

# 不同轨道参数对地铁车辆车内噪声的影响

汤继新<sup>1</sup> 周俊召<sup>2</sup> 刘 艳<sup>2\*</sup> 罗雁云<sup>2</sup>

(1. 宁波市轨道交通集团有限公司,315101,宁波; 2. 同济大学铁道与城市轨道交通研究院,201804,上海 // 第一作者,高级工程师)

**摘 要** 利用现场测试的方法,采集客室与司机室关键位置的噪声数据,分别采用 A 计权声压级和线性声压级,分析了车速、轨道结构型式、钢轨几何线型等参数对地铁车辆车内噪声的影响。结果表明:车内噪声声压级与车速呈非线性关系;采用减振措施后隔振效率提高,但同时车内噪声也略微增加。  
**关键词** 地铁车辆; 车内噪声; 轨道参数  
**中图分类号** U270.1+6  
**DOI:**10.16037/j.1007-869x.2021.06.004

## Influence of Different Orbit Parameters on Interior Noise of Metro Vehicle

TANG Jixin, ZHOU Junzhao, LIU Yan, LUO Yanyun

**Abstract** Noise data of key positions in passenger compartment and driver’s cabin is collected from field testing. Influence of parameters such as train speed, track structure format and rail geometrical line shape on metro vehicle interior noise is analyzed respectively by adopting A-weighted sound level and linear sound level. Results show that the vehicle interior noise sound pressure level and train speed has non-linear relationship; the use of vibration reduction measures raises the vibration isolation efficiency, but the interior noise is also slightly increased.  
**Key words** metro vehicle; interior noise; track parameters  
**First-Author’s address** Ningbo Rail Transit Group Co., Ltd., 315101, Ningbo, China

为了解决城市轨道交通对沿线环境产生的振动噪声问题,国内外学者对城市轨道交通振动与噪声进行了多方面研究,也在实际运营中采取了一系列减振降噪措施,取得了一定的效果。但随之而来的问题是,越来越多的乘客反映在对轨道结构采取减振措施之后,车内噪声存在增大的现象<sup>[1-2]</sup>,本文针对这一问题开展研究。  
由于理论研究较为复杂,因此,本文采取现场

测试的方法,研究实际运营状态下空车时段地铁车辆的噪声现状,分析列车运行速度、轨道结构型式及钢轨几何线型等参数对车内噪声的影响特性、原因及程度,从而为降低地铁列车车内噪声提供依据,以改善旅客乘车环境。这对提升轨道交通车辆市场竞争力具有重要意义。

## 1 试验研究方法

本文采用试验研究的方法,按照一定的地铁车辆内部噪声级和频谱的测量条件,获得可再现和可比较的测量结果,从而表征车辆的内部噪声,实现研究车内噪声在轨道结构及钢轨几何线形等不同参数影响下的特征规律。  
试验车辆采用地铁 6B 型车,车辆编组为四动两拖。现场测试按照文献[3-4,7]的要求,在以轨道结构或钢轨平纵向几何线型为变量对车内噪声的影响规律进行研究时,使线路周围建筑物等大型反射结构,甚至背景噪声等可能改变车内噪声的因素(如扣件、刚度等)尽量保持一致或相似,因此选取某城市轨道交通 2 号线(以下简为“2 号线”)7 个不同区段进行车内噪声测试。2 号线各区段分组如表 1 所示。其中 A、B、C、D 区段均采用 DTIII2 型扣件,其竖向静刚度为 21~25 MN/m;E、F 区段采用 ZB 扣件,其竖向静刚度为 10~12 MN/m。

