

分类号: U463.4

密 级: 公开

学校代码: 10363

学 号: 2210120120



安徽工程大学

Anhui Polytechnic University

硕士学位论文

题 目

基于改进滑模算法的线控主

动转向控制策略研究

论 文 作 者

马建国

校 内 导 师

肖平 教授

校 外 导 师

杨爱喜 正高级工程师

专业学位类别

机械

研究方向(领域)

汽车转向系统

论文提交日期: 2024 年 5 月 25 日

分类号: U463.4

单位代码: 10363

密 级: 公开

学 号: 2210120120

基于改进滑模算法的线控主动转向控制策略研究
RESEARCH ON CONTROL STRATEGY OF DRIVE-BY-WIRE ACTIVE
STEERING BASED ON IMPROVED SLIDING MODE ALGORITHM

学生姓名: 马建国

指导教师: 肖平(教授)

校外导师: 杨爱喜(正高级工程师)

专 业: 机械

研究方向: 汽车转向系统

论文答辩日期: 2024 年 5 月 25 日

安徽工程大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：我恪守学术道德，崇尚严谨学风。所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已明确注明和引用的内容外，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及成果的内容。论文为本人亲自撰写，我对所写的内容负责，并完全意识到本声明的法律后果由本人承担。

学位论文作者签名：马建国

日期：2024 年 5 月 25 日

安徽工程大学学位论文版权使用授权书

学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅或借阅。本人授权安徽工程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、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

保密 ☐，在 ____ 年解密后适用本版权书。

本学位论文属于

不保密 ☒。

学位论文作者签名：马建国

指导教师签名：高平

日期：2024年5月25日

日期：2024年5月25日

基于改进滑模算法的线控主动转向控制策略研究

摘 要

随着汽车技术的不断发展，特别是智能化技术的兴起，线控转向（SBW）技术作为汽车智能化的重要组成部分，要求汽车在操控性能和安全性方面表现更为出色。本文对搭建整车模型、传动比的设计方法、改进滑模的线控主动转向控制算法和实车实验分析这四个方面的进行了研究。

首先，在本研究中，详细介绍了线控转向系统的结构及原理，以及 SBW 系统动力学建模的基本方法。通过对方向盘模型、转向执行模型和永磁同步电机模型等进行细致分析，建立了全面的动力学模型，为后续控制策略的设计和优化奠定了基础。文章提出了二自由度汽车模型和轮胎仿真模型，建立汽车非线性二自由度仿真模型和 Carsim-Simulink 联合仿真模型，验证了模型的准确性和可靠性。

进一步，本研究针对线控转向变传动比算法进行了深入探讨。分析机械转向特性，针对基于单一转向灵敏度或侧向加速度的缺点，提出了改进的 SBW 系统理想传动比的设计方法，在不同的车速区间，对传动比调整并优化，中高速段的传动比控制规律基于转向灵敏度和侧向加速度联合控制设计，实验结果表明车辆的横摆角速度和质心侧偏角均有所降低。后使用 MATLAB 遗传算法工具箱，以汽车操纵稳定性评价指标为优化目标函数，对转向灵敏度参数优化。变传动规则综合考虑车辆的横向姿态变化和侧向稳定性需求，仿真分析结果表明

本文提出的变传动比方案能够有效提高汽车的操控稳定性。

接着，在 SBW 主动转向控制策略设计方面，本文基于滑模变结构控制原理，通过设计滑模面和调整趋近速率，建立了一个以横摆角速度和车辆质心侧偏角为控制目标的主动前轮转向系统的滑模控制策略，并验证滑模控制器控制系统的有效性和可行性。为了精确监控控制系统中的汽车质心侧偏角，考虑到汽车的非线性特点，采用了无迹卡尔曼滤波技术进行角度观测。为了进一步优化控制器的参数，提出了基于 PSO 的滑模控制器参数优化方法，初选滑模控制器参数 λ 、 λ_1 、 λ_2 、 ε 和 k ，经过仿真迭代后，得到最优一组参数，并对车辆处于有无侧向风下进行仿真验证。研究结果显示，在多目标粒子群优化技术改进的滑模控制器作用下，汽车对外部横向力的干扰有更强的抵抗能力，能够有效控制汽车在多变道路及不稳定条件下的驾驶路径。

最后，为验证本文研究开发的线控转向系统在实际应用中的性能，将本文建立的线控转向模型及控制策略集成在实验滑板底盘上，通过滑板底盘实车试验，验证了所提方法在低速工况下的实用性和有效性，为汽车线控转向系统的智能化发展提供了关键的理论依据和实践经验。

关键词：汽车线控主动转向，理想传动比，Carsim-Simulink 联合仿真，PSO-SMC，UKF，实车试验

RESEARCH ON CONTROL STRATEGY OF DRIVE-BY-WIRE ACTIVE STEERING BASED ON IMPROVED SLIDING MODE ALGORITHM

ABSTRACT

With the continuous development of automotive technology, especially the rise of intelligent technology, the steering-by-wire (SBW) technology, as an important part of automotive intelligence, requires cars to perform better in terms of handling performance and safety. This paper studies the four aspects of building a complete vehicle model, the design method of transmission ratio, the improved sliding mode active steering by wire control algorithm and the analysis of real vehicle experiments.

First, this study thoroughly presents the design and operational mechanics of the steer-by-wire system, as well as the basic method of SBW system dynamics modeling. Through an in-depth examination of the steering wheel design, actuation mechanisms, and the permanent magnet synchronous motor (PMSM) framework, a holistic dynamics model for the system was constructed. This model serves as the groundwork for future design enhancements and control strategy optimizations. The study introduces a bidirectional vehicle model alongside a tire dynamics simulation to formulate a nonlinear

bidirectional vehicle simulation framework, thereby reducing redundancy in expression. At the same time, the establishment of the Carsim-Simulink joint simulation model was completed, verifying the accuracy and reliability of the model.

Further, this study delves into the variable transmission ratio algorithm for steer-by-wire (SBW) systems. Analyzing the characteristics of mechanical steering and addressing the limitations of designs based solely on steering sensitivity or lateral acceleration, an enhanced method for determining the ideal transmission ratio for SBW systems is proposed. The transmission ratio is adjusted and optimized in different vehicle speed ranges. The transmission ratio control law in the medium and high-speed sections is based on the joint control design of steering sensitivity and lateral acceleration. Experiments The results show that the vehicle's yaw angular velocity and center-of-mass sideslip angle are reduced. Then, the MATLAB genetic algorithm toolbox was used to optimize the steering sensitivity parameters by taking the vehicle handling stability evaluation index as the optimization objective function. The variable transmission rules comprehensively consider the vehicle's lateral attitude changes and lateral stability requirements. The simulation analysis results show that the proposed variable transmission ratio scheme can effectively improve the vehicle's handling stability and responsiveness.

Next, the formulation of an active steering control scheme for Steer-by-Wire systems is addressed by employing sliding mode variable structure control theory. The process entails designing a sliding mode surface and setting the rate of convergence to establish a sliding mode controller aimed at active front wheel steering. This controller focuses on adjusting yaw angular velocity and modulating the center of mass side slip angle. The performance and feasibility of this sliding mode control system are demonstrated through careful validation. At the same time, the car's center-of-mass side slip angle is an input variable of the controller and needs to be accurately observed. Since the car is a highly nonlinear system, it is difficult to estimate the center-of-mass side slip angle. In order to accurately monitor the lateral deflection angle of the centre of mass of the car in the control system, considering the non-linear characteristics of the car, a traceless Kalman filtering technique is used for the angle observation. The sliding mode controller parameters λ , λ_1 , λ_2 , ε and k are initially selected. After simulation iterations, an optimal set of parameters is obtained. And conduct simulation verification on the vehicle with or without lateral wind. Experiments show that the car controlled by the sliding mode controller optimized by the multi-objective particle swarm algorithm can better resist the interference of external lateral forces and play a better control role in the driving trajectory of the car on complex roads and uncertain environments. .

Finally, in order to verify the performance of the steer-by-wire system developed in this article in practical applications, the steer-by-wire model and control strategy established in this article were integrated on the experimental skateboard chassis. Through the actual vehicle test of the skateboard chassis, the proposed method was verified. Practicality and effectiveness provide important theoretical and practical support for the intelligence of automobile steering-by-wire systems.

JianGuo Ma (Mechanical Engineering)

Supervised by Ping Xiao

KEY WORDS: Automobile active steering by wire, Ideal transmission ratio, Carsim-Simulink Joint simulation, PSO-SMC, UKF, Real vehicle test

目录

第 1 章 绪论	1
1.1 研究背景和意义	1
1.2 国内外研究现状	2
1.2.1 线控转向技术发展概述	2
1.2.2 主动转向研究现状	4
1.3 主要研究内容	6
第 2 章 汽车线控转向动力学建模	8
2.1 线控转向系统结构及原理	8
2.2 SBW 系统动力学建模	9
2.2.1 方向盘模型	10
2.2.2 转向执行模型	10
2.2.3 永磁同步电机模型	11
2.2.4 线控转向 Simulink 模型建立	13
2.3 汽车非线性二自由度仿真模型的建立	15
2.3.1 二自由度汽车模型	15
2.3.2 轮胎仿真模型的建立	17
2.3.3 车辆非线性二自由度模型及验证	19
2.4 Carsim-Simulink 联合仿真模型的建立	21
2.4.1 Carsim 整车模型建立	21
2.4.2 Carsim-Simulink 联合仿真模型建立	23
2.5 SBW 整车模型仿真验证	23
2.6 本章小结	25
第 3 章 线控转向变传动比算法设计	26
3.1 机械转向特性分析	26
3.2 SBW 系统理想传动比的设计	28
3.2.1 理想传动比设计要求	28
3.2.2 理想传动比设计原理	28

3.2.3 基于转向灵敏度设计变角传动比	29
3.2.4 基于侧向加速度设计变角传动比	30
3.3 理想传动比设计仿真分析	31
3.4 转向灵敏度增益优化	33
3.4.1 汽车操纵稳定性评价指标	33
3.4.2 转向灵敏度优化	36
3.5 变传动比优化及验证	38
3.6 本章小结	42
第 4 章 SBW 主动转向控制策略设计	43
4.1 滑模变结构控制理论	43
4.1.1 滑模面设计:	43
4.1.2 趋近率设计:	44
4.2 车辆质心侧偏角观测器设计	44
4.2.1 无迹卡尔曼滤波简介	45
4.2.2 基于无迹卡尔曼滤波的质心侧偏角估计	47
4.2.3 质心侧偏角观测器验证	49
4.3 主动前轮转向滑模控制系统设计	52
4.3.1 SBW 主动转向控制策略	52
4.3.2 滑模控制器设计	53
4.4 本章小结	57
第 5 章 基于 PSO 的滑模控制器参数优化	58
5.1 多目标粒子群算法	58
5.1.1 粒子群算法的基本形式	58
5.1.2 粒子群算法的基本原理	59
5.2 基于改进 PSO 算法的 SMC 控制器设计	60
5.2.1 改进 PSO 算法初始化	60
5.2.2 PSO-SMC 控制器设计	60
5.3 仿真验证	62
5.3.1 无侧向风影响的方向盘角阶跃工况仿真	62

5.3.2 侧向风影响下的方向盘角阶跃工况仿真	64
5.4 本章小结	65
第 6 章 线控转向实车试验	66
6.1 硬件设计	66
6.2 软件设计	68
6.3 实车试验测试	71
6.4 本章小结	74
第 7 章 总结与展望	75
7.1. 论文工作总结	75
7.2 展望	75
参考文献	76
攻读学位期间发表的学术论文目录	83
致谢	84

第 1 章绪论

1.1 研究背景和意义

线控转向是一种车辆转向系统，通过电子控制而不是传统的机械连接来控制车轮的转向^[1]。线控转向技术在过去几十年里经历了从机械化到电子化、数字化和智能化的演变^[2]。

在早期阶段，汽车的转向系统主要依赖于机械连接，驾驶员通过转动方向盘来直接控制车轮的转向。这种机械化系统简单可靠，但精度和灵活性有限。随着电子技术的发展，线控转向系统逐渐引入了电子元件，以提供更精确的控制和更多的功能。电子化的转向系统通过传感器和执行器实时监测车辆的状态，并根据驾驶员的输入调整转向力度和角度。这使得驾驶更加轻松舒适，并且为其他辅助功能（如自动驾驶^[3]、车道保持辅助^[4]等）的实现奠定了基础。随着数字技术的进步，线控转向系统进一步演变为数字化系统。数字化技术使得转向系统能够处理更多的数据，并实现更复杂的算法来提高性能。例如，数字化系统可以根据车辆速度、路况和驾驶员的行为实时调整转向响应，从而提高驾驶的稳定性和舒适性^[5]。随着人工智能和机器学习的应用，线控转向技术进入了智能化阶段。智能化的转向系统可以通过学习驾驶员的驾驶习惯和路况，自动调整转向参数，以实现更个性化的驾驶体验。此外，智能转向系统还能够与其他车辆系统（如自适应巡航控制^[6]、交通识别^[7]等）进行数据交换和协同工作，从而进一步提高驾驶的安全性和效率。

线控转向技术的演变提升了操控精度、响应速度和功能性，应用领域也不断拓展，成为模型车辆、无人驾驶车辆等领域不可或缺的关键技术之一^[8]。通过电子控制，车辆可以更快速、更精准地响应驾驶者的指令，提高了操控的准确度和灵活性，尤其在紧急情况下可以更好地避免危险。此外，线控转向系统还可以根据不同的驾驶环境和驾驶者的习惯进行调节，提供更个性化的驾驶体验，从而增加了驾驶的舒适感。

综合来看，线控转向技术的引入不仅提升了车辆性能，也符合现代驾驶者对驾驶体验的需求和期待。这项技术对于提高驾驶的便捷性、舒适性和安全性等问

题具有重要的意义和价值^[9,10]。

1.2 国内外研究现状

1.2.1 线控转向技术发展概述

线控转向技术是汽车控制系统中的关键技术之一，在自动驾驶、车辆稳定性控制以及驾驶辅助系统等领域发挥着重要作用^[11]，在汽车工业中引起了广泛的关注和研究。

国际知名供应商如博世^[12]、采埃孚^[13]等对线控转向系统进行了深入研究，并制造了物理样机进行试验研究。同时，国际著名汽车生产商如奔驰^[14]、宝马^[15]、通用^[16]等也展出了采用线控转向系统的概念车，展现了未来汽车工业的潜力和技术发展方向。

2013 年英菲尼迪推出了世界上第一款配备线控转向系统的量产车型——英菲尼迪 Q50^[17]，后引进国内，英菲尼迪国产 Q50L 的顶配车型搭载了 Direct Adaptive Steering（DAS）系统^[18]，这是一种电子线控转向技术，通过实时调整转向比例和感觉力度，提升了驾驶员对车辆的控制感和舒适性^[19,20]。



图 1-1 英菲尼迪国产 Q50L

2019 特斯拉首席执行官埃隆·马斯克（Elon Musk）推出美国首款电动皮卡，名为 Cybertruck^[21~22]。特斯拉 Cybertruck 是一款代表性的自动驾驶电动皮卡，对线控转向系统提出了更高要求的问题。在自动驾驶模式下，车辆需要具备更强的智能感知和决策能力，以应对复杂的交通环境和道路条件^[23]。



图 1-2 特斯拉 Cybertruck

2022 年，丰田在日本推出了其首款量产纯电动汽车 bZ4X SUV^[24]，bZ4X 是日本丰田汽车公司推出的第一款从零开始打造的全电动汽车，引入了电动助力转向系统。同年广汽丰田打造了首款基于纯电平台 e-TNGA 的全球化车型广汽丰田 bZ4X，将线控转向技术与电动化技术相结合，提升了车辆的操控性和稳定性^[25~26]。优化了转向系统的响应速度和精确度，以确保车辆在各种驾驶场景下都能够实现灵活的转向控制。



图 1-3 广汽丰田 bZ4X

雷克萨斯 RZ450e^[27]是丰田旗下高端品牌雷克萨斯推出的首款纯电动 SUV，标志着其在电动化和智能化方面的重大突破。雷克萨斯 RZ450e 首次亮相于 2022

年4月，作为雷克萨斯品牌的首款纯电动SUV，它不仅代表了雷克萨斯在电动化领域的重要布局，也展示了其在智能化技术上的前沿探索^[28]。RZ450e配备了先进的线控转向系统^[29]，通过电子信号而非传统机械连接控制转向，从而提升操控精度和响应速度。



图 1-4 雷克萨斯 RZ450e

线控转向技术在汽车工业中的具有良好的应用前景。然而，要实现线控转向系统在自动驾驶领域的广泛应用，仍需要进一步的研究和技术突破。

1.2.2 主动转向研究现状

线控转向技术已成为汽车领域的研究热点之一，其主动转向系统在提升车辆操控性、舒适性和安全性方面具有巨大潜力。

阎春利等人^[30]采用模糊 PID 控制方法，通过对线控转向系统进行研究，提高了车辆的横摆稳定性，相较于 PID 控制和比例控制，效果更为显著。谢立刚等人^[31]采用基于指数趋近律的滑模控制算法，实现了线控转向系统汽车的主动转向功能，仿真结果显示相较于 PI 控制器，该方法能更有效地提升车辆在低附着路面和高速行驶时的行驶稳定性。杜明志等人^[32]采用了基于前馈-反馈联合控制的策略，通过动力学分析和仿真试验，实现了实时调整前轮转角的目标，提高了车辆的操控性和稳定性。赵林峰等人^[33]设计基于横摆角速度动态反馈的可拓滑模控制器，在变角传动比前馈控制的基础上实现了主动转向系统的控制。仿真试验和硬件在环验证结果显示，该控制策略相较于无控制及滑模控制，有效提高了汽车的行驶稳定性。张庭芳等人^[34]采用滑模控制算法，实现了更好的理想值追踪，提高了汽车操纵稳定性和驾驶轻便性，相较于 PID 控制和无控制情况表现更佳。

刘军等人^[35]采用了转向传动比随车速变化的控制规则和模糊自适应 PI 控制器, 这些控制方法有效提高了车辆的横向稳定性和车身侧倾稳定性。王宁等人^[36]采用自适应模糊 PI 控制理论设计了主动转向控制器, 进行了鱼钩阶跃仿真试验验证表明, 该控制策略显著提高了汽车行驶稳定性。韩坤等人^[37]通过基于横摆角速度反馈的滑模变结构控制器设计。

胡乐乐等人^[38]通过结合理想传动比前馈控制和基于状态监测的反馈补偿机制, 分割速度区间确定理想传动比, 在高速转向情况下, 以横摆角速度和质心侧偏角为状态变量的线性二次最优控制进行反馈补偿控制, 并证实方案的有效性。于蕾艳等人^[39]设计了一种基于追踪期望横摆角速度且在稳态下目标质心侧偏角为零的主动转向控制策略, 有效减小了稳态时的质心侧偏角。杨胜培等人^[40]采用基于车辆横摆角速度与稳态横摆角速度之差和车辆侧向加速度与理想侧向加速度之差的驾驶员模型, 结合整车模型和综合评价指标函数, 对线控转向系统进行优化。仿真试验结果表明该优化提高了汽车的操纵稳定性。霍春宝等人^[41]采用基于遗传算法优化的 BP 神经网络控制方法, 证明了其在汽车线控主动转向系统中具有良好的控制效果, 能够显著提高汽车行驶稳定性, 实现实际横摆角速度对理想横摆角速度的良好跟踪。梅炜炜等人^[42]引入了一种模糊控制器, 该控制器综合考虑了横摆角速度和车辆质心的侧偏角。通过调整转向角度变化率, 此方法能够有效地调节前轮的附加转角, 以优化车辆的操控性能。孔慧芳等人^[43]采用模糊滑模控制方法, 成功削弱了汽车线控转向系统中的抖振现象, 并且在面对路面条件变化时表现出良好的响应速度和鲁棒性。

Wenbin S 等^[44]设计了基于传统模型预测控制 (TMPC) 和可变视野鲁棒模型预测控制 (VRMPC) 的主动转向控制器, 并在仿真测试和硬件在环测试中验证。实验结果表明, 与 TMPC 相比, 基于 VRMPC 的主动转向控制器能够在不同条件下提高车辆稳定性, 并扩大稳定控制范围。Meng L 等^[45]结合了模糊控制算法和 PID 控制, 构建了模糊 PID 控制策略, 并将遗传算法整合到基本模糊规则中。算法考虑包括角动量、角速度、线速度和线加速度等多个变化, 构建更复杂的模糊规则。结果表明, 改进算法具有更好的性能。Hongjuan L 等^[46]提出了一种模糊自适应高阶滑模控制方法, 用于 SBW 前轮转角的跟踪控制, 在实际应用中取得了更好的控制性能。Lingfeng Z 等^[47]提出了一种基于主动前轮转向控制的稳定

控制方法，通过 PID 控制设计内环角度跟踪控制器和利用改进的主动干扰抑制控制器设计外环控制器来提高转向操纵系统的稳定性，仿真和车辆测试结果表明，该方法有效改善了 SBW 系统的操纵稳定性。Hafiz M S 等^[48]采用 PID 和前馈控制器设计了一种主动前轮转向（AFS）控制策略，结合 SBW 系统控制前轮转角，并应用欠稳定梯度方程。通过模拟验证了该方法，结果表明相比传统的电动助力转向系统，该方法在改善了转向操纵性的同时简化了设计流程。Junaid I 等^[49]提出了一种自适应全局快速滑模控制（AGFSMC）用于具有未知转向参数的 SBW 系统车辆，结果表明该方案在不同驾驶条件下具有优秀的性能。

分析上述研究发现，滑模控制算法能够有效地抵抗外部干扰和模型不确定性，提高系统的鲁棒性和稳定性，故常用于线控主动转向中。但是滑模控制器的参数决定了系统的响应速度和稳定性，且参数调节过程极为复杂。本文提出一种基于粒子群优化滑模的 SBW 主动转向控制策略，结合了粒子群优化算法和滑模控制理论，能够在线控转向系统中实现高效的参数调节和优化，提高系统的稳定性和鲁棒性。通过粒子群优化滑模控制，线控转向系统可以更快地响应外部环境的变化和驾驶者的指令，实现更精准的车辆操控。相比传统的控制方法，粒子群优化滑模控制能够在各种复杂驾驶场景下实现更优秀的性能，提升了驾驶体验和安全性。

1.3 主要研究内容

本论文的研究主要聚焦于汽车线控转向系统的建模、仿真验证、控制策略设计及实车试验。具体而言，研究内容可以分为以下几个方面：

第二章主要围绕汽车线控转向系统的动力学建模展开，包括系统结构及原理、SBW 系统动力学建模和汽车非线性二自由度仿真模型的建立。通过详细解析线控转向系统的结构和原理，揭示了系统内部各个组成部分的功能和作用，为后续建模提供了基础。接着，研究了 SBW 系统动力学建模的具体步骤，包括方向盘模型、转向执行模型和永磁同步电机模型的建立。这些模型的构建为理解系统的动态特性和设计控制策略提供了依据。随后，通过建立汽车的非线性二自由度仿真模型，包括二自由度汽车模型和轮胎仿真模型，对汽车的运动特性进行了深入研究，并验证了模型的准确性。同时，还介绍了 Carsim-Simulink 联合仿真模型的建立方法，提高了仿真的精度和可靠性。

第三章重点对线控转向变传动比算法设计，具体包括机械转向特性分析、SBW 系统理想传动比的设计以及变传动比的优化和验证。通过对机械转向特性的分析，深入理解了转向系统的工作原理和特性，为后续设计提供了基础。接着，详细介绍了 SBW 系统理想传动比的设计方法，包括设计要求、设计原理以及基于转向灵敏度和侧向加速度的传动比设计。这些设计方法旨在优化系统的性能和稳定性。然后，通过仿真分析对理想传动比设计进行验证，以确保设计方案的有效性和可行性。随后，对转向灵敏度增益进行优化，包括汽车操纵稳定性评价指标和转向灵敏度的优化方法。这些优化措施旨在提高系统的响应速度和操控性能。最后，对变传动比设计进行了优化和验证，以确保系统在不同工况下的稳定性和性能。

第四章深入讨论了 SBW 系统的主动转向控制策略，涵盖了滑模变结构控制的理念、车辆动态特性中的质心侧偏角估计算法，以及基于滑模控制的前轮主动转向系统算法设计。首先，通过阐述滑模变结构控制的基础知识及其设计流程，本章及之后的控制算法奠定了理论基础。随后，本章提出了一种基于无迹卡尔曼滤波的车辆质心侧偏角估计算法，对该角度进行准确的推估，增强了控制系统的预测性和精确度。

第五章则基于 PSO 算法对滑模控制器参数进行优化，并通过仿真验证控制器在不同工况下的性能表现。首先，介绍了多目标粒子群算法的基本原理和设计方法，为控制器参数优化提供了基础。接着，设计了基于改进 PSO 算法的 SMC 控制器，并通过仿真验证了控制器在无侧向风和侧向风影响下的控制效果。

最后，在第六章进行了实车滑板底盘试验，包括硬件设计、软件设计以及试验测试，并对试验结果进行总结和分析，验证了研究成果的实际效果和可行性。

第 2 章汽车线控转向动力学建模

2.1 线控转向系统结构及原理

线控转向系统的结构分为方向盘总成、转向执行总成和线控转向控制器三部分。结构简图如图 2-1 所示。

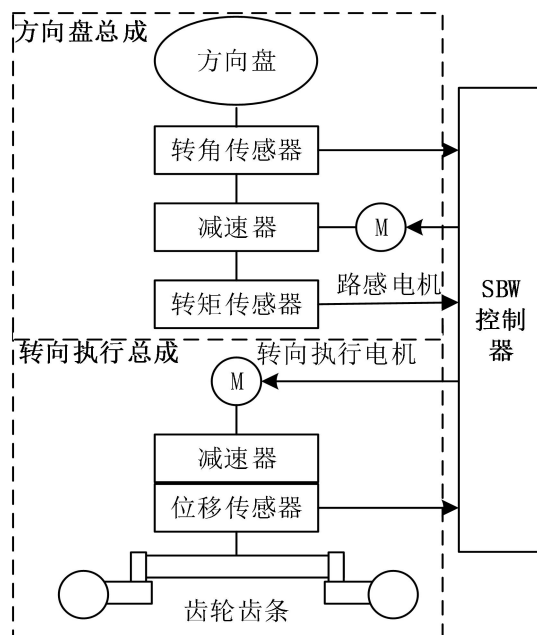


图 2-1 线控转向系统结构

（1）方向盘总成

线控转向系统的方向盘总成是该系统的核心组件，承担着驾驶员与车辆转向之间的直接连接^[50]。它包括方向盘、转向柱、传感器和控制单元等部件，通过感知驾驶员的操控并将指令传达给车辆的转向执行器，实现精准的转向控制。方向盘总成的设计和工程考虑到舒适性、精准度以及安全性，以确保驾驶员在驾驶过程中获得良好的操控感和稳定性。

（2）转向执行总成

线控转向系统的转向执行总成是该系统另一核心组件，包括电机、齿轮传动装置、传感器以及控制单元等多个要素的集合^[51]。其作用在于接收来自驾驶员或自动化系统的指令，将电信号转化为机械运动，实现车辆转向。该总成的精密设计和高效执行使得车辆能够响应迅速、精准地执行转向指令，同时通过各种传感器和反馈机制实现对车辆状态的实时监测和调整，以确保安全性与驾驶舒适性的

平衡。

（3）线控转向系统控制器

线控转向系统控制器是汽车转向系统的大脑，负责接收传感器采集的数据，如方向盘转角、车速和路面情况，并通过算法处理实时信息，生成相应的控制信号，控制执行器实现车辆转向^[52]。其关键在于确保精准的转向响应和稳定的车辆控制，同时考虑到安全性和驾驶舒适性，为驾驶员提供卓越的操控体验。

线控转向系统原理为：线控转向系统的结构包含多种传感器，用于实时检测汽车的运动状态参数。控制系统即时接收传感器信号，并经过计算和分析，输出最优的电压和电流信号，以控制执行电机转动，从而启动转向器完成转向轮的转向。同时，系统还需要实时感知路面信息，即路感反馈。通过获取轮胎回正力矩的传感器信号，并经由 ECU 内置算法程序处理，控制单元能够生成适宜的电压与电流信号，进而驱动路感电机产生相应的力反馈信号，此信号随后被传递至方向盘，使得驾驶员能够直接感受到来自路面的反馈。在实施转向操作时，系统通过精确控制，提供了适宜的转向手感，确保在低速行驶时转向操作轻便，而在高速行驶时则能够传递充足的路感。同时，在转向盘回正过程中，系统保障了转向盘能够平滑且连续地返回初始位置^[53]。线控转向系统工作流程如图 2-2 所示。

