文章编号:1674-2974(2024)02-0144-07 DOI:10.16339/j.cnki.hdxbzkb.2024153

四轮转向干预下电动助力转向控制策略研究

许艳 ,刘阳毅 †
(湖南大学 机械与运载工程学院,湖南 长沙 410082)

摘 要:四轮转向(4WS)车辆相较于前轮转向(FWS)车辆具有更高的灵活性,其后轮转向在提高车辆操稳性的同时转向阻力矩也发生变化,使得原电动助力转向系统助力策略与四轮转向车辆不匹配,对行车安全产生影响.本文以线性二自由度车辆模型为基础,对比分析了前轮转向车辆与四轮转向车辆的转向特性,提出电动助力转向修正控制策略.仿真结果表明,角阶跃工况下,有助力修正的四轮转向车辆,驾驶员操纵方向盘力矩与驾驶前轮转向车辆基本一致,既保证了四轮转向车辆低速时的操纵轻便性,也兼顾了高速时的操纵稳定性.

关键词:车辆工程;四轮转向;电动助力转向;转向干预
中图分类号:U463.4 **文献标志码**:A

A Study on Control Strategy of Electric Power Steering with Interference of Four Wheel Steering

XU Yan,LIU Yangyi†
(HNU College of Mechanical and Vehicle Engineering,Changsha 410082,China)

Abstract: Four-wheel steering (4WS) vehicles are more flexible than front-wheel steering (FWS) vehicles. However, the steering resistance torque varies as the improvement of vehicle handling and stability with rear-wheel steering, which makes the power strategy of the original electric power steering system mismatch with 4WS vehicles and affects driving safety. Based on the 2-DOF linear bicycle model, the steering characteristics of front-wheel steering vehicles and four-wheel steering vehicles are compared and analyzed, and the modified control strategy of electric power steering is proposed. The simulation results show that the steering wheel torque of the 4WS vehicle with power correction is basically the same as that of the FWS vehicle under the condition of angle step, which not only ensures the handling portability of the four-wheel steering vehicle at low speed but also takes into account the handling stability at high speed.

Key words: vehicle engineering; four wheel steering; electric power steering; steering interference

车辆的操纵稳定性一直备受人们的关注,相比 于传统的前轮转向技术(Front-Wheel Steering,

* **收稿日期**:2023-04-07
基金项目:国家自然科学基金资助项目(51875184), National Natural Science Foundation of China(51875184)
作者简介:许艳(1970—),女,湖南资兴人,湖南大学讲师,硕士
† 通信联系人,E-mail:lyy7727@hnu.edu.cn

FWS),四轮转向(Four-Wheel Steering,4WS)技术能在很大程度上提高车辆的操纵稳定性,因而成为近年来研究的焦点.四轮转向能使车辆转向时的侧偏角为零,减小了车辆发生侧滑的可能性,提高了车辆的稳定性.低速时能减小车辆转弯半径,提高车辆的机动性;高速时能加快车辆横摆角速度和侧向加速度响应,提高瞬态性能[1-2].

针对4WS车辆的操纵稳定性问题,刘刚等[3]利用传递函数对比分析了前馈和反馈两种典型控制算法的稳态特性和瞬态特性,发现二者稳态特性一致,但反馈型控制算法提高了4WS车辆的瞬态响应品质.张庭芳等[4]基于单点预瞄驾驶员模型,提出了改进型滑模控制算法,在双移线工况下进行算法的验证,结果表明所提出的控制算法提高了车辆的稳定性且面对侧向干扰时具有较强的鲁棒性.屈翔等[5]针对4WS车辆提出一种主动转向反馈控制策略,在双移线和角阶跃工况下将质心侧偏角控制在0值附近,有效提高汽车的操纵稳定性.刘瑞峰等[6]提出一种基于数据融合算法的车辆转角控制分配策略,上层为后轮转角控制,下层为左右车轮转角分配.所提出的融合控制策略在不同工况下均改善了车辆操纵稳定性.

以上研究都是针对车辆本身的操稳性,忽略了驾驶员在驾驶4WS车辆时的习惯变化.4WS后轮转向会改变车辆的横摆角速度和质心侧偏角响应,从而改变驾驶员操纵转向盘力矩,对电动助力转向(Electric Power Steering,EPS)系统的助力策略产生影响.目前,国内外对EPS系统的研究主要集中于FWS车辆[7-9],所提出的助力策略与4WS车辆不匹配.本文在MATLAB/Sminulink环境下进行车辆、EPS建模,在研究了FWS以及典型的两种4WS(开环前馈型和闭环反馈型4WS)车辆转向特性的基础上,提出了EPS的助力修正控制策略,在阶跃工况下进行了算法的验证,仿真结果表明所提出的修正控制策略基本消除后轮转向对转向盘力矩的影响.

