

文章编号:1006-1355(2015)05-0207-05

## 空气能热水器低频噪声分析与控制

乔晋红, 陈 剑, 沈忠亮, 李家柱, 史韦意

(合肥工业大学 噪声振动工程研究所, 合肥 230009)

**摘 要:**针对某型空气能热水器,借鉴汽车NVH特性研究技术,利用试验方法采集样机数据,分析数据中异常噪声频率分布,识别出主要噪声频率。在空气能热水器机箱下部结构有限元与声学有限元以及声—固耦合有限元建模基础上,分别对三者进行模态频率计算,通过对比分析三者的模态频率,确定空气能热水器低频噪声产生的主要原因。根据分析结果对机箱结构优化和改进,并对整改机型进行试验测试。结果表明,与样机相比整改机型的低频噪声得到很好地控制,为空气能热水器低频噪声的分析与控制提供一种有效的方法。

**关键词:**声学;空气能热水器;低频噪声;声—固耦合;模态频率;结构优化

中图分类号:TM172

文献标识码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2015.05.044

## Analysis and Control of Low Frequency Noise of Air Source Water Heaters

QIAO Jin-hong, CHEN Jian, SHEN Zhong-liang,  
LI Jia-zhu, SHI Wei-yi

(Institute of Sound and Vibration Research, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China)

**Abstract :** A type of air source water heaters was studied. Referring to the technology in automotive NVH characteristics research, the frequency distribution of abnormal noise in the measurement data of an air source water heater prototype was analyzed to identify the main noise frequencies. The finite element model, acoustic finite element model and acoustic-structure coupled finite element model for the infrastructure of the air source water heater were built respectively to compute the modal frequencies. Through the comparative analysis of the three kinds of modal frequencies, the main cause of low-frequency noise of the heater was determined. According to the results of analysis, the structure of the air source water heater was optimized, improved and tested. The results show that compared with the prototype, the low-frequency noise of the optimized heater can be well controlled. This paper provides an effective method for the analysis and control of low-frequency noise of air source water heaters.

**Key words :** acoustics ; air source water heater; low frequency noise; acoustic-structure coupling; modal frequency; structure optimization

人类经济社会飞速发展的同时,资源匮乏、全球变暖、环境恶化等一系列问题已然变得尤为严重。目前,世界各国对绿色能源以及节能产品的使用非常重视<sup>[1]</sup>。空气能热水器以空气为热源,利用少量电能实现制热循环以及空气调节功能,同时具有节能、环保、安全等显著特点。空气能热水器室外机工作时往往会产生低频噪声,由于低频噪声的穿透力

强,容易穿过窗户和墙壁进入室内,长期处于这种低频噪声环境下,对人们的身心健康将造成严重影响,分析这类低频噪声产生机理,寻求有效治理手段,具有十分重要的意义。

目前,空气能热水器的噪声控制研究处于起步阶段,大多是以空调减振降噪的经验来研究空气能热水器。徐忠良<sup>[2]</sup>介绍空气能热水器区别于空调的部分结构。周红等<sup>[3]</sup>利用试验方法对机壳结构做模态分析,并通过阻尼技术来减振降噪。杨焕第<sup>[4]</sup>提出压缩机振动对空调低频噪声有着很显著的影响。李保泽<sup>[5]</sup>研究不同刚度的减振垫对低频噪声和振动的影响因素。以上学者分别从不同角度入手解决低频噪声问题,但没有把压缩机和机箱结构、空腔以及

