

车辆 - 轨道耦合系统垂横模型及其验证*

陈果¹ 翟婉明² 左洪福¹(¹南京航空航天大学民航学院,南京 210016) (²西南交通大学列车与线路研究所,成都 610031)

摘要 本文根据车辆 - 轨道耦合动力学原理,建立车辆 - 轨道垂横耦合模型,并进行全面的验证:首先与国际著名软件 NUCARS 进行对比;其次与车辆 - 轨道垂向耦合模型得到的车辆和轨道系统垂向随机响应对比;然后与鹰厦线小半径曲线试验结果对比;最后与货物列车的线路试验结果对比。对比结果有力地验证了车辆 - 轨道耦合系统垂横模型及其求解方法的正确性和合理性,为车辆 - 轨道耦合系统垂横模型的广泛应用奠定了基础。

关键词: 车辆,轨道,垂向,横向,耦合模型,验证

中图分类号: U213.213,U211.5,U260.111

0 引言

根据车辆 - 轨道耦合动力学理论^[1],车辆运行在铁路轨道上,来自轨道的激扰使车辆产生振动,反过来又使轨道产生振动,二者处于相互耦合的振动状态,传统的车辆和轨道动力学仅考虑各自的振动,存在一定的局限性。文献[1]建立了车辆 - 轨道耦合垂向模型,在垂向较完整地解决了车辆和轨道的耦合振动问题。本文在此基础上建立车辆 - 轨道垂横耦合模型,同时考虑车辆和轨道的垂向与横向振动。车辆 - 轨道横向耦合模型远比垂向复杂,系统自由度增加许多,而且轮轨间的相互作用模型,即轮轨空间接触几何模型、轮轨法向力求解模型和轮轨蠕滑求解模型等,比传统模型有很大突破,其正确性和可靠性必须加以验证。本文将对此进行多方面的验证,首先与国际著名软件 NUCARS 的仿真结果比较,其次与单一的车辆 - 轨道垂向耦合模型得到的垂向随机响应比较,然后与鹰厦线小半径曲线线路试验进行比较,最后与货物列车线路试验进行比较。旨在通过这四方面的比较,对车辆 - 轨道垂横耦合模型及其求解方法的正确合理性进行验证,从而为车辆 - 轨道垂横耦合模型的推广使用奠定基础。

1 车辆 - 轨道垂横耦合模型^[2]

1.1 车辆 - 轨道垂横耦合模型

车辆 - 轨道垂横耦合模型同时考虑车辆和轨道部件的横向和垂向振动,在耦合模型中,将车辆系统视为多刚体系统;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,模型及车辆、轨道运动微分方程推导详见文献[2]。

1.2 轮轨耦合关系模型

轮轨关系是车辆和轨道相互耦合的纽带。在轮轨空间动态接触几何关系研究中,车辆 - 轨道耦合系统垂横模型采用了比传统轮轨模型更为完善合理的新型轮轨空间动态耦合模型。新型轮轨耦合关系模型的显著特点充分表现在轮轨接触几何关系、轮轨法向力以及轮轨蠕滑力的求解上。

(1) 在轮轨接触几何关系上,彻底摆脱了传统求解轮轨接触关系的轮轨刚性接触和始终接触的假设,避免了轮对侧滚角的迭代,同时考虑钢轨横向、垂向和扭转运动以及轨道不平顺对接触几何的影响;因而较传统车辆动力学的求解方法更为完善;

(2) 在轮轨法向力求解中,运用轮轨非线性赫兹接触理论,通过与轮轨接触几何计算结合,简洁快速求得轮轨法向力,实现了轮轨法向力和蠕滑力的计算分开,同时还考虑轮轨瞬时脱离情形。轮轨法向力由著名的赫兹非线性弹性接触理论确定^[1]

$$N(t) = \left[\frac{1}{G} Z_N(t) \right]^{3/2} \quad (1)$$

式中: G : 轮轨接触正常 ($\text{m/N}^{2/3}$);

$Z_N(t)$: 轮轨接触处的法向弹性压缩量 (m)。

对于锥形 (TB) 踏面车轮, $G = 4.57 R^{-0.149} \times 10^{-8}$ ($\text{m/N}^{2/3}$);

对于磨耗型 (LM) 型踏面车轮, $G = 3.86 R^{-0.115} \times 10^{-8}$ ($\text{m/N}^{2/3}$)。这里, R 为车轮半径 (m)。

