

doi:10.3969/j.issn.1672-4348.2019.03.015

基于特殊 PID 控制的多轴汽车转向性能仿真分析

李运洪, 朱永强

(青岛理工大学 机械与汽车工程学院, 山东 青岛 266520)

摘要: 为解决多轴汽车转向过程中出现的性能问题, 建立五轴全轮转向汽车模型, 采用基于不完全微分 PID 控制算法来降低高频干扰。在 ADAMS/View 和 Simulink 联合仿真平台, 对不同车速下进行固定 D (转向中心到第一轴的距离) 值 (fixed D value, FD) 和变化 D 值 (changeable D value, CD) 的仿真对比试验, 验证控制系统动态地改变 D 能改善多轴汽车的操纵稳定性。结果表明: 在相同车速下 (60 km/h), CD 控制策略的横摆角速度超调量可降低 8.38%, 收敛时间缩短 80%; 同时 CD 控制策略的侧偏角随着速度升高更接近零值。因此 CD 控制策略的控制效果更好。

关键词: 多轴汽车; 联合仿真; 全轮转向; 不完全微分 PID 控制

中图分类号: TH16; U463.42 **文献标志码:** A

文章编号: 1672-4348(2019)03-0291-06

Simulation analysis of the steering performance of multi-axle vehicles based on special PID control

LI Yunhong, ZHU Yongqiang

(School of Mechanical and Automotive Engineering, Qingdao University of Technology, Qingdao 266520, China)

Abstract: In order to solve the performance problems in the steering process of multi-axle vehicles, a five-axle all-wheel steering vehicle model was established, which used an incomplete differential PID control algorithm to reduce high-frequency interference. A simulation comparison test of fixed D (FD) and changeable D value (CD) at different speeds was conducted on the ADAMS/View and Simulink co-simulation platform, to verify whether the steering stability of multi-axle vehicles improves if the control system dynamically changes D . Simulation results show that the yaw rate overshoot of the CD control strategy could be reduced by 8.38% and its convergence time could be shortened by 80% at the same speed (60 km/h). Meanwhile, the side angle of the CD control strategy was closer to zero value with the increase of speed. Therefore, the control effect of the CD control strategy is better.

Keywords: multi-axle vehicle; co-simulation; all-wheel steering; incomplete differential PID control

多轴汽车是指轴数大于等于 3 的车, 如大吨位的长途运输车 and 特殊作业车。普通的多轴汽车转向时由于结构复杂、车体长等特点导致转向协调性差, 转向过程容易发生失稳等危险工况^[1]。目前多轴汽车的转向系统朝着多轴动态智能转向方向发展, 希望所有车轮参与转向, 实现不同转向模式的动态切换^[2]。可根据不同的转向车速, 调

整多轴汽车的转向姿态, 动态地控制汽车的操纵稳定性。

1 联合仿真模型

本文采用 ADAMS 与 Simulink 联合仿真的研究方法, 首先建立 ADAMS/View 五轴汽车模型, 其十个车轮均为转向轮而且能参与驱动。由 ADAMS

收稿日期: 2019-04-10

第一作者简介: 李运洪 (1994-), 女, 山东莒县人, 硕士研究生, 研究方向: 车辆动力学。

通信作者: 朱永强 (1975-), 男, 山东莱州人, 副教授, 博士 (后), 研究方向: 车辆动力学、虚拟现实技术。

负责实现运动学仿真分析;MATLAB/Simulink 完成控制系统以及轨迹跟踪;联合仿实现软件间的互相通信。MATLAB/Simulink 将控制系统的指令发送到 ADAMS 中,驱动五轴汽车模型,ADAMS 再把反馈信息传到 MATLAB/Simulink 中的控制系统,由此形成反馈控制系统。图 1 为实现两者通信的 adams_sub 模块。

