

文章编号:1674-2974(2016)10-0032-10

# 主动脉冲转向的横摆稳定性分析与试验研究\*

张宝珍<sup>1†</sup>, 阿米尔<sup>1,2</sup>, 谢 晖<sup>1</sup>, 黄 晶<sup>1</sup>

(1. 湖南大学 汽车车身先进设计制造国家重点实验室, 湖南 长沙 410082;

2. 滑铁卢大学 机电工程学院, 加拿大 滑铁卢 N2L 3G1)

**摘要:**提出了一种后轮脉冲主动转向控制策略,运用脉冲信号作为控制器输出的后轮主动转向控制方法,对此做了理论分析和试验研究.首先,设计了产生脉冲信号的液压系统,并分析了此系统的运行对悬架参数和车辆稳态和瞬态响应的影响;分析不同脉冲参数(频率,振幅)对车辆横摆运动的影响并确定最优的脉冲参数.其次,综合跟随理想横摆角速度和抑制汽车质心侧偏角的方法,提出了控制策略与算法;运用基于 CarSim 和 Simulink 的联合仿真方法,分析此系统对汽车横摆稳定性的影响;最后,安装液压脉冲发生器进行整车试验研究,验证仿真结果的可信性,并评价后轮脉冲转向的实用性.仿真和试验结果表明:后轮脉冲主动转向能够有效的跟踪横摆角速度和质心侧偏角提高车辆的横摆稳定性,同时可以减少质心侧倾角和侧向加速度,提高汽车的操纵稳定性.

**关键词:**稳定性;后轮主动脉冲转向控制;车辆动力学;横摆控制;整车试验

**中图分类号:**U467.1

**文献标识码:**A

## Analysis and Test of Vehicle Yaw Stability Control Based on an Active Pulsed Steering

ZHANG Bao-zhen<sup>1†</sup>, AMIR<sup>1,2</sup>, XIE Hui<sup>1</sup>, HUNAG Jing<sup>1</sup>

(1. State Key Laboratory of Advanced Design and Manufacturing for Vehicle Body, Hunan Univ, Changsha, Hunan 410082, China; 2. Dept of Mechanical Engineering, Univ of Waterloo, Waterloo, N2L 3G1, Canada)

**Abstract:** The analysis and test of a rear wheel pulsed active steering control strategy was proposed. First, the effect of installation and operation of hydraulic pulse actuator on the suspension parameters and the improvement of the vehicle's steady and transient state response due to the control of active pulse were investigated. Second, a full vehicle model of a SUV equipped with the steering actuator was built in Carsim and co-simulated with Simulink as the control module. The structure of control strategy considering yaw rate error and side-slip angle error was designed to improve the stability and path. Finally, a whole test bed was designed and assembled for a SUV to carry out road experiments with different maneuvers to validate the results obtained from the simulations and to assess the applicability of the pulsed active steering system. Simulation and test results have indicated that considerable improvement in the yaw stability control can be achieved. Meanwhile, the rear wheel pulse active controller can reduce the lateral acceleration

\* 收稿日期:2015-09-19

基金项目:国家自然科学基金资助项目(11202077,51475048), National Natural Science Foundation of China(11202077,51475048);湖南省自然科学基金资助项目(14JJ3060)

作者简介:张宝珍(1988-),男,湖南益阳人,湖南大学博士研究生

† 通讯联系人, E-mail: zbz19880113@163.com

and the roll angle.

**Key words:** stability; rear wheel pulse active steering; vehicle dynamics; yaw stability control; full vehicle test

随着汽车拥有量的逐渐增加和行驶速度的不断提高,道路交通安全已经成为当今世界一个严重的社会问题.如何通过先进的结构设计及有效地控制技术来提高车辆动力学特性,从而改善其转向过程的动态响应特性,路径跟踪性能以及对不同道路条件的适应性,最终获得良好的车辆操控性和行驶稳定性便成为目前车辆动力学及控制领域研究的重要方向.目前主动控制技术主要有:主动/半主动悬架控制,直接横摆力矩控制(DYC),主动转向控制,联合控制等.主动/半主动悬架通过调整悬架阻尼特性,可以一定程度的提高汽车的行驶稳定性<sup>[1-2]</sup>,但是,主动悬架结构复杂,成本高,对舒适性有一定的影响,限制了其使用. DYC 是利用分配不等的制动力给各个车轮,由此产生横摆力矩来控制车辆稳定性的方法<sup>[3]</sup>,B. C. Chen 等利用 ABS 实现了差动制动系统防侧翻控制<sup>[4]</sup>,然而,直接横摆力矩控制有一定的局限性,在轮胎两侧路面的附着系数不一样的情况下,效果受到了很大的限制<sup>[5]</sup>.主动转向技术是一种可以有效控制汽车横摆运动和侧倾运动的方法,包括主动前轮转向控制和四轮转向控制<sup>[6-7]</sup>.但是由于转向轮转向角度的变化,同时改变了驾驶员的驾驶意图,从而改变了汽车的理想轨迹.为了满足不同行驶路况的要求,可以联合多种控制措施进行综合控制<sup>[8]</sup>,这样就可以充分利用各种措施的优点,弥补每种控制的不足.但以上几种主动控制技术都有自己的缺陷与特定适应条件,基于以上不足,提出了一种新的主动转向技术来改善车辆的横摆运动:后轮脉冲主动转向. Kuo<sup>[9]</sup>和 Abdel-Rahman<sup>[10]</sup>把脉冲转向技术运用到前轮主动控制,分析了脉冲信号对汽车横摆和侧倾的影响,取得了不错的效果,但也产生了对汽车制动和驾驶员的干扰.

本文以 SUV 车辆为研究对象,设计了液压脉冲转向系统,建立了车辆横摆和侧倾模型,分析后轮主动脉冲转向对车辆横摆稳态和瞬态的影响;设计了后轮主动脉冲转向(RWAPS)控制策略与算法,分析脉冲幅值和频率对车辆横摆性能的影响,并确定其最优值;运用 Simulink 和 CarSim 进行联合仿真,验证 RWAPS 的有效性 with 可信性;设计制造了液压脉冲发生装置并安装在 SUV 试验车进行了试

验研究,验证 RWAPS 方法的有效性 with 适用性.

