

## 基于动态预警的汽车防侧翻鲁棒控制

金智林 张甲乐 马翠贞

(南京航空航天大学能源与动力学院, 南京, 210016)

**摘要:**为改善汽车防侧翻控制系统的时滞特性,提出以动态侧翻预警时间为评价指标的汽车侧翻稳定性改善方法。考虑侧倾外倾及侧倾转向因素,建立多自由度汽车侧翻动力学模型。融合汽车侧翻动平衡稳定条件及汽车侧翻动平衡状态的抗干扰稳定条件研究汽车动态侧翻预警算法,并提出以动态侧翻预警时间和横向载荷转移率为双变量反馈的汽车防侧翻鲁棒控制策略。针对高速紧急工况下运动型多功能汽车侧翻过程进行动态侧翻稳定性仿真分析。结果表明基于动态预警的汽车防侧翻控制算法可有效解决控制系统时滞问题,改善了汽车侧翻动平衡稳定性及抗干扰稳定性,有助于提高汽车的主动防侧翻能力。

**关键词:**汽车侧翻稳定性;动态侧翻预警;时滞性;鲁棒控制

**中图分类号:**U461.91

**文献标志码:**A

**文章编号:**1005-2615(2013)06-0875-06

## Robust Control Strategy of Vehicle Rollover Prevention Based on Dynamic Warning

Jin Zhilin, Zhang Jiale, Ma Cuizhen

(College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, Nanjing, 210016, China)

**Abstract:** The time delay performance of anti-roll control algorithm is important to vehicle rollover stability. To improve the response speed of vehicle rollover prevention controller, a new method is proposed for sport utility vehicle based on dynamic rollover warning. Taking the roll casting and roll steering into consideration, a complex model of vehicle rollover is established. From the model, the physical constraint and the stability of steady state motion of vehicle rollover are put forward to design the vehicle rollover warning algorithm. Then, the robust control strategy is presented for vehicle rollover prevention based on the time-to-rollover (TTR) and lateral transfer ratio (LTR). Also, some numerical simulations are given for a sport utility vehicle rollover in typical cases. The results show that the method of vehicle rollover prevention based on dynamic warning is successful with good time delay performance, and can effectively improve the vehicle rollover dynamic stability.

**Key words:** vehicle rollover stability; dynamic rollover warning; time delay performance; robust control

汽车侧翻是一种非常严重的交通事故,不仅带来经济损失,且造成人员伤亡。据美国公路交通安全管理局(NHTSA)统计数据表明,2010年美国有541.9万车次交通事故,汽车侧翻事故仅占2.0%,而汽车侧翻致死亡人数占交通事故死亡人数的20.6%,受伤人数占4.5%<sup>[1]</sup>。为降低汽车侧

翻事故率,减少汽车侧翻造成的损失。国内外学者进行了大量汽车侧翻稳定性分析及改善汽车侧翻稳定性的方法研究。其中 Sampson 等提出了主动横向稳定杆来改善重型汽车侧翻稳定性<sup>[2]</sup>; Yim 等设计了差动制动防侧翻的鲁棒控制方法<sup>[3-4]</sup>; Imine 等讨论了主动转向对重型车的防侧翻作

**基金项目:**国家自然科学基金(11202096)资助项目。

**收稿日期:**2013-08-15; **修订日期:**2013-10-15

**通信作者:**金智林,男,讲师,1978年出生,E-mail:jinzhilin@nuaa.edu.cn。

用<sup>[5]</sup>;Yoon 等则研究了汽车底盘一体化控制方法改善汽车侧翻稳定性的效果<sup>[6]</sup>。这些主动防侧翻措施能够有效地提高汽车侧翻稳定性。但这些研究忽略了控制系统的时间滞后,而实际控制系统中时滞总是存在的。由于汽车侧翻事故在短时间内发生,尤其是高速紧急工况下的汽车侧翻事故,要求控制器的实时性很高,如果控制系统滞后时间大,就会来不及输出汽车防侧翻力矩导致控制算法失效。