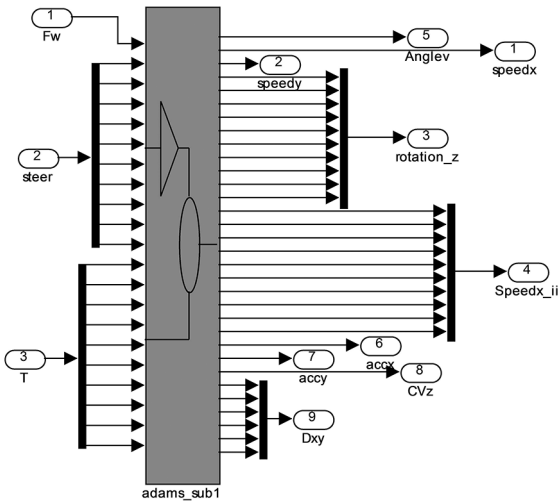


图 1 联合仿真系统框图

Fig.1 Block diagram of the co-simulation system

2 不完全微分 PID 控制策略

传统 PID 控制器是一种线性控制器,通过整定 K_p 、 K_i 、 K_d 的参数值实现对被控对象的控制,是经典控制理论中比较常用的一种方法。不完全微分 PID 控制是数字 PID 控制的一种,是在微分环节或者在整个 PID 控制器后边加低通滤波器,改善其高频干扰,图 2 为不完全微分算法的两种结构图,采用 2(b)的结构形式。

图 2 中, K_p 为比例系数, T_i 和 T_d 分别为积分时间常数和微分时间常数, T_f 为滤波器系数, $E(s)$ 为系统的输入与输出之间的误差, $U(s)$ 为不完全微分 PID 控制器的输出。

采用不完全微分 PID 控制策略,控制目标为横摆角速度,实验输入不同的车速,实验车速为 40、60、80、100 km/h,验证 FD 和 CD 两种状况在不同的车速下操纵稳定性参数的变化情况,以此分析 FD 和 CD 对整车角阶跃输入响应的影响,仿真时间为 12 s。如图 3 所示为 MATLAB/simulink 中建立的控制系统仿真模型。

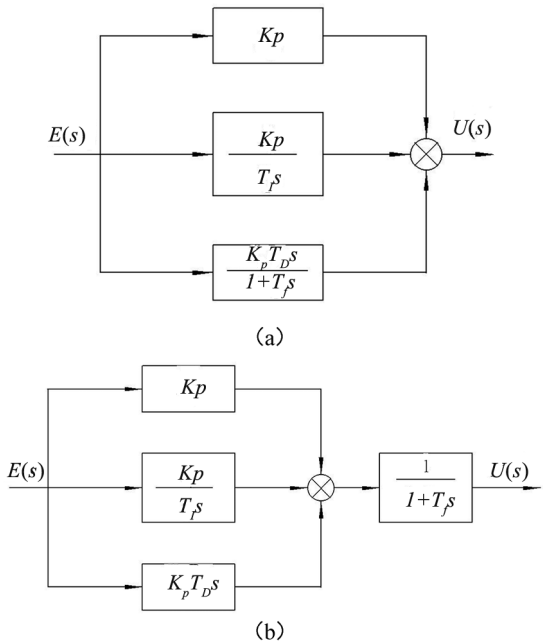


图 2 不完全微分算法结构图

Fig.2 Structure diagram of the incomplete differential algorithm

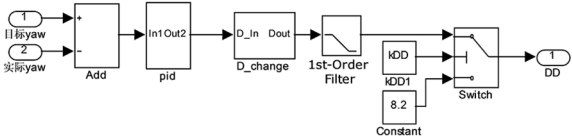


图 3 控制系统仿真模型

Fig.3 Simulation model of the control system

加入微分信号可以改善 PID 系统的动态特性,减小超调,但会引入高频干扰。由于在控制过程中,仿真曲线出现图 4(a) 所示的局部振荡现象,影响调节品质,为解决这一问题,控制系统中串联一个低通滤波器 $G_f(s) = \frac{1}{1 + T_f s}$ [3]。

如图 4(b) 所示, PID 控制的比例系数、积分系数和微分系数分别调为: $K_p = 200$, $K_i = 12$, $K_d = 10$, 汽车采用滤波控制后曲线的局部振荡现象减缓,超调量减小,表明:不完全微分 PID 控制器控制的系统比常规的 PID 控制器更稳定。