* 国家杰出青年科学基金 (59525511)、霍英东教育基金和高等院校博士点基金 (98061303) 资助项目。

收稿日期: 2001 - 04 - 27 修改稿收到日期: 2001 - 06 - 26

第一作者 陈果男, 博士后, 1972年11月生

显然要求得轮轨法向力,关键要获取轮轨法向压缩量 $Z_N(t)$ 。通过与轮轨接触几何计算相结合,可以得到 t 时刻左右轮轨间法向压缩量 $Z_{LNj}(t)$ 和 $Z_{RNj}(t)$ 为:

$$\begin{cases} Z_{LNj} = \cos(\alpha_L + \phi) [Z_{wj}(t) - (Z_{wjLt} - Z_{wj0})] \\ Z_{RNj} = \cos(\alpha_R - \phi) [Z_{wj}(t) - (Z_{wjRt} - Z_{wj0})] \end{cases} \quad (J = 1, 2, 3, 4) \quad (2)$$

式中: $Z_{wj}(t)$: t 时刻第 j 位轮对质心的垂向位移(在接触几何中未加以考虑);

Z_{wjLt} 、 Z_{wjRt} :时刻第 j 位左右轮轨之间的最小垂向间距;

Z_{wj0} :零时刻第 j 位左右轮轨最小垂向间距;

α_L 、 α_R 和 ϕ :分别为左右轮轨接触角和轮对侧滚角(由接触几何计算得到)。

详细求解过程见文献[2]。

(3) 在轮轨蠕滑力求解中,首先按 Kalker 线性理论确定蠕滑力,然后再按 Johnson - Vermeulen 方法进行非线性修正,并且在纵向、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度和钢轨振动速度的影响。根据 Kalker 蠕滑理论,轮轨之间的蠕滑力在线性范围内可表达为

$$\begin{cases} F_x = -f_{11} x - F_y = -f_{22} y - f_{23} s_p \\ M_z = f_{23} y - f_{33} s_p \end{cases} \quad (3)$$

式中: F_x 、 F_y :纵向、横向蠕滑力;

M_z :旋转蠕滑力矩;

f_{11} 、 f_{22} 、 f_{23} 、 f_{33} :纵向、横向、旋转 / 横向、旋转蠕滑系数;

x 、 y 、 s_p :纵向、横向、旋转蠕滑率。

蠕滑系数由 Kalker 公式确定

$$\begin{cases} f_{11} = G(ab) C_{11} & f_{22} = G(ab) C_{22} \\ f_{23} = G(ab)^{3/2} C_{23} & f_{33} = G(ab)^2 C_{33} \end{cases} \quad (4)$$

式中 G :轮轨材料合成剪切模量; a 、 b :接触椭圆的长半轴和短半轴; C_{ij} :Kalker 系数。

在纵向、横向、旋转蠕滑率的求解中,还充分考虑了钢轨的横向、垂向和扭转振动速度及轨道横向和垂向不平顺的变化速度的影响。设左右轨道不平顺相对于固定坐标系具有横向和垂向位移 $Y_{r(L,R)}(x)$ 和 $Z_{r(L,R)}(x)$, 车辆运行速度为 V , 则将沿里程变化的不平顺转化为时间历程时,钢轨的运动速度为

$$\begin{cases} \dot{Y}_{r(L,R)} = V \frac{d[Y_{r(L,R)}]}{dx} \\ \dot{Z}_{r(L,R)} = V \frac{d[Z_{r(L,R)}]}{dx} \end{cases} \quad (5)$$

又设左右钢轨的横向和垂向振动速度为 $\dot{Y}_{r(L,R)}$ 和

$\dot{Z}_{r(L,R)}$, 则左右轨接触点速度为

$$\vec{V}_{r(L,R)} = \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{Y}_{r(L,R)} \\ \dot{Z}_{r(L,R)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \vec{i} \\ \vec{j} \\ \vec{k} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{Y}_{r(L,R)} \\ \dot{Z}_{r(L,R)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \vec{i} \\ \vec{j} \\ \vec{k} \end{Bmatrix} \quad (6)$$

由于 Kalker 线性蠕滑理论只适用于小蠕滑率的情形。对于大蠕滑率的情况,蠕滑力呈现饱和状态,蠕滑力与蠕滑率成非线性关系,为此还需采用 Johnson - Vermeulen 理论进行修正。具体求解过程见文献[2]。

2 车辆 - 轨道垂横耦合模型的数值仿真验证

2.1 计算参数的选取

本文的目的是验证车辆 - 轨道垂横耦合模型的正确性,根本上是检验轮轨关系的新型求解方法。所以本文建立了较为简单的客车车辆 - 轨道垂横耦合模型以进行车辆和轨道动力学计算,所选取的车辆为四方厂广深线准高速客车,轨道条件为:60kg/m 钢轨,普通碎石道床。

