

中图分类号: U461

UDC 分类号: 629

智能车辆纵向速度跟踪与控制方法研究

作者姓名	<u>朱敏</u>
学院名称	<u>机械与车辆学院</u>
指导教师	<u>陈慧岩 教授</u>
答辩委员会主席	<u>王西彬 教授</u>
申请学位	<u>工学博士</u>
学科专业	<u>机械工程</u>
学位授予单位	<u>北京理工大学</u>
论文答辩日期	<u>2016 年 6 月</u>

Longitudinal Speed Tracking and Control Method for Intelligent Vehicles

Candidate Name:	<u>Zhu Min</u>
School or Department:	<u>School of Mechanical Engineering</u>
Faculty Mentor:	<u>Prof. Chen Huiyan</u>
Chair, Thesis Committee:	<u>Prof. Wang Xibin</u>
Degree Applied:	<u>Doctor of Philosophy</u>
Major:	<u>Mechanical Engineering</u>
Degree by:	<u>Beijing Institute of Technology</u>
The Date of Defence:	<u>June, 2016</u>

研究成果声明

本人郑重声明：所提交的学位论文是我本人在指导教师的指导下进行的研究工作获得的研究成果。尽我所知，文中除特别标注和致谢的地方外，学位论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得北京理工大学或其它教育机构的学位或证书所使用过的材料。与我一同工作的合作者对此研究工作所做的任何贡献均已在学位论文中作了明确的说明并表示了谢意。

特此申明。

签 名： 日期：

关于学位论文使用权的说明

本人完全了解北京理工大学有关保管、使用学位论文的规定，其中包括：①学校有权保管、并向有关部门送交学位论文的原件与复印件；②学校可以采用影印、缩印或其它复制手段复制并保存学位论文；③学校可允许学位论文被查阅或借阅；④学校可以学术交流为目的，复制赠送和交换学位论文；⑤学校可以公布学位论文的全部或部分内容（保密学位论文在解密后遵守此规定）。

签 名： 日期：

导师签名： 日期：

摘 要

智能车辆运动控制是实现其智能行为的前提和基础，是智能车辆平台的核心技术之一，对其进行深入研究具有重要意义。本课题围绕智能车辆纵向速度跟踪与控制，从智能车辆纵向动力学建模与执行器设计、速度跟踪控制、全速范围跟车控制、实时经济车速控制等方面开展以下研究工作。

首先，建立智能车辆纵向动力学模型，包括整车动力学模型、动力传动系统模型和制动系统模型，并对台架及实车试验数据进行分析，得到部分控制特性。其次，为搭建越野车辆试验平台，从控制需求出发，针对原车气压制动的结构和特点，设计一种电控气压制动系统，实现该车无人驾驶模式电控制动功能的同时，保留其人工驾驶模式人工制动功能，且两种模式能够灵活切换、平稳过渡。通过实车试验辨识电磁阀控制特性、不同路面车辆滚动阻力系数、电控制动车辆减速度与车速及控制输入的关系，并与智能车辆其他模块进行联调，为后续控制策略的制定提供试验依据和理论支撑。

为实现高精度速度跟踪控制，设计一种模型预测速度跟踪控制方法。首先将控制系统分为上位控制器和下位控制器，根据仿真及实车试验平台控制特性设计下位控制器，基于模型预测控制滚动优化思想设计上位控制器；然后通过 MATLAB/Simulink 与 CarSim 联合仿真初步测试系统性能；最后分别以使用液压制动系统的乘用车辆和使用气压制动系统的越野车辆为试验平台进行实车验证。

为实现全速范围跟车控制过程中模式切换平稳过渡，通过引入车间反应距离的概念，使用单一控制算法实现全速范围跟车控制。首先结合熟练驾驶员经验，使用车间反应距离定量描述自车何时对目标车辆做出反应，给出考虑车间反应距离的上位控制器架构，分别设计线性二次型调节器和模型预测控制器，然后通过联合仿真初步测试系统可行性，最后进行实车验证。

为充分利用单个信号灯变化时间信息进行含跟车工况的实时经济车速控制，首先研究单信号灯无前车工况，基于模型预测控制架构，设计并实现反应时距内遇到红灯减速停车和避免红灯期间车辆怠速运行两种车速控制思想；在仿真测试可行的基础上，通过改变仿真初始条件系统对比两种切换策略，指出避免红灯期间车辆怠速运行时，过远距离开始减速慢行反而增加油耗，并给出判断条件的定量描述；由此得到一

种新的切换策略，并进行仿真及实车验证。然后综合单信号灯经济车速控制方法和全速范围跟车控制方法，设计一种含跟车工况的经济车速控制方法，并进行系统仿真测试。

关键词：智能车辆；速度跟踪；速度控制；模型预测控制；实时优化

Abstract

Vehicle motion control, as a core technology of intelligent vehicles, is the premise and foundation to realize intelligent behavior. Thus, in-depth research into it is of great significance. This dissertation focuses on longitudinal speed tracking and control method for intelligent vehicles, and the following research works are carried out, such as longitudinal dynamics modeling and actuator design, speed tracking control, full speed range car following control, and real-time economic speed control.

A longitudinal dynamic model for intelligent vehicle is established, which includes overall vehicle dynamics model, powertrain model and brake system model. The data of bench tests and vehicle tests are analyzed, and system control characteristics are partly obtained. To build a test platform for off-road vehicle, an electropneumatic brake system is designed according to the structure and characteristics of the air brake system of original vehicle, which realizes electronic control brake in unmanned driving mode, and reserves pedal brake in manual driving mode. The two modes can be switched freely. The control characteristics of solenoid valve, vehicle rolling resistance coefficient on different roads, the relationship among vehicle deceleration, speed and control inputs of electronic control brake are identified through vehicle tests, which provide experimental bases and theoretical supports for formulating further control strategies.

A model predictive speed tracking control approach is proposed to realize high precision speed tracking control. The proposed system has an upper level controller and a lower level controller. The lower level controller is designed according to the control characteristics of the simulation vehicles and test vehicles, and the upper level controller is designed on the basis of model predictive control (MPC). Then the performance of the system is firstly verified by using co-simulation of MATLAB/Simulink and CarSim, and a passenger car with hydraulic brake system and an off-road vehicle with air brake system are finally used as test platforms to carry out the experimental research, respectively.

In order to realize a smooth transition during mode switching for full speed range car following control, a concept of reaction headway is introduced, and only a single control algorithm is used. Combined with the experience of skilled drivers, reaction headway has been used to describe when the subject vehicle should react to the preceding vehicle. The reaction headway is considered in the upper level controller, and linear quadratic regulator (LQR) and MPC controller are designed, respectively. The feasibility of the system is

verified by simulations and vehicle tests.

In order to make full use of the signal phase and timing (SPaT) information of a single traffic signal to conduct the real-time economic vehicle speed control with a preceding vehicle, the condition without preceding vehicle is firstly carried out. Based on the architecture of MPC, two control strategies, slowing down and stop when encountering a red signal in reaction headway and avoiding idling during the red signal, are designed and implemented. On the basis of simulations, the two control strategies are compared by changing the initial condition. It is pointed out that starting to slow down over a long distance will increase fuel consumption when avoiding idling during the red signal and the quantitative description of the judging condition is given. Thus, a new control strategy is obtained, and simulations and vehicle tests are carried out. Then the economic vehicle speed control without preceding vehicle and the full speed range car following control are integrated to design an economic vehicle speed control system with preceding vehicle, and the feasibility of the system is verified by simulations.

Key Words: Intelligent vehicles; Speed tracking; Speed control; Model predictive control; Real-time optimization

目 录

第 1 章 绪论	1
1.1 课题研究的目的和意义	1
1.2 国内外研究现状	3
1.2.1 智能车辆技术	3
1.2.2 电控制动技术	5
1.2.3 速度跟踪控制	6
1.2.4 全速范围跟车控制	7
1.2.5 车联网时经济车速控制	8
1.3 论文整体架构	10
第 2 章 智能车辆纵向动力学建模与执行器设计	13
2.1 智能车辆纵向动力学建模	13
2.1.1 整车动力学模型	13
2.1.2 动力传动系统模型	15
2.1.3 制动系统模型	22
2.2 电控气压制动系统	22
2.2.1 系统开发设计	22
2.2.2 系统试验测试	26
2.3 本章小结	33
第 3 章 模型预测速度跟踪控制方法	35
3.1 控制系统设计	35
3.1.1 整体架构	35
3.1.2 下位控制器设计	36
3.1.3 MPC 控制器设计	38
3.2 联合仿真测试	40
3.2.1 仿真设置	40
3.2.2 仿真结果	42
3.3 实车试验	49
3.3.1 乘用车实车试验	49
3.3.2 越野车辆实车试验	54
3.4 本章小结	61

第 4 章 考虑车间反应距离的全速范围跟车控制方法	63
4.1 控制系统设计	63
4.1.1 车间反应距离概念的引入	63
4.1.2 整体架构	63
4.1.3 考虑车间反应距离的上位控制器	64
4.1.4 LQR 控制器设计	65
4.1.5 MPC 控制器设计	65
4.2 联合仿真测试	66
4.2.1 两车联合仿真测试	67
4.2.2 三车联合仿真测试	70
4.3 实车试验	75
4.4 本章小结	77
第 5 章 考虑信号灯变化时间的实时经济车速控制方法	79
5.1 单信号灯经济车速控制	79
5.1.1 控制策略	79
5.1.2 联合仿真测试	81
5.1.3 实车试验	87
5.2 含跟车工况经济车速控制	89
5.2.1 控制策略	89
5.2.2 联合仿真测试	91
5.3 本章小结	96
结 论	97
全文总结	97
创新点	98
展望	98
附 录 A	101
攻读学位期间发表论文与研究成果清单	107
致 谢	109
作者简介	110
参考文献	111

第1章 绪论

1.1 课题研究的目的是和意义

随着社会发展、经济进步,世界范围内汽车保有量不断增加,随之而来的交通安全、交通拥挤、能源短缺、环境污染等问题已成为世界各国面临的共同难题^[1,2]。解决交通问题的传统方法是修建道路,然而交通系统是一个巨大、复杂的系统,仅从扩建道路的角度来提高路网通行能力难以解决根本问题。在此背景下,智能交通系统(Intelligent transportation system, ITS)把交通基础设施、交通运输工具和交通参与者综合起来进行系统考虑,充分利用高新技术解决交通问题^[3]。它不仅要改善交通基础设施,而且要采用先进的电子、通信、计算机和系统工程等高科技手段对交通信息网络以及车辆进行更合理、有效的管理和控制,以更大限度地发挥交通系统协同的作用。

智能车辆(Intelligent vehicle, IV)作为智能交通系统的一个重要组成部分,在民用领域和军用领域都具有广泛的应用前景。民用领域,智能车辆作为一种交通工具,能够自主或辅助驾驶,缓解驾驶员疲劳的同时,提高行车安全。军用领域,智能车辆也被称为无人地面车辆(Unmanned ground vehicle, UGV),其相关技术的研究对发展高机动无人武器平台具有重要的战略意义^[4,5,6]。

智能车辆运动控制是实现其智能行为的前提和基础,是智能车辆平台的核心技术之一,对其进行深入研究具有重要意义。可分为横向控制和纵向控制:横向控制即自动转向控制,在保证车辆操纵稳定性的前提下精确跟踪期望路径,同时使车辆具有良好的乘坐舒适性^[7];纵向控制通过协调车辆动力、传动和制动系统实现纵向速度跟踪与控制。智能车辆纵向控制可以从以下几个层面分别进行研究:

1) 执行器设计与控制

现阶段智能车辆纵向运动控制涉及到的动力、传动和制动执行器多是以传统车辆为基础进行电控改造实现自动控制,研究集中在电子油门/节气门控制、手动变速器自动操纵/自动变速器手柄控制、电控制动等。随着电控发动机和自动变速器的广泛应用以及汽车厂家控制协议的逐步开放,电子油门/节气门控制、手动变速器自动操纵/自动变速器手柄控制已不是智能车辆执行器层面研究的重点。而制动系统由于涉及车辆行驶的安全性,其电控技术仍是现阶段研究重点和难点,如科技部2015年11月公布的《“新能源汽车”试点专项2016年度第一批项目申报指南》中电动汽车智能化技术一项(第3项)明确提出“突破各驾驶辅助技术控制与系统集成技术,线控制动液压力

控制精度 ≤ 0.1 MPa, 10 MPa 主动建压时间 ≤ 170 ms, 样车具有先进的自适应巡航、自动紧急刹车、碰撞预警、车道线偏离报警等智能辅助驾驶功能”^[8]。现有电控制动技术的研究集中于乘用车液压制动系统, 而对商用车气压制动系统的研究尚显不足。因此, 如何从控制需求出发, 设计一种人工驾驶与无人驾驶灵活切换、过渡平稳的电控气压制动执行器将作为本课题第 2 章主要研究内容。

2) 速度跟踪控制

智能车辆研究过程中一些场景或模式下, 如换道超车过程中规划出速度轨迹、车联网环境下根据已知道路坡度和弯道等信息规划出未来一段时间内经济车速, 此时需要精确跟踪期望速度轨迹。而车辆纵向动力学系统的复杂性使得几乎不可能对其进行精确建模, 而且过于复杂的模型也很难应用于控制器设计。实际行驶条件下车辆和环境参数变化也使得纵向动力学特性变得更加复杂。其中, 既存在诸如车辆质量和滚动阻力等准确值很难实时检测但不会发生频繁变化的参数, 也存在道路坡度和挡位等变化很快甚至会发生阶跃变化的参数, 还存在风阻等扰动。上述因素使得智能车辆纵向运动控制系统成为一个复杂的、模型存在较大不确定性的控制系统^[9]。如何解决在智能车辆实际使用中由于模型不确定性导致的纵向运动控制系统性能降低的问题, 实现高精度速度跟踪控制将作为本课题第 3 章主要研究内容。

