

轮边电驱动铰接式矿用汽车差速控制策略研究*

孙会来 申焱华 金纯 王平

(北京科技大学机械工程学院, 北京 100083)

摘要: 针对轮边电驱动铰接式矿用汽车的结构及转向特性, 提出一种以滑移率一致为控制目标的差速控制策略。建立轮边电驱动铰接式地下矿用汽车运动学和动力学模型, 分析转向时各轮运动关系及受力状况; 利用加速度传感器在样车上测试车体实际速度, 并采用 Kalman 滤波方法估算出车体速度真实值, 与所搭建的滑移率控制器联合对转向差速工况进行仿真。结果表明: 经滤波后的信号延时小, 响应速度快, 可直接估计车速。轮边电驱动铰接式地下矿用汽车采用以滑移率一致为目标的差速控制策略优于等扭矩控制, 在试验转弯工况下内外侧轮滑移率皆可稳定为 -0.08 , 不存在拖滑情况, 使地面附着系数得到充分利用, 达到功率的合理分配。该控制策略对减小轮边电驱动铰接式车辆轮胎磨损, 提高驱动功率利用率具有实际意义。

关键词: 铰接式矿用汽车 轮边电驱动 电子差速 控制策略 滑移率

中图分类号: TD525 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)11-0027-07

引言

铰接式地下矿用汽车运行工况复杂, 行驶路面狭窄且弯道较多, 地面湿滑, 车身载质量较大。为了适应地下狭窄环境, 采用前后车体铰接式转向, 为了增大地面牵引力采用全轮驱动。35 t 轮边电驱动铰接式地下矿用汽车是北京科技大学最新研制的国内外唯一采用柴电动力, 轮边驱动, 且各驱动轮转矩、转速独立控制的地下矿用车辆。

与机械传动不同, 轮边电驱动车辆没有差速器, 为了保证转向时驱动轮之间不产生拖滑而使车辆失去地面牵引力及轮胎的过度磨损^[1-4], 需采用精确的模型及有效的策略进行差速控制, 差速控制是轮边电驱动车辆设计的关键技术之一。

电子差速控制在乘用车上有较多研究^[5-7], 主要是通过 Ackerman 模型建立各驱动轮运动学关系, 对轮边电动机进行控制, 实现差速策略的制定^[8-11]。目前国内外轮边电驱动矿用汽车均采用后轮驱动, 转向差速采用等扭矩控制策略。等扭矩控制策略无法满足车辆在复杂路面的通过性要求, 易出现各轮之间运转不协调, 额外消耗了功率并磨损轮胎, 导致转向和操纵性能恶化。可见有必要提出以滑移率为控制目标的驱动控制策略, 协调控制各轮驱动力, 避免上述情况的发生。滑移率一致的

控制策略需通过监测车体的速度与各驱动轮的转速来计算各轮的滑移, 进而控制扭矩调整各驱动轮滑移率, 使它们趋向一致^[12]。对于全轮驱动的铰接式电驱动车辆, 如何获得准确的绝对速度也是其中的关键问题, 而目前对此类铰接车辆还没有很好的解决方案。

本文以 35 t 轮边电驱动铰接式地下矿用汽车的转向工况为研究对象, 建立整车运动学和动力学数学模型, 分析各轮转速、转矩关系。利用加速度传感器实时测试样车纵向加速度并采用 Kalman 滤波, 获得车体有效绝对速度。建立包括方向盘转角输入模型、轮边电动机驱动模型和地下矿用汽车虚拟样机模型的多体动力学仿真平台, 通过滑移率控制器, 以滑移率一致为控制目标对车辆转向差速工况进行联合仿真, 并与等扭矩控制策略效果进行对比分析。

1 数学模型建立

1.1 运动学模型

为准确描述各轮滑移率, 需建立整车运动学模型。如图 1 所示, 坐标系 $O'X'Y'Z'$ 是固定在地面上的绝对坐标系, $OXYZ$ 与 $O''X''Y''Z''$ 分别是坐标原点固定在前、后车体质心位置上的动坐标系, X 、 X'' 轴分别与前、后车体纵向轴线重合, δ 为前后车体间的夹角, B 为前后车体轮距, L_f 为前轮中心和铰接点的

收稿日期: 2014-02-04 修回日期: 2014-05-21

* 国家高技术研究发展计划(863 计划)资助项目(2011AA060404)

