

燃料电池车空调压缩机声振特性分析

何吕昌¹, 左曙光¹, 李 林¹, 申秀敏¹, 张敬芬²

(1. 同济大学新能源汽车工程中心, 上海 201804; 2. 上海汉高股份有限公司, 上海 201324)

摘要: 在空调压缩机独立运行下, 通过实验明确了空调压缩机是车内外振动噪声的主要来源之一; 支架因在压缩机的工作频率附近存在低阶固有频率而发生共振, 引起车身板件振动并向车内辐射噪声, 是车内噪声的主要来源。针对支架的整体刚度偏低、力传递率过大、在压缩机振动激励下发生共振的特点, 使用增强材料增强了压缩机支架的整体刚度, 有效的避免了支架的共振, 降低了车内噪声 2dB 以上。

关键词: 燃料电池车; 空调压缩机; 声振特性; 增强材料

中图分类号: U467.4+93

文献标识码: A

文章编号: 1000-3630(2010)-03-0309-06

DOI 编码: 10.3969/j.issn1000-3630.2010.03.015

Analysis of air-conditioner compressor vibro-acoustic characteristics of fuel cell vehicle

HE Lü-chang¹, ZUO Shu-guang¹, LI Lin¹, SHEN Xiu-min¹, ZHANG Jing-fen²

(1. Clean Energy Automotive Engineering Center, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. Shanghai henkel Co., Ltd, Shanghai 201324, China)

Abstract: The vibro-acoustic characteristics of fuel cell vehicle are measured as air-condition compressor runs independently. And it is clarified that the air-condition compressor is one of main vibrational noise sources because the bracket resonance due to its lower inherent frequency consistent with the compressor operating frequency causes body panels vibration to generate the noise from air-condition compressor to car interior. Using reinforced material to enhance the stiffness of the compressor bracket can avoid its resonance effectively, and the car interior noise can be reduced by more than 2dB.

Key words: fuel cell vehicle; air-condition compressor; vibro-acoustic; reinforcing material

1 引言

对于传统内燃机汽车而言, 动力总成是影响其 NVH 性能的一个最主要的激励源, 而对于燃料电池车而言, 驱动电机总成、燃料电池空气辅助系统、燃料电池氢气辅助系统、空调系统的压缩机则是车内噪声的主要来源。近几年, 同济大学左曙光等教授带领课题组对燃料电池轿车 NVH 性能的研究已取得了丰硕的成果^[1-9], 燃料电池轿车的车内、外噪声状况已经有了较大改善。但是之前研究基本上都是在燃料电池轿车怠速并且空调系统关闭的状态进行的。然而当空调系统运行时, 主观上可以感觉到车内有明显的低频嗡嗡声, 通过测试分析得知: 当空调系统运行时, 车内噪声的低频成分明显增加, 因此有必要对燃料电池轿车空调系统运行时的车内

噪声特性进行研究, 以提高燃料电池轿车的乘坐舒适性。

2 整车声振特性分析

燃料电池轿车空调系统使用的是卧式全封闭涡旋式压缩机。由于空调压缩机的安装支架与车身刚性联接, 压缩机所产生的振动通过车架直接作用在车身板件上, 引起车身板件振动并辐射噪声。尤其是在怠速工况下, 空调压缩机的振动对整车的噪声影响更大。为了研究燃料电池轿车空调压缩机的振动噪声特性及其对车内噪声的影响, 本文对样车进行了压缩机独立运行时的整车声振特性试验。

试验共布置了 9 个振动加速度传感器和 5 个声学传感器, 具体测点分布如图 1 所示。

空调压缩机独立运行时的转速为 3300rpm, 考虑到传感器安装空间和试验条件的限制以及空调压缩机支架悬置的实际安装方式(采用的是悬吊式安装方式), 在空调压缩机悬置处只测试 z 向加速度信号。为了保证车内外噪声测试结果的准确性, 本次

