

# 对转双转子电机在电动汽车上的驱动特性\*

罗玉涛 旷鹏 刘延伟

(华南理工大学 广东省汽车工程重点实验室, 广东 广州 510640)

摘要: 研究了一种基于对转双转子电机的电动汽车驱动系统, 并对其进行数学建模和仿真分析. 分析了双转子电机左右输出轴及传动机构转动惯量的差异对汽车驱动的影响, 建立了基于双指数模型的纵向附着系数计算模型. 通过理论推导结合仿真分析发现: 基于对转双转子电机的驱动系统具有转弯差速功能, 转弯时电磁转矩不变; 内外转子两侧传动机构的总转动惯量差异对电动汽车的驱动加速度影响很小, 在滑移率较小的情况下, 汽车两侧车轮几乎具有相同的加速度、速度和滑移率变化量; 只要把内外转子两侧传动机构的总转动惯量差异控制在较小的范围内, 即使在汽车完全打滑的情况下, 汽车两侧车轮的加速度和速度也相差不大.

关键词: 电动汽车; 对转双转子电机; 驱动系统; 转动惯量; 滑移率

中图分类号: U 463. 2 文献标识码: A

电机是电动汽车 (EV) 的重要零部件之一. 现在应用的电动汽车电机多为单转子, 其中包括轮边电机驱动或电动轮驱动<sup>[1-3]</sup>. 自 20 世纪中期开始, 双转子电机在电动汽车上的应用受到国内外学者的广泛关注<sup>[4-6]</sup>.

文献 [7] 中提出了双转子电机作为汽车差速驱动桥的装置, 文献 [8] 中提出了利用对转双转子电机 (ADDRM)、发动机及 ISA / ISG 联合构成的混合四轮驱动系统. 该电机直接安装在驱动桥上, 代替常规机械驱动桥的传动轴、主减速器和差速器等构件, 在电机的左右两侧分别增设了用于减速和换向减速的行星齿轮机构, 将动力经万向节传动机构传至车轮.

本文中重点分析双转子电机在电动汽车上的驱动特性, 尤其是研究双转子电机的特有的电差速特性和双转子及其传动机构惯量差异对汽车性能的影响, 并进行建模与仿真分析.

建立如图 1 所示的电动汽车驱动系统模型, 图 2 是该模型的驱动轮及从动轮受力分析图.

从结构上来说, 双转子电机是将普通单转子电机的定子解除机械上的约束, 在电磁力矩作用下, 转子和定子可以相对旋转. 对照图 1 和图 2, 借鉴普通双转子电机的数学模型, 推导对转双转子电机的电动汽车的动力学方程.

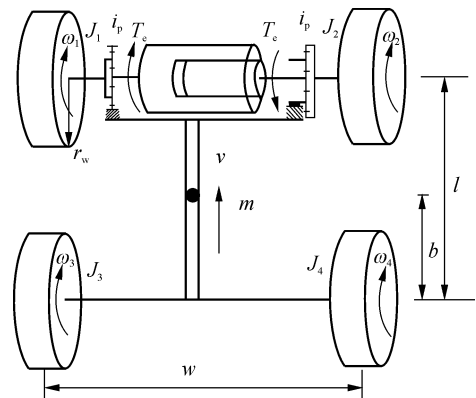


图 1 基于对转双转子电机的电动汽车驱动系统模型

Fig 1 EV driving system model based on ADDRM

## 1 基于 ADDRM 的驱动系统建模

对利用对转双转子电机的电动汽车进行简化,

收稿日期: 2007-01-26

\*基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (50605020); 广东省科技计划项目 (2006A10501001)

