

人车路耦合系统的非线性振动特性及试验研究

韩彦伟¹, 申明亮¹, 高梦圆², 张子建³

(1. 河南科技大学土木工程学院, 河南 洛阳 471023; 2. 河南科技大学数学与统计学院, 河南 洛阳 471023;
3. 南京航空航天大学航天学院, 江苏 南京 210016)

摘要: 为了解决车辆行驶中产生的复杂非线性振动响应问题, 建立三自由度人车路耦合非线性动力学模型。基于扭转几何变形非线性特征, 利用拉格朗日方程推导出三自由度人车路耦合非线性振动方程, 该方程中的正弦和余弦函数项来源于几何非线性扭转变形。针对自由振动, 给出非线性恢复力曲面、势能曲面及固有频率解析表达式。针对强迫振动, 运用数值仿真方法分析车辆质量、转动惯量、乘客质量、座椅刚度/阻尼、悬架刚度/阻尼、阻尼、质心位置、路面波长及波幅等系统参数对振幅速度响应曲线的影响。搭建人车路耦合振动系统的实验平台, 通过振动实验结果验证理论分析与数值结果的可靠性。研究表明: 该三自由度非线性动力学耦合系统可精确描述人车路耦合系统的响应特性, 合理选择系统参数能够有效减小振动响应幅值和提升乘坐舒适性。

关键词: 非线性振动; 人车路耦合系统; 自由振动; 强迫振动; 幅速响应

中图分类号: O322; U461.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2024)01-0060-11

DOI: 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2024.01.007

引言

车辆行驶在起伏道路上会激励起车辆系统的复杂振动响应。在路面、车速、汽车固有频率及乘客位置等参数的组合影响下, 车辆系统易产生强烈振动, 影响车辆行驶的稳定性和乘坐的舒适度以及使用的长久性, 因此研究车辆行驶的复杂非线性振动特性显得非常必要。迄今关于人车路耦合系统的研究围绕着多自由度车辆动力学建模、解析理论分析、数值仿真模拟以及实验测试验证等方面展开。

许多学者利用理论分析方法, 诸如叠加法、传递矩阵法、可靠性理论及频域法等, 研究了多自由度人车路耦合线性系统的振动响应。陶向华等^[1]用叠加法分析了三自由度人车路系统在动载荷作用下的幅频特性、功率谱密度、加速度因子与加速度谱, 得到了动载荷与车辆乘坐舒适性的关系, 结果表明该系统能很好地体现路面不平度与舒适性的关系。张洪亮等^[2]利用矩阵传递法分析了五自由度车路耦合振动模型, 研究了车速、转动惯量、座椅刚度和阻尼及轮胎刚度系数对加速度均方根值的影响, 建立路面平整度评价方法用于评价货车行驶的舒适性。贺宜等^[3]用可靠性理论定量化评估和预测了三自由度车路耦合系统在侧向风、弯道曲线及道路横坡角等道

路环境因素作用下的行驶状态的稳定性, 为研究复杂环境下的车辆状态提供了新思路和新手段。左卓等^[4]运用频域法对五自由度人车路振动模型的幅频特性、功率谱密度、加速度因子及加速度谱进行了求解, 研究路面不平度对人体舒适性的影响, 对深入分析道路结构的动力响应具有重要意义。

数值仿真方法如 MATLAB, ADAMS 等被广泛应用到人车路耦合线性动力学方程求解中。李小亮等^[5]运用 MATLAB 编程求解人车路三质量振动系统, 求得响应的功率谱密度, 研究行驶速度与道路路面条件对汽车行驶平顺性的影响, 为提升汽车平顺性设计效率提供参考。胡启国等^[6]借助 MATLAB 对非平稳路面激励下的五自由度汽车动力学方程进行仿真分析, 结果表明: 减小座椅悬架和后悬架刚度、提高座椅悬架和后悬架阻尼可以提升驾驶员的舒适性。黄小兵^[7]用帕累托耦合遗传算法对五自由度人车路振动系统的前后轮速、簧载质量、前后轮相对位移及座椅垂向加速度进行优化, 通过 MATLAB 软件对优化值进行动力学仿真, 结果显示: 优化算法改善了座椅的舒适性, 使座椅的加速度响应降低 50%。解文辰等^[8]运用 MATLAB 软件对五自由度人车路耦合振动方程进行仿真分析, 给出不同车速和不同路面不平度激励作用下的位移、速度和加速度响应, 为车辆舒适性分析提供参数指导。

收稿日期: 2022-03-28; 修订日期: 2022-08-09

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51705241); 机器人技术与系统国家重点实验室开放研究项目(SKLR-2022-KE-19)。

孙阳敏等^[9]运用MATLAB对八自由度人车路耦合系统摩擦进行仿真研究,得到人体、车身及座椅的振动加速度、悬架挠度及车轮位移响应曲线,研究结果对汽车仿真建模简化与车辆平顺性具有参考价值。钱凯等^[10]借助MATLAB平台对十二自由度人车路耦合振动模型进行分析,研究了不同车速不同路面下儿童头部、臀部的振动响应,结果表明:提高路面等级及车速、降低座椅刚度、提高阻尼及合理布局座椅位置可提升儿童乘坐舒适性。张丙强等^[11]采用Newmark积分法对七自由度人车路耦合振动方程进行求解,研究了路面级别、车速、乘客数、车轮刚度及非簧载部分阻尼参数对系统响应的影响,分析结果为路面不平度与乘客舒适性评价提供理论依据。刘昌文等^[12]通过Newmark算法对二十三自由度人车耦合动力学方程进行求解,探究车辆悬架、驾驶室和座椅悬架刚度与阻尼对重型卡车的平顺性的影响,利用大腿和背部的垂向振动对重型卡车平顺性进行评价,结果表明:人车耦合作用对人的振动与车辆平顺性有较大影响。

实验测试方法常被用来验证理论分析和数值分析结果的正确性与有效性。张鄂等^[13]利用电磁振动台构建人车系统的生物力学ADAMS仿真模型与实验模型,分析不同路面和不同车速下的人体振动响应实验与仿真计算,实验测试结果与仿真计算结果基本一致,验证了该模型的可靠性,为汽车产品设计与舒适性评价提供有效方法。苏鸣等^[14]搭建了七自由度车路耦合试验装置并进行振动试验,证明了不同载荷与不同速度下产生的动载荷具有相关性和规律性,为汽车的性能优化设计提供参数依据。

综上所述,已有人车路耦合振动研究主要集中在多自由度线性振动系统,而关于多自由度人车路耦合非线性动力学系统建模的探讨较少。本文基于大扭转几何变形因素,建立三自由度人车路耦合非线性振动动力学模型,该模型的本质几何非线性特征能够精确描述人车路耦合线性振动系统:(1)基于扭转几何运动非线性机制,建立人车路耦合系统的非线性振动微分方程。(2)人车路耦合非线性模型详细考虑了诸多物理参数和几何参数,如车辆质量和转动惯量、乘客质量、座椅刚度和阻尼、悬架刚度和阻尼、质心位置、路面波长和波幅等。利用数值仿真方法求解人车路耦合非线性振动微分方程,得到不同系统参数条件下的振幅速度响应曲线。(3)搭建三自由度人车路耦合振动试验平台,通过实验测试的方法验证理论研究和数值仿真结果的可靠性。

1 人车路耦合非线性动力学模型

1.1 动力学模型

如图1所示,建立人车路耦合非线性振动系统的三自由度动力学模型。人车路耦合系统力学模型参数设定如下:车体质量为 m_1 ,人的质量为 m_2 ,相对于质心 o 的转动惯量为 I_c ,前悬架和后悬架弹簧的支撑刚度分别为 k_{11} 和 k_{12} ,座椅的刚度为 k_2 ,前悬架和后悬架阻尼器的阻尼分别为 c_{11} 和 c_{12} ,座椅的阻尼为 c_2 ,车辆质心横坐标和纵坐标分别为 x 和 y_1 ,车辆转动角位移为 θ ,人的垂直位移为 y_2 ,质心 o 到前、后轴的长度分别为 l_{11} 和 l_{12} ,人到车身质心 o 的距离为 l_2 ,轴距为 $l=l_{11}+l_{12}$,车辆行驶速度为 v ,路面激励的波长为 l_3 ,路面激励的波幅为 h_0 。前、后轮垂向激励位移分别为:

$$h_1(t) = h_0 \sin(2\pi s/l_3) = h_0 \sin(\omega t)$$

$$h_2(t) = h_0 \sin(2\pi(s-l)/l_3) = h_0 \sin(\omega t - \varphi)$$

式中 $s=vt$ 为前轮走过的行程; $\omega=2\pi v/l_3$ 为路面激励的频率; $\varphi=2\pi l/l_3$ 为前轮和后轮激励之间的相位差。