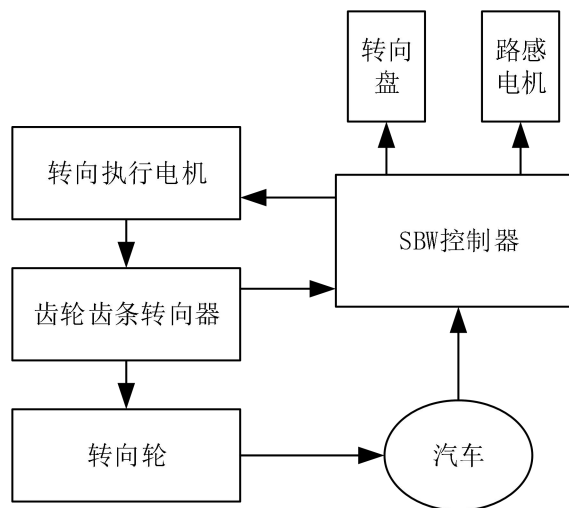


图 2-2 线控转向系统工作流程

2.2 SBW 系统动力学建模

先根据线控转向系统物理模型，简化得到微分方程，在此基础上构建其数学模型。

2.2.1 方向盘模型

转向盘和转向管柱集成模块是线控转向系统的核心组件。这些核心组件主要包括：转向盘、转向管柱、角度/扭矩感应器、路面反馈模拟机制以及电子控制单元等。依据牛顿的运动规律，可以推导出转向盘的动力学微分方程：

$$J_{sw} \ddot{\theta}_{sw} + B_{sw} \dot{\theta}_{sw} = T_{sw} - K_1(\theta_{sw} - \frac{\theta_m}{G_m}) + T_{frsw} \quad (2-1)$$

$$T_m = J_m \ddot{\theta}_m + B_m \dot{\theta}_m + K_1(\frac{\theta_m}{G_m} - \theta_{sw}) / G_m + f_m \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_m) \quad (2-2)$$

式中， J_{sw} — 方向盘转动惯量； θ_{sw} — 方向盘转角； B_{sw} — 转向柱阻尼系数； T_{sw} — 方向盘转矩； K_1 — 转向柱扭转刚度； G_m — 转向电机减速比； θ_m — 电机轴转角， T_{frsw} — 方向盘等效摩擦力矩， J_m — 电机轴转动惯量； T_m — 转向电机产生的电磁扭矩； B_m — 电机轴阻尼系数， f_m — 电机库伦摩擦力常数。

同理，可得路感模拟系统动力学微分方程：

$$T_m = J_m \ddot{\theta}_m + B_m \dot{\theta}_m + K_1(\frac{\theta_m}{G_m} - \theta_{sw}) / G_m \quad (2-3)$$

式中， J_m — 电机轴转动惯量； T_m — 转向电机产生的电磁扭矩； B_m — 电机轴阻尼系数。

根据直流电机电磁学原理，可得其电磁转矩与工作电流之间的函数关系。

$$T_m = I_a K_{ft} \quad (2-4)$$

式中： I_a — 转向电机流过的电流； K_{ft} — 电机转矩系数。

2.2.2 转向执行模型

转向执行机构主要组成部分包括转向电机、电机减速装置、齿轮与齿条以及转向轮的转向系统。通过受力分析，可以建立该系统的微分方程模型，来描述各组件之间的动态关系和相互作用。齿轮齿条部分动力学微分方程：

$$M_r \ddot{X}_r + B_r \dot{X}_r + K_r X_r = \frac{K_2(\theta_M - G_M \frac{X_r}{r_p})}{r_p} - \frac{K_{kp1}(\frac{X_r}{N_{L1}} - \theta_{FW1})}{N_{L1}} - \frac{K_{kp2}(\frac{X_r}{N_{L2}} - \theta_{FW2})}{N_{L2}} \quad (2-5)$$

式中, M_r — 齿条质量; B_r — 齿条阻尼系数; K_{kpi} — 转向轮扭转刚度; K_r — 齿条刚度; N_{Li} — 两侧齿条到转向轮传动比; θ_{FWi} — 转向轮转角。

转向轮部分微分方程:

$$J_{W1}\ddot{\theta}_{W1} + B_{kp1}\dot{\theta}_{W1} = K_{kp1}\left(\frac{X_r}{N_{L1}} - \theta_{W1}\right) - T_1 \quad (2-6)$$

$$J_{W2}\ddot{\theta}_{W2} + B_{kp2}\dot{\theta}_{W2} = K_{kp2}\left(\frac{X_r}{N_{L2}} - \theta_{W2}\right) - T_2 \quad (2-7)$$

式中, J_{Wi} — 转向轮转动惯量; B_{kpi} — 转向轮阻尼系数; T_i — 转向轮转动回正力矩。

转向电机动力学微分方程:

$$T_M = J_M\ddot{\theta}_M + B_M\dot{\theta}_M + K_2\left(\theta_M - \frac{X_r G_M}{r_p}\right) \quad (2-8)$$

式中, J_M — 电机轴的转动惯量; T_M — 转向电机转矩; θ_M — 电机轴转角;

B_M — 电机轴阻尼系数; K_2 — 电机轴扭转刚度; G_M — 电机减速器减速比;

X_r — 齿条位移; r_p — 转向器分度圆小齿轮半径。

2.2.3 永磁同步电机模型

在汽车转向系统中, 一般选择永磁同步电机作为转向电机。这种电机具有较高的效率和功率密度, 意味着在相同的体积和重量下, 它能够提供更大的输出功率。除此之外, 永磁同步电机还具备快速响应的特点, 这使得它能够迅速地响应控制信号, 实现精准的转向控制。因此, 它能够有效提升车辆的操控性和响应性, 为驾驶员提供更灵活、更流畅的驾驶体验^[54~55]。

(1) 永磁同步电机工作原理

永磁同步电机控制的工作原理是基于传感器获取电机状态信息, 如转子位置和速度, 这些信息通过矢量控制处理, 计算出所需的电流指令。这些指令通过逆变器转换为相应的电压信号, 输入到电机相端, 产生所需的磁场和转矩, 驱动电机实现预期的转速和扭矩输出。这个过程实现了对电机的精确控制, 提高了效率和性能, 并且通常使用闭环反馈来不断调整控制算法以适应变化的工作条件和要求^[56~57]。永磁同步电机的原理框图如图 2-3 所示。

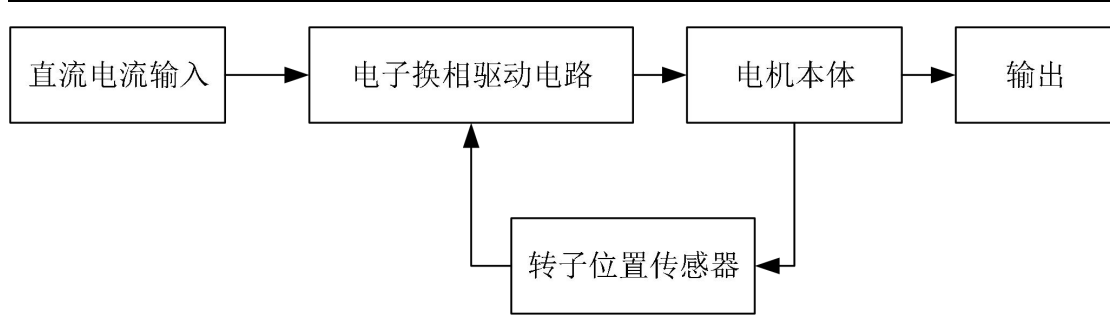


图 2-3 永磁同步电机原理框图

(2) 永磁同步电机的基本方程

在研究永磁同步电机时，为了更容易地分析其稳态与动态特性，常采用同步旋转坐标系（即 d - q 坐标系）中的数学模型^[58]。定子电压方程能够被重新表述为：

$$\begin{cases} u_d = Ri_d + \frac{d}{dt}\psi_d - \omega_e \psi_q \\ u_q = Ri_q + \frac{d}{dt}\psi_q + \omega_e \psi_d \end{cases} \quad (2-9)$$

定子磁链方程为

$$\begin{cases} \psi_d = L_d i_d + \psi_f \\ \psi_q = L_q i_q \end{cases} \quad (2-10)$$

将(2-9)带入(2-10)，得定子电压方程为

$$\begin{cases} u_d = Ri_d + L_d \frac{d}{dt}i_d - \omega_e L_q i_q \\ u_q = Ri_q + L_d \frac{d}{dt}i_q + \omega_e (L_d i_d + \psi_f) \end{cases} \quad (2-11)$$

式中： u_d 、 u_q 分别是定子电压得 d - q 轴分量； i_d 、 i_q 分别是定子电流的 d - q 轴分量； R 是定子的电阻； ψ_d 、 ψ_q 是定子磁链的 d - q 轴分量； ω_e 是电角速度； L_d 、 L_q 分别是 d - q 轴电感分量； ψ_f 代表永磁体磁链。

在 d - q 坐标系下永磁同步电机的转矩方程：

$$T_e = \frac{3}{2} p_n i_q \left[i_d (L_d - L_q) + \psi_f \right] \quad (2-12)$$

永磁同步电机运动学方程：

$$\begin{cases} J \frac{d\Omega}{dt} = T_e - T_L - B\Omega \\ \Omega = \frac{d\theta}{dt} \end{cases} \quad (2-13)$$

式中： Ω 为电机转子机械角速度，其中 $\omega_e = n_p \Omega$ ； J 为电机转动惯量； T_L 为电机负

载转矩； B 为阻力系数。通过研究永磁同步电机中的定子磁链、电流、转矩及其运动方程，构建了一个全面的数学模型。电机相关参数如表 2-1 所示。

表 2-1 电机相关参数

参数名称	数值
极对数	4
输入功率 (kw)	0.881
输出功率 (kw)	0.648
转子额定转速 (rpm)	1200
输出转矩 (N·m)	5.3
磁阻转矩 (N·m)	0.0012
转矩常数 K_t (N·m/A)	0.00085

2.2.4 线控转向 simulink 模型建立

线控转向系统的 Simulink 完整模型包含永磁同步电机模型、齿轮齿条模型和转向轮模型，如图 2-4、2-5 和 2-6 所示。永磁同步电机模型涵盖了电动助力转向装置的动力学特性，考虑了电机的转速、扭矩输出和电气特性，以模拟其对转向系统施加的力矩。齿轮齿条模型则模拟了转向装置中齿轮和齿条的相互作用，考虑了传动装置的传递效率和力矩损失。转向轮模型则描述了车辆转向轮的运动学特性，以使模型能够准确模拟车辆转向时的行为和响应。整合这些模型可以实现对线控转向系统全面的仿真和分析，以优化系统设计和性能^[59]。

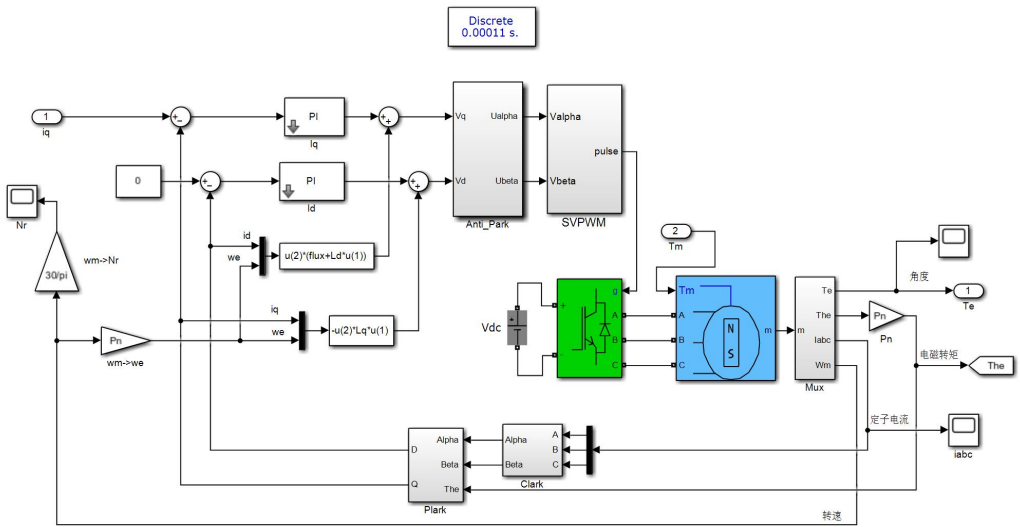


图 2-4 永磁同步电机 simulink 模型

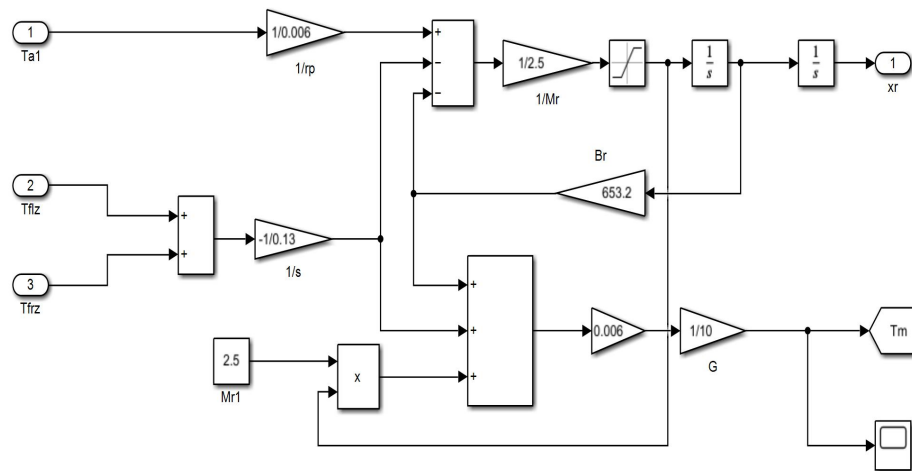


图 2-5 齿轮齿条 simulink 模型

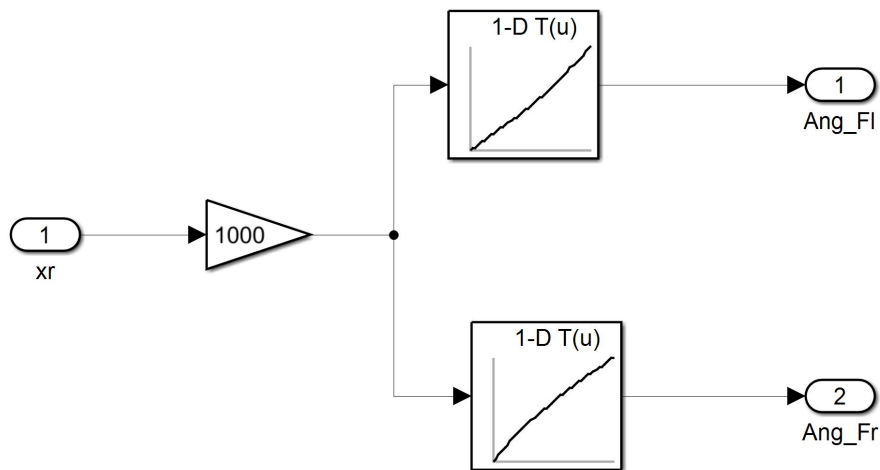


图 2-6 转向轮 simulink 模型

将永磁同步电机模型、齿轮齿条模型和转向轮模型联立可得线控转向系统 *simulink* 完整模型，如图 2-7 所示。相关模型都分别由模块表示，它们通过信号连接来共同工作，输入和输出之间的箭头表示数据流向，方框内的其他符号和线路代表了各个模块内部的复杂逻辑和计算过程。

转向系统的核心是转向执行电机模块，其主要功能是接收电压信号作为输入，并基于这一输入生成电机的电磁转矩作为输出。随后，这一电磁转矩连同左右车轮的回正力矩一起，被送入执行组件模块。在这个模块中，这些输入信号被转换为两个关键的输出：执行电机的转角和齿条的位移。这个执行电机的转角不仅是执行组件模块的一个输出，也被反馈至转向执行电机模块以优化性能。最后，轮模型模块将齿条位移作为输入，并据此计算左右前轮的转角作为输出。

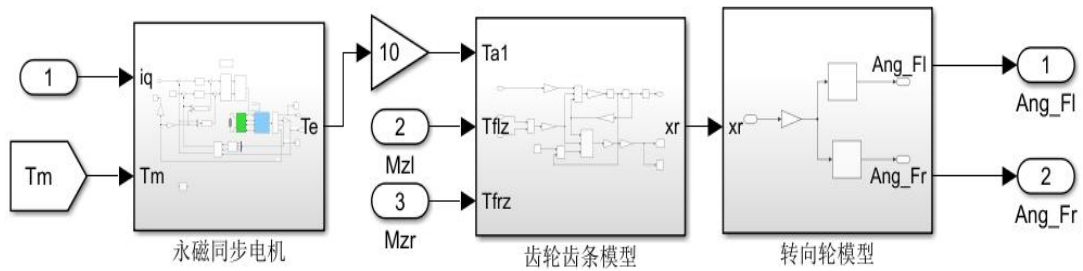


图 2-7 线控转向系统 simulink 完整模型

2.3 汽车非线性二自由度仿真模型的建立

2.3.1 二自由度汽车模型

车辆二自由度仿真模型是一种常用的模型，它可以用于模拟车辆在平面内的运动，对车辆的稳定性、操纵性等方面进行分析和评估^[60~61]。该模型假设车辆可以看作一个刚体，忽略车轮和路面之间的弹性变形，同时假设车辆只能在前进方向和横向方向运动，因此可以简化为一个二自由度系统。

构建车辆二自由度仿真模型的首要步骤是选定坐标系与参照框架，通常以车体坐标系为基准，将车辆的重心设为坐标的起点。建立二自由度模型结构简图如图 2-8 所示。

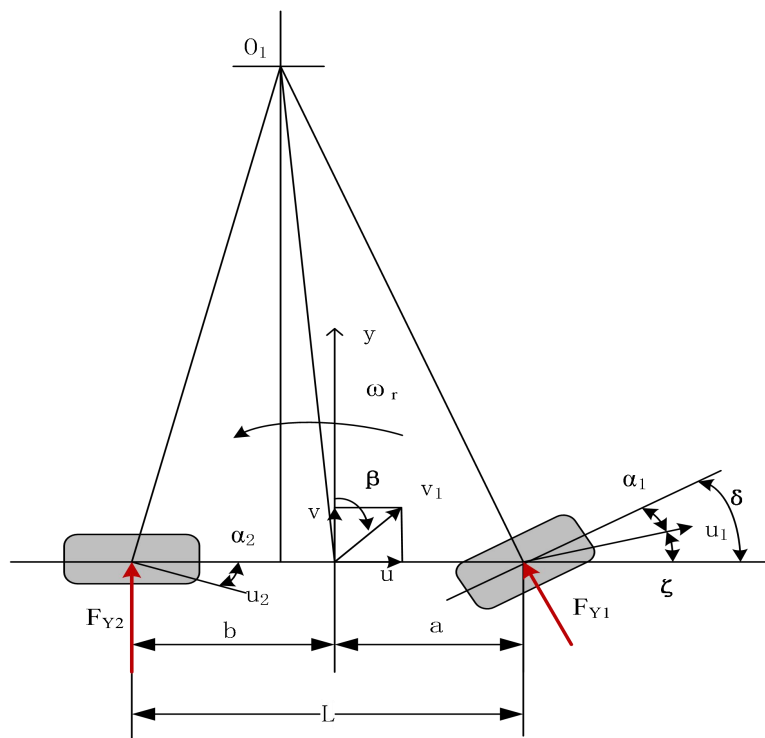


图 2-8 二自由度汽车模型结构简图

在动力学模型里，通过二维笛卡尔坐标系统来定位一辆车，使用纵轴和横轴

坐标来表示它的位置。同时，车辆的速度和加速度，分别通过横轴和纵轴上的速度及加速度值来体现。在动力学模型中，可以采用牛顿第二定律和牛顿第三定律，以车辆所受到的力和力矩为基础，推导出车辆的运动方程和力学特性方程。车辆二自由度模型参数如表 2-2 所示。

表 2-2 车辆二自由度模型参数

符号	名称	单位	值
m	车辆质量	kg	1412
a, b	前，后轴到质心的距离	m	1.015, 1.795
k_1, k_2	前、后轮的侧偏刚度	N/rad	-107610, -74520
I_z	转动惯量	kg*m ²	1536.7
u	车速	m/s	-
v	车辆 y 轴向速度	m/s	-
a_y	车辆 y 轴向加速度	m/s ²	-
ω_r	横摆角度	rad	-
β	质心侧偏角	rad	-
δ_f	前轮转向角	rad	-
α_1, α_2	前、后轮胎侧偏角	rad	-
F_{y1}, F_{y2}	前、后轮胎侧偏力	N	-
F_z	轮胎法向载荷	N	-

从图 2-8 的力学分析中可以发现，沿着 y 轴的总外力和总外力矩表述如下：

$$\sum F_Y = F_{y1} \cos \delta_f + F_{y2} \quad (2-14)$$

$$\sum M_Z = aF_{y1} \cos \delta_f - bF_{y2} \quad (2-15)$$

考虑到 δ_f 较小，侧偏刚度和侧偏角的乘积为侧向力，式（2-14）与式（2-15）可以表示为：

$$\sum F_Y = k_1 \alpha_1 + k_2 \alpha_2 \quad (2-16)$$

$$\sum M_Z = ak_1 \alpha_1 - bk_2 \alpha_2 \quad (2-17)$$

在坐标系中，前后轮侧偏角可以表示为：

$$\alpha_1 = \beta + \frac{a\omega_r}{u} - \delta_f \quad (2-18)$$

$$\alpha_2 = \beta - \frac{b\omega_r}{u} \quad (2-19)$$

则总的侧偏力与侧偏力矩可以表示为:

$$\sum F_Y = k_1(\beta + \frac{a\omega_r}{u} - \delta_f) + k_2(\beta - \frac{b\omega_r}{u}) \quad (2-20)$$

$$\sum M_Z = ak_1(\beta + \frac{a\omega_r}{u} - \delta_f) - bk_2(\beta - \frac{b\omega_r}{u}) \quad (2-21)$$

即线性二自由度汽车模型的微分方程表示为:

$$\beta(k_1 + k_2) + \frac{1}{u}(ak_1 - bk_2)\omega_r - k_1\delta = m(\dot{v} + u\omega_r) \quad (2-22)$$

$$\beta(ak_1 - bk_2) + \frac{1}{u}(a^2k_1 + b^2k_2)\omega_r - ak_1\delta = I_z\dot{\omega}_r \quad (2-23)$$

转换成状态空间方程形式:

$$\begin{bmatrix} \dot{v} \\ \dot{\omega}_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{(k_1 + k_2)}{mu} & \frac{(ak_1 - bk_2)}{mu} - u \\ \frac{(ak_1 - bk_2)}{uI_z} & \frac{(a^2k_1 + b^2k_2)}{uI_z} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v \\ \omega_r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\frac{k_1}{m} & -\frac{k_2}{m} \\ -\frac{ak_1}{I_z} & \frac{bk_2}{I_z} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_1 \\ \delta_2 \end{bmatrix} \quad (2-24)$$

2.3.2 轮胎仿真模型的建立

轮胎仿真模型是为了模拟轮胎在不同路况下的性能而建立的。其中, 轮胎魔术公式^[62]是一种用于描述轮胎行驶特性的数学模型, 它是一组复杂的方程式, 由 Pacejka 等人^[63]于 1991 年提出。该公式通常包括纵向力、侧向力和自转力三个方向的方程式。

具体而言, 轮胎魔术公式^[64]通常表示为:

$$\begin{cases} Y(x) = y(x) + S_v \\ y = D \sin \{ C \arctan [Bx - E (Bx - \arctan Bx)] \\ x = X + S_h \end{cases} \quad (2-25)$$

式中: Y 为侧向力、纵向力或回正力矩; X 为侧偏角 α 或纵向滑移率 λ ; D 为峰值因子; B 为刚度因子; C 为曲线形状因子; E 为曲线曲率因子; S_h 为曲线水平方向漂移; S_v 为曲线垂直方向漂移。

根据魔术公式, 进一步得到轮胎侧偏力 F_y 与侧偏角 α 之间关系的:

$$F_y = D_y \sin \left\{ C_y \tan^{-1} \left[B_y \alpha - E_y \left(B_y \alpha - \tan^{-1} (B_y \alpha) \right) \right] \right\} \quad (2-26)$$

式中:

$$C_y = 1.3; D_y = a_1 F_z^2 + a_2 F_z; BCD_y = a_3 \sin \left[a_4 \tan^{-1} (a_5 F_z) \right]; B_y = BCD_y / CD_y;$$

$$E_y = a_6 F_z^2 + a_7 F_z + a_8;$$

$a_1 \sim a_8$: 曲线拟合中各种拟合曲线所需参数, 各个参数的取值可见表 2-3。

表 2-3 拟合曲线所需参数

a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	a_7	a_8
-22.1	1011	1078	1.82	0.208	0	0.354	0.707

将轮胎魔术公式 F_y 分别带入(2-20)和 (2-21) 得:

$$\sum F_y = D_{y1} \sin \left\{ C_{y1} \tan^{-1} \left[B_{y1} \alpha - E_{y1} \left(B_{y1} \alpha - \tan^{-1} (B_{y1} \alpha) \right) \right] \right\} + D_{y2} \sin \left\{ C_{y2} \tan^{-1} \left[B_{y2} \alpha - E_{y2} \left(B_{y2} \alpha - \tan^{-1} (B_{y2} \alpha) \right) \right] \right\} \quad (2-27)$$

$$\sum M_z = a D_{y1} \sin \left\{ C_{y1} \tan^{-1} \left[B_{y1} \alpha - E_{y1} \left(B_{y1} \alpha - \tan^{-1} (B_{y1} \alpha) \right) \right] \right\} - b D_{y2} \sin \left\{ C_{y2} \tan^{-1} \left[B_{y2} \alpha - E_{y2} \left(B_{y2} \alpha - \tan^{-1} (B_{y2} \alpha) \right) \right] \right\} \quad (2-28)$$

为后面联合仿真需要, 对左前轮胎侧偏力建立 Simulink 模型, 如图 2-9 示。

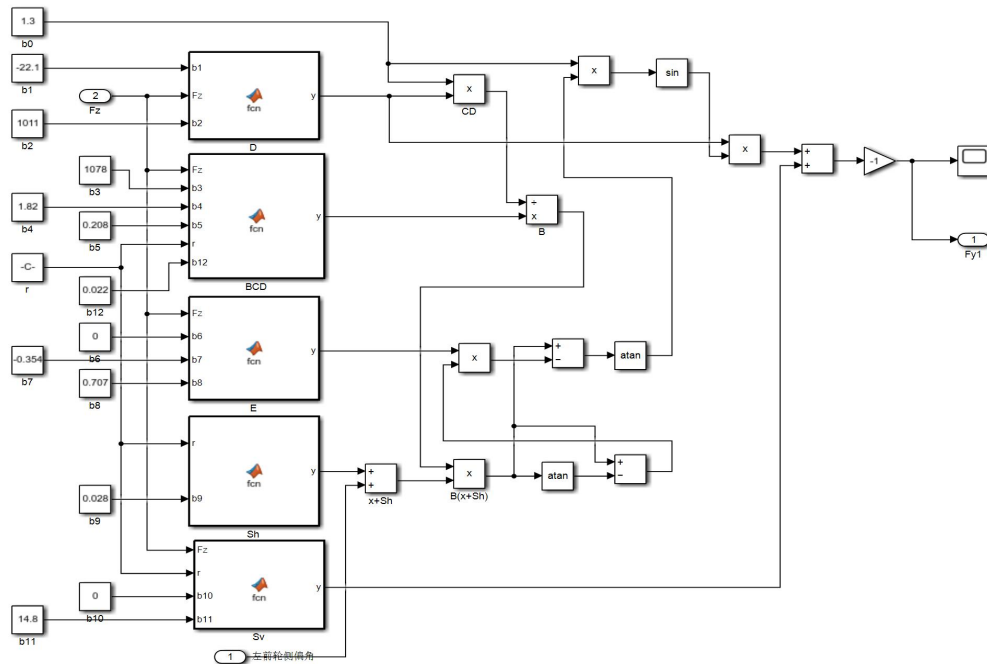


图 2-9 左前轮胎侧偏力建模

2.3.3 车辆非线性二自由度模型及验证

建立非线性自由度模型时，利用轮胎魔术公式中的参数化方程，结合车辆的动力学特性和轮胎的侧向力建立模型，对整合后的车辆非线性二自由度模型进行验证和仿真，在 Simulink 中建立车辆非线性二自由度模型和二自由度仿真模型，如图 2-10 所示。

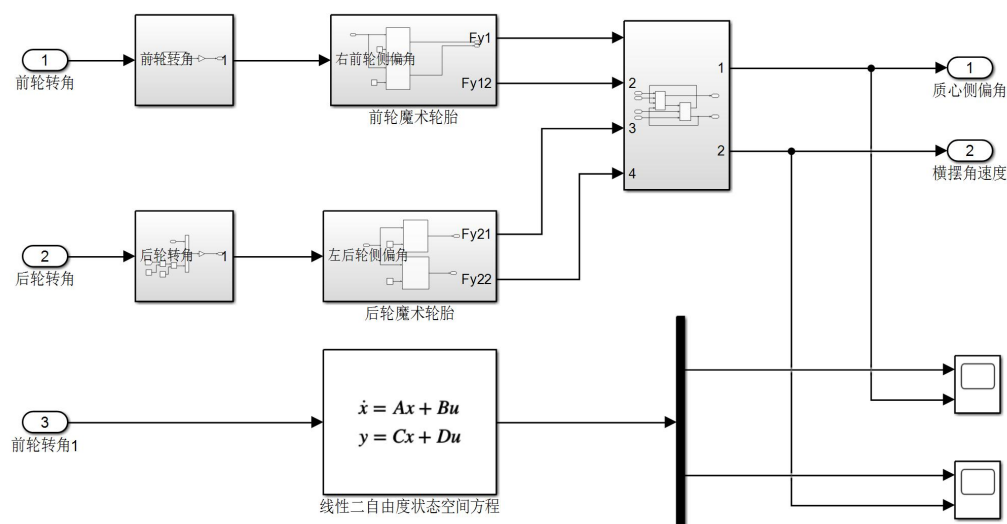


图 2-10 车辆非线性二自由度模型和二自由度仿真模型

对上述模型进行两组实验仿真实验，速度分别为 30km/h 和 120km/h， $\mu=0.8$ ，工况为双移线，分别观察车辆非线性二自由度模型和二自由度模型横摆角速度，质心侧偏角曲线变化情况。

