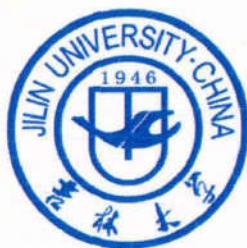


分类号: TP273  
研究生学号: 2015522083

单位代码: 10183  
密 级: 公 开



# 吉 林 大 学

## 硕 士 学 位 论 文

(学术学位)

线控主动四轮转向汽车的控制策略研究

Research on Control Strategy of Active Four Wheel Steering

Vehicle Based on Steering-by-Wire Technology

作者姓名: 谭雷

专 业: 模式识别与智能系统

研究方向: 汽车电子

指导教师: 于树友 教授

培养单位: 通信工程学院

2018 年 6 月

---

线控主动四轮转向汽车的控制策略研究

---

Research on Control Strategy of Active Four Wheel Steering  
Vehicle Based on Steering-by-Wire Technology

---

作者姓名：谭雷

专业名称：模式识别与智能系统

指导教师：于树友 教授

学位类别：学术型硕士

答辩日期：2018 年 6 月 2 日

未经本论文作者的书面授权，依法收存和保管本论文书面版本、电子版本的任何单位和个人，均不得对本论文的全部或部分内容进行任何形式的复制、修改、发行、出租、改编等有碍作者著作权的商业性使用（但纯学术性使用不在此限）。否则，应承担侵权的法律责任。

### 吉林大学硕士学位论文原创性声明

本人郑重声明：所呈交学位论文，是本人在指导教师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品成果。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律结果由本人承担。

学位论文作者签名：谭博

日期：2018年5月23日

## 摘要

四轮转向技术是一个直接、快速、高效的提高汽车操纵稳定性的汽车主动安全技术。随着线控技术在汽车领域的应用与发展,四轮转向技术已经从传统的主动后轮转向发展为线控主动四轮转向,实现了对汽车前、后轮转向的全主动控制,优化了汽车的侧向动力学响应特性。本文从线控主动四轮转向技术工程实现的角度以及影响汽车操纵稳定性等不确定性因素的角度出发,进行了线控主动四轮转向控制策略的研究。

首先建立汽车纵向、横向、横摆、侧倾以及四个车轮转动的非线性八自由度线控主动四轮转向汽车动力学模型,并通过 Dugoff 轮胎模型分析汽车轮胎的受力情况。在 Matlab/Simulink 中搭建非线性八自由度线控主动四轮转向的仿真平台。最后在 AMEsim 中构建线控主动四轮转向十六自由度整车模型,仿真实验验证了非线性八自由度模型的精确性。

为了提高线控主动四轮转向汽车的操纵稳定性,以跟踪参考模型输出为控制目标,将非线性三步法控制策略应用于线性主动四轮转向系统中,设计了一种基于三步法的控制器。该控制器主要由类稳态控制、考虑参考变化的前馈控制和状态相关的误差反馈控制三部分构成。三步法控制器能够实现对线控主动四轮转向汽车的前、后轮转角的控制,保证实际的质心侧偏角和横摆角速度对理想的质心侧偏角和横摆角速度的状态跟踪。采用非线性八自由度汽车模型对控制器的有效性进行验证。仿真结果表明,所设计的控制器能够跟踪理想模型的输出,提高线控主动四轮转向汽车的操纵稳定性。

针对影响汽车操纵稳定性和主动安全性的不确定性因素,建立了考虑轮胎侧偏刚度摄动和侧向风干扰的线控主动四轮转向系统模型,并根据该模型设计了一种全滑模控制器来抑制和消除上述不确定性的影响,同时分析和验证了闭环系统的鲁棒性。仿真结果表明,全滑模控制的线控主动四轮转向汽车能够实现对理想参考模型的精确跟踪,具有很强的鲁棒性,能有效地克服了轮胎非线性变化、侧向风突施以及道路附着条件恶化对汽车侧向动态特性的影响,且控制效果要优于 LRQ 控制的线控主动四轮转向汽车。



建立了预瞄最优曲率模糊 PID 驾驶员模型，实现对线控主动四轮转向汽车的熟练驾驶和操纵。构建人-车-路闭环系统，评估三步法控制器和全滑模控制器提高汽车的操纵稳定性和主动安全性的能力。闭环仿真结果表明，本文设计的两种控制器能有效提高线控主动四轮转向汽车的操作稳定性。

关键词：线控主动四轮转向，操纵稳定性，主动安全性，三步法控制，全滑模控制，模糊 PID 控制驾驶员模型

## Abstract

The four-wheel steering technology is a direct, fast and efficient vehicle active safety technology to improve the handling and stability of the vehicle. With the development of the X-by-wire technology in the field of automobile, four-wheel steering technology has developed from the traditional active rear wheel steering to active four-wheel steering by-wire, and has realized the active steering control of the front and rear wheels. Furthermore, it has optimized the lateral dynamic response characteristic of the car. This thesis focuses on control strategy of active four-wheel steering by-wire, so as to deal with the uncertainty factors which affect the maneuverability of the vehicle.

Firstly, the nonlinear eight DOF(degree-of-freedom) active four-wheel steering dynamic model which the motion of longitudinal, lateral, yaw, roll and four-wheels rotation is established. Dugoff tire model is used to analyze the force situation of the tire. A simulation platform with the nonlinear eight-DOF active four-wheel steering model is built in Matlab/Simulink. Finally, A sixteen-DOF active four-wheel steering model is constructed under the AMESim simulation platform. In this paper, the accuracy of the nonlinear eight-DOF model is tested by the comparison experiment.

In order to improve the handling stability of active four wheel steering vehicle based on the Steer-by-Wire technology, a nonlinear triple-step method is adopted to the linear active four wheel steering systems so as to track the output of the ideal reference model. The proposed scheme consists of three parts: steady-state-like control, feedforward control which considers the variation of the reference signal, state-dependent error feedback control. The method guarantees that the actual sideslip angle and yaw rate can track the ideal sideslip angle and the ideal yaw rate by the control of the front wheel angle and rear wheel angle of active four wheel systems. The nonlinear eight-DOF vehicle model is used to verify the effectiveness of the proposed scheme. Simulation results show that the designed controller can track the output of ideal reference model, and improve the handling stability of the active four-wheel steering system.

Aiming at the influence of uncertainty factors on vehicle handling stability and active safety, an active four-wheel steering model by-wire is established which considers tire cornering stiffness perturbation and lateral wind disturbance. According to the uncertainty model, a global sliding mode controller is designed to suppress and eliminate the influence of uncertainties. The robustness of the closed-loop system is analyzed and verified. The simulation results show that the active four-wheels steering vehicle by-wire under the control of global sliding mode can track the ideal reference model accurately, and has strong robustness. It effectively overcomes the influence of tire nonlinear variation, lateral wind burst and road adhesion reduction on the lateral dynamic characteristics of the vehicle, and the performance of controller is better than the active four-wheels steering vehicle by-wire under the control of LQR(linear quadratic regulation).

The preview optimal curvature fuzzy PID driver model is established, and realizes the skilled driving operation of the active four-wheels steering vehicle by-wire. A human-vehicle-road closed loop system is built, It makes a evaluation for the ability to improve the handling stability, and active safety of both the triple-step method controller and the global sliding mode controller. The closed-loop simulation results show that both of the two controllers designed in this paper are effective to improve the maneuverability of the active four-wheels steering vehicle by-wire.

Key words: active four-wheels steering by-wire, handling stability, active safety, triple-step method control, global sliding mode control, fuzzy PID control driver model

目 录

摘 要 .....	I
Abstract .....	III
第 1 章 绪论 .....	1
1.1 课题研究背景及意义 .....	1
1.2 四轮转向技术国内外研究现状 .....	3
1.2.1 四轮转向技术国外研究现状 .....	3
1.2.2 四轮转向技术国内研究现状 .....	6
1.3 线控主动四轮转向汽车的结构及工作原理 .....	7
1.3.1 线控主动四轮转向汽车的结构 .....	7
1.3.2 线控主动四轮转向汽车的工作原理 .....	9
1.4 本论文主要研究内容 .....	10
第 2 章 车辆动力学模型 .....	13
2.1 车辆动力学建模方法的比较与分析 .....	13
2.2 车辆坐标系的定义 .....	15
2.3 线控主动四轮转向汽车动力学模型 .....	17
2.3.1 非线性八自由度线控主动四轮转向汽车动力学模型 .....	17
2.3.2 轮胎模型 .....	22
2.4 模型验证 .....	25
2.4.1 AMEsim 软件简介 .....	25
2.4.2 线控主动四轮转向 AMEsim 十六自由度整车模型 .....	29

2.4.3 AMEsim 十六自由度模型与 Simulink 八自由度模型对比 .....	32
2.5 本章小结.....	35
第 3 章 基于三步法的线控主动四轮转向控制 .....	37
3.1.三步法简介.....	37
3.1.1 三步法的产生及发展.....	37
3.1.2 三步法的基本原理.....	39
3.2 控制问题建模.....	41
3.2.1 系统模型.....	41
3.2.2 控制问题描述.....	43
3.3 线控主动四轮转向三步法控制器设计 .....	44
3.3.1 理想参考模型的设计.....	44
3.3.2 三步法控制器的设计.....	45
3.3.3 误差反馈控制参数的整定.....	48
3.4 仿真结果.....	48
3.4.1 方向盘角阶跃试验.....	49
3.4.2 方向盘连续正弦试验.....	51
3.5 本章小结.....	53
第 4 章 线控主动四轮转向系统的全滑模控制 .....	55
4.1 滑模控制简介.....	56
4.1.1 滑模控制的趋近律.....	59
4.1.2 滑模控制的不变性和匹配条件 .....	61

4.1.3 滑模控制的抖振.....	61
4.2 控制问题建模.....	63
4.2.1 具有不确定性的线控主动四轮转向系统模型 .....	63
4.2.2 控制问题描述.....	64
4.3 全滑模控制器的设计.....	66
4.3.1 滑模面的设计.....	66
4.3.2 等效控制律的设计.....	67
4.3.3 鲁棒控制律的设计.....	68
4.3.4 鲁棒性分析.....	69
4.3.5 抖振的抑制.....	70
4.4 仿真结果.....	70
4.4.1 侧向风干扰实验.....	71
4.4.2 轮胎侧偏刚度降低实验.....	73
4.4.3 道路附着系数降低实验.....	74
4.4.4 不确定性综合实验.....	75
4.5 本章小结.....	76
第 5 章 线控主动四轮转向汽车闭环系统仿真 .....	77
5.1 引言.....	77
5.2 基于模糊 PID 的预瞄最优曲率驾驶员模型 .....	79
5.2.1 模糊控制简介.....	79
5.2.2 预瞄最优曲率驾驶员模型的基本原理 .....	85

5.2.3 模糊 PID 驾驶员模型补偿校正环节 .....	87
5.3 线控主动四轮转向汽车闭环系统仿真 .....	94
5.3.1 闭环仿真工况的制定.....	94
5.3.2 闭环仿真验证.....	96
5.4 本章小结.....	99
第 6 章 全文总结与展望.....	101
6.1 全文总结.....	101
6.2 工作展望.....	102
参考文献.....	105
作者简介及研究成果.....	113
致 谢.....	115



## 第 1 章 绪论

### 1.1 课题研究背景及意义

道路安全问题一直是汽车工业领域所面临的重要问题。随着我国社会经济的不断发展,人均 GDP 的不断增长,汽车的保有量急剧上升;同时道路建设速度未能跟踪上道路交通压力增长的步伐,交通事故的发生率逐年攀升<sup>[1]</sup>。因此提高汽车行驶的安全性成为人们关注的焦点。汽车安全性可以从防止事故发生和减小事故后果两方面分为主动安全性和被动安全性。其中被动安全性又称消极安全性,是指交通事故发生时,汽车本身最大程度地减轻人身伤害和货物损失的能力,相应的安全装置主要包括安全玻璃、安全带、保护系统、安全座椅、安全气囊、安全车身等<sup>[2]</sup>。主动安全性又称积极安全性,是指通过对车辆进行设计,使车辆本身具有预防或减少交通事故发生的能力,尤其在突发的情况下,仍能保证汽车的行车安全,主要包括视认性、操纵稳定性、制动效能等<sup>[3]</sup>。

随着汽车技术的不断进步,现代汽车已经朝着电子化,集成化,智能化的方向发展。基于电子技术和控制技术开发的汽车电控装置的广泛使用,有效地推动了汽车的主动安全技术的发展<sup>[4]</sup>。目前为止,已经产生了许多提高汽车主动安全的方法,如通过调节制动力进行控制的汽车防抱死制动系统(ABS)、电子制动力分配系统(EBD)等;通过调节牵引力进行控制的牵引力控制系统(TCS)、电子稳定装置(ESP)等<sup>[5-7]</sup>。ABS 主要用于解决刹车时车轮锁死的问题,通过调节、控制制动管路压力的大小,使车轮与路面之间达到最大附着力,保证滑移率在 20%左右,使汽车处于边滚边滑的状态。相比于 ABS,EBD 的工作区间较大,在制动发生的瞬间,根据车轮与地面的附着情况,对比前后轮胎的滑移率,高速计算四个轮胎所需要的制动力,通过调节刹车油压系统,使前后轴制动力分配比例达到最优。TCS 是一种防滑控制系统,当侦测到驱动轮与从动轮的转速不一致时,通过调节驱动轮的动力输出,能够有效地消除汽车车轮打滑的现象,提升汽车的加速性与爬坡能力。ESP 是一种防侧滑系统,无论汽车是因为转向过度而甩尾,不足转向而偏移,还是因为刹车时路面附着力不均匀以及刹车转弯而造成的跑偏现象,都能够通过控制驱动轮或从动轮的制动力来进行调节,保证汽车按照驾驶员的驾驶意图行进。

转向系统作为汽车底盘的重要组成部分,是人与车之间进行信息交互的重要媒介,它既执行驾驶员的转向意图,又向驾驶员反馈汽车的运行状态,它对汽车的低速机动性以及高速操纵稳定性均有较大的影响<sup>[8]</sup>,提高汽车转向系统的转向特性对增强汽车的主动安全性乃至汽车整体的性能具有十分重要的作用。为了实现上述汽车安全性与操纵性的目标,众多汽车转向系统的研究人员经过不断地探索提出了主动前轮转向技术、四轮转向技术、线控转向技术等先进的转向技术。主动前轮转向是通过改变前轮作用力和力矩分布来调节汽车前轮转角的方式来提高汽车的操纵稳定性<sup>[7],[9]</sup>。传统的四轮转向汽车(主动后轮转向汽车)是通过主动调节后轮转角,与前轮转角进行配合的方式来提高汽车的主动安全性<sup>[10-11]</sup>。对于主动前轮转向技术和传统的四轮转向技术而言,横向偏摆控制和电子稳定控制在一定程度上也能达到主动前轮转向和传统的四轮转向的控制效果。虽然主动前轮转向技术和传统的四轮转向技术的控制效果要优于横向偏摆控制和电子稳定控制系统,尤其是在一些特殊工况下,主动前轮转向技术和传统的四轮转向技术的控制作用更直接,更快速,效率更高。相较于横向偏摆控制和电子稳定控制系统而言,主动前轮转向技术和传统的四轮转向技术造价很高,绝大多数汽车厂商往往选用性价比较高的横向偏摆控制和电子稳定控制系统,而主动前轮转向技术和传统四轮转向技术多应用于高档豪华车系中,以满足用户更高的驾驶需求<sup>[12-13]</sup>。

线控转向是汽车转向执行机构发展的一项新技术。目前汽车中比较常见的转向执行机构有机械转向、液压助力转向和电子助力转向。转向系统仅为机械连接结构的汽车在转向时所需要的转向力全部需要驾驶员承担,尤其是操纵大型车辆时,十分费力。随之出现的助力转向系统,可以根据车速对驾驶员转向力提供相应的补偿:低速时,提供较大的助力,使转向轻便;高速时,提供较小的助力,增加路感,保证行驶安全性。虽然助力转向系统在一定程度上提高了汽车转向的易操作性,大大地降低了驾驶员的劳动强度,但是其转向轮和转向盘仍处于机械连接状态,这仍会导致汽车的转向特性会随汽车速度、路面条件、转向盘转角等外部条件的变化而变化,驾驶员依旧需要承受很大的体力和精神压力;同时助力转向系统的转向传动比同样是固定的,这仍然无法从根本上克服汽车转向“轻”和“灵”的矛盾,从而实现汽车转向的主动控制和智能控制<sup>[14]</sup>。线控转向技术完全取消了转向盘、转向轮等转向部件之间的机械连接,

采用电子信号进行转向数据的传输。这样的转向系统有诸多好处，如节省驾驶员体力、可任意设定转向传动比、改善转向操作性和稳定性、减少事故伤害、提高汽车驾驶的舒适性、保证车辆行驶安全性等<sup>[15]</sup>。

无论是主动前轮转向技术还是传统的四轮转向技术都只能有限地提高汽车的操纵稳定性和主动安全性，需要与其它的控制策略发生协同作用才能得到较好的控制效果<sup>[9-10]</sup>。国内外学者将主动转向技术与线控转向技术相结合，提出了线控主动四轮转向方法。该技术兼顾主动转向技术和线控转向技术的优点，取消了连接方向盘与转向器之间的转向传动轴，能够实现方向盘和汽车前、后轮之间的独立运动，电子控制单元 (ECU) 根据传感器测量到的方向盘转向信息和汽车当前的行驶状态来分析驾驶员的驾驶意图，并同时跟踪汽车的质心侧偏角和横摆角速度两个状态变量，计算出达到驾驶员的驾驶目标所需要的前、后轮转角，实现汽车四轮的主动转向，提高汽车的操纵稳定性和主动安全性<sup>[16-17]</sup>。同时线控主动四轮转向技术能够共享 ECU 中车辆状态的数据，实现与底盘中各个部件的协同控制<sup>[18-19]</sup>。

## 1.2 四轮转向技术国内外研究现状

### 1.2.1 四轮转向技术国外研究现状

国外从 70 年代末就一直致力于四轮转向技术的研究，许多汽车公司已经研制出自己的四轮转向汽车。如图 1.1 所示，最具有代表性的就是美国德尔福公司研发的 Quadrasteer 四轮转向系统。



图 1.1 Quadrasteer 四轮转向系统



图 1.2 日产 GT-R 跑车

如图 1.2-图 1.5，日产公司推出的 GT-R 跑车、Fairlady (Z32)、风雅 350GT Sports Package 以及 skyline (英菲尼迪 Q50) 等均采用了四轮转向技术 (HICAS)。



图 1.6 为雷诺公司研发的 LagunaGT(拉古娜 GT)，该车将“4WS”与“Active Drivechassis”相结合，提高了 LagunaGT 的操纵性与主动安全性。

如图 1.7 所示，讴歌公司生产的 RLX 配备了本田自家的 P-AWS 四轮转向系统（Precision All-Wheel-Steer）提高了汽车在高速行驶或侧向风作用下的操纵稳定性以及在低速行驶下的灵活性。



图 1.3 日产 Fairlady



图 1.4 日产风雅 350GT 运动款



图 1.5 英菲尼迪 Q50



图 1.6 雷诺 LagunaGT

图 1.8 为保时捷公司研制的新一代保时捷 911 Turbo，该车系配备的四轮独立转向系统与自身的四驱系统协同运作，大大提高了其操纵性。

图 1.9 所示为宝马公司开发的 740li 车型，其采用了独特创新的“整体主动转向系统”，在任何转向操作中都将后轮包括在内，能够全局掌握路况信息，拥有更好的操纵性、灵活性和舒适性。

如图 1.10，奥迪公司在新一代 Q7 上搭载了四轮转向技术，同时配合气动悬架及最先进的奥迪四轮驱动 Quattro 技术等，提高了其可操纵性，使新一代 Q7 开辟了第四代 SUV 先河。



图 1.7 讴歌 RLX



图 1.8 保时捷 911 Turbo



图 1.9 宝马 740Li



图 1.10 2017 款奥迪 Q7

由于底盘综合控制的复杂性，四轮转向技术仍在发展与完善中，国外一些具有代表性的研究进展如下：

H.INOUE 和 F.SUGASAWA 提出了一种前馈和反馈控制相结合的方案，使汽车能够跟踪计算所得到的目标横摆角速度，实现对转向输入响应和外界干扰的分别控制，对转向输入响应采用前馈控制，对外界干扰采用反馈控制，且两种控制方式的函数值能够相互独立的设定<sup>[20]</sup>。

Anthony B. Will 和 Stanislaw H.Zak 等人基于车辆模糊模型设计了一个四轮转向模糊控制器。并且在模糊车辆模型和非线性复杂车辆模型上对模糊控制器的性能进行了对比试验。仿真结果表明，简单的模糊模型就能获得复杂的非线性车辆模型的动态响应特性，并且精度远远超过线性化模型<sup>[21]</sup>。

Jia Y.等人对非线性四轮转向车辆模型进行了转向和牵引力鲁棒性研究。建立了一个只考虑加速和制动情况而忽略复杂侧向力对系统动态性能影响的非线性车辆模型，基于该模型设计了一个非线性输入输出解耦控制器。(1)将车辆模型分为由纵向加速度和制动力控制的速度模块、由前轮转角控制的横向运动模块以及由后轮转角控制的横

摆运动模块。(2)通过鲁棒控制方案减小了车辆参数变化对转向性能的影响,提高车辆驾驶的安全性和舒适性<sup>[22]</sup>。

Yin.G 等人通过优化加权函数设计  $\mu$  综合鲁棒控制器抵抗外部扰动。在不同的弯道和不同的路面条件下进行仿真试验,仿真结果表明所设计的  $\mu$ -综合鲁棒控制器可以改善闭环 4WS 车辆的性能,系统具有很好的操纵性,鲁棒性<sup>[23]</sup>。

Misawa Kasahara 等人通过设计一个满足匹配条件的滑模控制器来抵御侧向风的影响。针对控制输入中含有横向加速度的相位延迟,提出了非线性增益值自适应方法,进一步提高了对侧向风干扰的抑制能力<sup>[24]</sup>。

Holly E. B.等人采用了前馈加反馈的控制结构,对参考模型输出的理想非线性轮胎力进行跟踪。反馈控制部分采用了线性反馈和非线性反馈的方法来实现横摆角速度、侧向速度和纵向速度与理想参考模型之间误差的最小化。反馈控制与前馈控制作用共同输出汽车运行所需的轮胎力,实现对汽车前后轮转角、驱动力矩和制动力矩的综合控制<sup>[25]</sup>。

## 1.2.2 四轮转向技术国内研究现状

国内对四轮转向的研究主要集中在高校,在四轮转向技术的逐步发展中,国内的学者做出了很大的努力和突出的贡献。目前为止,对四轮转向技术的掌握已有了很深的理论基础和经验,涉及到的相关内容如下:

哈尔滨工业大学<sup>[26-27]</sup>将滑膜控制方法应用于四轮转向系统的车道保持控制,被控量为横摆角误差和侧向位置误差。任何情况都能实现横向位置误差、横摆角稳态误差和稳态侧偏角近似为零,实现横摆角速度对车辆换道的跟踪,其跟踪精度要远远高于前轮转向汽车。

北京理工大学<sup>[28-32]</sup>对比了比例控制四轮转向、横摆角速度反馈控制四轮转向、比例和横摆角速度反馈综合控制、模糊控制、比例和模糊综合控制以及模糊 PID 控制等多种传统四轮转向控制方法的有效性。提出主动四轮转向控制策略,将轮胎侧偏刚度的非线性变化通过分区线性化的形式和权函数平滑过渡的手段进行描述,采用 LQR 最优控制的方法有效地提高了四轮转向汽车对于轮胎非线性的鲁棒性。

东南大学<sup>[33-35]</sup>采用了滑模控制和最优控制设计了四轮转向控制器,基于系统的不同



确定性及建模误差,设计了  $\mu$  综合控制器,通过 Matlab/Simulink 以及 dSPACE 进行了硬件实时在环仿真试验,为四轮转向的进一步研发和产品化奠定基础。

长安大学<sup>[36-39]</sup>设计了传统的四轮转向系统数字控制器,通过室内实验与模拟台实验,对数字控制器进行了检验和优化。采用汽车理想模型跟踪控制的思想进行主动四轮转向控制策略的研究,基于零化质心侧偏角和伺服跟踪横摆角速度为控制目标,设计了 LQR 最优控制器,搭建了“单点预瞄曲率最优”驾驶员模型,构成了“人-车-路”四轮主动转向闭环系统。双移线仿真实验表明,基于 LQR 最优控制的四轮转向汽车能有效地提高汽车的操纵性、稳定性及安全性。

吉林大学<sup>[40-42]</sup>建立了四轮转向 Carsim 模型和四轮转向 Amesim 模型,采用了前馈加鲁棒  $H_{\infty}$  输出反馈以及 LQR 最优控制加 DOBC 扰动观测器的控制结构和方法实现了对理想参考模型输出的状态跟踪,有效地消除了高速侧向风对线控主动四轮转向汽车操纵稳定性的影响。同时将线控主动四轮转向技术与差动制动技术相结合,通过自适应滑模控制有效抑制并消除了轮胎侧偏刚度非线性变化以及道路附着系数降低等不确定性的影响。

## 1.3 线控主动四轮转向汽车的结构及工作原理

### 1.3.1 线控主动四轮转向汽车的结构

线控主动四轮转向技术是在线控技术的基础上,依据线控技术的优势和特点对四轮转向技术进行深度开发的一项新技术。线控主动四轮转向系统改进了传统的采用转向传动轴连接方向盘和转向器的机械转向结构,应用电机对转向系统进行转向驱动。因此可将线控主动四轮转向系统的硬件部分划分为转向盘模块和四轮转向执行模块,同时其硬件系统与 ECU 协同工作共同完成线控主动四轮转向汽车的转向任务(如图 1.11 所示)。一个完整的线控主动四轮转向系统还应该具有自动防故障系统、电源系统、车载网络等辅助系统。

转向盘模块主要由转向盘、转角传感器、扭矩传感器、减速器、路感模拟电机、电机电流传感器等构成。由于线控主动四轮转向系统不再使用传统的机械转向结构,因此驾驶员所输入的转向信息不能直接作用于车轮,而是要通过转角传感器将驾驶员输入的转向信息转化为数字信号输入给 ECU。同时 ECU 还要通过车速传感器和横摆



角速度传感器等对汽车当前的状态信息进行采集，从而辨识驾驶员的操纵意图，并向前、后轮转向执行模块和路感模拟电机发送控制信号。路感模拟电机根据 ECU 在汽车不同工况下所计算的路感模拟信号向转向盘输出相应的转矩，为驾驶员提供良好的路感<sup>[43]</sup>。

与传统的前轮转向汽车不同，线控主动四轮转向汽车的转向执行模块由前轮转向执行模块和后轮转向执行模块共同构成，前、后轮都能够实现主动转向。四轮转向执行模块的主要部件有：电机电流传感器、转向执行电机、减速器、齿条位移传感器、转向器、车轮等。电机电流传感器接收 ECU 输出的驾驶转向信息并将其转化为转向执行电机所需的标准的电信号。减速器能够将转向执行电机输出的转矩提高到一个合理的值并驱动转向器进行工作。车轮是车-路信息交互的重要媒介，齿条位移传感器能够配合 ECU 计算出汽车的前、后轮转角，便于 ECU 掌握汽车的转向运动状态，从而实现 ECU 对汽车前、后轮转角的闭环控制。同时根据转向器型号的不同，可以配备小齿轮转角传感器、前轮转角传感器等替代齿条位移传感器来间接获得汽车当前的前、后轮转角<sup>[44]</sup>。

ECU 是线控主动四轮转向系统的核心单元，一般由一个或多个单片机构成。ECU 通过通信总线采集由系统状态传感器和车辆状态传感器所提供的转向盘转角、转矩以及汽车当前的四个车轮的转角等实时信息，再根据所设计的控制算法对上述信息进行分析和计算来控制路感模拟电机和转向执行电机的运行状态，实现对驾驶路感的模拟和四轮主动转向的协调。同时 ECU 还应该对线控主动四轮转向汽车的自动防故障系统进行控制，使系统更加稳定、可靠、安全的运行。

由于线控主动四轮转向汽车所采用的电控转向系统的特殊性，系统中电子元件的故障会严重影响汽车的安全行驶，因此自动防故障系统对线控主动四轮转向汽车至关重要。目前汽车工程中多采用容错控制的方法来实现汽车故障的自动防护：当线控主动四轮转向系统不能正常运行时，ECU 会根据故障自诊断程序和采集的传感信息监测出故障的等级和类别，同时采用软件容错系统和硬件容错系统并行的方式进行故障处理<sup>[45]</sup>。

目前汽车的供电系统多采用 24V 的车载电源，主要承担了车用电器以及车用电子设备的供电工作。但是线控主动四轮转向系统包含了路感模拟电机、前、后轮转向执

行电机、ECU、传感器等耗电装置，这些装置增加了车载电网的载荷，电能损耗极大。因此选用输出为48V的车载供电系统能够保证线控主动四轮转向汽车车载电网的稳定运行。

随着汽车电子的不断发展，电子装置之间的通讯日益复杂。针对汽车中电子器件之间采用传统的点对点连线方式所造成的通讯线束数量多且排列复杂、成本高、体积大、可靠性低等问题，在汽车电控装置的通讯传输中采用总线技术，使汽车的各个电控单元能够共享并交换在总线中传输的数据，减少车内连线，有效地增加了通讯传输的可靠性和安全性。

目前常见的车载网络多采用CAN、LAN、LIN、MOST等总线技术。随着总线技术的发展，未来可能会用到TTP、Byteflight、Flex Ray等实时传输更快速的总线协议。

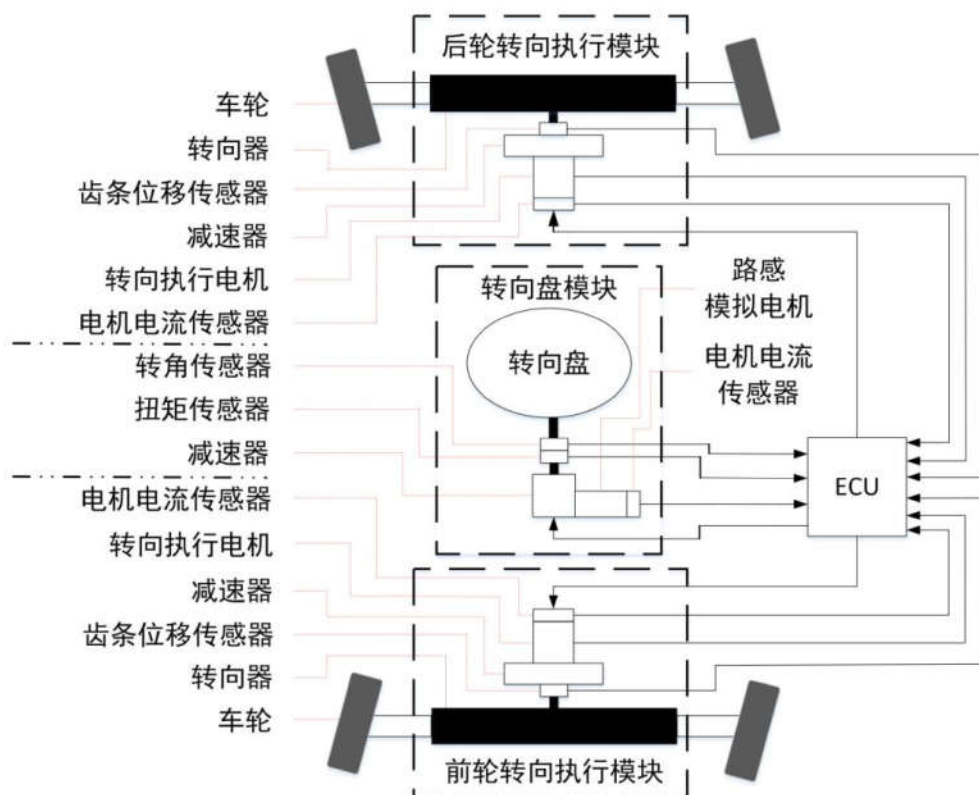


图 1.11 线控主动四轮转向系统结构图

### 1.3.2 线控主动四轮转向汽车的工作原理

如图 1.12 所示，当驾驶员操纵线控主动四轮转向汽车进行转向运动时，驾驶员的转向意图可以通过操控转向盘运动的形式传递给转向系统。这时位于转向柱上的转角传感器和扭矩传感器将采集到的转向盘运动信息以数字信号的形式通过车载网络传输

给 ECU。同时 ECU 在车载网络中调取车辆状态传感器组检测到的车速信息、横摆角速度信息、侧向加速度信息、道路附着信息以及汽车其他相关的状态信息，与上述转向信息相结合，按照所设计的控制策略计算出线控主动四轮转向汽车前、后轮主动转向角控制信号，并向前、后轮转向执行模块发送转向命令，驱动转向执行电机工作。转向执行电机通过调节转向器（不同类型的转向器中转向传动机构不同）中的左右转向横拉杆、齿轮齿条等转向传动机构的运动来控制汽车的前、后轮达到目标的前、后轮转角值，ECU 向车载电源发送转向执行电机断电指令，切断车轮转动的动力驱动，保证汽车的前、后轮转向角值不变。与此同时，ECU 通过前、后轮转向执行模块中转向阻力传感器获得的转向阻力信息（如可以安装齿条力传感器检测包含回正力矩信息的齿条力）计算出能够反映车辆运动状态和路面附着条件的回正力矩，并结合齿条位移传感器获得的齿条位移信息（等效前、后轮转角）按照一定的控制规律以数字信号的形式通过车载网络将其传递给转向盘模块中的路感模拟电机，路感模拟电机作用于转向盘，使驾驶员获得实时的路感<sup>[46]</sup>。

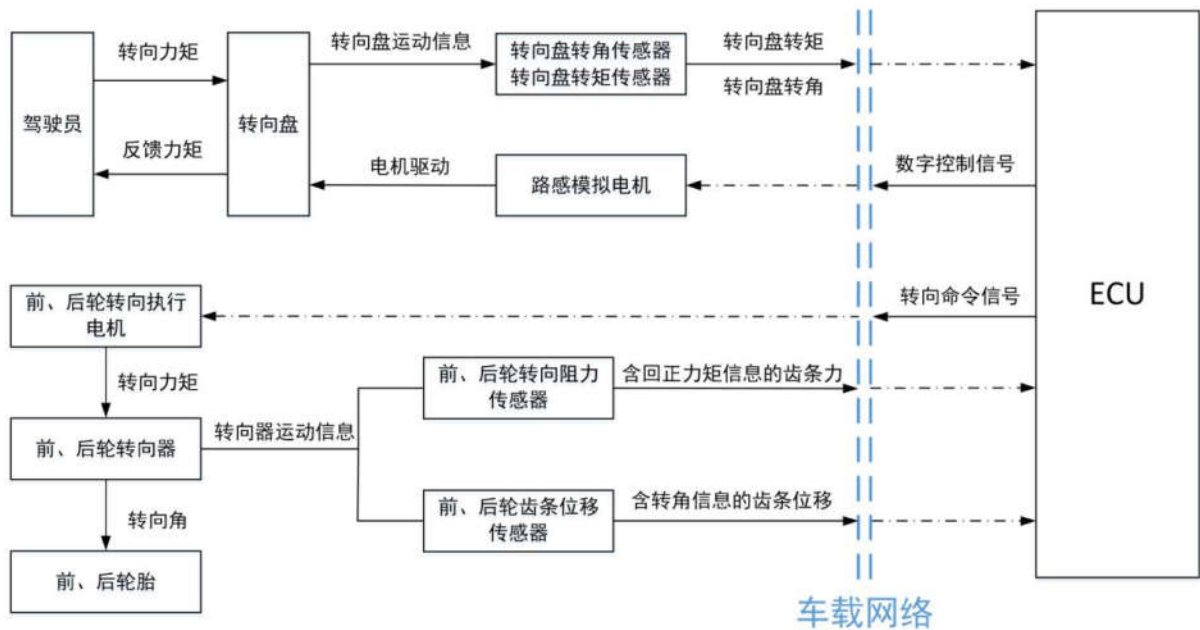


图 1.12 线控主动四轮转向汽车工作原理图

## 1.4 本论文主要研究内容

论文以提高汽车的操纵稳定性和主动安全性为目标，以线控主动四轮转向汽车为研究对象。首先建立精度较高的非线性线控主动四轮转向汽车的动力学模型作为理论

分析依据和仿真研究平台。其次提出一种结构简单，工程应用价值较高的控制策略来推动该项技术的工程实现。再次考虑汽车在行驶过程中所面对的高速侧向风、轮胎非线性等不确定性的影响，采用合适的控制手段实现对不确定性影响的强力抑制和快速消除。最后建立感知线控主动四轮转向汽车运动特性的驾驶员模型，构成人-车-路闭环系统，对汽车的稳定性进行全面的评价。

本文第一章对本课题的研究背景及意义做出了详细的阐述，指出了传统四轮转向汽车的局限性，根据现代汽车的发展趋势，分析了线控主动四轮转向技术的优势，介绍了线控主动四轮转向汽车的结构，分析了线控主动四轮转向汽车的工作原理。

本文第二章在 Simulink 环境中搭建了 Doguff 非线性轮胎数学模型，并将该轮胎模型与包含车辆纵向运动、横向运动、横摆运动、侧倾运动以及四个车轮转动的八自由度非线性车辆数学模型相结合作为线控主动四轮转向汽车的整车模型。在多学科领域复杂系统建模仿真平台 AMEsim 中按照工程机械的工作原理以模块化的方式搭建了线控主动四轮转向十六自由度非线性整车模型，并将两种模型进行了联合仿真，验证了 Simulink 中的八自由度非线性模型稳定，动态响应精准。

为了提高线控主动四轮转向系统工程实现的可能性，本文第三章提出了三步法控制策略。以跟踪参考模型为控制目标，设计三步法控制器，具体包括类稳态控制、考虑参考变化的前馈控制和状态相关的误差反馈控制。在 Simulink 仿真平台进行了控制系统的开环仿真研究，结果表明该方法能够有效地提高主动四轮转向汽车的操纵稳定性与主动安全性。

针对高速侧向风、轮胎非线性等不确定性对高速行驶的汽车的安全性所造成的影响，本文第四章基于不确定性影响下的线控主动四轮转向模型提出了一种全滑模控制方法。全滑模控制能够保证系统的初态处于滑模面上，通过控制作用使其始终在滑模区运动，不存在趋近模态，具有全局鲁棒性。其中积分时变滑模面的积分项能够消除稳态误差，时变项能够保证系统的初态处于滑模面上；采用的变指数趋近律能够保证滑模运动在进入滑模区后渐近收敛于原点；应用的平滑函数能够有效地削弱控制系统抖振的不利影响。

为了全面地研究和评价线控主动四轮转向系统的性能，考虑驾驶员在实际行驶的过程中对汽车行驶特性的影响，本文第五章基于模糊 PID 的预瞄最优曲率驾驶员模型



进行了线控主动四轮转向系统的闭环仿真研究（传统的单点预瞄驾驶员模型中的校正环节是表征理想的方向盘转角和理想的侧向加速度之间关系的传递函数，它依赖于汽车的动力学特性，而利用两输入两输出的线控主动四轮转向系统推导驾驶员模型中的校正环节十分困难，通过一些数学手段进行拟合精度较低，采取系统辨识的方法建立传递函数则受到试验条件不足的限制，同样不能保证其精度）。针对采用线控主动四轮转向数学模型建立理想侧向加速度和理想横摆角速度之间校正环节的传递函数精度低的问题，采用模糊 PID 的控制方法来模拟校正环节的输入输出特性，使驾驶员能够很好的感知线控主动四轮转向汽车的动态行为。同时将该驾驶员模型应用于上述两种控制策略作用下的线控主动四轮转向汽车，并进行了人-车-路闭环系统仿真，验证了所提出的两种控制算法的闭环有效性。

第六章对全文的线控主动四轮转向研究工作进行总结。

## 第2章 车辆动力学模型

为了更好地研究线控主动四轮转向系统的动态特性，同时也为了给线控主动四轮转向控制策略提供一个仿真研究平台，建立一个能够反映实车运动状态的动力学模型。研究线控主动四轮转向汽车的动力学特性，能够对系统各环节的工作过程和响应动态有一个深入的了解，为后续控制策略的开发提供良好的理论研究基础。汽车动力学模型越复杂，所需要的车辆参数越多，标定工作量也越大，线控主动四轮转向汽车的操纵稳定性主要依赖于其侧向动力学特性。建立线控主动四轮转向汽车的纵向、横向、横摆、侧倾和四个车轮转动共八个车身自由度模型并配合非线性轮胎工作就能够很好地反映线控主动四轮转向汽车转弯过程中的侧向运动特性。为了验证所建立的非线性八自由度整车模型的精确性，在复杂系统建模与仿真平台 AMESim 搭建了包含车身六个自由度、车轴四个自由度、车轮四个自由度、前后轴转向系统两个自由度共十六个自由度的线控主动四轮转向车辆模型，验证八自由度整车模型的精确性。

