

# 车辆—轨道耦合系统随机振动响应特性分析

陈 果<sup>1</sup>, 翟婉明<sup>2</sup>, 左洪福<sup>1</sup>

(1. 南京航空航天大学 民航学院, 江苏 南京 210016; 2. 西南交通大学 列车与线路研究所, 四川 成都 610031)

**摘要:** 基于车辆—轨道耦合动力学理论, 通过建立车辆—轨道垂横耦合模型, 利用时域数值积分法进行了耦合系统的随机响应分析。在此基础上, 采用周期图法估计出车辆—轨道垂向和横向随机响应功率谱密度 PSD, 并进行了谱分析。最终得到了车辆—轨道耦合系统随机振动的基本规律。

**关键词:** 车辆; 轨道; 耦合模型; 随机振动

**中图分类号:** U 211.5      **文献标识码:** A

## Analysis of the Random Vibration Responses Characteristics of the Vehicle-Track Coupling System

CH EN Guo<sup>1</sup>, ZHA I W an<sup>m</sup> ing<sup>2</sup>, ZU O H ong<sup>-</sup>fu<sup>1</sup>

(1. College of Civil Aviation, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. Institute of Train & Track Research, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

**Abstract:** Based on the theory of vehicle-track coupling dynamics, the vertical and lateral coupling model of the vehicle-track system is set up. The random vibration responses are carried out through the numerical integration method, and the vertical and the lateral random responses PSD of the vehicle and the track are achieved by the period graph method. Finally the characteristics of the vehicle-track system random responses are obtained.

**Key words:** vehicle; track; coupling model; random vibration

列车运行在铁路轨道上, 来自轨道的不平顺激励有高低、水平、方向和轨距 4 种。研究表明<sup>[3,4]</sup>, 轨道不平顺是随里程变化的随机过程, 无法用确定性的函数来对之加以描述, 所以有必要应用随机振动理论进行研究, 以期进行车辆运行平稳性预测和车辆、轨道随机振动响应分析, 从而为车辆、轨道系统的减振、隔振提供新的思路, 为研究车辆和轨道部件的随机疲劳寿命和系统可靠性提供理论依据。由于车辆和轨道是一个相互耦合的系统<sup>[1]</sup>, 本文将综合考虑在 4 种轨道不平顺作用, 通过建立车辆—轨道耦合系统垂横模型, 以更加完善真实地反映车辆和轨道部件的随机振动响应特性。

## 1 车辆—轨道垂横耦合模型

图 1 为客车车辆—轨道垂横耦合模型侧视图。

在耦合模型中, 将钢轨视为连续弹性点支承基础上无限长欧拉梁, 并考虑其垂向、横向和扭转振动; 将轨枕视为刚体, 考虑其垂向、横向及转动; 道床被简化为刚性质量块, 考虑其垂向振动和相互之间的剪切作用。限于篇幅, 模型中的各符号代表的意义和车辆、轨道各自由度的运动微分方程推导从略, 详见文献[2]。在车辆—轨道垂横耦合模型中, 充分考虑了轮轨空间动态接触几何、轮轨切向蠕滑力和轮轨法向正压力。由于轮轨接触几何关系和蠕滑力的计算中存在着强烈的非线性, 而在非线性系统(特别是大型强非线性系统)随机振动研究的方法中, 目前最有效的方法是数值积分法。其基本原理是通过时频转换方法将轨道不平顺功率谱转换为时域样本, 在轨道不平顺各态历经的假设下, 可以模拟一段足够长的时域样本来代表整个随机过程, 因此, 大大减少了

收稿日期: 2000-10-18

基金项目: 高等学校博士学科点专项科研基金项目(98061303)