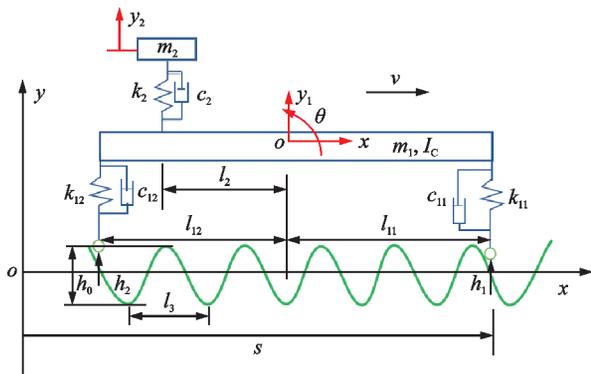


图1 人车路耦合非线性振动动力学模型

Fig. 1 The human-vehicle-road coupled nonlinear vibration mechanics model

1.2 非线性动力学微分方程

利用分析力学方法,推导人车路耦合系统的非线性动力学方程。假设人车路耦合系统的动能 E_K 、势能 E_P 及瑞利耗散 Ψ 函数分别为:

$$E_K = \frac{1}{2} m_1 \dot{y}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{y}_2^2 + \frac{1}{2} I_c \dot{\theta}^2 \quad (1)$$

$$E_P = \frac{1}{2} k_{11} (y_1 - l_{11} \sin \theta - h_1)^2 + \frac{1}{2} k_{12} (y_1 + l_{12} \sin \theta - h_2)^2 + \frac{1}{2} k_2 (y_2 - y_1 - l_2 \sin \theta)^2 + m_1 g y + m_2 g y \quad (2)$$

$$\Psi = \frac{1}{2} c_{11} (\dot{y}_1 - l_{11} \dot{\theta} \sin \theta - \dot{h}_1)^2 + \frac{1}{2} c_{12} (\dot{y}_1 + l_{12} \dot{\theta} \sin \theta - \dot{h}_2)^2 + \frac{1}{2} c_2 (\dot{y}_2 - l_2 \dot{\theta} \sin \theta - \dot{y}_1)^2 \quad (3)$$

式中 $\dot{y}_1 = dy_1/dt$ 为车身的上下振动速度; $\dot{\theta} = d\theta/dt$ 为扭转振动角速度; $\dot{y}_2 = dy_2/dt$ 为乘客的上下振动速度; $\dot{h}_1 = dh_1/dt$ 和 $\dot{h}_2 = dh_2/dt$ 分别为前轮和后轮的垂向激励速度; g 为重力加速度。势能函数和瑞利耗散函数中的非线性项为正弦和余弦函数, 是工程应用中一种常见的本质非线性函数。

令系统的动能 E_K 减去势能 E_P , 得到人车路耦合振动系统的拉格朗日函数为:

$$\Pi = E_K - E_P \quad (4)$$

结合式(1)~(4), 代入下面的拉格朗日方程组,

$$\mathbf{m} = \begin{pmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & I_C \end{pmatrix}, \mathbf{c} = \begin{pmatrix} c_{11} + c_{12} + c_2 & -c_{11}l_{11} + c_{12}l_{12} + c_2l_2 & -c_2 \\ C_\theta(-c_{11}l_{11} + c_{12}l_{12} + c_2l_2) & C_\theta(-c_{11}l_{11}^2 + c_{12}l_{12}^2 + c_2l_2^2) & -C_\theta c_2l_2 \\ -c_2 & -c_2l_2 & c_2 \end{pmatrix},$$

$$\mathbf{k} = \begin{pmatrix} k_{11} + k_{12} + k_2 & -k_{11}l_{11} + k_{12}l_{12} + k_2l_2 & -k_2 \\ C_\theta(-k_{11}l_{11} + k_{12}l_{12} + k_2l_2) & C_\theta(-k_{11}l_{11}^2 + k_{12}l_{12}^2 + k_2l_2^2) & -C_\theta k_2l_2 \\ -k_2 & -k_2l_2 & k_2 \end{pmatrix},$$

$$\mathbf{f} = \begin{pmatrix} c_{11}\dot{h}_1 + c_{12}\dot{h}_1 + k_{11}h_1 + k_{12}h_2 \\ -C_\theta(c_{11}l_{11}\dot{h}_1 + c_{12}l_{12}\dot{h}_2 - k_{11}l_{11}h_1 + k_{12}l_{12}h_2) \\ 0 \end{pmatrix}, \ddot{\mathbf{y}} = \begin{pmatrix} \ddot{y}_1 \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{y}_2 \end{pmatrix}, \dot{\mathbf{y}} = \begin{pmatrix} \dot{y}_1 \\ C_\theta\dot{\theta} \\ \dot{y}_2 \end{pmatrix}, \mathbf{y} = \begin{pmatrix} y_1 \\ S_\theta \\ y_2 \end{pmatrix}, \mathbf{g} = \begin{pmatrix} m_1g \\ 0 \\ m_2g \end{pmatrix}.$$

式中 $S_\theta = \sin \theta$; $C_\theta = \cos \theta$; $\ddot{\theta}$ 代表角加速度。人车路耦合系统的非线性振动方程(6)的质量矩阵 \mathbf{m} 是对角矩阵(对角线之外的元素皆为零), 所以系统不存在惯性或动力耦合; 刚度矩阵 \mathbf{k} 是非对角矩阵(对角线之外的元素不全为零), 因此系统存在刚度或静力耦合。

为了方便地研究人车路耦合振动系统的非线性动力学特性, 采用如下变量、参数及时间的无量纲变换关系式:

$$Y_1 = \frac{y_1}{l}, Y_2 = \frac{y_2}{l}, \omega_{11}^2 = \frac{k_{11}}{m_1}, \omega_{12}^2 = \frac{k_{12}}{m_1}, T = \omega_{11}t,$$

$$\xi_{11} = \frac{c_{11}}{2\sqrt{k_{11}m_1}}, \xi_{12} = \frac{c_{21}}{2\sqrt{k_{12}m_1}}, \alpha = \frac{m_2}{m_1}, \alpha_c = \frac{I_C}{ml^2},$$

$$\beta_{11} = \frac{l_{11}}{l}, \beta_{12} = \frac{l_{12}}{l}, \beta_2 = \frac{l_2}{l}, \beta_3 = \frac{l_3}{l}, \gamma_{12} = \frac{k_{12}}{k_{11}}, \gamma_2 = \frac{k_2}{k_{11}}, H_0 = \frac{h_0}{l}, V = \frac{v}{l\omega_{11}}, \rho_1 = \frac{m_1g}{k_{11}l}, \rho_2 = \frac{m_2g}{k_{11}l},$$

$$\mathbf{M} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \alpha_c & 0 \\ 0 & 0 & \alpha \end{pmatrix}, \mathbf{C} = \begin{pmatrix} \xi_{11} + \xi_{12} + \xi_2 & -\xi_{11}\beta_{11} + \xi_{12}\beta_{12} + \xi_2\beta_2 & -\xi_2 \\ C_\theta(-\xi_{11}\beta_{11}^2 + \xi_{12}\beta_{12}^2 + \xi_2\beta_2^2) & C_\theta(\xi_{11}\beta_{11}^2 + \xi_{12}\beta_{12}^2 + \xi_2\beta_2^2) & -C_\theta\xi_2\beta_2 \\ -\xi_2 & -\xi_2\beta_2 & \xi_2 \end{pmatrix},$$

$$\mathbf{K} = \begin{pmatrix} 1 + \gamma_{12} + \gamma_2 & -\beta_{11} + \gamma_{12}\beta_{12} + \gamma_2\beta_2 & -\gamma_2 \\ C_\theta(-\beta_{11} + \gamma_{12}\beta_{12} + \gamma_2\beta_2) & C_\theta(\beta_{11}^2 + \gamma_{12}^2\beta_{12}^2 + \gamma_2^2\beta_2^2) & -C_\theta\gamma_2\beta_2 \\ -\gamma_2 & -\gamma_2\beta_2 & \gamma_2 \end{pmatrix},$$