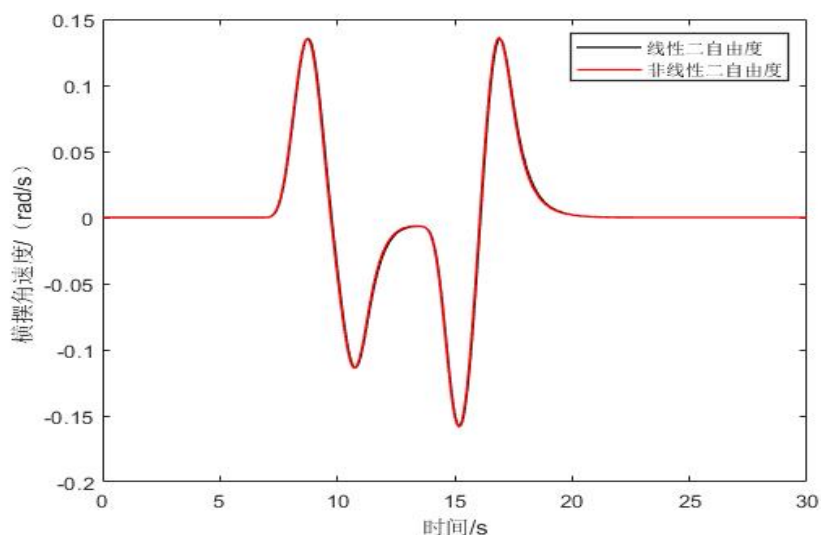


图 2-11 30km/h 时横摆角速度响应曲线

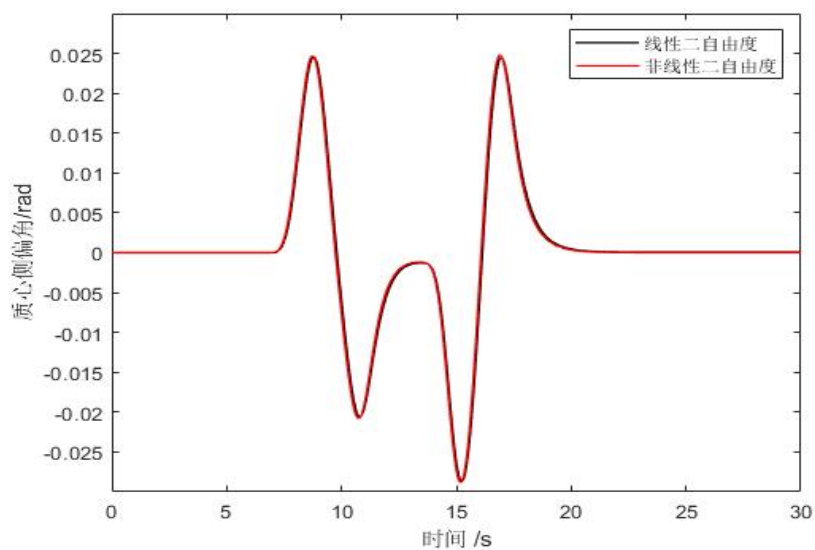


图 2-12 30km/h 时质心侧偏角响应曲线

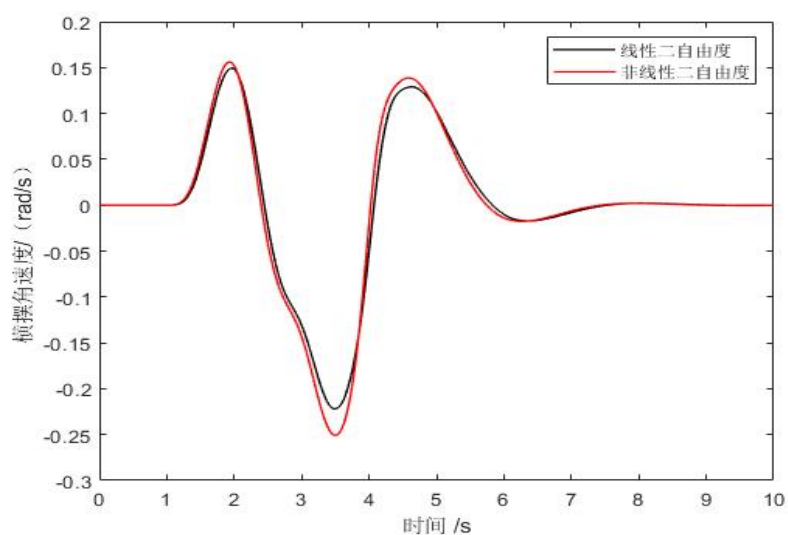


图 2-13 120km/h 时横摆角速度响应曲线

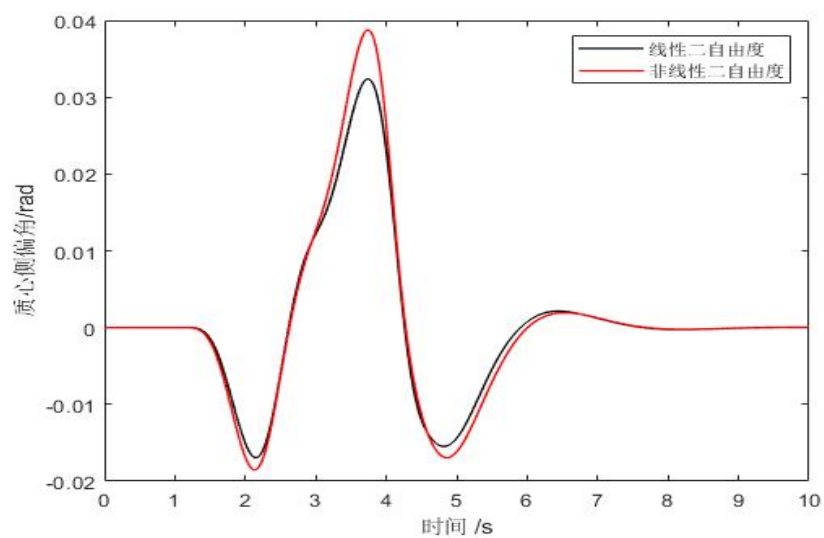


图 2-14 120km/h 时质心侧偏角响应曲线

上述仿真结果表明，在双移线工况下，随着速度的增加，非线性二自由度模型更可能反映车辆横摆角速度和质心侧偏角的真实变化情况。而二自由度模型在某些情况下可能会低估或过度简化车辆在高速时的动态行为，非线性模型考虑到非线性轮胎特性，因此对下文研究更具真实性。

2.4 Carsim-Simulink 联合仿真模型的建立

2.4.1 Carsim 整车模型建立

Carsim 是一款专业的汽车动态仿真与虚拟测试工具，它能够详细模拟在多种环境条件下的车辆行驶表现和性能。Carsim 因其操作界面的直观性、功能的全面性以及提供了丰富的车型库而在车辆研究领域得到了广泛应用。Carsim 还能够与包括 Simulink、ADAMS 在内的多种其他软件进行紧密集成，使其成为车辆设计、研究与分析各种情况的有力工具。

Carsim 主页仿真模块和整车模块特性界面设置如图 2-15 和图 2-16 所示。可允许用户创建车辆动力学模型，包括车辆的机械结构、悬架系统、车轮和驱动系统等；提供了设置车辆参数的工具，用户可以输入车辆的物理特性、车轮尺寸、发动机参数等信息，以便进行仿真；允许用户定义仿真的条件和环境，以便模拟车辆在不同情况下的行为；软件提供了数据输出和分析工具，使用户能够查看仿真结果，提供了菜单、工具栏、图形显示窗口等，以方便用户进行操作、监控仿真过程，也提供了图形化展示仿真结果的功能，以直观方式展示仿真的效果。

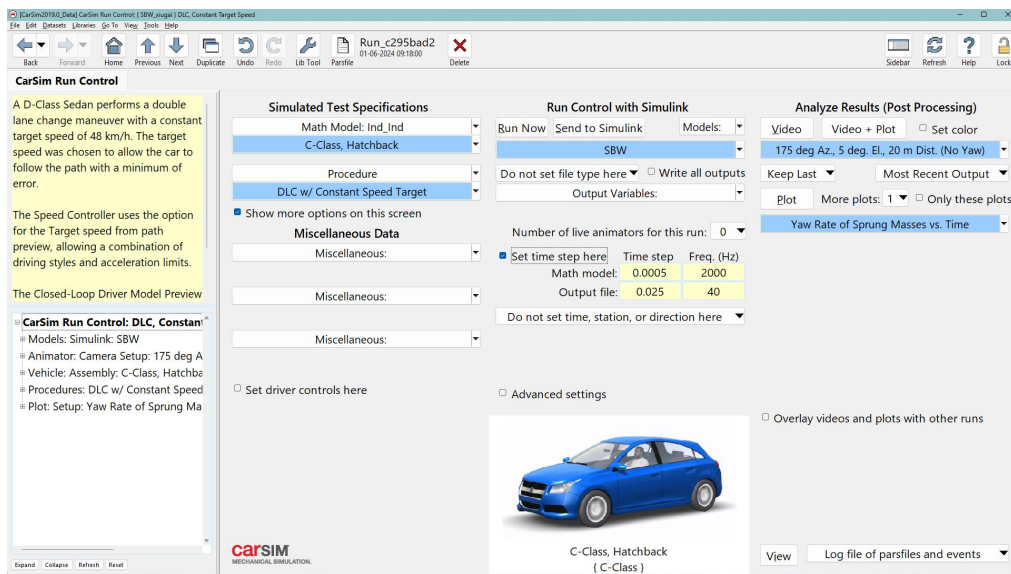


图 2-15 Carsim 主页仿真模块设置

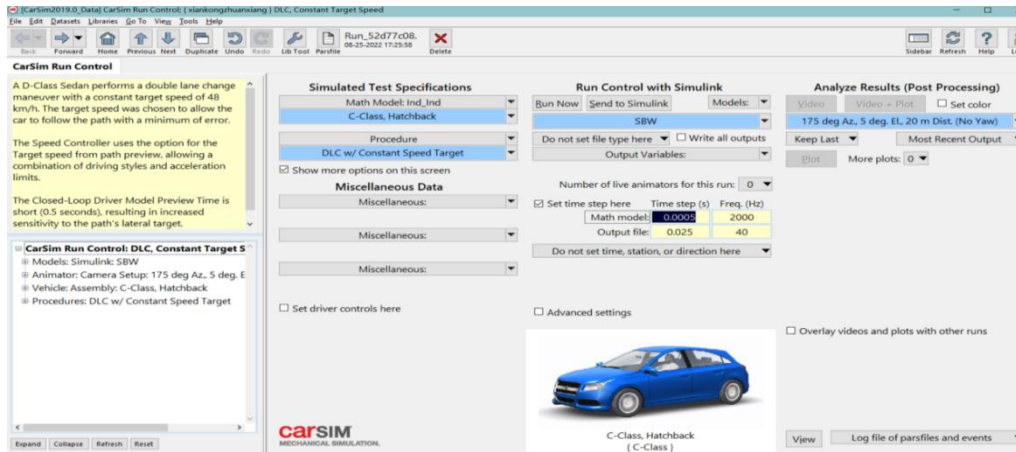


图 2-16 Carsim 整车模块特性设置界面

在 Carsim 中，不同系统负责描述车辆的各个方面，文章包括车体、动力系统、悬架以及轮胎的参数设计。相关子系统参数设置如图 2-17 所示。

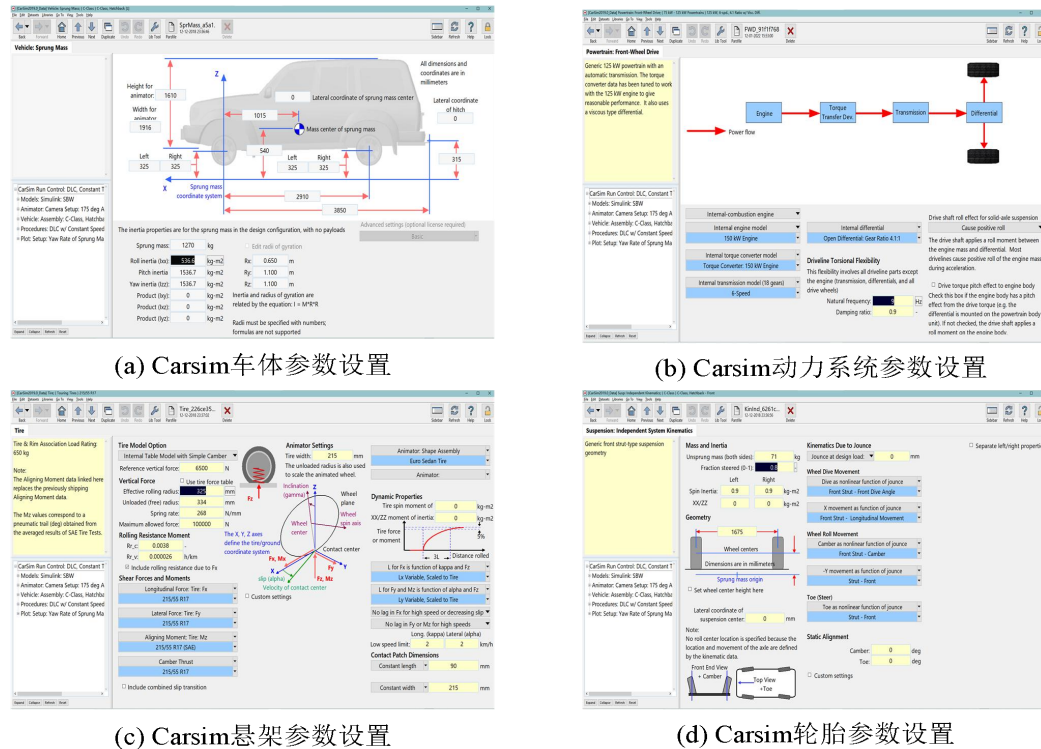


图 2-17 Carsim 中分子系统参数设置

(1) 车体模型

车体模型用于表示车辆的结构特性，包括质量分布、惯性特性和车体刚度。通过定义车辆的物理属性，为仿真提供基本的车辆几何和质量信息。

(2) 动力模型

动力模型用于描述车辆的驱动系统，包括发动机、传动系统和差速器等，通

过定义发动机的特性（扭矩曲线、功率输出）、传动系统（变速器）的效率以及差速器的行为，该模型模拟了车辆的加速、变速和动力传递。

（3）悬架模型

悬架模型用于模拟车辆的悬架系统，包括悬架几何、弹簧、减震器等。

（4）轮胎模型

轮胎模型是车辆仿真中关键的部分，用于描述轮胎与路面的相互作用。

2.4.2 Carsim 和 Simulink 联合仿真模型

建立联合仿真模型时，可以将 Carsim 内置的转向控制模块设置为“无链接库”，进而通过融合在 Simulink 中开发的线控转向系统模型，以此来取代 Carsim 中原有的传统机械转向模型。

联合仿真模型主要由几个关键部分组成：Simulink 中的线控转向模型、Carsim 的车辆动态模型、变化的传动比模块以及 PID 控制模块。其中，Carsim 负责提供车辆的动态反应，可以输出一系列的动态参数，如方向盘的转角、车速、实际的前轮转角、轮胎的回正力矩、横摆角速度、车辆的质心侧偏角以及侧向加速度等。图 2-18 为 Carsim 和 Simulink 联合仿真模型。

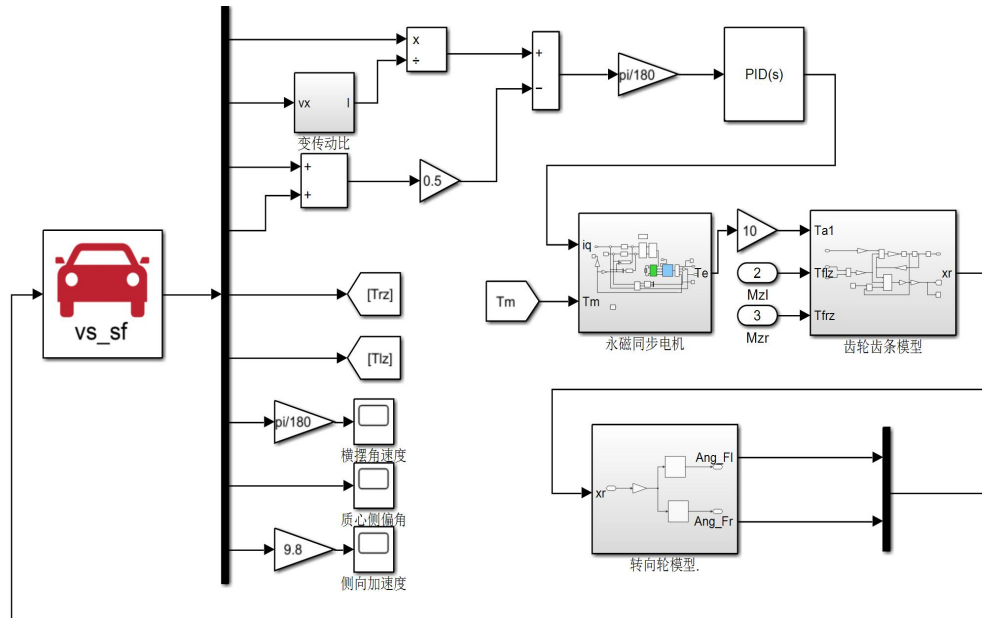


图 2-18 Carsim 和 Simulink 线控转向联合仿真模型

2.5 SBW 整车模型仿真验证

本节仅对上述建立的线控转向整车模型验证，采用双移线试验工况，双移线试验作为评估汽车操纵稳定性的重要试验之一，能够模拟车辆进行换道和避障的

情境，从而有效评估车辆的操控表现。在 Carsim 中设置试验工况如下图 2-20，驾驶员模型操控，仿真速度设置为 60km/h，路面附着系数为 0.8，无外界干扰。测试结果如图 2-21 所示。

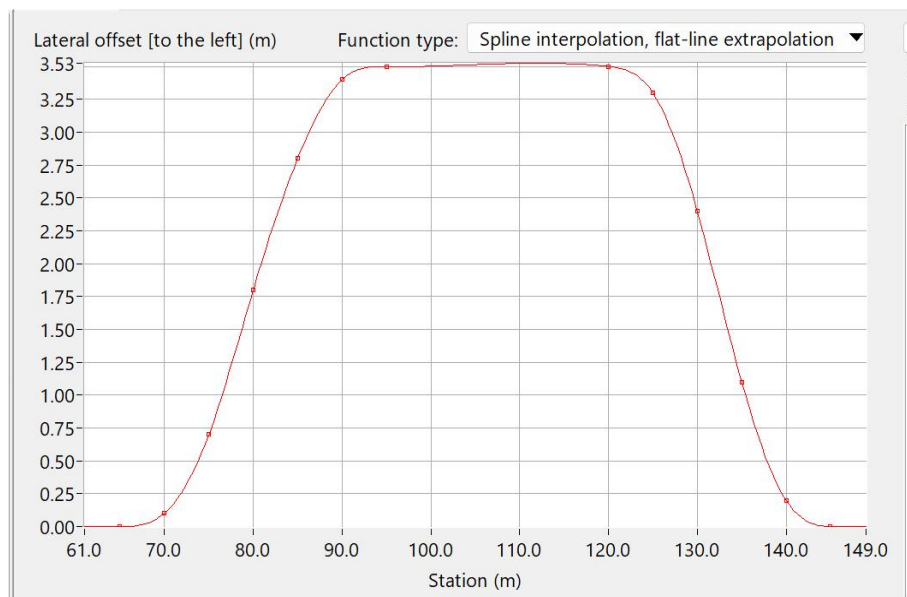


图 2-20 Carsim 中双移线工况轨迹

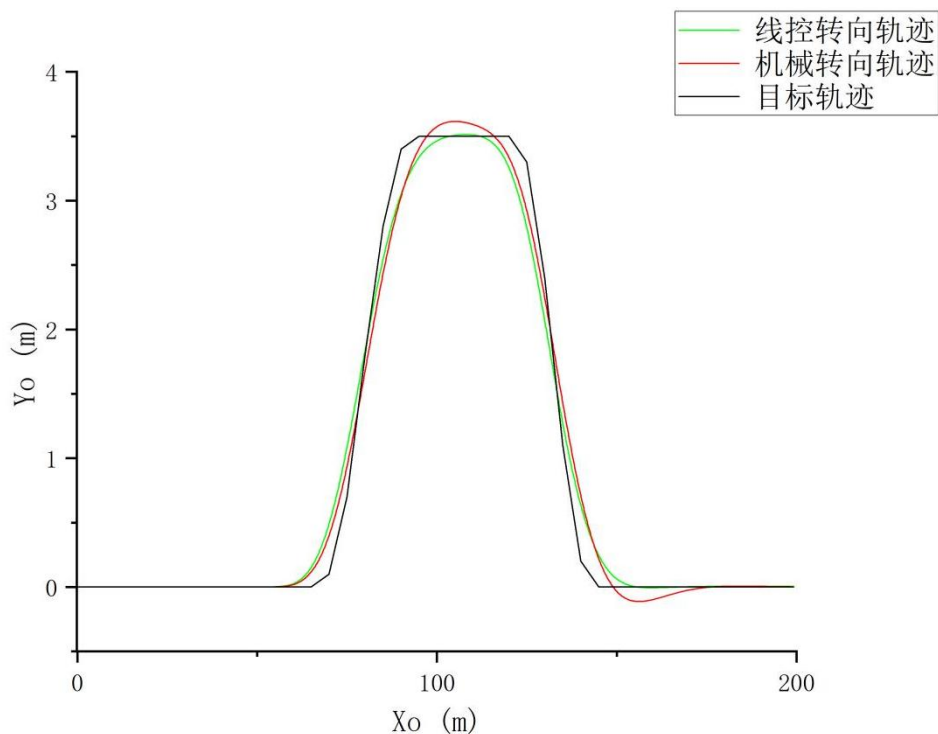


图 2-21 双移线工况轨迹

分析上述车辆模型的双移线工况轨迹可知，线控转向轨迹和机械转向轨迹大体上相同，且与目标轨迹基本一致，线控转向车辆模型可以完成规划轨迹行驶，

可以用于后文线控主动转向算法等相关研究。

2.6 本章小结

本章主要对汽车线控转向动力学建模及仿真展开研究。首先，详细介绍了线控转向系统的结构与原理，并解释其工作机制。随后，对 SBW 系统动力学进行了详尽建模，包括方向盘、转向执行和永磁同步电机模型等，最终在 Simulink 中建立线控转向的仿真模型。其次，构建汽车的非线性二自由度仿真模型，该模型包括二自由度的汽车模型和轮胎模拟模型，并对该非线性二自由度模型进行了验证。此外，阐述了搭建 Carsim 与 Simulink 的联合模拟模型，并就 Carsim 与 Simulink 的联合仿真模型进行了分析。

第 3 章线控转向变传动比算法设计

传统固定角传动比转向系统在汽车行业中被广泛采用,并具有一定优良特性。该系统的结构相对简单且可靠,采用机械传动装置,不需要复杂的电子控制。然而,传统固定角传动比转向系统也存在一些局限性。首先,由于传动比是固定的,无法根据不同的驾驶条件和需求进行实时调整。这限制了驾驶者在特殊驾驶情况下的个性化选择和调整。传统固定角传动比转向系统在适应性和灵活性方面存在一定的限制,线控转向系统的变角传动比,可以在操控性能、安全性、能效和自动驾驶等方面带来显著的改进。通过电子信号控制,驾驶者可以根据个人喜好和驾驶条件选择合适的传动比,从而获得更好的驾驶体验和操控性能,同时对提高道路安全性和推动汽车技术的发展具有重要意义^[65]。

然而,尽管可变传动比设计带来了诸多优点,但也需要解决一些挑战,如设计复杂性和可靠性等。为保证操控稳定性,需要在低速时采用更大的传动比以实现轻松操纵,而在高速时则需要较小的传动比以避免过度敏感的转向反应。基于横摆角速度增益的传动比设计可以解决这个问题,但是车辆高速行驶时侧向加速度较高,存在车身失稳问题,导致侧滑、甩尾甚至翻车^[66]。为了兼顾并解决上述问题,本章基于横摆角速度和质心侧偏角增益设计 SBW 的变传动比,并对不同速度段变传动比设计相应规则,以提高车辆的舒适性和操纵稳定性。

3.1 机械转向特性分析

在传统的汽车转向系统设计中,传动比通常是固定且不可调节的。了解机械转向结构的劣势,并分析汽车行驶转向操纵稳定性,在后续线控转向传动比设计中进行优化。汽车的传动比主要是指转向系统转向盘的转角和前轮转角的比值:

$i = \frac{\delta_{sw}}{\delta_f}$ 方向盘转角 δ_{sw} 到汽车横摆角速度 ω_r 的转向增益,也称为转向灵敏度,用

$G_{sw}^{\omega_r}$ 表示。

为了研究传统汽车的转向灵敏度的变化规律,采用第二章相同的 Carsim 中相同的车体参数,分析在不同车速下汽车横摆角速度变化规律。速度分别为 30km/h、60km/h、90km/h、120km/h 和 150km/h,进行五组仿真。Carsim 中方向盘转角输入为阶跃工况,阶跃角度为 30°,图 3-1 为 Carsim 工况设置,仿真结果

如 3-2 所示。

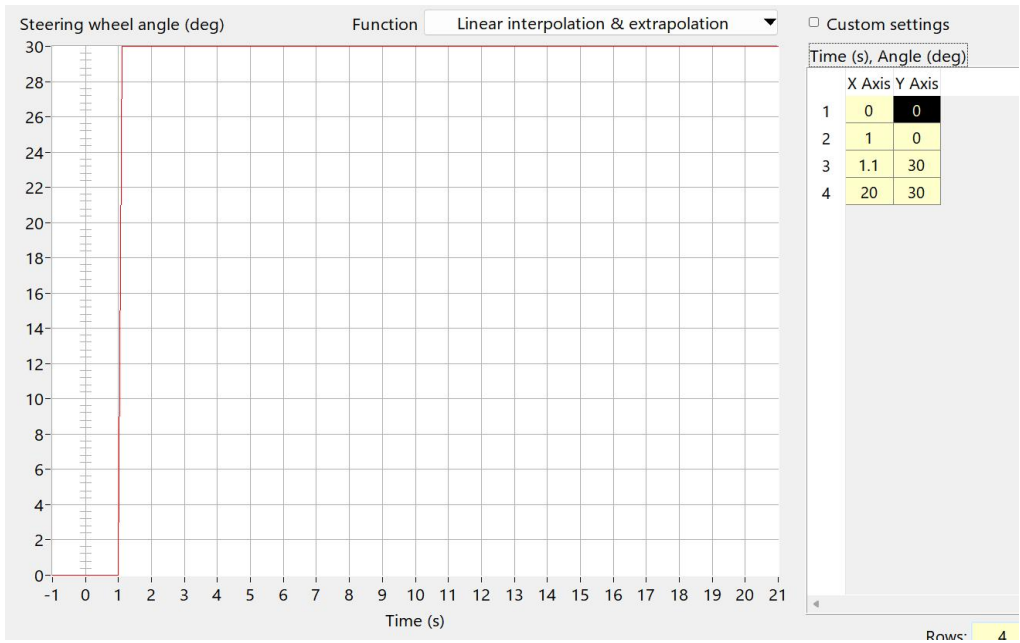


图 3-1 Carsim 中方向盘转角阶跃工况输入

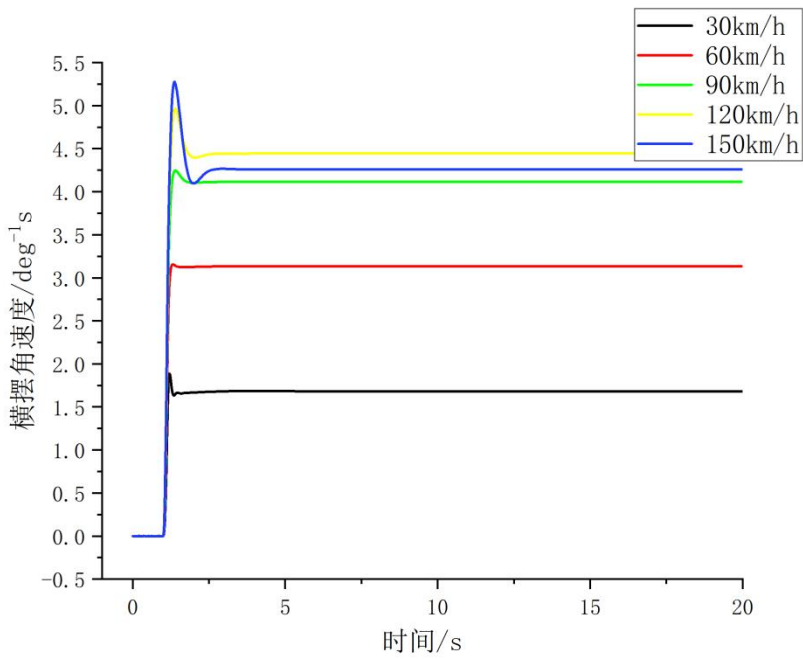


图 3-2 横摆角速度变化曲线

上述仿真结果表明，车速 30km/h-120km/h，汽车的横摆角速度不断增加，随后增加速度，横摆角速度值减小。当方向盘阶跃角为 30° 时，汽车转向灵敏度和横摆角速度变化曲线一致，因此汽车的转向灵敏度变化幅度比较大，要求驾驶员在转弯时保持不同的手感。同时低速行驶时，由于传动比固定，需要更多的转

