

文章编号:1006-1355(2015)06-0061-04

# 前轮摆振对车辆稳定性的影响及后轮反馈控制

张立军

(辽宁工业大学 汽车与交通工程学院, 辽宁 锦州 121001)

**摘要:**建立包括转向系统的整车四自由度模型,分析摆振发生时转向系统刚度、阻尼对前轮摆振角、车辆横摆角速度、侧向加速度和侧倾角加速度的影响。为减小摆振对车辆稳定性的影响,应用最优控制对后轮进行反馈控制。结果表明:当摆振发生后,车辆侧向加速度和侧倾角加速度会产生较大波动,横摆角速度和侧倾角影响不大;转向系统阻尼对摆振的影响较大。采用对后轮的反馈控制可有效改善摆振发生时的车辆横向稳定性。

**关键词:**振动与波;前轮摆振;车辆稳定性;后轮反馈;最优控制

中图分类号:U461.1

文献标识码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2015.06.013

## Influence of Front Wheels Shimmy on Vehicle Stability and Rear Wheels Feedback Control

ZHANG Li-jun

(School of Automobile and Transport Engineering, Liaoning University of Technology,

Jinzhou 121001, Liaoning China)

**Abstract :** A 4-DOF vehicle model including front wheels steer system was established for stability analysis. The influences of the steer system stiffness and damping on shimmy angle of the front wheels, yaw velocity, lateral acceleration and roll angular acceleration of the vehicle were analyzed. Based on the vehicle model, the rear wheels feedback control was carried out using LQR (linear quadratic regulator) to reduce the influence of the shimmy on the vehicle stability. The results show that the lateral acceleration and roll angular acceleration have large fluctuation, and the yaw velocity and roll angle do not change a lot when the shimmy happens. The steer system damping has a great influence on shimmy and the rear wheels feedback control can effectively improve the vehicle lateral stability.

**Key words :** vibration and wave ; front wheels shimmy ; vehicle stability ; rear wheel feedback ; LQR

汽车在行驶过程中产生的摆振不仅影响到汽车的操纵安全性,也会降低转向系统部件的寿命。国内外学者对摆振进行了很多研究.对非独立悬架,前轮摆振模型主要是包括两转向前轮绕主销的摆动及前桥绕纵轴摆动的3自由度系统<sup>[1,2]</sup>,当悬架以上的振动与车轮转动耦合较强时应建立包括车身侧倾和1阶扭转的5自由度模型<sup>[3]</sup>。此外,一些学者将转向系统间隙、轮胎非线性侧偏特性、干摩擦等因素考虑进来建立非线性摆振模型,并分析汽车摆振系统的分叉特性和系统参数的影响<sup>[4-7]</sup>。目前已对摆振的机理和摆振的影响因素认识比较清楚,并取得一些

重要进展。当汽车前轮摆振发生时,整车的行驶稳定性会发生什么样的变化目前还不十分清楚,因此首先建立包括前转向系统在内的整车四自由度模型,重点分析摆振对车辆稳定性的影响以及转向系统刚度和阻尼对稳定性的影响,在此基础上应用最优控制对后轮进行反馈控制以达到改善车辆横向稳定性目的。

### 1 含转向系统的整车四自由度模型

汽车四自由度横向稳定性模型如图1所示,包括沿 $y$ 轴的侧向运动、绕 $x$ 轴的侧倾运动和绕 $z$ 轴的横摆运动3个自由度,为分析前轮的摆振还包括前轮绕主销转动的自由度 $\delta_f$ 。为改善前轮摆振对横向稳定性产生的不良影响,采用对后两轮实施转向控制来达到这一目的,所以在建模时两后轮的转向也一并考虑。

收稿日期:2015-03-12

作者简介:张立军(1963-),男,昌图县人,博士,教授,主要研究方向:车辆系统动力学及控制。

E-mail: lgzlj2008@sohu.com

$$Mu(\dot{\beta} + r) - M_s h \ddot{\varphi} = C_{\alpha f}(\beta + \frac{a}{u}r - \delta_f) + C_{\alpha r}(\beta - \frac{b}{u}r - \delta_r) \quad (1)$$

$$I_{zz}\ddot{\beta} - I_{xz}\ddot{\varphi} = aC_{\alpha f}(\beta + \frac{a}{u}r - \delta_f) - bC_{\alpha r}(\beta - \frac{b}{u}r - \delta_r) \quad (2)$$

$$I_x\ddot{\varphi} + I_{xz}\dot{r} - M_s h u(\dot{\beta} + r) = -(D_f + D_r)\dot{\varphi} - (C_{\varphi f} + C_{\varphi r} - M_s g h)\varphi \quad (3)$$

