

人车路系统三维耦合振动分析及舒适度评价

张丙强^{*1,2}, 李亮¹

(1. 中南大学 土木工程学院, 长沙 410075; 2. 福建工程学院 土木工程学院, 福州 350108)

摘要: 基于将车身视作三维弹性梁、车轮为刚性体的全车模型, 人体采用坐姿并联动力模型, 路面简化成 Kelvin 地基上的板, 通过轮胎的刚性滚子接触模型将车辆与路面耦合在一起, 建立起考虑人车、车路耦合作用的用于评价车辆乘坐舒适度的三维人车路耦合系统振动模型, 并推导出其运动平衡方程; 通过 Galerkin 法对路面方程进行离散, 采用 New-mark 积分法对耦合系统方程组进行求解, 对人车路系统振动响应进行了分析; 采用人体加权振动加速度均方根值对车辆乘坐舒适度进行评价, 并对系统各参数对车辆乘坐舒适度的影响进行探讨。数值分析表明: 传统模型下车辆乘坐舒适度指标与本文模型的指标相差最高可达到约 30%; 在分析车辆振动响应及乘坐舒适度时, 不能忽视车辆与路面、人体与车辆相互作用, 系统各参数对车辆乘坐舒适度都有一定程度的影响。

关键词: 人车路系统; 梁单元; 弹性板; 仿真分析; 舒适度评价

中图分类号: O32 **文献标志码:** A doi:10.7511/jslx201302022

1 引言

随着车辆的高速化, 提高车辆乘坐舒适度的车辆振动特性正成为一个重要的研究课题, 迫切希望建立一个能够精确分析车辆走行时的振动特性, 特别是用于分析车辆乘坐舒适度的车辆振动模型。

迄今, 用于人车相互作用、车路相互作用分析的车辆振动模型可分为两大类: 一类是, 用多体系统动力学仿真分析软件 ADAMS 来构建车辆多体动力学模型, 该类模型主要用于对车辆的设计与分析的研究; 另一类是, 用于车辆荷载作用下的路面振动响应的力学模型, 该模型通常把车辆简化成不同自由度的刚性体。这两类模型都有明显的缺点, 第一类模型过于复杂, 第二类模型却过于简单。

此外, 目前有关车辆舒适度评价的理论分析研究还不是很完善。文献[1]建立人-车系统生物力学仿真模型, 对车辆乘坐舒适度进行了分析, 但却没有考虑车辆与路面的耦合作用, 而文献[2-5]研究表明车路耦合作用对车辆振动有显著的影响。文献[4, 5]对小型车辆与路面的耦合振动及车辆乘坐舒适度进行了分析, 但文献中车辆采用刚性模型, 路面视为 Kelvin 地基上 Euler 梁, 车轮与路面

之间的动态轮胎力以线性弹簧力进行模拟, 这种二维模型不能较为准确地模拟车路之间的相互作用, 也不能考虑车辆四个轮胎之间的路面不平度的相关性以及车辆的侧滚转动等对系统振动的影响。

鉴于以上诸多因素, 本文把路面视为 Kelvin 地基上的板, 车辆与路面之间轮胎力以非线性荷载进行模拟, 把车体视为三维弹性梁体、车轮视为刚性体, 建立起专门用于车辆舒适度评价的人车路系统三维耦合振动模型。

2 人车路系统模型及运动方程

2.1 简化模型

如图 1 所示, 人体采用竖向振动下坐姿的两自由度并联动力模型^[6]; 车辆简化为车体视为三维弹性梁体、车轮视为刚性体, 每个车轮具有一个浮沉自由度; 轮胎-路面接触应力模型采用接近实际的刚性滚子接触模型; 路面简化为 Kelvin 地基上弹性板。 m_{pij} ($i=1, 2, \dots, N; j=1, 2$) 为第 i 个人体第 j 个自由度质量, l_{pi} 和 d_{pi} 分别为第 i 个人体与车身横向和纵向对称轴水平距离; z_{pij} 为第 i 个人体第 j 个自由度垂直位移, k_{pij} 为第 i 个人体第 j 个自由度垂直刚度系数, c_{pij} 为第 i 个人体第 j 个自由度垂直阻尼系数, z_{pbi} 为第 i 个人体对应处车体垂直位移, m_{wi} 为车轮质量, z_{wi} 为车轮质心的垂直位移, z_{wbi} 为车轮对应车身处的垂直位移, k_{bi} 为车辆

收稿日期: 2011-11-30; 修改稿收到日期: 2012-02-14.

张丙强* (1979-), 男, 博士, 讲师
(E-mail: csuzhyg@126.com).