向轮旋转才能使车轮实际进行转向,这会造成在低速转弯或停车时需要更大的转向力量和更多的转动次数,影响转向的灵活性和操作性。另一方面,在高速行驶时,固定的传动比可能导致过于灵敏的转向,使车辆对方向盘微小变化过于敏感,降低了驾驶的稳定性。

3.2 SBW 系统理想传动比的设计

理想角传动比在线控转向系统中的引入,与传统的机械转向系统相比,突显了在操控性和适应性方面的重要优势。与固定的机械传动比相比,理想角传动比的引入意味着可以根据不同驾驶条件和车速,动态调整转向系统的传动比,从而在各种驾驶场景下提供更佳的操控性和驾驶舒适性。这种动态调整的特性有助于提升车辆在低速转弯和高速行驶时的稳定性,同时减轻驾驶员的操控负担,使驾驶体验更加优越。

3.2.1 理想传动比设计要求

线控转向系统的理想传动比设计应当综合考虑操控平衡、驾驶感受、多样化驾驶条件的适应性以及安全性等原则。这种设计需要在高速稳定性和低速灵活性之间找到平衡,使驾驶员在各种情况下都感到舒适自然,同时考虑技术可行性和成本效益,以确保车辆操控性、舒适性和安全性的综合提升。方向盘转角和车辆横摆角速度之间存在密切的关系,这种关系可以被描述为方向盘输入与车辆横向动态响应之间的传递函数,该传递函数可以体现方向盘转角如何影响车辆的横摆角速度。

理想情况下,传递函数应该具有稳定性、适应性、可调性、平稳过渡等特点。根据这些特点,基于横摆角速度增益或者侧向加速度增益来设计变传动比,驾驶员可以获得更好的操纵稳定性和舒适性。

3.2.2 理想传动比设计原理

汽车系统动力学中的两个重要的转向增益概念^[67,68],对于描述车辆的转向性能、操控性和稳定性至关重要。通过调整这些增益,可以影响车辆的横向响应速度、灵敏度和稳定性。

前轮转角 δ_{fw} 到汽车响应 x 的转向增益,这个增益表示前轮转角 δ_{fw} 与汽车横向响应 x 之间的关系,用 G_{fw}^x 表示,与车辆的轮胎特性、车轮定位、悬架属性等有关。在稳态条件下,前轮转角的增益与横向响应之比应该等于一个常数。稳态

条件下有 $G_{fw}^x = x / \delta_{fw}$;

方向盘转角 δ_{sw} 到汽车响应 x 的转向增益, 这个增益表示方向盘转角 δ_{sw} 与汽车横向响应 x 之间的关系, 用 G_{sw}^x 表示, 除了与前述因素有关外, 它还与转向特性, 例如转向传动比等, 有关。同样, 在稳态条件下, 方向盘转角的增益与横向响应之比应该等于一个常数。

这些转向增益对于描述车辆的转向性能、操控性和稳定性至关重要。通过调整这些增益, 可以影响车辆的横向响应速度、灵敏度和稳定性。

3.2.3 基于转向灵敏度设计变角传动比

汽车在正常行驶状况下, 基于方向盘的横摆角速度增益的表达式为

$G_{sw}^r = w_r / \delta_{sw}$, 当增益 G_{sw}^r 不变时, 令 $G_{sw}^r = K_s$, 初选 $K_s=0.4$, 可得理想传动比通用公式:

$$i = \frac{u / L}{K_s (1 + \frac{m}{L^2} (\frac{a}{k_2} - \frac{b}{k_1}) u^2)} \quad (3-1)$$

根据上述理想传动比公式可得, K_s 不变时, 速度和传动比的变化规律, 如图 3-3 所示:

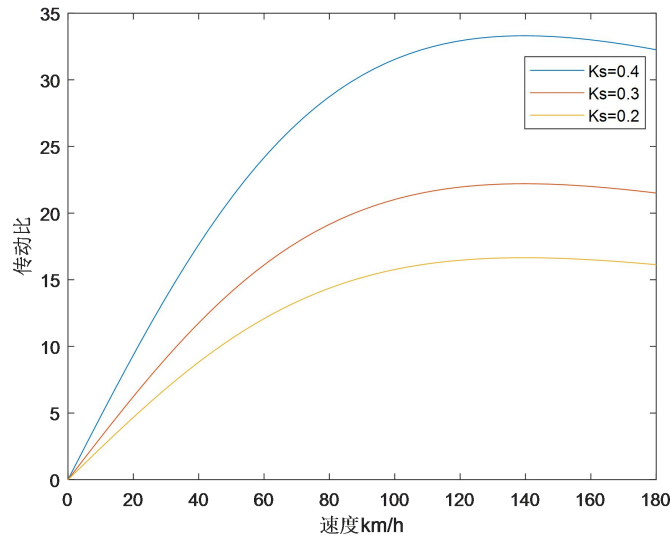


图 3-3 K_s 不变时的传动比

在低速情况下, 一个较小的传动比可以提供更大的转向角度, 让车辆在小幅度的方向盘转动下实现车轮的转向, 这有利于更灵活地操控车辆。需要设计一个较低值来保证低速转向系统的正常功能。查阅相关资料, 低速掉头时, 转向传动

比最小为 8.3 左右^[69]，本节设定线控转向低速段传动比为 8。

在不同的车速区间，我们需要对传动比进行调整，以满足各自的要求。为了实现不同速度段的传动比控制规律，第一步是明确各个车速范围内的关键节点，也就是过渡车速。将 $i_{min}=8$ ，带入式 (3-1)，可得 $v_0 \approx 25\text{km/h}$ 。即基于转向灵敏度增益值不变设计变角传动比通用公式为：

$$i = \begin{cases} 8 & u \leq \frac{25}{3.6} \\ \frac{u/L}{K_s(1 + \frac{m}{L^2}(\frac{a}{k_2} - \frac{b}{k_1})u^2)} & u > \frac{25}{3.6} \end{cases} \quad (3-2)$$

3.2.4 基于侧向加速度设计变角传动比

汽车在正常行驶状况下，基于方向盘的侧向加速度增益的表达式为

$G_{sw}^a = a_y / \delta_{sw}$ ，当增益 G_{sw}^a 不变时，令 $G_{sw}^a = K_z$ ，初选 $K_z=10$ ，可得理想传动比通用公式：

$$i = \frac{u^2/L}{K_z(1 + \frac{m}{L^2}(\frac{a}{k_2} - \frac{b}{k_1})u^2)} \quad (3-3)$$

根据上述理想传动比公式可得， K_z 不变时，速度和传动比的变化规律，如图 3-4 所示。

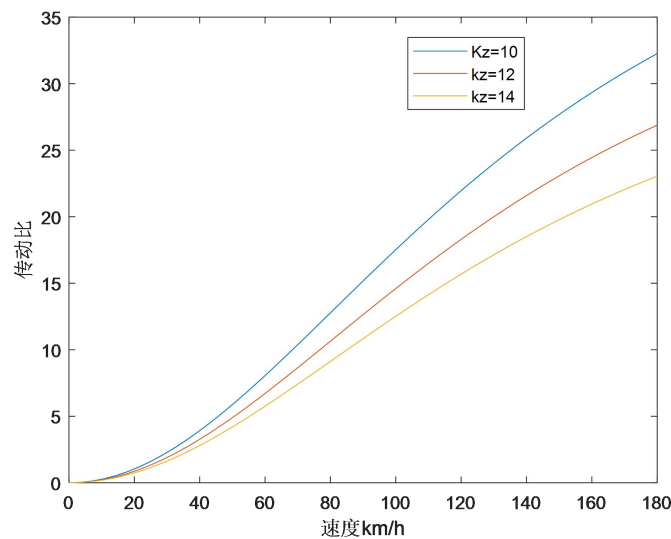


图 3-4 K_z 不变时的传动比

i_{min} 和 v_0 的取值不变，同理基于侧向加速度增益值不变设计变角传动比通用

公式如下。

$$i = \begin{cases} 8 & u \leq \frac{25}{3.6} \\ \frac{u^2 / L}{K_z (1 + \frac{m}{L^2} (\frac{a}{k_2} - \frac{b}{k_1}) u^2)} & u > \frac{25}{3.6} \end{cases} \quad (3-4)$$

3.3 理想传动比设计仿真分析

理想的传动比设计应当全面考虑在整个车速范围内的横摆角速度与侧向加速度的表现。此外，变传动比还应在不同的驾驶环境中保持稳定性与敏捷性之间的适当平衡。因此本节针对哪种理想传动分设计更优展开仿真讨论。

由于横摆角速度和侧向加速度是驾驶过程中两个主要的动态参数，对车辆的横向运动具有关键影响，可通过 ω_r 和 a_y 的变化比较变角传动比设计的优劣。采用前面章节同样的线控转向联合仿真模型，在Carsim中输入40 km/h、80 km/h、120 km/h三种不同车速，方向盘阶跃值为 30° 的信号，路面附着系数为0.8，观察机械转向系统和两种理想传动分设计规则下 ω_r 和 a_y 的响应曲线。

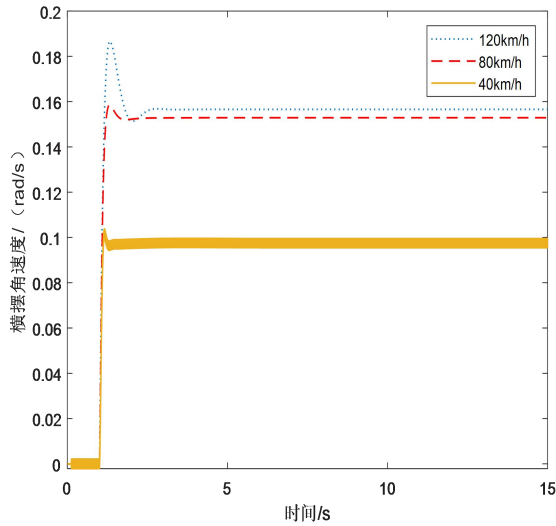


图 3-5 机械转向系统 ω_r 响应曲线

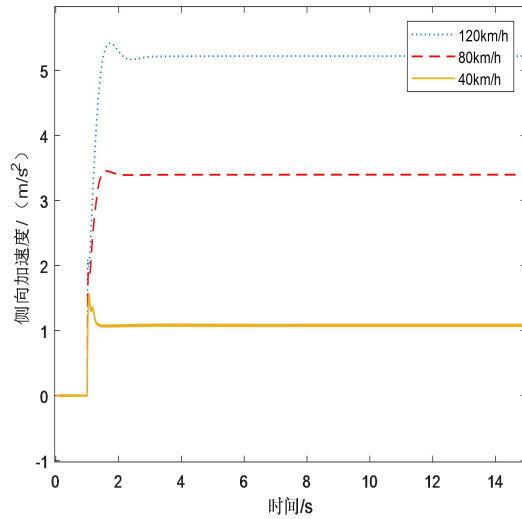


图 3-6 机械转向系统 a_y 的响应曲线

在机械转向系统中，当车速增加时， ω_r 和 a_y 的响应曲线表现出以下特点：

ω_r ：随着车速增加，横摆角速度通常呈增长趋势，表现为车辆更容易发生横摆运动。在低速时，系统可能表现出较小的横摆角速度响应，但随着速度的增加，响应将更为迅速。 a_y ：随着车速的提高，侧向加速度一般呈非线性增长趋势，因

为车辆在高速时更容易产生侧向加速。在低速时，侧向加速度响应可能相对较小，但随着速度的增加，系统对侧向加速度的响应会更为显著。

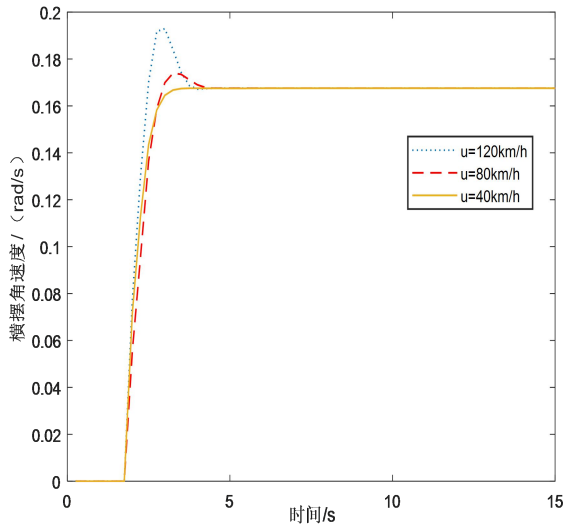


图 3-7 基于 K_s 不变 ω_r 响应曲线

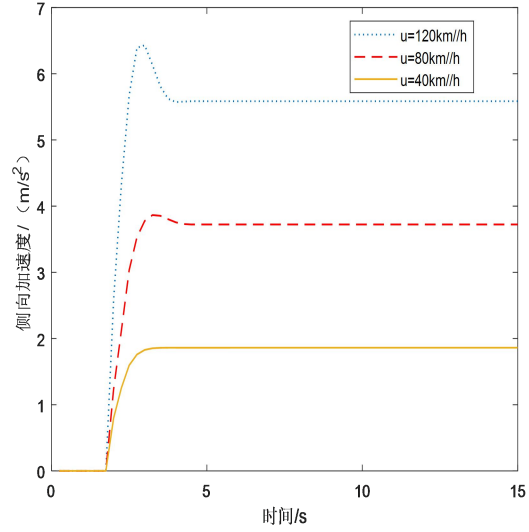


图 3-8 基于 K_s 不变 a_y 响应曲线

基于 K_s 不变设计的变传动比中，当车速增加时， ω_r 和 a_y 的响应曲线表现出以下特点：

ω_r ：由于横摆角速度增益不变，系统在各个速度范围内对横摆角速度的响应会保持相对一致。三种不同车速的条件下，横摆角速度值段时间后均维持在 0.17rad/s 左右。 a_y ：侧向加速度的响应曲线随着车速的增加而逐渐增大，反映出在高速行驶时车辆更容易产生较大的侧向加速度。图中可知汽车行驶速度为 120km/h 时， a_y 约为 6m/s²，若恶劣天气、不良路况等因素会增加车辆行驶危险性，因此高速段基于 K_s 不变设计变传动比并不合适。

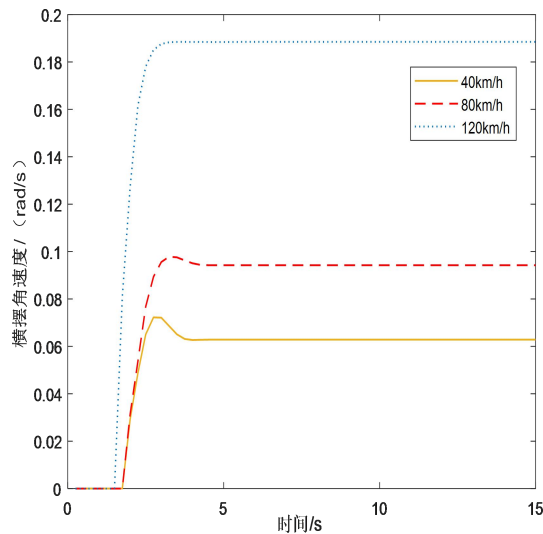


图 3-9 基于 K_z 不变 ω_r 响应曲线

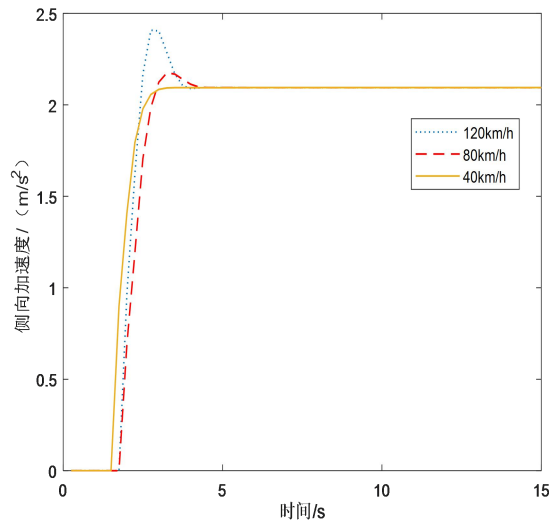


图 3-10 基于 K_z 不变 a_y 响应曲线

基于 K_z 不变设计的变传动比系统中, 随着车速增加, ω_r 和 a_y 的响应曲线表现出以下特点:

ω_r : 由于侧向加速度增益不变, 系统在不同速度下对横摆角速度的响应可能会随车速变化而增大。随着车速的增加, 车辆更容易产生横摆运动。汽车在正常转向时横摆角速度变化幅度较大, 驾驶员需要大幅调整转向灵敏度, 影响了行驶的安全性和稳定性。 a_y : 由于侧向加速度增益不变, 系统在不同车速下对侧向加速度的响应会相对一致。即使车辆高速行驶, 仍能保持良好的侧向稳定性。

综上, 基于横摆角速度增益值不变的传动比设计可能导致在低速和高速驾驶条件下操控性能不一致。基于侧向加速度增益值不变的传动比设计可能在不同操控场景下牺牲一些操纵灵活性, 影响车辆的整体驾驶感觉。因此, 需要对变传动比的设计基于 K_z 和 K_s 再优化。

3.4 转向灵敏度增益优化

横摆角速度增益值的定值直接影响着汽车在驾驶中的操纵稳定性^[70]。若增益值设置过小, 可能导致车辆横向过于灵敏, 对驾驶员操控的要求较高, 且在急转弯或紧急情况下容易失去稳定性。相反, 若增益值设置过大, 车辆可能显得迟钝, 响应不及时, 降低了驾驶的灵活性。因此, 正确选择横摆角速度增益值可以实现最佳的操纵性和稳定性平衡, 提升驾驶体验, 同时确保车辆在各种行驶状况下都能够稳定可控。这个过程需要综合考虑车辆动力学特性、道路状况以及驾驶员的操控感受, 以达到最佳的横向动态性能。

对于不同的驾驶者, 特别是新手和老司机, 选取合适的增益值是至关重要的。一般来说, 这个增益值会影响到车辆的操控性、稳定性以及驾驶者的舒适感。新手驾驶者可能更倾向于更低的增益值, 因为这会使得车辆的操控更为温和, 减少了意外的横向运动, 舒适性和易于控制可能比操控性能更重要。老司机可能更有经验, 更能够掌握车辆的操控, 因此他们可能更愿意接受一些更高的增益值, 以获得更灵活的操控性。

3.4.1 汽车操纵稳定性评价指标

在汽车行驶的过程中, 涉及到一个包括驾驶者、车辆及道路等多元因素的复合闭环系统。为了综合评估汽车的操作稳定性, 本研究采纳了郭孔辉院士^[71~72]提出的评估标准, 并建立了一个多目标优化问题。我们将通过以下四个维度对汽

车操作稳定性进行客观的评估，评估标准涵盖：

(1) 路径跟踪总误差指标 J_E

轨迹误差 J_{e1} ：

在汽车操纵稳定性的评价中，轨迹误差是一个重要的指标，它用来衡量车辆在执行特定操纵任务时实际轨迹与期望轨迹之间的差异。由于驾驶员难以准确感知车辆的轨迹，因此在路径行驶中可能出现误差，进而影响车辆的行驶安全性。

$$J_{e1} = \int_0^{t_n} \left\{ \frac{[f(t) - y(t)]}{\hat{E}} \right\}^2 dt \quad (3-5)$$

式中， $f(t)$ 为车辆的理想行驶路径， $y(t)$ 为车辆的实际行驶路径， $\hat{E}$ 为车辆路径跟踪误差标准阈值，一般取 0.4 m， t_n 为试验时间。

方向误差指标 J_{e2} ：

方向误差的小值通常表示较好的方向控制性能，车辆能够更精确地按照预期方向行驶。方向误差的评估是被用来改进车辆操纵性能的重要工具之一。

$$J_{e2} = \int_0^{t_n} \left(\frac{v\dot{\beta}}{\hat{\beta}} \right)^2 dt \quad (3-6)$$

式中， v 为车辆行驶速度， $\dot{\beta}$ 为车辆质心侧偏角速度， $\hat{\beta}$ 为车辆质心侧偏角速度标准阈值，一般取 0.8 rad/s。

总误差指标综合考虑了路径跟踪误差指标和方向误差指标，通过加权计算得到。

$$J_E = \sqrt{\frac{W_1 J_{e1}^2 + W_2 J_{e2}^2}{W_1 + W_2}} \quad (3-7)$$

式中， W_1 、 W_2 为加权系数。

(2) 驾驶负担总方差指标 J_B

总的驾驶员负担指标主要涵盖两个方面，一个是评估驾驶员的操作繁忙程度，另一个是考察驾驶任务对驾驶员的体力和认知负担的沉重程度。其中驾驶员忙碌程度指标和驾驶员驾驶沉重指标分别衡量了驾驶任务在时间紧迫性和认知难度上对驾驶员的双重负担。

驾驶员忙碌程度指标 J_{b1} ：

在车辆的行驶中，忙碌程度是其中的一个组成部分，反映了驾驶者在处理各种任务和信息时所经历的工作量和紧迫感。

$$J_{b1} = \int_0^{t_n} \left[\frac{\dot{\delta}(t)}{\hat{\delta}} \right]^2 dt \quad (3-8)$$

式中, $\dot{\delta}(t)$ 为车辆方向盘转动角速度, $\hat{\delta}$ 为车辆方向盘转动角速度标准阈值, 一般取 1.0 rad/s。

驾驶员驾驶沉重程度 J_{b2} :

这方面的研究通常包括了对驾驶任务中各种因素的综合考虑, 以评估驾驶员在执行任务时的认知和操作负担。。

方向盘的输入力矩 (T_{sw}) 是评估驾驶员操纵负担的关键指标, 其沉重程度直接影响驾驶的舒适性和操控性能。当方向盘力矩过大时, 驾驶员操纵困难, 可能导致疲劳和注意力下降, 影响紧急情况的处理能力, 从而危及安全性。

$$J_{b2} = \int_0^{t_n} \left(\frac{T_{sw}}{\hat{T}_{sw}} \right)^2 dt \quad (3-9)$$

式中, T_{sw} 为车辆方向盘力矩, $\hat{T}_{sw}$ 为车辆方向盘力矩标准阈值, 一般取 8.0 N·m。

同样, 对上述两个误差指标进行加权的计算。

$$J_B = \sqrt{\frac{W_1 J_{b1}^2 + W_2 J_{b2}^2}{W_1 + W_2}} \quad (3-10)$$

(3) 翻车危险性总方差指标 J_R

翻车危险性总方差指标是一种用于评估车辆翻车风险的综合性指标。这一指标的目的在于通过对这些因素的综合分析, 提供一个全面的、量化的评估。侧翻指标包括侧向加速度指标和侧倾角指标两个方面。

侧向加速度指标 J_{r1} :

在翻车危险性评估中, 侧向加速度是一个重要的指标之一。在车辆行驶过程中, 特别是在高速驾驶或急转弯的情况下, 侧向加速度的变化可能对车辆的稳定性和翻车危险性产生重要影响。

$$J_{r1} = \int_0^{t_n} \left(\frac{\ddot{y}}{\hat{y}} \right)^2 dt \quad (3-11)$$

式中, $\ddot{y}$ 为车辆的侧向加速度, $\hat{y}$ 为车辆的侧向加速度标准阈值, 一般取 3 m/s^2 。

侧倾角指标 J_{r2}

在翻车危险性评估中，侧倾角是另一个关键的指标。侧倾角的大小对车辆的稳定性和翻车风险有直接影响。

$$J_{r2} = \int_0^{t_n} \left(\frac{\varphi}{\hat{\varphi}} \right)^2 dt \quad (3-12)$$

式中， φ 为车辆的侧倾角， $\hat{\varphi}$ 为车辆的侧倾角标准门槛值，一般取 3° 。

对上述两个误差指标进行加权的计算。

$$J_R = \sqrt{\frac{W_1 J_{r1}^2 + W_2 J_{r2}^2}{W_1 + W_2}} \quad (3-13)$$

(4) 侧滑危险总方差指标 J_S

侧滑危险总方差指标可能是用于评估车辆侧滑风险的综合性指标。侧滑是指车辆行驶方向与车辆前进方向之间的偏差角度，是一种潜在危险的驾驶状况，可能导致失控和事故。这种总方差指标可能通过综合考虑多种因素，量化车辆在不同情况下侧滑的整体变化，从而提供对侧滑危险性的全面评估。

$$J_S = \int_0^{t_n} \left\{ \frac{[F_y(t)/F_z(t)]}{\hat{\mu}} \right\}^2 dt \quad (3-14)$$

式中， F_y 为车辆轮胎侧向力， F_z 为车辆轮胎垂直载荷， $\hat{\mu}$ 为轮胎侧向力与轮胎垂直载荷比值的标准门槛值，一般取 0.3。

车辆操纵稳定性的评价指标值受到以上四项指标的共同影响，通过对这些指标进行加权平均，形成了一个可闭环评估车辆操纵稳定性的综合指标。这一指标的数值越小，反映了车辆操纵稳定性表现的优越。在这个评估体系中，对四项指标进行综合考虑，旨在更全面地了解车辆操纵稳定性的表现。

$$J_{TE} = \sqrt{\frac{W_1 J_E^2 + W_2 J_R^2 + W_3 J_S^2 + W_4 J_S^2}{W_1 + W_2 + W_3 + W_4}} \quad (3-15)$$

式中， W_1 、 W_2 、 W_3 、 W_4 为上述各指标的所取权重，本文认为各个指标在综合评价中被认为具有相同的重要性，故采用平均分配的做法，均取 0.25。

3.4.2 转向灵敏度优化

遗传算法（Genetic Algorithm, GA）是一种模拟生物进化过程的优化算法，常用于解决搜索和优化问题^[73~74]。其灵感来源于自然选择和遗传学的原理，通过模拟生物群体的进化过程来逐步改进解决方案。在遗传算法中，问题的解被编码为染色体，而染色体上的基因则代表解的不同部分。算法通过选择、交叉和变异

等遗传操作，模拟自然选择的过程，逐代演化出越来越优秀的解决方案。遗传算法在解决复杂、多维、非线性问题以及在搜索空间较大的情况下表现出色，具有全局搜索能力和强大的鲁棒性。其主要运算流程如图 3-11 所示。

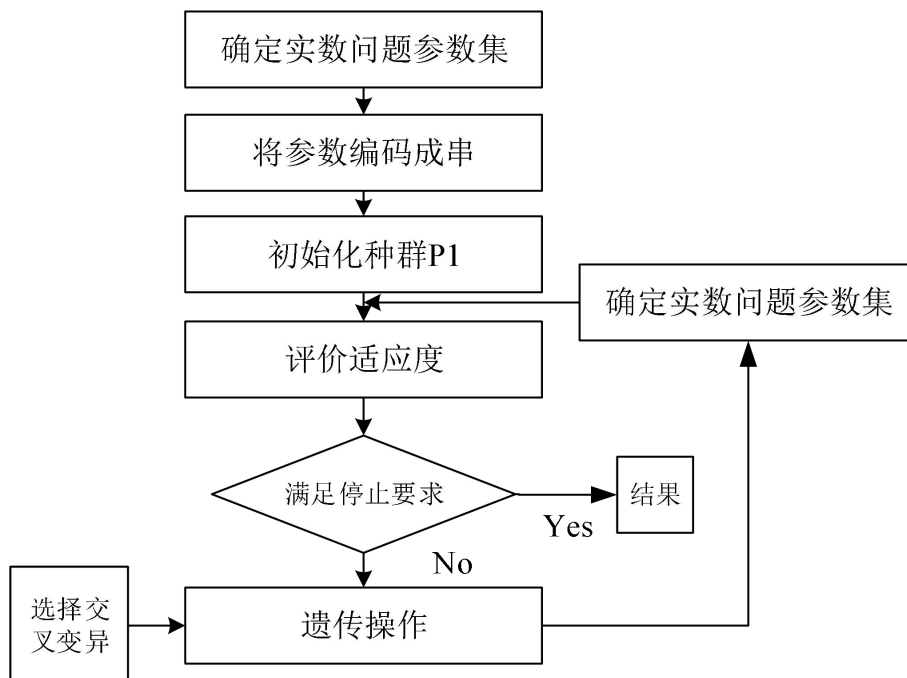


图 3-11 遗传算法的运算流程图

本研究以汽车操纵稳定性评价指标为遗传算法的优化目标函数，通过 MATLAB 编写 M 文件实现算法^[75]，并在基于第二章中建立的 SBW 汽车模型的仿真环境中进行优化。

由上节基于转向灵敏度设计变角传动比可知：

在中低速情况下，当横摆角速度较低时，通过设计变传动比以保持横摆角速度增益不变可以提供更好的车辆稳定性和操控性能。通过调整传动比，可以在低速时获得更大的车轮横向力，提高抓地力，从而增加车辆的稳定性。有利于城市驾驶、停车和低速弯道等情况。在高速行驶中，车辆面临较大的横向动力学挑战，可能导致侧向加速度过大，增加了车辆侧翻的风险。

因此在中低速段基于转向灵敏度设计变角传动比背景下，在中低速段不同车速（30km/h、40km/h、50km/h、60km/h、70km/h），路面附着系数为 0.8 的双移线工况下，利用 MATLAB 软件 2021a 版本内置的遗传算法工具箱，对横摆角速度增益进行设计优化，初始值设定为 K_s 为 0.5，以引导遗传算法搜索空间。优化结果详见表 3-1，其中较小的评价指标值反映出汽车操纵稳定性的优越性。

