

# 高速列车低频晃车在线检测及控制

邓辰鑫, 周劲松, 夏张辉, 宫 岛, 孙 煜

(同济大学 铁道与城市轨道交通研究院, 上海 201804)

**摘要:** 结合先进信号检测技术和主动惯容元件, 提出一种针对高速列车低频晃车的在线检测及控制方法。利用经验模式分解(EMD)和Hilbert变换对实测晃车信号进行特征提取, 并定义谱能比为检测指标; 在建立车辆横向动力学模型的基础上, 采取主动惯容式车体控制策略。结果表明, 非晃车段和晃车段的加速度谱能比相差55%, 该方法对晃车信号有强分辨力; 与传统悬挂相比, 主动惯容式车体控制策略能显著降低晃车特定频段的频响幅值, 车体振动加速度的均方根值降低了53%。

**关键词:** 高速列车; 低频晃车; 经验模式分解(EMD); 惯容器  
**中图分类号:** TG156 **文献标志码:** A

## Online Detection and Control of High-speed Train's Low-frequency Swaying

DENG Chenxin, ZHOU Jinsong, XIA Zhanghui, GONG Dao, SUN Yu

(Institute of Railway Transit, Tongji University, Shanghai 201804, China)

**Abstract:** Combining an advanced signal detection technology and active inertial components, the method of on-line detection and control for low-frequency swaying of high-speed train was proposed. The empirical mode decomposition (EMD) and the Hilbert transform were used to extract the feature of the measured swaying signal, and the spectral energy ratio was defined as a detection index. Moreover, the lateral dynamic model of railway vehicles was established with the active inertial control strategy for carbody. The results show that, the spectral energy ratio of acceleration differs by 55% between the non- and swaying segment, with strong discrimination to the swaying signal. Compared with the traditional suspension, the active inertia control strategy reduces the frequency response of carbody at specific frequency band significantly and the corresponding root-

mean-square in time-domain simulation reduces by 53%.

**Key words:** high-speed train; low-frequency swaying; empirical mode decomposition(EMD); inerter

随着我国轨道交通的迅速发展, 高速列车的运行速度、载重和发车频次大幅提升, 车辆振动问题日益凸显。低频晃车是高速列车的一种异常振动, 对高速列车的运行平稳性和安全性构成了极大的威胁<sup>[1]</sup>。由于导致晃车的因素众多, 如车辆关键部件的性能演变、轮轨磨耗以及外界横风激扰等, 目前低频晃车的形成机理<sup>[2]</sup>尚无统一定论, 也没有固定的治理方法。

对高速列车的晃车现象进行在线检测时, 检测方法须满足实时性和准确性要求。大部分信号处理方法, 如基于傅里叶变换的频域分析等, 无法满足实时性和准确性要求<sup>[3]</sup>。Huang<sup>[4]</sup>提出了Hilbert-Huang变换, 利用经验模式分解(EMD)把信号分解成若干本征模态函数(IMF)分量, 再对分量进行Hilbert变换, 得到时频能量的分布。针对信号局部特征进行分析, 从时间尺度入手, 获得具有不同尺度特征的IMF分量<sup>[5]</sup>。该方法的优势在于能提供准确的局部时频特征<sup>[6]</sup>, 并且满足晃车信号在线检测的实时性要求, 对指定频段有强分辨力。

检测到车辆发生低频晃车时, 启动主动惯容元件吸收车辆的低频振动<sup>[7]</sup>。Smith<sup>[8]</sup>提出的惯容器具有能以小质量实现大质量的特性, 极大地拓展了悬架的设计思路。文献[9]中给出了惯容器装置, 并对其性能展开了试验研究。结果表明, 该装置在0.1~30.0 Hz频率范围内有显著的吸振效果。惯容式动力吸振器目前已在汽车领域得到运用, 它能有效地抑制车身共振, 显著改善车辆的乘坐舒适性<sup>[10]</sup>。

收稿日期: 2019-05-10

基金项目: 国家自然科学基金(51805373)

第一作者: 邓辰鑫(1996—), 男, 博士生, 主要研究方向为机车车辆动力学与控制。E-mail: 1833398@tongji.edu.cn

通信作者: 周劲松(1969—), 男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为机车车辆动力学与控制。