1　系统模型

1.1　EPS数学模型

EPS是在传统的机械转向结构上添加了一套电动机助力装置,用来帮助驾驶员转动方向盘,通过电子控制单元(ECU)中设置的助力曲线,确定助力转矩的值.EPS的总体结构如图1所示.为建立转向系统的数学模型,对转向系统做一些合理简化[10].根据刚体定轴转动定律,转向系统动力学方程建立如下.

$$J_s\ddot{\theta}_d + B_s\dot{\theta}_d + T_s = T_d \tag{1}$$

$$J_e\ddot{\theta}_p + B_e\dot{\theta}_p + T_r = T_s + T_a \tag{2}$$

$$T_s = K_s(\theta_d - \theta_p) \tag{3}$$

$$J_e = J_p + m_r r_p^2 \tag{4}$$

$$B_e = B_p + B_r r_p^2 \tag{5}$$

$$\theta_p = G_s\delta_f \tag{6}$$

各符号含义见表1.

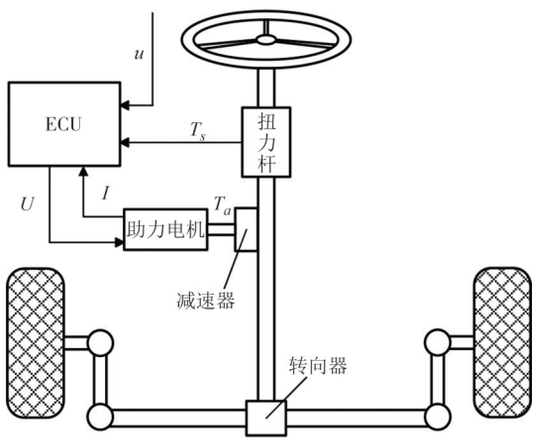


图1　EPS总体结构图

Fig.1　Structure of EPS

表1　转向系统符号及含义

Tab.1　Symbols and meanings of steering system

符号	含义	单位
J_s	转向盘和输入轴转动惯量	kg·m^2
J_e	等效输出轴转动惯量	kg·m^2
J_p	输出轴和减速机构转动惯量	kg·m^2
B_s	转向盘和输入轴阻尼系数	—
B_e	等效输出轴阻尼系数	—
B_p	输出轴和减速机构阻尼系数	—
B_r	齿条阻尼系数	—
θ_d	转向盘转角	rad
θ_p	输出轴转角	rad
δ_f	前轮转角	rad
T_d	转向盘操纵转矩	N·m
T_s	扭矩传感器测得的转矩信号	N·m
T_a	电机助力矩	N·m
T_r	转向阻力矩	N·m
K_s	扭力杆刚度	N·m/rad
r_p	小齿轮半径	mm
m_r	转向齿条和车轮的质量	kg
G_s	转向器传动比	—

助力电机采用直流电机,其模型为

$$U = RI + L\dot{I} + K_b\dot{\theta}_m \tag{7}$$

$$T_a = G_m K_z I \tag{8}$$

$$\theta_m = G_m \theta_p \tag{9}$$

各符号含义见表2.

表2 电机模型符号及含义

Tab.2 Symbols and meanings of motor model

符号	含义	单位
U	电动机电枢端控制电压	V
R	电动机电枢电阻	Ω
L	电枢电感	H
I	电动机实际电流	A
K_b	电动机反电动势系数	V·s/rad
K_z	电动机的电磁转矩系数	—
G_m	减速机构传动比	—

1.2 车辆模型

传统四轮转向车辆采用机械或者液压传动来驱动后轮转向,而近年来多用后轴桥壳内电动机驱动,本文亦采用电机驱动的方式.如图2所示,4WS车辆在低速时后轮转角与前轮反向,而高速时后轮转角与前轮同向,这样保证了车辆质心侧偏角为0.车辆数学模型采用线性二自由度模型[11],其公式如下:

$$F_y = m_v(\dot{v} + ru) = F_{yf} + F_{yr} = k_f\alpha_f + k_r\alpha_r \tag{10}$$

$$M_z = I_z\dot{r} = aF_{yf} - bF_{yr} = ak_f\alpha_f - bk_r\alpha_r \tag{11}$$

式中:F_y为y轴方向的合外力;F_{yf}、F_{yr}分别为前、后轮侧向力;M_z为绕z轴方向的合外力矩;m_v为整车质量;u为车辆纵向速度;v为车辆侧向速度;r为横摆角速度;I_z为绕z轴的转动惯量;a、b分别为车辆质心至前、后轴距离;k_f、k_r分别为前、后轴侧偏刚度;α_f、α_r分别为前、后轮侧偏角.

