

分 类 号: TP273

单位代码: 10183

研究生学号: 2017524070

密 级: 公 开



吉 林 大 学

硕士学位论文

(专业学位)

四轮驱动电动汽车转向稳定控制

The Steering Stability Control of Four-Wheel-Drive Electric Vehicle

作 者 姓 名: 刘艺

类 别: 工程硕士

领域(方向): 控制工程

指 导 教 师: 于树友 教授

培 养 单 位: 通信工程学院

2020 年 6 月

四轮驱动电动汽车转向稳定控制

The Steering Stability Control of Four-Wheel-Drive Electric
Vehicle

作 者 姓 名：刘艺

领域（方向）：控制工程

指 导 教 师：于树友 教授

类 别：工程硕士

答 辩 日 期：2020 年 5 月 30 日

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：孙艺

日期：2020 年 5 月 29 日

关于学位论文使用授权的声明

本人完全了解吉林大学有关保留、使用学位论文的规定，同意吉林大学保留或向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅；本人授权吉林大学可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或其他复制手段保存论文和汇编本学位论文。

（保密论文在解密后应遵守此规定）

论文级别：■硕士 □博士

学科专业：控制工程

论文题目：四轮驱动电动汽车转向稳定控制

作者签名：孙艺

指导教师签名：于树友

2020年5月29日

摘 要

四轮驱动电动汽车作为未来社会发展的重要交通工具之一，以零排放、低噪声、低能耗的优势，得到了社会普遍关注。四轮驱动电动汽车相比传统汽车具有更加高效的动力输出，在结构性能、传动性能、控制性能方面均有所提升。灵活的四轮独立驱动形式为汽车开辟了更多的管理空间，使得车辆更易于操控。四轮驱动电动汽车被认为是构建未来智慧城市不可缺少的交通工具之一。

本文主要内容是对四轮驱动电动汽车转向稳定策略研究。主要解决分布式驱动电动汽车在转向时出现的稳定性以及操纵稳定性问题，实现四轮驱动电动汽车安全转向行驶。本文针对车辆在中高速转向行驶时存在的不稳定安全性问题，提出了一种分层转向稳定控制策略，提高了整车的稳定性能。

为了提高电动车辆在转向工况下的稳定性，本文首先建立起非线性七自由动力学模型，利用横向、纵向以及横摆设计上层横摆稳定滑模控制器，并针对控制器中由轮胎魔术公式得到的轮胎侧向力进行改进，采用侧向力 **MAP** 表代替复杂的轮胎公式模型，可以降低系统复杂度。并利用卡尔曼滤波理论设计状态观测器，对车辆运行时不可测量的质心侧偏角状态量进行估计，详细介绍了此估计方法的运用步骤，并通过仿真验证了估计器的有效性。

针对车辆在实际行驶时存在轮胎过度驱动打滑，进而严重影响车辆行驶稳定性的问题，本文设计基于模型预测控制的下层转矩分配控制器，以四个轮胎的纵向滑移率为状态，将状态约束在稳定范围内，此方案能够考虑轮胎滑移的同时，精确跟踪上层横摆稳定所需要的附加横摆力矩，并将四个轮胎的输入转矩之和作为优化的目标函数，即保证了能量最优的同时维持车辆安全的转向行驶。通过仿真验证了控制器的有效性。

关键词

四轮驱动电动汽车，分层转向稳定控制，滑模控制，**MAP** 表，卡尔曼滤波，模型预测控制

ABSTRACT

Nowadays, four-wheel-drive electric cars have been generally regarded as one of the most important means of transport for the future social development among the public, because they own the advantages of zero emission, less noise and lower energy consumption compared with traditional cars. Moreover they have equipped with more efficient power output and improved their performance of the structure, transmission and control. Therefore, this kind of flexible drive format opens up more space for the management and makes the vehicle easier to handle. In the future, four-wheel-drive electric vehicles will be considered as one of the indispensable tools to build a smart city.

The main content of this article is to study the steering stability strategy of four-wheel-drive electric vehicle. It mainly solves the problems of distributed drive electric vehicles regarding steering and operating stability so that it can realize the safe drive. This paper aims for the safety issue of the car when the driver is steering at a medium or high speed and provides a method of torque coordination control based on distributed electric drive system in order to improve the stability of the vehicle.

To enhance the stability of electric vehicles under steering conditions, this paper firstly establishes a nonlinear seven-degree-of-freedom dynamic model and uses the three degrees of freedom of transverse and longitudinal direction and vehicle yaw to design a sliding mode controller. The tire lateral force MAP table obtained from the tire magic formula has been improved, and the force table is used to replace the complex tire formula model, which can reduce the difficulty of calculation and increase the speed of solving nonlinear optimization problems. Aiming at solving the problem that the vehicle body sideslip angle cannot be measured in real-time, a vehicle state estimation method based on Kalman filtering theory is proposed when considering the nonlinear characteristics of tire forces. In the article, the application steps of this estimation method are introduced in detail, and the effectiveness of the estimator is verified by simulation experiments.

When the car is practically driving, the problem of the tire slip seriously affects the stability of the vehicle due to excessive driving. So this paper designs a lower-level torque distribution controller based on model predictive control, which state is the longitudinal slip rate of the four tires and constrained within the stable range. This solution can accurately track the additional yaw moment required for the upper yaw stability while considering the tire slip. And the sum of the input torque of the four tires is taken as the objective function of optimization, which guarantees the optimal energy and maintains the safe steering of the vehicle. The validity of the controller is proved by simulation.

Keywords: Four-wheel-drive electric vehicles, Hierarchical steering stability control, Sliding mode control, The MAP table, Kalman filtering, Model predictive control

第 1 章 绪论	1
1.1 课题背景及研究的目的意义	1
1.1.1 研究背景	1
1.1.2 研究目的与意义	3
1.2 分布式驱动电动汽车概述	4
1.2.1 分布式驱动电动汽车国内外研究现状	5
1.3 四轮驱动电动汽车稳定性控制研究现状	7
1.3.1 国外四轮驱动电动汽车稳定性控制研究现状	8
1.3.2 国内四轮驱动电动汽车稳定性控制研究现状	8
1.4 本文主要研究内容	10
第 2 章 车辆动力学模型	12
2.1 车辆动力学建模方法的分析	12
2.2 车辆坐标系的定义	13
2.3 四轮驱动电动汽车动力学模型	15
2.3.1 非线性七自由度四轮独立驱动电动汽车动力学模型	15
2.3.2 轮胎模型	18
2.4 模型验证	20
2.4.1 CarSim 软件简介	20
2.4.2 CarSim 整车模型与 Simulink 电动汽车动力学模型对比	21
2.5 本章小结	23
第 3 章 四轮驱动电动汽车转向稳定控制策略研究	24

3.1 总体控制方案.....	24
3.2 基于 MAP 上层横摆稳定滑模控制器设计.....	27
3.2.1 滑模控制简介.....	27
3.2.2 理想参考模型.....	30
3.2.3 查表方法.....	32
3.2.4 基于 MAP 滑模控制器设计.....	36
3.3 下层扭矩分配控制算法设计.....	38
3.4 基于卡尔曼滤波的四轮驱动电动汽车状态观测器设计.....	40
3.4.1 卡尔曼滤波理论.....	40
3.4.2 基于扩展卡尔曼滤波的质心侧偏角估计.....	41
3.4.3 基于扩展卡尔曼滤波的汽车状态观测器验证.....	44
3.5 仿真验证.....	45
3.6 本章小结.....	47
第 4 章 基于模型预测控制的下层转矩分配控制研究.....	48
4.1 模型预测控制理论.....	48
4.1.1 预测控制的基本原理.....	48
4.1.2 预测控制的基本特点.....	49
4.2 多目标优化介绍.....	50
4.3 基于模型预测控制的下层转矩分配控制器设计.....	51
4.4 仿真验证.....	54
4.5 本章小结.....	59
第 5 章 总结与展望.....	61

5.1 论文工作总结.....	61
5.2 论文工作创新点.....	62
5.3 论文的展望.....	62
参考文献.....	63
作者简介及科研成果.....	69
致谢.....	70

第 1 章 绪论

1.1 课题背景及研究的目的意义

1.1.1 研究背景

在经济快速发展的时代，人们的出行因汽车的存在变得更加便捷，人们对汽车的依赖性也急速加剧。汽车保有量随着对汽车需求的增加而呈逐年上升的趋势，如图 1.1 所示，从 2008 年至 2017 年，汽车保有量翻了近四倍。预计截止到 2020 年，我国汽车保有量将突破 3 亿辆。然而，随着环境友好型社会制度的确立，传统汽车的发展受限于空气污染和能源消耗两个严峻的问题。



图 1.1 中国汽车保有量

从环境污染角度来看，近年来我国加大了环境治理力度，空气污染有所改善，但我国的空气污染仍然较为严重，相关数据显示，在全球环境污染最为严重的城市中，我国城市占有其中的 10%。通过对比全球与我国能够直观体现空气污染程度的 PM_{2.5} 年平均浓度数据可知，我国年平均 PM_{2.5} 浓度严重超标。通过对我国空气污染源的分析，空气 PM_{2.5} 来源占比如图 1.2 所示。汽车尾气中含有大量对人体健康构成危害的成分，例如：碳氢化合物、悬浮颗粒物、氮氧化合物等都是典型的有害物质。此外，因空气污染产生的光化学烟雾会对能见度造成影响，即汽车尾气的排放在造成空气污染的同时也增加了交通事故发生的概率。

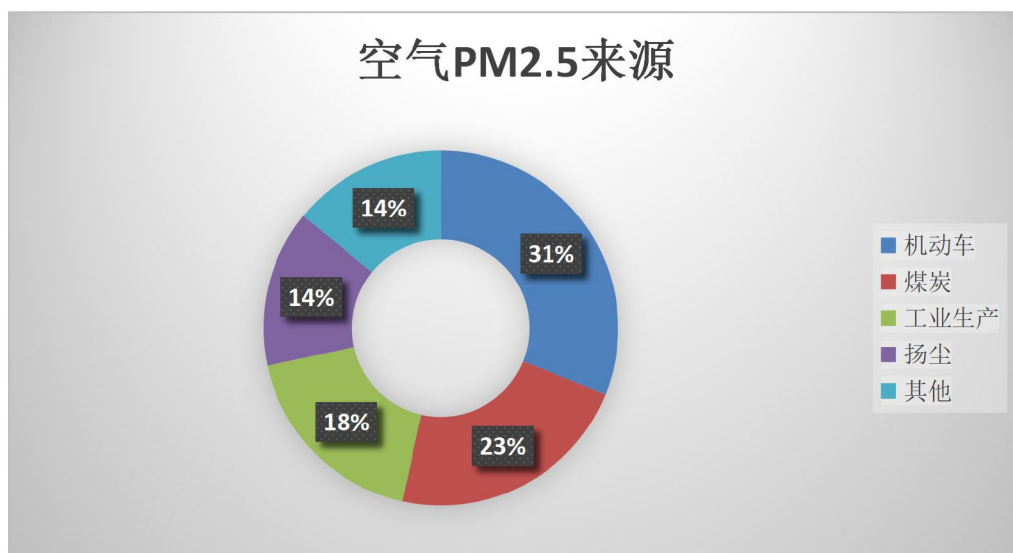


图 1.2 空气 PM2.5 来源解析报告

从能源消耗角度来看，数年来汽车消耗了地球中大量的不可再生石油资源。早在 1998 年美国地质学专家 Craig Hatfield 指出“以现有的石油消耗速度计算，石油资源将会在 60 年后被全部开采完毕”^[1]。目前已被探明的全球石油储量为 16879 亿桶，如果按照每日 8680.8 万桶的开采量计算，全球石油资源最多能被开采 54 年^[2]。由上述具体数据分析可见，在未来的几十年，传统汽车的可持续发展将会受到石油资源短缺的限制。根据 2018 年全球的汽车消费记录显示^[3]，我国汽车消费总量已经连续 9 年占据世界第一位，假定在单车油耗保持不变的情况下，到 2020 年我国车用原油量消耗也会随之大幅增长，石油资源枯竭的日程将会进一步提前。届时，石油资源短缺将成为传统汽车进一步发展的最大阻碍。

近年来，世界各国陆续制定环保政策，采取相应措施以应对传统汽车带来的环境污染和能源消耗的问题。国内汽车行业专家曾对国际汽车市场走向进行预测，预计到 2020 年末新能源汽车将会占据国际汽车市场的 25%。我国针对能源消耗问题也相应地采取了一系列措施，致力于推动可持续发展的新型汽车进入国内市场^[4]。预计到 2020 年末，新能源汽车将会对传统汽车的地位造成有力冲击，并占据汽车市场的主导地位。

电动汽车跟传统汽车的不同之处在于电动汽车机械结构有很大的变化，电动汽车不需要传统汽车中的离合器、变速器以及差速器等结构。电动汽车整个系统采用燃料电池供电，其底盘系统也采用占用空间较小的轮毂电机驱动方式^[5]。电动汽车具有以下优势：

第一，可以降低有害气体和温室气体的排放量。电动汽车虽然不能实现零污

染，与传统燃油机车相比，电动汽车的温室气体排放总量约降低 40%^[1,6]。

第二，有效提升能源利用率和传动效率。电动汽车能源利用效率相比传统燃油机车的利用效率提升了 60%-65%^[7]。同时，电动汽车无传统传动机构，驱动力矩直接作用到车轮，因此传动效率得以大幅提高。

第三，更趋合理的轴荷分布。缺少了传动系统的电动汽车节约出大量的空间，为整车乘坐空间扩展，提高乘坐舒适性，实现底盘系统灵活布置设计奠定了基础。

第四，有效提升纵向力控制。电驱动轮可以通过对车轮驱动与制动力矩的控制实现对整车纵向力的控制。电动汽车的稳定控制与节能控制也可以通过对纵向力精确控制实现，能够解决传统汽车“差速不差距”问题。

第五，相比于传统车辆，电动汽车的动力学控制更易于实现。由于四轮驱动电动汽车的转矩和转速可以轻易测量得出，能够使得关乎车辆动力学控制的电子稳定控制系统(驱动防滑控制(ASR)、横摆力矩控制(DYC)、制动防抱死控制(ABS)等)更加易于实现。

第六，电动汽车由于其简约结构可以使底盘集成控制更易于实现。各个子系统之间可以通过对车辆的纵向、横向和垂向的整体控制实现协调工作，进一步提升车辆在极限工况下的操纵稳定性。

1.1.2 研究目的与意义

汽车设计人员在设计汽车时，不管是传统汽车还是电动汽车，首要考虑的都是安全问题。近年来，由汽车安全问题引发的交通事故随着汽车保有量的增加而逐年递增，随之而来的便是人员伤亡和财产损失，车辆行驶安全问题成为了社会关注热点。据统计，全球每年会有 130 万人在车辆交通事故中死亡，另外致使 2000 至 5000 万人受伤或残疾，因交通事故造成的经济损失高达 5180 亿美元，同时给家庭带来了不可恢复性伤害与痛苦。在我国，重大交通事故时有发生，每年因交通事故而受影响的人数高达 30 万。据统计车辆因高速失稳引发的交通事故逐年攀升。根据交通部具体数据分析显示，车辆失稳是造成交通事故的主要因素^[8,9,10]。与此同时，侧向失稳是车辆失稳的重要因素，驾驶员不能有效得控制车辆的侧滑运动导致了众多重大交通事故的发生^[7,11,12]。

针对没有采用车辆稳定性控制系统(ESP)的车辆,能够使其处于极限工况通常有两种情况,一种是车辆在紧急避障时,另一种是在车辆中高速急转向时。这两种情况通常会使得车辆的侧向加速度以及质心侧偏角较大,这也导致了驾驶员无法在此工况下对车辆侧滑进行良好控制。车辆设计专家通过整理实验数据发现,针对于普通驾驶员来说,若要想车辆处于驾驶员控制范围内,车辆的侧偏角不能超过 2 度,针对专业驾驶员来说,只要车辆侧偏角不超过 4 度,那么车辆就能够处于有效的控制范围^[13,14],但当汽车处于极限工况时,将车辆侧偏角控制在 4 度以内是非常困难的,只靠人为控制更是难以实现。采用车辆稳定性控制系统可以有效改善车辆失稳情况^[15,16]。综上所述,车辆稳定性控制系统的研究对车辆行驶安全有着重大意义。

1.2 分布式驱动电动汽车概述

动力集中式驱动是电动汽车驱动系统中最为常见的一种形式,通过观察图 1.3 可发现,集中式驱动结构和传统内燃机没有区别,电机输出的扭矩首先需要经过减速器,之后还需要经过差速器等部件才能分配至左右车轮。在目前的电动汽车市场上,有很多电动汽车都是采用集中式驱动结构,例如:北汽 E150EV、日产 Leaf、Tesla 的 Roadster 和 Model S 等。

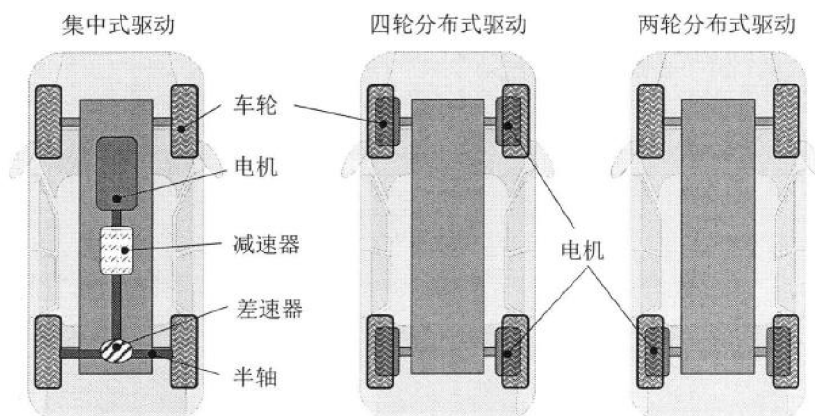


图 1.3 电动汽车驱动系统结构

区别于集中式驱动结构,分布式驱动是电动汽车驱动系统中新型结构,其采用单独电机分别对四个车轮进行独立驱动。通过观察图 1.3 电动汽车驱动系统结构图可以看出,分布式驱动结构简化了动力系统,这将有效降低机械摩擦的损耗,能够使电动汽车在能量管理方面得以大幅提升。

如表 1.1 所示，将集中式驱动结构与分布式驱动结构进行对比，不难发现分布式驱动结构比集中式驱动结构有着更大的优势。业内专家预测分布式驱动结构将成为新能源电动汽车的重要发展方向，今后将会有大量科研人员投入到该领域中，有着可观的发展前景与研究意义。

表 1.1 电动汽车两种结构特性比较

评价指标	集中式驱动	分布式驱动
电机安置位置	车载电机	轮毂或轮边电机
车轮扭矩控制	差速器机械分配	独立控制
刹车系统	普通	各轮可精确控制
动力失效冗余度	低	高
车辆控制扩展性	普通	高
控制难度	低	高
车辆可操纵性	普通	高
车内空间	普通	大
车内噪声与振动	较低	极低
节能性	普通	高
技术升级空间	小	大
成本降低空间	小	大

1.2.1 分布式驱动电动汽车国内外研究现状

Lohner-Porsche 是世界上第一辆分布式前驱电动汽车，其在 1900 年巴黎世界博览会上首次亮相便成为世界关注的焦点^[17,18]。当今时代，能源危机的爆发，环境污染的加剧，交通安全隐患的显露，都是影响汽车行业持续发展的重要因素。分布式电动汽车以独特的优势成为世界研究与关注的重点。

在分布式驱动结构研究领域，日本一直处于领先地位，早在二十世纪初日本就在分布式驱动电动汽车领域的研究上取得重大成果。参与研发的人员多来自于日本的汽车企业以及日本各高校。2004 年，日本研制出世界首辆八轮分布式驱动电动汽车 Eliica，科研人员进行速度测试时，发现此款电动汽车时速达到 374km，充分体现了 Eliica 动力系统的优越性^[19]。由日本清水浩教授团队研发的四轮分布式驱动电动汽车 SIM-CEL 具有不俗的加速能力，能够将能耗大幅降低。根据实测数据显示，每公里能耗比美国 Tesla Model S 电动汽车节约 0.1088 千瓦

时，百公里加速时间比保时捷 911Carrera S 还要快 0.3 秒，真正意义上实现保证性能的前提下节约能源。2012 年 10 月，株式会社研发出四轮分布式驱动电动汽车 SIM—Drive，并首次以电动驱动方式成功通过美国权威机动车安全标准 FMVSS126 的考核试验，为世界电动汽车的发展奠定了基础，图 1.4 展示了 SIM-Drive 四代概念车型。

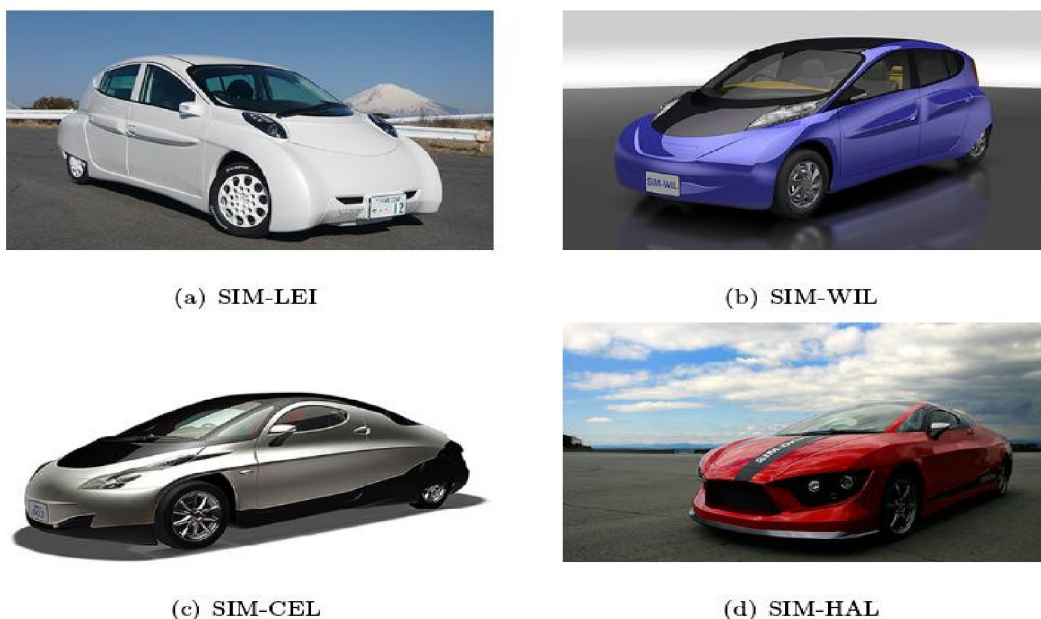


图 1.4 SIM-Drive 四代概念车型

欧美各国对电动汽车的研发起步也较早，具有代表性的是二十世纪初研发的轮毂电机驱动雪佛兰轻型汽车以及新一代轮毂电机驱动电动汽车 Sequel^[20]。美国俄亥俄州立大学科研人员实现了电动汽车在驱动和制动工况下的节能控制，所研发出的四轮驱动电动汽车能够保证车辆性能的同时又完成节能控制^[21]。

在国内，科研人员将理论与实践相结合，分布式驱动电动汽车的研究也取得了阶段性进展。同济大学余卓平教授团队针对电动汽车节能减排问题，开发了“春晖”系统四轮毂电机驱动电动汽车^[22,23]，有效地改善了传统汽车能源消耗问题。清华大学针对如何实现电动汽车独立驱动问题，通过改装常规越野车研发出四轮独立驱动电动汽车，但动力传输并没有摆脱传统汽车设计的束缚，尚未实现轮毂电机直接驱动^[24,25]。吉林大学科研团队研究的重点主要在转向工况下电动汽车稳定性方面，利用四轮独立驱动电动汽车性能研究转向行驶工况下控制方法(如转矩协调控制^[26]和差动助力转向^[27])，有效提升了电动汽车的转向稳定性。2010 年，

