

文章编号: 1000-4750(2017)04-0108-08

# 扣件胶垫刚度的幅频变对轮轨耦合系统 随机频响特征的影响

韦 凯<sup>1,2</sup>, 张 攀<sup>1,2</sup>, 王 平<sup>1,2</sup>

(1. 高速铁路线路工程教育部重点实验室, 成都 610031; 2. 西南交通大学土木工程学院, 成都 610031)

**摘 要:** 以热塑性聚氨酯弹性体(TPEE)的扣件胶垫为研究对象, 首先利用万能试验机测得其荷载-位移非线性曲线。然后, 借助非线性静力分析的有限元模型, 计算车辆静载与弹条扣压共同作用下该类扣件胶垫的位移幅值及其对应的静刚度。最后, 运用车辆-轨道垂向耦合随机振动分析模型, 探讨聚氨酯胶垫的常量刚度、频变刚度与幅频变刚度对车辆-轨道耦合系统随机振动频响特征的影响规律。研究表明: 聚氨酯胶垫的静刚度具有显著的非线性特征, 而且在 20 kN 扣压力与 80 kN 静轮载共同作用下聚氨酯胶垫的静刚度在 19.1 kN/mm~37.9 kN/mm 范围内变化, 其均值与规范中假设的线性常量静刚度 26.7 kN/mm 相近; 另外, 与聚氨酯胶垫的幅频变刚度相比, 它的常量刚度会严重低估轮轨系统 65 Hz~150 Hz 的频域响应。因此, 如果车辆-轨道系统中有刚度非线性较强的高分子材料, 就必须综合考虑这些材料刚度的幅变与频变特征, 否则将难以准确预测轮轨系统及其周边环境振动的频域响应。

**关键词:** 扣件胶垫; 刚度频变; 刚度幅变; 车辆-轨道耦合动力学; 随机振动

中图分类号: U211.3 文献标志码: A doi: 10.6052/j.issn.1000-4750.2015.09.0805

## INFLUENCE OF AMPLITUDE- AND FREQUENCY-DEPENDENT STIFFNESS OF RAIL PADS ON THE FREQUENCY-DOMAIN RANDOM VIBRATION OF VEHICLE-TRACK COUPLED SYSTEM

WEI Kai<sup>1,2</sup>, ZHANG Pan<sup>1,2</sup>, WANG Ping<sup>1,2</sup>

(1. Key Laboratory of High-speed Railway Engineering, Ministry of Education, Chengdu 610031, China;

2. School of Civil Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

**Abstract:** Taking the rail pads of the thermoplastic polyurethane elastomer (TPEE) for example, the nonlinear curves between the static loads of TPEE rail pads and their corresponding compressed deformation were plotted by a universal testing machine. A rail-fastener finite element model used for the nonlinear static analysis was established to calculate the compressed deformation of rail pads and their corresponding static stiffness under the static vehicle weight and the preload of the rail fastener. Finally, the vertical vehicle-track coupled model was applied to investigate the influence of the constant stiffness, the frequency-dependent stiffness, the amplitude- and frequency-dependent stiffness of TPEE rail pads on the frequency-domain random vibration responses of the vehicle-track coupled system. Results indicate that the static stiffness of TPEE rail pads nonlinearly increases with the increase of their compressed deformation, and the static stiffness of TPEE rail pads ranges from 19.1 kN/mm to 37.9 kN/mm under 1/8 vehicle weight of 80 kN and rail fastener' preloading of 20 kN, with an average

收稿日期: 2015-09-28; 修改日期: 2016-03-18

基金项目: 国家自然科学基金面上项目(51578468); 国家自然科学基金高铁联合基金项目(U1434201, U1234201); 国家杰出青年科学基金项目(51425804); 四川省科技支撑计划项目(2014GZ0003); 中央高校基本科研业务费专项资金项目(2682015CX087)

通讯作者: 韦凯(1980—), 男, 山西临汾人, 副研究员, 博士/博士后, 从事轨道交通系统动力学研究(E-mail: wei\_mike@163.com).

作者简介: 张攀(1992—), 男, 河南商丘人, 硕士生, 从事轨道交通系统动力学研究(E-mail: 1310652582@qq.com);

王平(1969—), 男, 湖北宜昌人, 教授, 博士, 从事铁路轨道安全理论研究(E-mail: wping@home.swjtu.edu.cn).

approximately equivalent to the hypothetically linear constant stiffness of 26.7 kN/mm in the national standard. Additionally, compared with the amplitude- and frequency-dependent stiffness of TPEE rail pads, their hypothetically linear constant stiffness leads to a severe underestimate of the random vibration levels of wheel-track coupled system at frequencies of 65 Hz~150 Hz. Thus, only if there are polymer materials with strong nonlinear stiffness in the vehicle-track coupled system, it is necessary to comprehensively consider its amplitude- and frequency-dependent stiffness; otherwise, it is difficult to accurately predict the frequency-domain responses of both the wheel-track coupled vibrations and the train-induced environment vibrations.