## 1 车辆与脉冲发生器模型的建立

### 1.1 车辆横摆和侧倾模型

车辆行驶状态下的动力学模型是研究车辆横摆控制的基础.根据车辆坐标系,对 SUV 车辆建立三自由度车辆动力学模型<sup>[11]</sup>,此模型具有较好的精度,描述了汽车的横向运动和侧倾运动,以汽车的前轮和后轮转角为输入.汽车的结构参数及受力运动定义如图 1 所示,其微分方程如下:

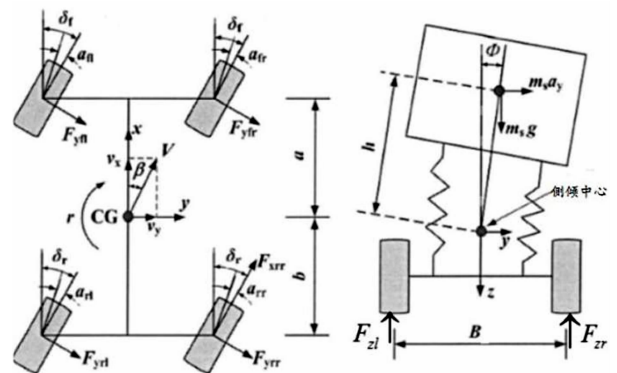


图 1 后轮脉冲转向的 3 自由度车辆动力学模型  
Fig. 1 3DOF model for rear wheel pulse active steering

侧向运动:

$$m(\dot{v}_y + v_x r) + m_s h \ddot{\varphi} = \sum_{i=1}^4 F_{yi}, \quad (1)$$

横摆运动:

$$I_{zz} \dot{r} - I_{xx} \ddot{\varphi} = \sum M_z, \quad (2)$$

侧倾运动:

$$I_{xx} \ddot{\varphi} - I_{zz} \dot{r} = \sum M_x. \quad (3)$$

式中:  $m$  和  $m_s$  分别为车辆总质量和簧上质量;  $I_{xx}$  和  $I_{zz}$  分别为车辆的横摆转动惯量和侧倾转动惯量;  $v_x$  和  $v_y$  分别为车辆的纵向和侧向速度;  $r$  和  $\varphi$  分别为车辆的横摆速度和车辆侧倾角;  $h$  为簧上质量质心到侧倾轴线的距离;  $M_z$  和  $M_x$  分别为绕  $z$  轴和  $x$  轴的合力矩;  $F_{yi}$  为车辆外部的侧向力,可以下面方程进行定义:

$$\begin{cases} \sum F_y = (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos\delta_l + (F_{yrl} + F_{yrr}) \cos\delta_r, \\ \sum M_z = (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos\delta_l \cdot a - (F_{yrl} + F_{yrr}) \cos\delta_r \cdot b + \\ \quad (F_{yfr} - F_{yfl}) \sin\delta_l \cdot \frac{B}{2} + (F_{yrr} - F_{yrl}) \sin\delta_r \cdot \frac{B}{2}, \\ \sum M_x = -m_s h (\dot{v}_y + v_x r) + (m_s g h - K_\varphi) \varphi - C_\varphi \dot{\varphi}. \end{cases} \quad (4)$$

式中:  $a$  和  $b$  分别表示车辆质心到前轴和后轴的距离;  $K_\varphi$  和  $C_\varphi$  为车辆的侧倾刚度和阻尼;  $B$  为车辆的轮距。

### 1.2 SUV 多连杆后悬架 ADAMS 模型

为了分析液压脉冲发生装置执行机构的运动对悬架参数的影响,建立了基于试验的 SUV 样车的多连杆后悬架 ADAMS 模型,所测得的悬架硬点参数如表 1 所示,由此建立的 ADAMS 后悬架模型如图 2 所示。

表 1 SUV 后悬架硬点测量参数  
Tab. 1 Rear suspension hard point measurement parameters

硬点	名称	X/mm	Y/mm	Z/mm
1	支柱上点	2 937	-612	1 018
2	支柱下点	2 872	-627	750
3	纵向推力杆前点	2 287	-552	346
4	纵向推力杆后点	2 817	-723	212
5	前横向拉杆外点	2 777	-693	280
6	前横向拉杆内点	2 767	-202	385
7	后横向拉杆外点	2 987	-639	283
8	后横向拉杆内点	3 047	-223	353
9	车架前点	2 427	-450	235
10	车架后点	3 227	-450	250
11	传动轴内点	2 875	-125	350
12	车轮中心	2 827	-797	350
13	脉冲执行机构位置	3 017	-431	318

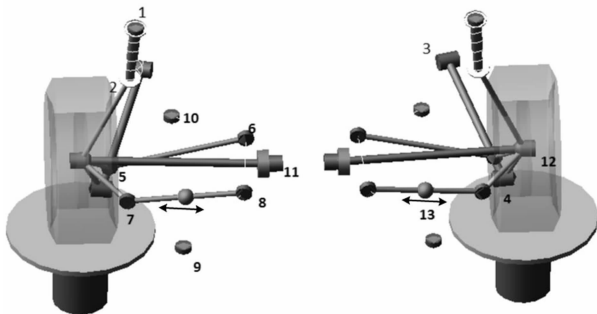


图 2 多连杆后悬架 ADAMS 模型

Fig. 2 The multi-link rear suspension ADAMS model

### 1.3 液压脉冲发生器设计与建模

液压脉冲发生系统的执行机构安装在多连杆悬架的连杆上用来产生后轮脉冲转向,如图 2 中点

13. 本小节介绍的液压系统的设计和建模,可为后续的仿真和试验做准备。在此系统中,液压油被输送到执行机构中推动后轮进行转向,其油量的大小和运动方向由驱动电机控制的液压阀的转速和转向决定,驱动电机运动由控制单元的控制算法决定,如图 3 所示。此液压-机械脉冲转向系统可以看成由液压传递部分和液压缸执行部分组成。

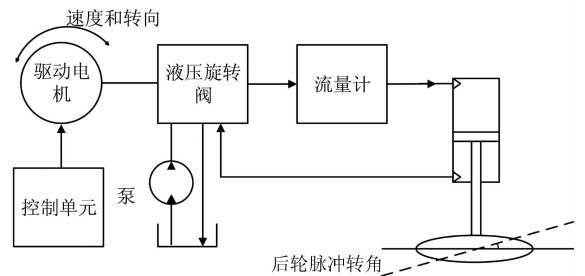
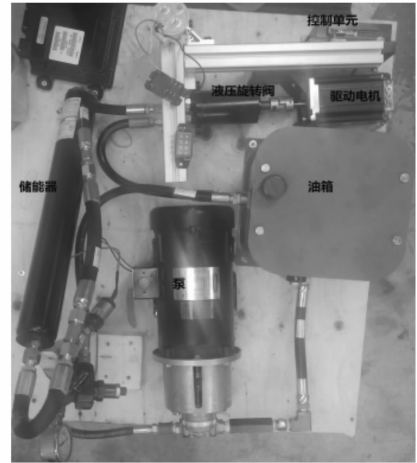