汽车侧翻预警为弥补控制器时间滞后提供了有利条件。其中 Chen 等设计了汽车侧翻预警方法,并将侧翻预警时间用于控制器的触发条件<sup>[7]</sup>;Brian 等申请了汽车侧翻预警新方法的专利<sup>[8]</sup>。Jin 等在对高速转弯工况汽车侧翻动态稳定性研究基础上,获得了汽车动态侧翻过程的侧翻临界判别方法<sup>[9]</sup>,并进行了动态侧翻预警性能分析<sup>[10]</sup>。但这些研究仅对汽车侧翻预警方法的性能进行分析,提供驾驶员有效的侧翻预警信号及控制器的触发条件,仿真过程也忽略了控制系统时间滞后,未能进行侧翻预警提高控制系统实时性来改善汽车侧翻稳定性研究。

本文针对高速紧急工况汽车动态侧翻过程,建立侧翻动力学模型,研究了汽车动态侧翻预警算法,提出了以动态侧翻预警时间为汽车动态侧翻稳定性的评价指标,并设计了汽车防侧翻鲁棒控制方法,以运动型多功能汽车为对象进行了动态侧翻稳定性仿真分析。

## 1 汽车侧翻动力学模型

### 1.1 整车动力学模型

为满足汽车侧翻预警的实时性要求,建立了线性三自由度汽车侧翻动力学模型,如图1所示。在预警算法一个周期的短时间内,可认为车速  $u$  为常数。忽略汽车纵向和俯仰方向的动力学特征,忽略悬架及轮胎的非线性因素、非簧载质量及前后轴不同特性对汽车侧翻特性的影响。

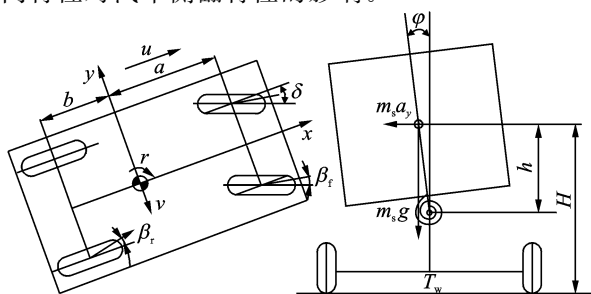


图1 汽车侧翻动力学模型

考虑3个自由度之间的耦合影响,根据达朗贝尔原理可得汽车侧翻动力学方程。

横向运动

$$m a_y - m_s h \ddot{\varphi} = F_f + F_r \quad (1)$$

横摆运动

$$I_z \ddot{r} = a F_f - b F_r \quad (2)$$

侧倾运动

$$I_x \ddot{\varphi} - m_s h a_y = m_s g h \varphi - c_\varphi \dot{\varphi} - k_\varphi \varphi + M_\varphi \quad (3)$$

由横摆及横向运动耦合关系可得汽车质心位置横向加速度为

$$a_y = \dot{v} + w \quad (4)$$

式中: $a$ 和 $b$ 分别为汽车重心到前后轴的距离; $F_f$ 和 $F_r$ 分别为前后轮侧偏力; $h$ 为侧倾中心到重心距离; $I_x$ 为簧载质量的侧倾转动惯量; $I_z$ 为横摆转动惯量; $k_\varphi$ 和 $c_\varphi$ 为悬架等效侧倾刚度和等效侧倾阻尼系数; $m$ 为整车质量; $m_s$ 为簧载质量; $M_\varphi$ 为控制系统输出的防侧翻力矩; $r$ 为横摆角速度; $v$ 为横向速度; $\varphi$ 为簧载质量侧倾角。

### 1.2 轮胎动力学模型

考虑侧倾转向、侧倾外倾、变形转向以及变形外倾对轮胎侧向特性的影响,由图2所示侧向力与速度及转角关系,可得到前后轮的侧偏角为

$$\beta_f = (v + ar)/u - \delta - c_f \varphi - c_{f1} F_f \quad (5)$$

$$\beta_r = (v - br)/u - c_r \varphi - c_{r1} F_r \quad (6)$$

式中: $c_f$ 和 $c_r$ 分别为侧倾外倾和侧倾转向对前、后车轮侧偏特性的影响系数; $c_{f1}$ 和 $c_{r1}$ 分别为变形外倾和变形转向对前、后车轮侧偏特性的影响系数; $\delta$ 为前轮转角。

