

# 直立式混凝土落地声屏障振动放大效应\*

刘必灯, 宋瑞祥, 邬玉斌, 吴琼, 吴瑞

(北京市科学技术研究院城市安全与环境科学研究所 北京, 100054)

**摘要** 以普速铁路路侧落地安装直立式混凝土声屏障为研究对象,利用原位试验方法研究了列车运行下屏障板水平及竖向加速度时程和频谱特征,结合悬臂板理论模态分析了屏障板相对其基础的振动放大效应及机理。结果表明,钢轨-轨枕-道床-声屏障基础振动递减,屏障板较其基础加速度平均放大2倍,振级平均增大6 dB,道床和基础竖向振动卓越频率为63.5 Hz,水平向放大显著频段为6~8 Hz和40~50 Hz,竖向放大显著频率为63.5 Hz和160 Hz。理论模态分析显示,屏障板水平向前2阶自振频率为7 Hz和46 Hz,竖向1阶自振频率为170 Hz,说明水平放大效应与其前2阶自振频率相关,竖向放大效应与其1阶自振频率和基础激励频率相关。将屏障板振动响应估算简化为地基土-声屏障动力相互作用耦合振动模型,以考虑其受地基激励强迫振动和自由振动双重影响是合理可行的。

**关键词** 落地声屏障;振动放大效应;地基土-声屏障动力相互作用;加速度时程和频谱特征;原位试验;普速铁路  
**中图分类号** TH113;TB533

## 引言

铁路沿线安装声屏障以控制列车运行轮轨相互作用引起的噪声,是目前轨道交通环境治理被动降噪最有效的措施之一<sup>[1]</sup>。直立式声屏障构造简单、性价比突出、降噪效果能满足一般工程需求,且相比异性或封闭式声屏障内部绕射声对限界内列车噪声恶化影响较小,因此受到广泛应用。例如:日本新干线中直立式声屏障占比超过60%;我国哈齐、深茂及京雄铁路均部分采用了直立式声屏障<sup>[2]</sup>。研究表明,列车运行会引发声屏障结构振动并进一步辐射结构噪声,从而间接削弱其降噪效果。引起声屏障结构振动的主要振源分2类,即作用于声屏障基础处的轮轨接触动力荷载和作用于声屏障本体上的脉动风荷载<sup>[2]</sup>。

早期声屏障设计并不考虑声振耦合效应,尤其对于厚重的混凝土或砖墙声屏障。研究发现,仅考虑声屏障对噪声的屏蔽效应而不考虑其自身振动引起的噪声恶化是不全面的,会显著低估200 Hz以下频段振动对噪声的恶化效应<sup>[3-4]</sup>。高架桥车致声屏障振动响应分析结果也证实,声屏障振动引起的结构噪声可削弱其本身降噪效果<sup>[5]</sup>。尽管声屏障结构振动研究起源于高速列车运行引起的脉动风荷载影响<sup>[6]</sup>,但列车低速运行时风压振动并不显著,声屏障结构振源主要来源于地基和基础振动。虽然人感振动频谱范围主要在80 Hz以内,但地基振动诱发声屏障典型频段(30~250 Hz)振动能诱发结构振动,

并通过建筑墙、板辐射80 Hz以内低频结构噪声从而使人感觉不适<sup>[1]</sup>。因此,地基振动诱发声屏障结构振动问题会加重低频噪声影响,削弱了其降噪效果。

高速过车时风压引起的声屏障振动研究<sup>[6]</sup>大多集中在数值分析<sup>[7]</sup>和原位试验<sup>[8]</sup>,主要研究风压引起的高架线上高速列车-轨-桥-声屏障耦合振动,但是涉及低速列车运行工况下地面线车-轨-地基土-声屏障振动的研究有限。笔者针对某客货混运普速铁路落地安装声屏障后噪声恶化的问题,以直立式混凝土声屏障为研究对象,通过原位试验方法采集声屏障基础及屏障板竖向平面内和水平向出平面振动加速度时程,获取不同类型列车运行下声屏障板加速度时程和频谱特征,进一步定量分析了屏障板振动放大效应。利用悬臂板理论模态分析方法对其振动放大效应机理进行分析,探讨地面线车-轨-枕-地基土-声屏障耦合振动的“地基土-声屏障结构动力相互作用”简化模型,为铁路路侧落地声屏障振动评估模型和其结构噪声研究提供参考。

## 1 试验概况

### 1.1 测点布置及测试工况

开展声屏障基础及上部加速度联合原位测试,现场测试段位于道岔过渡区场地振动较强的位置,声屏障实景及振动测点安装示意图如图1所示。声

\* 北京市自然科学基金资助项目(8202019,8232024);北京市科学技术研究院青年学者资助项目(YS202102)  
收稿日期:2023-06-14;修回日期:2023-09-28

屏障基础为4 m间距混凝土人工挖孔桩上现浇混凝土梁后在其上安装型钢槽柱,每组声屏障采用6块长为4 m、高为0.5 m的混凝土+玻璃棉预制板,现场拼装在型钢槽柱内。其中:临居民建筑侧采用混凝土平面封闭式布置;临铁路侧采用百叶型玻璃棉吸声屏式布置,如图1(a,b)所示。从下午到凌晨12 h连续测量,共采集到HXD3型50节左右编组货车10组、CRH6F-A型4节编组城际动车组客车3组复合工况振动信号,动车(electric multiple unit train,

