doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.11.049

电磁与摩擦集成制动系统防抱死制动分层协调控制*

胡东海　何　仁
(江苏大学汽车与交通工程学院, 镇江 212013)

摘要: 为了深入研究电磁与摩擦集成制动系统防抱死控制机理,提高其在紧急制动下的防抱死控制性能,在建立电磁与摩擦集成防抱死制动模型的基础上,根据电磁制动与电子液压制动各自制动控制特性,提出了电磁与摩擦集成制动系统防抱死制动分层协调控制方法。在硬件在环仿真平台上验证了数学模型的有效性,并在模拟干燥沥青路面、冰雪路面以及对接路面环境下,对比研究了电磁与摩擦集成制动系统、高性能电子液压制动系统和低性能电子液压制动系统的防抱死制动性能。结果表明:在防抱死控制过程中使用电磁制动取代低性能电子液压制动系统控制车轮最佳滑移率,仅使用低性能电子液压制动提供一定的制动强度,完全可以实现与高性能电子液压制动系统相同甚至更优的防抱死控制效果。

关键词: 电磁制动　电子液压制动　集成制动　防抱死制动　分层协调控制
中图分类号: U463　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2015)11-0360-09

Layered Coordinated Control of Anti-lock Brake for Electromagnetic and Frictional Integrated Brake System

Hu Donghai　He Ren
(*School of Automobile and Traffic Engineering*, *Jiangsu University*, *Zhenjiang* 212013, *China*)

Abstract: In order to study the anti-lock braking control mechanism of the electromagnetic and frictional integrated brake system and improve the anti-lock braking control performance, the anti-lock braking model was established. And the layered coordinated anti-lock control method was put forward according to the braking control features of electromagnetic brake and electronic hydraulic brake. The hardware in the loop simulation platform of electromagnetic and frictional integrated brake system was used to verify the validity of this mathematical model. The comparative study which simulated the dry asphalt, ice and snow and docking pavement was carried out on the anti-lock braking performance of electromagnetic and frictional integrated brake system, high-performance and low-performance electronic hydraulic brake system. Conclusions are obtained as follows: using the electromagnetic brake to control the optimal slip ratio in the process of anti-lock control could fully realize the same anti-lock control effect of high-performance electronic hydraulic brake system with a certain amout of braking intensity provided by low-performance electronic hydraulic brake system. In the design process of the electromagnetic and frictional integrated brake system, the reasonable match of braking performance of electromagnetic brake and electronic hydraulic brake minimizing reliance on the hydraulic control elements of the electronic hydraulic brake would reduce the manufacturing difficulty and cost of the electromagnetic and frictional integrated brake system.

Key words: Electromagnetic brake　Electronic hydraulic brake　Integrated brake　Anti-lock brake　Layered coordinated control

收稿日期: 2015-03-15　修回日期: 2015-05-01
*国家自然科学基金资助项目(51275212)、江苏高校优势学科建设工程资助项目、江苏省 2014 年度普通高校研究生科研创新计划资助项目(KYLX_1025)和 2013 年江苏大学工业中心大学生创新实践基金资助项目
作者简介: 胡东海,博士生,主要从事汽车机电一体化技术研究,E-mail: jsherohu@126.com
通讯作者: 何仁,教授,博士生导师,主要从事汽车机电一体化技术研究, E-mail: heren@ujs.edu.cn

引言

制动系统是车辆安全性能的重要保障，随着附加电控功能的不断增加，传统液压制动系统的结构变得越来越复杂，因此可控性好、安全、高效的线控制动系统（Brake-by-wire，BBW）成为车辆制动系统的发展趋势[1]。线控制动系统取消了制动操纵装置和车轮制动器之间的能量连接，而是通过供能装置向车轮制动器提供能量。在乘用车应用领域，一般是利用液压或电力来传递制动能量，如电子液压制动[2]（简称“电液制动”）、电子机械制动[3]和电磁制动[4]；而在商用车应用领域，车轮制动器的制动能量则需要通过气动传递，如电子气压制动[5]。

目前，使用线控制动系统实现车辆主动安全制动功能成为国内外相关领域的研究热点。Anwar 首先研究了基于电磁制动的车辆防抱死控制方法，设计了非线性滑模变结构控制器，其研究表明电磁制动在低附着系数的路面上有很好的防抱死制动性能；随后进行了电磁制动器在车辆的车身稳定性方面的应用研究，通过控制电磁制动器输出制动力矩的大小来使车辆在制动时不会偏离原路径行驶[6]。Semmler 等提出了基于电子液压制动系统（Electronic hydraulic brake，EHB）的车轮滑移率控制方法实现防抱死制动，并在冰雪和干燥路面上进行了实车实验[7]。刘学军等分别使用模糊控制理论和滑膜变结构控制理论研究电磁制动器防抱死控制特性，提出了在防抱死制动过程中电磁制动与液压制动的制动能量分配方法[8-9]。麦莉等利用 EHB 实现车辆的稳定性控制，提出了基于单控制变量横摆角速度的稳定性控制策略，仿真结果表明基于 EHB 的稳定性控制算法能有效控制车辆在高速低附着路面工况下的稳定性[10]。

为了保证车辆防抱死制动过程的控制效果，电子液压制动系统严重依赖于高精度的液压控制元件。而目前，电子液压制动系统液压控制元件的制造技术和控制技术均被国外垄断，阻碍了 EHB 在我国的产业化发展。电磁制动具有制造成本低、制动响应快、控制简单等优点，可以用来弥补电子液压制动系统需求高控制精度的固有缺陷。因此根据电液制动和电磁制动各自的特点进行分层协调控制，对保证车辆防抱死制动的安全性具有重要的实际意义，有利于推动电磁与摩擦集成制动系统在我国的产业化进程。本文首先建立电磁与摩擦集成防抱死制动模型，提出电磁与摩擦集成制动系统防抱死制动分层协调控制方法，在硬件在环仿真平台上验证数学模型的有效性，并进行电磁与摩擦集成制动系统防抱死制动性能研究。