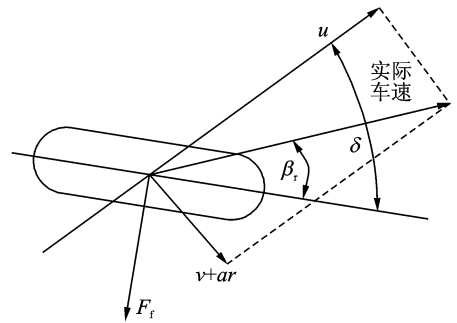


图2 前轮侧向力与速度及转角的关系图

忽略轮胎非线性因素的影响,得到前后轮侧偏力为

$$F_f = -2k_f \beta_f \quad (7)$$

$$F_r = -2k_r \beta_r \quad (8)$$

由式(5)和式(8)可定义前后轮等效侧偏刚度为

$$k_1 = -2k_f / (1 - c_{f1} k_f) \quad (9)$$

$$k_2 = -2k_r / (1 - c_{r1} k_r) \quad (10)$$

### 1.3 状态空间模型

由于式(1)和式(3)仅是横向速度的一阶微分方程,式(2)仅是横摆角速度的一阶微分方程,即该系统的状态微分方程组已具有两个独立的首次积分,因此可将系统状态空间缩减为4维。取系统的状态变量为  $x(t) = [v \ r \ \varphi \ \dot{\varphi}]^T$ ,整理式(1~10)可得系统状态微分方程为

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + BM_\varphi + W\delta \quad (11)$$

式中:

$$A = M^{-1}K_q, B = M^{-1}U_q, W = M^{-1}L_q$$

$$L_q = [2k_1 \quad 2ak_1 \quad 0 \quad 0]^T$$

$$M = \begin{bmatrix} M_1 & M_2^T \\ M_2 & M_3 \end{bmatrix}, K_q = \begin{bmatrix} K_1 & K_2 \\ K_3 & K_4 \end{bmatrix}, U_q = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{3 \times 1} \\ 1 \end{bmatrix}$$

$$M_1 = \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I_z \end{bmatrix}, M_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ -m_s h & 0 \end{bmatrix}$$

$$M_3 = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & I_x \end{bmatrix},$$

$$K_1 = \frac{1}{u} \begin{bmatrix} -2k_1 - 2k_2 & 2bk_2 - 2ak_1 - mu^2 \\ 2bk_2 - 2ak_1 & -2a^2 k_1 - 2b^2 k_2 \end{bmatrix}$$

$$K_2 = \begin{bmatrix} 2k_1 c_f + 2k_2 c_r & 0 \\ 2ak_1 c_f - 2bk_2 c_r & 0 \end{bmatrix}$$

$$K_3 = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & m_s h u \end{bmatrix}, K_4 = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ m_s g h - k_\varphi & -c_\varphi \end{bmatrix}$$

## 2 汽车动态侧翻预警

汽车动态侧翻预警是基于汽车动态侧翻稳定性设计的侧翻预警方法。根据汽车当前运行状态按动态侧翻稳定性规律计算侧翻预警时间,将得到的动态侧翻预警时间用于汽车侧翻稳定性评价指标。

### 2.1 侧翻动态稳定性

汽车侧翻动态稳定性包括两个部分,即汽车运动过程保持动态平衡不发生侧翻的动平衡稳定性和汽车动平衡状态下受到外界干扰不发生侧翻的抗干扰稳定性。汽车侧倾时车轮垂直载荷会发生横向转移,当内侧轮载荷减小为零且没有离开地面时,定义为汽车侧翻平衡临界状态。因此,根据外侧轮与地面接触点的力矩动平衡关系可得汽车侧翻动平衡稳定性的约束条件为

$$(I_x \ddot{\varphi} - m_s H a_y - m_s g h \varphi) / T_w + m g / 2 \geq 0 \quad (12)$$