2.2 与国际著名软件 NUCARS 的比较

2.2.1 车辆动态曲线的数值仿真比较

运用车辆 - 轨道垂横耦合模型,进行车辆动态曲线数值仿真,并与国际著名软件 NUCARS 进行对比。车辆运行速度为 90km/h,曲线轨道条件设置为:缓和曲线长 50m,圆曲线长 100m,圆曲线半径为 1000m,外轨超高为 80mm。仿真计算结果如图 1 ~ 图 4。

从图 1 和图 2 中可以看出,两个软件的计算得到轮对的横向位移曲线的趋势和量值都基本一致,第一位和第四位轮对横移 NUCARS 的计算结果为 8.2mm 和 2.0mm,车辆 - 轨道垂横耦合模型计算结果为 7.8mm 和 2.3mm,第二位和第三位轮对横移,耦合模型的计算结果均为 5.0mm,而 NUCARS 的计算结果为 4.2mm 和 5.2mm。

从图 3 和图 4 中可以看出,两个软件计算所得轨横向力曲线的趋势也基本一致,只是量值有一定的差异。本文在计算中均采用 LM(磨耗型)踏面,由于 LM 踏面的利于车辆曲线通过,所以当车辆以较低的速度通过大半径曲线,一般不会发生轮缘贴靠,本文的计算结果也表明导向轴外轮轮缘未能发生贴靠,所以轮轨横向力主要为轮轨蠕滑力,而轮轨法向力的横向分量比较小,从图 3 和图 4 可以看出导向轴外侧轮的横向力要比内侧小,二者的计算结果都表现出了这个趋势。外侧和内侧车轮横向力两个软件的计算结果分别为:耦合模型为 7kN 和 10kN,NUCARS 为 6kN 和 11kN,耦合模型和 NUCARS 的计算结果基本一致。

通过比较不难看出,在相同的曲线轨道条件激励下,车辆 - 轨道垂横耦合模型与 NUCARS 软件的计算

所得到的曲线趋势和量值都基本相同,从而在一定程

度上说明了车辆-轨道垂横耦合模型的正确可靠性。

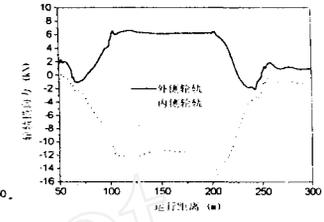
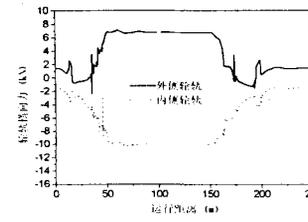
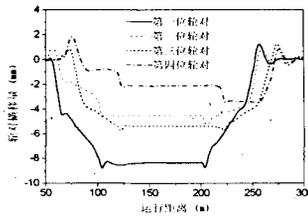
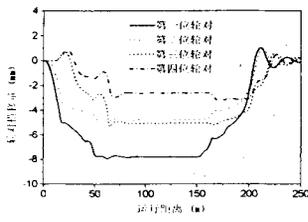


图1 轮对横移量(耦合模型)

图2 轮对横移量(NUCARS)

图3 轮轨横向力(耦合模型)

图4 轮轨横向力(NUCARS)

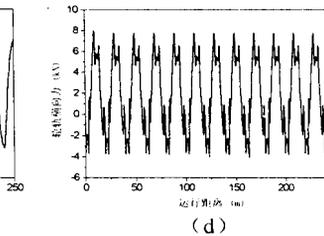
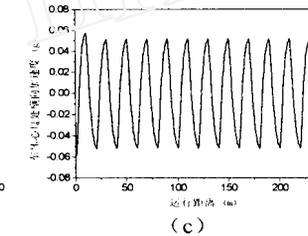
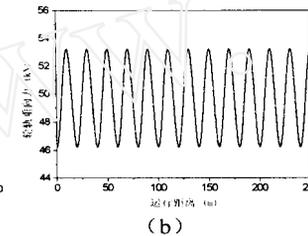
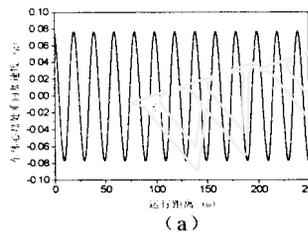


图5 耦合模型计算结果(车体垂向加速度、轮轨垂向力、车体横向加速度、轮轨横向力)

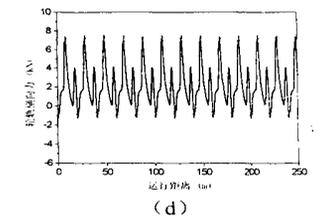
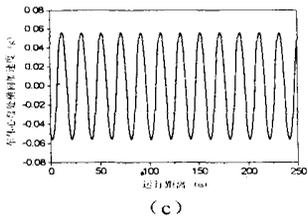
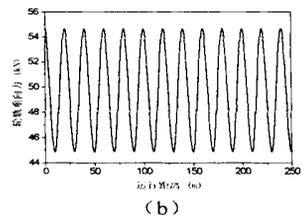
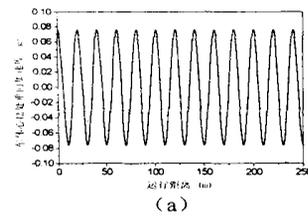


