

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.12.004

# 轿车转向系与前悬架耦合动力学特性研究\*

王威 陈军 宋玉玲

(西北农林科技大学机械与工程学院, 陕西杨凌 712100)

**摘要:** 在考虑簧载质量振动的情况下以轿车转向系与前悬架的耦合非线性振动系统为研究对象,应用集中参数法建立高维耦合系统的7自由度非线性动力模型,模型中综合考虑轮胎的非线性侧偏特性,悬架的非线性弹簧-阻尼力以及转向系连杆的弹性作用。通过数值仿真研究,揭示了车轮存在失重量时耦合系统的动态特性和转向系参数、前悬架参数对整车摆振的影响,明确了转向系振动与前悬架振动的相互作用关系,为耦合动力系统的动态设计与综合动力学控制提供了理论依据。

**关键词:** 轿车 转向系 前悬架 动力学特性 参数影响分析

**中图分类号:** U461 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)12-0017-05

## Coupled Dynamic Characteristics of Car Steering System and Front Suspension System

Wang Wei Chen Jun Song Yuling

(College of Mechanical and Electronic Engineering, Northwest A&F University, Yangling, Shaanxi 712100, China)

**Abstract:** The combination of vehicle steering system and front suspension system is a dynamic coupled system. In allusion to coupled nonlinear vibration system of a car steering system and front suspension, a high dimension coupled 7-DOF. nonlinear vibration model was constructed using a concentrated parameters method. The nonlinear lateral force of tires, the nonlinear elastic force and damping force of the front suspension and the elastic effect of steering system connective poles were taken into account during the modeling. The dynamic characteristics of the coupled system and the parameter effects of automotive steering and front suspension were illustrated by numerical analysis when the mass unbalance existed in the front wheel, and the vibration relation between the steering system and front suspension was revealed. Research results can provide the theoretical support for dynamic design and synthetical dynamic control of coupled nonlinear vibration system.

**Key words:** Car Steering system Front suspension Dynamic characteristics Parameters influence analysis

### 引言

现代轿车广泛采用轻量化技术,大量的薄壁杆件被广泛使用,悬架部位安装有非线性弹簧阻尼元件,有效抑制了路面垂向位移激励引起的车辆振动,提高了乘车的舒适性。另一方面,弹性构件和非线

性悬架的使用使轿车整车发生摆振现象<sup>[1]</sup>,导致车辆发飘、前轮轮胎严重磨损,失去稳定性,造成爆胎等交通事故。目前该现象尚未得到较好的解决<sup>[2]</sup>。整车摆振产生的机理还没有被完全揭示,严重影响车辆的动态设计,致使摆振控制的效果不明显,是一个亟待解决的问题。

收稿日期: 2013-07-03 修回日期: 2013-08-02

\* 教育部博士学科点专项科研基金资助项目(20120204120017)、中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(QN2011141)和西北农林科技大学博士科研启动基金资助项目(2010BSJJ016)

作者简介: 王威,讲师,博士,主要从事机械动力学、车辆动力学与控制和非线性控制理论研究,E-mail: wangwei79912@sina.com

通讯作者: 陈军,教授,博士,主要从事现代农业装备和车辆动力学与控制研究,E-mail: chenjun\_jdxy@nwsuaf.edu.cn

实际上,转向系与前悬架在动力学层面上是一高度非线性耦合动力系统。Demic<sup>[3]</sup>通过试验手段证实了车辆在转弯时悬架系统的偏斜使转向轮严重磨损并对转向系振动产生重要影响。Kimura等<sup>[4]</sup>同样应用试验证明了转向系振动可以引发簧载质量振动这一现象。Ismail Murat Ereke<sup>[5]</sup>在忽略簧载质量振动的条件下研究了非独立悬架汽车的转向系振动问题,分析了转向轮定位参数对系统振动特性的影响,但所建模型是线性的,未考虑簧载质量的振动,与试验结果偏离较大。还有较多学者研究转向系的振动规律,主要以模型研究为主,强调模型的构建方法及其合理性,未从本质上揭示转向系振动与前悬架振动的关系及相互影响规律<sup>[6-7]</sup>。国内在转向系振动领域的研究主要针对非独立悬架汽车,对独立悬架汽车的研究较少<sup>[8-10]</sup>。以文献[11~12]为代表,指出了摆振是Hopf分岔出现稳定极限环的振动现象,极限环和平衡点之间可能存在不稳定极限环,并随着车速的增加可以出现二次摆振,从基本假设来看,均忽略了簧载质量的振动,在该问题上需要做进一步的研究。

