

电动助力转向系统全工况建模及试验验证*

赵林峰 陈无畏 刘罡

(合肥工业大学机械与汽车工程学院, 合肥 230009)

【摘要】 为克服以往车辆电动助力转向(EPS)模型的不足,结合简化的原地转向轮胎模型和基于 Doguff 轮胎模型的七自由度整车模型,建立了转向系统转向及回正时的力学模型。为得到车辆的转向力矩和回正性能特性,对无助力转向全工况(原地及行驶条件下)转向操纵转矩和回正的转向盘残留转角进行仿真,试验结果表明所设计的模型可以准确描述转向操纵转矩和回正特性。进而设计了基于滑模变结构电动助力转向控制策略进行助力和回正控制,仿真和实车验证结果表明,基于该模型设计的控制策略可以有效降低驾驶员的操纵转矩和提高车辆的回正性能。

关键词: 电动助力转向 全工况 仿真 试验

中图分类号: U463.4 **文献标识码:** A

Modeling and Verifying of EPS at All Operating Conditions

Zhao Linfeng Chen Wuwei Liu Gang

(School of Mechanical and Automotive Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China)

Abstract

In order to overcome the shortage of the previous model of EPS, the dynamic model for steering system in steering and aligning condition was established, based on the combination of tire model of parking steer and 7 degree-of-freedom vehicle model with Doguff tyre model. For obtaining the characteristic of vehicle steering moment and return ability, the steer torque and return ability of manual steering system was analyzed at all operating conditions. The simulation result and road test showed the model built can accurately describe steering torque and return ability well and truly. Finally, a control strategy for controlling power assistant and self-align was framed based on sliding mode control theory (SMC). The simulation result and road test showed the sliding mode control strategy based on the model improved the steering easiness and vehicle self-align capability effectively.

Key words Electric power steering system, All operating conditions, Simulation, Experiment

引言

电动助力转向系统(electric power steering system,简称EPS)在国内外许多车型上得到应用,并有逐渐取代液压助力转向系统的趋势。

目前国内外采用不同方法对EPS做了大量研究,如进行仿真试验^[1]、试验台试验^[2]或者硬件在环试验^[3~4]。但转向阻力矩模型复杂,多是基于线性轮胎模型或者基于单一工况进行EPS系统建模。为了克服传统的转向阻力矩模型的不足,建立了

EPS动力学方程,结合简化的原地转向轮胎模型和基于Doguff轮胎模型的七自由度整车模型分析原地转向和行车转向时作用于转向小齿轮上的转向阻力矩。基于该模型对机械转向系统进行转向操纵轻便性和回正性能的仿真分析,相应地设计了EPS控制器,并进行仿真和试验验证。