E-mail: jinsong.zhou@tongji.edu.cn



论文  
拓展  
介绍

基于高速列车晃车的实测振动信号,运用 Hilbert-Huang 变换提取实测信号的低频振动能量,并定义谱能比来描述晃车特征,实现对车辆运行状态的在线检测。建立高速列车横向振动模型,利用主动惯容式动力吸振器来吸收晃车的低频振动,并对比控制前后的频响特性和时域仿真结果。

## 1 经验模式分解和 Hilbert 变换

### 1.1 经验模式分解

经验模式分解<sup>[4]</sup>可将任意信号  $x(t)$  分解为

$$x(t) = F_{\text{IMF},i}(t) + r_n(t) \quad (1)$$

式中:  $x(t)$  为原始信号;  $F_{\text{IMF},i}(t)$  为第  $i$  个 IMF 分量;  $r_n(t)$  为剩余分量。该方法规定<sup>[4]</sup> IMF 分量中全程极值点和过零点个数必须相等或至多相差一个,并且任意点处极大值包络线和极小值包络线的均值为零。图 1 为经验模式分解流程,图中  $h_j(t)$  表示中间变量。具体分解步骤如下所示:

(1) 拟合原始信号  $x(t)$  的极大值、极小值包络线  $u(t)$  和  $d(t)$ , 取两者均值  $m(t)$  作为均值包络线。

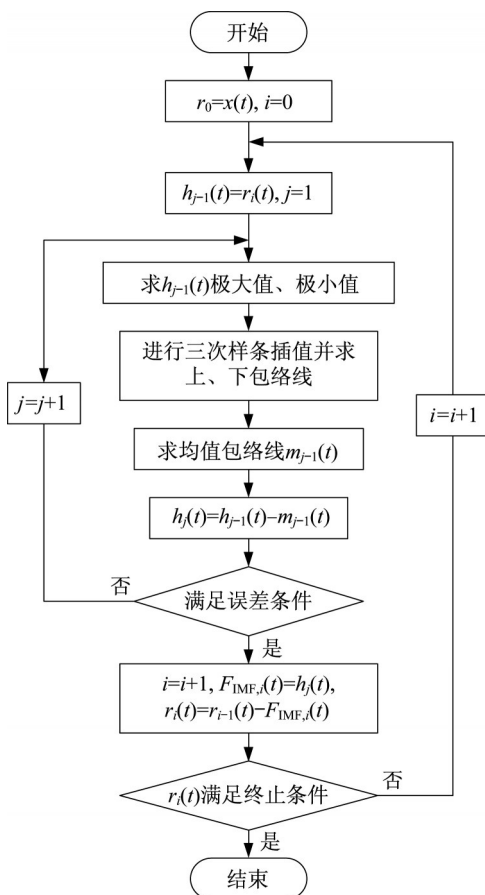


图1 经验模式分解流程

Fig.1 Flow chart of EMD

(2)  $x(t)$  减去  $m(t)$  得到低频信号  $n(t)$ 。重复  $k$  次后得到低频信号  $n_k(t)$ , 若满足 IMF 分量规定则作为第 1 个 IMF 分量; 否则, 重复步骤 (1) 和 (2)。通常,  $\epsilon$  精度下均值为零的条件近似为<sup>[5]</sup>

$$\frac{\sum (n_{k-1}(t) - n_k(t))^2}{\sum (n_{k-1}(t))^2} \leq \epsilon \quad (2)$$

(3) 令新信号  $r_1(t) = x(t) - F_{\text{IMF},1}(t)$ , 并代替  $x(t)$ 。重复步骤 (1) 和 (2) 得到后续的 IMF 分量, 直至  $F_{\text{IMF},n}(t)$  或  $r_n(t)$  小于阈值、或  $r_n(t)$  为单调函数或常量。

### 1.2 Hilbert 变换

对 IMF 分量做 Hilbert 变换, 如下所示:

$$H(F_{\text{IMF},i}(t)) = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{F_{\text{IMF},i}(\tau)}{t - \tau} d\tau \quad (3)$$

构造解析函数

$$Z_i(t) = F_{\text{IMF},i}(t) + H(F_{\text{IMF},i}(t)) = A_i(t)e^{j\varphi_i(t)} \quad (4)$$

