

某 SUV 车型防火墙过孔件隔声性能影响分析及优化

付年¹, 刘任权², 顾晓卓¹, 莫天石²

(上汽通用五菱汽车股份有限公司 技术中心, 广西 柳州 545007)

摘要: 采用混响室一半消声室法对某原型车防火墙过孔件进行隔声测试, 由测试结果分析换挡拉线过孔、离合主泵过孔、制动主泵过孔、空调管路过孔和转向系统过孔的隔声性能, 在此基础上制订某新开发 SUV 车型防火墙过孔件优化方案, 提升该新车型防火墙总成的隔声性能及整车声品质。

关键词: 汽车; SUV 车型; 防火墙过孔件; 隔声性能

中图分类号: U461.99

文献标志码: A

文章编号: 1671-2668(2019)04-0013-06

防火墙是汽车隔声降噪的第一道防线, 是动力总成噪声传递到车内的主要路径, 其隔声性能的优劣直接决定整车舒适性水平。防火墙一般包括防火墙钣金、外隔音垫、内隔音垫及装配于防火墙上的过孔件(真空助力泵、离合主泵、空调箱等)等零部件。目前对于车辆声学包装的研究大都基于整车, 也有部分人员将研究目标定为防火墙系统, 并得出了一些实用的成果指导工程开发。邓江华等研究了防火墙泄露面积、材料密度、隔音垫覆盖率对防火墙隔声性能的影响, 提出在控制泄露、保证覆盖率的前提下才能考虑增加材料密度以提高隔声性能; 唐荣江等利用混合 FE-SEA 方法对商用车前围声学包进行仿真优化, 认为前围声学包最佳材料组合为毛毡+三元乙丙橡胶(EPDM), 并通过优化使传递损失、重量及厚度三者达到最佳平衡, 同时提升隔声性能; 姜东明利用仿真手段研究前围声学包各材料层的材料参数对吸隔声的影响, 对质量、隔声性能及吸声性能进行优化, 但其研究结果缺乏试验验证。该文以基于原型车开发的新 SUV 车型防火墙为研究对象, 使用混响室一半消声室法对防火墙过孔零件进行试验分析, 着重研究过孔零件密封、结构设计, 在成本改动可实施的情况下提出优化方案。

1 试验方案设计

目前对于声学包隔声仿真分析的方法主要是 SEA 方法及混合 FE-SEA 方法, 代表分析软件为 VA One。由于防火墙过孔零件结构多变, 与周边搭接关系复杂, 在仿真分析软件上建模工作量大, 难以实现, 故目前为止鲜有研究人员发表相关研究成果。而以目前国内的设备和试验能力, 采用试验方

法研究过孔零件则较方便, 结果更准确。为保证试验结果精确, 试验方案设计尤为关键。

1.1 传递损失

传递损失(Transmission Loss, TL)是衡量隔声性能好坏的指标之一, 在工程中可用它来表述声音从被测部件一侧传递到另一侧的能量损失, 即被测部件对声音的隔绝程度。其计算公式为:

$$TL = 10 \lg \frac{1}{\tau} \quad (1)$$

式中: τ 为投射系数, 是透射声功率 W_t 与入射声功率 W_i 的比值[见式(2)]。

$$\tau = \frac{W_t}{W_i} = \frac{I_t}{I_i} = \frac{P_t^2}{P_i^2} \quad (2)$$

式中: I_t 为透射声强; I_i 为入射声强; P_t 为透射声压; P_i 为入射声压。

根据式(1)、式(2), 测试中只需测出入射声压及透射声压即可算出传递损失 TL。

1.2 试验方案

如图 1 所示, 混响室与半消声室之间由隔音墙隔开, 隔音墙上开通孔, 整车防火墙钣金安装固定于通孔之中。防火墙钣金与通孔安装需作如下处理:

