汽车横摆角速度控制的 Stateflow 建模

王宪彬
（东北林业大学交通学院，哈尔滨 150040）

摘要: 为深入研究横摆角速度控制逻辑的执行过程，以横摆角速度控制的基本原理为基础，利用 Matlab/Simulink 软件中的 Stateflow 建模仿真平台，建立汽车横摆角速度控制的 Stateflow 模型，并详细阐述汽车在行驶过程中可能出现的转向不足控制和转向过度控制的建模过程，给出了相关参数。以转向过度控制为例，进行控制过程的仿真试验并对控制过程进行详细分析。仿真结果验证了控制模型能够正确模拟控制过程。

关键词： 车辆工程；横摆角速度控制；Stateflow；仿真分析
中图分类号： U461 **文献标识码：** A **文章编号：** 1674-2850(2015)14-1483-06

Modeling of vehicle yaw velocity control based on Stateflow

WANG Xianbin
(*Traffic College*, *Northeast Forestry University*, *Harbin* 150040, *China*)

Abstract: In order to fully study the logic execution process of yaw velocity control, vehicle yaw velocity control model is established based on the basic principle of the yaw velocity control. The Stateflow modeling simulation platform of Matlab/Simulink software is utilized. The modeling processes of the understeer control and oversteer control are explained in detail with the related parameters. Taking the oversteer control for example, the control simulation test is carried out and the detailed control process is analyzed. The simulation results verify the effectiveness of the control model, which can correctly simulate the control process.

Key words: vehicle engineering; yaw velocity control; Stateflow; simulation analysis

0 引言

汽车操纵稳定性控制是汽车操纵动力学的重要研究内容之一。伴随传感器技术和计算机技术的发展，汽车制动防抱死系统、驱动防滑控制系统和汽车操纵稳定性系统等汽车底盘安全辅助集成控制系统相继出现。其中，直接横摆力矩控制已经成为汽车操纵稳定性的主要控制方式，而横摆角速度则是直接横摆力矩控制的主要控制指标。

直接横摆力矩控制以汽车稳定性理论为基础，通常采用汽车实际运动状态与汽车理想运动状态的误差反馈来决策汽车的横摆力矩，并通过差动制动或对发动机的控制实现对汽车横摆运动的调节。

van ZANTEN 等[1~2]的控制算法已成为博世公司 ESP 控制系统的理论基础。吉林大学王德平等[3~5]根据 YASUI 等[6]得到的试验结果对汽车稳定性的控制区域、控制策略等进行了详细的理论分析和仿真研究，提出了相应的控制算法，并在汽车驾驶模拟器上进行了试验验证。ESMAILZADEH 等[7]建立了以车身侧偏角和横摆角速度为状态变量的二自由度汽车操纵模型，并利用最优控制理论，设计直接横摆力矩控制器，得到了横摆力矩与汽车状态间的函数关系，MIRZAEI[8]也进行了与之类似的最优控制器研究。SHINO 等[9]

基金项目： 黑龙江省自然科学基金（E2015052）；中央高校基本科研业务费专项资金（2572015CB15）
作者简介： 王宪彬（1980—），男，讲师，主要研究方向：车辆运行仿真、车辆动力学与控制. E-mail: xbwang10@163.com

和清华大学的范晶晶等[10]将横摆力矩控制算法应用于电动车，并获得了良好的控制效果。此外，ANTONOV 等[11]还提出了基于平坦控制的控制方法，CANALE 等[12]提出内部模型控制以及 YANG 等[13]提出协调控制方法等。但是上述研究均集中于控制器设计的理论研究，对于横摆角速度控制逻辑的执行过程分析尚不完整。因此，这里进行基于 Stateflow 的汽车横摆角速度控制建模研究。

1 横摆角速度控制算法

汽车转向过程中的理想状态是保持汽车的速度方向与前进方向一致，并同时保证汽车横摆运动与驾驶员转向操纵保持一定比例。当汽车的实际运动状态与期望的理想运动状态产生偏差时，横摆角速度控制系统则进行必要的控制并尽可能地保证汽车运动处于理想状态。具体过程如下：

在汽车行驶过程中，横摆角速度控制系统始终比较汽车当前的横摆角速度与名义横摆角速度的大小并计算其差值。当横摆角速度的差值超过一定阈值时，系统将判定汽车为转向过度或转向不足，并自动对发动机转矩和制动力矩采取干预措施。

2 横摆角速度控制建模

2.1 基本定义

横摆角速度控制系统通过一个 Matlab/Simulink 中的 Stateflow 对象实现。Stateflow 对象中定义了多种状态，它们是通过以输入变量为基础的各种阈值区分的不同反应状态。

横摆角速度控制的输入包括实际的横摆角速度、横摆角速度差异和发动机扭矩。为方便仿真，在 Stateflow 对象中不需要实际的发动机扭矩的具体数值。在控制过程中，如果需要对发动机扭矩进行干预，则仅将其减少为发动机扭矩输入的 25%. 为模拟实际控制系统的检测频率，建模中使用脉冲发生器，并设定检测率为 23.25 Hz.

