

用于平顺性仿真的七自由度非线性模型

汤望, 海辰光

(郑州宇通客车股份有限公司 技术研究院, 河南 郑州 450061)

摘要:为了解决传统平顺性振动模型对悬架非线性环节描述不足的问题,开发了一个用于平顺性仿真的七自由度非线性时域模型.此模型以线性七自由度模型为基础,通过对悬架迟滞非线性和减振器非线性的准确建模,实现悬架非线性特性的准确描述.通过典型工况仿真,验证所建模型能够更为真实的描述悬架非线性环节对平顺性的恶化现象,进一步提升了平顺性模型的仿真精度.利用所建模型对影响平顺性的典型因素进行仿真研究,研究结果表明可以通过降低悬架刚度、合理匹配减振器阻尼等措施来提升平顺性.

关键词:平顺性仿真;七自由度模型;非线性特性;迟滞特性

中图分类号:U461.1 **文献标志码:**A **文章编号:**1672-9102(2014)04-0018-05

Seven degree of freedom nonlinear model for ride comfort simulation

TANG Wang, HAI Chenguang

(Research and Technology Department, Zhengzhou Yutong Bus Stock Limited Company, Zhengzhou 450061, China)

Abstract: The current ride comfort model does not have the ability to accurately simulate the suspension nonlinear. In order to solve this problem, a seven degree of freedom nonlinear model for ride comfort simulation, was developed. This model was based on seven degree of freedom linear model, through accurate modeling of suspension nonlinear hysteresis and damper nonlinear, to accurately describe suspension nonlinear characteristics. Through the simulation of typical operating conditions, to verify the model have the ability to really describe ride comfort deterioration caused by the suspension nonlinear factor, to further improve the simulation accuracy of ride comfort model. Conduct simulation study about the key factors of ride comfort, the research results show that, it is can improve the ride comfort by reducing suspension stiffness and reasonable matching damping.

Key words: ride comfort simulation; seven degree of freedom model; nonlinear characteristics; hysteresis characteristics

车辆平顺性是指保持车辆在行驶过程中产生的振动和冲击环境对乘员舒适性的影响在一定界限之内^[1],是现代汽车的一个重要性能指标,受到国内外汽车界的重视和关注,研究方法一般分为试验法和模型分析法.

作为平顺性研究的重要手段,模型分析法是将实际车辆系统进行合理简化,建立相应的振动模型,利用仿真方法对汽车振动特性进行分析,在车辆开发初期对平顺性进行预测和评估,为车辆设计

和改进提供依据.因此,建立准确的平顺性振动模型,是进行平顺性仿真研究的基础和前提,学者们进行了大量研究.

郭孔辉^[2]利用二自由度 1/4 车辆模型定性分析了如何选择悬架参数的问题;林逸建立七自由度线性振动模型,对汽车座椅平顺性进行了仿真研究;容一鸣^[3]应用 MATLAB 工具箱编制了五自由度半车模型仿真程序;张庆才^[4]采用多刚体系统建立了汽车七自由度的线性振动模型,以各态历经

的路面随机输入谱对车辆的平顺性进行了仿真研究;丁玉庆^[5]建立起八自由度整车振动模型,用前后四轮路面随机激励作为系统输入,对车厢及司机座椅的功率谱进行分析。

车辆悬架系统中的非线性环节很大程度上决定着车辆平顺性的优劣,这些关键环节的准确建模决定着平顺性模型仿真的准确性.通过平顺性建模研究的调研发现,传统的平顺性建模方法,通常将悬架系统看做是线性系统,模型中的悬架刚度和阻尼往往采用线性系数,不能真实反映悬架非线性对平顺性的影响,降低了模型仿真精度.为了解决传统平顺性模型对悬架非线性描述不足的问题,建立起用于平顺性仿真的七自由度非线性时域模型.此模型以线性七自由度模型为基础,通过对悬架迟滞非线性和减振器非线性的准确建模,实现悬架非线性的准确描述,使得模型能够更为真实的描述悬架非线性环节对平顺性的恶化现象,进一步提升模型的仿真精度。