即如下表达式:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \frac{\partial \Pi}{\partial \dot{y}_1} - \frac{\partial \Pi}{\partial y_1} + \frac{\partial \Psi}{\partial \dot{y}_1} = 0 \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial \Pi}{\partial \dot{\theta}} - \frac{\partial \Pi}{\partial \theta} + \frac{\partial \Psi}{\partial \dot{\theta}} = 0 \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial \Pi}{\partial \dot{y}_2} - \frac{\partial \Pi}{\partial y_2} + \frac{\partial \Psi}{\partial \dot{y}_2} = 0 \end{cases} \quad (5)$$

将式(5)化简整理后, 得到三自由度人车路耦合振动系统的动力学方程为:

$$\mathbf{m}\ddot{\mathbf{y}} + \mathbf{c}\dot{\mathbf{y}} + \mathbf{k}\mathbf{y} + \mathbf{g} = \mathbf{f} \quad (6)$$

式中 质量矩阵 \mathbf{m} 、阻尼矩阵 \mathbf{c} 、刚度矩阵 \mathbf{k} 、外激励力向量 \mathbf{f} 、加速度向量 $\ddot{\mathbf{y}}$ 、速度向量 $\dot{\mathbf{y}}$ 、位移向量 \mathbf{y} 及重力向量 \mathbf{g} 分别为:

$$H_1 = H_0 \sin(\Omega T), H_2 = H_0 \sin(\Omega T - \Phi),$$

$$\Omega = \frac{2\pi VT}{\beta_3}, \Phi = \frac{2\pi(\beta_{11} + \beta_{12})}{\beta_3} \quad (7)$$

式中 Y_1 和 Y_2 为无量纲位移; ω_{11} 和 ω_{12} 为固有频率; T 为无量纲时间; ξ_{11} 和 ξ_{12} 为阻尼比; α 和 α_c 分别为质量比和惯量比; $\beta_{11}, \beta_{12}, \beta_2$ 和 β_3 为几何参数比; γ_{12} 和 γ_2 为刚度比; H_0 为无量纲激励振幅; H_1 为前轮激励力; H_2 为后轮激励力; V 为无量纲行驶速度; ρ_1 代表车体无量纲重力系数; ρ_2 代表人的无量纲重力系数; Ω 为无量纲路面激励频率; Φ 为路面激励相位。

利用变量、参数及时间的无量纲变换关系式(7), 对式(6)描述的振动系统做无量纲处理, 得到无量纲形式的人车路耦合非线性振动系统:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{Y}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{Y}} + \mathbf{K}\mathbf{Y} + \mathbf{G} = \mathbf{F} \quad (8)$$

式中 无量纲质量矩阵 \mathbf{M} 、阻尼矩阵 \mathbf{C} 、刚度矩阵 \mathbf{K} 、外激励力向量 \mathbf{F} 、加速度向量 $\ddot{\mathbf{Y}}$ 、速度向量 $\dot{\mathbf{Y}}$ 、位移向量 \mathbf{Y} 及重力向量 \mathbf{G} 分别为:

$$F = \begin{pmatrix} \xi_{11}\dot{H}_1 + \xi_{12}\dot{H}_1 + H_1 + \beta_{12}H_2 \\ -C_\theta(\xi_{11}l_{11}\dot{H}_1 + \xi_{12}l_{12}\dot{H}_2 - \gamma_{12}H_1 + \beta_{12}\gamma_{12}H_2) \\ 0 \end{pmatrix}, \ddot{Y} = \begin{pmatrix} \ddot{Y}_1 \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{Y}_2 \end{pmatrix}, \dot{Y} = \begin{pmatrix} \dot{Y}_1 \\ C_\theta\dot{\theta} \\ \dot{Y}_2 \end{pmatrix}, Y = \begin{pmatrix} Y_1 \\ S_\theta \\ Y_2 \end{pmatrix}, G = \begin{pmatrix} \rho_1 \\ 0 \\ \rho_2 \end{pmatrix}.$$

式中 $S_\theta = \sin \theta; C_\theta = \cos \theta$ 。容易得到,无量纲系统与有量纲系统一样没有惯性或动力耦合,而具有刚度或静力耦合项。

人车路耦合系统是一个非常复杂的非线性振动系统,其中的正弦和余弦函数具有本质非线性特性。该系统的本质非线性来源于汽车扭转振动大变形。在理论上,人车路耦合非线性振动系统的解析解是无法求得的。

2 自由振动

2.1 非线性力曲面

在无量纲人车路耦合非线性振动方程中,对应的无量纲非线性恢复力 $F_i(i=1,2)$ 和非线性恢复力矩 M 分别为:

$$F_1 = (Y_1 - \beta_{11} \sin \theta - H_1) + \gamma_{12}(Y_1 + \beta_{12} \sin \theta - H_2) + \gamma_2(Y_2 + \beta_2 \sin \theta - Y_1) + \rho_1 \quad (9)$$

$$F_2 = \gamma_2(Y_2 - Y_1 - \beta_2 \sin \theta) + \rho_2 \quad (10)$$

$$M = \beta_{11}(Y_1 - \beta_{11} \sin \theta - H_1) \cos \theta + \gamma_{12}\beta_{12} \cos \theta(Y_1 + \beta_{12} \sin \theta - H_2) + \gamma_2\beta_2 \cos \theta(Y_2 + \beta_2 \sin \theta - Y_1) \quad (11)$$

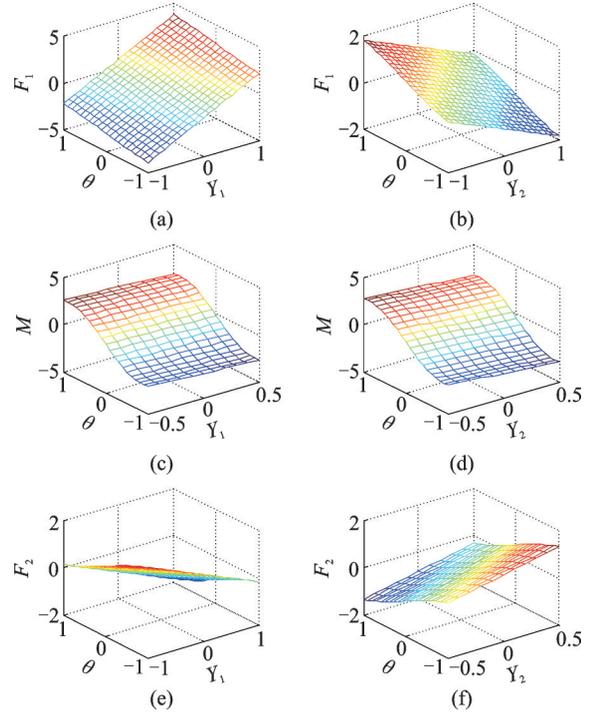
在人车路耦合振动系统中,设定无量纲参数为 $\beta_{11} = 1.5, \beta_{12} = 1.5, \beta_2 = 1.5, \gamma_{12} = 1.0, \gamma_2 = 1.0, H_1 = H_2 = 0, \rho_1 = \rho_2 = 0$ 。图 2 给出系统的非线性恢复力和非线性恢复力矩曲面图。图 2(a), (b) 为车身受到无量纲非线性恢复力 F_1 图,曲面接近平面,表现为弱非线性;图 2(c), (d) 为车身受到的非线性恢复力矩 M_1 图,是一个弧形曲面,具有强非线性特性;图 2(e), (f) 为人受到的非线性恢复力 F_2 ,曲面近似为平面,呈现出弱非线性。综述分析可得,系统的强非线性各项主要来源于车辆的扭转振动。