1　电磁与摩擦集成制动系统结构与工作原理

从整车的角度而言，电磁与摩擦集成制动系统包括电磁制动子系统和电液制动子系统。电磁制动子系统是由安装在车轮部位的 4 个电磁制动器、电磁制动驱动模块、蓄电池、微处理器等组成；电液制动子系统包括电子制动踏板、制动主缸、制动管路、液压控制单元、微处理器以及车轮制动器等[11]。

电子制动踏板一方面能够模拟驾驶员制动感觉，另一方面可通过踏板行程传感器采集踏板行程，以获得驾驶员期望的制动强度大小和变化率。液压控制单元由高速电磁阀（进液阀和出液阀）、平衡阀、隔离阀、蓄能器以及液压泵等组成[12]。如图 1 所示，在 EHB 正常工作时，打开进液阀和关闭出液阀，制动液从蓄能器通过进液阀，进入制动轮缸实现增压。打开出液阀和关闭进液阀，制动液从制动轮缸通过出液阀返回制动液罐实现减压。当进液阀及出液阀均处于关闭状态时，制动轮缸处于保压状态。

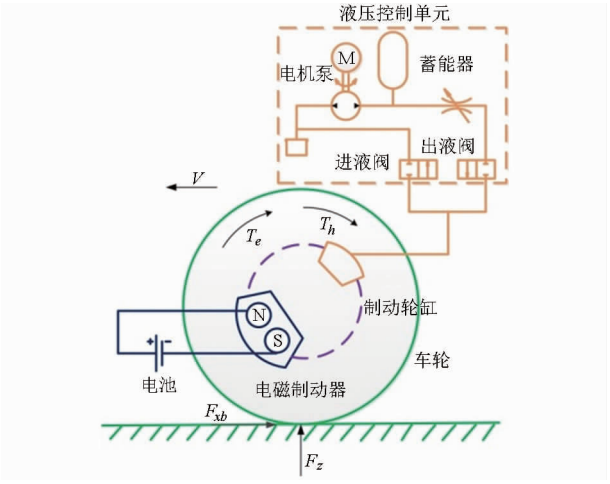

图 1　电磁与摩擦集成制动器工作原理图

Fig. 1　Schematic diagram of electromagnetic and frictional integrated brake

考虑到车辆车轮部位安装空间的限制，可以将电磁制动器与摩擦制动器集成形成电磁与摩擦集成制动器。电磁制动器主要由励磁线圈、铁芯、定子支架和转子盘组成，其中电磁制动器的转子盘即为摩擦制动器的制动盘。当车载电源向励磁线圈内通电后，通电的励磁线圈就会产生电磁场，磁感应线通过铁芯、气隙、制动盘再回到铁芯形成磁路回路。当高速旋转的制动盘切割磁感应线时，制动盘内表面会产生电涡流。根据法拉利磁感应定律，制动盘将受到与其运动方向相反的制动力矩[13]。

2 电磁与摩擦集成制动系统防抱死制动模型

2.1 电液制动子系统模型

如图 1 所示,在电子液压制动系统制动增压过程中,蓄能器与制动轮缸之间的压力差等于高压制动液经过高速电磁阀和制动管路的压力损失之和[14]。其中高速电磁阀只有开启(出油口与泄油口连接)和关闭(出油口与进油口连接)两种工作状态。为了简化分析,可以将高速电磁阀的进油口和出油口等效为两个节流孔,则进油口与出油口的连续流量方程可以表示为

$$\begin{cases} Q_{\text{in}} = C_d A_{\text{in}} \sqrt{\dfrac{2(p_{\text{in}} - p_{\text{val}})}{\rho}} \operatorname{sgn}(p_{\text{in}} - p_{\text{val}}) \\ Q_{\text{out}} = C_d A_{\text{out}} \sqrt{\dfrac{2(p_{\text{val}} - p_{\text{out}})}{\rho}} \operatorname{sgn}(p_{\text{val}} - p_{\text{out}}) \end{cases} \tag{1}$$

式中 p_{in}、p_{out}——进油口、出油口处油压

p_{val}——液压腔内油压

A_{in}、A_{out}——进油口、出油口的截面积

Q_{in}、Q_{out}——进油口、出油口处实际流量

C_d——流量系数

ρ——制动液密度

根据式(1)可以得到蓄能器和制动管路之间的压力差为

$$p_A - p_{\text{val}} = \frac{\rho}{2}\left(\frac{Q_A}{C_d A_{\text{in}}}\right)^2 + \frac{\rho}{2}\left(\frac{Q_C}{C_d A_{\text{out}}}\right)^2 \tag{2}$$

式中 p_A——蓄能器气体压力

Q_A——蓄能器的实际流量

Q_C——制动轮缸内实际流量

防抱死制动过程中,制动轮缸的压力变化是通过制动管路的压力变化来调节的。在分析制动管路压力流量特性时,一般采用集中参数分析法,认为压力和流速等物理量在整个管路中处处相等。则制动管路中压力平衡方程可以表示为

$$p_{hi} = p_{ho} + R_H Q_{ho} + L_H \frac{\mathrm{d}Q_{ho}}{\mathrm{d}t} \tag{3}$$

式中 R_H、L_H——制动管路液阻、液感

p_{hi}、p_{ho}——制动管路进、出口压力

Q_{ho}——制动管路出口流量

根据式(3)可以得到制动管路和制动轮缸之间的压力差为

$$p_{\text{val}} - p_C = R_H Q_C + L_H \frac{\mathrm{d}Q_C}{\mathrm{d}t} \tag{4}$$

联合式(2)、(4)可以将蓄能器和制动轮缸之间压力差表示为

$$p_A - p_C = \frac{\rho}{2}\left(\frac{Q_A}{C_d A_{\text{in}}}\right)^2 + \frac{\rho}{2}\left(\frac{Q_C}{C_d A_{\text{out}}}\right)^2 + R_H Q_C + L_H \frac{\mathrm{d}Q_C}{\mathrm{d}t} \tag{5}$$