综上所述,轿车前轮绕主销的振动会引发整个转向系和前悬架的振动,相反前悬架的振动又对转向系的振动产生重要影响,因此研究转向系的振动要充分考虑前悬架簧载质量的振动,建立耦合动力学模型,对耦合振动系统进行分析与控制。本文建立转向系、前悬架耦合振动模型,分析耦合系统参数影响。

## 1 多自由度耦合非线性动力学模型

轿车转向轮摆振会引发整个转向系与前悬架耦合系统的振动,其主要原因是转向轮的长期使用产生了不平衡质量,该失衡量是耦合系统振动的主要激励源。另外一种情况是在转向轮不存在失衡量的情况下,偶然受到路面瞬时激励的作用,产生一个初始偏角,然后呈现持续摆动状态,属于自激摆振。针对前一种摆振现象,考虑转向机构弹性影响和多种非线性因素,包括轮胎非线性侧向力、悬架非线性弹簧-阻尼力,应用集中参数法建立转向系与前悬架耦合7自由度非线性动力学模型。

### 1.1 悬架模型与轮胎侧向力模型

采用非线性悬架来衰减汽车垂向受到的振动与冲击,悬架非线性弹性力模型为<sup>[13]</sup>

$$F_i = k_i \Delta y + \varepsilon k_i \Delta y^3 \quad (1)$$

式中  $\Delta y$ ——悬架弹簧变形量

$k_i$ ——悬架弹簧刚度系数

$\varepsilon$ ——悬架弹簧的非线性系数

悬架非线性弹性力曲线如图1所示,由图可知悬架弹簧在拉伸和压缩时其弹性力随非线性系数 $\varepsilon$ 的变化而变化。在相同的刚度系数作用下,当 $\varepsilon$ 较大时,弹簧的硬特性表现较明显;反之,软特性表现较明显。

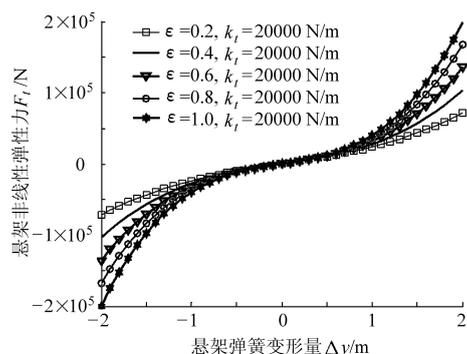


图1 悬架非线性弹性力特性曲线

Fig. 1 Nonlinear elastic force of suspension

考虑磁流变阻尼器半主动悬架,其阻尼力模型如图2所示。力学方程为

$$\begin{cases} \dot{f}_d = c(\dot{x} - \dot{x}_0) + \alpha z \\ \dot{z} = -\gamma |\dot{x} - \dot{x}_0| z^3 - \beta (\dot{x} - \dot{x}_0) |z|^3 + A(\dot{x} - \dot{x}_0) \end{cases} \quad (2)$$

其中  $\alpha = \alpha_a + \alpha_b u$   $c = c_a + c_b u$   
 式中  $c, \alpha$ ——与阻尼器外加电压有关的系数  
 $\gamma, \beta, A$ ——与滞后环形状有关的参数  
 $z$ ——滞变位移  $f_d$ ——阻尼力  
 $\alpha_b, c_b$ ——比例系数  $\alpha_a, c_a$ ——常数项  
 $u$ ——控制电压

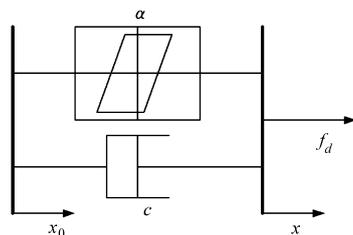


图2 磁流变阻尼器力学模型

Fig. 2 Model of magneto-rheological damper

轮胎与地面接触的非线性侧向力是影响摆振的主要因素,为了使理论研究更接近于实际,考虑印迹扭曲的轮胎模型,其侧向力为<sup>[14]</sup>

$$F = aA_1(\theta - c\dot{\theta}) + a^2A_2(\theta - c\dot{\theta})^2 + a^3A_3(\theta - c\dot{\theta})^3 \quad (3)$$