简称EMU)及货车测试实况如图1(c,d)所示。振动测点共分2组,用于测试竖向(平面内)和水平向(出平面)振动,分别设置在声屏障地梁基础处和屏障板中间,其中屏障板测点距基础处竖向间距约为2.2 m,如图1(e,f,g)所示。

首先,各选取1组典型货车和动车通过信号,以研究声屏障不同位置振动传播及时程和频谱特征;其次,对10组货车和3组动车工况开展振动参数统计分析,以获取具有统计意义的振动时程和频谱规律。



图1 声屏障实景及振动测点安装示意图

Fig.1 Measuring arrangement for vibration test for noise barrier

## 1.2 测试仪器及评价指标

原位测试中采用北京东方振动和噪声技术研究所研制的INV3062C型8通道24位高精度采集仪和INV9828型高灵敏度ICP振动加速度传感器。

本研究各测点统一按2 048 Hz采样率进行采样,振动信号经人工复核后对其时、频特征进行分析和统计。选用的定量评价指标主要包括最大振级 $VL_{max}$ 、10%累计振级 $VL_{10\%}$ 、加速度峰值 $a_{max}$ 、均方根加速度值 $a_{RMS}$ 和无计权1/3倍频程中心频率值 $f_{d,1/3oct}$ 。

最大振级 $VL_{max}$ 为规定测量时间 $T$ 内振动加速度级 $VL$ 的最大值, $VL$ 为按照文献[9]规定的全身振动计权因子修正后得到的振动加速度级 $VAL_i$ 的叠加。 $VAL_i$ 的表达式为

$$VAL_i = 20 \lg \frac{a(f_i)}{a_0} \quad (1)$$

其中: $a(f_i)$ 为1~80 Hz频段内以 $f_i$ 为中心频率的1/3倍频程谱振动加速度有效值; $a_0$ 为基准加速度,

取 $10^{-6} \text{ m/s}^2$ 。

10%累计振级 $VL_{10\%}$ 为测量时间内 $VL$ 计算值中前10%结果的平均值,其物理含义是指列车从驶入到驶出某一固定观测点等效振级大于等于 $VL_{10\%}$ 的概率为10%。采用 $VL_{10\%}$ 表示振动强度可减少因偶然冲击使 $VL_{max}$ 计算的不确定性,因此能更好地反映强振动平均效应。

均方根(root mean square, 简称RMS)加速度值 $a_{RMS}$ 表示振动输入能量大小,是描述随机振动特征的重要指标,其实质为随机振动标准差,是对加速度峰值 $a_{max}$ 分析的有益补充,具体表达式为

$$a_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N a(t_i)^2} \quad (2)$$

其中: $a(t_i)$ 为振动加速度值; $N$ 为列车通过时段内的时程点数。

无计权1/3倍频程中心频率值 $f_{d,1/3oct}$ 是选用了0~200 Hz频域范围内获取的无计权1/3倍频程峰值对应的卓越中心频率值,用以描述信号的主要频率成分,是重要的频域评价单一指标。

## 2 屏障板放大效应实测分析

### 2.1 单列列车振动特性

通过分析单列货车和动车振动信号时程和频谱特征,可以了解同一列车通过时振动从基础到屏障板的传播规律。货车和动车通过工况下声屏障不同位置时程特征和频谱特征分别如图 2,3 所示,其中频谱分布图包括功率谱密度(power spectral density,简称 PSD)分布和振动加速度级 1/3 倍频程谱。

由图 2,3 中相关计算数据可知:

1) 基础处竖向振动加速度整体小于水平向,且上部屏障板较基础处有不同程度的放大。货车工况下基础及屏障板水平向振动时程初段峰值均较大,且较大的瞬时冲击振幅掩饰了全程加速度峰值放大,在后续定量分析时应综合考虑加速度峰值  $a_{max}$  和均方根加速度值  $a_{RMS}$ 。

2) 货车通过时基础和上部竖向加速度最大值  $a_{max}$  分别为  $0.82 \text{ m/s}^2$  和  $1.59 \text{ m/s}^2$ ,水平向  $a_{max}$  为  $2.55 \text{ m/s}^2$  和  $2.95 \text{ m/s}^2$ ,其竖向和水平向放大倍数分别为 1.95 和 1.16;动车通过时基础和上部竖向  $a_{max}$  分别为  $0.58 \text{ m/s}^2$  和  $1.14 \text{ m/s}^2$ ,水平向为  $1.43 \text{ m/s}^2$  和  $1.56 \text{ m/s}^2$ ,其竖向和水平向放大倍数分别为 1.95 和 1.09。整体而言,屏障板水平振动量级明显大于基础处,但竖向振动放大更大。

3) 货车通过时基础和上部竖向加速度有效值  $a_{RMS}$  分别为  $0.089 \text{ m/s}^2$  和  $0.192 \text{ m/s}^2$ ,水平向为  $0.265 \text{ m/s}^2$  和  $0.501 \text{ m/s}^2$ ,其竖向和水平向放大倍数分别为 2.17 和 1.89;动车通过时基础和上部竖向  $a_{RMS}$  分别为  $0.086 \text{ m/s}^2$  和  $0.220 \text{ m/s}^2$ ,水平向为  $0.216 \text{ m/s}^2$  和  $0.374 \text{ m/s}^2$ ,竖向和水平向放大倍数分别为 2.56 和 1.74。整体而言,屏障板竖向和水平向振动放大效应明显,加速度幅值平均放大效应为 2 倍左右。