作者简介: 陈 果(1972-), 男, 四川武胜人, 南京航空航天大学博士后, 从事车辆轨道系统动力学、车桥耦合振动研究

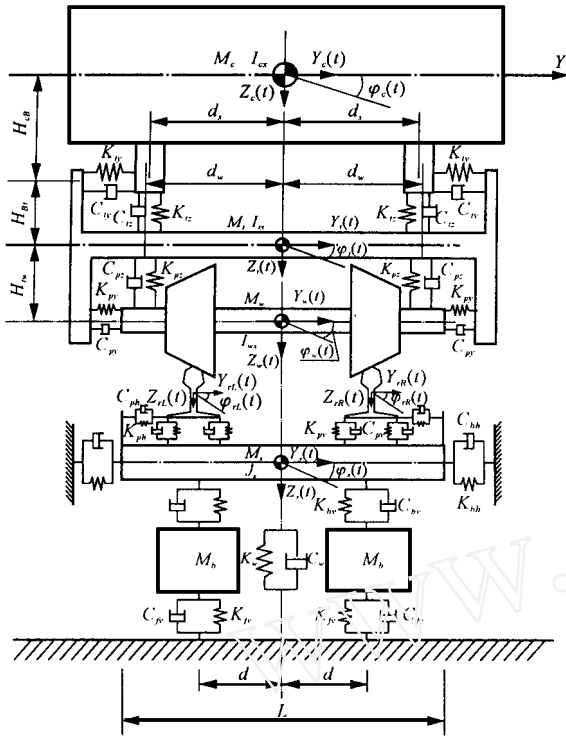


图 1 车辆—轨道垂横耦合模型侧视图

计算量。在进行求解时,只需将轨道不平顺的时域样本输入系统,通过数值积分即可获得车辆—轨道系统响应的时间历程,再将时间序列进行功率谱估计便可获得随机响应的功率谱。在本文中选择了适合于求解大型非线性动力学响应的新型显式积分法<sup>[1,5]</sup>,同时采用周期图法<sup>[6]</sup>将时间序列转换成功率谱,其核心计算程序是快速傅立叶变换(FFT)。

在轮轨空间动态接触几何关系的研究中,运用迹线法,简洁快速地进行空间动态接触几何关系研究,并且同时考虑了钢轨的横向、垂向和扭转运动以及轨道不平顺对接触几何关系的影响;在轮轨蠕滑力模型中,首先按 Kalker 线性理论确定蠕滑力,然后再按 Johnson-Vemulen 方法进行非线性修正。在纵向、横向和自旋蠕滑率的求解中,充分考虑了轨道不平顺变化速率和钢轨振动速度的影响;在轮轨法向力求解模型中,摆脱了传统车辆动力学中运用迭代求解的方法,运用轮轨非线性赫兹接触理论简洁地求取了轮轨法向力,使轮轨法向力和切向蠕滑力的计算分开。该求解方法不仅计算速度迅速而且可以计算轮轨瞬时脱离的情形,因而较传统车辆动力学的求解方法更为灵活方便<sup>[2]</sup>。

## 2 车辆—轨道耦合系统随机响应分析

本文将讨论 4 种不平顺合成作用下,车辆和轨道系统垂向和横向随机振动响应的特性,从而揭示

出车辆、轨道随机振动的规律和本质。计算对象和条件为:四方厂生产的广深线准高速客车;行车速度  $v = 160 \text{ km/h}$ ;美国六级轨道谱<sup>[7]</sup>(波长为  $1 \text{ m} \sim 50 \text{ m}$ ),同时考虑  $0.01 \sim 1 \text{ m}$  的短波垂向不平顺<sup>[8]</sup>;  $60 \text{ kg/m}$  钢轨,普通碎石道床轨道。

### 2.1 车体心盘处振动加速度

图 2 和图 3 表示了轨道高低、水平、方向和轨距 4 种不平顺同时作用下车体心盘处横向和垂向振动加速度功率谱密度。加速度谱密度曲线表明:车体横向振动加速度的主频为  $1.5 \text{ Hz}$ ,而车体垂向振动加速度的主频为  $1.98 \text{ Hz}$ 。这说明车体振动加速度的主要振动频率范围为  $1 \sim 2 \text{ Hz}$ ,而垂向振动的主频略高于横向振动,该结论与文献[7]和[9]基本一致。