**Key words:** rail pads; frequency-dependent stiffness; amplitude-dependent stiffness; vehicle-track coupled dynamics; random vibration

20 世纪 90 年代初, 车辆-轨道耦合动力学独立成为了一门学科, 并已经历 20 多年的发展与完善, 其科学理论体系已日臻成熟。

一般而言, 车辆-轨道耦合动力学理论模型由车辆模型、轨道模型与轮轨耦合模型三部分组成。车辆模型已经从质量弹簧系统的多刚体模型<sup>[1]</sup>发展到实体有限元模型<sup>[2]</sup>。其中, 多刚体模型容易理解且计算效率较高, 计算精度在一定程度上可满足工程需求; 车辆实体有限元模型有助于掌握车辆细部结构的振动响应特征, 但是计算效率偏低。在轨道模型方面, 已由有限长连续支承梁模型与有限长离散点支承梁模型逐步发展到无限长的周期结构模型(如传递矩阵法<sup>[3-4]</sup>与辛数学方法<sup>[5-6]</sup>等)、实体有限元模型<sup>[7-8]</sup>与散体离散元模型<sup>[9-10]</sup>等。在轮轨耦合关系模型方面, 目前普遍使用赫兹非线性弹性接触理论来求解轮轨法向力, 并应用 Kalker 线性接触理论与沈志云-Hedrick-Elkins 非线性修正理论计算轮轨蠕滑力。此外, 一些简单的线性轮轨关系也被提出, 如线性赫兹弹簧模型与三维密贴式轮轨关系模型<sup>[11]</sup>等。在通过上述方法组建车辆-轨道耦合动力学模型之后, 可使用时域数值积分法<sup>[1,12]</sup>、频域解析法<sup>[5,13]</sup>或时频域算法<sup>[6,14]</sup>来求解车辆-轨道耦合系统的振动响应。

由此可见, 目前可使用的车辆-轨道耦合动力学理论模型及其求解方法已有不少。但是, 理论分析与现场实测结果的对比情况依然不容乐观, 尤其是频域内的计算精度问题, 这与计算参数的合理性不无关系。例如: 铁路车辆一系悬挂弹簧刚度的频变性<sup>[15]</sup>与铁路轨道胶垫刚度频变性等问题<sup>[13]</sup>。此外, 这些高分子材料的动力学参数还与环境温度、荷载幅值有关<sup>[16-17]</sup>。大量实验表明: 高分子材料的刚度随着温度(频率)的降低(增大)而增大。这一结论已基本达成共识。但是, 高分子材料的刚度随荷载幅值

的变化规律尚存有争议。例如: Casado 等<sup>[18]</sup>以热塑性高分子材料的扣件胶垫为研究对象, 测取其荷载-位移曲线。从中可以看出, 该类胶垫刚度随着位移幅值的增大而减小, 这与国内一个氯丁橡胶扣件胶垫的实验结论相似<sup>[19]</sup>; Kaewunruen 等<sup>[20]</sup>通过比选高密度聚乙烯扣件胶垫与普通弹性扣件胶垫的荷载-位移曲线发现, 它们的刚度随着荷载幅值的增大而增大。该规律与国内另一个氯丁橡胶扣件胶垫的试验结果一致<sup>[21]</sup>。此外, Luo 等<sup>[22]</sup>完成的天然橡胶扣件胶垫试验数据显示: 该类胶垫第一阶动刚度随着荷载幅值的增大而减小, 第三阶动刚度随着荷载幅值的增大先增大后减小, 同时还证明荷载频率对扣件胶垫刚度的影响明显小于荷载幅值。总之, 高分子胶垫刚度随荷载幅值的增加既可能非线性递增, 也可能非线性递减, 还可能既增又减。这与高分子材质不无关系。

为了探寻荷载幅值与荷载频率共同作用下扣件胶垫刚度的幅频变特征对车辆-轨道耦合系统随机振动频域响应的规律, 拟将以地铁 A 型车、DT VI 2 型扣件系统内热塑性聚氨酯弹性体(TPEE)胶垫与轨枕埋入式无砟道床为例, 运用多刚体车辆-有限长 Euler 梁垂向耦合随机振动分析模型以及非线性静力分析的有限元模型, 对比分析扣件胶垫线性假设的常量刚度与其真实属性的频变刚度、幅频变刚度对车辆-轨道耦合系统随机振动频域响应的差异, 探讨在车辆-轨道耦合振动分析中考虑高分子材料刚度幅变与频变特征的必要性。

## 1 热塑性聚氨酯弹性体扣件胶垫的刚度幅变试验

利用万能试验机(见图 1), 在室温 25℃条件下, 测取了热塑性聚氨酯弹性体扣件胶垫(以下简称聚氨酯胶垫)的荷载-位移非线性曲线。



图1 万能试验机

Fig.1 Universal testing machine

### 1.1 试验过程

首先将扣件胶垫原型试件安装在万能试验机的加载面板之间。同时,为了保证加载面受力均匀,在试验胶垫上方安置了一块大于被测胶垫长度的60 kg/m 钢轨,并在胶垫下方放置一块支承钢垫板。

在安装扣件胶垫试样之后,检查确认试验装备能否正常工作。为了消除试验过程中的误差,需在开始测试之前进行预加载,而且至少需要进行两次预加载。根据规范要求,本试验预加静载为140 kN。