2.2 过程建模

图 1 为左转趋势的 Stateflow 模型图。图 1 中的每个小模块均代表着一种状态。“start 1”代表起始状态且无控制干预。如果实际的横摆角速度超过了“激活阈值”，转向趋势干预便被激活。图 1 中用于判断向左或向右转向趋势的阈值，其数值大小相同符号不同，以“p”结尾的阈值代表正值，以“n”结尾的阈值代表负值，如“activation value p”.

在图 1 中，各个状态的激活条件添加在相应箭头的方括号中，如横摆角速度超过了“activation value p”，左转趋势干预的初始中性状态“start 2”被激活。该状态下无发动机转矩或制动压力的干预。接下来以左转趋势为例，说明转向不足和转向过度时，横摆角速度控制的执行过程。

当汽车显示出转向不足的特性，即名义横摆角速度大于实际横摆角速度时，如果差异大于“understeer value p1”，那么系统过渡到“underleft_light”状态。此时，控制系统没有进行制动干预，但发动机扭矩降低为驾驶员施加驱动力矩的 1/4. 在该状态下，如果横摆角速度差异降低至“understeer value p1”以下，系统状态则返回到左转趋势干预的初始中性状态“start 2”。

如果横摆角速度差异继续增大，当超过下一个阈值“understeer value p2”时，系统由“underleft_light”状态过渡到“underleft_middle”。此时，发动机扭矩不变，但制动干预开始。由于汽车需要向左的转弯趋势，所以在左后轮施加“bd1”制动力矩。控制过程中一直维持左后车轮制动压力“bd1”，直到条件满足渡到另一个状态。如果当横摆角速度差异低于阈值“understeer value p2”时，系统变更至之前的“underleft_light”状态。

除此之外，上述每个状态均可直接跳回图 1 中初始状态“start 1”。这样的结果是在控制系统干预下，汽车的横摆角速度方向的改变造成的。

控制系统在控制汽车转向过度时，原则上与转向不足相似。起始状态由一个左转的初始中性状态“start 2”开始。如果横摆角速度差异继续增大，当小于“oversteer value n1”时，则“overleft_light”状态激活。此时发动机扭矩降低，但没有制动干预。当差异超过更大的阈值“oversteer value n2”时，系统过度到“overleft_middle”状态。在该状态下，发动机扭矩干预不变，但开始在右侧前轮施加一个“bd2a”的制动力矩。当阈值超过“oversteer value n3”时，过度转向控制过渡到“overleft_heavy”状态。此时，发动机扭矩干预保持不改变，而前右轮的制动力矩增加到“bd3”. 而当横摆角速度差异进一步增加，超过阈值“oversteer value n4”时，过渡到“overleft_very_heavy”状态，此时前右轮的制动力矩增加到“bd4”。而当横摆角速度差异减小到上一个阈值范围时，则上一状态被激活。