吉林大学汽车仿真与控制国家重点实验室在全线控轮毂电机电动汽车领域取得了重大突破,将自主研发的全线控轮毂电机四轮驱动电动汽车通过世界电动汽车展览会推向世界。

1.3 四轮驱动电动汽车稳定性控制研究现状

车辆稳定性关系到车辆性能的评价,直接影响车辆的行驶安全。因此,车辆稳定性控制(VSC)尤为重要,一直是世界汽车科研领域重要研究方向。车辆稳定性控制实际上通过对车辆动力学进行控制,提高车辆在各种工况下的行驶稳定性与操作稳定性,进而提高驾驶员的驾驶舒适度,为驾驶员减负。当车辆行驶时,我们可以按其运动方向进行空间划分,即可划分为:侧向运动、纵向运动和垂向运动。为了保证车辆行驶的稳定性,有必要对车辆的侧向运动、纵向运动以及垂向运动进行控制。如图 1.5 所示,各个子系统协调配合,实现整车安全稳定性能。

主动转向控制最大的特点就是车轮的转向角不再依赖于驾驶员,控制器可以根据不同工况的需求计算出最适合的车轮转向角。转向角的执行方式通常情况下有两种,一种是利用行星齿轮机构进行转向角叠加,另一种是利用线控转向技术直接对前后轮转角实时控制。对于电动汽车,线控转向技术可以进一步减少能耗,同时为整个底盘系统节省很大的空间。

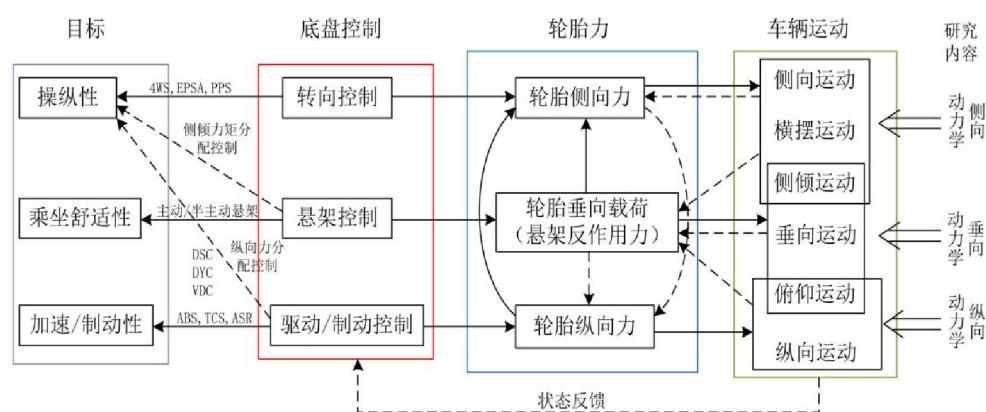


图 1.5 车辆底盘稳定性控制

驱动/制动控制又称为直接横摆力矩控制,其原理是利用各个轮胎纵向力不同产生一个附加横摆力矩,去维持车辆在转向时的横摆稳定。四轮驱动电动汽车在直接横摆力矩控制方面有着天然的优势,使驱动/制动控制方法更易实现,进而有效提升车辆行驶安全性以及驾驶的舒适性。

1.3.1 国外四轮驱动电动汽车稳定性控制研究现状

国际上对电动汽车稳定性的研究通常采用二自由度的车辆模型作为理想参考,通过对车辆实际状态与理想参考模型的状态偏差控制,进而实现对车辆行驶稳定的控制。

文献[28]针对车辆行驶稳定性问题,采用滑模控制理论方法,以能够体现车辆行驶稳定性的质心侧偏角状态作为控制变量,对质心侧偏角的实际值进行了跟踪控制,保证了车辆在不同工况行驶时的稳定性。

文献[29]针对车辆行驶时维持质心侧偏角尽可能小的问题,采用前馈加反馈的横摆力矩控制策略,将前馈控制的快速性以及反馈控制的精确性相结合使得预期值与实际值的偏差降低至最小,进而保证了车辆行驶的稳定性。

文献[30]针对直接横摆控制问题以及提高车辆的操纵稳定性,利用神经网络控制将四轮驱动电动汽车的速度和前轮转角数据进行训练,在得到理想的参考值后,利用模糊控制算法设计横摆稳定控制器。

文献[31]针对传统车辆稳定控制器不能实时考虑路面摩擦系数的变化问题,重新建立了整车稳定性控制模型,并通过设计的算法使得系统能够适应道路摩擦系数的实时变化,并使系统具有更好的鲁棒性和跟踪控制效果。

文献[32]针对在瞬时低附着路面车身稳定性降低问题,考虑轮胎滑移率对车辆稳定性的影响,设计出一种电动汽车四轮独立驱动的力矩分配方案。由于车辆左右车轮驱动力矩不同,产生的附加横摆力矩可以保证车辆在低附着路面上不发生侧滑,进而保证车辆在瞬时低附着路面的稳定性。

文献[33,34]从安全性和经济性角度出发,对四轮驱动电动汽车的直接横摆力矩控制、四轮驱动力分配展开研究,最后通过硬件在环仿真实验,验证了所设计的控制器能够有效提升车辆行驶稳定性,同时保证了电能损耗的经济性。

1.3.2 国内四轮驱动电动汽车稳定性控制研究现状

在国内,电动汽车的研发始于上世纪六七十年代,随后在各大企业以及高校的科研努力下,电动汽车得以快速发展。控制理念逐渐成熟趋于两个方面,一方面是车辆稳定性,另一方面是车辆安全性。近些年,国内许多高校已经在以上两方面取得了较多的研究成果。

文献[35]针对电动汽车稳定性与经济性问题,设计了一种分层模块控制结构,整个系统由横摆稳定模块和力矩分配模块组成,横摆稳定模块采用模糊控制方法,得出使整个系统稳定的附加横摆力矩。力矩分配模块在考虑车辆行驶稳定的同时保证整体能量经济性,采用 SQP 求解多目标优化问题。并针对电机突发故障情况,采用电机容错控制的方法,保证故障车辆安全稳定行驶。最后在所建立的硬件在环实验平台中验证了控制策略的有效性。

文献[36]针对电动汽车转向稳定性问题,设计了一种基于二自由度车辆模型的自适应控制器,该控制器的特点是将路面附着能力考虑到目标函数当中去,使控制目标可以随着路面附着系数动态调整。该控制方法主要通过控制体现车辆稳定性的状态跟踪参考,进而保证车辆系统的稳定性。仿真结果表明所设计控制器能够适应路面变化,有效改善了电动汽车转向稳定性能。

文献[37]针对车辆操纵稳定性问题,采用了分层控制结构,上层控制器采用模糊控制与 PID 控制分别对横摆角速度以及质心侧偏角进行控制,得到保证车辆稳定所需要的横摆力矩以及补偿的前轮转角作为下层控制器得输入。下层转矩分配控制采用遗传算法进行设计,最后通过仿真验证了整个系统方案能够保证车辆在极限工况下的操纵稳定性。

文献[38]针对传统电动汽车车轮力矩分配致使节能性和安全性相矛盾问题,提出了“前后节能分配、左右安全调节”综合转矩分配方法,即整个系统分为两个模式,当车辆处于稳定状态行驶时,车轮力矩分配只进行前后节能分配模式,当车辆处于极限工况时,车轮力矩分配只进行左右轮安全力矩分配模式。这种分配方案将安全性与节能性相结合切换,在保证安全性的同时,也能在系统驱动性能方面有所提升。最后通过仿真验证,车辆的稳定性在正常工况以及极限工况都得到了有效改善。

文献[39]针对车辆稳定控制系统设计过程中车辆状态参数不可测量的问题,采用降阶的滑模状态观测器对车辆的质心侧偏角等状态进行实时观测识别,并通过上层控制器计算出下层控制器所需要的横摆力矩进行力矩分配。通过仿真实验表明,观测器观测得到的质心侧偏角具有较高的精度,且对车辆行驶的稳定性以及操作稳定性的提高有巨大帮助。

文献[40]针对极限工况下车轮的过度滑转导致车辆失稳问题,设计出自适应模糊 PID 控制方法,该方案首先设计出一种路面识别算法,找到路面摩擦系数

与车轮最优滑移率的关系，并以最优滑移率作为控制目标，设计控制器。通过仿真实验的结果可以看出，所设计的自适应模糊 PID 控制方法能够有效防止车轮出现过度滑转，为整个车辆系统稳定性提供了保障。

1.4 本文主要研究内容

四轮独立驱动电动汽车的优势在于，它可以对车轮力矩灵活的进行分配，有效提高车辆行驶时的操纵稳定性以及稳定性。本文以四轮独立驱动电动汽车动力学系统为背景，选择电动汽车转向安全作为研究方向，设计转向稳定控制策略。本文的主要研究内容包括：

第 2 章在 Simulink 环境中搭建了基于魔术公式的非线性轮胎模型，并将该轮胎模型与包含车辆纵向运动、横向运动、横摆运动以及四个车轮转动的七自由度非线性车辆数学模型相结合作为四轮驱动电动汽车的整车模型。采用数学公式的手段对模型进行描述便于对其进行理论研究和系统分析，为后续工作的开展奠定基础。并采用实车 CarSim 模型与所建立的七自由度模型对比实验验证仿真平台的准确性与有效性。

第 3 章针对车辆在中高速转向时会发生转向失稳的问题，首先设计出在转向工况下车辆行驶稳定性判据，并在车辆失稳时采用分层控制结构保证车辆转向稳定性。上层控制器基于非线性电动汽车模型提出了一种查表滑模的横摆稳定控制方法，该方法采用轮胎侧向力与侧偏角 MAP 表代替复杂的轮胎经验模型，可以提高模型精度。并根据车辆垂直载荷与质心到前轴距离以及质心到后轴距离的比例关系设计下层力矩分配算法。利用卡尔曼滤波理论设计状态观测器，对车辆运行时不可测量的质心侧偏角状态量进行估计。同时将有四轮驱动电动汽车转向稳定控制策略与无控制策略情况下进行仿真实验对比，实验结果表明所设计的四轮驱动电动汽车转向稳定控制策略的有效性。

第 4 章针对车辆转向行驶时兼顾安全性与整车能量最优问题，设计了面向安全与能量的下层转矩优化分配策略，以四个车轮的纵向滑移率为状态，以四个车轮的力矩为输入量，采用模型预测控制的方法，设计转矩优化分配控制器。同时将四个车轮的轮胎纵向滑移率限定在安全范围内，防止车辆出现打滑的状况，并将四个轮胎的输入转矩之和作为优化的目标函数，即保证了能量最优的同时维持车辆安全的转向行驶。最后通过与比例力矩分配控制算法效果对比仿真，得出

MPC 力矩分配控制器在维持车辆转向稳定方面的有效性，以及在性能方面的优越性。

第 5 章对本文的研究内容作出总结，并提出了未来的工作展望。

第2章 车辆动力学模型

建立能够反映车辆动力学的模型是本课题研究的基础和重点,一个能精确反映车辆运动的动力学模型能够为汽车转向稳定策略验证提供一个有效的、合理地仿真平台,为更好的研究四轮驱动电动汽车的动态特性奠定了基础。数学的方法通常是了解一个对象特性的理论基础,可以通过数学方法对四轮驱动电动汽车的动力学系统各个环节的工作过程以及动态响应进行描述。但由于模型的参数会随着模型的复杂程度变化而增多,不可避免的增加了标定以及计算工作的难度。本文主要研究四轮驱动电动汽车转向稳定性,那么能够体现车辆转向稳定性的侧向动力学以及纵向动力学尤为重要。为了能够有效的反映四轮驱动电动汽车转弯过程中的侧向运动特性,在 Matlab/Smulink 中建立四轮驱动电动汽车非线性七自由度模型。为了验证所建立的非线性七自由度整车模型仿真平台的精确性,有必要采用实车数据对模型进行验证,由于车辆动力学仿真软件 Carsim 中的数据是通过实车测量得到的,因此可以通过 Carsim 对非线性七自由度整车模型精确性进行验证。

2.1 车辆动力学建模方法的分析

整车系统具有复杂的组成结构,车辆系统具有如下特点:高自由度与强非线性;输入量与输出量多而复杂。通常情况下汽车完整的动力学模型会因为各个部件的弹性、惯性、阻尼等非线性原件而变得十分复杂^[41]。目前有三种建模方法可以对汽车动力学进行建模,人工建模与图形建模是通过传统方案人工进行建模,计算机软件可以通过人工智能自动建模^[42]。

通过人工推导汽车受力情况和汽车运动参数之间的微分方程关系式是人工建模方法的核心。接下来需要将得到的微分方程组通过离散化的方法转化为离散的差分方程组,并结合计算机语言分析汽车在运动过程中的动态变化。在计算机语言程序化过程中,编译、求解、计算三大步骤使得整个建模方法变得繁琐。同时,人工建模方法还存在许多的弊端,例如:不能够直观的体现出各部件之间的关系、步骤繁琐、计算复杂等。近年来随着汽车计算机建模软件方法迅速发展,人工建模方法的实用性在逐渐降低。

通过将人工建模与计算机建模进行配合,图形建模方法应运而生,从某种角

度来看,图形建模方法是对人工建模方法的改进。与传统人工建模方法相比较,车辆动力学微分方程的推导过程是没有变化的,只是在计算汽车动态响应方面有所改进,不再进行繁琐的计算机语言程序化建模,取而代之的便是计算机软件包(如 Matlab/Simulink 等)。采用专业的计算机软件包进行汽车动态特性建模有诸多优势,例如:减少了程序代码编写、直观的模块化连接、快速实现复杂系统的动态建模、易于理论分析等。此外,在控制器开发设计过程中,Simulink 环境方便了控制器模型的搭建,因此图形建模方法具有更高的应用价值^[43]。

计算机软件自动建模能够独立完成车辆系统建模中的汽车动力学模型的建立以及对汽车动态响应的计算和分析两个部分,建模过程与传统的人工建模相比更加的简化。目前计算机建模软件可划分为基于总成特性建模方式与基于总成结构建模方式两大类,例如 ADAMS、Motion View 等软件属于总成结构建模方式,其主要工作原理需要外力或运动进行驱动,并通过各个部件的动力学原理去建立其物理结构特性。CarSim、CarMarker、AMESim、veDYNA、PanoSim 等软件属于总成性能建模方式,与总成结构建模方式最大不同就在于子系统内部的物理结构和部件之间的连接方式是不需要建立的。此种软件因其在性能方面的优势,在水平路面的仿真领域被广泛应用^[44]。

通过对比上述三种建模方法论述可以得出结论,能够更加真实、精确的反映汽车运动状态的建模方法是计算机软件自动建模。但由于本课题主要对四轮驱动电动汽车的转向稳定控制策略进行研究,计算机软件建模并不能实现复杂控制器的开发与设计。同时联合仿真的方式也存在一些弊端,软件间的兼容性、版本之间的匹配性、参数之间的一致性都是导致实验故障的重要原因。根据本文的研究背景和情况,选用图形建模方式在 Simulink 中搭建非线性七自由度四轮驱动电动汽车模型,并将其用作验证所设计控制策略的仿真平台。通过仿真软件 CarSim 对所建立的开发仿真平台进行模型验证,确保所建立的仿真平台能够反映车辆的实际运行情况。

2.2 车辆坐标系的定义

根据车辆动力学,车辆系统的速度、加速度以及所有作用力等物理状态的作用点和作用方向均不同,如果均进行单一处理,会给整个系统建模带来巨大的困难。因此建立一个坐标系标准,使得汽车系统中的各个参数有统一的方向和正负

关系是十分必要的。此种方法会加深对系统状态(如速度、加速度以及作用力等)的分析与理解。为了使建模过程更加的简单方便,将整个系统模块化,针对汽车各个子模块分别建立坐标系进行子模块建模,采用坐标转换的技术手段对各个子模块之间的相互影响以及作用进行分析。通过此种方法,能将复杂问题拆分来进行分析,能够清晰的分析出所研究对象的空间姿态、运动状态和受力分析。

建模过程中需要运用坐标系,国际上对车辆动力学建模时所选用坐标系有明确标准,分别为 SAE 标准以及 ISO 标准^[45]。两种标准均对车辆坐标系 X 轴方向、Y 轴方向以及 Z 轴方向进行定义,两种定义方式相同的部分是 X 正方向相同,不同之处是所定义的 Z 轴正方向相反,ISO 标准规定的车辆坐标系,以地面为参考,背离地面为 Z 轴的正方向。SAE 标准所规定的坐标系将指向地面定义为 Z 轴的正方向。由于两种方式规定的 Z 轴的正方向互为反向,根据右手定则规定的 Y 轴正方也是互为反向^[43]。如图 2.1 所示,本文拟打算建立起三个坐标系,即大地坐标系 O、车身坐标系 G 以及轮胎坐标系 W,并通过 ISO 标准将建立的子坐标系统一,使得整个模型建立更加清晰,明确。

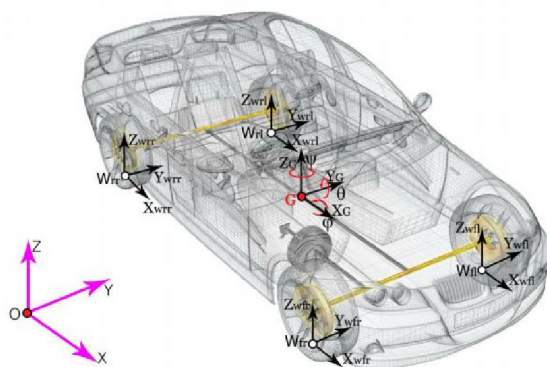


图 2.1 坐标系的定义

(1) 大地坐标系 $O-XYZ$

通常利用大地坐标系可以对汽车的位置、横摆角、以及绝对速度进行描述。其原点 O 是固定不动的,位于车辆系统质心的正下方。在大地坐标系中,汽车初始时刻驾驶员的前方被定义为 X 轴正方向,垂直于大地向上为 Z 轴正方向, Y 轴正方向则是根据右手定则确定的正方向,指向驾驶员的左侧。

(2) 车身坐标系 $G-X_GY_GZ_G$

如果想实时的描述汽车的自身运动姿态,仅有大地坐标系是不能够实现的,

通过建立起车身坐标系(簧载质量坐标系)便可以对车辆重要状态进行描述。车身坐标系的 X 轴方向、Y 轴方向以及 Z 轴方向定义与大地坐标系相一致。

(3) 轮胎坐标系 $W-X_W Y_W Z_W$

为了更好地描述车轮的运动状态,建立起一个轮胎坐标系是非常必要的。通过轮胎坐标系的建立,我们可以清晰的分析计算地面与轮胎接地点处的轮胎力,并能够对车轮转向角、车轮侧偏角等重要状态进行实时描述^[46]。

2.3 四轮驱动电动汽车动力学模型

2.3.1 非线性七自由度四轮独立驱动电动汽车动力学模型

针对本文四轮驱动电动汽车的转向稳定性和主动安全性的研究问题,对所建立的车辆模型有两点具体要求,一点是建立的车辆模型必须能够反映四轮驱动电动汽车系统侧向动力学,另一点是建立的车辆模型还需要能够反映四轮驱动电动汽车纵向动力学特性。此外,为了保证模型精度的同时将模型自由度降低最小,增加仿真效率,则需要针对所研究的目标对实车系统进行假设和简化。整车非线性七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,以及四个车轮的转动,该模型具有复杂度适中、高效仿真等特点,能够完美匹配本课题的需要。为建立起对实车简化后的非线性七自由度整车模型,需要做如下假设^[47,48]:

1、汽车始终在水平路面上与地面平行行驶,不考虑汽车沿 Z 轴的位移,假定绕 Y 轴的俯仰角以及绕 X 轴的侧倾角均为零;

2、不考虑后轮转角,认为其始终为零,前后轮距以及左右轮的侧倾角均相同。

3、车辆的出场参数如长、宽、高为定值;

4、假定车辆行驶时,轮胎与悬架和地面始终保持垂直;

5、不考虑车辆行驶时的载荷转移,将其忽略不计;

如图 2.2 所示为车辆七自由度汽车模型简化图。

车辆纵向(x 向)运动微分方程:

$$m(\dot{v}_x - v_y \gamma) = (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos \delta_f - (F_{yfl} + F_{yfr}) \sin \delta_f + (F_{xrl} + F_{xrr}) \quad (2.1)$$

车辆侧向(y 向)运动微分方程:

$$m(\dot{v}_y + v_x \gamma) = (F_{xfl} + F_{xfr}) \sin \delta_f + (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos \delta_f + (F_{yrl} + F_{yrr}) \quad (2.2)$$

车辆横摆（绕 z 向）运动：

$$I_z \dot{\gamma} = \left[(F_{xfl} + F_{xfr}) \sin \delta_f + (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos \delta_f \right] l_f - (F_{yrl} + F_{yrr}) l_r + \frac{1}{2} \left[(F_{xfr} - F_{xfl}) \cos \delta_f + (F_{yfl} - F_{yfr}) \sin \delta_f \right] d + \frac{1}{2} (F_{xrr} - F_{xrl}) d \quad (2.3)$$

车轮行驶时绕自转轴的动力学方程：

$$J_{xi} \dot{\omega}_{xi} = T_{ei} - F_{xi} R \quad (i \text{ 为 } fr, fl, rr, rl) \quad (2.4)$$

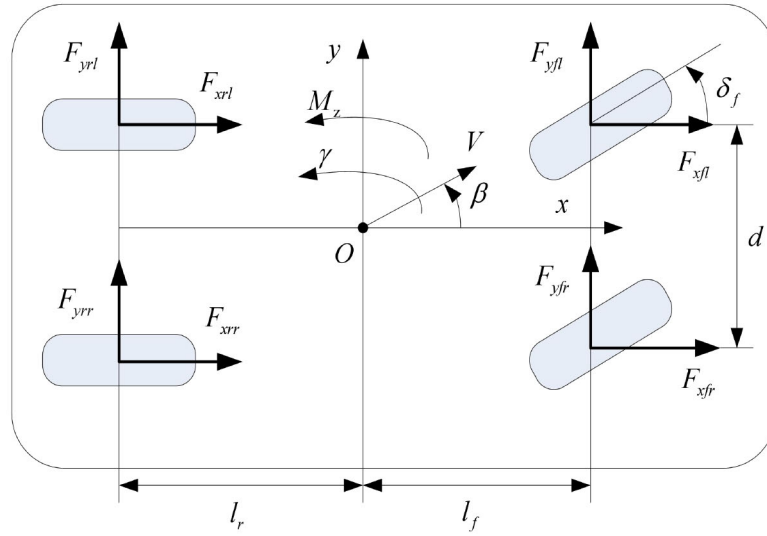


图 2.2 车辆七自由度模型

四个车轮垂向载荷为：

$$\begin{cases} F_{zfl} = \frac{m}{l_r + l_f} \left(\frac{gl_r}{2} - \frac{a_x h}{2} - \frac{l_r a_y h}{d} \right) \\ F_{zfr} = \frac{m}{l_r + l_f} \left(\frac{gl_r}{2} - \frac{a_x h}{2} + \frac{l_r a_y h}{d} \right) \\ F_{zrl} = \frac{m}{l_r + l_f} \left(\frac{gl_f}{2} + \frac{a_x h}{2} - \frac{l_f a_y h}{d} \right) \\ F_{zrr} = \frac{m}{l_r + l_f} \left(\frac{gl_f}{2} + \frac{a_x h}{2} + \frac{l_f a_y h}{d} \right) \end{cases} \quad (2.5)$$

每个车轮对应的轮胎侧偏角为：

$$\alpha_{fl} = \arctan \left[\frac{(v_y + l_f \gamma)}{(v_x - \frac{\gamma d}{2})} \right] - \delta_f \quad (2.6)$$

$$\alpha_{fr} = \arctan \left[\frac{(v_y + l_f \gamma)}{\left(v_x + \frac{\gamma d}{2}\right)} \right] - \delta_f \quad (2.7)$$

$$\alpha_{rl} = \arctan \left[\frac{(v_y - l_r \gamma)}{\left(v_x - \frac{\gamma d}{2}\right)} \right] \quad (2.8)$$

$$\alpha_{rr} = \arctan \left[\frac{(v_y - l_r \gamma)}{\left(v_x + \frac{\gamma d}{2}\right)} \right] \quad (2.9)$$