不完全微分 PID 控制算法的其传递函数为:

$$W(s) = \frac{U(s)}{E(s)} = \frac{K_p}{T_f s + 1} \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad (1)$$
$$U(s) = \frac{K_p}{T_f s + 1} \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) E(s) = u_p(s) + u_i(s) + u_d(s) \quad (2)$$

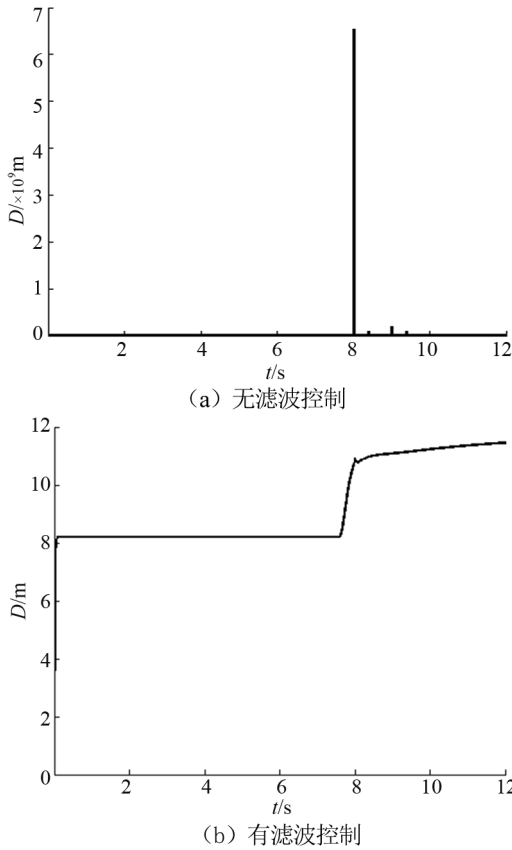


图 4 $u = 60 \text{ km/h}$ 时 D 值的变化曲线
Fig.4 Curve of D value when $u = 60 \text{ km/h}$

将式(2)离散化为

$$u(k) = u_p(k) + u_i(k) + u_d(k) \quad (3)$$

现推导 $u_d(k)$

$$u_d(s) = \frac{K_p T_D s}{T_f s + 1} E(s) \quad (4)$$

写成微分方程为

$$u_d(k) + T_f \frac{du_d(t)}{dt} = K_p T_D \frac{derror(t)}{dt} \quad (5)$$

取采样时间 T_s , 将上式离散化为

$$u_d(k) = \frac{T_f}{T_s + T_f} u_d(k-1) + K_p \frac{T_D}{T_s + T_f} (error(k) - error(k-1)) \quad (6)$$

令 $\alpha = \frac{T_f}{T_s + T_f}$, 则 $\frac{T_s}{T_s + T_f} = 1 - \alpha$, 则有 α 和 $\alpha - 1$ 在 0 和 1 之间, 不完全微分算法的公式为

$$u_d(k) = K_D (1 - \alpha) (error(k) - error(k-1)) + \alpha u_d(k-1) \quad (7)$$

由于不完全微分的 $u_d(k)$ 多了一项 $\alpha u_d(k-1)$,

原微分系数由 K_d 降至 $K_d(1 - \alpha)$, 加入一阶惯性环节能有效抑制高频干扰, 改善系统性能。

由此得

$$u(k) = K_p e(k) + K_i \sum_{j=1}^k e(j) + K_D (1 - \alpha) (error(k) - error(k-1)) + \alpha u_d(k-1) \quad (8)$$

3 五轴汽车全轮转向模型

为了方便研究五轴全轮转向汽车的转向性能, 将多轴汽车模型转化为简单的二自由度模型, 如图 5 所示, 汽车质心为原点 O , y 轴平行于地面指向汽车前进方向, x 轴指向驾驶员左边^[3]。

