

基于传递路径改进的车用电池包减振降噪*

胡胜龙¹, 左曙光¹, 娄豫皖²

(1. 同济大学新能源汽车工程中心 上海, 201804) (2. 安靠电源有限公司 苏州, 215000)

摘要 针对车用电池包内由继电器振动所引发的噪声问题, 首先, 通过电池包的声振试验并结合频率响应函数和电池包壳体振动频谱特性的分析, 找出了电池包的噪声源; 其次, 基于继电器振动的传递路径改进设计了一款低刚度隔振垫, 用于过滤继电器中的低频振动, 从而实现电池包的降噪。结果表明: 电池包内继电器的振动主要是由刚性连接的螺栓直接传递给继电器附近的电池包壳体, 从而引发壳体共振并向外辐射噪声; 所设计的隔振垫可很好地过滤继电器中低频的振动且达到了较好的降噪效果; 在电池包上盖板打开的状态下, 总声压级下降了约 6 dB; 在电池包上盖板密封的状态下, 总声压级降低了将近 11 dB。

关键词 电池包; 继电器; 振动; 噪声; 隔振垫

中图分类号 TH69; TB535; TK05

引言

对于传统内燃机汽车, 发动机的噪声是其主要噪声来源。电动汽车与传统内燃机汽车相比, 车内外噪声得到了很大改善^[1-3], 并且驱动电机、空调压缩机等系统是电动汽车噪声的主要来源之一^[4-5]。但是实际电动汽车上由继电器内衔铁吸合或断开的碰撞振动所产生的电池包噪声问题也比较突出, 因此不容忽视。要实现电池包的降噪, 需进行噪声源识别与相应的降噪技术方面的研究。

文献[6-8]以汽车的变速箱为研究对象, 分析其噪声的主要来源, 采取了不同的降噪措施来控制 and 减小变速箱的噪声。文献[9-11]针对汽车发动机提出了不同的噪声源识别技术, 为发动机的降噪和整车的噪声、振动与声振粗糙度(noise, vibration and harshness, 简称 NVH)性能设计提供参考。文献[12]基于汽车发电机电磁噪声的产生机理, 研究了发电机噪声源的识别方法, 为发电机的电磁降噪设计提供依据。文献[13]通过燃料电池车的振动噪声试验与分析, 确定其主要噪声源为空气与氢气辅助系统及电池冷却系统, 并针对主要噪声源, 提出了相应的改进方案。文献[14]基于传感器阵列, 对电动汽车的电机系统进行了噪声源的识别研究, 确定了

工作状态下的电机系统主要噪声源为风扇、变速箱和电机本体。上述文献在传统内燃机汽车的变速箱、发动机、发电机及电动汽车的空气与氢气辅助系统、电池冷却系统、驱动电机系统等方面进行了噪声源识别的相关研究, 但实际电动车上还存在电池包噪声源识别的问题。

近年来在汽车隔振降噪方面的研究主要集中在传统汽车的发动机隔振降噪技术方面。文献[15-18]采用不同的方法对汽车发动机动力总成悬置系统进行隔振设计, 分析不同因素对动力总成系统隔振性能的影响并进行相应的评估。文献[19-20]对影响发动机悬置系统隔振效果的关键参数进行分析, 探讨了不同的隔振性能优化方法, 从而达到汽车减振降噪的目的。笔者针对由继电器振动引发的电池包噪声问题进行研究, 首先, 通过电池包的噪声试验找出对电池包噪声贡献较大的继电器; 其次, 分析继电器刚性连接状态与自由悬挂状态的噪声峰值频率, 初步判断主要是继电器振动直接作用于电池包壳体上引起壳体振动并辐射噪声; 然后, 结合频率响应函数及电池包壳体振动频谱特性分析, 进一步确定了电池包的噪声源; 最后, 基于继电器振动的传递路径改进设计一款低刚度隔振垫用于过滤继电器中低频的振动, 从而达到电池包降噪的目的。

* 国家自然科学基金资助项目(51375343); 国家重大科学仪器设备开发专项资助项目(2012YQ150256)
收稿日期: 2018-01-07; 修回日期: 2018-05-25