图6 NUCARS 计算结果(车体垂向加速度、轮轨垂向力、车体横向加速度、轮轨横向力)

2.2.2 在轨道高低和方向不平顺的激扰下的数值仿真比较

为了对车辆-轨道垂横耦合模型进行进一步的验证,本文分别利用耦合模型和 NUCARS 计算在轨道不平顺作用下车辆和轮轨系统的振动。为了使问题简单又有说服力,本文将分别考虑仅在轨道高低或轨道方向不平顺的作用下所激发的轮轨系统的垂向和横向的振动。从而达到分别在垂向和横向验证车辆-轨道垂横耦合模型之目的。图 5(a、b)和图 6(a、b)为仅在轨道高低不平顺的作用下,两个软件计算得到的车体垂向加速度和轮轨垂向力;图 5(c、d)和图 6(c、d)为仅在轨道方向不平顺的作用下,两个软件计算得到的车体横向加速度和轮轨横向力。不平顺的理想数学模型为:

$$\begin{aligned} \text{高低: } Z &= 0.5A \sin(2X/\lambda) \\ \text{或 } Z &= 0.5A(1 - \cos(2X/\lambda)) \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \text{方向: } Y &= 0.5A \sin(2X/\lambda) \\ \text{或 } Y &= 0.5A(1 - \cos(2X/\lambda)) \end{aligned} \quad (8)$$

其中: A 为不平顺全峰值; X 为轨道纵向距离; λ 为轨

道不平顺波长。仿真计算中选取 λ = 20m, A = 10mm。车辆运行速度为 V = 160km/h。

从图 5 和图 6 可以看出,在轨道不平顺的作用下,车辆-轨道垂横耦合模型和 NUCARS 软件的计算结果基本一致。在相同的轨道不平顺的激扰下,两个软件计算所得到的车体振动加速度,无论在波形上还是在数值上都一致,在轨道高低不平顺的作用下,车辆-轨道垂横耦合模型计算得到的车体垂向加速度为 0.077g, NUCARS 的计算结果为 0.075g;在轨道方向不平顺的作用下,车辆-轨道垂横耦合模型的计算得到的车体横向加速度为 0.05g, NUCARS 为 0.057g。只是,两个软件计算所得到的轮轨力存在一定的差异,在高低不平顺的作用下,轮轨垂向力的计算结果相差 1~2kN,在方向不平顺的作用下,轮轨横向力的计算结果耦合模型的计算结果较 NUCARS 要大 1~2kN。由于 NUCARS 软件主要是针对车辆建立模型,对轨道振动作了某种程度上的简化假设,而耦合模型在建模中,对车辆和轨道的振动均作了考虑,显然建模更为详细

全面。所以二者的计算结果差别是很自然的,而且耦合模型的计算结果应更为可靠。总的看来,在轨道不平顺的作用下,车辆 - 轨道垂横耦合模型的计算结果与 NUCARS 的计算结果取得了很好的一致性。

2.3 与单一的车辆 - 轨道垂向耦合模型进行垂向随机响应比较

文献[1]建立了详细的车辆 - 轨道垂向耦合模型,通常可以认为是一个弱非线性系统,车辆和轨道系统为线性弹簧阻尼系统,整个系统仅轮轨接触弹簧为一个非线性元件,也可以将之进行线性化处理。因此,在进行车辆 - 轨道耦合系统垂向随机振动分析时,可以运用比较成熟的线性系统随机振动理论加以研究。目前,在随机振动研究领域,占统治地位的仍然是频域法,即通过获取系统的频率响应函数,再将轨道不平顺激励函数用功率谱密度函数加以描述,从而通过简单的代数运算就可以求得响应的自谱密度。

将轮轨非线性赫兹接触刚度线性化后,对于车辆

- 轨道垂向耦合模型,最终可形成二阶常系数线性微分方程组

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = [K_f]\{Z_0\} \quad (9)$$

其中, $[M]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$ ——分别为系统惯量、阻尼、刚度矩阵; $[K_f]$ ——系统转换矩阵; $\{Z_0\}$ ——轨道不平顺输入向量; $\{q\}$ ——系统广义位移向量。