3) 全速范围跟车控制

智能车辆在实际交通环境行驶过程中, 更多的情况是车道保持状态下跟车行驶, 自适应巡航控制系统、起停巡航控制系统均为其典型应用。现有跟车控制系统集中在单工况控制算法研究, 着重提升车辆稳态跟车工况安全、舒适、节能等性能指标, 而对模式切换时控制策略的研究尚显不足。真实交通环境复杂多变, 自车跟随目标车辆行驶过程中, 存在其他车辆切入、目标车辆切出、或目标车辆行驶速度超过自车驾驶员设定限速等情况, 此时平稳的过渡过程控制对提升车内乘员乘车体验至关重要, 将直接影响到智能车辆技术产业化与推广应用。因此, 如何实现全速范围跟车控制过程中模式切换平稳过渡将作为本课题第 4 章主要研究内容。

4) 车联网时经济车速控制

车联网时智能车辆将拥有更丰富的环境信息, 如通过车-车通信可获得更精确的周围车辆信息、通过车-路通信可获取交通信号灯(下文简称信号灯)变化时间等信息。利用车联网信息进行经济路径规划和经济车速规划与控制是近年来生态驾驶辅助系统(Eco-driving assistance systems, EDAS)研究重点之一^[10]。现有经济车速规划与控制研究

多是假设无前车行驶的情况下从路网层次利用已知的整段道路坡度或多个信号灯信息采用动态规划(Dynamic programming, DP)或迪杰斯特拉(Dijkstra)等算法规划经济车速,而真实交通环境中多存在前车,且前车车速影响因素未知,此时考虑整段路或多个信号灯假设过多、意义有限,且不易于实时控制。因此,如何利用单个信号灯变化时间信息进行含跟车工况的实时经济车速控制将作为本课题第5章主要研究内容。

1.2 国内外研究现状

本节将围绕本课题主要研究内容,分别介绍国内外智能车辆技术、电控制动技术、速度跟踪控制、全速范围跟车控制、车联网时经济车速控制研究现状及发展趋势。

1.2.1 智能车辆技术

汽车的智能化发展是逐步推进的,美国汽车工程师学会(Society of automotive engineers, SAE)将道路车辆自动驾驶划分为以下六个等级^[11],如表1.1所列。

表 1.1 道路车辆自动驾驶等级划分

SAE 自动驾驶等级	实施纵向/ 横向控制	监测行驶 环境信息	监管动态 驾驶任务	自动驾驶系统 可用驾驶模式
L0 无自动驾驶 (Level 0 No Automation)	驾驶员	驾驶员	驾驶员	/
L1 辅助驾驶 (Level 1 Driver Assistance)	驾驶员	驾驶员	驾驶员	一些驾驶模式
L2 部分自动驾驶 (Level 2 Partial Automation)	自动驾驶系统	驾驶员	驾驶员	一些驾驶模式
L3 限制条件下的自动驾驶 (Level 3 Conditional Automation)	自动驾驶系统	自动驾驶系统	驾驶员	一些驾驶模式
L4 高度自动驾驶 (Level 4 High Automation)	自动驾驶系统	自动驾驶系统	自动驾驶系统	一些驾驶模式
L5 全工况自动驾驶 (Level 5 Full Automation)	自动驾驶系统	自动驾驶系统	自动驾驶系统	所有驾驶模式

L0 无自动驾驶:完全由驾驶员持续控制着车辆动态驾驶任务各个方面,即使偶尔可以通过预警系统增强驾驶员行为。

L1 辅助驾驶:由驾驶辅助系统根据环境信息控制着车辆纵向或横向驾驶任务,需要驾驶员持续控制着车辆其他方面动态驾驶任务。

L2 部分自动驾驶:由一个或多个驾驶辅助系统根据环境信息同时控制车辆纵向和横向驾驶任务,驾驶员持续控制着车辆其他方面动态驾驶任务。

L3 限制条件下的自动驾驶:自动驾驶系统在一定行驶条件下可以完全控制车辆纵向和横向驾驶任务,在需要驾驶员恢复对车辆控制时,驾驶员应及时正确回应。

L4 高度自动驾驶:自动驾驶系统在一定行驶条件下完全控制着车辆纵向和横向

驾驶任务，在需要驾驶员恢复对车辆控制时，驾驶员可以不及时适当回应。

L5 全工况自动驾驶：自动驾驶系统能够替代驾驶员实现所有工况动态驾驶任务。

目前，L1 级自动驾驶技术已经成为中高级轿车的安全标配，L2 级自动驾驶技术逐渐成熟，即将推出量产车型^[12]。

1.2.1.1 国外智能车辆技术

国外对于智能车辆技术的研究主要集中于各大研究机构、互联网企业和传统汽车企业。意大利帕尔马大学研发的智能车辆在 2013 年 7 月完成了复杂交通环境自动驾驶试验^[13]，随后在 2014 年 3 月开发的“DEEVA”智能车辆，集成了相机和激光雷达，并有着和普通车辆一样的外观，可以 360°感知周围环境信息。2013 年 2 月，英国自动驾驶技术研究中心在牛津大学科技园完成了英国国内首次自动驾驶汽车测试。2013 年 11 月，荷兰的研究人员在阿姆斯特丹进行了高度自动驾驶汽车路面测试。

在智能车辆的发展战略上，以谷歌为代表的互联网企业致力于发展完全自主智能车辆，而传统汽车企业更倾向于逐步推进汽车智能化进程。奥迪继谷歌之后在美国内华达州取得智能车辆道路测试许可证。2014 年，装备了“交通拥堵辅助系统”的奥迪 A7，在低于 64 km/h 的速度下具有全自主加减速和车道保持等功能；2015 年，奥迪 A7 完成从加州硅谷到拉斯维加斯 560 英里的行程^[14]。奔驰 2014 年在北美国际车展上，推出新一代的 S600，该车搭载了自动驾驶辅助系统、主动车道保持辅助系统、主动盲点探测辅助系统、制动辅助增强系统、交通辅助系统、车距控制增强系统，具有预防性安全刹车和行人识别等功能^[15]。宝马 2014 年开发了基于图像识别技术的现代驾驶辅助系统和安全系统。沃尔沃于 2015 年 3 月在北京进行了智能车辆自动驾驶道路测试和展示^[16]。2015 年 10 月，特斯拉推出其“Autopilot”软件更新，实现了 S 型汽车自动车道保持、自动变道和自动泊车等功能^[17]。

1.2.1.2 国内智能车辆技术

与国外相比，国内智能车辆的研究起步较晚，但是经过多年发展也取得了很大的进步。国家“八五”、“九五”期间，南京理工大学、北京理工大学、清华大学、浙江大学和国防科学技术大学等联合研制“军用地面机器人 ATB”系列，代表了早期国内智能车辆技术研究领域当时的最高水平。

国家自然科学基金委于 2008 年设立了“视听觉信息的认知计算”重大研究计划，并从 2009 年到 2015 年连续举办了七届“中国智能车未来挑战赛”。2011 年，国防科学技术大学研制的 HQ-3 无人驾驶汽车进行了从长沙到武汉的高速公路测试^[18]。2012

年,李德毅院士领导军事交通学院团队研制的智能车辆进行了京津高速公路测试^[19]。2014年9月,总装备部举办了“跨越险阻2014”首届地面无人平台挑战赛^[20]。这些工作,推动了国内智能车辆技术的发展。

相对国外企业,国内企业关于智能车辆的研究才刚起步。2013年8月,上海汽车集团股份有限公司开始与中国航天科工集团公司三院合作研发智能车辆。2013年11月,比亚迪与北京理工大学开展在智能车辆方面的合作,开发速锐无人驾驶汽车。2014年10月,东风与华为签署战略合作协议,分“三步走”打造智能车辆。2015年3月,上汽集团开始与阿里巴巴集团合作开发智能车辆。2015年4月上海车展,上汽集团展出了其第二代智能车辆名爵IGS,该车在60~120 km/h车速范围内能够实现自动巡航、自动跟车、车道保持、换道行驶、自主超车等智能行车功能^[21];一汽集团发布了“挚途”技术战略,在未来十年内,一汽“挚途”将从当前的“挚途”1.0发展为“挚途”4.0^[22]。2015年8月,宇通无人驾驶客车从郑州到开封进行了全开放道路测试^[23]。

1.2.2 电控制动技术

对于采用液压制动的乘用车辆,北京理工大学张瑞琳^[24]按从制动踏板到制动单侧轮缸各传递环节加装执行机构的顺序较为系统地综述了智能车辆现有电控液压制动系统部分解决方案,可示意如图1.1所示。西安交通大学的夸父I、II号无人车^[25],北京理工大学的泰坦无人车^[26]以及2005年DARPA比赛^[27]的部分无人车均采用在制动踏板处安装电机或其他驱动装置以拉线的方式驱动制动踏板产生制动力,这种方式的优点是安装简便、对原车的改动小、易实现,缺点是:占用了驾驶室的空间;制动回路较长,不能达到电控制动系统的“反应快、控制精准”的要求;制动系统的执行元件为电机,这种将上层控制指令施加于外加机构的方式会导致附加控制系统和车辆原有的控制系统不兼容的情况。为了克服上述缺点并实现车辆的电控制动,德国的“Stadtpilot”项目组^[28]、清华大学^[29,30]和北京航空航天大学^[31,32]均开发出了电控助力系统,通过控制助力器的输出调节制动力的大小;博世公司^[33]、西班牙的AUTOPIA项目组^[34]开发了并联于原车制动系统的电控液压制动系统,以实现电控制动;军事交通学院^[35]和北京理工大学^[36,37]借助防抱死制动系统(Anti-lock braking system, ABS)、车身电子稳定系统(Electronic stability program, ESP)等辅助制动装置的电磁阀、电机和泵达到了主动建压的目的;博世公司2013年6月推出的智能化助力器iBooster^[38,39],通过电机替代真空助力器实现电控制动。

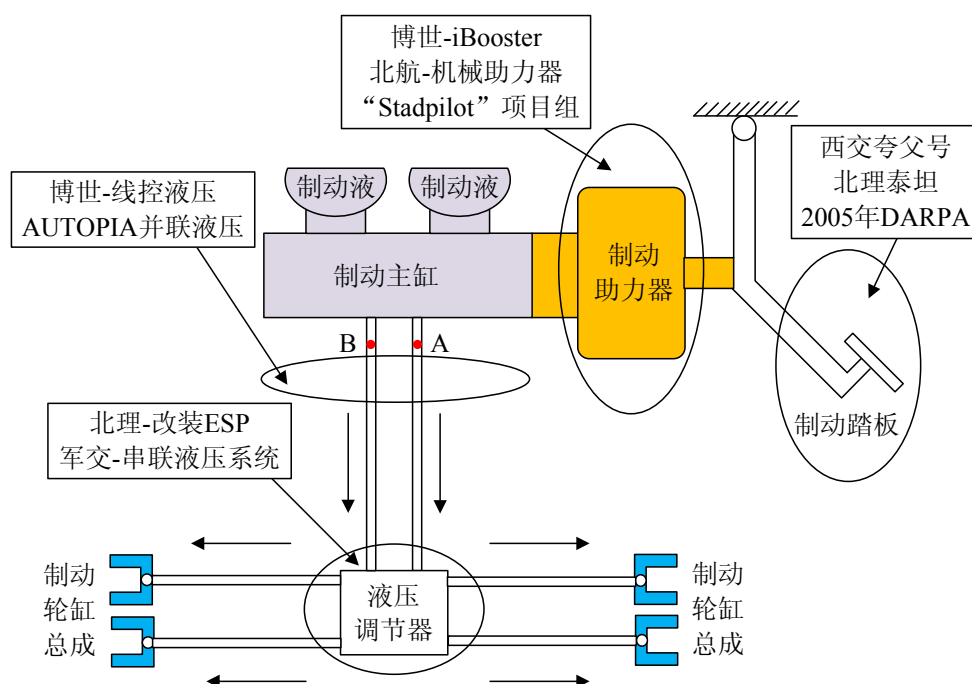


图 1.1 智能车辆现有电控液压制动系统部分解决方案

而对于采用气压制动的商用车辆, P. Karthikeyan 等^[40,41]在试验台架上将电控气压调节阀与制动气室直接相连, 建立了控制电压输入与制动气室压力变化瞬态过程的数学模型; 王建强等^[42]设计了一种基于高速开关阀的气压电控辅助制动装置, 进行硬件在环仿真测试; 王军等^[43]开发了一套能量回馈主动控制气压制动系统, 通过引入双控比例继动阀实现制动力精确分配。文献[44,45]开发了一种电控气压制动系统, 使用梭阀从气路结构上保证了人工行车制动与电控行车制动灵活切换、平稳过渡。

1.2.3 速度跟踪控制

已有一些研究尝试提高速度跟踪控制精度, 但多采用比例-积分(Proportion-integral, PI)控制或改进 PI 控制。如 2005 年 DARPA 地面挑战赛冠军车辆斯坦福大学的 Stanley 使用简单 PI 控制^[46], 2007 年 DARPA 城市挑战赛麻省理工大学 Leonard 等人使用低频宽 PI 控制^[47]。尽管经典的 PI/PID 控制参数在一些工况下标定良好, 但由于系统的强非线性, 往往在其他一些工况控制性能下降, 而大多数工况下 PI/PID 控制不可避免超调、执行总存在延时^[48,49]。D. Yanakiev 等^[48]引入有符号二次项(Quadratic, Q)得到 PIQD 和自适应 PIQ 来减少速度超调, 虽然通过减少控制增益使得超调减少, 但延时加大。K. J. Hunt 等^[49,50]使用广义增益法来设计高精度速度跟踪控制器, 为使控制对测量噪声和未建模高频动态特性不敏感, 如何选择合适的观察多项式比较关键。D. Anderson^[51]使用一种基于速度-加速度 MAP 图(Speed-based Acceleration Maps,

