

DOI: 10.11830/ISSN.1000-5013.201711068



重卡半挂系统在虚拟试验场的 平顺性仿真分析

张 功 学 , 陈 宁

(陕西科技大学 机电工程学院, 陕西 西安, 710021)

摘要: 通过参数化建模,对某重卡半挂系统在虚拟试验场(VPG)激励下进行平顺性仿真研究.采用白噪声滤波法模拟不平路面仿真,得到测试车场,建立以四轴重型汽车半挂车列车为例的整车动力学系统模型.通过整车系统常规工况设定,利用 MATLAB 的 ODE15S 模块对 1/2 整车动力学方程进行微分方程求解.结果表明:车体的座椅处加速度值范围为 $-0.48 \sim 0.50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$,在 0.4, 1.8 s 左右分别达到波谷值和波峰值;整体趋势分布为先下降后上升,在 5.5, 6.7 s 左右分别达到波谷值和波峰值,即该系统在 0~2 s 间出现较大的振动响应.

关键词: 重卡半挂车;平顺性;虚拟试验场;白噪声滤波法

中图分类号: TB 24 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-5013(2018)04-0502-07

Simulation Analysis on Ride Comfort of Heavy Semitrailer System Using Virtual Proving Ground ZHANG Gongxue, CHEN Ning

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Shaanxi University of Science and Technology, Xi'an 710021, China)

Abstract: The road excitation model was generated by white noise filtering method to simulate the virtual test yard virtual proving ground (VPG) under the uneven road. The whole vehicle dynamic model of the four axle heavy vehicle semi-trailer mechanical system was established, and then the vehicle dynamic equation was established based on the energy method. Through the MATLAB module of ODE15S for the 1/2 vehicle system differential equations was solved to get the specific car seat acceleration range of -0.48 to $0.50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$, at 0.4 s and 1.8 s peak value. The general trend distribution first decreases and then rises, the valley and peak values of which appear around 5.5 s and 6.7 s. The results show that the system will have a large vibration response between 0-2 s.

Keywords: heavy truck semi-trailer; ride comfort; virtual proving ground; white noise filter method

在运输途中,因路面不平,导致重卡系统发生持续性振动,影响人的舒适性及货运安全性.因此,对多轴重卡系统汽车平顺性的研究具有重要意义.有众多国内外学者对其开展过一系列研究. Cole 等^[1], Vaduri 等^[2]对二轴牵引半挂车开展过相关动力学方面的研究.二轴牵引半挂车相对其他多轴牵引半挂车结构较为简单,且不涉及超静定问题,求解较为简单,运用常规静力学手段即可求解. Velmurugana 等^[3]重点分析不同路面仿真激励对于半挂车舒适性的影响.李杰等^[4]阐述了使用不同计算机仿真方法

收稿日期: 2017-11-17

通信作者: 张功学(1964-),男,教授,博士,主要从事机械系统动力学、机械可靠性等的研究. E-mail: zhanggx@sust.edu.cn.

基金项目: 国家科技重大专项资助项目(2009ZX04001-014);陕西省科技厅自然科学基金基础研究计划项目(2014JM7264)

激励仿真路面, 实现重卡系统振动的震动过程. 在对 1/4 或者 1/2 车体展开研究时, 通常采用自回归模型法、滤波白噪声法和小波包分析等方法. 对于整车动力学模型结合实测激励进行综合动力学方程求解的相关研究还比较少^[5-16]. 以四轴重型汽车半挂车列车作为多轴重卡样本展开相关研究, 较为贴近生产的实际运输. 本文以某款国产四轴重型汽车半挂车列车为例^[17], 通过建立相应的整车动力学模型, 对重卡系统基于虚拟试车场展开激励仿真研究.

