道、军工等领域,在近代工业飞速发展的同时,空调机组由于贴近人们生活工作环境而突出了其辐射噪声的问题。据澳门政府环境委员会的统计,2002 年受理的噪声投诉中,缘于空调机组噪声的问题的就占了三成。人民网在调查活动中发现,上海家庭中已拥有空调的比例达到了 82%,在消费者所遭遇的许多问题中,噪声过大成为罪魁祸首(占 38.4%),成为困扰现阶段人们空调使用的难题。目前,广泛存在于中央空调系统的关键问题如下:

(1) 振动问题。空调机组的振动传递给基础和管道,以弹性波形式沿构件和管道传递,并以空气噪声形式释放到其他空间。目前,一般是在设备的振源和基础间配置金属弹簧和减振材料,或是用隔振软管连接设备和管道。但由于空调机组有其特殊性,如运转状态随负荷变化,振动源多而且复杂,信号传递路径不清楚,空调机组的减振存在很多难题^[23]。

(2) 噪声问题。设备的振动问题带来了噪声危害,突出表现在冷却塔落水噪声、风机噪声、压缩机噪声、气流噪声等,有时强烈的噪声会引发二次振动^[5,6]。不幸的是,这些设备往往与人们工作和生活的距离很近,严重损害了操作工人、周围住户的身心健康,成为影响人民生活质量的不利因素。

(3) 效率问题。空调系统效率的高低是机械设计、制造精度、设备配合共同作用的结果,目前国外制造的一些制冷机组效率已近极限,而振动状况是其效率高低的表现之一,就是说如果设备运转正常、振动小,其效率相对较高,因此解决振动问题是保障空调系统高效运转的重要途径。

(4) 可靠性问题。设备运行的可靠性是人们最关心的问题,也是安全高效生产的根本。大部分空调设备发生故障时都会表现出振动增大异常,如压缩机转子

故障、蒸发器堵塞、压力异常、节流故障等^[24]。因此,对空调机组实施振动监测也是设备安全可靠运转的保证。

在中央空调系统的振动控制方面,由于仅能够对空调系统的单台设备或是某个部件,如风机、水泵、压缩机、管路等的振动噪声源信号进行分析,尚未能够对于机房的多种振动源加以信号分离处理,隔振设计(包括基础隔振和管道隔振)还缺乏坚实的理论依据。在噪声控制方面,对于多噪声源分析的研究不够深入,致使空调系统的噪声控制(主要包括消声和隔振两个方面)仍是困扰企业和居民的最大问题。大多数情况下,振动噪声不可分割,振动部件传递结构噪声,而结构噪声和气流噪声叠加后可产生二次振动,当气体与固体噪声耦合时,人们无法了解振动源和噪声源的真实特点,且由于土建结构本身刚度较大,在分析结构噪声时往往把土建结构视为刚体,忽略了振动噪声的强耦合效应,从而低估了振动所辐射噪声的影响程度,造成后期的隔振降噪效果不佳^[25]。

我国先后出台了多个与隔振、降噪相关的规范,但有关噪声的规范和隔振的规范都是针对单独的空间或单独的设备,并没有把隔振和降噪联系起来。在隔振性能评价研究中,人们已经逐渐开始用传递能量观点中的功率流传递理论,它兼顾了振动过程中的速度和力两个信息,这要比传统的以力、速度或位移传递率等单一信息作为评价指标更适合隔振性能的评价^[26]。而结构振动向外辐射噪声,噪声是振动能量的表现形式,应用能量守恒的观点,将振动和噪声以能量为桥梁统一起来考虑,才能达到隔振降噪的目标。

由上可知,中央空调系统普遍存在的关键问题都与振动和噪声有关,它是中央空调系统使用者所面临的难题。中央空调机组系统的主要振动噪声源包括:

(1) 制冷机组。机组运行时由压缩机、冷凝器、蒸发器等设备产生的振动能量通过基础、管路传播,最终以噪声能量的形式向外辐射,即通过空气直接传递或通过隔声的薄弱构件向外辐射。根据制冷冷媒和原理的不同,常用的制冷机组又可分为热泵机组、电制冷机组、氨制冷机组等,制冷机组是产生强烈振动的主要设备。