前、后轮侧偏角可由下式算出.

$$\alpha_f = \delta_f - \beta - \frac{ar}{u} \tag{12}$$

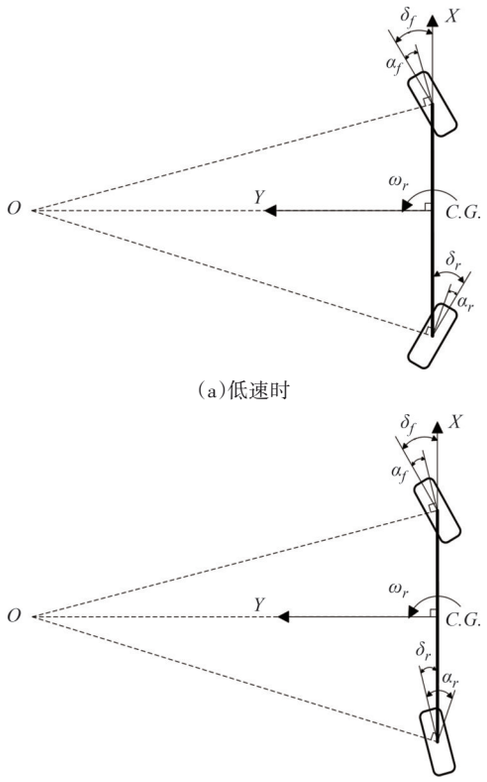
$$\alpha_r = \delta_r - \beta + \frac{br}{u} \tag{13}$$

式中:δ_r为后轮转角;β为车辆质心侧偏角.车辆转向时的转向阻力矩可由下式算出.

$$M_r = F_{yf}(t_m + t_p) = k_f\alpha_f(t_m + t_p) \tag{14}$$

式中:t_m为机械拖距;t_p为气体拖距.转向阻力矩等效到转向输出轴后得

$$T_r = M_r/G_s \tag{15}$$



(a)低速时

(b)高速时

图2 四轮转向车辆模型

Fig.2 4WS vehicle model

2 EPS助力修正控制策略

2.1 FWS车辆传递函数计算

为了设计EPS助力修正控制器,我们需要分别知道FWS和4WS车辆中前轮转角到转向阻力矩的传递函数.FWS车辆二自由度模型与式(10)、式(11)一样,只是后轮侧偏角的计算公式变为:

$$\alpha_r = -\beta + \frac{br}{u} \tag{16}$$

把式(10)~式(12)和式(16)进行拉氏变换,可得FWS车辆从前轮转角到横摆角速度和质心侧偏角响应的传递函数分别为

$$\frac{r(s)}{\delta_f(s)} = \frac{N_r^{\mathrm{FWS}}(s)}{D_r^{\mathrm{FWS}}(s)} \tag{17}$$

$$\frac{\beta(s)}{\delta_f(s)} = \frac{N_\beta^{\mathrm{FWS}}(s)}{D_\beta^{\mathrm{FWS}}(s)} \tag{18}$$

式中,$N_r^{\mathrm{FWS}}(s) = am_vuk_fs + lk_fk_r$,$N_\beta^{\mathrm{FWS}}(s) = I_zk_fs - am_vuk_f + blk_fk_r/u$,$D_r^{\mathrm{FWS}}(s) = D_\beta^{\mathrm{FWS}}(s) = D^{\mathrm{FWS}}(s) = m_vuI_zs^2 + [(k_f + k_r)I_z + (a^2k_f + b^2k_r)m_v]s + l^2k_fk_r/u + (bk_r - ak_f)m_vu$,$l$为轴距,$l = a + b$,$s$为拉普拉斯算子.把式(17)、式(18)代入式(14)可以算出从前轮转角到转向阻力

矩的传递函数为:

$$\frac{M_r(s)}{\delta_f(s)}=\frac{N_M^{\mathrm{FWS}}(s)}{D_M^{\mathrm{FWS}}(s)}=k_f(t_m+t_p)\left[1-\frac{N_\beta^{\mathrm{FWS}}(s)}{D_\beta^{\mathrm{FWS}}(s)}-\frac{aN_r^{\mathrm{FWS}}(s)/u}{D_r^{\mathrm{FWS}}(s)}\right] \tag{19}$$

下面我们计算4WS车辆前轮转角到转向阻力矩的传递函数.4WS车辆后轮转角的控制策略有很多种,这里只选取具有代表性的两种控制策略进行研究,这两种控制策略分别为开环前馈型控制和闭环横摆角速度反馈型控制.