令 $\{Z_0\} = [I]e^{i\omega t}$, 则 $\{q\} = [H(\omega)]e^{i\omega t}$, 代入式(1)得

$$(-\omega^2[M] + i\omega[C] + [K])[H(\omega)] = [K_f][I] \quad (10)$$

$$\text{令 } [A] = (-\omega^2[M] + i\omega[C] + [K]) \quad (11)$$

$$\text{有方程 } [A][H(\omega)] = [K_f][I] \quad (12)$$

通过求解式(12)的非齐次复系数线性代数方程组的解,从而可以得到频率响应函数矩阵 $[H(\omega)]^{[4]}$ 。根据随机振动理论,输入功率谱密度和输出响应功率谱密度函数之间的关系为:

$$[S_{out}(\omega)] = [H^*(\omega)][S_{in}(\omega)][H(\omega)]^T \quad (13)$$

式中, $[H^*(\omega)]$ 为 $[H(\omega)]$ 的共轭矩阵, $[H(\omega)]^T$ 为 $[H(\omega)]$ 的转置矩阵。

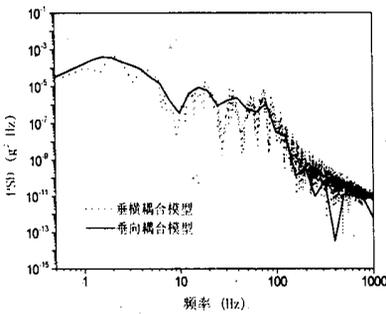


图 7 车体心盘处垂向加速度 PSD

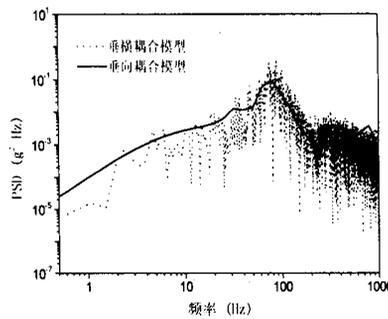


图 8 轴箱垂向加速度 PSD

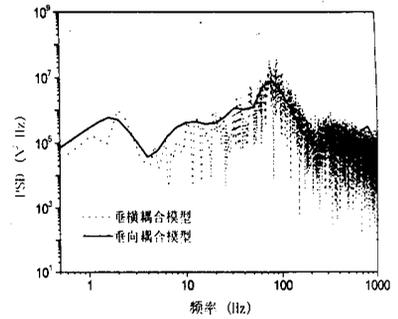


图 9 轮轨垂向力 PSD

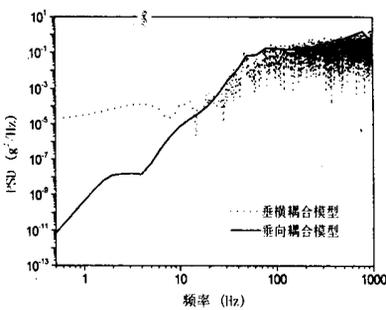


图 10 钢轨垂向加速度 PSD

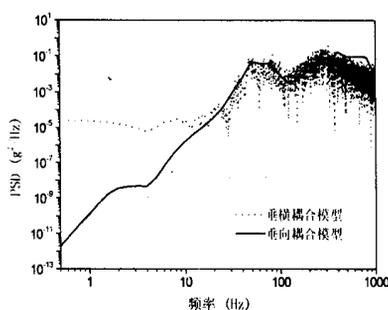


图 11 轨枕垂向加速度 PSD

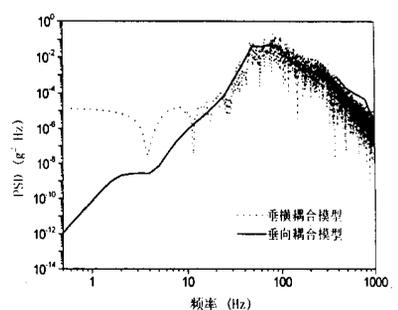


图 12 道床垂向加速度 PSD

在车辆 - 轨道垂横耦合模型中,仅考虑轨道高低不平顺。这样便可通过车辆 - 轨道垂横耦合模型得到车辆、轨道在轨道高低不平顺的激励下所产生的垂向随机振动响应。而车辆 - 轨道垂向耦合模型本身得到的就是在轨道高低不平顺激励下,系统所产生的垂向随机响应。两者的计算方法完全不同,垂横耦合模型采用的是数值积分法,考虑了轮轨几何接触关系、轮轨蠕滑力;而垂向耦合模型运用的是频域分析法,不考虑

轮轨接触关系和轮轨蠕滑力。而且两者在计算轮轨赫兹接触法向力的方法也不尽相同,垂横模型远较垂向模型复杂。下面比较两种模型同时在相同美国六级线路谱^[5]的激励下,它们的垂向随机响应功率谱 PSD,车辆运行速度为 $V = 160\text{km/h}$ 。其中,由车辆 - 轨道垂横耦合模型得到的是时间历程响应。要得到响应的功率谱密度,还必须对时间序列进行功率谱估计。本文采用的方法是周期图法^[6]。