### 2.1 车辆动力学建模方法的比较与分析

汽车主要是由发动机系统、车身系统、底盘系统、电气系统组成的一个多自由度、多输入多输出、多干扰源、伴有时变与时滞的复杂非线性系统。想要建立完整的整车动力学模型是十分困难的，只能通过一些方法对汽车各个刚性、柔性、以及刚柔耦合部件的弹性、惯性、阻尼等多种动力学特性进行描述，或采取一些技术手段对这些非线性元件进行参数化的标定和辨识<sup>[38]</sup>。目前汽车动力学建模方法主要有三种，分别是：人工建模、图形建模和计算机软件自动建模<sup>[47]</sup>。

人工建模是最早的一种汽车动力学建模方法，在没有出现汽车动力学计算机建模软件之前，汽车动力学模型的建立都是靠这种人工的方式进行的。人们主要是通过汽车的受力情况和汽车运动参数之间的关系推导出汽车动态特性的微分方程组，采用离散化的方法将连续的方程组转化为离散的差分方程组，并通过计算机语言以程序化的方式对其进行编译、求解，计算并分析汽车在运动过程中的动态变化。这种建模方法的过程比较繁琐，各个部件之间的关系不够直观，同时随着汽车计算机建模软件的不不断发展和完善，人工建模方法的应用性不高。

图形建模可以看作是人工建模方法的一种改进方法，它是一种人工结合计算机的混合建模方式。车辆动力学微分方程的推导仍然是由人工进行，而汽车动态响应的计算不再通过计算机编程求解得到，而是依靠专业的计算机软件包（如 Matlab/Simulink 等）来完成。采用 Simulink 来进行系统建模无需大量的程序书写，以模块化的方式通过参数之间的数学关系来进行连接，能够快速有效地实现线性系统、非线性复杂系统的动态建模过程，各模块之间的关系更为直观，可以很好的适用与汽车动力学模型的建立与分析。同时在 Simulink 环境中能够轻松建立复杂的控制器，因此其在控制理论的设计与开发过程中具有较高的应用价值<sup>[48]</sup>。

计算机软件自动建模是目前应用较多的建模方法，无论是汽车动力学模型的建立还是对汽车动态响应的计算和分析都是专业的车辆动力学仿真软件独立完成，建模过程更加方便。目前计算机建模软件大致可以分为两类，一类是基于总成结构建模方式的计算机软件，主要依据各个部件的动力学原理来建立其物理结构特性，通过一定的约束关系把各个部件联系起来，利用外力或运动进行驱动。基于多体动力学求解，计算速度慢，需要的参数非常多，自由度也很多，能够导入柔性模型，能够仿真高频的振动，可用于垂向舒适性的仿真，可用于耐久试验的载荷模拟，如 ADAMS、Motion View 等。另一类是基于总成特性建模方式的计算机软件，主要依据车辆动力学理论将汽车以子系统的形式进行简化分解，并明确各个子系统内部参数的具体值及各个子系统特性之间的耦合关系，通常无需建立子系统内部的物理结构和部件之间的连接方式。计算速度快，需要的参数少，自由度少，能够表征低频的车辆运动，多用于水平路面的仿真，如 CarSim、CarMarker、AMEsim、veDYNA、PanoSim 等<sup>[47]</sup>。

通过对上述三种建模方法的论述可知，采用计算机软件自动建模的方式进行线控主动四轮转向汽车模型的搭建能够更加精确的反映汽车的运动状态。本文主要对线控主动四轮转向汽车的控制策略进行研究，而计算机自动建模软件中的控制系统开发模块相对匮乏，如果采用联合仿真的方式将控制器与整车建模分开设计，则需考虑软件之间的兼容性、版本之间的匹配性、参数之间的一致性等问题，操作起来比较复杂，故障率较高。针对本课题的实际情况，我们选用图形建模方式在 Simulink 中搭建非线性八自由度线控主动四轮转向车辆模型，并通过计算机软件建模的方式在 Amesim 中建立非线性十六自由度的线控主动四轮转向车辆模型对其进行验证，保证其能够反映



车辆真实运动状态。

## 2.2 车辆坐标系的定义

在车辆的动力学分析中，需要根据汽车的受力情况来描述汽车的运动。假设在任意时刻，汽车上某点受到一定大小和方向的作用力来保持汽车匀速运动或驱动汽车加速行驶，这种作用力主要由彼此相互独立的且物理规律不同的轮胎支持力、空气动力、重力等组成。由于这些力之间的作用点和作用方向均不同，进行单一的处理十分麻烦。因此需要借助坐标系对汽车中的参数进行定义，表征汽车系统中各个参数的坐标关系与正负规定，方便分析汽车的速度、加速度等状态以及改变这些状态的力。

汽车是一个复杂的非线性系统，每一个模块都有自己的运动特点，采用一个坐标系来定义汽车各个模块的参数不能直观地展现子模块的动态过程（如以汽车的质心为原点建立坐标系来定义车轮的参数进行车轮的动力学分析没有比以车轮转动中心为原点建立坐标系定义车轮的参数更加直接）。若对汽车的子模块采用分建坐标系的方式来定义各子模块的参数，再通过坐标转换来分析汽车各子模块之间的相互作用与影响，则人们对所研究对象的空间姿态、运动状态和受力分析将更加清晰。同时，采用这种建立分坐标系方式会降低整车建模的难度，使建模过程更加简单、方便。

目前，在描述车辆动力学的关系中，主要用到的参考坐标系有：大地坐标系、车身坐标系（簧载质量坐标系）、底盘坐标系（非簧载质量坐标系），轮轴坐标系、轮胎坐标系等<sup>[29]</sup>。系统建模越复杂，所涉及的自由度越多，所需要建立的坐标系就越多。国际上对坐标系的定义标准主要有美国汽车工程协会定义的 SAE 标准和国际标准化组织定义的 ISO 标准。其中两种标准规定的车辆坐标系的 X 轴正方向相同；ISO 标准规定车辆坐标系 Z 轴的方向背离地面为正，SAE 标准规定车辆坐标系 Z 轴的方向指向地面为正；两种标准中，车辆坐标系的 Y 轴正方向均根据右手定则判别，互为反向<sup>[49]</sup>。如图 2.1 所示，针对本文所要建立的线控主动四轮转向非线性八自由度车辆模型，选用在大地坐标系 O、车身坐标系 G 和轮胎坐标系 W 下完成。同时为了建模方便，上述三种坐标系均采用 ISO 标准。

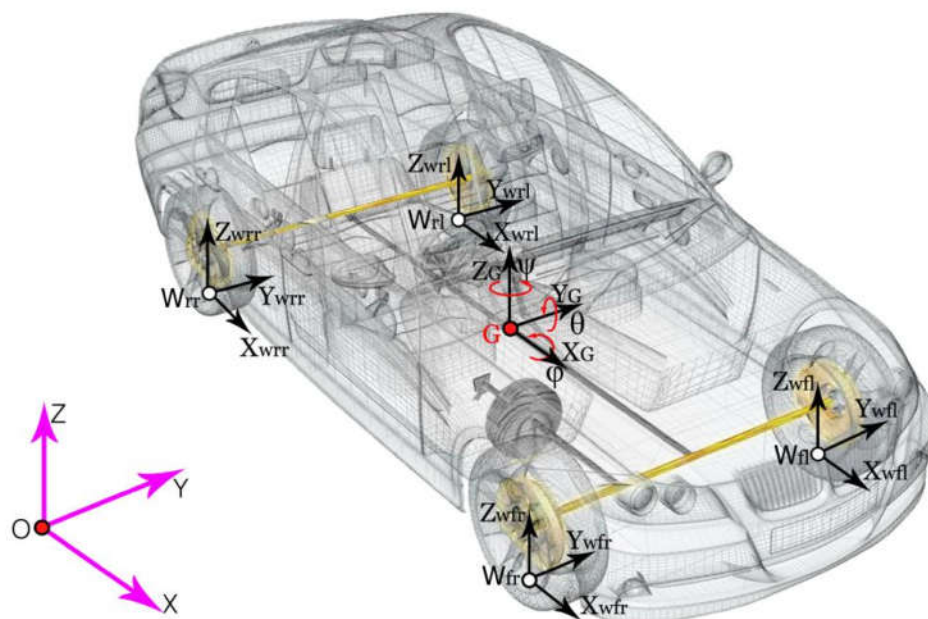


图 2.1 坐标系的定义

(1) 大地坐标系 O-XYZ

大地坐标系也称伽利略坐标系、绝对坐标系。其原点 O 位于汽车质心的正下方固定不动，当汽车停留或驶离大地坐标系的原点时，可以用该坐标系来描述汽车的运动状态，如汽车的位置、绝对速度、横摆角等等。

大地坐标系中，X 轴正方向为汽车初始时刻驾驶员的前方，Z 轴正方向垂直于大地向上，Y 轴正方向根据右手定则判断，指向驾驶员的左侧。

(2) 车身坐标系 G-X<sub>G</sub>Y<sub>G</sub>Z<sub>G</sub>

车身坐标系又称簧载质量坐标系。其坐标原点 G 位于车身的质心，当驾驶员驾驶汽车进行运动时，该坐标原点跟随汽车一起运动，该坐标系可以很好地描述汽车自身的运动姿态，如汽车的质心侧偏角、汽车的侧倾角等等。

车身坐标系中，X 轴正方向为汽车行进过程中驾驶员的前方，Z 轴正方向垂直于大地向上，Y 轴正方向根据右手定则判断，指向驾驶员的左侧。

(3) 轮胎坐标系 W-X<sub>w</sub>Y<sub>w</sub>Z<sub>w</sub>

轮胎坐标系主要用于计算地平面在轮胎接地点处作用于轮胎的力。其坐标原点 W 位于轮胎接地印记中心，并随着轮胎的运动进行移动，该坐标系可以很好地描述车轮

的运动状态，如车轮转向角、车轮侧偏角等<sup>[49]</sup>。

## 2.3 线控主动四轮转向汽车动力学模型

### 2.3.1 非线性八自由度线控主动四轮转向汽车动力学模型

由于汽车是一个非常复杂的非线性多体动力学系统，通过现有的建模手段来建立与实车的动态响应完全一致的整车模型是十分困难的。因此需要在保证所建立模型的准确性和可靠性的基础上，针对所研究的目标对实车系统进行简化，从而建立能够指导实验研究的简化模型<sup>[49]</sup>。在简化的过程中，整车的自由度保留越多，所建立模型的精度越高，但建模难度越大，仿真效率越低。本文主要研究线控主动四轮转向汽车的操纵稳定性和主动安全性，需要建立能够充分反映线控主动四轮转向系统侧向动力学特性的模型。整车非线性八自由度车辆模型包含了汽车的纵向运动，横向运动，横摆运动，侧倾运动以及四个车轮的转动，模型复杂度适中，仿真效率较高，可以很好地满足本课题中控制策略的开发以及仿真研究的需要<sup>[38],[50]</sup>。为了将实车简化为非线性八自由度整车模型，需要做如下假设<sup>[29]</sup>：

①假设车身坐标系的原点与汽车的质心重合。

②假设汽车行驶在路面附着系数固定不变水平路面上，不考虑汽车的垂向运动和俯仰运动，假设路面附着系数已知。

③悬架假设为只沿垂向作用的等效弹簧和减振器，同时忽略车轮外倾角和回正力矩对整车动力学性能的影响。

④转向角度小于5度时，不考虑Ackman转向定理的影响，直接以前、后轮转角作为等效输入，认为左右车轮转动相同的角度。

⑤忽略气动阻力、气动升力、气动俯仰力矩的影响，仅考虑气动侧向力、气动横摆力矩、气动侧倾力矩的影响，认为侧向风作用于车身某一点上。

根据以上的假设，简化后的非线性八自由度整车模型的力学分析如图2.2所示，整车参数如表2.1所示。

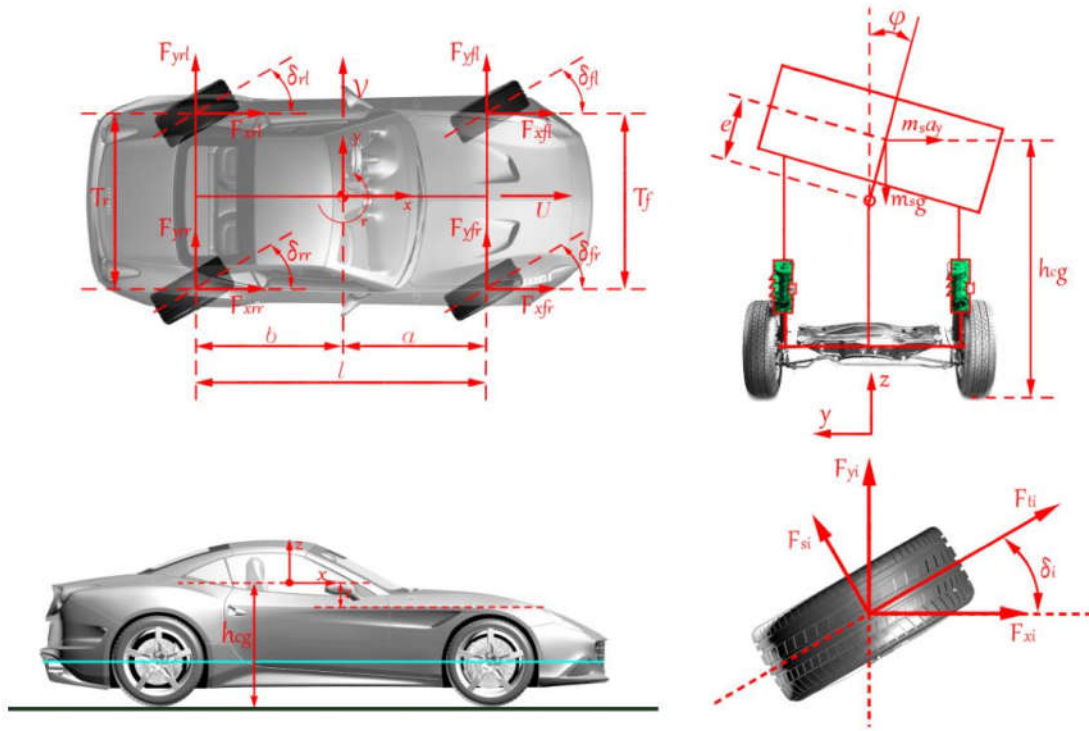


图 2.2 非线性八自由度整车模型

表 2.1 整车参数表

符号	参数含义	数值	符号	参数含义	数值
$m$	整车质量	1704.7 kg	$K_{\phi f}$	前轴侧倾刚度	47298 N·m / rad
$m_s$	簧载质量	1526.9 kg	$K_{\phi r}$	后轴侧倾刚度	37311 N·m / rad
$g$	重力加速度	9.81 kg / m <sup>2</sup>	$K_R$	前轴侧倾刚度占比	0.559
$a$	质心至前轴的距离	1.035 m	$R_w$	车轮有效滚动半径	0.313 m
$b$	质心至后轴的距离	1.655 m	$I_w$	车轮转动惯量	0.99 kg·m <sup>2</sup>
$L$	轴距	2.69 m	$C_s$	轮胎纵向刚度	52925 N·m / rad
$T_f$	前轮之间的距离	1.535 m	$C_a$	轮胎侧向刚度	39515 N / rad
$T_r$	后轮之间的距离	1.535 m	$K_{\phi}$	等效侧倾刚度	84609 N / rad

$I_x$	车身侧倾转动惯量	$744 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	$C_\phi$	等效侧倾阻尼	$5476 \text{ Nm} / \text{rad} / \text{s}$
$I_z$	整车横摆转动惯量	$3048.1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	$\varepsilon_r$	路面附着缩减系数	0.015
$k_{rl}$	前轴侧倾转向系数	0.2	$\rho$	空气密度	$1.225 \text{ kg} / \text{m}^3$
$k_{rr}$	后轴侧倾转向系数	-0.2	$A$	汽车正面迎风面积	$2.1 \text{ m}^2$
$h_{cg}$	簧载质量质心距离地面的高度	$0.542 \text{ m}$	$h_w$	风压中心至侧倾轴的垂直距离	$0.37 \text{ m}$
$e$	簧载质量质心至侧倾轴的垂直距离	$0.445 \text{ m}$	$I_{xz}$	簧载质量绕 z 轴和 x 轴的转动惯量乘积	$21.09 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

下面对非线性八自由度车辆模型的动力学特性进行描述，了解车辆结构原理，为后续进行汽车操纵稳定性分析奠定基础。建模过程中涉及到的变量符号及含义如表 2.2 所示，根据达朗伯原理，建立非线性八自由度整车动力学模型如下<sup>[51-52]</sup>：

纵向运动：

$$m\dot{u} - mv\gamma = \sum F_{xi} \quad (2.1)$$

$$\sum F_{xi} = F_{xfl} + F_{xfr} + F_{xrl} + F_{xrr} \quad (2.2)$$

表 2.2 汽车变量参数表

$u, v$	车辆质心纵向和横向速度	$\gamma$	车辆横摆角速度
$\delta_l, \delta_r$	车辆前、后轮转角	$\phi$	车辆簧载质量侧倾角
$a_y$	车辆质心侧向加速度	$l_w$	风压中心至汽车质心的水平距离
$F_w$	侧向风风力	$\mu$	路面附着系数
$i = fl, fr, rl, rr$	分别表示车辆的前左轮、前右轮、后左轮、后右轮		
$F_{xi}, F_{yi}, F_{zi}$	地面对车辆的各个车轮沿纵向速度方向、横向速度方向和垂向速度方向的作用力		
$\sum F_{xi}$	车辆纵向轮胎合力	$\sum F_{yi}$	车辆横向轮胎合力

$\sum M_{zi}$	车辆横摆合力矩	$L_x$	车辆前、后轴的侧倾当量
$T_{di}$	车轮驱动力矩	$T_{bi}$	车轮制动力矩
$F_{ii}$	轮胎牵引力	$F_{si}$	轮胎侧向力
$\omega_i$	车轮转动角速度	$\delta_i$	车轮转向角
$\alpha_i$	轮胎侧偏角	$S_i$	轮胎的纵向滑移率
$u_{wi}$	车轮的纵向速度	$\lambda$	轮胎动态参数

侧向运动:

$$m\dot{v} + mu\gamma - m_s e \ddot{\phi} = \sum F_{yi} + F_w \quad (2.3)$$

$$\sum F_{yi} = F_{xfl} + F_{yfr} + F_{yrl} + F_{yrr} \quad (2.4)$$

横摆运动:

$$I_z \dot{\gamma} - I_{xz} \ddot{\phi} = \sum M_{zi} \quad (2.5)$$

$$\sum M_{zi} = a(F_{yfl} + F_{yfr}) - b(F_{yrl} + F_{yrr}) - \frac{T_f}{2}(F_{xfl} - F_{xfr}) - \frac{T_r}{2}(F_{xrl} - F_{xrr}) + l_w F_w \quad (2.6)$$

侧倾运动:

$$I_x \ddot{\phi} - I_{xz} \dot{\gamma} = L_x \quad (2.7)$$

$$L_x = m_s e (\dot{v} + u\gamma) + m_s g e \sin \phi - K_\phi \phi - C_\phi \dot{\phi} - h_w F_w \quad (2.8)$$

车轮旋转运动:

$$I_w \dot{\omega}_i = Td_i - R_w F_{ii} - Tb_i \quad (2.9)$$

上式中非驱动轴的车轮驱动力矩  $T_{di} = 0$ 。

为了描述轮胎力学特性对整车的影晌，可以通过坐标变换将轮胎坐标系下的轮胎牵引力  $F_{ii}$  和轮胎侧向力  $F_{si}$  转换为大地坐标系下沿车辆纵向速度和侧向速度方向的纵向力  $F_{xi}$  和侧向力  $F_{yi}$ ：

$$\begin{cases} F_{xi} = F_{ii} \cos \delta_i - F_{si} \sin \delta_i \\ F_{yi} = F_{ii} \sin \delta_i + F_{si} \cos \delta_i \end{cases} \quad (2.10)$$



其中线控主动四轮转向汽车的四个车轮转角关系可以表示为:

$$\begin{cases} \delta_{fl} = \delta_{fr} = \delta_f - K_{rf}\varphi \\ \delta_{rl} = \delta_{rr} = \delta_r - K_{rr}\varphi \end{cases} \quad (2.11)$$

轮胎的牵引力  $F_{ti}$  主要与轮胎垂向载荷  $F_{zi}$ 、轮胎的滑移率  $S_i$ 、路面附着系数  $\mu$  三个变量有关。而轮胎的侧向力不仅与上述三个变量有关,还受到轮胎侧偏角的影响。轮胎侧偏角  $\alpha_i$  的数值可以根据汽车的纵向速度  $u$ 、侧向速度  $v$ 、横摆角速度  $\gamma$  以及四个车轮的转角  $\delta_i$  通过如下等式计算得出:

$$\begin{cases} \alpha_{fl} = \delta_{fl} - \arctan\left(\frac{v+a\gamma}{u-0.5T_f\gamma}\right) \\ \alpha_{fr} = \delta_{fr} - \arctan\left(\frac{v+a\gamma}{u+0.5T_f\gamma}\right) \\ \alpha_{rl} = \delta_{rl} - \arctan\left(\frac{v-b\gamma}{u-0.5T_f\gamma}\right) \\ \alpha_{rr} = \delta_{rr} - \arctan\left(\frac{v-b\gamma}{u+0.5T_f\gamma}\right) \end{cases} \quad (2.12)$$

轮胎的滑移率  $S_i$  主要由车轮转动角速度  $\omega_i$  和车轮纵向运动速度  $u_{wi}$  共同决定。车轮转动角速度可以通过对公式 (2.9), 即车轮旋转运动方程, 积分获得。车轮轮心在轮胎坐标系下的纵向速度如同轮胎侧偏角一样, 可由车辆的运动状态获得:

$$\begin{cases} u_{wfl} = \left(u - \frac{1}{2}T_f\gamma\right) \cos \delta_{fl} + (v + a\gamma) \sin \delta_{fl} \\ u_{wfr} = \left(u + \frac{1}{2}T_f\gamma\right) \cos \delta_{fr} + (v + a\gamma) \sin \delta_{fr} \\ u_{wrl} = \left(u - \frac{1}{2}T_r\gamma\right) \cos \delta_{rl} + (v - a\gamma) \sin \delta_{rl} \\ u_{wrr} = \left(u + \frac{1}{2}T_r\gamma\right) \cos \delta_{rr} + (v - a\gamma) \sin \delta_{rr} \end{cases} \quad (2.13)$$

轮胎垂向载荷主要由静态载荷和动态载荷构成, 其中静态载荷是指车辆各个车轮在车辆重力作用下所需要分担的负荷。动态载荷是指车辆在进行加速、制动、转弯等运动时, 驱动力、制动力、侧倾力矩等对各个车轮负荷分配比例的影响所造成的负荷转移现象, 可以通过车辆的纵向加速度、侧向加速度、车身侧倾角的变化直观地展现出来<sup>[38],49]</sup>。轮胎垂向载荷的计算公式如下:



$$\begin{cases} F_{zfl} = \frac{mg}{2} \left[ \frac{b}{L} - \frac{a_x h_{cg}}{gl} - K_R \left( \frac{h_{cg} a_y}{T_f g} + \frac{m_s e}{m T_f} \sin \varphi \right) \right] \\ F_{zfr} = \frac{mg}{2} \left[ \frac{b}{L} - \frac{a_x h_{cg}}{gl} + K_R \left( \frac{h_{cg} a_y}{T_f g} + \frac{m_s e}{m T_f} \sin \varphi \right) \right] \\ F_{zrl} = \frac{mg}{2} \left[ \frac{b}{L} + \frac{a_x h_{cg}}{gl} - (1 - K_R) \left( \frac{h_{cg} a_y}{T_f g} + \frac{m_s e}{m T_f} \sin \varphi \right) \right] \\ F_{zrr} = \frac{mg}{2} \left[ \frac{b}{L} + \frac{a_x h_{cg}}{gl} + (1 - K_R) \left( \frac{h_{cg} a_y}{T_f g} + \frac{m_s e}{m T_f} \sin \varphi \right) \right] \end{cases} \quad (2.14)$$

上式中,

$$a_x = \dot{u} - v\gamma \quad (2.14.1)$$

$$a_y = \dot{v} + u\gamma + \frac{m_s}{m} e\dot{p} \quad (2.14.2)$$

$$K_R = \frac{K_{\varphi f}}{K_{\varphi f} + K_{\varphi r}} = \frac{K_{\varphi f}}{K_{\varphi}} \quad (2.14.3)$$

### 2.3.2 轮胎模型

车辆的动力学特性不仅包含车身的运动状态特性以及车身相应的力学特性,还包括车辆与地面之间相互作用的轮胎动力学特性。轮胎作为汽车不可或缺的一部分,起到了支撑车身以承受汽车的负荷、平缓路面激励对汽车造成的震动和冲击以防止汽车部件因剧烈震动而易损坏等作用。更重要的是它能够通过与地面之间形成的小小的接触印记为车辆的运动提供控制力和干扰力,使汽车接收到地面提供给它的驱动力、制动力、转向力等后,能够实时的做出动态响应<sup>[53]</sup>。面对汽车主要受到的三种外力,如果忽略空气动力和重力这两种外力的影响,汽车的动态变化很大程度上都是由地面作用给轮胎的外力造成的。轮胎力学特性的分析对研究整车的动力学特性至关重要,直接关系到汽车的动力性、制动性、舒适性、转向操纵性和行驶稳定性等与轮胎和路面之间摩擦性能有关的一系列汽车性能<sup>[54]</sup>。由于轮胎材料的主要成分是橡胶或其复合物,并采用了压缩空气的方式对其进行充气,导致了轮胎具有高度非线性、可压缩性、各向异性、粘弹性等特殊性质。汽车在行驶的过程中,轮胎会受到工作气压、轮胎负荷、行驶速度、轮胎温度、道路条件等因素的影响,受力情况十分复杂<sup>[55]</sup>。建立合理

的轮胎模型来精确地描述轮胎力和力矩与影响因子之间的函数关系是汽车动力学研究、汽车控制技术研究的重点和难点。轮胎模型的精度越高，依据该模型计算出的轮胎力就越准确，保证了整车动力学模型和系统仿真结果的正确性。

轮胎力学模型的分类方式有很多种，包括按照建模方法进行分类的理论模型、经验或半经验模型、自适应模型；按照动力学仿真用途进行分类的操纵模型、舒适模型、疲劳载荷模型；按照性能进行分类的稳态模型、瞬态模型、动态模型。其中，应用最普遍的是按照建模方法的分类方式，下面将以这种分类方式为主线进行轮胎模型的介绍<sup>[56]</sup>。

#### ①理论轮胎模型：

理论模型是通过对轮胎形变的物理过程进行分析，采用数学描述的手段建立的轮胎力学模型。早期的研究主要是将轮胎简化为一个简单的物理模型对其进行定性分析，包含弦模型：将轮胎简化为一个承受张力和侧向弹性恢复力的无质量的弦；梁模型：针对弦不能承受弯曲的特性，为了考虑轮胎的形变，将胎体假设成弹性基础上的无限长梁；刷子模型：针对子午线轮胎自身形变小的特点，假设胎体是刚体且轮胎的形变都集中在胎面上，用三维的弹性刷子单元来模拟胎面的形变过程。随着广大学者的不断研究，产生了很多典型的理论轮胎模型，主要有线性模型、UA 模型、Ftire 模型、LuGre 模型、Dugoff 模型、Gim 模型、Fiala 模型等等<sup>[53]</sup>。

理论轮胎模型的公式相对复杂，计算效率较低，模型的精度有限，但是其通用性较强且求解精度较高，能够基本上描述轮胎力的特性趋势，在汽车动力学模拟、控制等领域具有很好的应用价值。

#### ②经验或半经验模型

经验模型是将大量的轮胎力特性试验的测试数据通过合适的经验公式来进行拟合以表征轮胎力学特性与输入参数之间的映射关系。半经验模型是经验模型的一种特殊情况，它在经验模型的基础上，还需要满足一定的边界条件，建立了试验测试数据与理论分析结果之间的联系。这类轮胎模型目前研究相对较多，典型的主要有多项式模型、Burckhardt 模型、K-D 模型、LC 模型、Magic Formula 模型、SWIFT 模型、MF-Tyre 模型、UniTire 模型等等<sup>[56]</sup>。

经验模型或半经验模型的表达形式相对简洁，计算简单且实际应用方便，模型精

度相对较高。但由于试验数据的有限性,模型外推性不好(一些极限工况时可能引起不真实的响应),模型通用性较差且参数的物理意义不明确。同时该模型无法解决动态问题,在汽车动力学仿真中无法进行舒适性和疲劳载荷方面的研究。

### ③自适应模型

自适应模型是针对不同的输入参数,以理论分析和实验测试为基础,以模拟生物体的某些功能、结构或生物界的某些现象为手段所建立的能够适应外部环境变化的智能模型。目前,比较常见的自适应模型主要有遗传算法轮胎模型和神经网络轮胎模型<sup>[57]</sup>。

自适应模型的建模效率高,且能够高精度地对轮胎和汽车的操纵性进行预测,可以满足汽车动力学仿真中对轮胎模型更高的要求。随着人工智能的兴起和进步以及现代汽车智能化的发展方向,自适应模型在未来会有很大的发展和应用空间。

1970年,Dugoff等人为了补充和改进 Fiala 所提出的分析和计算梁模型侧向力的方法以及由 Pacejka 和 Sharp 所提出的综合计算轮胎侧向力和纵向力的方法,从轮胎纵滑侧偏特性出发,对 Pacejka 和 Sharp 所提出的能够较为真实的反映轮胎与路面之间压力关系的抛物线形压力分布方式进行了简化,假设轮胎印记为近似的矩形且印记中的压力呈均匀的垂直压力分布,提出了一种在纯纵滑、纯侧偏、纵滑侧偏联合工况下均能对轮胎的纵向力和侧向力进行求解的 Dugoff 轮胎模型<sup>[58-59]</sup>。该模型建立了轮胎的纵向力、侧向力与滑移率、刚度、侧偏角、垂直载荷、道路附着情况等参数的关系,可以很好的应用于轮胎特性参数变化对轮胎力学特性的影响等方面的研究。与其他的典型的轮胎模型相比,如简单的 Fiala 弦轮胎模型、线性轮胎模型等,该模型同时考虑了轮胎的纵向动力学和横向动力学,模型更加准确;与更复杂的轮胎模型相比,如 Pacejka 魔术公式、UniTire 模型等,该模型公式简洁,所需的参数较少,计算方便,对轮胎参数化的依赖较小,轮胎力学特性与道路附着情况之间的关系更加直观,对研究路面附着情况对整车动态特性的影响更方便<sup>[56]</sup>。由于轮胎中纵向刚度和侧偏刚度的数值相差较大,Dugoff 轮胎模型对纵向刚度和侧偏刚度进行了单独的配置,本文选用 Dugoff 轮胎模型实现对侧偏刚度的设定,便于研究轮胎侧偏刚度变化对线控主动四轮转向汽车侧向动力学的影响。

Dugoff 轮胎模型在车轮平面方向根据车轮的有效滚动半径  $R_w$ 、车轮转动角速度  $\omega_i$

和车轮纵向速度  $u_{wi}$  定义了轮胎的纵向滑移率  $S_i$  [60]:

$$S_i = \begin{cases} \frac{R_w \omega_i - u_{wi}}{u_{wi}}, R_w \omega_i < u_{wi} \text{ (制动)} \\ \frac{R_w \omega_i - u_{wi}}{R_w \omega_i}, R_w \omega_i \geq u_{wi} \text{ (驱动)} \end{cases} \quad (2.15)$$

忽略回正力矩的作用, Dugoff 轮胎模型中的轮胎牵引力  $F_{ti}$  和轮胎侧向力  $F_{si}$  可根据轮胎纵向刚度  $C_s$ 、轮胎侧向刚度  $C_\alpha$ 、轮胎滑移率  $S_i$ 、轮胎侧偏角  $\alpha_i$  以及轮胎动态参数  $\lambda$  计算求取:

$$\begin{cases} F_{ti} = \frac{C_s S_i}{1 - S_i} f(\lambda) \\ F_{si} = \frac{C_\alpha \tan \alpha_i}{1 - S_i} f(\lambda) \end{cases} \quad (2.16)$$

上式中,

$$f(\lambda) = \begin{cases} \lambda(2 - \lambda) & \text{if } \lambda < 1 \\ 1 & \text{if } \lambda > 1 \end{cases} \quad (2.16.1)$$

$$\lambda = \frac{\mu F_{zi} \left[ 1 - \varepsilon_r u_{wi} \sqrt{S_i^2 + \tan^2 \alpha_i} \right] (1 - S_i)}{2 \sqrt{C_s^2 S_i^2 + C_\alpha^2 \tan^2 \alpha_i}} \quad (2.16.2)$$

## 2.4 模型验证

### 2.4.1 AMEsim 软件简介

AMEsim 全称为 Advanced Modeling Environment for Simulation of Engineering Systems, 是法国 Imagine 公司开发的一款高级跨学科复杂系统建模和仿真软件, 并于 1995 年正式投入市场使用。2007 年, Imagine 公司被比利时 LMS 国际公司全资收购, 并对 AMEsim 进行了重点开发。AMEsim 软件提供了一套标准且优化的物理元件应用库, 包含了 4500 多个元件模型供用户选择使用, 涉及航天、车辆、船舶、机械、液压、能源、电气、控制等多个学科和领域。同时所有这些来自不同物理领域的模型都经过了严格的测试和实验验证, 可以保证所构建的系统模型的精度。AMEsim 主要采用图形化建模的方式, 用户可以根据物理系统的机械构成在元件库中选出合适的元

件进行连接，提高了人们对系统本身物理结构的认识。同时用户可以根据从模型中提取出的构成工程系统的最小单元，在模型中描述系统和零部件的功能。这些最小单元中配置了各个子模型所对应的数学解析表达式，并可以通过 AMEsim 中自带的求解器进行求解计算，不需要书写任何的程序代码，使用户不再需要进行繁琐的数学建模。最后，配置合理的参数即可进行仿真，实现对系统稳态特性、动态特性的有效分析<sup>[61]</sup>。

AMEsim 软件可以进行机、电、液、气、控、热、电磁等多学科综合系统仿真。不但能完成简单的建模任务，还可以考虑摩擦、油液和气体的本身特性、环境温度等难以建模的部分，应用范围很广。同时工程师可以应用集成的一整套物理元件应用库来设计一个系统，通用性与多样性较强，可以有效地解决机械、电气、液压、气动、控制系统的非线性以及研发过程耗时和耗资巨大的问题。此外 AMEsim 还与 Simulink<sup>®</sup>, Adams<sup>®</sup>, Simpack<sup>®</sup>, Flux2D<sup>®</sup>, RTLab<sup>®</sup>, ETAS<sup>®</sup>, dSPACE<sup>®</sup>, iSIGHT<sup>®</sup> 等软件包建立了接口，可以实现不同软件之间的联合仿真<sup>[62]</sup>。

下面简要介绍一下 AMEsim 软件建模仿真的基本步骤和操作流程。AMEsim 主要有 4 种工作模式，分别是 Sketch mode（草图模式）、Submodel mode（子模型模式）、Parameter mode（参数模式）、Simulation mode（仿真模式），系统从建模到仿真依次按照上述顺序进行<sup>[63]</sup>。

#### ①草图模式<sup>4</sup>

用户运行 AMEsim 软件随即进入了草图模式。在草图模式下，既可以通过点击新建图标来创建一个新系统，也可以对已经存在的系统进行修改。无论进行哪种操作，只需要在右侧的 Library Tree（元件应用库）中找到所需要的元件，并将该元件通过鼠标左键直接拖拽到工作区间，并按照合理的物理规则将各元件的输入、输出端口连接起来。如果系统建模没有完成回路，则不能进入下一个工作模式，否则会出现如图 2.3 所示的错误提示。图 2.4 给出了草图模式下完成的线控主动四轮转向汽车的整车模型。

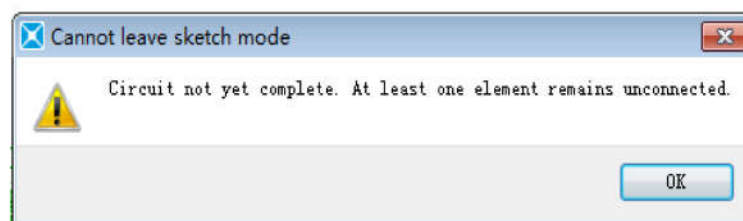


图 2.3 错误提示



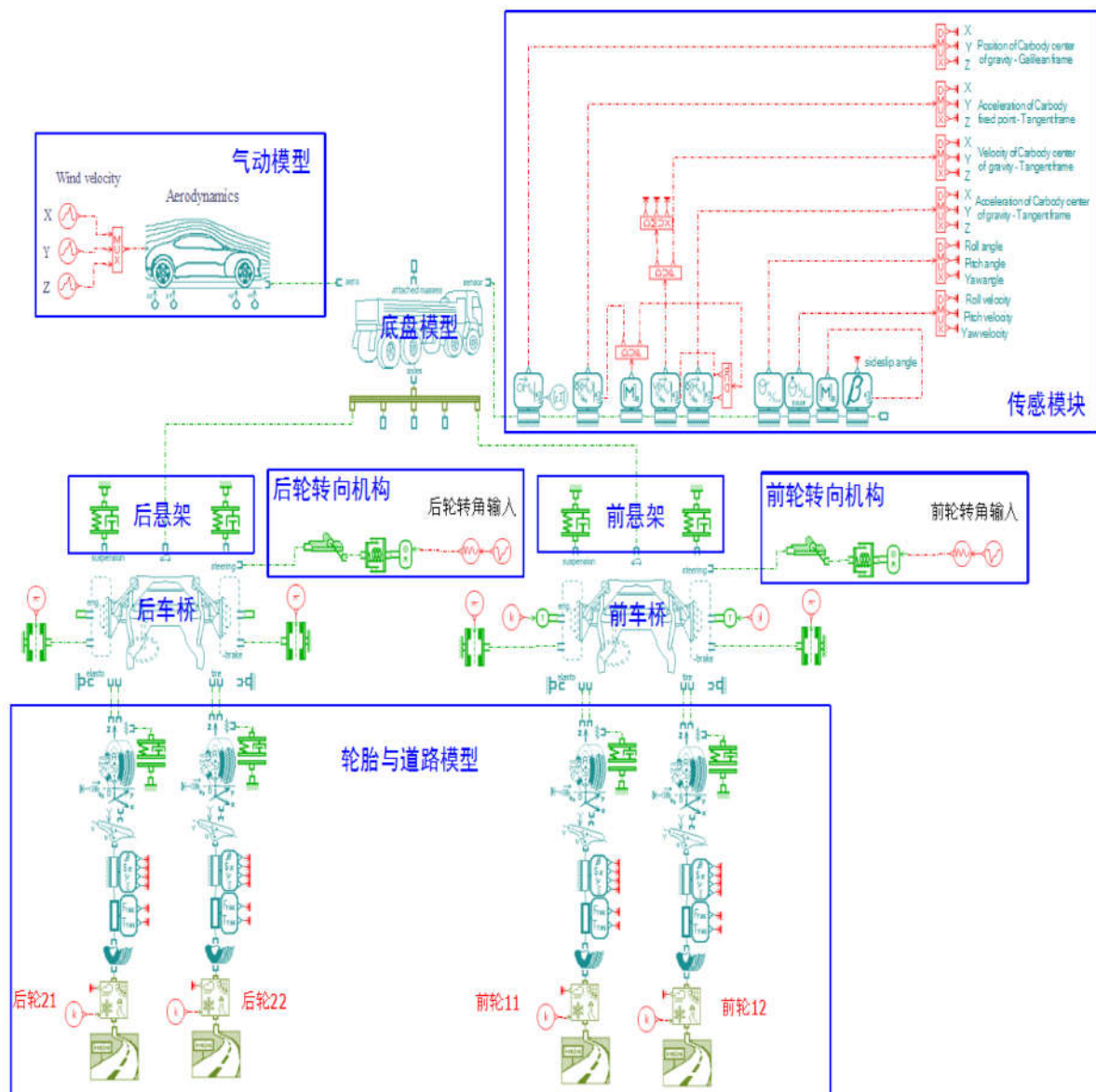




图 2.4 基于 AMESim 的线控主动四轮转向汽车整车模型

②子模型模式

在草图模式下完成系统模型的搭建工作后，点击图标 随即进入子模型模式。所谓的子模型就是对元件匹配相应的数学模型来描述其特性。一个元件可能配置了多个子模型，只需要双击所要匹配子模型的元件，就会自动弹出 AMRsim 为该元件提供的子模型选择列表。但对于单端口元件来说，仅有一个子模型可用，无需人工进行匹配，在该模式下会被自动关联。多端口元件则可以根据自己的需要进行筛选。同时为了方便，可以通过 Premier submodel（优选子模型）按钮 为没有匹配子模型的元件自动匹配最简单的子模型。图 2.5 给出了汽车轮胎元件的子模型选择列表。