2.2 前馈型4WS车辆传递函数计算

前馈型4WS车辆后轮转角控制策略由Sano等[12]提出,控制目的在于使转向时车辆的稳态质心侧偏角为0.后轮转角可以表示为前轮转角的函数.

$$\delta_r=k\delta_f \tag{20}$$

式中:k为后轮转角增益.

把式(10)~式(13)和式(20)进行拉氏变换,得到前馈型4WS车辆从前轮转角到横摆角速度和质心侧偏角响应的传递函数分别为:

$$\frac{r(s)}{\delta_f(s)}=\frac{N_r^{4\mathrm{WS1}}(s)}{D_r^{4\mathrm{WS1}}(s)} \tag{21}$$

$$\frac{\beta(s)}{\delta_f(s)}=\frac{N_\beta^{4\mathrm{WS1}}(s)}{D_\beta^{4\mathrm{WS1}}(s)} \tag{22}$$

其中:

$$N_r^{4\mathrm{WS1}}(s)=(ak_f-bk_rk)m_vus+lk_fk_r(1-k),$$
$$N_\beta^{4\mathrm{WS1}}(s)=(k_f+k_rk)I_zs+lk_fk_r(ak+b)/u-(ak_f-bk_rk)m_vu,$$
$$D_r^{4\mathrm{WS1}}(s)=D_\beta^{4\mathrm{WS1}}(s)=D^{\mathrm{FWS}}(s).$$

令$\left.\frac{\beta(s)}{\delta_f(s)}\right|_{s=0}=\left.\frac{N_\beta^{4\mathrm{WS1}}(s)}{D_\beta^{4\mathrm{WS1}}(s)}\right|_{s=0}=0$,求得稳态侧偏角为0时后轮转角增益大小为:

$$k=\frac{-b+m_vau^2/(k_rl)}{a+m_vbu^2/(k_fl)} \tag{23}$$

把式(21)、式(22)代入式(14)可以算出从前轮转角到转向阻力矩的传递函数为

$$\frac{M_r(s)}{\delta_f(s)}=\frac{N_M^{4\mathrm{WS1}}(s)}{D_M^{4\mathrm{WS1}}(s)}=k_f(t_m+t_p)\left[1-\frac{N_\beta^{4\mathrm{WS1}}(s)}{D_\beta^{4\mathrm{WS1}}(s)}-\frac{aN_r^{4\mathrm{WS1}}(s)/u}{D_r^{4\mathrm{WS1}}(s)}\right] \tag{24}$$

2.3 反馈型4WS车辆传递函数计算

由Whitehead提出的反馈型4WS车辆后轮转角控制策略可以使车辆的质心侧偏角在瞬态和稳态时均为0[13].后轮转角中加入了横摆角速度反馈,改变了系统的特征方程,提高了其稳定性.在式(10)~式(13)中,令$\dot r=0$、$\dot\beta=0$且$\beta=0$,可得后轮转角应该满足

$$\delta_r=k_1\delta_f+k_2r \tag{25}$$

式中:$k_1=-k_f/k_r$;$k_2=m_vu/k_r+(ak_f-bk_r)/(k_ru)$.把式(10)~式(13)和式(25)进行拉氏变换,得到反馈型4WS车辆从前轮转角到横摆角速度和质心侧偏角响应的传递函数分别为:

$$\frac{r(s)}{\delta_f(s)}=\frac{N_r^{4\mathrm{WS2}}(s)}{D_r^{4\mathrm{WS2}}(s)} \tag{26}$$

$$\frac{\beta(s)}{\delta_f(s)}=\frac{N_\beta^{4\mathrm{WS2}}(s)}{D_\beta^{4\mathrm{WS2}}(s)} \tag{27}$$

式中:$N_r^{4\mathrm{WS2}}(s)=(ak_f-bk_rk_1)m_vus+lk_fk_r(1-k_1)$,
$N_\beta^{4\mathrm{WS2}}(s)=(k_f+k_rk_1)I_zs+lk_fk_r(ak_1+b)/u-(ak_f-bk_rk_1)m_vu+lk_fk_rk_2$, $D_r^{4\mathrm{WS2}}(s)=D_\beta^{4\mathrm{WS2}}(s)=m_vuI_zs^2+[(k_f+k_r)I_z+(a^2k_f+b^2k_r)m_v+bk_rk_2m_vu]s+\frac{l^2k_fk_r}{u}+(bk_r-ak_f)m_vu+lk_fk_rk_2$.