其中

$$a = \frac{(\rho v_a/k)^2 + (\rho D_x/k)\omega^2}{\omega^2 + (\rho v_a/k)^2}$$

$$c = \frac{\rho v_a/k - \rho^2 D_x v_a/k^2}{(\rho v_a/k)^2 + (\rho D_x/k)\omega^2}$$

$$A_1 = k$$

$$A_2 = -0.0668k^2/(\mu_s \cdot N)$$

$$A_3 = -0.1032k^3 / (\mu_s \cdot N)^2$$

式中  $v_a$ ——车辆直线行驶速度  
 $k$ ——轮胎侧偏刚度  
 $\rho$ ——轮胎侧向刚度  $\omega$ ——车轮角速度  
 $\mu_s$ ——轮胎与地面的附着系数  
 $D_x$ ——轮胎拖距  $\theta$ ——车轮摆角  
 $N$ ——地面对车轮的垂向作用力

### 1.2 转向系与前悬架耦合非线性动力学模型

建立转向系与前悬架耦合动力学模型时作如下假设:①路面平坦,无垂向位移激励。②前轮在摆振过程中,车辆仍保持匀速直线行驶。③转向器和方向盘无振动。④忽略主销内倾角、车轮外倾角与前束的影响。建立的耦合振动模型如图 3 所示。

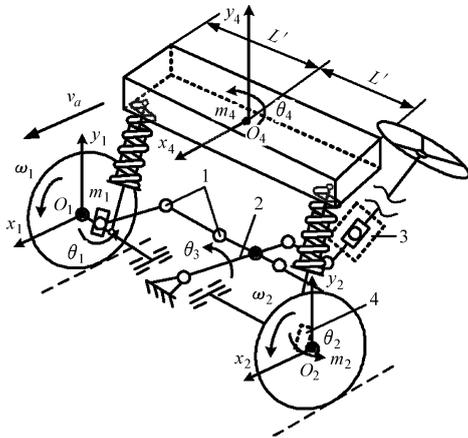


图 3 转向系与前悬架耦合动力学模型  
 Fig.3 Coupled dynamic model of steering system and front suspension system

1. 铰联接 2. 中间摇臂 3. 转向器 4. 主销

模型中考虑了前轮绕主销摆动的 2 个摆角自由度  $\theta_1, \theta_2$ , 中间摇臂的摆动自由度  $\theta_3$ , 车轮质心垂向跳动自由度  $y_1, y_2$ , 簧载质量的垂向振动自由度  $y_4$  和绕  $x_4$  轴的转动自由度  $\theta_4$ , 共 7 个自由度。计入摇臂与车轮间连杆机构的弹性作用后将其简化成弹簧-阻尼单元。由于车轮具有弹性, 发生摆振时, 质心的垂向位移会发生变化, 进而引发簧载质量的振动, 因此要通过车轮质心垂向位移的变化量将车轮摆振与簧载质量的振动耦合在一起, 以右前轮为例, 摆振前后车轮质心垂向位移的变化如图 4 所示,  $F_n$  是车轮失衡量  $m_0$  所产生的惯性力,  $m_1$  为车轮质量,  $m_0$  到质心的质量矩为  $m_0 r$ ,  $\alpha_0$  是  $r$  与水平方向的初始夹角, 主销后倾角为  $\tau$ , 车轮角速度是  $\omega_1$ 。考虑轮胎弹性作用, 摆振后车轮质心相对上升的高度也就是轮胎垂向变形量, 即

$$\Delta_1 = L \sin \theta_1 \sin \tau \quad (4)$$

式中  $L$ ——转向节有效长度

惯性力对质心的垂向作用力和绕主销的转动

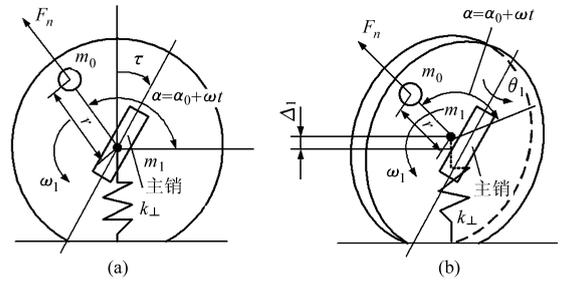


图 4 右前轮摆振前、后对比模型

Fig.4 Contrastive model of right-front wheel shimmy  
 (a) 摆振前 (b) 摆振后

矩分别为

$$F_{n \perp} = m_0 r \omega_1^2 [ \sin(\alpha_0 + \omega t + \tau) \cos \tau - \cos(\alpha_0 + \omega t + \tau) \sin \tau \cos \theta_1 ] \quad (5)$$