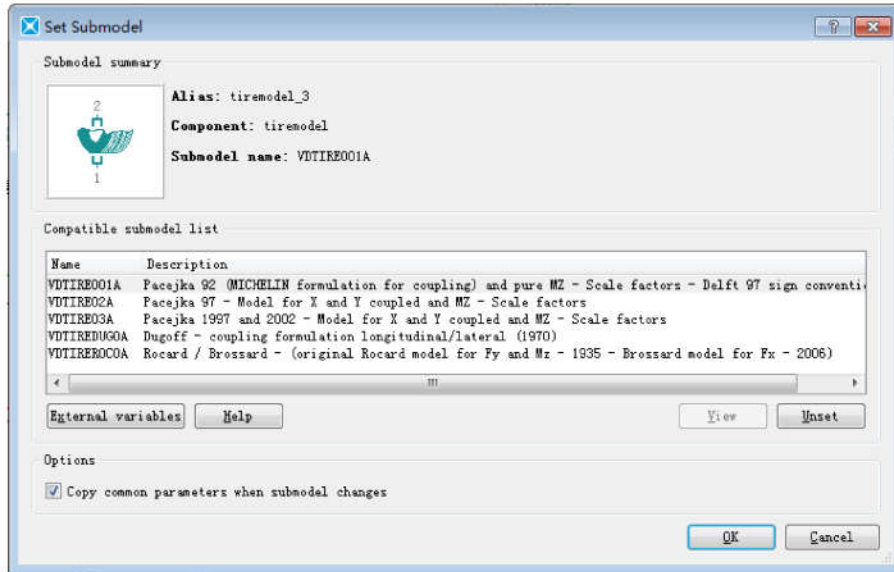


图 2.5 汽车轮胎元件子模型选择列表

### ③参数模式

完成子模型的匹配工作后，接下来要进入的是参数模式。AMESim 会率先对系统进行检查和编译，并通过编译器生成一个可执行的文本文件，使仿真得以运行。在参数模式下，AMESim 为元件的子模型设置了合理的默认值，用户可以根据需要通过双击元件进入元件的参数列表进行更改。同时在该模式下我们还可以为系统设置全局参数，方便后续操作与调整。如图 2.6 所示，为汽车底盘模型的参数列表。

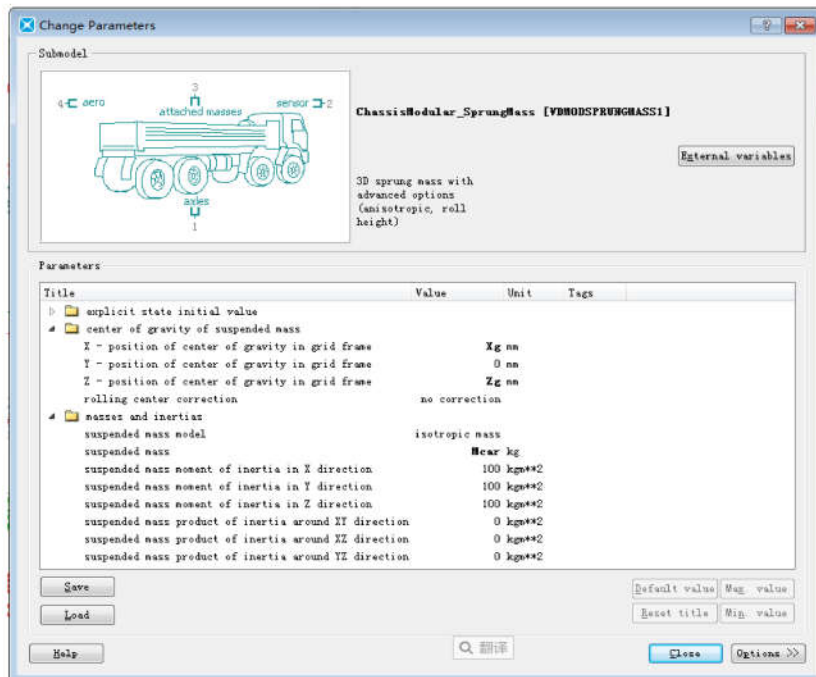






图 2.6 汽车底盘模型的参数列表

④仿真模式

完成上述工作后，需要进行系统的仿真分析。首先通过设置系统仿真的运行参数，包括仿真的起止时间、步长、仿真模式、积分器类型、求解器类型、误差类型等等。其次通过来开始运行仿真，在仿真的过程中，还可以通过来停止仿真。仿真结束后，通过单击某一元件，在右侧 Variable 区间就会出现该元件的变量值，选定所要分析的变量并将其拖拽到工作区间就会以图形的方式显示出该变量的仿真结果。如图 2.7 所示，为角阶跃工况下线控主动四轮转向汽车车身侧倾角的仿真结果。

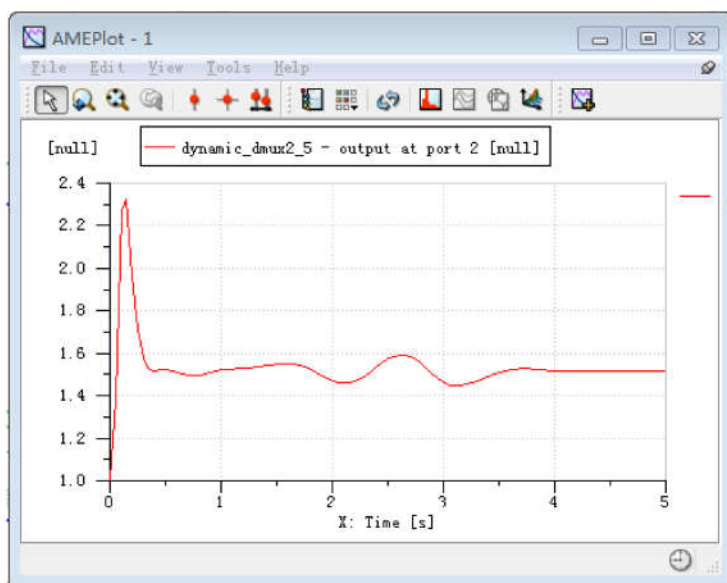


图 2.7 角阶跃工况下线控主动四轮转向汽车车身侧倾角

### 2.4.2 线控主动四轮转向 AMEsim 十六自由度整车模型

AMEsim 为汽车领域的建模仿真研究主要提供了三个应用元件库，分别是 Vehicle Dynamics、Vehicle Dynamics iCAR、IFP Drive。由于 AMEsim 的通用性较强，在满足实际的物理规则与机械结构的前提下，也可以应用其他的应用元件库来完成汽车的建模，如采用机械库中的弹簧减震系统来对汽车的悬架系统建模等等。如图 2.4 所示，本文所建立的线控主动四轮转向汽车主要由底盘模型、转向传动模型、悬架模型、车桥模型、气动模型、轮胎模型以及道路模型构成，同时配备了传感装置。忽略了发动机和制动系统的影响，认为汽车发动机输出力矩不变且不进行制动作用，汽车保持匀速行驶<sup>[40]</sup>。该模型共包含了十六个自由度，即车身的六个自由度：纵向运动、横向运动、垂向运动、横摆运动、侧倾运动、俯仰运动；车轴四个自由度：四个车轮的转动；



车轮的四个自由度：四个车轮垂向的轮跳；转向系统的两个自由度：前、后轴转向架的横向运动。下面将分别对线控主动四轮转向汽车的各个子系统进行简单的介绍。

### ①底盘模型

如图 2.6 所示，本文采用的底盘模型为多轴车模型，子模型编号为 VDMODSPRUNGMASS1，这里之所以选择该模型是因为 AMEsim 提供的常见的 7 自由度、15 自由度、18 自由度等车辆底盘多体模型中只封装了前轮转向结构，无法完成四轮转向汽车的建模任务。而多轴车模型是对车辆动力学模型的进一步细化得来的，可以进行更复杂的车辆建模。

### ②转向传动模型

转向传动系统是驾驶员与汽车之间进行信息交互的主要媒介。驾驶员可以通过该系统来传递自己的驾驶意图，操纵汽车改变运动状态。AMEsim 主要提供了两种模式的转向传动系统：以齿条位移作为输入的转向传动系统和以方向盘转角作为输入的转向传动系统。无论哪种模式的转向系统其输出都为转向力矩，并将转向力矩作用于转向器实现汽车的转向。根据本文的需要，建立了方向盘转角作为输入的转向传动系统，其具体形式如图 2.4 所示的前轮转向系统和后轮转向系统。

### ③悬架模型

汽车的悬架系统是连接汽车车架和车桥或车轮的一切传力连接装置的总称。不但在车轮与车架之间进行力传递，还能缓冲路面对汽车造成的冲击。对悬架模型的建立，可见图 2.4 中的前悬架和后悬架系统，本文采用了机械库中的理想弹簧减震系统对其特性进行描述。

### ④车桥模型

由于本文选用的是模型划分更加细致的多轴车模型作为汽车的底盘，而该底盘模型没有像上述的底盘多体模型那样采用 K&C 曲线来描述车身和车轴之间的关系而进行统一的封装，因此必须单独创建车桥模型。本文所建立的车桥的具体构造如图 2.8 所示，它集结了汽车的转向、制动、发动机、悬架、轮胎等信息，能够很好地描述车轮相对于底盘的位置。

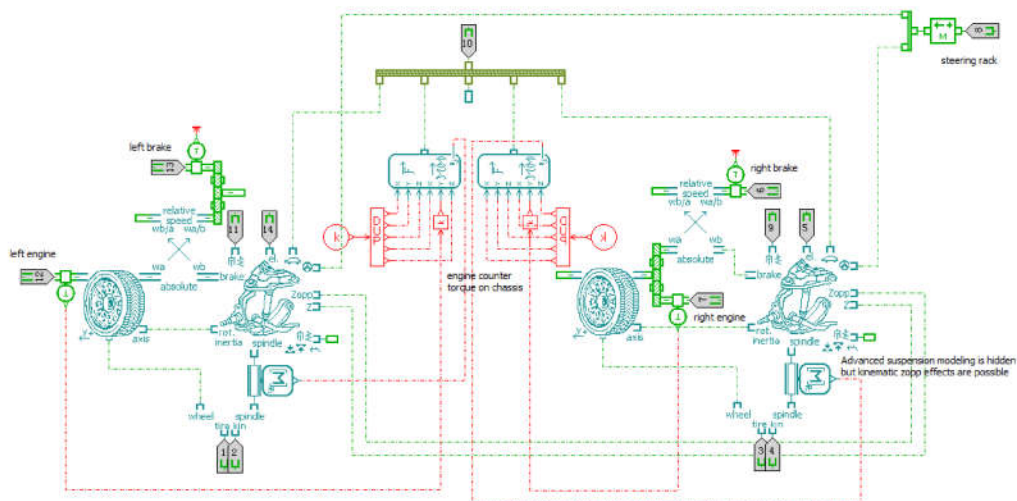


图 2.8 车桥模型的内部构造

## ⑤气动模型

AMESim 提供的气动模型可以计算出气动六分力的大小，能够很好的研究风力对汽车动态特性的影响。所谓的气动六分力分别为气动阻力、气动升力、气动侧力、气动横摆力矩、气动侧倾力矩和气动俯仰力矩。如图 2.4 所示的气动模型，它的输入分别为风力在纵向、横向和垂向的绝对速度值。

## ⑥轮胎与道路模型

如图 2.4 所示的轮胎与道路模型可以看出，该模块的构成从上往下依次为：轮胎运动学模型、轮胎阻尼模型、接触区或轮胎带模型、轮胎特性传感器、轮胎力传感器、轮胎模型、道路附着力模型、平坦道路模型<sup>[40]</sup>。轮胎动力学模型主要从轮心处来计算轮胎与路面接触点的位置、速度等所有运动学元素；轮胎阻尼模型采用了弹簧减震模块来模拟轮胎的形变过程；接触区或轮胎带模型根据轮胎与地面接触中心的运动学元素计算出侧偏角、纵向滑移率、转向滑移率、轮胎垂直载荷以及车轮外倾角等轮胎的特性输入；轮胎特性传感器主要测量轮胎的侧偏角、纵向滑移率、转向滑移率以及车轮外倾角等信息；轮胎力传感器主要测量轮胎力和力矩的大小；轮胎模型根据垂直载荷、滑移率等信息，按照用户选择的轮胎型号所对应的数学解析式计算出轮胎与地面之间所产生的轮胎力和力矩；道路附着力模型可以自由的设定路面的附着情况；平坦道路模型为地面对轮胎的输入提供一个入口，如路面高度、路面高度的变化速度等，主要表征路面坡度的信息。值得注意的是 AMESim 整车模型中选用的轮胎模型与非线性八自由度整车模型中所建立的轮胎模型相一致，均采用 Doguff 轮胎模型。

### 2.4.3 AMEsim 十六自由度模型与 Simulink 八自由度模型对比

为了验证所建立的线控主动四轮转向非线性八自由度汽车模型的准确性与精确性，本文在建模仿真平台 AMEsim 中建立能够很好地反映实车运动特性的线控主动四轮转向非线性十六自由度整车模型，并与之进行对比。两种模型的整车参数均采用表 2.1 中的参数进行配置，由于 AMEsim 模型比较复杂，需要参数较多，表 2.1 中未能覆盖的参数则在 AMEsim 软件自带的 Demo 中所提供的与表 2.1 中参数相近的一套参数中选取。值得注意的是，由于 AMEsim 建模过程中的车身坐标系的原点在前轴中心，而 Simulink 模型中的车身坐标原点位于汽车的质心，因此部分参数需要进行坐标变换。本文在方向盘角阶跃工况和方向盘正弦工况下进行了前轮转向对比实验和四轮转向对比实验。

#### 2.4.3.1 前轮转向对比实验

##### 方向盘角阶跃实验

仿真工况：车速为 20m/s；前轮转角输入为如图 2.9(a)中所示的阶跃信号，起跃时间为 1s，在 2s 时达到  $3^\circ$  的峰值；总仿真时间为 5s。

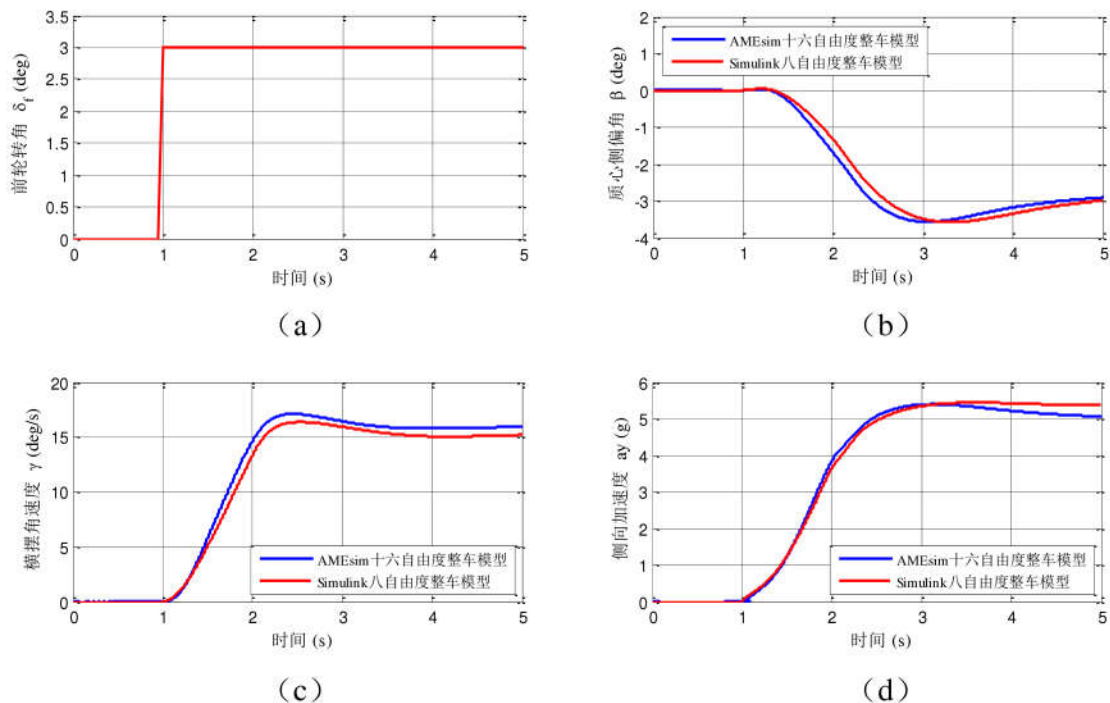


图 2.9 角阶跃工况下前轮转角输入的模型仿真对比结果

##### 方向盘正弦实验



仿真工况：车速为 20m/s；如图 2.10(a)中所示，前轮转角输入为正弦信号，周期为 2s，幅值为  $3^\circ$ ；总仿真时间为 5s。

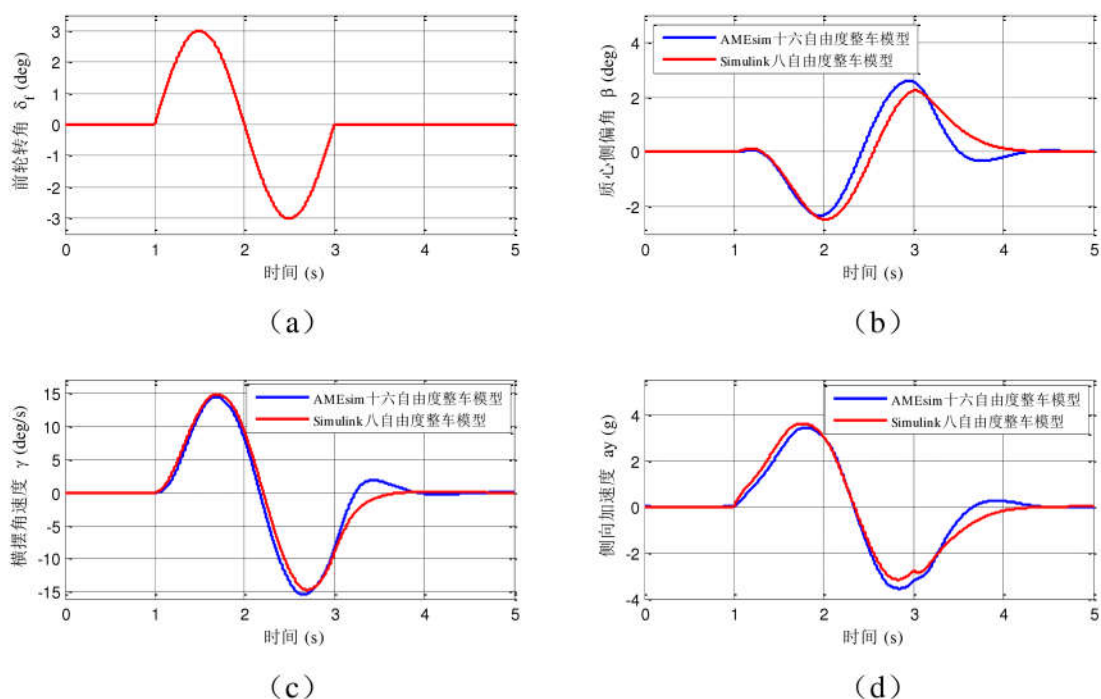


图 2.10 正弦工况下前轮转角输入的模型仿真对比结果

从图 2.9 和图 2.10 中可以看出，本文所建立的 AMEsim 线控主动四轮转向整车模型与 Simulink 中建立的线控主动四轮转向整车模型的前轮转向特性具有很好的一致性。汽车的质心侧偏角、横摆角速度、侧向加速度等性能指标的变化趋势和走向基本相同，模型的匹配度较高。存在较小差别的原因主要是 AMEsim 整车模型考虑的自由度较多，涉及的机械特性以及惯性行为更复杂，非线性更强。但是单纯的前轮转向特性实验不能得到模型之间四轮转向特性相一致的结论。同时单纯的四轮转向实验结果又不足以说明模型的正确性。因此需要采取前轮转向实验和四轮转向实验互补的方式来对模型的精确性以及正确性进行验证。下面进行四轮转向对比实验来对模型的验证工作进行补充。

#### 2.4.3.2 四轮转向对比实验

##### 方向盘角阶跃实验

仿真工况：除了加入了如图 2.11(a)所示的幅值为  $2^\circ$  的后轮转角输入以外，其余的工况信息与上述前轮转角阶跃实验的工况信息一致。

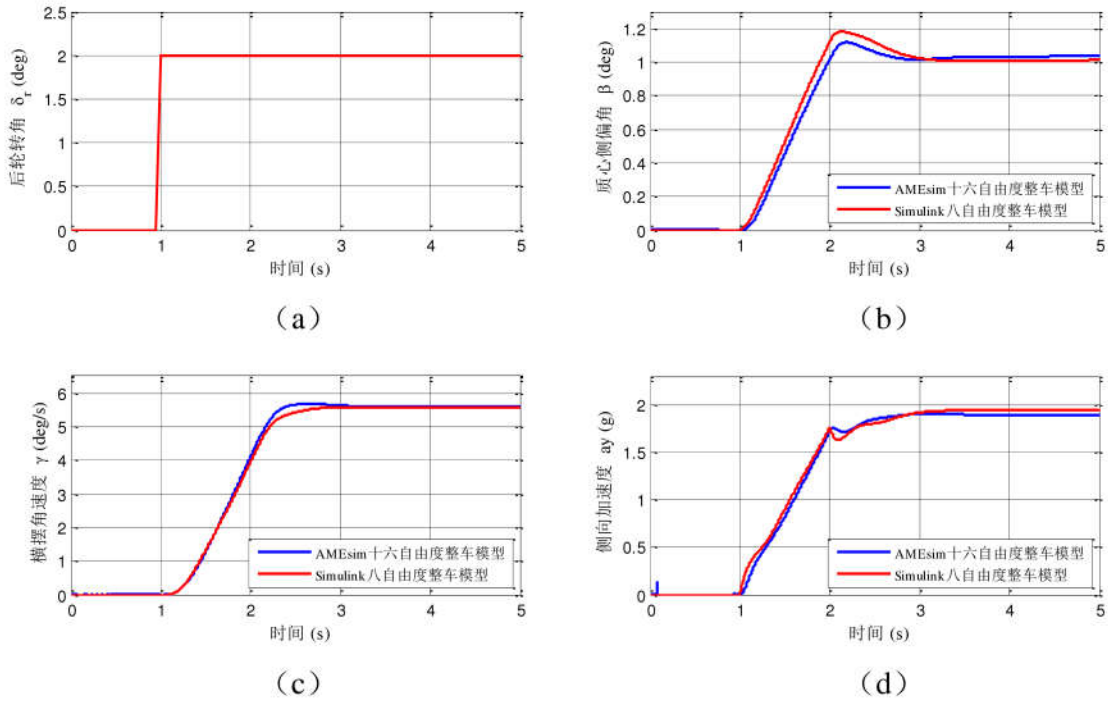


图 2.11 角阶跃工况下前、后轮转角输入的模型仿真对比结果

### 方向盘正弦实验

仿真工况：工况信息与上述前轮转向方向盘正弦实验相同，并加入了图 2.12(a)所示的周期为 2s，幅值为  $2^\circ$  的正弦信号作为后轮转角输入。

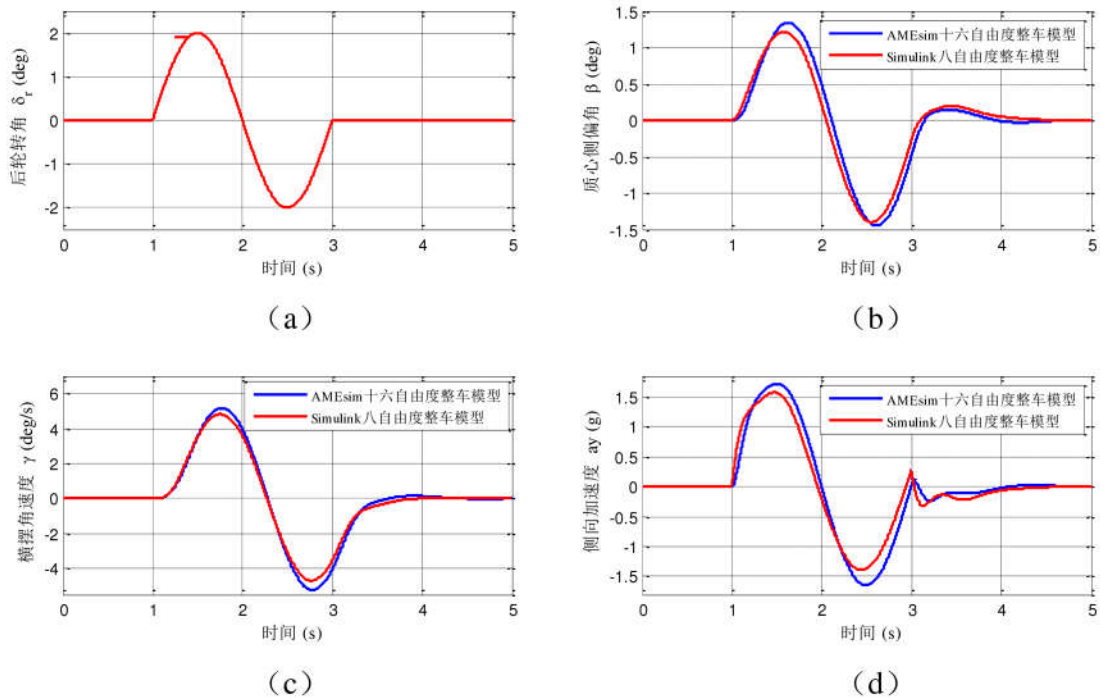


图 2.13 正弦工况下前、后轮转角输入的模型仿真对比结果

如图 2.11 和图 2.12 所示, 两种整车模型在相同的工况下, 输入相同的前、后轮转角, 展现了较为一致的四轮转向特性。结合上述的前轮转向仿真结果说明所建立的两模型的正确性; 验证了非线性八自由度整车模型的精度, 可以应用于线控主动四轮转向汽车操纵稳定性的研究。

## 2.5 本章小结

本章提出两种线控主动四轮转向汽车的建模方案。依据第一种建模方案定义了合理的整车建模坐标系, 并在该坐标系下建立了能够有效地反映汽车侧向动力学的非线性八自由度整车模型, 同时分析了轮胎建模的方法, 建立了便于仿真和轮胎侧偏刚度非线性研究的 Doguff 轮胎模型与之匹配。第二种建模方案采用图形化建模的方式在 AMEsim 中建立了精度较高的线控主动四轮转向汽车十六自由度整车模型, 并分析了各个模块的物理结构特性。最后在多工况条件下对所建立的两模型进行了仿真对比实验, 从多方面验证了两种模型的正确性, 同时保证了非线性八自由度整车模型的精度, 为后续线控主动四轮转向汽车的侧向动力学研究以及控制策略开发和验证提供了仿真平台。





## 第 3 章 基于三步法的线控主动四轮转向控制

汽车行驶的安全性是汽车设计首要考虑的问题，汽车的操纵稳定性是决定汽车安全行驶的一个重要因素。线控主动四轮转向技术综合了线控技术和四轮转向技术的特点，能够同时跟踪质心侧偏角和横摆角速度两个状态变量，通过 ECU 分析计算出汽车前、后轮主动转向角并驱动转向电机工作，有效地提高了汽车的操纵稳定性和主动安全性。

目前，主动四轮转向系统的研究尚处于理论阶段，提出一种便于工程技术人员理解和接受的方法将有利于推动该技术的工程实现。三步法控制是从现代汽车工程中提炼出来的一种基于模型的控制方法，主要解决跟踪控制问题，能够很好的用于具有强非线性、强耦合性等特点的系统。该方法采用了基于 map 的前馈-反馈的控制结构，鲁棒性很强，能够有效地消除汽车行驶过程中不确定性的影响。

本章采用跟踪理想模型输出的控制策略，将三步法扩展到状态相互耦合的标准的两输入两输出线控主动四轮转向系统中，设计了线控主动四轮转向系统三步法控制器。通过类稳态控制、考虑参考变化的前馈控制和状态相关的误差反馈控制的协同作用实时地控制汽车的前、后轮转角，实现对汽车理想特性的状态跟踪，有效地解决了线控主动四轮转向系统的操纵稳定性问题。

### 3.1. 三步法简介

#### 3.1.1 三步法的产生及发展

现代汽车控制工程中应用最普遍的就是前馈加可变增益 PID 反馈的控制结构。其中，前馈能够使系统工作在一个小偏差调节的状态，减轻反馈控制器的负担，提高可变增益 PID 的控制性能；可变增益 PID 反馈控制器则根据不同的工况选用不同的控制器参数来保证其工况使用的覆盖范围<sup>[64]</sup>。PID 控制器结构简单，鲁棒性强，适应性强，不需要基于模型进行设计，可以广泛的应用于各个系统中，对单输入单输出的低阶线性时不变系统具有较好的控制效果。但在实际的工程中，我们所应用的系统往往是高阶非线性的，同时伴随着强耦合、多输入多输出等现象，单纯的 PID 控制往往不能达到控制需求。同时，可变增益 PID 控制器需要根据不同的工况信息对控制器参数进行

大量的标定，导致汽车嵌入式代码量逐年攀升，不但增加了控制器的开发周期，也增加了开发成本<sup>[65]</sup>。因此，需要采用一些技术手段来改进 PID 控制器使其能够达到令人满意的控制效果。

针对上述问题，吉林大学的陈虹等人提出了三步法控制<sup>[66]</sup>。该方法是从现代汽车工程中普遍采用的前馈加可变增益 PID 反馈控制结构中提炼出来的一种方法，依据不同的工程目的，分三步进行设计：

#### 第一步：类稳态控制

承接汽车控制工程中经过长期工程试验所累积的能够充分反映相关部件稳态特性的 map 图表数据，并依据此 map 图表的输入输出关系设计一个能将系统调节到稳定点区域的类稳态控制律。它担系统的主要调节任务，使反馈控制律在系统的小偏差状态下工作<sup>[67]</sup>。

#### 第二步：参考动态前馈控制

为了提高控制器对系统状态变化的适应性，引入参考动态前馈控制律对上述的控制律进行补偿，以便获得足够的闭环调节能力，提高系统响应的快速性。同时，根据参考信号不受噪声影响的特点，能够对系统实际的测量噪声进行预测<sup>[68]</sup>。

#### 第三步：状态相关的误差反馈控制

误差反馈控制律的设计过程是根据系统的特性，以理论推导的形式来确定 PID 控制器参数的调节方式。采用这种方式所设计的 PID 控制器的参数不是常值，而是依赖于系统的状态，可以很好的适应各种变化的工况，有效降低了工程中面对变化的工况而需要进行大量的标定的工作量。误差反馈控制律的作用主要是降低模型摄动以及外部扰动对系统的影响<sup>[64]</sup>。

三步法控制器的结构简单，物理意义明确，便于工程技术人员理解和接受，能够降低控制器的开发周期和开发成本，满足了汽车工程中控制器升级的需求。该方法最早应用于 GID 发动机轨压控制问题，由于其形式的特殊性，可以很好的应用于多输入多输出系统、复杂的非线性系统等<sup>[69]</sup>。目前，三步法在汽车控制领域已经得到了广泛的关注：

文献<sup>[67]</sup>将非线性三步法应用于永磁直流力矩电动机的速度控制中，基于齿槽转矩的非线性时变参数模型，设计了一个基于扰动观测器的非线性三步法速度控制器，并

对观测器误差和系统的不确定性影响进行了分析。最后，通过实物实验验证了该控制方法能够有效地减少跟踪误差，极大地降低齿槽转矩在低速时对电机转速造成的如电机波动、振动、噪声等影响。

文献<sup>[68]</sup>基于非线性三步法理论提出了一种前轮转向和横摆力矩控制的新型综合控制方案，有效地处理了轮胎非线性特性的影响，保证了系统能够安全稳定的行驶。

针对干式离合器中推力轴承位移对扭矩传输的影响，文献<sup>[70]</sup>研究了电动离合器执行机构的位置控制问题，所设计的三步法控制器能够处理离合器执行机构中滚珠螺杆所产生的时变摩擦力以及系统的大滞后特性，相比于 PID 控制，具有较高的控制精度。

文献<sup>[71]</sup>利用三步非线性控制方法进行了发动机电子节气门控制器的设计，保证了节流阀开角能够以较高的精度跟踪理想的曲线。

文献<sup>[72]</sup>基于一种数据-物理混合火花点火式发动机模型，对发动机的怠速控制进行研究，通过非线性三步法控制器保证了发动机速度能够维持在期望的稳定值，极大地减轻了外部干扰对发动机速度的影响。

文献<sup>[73]</sup>对严重影响高速车辆安全性的轮胎爆胎事故进行研究，利用非线性三步法控制器将轮胎爆胎对系统造成的影响控制在一个非常小的范围内，保证系统在爆胎后能够以较高的精度跟踪理想轨迹，提高了车辆的稳定性。

文献<sup>[74-75]</sup>针对柴油机尾气排放问题，以跟踪理想氨覆盖率为控制策略，根据 urea-SCR 时变参数系统模型分三步推导出能够降低测量噪声等系统不确定性影响的非线性三步法控制，保证了氮氧化物转换率和氨逃逸达到一个较高的标准。

文献<sup>[76]</sup>应用非线性三步法理论有效地解决了双离合式自动变速器在换挡过程中惯性相阶段滑摩过程控制难度大的问题，该方法考虑了系统参数变化的影响，保证了动力传输的连续性。同时，大大减轻了因动力干涉而造成的换挡冲击，提高了驾驶舒适性。

### 3.1.2 三步法的基本原理

三步法的本质是一种基于模型的控制方法，能够应用于各种复杂的非线性系统并实现对理想参考信号的动态跟踪。由于它是根据前馈加可变增益 PID 反馈控制结构提炼出来的一种新型方法，因此二者在控制器结构上具有相似的特征<sup>[64]</sup>。如图 3.1 所示，三步法控制器主要由三部分构成，下面将简述控制器基本设计过程。控制器标准形式

如下：

$$u = u_s(x) + u_f(x) + u_e(x) \quad (3.1)$$

其中， $x$  是系统的状态， $u_s(x)$  是类稳态控制律， $u_f(x)$  是参考动态前馈控制律， $u_e(x) = f_p(x)e + f_i(x) \int e dt + f_D(x)\dot{e}$  是状态相关的误差反馈控制律。

第一步：类稳态控制律  $u_s(x)$

在汽车工程领域，多采用 map 图表的方式表征其在稳定状态下的输入输出关系。同时，根据该 map 图表设计一个稳态控制律来承担控制系统的主要调节任务。如给定一个输入  $u_s(x)$ ，能够得到非线性系统稳态下的输出  $y_s(x)$ （假设状态可测），这时，我们就能标定出以  $y_s(x)$  为输入， $u_s(x)$  为输出的 map 图表。这样，在实际应用时，就可以根据系统的实际输出通过查表的方式来得到相应的控制输入。在该控制律  $u_s(x)$  的作用下，系统并不一定达到真正的稳态，因为 map 图表表示的是系统稳定后的输入输出映射关系，并未考虑系统从响应到稳态中间状态变化的过程。同时，map 图表的制作过程采用的是测量值而非真实值。因此，这个过程称为类稳态控制，控制律  $u_s(x)$  只能将系统控制在稳定点区域附近。为了得到类稳态控制律，我们需要假设系统达到稳态，根据系统稳态的条件  $\dot{y}(x) = 0$  和系统的方程，即可求解出系统的类稳态控制律  $u_s(x)$  的具体形式，此时系统的控制律  $u = u_s(x)$  [65]。

第二步：参考动态前馈控制律  $u_f(x)$

在实际的系统中，对于参考信号而言，其形式往往是多变的，会对系统的动态造成影响。对于系统本身而言，其非线性特性有时会受到一些参数的影响，这其中不仅包括外部干扰以及系统自身参数变化所造成的影响，同时，参考信号变化也会使系统的非线性发生改变。针对上述情况，仅靠类稳态控制很难达到控制需求，因此，需要设计一个前馈项  $u_f(x)$  对类稳态控制律进行修正和补充，既要考虑参考信号的动态变化过程，又要考虑系统的状态变化过程。修正后的系统的控制律形式为  $u = u_s(x) + u_f(x)$  根据参考动态跟踪的条件  $\dot{y}(x) = \dot{y}^*(x)$  和系统方程，即可求解出参考动态前馈控制律  $u_f(x)$  的具体形式，既能对参考动态的变化进行调节，又能适应系统状态的变化，有效地提高了系统的动态性能 [77]。

第三步：状态相关的误差反馈控制律  $u_e(x)$

由于系统的建模误差和外部干扰等不确定性对系统的性能影响较大，仅靠上述两



种控制律的调节作用不能有效地消除不确定性对系统的影响，系统实际的状态与期望状态之间存在一定的差值。为了提高系统对不确定性的鲁棒性，保证系统对目标期望值的跟踪精度，控制器开发的过程中需要设计反馈控制环节，并定义跟踪误差  $e = y^*(x) - y(x)$ 。为了符合现代汽车控制工程的需要，将其标准形式设计为可变增益 PID 的结构： $u_e(x) = f_p(x)e + f_i(x) \int e dt + f_d(x)\dot{e}$ 。综上，三步法控制器的表达式为  $u = u_s(x) + u_f(x) + u_e(x)$ ，同时根据稳定性分析原理以及系统方程来确定状态相关的误差反馈控制律的参数范围。在实际应用的过程中，我们可以根据系统特性以及设计需要选择采用比例、比例积分、比例微分、还是比例积分微分的形式。由于可变增益 PID 中的参数项与系统的状态有关，控制器自适应能力较强，工况应用范围较广，有效地降低了控制器调节的难度，大大地减轻了工程标定的工作量<sup>[64]</sup>。

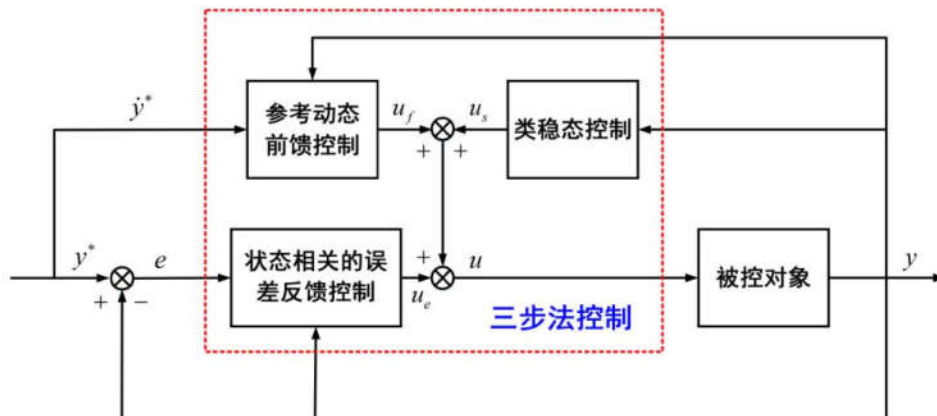


图 3.1 基于三步法的控制框图

## 3.2 控制问题建模

### 3.2.1 系统模型

对转向系统来说，车辆的侧向加速度、横摆角速度和质心侧偏角包含了车辆的质量、速度、横摆转动惯量、轮胎侧偏刚度等参数。将车辆模型简化为只有横向运动和侧向运动的二自由度主动四轮转向车辆模型，能反映主动四轮转向汽车转向时的基本特性<sup>[78]</sup>。由于二自由度模型是线性模型，可以很好的描述车辆在线性区域内的动态特性，又由于驾驶员在多数情况下都在轮胎的线性区域内操纵汽车，如果忽略紧急工况的影响，能够以较高的精度表征驾驶员操纵转向盘来驾驶常速汽车进行转向的实际物理过程。同时，该模型的可靠性在理论层面和实验层面都得到了严格的证明。采用二自由度线控主动四轮转向车辆模型进行控制器的开发能够降低控制算法设计的复杂性



<sup>[1]</sup>。对线控主动四轮转向车辆模型作如下假设:

- ①忽略悬架和转向机构对车辆的影响,认为车辆只做平行于地面的匀速纵向运动且直接以前、后车轮转角作为输入;
- ②只考虑轮胎侧偏特性的线性范围,忽略回正力矩对车轮的作用,假设左右车轮特性相同,用两倍侧偏刚度的单轮来代替前后车轴上的双轮;
- ③假设车辆的侧向加速度小于  $0.4g$ , 车轮转角小于  $4^\circ$ ;
- ④忽略空气动力的影响;

如图 3.2 所示,线性二自由度车辆模型包含了汽车的横向运动和横摆运动,展现了质心侧偏角和横摆角速度这两个运动状态。根据牛顿第二定律,线控主动四轮转向汽车的二自由度线性化运动学方程为<sup>[79]</sup>:

$$\begin{aligned} mV(\dot{\beta} + \dot{\gamma}) &= F_f + F_r \\ I_z \dot{\gamma} &= aF_f - bF_r \end{aligned} \quad (3.2)$$

当轮胎侧偏角较小时,前、后轮胎等效侧向力可以假设为如下线性轮胎模型<sup>[79]</sup>:

$$\begin{aligned} F_f &= k_f \alpha_f \\ F_r &= k_r \alpha_r \end{aligned} \quad (3.3)$$

主动四轮转向系统的前、后轮胎等效侧偏角可以根据下式得出:

$$\begin{aligned} \alpha_f &= \beta + \frac{a\gamma}{V} - \delta_f \\ \alpha_r &= \beta - \frac{b\gamma}{V} - \delta_r \end{aligned} \quad (3.4)$$

其中,  $V$  为车辆质心速度;  $F_f$ 、 $F_r$  分别为前、后轮等效轮胎侧向力;  $k_f$ 、 $k_r$  分别为前、后轮胎等效侧偏刚度,本文四个车轮配备相同的轮胎,所以  $k_f = k_r = 2C_a$ ; 前、后轮胎等效侧偏角与实际轮胎侧偏角的关系为  $\alpha_f = \alpha_{fl} = \alpha_{fr}$ 、 $\alpha_r = \alpha_{rl} = \alpha_{rr}$ ; 其他参数含义见表 2.1 和表 2.2。

联立公式 (3.2)、公式 (3.3)、公式 (3.4),能够得到线性二自由度线控主动四轮转向汽车动力学方程的具体形式:

$$\begin{aligned} mV(\dot{\beta} + \dot{\gamma}) &= -(k_f + k_r)\beta - \frac{ak_f - bk_r}{V}\gamma + k_f\delta_f + k_r\delta_r \\ I_z \dot{\gamma} &= -(ak_f - bk_r)\beta - \frac{a^2k_f + b^2k_r}{V}\gamma + ak_f\delta_f - bk_r\delta_r \end{aligned} \quad (3.5)$$

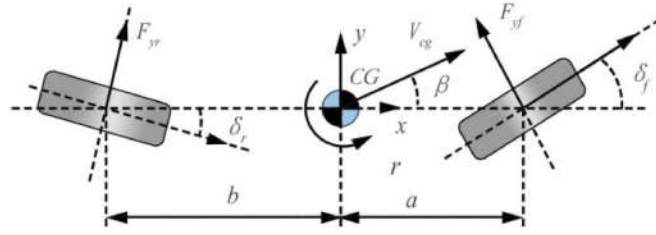


图 3.2 线性二自由度车辆模型

选取状态变量  $x = [\beta \ \gamma]^T$  和控制输入  $u = [\delta_f \ \delta_r]^T$ ，根据公式(3.5)能够得到线控主动四轮转向汽车的状态空间表达式：

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu \\ y &= Cx \end{aligned} \quad (3.6)$$

上式中的参数矩阵如下：

$$A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{k_f + k_r}{mV} & \frac{bk_r - ak_f}{mV^2} - 1 \\ \frac{bk_r - ak_f}{I_z} & -\frac{a^2k_f + b^2k_r}{I_zV} \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{k_f}{mV} & \frac{k_r}{mV} \\ \frac{ak_f}{I_z} & -\frac{bk_r}{I_z} \end{bmatrix}, \quad C = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$$

### 3.2.2 控制问题描述

主动四轮转向系统的控制目标是保证汽车实际的质心侧偏角和横摆角速度能够跟踪上理想的质心侧偏角和横摆角速度，三步法控制器能够有效地实现上述的控制目标。如图 3.3 所示，驾驶员施加一个方向盘转角，通过角传动比转化为参考前轮转角输入  $\delta_f^*$ ，理想参考模型在此输入下，得到和系统动态相关的理想的质心侧偏角和横摆角速度。假设线控主动四轮转向汽车的横摆角速度可测，系统的质心侧偏角能够被精确地估计。将上述变量信息输入到三步法控制器中，该控制器通过类稳态控制  $f_s(\beta, \gamma)$  来提高控制的快速性，保证系统能够到达稳态；通过参考动态前馈控制  $f_f(\beta, \gamma, \dot{\gamma})$  来补偿参考动态对系统的影响，提高控制器的控制效果；通过状态相关的误差反馈控制  $f_e(\beta, \gamma, \Delta\beta, \Delta\gamma)$  来最小化跟踪误差，消除不确定性的影响，提高系统的鲁棒性<sup>[72],[74]</sup>。最后，三步法控制器的三部分共同输出主动四轮转向汽车的前、后轮转角，提高系统的动态性能和操纵稳定性，使汽车的运动更平稳、车身姿态更安全。

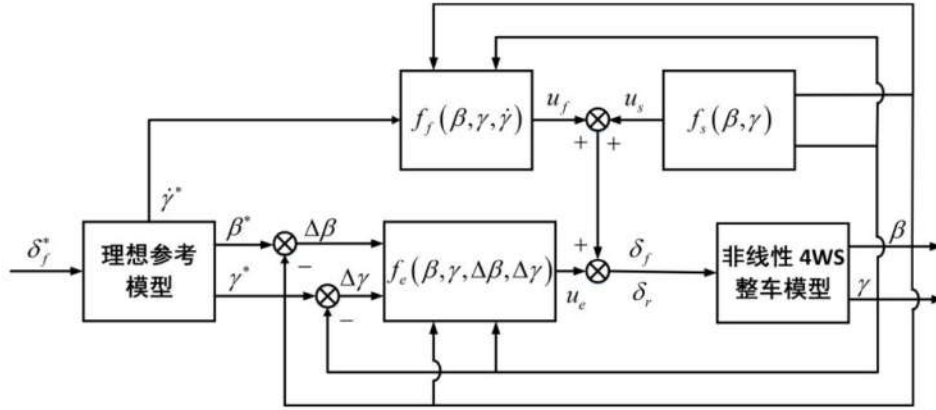


图 3.3 三步法控制的主动四轮转向汽车系统框图

### 3.3 线控主动四轮转向三步法控制器设计

#### 3.3.1 理想参考模型的设计

主动四轮转向汽车理想的转向特性是既要保证系统具有和传统前轮转向汽车相一致的转向灵敏度，又要保证车身具有良好的姿态。即：横摆角速度稳态增益和传统前轮转向汽车相同，质心侧偏角尽量减少到零<sup>[80]</sup>。

对于转向灵敏度而言，理想的横摆角速度  $\gamma^*$  采用一阶惯性环节来减少方向盘输入突变的影响：

$$\gamma^* = \frac{k_\gamma}{1 + \tau_\gamma s} \delta_f^* \quad (3.7)$$

其中， $k_\gamma = \frac{k_f k_r (a+b)V}{k_f k_r (a+b)^2 - mV^2 (ak_f - bk_r)}$  为理想横摆角速度的稳态增益； $\tau_\gamma$  为一阶惯性环节时间常数。

在侧向加速度  $a_y$  中消除相位滞后，能够获得更好的驾驶体验和路感。稳态时，侧向加速度与理想的横摆角速度的关系为：

$$a_y = u \cdot \gamma^* \quad (3.8)$$

为了考虑轮胎与路面之间附着条件对横摆角速度的影响，汽车的侧向加速度与最大附着系数  $\mu$  之间应满足如下的关系：

$$|a_y| \leq \mu \cdot g \quad (3.9)$$

其中， $g$  为重力加速度。

因此,理想的主动四轮转向汽车能够避免车速和前轮转角变化对横摆角速度稳态增益和侧向加速度增益造成的影响,减轻驾驶员的驾驶难度。

理想的质心侧偏角  $\beta^*$  的设计过程可以参照理想横摆角速度的设计思想。考虑被控对象具有纯滞后特征的一阶惯性环节:

$$\beta^* = \frac{k_\beta}{1 + \tau_\beta s} \delta_f^* \quad (3.10)$$

其中,  $k_\beta$  为理想质心侧偏角增益,  $\tau_\beta$  为理想质心侧偏角响应时间常数。为了保持车身姿态良好和驾驶员视野开阔,本文将  $k_\beta$  取为理想值 0。

定义  $x_d = [\beta^* \quad \gamma^*]^T$  为参考模型的状态变量,  $u_d = [\delta_f^*]$  为参考模型的输入量,理想参考模型的状态空间方程为:

$$\dot{x}_d = A_d x_d + B_d u_d \quad (3.11)$$

式中,

$$A_d = \begin{bmatrix} -\frac{1}{\tau_\beta} & 0 \\ 0 & -\frac{1}{\tau_\gamma} \end{bmatrix}, \quad B_d = \begin{bmatrix} \frac{k_\beta}{\tau_\beta} \\ \frac{k_\gamma}{\tau_\gamma} \end{bmatrix}$$

其中,  $\tau_\beta$ ,  $\tau_\gamma$  的经验范围为 0.1~0.25, 本文取 0.1。

### 3.3.2 三步法控制器的设计

三步法控制律的物理意义清晰,结构层次分明,主要应用于非线性系统的跟踪控制。能够解决①工程中因 map 标定难而造成的研究周期长和开发成本高等问题,②非线性方法在汽车控制中因计算繁重、结构复杂、实现成本过高而造成的工程应用的局限性问题<sup>[66],[75]</sup>。三步法控制器主要由三部分组成,每一部分的推导都对应不同的控制目的,针对线控主动四轮转向系统,下面将分三步来详细介绍控制器的设计过程:

第一步:类稳态控制

基于汽车工程领域中使用稳态 map 控制的思想,根据系统当前状态的测量值或估计值来设定系统的稳态值。由于该设定值不是真正的稳态值,所以称为类稳态控制<sup>[67],[71]</sup>。

令系统的状态  $\dot{\beta} = 0$ ,  $\dot{\gamma} = 0$ , 存在  $u_s = [u_{1s} \quad u_{2s}]^T$  满足:

$$\dot{x} = Ax + Bu_s \quad (3.12)$$

因此，我们能够推出类稳态控制律如下：

$$\begin{aligned} u_{1s} &= \beta + \frac{a^2 k_f + abk_f + bmV^2}{(a+b) \cdot Vk_f} \gamma \\ u_{2s} &= \beta - \frac{b^2 k_r + abk_r - amV^2}{(a+b) \cdot Vk_r} \gamma \end{aligned} \quad (3.13)$$

### 第二步：参考动态前馈控制

对于复杂系统而言，单纯的类稳态控制的控制能力十分有限。为了提高系统响应的快速性和瞬态控制特性，将参考动态的变化考虑进来，设计一种参考动态前馈控制律，对稳态控制进行修正<sup>[68]</sup>。

引入参考动态前馈控制律  $u_f = [u_{1f} \quad u_{2f}]$ ，使其满足：

$$\dot{x} = Ax + B(u_s + u_f) \quad (3.14)$$

根据公式(3.11)，令  $\dot{x} = \dot{x}_d$ ，同时，由公式(3.13)可知， $Ax + Bu_s = 0$ ，我们能够得到： $\dot{x}_d = Bu_f$ 。因此，参考动态前馈控制律的具体形式如下：

$$\begin{aligned} u_{1f} &= \frac{I_z}{(a+b) \cdot k_f} \dot{\gamma}^* \\ u_{2f} &= -\frac{I_z}{(a+b) \cdot k_r} \dot{\gamma}^* \end{aligned} \quad (3.15)$$

### 第三步：误差反馈控制

外界干扰、自身参数变化等不确定性会对汽车的安全性造成巨大的影响。因此，设计一个反馈控制律，实现对参考动态的实时跟踪，同时提高系统对不确定性的鲁棒性<sup>[70],[73]</sup>。

定义跟踪误差为：

$$\begin{aligned} e &= x_d - x \\ &= [\beta^* - \beta \quad \gamma^* - \gamma]^T \end{aligned} \quad (3.16)$$

引入误差反馈控制律  $u_e = [u_{1e} \quad u_{2e}]^T$ ，使其满足：

$$\dot{x} = Ax + B(u_s + u_f + u_e) \quad (3.17)$$

定义质心侧偏角和横摆角速度的误差为： $e_\beta = [\beta^* - \beta]^T$ ， $e_\gamma = [\gamma^* - \gamma]^T$ 。根据公式



(3.16)可以得到跟踪误差的导数:

$$\begin{aligned}\dot{e} &= \dot{x}_d - \dot{x} \\ &= [\dot{\beta}^* - \dot{\beta} \quad \dot{\gamma}^* - \dot{\gamma}]^T\end{aligned}\quad (3.18)$$

将公式(3.13)和公式(3.15)代入公式(3.18)可以得到质心侧偏角和横摆角速度的误差导数:

$$\begin{aligned}\dot{e}_\beta &= -b_{11}u_{1e} - b_{12}u_{2e} \\ \dot{e}_\gamma &= -b_{21}u_{1e} - b_{22}u_{2e}\end{aligned}\quad (3.19)$$

假设设计的跟踪误差反馈控制律具有状态反馈的形式:

$$\begin{aligned}u_{1e} &= m_1e_\beta + m_2e_\gamma \\ u_{2e} &= m_3e_\beta + m_4e_\gamma\end{aligned}\quad (3.20)$$

将公式(3.20)代入公式(3.19)能够得到:

$$\dot{e} = ze \quad (3.21)$$

其中,

$$z = \begin{bmatrix} -(m_1b_{11} + m_3b_{12}) & -(m_2b_{11} + m_4b_{12}) \\ -(m_1b_{21} + m_3b_{22}) & -(m_2b_{21} + m_4b_{22}) \end{bmatrix}$$

求解矩阵的特征方程 $|\lambda I - z| = 0$ , 只要矩阵的特征值 $\lambda$ 满足 $\lambda_i(z) < 0$ ,  $i = 1, 2$ , 则系统稳定。

由于该系统是二阶系统,  $\lambda_i(z) < 0$ ,  $i = 1, 2$ , 等价于:

$$\begin{aligned}\lambda_1 + \lambda_2 &< 0 \\ \lambda_1 \cdot \lambda_2 &> 0\end{aligned}$$

根据上述条件和公式(3.21), 能够推出:

$$\begin{aligned}m_2m_3 - m_1m_4 &> 0 \\ (I_z m_1 + a m v m_2)k_f + (I_z m_3 - b m v m_4)k_r &> 0\end{aligned}\quad (3.22)$$

因此, 只需满足 $m_1 > 0, m_2 > 0, m_3 > 0, m_4 < 0$ 就能保证系统稳定。

综上, 三步法控制器的综合控制律为:

$$u = u_s + u_f + u_e \quad (3.23)$$

注释: 公式(3.22)给出的是一组保证系统稳定的充分条件解。

### 3.3.3 误差反馈控制参数的整定

为了选择合适的控制器参数，也为了便于工程整定，在公式(3.22)中给出的能够保证系统稳定的参数范围内，对所设计的误差反馈公式(3.20)进行解耦，要求：

$$-(m_2b_{11} + m_4b_{12}) = -(m_1b_{21} + m_3b_{22}) = 0 \quad (3.24)$$

因此，我们能够得到：

$$m_1 = \frac{bk_r}{ak_f} m_3, \quad m_2 = -\frac{k_r}{k_f} m_4 \quad (3.25)$$

设存在参数  $k_1$ 、 $k_2$ ，使  $m_1$ 、 $m_2$ 、 $m_3$ 、 $m_4$  满足：

$$\begin{aligned} m_1 &= \frac{mVb}{(a+b)k_f} k_1, \quad m_2 = \frac{I_z}{(a+b)k_f} k_2 \\ m_3 &= \frac{amV}{(a+b)k_r} k_1, \quad m_4 = -\frac{I_z}{(a+b)k_r} k_2 \end{aligned} \quad (3.26)$$

将公式(3.26)代入到公式(3.21)中，能够得到误差反馈系统的简化形式：

$$\begin{aligned} \dot{e}_\beta &= -k_1 e_\beta \\ \dot{e}_\gamma &= -k_2 e_\gamma \end{aligned} \quad (3.27)$$

此时，只需选择参数  $k_1 > 0$ ， $k_2 > 0$ ，误差反馈系统就能满足指数稳定。

最后，通过进行仿真调试，所设计的三步法控制器的误差反馈控制参数选择如下：

$$k_1 = 500, \quad k_2 = 200$$

相应的误差反馈控制律的具体形式如下：

$$u_e = \begin{bmatrix} u_{1e} \\ u_{2e} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{500mVb}{(a+b)k_f} & \frac{200I_z}{(a+b)k_f} \\ \frac{500amV}{(a+b)k_r} & -\frac{200I_z}{(a+b)k_r} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e_\beta \\ e_\gamma \end{bmatrix} \quad (3.28)$$

## 3.4 仿真结果

本文采用第二章在 Matlab/Simulink 环境中建立的非线性八自由度线控主动四轮转向车辆模型<sup>[81]</sup>来对所设计的三步法控制器进行有效性验证。整车参数如表 2.1 所示。

同时，为了分析控制器的控制效果，在角阶跃和连续正弦工况下，分别与同结构参数的传统的前轮转向汽车(FWS)和比例控制的主动后轮转向汽车进行了对比仿真实

验，其中比例控制主动后轮转向汽车的后轮转角与其前轮转角的比值为<sup>[82]</sup>：

$$k = \frac{\delta_r}{\delta_f} = \frac{-b + maV^2 / k_f L}{a + mbV^2 / k_f L} \quad (3.29)$$

### 3.4.1 方向盘角阶跃试验

方向盘角阶跃试验作为衡量汽车操纵稳定性的一个重要指标，主要用于分析车辆在角阶跃输入时能否达到稳态，以及其稳态值是否符合实际。本文为了全面地评价三步法控制器的控制效果，方向盘角阶跃试验分别在汽车的低速和高速两种状态下进行。

#### 3.4.1.1 方向盘角阶跃低速试验

仿真工况设置：车速为 10 m/s；如图 3.4(a)参考前轮转角输入为  $5^\circ$  (0.0873 rad) 的角阶跃信号，起跃时间为 1 s；总仿真时间为 6 s。

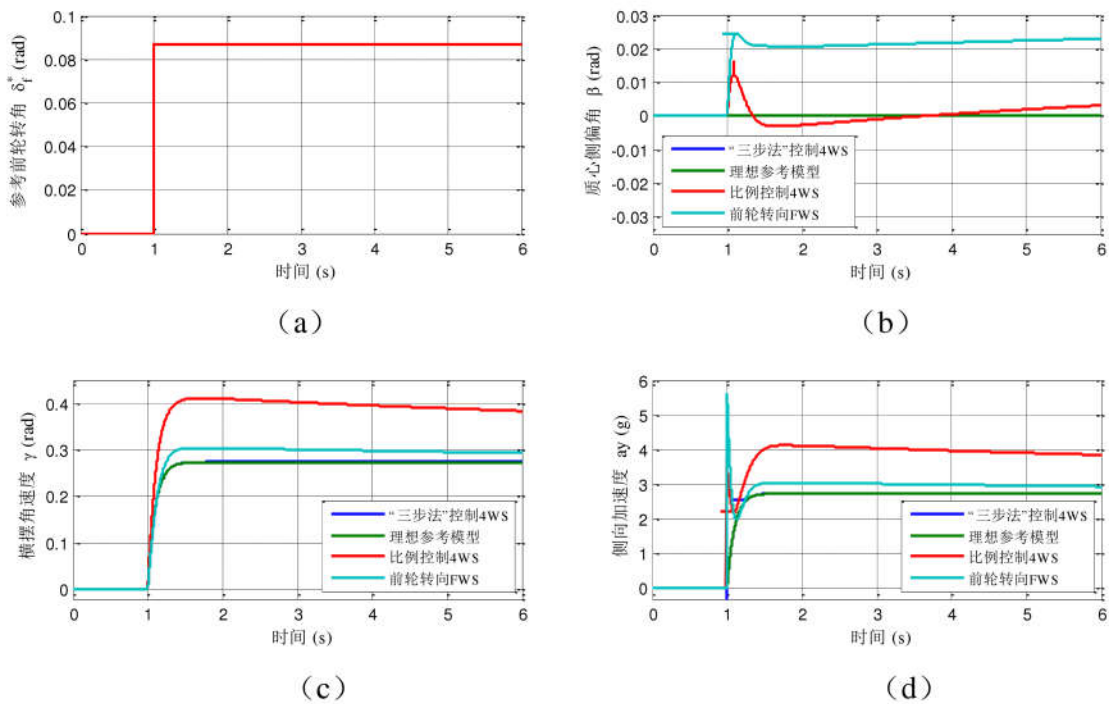


图 3.4 低速—方向盘角阶跃响应曲线

由图 3.4(b)可知，低速时，三步法控制的线控主动 4WS 汽车的质心侧偏角能够很好地跟踪理想参考模型（始终接近于零）；比例控制的 4WS 汽车虽然能将质心侧偏角控制在一个较小的范围，但具有很大的超调；而 FWS 汽车质心侧偏角的稳态值相对较大。由图 3.4(c)可知，三步法控制的线控主动 4WS 汽车相对于比例控制的 4WS 汽车具有理想的横摆角速度且接近 FWS 汽车的横摆角速度，驾驶感觉不会发生明显的

变化。由图 3.4(d)可知，三步法控制的线控主动 4WS 汽车的侧向加速度响应曲线的变化规律比较理想，其稳态值远远小于比例控制的 4WS 汽车的侧向加速度稳态值；比例控制的 4WS 汽车和 FWS 汽车的侧向加速度在输入变化时产生了很大的超调。

### 3.4.1.2 整车质量变化—方向盘角阶跃高速试验

仿真工况设置：车速为 30 m/s；如图 3.5 (a) 参考前轮转角输入为  $3^\circ$  (0.0524 rad) 的角阶跃信号，起跃时间为 1 s；整车质量以 300 kg 递增，分别为：1704.7 kg，2004.7 kg，2304.7 kg，2604.7 kg；总仿真时间为 6 s。

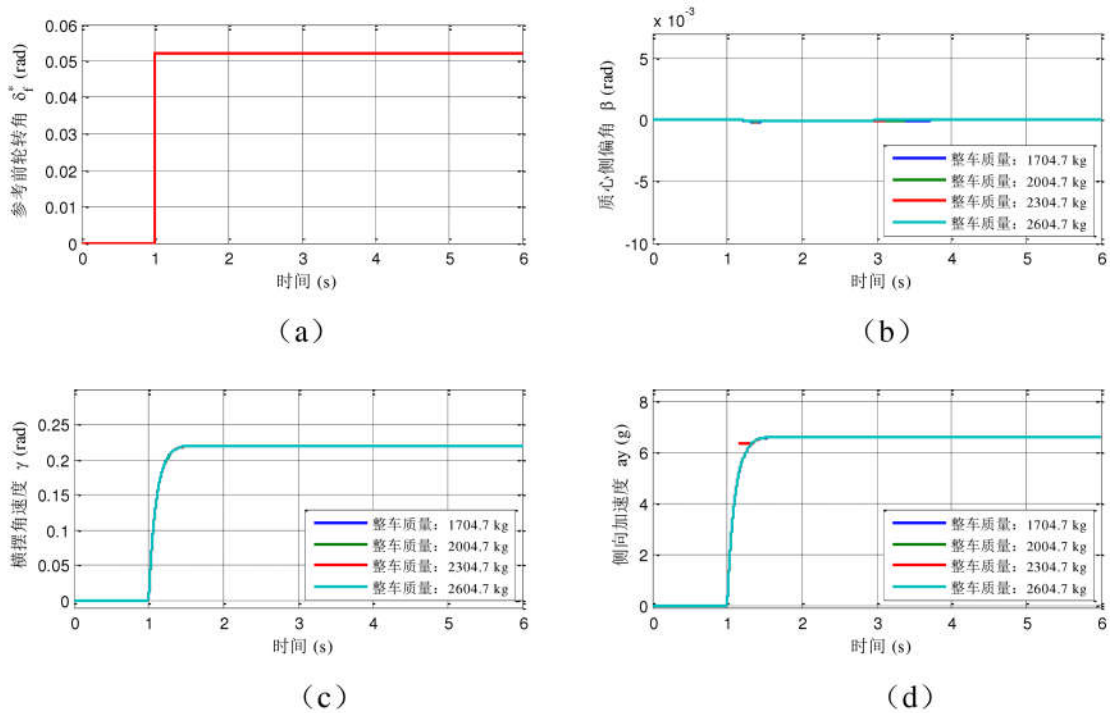


图 3.5 高速—整车质量变化—方向盘角阶跃响应曲线

由图 3.5(b),(c),(d)可以看出，随着整车质量的变化，线控主动 4WS 汽车在三步法控制策略作用下的质心侧偏角、横摆角速度和侧向加速度基本上没有变化。

### 3.4.1.3 侧向风—方向盘角阶跃高速试验

仿真工况设置：车速为 30 m/s，参考前轮转角输入为  $3^\circ$  (0.0524 rad)的角阶跃信号，起跃时间为 1 s，如图 3.6(a)所示在 3 s-5 s 时加入风速为 15 m/s 的侧向风干扰，侧风力作用点到汽车质心的距离为 0.1 m，总仿真时间为 6 s。

从图 3.6(b)可以看出，高速时，三步法控制的线控主动 4WS 汽车的质心侧偏角相比于比例控制的 4WS 汽车有大幅度的减小，能够始终维持在理想值附近，且几乎不受侧向风的影响；而 FWS 汽车在高速、大转角的情况下，其质心侧偏角变化幅度非常



大，汽车的安全性难以保证。从图 3.6(c)可以看出，三步法控制的线控主动 4WS 汽车与理想模型的横摆角速度运动轨迹基本一致，比例控制的 4WS 汽车的横摆角速度响应速度较慢，且侧向风影响相对较大，而 FWS 汽车已经发生了失稳现象。从图 3.6(d)可以看出，比例控制的 4WS 汽车和 FWS 汽车的侧向加速度均产生了较大的超调，侧向风干扰对系统动态有较大的影响；只有三步法控制的线控主动 4WS 汽车的侧向加速度能够始终保持良好的轨迹，同时，在侧向风作用于系统时，能够迅速地将侧向加速度调节到理想值。

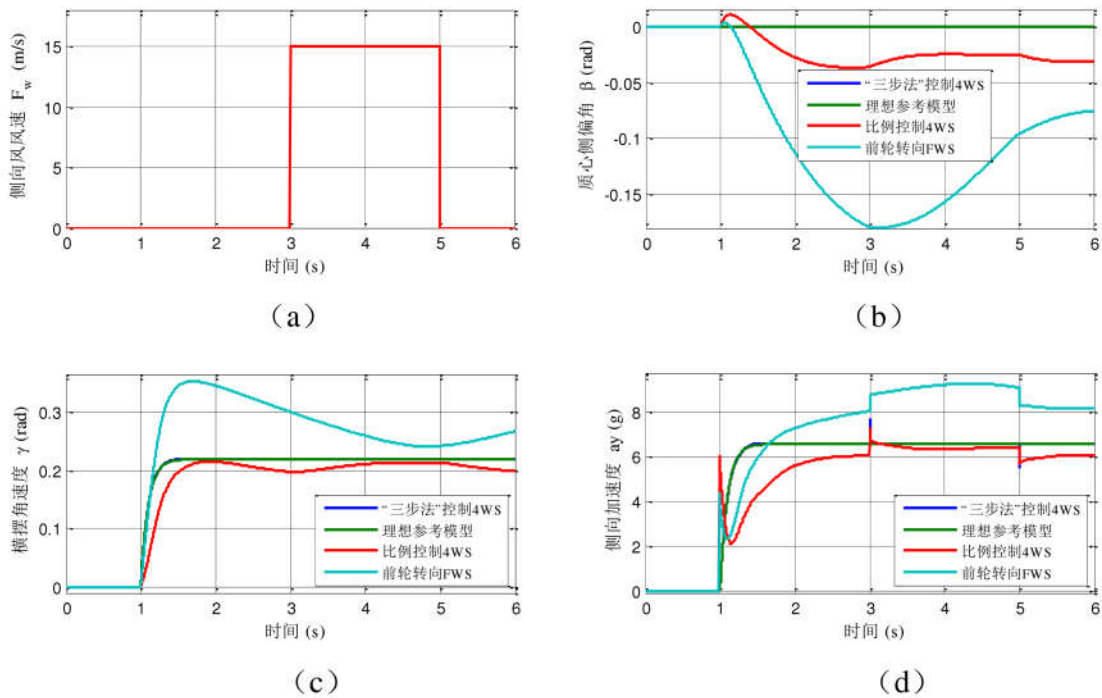


图 3.6 高速—侧向风—方向盘角阶跃响应曲线

### 3.4.2 方向盘连续正弦试验

汽车在高速行驶时，超车换道是比较常见的行为。方向盘连续正弦试验是让汽车连续地进行移线行驶，通过观测汽车的质心侧偏角、横摆角速度、侧向位移等数据，来对汽车的操纵稳定性以及安全性进行客观的评价。

#### 3.4.2.1 方向盘连续正弦高速试验 1

为了验证所设计的三步法控制器的优越性，本文采用 LQR 控制的线控主动 4WS 汽车<sup>[39]</sup>与三步法控制的线控主动 4WS 汽车进行仿真试验对比。

仿真工况设置：车速为 30 m/s；如图 3.7(a)从 0 s 开始输入正弦参考前轮转角，输



入角频率为 3.14 rad/s, 幅值为  $3^\circ$  (0.0524 rad); 经过反复的仿真试验确定 LQR 控制器的参数  $Q = \text{diag}\{200, 500\}$ ,  $R = \text{diag}\{1, 1\}$ ; 总仿真时间为 6 s。

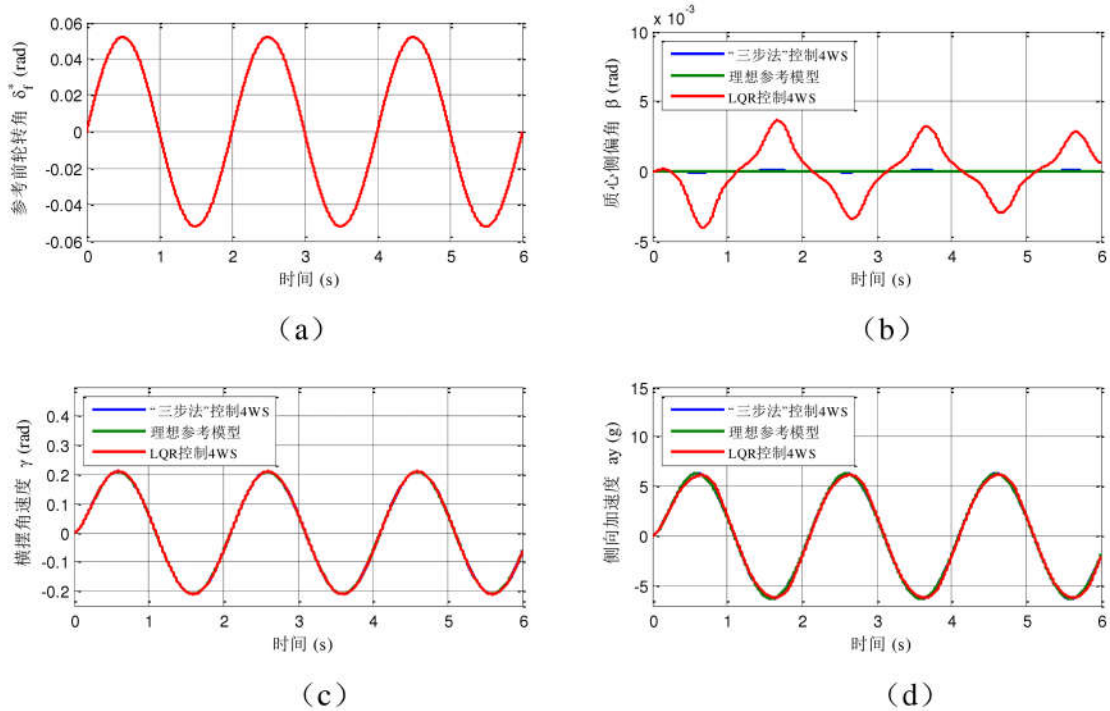


图 3.7 LQR 对比—高速—方向盘连续正弦响应曲线

由图 3.7(b), (c), (d)可以看出, 三步法控制和 LQR 控制的线控主动 4WS 汽车的质心侧偏角、横摆角速度和侧向加速度都能以较高的精度跟踪理想参考模型。其中, 三步法控制的线控主动 4WS 汽车的质心侧偏角小于 LQR 控制下的线控主动 4WS 汽车的质心侧偏角, 具有更好的行驶稳定性; 相比于 LQR 控制, 三步法控制的线控主动 4WS 汽车对理想侧向加速度的跟踪精度更高, 操纵性更好。

### 3.4.2.2 方向盘连续正弦高速试验 2

仿真工况设置: 车速为 30 m/s; 参考前轮转角输入仍采用图 3.7(a)所示的连续正弦输入信号; 总仿真时间为 6 s。

如图 3.8(a)所示, 三步法控制的线控主动 4WS 汽车的质心侧偏角的运动轨迹与理想的质心侧偏角的运动轨迹吻合度极高, 车身姿态良好; 比例控制的 4WS 汽车和 FWS 汽车的质心侧偏角波动较强, 幅值较大, 其中, FWS 汽车的质心侧偏角的幅值最大。如图 3.8(b)所示, 三步法控制的线控主动 4WS 汽车具有理想的横摆角速度曲线; 比例控制的 4WS 汽车和 FWS 汽车与理想值之间均有一定的偏离。如图 3.8(c)所示, 三步法控制的线控主动 4WS 汽车能够以较高的精度完成连续移线任务; 比例控制的 4WS

汽车虽然也能完成连续移线任务，但是精度不高；而 FWS 汽车在连续移线工况下，其侧向位移远远偏离了理想的轨迹。由图 3.8(d)可以看出，三步法控制器输出的前、后轮转角的数值变化范围比较合理。

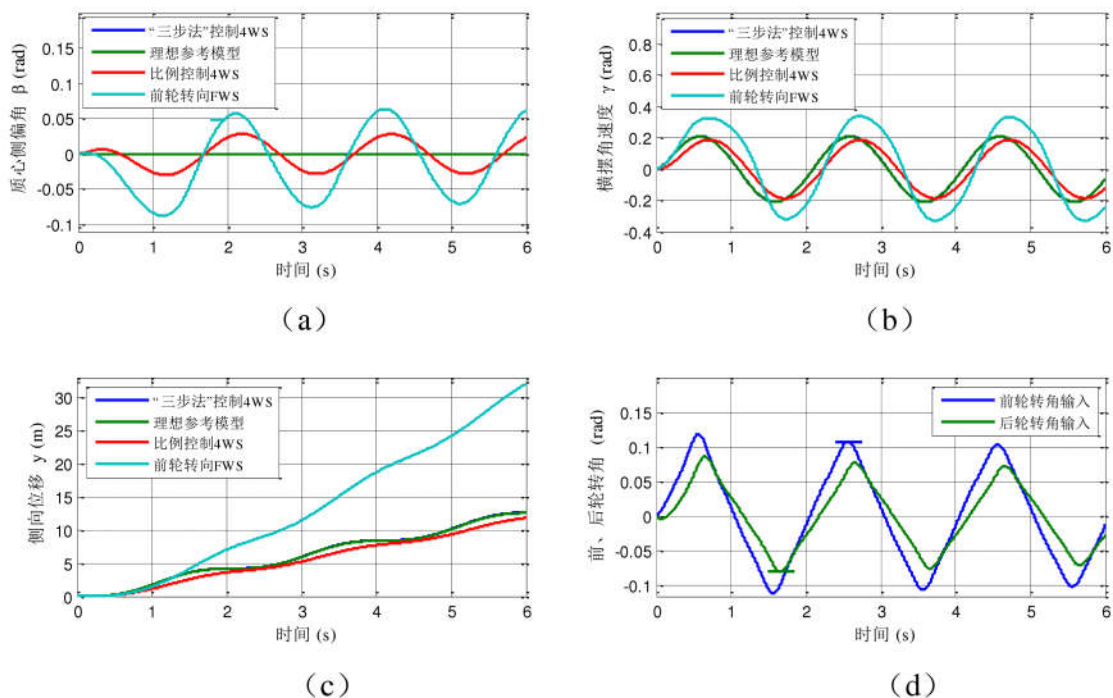


图 3.8 高速—方向盘连续正弦响应曲线

### 3.5 本章小结

本文采用三步法来对线控主动四轮转向汽车的侧向动力学特性进行研究。该方法结构简单，物理意义明确，便于工程技术人员理解和接受。同时，该算法的控制器增益是状态相关的，可以适应于各种变化的工况，有效弥补了可变增益 PID 面对不同工况需要重新进行系统标定的缺陷，大大降低了工程开发成本和开发周期。针对线控主动四轮转向系统，以跟踪参考模型为目标，分三步（类稳态控制、基于参考动态的前馈控制和动态相关的反馈控制）进行了三步法控制器的设计。通过控制汽车的前、后轮转角，实现汽车对理想参考模型的质心侧偏角和横摆角速度的跟踪。同时，证明了三步法控制器能够适用于两输入-两输出系统，并给出了该方法可以适用于多输入多输出系统的一般性结论。为了便于工程整定，采用解耦的方式降低了三步法控制器的调参难度。最后，通过系统仿真对所设计的控制器进行验证，仿真结果表明，所设计的三步法控制器能够有效地提高线控主动四轮转向汽车的操纵稳定性与安全性，对不确

定性影响具有很好的鲁棒性。

## 第4章 线控主动四轮转向系统的全滑模控制

汽车是一个具有不确定性的非线性复杂系统，其不确定性主要体现在：汽车状态的不确定性（如簧载质量的变化、轮胎侧偏特性的变化、汽车参数的变化等）和外界干扰的不确定性（如侧向风、路面不平等）<sup>[83]</sup>。

对于转向系统而言，其状态不确定性主要体现在轮胎侧偏特性的变化：轮胎作为汽车与大地之间主要的力传递媒介，提供了汽车所受的第一大外力—轮胎力，轮胎的特性变化对汽车的影响极大。其中，轮胎侧偏刚度与轮胎侧偏角之间存在着一定的非线性关系；同时，轮胎垂直载荷的变化还会引起轮胎侧偏刚度的非线性波动。汽车在转向时，轮胎侧偏角会发生改变，且轮胎垂直载荷会随着转向侧倾运动而转移。除此之外，汽车的一些其他状态（如制动点头、加速沉尾）也会引起轮胎垂直载荷的转移<sup>[38]、[84]</sup>。轮胎侧偏角和轮胎垂直载荷对轮胎侧偏刚度的非线性影响严重威胁了汽车的操纵稳定性和主动安全性。尤其是处于附着极限和高速行驶工况下的汽车，轮胎侧偏刚度的变化对其影响更为明显<sup>[29]</sup>。

外界干扰的不确定性主要体现在侧向风的干扰和道路附着系数的降低。研究表明侧向风对汽车的侧向运动、横摆运动和侧倾运动的影响很大。侧向风作为一种常见的干扰，经常出现在城市高层建筑之间、长跨桥、进出隧道口、高墩大跨梁桥以及超越或与大型车会车时，侧向风的突施直接影响高速行驶下的汽车的动态特性，极大地增加了驾驶员的操纵负担<sup>[54]</sup>。因此，侧向风干扰是保证汽车操纵稳定性的一个重要威胁。此外，路面的摩擦条件也是影响汽车操纵稳定性的重要因素：汽车在正常行驶的过程中会遇到不平路面、砂石路面、雨天湿滑路面、雪天冰面等，路面的切换会引起汽车道路附着系数的变化，可能导致车辆失去稳定性而不能完成驾驶员的驾驶需求<sup>[85]</sup>。考虑实际工况中不确定性的影响，是推动四轮转向技术发展的重要因素。

针对上述不确定性对线控主动四轮转向汽车操纵稳定性的影响，比较普遍的做法是采用简化后的线性二自由度确定性模型进行控制器的设计，采用确定性模型设计的控制器对小摄动和小外扰能表现出良好的控制效果。对于实际的控制系统，我们不仅要求其在确定性模型下是稳定的，而且面对大摄动和强外扰时仍能保持它的稳定性。为了提高汽车在不确定性影响下的操纵稳定性，本章对控制器设计所用的线性二自由