收稿日期:2015-03-27

作者简介:乔晋红(1989-),男,山西省晋中市人,硕士研究生,主要研究方向:汽车NVH与CAE分析。

通讯作者:陈剑(1962-),男,博士生导师。

E-mail: hfgd8216@126.com

声—固耦合作为一个系统整体去考虑降噪问题,存在一定局限性。因此结合试验与有限元方法系统整体的研究空气能热水器是很有必要的。

本文针对某型空气能热水器,借鉴NVH试验技术对样机进行整机测试,对比分析样机在不同运行工况下的噪声水平以及频率分布特性。在此基础上建立空气能热水器机箱结构、空腔声学以及声固耦合系统有限元模型,分别计算对比三者的模态频率。根据分析结果对样机机箱进行结构优化和改进,试验测试整改机型噪声水平,机箱的低频噪声得到了很好的控制。结果表明,通过试验与有限元分析方法相结合,准确找出了低频噪声产生的主要原因,制定合理的整改方案,解决了该型空气能热水器的低频噪声问题,为低频噪声的产生机理研究和控制提供了一种有效的方法。

1 空气能热水器噪声产生机理分析

1.1 空气能热水器结构与工作原理

空气能热水器的工作原理与空调原理有一定相似,应用逆卡诺原理,通过吸收空气中大量的低温热能,经压缩机压缩变为高温热能,传递给循环进水,对水进行加热。内部结构主要由四个核心部件:压缩机,冷凝器,膨胀阀,蒸发器组成。其工作流程如图1所示,压缩机将回流的低压冷媒压缩后,变成高温高压的气体排出,高温高压的冷媒气体流经冷凝器,在冷凝器中热量经铜管传导到循环进水中,将循环进水加热到一定温度,同时冷却下来的冷媒在压力的持续作用下变成液态,经膨胀阀后进入蒸发器,由于蒸发器的压力骤然降低,因此液态的冷媒在此迅速蒸发变成气态,并吸收大量的热量<sup>[6]</sup>。同时,在风扇的作用下,大量的空气流过蒸发器外表面,空气中的热量被蒸发器吸收,空气温度迅速降低,变成冷气释放。随后吸收了一定空气热量的冷媒回流到压缩机,进入下一个循环。

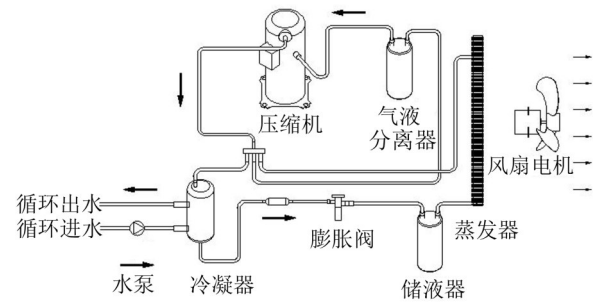


图1 空气能热水器工作流程

1.2 试验测试与分析

以某型空气能热水器为例,展开试验研究,利用

频谱分析初步判断异常噪声所在频带和产生机理。试验在半消声室内进行,传声器测点布置依据JB/T 4330-1999《空调机(器)噪声声压级的测量》执行,加速度传感器分别布置在空气能热水器机箱结构内压缩机主动端和被动端、水泵主动端和被动端以及机箱各壁板上,测试所用传声器及部分加速度传感器布局见下图2所示。



图2 传声器及部分加速度传感器布置情况

试验共分六个工况,具体工况如下表1所示:

表1 试验测试工况

结构情况	工况列表	机组运行状态
有后壁	工况1	水泵单独运行
	工况2	水泵、压缩机同时运行
	工况3	水泵、压缩机、风扇同时运行
无后壁	工况4	水泵单独运行
	工况5	水泵、压缩机同时运行
	工况6	水泵、压缩机、风扇同时运行

试验结果分析:

空气能热水器主要有三大噪声源,分别为机箱下部压缩机噪声,机箱上部风扇噪声以及输送冷热水的循环泵噪声。根据测试情况可得出以下三个结论:一、由工况1和4可知,水泵单独运行并无嗡嗡低频噪声,排除水泵对低频噪声影响作用;二、对比工况2和3,风扇开启与关闭时,低频嗡嗡噪声依然存在,排除风扇对低频噪声影响因素,如图3所示;三、对比工况2和5可知,拆去后壁时,低频嗡嗡噪声明显削弱,初步判断低频噪声的产生是由于机箱结构改变所引起,且从图3可知,二者在100 Hz处声压级大小相差高达9 dB,进一步确定100 Hz是引起这种低频嗡嗡噪声现象的关键频率。

