

文章编号:1671-8879(2016)02-0112-08

基于混杂理论的电磁与摩擦制动集成 系统的建模与仿真

何 仁,汤 宝,胡东海

(江苏大学 汽车与交通工程学院,江苏 镇江 212013)

摘 要:为了研究轿车电磁与摩擦制动集成系统的制动性能,将混杂理论应用到制动集成系统的建模和仿真研究中,通过分析电磁与摩擦制动集成系统的相互影响、协调作用的混杂特性,建立了电磁与摩擦集成制动系统模式切换控制模型和整车七自由度动力学模型,并在此基础上,采用 MATLAB/SIMULINK 对轿车电磁与摩擦制动集成系统的 3 种不同制动工况进行仿真分析。研究结果表明:电磁与摩擦集成制动模型可以对集成制动系统性能进行仿真分析;在满足制动强度的前提条件下,集成制动系统可以按照切换控制策略协调稳定地达到制动效果;在制动强度要求不高的情况下,电磁制动可以满足部分制动力的需求,从而改善了摩擦制动状况。

关键词:汽车工程;电磁制动;摩擦制动;系统集成;混杂理论;仿真

中图分类号:U461.3

文献标志码:A

Modeling and simulation of integrated electromagnetic and frictional brake system based on the hybrid theory

HE Ren, TANG Bao, HU Dong-hai

(School of Automotive and Traffic Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, Jiangsu, China)

Abstract: In order to study the braking performance of the integrated electromagnetic and frictional brake system of car, the theory of hybrid system was applied in the modeling and simulation of this system. A switch control model among different modes and a car dynamic model of 7 DOF were established by analyzing the hybrid characteristics of mutual influence and coordination function in the integrated braking system of electromagnetism and friction. And on this basis, simulation analysis of three different braking modes was carried out by MATLAB/SIMULINK. The results show that the established simulation model of integrated electromagnetic and frictional brake system can make the simulation analysis of the integrated brake system. On the premise of satisfying the braking intensity, the integrated braking system can achieve the desired braking effect harmoniously and steadily according to the switching control strategy. When the requirement of braking intensity is not high, the electromagnetic brake can satisfy part of the requirement of braking force, which can improve the frictional brake condition. 8 figs, 20 refs.

收稿日期:2015-09-25

基金项目:国家自然科学基金项目(51275212)

作者简介:何 仁(1962-),男,江苏南京人,教授,博士研究生导师,工学博士,E-mail:heren@ujs.edu.cn.

Key words: automobile engineering; electromagnetic brake; friction brake; system integration; hybrid theory; simulation

0 引 言

电磁与摩擦制动集成系统是一种新型的制动器,它在传统摩擦制动系统的基础上配合使用电磁制动,既能保证车辆制动的安全性和稳定性,也可以减少摩擦制动导致的制动器磨损、噪声和粉尘等危害,是一种能够有效提高制动系统安全性的装置^[1]。

由于加入了电磁制动,车辆具有 2 套制动系统,称为混合制动系统。在不同制动工况下,可以分别采用纯摩擦制动、纯电磁制动及混合制动 3 种不同的制动模式。采用不同的制动模式分别代表汽车的不同状态,这些状态之间的切换,也就是 3 种制动模式的切换,可以看作是一些离散事件,并且在每个特定的制动情况下,由于汽车各子系统的动态性和复杂性,使其既具有离散变量(如液压 ABS 系统电磁阀的通断),又具有连续变量(如车速、轮速等),因此,集成制动系统的制动过程由离散事件和连续动态变量综合构成,属于典型的混杂系统。由于不同的制动模式提供不同的制动力矩,从而会影响整车的制动减速度、车轮的角减速度等变量,所以在这个混合动力系统模型中,连续时间变量和离散事件变量之间还存在相互影响。目前国内外有关电磁与摩擦制动集成系统方面的研究主要有电磁制动力矩的计算^[2-4]、制动系统的磁场或温度场分析^[5-6]、电磁制动器的设计及控制^[7-8]等,这些主要集中于研究电磁部分及电磁与摩擦共同作用时的效果,而缺乏对于集成制动系统在制动模式切换过程中制动情况的考虑。为此,本文在前人的研究基础上对轿车电磁与摩擦制动集成系统的相互影响、协调作用的混杂特性进行了分析,建立了电磁与摩擦集成制动系统模式切换控制模型和整车七自由度动力学模型,并在此基础上,采用 MATLAB/SIMULINK 对轿车电磁与摩擦制动集成系统的 3 种不同制动工况进行仿真分析。

1 电磁与摩擦制动集成系统的混杂特性分析

“混杂动态系统(hybrid dynamic system, HDS)”是指包含连续变量动态行为和离散事件变

量动态行为,并且这 2 种行为相互作用、相互影响而构成的系统^[9]。连续动态行为一般利用微分方程或差分方程来描述,其动态变化过程依赖于连续系统的控制和离散事件状态变量输入;离散事件动态行为一般由离散事件动态理论来描述,其动态变化过程常常受离散事件状态变量和连续状态变量以及连续控制输入的影响。混杂动态系统是一个连续变量系统与离散事件系统相互作用的复杂非线性动态系统。由于混杂动态系统的这种特性,使其能够为复杂系统建模提供方便的结构,因此被广泛地应用于工程中。