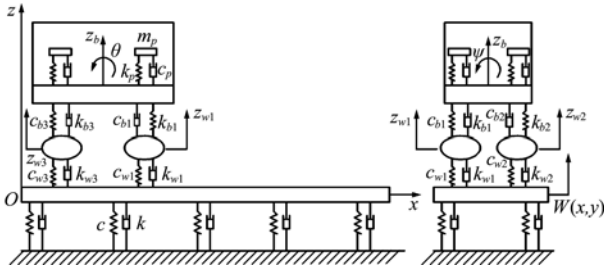


图1 人车路耦合系统模型
Fig. 1 Body-vehicle-road coupled system

非簧载部分垂直刚度系数, c_{bi} 为车辆非簧载部分垂直阻尼系数, l_i 和 d_i 分别为车轮与车身横向和纵向对称轴的距离;路面的长度为 L , 宽度为 B , 质量密度为 ρ , 板的厚度为 h , 地基的阻尼系数为 c , 刚度为 k , 时间 t 从车辆驶入该路段的最左端瞬间开始。

2.2 人体振动方程

根据达朗伯原理, 人体振动方程为

$$m_{pij} \ddot{z}_{pij} + c_{pij} (\dot{z}_{pij} - \dot{z}_{pbi}) + k_{pij} (z_{pij} - z_{pbi}) = 0 \quad (1)$$

式中 $z_{pbi} = [N][u_b]$, $\dot{z}_{pbi} = [N][\dot{u}_b]$, $[u_b]$ 和 $[\dot{u}_b]$ 分别为人体所在车身梁单元的位移和速度列向量, $[N]$ 为形函数, 可采用三次插值函数。

2.3 车辆振动方程

根据有限元原理, 车身的有限元方程为

$$[M_b]\{\ddot{u}_b\} + [C_b]\{\dot{u}_b\} + [K_b]\{u_b\} = \{F\}_L + \{F\}_p \quad (2)$$

式中 $[M_b]$, $[C_b]$, $[K_b]$ 分别为车身梁集成总质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵, $\{F\}_L$ 为车轮作用在车身上的荷载向量, $\{F\}_L = -[N]^T \{F_{di}\}$, 其中 F_{di} 为动态轮胎力, $\{F\}_p$ 为人体作用在车身上的荷载向量, $\{F\}_p = [N]^T [c_{pij} (\dot{z}_{pij} - \dot{z}_{pbi}) + k_{pij} (z_{pij} - z_{pbi})]$ 。

根据达朗伯原理, 车轮的振动方程为

$$m_{wi} \ddot{z}_{wi} - c_{bi} (\dot{z}_{wbi} - \dot{z}_{wi}) - k_{bi} (z_{wbi} - z_{wi}) + F_{di} + m_b g / 4 + m_{wi} g = 0 \quad (3)$$

式中 $z_{wbi} = [N][u_b]$, $\dot{z}_{wbi} = [N][\dot{u}_b]$ 。

2.4 路面振动方程

根据前面假设, Kelvin 地基上板振动的基本方程为^[7]:

$$D \nabla^2 \nabla^2 \omega(x, y, t) + k \omega(x, y, t) + c \dot{\omega}(x, y, t) + \rho h \ddot{\omega}(x, y, t) = \sum_{i=1}^4 F_{di}(t) \delta(y - y_0) \delta(x - vt) \quad (4)$$

式中 $\nabla^2 = \partial^2 / \partial x^2 + \partial^2 / \partial y^2$ 是拉普拉斯算子, y_0 是车辆直线运行的坐标值, v 是车辆行驶的速度。

2.5 动态轮胎力

根据文献[8-10], 建模的假设条件: (1) 轮胎始终以自由半径 r_0 滚动, 即轮胎为刚性滚子; (2) 轮胎在滚动过程中至少有一个点与路面接触; (3) 轮胎弹性以名义垂直刚度系数输入。经过包容之后的前后轮的有效路径为

$$z_L(x, y, t) = \max_{\Delta x \in [-r_0, r_0]} [z_{wL}(x + \Delta x, y, t) + \sqrt{r_0^2 - \Delta x^2}] - r_0 \quad (5)$$

式中 $z_{wL}(x, y, t)$ 为轮胎行走的路面真实位移, r_0 为轮胎静止时的接触印迹半长度。

按前述假定, 车辆运行时车轮的竖向位移与路面运动的位移协调方程为

$$z_{wi}(x, y, t) = w(x, y, t) + \omega_i(x, y, t) \quad (6)$$

式中 $\omega_i(x, y, t)$ 为路面 x 处初始垂直不平顺值, 其模拟方法可参见文献[11, 12], $w(x, y, t)$ 为车轮荷载作用下产生的位移。

