

# 汽车线控液压制动系统的稳定性分析\*

郑宏宇 宗长富 朱天军 田承伟 譙艳娟 冯悦

**【摘要】** 阐述了线控液压制动系统的发展状况和结构特点,建立了相应的线控液压制动和整车动力学模型,并对基于线控液压制动系统的汽车稳定性进行了分析,制定了相应的控制策略,以实现汽车的稳定性控制。最后进行了低附着路面转弯制动工况仿真,仿真结果表明,线控液压制动系统对车辆稳定性起到了很好的控制效果。

**关键词:** 车辆 线控制动 动力学模型 仿真

**中图分类号:** U463.5; U461.6

**文献标识码:** A

## 引言

线控制动系统主要有电子-液制动(electro-hydraulic brake,简称 EHB)和电子-机械制动(electro-mechanical brake,简称 EMB)。由于 EMB 的 4 个车轮制动执行机构由电动机驱动,传统的 12 V 车载电源不能满足需要,同时 EMB 完全采用导线传递制动信号,在实际应用中可靠性存在问题,而为了解决可靠性而增加的容错功能又大大提高了车辆的成本,目前在实际中几乎没有应用。EHB 系统是介于传统制动系统和 EMB 的过渡产物,系统中保留原有的液压制动系统,可靠性得到保证<sup>[1]</sup>;仍采用 12 V 车载电源即可满足电能供给。

目前国外对 EHB 系统的研究主要集中于产品开发,而利用 EHB 系统进行汽车稳定性控制的研究很少<sup>[2]</sup>。在国内仅有一些高校进行了一些相关的初步研究工作<sup>[3]</sup>。本文主要对线控液压制动系统的结构、工作原理进行研究,并建立相应的数学模型和控制策略,在此基础上对汽车的稳定性控制功能进行分析,实现对汽车运动状态的调整,以提高汽车纵向及侧向的稳定性。

## 1 线控液压制动系统组成与功能

线控液压制动系统由制动踏板模块、车轮及制动执行机构、传感器、电子控制单元(ECU)4 个主要部分及电源等辅助系统组成<sup>[4]</sup>,如图 1 所示。

制动踏板模块包括制动踏板、踏板行程传感器及踏板速度传感器。踏板行程传感器通过检测驾驶

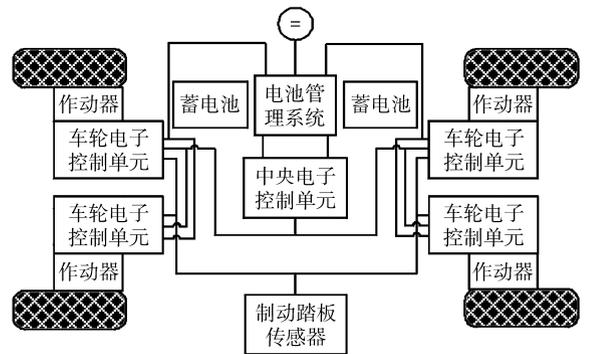


图1 EHB系统结构图

员的制动意图并将其转换成数字信号,传递给主控制器(ECU)。踏板速度传感器主要用来检测驾驶员踩踏板的速度,如果速度值很大且高于设定值,则判断车辆当前行驶状况紧急,需要实施快速有效的制动。制动踏板模块同时接收主控制器送来的信号,产生踏板反力,以提供给驾驶员相应的踏感信息。

车轮及制动执行机构接收来自主控制器的信息,快速而精确地提供所需的制动压力。

与传统制动系统相比,线控液压制动系统增加了 4 个轮速传感器、踏板行程传感器、踏板速度传感器、侧向加速度传感器、横摆角速度传感器等<sup>[5]</sup>。这些传感器可分为两类,感知驾驶员对车辆的操作,如踏板行程传感器和踏板速度传感器;感知车辆的运行状态,如侧向加速度传感器、横摆角速度传感器和轮速传感器。这些传感器和控制器集成在一起,并通过 CAN 总线或其他形式向 ECU 发送数据。

