

# 动圈式扬声器数值分析方法

陆 晓<sup>1</sup>, 徐楚林<sup>1</sup>, 温周斌<sup>1,2</sup>

(1. 浙江中科电声研发中心, 浙江嘉善 314115; 2. 中国科学院声学研究所东海研究站, 上海 200032)

**摘要:** 为了全面和准确地预估扬声器的声学特性, 提出了一种动圈式扬声器数值分析的完整方法。该方法包括磁路分析、振动分析和声场分析三个方面, 基于有限元和边界元法实现对数值模型的求解。以某型号动圈式扬声器为例, 详细介绍了三方面的数值分析网格模型、方法、原理、技术难点和结果, 同时利用 Klippel R&D 测量系统和 B&K Pulse 系统等设备进行了精确测量, 将数值分析结果与实际测量结果进行比较分析。实验结果表明, 分析得到的力因子  $Bl$  值、共振频率、振幅响应以及频率响应曲线等都与实际测量结果基本吻合。

**关键字:** 动圈式扬声器; 数值分析; 有限元; 边界元

中图分类号: TB54

文献标识码: A

文章编号: 1000-3630(2012)-04-0407-06

DOI 编码: 10.3969/j.issn1000-3630.2012.04.014

## Research on a new numerical simulation method of moving-coil loudspeaker

LU Xiao<sup>1</sup>, XU Chu-lin<sup>1</sup>, WEN Zhou-bin<sup>1,2</sup>

(1. Zhejiang Electro-Acoustic R&D Center, Jiashan 314115, Zhejiang, China;

2. Shanghai Acoustics laboratory, Institute of Acoustics, Chinese Academy of Sciences, Shanghai 200032, China)

**Abstract:** In order to accurately predict the acoustical properties of moving-coil loudspeakers, a comprehensive numerical simulation method is proposed. This method includes magnetic circuit analysis, vibration analysis and sound field analysis based on finite-element and boundary-element solutions. Work exposed in this paper is based on the study of a certain moving-coil loudspeaker device. Moreover, precise tests have been performed on Klippel R&D and B&K Pulse measurement systems. Simulation and experiment results agree very well in parameters such as the force factor of magnetic circuit ( $Bl$ ), the resonant frequency, the amplitude response of the vibration system and the frequency response in the sound field. Simulation method, theory, model accuracy and its limitations are introduced in details and illustrated with some results.

**Key words:** moving-coil loudspeaker; numerical simulation; finite elements; boundary elements

## 0 引言

传统的扬声器分析设计方法主要是经验法。设计者需要凭经验并借助比较粗略的公式推算, 通过样品设计、试做、测试、再修改设计、再试做、再测试的反复循环过程来完成。由于一般公式是基于扬声器集总参数模型和低频声场模型, 故难以准确预估扬声器的中高频特性和非线性指标<sup>[1]</sup>。因为缺乏有效的辅助工具和预测手段, 即使是有经验的工程师也往往需要长时间地反复尝试和调整才能设计出一个好的扬声器。

随着计算机技术的发展, 数值分析方法越来越多地被用于扬声器辅助设计。Tsuchiya T<sup>[2]</sup>等通过有限单元法建立轴对称的磁-力-声耦合模型, 分析了

磁非线性 and 声非线性对号角式扬声器整体非线性特性的影响。Mingsian R B<sup>[3]</sup>等通过有限单元法建立驻极体扬声器的简单模型和全局模型, 进行谐响应分析计算纸盆的速度响应和系统的机械阻抗。Mattik K<sup>[4]</sup>等提出多种数值分析方法, 包括有限元、边界元和有限差分方法, 研究扬声器 1 kHz 以下的振动声学响应, 并与测量结果比较来验证数值分析方法的准确性。国内相关工作起步较晚, 尚未见太多成功案例。

本文提出了一种适合于对动圈式扬声器的磁路、振动系统和声场进行全面数值分析的方法, 期望全面和准确地预估扬声器的多方面特性。文章从力因子  $Bl$  值、振幅响应、共振频率和频率响应曲线等诸方面对数值分析结果与实际测量结果进行了比较, 验证了该方法的正确性。