轮胎的垂直振动可简化为质量-弹簧-阻尼系的运动, 动态轮胎力为

$$F_{di} = k_{wi} (z_{wi} - z_{Li}) + c_{wi} (\dot{z}_{wi} - \dot{z}_{Li}) \quad (7)$$

将式(5, 6)代入式(7)可得

$$F_{di} = k_{wi} \left\{ z_{wi} - \left\{ \max_{\Delta x \in [-r_0, r_0]} \left[w(x + \Delta x, y, t) + \omega_b(x + \Delta x, y, t) + \sqrt{r_0^2 - \Delta x^2} \right] - r_0 \right\} + c_{wi} \left\{ \dot{z}_{wi} - \left\{ \max_{\Delta x \in [-r_0, r_0]} \left[\dot{w}(x + \Delta x, y, t) + \dot{\omega}_b(x + \Delta x, y, t) + \sqrt{r_0^2 - \Delta x^2} \right] - r_0 \right\}' \right\} \right\} \quad (8)$$

上式即为考虑车路耦合作用的动态轮胎力, 若令 $w(x, y, t)$ 为零, 即为不考虑车路耦合作用的轮胎荷载, 将其代入式(4)可求路面的响应, 代入式(3), 并联立式(1, 2)可求车辆的响应。

3 耦合系统运动方程的求解

在四端简支条件下, 薄板的位移模式可设为

$$\omega(x, y, t) = \sum_{m=1}^{NM} \sum_{n=1}^{NN} U_{mn}(t) \sin \frac{m\pi x}{L} \sin \frac{n\pi y}{B} \quad (9)$$

式中 $U_{mn}(t)$ 为广义振型坐标, 是时间的函数。

通过伽辽金方法将偏微分方程(4)离散成常微分方程:

$$M_{ij} \ddot{U} + C_{ij} \dot{U} + K_{ij} U = R_{ij} \quad (10)$$

式中

$$M_{ij} = LB\rho h/4, C_{ij} = LBc/4$$

$$K_{ij} = \frac{LB}{4} \left\{ D \left[\left(\frac{i\pi}{L} \right)^4 + \left(\frac{j\pi}{L} \right)^4 \right] + 2D \left(\frac{i\pi}{L} \right)^2 \left(\frac{j\pi}{L} \right)^2 + k \right\}$$

$$R_{ij} = \int_0^L \int_0^B \sum_{i=1}^4 k_{wi} \left\{ z_{wi} - \left\{ \max_{\Delta x \in [-r_0, r_0]} \left[\sum_{m=1}^{NM} \sum_{n=1}^{NN} U_{mn}(t) \times \right. \right. \right.$$

$$\left. \left. \sin \frac{m\pi x}{L} \sin \frac{n\pi y}{B} + \omega_0(x + \Delta x, y, t) + \right. \right.$$

$$\left. \left. \sqrt{r_0^2 - \Delta x^2} - r_0 \right\} + c_{wi} \left\{ \dot{z}_{wi} - \left\{ \max_{\Delta x \in [-r_0, r_0]} \times \right. \right. \right.$$

$$\left. \left. \left[\sum_{m=1}^{NM} \sum_{n=1}^{NN} U_{mn}(t) \sin \frac{m\pi x}{L} \sin \frac{n\pi y}{B} + \right. \right.$$

$$\left. \left. \omega_0(x + \Delta x, y, t) + \sqrt{r_0^2 - \Delta x^2} - r_0 \right\}' \right\} \times$$

$$\delta(x - vt) \delta(y - y_0) \sin \frac{i\pi x}{L} \sin \frac{j\pi y}{B} dx dy$$

将式(9)代入式(8)后再代入式(3)可得

$$m_{wi} \ddot{z}_{wi} - c_{bi} (\dot{z}_{wb} - \dot{z}_{wi}) - k_{bi} (z_{wb} - z_{wi}) + m_b g/4 +$$

$$m_{wi} g k_{wi} \left\{ z_{wi} - \left\{ \max_{\Delta x \in [-r_0, r_0]} \left[\sum_{m=1}^{NM} \sum_{n=1}^{NN} U_{mn}(t) \times \right. \right. \right.$$

$$\left. \left. \sin \frac{m\pi x}{L} \sin \frac{n\pi y}{B} + \omega_0(x + \Delta x, y, t) + \right. \right.$$

$$\left. \left. \sqrt{r_0^2 - \Delta x^2} - r_0 \right\} + c_{wi} \left\{ \dot{z}_{wi} - \left\{ \max_{\Delta x \in [-r_0, r_0]} \times \right. \right. \right.$$

$$\left. \left. \left[\sum_{m=1}^{NM} \sum_{n=1}^{NN} U_{mn}(t) \sin \frac{m\pi x}{L} \sin \frac{n\pi y}{B} + \right. \right.$$

$$\left. \left. \omega_0(x + \Delta x, y, t) + \sqrt{r_0^2 - \Delta x^2} - r_0 \right\}' \right\} = 0 \quad (11)$$