在试验准备工作完成后,即按照规范的加载速率3 kN/s<sup>[23]</sup>对扣件胶垫原型试件进行加载,并记录其荷载-位移曲线。本试验的加载范围为0~90 kN。

以上即为一块扣件胶垫荷载-位移曲线的测试过程。本试验一共选取了三块聚氨酯的扣件胶垫进行测试,以消除单块胶垫的随机试验误差。

### 1.2 试验结果

按照以上试验过程,测得了三块聚氨酯胶垫的荷载-位移曲线,并对三条曲线进行了均一化处理。

图2给出了本试验中三块聚氨酯胶垫的荷载-位移散点图及其均一化曲线(即相同位移幅值下三块

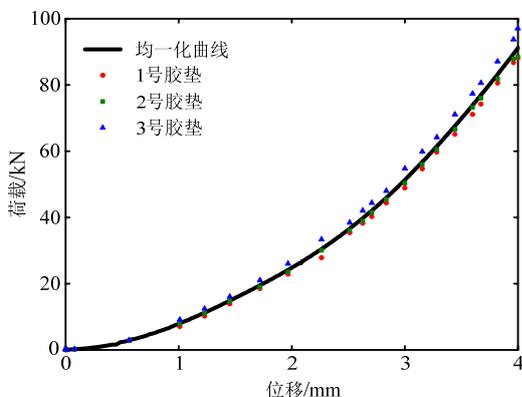


图2 热塑性聚氨酯弹性体胶垫的荷载-位移非线性曲线

Fig.2 The nonlinear curves between the static loads of TPEE rail pads and their corresponding compressed deformations

胶垫所测荷载的平均值)。图2显示,聚氨酯胶垫的荷载-位移均一化曲线呈非线性的变化趋势。

#### 1.2.1 扣件胶垫的线性常量刚度

根据规范<sup>[23]</sup>,扣件胶垫静刚度可用下式进行计算:

$$K = \frac{F_2 - F_1}{S_2 - S_1} \quad (1)$$

式中:  $F_1$  是扣压力(一般取20 kN);  $S_1/\text{mm}$  为荷载取  $F_1$  时扣件胶垫的压缩量;  $F_2$  是列车通过时扣件节点支点反力与扣压力总和;  $S_2/\text{mm}$  为荷载取  $F_2$  时扣件胶垫的压缩量。由式(1)可知,扣件胶垫的静刚度被近似视为线性的常量刚度。显然,这种做法并不适用于非线性较强的胶垫材料。

#### 1.2.2 扣件胶垫的非线性幅变刚度

为准确得到扣件胶垫随位移幅值非线性变化的静刚度,需首先拟合其荷载-位移曲线(拟合公式见式(2)),然后对拟合公式进行一阶求导,求导后的关系式如式(3)所示:

$$F = 0.0401S^4 + 0.1228S^3 + 3.368S^2 + 5.021S - 0.4518 \quad (2)$$

$$K = 0.1604S^3 + 0.3684S^2 + 6.736S + 5.021 \quad (3)$$

式(2)和式(3)中:  $F/\text{kN}$  代表静荷载;  $K/(\text{kN}/\text{mm})$  是静刚度;  $S/\text{mm}$  为静位移。根据式(3)即可得到聚氨酯胶垫静刚度与其位移幅值的关系曲线,如图3所示。从图3可以看出,聚氨酯胶垫的静刚度随着位移的增大而增大,而且增长速率也逐渐略有递增。

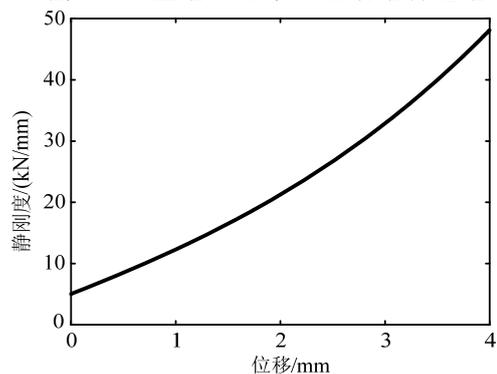


图3 热塑性聚氨酯弹性体胶垫的静刚度-位移非线性曲线

Fig.3 The nonlinear curve between the static stiffness of TPEE rail pad and its corresponding compressed deformations

## 2 非线性的静力分析

车辆-轨道耦合系统的随机振动问题是该系统在静力平衡位置的稳态振动响应问题,因此需首先确定车辆-轨道耦合系统的静力平衡状态。

由第1节可知,扣件胶垫刚度具有显著的非线

性, 因此需对钢轨-扣件系统进行非线性静力分析。然后, 依据式(3)确定随位移幅值变化的扣件胶垫静刚度; 最后按照扣件胶垫动静刚度比, 来计算非线性静平衡状态下车/轨耦合系统的随机振动问题。

### 2.1 有限元模型及其参数

利用 ANSYS 软件, 建立了钢轨-扣件系统非线性静力分析的有限元模型。其中, 采用 Beam4 单元模拟 60 kg/m 的标准钢轨, 采用 Combin39 单元模拟扣件胶垫的非线性荷载-位移关系(见图 2)。