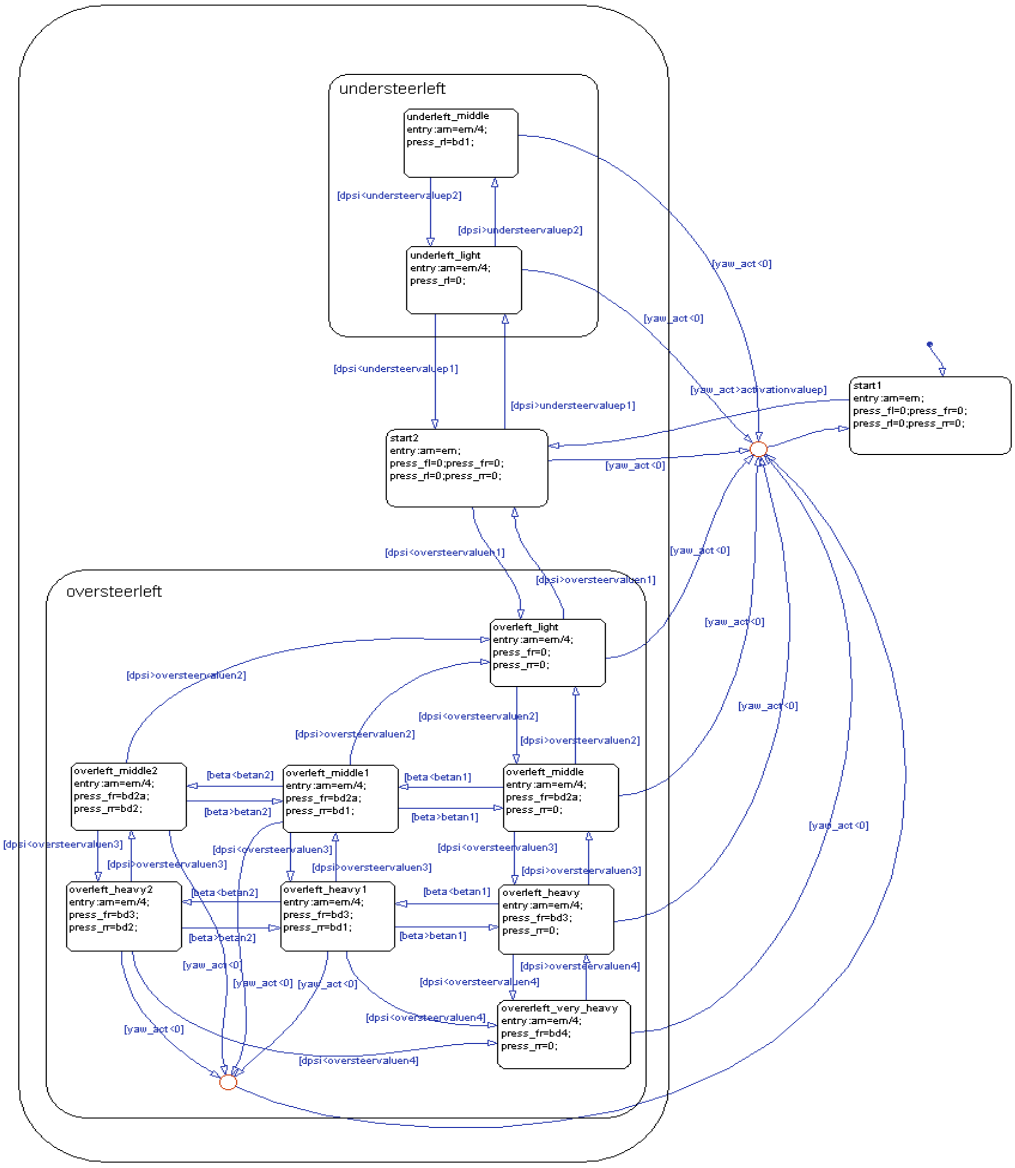


图 1 Stateflow 模型图（左转）

Fig. 1 Stateflow model (left turning)

此外，转向过度还采用侧偏角作为状态判定标准，并在同侧后轮上施加制动力。其正的状态激活阈值为“beta p1”和“beta p2”。为激活这 2 个状态，“overleft_middle”在水平方向进一步拓展为“overleft_middle1”和“overleft_middle2”；“overleft_heavy”状态在水平方向拓展为“overleft_heavy1”和“overleft_heavy2”。这样，当参数大于阈值数据时，将在后轮上施加相应的制动力矩（分别为“bd1”和“bd2”）。控制逻辑中用到的相关参数如表 1～表 3 所示。

表 1　制动力矩参数

Tab. 1　Parameters of braking torque

参数	取值/ Nm
bd1	600
bd2a	900
bd2	1 200
bd3	1 800
bd4	2 400

表 2　状态激活阈值

Tab. 2　Threshold values of state activation

参数	取值/rad
activation value p	0.050
oversteer value p1	0.070
oversteer value p2	0.098
oversteer value p3	0.115
oversteer value p4	0.150

表 3　状态激活阈值

Tab. 3　Threshold values of state activation

参数	取值
understeer value p1	0.07 rad
understeer value p2	0.10 rad
betap1	1.8°
betap2	2.4°

3　仿真分析

3.1　仿真条件

为验证 Stateflow 模型的正确性，以转向过度为例进行仿真分析。为方便分析，输入信号设置如下：驱动力矩在整个仿真周期内始终为 T_d＝100 Nm；横摆角速度之差 $\Delta\omega$ 在 0～5 s 内由 $\Delta\omega$＝0 减小至 $\Delta\omega$＝−0.2 rad/s，在 5～10 s 内保持在 $\Delta\omega$＝−0.2 rad/s；实际横摆角速度在整个仿真周期内始终为 ω＝1 rad/s；侧偏角在 0～5 s 内由 β＝0° 减小至 β＝ −5°，在 5～10 s 内保持在 β＝ −5°，整个仿真周期为 10 s（如图 2 所示）.