(2) 循环水泵。循环水泵运行时所产生的振动主要是流体激振,振动能量通过基础或管路向外传播,噪声能量主要来源于电磁噪声和流体冲刷管壁的噪声。中央空调系统的循环水泵主要包括冷冻水泵、冷却水泵、热水泵等。

(3) 附属静设备,例如膨胀水箱、除砂器、排污器等,只有在设备运行时才会产生振动、噪声,一般情况对整个系统的振动影响较小,大多数情况下都不对其进行隔振处理,但通过工程实践发现,这些静设备同样可能导致噪声振动超标。

(4) 通风管路。管路与土建结构通过刚性连接,管路产生的振动完全通过刚性连接传递给了结构并向外传播。由于以前的设备安装工程仅对众多管路进行简单的隔振处理,致使空调机房各种管路的振动通过楼板传递到地上建筑,带来了很多低频噪声危害。

(5) 补水系统。补水系统的设备主要由补水定压泵、补水箱和水处理设备组成。由于补水泵体积较小、振动能量也很小而且不是 24 小时工作,通常不与空调系统安装在一个机房内,它的振动在一般情况下可以不考虑。

(6) 冷却塔。冷却塔对于周围环境的影响十分巨大,因此冷却塔的隔振降噪也十分重要。

振动和噪声如影随形,不管是设计制造者能否提高运转效率和延长使用寿命,或是降低故障发生的频率都与机组的振动和噪声状况密不可分。但由于我国现代化程度低下和经济条件等因素的制约,中央空调系统的振动和噪声问题始终得不到重视,导致设计制造、安装调试等各个环节的恶性循环。因此,研究噪声和振动源特征以及相互间的关系,是科学合理选择隔振降噪方式的必经途径,同时也是制定隔振降噪措施的理论依据。

参考文献

- [1] Ungar E E, Dietrich C W. High-frequency vibration isolation[J]. Journal of Sound and Vibration, 1966, 4(2): 224 - 241.
- [2] Bernhard R J, Huff J E. Structureal-acoustic design at high frequency using the energy finite element method[J]. Journal of Sound and Vibration, 1999, 121: 295 - 301.
- [3] 宋孔杰, 张蔚波, 牛军川. 功率流理论在柔性振动控制技术应用于发展[J]. 机械工程学报, 2003, 39(9): 23 - 28.
- [4] 孙玲玲, 宋孔杰. 复杂机械系统多维耦合振动传递矩阵分析[J]. 机械工程学报, 2005, 41(4): 38 - 42.
- [5] 沈密群, 严济宽. 舰船浮筏装置工程实例[J]. 噪声与振动控制, 1994, 5: 21 - 23.
- [6] Xiong Y P, Xing J T. Power flow analysis of complex coupled systems by progressive approaches[J]. Journal of Sound and Vibration, 2001, 239(2): 275 - 295.
- [7] 中国船级社. 船舶振动控制指南[M]. 北京: 人民交通出版社, 2000.
- [8] 李保泽, 范颖涛. 空调室外机减振垫对振动和噪声影响的研究[J]. 噪声与振动控制, 2010, 4: 45 - 49.
- [9] 张克国, 王世寰, 林淑霞. 小中间质量对振动功率流的影响[J]. 噪声与振动控制, 2008, 4: 55 - 57.
- [10] Petersson B, Plunt J. On effective mobilities in the prediction of structure boren sound transmission between a source structure and receiving structure, part I: theoretical background and basic experimental studies[J]. Journal of Sound and Vibration, 1982, 4(82): 1198 - 1209.
- [11] Lyon R H, Dejong T G. Theory and application of statistical energy analysis[M]. Boston: Butterworth Heinemann, 1995.
- [12] Sciulli D, Inman D J. Isolation design for a flexible system[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 1998, 216(1): 251 - 267.
- [13] 霍睿, 宋济平, 孙玉国. 柔性基础主动隔振系统的功率流传递性[J]. 噪声与振动控制, 1999, 2: 9 - 11.
- [14] Gardonio P, Elliott S J, Pinnington R J. Active isolation structure vibration on a multiple degree of freedom system part I [J]. Journal of Sound and Vibration, 1997, 207(1): 61 - 93.
- [15] Gardonio P, Elliott S J. A study of control strategies for the reduction of structural vibration: transmission of ASME[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 1999, 121: 482 - 487.
- [16] 马大猷. 噪声与振动控制工程手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002.