4) 货车通过时基础和上部竖向最大振级  $VL_{max}$  分别为 105.0 dB 和 110.8 dB,水平向  $VL_{max}$  为 112.9 dB 和 118.5 dB,分别增大 5.8 dB 和 5.6 dB;动车通过时基础和上部竖向  $VL_{max}$  分别为 100.7 dB 和 109.0 dB,水平向为 108.9 dB 和 113.0 dB,分别增大 8.3 dB 和 4.1 dB。整体而言,屏障板振级平均放大效应约为 6 dB。

5) 货车通过时基础和上部竖向累积前 10% 振级  $VL_{10\%}$  分别为 99.1 dB 和 105.5 dB,水平向为 109.1 dB 和 114.5 dB,分别增大 6.5 dB 和 5.4 dB;动车通过时基础和上部竖向  $VL_{10\%}$  分别为 100.3 dB 和 108.7 dB,水平向为 108.8 dB 和 112.9 dB,分别增大 8.4 dB 和 4.1 dB。整体而言,屏障板振级平均放大效应约为 6 dB,但竖向放大更显著。

6) 利用频率分辨率较高的功率谱密度分析可以更深入地了解各振动信号的频率分布。由图 3(a,c) 可知,除 50~80 Hz 外屏障板上部水平振动均较基础处有所放大,尤其在 80 Hz 以上频段有显著放大效应,竖向振动放大频段包含了更宽的 20~200 Hz 频段。进一步利用 1/3 倍频程振级谱对振动信号开展频率定量分析,并采用对数标尺频率分布以展现低频段频率放大特性。由图 3(b,d) 可知,1/3 倍频程振级谱通过并联带通滤波器可更直观地分析分频放大效应。20~200 Hz 频段内上部较基础竖向振动放大较大,且在 63.5 Hz 和 160 Hz 左右放大显著,其振级增大达 11 dB;60~70 Hz 以外频段屏障板与基础水平向振动均有大幅放大,且在 6~8 Hz 和 40~50 Hz 放大显著,其分频振级增大分别达到 25 dB。整体而言,屏障板水平向振动大于竖向,但竖向放大效应大于水平向,竖向振动高频放大效应较明显。

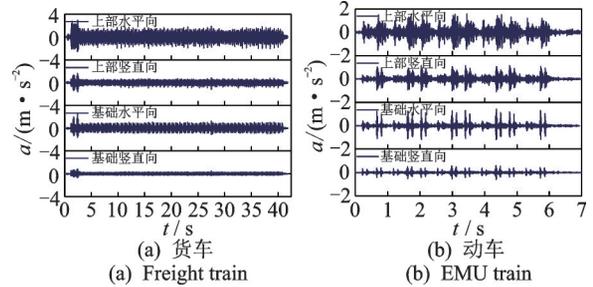


图 2 声屏障不同位置时程特征  
Fig.2 Acceleration-time history recorded at different locations on the barriers

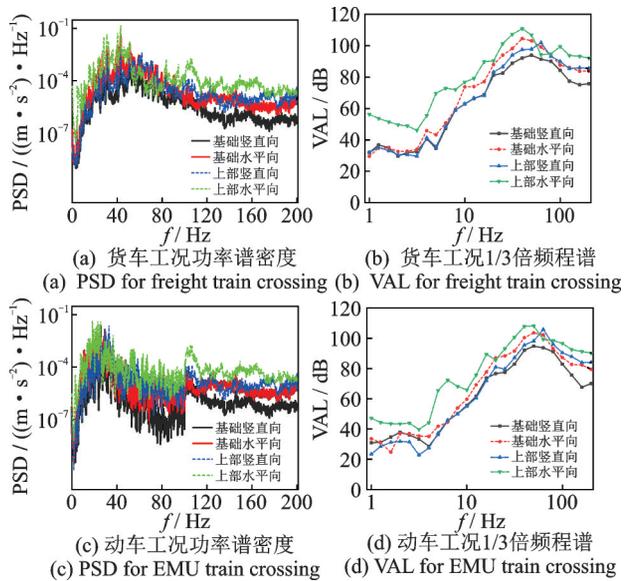


图 3 声屏障不同位置频谱特征  
Fig.3 Spectral characteristics of barriers at different locations

### 2.2 振动特性统计分析

对 10 组货车和 3 组动车通过时屏障的振动进行了统计分析,考虑到 1/3 倍频程振级谱通过并联带

通滤波器可更直观分析分频放大效应,且其能较好地反映200 Hz以内频谱平均统计特征,因此频谱统计分析时仅分析1/3倍频程谱。

2.2.1 加速度统计特征

首先,分析了加速度峰值 $a_{max}$ 和加速度有效值 $a_{RMS}$ ,并获取其放大倍数,声屏障振动加速度特性统计如表1所示。由表1可得:

1) 声屏障基础和上部竖向平均 $a_{max}$ 分别为

0.59 m/s<sup>2</sup>和1.24 m/s<sup>2</sup>,放大倍数为2.2;水平向平均 $a_{max}$ 分别为1.66 m/s<sup>2</sup>和2.17 m/s<sup>2</sup>,放大倍数为1.4。基础和上部竖向平均 $a_{RMS}$ 分别为0.08 m/s<sup>2</sup>和0.20 m/s<sup>2</sup>,放大倍数为2.6;水平向平均 $a_{RMS}$ 分别为0.20 m/s<sup>2</sup>和0.33 m/s<sup>2</sup>,放大倍数为1.7。