式中:  $A_i(t)$  和  $\varphi_i(t)$  分别为幅值函数和相位函数。由此得到瞬时频率

$$f_i(t) = \frac{1}{2\pi} \frac{d}{dt} \varphi_i(t) \quad (5)$$

并求得原始信号的 Hilbert 谱和边际谱, 如下所示:

$$H(2\pi f, t) = \text{Re } A_i(t) e^{j2\pi f_i(t)t} \quad (6)$$

$$h(2\pi f) = H(2\pi f, t) dt \quad (7)$$

## 2 低频晃车在线检测

### 2.1 实测数据

以  $250 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  的运行速度对车辆进行测试, 采集该车辆车体横向振动数据, 如图 2 所示。由图 2 可知, 约 20 s 后出现连续的低频晃车现象。

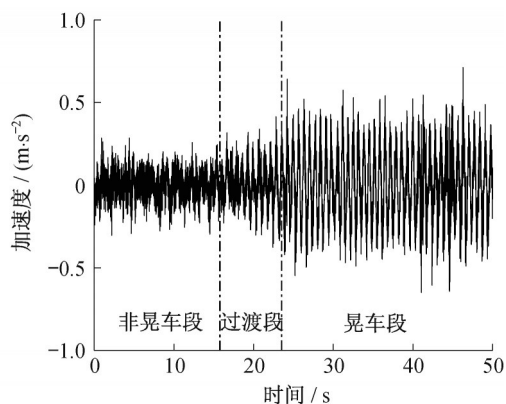


图2 原始数据

Fig.2 Raw data

将整个时间历程分为非晃车段、过渡段和晃车段, 分别对非晃车段和晃车段两段数据进行频谱分

析,如图3所示。非晃车段的极值频率出现在0.63 Hz和1.54 Hz附近,晃车段则出现在0.64 Hz和1.45 Hz附近。对比第1个峰值,两者的频率接近且晃车段的幅值比非晃车段小32%;对比第2个峰值,晃车段幅值为非晃车段的3倍。从非晃车段到晃车段,车体横向振动的低频能量向1.45 Hz处集中。

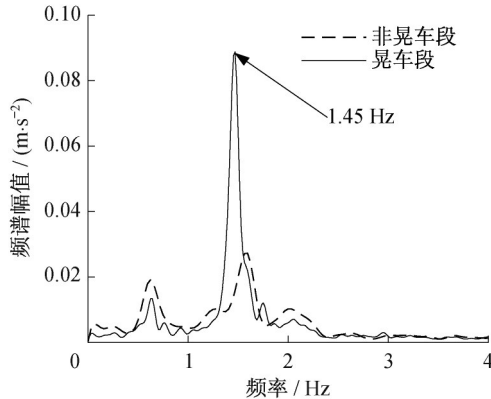


图3 非晃车段和晃车段频谱对比

Fig.3 Contrast of spectrum between non- and swaying segment

为了清楚地描述各时段低频成分占整体振动的比例,将0~5 Hz的振动能量占总振动能量的比值记为低频能量比 $\alpha$ ,即

$$\alpha = \frac{\int_0^5 S_x(f) df}{\int_0^{f_s} S_x(f) df} \times 100\% \quad (8)$$

式中: $S_x(f)$ 表示功率谱; $f_s$ 表示分析频率。功率谱在某频段上的积分表征振动能量。

表1为各时段的低频能量比。不同时段低频能量比接近,并都处于较高水平。非晃车段和晃车段低频能量比的差值不到10%,分辨力不强。为了保证快速傅里叶变换的频率分辨率,必须基于一定的分析时长,因此不满足在线检测的实时性要求。

均方根值可衡量某时间段内振动水平的高低。图4显示了整个历程中振动加速度均方根值的变化,计算窗长为1.5 s。非晃车段均方根值总体数值较低;晃车段均方根值存在较大波动,部分与非晃车段接近。因此,均方根值不满足在线检测的准确性要求。