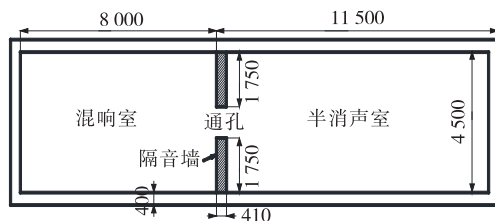


图 1 混响室一半消声室示意图(单位:mm)

(1) 对防火墙钣金进行切割, 保留前挡风玻璃以下、地板以上且包含 A 柱下的防火墙钣金部分。

(2) 使用木板和橡胶板对切割后的防火墙钣金进行密封包装,制作成为与隔声墙通孔大小相同的工装,以方便安装。对木板与防火墙钣金间的缝隙进行密封处理,确保其具有较高的隔声性能。

(3) 工装安装到隔声墙通孔中,对工装与隔声墙间的缝隙进行密封处理,确保无泄露。图2为安装到隔音墙通孔中并密封处理好的工装。

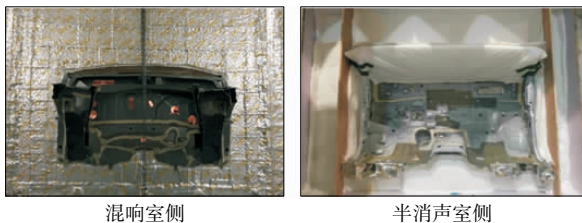


图2 处理好的工装

1.3 方案可行性验证

为验证试验方案的可行性,进行测试与仿真对比分析。在处理好的工装上将防火墙钣金上开孔的地方使用与周边同厚度的钣金进行密封,同时使用橡皮泥对接合缝隙进行密封处理。使用声学仿真软件 VA One 建立与试验相同的 SEA 模型(见图3)进行仿真分析,防火墙钣金传递损失测试结果与仿真分析结果对比见图4和表1。

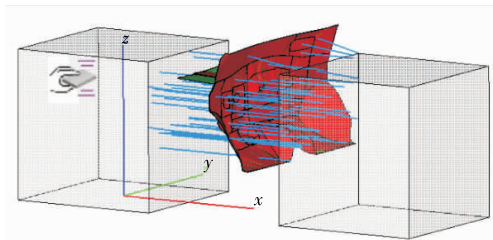


图3 防火墙钣金 SEA 模型

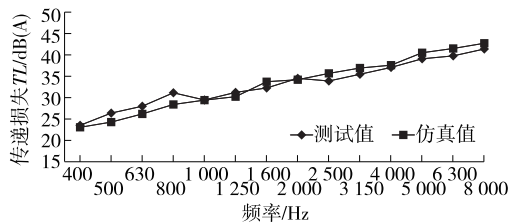


图4 防火墙钣金传递损失测试结果与仿真结果对比

由图4和表1可以看出:防火墙钣金隔声性能测试值的变化趋势与仿真值吻合,误差绝对值在3 dB(A)以内,误差百分比在10%以内,说明测试方案的设计及实行满足精度要求,在该方案的基础上进行测试分析可行。

表1 防火墙钣金传递损失测试结果与仿真结果误差分析

频率/Hz	传递损失/dB(A)		误差	
	测试结果	仿真结果	绝对误差/dB(A)	误差百分比/%
400	23.5	23.1	0.5	2.0
500	26.4	24.3	2.1	8.0
630	28.0	26.2	1.8	6.5
800	31.1	28.4	2.7	8.8
1 000	29.5	29.4	0.1	0.1
1 250	31.2	30.2	1.0	3.2
1 600	32.3	33.7	1.5	4.5
2 000	34.5	34.2	0.3	0.9
2 500	33.9	35.7	1.8	5.3
3 150	35.5	36.9	1.5	4.1
4 000	37.1	37.6	0.5	1.4
5 000	39.1	40.5	1.4	3.6
6 300	39.8	41.5	1.7	4.4
8 000	41.4	42.7	1.3	3.2