表 1 2 号线各区段分组表

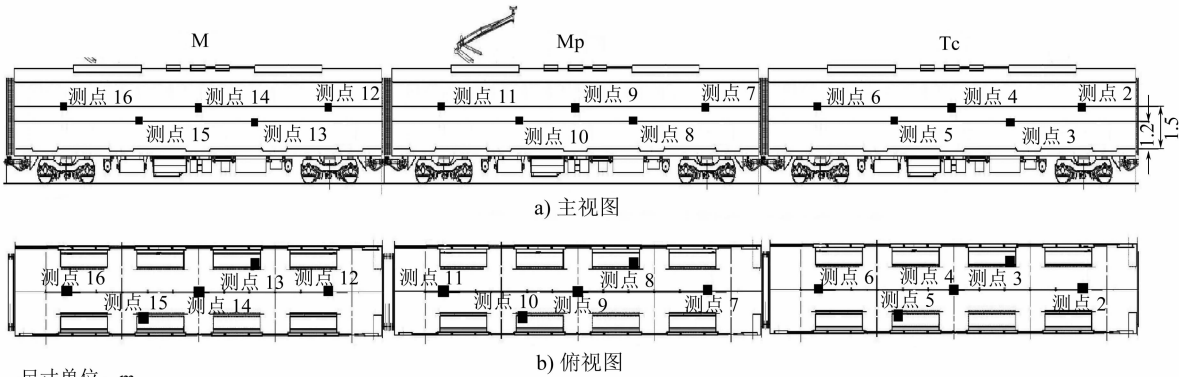
区段编号	轨道结构类型	线型
A	高档钢弹簧浮置板	直线
B	高档钢弹簧浮置板	曲线
C	普通整体道床	直线
D	普通整体道床	曲线
E	减振扣件整体道床结构	直线
F	减振扣件整体道床结构	曲线
G	预制橡胶浮置板和中档钢弹簧浮置板结构	直线

为了更好地观测车内噪声的分布,在车内布置

\* 通信作者

了一系列测点。根据 EN ISO 3381:2011《Railway applications—Acoustics—Measurement of noise inside railbound vehicles》、EN ISO 3095:2005《Railway applications—Acoustics—Measurement of noise emitted by railbound vehicles》,及 GB/T 3449—2011《声学 轨道车辆内部噪声测量》等标准中对传声器布置的规定,参考车内人耳高度,确定站立区传声

器高度距车辆地板 1.5 m,坐姿区域传声器距车辆地板 1.2 m,具体布置如图 1 所示。对于拖车,除布置上述测点外,在司机所在位置布置传声器(见图 1 中的“测点 1”),高度为人耳所在位置,距离座椅 0.1 m 以内。测试列车在以 20 km/h、40 km/h 及该区段最高允许速度 60 km/h 通过所选 7 个区段,以实测所有测点的噪声信号。



尺寸单位: m

注: M 代表无受电弓的动车; Mp 代表有受电弓的动车; Tc 代表带司机室的拖车; 测点 1 位于司机室; 测点 2 位于 Tc 转向架处; 测点 3 位于 Tc 座椅处; 测点 4 位于 Tc 中部; 测点 5 位于 Tc 座椅处; 测点 6 位于 Tc 转向架处; 测点 7 位于 Mp 转向架处; 测点 8 位于 Mp 座椅处; 测点 9 位于 Mp 中部; 测点 10 位于 Mp 座椅处; 测点 11 位于 Mp 受电弓处; 测点 12 位于 M 转向架处; 测点 13 位于 M 座椅处; 测点 14 位于 M 中部; 测点 15 位于 M 座椅处; 测点 16 位于 M 转向架处。

图 1 车内噪声测点布置图

## 2 结果对比分析

对列车运行激发的车内噪声进行分析时,首先计算各测点在计算频率下的实际声压级,然后对各个频率下的噪声声压级进行有限值累积,从而获得总声压级。根据 A 计权曲线的特点,处于 1 000 Hz 以内的低频声压级削减较多<sup>[5]</sup>、高频声压级削减较少,这改变了线性声压级具有的部分特性。因此,在分析车内噪声特性时,采用线性声压级进行研究。