1 整车系统的空间动力学模型

整车结构的空三维动力学模型, 如图 1 所示. 图 1 中: m_A 为人员 A 和座椅 A 的质量; m_B 为人员 B 和座椅 B 的质量; m_j 为驾驶室的质量; $m_{j,y}$ 为驾驶室绕其质心的侧斜转动惯量; $m_{i,x}$ 为驾驶室绕其质心的俯仰转动惯量; m_h 为牵引车架质量; $m_{h,x}$ 为牵引车架绕其质心的俯仰转动惯量; $m_{h,y}$ 为牵引车架绕其质心的侧斜转动惯量; m_i 为半挂车的质量; $m_{i,x}$ 为半挂车车架绕其质心的俯仰转动惯量; $m_{h,y}$ 为半挂车车架绕其质心的侧斜转动惯量; m_1, m_2 为牵引车前轴的非簧载质量; m_3, m_4 为牵引车后轴的非簧载质量; m_5, m_6 为半挂车前轴的非簧载质量; m_7, m_8 为半挂车后轴的非簧载质量; c_A 为座椅 A 的垂直阻尼系数; c_B 为座椅 B 的垂直阻尼系数; $c_{q,j,1}, c_{q,j,2}$ 为牵引车和驾驶室间前悬置垂直阻尼系数; $c_{h,j,1}, c_{h,j,2}$ 为牵引车和驾驶室间后悬置垂直阻尼系数; c_f 为鞍座的垂直阻尼系数; c_1, c_2 为牵引车前轴悬架垂直阻尼系数; c_3, c_4 为牵引车后轴悬架垂直阻尼系数; c_5, c_6 为半挂车前轴悬架垂直阻尼系数; c_7, c_8 为半挂车前轴悬架垂直阻尼系数; k_A 为座椅 A 的垂直刚度系数; k_B 为座椅 B 的垂直刚度系数; $k_{q,j,1}, k_{q,j,2}$ 为牵引车和驾驶室间前悬置垂直刚度系数; $k_{h,j,1}, k_{h,j,2}$ 为牵引车和驾驶室间后悬置垂直刚度系数; k_1, k_2 为牵引车前轴悬架垂直刚度系数; k_3, k_4 为牵引车后轴悬架垂直刚度系数; k_5, k_6 为半挂车前轴悬架垂直刚度系数; k_7, k_8 为半挂车前轴悬架垂直刚度系数; k_f 为鞍座的垂直刚度系数; e, f, d 分别为座椅到驾驶室质心的纵向距离、座椅 A 到座椅 B 的纵向距离、同轴悬架间的距离; $l_1 \sim l_7$ 分别为驾驶室质心到牵引车架质心的距离、牵引车架质心到鞍座质心的距离、鞍座质心到半挂车车架质心的距离、半挂车车架质心到半挂车前轴质心的距离、半挂车车架质心到半挂车后轴质心的距离、牵引车架质心到牵引车前轴质心的距离、牵引车架质心到牵引车后轴质心的距离; x_A 为人员 A 和座椅 A 的垂直位移; x_B 为人员 B 和座椅 B 的垂直位移; x_j 为驾驶室质心处的垂直位移; $x_{j,x}, x_{j,y}$ 为牵引车车架绕其质心处的横向与纵向角位移; x_h 为牵引车车架质心处的垂直位移; $x_{h,x}, x_{h,y}$ 为牵引车车架绕其质心处的横向与纵向角位移; x_i 为半挂车车架质心处的垂直位移; $x_{i,x}, x_{i,y}$ 为半挂车车架绕其质心处的横向与纵向角位移; x_1, x_2 为牵引车前轴两端非簧载质量的垂直位移; x_3, x_4 为牵引车后轴两端非簧载质量的垂直位移; x_5, x_6 为半挂车前轴两端非簧载质量的垂直位移; x_7, x_8 为半挂车后轴两端非簧载质量的垂直位移; q_1, q_2 为牵引车前前轴两