度模型进行改进，将轮胎侧偏刚度的变化以摄动的形式考虑进来，同时考虑了侧向风对汽车侧向动态特性的影响。基于上述改进的线控主动四轮转向不确定性模型采用了全滑模（Global Sliding Mode）控制方法进行研究，滑模控制由于结构可变，对不确定性影响能够表现出很好的鲁棒性<sup>[86]</sup>。其中，积分时变滑模面能够保证系统的初态位于滑模面上且能够消除系统的稳态误差；变速趋近率的时变项能够保证滑模运动渐近收敛于原点；鲁棒控制律中的平滑函数能够有效抑制系统的抖振。最后，对比了传统前轮转向汽车和 LQR 控制的线控主动四轮转向汽车，验证了全滑模控制器的有效性。

#### 4.1 滑模控制简介

20 世纪 60 年代，前苏联学者 Emelyanov 和 Utkin 采用相平面法对二阶系统和单输入高阶系统进行了特性分析，并提出了变结构控制理论<sup>[87-88]</sup>。随着该理论的不断发展，其应用对象已经扩展到了状态空间线性系统，同时衍生出了许多变结构控制方法。变结构控制方法大致可以分为两类：一类是不具有滑动模态的变结构控制，如 Bang-Bang 控制、二阶采样变结构控制、输出反馈变结构控制、多输入继电控制等；另一类是具有滑动模态的滑模变结构控制，如全状态滑模控制、部分状态滑模控制等<sup>[89]</sup>。目前，具有滑动模态的滑模变结构控制得到了很好的发展并且形成了一套独立的理论。与传统控制方法不同的是，滑模控制律中包含起着开关作用的切换函数，在系统的动态过程中滑模控制律会根据系统的状态(如偏差及其各阶导数等)进行切换并迫使系统按照预定的“滑动模态”状态轨迹运动。因此滑模控制是一种结构可变（不连续）的非线性控制策略，可以应用于线性和非线性系统、确定和不确定系统、连续和离散系统、集中控制和分散控制系统等<sup>[54]</sup>。同时，针对不同的控制需求，可以分流不同的滑模控制方法，如保证滑模控制具有全局鲁棒性的时变全滑模控制、提高误差系统向平衡点收敛速度的终端滑模控制、能够降低抖振并消除稳态误差的积分滑模控制、能够提高系统鲁棒性和控制精度的高阶滑模控制、能够对具有参数边界约束不确定性的系统进行控制器参数在线调节的自适应滑模控制、将控制方法进行数字实现的离散滑模控制等。上述这些滑模控制方法并不是一成不变的，控制器设计的过程中往往将多个滑模控制方案相结合。一些学者还将模糊控制、神经网络、遗传算法等智能控制策略应用于滑模控制理论，使所设计的滑模控制器兼顾更多的响应特性<sup>[90],[91]</sup>。

如图 4.1 所示，滑模控制的基本原理是将系统从任意的初始状态在有限的时间内



强迫控制到预先设计的滑模面上，并通过该控制作用使系统的状态沿着滑模面滑动到原点，从而进入系统的稳态。到达滑模面之前的过程称为趋近模态，到达滑模面之后的运动过程称为滑动模态。其中， $s=0$  为预先设计的滑模面， $s>0$  表示系统的状态在滑模面之上， $s<0$  表示系统的状态在滑模面之下， $e$  为系统误差， $\dot{e}$  为系统误差的导数。

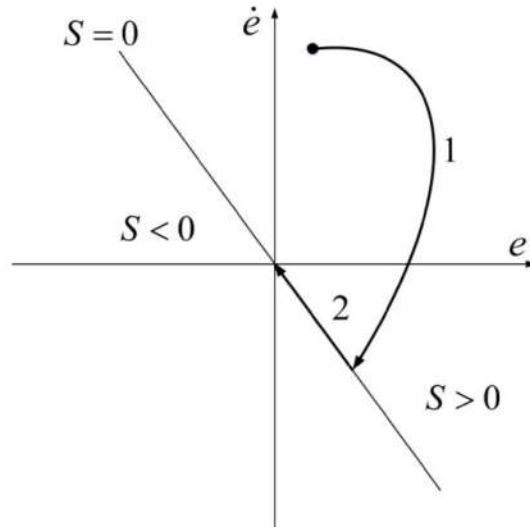


图 4.1 滑模控制基本原理

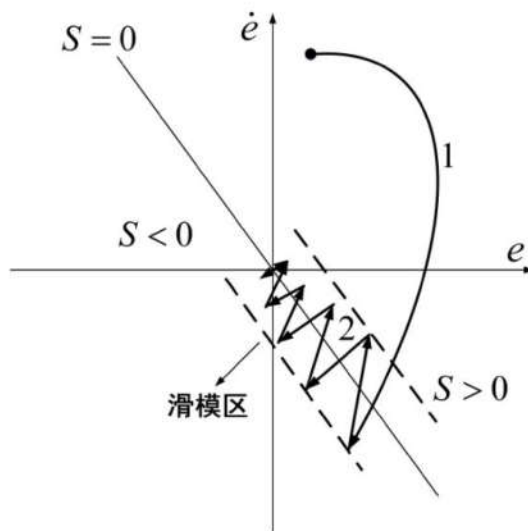


图 4.2 实际的滑模控制系统

如图 4.2 所示，对于实际的控制系统，由于滑模控制的“变结构”切换动作，会引发系统的惯性和延迟等特性，从而产生抖振现象。滑动模态表现为系统的不光滑运动，控制器在滑模区内工作即可保证系统的稳定运行。

若被控对象为非线性系统：

$$\dot{x} = f(t, x, u) \quad (4.1)$$

其中,  $x \leftarrow R^n$  为状态变量,  $u \leftarrow R^m$  为控制变量,  $t \leftarrow R$  为时间。

为了保证系统能在滑模区内进行“滑动模态”运动, 滑模控制律应该具有如下的形式:

$$u(t, u) = \begin{cases} u^+(t, x), & s(t, x) > 0 \\ u^-(t, x), & s(t, x) < 0 \end{cases} \quad (4.2)$$

其中,  $s(t, x)$  是预先设计的滑模面, 且系统在滑模面上上下对应的控制作用不相等。

$u^+(t, x), u^-(t, x)$  是适当的光滑连续函数。

为了保证滑模控制律  $u(t, u)$  的有效性, 控制器设计的过程中必须满足滑模控制的 4 点基本特性要求<sup>[92]</sup>:

①滑动模态的可达性 (全局到达条件)

滑动模态可达性实现的充分条件为:

$$s^T \cdot \dot{s} < 0 \quad (4.3)$$

其中,  $s(x)$  是一条过原点的光滑曲线, 且在任意一点均可微。可达性意味着系统在状态空间中任意一点均可以在有限的时间内达到或无限接近滑模面。

②滑动模态的存在性 (局部达到条件)

滑动模态存在性实现的充分条件为:

$$\lim_{s \rightarrow 0} s \cdot \dot{s} < 0 \quad (4.4)$$

存在性意味着系统在滑模区 (滑模面的邻域内) 能够在有限的时间到达滑模面。

③滑动模态的稳定性

若系统在滑模区稳定地进行“滑动模态”运动, 系统应该满足  $s(x) = 0$  且  $\dot{s}(x) = 0$ 。根据上述条件和系统的结构特性, 我们能够得到保证系统在滑模区稳定运行的等效控制律  $u_{eq}$ 。

④滑模运动具有良好的稳态品质和动态品质

稳态品质方面: 对于实际的控制系统, 由于有限频率切换动作的存在, 控制器的输出往往存在一定的稳态误差, 为了提高滑模控制器的稳态品质, 可以引入积分环节来消除稳态误差的影响<sup>[93]</sup>。

动态品质方面：滑动模态的可达性条件(4.3)只能保证系统对滑模面进行趋近，并未对系统的趋近能力以及运动形式进行要求。在远离滑模面时，我们希望有一个较大的 $\dot{s}$ ，使系统获得较快的动态响应能力；在接近滑模面时，我们希望有一个较小的 $\dot{s}$ ，使系统的抖振得到很好的抑制。目前，常用的提高滑模控制动态品质的方法是通过选择合适的趋近律进行控制器鲁棒控制律的设计，同时选择合适的趋近律参数能够削弱抖振的影响<sup>[94]</sup>。

上文中已经提到滑模控制具有两种运动模态，分别是趋近模态和滑动模态。虽然通过选择合适的趋近律及参数可以很好地提高滑模运动的动态品质，但对于趋近模态而言，当系统处于该运动模态时，控制器对外部扰动和参数不确定性不具有鲁棒性，趋近模态不具有滑动模态卓越的动态品质。针对上述情况，可以采用全滑模设计的方法，消除滑模控制的趋近模态，使系统在初始时刻就处于滑模面上，并始终按照滑动模态运动，保证系统全程都具有滑动模态优良的动态品质和全局鲁棒性<sup>[95]</sup>。

#### 4.1.1 滑模控制的趋近律

上文已经提到，趋近律可以提高滑模控制的动态品质并且削弱系统抖振的影响。其一般形式为：

$$\dot{s} = -\varepsilon \cdot g(x, s) \cdot \text{sgn}(s) - f(s) \quad (4.5)$$

我们可以通过设计不同形式的 $g(x, s)$ 和 $f(s)$ 来得到具有不同特性的趋近律，以满足对滑模控制不同动态品质的需求。常用的趋近律有等速趋近律、指数趋近律、幂次趋近律、变速趋近律，相应的形式如下<sup>[96]</sup>：

等速趋近律

$$\dot{s} = -\varepsilon \text{sgn}(s) \quad (4.6)$$

其中 $\varepsilon > 0$ 。等速趋近律是形式最简单的趋近律，它以恒定的速度 $\varepsilon$ 进行趋近运动。由于其趋近速度的单一性， $\varepsilon$ 的取值直接影响控制器的响应特性， $\varepsilon$ 过小，趋近速度慢，动态品质较差； $\varepsilon$ 过大，趋近速度快，抖振较大。

指数趋近律

$$\dot{s} = -\varepsilon \text{sgn}(s) - ks \quad (4.7)$$

其中  $\varepsilon$  和  $k$  均大于 0。指数趋近律是在等速趋近律的基础上增加了一个指数项，该指数项能够加快运动点在滑模区外的趋近速度。相比于等速趋近律，只要选取合适的指数趋近律参数 ( $k$  大,  $\varepsilon$  小)，既能提高趋近模态的快速性，又能削弱系统的抖振，但不能根除抖振。

幂次趋近律

$$\dot{s} = -k|s|^d \operatorname{sgn}(s) \quad (4.8)$$

其中  $k > 0, 0 < d < 1$ 。幂次趋近律是在等速趋近律的基础上增加了一个和滑模面有关的幂指数项，该幂指数项能够随着滑模面的动态进行变化，越接近滑模面，趋近速度越小。采用此种方法可以很好地抑制系统的抖振。但是，在远离滑模面的趋近模态，趋近速度仍然不大，动态品质有限。

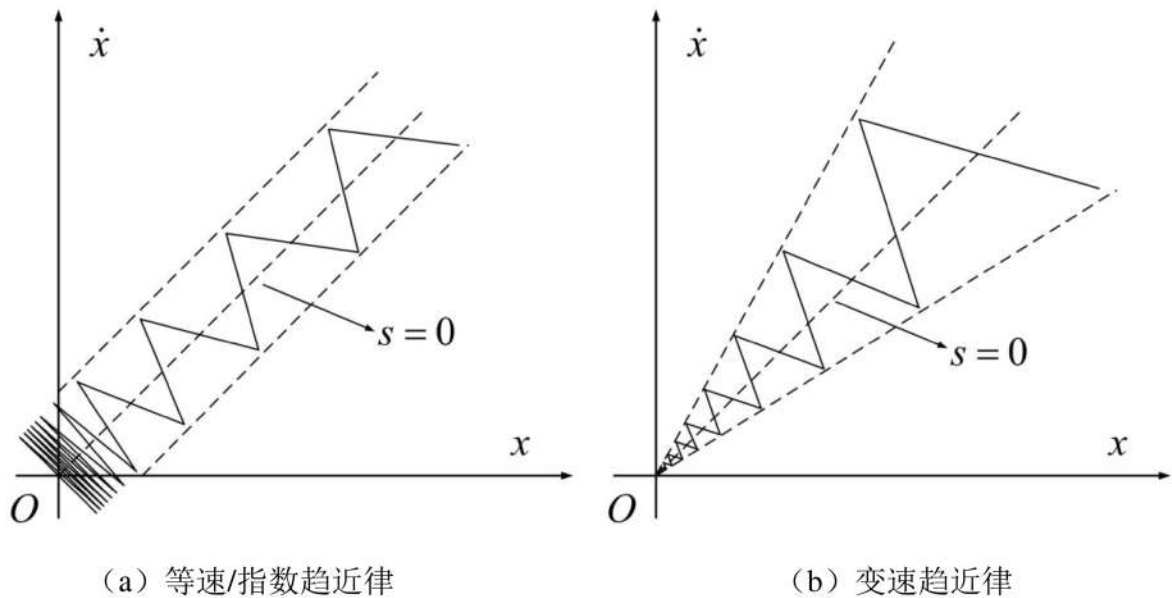


图 4.3 趋近律相轨迹

变速趋近律

$$\dot{s} = -\varepsilon|x| \operatorname{sgn}(s) \quad (4.9)$$

其中  $\varepsilon > 0$ 。如图 4.3(a)所示，无论是等速趋近律还是指数趋近律，其滑动模态运动所处的滑模区均为带状滑模区，系统只能以等幅振荡到原点。变速趋近律是在等速趋近律的基础上考虑了系统的状态变化（也可以是与滑模面相关的），系统的状态在到达滑模区后会逐渐衰减至零，最终稳定于原点。如图 4.3(b)所示，采用变速趋近律的滑动

模态运动的滑模区为扇形。由于 $\varepsilon$ 的变化对 $\varepsilon|x|$ 的影响较大, 变速趋近律仍然具有等速趋近律的提高动态品质和削弱系统抖振相矛盾的问题。

#### 4.1.2 滑模控制的不变性和匹配条件

所谓的滑模控制的不变性主要是针对滑动模态而言的, 即滑模控制处于滑动模态时, 系统响应完全不受外界干扰和参数摄动等不确定性的影响。这也是本文采用滑模控制来处理线控主动四轮转向汽车所受的外界侧向风影响和自身轮胎侧偏刚度摄动的原因。

对于不确定性系统, 可以将其表示为如下的形式:

$$\dot{x} = A_0x + \Delta A(x, p, t) + B_0u + \Delta B(x, p, t) + D(p, t) \quad (4.10)$$

式中, 参数向量 $p$ 为函数的自变量,  $A_0$ 、 $B_0$ 为已知的常值矩阵,  $\Delta A$ 、 $\Delta B$ 为相应的摄动矩阵、 $D$ 为外界干扰。

滑模控制的不变性只适用于满足某些结构限制的系统, 即满足匹配条件<sup>[94]</sup>。针对系统不确定性的类型, 可将匹配条件分为2种情况:

①对于系统的参数摄动有:

$$\Delta A(x, p, t) = B_0\tilde{A}(x, p, t), \quad \Delta B(x, p, t) = B_0\tilde{B}(x, p, t) \quad (4.11)$$

根据上述结构限制, 能够得到滑动模态对参数摄动不变性的充要条件:

$$\text{rank}([B_0 \ \Delta A]) = \text{rank}([B_0 \ \Delta B]) = \text{rank}(B_0) \quad (4.12)$$

②对于系统的外部干扰有:

$$D(p, t) = B_0\tilde{D}(p, t) \quad (4.13)$$

根据上述结构限制, 能够得到滑动模态对外部干扰不变性的充要条件:

$$\text{rank}([B_0 \ D]) = \text{rank}(B_0) \quad (4.14)$$

当参数摄动和外部干扰同时存在时, 滑模控制的匹配条件为:

$$\text{rank}([B_0 \ \Delta A]) = \text{rank}([B_0 \ \Delta B]) = \text{rank}([B_0 \ D]) = \text{rank}(B_0) \quad (4.15)$$

#### 4.1.3 滑模控制的抖振

滑模控制显著的特点就是可以针对系统当前的状态变化依据自身的开关特性进行



动态调节，保证系统处于预先设计的对参数摄动和外界干扰等不确定性具有完全不变性的滑动模态内运动。控制器中开关环节的切换动作所产生的结构可变的控制作用展现了比常规控制器更强的鲁棒性。但是这种不连续的开关动作也使得控制器在滑模面两侧产生了抖振。

抖振的产生可以从两方面进行考虑。对于控制算法本身而言，抖振主要是由滑模控制中开关环节的切换动作造成的；对于实际系统而言，控制器的开关装置存在着时间滞后和空间滞后、系统本身存在着惯性和延迟、信号测量环节存在着测量误差等。因此，这种高频的抖振不仅会增大能耗，还直接影响控制器的精度，一旦激发出系统的高频未建模动态，会严重威胁系统的稳定性，甚至损坏控制器和系统的相关部件。但是抖振可以在一定程度上反映滑模控制对参数摄动和外界干扰等不确定性的鲁棒性的强弱；若完全消除抖振，则消除了滑模控制对不确定性的鲁棒性。因而只能根据实际情况将抖振削弱到一定的范围。下面简单介绍一下滑模控制削弱抖振的方法：

#### ①准滑动模态法

准滑模动态的概念起源于 20 世纪 80 年代，它的基本思想是在滑动模态的某一邻域  $\varepsilon$  内构造两个对等的边界，从而在滑模面两侧形成一个边界层。因此我们也可以称其为“边界层法”。在边界层外滑模控制作用不变，在边界层内将不连续的开关控制变为连续的状态反馈控制，从而削弱抖振的影响<sup>[94],[97]</sup>。边界层法典型的应用就是将滑模控制中的符号函数  $\text{sgn}(s)$  变为饱和函数  $\text{sat}(s)$ ：

$$\text{sat}(s) = \begin{cases} 1 & s > \Delta \\ 1/\Delta & |s| \leq \Delta \\ -1 & s < -\Delta \end{cases} \quad (4.16)$$

式中  $\Delta$  表示边界层的厚度，是一个大于 0 的小正数。

采用上述边界层法会使系统的鲁棒性和跟踪精度有所降低：边界层“太薄”，抖振抑制能力差；“太厚”，稳态误差较大。目前，边界层法已经朝着可对稳态误差进行预估的“可变边界层”进行发展。

#### ②连续化高增益法（单位向量控制的连续化）

连续化高增益法的实质就是采用一种高增益反馈来抑制系统的抖振，只要系统稍微偏离滑模面，就会产生很大的控制作用将其快速调节到滑模面上<sup>[94]</sup>。连续高增益法

比较典型的应用是采用“平滑函数” $con(s)$ 来代替滑模控制中的符号函数 $sgn(s)$ ，本文采用的就是这种方法，下文会进行详细的介绍。

### ③趋近律法

上文中已经介绍了趋近律法对于抖振抑制的原理，这里就不再赘述。

### ④智能控制方法

该方法主要是变结构智能化的范畴，主要应用了智能控制方法对非线性系统的超强逼近能力和超强平滑能力来模拟滑模控制的非线性特性<sup>[90]</sup>。如采用模糊控制方法来柔化抖振，将非连续信号模糊成连续信号以达到削弱抖振的目地；采用神经网络的控制方法逼近一个连续函数作为滑模控制的切换控制量等。

### ⑤滤波法

滤波法主要借助了滤波器的低通特性来消除高频信号，采用低通滤波器和相校正器可以对滑模控制器的输出信号进行平滑滤波，达到抑制抖振的目的<sup>[91]</sup>。

此外，还有通过在滑模面中加入积分项而提高控制信号连续性的积分滑模面控制法；通过引入滑模面的微分构造与控制器输入的高阶导有关的新的滑模面从而将不连续项进行转移的动态滑模方法；通过遗传算法等优化方法对滑模控制器的参数进行优化的方法以及通过观测器对系统的不确定性进行测量进而精确地进行切换增益设计的观测器法等等<sup>[90]</sup>。

## 4.2 控制问题建模

### 4.2.1 具有不确定性的线控主动四轮转向系统模型

本章全滑模控制器的设计仍采用能够反应线控主动四轮转向汽车侧向动力学特性的二自由度模型，模型简化所需要的假设与3.2.1节相同。为了研究轮胎侧偏刚度变化和侧向风干扰对线控主动四轮转向汽车操纵稳定性和主动安全性的影响，将轮胎侧偏刚度变化以摄动的形式考虑进来，同时分析了侧向风干扰对线控主动四轮转向汽车侧向和横摆运动的影响，建立了具有不确定性的二自由度线控主动四轮转向汽车模型<sup>[98]</sup>。根据牛顿定律，建立其动力学微分方程：

$$\begin{aligned}
 mV(\dot{\beta} + \gamma) &= -(k_f^* + k_r^*)\beta - \frac{\gamma}{V}(ak_f^* - bk_r^*) + k_f^*\delta_f + k_r^*\delta_r + F_d \\
 I_z\dot{\gamma} &= -(ak_f^* - bk_r^*)\beta - \frac{\gamma}{V}(a^2k_f^* - b^2k_r^*) + ak_f^*\delta_f - bk_r^*\delta_r + l_w F_d
 \end{aligned} \tag{4.17}$$

其中,  $V$  为汽车质心速度;  $k_f^* = k_f + \Delta k_f$ ,  $k_r^* = k_r + \Delta k_r$ ;  $k_f$ 、 $k_r$  分别为前、后轮胎等效侧偏刚度,  $\Delta k_f$ 、 $\Delta k_r$  为其相应的摄动量;  $F_d$  为汽车所受的侧向风力; 其他参数含义见表 2.1 和表 2.2。

选取状态变量  $x = [\beta \ \gamma]^T$  和控制输入  $u = [\delta_f \ \delta_r]^T$ , 假设质心侧偏角  $\beta$  和横摆角速度  $\gamma$  可测, 根据公式(4.17)能够得到具有不确定性的线控主动四轮转向汽车的状态空间表达式:

$$\dot{x} = A_1 x + B_1 u + E F_d \tag{4.18}$$

上式中,  $A_1 = A + \Delta A$ ,  $B_1 = B + \Delta B$ , 相应的参数矩阵如下:

$$\begin{aligned}
 A &= \begin{bmatrix} -\frac{k_f + k_r}{mV} & \frac{bk_r - ak_f}{mV^2} - 1 \\ \frac{bk_r - ak_f}{I_z} & -\frac{a^2k_f + b^2k_r}{I_z V} \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} \frac{k_f}{mV} & \frac{k_r}{mV} \\ \frac{ak_f}{I_z} & -\frac{bk_r}{I_z} \end{bmatrix}, \quad C = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \\
 \Delta A &= \begin{bmatrix} -\frac{\Delta k_f + \Delta k_r}{mV} & \frac{b\Delta k_r - a\Delta k_f}{mV^2} - 1 \\ \frac{b\Delta k_r - a\Delta k_f}{I_z} & -\frac{a^2\Delta k_f + b^2\Delta k_r}{I_z V} \end{bmatrix}, \quad \Delta B = \begin{bmatrix} \frac{\Delta k_f}{mV} & \frac{\Delta k_r}{mV} \\ \frac{a\Delta k_f}{I_z} & -\frac{b\Delta k_r}{I_z} \end{bmatrix}, \quad E = \begin{bmatrix} 1 \\ mV \\ \frac{l_w}{I_z} \\ I_z \end{bmatrix}
 \end{aligned}$$

#### 4.2.2 控制问题描述

汽车在正常行驶的过程中, 路面条件的变化, 轮胎侧偏刚度随着汽车状态的非线性波动以及外界侧向风干扰的突施均会对汽车的侧向动力学特性造成很大的影响, 威胁汽车的安全行驶。如图 4.4 所示, 本文采用了线控主动四轮转向技术来提高汽车的操纵稳定性和主动安全性, 为了实现上述目标, 我们需要保证线控主动四轮转向系统的动态响应(4.18)能够以较高的精度跟踪理想参考模型的动态响应(3.11)。因此, 我们能够得到上述跟踪控制的性能要求:

- ①线控主动四轮转向汽车的质心侧偏角尽量减小到零;
- ②线控主动四轮转向汽车的横摆角速度与传统前轮转向汽车的横摆角速度尽量保持一致。

③减小或消除道路附着系数降低、轮胎侧偏刚度变化、侧向风干扰等不确定性的影响。

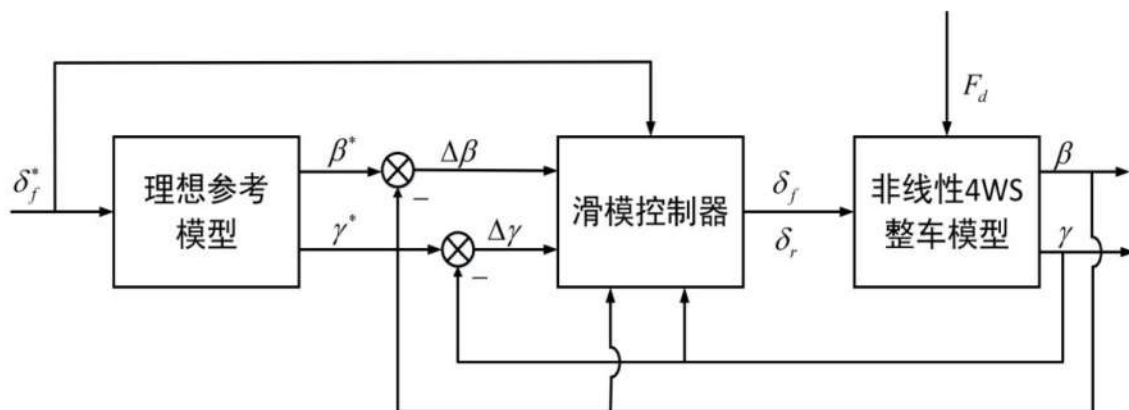


图 4.4 滑模控制控制的主动四轮转向汽车系统框图

由于上述不确定性的变化较大，为了保证系统的性能，需要对控制器的鲁棒性提出更高的要求。考虑到滑模控制的滑动模态对参数摄动以及外界干扰等不确定性具有“完全不变性”，即具有很强的鲁棒性，因此采用滑模控制方法来解决在不确定性作用下的线控主动四轮转向汽车跟踪控制问题。

在 4.1.2 节我们讨论过，滑动模态具备“完全不变性”需要满足匹配条件，这是一种结构限制，即系统的控制输入和不确定性作用于同一通道中，控制作用能够对不确定性影响进行直接的抑制或消除。

由于线控主动四轮转向二自由度车辆模型具有两个输入和两个状态变量，系统的不确定性必然作用在控制输入的某一通道，因此该系统非常适用于滑模控制。根据公式 (4.18) 可知，矩阵  $B$  满秩且可逆，存在矩阵  $H_i$ ，满足：

$$\Delta A = BH_1, \quad \Delta B = BH_2, \quad E = BH_3 \quad (4.19)$$

系统满足匹配条件：

$$\text{rank}([B \ \Delta A]) = \text{rank}([B \ E]) = \text{rank}([B \ \Delta B]) = \text{rank}([B + \Delta B]) = 2 \quad (4.20)$$

令  $f(x,t)$  表示不确定性的总和， $f(x,t)$  可表示为：

$$f(x,t) = \Delta Ax + \Delta Bu + EF_d = B(H_1x + H_2u + H_3F_d) = Bd(x,t) \quad (4.21)$$

其中  $d(x,t) = H_1x + H_2u + H_3F_d$ ， $H_1$ ， $H_2$  和  $H_3$  是适当维数的不确定性矩阵。

因此，公式 (4.18) 可以转化为：

$$\dot{x} = Ax + B[u + d(x,t)] \quad (4.22)$$

### 4.3 全滑模控制器的设计

定义状态跟踪误差为：

$$e = x_d - x = [\beta^* - \beta \quad \gamma^* - \gamma]^T \quad (4.23)$$

结合公式 (3.11) 和 (4.22)，能够得到误差系统的动态方程：

$$\begin{aligned} \dot{e} &= A_d x_d + B_d u_d - Ax - B[u + d(x, t)] \\ &= A_d e + (A_d - A)x + B_d u_d - Bu - Bd(x, t) \end{aligned} \quad (4.24)$$

#### 4.3.1 滑模面的设计

滑模控制允许我们根据需求自行定义滑模面的结构。滑模控制的趋近模态不具有鲁棒性，采用趋近律的方法对提高滑模控制的动态品质具有一定的局限性，它只能缩短闭环系统瞬态过程趋近运动的时间，未能从本质上提高系统的鲁棒性。为了进一步提高滑模控制的动态品质，本文采用了全滑模控制的方法来设计线控主动四轮转向汽车控制器。全滑模控制是一种特殊的滑模控制，它通过设计一个动态滑模面来消除滑模控制的趋近模态，让系统从始至终都处于滑动模态运动，有效提高系统的动态品质 [99]。

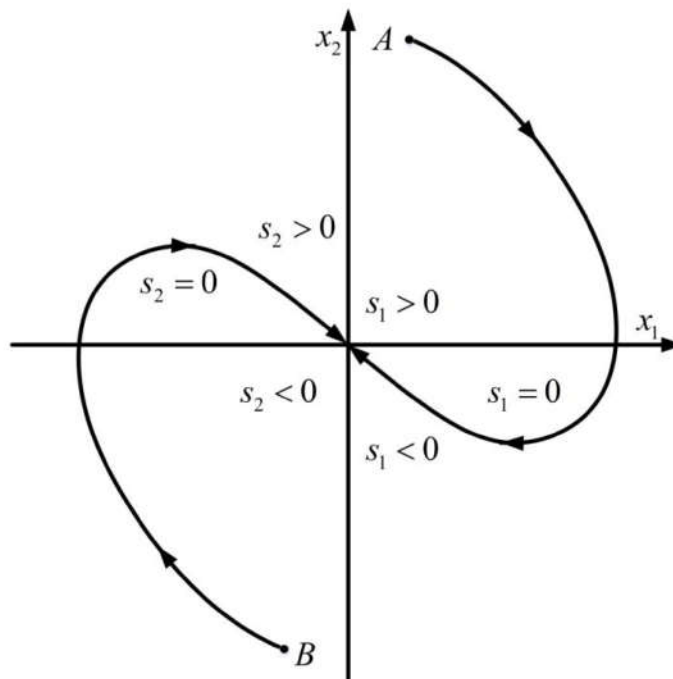


图 4.5 全滑模控制原理图

如图 4.5 所示， $x_1$  和  $x_2$  分别对应着系统的输出误差以及误差对时间的一阶导数，



$s_1 = 0$  和  $s_2 = 0$  分别为所设计的滑模面在不同初值下的动态，并汇合于原点的某一邻域内。这意味着全滑模控制针对不同的初值具有不同的切换函数且系统的状态始终处于滑模面上，沿着滑模面运行到原点的邻域内，系统具有全局鲁棒性<sup>[92]</sup>。全滑模控制动态滑模面的设计形式有很多种，本文采用了一个时变因子项  $\theta(t) = me^{-nt}$  ( $0 < n \in R^1$ ) 来对其进行设计<sup>[100]</sup>。

对于线控主动四轮转向系统，当存在不确定性时，可能会产生稳态误差。为了提高全滑模控制的稳态品质，在滑模面设计的过程中加入积分环节来消除系统的稳态误差。

综上，定义全滑模控制滑模面为<sup>[93],[101]</sup>：

$$s = e + \Psi \int_0^t e(\tau) d\tau + \theta(t) \quad (4.25)$$

式中， $\Psi$  为加权矩阵， $\theta(t) = me^{-nt}$  为滑模面的时变因子项。

本文所设计的滑模面满足全滑模控制的 3 个基本条件<sup>[102]</sup>：

①初值条件： $s(e(0), t) = 0$ 。

初值条件能够保证系统的初始状态就处于滑模面上。根据初值条件，能够确定滑模面时变项的参数  $m = -e(0)$ ，由于系统的初始状态在控制作用下的形式为  $x(0) = 0$ ，则  $m = -e(0) = -x_d(0)$ 。

②终值条件：当  $t \rightarrow \infty$  时， $e(t) \rightarrow 0$  以及  $s(e(t), t) = 0$ 。

终值条件能够引导系统的状态趋向原点。根据终值条件，滑模面的时变项应该满足  $\lim_{t \rightarrow \infty} \theta(t) = 0$ 。由于所设计的时变项  $\theta(t) = me^{-nt}$  中衰减系数的取值范围为  $0 < n \in R^1$ ，满足上述终值条件。

③可导条件：全滑模因子项（本文为时变项）必须可导且有界。

滑模面的时变项  $\theta(t) = me^{-nt}$  ( $0 < n \in R^1$ ) 满足上述可导条件。

### 4.3.2 等效控制律的设计

对滑模面  $s$  求导可得：

$$\begin{aligned}
 \dot{s} &= \dot{e} + \Psi e + \dot{\theta} \\
 &= A_d e + (A_d - A)x + B_d u_d - Bu - Bd(x, t) + \Psi e - mne^{-nt} \\
 &= (A_d + \Psi)s - (A_d + \Psi)\Psi \int_0^t e(\tau) d\tau - (A_d + \Psi)me^{-nt} \\
 &\quad + (A_d - A)x + B_d u_d - Bu - Bd(x, t) - mne^{-nt}
 \end{aligned} \tag{4.26}$$

若不考虑不确定性的影响，令  $d(x, t) = 0$ ，且  $\dot{s} = s = 0$ ，能够得到等效控制率：

$$\begin{aligned}
 u_{eq} &= B^{-1}[(A_d - A)x + B_d u_d - (A_d + \Psi)\Psi \int_0^t e(\tau) d\tau \\
 &\quad - (A_d + \Psi)me^{-nt} - mne^{-nt}]
 \end{aligned} \tag{4.27}$$

将公式 (4.27) 代入公式 (4.26)，忽略不确定性的影响，令  $d(x, t) = 0$ ，能够得到滑模面上误差系统的动态为：

$$\dot{s} = (A_d + \Psi)s \tag{4.28}$$

选择参数  $\Psi = -A_d$  能够实现  $\dot{s} = 0$ ，同时  $s(0) = 0$ ，上述条件能够保证系统在初始时刻就处于滑模面上并保持滑动模态运动，具有全局鲁棒性。

将  $\Psi = -A_d$ ， $m = -x_d(0)$  代入到公式 (4.27) 能够得到等效控制律的简化形式：

$$u_{eq} = B^{-1}[(A_d - A)x + B_d u_d - mne^{-nt}] \tag{4.29}$$

### 4.3.3 鲁棒控制律的设计

在 4.1.1 节我们提到趋近律可以有效地提高控制器的动态品质，同时又能削弱抖振的影响。全滑模控制可以通过选择合适的趋近律来进行鲁棒控制律的设计，以便提高系统对不确定性的鲁棒性。在几种常用趋近律之中，等效趋近律存在着提高系统动态品质和抑制系统的抖振相矛盾的缺点；指数趋近律虽然很好地解决了上述矛盾，但是它和等效趋近律均存在系统滑动模态运动等幅振荡到原点的缺陷；幂次趋近律和变速趋近律虽然能够衰减系统在滑模区的抖振，但是系统的动态品质有限，尤其是在传统滑模控制的趋近模态运动中尤为明显<sup>[103]</sup>。针对上述问题，本文选用了一种变指数趋近律，它吸收了变速趋近律和指数趋近律的优点，保证了滑动模态运动能够收敛于原点，有效地削弱了系统的抖振<sup>[104]</sup>。

变指数趋近律的形式为<sup>[105]</sup>：

$$\dot{s}_i = -\varepsilon_i \Gamma(s_i) \operatorname{sgn}(s_i) - \eta_i s_i, \quad i = 1, 2 \tag{4.30}$$

式中， $\varepsilon_i > 0$ ， $\eta_i > 0$ ， $\Gamma(\rho) = \frac{|\rho|}{|\rho| + \mu}$  是一个时变项， $\rho \in R^1$ ， $\mu$  是一个较小的正常数。

此外,如图 4.6 所示,当  $|s_i| \gg \mu$ ,  $\Gamma(s_i) \approx 1$ ; 当  $|s_i| \rightarrow 0$ ,  $\Gamma(s_i)$  趋近于 0。

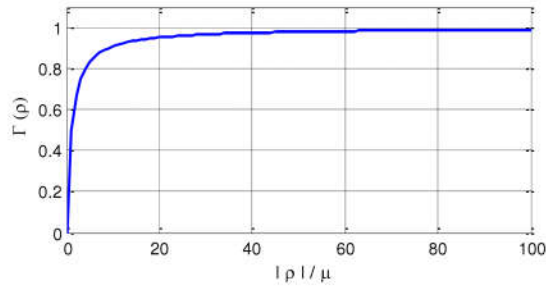


图 4.6  $\Gamma(\rho)$  的函数

定义如下函数:

$$\text{sgn}(s) = \begin{bmatrix} \text{sgn}(s_1) & 0 \\ 0 & \text{sgn}(s_2) \end{bmatrix}, \quad \Gamma(s) = \begin{bmatrix} \Gamma(s_1) & 0 \\ 0 & \Gamma(s_2) \end{bmatrix}$$

因此,鲁棒控制律的形式为:

$$u_{rob} = B^{-1} [M_1 s + M_2 \Gamma(s) \text{sgn}(s)] \quad (4.31)$$

其中,  $M_1 = \begin{bmatrix} -\eta_1 & 0 \\ 0 & -\eta_2 \end{bmatrix}$ ,  $M_2 = \begin{bmatrix} -\varepsilon_1 & 0 \\ 0 & -\varepsilon_2 \end{bmatrix}$ ,  $\eta_i > 0$ ,  $\varepsilon_i > 0$ ,  $i=1,2$ 。

综上,考虑不确定性的线控主动四轮转向汽车全滑模控制律可以表示为如下形式:

$$\begin{aligned} u &= u_{eq} + u_{rob} \\ &= B^{-1} [(A_d - A)x + B_d u_d + x_d(0) n e^{-nt}] + B^{-1} [M_1 s + M_2 \Gamma(s) \text{sgn}(s)] \end{aligned} \quad (4.32)$$

在滑模控制律  $u = u_{eq} + u_{rob}$  作用下的滑模运动为:

$$\begin{aligned} \dot{s} &= \dot{e} + \Psi e + \dot{\theta} \\ &= (A_d - A)x + B_d u_d - B(u_{eq} + u_{rob}) - B d(x, t) + x_d(0) n e^{-nt} \\ &= \begin{bmatrix} -\eta_1 & 0 \\ 0 & -\eta_2 \end{bmatrix} s + \begin{bmatrix} -\varepsilon_1 \Gamma(s_1) \text{sgn}(s_1) \\ -\varepsilon_2 \Gamma(s_2) \text{sgn}(s_2) \end{bmatrix} - B d(x, t) \end{aligned}$$

#### 4.3.4 鲁棒性分析

为了方便起见,将系统不确定性表示为  $B d(x, t) = [d_1 \quad d_2]^T$ 。定义 Lyapunov 函数:

$$V = \frac{1}{2} s^T s \quad (4.33)$$

于是,

$$\begin{aligned}
 \dot{V} &= s^T \dot{s} \\
 &= [s_1 \quad s_2] \left( \begin{bmatrix} -\eta_1 s_1 - \varepsilon_1 \Gamma(s_1) \operatorname{sgn}(s_1) \\ -\eta_2 s_2 - \varepsilon_2 \Gamma(s_2) \operatorname{sgn}(s_2) \end{bmatrix} - Bd(x,t) \right) \\
 &= -\varepsilon_1 \Gamma(s_1) s_1 \operatorname{sgn}(s_1) - \varepsilon_2 s_2 \Gamma(s_2) \operatorname{sgn}(s_2) - \eta_1 s_1^2 - \eta_2 s_2^2 - ([s_1 \quad s_2] Bd(x,t)) \\
 &\leq -\eta_1 s_1^2 - \eta_2 s_2^2 - |s_1|(\varepsilon_1 \Gamma(s_1) - |d_1|) - |s_2|(\varepsilon_2 \Gamma(s_2) - |d_2|)
 \end{aligned} \tag{4.44}$$

对于所有的  $|s_i| > 10\mu$ ,  $\Gamma(s_i) > 0.9$ ,  $i=1,2$ , 可将上式化简为如下等式:

$$\dot{V} = -\eta_1 s_1^2 - \eta_2 s_2^2 - |s_1|(0.9\varepsilon_1 - |d_1|) - |s_2|(0.9\varepsilon_2 - |d_2|) \tag{4.55}$$

选择合适的参数  $\varepsilon_i$ , 使  $\varepsilon_i > |d_i|/0.9$ ,  $i=1,2$ , 就能保证  $\dot{V} < 0$ 。当不确定性存在时, 系统在全滑模控制的作用下能够渐近收敛于原点。