收稿日期: 2009-03-20; 修回日期: 2009-06-29

基金项目: 国家 863 计划电动汽车重大专项资助项目(2006AA11A101), 2005 年曙光计划项目资助(05SG22), 汉高项目资助

作者简介: 何吕昌(1983-), 男, 浙江人, 博士研究生, 研究方向为汽车振动与噪声。

通讯作者: 何吕昌, E-mail: helvchang2006@163.com

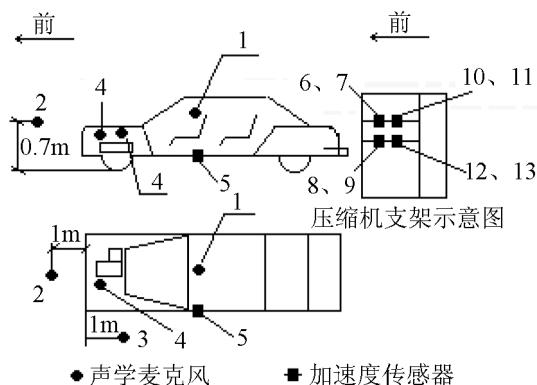


图1 测点布置

Fig.1 Layout of measuring points

试验在同济大学新能源汽车工程中心的半消声室中进行。

2.1 车内外噪声特性分析

车内外噪声特性分析主要包括噪声的声压级、分布状况和频率特征分析等。车内外参考点的噪声频谱图如图2所示。

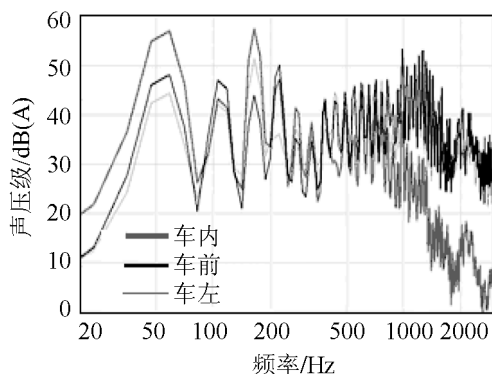


图2 车内外参考点噪声频谱图

Fig.2 Noise spectrum at reference points inside and outside vehicle

由图2可见,车内噪声(驾驶员右耳侧)集中在500Hz以下,以低频结构噪声为主,这与燃料电池轿车空调系统开启后,主观感觉车内噪声有明显的低频嗡嗡声的现象相吻合。另外,车内外声压级峰值呈明显的倍频关系,各谐波频率为: $f=i*(n/60)$, 基频为55.4Hz。式中 f 为频率(Hz); n 为空调压缩机的转速(rpm), 谐波次数 i 为正整数, $i=1, 2, 3, \dots, n$ 。这与由空调压缩机转子旋转引起系统不平衡力产生的振动和噪声的频率^[10] $f_n=nf_0=nN/60$ 相一致, 式中 f_n 为转子旋转引起系统不平衡力产生的振动和噪声的频率(Hz); f_0 为转子的转动频率, N 为转子的转速(rpm)。从频谱图上来看,噪声能量主要集中在基频处,因此初步判断车内外的噪声是由于压缩机的振动传递到车身上,车身板件振动向车内外辐射低频结构噪声产生的。