2 原型车过孔件隔声测试分析

由于新车型是基于原型车开发的,需对原型车防火墙过孔件进行测试分析,找出密封隔声的薄弱点,在此基础上对防火墙过孔件的结构进行优化,使性能和变更成本最优。

为使测试更接近实车状态,进行以下处理:安装防火墙内、外隔音垫,开孔处采用20 mm 相同材料进行封堵覆盖,周边缝隙使用橡皮泥进行密封(见图5)。进行某一过孔件测试时,仅安装该过孔件,其他过孔均恢复上面的密封状态,以免对正在进行测试的过孔件测试结果造成影响。



图5 内、外隔音垫密封处理

2.1 换挡拉线过孔

在其他防火墙过孔密封处理的基础上对换挡拉线进行表2所示方案测试,测试结果见图6。

由图6可知:1) 拉线与橡胶的间隙是换挡拉线的主要泄漏源。经检查零件,发现拉线与密封垫能

表 2 换挡拉线测试方案

方案编号	方案状态说明
方案 1	换挡拉线正常安装,保持原设计状态
方案 2	在方案 1 的基础上密封拉线与密封垫配合处
方案 3	在方案 2 的基础上密封密封垫与防火墙钣金配合处
方案 4	在方案 3 的基础上把换挡拉线全封堵,相当于增加密封垫厚度

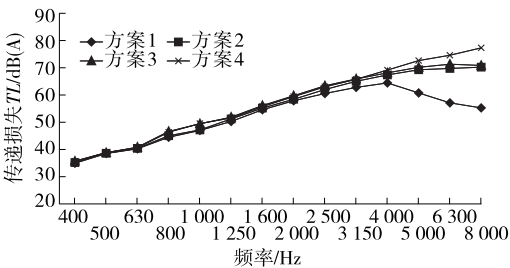


图 6 换挡拉线测试结果

轻易滑动,说明该处配合不良造成泄露。2) 密封垫本身的隔声量存在不足,这是影响换挡拉线隔声性能的第二个因素。

2.2 离合主泵过孔

与换挡拉线的测试方法相同,在其他防火墙过孔密封处理的基础上对离合主泵进行表 3 所示方案测试,测试结果见图 7。

表 3 离合主泵测试方案

方案编号	方案状态说明
方案 1	离合主泵正常安装,保持原设计状态
方案 2	在方案 1 的基础上密封离合主泵本体与防火墙钣金搭接处
方案 3	在方案 2 的基础上增加 EPDM,相当于增加本体隔声量

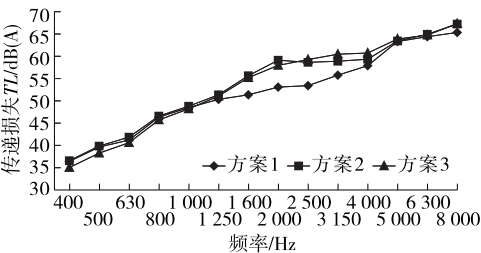


图 7 离合主泵测试结果

由图 7 可知:1) 离合主泵本体与防火墙钣金搭接间隙隔声不足,导致 1 250~5 000 Hz 频段的隔声量下降。分析发现防火墙钣金的离合开孔为异形

孔,离合装配后周围与钣金搭接的密封面宽度不均匀,最小的密封面宽度仅 2.5 mm,这是造成隔声不足的主要原因。2) 增加 EPDM 未明显提升隔声量,说明离合主泵本身隔声量满足要求,继续增加质量块并不能有效提升其隔声量,且会增加成本。

2.3 制动主泵过孔

制动主泵又称真空助力泵,其作用是提供行车制动助力,减小驾驶员刹车时脚使用的力。制动主泵测试方案见表 4,测试结果见图 8。

表 4 制动主泵测试方案

方案编号	方案状态说明
方案 1	制动主泵正常安装,保持原设计状态
方案 2	在方案 1 的基础上密封制动踏板支架周围
方案 3	在方案 2 的基础上在制动主泵泵体与防火墙搭接面加密度为 40 kg/m ³ 的 EPDM
方案 4	把方案 3 中密度为 40 kg/m ³ 的 EPDM 改成密度为 78 kg/m ³ 的 EPDM
方案 5	在方案 4 的基础上密封制动踏板支架与活动部件之间缝隙