## 1 扬声器数值分析方法概述

对于许多工程设计问题, 所对应的数学模型都

收稿日期: 2011-11-09; 修回日期: 2012-02-10

作者简介: 陆晓(1986-), 女, 浙江人, 硕士, 研究方向为电声技术。

通讯作者: 陆晓, E-mail: luxiao@mail.ioa.ac.cn

可表示为一组有着相应边界条件和初值条件的微分方程组。由于微分方程的复杂性及其相关边界条件和初值条件的不确定性,一般难以得到方程的精确解。数值分析方法将物理模型作离散化处理,细分成单元和节点<sup>[5]</sup>,借助计算机求解微分方程可得其近似解。目前比较有效的数值分析方法是有限元法(FEM)和边界元法(BEM)。

有限元法是一种通用的解偏微分方程的方法,它使用积分方法代替偏微分方程来建立系统的代数方程组。通过建立求解域并将其离散化为有限个性质相同又极其微小的单元,它将对系统问题的处理分解成对模型节点和单元的处理<sup>[6]</sup>。用一个描述单元物理属性的形函数来近似描述每个单元的解,而由于内部单元的边界是连续的,整个系统的解可以通过单个的解连接或组装起来,即由节点位移通过差值函数来求解单元内各处的应变应力,进而获得整个系统的特性<sup>[7]</sup>。

边界元法是另一种求解偏微分方程的方法。若以定义在边界上的边界积分方程为控制方程,偏微分方程可转换为只包含边界积分的积分方程<sup>[8]</sup>,因此三维问题可简化为二维问题。在定义域上划分单元(即作离散化处理)可获得一个线性系统,用满足上述控制方程的函数去逼近边界条件即可完成求解过程。边界元法除能得到节点解外,还能得到定义域上任意点的解<sup>[9]</sup>。

图1是一个典型动圈式扬声器的剖面图,当电流加到音圈时,产生了一个与电流方向以及磁隙磁场成直角的机械力,带动锥盆运动并驱动振膜前后两侧空气产生声波。对于动圈式扬声器的数值分析,可将其分解为磁路、振动系统和声场三个部分分别进行。磁路由磁铁、前后夹板和导磁板柱等构成,它和音圈一起构成驱动系统为扬声器提供驱动力。可用有限元法来对磁路进行数值分析,它通过麦克斯韦(Maxwell)方程组计算其磁位或电位自由度,进而得到磁路结构力因子  $BI$  值和磁场强度( $H$ )及磁通密度( $B$ )。振动系统包括锥盆、防尘帽、折环、定心、盆架和音圈等部件,锥盆在驱动系统的作用下产生振动。可用有限元法来对振动系统进行数值分析,在施加不同载荷和约束后,通过求解一般多自由度系统动力学基本方程,可得到振动系统的各阶共振频率和模态振型、任意点的位移响应、应力响应和应变响应。声场的分析应包括锥盆和障板,锥盆是典型的薄壁振动部件,扬声器主要通过锥盆的振动带动空气产生声辐射。可用边界元法对其进行数值分析,根据振动分析的位移响应结果求解亥

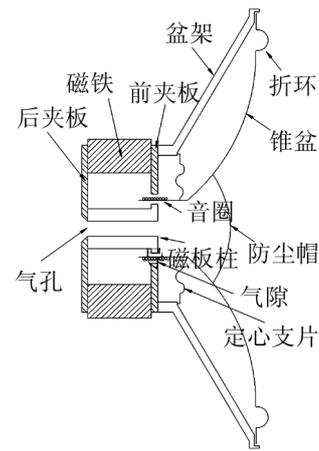


图1 典型动圈式扬声器剖面图  
Fig.1 The section of a typical moving-coil loudspeaker

姆霍兹(Helmholz)方程,可得到空间任意场点的声场分布。

本文以一款6.5英寸动圈式扬声器为例,分别从磁路、振动系统和声场三个方面来研究扬声器的数值分析方法,包括数值分析方法介绍,以及对数值分析方法所得结果与对实际扬声器的测量结果的比较分析。表1为该扬声器的主要部件参数。