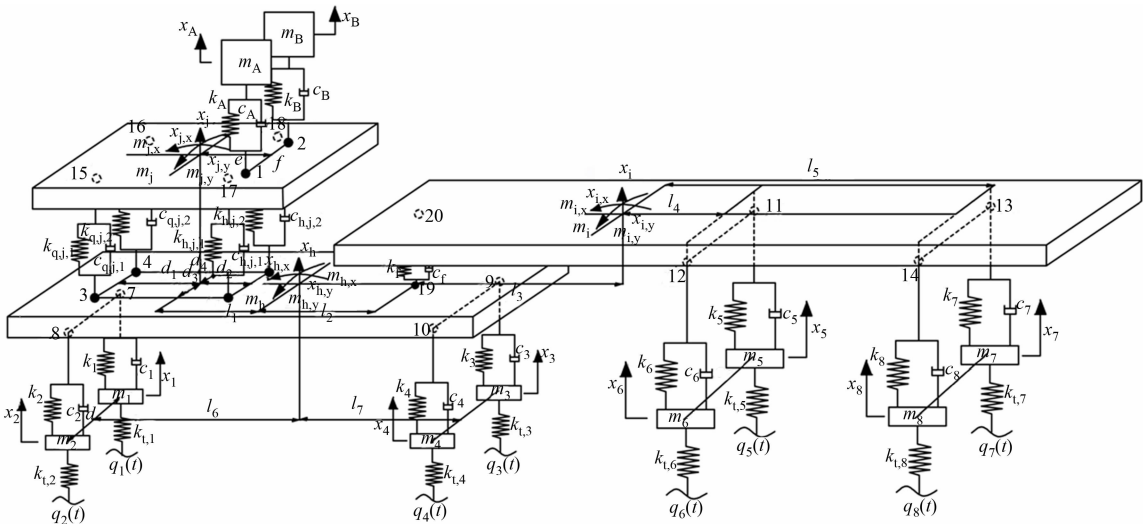


图 1 四轴重卡半挂列车的空间动力学模型

Fig. 1 Spatial dynamic model of four axle semi-trailer train

端轴两端所受位移激励; q_3, q_4 为牵引车后轴两端所受位移激励; q_5, q_6 为半挂车所受位移激励; q_7, q_8 为半挂车后轴两端所受位移激励;1 为座椅 A 与驾驶室的连接点;2 为座椅 B 与驾驶室的连接点;3,4,5,6 为驾驶室悬置与牵引车的连接点;7,8 为牵引车与牵引车前轴端部悬架的连接点;9,10 为牵引车与牵引车后轴端部悬架的连接点;11,12 为半挂车与半挂车前轴端部悬架的连接点;13,14 为半挂车与半挂车后轴端部悬架的连接点;15,16,17,18 为鞍座与牵引车的连接点;19 为鞍座与牵引车的连接点;20 为鞍座与半挂车的连接点; $k_{t,1} \sim k_{t,8}$ 为 8 个轮胎的刚度系数; $q_1(t) \sim q_8(t)$ 为 8 个轮胎的激励输入幅度。

在建立整车系统的空间动力学模型中,依据参数代替实体原则. 在参数简化中,根据整车模型各部分起缓冲的振动特性的零件为支撑,用车体各部件的刚度阻尼特性对其进行简化,刚度阻尼特性较小,或者几乎没有的零部件只考虑其质量。

以四轴重卡半挂列车为例. 列车结构主体部分由两轴牵引车、两轴半挂车和驾驶室相组成. 其中,鞍座连接两轴牵引车和两轴半挂车,驾驶室悬架连接两轴牵引车和驾驶室. 整车具体包括:驾驶室、正副驾驶室人员、牵引车车架、牵引车前后轴、两轴半挂车架和半挂车车轴(因质量较大而刚度阻尼较小,计算时,忽略刚度阻尼特性,只考虑其质量)、驾驶室悬置和座椅和轮胎(因质量较小而刚度阻尼特性较大,计算时,忽略质量,只考虑其刚度阻尼特性),以及前后排非独立悬架和挂车非独立悬架(因刚度阻尼特性和质量均较大,计算时,考虑其刚度阻尼特性和质量)。

根据实车在不同路况下的运行状态简化车辆. 假设:1) 列车在运行过程中,基于车辆在平衡位置做微小振幅运动,且排除变速运动;2) 模型中所有的人体、车架、两轴半挂车架、驾驶室和驾驶室均为刚体,不考虑其弹性刚度和阻尼性质,其中,座椅关于车体纵向中轴面对称;3) 模型中所有的座椅、所有的悬架、悬置和鞍座简化为无质量的弹簧和阻尼器,且弹簧和阻尼器相并联,其中,所有悬架关于车体纵向中轴面对称;4) 模型中所有轮胎简化为无质量的弹簧;5) 模型中所有简化后的弹簧满足胡克定律中的弹力和弹簧伸缩位移呈线性的要求;6) 模型中将人员和座椅简化为统一的刚体,不单独区分;7) 模型中所有简化后的阻尼器满足阻尼力随速度的变化呈线性改变。

研究的对象关于中心轴对称面对称. 在不考虑前置发动机等零部件的不均匀位置而导致牵引车的质量不均的情况下,忽略驾驶室质心到悬置节点 34,56,35,46 的相对距离,即 $d_1 = d_2$ 和 $d_3 = d_4$. 重型汽车的悬架通常都是非独立悬架,且常用的测试路面相对平坦,故忽略同轴间的车轮收到激励振动的相干性和空间范围的轴向受力,即忽略 X 轴向的影响及其他振动的影响. 假设人员 A 和座椅 A 的质量等同于人员 B 和座椅 B 的质量,座椅 A 和座椅 B 的弹性刚度和阻尼系数相同. 四轴重卡半挂列车的平面动力学模型,如图 2 所示。