试验结果表明,频率100 Hz对低频噪声贡献量较大,应将100 Hz附近的低频作为空气能热水器主要的降噪频率进行分析,同时有无后壁这种结构上的变化,对100 Hz处声压级峰值有很大影响。为进一步确定低频噪声产生的主要原因,对空气能热水器进行有限元分析。

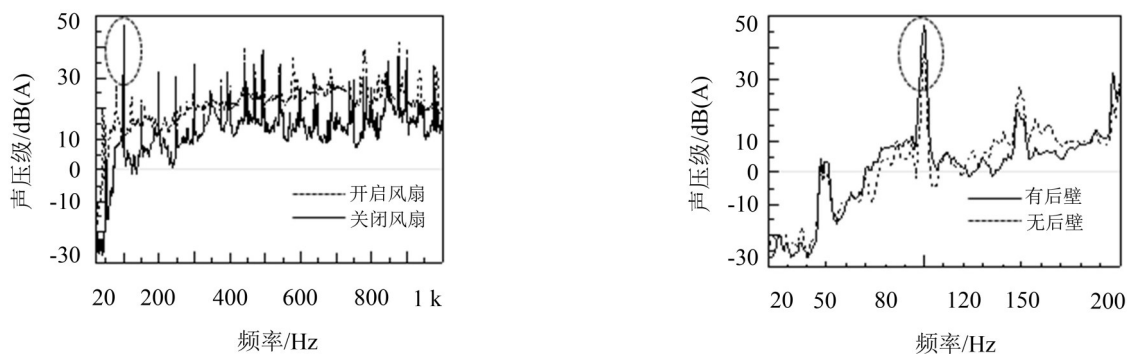


图3 测试频谱图

## 2 箱体声—固耦合模型分析

### 2.1 声—固耦合的有限元理论

由于空气能热水器主要为薄板结构,下部箱体是一个封闭的声腔,当空气能热水器受到压缩机振动激励时,就会引起壁板的振动,振动的壁板会推动与之接触空气的振动,从而产生声压;而空腔声压的变化又会引起壁板的振动,这样热水器壁板与下部机箱声腔之间就形成了一个复杂的耦合声学系统<sup>[7,8]</sup>。

箱体内部声场与其壁板之间存在着耦合作用,为了能更加准确地分析空气能热水器的低频特性,需考虑声—固耦合作用。在不考虑声压对结构的影响时,结构振动有限元控制方程可表示为

$$m_s \ddot{u} + c_s \dot{u} + k_s u = F_s \quad (1)$$

式中  $m_s$ 、 $c_s$ 、 $k_s$  分别为结构质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵;  $F_s$  为结构激励力向量;  $u$  为结构位移向量。

当考虑声压对结构振动的影响时,应加上界面压力矢量  $F_f$  的作用,这时式(1)表示为

$$m_s \ddot{u} + c_s \dot{u} + k_s u = F_s + F_f \quad (2)$$

式中  $F_f = R^T p$ ;  $R$  为声和结构的耦合矩阵;  $p$  为节点声压向量。

考虑声学阻尼作用时,空腔声学有限元控制方程为

$$m_f \ddot{p} + c_f \dot{p} + k_f p + R \ddot{u} = 0 \quad (3)$$

式中  $m_f$  为空气等效质量矩阵;  $c_f$  为空气等效阻尼矩阵;  $k_f$  为空气等效刚度矩阵,  $m_{fs}$  为声—固耦合质量矩阵。