表 3-1 算法优化结果

车速/(km/h)	30	40	50	60	70	平均值
优化后的 K_s 值	0.53	0.45	0.39	0.34	0.31	-
$K_s=0.53$ 指标值	3.48	3.66	3.78	4.47	4.83	4.04
$K_s=0.45$ 指标值	3.63	3.65	3.69	3.87	4.41	3.85
$K_s=0.39$ 指标值	3.77	3.59	3.48	3.87	4.05	3.75
$K_s=0.34$ 指标值	3.85	3.74	3.52	3.69	3.86	3.73
$K_s=0.31$ 指标值	4.05	3.97	3.88	3.61	3.59	3.82

根据转向灵敏度进行遗传算法优化的结果，表明对于不同车速下的 K_s 值，操纵稳定性评价指标值随之变化。

分析表格结果，当车速为 30 km/h 时，最优转向灵敏度值为 0.53，这表明在低速行驶时，驾驶者更希望车辆的转向响应更为灵敏，以提高操控性能。然而，从表格中可观察到，随着车速的增加，灵敏度值为 0.53 时的操纵稳定性评价指标逐渐增加，这意味着在高速行驶时车辆的操控稳定性下降。因此，尽管在低速时较大的转向灵敏度对于操控性能有积极影响，但为了在不同车速下实现更全面的转向特性，整体最优转向灵敏度应该小于 0.53。这表明在综合考虑不同车速行驶的要求时，需要在转向灵敏度的选择上进行平衡，以确保车辆在各种驾驶情况下都能够保持良好的操纵性和稳定性。

当灵敏度值为 0.39 和 0.34 时，操纵稳定性评价指标值比较均衡，随着车速增加，灵敏度值为 0.39 和 0.34 的指标值在 50 km/h 和 60 km/h 时依然较低，在 70 km/h 时，指标值仍然较为理想，虽然相比于低速时有所增加，但相对于其他灵敏度值，仍保持较好的操纵稳定性。表明该转向灵敏度在中低速范围内都有良好的表现。

因此，可以得出在 30 km/h 到 70 km/h 范围内，灵敏度值为 0.39 和 0.34 是最为适合的转向灵敏度，比较平均指标值，灵敏度值为 0.34 时，全程平均指标值更小，在不同车速下实现更全面的转向特性，整体转向灵敏度最优。故取 $K_s=0.34$ 。

3.5 变传动比优化及验证

通过固定侧向加速度增益值，实际上是将车辆的横向动力学特性与加速度的

影响分离开来。这样的设计选择可能使系统在某些情况下更为稳定，因为侧向加速度对系统的影响得以控制。然而，在一些极端或非典型的驾驶情境下，这种固定的增益值可能导致系统在性能上的局限性。

横摆角速度的引入使得传动比能够更加敏感地响应车辆的横向运动，提高了系统的灵活性。然而，过于依赖横摆角速度可能导致在某些情况下过度调整传动比，从而影响车辆的稳定性和舒适性。在对比中需要考虑的关键点是在不同驾驶场景下，例如高速直线行驶、弯道驾驶、或紧急变道等情况下，固定侧向加速度增益值和横摆角速度的组合对系统性能的影响。优化设计的关键在于找到一个平衡点，既能够应对多样化的驾驶条件，又能够确保系统的稳定性和可控性。

因此，进一步的分析和优化可以集中在在何种程度上调整横摆角速度和侧向加速度的权衡，以及是否引入实时调整机制，以更灵活地适应不同的驾驶需求。

第二节对低速段传动比和变传动比初始速度已作计算说明，设定线控转向低速段传动比为 8， $v_0 \approx 25\text{km/h}$ 。本节需要在不同的车速区间，继续对传动比调整并优化，为了实现中高速段的传动比控制规律，第一步是明确该车速范围内的过渡车速。具体设定规则如下：

(1) u 低于 25km/h ， i 设定为 8；

设计考虑到低速行驶时车辆对横摆角速度的响应要求不高，为了提供更好的低速操控性，选择一个相对较小的传动比，使得车辆更容易进行精确而平滑的转向动作。

(2) u 高于 25km/h ，低于 60km/h ，基于横摆角速度增益不变设计变传动比；

基于横摆角速度增益不变，理想传动比低速范围内变化相对较快，车辆可获得更灵活的转向响应，满足驾驶横向动力学性能的要求。

(3) u 高于 60km/h ，低于 90km/h ，基于横摆角速度和侧向加速度增益联合控制设计变传动比；

通过联合控制设计，可以有效地平衡横摆角速度和侧向加速度的影响，提高车辆的操控性能，使其更具可控性和稳定性。控制规律可以表示为：

$$i = Y_1 \frac{u/L}{K_s(1 + \frac{m}{L^2}(\frac{a}{k_2} - \frac{b}{k_1})u^2)} + Y_2 \frac{u^2/L}{K_z(1 + \frac{m}{L^2}(\frac{a}{k_2} - \frac{b}{k_1})u^2)} \quad (3-16)$$

式中, Y_1 、 Y_2 为随车速变化的权重函数系数, 均为反比例函数, 且 Y_1 与 Y_2 的和始终为 1; 由上节灵敏度优化结果得 $K_s=0.34$; 取 $K_z=10$ 。

Y_1 、 Y_2 反比例函数的确定需满足:

当 $u=60$ 时, $Y_1=1$ 且 $Y_2=0$;

$$i = Y_1 \frac{u/L}{K_s(1 + \frac{m}{L^2}(\frac{a}{k_2} - \frac{b}{k_1})u^2)} + Y_2 \frac{u^2/L}{K_z(1 + \frac{m}{L^2}(\frac{a}{k_2} - \frac{b}{k_1})u^2)} \approx 15.1 \quad (3-17)$$

当 $u=100$ 时, $Y_1=0$ 且 $Y_2=1$;

$$i = Y_1 \frac{u/L}{K_s(1 + \frac{m}{L^2}(\frac{a}{k_2} - \frac{b}{k_1})u^2)} + Y_2 \frac{u^2/L}{K_z(1 + \frac{m}{L^2}(\frac{a}{k_2} - \frac{b}{k_1})u^2)} \approx 19.5 \quad (3-18)$$

Y_1+Y_2 和恒为 1。

满足上述条件下, 求得随车速变化的权重函数系数 Y_1 、 Y_2 为

$$\begin{cases} Y_1 = -\frac{12}{u} + \frac{13}{8} \\ Y_2 = \frac{12}{u} + \frac{5}{8} \end{cases} \quad (3-19)$$

(4) u 高于 90km/h, 低于 120km/h, 基于侧向加速度增益不变设计变传比;

在这个速度范围内, 车辆的稳定性要求更为严格, 而横摆角速度的影响逐渐减弱。因此, 通过保持侧向加速度增益不变, 设计变传动比可以更好地适应高速行驶时对横向动力学性能的要求, 提高车辆的稳定性和操控性。

(5) u 高于 120km/h, i 设定为 24.4。

在这个速度范围内, 车辆主要需要稳定的直线行驶性能, 而对横向动力学的需求相对较低。计算的 $i=24.4$ 。

综上可得完整传动比设计规律;

$$i = \begin{cases} 8 & u \leq \frac{25}{3.6} \\ \frac{u/L}{K_{sw}(1 + \frac{m}{L^2}(\frac{a}{k_2} - \frac{b}{k_1})u^2)} & \frac{25}{3.6} < u \leq \frac{60}{3.6} \\ (-\frac{125}{u} + \frac{13}{8}) \frac{u/L}{K_s(1 + \frac{m}{L^2}(\frac{a}{k_2} - \frac{b}{k_1})u^2)} + \frac{125}{u} & \frac{60}{3.6} < u \leq \frac{100}{3.6} \\ (-\frac{12}{u} + \frac{5}{8}) \frac{u^2/L}{K_z(1 + \frac{m}{L^2}(\frac{a}{k_2} - \frac{b}{k_1})u^2)} & \frac{100}{3.6} < u \leq \frac{120}{3.6} \\ \frac{u^2/L}{K_{ay}(1 + \frac{m}{L^2}(\frac{a}{k_2} - \frac{b}{k_1})u^2)} & u > \frac{120}{3.6} \\ 24.4 & \end{cases} \quad (3-20)$$

对比本章 3.3 节传动比设计规则，仿真工况设置与该节相同，观察基于横摆角速度和侧向加速度增益设计变传动比设计规则下的 ω_r 和 a_y 的响应曲线。

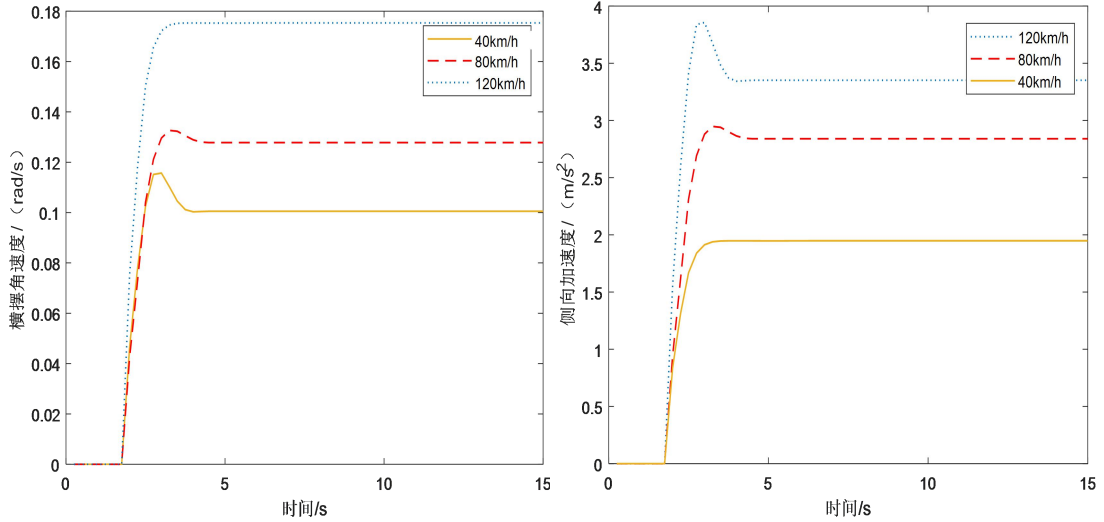


图 3-12 基于 K_s 和 K_z 不变 ω_r 响应曲线 图 3-13 基于 K_s 和 K_z 不变 a_y 响应曲线

通过上图和本章 3.3 节仿真结果可以看出，相同仿真工况下，基于横摆角速度和侧向加速度联合控制设计的变传动规则对比分别独立设计的传动比规则，横摆角速度和质心侧偏角均有所降低。这表明联合控制设计的变传动规则综合考虑

车辆的横向姿态变化和侧向稳定性需求，实现了传动比的智能调整。

3.6 本章小结

第三章主要围绕线控转向系统的传动比进行深入研究。首先，在机械转向特性分析中，详细探讨了与线控转向相关的机械性能。接着，在 SBW 系统理想传动比的设计中，阐述了理想传动比的设计要求、原理，并通过基于转向灵敏度和侧向加速度的方法，提出了相应的变角传动比设计方案。通过理想传动比设计的仿真分析，验证了所提方案的有效性。进一步，在转向灵敏度优化部分，深入研究了汽车操纵稳定性评价指标，并通过转向灵敏度优化方法，提高了系统的整体性能。最后，在变传动比优化及验证中，对前述设计进行了综合优化，并通过验证实验验证了优化方案的有效性。通过本章的研究，系统的转向性能得到了显著提升，为线控转向系统的实际应用奠定了坚实的基础。

第 4 章 SBW 主动转向控制策略设计

车辆转向稳定性控制对于行车安全和驾驶体验至关重要。它涉及到车辆在转向时保持稳定、减少失控风险的能力。同时车辆转向稳定性会受到诸多不确定性因素影响，而滑模控制则是一种能够有效应对模型不确定性和提高系统响应速度的控制方法，使得车辆在转向时能够更加稳定和可靠。

4.1 滑模变结构控制理论

滑模变结构控制理论^[76]结合了滑模控制和变结构控制的概念，其目标是在系统受到内部或外部变化时保持系统稳定性和鲁棒性。滑模控制是一种通过引入一个滑动面来对系统进行控制的方法。当系统状态跨越这个面时，控制器会施加控制力以使系统回到滑动面上。这种方法对于系统的不确定性和干扰有很强的鲁棒性，可以确保系统稳定性。变结构控制是一种控制方法，它允许系统在不同的运行模式之间切换以适应不同的工作条件。当系统受到外部干扰或内部变化时，变结构控制可以根据预先设定的规则切换控制模式，以保证系统的稳定性和性能。

4.1.1 滑模面设计：

在滑模变结构控制理论中，切换面 $s=0$ 附近的动态行为涉及起始点、一般点以及终止点的运动^[77]。运动点运动轨迹图如图 4-1 所示：

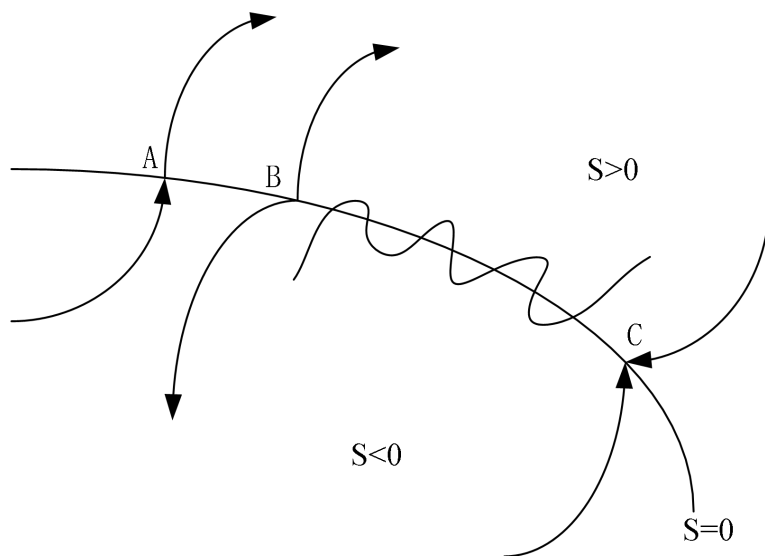


图 4-1 运动点状态运动轨迹图

具体而言，我们将着重探讨终止点 C 在切换面 $s=0$ 附近的特殊意义。

(1)滑模区域的形成：当系统的运动点趋近于切换面 $s=0$ 时，如果只有终止点 C 存在于 $s=0$ 的某一区域内，其他运动点趋近于此区域时会形成一个称为“滑模区域”的范围。

(2)滑模运动：这个区域内的系统运动被称为“滑模运动”，这种运动模式是系统在滑模控制下的特殊响应。在滑模区域内，系统状态的运动受到控制器的影响，以保持在切换面 $s=0$ 上。

(3)稳定性保证：当系统状态进入滑模区域时，滑模控制器会确保系统状态保持在切换面 $s=0$ 上，这有助于系统的稳定性和鲁棒性。

4.1.2 趋近率设计：

在滑模控制中，趋近率是描述系统状态向滑模面快速收敛的速度。常见的滑模控制器趋近率有以下几种^[78]：

(1)一阶趋近率：

一阶趋近率指系统状态到达滑模面的速度是线性的，通常用指数函数来描述。

(2)高阶趋近率：

高阶趋近率意味着系统状态向滑模面的收敛速度更快。通过引入更高阶的函数来描述状态与滑模面的关系，可以实现更快的收敛。

(3)自适应趋近率：

自适应趋近率是指系统根据当前状态自适应调整收敛速率。这种趋近率可能随着系统状态的变化而调整，以适应不同的工况或者系统需求。

(4)非线性趋近率：

滑模控制方法采用非线性函数来描述系统状态与滑模面之间的关系，可实现更复杂的趋近特性。这些非线性趋近率可以根据系统的特性和设计要求进行选择。

4.2 车辆质心侧偏角观测器设计

质心侧偏角是车辆运动中一个重要的动态参数，它描述了车辆质心相对于车辆前进方向的侧向偏角。通过对质心侧偏角的观测，有助于提高车辆的稳定性和驾驶控制，也可以帮助控制系统更准确地预测车辆未来的行为。同时汽车质心侧偏角的测量较难实现，因此需要构建质心侧偏角观测器。

4.2.1 无迹卡尔曼滤波简介

无迹卡尔曼滤波（Unscented Kalman Filter, UKF）代表一种针对非线性系统状态推断的滤波方法，UKF 对经典卡尔曼滤波（Kalman Filter, KF）及扩展卡尔曼滤波（Extended Kalman Filter, EKF）进行了优化与改良^[79,80]。UKF 解决了 EKF 中线性化过程引入的误差和对初始条件敏感的问题^[81]。

UKF 使用一种称为“无迹变换”（Unscented Transformation）的方法，通过选择一组称为“sigma 点”的采样点来近似状态的分布^[82]。这些采样点经过非线性函数的变换处理，与 EKF 中采用的非线性函数通过泰勒级数展开进行线性近似的方法不同^[83]。在 UKF 框架中，通过选取一组特定的 sigma 点来捕捉概率分布的均值和方差信息，进而逼近非线性函数的期望和协方差，进而更准确地估计系统状态^[84]。

UKF 算法的具体实现步骤如下：

（1）建立系统方程

$$\begin{cases} X(k+1) = f(x, (k), W(k)) \\ Z(k) = h(x, (k), V(k)) \end{cases} \quad (4-1)$$

式中， f —系统状态方程函数； h —系观测方程函数； $W(k)$ —系统过程噪声； Q —协方差矩阵； $V(k)$ —观测噪声； R —协方差矩阵。

（2）计算 Sigma 随机采样点 X

$$\begin{cases} X^i = \bar{X} & , i = 0 \\ X^i = \bar{X} + (\sqrt{(n + \lambda)P})_i, & i = 1 \sim n \\ X^i = \bar{X} - (\sqrt{(n + \lambda)P})_i, & i = n + 1 \sim 2n \end{cases} \quad (4-2)$$

式中， P —系统状态变量的方差。

（3）计算所设置的采样点对应的权值

$$\begin{cases} \omega_m^{(0)} = \frac{\lambda}{n+\lambda} \\ \omega_c^{(0)} = \frac{\lambda}{n+\lambda} + (1-a^2 + \beta) \\ \omega_m^{(i)} = \omega_c^{(i)} = \frac{\lambda}{2(n+\lambda)}, i=1 \sim 2n \end{cases} \quad (4-3)$$

式中, m —均值; c —协方差; λ —缩放系数, $\lambda = a^2(n+\kappa) - n$, 主要作用是降低预测误差, α 的作用是控制点的分布状态, κ 和 β 是待选参数, β 应大于等于0, κ 的选择应保证矩阵 $(n+\lambda)P$ 为半正定矩阵。

(4) 利用上述公式获取一组 Sigma 点集及其权值

$$X^{(i)}(k|k) = [\bar{X}(k|k) \quad \hat{X}(k|k) + \sqrt{(n+\lambda)P(k|k)} \quad \hat{X}(k|k) - \sqrt{(n+\lambda)P(k|k)}] \quad (4-4)$$

(5) 计算点集的一步预测

$$X^{(i)}(k+1|k) = f[k, X^{(i)}(k|k)] \quad (4-5)$$

(6) 根据上述点集计算状态量的一步预测及协方差矩阵

$$\hat{X}(k+1|k) = \sum_{i=0}^{2n} \omega^{(i)} X^{(i)}(k+1|k) \quad (4-6)$$

$$P(k+1|k) = \sum_{i=0}^{2n} \omega^{(i)} [\hat{X}(k+1|k) - X^{(i)}(k+1|k)][\hat{X}(k+1|k) - X^{(i)}(k+1|k)]^T + Q \quad (4-7)$$

(7) 根据上一步预测值, 产生新的 Sigma 点集

$$X^{(i)}(k+1|k) = [\bar{X}(k+1|k) \quad \hat{X}(k+1|k) + \sqrt{(n+\lambda)P(k+1|k)} \quad \hat{X}(k+1|k) - \sqrt{(n+\lambda)P(k+1|k)}] \quad (4-8)$$

(8) 将上一步新产生的点集代入观测方程

$$Z^{(i)}(k+1|k) = h(X^{(i)}(k+1|k)) \quad (4-9)$$

(9) 根据(8)并通过加权计算求得系统预测的均值和协方差

$$\hat{Z}(k+1|k) = \sum_{i=0}^{2n} \omega^{(i)} Z^{(i)}(k+1|k) \quad (4-10)$$

$$P_{z_k z_k} = \sum_{i=0}^{2n} \omega^{(i)} [Z^{(i)}(k+1|k) - \hat{Z}(k+1|k)][Z^{(i)}(k+1|k) - \hat{Z}(k+1|k)]^T + R \quad (4-11)$$

$$P_{x_k z_k} = \sum_{i=0}^{2n} \omega^{(i)} [X^{(i)}(k+1|k) - \hat{Z}(k+1|k)][Z^{(i)}(k+1|k) - \hat{Z}(k+1|k)]^T \quad (4-12)$$

(10) 计算卡尔曼增益

$$K(k+1) = P_{x_k z_k} P_{z_k z_k}^{-1} \quad (4-13)$$

(11) 更新系统状态值以及协方差

$$\hat{X}(k+1|k+1) = \hat{X}(k+1|k) + K(k+1)(Z(k+1) - \hat{Z}(k+1|k)) \quad (4-14)$$

$$P(k+1|k+1) = P(k+1|k) - K(k+1)P_{z_k z_k} K^T(k+1) \quad (4-15)$$

4.2.2 基于无迹卡尔曼滤波的质心侧偏角估计

依据 4.2.1 节关于 UKF 的算法流程说明, 为了对车辆的质心侧偏角进行精确估计, 需构建满足要求的状态空间模型。基于已建立的非线性动力学模型, 本研究设计了一个以 UKF 为基础的估计器。

状态空间方程:

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = f(x(t), u(t)) + w(t) \\ y(t) = h(x(t)) + v(t) \end{cases} \quad (4-16)$$

式中, $x(t)$ —系统状态量, $y(t)$ —观测量, $u(t)$ —系统控制输出, h —观测函数, $w(t)$ 、 $v(t)$ —均值为零的过程噪声和测量噪声。

在确定质心侧偏角观测器的状态变量时, 鉴于 β 及 ω 对于 AFS 稳定性控制的重要性, 本研究选择将系统状态变量 (x) 定义为以下形式:

$$x(t) = [\beta, \omega]^T \quad (4-17)$$

随后, 本研究确定了观测器所需的观测变量。选取的观测变量需能够通过传

传感器直接测量，从而便于实现快速而简便的计算，所以本节选择汽车前轮转角，则观测量 $y(t)$ 可以表示为：

$$y(t) = [\delta]^T \quad (4-18)$$

基于 UKF 的质心侧偏角观测器具体设计步骤分为以下四个部分：

(1) 滤波的初始估计值设为以下形式：

$$\hat{X}_0 = E(X_0) \quad (4-19)$$

误差协方差 P_0 设为：

$$P_0 = E[(X_0 - \hat{X}_0)(X_0 - \hat{X}_0)^T] \quad (4-20)$$

(2) 构建 Sigma 点

本节采用无迹变换构建 Sigma 点，首先分解方差矩阵 P ，主要的矩阵分解有平方根分解、QR 分解等方法。本研究基于平方根分解方法生成 $2n+1$ 个 Sigma 点。

本节采用无迹变换来构造 Sigma 点集合。首先，需要对方差矩阵 P 进行分解，本节选择利用平方根分解^[85]方法，以生成 $2n+1$ 个 Sigma 点。

对于随机变量 X_{k-1} 的协方差矩阵 P_{k-1} ，通过执行平方根分解，可以获得相应的分解结果。

$$P_{k-1} = L_{k-1} L_{K-1}^T \quad (4-21)$$

(3) 通过系统方程对所有 Sigma 点的状态执行转换与时间更新，该过程涉及利用系统动力学方程更新 Sigma 点：

$$X^i(k|k-1) = X_{k-1}^i + f[X_{k-1}^i, u(k)]T_s \quad (4-22)$$

(4) 利用经过 UT 及状态转移的 Sigma 点计算预测均值与协方差：

$$\hat{x}(k|k-1) = \sum_{i=0}^{2n} W_i^{(m)} x^i(k|k-1) \quad (4-23)$$

$$P(k|k-1) = \sum_{i=0}^{2n} W_i^{(c)} [X^i(k|k-1) - \hat{x}(k|k-1)] [X^i(k|k-1) - \hat{x}(k|k-1)]^T + Q_c \quad (4-24)$$

式中， Q_c 为过程噪声。

$$X^{*i}(k|k-1) = \begin{cases} \hat{x}(k|k-1) & i=0 \\ \hat{x}(k|k-1) + [\sqrt{(n+\lambda n)P(k|k-1)}] & i=1,2,\dots,n \\ \hat{x}(k|k-1) - [\sqrt{(n+\lambda n)P(k|k-1)}]_{i-n} & i=n+1,\dots,2n \end{cases} \quad (4-25)$$

$$\varsigma_i(k|k-1) = h[X^{*i}(k|k-1), u(k)] \quad (4-26)$$

$$\hat{y}(k|k-1) = \sum_{i=0}^{2n} W_i^{(m)} \varsigma_i(k|k-1) \quad (4-27)$$

(5) 进行测量过程的更新

使用无迹变换计算这些点的均值与协方差：

$$P_{yy} = \sum_{i=0}^{2n} W_i^{(c)} [\varsigma_i(k|k-1) - \hat{y}(k|k-1)] [\varsigma_i(k|k-1) - \hat{y}(k|k-1)]^T + R_c \quad (4-28)$$

$$P_{yy} = \sum_{i=0}^{2n} W_i^{(c)} [\varsigma_i(k|k-1) - y_0] [\varsigma_i(k|k-1) - y_0]^T + R_c \quad (4-29)$$

(6) 计算残差与 Kalman 增益：

$$P_{xy}(k|k-1) = \sum_{i=0}^{2n} W_i^{(c)} [X^i(k|k-1) - \hat{x}(k|k-1)] [X^i(k|k-1) - \hat{x}(k|k-1)]^T \quad (4-30)$$

$$K(k) = P_{xy}(k|k-1) P_{yy}^{-1} \quad (4-31)$$

(7) 最终，使用残差与 kalman 增益计算新的状态估计：

$$\hat{x}_k = \hat{x}(k|k-1) + K(k)[y(k) - \hat{y}(k|k-1)] \quad (4-32)$$

计算新的协方差：

$$P_k = P(k|k-1) - K(k)P_{yy}K(k)^T \quad (4-33)$$

由残差与 kalman 增益计算得到新的状态估计值即为质心侧偏角估计值。

4.2.3 质心侧偏角观测器验证

应用 Matlab/Simulink 开发环境，基于 Unscented Kalman Filter 模块设计，构建 UKF 质心侧偏角卡尔曼滤波器并进行仿真验证，如图 4-2 所示。

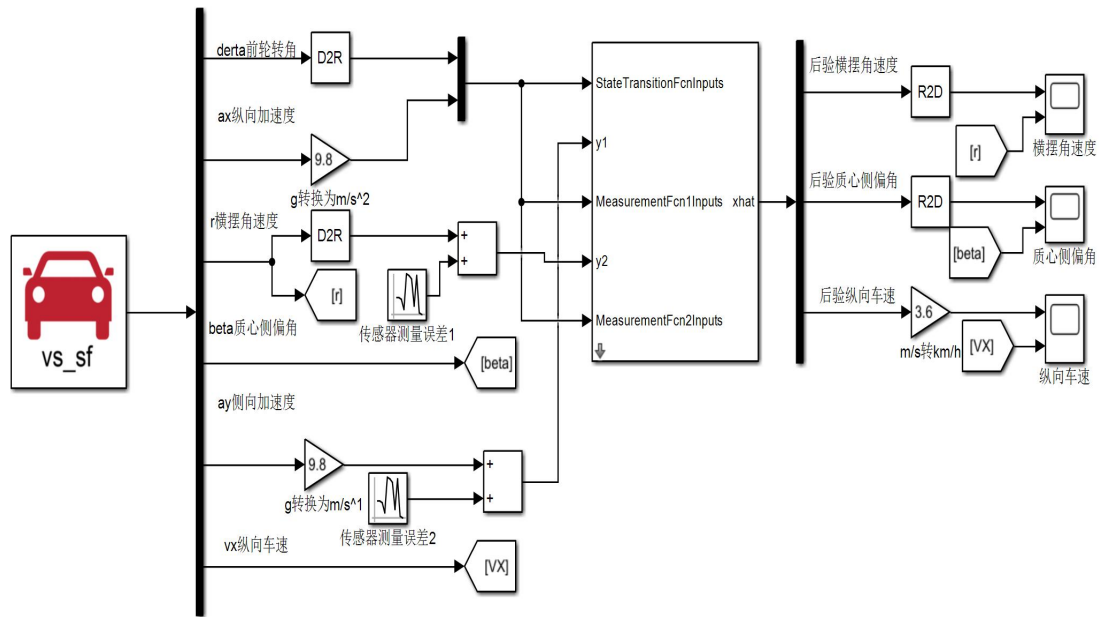


图 4-2 Carsim 和 Simulink 的 UKF 联合仿真模型

编写无迹卡尔曼滤波器的状态方程和观测方程 m 文件，初始误差方差矩阵 $P_0=[0.01, 0, 0; 0, 0.01, 0; 0, 0, 0.01]$ ，系统噪声方差矩阵 $Q=[0.01, 0, 0; 0, 0.01, 0; 0, 0, 0.01]$ ，测量噪声方差矩阵 $R=[0.01, 0, 0; 0, 0.01, 0; 0, 0, 0.01]$ ， $\text{Alpha}=0.001$ ， $\text{Beta}=2$ ， $\text{Kappa}=0$ ， Alpha 、 Beta 、 Kappa 用来控制 sigma 点的分布。在双移线工况下，得到 50km/h 和 100km/h 下质心侧偏角和横摆角速度的估计值如下图所示。