1 模型

1.1 转向系统动力学方程

EPS系统动力学模型如图1所示。

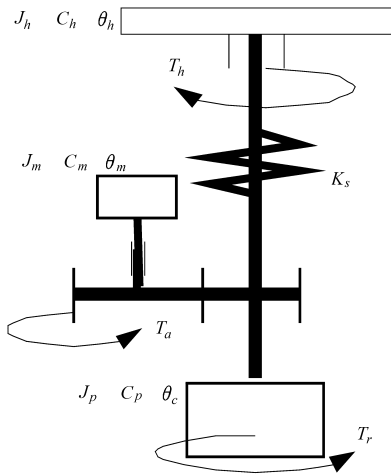


图1 EPS动力学模型

Fig.1 Dynamic model of EPS

为分析问题方便,把前轮和转向机构向转向轴简化,则

$$\theta_m = N_1 \theta_c \quad (1)$$

$$\theta_c = N_2 \delta_f \quad (2)$$

$$T_h - T_s = J_h \ddot{\theta}_h + C_h \dot{\theta}_h \quad (3)$$

$$T_s = K_s (\theta_h - \theta_c) \quad (4)$$

$$N_1 T_a + T_s = T_r + J_p \ddot{\theta}_c + C_p \dot{\theta}_c \quad (5)$$

式中 θ_m ——电机转角 θ_c ——输出轴转角

N_1 ——电动机到转向轴的传动比

N_2 ——转向轴到前轮的传动比

δ_f ——车辆前轮转角 T_h ——转向盘转矩

T_s ——转矩传感器测量值

K_s ——扭杆刚性系数

θ_h ——转向盘转角

J_h ——转向盘转动惯量

C_h ——转向盘阻尼系数

T_a ——电动机助力转矩

T_r ——路面作用于小齿轮转矩

J_p ——转向轴当量惯性矩

C_p ——转向轴当量阻尼系数

系统采用直流电动机,则

$$U = LI + RI + K_b \dot{\theta}_m \quad (6)$$

$$T_a = K_a I - J_m \ddot{\theta}_m - C_m \dot{\theta}_m \quad (7)$$

式中 U, I ——电动机端电压、电流

L, R ——电动机电感、电阻

K_b ——电动机反电动势常数

K_a ——电动机转矩系数

J_m ——电动机惯性矩

C_m ——电动机阻尼系数

1.2 整车模型

不考虑车辆侧倾因素的影响,仿真采用七自由度非线性车辆模型(前轮转向),如图2所示。图中(含后述内容) $i = 1, 2, 3, 4$,分别表示左前轮、右前轮、左后轮、右后轮。

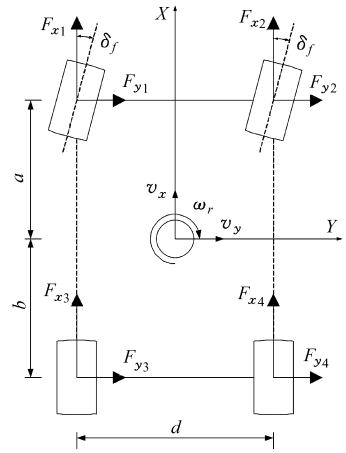


图2 七自由度车辆模型

Fig.2 7-DOF vehicle model

动力学方程为^[5]

$$m(\dot{v}_x - v_y \omega_r) = (F_{x1} + F_{x2} + F_{x3} + F_{x4})/m \quad (8)$$

$$m(\dot{v}_y + v_x \omega_r) = (F_{y1} + F_{y2} + F_{y3} + F_{y4}) \quad (9)$$

$$\omega_r = [d(F_{x1} - F_{x2})/2 + d(F_{x3} - F_{x4})/2 + aF_{y1} + aF_{y2} - bF_{y3} - bF_{y4}]/I_z \quad (10)$$

式中 m, I_z ——整车质量、绕 z 轴的转动惯量

V_x, V_y ——纵向、侧向车速

F_x, F_y ——纵向力、侧向力

ω_r ——横摆角速度 d ——轮距

a, b ——前、后轮到质心的距离

而轮胎与路面之间的接触力在车身航向直角坐标上的分解如图3所示。

假设同轴左右车轮的转向角相同,前轮转向,即 $\delta_1 = \delta_2 = \delta_f, \delta_3 = \delta_4 = 0$ 。

由图3分析可以得出

$$\begin{cases} F_{xi} \\ F_{yi} \end{cases} = \begin{bmatrix} \cos \delta_i & -\sin \delta_i \\ \sin \delta_i & \cos \delta_i \end{bmatrix} \begin{cases} F_{xwi} \\ F_{ywi} \end{cases} \quad (i = 1, 2, 3, 4) \quad (11)$$

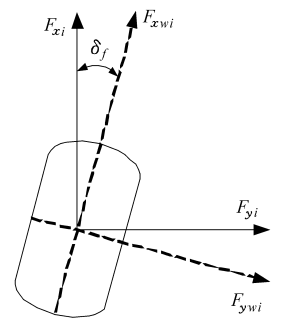


图3 轮胎与地面作用力

Fig.3 Tyre force relationship

式中 F_{xwi}, F_{ywi} ——轮胎纵向力、侧向力

δ ——轮胎转角

忽略惯性阻力偶矩和空气升力作用,则

$$W_{1,2} = mg \frac{b}{2l} - ma_x \frac{h}{l} \pm ma_y \frac{hb}{dl}$$

$$W_{3,4} = mg \frac{a}{2l} + ma_x \frac{h}{l} \pm ma_y \frac{ha}{dl} \quad (12)$$

$$\alpha_{1,2} = \delta_f - \arctan\left(\frac{V_y + a\omega_r}{V_x \pm \frac{d}{2}\omega_r}\right)$$

$$\alpha_{3,4} = -\arctan\left(\frac{V_y - b\omega_r}{V_x \pm \frac{d}{2}\omega_r}\right) \quad (13)$$