2.2 非线性势能曲面

对非线性势能函数(2)进行无量纲处理,得到对应于无量纲人车路耦合系统(8)的无量纲非线性势能函数为:

$$E_{PN} = \frac{E_p}{k_{11}l} = \frac{1}{2}(Y_1 - \beta_{11} \sin \theta - H_1)^2 + \frac{1}{2}\gamma_{12}(Y_1 + \beta_{12} \sin \theta - H_2)^2 + \frac{1}{2}\gamma_2(Y_2 - Y_1 - \beta_2 \sin \theta)^2 + \rho_1 Y_1 + \rho_2 Y_2 \quad (12)$$

设人车路耦合非线性振动系统的无量纲参数为



注:(a), (b)为力 F_1 曲面;(c), (d)为力矩 M 曲面;(e), (f)为力 F_2 曲面。

图 2 非线性恢复力曲面

Fig. 2 Nonlinear restoring force surface

$\beta_{11} = 1.5, \beta_{12} = 1.5, \beta_2 = 1.5, \gamma_{12} = 1.0, \gamma_2 = 1.0, H_1 = H_2 = 0, \rho_1 = \rho_2 = 0$ 。图 3 给出系统的非线性势能曲面图。图 3(a)为势能与扭转角 θ 和质心位移 Y_1 的依存关系曲面图,这是一个盆形曲面图,因此具有单一的极小值;图 3(b)为势能与扭转角 θ 和质心位移 Y_2 的相互关系曲面图,可以看出一个凹槽形的曲面,表现极小值的非唯一性。

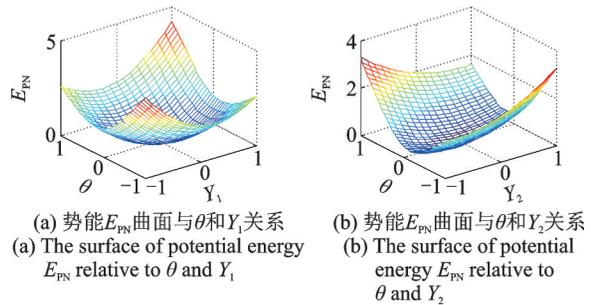


图 3 非线性势能曲面

Fig. 3 Nonlinear potential energy surface

2.3 固有频率

设人车路耦合非线性振动系统的阻尼为 $c_{11} =$

$c_{12}=c_2=0$,路面激励为 $h_1=h_2=0$,重力加速度为 $g=0$,式(6)所示系统经过线性化处理,可以得到人车路耦合线性振动系统:

$$\bar{m}\mathbf{y} + \bar{k}\mathbf{y} = 0 \quad (13)$$

式中 质量矩阵 \bar{m} 和刚度矩阵 \bar{k} 分别为:

$$\bar{m} = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & I_c & 0 \\ 0 & 0 & m_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_1 & 0 & 0 \\ 0 & M_2 & 0 \\ 0 & 0 & M_3 \end{bmatrix},$$

$$\bar{k} = \begin{bmatrix} k_{11} + k_{12} & -k_{11}l_{11} + k_{12}l_{12} + k_2l_2 & -k_2 \\ -k_{11}l_{11} + k_{12}l_{12} + k_2l_2 & k_{11}l_{11}^2 + k_{12}l_{12}^2 + k_2l_2^2 & -k_2l_2 \\ -k_2 & -k_2l_2 & k_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{13} \\ K_{21} & K_{22} & K_{23} \\ K_{31} & K_{32} & K_{33} \end{bmatrix}.$$

设系统做简谐振动的谐波解为:

$$\begin{bmatrix} y_1 \\ \theta \\ y_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 \\ A_2 \\ A_3 \end{bmatrix} \sin(\omega t) \quad (14)$$

式中 A_1, A_2, A_3 表示振幅。

将式(14)代入式(13),得到线性振动系统的固有频率,给出本征值方程为:

$$|\bar{k} - \bar{m}\omega^2| = 0 \quad (15)$$

将关于本征值方程的行列式(15)展开后,得到关于固有频率平方 ω^2 的一元三次代数方程:

$$a(\omega^2)^3 + b(\omega^2)^2 + c\omega^2 + d = 0 \quad (16)$$

其中系数分别为:

$$\begin{aligned} a &= M_1M_2M_3, \\ b &= -M_1M_2K_{33} - M_2M_3K_{11} - M_1M_3K_{22}, \\ c &= M_1K_{22}K_{33} + M_2K_{11}K_{33} + M_3K_{11}K_{22} - \\ &\quad K_{13}K_{31}M_2 - K_{23}K_{32}M_1 - K_{21}K_{12}M_3, \\ d &= -K_{11}K_{22}K_{33} - K_{12}K_{23}K_{31} - K_{21}K_{32}K_{13} + \\ &\quad K_{13}K_{31}K_{22} + K_{23}K_{32}K_{11} + K_{12}K_{21}K_{33}. \end{aligned}$$

当六次方系数 $a \neq 0$ 时,代数方程(16)有三个正实数解,对应线性振动系统的前三阶固有频率:

$$\begin{aligned} \omega_1^2 &= -\frac{b}{3a} + \sqrt[3]{-\frac{q}{2} + \sqrt{\frac{q^2}{4} + \frac{p^3}{27}}} + \\ &\quad \sqrt[3]{-\frac{q}{2} - \sqrt{\frac{q^2}{4} + \frac{p^3}{27}}}, \\ \omega_2^2 &= -\frac{b}{3a} + \sigma \sqrt[3]{-\frac{q}{2} + \sqrt{\frac{q^2}{4} + \frac{p^3}{27}}} + \\ &\quad \sigma^2 \sqrt[3]{-\frac{q}{2} - \sqrt{\frac{q^2}{4} + \frac{p^3}{27}}}, \\ \omega_3^2 &= -\frac{b}{3a} + \sigma^2 \sqrt[3]{-\frac{q}{2} + \sqrt{\frac{q^2}{4} + \frac{p^3}{27}}} + \\ &\quad \sigma \sqrt[3]{-\frac{q}{2} - \sqrt{\frac{q^2}{4} + \frac{p^3}{27}}} \end{aligned} \quad (17)$$

其中:

$$\sigma = \frac{-1 + \sqrt{3}i}{2}, i = \sqrt{-1};$$

$$q = \frac{27a^2d - 9abc + 2b^3}{27a^3}; p = \frac{3ac - b^2}{3a^2}.$$

图4给出人车路耦合线性振动系统的固有频率与系统参数的关系图。图4(a)给出不同簧载质量对固有频率特性的影响,看出随着簧载质量 m_1 的增大,三个固有频率均表现出逐渐减小的趋势。图4(b)为不同前悬架刚度下的固有频率图,得到随着刚度 k_{11} 的增加,一阶固有频率基本保持不变,而二阶和三阶固有频率均会增大。图4(c)为不同前轮质心位置下的固有频率图,发现当 l_{11} 增大时一阶固有频率增大,二阶固有频率基本保持不变,而三阶固有频率逐渐减小。图4(d)为不同座椅质心位置下的固有频率图,随着 l_2 的增大,一阶固有频率减小,二阶固有频率增大,而三阶固有频率基本保持不变。