从图7~图12可以看出,两种模型得到的垂向随机响应功率谱几乎完全吻合。其中车体心盘处和轴箱垂向加速度功率谱以及轮轨垂向力功率谱在0.5~1000Hz的频域内,计算结果基本一致。对于钢轨、轨枕和道床的垂向振动,在0.5~10Hz之内有一定的误差,但在10~1000Hz,两者的功率谱密度曲线基本重合,由于钢轨、轨枕的主要振动集中在数十、数百、甚至数千的中、高频,道床的主要振动也集中在50~100Hz左右,显然两种模型的计算结果在钢轨、轨枕和道床的主要振动频段重合性相当好,对比起来,10Hz以下的低频振动误差就显得微不足道。综上所述,通过对时域数值积分法和频域分析法求解车辆和轨道垂向随机振动响应的比较,可以看出,尽管两者之间存在一定的差异,但其计算结果基本一致,该结论有力地证明了车辆-轨道垂横耦合模型的正确性。

3 车辆-轨道垂横耦合模型的线路试验验证

3.1 鹰厦线小半径曲线提速试验^[7]

为了在全路扩大提速范围,铁道部于1999年4月27日至5月30日在鹰厦线250m、300m的小半径曲线地段进行基础性提速试验。其中车上测试采用了连续测量轮轨力等先进技术,获得了大量的试验数据。试验结果表明,小半径曲线地段轮轨相互作用明显大于其他线路工况,但从总体上看,试验期间各项安全参数仍可保持在合理的限度值之内,并且在提速幅度不大的前提下,主要安全性参数并未随着速度的提高而出现显著的变化,说明这类线路具有一定的提速运行能力。

下面将运用车辆-轨道垂横耦合模型,对试验车SY97846进行R300m曲线通过仿真计算。曲线轨道条件设置为:缓和曲线长60m,圆曲线长210m,圆曲线半径为300m,外轨超高为110mm。本文用我国干线谱^[8]作为随机轨道不平顺激励。表1和图13(a、b、c)表明了仿真与试验结果的对比。通过比较,不难看出仿真计算与线路试验结果间的一致性,但是由于具体的车辆和轨道参数以及线路激励难于达到完全相同,所以其具体数值存在一定的差异。