电子控制单元(ECU)是线控液压制动系统的

收稿日期: 2006-11-27

\* 国家自然科学基金资助项目(项目编号:50775096)和国家“863”高技术研究发展计划资助项目(项目编号:2006AA110102)

郑宏宇 吉林大学汽车动态模拟国家重点实验室 博士生, 130025 长春市

宗长富 吉林大学汽车动态模拟国家重点实验室 教授 通讯作者

朱天军 吉林大学汽车动态模拟国家重点实验室 博士生 讲师(河北工程大学)

田承伟 吉林大学汽车动态模拟国家重点实验室 硕士生

譙艳娟 重庆长安股份有限公司汽车工程研究院 工程师, 401120 重庆市

冯悦 重庆长安股份有限公司汽车工程研究院 工程师

核心部分。ECU接收来自踏板模块的信息，汇集传感器信号，根据车辆行驶状态发出指令给制动模块的执行器，从而执行各车轮的制动。

## 2 EHB系统和整车动力学模型

EHB系统的车辆动力学模型包括整车动力学模型、轮胎模型、液压制动系统模型和制动器模型。

### 2.1 整车模型

采用7自由度车辆模型，如图2所示，车体有纵向、横向、横摆3个自由度，每个车轮各有1个转动自由度。

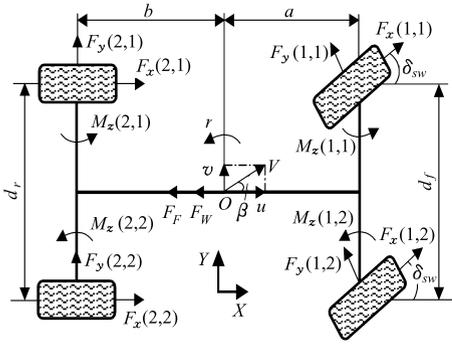


图2 7自由度车辆模型示意图

由力和力矩平衡方程可分别得到整车 X、Y 和 Z 方向的动力学方程

$$M(\dot{u} - rv) = F_x(1,1)\cos\delta_1 + F_x(1,2)\cos\delta_2 - F_y(1,1)\sin\delta_1 - F_y(1,2)\sin\delta_2 + F_x(2,1) + F_x(2,2) - F_F - F_W \quad (1)$$

$$M(\dot{v} + ru) = F_y(1,1)\cos\delta_1 + F_y(1,2)\cos\delta_2 + F_x(1,1)\sin\delta_1 + F_x(1,2)\sin\delta_2 + F_y(2,1) + F_y(2,2) \quad (2)$$

$$I_z \dot{r} = [F_x(1,1)\sin\delta_1 + F_x(1,2)\sin\delta_2]a - [F_x(1,1)\cos\delta_1 - F_x(1,2)\cos\delta_2]d_f/2 + [F_y(1,1)\cos\delta_1 + F_y(1,2)\cos\delta_2]a + [F_y(1,1)\sin\delta_1 - F_y(1,2)\sin\delta_2]d_f/2 - [F_y(2,1) + F_y(2,2)]b - [F_x(2,1) - F_x(2,2)]d_f/2 + M_z(1,1) + M_z(1,2) + M_z(2,1) + M_z(2,2) \quad (3)$$

当考虑负荷转移时，其前后左右车轮的垂直载荷为(没有考虑风阻的影响)

$$F_z(1,1) = \frac{M}{a+b} \left( \frac{1}{2}gb - \frac{1}{2}\dot{u}h_g - \dot{v}h_g \frac{b}{d_f} \right) \quad (4)$$

$$F_z(1,2) = \frac{M}{a+b} \left( \frac{1}{2}gb - \frac{1}{2}\dot{u}h_g + \dot{v}h_g \frac{b}{d_f} \right) \quad (5)$$

$$F_z(2,1) = \frac{M}{a+b} \left( \frac{1}{2}ga + \frac{1}{2}\dot{u}h_g - \dot{v}h_g \frac{a}{d_r} \right) \quad (6)$$

$$F_z(2,2) = \frac{M}{a+b} \left( \frac{1}{2}ga + \frac{1}{2}\dot{u}h_g + \dot{v}h_g \frac{a}{d_r} \right) \quad (7)$$