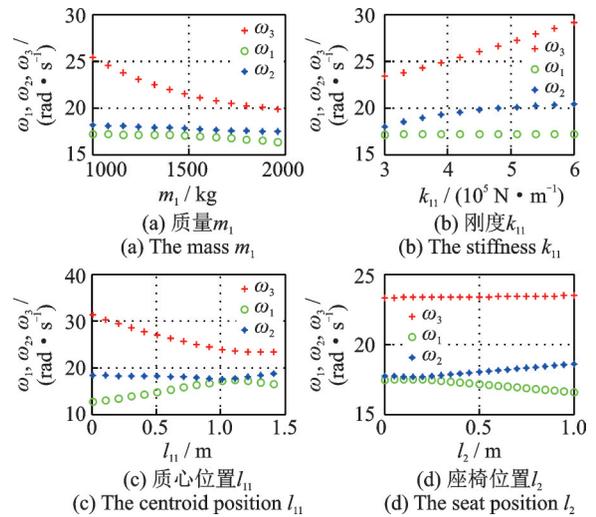


图4 系统参数对固有频率的影响

Fig. 4 The influence of the system parameters on natural frequency

3 强迫振动数值仿真

3.1 人车路耦合系统的参数设置

为探讨本文建立的人车路耦合振动模型的正确性与有效性,应用数值仿真软件对人车路耦合非线性振动系统进行动力学仿真。人车路耦合系统的参数,如质量、转动惯量、刚度、阻尼、波长、波幅、速度及几何尺寸等的取值范围参考了文献[15],如表1所示。

人车路耦合振动系统的参数设定如下:汽车的质量 $m_1=1200$ kg,转动惯量 $I_c=1500$ kg·m²,乘客的质量 $m_2=60$ kg,悬架的刚度 $k_{11}=k_{12}=300000$ N/m,

座椅的刚度 $k_2=20000$ N/m,质心到前轮的长度 $l_{11}=1.2$ m,质心到后轮的长度 $l_{12}=1.3$ m,质心到座椅的长度 $l_2=60$ m,路面波长 $l_3=60$ m,阻尼系数 $c_{11}=c_{12}=3000$ N·s/m,座椅的阻尼 $c_2=500$ N·s/m,路面起伏振幅 $h_0=0.01$ m,重力加速度 $g=9.8$ m/s²,车辆的行驶速度 $v=20$ m/s。下面通过选取不同的参数值,探讨各系统参数对人车路耦合非线性复杂振动响应的规律。

表 1 人车路耦合系统参数列表

Tab. 1 Parameters of human-vehicle-road coupled system

参数	符号	单位	取值
车体质量	m_1	kg	0~2×10 ³
车身惯性矩	I_c	kg·m ²	0~9×10 ³
人的质量	m_2	kg	0~200
前悬架刚度	k_{11}	N/m	0~9×10 ⁵
后悬架刚度	k_{12}	N/m	0~9×10 ⁵
座椅刚度	k_2	N/m	0~9×10 ³
前悬架阻尼	c_{11}	N·s/m	0~9×10 ³
后悬架阻尼	c_{12}	N·s/m	0~9×10 ³
座椅阻尼	c_2	N·s/m	0~2×10 ³
质心到前轮的距离	l_{11}	m	0~2
质心到后轮的距离	l_{12}	m	0~2
质心到座椅的距离	l_2	m	0~0.5
路面波长	l_3	m	60~200
路面波幅	h_0	m	(1~5)×10 ⁻²
行驶速度	v	m/s	0~20

3.2 质量对振幅的影响

图 5 给出车体质量 m_1 分别为 750, 1000, 1250, 1500, 1750, 2000 kg 时的幅速响应曲线^[16]。可以看出,随着车身质量的增大,系统振幅的峰值都将减小,车辆的上下振幅和车辆的俯仰振幅减小,乘客响应峰值减小,从而提升了乘客的舒适度,但是随着速度的增加,影响会越来越小。

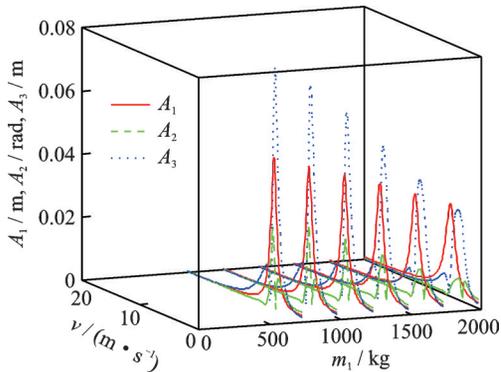


图 5 车体质量 $m_1=750, 1000, 1250, 1500, 1750, 2000$ kg 对幅速响应的影响

Fig. 5 Effect of car mass $m_1=750, 1000, 1250, 1500, 1750, 2000$ kg on amplitude velocity response

图 6 所示为转动惯量 I_c 分别为 2000, 3000, 5000, 7000, 9000 kg·m² 时的幅速响应曲线^[17]。可以看出,质心的响应峰值基本不变、扭转振幅峰值响应减小且共振频率也减小、人的响应峰值逐渐减小。车辆转动惯量的增大对车辆的上下振幅与乘客的振幅程度影响不大,反而对车辆的俯仰振幅的峰值所对应的速度有影响,使得峰值对应的速度提前,但是对振幅影响不大。

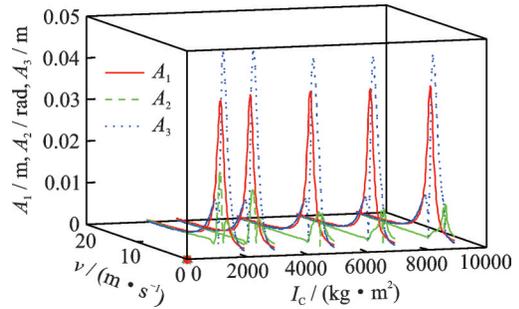


图 6 转动惯量 $I_c=2000, 3000, 5000, 7000, 9000$ kg·m² 对幅速响应的影响

Fig. 6 Effect of rotational inertia $I_c=2000, 3000, 5000, 7000, 9000$ kg·m² on amplitude velocity response

图 7 所示为乘客质量 m_2 分别为 30, 60, 90, 120, 150, 180 kg 时的幅速响应曲线^[18]。随着乘客质量的增加,乘客的振幅峰值逐渐减小,且达到振幅峰值对应的速度相应减小。随着速度的增大,车辆的振幅均在速度区间 [0, 5] 呈上升趋势,当 $v \approx 5$ m/s 时出现峰值,之后车辆的振幅随着速度的增加而减小,并且乘客质量为 30~180 kg 时车辆上下与扭转的振幅大小及变化趋势完全相同,即乘客质量的变化对车辆振幅的影响较小。

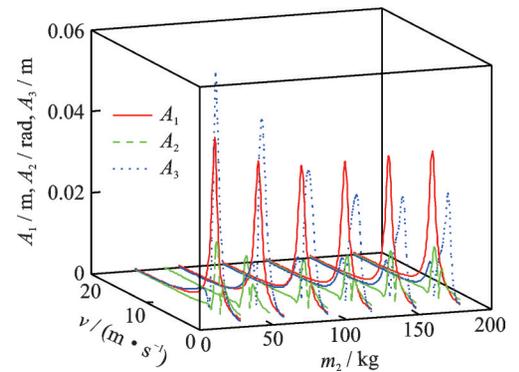


图 7 乘客质量 $m_2=30, 60, 90, 120, 150, 180$ kg 对幅速响应的影响

Fig. 7 Effect of human mass $m_2=30, 60, 90, 120, 150, 180$ kg on amplitude velocity response

3.3 刚度对振幅的影响

图 8 给出车辆悬架刚度 k_{11} 分别为 $3 \times 10^5, 4.5 \times 10^5, 6 \times 10^5, 7.5 \times 10^5, 9 \times 10^5$ N/m 时的幅速响应

图^[19]。结果表明,改变悬架刚度对系统的响应峰值影响不大。从图8中可以看出,改变车辆的悬架刚度 k_{11} 的值,乘客和车辆的振幅变化趋势相同。随着速度的增大,乘客和车辆的振幅均在0~5区间内呈上升趋势,当 $v \approx 5$ m/s时出现峰值,之后乘客和车辆的振幅随着速度的增加而减小。当车辆悬架刚度为 $k_{11} = 3 \times 10^5$ N/m时,乘客的振幅峰值最大,车辆的振幅峰值最小;当车辆悬架刚度为 $k_{11} = 2 \times 10^5$ N/m时,乘客的振幅峰值最小,车辆的振幅峰值最大;但峰值差异较小,车辆悬架刚度的改变对乘客和车辆的振幅几乎没有影响。