SpAM)+PI 控制的方法来控制智能车辆纵向速度,虽然比单独使用 PI 控制反应快、超调小,但 D. Anderson 并不推荐使用该方法,一方面是因为获取该 MAP 图耗时且对试验数据要求高,另一方面是因为保持一定速度时该方法节气门控制输入波动较大,影响车内乘员乘车体验。国防科学技术大学孙振平等^[52]使用红旗轿车和丰田越野车分别在铺装路和越野路实车验证一种带内模控制(Internal model control, IMC)的非参数控制算法,但建立适用于所有输入的非参数动力学模型不易实现。模糊逻辑控制虽不需要精确的系统建模,但需要大量的实车试验和参数标定来制定一个足够实用的规则库^[53,54,55]。H. Kim 等^[56]提出了一种不需要精确车辆模型的时变参数自适应速度跟踪控制方法,但其自适应参数需要仔细调试以避免驱动/制动频繁切换。A. Murayama 和 Y. Sakai 等^[57,58]使用非线性模型预测控制(Nonlinear model predictive control, NMPC)实现可变节气门发动机期望转矩控制,进而跟踪期望速度轨迹,作者直接控制节气门开度、点火正时、喷油量等,然而这些控制变量对于大多数非专门从事发动机研究的科研人员来说不可用,通常只能控制节气门开度。文献[59]设计了一种模型预测速度跟踪控制方法,使用一个无需标定的切换逻辑来确定驱动或制动控制,结合简化逆纵向动力学模型和模型预测控制(Model predictive control, MPC)自适应调节,实现了高精度速度跟踪控制。

1.2.4 全速范围跟车控制

1.2.4.1 跟驰行为建模

车辆跟驰(Car following, CF)行为是最基本的微观驾驶行为,描述了限制超车时单车道内相邻两车之间的相互作用^[60]。跟驰模型运用动力学的方法来研究前车运动状态变化所引起自车的相应行为,在微观交通仿真、通行能力分析、自适应巡航控制、交通安全评价等领域都有着广泛的应用价值,吸引了交通工程学、心理学、物理学、系统工程、自动控制、车辆工程等诸多领域的学者深入这一研究^[61]。浙江大学王殿海等^[61]系统地回顾了跟驰理论发展历程,依据建模思想将跟驰行为模型分为交通工程角度和统计物理角度。交通工程角度的跟驰模型包括刺激-反应类、安全距离类、心理-生理类及人工智能类模型;统计物理角度的跟驰模型包括优化速度模型、智能驾驶模型和元胞自动机模型。其中刺激-反应类模型和安全距离类模型将人-车系统作为统一体,采用精确的运动学或动力学公式描述车辆运行轨迹,在交通仿真和智能车辆等领域有着广泛的应用价值,如北京理工大学马国成^[62]在自适应巡航(中高速范围)、清华大学宾洋^[63]在走停巡航(低速范围)跟车控制研究过程中均采用安全时距模型。

1.2.4.2 跟车控制方法

先进驾驶辅助系统(Advanced driver assistance systems, ADAS)作为汽车智能化发展过程中的前期阶段^[11,64],也是各大汽车企业逐步实现智能车辆产业化的阶段成果^[12,65]。自适应巡航控制(Adaptive cruise control, ACC)系统作为其典型代表,近二十年来一直是国内外智能交通领域研究热点之一^[66,67]。现有 ACC 系统集中在单工况控制算法研究,着重提升稳态跟车工况安全、舒适、节能等性能指标^[68,69,70,71,72],而对模式切换时控制策略的研究尚显不足。真实交通环境复杂多变,自车跟随目标车辆行驶过程中,存在其他车辆切入、目标车辆切出、或目标车辆行驶速度超过自车驾驶员设定限速等情况,此时平稳的过渡过程控制对提升车内乘员乘车体验至关重要,将直接影响到智能车辆技术产业化与推广应用。

清华大学张德兆等^[73]将 ACC 上位控制器划分成多个控制模式,如接近前车、驾驶员超车、定速巡航、车距保持,不同控制模式下使用不同的控制算法,由此带来上位控制器输出的控制量即期望加速度并不连续,各控制模式切换过程中车辆加速度发生突变。为尽可能消除这一现象,该文献设计了一种基于零期望加速度曲线的 ACC 控制模式切换策略,通过增加过渡区域来减少车辆抖振。北京理工大学裴晓飞等^[74]在 ACC 系统现有上、下位控制器的基础上增加模式切换层,将车辆纵向运动状态划分为八种工况,设计了六种控制模式并整定相应的控制参数。为避免模式切换过程车辆加速度突变,该文献通过新识别模式的次数来动态分配加速度权重系数,对进行切换的两种模式输出量进行线性加权平均。文献[74]与文献[73]类似,均未从引起车辆抖振的实质原因即不同模式采用不同的控制算法来解决问题。

1.2.5 车联网时经济车速控制

清华大学俞倩雯^[10]系统地综述了基于车联网环境信息的生态驾驶辅助系统发展动态,将这类研究分为经济路径规划和经济车速规划。

经济路径规划方面,日产汽车公司于 2007 年在北京进行了名为 Star Wings 的试验,基于北京交通信息中心提供的实时出租车信息,开发了拥堵道路规避导航系统,不仅缩短了出行时间,也降低了油耗和排放,达到生态驾驶的目标^[75]。姚恩建等^[76]建立了介于微观和宏观之间的车辆中观油耗及排放模型,运用改进的迪杰斯特拉算法(Improved Dijkstra)计算出车辆最省油行驶路径。

经济车速规划方面, M. Barth 等^[77,78]设计了基于信号灯的经济车速规划算法。其核心思想是避免红灯期间车辆怠速运行,使车辆尽可能在绿灯时间窗通过信号灯。整

体架构如图 1.2 所示, 其优化速度控制算法如图 1.3 所示。图中 $SPaT$ 为信号灯信息; v_{limit} 为速度限值; d_s 为安全车距; t_H 为车间安全时距; v_p 为前车速度; v_{max} 为最大允许车速; v_c 为当前车速; d_0 为自车距信号灯距离; t_{signal} 为可以顺利通过信号灯的绿灯时间窗; t_{r1} 为当前时刻距离信号灯第一次变红灯的时间(下文简称距离红灯时间); t_{g1} 为当前时刻距离信号灯第一次变绿灯的时间(下文简称距离绿灯时间); t_{r2} 为当前时刻距离信号灯第二次变红灯的时间; v_{target} 为自车能够在绿灯时间窗通过信号灯位置的速度区间; v_l 、 v_h 为该速度区间的最小值和最大值。

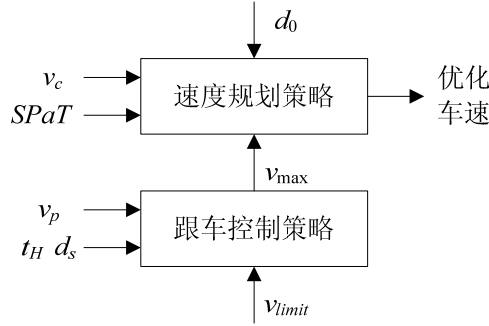


图 1.2 基于信号灯的经济车速规划算法整体架构^[78]

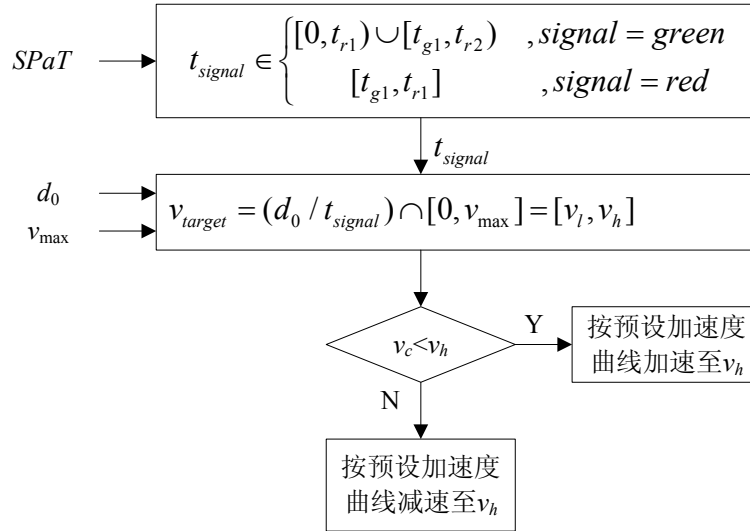


图 1.3 优化速度控制算法^[78]

H. Rakha 等^[79]通过车-路通讯技术获取信号灯信息, 设计一种经济车速控制算法, 提高了车辆燃油经济性。当车辆进入到专用短距离通信(Dedicated short range communications, DSRC)通信距离范围时, 获取信号灯信息, 通过判断逻辑决策出经济行驶模式, 包括匀速通过、加速通过、减速停车后再通过等, 由此得到经济速度曲线。G. De Nunzio 等^[80]使用一种局部优化方法进行多信号灯经济车速规划, 并与动态规划进行对比。B. Asadi 等^[81]开发了一种结合连续信号灯信息与自适应巡航的预测巡航控

制算法。M.A.S. Kamal 等^[82]基于 MPC 控制架构设计了一种考虑前车车速的经济车速控制方法, 红灯期间通过信号灯位置时优化函数将出现一个极大的惩罚项, 进而保证车辆在绿灯时间窗通过信号灯, 但其前车车速设为定值。

此外, M.A.S. Kamal 等^[83]设计了一种车辆上下坡经济车速算法。首先建立车辆动力学模型和油耗模型, 其次设定车辆速度和加速度约束, 最后基于 MPC 控制算法对车辆在上下坡过程中的车速进行规划, 达到油耗最低的效果, 使用经济车速算法在一段长 2.5 km 的道路上从两个不同行驶方向进行仿真测试, 与定速巡航算法相比, 有显著节油效果。E. Hellström 等^[84]对客车上下坡车速进行优化, 将车辆状态方程和代价函数进行离散化, 并运用动态规划的数值解法来最优化坡道油耗问题。

综上所述, 现有经济车速规划与控制研究多是假设无前车行驶的情况下从路网层次利用已知的整段道路坡度或多个信号灯信息采用动态规划或迪杰斯特拉等算法规划经济车速, 而真实交通环境中多存在前车, 且前车车速影响因素未知, 此时考虑整段路或多个信号灯假设过多、意义有限, 且不易于实时控制。

1.3 论文整体架构

针对 1.1 节指出的智能车辆纵向速度跟踪与控制现有研究中存在的不足, 本课题拟从智能车辆纵向动力学建模与执行器设计、速度跟踪控制、全速范围跟车控制、实时经济车速控制等方面开展研究工作, 图 1.4 给出论文整体架构。

第 1 章首先给出课题研究的目的和意义及主要研究内容, 然后综述国内外研究现状, 给出论文整体架构。第 2 章首先从控制需求出发, 建立智能车辆纵向动力学模型; 其次为搭建越野车辆试验平台, 针对原车气压制动的结构和特点, 设计一种人工驾驶与无人驾驶灵活切换、过渡平稳的电控气压制动执行器。第 3 章设计一种模型预测速度跟踪控制方法, 应用于换道超车等需要精确控制速度工况; 系统仿真测试基础上, 分别以使用液压制动系统的乘用车辆和使用气压制动系统的越野车辆为试验平台进行实车验证。第 4 章引入车间反应距离的概念, 分别设计线性二次型调节器(Linear quadratic regulator, LQR)和 MPC 控制器, 使用单一控制算法实现全速范围跟车控制, 应用于跟车等只需跟随车流运动趋势工况。第 5 章考虑信号灯变化时间信息, 设计一种实时经济车速控制方法。首先研究单信号灯无前车工况, 然后综合单信号灯经济车速控制方法和全速范围跟车控制方法, 设计一种含跟车工况经济车速控制方法, 并进行系统仿真测试及部分实车验证。最后总结全文, 给出创新点和展望。