在进行计算时, 考虑了钢轨的自重, 并首先给所有扣件系统施加 20 kN 的扣压力, 然后以地铁 A 型车为例, 再施加 4 个 80 kN 的静轮载。

### 2.2 非线性静力分析结果

图 4 给出了一节地铁 A 型车 4 个 80 kN 静轮载作用下一根钢轨不同位置上聚氨酯胶垫扣件系统的位移幅值。

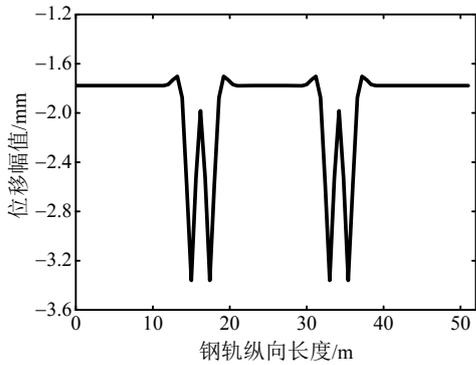


图 4 80 kN 静轮载作用下聚氨酯胶垫扣件系统的位移幅值

Fig.4 The compressed deformations of TPE rail pads at vehicle wheel weight of 80 kN

从图 4 可以看出, 单个轮载只对其前后相邻 3 跨聚氨酯胶垫扣件系统的位移幅值有显著影响, 而且一节地铁 A 型车下两个转向架之间的距离较远, 可不考虑它们的相互影响。另外, 由图 4 的计算结果可知, 20 kN 扣压力作用下, 聚氨酯胶垫扣件系统的位移幅值是 1.8 mm, 其对应的静刚度是 19.1 kN/mm; 80 kN 车轮静载与 20 kN 扣压力共同作用下, 聚氨酯胶垫扣件系统的位移幅值是 3.4 mm, 其对应的静刚度是 37.9 kN/mm, 约为 20 kN 扣压力作用下聚氨酯胶垫静刚度的 1.98 倍。然而, 利用式(1)计算的聚氨酯胶垫线性常量静刚度仅为 26.7 kN/mm。显然, 规范中假设的扣件胶垫线性常量静刚度, 难以反映车轮附近不同位置上扣件胶垫静刚度随位移幅值非线性变化的真实情况。

由于一节地铁 A 型车下两个转向架引起其附近扣件节点的位移分布完全一致, 因此下面仅依据

一个转向架附近扣件节点的位移幅值, 绘制出其周边各位置扣件节点的静刚度, 如图 5 所示。

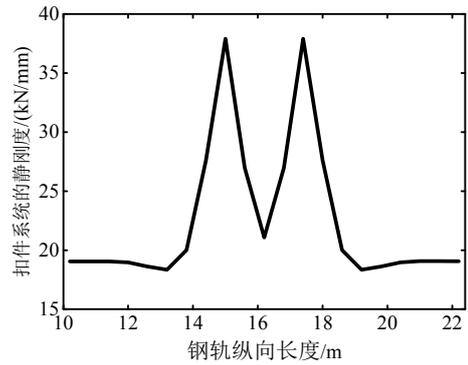


图 5 单个转向架下不同位置聚氨酯胶垫扣件系统的静刚度

Fig.5 The static stiffness of TPE rail pads at different positions under a single bogie

## 3 扣件胶垫的幅频变刚度对车辆-轨道耦合系统随机频响的影响

### 3.1 车辆-轨道耦合系统的随机振动分析模型、计算参数及其计算条件

以地铁 A 型车与长枕埋入式无砟轨道为例, 利用 MATLAB 软件建立了多刚体车辆-有限长轨道的垂向耦合随机振动分析模型。其建模与求解过程详见文献[13]。车辆与轨道计算参数见表 1 与表 2。

表 1 地铁 A 型车的计算参数

Table 1 The parameters of type A metro vehicle

计算参数	量值
额定负载车体质量 $M_c/t$	38
轮对质量 $M_w/t$	1.35
转向架质量 $M_t/t$	2.98
额定负载车体点头转动惯量 $J_c/(t \cdot m^2)$	2500
转向架的点头转动惯量 $J_t/(t \cdot m^2)$	3.6
一系悬挂刚度 $K_{s1}/(kN/m)$	2100
一系悬挂阻尼 $C_{s1}/(kN \cdot s/m)$	49
二系悬挂刚度 $K_{s2}/(kN/m)$	2500
二系悬挂阻尼 $C_{s2}/(kN \cdot s/m)$	200
车辆定距 $2l_c/m$	2.4
固定轴距 $2l_f/m$	18

表 2 轨道模型的计算参数

Table 2 The parameters of the track model

轨道部件	计算参数	量值
钢轨	弹性模量	$2.06 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$
	截面惯性矩	$3.22 \times 10^{-5} \text{ m}^4$
	每延米质量	60.64 kg/m
扣件胶垫	支承间距	0.6 m
	刚度	随幅值与频率变化
	阻尼	$7.5 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{s/m}$

在以上模型与参数基础上,以车速 80 km/h、波长大于 1 m 的美国 5 级高低不平顺谱与波长小于 1 m 的我国石太线短波不平顺谱为基本条件,计算分析扣件胶垫幅频变刚度对车体、转向架、车轮与钢轨竖向随机振动加速度频域响应的影响规律。