作者简介: 罗玉涛 (1972-), 男, 博士, 副教授, 主要从事系统动力学及电动汽车研究. E-mail: ctyluo@scut.edu.cn

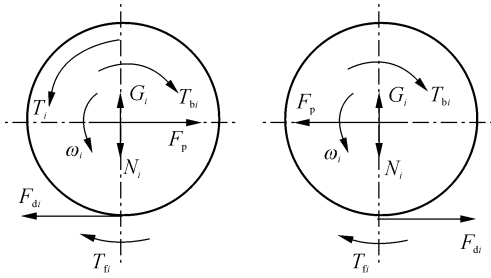


图 2 驱动轮及从动轮受力分析

Fig 2 Force analysis of the driving and driven wheels

图 1、2 中:  $J_1、J_2$  为外、内侧转子到车轮总转动惯量;  $J_3、J_4$  为后桥左、右车轮转动惯量;  $\omega_1、\omega_2$  为外、内转子连接的车轮旋转角速度;  $\omega_3、\omega_4$  为后桥左、右车轮的旋转角速度;  $T_e$  为电磁转矩;  $i_b$  为行星排减速比;  $l$  为轴距;  $b$  为后轴到车辆质心的距离;  $w$  为轮距;  $r_w$  为车轮半径;  $v$  为汽车纵向速度;  $m$  为汽车总质量;  $F_{di}$  为作用在轮上的地面切向反作用力;  $G_i$  为作用在车轮上的地面法向反作用力;  $N_i$  为各个车轮对应的垂直荷载。

对于电机外转子列出动力学方程:

$$J_r \frac{d\omega_o}{dt} = T_e - D_m \omega_o - \left( J_w \frac{d\omega_1}{dt} + F_{d1} r_w + D_w \omega_1 + T_{b1} + T_{f1} \right) / i_b \quad (1)$$

$$\omega_o = \omega_1 i_b \quad (2)$$

式中:  $J_r$  为外转子转动惯量;  $J_w$  为行星排行星架、传动轴及对应车轮的转动惯量和;  $\omega_o$  为外转子的旋转角速度;  $\omega_1$  为外转子连接的车轮旋转角速度;  $D_m$  为电机摩擦系数;  $D_w$  为车轮传动轴与轴承的摩擦系数;  $F_{d1}$  为外转子连接车轮的驱动力;  $T_{b1}$  为外转子连接车轮的制动力矩;  $T_{f1}$  为外转子连接车轮的滚动阻力矩。

将式 (1) 和 (2) 联立得

$$J_1 \frac{d\omega_1}{dt} = T_e i_b - D_1 \omega_1 - F_{d1} r_w - T_{b1} - T_{f1} \quad (3)$$

式中:  $J_1 = J_r i_b^2 + J_w$ ;  $D_1$  为从外转子到车轮总的摩擦系数,  $D_1 = D_m i_b^2 + D_w$ 。

同理, 对于电机内转子的动力学方程有

$$J_2 \frac{d\omega_2}{dt} = T_e i_b - D_2 \omega_2 - F_{d2} r_w - T_{b2} - T_{f2} \quad (4)$$

式中:  $D_2$  为与内转子连接的传动机构总摩擦系数;  $T_{b2}$  为与内转子连接的制动力矩;  $T_{f2}$  为与内转子轮连接的车轮的滚动阻力矩;  $F_{d2}$  为地面对各车轮的切向反作用力。

对于从动轮有

$$J_i \frac{d\omega_i}{dt} = F_{di} r_w - D_i \omega_i - T_{bi} - T_{fi}, \quad i=3, 4 \quad (5)$$

式中:  $D_i$  为与内转子连接的传动机构总摩擦系数;  $T_{bi}$  为与内转子连接的制动力矩;  $T_{fi}$  为与内转子轮连接的车轮的滚动阻力矩;  $F_{di}$  为地面对各车轮的切向反作用力。

汽车的动力学方程有

$$m \frac{dv}{dt} = F_{d1} + F_{d2} - F_w - F_{d3} - F_{d4} \quad (6)$$

式中:  $v = v_3$  或  $v_4$ ;  $F_w$  为汽车空气阻力,  $F_w = \frac{C_D A v^2}{21.15}$ ,  $C_D, A$  分别为风阻系数和迎风面积。