2.2 车内地板及支架振动特性分析

试验时将车内振动的参考点选在了驾驶员座椅的导轨上,其振动频谱图如图3所示。

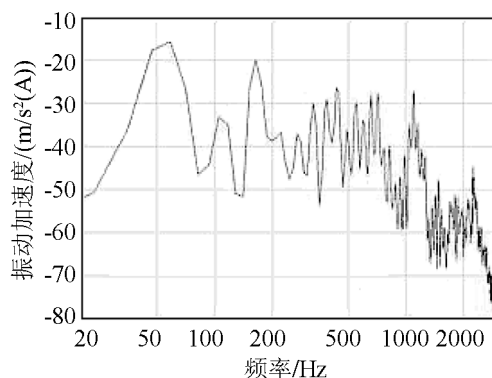


图3 车内地板处振动频谱图

Fig.3 Spectrum of vehicle floor vibration

为了体现出空调压缩机振动传递到车身上的情况,这里只列出了空调压缩机悬置处支架侧的振动频谱图,如图4所示。

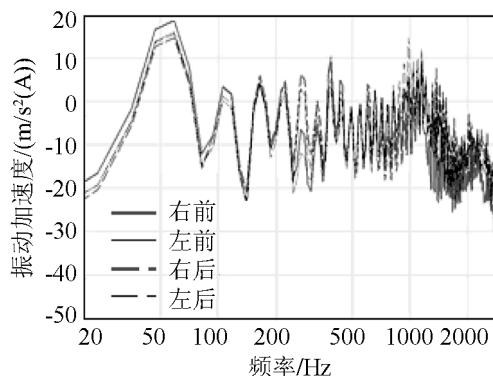


图4 空调压缩机悬置处支架侧的振动频谱图

Fig.4 Spectrum of side bracket vibration of air-conditioner compressor

由图3可看出,车内振动频谱图的峰值频率基本上与车内外噪声的峰值频率一致。由图4看出,空调压缩机振动通过四个悬置传递到支架侧的振动基本相同,其峰值频率与车内外噪声的频率相一致,且呈明显的倍频关系。由此可预测空调压缩机的工作频率有可能与支架的固有频率相接近,引起支架的共振,进而造成车身板件振动产生辐射噪声。

2.3 空调压缩机悬置传递特性分析

通过计算悬置下置点到上置点的传递函数,计算出加速度、速度或力的幅值的变化,可获得各橡胶悬置的在频域上的隔振特性。本文以悬置 z 向加速度传递率来评价悬置的隔振性能。

由上文分析可知,空调压缩机四个悬置的振动情况基本相同,本文此处仅以右前悬置为例进行了传递函数计算,计算结果如图5所示。从图中可以

看出, 右前悬置的传递特性在 1200Hz 以下的中低频范围内均较差, 其传递函数接近于 1, 并没有起到隔振的作用。因此, 改善空调压缩机悬置的隔振性能对于降低由空调压缩机引起的车内噪声将非常重要。

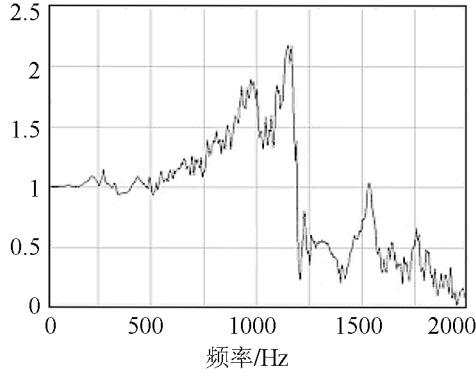


图5 右前悬置传递特性

Fig.5 Transmission characteristics of right anterior suspension

将空调压缩机单侧悬置和支架系统简化为支架与压缩机的二自由度振动系统, 简化后的模型如图 6 所示。

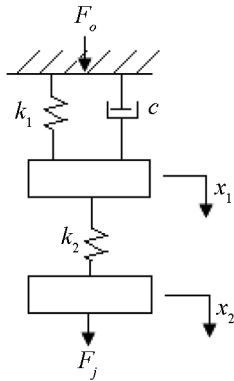


图6 空调压缩机悬置二自由度振动系统

Fig.6 Two degrees of freedom vibration system of air-conditioner compressor mounting

图 6 中 m_1 为空调压缩机支架的质量, m_2 为空调压缩机的质量, k_1 为支架的刚度, k_2 为压缩机单个悬置的刚度, c 为支架的阻尼, F_i 为激振力, F_o 为系统实际传给基座的力。支架与压缩机垂直位移坐标为 x_1 、 x_2 , 坐标原点选在各自的平衡位置, 其运动微分方程为:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + c \dot{x}_1 + k_2 (x_1 - x_2) = 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) + F_i = 0 \end{cases} \quad (1)$$

通过偏频计算可得:

支架部分的固有圆频率为:

$$\omega_1 = \sqrt{(k_1 + k_2)/m_1} \quad (2)$$

压缩机部分的固有圆频率为:

$$\omega_2 = \sqrt{k_2/m_2} \quad (3)$$

设 m_1 、 m_2 以相同圆频率 ω 和相角 φ 做简谐振

动, 根据参考文献[11]可得:

$$\left| \frac{x_1}{F_i} \right| = \frac{1}{k_2} \left\{ \frac{1}{[(\mu\alpha^2 - \gamma)(\alpha^2 - 1) - \alpha^2]^2 + [\zeta\alpha(1 - \alpha^2)]^2} \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (4)$$