$$M_{F_n} = -m_0 r \omega_1^2 L \cos(\alpha_0 + \omega t + \tau) \quad (6)$$

假设车轮与地面无相对滑动, 摩擦力及其对主销的力矩为

$$F_{\mu 1} = \mu N_1$$

$$M_{F_{\mu 1}} = F_{\mu 1} L \cos \tau$$

式中  $\mu$ ——摩擦系数

$N_1$ ——地面对右前轮的支反力

由方程  $\Delta y_{01}^3 + \frac{1}{\varepsilon} \left( \Delta y_{01} - \frac{m_4 g}{2k_t} \right) = 0$  解得悬架弹

簧静变形量为

$$\Delta y_{01} = \frac{\frac{1}{6} \left\{ \frac{54 m_4 g}{k_t} + 12 \left[ \frac{12}{\varepsilon^3} + \frac{81}{4} \left( \frac{m_4 g}{k_t} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{2}{3}} - \frac{2}{\varepsilon}}{\left\{ \frac{54 m_4 g}{k_t} + 12 \left[ \frac{12}{\varepsilon^3} + \frac{81}{4} \left( \frac{m_4 g}{k_t} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}}$$

轮胎的静变形量为

$$\delta_{01} = \frac{m_4 g + 2m_1}{2k_{\perp}}$$

式中  $k_{\perp}$ ——轮胎垂向刚度

在摆角较小的情况下, 轮胎侧向力对主销的转矩为

$$M_{F_1} = F_1 (D_x \cos \tau + y_1 \sin \tau) \quad (7)$$

式中  $y_1$ ——右前轮瞬时滚动半径

车轮质心处垂向合力对主销的转动转矩为

$$M_{\perp 1} = (F_{r1} + f_{d1} - m_1 g - N_1) L \sin \tau \cos \theta_1 \quad (8)$$

其中  $N_1 = k_{\perp} (y_1 - h_1 - \delta_{01} + \Delta_1)$

式中  $h_1$ ——车辆静止时车轮质心到地面的距离

忽略转向连杆机构的质量, 将其简化成弹簧-阻尼单元, 则阻碍车轮摆动的力矩为

$$M_1 = c_1' \dot{\theta}_1 + c_1 (\dot{\theta}_1 - k_r \dot{\theta}_3) + k_1 (\theta_1 - k_r \theta_3) \quad (9)$$

其中  $k_r = \frac{d_3 \cos(\alpha_1 + \alpha_3)}{d_1 \cos \tau}$

式中  $d_1$ ——右摆臂长度  $d_3$ ——中间摇臂长度

$\alpha_1$ ——右摆臂与车辆纵轴线的初始夹角

$\alpha_3$ ——中间摇臂与车辆纵轴线的初始夹角

$c'_1$ ——右前轮绕主销的旋转阻尼

$c_1$ ——右前轮与中间摇臂的连接角阻尼

$k_1$ ——右前轮与中间摇臂的连接角刚度

上述分析是以右前轮为例,左前轮的分析与右前轮相似,这里不再赘述。整体耦合模型中考虑右前轮不平衡质量  $m_0$  的影响,认为整车簧载质量的  $1/2$  作用在前悬架上且质心距两前轮的距离相等,均为  $L'$ 。在假设弹性元件受拉的条件下,选择地面为基坐标所在平面,建立耦合系统的非线性动力学方程为

$$\begin{cases} m_4 \ddot{y}_4 + F_{r1} + f_{d1} + F_{r2} + f_{d2} + m_4 g = 0 \\ J_4 \ddot{\theta}_4 - (F_{r1} - F_{r2} + f_{d1} - f_{d2}) L' = 0 \\ m_1 \ddot{y}_1 - F_{r1} - f_{d1} + m_1 g + N_1 - F_{n\perp} = 0 \\ J_1 \ddot{\theta}_1 - M_{F_n} - M_{\perp 1} + M_{F_1} - M_{F_{\mu 1}} + M_1 = 0 \\ m_2 \ddot{y}_2 - F_{r2} - f_{d2} + m_2 g + N_2 = 0 \\ J_2 \ddot{\theta}_2 + M_{\perp 2} + M_{F_2} + M_{F_{\mu 2}} + M_2 = 0 \\ J_3 \ddot{\theta}_3 + M'_3 - k_r M'_1 - k_r M'_2 + M_3 = 0 \end{cases} \quad (10)$$