### 4.3.5 抖振的抑制

在滑模控制的滑动模态中, 由于存在系统延迟、系统惯性、以及测量误差等现象, 在滑模面两侧区域内会产生高频抖振。为了降低能耗、提高控制精度、保证系统的抗干扰能力, 同时避免系统中高频未建模部分的影响, 合理的抑制抖振十分重要<sup>[106]</sup>。如图 4.7 所示, 本文采用了连续化高增益法构建了平滑函数  $con(s_i)$  来代替控制器中的符号函数  $\operatorname{sgn}(s_i)$ <sup>[107]</sup>:

$$con(s_i) = \frac{s_i}{|s_i| + \zeta} \tag{4.16}$$

其中, 平滑因子  $0 < \zeta \in R^+$  是一个常数。

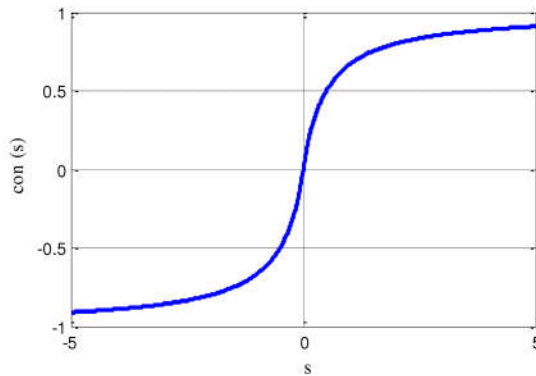


图 4.7 平滑函数  $con(s)$

## 4.4 仿真结果

为了验证全滑模控制器的鲁棒性, 基于第二章所建立的能够精确反应车辆响应特

性的非线性 8DOF 模型进行了相关的动力学仿真实验, 整车参数见表 2.1。同时, 采用了传统的前轮转向汽车和基于线控的 LQR 控制的线控主动 4WS 汽车进行对比试验来验证全滑模控制器的有效性。控制器参数设置为  $\eta_1 = 100$ ,  $\eta_2 = 150$ ,  $\varepsilon_1 = 100$ ,  $\varepsilon_2 = 10$ 。

#### 4.4.1 侧向风干扰实验

汽车在高速行驶的过程中, 经常受到侧向风的干扰, 严重影响了汽车的操纵稳定性。因此, 本文进行了高速汽车直线行驶的双向侧风干扰实验。其中, 不考虑气动阻力、气动升力和气动俯仰力矩的影响, 只考虑气动侧力、气动横摆力矩和气动侧倾力矩的作用。

##### 4.4.1.1 直线工况

仿真工况设置: 车速为  $30\text{ m/s}$ ; 风压中心位于质心后部, 侧风力臂为  $l_w = -0.1$ ; 前轮转角输入为零; 如图 4.8(a)所示, 侧风风速在 1.5s 时由  $15\text{ m/s}$  变为  $-15\text{ m/s}$ ; 总仿真时间为 3s。

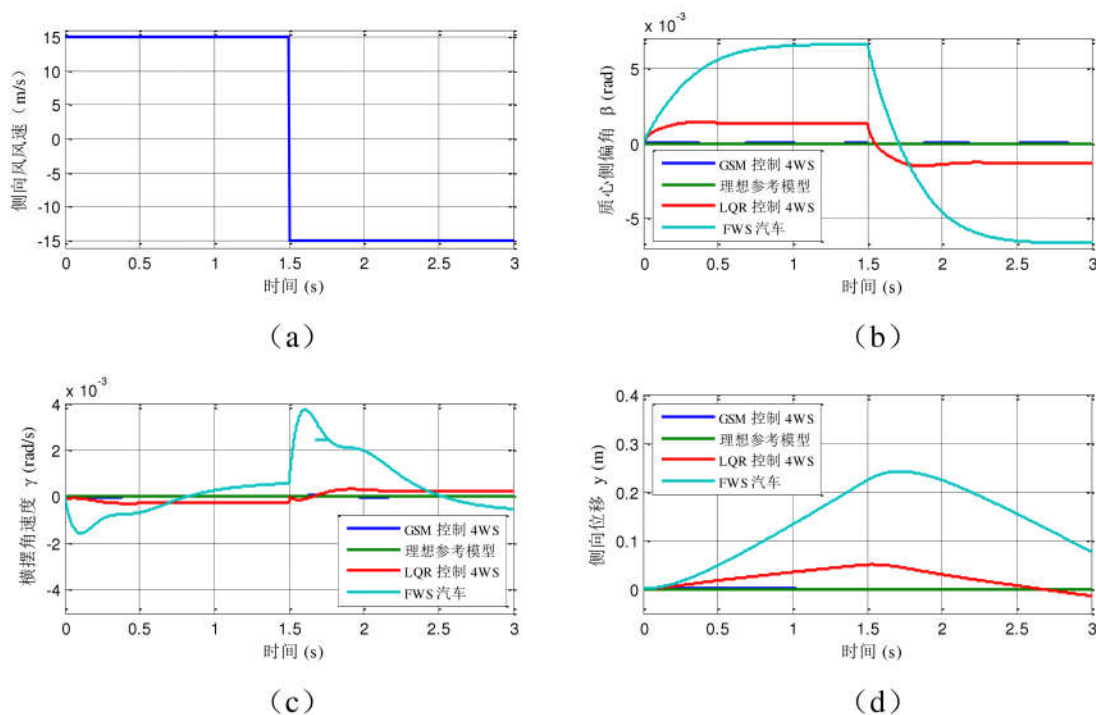


图 4.8 双向侧向风响应曲线

从图 4.8 (b)、(c)和(d)可知, 汽车高速直线行驶突遇双向侧风干扰时, FWS 汽车的质心侧偏角、横摆角速度和侧向位移均有较大的波动, 严重影响了汽车的操纵稳定性。基于全滑模控制的线控主动 4WS 汽车的质心侧偏角、横摆角速度和侧向位移始终处于



较小值，即使面对侧风风向突变时，质心侧偏角、横摆角速度和侧向位移基本无超调，能够很好的跟踪理想模型，车身姿态良好；相比于全滑模控制的线控主动 4WS 汽车，LQR 控制的线控主动四轮转向汽车只能在一定程度上保证系统的鲁棒性。

#### 4.4.1.2 单移线工况

车辆变道是指汽车在同一方向上有两条或多条车道的道路上从一条车道切换到另一条车道上的运动。汽车在变道过程中，外界干扰会严重影响汽车的动态特性与安全性。本节中，针对高速行驶的汽车进行了单向侧向风影响下的单移线工况实验。

仿真工况设置：车速为 30m/s；前轮转角为如图 4.9(a)所示的正弦输入，输入角频率为 2.512rad/s，幅值为 0.035；在 1s-3.5s 时输入风速为 15 m/s 的单侧侧风，风压中心位于质心后部，选择了与上述直线工况相同的气动六分力对系统的影响，侧风力臂为  $l_w = -0.1$ ；总仿真时间为 5s。

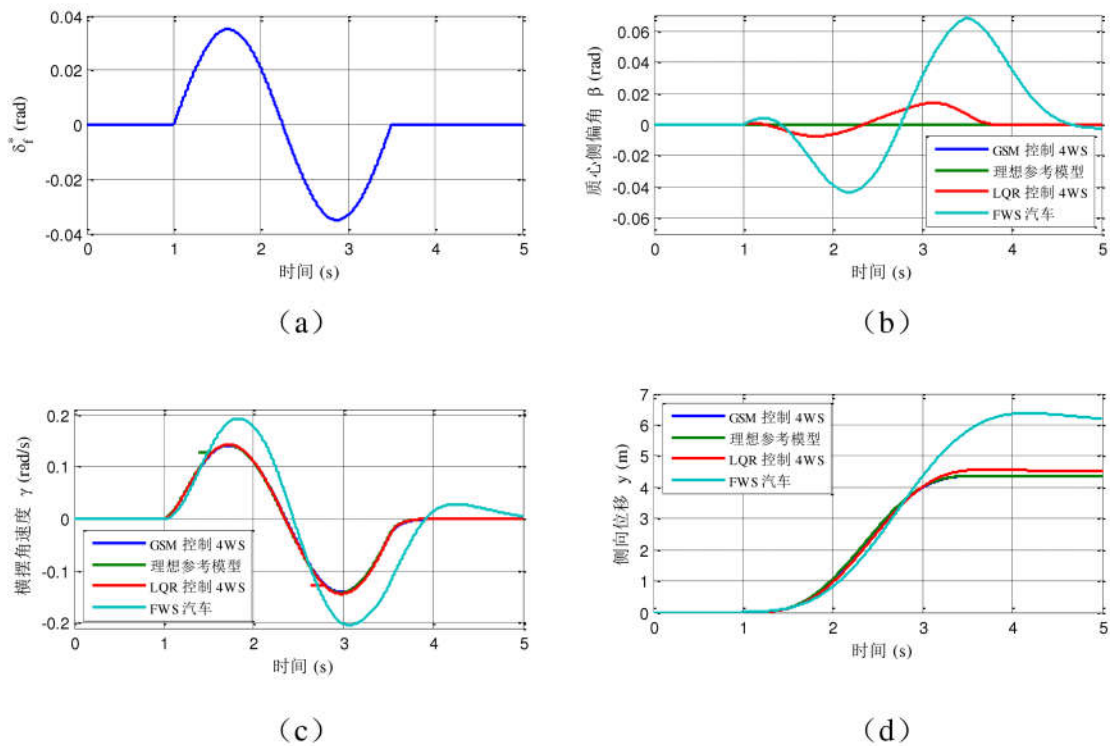


图 4.9 单向侧向风响应曲线

由图 4.9(b)可知，FWS 汽车和 LQR 控制的线控主动 4WS 汽车的质心侧偏角的幅值都有较大改变，基于全滑模控制的线控主动 4WS 的质心侧偏角在单移线过程中始终接近于零，能够保持车身姿态良好；由图 4.9(c)可知，基于全滑模控制和 LQR 控制的线控主动 4WS 汽车相比于前轮转向汽车，在进行移线过程中，面对侧向风的影响，能

够以较高的精度跟踪理想的横摆角速度，其中，全滑模控制优于 LQR 控制，保证了系统的稳定性。由图 4.9(d)可知，FWS 汽车的轨迹与理想轨迹之间存在一定的偏差，面对侧风干扰时，产生了较大的偏移。同时，LQR 控制的线控主动 4WS 汽车对理想轨迹的跟踪精度也受到了侧向风的影响。在侧向风环境中，只有全滑模控制的线控主动 4WS 汽车能够完成单移线任务。

#### 4.4.2 轮胎侧偏刚度降低实验

汽车在转向行驶的过程中，轮胎侧偏刚度会发生非线性波动。因此，本文选用单移线工况来进行轮胎侧偏刚度降低时线控主动四轮转向汽车的控制策略研究。

仿真工况设置：车速为 30m/s；前轮转角为如图 4.10(a)所示的正弦输入，输入角频率为 2.512rad/s，幅值为 0.052；四个车轮的轮胎侧偏刚度均降低 30%；总仿真时间为 5s。

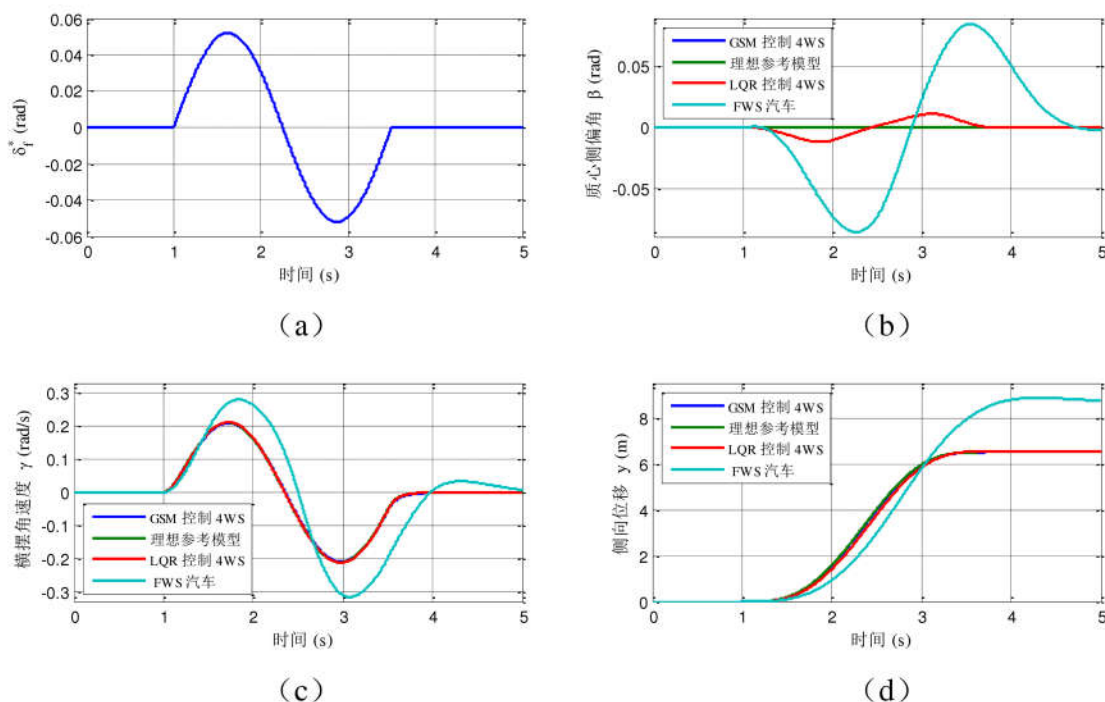


图 4.10 轮胎侧偏刚度降低响应曲线

从图 4.10(b)、(c)和(d)可以看出，当轮胎侧偏刚度降低时，全滑模控制的线控主动四轮转向汽车具有良好的操纵稳定性和主动安全性。在全滑模控制作用下，汽车的质心侧偏角、横摆角速度和侧向位移都能够以较高的精度跟踪理想轨迹。LQR 控制下的线控主动四轮转向汽车虽然也能很好地跟踪理想参考模型，但是其对于处理轮胎侧偏刚度

摄动的鲁棒性明显不如全滑模控制；而 FWS 汽车的质心侧偏角变化较大，横摆角速度相对于理想值出现了明显的滞后和波动，侧向位移严重偏离了理想的轨迹。

#### 4.4.3 道路附着系数降低实验

汽车在实际行驶的过程中，经常会遇到不同的路面环境，相应的道路附着系数也不同。特殊的工况，如湿滑路面、冰雪路面等，道路附着系数会发生很大的改变，严重影响汽车的行驶安全性。本文利用汽车变道实验来对其进行研究。

仿真工况设置：车速为 30m/s；前轮转角为如图 4.11(a)所示的正弦输入，输入角频率为 2.512rad/s，幅值为 0.035；道路附着系数由 0.9 降为 0.5，总仿真时间为 5s。

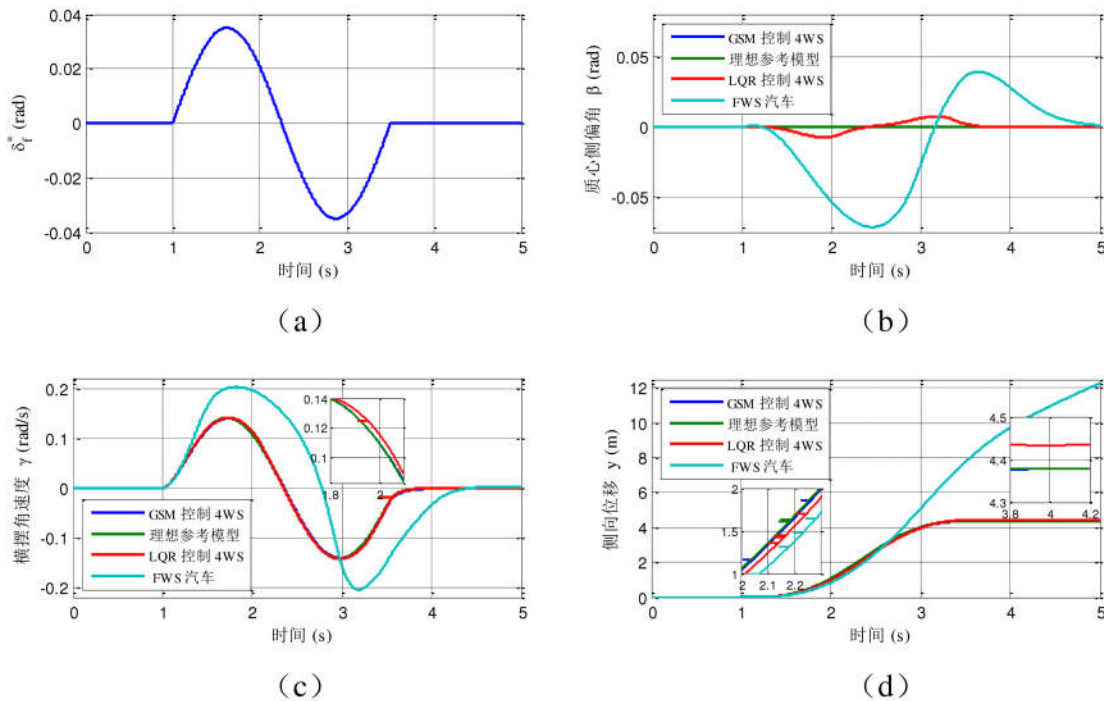


图 4.11 道路附着系数降低响应曲线

由图 4.11(b)、(c)、(d)可以看出，道路附着系数大幅度降低后，FWS 汽车在进行高速换道时发生了严重的失稳现象，无论是质心侧偏角、横摆角速度还是侧向位移与理想参考模型的输出偏差巨大；LQR 控制的线控主动 4WS 汽车和全滑模控制的线控主动 4WS 汽车能很好地抑制道路附着系数降低对汽车操纵稳定性造成的影响。其中全滑模的控制效果最好，与质心侧偏角、横摆角速度和侧向位移的理想轨迹均几乎重合。



#### 4.4.4 不确定性综合实验

上述的仿真实验分别对侧向风的影响、轮胎侧偏刚度的波动以及道路附着系数的降低进行了分析。然而实际情况下，这些不确定性不会分别发生，常常伴随发生。因此，我们需要对上述不确定性同时发生时全滑模控制的有效性进行研究。

仿真工况设置：车速为 30m/s；前轮转角为如图 4.11(a)所示的正弦输入，输入角频率为 2.512rad/s，幅值为 0.035；在 2.5s-3.5s 时输入风速为 15 m/s 的单侧侧风，风压中心位于质心后部，侧风力臂为  $l_w = -0.1$ ；轮胎侧偏刚度降低 20%；道路附着系数由 0.9 降为 0.6；总仿真时间为 6s。

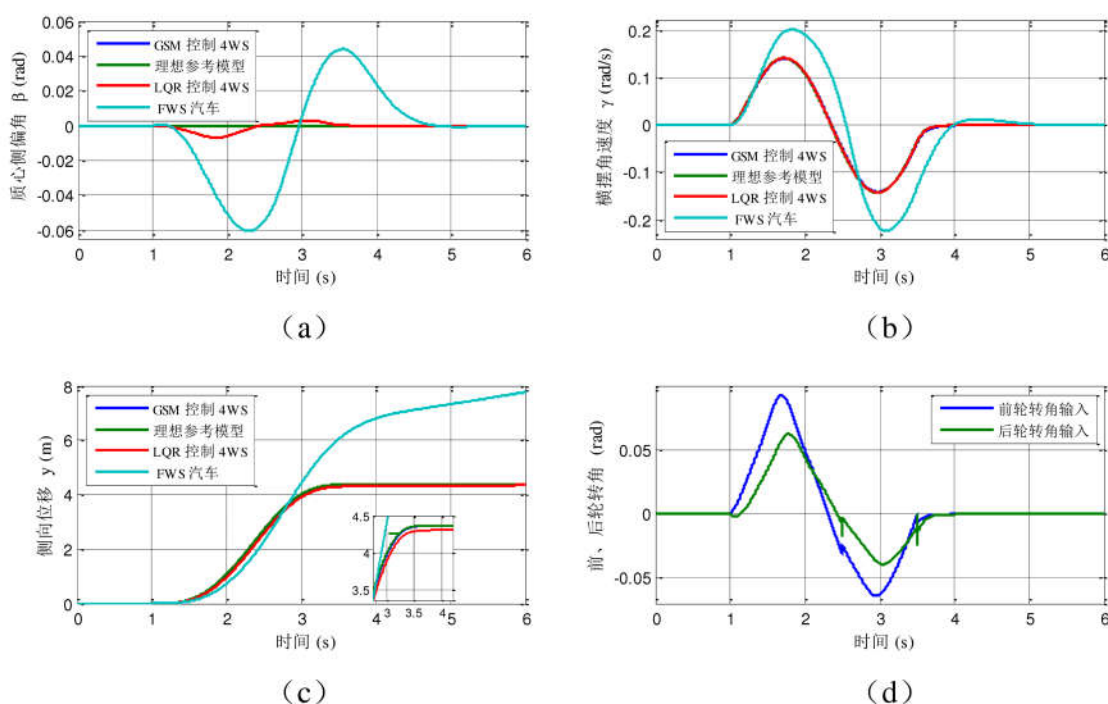


图 4.12 不确定性干扰响应曲线

由图 4.12(a)、(b)、(c)可以看出，全滑模控制的线控主动四轮转向系统能很好地抑制轮胎侧偏刚度降低、道路附着系数变小、高速侧向风突施对系统操纵稳定性造成的影响。在该控制作用下，线控主动四轮转向汽车的质心侧偏角、横摆角速度和侧向位移均能以较高的精度跟踪理想参考模型，极大地提高了汽车的主动安全性。LQR 控制的线控主动四轮转向汽车具有一定的质心侧偏角且在受到侧向风的影响时产生了一定的波动，侧向位移与理想轨迹之间始终存在一定的偏离；FWS 汽车受到不确定性的影响最大，质心侧偏角、横摆角速度和侧向位移与理想值之间存在较大的偏差，汽车的

操纵稳定性受到了较大的威胁。

从图 4.12(d)中可知,在多重不确定性共同的作用下,全滑模控制器的输出始终控制在合理的范围内,且当侧向风突然加入时,能够及时作出调整。

## 4.5 本章小结

汽车行驶的过程中有时会遇到相对较大的参数摄动和外界干扰,为了有效提高线控主动四轮转向汽车对上述不确定性的鲁棒性,本文设计了一种具有全局鲁棒性的全滑模控制器。其中滑模面的设计采用了积分项加时变项的结构,既能消除稳态误差,又能消除滑模控制趋近模态实现全滑模运动改善系统的动态特性;鲁棒控制律的设计采用了一种变指数趋近律来保证滑动模态运动能够收敛到原点并削弱系统的抖振;应用了连续化高增益法构造平滑函数替代符号函数来进一步削弱系统的抖振。以跟踪参考模型为目标,基于线控主动四轮转向不确定性模型设计了全滑模控制器,通过实时调整汽车的前、后轮转角直接补偿不确定性对系统的影响,以保证对理想参考模型的跟踪精度。通过与前轮转向汽车和 LQR 控制的线控主动四轮转向汽车进行仿真对比;实验表明全滑模控制器能够有效地处理参数摄动和外界干扰等不确定性的影响,提高车辆的操纵稳定性和主动安全性。



## 第5章 线控主动四轮转向汽车闭环系统仿真

本课题研究的主要内容是通过线控主动四轮转向技术来提高汽车的操纵稳定性和主动安全性。通过前几章的研究，我们已经得到了三步法控制和全滑模控制能够很好地提高汽车开环操纵稳定性的结论。但是，汽车在实际行驶的过程中，影响汽车操纵稳定性的因素除了汽车本身的响应特性外，还包括驾驶员对汽车的操纵特性。建立人-车-路闭环系统能够全面地对线控主动四轮转向技术的性能做出评价，方便我们对该项技术的验证和改进。针对线控主动四轮转向系统结构的特殊性，本章基于经典的预瞄最优曲率驾驶员模型，采用模糊 PID 控制器替代驾驶员模型的补偿校正环节，建立一个能够根据线控主动四轮转向汽车动态特性进行转向操作的驾驶员模型。同时，依据此驾驶员模型分别构造了三步法控制线控主动四轮转向闭环系统和全滑模控制线控主动四轮转向闭环系统。通过双移线工况，对两种控制方法提高汽车操纵稳定性和主动安全性的能力进行全面地评价。

### 5.1 引言

在前文的开环系统仿真研究中，并没有考虑驾驶员对车辆行驶特性的影响，然而在实际整车系统中，驾驶员操纵特性与车辆的操纵稳定性息息相关。因此，建立充分考虑驾驶员因素的人-车-路闭环系统来对线控主动四轮转向汽车的操纵稳定性进行评价更加的全面、合理、完善，且能够辅助线控主动四轮转向等主动安全技术的开发、设计和改进工作，大大降低系统的开发周期与开发成本。当然驾驶员模型的应用并不止于此，它还能对汽车动力学特性进行评价，辅助工程师在汽车数字化开发阶段进行底盘的设计以及车型的开发等工作。同时，驾驶员模型的开发过程可以应用于智能交通系统中无人驾驶，即采用自动控制装置在常规工况下模拟驾驶经验丰富的驾驶员的行为特性，在极限工况下进一步优化驾驶行为以保证汽车的稳定性和安全性<sup>[109]</sup>。其次，驾驶员模型还可以应用于轨迹规划、疲劳驾驶研究等领域。

本章的主要工作是提出一种适用于线控主动四轮转向汽车的驾驶员模型，用于人-车-路闭环系统仿真研究。驾驶员主要通过感知汽车的状态、道路情况以及外界交通环境等信息做出一个对汽车进行操纵的智能判断。该判断信号经过人体的生物延迟特性环节，对汽车的制动踏板、油门踏板、离合踏板、档位调节以及方向盘转角等进行综

合控制来实现人对汽车的主观操纵行为<sup>[108]</sup>。

汽车驾驶员模型是 McRuer 等人于二十世纪 70 年代提出的, 它的建模思路来源于航天领域对飞行员-飞机闭环控制的研究。随着相关技术的不断进步, 已经产生了许多相对成熟, 精度较高的驾驶员模型<sup>[110]</sup>。按照控制方法对驾驶员模型进行大致的分类①传递函数驾驶员模型: WEIR 等人提出的交叉驾驶员模型、郭孔辉等人提出的预瞄跟随驾驶员模型等; ②最优控制驾驶员模型: MacAdam 等人提出的最优预瞄控制驾驶员模型、Sharp 等人提出的基于 LQR 的多点预瞄线性驾驶员模型等; ③数据驱动驾驶员模型: Peng 等人提出的随机驾驶员模型、宗长富等人提出的隐马尔可夫驾驶员模型等; ④模型预测控制驾驶员模型: Ungoren 等人提出自适应模型预测控制驾驶员模型、曲婷等人提出随机模型预测控制驾驶员模型等; ⑤模糊控制驾驶员模型: Kageyama 等人提出的考虑环境对人心理影响的模糊驾驶员模型、Hajjaji 等人提出的方向和速度双重模糊控制驾驶员模型; ⑥神经网络驾驶员模型: 崔胜民等人提出的四层神经网络驾驶员模型、郭孔辉提出的预瞄优化神经网络驾驶员模型等; ⑦其他驾驶员模型: 这类驾驶员模型的研究相对较少, 如智能控制驾驶员模型、遗传算法驾驶员模型等<sup>[111]</sup>。

本章的研究目标是对线控主动四轮转向技术提高汽车的操纵稳定性和主动安全性的能力做出全面的评价, 而非对驾驶员的行为特性进行深入的研究和探索。因此, 本文选用传递函数驾驶员模型中技术比较成熟的预瞄最优曲率驾驶员模型进行线控主动四轮转向汽车闭环特性的研究。该模型物理意义清晰, 便于理解和接受, 且结构简单, 跟随效果良好, 具有很高的应用价值<sup>[112]</sup>。目前的驾驶员模型多是基于前轮转向汽车模型建立的, 但是前轮转向汽车的动态响应特性与四轮转向汽车的动态响应特性不同, 该驾驶员模型不能精确地体现对四轮转向汽车的操纵能力。例如预瞄跟随驾驶员模型中的补偿校正环节需要根据车辆模型进行确立以表征驾驶员对汽车的响应和道路环境信息所做出的决策行为。而线控主动四轮转向汽车的结构较为复杂, 不能像前轮转向汽车那样轻松的得到理想侧向加速度与理想方向盘转角之间的关系, 线控主动四轮转向系统不但输入输出较多, 而且需要将控制器作为整车的一部分耦合到整车动力学模型共同考虑; 补偿校正环节的建模不易实现<sup>[113]</sup>, 同时该环节多是以二自由度车辆模型进行推导而来的, 其补偿校正的精度也难以保证。

针对上述问题, 本章采用模糊 PID 控制器代替预瞄最优曲率模型中的补偿校正环

节来模拟驾驶员根据汽车动态以及道路信息判断理想侧向加速度，并通过不断地调整方向盘以确立合适的方向盘转角的行为。PID 控制器虽然能够表征线控主动四轮转向汽车的理想侧向加速度与理想的方向盘转角之间的动态关系，但是由于其参数不能在线整定，相比于基于模型设计的控制系统来说，其控制精度较低，仅将其作为驾驶员模型的补偿校正环节无法模拟人根据路况变化相应地改变控制特性与控制强度的行为。因此，本文采用模糊控制的方法来对 PID 控制参数进行修正，根据道路偏差对 PID 控制器的参数进行实时地调整，使其接近人的真实行为特征<sup>[114]</sup>。由于模糊控制不依赖于精确的数学模型，可以很好的应用于线控主动四轮转向系统。

## 5.2 基于模糊 PID 的预瞄最优曲率驾驶员模型

### 5.2.1 模糊控制简介

由于模糊性普遍存在于人类的思维和语言交流中，同时人具有通过模糊信息来进行分析、判断从而支配控制行为的特性。基于上述特点，L.A.Zadeh 教授于 1965 年将模糊系统理论应用于自动控制方法中提出了模糊控制理论来模拟人的思维和判断的过程<sup>[115]</sup>。模糊控制是一种智能化控制方法，不仅鲁棒性好，还能应用于数学模型不明确的系统，应用范围极广。它主要是将计算机中起着记号作用的形式语言转化为自然语言中的模糊语言变量，通过模糊逻辑推理的方式来模拟人的思维过程并发出控制指令，最后将该控制指令转化为相应的计算机形式语言信号来完成数字系统的实时控制操作。其中，模糊语言变量可以由五元体来表征<sup>[116]</sup>：

$$(x, T(x), U, G, M) \quad (5.1)$$

如图 5.1 所示，以误差系统为例，上式中：

- ①  $x$  表示模糊语言变量的名称，即误差。
- ②  $U$  表示模糊语言变量  $x$  的论域，即被考虑对象（误差）所有元素的全体。
- ③  $G$  表示语法规则，将语言变量  $x$  的名称转化为多个具有语气修饰的模糊语言名称，如：负很大，负大，负中，负小，零，正小，正中，正大，正很大。
- ④  $T(x)$  表示模糊语言变量值的集合，即经过语法规则对模糊语言变量  $x$  进行划分后的模糊语言名称集合，每一个语言名称对应一个在  $U$  上的模糊集：

$$T(x) = T(\text{误差}) = \{\text{负很大, 负大, 负中, 负小, 零, 正小, 正中, 正大, 正很大}\}$$

⑤  $M$  表示模糊语言变量的语义规则，规定了模糊集合的隶属度函数。所谓隶属度函数就是指对于给定论域  $U$  到  $[0, 1]$  闭区间的任一映射  $\mu_A$  都能确定一个模糊集合  $A$ ，则  $\mu_A$  称为该模糊集合  $A$  的隶属度函数，反映了模糊集合  $A$  中的元素属于该集合的程度。

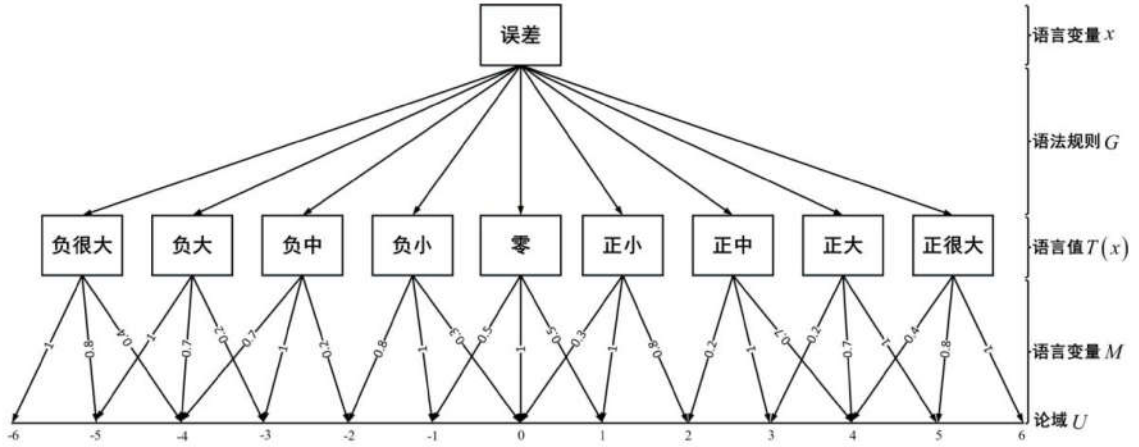


图 5.1 模糊语言变量的五元体图

通过上述分析，我们能够知道模糊控制器的基本组成结构。如图 5.2 所示，它主要由模糊化、知识库、模糊推理和清晰化 4 部分构成<sup>[117]</sup>。

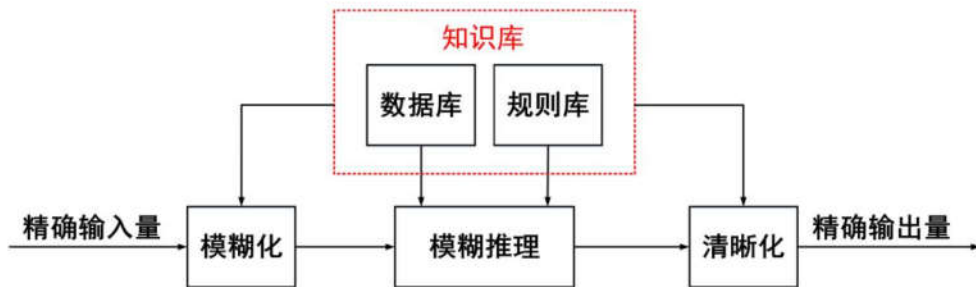


图 5.2 模糊控制器结构图

### 1. 模糊化

模糊化就是把基本论域中的精确输入量转化为模糊论域中的模糊量。

①首先要进行尺度转化，将考虑的输入信号所有元素的基本论域转化为模糊论域，尺度转化方法可以是线性的，也可以是非线性的。

②其次要对尺度转化后的输入变量进行模糊处理，将模糊论域中精确的输入量变为相应的模糊量，模糊处理的方式主要有单点模糊集合表示法和三角模糊集合表示法。

### 2. 知识库

模糊控制器的知识库主要由数据库和模糊控制规则库两部分构成，下面将分别进行介绍。

数据库：包含尺度变换因子、模糊空间的分级数以及语言变量的隶属度函数。

①尺度变换因子能够帮助模糊控制器实现输入、输出信号之间模糊论域和基本论域之间的转化。

②模糊空间的分级数就是对模糊语言变量划分为模糊语言名称的个数，模糊分割的个数越多，模糊控制的精度越高。如把模糊语言变量划分为负，零，正三个等级，其控制精度要低于将模糊语言变量划分为负大，负中，负小，零，正小，正中，正大七个等级的情况。

③语言变量的隶属度函数根据论域的特性有两种描述方法，当论域离散，且元素个数有限时，隶属度函数可以用向量或者表格的形式来表示，这种描述隶属度的方式称为数值描述方法。当论域连续时，隶属度函数则用函数的形式来表示，这种描述隶属度的方式成为函数描述方法。针对函数描述法，常见的隶属度函数的形式有梯形函数，三角形函数、铃形函数。其中，铃形函数的描述形式较为多样化，包含了正态分布函数，高斯函数，柯西分布函数等，其相应的函数形式如下：

梯形函数  $Trapezoid(\bullet)$ ：

$$Trapezoid(x, a, b, c, d) \begin{cases} 0 & , x \leq a \\ (x-a)(b-a) & , a \leq x \leq b \\ 1 & , b \leq x \leq c \\ (d-x)(d-c) & , c \leq x \leq d \\ 0 & , x \geq d \end{cases} \quad (5.2)$$

三角形函数  $Triangle(\bullet)$ ：

$$Triangle(x, a, b, c) \begin{cases} 0 & , x \leq a \\ (x-a)(x-b) & , a \leq x \leq b \\ (c-x)(c-b) & , b \leq x \leq c \\ 0 & , x \geq c \end{cases} \quad (5.3)$$

正态分布函数  $Normal(\bullet)$ ：

$$Normal(x, a, b) = e^{-\left(\frac{x-a}{b}\right)^2}, \quad b > 0 \quad (5.4)$$

高斯函数  $Gauss(\bullet)$ ：

$$Gauss(x, a, b) = e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{x-a}{b}\right)^2} \quad (5.5)$$

柯西分布函数  $Cauchy(\bullet)$ ：



$$Cauchy(x, a, b, c) = \frac{1}{[1 + c(x-a)^{2b}]}, \quad c \geq 1, a, b > 0 \quad (5.6)$$

模糊控制规则库

模糊控制规则库中存储了用模糊语言变量表示的一系列控制规则，能够反映控制专家的丰富经验和知识，通常用  $R$  来表示。它主要由一系列的“IF-THEN”模糊条件语句构成，该句式的条件句为控制输入和状态，结论句为输出控制变量。该模糊控制规则的建立主要有 4 种，分别是：基于专家的经验和控制工程知识、基于操作人员的实际控制过程、基于过程的模糊模型、基于学习。

### 3. 模糊推理

目前，比较常用的模糊推理的方法有 Mamdani 模糊推理法（采用极大-极小合成运算方法作为模糊关系与模糊集合的合成运算法则）、Larsen 模糊推理法（在推理合成时采用乘积运算）、Zadeh（模糊关系定义不同的另一种取小合成运算方法）、Takagi-Sugeno 模糊推理法（一种便于建立动态系统模糊模型的推理方法）。

模糊推理的过程就是根据模糊控制器知识库中的模糊控制规则以及专家的知识来推出相应的模糊结论，以便控制器采取合理的控制行动。以多输入多输出(MIMO)的模糊控制系统为例，按照 IF 条件句的形式，可将规则库  $R$  分成如下  $n$  个子规则库：

$$R = \{R_{MIMO}^1, R_{MIMO}^2, \dots, R_{MIMO}^n\} \quad (5.7)$$

其中， $R_{MIMO}^i$  描述了 IF  $x$  是  $A_i$  and  $\dots$  and  $y$  是  $B_i$ （直积空间  $X \times \dots \times Y$  上的模糊集合），THEN  $z_i$  是  $C_{i1}, \dots, z_q$  是  $C_{iq}$ （相互独立的  $q$  个控制作用的并）。

对于有多个输出的模糊系统，同一形式的 IF 条件句对应多个形式的 THEN 结论句。选取某一形式的 IF 条件句，相应的子规则库为  $R_{MIMO}^i$ ，它所包含的“模糊蕴涵关系”为：

$$\begin{aligned} R_{MIMO}^i &: (A_i \times \dots \times B_i) \rightarrow (C_{i1} + \dots + C_{iq}) \\ &= \{[(A_i \times \dots \times B_i) \rightarrow C_{i1}], \dots, [(A_i \times \dots \times B_i) \rightarrow C_{iq}]\} = \{R_{MISO}^{i1}, R_{MISO}^{i2}, \dots, R_{MISO}^{iq}\} \end{aligned} \quad (5.8)$$

总的模糊规则库  $R$  为：

$$R = \bigcup_{i=1}^n R_{MIMO}^i \quad (5.9)$$

若以第  $i$  条规则为例：IF  $x$  是  $A_i$  and  $y$  是  $B_i$ ，THEN  $z_i$  是  $C_i$ ，其模糊规则  $R_i$  为：

$$R_i = (A_i \text{ and } B_i) \rightarrow C_i \quad (5.10)$$

即:  $\mu_{R_i} = \mu_{(A_i \text{ and } B_i) \rightarrow C_i}(x, y, z) = [\mu_{A_i}(x) \text{ and } \mu_{B_i}(y)] \rightarrow \mu_{C_i}(z)$

其中,  $A_i \text{ and } B_i$  是在  $X \times Y$  上定义的模糊集合  $A_i \times B_i$ ,  $R_i = (A_i \text{ and } B_i) \rightarrow C_i$  是在  $X \times Y \times Z$  上定义的模糊蕴涵关系。