### 2.1 不同轨道结构下车内噪声声压级对比

为了说明不同轨道结构对车内噪声的影响,选取 A、C、E、G 等 4 个区段进行分析。上述 4 个区段皆处于直线段,且 4 个区段的轨道结构类型分别为高档钢弹簧浮置板、普通整体道床、减振扣件整体道床、预制橡胶浮置板和中档钢弹簧浮置板。各测点的噪声总声压级见表 2。线性计权声压级曲线见图 2。

表 2 不同轨道结构下各测点的噪声平均总声压级表

区段编号	A 计权声压级/dB(A)
A	74.22
C	73.49
E	74.96
G	76.99

注: 列车运行速度为 40 km/h。

由表 2 可知,高档钢弹簧浮置板轨道区段(A)车内噪声略小于预制橡胶浮置板和中档刚弹簧浮置板区段(G)及减振扣件区段(E);且不同轨道结构下 A 计权声压级相差不大,平均差值为 1.9 dB(A)。

与表 2 中 A 计权声压级情况不同,图 2 在低于 200 Hz 频段内,高档钢弹簧浮置板轨道区段(A)的车内噪声声压级明显大于普通整体道床轨道区段(C)的车内噪声;在低频段内,减振扣件轨道区段(E)测得的车内噪声低于高档钢弹簧浮置板轨道区段(A),而浮置板道床(A)的隔振效率远高于减振 ZB 扣件。因此,减振轨道结构在低频噪声范围内会使车内噪声声压级增大,且隔振效率越高,车内噪声声压级越大。

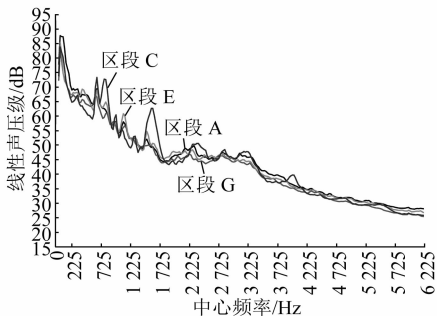


图 2 不同轨道结构下车内噪声线性计权声压级曲线

图 3 为 3 种采用减振措施的轨道结构与普通整体道床的 1/3 倍频程对比曲线。图 3 验证了采用减振轨道结构,会在低频噪声范围内使车内噪声声压级明显增大;高档钢弹簧浮置板轨道(A)线性声压级最大,预制橡胶浮置板和中档钢弹簧浮置板区段(G)和减振扣件区段(E)次之,普通整体道床(C)最小。