式中 p_C——制动轮缸实际压力

在进行防抱死制动控制的过程中,由于制动压力调节的连续性,事实上制动轮缸的活塞运动输出很小,制动衬片一直被压在制动盘上,则制动轮缸的流量连续性方程表达式为

$$Q_C = \frac{V_C}{K_C}\frac{\mathrm{d}p_C}{\mathrm{d}t} \tag{6}$$

式中 V_C——制动轮缸容积

K_C——制动轮缸等效体积弹性模量

同时,为了简化电液制动子系统的模型,假设在防抱死制动过程中蓄能器气体压力变化缓慢,将蓄能器的气体压力视为常值,并且忽略制动管路的液阻和液感,将式(6)代入式(5)简化得到

$$p_A - p_C = \frac{\rho}{2}\left(\frac{1}{C_d A_{\text{out}}}\frac{V_C}{K_C}\frac{\mathrm{d}p_C}{\mathrm{d}t}\right)^2 \tag{7}$$

很明显,这种简化方式会对模型的精确性造成不利的影响,因此需要对该模型进行修正。考虑到蓄能器和制动管路液容的大小不容忽视,应将其与制动轮缸液容进行叠加;同理将制动管路的液阻叠加到液压阀口液阻上进行统一计算,修正后式(7)可以表示为

$$p_A - p_C = \frac{\rho}{2}\left(R_E C_E \frac{\mathrm{d}p_C}{\mathrm{d}t}\right)^2 \tag{8}$$

式中 R_E——电液制动子系统等效液阻

C_E——电液制动子系统等效液容

将式(8)进行变形得到 EHB 防抱死制动增压时的制动轮缸压力方程为

$$\frac{\mathrm{d}p_C}{\mathrm{d}t} = \frac{1}{R_E C_E}\sqrt{\frac{2(p_A - p_C)}{\rho}} \tag{9}$$

同理可以得到 EHB 防抱死制动减压时制动轮缸的压力方程为

$$\frac{\mathrm{d}p_C}{\mathrm{d}t} = -\frac{1}{R_E C_E}\sqrt{\frac{2p_C}{\rho}} \tag{10}$$

同时,根据制动轮缸的压力可计算得到车轮制动器输出制动力矩的表达式为

$$T_h = K_B p_C \tag{11}$$

其中 $K_B = 2\eta R_m A_P$

式中 K_B——车轮制动器制动增益系数

η——制动衬片与制动盘之间的摩擦系数

R_m——制动盘有效半径

A_P——活塞截面积

2.2 电磁制动子系统模型

电磁制动器磁路中的总磁动势由涡流磁动势和

励磁磁动势两部分叠加而成[15]，根据磁路分析法，电磁制动器的磁路方程可以表示为

$$M - M_e = Hl_g + H_1\Delta_h + H_2 l \tag{12}$$

式中　M——励磁磁动势

M_e——涡流磁动势

H——气隙磁场强度

l_g——气隙长度

H_1——铁芯磁场强度

l——铁芯长度

H_2——制动盘中的磁场强度

Δ_h——集肤深度

为了简化计算，可以忽略铁芯和制动盘对电磁制动器磁路的影响，简化式(12)得到磁路磁通量为

$$\phi = \frac{NI}{\frac{\sqrt{2}\omega\Delta_h}{8\pi\sigma} + \frac{l_g}{S_P\mu_0}} \tag{13}$$

式中　N——线圈匝数

I——励磁电流

ω——车轮转动角速度

S_P——磁路的截面积

μ_0——真空磁导率

σ——制动盘电阻率

而电磁制动器制动力矩计算式为

$$T_e = \frac{N_P k\omega\Delta_h S_P}{8\pi\sigma}\phi^2 \tag{14}$$

式中　N_P——磁极对数

k——有效制动面积的增益系数

考虑到$\frac{\sqrt{2}\omega\Delta_h}{8\pi\sigma} \ll \frac{l_g}{S_P\mu_0}$，因此可以认为电磁制动器制动力矩与车轮转速的二分之一次方成正比；而当车轮转速低于一定值时，假设电磁制动器制动力矩与车轮转速之间呈线性关系，则可对式(14)进行简化得到

$$T_e = K_E\omega I^2 \tag{15}$$

式中　K_E——电磁制动器制动增益系数

2.3　电磁与摩擦集成制动系统防抱死制动模型

在车辆防抱死制动控制研究过程中，一般采用单轮制动模型，该模型主要用于分析车辆的纵向动力学特性，而未考虑车辆横摆动力学、俯仰动力学的影响[16]。应用在电磁与摩擦集成制动系统上，单轮制动学模型可以表达为

$$\begin{cases} \dot{\omega} = \dfrac{1}{J_W}(F_Z\mu R_{\text{roll}} - T_e - T_h) \\ \dot{v} = -\dfrac{1}{M_V}(F_Z\mu + F_f + F_W) \end{cases} \tag{16}$$

式中　v——车辆行驶速度

J_W——车轮转动惯量

M_V——单轮车轮载重质量

F_f、F_W——车辆滚动阻力和迎风阻力

F_Z——轮胎垂直载荷

μ——轮胎与路面间的纵向附着系数

R_{roll}——车轮滚动半径

在防抱死制动过程中，车轮的纵向运动可以分为滚动和滑动两部分。因此车速与车轮转速之间将会存在一定的差值。一般通过纵向滑移率来定量表征滑移分量在车轮纵向运动中所占的比例，即

$$\lambda = \frac{v - R_{\text{roll}}\omega}{v} \tag{17}$$

式中　λ——纵向滑移率

纵向附着系数与纵向滑移率的关系一般使用双线性模型进行模拟，如图 2 所示[17]。

$$\mu(\lambda) = \begin{cases} \dfrac{\mu_h}{\lambda_{\text{opt}}}\lambda & (\lambda \leqslant \lambda_{\text{opt}}) \\ \dfrac{\mu_h - \mu_g\lambda_{\text{opt}}}{1 - \lambda_{\text{opt}}} - \dfrac{\mu_h - \mu_g}{1 - \lambda_{\text{opt}}}\lambda & (\lambda > \lambda_{\text{opt}}) \end{cases} \tag{18}$$