图 3 液压脉冲发生装置与原理图

Fig. 3 The pulse generator and a schematic of the system

通过适当的流体假设和液压缸运动与液压阀流量方程,系统的压力和流量方程可以由下列方程描述:

$$k_q x_v = A_e \frac{dy}{dx} + K P_L + C \frac{dP_L}{dt} \quad (5)$$

式中:  $k_q$  和  $x_v$  分别为液压阀的流量和转速;  $A_e$  为液压活塞缸的有效作用面积;  $y$  为活塞的位移;  $P_L$  为活塞两端的压力差;  $K$  和  $C$  分别为液压系统的流体阻力和液体容量系数。考虑作用在活塞上的转向阻尼  $c$  与载荷  $m$ , 液压缸机械执行部分可以用方程表达:

$$F = A_e P_L = m \frac{dy^2}{dt^2} + c \frac{dy}{dt} \quad (6)$$

运用 1.2 节建立的 ADAMS 后悬架模型,输入

不同的活塞位移参数进行仿真,测量位移参数的变化与后轮转角的关系,其后轮的转角大小与活塞位移近似服从如下线性关系:

$$\delta_r = C_1 \Delta x. \quad (7)$$

式中:  $C_1$  为常数;  $\Delta x$  为液压系统活塞的位移. 从上面仿真可以看出,可以控制电机的转速和方向来实现后轮脉冲转向的理想.

## 2 车辆稳定性分析

本节将分析液压系统活塞位移的运动对车辆转向稳态和瞬态的影响. 车辆侧向力可由侧偏刚度函数  $c_{ai}$  表达:

$$\begin{cases} F_{yfi} = c_{afi} \cdot \left( \delta_{fi} - \left( \frac{v_y + ar}{v_x} \right) \right), \\ F_{yri} = c_{ari} \cdot \left( \delta_{ri} + \left( \frac{-v_y + br}{v_x} \right) \right). \end{cases} \quad (8)$$

通过整理方程(1)~(4)与(7)~(8),后轮主动转向装置车辆操纵模型可由下面的线性空间状态方程表达:

$$\begin{bmatrix} mv_x & 0 & 0 & m_s h \\ 0 & I_{zz} & 0 & 0 \\ a_{31} & 0 & 0 & I_{xx} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \dot{X} + \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & 0 & 0 \\ b_{21} & b_{22} & 0 & 0 \\ 0 & b_{32} & b_{33} & C_\varphi \\ 0 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} X + \begin{bmatrix} c_f & bC_1 \\ ac_f & c_{22} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} U = 0. \quad (9)$$

式中:

$$\begin{aligned} a_{31} &= m_s h v_x, b_{11} = -(c_f + c_r), \\ b_{12} &= m v_x - \frac{1}{v_x} (ac_f - bc_r), \\ c_{22} &= -bc_r C_1, b_{21} = -(ac_f - bc_r), \\ b_{22} &= -\frac{1}{v_x} (a^2 c_f + b^2 c_r), \\ b_{32} &= m_s h v_x, b_{33} = K_\varphi - m_s g h, \end{aligned}$$

$$X = [\beta \quad \gamma \quad \varphi \quad \dot{\varphi}]^T U = [\delta_i \quad \Delta x].$$

### 2.1 车辆稳态特性分析

令  $\dot{\beta} = 0, \dot{\gamma} = 0, \dot{r} = 0$ , 通过状态方程(9)可算出横摆速度和车辆侧倾角随前轮转角和活塞位移的稳态增益方程(10),其增益随车辆纵向速度和活塞

左右运动位移的变化,如图 4 和图 5 所示.

$$\begin{cases} r_{ss} = \frac{v_x/l}{1 + K_{us} v_x^2} \delta_i - \frac{v_x/l}{1 + K_{us} v_x^2} C_1 \Delta x, \\ \varphi_{ss} = \frac{-m_s h v_x}{K_\varphi - m_s g h} \left( \frac{v_x/l}{1 + K_{us} v_x^2} \times \right. \\ \left. \delta_i - \frac{v_x/l}{1 + K_{us} v_x^2} C_1 \Delta x \right). \end{cases} \quad (10)$$

式中:  $l$  为轴距;  $K_{us} = \frac{m}{L^2} \left( \frac{a}{c_r} - \frac{b}{c_f} \right)$  为转向不足系数.

从图 4 和图 5 可以看出,活塞位移的变化可以明显改变车辆的稳态横摆速度增益和车辆侧倾角增益,提高车辆的稳态转向性能. 本文运用此方法来控制实际车辆来跟随理想的横摆角速度和质心侧偏角,同时减少车辆的侧倾角提高车辆的操纵稳定性.

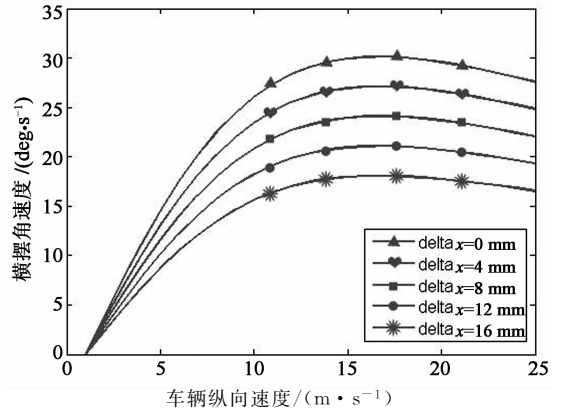


图 4 稳态横摆增益随活塞位移变化曲线

Fig. 4 Yaw velocity gain during steady state cornering for different velocity piston displacement

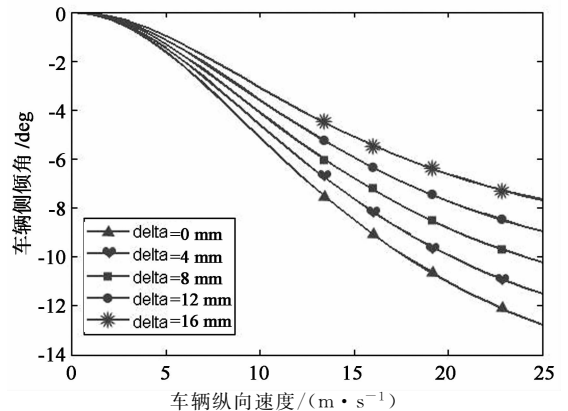


图 5 稳态侧倾角增益随活塞位移变化曲线

Fig. 5 Roll angle gain during steady state cornering for different velocity piston displacement

### 2.2 车辆瞬态特性分析

对方程(9)进行拉氏变换,可得到横摆角速度和质心侧偏角对活塞位移的传递函数,如方程(11)