由于滚动阻力矩很小, 对于各轮的滚动阻力矩近似为

$$T_{fi} = f N r_w = f \cdot \frac{1}{4} m g r_w, \quad i=1, 2, 3, 4 \quad (7)$$

$$F_{di} = \mu_i N_i, \quad i=1, 2 \quad (8)$$

$$N_i = m g \frac{b}{2l} - m v \frac{h}{2l}, \quad i=1, 2 \quad (9)$$

$$i = \frac{r_w i - v}{\max(r_w i, v)}, \quad i=1, 2 \quad (10)$$

$$\mu_i = c [ \exp(-b_i) - \exp(-a_i) ], \quad i=1, 2 \quad (11)$$

式中:  $h$  为质心离地面高度;  $N_i$  为各轮对应垂直荷载;  $\mu_i$  为各驱动轮的附着系数;  $i$  为驱动轮滑移率。

## 2 左右传动机构总转动惯量差异对汽车驱动的影响

由于对转双转子电机内外转子的结构差异和材料的不同, 会造成内外转子转动惯量的不同, 并且转子两端所连接的减速机构也不同, 因此需要对此产生的影响程度进行分析, 本文中只针对汽车直线行使的情况进行分析。

通常汽车在加速时, 滑移率 很小, 车速  $v_i r_w, i=1, 2$ , 不考虑制动力、滚动阻力及从动轮受力情况, 根据式 (3)、(4)、(6) 得出:

$$\left( J_1 + J_2 + m r_w^2 \right) \frac{d\omega_i}{dt} = 2T_e i_b - (D_1 + D_2) \omega_i - F_w r_w \quad (12)$$

通常  $(J_1 + J_2) \ll m r_w^2$ , 因此  $J_1, J_2$  对内外转子的转速影响很小, 内外转子几乎具有相同的加速度, 这在后面的仿真结果中可以得到验证。

## 3 纵向附着系数计算模型

汽车的运动依赖于车轮所受到的路面的作用力 (力矩), 如纵向的制动和驱动力、侧偏力和侧倾力、回转矩及翻转力矩等。所有这些路面作用力 (力

矩) 都是车轮滑移(转)率、侧偏角、车轮荷载、道路附着系数以及车身速度等反映地面及车辆动力学状态等参数的函数. 在对汽车驱动特性进行仿真研究时, 往往是先计算出车轮滑移率, 再通过滑移率与附着系数之间的经验公式来求出车轮附着系数, 进而求得汽车驱动力.

基于双指数模型的纵向附着系数计算模型<sup>[10]</sup>与目前应用的一些经验模型相比, 该模型具有结构简单、需拟合参数少、计算量小的特点, 能够较好地描述纵向附着系数随车轮滑移率及其他因素非线性变化的规律, 尤其适合计算机仿真和实时控制.

各种路面类型及行驶条件下路面附着特征参数的表达式为

$$\begin{cases} \mu_{xp} = 0.92 \times 0.1304 + 0.002e^{(64-v)} - 0.0426\sqrt{u} \\ \mu_{xs} = 0.677 \times 0.1553 + 0.002e^{(64-v)} - 0.0426\sqrt{u} \\ x_m = 0.1532^3 - 0.47801^2 + 0.256 + 0.1693 + \\ \quad 0.105 \lg(64/v) \end{cases} \quad (13)$$

特别规定: 当  $\lambda = 1.2$  时,

$$\begin{cases} \mu_{xp} = 0.62 - 0.09\sqrt{v} \\ \mu_{xs} = 0.5 - 0.14\sqrt{v} \\ x_m = 0.12 \end{cases} \quad (14)$$

式中:  $\mu_{xp}$ 、 $x_m$  分别为峰值附着系数及其对应的车轮滑移率;  $\mu_{xs}$  为车轮发生完全滑移时路面附着系数;  $u$  为车轮荷载系数,  $u = N_z/N_s$ ;  $N_s$  为轮胎的标定荷载; 为表征路面类型的附着特征影响因子.