表1 扬声器部件参数一览表  
Table 1 Checklist of parameters of loudspeaker parts

锥盆	材料	亚/硫	防尘帽	材料	纸
	质量	2.9g		质量	<0.2g
音圈	材料	TiC	定心支片	材料	聚乙烯
	线径	0.19mm		变位	0.8/50g
	层数	2	前后夹板	材料	Q195
	匝数	74		材料	泡沫
磁铁	型号	N35	折环	硬度	28kg/m <sup>3</sup>

## 2 磁路分析

图2(a)是所分析扬声器的磁路部分轴对称几何模型图,其中1为空气,2为音圈,3为磁铁,4为前后夹板。选用有限元法对磁路进行数值分析,选择四边形八节点PLANE53单元对该几何模型图划分网格,得到图2(b)所示的有限元模型,其网格单元数量约为3000个,边界设定为对称边界。对磁路的准确分析应包括铁磁材料及非铁磁材料的整个空间区域,选择四边形八节点INFINE110单元模拟空气无限边界,相比通量平行和垂直边界的约束条件,模拟磁场的远声场衰减更准确。为保证计算精度和提高计算效率,靠近磁隙的部分单元网格要求均匀且密度较高,反之则相对可以比较自由且密度较疏。

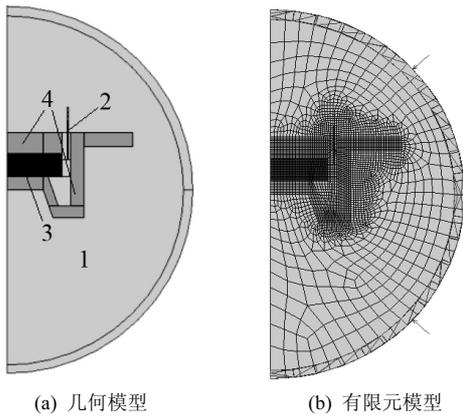


图 2 扬声器的磁路模型  
Fig.2 Model of loudspeaker magnet

对扬声器磁路各部件设定材料相对磁导率(或  $B-H$  曲线)和电流密度等参数,选择波前求解器(frontal solver)可计算得到磁路模型中各点的  $B$ 、 $H$  和  $Bl$  值,进而可得磁场或磁通密度的空间分布情况。下文仅针对  $Bl$  值与实际测量结果作比较分析。

扬声器磁路部分的数值分析结果如图 3 所示。图 3(a)为音圈处于静态位置时的磁通线数值分析结果。在空气区域,磁通线主要集中在磁路的磁隙中,少量从气隙区域上部“溢出”到空气中,并在气隙的两侧产生边缘磁场。图 3(b)是图 3(a)音圈位置的局部放大图,由图可见,此扬声器磁隙中间部分磁通线分布均匀,音圈上下区域则略有差别。

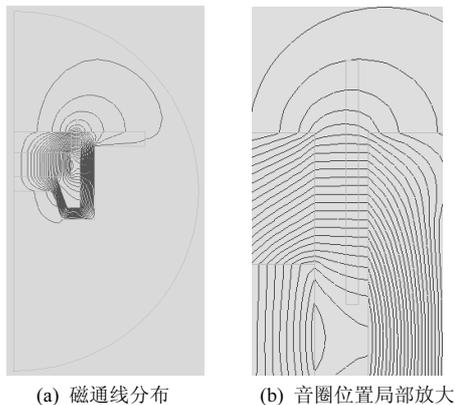


图 3 扬声器磁路部分的数值分析结果  
Fig.3 Numerical simulation results of loudspeaker magnet

使用德国 Klippel 公司的 Klippel R&D 系统可测量扬声器  $Bl$  值。如图 4 所示,将扬声器安装在测量支架上,连接红黑探头到扬声器的正负极上以获取其电信号参数,使用 H52 激光测速仪可根据反射信号获取扬声器不同频率时的振动速度,通过 Klippel Analyzer 2 分析仪可得扬声器的有效质量、机械阻抗、机械顺性和损伤因子等其他机械性能参数。当输入为小信号(一般小于 10W)时,可认为扬声器音