1 电池包的噪声源识别

1.1 电池包的噪声测试与分析

车用电池包的工作与否由电池包内的继电器决定,继电器内的衔铁吸合后电池包开始工作,继电器内衔铁断开时则电池包不工作。电池包内继电器衔铁的吸合或断开碰撞会产生振动并辐射噪声,所以车用电池包的噪声主要由继电器的振动引发,如图1所示电池包的继电器 A_1 , A_2 , B_1 和 B_2 ,此时电池包的上盖板处于打开状态。由于这4个继电器规格不同,导致其对电池包噪声的贡献不一致,为了找出对电池包噪声贡献最大的继电器,先进行了继电器初始安装状态的噪声试验。

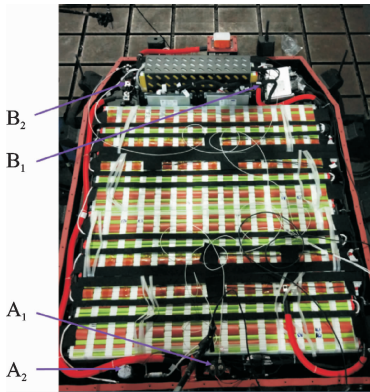


图1 电池包内的继电器布置

Fig. 1 The layout of relays in the battery pack

电池包上盖板密封与打开状态下的继电器 A_1 , A_2 , B_1 和 B_2 的 A 计权噪声声压级如表1所示。噪声测试时,每次仅让一个继电器工作,在其正上方30 cm处布置麦克风,单独采集信号,避免继电器的噪声互相干扰。从表1中可以看出,在4个继电器的噪声声压级中,继电器 B_2 处的声压级最大,密封状态下高达65 dB,不满足以居住区域为主的一类国家环境噪声55 dB的标准。电池包上盖板打开后的声压级相对密封状态上升了大约11 dB,说明电池包上盖板具有一定的隔声作用。另外,4个继电器在电池包壳体上的安装方法都一样,如图2所示,都是通过螺栓与电池包壳体刚性连接。综上所述,由于继电器 B_2 对电池包的声压级贡献最大且4个继电器的安装方法都一样,因此以继电器 B_2 为重点研究对象,寻找一种适用于电池包内所有继电器的通用降噪法。

表1 电池包上盖板打开与密封状态下4个测点的声压级对比

Tab. 1 Comparison between the sound pressure level at the four measuring points

测点位置	声压级/dB(A)	
	密封状态	打开状态
A_1	64.38	74.44
A_2	60.10	71.14
B_1	60.37	71.20
B_2	65.09	76.62

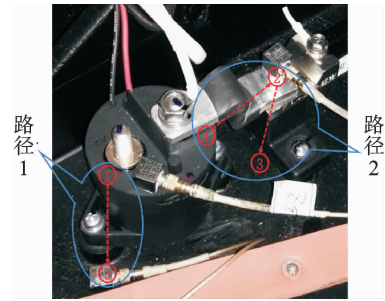


图2 继电器在电池包壳体上的安装

Fig. 2 The installation of relay in the battery pack

经上述分析发现,继电器 B_2 对电池包的噪声贡献最大。为进一步确定是继电器本身的噪声经空气直接传播还是继电器振动作用于电池包壳体上引起壳体振动再辐射噪声,进行了继电器自由悬挂状态下的噪声试验,继电器 B_2 自由悬挂状态下的噪声频谱如图3所示。由图3可知,继电器刚性连接状态下的噪声声压级(sound pressure level,简称 SPL)比自由悬挂状态高达6 dB。继电器刚性连接状态与自由悬挂状态下的噪声峰值频率并不一致,继电器 B_2 刚性连接状态下的噪声在频率450, 2 200和2 750 Hz附近出现明显峰值,尤其在450 Hz处的噪声高达56 dB,而自由悬挂状态下的继电器在上述频率附近并未出现峰值。这主要是因为继电器通过螺栓与电池包壳体刚性连接导致继电器激发了上述3个频率下的壳体模态,从而引起壳体共振并向外辐射噪声。继电器能激发上述3个频率下的壳体模态原因,即电池包产生噪声根源为:a. 继电器衔铁吸合或断开的脉冲力频带涵盖了上述3个频率且在上述3个频率下的脉冲能量较大;b. 电池包壳体有上述3个频率附近的模态,其固有频率与模态振型如表2所示,固有频率与上述3个噪声峰值频率非常接近,相对误差在3%以内。因此,继电器足以激发上述3个频率下的壳体模态,再通过壳体向外辐射噪声,而非继电器本身的噪声直接经空气传播造成。