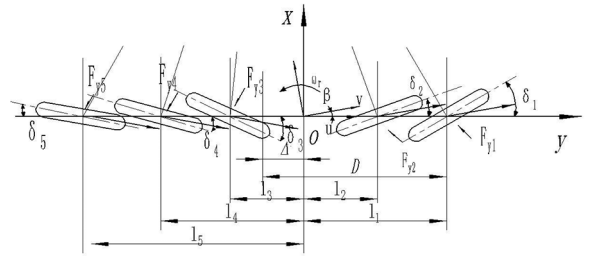


图 5 五轴汽车二自由度模型

Fig.5 Two-degree-of-freedom model of the five-axle vehicle

由参考文献[5]可得多轴转向汽车的运动动力学方程

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^5 k_i \beta + \frac{1}{u} (l_1 k_1 + l_2 k_2 - \sum_{i=3}^5 l_i k_i) \omega_r - \sum_{i=1}^5 k_i \delta_i = m(u\ddot{\beta} + u\omega_r) \\ (l_1 k_1 + l_2 k_2 - \sum_{i=3}^5 l_i k_i) \beta + \frac{1}{u} \sum_{i=1}^5 l_i^2 k_i \omega_r - l_1 k_1 \delta_1 - l_2 k_2 \delta_2 + \sum_{i=3}^5 l_i k_i \delta_i = I_z \dot{\omega}_r \end{cases} \quad (9)$$

式中: m 为整车质量; β 为质心侧偏角; ω_r 为横摆角速度; u 为质心处的速度在 x 轴方向上的分量; l_i 为第 i 轴到质心的投影距离; k_i 为第 i 轴轮胎有效侧偏刚度; δ_i 为汽车第 i 轴车轮偏转角, 规定其为矢量, 以第一轴车轮转角方向为正方向, 与其转角方向相反的负方向; I_z 为汽车整车(含轮胎)绕 z 轴的转动惯量; $\ddot{\beta}$ 为质心侧偏角加速度; $\dot{\omega}_r$ 为横摆角加速度。

可将式(9)改写为

$$\begin{pmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\omega}_r \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{\sum_{i=1}^5 k_i}{mu} & \frac{l_1 k_1 + l_2 k_2 - \sum_{i=3}^5 l_i k_i}{mu^2} - 1 \\ \frac{l_1 k_1 + l_2 k_2 - \sum_{i=3}^5 l_i k_i}{I_z} & \frac{\sum_{i=1}^5 l_i k_i}{u I_z} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \beta \\ \omega_r \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{\sum_{i=1}^5 k_i \delta_i}{mu} \\ \frac{l_1 k_1 \delta_1 + l_2 k_2 \delta_2 - \sum_{i=3}^5 l_i k_i \delta_i}{I_z} \end{pmatrix} \quad (10)$$

由零侧偏角比例控制策略,可知:稳态时 $\dot{\beta} = 0$ 、 $\dot{\omega}_r = 0^{[6]}$,故有

$$\begin{pmatrix} \frac{\sum_{i=1}^5 k_i}{mu} & \frac{l_1 k_1 + l_2 k_2 - \sum_{i=3}^5 l_i k_i}{mu^2} - 1 \\ \frac{l_1 k_1 + l_2 k_2 - \sum_{i=3}^5 l_i k_i}{I_z} & \frac{\sum_{i=1}^5 l_i k_i}{u I_z} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \beta \\ \omega_r \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{\sum_{i=1}^5 k_i \delta_i}{mu} \\ \frac{l_1 k_1 \delta_1 + l_2 k_2 \delta_2 - \sum_{i=3}^5 l_i k_i \delta_i}{I_z} \end{pmatrix} \quad (11)$$

再由克莱姆法则计算得

$$\beta = \frac{\sum_{i=1}^5 l_i k_i^2 \delta_i - (A - mu^2)(l_1 k_1 \delta_1 + l_2 k_2 \delta_2 - \sum_{i=3}^5 l_i k_i \delta_i)}{\sum_{i=1}^5 l_i k_i^2 - A(A - mu^2)} \quad (12)$$

$$\beta = \frac{(l_1 k_1^2 + \sum_{i=2}^5 l_i k_i^2 K_i) - (A - mu^2)(l_1 k_1 + l_2 k_2 K_2 - \sum_{i=3}^5 l_i k_i K_i)}{\sum_{i=1}^5 l_i k_i^2 - A(A - mu^2)} \delta_1 \quad (17)$$

$$\omega_r = \frac{(l_1 k_1 + l_2 k_2 K_2 - \sum_{i=3}^5 l_i k_i K_i) \sum_{i=1}^5 k_i - A(k_1 + \sum_{i=2}^5 k_i \delta_i)}{\frac{1}{u} \sum_{i=1}^5 l_i k_i^2 - \frac{A}{u}(A - mu^2)} \delta_1 \quad (18)$$

$$\omega_r = \frac{(l_1 k_1 \delta_1 + l_2 k_2 \delta_2 - \sum_{i=3}^5 l_i k_i \delta_i) \sum_{i=1}^5 k_i - A \sum_{i=1}^5 k_i \delta_i}{\frac{1}{u} \sum_{i=1}^5 l_i k_i^2 - A(\frac{A}{u} - mu)} \quad (13)$$