每个车轮纵向滑移率为：

$$\kappa_i = \frac{w_{xi}R - v_x}{v_x} \quad (i = fl, fr, rl, rr) \quad (2.10)$$

表 2.1 七自由度车辆模型符号定义

v_x	车辆质心纵向速度	v_y	车辆质心横向速度
δ_f	车辆前轮转角	m	整车质量
l_f	质心到前轴距离	l_r	质心到后轴距离
d	轮距	I_z	汽车在质心绕 Z 轴转动惯量
γ	横摆角速度	R	轮胎半径
$i = fl, fr, rl, rr$		分别表示车辆的前左轮、前右轮、后左轮、后右轮	
J_{xi}	第 i 车轮转动惯量	w_{xi}	第 i 车轮角速度
T_{ei}	第 i 轮毂电机输出转矩	F_{xi}	第 i 个车轮纵向力
F_{yi}	第 i 个车轮侧向力	F_{zi}	第 i 个车轮垂向力
α_i	第 i 个轮胎侧偏角	κ_i	第 i 个轮胎滑移率

2.3.2 轮胎模型

轮胎的外特性会对车辆行驶的稳定性产生影响,对车辆轮胎特性进行研究有利于提高车辆的稳定性。建立轮胎模型的方式有多种,呈多样化发展趋势^[49],由早期的理论模型发展到中期的经验模型,再到中后期的半经验模型^[50]。

轮胎的理论模型是指依据动力学理论建立起的数学模型,通常有两种理论模型(Gim 模型、Fiala 模型)被广泛应用。而经验或半经验公式模型多依据经验进行建模,模型的正确性需对测试轮胎反复校验。经过检验后的轮胎模型具有可信性以及精确性。本文拟采用荷兰学者 Pacejka 提出的“魔术公式”(Magic Formula)轮胎经验模型^[50]。

“魔术公式”轮胎模型由三角函数组成,无论是轮胎纵向力还是轮胎的侧向力和回正转矩,其都可以进行精确拟合。图 2.3 为魔术公式中输入与输出对应的关系。

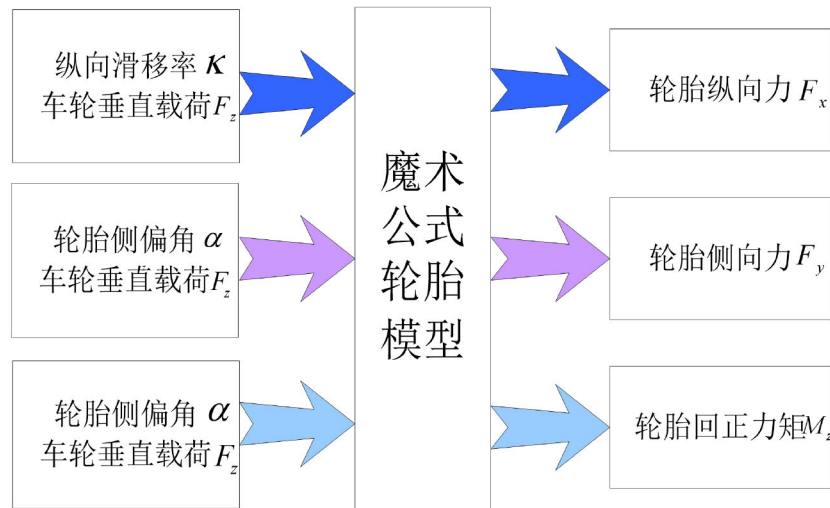


图 2.3 轮胎输入输出对应关系

魔术公式的一般表达式为：

$$Y(x) = D \sin \left[C \arctan \left\{ Bx - E \left(Bx - \arctan(Bx) \right) \right\} \right] \quad (2.11)$$

式中 $Y(x)$ 代表的含义随 x 的意义变化而变化,当 x 为侧偏角时, $Y(x)$ 代表轮胎侧向力。当 x 为轮胎纵向滑移率时, $Y(x)$ 代表轮胎纵向力。式中的 B 、 C 、 D 为和轮胎垂直载荷以及外倾角相关的系数,图 2.4 为轮胎特性关系图。

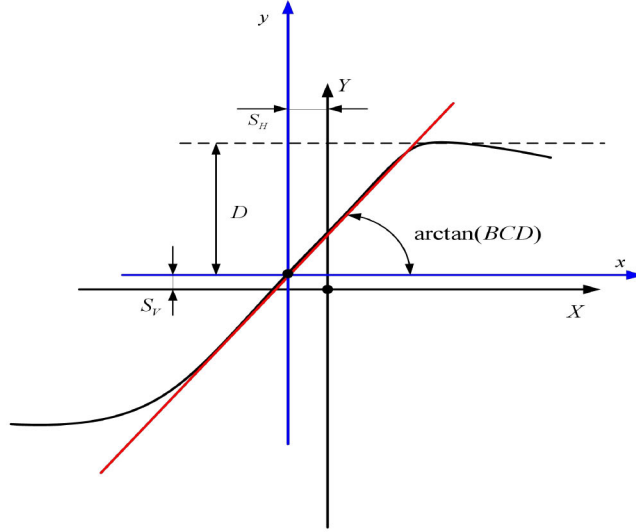


图 2.4 魔术公式轮胎特性关系图

(1) 图 2.4 中 S_V 代表原点的垂直偏移量, S_H 代表原点的水平偏移量, 轮胎制作中的误差可通过设置这两个值消除;

(2) 图 2.4 中 D 是 $Y(x)$ 的峰值, 代表着轮胎的极限(峰值因子), 曲线的形状受系数 C 控制, 系数 C 也被称为形状因子, 其值跟曲线峰值与稳态值相关;

(3) 图 2.4 中 B 作用是控制曲线的展宽, 当 C 和 D 确定后, 可以通过关系式 $dY/dx = BCD = \tan \theta$ 确定 B , 由于 BCD 的乘积代表对应于原点 ($x=0$) 处的斜率, 因此 B 也被称为刚度因子。轮胎模型计算公式在不同工况下也是不同的, 下面给出不同工况下魔术公式计算方法。

工况一：只包含驱动或制动情况下的轮胎纵向力

根据轮胎魔术公式可知, 在单驱动工况下, 轮胎纵向力可以通过公式 2.12 表示, 其中 F_{x0} 为轮胎纵向力, κ 为轮胎纵向滑移率, F_z 为轮胎垂直载荷。 b_0 至 b_{10} 为待拟合参数。

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{x0} = D_1 \sin \left[C_1 \arctan \left\{ B_1 S - E_1 (B_1 S - \arctan (B_1 S)) \right\} \right] \\ C_1 = b_0 \\ B_1 = \frac{(b_3 F_z + b_4) e^{-b_5 F_z}}{(b_1 F_z + b_2) b_0} \\ D_1 = (b_1 F_z + b_2) F_z \\ E_1 = b_6 F_z^2 + b_7 F_z + b_8 \\ S = 100s + b_9 F_z + b_{10} \end{array} \right. \quad (2.12)$$

工况二：单纯转向工况下的轮胎侧向力

根据轮胎魔术公式可知，在单纯转向工况下，轮胎侧向力同样和轮胎侧偏角以及轮胎垂直载荷相关，其关系可以通过公式(2.13)表示，其中 F_{y0} 为轮胎侧向力， α 为轮胎侧偏角， F_z 为轮胎垂直载荷。 a_0 至 a_{14} 为待拟合参数。

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{y0} = D_2 \sin \left[C_2 \arctan \left\{ B_2 S - E_2 \left(B_2 S - \arctan(B_2 S) \right) \right\} \right] + S_v \\ C_2 = a_0 \\ B_2 = \frac{a_3 \sin \left(2 \arctan \frac{F_z}{a_4} \right) (1 - a_5 |\gamma|)}{a_0 (a_1 F_z + a_2) F_z} \\ D_2 = (a_1 F_z + a_2) F_z \\ E_2 = a_6 F_z + a_7 \\ S = \alpha + a_8 \gamma + a_9 F_z + a_{10} \\ S_v = ((a_{11} F_z + a_{12}) \gamma + a_{13}) F_z + a_{14} \end{array} \right. \quad (2.13)$$

工况三：转向与驱动情况同时存在时的轮胎纵向力与侧向力

在研究转向与驱动联合的工况下，轮胎纵向力 F_x 与侧向力 F_y 分别与轮胎侧偏角 α ，车轮滑移率 κ 和轮胎垂直载荷 F_z 之间关系为：

$$\left\{ \begin{array}{l} F_x = \frac{\sigma_x}{\sigma} F_{x0} \\ F_y = \frac{\sigma_y}{\sigma} F_{y0} \end{array} \right. \quad (2.14)$$

式中， $\sigma = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2}$, $\sigma_x = -\frac{\kappa}{\kappa + 1}$, $\sigma_y = -\frac{\tan \alpha}{\kappa + 1}$ 。

2.4 模型验证

2.4.1 CarSim 软件简介

CarSim 软件是由美国机械仿真公司 (Mechanical Simulation Corporation, MSC) 专门针对车辆动力学分析设计的高精度仿真软件。该软件涉及广泛，可以涵盖驾驶员、路面、及空气动力学等多方面输入响应。从功能角度来看，CarSim 主要被用来评估汽车系统的多方面性能。CarSim 软件通常具有以下几个特点：1、

简单明了的图形用户界面使操作更加简单；2、具有良好的标准化及兼容扩展性；3、能够高效、稳定、并准确的仿真，具有较高的可靠性。

CarSim 的主界面通常有三部分组成，第一部分是车辆参数及仿真工况设置，可以根据需求进行设计。第二部分是数学模型求解，可以根据需求快速计算。第三部分是运算结果，通过观察运算结果，验证仿真结果。本节采用 CarSim 的验模功能，对上述建立的七自由度四轮驱动电动汽车模型精确性验证。

进行模型验证时需要将 CarSim 与 Simulink 的输入输出变量进行定义，通过观察两个模型在相同输入时的重要输出状态变量的值情况来判断模型的精准性。本课题中研究的是四轮驱动电动汽车，在 CarSim 中设置输入变量为四个车轮驱动力矩，并将车辆动力系统中的传动系统进行修改，更改为“All External Powertrain Components”，即分布式驱动形式。

2.4.2 CarSim 整车模型与 Simulink 电动汽车动力学模型对比

表 2.2 整车模型参数

符号	参数含义	数值	符号	参数含义	数值
m	整车质量	1530 kg	m_s	簧载质量	1370 kg
g	重力加速度	9.81 kg/m^2	l_f	质心至前轴距离	1.11 m
l_r	质心至后轴距离	1.67 m	L	轴距	2.78 m
d	左右车轮距离	1.55 m	h	车辆质心高度	0.52 m
J_x	车轮转动惯量	$0.9\text{ kg}\cdot\text{m}^2$	R	车轮滚动半径	0.325 m
I_z	整车横摆转动惯量	$2315.3\text{ kg}\cdot\text{m}^2$	ρ	空气密度	1.206 kg/m^3
C_p	空气阻力系数	0.83	v_x	纵向速度	20 m/s
C_f	前轴侧偏刚度	67262 N/rad	C_r	后轴侧偏刚度	67262 N/rad

由于模型验证阶段并不涉及控制器，因此在验证控制器准确性时，只需要在 CarSim 中设置与 Simulink 中建立的七自由度车辆模型相同的参数，通过对比观察两模型输出的能够体现车辆行驶稳定性的质心侧偏角以及体现车辆操纵稳

定性的横摆角速度等状态情况，进而判定模型的精准性，车辆参数选取如表 2.2 所示。在方向盘转角阶跃输入工况中，车辆初速度为 20m/s ，路面附着系数设置为 0.8，仿真时长为 20 秒。在 Simulink 中通过设置阶跃信号模拟方向盘转角阶跃输入，在 CarSim 中通过设置 Procedure 选项进行仿真工况设置。方向盘转角阶跃输入仿真对比结果如图 2.5 所示。在方向盘转角为正弦转向工况中，车辆初速度为 20m/s ，路面附着系数设置为 0.8，仿真时长为 10 秒。方向盘转角为正弦转向工况 CarSim 与 Simulink 车辆模型的仿真对比结果如图 2.6 所示

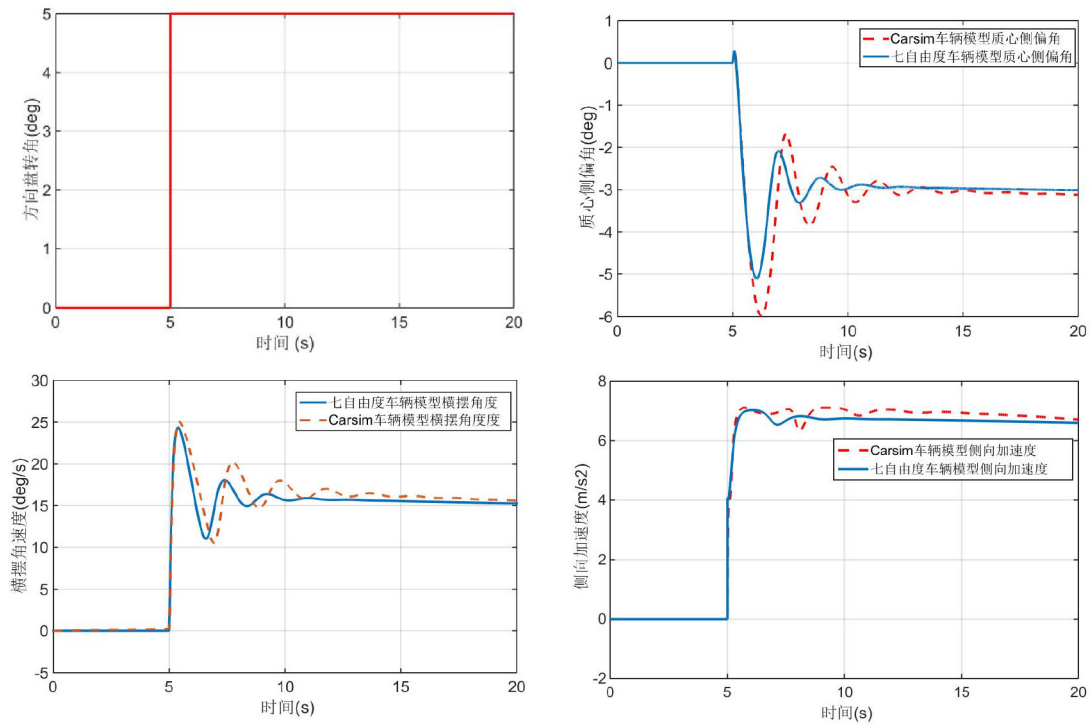
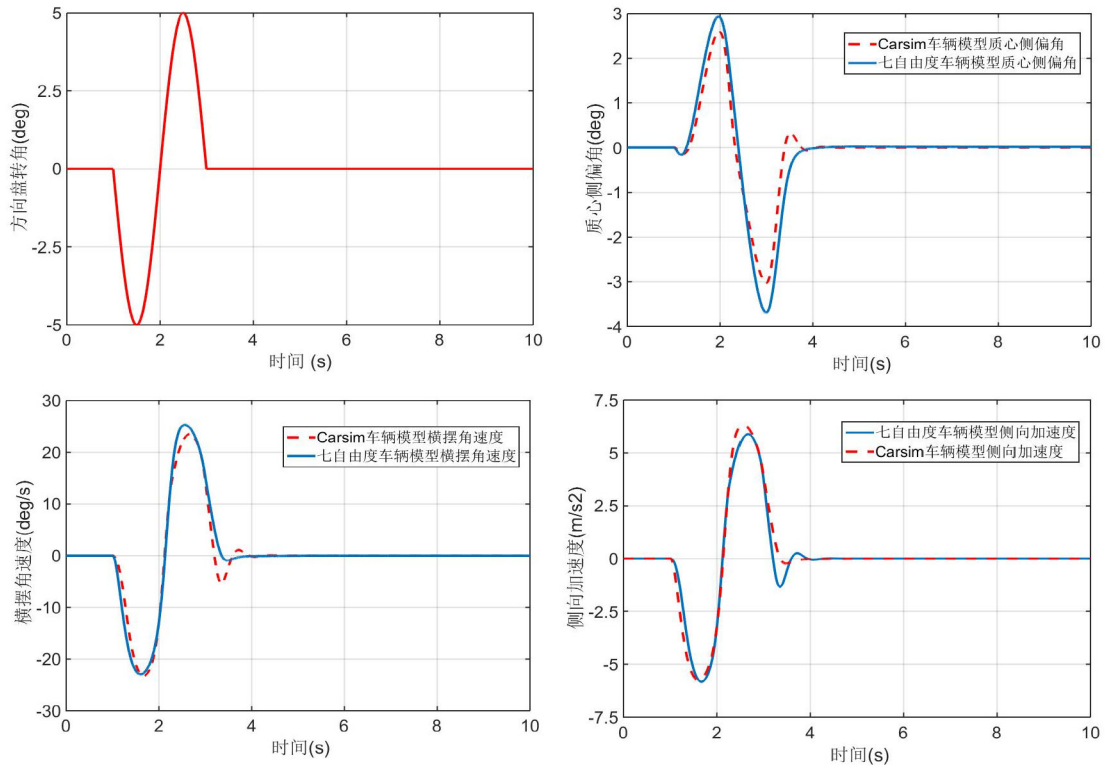


图 2.5 方向盘转角阶跃输入工况模型验证

从图 2.5 可以看出，本文所建立的 CarSim 四轮驱动电动汽车模型与 Simulink 中建立的七自由度四轮驱动电动汽车模型的特性具有很好的一致性。无论是质心侧偏角还是横摆角速度两模型都具有相似的变化趋势，同时侧向加速度指标也能够相匹配。由于 CarSim 整车模型接近于实车系统，因此本文所建立的七自由模型较 CarSim 整车模型有少许误差。通过仿真实验验证了所建立模型的正确性，并说明所建立的七自由度模型能够很好的应用于四轮驱动电动汽车转向稳定性的研究以及相应控制器的开发。



2.6 方向盘转角正弦输入工况整车模型验证

从图 2.6 也可以进一步看出, 本文所建立的七自由度四轮驱动电动汽车模型的精确性。能够准确反映车辆行驶时的状态量变化趋势。

2.5 本章小结

本章介绍了三种常见的建模方案。依据图形建模方法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、纵向以及横摆动力学的非线性七自由度整车模型, 同时分析了轮胎建模的方法, 并根据轮胎魔术公式对轮胎进行了建模, 针对不同工况, 给出了轮胎侧向力以及纵向力的计算公式。在商业软件 CarSim 中建立了四轮驱动电动汽车模型, 在不同工况下将在 CarSim 中建立的四轮驱动电动汽车模型与 Simulink 中建立的七自由度四轮驱动电动汽车模型的特性进行对比验证, 从多方面验证了两种模型的正确性, 同时保证了非线性七自由度整车模型的精度, 为后续四轮驱动电动汽车转向稳定的研究以及控制策略开发和验证提供了合理的仿真平台。

第3章 四轮驱动电动汽车转向稳定控制策略研究

四轮驱动电动汽车的转向稳定性与车辆的侧向动力学特性有着密切关系。由于车轮的侧偏特性能够分析车辆的侧向动力学，因此要保证车辆的转向稳定性，就需要对车轮的侧偏特性进行研究。车辆在中高速行驶时，突然的换道超车、以及路面的复杂附着条件都会对车轮的侧偏特性有所影响，进而影响到车辆的转向性能。

3.1 总体控制方案

由于车辆在中高速转向行驶时可能发生转向不足和转向过度的情况，进而影响整车的稳定性和安全性。本文提出了一种四轮驱动电动汽车转向稳定控制策略，总体方案如图 3.1 所示，分为三个子模块，即车辆行驶稳定判断模块、横摆稳定控制模块、转矩分配模块。通过三个模块的协调配合，可以实现四轮驱动电动汽车的转向稳定控制。

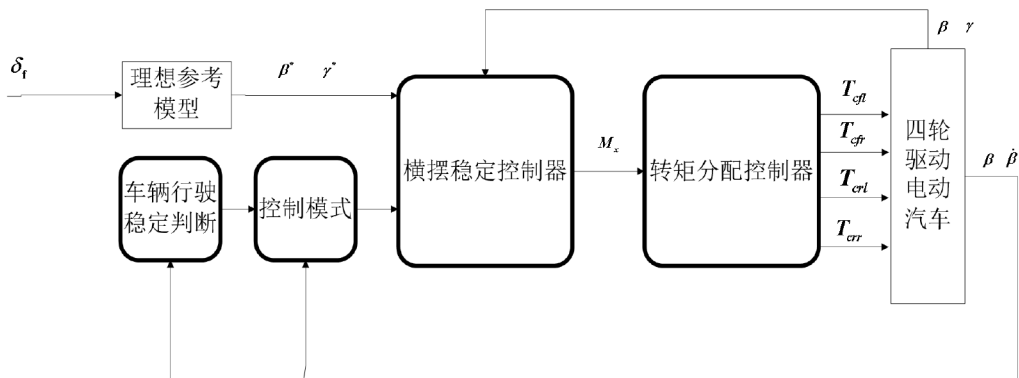


图 3.1 四轮驱动电动汽车转向稳定控制

车辆行驶稳定判断模块首先给出车辆稳定时质心侧偏角的稳定范围，判定整车系统是否需要转向稳定控制策略介入维持车辆安全稳定行驶。其次，判定车辆系统需要控制策略时，触发横摆稳定控制模块，选取侧向速度、纵向速度以及横摆角速度三个自由度进行横摆稳定器控制器设计。采用轮胎侧向力与侧偏角 MAP 表代替复杂的轮胎经验模型，可以提高模型精度。最后转矩分配模块根据车辆质心到前轴距离以及质心到后轴距离与轮胎纵向力的比例关系分配四个车

轮的驱动力矩，进而给车辆提供附加的横摆力矩以维持车辆稳定转向行驶。并通过与无控制器时转向工况下电动汽车动态特性的对比，对控制策略的有效性进行验证。下面对三个模块进行简要介绍。

车辆行驶稳定模块：

目前对车身稳定性的研究，通常用相平面法来分析质心侧偏角与车辆行驶稳定性的关系。由于质心侧偏角的大小会影响车辆的横摆力矩和侧向力，因此在车辆转向行驶时，质心侧偏角的大小直接影响了车辆的安全性。进一步分析质心侧偏角与车辆横摆力矩关系可以得出以下结论：当质心侧偏角变化范围在 $\pm 0.05\text{rad}$ 内时，车辆的横摆力矩与质心侧偏角成正比；当质心侧偏角的变化范围在 $(0.05\text{rad}\sim 0.15\text{rad})$ 以及 $(-0.15\text{rad}\sim -0.05\text{rad})$ 内时，随着质心侧偏角的增大横摆力矩逐渐减小；当质心侧偏角的变化范围超过 $\pm 0.15\text{rad}$ ，横摆力矩渐渐减小至零^[51]。此结论表明，质心侧偏角过大时，转向失稳，车辆行驶安全性受到威胁。

针对车辆行驶稳定性问题，目前研究多基于相平面理论，获得 $\beta-\dot{\beta}$ 相平面图并划定稳定区域。本文借鉴了文献[52]中的质心侧偏角稳定约束关系式：

$$|E_1\dot{\beta} + \beta| \leq E_2 \quad (3.1)$$

式中 E_1 和 E_2 为和路面摩擦系数有关的稳定性边界常数，具体数值如表 3.1 所示。

表 3.1 稳定性判别边界系数

路面附着系数 μ	E_1	E_2
$[0, 0.2)$	0.284	2.577
$[0.2, 0.4)$	0.297	3.345
$[0.4, 0.6)$	0.303	4.228
$[0.6, 0.8)$	0.357	4.654
$[0.8, 1)$	0.357	5.573

根据车辆运行时实时反馈的车辆质心侧偏角与质心侧偏角速度的值，并将该值传入车辆行驶稳定判定模块，便可判定车辆是否可以稳定行驶，如果车辆稳定行驶，则车辆系统不需要转向稳定控制策略介入，反之则需要转向稳定控制策略介入。具体流程图如图 3.2 所示。