式中: $\alpha = \omega/\omega_2$, 刚度比 $\gamma = k_1/k_2$, 质量比 $\mu = m_1/m_2$, 阻尼比 $\zeta = c/\sqrt{k_2 m_2}$ 。

系统的力传递率为:

$$\left| \frac{F_o}{F_i} \right| = \left| \frac{m_1 \ddot{x}_1}{F_i} \right| = m_1 \omega^2 \left| \frac{x_1}{F_i} \right| \quad (5)$$

由式(4)、(5)可知, 系统的力传递率过大是由于刚度比 $\gamma = k_1/k_2$ 过小引起的。悬置刚度和支架刚度串联, 当支架过软时, 不能选择合适的悬置来改善系统的力传递特性。所以有必要对支架进行动态特性分析, 改进结构, 提高支架刚度。

2.4 相干分析

根据传递路径分析原理, 车内噪声按传递路径可分为结构传递噪声和空气传播噪声^[12]。

为了确定空调压缩机向车内传递噪声的路径, 本文采用相干分析方法分别将车内噪声信号对压缩机右前悬置支架侧的振动信号和空调压缩机近场噪声信号进行相干分析。分析结果如图 7、8 所示。

由图 7、8 可以看出, 振动信号对车内噪声在

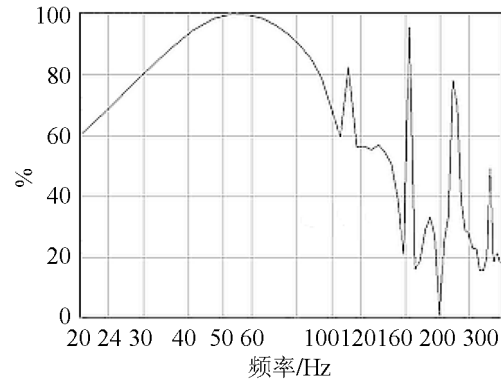


图7 车内噪声与压缩机右前悬置支架侧振动的相干分析

Fig.7 Coherent analysis of car interior noise and bracket vibration of right anterior suspension

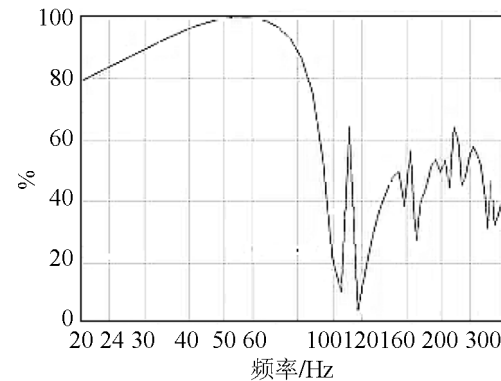


图8 车内噪声与空调压缩机近场噪声相干分析

Fig.8 Coherent analysis of car interior noise and near field noise of air-conditioner compressor

主要峰值频率 108.6Hz、164.0Hz、219.3Hz、275.1Hz 处的相干性要明显高于噪声信号,这说明由于空调压缩机悬置的隔振性能不理想导致压缩机的振动通过压缩机支架传递至车身,从而引起板件辐射噪声。结合前面的分析可以进一步确定空调压缩机在 55Hz 附件的振动和悬置的隔振性能不佳是导致车内低频噪声的主要原因。

3 空调压缩机支架的试验模态分析

由车内地板及支架振动特性分析可知,在空调压缩机运行时,空调压缩机支架有可能发生了共振,从而使压缩机产生的振动通过支架传递到车身上产生板件辐射噪声,因此有必要对空调压缩机支架进行结构模态分析。

3.1 空调压缩机支架模态试验介绍

试验使用的是 pcb 的加速度传感器,该传感器的质量和体积非常小,不需磁座安装,大大减小了附加质量的影响,从而提高了测试精度。因为振动能量主要集中在基频 55Hz 处,试验中主要研究 300Hz 以内的固有模态,采用脉冲随机信号(burst random)激振,其信号采集时的采样频率为 400Hz,信号平均次数为 100 次,采样时间为 512s,测试系统框图如图 9 所示。

