

燃气热水器噪声特性及降噪研究

谭 洵¹, 徐德明¹, 李启良², 王毅刚²

(1. 宁波方太厨具有限公司浙江省健康智慧厨房系统集成重点实验室, 浙江宁波 315336;

2. 同济大学上海地面交通工具风洞中心, 上海 201804)

摘要: 燃气热水器噪声严重影响居民舒适性。为了了解热水器噪声特性, 找到热水器噪声问题并提出针对性降噪方案, 本文在半消声室对某型号热水器进行噪声测试, 得到原型机的噪声特性, 提出顶部进风和增加消声导流罩的降噪方案。通过测试发现: 原型机在最大负荷和正常负荷的半球面平均声功率为 61.5 dB(A)和 58.3 dB(A), 且电磁噪声、风机噪声、燃烧系统噪声和空腔共振噪声在热水器腔体相互作用, 形成多个峰值频率。进风方式由背面进风改为顶部进风降噪效果明显, 其平均半球面声功率在最大负荷和正常负荷降幅分别为 5.6 dB(A)和 4.7 dB(A)。同时在中低频段声压级降幅明显, 高频也有一定降低。增加消声导流罩虽然能降低高频噪声, 但是流通面积小, 阻力大, 使总体降噪效果不明显。

关键词: 燃气热水器; 噪声; 进风方式; 消声导流罩

中图分类号: TU112.3; TK417+.125

文献标识码: A

文章编号: 1000-3630(2017)-02-0165-06

DOI 编码: 10.16300/j.cnki.1000-3630.2017.02.012

Noise characteristic analysis and noise reduction for gas water heater

TAN Xun¹, XU De-ming¹, LI Qi-liang², WANG Yi-gang²

(1. Key Laboratory of Healthy & Intelligent Kitchen System Integration, Ningbo FOTILE Kitchenware CO., LTD., Ningbo 315336, Zhejiang, China;

2. Shanghai Automotive Wind Tunnel Center, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: Noise generated by gas water heater affects residents' comfort seriously. In order to understand the characteristics of water heater noise and to find its problems and propose a specific noise reduction scheme, the noise of a certain type of water heater has been tested in the semi-anechoic chamber. The noise characteristics of the prototype are obtained, and a scheme for noise reduction by adopting air intake from the top and increasing silencer shroud is presented in this paper. It is found that the average sound powers of the prototype in maximum and normal loads are 61.5 dB(A) and 58.3 dB(A). In addition, electromagnetic noise, fan noise, combustion system noise and the noise generated by cavity resonance are interacted with each other in the cavity of water heater to form a series of peak frequencies. The effect of noise reduction is obvious by intake from the top instead of the back, which causes the average acoustic powers being declined by 5.6 dB(A) and 4.7 dB(A) under maximum and normal loads respectively. Meanwhile, the drop of sound pressure level in low and middle frequency bands is obvious, and a certain extent of drop of sound pressure level at high frequency can be found. Increasing silencer shroud can reduce high-frequency noise, but noise reduction effect is less obvious due to small circulation area and big resistance.

Key words: gas water heater; noise; air inlet mode; silencer shroud

0 引 言

我国燃气热水器自上世纪 90 年代中期, 采用了可将废气通过烟道排放到室外的结构, 安全性得到提高和完善。由于燃气热水器使用排风机和强化燃烧技术, 因而在使用时不可避免地会发出噪声。按照 GB6932-2006 的要求, 整机噪声在 65 dB 以下

(含 65 dB)为合格产品, 在满足其他指标的情况下, 噪声越低的产品, 越具有市场竞争力。

燃气热水器的噪声主要来源于燃烧噪声、风机噪声、气流噪声和水流噪声等, 相应的控制措施不少。例如, 在喷嘴前面加装一片降噪声网、在烟道内壁贴装吸音材料、在热交换器内加稳流片、增加稳焰网等^[1-3]。史密斯^[4]提出一款有别于传统强排式燃气热水器的低噪声强排式燃气热水器。通过采用改进的烟气流道结构, 创新的风机设计方案, 精确的燃气与燃烧配风量的控制, 使得其噪声比市场上主流的强排式燃气热水器低 4~10 dB。合肥工业大