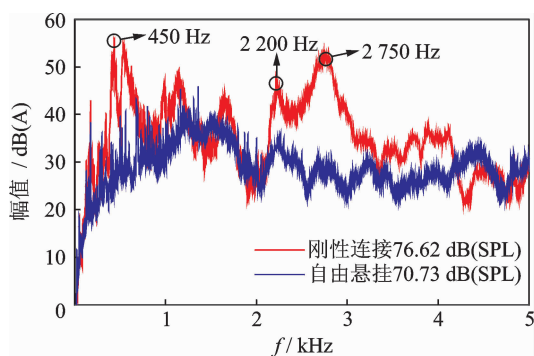
图3 继电器 B₂ 自由悬挂状态下的噪声频谱图Fig. 3 The noise spectrum of the relay B₂ in hanging state

表2 电池包壳体固有频率与模态振型

Tab. 2 The natural frequency and modal shape of the battery pack

固有频率/ Hz	峰值频率/ Hz	相对误差/ %	模态 振型
462	450	2.60	
2 240	2 200	1.79	
2 790	2 750	1.43	

1.2 继电器振动的传递路径识别

由上述分析可知,电池包的噪声主要是继电器的振动作用于电池包壳体上引起壳体共振并向外辐射引起。由于继电器到电池包壳体的传递路径有2条,即图2中的路径1(继电器1—壳体3)与路径2(继电器1—中间支点2—壳体3)。为了进一步确定继电器的振动是经路径1还是路径2传递至电池包壳体,分别测试了2条不同路径的频率响应函数,如图4所示。其中:路径1的频率响应函数定义为壳体3振动响应与继电器1激励输入的比值;路径2的频率响应函数定义为壳体3振动响应与支点2间接激励的比值。从图4中可以看出,路径2的频率响应函数幅值相对路径1小很多,基本可以忽略不计。由此说明继电器的振动主要是由路径1(继电器1—壳体3)直接通过螺栓传递给电池包壳体。

图5为继电器 B₂ 附近的电池包壳体3及中间支点2(见图2)的振动频谱图,由图可以看出,中间支点2的振动加速度幅值基本在 0.01 m/s² 以下,而电池包壳体的最大振动加速度幅值则高达 0.08 m/s²,则中间支点2的振动可以不用考虑。结合上述频率响应函数的分析结论,进一步验证了继电器的振动主要是由路径1传递给电池包壳体,也

就是经由刚性连接的螺栓直接传递给继电器附近的电池包壳体。

从图4路径1的频率响应函数和图5的电池包壳体振动频谱图中还可以看出,频率响应函数的峰值频率与壳体振动加速度峰值频率一致,主要是450,2 200和2 750 Hz。这3个频率与继电器 B₂ 初始安装状态(通过螺栓与电池包壳体刚性连接)下测得的噪声峰值频率完全吻合,进一步说明上述3个频率为电池包壳体的固有频率。由此更加充分地说明:电池包内继电器的振动经由刚性连接的螺栓直接传递给继电器附近的电池包壳体,从而引发壳体共振并向外辐射噪声,是电池包噪声的主要来源。