2) 水平振动幅值整体大于竖向,水平振幅约为竖向的1.5~3.0倍,且声屏障基础处差异性更大;但是竖向放大倍数比水平向更大。

表1 声屏障振动加速度特性统计

Tab.1 Vibration acceleration on the noise barrier

m/s<sup>2</sup>

列车类型	列车序号	加速度峰值 $a_{max}$						加速度有效值 $a_{RMS}$					
		竖向			水平			竖向			水平		
		基础	上部	放大倍数	基础	上部	放大倍数	基础	上部	放大倍数	基础	上部	放大倍数
货车	1	0.35	0.96	2.7	1.54	1.82	2.7	0.03	0.09	3.1	0.09	0.17	1.8
	2	0.54	1.50	2.8	1.75	2.11	2.8	0.05	0.14	3.2	0.14	0.20	1.5
	3	0.85	1.46	1.7	2.01	2.57	1.7	0.10	0.21	2.2	0.22	0.39	1.8
	4	0.78	1.54	2.0	2.08	2.76	2.0	0.08	0.18	2.4	0.21	0.42	2.0
	5	0.57	1.37	2.4	1.71	1.62	2.4	0.08	0.24	3.0	0.23	0.27	1.2
	6	0.49	1.08	2.2	1.45	1.69	2.2	0.09	0.26	3.0	0.24	0.30	1.2
	7	0.66	1.43	2.2	1.87	3.21	2.2	0.08	0.20	2.6	0.21	0.35	1.7
	8	0.82	1.59	2.0	2.55	2.95	2.0	0.09	0.19	2.2	0.27	0.50	1.9
	9	0.51	0.95	1.8	1.20	2.12	1.8	0.08	0.21	2.8	0.19	0.28	1.5
	10	0.45	0.87	1.9	1.28	1.73	1.9	0.07	0.20	2.7	0.19	0.28	1.5
动车	1	0.58	1.14	2.0	1.43	1.56	2.0	0.09	0.22	2.6	0.22	0.37	1.7
	2	0.71	1.70	2.4	2.16	3.02	2.4	0.13	0.31	2.4	0.30	0.56	1.9
	3	0.31	0.60	2.0	0.50	1.01	2.0	0.06	0.12	2.1	0.12	0.24	2.0
均值		0.59	1.24	2.2	1.66	2.17	1.4	0.08	0.20	2.6	0.20	0.33	1.7

2.2.2 振级统计特征

统计竖向及水平向 $VL_{max}$ 和 $VL_{10\%}$ ,并获取其增量,声屏障振动振级统计如表2所示。由表2可知:

1) 声屏障基础和上部竖向 $VL_{max}$ 平均值分别为101.5 dB和109.5 dB,约增大8.0 dB;水平向 $VL_{max}$ 平均值分别为109.7 dB和114.2 dB,约增大4.5 dB。基础和上部竖向 $VL_{10\%}$ 平均值分别为98.9 dB和107.3 dB,约增大8.5 dB;水平向 $VL_{10\%}$ 平均值分别为107.7 dB和111.5 dB,约增大3.8 dB。

2) 水平振动整体大于竖向,水平振级约比竖向增大4~9 dB,且基础处差异性更大;但竖向增大较水平向更明显。

2.2.3 频谱统计特征

进一步统计分析了多列货车和动车的1/3倍频程分布特征 $f_{d,1/3oct}$ ,声屏障不同位置频谱平均特征如图4所示。由图4可得:

1) 水平向振动大于竖向振动,货车和动车通过

工况频谱特征差异不大。

2) 屏障板相对于基础处竖向振动放大主要在20 Hz以上频段,分频平均放大幅度为3~8 dB,且在63.5 Hz和160 Hz左右放大显著,其分频振级增大达11 dB;水平向振动放大效应集中在除60~80 Hz以外频段,分频放大幅度为5~15 dB,且在6~8 Hz左右放大显著,其分频振级增大达27 dB。