基于混杂动态系统理论,混杂动态系统可用 S_H 集合来描述^[9]

$$S_H = (X_D, \Sigma, \delta, X_C, U, f, g, \gamma, \alpha) \quad (1)$$

式中: X_D 为定义离散状态的有限集合; Σ 为混杂受控系统 S_H 的事件集合, $\Sigma = \Sigma_U \cup \Sigma_C$ (Σ_U : 不可控, Σ_C : 可控); δ 为 $X_D \times \Sigma \rightarrow X_D$, 在 $\delta \in \Sigma$ 的驱动下, $q_1 \in X_D \rightarrow q_2 \in X_D$ 的转移; X_C 为连续状态空间, $x(t) \in X_C$ 为对应的 n 维状态向量; U 为 m 维的控制空间; f 为 $X \times U \rightarrow X$, 状态变量 $x(t)$ 向量场的映射函数,可表示为 $x' = f(x(t), u_d(t), u(t))$; g 为 $X_C \times X_D \times \Sigma \rightarrow X_C$, 状态变量 $x(t)$ 发生不连续跃变的条件映射关系函数,可表示为: $x(t+0) = g(x(t-0), q, \delta)$; γ 为 $X_C \rightarrow \Sigma_U$, 从连续状态空间到离散集合的映射; α 为 $X_D \rightarrow U$, 从离散事件状态集合 X_D 到控制空间 U 的映射。

对于电磁与摩擦集成制动系统而言,系统主要包括 3 个状态,即 $q = \{q_1, q_2, q_3\} \in X_D$, q_1, q_2, q_3 分别代表传统制动、纯电磁制动和混合制动。电磁与摩擦集成制动过程中的连续状态变量 $x = \{u, v, \omega_r\} \in X_C$, 分别为车辆的纵向速度、横向速度及横摆角速度。不同状态 $q = \{q_1, q_2, q_3\} \in X_D$ 在不同事件 $\delta = \{e_1, e_2, e_3, e_4, e_5, e_6\} \in \Sigma$ 的触发下发生转移,进行切换。控制变量 $\{e_{lc}, f_{ri}\} \in U$ 。从离散事件状态集合 X_D 到控制空间 U 的映射 α 表示为

$$\alpha(q) \rightarrow \begin{cases} q = q_1 & e_{lc} \text{ 为 } 0, f_{ri} \text{ 为 } 1 \\ q = q_2 & e_{lc} \text{ 为 } 1, f_{ri} \text{ 为 } 0 \\ q = q_3 & e_{lc} \text{ 为 } 1, f_{ri} \text{ 为 } 1 \end{cases}$$

不同模式间的切换关系如下页图 1 所示。

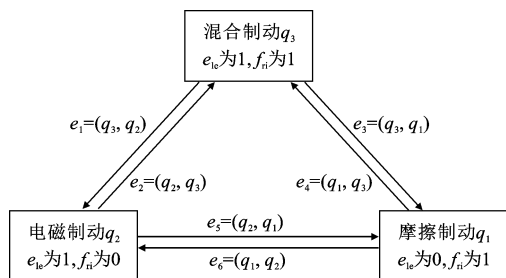


图1 不同模式间的切换关系

Fig.1 Switch among different modes

2 电磁与摩擦制动集成系统的混杂理论模型

2.1 整车七自由度动力学模型

为了研究汽车的制动状况,建立整车七自由度模型。如图2所示,描述了汽车的纵向、侧向、横摆和4个车轮的运动受力情况,忽略了对整车制动稳定性影响较小的俯仰、侧倾以及垂向运动,复杂度不高,并且能够满足研究的需要, L 为轴距。

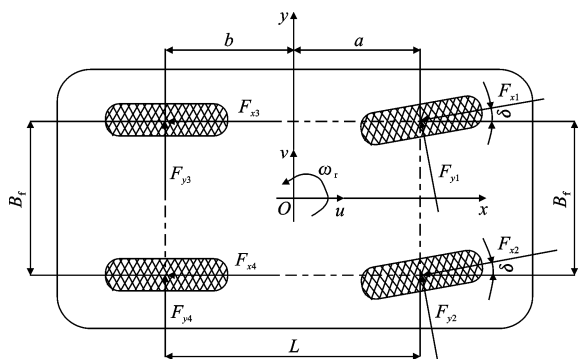


图2 整车受力分析

Fig.2 Force analysis of vehicle

整车系统的受力分析如下^[10]：

纵向力平衡方程

$$M(\ddot{u} - v\omega_r) = -(F_{x1} + F_{x2})\cos(\delta) - F_{x3} - F_{x4} - (F_{y1} + F_{y2})\sin(\delta) \quad (2)$$

侧向力平衡方程

$$M(\ddot{v} + u\omega_r) = (F_{y1} + F_{y2})\cos(\delta) + F_{y3} + F_{y4} - (F_{x1} + F_{x2})\sin(\delta) \quad (3)$$