1 七自由度非线性时域模型

为了解决传统平顺性振动模型对悬架非线性环节描述不足的问题.建立起七自由度非线性时域模型,以七自由度线性模型为基础,通过对悬架迟滞非线性和减振器非线性的准确建模,实现悬架非线性的准确描述。

1.1 悬架非线性迟滞特性建模

车辆悬架中使用的弹性和阻尼元件,受到设计和使用条件的限制,会产生干摩擦,悬架系统对外呈现非线性迟滞特性^[6](以钢板弹簧悬架最为明显),悬架加载和卸载过程中,悬架承载力和悬架跳动量曲线不重合形成滞回曲线(如图1所示),这种非线性特性对平顺性起到恶化的作用^[7],尤其在小振幅的工作条件下,这种恶化效果更为明显。

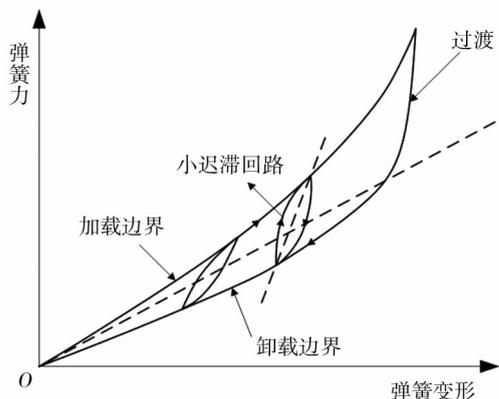


图1 悬架非线性迟滞特性

Fancher 提出了用差分方程表述的钢板弹簧恢复力模型^[8-10],能较准确地描述出钢板弹簧的瞬时动态特性,适用于时域模拟方法的求解。

借助于 Fancher 的建模思想,建立起悬架非线性迟滞特性模型,准确描述悬架加载和卸载过程不重合所展现出的迟滞特性。

利用下列公式描述上述悬架非线性迟滞特性:

如果 $d_s \geq d_{s_old}$,

$$F_s = F_{envu} + (F_{s_old} - F_{envu_old}) e^{\frac{(d_s - d_{s_old})}{\beta_u}}$$

如果 $d_s < d_{s_old}$,

$$F_s = F_{envl} + (F_{s_old} - F_{envl_old}) e^{\frac{(d_{s_old} - d_s)}{\beta_l}}$$

式中, d_s 为钢板弹簧总变形量,m; F_s 为钢板弹簧垂直力,N; F_{envu} 为钢板弹簧加载边界,N; F_{envl} 为钢板弹簧卸载边界,N; β_u 为钢板弹簧加载系数; β_l 为钢板弹簧卸载系数.后缀 old 代表上一时刻的值。

通过建立悬架非线性迟滞特性模型,准确描述悬架加载和卸载过程中,悬架承载力和悬架跳动量曲线不重合所形成的滞回曲线,使模型实现悬架非线性特性的准确表达。

1.2 减振器非线性特性建模

为了实现减振器非线性特性的准确描述,建立起减振器非线性模型,利用插值法准确描述减振器的非线性特性.图2是减振器速度-阻尼力特性试验数据与模型仿真结果的对比,验证所建减振器非线性模型能够真实模拟减振器的非线性特性。

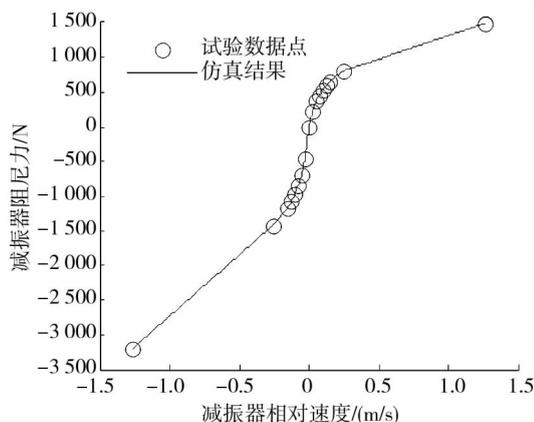


图2 减振器阻尼力-速度特性试验与仿真对比

1.3 七自由度非线性时域模型

将建立好的悬架非线性迟滞模型和减振器非线性模型嵌入到七自由度线性模型,建立起用于平顺性仿真的七自由度非线性时域模型.如图3所示,它包括车身的垂向、俯仰和侧倾3个自由度,4个车轮的垂直方向的4个自由度.车身和车轮之间

通过弹簧阻尼相连.模型保留了车辆平顺性中我们关心和需要的大部分主要参数,可以反映平顺性问题的本质.