该系统的模糊规则库  $R$  为:

$$R = \bigcup_{i=1}^n R_i \quad (5.11)$$

因此, 我们能够根据任意模糊输入量 ( $x$  是  $A'$  and  $y$  是  $B'$ ) 和模糊规则  $R$  推理出相应的模糊输出变量 (用模糊集合  $C'$  表示的  $z$ ):

$$C' = (A' \text{ and } B') \circ R \quad (5.12)$$

其中,  $\mu_{(A' \text{ and } B')}(x, y) = \mu_{A'}(x) \wedge \mu_{B'}(y)$  或  $\mu_{(A' \text{ and } B')}(x, y) = \mu_{A'}(x) \cdot \mu_{B'}(y)$ 。

模糊推理的过程主要包含以下 4 种运算:

- (1)与运算: 求交 (取小)、求积 (代数积) 等方法;
- (2)或运算: 求并 (取大)、求积 (代数积) 等方法;
- (3)蕴涵运算 “ $\rightarrow$ ”: 求交 ( $R_c$ )、求积 ( $R_p$ ) 等方法;
- (4)合成运算 “ $\circ$ ”: 最大-最小、最大-积 (代数积) 等方法。

#### 4. 清晰化 (去模糊化)

清晰化主要是将模糊推理过程得到模糊论域中的模糊控制量转化为基本论域中的精确控制量。

①首先要对模糊输出控制量进行清晰化处理, 将模糊量变为输出的模糊论域的精确量, 清晰化计算的方法主要有平均最大隶属度法、最大隶属度取最小值法、最大隶属度取最大值法、中位数法、加权平均法。下面将分别对上述方法进行介绍:

平均最大隶属度法 (**mom**):

若输出量模糊集合  $C'$  的隶属度函数只有一个峰值, 清晰值取该隶属度函数的最大值所对应的点:

$$\mu_{C'}(z_0) \geq \mu_{C'}(z), \quad z \leftarrow Z \quad (5.13)$$

上式中,  $z_0$  为清晰值。

注：采用平均最大隶属度法时，若模糊集合  $C'$  的隶属度函数有多个极值，则取这些极值的平均值。

最大隶属度取最小值法 (**som**):

最大隶属度取最小值法取模糊集合  $C'$  中具有最大隶属度的所有点中最小的一个点作为清晰值。

最大隶属度取最大值法 (**lom**):

最大隶属度取最大值法取模糊集合  $C'$  中具有最大隶属度的所有点中最大的一个点作为清晰值。

中位数法 (面积平分法 **bisector**):

在中位数法中隶属度函数  $\mu_{C'}(z)$  的中位数作为模糊输出量  $z$  的清晰量， $z_0 = df(z) = \mu_{C'}(z)$ 。以隶属度函数  $\mu_{C'}(z)$  以  $z_0$  为分界点在区间  $[a, b]$  两侧的面积相等，它满足：

$$\int_a^{z_0} \mu_{C'}(z) dz = \int_{z_0}^b \mu_{C'}(z) dz \quad (5.14)$$

加权平均法 (面积重心法 **centroid**):

加权平均法取隶属度函数  $\mu_{C'}(z)$  的加权平均值作为模糊变量  $z$  的清晰量，论域连续时有：

$$z_0 = df(z) = \frac{\int_a^b z \mu_{C'}(z) dz}{\int_a^b \mu_{C'}(z) dz} \quad (5.15)$$

当论域离散时，其计算过程为：

$$z_0 = df = \frac{\sum_{i=1}^n z_i \mu_{C'}(z_i)}{\sum_{i=1}^n \mu_{C'}(z_i)} \quad (5.16)$$

②对输出模糊论域中的控制清晰量进行尺度转化，将其变为输出基本论域中的控制实际精确量。尺度转化的方式仍然分为线性和非线性两种方式。

### 5.2.2 预瞄最优曲率驾驶员模型的基本原理

预瞄最优曲率驾驶员模型是郭孔辉院士根据预瞄跟随原理<sup>[118]</sup>所提出的一种传递函数驾驶员模型。预瞄跟随原理将驾驶员的操纵行为分成两个阶段来分析，第一阶段是预瞄阶段  $P(s)$ ，即驾驶员综合道路信息以及车辆当前的状态，判断出预瞄道路轨迹与汽车实际行驶轨迹之间的差距。第二阶段是跟随阶段  $F(s)$ ，即驾驶员根据预测的轨迹偏差以及汽车的响应特性分析出最优的方向盘输入，将汽车的行驶轨迹尽量调节到预瞄的理想轨迹之上，以便得到最优的行驶轨迹曲率。基于上述思想，汽车的横向位移  $y(t)$  与预瞄的道路轨迹  $f(t)$  之间的关系可以用如下的方框图 5.3 表示。

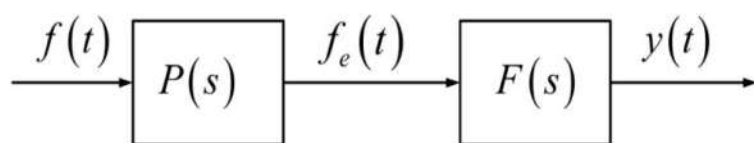


图 5.3 预瞄跟随理论方框图

因此，根据预瞄跟随理论建立驾驶员模型可以分为以下两步：

- (1) 建立驾驶员模型的预瞄环节  $P(s)$ ，求取从  $f(t)$  到  $f_e(t)$  的传递函数。
- (2) 建立驾驶员模型的跟随环节  $F(s)$ ，求取从  $f_e(t)$  到  $y(t)$  的传递函数。

为了保证汽车对理想预瞄轨迹的跟踪精度，理想情况下，预瞄轨迹  $f(t)$  到汽车横向位移之间的传递函数应该满足如下关系：

$$P(s) \cdot F(s) = 1 \quad (5.17)$$

预瞄最优曲率驾驶员模型的建立符合上述预瞄跟随原理，我们可以根据汽车轨迹偏差图 5.4 来进行分析<sup>[112]</sup>。首先假定汽车在预定的道路上行驶，并已知道路中心线的方程为  $f(t)$ ，且当前  $t$  时刻，汽车相应的侧向位移和侧向加速度分别为  $y = y(t)$  和  $\dot{y} = \dot{y}(t)$ 。若驾驶员的前视距离为  $d$ ，在汽车航向角较小的情况下，相应的前视时间为  $T \approx d/V$ 。假设驾驶员同时完成预瞄动作，则预瞄时间和前视时间相等。由于已知道路中心线方程  $f(t)$ ，那么能够得到大地坐标下驾驶员在道路中心轨迹预瞄点处的纵坐标  $f(t+T)$ 。

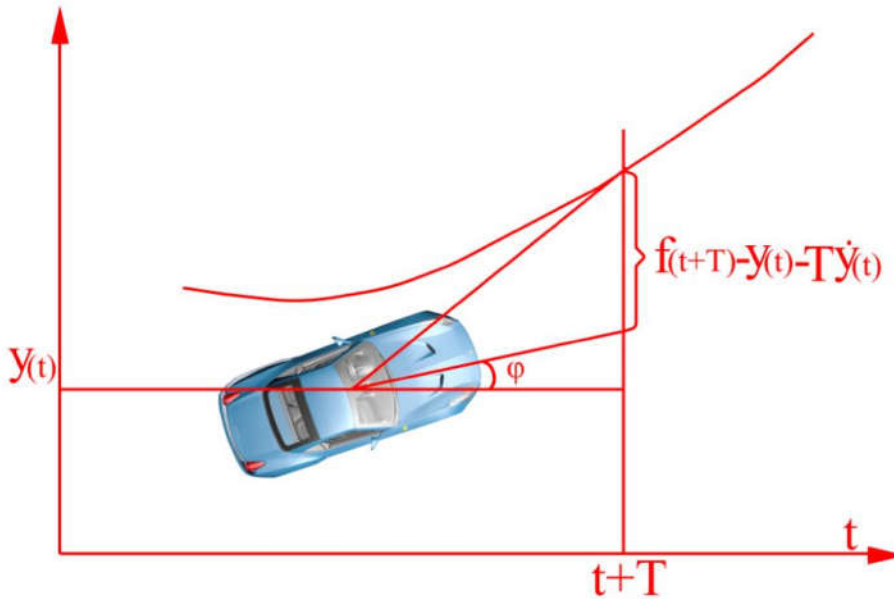


图 5.4 行车轨迹偏差示意图

驾驶员完成预瞄动作后，需要调整方向盘转角  $\delta_{sw}$  使汽车的行驶轨迹能够渐近跟踪上理想的道路轨迹，以获得最优的行车曲率  $1/R^*$ 。驾驶员调整行车轨迹经过  $T$  时刻后，汽车的侧向位移为  $y(t+T)$ 。为了方便推导，我们可以将侧向位移  $y(t+T)$  进行泰勒级数展开：

$$y(t+T) = y(t) + T\dot{y}(t) + \frac{T^2}{2}\ddot{y}(t) + \dots \quad (5.18)$$

由于汽车操纵系统具有低通滤波特性，同时，道路曲率不大时，汽车的侧向加速度与曲率之间存在如下关系：

$$\ddot{y}(t) = \frac{V^2}{R} \quad (5.19)$$

其中， $R$  为曲率半径， $R^*$  为最优曲率半径。

为了讨论问题的方便，本文对汽车操纵特性的研究中，侧向位移的泰勒展开保留到其二阶导数项：

$$y(t+T) = y(t) + T\dot{y}(t) + \frac{T^2}{2}\ddot{y}(t) \quad (5.20)$$



若驾驶员通过调节方向盘实现了汽车按最优曲率  $1/R^*$  行驶, 那么根据公式 (5.19) 和公式 (5.20) 能够得到相应的最优侧向加速度  $\ddot{y}^*(t)$ :

$$\ddot{y}^*(t) = \frac{2}{T^2} [f(t+T) - y(t) - T\dot{y}(t)] \quad (5.21)$$

驾驶员在操控汽车行驶轨迹的过程中通过调节方向盘来对汽车行驶轨迹进行补偿校正。汽车以最优曲率  $1/R^*$  行驶时, 驾驶员输出理想的方向盘转角  $\delta_{sw}^*$ , 而驾驶员的补偿校正环节  $C(s)$  正是汽车理想侧向加速度  $\ddot{y}^*(t)$  到理想方向盘转角  $\delta_{sw}^*$  之间的传递函数:

$$C(s) = \frac{\delta_{sw}^*}{\ddot{y}^*} = C_0(1 + T_c s) \quad (5.22)$$

式中,  $C_0$  为校正参数,  $T_c$  为校正时间。

在实际情况下, 驾驶员不能瞬间完成操纵过程。由于人体结构的特殊性, 信号在神经系统中进行传递需要一定的时间, 可以用一个延时环节  $e^{-T_d s}$  来表示。同时, 操纵运动存在一个惯性滞后, 可以用一个惯性环节  $\frac{1}{1 + T_h s}$  来表示。因此, 理想方向盘转角  $\delta_{sw}^*$  到实际方向盘转角  $\delta_{sw}$  之间的传递函数为:

$$\frac{\delta_{sw}}{\delta_{sw}^*}(s) = \frac{e^{-T_d s}}{1 + T_h s} \quad (5.23)$$

其中,  $T_d$  为神经反应滞后时间,  $T_h$  为操纵反应滞后时间。

综上所述, 我们能够得到如图 5.5 所示的预瞄最优曲率驾驶员模型的方框图。

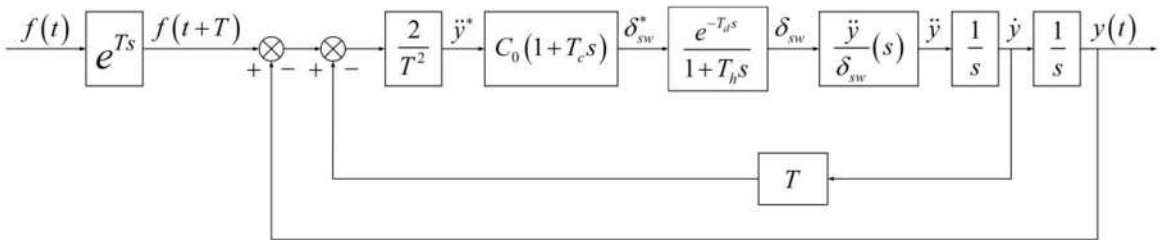


图 5.5 预瞄曲率最优驾驶员模型方框图

### 5.2.3 模糊 PID 驾驶员模型补偿校正环节

5.1 节已经论述过基于线控主动四轮转向汽车侧向位移误差及其变化率的模糊 PID 预瞄优化驾驶员模型能够很好地描述驾驶员对线控主动四轮转向汽车的操纵行

为。如图 5.6 为模糊 PID 控制器结构图，其中模糊控制能够根据跟踪误差及其变化率实现对 PID 参数的在线调整。下面将分别进行 PID 控制器和模糊控制器的设计，将二者共同构成驾驶员模型的补偿校正环节。

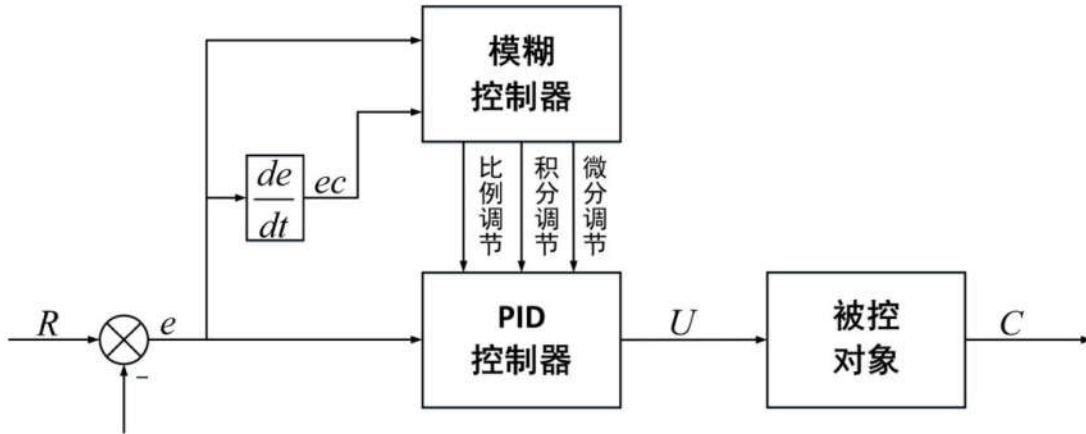


图 5.6 模糊 PID 控制器结构图

### 5.2.3.1 PID 控制器的设计

PID 控制器传递函数的标准形式为<sup>[119]</sup>：

$$G(s) = K_p + \frac{K_i}{s} + K_d s \quad (5.24)$$

其中， $K_p$  称为比例增益，它构成的比例环节表征控制输出与偏差之间的线性关系，能够对偏差信号做出及时的反应。 $K_i$  称为积分增益，它构成的积分环节能够随时间对偏差信号进行累积，从而消除由比例增益  $K_p$  所带来的稳态误差，相比于比例调节，积分控制具有一定滞后性，因此常和比例调节配合使用。 $K_d$  称为微分增益，它构成的微分环节与偏差的大小无关，主要感知偏差的变化速率，能够预测偏差的变化趋势并提前对其进行修正，改善系统的动态特性。

依据预瞄最优原理，本文设计的线控主动四轮转向汽车驾驶员模型中 PID 控制器的输入仍为由  $t+T$  时刻道路中心点（预瞄点）与无校正作用时汽车的侧向位移等信息共同确定的侧向加速度。同时，通过 PID 控制器的补偿校正，便可以使汽车获得最优的曲率，其结构如图 5.7 所示。

定义道路偏差为：

$$e(t) = f(t+T) - y(t+T) \quad (5.25)$$

根据公式 (5.21) 可将上式表示为如下形式：

$$e(t) = f(t+T) - y(t) - T\dot{y}(t) \quad (5.26)$$

因此，PID 控制器的控制输入可表示为：

$$U(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (5.27)$$

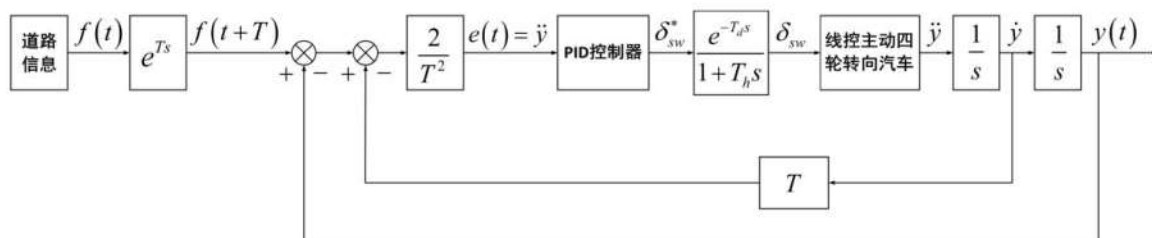


图 5.7 PID 控制的线控主动四轮转向汽车驾驶员模型

将仅含有 PID 控制器的线控主动四轮转向预瞄最优驾驶员模型在不同工况下进行反复的仿真验证，根据误差最小的原则，得到一组合适的 PID 控制器参数： $k_p = 0.23$ ， $k_i = 0.002$ ， $k_d = 0.035$ ，并将其作为后续模糊 PID 控制器参数的基础值。

### 5.2.3.2 模糊控制器的设计

在上述完成的 PID 控制预瞄最优曲率驾驶员模型中，由于 PID 控制器的参数固定，导致驾驶员的操纵行为比较“呆板”，仅应用 PID 控制器作为驾驶员模型的补偿校正环节不能模拟驾驶员的真实操纵行为。为了提高预瞄最优曲率驾驶员模型模拟驾驶员行为的能力，采用模糊控制的方法对 PID 控制器的参数进行在线补偿，使驾驶员模型能够像人一样根据整车轨迹与期望道路轨迹的偏差以及偏差的变化趋势进行推理和判断<sup>[120]</sup>。

#### 1. 模糊化

本文选用二维模糊控制器来对 PID 控制器的参数进行在线补偿，其输入为 PID 控制器的输入  $e$  及其变化率  $ec$ 。模糊控制器的基本论域为： $e: [-10, 10]$ ， $ec: [-20, 20]$ 。

首先，我们要根据知识库中的比例因子  $k$  进行尺度转换，将模糊控制器的基本论域转换为模糊论域。尺度转换采用线性转换，相应的公式为：

$$x_0 = \frac{x_{\min} + x_{\max}}{2} + k \left( x_0^* - \frac{x_{\max}^* + x_{\min}^*}{2} \right), \quad k = \frac{x_{\max} - x_{\min}}{x_{\max}^* - x_{\min}^*} \quad (5.28)$$

其中， $x_0^*$  为实际输入量，变化范围为  $[x_{\min}^*, x_{\max}^*]$ ，模糊论域为  $[x_{\min}, x_{\max}]$ 。

比例因子分别为  $k_e = 0.6, k_{ec} = 0.3$ ，根据上式，能够计算出相应的模糊论域为：

$E: [-6, 6]$ ,  $EC: [-6, 6]$ 。

其次, 要进行模糊处理, 将精确的输入变量变为模糊变量, 本文采用三角形模糊集合进行运算, 同时, 采用函数描述法对隶属度进行描述。由于隶属度函数的形状直接影响控制器的性能, 当误差较大时, 隶属度函数可设计为宽胖形, 控制比较粗略和平稳。当误差较小时, 隶属度函数可设计为窄瘦形, 控制比较灵敏。根据上述特点, 本文将输入、输出模糊语言变量的模糊集合划分为 7 个等级  $\{NB, NM, NS, ZE, PS, PM, PB\}$ , 所设计的隶属度函数的形式如下:

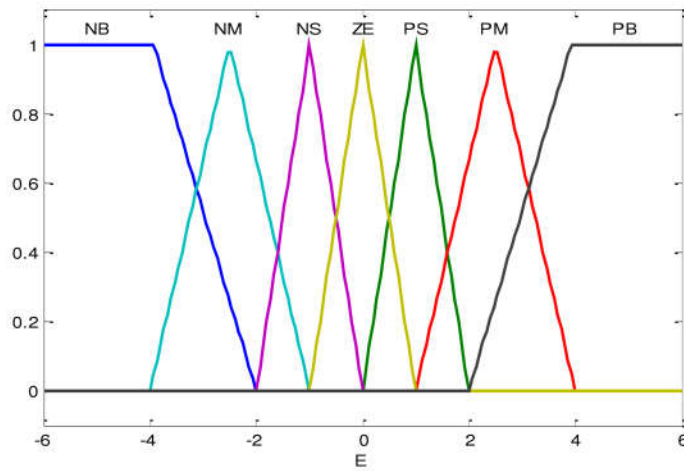


图 5.8 输入 E 的隶属度函数分布

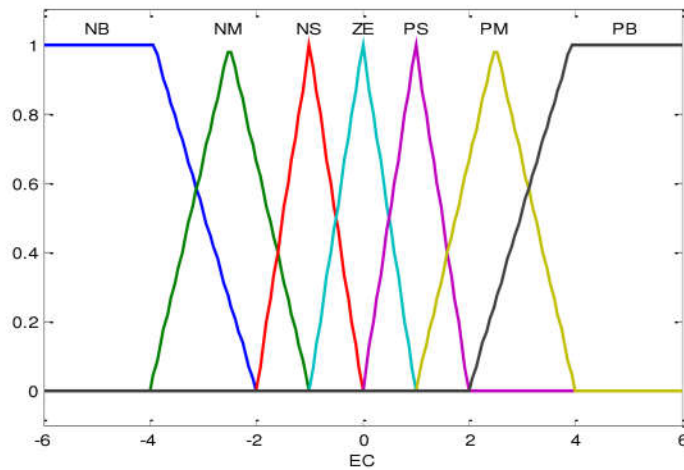


图 5.9 输入 EC 的隶属度函数分布

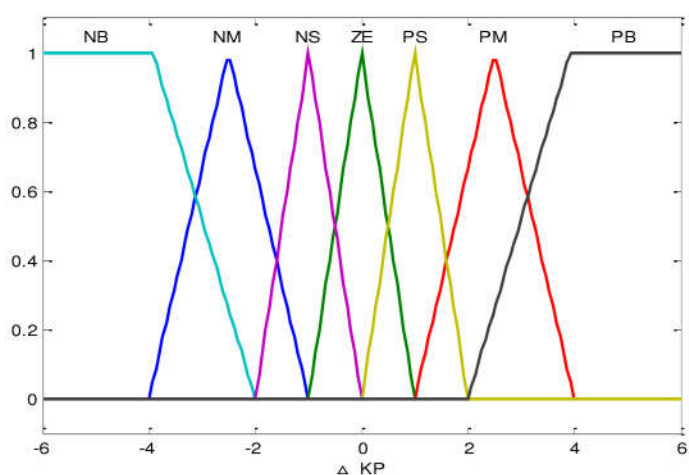


图 5.10 输出  $\Delta k_p$  的隶属度函数分布

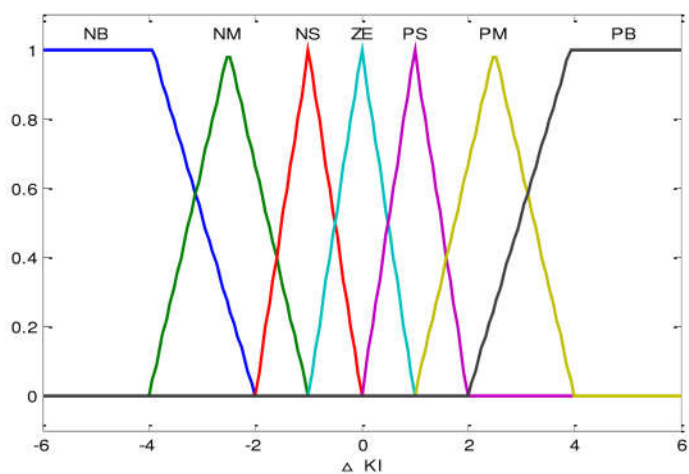


图 5.11 输出  $\Delta k_i$  的隶属度函数分布

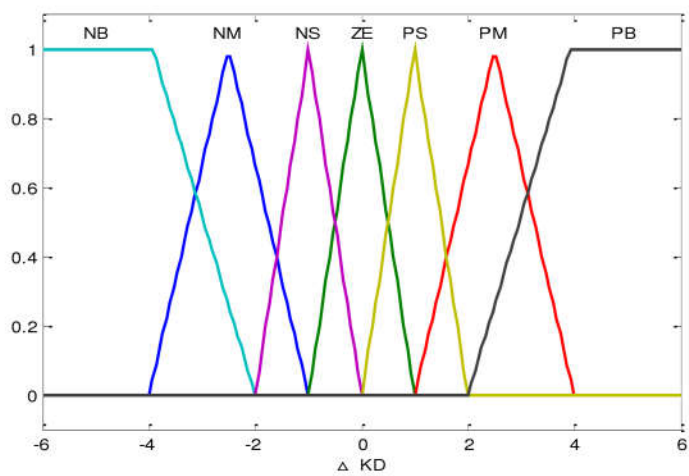


图 5.12 输出  $\Delta k_d$  的隶属度函数分布



## 2.模糊推理

我们根据知识库中制定的一系列模糊控制规则将模糊化后的输入变量经推理计算得到相应的模糊输出变量。模糊控制规则的制定遵循以下原则<sup>[113]</sup>:

①当 $|e|$ 较大时, 将 $k_p$ 补偿到较大值, 使系统获得较快的相应速度。为了避免由于 $e$ 瞬间变大可能出现的微分饱和所造成的控制作用超出约束范围的现象, 应将 $k_d$ 补偿到较大值。为了解决因积分饱和所造成的超调量过大的问题, 理想情况下, 应将 $k_i$ 补偿到零。

②当 $e$ 的变化率的绝对值 $|ec|$ 变化较大时, 应将 $k_p$ 补偿到较小值, 将 $k_i$ 补偿到较大值。

③当 $|e|$ 和 $|ec|$ 中等大小时,  $k_p, k_i, k_d$ 的参数要适当, 将 $k_p$ 补偿到较小值, 能够降低系统的超调量。相比于 $k_i, k_d$ 对系统的影响较大, 适当的 $k_d$ 值能够保证系统的响应速度。

④当 $|e|$ 较小时, 应将 $k_p, k_i$ 补偿到较大值, 以保证系统的稳态性能。对 $k_d$ 的补偿程度可以依据 $|ec|$ 的大小判断, 若 $|ec|$ 较大, 则将 $k_d$ 补偿到较大值, 反之亦然, 可以避免振荡现象的出现, 同时提高系统的抗扰能力。

由于所设计的模糊控制器是一个 2 输入 3 输出的系统且模糊空间分级数为 7, 因此制定了 49 条“IF-THEN”模糊推理规则。为了方便表达和观察, 以图表(表 5.1, 表 5.2, 表 5.3)的形式展示出来。本文选用 Mamdani 模糊推理法进行模糊推理, 涉及的相应运算为: 与 (and) 运算取交 (min), 或 (or) 运算取并 (max), 蕴涵运算求交 (min), 模糊规则的综合运算取最大-最小 (max)。

表 5.1  $\Delta k_p$  的模糊控制规则表

$\Delta k_p \backslash EC$	<i>NB</i>	<i>NM</i>	<i>NS</i>	<i>ZO</i>	<i>PS</i>	<i>PM</i>	<i>PB</i>
<i>E</i>							
<i>NB</i>	<i>PB</i>	<i>PB</i>	<i>PM</i>	<i>PM</i>	<i>PS</i>	<i>ZO</i>	<i>ZO</i>
<i>NM</i>	<i>PB</i>	<i>PB</i>	<i>PM</i>	<i>PS</i>	<i>PS</i>	<i>ZO</i>	<i>NS</i>
<i>NS</i>	<i>PB</i>	<i>PM</i>	<i>PM</i>	<i>PS</i>	<i>ZO</i>	<i>NS</i>	<i>NS</i>
<i>ZO</i>	<i>PM</i>	<i>PM</i>	<i>PS</i>	<i>ZO</i>	<i>NS</i>	<i>NM</i>	<i>NM</i>

<i>PS</i>	<i>PS</i>	<i>PS</i>	<i>ZO</i>	<i>NS</i>	<i>NS</i>	<i>NM</i>	<i>NB</i>
<i>PM</i>	<i>PS</i>	<i>ZO</i>	<i>NS</i>	<i>NM</i>	<i>NM</i>	<i>NM</i>	<i>NB</i>
<i>PB</i>	<i>ZO</i>	<i>ZO</i>	<i>NM</i>	<i>NM</i>	<i>NM</i>	<i>NB</i>	<i>NB</i>

表 5.2  $\Delta k_i$  的模糊控制规则表

$\Delta k_i$ / <i>EC</i>	<i>NB</i>	<i>NM</i>	<i>NS</i>	<i>ZO</i>	<i>PS</i>	<i>PM</i>	<i>PB</i>
<i>E</i>							
<i>NB</i>	<i>NB</i>	<i>NB</i>	<i>NM</i>	<i>NM</i>	<i>NS</i>	<i>ZO</i>	<i>ZO</i>
<i>NM</i>	<i>NB</i>	<i>NB</i>	<i>NM</i>	<i>NS</i>	<i>NS</i>	<i>ZO</i>	<i>ZO</i>
<i>NS</i>	<i>NB</i>	<i>NM</i>	<i>NS</i>	<i>NS</i>	<i>ZO</i>	<i>PS</i>	<i>PS</i>
<i>ZO</i>	<i>NM</i>	<i>NM</i>	<i>NS</i>	<i>ZO</i>	<i>PS</i>	<i>PM</i>	<i>PM</i>
<i>PS</i>	<i>NS</i>	<i>NS</i>	<i>ZO</i>	<i>PS</i>	<i>PS</i>	<i>PM</i>	<i>PB</i>
<i>PM</i>	<i>ZO</i>	<i>ZO</i>	<i>PS</i>	<i>PS</i>	<i>PM</i>	<i>PB</i>	<i>PB</i>
<i>PB</i>	<i>ZO</i>	<i>ZO</i>	<i>PS</i>	<i>PM</i>	<i>PM</i>	<i>PB</i>	<i>PB</i>

表 5.3  $\Delta k_d$  的模糊控制规则表

$\Delta k_d$ / <i>EC</i>	<i>NB</i>	<i>NM</i>	<i>NS</i>	<i>ZO</i>	<i>PS</i>	<i>PM</i>	<i>PB</i>
<i>E</i>							
<i>NB</i>	<i>PS</i>	<i>NS</i>	<i>NB</i>	<i>NB</i>	<i>NB</i>	<i>NM</i>	<i>PS</i>
<i>NM</i>	<i>PS</i>	<i>NS</i>	<i>NB</i>	<i>NM</i>	<i>NM</i>	<i>NS</i>	<i>ZO</i>
<i>NS</i>	<i>ZO</i>	<i>NS</i>	<i>NM</i>	<i>NM</i>	<i>NS</i>	<i>NS</i>	<i>ZO</i>
<i>ZO</i>	<i>ZO</i>	<i>NS</i>	<i>NS</i>	<i>NS</i>	<i>NS</i>	<i>NS</i>	<i>ZO</i>
<i>PS</i>	<i>ZO</i>	<i>ZO</i>	<i>ZO</i>	<i>ZO</i>	<i>ZO</i>	<i>ZO</i>	<i>ZO</i>
<i>PM</i>	<i>PB</i>	<i>NS</i>	<i>PS</i>	<i>PS</i>	<i>PS</i>	<i>PS</i>	<i>PB</i>
<i>PB</i>	<i>PB</i>	<i>PM</i>	<i>PM</i>	<i>PM</i>	<i>PS</i>	<i>PS</i>	<i>PB</i>

### 3.清晰化

我们经过模糊推理得到模糊控制输出变量后，需要对该变量进行解模糊，使其变为输出模糊论域中的精确值。本文选用加权平均法（centroid）来对模糊控制输出变量

进行清晰化处理。

在得到精确的清晰值后，还需要进行尺度转化，将其变为我们所需的实际的控制变量。这里仍然采用线性的方法，相应的尺度转化公式为：

$$u = \frac{u_{\max} - u_{\min}}{2} + k \left( z_0 - \frac{z_{\max} + z_{\min}}{2} \right), \quad k = \frac{u_{\max} - u_{\min}}{z_{\max} - z_{\min}} \quad (5.29)$$

其中， $z_0$  为解模糊后的清晰值，变化范围为  $[z_{\min}, z_{\max}]$ ，实际控制量的变化范围为  $[x_{\min}, x_{\max}]$ 。

控制输出变量的模糊论域为： $\Delta KP, \Delta KI, \Delta KD: [-6, 6]$ ；量化因子分别为： $k_{\Delta KP} = 120, k_{\Delta KI} = 6000, k_{\Delta KD} = 1200$ ；根据上式，能够计算出相应的控制输出基本论域为： $\Delta k_p: [-0.05, 0.05], \Delta k_i: [-0.001, 0.001], \Delta k_d: [-0.005, 0.005]$ 。

### 5.3 线控主动四轮转向汽车闭环系统仿真

#### 5.3.1 闭环仿真工况的制定

为了全面、合理地评价基于三步法控制和全滑模控制的线控主动四轮转向系统对于提高汽车的操纵稳定性和主动安全性的能力，应该选择适合进行汽车闭环操纵稳定性研究的相关工况进行验证。目前，应用比较广泛的用于研究汽车闭环操纵稳定性特性的典型工况有：单移线工况，双移线工况，蛇形工况等。

##### 5.3.1.1 双移线工况的制定

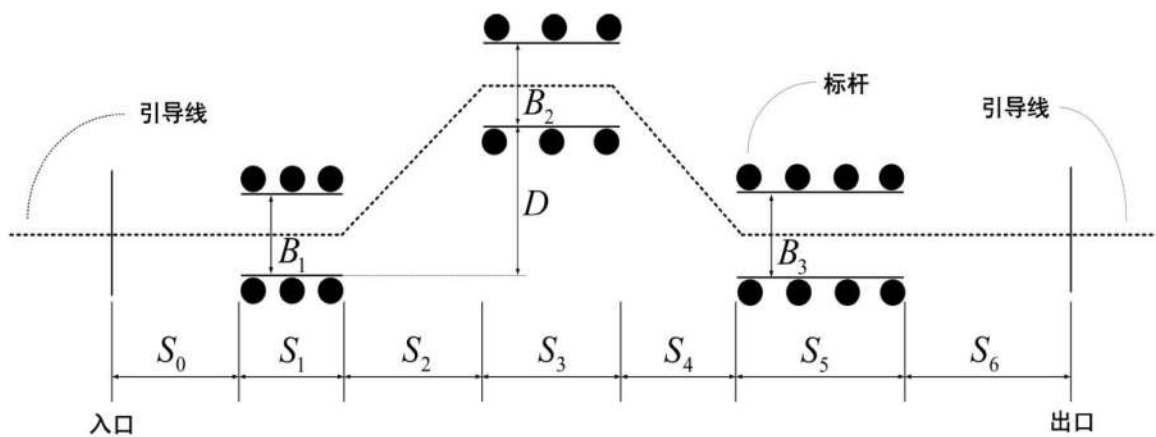


图 5.13 双移线工况路线图

双移线是一种连续变道的行为，能够模拟行车过程中超车或紧急避障后再次返回原车道的操作，实际意义明确。可以很好的用于转向系统的开发，能够对“人-车-路”

闭环系统做出客观的评价。如图 5.13 所示, 本文根据 ISO/TR3888 标准进行了双移线工况的设计<sup>[121]</sup>, 相应的参数如表 5.4 所示。

表 5.4 双移线工况路径参数

路段	水平距离(m)	偏移量(m)	标杆宽度(m)
$S_0$	$2u$	—	—
$S_1$	15	—	$B_1 = 1.1 \times \text{车宽} + 0.25$
$S_2$	30	—	—
$S_3$	25	$D=3.5$	$B_2 = 1.2 \times \text{车宽} + 0.25$
$S_4$	25	—	—
$S_5$	30	—	$B_3 = 1.3 \times \text{车宽} + 0.25$
$S_6$	$3u$	—	—

定义道路中心线在大地坐标系下的纵向位移为  $x$ , 在大地坐标系下的侧向位移为  $y$ , 移线路段道路中心轨迹的侧向位移可以用如下函数描述:

$$y(x) = \frac{D}{S_2} \left[ x - \frac{S_2}{2\pi} \sin \left( \frac{2\pi x}{S_2} \right) \right] \quad (5.30)$$

因此, 双移线工况的道路中心线方程为:

$$\begin{cases} y(x) = 0 & x \leftarrow (S_0 + S_1) \\ y(x) = (D/30) \left\{ (x - S_0 - 15) - (30/2\pi) \sin [2\pi(x - S_0 - 15)/30] \right\} & x \leftarrow S_2 \\ y(x) = D & x \leftarrow S_3 \\ y(x) = D - (D/25) \left\{ (x - S_0 - 70) - (25/2\pi) \sin [2\pi(x - S_0 - 70)/25] \right\} & x \leftarrow S_4 \\ y(x) = 0 & x \leftarrow S_5 \end{cases} \quad (5.31)$$

### 5.3.1.2 蛇形工况的制定

蛇形试验主要用于模拟汽车连续转弯的操作。在此工况下, 驾驶员通过控制方向盘来实现汽车的连续转向以躲避前方不断出现的障碍物, 汽车的转向运动不仅仅工作在线性区域, 还会时常激发汽车侧滑极限等非线性特性, 汽车处于一种极限转弯的状态。因此蛇行试验可以通过汽车的急剧转向能力客观地评价汽车的操纵稳定性。根据 ISO/TR3888 标准, 图 5.14 为本文设计的蛇行试验工况。

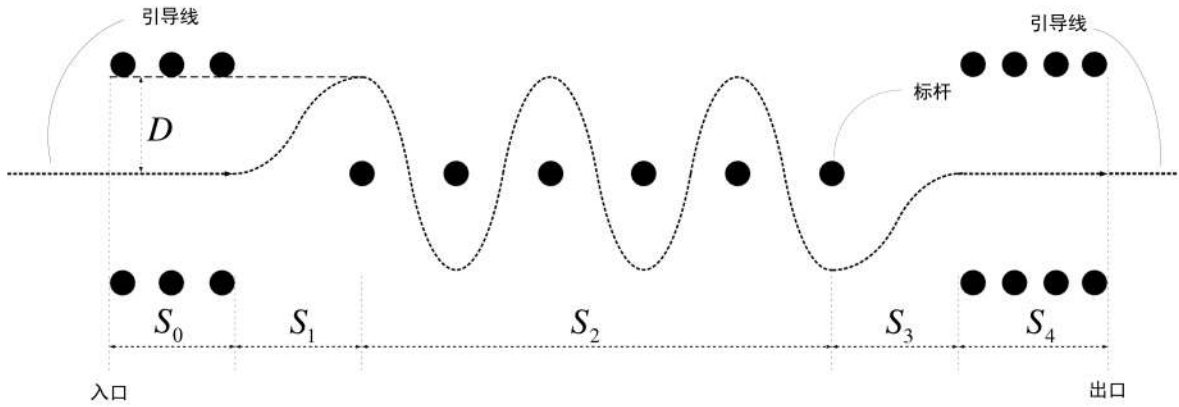


图 5.14 蛇形试验工况路线图

其中路径参数为： $S_0 = 40$ ， $S_1 = 40$ ， $S_2 = 150$ ， $S_3 = 40$ ， $S_4 = 50$ ， $D = 1.25$ 。

蛇形试验工况的道路中心线方程为：

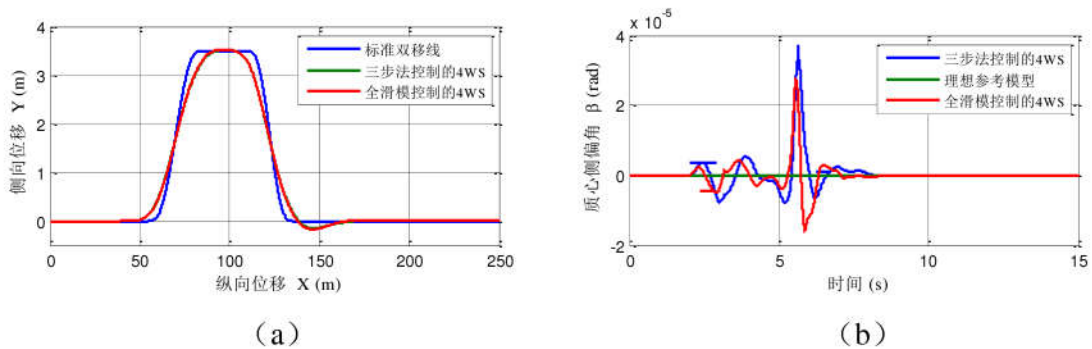
$$\begin{cases} y(x) = 0 & x \leftarrow S_0 \\ y(x) = D \{1 + \sin[\pi(x - 40) / 40 - \pi / 2]\} / 2 & x \leftarrow S_1 \\ y(x) = D \cos[\pi(x - 80) / 2] & x \leftarrow S_2 \\ y(x) = D \{\sin[\pi(x - 40) / 40 - \pi / 2] - 1\} / 2 & x \leftarrow S_3 \\ y(x) = 0 & x \leftarrow S_4 \end{cases} \quad (3.32)$$