把式(26)、式(27)代入式(14)可以算出从前轮转角到转向阻力矩的传递函数为:

$$\frac{M_r(s)}{\delta_f(s)}=\frac{N_M^{4\mathrm{WS2}}(s)}{D_M^{4\mathrm{WS2}}(s)}=k_f(t_m+t_p)\left[1-\frac{N_\beta^{4\mathrm{WS2}}(s)}{D_\beta^{4\mathrm{WS2}}(s)}-\frac{aN_r^{4\mathrm{WS2}}(s)/u}{D_r^{4\mathrm{WS2}}(s)}\right] \tag{28}$$

2.4 EPS控制策略

相对于传统的FWS车辆,4WS车辆因为两后轮也提供转向角,从而改变了传统的车辆响应(横摆角速度和质心侧偏角).具体而言,低速时后轮转角与前轮转角相反,加剧了车辆绕质心的转动,增大了横摆角速度响应;而同时使车辆质心侧偏角变为0,与FWS车辆相比有所减小(低速时FWS车辆质心侧偏角为正数).高速时后轮转角与前轮转角相同,减少了车辆绕质心的转动,从而减小了横摆角速度响应;同时也使车辆质心侧偏角变为0,与FWS车辆相比有所增大(高速时FWS车辆质心侧偏角为负数).由式(12)~式(15)可知,车辆响应的变化使得前轮侧偏角也发生变化,从而转向阻力矩也会相应变化.转向

阻力矩的变化打破了原有EPS系统力的平衡,使驾驶员操纵转向盘的力矩也相应改变.

下面定性分析4WS对EPS的干预.定义ΔM_r为稳态时相同前轮转角下4WS转向阻力矩与FWS转向阻力矩的差值,则

$$\Delta M_r = k_f(t_m + t_p)(\alpha_f^{4WS} - \alpha_f^{FWS}) \tag{29}$$

令$s=0$,由式(12)、式(17)、式(18)、式(21)、式(22)可知,对于前馈型4WS有

$$\Delta M_r = \frac{bm_v u k_r k}{l^2 k_f k_r/u + (bk_r - ak_f)m_v u} \tag{30}$$

即当$k>0$(低速)时,$\Delta M_r>0$,4WS转向阻力矩大于FWS,因此驾驶员操纵转向盘的力矩会增大.当$k<0$(高速)时,$\Delta M_r<0$,驾驶员操纵转向盘的力矩会减小.同理,对于反馈型4WS也有类似的结论.这种力矩变化不利于车辆的操纵,因而需要对EPS的助力曲线进行修正,以保持原有的EPS助力特性.

4WS车辆的后轮转向后,在相同前轮转角下转向阻力矩发生了变化,这部分变化量等效到转向系后表现为驾驶员操纵转向盘力矩的变化.由式(19)、式(24)、式(28)可知,等效到转向系的转向阻力矩变化量为:

$$\Delta T_r = L^{-1}\left[\frac{N_u^{4WS}(s)/D_u^{4WS}(s) - N_u^{FWS}(s)/D_u^{FWS}(s)}{G_s}\right]\delta_f \tag{31}$$

式中:$N_u^{4WS}(s)/D_u^{4WS}(s)$代表两种四轮转向控制策略下前轮转角到转向助力矩的传递函数.为了使驾驶员操纵转向盘力矩不变,需对EPS施加修正控制,使EPS的助力矩改变式由式(2)可知,EPS助力矩变化量应等于等效到转向系的转向阻力矩变化量,因此EPS的助力修正控制策略为:

$$I_i = I_b + I_c \tag{32}$$

式中:I_c为修正电流,$I_c = \dfrac{\Delta T_r}{G_m K_z}$;$I_b$为由EPS助力曲线得出的基本助力电流;$I_i$为基本助力电流和修正电流叠加后的电机理想电流,通过电机闭环控制使电机实际电流I和电机理想电流I_i一致.

EPS助力修正控制框图如图3所示.低速时4WS车辆转向阻力矩大于FWS车辆转向阻力矩,修正电流为正,此时EPS的助力效果加强;而高速时4WS车辆转向阻力矩小于FWS车辆转向阻力矩,修正电流为负,此时EPS的助力效果减弱,从而使驾驶员操纵转向盘的力矩保持不变.

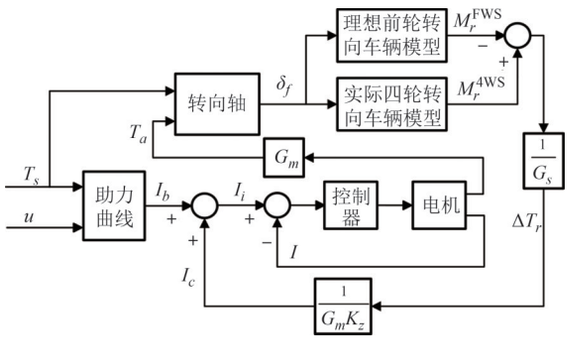


图3 EPS助力修正控制框图

Fig.3 Block diagram of EPS correction control strategy

3 仿真分析

在MATLAB/Simulink软件中建立EPS模型、传统FWS整车模型、前馈型4WS整车模型和反馈型4WS整车模型,分别在低速(30 km/h、40 km/h)和高速(80 km/h、90 km/h)两种工况下对模型仿真,仿真车辆参数见表3.为了使车辆侧向加速度保持在线性区内,设定低速时转向盘转角为90°斜坡阶跃输入,高速时转向盘转角为22.5°斜坡阶跃输入,如图4所示.