前轮绕主销的摆动力矩平衡为

$$I_{fw}\ddot{\delta}_f + C_s\dot{\delta}_f + i_s^2 K_s \delta_f = i_s K_s \delta_{sw} - (e + t_m)C_{\alpha f}(\beta + \frac{a}{u}r - \delta_f) \quad (4)$$

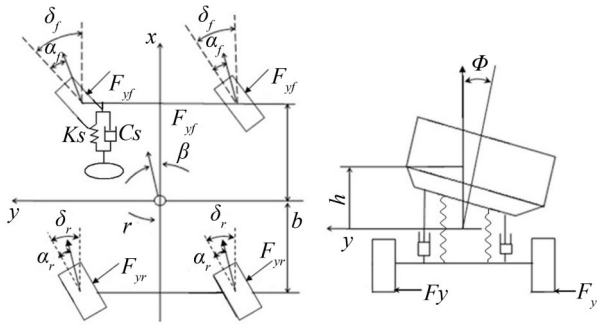


图1 四自由度车辆横向稳定性模型

式中  $M$  为整车质量;  $M_s$  为簧载质量;  $r$  为汽车的横摆角速度;  $\beta$  为质心侧偏角;  $\varphi$  为侧倾角;  $a$ 、 $b$  分别

为质心至前后轴的距离;  $C_{\alpha f}$ 、 $C_{\alpha r}$  分别为前后轮胎的侧偏刚性;  $C_{\varphi f}$ 、 $C_{\varphi r}$  分别为前后悬架侧倾角刚度;  $D_f$ 、 $D_r$  为前后悬架侧倾阻力系数;  $u$  为汽车行驶速度;  $h_s$  为侧倾力臂;  $I_x$  为绕  $x$  轴惯性矩;  $I_z$  为绕  $z$  轴惯性矩;  $I_{xz}$  为  $x$  和  $z$  轴的惯性积;  $\delta_f$ 、 $\delta_r$  分别为前后轮的转向角;  $\delta_{sw}$  为方向盘转角;  $I_{fw}$  为前轮绕主销惯性矩;  $K_s$ 、 $C_s$  分别为转向系统当量刚度与阻尼;  $i_s$  为转向机构传动比;  $e$ 、 $t_m$  分别为前轮拖距和主销后倾拖距。

引入如下状态向量

$$X = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5 \ x_6]^T = [\beta \ r \ \varphi \ \dot{\varphi} \ \delta_f \ \dot{\delta}_f]^T \quad (5)$$

将式(1)一式(4)写成状态方程形式

$$A_1 \dot{X} = A_2 X + B_1 U \quad (6)$$

$$A_1 = \begin{bmatrix} Mu & 0 & 0 & -M_s h_s & 0 & 0 \\ 0 & I_z & 0 & I_{xz} & 0 & 0 \\ -M_s h_s u & I_{xz} & 0 & I_x & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{fw} \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_2 = \begin{bmatrix} C_{\alpha f} + C_{\alpha r} & \frac{aC_{\alpha f} - bC_{\alpha r}}{u} - Mu & 0 & 0 & -C_{\alpha f} & 0 \\ aC_{\alpha f} - bC_{\alpha r} & \frac{a^2 C_{\alpha f} + b^2 C_{\alpha r}}{u} & 0 & 0 & -aC_{\alpha f} & 0 \\ 0 & M_s h_s u & -C_{\varphi f} - C_{\varphi r} + M_s g h_s & -(D_f + D_r) & 0 & 0 \\ -(e + t_m)C_{\alpha f} & -(e + t_m)C_{\alpha f} \frac{a}{u} & 0 & 0 & -i_s^2 K_s + (e + t_m)C_{\alpha f} & -C_s \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$B_1 = \begin{bmatrix} 0 & -C_{\alpha r} \\ 0 & bC_{\alpha r} \\ 0 & 0 \\ i_s K_s & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad U = \begin{bmatrix} \delta_{sw} \\ \delta_r \end{bmatrix}$$