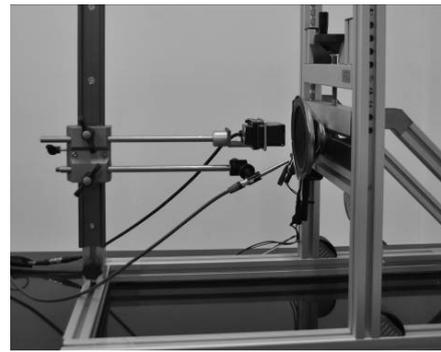


图 4 使用 Klippel R&D 系统测量扬声器  $Bl$  值  
Fig.4 Testing  $Bl$  by using Klippel R&D

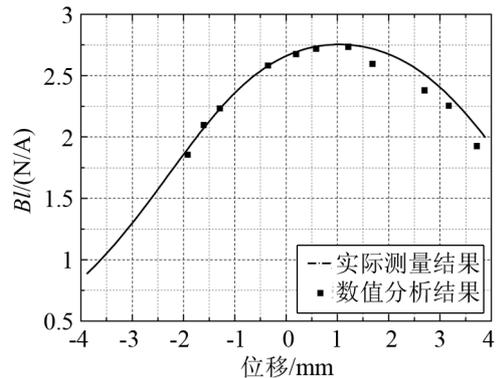


图 5 扬声器  $Bl$  值的数值分析和实际测量结果  
Fig.5 Numerical simulation and test results of  $Bl$

圈的振动范围处于均匀的磁隙磁场中,所测量得到的该扬声器  $Bl$  线性值为 2.661 N/A。

由于磁隙中磁场分布不均匀,音圈在不同振动位置时的  $Bl$  值不同,这是扬声器谐波失真的重要原因。当输入为大信号(一般大于 10W)时, Klippel R&D 系统可以测量  $Bl$  值随音圈位置变化的非线性曲线,测量结果如图 5 所示。图 5 同时还给出了多个不同音圈振动位置的  $Bl$  值数值分析结果,数值分析结果与测量结果基本吻合。

### 3 振动系统分析

模态是扬声器的固有振动特性,进行模态分析可指导扬声器的机械结构设计,扬声器的谐响应分析可预测结构的持续动力特性。本节采用有限元法对扬声器的振动系统进行模态分析和谐响应分析,分别可得到各阶共振频率与振型和扬声器上任意点的振幅响应、应变响应及应力响应。下文仅针对振幅响应与实际测量结果作比较分析

在采用有限元法对振动系统进行模态分析时,选择六面体八节点 SOLID45 单元对该扬声器振动系统划分均匀网格,可得到图 6 所示的扬声器振动系统有限元模型,其单元数量约有 13400 个,在折

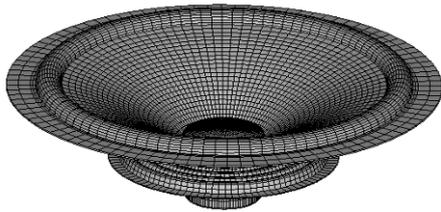


图6 扬声器振动系统有限元模型  
Fig.6 Finite element model of loudspeaker vibration system

环和定心支片外缘处施加固支约束。

设定振动系统各部件材料的密度、弹性模量和泊松比,可得到系统的质量矩阵  $M$  和刚度矩阵  $K$ ,用分块兰索斯(Block Lanczos)模态提取方法,并通过求解以下典型无阻尼模态分析基本方程:

$$[K]\{\phi\} = \omega_i^2 [M]\{\phi\} \quad (1)$$

可得到扬声器在自由状态下的第  $i$  阶固有频率  $\omega_i$ ,进而得到对应的振型  $u_i$ 。其中该扬声器的 1 阶固有频率为 67.472Hz, 2 阶固有频率为 219.91Hz。

图 7 给出了该扬声器在 1 阶固有频率处的 Z 方向振幅,不同的灰度体现了振幅的变化。除折环和定心支片上振幅出现有规律的变化,音圈、锥盆和防尘帽等部件振幅接近,表示该扬声器在振动频率为 70Hz 时的模态主要为活塞运动。



图7 扬声器在 1 阶固有频率处的 Z 方向振幅  
Fig.7 Z direction amplitude of loudspeaker at the first natural frequency