表3 车辆参数

Tab.3 Vehicle parameters

m/kg	a/m	b/m	l/m	I_z/(kg·m^2)	K_f/(N·rad^{-1})	K_r/(N·rad^{-1})
1 390	1.075	1.375	2.45	2 224.2	100 000	100 000

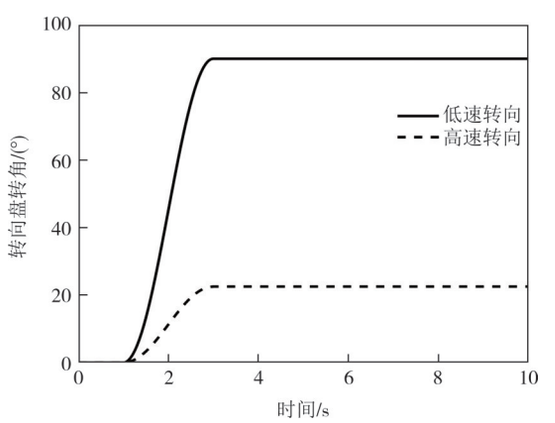
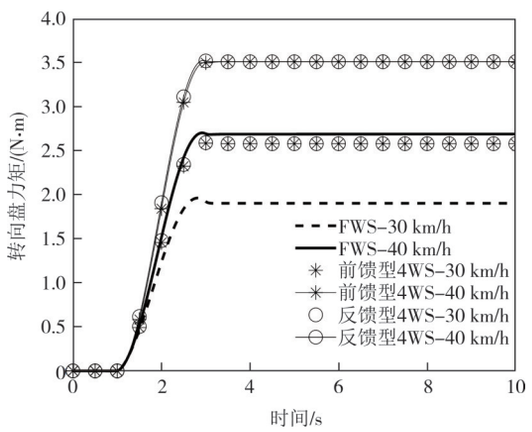


图4 转向盘转角输入信号

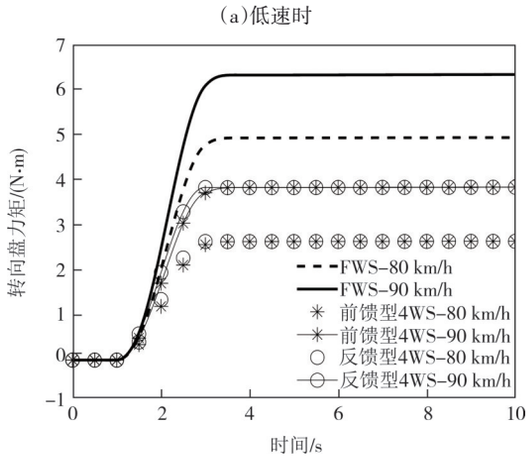
Fig.4 Steering wheel input

由图5可知,在不加入EPS助力修正控制时,两种典型控制策略下的4WS车辆的转向盘力矩变化趋势几乎一致,稳态值相同,瞬态时略有差别,相较于FWS车辆,驾驶员操纵转向盘力矩发生明显变化:低

速时转向盘力矩增大,驾驶员转向负担进一步加重;高速时转向盘力矩减小,对于操纵稳定性而言是不利的.造成转向盘力矩变化的原因是四轮转向使车辆横摆角速度和质心侧偏角发生变化,这在上一节已经详细阐述.图6和图7分别表示车辆横摆角速度和质心侧偏角的变化.低速时4WS车辆横摆角速度变大,高速时4WS车辆横摆角速度变小.这是因为低速时后轮与前轮逆相位转向,高速时后轮与前轮同相位转向.不论低速还是高速,4WS车辆的质心侧偏角相较于FWS车辆都更接近于0°,稳定性更好,其中反馈型控制策略4WS车辆质心侧偏角始终为0°.