多轴汽车的转弯半径为

$$R = \frac{u}{\omega_r} = \frac{\sum_{i=1}^5 l_i k_i^2 - A(A - mu^2)}{(l_1 k_1 \delta_1 + l_2 k_2 \delta_2 - \sum_{i=3}^5 l_i k_i \delta_i) \sum_{i=1}^5 k_i - A \sum_{i=1}^5 k_i \delta_i} \quad (14)$$

其中 $A = l_1 k_1 + l_2 k_2 - \sum_{i=3}^5 l_i k_i$

由多轴转向车辆的阿克曼定理^[7]得

$$\tan \delta_i = \frac{D + L_{ij}}{R \pm B/2} \quad (i, j = 1, \dots, 5) \quad (15)$$

式中, D 为汽车转向中心与第 1 轴的距离; L_{ij} 为汽车第 i 轴与第 j 轴间的距离; B 为轴距。

车轮在转向过程中应该满足纯滚动并且减少轮胎磨损,理想条件下各轮转角满足阿克曼定理。不同转向轴的同一侧车轮的转角关系应满足^[8]

$$K_i = \frac{\delta_i}{\delta_1} \approx \frac{\tan \delta_i}{\tan \delta_1} = \frac{D - L_{1i}}{D} = 1 - \frac{L_{1i}}{D} \quad (i = 2, 3, 4, 5) \quad (16)$$

式中, K_i 为各轴等效转角与前轴等效转角的比例系数。于是便有: $\delta_2 = K_2 \delta_1, \dots, \delta_5 = K_5 \delta_1$,代入式(4)和(5)。

于是有

$$\frac{\omega_r}{\delta_1} = \frac{(l_1 k_1 + l_2 k_2 K_2 - \sum_{i=3}^5 l_i k_i K_i) \sum_{i=1}^5 k_i - A(k_1 + \sum_{i=2}^5 k_i \delta_i)}{\sum_{i=1}^5 l_i k_i^2 - A(A - \mu u^2)} u \tag{19}$$

由上式可知,多轴汽车操纵稳定性与质心位置、转向轮转角的比例关系、轴间距、各轴的侧偏刚度和车速等有关,而与各轴车轮偏转角大小无关,其中轴间距、各轴的侧偏刚度等车辆结构参数是固定不变的,无需调整,通过调整汽车转向中心与第 1 轴的距离 D ,即可调整转向轮转角的比例关系。基于此,多轴汽车在不同车速的路况条件下转向,多轴汽车转向系统通过对汽车转向中心与第 1 轴的距离 D 的控制,改善多轴汽车的操纵稳定性。