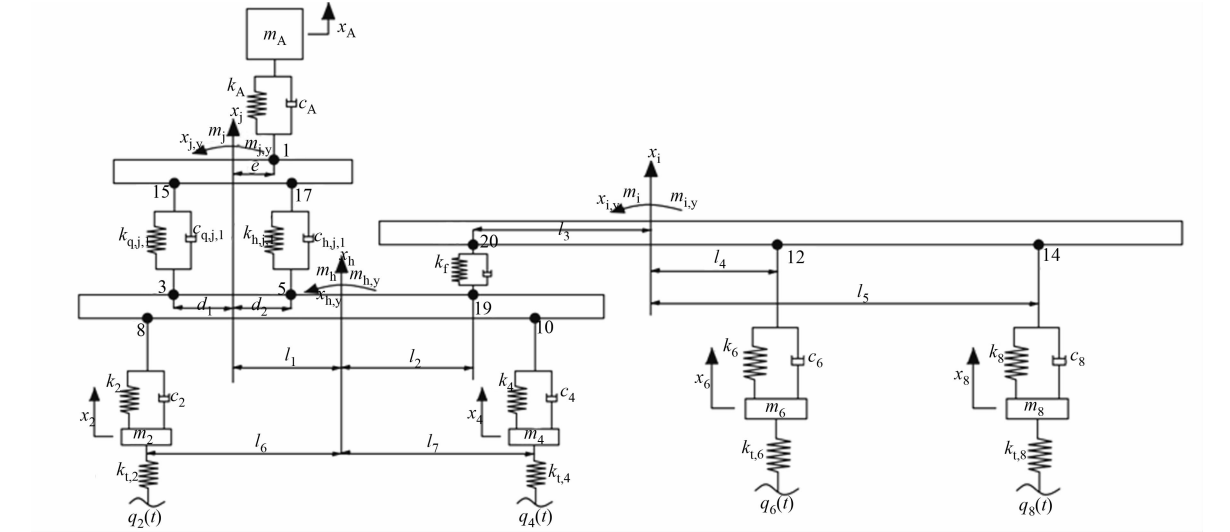


图 2 四轴重卡半挂列车的平面动力学模型

Fig. 2 Plane dynamics model of four axle heavy truck semi-trailer

2 系统的动力学方程

建立整车的数学方法有很多,如能量法、动量定理和达朗贝尔定理等.由于整车模型在不同的运行状态,行车速度有明显的变化,且存在结构复杂、求解复杂等问题,求解较为困难.

文中主要采用能量法作为整车数学模型的求解手段.1/2 整车模型包括动能、耗散能和势能等3种能量.

1) 整车的动能为

$$Q = \frac{1}{2}m_A \dot{x}_A^2 + \frac{1}{2}m_j \dot{x}_j^2 + \frac{1}{2}m_{j,y} \dot{x}_{j,y}^2 + \frac{1}{2}m_2 \dot{x}_2^2 + \frac{1}{2}m_4 \dot{x}_4^2 + \frac{1}{2}m_i \dot{x}_i^2 + \frac{1}{2}m_{i,y} \dot{x}_{i,y}^2 + \frac{1}{2}m_6 \dot{x}_6^2 + \frac{1}{2}m_8 \dot{x}_8^2 + \frac{1}{2}m_h \dot{x}_h^2 + \frac{1}{2}m_{h,y} \dot{x}_{h,y}^2. \quad (1)$$

2) 整车的耗散能为

$$D = \frac{1}{2}c_A (\dot{x}_A - \dot{x}_j - e \dot{x}_{j,y})^2 + \frac{1}{2}c_{q,j,1} [\dot{x}_j - d_1 \dot{x}_{j,y} - \dot{x}_h + \dot{x}_{h,y} (l_1 + d_1)]^2 + \frac{1}{2}c_{h,j,1} [\dot{x}_j + d_2 \dot{x}_{j,y} - \dot{x}_h + \dot{x}_{h,y} (l_1 - d_2)]^2 + \frac{1}{2}c_2 (\dot{x}_h - l_6 \dot{x}_{h,y} - \dot{x}_2)^2 + \frac{1}{2}c_4 (\dot{x}_h + l_7 \dot{x}_{h,y} - \dot{x}_4)^2 + \frac{1}{2}c_f (\dot{x}_i - l_3 \dot{x}_{i,y} - \dot{x}_h - l_2 \dot{x}_{h,y})^2 + \frac{1}{2}c_6 (\dot{x}_i + l_4 \dot{x}_{i,y} - \dot{x}_6)^2 + \frac{1}{2}c_8 (\dot{x}_i + l_5 \dot{x}_{i,y} - \dot{x}_8)^2. \quad (2)$$