## 2 前轮摆振对车辆稳定性影响分析

### 2.1 前轮摆振发生时的车辆稳定性

首先分析仅有前轮转向时,前轮摆振对车辆稳定性响应的影响。仿真模型参数如表1所示。图2为转向系统当量刚度为  $K_s = 60 \text{ N} \cdot \text{m/rad}$ 、转向系统阻尼  $C_s = 30 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s/rad}$  时的各响应时间历程。从该图可以看出此时前轮已经明显出现摆振现象,最大摆振振幅为  $0.025 \text{ rad}$ ,由于转向系统阻尼的存在摆振振幅衰减,在  $1.0 \text{ s}$  以后基本稳定在  $0.03 \text{ rad}$ 。从此图可以看出前轮摆振的发生引起了侧向加速度和侧

倾角加速度的较大波动,波动幅值为最大值的  $50\% \sim 60\%$ 。此外当前轮摆振发生时车辆横摆角速度波动幅度很小,侧倾角则不受前轮摆振影响。值得说明的是侧倾角响应中的高频幅值很小。

### 2.2 转向系统刚度和阻尼对摆振及整车稳定性的影响

图3为转向系统刚度变化对前轮摆振及对横向稳定性响应的影响。从图3可以看出,转向系统刚度从  $60 \text{ N} \cdot \text{m/rad}$  增加到  $260 \text{ N} \cdot \text{m/rad}$ ,前轮摆振角、侧向加速度和侧倾角加速度的波动的得到明显的改善,在  $0.5 \text{ s}$  后波动基本消失。图4为转向系统阻尼对前轮摆振及对横向稳定性响应的影响。从此图可以看出,当转向系统阻尼从  $C_s = 30 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s/rad}$  增加到  $C_s = 300 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s/rad}$  时,前轮摆振角、侧向加速度和侧倾角加速度的波动衰减很快,在  $0.1 \text{ s}$  后波动基本消失。从图3和图4的比较来看,转向系统阻尼比

表1 车辆模型参数

参数/单位	数值	参数/单位	数值
整车质量/kg	2 100	前悬架侧倾角刚度/ $\text{kN} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$	85.0
簧载质量/kg	1 840	后悬架侧倾角刚度/ $\text{kN} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$	76.3
横摆转动惯量/ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$	4 300	前悬架侧倾阻尼系数/ $\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1}$	2 430
侧倾转动惯量/ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$	1 250	后悬架侧倾阻尼系数/ $\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1}$	2 650
侧倾横摆惯性积/ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$	540	前轮绕主销转动惯量/ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$	4.8
质心至前轴距离/m	1.25	转向系统当量刚度/ $\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$	60~260
质心至后轴距离/m	1.45	转向系统阻尼系数/ $\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1}$	30~300
侧倾力臂/m	0.43	转向系统传动比	35
前轮胎侧偏刚度/ $\text{kN} \cdot \text{rad}^{-1}$	41.5	轮胎拖距/m	0.025
后轮胎侧偏刚度/ $\text{kN} \cdot \text{rad}^{-1}$	52.3	主销后倾拖距/m	0.008
方向盘转角/rad	1.0	汽车行驶车速/m/s	30