式中 W ——轮胎垂直载荷

l, h ——轴距、车辆质心高度

α ——轮胎侧偏角 g ——重力加速度

1.3 非线性轮胎模型

仿真采用的非线性轮胎模型为 Dugoff 轮胎模型^[6], 设左右轮胎侧偏刚度相同, 4 个轮胎纵向刚度相同。其表达式为

$$F_{x_{yssi}} = C_{si}\lambda_i\Psi(\zeta_i)/(1 + \lambda_i)$$

$$F_{y_{yssi}} = C_{ai}\tan\alpha_i\Psi(\zeta_i)/(1 + \lambda_i)$$

$$\zeta_i = \frac{\mu W_i(1 + \lambda_i)(1 - \varepsilon V_x \sqrt{\lambda_i^2 + \alpha_i^2})}{2\sqrt{(C_{si}\lambda_i)^2 + (C_{ai}\tan\alpha_i)^2}} \quad (14)$$

$$\Psi(\zeta_i) = \begin{cases} (2 - \zeta_i)\zeta_i & (\zeta_i < 1) \\ 1 & (\zeta_i \geq 1) \end{cases} \quad (15)$$

式中 $F_{x_{yssi}}, F_{y_{yssi}}$ ——轮胎稳态纵向力、侧向力

λ ——轮胎纵向滑移率

ε ——车速附着系数影响系数

C_{α}, C_s ——轮胎侧偏刚度、纵向刚度

μ ——轮胎与路面之间附着系数

ζ ——轮胎动态参数

$\Psi(\zeta)$ ——有关 ζ 的函数

轮胎纵向力、侧向力由轮胎与地面接触变形而产生, 视其动力学模型为一阶惯性环节^[7], 有

$$\begin{cases} \dot{F}_{x_{yw}} \\ \dot{F}_{y_{yw}} \end{cases} = \begin{cases} (-F_{x_{yw}} + F_{x_{yssi}})/\tau_x \\ (-F_{y_{yw}} + F_{y_{yssi}})/\tau_y \end{cases} \quad (16)$$

其中 $\tau_x = R_{lx}/v_x$ $\tau_y = R_{ly}/v_x$

式中 τ_x, τ_y ——轮胎纵向力、侧向力时间常数

R_{lx}, R_{ly} ——轮胎纵向、侧向松弛长度

1.4 转向阻力矩分析

以下对电动助力转向系统全工况转向力矩进行分析。 $\theta_h \dot{\theta}_h \geq 0$ 表示转向过程, $\theta_h \dot{\theta}_h < 0$ 表示回正过程。

1.4.1 原地及低速转向力矩分析

在极低车速 ($v_x \leq 5$ km/h) 及原地转向条件下, 汽车转向时作用于转向轮的转向阻力矩包括前轴载荷产生的回正力矩 M_{sz} 和原地转向阻力矩 M_{sl} 。在小转向角的情况下, M_{sl} 可假设为与转向角成正比, 即轮胎胎体等效为刚度系数 K_f 的扭簧; 当转向角增大到某值时, 阻力矩 M_{sl} 不再增加, 即达到静态转

向力矩最大值 $M_{sl\max}$ 。

$$W_f = W_1 + W_2 \quad (17)$$

原地转向时阻力矩

$$M = M_{sl} + M_{sz} \quad (18)$$

同理得出原地回正时阻力矩

$$M = M_{sl} - M_{sz} \quad (19)$$

将式(17)、(18)合并得

$$M = M_{sl} + \text{sgn}(\theta_h \dot{\theta}_h) / M_{sz} \quad (20)$$

M_{sl} 确定为

$$M_{sl} = \begin{cases} K_f \delta_f & (K_f \delta_f \leq M_{sl\max}) \\ M_{sl\max} & (K_f \delta_f > M_{sl\max}) \end{cases} \quad (21)$$

$$M_{sl\max} = \mu_s \sqrt{W_f^3 / P_t} / 3 \quad (22)$$

$$M_{sz} = W_f D_n \phi \delta_f \quad (23)$$

式中 D_n, ϕ ——主销内移量、主销内倾角

μ_s ——车轮与地面间滑动摩擦因数

P_t ——轮胎气压

1.4.2 行车转向力矩分析

行车转向时作用于转向轮的转向阻力矩包括转向轮的回正力矩 M_s 和转向系阻力矩 M_{s2} 。 M_s 为前轴载荷 W_f 产生的回正力矩 M_{sz} 和轮胎自回正力矩 M_{sy} 。 M_{s2} 可根据文献[8]中的经验公式得出。