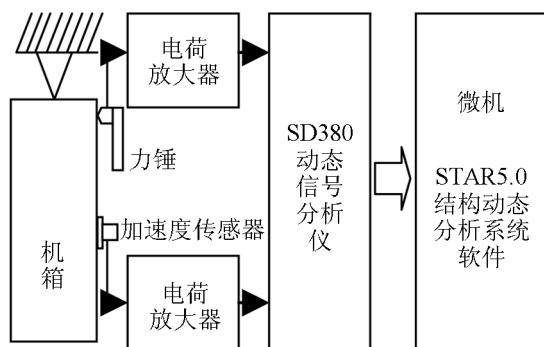


图 9 测试系统框图
Fig.9 Diagram of measuring system

由于拆卸压缩机支架需要拆卸线束、风机控制器、空调冷凝液等多个部件,工作量极大,考虑到支架的模态频率要比整车高得多,所以本试验在原车上进行测试。

3.2 试验及数据处理

试验采用的参数识别方法是多自由度曲线拟合的方法,对各点的频响函数进行集总平均,得到的平均结果作为参考点的频响函数对系统进行曲线拟合,识别出模态参数以及各阶模态振型。模态

参数识别结果如表 1 所示。

表 1 试验模态参数
Table 1 Parameters of experimental modal

阶数	固有频率/Hz	阻尼比/%	阶数	固有频率/Hz	阻尼比/%
1	48.1904	2.74226	5	163.579	0.167669
2	56.9865	1.65078	6	208.209	0.175121
3	93.9454	3.21087	7	235.346	0.354266
4	127.097	0.279225	8	251.956	0.302336

从表 1 中可以看出,空调压缩机二阶固有频率 56.9865Hz 与空调压缩机基频 55Hz 相近,因此在空调压缩机运行时很容易引起压缩机支架的低频共振,致使车辆的 NVH 性能下降。所以有必要对空调压缩机支架进行结构改进。

4 空调压缩机支架结构动态特性改进

使用两种增强材料(增强泡沫和增强板)对空调压缩机支架进行结构增强处理。使用胶枪将增强泡沫挤压进支架的空心杆件中,而增强板则直接粘贴在杆件上,待泡沫固化和通过加热带加热增强板并冷却后即可达到最终强度。

4.1 结构改进后的支架模态试验验证

支架改进后的模态试验过程与 2.2 节所述的试验过程类似。模态试验参数识别结果如表 2 所示。

表 2 试验模态参数
Table 2 Parameters of experimental modal after improving

阶数	固有频率/Hz	阻尼比/%	阶数	固有频率/Hz	阻尼比/%
1	59.9237	2.27	5	173.216	1.99
2	67.662	0.26	6	221.562	2.21
3	107.513	0.18	7	261.596	1.31
4	139.064	1.00	8	288.114	3.79

由表 1、2 可得,通过填充增强泡沫和粘贴增强板,压缩机支架的整体刚度增强,支架的动态特性有了明显的改善,改进前后移频效果比较显著。改进后支架的第一阶模态频率为 59.9Hz,避开了压缩机基频(55Hz),避免了共振的产生。

4.2 结构改进后的实车声振特性试验验证

结构改进后的空调压缩机独立运行下的整车声振特性试验的实验方法与第 2 节中一致。改进后车内噪声频谱图如图 10 所示,改进前后车内噪声对比如表 3 所示。

从表 3 可以看出,支架刚度增强后,车内(驾驶员右耳侧)噪声的 A 计权声压级下降了 2.2dB,虽然车左噪声还有小幅度的增加,但由图 2、10 分析可知,改进前,车前和车左侧的噪声在低频段也有比

表 3 改进前后车内外噪声对比
Table 3 Comparison of experimental modal results before and after improving

参考点	声压级 dB(A)	
	改进前	改进后
空压机近场	86.4	86.2
车内	61.6	59.4
车前噪声	63.9	61.8
车左噪声	60.7	61.3

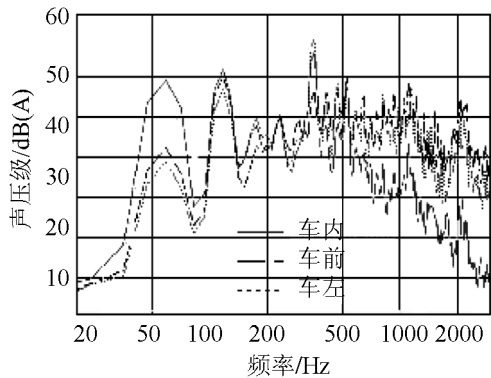


图 10 车内外参考点 A 计权噪声频谱图
Fig.10 Noise spectrum (A weighting) at reference points inside and outside vehicle