模型特点:

1) 将车身视为具有集中质量的刚体,考虑车身的垂直、侧倾和俯仰振动对汽车平顺性的影响,忽略车身扭转振动对平顺性的影响;

2) 将轮胎简化成一个线性弹簧,因为轮胎阻尼很小,故假设轮胎为零阻尼,不考虑轮胎的阻尼对振动的影响.

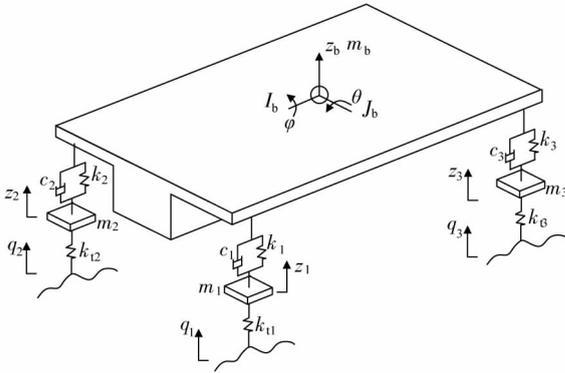


图3 整车七自由度非线性模型

如图3所示, m_b 为车身质量, kg ; J_b 为车身俯仰转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; I_b 为车身侧倾转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; m_i 为4个悬架的质量, kg ; k_i 为4个悬架的刚度, N/m ; c_i 为4个悬架的阻尼, $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}$; k_{i1} 分别是4个轮胎的刚度, N/m ; z_b 为车身的垂直位移, m ; θ 为车身的俯仰角位移, $(^\circ)$; φ 为车身的侧倾角位移, $(^\circ)$; z_i 分别为4个车轮垂直位移, m ; q_i 分别为4轮路面输入, m .

七自由度整车模型的动力学方程为

$$\begin{aligned} m_b \ddot{z}_b &= F_{s1} + F_{s2} + F_{s3} + F_{s4} - m_b g; \\ J_b \ddot{\theta} &= -(F_{s1} + F_{s2})a + (F_{s3} + F_{s4})b; \\ I_b \ddot{\varphi} &= (F_{s1} - F_{s2})b_f + (F_{s3} + F_{s4})b_r; \\ m_1 \ddot{z}_1 &= F_{t1} - F_{s1} - m_1 g; \\ m_2 \ddot{z}_2 &= F_{t2} - F_{s2} - m_2 g; \\ m_3 \ddot{z}_3 &= F_{t3} - F_{s3} - m_3 g; \\ m_4 \ddot{z}_4 &= F_{t4} - F_{s4} - m_4 g. \end{aligned}$$

式中, m_b 为车身质量, kg ; J_b 为车身俯仰转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; I_b 为车身侧倾转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; m_i 分别为4个簧下质量, kg ; b_f, b_r 分别为前后悬架轮距的1/2 m ; a, b 分别为车身质心到前后悬架的距离, m ; F_{si} 分别为4个悬架的垂向力(弹簧力和阻尼力的合力), N ; F_{ti} 分别为4个轮胎的垂向力, N ; z_b 为车身的垂直位移, m ; θ 为车身的俯仰角位移, $(^\circ)$; φ

为车身的侧倾角位移, $(^\circ)$; z_i 分别为4个车轮垂向位移, m .

2 适用于时域仿真的随机路面模型

作为车辆振动输入的路面不平度,主要采用路面功率谱密度描述其统计特性^[11].当把车辆考虑为线性系统时,可以直接采用路面功率谱作为系统的输入得到车辆的垂向加速度功率谱.但当需要考虑悬架系统中的弹簧、减振器等元件的非线性特性时,频率模型不再适用,就要构建路面的时域模型^[12].功率谱密度函数只包含频谱的幅值信息而不包含相位信息,所以需要一些方法来产生随机相位后再与对应幅值项组合^[13]来产生时域路面.这类方法主要有谐波叠加法^[14],傅里叶反变换法^[15],积分白噪声法^[16]等,采用谐波叠加法来构建适用于四轮输入的时域随机路面模型.