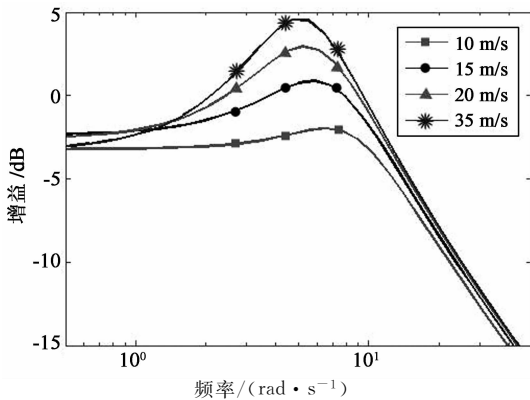
所示:

$$\begin{cases} L(r/\Delta x) = \frac{a_1 S + a_0}{k_1 S^2 + f_1 S + c_1}, \\ L(\beta/\Delta x) = \frac{b_1 S + b_0}{k_1 S^2 + f_1 S + c_1}. \end{cases} \quad (11)$$

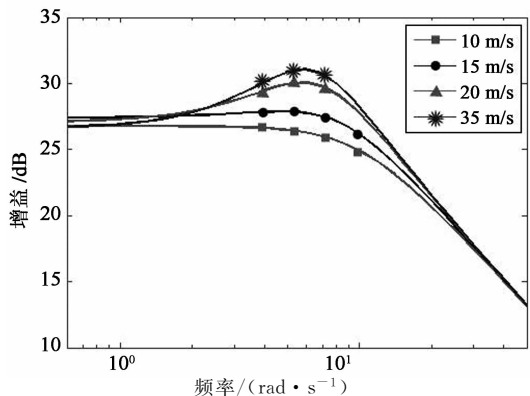
式中:

$$\begin{aligned} k_1 &= mv_x I_z z, f_1 = -[m(a^2 c_f + b^2 c_r) + \\ & I_z z(c_f + c_r)], \\ c_1 &= mv_x(ac_f - bc_r) + (l^2 c_f c_r)/v_x, \\ a_1 &= mv_x bc_r C_1, a_0 = -lc_r c_f C_1, \\ b_1 &= -I_{zz} c_r C_1, b_0 = \frac{1}{v_x}(a^2 c_f c_r + \\ & abc_f c_r) - mv_x bc_r. \end{aligned}$$

频率响应分析衡量了系统输出与输入的一种动态特性关系,本文中用来衡量活塞运动频率对车辆横摆参数的影响,如图6中的横摆角速度和质心侧偏角的频率响应,运用此种方法来选择最优的活塞运动频率,进而选择最优的电机运转频率,提高车辆的横摆运动的控制水平。



(a)横摆角速度变化曲线



(b)质心侧偏角变化曲线

图6 频率响应曲线  
Fig. 6 Frequency response

### 3 控制系统的结构与与设计

#### 3.1 后轮脉冲转向控制的策略

后轮脉冲转向控制策略(Rear Wheel Pulse Active Steering, RWPAS),运用脉冲转向信号来调整车辆的运动状态,通过后轮主动脉冲转向来达到控制汽车稳定性的目的,系统控制器根据系统的误差来确定其是否激活控制信号,其转向控制信号是脉冲式的,类似于ABS中的制动力控制,如图7所示。

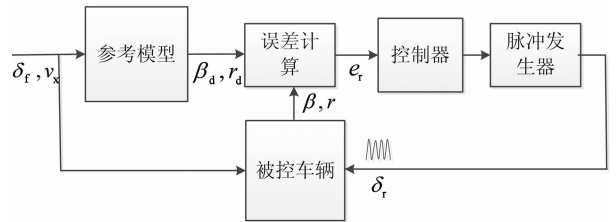


图7 后轮主动脉冲控制理念

Fig. 7 The concept of rear wheel pulse active steering

驾驶员控制汽车的转向角度和车速,把这两个参数输入到被控车辆和理想参考模型中,计算出横摆角速度,质心侧偏角,侧倾角度等参数,然后输入到误差评估器,计算此时的误差,通过误差的大小由控制器来控制脉冲发生器的启闭。

#### 3.2 横摆控制目标选择

车辆的质心侧偏角和横摆角速度是车横摆控制的两个重要参数.文献[12]阐述横摆控制主要有3种方式:质心侧偏角控制,横摆角速度控制,综合控制.此文选取质心侧偏角和横摆角速度为控制目标来跟踪理想的参考值,来提高车辆的侧向稳定性和操纵性能,其理想的参考值如方程(12)所示:

$$G = \begin{bmatrix} \beta_d \\ r_d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\beta_{ss}}{1 + \tau_\beta s} \\ \frac{r_{ss}}{1 + \tau_r s} \end{bmatrix}. \quad (12)$$

式中:  $r_d, \beta_d$  分别为汽车理想横摆角速度稳态值;  $\tau_\beta, \tau_r$  为惯性环节时间常数,经验范围一般在  $0.1 \sim 0.25$ <sup>[13]</sup>,  $\beta_d$  通常可取一个非常小的正数,理想情况下可设为0,本文  $\beta_{ss} = 0$ . 令  $\dot{r} = 0, \dot{\beta} = 0$ , 可得到稳态横摆增益的值如下:

$$r_{ss} = \frac{1}{1 + K_{us} \frac{v_x}{l}}. \quad (13)$$

#### 3.3 控制器的控制算法

后轮脉冲转向控制算法如图8所示,通过计算实际车辆参数与理想参数误差的大小,来决定脉冲

发生器的启闭. 如果误差在设计的阈值安全范围之内, 那么算法就会输出“0”即脉冲发生器不被激活; 如果误差超过了设定的阈值, 那么算法就会根据误差大小来激活一个预订的幅值和频率的脉冲, 激活脉冲发生器使后轮产生一个脉冲主动转向角, 来控制车辆的运动, 如果误差仍然超出阈值, 那么就产生一系列的脉冲信号来控制后轮进行脉冲转向, 直到误差控制在理想的范围之内. 值得一提的是, 一旦脉冲发生器启动, 那么至少要产生一个完整的脉冲信号周期或者一系列的脉冲转向周期, 这样让后轮停止主动转向时回到正常的初始位置, 即转角为零的位置.