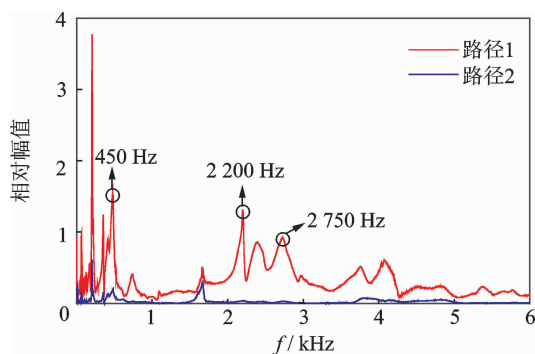


图4 频率响应函数

Fig. 4 Frequency response function

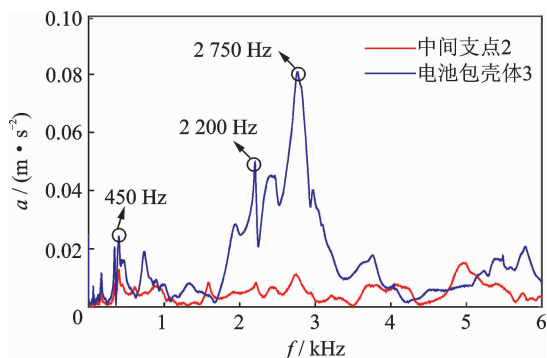


图5 支点2与壳体3的振动频谱图

Fig. 5 The vibration spectrum of the fulcrum and the shell

2 电池包的降噪处理

2.1 隔振垫的设计与安装

分析发现车用电线包的继电器内衔铁吸合或断开的碰撞所引起的振动主要是经图2所示的路径1传递给电池包壳体,即继电器通过螺栓与壳体刚性连接的路径,然后再引起电池包壳体共振从而向外辐射噪声。继电器 B₂ 激励下的电池包壳体的共振频率主要是450,2 200和2 750 Hz这3个频率,均

在 3 000 Hz 以下。因此,本节主要是基于上节的分析结果,通过改进继电器的振动传递路径来降低上述 3 个频率处的振动及噪声,从而达到电池包的降噪目的。由于继电器的振动主要是通过螺栓直接传递给电池包壳体,为了避免电池包壳体的固有频率防止共振,笔者设计一款类似于发动机悬置减振原理的隔振垫,如图 6 所示。

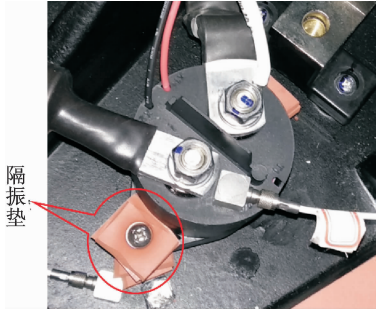


图 6 继电器在电池包壳体上的安装改进图

Fig. 6 The improvement in the installation of relay in the battery pack

选用乙丙橡胶材料的隔振垫,其电绝缘性与弹性良好。在继电器振动激励下,隔振垫也会产生相应的固有频率振动,如式(1)所示

$$\omega_n = \sqrt{k_n/m} \quad (1)$$

其中: ω_n 为隔振垫的固有频率; k_n 为隔振垫的动刚度; m 为继电器的质量。

对于单自由度的隔振系统,若振动传递率(隔振系数)为 T ,那么传递率与隔振垫参数之间满足

$$T = \sqrt{\frac{1 + (2\xi\lambda)^2}{(1 - \lambda^2)^2 + (2\xi\lambda)^2}} \quad (2)$$

其中:频率比 $\lambda = \omega/\omega_n$; 阻尼比 $\xi = c/(2m\omega_n)$; c 为阻尼。

由式(2)可知,传递率是与频率比 λ 和阻尼比 ξ 有关的函数,即可得图 7 所示的传递率曲线。由图 7 可知:当频率比 $\lambda = \sqrt{2}$ 时,传递率 $T=1$,此时传递率不受阻尼比影响;当频率比 $\lambda < \sqrt{2}$ 时,传递率 $T > 1$,隔振垫不起隔振作用;当频率比 $\lambda > \sqrt{2}$ 时,传递率 $T < 1$,隔振垫具有隔振效果,且阻尼比 ξ 越小、频率比 λ 越大,传递率 T 越小,隔振效果越好。由此可见,隔振垫的设计应选取较低阻尼的橡胶材料,同时选取合理的频率比。另外,当频率比 $\lambda > \sqrt{2}$ 时,对于低阻尼的隔振垫($\xi \approx 0$),此时式(2)可简写成式(3)