式中　λ_{opt}——最佳滑移率

μ_h——峰值附着系数

μ_g——滑动附着系数

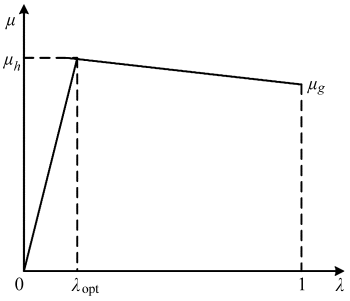

图 2　简化后的附着系数与滑移率曲线

Fig. 2　Simplified curve of adhesion coefficient and sliding rate

当 $\lambda \leqslant \lambda_{\text{opt}}$ 时，车轮制动处于稳定区域，当 $\lambda > \lambda_{\text{opt}}$ 时，车轮制动处于不稳定区域。对不稳定区域的表达式可以进行简化，简化式(18)后得到

$$\mu(\lambda) = \begin{cases} \dfrac{\mu_h}{\lambda_{\text{opt}}}\lambda & (\lambda \leqslant \lambda_{\text{opt}}) \\ \mu_m - K_m\lambda & (\lambda > \lambda_{\text{opt}}) \end{cases} \tag{19}$$

其中　$\mu_m = \dfrac{\mu_h - \mu_g\lambda_{\text{opt}}}{1 - \lambda_{\text{opt}}}$　　$K_m = \dfrac{\mu_h - \mu_g}{1 - \lambda_{\text{opt}}}$

在防抱死制动过程中认为车速的变化率远低于轮速的变化率，因此忽略单轮制动模型中的整车方程，联合式(16)和式(17)将单轮防抱死制动模型简化为

$$\dot{\lambda}=\frac{R_{\text{roll}}}{J_W}(F_Z\mu(\lambda)R_{\text{roll}}-T_e-T_h) \tag{20}$$

将式(11)、(15)、(19)代入式(20)中,并联立式(9)、(10)得到电磁与摩擦集成防抱死制动在稳定区域的状态方程为

$$\begin{cases}\dot{p}_C=u_1\dfrac{1}{R_EC_E}\sqrt{\dfrac{2(p_A-p_C)}{\rho}}-u_2\dfrac{1}{R_EC_E}\sqrt{\dfrac{2p_C}{\rho}}\\ \dot{\lambda}=\dfrac{R_{\text{roll}}}{J_W}\left[\left(F_Z\dfrac{\mu_h}{\lambda_{\text{opt}}}R_{\text{roll}}+K_E\dfrac{v}{R_{\text{roll}}}I^2\right)\lambda-K_E\dfrac{v}{R_{\text{roll}}}I^2-K_Bp_C\right]\end{cases} \tag{21}$$

式中 u_1、u_2——电子液压制动系统进、出液阀的控制信号

同理可以得到在不稳定区域的状态方程为

$$\begin{cases}\dot{p}_C=u_1\dfrac{1}{R_EC_E}\sqrt{\dfrac{2(p_A-p_C)}{\rho}}-u_2\dfrac{1}{R_EC_E}\sqrt{\dfrac{2p_C}{\rho}}\\ \dot{\lambda}=\dfrac{R_{\text{roll}}}{J_W}\left[\left(K_E\dfrac{v}{R_{\text{roll}}}I^2-F_ZK_mR_{\text{roll}}\right)\lambda+F_Z\mu_mR_{\text{roll}}-K_E\dfrac{v}{R_{\text{roll}}}I^2-K_Bp_C\right]\end{cases} \tag{22}$$

3 电磁与摩擦集成制动系统防抱死制动分层协调控制方法

3.1 分层协调控制策略

高速电磁阀作为一种新型的数字式液压控制元件,是 EHB 液压调节单元的核心执行部件之一。高速电磁阀利用快速的开启和关闭动作来改变制动液的流向和平均流量[18]。但高速电磁阀有制造成本高、可靠性低、控制过程复杂等缺点,而控制电磁制动器非常容易,响应时间极短且制造成本较低。因此本文中提出在防抱死控制过程中使用电磁制动取代电液制动控制车轮最佳滑移率的功能,只利用电液制动提供一定的制动强度,实现车辆的防抱死控制功能。

根据电液制动和电磁制动各自的特点,本文设计了电磁制动和电液制动两个子控制器以及上层协调控制器[19]。如图 3 所示,上层协调控制器接收来自车辆行驶状态的信息,实时计算电磁制动和电子液压制动的目标制动力矩。电磁制动和电液制动两个子控制器根据协调控制要求的目标制动力矩分别控制电磁制动器和电子液压制动器工作。

电磁与摩擦集成制动系统防抱死制动分层协调控制策略如下:

(1) 电磁制动通过改变通入线圈的励磁电流的大小来控制电磁制动的目标转矩,而电子液压制动通过改变高速电磁阀的占空比来控制车轮制动器的制动力矩。虽然二者都为线控制动,但是电磁制动控制简单且响应速度极快,只有 30 ~ 50 ms;而电子液压制动较普通液压制动系统响应时间有所缩短,约为 0.2 s[20]。同时,由于电磁制动器输出的最大制动力矩有限,单个车轮的最大电磁制动力矩大约为 200 N·m。因此在防抱死制动第 1 阶段,应同时使用电磁制动和电子液压制动,以提高车辆防抱死制动的响应时间,且电磁制动器应在最大励磁电流下工作。防抱死制动第 1 阶段维持时间约为 0.2 s。

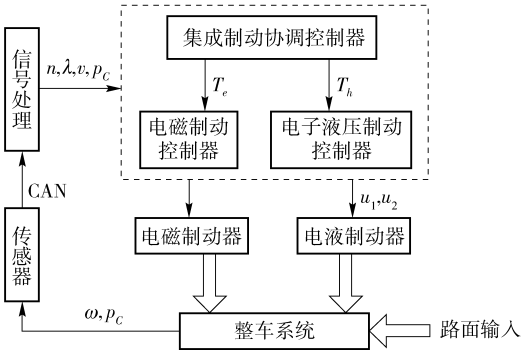

图 3 电磁与摩擦集成防抱死制动分层协调控制系统框图

Fig. 3 Block diagram of layered coordinated control for integrated anti-lock brake of electromagnetic and friction