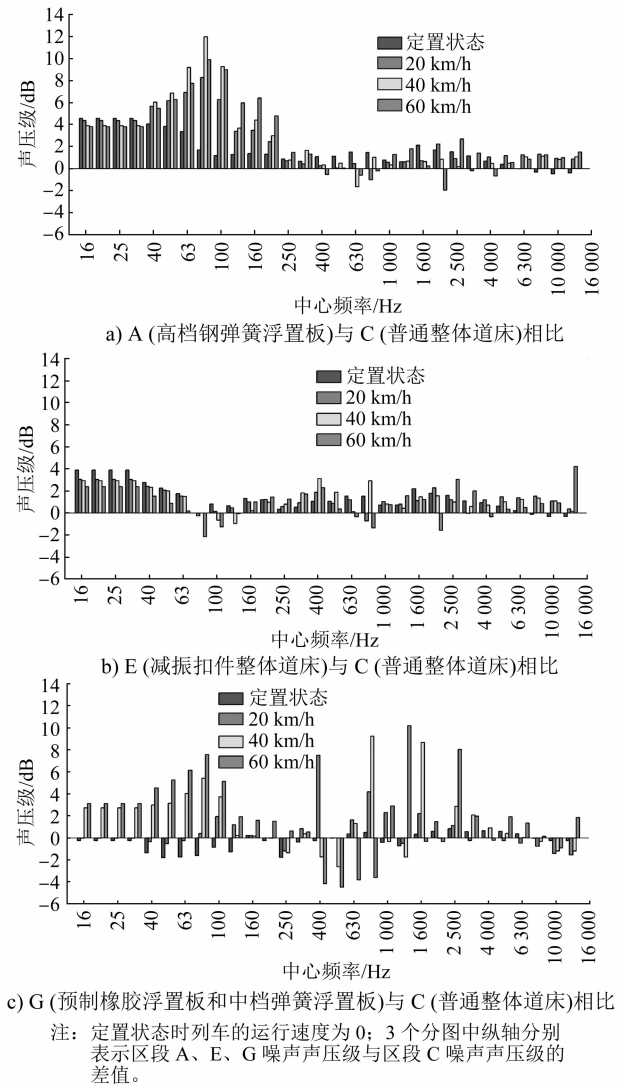


图 3 不同轨道结构下车内噪声 1/3 倍频程对比图

高档钢弹簧浮置板轨道(A)车内噪声线性声压级最为突出,且在 25~250 Hz 范围内,呈低频特性。预制橡胶浮置板和中档钢弹簧浮置板区段(G)的车内噪声线性声压级明显大于其余 3 种轨道结构,且出现在 800 Hz 和 1 600 Hz 附近,呈中频特性。相比于普通整体道床,减振扣件区段(E)在 63 Hz 低频段之前,其车内噪声线性声压级明显增大。

由此可见,采用减振措施,会使车内噪声在低中频段出现线性声压级增大的现象,但由于 A 计权使得低

频部分被明显削弱,因此,高档钢弹簧浮置板轨道(A)的车内噪声 A 计权声压级反而小于 E、G 区段。

## 2.2 不同车厢位置车内噪声声压级对比

针对上述情况,车厢位置的不同也可能引起车内噪声差异。为排除其对结果的影响,根据各测点在不同频率下噪声的实际声压级,对各个频率的声压级进行有限值累计获得总声压级。各测点的噪声总声压级见表 3。各测点的频率曲线见图 4。

表 3 同一轨道结构及车速下各测点的噪声总声压级			
测点编号	噪声总声压级/dB(A)	测点编号	噪声总声压级/dB(A)
1	73	9	79
2	72	10	77
3	73	11	73
4	72	12	79
5	73	13	77
6	72	14	77
7	76	15	77
8	76	16	77

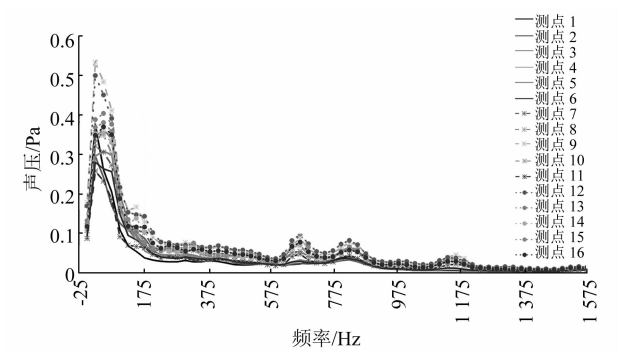


图 4 列车车速为 40 km/h 时各测点的频率曲线

表 3 中,列车车内坐姿区域测点为 3、5、8、10、13、15,其余位置测点均位于站立区。由表 3 可知, Tc 和 Mp 两车厢相邻的测点噪声相差 3.8 dB(A),其频率特性也有所差别,这可能与拖车的声压级特征峰值主要为 50 Hz、而动车的声压级特征峰值主要为 25 Hz 有关,进一步体现了 A 计权对声压级特性的影响。此外,拖车内坐姿区域噪声为 1 dB(A),略大于站立区域,且车厢站立区域转向架对噪声的影响不大;动车内总体上坐姿区域与站立区域噪声基本相同,但带受电弓的站立区域噪声约 4 dB(A),明显小于其他位置,这可能是由于受电弓导致该处结构振动特性改变所致。