$$T = \frac{1}{\lambda^2 - 1} \quad (3)$$

由于继电器激励力的频率 ω 是不变的,所以可

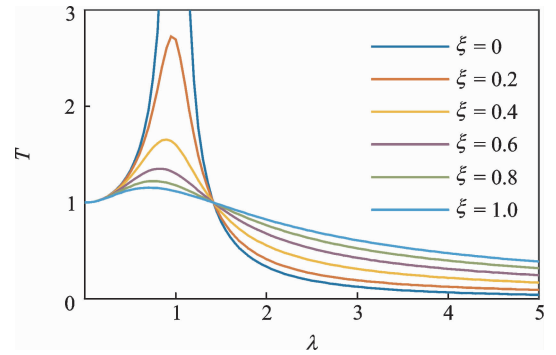


图 7 传递率(隔振系数)曲线

Fig. 7 The curve of transmissibility

以通过设计隔振垫的固有频率 ω_n 来调控频率比 λ 。但频率比 λ 不能选得过大,否则隔振垫固有频率 ω_n 较小,相应的隔振垫动刚度 k_n 偏小,此时若要达到一样的隔振效果,则需要的隔振垫体积过大。另外,从图 7 的传递率曲线也可看出,频率比 $\lambda > 5$ 以后,传递率 T 几乎水平,实际上选取 λ 值在 2.5~5 之间即可。

在隔振过程中,橡胶垫承受继电器的重力不大,因此所用橡胶的永久形变量较小。为方便分析,假设橡胶垫材料的应力应变为线性的,从而可用橡胶垫的有效压缩模量(与橡胶材料特性与几何形状有关)来表征隔振垫特性^[21],如式(4)所示

$$k_s = SE_e/h \quad (4)$$

其中: k_s 为隔振垫的静刚度; E_e 为隔振垫的有效压缩模量; S 为隔振垫面积; h 为隔振垫的厚度。

一般橡胶的静刚度 k_s 小于其动刚度 k_n ,且 k_n/k_s 的值为 1.2~2。

几何形状对隔振垫的有效压缩模量影响较大,有效压缩模量 E_e 与几何形状因素 j (隔振垫承载面积与非承载面积的比值)之间满足以下关系式^[22]

$$E_e = E_0(1 + 2kj^2) \quad (5)$$

其中: E_0 为橡胶的弹性模量; j 为隔振垫几何形状因素; k 为校正因素。

根据文献[22]可知, k 的一般取值范围为 0.5~1,一般乙丙橡胶隔振垫的极限静态应力 σ 的取值范围为 0.060~0.070 MPa。此时可求出隔振垫的最小承载面积 S_0 。

$$S_0 = Q/\sigma \quad (6)$$

其中: Q 为隔振垫所受静载荷。

本研究继电器引起的噪声峰值频率 f 为 450 Hz,能量最大,主要对其进行隔振。继电器 B_2 的质量为 1 kg,则隔振垫所受静载荷 Q 为 9.8 N,根

据式(6)可求出隔振垫的最小承载面积 S_0 为 163 mm^2 。选用的隔振垫为方形,那么隔振垫面积 S 可取值为 625 mm^2 ,其对应长度 l 为 25 mm 。隔振垫几何形状因素 j 的值为 0.35 。为了保证隔振垫具有足够的形变量, h/l 应在 $0.05 \sim 0.15$ 之间^[22],本研究隔振垫厚度 h 值为 2.5 mm 。

为满足使用安全要求,本研究隔振垫传递率 T 选为 0.2 ,结合式(3)和式(1)可得隔振垫的固有频率 f_n 为 184 Hz ,隔振垫的动刚度 k_n 为 $1\,332 \text{ N/mm}$ 。动刚度与静刚度的比值 k_n/k_s 选最小值 1.2 ,则隔振垫的静刚度 k_s 为 $1\,110 \text{ N/mm}$,再通过式(4)可求出隔振垫的有效压缩模量 E_c 为 4.44 MPa 。另外,本研究的校正因素 k 值取 0.5 ,运用式(5)可求得隔振垫所需橡胶材料的弹性模量 E_0 为 3.96 MPa 。

因此,笔者选用弹性模量为 3.96 MPa 的橡胶材料制备边长为 25 mm 、厚度为 2.5 mm 的方形隔振垫。

2.2 电池包壳体的减振及降噪效果分析

由于频率响应函数仅受结构参数的影响,因此可以用它来反映结构参数变化对系统响应特性的影响。橡胶隔振垫有一定的弹性,安装于固定继电器的螺栓两端必然会影响到系统的频率响应函数。图8为改进前后的频率响应函数,可见改进后的频率响应函数在 $3\,000 \text{ Hz}$ 以下的幅值均明显下降,初步说明本研究设计的隔振垫有中低频段滤波的作用。