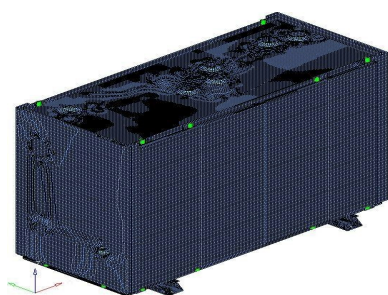
联立式(2)、(3)可得声—固耦合系统有限元控制方程为

$$\begin{pmatrix} M_s & 0 \\ R & M_f \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{u} \\ \ddot{p} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} C_s & 0 \\ 0 & C_f \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{u} \\ \dot{p} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} K_s & -R^T \\ 0 & K_f \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u \\ p \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_s \\ 0 \end{pmatrix} \quad (4)$$

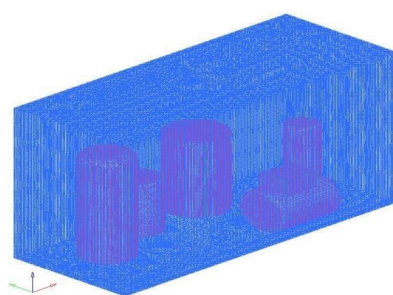
### 2.2 声—固耦合模型建立与分析

分析的空气能热水器主要由板壳结构通过螺栓、焊接而成,板件用四节点和三节点壳单元来模拟,用 RBE 2 模拟螺栓等连接,用 ACM 2 模拟点焊。模型的精度直接影响着求解的准确性,在建模过程中,忽略掉微小的工艺孔、凸台以及过渡圆角等对结构板件影响很小的工艺结构,以简化模型提高有限元网格的质量。建立机箱结构有限元模型如图 4(a)所示。整个模型网格单元平均尺寸 10 mm,节点数为 113 540,三角形单元所占比例为 1.1 %。同时在结构有限元模型的基础上创建边界条件,采用 Block Lanczos 方法提取机箱结构模态频率如表 2 所示。

在机箱结构模型基础上,删除多余的零部件,补全孔洞和缝隙,对于封闭空腔,生成实体网格,进而



(a) 结构有限元模型



(b) 空腔有限元模型

图4 系统声—固耦合有限元模型



得到机箱声学有限元模型<sup>[9]</sup>。由于压缩机、冷凝器以及水泵等结构的存在对机箱声学特性的影响较大,所以在建模过程中,应去掉这些结构所占据的空间。根据每个声波波长至少含有6个声学单元的原则<sup>[10]</sup>,结合研究的计算频率范围(20 Hz~200 Hz),取声学网格单元长度为50 mm~100 mm。图4(b)为机箱声学有限元模型。将机箱声学有限元模型导入到LMS Virtual. lab软件中,计算得到声腔模态,其模态频率结果如表2所示。

在机箱结构模型基础上添加孔洞,建立相应连接,使机箱成为一个封闭的整体,再利用MSC. Nastran将声腔模型与结构模型组合在一起,将声腔模型表面的节点与结构模型节点连接起来,得到机箱声-固耦合模型。在MSC. Nastran中对机箱耦合模型进行模态分析,结果如表2所示。

表2 结构、空腔以及耦合系统部分模态频率对比

结构模态频率		空腔模态频率		耦合系统模态频率	
阶次	频率/Hz	阶次	频率/Hz	阶次	频率/Hz
1	16.61	1	68.92	1	15.94
2	24.38	2	85.43	2	15.94
3	29.36	3	102.37	3	25.25
4	36.17	4	117.71	4	30.81
5	41.35	5	134.25	5	35.46
6	41.96	6	169.34	6	36.05
7	43.38	7	183.35	7	38.61
...	...	8	204.79	...	...
32	99.67	9	263.83	41	100.41
...	...	10	323.22	...	...