收稿日期: 2016-05-04; 修回日期: 2016-07-18

作者简介: 谭洵(1989—), 女, 广西桂林人, 工程师, 研究方向为燃气热水器研究与开发。

通讯作者: 李启良, E-mail: qiliang@tongji.edu.cn

学乔晋红等^[5]利用试验方法采集某型空气能热水器噪声数据,分析其异常噪声频率分布,识别出主要的噪声频率。在此基础上,通过有限元方法计算其模态频率,确定空气能热水器低频噪声产生的主要原因。根据分析结果提出结构优化和改进。整改机型的试验结果表明,低频噪声得到很好控制。

应该指出的是,各企业生产的相同容量燃气热水器噪声水平相差较大。国内外在此积累的噪声控制手段不多,针对性较差。为了有效降低燃气热水器噪声,仍有必要对燃气热水器进行有针对性的噪声研究。为此,本文采用半球面测量方法测试某燃气热水器在最大负荷和正常负荷的噪声,找出其噪声问题,提出改进方案并重新进行结构设计、试制和测试等手段实现低噪音的结构或装置,使降噪量超过 3 dB(A)。

1 测试方法

为了使热水器能够正常工作,需要布置进水、进气和排烟管道。管道以及燃烧室的布置决定了热水器采用立式的固定方式。为了模拟热水器安装在墙壁的进风环境,距离热水器背板约 20 mm 处安装塑料挡板。本次试验主要关注热水器正常负荷和最大负荷的噪声性能,并在此基础上寻找降噪方法从而达到一定的降噪效果。受测试环境限制,加工了半径为 1 m 的半球骨架,并布置了 10 个测点,如图 1 和表 1 所示。由于半球测量面是非刚性反射面,因而测量结果偏低。

测试采用 B&K 自由场传声器、前置放大器和 HEAD 公司的四通道便携式数据采集系统,最终结果使用 Artemis 进行声学指标分析。由于通道数限制,分三组完成 10 个测点的采集。试验时,半消声室内环境温度为 25℃,相对湿度为 53%,大气压力为 101.3 kPa。试验开始前,使用校准器对传声器

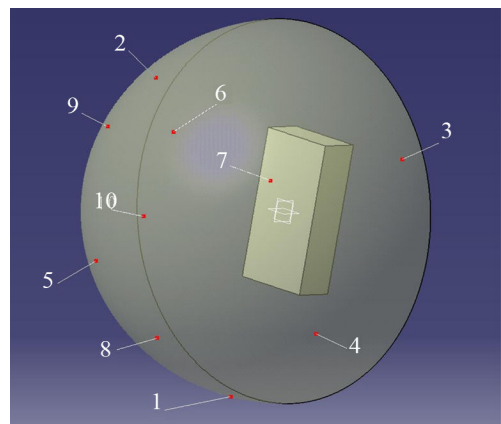
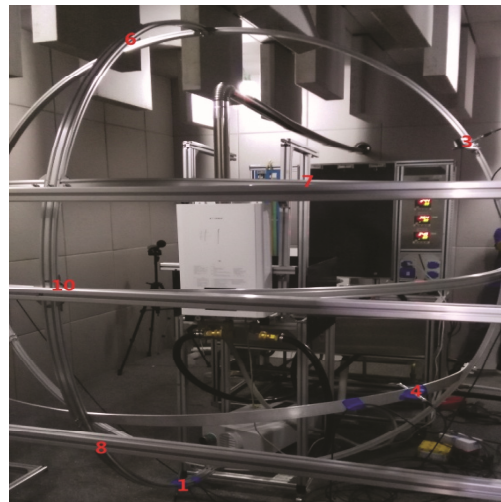