其中

$$\begin{aligned} N_2 &= k_{\perp} (y_2 - h_2 - \delta_{02} - \Delta_2) \\ M_{\perp 2} &= (F_{r2} + f_{d2} - m_2 g - N_2) L \sin \tau \cos \theta_2 \\ M_{F_2} &= F_2 (D_x \cos \tau + y_2 \sin \tau) \\ M_{F_{\mu 2}} &= F_{\mu 2} L \cos \tau \\ M_2 &= c'_2 \dot{\theta}_2 + c_2 (\dot{\theta}_2 - k_r \dot{\theta}_3) + k_2 (\theta_2 - k_r \theta_3) \\ M'_1 &= c_1 (\dot{\theta}_1 - k_r \dot{\theta}_3) + k_1 (\theta_1 - k_r \theta_3) \\ M'_2 &= c_2 (\dot{\theta}_2 - k_r \dot{\theta}_3) + k_2 (\theta_2 - k_r \theta_3) \\ M'_3 &= c'_3 \dot{\theta}_3 \quad M_3 = k_3 \theta_3 + c_3 \dot{\theta}_3 \end{aligned}$$

式中  $h_2$ ——车辆静止时簧载质量与车轮质心的垂向距离

$c'_2$ ——左前轮绕主销的旋转阻尼

$c_2$ ——左前轮与中间摇臂的连接角阻尼

$k_2$ ——左前轮与中间摇臂的连接角刚度

$c'_3$ ——中间摇臂绕转轴的旋转阻尼

$c_3$ ——中间摇臂与转向器的当量连接阻尼

$k_3$ ——中间摇臂与转向器的当量连接刚度

## 2 耦合系统的动态特性分析

在所建耦合动力模型的基础上,为了对耦合系统进行综合动态设计或采取振动抑制措施就必需明确系统参数对系统运动状态的影响规律,所以要对所建立的模型进行振动规律的研究。仿真参数选取为: $J_1 = J_2 = 40 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ ,  $J_3 = 6 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ ,  $J_4 = 1500 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ ,  $m_1 = m_2 = 20 \text{ kg}$ ,  $m_4 = 700 \text{ kg}$ ,  $c'_1 = c'_2 = 20 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}/\text{rad}$ ,  $c_1 = c_2 = 50 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}/\text{rad}$ ,  $c'_3 = 10 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}/\text{rad}$ ,  $c_3 =$

$20 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}/\text{rad}$ ,  $k_1 = k_2 = 5 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{rad}$ ,  $k_3 = 6 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{rad}$ ,  $d_1 = 0.3 \text{ m}$ ,  $d_3 = 0.6 \text{ m}$ ,  $m_0 r = 0.15 \text{ kg} \cdot \text{m}$ ,  $D_x = 0.06 \text{ m}$ ,  $\mu_s = 0.15$ ,  $\mu = 0.05$ ,  $\tau = 0.09 \text{ rad}$ ,  $\alpha_1 = \pi/6$ ,  $\alpha_3 = \pi/12$ ,  $\alpha_0 = 2\pi/3$ ,  $k = 9 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{rad}$ ,  $\rho = 1.5 \times 10^5 \text{ N}/\text{m}$ ,  $k_{\perp} = 2.0 \times 10^5 \text{ N}/\text{m}$ ,  $k_r = 2 \times 10^4 \text{ N}/\text{m}$ ,  $L' = 0.8 \text{ m}$ ,  $L = 0.08 \text{ m}$ ,  $h_1 = 0.33 \text{ m}$ ,  $h_2 = 0.35 \text{ m}$ , 车轮半径  $R = 0.35 \text{ m}$ ,  $\varepsilon = 0.6$ 。磁流变阻尼器参数见文献[15]。在给定参数下,基于变步长四阶 RK 法对耦合系统进行仿真分析。