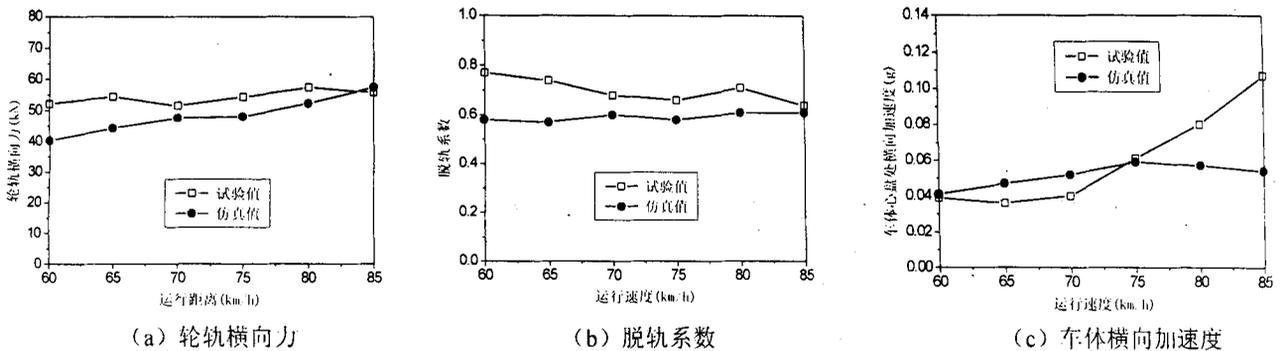


图13 与鹰厦线小半径曲线试验比较

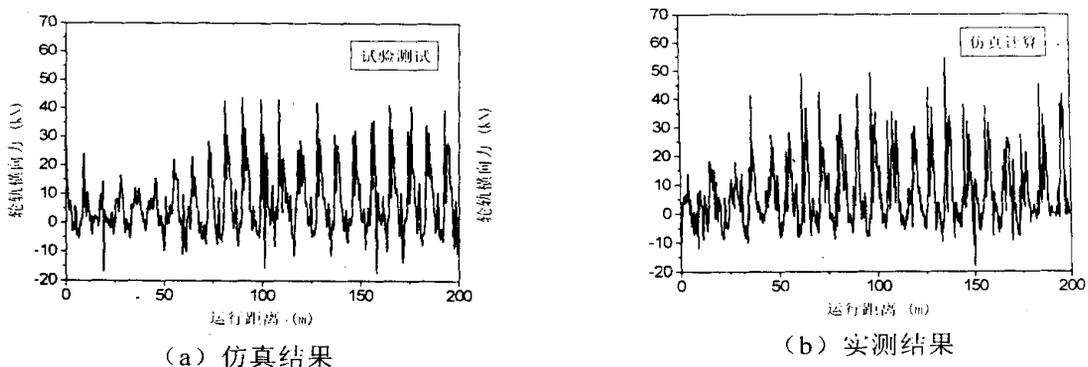


图14 轮轨横向力的比较

3.2 货物列车脱轨试验

图14(a)为铁道科学研究院于1999年12月在北京环形铁道试验线直线段对C62空车的试验结果,车辆运行速度为78km/h,线路状态良好。为了与试验接近,仿真计算中采用我国铁路干线谱^[8]作为随机轨道不平

顺激励,图14(b)为运用货车-轨道垂横耦合模型,对我国C62型主型货车空车直线运行状态下,轮轨横向力的仿真计算结果。

从图14(a)和图14(b)中可以看出,线路试验和仿真计算均表明,该货车以78km/h速度运行于直线轨

道时,产生了剧烈的蛇行运行。这正是目前我国主型货车直线脱轨的直接原因,它已被多次货物列车脱轨试验所证实。由于仿真计算的车辆模型参数、轨道模型参数和轨道不平顺激励条件难于与试验时完全相同,因此其具体数值与试验结果略有差异。但从总的趋势来看,显然表明仿真计算和线路试验结果取得了较好的一致。

表1 仿真计算与鹰厦线小半径曲线试验对比

| 速度 V (km/h) | | 60 | 65 | 70 | 75 | 80 | 85 |
|-----------------|-----|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 轮轨 横向力 (kN) | 测试值 | 52.10 | 54.30 | 51.50 | 54.30 | 57.40 | 55.80 |
| | 仿真值 | 40.17 | 44.22 | 47.57 | 47.98 | 52.29 | 57.98 |
| 脱轨系数 | 测试值 | 0.77 | 0.74 | 0.68 | 0.66 | 0.71 | 0.64 |
| | 仿真值 | 0.58 | 0.57 | 0.60 | 0.58 | 0.61 | 0.61 |
| 车体横向 加速度 (g) | 测试值 | 0.039 | 0.036 | 0.040 | 0.061 | 0.080 | 0.107 |
| | 仿真值 | 0.041 | 0.047 | 0.052 | 0.059 | 0.057 | 0.054 |

4 结 论

通过与国际著名软件 NUCARS 和单一的车辆-轨道垂向耦合模型的仿真计算结果的比较,以及与中国两大线路试验的比较,可以看到,四方面的验证结果均表明了车辆-轨道垂横耦合模型的正确合理性。尽管车辆-轨道垂横耦合模型的求解方法和模型特点与代表传统车辆模型的 NUCARS 软件完全不同,尤其是在耦合模型中,其轮轨关系模型与 NUCARS 软件相比,具有很大的区别,但是它们关于车辆系统振动的计算结果表现出了很好的一致性。由于车辆-轨道垂横模型

抛弃了传统轮轨模型的轮轨刚性接触和始终接触的假设,同时考虑了轨道的各自由度振动,可更为准确可靠地求取轨道横向和垂向的振动状态。因此较 NUCARS 软件的轮轨模型更为完善合理。显然本文的验证结果不仅在一定程度上有力地验证了车辆-轨道垂横耦合模型以及其求解方法的正确合理性,而且为车辆-轨道垂横耦合模型进一步推广应用奠定了基础。当然进一步的验证将在今后的应用中不断完善。

参 考 文 献

- 1 翟婉明著. 车辆-轨道耦合动力学. 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:[学位论文]. 成都:西南交通大学, 2000
- 3 Zhai Wanning. Two simple fast integration methods for large-scale dynamic problems in engineering. International Journal for Numerical methods in Engineering, 1996;39(24):4199-4214
- 4 郑兆昌,丁奎元. 机械振动(中册). 北京:机械工业出版社, 1986:207-269
- 5 王福天. 车辆系统动力学. 北京:中国铁道出版社, 1994:19-23
- 6 徐昭鑫. 随机振动. 北京:高等教育出版社, 1990:191-230
- 7 铁道部科学研究院,上海铁路局,济南铁路局,铁道部通号公司设计院. 胶济线、浙赣线和鹰厦线提速试验研究报告. 北京:1999
- 8 铁道部科学研究院. 我国干线轨道不平顺功率谱的研究报告(1-10). 北京:1999

(上接第28页)