## 2.2 经验模式分解和Hilbert变换

从晃车段和非晃车段分别选取5 s时长的样本做经验模式分解和Hilbert变换,第*i*个IMF分量的能量

$$E_i = \int_0^{f_s} h_i(f) df \quad (9)$$

表1 不同区段低频能量比

Tab.1 Low-frequency energy ratio at different segments

区段	低频能量比/%
非晃车段	64.65
晃车段	73.29
总区段	69.18

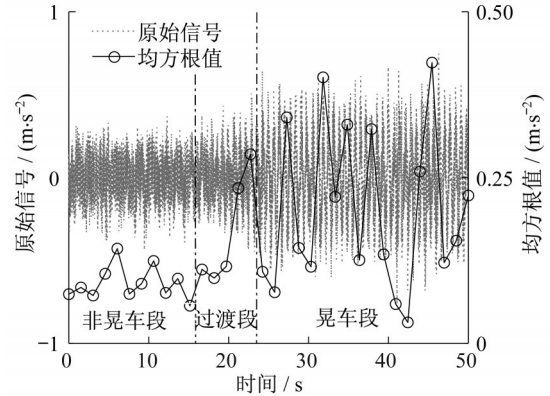


图4 均方根值分布

Fig.4 Distribution of root-mean-square value

式中: $h_i(f)$ 和 $E_i$ 分别表示第*i*个IMF分量的边际谱和能量。定义第*i*个IMF分量的能量比 $\beta_i$ 来表征该分量占总振动能量的水平,即

$$\beta_i = \frac{E_i}{\sum E_i} \times 100\% \quad (10)$$

图5显示了2个样本前5个IMF分量的能量比分布。非晃车段的最大能量比分量为第2个IMF分量,能量比约为46%;晃车段的最大能量比分量为第4个IMF分量,能量比约为51%。

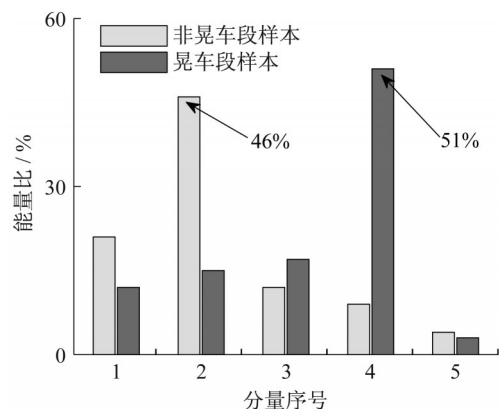


图5 IMF分量能量比分布

Fig.5 Distribution of energy ratio of IMF components

图6和图7分别显示了非晃车段样本和晃车段样本的最大IMF分量及时频特性。由图6可知,该



分量没有明显的低频振动成分,频率随时间变化的平均值在40 Hz左右。由图7可知,该分量为低频振动成分,频率随时间变化的平均值为1.52 Hz,与图3中晃车段的峰值频率接近,说明该IMF分量能重现原始信号中的低频振动成分。

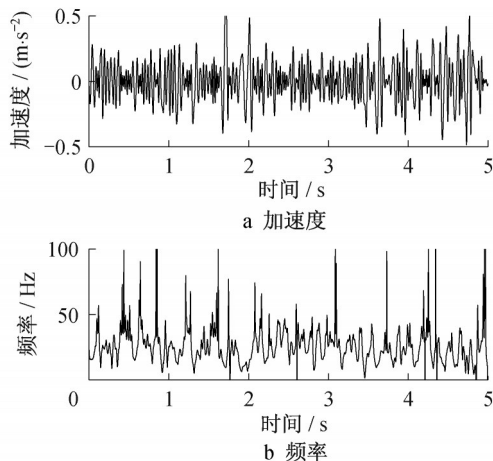


图6 非晃车段样本最大IMF分量及时频特性

Fig.6 Maximum IMF component from non-swaying sample and its time-frequency characteristics