式中: $H$ 为汽车重心高度; $T_w$ 为左右轮距宽度。

将微分方程(11)的稳态解代入式(12),得到汽车侧翻动平衡稳定条件为

$$(mgT_w - 2m_s H a_y) \geq \frac{2m_s^2 h^2 u^2 \delta g}{L(k_\varphi - m_s g h)(1 + Ku^2)} \quad (13)$$

式中, $L = a + b$ 为汽车前后轴距。

$$K_m = \frac{m}{L^2} \left( \frac{a}{k_2} - \frac{b}{k_1} \right) + \frac{m_s h (c_r - c_f)}{L(k_\varphi - m_s g h)} \quad (14)$$

要使处于侧翻动平衡状态下的汽车在受到干扰后仍能维持动平衡状态不发生侧翻,则方程式(11)对应的特征方程所有特征根均有负实部。

$$\lambda^4 + a_3 \lambda^3 + a_2 \lambda^2 + a_1 \lambda + a_0 = 0 \quad (15)$$

式中:

$$a_0 = \frac{(k_\varphi - m_s g h)L^2 k_1 k_2 (1 + K_m u^2)}{I_x u^2 (m I_x - m_s^2 h^2)}$$

$$a_1 =$$

$$\left\{ \frac{u(m_s g h - k_\varphi)[I_z(k_1 + k_2) + m(a^2 k_1 + b^2 k_2)] + c_\varphi [L^2 k_1 k_2 + mu^2(ak_1 - bk_2)] - m_s h u L k_1 k_2 (ac_r + bc_f)}{I_x u^2 (m I_x - m_s^2 h^2)} \right\}$$

$$a_2 =$$

$$\left\{ \frac{m_s h u^2 I_z (k_1 c_f + k_2 c_r) + u^2 (m I_x - m_s^2 h^2) (ak_1 - bk_2) + mu^2 I_z (k_\varphi - m_s g h) + I_x L^2 k_1 k_2 - uc_\varphi [I_z (k_1 + k_2) + m(a^2 k_1 + b^2 k_2)]}{I_x u^2 (m I_x - m_s^2 h^2)} \right\}$$

$$a_3 =$$

$$\frac{-I_x I_z (k_1 + k_2) - (a^2 k_1 + b^2 k_2) (m I_x - m_s^2 h^2) + m c_\varphi I_x u}{(m I_x - m_s^2 h^2) I_x}$$

根据Routh-Hurwitz判据可以得到特征方程式(15)所有特征根均有负实部的充分必要条件为

$$\begin{cases} a_0 > 0, a_1 > 0, a_2 > 0, a_3 > 0 \\ a_1 a_2 a_3 - a_1^2 > a_0 a_3^2 \end{cases} \quad (16)$$

因此,汽车侧翻抗干扰稳定条件为

$$\begin{cases} 1 + K_m u^2 > 0 \\ k_\varphi - m_s g h > 0 \end{cases} \quad (17)$$

因此,汽车侧翻动态稳定需同时满足汽车侧翻动平衡稳定条件式(13)和抗干扰稳定性条件式(17)。

### 2.2 动态侧翻预警时间

动态侧翻预警时间为汽车以当前状态运行到不满足侧翻动态稳定性条件的时间间隔,且在汽车运行过程该值随着汽车运行状态不同是动态变化的,如图3所示。定义动态侧翻预警时间  $T_d$  为汽车侧翻动态稳定性的评价指标,动态侧翻预警时间值越大表明汽车侧翻动态稳定性越好;值越小则表明汽车越接近侧翻失稳状态。