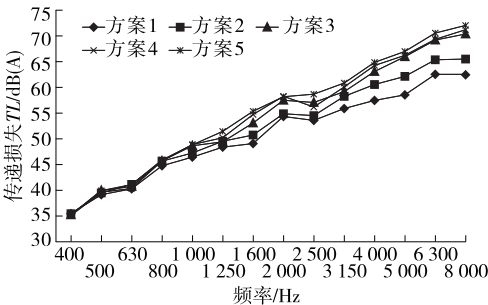


图 8 制动主泵测试结果

由图 8 可知:制动踏板支架周围存在较明显的泄露,主要是因为支架与防火墙钣金搭接处不密封。采用方案 3、方案 4 时隔声量提升明显,说明增加 EPDM 可改善制动泵体与防火墙、外隔音垫的搭接关系,提升密封性能和隔声量,而不是因为增加质量层。采用方案 5 时隔声量有轻微提升,说明制动踏板支架与活动部件之间仍有轻微泄露。

2.4 空调管路过孔

空调管路分冷媒管与暖风机水管,分别对其进行测试,测试方案见表 5 和表 6,测试结果见图 9 和图 10。

由图 9 和图 10 可知:空调两处管路主要为搭接配合不良出现泄漏导致隔声量下降,提高隔音泡棉密度效果不大。

表5 空调冷媒管测试方案

方案编号	方案状态说明
方案1	空调正常安装,冷媒管保持原设计状态,暖风机水管使用2块阻尼胶密封处理
方案2	在方案1的基础上把冷媒管密封泡棉更换为高密度EPDM泡棉(尺寸保持一致,密度由 50 kg/m^3 改为 70 kg/m^3)
方案3	在方案2的基础上密封冷媒管泡棉与防火墙钣金搭接处

表6 空调暖风机水管测试方案

方案编号	方案状态说明
方案1	空调正常安装,暖风机水管保持原设计状态,冷媒管使用2块阻尼胶密封处理
方案2	在方案1的基础上密封暖风机水管泡棉与防火墙钣金搭接处
方案3	在方案2的基础上把暖风机水管泡棉更换为高密度EPDM泡棉(尺寸保持一致,密度由 50 kg/m^3 改为 70 kg/m^3)

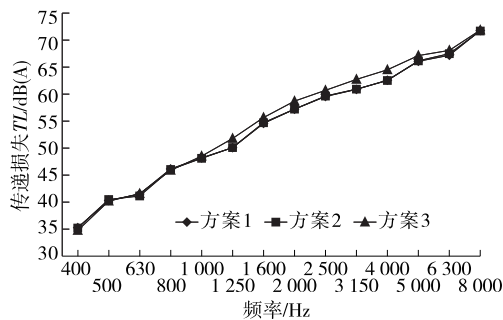


图9 空调冷媒管测试结果

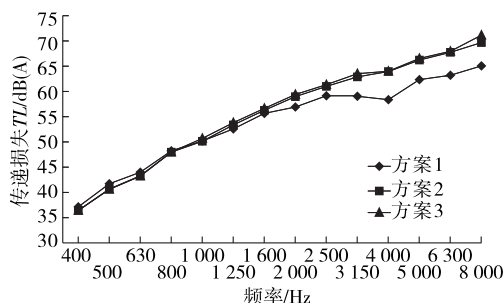


图10 空调暖风机水管测试结果

2.5 转向系统过孔

原型车的转向管柱密封隔音通过一个密封胶套来实现。密封胶套原材料为EPDM,一端压紧防火墙钣金密封,另一端卡紧塑料套管密封。转向系统测试方案见表7,测试结果见图11。