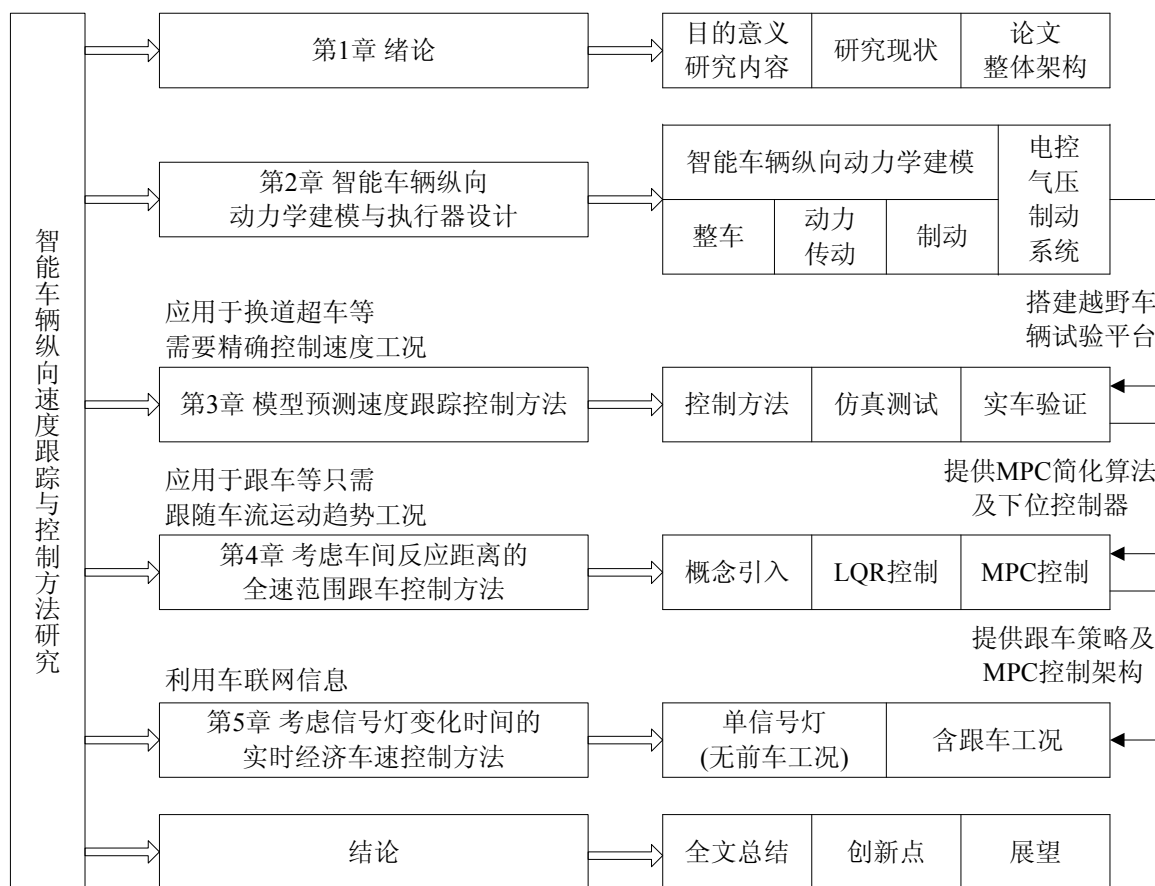


图 1.4 论文整体架构

第2章 智能车辆纵向动力学建模与执行器设计

首先，建立智能车辆纵向动力学模型，包括整车动力学模型、动力传动系统模型和制动系统模型，并对台架及实车试验数据进行分析，得到部分控制特性。其次，为搭建越野车辆试验平台，从控制需求出发，针对原车气压制动的结构和特点，设计一种电控气压制动系统，实现该车无人驾驶模式电控制动功能的同时，保留其人工驾驶模式人工制动功能，且两种模式能够灵活切换、平稳过渡。通过实车试验辨识电磁阀控制特性、不同路面车辆滚动阻力系数、电控制动车辆减速度与车速及控制输入的关系，并与智能车辆其他模块进行联调，为后续控制策略的制定提供试验依据和理论支撑。

2.1 智能车辆纵向动力学建模

2.1.1 整车动力学模型

常用的包括纵向、横向、横摆以及四个车轮转动的七自由度整车动力学模型如图 2.1 所示，其建模过程基于以下假设^[62,85]：

- 1) 假设车辆只作平行于地面的平面运动，即车辆沿 z 轴的位移、绕 y 轴的俯仰角和绕 x 轴的侧倾角均为零；
- 2) 假设悬架系统和车辆是刚性的，忽略车辆的悬架特性；
- 3) 车辆为前轮转向，后轮转角恒为零；
- 4) 忽略转向梯形对左、右侧车轮角的影响，认为前轮转向角相同；
- 5) 忽略前、后轮距差异，认为两者相等。

图 2.1 中，车体坐标系 $oxyz$ 的原点与车辆质心重合，坐标系 $OXYZ$ 为固定于地面的惯性坐标系，均符合右手法则。

图 2.1 中， a, b, c 分别为质心到前轴距离、质心到后轴距离、前后轮半轮距。

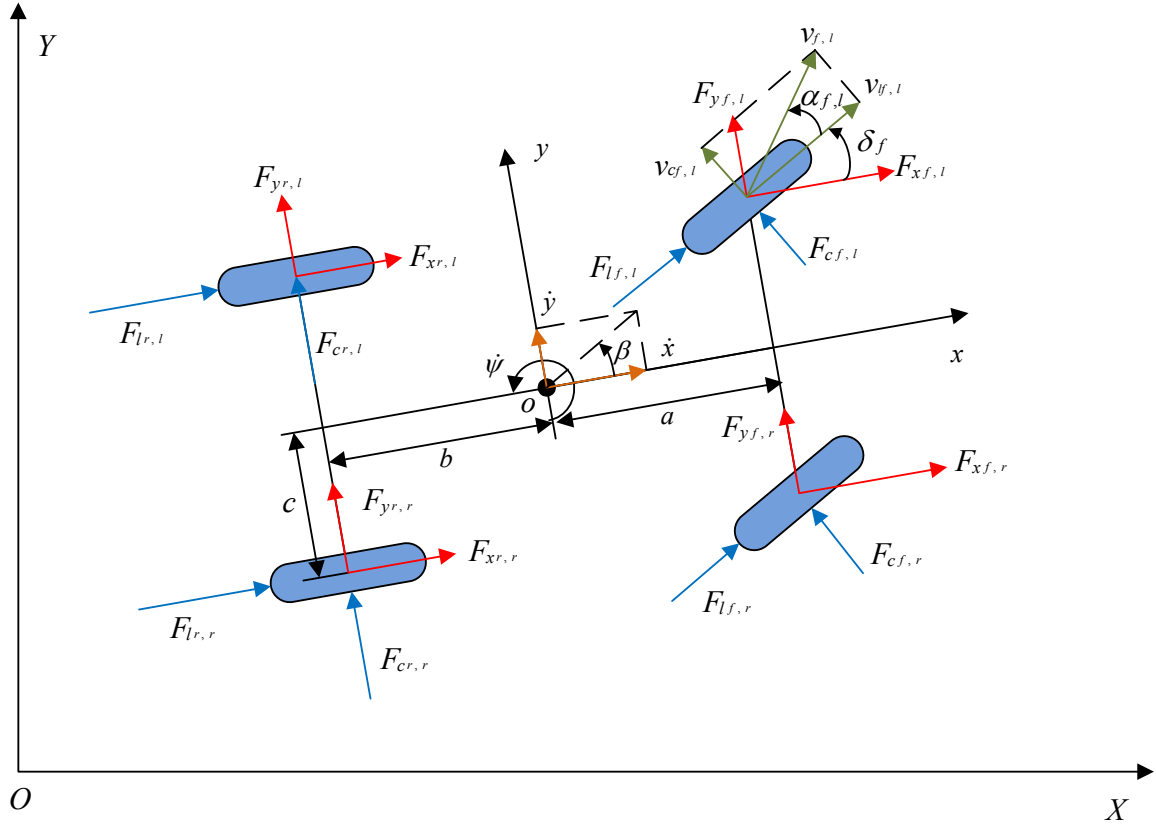
定义符号 $* \in \{f, r\}$ 表示车辆前/后轴； $\bullet \in \{l, r\}$ 表示车辆左/右轮。

F_{c*}, F_{l*} 分别表示轮胎侧偏力和轮胎纵向力。

F_{x*}, F_{y*} 分别表示车体坐标系中沿 x 轴方向的轮胎力和沿 y 轴方向的轮胎力。

δ_f 表示前轴左/右轮转角，后轴左/右轮转角 δ_r 恒等于 0。

α_{*}, β 分别表示四个轮胎的侧偏角； β 为质心侧偏角。

图 2.1 七自由度整车动力学模型^[85]

根据牛顿第二定律，分别得到车辆质心沿 x 轴、 y 轴和绕 z 轴的受力平衡方程。

沿 x 轴方向车辆质心纵向动力学方程：

$$m\ddot{x} = m\dot{y}\dot{\psi} + F_{xf,l} + F_{xf,r} + F_{xr,l} + F_{xr,r} \quad (2.1)$$

沿 y 轴方向车辆质心横向动力学方程：

$$m\ddot{y} = -m\dot{x}\dot{\psi} + F_{yf,l} + F_{yf,r} + F_{yr,l} + F_{yr,r} \quad (2.2)$$

绕 z 轴方向车辆质心横摆动力学方程：

$$I\ddot{\psi} = a(F_{yf,l} + F_{yf,r}) - b(F_{yr,l} + F_{yr,r}) + c(-F_{xf,l} + F_{xf,r} - F_{xr,l} + F_{xr,r}) \quad (2.3)$$

车辆质心在惯性坐标系 $OXYZ$ 中的平面运动方程：

$$\begin{aligned} \dot{X} &= \dot{x} \cos \psi - \dot{y} \sin \psi \\ \dot{Y} &= \dot{x} \sin \psi + \dot{y} \cos \psi \end{aligned} \quad (2.4)$$

车体坐标系中沿 x 轴方向和 y 轴方向的轮胎受力 F_{x*}, F_{y*} 与轮胎侧偏力 F_{c*} 和轮胎纵向力 F_{l*} 之间存在如下转换关系：

$$\begin{aligned} F_{x*} &= F_{l*} \cos \delta^* - F_{c*} \sin \delta^* \\ F_{y*} &= F_{l*} \sin \delta^* + F_{c*} \cos \delta^* \end{aligned} \quad (2.5)$$

车轮动力学方程如下：

$$J_{w*} \dot{\omega}_{*} = -F_{l*} r_w - T_{b*} + T_{eng*} - b \omega_{*} \quad (2.6)$$

式中, J_{w*} 为车轮与传动轴的转动惯量; b 为轮胎滚动阻尼系数; T_{b*} 为制动力矩; T_{eng*} 为发动机传递到车轮上的转矩。

事实上, 非极限工况下使用点质量模型即可满足智能车辆纵向控制需求, 大多数自适应巡航控制系统以及微交通环境仿真中均使用点质量模型。点质量模型将车辆动力学模型近似为质量点^[86,87], 有效降低了智能车辆非线性动力学模型的复杂性。如 M. Spenko 等^[88]在研究越野环境中高速车辆的避碰问题时, 应用点质量模型, 提出一种高效的越野环境运动轨迹计算算法。卡内基梅隆大学的 Boss 智能车辆在 2007 年美国 DARPA 挑战赛中取得第一名, 其采用的即是点质量模型^[89]。

2.1.2 动力传动系统模型

图 2.2 所示为使用液力机械自动变速器(Automatic transmission, AT)的前驱(Front-wheel drive, FWD)或后驱(Rear-wheel drive, RWD)车辆动力传动系统结构框图。由发动机、液力变矩器、行星变速箱、差速器和轮胎等部件组成, 对于四驱(4-wheel drive, 4WD)车辆还存在一个分动箱, 如图 2.3 所示。尽管结构不同, 可以使用相同的简化逆纵向动力学模型用于控制, 详见 3.1.2 节。

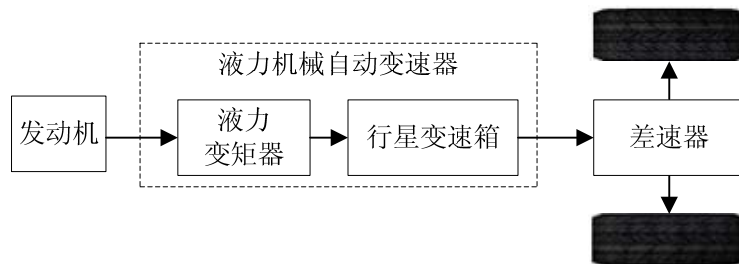


图 2.2 前驱或后驱车辆动力传动系统结构框图

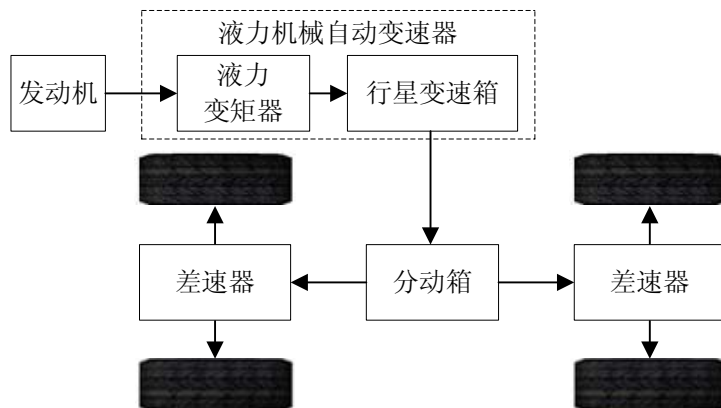


图 2.3 四驱车辆动力传动系统结构框图

2.1.2.1 发动机模型

常用发动机稳态输出转矩 MAP 图加一阶惯性延迟环节来建立发动机瞬态模型^[62]。发动机 MAP 图可表示为：

$$T_{es} = Map(n_e, \alpha_{th}) \quad (2.7)$$

式中， T_{es} 为发动机稳态输出转矩； n_e 为发动机转速； α_{th} 为节气门开度。

由于发动机实际输出转矩 T_e 会因喷油延迟及燃料燃烧等对节气门开度的响应产生一定的滞后，可表示为对 T_{es} 的一阶惯性延迟，即：

$$T_e = \frac{T_{es}}{t_e s + 1} e^{-\tau_e s} \quad (2.8)$$

式中， t_e 为惯性时间常数； τ_e 为延迟环节常数； s 为 Laplace 算子。

相对于乘用车汽油机使用逆发动机 MAP 图查表得到节气门开度控制量，商用车电控柴油机可根据 SAE J1939 协议直接控制发动机转矩百分比。而现有文献对电控柴油机转矩控制时响应特性的描述不多。图 2.4、图 2.5 和图 2.6 分别为台架试验测得的某高压共轨电控直喷柴油机请求转矩控制时转速-转矩、转速-功率、功率-耗油量关系图，图中百分数表示转矩请求百分比。可见，在发动机转速 1000~2400 r/min、转矩请求百分比 10%~60% 范围内，转矩请求百分比与实际响应转矩具有良好的线性关系，耗油量与发动机功率具有良好的线性关系。