为提高动态侧翻预警时间的实时性和预警精度,要求预警周期小,计算步长  $T_s$  及预警时间上限值  $T_{up}$  适中。计算步长大,则预警实时性好但精

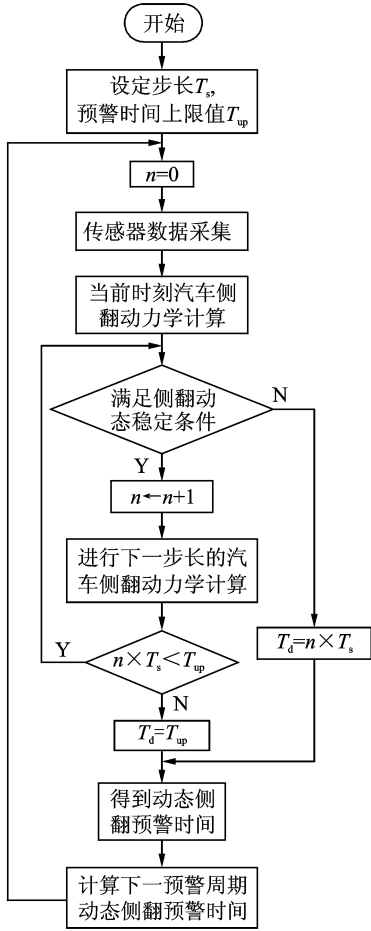


图3 汽车动态侧翻预警流程图

度低;反之实时性差。为控制预警时间循环计算次数,需设定预警时间上限值。当得到动态侧翻预警时间达到该值时,可认为汽车远离侧翻失稳状态,停止该周期的预警计算。因此,预警时间上限值越小,则预警周期越小,实时性越好,但过小易造成错误预警。根据实验研究结果,预警周期取 10~20 ms,预警时间上限值取 2 s。

### 3 控制器设计

控制器及执行机构均需要一定的作用时间,不可避免的增加控制系统的时间滞后,这给汽车高速紧急工况防侧翻带来很大的困难。为弥补控制系统的时滞,将汽车动态侧翻预警时间作为控制器的反馈变量,提前实施防侧翻力矩进行控制。 $H_\infty$ 鲁棒控制方法具有较强的抗干扰能力已在很多领域应用<sup>[11-12]</sup>,为改善汽车侧翻的抗干扰稳定性,以汽车横向载荷转移率(Lateral-load transfer ratio, LTR)为反馈变量设计  $H_\infty$ 鲁棒控制器。因此,提出以汽车动态侧翻预警时间和横向载荷转移率为双变量的反馈控制策略,如图4所示。防侧翻力矩

提前施加的时间由当前时刻动态侧翻预警时间决定,防侧翻力矩大小则由侧翻预警时间上限与当前时刻的动态侧翻预警时间差值决定。差值小表明系统稳定,则需控制力矩小;反之,则需提前施加更大防侧翻力矩。

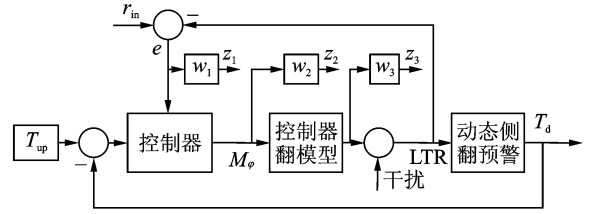


图4 汽车动态预警防侧翻控制框图

图4中  $r_{in}$  为参考输入,  $e$  为汽车横向载荷转移率误差。加权函数  $w_1$  为汽车防侧翻鲁棒性要求的约束,可调节抑制干扰效果;加权函数  $w_2$  表示抗侧翻力矩幅值的约束;加权函数  $w_3$  为汽车防侧翻控制系统稳定性要求的约束;  $z_1, z_2$  和  $z_3$  为系统的评价信号。由图4可定义  $r_{in}$  至  $e, M_\phi$  和 LTR 的传递函数分别为

$$G_1 \stackrel{\text{def}}{=} \frac{e(s)}{r_{in}(s)} = (I + G_s K_c)^{-1} \quad (18)$$

$$G_2 \stackrel{\text{def}}{=} \frac{M_\phi(s)}{r_{in}(s)} = G_s K_c (I + G_s K_c)^{-1} \quad (19)$$

$$G_3 \stackrel{\text{def}}{=} \frac{\text{LTR}(s)}{r_{in}(s)} = K_c (I + G_s K_c)^{-1} \quad (20)$$