如前所述,用 Klippel R&D 系统可测量得到  $Bl$  的线性值为 2.661N/A,同时还可测得直流电阻  $z$  为 3.82Ω。当输入电压  $u$  为 1.2V 时,根据公式

$$F = Bl \cdot i = Bl(u/z) \quad (2)$$

可得洛伦兹力  $F$  为 0.8356 N。根据文献[10]所提方法,设定扬声器各部件材料的阻尼参数,可得到系统阻尼矩阵  $C$ 。将洛伦兹力均匀施加到音圈节点上,并通过完全矩阵法求解以下一般多自由度系统动力学问题的基本方程:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F\} \quad (3)$$

可得到扬声器在承受随时间按正弦(简谐)规律变化的音圈驱动力  $F$  作用时的稳态受迫振动响应,包括振幅、应变和应力等。

使用 Klippel R&D 系统中的扬声器分裂运动扫描仪可测量扬声器的振幅响应曲线、频率响应曲线

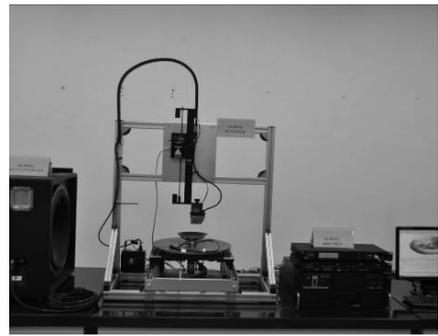


图8 使用 Klippel R&D 系统测量扬声器振幅响应  
Fig.8 Testing amplitude vs frequency by using Klippel R&D

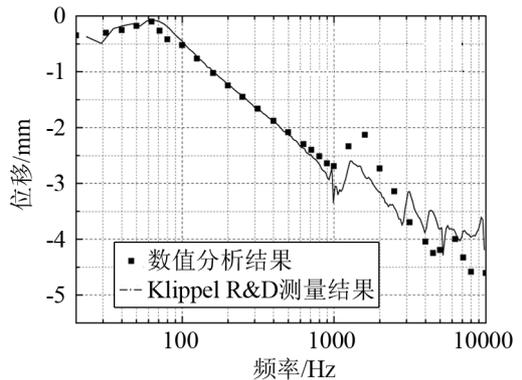


图9 防尘帽中心点的幅值响应的数值分析和实际测量结果  
Fig.9 Numerical simulation and test results of amplitude response at cap center

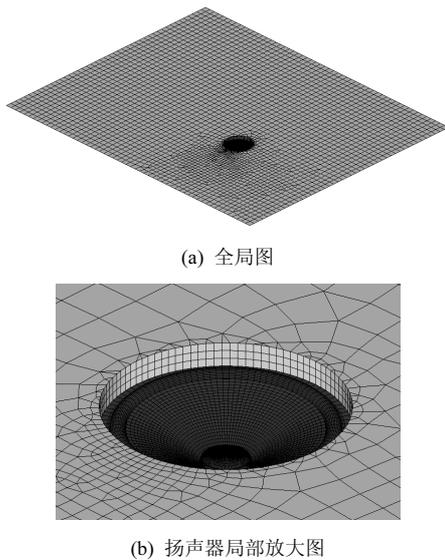
和指向性图形以及在任意频率下的扬声器剖面或全局的振动模态,测量系统如图 8 所示。

图 9 分别给出了扬声器上防尘帽中心点的位移幅值随频率响应的 Klippel 测量结果和数值分析结果,由图 9 可以看出,当频率小于共振频率 70 Hz 时,振幅随频率的增加而增大,在共振频率处达到最高,之后振幅随频率增加而降低。且当  $f < 1000$  Hz 时,两者结果几乎完全重合;当  $f > 1000$  Hz 时,比较数值分析结果与 Klippel 测量结果可知,它能够比较准确地预测出 1500Hz 处的波峰。

### 4 声场分析

只在面网格(二维网格)上积分,即采用边界元法对扬声器辐射的声场进行数值分析,可得到空间任意点的扬声器频率响应。为了分析障板对声场特性的影响,必须建立包含障板的扬声器边界元分析模型,如图 10 所示。

在对障板模型进行网格划分时,若网格密度增加,则所需计算时间大幅增加;若网格密度太稀疏,则不能得到准确的分析结果。在对一个与实际测量用标准障板尺寸一致的障板模型进行网格划分时,单元边长  $l$  小于波长  $\lambda$  的 1/20 才能达到较好效果,