联立式(1,2)和式(10,11)即为人车路系统的三维耦合振动平衡方程,该方程组是一个具有无穷多自由度时变的非线性方程组,采用New-mark积分法可以进行求解。

4 模型及程序验证

为了探讨本文模型和程序的正确性,本文选取与文献[13]同样的参数,采用 Matlab 软件自编程序,对本文模型和文献[13]中传统模型下的路面中点振动响应进行对比分析,本文分析结果如图 2 所示。可以看出,本文得到的各参数影响趋势与文献[13]一致,得到的路面中点位移幅值与文献[13]也基本一致,这证明了本文模型及程序的正确性。

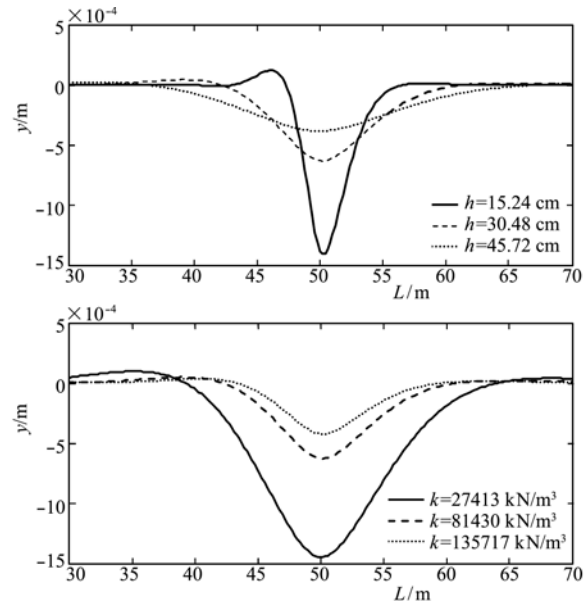


图2 本文分析的结果
Fig. 2 The result of this paper

5 仿真分析及舒适度评价

对车辆乘坐者的舒适感进行分析,称为乘坐舒适度评价。振动加速度是评价舒适度的基本参数,为了评价在频率为 1 Hz ~ 80 Hz 振动作用下的人体舒适度,文献[8]推荐采用 1/3 倍频带法对车辆乘坐舒适度进行评价,本文亦采用这种方法。

用上述数值计算模型和分析理论,采用自编程序,对车辆从某路段一端驶向另一端引起的振动进行仿真研究,路面不平度等级为 A 级,车辆运行的速度为 20 m/s。人体模型参数见文献[6],车辆和路面参数按相关文献[14]取值。

为了探讨人车耦合作用、车路耦合作用对系统振动的影响,以及传统车路耦合模型与本文所建立模型的区别,对以下四种工况下系统振动加速度响应进行对比分析,结果见表 1,可以看出。

(1) 车辆与路面的耦合作用对人体、车辆振动响应影响很大,考虑其耦合作用人体、车辆振动加速度响应最大值分别增大 13% 和 4%,人体、车辆振动加速度均方根值分别增大 20% 和 10%;但对路面结构振动影响不大,这是由于路面的位移响应与初始不平顺相比相差较小的原因。

(2) 不考虑人车耦合作用系统振动比本文模型系统振动略大,可见人体对车辆振动有一定的抑制作用;且考虑人车耦合作用下,人体振动加速度与车辆振动加速度响应相差近 50%,采用车辆振动加速度来评价车辆乘坐者的振动舒适度显然是

表1 A级不平整路面下不同模型下系统
振动加速度对比(单位: m/s^2)

Tab.1 The comparison for system vibration
response of different model under
Level A uneven pavement

模型	不考虑 人车耦合	不考虑 车路耦合	传统 模型	本文 模型
人	—	0.913	1.032	1.332
体	—	0.102	0.122	0.152
车	0.690	0.655	0.682	0.882
辆	0.064	0.057	0.063	0.083
路	0.871	—	0.865	0.885
面	0.012	—	0.012	0.013