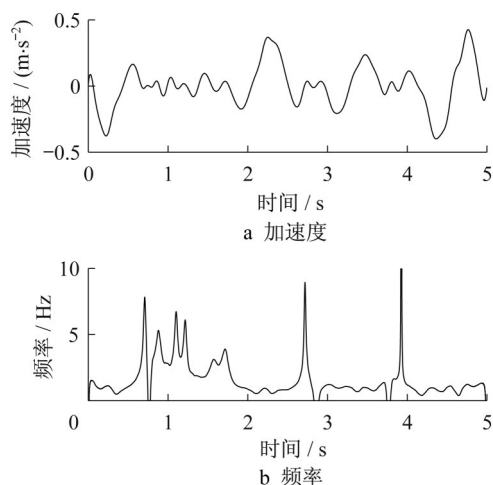


图7 晃车段样本最大IMF分量及时频特性

Fig.7 Maximum IMF component from swaying sample and its time-frequency characteristics

与式(10)类似,定义谱能比 $\eta$ 来表征最大能量分量中低频振动能量占该分量总能量的比例,即

$$\eta = \frac{\int_0^{f_s} h_m(f) df}{E_m} \times 100\% \quad (11)$$

式中:下标 $m$ 为最大IMF分量的序号; $E_m$ 为该分量的总能量; $h_m$ 为该分量的边际谱; $f_s$ 为5 Hz。

选取整个时域样本进行分段处理,各段均为1.25 s。图8显示了整个时间历程谱能比的变化。

在非晃车段,谱能比均较低,最大值为42.18%;在过渡段,谱能比陡升,从26.80%增长到87.30%;在晃车段,谱能比始终较高,最小值为68.37%。整个历程中,非晃车段和晃车段的谱能比波动很小,晃车段的谱能比分布水平始终居高并具有明显的连续性,过渡段存在大幅度的增长现象。处理过程中,各段样本连续且时长短至1.25 s,说明该方法满足在线检测的实时性要求。

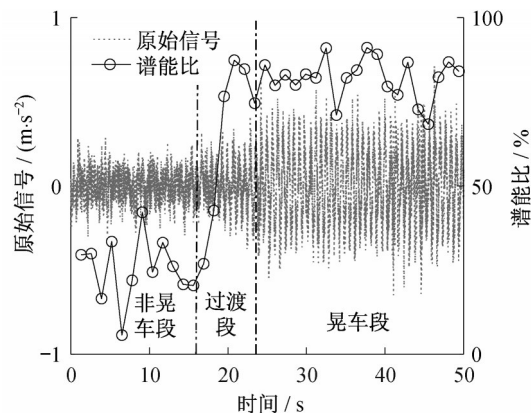


图8 谱能比分布

Fig.8 Distribution of spectral energy ratio

表2显示了不同区段谱能比随时间的变化情况。非晃车段的谱能比均值只有25.46%,处于较低水平;晃车段的谱能比均值为81.85%,处于较高水平。非晃车段和晃车段的谱能比均值相差大约55%,说明了该方法满足在线检测的准确性要求。

表2 不同区段谱能比

Tab.2 Spectral energy ratio of different segments

时间段	谱能比/%		
	最小值	最大值	均值
非晃车段	5.66	42.18	25.46
过渡段	42.70	87.39	68.92
晃车段	68.37	91.14	81.85

### 3 低频晃车主动惯容控制

#### 3.1 惯容式动力吸振器原理

惯容式动力吸振器是利用惯容器反共振的特性来抑制振动。图9为两自由度并联式惯容器系统。

图9中, $c_0$ 、 $k_0$ 、 $c$ 、 $k$ 和 $r$ 分别表示系统原阻尼、原弹簧刚度、惯容器的附加阻尼、附加弹簧刚度、惯容系数和补偿系数, $z_1$ 和 $z_2$ 分别为两端的位移。由于附加惯容系统自身具备阻尼元件,可不考虑系统原阻尼,此时频响函数

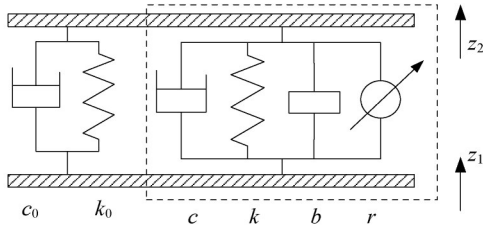


图9 两自由度并联式惯容器系统

Fig.9 Two-degree-of-freedom parallel inerter system

$$G(i\omega) = \frac{-(b+m_1)\omega^2 + (k_0+k)}{-(b+m_2+r)\omega^2 + (k_0+k)} \quad (12)$$