地面 - 轮胎力学模型为

$$\mu = c[\exp(-b) - \exp(-a)] \quad (15)$$

式中:  $\lambda$  为车轮滑移率, 且

$$a_{k+1} = \frac{1}{x_m} \ln \left[ \frac{\frac{\mu_{xp}}{\mu_{xs}} - x_m}{\frac{\mu_{xp}}{\mu_{xs}} - 1} a_k - 1 \right] \quad (16)$$

$$c = \frac{\mu_{xs}}{1 - a \exp(-a x_m)} \quad (17)$$

$$b = -\ln[1 - a \exp(-a x_m)] \quad (18)$$

由式 (18) 对  $a$  进行迭代求解, 当  $\left| \frac{a_{k+1} - a_k}{a_k} \right| = 10^{-3}$  时停止迭代, 令  $a = a_{k+1}$ .

式 (16) ~ (18) 中需要的特征附着参数值由式 (13)、(14) 给出. 式 (15) 构成含有 3 个参数的双指数形式地面轮胎力学模型.

### 4 电动汽车驱动特性仿真

根据电动汽车驱动系统数学模型, 在 Matlab/Simulink 环境下建立了汽车机械系统模块, 进而构建电动汽车驱动系统仿真框图, 如图 3 所示. 其中汽车机械系统模块输入端为电磁转矩  $T_e$ ; 输出分别为电机内外转子相对角速度  $\omega$ , 内外转子对应的车轮角速度  $\omega_0, \omega_1$ , 车速  $v$ .

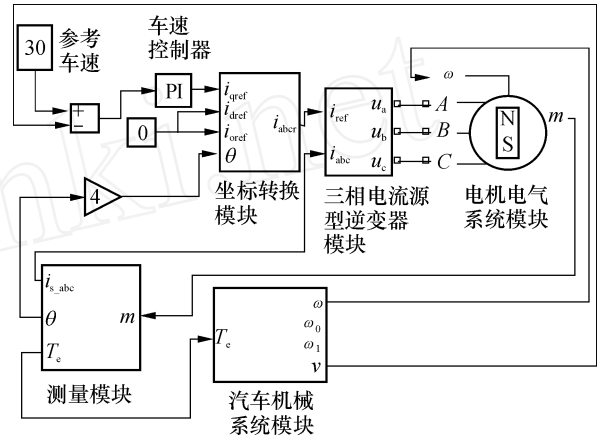


图 3 电动汽车驱动系统仿真框图

Fig 3 Simulation sketch of EV driving system

仿真参数的选择中, 双转子电机参数以设计的 20 kW 双转子样机实测参数为蓝本, 车身参数以电机搭载的某轻型 SUV 目标车型为依据, 结果见表 1.

表 1 电动汽车驱动系统参数

Table 1 Parameters of EV driving system

参数	数值	参数	数值
$J_1 / (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	4.2	$h/m$	0.6
$J_2 / (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	4.0	$m/\text{kg}$	1000
$J_3, J_4 / (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	1.7	$C_D$	0.35
$D_1, D_2 / (\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1})$	$1.4 \times 10^{-2}$	$A/\text{m}^2$	2.36
$D_3, D_4 / (\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1})$	$7 \times 10^{-3}$	$r_w/m$	0.34
$b/m$	1.38	$i_p$	3
$l/m$	2.51		

利用 Matlab 软件, 建立搭载双转子电机的电动车动力模型, 并分别针对与双转子电机内外转子连接的左右侧车轮差速运动以及由于内外转子总转动惯量差异对车辆运行影响等方面进行仿真研究.