道路是窄带过程,在时间频率 $f_1 < f < f_2$ 内的路面位移功率谱密度为 $G_q(f)$.将区间 (f_1, f_2) 划分为 n 个小区间,取每个小区间的中心频率 f_{mid_i} ($i = 1, 2, \dots, n$) 处的谱密度 $G_q(f_{\text{mid}_i})$ 代替整个小区间的值.

对应每个小区间,具有频率 f_{mid_i} ($i = 1, 2, \dots, n$) 且标准差为 $\sqrt{G_q(f_{\text{mid}_i}) \cdot \Delta f}$ 的正弦波函数可表示为

$$\sqrt{2G_q(f_{\text{mid}_i}) \cdot \Delta f} \cdot \sin(2\pi \cdot f_{\text{mid}_i} t + \theta_i).$$

将对应于各个小区间的正弦波函数叠加起来,就得到时域路面随机位移输入,如图4中所示.

$$q(t) = \sum_{i=1}^n \sqrt{2G_q(f_{\text{mid}_i}) \cdot \Delta f} \cdot \sin(2\pi \cdot f_{\text{mid}_i} t + \theta_i).$$

式中, $q(t)$ 为时域路面随机位移输入, m ; $G_q(f_{\text{mid}_i})$ 为路面功率谱密度, m^2/Hz ; f_{mid_i} 为每个小区间的中心频率, Hz ; Δf 为频率区间的长度, Hz ; t 为时间, s ; θ_i 为 $[0, 2\pi]$ 上均匀分布的随机变量, $(^\circ)$.

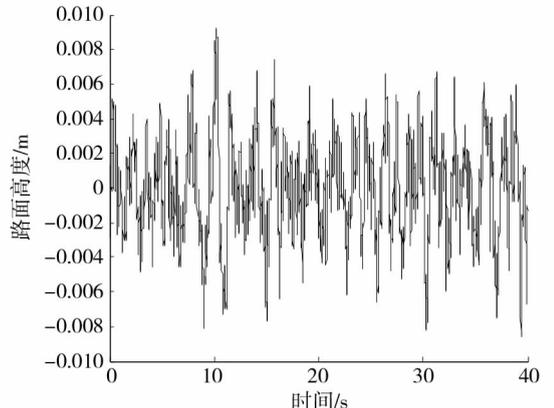


图4 时域路面输入

3 七自由度非线性模型的仿真实验验证

传统的平顺性振动模型,由于在建模中忽略了悬架系统的非线性环节,因此,不能真实模拟实际车辆系统中悬架非线性环节(如悬架迟滞特性和减振器非线性)对平顺性的影响,降低了仿真精度.本节通过七自由度非线性模型和传统线性模型的仿真结果对比,来验证所建模型可以准确表达悬架非线性环节对平顺性的影响.

仿真工况设定:整车模型以 50 km/h, 60 km/h, 70 km/h, 80 km/h, 90 km/h 等 5 个车速在 A 级路面直线行驶.分别进行了七自由度非线性模型和传统线性模型的仿真.仿真结果如图 5、图 6 所示.

根据国标^[17],对仿真结果进行试验数据处理,以加权加速度均方根值作为平顺性评价指标.

