

# 基于人群搜索算法的四驱汽车扭矩分配控制策略\*

陈黎卿<sup>1,2</sup> 胡冬宝<sup>1</sup> 陈无畏<sup>2</sup>

(1. 安徽农业大学工学院, 合肥 230036; 2. 合肥工业大学机械与汽车工程学院, 合肥 230009)

**摘要:** 为了提高四驱汽车的整车性能,对四驱汽车扭矩分配特性进行了相关分析,并提出了一种新的扭矩分配控制策略。基于 Matlab/Simulink 构建了整车 7 自由度动力学模型;研究了不同路面、不同车速和不同转向工况下轴间扭矩分配和轮间扭矩分配对汽车质心侧偏角及横摆角速度的影响规律。以线性二自由度半车模型作为参考对象,基于人群搜索算法(Seeker optimization algorithm, SOA)和 PID 控制系统设计了扭矩分配控制系统,并进行了仿真分析。基于 NI PXI 设备构建了扭矩分配硬件在环试验平台,进行了试验验证。结果显示:该控制策略能较好地跟随驾驶员的转向意图,车辆行驶稳定性得到提升,试验结果也验证了控制系统的有效性。

**关键词:** 四驱汽车 扭矩分配 人群搜索算法 硬件在环试验

**中图分类号:** U461.6 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)11-0369-08

## Control Strategy and Experiment of Torque Distribution for 4WD Vehicle Based on SOA

Chen Liqing<sup>1,2</sup> Hu Dongbao<sup>1</sup> Chen Wuwei<sup>2</sup>

(1. College of Engineering, Anhui Agricultural University, Hefei 230036, China

2. School of Mechanical and Automobile Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China)

**Abstract:** In order to promote the overall performance of four wheel drive (4WD) vehicles, its torque distribution was analyzed and a new control strategy was put forward. The 7-DOF dynamic model of vehicle was built based on Matlab/Simulink software, including transmission system model, tire model, and sub-modules, like slip ratio calculation module and tire sideslip angle calculation module. The effects of inter-axial torque distribution ratio and inter-tire torque distribution under the conditions of different roads, speeds and angles on sideslip angle and yaw rate of vehicle were analyzed. The results showed that when the car was steering, the slips of both inter-axial torque and inter-tire torque would have some impacts on the sideslip angle and yaw rate, and the influence of inter-tire distribution was considerably evident. When the front axle gained more torque, the over steering trend could be improved to a certain extent. When the outside tire gained more torque, the steering ability of vehicle was promoted. When the inside tire gained more torque, the over steering trend could be effectively restrained. Taking the linear 2-DOF half vehicle model as the reference object, the torque distribution control system was designed based on the seeker optimization algorithm (SOA) and PID control system. Besides, simulation was carried out with road friction coefficient of 0.7 and 0.3, initial speed of 20 m/s and front wheel angle of 0.1 rad. The result showed that the proposed control strategy can implement the driver's steering intention successfully under different road conditions to improve the driving stability of the vehicle. Based on the NI PXI equipment, hardware in the loop (HIL) experiment platform for torque distribution was established. And according to JASO - C - 707 and ISO3888 - 2 vehicle lane-change

收稿日期: 2015-04-23 修回日期: 2015-05-19

\* 国家自然科学基金资助项目(51305004)

**作者简介:** 陈黎卿, 教授, 合肥工业大学博士生, 主要从事四驱汽车传动系统研究, E-mail: lqchen@ahau.edu.cn

**通讯作者:** 陈无畏, 教授, 博士生导师, 主要从事车辆动力学与控制研究, E-mail: cww@mail.hf.ah.cn



机为动力输出源,动力通过带有多片式离合器的分动器与限滑差速器实现前后轴、左右轮的传递和转移。

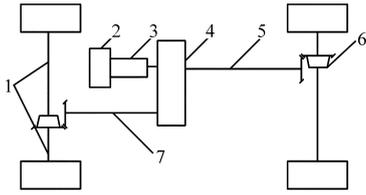


图 2 动力传动系统结构简图

Fig. 2 Structure schematic of power transmission system

1. 半轴 2. 发动机 3. 变速器 4. 分动器 5. 后传动轴 6. 限滑差速器 7. 前传动轴

假设车辆前后轴扭矩分配系数为  $\alpha$ , 前后轴左右轮间差速器分配系数为  $\lambda_1$ 、 $\lambda_2$ ; 则由传动系输出的扭矩经变速器、分动器、轮间差速器等传递至各轮的驱动力矩可表述为

$$\begin{cases} T_{x1} = \alpha T_e i_{gi} i_0 \eta \lambda_1 \\ T_{x2} = \alpha T_e i_{gi} i_0 \eta (1 - \lambda_1) \\ T_{x3} = (1 - \alpha) T_e i_{gi} i_0 \eta \lambda_2 \\ T_{x4} = (1 - \alpha) T_e i_{gi} i_0 \eta (1 - \lambda_2) \end{cases} \quad (2)$$