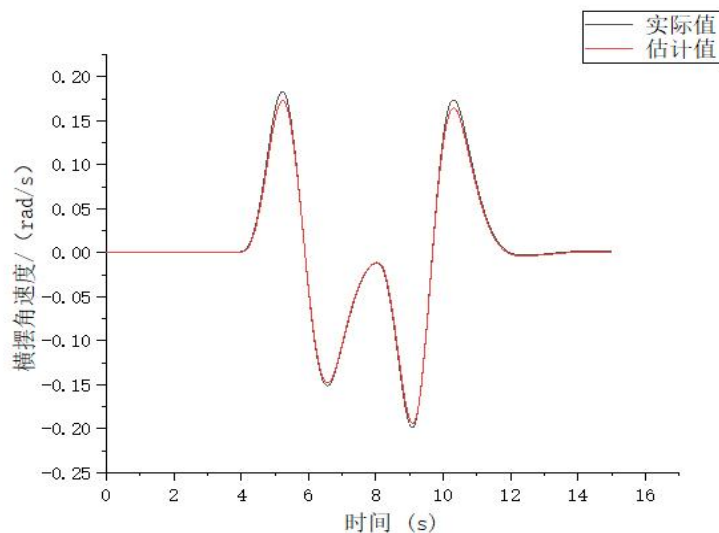


图 4-3 50km/h 横摆角速度的估计值和实际值

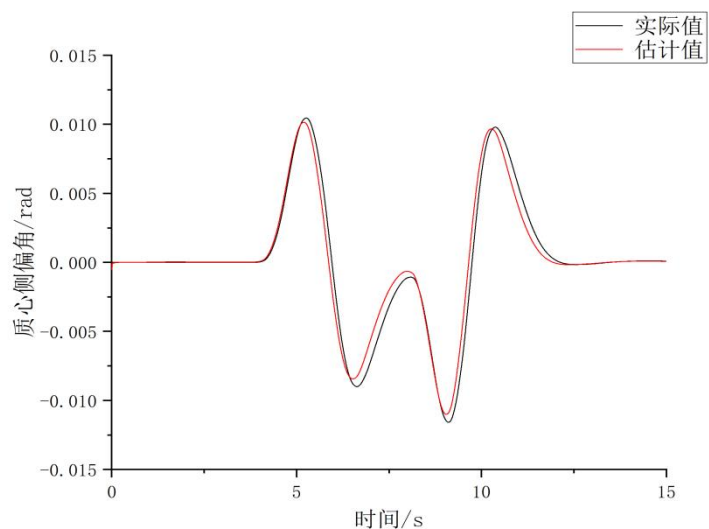


图 4-4 50km/h 质心侧偏角的估计值和实际值

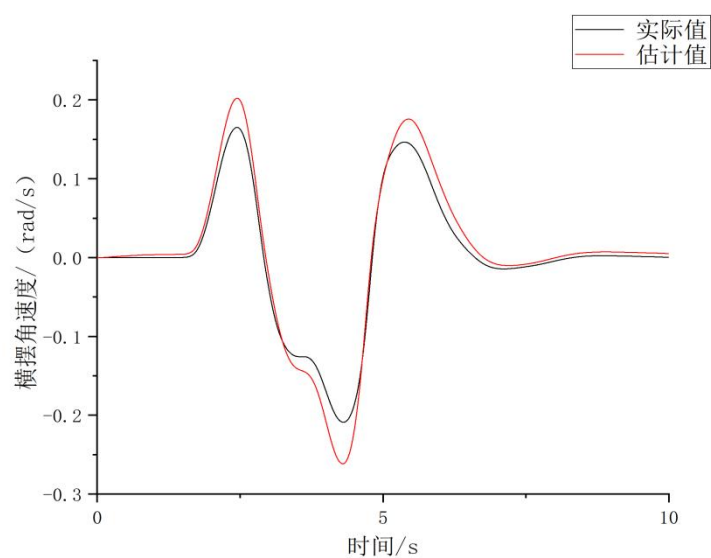


图 4-5 100km/h 横摆角速度的估计值和实际值

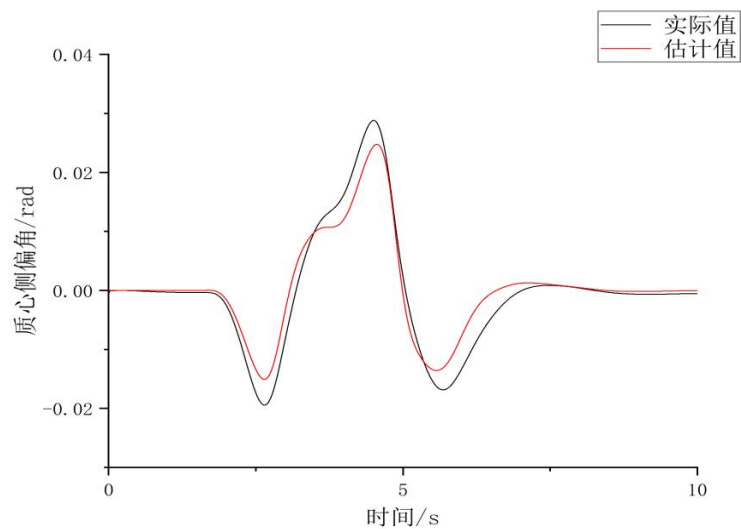


图 4-6 100km/h 质心侧偏角的估计值和实际值

基于简化的轮胎“魔法公式”模型，本研究建立了汽车侧向速度的线性以及无迹卡尔曼滤波器，并用于计算汽车的质心侧偏角。恰当选取滤波器系统噪声及测量噪声参数后，通过质心侧偏角和横摆角速度观测器观察车辆在双移线道路下高速和低速的表现，并与实际值进行对比，得到的无迹卡尔曼滤波器能够得到很好的观测效果，估计的质心侧偏角结果可用于后文车辆主动转向的设计。

4.3 主动前轮转向滑模控制系统设计

4.3.1 SBW 主动转向控制策略

SBW 系统主动转向控制框图如图 4-7 所示,Carsim 输出的速度和方向盘角度信息通过变传动比转换成实际的前轮角度。采用非线性双自由度车辆模型提供期望的横摆速度度和车辆质心侧偏角。这些期望值与 Carsim 计算出的相应实际值进行对比，差值通过基于粒子群优化算法的滑模控制器进行调整，该控制器计算出一个额外的前轮转角调整量以补偿前述差异，从而生成一个优化的前轮转角值。通过将此优化转角与 Carsim 计算的原始转角值的差异输入到一个PID控制器中，可以得到一个期望的电流信号，该信号随后送入电子控制的转向系统中，以实施精确的线控主动转向控制。

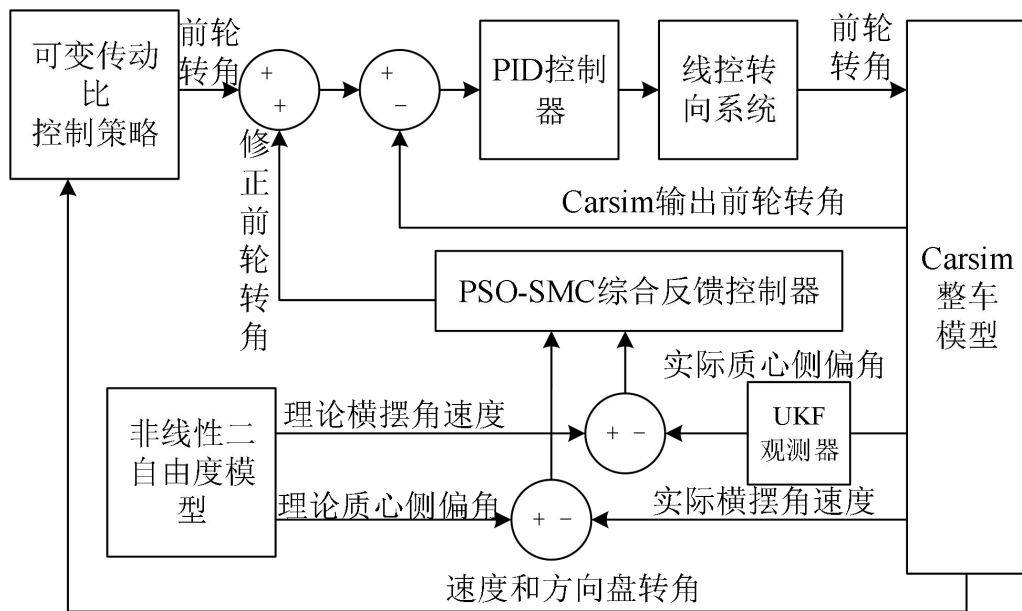


图 4-7 主动转向控制框图

进行实车实验时，Carsim 整车模型被实车替代，实际横摆角速度由传感器测量采集，实际质心侧偏角由 UKF 观测器估计得到。

4.3.2 滑模控制器设计

在滑模变结构控制框架下，控制策略的调整关键在于确保系统动态行为能稳定地趋近并最终保持在滑动模态界面的近邻区域内。这一过程中，当系统达到预设的滑动态界面时，主动前轮转向系统的核心目标转变为实现对横摆角速度与质心侧偏角的精确跟踪控制，目的是为了通过精确控制目标前轮转角，从而精细调节车辆的行驶方向。为达成此目标，研究分别构建了基于横摆角速度反馈与基于质心侧偏角反馈的控制策略。这两种控制方案分别针对不同的车辆动态响应特性进行设计，通过对控制输入的精确调节，优化车辆的操纵稳定性与响应灵敏度。

基于横摆角速度反馈的控制策略关注于车辆横摆动态的调控，旨在通过调节车辆前轮的转角来精确控制横摆角速度，以此提高车辆对转向指令的响应性。另一方面，基于质心侧偏角反馈的控制策略则专注于通过控制车辆的侧向运动，以质心侧偏角为反馈信号，通过调整前轮转角来减小质心侧偏，进而增强车辆的操纵稳定性。两种策略各自针对车辆动态行为的不同方面进行优化，反映了控制策略设计中对车辆操纵性与稳定性双重要求的综合考量。

进一步地，通过引入权重系数对上述两种控制方案进行综合，形成了一套集成的控制策略。该策略通过权重分配机制，灵活调节横摆角速度反馈与质心侧偏角反馈在控制策略中的比重，以适应不同行驶条件下对操纵稳定性与响应灵敏度的不同需求。该综合控制策略不仅保证了车辆在各种行驶状态下的操控性和稳定性，同时也优化了车辆的动态响应。

(1) 基于理想横摆角速度的反馈控制

定义滑模控制中的跟踪误差 e 为：

$$e = w_r - w_d \quad (4-34)$$

式中， w_r 为车辆的实际横摆角速度， w_d 为车辆的理想横摆角速度。

滑模控制的切换函数定义为：

$$S = e + \lambda_1 \int_0^t e dt \quad (4-35)$$

式中， λ_1 为设计参数。

趋近率函数为：

$$\dot{S} = \dot{e} + \lambda_1 e = -\varepsilon_1 \operatorname{sgn}(S) - k_1 S \quad (4-36)$$

式中, ε_1 、 k_1 为设计参数。

可以使用饱和函数 sat 代替符号函数 sgn 可以在一定程度上削弱控制器的频繁抖振^[86], 饱和函数如下:

$$\operatorname{sat}(S) = \begin{cases} 1 & S > \Delta \\ kS & |S| \leq \Delta \\ -1 & S < -\Delta \end{cases} \quad (4-37)$$

线性二自由度模型可写成如下:

$$\begin{cases} \dot{\beta} = \frac{k_1 + k_2}{mu} \beta + (\frac{ak_1 - bk_2}{mu} - 1)\omega_r - \frac{k_1}{mu} \delta \\ \dot{\omega}_r = \frac{ak_1 - bk_2}{I_z} \beta + \frac{a^2 k_1 + b^2 k_2}{u I_z} \omega_r - \frac{ak_1}{I_z} \delta \end{cases} \quad (4-38)$$

令 $\dot{S}=0$, 得控制规律为:

$$u_{1=\Delta} \delta_{f1} = [\frac{a^2 k_1 + b^2 k_2}{I_z u} \omega_r + \frac{ak_1 - bk_2}{I_z} \beta_r - \dot{\omega}_d + \lambda_1 (w_r - w_d) + \varepsilon_1 \operatorname{sat}(S) + k_1 S] \frac{I_z}{ak_1} \quad (4-39)$$

由李雅普诺夫公式:

$$V = \frac{1}{2} S^2 \quad (4-40)$$

$$\begin{aligned} \dot{V} &= S \dot{S} = S [-\varepsilon_1 \operatorname{sat}(S) - k_1 S] \\ &= -S \varepsilon_1 \operatorname{sat}(S) - k_1 S^2 \end{aligned} \quad (4-41)$$

当 $S>0$ 时, $\operatorname{sat}(S)=1$; 当 $S<0$, $\operatorname{sat}(S)=-1$, 又 $\varepsilon>0$, $k>0$ 。因此控制律滑动模态存在且可达。

(2) 基于理想质心侧偏角的反馈控制

定义滑模控制中的跟踪误差 e 为:

$$e = \beta_r - \beta_d \quad (4-42)$$

式中, β_r 为车辆的实际质心侧偏角, β_d 为车辆的理想质心侧偏角。

滑模控制的切换函数定义为:

$$S = e + \lambda_2 \int_0^t e dt \quad (4-43)$$

式中, λ_2 为设计参数。

趋近率函数为:

$$\dot{S} = \dot{e} + \lambda_2 e = -\varepsilon_2 \operatorname{sgn}(S) - k_2 S \quad (4-44)$$

式中, ε_2 、 k_2 为设计参数。

令 $\dot{S}=0$, 同理结合车辆线性二自由度模型, 得控制规律为:

$$u_2 = \Delta \delta_{f2} = \left[\frac{k_1 + k_2}{\mu} \beta_r + \left(\frac{ak_1 - bk_2}{\mu^2} - 1 \right) \omega_r - \dot{\beta}_d + \lambda_2 (\beta_r - \beta_d) + \varepsilon_2 \operatorname{sat}(S) + k_2 S \right] \frac{\mu}{k_1} \quad (4-45)$$

由上文 4.3.1 主动转向控制策略可得, 实际前轮转角由变传动比计算的前轮转角和 PSO-SMC 补偿的前轮转角组成。分别控制理想横摆角速度和理想质心侧偏角得到相应的补偿前轮转角, 经过综合相加后得到 PSO-SMC 补偿的前轮转角, 如式 (4-46):

$$\Delta \delta_f = T \Delta \delta_{f1} + (1 - T) \Delta \delta_{f2} \quad (4-46)$$

式中, T 为权重系数。

本文设计了一个根据车速变化自动调整横摆角速度和质心侧偏角反馈权重系数 T 的控制策略。可根据不同的行驶条件灵活调整响应灵敏度, 从而达到最佳的行车性能和安全性。

(1) 定义权重系数 T :

设定 T_w 为横摆角速度反馈的权重系数;

设定 T_β 为质心侧偏角反馈的权重系数;

且 $T_w + T_\beta$ 之和恒为 1。

(2) 设计权重系数的调整规则:

设定低速阈值 $V_{\text{low}}=30$ 和高速阈值 $V_{\text{high}}=90$;

当车速低于 V_{low} 时, 提高响应灵敏度, 设定 $T_\beta=0.3$, $T_w=0.7$;

当车速大于 V_{high} 时, 提高操控稳定性, 设定 $T_\beta=0.7$, $T_w=0.3$ 。

当 $V_{\text{low}} \leq V \leq V_{\text{high}}$ 时, 线性调整权重系数, 根据车速在这两个阈值之间的实际值动态调整 T_β 和 T_w 。

(3) 权重系数的线性调整公式:

可以使用下面的线性插值方法来计算权重系数:

$$T_w(V) = T_w(V_{low}) + \frac{V - V_{low}}{V_{high} - V_{low}}(T_w(V_{high}) - T_w(V_{low}))$$

$$T_\beta(V) = 1 - T_w(V)$$
(4-47)

在 Matlab/Simulink 环境下设计滑模控制器，并建立 Carsim-Simulink 的线控主动转向联合仿真模型，完整联合仿真模型如图 4-8 所示:

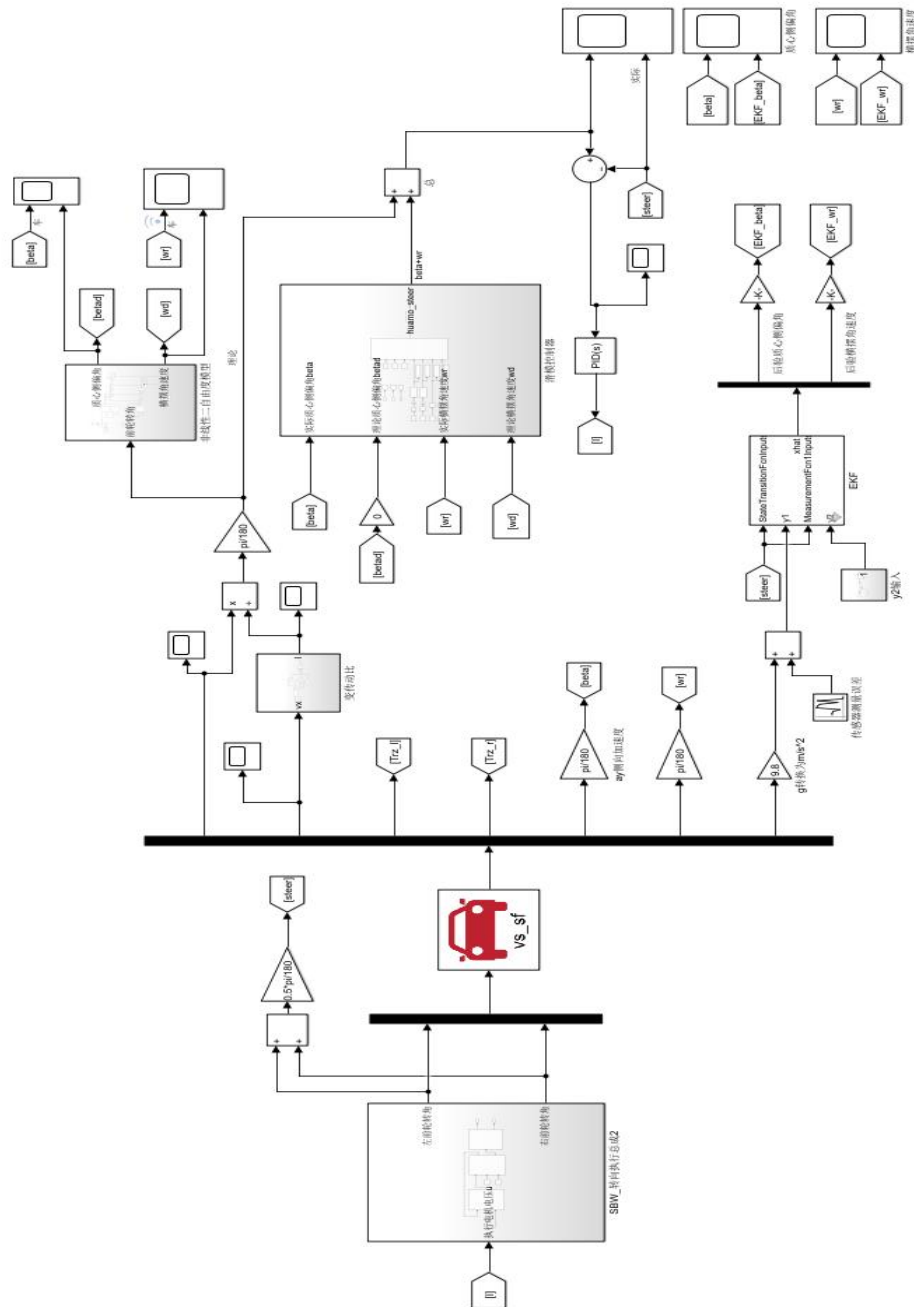


图 4-8 Carsim-Simulink 的线控主动转向联合仿真模型

4.4 本章小结

本章节详细阐述了 SBW 主动转向控制策略的设计流程。首先,本章引入了滑模变结构控制理论,介绍了滑模面设计和趋近率设计的原理与方法。随后,深入探讨了车辆质心侧偏角观测器的设计问题,包括无迹卡尔曼滤波技术的概述以及利用该技术对质心侧偏角进行估计的方法。此外,本文还验证了质心侧偏角观测器在仿真中的有效性与准确性。最后设计了基于横摆角速度与质心侧偏角数据的主动前轮转向滑模控制系统。

第 5 章基于 PSO 的滑模控制器参数优化

在车辆主动转向控制中，滑模控制器能够处理车辆动态特性的非线性问题，通过设计合适的滑模面，能够确保系统稳定性并使得车辆在转向过程中更加稳定和可控。作为一种高效的智能优化技术，粒子群优化（PSO）算法通过迭代过程优化，能有效调节滑模控制器参数，从而增强系统的稳定性、鲁棒性及性能表现^[87,88]。这种方法有助于优化滑模控制器，使其更适应不同系统的动态特性，并提升控制器在面对变化和不确定性时的适应能力。

5.1 多目标粒子群算法

粒子群优化算法是由 James Kennedy 和 Russell Eberhart^[89]于 1995 年首次提出的，其设计灵感源自对社会行为的观察，特别是模仿了鸟群或鱼群等自然界生物群体的行为模式。该算法的开发受到了观察到的鸟群觅食行为的启发，从而引入了粒子群优化的概念^[90,91]。在此框架中，一个“粒子”群体被构想出来，其中每个粒子代表搜索空间内的一个可能解。这些粒子拥有各自的位置和速度属性，并通过持续地调整其位置来探索最佳解决方案。每个粒子具有自身的位置和速度，并通过不断地调整其位置来搜索最优解。算法的核心思想是通过模拟粒子在解空间中的移动和交互，以达到寻找最优解的目标。粒子根据自身历史经验和群体中最优解来调整自己的移动方向和速度，通过迭代优化的过程逐步接近最优解。

5.1.1 PSO 算法的基本形式

在 PSO 算法中，众多实体粒子在搜索空间内分布，以评估每个粒子位置上的目标函数值，并记录其个体及群体的历史最优位置。算法引入随机性以影响粒子下一步的移动决策，模拟鸟群寻找食物的行为，不断向目标函数的最优解逼近。

PSO 算法主要用于连续空间优化问题的解决。在此框架中，第 i 个粒子的状态由三个 D 维向量定义，这三个向量分别是：

当前位置：

$$x_i = (x_{i1}, x_{i2}, \dots, x_{id}) \quad (5-1)$$

历史最优位置：

$$P_i = (p_{i1}, p_{i2}, \dots, p_{id}) \quad (5-2)$$

速度:

$$v_i = (v_{i1}, v_{i2}, \dots, v_{id}) \quad (5-3)$$

对每个粒子而言，其速度与位置的迭代公式为:

$$\begin{cases} V_{id}(t+1) = V_{id}(t) + c_1 r_1 [P_{id}(t) - X_{id}(t)] + c_2 r_2 [G_{id}(t) - X_{id}(t)] \\ X_{id}(t+1) = X_{id}(t) + V_{id}(t+1) \end{cases} \quad (5-4)$$

式中 $V_{id}(t+1)$ 和 $X_{id}(t+1)$ 表示第 $t+1$ 时刻第 i 个粒子第 D 维速度和位置； c_1 和 c_2 为学习因子；在 t 时刻第 i 个粒子在第 D 维的最佳位置 $P_{id}(t)$ 表示，在 t 时刻全部粒子在第 D 维的最佳位置用 $G_{id}(t)$ ； r_1 和 r_2 是在 $[0,1]$ 范围内服从均匀分布的随机数。

1998 年，Eberhart 和 Shi 提出了一种经典的惯性权值法，这种方法在基本算法的迭代过程中引入了惯性权值^[92]。该方法的特点是保持了常数 c_1 和 c_2 不变，但通过递减 ω 来实现迭代过程。粒子群优化算法这个权重控制了粒子在搜索空间中的移动方式。 ω 可以被视为控制粒子速度的参数，它影响了粒子移动时保持先前速度的程度。一般情况下， ω 通常在算法的迭代过程中逐渐减小，有助于 PSO 算法更好地收敛到最优解附近。

ω 随着迭代运行的代数 t 的迭变而线性减少，则:

$$\omega = \omega_{max} - \frac{t}{t_{max}} (\omega_{max} - \omega_{min}) \quad (5-5)$$

改进后的速度与位置迭代公式表示为:

$$\begin{cases} V_{id}(t+1) = \omega(t)V_{id}(t) + c_1 r_1 [P_{id}(t) - X_{id}(t)] + c_2 r_2 [G_{id}(t) - X_{id}(t)] \\ X_{id}(t+1) = X_{id}(t) + V_{id}(t+1) \end{cases} \quad (5-6)$$

5.1.2 粒子群算法的基本原理

PSO 算法的基本流程如图 5-1 所示:

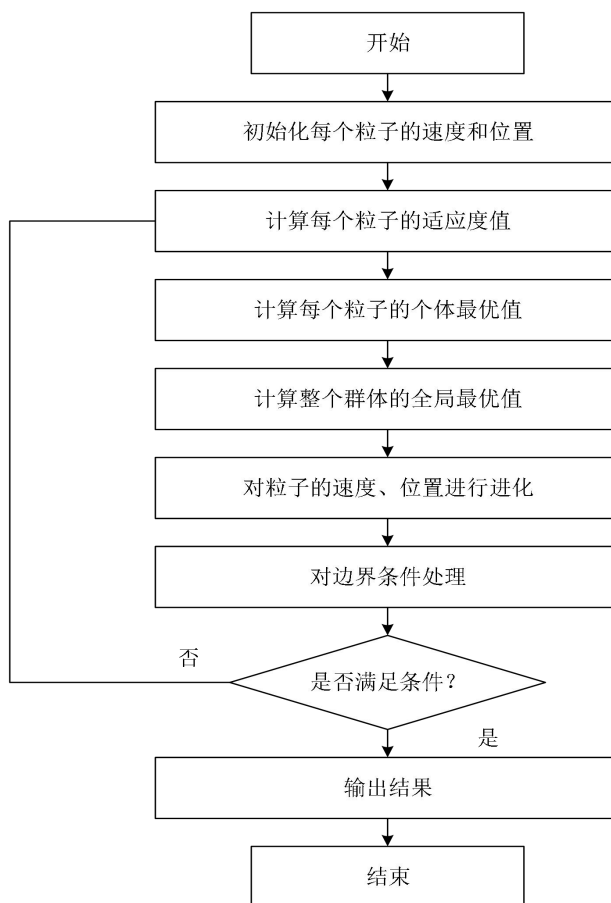


图 5-1 粒子群算法的流程框架

PSO 算法具体实施步骤如下：

- (1) 在 D 维空间中，初始随机生成粒子的位置 X 和速度 V ；
- (2) 利用 D 维优化函数，基于粒子的当前位置和速度，计算每个粒子的适应度值；
- (3) 更新历史最优记录：将每个粒子的适应度值与其个体历史最佳适应度值（pbest）比较，如有必要，更新其为 pbest 位置；同时，将每个粒子的适应度值与群体历史最佳适应度值（gbest）进行比较，如有必要，更新 gbest 位置；
- (4) 粒子位置和速度的更新：根据（5-6）公式更新粒子的速度和位置；
- (5) 终止准则：检验是否达到预设的适应度阈值或最大迭代次数。若达到终止条件，则输出当前的最优函数值；否则，返回步骤 2，继续迭代过程。

5.2 基于改进 PSO 算法的 SMC 控制器设计

5.2.1 改进 PSO 算法初始化

利用 PSO 算法对线控主动转向滑模控制器参数进行优化，使汽车系统拥有更好的转向稳定性。在使用 PSO 算法时，PSO 算法的性能受本身种群的基本参

数的影响，因此对于算法的参数选择十分重要。以下将针对汽车线控转向系统对其进行参数范围选择。

(1) 惯性权值 ω

上小节提到 ω 通常在 PSO 算法的迭代过程中逐渐减小，从而更好地收敛到最优解附近。公式 (5-5) 采用了线性递减惯性权重，尽管能够在算法的早期阶段提升搜索能力，但其影响主要局限于初始搜索阶段。在初始搜索未能逼近全局最优解的情况下，此方法可能导致对局部搜索的过度加强，从而使搜索过程被局部最优解所限制，难以跳出。为了应对此种局部搜索的加强效应，采用非线性递减的方式对权重系数进行设置显得尤为重要，这有助于算法在搜索空间中更加有效地实现全局与局部之间的平衡。因此，建议使用非线性递减的惯性权重策略，其关系式可以表达如下：

$$\omega = \omega_{\max} + \frac{(\omega_{\max} - \omega_{\min})}{t_{\max}^2} t^2 + \frac{2(\omega_{\min} - \omega_{\max})}{t_{\max}} t \quad (5-7)$$

(2) 群体规模 m

群体规模 m 对 PSO 算法的影响是复杂的。增加 PSO 算法中的粒子数量确实能够提升其搜索性能，原因在于更多的粒子通过协作能够更有效地对搜索空间进行探索，进而可能获得更优的解。然而，过度增加群体规模会引起计算复杂度的上升，这不仅增加了计算时间，也提高了资源的消耗，进一步导致算法整体运行时间的增加。同时粒子收敛速度减慢，当群体规模增大时，可能会导致粒子间的交流和协同变得更加困难，这可能会减缓算法的收敛速度。经多次实验测试，群体规模 m 取 30。

