

载重汽车曲线行驶智能循迹控制仿真研究

赵伟<sup>1</sup>, 王宁宁<sup>1</sup>, 段燕燕<sup>1</sup>, 张明柱<sup>2</sup>

(1. 河南科技大学 车辆与交通工程学院, 河南 洛阳 471003; 2. 河南科技大学 机电工程学院, 河南 洛阳 471003)

**摘要:** 载重汽车在较复杂路段行驶时, 由于载重较大, 若偏离预期行驶路径易引发严重交通事故. 针对载重汽车重载状况下转弯行驶工况, 利用横摆力矩方法控制汽车稳定性, 通过分析车轮垂直载荷和侧偏角的变化对制动力的影响, 提出了控制载重汽车保持行驶轨迹的控制策略, 设计了模糊控制器并进行了仿真研究. 仿真结果表明, 所提出的载重汽车智能循迹控制系统能提高汽车曲线行驶时的循迹能力, 对于提高汽车的行驶安全具有一定的意义.

**关键词:** 载重汽车; 制动稳定性; 曲线行驶; 模糊控制; 横摆力矩

**中图分类号:** U461.91 **文献标志码:** A **doi:**10.3969/j.issn.1671-6833.2015.02.003

0 引言

载重汽车在重载状况下在较复杂路段行驶时, 若偏离正常行驶车道容易出现严重交通事故. 如何控制载重汽车快速恢复到正确的行驶车道, 是亟需解决的问题.

笔者针对此危险状况, 通过研究轮胎垂直载荷的变化对汽车制动稳定性控制系统的影响, 采用模糊控制方法对其进行控制, 利用横摆力矩控制方法控制汽车在制动后能够快速恢复到正确的行驶路径, 从而达到汽车曲线行驶稳定性控制的要求<sup>[1-6]</sup>.

1 动力学模型

根据问题研究的需要, 建立汽车三自由度动力学模型<sup>[1-3]</sup>如图 1.

$$m_a(\dot{u}_x - u_y \omega_r) = (F_{x1} + F_{x2}) \cos \delta + (F_{y1} + F_{y2}) \sin \delta + F_{x3} + F_{x4}; \tag{1}$$

$$m_a(\dot{u}_y + u_x \omega_r) = (F_{x1} + F_{x2}) \sin \delta - (F_{y1} + F_{y2}) \cos \delta - F_{y3} - F_{y4}; \tag{2}$$

$$I_z \dot{\omega}_r = (F_{x2} - F_{x1}) \cos \delta \cdot \frac{B_f}{2} + (F_{x1} + F_{x2}) \sin \delta \cdot l_f - (F_{y1} + F_{y2}) \cos \delta \cdot l_f + (F_{y2} - F_{y1}) \sin \delta \cdot \frac{B_f}{2} +$$

$$(F_{x4} - F_{x3}) \frac{B_r}{2} + (F_{y3} + F_{y4}) l_r. \tag{3}$$

式中:  $m_a$  为整车质量;  $u_x$ 、 $u_y$  为汽车沿  $x$ 、 $y$  轴速度;  $\omega_r$ 、 $\dot{\omega}_r$  为汽车绕  $z$  轴横摆角速度和横摆角加速度;  $l_f$ 、 $l_r$  为质心距前后轴距离;  $F_{xi}$  和  $F_{yi}$  ( $i=1 \sim 4$ ) 分别为各轮胎纵向力和侧偏力;  $B_f$ 、 $B_r$  为前后轮距;  $I_z$  为整车绕  $z$  轴的转动惯量;  $\delta$  为汽车前轮转角.

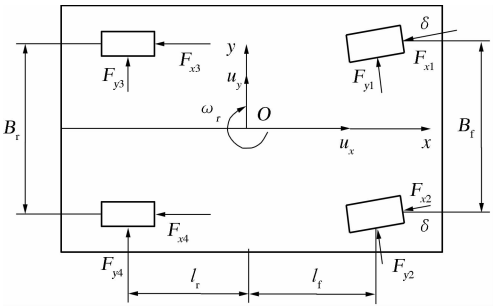


图 1 三自由度汽车动力学模型  
Fig.1 Three degree of freedom dynamics model of vehicle

轮胎模型采用神经网络轮胎模型, 轮胎模型输入为轮胎垂直载荷、侧偏角和滑移率, 输出为侧偏力和轮胎纵向力. 网络结构为误差逆向传播的单隐层 BP (Back-Propagation) 神经网络<sup>[4]</sup>. 通过神经网络模型可得到轮胎垂直载荷、滑移率、侧偏