表7 转向系统测试方案

方案编号	方案状态说明
方案1	转向系统正常安装,保持原设计状态
方案2	在方案1的基础上把车内侧裸露的钣金用橡皮泥覆盖
方案3	在方案2的基础上封堵胶套与防火墙钣金压紧接触位置
方案4	在方案2的基础上封堵胶套与塑料套管卡紧密封位置

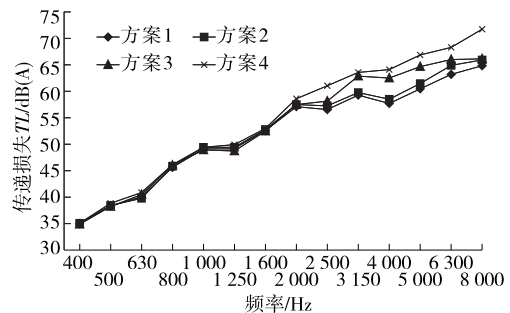


图11 转向系统测试结果

由图11可知:车内侧钣金裸露导致的转向过孔隔声量下降较微弱,但胶套与防火墙钣金接触位置、胶套与塑料套管密封位置均有明显泄露,导致隔声性能下降。

3 新车型开发优化及效果验证

3.1 新车型优化措施

根据原型车的上述测试结果,综合考虑可行性、成本、装配等因素,分别对新开发车型各过孔件制定优化措施(见表8)。

表8 防火墙过孔件优化措施

部件	优化措施
换挡拉线	将换挡拉线与密封垫配合改为过盈配合,密封垫孔内部起7道筋条与拉线配合,半径过盈量为 0.5 mm ;增大换挡拉线外侧钣金厚度
离合主泵	优化离合主泵造型,将原型车异形孔改为圆形孔,保证离合主泵与防火墙钣金周围密封圈宽度为 10 mm
制动主泵	对制动踏板支架与防火墙钣金搭接周围进行焊接、涂胶密封处理,支架上起凸台,使制动踏板安装后内隔音垫能覆盖到支架与踏板的中间;在外隔音垫上起筋条,使制动主泵与外隔音垫形成过盈配合

续表 8

部件	优化措施
空调管路	优化密封搭接结构,空调冷媒管与暖风机水管均采用单面双层泡棉密封,泡棉第一层压
	防火墙钣金,第二层压内隔音垫
转向系统	优化胶套与塑料套管的密封结构,在胶套与塑料套管接触平面位置起 2 道高 2.5 mm、宽
	3 mm 的密封环

3.2 实施效果

新开发车型采取表 8 所示优化措施后,采用混响室一半消声室法对其防火墙过孔件进行隔声测试,并与原型车进行对比,结果见图 12~17。

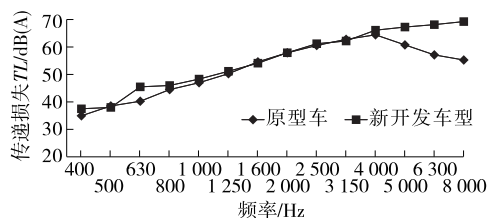


图 12 换挡拉线优化效果

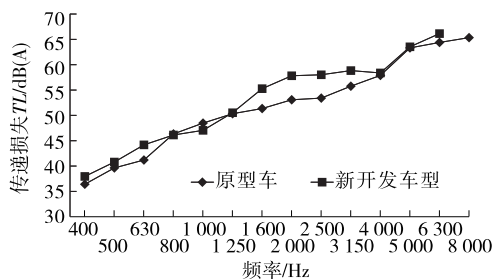


图 13 离合主泵优化效果

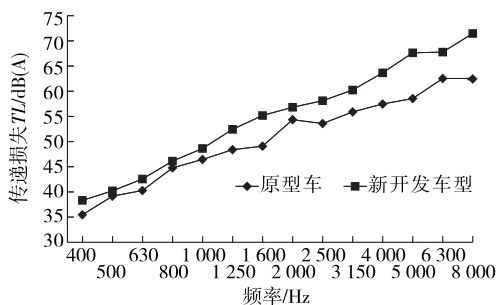


图 14 制动主泵优化效果

由图 12~17 可以看出:1) 换挡拉线经过优化拉线与密封垫配合关系及增大钣金厚度后,隔声性能在 4 000~8 000 Hz 频段得到很大提升,最大提升约 15 dB(A)。2) 离合主泵优化造型、增大密封面宽度后,400~800、1 250~8 000 Hz 频段的隔声