#### 4.1 差速功能仿真

仿真过程为: 在干沥青路面先将汽车加速到 30 km/h 并保持该车速, 车速变化如图 4 所示. 运行到 12 s 时, 内外转子对应的车轮分别减少和增加 200 N 的外力, 外力作用到 14 s 时撤销, 仿真持续到 18 s 仿真结果如图 5 和图 6 所示.

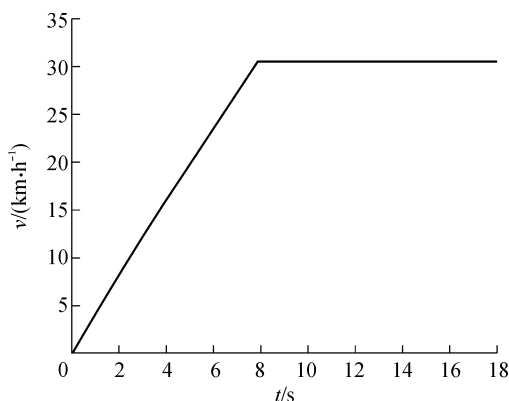


图4 车速变化曲线

Fig 4 Curve of vehicle speed variation

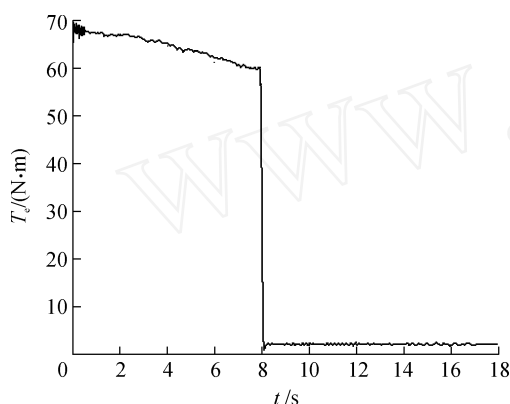


图5 电磁力矩变化曲线

Fig 5 Curve of electromagnetism torque variation

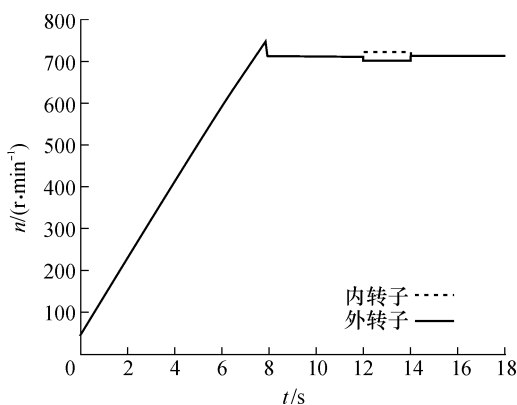


图6 电机转子转速变化曲线

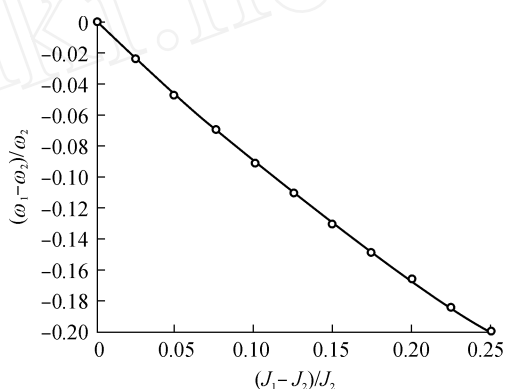
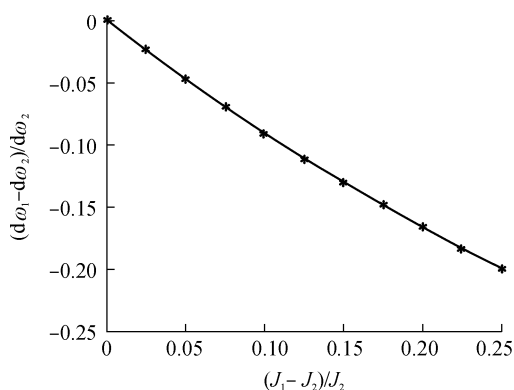
Fig 6 Curves of motor rotors rotating speeds variation