图 1 测点位置示意图

Fig.1 The diagram of measurement positions

进行校准。设定采样率为 48 kHz,采样时间为 10 s,依次测量热水器在正常负荷和最大负荷的噪声。

2 原型机测试结果

2.1 总声压级与声功率

表 2 给出了 10 个测点总声压级和半球面声功率级。从表中可以看出,正常负荷下,测点总声压级处于 48.8~51.5 dB(A)之间,最大值与最小值相差 2.7 dB(A),由此计算得到的半球面声功率级为 58.3 dB(A)。当热水器进入最大负荷工况,测点总声压级处于 52.0~54.3 dB(A)之间。最大值出现在测点 10,最小值出现在测点 4,两者相差 2.3 dB(A)。半球面声功率级由正常负荷的 58.3 dB(A)增加到 61.5 dB(A)。

2.2 测点频谱

图 2 给出了测点 10 的声压级频谱,其中黑色为最大负荷,红色为正常负荷。从图中可以看出,两种负荷均表现出多个峰值频率,多个峰值频率带

表 1 测点三维坐标

Table 1 Three dimension coordinates of test points

测点号	x/mm	y/mm	z/mm
1	-0.99	0.00	0.15
2	0.50	-0.86	0.15
3	0.50	0.86	0.15
4	-0.45	0.77	0.45
5	-0.45	-0.77	0.45
6	0.89	0.00	0.45
7	0.33	0.57	0.75
8	-0.66	0.00	0.75
9	0.33	-0.57	0.75
10	0.00	0.00	1.00

表 2 测点总声压级与半球面声功率级 (dB(A))
Table 2 The total sound pressure levels and sound power levels at different measurement points (dB(A))

测点	正常负荷		最大负荷	
	总声压级	半球面声功率级	总声压级	半球面声功率级
1	51.1		53.9	
2	50.3		53.6	
3	50.7		54.2	
4	48.8		52.0	
5	50.0		52.9	
6	51.5	58.3	54.2	61.5
7	50.7		53.5	
8	50.2		52.8	
9	49.3		52.9	
10	50.1		54.3	

宽较大, 仅有个别峰值频率呈现窄带, 可以断定该峰值来自电磁噪声。其它带宽较大来自于风机噪声、燃烧系统噪声和空腔共振噪声。与最大负荷相比, 正常负荷表现出整个频段声压级有不同程度降低, 某些频率也有偏移。

2.2.1 风机噪声

风机噪声主要包括三类离散噪声和宽频带噪声。离散噪声中最为典型的是叶片和蜗舌相互干涉噪声, 具有明显的频率。在最大负荷下, 该频率可通过式(1)计算得到一阶基频为 4 305 Hz。

$$f_1 = \frac{nzR}{60} = \frac{n \times 45 \times 5740}{60} = 4305n \text{ (Hz)} \quad (1)$$

式中, z 为风扇叶片数, R 为风扇转速(rpm); n 取 1,2,...。

涡脱落噪声和涡壳共振辐射噪声对应的频率可分别通过式(2)和式(3)进行计算。同样可以计算得到它们在最大负荷的频率分别为 400 Hz 和 850 Hz。

$$f_2 = 0.2 \frac{v}{d} = 0.2 \times \frac{20}{0.01} = 400 \text{ (Hz)} \quad (2)$$

$$f_3 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{s_2}{V l_2}} = \frac{340}{2\pi} \sqrt{\frac{0.002}{0.002 \times 0.04}} = 850 \text{ (Hz)} \quad (3)$$

式中: f_2 和 f_3 分别为涡脱落噪声频率和涡壳共振辐射噪声频率(Hz); v 为叶片线速度(m/s); d 为叶片弯曲直径(m)。 c 为声速(m/s); s_2 为出风口面积(m²), l_2 为出风口管等效长度(m); V 为风机壳内体积(m³)。

对照图 2 所示的声压级频谱各峰值频率, 应能在 400~4 500 Hz 之间判定是风机哪类噪声的峰值频率。至于叶片和气流间的相互作用产生的宽带噪声, 它来源于气流和其流通通道相互作用产生的不稳定脉动, 主要以中高频为主。