4 联合仿真与结果分析

采用 ADAMS 与 Simulink 对五轴汽车在不同车速下的转向性能进行联合仿真,如图 6~图 11 所示。

4.1 CD 控制策略的仿真分析

如图 6 所示,转向中心到第一轴的距离 D 的稳态值随着车速提高先提高后降低。

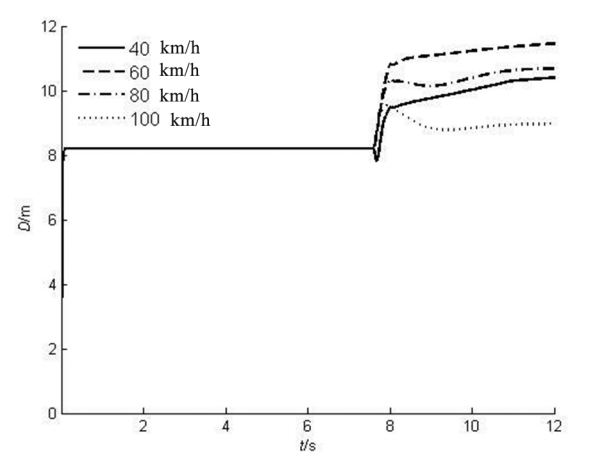


图 6 不同车速下 D 的变化曲线

Fig.6 Curve of D at different vehicle speeds

如图 7 所示,横摆角速度稳态值随着车速的提高而降低,说明汽车有较高的转向稳定性。

4.2 FD 和 CD 控制策略的对比试验分析

如图 8 所示,选取固定的 D 值为 8.2,7 s 时转动多轴汽车方向盘,7.4 s 时 D 值增加, D 值变化率逐渐降低。

如图 9 所示,速度提高质心的运动范围增加。

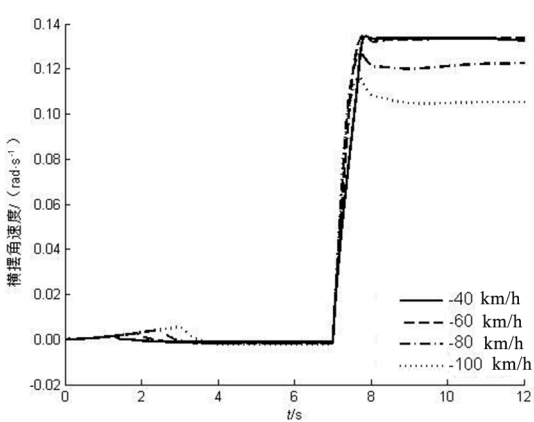


图 7 不同车速下横摆角速度变化曲线

Fig.7 Yaw angular velocity curve at different vehicle speeds

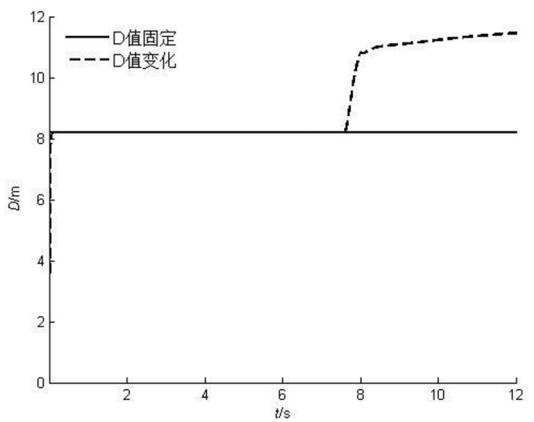


图 8 $u = 60 \text{ km/h}$ 时 D 值固定与 D 值变化的对比图

Fig.8 Comparison of fixed D value and D value change when $u = 60 \text{ km/h}$

在不同车速下,FD 与 CD 的两种控制方式的质心运动轨迹基本重合,说明多轴汽车的轨迹跟踪性能较好。

如图 10 所示,CD 控制策略可以优化超调量和收敛时间,因此横摆角速度稳态值随着车速逐渐降低,CD 控制方式的超调量低、收敛时间短,具有较好的控制性能。当车速为 60 km/h 时,FD 控制策略的收敛时间为 8.95 s,超调量为 $5 \times 10^3 \text{ rad/s}$; CD 控制策略的收敛时间为 8.2 s,超调量为 $1 \times 10^3 \text{ rad/s}$ 。由此可得,CD 控制策略的横摆角速度的收敛时间可缩短 8.38%,超调量可降低 80%。