车辆模型参数采用的轿车为发动机前置、前轮

驱动，驱动轮和从动轮的回转动力学方程为

$$J_w(1,1)\dot{\omega}(1,1) = M_{dl} - F_x(1,1)R - M_f(1,1) - M_b(1,1) \quad (8)$$

$$J_w(1,2)\dot{\omega}(1,2) = M_{dr} - F_x(1,2)R - M_f(1,2) - M_b(1,2) \quad (9)$$

$$J_w(2,1)\dot{\omega}(2,1) = -F_x(2,1)R - M_f(2,1) - M_b(2,1) \quad (10)$$

$$J_w(2,2)\dot{\omega}(2,2) = -F_x(2,2)R - M_f(2,2) - M_b(2,2) \quad (11)$$

式中  $\omega(i,j)$ ——轮胎转动角速度  
 $h_g$ ——质心高度  $F_F$ ——滚动阻力  
 $J_w(i,j)$ ——轮胎转动惯量  
 $a, b$ ——质心到前、后轴的距离  
 $F_W$ ——迎风阻力

$M_{dl}, M_{dr}$ ——差速器左、右半轴上输出扭矩  
 $R$ ——轮胎动力学半径  $M$ ——整车质量  
 $M_b(i,j)$ ——轮胎受到的制动力矩  
 $M_f(i,j)$ ——地面给予轮胎的滚动阻力矩

$i = 1$  为前轮,  $i = 2$  为后轮,  $j = 1$  为左轮,  $j = 2$  为右轮。

### 2.2 轮胎模型

轮胎模型采用轮胎半经验指数模型<sup>[5]</sup>。根据轮胎的半经验理想模型，轮胎所受纵向力  $F_x$ 、侧向力  $F_y$  和回正力矩  $M_z$  为

$$\begin{cases} F_x = u_x F_z \left[ 1 - \exp\left(-\phi - E_1 \phi^2 - \left(E_1^2 + \frac{1}{12}\right)\phi^3\right) \right] \phi_x / \phi \\ F_y = u_y F_z \left[ 1 - \exp\left(-\phi - E_1 \phi^2 - \left(E_1^2 + \frac{1}{12}\right)\phi^3\right) \right] \phi_y / \phi \\ M_z = F_y (D_x + X_b) - F_x Y_b \end{cases} \quad (12)$$

式中  $u_x, u_y$ ——胎面与路面间纵向、侧向摩擦因数  
 $\phi_x, \phi_y$ ——相对纵向、侧向滑移率  
 $D_x$ ——轮胎拖距  $\phi$ ——相对总滑移率

### 2.3 液压系统模型

线控液压制动系统由液压供给单元、高速开关阀、液压管路、轮缸等组成。

(1) 液压供给单元

由气体定律可得

$$p_A V_A^n = p_1 V_1^n = p_2 V_2^n = \text{const} \quad (13)$$

式中  $V_1, V_2$ ——最高和最低压力下气体体积

$p_1, p_2$ ——阀口上、下流压力

当蓄能器用来保持系统压力、补偿泄漏时,取  $n = 1$ ; 而用来大量供应油液时,取  $n = 1.4$  [6]。

(2) 高速开关电磁阀系统模型

液压阀口的流量方程为

$$Q = C_d A \sqrt{\frac{2|p_2 - p_1|}{\rho}} \quad (14)$$

式中  $Q$ ——液体流量,由试验测定

$C_d$ ——流量系数

$A$ ——阀口最大通流面积

(3) 制动液压管路系统模型

设高速开关阀与管路连接处的流量为  $Q$ , 管路与相应轮缸间液体流量为  $Q_{wi}$ , 管路压力为  $p_{li}$ , 轮缸液体压强为  $p_{wi}$ , 体积为  $V_{wi}$ , 活塞面积为  $A_{wi}$ , 则

$$\frac{dp_{li}}{dt} = \frac{k_{li}}{V_{li}} (Q - Q_{wi}) \quad (i = 1, 2, 3, 4) \quad (15)$$