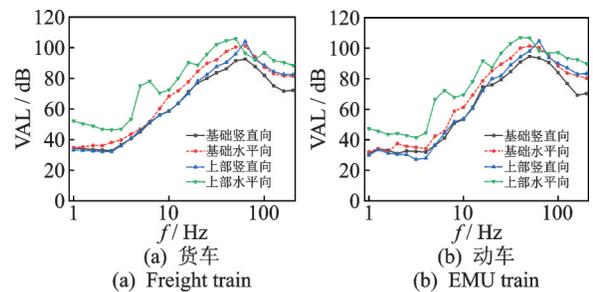


图4 声屏障不同位置频谱平均特征

Fig.4 The average spectral characteristics of barriers at different locations

表 2 声屏障振动振级统计  
Tab.2 Vibration level on the noise barrier

列车类型	列车序号	最大振级 VL <sub>max</sub>						累计振级 VL <sub>10%</sub>					
		竖向			水平向			竖向			水平向		
		基础	上部	增大量	基础	上部	增大量	基础	上部	增大量	基础	上部	增大量
货车	1	97.5	107.7	10.2	108.1	112.2	4.1	93.9	103.5	9.6	104.5	109.1	4.6
	2	99.9	110.7	10.8	110.2	112.2	2.0	97.5	107.9	10.4	107.4	109.8	2.4
	3	105.2	110.5	5.3	112.7	117.6	4.9	100.8	107.7	6.9	108.3	112.6	4.3
	4	104.0	111.3	7.3	112.3	117.7	5.4	97.5	105.3	7.8	106.9	112.9	6.0
	5	100.3	110.5	10.2	109.9	111.4	1.5	99.3	109.3	10.0	108.9	109.8	0.9
	6	100.2	109.4	9.2	108.7	113.2	4.5	98.9	108.9	10.0	108.3	110.1	1.8
	7	102.5	110.6	8.1	110.2	115.7	5.5	100.5	109.0	8.5	109.4	112.4	3.0
	8	105.0	110.8	5.8	112.9	118.5	5.6	99.1	105.5	6.5	109.1	114.5	5.4
	9	100.8	108.2	7.4	109.2	114.3	5.1	98.3	107.1	8.8	106.7	109.7	3.0
	10	100.7	107.9	7.2	107.5	112.5	5.0	97.8	107.1	9.3	106.5	110.1	3.6
动车	1	100.7	109.0	8.3	108.9	113.0	4.1	100.3	108.7	8.4	108.8	112.9	4.1
	2	105.2	112.4	7.2	112.7	117.3	4.6	104.6	111.8	7.2	112.0	116.7	4.7
	3	97.1	104.0	6.9	103.0	109.3	6.3	96.8	103.6	6.8	102.7	108.9	6.2
均值		101.5	109.5	8.0	109.7	114.2	4.5	98.9	107.3	8.5	107.7	111.5	3.8

### 3 地基土-声屏障动力相互作用模型

#### 3.1 振源-地基土-声屏障振动传递特性

统计分析 10 组货车通过时钢轨、轨枕、道床、声屏障基础及屏障板竖向振级及平均频谱特征,声屏障竖向振动最大振级特性统计和其振动传播频谱特征分别如表 3、图 5 所示。为分析振动从钢轨-轨枕-道床-声屏障基础-屏障板竖向振动传播的物理过程,本节所有振级均采用未计权值。

由表 3 可知:钢轨振级 147 dB 经扣件衰减后至轨枕时振级为 123 dB,进一步经碎石道床快速衰减

至道床时振级为 102 dB;整体道床边缘声屏障条形基础振级与道床相比几乎无衰减,但屏障板上部竖向振级增大约 8 dB 后达到 110 dB 左右。

由图 5 可以看出:钢轨振动经扣件衰减到轨枕时在 50~100 Hz 频段较为明显,分频衰减为 10~30 dB;轨枕到道床振动衰减频段则以 50 Hz 以下为主,10 Hz 以内分频振级最大衰减可达 45 dB,但振动卓越频段 50~80 Hz 衰减最少;道床振动传递到声屏障基础处几乎不衰减,各频段分频振级几乎重合;屏障板上部相对于基础主要放大段集中在 20 Hz 以上,且 63.5 和 170~200 Hz 频段放大最大,均超过 10 dB。

表 3 声屏障竖向振动最大振级特性统计

Tab.3 Statistical characteristics of vertical vibration level of barriers (VL<sub>max</sub>) dB

列车序号	钢轨	轨枕	道床	屏障基础	屏障板中央
1	123.4	112.4	98.3	97.5	107.7
2	133.0	116.7	100.1	99.9	110.7
3	167.3	138.3	105.6	105.2	110.5
4	170.7	138.1	104.2	104.0	111.3
5	145.7	114.3	101.1	100.3	110.5
6	132.1	117.1	100.9	100.2	109.4
7	169.4	118.0	103.3	102.5	110.6
8	146.4	136.1	105.1	105.0	110.8
9	127.5	117.7	101.8	100.8	108.2
10	154.5	120.9	98.3	100.7	107.9
均值	147.0	123.0	101.9	101.6	109.8

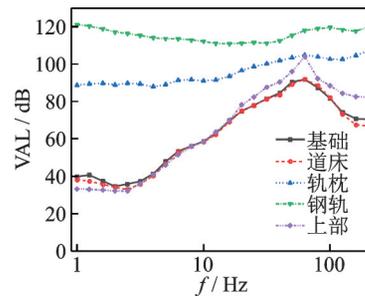


图 5 声屏障振动传播频谱特征

Fig.5 The spectral characteristics of vibration propagation in barriers

风压对声屏障振动的影响需过车车速达 200 km 以上时才会显现,本研究中过车车速不足 70 km,声屏障振动主要来源于其基础振动,因此在传递特性分析时忽略了空气振动对声屏障振动的影响。

### 3.2 基于悬臂板模态分析的屏障板放大效应机理

#### 3.2.1 放大效应理论模型

等截面悬臂梁(板)在支撑点地面振动激励下运动模型如图6所示,其中: $\ddot{u}_{gy}(t)$ 和 $\ddot{u}_{gx}(t)$ 分别为横向(水平向或出平面)和轴向(竖向或平面内)振动加速度激励; $E, I, A, L$ 及 $\bar{m}$ 分别为弹性模量、单位长度声屏障惯性矩、截面积、高度及质量。无阻尼横向振动(不考虑转动惯量和剪切变形)微分方程和轴向(竖向)振动微分方程<sup>[10]</sup>分别为

$$\bar{m} \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[ EI \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} \right] = -\bar{m} \ddot{u}_{gy}(t) \quad (3)$$

$$\bar{m} \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} - \frac{\partial}{\partial x} \left[ EA \frac{\partial u(x, t)}{\partial x} \right] = -\bar{m} \ddot{u}_{gx}(t) \quad (4)$$