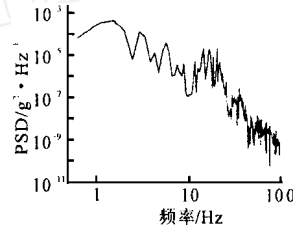


图 2 车体心盘处横向加速度功率谱

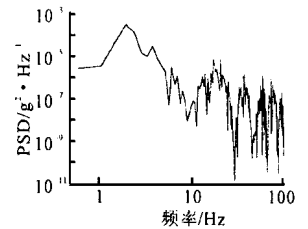


图 3 车体心盘处垂向加速度功率谱

### 2.2 轮对横向偏移运动

轮对在轨道横向不平顺的作用下产生横向强迫振动。产生相对于实际轨道中心线的偏移运动。为了查明轮缘在偏移中是否触及钢轨,需要检验其偏移量是否达到轮轨间隙。轮对相对于钢轨的横向偏移量为

$$y_c(t) = y_w(t) - y_a(t)$$

式中:  $y_w(t)$  为轮对横移量;  $y_a(t)$  为轨道中心线的方向不平顺。

图 4 和图 5 分别表明了轮对横向偏移运动的功率谱密度和其时间历程。从图 4 可以看出,轮对具有良好的低频随导能力,其横向偏移响应集中在  $1 \text{ Hz}$  左右,而使轮对产生横向偏移的主要原因是来自轨道的方向和水平不平顺,高低和轨距不平顺对轮对偏移的影响应该可以忽略不计。计算中设置轮轨横向间隙为  $9 \text{ mm}$ ,从图 5 可以看出,轮对的运行情况良好,其最大偏移量为  $8 \text{ mm}$ ,显然钢轨还未触及轮缘。

### 2.3 轮对振动加速度

图 6 和图 7 分别表明了轮对横向和垂向振动加速度功率谱密度。从图 6 中可以看出,轮对横向振动加速度的频率范围主要分布在数赫兹和数十赫兹,其主频在  $3, 5, 15, 25$  和  $35 \text{ Hz}$  等处均可明显看出;而轮对垂向振动加速度则集中分布在  $60 \sim 120 \text{ Hz}$  的轮轨共振区,如图 7 所示。

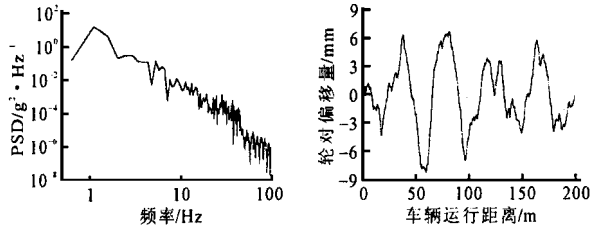


图 4 第一位轮对横向偏移功率谱密度

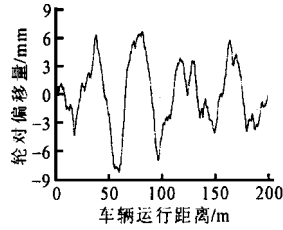


图 5 第一位轮对横向偏移时间历程

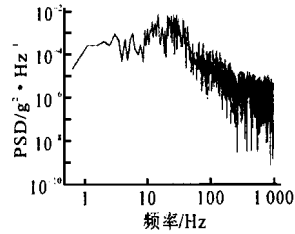


图 6 轮对横向加速度功率谱

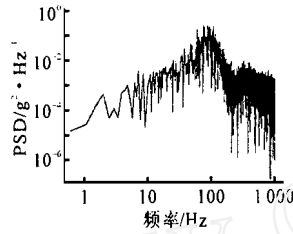


图 7 轮对垂向加速度功率谱

显然轮对横向和垂向振动的频率分布有很大的差异,其主要原因在于作用于轮对的横向力和垂向力不同,作用于轮对的横向力主要是轮轨间的蠕滑力,而作用于轮对的垂向力则主要是车轮和钢轨间的局部和整体弹性变形所产生的赫兹接触力。

### 2.4 轮轨作用力

轮轨横向力为轮轨法向力和切向蠕滑力的横向分量,而轮轨垂向力为轮轨法向力和切向蠕滑力的垂向分量。图 8 和图 9 分别表明了轮轨横向力和垂向力的功率谱密度。

从图 8 中可以看出,轮轨横向力主要分布在 10 Hz 以下的低频段,其主频分别为 2.5 和 8 Hz,所以,轨道水平、方向和轨距不平顺应该是产生轮轨横向力的根本原因。对比起来,如图 9 所示,从轮轨垂向力的功率谱密度可以看出,轮轨垂向力有 3 个比较明显的主频率段,第一个为 1 Hz 左右的低频,主要由车体的振动引起,第二个为 80 Hz 左右的中频,反映了车轮与轨道共同弹性变形的耦合共振,第 3 个为 300 Hz 左右的高频,反映了轮轨局部变形的赫兹接触高频振动,从 3 个主频率段对比来看,反映轮轨耦合共振的轮轨垂向力占绝对优势。