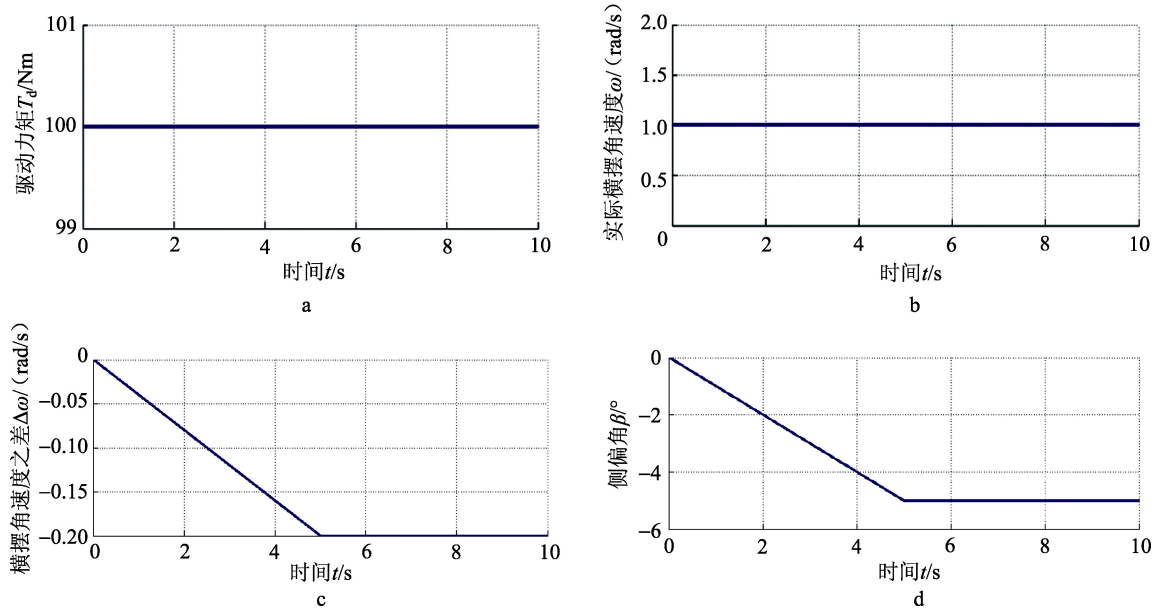


图 2　输入信号

Fig. 2　Input signal

a—驱动力矩; b—实际横摆角速度; c—横摆角速度之差; d—侧偏角

a-Driving torque; b-Actual yaw velocity; c-Yaw velocity difference; d-Slip angle

3.2 仿真过程分析

图 3～图 5 给出了仿真结果，具体过程如下：

当仿真时间 t＝0.08 s 时，向左转向趋势“start 2”状态激活。此时实际横摆角速度 ω＝1 rad/s，$\Delta\omega$＝ −0.003 2 rad/s，β＝ −0.08°，驱动力矩 T_d＝100 Nm，无制动与驱动干预。

当仿真时间 t＝1.76 s 时，左转转向过度“overleft_light”状态激活。此时实际横摆角速度 ω＝1 rad/s，$\Delta\omega$＝ −0.070 4 rad/s，β＝ −1.76°，驱动力矩减小为驾驶员输入的 1/4 即 T_d＝25 Nm，制动干预没有启动。

当仿真时间 t＝2.48 s 时，左转转向过度“overleft_middle”状态激活。此时实际横摆角速度 ω＝1 rad/s，$\Delta\omega$＝0.099 2 rad/s，β＝ −2.48°，驱动力矩仍保持 T_d＝25 Nm，右前轮施加制动力矩 T_{bfr}＝900 Nm.

当仿真时间 t＝2.52 s 时，左转转向过度“overleft_middle1”状态激活。此时实际横摆角速度 ω＝1 rad/s，$\Delta\omega$＝ −0.100 8 rad/s，β＝ −2.52°，驱动力矩仍保持 T_d＝25 Nm，右前轮仍施加制动力矩 T_{bfr}＝900 Nm，右后轮开始施加制动力矩 T_{brr}＝600 Nm.