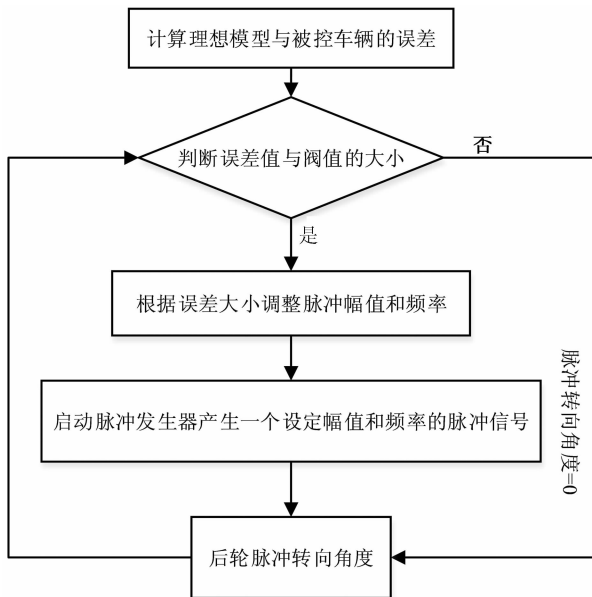


图 8 控制器的控制算法

Fig. 8 Overall flow chart of the rear wheel pulse control algorithm

### 4 脉冲参数的分析与设计

脉冲信号的信息主要包括脉冲形式, 幅值, 频率 3 个基本的参数, 其不同的脉冲参数会对系统的控制有不同的影响, 本节分析不同脉冲参数的影响, 并确定其最优值.

#### 4.1 转向脉冲形式的选择

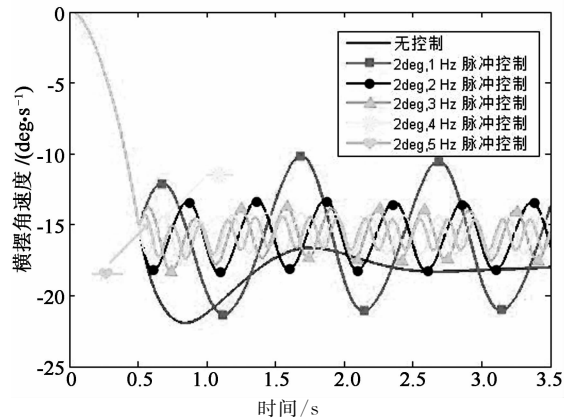
为了设计一定形式的后轮脉冲转向信号, 脉冲信号的表达形式必须在仿真和试验运用过程中都是合理的而且其幅值和频率是容易调节的, 在本文的研究中, 其脉冲信号选用标准正弦脉冲信号, 其幅值和频率可以方便的通过控制驱动电机的转速和转向来实现, 其方程表达式如下:

$$\delta_r(t) = \frac{A}{2}(1 - \cos(2\pi ft)). \tag{14}$$

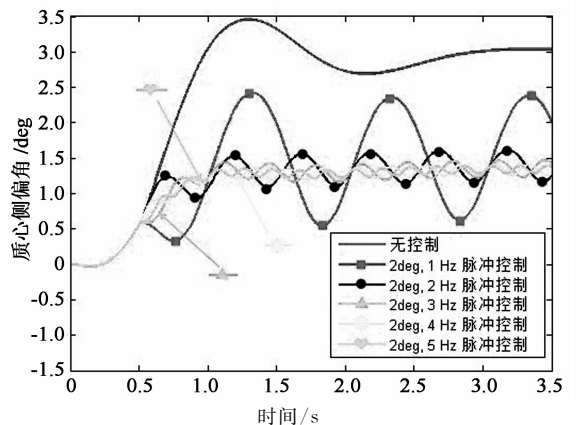
式中:  $A$  为脉冲信号的幅值;  $f$  为脉冲信号的频率.

#### 4.2 转向脉冲频率分析与优选

选用正弦脉冲信号并固定脉冲幅值, 在阶跃转向工况条件下, 车辆每次仿真中的脉冲频率分别为 1 Hz, 2 Hz, 3 Hz, 4 Hz 和 5 Hz, 通过此仿真分析不同脉冲频率对车辆横摆性能的影响, 仿真结果如图 9 所示.



(a) 横摆角速度变化曲线



(b) 质心侧偏角变化曲线

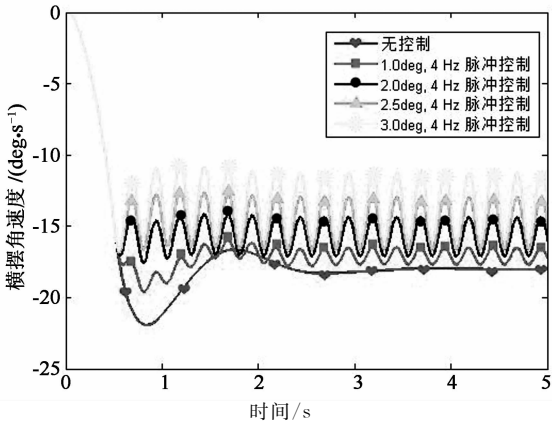
图 9 不同脉冲频率的影响

Fig. 9 The influence for changing frequency

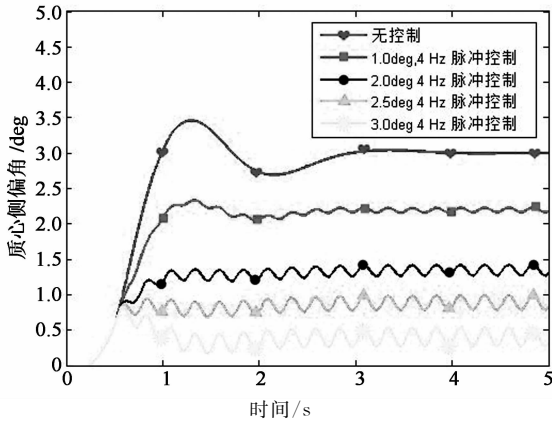
从仿真结果图 9 可以看出, 不同的频率对横摆参数有不同的影响, 随着频率的不断增大, 其对控制指标的影响随之增大, 但频率到达一定值时, 其影响会随之减少. 最优频率可以根据 2.2 节中的频率响应分析确定, 最优的脉冲频率为幅值增益最大时, 所对应的角频率的值, 选定为 3 Hz.

#### 4.3 转向脉冲幅值分析与优选

固定正弦脉冲信号的频率为 4 Hz, 车辆在阶跃转向工况仿真中, 其幅值分别为 1.0 deg, 2.0 deg, 2.5 deg 和 3.0 deg, 通过此仿真分析不同脉冲频率对车辆横摆性能的影响, 仿真结果如图 10 所示.