不正确的。

(3) 同本文的车路模型相比,传统模型下车辆乘坐舒适度指标的相差最高可达到约30%;在分析车辆乘坐舒适度时应该考虑车体柔性的影响。

因此,在分析车辆振动和车辆乘坐舒适度时,不能忽视人体与结构、车辆与路面的相互作用对系统耦合振动的影响,采用梁单元来离散车身是非常有必要的。

6 影响因素分析

本节将对模型各参数对车辆乘坐舒适度的影响进行探讨,分析结果可为车辆设计提供参考。

车辆动态轮胎荷载是本文分析模型中的一个重要内部激励,其大小不仅与路面不平度等级有关,而且与车辆行驶速度有关。图3为车辆分别以10 m/s,15 m/s,20 m/s,25 m/s和30 m/s速度匀速运行时,人体竖向振动加速度功率谱以及加速度均方根值随车速的变化情况。可以看出,随着车速的增大,人体振动加速度功率谱特性会改变;车辆行驶速度对人体振动加速度功率谱低频部分影响较大,对高频部分影响较小。当车速从10 m/s提高到30 m/s时,人体振动加速度均方根值增大了3倍,根据文献[6]中舒适度评价标准,乘坐者从舒适感进入不舒适感,可见车速对车辆乘坐舒适度影响较大。

图4为当车辆悬架刚度、阻尼均以0.01倍、0.1倍、1倍、10倍、100倍变化,而模型其余参数保持不变时,人体竖向振动加速度功率谱和加速度均方根值随着悬架参数变化的情况。可以看出,悬架参数对人体振动加速度影响较大,随着悬架参数的

增大,人体振动逐渐加剧,人体振动加速度均方根值从 $9.22\text{e-}6 \text{ m/s}^2$ 增大到 1.04 m/s^2 ,但悬架参数对人体振动功率谱特性影响不大;因此,悬架参数对车辆乘坐舒适度影响较大,较大的悬架刚度对车辆乘坐舒适度不利。

图5为当车轮刚度、阻尼均以0.01倍、0.1倍、1倍、10倍、100倍变化,而模型其余参数保持不变时,人体竖向振动加速度功率谱和加速度均方根值随着车轮参数变化的情况。可以看出,人体振动加速度随着车轮参数的增大先减小而后增大,然后基本保持不变;可见,对于车辆乘坐舒适度而言,车轮参数存在一个合理的值,车轮参数对人体振动功率谱特性也有一定程度的影响。

路面不平度是影响车辆动力响应的一个重要因素,图6为考虑路面不平度功率谱幅值依次取 $10 \text{ mm}^2 \cdot \text{c/m}$, $20 \text{ mm}^2 \cdot \text{c/m}$, $30 \text{ mm}^2 \cdot \text{c/m}$, $40 \text{ mm}^2 \cdot \text{c/m}$ 和 $50 \text{ mm}^2 \cdot \text{c/m}$,而模型其余参数保持不变时,人体振动加速度功率谱及其均方根值随着路面等级参数变化的情况。可以看出,随着路面不平度功率谱幅值的增大,车辆乘坐舒适度是不断增大的。当幅值从 $10 \text{ mm}^2 \cdot \text{c/m}$ 增大到 $50 \text{ mm}^2 \cdot \text{c/m}$,同属于A级不平路面;而人体振动加速度均方根值从 0.16 m/s^2 增大到 0.50 m/s^2 ,增大了3倍,乘坐者也从舒适感进入不舒适感,因此有必要从车辆乘坐舒适度的角度对路面不平度值进行重新分级。

路基参数也是系统一个重要参数,图7为当路基刚度、阻尼均以0.01倍、0.1倍、1倍、10倍、100倍变化,而模型其余参数保持不变时,人体竖向振动加速度功率谱和加速度均方根值随着路基参数变化的情况。可以看出,人体振动加速度随着路基参数的增大而减小,当路基参数为原参数的0.1倍后,加速度基本保持不变,可见对车辆乘坐舒适度而言,路基参数存在一个合理的经济值,再增大路基参数对减小车辆乘坐舒适度意义不大。

路面厚度是路面设计中的一个重要参数,图8为考虑路面厚度依次取6 cm,8 cm,10 cm,12 cm和14 cm,而模型其余参数保持不变时,人体振动加速度功率谱和乘坐舒适度指标加速度均方根值随着路面厚度参数变化的情况。可以看出,路面厚度对人体振动加速度均方根值以及其功率谱特性影响均不大,在车辆乘坐舒适度的分析计算中,基本可以不考虑其带来的影响。