式中:  $G_1$  为灵敏度函数;  $G_3$  为补灵敏度函数;  $G_s$  为汽车侧翻模型的传递函数;  $K_c$  为鲁棒控制器的传递函数。由式可得加权的混合灵敏度为

$$\begin{bmatrix} w_1 e \\ w_2 M_\phi \\ w_3 R_d \\ e \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} w_1 & -w_1 G_s \\ 0 & w_2 \\ 0 & w_3 G_s \\ I & -G_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} r_{in} \\ M_\phi \end{bmatrix} \quad (21)$$

基于混合灵敏度思想,为使得汽车防侧翻闭环控制系统稳定,需求出真实有理函数控制器  $K_c$ 。满足

$$\left\| \begin{bmatrix} w_1 G_1 \\ w_2 G_2 \\ w_3 G_3 \end{bmatrix} \right\|_\infty < 1 \quad (22)$$

加权函数  $w_1, w_2$  和  $w_3$  反映  $H_\infty$  控制系统的稳定性和鲁棒性。为保证加权函数  $w_1, w_2$  及  $w_3$  为真实有理函数,减少控制器的阶次,且满足  $w_1$  低通性及  $w_3$  高通性,选择加权函数为

$$w_1 = \frac{0.01s + 2}{150s + 1} \quad (23)$$

$$w_2 = 3 \times 10^{-6} \quad (24)$$

$$w_3 = 0.001s + 10^{-5} \quad (25)$$

得到  $H_\infty$  鲁棒控制器的灵敏度函数及补灵敏度函数的奇异值与频率关系曲线如图 5 所示。

从图 5(a)可知灵敏度函数奇异值曲线位于加权函数  $w_1^{-1}(s)$  下方,在低频段幅值很小,表明系统具有很好跟踪和抑制干扰能力;由图 5(b)可知补灵敏度函数奇异值曲线位于加权函数  $w_3^{-1}(s)$  下方,在高频段幅值衰减快,表明系统具有稳定的鲁棒性。

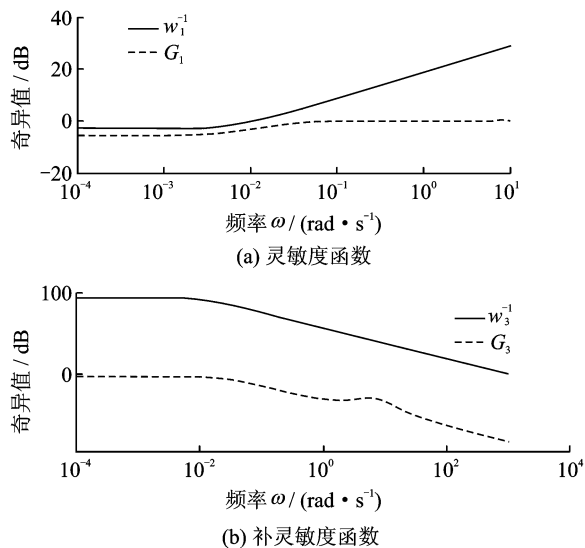


图 5 灵敏度函数及补灵敏度函数的奇异值曲线

### 4 典型工况仿真分析

为分析基于动态预警的汽车防侧翻控制方法对汽车侧翻稳定性的改进效果,选取某 SUV 为研究对象进行数值仿真。汽车参数如表 1 所示。

表 1 汽车参数表

参数	数值	参数	数值
前轴到质心的距离 $a/m$	1.15	后轴到质心的距离 $b/m$	1.43
侧倾臂高度 $h/m$	0.4	重心高度 $H/m$	0.8
侧倾转动惯量 $I_x/(kg \cdot m^2)$	750	横摆转动惯量 $I_z/(kg \cdot m^2)$	4 510
前轮侧偏刚度 $k_t/(N \cdot rad^{-1})$	44 400	后轮侧偏刚度 $k_r/(N \cdot rad^{-1})$	43 600
悬架等效侧倾垂向刚度 $k_\varphi/(N \cdot m \cdot rad^{-1})$	56 957	悬架等效侧倾阻尼系数 $c_\varphi/(N \cdot m \cdot s \cdot rad^{-1})$	3 496
整车质量 $m/kg$	1 988	轮距宽度 $T_w/m$	1.58
侧倾外倾和侧倾转向对前轮侧偏特性的影响系数 $c_f$	0.055	悬架变形外倾和变形转向对前轮侧偏特性的影响系数 $c_{f1}/(rad \cdot N^{-1})$	$-1.31 \times 10^{-6}$
侧倾外倾和侧倾转向对后轮侧偏特性的影响系数 $c_r$	0.070	悬架变形外倾和变形转向对后轮侧偏特性的影响系数 $c_{r1}/(rad \cdot N^{-1})$	$1.6 \times 10^{-6}$