行车转向时阻力矩

$$M = M_{sz} + M_{sy} + M_{s2} \quad (24)$$

同理, 经分析得出行车回正时阻力矩

$$M = M_{s2} - M_{sz} - M_{sy} \quad (25)$$

将式(24)、(25)合并得

$$M = S_{s2} + \text{sgn}(\theta_h \dot{\theta}_h) (M_{sz} + M_{sy}) \quad (26)$$

$$M_{sy} = D_t (F_{y1} + F_{y2}) \quad (27)$$

式中 D_t ——轮胎拖距 ε_1 及后倾拖距 ε_2 之和

由式(20)、(26)、(27)得出作用于小齿轮轴的转向阻力矩为

$$T_r = M / N_2 \quad (28)$$

基于整车模型的转向系统模型框图如图 4 所示。

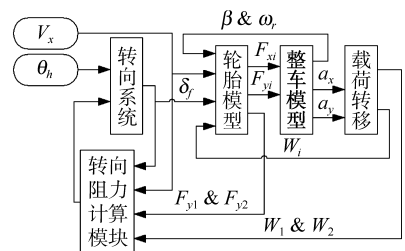


图 4 基于整车模型的转向系统模型
Fig.4 Steering system model based on vehicle whole dynamic

2 控制策略设计及仿真结果分析

车辆行驶工况不同,路面附着系数以及车速也不同,为了避免外界不确定因素的干扰,提高控制的鲁棒性,采用滑模变结构控制理论建立 EPS 控制器。其基本原理如下^[9]:

对于一个典型的非线性系统

$$\begin{cases} \dot{x} = f(x, u) \\ y = H(x) \end{cases} \quad (29)$$

式中 x, y ——系统状态变量、系统输出

u ——系统输入

$f(x, u)$ ——状态变量函数

$H(x)$ ——系统输出函数

控制问题定义为 x 跟踪所需的参考轨迹 x_d , 跟踪误差为 e , 则 $e = x - x_d$ 。误差动态特性可以由一个切换面来确定, 设该面为 $s = 0$ 。选择切换函数为

$$s = ce + \dot{e} \quad (30)$$

式中 \dot{e} ——误差变化率

如果选择合适的常数 c 且 $c > 0$ 和控制函数 u , 使其满足可达条件, 即

$$s \dot{s} \leq 0 \quad (31)$$

式中 \dot{s} ——切换函数的一阶导数

控制过程中对系统进行不连续的开关控制, 即

$$u = \begin{cases} u^+ & (s > 0) \\ u^- & (s < 0) \end{cases} \quad (32)$$

其中, $u^+ \neq u^-$ 。则系统在控制过程中, 随着开关的不断切换, 在相平面中系统状态将沿切换面 $s = 0$ 来回运动, 形成滑模运动, 最后成为沿切换面的滑动, x 达到轨迹点 x_d 。

2.1 助力模块设计

EPS 助力应随车速增加而减小, 即目标操纵转矩随车速的升高相应增大; 同时, 操纵转矩随转向盘操纵转角的增大也相应的增大。结合上述仿真和试验测得无助力条件下的多组数据进行分析, 拟合出各车速下转向盘转角 θ_h - 目标操纵转矩 T_d 图, 如图 5 所示。

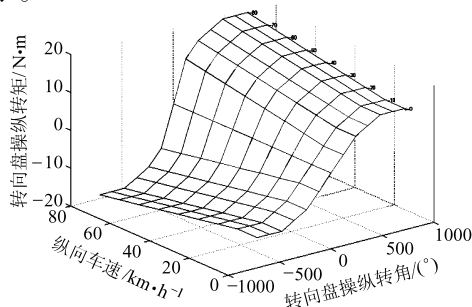


图 5 转向盘转角-目标操纵转矩图

Fig. 5 Steering angle - target steering torque

由转矩传感器测得的转角信号、转矩信号以及车速传感器测得的车速信号, 根据所设定的转向盘转角 θ_h - 目标操纵转矩 T_d 得到 T_d , 控制问题定义为 T_s 跟踪 T_d , 跟踪误差为 $e = T_s - T_d$ 。