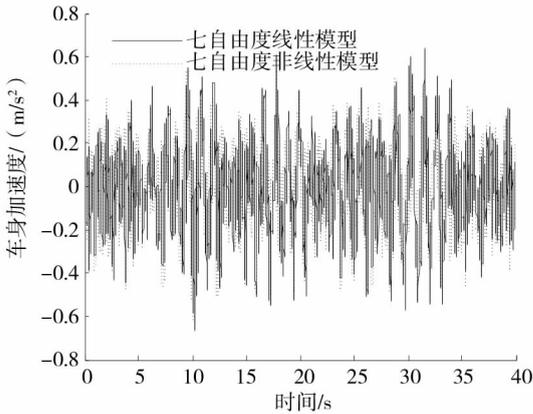


图 5 60 km/h 工况车身加速度时域曲线

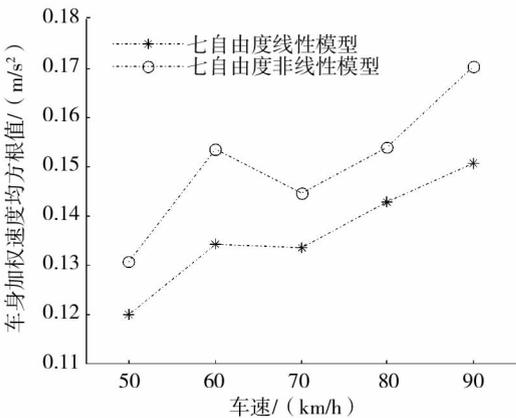


图 6 线性和非线性模型平顺性仿真结果对比

仿真验证结论:

由仿真结果可以看出,所建七自由度非线性模型,通过在建模中对悬架系统的非线性环节(悬架迟滞特性和减振器非线性)的准确描述,能够真实

反映实际车辆系统中悬架非线性环节对平顺性的恶化现象,进一步提升了平顺性的仿真精度.

4 平顺性典型影响因素仿真

利用所建七自由度非线性车辆模型,对平顺性的典型影响因素进行仿真研究,研究悬架刚度、减振器阻尼等典型因素对平顺性的影响.

4.1 悬架刚度对平顺性的影响

悬架刚度所决定的偏频水平,很大程度上决定了车辆平顺性的好坏,在仿真中通过改变不同的悬架刚度,来研究悬架刚度对平顺性的影响.

仿真工况设定:整车模型以 60 km/h 速度在 A 级路面直线行驶,分别进行了 5 组不同后悬架刚度(如表 1 所示)的平顺性仿真.仿真结果如图 7 所示.

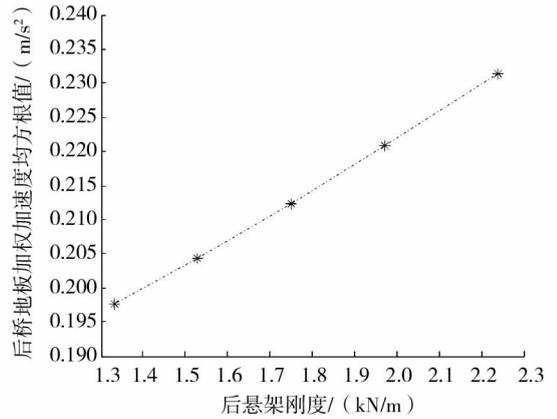


图 7 悬架刚度对平顺性影响

表 1 5 组悬架刚度所对应偏频

| 组序 | 刚度 kN/m | 偏频/Hz | 组序 | 刚度 kN/m | 偏频/Hz |
|----|---------|-------|----|---------|-------|
| 1 | 133 | 1.34 | 4 | 197 | 1.64 |
| 2 | 153 | 1.44 | 5 | 224 | 1.74 |
| 3 | 175 | 1.54 | | | |

根据仿真结果可以看出,随着悬架刚度的增大,偏频增大,导致加权加速度均方根值变大,恶化平顺性,所以可以采取降低悬架刚度的方法来提升平顺性.

4.2 减振器阻尼对平顺性的影响

减振器阻尼所决定的阻尼比,对平顺性好坏有很大影响,在仿真中通过改变不同的阻尼系数,来研究减振器阻尼对平顺性的影响.

仿真工况设定:整车模型以 60 km/h 速度在 A 级路面直线行驶,分别进行了 8 组不同减振器阻尼的平顺性仿真,仿真结果如图 8 所示.

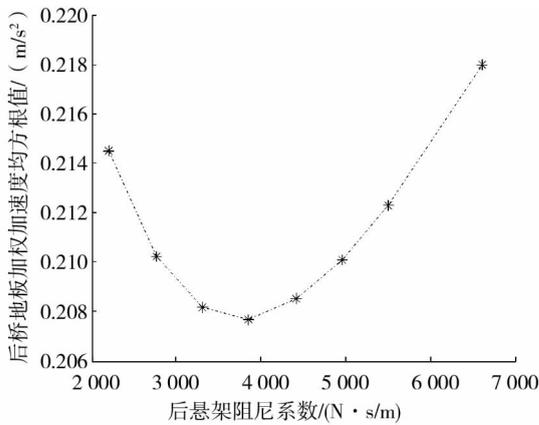


图8 减振器阻尼对平顺性影响

根据仿真结果可以看出,随着悬架阻尼系数的增大,加权加速度均方根值先减小后增大,在阻尼系数为4 000 N·s/m附近取最小值,原因是在不同的频率段对阻尼的需求是相矛盾的,所以在实际工程中,应该对减振器阻尼进行折中匹配,找到一个最优的平衡点,兼顾各个频率段的需求。