作者简介: 孙会来, 博士生, 主要从事地下矿用汽车研究, E-mail: shl20082008@163.com

通讯作者: 申焱华, 副教授, 博士, 主要从事电驱动车辆研究, E-mail: yanhua_shen@ces.ustb.edu.cn

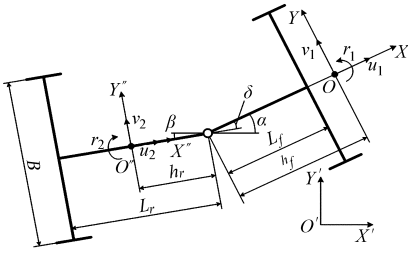


图1 整车运动学模型

Fig. 1 Vehicle kinematic model

距离, L_r 为后轮中心和铰接点的距离, h_f 为前车体质心和铰接点的距离, h_r 为后车体质心和铰接点的距离。 u_1, v_1, r_1 分别为前车体质心纵向速度、横向速度和绕 Z 轴的横摆角速度, u_2, v_2, r_2 分别为后车体质心纵向速度、横向速度和绕 Z'' 轴横摆角速度, r_1 与 r_2 之和为前后车体间夹角变化率, 即

$$\dot{\delta} = r_1 + r_2 \quad (1)$$

由各轮运动关系, 并将转向角作为已知量可得

$$\begin{cases} u_{fl} = \left(1 - \frac{B}{2L_f \cot \delta + 2L_r \sqrt{1 + \cot^2 \delta}}\right) u_1 \\ u_{fr} = \left(1 + \frac{B}{2L_f \cot \delta + 2L_r \sqrt{1 + \cot^2 \delta}}\right) u_1 \\ u_{rl} = \left(1 - \frac{B}{2L_r \cot \delta + 2L_f \sqrt{1 + \cot^2 \delta}}\right) u_2 \\ u_{rr} = \left(1 + \frac{B}{2L_r \cot \delta + 2L_f \sqrt{1 + \cot^2 \delta}}\right) u_2 \end{cases} \quad (2)$$

$u_{fl}, u_{fr}, u_{rl}, u_{rr}$ 分别是左前轮、右前轮、左后轮及右后轮的轮心纵向速度。进一步推导可得车轮的滑移率表达式

$$\begin{cases} S_{fl} = \frac{wR - \left(1 - \frac{B}{2L_f \cot \delta + 2L_r \sqrt{1 + \cot^2 \delta}}\right) u_1}{wR} \\ S_{fr} = \frac{wR - \left(1 + \frac{B}{2L_f \cot \delta + 2L_r \sqrt{1 + \cot^2 \delta}}\right) u_1}{wR} \\ S_{rl} = \frac{wR - \left(1 - \frac{B}{2L_r \cot \delta + 2L_f \sqrt{1 + \cot^2 \delta}}\right) u_2}{wR} \\ S_{rr} = \frac{wR - \left(1 + \frac{B}{2L_r \cot \delta + 2L_f \sqrt{1 + \cot^2 \delta}}\right) u_2}{wR} \end{cases} \quad (3)$$

$S_{fl}, S_{fr}, S_{rl}, S_{rr}$ 分别为左前轮、右前轮、左后轮及右后轮的滑移率。 w 为车轮角速度以定义车速, 后续提出车速准确估计方法。

1.2 动力学模型

建立轮边电驱动铰接式矿用汽车的动力学模

型, 分析车辆与地面的作用力关系, 达到控制轮边牵引电动机转矩、监测轮边转速的目的。选取纵向、侧向和横摆 3 个自由度, 建立整车动力学模型, 如图 2 所示。

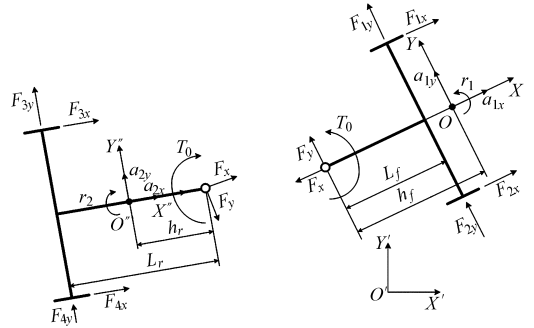


图2 整车动力学模型

Fig. 2 Vehicle dynamic model

图 2 中 a_{1x}, a_{1y} 分别为前车体质心处沿 X 轴和 Y 轴的加速度; a_{2x}, a_{2y} 分别为后车体质心处沿 X'' 轴和 Y'' 轴的加速度; F_{ix}, F_{iy} 分别为地面对第 i 个车轮的切向力和侧向力 ($i = 1, 2, 3, 4$); T_0 为前后车体间的转向内力矩; F_x, F_y 分别为铰接点沿 X 轴和 Y 轴的作用力。