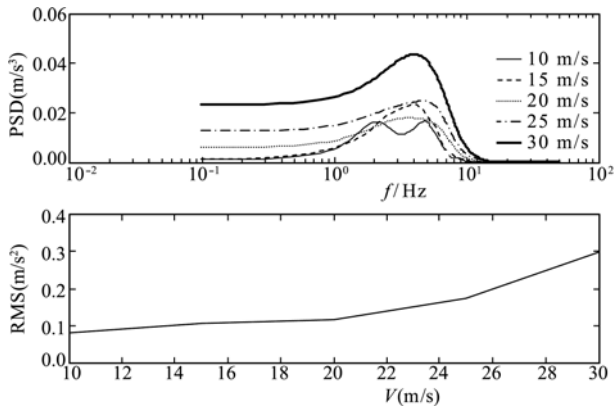


图3 车辆行驶速度对人体振动加速度的影响
Fig. 3 The influence on the vibrating acceleration of the body of vehicle velocity

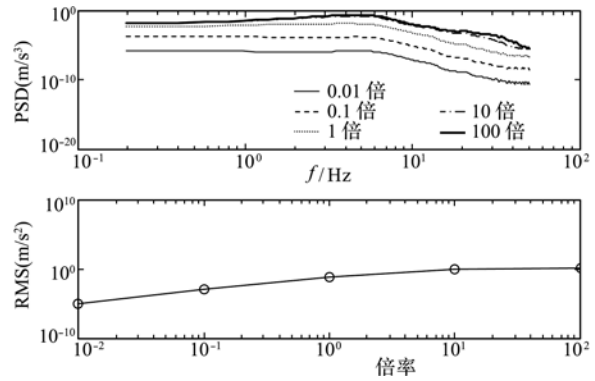


图4 悬架参数对人体振动加速度的影响
Fig. 4 The influence on the vibrating acceleration of the body of suspension parameters

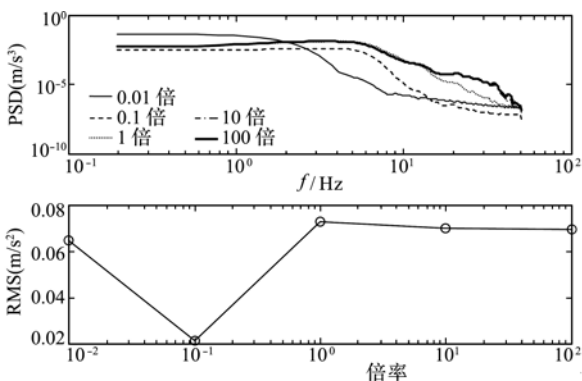


图5 车轮参数对人体振动加速度的影响
Fig. 5 The influence on the vibrating acceleration of the body of wheel parameters

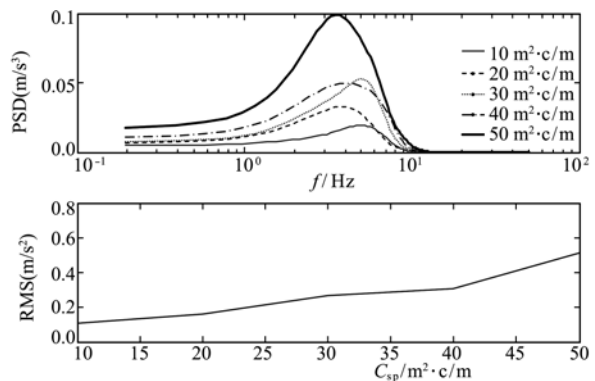


图6 路面等级对人体振动加速度的影响
Fig. 6 The influence on the vibrating acceleration of the body of road surface level

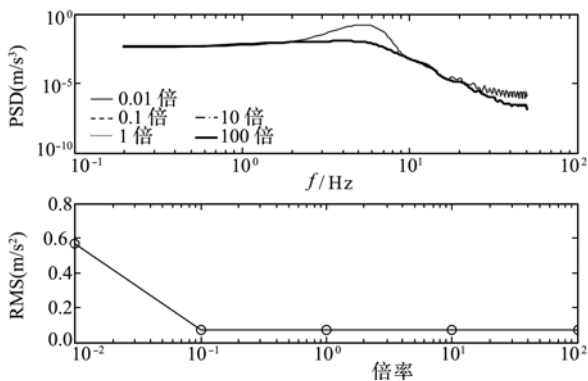


图7 路基参数对人体振动加速度的影响
Fig. 7 The influence on the vibrating acceleration of the body of subgrade parameters