### 4.1 时滞性

选取理想 J-Turn 工况进行汽车动态侧翻预警仿真,初始车速为 100 km/h,汽车直线行驶 1 s 后输入  $\delta$  为  $5^\circ$  的恒定前轮转角。

图 6 为汽车动态侧翻预警时间仿真结果。可以看出在此工况下基于动态预警的汽车稳定性改进方法所得的汽车侧翻动态预警时间最小值为 0.6 s,即在汽车产生侧翻危险时,该方法将至少可提前 0.6 s 施加防侧翻力矩,有效弥补控制器及执行机构产生防侧翻力矩的滞后时间(小于 0.3 s)。结果表明该方法可明显提高汽车防侧翻控制系统的时滞特性。

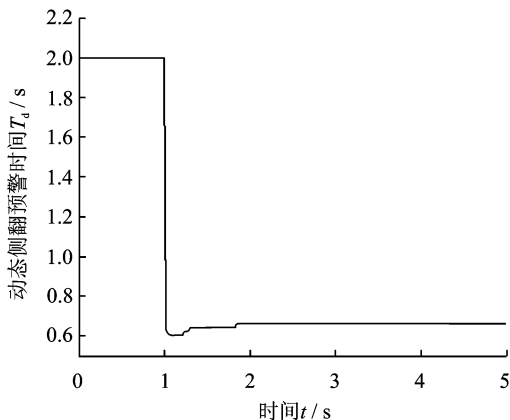


图 6 J-Turn 工况动态侧翻预警结果

### 4.2 侧翻动平衡稳定性

图 7 为理想 J-Turn 工况下汽车侧翻过程的横向载荷转移率。可以看出在此工况下未控制的汽车在 1.66 s 发生侧翻。无预警的防侧翻控制方法由于控制系统的时间滞后难以满足汽车防侧翻的时滞性要求,在 1.8 s 时发生侧翻;而动态预警的防侧翻控制方法可有效降低汽车侧翻时横向载荷转移率,提高汽车侧翻的动平衡稳定性。

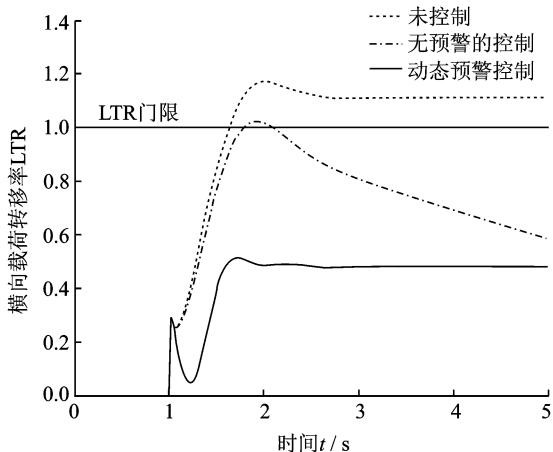


图 7 J-Turn 工况汽车侧翻过程横向载荷转移率

### 4.3 抗干扰稳定性

为模拟汽车高速紧急避让的侧翻过程,选取 Double-lane change 工况下汽车前轮转角输入作为外部干扰,初始速度为 100 km/h。图 8 为前轮转向干扰时汽车侧倾角与侧倾角速率相平面图。可以看出相平面图从原点出发,干扰去除后很快收敛到原点,且侧倾角及侧倾角速度值均在安全范围内,表明该方法具有很好的抗干扰稳定性。