3) 整车的势能为

$$V = \frac{1}{2}k_A (x_A - x_j - ex_{j,y})^2 + \frac{1}{2}k_{q,j,1} [x_j - d_1 x_{j,y} - x_h + (l_1 + d_1)x_{h,y}]^2 + \frac{1}{2}k_{h,j,1} [x_j + d_2 x_{j,y} - x_h + (l_1 - d_2)x_{h,y}]^2 + \frac{1}{2}k_2 (x_h - l_6 x_{h,y} - x_2)^2 + \frac{1}{2}k_4 (x_h + l_7 x_{h,y} - x_4)^2 + \frac{1}{2}k_{t2} (x_2 - q_2)^2 + \frac{1}{2}k_{t,4} (x_4 - q_4)^2 + \frac{1}{2}k_f (x_i - l_3 x_{i,y} - x_h - l_2 x_{h,y})^2 + \frac{1}{2}k_6 (x_i + l_4 x_{i,y} - x_6)^2 + \frac{1}{2}k_8 (x_i + l_5 x_{i,y} - x_8)^2 + \frac{1}{2}k_{t,6} (x_6 - q_6)^2 + \frac{1}{2}k_{t,8} (x_8 - q_8)^2. \quad (3)$$

将式(1)~(3)简化后,因3个式子在系统模型中仅分析微小平面内的振动,而忽略其同轴的影响.故引入路面激励向量 \mathbf{q} ,即

$$\mathbf{q} = [0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad q_2 \quad q_4 \quad 0 \quad 0 \quad q_6 \quad q_8]^T. \quad (4)$$

对向量 \mathbf{x} 中的每个量建立相对应的拉格朗日方程,在此之前,需要针对向量 \mathbf{x} 定义广义坐标.设向量 \mathbf{x} 中的每个元素的广义坐标为 x_0 ,对于每个元素的拉格朗日方程有

$$\left[\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial Q}{\partial \dot{x}_0} \right) - \frac{\partial Q}{\partial x_0} \right] + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}_0} + \frac{\partial V}{\partial x_0} = 0. \quad (5)$$

对式(1)~(3)求导,整理为经典动力学表达形式,有

$$\mathbf{m}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{c}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{k}\mathbf{x} = \mathbf{k}_q \mathbf{q}. \quad (6)$$

式(6)中: \mathbf{m} 为质量矩阵; \mathbf{c} 为阻尼矩阵; \mathbf{k} 为刚度矩阵; \mathbf{k}_q 为路面激励矩阵.

3 路面不平度等级匹配

国际标准 ISO/TC 108/SC2N67《measurement and evaluation of mechanical vibration and shock as applied to machines, vehicles and structures》^[18] 和国家标准 GB/T 7031—2005《机械振动 道路路面谱测量数据报告》^[19] 都明确地建议:可通过使用路面功率谱密度来描述路面不平度. 路面空间功率谱密度($G_q(n)$)和路面时间功率谱密度($G_q(f)$)的表达式分别为

$$\left. \begin{aligned} G_q(n) &= G_q(n_0) \left(\frac{n}{n_0} \right)^{-W}, \\ G_q(f) &= \frac{G_q(n)}{u} = \frac{G_q(n_0) u m_0^W}{f^W}. \end{aligned} \right\} \tag{7}$$

式(7)中: $W=2$; $n_0=0.1\text{ m}^{-1}$; n 为空间频率; $G_q(n_0)$ 为路面不平度系数; W 为频率指数; 频率 $f=nu$; u

为车辆速度; 均方根 $\sigma_q = \sqrt{\frac{\int_0^T x^2(t) dt}{T}}$, T 为运行总时间.

根据国际标准 ISO/TC 108/SC2N67《measurement and evaluation of mechanical vibration and shock as applied to machines, vehicles and structures》和国家标准 GB/T 7031—2005《机械振动 道路路面谱测量数据报告》,将路面的不平度进行 8 个等级的划分,其划分原理是依据路面空间功率谱密度进划分,并给出与各路面相应的均方根值.