(3) 学习因子 c_1 和 c_2

学习因子在粒子群优化算法中是控制粒子经验学习和社会学习的重要参数之一。它影响着粒子在搜索空间中个体经验和群体协作之间的权衡。提高学习因子的值有助于加强粒子的个体经验学习和社会学习，使其更快地向最优解靠拢。增加学习因子的值会增强粒子的局部搜索能力和收敛性，从而加速找到局部最优解的过程^[93]。故设定学习因子 $c_1=c_2=0.5$ 。

(4) 粒子速度 V

粒子速度 V 代表了在每轮迭代中粒子能够改变的距离。在迭代过程中，粒

子的速度被限制在一个范围内，即 $[-V_{\max}, V_{\max}]$ ，取 $V_{\max}=1$ 。再执行速度更新过程中，有：

$$-1 = -V_{\max} \leq v_{id} \leq V_{\max} = 1 \quad (5-8)$$

5.2.2 PSO-SMC 控制器设计

针对本文研究的汽车线控转向系统，利用粒子群算法对滑模控制器参数进行优化。由公式（4-45）得两组滑模控制器优化参数，基于理想横摆角速度反馈的滑模控制器可优化参数为 λ_1 、 ε_1 和 k_1 ，基于理想横摆角速度反馈的滑模控制器可优化参数为 λ_2 、 ε_2 和 k_2 ，这些参数决定了控制器的性能，将3个参数作为多目标粒子群算法可行解，设定粒子数量为100，每个粒子是由5个元素构成的一维数组；设定每个粒子的位置和速度范围等参数

经大量取值和重复实验，初选滑模控制器参数 $\lambda=1$ 、 $\lambda_1=0.1$ 、 $\lambda_2=0.2$ 、 $\varepsilon=300$ 和 $k=100$ ，PSO算法优化设计SMC如图5-2所示，经过仿真迭代后，得到最优一组参数为 $\lambda^*=1$ 、 $\lambda_1^*=0.221$ 、 $\lambda_2^*=0.1554$ 、 $\varepsilon^*=432.710$ 和 $k^*=281.768$ 。

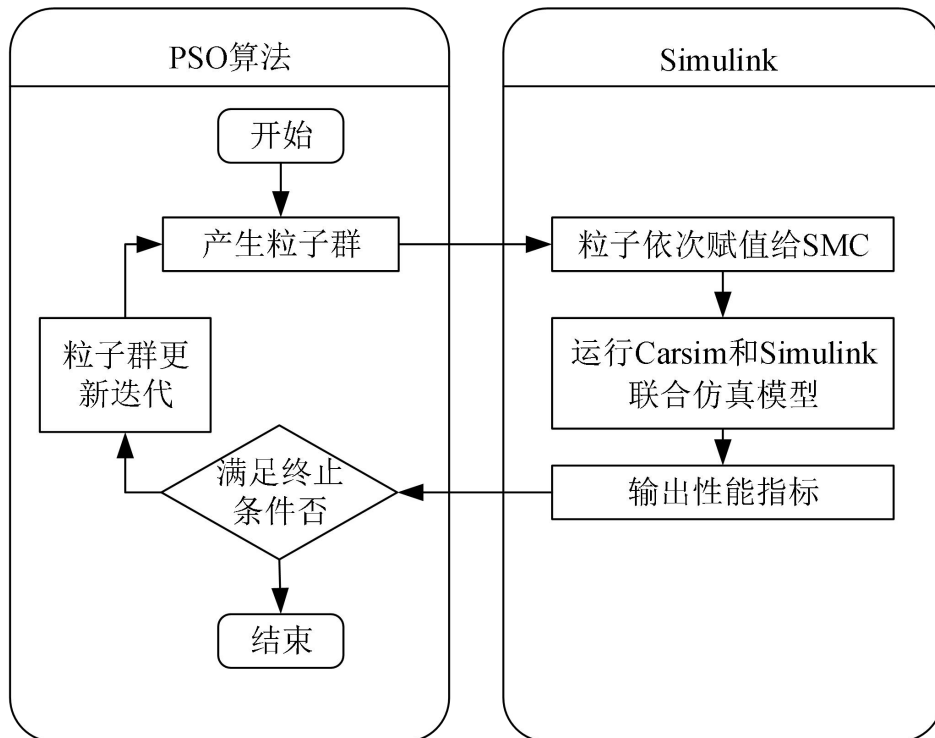


图 5-2 PSO 算法优化设计 SMC 控制器示意图

5.3 仿真验证

5.1 无侧向风影响的方向盘角阶跃工况仿真

在 Carsim/Matlab 联合仿真环境中，实验工况为方向盘角阶跃输入，车速为

60 m/s, 方向盘转角为 30° , 在路面附着系数 0.8 的路面进行仿真, 对比理想非线性二自由度、变传动比控制、变传动比加滑模控制和变传动比加粒子群算法优化的滑模控制后系统的响应结果, 分别绘制横摆角速度和质心侧偏角阶跃响应曲线, 如图 5-3、图 5-4 所示。

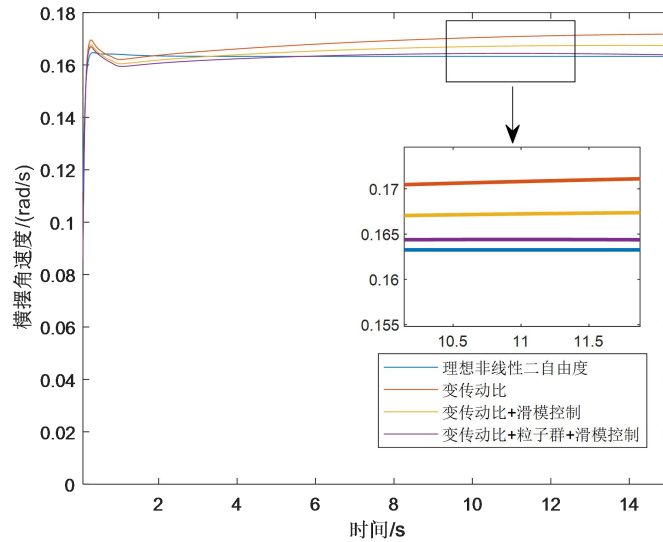


图 5-3 无侧向风下横摆角速度变化曲线

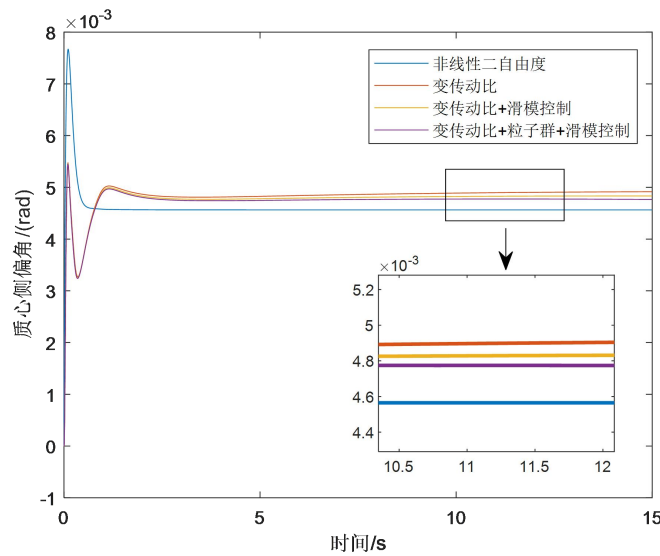


图 5-4 无侧向风下质心侧偏角变化曲线

仿真结果表明, 无侧向风时, 多目标粒子群算法优化加滑模控制的汽车操纵稳定性最好, 且与理想非线性二自由度的系统响应最接近。在 11 秒时, 多目标粒子群算法优化加滑模控制较普通滑模控制的横摆角速度和质心侧偏角误差分别减小了 2.41% 和 1.18%。结果表明无侧向风时, 多目标粒子群算法优化后的滑模控制器对汽车操纵稳定性有更好的控制效果。

5.2 侧向风影响下的方向盘角阶跃工况仿真

在上述仿真环境中和试验工况下，车速和方向盘转角不变，同时在 Carsim 中设置侧向风大小恒定为 80km/h，方向恒定-90°。分别在路面附着系数 0.8 和 0.4 的路面工况下进行仿真，对比无侧向风、侧向风、滑模控制和粒子群算法优化加滑模控制后系统的横向位移，并分别绘制响应曲线，如图 5-5、图 5-6 所示。

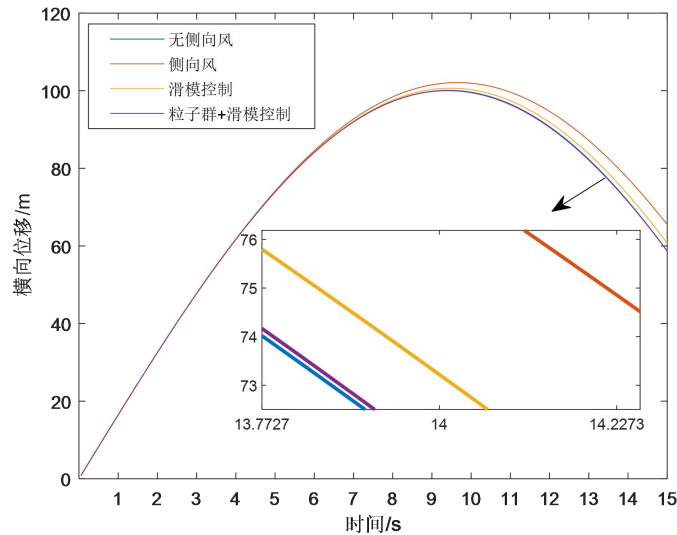


图 5-5 $\mu=0.8$ 时车辆横向位移

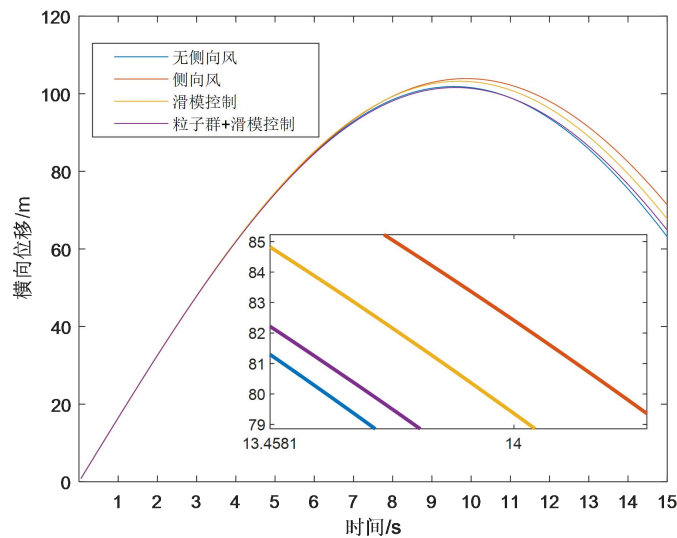


图 5-6 $\mu=0.4$ 时车辆横向位移

仿真结果表明，当车辆处于侧向风时，车辆行驶轨迹明显会受到影响，且在低路面附着工况下，车辆偏离预定轨迹更加严重，多目标粒子群算法优化加滑模控制的汽车的横向轨迹最接近理想值。路面附着系数 0.8，第 14 秒时，车辆横向轨迹偏移率为 8.4%，多目标粒子群算法优化加滑模控制的车辆横向位移误差率

为 0.8%，比仅滑模控制的车辆横向位移误差率降低了 2.3%；路面附着系数 0.4，第 14 秒时，车辆横向轨迹偏移率为 12.8%，多目标粒子群算法优化加滑模控制的车辆横向位移误差率为 1.5%，比仅滑模控制的车辆横向位移误差率降低了 4.4%。根据以上仿真和分析可知，在侧向风环境下，经过多目标粒子群优化算法调整的滑模控制器能够有效增强汽车抵御外部侧向干扰的能力。该控制器对汽车在多变道路条件及不确定性环境中的导向性能进行了优化控制，从而显著提升了行驶稳定性。

5.4 本章小结

本章重点研究了基于粒子群优化（PSO）算法的滑模控制器（SMC）参数优化问题。首先，介绍了多目标粒子群算法的基本形式与原理，为后续改进 PSO 算法及其在 SMC 控制器设计中的应用奠定了理论基础。随后，本章深入探讨了基于改进 PSO 算法的 SMC 控制器设计方法，包括改进 PSO 算法的初始化过程，这一步骤对于确保算法的高效性与准确性至关重要。最终，通过仿真验证环节，本章不仅证实了所提出方法的有效性，还对无侧向风和侧向风影响下的方向盘角阶跃工况进行了详细仿真分析。这些仿真结果进一步验证了改进 PSO 算法在 SMC 控制器参数优化方面的优越性，展示了其在复杂工况下的鲁棒性和高效性。

第 6 章线控转向实车试验

为验证本文研究开发的线控转向系统在实际应用中的性能，将本文建立的线控转向模型及控制策略集成在实验滑板底盘上，实验滑板底盘实物图如图 6-1 所示。实验滑板式底盘采纳全电控技术，实现了行驶、转向、传动及制动系统的高度集成，显著简化了机械构造。对实车试验中底层应用层软硬件介绍，底层负责直接的控制和执行，而应用层则负责处理高级逻辑、用户交互和决策制定。两者密切合作，通过数据交换和指令传递实现整体的转向控制和车辆行驶功能，并在多工况环境下进行实车底盘测试。

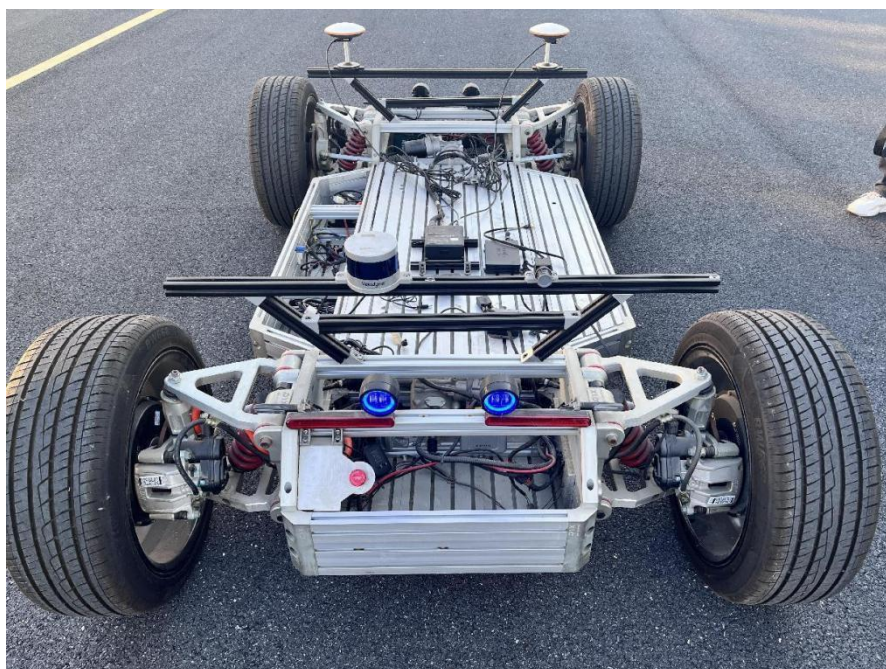


图 6-1 实验滑板底盘实物图

6.1 硬件设计

本控制器的核心控制主板选用 AURIX_TC275_LITE，它是由 Infineon Technologies（英飞凌科技）推出的一款嵌入式控制器核心控制主板，是一种高性能、高可靠性的 32 位多核微控制器架构，专为汽车电子、工业控制和物联网等领域的应用而设计，控制板如图 6-2 所示。

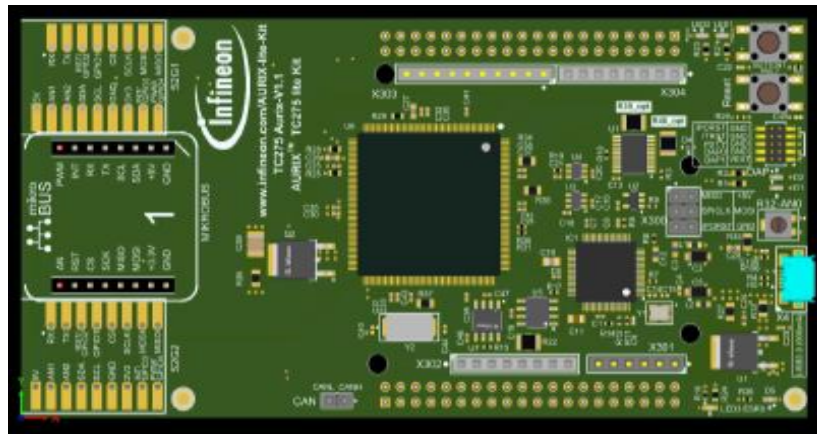
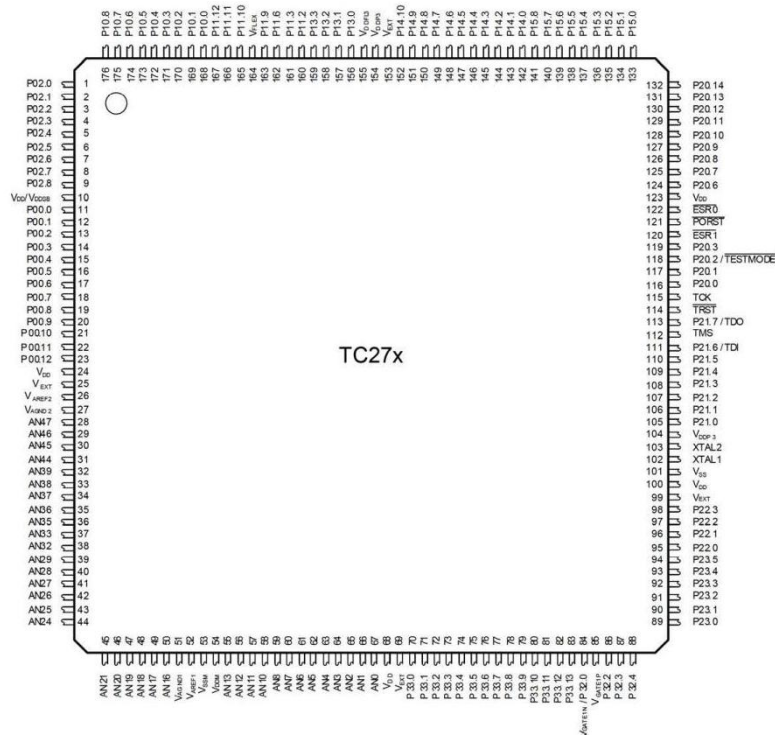


图 6-2 线控转向 AURIX_TC275_LITE 板

选用英飞凌 TC27x 系列微控制器作为研究对象，该系列微控制器因其高性能、低能耗及卓越的安全性能而适用于多种汽车电子应用。TC27x 系列提供了一套完善的解决方案，以支持汽车电子系统的设计与开发。此外，该系列微控制器拥有丰富的存储资源，包含用于程序存储的闪存（Flash）以及用于数据处理的静态随机存储器（SRAM），其中存储容量和类型依照不同型号有所变化。TC27x 系列微控制器还配备了众多外设接口，如通用输入输出（GPIO）、串行通信接口（SPI、I2C、UART 等）及以太网接口等，以满足汽车电子系统对多样外设的集成需求。TC275x 引脚定义如图 6-3 所示。



TC275x 芯片部分封装可变引脚配置如图 6-4 所示：

Pin	Symbol	Ctrl	Type	Function
11	P00.0	I	MP / PU1 / VEXT	General-purpose input
	TIN9			GTM input
	CTRAPA			CCU61 input
	T12HRE			CCU60 input
	INJ00			MSC0 input
	CIFD9			CIF input
	P00.0	O0		General-purpose output
	TOUT9	O1		GTM output
	ASCLK3	O2		ASCLIN3 output
	ATX3	O3		ASCLIN3 output
	-	O4		Reserved
	TXDCAN1	O5		CAN node 1 output
	-	O6		Reserved
	COU63	O7		CCU60 output
	ETHMDIOA	HWOUT		ETH input/output
12	P00.1	I	LP / PU1 / VEXT	General-purpose input
	TIN10			GTM input
	ARX3E			ASCLIN3 input
	RXDCAN1D			CAN node 1 input
	PSIRX0A			PSI5 input
	SENT0B			SENT input

图 6-4 TC275x 芯片部分封装可变引脚配置

LPMS-IG1 系列产品具有高精度和高稳定性特性。该系列产品搭载了一款功能强大的处理器，实现了陀螺仪、加速度计和磁力计等多种传感器数据的综合处理能力，能够输出横摆角速度的原始数据。通讯方面，LPMS-IG1 针对不同的应用能提供 USB+CAN 的通讯方式。LPMS-IG1 陀螺仪如图 6-5 所示。



图 6-5 LPMS-IG1 陀螺仪

6.2 软件设计

本研究主要对线控转向系统的控制策略设计，系统的信号通过无线遥控设备后，经特定算法处理，利用 CAN 总线技术，依照 SBW 控制器与 VCU 的通讯协议，发送相应的转向控制指令。转向功能软件控制框图如图 6-6 所示。

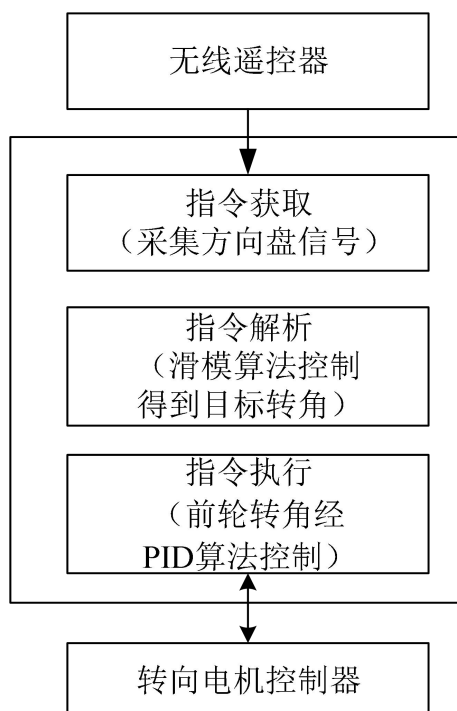


图 6-6 转向功能软件控制框图

获取指令通过无线遥控器发送的转向信号实现,该无线遥控器利用不同的通道来分别接收速度和转向角度的信息。对指令的解析涉及到转角信息的算法处理,其中滑模控制算法用于计算误差的补偿值,该补偿值被转化为前轮的补偿转角增量,并与初始角度累加,以形成最终的目标转角。随后,车辆控制单元(VCU)将这一目标转角指令发送至 SBW 控制器,从而实施转向操作。指令执行过程中,前轮的预期转角信息通过 PID 控制算法处理后,通过 CAN 总线传送至转向电机控制器,以完成转向操作。

在 Simulink 环境下,针对嵌入式代码的生成主要依托于 Embedded Coder 与 Simulink Coder,并辅以 MATLAB Coder 以实现代码优化。首先,通过执行 `rtwbuild` 命令,模型被编译为 `rtw` 文件。继而,Simulink Coder 的目标语言编译器负责将 `rtw` 文件转换成多个源文件,包含系统目标文件、模块目标文件以及支持代码生成的‘TLC’函数库文件。在源代码生成完成后,用户可借助 Simulink 提供的模板自动创建 `makefile` 以执行编译和链接操作,或将生成的源代码集成至目标芯片对应的集成开发环境(IDE)工程中,通过 IDE 完成编译与链接步骤。最后,利用仿真器将编译后的目标文件下载到目标硬件中,以便进行实地测试运行。

Simulink 代码生成的流程如图 6-7 所示:

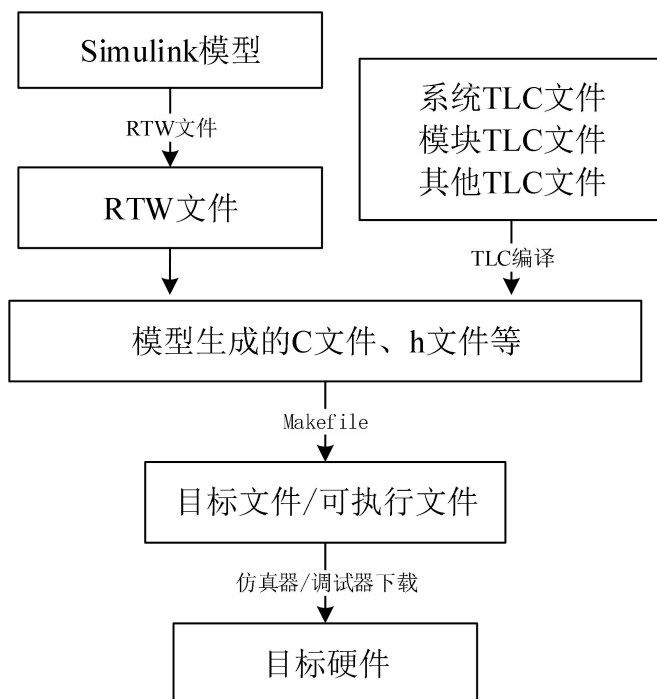


图 6-7 Simulink 代码生成的流程

将底层控制程序编写完成，并将设计好的 PSO-SMC 控制算法集成到其中，然后将整个控制程序转换为适用于转向控制器的代码，并进行烧录。代码转换顺序平台界面如图 6-8 所示：

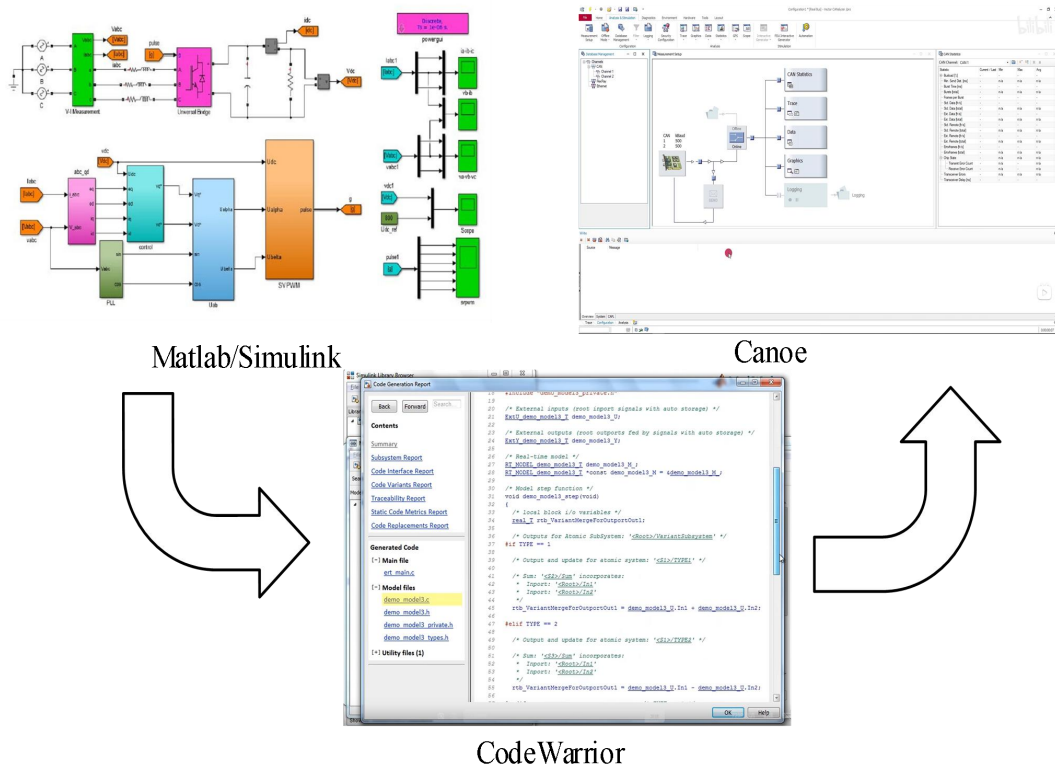


图 6-8 代码转换平台界面顺序图

6.3 实车试验测试

为了确保系统的性能和安全性,对线控转向控制策略集成的滑板底盘进行试验测试。由于实车主动转向模拟过程中存在一些条件局限,如高速行驶、急转弯和侧向风等情况,因此本节主要对线控转向的功能进行测试。