(a)横摆角速度 Y 变化曲线



(b)质心侧偏角变化曲线

图 10 不同脉冲幅值的影响

Fig. 10 The influence for changing amplitude

从仿真结果图 10 可以看出,随之幅值的增大,其横摆速度和质心侧偏角的减少量会随之增加,及幅值越大对横摆参数的影响也就越大,但本文中用驱动电机来产生脉冲转向,当转向脉冲幅值增大时,需要更大的驱动力来驱动转向,就需要更大功率的电机,所需的转向机械功率如下:

$$P_s = M_z \dot{\delta}_r(t), \tag{15}$$

式中:  $M_z$  为转向后轮绕  $Z$  方向的力矩,  $\delta_r(t)$  为设计的转向后轮的脉冲信号. 考虑实际试验中电机安装空间和尺寸的限制以及轮胎侧向力的非线性特性,本文选定最优的脉冲幅值为 2.0 度.

### 5 仿真分析

CarSim 不仅能以参数化建立车辆的仿真模型,而且提供了与 Matlab/Simulink 的连接接口,可以方便的实现联合控制仿真. 本文通过 Carsim 中的车辆模型与 Simulink 中的控制器进行联合仿真来验证所设计的控制方法的有效性,如图 11 为联合仿真控制系统框图,主要包括 CarSim 动力学车辆模型,误差计算模块,液压系统模块,控制器等组成.

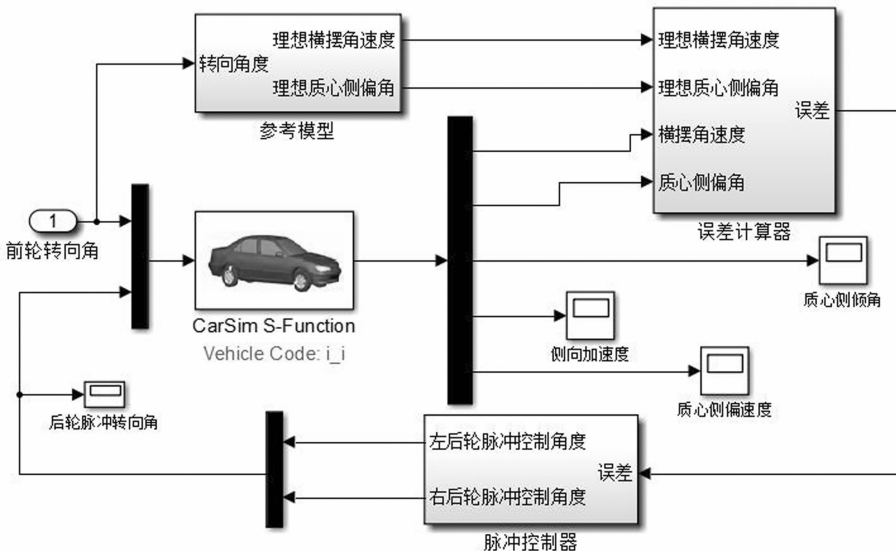
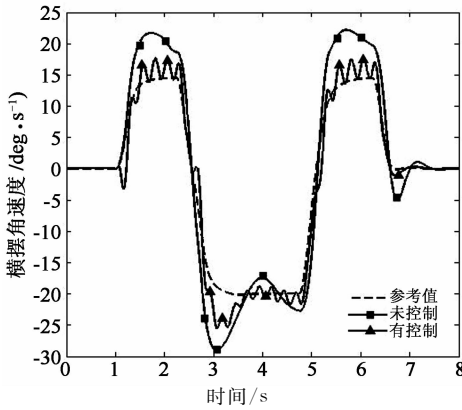


图 11 联合仿真控制系统框图

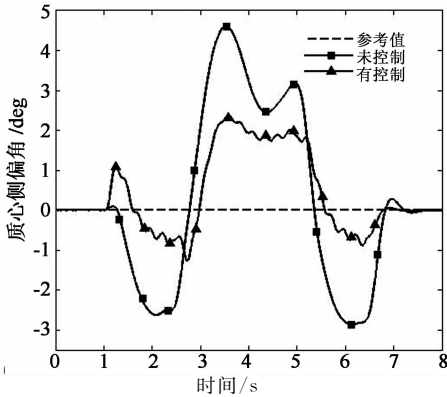
Fig. 11 The co-simulation schematic in Simulink

本文选定双移线工况为仿真条件,此工况描述了车辆超车过程或者遇到障碍物时的紧急避让过程,能准确的反映车辆的性能. 设定初始速度为 90

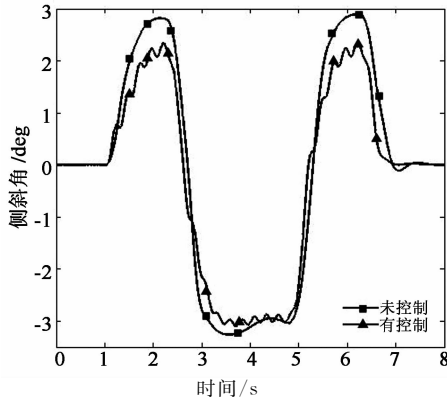
km/s,后轮的脉冲转向幅值和频率分别为 2 deg, 3 Hz. 其仿真结果的横摆角速度,质心侧偏角,车辆侧倾角,侧向加速度的变化曲线如图 12 所示.



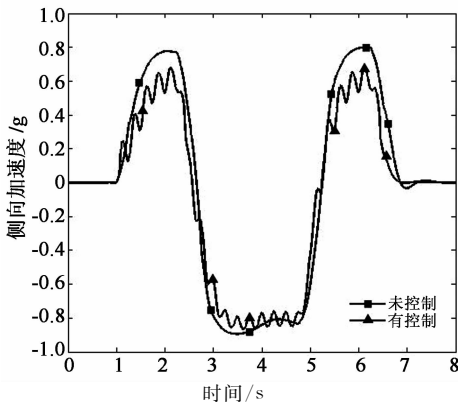
(a) 横摆角速度变化曲线



(b) 质心侧偏角变化曲线



(c) 侧倾角变化曲线



(d) 侧向加速度响应变化曲线

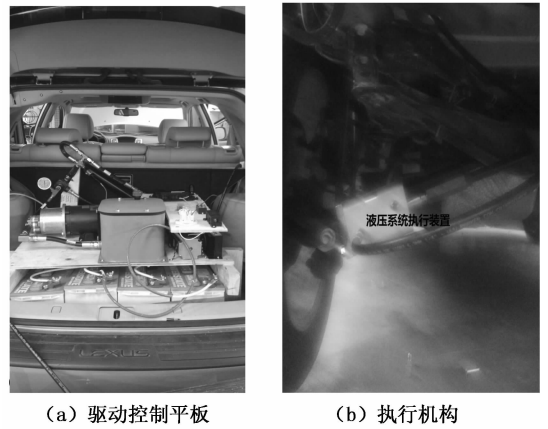
图 12 双线移工况仿真结果

Fig. 12 Simulation results of a double lane change maneuver

仿真结果如图 12 所示,未控车辆不能很好的跟随理想模型的参考值,同时侧向加速度和波动较大,此时车辆处于不稳定状态.而添加后轮脉冲转向控制后,系统能减少车辆转向过程中的横摆角速度和质心侧偏角,控制车辆接近理想轨迹运动,并能减少转向结束时刻横摆参数的波动,提高车辆的横摆稳定性能,同时可以减少车辆的侧倾角和侧向加速度,大大改善车辆的安全性能.后轮脉冲转向提高了车辆的操纵性能,提高车辆避开障碍物和路径跟随的能力,同时减少车辆侧倾角,降低车辆侧翻的能力.