### 2.1 悬架参数对摆振特性的影响

为了明确悬架参数对耦合系统动态特性的影响规律,在常用车速内进行大范围的参数研究。图5是通过改变悬架磁流变阻尼器的控制电压  $u_1$ 、 $u_2$  (即改变阻尼系数) 得到的仿真曲线。由该图可以看出悬架阻尼对车辆摆振有较大的影响,在常用车速范围内,右前轮最大摆角峰值随控制电压的增大(阻尼系数的增大)而降低,最大摆角峰值对应的车速略有下降,可见通过控制悬架阻尼可以对摆振起到良好的抑制效果。图6是悬架刚度对摆振的影响,减小悬架刚度对抑制最大摆角峰值有一定的作用,但是效果不是很明显,在悬架刚度减小幅度较大的情况下,摆角最大峰值下降的不是很明显,因此,最佳方式是通过悬架的阻尼控制来抑制摆振。

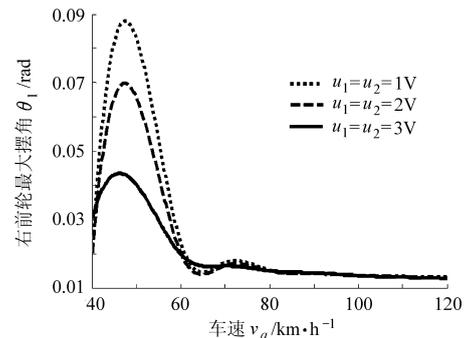


图5 悬架阻尼器控制电压对摆振的影响

Fig. 5 Control voltage influence of suspension damper to shimmy

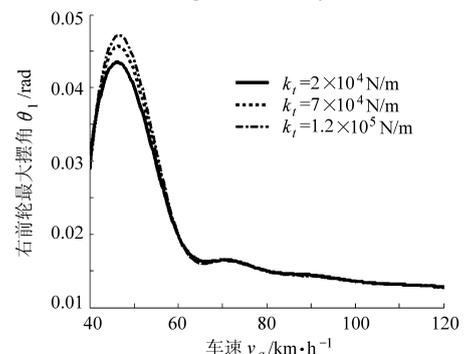


图6 悬架刚度对摆振的影响

Fig. 6 Stiffness influence of suspension to shimmy

## 2.2 转向系参数对摆振特性的影响

在耦合模型的基础上,数值计算了常用车速范围内前轮与中间摇臂的联接角刚度、主销后倾角对摆振的影响。图 7 说明了前轮与中间摇臂的联接角刚度对摆振的影响规律,随着联接角刚度的增加,最大摆角峰值有明显的下降趋势,最大摆角峰值对应的车速有减小的趋势,中速阶段的最大摆角也有一定的下降,因此在设计时要适当加大前轮与中间摇臂的联接角刚度,以有效抑制摆振。图 8 为主销后倾角对摆振的影响规律,可见减小主销后倾角可以有效降低最大摆角峰值,最大摆角峰值对应的车速有增加的趋势,但是主销后倾角过小会引起转向沉重,因此设计时应该综合加以考虑,选取适当的主销

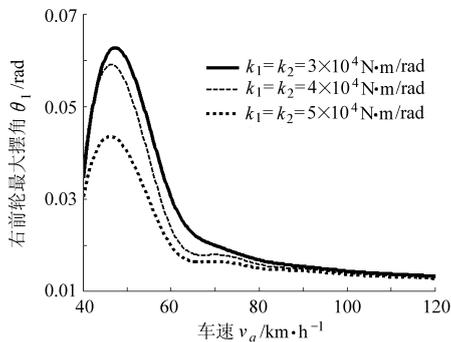


图 7 前轮与中间摇臂的联接角刚度对摆振的影响

Fig. 7 Angle stiffness influence of front wheel and middle rocker to shimmy

后倾角。

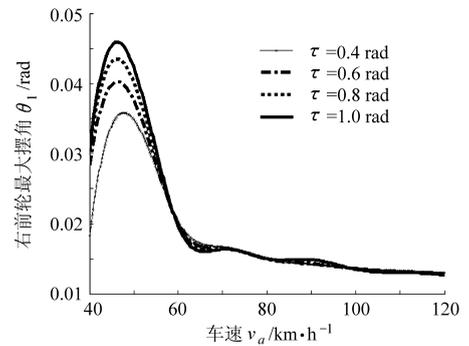


图 8 主销后倾角对摆振的影响

Fig. 8 Caster angle influence of king pin to shimmy

## 3 结论

(1) 基于前轮摆振时车轮质心的垂向变形量,建立了转向系和前悬架的耦合动力学模型,模型中含悬架磁流变阻尼器的阻尼力、悬架非线性弹性力和轮胎非线性侧向力等非线性因素。