式中  $T_{x1}$ 、 $T_{x2}$ 、 $T_{x3}$ 、 $T_{x4}$  —— 汽车前左、前右、后左、后右驱动轮的驱动力矩

$i_{gi}$  —— 变速器传动比

$i_0$  —— 主减速器传动比

$\eta$  —— 传动效率, 取 0.90

车轮运动方程为

$$J_i \dot{\omega}_i = T_{xi} - T_{bi} - T_{fi} - F_{xi} R \quad (i = 1, 2, 3, 4) \quad (3)$$

式中  $J_i$  —— 车轮转动惯量

$R$  —— 车轮半径

$\dot{\omega}_i$  —— 车轮角加速度

$T_{xi}$ 、 $T_{bi}$ 、 $T_{fi}$  —— 车轮的驱动力矩、制动力矩,

以及受到地面的滚动阻力矩

文中仅考虑动力分配对汽车行驶稳定性影响,

故设定制动力矩为 0。

车辆运动中各轮滚动阻力矩方程为

$$T_{fi} = f F_{zi} R_i \quad (i = 1, 2, 3, 4) \quad (4)$$

$$\begin{cases} F_{z1} = \frac{m}{l} \left( \frac{g l_r}{2} - \frac{a_x h_g}{2} - \frac{a_y h_g l_r}{d_f} \right) \\ F_{z2} = \frac{m}{l} \left( \frac{g l_r}{2} - \frac{a_x h_g}{2} + \frac{a_y h_g l_r}{d_f} \right) \\ F_{z3} = \frac{m}{l} \left( \frac{g l_f}{2} + \frac{a_x h_g}{2} - \frac{a_y h_g l_f}{d_r} \right) \\ F_{z4} = \frac{m}{l} \left( \frac{g l_f}{2} + \frac{a_x h_g}{2} + \frac{a_y h_g l_f}{d_r} \right) \end{cases} \quad (5)$$

式中  $F_{zi}$  —— 轮胎垂直动载荷

$a_x$ 、 $a_y$  —— 车辆纵向和侧向加速度

$h_g$  —— 车辆质心高度

### 1.3 轮胎模型

由于文中分析主要涉及到纵向和侧向附着力, 故采用 Dugoff 轮胎模型<sup>[16]</sup>, 轮胎与地面的纵向、侧向附着力为

$$\begin{cases} F_{xxi} = C_{xi} \frac{s_{xi}}{1 + s_{xi}} f(s) \\ F_{yyi} = C_{yi} \frac{\tan \varphi_i}{1 + s_{xi}} f(s) \end{cases} \quad (i = 1, 2, 3, 4) \quad (6)$$

式中  $F_{xxi}$ 、 $F_{yyi}$  —— 轮胎的纵向、侧向附着力

$C_{xi}$ 、 $C_{yi}$  —— 轮胎纵向、侧向刚度

$\varphi_i$  —— 驱动轮轮胎侧偏角

$s_{xi}$  —— 驱动轮轮胎纵向滑移率

$f(s)$  —— 与轮胎动态参数有关的函数

### 1.4 基于 Matlab/Simulink 的四驱汽车仿真模型

综合以上公式, 采用 Matlab/Simulink 软件构建 7 自由度整车动力学模型, 如图 3 所示, 主要包括发动机模型、传动系模型、轮胎模型、滑移率计算模块、轮胎侧偏角计算模块等。