依据图 2 中前后车体的相对关系, 考虑车辆的质量特性、加速度及转动惯量等参数, 推导前后车体绕 X, Y, Z, X'', Y'', Z'' 轴的力矩平衡方程式为

$$\begin{aligned} I_{zz1} \dot{r}_1 = & T_0 - (F_{1y} + F_{2y})(h_f - L_f) + \\ & (F_{2x} - F_{1x}) \frac{B}{2} - F_y h_f \end{aligned} \quad (4)$$

$$m_1(\dot{u}_1 - r_1 v_1) = F_{1x} + F_{2x} - F_x \quad (5)$$

$$m_1(\dot{v}_1 + r_1 u_1) = F_{1y} + F_{2y} + F_y \quad (6)$$

$$\begin{aligned} I_{zz2} \dot{r} = & T_0 + (F_{3x} - F_{4x}) \frac{B}{2} - (F_{3y} + F_{4y})(h_r - L_r) + \\ & (F_y \cos \delta - F_x \sin \delta) h_r \end{aligned} \quad (7)$$

$$m_2(\dot{u}_2 - r_2 v_2) = F_x \cos \delta + F_y \sin \delta + F_{3x} + F_{4x} \quad (8)$$

$$m_2(\dot{v}_2 + r_2 u_2) = F_x \sin \delta - F_y \cos \delta + F_{3y} + F_{4y} \quad (9)$$

整理式 (4) ~ (7), 消去中间变量 F_x, F_y , 分别代入式 (8)、(9), 得车体转向动力学方程, 即

$$\begin{aligned} (m_1 + m_2) \dot{v}_1 - (m_1 + m_2) r_1 u_1 - m_2 h_f \dot{r}_1 + \\ m_2 h_r r_2^2 \sin \delta + m_2 h_r \dot{r}_2 \cos \delta = F_{1y} + F_{2y} + \\ (F_{3y} + F_{4y}) \cos \delta - (F_{3x} + F_{4x}) \sin \delta \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} I_{zz2} \dot{r}_2 + m_2 h_r \dot{u}_1 \sin \delta - m_2 h_r r_1 v_1 \sin \delta + m_2 h_f h_r r_1^2 \sin \delta + \\ m_2 h_r \dot{v}_1 \cos \delta + m_2 h_r r_1 u_1 \cos \delta - m_2 h_f h_r \dot{r}_1 \cos \delta + m_2 h_r^2 \dot{r}_2 = \\ T_0 + (F_{3x} - F_{4x}) B + (F_{3y} + F_{4y}) L_r \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} (m_1 + m_2) \dot{u}_1 - (m_1 + m_2) r_1 v_1 + m_2 h_f r_1^2 + \\ m_2 h_r r_2^2 \cos \delta + m_2 h_r \dot{r}_2 \sin \delta = \\ F_{1x} + F_{2x} + (F_{3x} + F_{4x}) \cos \delta + (F_{3y} + F_{4y}) \sin \delta \end{aligned} \quad (12)$$

由式(10)~(12)推导结果知调整各轮驱动力及前后车体的铰接角度,可控制车辆在转向时车体纵横向速度,改变各驱动轮的滑移率,但是,上述关系式无法准确描述车辆在动态情况下车辆自身的质量特性,滑移率计算不够准确。后续数值分析借助多体动力学软件来考虑整车的质量特性及运行状态对滑移率的影响。

2 多体动力学模型建立

铰接车轮胎是连接车身与路面的唯一部件,其受力、变形和运动响应对整车运动有很大影响。传统的数学模型很难准确描述整车—轮胎—路面的耦合模型运动特性。在整车运动学基础上本文借助多体动力学软件考虑整车的质量特性及运行状态来搭建模型,其着色渲染后模型如图 3。结合前述解析动力学,采用 UA 轮胎模型计算轮胎与地面接触所受到的力和力矩,以准确地反映滑移率进而实现驱动控制效果。

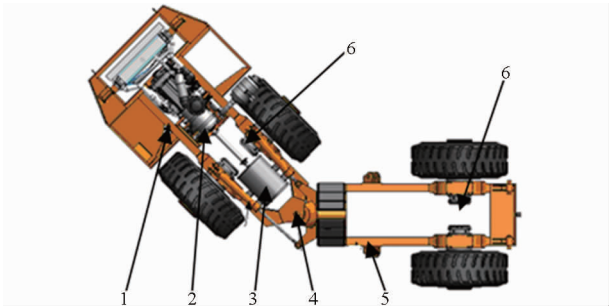


图 3 地下矿车多体动力学模型

Fig. 3 Vehicle multi-body dynamics model

1. 前车架 2. 发动机 3. 同步发电机 4. 中央铰接体 5. 后车架 6. 轮边电驱动单元

整车驱动模型如图 4 所示,与多体动力学模型进行交互联合仿真,包括电动机驱动模型、方向盘输入模型等。电动机驱动模型输出扭矩驱动车轮,由模型反馈实际车轮转速给每个电动机驱动模型,模拟电动机与车轮的刚性连接,中间通过轮边减速器模型进行减速增扭。转向缸的线位移和车轮的驱动扭矩作为整车控制信号,模拟驾驶员驾驶车辆时的方向盘转角及油门踏板输入。模型输出为车辆运行状态参数,包括车速、转向角、轮速、滑移率等。