根据比例切换控制方法, 控制函数

$$u = (\alpha |e| + \beta e) \operatorname{sgn}(s) \quad (33)$$

式中 α, β ——大于零的常数

2.2 回正模块设计

回正控制的目的是为了使转向盘更快更准确地回到中位, 避免转向盘产生不必要的振动。控制问题定义为 θ_c 跟踪所需的轨迹 θ_d , 跟踪误差为 $e = \theta_c - \theta_d$ 。设计的控制器同上。

2.3 仿真结果及分析

2.3.1 助力仿真试验

根据上述设计的控制器, 对 EPS 助力控制进行了仿真, 仿真结果如图 6~8 所示。

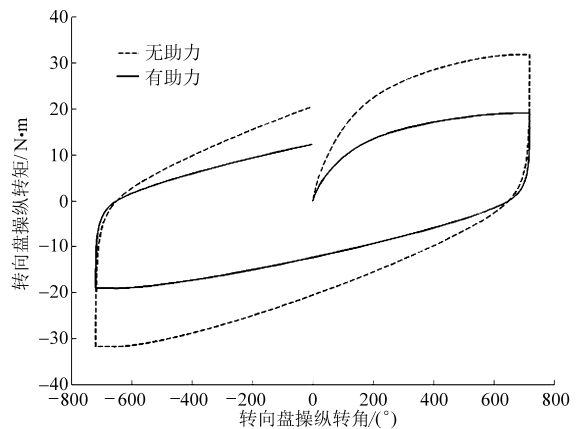


图 6 原地大转角转向仿真曲线

Fig. 6 Simulation of parking steering

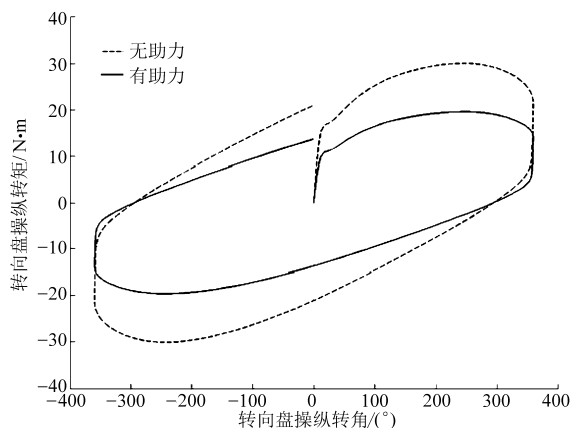


图 7 20 km/h 车速下转向仿真曲线

Fig. 7 Simulation of steering under 20 km/h

由仿真结果可以得出: 转角范围是随着车速的增大而减小的, 由于随着车速增加, 转角过大会导致转向操纵失去稳定性, 所以随车速升高逐步减小转角; 无助力时, 在同样的转角下, 随车速的升高转向力矩逐渐增大; 原地转向力矩最大, 且转向盘转角到

达某一值后,转向盘操纵转矩不再变化;随着车速的增加,转向盘角度到达某一值后,转向盘操纵转矩降低,这是由于轮胎的侧偏特性决定的;施加助力控制后,转向盘操纵转矩明显减小,而随着车速增加,转向盘操纵力略微增加,以提高驾驶员的操纵路感。

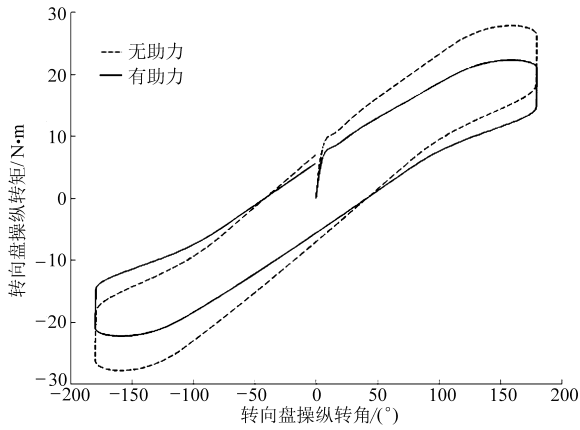


图 8 50 km/h 车速下转向仿真曲线

Fig.8 Simulation of steering under 50 km/h

文中所采用的基于整车动力学的转向系统模型充分考虑了整车的非线性特征(见式(8)~(10))、轮胎垂直载荷变化(见式(11)),分别分析了转向和回正过程中的阻力矩(见式(18)~(29)),得到上述仿真结果较目前国内、外^[4,10]广泛使用的模型仿真结果更为接近试验结果,这样便于设计 EPS 控制器,以达到更好的助力效果和操纵手感。