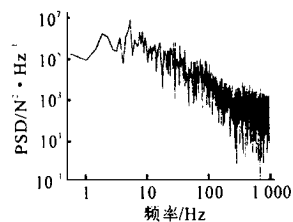


图 8 轮轨横向力功率谱密度

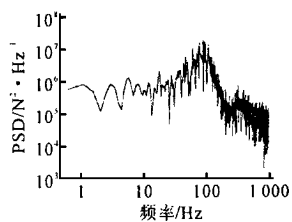


图 9 轮轨垂向力功率谱密度

由此可见,轮轨横向和垂向作用力的频域分布大不一样,因此,认清轮轨作用力规律和本质对降低轮轨动力作用和缓减对车辆和轨道部件造成的破坏作用有十分重要的指导意义。

### 2.5 钢轨振动加速度

图 10 和图 11 分别表示了钢轨横向和垂向振动加速度功率谱密度,从图中可以看到,钢轨横向和垂向振动加速度均表现为数十、数百,甚至上千赫兹的中、高频振动,这一点说明钢轨横向和垂向振动规律基本相似。对比图 10 和图 11,可以看到钢轨垂向振动加速度的主频比横向更高,其谱密度值也要大,其原因在于钢轨的垂向刚度比横向要大,而且轮轨垂向作用力往往要比横向力大。该结论与文献[10]的试验结果基本一致。

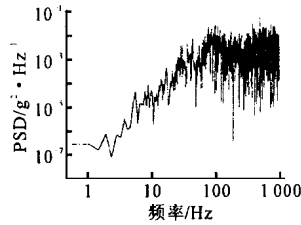


图 10 钢轨横向加速度功率谱密度

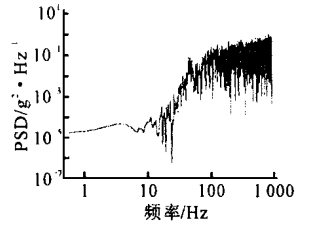


图 11 钢轨垂向加速度功率谱密度

产生钢轨高频振动的根本原因是由于来自钢轨表面的垂向短波不平顺激发了钢轨的高阶振型,由此可见,轨面垂向短波不平顺在耦合系统中必须要加以考虑。

### 2.6 轨枕振动加速度

图 12 和图 13 分别为在轨道高低、水平、方向和轨距 4 种不平顺作用下,轨枕横向和垂向振动的加速度功率谱密度。从图 12 和图 13 可以看出,轨枕横向振动主要振动频率为 60~ 140 Hz 左右,轨枕垂向振动的主要振动频率分布在 40~ 100 Hz 和 200~ 400 Hz 左右。显然轨枕的横向和垂向振动规律不一样,其主要原因为轨枕在横向和垂向受两根钢轨的作用力方向不同,从而导致轨枕在横向和垂向的振动规律大不相同。文献[10]通过试验测得轨枕垂向

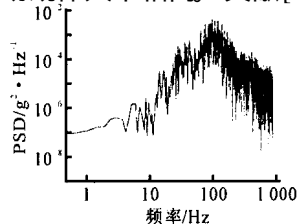


图 12 轨枕横向加速度功率谱密度

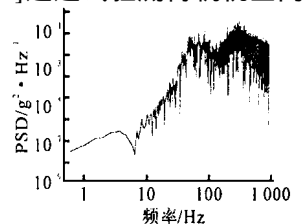
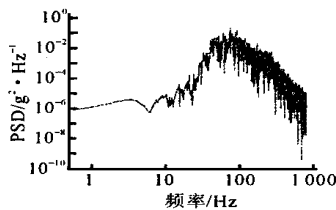


图 13 轨枕垂向加速度功率谱密度

振动加速度主频为 30~ 80 Hz 和 200~ 500 Hz; 文献[11]对大秦线 60 kg/m 轨道实测结果显示, 轨枕垂向振动加速度第一主频为 70~ 150 Hz, 第二主频为 310~ 360 Hz, 理论分析表明, 轨枕垂向振动加速度第一主频为 40~ 120 Hz, 第二主频为 240~ 340 Hz。本文所得结果与上述结果具有较好的一致性, 而轨枕横向振动需进一步的试验验证。