3 基于滑移率一致的控制策略

前述整车驱动模型也是采取不同策略进行控制和分析的框架,滑移率一致的控制策略是根据不同工况下各轮滑移率变化来分配扭矩及功率^[13-15],本文提出将铰接车四车轮滑移率取平均值作为目标滑

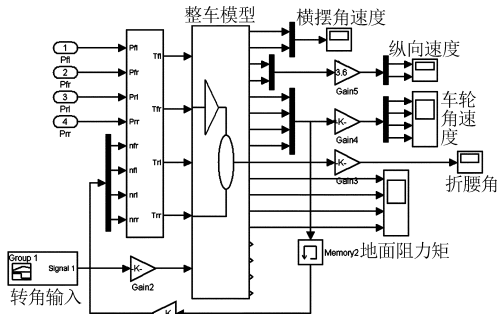


图 4 整车驱动模型

Fig. 4 Vehicle driving model

移率,实时将每个车轮滑移率与目标滑移率传递给功率分配模块,功率分配模块根据每个车轮实际滑移率与目标滑移率的偏差,计算出每个车轮应当分配的功率及转速,通过电动机驱动模块对各轮转矩及转速进行调整,控制各轮滑移率在理想范围内并最终趋于相同,其控制流程如图 5 所示。

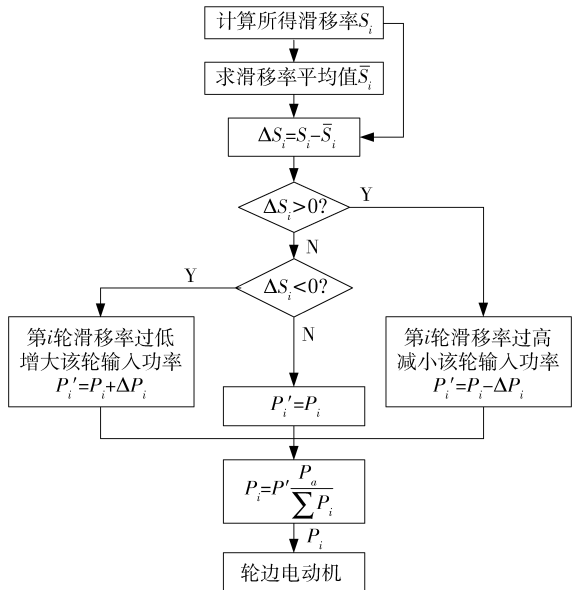


图 5 滑移率控制流程图

Fig. 5 Slip ratio control flow chart

4 试验分析

4.1 实车等扭矩控制试验

为评价控制策略实车应用效果,进行了实车试验及联合仿真。在试验中为进行全面速度估计分析,充分体现加速、减速及匀速多个工况,设计试验车辆 5 s 启动后逐步加速,到达稳定车速后沿固定圆周匀速行驶,保持方向盘转角不变行驶两圈后,再次令车辆缓慢连续而均匀地加速,到极限安全车速后缓慢制动降低车速直至停车,至此试验结束。整个过程包含了加速、转弯、匀速转向及减速等多个工况。图 6 和表 1 分别为试验样车和整车总成参数。图 6 所示水泥路面上的圆形车痕轨迹明显。



图 6 35 t 轮边电驱动铰接式地下矿车试验现场
Fig.6 Testing field of 35 t electric drive underground articulated mining truck

表 1 各总成参数

Tab.1 Assembly parameters

总成	参数	数值
发动机	额定功率(转速)/kW(r·min ⁻¹)	399(2100)
	额定功率/kW	90
牵引电动机	额定功率/kW	90
	额定扭矩/(N·m)	1 200
减速器	减速比	44
轮胎	型号	29.5R29
质量	载质量/t	35
	整备质量/t	29

为充分评价控制策略效果及采集信号,试验采用 LMS SCADAS MOBILE SCM05 信号采集卡,选用传感器采样频率为 2 560 Hz,可满足试验要求。INS 安装在前后桥中心位置,测量前后车体三正交轴方向加速度和角速度;旋转编码器安装在转向盘转向柱下方,测量转向盘输入转角;角位移传感器安装在铰接点处,测量前后车体间铰接角,如图 7 所示。发动机、发电机和电动机的转速、电流等信号均由 CAN 总线直接输出,可由 USBCAN 接口方便采集。