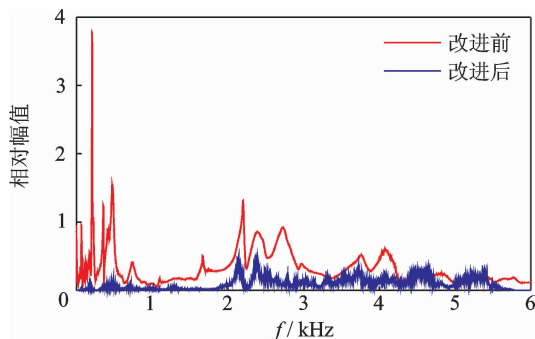


图8 改进前后的频率响应函数

Fig. 8 Frequency response function before and after improvement

图9为继电器 B_2 传递路径改进前后的电池包壳体振动加速度频谱图,表3为改进前后上述3个共振频率下的振动加速度对比表。从图9可见,改进后的壳体振动加速度普遍下降,尤其在上述3个壳体共振频率处的振动加速度下降很明显且幅度很大,最高达 91.4% 。这说明上述继电器的振动传递

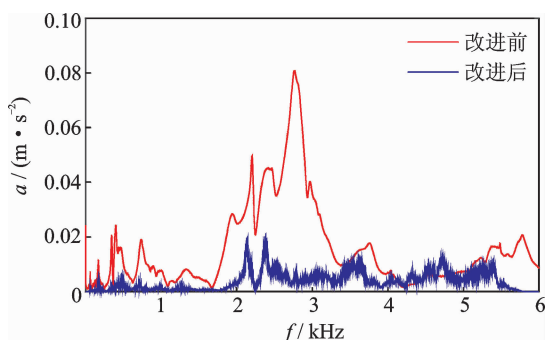


图9 改进前后电池包壳体的振动频谱图

Fig. 9 The vibration spectrum of shell before and after improvement

路径改进方案能很好地过滤继电器 3 kHz 以下的振动,从而达到减小传递给电池包壳体的振动能量的效果。

表3 改进前后继电器 B_2 附近的壳体共振频率下的振动加速度对比

Tab. 3 Comparison of vibration acceleration in the resonant frequency of relay B_2

f/Hz	改进前的振动加速度/ $(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	改进后的振动加速度/ $(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	下降百分比/%
450	0.023	0.004	82.6
2 200	0.050	0.020	60.0
2 750	0.081	0.007	91.3

图10为在电池包上盖板打开状态下测得的改进前后的继电器 B_2 附近的噪声频谱图,表4为改进前后上述3个壳体共振频率下的噪声幅值对比表。从图10可以看出,改进后的噪声声压级相对改进前的下降约 6 dB ,不同频率处的噪声幅值普遍下降,尤其在共振频率处的噪声幅值下降幅度最大,具体数值见表4。在图10中,改进后的噪声峰值频率出现在 $1 \text{ kHz} \sim 2 \text{ kHz}$ 之间,结合图3的继电器 B_2 自由悬挂状态下的噪声频谱图可知,继电器 B_2 本体的噪声峰值频段也在 $1 \text{ kHz} \sim 2 \text{ kHz}$ 之间,这说明此频

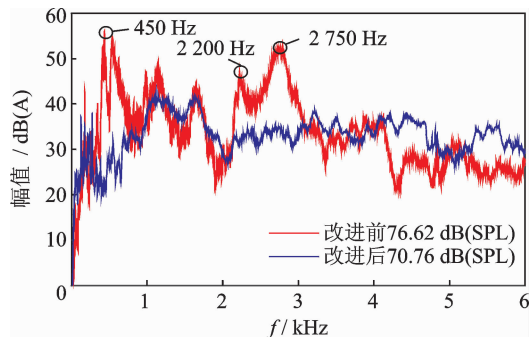


图10 改进前后的继电器 B_2 附近的噪声频谱图

Fig. 10 The noise spectrum of the relay B_2 before and after improvement

段的噪声为继电器自身的噪声,与电池包壳体无关。经上述分析,进一步验证了笔者设计的这款隔振垫可以很好地过滤继电器中低频的振动,从而达到电池包的降噪效果。

表4 改进前后继电器B₂附近的壳体共振频率下的噪声幅值对比

Tab.4 Comparison of noise amplitude in the resonant frequency of shell

f/Hz	改进前的噪声幅值/dB	改进后的噪声幅值/dB	下降幅度/dB
450	56.0	31.6	24.4
2 200	47.3	33.2	14.2
2 750	51.8	34.8	17.0