### 5.3.2 闭环仿真验证

本文基于线控主动四轮转向汽车的动态响应特性设计了能够熟练驾驶该汽车的模糊 PID 预瞄最优曲率驾驶员模型，同时令此驾驶员操纵配有三步法控制器和全滑模控制器的线控主动四轮转向汽车进行双移线连续变道行驶，来验证两种控制器对于提高汽车闭环操纵稳定性的能力。

#### 5.3.2.1 双移线工况仿真验证

整车参数配置和控制器参数配置与前面的章节相同，汽车以  $20\text{ m/s}$  的中高速进行双移线行驶。其仿真结果如图 5.14 所示。





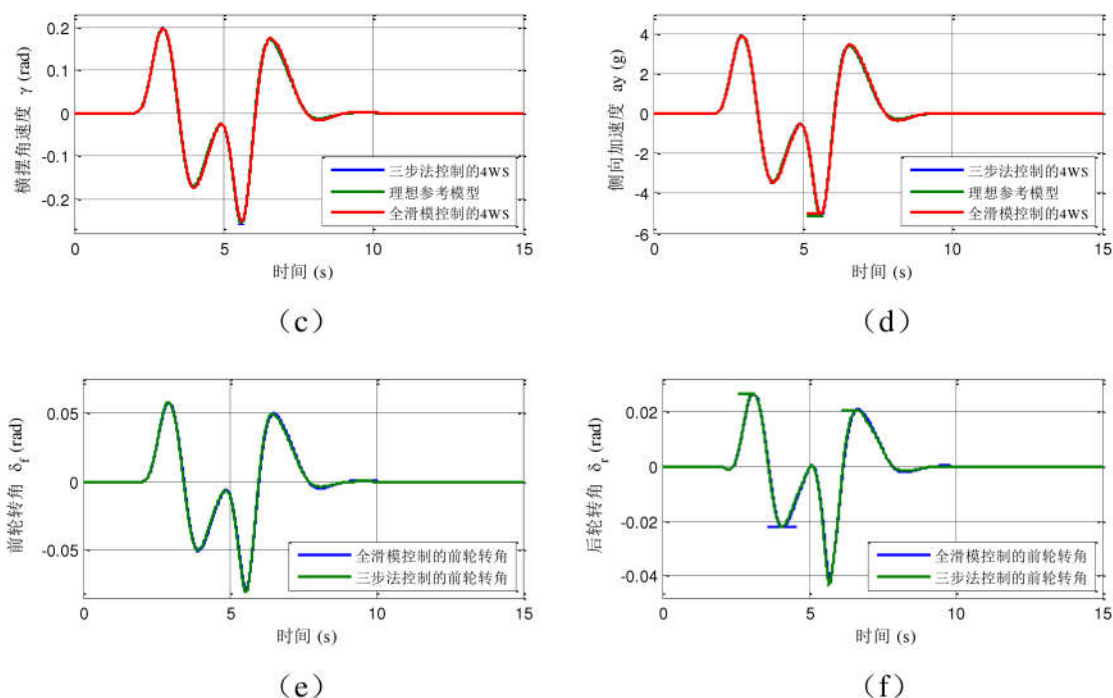


图 5.14 三步法控制和全滑模控制下的线控主动四轮转向汽车双移线仿真结果

从图 5.14(a)中可以看出，三步法控制的线控主动四轮转向汽车和全滑模控制的线控主动四轮转向汽车都能够很好地完成双移线行驶，两种算法控制下的汽车的行驶轨迹几乎重合且与标准的双移线轨迹的相似度较高。其中汽车在完成双移线任务重新回到原行驶道路的时候，汽车的行驶轨迹与标准双移线轨迹之间存在小部分偏差，这符合汽车正常的响应特性。与此同时，驾驶员很快对其进行修正，使汽车快速的回到了理想的行驶路线。

从图 5.14(b)中可以看出，线控主动四轮转向汽车在三步法控制和全滑模控制作用下，质心侧偏角均非常小，都在 $10^{-5}$ 数量级内，表明汽车的行驶速度方向和车身纵向几乎重合，两种控制方法能够保证车身具有良好的姿态，有效地提高了汽车的行驶安全性。

从图 5.14(c)、(d)中可以看出，三步法控制和全滑模控制的线控主动四轮转向汽车的横摆角速度和侧向加速度的变化曲线与理想的横摆角速度和理想的侧向加速度的曲线基本重合，在两种控制器的作用下，线控主动四轮转向汽车能够稳定的完成双移线任务，汽车在移线的过程中的操控性非常好。

从图 5.14(e)、(f)中可以看出，三步法控制和全滑模控制器的控制输出曲线（汽车前、后轮转角）基本重合，线控主动四轮转向汽车在双移线的过程中，其前、后轮转

角始终工作在合理的范围之内。

### 5.3.2.2 蛇形试验工况仿真验证

整车参数配置和控制器参数配置与前面的章节相同，汽车以  $20\text{ m/s}$  的中高速进行蛇形行驶。其仿真结果如图 5.15 所示。

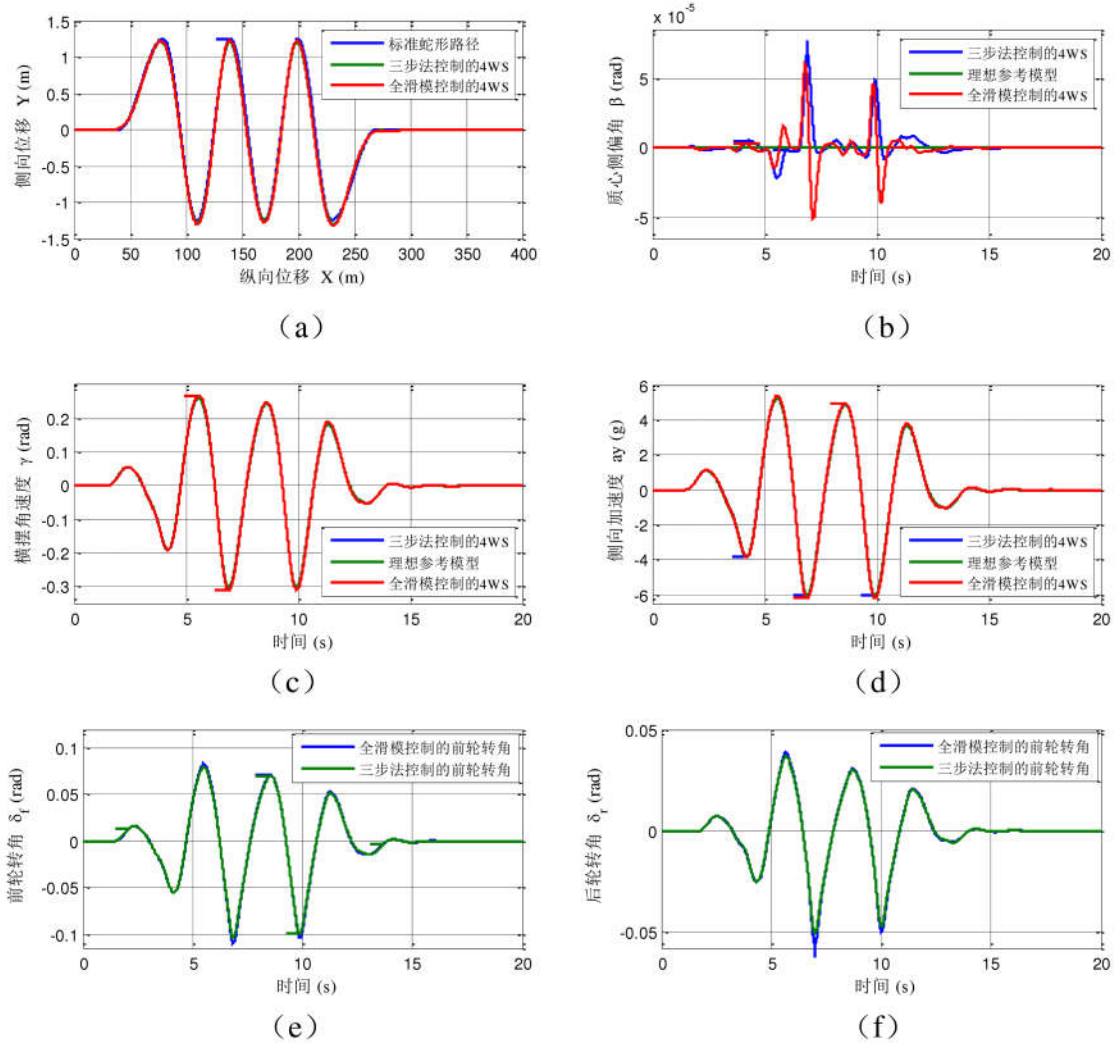


图 5.15 三步法控制和全滑模控制下的线控主动四轮转向汽车蛇形试验仿真结果

从图 5.15(a)-(f)可知，基于模糊 PID 驾驶员模型操纵的三步法控制和全滑模控制的线控主动四轮转向汽车均能精确地完成对标准蛇形路径的跟随任务。在两种控制方法的作用下，汽车的质心侧偏角非常小，为驾驶员提供了较为理想的操纵视野；汽车的横摆角速度和侧向加速度均与理想曲线重合度较高，保证了汽车连续转向过程的平滑性和稳定性，为驾驶员提供了良好的驾驶感觉。同时线控主动四轮转向汽车的前、后轮转角在两种控制器的作用下几乎完全重合，均在合理、可控的范围内。

## 5.4 本章小结

为了对前面两章基于线控主动四轮转向汽车所设计的三步法控制器和全滑模控制器提高汽车的操纵稳定性和主动安全性的能力进行客观、全面的评价，设计了能够根据线控主动四轮转向汽车动态变化进行汽车转向操纵的模糊 PID 预瞄最优曲率驾驶员模型。基于该驾驶员模型与线控主动四轮转向汽车共同构成“人-车-路”闭环系统，并对所设计的两种控制算法进行了闭环仿真验证。首先，分析了传统前轮转向汽车和线控四轮转向汽车的动态响应特性不同，不能将基于传统前轮转向汽车特性设计的驾驶员模型应用于线控主动四轮转向系统的问题，并提出了基于线控四轮转向汽车特性的模糊 PID 预瞄最优曲率驾驶员模型的设计方法。其次，对模糊控制系统进行了简要的介绍，同时，概述了预瞄最优曲率驾驶员模型的基本原理以及整体的设计流程。为了解决基于线控主动四轮转向汽车的预瞄最优曲率驾驶员模型补偿校正环节设计难的问题，采用 PID 控制来代替驾驶员模型补偿校正环节的传递函数，并采用模糊控制对 PID 控制器的参数进行实时地调整。最后，根据 ISO/TR888 标准制定了标准的双移线工况，基于本章所设计的模糊 PID 预瞄最优曲率驾驶员模型对前两章所设计的三步法控制器和全滑模控制器进行了闭环仿真验证。结果表明，两种控制方法均能很好地完成双移线任务，能够有效地提高线控主动四轮转向汽车的闭环操纵稳定性和主动安全性。



## 第6章 全文总结与展望

### 6.1 全文总结

汽车行驶的安全性始终是汽车技术发展首要考虑的问题.无论是可以降低事故发生时人员受害程度的被动安全装置,还是可以对危险进行预测和规避的主动安全技术都得到了很好地发展。汽车的主动安全技术,大多是通过操纵驱动制动系统以及转向系统等装置来降低事故发生的几率,如:调节驱动系统的 TCS 技术、ESP 技术等;调节制动系统的 ABS 技术和 EBD 技术等。转向系统中最具有代表性的是四轮转向技术,它可以有效地提高汽车低速时的机动性和高速时的操纵稳定性。由于四轮转向装置的造价较高,大多数配备在高端汽车以及对主动安全性有较高要求的赛车中。而中低端汽车中多采用横向偏摆控制和电子稳定控制等在一定程度上能达到四轮转向控制效果且造价较低的主动安全装置来满足人们的需求。目前,各大汽车厂商应用较多四轮转向技术是主动后轮转向系统,该方法只能通过跟踪质心侧偏角或横摆角速度等一个安全性指标来实现对后轮的主动控制。虽然相比于其他的一些主动安全技术更直接、快速、有效,但是提高汽车操纵稳定性和主动安全性的能力有限。近些年,随着汽车电子化、智能化、集成化的发展,线控技术在汽车领域得到了广泛的研究。线控技术与四轮转向技术的结合能够实现对汽车质心侧偏角和横摆角速度的状态跟踪以及对汽车前、后轮转角的主动控制,该技术称为主动四轮转向技术。相比于传统的主动后轮转向技术,线控主动四轮转向技术进一步提高了汽车的操纵稳定性和主动安全性。本文对线控主动四轮转向的主要研究工作如下:

①建立了能够反映车辆侧向动力学特性的非线性八自由度主动四轮转向汽车模型。该模型包含了车辆的纵向运动、横向运动、横摆运动、侧倾运动以及四个车轮的转动。同时,采用 Dugoff 轮胎模型对轮胎的受力情况进行了数学描述。基于上述动力学模型,在 Matlab/Simulink 中完成了相应的模型搭建工作,为线控主动四轮转向控制策略的开发提供一个合理有效的仿真验证平台。

②为了验证非线性八自由度线控主动四轮转向汽车模型的精确性,在建模仿真平台 AMESim 中以模块化的方式建立能够“真实”反应汽车响应特性的非线性十六自由度线控主动四轮转向汽车模型。相比于非线性八自由度模型,考虑了车身的垂向运动



和俯仰运动，车轴的四个垂向运动以及前、后转向系统的平动。通过同参数、同工况下的对比实验，验证了非线性八自由度汽车模型精度较好。

③应用三步法控制策略来解决线控主动四轮转向的跟踪控制问题。通过类稳态控制、参考动态前馈控制以及状态相关的误差反馈控制实现质心侧偏角和横摆角速度对参考模型的实时跟踪，推导出该方法适用于多输入多输出系统的一般性结论。以解耦的方式降低了误差反馈控制律参数调整的难度，确定了其满足指数稳定的参数范围。通过仿真验证了该方法可以很好地跟踪理想参考模型，对侧向风干扰和整车质量摄动具有一定的鲁棒性，且控制效果要优于比例控制的主动后轮转向系统和 LQR 控制的线控主动四轮转向系统。

④考虑到汽车在实际的行驶过程中常常遇到系统参数摄动以及外界干扰，针对轮胎侧偏刚度的非线性变化以及汽车高速行驶时受到侧向风的影响较大的情况，采用鲁棒性很强的滑模控制方法来进行处理。建立了考虑轮胎侧偏刚度摄动和外界干扰的线控主动四轮转向不确定性模型。根据该模型设计了具有全局鲁棒性的全滑模控制器；采用平滑函数来削弱系统的抖振；通过李雅普诺夫方法进行稳定性分析并确定了参数的范围。仿真结果表明，全滑模控制策略在轮胎侧偏刚度摄动，侧向风干扰突施以及道路附着系数降低时，能提高轮胎侧偏力的饱和裕度，保证汽车具有良好的运动轨迹及姿态，有效地降低上述不确定性对系统操纵稳定性的影响，具有较强的鲁棒性。

⑤为了全面评价本文所提出的线控主动四轮转向控制策略对提高汽车操纵稳定性和主动安全性的能力，将驾驶员的行为特性考虑进来，建立了人-车-路闭环控制系统。将预瞄最优曲率驾驶员模型与模糊 PID 控制方法相结合，通过设计合理的模糊控制规则，建立了一个能够熟练操纵线控主动四轮转向汽车的驾驶员模型。闭环仿真结果表明，三步法控制和全滑模控制的线控主动四轮转向汽车的质心侧偏角、横摆角速度、侧向加速度以及侧向位移的曲线轨迹基本一致，均能很好地跟踪理想参考轨迹。线控主动四轮转向汽车在驾驶员的操纵下，路径跟踪能力更强，从根本上提高了汽车的操纵稳定性和主动安全性。

## 6.2 工作展望

①本文对线控主动四轮转向控制策略的研究目前尚停留在仿真阶段，为了进一步验证该项技术的有效性和稳定性，应开发线控主动四轮转向控制系统的硬件回路仿真

平台。同时进行实车实验。

②本文在研究线控主动四轮转向控制理论时，对汽车的状态都假设可测。而在实际中汽车的状态不全是可测的（如质心侧偏角），我们需要对其进行准确的估计。因此，针对该项技术涉及的不可测的状态，设计可行的状态估计器，同时需要对其进行相关的理论和实验研究。

③线控主动四轮转向技术的转向命令均以信号的形式传输，在兼顾线控技术优点的同时，系统的故障率也有所升高。当传输信号异常时，需要相应的故障诊断模块进行判别和处理，以保证汽车具有一定的稳定性和安全性。

④线控主动四轮转向技术只考虑了汽车的侧向动力学特性，能很好地提高汽车的操纵稳定性。但汽车的主动安全性还应该包括汽车的动力性、驾驶的舒适性等，应该综合考虑线控主动四轮转向技术与 ABS、EBD、AS（主动悬架）等技术的集成控制。

⑤本文在研究中始终认为汽车是匀速运行，而在实际的工况中，汽车经常会进行驱动和制动操作，尤其在高速转向的过程中，驾驶员往往先进行减速再进行转向操作。后续的工作中，应该将驾驶员的纵向控制考虑进来。



## 参考文献

- [1] Powers W F, Nicastrì P R. Automotive vehicle control challenges in the 21st century[J]. Control engineering practice, 2000, 8(6):605-618.
- [2] 宋晓琳, 李诗福, 冯广刚. 汽车主被动安全集成控制系统方案设计[J]. 汽车工程, 2009, 31(7):653-658.
- [3] 郭孔辉. 汽车操纵动力学[M]. 长春: 吉林科学技术出版社, 1991.
- [4] 《中国公路学报》编辑部. 中国汽车工程学术研究综述·2017[J]. 中国公路学报, 2017, 30(6):1-197.
- [5] 杨运生. 整车 ABS 性能检测台的模糊控制与仿真研究[D]. 吉林大学, 2004.
- [6] 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.
- [7] 桑楠, 魏民祥. 车辆主动前轮转向与直接横摆力矩自适应控制[J]. 交通运输工程学报, 2016, 16(3):91-99.
- [8] 陈家瑞. 汽车构造:第3版[M]. 机械工业出版社, 2009.
- [9] 周兵, 范璐, 吕绪宁. 主动前轮转向系统改进型变传动比曲线设计[J]. 中国机械工程, 2014, 25(20):2813-2818.
- [10] Shen H, Huang M, Tan Y, et al. Active Rear Wheel Steering Control Strategy Research Based on  $H_{\infty}$  Optimal Control[J]. Journal of Computational & Theoretical Nanoscience, 2016, 13(3):2043-2048.
- [11] Guo H, Hao N, Chen H. Lateral stability controller design for electrical vehicle based on active rear wheel steering[C]// World Congress on Intelligent Control and Automation. 2016:1285-1290.
- [12] Li B, Rakheja S, Feng Y. Enhancement of vehicle stability through integration of direct yaw moment and active rear steering[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering, 2016, 230(6):830-840.
- [13] 魏杰. 汽车主动前轮转向的控制策略研究[D]. 北京理工大学, 2015.
- [14] 陈善华, 宗长富. 汽车电子转向技术发展与展望[J]. 汽车技术, 2003(1):1-7.
- [15] Wang X, Zong C, Xing H, et al. Bilateral Control Method of Torque Drive/Angle Feedback Used for Steer-by-Wire System[J]. SAE International Journal of Passenger Cars - Electronic and Electrical Systems, 2012, 5(2):479-485.
- [16] Dahmani H, Pages O, Hajjaji A E. Robust control with parameter uncertainties

- for vehicle chassis stability in critical situations[C]// IEEE Conference on Decision and Control, 2015:209-214.
- [17]王菁, 于树友, 陈虹. 基于约束  $H_\infty$  输出反馈的四轮转向模型跟踪控制[J]. 信息与控制, 2016, 45(1):53-59.
- [18]Zhang Z, Huang M, Ji M, et al. Design of the Linear Quadratic Control Strategy and the Closed-Loop System for the Active Four-Wheel-Steering Vehicle[J]. SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems, 2015, 8(1):354-363.
- [19]Fijalkowski B T. Steer-By-Wire (SBW) Four-Wheel Steering (4WS) Conversion Mechatronic Control Systems[M]// Automotive Mechatronics: Operational and Practical Issues. Springer Netherlands, 2011:73-115.
- [20]Inoue H, Sugawara F. Comparison of Feedforward and Feedback Control for 4WS[J]. Vehicle System Dynamics, 1993, 22(5-6):425-436.
- [21]Will A, Teixeira M, Zak S. Four wheel steering control system design using fuzzy models[J]. Proceedings of the 1997 IEEE International Conference on Control Applications, 1997, 73-78.
- [22]Jia Y. Robust control with decoupling performance for steering and traction of 4WS vehicles under velocity-varying motion[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2000, 8(3):554-569.
- [23]Yin G, Chen N, Wang J, et al. Robust control for 4WS vehicles considering a varying tire-road friction coefficient[J]. International Journal of Automotive Technology, 2010, 11(1):33-40.
- [24]Misawa K, Yuki K, Yasuchika M. Adjust method of nonlinear gain in four-wheel steering control using sliding mode control. 2009 4th IEEE Conference on Industrial Electronics and Applications, 2009, 608-613.
- [25]Russell H E B, Gerdes J C. Design of Variable Vehicle Handling Characteristics Using Four-Wheel Steer-by-Wire[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2016, 24(5):1529-1540.
- [26]任殿波, 崔胜民, 张冠哲, 等. 4WS 汽车车道保持控制及稳态性能分析[J]. 公路交通科技, 2009(s1):79-82.
- [27]张冠哲, 任殿波, 崔胜民. 智能交通系统车辆换道四轮转向控制[J]. 大连海事大学学报, 2011, 37(3), 81-85.
- [28]刘启佳, 陈思忠. 基于 LQR 的四轮转向汽车控制方法[J]. 北京理工大学学报, 2014(11):1135-1139.



- [29]刘启佳. 四轮转向汽车侧向动力学最优控制和内外环联合控制研究[D]. 北京理工大学, 2014.
- [30]Liu Q J, Chen S Z. The Control of the Braking Stability of Active Rear Wheel Steering Vehicle Based on LQR[J]. Applied Mechanics & Materials, 2013, 416-417:909-913.
- [31]陈真权. 基于车轮转矩的四轮转向模糊控制策略研究[D]. 北京理工大学, 2016.
- [32]周佳. 四轮转向系统控制策略对比研究[D]. 北京理工大学, 2015.
- [33]陈宁, 陈南, 陈炎东. 四轮转向车辆分数阶控制方法研究[J]. 中国科学:科学技术, 2010, 40(2):139-144.
- [34]陈建松, 陈南, 殷国栋,等. 考虑非线性特征的 4WS 车辆滑模鲁棒稳定性控制[J]. 东南大学学报(自然科学版), 2010, 40(5):969-972.
- [35]殷国栋, 陈南. 四轮转向车辆鲁棒控制系统快速开发仿真与试验[J]. 农业机械学报, 2009, 40(11):13-17.
- [36]王红梅. 基于 DSP 的四轮转向控制系统研究[D]. 长安大学, 2004.
- [37]杜峰, 魏朗, 赵建有. 基于状态反馈的四轮转向汽车最优控制[J]. 长安大学学报(自然科学版), 2008, 28(4):91-94.
- [38]杜峰. 基于线控技术的四轮主动转向汽车控制策略仿真研究[D]. 长安大学, 2009.
- [39]杜峰, 闫光辉, 魏朗,等. 主动四轮转向汽车最优控制及闭环操纵性仿真[J]. 汽车工程, 2014, 36(7):848-852.
- [40]王菁. 线控四轮转向汽车的鲁棒控制研究[D]. 吉林大学, 2016.
- [41]Yu S Y, Wang J, Wang Y, et al. Disturbance observer based control for four wheel steering vehicles with model reference[J]. IEEE/CAA Journal of Automatica Sinica, 2016, PP(99):1-7.
- [42]乔莉. 四轮转向和差动制动联合实现车辆稳定性优化控制[D]. 吉林大学, 2017.
- [43]Wang H, Kong H, Man Z, et al. Sliding Mode Control for Steer-by-Wire Systems With AC Motors in Road Vehicles[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2013, 61(3):1596-1611.
- [44]郑宏宇. 汽车线控转向路感模拟与主动转向控制策略研究[D]. 吉林大学, 2009.
- [45]范广栋. 线控转向系统变传动比特性及稳定性控制研究[D]. 吉林大学, 2017.

- [46]郑向歌. 汽车线控四轮转向分层控制方法研究[D]. 郑州大学, 2013.
- [47]陈哲. 基于四轮转向和差动制动联合控制系统的高速汽车侧风稳定性控制研究[D]. 浙江大学, 2015.
- [48]邹中华. 轮毂电机驱动电动汽车电子差速控制策略研究[D]. 重庆大学, 2016.
- [49]谭运生. 电动轮汽车转向的动态稳定控制及人车闭环仿真研究[D]. 南京航空航天大学, 2015.
- [50]Smith D, Starkey J. Effects of Model Complexity on the Performance of Automated Vehicle Steering Controllers: Model Development, Validation and Comparison[J]. *Vehicle System Dynamics*, 1995, 24(2):163-181.
- [51]Boada B L, Boada M J L, DãAz V. Fuzzy-logic applied to yaw moment control for vehicle stability[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2005, 43(10):753-770.
- [52]Esmailzadeh E, Vossoughi G R, Goodarzi A. Dynamic Modeling and Analysis of a Four Motorized Wheels Electric Vehicle[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2001, 35(3):163-194.
- [53]危银涛, 冯希金, 冯启章,等. 轮胎动态模型研究的进展[J]. *汽车安全与节能学报*, 2014(4):311-323.
- [54]张辉. 基于主动四轮转向系统的高速汽车侧风稳定性控制研究[D]. 浙江大学, 2014.
- [55]马晓. 不同轮胎模型对重型载货汽车整车性能仿真的影响分析[D]. 吉林大学, 2013.
- [56]张向文, 王飞跃, 高彦臣. 轮胎稳态模型的分析综述[J]. *汽车技术*, 2012(4):1-7.
- [57]黄开启. 大客车液压助力主动转向系统控制研究[D]. 华南理工大学, 2016.
- [58]Dugoff H P, Fancher P S, Segel L. An Analysis of Tire Traction Properties and Their Influence on Vehicle Dynamic Performance[J]. *SAE Transactions*, 1970.
- [59]Bhoraskar A, Sakthivel P. A review and a comparison of Dugoff and modified Dugoff formula with Magic formula[C]// *International Conference on Nascent Technologies in Engineering*. IEEE, 2017:1-4.
- [60]Cejka H B. *Tire and vehicle dynamics*[M]. Oxford:Elsevier, 2012.
- [61]付永领, 祁晓野. *AMESim 系统建模和仿真从入门到精通*[M]. 北京:北京航空航天大学出版社, 2006.
- [62]张磊. 基于 AMESim-simulink 的混合动力载重汽车控制策略仿真研究[D]. 陕西理工学院, 2016.

- [63]陆通. 基于 AMESim 和 Simulink 平台的速度耦合混合动力汽车匹配及性能仿真研究[D]. 重庆大学, 2012.
- [64]褚洪庆. 基于三步非线性方法的车用永磁电机运动控制研究[D]. 吉林大学, 2017.
- [65]刘奇芳. 非线性控制方法研究及其在汽车动力总成系统中的应用[D]. 吉林大学, 2014.
- [66]Chen H, Gong X, Liu Q F, et al. Triple-step method to design non-linear controller for rail pressure of gasoline direct injection engines[J]. *Control Theory & Applications Iet*, 2014, 8(11):948-959.
- [67]Chu H Q, Gao B Z, Gu W L, et al. Low-Speed Control for Permanent-Magnet DC Torque Motor Using Observer-Based Nonlinear Triple-Step Controller[J]. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2017, 64(4):3286-3296.
- [68]Zhao H Y, Gao B Z, Ren B T, et al. Integrated control of in-wheel motor electric vehicles using a triple-step nonlinear method[J]. *Journal of the Franklin Institute*, 2015, 352(2):519-540.
- [69]于树友, 谭雷, 王伍洋, 等. 基于三步法的汽车主动四轮转向控制[J]. *吉林大学学报(工学版)*, DOI:10.13229/j.cnki.jdxbgxb20170822
- [70]Gao B Z, Chen H, Liu Q F, et al. Position Control of Electric Clutch Actuator Using a Triple-Step Nonlinear Method[J]. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2014, 61(12):6995-7003.
- [71]Hu Y F, Hu D S, Fan Y N, et al. Electronic throttle controller design using a triple-step nonlinear method[C]// *Intelligent Control and Automation. IEEE*, 2015:816-821.
- [72]Gong X, Chen H, Fan Y N, et al. Idle speed control for SI engine using triple-step nonlinear method[C]// *Intelligent Control and Automation. IEEE*, 2015:2005-2010.
- [73]Wang F, Hao N, Song L, et al. Triple-step nonlinear control design for road vehicles after a tire blow-out on the highway[C]// *Intelligent Control and Automation. IEEE*, 2016:1414-1419.
- [74]Chen Z G, Zhao J H, Hu Y F, et al. Design of selective catalytic reduction systems controller for diesel engine using triple-step nonlinear method[C]// *Intelligent Control and Automation. IEEE*, 2015:4724-4729.
- [75]赵靖华, 陈志刚, 胡云峰, 等. 基于“三步法”的柴油机 urea-SCR 系统控制设计[J]. *吉林大学学报(工学版)*, 2015, 45(6):1913-1923.

- [76]Liu Q F, Chen H, Gao B Z, et al. Shift control of dual clutch transmission using triple-step nonlinear method[J]. IFAC Proceedings Volumes, 2014, 47(3):5884-5889.
- [77]梁瑜. 混合动力汽车发动机瞬态建模与启停控制[D]. 吉林大学, 2016.
- [78]郭孔辉. 汽车操纵动力学[M]. 吉林科学技术出版社, 1991.
- [79]Yuhara N. A Review of Four-Wheel Steering Studies from the Viewpoint of Vehicle Dynamics and Control[J]. Vehicle System Dynamics, 1989, 18(1-3):151-186.
- [80]Masao N, Yutaka H, Sachiko Y. Integrated Robust Control of Active Rear Wheel Steering and Direct Yaw Moment Control[J]. Vehicle System Dynamics, 1998, 29(sup1):416-421.
- [81]Esmailzadeh E, Vossoughi G R, Goodarzi A. Dynamic Modeling and Analysis of a Four Motorized Wheels Electric Vehicle[J]. Vehicle System Dynamics, 2001, 35(3):163-194.
- [82]安部正人. 汽车运动和操纵[M]. 北京:机械工业出版社, 1998.
- [83]张锋. 汽车四轮转向系统的动力学特性与鲁棒性控制研究[D]. 天津:天津大学, 2004.
- [84]王金湘, 代蒙蒙, 陈南. 考虑参数不确定性的汽车前轮主动转向输出反馈鲁棒控制[J]. 东南大学学报(自然科学版), 2016, 46(3):476-482.
- [85]周浩. 四轮驱动电动汽车路面附着系数的滚动时域估计[D]. 吉林大学, 2017.
- [86]Pai M C. Quasi-output feedback global sliding mode tracker for uncertain systems with input nonlinearity[J]. Nonlinear Dynamics, 2016:1-11.
- [87]Emelyanov S V. Variable Structure automatic control systems[M]. Moscow:1967.
- [88]Utkin V I. Sliding mode and their application in VSSs[M]. Moscow:1978.
- [89]张昌凡, 王耀南. 滑模变结构的智能控制及其应用[J]. 中国电机工程学报, 2001, 21(3):27-29.
- [90]刘金琨, 孙富春. 滑模变结构控制理论及其算法研究与进展[J]. 控制理论与应用, 2007, 24(3):407-418.
- [91]穆效江, 陈阳舟. 滑模变结构控制理论研究综述[J]. 控制工程, 2007(s2):1-5.
- [92]倪雨. 全局滑模控制 Buck 变换器研究[D]. 西南交通大学, 2010.
- [93]Hu C, Wang R, Yan F. Integral Sliding Mode-Based Composite Nonlinear Feedback Control for Path Following of Four-Wheel Independently Actuated

- Autonomous Vehicles[J]. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2016, 2(2):221-230.
- [94]高为炳. 变结构控制理论基础[M]. 中国科学技术出版社, 1990.
- [95]Mobayen S, Baleanu D. Stability analysis and controller design for the performance improvement of disturbed nonlinear systems using adaptive global sliding mode control approach[J]. Nonlinear Dynamics, 2016, 83(3):1557-1565.
- [96]金宁治. 混合动力汽车永磁同步电机电流滑模控制的研究[D]. 哈尔滨理工大学, 2012.
- [97]Chung C Y, Lin C L. A transformed Lure problem for sliding mode control and chattering reduction[J]. IEEE Transactions on Automatic Control, 1999, 44(3):563-568.
- [98]郑凯锋, 陈思忠, 王亚. 基于线控技术的四轮转向全滑模控制[J]. 东南大学学报(自然科学版), 2013, 43(2):334-339.
- [99]Mobayen S. A Novel Global Sliding Mode Control Based on Exponential Reaching Law for a Class of Underactuated Systems with External Disturbances[J]. 2016, 11(2):1011-1019.
- [100]张科, 周凤歧. 不确定性多变量系统的全程滑态变结构控制方案设计[J]. 控制理论与应用, 1999, 16(2):221-224.
- [101]Corradini M L, Orlando G. Linear unstable plants with saturating actuators: Robust stabilization by a time varying sliding surface<sup>\*</sup>[J]. Automatica, 2007, 43(1):88-94.
- [102]杨代利. 全鲁棒滑模控制理论的研究与应用[D]. 新疆大学, 2014.
- [103]Jin N, Wang X, Gao H, et al. Sliding mode based speed regulating of PMSM MTPA control system for electrical vehicles[C]// International Conference on Electronic and Mechanical Engineering and Information Technology. IEEE, 2011:987-992.
- [104]Wang W, Zhang W. 4WS vehicles lateral control via a modified exponent reaching law[C]// International Conference on Advanced Computer Control. IEEE, 2010:203-206.
- [105]童克文, 张兴, 张昱, 等. 基于新型趋近律的永磁同步电动机滑模变结构控制[J]. 中国电机工程学报, 2008, 28(21):102-106.
- [106]Tan L, Yu S Y, Guo Y, et al. Sliding-mode control of four wheel steering systems[C]// IEEE International Conference on Mechatronics and Automation. IEEE, 2017:1250-1255.



- [107]金宁治. 混合动力汽车永磁同步电机电流滑模控制的研究[D]. 哈尔滨理工大学, 2012.
- [108]苏运福. 基于驾驶员行为模型预测的汽车动力学控制研究[D]. 吉林大学, 2015.
- [109]王兵. 驾驶员对汽车方向的自适应控制行为建模研究[D]. 吉林大学, 2009.
- [110]Mcruer D T, Jex H R. A Review of Quasi-Linear Pilot Models[J]. IEEE Transactions on Human Factors in Electronics, 1967, 5(3):231-249.
- [111]曲婷. 基于随机模型预测控制的驾驶员行为建模[D]. 吉林大学, 2015.
- [112]郭孔辉. 驾驶员—汽车闭环系统操纵运动的预瞄最优曲率模型[J]. 汽车工程, 1984(3):3-18.
- [113]张志军. 四轮独立转向控制方法及人车路闭环系统研究[D]. 燕山大学, 2011.
- [114]薛健. 基于差动制动技术的汽车防侧翻控制研究[D]. 浙江大学, 2015.
- [115]Zadeh L A. Fuzzy sets, information and control[J]. Information & Control, 1965, 8(3):338-353.
- [116]扎德, 陈国权. 模糊集合、语言变量及模糊逻辑[M]. 科学出版社, 1982.
- [117]李国勇, 杨丽娟. 神经·模糊·预测控制及其 MATLAB 实现:第 3 版[M]. 电子工业出版社, 2013.
- [118]Mcruer D, Weir D H. Theory of Manual Vehicular Control[J]. Ergonomics, 1969, 12(4):257-291.
- [119]陶永华, 尹怡欣, 葛芦生. 新型 PID 控制及其应用[M]. 机械工业出版社, 1998.
- [120]于金波. 四轮转向车辆的控制策略研究[D]. 太原理工大学, 2013.
- [121]International standard. Road vehicle-test procedure for a severe lane-change maneuver. ISO/3888, 1975

## 作者简介及研究成果

### 作者简介:

谭雷, 男, 1990年6月24日出生于吉林省公主岭市, 汉族, 吉林大学在读工学硕士。2009年至2013年就读于长春工业大学, 获得自动化专业工学学士学位; 2014年入职于中铁十三局技师学院, 负责《电工基础》、《电工学》、《电子技术基础》的理论教学工作; 2015年考入吉林大学通信工程学院, 攻读控制科学与工程专业硕士学位, 从事汽车电子等方面的研究, 主要研究方向为线控主动四轮转向汽车控制。

### 参加的科研项目:

1. 国家自然科学基金国际(地区)合作与交流重点项目“面向安全性的电动化汽车能效滚动优化”(NO.61520106008)。
2. 国家自然科学基金面上项目“模型预测控制的内在鲁棒性研究”(NO.61573165)。

### 科研成果:

1. Tan L, Yu S Y, Guo Y, et al. Sliding-mode control of four wheel steering systems[C]// IEEE International Conference on Mechatronics and Automation. IEEE, 2017:1250-1255. (EI收录, 检索号: 20174004238245)
2. 于树友, 谭雷, 王伍洋, 等. 基于三步法的汽车主动四轮转向控制[J]. 吉林大学学报工学版. (优先出版, DOI: 10.13229/j.cnki.jdxbgxb20170822)

### 获奖情况:

- 2015-2016年度, 研究生学业奖学金;
- 2016-2017年度, 研究生学业奖学金, 研究生优秀奖学金;
- 2017-2018年度, 研究生学业奖学金。

## 致 谢

春草识风花满枝，北雁徙回遇故知，一切本是和谐景，不料却是离别时，仅以此诗来纪念我即将结束的硕士生涯。这三年是我收获最多的三年，也是我成长最快的三年。一路走来，经历了爷爷的与世长辞，告别了曾经的闲散懒惯；经历了科研的百般刁难，褪去了洒脱的任性脱管；经历了钻研的通宵达旦，分享了中稿的喜悦狂欢。现在的我已经不是青葱岁月里那个稚气未脱、心浮气躁的毛头小子，而是历经更多磨练与沉淀后的稳重青年。感谢那些在我生命里踏过足迹的良师益友，是你们的出现让我的人生变得更为流光溢彩。

在这里，我要由衷的感谢我的导师于树友教授。不单单要感谢他不辞辛劳地指导我完成硕士课题的研究，更要感谢他一直一来对我的包容与宽容。在我叛逆的时候始终没有放弃我，在我迷茫的时候始终指引着我。从他身上，我不仅看到了一位老师的责任与义务，更看到了一个家长对孩子的关爱与奉献。在今后的日子里，我会以于老师为榜样，做一个对工作认真，做事情负责，为人讲原则的三好青年，不负老师的栽培与厚望。

同时，我要感谢我的好友王月多年来对我的鼓励与照顾，一直陪伴至我考入吉大，磕磕绊绊风雨同舟；感谢我的挚友白凤杨对我生活上的关怀以及学术方面的超强带动；感谢好友王际航对我的关爱与照料；感谢师姐王严对我科研方向的指导；感谢师兄范广栋带给我的无穷欢乐；感谢同届郭阳、王伍洋一直以来的陪伴与鼓舞；感谢师弟冯阳阳、刘清宇，师妹施竹清、周雨对我的支持与爱戴；感谢师兄侯成玉，师姐曲婷、王菁、刘洋，师弟刘艺、张建健、王一男，师妹孟凌宇、厉庆华一直以来对我的帮助。祝愿你们在今后的日子里感情甜如蜜，事业节节升，家庭贼美满，身壮如洪钟。

最后，我要感谢生我、养我、育我的伟大双亲。感谢你们在我成长的道路上为我遮风挡雨，在我成人的道路上为我披荆斩棘，感谢你们用汗水与泪水汇聚成了爱并毫无保留地给了我。羊有跪乳之恩，鸦有反哺之义，我会尽我最大努力回报你们，愿你们健康长寿。