收稿日期:2014-10-27; 修订日期:2014-12-14  
基金项目:国家自然科学基金资助项目(51375145); 河南省教育厅科技重点研究项目(12A580001, 14B580003); 河南科技大学自然科学领域创新能力培育基金项目(2014ZCX008)  
作者简介:赵伟(1974-), 男, 河南洛阳人, 河南科技大学副教授, 博士, 硕士生导师, 主要研究方向为汽车系统动力学、汽车智能控制系统.

角与轮胎侧偏力和纵向力之间的多维空间曲面,由此计算出在轮胎不同垂直载荷和侧偏角时最佳轮胎滑移率的值,如图2、图3所示。

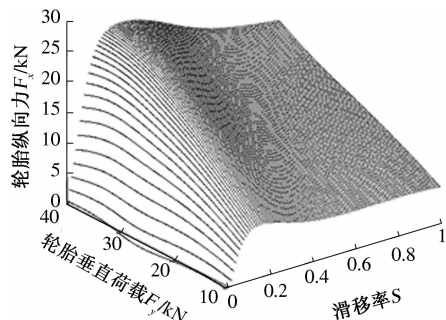


图2 滑移率-纵向力曲线(轮胎侧偏角  $\alpha = 0^\circ$ )

Fig.2 Slip rate-longitudinal force curve  
(tire slip angle  $\alpha = 0^\circ$ )

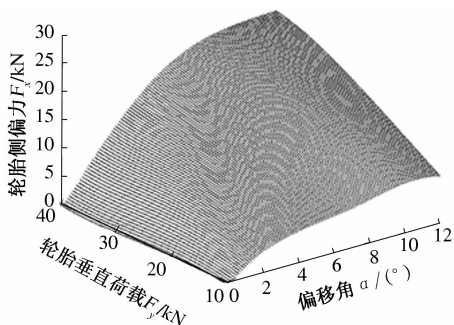


图3 侧偏角-侧偏力曲线(轮胎滑移率  $s = 0$ )

Fig.3 Side slip angle-cornering force curve  
(tire slip ratio  $s = 0$ )

## 2 车轮最佳滑移率的测算

根据图2,当轮胎侧偏角、垂直载荷和滑移率变化时,对应的纵向力有较大差别,特别是对应于纵向力最大的滑移率值的侧偏力也有较大差别,因此,在汽车制动时,各车轮选取固定滑移率并不能保证车轮达到最大制动力,应当考虑到轮胎载荷以及侧偏角的变化引起的最佳滑移率的变化<sup>[1-5]</sup>。

如图3所示,当轮胎侧偏角、垂直载荷和滑移率不同时,对应的侧偏力也不相同,尤其是纵向力最大时的侧偏力,以此可以求得在不同轮胎纵向力下最大侧偏力的数值。如果轮胎实际侧偏力超过了计算值,则汽车前轮或后轮将会发生侧滑,图4为最佳滑移率曲线。由图4可以看出,当侧偏角一定时,在不同垂直载荷下,轮胎最佳滑移率也不相同,因此汽车在下坡弯道行驶各车轮瞬时垂直载荷变化较大,反馈给控制系统的最佳滑移率值也应进行相应的调整。

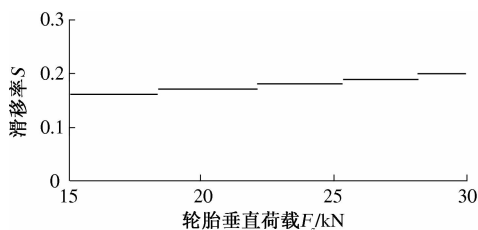


图4 车轮最佳滑移率曲线( $\alpha = 0^\circ$ )

Fig.4 The best wheel slip ratio curve ( $\alpha = 0^\circ$ )