总体而言,在列车运行过程中,车内不同场点噪声主要频带集中在 0~200 Hz 范围内,呈低频特性。无论是动车还是拖车、站姿区域还是坐姿区域,以及是否存在转向架,其对噪声大小影响差值

均在 5 dB(A) 以内,位于带司机室的拖车和受电弓处噪声最小。由此可见,同一车速下车内噪声大小受到车厢结构及其所处位置的影响较为明显。

### 2.3 不同车速下车内噪声声压级对比

地铁列车车内不同位置测点变化趋势基本一致,车内噪声整体呈现随列车速度的增加,噪声声压级增加的趋势。不同车速行驶状态下,各测点的噪声声压级对比见图 5。由图 5 可知,车辆起动且处于定置状态时比背景状态下车内噪声声压级平均增加了 18.46 dB(A);车速由 0 提高到 60 km/h(最高允许速度)时,噪声声压级增加量分别为 9.56 dB(A)、2.98 dB(A)、1.09 dB(A),这与车速变化非线性相关。由此可见,车辆在定置状态下,其附属设备产生的噪声对车内噪声起主导作用,因此,建议车内设备都可以采用线性电机牵引以避免部分噪声的产生<sup>[7]</sup>;而在车辆运行状态下,设备噪声不再成为主要噪声,轮轨噪声成为影响车内噪声的主要因素,且随着车速的提高,车内噪声变化趋于缓慢。

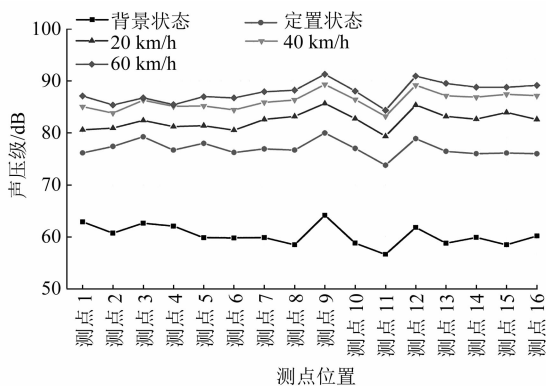


图5 不同车速下各测点的噪声总声压级

不同车速下各测点的 1/3 倍频程曲线如图 6 所示。由图 6 可知,车速处于不同状态下,车内噪声频段主要集中在 20~80 Hz 的低频段;车速大于 0 时,其在 315~3 150 Hz 的中高频段存在明显噪声波动。由此可见,相比于背景噪声,不同车速都会在低频段 25 Hz 频率处产生明显的噪声,因此,低频段的全局噪声声压级峰值应为列车的固有特性。

而在列车运行过程中,需注意中频段产生的局部噪声峰值主要为轮轨噪声。当车速为 20 km/h 时,车内噪声声压级频率在 1 000 Hz 左右;当车速为 40 km/h 时,车内噪声声压级频率在 800 Hz 左右;当车速为 60 km/h 时,车内噪声声压级频率在 500 Hz 左右。车速为 20 km/h 时,噪声声压级次峰峰值最为明显,且该轮轨噪声峰值基本呈随车速提