式中: $m_1$ 和 $m_2$ 为两端的质量; $\omega$ 为圆频率。当 $\omega_0 = \sqrt{(k_0+k)/(b+m_1)}$ 时,系统发生反共振,物体振幅为零,据此确定参数 $k$ 和 $b$ 。

### 3.2 高速列车动力学模型及仿真

图10所示为带惯容器的轨道车辆横向动力学模型。

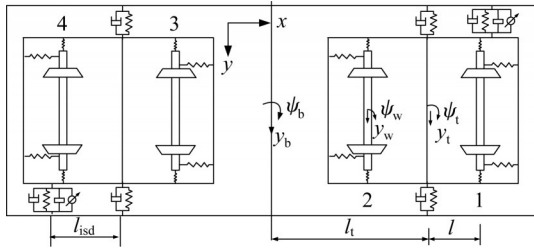


图10 高速列车横向动力学模型

Fig.10 Lateral dynamic model of high-speed train

图10中,1处惯容器横移动力学方程为

$$b\ddot{y}_{isd1} = (b+r)(\ddot{y}_b + (l_t + l_{isd})\ddot{\psi}_b - h_{sc}\ddot{\rho}_b) - (b+r)(\ddot{y}_{t1} + l_{isd}\ddot{\psi}_{t1}) \quad (13)$$

式中: $y$ 、 $\psi$ 和 $\rho$ 分别表示横移、摇头和侧滚位移;下标 $b$ 、 $t$ 、 $isd$ 分别表示车体、构架和惯容器; $h_{sc}$ 表示车体和构架重心高度差。结合轨道车辆七自由度横向动力学模型<sup>[2]</sup>,得到整个系统的矩阵方程,如下所示:

$$M\ddot{Y} + C\dot{Y} + KY = DY_w \quad (14)$$

式中:轨道不平顺输入 $Y_w = (y_{w1}, y_{w2}, y_{w3}, y_{w4})^T$ ;系统各自由度响应 $Y = (y_b, \psi_b, \rho_b, y_{t1}, \psi_{t1}, y_{t2}, \psi_{t2}, y_{isd1}, y_{isd2})^T$ ;  $M$ 、 $C$ 和 $K$ 分别表示质量、阻尼和刚度矩阵,由原模型矩阵<sup>[2]</sup>扩接形成; $D$ 表示不平顺输入的刚度矩阵。上述部分参数如表3所示。

据此,系统的频响函数矩阵

$$G(i\omega) = (-M\omega^2 + C i\omega + K)^{-1} D \quad (15)$$

由此计算车辆各处的频响幅值。

图11为车体一位端距纵向中心线0.6 m处的频响函数幅频特性。被动悬挂的车体加速度频响在1.31 Hz频率处出现峰值,该值与前文所述的实测信

表3 部分参数

Tab.3 Partial parameters

参数	数值/m
惯容器安装距离 $l_{isd}$	0.200
定距之半 $l_t$	8.688
轴箱距离之半 $l$	1.250
二系簧间距之半 $l_1$	0.950
抗蛇行减振器横向距离之半 $l_2$	1.275
轨距之半 $l_3$	0.746
车体和构架重心高度差 $h_{sc}$	1.082

号频谱中的峰值频率1.45 Hz接近。当采取主动惯容式控制策略时,车体加速度频响的峰值明显降低,晃车频率处的频响幅值得到了明显抑制,约为被动悬挂时的1/7。

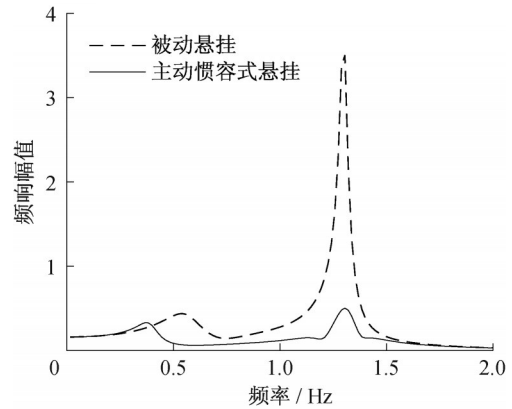


图11 频响函数幅频特性

Fig.11 Amplitude-frequency characteristics of frequency response function

根据状态空间理论进行时域仿真,选取高速高激扰谱作为轨道不平顺输入,车辆运行速度设置为 $250 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 。图12显示了不同控制策略下车体一位端的纵向中心线0.6 m处加速度响应。采取主动惯容式控制策略,车体加速度均方根值从 $0.41 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