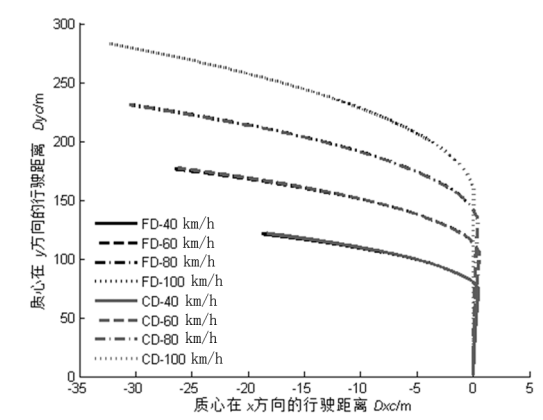


图 9 质心运动轨迹曲线

Fig.9 Trajectory curve of centroid motion

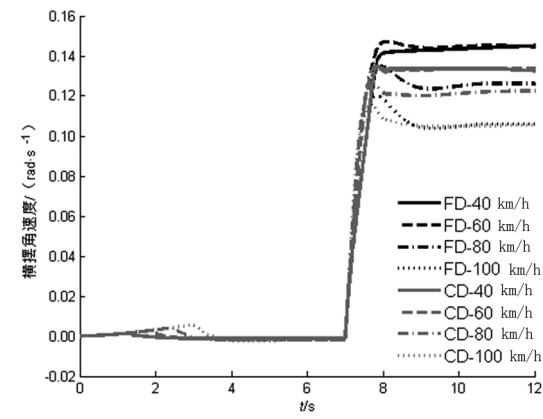


图 10 不同车速下两种控制方式的横摆角速度对比曲线

Fig.10 Comparison of yaw rate between two control modes at different speeds

如图 11 所示,侧偏角稳态值随着车速增加由负值变为正值。两种控制方式进行比较,车速增加,CD 的侧偏角稳态值的绝对值更接近零(表 1 所示),因此 CD 控制方式更好。

参考文献:

[1] 陈翔. 多轴转向车辆的转向特性分析与多目标转角控制研究[D]. 长春: 吉林大学, 2018.

[2] 王树凤, 张俊友, 李华师, 等. 不同转向模式的多轴转向车辆性能分析[J]. 公路交通科技, 2008, 25(12): 184-187.

[3] 刘金琨. 先进 PID 控制 MATLAB 仿真[M]. 4 版. 北京: 电子工业出版社, 2016:44-45.

[4] 宋志强, 史青录, 纪鹏, 等. 基于零侧偏角控制的大型全路面起重机转向性能的研究[J]. 建筑机械(上半月), 2014(1): 84-89.

[5] 张俊友, 王树凤, 李华师. 五轴重型全轮转向汽车操纵稳定性分析[J]. 农业机械学报, 2008, 39(9): 30-34.

[6] 于祥欢, 孙大刚, 何成林. 九轴全地面起重机转向模式及其性能研究[J]. 太原科技大学学报, 2017, 38(4): 283-288.

[7] ZHANG P X, GAO L, ZHU Y Q. Study on control schemes of flexible steering system of a multi-axle all-wheel-steering robot[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2016, 8(6): 1-13.

[8] 周富家. 多轮转向全路面起重机操纵稳定性控制算法研究[D]. 长春: 吉林大学, 2007.

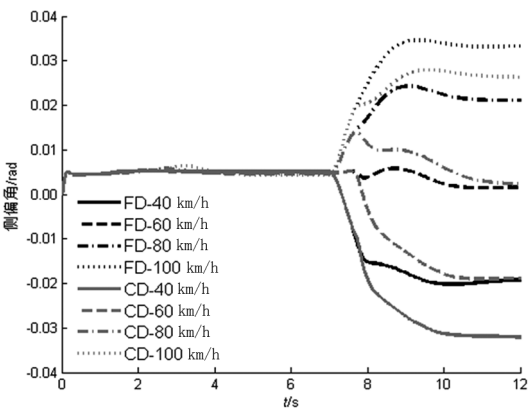


图 11 不同车速下两种控制方式的侧偏角对比曲线

Fig.11 Contrast curve of two control modes at different vehicle speeds

表 1 两种控制策略下侧偏角稳态值的绝对值

Tab.1 The absolute value of the yaw angle's steady-state value of the two control strategies

速度/ ($\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$)	FD 控制策略的 绝对值/rad	CD 控制策略的 绝对值/rad
40	0.020	0.031
60	0.001	0.018
80	0.020	0.002
100	0.033	0.025

5 结论

仿真结果表明,多轴汽车在转向的过程中动态地调整转向中心到第一轴的距离 D 能有效改善汽车的操纵稳定性。在高速时,FD 和 CD 的横摆角速度稳态值基本相同,但系统的响应时间缩短,说明动态改变 D 的控制系统更灵敏,高速转向时更稳定。

(责任编辑:方素华)