式中  $k_{li}$ ——弹性模量

$V_{li}$ ——管路中液体体积

(4) 制动轮缸系统模型

规定制动轮缸流量的流入方向为正, 则轮缸的流量连续方程为

$$Q_w = \frac{V_w dp_w}{K_w dt} \quad (16)$$

式中  $V_w$ ——轮缸容积  $p_w$ ——轮缸压力

$K_w$ ——轮缸的等效体积弹性模量

2.4 制动器模型

根据摩擦机理, 车轮制动力矩为

$$T_b = G p_b \quad (17)$$

式中  $G$ ——与制动器摩擦副的材料、结构和使用温度有关的常数因子, 由试验测定

$p_b$ ——轮缸活塞的推出压力

3 基于 EHB 系统的稳定性控制

3.1 稳定性控制的基本原理

动力学控制系统有两类控制系统可供选择: 横摆角速度和车辆质心侧偏角, 其中车辆轨迹问题用侧偏角描述, 稳定性由横摆角速度描述。

线控液压制动的特点之一就是能够单独控制每一个车轮的制动压力, 以有效地改变汽车的横摆力矩, 而且在轮缸处装有压力传感器, 解决了传统车辆轮缸压力难以估测的问题, 能够快速准确地实施轮缸制动力, 因此该系统很容易通过调节制动力实现汽车稳定性控制的功能。

如图 3 所示: EHB 的电子控制单元(ECU)通过方向盘转角传感器和制动踏板行程传感器得到的信息判断驾驶员对车辆的驾驶意图, 根据车辆的当前状态, 决策出理想的车辆运行状态(如理想的横摆角

速度等)。ECU 通过检测得到的实际车辆运行状态与理想车辆状态进行比较, 并通过一定的控制逻辑决定应该对车辆实施多大的汽车横摆力矩可以使车辆恢复稳定, 然后通过液压调节对制动系统各轮缸进行调节, 产生所需要的汽车横摆力矩, 以使车辆改变运行状态。改变后的车辆运行状态由传感器测量并传送到 ECU, 然后再进行下一循环控制, 从而使车辆保持稳定。

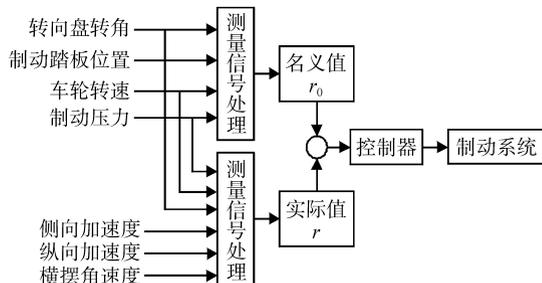


图 3 车辆稳定性控制框图

3.2 稳定性控制结构

在质心侧偏角很小的情况下, 由线性二自由度车辆决定的横摆角速度对车辆来说是最稳定的。按线性二自由度车辆模型计算出的理想横摆角速度为

$$r = \frac{v_x \delta}{l(1 + K v_x^2)} \quad (18)$$

其中

$$K = \frac{m(bK_r - aK_f)}{K_f K_r l^2}$$

式中  $v_x$ ——汽车前进速度  $\beta$ ——质心侧偏角

$\delta$ ——前轮转角  $r$ ——横摆角速度

$K_f, K_r$ ——前、后轴等效侧偏刚度

$I_z$ ——绕 Z 轴转动惯量

$l$ ——前后轴轴距  $K$ ——汽车稳定性因数

在极限情况下, 如低附着系数路面, 最大的名义横摆角速度为

$$r_0 = \frac{\mu g}{v_x} \quad (19)$$

式(19)由轮胎的附着系数极限所决定, 所以可修正为

$$r_0 = \min \left\{ \left| \frac{v_x \delta}{l(1 + K v_x^2)} \right|, \left| \frac{\mu g}{v_x} \right| \right\} \text{sgn} \delta \quad (20)$$