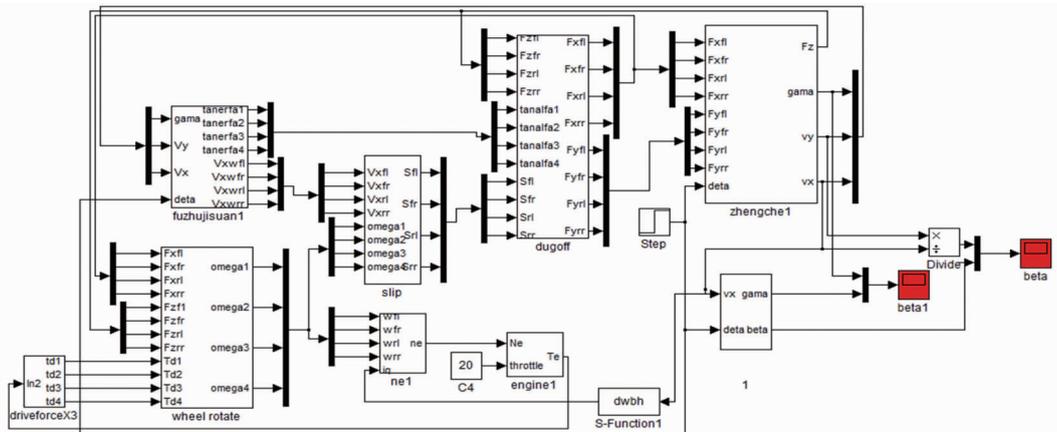


图 3 四驱车辆动力学仿真模型

Fig. 3 Dynamics simulation model of 4WD vehicle

## 2 动力分配对汽车行驶稳定性的影响

为了探究动力分配对汽车行驶稳定性的影响,以某款四驱 SUV 汽车为研究对象进行仿真分析,其中车辆部分参数如表 1 所示。

表 1 车辆仿真参数

Tab. 1 Vehicle simulation parameters

参数	数值
整车质量 $m/\text{kg}$	1 971
轴距 $l/\text{m}$	2.64
质心与前轴距离 $l_f/\text{m}$	1.236
质心与后轴距离 $l_r/\text{m}$	1.404
前轮距 $d_f/\text{m}$	1.54
后轮距 $d_r/\text{m}$	1.54
绕质心 Z 轴转动惯量 $J_z/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	3 423.6
轮胎侧向刚度 $C_{y_i}/(\text{N}\cdot\text{rad}^{-1})$	43 250
轮胎纵向刚度 $C_{x_i}/(\text{N}\cdot\text{rad}^{-1})$	69 300
滚动阻力系数 $f$	0.018

### 2.1 轴间扭矩分配对汽车行驶稳定性的影响

分别开展了 2:8、5:5、8:2(前轴:后轴)3 种轴间动力分配比在不同路面及转角条件下的多工况仿真分析。其中在路面附着系数为 0.7、初始车速 20 m/s、车轮转角 0.05 rad 的阶跃工况下,整车质心侧偏角、横摆角速度随轴间动力分配仿真结果如图 4 所示。

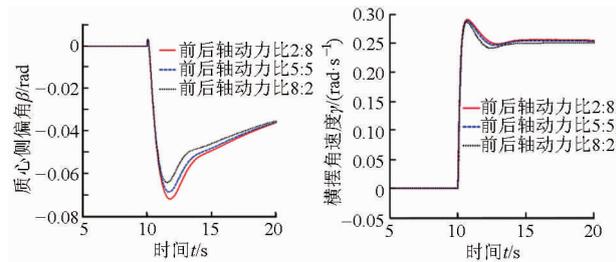


图 4 轴间扭矩分配响应曲线

Fig. 4 Response curves of inter-axial torque distribution

图 4 表明:转向时前后轴动力分配变化对汽车的质心侧偏角、横摆角速度均有一定影响,相比于后轴获得 80% 驱动扭矩仿真结果,当前轴获得同等驱动扭矩时,其质心侧偏角由峰值的  $-0.072$  rad 下降至  $-0.064$  rad,横摆角速度幅值变化不大,但同样减小了  $0.0083$  rad/s。可知转向时前轴获得较多动力对汽车的过多转向趋势有一定改善。

### 2.2 轮间扭矩分配对汽车行驶稳定性的影响

在路面附着系数为 0.7 的路面上行驶,前后轴轴间动力分配比例设定为 5:5,分别进行 20 m/s 和 30 m/s 两种车速下的单移线行驶仿真,设定车轮转角 0.05 rad。设置 3 种不同轮间动力分配比进行仿真分析,3 种动力比分别为 3:7、5:5、7:3(左轮:右

轮)。仿真结果如图 5 所示。为更直接明确地观察和定量分析扭矩分配对整车性能的影响,对上述仿真结果进行列表整理,如表 2 所示。

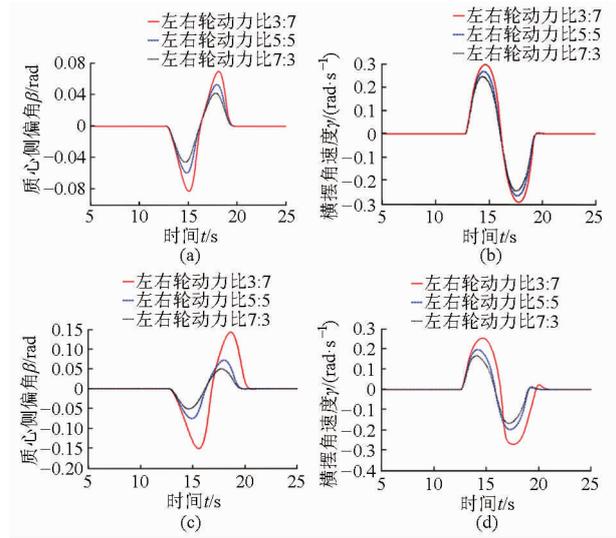


图 5 轮间扭矩分配响应曲线

Fig. 5 Response curves of inter-tire torque distribution

- (a) 车速 20 m/s 时质心侧偏角曲线  
 (b) 车速 20 m/s 时横摆角速度曲线  
 (c) 车速 30 m/s 时质心侧偏角曲线  
 (d) 车速 30 m/s 时横摆角速度曲线