图4为仿真过程中车速的变化情况,图5表明整个过程中双转子电机输出转矩变化情况.由图5可知,起步时电机电磁力矩达到最大值,随车速上升,电磁力矩有所下降,达到设定车速后,保持不变,汽车匀速行驶.从图6可以看出,汽车两侧车轮转速几乎具有相同的加速度,表明转动惯量的差异对电动汽车的加速影响很小.在12~14s之间,由于作用在左右车轮的外力发生了突变,所以在对应的双转

子电机内外转子上有所体现,表明双转子电机具有很好的差速功能.即基于双转子电机的驱动系统具有转弯差速功能,转弯时电磁转矩不变.

#### 4.2 内外转子总转动惯量差异的影响仿真

当双转子电机内外转子及其连接的传动机构在完全光滑(无摩擦力)的地面上转动,即相当于自由运转情况,这时使 $J_2$ 不变,即 $J_2 = 4.0 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ ,而 $J_1$ 由 $4.0 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 增加到 $5.0 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ ,运行仿真程序观察转动惯量变化 $(J_1 - J_2) / J_2$ 对两车轮速度、角加速度差异(分别为 $(\omega_1 - \omega_2) / \omega_2$ 、 $(d\omega_1 - d\omega_2) / d\omega_2$ )的影响,转矩为定值 $60 \text{ N} \cdot \text{m}$ .结果如图7、图8所示.

图7  $(\omega_1 - \omega_2) / \omega_2$  与  $(J_1 - J_2) / J_2$  的关系Fig 7 Relationship between  $(\omega_1 - \omega_2) / \omega_2$  and  $(J_1 - J_2) / J_2$ 图8  $(d\omega_1 - d\omega_2) / d\omega_2$  与  $(J_1 - J_2) / J_2$  的关系Fig 8 Relationship between  $(d\omega_1 - d\omega_2) / d\omega_2$  and  $(J_1 - J_2) / J_2$ 

从图7、图8可以看出,当左右车轮及其传动机构转动惯量差异由0变化到0.25时,在一定力矩作用下,两车轮之间的速度、加速度差异也分别由0~0.2呈近似线性的规律增大.因此,实际应用时,必须将两者转动惯量差控制在很小的范围内,从而保证两车轮之间的速度、加速度差异很小.如果将转动惯量差异控制在5%以内,则左右车轮的转速差和加速度差异也可控制在5%以内.

### 4.3 滑移率变化时,转动惯量的影响仿真

仿真参数  $J_1 = 4.0 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 、 $J_2 = 4.2 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ , 即  $(J_1 - J_2) / J_2 = 5\%$ , 汽车在对接路面上行使, 给汽车发出从 0 加速到 50 km/h 的指令, 开始是在干沥青路面行使, 加速 3 s 之后, 进入干冰路面行使, 仿真总时间为 6 s 仿真结果如图 9~13 所示. 图中  $\lambda_1$  为左轮滑移率,  $\lambda_2$  为右轮滑移率.

从图 9~13 可知: 在小滑移率情况下,  $v_1$ 、 $v_2$  几乎相等, 如果滑移率越来越大, 左右轮因转动惯量差异而导致的转速差异越来越大, 越来越接近 4.2 节所示的左右轮自由转动时的差异情况.