记实际横摆角速度  $r$  和名义横摆角速度  $r_0$  之间的差值为  $\Delta r$ , 采用简单实用的 PID 算法对系统进行控制

$$\Delta M_\varphi = K_p \left( e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt + \frac{T_D de(t)}{dt} \right) \quad (21)$$

$$e(t) = r - r_0 \quad (22)$$

为了防止车辆对偏差过于敏感, 给  $\Delta r$  设定两

个门槛值  $\Delta r^+$ 、 $\Delta r^-$  (可由车辆具体情况和驾驶员喜好确定),当偏差在  $\Delta r^+$  与  $\Delta r^-$  之间时,认为汽车处于稳定状态,此时稳定性控制不起作用,只有当偏差大于  $\Delta r^+$  或小于  $\Delta r^-$  时,控制系统才会对汽车的横摆力矩进行调整。

$$e(t) = \begin{cases} \Delta r - \Delta r^+ & (\Delta r > \Delta r^+) \\ \Delta r^- - \Delta r & (\Delta r < \Delta r^-) \\ 0 & (\Delta r^- < \Delta r < \Delta r^+) \end{cases} \quad (23)$$

### 3.3 横摆力矩的轮间分配

虽然 4 个车轮都可以实施压力调节来产生所需要的横摆力矩,但是在不同车轮施加同样的制动力得到的汽车横摆力矩是不同的,侧偏角  $\bar{\alpha}_i$  越大,车轮压力的变化对汽车的横摆力矩影响越大<sup>[7]</sup>,则由此组对角车轮进行压力调节产生汽车横摆力矩的效率也越高。把由横摆力矩决策得到的汽车横摆力矩全部平均分配到侧偏角大的一组对角车轮,而另一组对角车轮不进行分配,本文选择产生横摆力矩效率高的车轮进行控制。把左前车轮和右后车轮定义为第 I 组对角车轮,把右前和左后车轮定义为第 II 组对角车轮,定义第 I 组对角车轮的侧偏角为  $\bar{\alpha}_I$ ,第 II 组为  $\bar{\alpha}_{II}$ ,则

$$\bar{\alpha}_I = \bar{\alpha}_1 + \bar{\alpha}_4 \quad (24)$$

$$\bar{\alpha}_{II} = \bar{\alpha}_2 + \bar{\alpha}_3 \quad (25)$$

$$\bar{\alpha}_i = S_\alpha(i) \alpha_i \quad (26)$$

其中  $S_\alpha(i) = \begin{cases} 1 & (i=1,4) \\ -1 & (i=2,3) \end{cases}$

式中  $\alpha_i$ ——各轮胎侧偏角

### 3.4 稳定性控制的轮缸压力决策

由于 EHB 可以直接测量各个轮缸的制动压力,则建立横摆力矩与制动轮缸压力变化的关系为

$$\Delta M^{(i)} = K^{(i)} \Delta p_i \quad (27)$$

$$K^{(i)} = S(i) \frac{Bd}{2R} (1 + \lambda_i(\bar{\alpha}_i)) \quad (28)$$

式中  $B$ ——制动器制动效能因数

$d$ ——平均轮距

$\lambda_i(\bar{\alpha}_i)$  是侧偏角  $\bar{\alpha}_i$  的函数,  $\bar{\alpha}_i$  越大  $\lambda_i(\bar{\alpha}_i)$  越大,反之越小。对前轮,  $\lambda_i(\bar{\alpha}_i)$  在  $(-2a/d, 2a/d)$  之间,对后轮,  $\lambda_i(\bar{\alpha}_i)$  在  $(-2b/d, 2b/d)$  之间。