(a) 全局图

(b) 扬声器局部放大图

图 10 扬声器边界元分析模型

Fig.10 Boundary element model of loudspeaker

而当  $l$  大于  $\lambda$  的  $1/6$  时将不能捕捉到到高频波动信号, 从而导致高频段数值分析结果误差急剧增大<sup>[11]</sup>。图 10 中障板模型含单元 3059 个, 最大单元边长  $l$  尺寸为 30mm, 波速  $v$  为 340m/s。根据上述标准该模型在 1.89kHz 以下的声场分析结果是合理的, 对更高频率的声场分析误差将急剧增大<sup>[12]</sup>。若要提高有效分析频率, 则必须缩小单元尺寸, 而缩小单元尺寸, 所需计算时间又将大幅增加。例如, 为了能有效分析 5 kHz 以下的可靠声场分布, 所要求模型网格单元最大边长减小为 11.3 mm, 网格数量则增加为原来的 9 倍, 一般计算机系统难以处理如此大的数据量。

在全消声室内, 按国标 GB/T9396-1996《扬声器主要性能测试方法》测试扬声器的频率响应曲线, 图 11 为测量安装于标准障板(IEC268-5)的扬声器的实景图。障板尺寸为 1650mm×1350mm, 测试仪器包括 B&K PULSE 3560C 声学 and 振动分析仪、2716C 音频功率放大器和 4191 自由场传声器等, 测试温度为 27°C, 相对湿度为 70%, 气压为 101kPa。



图 11 全消声室内扬声器安装于标准障板上的测量实景图

Fig.11 Testing loudspeaker fixed on the baffleplate in anechoic room

图 12 给出了扬声器在 1m@1W 条件下的频率响应曲线的数值分析结果与实际测量结果。由图可知, 当  $f < 2$  kHz 时, 两条曲线比较接近, 特别是在  $20 < f < 100$  Hz 范围内, 两者最大误差为 2.13 dB(125 Hz); 当  $f > 2$  kHz 时, 数值分析曲线整体低于测量曲线。数值分析曲线在 900 Hz 处出现中频谷, 而实际测量曲线在 800 Hz 处, 两者也比较接近。一般而言, 声场的边界元分析能较准确地预估扬声器在  $f < 2$  kHz 的频率响应, 而对  $f > 2$  kHz 的较高频段, 在提升计算机处理能力以获得更高的分析精度之外, 进一步改善分析模型则是持续改进的方向。从实际测量角度讲, 也有很多因素影响到扬声器高频段的精确测量<sup>[9]</sup>。

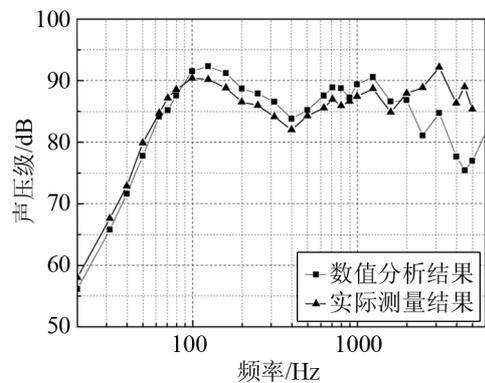


图 12 扬声器频率响应曲线的数值分析与实际测量结果

Fig.12 Numerical simulation and test results of frequency response

## 5 结论

本文采用有限元和边界元方法, 将扬声器分解为磁路、振动系统和声场三部分进行了比较全面的数值分析。同时, 利用德国 Klippel R&D 测量系统和丹麦 B&K Pulse 系统等设备对扬声器的力因子  $Bl$  值、振幅响应、共振频率和频率响应曲线进行了精确测量和分析。实验结果表明, 数值分析结果与实际测量结果有较好的一致性。针对微型扬声器等其他进一步深入的研究和产业化推广工作正在进行之中。

致谢: 感谢计敏君在扬声器实际测量中给予的大力支持。感谢孙勤明和胡耀军, 是他们辛勤的工作保证了本文的完整性。

## 参 考 文 献

- [1] Guillaume P, Polach J D, Morkerken J P. Finite element methods and equivalent electrical models for loudspeaker characterization[C]// 114th Convention of the Audio Engineering Society, Amsterdam, March, 2003: 5743-5757.
- [2] Tsuchiya T, Kagawa Y, Doi M. Finite element simulation of