由式(5)可知:当 n 趋近于 0 时, $G_q(n_0)$ 将趋近于无穷. 现实中,这种情况是不可能出现的. 因此,需要对 n 的取值范围进行相应的限制. 引入空间截止频率 n_q , 式(7)可变形为

$$\left. \begin{aligned} G_q(n) &= G_q(n_0)^2 \frac{1}{n^2 + n_q^2}, \\ G_q(f) &= \frac{G_q(n_0) u m_0^2}{f^2 + f_q^2}. \end{aligned} \right\} \tag{8}$$

式(8)中:当 $n_q=0.000\text{ 1 m}^{-1}$ 时,路面不平度的空间功率谱密度与标准形式的均方根基本相吻合.

为了使仿真结果取得较小的偏差,选取适当的路面等级及车速进行仿真. 文中选取 8 个等级的路面,以及 $10\sim100\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ 的车速,通过 MATLAB 进行白噪声的路面不平度与时间的仿真,得到的仿真路面频谱图,如图 3 所示. 图 3 中:路面为 D 级路面,车速为 $20\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$; w 为路面激励; q_2, q_4 分别为牵引车前、后轴两端受位移激励; q_6, q_8 分别为半挂车前、后轴两端受位移激励. 该模型中,所有车轴所受激励频谱图,如图 4 所示.

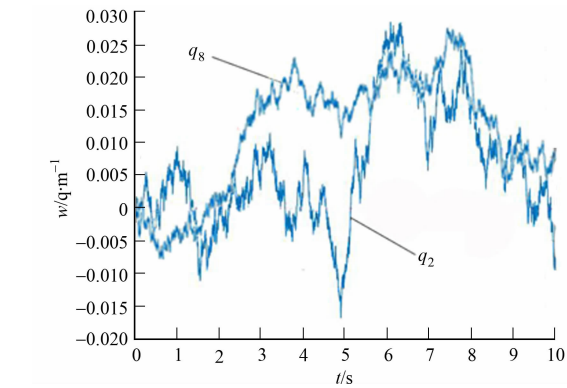


图 3 滤波白噪声产生路面频谱
Fig. 3 Road spectrum generated by filtered white noise

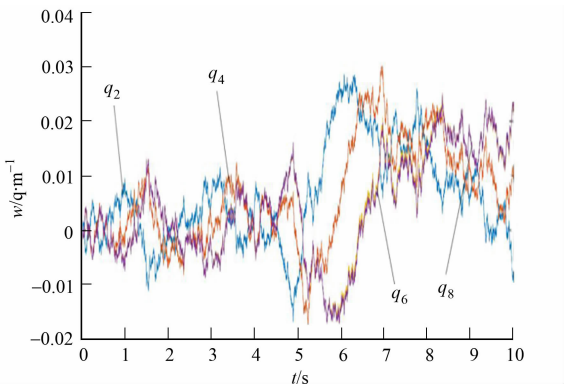


图 4 滤波白噪声法模拟四轴所受激励路面频谱
Fig. 4 Simulation of four axis excitation road spectrum using filtered white noise method

以 D 级路面为假设路段,在不同速度下,路面随机激励(PSD)和标准基频(Base-PSD)的关系为:通过 Base-PSD 基频在频域和时域 2 种情况下的对比,可在 8 个路面等级中匹配任意随意激励. 但这种路面等级的匹配并非唯一的,它与车辆的具体行驶速度相关联. 若速度是变化的,则匹配相应的等级;若速度是固定的,则等级变化程度可以用变量去改变 Base-PSD 的匹配. 与图 3 的路面不平度类似,在频

域和时域中,进行工况等级的匹配,如图 5 所示. 图 5 中:路面为 D 级路面,车速为 $20\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$; ρ 为激励谱密度.