2.3.2 回正仿真试验

对 EPS 回正控制进行了仿真,由仿真结果可知:无回正控制时,残留转向盘转角达 11°,稳定时间达 1.5 s 且出现振荡;施加回正控制后,残留转角仅为 5°,稳定时间约为 0.65 s。仿真结果如图 9 所示。

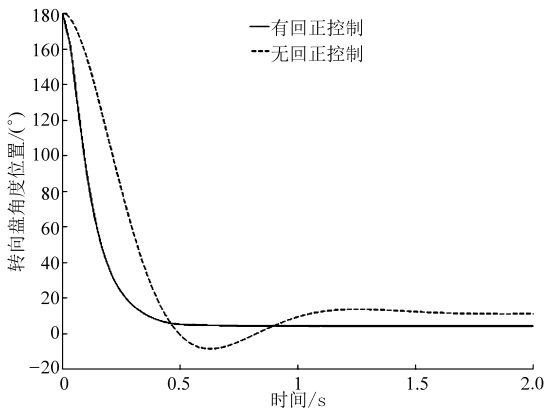


图 9 30 km/h 回正仿真曲线

Fig.9 Simulation fo returnability under 30 km/h

3 试验及结果分析

为验证上述系统模型进行了无助力转向试验,

并记录数据,绘制试验曲线。同时为了验证电动助力转向系统控制策略的有效性,将自行开发的 EPS 装车试验,并与无助力转向进行对比。试验车辆及控制器如图 10 所示。试验场地相当于 C 级路面。



图 10 试验车辆及控制器

Fig.10 Experimental vehicle and ECU

3.1 助力试验

图 11、12 为原地无助力转向和原地助力转向试验结果图。

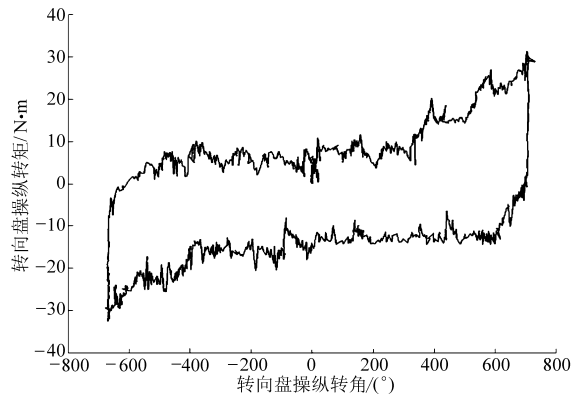


图 11 原地无助力转向试验结果曲线

Fig.11 Road test without EPS under parking steering

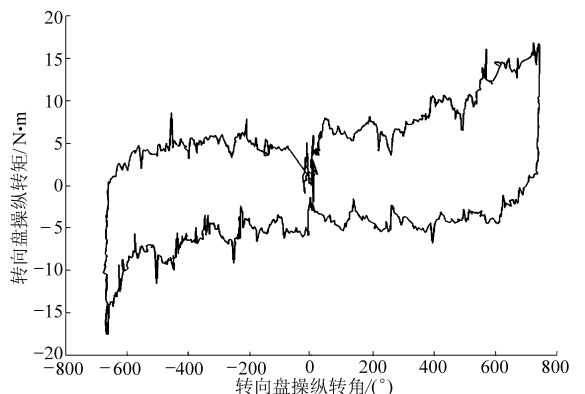


图 12 原地助力转向试验结果曲线

Fig.12 Road test with EPS under parking steering

从图 11、12 中可以看出:助力效果明显,可以明显降低转向操纵转矩。最大操纵转矩由 32.5 N·m(无助力)降低至 16.6 N·m(有助力);和仿真结果相比,具有较高的吻合性,特别是将转向盘打到极限位