横摆力矩平衡方程

$$I_z\dot{\omega}_r = \frac{B_f}{2}[(F_{x1} - F_{x2})\cos(\delta) + (F_{y1} - F_{y2})\sin(\delta)] + \frac{B_r}{2}(F_{x3} - F_{x4}) + a[(F_{y1} + F_{y2})\cos(\delta) - (F_{x1} + F_{x2})\sin(\delta)] - b(F_{y3} + F_{y4}) \quad (4)$$

4个车轮的力矩平衡方程

$$J_i\dot{\omega}_i = RF_{xi} - T_{bi} \quad i=1,2,3,4 \quad (5)$$

式中： $M=1\,370\text{ kg}$ ，为整车质量； u 为车辆纵向速度； v 为车辆横向速度； ω_r 为车辆横摆角速度； F_{xi} 、 F_{yi} 分别为每个车轮所受的纵向力和横向力； δ 为前轮转角； $I_z=1\,600\text{ kg/m}^2$ ，为车辆绕 z 轴的转动惯量； $B_f=1.535\text{ m}$ ， $B_r=1.531\text{ m}$ ，分别为前后轮的轮距； $a=1.26\text{ m}$ ， $b=1.38\text{ m}$ ，分别为前后轴到质心的距离； $J_i=2.1\text{ kg/m}^2$ ，为每个车轮的转动惯量； $R=0.294\text{ m}$ ，为车轮半径； T_{bi} 为每个车轮的制动力矩。

每个轮胎所受制动力矩 $T_b = T_f + T_e$ ，其中 T_f 为摩擦制动力矩， T_e 为电磁制动力矩，当需求的总制动力矩一定时，为充分发挥电磁制动力矩的制动效果以及减少液压制动力矩，可以控制电磁制动有关参数，使得电磁制动力矩值达到最大，此时摩擦制动力矩 $T_f = T_b - T_e$ 。

本文采用魔术公式模型作为轮胎模型。Pacejka的“魔术公式”是汽车操纵动力学研究中应用比较广泛的轮胎力学模型，该模型可以表示附着系数与车轮纵向滑移率的关系、轮胎的纵向力与滑移率的关系等。具体内容可参见文献[11-12]。

2.2 混杂制动模型的建立

2.2.1 电磁制动模型

电磁制动产生制动力矩的过程为：开始制动时，给励磁线圈通入电流，由电磁原理，在制动盘周围会产生磁场，随着制动盘在磁场中的旋转，切割磁力线，制动盘中会形成感应电流，如图3所示，从而制动盘会受到磁场的安培力作用，达到制动的效果^[13]。

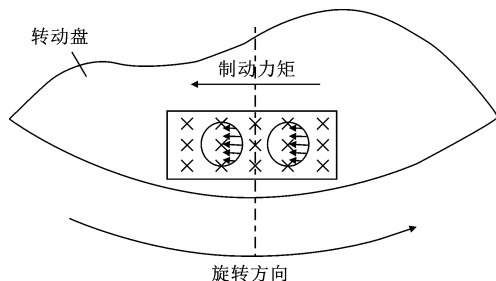


图3 电磁制动力矩产生原理

Fig.3 Principle of electromagnetic brake torque

电磁制动器施加在制动盘上的制动力矩为^[14]

$$T = \frac{90\sqrt{2}N_p(\rho\mu_0)^{\frac{3}{2}}(NI)^2\pi^3d^4\sqrt{\omega}}{\sqrt{\mu_r}\arcsin(d/2R_1)(16\pi\rho l_g + \sqrt{2}k_e\mu_0\sqrt{2\rho/\omega\mu_0\mu_r}(\pi d^2/4)\omega)^2} \quad (6)$$

式中： N_p 为磁极对数； ρ 为转子盘的电阻率； μ_0 为真空磁导率； N 为单个线圈匝数； I 为励磁电流； d 为

铁芯直径; ω 为转子盘转速; μ_r 为转子盘的相对磁导率; R_l 为励磁线圈中心点所在圆半径; l_g 为气隙间距; k_e 为折算系数。

由电磁制动器制动力计算公式可以得到,电磁制动器制动力的大小与电磁制动器的结构参数(l_g , d , R_l , N_p)、电磁线圈参数(N , I)、材料参数(ρ , μ_r)和制动盘的角速度 ω 等变量有关。当电磁制动器的结构和材料确定后,电磁制动力矩只与制动盘的角速度及线圈通电电流的大小有关。

2.2.2 液压防抱死制动模型(ABS)

液压制动系统是汽车操纵系统的重要部件,它主要由制动主缸、管路、制动轮缸、ABS 调节阀等组成。在液压制动过程中,ABS 调节阀通过接收到的传感器信号对制动压力进行调节,起到防止车轮抱死和进行最佳制动目的。ABS 液压系统的动态模型可以描述为^[15]

$$\frac{dp_w}{dt} = \frac{1}{C_e R_e} (p_m - p_w)^{\kappa} u_1(t - \tau_{vp}) - \frac{1}{C_e R_e} (P_w - P_r)^{\kappa'} u_2(t - \tau'_{vp})$$

根据文献[15],带入参数得

$$\frac{dp_w}{dt} = 37.534 \cdot 2(p_m - p_w)^{0.589} u_1(t - \tau_{vp}) - 38.312 \cdot 8(p_w - p_r)^{0.936} u_2(t - \tau'_{vp}) \quad (7)$$