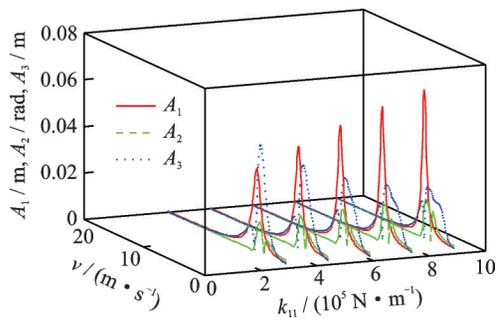


图8 悬架刚度 $k_{11}=k_{12}=3 \times 10^5, 4.5 \times 10^5, 6 \times 10^5, 7.5 \times 10^5, 9 \times 10^5$ N/m对幅速响应的影响

Fig. 8 Effect of suspension stiffness $k_{11}=k_{12}=3 \times 10^5, 4.5 \times 10^5, 6 \times 10^5, 7.5 \times 10^5, 9 \times 10^5$ N/m on amplitude velocity response

图9所示为座椅刚度 k_2 分别为1000, 2000, 3000, 4000, 5000, 6000 N/m时的幅速响应图^[20]。由图9可知,乘客在 $v \approx 5$ m/s处有振幅峰值且随着座椅刚度系数 k_2 的增大而增大,而车辆的上下振幅与俯仰振幅受座椅刚度系数变化的影响不大,随着速度的增加,三者收敛于小振幅振动。可以得到结论:座椅刚度越大,乘客的振幅峰值越大,而车辆的振动受其影响不大。

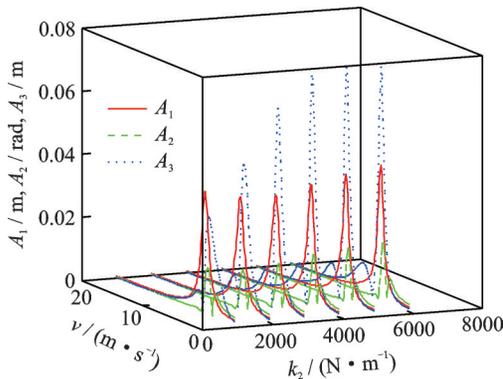


图9 座椅刚度 $k_2=1000, 2000, 3000, 4000, 5000, 6000$ N/m对幅速响应的影响

Fig. 9 Effect of seat stiffness $k_2=1000, 2000, 3000, 4000, 5000, 6000$ N/m on amplitude velocity response

3.4 阻尼对振幅的影响

如图10所示,得到阻尼系数 c_{11} 分别为1000, 2000, 3000, 4000, 5000 N·s/m时的幅速响应图^[21]。可以看出,随着阻尼的增大,乘客和车辆的响应峰值都在减小。

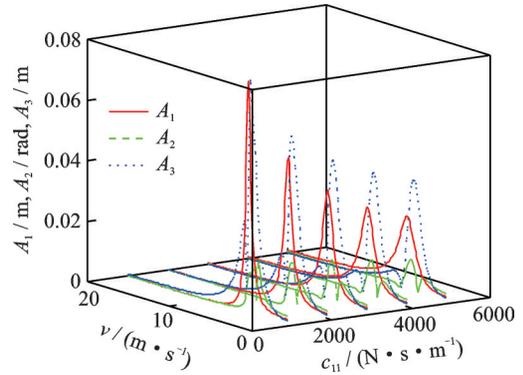


图10 悬架阻尼 $c_{11}=c_{12}=1000, 2000, 3000, 4000, 5000$ N·s/m幅速响应的影响

Fig. 10 Effect of suspension damping $c_{11}=c_{12}=1000, 2000, 3000, 4000, 5000$ N·s/m on amplitude velocity response

图11所示为座椅阻尼系数 c_2 分别为250, 500, 750, 1000, 1250, 1500 N·s/m时幅速响应图。从图中可以看出,增大座椅阻尼,车辆上下振幅响应峰值和俯仰振动响应峰值都增大,而乘客的响应峰值则会减小。

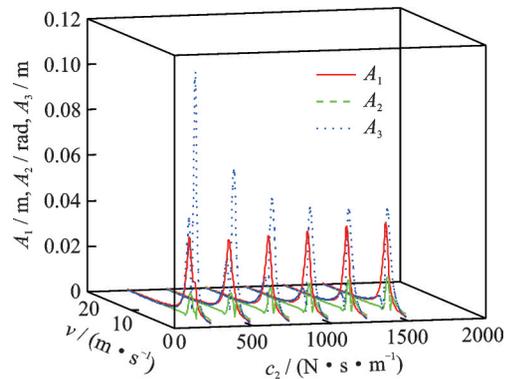


图11 座椅阻尼 $c_2=250, 500, 750, 1000, 1250, 1500$ N·s/m对幅速响应的影响

Fig. 11 Effect of seat damping $c_2=250, 500, 750, 1000, 1250, 1500$ N·s/m on amplitude velocity response

3.5 几何参数对振幅的影响

图12给出不同车辆质心位置0.5, 0.75, 1.0, 1.25, 1.5, 1.75 m时的幅速响应图^[22]。可以看出,增大质心车轮距离,车身上下振幅响应峰值先增大后减小,扭转振幅响应峰值先减小后增大,人的振幅响应峰值为先增大后减小。

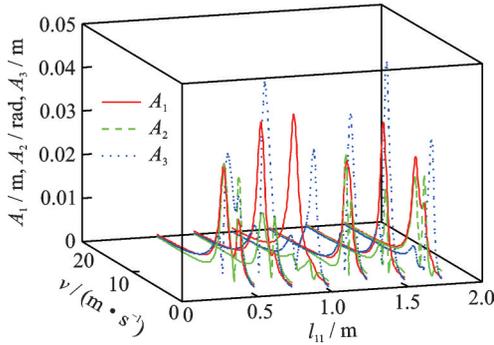


图 12 质心位置 $l_{11}=0.5, 0.75, 1.0, 1.25, 1.5, 1.75$ m 对幅速响应的影响

Fig. 12 Effect of centroid position $l_{11}=0.5, 0.75, 1.0, 1.25, 1.5, 1.75$ m on amplitude velocity response

图 13 所示为乘客位置 l_2 分别为 0.1, 0.3, 0.5, 0.7, 0.9 m 时的幅速响应图。研究表明,增大乘客与质心的距离,对车体质心的上下振幅幅值影响不大,而车身扭转振幅峰值逐渐减小,人的振幅峰值会增大。当乘客靠近质心,其在 $v \approx 5$ m/s 时有振幅峰值且减小。而车辆的振幅没有明显变化。随着速度的增加,三者都收敛于 0。可以得到结论:乘客越靠近质心,其振幅峰值越小,而车辆的振动几乎不受乘客到质心的距离影响。

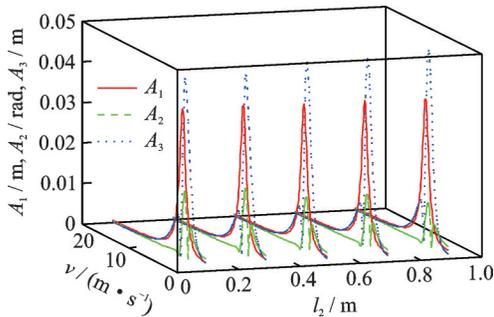


图 13 乘客位置 $l_2=0.1, 0.3, 0.5, 0.7, 0.9$ m 对幅速响应的影响

Fig. 13 Effect of human position $l_2=0.1, 0.3, 0.5, 0.7, 0.9$ m on amplitude velocity response

图 14 所示为路面波长 $l_3=40, 60, 80, 100, 120, 140$ m 时的幅速响应图。从图中可知,乘客与汽车出现振幅峰值时的速度随路面波长的增大而增大,而其共振峰值大小没有明显改变,可以得到结论:路面波长越大,耦合系统出现振幅峰值时的速度越大。

图 15 给出路面激励波幅 $h_0=0.01, 0.02, 0.03, 0.04, 0.05, 0.06$ m 时的幅速响应图。从图中可以看出,当增大路面激励波幅时,车和人的振动都明显增大。