图 7 传感器安装位置
Fig.4 Sensor installation position

4.2 基于 Kalman 滤波的车速估计

在滑移率控制中需具体估计车速,而轮速信号在剔除粗大误差和系统本身测量误差之后必须经滤波处理,且对于全轮电驱车辆来说,传统的车速估计方法不适用:信噪比低会导致纵向加速度信号直接积分的结果误差大,容易发散;采用非驱动轮转速求得车速的方法不适用于本车全轮驱动。本文以试验纵向加速度信号和轮速信号作为输入,采用 Kalman 滤波算法分别估计前后车体速度。滤波过程是从已知的状态初始值和状态协方差矩阵初始值

开始进行计算,对输入的轮速进行滤波及估计。Kalman 滤波算法的速度估计过程由预测和校准两部分组成,即包含状态方程和观测方程

$$\mathbf{x}(k+1) = \mathbf{A}(k)\mathbf{x}(k) + \mathbf{w}(k) \tag{13}$$

$$\mathbf{z}(k) = \mathbf{B}(k)\mathbf{x}(k) + \mathbf{n}(k) \tag{14}$$

其中
$$\mathbf{x}(k) = \begin{bmatrix} a_e(k) \\ v_e(k) \end{bmatrix} \quad \mathbf{z}(k) = \begin{bmatrix} a_m(k) \\ \omega(k)R \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{w}(k) = \begin{bmatrix} w_1(k) \\ w_2(k) \end{bmatrix} \quad \mathbf{n}(k) = \begin{bmatrix} n_a(k) \\ n_v(k) \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{A}(k) = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \Delta t & 1 \end{bmatrix} \quad \mathbf{B}(k) = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$$

式中, a_e 、 v_e 分别表示纵向加速度和纵向车速的估计值, a_m 、 ω 分别表示纵向加速度和车轮角速度的试验值, R 表示滚动半径, Δt 表示时间间隔, w_1 、 w_2 表示系统噪声, n_a 、 n_v 表示测量噪声,系统噪声和测量噪声均为已知统计信息的高斯白噪声。经 Kalman 滤波处理后的估计车速对控制策略的具体实施有重要意义。为表示滚动半径的真实值,基于实际波动量可加入高斯白噪声。

图 8 为滤波处理后前车体纵向速度估计值与测量值变化曲线,为更清晰看出二者变化情况,做二者差值如图 9。分析可知 5 ~ 25 s 的加速阶段,二者差值波动较大,最大差值为 0.19 m/s ;平稳转向阶段差值不大,再次加速速度达到最大值 4.5 m/s 开始减速的瞬间,估计误差较大,为 0.2 m/s。总体来看

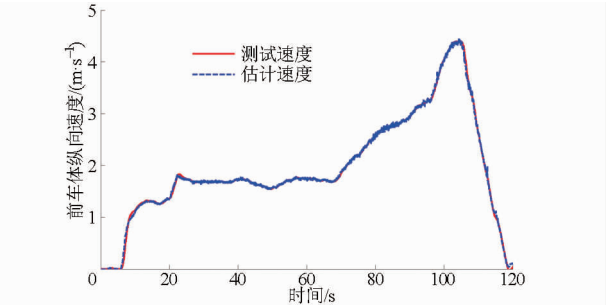


图 8 前车体纵向速度估计值与测试值变化曲线
Fig.8 Front car body longitudinal velocity estimated and measured value

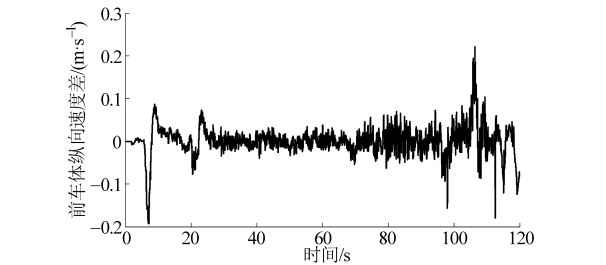


图 9 前车体纵向速度估计值与测试值差变化曲线
Fig.9 Difference of front car body longitudinal velocity estimated and measured value

在稳态转向阶段两差值较小,越是匀速行驶两数据越是趋于一致。

同理得到后车体速度的估计值如图 10 所示,前车体估计速度均大于后车体估计速度,超幅约为 5%。在后续分析中可以前后车体速度平均值作为整车速度,计算各车轮滑移率。