高而频率减小的趋势,这些不同车速下的特征频率应对车内噪声起主要作用。

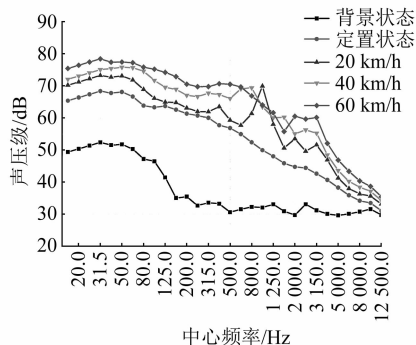


图6 不同车速下的车内噪声 1/3 倍频程曲线

### 2.4 不同几何线型下车内噪声声压级对比

当车辆处于直线段时,各测点的噪声平均总声压级为 74.22 dB(A),当车辆处于曲线段时,各测点的噪声平均总声压级为 75.50 dB(A)。由此可见,曲线段车内噪声声压级略大于直线段,约为 1.28 dB(A)。不同的钢轨几何线型下车内噪声频域特性如图 7 所示。由图 7 可知,曲线段主峰频率为 75 Hz,而直线段为 25 Hz;曲线段与直线段的次峰频率分别为 800 Hz 和 650 Hz;曲线段车内噪声线性声压级频率在 40~300 Hz 范围内,且明显大于直线段。

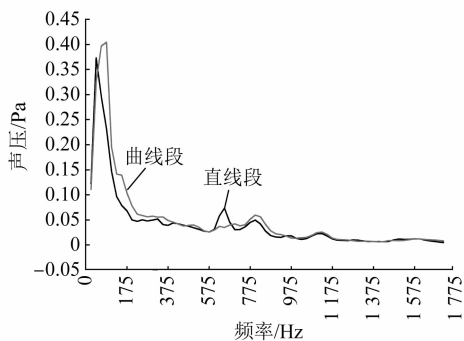


图7 不同钢轨几何线型下的车内噪声频域特性图

当频率在 300 Hz 以下时,主要噪声源为轮轨噪声,该噪声是列车在曲线线路上运行时,轮缘与钢轨紧贴、摩擦等因素引起振动而产生的辐射噪声。通常线路曲线半径越小,轮轨相互作用越剧烈<sup>[6]</sup>,因此,建议在线路规划时期,尽量选择较大的曲线半径。

## 3 结论

1) 采用不同轨道结构下,列车车内整体噪声均在 4 dB(A) 以内,相差不大;但采用减振措施会使车内噪声在局部频段发生变化;在 25~75 Hz 低

(下转第 23 页)

表 4 试验线基站不同里程与发射功率下的信号接收功率

基站信号发射功率/(dBm)	不同基站里程处的信号接收功率/(dBm)						
	K0+010	K0+020	K0+050	K0+100	K0+200	K0+500	K1+000
30	-49.13	-55.15	-63.11	-69.13	-75.15	-83.11	-89.13
36	-43.13	-49.15	-57.11	-63.13	-69.15	-77.11	-83.13
40	-39.13	-45.15	-53.11	-59.13	-65.15	-73.11	-79.13
46	-33.13	-39.15	-47.11	-53.13	-59.15	-67.11	-73.13

参考文献

[ 1 ] 周民立. 上海磁浮线车地无线通信技术特点分析[ J]. 城市轨道交通研究,2010(12): 26.

[ 2 ] 张仿琪. 毫米波无线通信系统在高速磁浮交通中的应用[ D]. 上海:复旦大学,2011.

[ 3 ] WU W, LU X, LIU G, et al. Operation control system of 600 km/h high-speed maglev levitated transport system in china[ C] //IEEE. 2019 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC). New York: IEEE,2019: 1-5.

[ 4 ] LI S, LIU Y, ZHANG X, et al. Measurement and simulation of 28 GHz millimeter-wave propagation characteristics in the corridor environment[ C] //IEEE. Millimeter Waves & Terahertz Technologies. New York: IEEE, 2017.

[ 5 ] KYRO M, HANEDA K, SIMOLA J, et al. Measurement based path loss and delay spread modeling in hospital environments at 60 GHz[ J]. Wireless Communications, IEEE Transactions on,2011,10: 2423.

[ 6 ] ANDERSON C R, RAPPAPORT T S. In-building wideband partition loss measurements at 2.5 and 60 GHz[ J]. IEEE transactions on wireless communications,2004,3: 922.