2.2.2 燃烧系统噪声

该噪声包括了喷嘴区的喷流噪声、燃烧噪声以及燃烧室和油气混合室内的声共振产生的噪声。从

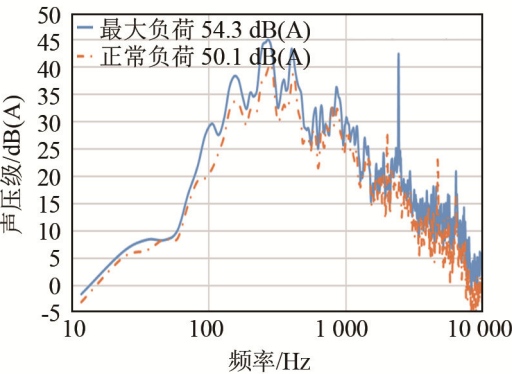


图 2 最大和正常负荷下测点 10 的声压级频谱
Fig.2 SPL spectrums at the monitoring point 10 in maximum and normal loads

图 2 的测量结果对比分析可知, 这部分的噪声应分布在 650~2 500 Hz 之间, 有峰值噪声也有宽频带噪声。

2.2.3 空腔共振噪声

图 3 给出了试验过程中某测点在热水器前面板拆除和未拆除时的声压级频谱。从图 3 可以看出, 在 200~2 000 Hz 频段出现了明显噪声差异, 说明了热水器外壳组成的空间是形成声共振的根本原因。

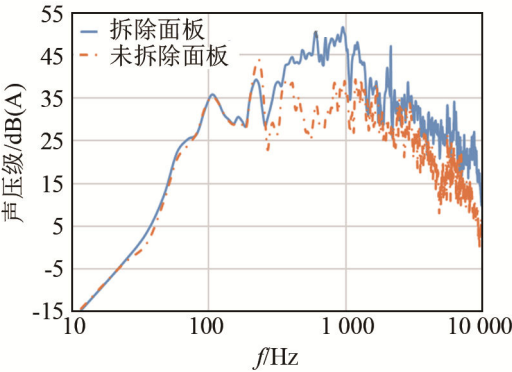


图 3 某测点在面板拆除与未拆除时的声压级频谱
Fig.3 SPL spectrums at the certain point with and without surface panel

3 降噪方案测试结果

3.1 降噪方案来源

通过分析原型机在正常负荷和最大负荷时的噪声特性, 了解到风机噪声、燃烧系统噪声和空腔共振噪声是主要噪声源。热水器常用离心风机 A 计权声功率级可通过式(4)计算获得。从式(4)中可见, 风机效率越低, 噪声越大。

$$L_{PA} = K + 10 \log \left(\frac{P_F u^3}{\eta c^2 D} \right) \quad (4)$$

式中: $K=86$ (后弯叶片)、 94 (前弯叶片); P_F 为机械

功率(kW); u 为叶尖速度(m/s); η 为风机效率; D 为风机直径(m); c 为声速(m/s)。

在原型机中, 风机进风的起始位置在热水器背面, 采用横向开槽。一方面由于背板和挡板间距较小, 另一方面由于热水器内部结构部件阻挡, 进气受阻严重, 流道阻力偏大。在此情况下, 若能改变进气方式, 缓解进气受阻, 必将减少风机机械功率和增加风机效率, 从而降低风机噪声。按此思路设计出顶部进风装置(降噪方案一)。

风机噪声和燃烧系统噪声在热水器面板内部容易产生空腔共振噪声。风机噪声直接辐射到面板所形成的空间, 并被反射放大形成混响, 激发空腔共振。另外, 它们可以通过进风口和壳体透射到外空间。从传播路径的角度考虑, 若能切断或削弱噪声传播路径, 也能起到降低热水器噪声的效果。在传递路径上加装消声器是一种选择, 它能够吸收风机通过进风口辐射的噪声。但是消声器需合理设置, 不能过多增加风道阻力, 否则可能为了保证燃烧系统所需进气量而提高风机功率, 从而增加了风机自身噪声, 使热水器噪声反而增大。按照切断噪声在传播路径的思路, 设计消声导流罩(降噪方案二)。