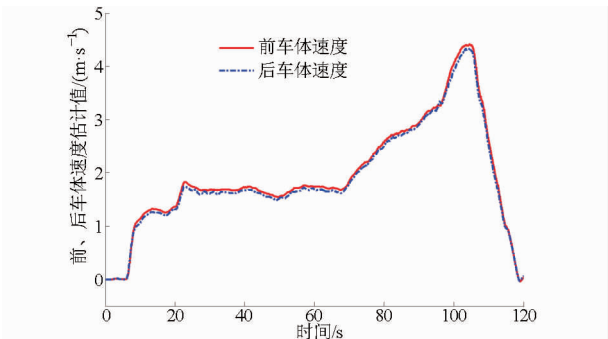


图 10 前、后车体纵向速度估计值变化曲线
Fig. 10 Front and back car body longitudinal velocity estimated value

经如上对比可以看出, Kalman 滤波方法对加速、制动减速和匀速 3 种情况都适用。滤波后的信号延时小,响应速度快且平滑效果较理想,匀速行驶阶段效果明显。经滤波后的信号可以用来直接估计车速。

4.3 等滑移率控制仿真与对比

利用整车多体动力学仿真平台对控制策略进行联合仿真,而实车中采用等转矩控制策略,需先对等转矩控制策略下的多体动力学模型进行验证,论证多体动力学模型准确性,进而展开等滑移率策略仿真。仿真设定如前所述,铰接车启动后稳步加速到车速 15 km/h,进行匀速转向。在加速及匀速转向过程中,同侧两轮转矩及滑移率数据相差不大,为了图示清晰,文中选用左右两侧后轮及内侧轮仿真数据进行分析。实测滑移率及仿真滑移率如图 11。

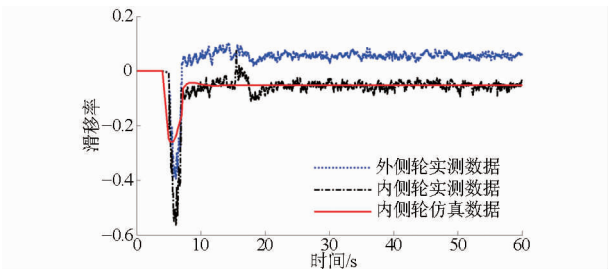


图 11 等转矩控制策略下滑移率变化曲线
Fig. 11 Slip rate under equal-torque control strategy

由图 11 可知因驾驶员无法实现绝对匀加速过程,前 20 s 实测滑移率数据有明显波动,25 s 后进入匀速度的转向过程。实测数据明显表明在转向过程中外侧轮为 0.05 左右,即滑移状态,而内侧轮滑移率为 -0.05 左右,即为滑转状态,仿真数据进入稳

态较快并与实测滑移率保持一致。在 25 s 后匀速转向阶段因内外侧轮行程不等,外侧轮速度过低被拖滑。内外侧轮滑移率不同是等转矩控制策略下驱动电动机控制的结果,内外轮驱动转矩如图 12 所示。

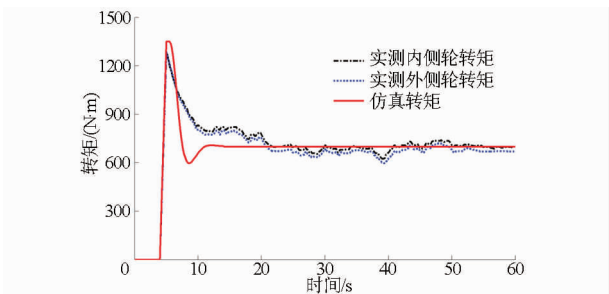


图 12 等转矩控制策略下驱动转矩变化曲线

Fig. 12 Drive torque under equal-torque control strategy

由图 12 可知在等转矩控制策略下驾驶员虽于 25 s 后稳定住油门踏板,但在整个过程中内外侧轮边电动机转矩基本保持一致,而多体动力学仿真模型迅速进入稳定状态与实测数据保持一致,最终稳定在 680 N·m。如上数据验证了多体动力学模型的准确性,可以反映不同策略下整车运动状况。将系统模型改为等滑移率控制策略后内、外侧轮滑移率如图 13 所示。

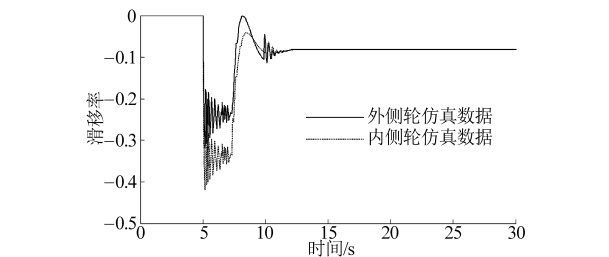


图 13 等滑移率控制策略下滑移率变化曲线

Fig. 13 Slip rate under equal slip rate control

由图 13 可知在等滑移率控制策略下,系统自动分配转矩迅速进入稳态转弯工况,故取前 30 s 结果论述即可,经过转弯指令输入及系统转矩调整,最终内外侧轮滑移率皆可稳定为 -0.08,不存在拖滑情况,增大了地面附着力的利用。滑移率的变化是驱动转矩变化的结果,在等滑移率控制策略下的驱动转矩如图 14 所示。