(a)低速时

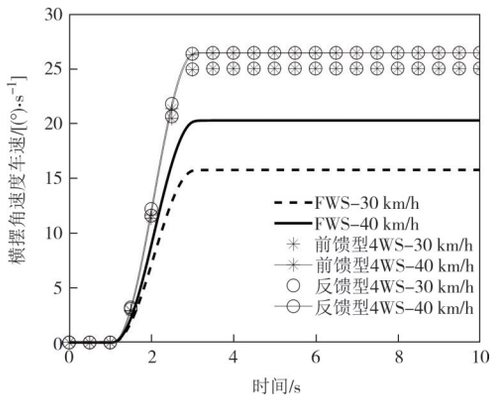


(b)高速时

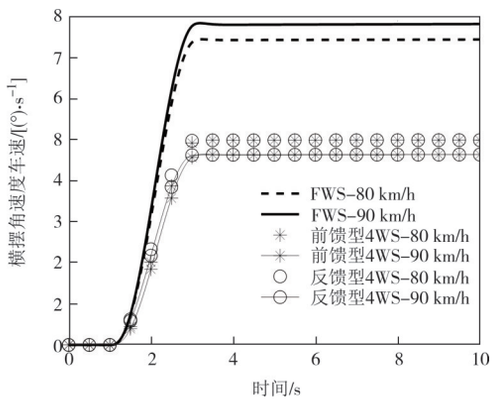
图5　未加入修正控制时转向盘力矩对比图

Fig.5　Steering torque comparison without correction control

加入EPS助力修正控制后的效果如图8所示.低速下,助力修正控制后的4WS车辆转向盘力矩与FWS车辆几乎完全相同;高速下,助力修正控制后的4WS车辆稳态值与FWS车辆基本一致,瞬态值略大于FWS车辆,但差距不明显.由此可见,四轮转向对驾驶员操纵转向盘力矩的干预基本消除,修正控制策略很好的保证了低速时的操纵轻便性和高速时的操纵稳定性.



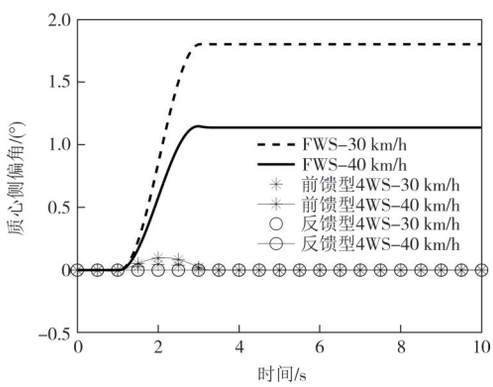
(a)低速时



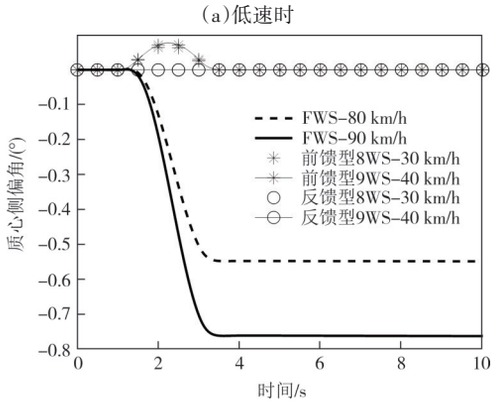
(b)高速时

图6　车辆横摆角速度响应对比图

Fig.6　Yaw rate comparison



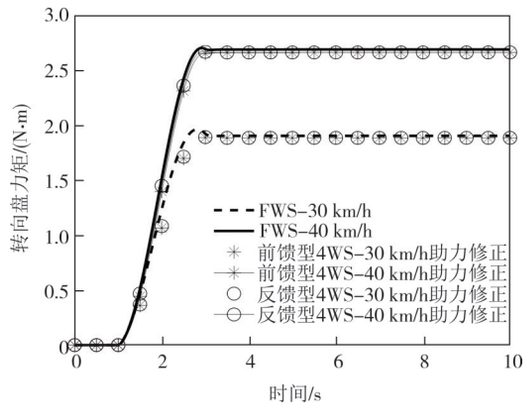
(a)低速时



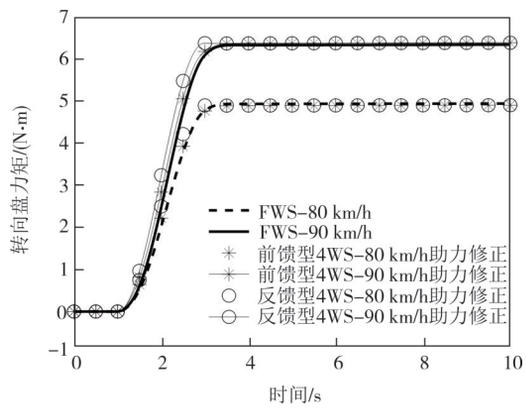
(b)高速时

图7　车辆质心侧偏角响应对比图

Fig.7　Comparison diagram of vehicle sideslip angle response



(a)低速时



(b)高速时

图8 加入修正控制后转向盘力矩对比图

Fig.8 Steering torque comparison with correction control

4 结论

1)针对四轮转向干预驾驶员操纵转向盘力矩的问题,详细分析了干预产生的原因,得出低速时四轮转向使转向盘力矩增大而高速时使转向盘力矩减小的结论.