表 2 状态参数表

Tab. 2 State parameters

车速 $v/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	动力 比	横摆角速度 $\dot{\gamma}/(\text{rad}\cdot\text{s}^{-1})$	质心侧 偏角/rad	最大 变幅/%
20	3:7	0.298	-0.083	17.1(横摆)
	5:5	0.269	-0.059	43.0(质偏)
	7:3	0.247	-0.046	
30	3:7	0.252	-0.145	33.7(横摆)
	5:5	0.196	-0.075	65.5(质偏)
	7:3	0.167	-0.050	

以 20 m/s 仿真车速为例,结合图 5 和表 2 分析可知:在转向时外轮获得额外 20% 驱动扭矩时其质心侧偏角峰值由正常行驶时的  $-0.059$  rad 增加到  $-0.083$  rad,反之内轮获得同等额外扭矩,其质心侧偏角则降低至  $-0.046$  rad,且横摆角速度具有同样变化趋势,说明动力的外轮转移能够加强汽车的转向能力,而动力的内轮转移则可抑制车辆的过多转向趋势。依据汽车行驶状态进行有效的轮间扭矩分配能够对整车行驶稳定性进行一定的调整和改善。

## 3 基于 SOA-PID 扭矩控制系统设计

### 3.1 参考模型

由于线性 2 自由度半轨车辆模型能够很好地反映车辆操纵稳定性的基本特性,因此选择此模型作为整车控制的参考模型,其线性 2 自由度微分方程

为<sup>[16]</sup>

$$\begin{cases} m(\dot{v}_x + v_x \gamma) = (C_f + C_r)\beta + \frac{1}{v_x}(l_f C_f - l_r C_r)\gamma - C_f \delta \\ J_z \dot{\gamma} = (l_f C_f - l_r C_r)\beta + \frac{1}{v_x}(l_f^2 C_f + l_r^2 C_r)\gamma - l_f C_f \delta \end{cases} \quad (7)$$

式中  $C_f, C_r$ ——前、后轮胎侧偏刚度

由于路面附着条件的限制,其质心侧偏角与横摆角速度需满足约束

$$\begin{cases} \gamma_d \leq \frac{\mu g}{v_x} \\ \beta_d \leq \mu g \left( \frac{l_r}{v_x^2} + \frac{ml_f}{C_r l} \right) \end{cases} \quad (8)$$

式中  $\mu$ ——路面附着系数

$\gamma_d$ ——名义横摆角速度

$\beta_d$ ——名义质心侧偏角

### 3.2 分层控制系统设计

采用分层方式对整车系统进行控制,其中上层控制器为扭矩分配系统 ECU,上层控制器通过对整车状态的信号采集与处理发出控制信号。下层控制器为多片离合式限滑差速器及分动器,通过接收 ECU 发出的控制信号对整车动力进行传递转移。控制系统结构如图 6 所示。

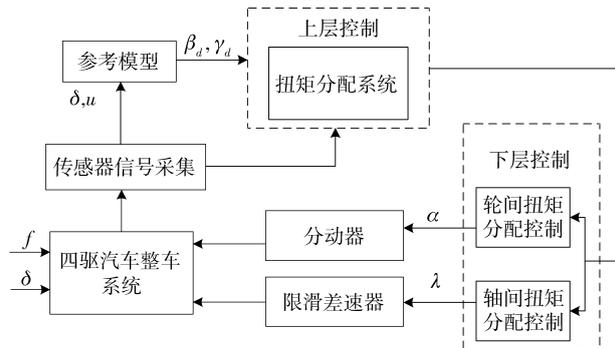


图 6 控制系统总体结构框图

Fig. 6 General structure of control system

### 3.3 SOA-PID 控制算法

PID 控制结构原理简单、适应性强且不依赖于被控对象模型,因而受到广泛运用,但是  $K_p, K_i, K_d$  控制参数往往需要依靠经验和大量的试凑得出。人群搜索算法 (Seeker optimization algorithm, SOA) 是一种新颖的群体智能算法,它将搜索队伍作为种群,以各搜索者所处位置作为候选解,通过模仿人类在进行搜索行为时对位置和方向等的推理判断完成问题的最优求解<sup>[17]</sup>。

SOA 算法可描述如下:

假设在  $D$  维空间中有  $S$  个搜寻个体,则个体  $i$  所处位置可描述为

$$\mathbf{X}_i = [x_{i1}, x_{i2}, \dots, x_{iD}]^T$$

搜索步长为

$$\alpha_{ij} = \delta_{ij} \sqrt{-\ln u_{ij}} \quad (9)$$

式中  $\alpha_{ij}$ —— $j$  维空间的搜索步长

$\delta_{ij}$ ——高斯隶属函数参数

搜索方向为

$$\mathbf{d}_i(t) = \text{sign}(\omega \mathbf{d}_{i,\text{pro}} + \varphi_1 \mathbf{d}_{i,\text{ego}} + \varphi_2 \mathbf{d}_{i,\text{alt}}) \quad (10)$$