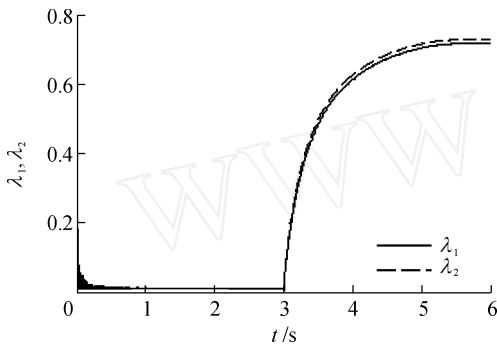


图 9 左右轮滑移率随时间变化情况

Fig 9 Slippage ratio variation of the right and left wheels vs time

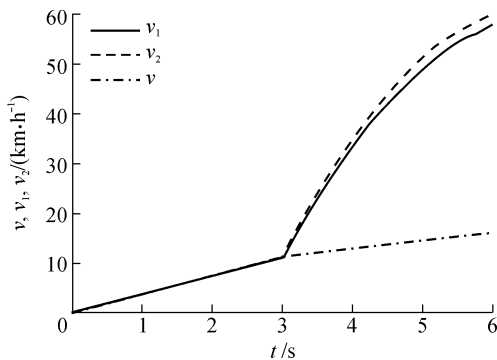


图 10 车速及左右轮速随时间的变化情况

Fig 10 Variation of the vehicle speed and the right and left wheels rotating speed vs time

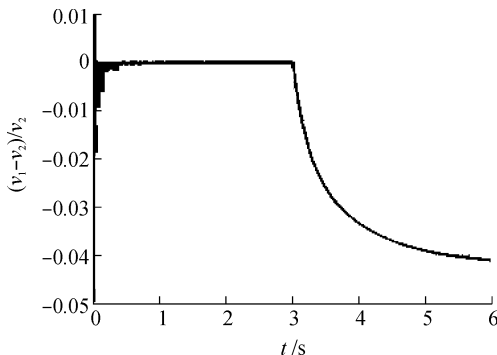


图 11  $(v_1 - v_2) / v_2$  随时间的变化情况

Fig 11 Variation of  $(v_1 - v_2) / v_2$  vs time

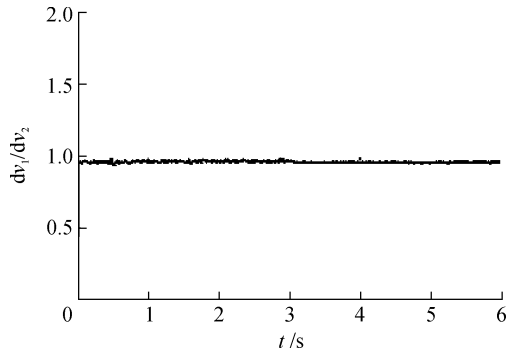


图 12  $dv_1/dv_2$  随时间的变化情况

Fig 12 Variation of  $dv_1/dv_2$  vs time

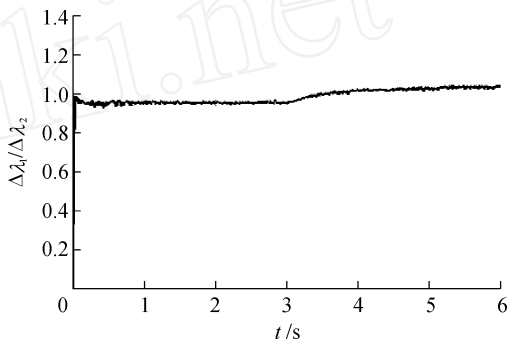


图 13  $\lambda_1 / \lambda_2$  比值随时间的变化情况

Fig 13 Variation of  $\lambda_1 / \lambda_2$  vs time

## 5 结论

文中建立了基于对转双转子电机的电动汽车驱动机械系统数学模型. 分析了内外转子总转动惯量的差异对汽车驱动的影响. 建立了基于双指数模型的纵向附着系数计算模型, 能够较好地描述纵向附着系数随车轮滑移率及其他因素非线性变化的规律, 便于理论和计算机仿真分析. 通过理论推导和仿真分析可以得出如下结论:

- (1) 基于对转双转子电机的驱动系统具有转弯差速功能, 转弯时电磁转矩不变;
- (2) 内外转子两侧传动机构的总转动惯量的差异对电动汽车的驱动加速影响很小, 在滑移率较小的情况下, 汽车左、右车轮转速几乎具有相同的加速度、速度和滑移率变化量;
- (3) 只要把内外转子两侧传动机构的总转动惯量的差异控制在较小的范围内, 即使在汽车完全打滑的情况下, 汽车两侧车轮的加速度和速度也相差不大.