较明显的峰值频率,主要集中在 200Hz 以下,且呈明显的倍频关系基频为 58.6Hz;改进后,200Hz 以下的噪声峰值已不明显,低频段的主要噪声峰值频率而是集中在 300~600Hz 的频段内。因此,对于车外噪声而言,噪声级并没有得到良好的改善,但是其频谱结构却发生了较大的改变。

结构改进前后车内地板振动峰值频率处的振动加速度如表 4 所示

表 4 改进前后的车内地板振动峰值频率处振动加速度
Table 4 Floor vibration acceleration of interior vehicle at the main frequency of peak value before and after improving

改进前 频率/Hz	改进前加速度 /(m/s ²)	改进后 频率/Hz	改进后加速度 /(m/s ²)
58.6	0.16	58.7	0.055
163.8	0.1	117.2	0.038
386.4	0.046	293.4	0.05
656.7	0.0624	351.9	0.076

从表 4 可以看出,在车内噪声下降的同时,车内地板振动加速度在低频 58.6Hz 和 163.8Hz 处也有大幅度的降低,改善了车内的低频振动,进一步证实了结构噪声对车内低频噪声有较大贡献。而在中频段 386.4Hz 和 656.7Hz 处有小幅的上升,但振动加速度值保持在较低的范围。

图 11 为结构改进后的右前悬置传递特性图,与改进前的传递特性图 5 比较后可看出,改进后以 z 向加速度传递率来评价的悬置隔振性能有所改善,特别是在 300Hz 以下的低频处,传递函数均小于 0.9。

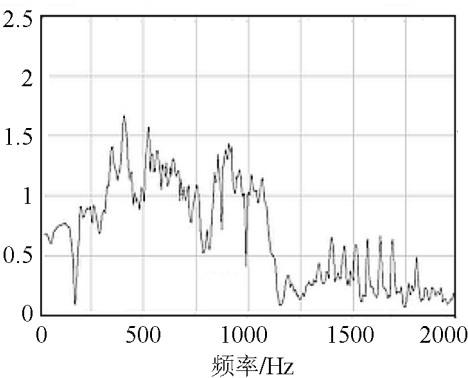


图 11 改进后右前悬置传递特性
Fig.11 Transmission characteristics of right anterior suspension after improving

5 结 论

通过以上分析,可得出如下结论:

- (1) 压缩机的振动通过压缩机支架传递至车身,从而引起板件振动并向车内辐射噪声,是压缩机独立工作时车内低频噪声的主要来源。
- (2) 空调压缩机支架的刚度过低和其因为低阶模态频率与压缩机激励频率相近而发生共振是车内噪声能量主要集中在基频处的原因。
- (3) 使用增强材料(增强泡沫和增强板)对压缩机支架进行了改进,提高了压缩机支架的整体刚度,减少了激振频段范围内的模态数量,降低了车内噪声及低频车身板件振动,通过试验验证了改进效果,为进一步降低燃料电池车噪声水平做出了贡献。

参 考 文 献

[1] 陈有松,左曙光,阎礁. 燃料电池轿车的室内噪声分析与预测[J]. 汽车工程, 2006, 28(9): 861-865.
CHEN Yousong, ZUO Shuguang, YAN Jia. Interior noise prediction for fuel cell car[J]. Automotive engineering, 2006, 28(9): 861-865.

[2] 阎礁,左曙光,郭荣,等. 燃料电池轿车车内噪声特性试验分析[J]. 汽车技术, 2006, (5): 34-38.
YAN Jiao, ZUO Shuguang, GUO Rong, et al. The test analysis of internal noise characteristics of the fuel cell passenger car[J]. Automobile Technology, 2006, (5): 34-38.

[3] 郭荣,万钢,左曙光,王鸿雁. 燃料电池轿车主要噪声源识别的试验研究[J]. 汽车工程, 2007, 29(5): 377-380.
GUO Rong, WAN Gang, ZUO Shuguang, WANG Hongyan. An experimental study on noise sources identification for fuel cell vehicle[J]. Automotive engineering, 2007, 29(5): 377-380.