式中  $\mathbf{d}_{i,\text{ego}}$ ——搜寻个体利己方向

$\mathbf{d}_{i,\text{alt}}$ ——搜寻个体利他方向

$\mathbf{d}_{i,\text{pro}}$ ——搜寻个体预动方向

$\omega$ ——惯性权值,随进化代数的增加从 0.9 线性递减至 0.1

$\varphi_1, \varphi_2$ —— $[0, 1]$  区间内的随机数

设定 SOA 优化算法个体维度为 3,分别代表 PID 控制器的 3 个主要控制参数  $K_p, K_i, K_d$ ,则能够实现 PID 控制器参数进行优化整定,选择误差绝对值时间积分性能指标作为参数选择的最小目标函数,同时引入控制输入平方项对目标函数进行调整,目标函数为

$$\min f =$$

$$\begin{cases} \int_0^{\infty} (\zeta_1 |e(t)| + \zeta_2 u^2(t)) dt & (e(t) \geq 0) \\ \int_0^{\infty} (\zeta_1 |e(t)| + \zeta_2 u^2(t) + \zeta_3 |e(t)|) dt & (e(t) < 0) \end{cases} \quad (11)$$

式中  $\zeta_1, \zeta_2, \zeta_3$ ——权值系数,取 0.999、0.001、100

$e(t)$ ——系统误差

$u(t)$ ——控制器输出

SOA-PID 优化算法流程:

(1) 系统随机产生初始位置矩阵。

(2) 对搜寻者个体进行适应度函数的计算。

(3) 对个体中的历史最优位置与当前位置进行比较,选择和保留最优位置进行更新。

(4) 对种群历史最优位置与当前个体最优位置进行比较,若当前个体更好则对种群历史最优进行更新替换。

(5) 若尚未达到结束条件则进行位置更新并返回步骤(2)。

依据上述算法原理设计基于 SOA-PID 控制的扭矩控制系统,如图 7 所示,选择控制器输入为线性 2 自由度半车模型和整车模型的横摆角速度或质心侧偏角,控制输出为前后和左右车轮扭矩分配系数,分别由图中的两个 PID 控制器得到。图中两个控制器参数优化结构一致,但各自拥有独立的优化回路,分别对前后轴与左右轮的扭矩进行分配控制。

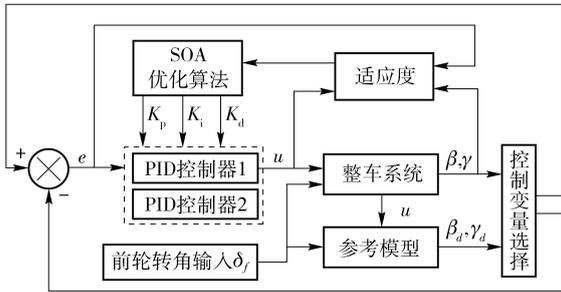


图7 控制系统原理框图

Fig. 7 Principle block diagram of control system

图7中控制变量选择模块为对控制器输入的选取,当质心侧偏角大于设定的门限值时,仅对横摆角速度进行控制即可实现对车辆稳定性的控制,而当质心侧偏角较大时,车辆已经产生较大的侧滑,偏移了行驶轨道,此时若仅对横摆角速度进行控制已无法纠正车辆的行驶路径,质心侧偏角的控制修正占据了主要部分。

#### 4 仿真分析

设定路面附着系数为0.7,保持车速20 m/s不变进入单移线行驶,前轮转角输入如图8所示,经优化求解,SOA参数优化结果为:当 $K_p = 100.00$ , $K_i = 21.47$ , $K_d = 3.54$ 时,优化的适应度函数达到最优,

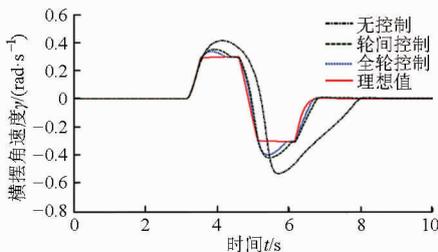


图10 整车状态

Fig. 10 Vehicle states

-0.399 rad/s,质心侧偏角则同比下降了0.077 rad和0.089 rad,表明采用SOA-PID算法控制能够对整车转向起到很好的控制作用,有效抑制了车辆的过多转向趋势。同时在转向时引入轴间扭矩的转移其整车横摆角速度与质心侧偏角比仅进行轮间扭矩分配进一步优化了5%与12%。说明转向时同时加入轴间扭矩的转移,整车行驶稳定性可得到进一步的改善。