于是由最优决策得到的汽车横摆力矩  $\Delta M^{(i)}$  可以转化为轮缸压力的变化量  $\Delta p_i$  为

$$\Delta p_i = \frac{\Delta M^{(i)}}{K^{(i)}} \quad (29)$$

设驾驶员制动时各车轮轮缸的初始压力为  $p_{i0}$ ,汽车的稳定性控制不应该改变驾驶员的操作意图,即当稳定性控制消失后,各个轮缸压力应该恢复为

$p_{i0}$ 。在 EHB 系统中,压力传感器可以反映驾驶员对制动系统的操作,设主缸压力为  $p_0$ ,一般可以认为  $p_{i0} = p_0$ ,则稳定性控制起作用时轮缸的压力为

$$p_i^* = p_{i0} + \Delta p_i = p_m + \Delta p_i \quad (30)$$

## 4 低附着路面下转弯制动工况仿真分析

在 Matlab/Simulink 中对上述的车辆数学模型和控制算法进行了仿真验证。整体参数如表 1 所示。

表 1 整车参数

参数	数值
整车质量 $M/\text{kg}$	1 200
质心至前轴距离 $a/\text{m}$	1.016
质心至后轴距离 $b/\text{m}$	1.436
汽车质心高度 $h/\text{m}$	0.57
前轮距 $d_f/\text{m}$	1.414
后轮距 $d_r/\text{m}$	1.422
整车转动惯量 $I_z/\text{kg}\cdot\text{m}^2$	1 426
前轮转动惯量 $J_{wf}/\text{kg}\cdot\text{m}^2$	0.789 2
后轮转动惯量 $J_{wr}/\text{kg}\cdot\text{m}^2$	0.789 2
流量系数 $C_d$	0.61
电磁阀最大流通面积 $A/\text{mm}^2$	1.57

仿真选用转弯制动工况<sup>[8]</sup>,初始车速 30 m/s,路面摩擦因数为 0.3,制动总压力为 2 MPa。

图 4 为转弯制动时的汽车前轮转角输入,前轮转角为  $\delta = 2\sin(2\pi t/5)$  的一个完整周期的正弦信号。图 5~7 为带有稳定性控制和不带有稳定性控制时的汽车横摆角速度响应、汽车质心侧偏角响应,以及 4 个制动轮缸压力的调节情况。