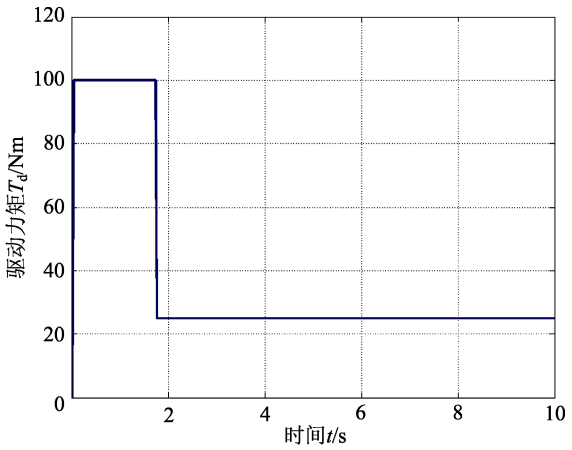


图 3 驱动力矩输出

Fig. 3 Drive torque output

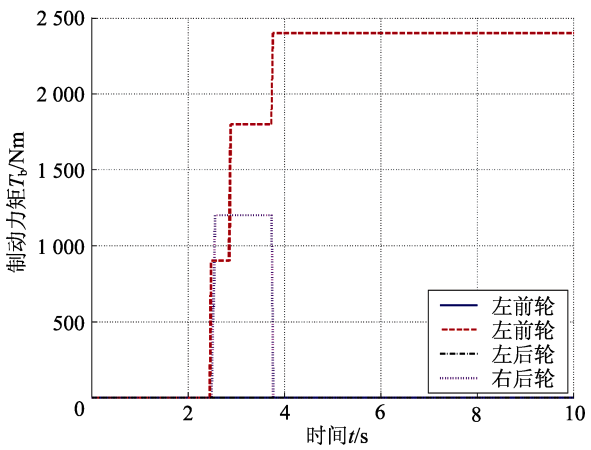


图 4 制动力矩输出

Fig. 4 Braking torque output

当仿真时间 t＝1.76 s 时，左转转向过度“overleft_light”状态激活。此时实际横摆角速度 ω＝1 rad/s，$\Delta\omega$＝ −0.070 4 rad/s，β＝ −1.76°，驱动力矩减小为驾驶员输入的 1/4 即 T_d＝25 Nm，制动干预没有启动。

当仿真时间 t＝2.48 s 时，左转转向过度“overleft_middle”状态激活。此时实际横摆角速度 ω＝1 rad/s，$\Delta\omega$＝ −0.099 2 rad/s，β＝ −2.48°，驱动力矩仍保持 T_d＝25 Nm，右前轮施加制动力矩 T_{bfr}＝900 Nm.

当仿真时间 t＝2.52 s 时，左转转向过度“overleft_middle1”状态激活。此时实际横摆角速度 ω＝1 rad/s，$\Delta\omega$＝ −0.100 8 rad/s，β＝ −2.52°，驱动力矩仍保持 T_d=25 Nm，右前轮仍施加制动力矩 T_{bfr}=900 Nm，右后轮开始施加制动力矩 T_{brr}=600 Nm.

当仿真时间 t＝2.56 s 时，左转转向过度“overleft_middle2”状态激活。此时实际横摆角速度 ω＝1 rad/s，$\Delta\omega$＝ −0.102 4 rad/s，β＝ −2.56°，驱动力矩 T_d＝25 Nm，右前轮施加制动力矩 T_{bfr}＝900 Nm，右后轮制动力矩增加为 T_{brr}＝1 200 Nm.

当仿真时间 t＝2.88 s 时，左转转向过度

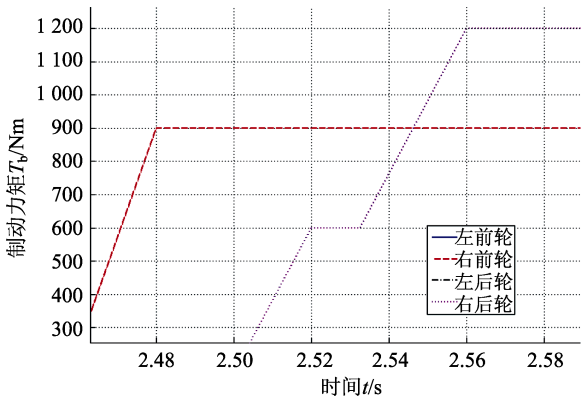


图 5 制动力矩输出的局部放大图

Fig. 5 Detail with enlarged scale of braking torque output

“overleft_heavy2”状态激活。此时实际横摆角速度 ω＝1 rad/s，$\Delta\omega$＝－0.115 2 rad/s，β＝－2.88°，驱动力矩 T_d＝25 Nm，右前轮制动力矩增加为 T_{bfr}＝1 800 Nm，右后轮制动力矩不变 T_{brr}＝1 200 Nm.