在电池包上盖板打开与密封状态下,振动传递路径改进前后的4个继电器附近的声压级对比如表5所示。由表5可见,无论电池包的上盖板是打开还是密封,传递路径改进后的4个继电器附近的声压级相对改进前的都下降明显;在电池包上盖板打开状态下,传递路径改进后的声压级相对改进前的降低了约6 dB;在电池包上盖板密封状态下,传递路径改进后的声压级相对改进前的降低了约11 dB。改进后的电池包密封状态下正常工作时的声压级均在55 dB以内,满足以居住区域为主的一类国家环境噪声标准。

表5 电池包上盖板分别在打开与密封状态下4个继电器安装改进前后的声压级对比

Tab.5 Comparison of sound pressure level before and after improvement of the installation

测点位置	改进前的		改进后的	
	声压级/dB(A)		声压级/dB(A)	
	密封	打开	密封	打开
A ₁	64.38	74.44	53.44	68.64
A ₂	60.10	71.14	50.03	65.40
B ₁	60.37	71.20	50.15	65.62
B ₂	65.09	76.62	54.18	70.76

3 结论

1) 电池包内继电器的振动经由刚性连接的螺栓直接传递给继电器附近的电池包壳体,从而引发壳体共振并向外辐射噪声,是电池包噪声的主要来源。

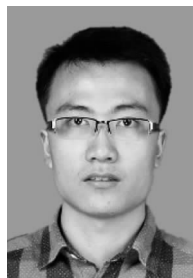
2) 笔者基于继电器振动传递路径改进设计的一款低刚度隔振垫,很好地过滤了继电器中低频的振动。在电池包上盖板打开的状态下,噪声总声压

级下降了约6 dB;在电池包上盖板密封的状态下,噪声总声压级降低了将近11 dB,达到了很好的降噪效果。

参 考 文 献

- [1] Mosquera-Sanchez J, Sarrazin M, Janssens K, et al. Multiple target sound quality balance for hybrid electric powertrain noise [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018, 99: 478-503.
- [2] Echeverria I, Arteche F, Iglesias M, et al. Common mode noise propagation and effects in a four-wheel drive electric vehicle [J]. IEEE Transactions on Electromagnetic Compatibility, 2018, 60(1): 132-139.
- [3] 蔡建江,左曙光,刘学明,等. 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): 5-8.
Cai Jianjiang, Zuo Shuguang, Liu Xueming, et al. Optimization design of fuel cell car's driving motor mount [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2008, 28(1): 5-8. (in Chinese)
- [4] Lin Fu, Zuo Shuguang, Deng Wenzhe, et al. Modeling and analysis of electromagnetic force, vibration, and noise in permanent-magnet synchronous motor considering current harmonics [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2016, 63(12): 7455-7466.
- [5] 何吕昌,左曙光,申秀敏,等. 基于空调压缩机支架改进的燃料电池轿车降噪[J]. 振动、测试与诊断, 2011, 31(3): 339-343.
He Lüchang, Zuo Shuguang, Shen Xiumin, et al. Noise reduction based on frame improvement of air-condition of fuel cell vehicle [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2011, 31(3): 339-343. (in Chinese)
- [6] Shang W, Yan Y, Shi H. Noise identification and fault diagnosis for the new products of the automobile gearbox [C]// IEEE International Conference on Industrial Engineering and Engineering Management. Hong Kong, China: IEEE, 2009.
- [7] Kadmiri Y, Rigaud E, Perret-Liaudet J, et al. Experimental and numerical analysis of automotive gearbox rattle noise [J]. Journal of Sound and Vibration, 2012, 331(13): 3144-3157.
- [8] Brecher C, Schroers M, Loepenhuis C, et al. Experimental analysis of the dynamic noise behavior of a two-stage cylindrical gearbox [J]. Production Engineering-Research and Development, 2017, 11(6): 695-702.
- [9] 杨金才,郝志勇,贾维新. 用连续小波变换识别内燃机噪声源[J]. 浙江大学学报:工学版, 2006, 40(3): 404-