置再往回打时,操纵转矩迅速降低,说明本文基于非线性整车动力学的转向系统模型是可行的。

图 13、14 分别为在 30 km/h 条件下无助力和有助力时阶跃转角输入试验图。

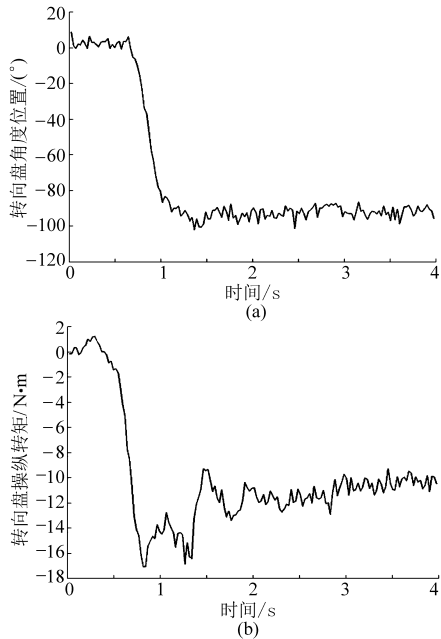


图 13 无助力转向试验曲线

Fig. 13 Steering without EPS

(a) 转向盘 90°阶跃转角输入 (b) 转向盘操纵转矩

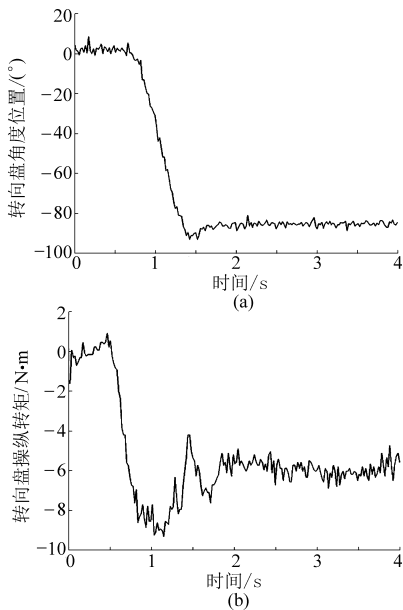


图 14 有助力转向试验曲线

Fig. 14 Steering with EPS

(a) 转向盘 90°阶跃转角输入 (b) 转向盘操纵转矩

从图 13、14 中可以看出:助力效果明显,可以明显降低转向操纵转矩;在相同的转向盘转角下,操纵转矩由 10 N·m(无助力)降低至 6 N·m(有助力);控制器的实时性较好,满足了电动助力转向实时性的要求。

3.2 回正试验

图 15、16 为 30 km/h 转向盘回正试验结果图。

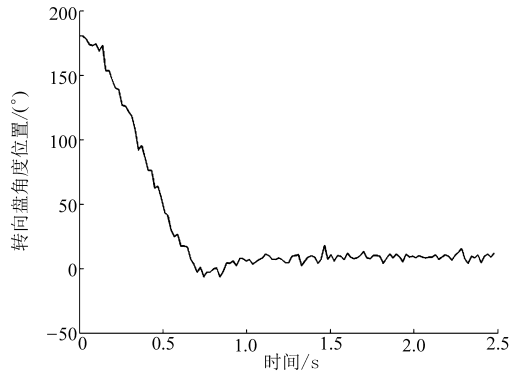


图 15 无回正控制试验结果曲线

Fig. 15 Experiment result of returnability without EPS

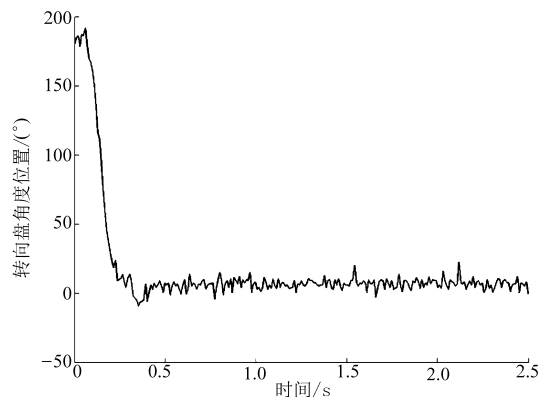


图 16 有回正控制试验结果曲线

Fig. 16 Experiment result of returnability with EPS

从回正试验结果可以得出:无回正控制时,残留转向盘转角为 13°,稳定时间达 1.8 s;而施加回正控制,残留转向盘转角约为 5°,稳定时间约为 1 s。由此可看出回正效果较为明显。