### 参考文献:

[1] 廖权来, 罗玉涛. 电动汽车学 [M]. 广州: 华南理工大

- 学出版社, 1997: 65-81.
- [2] Sakai Shin-ichiro, Sado Hideo, Hori Yoichi Motion control in an electric vehicle with four independently driven In-wheel motors [J]. *Mechatronics, IEEE/ASME Transactions*, 1999, 4(1): 9-16
- [3] Hori Yoichi, Toyoda Yasushi, Tsuruoka Yoshimasa Traction control of electric vehicle based on the estimation of road surface condition-basic experimental results using the test EV "UOT Electric March" [C] *Proceedings of the Power Conversion Conference*. Japan: Nagaoka, 1997.
- [4] Kawamura Atsuo, Yokoyama Tomoki, Kume Tsuneo Anti-directional-twin-rotary motor drive for electric vehicles [C] *Industry Applications Society Annual Meeting America*: Denver, 1994: 453-459.
- [5] Yoshimoto Kantaro, Kawamura Atsuo, Hoshi Nobukazu Traction control of anti-directional-twin-rotary motor drive based on electric vehicle driving simulator [C] *Power Electronics Specialists Conference*. Japan: Osaka, 1998: 578-582
- [6] Okubora Tomohiko, Suham a Masayoshi, Kawamura Atsuo Traction control characteristics of 4WD vehicle with anti-directional-twin-rotary motor [C] *Power Conversion Conference*. Japan: Osaka, 2002: 588-592
- [7] 罗玉涛, 黄向东, 赵克刚, 等. 一种车用多功能电磁差速系统: 中国, CN200510100281. 9 [P]. 2005-10-14.
- [8] 罗玉涛, 黄向东, 赵克刚, 等. 一种油-电混合动力汽车的多桥驱动系统: 中国, CN20061003386. 5 [P]. 2006-02-27.
- [9] 张式勤, 邱建琪, 储俊杰, 等. 双转式永磁无刷直流电动机的建模与仿真 [J]. *中国电机工程学报*, 2004, 24(12): 176-181.
- [10] 边明远, 李克强. 基于双指数模型的纵向附着系数计算模型 [J]. *农业机械学报*, 2005, 36(5): 5-8
- [11] Gustafsson F. Monitoring tire-road friction using the wheel slip [J]. *Control Systems Magazine*, 1998, 18(4): 42-49.

## Driving Performance of Anti-Direction Dual-Rotor Motor for Electric Vehicle

Luo Yu-tao Kuang Peng Liu Yan-wei

(Guangdong Provincial Key Laboratory of Automotive Engineering, South China University of Technology, Guangzhou 510640, Guangdong, China)

**Abstract:** In this paper, a driving system of electric vehicle (EV) based on anti-direction dual-rotor motor (AD-DRM) is investigated, and the corresponding mathematical modeling and simulation are carried out. In the investigation, the influence of the two output shafts and their transmissions inertia difference on the driving performance is analyzed, and a model based on the dual-exponent model is established to calculate the longitudinal adhesion coefficient. Theoretical and simulated results indicate that (1) the driving system based on ADDRM is of the ability of swerve difference at a constant electromagnetic torque; (2) the transmission inertia difference of the two rotors has little effect on the acceleration of EV; (3) at a small slippage ratio, the two wheels of EV have almost the same acceleration, speed and slippage ratio variation; and (4) if the transmissions inertia difference of the two rotors is restricted in a small range, the accelerations and speeds of the two wheels are almost the same even in slippage conditions.

**Key words:** electric vehicle; anti-direction dual-rotor motor; driving system; rotation inertia; slippage ratio