扰动反馈密切相关,是形成自激振荡的关键参数之一。在分离区产生的涡量脉动或离散涡旋随射流向下运动,并在下喷嘴进口位置处与碰撞壁相互作用,引起压力扰动波向上游反射,并对射流中心形成阻尼作用。故碰撞壁形状直接影响扰动反馈和压力振荡对射流中心的作用。从图中可见,锥形碰撞壁与涡旋相互作用产生的振荡压力最高,平面型和截球面型依次减小。这和计算是相一致的。

5 结 论

利用离散涡旋模型模拟振荡腔内涡旋与碰撞壁的相互作用,经过数值计算和间接实验验证可以得出以下结论:

(1) 为了产生强烈自激振荡脉冲射流,应采用锥型碰撞壁。若要减小碰撞剪切流动的压力振荡,可改变碰撞壁的形状,如采用凹面型碰撞壁。

(2) 振荡腔的长度对涡旋与碰撞壁的相互作用导致的压力波动有重大影响。

参 考 文 献

- 1 Rockwell D, Naudascher E. Review-self-sustaining oscillations of flow past cavity[J]. Fluid Engineering, 1978
- 2 Crow S C, Champagne F H. Orderly structure in jet turbulence[J]. Fluid Mech., 1971, 48, 547-591
- 3 King J L, Doyle P, Ogle J B. Instability in slotted wall tunnels[J]. Fluid Mech., 1958, 4, 283-305
- 4 Johnson V E, Conn A F. Self-resonating cavitating jets, 6th International Symp. On Jetting Cutting Technology, 1982
- 5 唐川林,廖振方. 自激振荡脉冲射流的理论分析与实验研究[J]. 煤炭学报, 1989
- 6 唐川林,廖振方. 石油钻井钻头用自激振荡喷嘴的研究[J]. 石油学报, 1993
- 7 Tang Chuanlin, Li Xiaohong, Liao Zhenfang. The study of oscillation jet nozzle with flow-control oscillator, Proceedings of the 9th American water jets, Conference, 1997

Abstract The dynamic buffer character of wood material is experimentally investigated. The two experimental methods for studying the wood's dynamic buffer character are beneficial to replenish the National Criterion of PRC—CB8167 - 87. A new dynamic buffer coefficient of material based upon the experimental data of the dynamic compression tests is proposed.

Key words :dynamic buffer coefficient ,wood ,experimental investigation

VERTICAL-LATERAL MODEL OF VEHICLE-TRACK COUPLING SYSTEM AND ITS VERIFICATION

Chen Guo¹ Zhai Wanming² Zuo Hongfu¹

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

2. Train & Tack Research Institute ,Southwest Jiaotong University ,Chengdu 6100031)

Abstract In the paper ,the vertical-lateral model of vehicle-track coupling system is set up according to the theory of vehicle-track coupling dynamics and four aspects of numerical simulation verification are carried out. Firstly the results of the new model are compared with that of the famous NUCARS software ;secondly ,compared with that of the vertical model of vehicle-track coupling system ;thirdly ,compared with that of tests on small radius curve track at YING-XIA line of our country and fourthly ,compared with that of our country freight train tests. Comparison results indicate that the vertical-lateral model of vehicle-track coupling system is correct and reasonable and it lays a foundation for wide application to the vertical-lateral vehicle-track coupling problems.

Key words :vehicle ,track ,vertical ,lateral ,coupling model . verification.

ACTIVE VIBRATION H ROBUST CONTROL FOR THE MECHANICAL SYSTEM OF ELEVATOR WITH PARAMETER UNCERTAINTY

Zhang Ju Yang Qinghua Zhu Guanghan

(College of Mechanical and Electrical Engineering ,Zhejiang University of Technology ,Hangzhou 310032)

Li Ping

(Zhejiang University ,Hangzhou 310027)

Abstract Because of the variety of the working condition of the elevator and the time-varying property of the vibration model of the mechanical system ,the parameters of the model are of uncertainty. Firstly ,in the paper ,robust stability of the system with parameter uncertainty is discussed. Secondly ,using H control theory ,controller which can stabilize system with parameter uncertainty ,and at the same time suppress the excessive vibration response due to outside disturbances is designed. Finally ,active vibration H robust control for the mechanical system of elevator with parameter uncertainty is made. Computer simulation shows that the approach employed in the paper is suitable and the control is effective.

Key words :elevator vibration ,parameter uncertainty ,H robust control

THE SIMULATION ANALYSIS AND EXPERIMENTAL STUDY ON THE INTERACTION OF A DISCRETE VORTEX WITH AN IMPINGING EDGE IN OSCILLATING CAVITY OF HIGH VELOCITY OSCILLATION PULSE JET

Tang Chuanlin Zhang Fenghua Yang Lin

(Zhuzhou Institute of Technology ,Zhuzhou 412008)

Liao Zhenfang

(College of Mechanical Engineering ,Chongqing University ,Chongqing 400044)