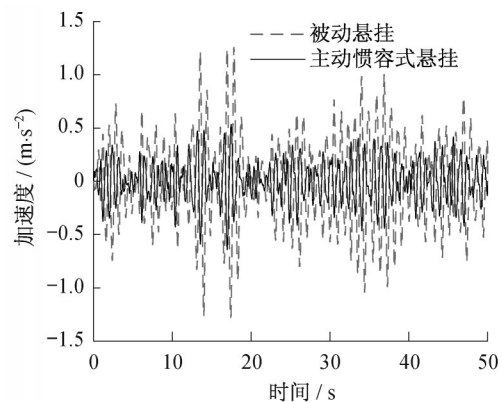


图12 车体加速度响应时域仿真

Fig.12 Acceleration response of carbody from time-domain simulation

降低至  $0.19 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ , 降低了 53%。

## 4 结论

(1) 检测实测晃车信号时, 利用经验模式分解和 Hilbert 变换定义了谱能比, 非晃车段和晃车段车体振动加速度的谱能比相差 55%, 对晃车的特定频段有着强分辨力, 满足在线检测的实时性和准确性要求。

(2) 与传统被动悬挂方案相比, 主动惯容式车体控制策略显著降低了晃车特定频率处频响幅值, 车体振动加速度的均方根值减少了 53%。

### 参考文献:

- [1] 王月. 论述铁路线路晃车原因与整治[J]. 科技与创新, 2017(19):51.  
WANG Yue. Railway line swaying [J]. Science and Technology & Innovation, 2017(19):51.
- [2] 夏张辉, 周劲松, 宫岛, 等. 基于模态连续追踪的铁道车辆车体低频横向晃动现象研究[J]. 铁道学报, 2018, 40(12):46.  
XIA Zhanghui, ZHOU Jinsong, GONG Dao, *et al.* Research on low-frequency lateral sway of railway vehicle body based on modal continuous tracking [J]. Journal of the China Railway Society, 2018, 40(12):46.
- [3] 高静怀, 汪文秉, 朱光明. 小波变换与信号瞬时特征分析[J]. 地球物理学报, 1997(6):821.  
GAO Jinghuai, WANG Wenbing, ZHU Guangming. Wavelet transform and instantaneous attributes analysis [J]. Chinese Journal of Geophysics, 1997(6):821.
- [4] HUANG N E, SHEN Z, LONG S R. The empirical mode decomposition and the Hilbert spectrum for nonlinear and non-stationary time series analysis [J]. Proceedings of the Royal Society A: Mathematical Physical & Engineering Sciences, 1998, 454(1971):903.
- [5] HUANG N E. Review of empirical mode decomposition analysis [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 2001, 4391:71.
- [6] DONOHO D L. De-noising by soft-thresholding [J]. IEEE Transactions on Information Theory, 1995, 41(3):613.
- [7] 葛正, 王维锐. 车辆主动惯容式动力吸振悬架系统研究[J]. 振动与冲击, 2017, 36(1):167.  
GE Zheng, WANG Weirui. Vehicle active ISD-DVA suspension system [J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(1):167.
- [8] SMITH M C. Performance benefits in passive vehicle suspensions employing inerters [J]. Vehicle Sytem Dynamics, 2004, 42(4): 235.
- [9] PAPAGEORGIOU C, HOUGHTON N E, SMITH M C. Experimental testing and analysis of inerter devices [J]. The Dynamics System, Measurement, and Control Division of ASME, 2009, 131:1.
- [10] 陈龙, 张孝良, 聂佳梅, 等. 基于半车模型的两级串联型 ISD 悬架性能分析[J]. 机械工程学报, 2012, 48(6):102.  
CHEN Long, ZHANG Xiaoliang, NIE Jiamei, *et al.* Performance analysis of two-stage series-connected inerter-spring-damper suspension based on half-car model [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(6):102.