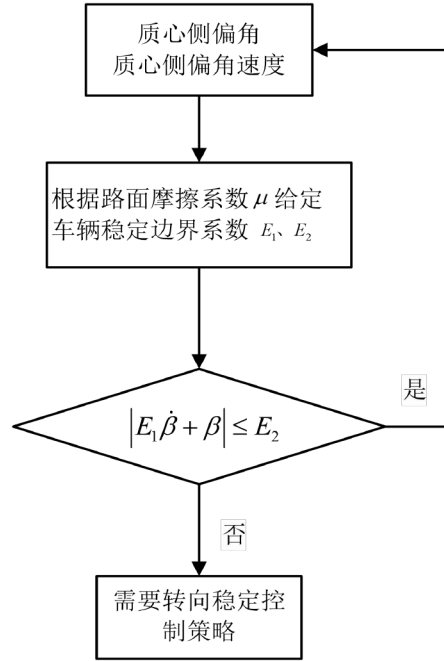


图 3.2 稳定判断结构图

横摆稳定控制模块：

当车辆转向失稳时，需要附加的横摆力矩维持车辆平稳转向，防止车辆出现转向不足以及转向过度的趋势，图 3.3 为局部横摆稳定控制模块框图。横摆稳定模块的输入为车辆实际质心侧偏角 β 、横摆角速度 γ 与理想参考模型输出的理想质心侧偏角 β^* 、理想横摆角速度 γ^* 差值，输出是为了使车辆失稳后仍能稳定行驶的附加横摆力矩。

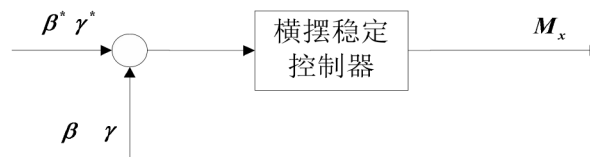


图 3.3 横摆稳定模块局部控制框图

转矩分配模块：

由于横摆稳定模块得到的附加横摆力矩并没有直接执行机构，因此设计转矩分配模块的作用是将上层的附加横摆转矩分配到每个车轮上，通过每个车轮的差动驱动补偿由上层规划出来的附加横摆力矩，进而维持车辆稳定转向行驶。

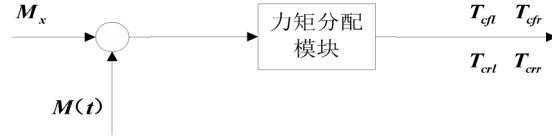


图 3.4 力矩分配模块局部框图

3.2 基于 MAP 上层横摆稳定滑模控制器设计

3.2.1 滑模控制简介

滑模控制的理论基础是变结构控制理论^[53,54]。与传统的控制方法不同的是，滑模控制存在着类似于开关作用的开关函数，导致其成为一种具有不连续特性的非线性控制方法^[55]。正是因为滑模控制的此种特性，使得滑模控制结构并不是一成不变的，而是在系统状态已知的基础上对其不断切换迫使系统按照预先设定的轨迹(即滑动模态)运动^[56,57]。

滑模控制基本原理如图 3.5 所示，当系统以任意的初始状态开始运动时，滑模控制可以将其在一定时间内控制到预先设定好的滑模面 $S = 0$ 上，接下来通过控制动作将系统的状态沿着滑模面滑动至平衡点，从而使系统进入稳态。滑模控制整个过程可分为两步，第一步是趋近模态，第二步是滑动模态。当系统的状态在滑模面上部时，定义为 $S > 0$ ，系统的状态在滑模面下部时，定义为 $S < 0$ 。 e 与 $\dot{e}$ 分别为系统的误差与系统误差的导数。

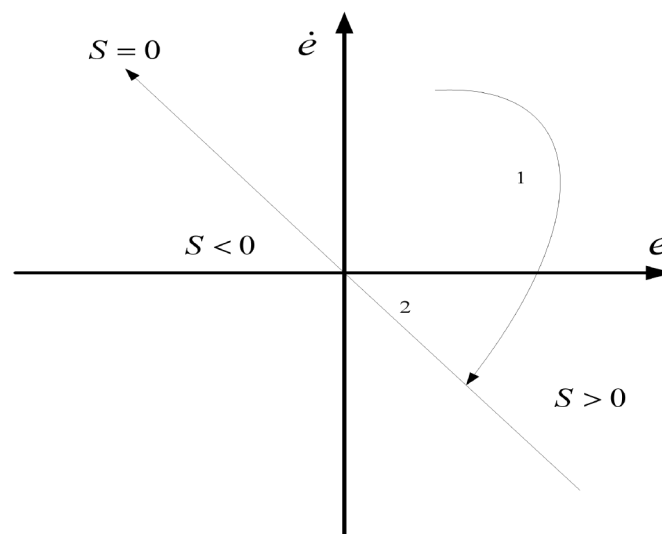


图 3.5 滑模控制基本原理

实际控制系统的延迟以及惯性特性会随着滑模控制的切换控制动作而出现，产生抖震现象。根据滑模理论可知，只要系统的状态在滑模区内振动，即可认为系统是稳定运行的，只是滑动模态表现为不光滑运动，实际滑模控制系统如图 3.6 所示。

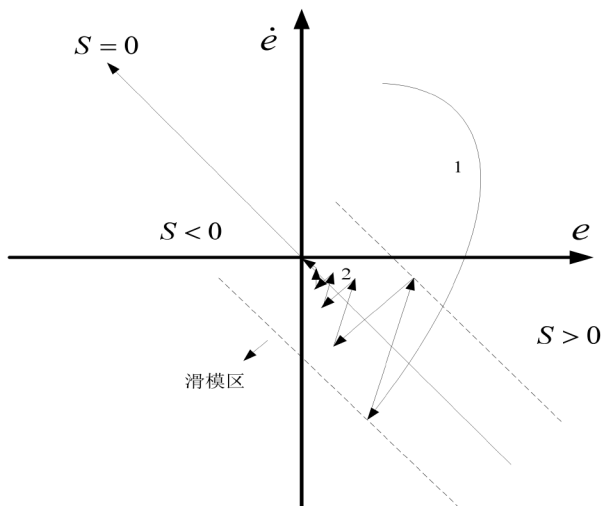


图 3.6 实际滑模控制系统

假设被控对象为非线性系统：

$$\dot{x} = f(t, x, u) \quad (3.2)$$

其中 x 、 u 、 t 分别代表状态向量，控制变量以及时间。

当系统状态未超出滑模区时，滑模控制律通常具有如下形式：

$$u(t, u) = \begin{cases} u^+(t, x) & s(t, x) > 0 \\ u^-(t, x) & s(t, x) < 0 \end{cases} \quad (3.3)$$

其中 $s(t, x)$ 是待设计好的滑模面，且系统在滑模面上和滑模面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。

滑模控制器在设计过程中，若想保证滑模控制律 $u(t, u)$ 的有效性，有四点基本特性要求必须满足^[58]：

(1) 滑动模态的可达性(全局到达条件)

当系统以任意的初始状态开始运动时，滑模控制可以将其在一定时间内控制到或接近预先设定好的滑模面 $S = 0$ 上，即为可达性。实现滑动模态可达性，需满足下面条件

$$s^T \dot{s} < 0 \quad (3.4)$$

其中 s 代表一条光滑曲线，具有两个特性

- (a). 过原点;
- (b). 其上任意一点可微。

(2) 滑动模态的存在性(局部到达条件)

存在性的定义为不管系统的初始状态如何，系统都能够在有限时间内到达滑模面，实现滑模控制。实现滑动模态存在性，需满足下面条件

$$\lim_{s \rightarrow 0} s \dot{s} < 0 \quad (3.5)$$

(3) 滑动模态的稳定性

若想保证系统滑动模态的稳定性，那么系统需要满足以下两个条件

- (a). $s(x) = 0$;
- (b). $\dot{s}(x) = 0$

只有保证了这两个条件，才能得出滑模区稳定运行的等效控制律。

(4) 滑模运动具有良好的稳态品质和动态品质

针对实际控制系统存在有限频率切换动作的问题，通常可以采用加入积分环节来降低稳态误差的影响，进而提升滑模控制的稳态品质^[59]。通常希望在系统状态远离滑模面时 $\dot{s}$ 能够大一些，反之希望当系统状态接近滑模面时 $\dot{s}$ 能够小一些。合理选择滑模的趋近律对滑模控制器的动态品质有极大影响。

滑模控制的趋近律

正如上文所述，选用合适的趋近律会使滑模控制的动态品质得以提升，与此同时能够削弱系统抖振的影响。常用的趋近律一般有四种，每种趋近律均有着自身的优势与劣势，等速趋近律会受到参数的影响，动态稳定性差。幂次趋近律在远离滑模面的趋近模态动态品质受限。变速趋近律虽然在等速趋近律基础上做出了改进，但是同样还是会受到参数的影响，动态性能难以保证。指数趋近律能够提高趋近模态的快速性，与此同时还能够有效消除系统抖振。常用几种滑模控制趋近律如表 3.2 所示：

表 3.2 常见几种滑模趋近律对比

趋近律	表达式	优点	缺点
等速趋近律	$\dot{s} = -\varepsilon \cdot \text{sgn}(s)$	形式简单	动态品质受 ε 的影响
指数趋近律	$\dot{s} = -\varepsilon \cdot \text{sgn}(s) - ks$	快速性、可良好消除抖振	不能根除抖振
幂次趋近律	$\dot{s} = -k s ^d \text{sgn}(s)$	有效抑制抖振	快速性受限
变速趋近律	$\dot{s} = -\varepsilon x \text{sgn}(s)$	形式简单	动态品质受 ε 的影响

通过对以上四种滑模趋近律的对比可以得出结论,指数趋近律虽然不能根除抖振,但综合性能较好,能够有效提高滑模趋近模态的快速性,同时在一定程度上削弱抖振,因此本文选取指数趋近律进行控制器设计。

滑模控制的抖振

由于滑模控制器中存在开关环节,这种独特的设计在使得控制器具有较强的鲁棒性同时使得控制器在滑模面两侧产生了抖振。通常可以采用准滑动模态法、连续化高增益法、趋近律法、智能控制方法、滤波法等消除抖振。本文采用准滑动模态法中的经典应用,即用饱和函数对符号函数进行替换的方法^[60]:

$$\text{sat}(s) = \begin{cases} 1 & s > \Delta \\ 1/\Delta & |s| \leq \Delta \\ -1 & s < -\Delta \end{cases} \quad (3.6)$$

式中 Δ 表示边界层的厚度,是一个大于 0 的正数。

3.2.2 理想参考模型

四轮驱动电动汽车的运动状态可以由质心侧偏角和横摆角速度两个重要参数来描述。车辆的操纵稳定性可以通过对质心侧偏角和横摆角速度的分析表征出来。实验表明在正常车速和较小的转向角度下,二自由度车辆模型能够准确地反映车辆的实际转向过程^[61]。线性二自由度车辆模型可用于分析四轮驱动电动汽车的操纵稳定性。为了建立线性二自由度车辆模型,需要忽略转向系统和悬架的影响;假设汽车只与地面平行恒速运动;假设汽车横向加速度小于 $0.4g$ (g 为重力

加速度)；轮胎轮廓线工作在一个线性范围内；忽略空气阻力作用。二自由度车辆模型如图 3.4 所示。

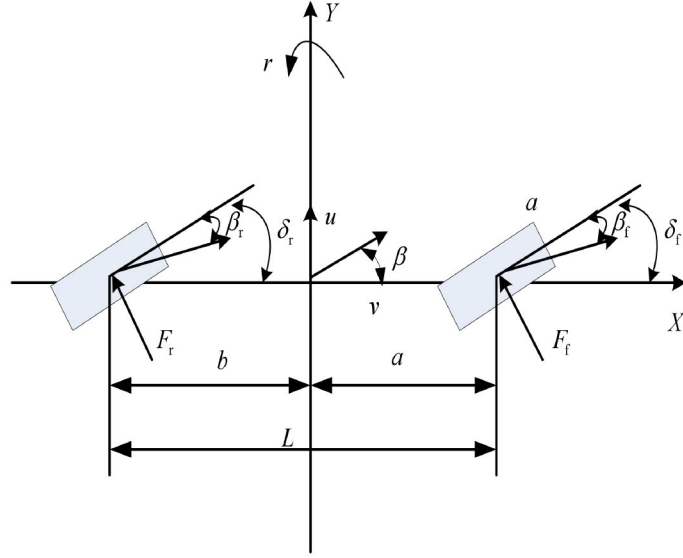


图 3.4 二自由度车辆模型

在以上假设的前提下，所建立的包括体现车辆行驶稳定性的质心侧偏角以及体现车辆操作稳定性的横摆角速度的二自由度车辆模型可以表征四轮驱动电动汽车理想转向特性。图 3.4 中选取车辆质心为坐标系原点， x 轴正方向与车辆前进方向相一致， y 轴正方向与 x 轴正方向垂直并指向车辆左侧， z 轴正方向则参考 x 轴与 y 轴方向由右手螺旋定则来确定。根据牛顿第二定律推导出二自由度车辆模型的动力学方程为^[61]：

$$\begin{aligned} m v_x (\dot{\beta}^* + \gamma^*) &= F_f + F_r \\ I_z \dot{\gamma}^* &= l_f F_f - l_r F_r \end{aligned} \quad (3.7)$$

其中 m 、 v_x 、 β^* 、 γ^* 分别为整车质量、车辆质心纵向速度、汽车的理想质心侧偏角以及汽车的理想横摆角速度； I_z 、 F_f 、 F_r 、 l_f 、 l_r 分别为绕质心的横摆转动惯量、前轮的侧向力、后轮的侧向力、质心到前轴距离以及质心到后轴距离。在上述假设条件下，轮胎侧向力与轮胎侧偏角可以近似为线性关系，即：

$$\begin{cases} F_f = C_f \alpha_f \\ F_r = C_r \alpha_r \end{cases} \quad (3.8)$$

由车辆几何特性可知：

$$\begin{cases} \alpha_f = \beta^* + \frac{l_f \gamma^*}{v_x} - \delta_f^* \\ \alpha_r = \beta^* - \frac{l_r \gamma^*}{v_x} \end{cases} \quad (3.9)$$

将式(3.9)和式(3.8)代入(3.7)可得^[62]

$$\begin{cases} mv_x(\dot{\beta}^* + \dot{\gamma}^*) = -(C_f + C_r)\beta^* - \frac{l_f C_f - l_r C_r}{v_x} \gamma^* + C_f \delta_f^* \\ I_z \dot{\gamma}^* = -(l_f C_f + l_r C_r)\beta^* - \frac{l_f^2 C_f - l_r^2 C_r}{v_x} \gamma^* + l_f C_f \delta_f^* \end{cases} \quad (3.10)$$

选取质心侧偏角以及横摆角速度作为状态变量，即 $x = [\beta^* \ \gamma^*]$ ，选取前轮转角作为控制输入，即 $u = \delta_f^*$ ，将式(3.10)写成标准状态空间形式：

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu \\ y = Cx \end{cases} \quad (3.11)$$

$$\begin{aligned} A &= \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-(C_f + C_r)}{mv_x} & \frac{l_r C_r - l_f C_f}{mv_x^2} - 1 \\ \frac{l_r C_r - l_f C_f}{I_z} & \frac{l_f^2 C_f + l_r^2 C_r}{I_z v_x} \end{bmatrix} \\ B &= \begin{bmatrix} b_{11} \\ b_{21} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{C_f}{mv_x} \\ \frac{l_f C_f}{I_z} \end{bmatrix} \quad C = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.12)$$

3.2.3 查表方法

查找是计算机应用中最常用的基本运算方法，其功能是将一个特定的信息元素从大量的信息中快速搜索出来。查表是查找的一种形式，只是将大量信息运用表格的形式表示，进而在表格中进行搜索查找。表格中数据一一对应是实现查表方法的前提与基础。查表过程通常有以下三个步骤：用关键字标识数据元素；查找某个给定值时，在表中确定给定值对应的映射数据；将与给定值对应的映射数据提取保存。上述查表过程分析与点定位问题相类似，可以根据解决点定位问题的方法进行查表。解决点定位的算法有以下几种，分别为：顺序查找法、二分查找法、分块查找法以及哈希表算法。

顺序查找法：

顺序查找，顾名思义就是按照一定顺序对数据进行扫描查找，其也被称为线形查找，即从数据结构线形表的一端开始，依次将扫描值与给定值进行比对，当扫描值与给定值匹配时，查表完成，将表格映射数据提取即可，当将所有数据扫描结束时，扫描值与给定值一直不相匹配，则认定查找失败。顺序查找具有算法简单、适应面广、通用性强等优点。但其固定模式的查找方式也使得顺序查找具有平均查找长度较大、查找效率低等缺点。

二分查找：

二分查找通用性没有顺序查表好，如果结点的关键字值不是按照升序或降序排列，那么二分查找将失效。二分查找步骤通常分为以下几步：首先将给定值与线形表中间结点值进行比对，按照对比结果对线性表重新分割为两个子表；其次对给定值与线形表中间结点值是否匹配进行判断，若匹配成功则查表完毕，若匹配不成功，根据给定值与中间结点值的比对结果判定下一步查找哪个子表，重复上述步骤直至查找结束；最后将与给定值对应的映射数据提取保存。由于二分法对线形表中的结点的顺序要求，导致其具有很大的局限性，进行查找前需要对数据进行排序处理，然而排序处理本身是一种很费时的运算。所以二分法单针对顺序存储结构的数据表，具有高效性，局限性较强。

分块查找法：

将顺序查找中线形表进行分割并建立子索引表，查找表的每一个子表由索引表中的索引项确定，此种方法被称为索引顺序查找，即分块查找法。索引项由两个字段组成，一个为用来存放对应子表中的最大关键码值的关键码字段，另一个为用来存放指向对应子表指针的指针字段。分块查找法对索引项也有限制要求，即关键码字段有序是分块查找法的前提。分块查找的方法一般分为两个步骤：首先要利用给定值在索引表中进行比对检测索引项，精确定位所要查找的给定值在查找表中的查找分块位置。然后再对该确定的分块进行顺序查找即可完成查表过程。由于块内的数据结构无序，可以在分块查找时对数据表进行随意插入或删除运算，这是分块查找法的最大的优势。但由于在进行查找前增加了一个辅助数据的存储控件，并将初始表分块排序，进而增加了计算量，导致整个查找过程变得复杂。

哈希表算法：

哈希查表法基本原理就是利用下标较大的数组对数据结构元素进行存储,为了使元素的关键字与数组下标相对应,可以设计一个哈希函数(散列函数),进而可以利用数组单元对元素进行存储。根据关键字信息,哈希表可以直接对所存储的数据结构进行快速访问。它利用函数映射将关键字映射到表中的相应位置来访问记录值,这是加快查找速度的关键。映射函数叫作哈希函数,存放记录而形成的数据结构叫作哈希表。其具有很明显的优势,不仅效率高,而且还精准。本文采用哈希查表法对轮胎力的 MAP 表进行快速查找,实现基于 MAP 的控制器设计。

针对本文问题,建立哈希表,假设二维空间中曲线的横坐标范围是 $[c,d]$,将其 N 等分并将每个区间分别编码为 $0,1,\dots,N-1$,则对于任意的在横坐标范围内的 α 所处区间为:

$$n_{\alpha} = f(\alpha) = \text{floor}\left((\alpha - a) \times \frac{N}{d - c}\right) \quad (3.13)$$

因为轮胎侧偏特性曲线连续可导,根据直接查找法的思想,对哈希表数据采用区间线性化的方法,得到当前关键字对应的数值。垂向载荷为 4780N 时,从 CarSim 提取车辆轮胎侧向力与侧偏角对应关系得到表 3.3。

表 3.3 Carsim 导出轮胎侧向力与侧偏角关系

$\alpha(rad)$	$F_y(N)$	$\alpha(rad)$	$F_y(N)$
-0.436	-4225.98	-0.427	-4235.13
-0.419	-4244.55	-0.410	-4254.25
-0.401	-4264.23	-0.392	-4274.52
-0.384	-4285.13	-0.375	-4296.06
-0.366	-4307.34	-0.358	-4318.96
-0.349	-4330.95	-0.340	-4343.32
-0.331	-4356.07	-0.323	-4369.23
-0.314	-4382.78	-0.305	-4396.76
-0.297	-4411.14	-0.288	-4425.95
-0.279	-4441.16	-0.270	-4456.78
-0.262	-4472.78	-0.253	-4489.12
-0.244	-4505.77	-0.236	-4522.65

-0.227	-4539.67	-0.218	-4556.71
-0.209	-4573.60	-0.201	-4590.13
-0.192	-4605.98	-0.183	-4620.79
-0.174	-4634.02	-0.166	-4645.01
-0.157	-4652.87	-0.148	-4656.43
-0.140	-4654.17	-0.131	-4644.08
-0.122	-4623.58	-0.113	-4589.27
-0.105	-4536.82	-0.096	-4460.73
-0.087	-4354.16	-0.078	-4208.83
-0.069	-4015.21	-0.061	-3762.95
-0.052	-3441.97	-0.044	-3044.12
-0.034	-2565.35	-0.026	-2007.90
-0.017	-1381.71	-0.008	-704.46
0	0	0.008	704.46
0.017	1381.71	0.026	2007.90
0.034	2565.35	0.044	3044.12
0.052	3441.97	0.061	3762.95
0.069	4015.21	0.078	4208.83
0.087	4354.16	0.096	4460.73
0.105	4536.82	0.113	4589.27
0.122	4623.58	0.131	4644.08
0.140	4654.17	0.148	4656.43
0.157	4652.87	0.166	4645.01
0.174	4634.02	0.183	4620.79
0.192	4605.98	0.201	4590.13
0.209	4573.60	0.218	4556.71
0.227	4539.67	0.236	4522.65
...	...	...	...