以声屏障轴向(竖向)振动为例,推导其受地面竖向振动 $\ddot{u}_{gx}(t)$ 激励下的屏障板反应。轴向自由振动微分方程为

$$\bar{m} \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} - \frac{\partial}{\partial x} \left[ EA \frac{\partial u(x, t)}{\partial x} \right] = 0 \quad (5)$$

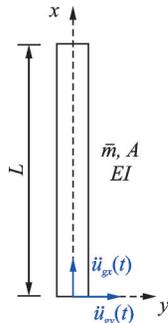


图6 等截面悬臂板地面运动模型示意图

Fig.6 Schematic diagram of ground motion model of cantilever plate with equal section

利用式(5)进行模态分析,考虑悬臂板位移边界条件,通过对式(5)进行求解,其第 $n$ 阶自振频率 $\omega_n$ 和振型 $\phi_n(x)$ 分别为

$$\begin{cases} \omega_n = \frac{2n-1}{2} \pi \sqrt{\frac{EA}{\bar{m}L^2}} \\ \phi_n(x) = \sin \frac{2n-1}{2} \frac{\pi x}{L} \end{cases} \quad (n=1, 2, \dots, \infty) \quad (6)$$

利用振型坐标 $q_i(t)$ 将式(5)中的振动位移 $u(x, t)$ 表示为时空解耦,即

$$u(x, t) = \sum_{i=1}^{\infty} \phi_i(x) q_i(t) \quad (7)$$

其中: $\phi_i(x)$ 为第 $i$ 阶振型(不随时间变化的振动形状); $q_i(t)$ 为第 $i$ 阶振型坐标(随时间变化的振幅)。

将解耦后的 $u(x, t)$ 代入式(4),得到在地面振动 $\ddot{u}_{gx}(t)$ 作用下解耦后的轴向变形振动微分方

程,即

$$\sum_{i=1}^{\infty} \bar{m} \phi_i(x) \ddot{q}_i(t) - \sum_{i=1}^{\infty} \frac{d}{dx} \left[ EA \frac{d\phi_i(x)}{dx} \right] q_i(t) = -\bar{m} \ddot{u}_{gx}(t) \quad (8)$$

引入广义质量 $M_n$ 和广义荷载 $P_n$

$$M_n = \int_0^L \bar{m} \phi_n^2(x) dx = \frac{\bar{m}L}{2} \quad (9)$$

$$P_n = \int_0^L -\bar{m} \ddot{u}_{gx}(t) \phi_n(x) dx = \pm \bar{m} \ddot{u}_{gx}(t) \quad (10)$$

将式(8)左右两侧每项均乘以式(6)的 $\phi_n(x)$ ,并代入式(9)和式(10)的 $M_n$ 和 $P_n$ ,利用振型正交性,可推导出振型分解法解耦得到的地面运动作用下的轴向振动微分方程,即

$$M_n \ddot{q}_n(t) + \omega_n^2 M_n q_n(t) = P_n \quad (11)$$

利用Duhamel积分法对式(11)求解,可得到振型坐标 $q_n(t)$ 的表达式为

$$q_n(t) = \frac{1}{M_n \omega_n} \int_0^t -\bar{m} \ddot{u}_{gx}(\tau) \sin[\omega_n(t-\tau)] d\tau = \pm \frac{2\ddot{u}_{gx}(t)}{L\omega_n^2} (1 - \cos \omega_n t) \quad (12)$$

联立式(6)、式(7)和式(12),可求出位移反应 $u(x, t)$ 为

$$u(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} \phi_n(x) q_n(t) = \frac{8\bar{m}\ddot{u}_{gx}(t)}{\pi^2} \frac{L}{AE} \sum_{n=1}^{\infty} \left[ \pm \frac{1 - \cos \omega_n t}{(2n-1)^2} \sin \frac{2n-1}{2} \frac{\pi x}{L} \right] \quad (13)$$

悬臂板顶端( $x=L$ 处)位移表达式 $u(L, t)$ 为

$$u(L, t) = -\frac{8\bar{m}\ddot{u}_{gx}(t)}{\pi^2} \frac{L}{AE} \sum_{n=1}^{\infty} \left[ \frac{1 - \cos \omega_1 t}{1} + \frac{1 - \cos \omega_2 t}{9} + \frac{1 - \cos \omega_3 t}{25} + \frac{1 - \cos \omega_4 t}{49} + \dots + \frac{1 - \cos \omega_n t}{(2n-1)^2} \dots \right] \quad (14)$$

由式(14)可知,悬臂板顶端竖向位移取决于板的自振特性 $\omega_n$ 及输入激励 $\ddot{u}_{gx}(t)$ 的频域特性,且收敛于 $-\frac{\bar{m}L\ddot{u}_{gx0}}{AE}$ ,其中: $\ddot{u}_{gx0}$ 为地面输入振动最大值。

由式(14)可知,1阶振型对最大振幅的贡献超过80%,且3阶以上振型对最大振幅的贡献低于7%,因此可利用简化计算式(15)估计悬臂板轴向整体振动(即仅考虑第1振型的动力反应)为

$$u(L, t) = -\frac{8\bar{m}L}{\pi^2 AE} (1 - \cos \omega_1 t) \ddot{u}_{gx}(t) \quad (15)$$