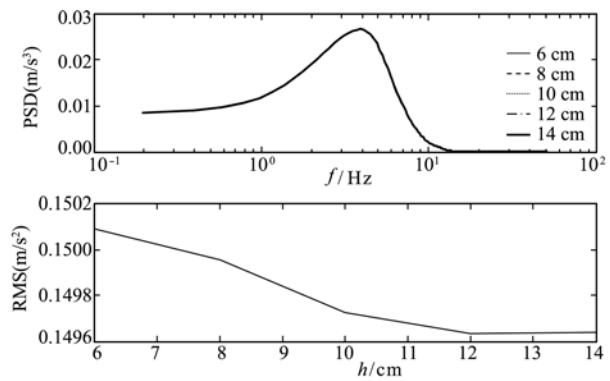


图8 路面厚度对人体振动加速度的影响
Fig. 8 The influence on the vibrating acceleration of the body of pavement thickness

7 结论

本文建立了用于车辆舒适度评价的人体-车辆-路面系统三维耦合振动方程,采用数值计算方法对车辆乘坐舒适度进行分析,并对模型各参数对车辆乘坐舒适度的影响进行了分析,得出如下几点结论。

(1) 本文模型下车辆乘坐舒适度指标与传统模型的指标误差最高可达到约 30%;本文所建立

的模型在分析车辆乘坐舒适度上更合理、准确。

(2) 在分析车辆振动和车辆乘坐舒适度时,不能忽视人体与车辆、车辆与路面的相互作用对系统耦合振动的影响,同时还应该考虑人体、车速这些影响因素。

(3) 悬架参数对车辆乘坐舒适度影响较大,较大的悬架参数对车辆乘坐舒适度不利;对于车辆乘坐舒适度而言,车轮参数存在一个合理值。

(4) 路面不平顺等级对车辆乘坐舒适度影响较大,有必要从车辆乘坐舒适度的角度对路面不平度值进行重新分级。

(5) 对车辆乘坐舒适度而言,路基参数存在一个合理的经济值。路面厚度对车辆乘坐舒适度影响不大,在分析计算中可以不考虑其带来的影响。

参考文献(References):

- [1] 张鄂,刘中华,计志红,等.人-车系统的人体乘坐舒适性仿真及实验研究[J].工程设计学报,2010,17(2):107-113. (ZHANG E, LIU Zhong-hua, JI Zhi-hong, et al. Simulation and experimental research on human riding comfort in human-vehicle system[J]. *Journal of Engineering Design*, 2010, 17(2): 107-113. (Chinese))
- [2] 李韶华,杨绍普.重型汽车与路面的耦合作用研究[J].振动与冲击,2009,28(6):155-158. (LI Shao-hua, YANG Shao-pu, Dynamical interaction between heavy vehicle and road pavement[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2009, 28(6): 155-15. (in Chinese))
- [3] Chiu Liu, B Frank McCullough, Hong S Oey. Response of rigid pavements due to vehicle-road interaction[J]. *Journal of Transportation Engineering*, 2000, 237-242.
- [4] 张丙强,李亮.车辆-路面耦合振动系统模型与仿真分析[J].振动与冲击,2010,29(2):35-38. (ZHANG Bing-qiang, LI Liang. Dynamic model and simulation of the vehicle-road coupled system[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2010, 29(2): 35-38. (in Chinese))
- [5] 张丙强,李亮.人-车-路耦合系统振动分析及舒适度评价[J].振动与冲击,2011,30(1):1-5. (ZHANG Bing-qiang, LI Liang. Dynamic model and comfort-ability evaluation of a body-vehicle-road coupled system[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2011, 30(1):1-5. (in Chinese))
- [6] ISO Vibration and Shock-Mechanical Driving Point Impedance of the Human Body[S]. ISO 5982, 1981.
- [7] 韩强,黄小清,宁建国.高等板壳理论[M].北京:科学出版社,2002. (HAN Qiang, HUANG Xiao-qing, NING Jian-guo. *Higher Plate and Shell Theory* [M]. Beijing: Science Press, 2002.
- [8] 郭孔辉,刘青,丁国峰.轮胎包容特性分析及其在汽车振动系统建模中的应用[J].汽车工程,1999,21(2):66-73. (GUO Kong-hui, LIU Qing, DING Guo-feng. Analysis of Tire Enveloping Properties and its Application in Modeling of Vehicle Vibration Systems [J]. *Automotive Engineering*, 1999, 21(2): 66-73. (in Chinese))
- [9] Louam N, Wilson D A, Sharp R S. Optimisation and performance enhancement of active suspensions for automobiles under preview of the road[J]. *Vehicle System Dynamics*, 1992, 21(1): 39-63.
- [10] Hac A. Optimal linear preview control of active vehicle suspensions[J]. *Vehicle System Dynamics*, 1992, 21(3): 167-195.
- [11] 刘献栋,邓志党,高峰.公路路面不平度的数值模拟方法研究[J].北京航空航天大学学报,2003(9):843-846. (LIU Xian-dong, DENG Zhi-dang, GAO Feng. Research on the method of simulating road roughness numerically[J]. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, 2003(9): 843-846. (in Chinese))
- [12] 张立军,张天侠.车辆四轮相关时域随机输入通用模型的研究[J].农业机械学报,2005,36(12):29-33. (ZHANG Li-jun, ZHANG Tian-xia. Study on general model of random inputs of the vehicle with four wheels correlated in time domain [J]. *Journal of Agricultural Machinery*, 2005, 36(12): 29-33. (in Chinese))
- [13] Chih-Ping Wu, Pao-Anne Shen. Dynamic analysis of concrete pavements subjected to moving loads[J]. *Journal of Transportation Engineering*, ASCE, 1995, 367-373.
- [14] 方志,殷新锋,彭献.非匀速车辆与随机路面桥梁的耦合振动分析[J].振动与冲击,2008,27(1):30-36. (FANG Zhi, YIN Xin-feng, PENG Xian. Coupled vibration analysis for a girder bridge with random surface and a vehicle with uneven speed[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2008, 27(1): 30-36. (in Chinese))