制动压力-制动力矩的关系可由下式确定^[16]

$$T_f = \frac{K}{T_s + 1} p \quad (8)$$

式中: p_w 为轮缸压力(MPa); p_m 为主缸压力(MPa); p_r 为低压蓄能器压力(MPa); C_e 、 C_e' 分别为增压、减压管路的集中等效液容; R_e 、 R_e' 分别为增压、减压管路的集中等效液阻; κ 、 κ' 分别为增压、减压过程的节流指数; μ_1 、 μ_2 分别为增压、减压的控制量; τ_{vp} 、 τ'_{vp} 分别为增压、减压过程的延迟时间(s)。

上式具有一阶惯性环节,符合实际情况。

2.2.3 混杂制动控制模型

电磁与摩擦制动集成系统的控制采用逻辑判断的方法,主要规则如下:

(1)当轮速不高于 v_{\min} 时,电磁制动的作用不大,采用纯摩擦制动模式进行制动;

(2)当轮速高于 v_{\min} 时,根据制动强度 z 的大小对制动模式进行选择:若 $z \leq z_{\min}$,此时对制动安全性要求较低,因此采用纯电磁制动;若 z 介于 z_{\min} 和 z_{\max} 之间,则采用混合制动模式;否则,采用纯摩擦制动模式。

此种控制逻辑较为简单,控制参数较少,易于

实现。

在建立混杂模型过程中,输入的是连续变量 $\{v(t), z(t)\} \in X_c$,输出的是控制变量 $\{e_{le}, f_{ri}\} \in U$ 。对于该基于控制逻辑的混杂模型的建模与仿真,可以采用集成于 SIMULINK 中的图形化设计与开发工具 STATEFLOW 来完成^[17]。在 STATEFLOW 中建立的控制逻辑判断模型,如图 4 所示。

在 MATLAB/SIMULINK 环境下建立采用电磁与摩擦集成制动系统的整车模型^[18],如下页图 5 所示,主要由车身模块、轮胎模块、车轮模块及中间计算模块等构成。

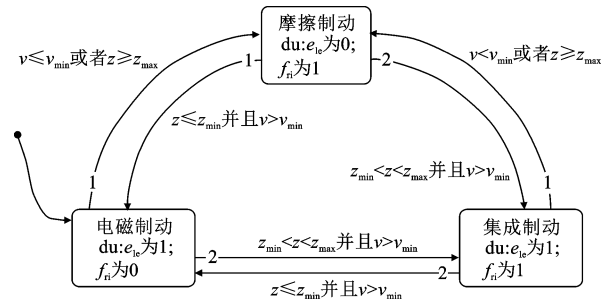


图 4 制动控制逻辑状态

Fig. 4 Logic state of brake control

3 仿真及结果分析

仿真初始条件:汽车初速度为 20 m/s,取 $z_{\min} = 0.1$, $z_{\max} = 0.7$ ^[19]。为了验证本文提出的控制逻辑,分别进行 3 种不同制动工况的仿真分析:

(1)仿真路面为干沥青路面,附着系数最大可达到 0.8,初始制动强度为 0.1,在 2.5 s 时增加制动强度到 0.3^[20];

(2)仿真路面为干沥青路面,附着系数最大可达到 0.8,初始制动强度为 0.3,在 2.5 s 时增加制动强度到 0.7;

(3)仿真路面为湿沥青路面,附着系数最大可达到 0.65,初始制动强度为 0.3,在 2.5 s 时增加制动强度到 0.7。

3 种工况下的速度、滑移率、制动强度及制动力矩曲线如下页图 6~图 8 所示。

由于工况(1)的制动强度要求不高,路面附着系数较大,对前后轮的制动力矩分配相差不大,制动力矩作用在前后轴上的结果相似,所以只列出前轮的仿真结果。由图 6(a)曲线可以看出,在 2.5 s 之前,制动强度要求为 0.1,根据逻辑控制规则,制动模式为纯电磁制动;由于 2.5 s 时制动强度从 0.1 变为 0.3,制动模式从纯电磁制动变为电磁与摩擦混合制