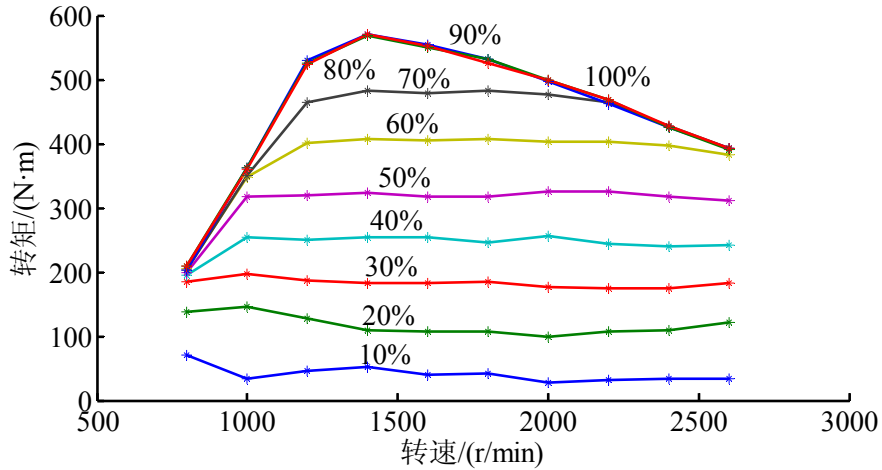


图 2.4 电控柴油机转速-转矩关系图(台架试验)

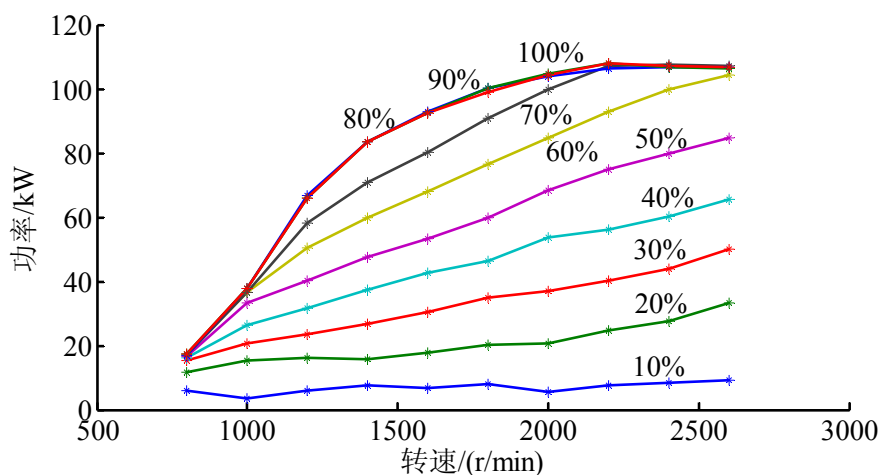


图 2.5 电控柴油机转速-功率关系图(台架试验)

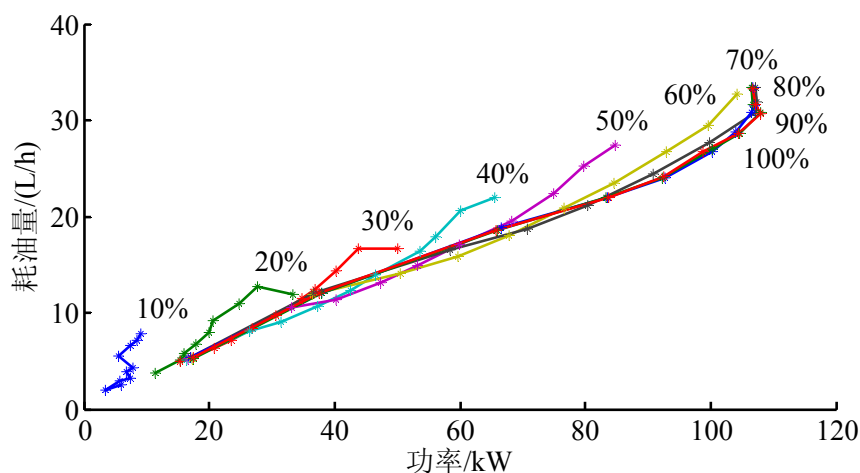


图 2.6 电控柴油机功率-耗油量关系图(台架试验)

使用不同斜率期望发动机转矩百分比斜坡信号对本文越野车辆试验平台电控柴油机(不同于图 2.4 柴油机)进行测试, 结果如图 2.7 所示。图 2.7 中 T_{ed} 为期望发动机转矩百分比; T_e 为实际发动机转矩百分比。可见该电控柴油机反应迅速, 但由于原车厂家需要, 将 T_e 限制至 57%。同时可以注意到 T_{ed} 等于 0 时, 存在为保证该电控柴油机怠速运行的最小转矩。

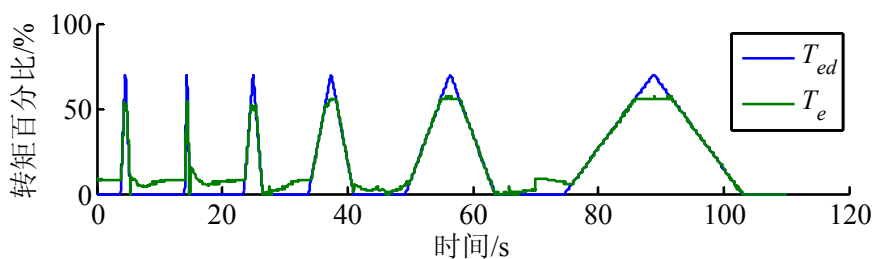


图 2.7 电控柴油机转矩控制斜坡测试(道路试验)

2.1.2.2 液力变矩器模型

三元件液力变矩器由与发动机输出轴相连的泵轮、与行星排输入轴相连的涡轮和具有单向离合器的导轮三部分组成，其原始特性表示为^[90]：

$$\begin{cases} T_b = \lambda_b \rho g n_b^2 D^5 \\ -T_t = f_{tr} T_b \\ \eta = f_{tr} S_{tc} \\ n_t = n_b S_{tc} \end{cases} \quad (2.9)$$

式中， T_b 为泵轮转矩； n_b 为泵轮转速，等于发动机转速 n_e ； λ_b 为泵轮转矩系数； ρ 为变速器油密度； g 为重力加速度； D 为变矩器循环圆有效直径； T_t 为涡轮转矩； f_{tr} 为变矩器变矩比； η 为液力变矩器效率； S_{tc} 为变矩器转速比， $S_{tc}=n_t/n_e$ ； n_t 为行星排输入轴转速(等于涡轮转速)。

台架试验测得某液力变矩器不同泵轮转速原始特性如图 2.8 所示。图 2.8 给出液力变矩器变矩比 f_{tr} 、效率 η 及泵轮转矩系数 λ_b 随变矩器转速比 S_{tc} 变化规律。可见，不同泵轮转速变矩特性有所不同，且随变速器油温变化，但仍可简化为：

$$f_{tr}(S_{tc}) = \begin{cases} f_{tr,0} - \frac{f_{tr,0} - 1}{S_{tc,1}} S_{tc}, & 0 \leq S_{tc} < S_{tc,1} \\ 1, & S_{tc} \geq S_{tc,1} \end{cases} \quad (2.10)$$

式中， $f_{tr,0}$ 为失速变矩比； $S_{tc,1}$ 为一给定转速比。

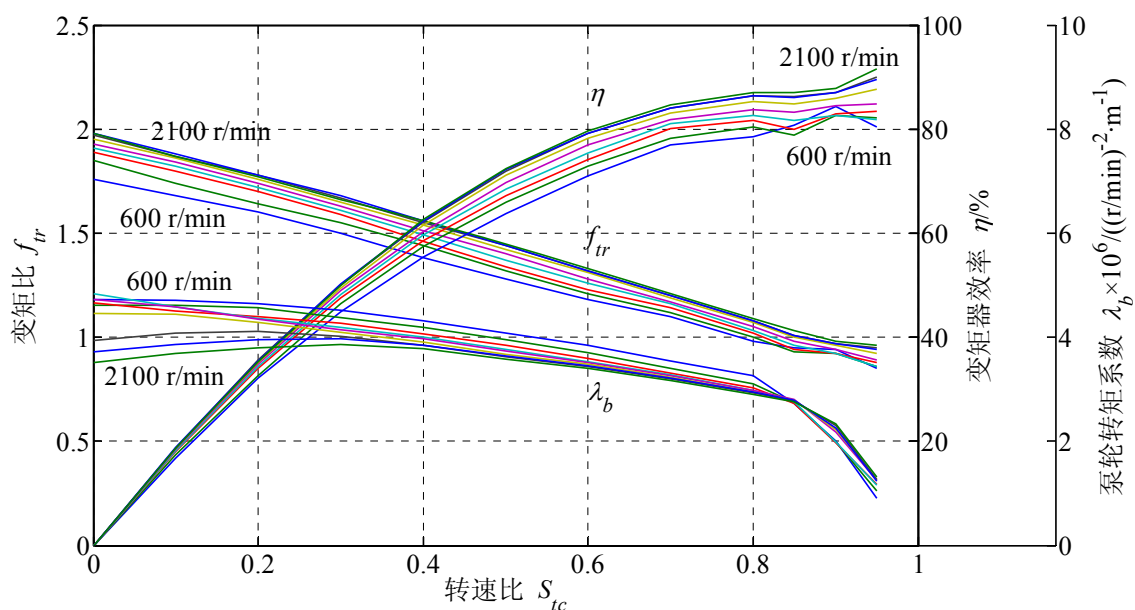


图 2.8 液力变矩器原始特性图(台架试验)

2.1.2.3 行星变速箱及其他传动系统模型

AT 自动变速器为动力换挡，其换挡过程无动力中断，瞬态换挡过程不是本课题关注重点，更关心的是换挡点，即何时换挡。为此，进行如图 2.9 所示的实车台架及道路测试。通过不断变化油门踏板开度或转矩请求百分比，初步了解越野车辆换挡点和闭解锁点分布规律。油门控制时实车台架测试、土路和沥青路道路测试统计结果如图 2.10、图 2.11 和图 2.12 所示。图中 1→2 表示变速器 1 挡升 2 挡换挡点；2→1 表示变速器 2 挡降 1 挡换挡点。试验过程发现：1 挡纯液力工况；2 挡闭解锁，3 挡及 3 挡以上为机械工况。通过观察不同路面不同坡度试验数据，可知换挡规律与道路负荷无关，为油门、车速双参数。转矩控制时实车土路和沥青路道路测试统计结果如图 2.13 和图 2.14 所示，此时油门踏板开度始终为 0，换挡规律变为单参数，只与车速有关，汇总部分换挡点和闭解锁点如表 2.1 所列。