(2) 电子液压制动系统完全响应后,车轮轮速开始迅速降低,此时电磁制动器制动力矩波动幅度较大。因此在防抱死制动第 2 阶段,应暂时关闭电磁制动器,以最佳滑移率为控制目标,使用电子液压制动器进行防抱死制动,同时估算路面的峰值附着系数。根据式(16)可以得到

$$\mu=\frac{J_W\dot{\omega}+T_h}{F_ZR_{\text{roll}}} \tag{23}$$

假设车轮轮速光栅传感器的采样时间为 Δt,则

$$\dot{\omega}(t)=\frac{\omega(t+\Delta t)-\omega(t)}{\Delta t} \tag{24}$$

利用安装在车轮制动钳入口处的压力传感器实时检测得到各个制动轮缸的压力,则路面峰值附着系数的估算表达式为

$$\mu(t)=\frac{(\omega(t+\Delta t)-\omega(t))J_W}{F_ZR_{\text{roll}}\Delta t}+\frac{p_C(t)K_B}{F_ZR_{\text{roll}}} \tag{25}$$

使用最小二乘法估算得到路面峰值附着系数,求得在防抱死制动在第 3 阶段所需要维持的电液制动器目标制动力矩为

$$T_h=\mu_hF_ZR_{\text{roll}}-0.5T_{e\max} \tag{26}$$

式中 $T_{e\max}$——电磁制动器输出的最大制动力矩

(3) 当系统计算得到电液制动器的目标制动力矩后,进入防抱死制动第 3 阶段。在防抱死制动第 3 阶段维持电子液压制动系统目标制动力矩不变。

这时再次开启电磁制动器，利用电磁制动器估算路面的最佳滑移率，并采用最佳滑移率作为控制目标进行车辆的防抱死制动。如图 3 所示，简化后附着系数与滑移率曲线显示：在稳定区域曲线，斜率为正；在不稳定区域，曲线斜率为负；在最佳滑移率处，曲线斜率为零。因此根据路面附着系数与滑移率曲线形状特点，提出最佳滑移率的估算算法为

$$\lambda(t+\Delta t)=\lambda(t)+\psi\mathrm{sgn}\left(\frac{\mathrm{d}\mu}{\mathrm{d}\lambda}\right) \tag{27}$$

式中　ψ——步进常数

这里仍采用最小二乘法估算附着系数与滑移率曲线斜率[21]

$$\frac{\mathrm{d}\mu}{\mathrm{d}\lambda}=\frac{\mu(t+\Delta t)-\mu(t)}{\lambda(t+\Delta t)-\lambda(t)} \tag{28}$$

（4）在防抱死制动过程中，实时观测路面条件是否存在跃变，如果发生路面附着条件的跃变仍采用上述步骤顺序进行协调控制。当车辆车速低于 10 km/h 时，可以解除防抱死制动，若驾驶员需要制动停车，则关闭电磁制动器，同时维持电液制动力矩不变。

3.2　电磁制动与电液制动子控制器设计

根据上文提出的防抱死制动分层协调控制策略，根据滑膜变结构控制理论分别设计电磁制动和电液制动子控制器。首先，定义滑模面为 $S=\lambda_{\mathrm{opt}}-\lambda$，则滑模控制律为

$$\dot{S}=-\gamma\mathrm{sat}\left(\frac{S}{\varphi}\right) \tag{29}$$

式中　γ——收敛因数

φ——边界层厚度

sat——饱和函数

则在防抱死制动第 2 阶段，电子液压制动的防抱死控制率为

$$p_C=\frac{1}{K_B}\left[\eta\frac{J_W v}{R_{\mathrm{roll}}}\mathrm{sat}\left(\frac{\lambda_{\mathrm{opt}}-\lambda}{\varphi}\right)+\left(F_Z\frac{\mu_h}{\lambda_{\mathrm{opt}}}R_{\mathrm{roll}}+K_E\frac{v}{R_{\mathrm{roll}}}I^2\right)\lambda\right] \tag{30}$$

在防抱死制动第 3 阶段，电磁制动的防抱死控制律为

$$I=\sqrt{R_{\mathrm{roll}}\frac{F_Z\frac{\mu_h}{\lambda_{\mathrm{opt}}}\lambda+\eta\frac{J_W v}{R_{\mathrm{roll}}}\mathrm{sat}\left(\frac{\lambda_{\mathrm{opt}}-\lambda}{\varphi}\right)-K_B p_C}{(1-\lambda)vK_E}} \tag{31}$$

4　仿真实验

图 4 所示为几种典型路面的附着系数与滑移率曲线。期望在实验台架上直接模拟各种路面的附着系数与滑移率曲线是十分困难的，为了考察本文提出的防抱死分层协调控制方法的有效性，需要使用硬件在环技术进行仿真研究。首先在“电磁与摩擦集成制动系统硬件在环仿真平台”上进行电磁与摩擦集成制动系统防抱死制动模型的实验验证。

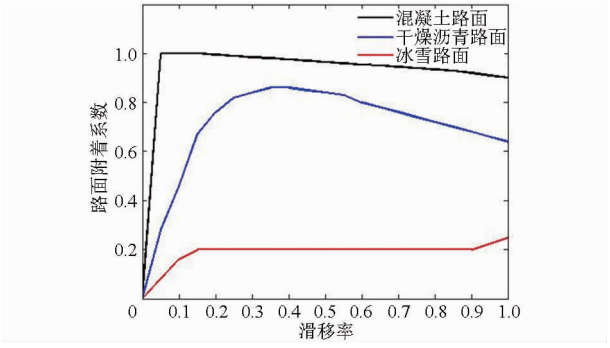

图 4　几种典型路面的附着系数与滑移率曲线

Fig. 4　Curves of adhesion coefficient and sliding rate in several typical roads

如图 5 所示，实验台架的第 1 轴依次安装驱动电机、飞轮、转速转矩传感器以及车轮。第 2 轴依次安装光栅转速传感器、电磁与摩擦集成制动器、车轮。通过调节第 1 轴和第 2 轴两个轮胎之间的接触力大小，可以模拟车辆受到的峰值附着系数。但是不同于图 4 所示的典型路面，实验台架上模拟的路面最佳滑移率较小，类似于干燥混凝土路面。安装在制动钳处的压力传感器能够采集制动轮缸的压力，同样电流传感器用来测量电磁制动器的励磁电流。转矩转速传感器安装在电磁与摩擦集成制动系统性能实验台架的第 1 轴，用于测量电磁制动和摩擦制动总的制动力矩和车辆车速。而光栅转速传感器安装在实验台架的第 2 轴，用于测量车轮的转速。