3.2 降噪方案结构

图 4 为降噪方案一所示的顶部进风方案。该方案将进风和排气结合到一起, 实现内圈排气、外圈进气。进气面积与背板进气面积相同。

图 5 为降噪方案二所示的消声导流罩。导流罩一端紧贴离心风机进口, 另一端正对进风口。导流罩内部贴有 10 mm 厚的消声材料。

3.3 总声压级与半球面声功率

表 3 和表 4 分别给出了改进方案测量得到的测点总声压级和半球面声功率级。从表中可以看出,



图 4 顶部进风
Fig.4 Air intake from the top

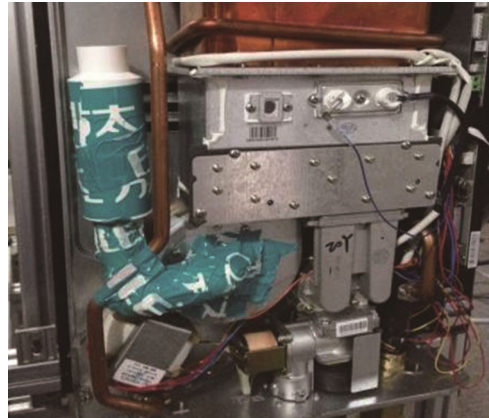


图 5 消声导流罩
Fig.5 The silencer shroud

表 3 最大负荷下, 测点总声压级与半球面声功率级 (dB(A))
Table 3 The total sound pressure levels and sound power levels at different measurement points in maximum load (dB(A))

测点	背面进风 (原始状态)	顶部 进风	背面进风+ 消声导流罩	顶部进风+ 消声导流罩
1	53.9	49.3	54.1	49.8
2	53.6	48.5	52.4	48.4
3	54.2	49.0	52.5	49.9
4	52.0	48.0	54.0	50.8
5	52.9	46.9	52.3	48.9
6	54.2	48.0	53.2	48.6
7	53.5	47.4	53.2	48.5
8	52.8	47.1	55.3	51.1
9	52.9	47.0	52.2	47.0
10	54.3	47.1	53.9	48.1
平均半球面 声功率级	61.5	55.9	61.4	57.3

最大负荷下, 将进风口从背面进风改为顶部进风, 测点总声压级降低到 46.9~49.3 dB(A)之间, 平均半球面声功率级降低到 55.9 dB(A), 降幅 5.6 dB(A)。

之所以有如此显著的效果, 主要原因有: (1) 进风气流受阻挡减少, 流道阻力降低, 气流顺畅, 降低了风机功率和增加风机效率; (2) 热水器内部的风机噪声和燃烧系统噪声从顶部辐射出去, 且无挡板反射。

背面进风和顶部进风增加消声导流罩后, 测点在最大负荷的总声压级分别为 52.2~55.3 dB(A)和 47.0~51.1 dB(A), 平均半球面声功率级分别降低到 61.4 dB(A)和 57.3 dB(A), 降幅为 0.1 dB(A)和 4.2 dB(A)。测点在正常负荷的平均半球面声功率级分别降低到 58.3 dB(A)和 54.5 dB(A), 降幅为 0.0 dB(A)和 3.8 dB(A)。

此方案效果不明显的原因主要是消声导流罩

表 4 正常负荷下，测点总声压级与半球面声功率级 (dB(A))
Table 4 The total sound pressure levels and sound power levels at different measurement points in normal load (dB(A))

测点	背面进风 (原始状态)	顶部 进风	背面进风+ 消声导流罩	顶部进风+ 消声导流罩
1	51.1	46.5	51.1	47.0
2	50.3	45.9	49.3	46.4
3	50.7	46.3	49.4	47.0
4	48.8	45.5	50.9	47.8
5	50.0	45.3	49.3	46.3
6	51.5	46.0	50.2	45.7
7	50.7	45.3	49.9	46.3
8	50.2	45.0	51.9	47.9
9	49.3	45.2	49.2	44.4
10	50.1	45.1	50.6	45.4
平均半球面 声功率级	58.3	53.6	58.3	54.5