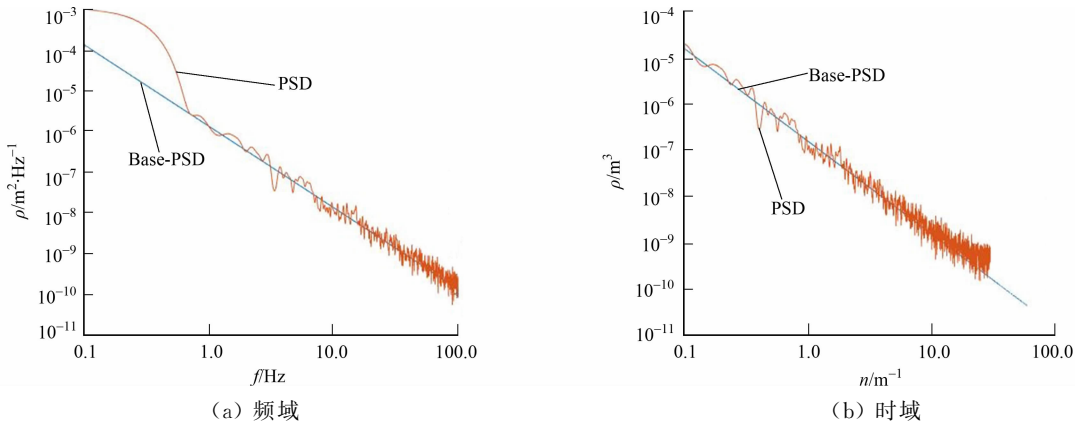


图 5 基频同路面激励的关系

Fig. 5 Relationship between base frequency and road excitation

4 重卡与路面不平度的 MATLAB 振动响应

通过在 D 等级路面的仿真得到相应的路面不平度,可将该四轴重卡半挂车列车的运输状态等效为 D 级的路面,并以 $20\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ 的速度匀速行驶. 利用 MATLAB 中的 ODE15S 对运动学方程求解二次微分方程. 首先,带入重卡的各部位方程;然后,求解座椅处的振动量,得出座椅处的加速度谱后,分析其平顺性.

1/2 整车的四轴矿用重卡半挂车座椅处的加速度谱,如图 6 所示. 图 6 中: a 为座椅处加速度. 采用均值拟合的方法,简化 1/2 整车的四轴矿用重卡半挂车座椅处的加速度,结果如图 7 所示.

由图 7 可知:某四轴重卡半挂车列车在 D 级路面以 $20\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ 匀速运行的 10 s 过程中,其座椅处的加速度值范围为 $-0.48\sim0.50\text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$,在 0.4,1.8 s 左右分别达到波谷值和波峰值;整体趋势大体分布为先下降后上升,中间在 5.5,6.7 s 左右分别达到波谷值和波峰值. 通过实验发现,在座椅处的加速度谱同路面实测结果所受振动趋势相同,证明仿真匹配过程与实际相符合.

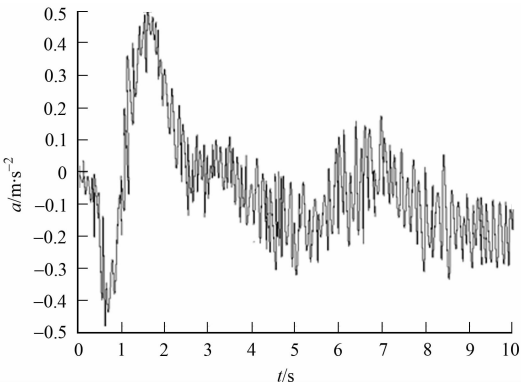


图 6 1/2 矿用重卡半挂车座椅处的加速度
Fig. 6 Acceleration of semi-trailer of 1/2 mining heavy truck

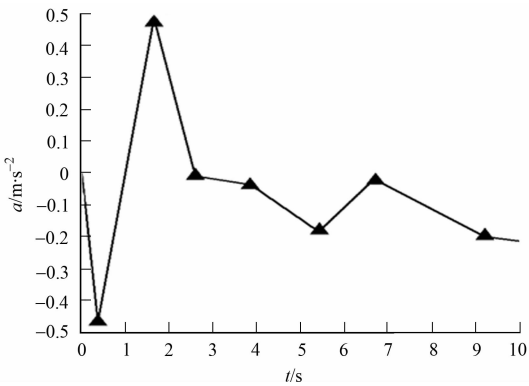


图 7 简化后的 1/2 矿用重卡半挂车座椅处的加速度
Fig. 7 Acceleration simplification of semi trailer train seat of 1/2 mining heavy truck

5 结论

通过参数化仿真重卡半挂系统和建立的虚拟测试场,有效地简化实体模型;使用 MATLAB 的 ODE15S 模块进行编程,求解动力学方程后的仿真趋势结果,与实际生活中的实车测试相吻合.

1) 对超静定的多轴重卡动力学平顺性研究中,可使用能量法建立动力学方程,可有效地求得振动响应量. 该方法简单实用.

- 2) 在整车系统振动过程中,振动能量的频带分布的样本点应具有合适的数量,使其具有明显的趋势,便于观察.
- 3) 车辆刚启动时,振动效果最为明显.之后,具体设计参数匹配工程中应合理匹配,尽量避开人体固有敏感的频率范围,减少共振对人体的影响.

参考文献:

[1] COLE D J,CEBON D. Validation of an articulated vehicle simulation[J]. *Vehicle System Dynamics*,1992,21(1): 197-223. DOI:10. 1080/00423119208969009.