从表2可知,由于声-固耦合作用,耦合模型的模态频率与结构模态频率和声模态频率比较,发生了一定的改变。机箱四周壁板的振动和内部声腔空气的声振动相互耦合及其影响,可以改变整个系统模态振型频率。耦合系统的模态同时受到结构模态和声模态的影响,当与结构模态接近时受结构模态主导,与声模态接近时受声模态主导。

从表2还可以看出,声-固耦合模型在第41阶的耦合模态频率为100.41 Hz。某型压缩机运行参数如下表3所示,其中转速为3000 r/min,经计算基频为50 Hz,而该阶模态频率与压缩机的谐频100 Hz十分相近,因此可以判断,机箱低频尤其以100 Hz时为主的噪声比较大的主要原因是压缩机工作时产生的激励,激起了机箱耦合模态,产生共振所导致的。出于成本考虑,改变压缩机的工作频率是不切实际的。因此根据工程实际经验,重点采用降低振

表3 某型压缩机参数

马力/ HP	排气量/ (m <sup>3</sup> /h)	制冷量/ W	输入功率/ W	转速/ (r/min)
3	8.61	8 900	2 700	3 000

动能传递、改变机箱壁板结构的方法来控制空气能热水器的低频噪声。

### 3 结构改进及效果对比

通过前文试验分析测试空气能热水器机箱噪声频谱,同时结合箱体结构、空腔以及声-固耦合系统模态分析,确认该低频噪声是由于压缩机工作产生的激励,激起了机箱的耦合模态,形成耦合共振所致,为此提出针对性整改措施,同时对整改机型与样机进行对比测试,验证机箱改进前后低频噪声的控制效果。

#### 3.1 降低振动能量传递

通过“源-路径-一响应”的思路<sup>[11]</sup>,可知对于空气能热水器主要振源是压缩机,压缩机固定于机箱底板上,压缩机振动会激起机箱底板振动,机箱底板与各个壁板是通过螺栓刚性连接,振动能量又会传递给各侧壁板,振动能量并没有经过中间环节有效衰减,因此机箱壁板得到的振动能量较大。利用控制传递路径的思想,在压缩机与机箱底板之间加一块减振板,减振板既要具有金属基材高强度的特性,又要具有高分子聚合物特有的高阻尼特性。实际改进试验中,我们采用大理石花岗岩和减振橡胶组合使用,大理石花岗岩具有高强度特性,减振橡胶具有高阻尼特性。由此压缩机传递到机箱各侧壁板的振动能量将大大削弱,如图5所示。



图5 整改机型结构图

#### 3.2 优化机箱壁板结构

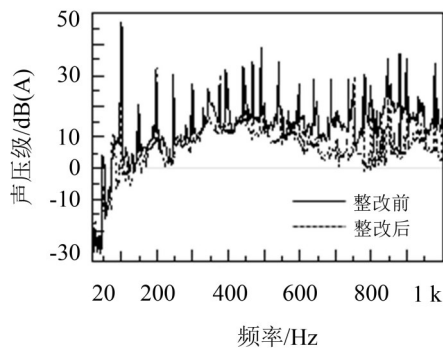
由箱体声-固耦合模态分析结果可知,机箱底部及四周均为薄板结构,内部形成一个封闭的空腔,当受到压缩机工作激励时,壁板结构与内部空腔同时振动,形成了复杂的耦合声学系统。由于压缩机的激励频率与部分耦合系统模态频率非常接近,为避开整个系统的低频共振,需对机箱结构进行针对

性的整改。基于改变结构响应的思路,一方面机箱前后壁板采用百叶窗的开孔结构形式,破坏声学封闭空腔,另一方面左右侧壁板采用加强筋的结构形式,提高机箱结构刚度。采用两种改进方式来避免机箱系统耦合模态与压缩机激励的共振,如图5所示。