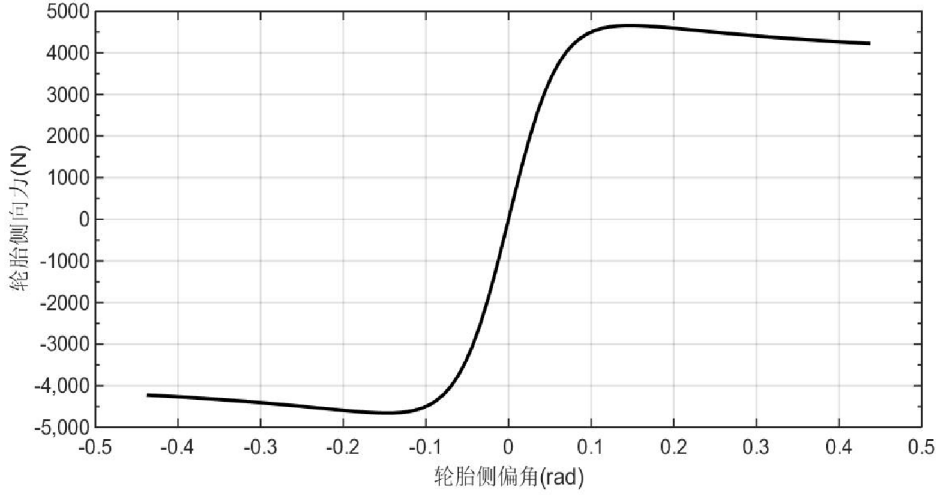


图 3.5 轮胎侧向力与轮胎侧偏角关系

本文中假设前后轮的轮胎侧向力与轮胎侧偏角的关系一致,通过哈希查表法实时对轮胎侧向力进行查找,就能得到对应轮胎侧偏角的侧向力。

3.2.4 基于 MAP 滑模控制器设计

上层横摆稳定控制器设计的第一步就是要确定用于控制器设计的车辆动力学分析模型。选取非线性七自由度模型中的侧向速度、纵向速度以及横摆角速度参与横摆稳定器控制器设计,具体微分方程如式(2.1)至(2.3)。根据汽车动力学可知,定义车辆的侧向速度与纵向速度比值的反正切值为质心侧偏角。由于通常情况下车辆运动的侧偏角在很小范围内,那么质心侧偏角可以近似表达为 $\beta = v_y / v_x$ 。当以车辆侧向运动特性为主要研究目标时,车辆纵向速度瞬时的变化可以忽略不记,本文中设计上层横摆稳定控制器时,假设车辆的纵向速度不变,那么车辆的质心侧偏角速度可以表示为 $\dot{\beta} = \dot{v}_y / v_x$ 。将车辆的侧向运动与纵向运动相结合,并整理横摆运动方程可以得到车辆质心侧偏角以及横摆角速度的微分方程:

$$\dot{\beta} = \frac{(F_{yf_l} + F_{yfr})\sin\delta_f + (F_{yf_l} + F_{yfr})\cos\delta_f + (F_{yr_l} + F_{yrr})}{mv_x} - \gamma \quad (3.14)$$

$$\dot{\gamma} = \frac{l_f(F_{yf_l} + F_{yfr})\cos\delta_f + \frac{d}{2}(F_{yf_l} - F_{yfr})\sin\delta_f - (F_{yr_l} + F_{yrr})l_r + M_x}{I_z} \quad (3.15)$$

式(3.15)中 M_x 表示由四个车轮执行器扭矩(纵向力)形成的横摆力矩输入,根据车

辆动力学原理，可知

$$M_x = I_f (F_{xfl} + F_{xfr}) \sin \delta_f + \frac{d}{2} (F_{xfr} - F_{xfl}) \cos \delta_f + \frac{d}{2} (F_{xrr} - F_{xrl}) \quad (3.16)$$

车辆在转向行驶时，质心侧偏角能够体现车辆的行驶稳定性，横摆角速度能够体现车辆的操纵稳定性，因此，若想保证车辆转向行驶时的稳定性，可以选取质心侧偏角以及横摆角速度作为联合控制目标。具体做法是首先根据理想的方向盘转角和二自由度理想参考模型给出理想的质心侧偏角以及理想横摆角速度，并定义滑模切换函数如下：

$$s = a (\gamma - \gamma^*) + b (\dot{\beta} - \dot{\beta}^*) \quad (3.17)$$

式中 a 代表控制目标中横摆角速度所占权重系数， b 代表质心侧偏角所占权重系数，这两个系数值依据仿真效果调节选取。当 $s = 0$ 时，即为本章横摆稳定控制的动态滑模面，对 s 微分可得：

$$\dot{s} = a (\dot{\gamma} - \dot{\gamma}^*) + b (\ddot{\beta} - \ddot{\beta}^*) \quad (3.18)$$

其中 $\dot{\gamma}^*$ 和 $\ddot{\beta}^*$ 表示的是目标横摆角速度和质心侧偏角的微分，换向整理可得：

$$\dot{\gamma} = \frac{1}{a} [\dot{s} - b (\ddot{\beta} - \ddot{\beta}^*)] + \dot{\gamma}^* \quad (3.19)$$

由式 (3.15) 和式 (3.19) 可得总的横摆力矩：

$$M = I_z \dot{\gamma} = I_z \left\{ \frac{1}{a} [\dot{s} - b (\ddot{\beta} - \ddot{\beta}^*)] + \dot{\gamma}^* \right\} \quad (3.20)$$

选取指数趋近律，趋近律设计为如下形式：

$$\dot{s} = -k_1 \cdot \text{sgn}(s) - k_2 s \quad (3.21)$$

式中 k_1 和 k_2 为大于 0 的常数， k_1 决定系统状态被滑模控制迫使向滑模面 $s = 0$ 运动的趋近速度， k_2 决定系统状态沿滑模面向平衡点运动的收敛速度，两者的值可以依据仿真效果选取。为了消除滑模控制中 $\text{sgn}(s)$ 不连续性导致的控制系统抖振，将采用饱和函数 $\text{sat}(s/c)$ 对符号函数进行替换，公式如下：

$$\text{sat}\left(\frac{s}{c}\right) = \begin{cases} \frac{s}{c} & |s| < c \\ \text{sgn}\left(\frac{s}{c}\right) & |s| \geq c \end{cases} \quad (3.22)$$

其中 c 为代表滑模面 $s = 0$ 周围的边界层厚度的正常数。为了保证所设计的滑模控

制器的可靠性，采用 Lyapunov 稳定性条件对上述滑模面及趋近律进行验证：

$$\begin{aligned}\frac{1}{2} \frac{d}{dt}(s^2) &= s \cdot (-k_1 \cdot \text{sgn}(s) - k_2 s) \\ &= -k_1 \cdot \text{sgn}(s)s - k_2 s^2\end{aligned}\quad (3.23)$$

通过观察式(3.23)并结合符号函数的定义可知， $\text{sgn}(s) \cdot s$ 总是非负数。由于所选取的趋近律系数 k_1 、 k_2 都是正的常数，那么所设计的滑模控制器满足全局可达性条件 $s\dot{s} \leq 0$ ，因此横摆稳定控制系统可以按照本文设计趋近律从任意状态运动到滑动模态并收敛至平衡点。整理公式(3.17)至(3.21)，并将(3.21)趋近律带入到(3.20)中可获得总的横摆运动期望控制力矩：

$$M = I_z \dot{\gamma} = I_z \cdot \left\{ \frac{1}{a} [-k_1 \cdot \text{sgn}(s) - k_2 s - b(\dot{\beta} - \dot{\beta}^*)] + \dot{\gamma}^* \right\} \quad (3.24)$$

总的横摆运动期望转矩 M 由两部分组成，一部分是由纵向力产生的附加横摆力矩 M_x ，另一部分是由侧向力产生的横摆力矩 M_y 。经过推导可以得出基于滑模控制的横摆稳定控制系统附加横摆力矩 M_x 和 M_y

$$\begin{aligned}M_x &= M - M_y \\ &= I_z \left\{ \frac{1}{a} [-k_1 \cdot \text{sgn}(s) - k_2 s - b(\dot{\beta} - \dot{\beta}^*)] + \dot{\gamma}^* \right\} - M_y\end{aligned}\quad (3.25)$$

$$\begin{aligned}M_y &= f(F_{yi}) = l_f (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos \delta_f + \\ &\quad \frac{d}{2} (F_{yfl} - F_{yfr}) \sin \delta_f - (F_{yrl} + F_{yrr}) l_r\end{aligned}\quad (3.26)$$

通过提取的数据关系表 3.3 建立轮胎侧向力与侧偏角 MAP 数据表，采用哈希查表方法得到轮胎侧向力进而通过公式(3.26)得到横摆力矩 M_y 。

3.3 下层扭矩分配控制算法设计

整车的主要控制需求是在转向时保持良好的操纵性和稳定性。上层横摆稳定控制通过对车辆期望状态的跟踪计算得到了附加横摆转矩 M_x ，但它不能直接作用到车辆上。因此需要设计下层力矩分配控制算法，合理分配四个车轮的驱动力矩，使得车辆在转向行驶时能够补偿上稳定转向行驶所需要的附加横摆力矩 M_x ，进而实现车辆的稳定转向行驶。本文设计了一种简单的力矩控制分配方法^[63]，获

得每个车轮所需的驱动力矩，实现车辆系统的稳定转向行驶。

车辆在中高速转向行驶时，一个很小的转向角度就能够使得车辆完成变道、持续转向等操作。假设车辆行驶时方向盘转向角 δ_f 很小，根据三角函数数学关系便有：

$$\begin{cases} \sin \delta_f \approx 0 \\ \cos \delta_f \approx 1 \end{cases} \quad (3.27)$$

进而我们可以将总的驱动力矩 T_t 与轮胎纵向力的关系简化为：

$$T_t = (F_{xfl} + F_{xfr} + F_{xrl} + F_{xrr})R_e \quad (3.28)$$

在假定条件(3.27)满足的情况下，由车轮纵向力产生的附加横摆力矩 M_x 可由下式计算：

$$M_x = (-F_{xfl} + F_{xfr} - F_{xrl} + F_{xrr})\frac{d}{2} \quad (3.29)$$

根据车辆动力学，理想情况下车辆前后轴的载荷 F_{zi} 与质心到前轴距离 l_f 以及质心到后轴的距离 l_r 成比例关系：

$$\frac{F_{zf}}{F_{zr}} = \frac{l_f}{l_r} \quad (3.30)$$

由于车辆行驶时轮胎的纵向力 F_{xi} 与车辆的垂向载荷 F_{zi} 以及路面摩擦系数 μ 满足：

$$F_{xi} = F_{zi}\mu \quad (3.31)$$

结合公式(3.30)、(3.31)可以得出轮胎纵向力与质心至前后轴距离也成比例关系：

$$\frac{F_{xf}}{F_{xr}} = \frac{l_r}{l_f} \quad (3.32)$$

根据公式(3.32)的比例关系，后轮轮胎纵向力与前轮轮胎纵向力关系可以表示为

$$\begin{cases} F_{xrl} = \frac{l_f}{l_r} F_{xfl} \\ F_{xrr} = \frac{l_f}{l_r} F_{xfr} \end{cases} \quad (3.33)$$

将表达式(3.33)带入到(3.28)与(3.29)的表达式中可以得到：

$$\begin{cases} T_t = (F_{xfl} + F_{xfr}) \left(1 + \frac{l_f}{l_r} \right) R_e \\ M_x = (-F_{xfl} + F_{xfr}) \left(1 + \frac{l_f}{l_r} \right) \frac{d}{2} \end{cases} \quad (3.34)$$

进而可以得到：

$$\begin{cases} F_{xfr} = \frac{T_t}{2R_e \left(1 + \frac{l_f}{l_r} \right)} + \frac{M_x}{d \left(1 + \frac{l_f}{l_r} \right)} \\ F_{xfl} = \frac{T_t}{2R_e \left(1 + \frac{l_f}{l_r} \right)} - \frac{M_x}{d \left(1 + \frac{l_f}{l_r} \right)} \end{cases} \quad (3.35)$$

根据车轮的纵向力与轮胎牵引力的关系 $T_t = F_x R_e$ ，四个车轮的驱动力矩为

$$\begin{cases} T_{fl} = R_e F_{xfl} = \frac{T_t}{2 \left(1 + \frac{l_f}{l_r} \right)} - \frac{M_x R_e}{d \left(1 + \frac{l_f}{l_r} \right)} \\ T_{rl} = R_e F_{xrl} = \frac{l_f}{l_r} T_{fl} \\ T_{fr} = R_e F_{xfr} = \frac{T_t}{2 \left(1 + \frac{l_f}{l_r} \right)} + \frac{M_x R_e}{d \left(1 + \frac{l_f}{l_r} \right)} \\ T_{rr} = R_e F_{xrr} = \frac{l_f}{l_r} T_{fr} \end{cases} \quad (3.36)$$

3.4 基于卡尔曼滤波的四轮驱动电动汽车状态观测器设计

3.4.1 卡尔曼滤波理论

早在 1960 年，离散数据线性滤波问题被匈牙利数学家卡尔曼采用递归方法完美解决^[64]。卡尔曼滤波(KalmanFilter, KF)通过预测、实测、修正三大步骤对系统不可测量状态重新构造估计，卡尔曼滤波原理便为三大步骤循环递推直至估计出系统不可测量的状态。

将控制理论中的状态空间概念与数学中随机估计理论相结合，便形成了卡尔曼滤波理论。滤波算法的实现通常需要系统状态方程、观测方程以及白噪声的激励。卡尔曼滤波算法与维那(Wiener)滤波不同，卡尔曼滤波具有更广泛的应用范

围。卡尔曼滤波算法可以解决平稳的、一维的随机过程估计，也可以解决非平稳的、多维随机过程进行估计问题，在功能上验证了卡尔曼滤波的广泛应用性。卡尔曼滤波算法的输入是系统的观测量，输出是所要求的估计值(系统不可测量状态)，通过系统噪声对系统的状态方程以及观测方程进行激励便可以估计出需要处理的信号。

卡尔曼滤波算法的实现一般有五个经典的算法流程，如图 3.6 所示，系统的状态 x 为未知量，利用卡尔曼滤波器在系统噪声 W 以及观测噪声 V 的激励下估计出系统状态 x 的估计值 $\hat{x}$ ，该估计值从统计的角度来说是最接近系统状态的真实值。由于系统状态不可测量，需要状态空间模型的时间更新对不可测量状态进行一步预测估计，得到估计值后需经过测量更新，即利用可测状态量对估计值进行修正，直至偏差最低。为下一时刻时间更新提供更加准确的估计值。总结上述过程为，1)过程更新；2)过程协方差更新；3)修正增益矩阵；4)观测值更新；5)测量误差协方差更新。

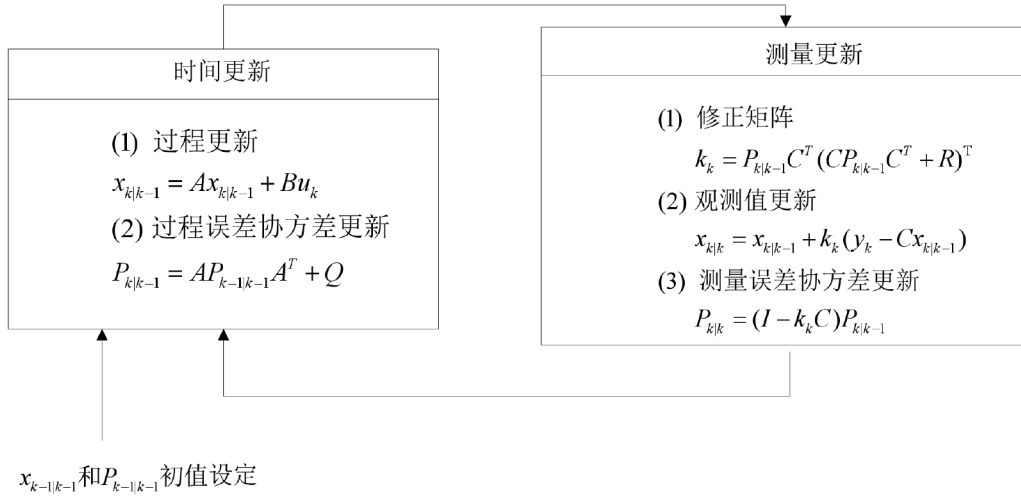


图 3.6 卡尔曼滤波器工作原理

3.4.2 基于扩展卡尔曼滤波的质心侧偏角估计

由于车辆系统存在较强的非线性，传统的卡尔曼滤波方法并不适用，因此，为了解决非线性系统中的估计问题，扩展卡尔曼滤波(EKF)应运而生。扩展卡尔曼滤波具有规避复杂的非线性理论分析优势^[65,66,67]，因此扩展卡尔曼滤波算法具有广泛应用^[68,69]。针对电动汽车横摆稳定控制系统中质心侧偏角状态不可测的问

题，本文设计了基于扩展卡尔曼滤波算法的估计器。

在车辆系统中，我们可以通过安装的加速度计来对车辆质心的侧向加速度 a_y 进行测量，同时可以通过陀螺仪对车辆的横摆角速度 γ 进行测量。拟利用测量得到的 a_y 和 γ 信息并结合驾驶员转向控制输入 δ 来实时估计质心侧偏角 β 。根据公式(3.7)以及车辆动力学原理，重新整理用于估计的系统动态模型 $\dot{x} = f(x, u)$ 。定义系统状态 $x = [\beta, \gamma]^T$ ，控制输入 $u = \delta$ 。由于车轮转向角通常很小，因此假定 $\sin \delta \approx 0$ 和 $\cos \delta \approx 1$ 。用于估计的模型如下：

$$\dot{x}_1 = \frac{F_{yf}(x_1, x_2, u) + F_{yr}(x_1, x_2)}{mv_x} - x_2 \quad (3.37)$$

$$\dot{x}_2 = \frac{l_f F_{yf}(x_1, x_2, u) - l_r F_{yr}(x_1, x_2)}{I_z} \quad (3.38)$$

并将 a_y 和 γ 作为用于矫正的测量输出 $y = h(x, u)$ ， $y = [a_y, \gamma]^T$ ，其中 $a_y = \dot{v}_y + v_x \approx v_x (\dot{\beta} + \gamma)$ ，则系统输出方程为：

$$\begin{aligned} y_1 &= \frac{F_{yf}(x_1, x_2, u) + F_{yr}(x_1, x_2)}{m} \\ y_2 &= x_2 \end{aligned} \quad (3.39)$$

车辆状态信息的快速获取也是整车控制系统设计的重要环节，采用 Matlab cftool 工具箱，将由 CarSim 提取出的轮胎侧向力与轮胎侧偏角的数据关系表 3.3 进行重新拟合轮胎侧向力公式，进一步降低估计模型的复杂度，提高估计器的时效性。本文选取拟合类型为 Sum of Sin Functions(正弦曲线逼近)，基础类型个数为 3，设置数据后拟合结果如下：

$$F_y = a_1 \cdot \sin(b_1 \cdot \alpha + c_1) + a_2 \cdot \sin(b_2 \cdot \alpha + c_2) + a_3 \cdot \sin(b_3 \cdot \alpha + c_3) \quad (3.40)$$

其中：

$$\begin{aligned} a_1 &= 5553; a_2 = 1410; a_3 = 419.8; \\ b_1 &= 6.153; b_2 = 17.93; b_3 = 30; \\ c_1 &= 0.005; c_2 = 0.02; c_3 = 0.06; \end{aligned} \quad (3.41)$$

将 F_y 拟合公式带入公式(3.37)和(3.38)中得到用于估计的动态模型，并依据 EKF 原理对系统进行雅可比线性化处理，则

$$\begin{aligned}\dot{x} &= A_j x + B_j u + w \\ y &= C_j x + D_j u + v \\ A_j &= \frac{\partial f(x, u)}{\partial x} \Big|_{x=\hat{x}} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix}, C_j = \frac{\partial h(x, u)}{\partial x} \Big|_{x=\hat{x}} = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} \\ 0 & 1 \end{bmatrix}\end{aligned}\quad (3.42)$$

$$\begin{aligned}B_j &= \frac{\partial f(x, u)}{\partial u} \Big|_{x=\hat{x}} = \begin{bmatrix} b_{11} \\ b_{21} \end{bmatrix} \\ a_{11} &= -(2 \cdot a_1 \cdot b_1 \cdot \cos(c_1 + b_1 \cdot (x_1 - u + (l_f \cdot x_2) / v_x)) + \\ &\quad 2 \cdot a_2 \cdot b_2 \cdot \cos(c_2 + b_2 \cdot (x_1 - u + (l_f \cdot x_2) / v_x)) + \\ &\quad 2 \cdot a_3 \cdot b_3 \cdot \cos(c_3 + b_3 \cdot (x_1 - u + (l_f \cdot x_2) / v_x)) + \\ &\quad 2 \cdot a_1 \cdot b_1 \cdot \cos(c_1 + b_1 \cdot (x_1 - (l_r \cdot x_2) / v_x)) + \\ &\quad 2 \cdot a_2 \cdot b_2 \cdot \cos(c_2 + b_2 \cdot (x_1 - (l_r \cdot x_2) / v_x)) + \\ &\quad 2 \cdot a_3 \cdot b_3 \cdot \cos(c_3 + b_3 \cdot (x_1 - (l_r \cdot x_2) / v_x))) / (m \cdot v_x)\end{aligned}\quad (3.43)$$

$$\begin{aligned}a_{12} &= ((2 \cdot a_1 \cdot b_1 \cdot l_f \cdot \cos(c_1 + b_1 \cdot (x_1 - u + (l_f \cdot x_2) / v_x))) / v_x + \\ &\quad (2 \cdot a_2 \cdot b_2 \cdot l_f \cdot \cos(c_2 + b_2 \cdot (x_1 - u + (l_f \cdot x_2) / v_x))) / v_x + \\ &\quad (2 \cdot a_3 \cdot b_3 \cdot l_f \cdot \cos(c_3 + b_3 \cdot (x_1 - u + (l_f \cdot x_2) / v_x))) / v_x - \\ &\quad (2 \cdot a_1 \cdot b_1 \cdot l_r \cdot \cos(c_1 + b_1 \cdot (x_1 - (l_r \cdot x_2) / v_x))) / v_x - \\ &\quad (2 \cdot a_2 \cdot b_2 \cdot l_r \cdot \cos(c_2 + b_2 \cdot (x_1 - (l_r \cdot x_2) / v_x))) / v_x - \\ &\quad (2 \cdot a_3 \cdot b_3 \cdot l_r \cdot \cos(c_3 + b_3 \cdot (x_1 - (l_r \cdot x_2) / v_x))) / v_x) / (m \cdot v_x) - 1\end{aligned}\quad (3.44)$$

$$\begin{aligned}a_{21} &= (l_r \cdot (2 \cdot a_1 \cdot b_1 \cdot \cos(c_1 + b_1 \cdot (x_1 - (l_r \cdot x_2) / v_x)) + \\ &\quad 2 \cdot a_2 \cdot b_2 \cdot \cos(c_2 + b_2 \cdot (x_1 - (l_r \cdot x_2) / v_x)) + \\ &\quad 2 \cdot a_3 \cdot b_3 \cdot \cos(c_3 + b_3 \cdot (x_1 - (l_r \cdot x_2) / v_x))) - \\ &\quad l_f \cdot (2 \cdot a_1 \cdot b_1 \cdot \cos(c_1 + b_1 \cdot (x_1 - u + (l_f \cdot x_2) / v_x)) + \\ &\quad 2 \cdot a_2 \cdot b_2 \cdot \cos(c_2 + b_2 \cdot (x_1 - u + (l_f \cdot x_2) / v_x)) + \\ &\quad 2 \cdot a_3 \cdot b_3 \cdot \cos(c_3 + b_3 \cdot (x_1 - u + (l_f \cdot x_2) / v_x)))) / I_z\end{aligned}\quad (3.45)$$

$$\begin{aligned}a_{22} &= (l_f \cdot ((2 \cdot a_1 \cdot b_1 \cdot l_f \cdot \cos(c_1 + b_1 \cdot (x_1 - u + (l_f \cdot x_2) / v_x))) / v_x + \\ &\quad (2 \cdot a_2 \cdot b_2 \cdot l_f \cdot \cos(c_2 + b_2 \cdot (x_1 - u + (l_f \cdot x_2) / v_x))) / v_x + \\ &\quad (2 \cdot a_3 \cdot b_3 \cdot l_f \cdot \cos(c_3 + b_3 \cdot (x_1 - u + (l_f \cdot x_2) / v_x))) / v_x + \\ &\quad l_r \cdot ((2 \cdot a_1 \cdot b_1 \cdot l_r \cdot \cos(c_1 + b_1 \cdot (x_1 - (l_r \cdot x_2) / v_x))) / v_x + \\ &\quad (2 \cdot a_2 \cdot b_2 \cdot l_r \cdot \cos(c_2 + b_2 \cdot (x_1 - (l_r \cdot x_2) / v_x))) / v_x + \\ &\quad (2 \cdot a_3 \cdot b_3 \cdot l_r \cdot \cos(c_3 + b_3 \cdot (x_1 - (l_r \cdot x_2) / v_x))) / v_x) / I_z\end{aligned}\quad (3.46)$$

$$\begin{aligned}b_{11} &= (2 \cdot a_1 \cdot b_1 \cdot \cos(c_1 + b_1 \cdot (x_1 - u + (l_f \cdot x_2) / v_x)) + \\ &\quad 2 \cdot a_2 \cdot b_2 \cdot \cos(c_2 + b_2 \cdot (x_1 - u + (l_f \cdot x_2) / v_x)) + \\ &\quad 2 \cdot a_3 \cdot b_3 \cdot \cos(c_3 + b_3 \cdot (x_1 - u + (l_f \cdot x_2) / v_x))) / (m \cdot v_x)\end{aligned}\quad (3.47)$$

$$\begin{aligned}
 b_{21} = & (l_f \cdot (2 \cdot a_1 \cdot b_1 \cdot \cos(c_1 + b_1 \cdot (x_1 - u + (l_f \cdot x_2)/v_x)) + \\
 & 2 \cdot a_2 \cdot b_2 \cdot \cos(c_2 + b_2 \cdot (x_1 - u + (l_f \cdot x_2)/v_x)) + \\
 & 2 \cdot a_3 \cdot b_3 \cdot \cos(c_3 + b_3 \cdot (x_1 - u + (l_f \cdot x_2)/v_x))))/I_z
 \end{aligned} \tag{3.48}$$

$$\begin{aligned}
 c_{11} = & (2 \cdot a_1 \cdot b_1 \cdot \cos(c_1 + b_1 \cdot (x_1 - u + (l_f \cdot x_2)/v_x)) + \\
 & 2 \cdot a_2 \cdot b_2 \cdot \cos(c_2 + b_2 \cdot (x_1 - u + (l_f \cdot x_2)/v_x)) + \\
 & 2 \cdot a_3 \cdot b_3 \cdot \cos(c_3 + b_3 \cdot (x_1 - u + (l_f \cdot x_2)/v_x)) + \\
 & 2 \cdot a_1 \cdot b_1 \cdot \cos(c_1 + b_1 \cdot (x_1 - (l_r \cdot x_2)/v_x)) + \\
 & 2 \cdot a_2 \cdot b_2 \cdot \cos(c_2 + b_2 \cdot (x_1 - (l_r \cdot x_2)/v_x)) + \\
 & 2 \cdot a_3 \cdot b_3 \cdot \cos(c_3 + b_3 \cdot (x_1 - (l_r \cdot x_2)/v_x)))/m
 \end{aligned} \tag{3.49}$$

$$\begin{aligned}
 c_{12} = & ((2 \cdot a_1 \cdot b_1 \cdot l_f \cdot \cos(c_1 + b_1 \cdot (x_1 - u + (l_f \cdot x_2)/v_x)))/v_x + \\
 & (2 \cdot a_2 \cdot b_2 \cdot l_f \cdot \cos(c_2 + b_2 \cdot (x_1 - u + (l_f \cdot x_2)/v_x)))/v_x + \\
 & (2 \cdot a_3 \cdot b_3 \cdot l_f \cdot \cos(c_3 + b_3 \cdot (x_1 - u + (l_f \cdot x_2)/v_x)))/v_x - \\
 & (2 \cdot a_1 \cdot b_1 \cdot l_f \cdot \cos(c_1 + b_1 \cdot (x_1 - (l_r \cdot x_2)/v_x)))/v_x - \\
 & (2 \cdot a_2 \cdot b_2 \cdot l_f \cdot \cos(c_2 + b_2 \cdot (x_1 - (l_r \cdot x_2)/v_x)))/v_x - \\
 & (2 \cdot a_3 \cdot b_3 \cdot l_f \cdot \cos(c_3 + b_3 \cdot (x_1 - (l_r \cdot x_2)/v_x)))/v_x)/m
 \end{aligned} \tag{3.50}$$