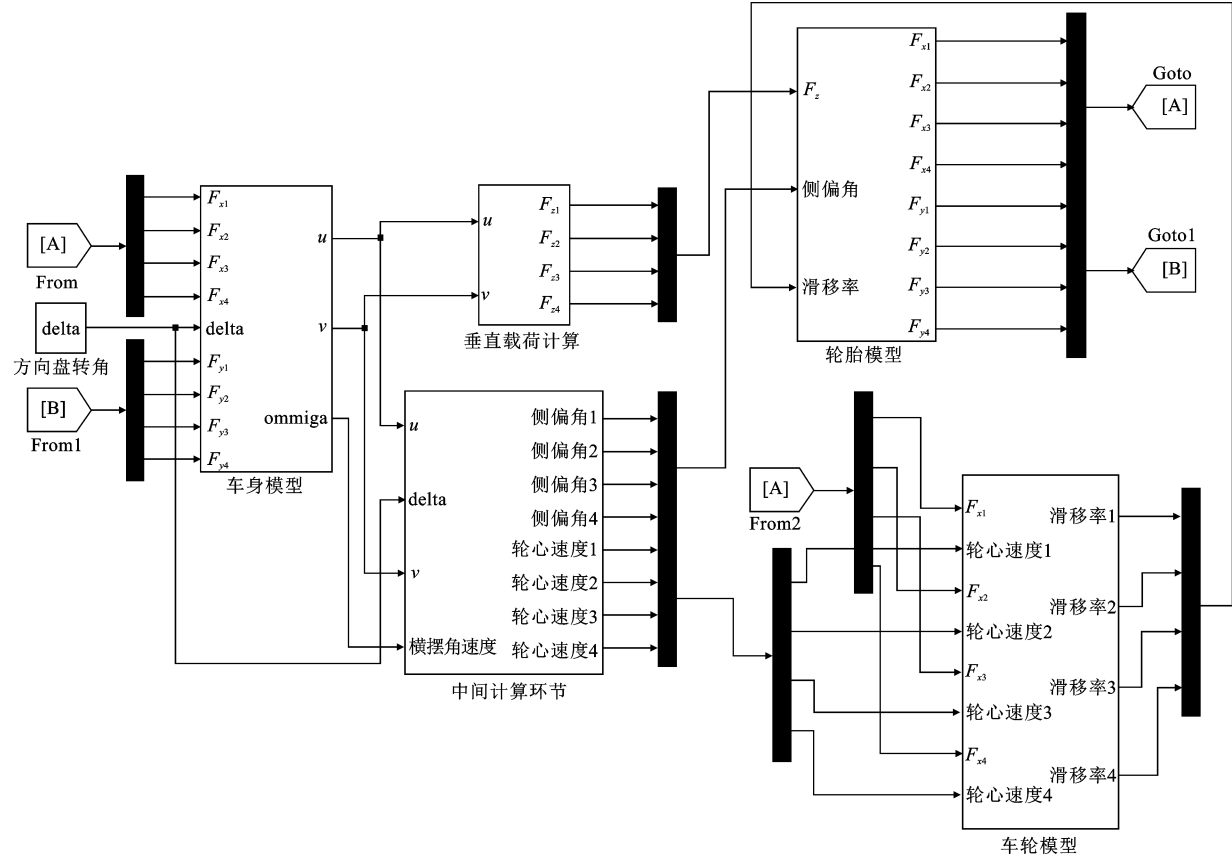


图 5 在 MATLAB/SIMULINK 中建立的整车模型

Fig. 5 Vehicle model established by MATLAB/SIMULINK

动,约 7.5 s 时轮速达到设定的临界值,则采用纯摩擦制动,图 6(a)中曲线的变化符合逻辑控制规则,并且从图 6(b)中可以看出制动的结果满足制动强度的要求。从图 6(a)中曲线还可以看出,要达到 0.3 的制动强度要求,有电磁制动时,摩擦力矩可以得到降低,从而适当减轻摩擦制动力矩的强度,减少摩擦损耗,满足了改善摩擦制动状况的要求。对图 6(c)、(d)曲线分析可以看出,由于路面附着系数很大,当制动强度要求很低时,车轮不存在抱死情况,滑移率很低,在 2.5 s 时制动强度突然增加,速度曲线的斜率变大,加快减速,与实际制动情况吻合。

由图 7(a)、(b)曲线可以看出,2.5 s 之前,制动强度要求为 0.3,根据逻辑控制规则,制动模式为电磁与摩擦混合制动。由于 2.5 s 时制动强度从 0.3 变为 0.7,制动模式从混合制动变为纯摩擦制动,图 7(a)、(b)中曲线的变化符合逻辑控制规则,并且从图 7(c)可以看出制动的结果满足制动强度的要求。从图 7(a)、(b)曲线同样可以看出,混合制动时,摩擦力矩可以得到降低,从而适当减轻摩擦制动力矩

的强度,减少摩擦损耗,满足了改善摩擦制动状况的要求。对图 7(d)、(e)曲线分析可以看出,由于路面附着系数很大,可以满足制动强度的要求,车轮不存在抱死情况,滑移率在制动强度要求为 0.3 时较低,当 2.5 s 后制动强度要求达到 0.7 时,滑移率增加到了 0.112。

由于当制动强度要求不大时,干沥青路面和湿沥青路面的仿真结果相差不大,只针对工况(2)的情况进行湿沥青路面的仿真对比。由图 8(a)、(b)曲线同样可以得出,其变化符合逻辑控制规则。但由于工况(3)的路面附着系数不能满足制动强度 0.7 的要求,所以为使车轮不抱死,需要对制动力矩进行防抱死控制,由于采用开关控制,所以曲线的波动幅度较大。由图 8(a)、(b)曲线同样也可看出,混合制动时,摩擦力矩得到了降低。由于仿真过程中路面附着系数只能在 0.65 及 0.65 以下波动,所以从图 8(c)可以看出 2.5 s 后的制动强度大概可以达到 0.6。对图 8(d)、(e)曲线分析可以看出,轮速在 2.5 s 后会有小幅的波动调节,滑移率在 2.5 s 后被控制在 0.15 处上下波动,这与实际制动情况相符。