图 2.9 实车台架及道路测试换挡点和闭解锁点

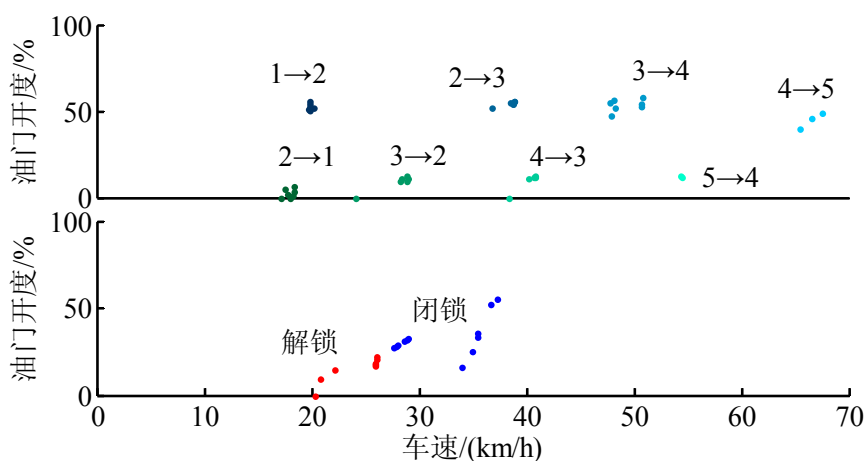


图 2.10 油门控制时实车台架换挡点和闭解锁点统计图

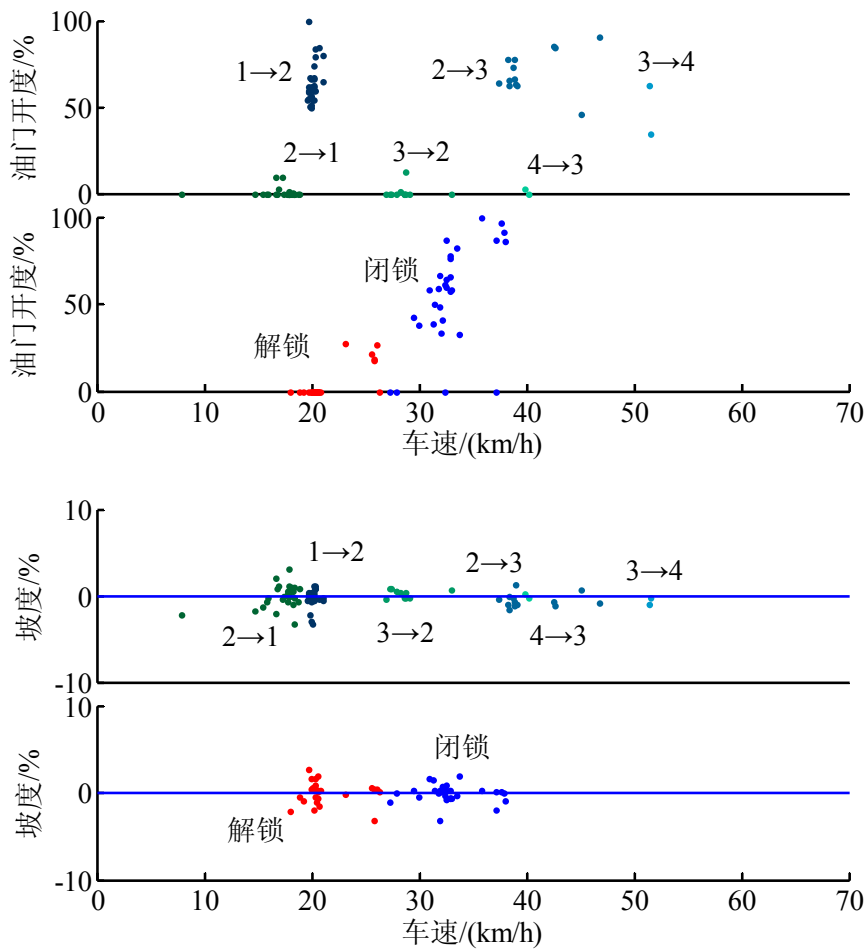
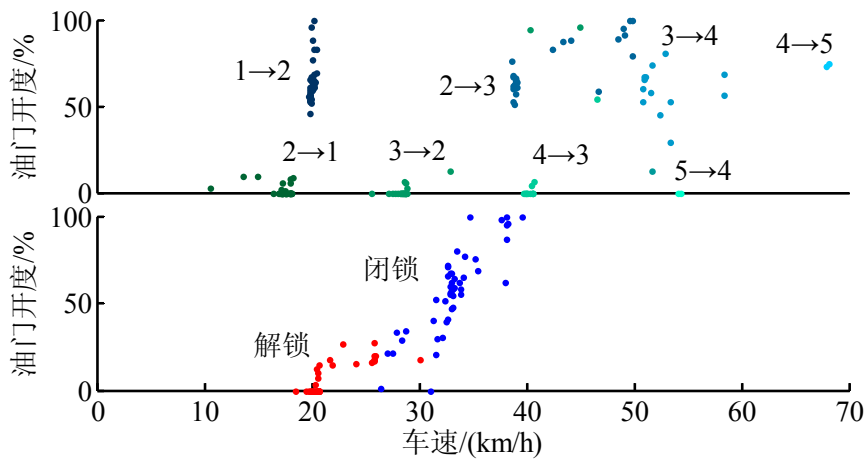


图 2.11 油门控制时实车道路换挡点和闭解锁点统计图(土路)



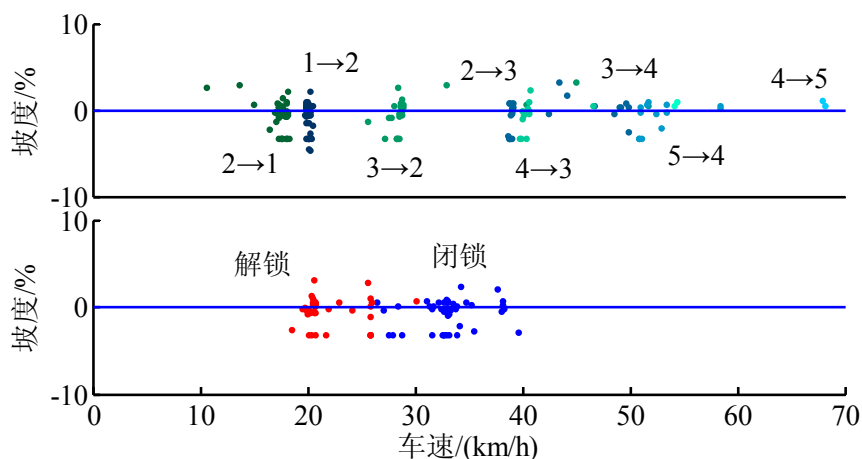


图 2.12 油门控制时实车道路换挡点和闭解锁点统计图(沥青路)

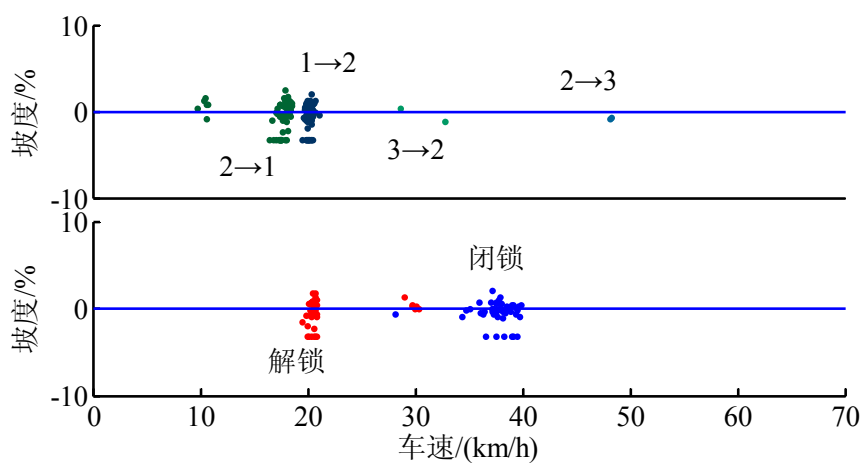


图 2.13 转矩控制时实车道路换挡点和闭解锁点统计图(土路)

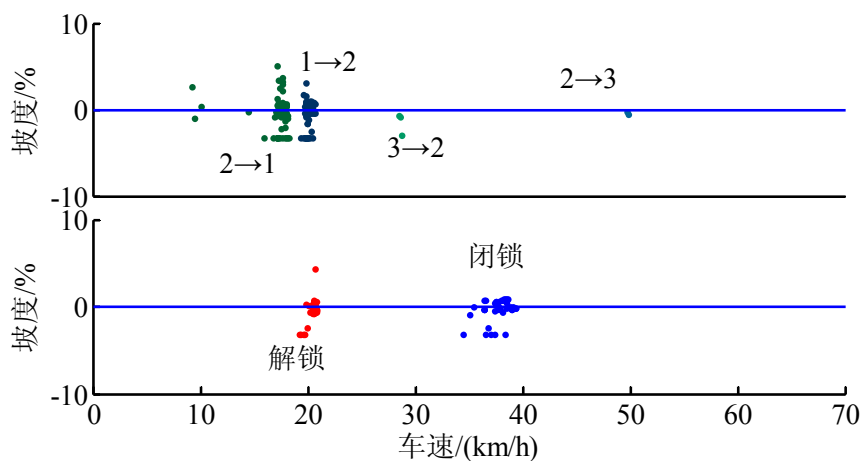


图 2.14 转矩控制时实车道路换挡点和闭解锁点统计图(沥青路)

表 2.1 转矩控制时实车道路换挡点和闭解锁点统计表

项目	1 挡→2 挡	2 挡→3 挡	3 挡→2 挡	2 挡→1 挡	2 挡闭锁	2 挡解锁
车速/(km/h)	19.8	48.5	28.6	17.5	38.0	20.6

行星变速箱输入轴与液力变矩器涡轮相连，其转速和转矩分别为 n_i 和 T_i ，变速器挡位以 g_e 表示，按照挡位确定的变速器传动比以 i_g 表示，则行星变速箱及其他传动部件(分动箱、差速器等)整体建模如下：

$$\begin{aligned} n_i &= n_w i_g i_o \\ T_w &= T_i i_g i_o \eta_T \end{aligned} \quad (2.11)$$

式中， n_w 为车轮转速； T_w 为车轮转矩； i_o 为从行星排输出轴至车轮总传动比； η_T 为总传动效率。

2.1.3 制动系统模型

虽然制动系统传递环节较多，但实际控制中常用实车试验得到车辆加速度 a 与制动控制量 B_{rk} 函数关系式 $a=f_{brk}(B_{rk})$ 来表示制动系统模型，再根据当前期望加速度实时计算制动控制量。后文在具体试验平台应用中另有描述，此处不展开阐述。

2.2 电控气压制动系统

本节以有人驾驶 4×4 轻型战术轮式越野车辆为基础，对原车气压制动回路进行改造设计，开发一种电控气压制动系统。在完成该系统气压制动回路设计、电控硬件设计、电控软件设计以及台架逻辑测试、实车静态测试的基础上，在不同路面对系统性能进行实车道路测试，得到不同路面系统控制特性，并将此系统与智能车辆其他模块联调，以初步验证系统控制性能。

2.2.1 系统开发设计

2.2.1.1 气压制动回路设计

原车前桥行车制动系统由行车制动阀、快放阀和前桥行车制动气室组成，后桥行车制动系统由行车制动阀、继动阀和后桥行车制动气室组成，后桥驻车制动系统由手控制动阀、继动阀和后桥驻车制动气室组成。为实现电控行车制动，从气源并入比例电磁阀，并使用梭阀实现人工行车制动与电控行车制动模式切换；为实现电控驻车制动，在手控制动阀出气口与继动阀控制口之间串入常开型两位三通电磁阀，如图 2.15 所示。图 2.15 中，气压制动回路实线表示工作管路，虚线表示控制管路；与制动电子控制单元相连的双点划线表示电控线路。

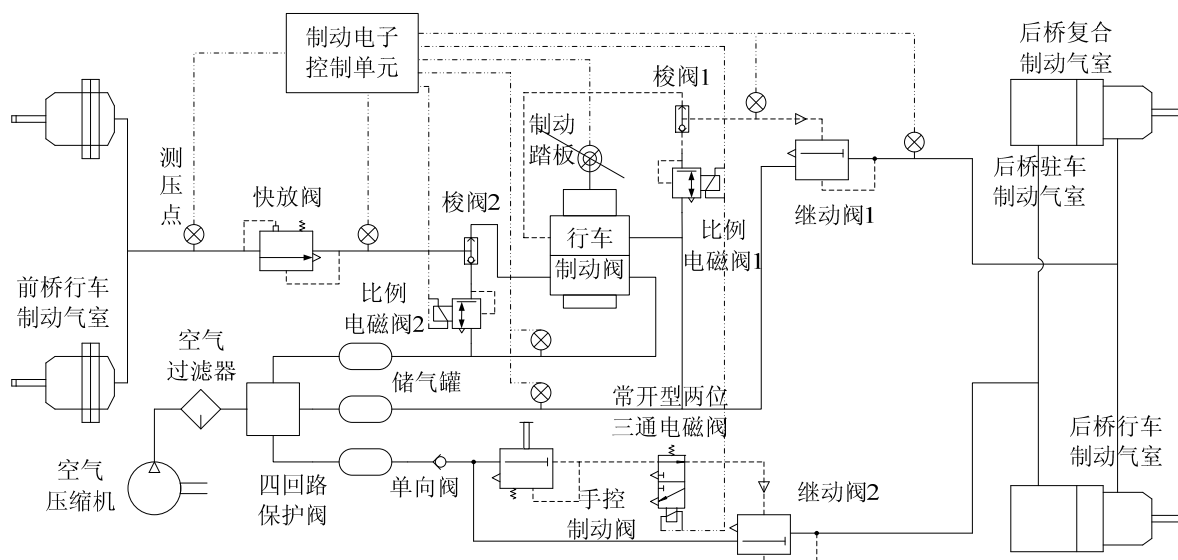


图 2.15 气压制动回路设计

梭阀一路进气口与行车制动阀出气口相连，另一路进气口与比例电磁阀出气口相连，梭阀出气口与快放阀进气口或继动阀控制口相连。梭阀具有比较两进口气压大小并选择较大值进行输出的特性。因此，人工行车制动时，梭阀输出气压为行车制动阀出气口气压，从而由驾驶员控制智能车辆制动强度；电控行车制动时，梭阀输出气压为比例电磁阀出气口气压，从而由制动控制器控制智能车辆制动强度；同时实施人工行车制动和电控行车制动时，梭阀选择行车制动阀出气口和比例电磁阀出气口气压较大者进行输出，两者值相同时，梭阀输出相同的值，因此从气路结构上实现了人工行车制动与电控行车制动之间的灵活切换。

系统选用比例电磁阀用于行车制动，一方面具有制动压力精确连续可调的优点，另一方面可以避免文献[42]中气压电控辅助制动装置使用高速开关阀在制动压力调节过程中由于加压、保压和减压状态切换造成的系统震荡问题。

2.2.1.2 电控硬件设计

根据电控制动控制及试验测试需求，设计的电控气压制动系统电控硬件如图 2.16 所示。其中，角位移传感器，用于采集制动踏板角位移信息；压力传感器，用于采集比例电磁阀进气口、梭阀出气口和行车制动气室进气口压力信息；遥控信号接收器，用于紧急情况(如上层规划决策模块规划错误或死机等情况)车辆试验人员通过遥控信号发生器对车辆实施紧急制动；电磁阀，包括比例电磁阀和常开型两位三通电磁阀，比例电磁阀用于实现电控行车制动压力调节，常开型两位三通电磁阀用于不需要频繁控制的驻车制动。制动控制器包括：

1) 模拟信号处理电路,用于将角位移传感器和压力传感器采集到的模拟信号经低通滤波处理后输送到微处理器;

2) 脉冲宽度调制(Pulse width modulator, PWM)信号处理电路,用于将遥控信号接收器输出的 PWM 信号经光耦隔离后输送到微处理器;

3) 控制器局域网(Controller area network, CAN)通讯模块,用于与原车 CAN 通讯网络相连,接收车辆行驶状态信息的同时,响应通讯网络上底层集成控制器的控制请求,并向该通讯网络发送自身控制状态;

4) 串口通讯模块,用于与预装在采集与调试工控机上的上位机采集与调试软件通讯,接收上位机下发的单功能调试控制指令,并将采集数据和制动控制器控制状态发送到上位机,由上位机采集与调试软件进行保存,用于后续试验数据分析;