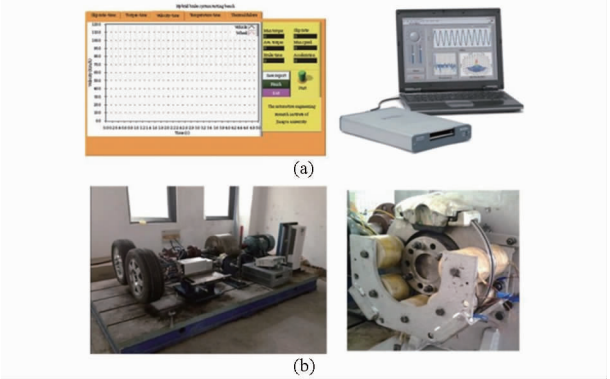

图 5　电磁与摩擦集成制动系统硬件在环仿真平台

Fig. 5　Hardware in the loop simulation platform of electromagnetic and frictional integrated brake system

为了对比电磁与摩擦制动系统和电子液压制动系统防抱死制动性能的特点，本文首先单独使用电子液压制动系统进行防抱死控制，如图 6 所示。由于电子液压制动系统在制动轮缸处安装有压力传感器，采用最佳滑移率控制方法。仿真曲线与实验曲

线吻合较好,且二者估计得到的最佳滑移率基本相同。

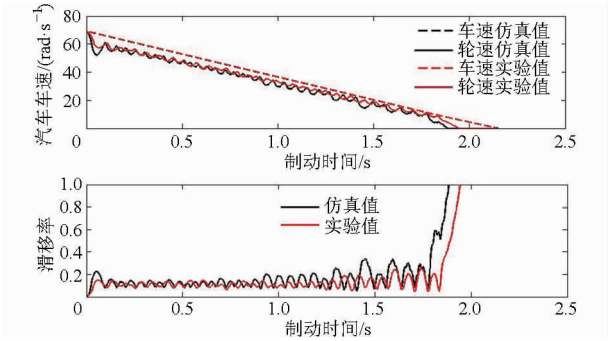

图 6 电子液压制动系统防抱死控制实验与仿真曲线

Fig. 6 Curves of anti-lock brake control experiment and simulation of EHB

图 7 显示了电磁与摩擦集成制动防抱死控制实验与仿真曲线,仿真曲线与实验曲线较为一致。在 0.44 s 之前,电子液压制动系统作用,处于防抱死制动第 2 阶段,车轮滑移率略有震荡。在这之后进入防抱死制动第 3 阶段,电磁制动控制滑移率在 0.08 左右。当车轮速度低于 10 km/h 时,停止使用电磁制动器,电子液压制动力矩维持不变,两者的车轮滑移率都有降低。对比图 6 和图 7 可以发现,两种制动方法均能满足防抱死制动要求,且两者防抱死制动时间几乎相同。

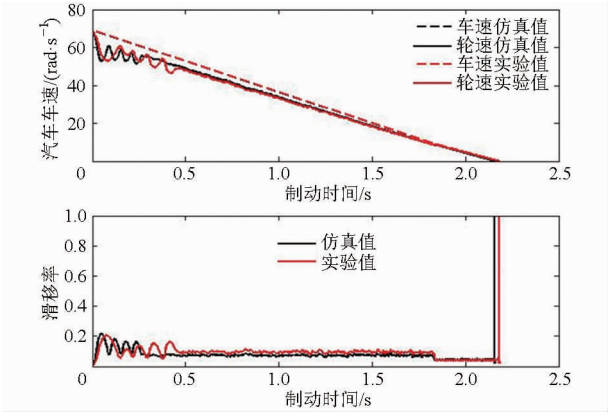

图 7 电磁与摩擦集成制动系统防抱死控制实验与仿真曲线

Fig. 7 Curves of anti-lock brake control experiment and simulation of electromagnetic and frictional integrated brake system

如图 8 所示,制动轮缸的压力在防抱死制动第 1 阶段迅速升高和下降;然后在防抱死第 2 阶段低频振荡以跟随系统最佳滑移率;当系统计算得到液制动器的目标制动力矩后进入防抱死制动第 3 阶段,制动轮缸压力趋于定值。而电磁制动器励磁电流在防抱死制动第 1 阶段维持在最大值以提高系统防抱死制动响应能力;在防抱死制动第 2 阶段为零;而在防抱死制动第 3 阶段,励磁电流不断高频振荡以跟随系统最佳滑移率。

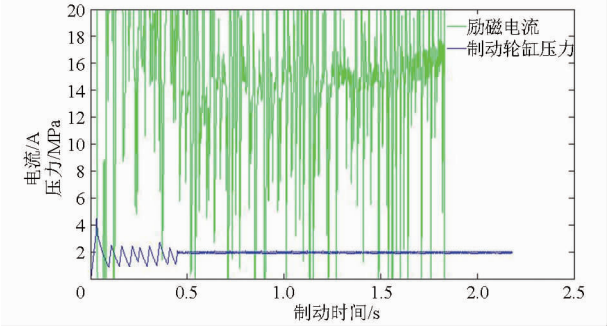

图 8 电磁与摩擦集成制动系统励磁电流与制动压力实验曲线

Fig. 8 Experimental curves of current and pressure of electromagnetic and frictional integrated brake system

图 6 和图 7 表明,本文建立的电磁与摩擦制动系统防抱死控制数学模型是有效的。本文提出的电磁与摩擦集成防抱死制动协调控制方法,对电子液压制动系统液压元件的性能要求并不高,电子液压制动的主要任务是维持一定的制动强度。