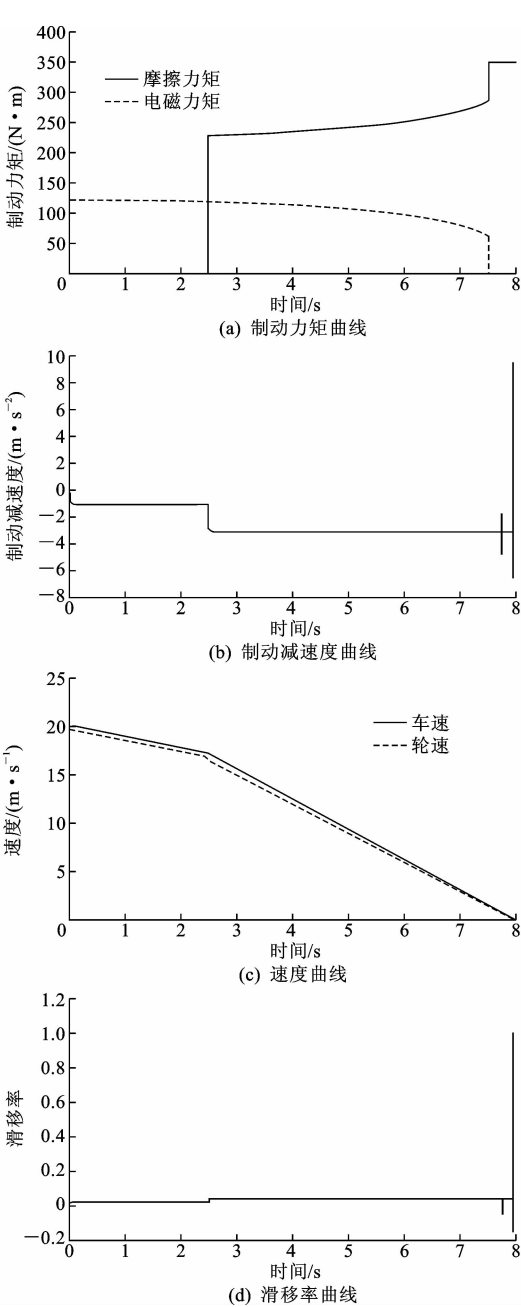


图 6 工况 1 的仿真结果

Fig. 6 Simulation results of mode 1

4 结 语

(1)在 MATLAB/SIMULINK 环境下建立的电磁与摩擦集成制动模型,可以实现对集成制动系统的制动性能进行有效的仿真分析。

(2)在切换控制策略作用下,以满足不同工况下制动强度的要求为前提,电磁制动与摩擦制动集成系统能够协调稳定地达到制动效果。

(3)电磁制动作用的加入使得在制动强度要求不高的情况下,既能满足制动安全性的要求,也达到

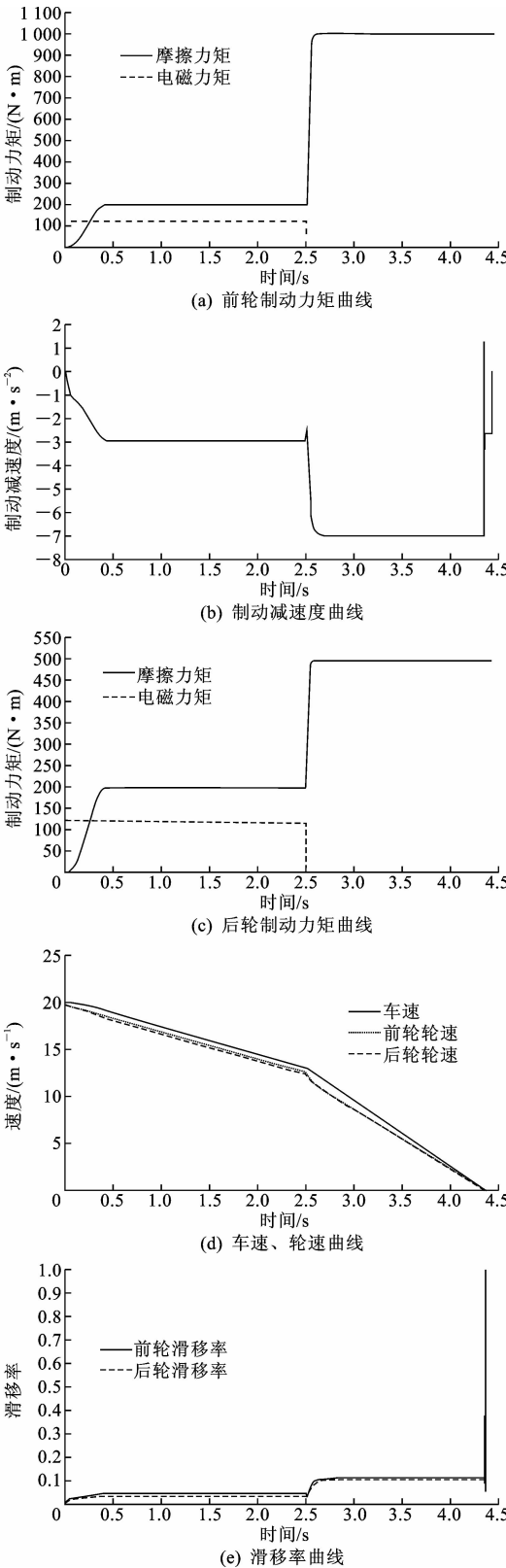


图 7 工况 2 的仿真结果

Fig. 7 Simulation results of mode 2

了改善摩擦制动条件的目的。

(4)对轿车电磁与摩擦制动集成系统的相互影响、协调作用的混杂特性进行了仿真分析,但是对于

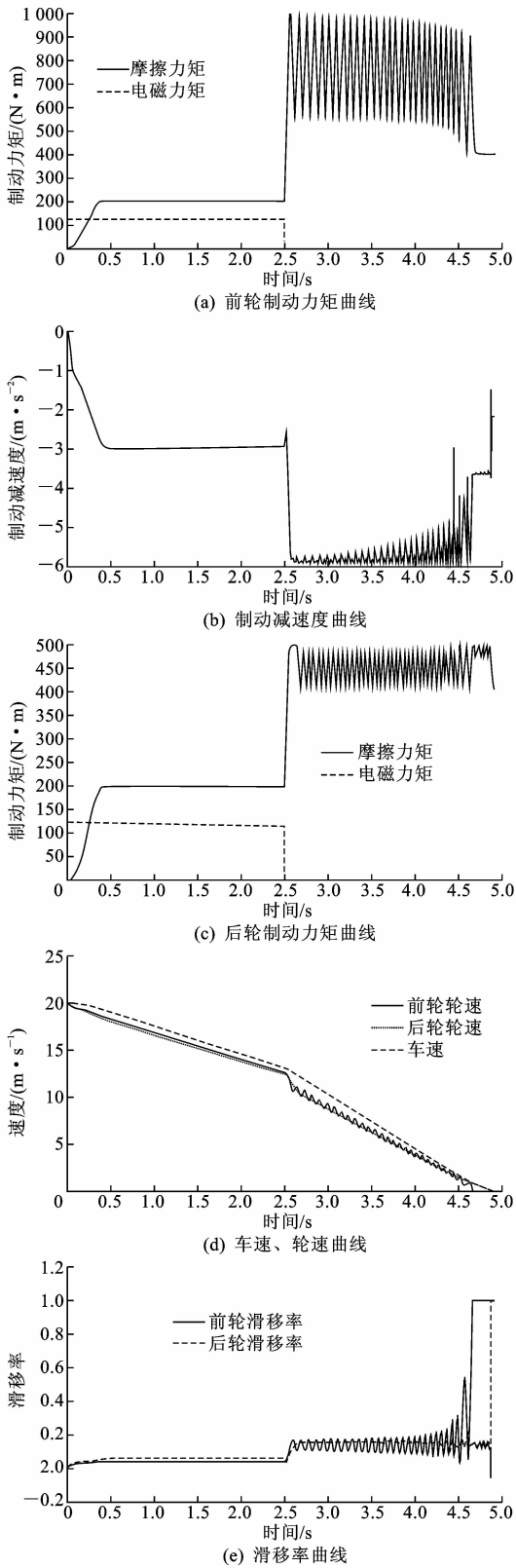


图8 工况3的仿真结果

Fig.8 Simulation results of mode 3

切换控制策略未进行深入研究。如何通过设计具体的控制策略来提高集成制动系统的制动性能,并使其能够满足制动舒适性的要求是以后的研究重点。

参考文献:

References:

[1] 何仁,刘存香.摩擦式制动器与非接触轮边缓速器集成系统仿真分析[J].南京理工大学学报,2011,35(5):590-594.
HEN Ren, LIU Cun-xiang. Simulation of integrated system of frictional brake and contactless wheel retarder[J]. Journal of Nanjing University of Science and Technology, 2011, 35(5): 590-594. (in Chinese)

[2] WOUTERSE J H. Critical torque and speed of eddy current brake with widely separated soft iron poles [J]. IEE Proceedings B, 1991, 138(4): 153-158.

[3] 何仁,衣丰艳,何建清.电涡流缓速器制动力矩的计算方法[J].汽车工程,2004,26(2):197-200.
HE Ren, YI Feng-yan, HE Jian-qing. A computation method for braking torque of eddy current retarder [J]. Automotive Engineering, 2004, 26(2): 197-200. (in Chinese)

[4] 孙为民,张跃明,吴兵波.电涡流缓速器制动力矩计算的新方法[J].现代机械,2005(4):21-22.
SUN Wei-min, ZHANG Yue-ming, WU Bing-bo. A new calculation method of brake torque for eddy current retarder[J]. Modern Machinery, 2005(4): 21-22. (in Chinese)

[5] LEE K J, PARK J K. Modeling of the eddy currents with the consideration of the induced magnetic flux [C]//IEEE. Proceedings of IEEE Region 10 International Conference on Electrical Electronic Technology. Macau: IEEE, 2001: 762-768.