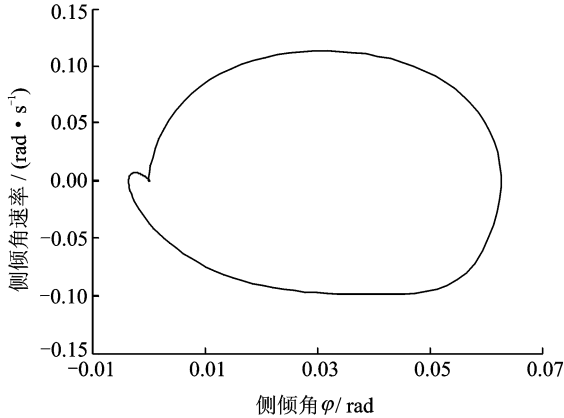


图 8 前轮转角干扰下( $\varphi-\dot{\varphi}$ )相平面图

## 5 结 论

(1)针对高速紧急工况的汽车侧翻稳定性问题设计了汽车动态侧翻预警方法。

(2)提出了以汽车动态侧翻预警时间和横向载荷转移率为双变量反馈的汽车主动防侧翻鲁棒控制策略。

(3)该方法可明显提高汽车防侧翻控制系统的时滞性,有效改善汽车侧翻动态稳定性,有助于提高汽车主动防侧翻能力。

### 参考文献:

[1] National Highway Traffic Safety Administration. Traffic safety facts 2010; a Compilation of Motor Vehicle Crash Data from the Fatality Analysis Reporting System and the General Estimates System [S]. Washington, DC, USA: Department of Transportation, 2012.

[2] Sampson D J M, Cebon D. Active roll control of single unit heavy road vehicles[J]. Vehicle System Dynamics, 2003,40(4):229-270.

[3] Yim S. Design of a robust controller for rollover prevention with active suspension and differential braking[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2012,26(1):213-222.

[4] Chiu J, Corless M, Solmaz S, et al. A methodology for the design of robust rollover prevention controllers for automotive vehicles using differential braking [J]. International Journal of Vehicle Autonomous Systems, 2010,8(2/3/4):46-170.

[5] Imine H, Leonid M, Madani T. Steering control for rollover avoidance of heavy vehicles[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2012,61(8):3499-3509.

[6] Yoon J, Cho W, Kang J, et al. Design and evaluation of a unified chassis control system for rollover prevention and vehicle stability improvement on a virtual test track [J]. Control Engineering Practice, 2010,18(6):585-597.

[7] Chen B C, Peng H. Differential-braking-based rollover prevention for sport utility vehicles with human-in-the-loop evaluations[J]. Vehicle System Dynamics, 2001,36(4/5):359-389.

[8] Brian M S, Peter J S. Rollover warning and detection method for a transport vehicle[P]. US: 7477972B2, 2009-01-13.

[9] Jin Z L, Weng J S, Hu H Y. Rollover stability of a vehicle during critical driving manoeuvres[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D: Journal of Automobile Engineering, 2007, 221(9):1041-1049.

[10] 金智林,张鸿生,马翠贞.基于动态稳定性的汽车侧翻预警[J].机械工程学报,2012,48(14):128-133.  
Jin Zhilin, Zhang Hongsheng, Ma Cuizhen. Vehicle rollover warning based on dynamic stability[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(14): 128-133.

[11] 韩艳铨,陆宇平.运输机超低空空投重物动力学分析与  $H_\infty$  鲁棒控制设计[J].南京航空航天大学学报, 2012,44(1):75-80.  
Han Yanhua, Lu Yuping. Dynamics analysis for transport airdropping heavy cargo at super-low-altitude and design of  $H_\infty$  robust control[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2012,44(1):75-80.

[12] 吴定会,纪志成.风力发电机组的混合灵敏度  $H_\infty$  鲁棒控制[J].南京航空航天大学学报, 2009,41(6): 805-809.  
Wu Dinghui, Ji Zhicheng.  $H_\infty$  robust control for wind power generator based on mixed sensitivity[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2009,41(6):805-809.