需特殊说明的是,这里仅测试了聚氨酯胶垫的静刚度,为反映其在轮轨耦合系统中的动力行为,需将其换算成动刚度。鉴于我国地铁扣件胶垫 3 Hz~5 Hz 激振条件下动静刚度比一般在 1.4 以下<sup>[1]</sup>,这里统一采用 1.4 倍的动静刚度比对其进行换算。

### 3.2 扣件胶垫刚度与位移幅值、激振频率的关系

扣件系统刚度由扣压件刚度与胶垫刚度组成,其中扣压件刚度仅为 0.5 kN/mm~1.2 kN/mm,约为扣件胶垫刚度的 6%。因此,扣件胶垫刚度可近似看作整个扣件系统的总刚度。扣件胶垫刚度常用线性弹簧来模拟,其大小主要取决于车辆轴重及其激振频率。

从现有文献可以发现,扣件胶垫刚度与激振频率在对数坐标系内近似成线性关系<sup>[17, 24-25]</sup>,可用下式表示:

$$\lg K = k \times (\lg f - \lg f_0) + \lg K_0 \quad (4)$$

式中: $K_0$ 是较低激振频率 $f_0$ 时扣件胶垫的初始刚度; $k$ 是对数坐标系下扣件胶垫刚度与激振频率线性关系的斜率,该指标能够反映扣件胶垫刚度的频变幅度(或频变程度)。经统计发现,扣件胶垫刚度的频变幅度 $k$ 在 0.05~0.3 范围内变化<sup>[17, 24-25]</sup>;此外,低频初始刚度 $K_0$ 取决于扣件胶垫初始静平衡的位移幅值,可近似将所有扣件胶垫的低频初始刚度 $K_0$ 取为规范中假设的线性常量刚度(即文献[13]中的做法),也可按照其真实的非线性力学特征在不同位置上取不同的低频初始刚度,见下式:

$$\lg K = k \times (\lg f - \lg f_0) + \lg[K_0(S)] \quad (5)$$

式中, $K_0(S)$ 是与初始静位移幅值有关的低频初始刚度。

为了比较扣件胶垫不同类型的刚度对车-轨耦合系统随机频响特征的影响规律,在表 3 中共设计三个计算工况。在工况 1 中,所有扣件胶垫取规范中假设的线性常量刚度(既不考虑扣件胶垫刚度的频变特征,也不考虑其幅变特征),以下简称常量刚度;在工况 2 中,所有扣件胶垫以线性常量刚度为低频初始刚度来考虑其频变特征(见式(4)),以下简称频变刚度;在工况 3 中,所有扣件胶垫以随位移

幅值变化的低频初始刚度来考虑其频变特征(见式(5)),以下简称幅频变刚度。另外,由于本文重点讨论随位移幅值变化的扣件胶垫刚度对车-轨耦合系统随机频响的影响规律,所以为了简化计算,这里将工况 2 和工况 3 的初始低频取为 4 Hz,而其频变幅度 $k$ 取为 0.15。

表 3 计算工况

Table 3 The calculation cases

计算工况的序号	4 Hz 的初始刚度/(kN/mm)	胶垫刚度的频变幅度
1	$1.4 \times 26.7 = 37.4$	0
2	$1.4 \times 26.7 = 37.4$	0.15
3	$1.4 \times (19.1 \sim 37.9) = 26.7 \sim 53.1$	0.15

### 3.3 扣件胶垫常量刚度、频变刚度与幅频变刚度对车辆-轨道耦合系统随机频响的影响

下面分别计算了扣件胶垫常量刚度、频变刚度与幅频变刚度影响下车体、转向架、车轮与钢轨竖向随机振动加速度的功率谱密度,如图 6~图 9 所示。

#### 3.3.1 车体垂向随机振动加速度的功率谱密度

从图 6 可以看出,三工况的计算结果基本重合。这说明扣件胶垫的幅频变刚度对车体垂向随机振动加速度频域响应的影响很小,可忽略不计。

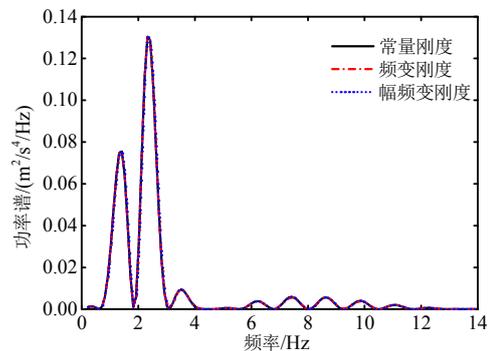


图 6 车体垂向随机振动加速度的功率谱密度

Fig.6 The power spectrum density of vertical random vibration acceleration of vehicle car

#### 3.3.2 转向架垂向随机振动加速度的功率谱密度

图 7 显示,三工况下 20 Hz 以内转向架垂向随机振动加速度频域响应的差异很小,但是在 20 Hz~150 Hz 频域范围内,其差异不容忽视。

通过进一步观察发现,在 20 Hz~50 Hz 范围内,常量刚度工况的计算结果最大,频变刚度工况次之,幅频变刚度工况最小。比如:在常量刚度工况下,转向架 37 Hz 对应的功率峰值为 0.087 m<sup>2</sup>/s<sup>4</sup>/Hz(图 7 中 A 点);而在频变刚度与幅频变刚度工况下,相同频点的功率峰值分别为常量刚度工况的 93.1% 和 90.8%。但是在 50 Hz~150 Hz 范围内,其规律刚