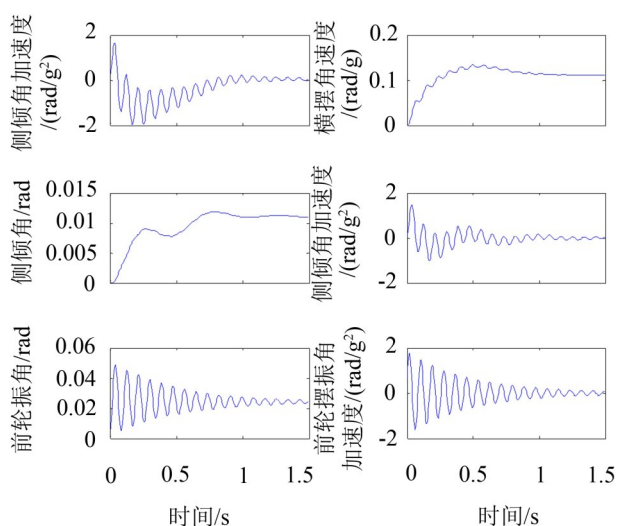


图2 摆振对横向稳定性的影响

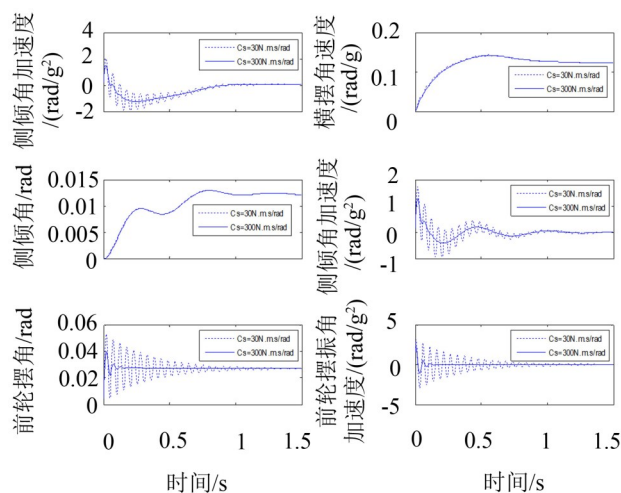


图4 转向系统阻尼对摆振及横向稳定性的影响

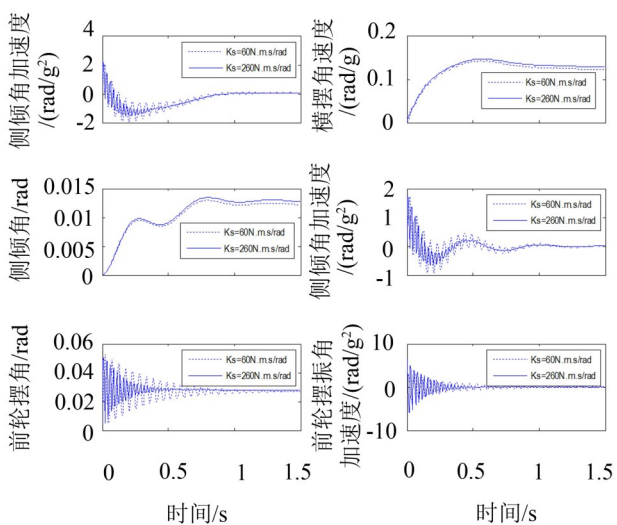
(  $K_s = 60 \text{ N} \cdot \text{m} / \text{rad}$  )

图3 转向系统刚度对摆振及横向稳定性的影响

(  $C_s = 30 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} / \text{rad}$  )

转向系统刚度对摆振的影响更敏感,这说明抑制前轮摆振改变阻尼措施更有效。

### 3 车辆横向稳定性的后轮反馈控制

通过前面分析可知,通过控制转向系统刚度和阻尼可减缓前轮摆振以及提高车辆的横向稳定性,但对于实际而言转向系统刚度和阻尼是无法改变的,因此在车辆参数一定的情况下,一旦发生摆振如何减小摆振对车辆横向稳定性产生的不良影响,本文提出通过后轮的反馈控制来达到改善横向稳定性目的。

为将后轮作为控制量,状态方程(10)改写如下

$$\dot{X} = AX + B_2 \delta_{sw} + B_3 U_3 \quad (7)$$

其中

$$B_2 = [0 \quad 0 \quad 0 \quad i_s K_s \quad 0 \quad 0]^T$$

$$B_3 = [-C_{ar} \quad bC_{ar} \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T, U_3 = \delta_r$$

最优控制性能指标表示如下

$$J = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T (X^T Q X + U_3^T R U_3) dt \quad (8)$$

式中  $Q$ 、 $R$  分别是状态变量和控制向量的加权矩阵。最优控制规律为

$$U_3(t) = -KX \quad (9)$$

式中  $K$  为最优反馈增益矩阵,通过解 Riccati 方程得到

$$PA + A^T P + PB_3 R^{-1} B_3^T P - Q = 0 \quad (10)$$

式中  $P$  是 Riccati 方程的解

$$K = R^{-1} B_3^T P \quad (11)$$

图5为控制前后侧向加速度、侧倾角、侧倾角加速度、前轮摆角的响应比较。从图5可以看出在前轮摆振发生后,经过后轮的反馈控制车辆的横向稳定性得到很大改善,其中侧向加速度最大值减小50%,波动幅值减小约20%。侧倾角加速度经控制后基本消除波动,同时车辆侧倾角由原来的0.012 rad减小到0.005 rad。从该图还看出,前轮摆角控制前后变化不大,这与实际相符,即后轮的控制对前轮运动影响很小。