[6] 孙为民,张跃明,陶保建.用ANSYS实现电涡流缓速器转子盘的温度分析[J].机械设计与制造,2006(1): 115-116.
SUN Wei-min, ZHANG Yue-min, TAO Bao-Jian. Using ANSYS to analyze the temperature of eddy current retarder's plate[J]. Machinery Design and Manufacture, 2006(1): 115-116. (in Chinese)

[7] 刘存香.汽车电磁制动与摩擦制动集成系统控制技术及性能研究[D].镇江:江苏大学,2012.
LIU Cun-xiang. Control technology and performance research on integrated system of electromagnetic brake and frictional brake of car[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2012. (in Chinese)

[8] ANWAR S, ZHENG B. An antilock-braking algorithm for an eddy-current-based brake-by-wire system [J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2007, 56(3): 1100-1107.

- [9] SCHUMACHER H, SCHAFT A V D. An introduction to hybrid dynamical systems[M]. London: Springer, 2000.
- [10] 侯光钰. 车辆防抱死制动系统的控制技术研究[D]. 南京: 东南大学, 2005.
- HOU Guang-yu. Research on control technology of vehicle anti-lock brake system[D]. Nanjing: Southeast University, 2005. (in Chinese)
- [11] PACEJKA H B, BAKKER E. The magic formula tyre model[J]. Vehicle System Dynamics, 1992, 21(S1): 1-18.
- [12] 赵伟, 魏朗, 杜峰. 基于横摆力矩的汽车制动稳定性模糊控制[J]. 长安大学学报: 自然科学版, 2008, 28(6): 76-80.
- ZHAO Wei, WEI Lang, DU Feng. Fuzzy control of automobile braking stability based on yaw moment control[J]. Journal of Chang'an University: Natural Science Edition, 2008, 28(6): 76-80. (in Chinese)
- [13] 何仁, 丁福生, 马承广. 轿车轮边缓速器制动过程的仿真分析[J]. 重庆工学院学报: 自然科学版, 2007, 21(11): 17-20.
- HE Ren, DING Fu-sheng, MA Cheng-guang. Simulation analysis on braking process of wheel retarder of car[J]. Journal of Chongqing Institute of Technology: Natural Science Edition, 2007, 21(11): 17-20. (in Chinese)
- [14] 孙为民. 电涡流缓速器的理论研究[D]. 北京: 北京工业大学, 2005.
- SUN Wei-min. Theory study of the eddy current brake[D]. Beijing: Beijing University of Technology, 2005. (in Chinese)
- [15] 彭栋. 混合动力汽车制动能量回收与ABS集成控制研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2007.
- PENG Dong. Study on combined control of regenerative braking and anti-lock braking system for hybrid electric vehicle[D]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University, 2007. (in Chinese)
- [16] 张鹏, 崔立林, 何乐, 等. 液压盘式制动器模型试验[J]. 农业机械学报, 2013, 44(6): 24-28.
- ZHANG Peng, CUI Li-lin, HE Le, et al. Experiment on hydraulic disk brake model[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(6): 24-28. (in Chinese)
- [17] 张威. Stateflow逻辑系统建模[M]. 西安: 西安电子科技大学出版社, 2007.
- ZHANG Wei. Stateflow logistic system modeling[M]. Xi'an: Xidian University Press, 2007. (in Chinese)
- [18] 陈杰. MATLAB宝典[M]. 北京: 电子工业出版社, 2011.
- CHEN Jie. A treasurable book of MATLAB[M]. Beijing: Publishing House of Electronics Industry, 2011. (in Chinese)
- [19] 赵国柱. 电动汽车再生制动稳定性研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2006.
- ZHAO Guo-zhu. Research on braking stability of regenerative braking system in EV and HEV[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2006. (in Chinese)
- [20] 余志生. 汽车理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009.
- YU Zhi-sheng. Automobile theory[M]. Beijing: China Machine Press, 2009. (in Chinese)

(上接第90页)

- [70] STREFF F M, GELLER E S. An experimental test of risk compensation: between-subject versus within-subject analyses[J]. Accident Analysis and Prevention, 1988, 20(4): 277-287.
- [71] O'NEILL B. A decision-theory model of danger compensation[J]. Accident Analysis and Prevention, 1977, 9(3): 157-165.
- [72] 李志强. 汽车智能安全电子技术发展现状与展望[J]. 汽车工程学报, 2011, 1(1): 4-16.
- LI Ke-qiang. Review of status and future prospects of automotive intelligent safety electronics[J]. Chinese Journal of Automotive Engineering, 2011, 1(1): 4-16. (in Chinese)
- [73] BEKIARIS E, AMDITIS A, PANOU M. Drivability: a new concept for modeling driving performance[J]. Cognition, Technology and Work, 2003, 5(2): 152-161.
- [74] BOVERIE S. AIDE Deliverable 3. 3. 1: AIDE DVE monitoring module design and development[R]. Toulouse: AIDE Consortium, 2005.
- [75] GUSTAV M. Introduction to AIDE IP[R]. Gothenburg: AIDE Final Workshop and Exhibition, 2008.
- [76] 谭浩, 赵江洪, 王巍. 汽车人机交互界面设计研究[J]. 汽车工程学报, 2012, 2(5): 315-321.
- TAN Hao, ZHAO Jiang-hong, WANG Wei. Vehicle human machine interface design research[J]. Chinese Journal of Automotive Engineering, 2012, 2(5): 315-321. (in Chinese)