## 3 控制策略和控制系统的的设计

当汽车曲线行驶时,若偏离正常行驶车道会带来较大的危险性,就要对汽车施加相应的控制来避免危险的发生。

### 3.1 制动动力学分析

车轮在制动状态下的数学模型为

$$I_{zi} \dot{\omega}_i = F_{zi} \cdot \mu \cdot r - T_b \quad (i = 1 \sim 4), \quad (4)$$

式中: $I_{zi}$ 为车轮及其组件的转动惯量; $\dot{\omega}_i$ 为车轮角加速度; $F_{zi} \cdot \mu$ 为地面制动力; $r$ 为车轮滚动半径; $T_b$ 为制动器制动力矩。

车轮滑移率为

$$s_i = \frac{u_x - \omega_i \cdot r}{u_x} \quad (i = 1 \sim 4), \quad (5)$$

式中: $s_i$ 为车轮滑移率; $\omega_i$ 为车轮角速度。

控制系统在进行制动控制时可根据已得到的垂直载荷和侧偏角数值,选择车轮最佳滑移率得到更好的控制效果。

### 3.2 控制策略

系统控制的指标包括汽车偏离预期行驶车道的偏移量以及偏移量的变化率,以汽车圆周行驶为例,由二自由度汽车模型得到圆周行驶半径参考值或预先给定,设为  $R_0$ ,汽车圆周行驶时的实际行驶路径的半径值为  $R$ ,汽车偏离预期行驶车道的偏移量门限值设为  $\Delta R$ ,利用下面的原则判断汽车圆周行驶时的行驶状态,

$$\begin{cases} R - R_0 > \Delta R & (\text{不足转向}) \\ R_0 - R > \Delta R & (\text{过多转向}) \end{cases}$$

若满足下式,则不需要进行稳定性控制,

$$R_0 - \Delta R \leq R \leq R_0 + \Delta R.$$

以汽车左转圆周行驶为例:若出现不足转向,可对汽车左侧车轮进行相应的制动控制,当增加左前轮或左后轮制动力时,其地面制动力增大,侧偏力减小,但由于左后轮制动力增加产生的横摆力矩方向与侧偏力减小产生的横摆力矩方向相同,因此左后轮产生的矫正横摆力矩大于左前轮产生的矫正横摆力矩,于是可通过调整左后轮制

动力的大小使汽车能更快地恢复到正常行驶路径. 同理当汽车出现过多转向时,可适当地控制汽车右前轮制动力,产生相应横摆力矩来校正汽车的实际行驶路径<sup>[5]</sup>.

当轮胎最佳滑移率确定后,轮胎侧向附着系数为 $\mu_c$ ,相应最大侧偏力 $F_{y\max}=F_z\mu_c$ ,将实际最大侧偏力 $F_{y\max}$ 与轮胎模型估算出的轮胎侧偏力进行比较,若实际最大侧偏力大于轮胎侧偏力,则车轮将出现侧向滑移,此时需进行侧向稳定性控制<sup>[6]</sup>.

相对于定滑移率的控制方法,根据已得到的轮胎垂直载荷和侧偏角数值,在已经形成的轮胎滑移率-纵向力曲面上寻找最佳滑移率值点作为汽车轮胎滑移率的方法,控制效果更加精确.

3.3 模糊控制器的设计

由于汽车轮胎的非线性特性,在选取轮胎滑移率目标值时需参考经验值确定,因此传统的线性控制方法较难解决此类问题,而模糊控制能较好地适应此类变工况非线性系统<sup>[7]</sup>.

以汽车左转弯圆周行驶为例,模糊控制器的输入量取汽车实际行驶路径与预期行驶路径的圆周半径偏差 $e_1=R-R_0$ 及其变化率 $ec$ . 若 $e_1>0$ ,控制右前轮制动力;若 $e_1<0$ ,控制左后轮制动力,输出量为右前轮或左后轮的车轮制动力 $u$ .

按照如下原则确定模糊控制规则:若偏移量较大则施加较大的制动力,若偏移量较小则施加较小的制动力;若偏移量变化率较大则施加较大的制动力,若偏移量变化率较小则施加较小的制动力. 图 5 为系统控制流程图.