为了分析液压控制元件的性能对防抱死制动的影响,设计了 3 组对比仿真实验。3 个仿真实验的对比对象是:电磁与摩擦集成制动系统、高性能电子液压制动系统以及低性能电子液压制动系统,其中电磁与摩擦集成制动系统中采用低性能电子液压制动系统。低性能电子液压制动系统中高速电磁阀的响应时间是高性能电子液压制动系统的 4 倍。

此时,"电磁与摩擦集成制动系统硬件在环仿真平台"切换到控制器硬件在环仿真状态,系统硬件在环仿真平台有 3 部分参与工作:主机、控制器以及 Dspace 快速原型系统。主机负责运行 Matlab/Simulink,利用其建立电磁与摩擦集成制动系统防抱死制动模型、整车动力学模型以及驾驶员模型等,并通过 Real Time Workshop 生成 Dspace 实时代码。将代码通过通信电缆下载至 Dspace 快速原型系统中,Dspace 快速原型系统通过运行该代码将系统传来的数字信号转换为模拟电压、频率等信号,然后再经调理电路进行放大转换,使其成为与实际控制器相匹配的电信号。

如图 9 所示,在高附着路面上低性能电子液压制动系统的制动距离明显高于另外两种制动系统。同时,高性能电子液压制动系统的制动距离略高于电磁与摩擦集成制动系统。这主要原因是由于电磁制动器控制简单,能够准确迅速的估算得到路面的最佳滑移率。干燥沥青路面的最佳滑移率为 0.35,电磁与摩擦集成制动系统的估计值约为 0.34,高性能电子液压制动系统的估计值为 0.32 左右,而低性能电子液压制动系统的估计值为 0.28。同时,电磁与摩擦集成制动系统维持最佳滑移率的能力也明显

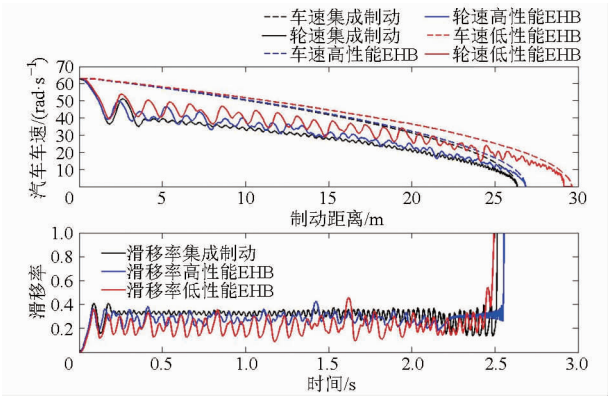

图 9　干燥沥青路面防抱死制动曲线

Fig. 9　Curves of anti-lock brake in dry asphalt pavement

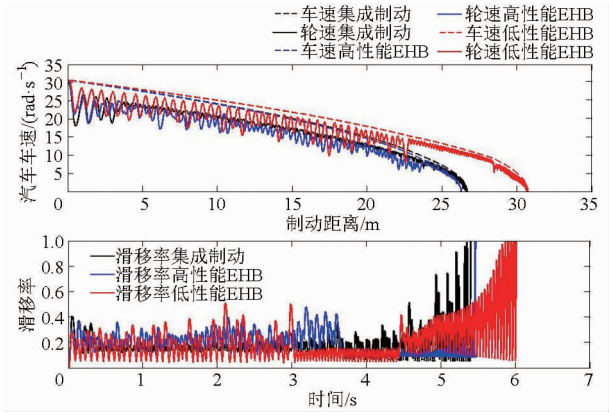

图 10　冰雪路面防抱死制动曲线

Fig. 10　Curves of anti-lock brake in ice and snow pavement

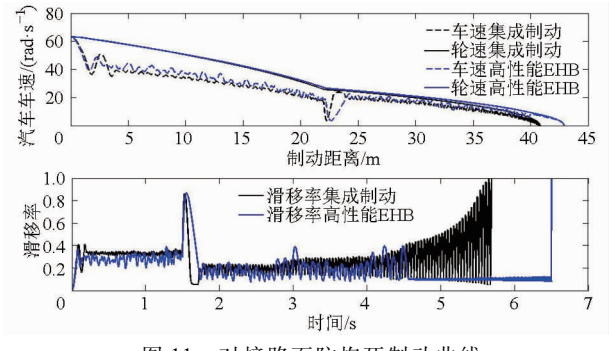

图 11　对接路面防抱死制动曲线

Fig. 11　Curves of anti-lock brake in docking pavement

优于其他两种制动系统。电子液压制动系统维持最佳滑移率的能力与高速电磁阀性能成正比，而电磁制动器由于在控制难易程度且精度方面优于电子液压制动，因此在防抱死第 3 阶段采用电磁制动器进行防抱死控制。而低性能电子液压制动系统由于高速电磁阀响应时间长，其滑移率时间曲线震荡幅度大，则其维持在最佳滑移率的能力也差，因此可以认为液压元件控制精度对 EHB 系统防抱死控制性能有较大影响。

在低附着路面上，防抱死制动情况与高附着路面类似，不过高性能电子液压制动系统的制动距离略低于电磁与摩擦集成制动系统。这是由于低性能电子液压制动系统的高速电磁阀响应时间太长，在低附着路面上目标液压制动力矩较低，其保持目标制动力矩的能力较差。同时可以发现，在车轮速度低于 10 km/h 后，同样的原因造成电磁与摩擦集成制动系统的车轮滑移率波动较大，如图 10 所示。对比图 10 和图 9 可以发现，3 种制动系统在低附着路面上的滑移率波动幅度均较高附着路面大，这也验证了所提出的关于液压元件控制精度的结论。

如图 11 所示，对接路面设定在 1.5 s 时从干燥沥青路面跃变到冰雪路面，本文只给出了高性能电子液压制动系统和电磁与摩擦集成制动系统的对比。高性能电子液压制动系统的制动距离高于电磁与摩擦集成制动系统，这还是因为最佳滑移率的跟踪精度存在差异造成的。

5　结论

（1）首先建立电磁与摩擦集成制动系统防抱死制动模型，提出了电磁与摩擦集成制动系统防抱死制动分层协调控制方法，在硬件在环仿真平台上验证了集成制动系统防抱死制动模型的有效性，并进行了电磁与摩擦集成制动系统防抱死制动性能研究。

（2）虽然低性能电子液压制动系统中高速电磁阀的响应时间是高性能电子液压制动系统的 4 倍，但是在防抱死控制过程中使用电磁制动取代电液制动控制车轮最佳滑移率的功能，而使用电液制动提供一定的制动强度，可以完全实现与高性能电子液压制动系统相同甚至更优的防抱死控制效果。上述研究成果也可以应用于改进电磁与摩擦集成制动系统和电液复合制动系统在普通制动下的协调控制策略。

参　考　文　献

1　Breuer B, Bill K H. Brake technology handbook[M]. Kramzbery: Vieweg, 2008.

2　Jonner W, Winner H, Dreilich L, et al. Electrohydraulic brake system-the first approach to brake-by-wire technology[C]. SAE Paper 960991, 1996.