(2) 数值分析了悬架参数和转向系参数对摆振的影响,揭示了悬架和转向系在动力学层面的相互作用,得出减小摆振的具体措施。

(3) 通过耦合系统的动力特性研究得出在合理设计转向系来减小摆振的同时可以采用控制悬架阻尼力的方法进一步减小摆振,提高车辆的行驶稳定性。

## 参 考 文 献

- 魏道高, 蒋良生. 主销后倾角对独立悬架汽车自激摆振极限环特性的影响[J]. 农业机械学报, 2012, 43(12): 5~10. Wei Daogao, Jiang Gensheng. Effect of caster angle on multiple limit cycles in independent suspension shimmy[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(12): 5~10. (in Chinese)
- Wang Wei, Song Yuling. Nonlinear vibration semi-active control of automotive steering using magneto-rheological damper[J]. Meccanica, 2012, 47(8): 2 027~2 039.
- Demic M. Analysis of influence of design parameters on steered wheels shimmy of heavy vehicle[J]. Vehicle System Dynamics, 1996, 26(5): 343~379.
- Kimura T, Hanmura Y, Takata H, et al. Analysis of steering shimmy accompanied by sprung mass vibration on light duty truck-fundamental mechanism [J]. JSAE Review, 1996, 17(3): 301~306.
- Ismail Murat Ereke. Eine untersuchung uber die lenkrde schwingungen bei einer strrvorderachse unter einfl ussder fahrbahnunebenheiten und der zweispurigen anregung[J]. Mechanism and Machine Theory, 1997, 32(6): 691~697.
- Dieter A, Michael G, Jochen R, et al. High performance system dynamics simulation of the entire system tire-suspension-steering-vehicle [J]. Vehicle System Dynamics, 1997, 27(5~6): 435~455.
- Terry D Day, Sydney G Roberts, Allen R York. A new vehicle simulation model for vehicle design and safety research [C]. SAE Paper 2001-01-0503, 2001.
- 李欣业, 贺雨娟, 董正身, 等. 非独立悬架载重车辆摆振的仿真研究[J]. 河北工业大学学报, 2005, 34(3): 26~33. Li Xinye, He Lijuan, Dong Zhengshen, et al. A simulation study on the shimmy of heavy vehicles with dependent suspension[J]. Journal of Hebei University of Technology, 2005, 34(3): 26~33. (in Chinese)
- Lu Jianwei, Gu Jue, Liu Mengjun. Modeling of the vehicle shimmy system with consideration of clearance of the steering linkage mechanism[J]. Meccanica, 2010, 45(3): 53~61.
- 许洪国, 刘宏飞, 关志伟, 等. 基于相似模型的汽车列车横向往摆振试验研究[J]. 江苏大学学报: 自然科学版, 2004, 25(4): 298~301. Xu Hongguo, Liu Hongfei, Guan Zhiwei, et al. Experimental study on snaking of tractor-trailer combination based on scale model simulation[J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2004, 25(4): 298~301. (in Chinese)