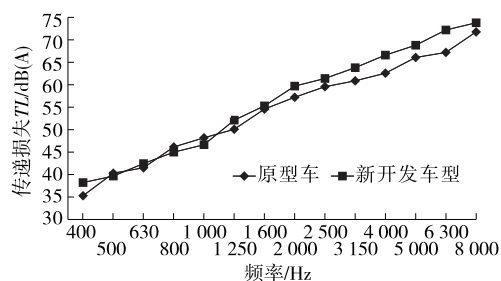


图 15 空调冷媒管优化效果

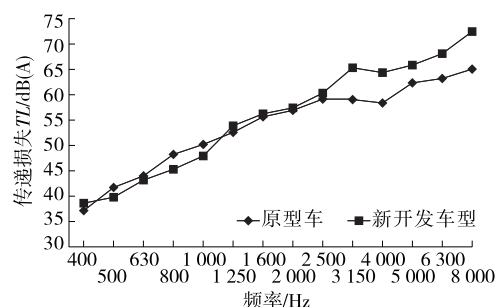


图 16 空调暖风机水管优化效果

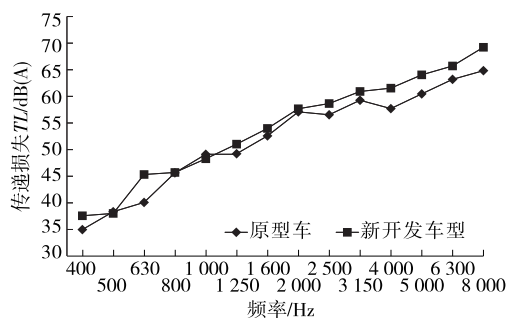


图 17 转向系统优化效果

性能均有不同程度提升。3) 制动主泵经优化后,整个频段的隔声性能均有明显提升,最大提升量接近 10 dB(A)。4) 空调管路优化密封泡棉结构后,1 250 Hz 频率后的隔声性能得到提升。5) 转向系统优化后,各频率的隔声性能均得到提升,最大提升量约 5 dB(A)。

新开发车型各过孔件经优化设计后隔声量均得到不同程度提升,整车防火墙总成的传递损失也得到提升(见图 18),整车全油门加速工况下的语言清晰度也随之提升(见图 19),有效改善了新开发车型的整车声品质。

4 结论

该文通过对原型车过孔件结构进行密封隔音弱点分析,对新开发车型提出合理的优化措施,得到以

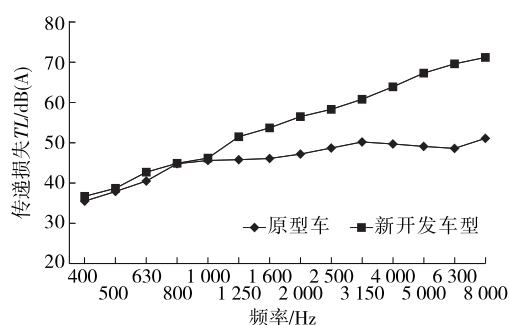


图 18 优化前后整车防火墙总成传递损失对比

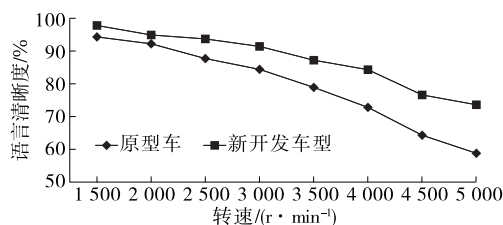


图 19 优化前后整车全油门加速工况语言清晰度对比

下结论:

(1) 混响室一半消声室法是一种分析过孔件密封及搭接结构优劣的有效方法,可准确指示影响过孔件隔声性能的薄弱环节,采用该方法对防火墙过孔件进行隔声测试,可在工程实践中快速实施可行性方案,验证过孔是密封问题还是隔声不足。

(2) 防火墙过孔的隔声水平对整车的声品质至关重要,通过试验积累各车型的工程经验和数据,能有效促进新车型的正向开发。

(3) 过孔件的密封搭接尺寸及结构是解决隔声问题的基础,一个好的密封搭接方案才能确保过孔件优良的隔声性能。

参考文献:

[1] 邓江华,宋俊,李灿,等.乘用车声学包设计开发与优化

技术研究[J].声学技术,2015,34(4).

[2] Liangyu Huang, Pamkumar Krishnan. Development of a luxury vehicle acoustic package using SEA full vehicle model[R]. SAE Technical Paper, 2003.

[3] Norimasa Kobayashi, Hisanori Tachibana. A SEA-based optimizing approach for sound package design[R]. SAE Technical Paper, 2003.

[4] 邓江华.前围总成特性对汽车声学包性能影响[J].噪声与振动控制,2014(3).

[5] 唐荣江,李申芳,郑伟光,等.利用混合 FE-SEA 方法的前围隔声性能优化设计[J].应用声学,2019,38(1).

[6] 姜东明.汽车前围声学包吸隔声性能分析及优化[D].成都:西南交通大学,2018.

[7] 邓江华,宋俊.基于统计能量方法的乘用车声学包设计与优化[A].2013 中国汽车工程学会年会论文集[C].2013.

[8] 陈书明,王登峰,宋学伟,等.基于 FE-SEA 混合方法的声腔内部噪声预测[J].振动与冲击,2010,29(10).

[9] 刘宏玉,张军,章晓轩,等.整车隔声性能评价分析体系的研究[A].2015 中国汽车工程学会年会论文集(Volume4)[C].2015.

[10] 王少黎,李余格,金波.声学包装技术在某车型 NVH 提升中的应用[J].客车技术与研究,2017(5).

[11] 卓建明.某客车行驶车内轰鸣声分析与改进[J].客车技术与研究,2016(2).

[12] 罗竹辉,贺才春,罗亿科,等.内前围隔音垫隔声性能研究[J].振动与冲击,2018,37(7).

[13] 吴茵.某纯电动 MPV 车内中高频噪声分析与声学包优化[D].长沙:湖南大学,2017.

[14] 张守元,李玉军,杨良会.某电动汽车车内噪声改进与声品质提升[J].汽车工程,2016(10).

[15] 邓江华.防火墙总成特性对汽车声学包性能影响[J].噪声与振动控制,2014,34(3).

收稿日期:2019-04-02

(上接第 12 页)

stimulus dynamics in primary auditory cortex[J].Current Biology,2006,16(3).

[3] E Zwicker, H Fastl. Psychoacoustics: facts and models [M]. Berlin: Springer, 1990.

[4] Matthew Harrison. 如何将汽车制造成精品: 汽车噪声与振动控制[M]. 李惠彬, 上官云飞, 译. 北京: 机械工业出版社, 2009.

[5] 赵政, 周海亭, 陈光治, 等. 机械振动与噪声学[M]. 北京: 科学出版社, 2004.

[6] 吴东, 汪阳. HK6909H 客车车内噪声控制改进[J]. 客车技术与研究, 2016(1).

[7] 雷龙, 居晓华, 余英俊, 等. 客车骨架设计缺陷引起的急速低频噪声问题[J]. 客车技术与研究, 2016(3).

[8] Beranek L L. Noise and vibration control [R]. Institute of Noise Control Engineering, 1998.

[9] 成传胜, 赵德云. 某型车整车路噪轰鸣分析优化及试验研究[J]. 汽车零部件, 2018(12).

收稿日期:2019-04-22