在切断噪声传播路径的同时，却由于流通面积过小，流速过大，增加较多阻力，加大风机噪声。

3.4 测点频谱

图 6 给出了在最大负荷下，背面进风和顶部进风的测点 10 的声压级频谱。从两者频谱对比可以清楚地看出，当进风口从背面进风改为顶部进风，几乎所有频率对应的声压级均有不同程度的降低，在中低频降幅明显，高频段也有一定的降低。大部分峰值频率均存在，但也有个别频率对应的峰值消失。进风方式改变带来的影响是全方位的，不仅使总声压级得到降低，也可以使频谱得到改善，必将改善热水器的声品质。

图 7 和图 8 分别给出最大负荷下，背面进风和顶部进风增加消声导流罩，测点 10 的声压级频谱。对于背面进风，增加消声导流罩能小幅度降低高频噪声。由于风机进风环境的变化，中低频的频率特性发生改变，个别频率的声压级有所增加，个别峰

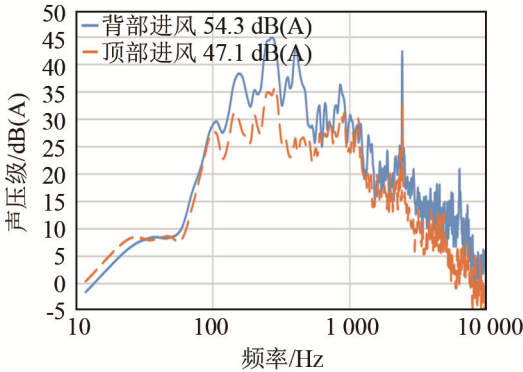


图 6 背面进风与顶部进风，测点 10 的声压级频谱
Fig.6 SPL spectrums at the monitoring point 10 with the air intake from back and top

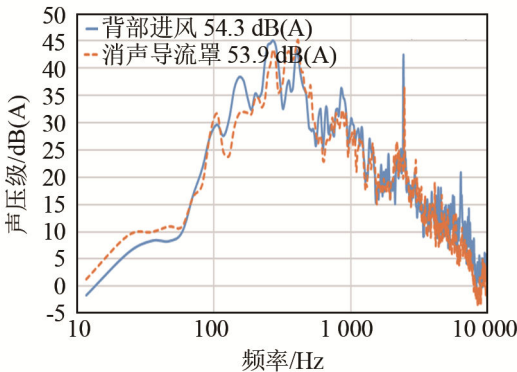


图 7 背面进风和加消声导流罩，测点 10 的声压级频谱
Fig.7 SPL spectrums at the monitoring point 10 with the air intake from back and plus silencer shroud

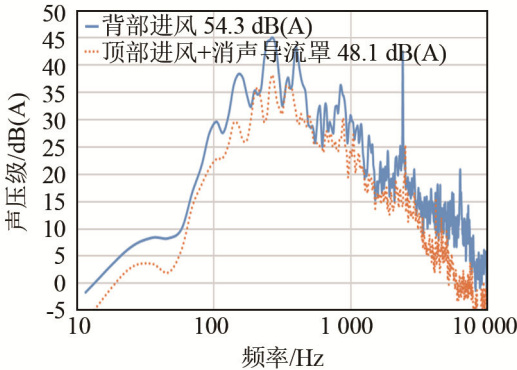


图 8 背面进风和顶部进风加消声导流罩，测点 10 的声压级频谱
Fig.8 SPL spectrums at the monitoring point 10 with the air intake from back and top plus silencer shroud

值频率消失，但总体频谱改善效果不明显。

对于顶部进风且增加消声导流罩，同样可使整个频率段的声压级有不同程度降低，在高频降幅比无消声导流罩更大。但由于消声导流罩流通面积较小，阻力较大，反而使中低频声压级有所增加，峰值更多，带宽更窄。

4 结 论

在半消声室对某型号热水器进行噪声测试，得到原型机的噪声特性，并在此基础上分析原型机噪声设计问题，提出顶部进风和增加消声导流罩的降噪方案，得到结论如下：

(1) 原型机在最大负荷和正常负荷的半球面平均声功率级分别为 61.5 dB(A)和 58.3 dB(A)。它具有较多峰值频率，主要来自于风机噪声、燃烧系统噪声和空腔共振噪声。