好相反,即幅频变刚度工况的计算结果最大,常量刚度工况最小,频变刚度工况仍然位于中间。比如:在幅频变刚度工况下,转向架 73.7 Hz 对应的功率峰值为  $0.12 \text{ m}^2/\text{s}^4/\text{Hz}$ (图 7 中 B 点),分别是频变刚度与常量刚度工况下相应频点功率峰值的 1.2 倍和 2.7 倍。

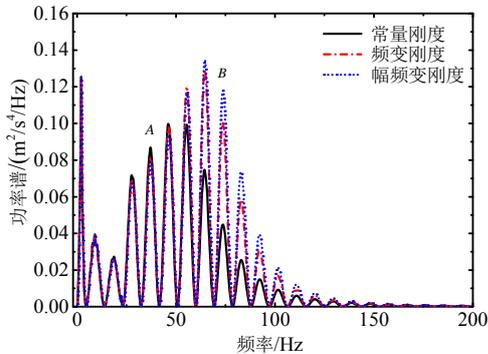


图 7 转向架垂向随机振动加速度的功率谱密度

Fig.7 The power spectrum density of vertical random vibration acceleration of vehicle bogie

由此可知:与聚氨酯胶垫常量刚度相比,其频变刚度与幅频变刚度会略微降低转向架 20 Hz~50 Hz 的中低频振动响应,但是却会大幅提高 50 Hz~150 Hz 的中高频振动响应,只不过幅频变刚度的影响程度更大。

由于聚氨酯胶垫的三种不同类型的刚度对 20 Hz~50 Hz 中低频振动响应的影响较小,下面将着重讨论它们对 50 Hz 以上中高频振动响应的影响规律。

### 3.3.3 车轮垂向随机振动加速度的功率谱密度

图 8 表明,车轮垂向随机振动加速度的功率谱密度主要集中分布在 0~150 Hz 的频域范围内。

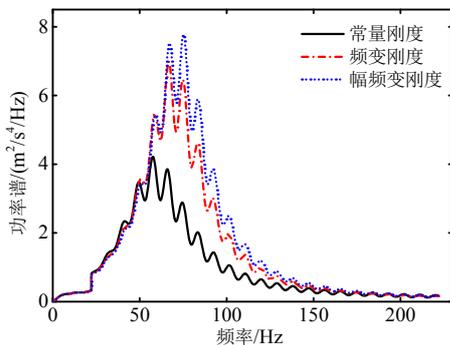


图 8 车轮垂向随机振动加速度功率谱密度

Fig.8 The power spectrum density of vertical random vibration acceleration of vehicle wheel

在本算例中,聚氨酯胶垫的常量刚度工况下,车轮的第一主频是 57.6 Hz,其对应的最大功率峰值为  $4.2 \text{ m}^2/\text{s}^4/\text{Hz}$ ;频变刚度工况下,车轮最大功率峰

移至 66.7 Hz 的  $7.0 \text{ m}^2/\text{s}^4/\text{Hz}$ ,该最大功率峰值是常量刚度工况的 1.7 倍,并且其第一主频也比常量刚度工况高出 9.1 Hz;幅频变刚度工况下,车轮垂向随机振动加速度的最大功率峰值又增至 75.1 Hz 的  $7.8 \text{ m}^2/\text{s}^4/\text{Hz}$ ,该最大功率峰又是频变刚度工况的 1.1 倍,而且其第一主频又高出频变刚度工况 8.4 Hz。

### 3.3.4 钢轨垂向随机振动加速度的功率谱密度

图 9 表明,钢轨垂向随机振动加速度的功率谱密度主要分布在 50 Hz 以上的中高频范围之内,而且这里讨论的扣件胶垫三类刚度主要影响 20 Hz~200 Hz(特别是 65 Hz~185 Hz)的随机频响。

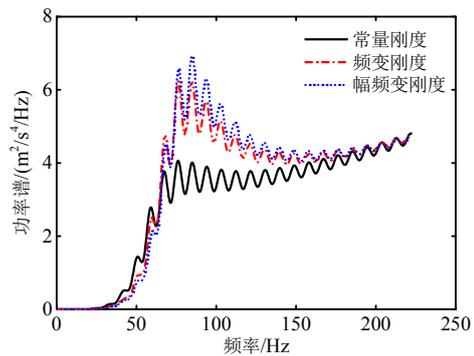


图 9 钢轨垂向随机振动加速度功率谱密度

Fig.9 The power spectrum density of vertical random vibration acceleration of steel rail