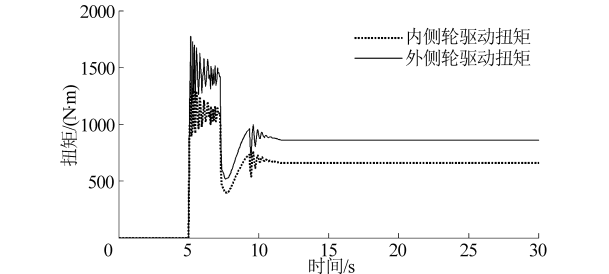


图 14 等滑移率控制策略下驱动转矩变化曲线

Fig. 14 Drive torque under equal slip rate control strategy

分析图 14 可知在等滑移率控制下外侧轮扭矩得到了明显增加,稳定后扭矩约为 $810 \text{ N}\cdot\text{m}$,内侧驱动扭矩增加较小。这样明显改善了外侧轮被拖滑的损耗。为充分表现在此过程中整车响应能力,绘制前后车体横摆角速度曲线如图 15 所示。在 5 s 处前

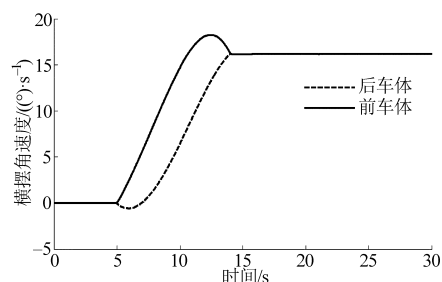


图 15 前后车体横摆角速度变化曲线

Fig. 15 Yaw rate of the front and back car body

弯,15 s 处二者趋于相同的横摆角速度,进入匀速转向行驶阶段。可见在此控制策略下整车平稳完成转向指令。

5 结论

(1) 所建铰接车多体动力学模型、运动学模型与实车测试数据吻合,能够有效地反映车辆各工况下的运动状况。选用 Kalman 滤波速度估计结果误差小、实时性好,可准确反映各控制策略下滑移率等数据。

(2) 针对轮边电驱动铰接式矿用汽车提出的滑移率一致的差速控制策略优于等扭矩控制策略,可使地面附着系数得到充分利用,避免了车轮被拖滑而磨损,减少了燃料消耗,同时能保证车辆行驶稳定性。

参 考 文 献

- 刘惟信. 汽车设计[M]. 北京:清华大学出版社,2001.
- Canale M, Fagiano L, Milanese M, et al. Robust vehicle yaw control using an active differential and IMC techniques[J]. Control Engineering Practice, 2007, 21(15): 923–941.
- 喻厚宇,黄妙华. 电动轮车电子差速控制的试验研究[J]. 武汉理工大学学报, 2011, 33(5): 148–151.
Yu Houyu, Huang Miaohua. Experimental research of electronic differential control for in-wheel motor drive electric vehicle[J]. Journal of Wuhan University of technology, 2011, 33(5): 148–151. (in Chinese)
- 王军年,王庆年,宋传学,等. 四轮驱动电动汽车差动助力转向系统联合仿真与试验[J]. 农业机械学报, 2010, 41(6): 8–13.
Wang Junnian, Wang Qingnian, Song Chuanxue, et al. Co-simulation and test of differential drive assist steering control system for four-wheel electric vehicle[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(6): 8–13. (in Chinese)
- Ackermann J. Robust yaw damping of cars with front and rear wheel steering[J]. Transactions on Control Systems Technology, 1993, 1(1): 15–20.
- Perez-Pinal F J, Cervantes I, Emadi A. Stability of an electric differential for traction applications[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2009, 58(7): 76–82.
- 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): 2–6.
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): 2–6. (in Chinese)
- Nalecz A G, Bindemann A C. Investigation into the stability of four wheel steering vehicle[J]. International Journal of Vehicle Design, 2003, 9(2): 159–178.
- Ge Yinghui, Li Chunsheng, Ni Guangzheng. A novel control system of PM brushless in wheel motors used for EV[C] // Sixth International Conference on Electrical Machines and Systems, 2003, 29(2): 592–595.
- Fredriksson J, Andreasson J, Laine L. Wheel force distribution for improved handling in a hybrid electric vehicle using nonlinear control[C] // 43rd IEEE Conference on Decision and Control, 2004, 4: 4081–4086.
- Umesh Kumar Rout, Rabindra Kumar Sahu, Sidhartha Panda. Design and analysis of differential evolution algorithm based automatic generation control for interconnected power system[J]. Ain Shams Engineering Journal, 2013, 4(3): 409–421.
- 张代胜,李伟. 基于滑移率的汽车防抱模糊控制方法与仿真[J]. 农业机械学报, 2002, 33(2): 29–31.
Zhang Daisheng, Li Wei. Simulation for slip ratio of an automobile antilock-braking system based on fuzzy logic control method [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2002, 33(2): 29–31. (in Chinese)
- 王仁广,刘昭度,齐志权,等. 轮胎摩擦力与滑移率关系模型的建立方法[J]. 农业机械学报, 2007, 38(7): 28–34.
Wang Renguang, Liu Zhaodu, Qi Zhiquan, et al. Research on model construction of tire friction and slip rate[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(7): 28–34. (in Chinese)
- 沈俊,宋健,王会义. 用小波分析获取路面最佳滑移率的研究[J]. 农业机械学报, 2007, 38(7): 30–31.
Shen Jun, Song Jian, Wang Huiyi. Obtaining the optimal slip ratio of the road with wavelet[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(7): 30–31. (in Chinese)
- 陈东,徐寅,梁华军. 双电机后轮驱动混合动力汽车电子差速控制的研究[J]. 汽车工程, 2013, 35(1): 47–50.
Chen Dong, Xu Yin, Liang Huajun. A study on the electronic differential control for hybrid electric vehicle with in wheel motor