按照 EKF 算法的五个经典步骤进行逐步计算, 如图 3.6 所示^[65-70]: 1) 状态一步预测 $\hat{x}(k, k-1)$; 2) 一步预测状态误差协方差矩阵 $P(k, k-1)$; 3) 计算 EKF 滤波增益 $K(k)$; 4) 状态估计, 即计算 $\hat{x}(k, k)$; 5) 估算误差方差阵并更新 $P(k, k)$ 。通过上述过程便可估计出车辆的质心侧偏角。

3.4.3 基于扩展卡尔曼滤波的汽车状态观测器验证

为了验证 EKF 对质心侧偏角估计的准确性和可靠性, 分别进行了方向盘角阶跃以及方向盘正弦输入工况仿真实验。在方向盘转角阶跃输入工况中, 车辆初速度保持 20 m/s 不变, 柏油路面附着系数设置为 0.8, 仿真时长持续 5 秒, 在 2.5 秒时方向盘转角渐变为 0.035 rad 。在 Simulink 中通过设置阶跃信号模拟方向盘转角阶跃输入, 在 CarSim 中通过设置 Procedure 选项进行仿真工况设置。方向盘转角阶跃输入仿真对比结果如图 3.7 所示。在方向盘转角为正弦转向工况中, 仿真环境条件同方向盘转角阶跃输入实验, 仿真时间同样持续 5 秒, 在 1 秒时方向盘转角幅值渐变为 0.035 rad 。CarSim 输出的质心侧偏角与观测器估计的质心侧偏角仿真对比结果如图 3.8 所示:

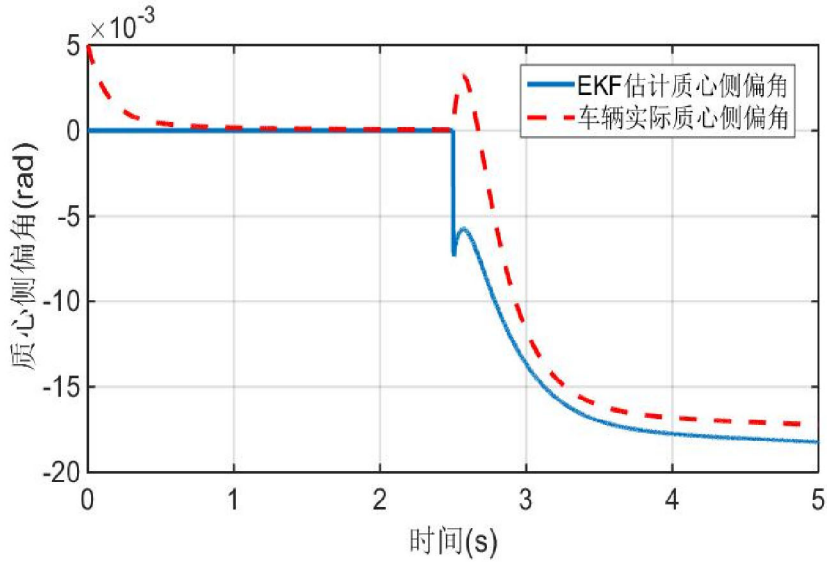


图 3.7 方向盘角阶跃实验估计器验证

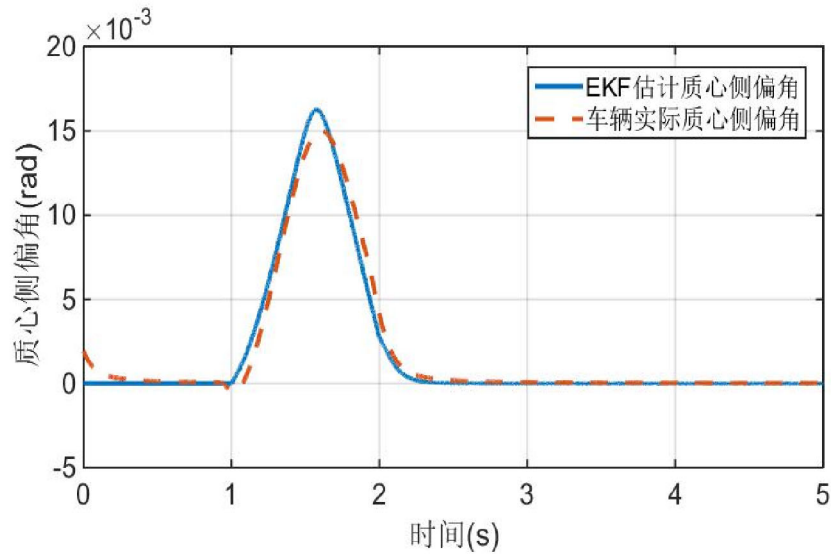


图 3.8 方向盘正弦实验估计器验证

从图 3.7 以及图 3.8 中曲线可以看出 EKF 估计质心侧偏角能够很好的反映出车辆实际质心侧偏角的变化趋势，能够解决质心侧偏角不可测量的问题。估计结果表明，所设计的扩展卡尔曼滤波状态观测器能够有效实时估计车辆质心侧偏角。

3.5 仿真验证

首先进行前轮转角输入为 0.035rad 的角阶跃输入的输入实验。该工况以初始车速为 72 km/h 直线行驶开始，5 秒后前轮转角变为 0.035rad ，假设路面平坦没有坡度，路面与地面附着系数为 0.8 ，仿真结果如图 3.9 所示：

同时又进行了前轮转角输入为正弦的实验。该工况以初始车速为 72km/h 直线行驶开始, 2 秒后前轮转角变为幅值为 0.035 频率为 $\frac{\pi}{2}$ 正弦输入, 假设路面平坦没有坡度, 路面与地面附着系数为 0.8, 仿真结果如图 3.10 所示:

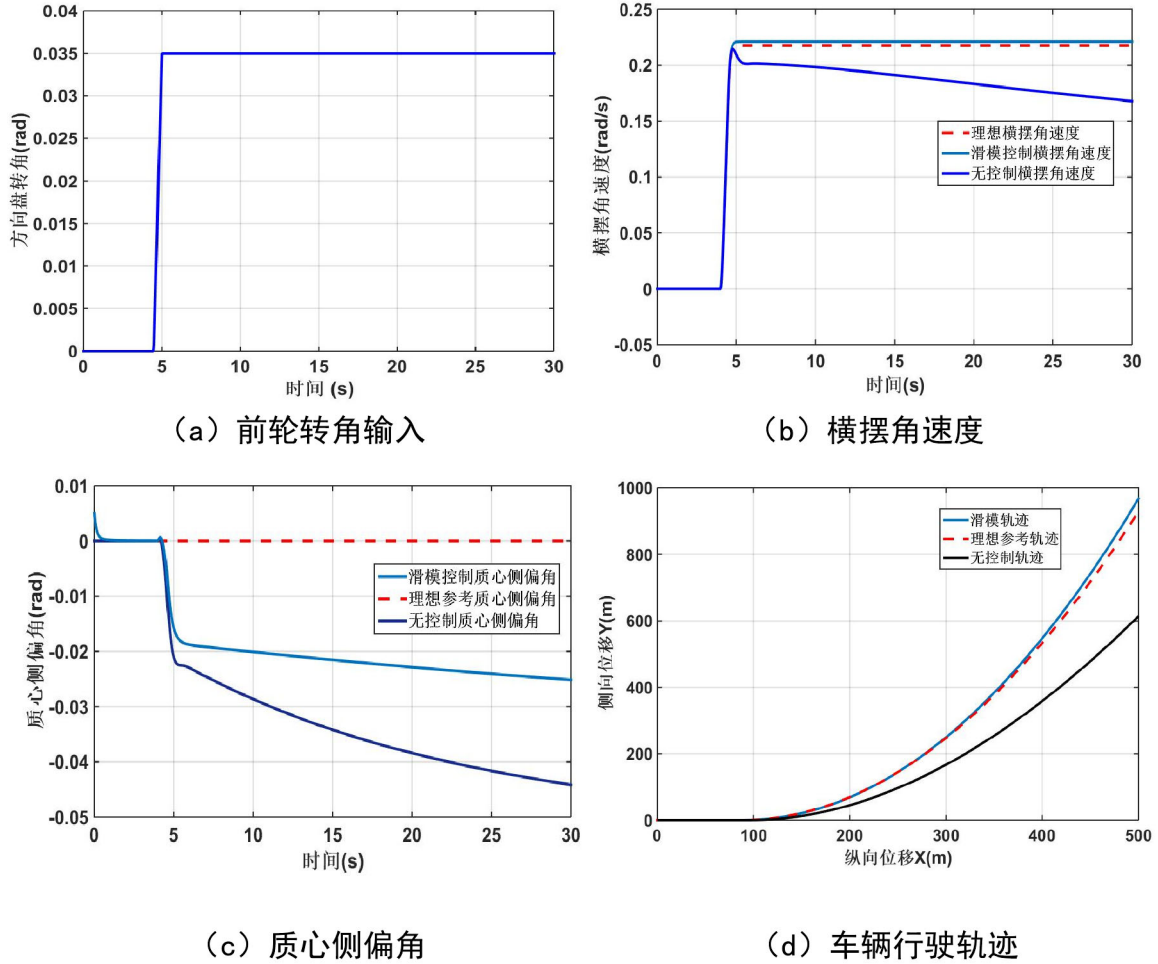
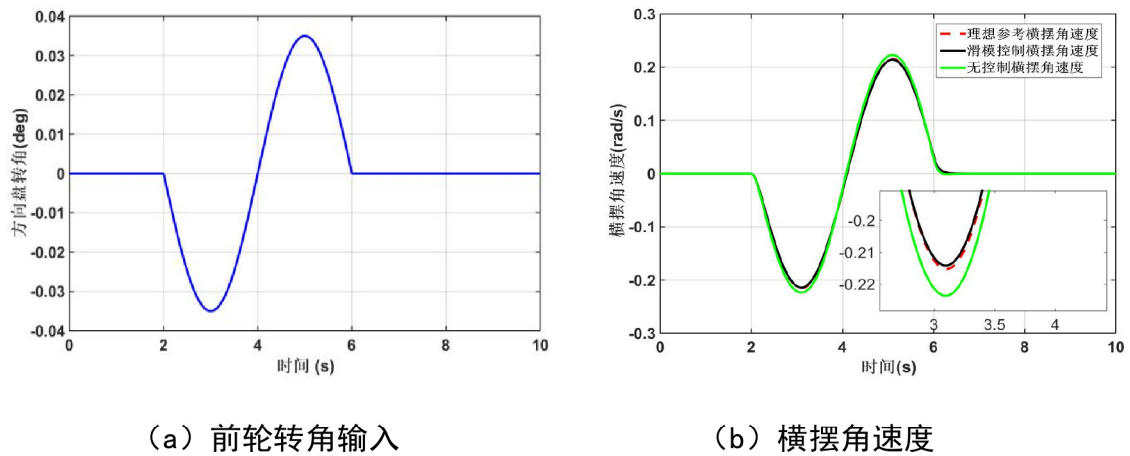
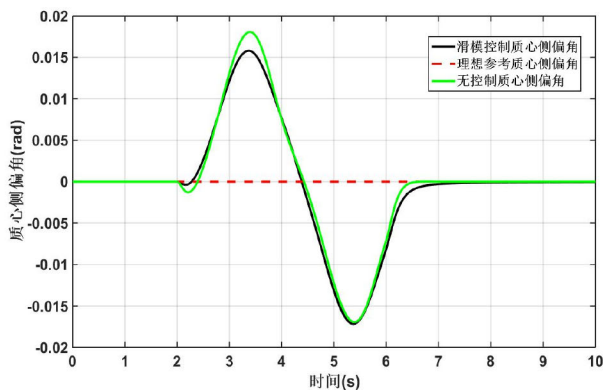


图 3.9 前轮转角角阶跃输入横摆稳定实验





(c) 质心侧偏角

图 3.10 前轮转角正弦输入横摆稳定实验

仿真结果表明,在车辆稳定控制策略作用下,体现车辆稳定性的质心侧偏角被控制在 0.025 rad 以内,而在无控制时质心侧偏角已经大幅度偏离参考,车辆的行驶稳定性受到威胁。通过观察体现车辆操纵稳定性的横摆角速度可以得出,在有横摆稳定控制器作用下的横摆角速度可以精确跟踪上理想参考,具有良好的操纵稳定性;而无车辆稳定控制策略时,车辆处于失控边缘,易发生安全问题。通过车辆行驶轨迹也可以直观看出,在有横摆稳定控制器时车辆能够按照理想轨迹行驶,保证了转向时的安全性。通过总体的仿真对比可以得出结论:相比无控制器情况,采用本文提出的转向稳定控制策略可以使车辆稳定性得到提升。

3.6 本章小结

本章针对电动汽车中高速转向行驶时易发生转向不足以及转向过度等安全性问题,提出了一种转向稳定控制策略,提高了整车的稳定性能。

为了提高电动车辆在较全转向工况下的稳定性,本章采用非线性七自由度模型设计滑模控制器,采用侧向力 MAP 表代替复杂的轮胎公式模型,降低计算难度,有利于整个控制系统的工程实践。侧向力 MAP 表中的数据是通过实车测试得来的,模型精确性得以提升。

利用卡尔曼滤波理论设计状态观测器,具体将轮胎侧向力与侧偏角的实车数据关系进行拟合,对估计模型进行改进,实现车辆质心侧偏角的实时估计。通过仿真验证了估计器的有效性。

最后通过仿真实验,验证了四轮驱动电动汽车转向稳定控制策略的有效性,相比于无控制器时,车辆转向时的稳定性得到了很大提升。

第4章 基于模型预测控制的下层转矩分配控制研究

4.1 模型预测控制理论

4.1.1 预测控制的基本原理

模型预测控制基本原理可以概述为：在每个采样时刻，根据当前获得的测量信息，在线求解一个有限时域的开环优化问题，并将得到的控制序列的第一个元素作用于被控对象，在下一个采样时刻，重复上述过程，再用新的测量值刷新优化问题并重新求解。如图 4.1 所示，在当前时刻 k ， $y(k)$ 可被测量得到，通过系统模型便可以对系统未来动态进行预测。

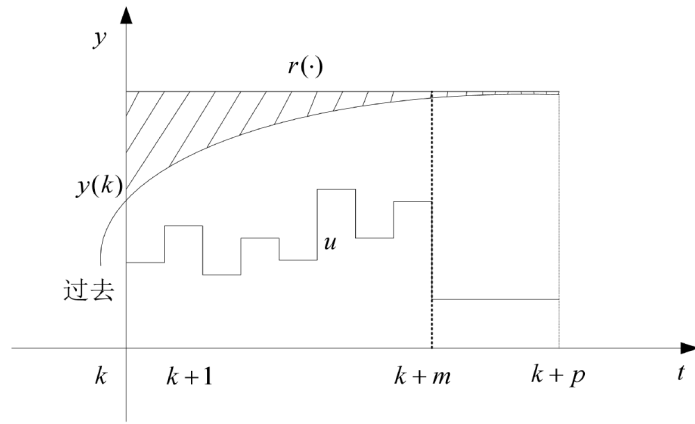


图 4.1 模型预测控制的基本原理

假定系统模型为状态空间模型

$$\begin{aligned} x(k+1) &= f(x(k), u(k)), \quad x(0) = x_0 \\ y(k) &= h(x(k), u(k)) \end{aligned} \quad (4.1)$$

其中 $x(k) \in R^n$ ， $u(k) \in R^l$ ， $y(k) \in R^q$ 分别表示 k 时刻系统的状态、控制输入和输出。通过系统模型 (4.1)，未来一段时间的输出量可以被预测得到，记为

$$\{y_p(k+1|k), y_p(k+2|k), \dots, y_p(k+p|k)\} \quad (4.2)$$

其中， p 、 $k+1|k$ 分别代表着预测时域以及基于当前时刻 k 预测 $k+1$ 时刻的输出。通过观察图 4.1 可以发现，控制目标为系统输出 $y(\cdot)$ 跟踪期望的输出 $r(\cdot)$ ，其中 $r(\cdot)$ 又被称为参考输入

$$\{r(k+1), r(k+1), \dots, r(k+p)\} \quad (4.3)$$

同时满足系统控制约束和输出约束

$$\begin{aligned} u_{\min} \leq u(k+i) \leq u_{\max}, i \geq 0 \\ y_{\min} \leq y(k+i) \leq y_{\max}, i \geq 0 \end{aligned} \quad (4.4)$$

即希望通过控制算法求解出最佳的输入量使预测系统输出与期望系统输出的差值最小，将上述问题描述为优化问题：

$$\min_{U_k} J(y(k), U_k) \quad (4.5)$$

其中，

$$J(y(k), U_k) = \sum_{i=k+1}^{k+p} (r(i) - y_p(i|k))^2 \quad (4.6)$$

满足系统动力学方程(4.1)以及控制约束输出约束(4.4)。

预测控制算法主要包括三个步骤^[71,72]

- (1) 根据模型预测系统未来动态；
- (2) 根据目标函数在线求解优化问题；
- (3) 将求解优化问题得到控制序列的第一个元素作用于系统。

4.1.2 预测控制的基本特点

模型预测控制因 1)基于模型的预测；2)滚动时域优化；3)前馈加反馈的控制结构三大特点，得到了广泛应用。

(1) 基于模型的预测，顾名思义，有一个描述系统运动状态的数学模型是进行算法设计的前提，系统的未来动态需要经该模型预测得到。从输入输出量角度来看，即利用系统当前信息和未来输入量，预测得到系统未来输出量。

(2) 滚动时域优化，由模型预测控制求解优化问题得到的控制序列会受到外部干扰、模型不确定性两方面的影响。因此模型预测控制求解出的控制序列不能全部作用于系统，将每个采样时刻的优化解的第一个分量作用于系统会减小因模型摄动产生的误差。具体做法为在 k 时刻将优化解 U_k^* 的第一个分量 $u^*(k|k)$ 作用于系统；在 $k+1$ 时刻，以新得到的测量值 $y(k+1)$ 为初始条件重新预测系统未来输出并求解优化问题，再将优化解 U_{k+1}^* 的第一个分量 $u^*(k+1|k+1)$ 作用于系统，这样重复至时间无穷。这便实现了滚动时域优化。

(3) 前馈加反馈的控制结构, 根据模型预测控制原理, 在整个滚动优化过程中, 都需要有参考输入 $r(\cdot)$ 的存在, 参考输入 $r(\cdot)$ 在预测控制中起到前馈补偿的作用。通过观察优化问题(4.5)的动力学方程可知, 系统的初值为当前采样时刻的预测值 $y(k)$, 因此, 其解是当前测量值 $y(k)$ 的函数, 即:

$$u(k) = f_u(y(k)) \quad (4.7)$$

观察(4.7)可知这是反馈控制率。前馈控制与反馈控制相互结合, 提高控制器性能。

4.2 多目标优化介绍

多目标优化问题与单目标优化问题最大的区别在于多目标优化的各个目标很可能是冲突的, 并不能同时满足。按照求解单目标优化问题的思路, 可以将多目标拆分成单目标再分别求解优化问题。但实际情况往往不允许满足目标一最优的同时满足目标二最优, 就像车辆行驶时, 不可能要求车辆保持动力最优的同时又能保证车辆能量最优。

标量化方法是解决多目标优化问题的最常见的方法, 标量化方法与求解单目标优化问题有相似的原理。将多目标优化问题通过权重系数转化为单目标的复合目标函数, 复合目标函数可通过效用理论或加权求和等方法得到。此种方法需要决策者根据偏好设定权重, 以期达到设计目的, 在实际应用中, 可以通过大量的实验得到合适的权重系数, 来完善控制器。通过将目标函数转变为约束集的方法去处理多目标优化问题, 也可以完成算法优化。但此种做法给控制器带来了求解负担, 加大了系统的复杂性, 不益于工程实践。两者比较而言, 通过实验去确定权重系数会更加方便。同时求解控制器时, 过多的约束会降低控制器求解效率, 甚至会出现无解情况, 影响控制器性能。

本章节有两个目标需要优化, 一是对上层横摆稳定控制器优化出来的附加横摆力矩进行跟踪控制; 二是在保证车辆稳定行驶同时实现转矩分配最优化, 进而实现系统节能控制。正如上文所述, 两个目标在优化过程中可能存在冲突, 并不能同时满足两个目标的最优化, 因此本章节在进行多目标优化时, 采用第一种情况对目标函数进行处理, 即通过加权的方式将多目标优化问题简化为复合目标函数, 进而对控制器进行优化求解。

4.3 基于模型预测控制的下层转矩分配控制器设计

车辆在实际行驶时，轮胎与路面接触点产生的作用力通常有两种，一种是驱动力，另一种是制动力，两者均会受到行驶路面状况的影响。鉴于本文四轮驱动电动汽车的研究背景，以驱动力工况为例，当轮胎的驱动力矩大于路面提供的最大纵向力 $F_{x\max}$ 与轮胎半径乘积时，轮胎则会因过度驱动而打滑，这便会严重影响车辆转向行驶的稳定性，针对车辆轮胎滑转而影响车辆转向稳定性问题，传统做法是在下层转矩分配后另外设计一个防滑控制器，对四个车轮的驱动力矩进行防滑补偿，但整个系统的复杂性会随之加大。在 3.4 节中，依据轮胎垂向力与轮胎纵向力以及路面摩擦系数的比例关系，设计出下层转矩分配控制器，但并没有考虑轮胎滑移带来的转向稳定性问题。本节设计的基于模型预测控制的下层转矩分配控制器能够在考虑轮胎滑移的同时，精确跟踪上层横摆稳定所需要的附加横摆力矩，此方案减少了滑移控制器的设计，降低了整个系统的复杂度。