当仿真时间 t＝3.76 s 时，左转转向过度“overleft_very_heavy”状态激活。此时实际横摆角速度 ω＝1 rad/s，$\Delta\omega$＝－0.150 4 rad/s，β＝－3.76°，驱动力矩 T_d＝25 Nm，右前轮制动力矩增加为 T_{bfr}＝2 400 Nm，右后轮制动力矩较小到零。且该状态一直延续到仿真结束。

4 结论

基于 Stateflow 仿真平台建立了汽车横摆角速度控制的 Stateflow 模型。以转向过度控制为例，对横摆角度控制过程进行了详细的仿真试验与分析。仿真结果表明，该控制模型能够正确模拟横摆角速度控制的控制过程，控制模型正确有效。

[参考文献]（References）

[1] van ZANTEN A T, ERHARDT R, LANDESFEIND K, et al. VDC systems development and perspective[C]//SAE International. ABS/brake/VDC Technology Sae. New York: SAE International, 1998: 9-30.

[2] van ZANTEN A T. Bosch ESP systems: 5 years of experience[J]. Journal of Passenger Car: Electronic and Electrical Systems, 2000, 109: 428-436.

[3] 王德平，郭孔辉. 车辆动力学稳定性控制的控制原理与控制策略研究[J]. 机械工程学报，2000，36（3）：97-99.
WANG D P, GUO K H. Research on the principle and tactics of vehicle dynamics stability control[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2000, 36(3): 97-99. (in Chinese)

[4] 王德平，郭孔辉，宗长富. 车辆动力学稳定性控制的理论研究[J]. 汽车工程，2000，22（1）：7-9.
WANG D P, GUO K H, ZONG C F. Theoretical study on vehicle dynamics stability control[J]. Automotive Engineering, 2000, 22(1): 7-9. (in Chinese)

[5] 王德平，郭孔辉，宗长富. 车辆动力学稳定性控制的仿真研究[J]. 汽车技术，1999（2）：8-10.
WANG D P, GUO K H, ZONG C F. Simulation study on vehicle dynamics stability control[J]. Automotive Technology, 1999(2): 8-10. (in Chinese)

[6] YASUI Y, TOZU K, HATTORI N, et al. Improvement of vehicle directional stability for transient steering maneuvers using active brake control[C]//SAE International. Investigations and Analysis in Vehicle Dynamics and Simulation. New York: SAE International, 1996: 143-150.

[7] ESMAILZADEH E, GOODARZI A, VOSSOUGHI G R. Optimal yaw moment control law for improved vehicle handling[J]. Mechatronics, 2003, 13(7): 659-675.

[8] MIRZAEI M. A new strategy for minimum usage of external yaw moment in vehicle dynamic control system[J]. Transportation Research Part C: Emerging Technologies, 2010, 18(2): 213-224.

[9] SHINO M, NAGAI M. Yaw-moment control of electric vehicle for improving handling and stability[J]. JSAE Review, 2001, 22(4): 473-480.

[10] 范晶晶，邹广才. 基于 DYC 的四轮驱动电传动车辆动力学控制系统研究[J]. 车辆与动力技术，2009（1）：1-6.
FAN J J, ZOU G C. Research of 4WD EV dynamics control system based on DYC[J]. Vehicle & Power Technology, 2009(1): 1-6. (in Chinese)

[11] ANTONOV S, FEHN A, KUGI A. A new flatness-based control of lateral vehicle dynamics[J]. Vehicle System Dynamics, 2008, 46(9): 789-801.

[12] CANALE M, FAGIANO L, MILANESE M, et al. Robust vehicle yaw control using an active differential and IMC techniques[J]. Control Engineering Practice, 2007, 15(8): 923-941.

[13] YANG X J, WANG Z C, PENG W L. Coordinated control of AFS and DYC for vehicle handling and stability based on optimal guaranteed cost theory[J]. Vehicle System Dynamics, 2009, 47(1): 57-79.