2)提出了EPS助力修正控制策略以消除四轮转向干预.

3)在MATLAB/Simulink软件中建立了转向系统模型、整车模型和控制器模型,验证了所提出控制策略的有效性.

参考文献

[1] FURUKAWA Y, YUHARA N, SANO S, et al. A review of four-wheel steering studies from the viewpoint of vehicle dynamics and control[J]. Vehicle System Dynamics, 1989,18(1-3): 151-186.

[2] 郭孔辉, 轧浩. 四轮转向的控制方法的发展[J]. 中国机械工程, 1998, 9(5): 73-75.
GUO K H, YA H. Development of the control methods for four-wheel-steering system [J]. China Mechanical Engineering, 1998, 9(5): 73-75. (in Chinese)

[3] 刘刚, 陈思忠, 郑凯锋, 王文竹. 四轮转向车辆的操纵稳定性分析[J].中国机械工程,2015, 26(9): 1250-1254.
LIU G, CHEN S Z, ZHENG K F, et al. Analysis of vehicle handling and stability of four wheel steering [J]. China Mechanical Engineering, 2015,26(9):1250-1254.(in Chinese)

[4] 张庭芳,张超敏,刘明春,等.基于改进型滑模控制的4WS汽车控制策略研究[J].北京理工大学学报,2017,37(11):1129-1136.
ZHANG T F, ZHANG C M, LIU M C, et al. Control strategy study on four-wheel steering vehicle based on improved sliding model control [J]. Transactions of Beijing Institute of Technology. 2017,37(11):1129-1136.

[5] 屈翔,张小锋,王伟,等.线控主动四轮转向汽车控制策略研究[J].重庆工商大学学报(自然科学版): 2023, 41(2):50-59.
QU X, ZHANG X F, WANG W, et al. Research on control strategy of active four-wheel steering-by-wire vehicle [J]. Journal of Chongqing Technology and Business University(Natural Science Edition) :2023, 41(2):50-59.(in Chinese)

[6] 刘瑞峰, 陈勇. 基于数据融合的四轮独立转向车辆研究[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版), 2022, 45(10): 1322-1326.
LIU R F, CHEN Y.Research on four-wheel independent steering vehicle based on data fusion [J]. Journal of Hefei University of Technology(Natural Science), 2022, 45(10): 1322-1326.(in Chinese)

[7] 刘涛, 严周栋, 杨娜, 等. 基于在线参数辨识的电动助力转向补偿控制[J].合肥工业大学学报(自然科学版), 2023, 46(2): 152-156.(in Chinese)
LIU T, YAN Z D, YANG N, et al. Compensation control of electric power steering based on online parameter identification [J]. Journal of Hefei University of Technology(Natural Science), 2023,46(2):152-156.

[8] 李耀华, 何杰, 范吉康.基于多MAP图的商用车电动助力转向控制策略[J].汽车安全与节能学报,2022,13(1):86-94.
LI Y H, HE J, FAN J K. Control strategy of electric power steering for commercial vehicle based on Multi-MAP [J]. Journal of Automotive Safety and Energy, 2022, 13(1):86-94.

[9] 李耀华, 范吉康, 何杰, 等. 考虑附着系数的商用车EPS控制策略[J]. 重庆理工大学学报(自然科学),2 021, 35(12): 1-9.
LI Y H, FAN J K, HE J, et al. EPS control strategy for commercial vehicle considering adhesion coefficient [J]. Journal of Chongqing University of Technology(Natural Science), 2021, 35(12): 1-9.(in Chinese)

[10] BADAWY A, ZURASKI J, BOLOURCHI F, et al. Modeling and analysis of an electric power steering system[C]//1999 SAE Brasil International Mobility Technology Conference and Exhibit, Pittsburgh:SAE International, 1999.

[11] 余志生. 汽车理论 [M]. (第五版). 北京:机械工业出版社, 2009.
YU Z S. Automobile Theory [M]. 5th ed. Beijing: China Machine Press, 2009. (in Chinese)

[12] SANO S, FURUKAWA Y, SHIRAISHI S. Four wheel steering system with rear wheel steer angle controlled as a function of steering wheel angle [C]//1986 SAE International Congress and Exposition,Pittsburgh:SAE International,1986.

[13] WHITEHEAD J C. Four wheel steering: Maneuverability and high speed stabilization [C].//1988 SAE International Congress and Exposition,Pittsburgh:SAE International, 1988.