同时考虑该控制系统对低附路面的控制效果,设定附着系数0.3、车速15 m/s进行仿真,得到整车状态响应如图11所示。

图11表明:在未进行控制时,其整车横摆角速度与质心侧偏角响应幅度较大,并远离期望行驶状态,此时车辆处于严重失稳难以操控,而在添加控制

轮间控制器优化结果如图9所示,控制前后横摆角速度与质心侧偏角对比曲线如图10所示。

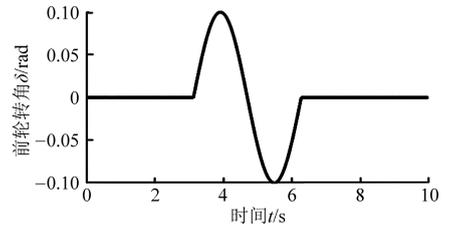


图8 前轮转角输入曲线

Fig. 8 Input curve of front wheel angle

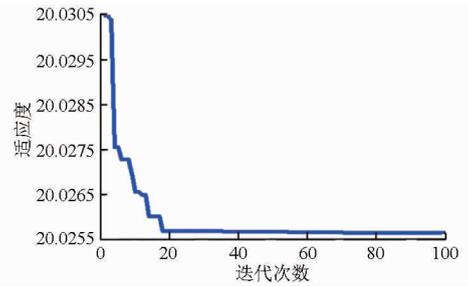
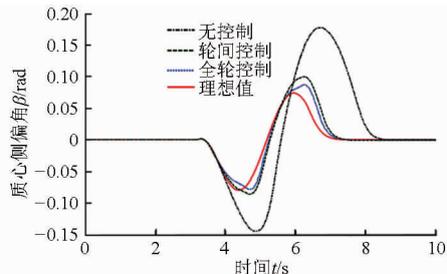


图9 优化结果

Fig. 9 Optimization results

分析图10可知:相比较整车在不受任何控制下其横摆角速度在峰值处的-0.532 rad/s和质心侧偏角的峰值0.177 rad,引入轮间控制和全轮控制后,其横摆角速度分别下降至-0.420 rad/s与



后整车状态得到了极大改善,其响应曲线能够紧紧跟随期望值,说明在低附路面上,该控制同样能够对车辆取得较好的控制效果。

#### 5 硬件在环试验

##### 5.1 硬件在环平台搭建

为了验证控制系统的有效性,开展了基于NI-PXI实时处理器的硬件在环试验,采用由真实控制器和虚拟被控对象组成的硬件在环仿真结构。硬件平台主要包括NI实时处理器、计算机、路由器、TCP/IP总线等。计算机机作为上位机主要用于运行基于NI Veristand和LabVIEW开发的硬件在环实时测试系统,同时作为人机交互界面对整个硬件平台进行实时监测与控制,并完成7自由度整车模型

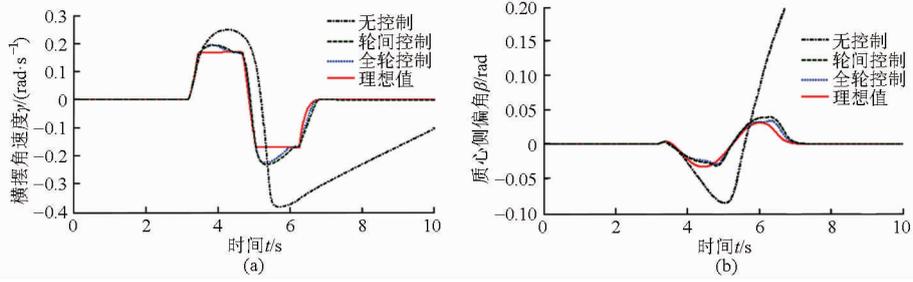


图 11 低附路面整车状态

Fig. 11 Vehicle states under low adhesion road

(a) 横摆角速度响应曲线 (b) 质心侧偏角响应曲线

与控制器之间的关系映射。PXI-8102 实时控制器安装有 LabVIEW Real-Time 实时操作系统, 作为下位机用于下载运行 Matlab/RTW (Real-time workshop) 模块编译的控制器 dll 文件; TCP/IP 总线作为桥梁将 PXI-8102 实时处理器与计算机进行连接, 完成网络的架构。

### 5.2 试验数据采集

依据 JASO - C - 707 及 ISO3888 - 2 车辆移线性能试验跑道标准进行实车试验, 将采集所得转向盘转角数据经处理换算后作为硬件在环整车模型的前轮转角输入进行试验仿真, 实车试验数据采集系统如图 12 所示。