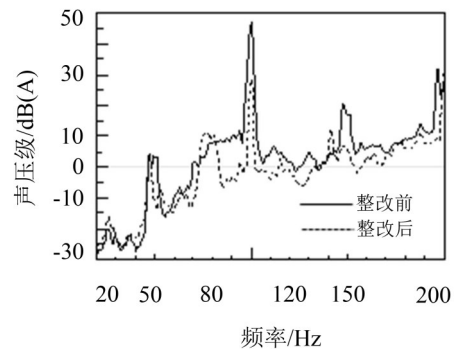
### 3.3 改进效果对比

基于传递路径控制思想,通过降低振动能量传递方法改进,有效的控制了压缩机传递给机箱壁板

的振动能量,整改机型整体噪声水平有所下降,如图6(a)所示;同时基于改变结构响应的思路,对机箱壁板进行结构优化,避免压缩机激励与声-固耦合模态的共振,有效降低100 Hz处声压级,解决了低频嗡嗡噪声现象,测试结果如图6(b)所示。从解决问题和进一步提升产品质量角度考虑,建议两种改进方法综合采用,不仅有效解决产品低频嗡嗡噪声问题,同时降低产品整体噪声水平。数据对比结果如表4所示。



(a) 整体噪声水平



(b) 100 Hz处声压级

图6 整改前后频谱对比图

表4 降噪效果对比结果 单位/dB

机型	整体声压级	100 Hz处声压级
样机	58.4	47.6
整改机型	54.3	27.8

## 4 结 语

(1) 空气能热水器工作时产生的噪声是评价空气能热水器产品质量好坏的重要指标之一<sup>[12]</sup>。目前空气能热水器的低频噪声普遍较高,因此降低空气能热水器低频噪声,是当前迫切需要解决的重要技术问题,对企业提高市场竞争力具有重要的意义;

(2) 采用试验方法,发现空气能热水器低频嗡嗡噪声产生的主要频率,结合声-固耦合有限元的分析方法对低频噪声问题进行研究。结果发现,低频噪声是由于压缩机工作时激励频率与部分耦合系统模态频率十分接近,导致整个机箱系统共振,低频噪声加剧,其中尤其以频率100 Hz的噪声为主。根据分析结果对样机进行针对性整改,低频噪声得到很好地抑制;

(3) 通过试验和有限元分析相结合,对某型空气能热水器进行低频降噪,取得了较为明显的整改效果。该方法对分析控制各种空气能热水器低频噪声问题都具有一定的实际意义和应用价值。

### 参考文献:

[1] 金成舟,方炳南,陶亚萍,等. 空气能热泵在宾馆集中供热

系统中的应用[J]. **能源与环境**,2013,9(3):53-64.

- [2] 许忠良. 浅谈空气能热水器的应用[J]. **工程与建设**, 2012,26(2):227-228+231.
- [3] 周红,王开和,许玮,等. 阻尼技术在窗式空调器减振降噪中的应用[J]. **噪声与振动控制**,2000,20(3):45-47.
- [4] 杨焕第. 压缩机噪声振动与空调外机噪声关系分析[J]. **噪声与振动控制**,2009,29(1):149-151.
- [5] 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**,2010,30(2):45-49.
- [6] 廉乐明. 工程热力学(第五版)[M]. 北京:中国建筑工业出版社,2003. 74-77.
- [7] The Mac Neal-Schwendler Corporation. MSC/NASTRAN advanced dynamics guide version 2001[M]. Los Angeles: The Mac Neal-Schwendler Corporation, 2001.
- [8] 吴光强,盛云,方园. 基于声学灵敏度的汽车噪声声-固耦合有限元分析[J]. **机械工程学报**,2009,45(3):228-234.
- [9] 朱晓东,沈忠亮,汪一峰. 驾驶室低频噪声的声学特性分析与控制[J]. **噪声与振动控制**,2015,35(1):145-150.
- [10] 马天飞,林逸,彭彦宏,等. 轿车车内低频噪声的仿真计算及试验研究[J]. **中国机械工程**,2005,16(16):1489-1492.
- [11] 王丽梅,郭世辉,王海涛,等. 某SUV汽车油门踏板振动原因分析与解决[J]. **噪声与振动控制**,2014,34(6):232-235.
- [12] 吴国梁. 窗式空调器的噪声及其控制[J]. **噪声与振动控制**,1996,16(6):25-27.