根据轮胎纵向特性，轮胎纵向滑移率 κ 可以由公式(2.10)得到。假设车辆的静态质量 m 平均分配到四个车轮上，基于转矩平衡方程，可以得到单个车轮的旋转动力学方程

$$F_x = \frac{1}{4} m \dot{v} \quad (4.8)$$

假设车轮旋转中心的线速度与车辆质心纵向速度相等，即 $v_x = v$ 。根据公式(2.4)、(2.10)和(4.8)，可得到以轮胎纵向滑移率为状态的微分方程^[73]

$$\begin{aligned} \dot{\kappa} &= \frac{\dot{w}R_e v - wR_e \dot{v}}{v^2} = \frac{(T_e - R_e F_x)R_e}{Jv} - \frac{wR_e F_x}{\frac{1}{4}mv^2} \\ &= \left(-\frac{R_e^2}{Jv} - \frac{\kappa + 1}{\frac{1}{4}mv} \right) \cdot F_x + \frac{R_e}{Jv} T_e \end{aligned} \quad (4.9)$$

根据车辆动力学原理，将轮胎纵向力简化为 $F_x = C_k \kappa$ ，在垂向载荷为 4780N 时，从 CarSim 软件中提取出轮胎纵向力与轮胎纵向滑移率的关系，并依据轮胎纵向力简化关系式 $F_x = C_k \kappa$ 求解出纵向刚度系数 C_k ，其值与轮胎载荷 F_z 密切相关，本设计中假设轮胎载荷为定值不变。

根据以上所述，轮胎纵向滑移率的动态特性可简化为

$$\dot{\kappa} = \left(-\frac{R_e^2}{Jv} - \frac{\kappa + 1}{\frac{1}{4}mV} \right) C_k \cdot \kappa + \frac{R_e}{JV} T_e \quad (4.10)$$

现将体现轮胎驱动特性的轮胎纵向滑移率作为预测模型状态，将四个车轮的驱动力矩作为输入，系统输出为由纵向力产生的车辆附加横摆力矩。

$$\begin{aligned}\dot{x}_i &= \left(-\frac{R_e^2}{JV} - \frac{x_i + 1}{\frac{1}{4}mV} \right) C_{ki} x_i + \frac{R_e}{JV} u_i, i = fl, fr, rl, rr \\ y &= \frac{d}{2} \left(-C_{kfl} x_{fl} + C_{kfr} x_{fr} - C_{krl} x_{rl} + C_{krr} x_{rr} \right)\end{aligned}\quad (4.11)$$

式中状态量为四个轮胎滑移率 $x = [\kappa_{fl}, \kappa_{fr}, \kappa_{rl}, \kappa_{rr}]^T$ ，控制量为四个电机转矩命令 $u = [T_{efl}, T_{efr}, T_{err}, T_{err}]^T$ ，系统输出为车辆附加的横摆转矩 $y = M_x$ 。

将公式(4.11)状态方程改写为 $\dot{x} = f(\cdot)$ 形式，并通过欧拉方程将式(4.11)描述为离散的非线性形式

$$\begin{aligned}x(k+1) &= f(x(k), u(k))T_s + x(k), \\ y(k) &= Cx(k)\end{aligned}\quad (4.12)$$

式中 k 表示采样时刻，其中 $T_s = 0.01$ 秒，表示定步长采样时间间隔。系统输出矩阵为：

$$C = \frac{d}{2} [-C_{kfl}, C_{kfr}, -C_{krl}, C_{krr}] \quad (4.13)$$

根据 MPC 理论，定义 p 为预测时域，定义 m_0 为控制时域。本章中假设 $m_0 = p$ ，在当前时刻 k ，将未来的控制输入序列定义为 $U(k)$ ，作为代价函数中的优化矢量，将预测输出序列定义为 $Y(k)$ ，同时将参考输出序列定义为 $R(k)$ ，并在每个预测时域保持不变，形式如下：

$$U(k) = \begin{bmatrix} u(k|k) \\ u(k+1|k) \\ \vdots \\ u(k+m_0-1|k) \end{bmatrix}_{m_0 \times 1}, Y(k) = \begin{bmatrix} y(k+1|k) \\ y(k+2|k) \\ \vdots \\ y(k+m_0|k) \end{bmatrix}_{m_0 \times 1}, R(k) = \begin{bmatrix} r(k) \\ r(k) \\ \vdots \\ r(k) \end{bmatrix}_{m_0 \times 1} \quad (4.14)$$

在车辆转向时，能够保持车辆稳定安全行驶是本文设计控制策略的主要目的，车辆的稳定转向可以通过质心侧偏角与横摆角速度跟踪情况表征，上层横摆稳定控制器通过对理想的质心侧偏角与横摆角速度的跟踪规划得到附加的横摆转矩 M_x ，但它是一个虚拟控制律，不能直接作用到车辆上。下层转矩优化分配控制能够通过四个车轮驱动力矩将虚拟控制律转化为四个车轮实际的控制输入，驱动力矩作用车辆后产生的附加横摆力矩能够跟踪上层虚拟控制律 M_x 。因此设计的主要目标函数为：

$$\begin{aligned}
J_1 &= \|Y(k) - R(k)\|_Q^2 \\
&= \sum_{i=1}^{m_0} \left[(M_{x}(k+i|k) - M_x(k))^2 Q_i \right]
\end{aligned} \quad (4.15)$$

式中来自上层控制器的 $M_x(k)$ 作为参考输入，并在整个预测时域内保持不变， Q_i 为正定加权系数， $Q = \text{diag}(Q_1, Q_2, \dots, Q_{m_0})$ 。

此外，希望车辆稳定转向行驶的同时，减少能量的消耗。根据能量守恒原理，转矩越大，能量消耗越大。为减少能量消耗，定义四个车轮驱动力矩的平方和为目标函数，使其尽可能小以期减少能源消耗

$$J_2 = \|U(k)\|_R^2 = \sum_{j=0}^{m_0-1} \left(T_{efl}(k+j)^2 + T_{efr}(k+j)^2 + T_{erl}(k+j)^2 + T_{err}(k+j)^2 \right) R_j \quad (4.16)$$

式中， R_j 是正定加权系数， $R = \text{diag}(R_0, R_1, \dots, R_{m_0-1})$ 。

根据汽车动力学原理，当轮胎纵向滑移率 κ 在较小范围变化时，轮胎纵向力与滑移率变化呈线性关系。当滑移率超出限定值时，轮胎纵向力的幅值会随着滑移率的增大而减小，轮胎滑移率会进入难以控制的非线性区域，车辆轮胎会出现打滑现象，进而驾驶员很难保证车辆的行驶稳定性。因此，为了保证横摆稳定的同时规避防滑控制器的设计，可以将轮胎的纵向滑移率限定在一个稳定的范围内，通过状态约束的方法，使得车辆既能够维持横摆稳定，也能够防止车辆因轮胎滑移带来的行驶稳定性问题。

$$-\kappa_{\max} \leq \kappa \leq \kappa_{\max} \quad (4.17)$$

综上，将控制目标进行整理，通过权重转化为复合目标函数：

$$\begin{aligned}
\min J_{mpc}(x(k), U(k)) &= J_1 + J_2 \\
&= \|Y(k) - R(k)\|_Q^2 + \|U(k)\|_R^2
\end{aligned} \quad (4.18)$$

需满足约束：

$$\begin{aligned}
-T_{e\max} &\leq T_{ei}(k+j|k) \leq T_{e\max} \\
-\kappa_{\max} &\leq \kappa_i \leq \kappa_{\max} \\
i &= fl, fr, rl, rr, \quad j = 0, 1, 2, \dots, m-1
\end{aligned} \quad (4.19)$$

权重的选取依赖于决策者的偏好，本文中以车辆稳定转向行驶为重，在能够保证车辆稳定转向的前提下，将电能消耗降至最低。因此大多数情况下，加权矩阵 Q 的比重会比加权矩阵 R 的大，两者之间需要协调权衡。

根据 MPC 理论，需要将目标函数逐步推到出预测输出方程。选取当前时刻

k 的测量状态 $x(k)$ 作为预测过程的初始状态^[74]，在满足假设 $m_0 = p$ 的情况下，预测方程为：

$$\begin{cases} x(k+1|k) = f(x(k|k), u(k|k)) \cdot T_s + x(k|k) \\ x(k+2|k) = f(x(k+1|k), u(k+1|k)) \cdot T_s + x(k+1|k) \\ \vdots \\ x(k+m_0|k) = f(x(k+m_0-1|k), u(k+m_0-1|k)) \cdot T_s \\ \quad + x(k+m_0-1|k) \end{cases} \quad (4.20)$$

因此，依据公式(4.12)和(4.20)，可推导出系统预测输出：

$$\begin{cases} y(k+1|k) = C \cdot x(k+1|k) \\ \quad = C \cdot (f(x(k|k), u(k|k)) \cdot T_s + x(k|k)) \\ y(k+2|k) = C \cdot x(k+2|k) \\ \quad = C \cdot (f(x(k+1|k), u(k+1|k)) \cdot T_s + x(k+1|k)) \\ \vdots \\ y(k+m_0|k) = C \cdot x(k+m_0|k) \\ \quad = C \cdot (f(x(k+m_0-1|k), u(k+m_0-1|k)) \cdot T_s \\ \quad \quad + x(k+m_0-1|k)) \end{cases} \quad (4.21)$$

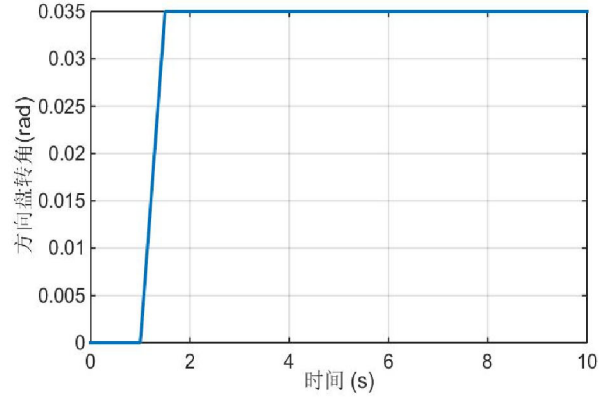
根据 MPC 控制理论，只有最优输入序列 $U^*(k)$ 的第一个元素可以被应用到系统中，在每一个采样时刻需重复该计算过程。因此，在当前时刻 k ，状态反馈规律为：

$$u^*(k) = [1, 0, \dots, 0] \cdot U^*(k) \quad (4.22)$$

式中 $u^*(k)$ 是一组系统最优的控制输入向量，即四个电机驱动转矩。

4.4 仿真验证

本节通过仿真结果验证 MPC 力矩分配控制器的有效性，并和第三章中比例力矩分配控制器控制效果进行对比，仿真在 Simulink/Matlab 中建立的七自由度车辆动力学仿真模型上进行。首先进行前轮转角输入为 0.035rad 的角阶跃输入的实验。该工况以初始车速为 72 km/h 直线行驶开始，1 秒后前轮转角逐渐变为 0.035rad，假设路面平坦没有坡度，路面与地面附着系数为 0.8，仿真结果如图 4.3-图 4.6 所示；为了进一步验证所得出的结论，又进行前轮转角输入为角频率 1.57rad/s，幅值为 0.035 的蛇形工况仿真实验，同时也假设路面平坦没有坡度，路面与地面附着系数 0.8，仿真结果如图 4.8-图 4.11 所示；图 4.2 和图 4.7 分别给出了角阶跃输入和正弦输入工况下的前轮转角输入。



4.2 前轮转角输入

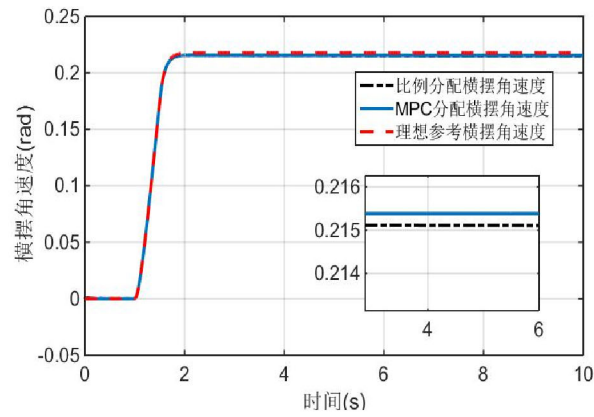


图 4.3 横摆角速度

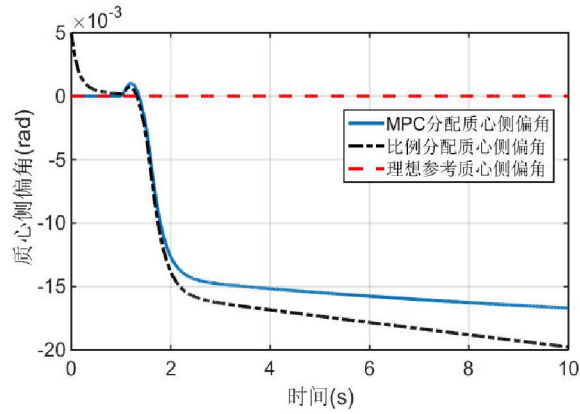
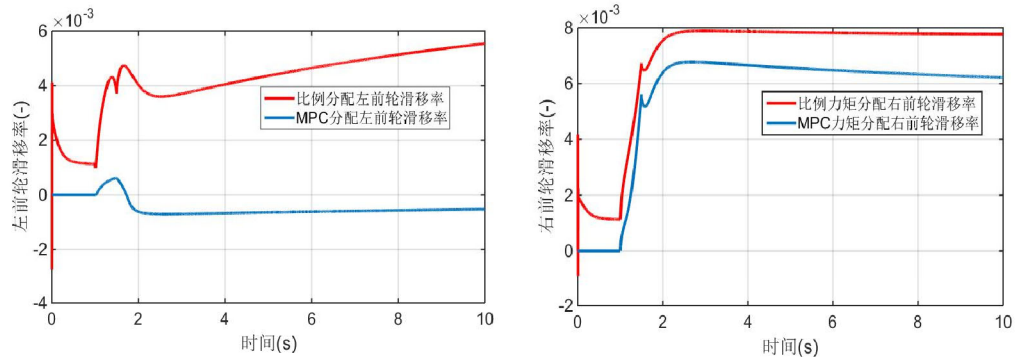
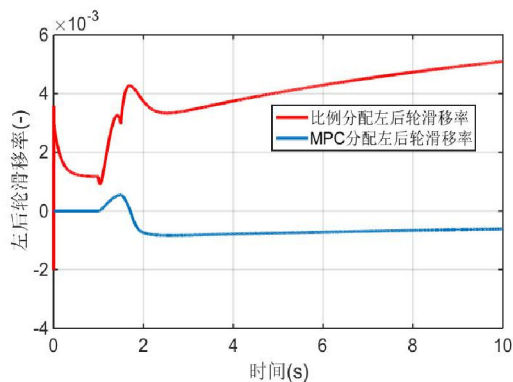


图 4.4 质心侧偏角

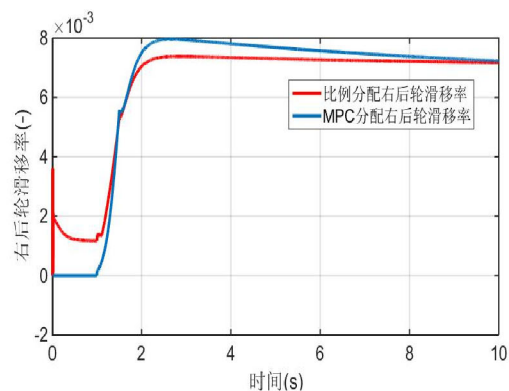


(a) 左前轮滑移率

(b) 右前轮滑移率

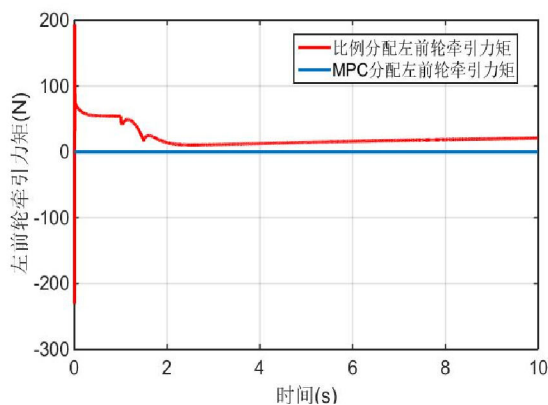


(c) 左后轮滑移率

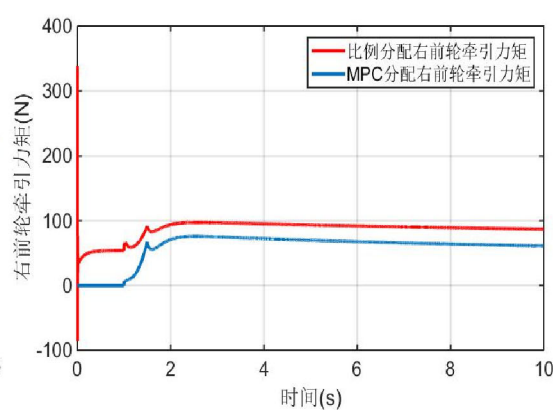


(d) 右后轮滑移率

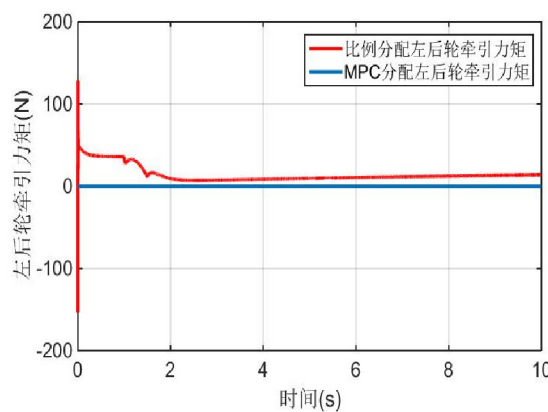
图 4.5 MPC 分配与比例分配四个轮胎滑移率



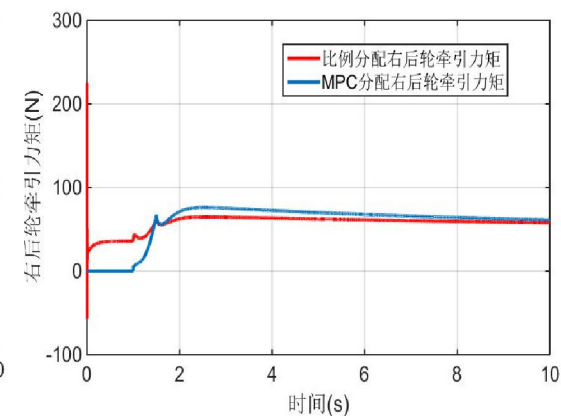
(a) 左前轮牵引力矩



(b) 右前轮牵引力矩



(c) 左后轮牵引力矩



(d) 右后轮牵引力矩

图 4.6 MPC 分配与比例分配四个轮胎牵引力矩

通过观察仿真结果，可以从图 4.3 与 4.4 得出 MPC 控制的力矩分配能够有效的补偿维持上层横摆稳定所需要的附加横摆力矩，即体现车辆稳定性的质心侧偏角以及体现车辆操纵稳定性的横摆角速度能够很好的跟踪上理想参考。并且相

比于第三章的比例控制力矩分配,跟踪效果均有所提升,尤其是体现车辆稳定性的质心侧偏角,较比例控制力矩分配下的质心侧偏角提升了15%左右。仿真结果证明了MPC控制的力矩分配在维持车辆转向稳定性方面更有效,性能更佳。通过观察图4.5,即MPC控制的力矩分配与比例控制力矩分配的四个轮胎滑移率对比图可以得出,四个轮胎的滑移率均在限定的约束范围内,并且较比例控制力矩分配整体上有降低,这体现了MPC控制力矩分配的优越性,能够将轮胎滑移率始终限定在约束范围内,规避了防滑控制器的设计的同时能够有效的防止车辆轮胎出现打滑的情况。通过观察图4.6可以得出,MPC控制力矩分配与比例控制力矩分配均能够补偿上层横摆稳定所需要的附加横摆力矩,但是由于MPC控制力矩分配设计时,考虑了能量消耗因素,因此较比例控制分配的四个轮胎力矩总体上有大幅度下降,这验证了MPC控制力矩分配能够在消耗最小能量的同时维持车辆的转向稳定行驶,体现了MPC力矩分配控制器的优越性。

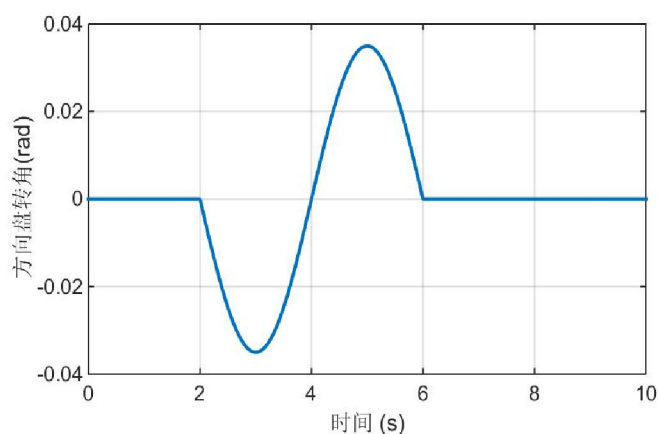


图 4.7 前轮转角输入

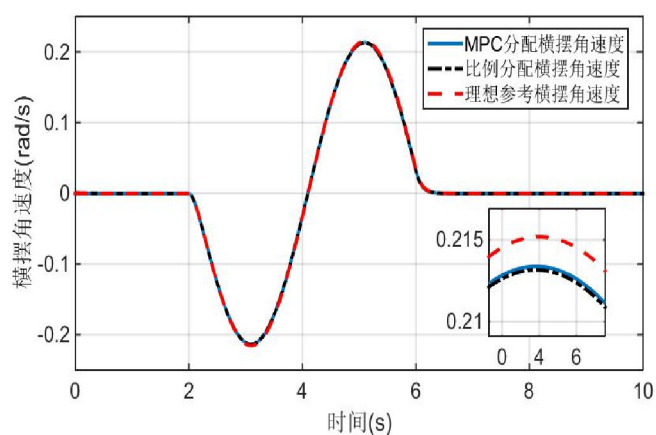


图 4.8 横摆角速度

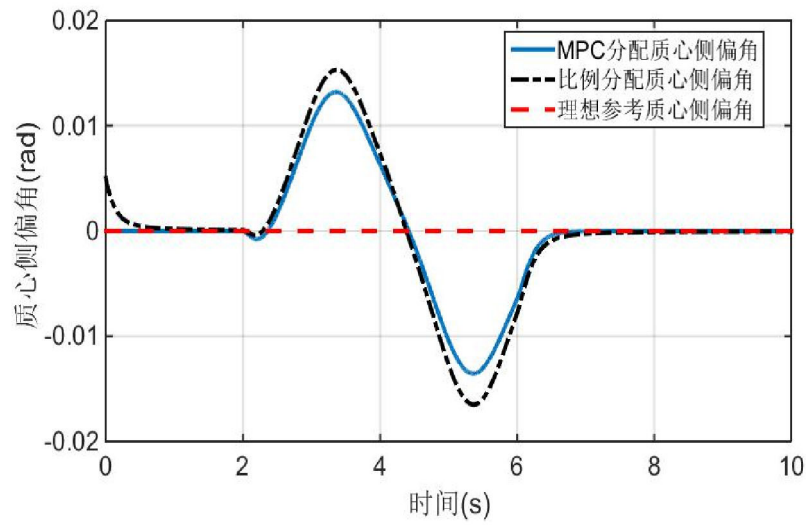
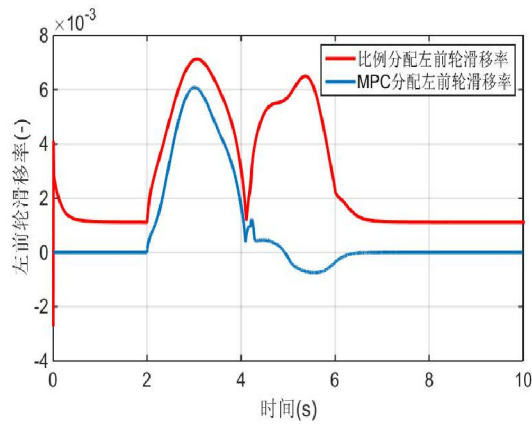
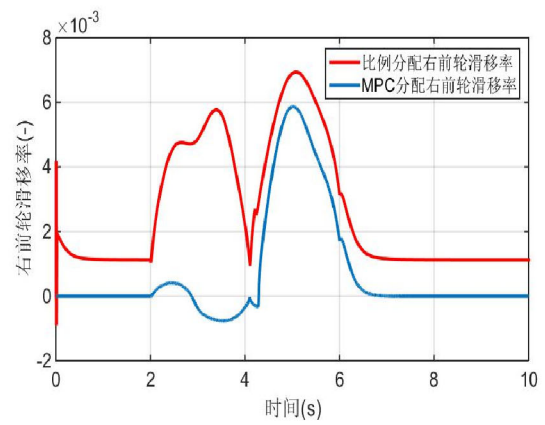