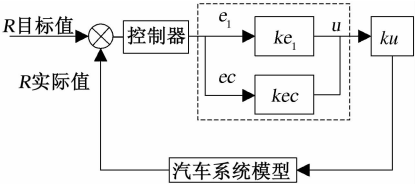


图 5 系统控制流程图

Fig.5 Flowchart of the control

在模糊控制系统中, $E$  和  $EC$  分别为量化后的汽车行驶路径偏移量和变化率,即  $E=ke_1$ ,  $EC=kec$ ,  $U$  为量化后的车轮制动力  $U=ku$ . 输入量模糊化后的论域值分别为  $[0,1]$  和  $[-2,2]$ ,输出量模糊化后的论域值为  $[0,0.2]$ ,采用的模糊输入语言变量模糊子集分别为:  $\{ZO,PS,PM,PB\}$ 、 $\{NB,NS,ZO,PS,PB\}$ ,输出语言变量的模糊子集为:  $\{ZO,PS,PM,PB,PD\}$ ,其中:  $NB$ (负大)、 $NS$

(负小)、 $ZO$ (零)、 $PS$ (正小)、 $PM$ (正中)、 $PB$ (正大)、 $PD$ (正极大). 输入量和输出量隶属函数分别采用三角形和高斯型隶属函数. 形成的模糊控制规则如表 1 所示,共有 20 条规则,各条规则的权重均为 1<sup>[8]</sup>.

表 1 模糊控制规则  
Tab.1 Fuzzy control rules

$U$	$EC$				
	$NB$	$NS$	$ZO$	$PS$	$PB$
$E$	$ZO$	$PB$	$ZO$	$PS$	$PS$
	$PS$	$ZO$	$PS$	$PM$	$PM$
	$PM$	$PM$	$PB$	$ZO$	$ZO$
	$PB$	$PS$	$PM$	$PB$	$PB$

4 系统仿真

通过进行相关的仿真来模拟汽车圆周行驶时的不足或过多转向工况,来了解和验证模糊控制系统对汽车行驶路径的控制效果. 仿真分析时设定汽车初速度  $v=20\text{ m/s}$ ,前轮转角  $\delta=5^\circ$ ,最大路径偏移量门限值设定为  $\Delta R=0.2\text{ m}$ . 假设在某一时刻,汽车出现不足转向,转弯半径增大,偏离预期行驶车道,汽车行驶路径如图 6 所示,图中曲线 1 为理想汽车模型的预期行驶路径,曲线 2 为具有不足转向工况时汽车的实际行驶路径.

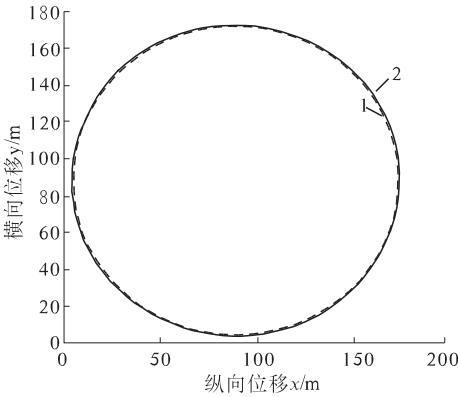


图 6 转弯行驶路径

Fig.6 Cornering path

由于汽车行驶半径增大,且偏离了预期行驶车道,此时控制系统对汽车左后轮进行相应的制动控制,对汽车施加一个与不足转向相反的横摆力矩,控制汽车恢复到预期行驶路径. 如图 7(a)、(b)所示为行驶路径误差变化及其变化率,施加给左后轮的制动力如图 7(c)所示,相应的左后轮的滑移率如图 7(d)所示. 仿真结果表明,施加相应的控制后,汽车最大路径偏离距离为 0.9 m.

在汽车圆周行驶循迹控制过程中,左后轮的

侧偏力如图 8(a)所示,整车所需的补偿横摆力矩大小如图 8(b)所示.由图 8(b)可以看出,整车横摆力矩在不断变化,且变化过程较急剧,这表明模糊控制系统还需进行改进,以达到控制过程更加平稳的目的.