3　Hwang W, Huh K, Kim M, et al. Sensor *fault diagnosis* for EMB using *parity space approach*[C]. SAE Paper 2012－01－1794, 2012.

4　何仁，胡东海，张端军. 汽车电磁制动技术的研究与进展[J]. 汽车安全与节能学报, 2013, 4(3): 202－214.
He Ren, Hu Donghai, Zhang Duanjun. Research and development of automobile electromagnetic brake technology for commercial

vehicles[J]. Journal of Automotive Safety and Energy, 2013, 4(3): 202 - 214. (in Chinese)

5 Neuhaus D, Willms J. Vehicle dynamics-continuous improvements in vehicle safety from ABS to electronic stability control[C]. SAE Paper 2005 - 26 - 065, 2005.

6 Anwar S. Generalized predictive control of yaw dynamics of a hybrid brake-by-wire equipped vehicle[J]. Mechatronics, 2005, 15(9): 1089 - 1108.

7 Semmler S, Isermann R, Schwarz R, et al. Wheel slip control for antilock braking systems using brake-by-wire actuators[C]. SAE Paper 2003 - 01 - 0325, 2003.

8 刘学军,何仁. 电磁-液压复合防抱死制动系统滑模控制[J]. 农业机械学报, 2014, 45(5): 1 - 7.
Liu Xuejun, He Ren. Sliding mode control of electromagnetic-hydraulic anti-lock braking system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(5): 1 - 7. (in Chinese)

9 He R, Liu X, Liu C. Brake performance analysis of ABS for eddy current and electrohydraulic hybrid brake system[J]. Mathematical Problems in Engineering, 2013: 1 - 11.

10 麦莉,张继红,宗长富,等. 基于电液制动系统的车辆稳定性控制[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2010, 40(3): 607 - 613.
Mai Li, Zhang Jihong, Zhong Changfu, et al. Vehicle stability control based on electronic hydraulic brake system[J]. Journal of Jilin University: Engineering Science, 2010, 40(3): 607 - 613. (in Chinese)

11 Anwar S. Predictive yaw stability control of a brake-by-wire equipped vehicle via eddy current braking[C]// 2007 American Control Conference, 2007: 2308 - 2313.

12 金智林,郭立书,施瑞康,等. 汽车电控液压制动系统动态性能分析及试验研究[J]. 机械工程学报, 2012, 48(12): 127 - 132.
Jin Zhilin, Guo Lishu, Shi Ruikang, et al. Experimental study on dynamic characteristics of electro hydraulic brake system for vehicle[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(12): 127 - 132. (in Chinese)

13 胡东海,何仁,顾晓丹. 电涡流缓速器结构参数的节能优化设计[J]. 吉林大学学报:工学版, 2014, 44(5): 1253 - 1257.
Hu Donghai, He Ren, Gu Xiaodan. Optimal energy-saving design for structural parameter of eddy current retarder[J]. Journal of Jilin University: Engineering Science, 2014, 44(5): 1253 - 1257. (in Chinese)

14 Dong Peng, Yin Chengliang, Zhang Jianwu. An investigation into regenerative braking control strategy for hybrid electric vehicle[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University: Science, 2005, 10(4): 407 - 412.

15 胡东海,何仁. 基于虚拟线圈假设的涡流制动器制动力矩计算[J]. 江苏大学学报: 自然科学版, 2014, 35(3): 257 - 261.
Hu Donghai, He Ren. Calculation method of braking torque for eddy current brake based on virtual coil assumptions[J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2014, 35(3): 257 - 261. (in Chinese)

16 Jing H, Liu Z, Chen H. A switched control strategy for antilock braking system with on/off valves[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2011, 60(4): 1470 - 1484.

17 陈庆樟,何仁,赵迎生. 汽车能量再生制动防抱死集成控制方法研究[J]. 中国机械工程, 2009, 20(2): 245 - 248.
Chen Qingzhang, He Ren, Zhao Yingsheng. Research on vehicle anti-lock regenerative braking integrated control method[J]. China Mechanical Engineering, 2009, 20(2): 245 - 248. (in Chinese)

18 Chu L, Ou Y, Zhang Y, et al. The mechanism study of ABS hydraulic control system brake pressure change rate[C]// IEEE, 2010, 2nd International Conference on Computer Engineering and Technology, 2010, 7: 616 - 622.

19 陈无畏,周慧会,刘翔宇. 车辆 ESP 与 ASS 分层协调控制研究[J]. 机械工程学报, 2009, 45(8): 190 - 196.
Chen Wuwei, Zhou Huihui, Liu Xiangyu. Simulation research on layered coordinated control of automotive ESP and ASS[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(8): 190 - 196. (in Chinese)

20 Anwar S, Stevenson R C. Torque characteristics analysis of an eddy current electric machine for automotive braking applications[C]// 2006 American Control Conference, 2006: 1 - 6.

21 刘国福,张玘,王跃科,等. 防抱制动系统基于模型的最佳滑移率计算方法[J]. 汽车工程, 2004, 26(3): 302 - 305.
Liu Guofu, Zhang Ji, Wang Yueke, et al. A study on calculation of optimal slip ratio in antilock braking system[J]. Automotive Engineering, 2004, 26(3): 302 - 305. (in Chinese)