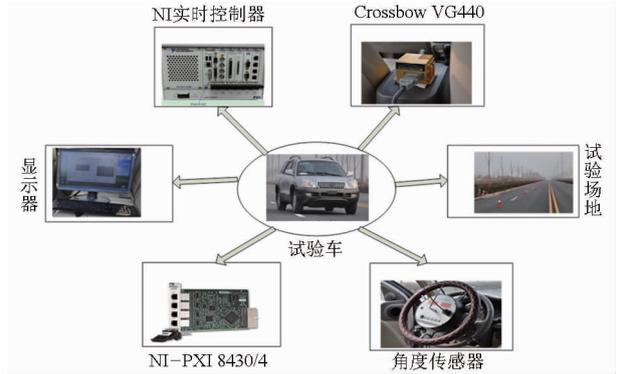


图 12 试验数据采集系统

Fig. 12 Test data acquisition system

### 5.3 试验结果与分析

对整车系统进行硬件在环试验, 双移线试验结果如图 13 所示, 试验条件为车速 55 km/h, 路面附着系数 0.7。

图 13a 为采集所得汽车双移线行驶工况下前轮转角数据, 作为硬件在环信号输入进行试验仿真。试验结果表明: 车辆在进行连续转向动作时, 为跟随目标路径, 其前轮转角呈现出不规则的波形变化, 由

图 13a 可知其转角峰值处出现在第 2 次变道过程中, 此时车辆行驶状态最差, 而通过有效分配各个车轮的驱动扭矩后, 其整车状态得到了较大程度的改善, 如图 13b、13c 所示, 相比较于无控制状态, 横摆角速度与质心侧偏角在添加控制后峰值分别下降了 0.067 rad/s 和 0.033 rad, 下降幅度分别达到了 15.2% 与 37.5%, 且其状态响应滞后得到了一定改善。试验结果说明在双移线行驶工况下利用该控制策略对车辆进行驱动扭矩的分配控制能够提高整车

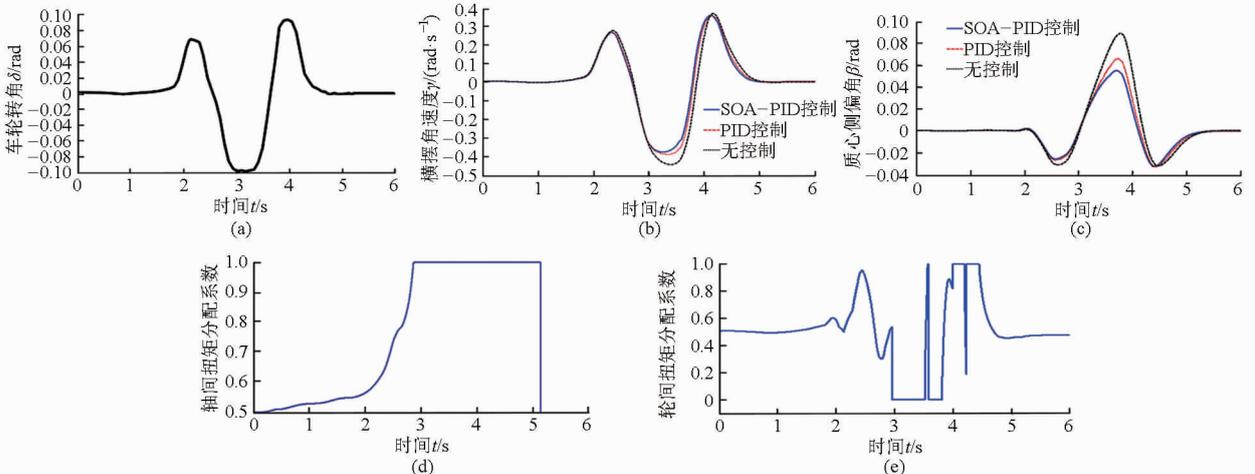


图 13 双移线硬件在环试验结果

Fig. 13 Hardware in loop experiment results

(a) 双移线硬件在环车轮转角 (b) 双移线硬件在环横摆角速度 (c) 双移线硬件在环质心侧偏角 (d) 双移线硬件在环轴间扭矩分配系数 (e) 双移线硬件在环轮间扭矩分配系数

的行驶稳定性。

## 6 结论

(1) 基于7自由度整车模型,研究分析了在不同车速及路面附着条件下,轴间扭矩和轮间扭矩分配对车辆转向时的操纵稳定性影响,当内轮获得较多动力则能削弱整车过多转向趋势,而动力的后轴转移则对车辆的不足转向有所调整。

(2) 提出了基于SOA-PID控制算法的扭矩分配控制系统,并对低附高附路面进行了仿真验证,构建了基于NI PXI的硬件在环试验平台,利用数据采集方式得到车辆移线工况下的前轮转角变化曲线,并作为输入对控制系统进行了硬件在环试验验证,结果表明:运用该控制器及控制方案能够使整车行驶稳定性得到有效改善。