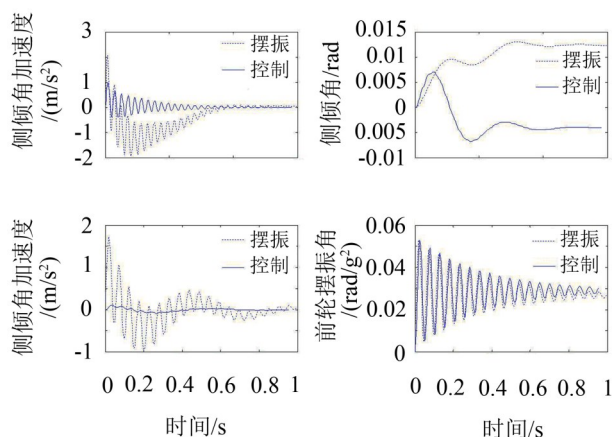


图5 车辆摆振控制结果比较

## 4 结 语

(1) 本文将转向轮摆振模型和车辆横向稳定性模型相结合分析摆振的影响因素及对车辆稳定性的影响是实际可行的一种方法;

(2) 转向系统阻尼比转向系统刚度对摆振的影响更敏感,因此增加转向系统阻尼抑制前轮摆振更有效;

(3) 通过对后轮实施反馈控制能够有效改善前轮摆振对车辆横向稳定性引起的不良影响。

### 参考文献:

- [1] Kovacs A P. Computational vibration analysis of vehicle shimmy by a power work method[J]. *Vehicle System Dynamics*, 1998, 29 (6): 341-364.
- [2] 管迪华. 汽车转向轮摆振的仿真计算研究[J]. *汽车工程*, 1982, 4(1): 33-38.
- [3] 李欣业, 贺丽娟. 解放CA10 型载货汽车前轮摆振的数值仿真研究[J]. *汽车工程*, 2004, 26(5): 585-587.
- [4] 张琪昌, 李小涛, 田瑞兰. 汽车转向轮摆振的稳定性及分岔行为分析[J]. *振动与冲击*, 2008, 27(1): 84-87.
- [5] 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*, 2004, 40(12): 188-191.
- [6] 卢剑伟, 顾敏, 王其东. 运动副间隙对汽车摆振系统非线性动力学行为影响分析[J]. *机械工程学*, 2008, 44(8): 169-173.
- [7] 周兵, 孙乐. 考虑主销间隙的转向轮摆振研究[J]. *中国机械工程*, 2012, 23(19): 2286-2289.
- [8] 袁传义, 黄学勤, 张焱. 主动悬架与EPS集成控制系统操纵稳定性试验[J]. *噪声与振动控制*, 2013, 33(5): 77-81.
- [9] 王璐, 王玉惠. 高超声速机翼颤振的LQR主动控制系统设计[J]. *噪声与振动控制*, 2013, 33(2): 44-48.

(上接第35页)

- [6] Kim W, Yoo H H, Chung J. Dynamic analysis for a pair of spur gears with translational motion due to bearing deformation[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2010, 329(21): 4409-4421.
- [7] 王立华, 李润方, 林腾蛟, 等. 齿轮系统时变刚度和间隙非线性振动特性研究[J]. *中国机械工程*, 2003, 14(13): 1143-1146.
- [8] 王三民, 沈允文, 董海军. 多间隙耦合非线性动力系统的分叉与混沌[J]. *西北工业大学学报*, 2003, 21(2): 191-194.
- [9] 荀向锋, 吕小红, 陈代林. 单级齿轮传动系统的 Hopf 分岔与混沌研究[J]. *中国机械工程*, 2014, 25(5): 679-683.
- [10] 杨绍普, 申勇军, 刘献栋. 基于增量谐波平衡法的齿轮系统非线性动力学[J]. *振动冲击*, 2005, 24(3): 40-42.

- [11] 杨富春, 周晓军, 胡宏伟. 两级齿轮减速器非线性振动特性研究[J]. *浙江大学学报: 工学版*, 2009, 43(7): 1243-1248.
- [12] 曹端超, 康建设, 赵劲松, 等. 改进 EMD 和 HMM 的齿轮故障诊断方法应用[J]. *噪声与振动控制*, 2013, 33(3): 208-211.
- [13] 苏林玉, 温建明. 带弹性橡胶片的齿轮传动建模与实验分析[J]. *噪声与振动控制*, 2011, 31(1): 48-52.
- [14] 魏静, 孙清朝, 孙伟, 等. 高速机车牵引齿轮传动系统动态特性及非线性因素影响研究[J]. *振动与冲击*, 2012, 31(17): 38-43.