- 407,428.
- Yang Jincai, Hao Zhiyong, Jia Weixin. Using continuous wavelet transform to identify internal combustion engine sound source [J]. *Journal of Zhejiang University: Engineering Science*, 2006, 40(3): 404-407, 428. (in Chinese)
- [10] 褚志刚, 杨洋. 基于非负最小二乘反卷积波束形成的发动机噪声源识别[J]. *振动与冲击*, 2013, 32(23): 75-81.
- Chu Zhigang, Yang Yang. Noise source identification for an engine based on FFT-non-negative least square (NNLS) deconvolution beamforming [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2013, 32(23): 75-81. (in Chinese)
- [11] 孙嵩松, 李志远, 陆益民, 等. 基于声强技术的发动机噪声源识别研究[J]. *汽车工程*, 2014, 36(1): 48-50, 106.
- Sun Songsong, Li Zhiyuan, Lu Yimin, et al. A study on the noise source identification of engine based on sound intensity technique [J]. *Automotive Engineering*, 2014, 36(1): 48-50, 106. (in Chinese)
- [12] Wu Shuanglong, Zuo Shuguang, Wu Xudong, et al. Vibroacoustic prediction and mechanism analysis of claw pole alternators [J]. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2017, 64(6): 4463-4473.
- [13] 申秀敏, 左曙光, 蔡建江, 等. 燃料电池车氢气辅助系统结构动态特性分析[J]. *振动、测试与诊断*, 2009, 29(3): 261-265.
- Shen Xiumin, Zuo Shuguang, Cai Jianjiang, et al. Dynamic analysis of hydrogen auxiliary system structure of fuel cell vehicle [J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2009, 29(3): 261-265. (in Chinese)
- [14] 张承宁, 王再宙, 宋强. 基于传声器阵列电动汽车用电机系统噪声源识别研究[J]. *中国电机工程学报*, 2008, 28(30): 109-112.
- Zhang Chengning, Wang Zaizhou, Song Qiang. Research of noise source identification of traction motor system for electric vehicle based on microphone array [J]. *Proceedings of the CSEE*, 2008, 28(30): 109-112. (in Chinese)
- [15] Angrosch B, Ploechl M, Reinalter W. Mode decoupling concepts of an engine mount system for practical application [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part K-Journal of Multi-Body Dynamics*, 2015, 229(4): 331-343.
- [16] 唐新蓬, 周垚, 章应雄. 基于虚拟样机技术的载货车动力总成悬置隔振性能的仿真[J]. *汽车工程*, 2007, 29(6): 507-510.
- Tang Xinpeng, Zhou Yao, Zhang Yingxiong. A simulation on the vibration isolation performance of truck powertrain mount based on virtual prototyping technology [J]. *Automotive Engineering*, 2007, 29(6): 507-510. (in Chinese)
- [17] Lee J, Singh R. Critical analysis of analogous mechanical models used to describe hydraulic engine mounts [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2008, 311(3/5): 1457-1464.
- [18] Choi S, Song H. Vibration control of a passenger vehicle utilizing a semi-active ER engine mount [J]. *Vehicle System Dynamic*, 2002, 37(3): 193-216.
- [19] 吴杰, 李轼. 某装载机动力总成悬置系统隔振性能优化[J]. *振动与冲击*, 2016, 35(1): 23-27.
- Wu Jie, Li Shi. Optimal design for vibration isolation performance of a loader's powertrain mounting system [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2016, 35(1): 23-27. (in Chinese)
- [20] 范让林, 汪建忠, 吕振华. 汽车发动机悬置系统隔振性能优化[J]. *内燃机学报*, 2010, 28(3): 269-274.
- Fan Ranglin, Wang Jianzhong, Lü Zhenhua. Vibration isolation optimization for automotive engine mounting system [J]. *Transactions of CSICE*, 2010, 28(3): 269-274. (in Chinese)
- [21] Gent A N, Meinecke E A. Compression bending and shear of bonded rubber blocks [J]. *Polymer Engineering and Science*, 1970, 10(1): 48-53.
- [22] Lindley P. *Engineering design with natural rubber* [M]. 4th ed. London, UK: The Malaysian Rubber Producers, 1974: 1-9.



第一作者简介:胡胜龙,男,1993年8月生,博士生。主要研究方向为电动车用驱动电机的NVH及控制。
E-mail: slhu825@163.com