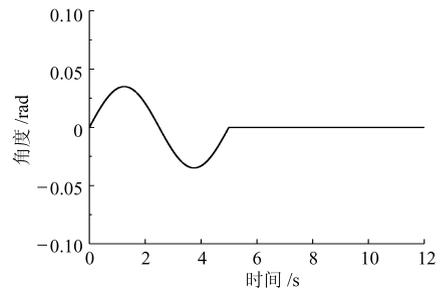


图 4 汽车前轮转角输入曲线

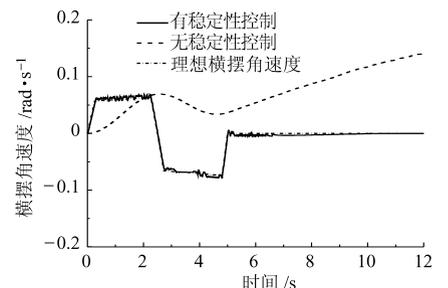


图 5 汽车横摆角速度响应曲线

从仿真曲线中可以看出,基于 EHB 的车辆稳定

性控制在转弯制动工况下,能够同时满足汽车制动和稳定性控制要求。

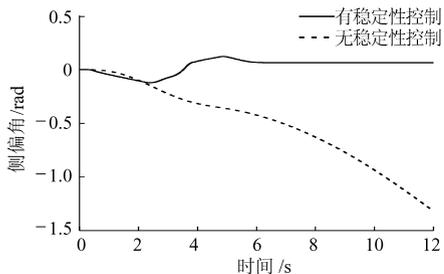


图6 汽车质心侧偏角响应曲线

## 5 结束语

通过分析线控液压制动系统的结构组成以及主要功能,建立了线控液压制动系统及整车动力学模型,在此基础上研究了基于横摆力矩的最优决策的

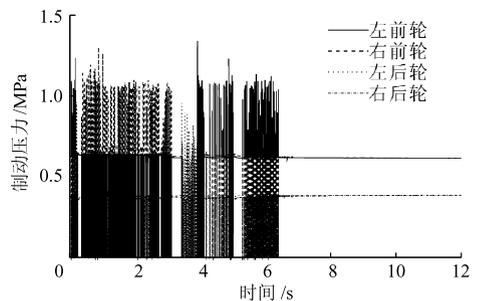


图7 汽车制动轮缸压力曲线

控制方法以及横摆力矩在各制动轮缸的分配策略,最后对带有稳定性控制的车辆模型和不带有稳定性控制的车辆模型进行了低附着路面的转弯制动仿真实验,并对仿真结果进行比较。仿真结果表明控制算法明显提高了车辆的操纵稳定性,验证了算法的有效性。

## 参 考 文 献

- 1 Wolf-Dieter Jonner, Hermann Winner, Ludwig Dreilich. Electrohydraulic brake system-the first approach to brake-by-wire technology[C]. SAE Paper 960991, 1996.
- 2 Stence R W. Digital by-wire replaces mechanical systems in cars[C]. SAE Paper 2004-01-2926, 2004.
- 3 刘凯. 基于 EHB 系统的制动防抱与稳定性控制研究[D]. 吉林大学, 2006.
- 4 Joachim Langenwalter, Bryan Kelly. Virtual design of a 42 V brake-by-wire system[C]. SAE Paper 2003-01-0305, 2003.
- 5 郭孔辉. 汽车操纵动力学[M]. 长春:吉林科学技术出版社, 1991.
- 6 刘顺安. 液压传动与气压传动[M]. 长春:吉林科学技术出版社, 1999.
- 7 丁海涛. 轮胎附着极限下汽车稳定性控制的仿真研究[D]. 长春:吉林大学, 2006.
- 8 张代胜, 顾勤林, 陈朝阳, 等. 车辆转弯制动防抱死系统仿真[J]. 农业机械学报, 2005, 36(9): 16~20.

(上接第 72 页)

- 3 Benjamin F, Rabitsch. Irrigation sprinkler: US, 4277029[P]. 1981.
- 4 朱兴业, 袁寿其, 李红, 等. 反馈式 PSF 型全射流喷头综述[J]. 农机化研究, 2006(5): 47~49.
- 5 John D. Anderson J R. Computational fluid dynamics the basics with applications [M]. 北京:清华大学出版社, 2004.
- 6 朱兴业, 袁寿其, 李红, 等. 全射流喷头的原理及实验研究[J]. 排灌机械, 2005, 23(2): 23~26.
- 7 李红, 任志远, 谢福祺, 等. 全身流喷头的磨损试验[J]. 农业机械学报, 2006, 37(12): 105~108.
- 8 郝培业. 六方(四方)型摇臂式喷头(一)[J]. 节水灌溉, 2003(2): 25~26.
- 9 Li Jiusheng, Hiroshi Kawano. Sprinkler performance as affected by nozzle inner contraction angle[J]. Irrigation Science, 1998, 18(2): 63~66.
- 10 李世英. 喷灌喷头理论与设计[M]. 北京:兵器工业出版社, 1995.
- 11 袁寿其, 朱兴业, 李红, 等. 全射流喷头内部流场计算流体动力学数值模拟[J]. 农业机械学报, 2005, 36(10): 46~49.
- 12 余常昭. 紊动射流[M]. 北京:高等教育出版社, 1993.
- 13 朱兴业, 袁寿其, 李红, 等. 对 PSF30 型全射流喷头的分析[J]. 节水灌溉, 2005(6): 17~19.
- 14 Roger Peyret, Thomas D Taylor. Computational methods for fluid flow[M]. New York: Spring-Verlag, 1983.
- 15 袁寿其, 朱兴业, 李红, 等. 全射流喷头重要结构参数对水力性能的影响[J]. 农业工程学报, 2006, 22(10): 113~116.