[2] VADURI S S V. Development of a simulation for preliminary assessment of ride[D]. Carolina:Clemson University, 1994.

[3] VELMURUGANA P,SANKARANARAYANASAMYB K,KUMARASWAMIDHASC L A,*et al.* Ride comfort analysis of unsuspended cabin tractor semi-trailer[J]. *International Journal of Vehicle Structures and Systems*,2014, 6(4):104-109. DOI:10. 4273/ijvss. 6. 4. 04.

[4] 李杰,秦玉英,赵旗. 汽车随机振动的建模与仿真[J]. *吉林大学学报(工学版)*,2010,40(2):316-319. DOI:10. 13229/j. cnki. jdxbgxb2010. 02. 018.

[5] 李军,李学壘. 汽车悬架非线性螺旋弹簧的设计与仿真分析[J]. *华侨大学学报(自然科学版)*,2017,38(6):753-759. DOI:10. 11830/ISSN. 1000-5013. 201706044.

[6] 周莎,张勇,张成,等. 基于梯度强度立柱的客车侧翻安全性多目标优化设计[J]. *华侨大学学报(自然科学版)*, 2015,36(3):241-246. DOI:10. 11830/ISSN. 1000-5013. 2015. 03. 0241.

[7] 张志达,李韶华,张兵. 1/4 车辆半主动悬架 LQG 控制仿真分析[J]. *汽车实用技术*,2017(21):171-174. DOI:10. 16638/j. cnki. 1671-7988. 2017. 21. 059

[8] 李晓娜,王飞. 后悬架结构对铰接式自卸车平顺性影响分析[J]. *机械设计与制造*,2017(10):215-219,223. DOI:10. 19356/j. cnki. 1001-3997. 2017. 10. 055.

[9] 潘道远,王刚,唐冶. 基于传递路径分析的激励对汽车平顺性的影响[J]. *重庆理工大学学报(自然科学版)*,2016,30 (3):16-21. DOI:10. 3969/j. issn. 1674-8425(z). 2016. 03. 003.

[10] 徐国英,薛大兵,姚新民,等. 不同等级路面下车辆行驶平顺性分析[J]. *山东工业技术*,2017(18):246,298. DOI: 10. 16640/j. cnki. 37-1222/t. 2017. 18. 220.

[11] 周长城,潘礼军,于曰伟,等. 车辆钢板弹簧悬架系统减振器最佳阻尼匹配[J]. *农业工程学报*,2016,32(7):106- 113. DOI:10. 11975/j. issn. 1002-6819. 2016. 07. 015.

[12] 杨蔚华,方子帆,何孔德. 四轮独立驱动电动轮汽车的平顺性仿真研究[J]. *计算机仿真*,2016,33(9):189-193. DOI:10. 3969/j. issn. 1006-9348. 2016. 09. 040.

[13] 李宁宁,刘苏. 脉冲输入下的簧下质量对车辆平顺性的影响研究[J]. *机械设计与制造工程*,2017,46(9):108-111. DOI:10. 3969/j. issn. 2095-509X. 2017. 09. 027.

[14] 崔智丽. 基于 AMESim 的重型多轴车辆行驶平顺性研究[J]. *科技经济导刊*,2017(28):3-5.

[15] 乐文超,时岩,彭安琪,等. 基于主动油气悬架的某重型车平顺性研究[J]. *振动与冲击*,2016,35(24):183-188. DOI:10. 13465/j. cnki. jvs. 2016. 24. 029.

[16] 曾鑫,丁群燕. 车辆平顺性开发中激励源仿真分析[J]. *农业装备与车辆工程*,2016,54(10):23-28. DOI:10. 3969/j. issn. 1673-3142. 2016. 10. 006.

[17] 刘献栋,吕海波,张红卫,等. 半挂汽车列车结构参数及模型处理方式对平顺性的影响[J]. *重庆交通大学学报(自然科学版)*,2015,34(5):139-144,164. DOI:10. 3969/j. issn. 1674-0696. 2015. 05. 28.

[18] International Organization for Standardization. Measurement and evaluation of mechanical vibration and shock as applied to machines, vehicles and structures: ISO/TC 108/SC2N67[S]. Berlin:[s. n.],1980.

[19] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局,中国国家标准化管理委员会. 机械振动 道路路面谱测量数据报告: GB/T 7031—2005[S]. 北京:中国标准出版社,2005.

(责任编辑: 陈志贤 英文审校: 方德平)