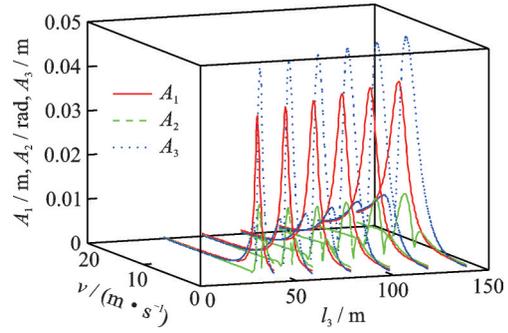


图 14 路面波长 $l_3=40, 60, 80, 100, 120, 140$ m 对幅速响应的影响

Fig. 14 Effect of pavement wavelength $l_3=40, 60, 80, 100, 120, 140$ m on amplitude velocity response

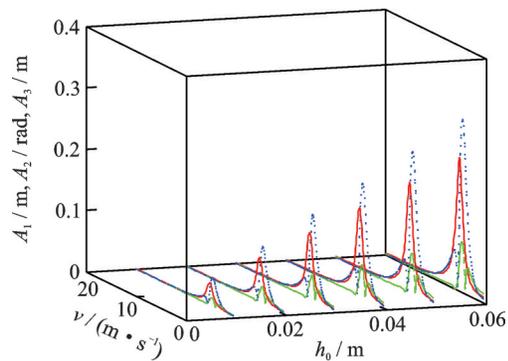


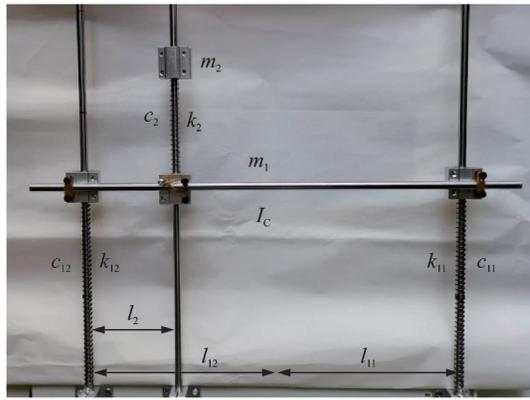
图 15 路面波幅 $h_0=0.01, 0.02, 0.03, 0.04, 0.05, 0.06$ m 对幅速响应的影响

Fig. 15 Effect of pavement amplitude $h_0=0.01, 0.02, 0.03, 0.04, 0.05, 0.06$ m on amplitude velocity response

4 试验测试与对比分析

为了验证本文提出的人车路耦合系统结构的正确性与数值结果的准确性,根据图 1 设计了人车路耦合振动实验原理样机如图 16(a) 所示,探讨模型参数对车辆乘坐舒适性的影响。实验模型由滑杆、滑块 m_1 和 m_2 以及三个弹簧 k_{11}, k_{12} 和 k_2 构成,滑块与滑杆之间的阻尼为 c_{11}, c_{12} 和 c_2 。图 16(b) 为人车路耦合振动实验平台,主要设备为激振器 (WS-Z30)、功率放大器、加速度计放大器和电荷放大器。电脑生成控制信号,再由功率放大器控制激振器的振动方式,若干加速度计布置于试验原型各处。

在振动测试模型中,振动台的激励频率设定为 $\omega=2\pi v/l_3=2.0, 2.5, 3.0, 3.5, 4.0, 4.5$ rad/s,激励幅值为 $h_0=0.01$ m。试验原理样机中的物理参数和几何参数的设定如表 2 所示。需要指出的是,表 1 中的参数是参考工程实际车辆系统选取的,而表 2 中的参数是针对振动实验力学原理样机选取的,这两种取值的目的都是为了验证人车路耦合非线性振动系统的精确性。



(a) 人车路耦合原理样机
(a) Prototype of human-vehicle-road coupled



(b) 实验平台
(b) Experimental system

图16 实验振动测试

Fig. 16 Experimental vibration test

表2 实验系统参数列表

Tab. 2 Parameters of experimental system

参数	符号	单位	取值
车体质量	m_1	kg	0.6
车身惯性矩	I_c	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	0.02
人的质量	m_2	kg	0.05
前悬架刚度	k_{11}	N/m	300
后悬架刚度	k_{12}	N/m	300
座椅刚度	k_2	N/m	40
前悬架阻尼	c_{11}	$\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}$	10
后悬架阻尼	c_{12}	$\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}$	10
座椅阻尼	c_2	$\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}$	10
质心到前轮的距离	l_{11}	m	0.2
质心到后轮的距离	l_{12}	m	0.2
质心到座椅的距离	l_2	m	0.1
路面波长	l_3	m	60
路面波幅	h_0	m	0.01
行驶速度	v	m/s	0~60

图17所示为幅频响应曲线实验与仿真结果对比。数值仿真结果由红色实线代表振幅 A_1 ,绿色划线代表振幅 A_2 ,蓝色点线表示振幅 A_3 ;实验测试的振动响应幅频响应由叉号代表 A_1 ,正方形代表 A_2 ,菱形代表 A_3 。对比人车路耦合系统的数值仿真与实验测试的结果,容易发现试验模型振动幅值与数

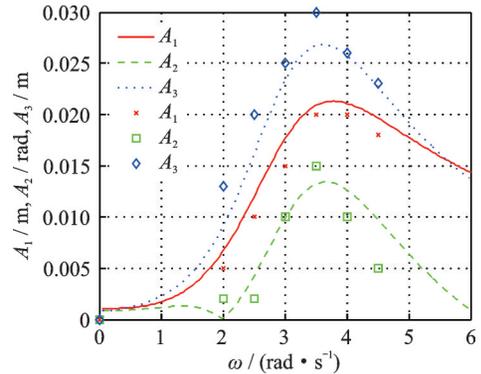


图17 幅频响应曲线实验与仿真结果对比

Fig. 17 Comparisons between the experiment and simulation results of amplitude frequency response curves

值结果变化趋势基本一致,从而验证了本文提出模型的可靠性。

5 结论

本文建立了三自由度人车路耦合非线性振动模型,该模型能够精确描述车辆和乘客的复杂非线性耦合振动特性。利用谐波分析方法,得到对应线性振动系统的固有频率解析表达式。应用数值仿真给出人车路耦合非线性振动系统的幅速响应图,分析乘客、车身及路面参数对幅速响应非线性振动的影响规律。搭建了人车路耦合实验平台,验证了理论分析和数值分析的有效性,得到主要结论如下:

(1)基于几何扭转非线性运动特性,建立人车路耦合振动模型,模型参数包括:乘客质量、车辆的质量与转动惯量、悬架和座椅的刚度与阻尼,质心位置、乘客与质心的距离、路面波长与波幅及车辆行驶速度等参数,模型能够精确地描述人车路耦合系统的非线性振动特性。

(2)分析了人车路耦合振动系统的自由振动特性,给出非线性恢复力和力矩曲面,发现扭转运行导致了系统的非线性恢复力特征。利用谐波法得到固有频率的解析表达式,利用该表达式可以看出:增大乘客质量会导致三阶固有频率减小,增大悬架刚度会引起二阶和三阶固有频率增大,增大车辆质心位置会使得系统的一阶固有频率增大而三阶固有频率减小,当增大座椅与质心位置时,系统的一阶固有频率会下降。

(3)利用数值对人车路耦合非线性振动方程进行求解,获得了乘客参数、车路参数及道路参数等因素对系统振动幅速响应的影响规律,给出减小振动响应幅值的方法:增大车身质量、增大转动惯量、降低车辆悬架和座椅的刚度,增大车辆悬架和座椅的阻尼、减小质心与中点的距离,减小路面激励幅值。

(4)设计人车路耦合非线性振动实验样机,实验平台测试振动响应结果验证了理论模型与数值结果的正确性与可靠性。

参考文献:

- [1] 陶向华,黄晓明.人-车-路相互作用三质量车辆模型分析[J].交通运输工程学报,2004,4(3):11-15.
Tao Xianghua, Huang Xiaoming. Three-mass vehicle model of people-vehicle-road interaction[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2004, 4(3): 11-15.
- [2] 张洪亮,杨万桥.基于人-车-路五自由度振动模型的路面平整度评价方法[J].交通运输工程学报,2010,10(4):16-22.
Zhang Hongliang, Yang Wanqiao. Evaluation method of pavement roughness based on 5-DOF human-vehicle-road vibration model[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2010, 10(4): 16-22.
- [3] 贺宜,陆晓云,褚端峰,等.车路环境耦合作用下侧向动力学模型可靠性估计[J].汽车工程,2019,41(7):800-806.
He Yi, LU Xiaoyun, Chu Duanfeng, et al. Reliability estimation of vehicle lateral dynamics under vehicle-road-environment coupling actions[J]. Automotive Engineering, 2019, 41(7): 800-806.
- [4] 左卓,仇光亮,刘晓晖.五自由度人-车-路模型振动分析[J].采矿技术,2007,7(2):67-69.
- [5] 李小亮,杨波.虚拟激励法人-车-路三质量车辆模型平顺性分析[J].汽车工程师,2010(11):30-34.
Li Xiaoliang, Yang Bo. Automotive smoothness analysis of man-vehicle-road three-mass vehicle model based on virtual excitation method[J]. Automotive Engineer, 2010(11): 30-34.
- [6] 胡启国,钱凯,李力克,等.非平稳路面激励下车辆振动动力学建模与仿真[J].郑州大学学报(工学版),2012,33(6):49-53.
Hu Qiguo, Qian Kai, Li Like, et al. Modeling and dynamic simulation of vehicles based on non-stationary road excitation[J]. Journal of Zhengzhou University (Engineering Science), 2012, 33(6): 49-53.
- [7] 黄小兵.帕累托耦合遗传算法对车辆振动模型优化与动力学仿真[J].中国工程机械学报,2017,15(2):113-118.
Huang Xiaobing. Optimization and dynamics simulation of vehicle vibration model based on Pareto coupled genetic algorithm[J]. Chinese Journal of Construction Machinery, 2017, 15(2): 113-118.
- [8] 解文辰,李震,时培成.五自由度人-车-路耦合模型振动分析[J].井冈山大学学报(自然科学版),2014,35(3):75-80.
Xie Wenchen, Li Zhen, Shi Peicheng. The vibration analysis of five degrees of freedom man-vehicle-road coupled model[J]. Journal of Jinggangshan University (Natural Science), 2014, 35(3): 75-80.
- [9] 孙阳敏,时培成.八自由度人-车-路耦合模型振动分析[J].宿州学院学报,2015,30(3):93-97.
Sun Yangmin, Shi Peicheng. The vibration analysis of eight degrees of freedom man-vehicle-road coupled model[J]. Journal of Suzhou University, 2015, 30(3): 93-97.
- [10] 钱凯,胡启国,李力克.基于人-车-路耦合振动系统的儿童乘坐舒适性[J].重庆交通大学学报(自然科学版),2013,32(2):351-359.
Qian Kai, Hu Qiguo, Li Like. Children ride comfort based on human-vehicle-road coupled system of vibration[J]. Journal of Chongqing Jiaotong University (Natural Science), 2013, 32(2): 351-359.
- [11] 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 Bingqiang, Li Liang. Dynamic model and comfortableness evaluation of a body-vehicle-road coupled system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2011, 30(1): 1-5.
- [12] 刘昌文,徐天舒,李涛,等.基于人车耦合动力学模型的重型卡车平顺性仿真与优化[J].天津大学学报(自然科学与工程技术版),2020,53(7):736-744.
Liu Changwen, Xu Tianshu, LI Tao, et al. Simulation and optimization of heavy truck ride comfort based on a human-vehicle coupling dynamics model[J]. Journal of Tianjin University (Science and Technology), 2020, 53(7): 736-744.
- [13] 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 Zhonghua, Ji Zhihong, et al. Simulation and experimental research on human riding comfort in human-vehicle system[J]. Journal of Engineering Design, 2010, 17(2): 107-113.
- [14] 苏鸣,李硕,黄浩,等.七自由度车-路耦合模型设计及试验研究[J].机械设计与制造,2022(4):88-91.
Su Ming, Li Shuo, Huang Hao, et al. Design and experimental study of 7-DOF vehicle-road coupling model[J]. Machinery Design and Manufacture, 2022(4): 88-91.
- [15] 常宇健,孙亚婷,陈恩利,等.双频激励下含分数阶非线性汽车悬架系统的混沌研究[J].振动工程学报,2021,34(6):1198-1206.
Chang Yujian, Sun Yating, Chen Enli, et al. Chaos of vehicle suspension system with fractional order nonlinearity under dual frequency excitation[J]. Journal of Vibration Engineering, 2021, 34(6): 1198-1206.

- [16] Cebon D. Handbook of Vehicle-Road Interaction [M]. Lisse, the Netherlands: Swets and Zeitlinger B. V., 1999.
- [17] Reddy R N, Ellis J R. Contribution to the simulation of driver-vehicle-road system[J]. SAE Transactions, 1981 (90): 1886-1910.
- [18] 杨轸, 潘晓东. 考虑汽车动态响应的人-车-路闭环仿真模型[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2006, 34(11): 1479-1483.
Yang Zhen, Pan Xiaodong. Loop simulation model of driver-vehicle-road system considering vehicle dynamic response[J]. Journal of Tongji University(Natural Science), 2006, 34(11): 1479-1483.
- [19] Zhang Yonglin, Guo Weifeng, Zhang Yunqing, et al. Study on the integrated modeling of the entire rider-vehicle-road system[J]. Key Engineering Materials, 2010, 439: 1328-1336.
- [20] Kawamura A, Kaku T. A trial plan regarding the evaluation method of road roughness on the basis of a man-vehicle-road system concept[J]. Doboku Gakkai Ronbunshu, 1989, 407: 87-96.
- [21] Yang Shaopu, Chen Liqun, Li Shaohua. Dynamics of Vehicle-Road Coupled System [M]. Berlin: Springer, 2015.
- [22] Wang Bin, Xu Youlin, Li Yongle. Nonlinear safety analysis of a running road vehicle under a sudden crosswind[J]. Journal of Transportation Engineering, 2016, 142(2): 04015043.

Nonlinear vibration characteristics and experimental validation of a human-vehicle-road coupled system

HAN Yan-wei¹, SHEN Ming-liang¹, GAO Meng-yuan², ZHANG Zi-jian³

(1.School of Civil Engineering, Henan University of Science and Technology, Luoyang 471023, China;

2.School of Mathematics and Statistics, Henan University of Science and Technology, Luoyang 471023, China;

3.College of Astronautics, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: In order to solve the problem of complex nonlinear vibration response in the traveling vehicle system, a nonlinear dynamical model for a coupled human-vehicle-road system with three-degree-of-freedom is established. The coupled vibration equations of human-vehicle-road with three-degree-of-freedom are derived by the Lagrange equation, and the sine and cosine functions of this system arise from the geometric nonlinearity of torsional deformation. The nonlinear restoring force surfaces, potential energy surfaces and analytical expressions of natural frequency are obtained for the free vibration of the human-vehicle-road system. For the forced vibration, the influence of vehicle system parameters of vehicle mass, moment of inertia, passenger mass, seat stiffness, suspension stiffness, damping, centroid position, road wavelength and wave amplitude on the response curves of amplitude velocity is analyzed by using the numerical simulation method. The experimental platform of the coupled human-vehicle-road vibration system is built and the reliability of theoretical analysis and numerical results is verified by the experiments. The results show that this nonlinear dynamical coupled system with three degree-of-freedom can accurately describe the human-vehicle-road response characteristics, and reasonable selection of the system parameters can effectively reduce the vibration response amplitude and improve the human riding comfort.

Key words: nonlinear vibration; human-vehicle-road coupled system; free vibration; forced vibration; amplitude velocity response

作者简介: 韩彦伟(1979—),男,博士,讲师。E-mail: yanwei@haust.edu.cn。

通讯作者: 张子建(1985—),男,博士,副教授。E-mail: zj.zhang@nuaa.edu.cn。