简谐激励式为

$$\ddot{u}_{gr}(t) = \ddot{u}_{gr0} \sin \omega t \quad (16)$$

悬臂板在式(16)输入下的振动反应为

$$u(L, t) = -\frac{8\bar{m}L\ddot{u}_{gr0}}{\pi^2 AE} (1 - \cos \omega_1 t) \sin \omega t = -\frac{8Lu_{s0}}{\pi^2 AE} \frac{(1 - \cos \omega_1 t) \sin \omega t}{\sqrt{[1 - (\omega/\omega_1)^2]^2 + [2\xi(\omega/\omega_1)]^2}} \quad (17)$$

当混凝土结构阻尼比 $\xi$ 取0.05时,从式(17)可看出,悬臂板顶端竖向位移取决于板的1阶自振特性 $\omega_1$ 及输入激励特性 $\ddot{u}_{gr}(t)$ 的输入频率 $\omega$ 和由其引起的最大静态位移 $u_{s0}$ ,且当输入激励频率 $\omega$ 与悬臂板1阶自振频率 $\omega_1$ 接近时,会引起悬臂板共振,从而增大其响应。求取悬臂板顶端的最大响应时,式(17)中的频率 $\omega$ 也可更换为几个输入振动频谱中和悬臂板多阶自振频率相等的频率,即悬臂板会对输入激励的频率进行选择性地放大。

### 3.2.2 放大效应机理解释

根据等截面悬臂梁(板)自由振动动力微分方程,推导出其横向出平面振动1~3阶自振圆频率 $\omega_{1T}, \omega_{2T}, \omega_{3T}$ 和轴向平面内振动1~3阶自振圆频率 $\omega_{1L}, \omega_{2L}$ 和 $\omega_{3L}$ 分别为

$$\begin{cases} \omega_{1T} = \frac{3.516}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{\bar{m}}} \\ \omega_{2T} = \frac{22.03}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{\bar{m}}} \\ \omega_{3T} = \frac{61.70}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{\bar{m}}} \end{cases} \quad (18)$$

$$\begin{cases} \omega_{1L} = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{EA}{\bar{m}L^2}} \\ \omega_{2L} = \frac{3\pi}{2} \sqrt{\frac{EA}{\bar{m}L^2}} \\ \omega_{3L} = \frac{5\pi}{2} \sqrt{\frac{EA}{\bar{m}L^2}} \end{cases} \quad (19)$$

其中: $E$ 为弹性模量; $I, A, L$ 和 $\bar{m}$ 分别为单位长度声屏障惯性矩、截面积、高度及质量。

本研究混凝土声屏障弹性模量取 $3 \times 10^4$  MPa,通过计算,0.2 m厚、3 m高单位长度条带型悬臂声屏障板出平面横向振动1~3阶自振圆频率分别为46, 289和808 Hz,与此对应的自振频率分别为7, 46和129 Hz;轴向平面内振动1~3阶自振圆频率分别为1 069, 3 206和5 344 Hz,与此对应的自振频率分别为170, 510和850 Hz。

分析表明:实测悬臂声屏障板水平振动6~8 Hz放大效应显著与其1阶出平面振动自振频率7 Hz相近而引起共振有关;实测在40~50 Hz频段放大效

应显著与其2阶出平面振动自振频率46 Hz相近而引起共振有关;实测其竖向平面内振动在160 Hz放大显著与其1阶平面内自振频率170 Hz相近而引起共振有关。货车运行下声屏障振动放大效应机理如图7所示。振动测量频域分析结果表明:屏障板水平振动放大与其前2阶自振频率相近而引起的共振有关;屏障板竖向振动放大与其1阶竖向自振频率相近而引起的共振有关。

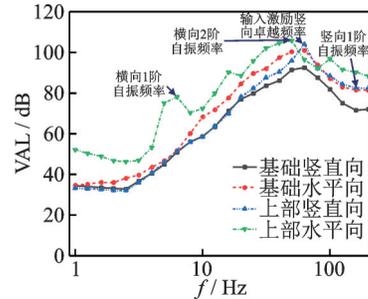


图7 货车运行下声屏障振动放大效应机理

Fig.7 Mechanism diagram of vibration amplification effect of noise barrier under freight trains crossing

另外,通过分析本例中输入激励的频率特性可知:道床和声屏障基础激励卓越频率为63.5 Hz,这与屏障板竖向振动在63.5 Hz频段放大显著相关;屏障板竖向振动放大显著频段除了与其1阶竖向自振频率相近而引起的共振有关外,还与和其输入激励频率相近而引起的强迫振动有关,即屏障板竖向振动放大受激励强迫振动和其自由振动双重影响。

### 3.3 直立声屏障落地声屏障竖向振动响应估算方法

依据实测声屏障基础处振动加速度时程和频谱特征以及声屏障理论模态分析结果,可快速估算屏障板竖向振动放大效应,并进一步对其竖向振动响应进行估算。首先,利用悬臂板理论模态计算公式 $\omega_1 = \frac{1}{2} \pi \sqrt{\frac{EA}{\bar{m}L^2}}$ ,计算其1阶竖向振动频率;其次,利用3.2节给出的地基土-声屏障板振动放大系数公式(17),计算1~200 Hz频段内分频自由振动及强迫振动放大系数值,并将其进行线性叠加;最后,进一步按照振级计算公式 $VL = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{VAL_i/10}$ ,计算经过振动放大后的振级。