### 6 试验分析

本节设计了液压系统脉冲发生器,并将其安装在多连杆悬架 SUV 试验车辆上,如图 13 所示,进行实车道路试验,进一步验证所提出的控制系统在实际工况中的应用能力.



(a) 驱动控制平板

(b) 执行机构

图 13 液压脉冲装置的设计与安装  
Fig. 13 Hydraulic steering schematic of implementation and installation

试验采用了基于天线的 GPS-IMU 系统对汽车的状态与路面参数进行测量,同时利用专门传感器与 PC 机进行数据传递,安装如图 14 所示,进行道路试验得到车辆在不同工况下的参数指标.



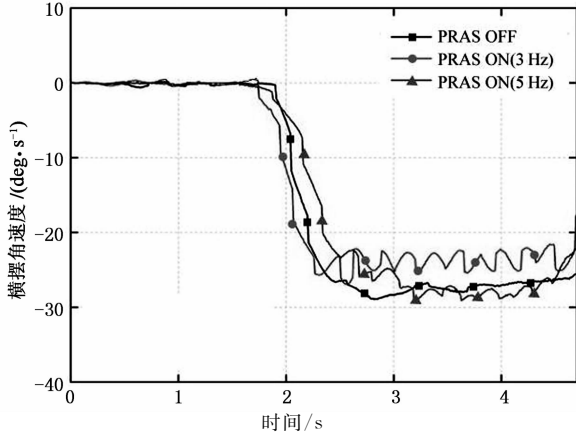
图 14 SUV 试验车辆的整体设置

Fig. 14 Experiment setup after assembling

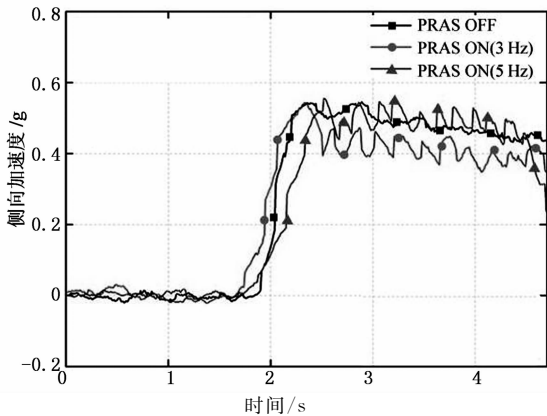


### 6.1 阶跃输入频率对比试验

该试验通过改变液压转向系统的电机的转向频率,得到不同的脉冲转向频率,验证脉冲频率对车辆性能的影响,得到最佳转向脉冲频率.本试验通过液压脉冲系统得到的脉冲频率分别为 3 Hz 和 5 Hz,车速为 45 km/h 的阶跃转向工况下,车辆的横摆角速度和侧向加速度的结果如图 15 所示.



(a) 横摆角速度变化曲线



(b) 侧向加速变化曲线

图 15 不同频率对车辆横摆运动的影响  
Fig. 15 The effect of different frequencies on yaw motion

如图 15 所示,车辆在阶跃转向工况下,转向脉冲的频率对车辆的横摆角速度和侧向特性有一定的影响.当频率为 3 Hz 时,横摆角速度和侧向加速度均有较大的降低,而当频率为 5 Hz 时,两者的值变化幅度相对较小,只有在关闭脉冲转向系统时上下波动.由此可以验证,理论优化最佳频率 3 Hz 符合试验特性,与试验结果有较好的一致性.以下试验将脉冲频率设置为 3 Hz 来完成.

### 6.2 双移线输入转向工况试验

双移线试验能很好地验证控制器在短时间内转向反应的灵敏度和汽车避开障碍物和路径跟踪的能力.车速设定为 45 km/h,具体路况设置如图 16 所示.

通过传感器和 PC 机记录车辆的横摆角速度,

侧倾角,侧向加速度的试验结果如图 17 所示.

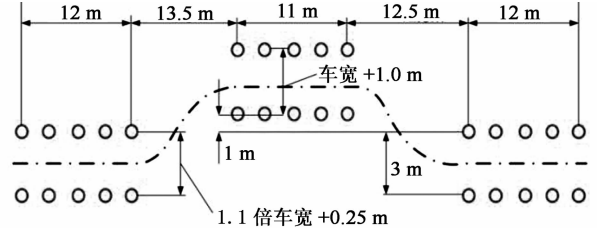
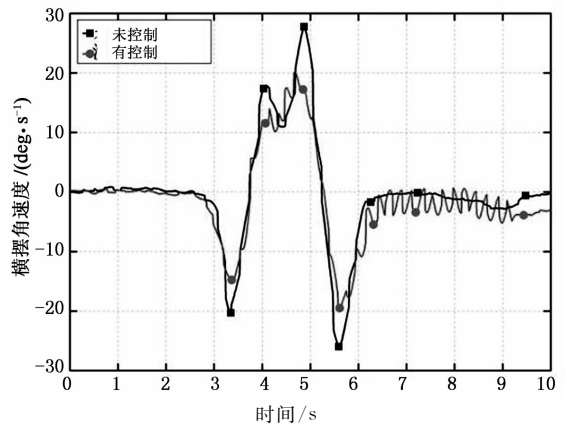
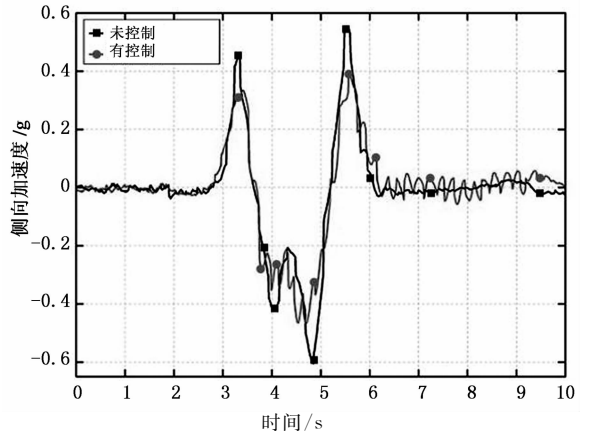