(2) 将进风方式由背面进风改为顶部进风，无论是最大负荷还是正常负荷，平均半球面声功率均有大幅度降低，分别降低了 5.6 dB(A)和 4.7 dB(A)。

测点声压级在所有频段均有不同程度下降,其中中低频降幅明显,高频也有一定降低。

(3) 由于消声导流罩流通面积小,阻力大,使总体降噪效果不明显。在背面进风且最大负荷工况下,平均半球面声功率仅降低 0.1 dB(A)。在顶部进风且最大负荷工况下,平均声功率降低效果不如不增加消声导流罩。

参 考 文 献

- [1] 邱步,毕大岩,刘永生,等. 低噪声强排式燃气热水器的研究[J]. 煤气与热力, 2014, 34(4): 33-35.
QIU Bu, BI Dayan, LIU Yongsheng, et al. Research on low noise and forced exhaust-type gas water heater[J]. Gas & Heat, 2014, 34(4): 33-35.
- [2] 唐元锋. 强排式燃气热水器噪声的产生与控制分析[J]. 科技与创

新, 2014(11): 31-32.

TANG Yuanfeng. East steam turbine 600 mW run of high-profile door handle jitter online[J]. Science and Technology & Innovation, 2014(11): 31-32.

- [3] 张云兰, 贾文, 秦晓鹏. 强排式燃气热水器噪声的降低[J]. 煤气与热力, 2003, 23(7): 438-439.
ZHANG Yunlan, JIA Wen, QIN Xiaopeng. Reducing of noise of gas water heater with mechanical exhaust[J]. Gas & Heat, 2003, 23(7): 438-439.
- [4] 邱步, 毕大岩, 刘永生. 一款低噪声燃气热水器[J]. 电器, 2012, S1: 508-510.
QIU Bu, BI Dayan, LIU Yongsheng. An ultra-low noise power vent gas water heater[J]. China Appliance, 2012, S1: 508-510.
- [5] 乔晋红, 陈剑, 沈忠亮, 等. 空气能热水器低频噪声分析与控制[J]. 噪声与振动控制, 2015, 35(5): 207-211.
QIAO Jinhong, CHEN Jian, SHEN Zhongliang, et al. Analysis and control of low frequency noise of air source water heaters[J]. Noise and Vibration Control, 2015, 35(5): 207-211.

中国科学院“北极科学研究暨北极水声学”专题研讨会圆满召开

2017 年 3 月 2 日,中国科学院“北极科学研究暨北极水声学”专题研讨会在中国科学院声学研究所(简称:声学研究所)隆重召开。此次研讨会由中国科学院重大科技任务局主办,中国科学院海洋信息技术创新研究院暨声学研究所承办,来自国家相关部委、国家海洋局极地考察办公室、国家海洋局东海分局、中国海洋大学,中国科学院大气物理研究所、地理科学与资源研究所、沈阳自动化研究所等 10 家单位 40 多名代表参加了研讨会,研讨会由声学研究所张春华书记主持。

中国科学院重大科技任务局李才兴处长、声学研究所王小民所长致欢迎辞。声学研究所李启虎院士、国家海洋局东海分局潘增弟研究员、中国海洋大学赵进平教授等 8 位专家就北极海洋科学研究及其关键技术作了精彩的学术报告,内容包括北极及其毗邻海域海洋水声环境及水声探测技术、北冰洋物理海洋学主要特征及中国北极科学考察研究现状与发展趋势等主题,涉及关键技术、系统构建和战略研究等不同的层面。

此次研讨会是学习和贯彻习总书记“关心海洋、认识海洋、经略海洋”的战略构想,实施“建设海洋强国”战略背景下举行的一次高质量、高水平的学术活动,与会专家积极交流,共同研讨,结合我国北极科学研究的现状和战略需求,踊跃为我国北极水声学建言献策。此次研讨会将为我国海洋物理和北极水声学研究工作起到积极的推动作用。

参加会议的专家对中国科学院重大科技任务局举办此次研讨会给予了充分肯定和赞赏,对中国科学院海洋信息技术创新研究院暨声学研究所周到、细致的组织工作表示感谢。

《声学技术》编辑部