通过以上步骤计算得到理论估算且经归一化处理的分频振级放大系数,并将其与现场实测值进行了对比,如图8所示。可以看出,理论估算值和现场实测值在趋势上对应良好,较为精准地反映了在地基激励卓越频率63.5 Hz和屏障板竖向1阶自振频率170 Hz处的显著放大效应。

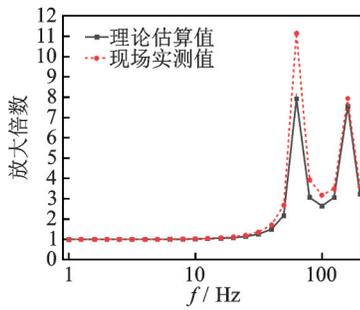


图8 振动放大效应理论估算与现场实测对比

Fig.8 Theoretical estimation of vibration amplification effect and comparison with on-site measurement

## 4 结论

1) 声屏障基础振动水平向大于竖向,水平振幅约为竖向的2倍,水平振级比竖向约大6 dB,水平振动在全频段内均大于竖向。屏障板相对于基础表现出明显的放大效应,且水平向及竖向放大效应相当,加速度平均放大约2倍,振级平均约增大6 dB;但水平向和竖向放大频段不同,水平向在6~8 Hz和40~50 Hz低频段放大明显,竖向振动在63.5和170~200 Hz中高频段放大明显。

2) 振动从钢轨-轨枕-道床-声屏障先减小再增大,屏障板对基础振动放大显著,但彼此相连的道床和声屏障基础振动相差不大,且其振动激励卓越频率为63.5 Hz。悬臂板理论模态分析表明,屏障板水平振动前2阶自振频率为7 Hz和46 Hz,竖向1阶自振频率为170 Hz;屏障板水平振动放大显著频段与其前2阶自振频率相近,竖向振动放大显著频段分别与其1阶竖向自振频率和其激励频率相近。

3) 直立式落地声屏障受列车运行地面运动激励振动分析可简化为“地基土-声屏障动力相互作用模型”,该模型可用于直立式落地声屏障板竖向振动响应快速估算。将该简化模型估算结果与现场实测结果进行对比分析,验证了模型估算振动放大效应的一致性。

## 参 考 文 献

- [1] THOMPSON D. 铁路噪声与振动: 机理、模型和控制方法[M]. 中国铁道科学研究院节能环保劳卫研究所,译. 北京: 科学出版社, 2013:1-7.
- [2] 雷康宁. 铁路高架桥-直立式声屏障结构系统车致振动特性研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2021.
- [3] JEAN P. The effect of structural elasticity on the efficiency of noise barriers [J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 237(1): 1-21.
- [4] HE W, HE K W, ZOU C, et al. Experimental noise and vibration characteristics of elevated urban rail transit considering the effect of track structures and noise

barriers[J]. Environmental Science and Pollution Research, 2021, 28(33): 45903-45919.

- [5] 张晓芸,石广田,王开云,等. 高速铁路箱梁桥-声屏障结构振动噪声初探[J]. 兰州交通大学学报, 2020, 39(2): 76-84.  
ZHANG Xiaoyun, SHI Guangtian, WANG Kaiyun, et al. Preliminary study on structure-borne noise of box girder bridge-sound barrier in high speed railway [J]. Journal of Lanzhou Jiaotong University, 2020, 39(2): 76-84.(in Chinese)
- [6] 卫星,戴李俊,温宗意,等. 380 km·h<sup>-1</sup>以上高速铁路插板式声屏障动力特性及响应分析[J]. 中国铁道科学, 2022, 43(3): 17-25.  
WEI Xing, DAI Lijun, WEN Zongyi, et al. Dynamic characteristics and response analysis of plug-in sound barrier for high-speed railway above 380 km·h<sup>-1</sup>[J]. China Railway Science, 2022, 43(3): 17-25.(in Chinese)
- [7] 武隽,司慧龙,董凯,等. 多线地铁列车-高架桥耦合系统动力分析[J]. 振动、测试与诊断, 2023, 43(2): 263-270.  
WU Jun, SI Huilong, DONG Kai, et al. Train-bridge coupling dynamic analysis of multi-line subway viaduct [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2023, 43(2): 263-270.(in Chinese)
- [8] 李小珍,雷康宁,龚振华,等. 铁路桥上直立式声屏障车致振动研究[J]. 振动与冲击, 2021, 40(13): 88-95, 119.  
LI Xiaozhen, LEI Kangning, GONG Zhenhua, et al. Vehicle-induced vibration of vertical noise barrier on railway bridge[J]. Journal of Vibration and Shock, 2021, 40(13): 88-95, 119.(in Chinese)
- [9] International Organization for Standardization. ISO 2631-1—1985 Evaluation of human exposure to whole-body vibration-part 1: general requirements[S]. Geneva: ISO, 1985.
- [10] CHOPRA A K. Dynamics of structures: theory and applications to earthquake engineering [M]. 2nd ed. London: Pearson, 2016:631-632.



**第一作者简介:**刘必灯,男,1983年12月生,博士、副研究员。主要研究方向为振动控制与结构动力学。曾发表《普速铁路道岔段场地振动特性原位试验研究》(《铁道工程学报》2023年第40卷第5期)等论文。  
E-mail: bidengliu@vip.163.com

**通信作者简介:**吴瑞,男,1981年9月生,博士、研究员。主要研究方向为噪声与振动控制。  
E-mail: 18611340928@163.com