- [7] 王亚东,袁绪龙,覃东升. 导弹水下发射筒口气泡特性研究[J]. 兵工学报, 2011, **32**(8): 991-995. (WANG Ya-dong, YUAN Xu-long, QIN Dong-sheng. Research on the outlet cavity features during the launch of submarine launched missile [J]. *Acta Armamentarii*, 2011, **32**(8): 991-995. (in Chinese))
- [8] 傅德彬,刘琦,陈建伟,等. 导弹发射过程数值模拟[J]. 弹道学报, 2004, **16**(3): 11-16. (FU De-bin, LIU Qi, CHENG Jian-wei, et al. Numerical simulation on missile launching process [J]. *Journal of Ballistics*, 2004, **16**(3): 11-16. (in Chinese))
- [9] 师华强,汪玉,宗智,等. 近水面水下爆炸二维 Level-set 数值模拟[J]. 计算力学学报, 2010, **27**(3): 409-414. (SHI Hua-qiang, WANG Yu, ZONG Zhi, et al. 2D Numerical simulation of underwater explosion near free surface based on level-set method [J]. *Chinese Journal of Computational Mechanics*, 2010, **27**(3): 409-414. (in Chinese))

On the effect of bubble elasticity to sub-launch process using concentric canister launcher

WANG Ya-dong*, YUAN Xu-long, ZHANG Yu-wen, LIU Wei

(College of Marine, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: A bubble will come into existence at the tube outlet during the launch process of sub-launched missile being launched from a concentric canister launcher. Due to the elastic effect, the bubble underwater will expand and be compressed periodically, and it will affect the motion parameters and loads acting on the missile. In aid of the CFD technique, a dynamic simulation model of the launch process of the sub-launch missile was set up, through which the multiphase flow field, the motion parameters and loads with time were obtained, furthermore, the effects of bubble elastic feature to the parameters were analyzed. The influences of launch depth and submarine velocity to the bubble elastic features were also investigated, followed by the effect law. The simulation method and results have a certain reference value for engineering studies.

Key words: hydromechanics; underwater launch; Concentric Canister Launcher (CCL); bubble elasticity

(上接第 307 页)

Dynamic analysis and comfort evaluation of the three-dimension Body-vehicle-road coupled system

ZHANG Bing-qiang^{*1,2}, LI Liang¹

(1. Civil Engineering College, Central South University, Changsha 410075, China;

2. Civil Engineering College, Fujian University of Technology, Fuzhou 350108, China)

Abstract: The vehicle body is supposed as 3d elastic beam and the wheels as the rigid body. The human body is simplified as the parallel dynamic model. The road is supposed as the deck on the Kelvin base. And then by the dynamic model of tire stress, the vehicle and the road are coupled. The dynamic model of the body-vehicle-road is presented, and its functions are derived. The road function is divided with the Galekin method, and the system functions are solved with the New-mark method. The vehicle riding comfort of the vehicle is appraised with the RMS of the body vibrating acceleration. The effects of the system parameters on the vehicle riding comfort are also analyzed. The results indicate that the error can be achieved the highest about 30% between the model of this paper and the traditional, the body-vehicle interaction and the vehicle-road interaction cannot be ignored when analyzing the vehicle vibration and the vehicle riding comfort. The system parameters put much influence on the vehicle riding comfort.

Key words: body-vehicle-road coupled system; beam element; elastic deck; simulation analysis; comfort evaluation