4 结束语

采用基于全工况整车动力学的电动助力转向模型不仅可以准确设计出控制器,且可以有效缩短电动助力转向开发周期。为设计出理想的电动助力转向控制器,首先建立了电动助力转向数学模型,并对其进行了仿真和试验验证,结果表明两者相吻合,可以在此基础上进行电动助力转向系统控制器的设计。结合无助力转向(即机械转向系统)试验数据和仿真结果拟合出各车速下转向盘转角 θ_h -目标操纵转矩 T_d 图,进而设计了基于滑模变结构控制的电动助力转向控制器。仿真结果表明,转向操纵轻便且回正性能良好。对提出的控制策略自行设计电控单元、编写控制程序,进行实车试验验证。试验结果和仿真结果相吻合,可以有效降低驾驶员操纵强度并提高车辆的回正性能。

参 考 文 献

- 1 胡建军,李彤,秦大同. 基于整车动力学的电动助力转向系统建模仿真[J]. 系统仿真学报,2008,20(6):1 577~1 581.
Hu Jianjun, Li Tong, Qin Datong. Modeling and simulation of electric power steering system based on vehicle whole dynamics [J]. Journal of System Simulation, 2008, 20(6): 1 577~1 581. (in Chinese)
- 2 袁传义,陈龙,江浩斌. 电动助力转向系统多目标优化控制研究[J]. 中国机械工程,2007,18(14):1 757~1 760.
Yuan Chuanyi, Chen Long, Jiang Haobin. Multi-objective optimization control of electric power steering[J]. China Mechanic Engineering, 2007, 18(14): 1 757~1 760. (in Chinese)
- 3 孟涛,陈慧,余卓平,等. 电动助力转向系统的回正与主动阻尼控制策略研究[J]. 汽车工程,2006,28(12):1 125~1 128.
Meng Tao, Chen Hui, Yu Zhuoping, et al. A study on the control strategy for wheel return and active damping of electric power steering system[J]. Automotive Engineering, 2006, 28(12): 1 125~1 128. (in Chinese)
- 4 Kim J H, Song J B. Control logic for an electric power steering system using assist motor[J]. Mechatronics, 2002, 12(3): 447~459.
- 5 Motoki Shino, Masao Nagai. Yaw-moment control of electric vehicle for improving handling and stability[J]. JSAE Review, 2001, 22(4): 473~480.
- 6 Dugoff H, Fancher P S. An analysis of tire traction properties and their influence on vehicle dynamic performance[C]. SAE Paper 700377, 1970.
- 7 Wang J M, Longoria R G. Coordinated vehicle dynamics control with control distribution[C]//Proceedings of the 2006 American Control Conference, Minneapolis, Minnesota, USA, 2006: 5 348~5 853.
- 8 靳立强,宋传学,彭彦宏. 基于回正性与轻便性的前轮定位参数优化设计[J]. 农业机械学报,2006,37(11):20~23.
Jin Liqiang, Song Chuanyue, Peng Yanhong. Theory for optimization design of steer wheel alignment based on returnability and handiness[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(11): 20~23. (in Chinese)
- 9 王丰尧. 滑模变结构控制[M]. 北京:机械工业出版社,1995.
- 10 申荣卫,林逸,台晓虹,等. 电动助力转向系统建模与补偿控制策略[J]. 农业机械学报,2007,38(7):5~9.
Shen Rongwei, Lin Yi, Tai Xiaohong, et al. Research on modeling and compensation control strategy of electric power steering system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(7): 5~9. (in Chinese)

~~~~~

(上接第 27 页)

## 参 考 文 献

- 1 赵登峰. 自卸汽车油气悬挂系统动态特性仿真与试验研究[D]. 长春: 吉林大学, 2003.  
Zhao Dengfeng. Research on the dynamic performance simulation and test of vehicle hydro-pneumatic suspension [D]. Changchun: Jilin University, 2003. (in Chinese)
- 2 封士彩. 工程车辆油气悬挂技术的开发和研制[J]. 机床与液压, 2002(3): 214~216.  
Feng Shicai. Technology development of hydro-pneumatic suspension of engineering vehicle[J]. Machine and Fluid, 2002 (3): 214~216. (in Chinese)
- 3 陈轶杰. 油气弹簧阻尼阀参数解析计算与系统设计研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2008.  
Chen Yijie. Research on analytical computation of valve parameters and design of hydro-pneumatic spring [D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2008. (in Chinese)
- 4 Kwangjin Lee. Numerical modeling for the hydraulic performance prediction of automotive monotube dampers[J]. Vehicle System Dynamics, 1997, 28(1): 25~39.