[ 7 ] YONG S, XIA P, VALDES A. 60 GHz Technology for Gbps WLAN and WPAN: From Theory to Practice[ M]. Hoboken, NJ, USA: Wiley, 2011.

[ 8 ] RAPPAPORT T S, MACCARTNEY G R, SAMIMI M K, et al. Wideband millimeter-wave propagation measurements and channel models for future wireless communication system design[ J]. IEEE Transactions on Communications,2015,63: 3029.

[ 9 ] RAPPAPORT T S, SUN S, MAYZUS R, et al. Millimeter Wave Mobile Communications for 5G Cellular: It Will Work! [ J]. IEEE Access, 2013,1: 335.

[ 10 ] AI B, CHENG X, KÜRNER T, et al. Challenges toward wireless communications for high-speed railway[ J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems,2014,15(5): 2143.

[ 11 ] AI B, GUAN K, RUPP M, et al. Future railway services-oriented mobile communications network[ J]. IEEE Communications Magazine,2015(10): 78.

[ 12 ] NAKAMURA K, YAMAGUCHI D, LWASAWA N, et al. Study of the millimeter-wave propagation characteristics in the railway environment[ C] //IEEE. International Symposium on Antennas & Propagation. New York: IEEE, 2017.

(收稿日期:2020-11-27)

(上接第 18 页)

频段和 315~1 600 Hz 中频段,采用减振措施的区段线性声压级都存在明显增加,且隔振效率越高,声压级越大。

2) 在列车运行过程中,车厢不同位置处噪声声压级变化范围处于 5 dB(A) 以内,且主要频带集中在 0~200 Hz 范围内,呈低频特性,位于带司机室的拖车和受电弓处噪声最小。

3) 车速从 0 提高到 60 km/h 时,噪声声压级变化量在 14 dB(A) 以内;随着车速从 0 开始增加,噪声声压级快速增大;当车速大于 40 km/h 后,声压级逐步缓慢增长;不同车速下车内出现的噪声峰值频率不同,随着车速提高,噪声声压级峰值频率变小。

4) 基于轮轨噪声的影响,相较于直线段,曲线段车内噪声声压级增大约 1 dB(A),建议线路尽量采用较大的曲线半径。

综上所述,采用减振措施并不是隔振效率越高越好,这可能会引起较大的车内噪声变化;应该着重研究不同减振措施以及不同车速对车内噪声的影响频段,从系统的角度出发综合考量选取最为合

适的减振降噪措施。

参考文献

[ 1 ] 郝珩,耿传智,朱剑月. 不同轨道解耦减振效果测试分析[ J]. 城市轨道交通研究,2008(4): 68.

[ 2 ] 耿传智,董国宪,朱剑月,等. 弹性钢轨扣件轨道的轮轨作用力分析[ J]. 城市轨道交通研究,2007(4): 20.

[ 3 ] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局,中国国家标准化管理委员会. 声学 轨道车辆内部噪声测量:GB/T 3449—2011[ S]. 北京:中国标准出版社,2011.

[ 4 ] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局,中国国家标准化管理委员会. 城市轨道交通列车噪声测量限值 and 测量方法:GB 14892—2006[ S]. 北京:中国质检出版社,2006.

[ 5 ] 石晨,周劲松,谢晓波. A 型地铁车内噪声分析和优化[ J]. 计算机辅助工程,2013(3): 14.

[ 6 ] 薛红艳,刘岩,张晓排,等. 地铁车辆车内噪声分布规律研究[ J]. 噪声与振动控制,2016(2): 126.

[ 7 ] 于喜林,郭海洋,刘厚林,等. 城市轨道交通车辆内部噪声分析研究[ J]. 电力机车与城轨车辆,2009(3): 14.

[ 8 ] BSI. Railway Applications Acoustics Measurement of Noise Inside Railbound Vehicles;BS EN ISO 3381:2005[ S]. Brussels: CENELEC,2005.

(收稿日期:2018-02-07)