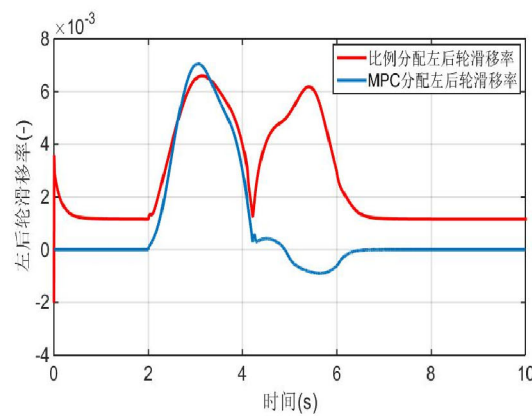
图 4.9 质心侧偏角



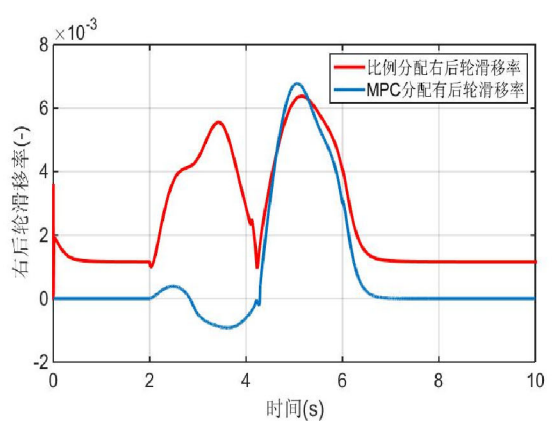
(a) 左前轮滑移率



(b) 右前轮滑移率



(c) 左后轮滑移率



(d) 右后轮滑移率

图 4.10 MPC 分配与比例分配四个轮胎滑移率

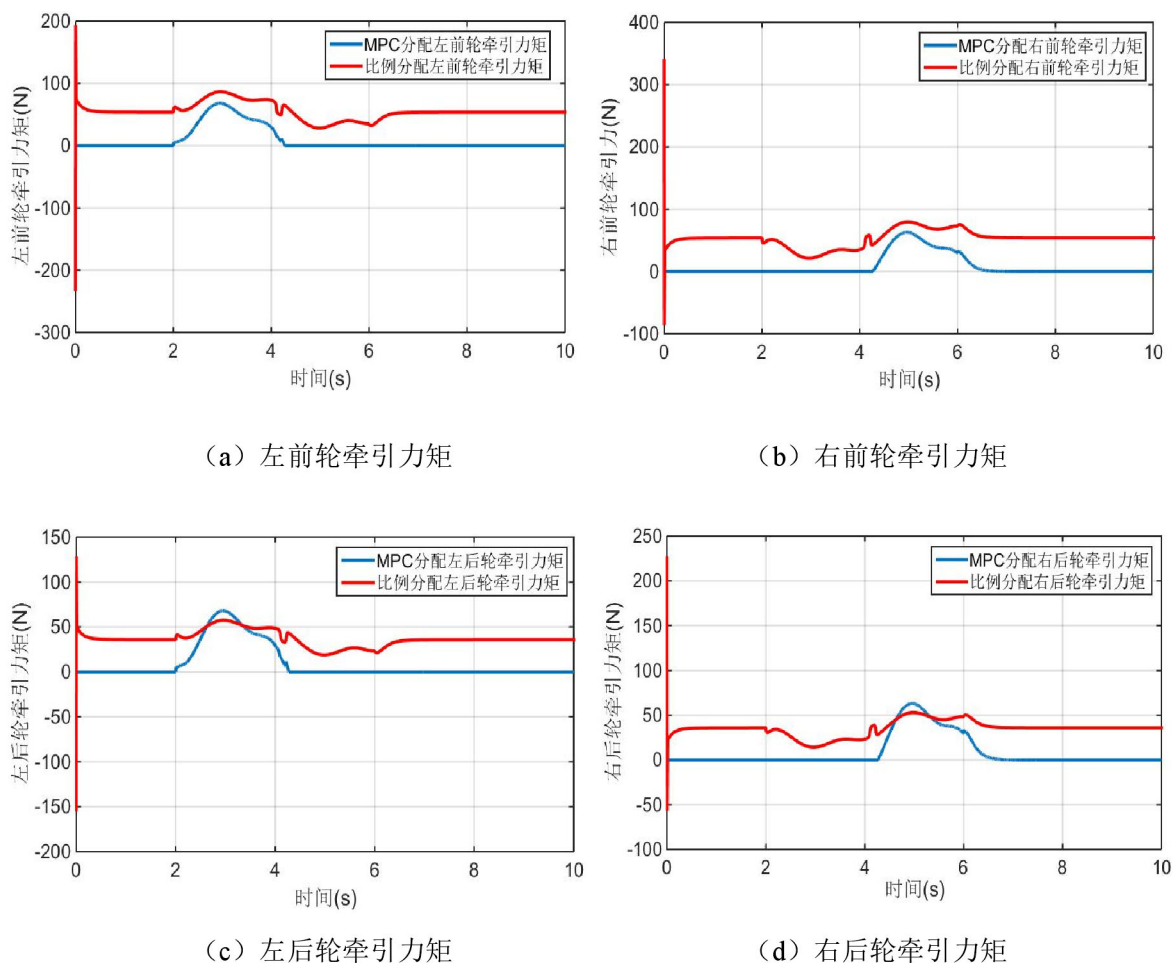


图 4.11 MPC 分配与比例分配四个轮胎牵引力矩

通过观察仿真结果图 4.7-图 4.11 我们可以得出同样的结论，即 MPC 力矩分配在保证横摆稳定的同时，能够规避防滑控制器的设计，还能够使得能量最优，大大降低了控制器复杂度的同时，保证车辆系统的稳定性，再一次验证了 MPC 力矩分配控制器的优越性。

4.5 本章小结

本章针对电动汽车中高速转向行驶时易发生转向不足以及转向过度等安全性问题，提出了 MPC 转矩优化分配控制方法，以轮胎滑移率为状态变量，在能够维持横摆稳定的同时，有效防止车轮发生打滑，进一步维持车辆的稳定性。

为了提高车辆行驶稳定性，跟踪上层横摆稳定控制产生的附加横摆力矩，本章以四个车轮的纵向滑移率为状态，以四个车轮的力矩为输入量，采用模型预测控制的方法，设计转矩优化分配控制器。同时将四个车轮的轮胎纵向滑移率限定在安全范围内，防止车辆出现打滑的状况，并将四个轮胎的输入转矩之和作为优

化的目标函数，即保证了能量最优的同时维持车辆安全的转向行驶。最后通过与比例力矩分配控制算法效果对比仿真，得出 MPC 力矩分配控制器在维持车辆转向稳定方面的有效性，以及在性能方面的优越性。

第5章 总结与展望

5.1 论文工作总结

汽车在中高速转向行驶或变道超车时,容易出现转向不足或者转向过度的现象。汽车在上述情况下,需要较大的纵向力来维持动力,同时还需要足够大的侧向力来使得汽车平稳转向。因此本文所设计的车辆转向稳定控制策略具有实际意义,能够有效减少因汽车转向失稳而造成的交通事故。

本文从车辆转向安全出发,着重研究转向时四个车轮的纵向驱动力对附加横摆力矩的补偿,进而使得车辆能够平稳安全转向,以 Matlab/Smulink 为工具搭建七自由度动力学模型,并以分层模块化控制思想对整个系统进行分层控制器设计,即上层横摆稳定控制器用于计算使得车辆稳定行驶的附加横摆力矩,下层扭矩分配控制器用于计算四个车轮的驱动力矩,进而补偿上层横摆稳定控制器产生的附加横摆力矩。首先通过仿真实验验证了有无控制策略时车辆的转向性能,并通过两个下层力矩分配控制器的仿真对比,验证了基于 MPC 扭矩分配控制器的有效性与优越性。本文完成的主要研究工作如下:

(1) 建立能够反映车辆动力学的七自由度模型,一个能精确反映车辆运动的动力学模型能够为汽车转向稳定策略验证提供一个有效的、合理地仿真平台,为更好的研究四轮驱动电动汽车的动态特性奠定了基础。并通过 CarSim 实车软件验证了所搭建的 Matlab/Smulink 七自由度动力学模型的有效性与精确性。

(2) 针对车辆在中高速转向行驶时可能发生转向不足以及转向过度的情况,进而对整车的稳定性和安全性造成影响的问题,首先给出车辆稳定时质心侧偏角的稳定范围,判定整车系统是否需要转向稳定控制策略介入维持车辆安全稳定行驶,当判定车辆系统需要控制策略时,选取侧向速度、纵向速度以及横摆角速度三个自由度参与横摆稳定器控制器设计,并针对控制器中由轮胎魔术公式得到的轮胎侧向力进行改进,采用侧向力 μ 表代替复杂的轮胎公式模型,可以降低计算难度。并根据车辆质心到前轴距离以及质心到后轴距离与轮胎纵向力的比例关系对四个车轮的驱动力矩进行分配,进而给车辆提供附加的横摆力矩维持车辆稳定转向行驶。最后通过与无控制器时转向工况下电动汽车动态特性的对

比,验证了四轮驱动电动汽车转向稳定控制策略的有效性。采用扩招卡尔曼滤波的方法设计状态观测器,对车辆质心侧偏角状态量实时估计。并通过仿真验证了估计器的有效性。

(3) 为了提高车辆行驶稳定性,跟踪上层横摆稳定控制产生的附加横摆力矩,以四个车轮的纵向滑移率为状态,以四个车轮的力矩为输入量,采用模型预测控制的方法,设计转矩优化分配控制器。同时将四个车轮的轮胎纵向滑移率限定在安全范围内,防止车辆出现打滑的状况,并将四个轮胎的输入转矩之和作为优化的目标函数,即保证了能量最优的同时维持车辆安全的转向行驶。最后通过与比例力矩分配控制算法效果对比仿真,得出 MPC 力矩分配控制器在维持车辆转向稳定方面的有效性,以及在性能方面的优越性。

5.2 论文工作创新点

本文集汽车动力学建模、上层横摆稳定性控制器设计、下层扭矩分配控制器、计算机仿真实验于一体,综合国内外对汽车驱动转向控制研究与本文研究内容,论文的特色和创新点总结如下:

(1) 采用哈希查表算法与滑模控制相结合的方法设计上层横摆稳定控制器,将轮胎侧向力与侧偏角关系通过哈希查表的方式实时查找,并应用于横摆稳定控制器,规避了复杂公式对控制器设计的影响,降低了控制器的复杂度。

(2) 采用 MPC 设计转矩优化分配控制器,将四个车轮的轮胎纵向滑移率限定在安全范围内,规避了防滑控制器的设计,并将四个轮胎的输入转矩之和作为优化的目标函数,即保证了能量最优的同时维持车辆安全的转向行驶。

5.3 论文的展望

本文在 MPC 转矩优化分配控制器设计时,能量与横摆稳定控制目标的系数是确定值,为进一步提升控制器性能,可以考虑将系数自适应,依据工况的紧急程度,自适应调节能量与横摆稳定的占比,进而提升整个控制器的适应工况能力。

参考文献

- [1] 陈禹行. 分布式驱动电动汽车直接横摆力矩控制研究[D]. 吉林大学, 2013.
- [2] Petroleum B. BP Statistical Review of World Energy[DB/OL]. (2014-08-26)
[2014-11-08]. <http://www.bp.com/statisticalreview>.
- [3] 顾洪建, 贺畅, 魏冰. 2018年中国新能源汽车消费者满意度研究分析[J]. 汽车工业研究, 2019, 296(01):36-42.
- [4] Wu F K , Yeh T J , Huang C F . Motor control and torque coordination of an electric vehicle actuated by two in-wheel motors[J]. Mechatronics, 2013, 23(1):46-60.
- [5] Chen Y , Wang J. Adaptive energy-efficient control allocation for planar motion control of over-actuated electric ground vehicles[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2014, 22(4):1362-1373.
- [6] Wang L . The impact of plug-in hybrid electric vehicles on distribution networks: a review and outlook, Renewable and Sustainable Energy Reviews[J]. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 2011, 15(1):544-553.
- [7] Parag Y. Plug-in electric vehicles: What role for Washington?[J]. Transport Reviews. 2010, 30(6):806-808.
- [8] 郭健. 汽车稳定性控制系统控制策略与评价方法研究[D]. 吉林大学, 2011.
- [9] 门金来. 内模控制在汽车稳定控制中的应用研究[D]. 上海交通大学, 2012.
- [10] Susan A F. The Effectiveness of Electronic Stability Control in Reducing Real-World Crashes: A Literature Review[J]. Journal of Crash Prevention & Injury Control, 2008, 8(4):329-338.
- [11] Sferco R, Page Y, Le Coz J Y. Potential effectiveness of electronic stability programs (ESP)-What European field studies tell us[R]. SAE Technical Paper, 2001.
- [12] Sugiyama M, Inoue H, Uchida K, et al. Development of VSC (Vehicle Stability Control) System [R]. TOYOTA Technical Review, 1997, 46(2): 61-68.
- [13] Van Zanten A T. Bosch ESP systems: 5 years of experience[J]. SAE Technical Paper , 2000, 01(5):1633-1640.
- [14] 李永, 宋健. 车辆电子电磁器件力学[M]. 北京: 人民交通出版社, 2010.
- [15] 王景祜, 栾任之. 奔驰轿车的行驶稳定性电子控制系统[J]. 汽车技术,

- 2000,30(3):28-31.
- [16] 贺岩松. 车辆操纵稳定性电子控制模型与系统[J]. 机械与电子, 2004,21(3):20-22.
- [17] PORSCHE CARS NORTH AMERICA INC . Porsche history / milestones[DB/OL].
- [18] 李刚, 姬晓, 徐春生. 分布式驱动电动汽车个性化智能控制关键技术综述[J]. 辽宁工业大学学报:自然科学版, 2019(6):375-380.
- [19] 刘经文. 四轮独立电动车驱动/转向/制动稳定性集成控制算法研究[D]. 吉林大学, 2012.
- [20] Rahman K M , Patel N R , Ward T G . Application of direct-drive wheel motor for fuel cell electric and hybrid electric vehicle propulsion system[J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 2006, 42(5):0-1192.
- [21] Wang R , Chen Y , Feng D . Development and performance characterization of an electric ground vehicle with independently actuated in-wheel motors[J]. Journal of Power Sources, 2011, 196(8):3962-3971.
- [22] 余卓平, 姜炜, 张立军. 四轮轮毂电机驱动电动汽车扭矩分配控制[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2008, 36(8):1115-1119.
- [23] 熊璐, 余卓平. 轮毂电机驱动电动汽车各轮毂电机扭矩分配算法的仿真和评价[J]. 计算机辅助工程, 2010,19(1):27-31.
- [24] 王博, 罗禹贡, 范晶晶. 基于控制分配的四轮独立电驱车辆驱动力分配算法[J]. 汽车工程, 2010, 32(2):128-132.
- [25] 范晶晶, 罗禹贡, 张海林. 全轮独立电驱车辆双重转向控制策略的研究[J]. 汽车工程, 2011, 33(5):369-372.
- [26] 王庆年, 张缓缓, 靳立强. 四轮独立驱动电动车转向驱动的转矩协调控制[J]. 吉林大学学报(工学版),2007,37(05):985-989.
- [27] 王庆年, 王军年, 靳立强. 用于电动轮驱动汽车的差动助力转向[J]. 吉林大学学报(工学版),2009,39(01):732-736.
- [28] Abe M. Vehicle dynamics and control for improving handling and active safety: from four-wheel steering to direct yaw moment control[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 1999, 213(2): 87-101.

- [29] Nagai M, Shino M, Gao F. Study on integrated control of active front steer angle and direct yaw moment[J]. JSAE review, 2002, 23(3): 309-315.
- [30] Tahami F, Kazemi R, Farhanghi S. Fuzzy based stability enhancement system for a four-motor-wheel electric vehicle[J]. SAE Transactions, 2002,111(8):1825-1833.
- [31] Lam T L, Qian H, Xu Y. Direct yaw moment control for four wheel independent steering and drive vehicles based on centripetal force detection[C]//2012 IEEE International Conference on Robotics and Automation. IEEE, 2012: 103-108.
- [32] Maeda K, Fujimoto H, Hori Y. Four-wheel driving-force distribution method for instantaneous or split slippery roads for electric vehicle with in-wheel motors[C]//2012 12th IEEE International Workshop on Advanced Motion Control (AMC). IEEE, 2012: 1-6.
- [33] Tahami, F, Kazemi, R, Farhanghi, S. A novel driver assist stability system for all-wheel-drive electric vehicles[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 52(3):p.683-692.
- [34] 赵彬. 四轮驱动电动汽车操纵稳定性与节能集成优化控制[D]. 吉林大学,2019.
- [35] 王博. 四轮独立电驱车辆实验平台及驱动力控制系统研究[D]. 北京: 清华大学, 2009.
- [36] 汪小林. 四轮驱动电动汽车车身稳定控制策略研究[D]. 电子科技大学, 2013.
- [37] 李琳. 基于转矩分配的轮式驱动电动汽车操纵稳定性控制研究[D]. 沈阳工业大学, 2015.
- [38] 武冬梅. 分布式驱动电动汽车动力学控制机理和控制策略研究[D]. 吉林大学.
- [39] 钱丹剑. 分布式驱动电动汽车横摆力矩控制与转矩分配研究[D]. 吉林大学, 2015.
- [40] 郭文涛. 轮毂电机电动汽车驱动防滑控制研究[D]. 辽宁工业大学, 2016.
- [41] 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.
- [42] 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]. 2015.
- [43] 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.

- [44] 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.
- [45] 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.
- [46] 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.
- [47] 张剑威. 汽车轮胎力学模型研究[D]. 武汉理工大学, 2006.04
- [48] 李以农, 胡一明, 邹桃. 轮毂电机驱动电动汽车横摆稳定性控制[J]. *重庆大学学报*, 2017, 40(12):45-53.
- [49] 瞿宏敏, 程军. 汽车动力学模拟中的轮胎模型述评[J]. *汽车技术*, 1996, 26(7):1-8.
- [50] 李松焱, 闵永军, 王良模. 轮胎动力学模型的建立与仿真分析[J]. *南京工程学院学报(自然科学版)*, 2009, 7(3):34-38.
- [51] 柳江, 陈朋, 李道飞. 基于相平面方法的车辆稳定性控制[J]. *工程设计学报*, 2016, 22(23):416.
- [52] 郭建华. 双轴汽车电子稳定性协调控制系统研究[D]. 吉林大学, 2008.
- [53] Emelyanov S V. Variable Structure automatic control systems [M]. Moscow:1967.
- [54] Utkin V I. Sliding mode and their application in VSS [M]. Moscow:1978.
- [55] 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.
- [56] 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.
- [57] 刘旭, 张袅娜, 周长哲. 纯电动汽车横摆力矩滑模控制[J]. *长春工业大学学报(自然科学版)*, 2017.11(2):116
- [58] 倪雨. 全局滑模控制 Buck 变换器研究[D]. 西南交通大学, 2010.
- [59] 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.

- [60] Ching-Yei Chung S , 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.
- [61] B.A. Guvenc, Bunte T , Odenthal D. Robust two degree-of-freedom vehicle steering controller design[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2004, 12(4):627-636.
- [62] Ji P, Shen B, Chen H. A study on the robust control of active steering system[J]. Automotive Engineering, 2013, 35(12):1092-1098+1116.
- [63] Zhao H , Gao B , Ren B. 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.
- [64] Kalman, R. E . A new approach to linear filtering and prediction problems[J]. Journal of Basic Engineering, 1960, 82(1):35.
- [65] Imsland L, Johansen T A, Fossen T I. Vehicle velocity estimation using nonlinear observers [J]. Automatica, 2006, 42(12):2091-2103.
- [66] Oudghiri M, Chadli M, Hajjaji A E. Lateral vehicle velocity estimation using fuzzy sliding mode observer[C]// Conference on Control & Automation. 2008:209-214.
- [67] Marina H G D , Pereda F J , Giron-Sierra J M . UAV attitude estimation using unscented kalman filter and TRIAD[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2012, 59(11):4465-4474.
- [68] Guo H, Hong C, Fang X. Implementation of EKF for vehicle velocities estimation on FPGA[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2013, 60(9):3823-3835.
- [69] 黄程程. 基于自适应卡尔曼滤波的汽车质心侧偏角估算研究[D]. 吉林大学, 2011.
- [70] 田彦涛, 张宇, 王晓玉. 基于平方根无迹卡尔曼滤波算法的电动汽车质心侧偏角估计[J]. 吉林大学学报:工学版, 2018.197(03):845-852.
- [71] 陈虹. 模型预测控制[M]. 科学出版社, 2013.
- [72] Camacho E F, Bordons C. Model predictive control[M]. Model Predictive control. 2007.
- [73] 任秉韬. 四轮驱动电动汽车转矩协调优化控制研究[D]. 吉林大学, 2017.
- [74] Maciejowski J M. Predictive Control with Constraints[M]. Harlow,

England:Prentice Hall, 2002.

作者简介及科研成果

作者简介：

刘艺，男，1993 年 3 月 14 日出生于吉林省梅河口市，满族，吉林大学在读工学硕士。2012 年至 2016 年就读于长春大学，获得电气工程及其自动化专业工学学士学位；2017 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，从事四轮驱动电动汽车转向稳定等方面的研究，主要研究方向为四轮驱动电动汽车的转向稳定控制。

参加的科研项目：

1. 国家自然科学基金委-中国汽车产业创新发展联合基金“智能网联商用车多车协同控制理论及关键技术”（NO. U1964202）。
2. 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）。
3. 吉林省省校共建计划专项“下一代乘用车的底盘电动化先进技术”（NO. SXGJSF2017-2）。

科研成就：

于树友，刘艺，王宇雷，陈虹. 线控转向系统主动信息安全控制[J]. 控制与决策，2019, 34(11): 2414-2420. (EI)

于树友，刘艺，李文博，陈虹. 四轮独立驱动电动汽车转向稳定控制策略研究[C]. (CPCC 在投)

获奖情况：

2018 年 “华为杯”第十五届全国研究生数学建模竞赛 国家级三等奖

致谢

时光如梭，转眼间我即将结束三年的研究生学习生活，这期间经历了很多快乐与成长，尤其是毕业论文的撰写，从开题报告到完成论文，这其中的每一个环节，都离不开老师、同学、朋友、家人的支持和帮助，谨在这里表达我最真诚的谢意。

首先，要感谢我的导师——于树友教授，从论文选题确定到框架的修改，再到论文的完成，于树友老师在繁忙的工作之中抽出时间给予耐心的指导、提出修改意见，直至论文顺利完成，借此机会向于树友老师表示最衷心的感谢！

同时，感谢施竹清、王伍洋、郭阳、周雨师姐对我科研方向的指导；感谢师兄冯阳阳师弟卢星昊、徐明生耐心帮助我修改论文；感谢同届张健建、王一男、孟凌宇、厉庆华一直以来的陪伴与鼓舞；感谢李文博师弟对我学术上的帮助；此外，要感谢身边的朋友和同学，我们相互鼓励，共同进步。

最后，感谢父母的辛苦付出，无论何时何地，家人永远给予我最大的理解和支持。他们是我最强有力的后盾，让我在拼搏的路上勇往直前。

未来，我将带着吉大的情怀、父母的期望，开始人生的新阶段！