5) 微处理器,根据接收到的信息并结合自身控制状态进行综合计算后,分别向 PWM 驱动电路和开关驱动电路下发控制信号;

6) PWM 驱动电路,用于驱动比例电磁阀和常开型两位三通电磁阀;

7) 开关驱动电路,用于驱动行车制动灯;

8) 电源模块,用于将智能车辆上的 24 V 车载蓄电池提供的不稳定直流电,转换成稳定的 5 V 和 24 V 直流电,为系统中其他各模块供电。

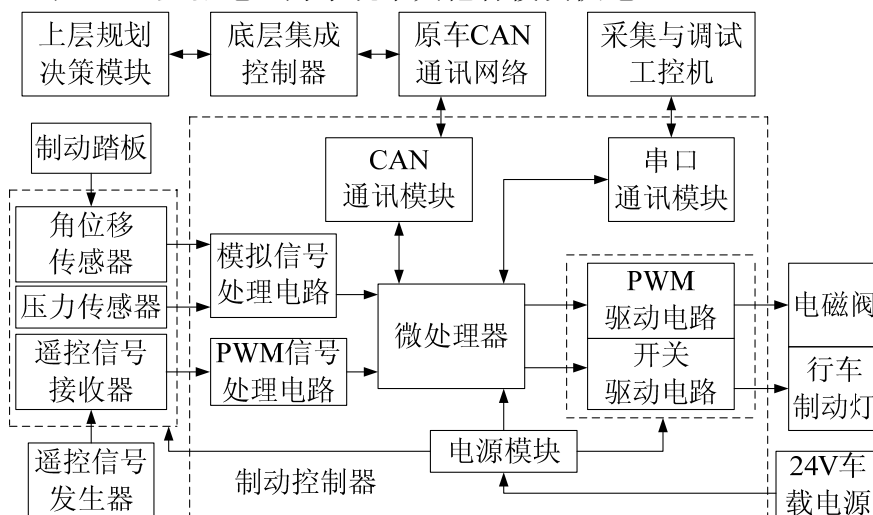


图 2.16 电控硬件设计

2.2.1.3 电控软件设计

与电控硬件相匹配,设计的电控气压制动系统软件架构如图 2.17 所示。电控气压制动控制程序通过 CAN 通信与底层集成控制器纵向运动控制程序相协调,进行制动控制;通过串口通信与上位机采集与调试软件相配合,进行数据采集以及实车调试测

试。主要包括以下三部分：

1) 行车程序

包括行车制动控制程序和遥控制动控制程序。其中，行车制动控制程序用于无人驾驶模式需要实施电控行车制动时，响应底层集成控制器制动请求，实施电控行车制动；遥控制动控制程序用于无人驾驶模式紧急情况下，如上层规划决策模块规划错误或死机等情况，车辆试验人员判定智能车辆存在危及车辆、行人及其他生命财产安全的可能时，可远距离通过遥控信号发生器发出紧急制动遥控信号使得车辆紧急制动。

2) 调试程序

包括单电磁阀阶跃输入程序和行车制动阶跃输入程序，用于车辆平台实车调试测试阶段，分别对电磁阀阶跃响应特性、车辆电控行车制动性能进行摸底测试。

3) 通信程序

包括采集通信程序和调试通信程序。其中，采集通信程序用于将电控气压制动系统中间状态发送至上位机采集与调试软件，以便于试验过程中监测系统状态并及时改进控制策略；调试通信模块用于接收上位机调试测试请求，并反馈当前调试程序状态信息，为调试程序各子程序提供跳转接口。

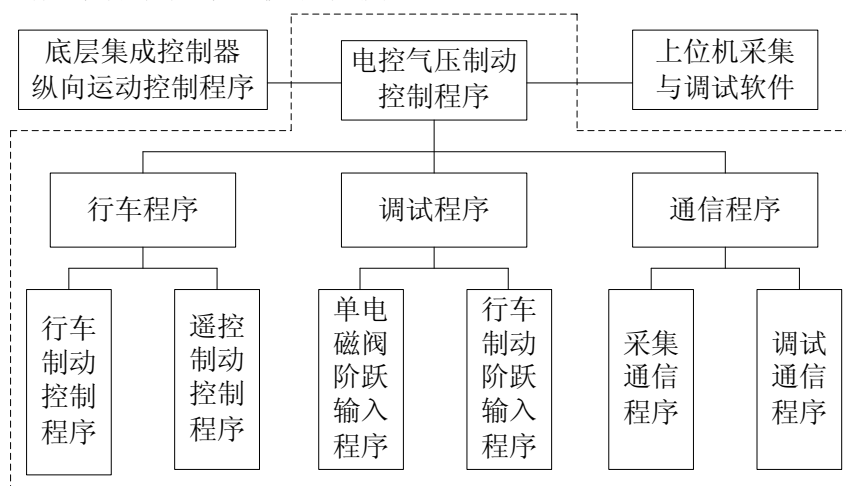


图 2.17 电控软件设计

上位机采集与调试软件使用 VB 编写，主界面如图 2.18 所示。图 2.18 中 Lpd、Bth 分别表示油门踏板开度和制动踏板开度；umd、ulpd、ubrk、uerr 分别表示无人驾驶模式状态、油门请求百分比、制动请求百分比和故障码；柄位 D、N、R 分别表示前进挡、空挡和倒挡；Gear 表示变速器当前挡位；Ne、Ni、No 分别表示发动机转速、行星排输入轴转速和输出轴转速；Deb、Pwm 共同表示系统调试状态；P1~P6 分别对应图 2.15 中测压点 1~6 气压；开关状态 BK、Est、Cer 通过变亮或变暗分别指示是否

人工干预制动、是否遥控制动、系统是否通信故障。该采集与调试软件主要实现如下功能：1) 车辆行驶状态监测；2) 电控气压制动控制状态监测；3) 单电磁阀动作控制；4) 行车制动阶跃输入控制；5) 实时保存试验数据；6) 离线绘制试验曲线。



图 2.18 上位机采集与调试软件主界面

2.2.2 系统试验测试

2.2.2.1 台架逻辑测试

为初步验证本文设计的电控气压制动系统功能和逻辑的正确性，搭建了如图 2.19 所示的电控气压制动系统台架，对 2.2.1 节设计的气压制动回路、电控硬件、电控软件以及上位机采集与调试软件进行了全面调试。



图 2.19 电控气压制动系统台架

2.2.2.2 实车静态测试

台架调试通过后，对原车气压制动回路进行改造，改造完成后试验车辆如图 2.20 所示。按台架测试流程对实车进行原地静态调试，以保证后续实车道路测试安全、可

靠地进行。



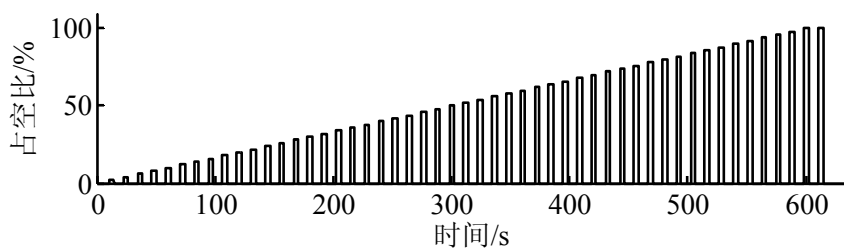
图 2.20 试验车辆

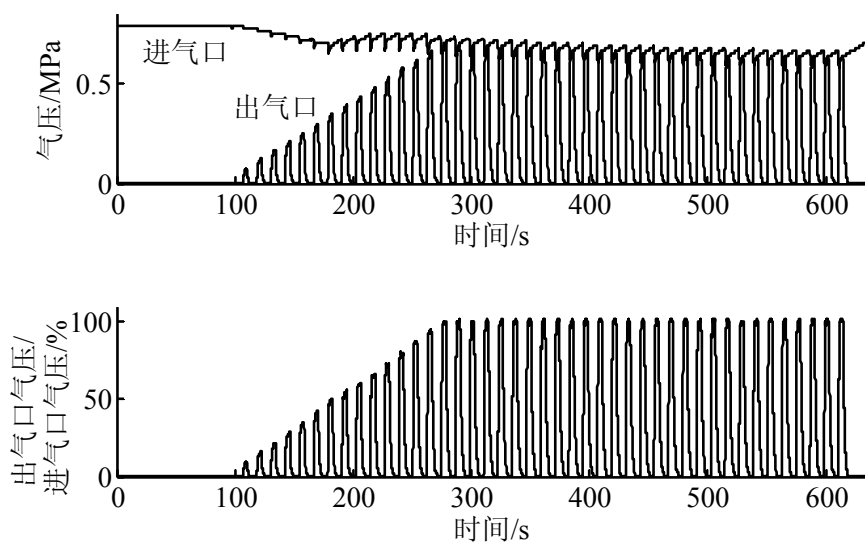
2.2.2.3 电磁阀阶跃响应测试

在实车静态测试过程中，通过上位机采集与调试软件单电磁阀动作控制按钮向制动控制器发送单电磁阀阶跃响应测试命令，制动控制器响应该命令，控制电磁阀动作 4 s，停止 8 s，占空比输入从 0 到 100%按 2%步长递增，试验过程如图 2.21a 所示。电磁阀控制特性如图 2.21b 所示，可用式(2.12)表示：

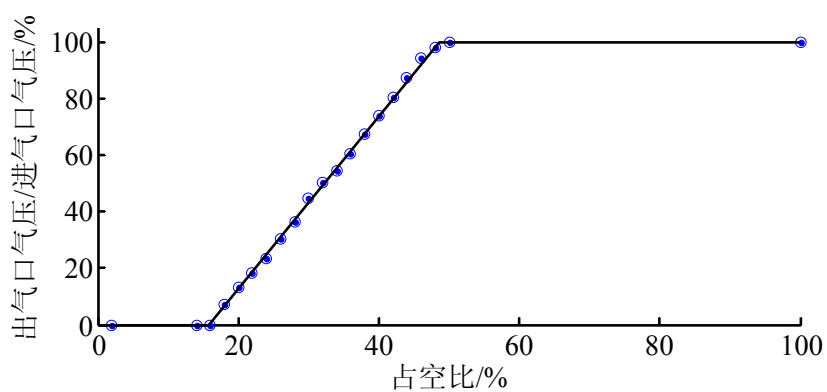
$$p_o/p_i = \begin{cases} 0\% & , P_{ty} < 15.828 \\ (3.05 \cdot P_{ty} - 48.276)\% & , 15.828 \leq P_{ty} \leq 48.615 \\ 100\% & , 48.615 < P_{ty} \end{cases} \quad (2.12)$$

式中， p_o 为比例电磁阀出气口气压，MPa； p_i 为比例电磁阀进气口气压，MPa； P_{ty} 为比例电磁阀占空比输入值，%。





(a) 试验过程



(b) 电磁阀控制特性

图 2.21 电磁阀阶跃响应测试

通过电磁阀阶跃响应测试可知：占空比输入低于 15.8% 时，系统选用的比例电磁阀无动作；占空比输入高于 48.6% 时，电磁阀完全开启；占空比输入介于 15.8%~48.6% 时，电磁阀线性连续可调，具有良好的控制特性。

2.2.2.4 实车道路测试

试验项目在平直干水泥混凝土路(以下简称水泥路)和平直干石灰多合土路(以下简称土路)分别进行，路面情况如图 2.22a 和图 2.22b 所示。



(a) 水泥路



(b) 土路

图 2.22 试验道路

通过实车道路试验对车辆电控驻车制动、空挡滑行、人工行车制动、电控行车制动以及两者切换功能和性能进行摸底测试，具体内容如下：

1) 电控驻车制动

土路，13%、15%坡度上坡路况，电控驻车制动 15 分钟，车辆平稳，无溜车现象，如图 2.23 所示。水泥路，15%坡度下坡路况和 25%坡度上坡路况，电控驻车制动 15 分钟，车辆平稳，无溜车现象，如图 2.24 所示。



图 2.23 土路，13%、15%上坡电控驻车制动



图 2.24 水泥路，15%下坡、25%上坡电控驻车制动

2) 空挡滑行

不同路面车辆空挡滑行过程如图 2.25 所示。土路车辆滚动阻力系数在 0.05~0.07 之间变化，车速对其影响不大；通过最小二乘法拟合得到水泥路车辆滚动阻力系数与车速的关系如式(2.13)所列，数值较小且车速对其影响也不大。因此，后续智能车辆纵向运动控制策略制定时车辆滚动阻力系数可取定值：水泥路为 0.03；土路为 0.06。

$$f = 0.025 + 0.000085 \cdot u_a \quad (2.13)$$

式中， f 为水泥路车辆滚动阻力系数； u_a 为车速，km/h。

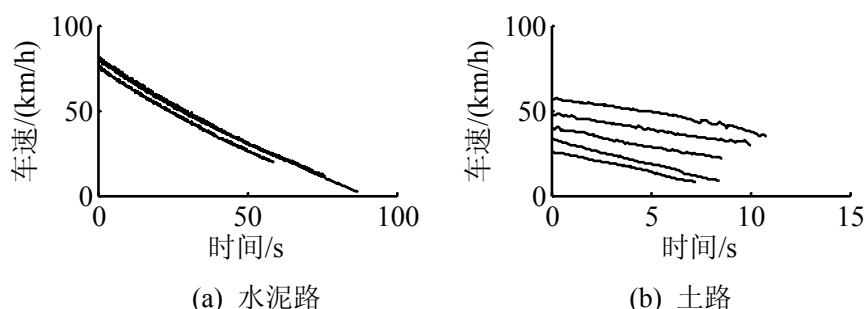


图 2.25 空挡滑行试验

3) 人工行车制动

不同制动初速度下，驾驶员(试验过程共 3 名熟练驾驶员)按照自己的驾驶习惯实施紧急制动，记录试验过程，并使用式(2.14)统计每次制动过程车辆平均制动减速度，试验结果如图 2.26 所示。可知，随着制动初速度的增加，驾驶员期望的制动强度加大。

$$a_m = \frac{u_{as}^2 - u_{ae}^2}{25.92 \cdot S_b} \quad (2.14)$$

式中， a_m 为车辆平均制动减速度， m/s^2 ； u_{as} 为制动起始时刻车速，km/h； u_{ae} 为制动终止时刻车速，km/h； S_b 为制动过程车辆行驶距离，m。