## 参 考 文 献

- 1 Esmailzadeh E, Goodarzi A, Vossoughi G R. Optimal yaw moment control law for improved vehicle handling[J]. *Mechatronics*, 2003, 13(7): 659-675.
- 2 Shinichiro Horiuchi, Kazuyuki Okada. Improment of vehicle handling by nonlinear integrated control of four wheel steering and four wheel torque[J]. *JSAE Review*, 1999, 20(4): 459-464.
- 3 郭孔辉, 丁海涛. 轮胎附着极限下差动制动对汽车横摆力矩的影响[J]. *汽车工程*, 2002, 24(2): 101-104.  
Guo Konghui, Ding Haitao. The effect of yaw moment through differential braking under tire adhesion limit[J]. *Automotive Engineering*, 2002, 24(2): 101-104. (in Chinese)
- 4 李彬, 喻凡. 四轮转向和差动制动联合控制的车辆横摆动力学[J]. *农业机械学报*, 2008, 39(12): 1-6.  
Li Bin, Yu Fan. Vehicle yaw dynamics through combining four-wheel-steering and differential braking[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2008, 39(12): 1-6. (in Chinese)
- 5 胡建军, 刘辉, 何铮斌, 等. 驱动力分配控制对车辆转向行驶稳定性的影响[J]. *中国公路学报*, 2013, 26(5): 183-190.  
Hu Jianjun, Liu Hui, He Zhengbin, et al. Influence of driving force distribution control on vehicle steering stability[J]. *China Journal of Highway and Transport*, 2013, 26(5): 183-190. (in Chinese)
- 6 杨福广, 阮久宏, 李贻斌, 等. 4WID-4WIS车辆横摆运动 AFS+ARS+DYC模糊控制[J]. *农业机械学报*, 2011, 42(10): 6-12.  
Yang Fuguang, Ruan Jiuhong, Li Yibin, et al. 4WID-4WIS vehicle yaw control based on fuzzy logic control of AFS+ARS+DYC[J]. *Transactions for the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2011, 42(10): 6-12. (in Chinese)
- 7 李静, 李幼德, 赵健, 等. 四轮驱动汽车牵引力控制系统研究[J]. *吉林大学学报:工学版*, 2003, 33(4): 1-6.  
Li Jing, Li Youde, Zhao Jian, et al. Research on traction control system for four wheel drive vehicle[J]. *Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition*, 2003, 33(4): 1-6. (in Chinese)
- 8 郭立书, 葛安林, 张泰. 电子控制最佳扭矩分配4WD系统研究[J]. *农业机械学报*, 2002, 33(6): 16-19.  
Guo Lishu, Ge Anlin, Zhang Tai. Study on electronic control optimal torque distribute system for 4WD[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2002, 33(6): 16-19. (in Chinese)
- 9 李亮, 康铭鑫, 宋健, 等. 汽车牵引力控制系统的变参数自适应PID控制[J]. *机械工程学报*, 2011, 47(12): 92-98.  
Li Liang, Kang Mingxin, Song Jian, et al. Adaptive PID controller with variable parameters for vehicle traction control system[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2011, 47(12): 92-98. (in Chinese)
- 10 Motoki Shino, Masao Nagai. Independent wheel torque control of small-scale electric vehicle for handling and stability improvement [J]. *JSAE Review*, 2003, 24(4): 449-456.
- 11 邹广才, 罗禹贡, 李克强, 等. 基于全轮纵向力优化分配的4WD车辆直接横摆力矩控制[J]. *农业机械学报*, 2009, 40(5): 1-6.  
Zou Guangcai, Luo Yugong, Li Keqiang, et al. 4WD vehicle DYC based on tire longitudinal forces optimization distribution[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2009, 40(5): 1-6. (in Chinese)
- 12 Kim D, Hwang S. Vehicle stability enhancement of four-wheel-drive hybrid electric vehicle using rear motor control[J]. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 2008, 57(2): 727-735.
- 13 Mirzaei M. A new strategy for minimum usage of external yaw moment in vehicle dynamic control system[J]. *Transportation Research Part C*, 2010, 18(2): 213-224.
- 14 Lee B, Khajepour A, Behdinan K, et al. Vehicle stability through integrated active steering and differential braking[C]//SAE 2006 World Congress, 2006: 10925-10944.
- 15 王树凤, 李华师. 四轮转向车辆后轮转角与横摆力矩联合模糊控制[J]. *农业机械学报*, 2011, 42(5): 14-19.  
Wang Shufeng, Li Huashi. Yaw moment fuzzy control of four-wheel-steering vehicle based on co-simulation technology[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2011, 42(5): 14-19. (in Chinese)
- 16 陈无畏, 王其东, 肖寒松, 等. 汽车系统动力学与集成控制[M]. 北京: 科学出版社, 2014.
- 17 余胜威, 曹中清. 基于人群搜索算法的PID控制参数优化[J]. *计算机仿真*, 2014, 31(9): 347-350.  
Yu Shengwei, Cao Zhongqing. Optimization parameters of PID controller parameters based on seeker optimization algorithm [J]. *Computer Simulation*, 2014, 31(9): 347-350. (in Chinese)