搭建合适的滑板底盘实车数据测试环境,如图 6-9 所示。

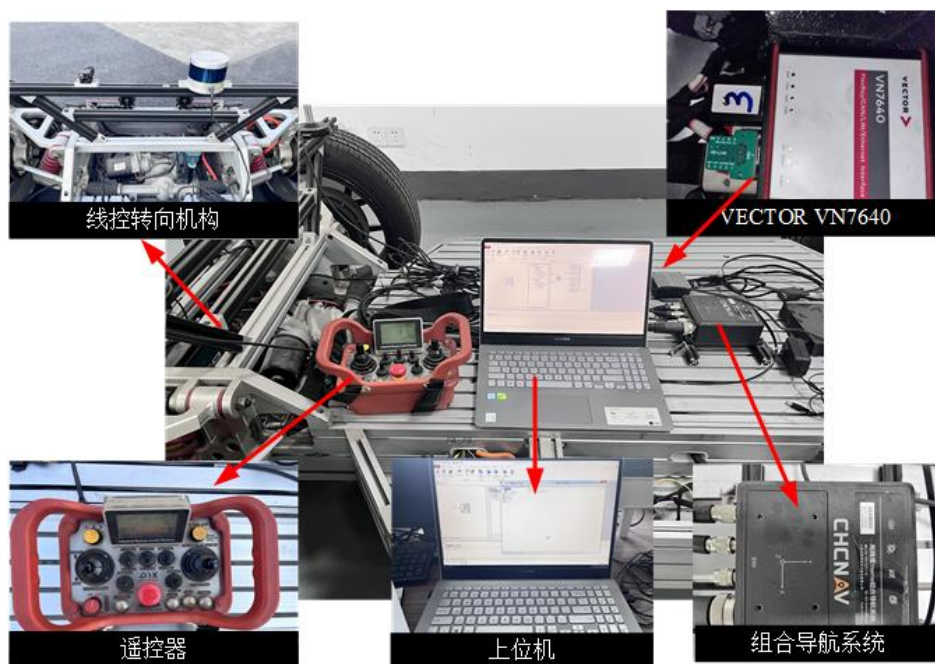


图 6-9 滑板底盘实车数据测试环境

转向执行机构: 实现转向动作的执行机构;

遥控器: 线控转向遥控器通过发送转向信号,实现远程操控车辆的转向操作;

上位机: 用于监控和控制测试过程中的转向操作,实时显示测试数据,进行数据记录和分析,以评估转向系统的性能和稳定性;上位机中安装 Canoe 软件,Canoe 软件是一款功能强大的汽车电子系统开发和测试工具,在 Canoe 中记录汽车实时数据;

组合导航系统: 结合导航功能,实现对车辆转向测试的定位和监控,提高测试的精确度和可控性;

VECTOR VN7640: VECTOR VN7640 是一款高性能的汽车网络接口,用于在汽车电子系统中进行数据采集和通信。在线控转向测试中,VECTOR VN7640 可以用于实时监测和记录转向系统的数据,包括转向角度、转向速度等信息,以便进行性能评估和故障诊断。

在良好路面条件下，实车车速为 15km/h，遥控器固定滑板底盘目标转角的输入，进行固定方向盘转角试验，图 6-10 为实车试验实况。

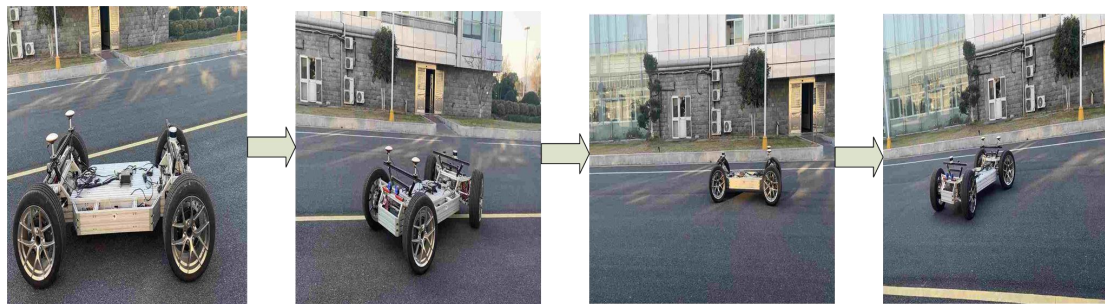


图 6-10 固定方向盘转角试验

在上位机 Canoe 软件中观察汽车横摆角速度和轨迹变化曲线，如图 6-11 和 6-12 所示：

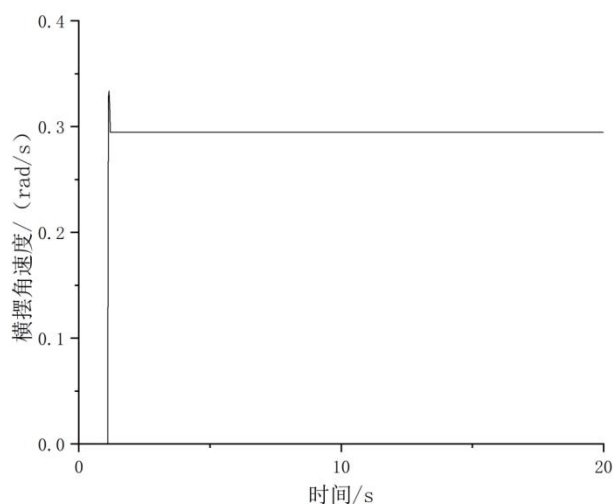


图 6-11 汽车横摆角速度变化曲线

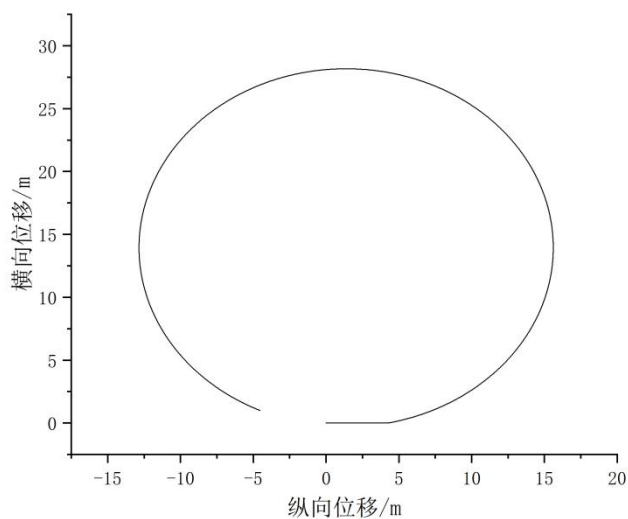


图 6-12 汽车轨迹变化曲线

同样试验条件下，进行滑板底盘双移线试验，图 6-13 为双移线试验实况。图 6-14 和 6-15 为汽车横摆角速度和轨迹变化的曲线。

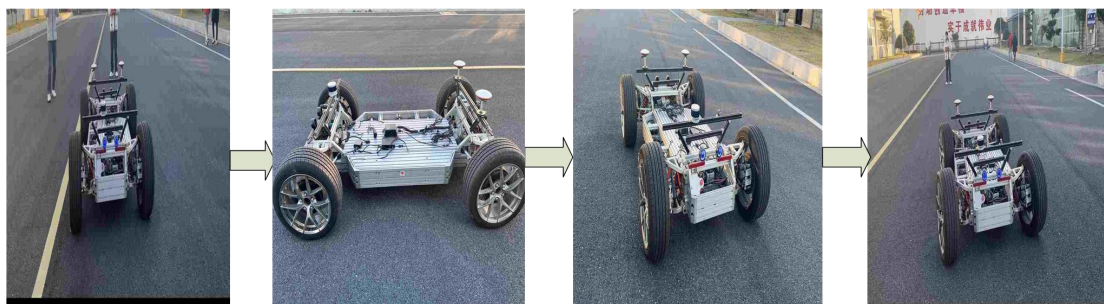


图 6-13 双移线试验

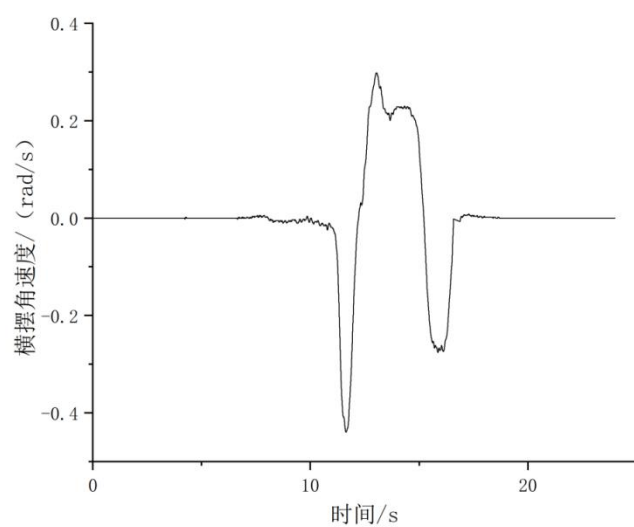


图 6-14 汽车横摆角速度变化曲线

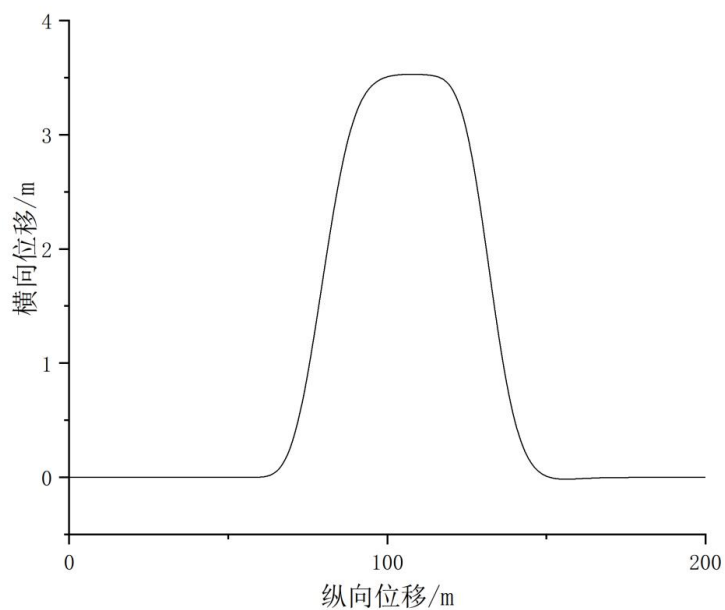


图 6-15 汽车轨迹变化曲线

在测试过程中，进行了固定方向盘转角和双移线工况的功能测试，并且通过监测车辆的横摆角速度和轨迹来评估其性能。观察仿真结果曲线表明，车辆横摆角速度响应良好，能够迅速地对遥控器转向输入指令做出反应；车辆实际轨迹路线符合预期遥控器转向输入指令，符合操控员行驶意图，在两种转向输入下能够保持良好的轨迹稳定性。

通过本次试验测试，验证了滑板底盘线控转向系统的性能和稳定性。表明滑板底盘的线控转向系统在正常行驶下具有良好的可靠性和稳定性。

6.4 本章小结

本章节主要介绍了实车滑板底盘试验的硬件设计、软件设计以及试验测试的内容。首先详细描述了实车滑板底盘试验所需的硬件设计，这包括底盘传感器的选择、数据采集以及与控制器芯片的整合等方面。其次，介绍了实车滑板底盘试验中软件设计的关键内容，包括程序烧录与数据采集。最后本节总结了实车滑板底盘试验的测试过程，通过对试验过程中所采集的数据进行分析与评估，表明滑板底盘的线控转向系统具有良好的可靠性和稳定性。

第 7 章总结与展望

7.1 论文工作总结

本文深入探讨了汽车线控转向系统，包括线控转向系统的动力学建模、变传动比算法的设计、SBW 主动转向控制策略的开发以及基于 PSO 算法的滑模控制器参数优化。研究成果通过实车滑板底盘试验得到了验证。具体总结如下：

汽车线控转向动力学建模：通过分析 SBW 系统的结构与工作原理，本研究成功构建了相应的动力学模型，并借助 Simulink 工具进行了仿真验证。进一步，建立了汽车非线性二自由度模型及 Carsim-Simulink 的联合仿真模型，为后续控制策略的设计提供了坚实的基础。

线控转向变传动比算法设计：研究提出了一种基于转向灵敏度和侧向加速度的理想传动比设计方法，通过仿真分析与优化，证实了该方法的有效性，为车辆操控性能的优化提供了理论依据。

SBW 主动转向控制策略设计：本研究采用滑模变结构控制理论，设计了 SBW 主动转向控制策略。通过滑模控制器对横摆角速度和质心侧偏角进行控制，有效提高了车辆的操控稳定性及安全性。

基于 PSO 算法的滑模控制器参数优化：利用多目标粒子群优化算法对滑模控制器的参数进行了优化，通过仿真验证了优化后控制器在不同工况下的性能，证明了其有效性和稳定性。

7.2 展望

（1）本文采用的优化滑模算法的控制策略，仍然存在抖振、参数敏感性、实时性要求高和鲁棒性不足等问题，因此还需要进一步完善控制策略。

（2）可以结合深度学习等人工智能技术，进一步优化控制算法，提升系统的智能化水平。

（3）此外，还可以加强实车试验的环节，验证研究成果在实际车辆上的可行性和实用性，为汽车转向系统的进一步发展提供参考和借鉴。

参考文献

- [1] 陈萌, 杜万席. 汽车线控底盘技术发展趋势分析与研究[J]. 汽车与配件, 2022, (24): 54-59.
- [2] 赵轩, 王姝, 马建, 等. 分布式驱动电动汽车底盘集成控制技术综述[J]. 中国公路学报, 2023, 36(04): 221-248.
- [3] 赵祥模国家重点研发计划(2021YFB2501200)团队. 自动驾驶测试与评价技术研究进展[J]. 交通运输工程学报, 2023, 23(06): 10-77.
- [4] 林国庆, 韩龙飞, 逯超, 等. 基于模型预测控制的车道保持辅助系统[J]. 中国科技论文, 2021, 16(10): 1098-1104.
- [5] 李亮, 王翔宇, 程硕, 等. 汽车底盘线控与动力学域控制技术[J]. 汽车安全与节能学报, 2020, 11(02): 143-160.
- [6] 吴光强, 张亮修, 刘兆勇, 等. 汽车自适应巡航控制系统研究现状与发展趋势[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2017, 45(04): 544-553.
- [7] 马永杰, 程时升, 马芸婷, 等. 卷积神经网络及其在智能交通系统中的应用综述[J]. 交通运输工程学报, 2021, 21(04): 48-71.
- [8] 陈龙浩. 汽车线控转向控制技术综述[J]. 汽车实用技术, 2020, 45(19): 253-257.
- [9] 钱玉宝, 余米森, 郭旭涛, 等. 无人驾驶车辆智能控制技术发展[J]. 科学技术与工程, 2022, 22(10): 3846-3858.
- [10] 朱永强, 宋瑞琦, 刘贺, 等. 线控转向系统关键技术综述[J]. 科学技术与工程, 2021, 21(36): 15323-15332.
- [11] 《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(06): 1-197.
- [12] 蒋健. 博世助力智能网联汽车技术与产业发展[J]. 智能网联汽车, 2023, (01): 69-71.
- [13] 肖献法. 采埃孚(ZF):面向未来的商用车创新技术[J]. 专用车与零部件, 2018, (04): 35-49.
- [14] 刘勤中. 2021 款奔驰 E300 主动转向辅助系统不工作[J]. 汽车维修与保养, 20

- 21, (12): 45-47.
- [15] 孔水清. 宝马主动转向技术变化及常见故障诊断[J]. 汽车维修技师, 2021, (07): 34-37.
- [16] 方景灿. 汽车转向系统原理及故障排除方法分析[J]. 时代汽车, 2021, (13): 179-180.
- [17] 李凯甜. 新格调——英菲尼迪 QX55[J]. 世界汽车, 2022, (08): 28-33.
- [18] 王迪. 终迎换新——英菲尼迪 QX60[J]. 世界汽车, 2021, (07): 18-25.
- [19] 董哲. “互联网+”背景下新能源汽车消费的创新扩散研究[J]. 时代汽车, 2020, (14): 102-103.
- [20] 李克强, 戴一凡, 李升波, 等. 智能网联汽车(ICV)技术的发展现状及趋势[J]. 汽车安全与节能学报, 2017, 8(01): 1-14.
- [21] Iliff L . Cybertruck specs indicate EV pickup competition[J]. Automotive News, 2023, 97(7102):
- [22] Iliff L . Tesla sales dip — but fresh product coming[J]. Automotive News, 2023, 98(7111):
- [23] 史文静. 特斯拉的赛博皮卡是汽车的未来吗? [J]. 疯狂英语(新阅版), 2020, (04): 37-38+63.
- [24] 许亚杰. bZ4X 问世广汽丰田赶考新能源车市[N]. 中国青年报, 2022-10-20(011).
- [25] Vellequette P L . Toyota, EVgo to offer bZ4X buyers 1 year of free charging[J]. Automotive News, 2022, 96(7027):
- [26] 汪建成. “互联网+”创新与企业竞争优势——基于资源互补的视角[J]. 技术经济与管理研究, 2020, (11): 26-30.
- [27] 王迪. 自然律动——雷克萨斯 RZ[J]. 世界汽车, 2022, (05): 26-33.
- [28] 雷克萨斯全新 RZ[J]. 汽车观察, 2023, (03): 32.
- [29] 全新雷克萨斯 RZ[J]. 汽车与驾驶维修(汽车版), 2022, (05): 20-23..
- [30] 阎春利, 吴占煊. 基于模糊 PID 的线控转向汽车转向控制研究[J]. 武汉理工大学学报, 2023, 45(07): 54-61.
- [31] 谢立刚, 陈勇, 郭晓光. 线控转向系统汽车的主动转向控制研究[J]. 机械设

- 计与制造, 2024, (01): 180-185.
- [32] 杜明志, 孙跃东. 线控转向系统前轮主动转向控制策略研究[J]. 汽车实用技术, 2020, 45(17): 38-43.
- [33] 赵林峰, 陈无畏, 王俊, 等. 基于可拓滑模线控转向控制策略研究[J]. 机械工程学, 2019, 55(02): 126-134.
- [34] 张庭芳, 何新毅, 曹铭, 等. 线控转向系统滑模控制策略研究[J]. 机械设计与制造, 2018, (08): 266-269.
- [35] 刘军, 晏晓娟, 陶昌龄, 等. 基于线控转向的主动转向控制策略研究[J]. 汽车技术, 2016, (06): 5-10.
- [36] 王宁, 石晶, 李刚. 线控转向系统主动转向控制策略研究[J]. 汽车实用技术, 2016, (01): 72-73.
- [37] 韩坤, 任春燕. 基于滑模控制的线控转向系统仿真[J]. 湖北汽车工业学院学报, 2013, 27(03): 1-4.
- [38] 胡乐乐, 时岩, 蔡焱焱, 等. 线控转向前轮转角控制策略研究[J]. 制造业自动化, 2014, 36(02): 21-24.
- [39] 于蕾艳, 林逸, 施国标. 线控转向系统的主动转向控制策略研究[J]. 计算机仿真, 2008(05): 233-235+343.
- [40] 杨胜培, 钟志华, 何谦, 等. 基于状态反馈的线控转向系统控制策略研究[J]. 计算机仿真, 2015, 32(05): 190-194+242.
- [41] 霍春宝, 程艳, 王京, 等. 基于遗传算法优化的汽车主动转向控制研究[J]. 机电工程, 2016, 33(01): 122-126.
- [42] 梅炜炜, 高晓程, 赵林峰, 等. 综合质心侧偏角和横摆角速度反馈主动转向控制[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版), 2020, 43(12): 1601-1607.
- [43] 孔慧芳, 朱翔, 王海. 汽车线控转向系统的模糊滑模控制研究[J]. 自动化仪表, 2017, 38(01): 29-33.
- [44] Wenbin S , Xinqing L , Ting F , et al. Active steering stability control of steer-by-wire vehicles based on variable horizon-robust model predictive control[J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2023, 45(8):
- [45] Meng L , Sun C. Automatic control method of automobile steering-by-wire

- based on fuzzy PID[J]. International Journal of Vehicle Information and Communication Systems, 2023, 8(1-2): 1-15.
- [46] Hongjuan L , Tianliang Z , Ming T , et al. Fuzzy-Based Adaptive Higher-Order Sliding Mode Control for Uncertain Steer-by-Wire System[J]. J. Dyn. Sys., Meas., Control, 2021,
- [47] Lingfeng Z , Qinxing C , Yanping H , et al. Stability control of steer by wire system based on improved ADRC[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2022, 236(10-11): 2283-2293.
- [48] Fahami , Hafiz M S, Zamzuri , et al. The Design of Vehicle Active Front Steering Based on Steer by Wire System[J]. Advanced Science Letters, 2013, 19(1): 61-65(5).
- [49] Junaid I , Khalil Z , Changsoo H ,et al. Adaptive Global Fast Sliding Mode Control for Steer-by-Wire System Road Vehicles[J]. Applied Sciences, 2017, 7(7): 738.
- [50] 赵含雪, 李芳, 吴艳, 等. 线控转向系统路感模拟与主动回正控制[J]. 电工电能新技术, 2020, 39(04): 64-72.
- [51] 陈俐, 李雄, 程小宣, 等. 汽车线控转向系统研究进展综述[J]. 汽车技术, 2018, (04): 23-34.
- [52] 乔露露, 文森森. 智能网联汽车的线控技术研究[J]. 内燃机与配件, 2022, (03): 239-241.
- [53] 马建国, 肖平, 桂飞. 基于 Carsim/Simulink 的汽车线控转向系统联合仿真研究[J]. 安阳工学院学报, 2023, 22(02): 29-33.
- [54] 陈静琴. 新能源技术在汽车领域的应用与发展[J]. 时代汽车, 2023, (09): 99-101.
- [55] 王宇, 张成糕, 郝雯娟. 永磁电机及其驱动系统容错技术综述[J]. 中国电机工程学报, 2022, 42(01): 351-372.
- [56] 罗国晖, 肖华钰. 纯电动汽车永磁同步电机矢量控制发展现状研究与展望[J]. 汽车电器, 2024, (04): 12-14.

- [57] 王世宝. 纯电动汽车驱动电机故障诊断与维修技术探究[J]. 汽车维修技师, 2024, (04): 75-77.
- [58] 潘彦宇. 新能源汽车电机控制技术及其性能优化策略探索[J]. 时代汽车, 2024, (07): 85-87.
- [59] 冯晓志. 基于 CarSim 的汽车线控转向系统控制策略研究[D]. 山东理工大学, 2019..
- [60] 李正, 刘相新, 黎兰. 基于线性二自由度模型的多轴车辆转向特性仿真[J]. 山东科学, 2022, 35(01): 99-106.
- [61] 范英, 徐媛. 四轮转向汽车控制策略研究[J]. 太原科技大学学报, 2022, 43(04): 335-339+345.
- [62] 许男, 张紫薇, 杨宇航, 等. 考虑参数不确定性的 UniTire 轮胎模型与车辆稳定性分析[J]. 机械工程学报, 2022, 58(16): 247-257.
- [63] 邱昌峰, 周磊, 陈仁全, 等. 基于魔术公式的轮胎纵滑特性参数计算方法[J]. 轮胎工业, 2021, 41(10): 607-611.
- [64] 尚强, 王国权. 基于 PAC2002 魔术公式的轮胎动力学特性分析[J]. 北京信息科技大学学报(自然科学版), 2019, 34(06): 76-81.
- [65] 张鑫玉, 董明丰. 线控转向前轮转角跟踪控制策略的对比研究[J]. 成都工业学院学报, 2024, 27(01): 13-17.
- [66] 朱亮宇. 汽车线控转向系统可变传动比及主动转向控制策略研究[D]. 重庆理工大学, 2022.
- [67] 陈哲明, 钟诚, 李环宇, 等. 粒子群优化线控转向变角传动比模糊控制器设计[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2022, 36(12): 41-49.
- [68] 屈翔, 陈豪, 张君, 等. 车辆线控转向系统关键技术研究综述[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2023, 37(08): 74-84.
- [69] 赵万忠, 张寒, 邹松春, 等. 线控转向系统控制技术综述[J]. 汽车安全与节能学报, 2021, 12(01): 18-34.
- [70] 中国汽车工程学术研究综述·2023[J]. 中国公路学报, 2023, 36(11): 1-192.
- [71] 宗长富, 韩衍东, 何磊, 等. 汽车线控转向变角传动比特性研究[J]. 中国公路学报, 2015, 28(09): 115-120.

- [72] 宗长富, 郭孔辉. 汽车操纵稳定性的主观评价[J]. 汽车工程, 2000, (05): 289-292+309.
- [73] M. A L , M. F L S D , M. C S D , et al. Variable transmission ratio design of a steer-by-wire system for intelligent vehicles[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2022, 236(16): 9341-9353.
- [74] Zhao B , Fan X, Qi G. Variable transmission ratio and active steering control for steer-by-wire steering[J]. International Journal of Vehicle Systems Modelling and Testing, 2022, 16(4): 290-312.
- [75] Wu X , Li W . Variable steering ratio control of steer-by-wire vehicle to improve handling performance[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2020, 234(2-3): 774-782.
- [76] 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, (03): 407-418.
- [77] Song X ,Zheng X W . A Kalman-filtering derivation of input and state estimation for linear discrete-time systems with direct feedthrough[J]. Automatica,2024,161111453-.
- [78] 乔少杰, 韩楠, 朱新文, 等. 基于卡尔曼滤波的动态轨迹预测算法[J]. 电子学报, 2018, 46(02): 418-423.
- [79] 孙海波, 童紫原, 唐守锋, 等. 基于卡尔曼滤波与粒子滤波的 SLAM 研究综述[J]. 软件导刊, 2018, 17(12): 1-3+7.
- [80] 颜湘武, 邓浩然, 郭琪, 等. 基于自适应无迹卡尔曼滤波的动力电池健康状态检测及梯次利用研究[J]. 电工技术学报,2019,34(18):3937-3948.
- [81] 孙海波, 童紫原, 唐守锋, 等. 基于卡尔曼滤波与粒子滤波的 SLAM 研究综述[J]. 软件导刊, 2018, 17(12): 1-3+7.
- [82] 董祥祥, 武鹏, 葛传久, 等. 基于自适应无迹卡尔曼滤波的锂电池荷电状态估计[J]. 电工电能新技术, 2021, 40(02): 58-65.
- [83] 高端阳, 李安, 傅军, 等. 基于鲁棒无迹卡尔曼滤波的无线室内定位算法[J].

- 中国惯性技术学报, 2018, 26(06): 768-772.
- [84] Pan W , Xiaobin F , Xinbo C , et al. UKF Estimation Method of Centroid Slip Angle for Vehicle Stability Control[J]. International Journal of Control, Automation and Systems, 2023, 21(7): 2259-2266.
- [85] Mingming M , Shuo C , Liang L , et al. UKF-Based Observer Design for the Electric Brake Booster in Situations of Disturbance[J]. Actuators, 2023, 12(3): 94-94.
- [86] Fuzzy System Approximation based Adaptive Sliding Mode Control for Nonlinear System[J]. International Journal of Engineering and Advanced Technology (IJEAT), 2023, 13(2):
- [87] 蒋凌云, 魏庆来, 张峰华, 等. 基于改进粒子群优化算法的PID控制器参数整定[J]. 控制工程, 2024, 31(03): 470-477.
- [88] 金滔, 董秀成, 李亦宁, 等. 改进的粒子群优化算法优化分数阶PID控制器参数[J]. 计算机应用, 2019, 39(03): 796-801.
- [89] 唐延强, 李成海, 宋亚飞. 基于改进粒子群优化和极限学习机的网络安全态势预测[J]. 计算机应用, 2021, 41(03): 768-773.
- [90] 沈跃杰, 行鸿彦, 王水璋. 基于粒子群优化的串级模糊PID无人机飞行控制系统[J]. 电子测量技术, 2022, 45(01): 96-103.
- [91] 王骏骋, 王法慧. 基于变权重 PSO-Elman 神经网络的路面附着系数估计[J]. 浙江大学学报(工学版), 2024, 58(03): 622-634.
- [92] 黄洋, 鲁海燕, 许凯波, 等. 一种动态调整惯性权重的简化均值粒子群优化算法[J]. 小型微型计算机系统, 2018, 39(12): 2590-2595.
- [93] 于生宝, 房钰, 高丽辉, 等. 基于改进粒子群优化算法的可控发射电流频率 S HEPWM 控制方法[J]. 吉林大学学报(理学版), 2020, 58(05): 1207-1214.

攻读硕士学位期间发表的论文及科研成果

一、发表学术论文

- [1] 马建国, 肖平, 桂飞. 基于 Carsim/Simulink 的汽车线控转向系统联合仿真研究[J]. 安阳工学院学报, 2023, 22(02): 29-33.
- [2] 马建国, 肖平, 杨爱喜. 粒子群优化线控主动转向滑模控制器设计[J]. 淮阴工学院学报(已录用)

二、参研项目

- [1] 安徽省重点研究与开发计划(2022a05020007)

三、参与竞赛情况

- [1] 一种秸秆还田方法及秸秆还田设备, 第十届校专利创新创业大赛, 优秀奖
- [2] 一种秸秆还田一体化设备, 第十届校大学生专利创新创业大赛, 三等奖

致谢

三年时光飞逝，研究生生涯即将终止。

在研究生三年生涯里，我要感谢我的导师——肖平教授，您严谨治学、谦逊待人的态度以及对我的耐心指导，使我受益匪浅。在研究的每一个阶段，您都给予我宝贵的建议和指引，帮助我克服了许多困难。

同时，我要感谢校外导师杨爱喜和工程师叶昭芳，给我提供了宝贵的实习平台，并且在学习上给予我指导，在生活上对我包容，在情绪上给予我指引，令我时刻都能感受到关怀和帮助。

我也要感谢我的同学和实验室的伙伴们。在这段旅程中，我们相互鼓励，共同进步，无论是学业上的探讨还是生活中的帮助，都让我感受到了团队的力量。

最后也要衷心感谢我的父母，生我养我育我。感谢你们一直以来的支持和鼓励，是你们的陪伴让我感到坚定和勇敢，无论面对何种挑战。

前路漫漫，修行之路遥远，我将不懈努力，不断探索上下求索。在此，再次向所有帮助过我的人们表达最诚挚的谢意。人生是一次次的修行，愿我可以在以后的人生道路中勇敢的、快乐的、自由的探索。

作者：马建国

2024 年 4 月 10 日

尚德敏学 唯实惟新