rear drive[J]. *Automotive Engineering*, 2013, 35(1):47–50. (in Chinese)

16 王仁广,刘昭度,齐志权,等. 基于自适应卡尔曼滤波算法确定汽车参考车速[J]. *农业机械学报*,2006,37(4):9–11,41.
Wang Renguang, Liu Zhaodu, Qi Zhiquan, et al. Vehicle reference speed determination using adaptive Kalman filter algorithm [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2006,37(4):9–11,41. (in Chinese)

Differential Control Strategy Research of Wheeled Electric Drive ADT Mining Truck

Sun Huilai Shen Yanhua Jin Chun Wang Ping

(School of Mechanical Engineering, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China)

Abstract: Aiming at the special structure and steering characteristic of wheeled electric-driven articulated underground mining truck, a differential control strategy which took the equal slip rate as control target was given. The kinematic and dynamic model of electric-driven mining ADT was established and the kinematic relationship and stress condition of the driving wheels were analyzed during steering. Acceleration sensors in the sample ADT were used to test the actual speed of the vehicle. Results showed that the filtered signal had small delay and fast response and could be directly used to estimate the speed. Equal slip rate control strategy was superior to equal torque control strategy because it could make full use of the ground adhesion coefficient and achieved the reasonable distribution of drive power. Two sides wheel slip ratio could be stable on -0.08 and the slipping phenomenon was avoided in experimental turning. This control strategy has practical effect for reducing tire wear and improving driving power utilization.

Key words: Articulated mining truck Wheeled electric drive Electric differential Control strategy
Slip rate

(上接第 245 页)

Determination of Total Flavonoid Content Distribution on Different Color Ginkgo Biloba Leaves

Shi Jiyong Zou Xiaobo Zhang Detao Chen Zhengwei Zhao Jiewen

(School of Food and Biological Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: Hyperspectral imaging technology was used to determine total flavonoid content distribution map on different color ginkgo biloba leaves (green, green-yellowish, yellow). Firstly, 120 Ginkgo biloba leaves were used to collect hyperspectral image data cube and determine total flavonoids concentrations. Secondly, the average gray value of each band in hyperspectral image data cube was calculated as spectral data of Ginkgo biloba leaf. The spectral data and total flavonoids concentrations were used to build calibration model ($R = 0.9307$) by using multiple stepwise regression method. Finally, the calibration model was used to predict the total flavonoid content of each pixel in the hyperspectral image. This enables construction of a distribution map of total flavonoid content on the ginkgo leaf. Distribution maps of total flavonoid content in three color groups (green, green-yellowish, yellow) were calculated. Results indicate that the level of total flavonoid for green, green-yellowish, and yellow were in an increasing order. Higher level of total flavonoids could be noticed at the margin area of the leaves, while lower levels occurred at the area near the leafstalk of the ginkgo leaves. This research provided a method to determine major constituent of food and agricultural products.

Key words: Ginkgo biloba leaf Total flavonoid content Quantitative analysis Hyperspectral imaging technology