## 参 考 文 献

- 1 吕振华,李世民,刘目珍,等. 筒式液阻减振器工作特性的实验研究[J]. 汽车工程,2005,27(2):203~208.  
Lü Zhenhua, Li Shimin, Liu Muzhen, et al. An experimental study on the characteristics of telescopic hydraulic shock absorber [J]. Automotive Engineering, 2005,27(2):203~208. (in Chinese)
- 2 周长城,顾亮. 筒式减振器叠加节流阀片开度与特性试验[J]. 机械工程学报,2007,43(6):210~215.  
Zhou Changcheng, Gu Liang. Superposition throttle-slices opening size and characteristics test of telescope-damper[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(6): 210~215. (in Chinese)
- 3 王文瑞,黄华,顾亮. 叶片式可控阻尼减振器阻尼特性分析与试验[J]. 农业机械学报,2009,40(1):26~30.  
Wang Wenrui, Huang Hua, Gu Liang. Analysis of damping characteristics and experiment damping vane damper[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009,40(1):26~30. (in Chinese)
- 4 陈耀钧. 轿车液压减振器阻力特性模拟预测预测结果分析[J]. 汽车技术,2001,8(12):8~11.  
Chen Yaojun. The simulation estimation physical model of operating process of damper[J]. Automobile Technology Journal, 2001, 8(12):8~11. (in Chinese)
- 5 江浩斌,孙丽琴,杨如泉,等. 分体式充气可调阻尼减振器的阻尼特性仿真与试验[J]. 农业机械学报,2007,38(9):10~15.  
Jiang Haobin, Sun Liqin, Yang Ruquan, et al. Simulation and testing research on damping characteristics of air-charged split-type adjustable shock absorber[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007,38(9):10~15. (in Chinese)
- 6 李世民,吕振华. 汽车减振器液-固耦合动力学特性的分步间接耦合模拟分析[J]. 汽车技术,2005(2):12~16.  
Li Shimin, Lü Zhenhua. Multi-step indirect coupling simulation analysis of the liquid-solid coupling dynamic characteristics of automotive shock absorbers[J]. Automobile Technology, 2005(2):12~16. (in Chinese)
- 7 Horst G, Stanislaw S, Krzysztof M. Use of the finite elements method for modeling the dynamic load impact on hydraulic leg[J]. Sbornik Vedecky Chpracivy Sokesky Banske, 2007(1):61~72.
- 8 夏泰淳. 工程流体力学[M]. 上海:上海交通大学出版社,2006.
- 9 机械设计手册编委会. 机械设计手册[M]. 北京:机械工业出版社,2006.
- 10 王致清,刘震北. 在液压工程中两平行圆板间径向层流的压力损失与流量的计算问题[J]. 液压气动与密封,1983(2):5~11.  
Wang Zhiqing, Liu Zhenbei. Calculation on pressure loss and flow of radial laminar boundary layer development flow between two parallel disks in the hydraulic engineering[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 1983(2):5~11. (in Chinese)
- 11 金朝铭,王致清. 在液压工程中两平行圆板间径向层流的压力损失与流量的计算问题(续)[J]. 液压气动与密封,1984(4):14~16.
- 12 刘震北,王致清. 两平行圆板间径向层流进口段效应分析[J]. 应用数学和力学,1984,5(1):77~89.
- 13 丁忠满,王致清. 幂律流体两平行圆板间径向扩散层流进口段流动阻力的分析[J]. 力学学报,1994,26(3):368~373.  
Ding Zhongman, Wang Zhiqing. An analysis on radial laminar boundary layer development flow of power-law fluid between two parallel disks[J]. Acta Mechanica Sinica, 1994,26(3):368~373. (in Chinese)
- 14 王维锐,吴参,陈颖,等. 磁流变减振器滞回特性的改进 Bouc-Wen 模型[J]. 农业机械学报,2011,42(2):48~53.  
Wang Weirui, Wu Can, Chen Yin, et al. Modified Bouc-Wen model based on hysteretic characteristic experiment of magnetorheological damper[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(2): 48~53. (in Chinese)
- 15 Timoshenko S P, Woinowski-Krieger S. Theory of plate and shells [M]. New York: McGraw-Hill, 1987.

(上接第 21 页)

- 11 张琪昌,陈予恕. 汽车转向轮摆振的稳定性和分叉特性[J]. 天津大学学报,1995,28(3):409~414.  
Zhang Qichang, Chen Yushu. Studying the stability and bifurcation character of automobile shimmy [J]. Journal of Tianjin University, 1995, 28(3): 409~414. (in Chinese)
- 12 林逸,李胜. 非独立悬架汽车转向轮自激型摆振的分岔特性分析[J]. 机械工程学报,2004,40(12):187~191.  
Lin Yi, Li Sheng. Study on the bifurcation character of steering wheel self-excited shimmy of motor vehicle with dependent suspension[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004, 40(12):187~191. (in Chinese)
- 13 李韶华,杨绍普. 一种非线性汽车悬架的亚谐共振及奇异性[J]. 振动工程学报,2007,20(2):168~173.  
Li Shaohua, Yang Shaopu. Sub-harmonic resonance and singularity of a nonlinear vehicle suspension system [J]. Journal of Vibration Engineering, 2007, 20(2): 168~173. (in Chinese)
- 14 贺丽娟. 汽车前轮摆振的仿真计算研究[D]. 天津:河北工业大学,2004.  
He Lijuan. A simulation calculation research on front wheel shimmy for automobile [D]. Tianjin: Hebei Institute of Technology, 2004. (in Chinese)
- 15 王威,宋玉玲,王体春,等. 非确定因素下汽车半主动悬架的智能控制[J]. 工程力学,2012,29(9):337~342.  
Wang Wei, Song Yuling, Wang Tichun, et al. Intelligent control of automotive semi-active suspension with uncertain factors [J]. Engineering Mechanics, 2012, 29(9): 337~342. (in Chinese)