通过进一步比较可以发现,在 65 Hz~185 Hz 范围内,聚氨酯胶垫幅频变刚度的影响最大,频变刚度次之,常量刚度的影响最小。即:在常量刚度工况下,钢轨垂向随机振动加速度的最大功率峰值是  $4.1 \text{ m}^2/\text{s}^4/\text{Hz}$ ,其对应的第一主频是 76.1 Hz;在频变刚度与幅频变刚度工况下,钢轨垂向随机振动加速度的第一主频及其最大功率峰值分别增至 84.7 Hz 的  $6.2 \text{ m}^2/\text{s}^4/\text{Hz}$  与 85.0 Hz 的  $6.9 \text{ m}^2/\text{s}^4/\text{Hz}$ 。

总之,与聚氨酯胶垫常量刚度相比,频变刚度与幅频变刚度均会显著增大车轮与轨道 65 Hz~150 Hz 的中高频振动响应,而且幅频变刚度的影响明显高于频变刚度的影响。

## 4 结论与建议

以热塑性聚氨酯弹性体的扣件胶垫为研究对象,利用万能试验机测得其荷载-位移非线性曲线。然后,建立了钢轨-扣件系统的非线性静力分析有限元模型,计算得到了车辆静轮载与弹条扣压共同作用下车轮附近聚氨酯胶垫随位移幅值非线性变化的静刚度。最后,运用车辆-轨道垂向耦合随机振动分析模型,对比分析了聚氨酯胶垫线性常量刚度、

非线性频变刚度与幅频变刚度对车体、转向架、车轮与钢轨垂向随机振动加速度频域响应的规律。所得结论与建议如下:

(1) 万能试验机的测试结果表明: 地铁扣件的聚氨酯胶垫静刚度随着压缩变形的增大而非线性递增。另外, 根据钢轨-扣件系统的非线性静力分析可知: 在扣件弹条扣压力 20 kN 作用下, 聚氨酯胶垫的静刚度为 19.1 kN/mm; 而在列车静荷载与扣压力共同作用下, 它的静刚度变为 37.9 kN/mm。显然, 聚氨酯胶垫的静刚度在 19.1 kN/mm~37.9 kN/mm 范围内变化, 其均值与规范中假设的线性常量静刚度 26.7 kN/mm 相近。

(2) 轮轨垂向耦合随机振动的频域分析结果表明: 聚氨酯胶垫刚度的幅变与频变特征, 不会影响车体主频带的随机频响, 但是却会略微降低轮轨系统 20 Hz~50 Hz 的中低频振动响应, 同时会显著增大其 65 Hz~150 Hz 的中高频振动响应。这部分振动响应恰恰也是地铁环境振动中突出的敏感频带。

(3) 根据本案例的分析不难想见, 如果在车辆或轨道系统中设置有刚度非线性较强的高分子减振材料, 那么只有综合考虑这些材料静刚度的非线性幅变特征及其动刚度的非线性频变特征, 才能精确预测轮轨系统及其周边环境振动的频域响应。

#### 参考文献:

- [1] 翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学[M]. 第4版. 北京: 科学出版社, 2015: 20—77.  
Zhai Wanming. Vehicle-track coupling dynamics [M]. 4th ed. Beijing: Science Press, 2015: 20—77. (in Chinese)
- [2] 张伟伟, 金先龙, 曹露芬, 等. 列车动载下双线隧道联络通道动力响应数值分析[J]. 铁道学报, 2013, 35(4): 110—116.  
Zhang Weiwei, Jin Xianlong, Cao Lufen, et al. Numerical analysis on dynamic responses of interface channel of double-track tunnel induced by dynamic train loads [J]. Journal of the China Railway Society, 2013, 35(4): 110—116. (in Chinese)
- [3] Verbraken H, Lombaert G, Degrande G. Verification of an empirical prediction method for railway induced vibrations by means of numerical simulations [J]. Journal of Sound and Vibration, 2011, 330(8): 1692—1703.
- [4] 刘维宁, 李克飞, Valeri Markine. 移动荷载作用下曲线轨道振动响应解析解研究[J]. 土木工程学报, 2013, 46(1): 133—140.  
Liu Weining, Li Kefei, Valeri Markine. Analysis of study on the vibration response of curved track structure subjected to moving loads [J]. China Civil Engineering Journal, 2013, 46(1): 133—140. (in Chinese)
- [5] Lu F, Kennedy D, William F W, Lin J H. Symplectic analysis of vertical random vibration for coupled vehicle-track systems [J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 317(1/2): 236—249.
- [6] Zhang Y W, Zhao Y, Lin J H., et al. A general symplectic method for the response analysis of infinitely periodic structures subjected to random excitation [J]. Latin American Journal of Solids and Structures, 2012, 9(5): 569—579.
- [7] 李伟, 杜星, 王衡禹, 等. 地铁钢轨一种波磨机理的调查分析[J]. 机械工程学报, 2013, 49(16): 26—32.  
Li Wei, Du Xing, Wang Hengyu, et al. Investigation into the mechanism of type of rail corrugation of metro [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(16): 26—32. (in Chinese)
- [8] 薛富春, 张建民. 移动荷载作用下高速铁路轨道-路基-地基耦合系统振动加速度的空间分布特征[J]. 岩土工程学报, 2014, 36(12): 2179—2187.  
Xue Fuchun, Zhang Jianmin. Spatial distribution of vibration acceleration in coupled rail-embankment-foundation system on high-speed railway under moving loads [J]. Chinese Journal of Geotechnical Engineering, 2014, 36(12): 2179—2187. (in Chinese)
- [9] 高亮, 罗奇, 徐昉, 等. 道床断面尺寸对道床横向阻力的影响[J]. 西南交通大学学报, 2014, 49(6): 942—947.  
Gao Liang, Luo Qi, Xu Yang, et al. Effect of ballast bed section dimension on its lateral resistance [J]. Journal of the Southwest Jiaotong University, 2014, 49(6): 942—947. (in Chinese)
- [10] 边学成, 李伟, 李公羽, 等. 基于颗粒真实几何形状的铁路道砟剪切过程三维离散元分析[J]. 工程力学, 2015, 32(5): 57—63.  
Bian Xuecheng, Li Wei, Li Gongyu, et al. Three-dimensional discrete element analysis of railway ballast's shear process based on particles' real geometry [J]. Engineering Mechanics, 2015, 32(5): 57—63. (in Chinese)
- [11] Xu Y L, Zhang N, Xia H. Vibration of coupled train and cable-stayed bridge systems in cross winds [J]. Engineering Structures, 2004, 26(10): 1389—1406.
- [12] 杜宪亭, 夏禾, 李慧乐, 等. 基于改进高斯精细积分法的车桥耦合振动分析框架[J]. 工程力学, 2013, 30(9): 171—176.  
Du Xianting, Xia He, Li Huile, et al. Dynamic analysis framework of train-bridge system based on improved gauss precise integration method [J]. Engineering Mechanics, 2013, 30(9): 171—176. (in Chinese)
- [13] 韦凯, 杨帆, 王平, 等. 扣件胶垫刚度的频变性对地铁隧道环境振动的影响[J]. 铁道学报, 2015, 37(4): 80—86.  
Wei Kai, Yang Fan, Wang Ping, et al. Influence of frequency-dependent stiffness of rail pads on