- non-linear acoustic generation in a horn loudspeaker[J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, **266**(5): 993-1008.
- [3] Mingsian R B, CHEN R L, WANG C J. Electroacoustic analysis of an electret loudspeaker using combined finite-element and lumped-parameter models[J]. Acoustical Society of America[J]. 2009, **125**(6): 3632-3640.
- [4] Mattik K, Veijo I, Poju A, et al. Comparison of Numerical Simulation Models and Measured Low-Frequency Behavior of Loudspeaker Enclosures[J]. Journal of the Audio Engineering Society, 2001, **49**(12): 1148-1166
- [5] Moaveni S. Finite element analysis: Theory and application with ANSYS[M]. United State America: Pretice-Hall, Inc., 1999.
- [6] Kaltenbacher M. Numerical simulation of mechatronic sensors and actuators[M]. New York: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007.
- [7] Brenner S C, Scott L R. The mathematical theory of finite element methods[M]. New York: Springer Science+Business Media, 2007.
- [8] Lothar G, Martin K, Marcus W. Boundary element methods for engineers and scientists: an introductory course with advanced topics[M]. New York: Springer Science+Business Media, 2003.
- [9] Steffen M, Bodo N. Computational acoustics of noise propagation in fluids-finite and boundary element methods [M]. New York: Springer Science+Business Media, 2008.
- [10] 温周斌, 李军, 金向锋, 等. 一种扬声器振动和声学特性的数值模拟方法[P]. 中国: 专利申请号 CN102004823A, 2011. WEN Zhoubin, LI Jun, JIN Xiangfeng, et al. One numerical simulation method about vibration and acoustic properties of loudspeaker[P]. China: Apply Number: CN102004823A, 2011.
- [11] 祖峰磊, 邱小军. 用 ansys 软件对扬声器前盖板的分析[J]. 声学技术, 2005, **24**(z1): 89-90. ZU Fenglei, QIU Xiaojun. Analysis the cover of loudspeaker using ansys[J]. Technical Acoustics, 2005, **24**(z1): 89-90.
- [12] Klippel W. Active Compensation of Transducer Nonlinearities[R]. Helsingør, Denmark: 23rd International AES Conference on Signal Processing in Audio Recording and Reproduction. 2003.

## · 简 讯 ·

### 上海现代建筑设计(集团)有限公司章奎生声学设计研究所与上海申华声学装备有限公司合作建设联合声学实验室暨测试基地

2012年7月20日在上海青浦的申华声学装备有限公司会议室召开了由上海现代建筑设计(集团)有限公司章奎生声学设计研究所和上海申华声学装备有限公司合作设计建设的联合声学实验室暨测试基地的专家技术评审及工程验收会议。上海交通大学、同济大学、上海市建科院、上海市环科院及第九设计院等同行专家教授出席了会议。现代设计集团都市院章奎生声学所在会上介绍了联合声学实验室暨测试基地内的混响实验室、隔声实验室和消声管道实验室的设计建设、施工调试及验收检测结果,并提出了材料吸声性能、墙体隔声性能、楼板撞击声隔声性能及消声器消声特性等样板测试报告。

参会专家教授们很有兴趣地听取了设计和检测介绍并认真参观了各个声学实验室,认为章奎生声学设计研究所所长年来坚持设计科研与生产实践相结合,走产学研结合发展道路,与上海申华声学装备公司相结合,发挥各自技术优势,联合建成了具有现代技术水平和新颖设计特色的多功能声学实验室,建成了声学所全新的实验测试基地,有利于提高和促进厅堂音质和噪声与振动控制设计技术的进步和发展。评审认为,联合声学实验室设计新颖合理、技术科学先进、功能各具特色,实测性能指标均达到设计预期要求,并都符合 GB/T 国标和 ISO 国际标准有关声学实验室的技术指标规定要求,达到了国内同类声学实验室的领先水平,是一座现代化多功能的声学实验与测试基地,将有助于声学所技术进步发展,业务创新拓展及可持续发展,并进一步提高现代设计集团声学所在国内外的影响力和知名度。