## 2.7 道床振动加速度

由于本文在建立车辆—轨道垂横耦合模型时, 仅考虑了道床的垂向振动, 所以在此只能获得其垂向加速度功率谱密度(如图 14)。至于道床横向振动响应规律则需进一步研究。从图 14 中可以看出, 道床垂向振动的主要振动频率为 45~ 130 Hz。文献[10]通过试验测得道床主频为 30~ 80 Hz, 文献[11]对大秦线 60 kg/m 轨道实测结果表明道床垂向振动加速度的主频范围为 20~ 90 Hz, 理论分析结果为 30~ 100 Hz, 显然这些结果与本文具有很好的一致性。对比钢轨、轨枕和道床垂向振动的主频范围, 不难看出, 由于钢轨和轨枕的扣件刚度比较大, 因此钢轨和轨枕的主频均比较高, 钢轨的主频在图 14 道床垂向振动加速度功率谱



## 3 结 语

(1) 车体横向和垂向加速度表现为 1~ 2 Hz 的低频振动, 而横向主频较垂向低;

(2) 轮对横向偏移运动的主频在 1 Hz 左右。表现其良好的低频随导性;

(3) 轮对横向振动加速度的频率范围主要分布在 3、5、15、25 和 35 Hz 附近, 而轮对垂向振动加速度则集中分布在 60~ 120 Hz 附近的轮轨共振区;

(4) 轮轨横向力主频为 2、5 和 8 Hz 的低频力, 轮轨垂向力有 3 个明显的低中高频段。低频为 1 Hz 左右, 反映了车体振动, 中频为 80 Hz 左右, 反映了车轮与轨道共同弹性变形的耦合共振, 高频为

300 Hz 左右, 反映了轮轨局部变形引起的高频振动;

(5) 钢轨横向和垂向振动加速度均主要表现为数百、甚至上千赫兹的高频振动;

(6) 轨枕横向振动主要振动频率为 60~ 140 Hz 左右, 轨枕垂向振动的主要振动频率分布在 40~ 100 Hz 和 200~ 400 Hz 左右;

(7) 道床垂向振动主频集中分布在 45~ 130 Hz, 其横向振动有待于进一步研究。

应该指出的是, 由于耦合系统存在强非线性因素, 所以即使在各态历经的轨道不平顺激励下, 其随机响应也是非平稳的, 因此从严格的意义上说, 应该用时频谱来代替功率谱以进行研究。由于在大量线路试验<sup>[7,9,10]</sup>中, 对车辆和轨道随机响应均假设为平稳随机过程, 并采用功率谱进行分析, 所以本文为了使问题简化以适合工程分析, 也作了平稳性假设。关于车辆—轨道耦合系统非平稳随机响应分析有待于进一步的深入研究。

## 参考文献

- [1] 翟婉明 车辆—轨道耦合动力学[M] 北京: 中国铁道出版社, 1997.
- [2] 陈 果 车辆—轨道耦合系统随机振动分析[D] 成都: 西南交通大学, 2000
- [3] 罗 林 轨道随机干扰函数[J] 中国铁道科学, 1982, 13(1): 74—110
- [4] 长沙铁道学院随机振动研究室 关于机车车辆/轨道系统随机激励函数的研究[J] 长沙铁道学院学报, 1985, (2): 1—36
- [5] ZHA IW an m ing Two simple fast integration methods for large-scale dynamic problems in engineering [J] International Journal for Numerical Methods in Engineering, 1996, 39(24): 4 199—4 214
- [6] 徐昭鑫 随机振动[M] 北京: 高等教育出版社, 1990
- [7] 王福天 车辆系统动力学[M] 北京: 中国铁道出版社, 1981.
- [8] 王 澜 轨道结构随机振动理论及其在轨道结构减振中的应用[D] 北京: 铁道部科学研究院, 1988
- [9] GRA G V K, DU KK IPA T IR V. Dynamics of railway vehicle system [M] Academic Press, 1984
- [10] SHEN TON M J. The vibrational environment of the rail, sleeper and ballast[M] Technical Memorandum. British Rail Research, Derby, 1974
- [11] 翟婉明 铁路轮轨冲击振动模拟与试验[J] 计算力学学报, 1999, 16(1): 93—99