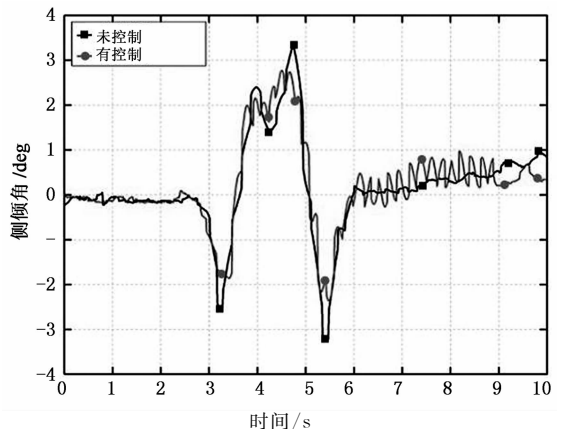
图 16 双移线转向输入工况的路况设置  
Fig. 16 Double lane changesteering input conditions set



(a) 横摆角速度变化曲线



(b) 侧向加速度变化曲线



(c) 侧倾角变化曲线

图 17 双移线工况下的试验曲线

Fig. 17 Test results of a double lane change maneuver

如图 17 所示,带有 RWPAS 的车辆有效地降低了转向过程中横摆角速度,车辆侧倾角和侧向加速度的值,而且让其变化更加平缓,尤其是在峰值处(车辆处于侧倾危险状态),RWAPS 系统的效果更加明显,由此可见,此试验较好的验证了车辆在躲避障碍物或超车的情况下,该系统可以有效地提高车辆的操纵稳定性能,同时提高车辆的防侧翻能力,验证了仿真结果。

## 7 结 论

本文提出了一种后轮主动脉冲转向的控制方法,用来提高车辆的主动安全性能,并对此做了理论分析和试验研究。

1) 基于试验 SUV 车辆,建立了带脉冲转向系统的车辆动力学模型和 ADAMS 悬架模型,分析了此液压脉冲系统的运行对悬架参数及后轮转向的影响。

2) 分析了不同脉冲信息(振幅和频率)对车辆动力学参数的影响并确定了最优的脉冲参数。

3) 选取横摆稳定性动态指标,设计控制策略结构与算法;运用 CarSim 和 Simulink 进行联合仿真分析,验证了所提出的后轮脉冲转向系统能有效地提高车辆横摆特性,同时能有效地改善车辆的侧翻特性。

4) 以 SUV 试验车为研究对象,设计和安装液压脉冲发生器进行整车试验研究,验证了脉冲频率对车辆性能的影响,进而通过双移线工况试验,验证了后轮脉冲转向的可用性。

## 参考文献

[1] 殷智宏,郭孔辉,宋晓琳. 基于辨识模型的半主动悬架控制策略研究[J]. 湖南大学学报:自然科学版, 2010, 37(12): 24-30.  
YIN Zhi-hong, GUO Kong-hui, SONG Xiaog-lin. Study of semi-active suspension control strategy based on an identification model[J]. Journal of Hunan University: Natural Sciences, 2010, 37(12):24-30. (In Chinese)

[2] 王长新,史文库,张一京,等. 变刚度悬架的虚拟匹配优化[J]. 湖南大学学报:自然科学版,2015,42(4):19-26.  
WANG Chang-xin, SHI Wen-ku, ZHANG Yi-jing, *et al.* Study of semi-active suspension control strategy based on an identification model[J]. Journal of Hunan University: Natural Sciences, 2015, 42(4):19-26. (In Chinese)

[3] 刘翔宇. 基于直接横摆力矩控制的车辆稳定性研究[D]. 合肥:

合肥工业大学机械与汽车工程学院,2010.

LIU Xiang-yu. Research of direct yaw moment control vehicle stability[D]. Hefei: School of Mechanical and Automotive Engineering, HeFei University of Technology, 2010. (In Chinese)

- [4] 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): 359-389.
- [5] 许中明,于海兴,贺岩松,等. SUV 车辆差动制动防侧翻控制研究[J]. 汽车工程,2014,36(5):566-572.  
XU Zhong-ming, YU Hai-xing, HE Yan-song, *et al.* A research on differential braking-based anti-rollover control for SUVs[J]. Automotive Engineering, 2014, 36(5): 566-572. (In Chinese)
- [6] 卢少波,李以农,郑玲. 基于制动与悬架系统的车辆主动侧翻控制的研究[J]. 汽车工程,2011,33(8):669-675.  
LU Shao-bo, LI Yi-nong, ZHENG Ling. A study on vehicle active rollover control based on braking and suspension systems[J]. Automotive Engineering, 2011, 33(8): 669-675. (In Chinese)
- [7] 李伟平,柳超,窦宪东,等. 油气悬架的不确定性多目标优化[J]. 湖南大学学报:自然科学版, 2014, 41(10):27-34.  
LI Wei-ping, LIU Chao, DOU Xian-dong, *et al.* Multi-objective optimization based on uncertainty in hydro-pneumatic suspension[J]. Journal of Hunan University: Natural Sciences, 2014, 41(10):27-34. (In Chinese)
- [8] 宋宇. 车辆稳定性系统和四轮转向系统及其集成控制研究[D]. 合肥:合肥工业大学机械与汽车工程学院,2012.  
SONG Yu. Study on the control of vehicle stability system and four wheel steering system and integrated system [D]. Hefei: School of Mechanical and Automotive Engineering, HeFei University of Technology, 2012. (In Chinese)
- [9] KUO C. Sports utility vehicle rollover control with pulsed active steering control strategy [D]. Waterloo: University of Waterloo, 2005.
- [10] ABDEL-RAHMAN A. Pulsed active steering HIL experiment [D]. Waterloo: University of Waterloo, 2009.
- [11] 喻凡,林逸. 汽车系统动力学[M]. 5 版. 北京:机械工业出版社,2012:104-115.  
YU Fan, LIN Yi. Vehicle dynamics system[M]. 5th ed. Beijing: China Machine Press, 2012:104-115. (In Chinese)
- [12] LACROIX B, LIU Z, SEERS P. A comparison of two control methods for vehicle stability control by direct yaw moment [J]. Applied Mechanics and Materials, 2012,120:203-217.
- [13] BASLAMISLI S C, KOSE I E, ANLAS G. Handling Sstability improving through robust active front steering and active differential control[J]. Vehicle System Dynamics, 2011, 49(5):657-683.