[4] 郭荣,万钢,左曙光. 燃料电池轿车车内噪声传递路径分析[J]. 汽车工程, 2007, 29(8): 635-641.
GUO Rong, WAN Gang, ZUO Shuguang. A study on the transfer path of the interior noise of a fuel cell car[J]. Automotive engineering, 2007, 29(8): 635-641.

[5] 蔡建江,左曙光,冯青. 燃料电池轿车驱动电机悬置的优化设计[J]. 振动、测试与诊断, 2008, 28(1): 5-9.

- CAI Jianjiang, ZUO Shuguang, FENG Qing. Optimization design of fuel cell car's driving motor mount[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2008, **28**(1): 5-9.
- [6] 吴旭东, 左曙光. 偏相干分析在燃料电池轿车噪声源识别中的应用[J]. 噪声与振动控制, 2008, **28**(4): 81-84.
- WU Xudong, ZUO Shuguang. Identifying noise source based on application to partial coherence analysis in fuel cell car[J]. Noise and Vibration Control, 2008, **28**(4): 81-84.
- [7] 申秀敏, 左曙光, 蔡建江, 冯青. 燃料电池车声振测试及噪声源识别[J]. 声学技术, 2008, **27**(4): 570-576.
- SHEN Xiumin, ZUO Shuguang, CAI Jian-jiang, FENG Qing. Noise and vibration tests for fuel cell vehicle and noise sources identification[J]. Technical Acoustic, 2008, **27**(4): 570-576.
- [8] 李林, 左曙光, 申秀敏, 张世炜. 燃料电池轿车氢辅系统的动态特性分析[J]. 噪声与振动控制, 2008, **28**(4): 101-104.
- LI Lin, ZUO Shuguang, SHEN Xiumin, ZHANG Shiwei. Dynamic property analysis of the hydrogen auxiliary system of the fuel cell vehicle[J]. Noise and Vibration Control, 2008, **28**(4): 101-104.
- [9] SHEN Xiumin, ZUO Shuguang, ZHANG Shiwei, LI Lin. Transfer Path Analysis of Fuel Cell Vehicle Interior Air-borne Noise[A]. 2008 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference[C]. 468.
- [10] 江华, 李欣. 旋转式空调压缩机的振动和噪声研究[J]. 机电工程技术, 2005, **34**(8): 53-56.
- JIANG Hua, LI Xin. Vibration and noise study of the rolling air-condition compressor[J]. Mechanical & Electrical Engineering Technology, 2005, **34**(8): 53-56.
- [11] 靳晓雄, 张立军, 江浩. 汽车振动分析[M]. 上海: 同济大学出版社, 2002. 72-81.
- JIN Xiaoxiong, ZHANG Lijun, JIANG Hao. Vibration analysis of automotive[M]. Shanghai: Shanghai Tongji University Press, 2002. 72-81.
- [12] Roland Sottek, Philipp Sellerbeck, Martin Klemen. An artificial head which speaks from its ears: investigations on reciprocal transfer path analysis in vehicles, using a binaural sound source[A]. SAE 2003 Noise and Vibration Conference and Exhibition[C]. 2003-01-1635.

• 简 讯 •

英国将建新综合性海洋研究中心

摘译自: <http://www.nerc.ac.uk/press/releases/2010/04-noc.asp>

英国自然环境研究理事会(Natural Environment Research Council, NERC)宣布建立一个全新的国家海洋研究中心, 该机构将与英国海洋研究相关部门合作进行范围涵盖近岸到深海的海洋科技研究。新的英国国家海洋学研究中心(NOC)是由 NERC 管理, 位于英国南安普顿海洋研究中心(NOCS)的研究机构和 NERC 普劳德曼海洋实验室(Proudman Oceanographic Laboratory, POL)合并组成。NOC 将会在提高包括英国皇家船舶研究中心(Royal Research Ships)在内的海洋研究部门的研究能力, 提高深海潜水器和先进海洋技术的研究能力。NOC 还将成为全球平均海平面数据中心、英国海平面检测系统的气候变化和洪水警报数据的数据中心和英国国家海底沉积物数据中心。

《声学技术》编辑部