5 结论

1) 建立起悬架非线性迟滞特性模型,准确描述悬架加载和卸载过程中,悬架承载力和悬架跳量曲线不重合所导致的滞回特性;通过减振器非线性模型的建立,实现减振器非线性特性的准确描述;将悬架非线性迟滞模型和减振器非线性模型嵌入整车模型,建立起平顺性七自由度非线性模型,较忽略悬架非线性的传统模型,该模型能够更真实地反映悬架非线性对车辆平顺性的影响。

2) 通过典型工况仿真,验证所建模型能够更为真实的描述悬架非线性环节对平顺性的恶化现象,进一步提升了平顺性模型的仿真精度。

3) 利用所建模型,对影响平顺性的典型因素(悬架刚度、减振器阻尼等)进行仿真研究。结果表明,悬架刚度越小,加权加速度均方根值越小;随着减振器阻尼的逐渐增大,加权加速度均方根值先减小后增大。因此,可以通过降低悬架刚度、合理匹配减振器阻尼等措施来提升平顺性。

参考文献:

- [1] 余志生. 汽车理论[M]. 5版. 北京: 机械工业出版社, 2009.
- [2] 郭孔辉. 汽车振动与载荷的统计分析及悬挂系统参数的选择[J]. 汽车技术, 1976(4):54-58.
- [3] 容一鸣, 阳杰. 车辆随机输入的动态仿真和试验研究[J]. 汽车工程, 2001, 23(5):349-351.
- [4] 张庆才. 汽车七自由度振动模型及在汽车平顺性仿真研究中的应用[J]. 上海汽车, 1999(3):16-18.
- [5] 丁玉庆. 汽车悬架及司机座椅动态参数优化[J]. 振动与冲击, 2003, 22(2):57-59.
- [6] Gillespie T D. Fundamentals of vehicle dynamics [M]. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc., 1992.
- [7] Gillespie T D. Heavy truck ride [C]. SAE Technical Paper, 1985, doi:10.4271/850001.
- [8] Fancher P S. Measurement and representation of the mechanical properties of truck leaf springs [C]. SAE Technical Paper, 1980, doi:10.4271/800905.
- [9] Cebon D. Simulation of the response of leaf springs to broad band random excitation [J]. Vehicle System Dynamics, 1986(15):375-392.
- [10] Naraghi M, Zadeh E N. Effect of heavy vehicle suspension designs on dynamic road loading - a comparative study [C]. SAE Technical Paper, 2001, doi:10.4271/2001-01-2766.
- [11] 赵济海, 王哲人, 关朝雳. 路面不平度的测量分析与应用[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2000.
- [12] Kang D, Heo S, Kim H. Virtual road profile modeling using equivalent damage method for VPG simulation [C]. SAE Technical Paper, 2009, doi:10.4271/2009-01-0814.
- [13] 李炜明, 朱宏平, 黄民水, 等. 路面随机谱激励的数值计算方法及统计特性[J]. 中国公路学报, 2009, 22(3):20-25.
- [14] 张永林. 用谐波叠加法重构随机道路不平顺高程的时域模型[J]. 农业工程学报, 2003, 19(6):32-35.
- [15] 姜丽丽. 基于傅里叶反变换的路面随机激励时域建模与仿真[D]. 长春: 吉林大学汽车工程学院, 2007.
- [16] 王先云. 用于车辆平顺性仿真的随机路面构造[J]. 科学技术与工程, 2011(35):8796-8799.
- [17] 秦民, 刘明辉, 应国增, 等. GB/T 4970-2009. 中华人民共和国国家标准 汽车平顺性试验方法[S]. 北京: 中国标准出版社, 2010.