- environment vibration induced by subway in tunnel [J]. *Journal of the China Railway Society*, 2015, 37(4): 80—86. (in Chinese)
- [14] 吴宗臻, 刘维宁, 马龙祥, 等. 基于土层振动频响函数预测地铁环境振动的频域解析方法[J]. *中国铁道科学*, 2014, 35(5): 105—112.  
Wu Zongzhen, Liu Weining, Ma Longxiang, et al. Frequency domain analytical method for predicting metro environmental vibration based on soil frequency response function [J]. *China Railway Science*, 2014, 35(5): 105—112. (in Chinese)
- [15] 孙文静, 宫岛, 周劲松, 等. 一系螺旋弹簧刚度对车辆-轨道耦合振动影响分析[J]. *振动与冲击*, 2015, 34(5): 49—55.  
Sun Wenjing, Gong Dao, Zhou Jinsong, et al. Influence of dynamic stiffness of primary suspension on vehicle-track coupled vibration [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2015, 34(5): 49—55. (in Chinese)
- [16] Jones D I G. *Handbook of viscoelastic vibration damping* [M]. New York: John Wiley and Sons, 2001: 139—194.
- [17] Maes J, Sol H, Guillaume P. Measurements of the dynamic railpad properties [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2006, 293(3/4/5): 557—565.
- [18] Casado J A, Carrascal I, Polanco J A, et al. Fatigue failure of short glass fibre reinforced PA 6.6 structural pieces for railway track fasteners [J]. *Engineering Failure Analysis*, 2006, 13(2): 182—197.
- [19] 张健, 王书卫, 罗雁云. 不同受力环境下的钢轨扣件减振橡胶动态特性[J]. *铁道科学与工程学报*, 2013, 10(4): 52—58.  
Zhang Jian, Wang Shuwei, Luo Yanyun. Dynamic property analysis of rubber absorber in rail fastenings under different force conditions [J]. *Journal of Railway Science and Engineering*, 2013, 10(4): 52—58. (in Chinese)
- [20] Kaewunruen S, Remennikov A M. An Alternative rail pad tester for measuring dynamic properties of rail pads under large preloads [J]. *Experimental Mechanics*, 2008, 48(1): 55—64.
- [21] 李莉, 王书卫, 吕英康, 等. 钢轨扣件减振橡胶动态刚度特性分析[J]. *同济大学学报(自然科学版)*, 2013, 41(2): 208—212.  
Li Li, Wang Shuwei, Lü Yingkang, et al. Dynamic stiffness analysis of rubber absorber in rail fastening [J]. *Journal of Tongji University (Natural Science)*, 2013, 41(2): 208—212. (in Chinese)
- [22] Luo Y, Liu Y, Yin H P. Numerical investigation of nonlinear properties of a rubber absorber in rail fastening system [J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2013, 69(4): 107—113.
- [23] GB/T 21527-2008, 轨道交通扣件系统弹性垫板[S]. 北京: 中国标准出版社, 2008.  
GB/T 21527-2008, Elastic pads for rail transit fasten system [S]. Beijing: Standards Press of China, 2008. (in Chinese)
- [24] Thompson D J, Verheij J W. The dynamic behaviour of rail fasteners at high frequencies [J]. *Applied Acoustics*, 1997, 52(1): 1—17.
- [25] Fenander A. Frequency dependent stiffness and damping of railpads [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 1997, 211(1): 51—62.