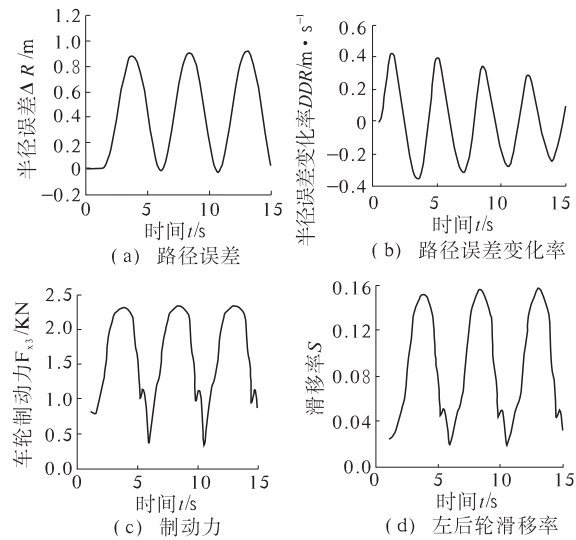


图 7 车轮制动力和滑移率变化曲线

Fig. 7 Wheel braking force and slip ratio curve

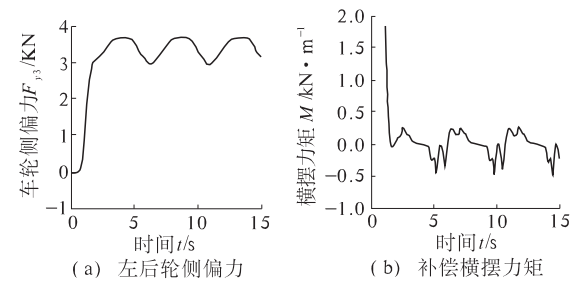


图 8 整车横摆力矩和左后轮侧偏力变化曲线

Fig. 8 Vehicle yaw moment and the left rear wheel cornering force curve

5 结论

仿真结果表明所提出的汽车曲线行驶智能循迹控制系统能够有效提高汽车在曲线道路上行驶时的路径保持能力,对提高汽车在山区公路或高速公路弯道路段行驶时的安全性,减少因汽车偏离正常行驶车道而引起的交通事故具有重要意义.

参考文献:

[1] MARINO R, SCALZI S, NETTO M. Nested PID steering control for lane keeping in autonomous vehicles[J]. Control Engineering Practice, 2011, 19(12): 1459-1467.

[2] 赵熙俊,陈慧岩. 智能车辆路径跟踪横向控制方法的研究[J]. 汽车工程, 2011, 33(5): 382-387.

[3] 潘薇,陈潇凯,林逸,等. 基于遗传算法的汽车平顺性和操纵稳定性优化[J]. 北京工业大学学报, 2012, 11(38): 1638-1642.

[4] 黄晨,汪若尘. 多智能神经网络轮胎模型仿真研究[J]. 计算机仿真, 2009, 26(2): 289-292.

[5] 吴乙万,黄智,刘李盼. 基于差动制动的车道偏离辅助控制[J]. 中国机械工程, 2013, 24(21): 2977-2981.

[6] 袁磊,刘西侠,刘维平. 三轴车辆全轮转向系统方案设计与性能仿真[J]. 郑州大学学报:工学版, 2014, 35(6): 121-124.

[7] 曾光奇,胡均安,王东,等. 模糊控制理论与工程应用[M]. 武汉:华中科技大学出版社, 2006.

[8] 苗水雯,杨方宜,万华森. 车道偏离预警模糊控制算法研究[J]. 华东交通大学学报, 2013, 30(3): 76-81.

The Simulation Study of the Truck Curve Traveling Intelligent Traction Control

ZHAO Wei<sup>1</sup>, WANG Ning-ning<sup>1</sup>, DUAN Yan-yan<sup>1</sup>, ZHANG Ming-zhu<sup>2</sup>

(1. College of Vehicle & Traffic Engineering, Henan University of Science & Technology, Luoyang 471003, China; 2. College of Mechanical & Electrical Engineering, Henan University of Science & Technology, Luoyang 471003, China)

**Abstract:** When deviating from the expected route in a complex road condition, the heavy truck easily experiences a serious accident, because of its heavy load. In view of the condition of turning of a large load truck, the paper applies the yaw moment technology to control the stability of the truck. The changes of wheel vertical load and the side slip angle will exert an influence on the braking force. Through the analysis of the influence, the article proposes the control strategy of controlling the truck to keep traveling track, and the fuzzy controller was designed and simulated. The result of the simulation shows that, the intelligent tracking control system can improve the tracking ability of the truck under curve driving, and has a certain significance to improve the driving safety.

**Key words:** truck; braking stability; curve driving; fuzzy control; yaw moment