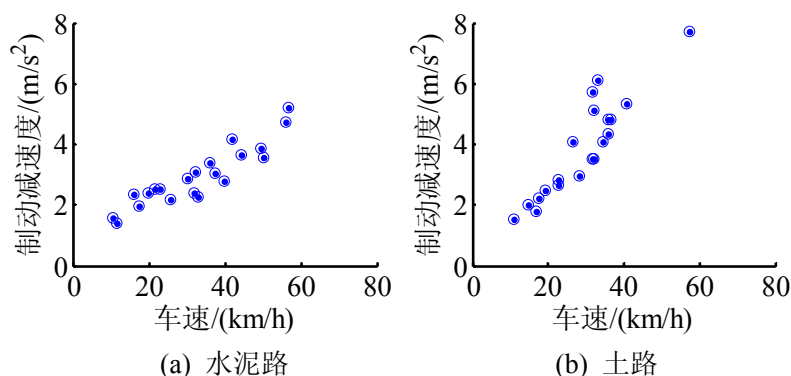


图 2.26 人工行车制动试验结果

4) 电控行车制动

试验测试了不同制动初速度下不同占空比阶跃输入时车辆电控行车制动，结果如

图 2.27 所示。

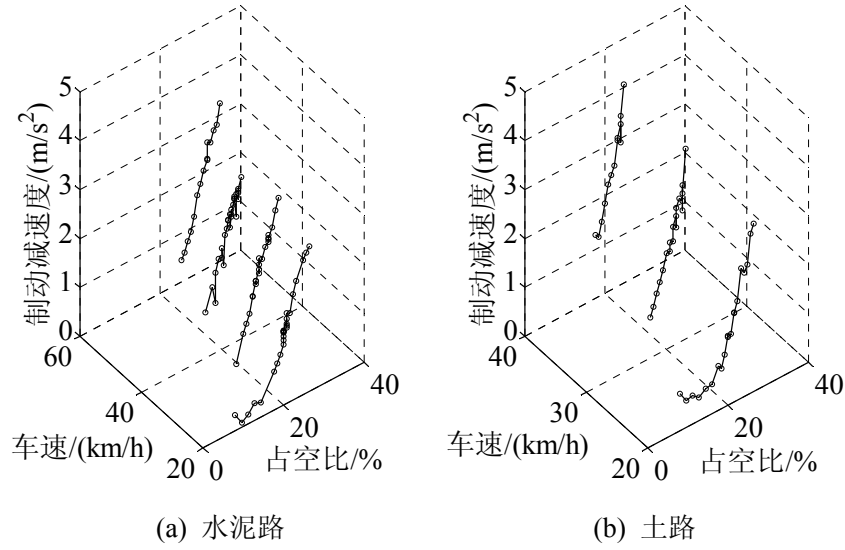


图 2.27 电控行车制动试验结果统计

试验过程中发现, 占空比低于 16% 时, 无制动效果, 这与电磁阀控制特性试验结果相一致; 占空比超过 28% 时, 制动过于紧急; 占空比在 16%~28% 范围内变化时, 水泥路和土路制动减速度与占空比输入值关系可用式(2.15)和式(2.16)表示。因此, 后续智能车辆纵向运动控制过程中可将占空比范围限制在 16%~28%, 并使用式(2.17)和式(2.18)分别计算水泥路和土路电控行车制动占空比输入初值, 在此初值基础上进行调节控制。

$$a_c = 0.275 \cdot Pty_c - 4, \quad 16 \leq Pty_c \leq 28 \quad (2.15)$$

$$a_d = 0.32 \cdot Pty_d - 4.6, \quad 16 \leq Pty_d \leq 28 \quad (2.16)$$

式中, a_c 为水泥路制动减速度, m/s^2 ; a_d 为土路制动减速度, m/s^2 ; Pty_c 为水泥路占空比输入值, %; Pty_d 为土路占空比输入值, %。

$$Pty_{c0} = \begin{cases} 0 & , a_{ce} < 0.4 \\ (a_{ce} + 4) / 0.275 & , 0.4 \leq a_{ce} \leq 3.7 \\ 28 & , 3.7 < a_{ce} \end{cases} \quad (2.17)$$

$$Pty_{d0} = \begin{cases} 0 & , a_{de} < 0.52 \\ (a_{de} + 4.6) / 0.32 & , 0.52 \leq a_{de} \leq 4.36 \\ 28 & , 4.36 < a_{de} \end{cases} \quad (2.18)$$

式中, a_{ce} 为水泥路期望制动减速度, m/s^2 ; a_{de} 为土路期望制动减速度, m/s^2 ; Pty_{c0} 为水泥路占空比输入初值, %; Pty_{d0} 为土路占空比输入初值, %。

5) 人工、电控行车制动相互切换

分别在水泥路和土路上, 进行了人工行车制动过程中电控制动、电控行车制动过

程中人工制动的试验。图 2.28 示例了水泥路、制动初速度为 60 km/h 时电控行车制动过程中人工干预制动的情况。车辆以 1.9 m/s^2 减速度电控行车制动一段时间后，驾驶员踩制动踏板，进行人工干预制动，制动强度加大，车辆以 2.75 m/s^2 减速度减速至停车。切换过程梭阀出气口气压变化平稳，验证了系统设计：使用梭阀可以从气路结构上保证人工行车制动与电控行车制动灵活切换、平稳过渡。同时注意到，由于后桥行车制动系统使用了继动阀，梭阀出气口气压仅作为控制信号，气源通过继动阀直接向后桥行车制动气室供气，因此后桥行车制动气室气压建立较前桥快。

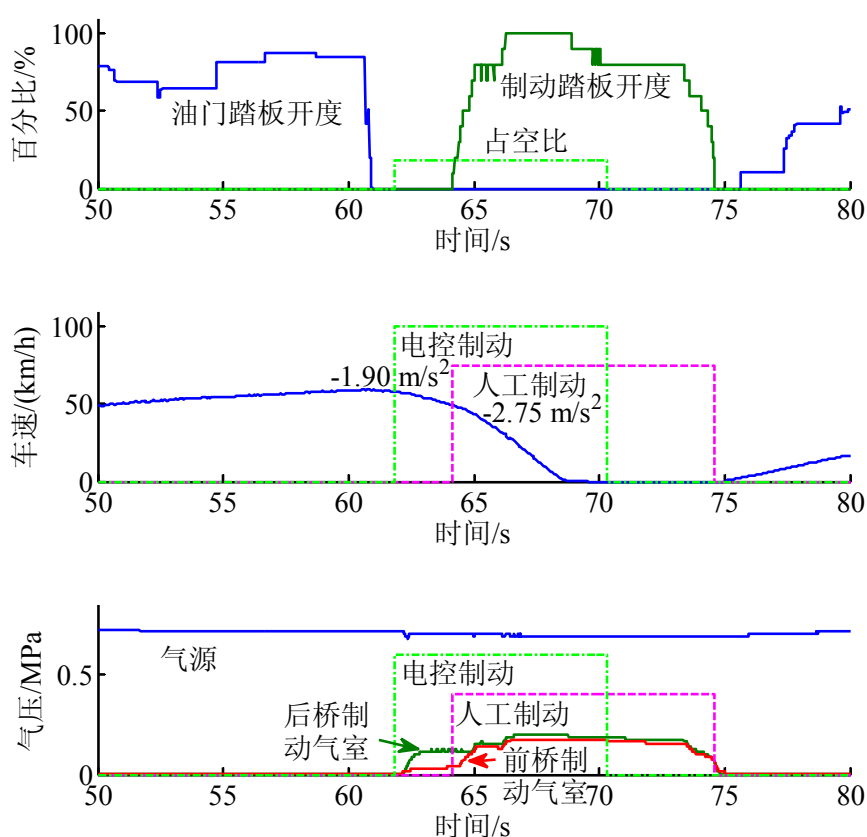


图 2.28 电控行车制动过程中人工干预制动

2.2.2.5 与智能车辆其他模块初步联调测试

将该轮式车辆进一步改造成智能车辆，并进行联调测试。图 2.29 示例了某次越野路面以期望车速为 10.8 km/h 行驶一段时间后自动停车的试验过程。图 2.29 中油门请求百分比、制动请求百分比为底层集成控制器向发动机控制器、制动控制器分别发出的控制量。其中，制动请求百分比与制动控制器实际响应占空比存在式(2.19)的映射关系。

$$Pty_{re} = \begin{cases} 0 & , brk_{re} < 4 \\ 0.125 \cdot brk_{re} + 15.5 & , 4 \leq brk_{re} \leq 100 \end{cases} \quad (2.19)$$

式中, brk_{re} 为制动请求百分比, %; Pty_{re} 为制动控制器实际响应占空比, %。

整个试验过程中, 该电控气压制动系统能够及时响应智能车辆电控行车制动控制请求。但此次试验时该智能车辆尚处于初步研究阶段, 纵向运动控制使用 PI 调节, 各控制参数有待优化, 且道路阻力波动较大, 因此速度控制品质不高。第 3 章将配合智能车辆其他模块研究如何提高行驶速度以及速度控制品质。

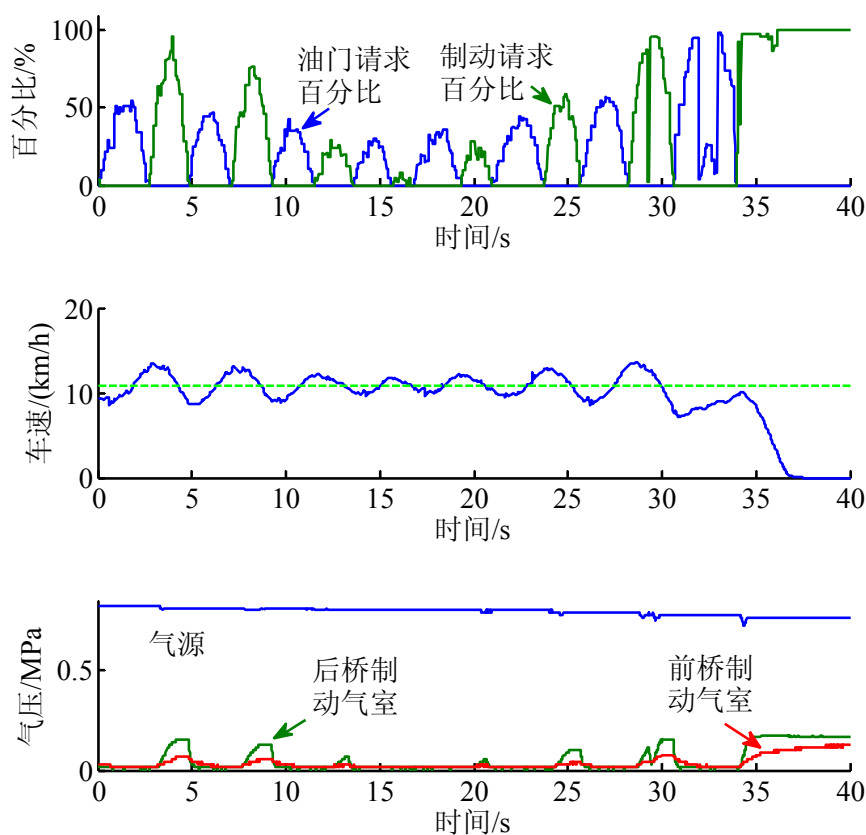


图 2.29 越野路况智能车辆纵向运动控制

2.3 本章小结

1) 从控制需求出发, 建立了智能车辆纵向动力学模型。整车动力学模型使用点质量模型; 给出台架试验测得的电控柴油机转矩控制响应特性、液力变矩器不同泵轮转速原始特性; 通过实车道路试验测得越野车辆试验平台换挡规律和闭解锁规律为油门、车速双参数, 转矩控制时为车速单参数。(2.1 节)

2) 设计了一种电控气压制动系统, 系统具有较好的控制特性, 能够满足智能车辆制动控制性能需求。使用梭阀从气路结构上保证了人工行车制动与电控行车制动灵活

切换、平稳过渡。通过实车试验辨识出电磁阀控制特性、不同路面车辆滚动阻力系数、电控制动车辆减速度与车速及控制输入的关系，可为后续智能车辆控制策略的制定提供试验依据和理论支撑。(2.2 节，期刊论文[2]，国家发明专利[1])

第3章 模型预测速度跟踪控制方法

为实现高精度速度跟踪控制，本章设计一种模型预测速度跟踪控制方法。3.1 节将控制系统分为上位控制器和下位控制器，根据仿真及实车试验平台控制特性设计下位控制器，基于 MPC 滚动优化思想设计上位控制器；3.2 节通过 MATLAB/Simulink 与 CarSim 联合仿真初步测试系统性能；3.3 节分别以使用液压制动系统的乘用车辆和使用气压制动系统的越野车辆为试验平台进行实车验证。

3.1 控制系统设计

3.1.1 整体架构

和大多数纵向控制方法一样，本章所设计的速度跟踪控制系统分为上位控制器和下位控制器。上位控制器计算期望加速度以“快速”、“平稳”地跟踪期望速度轨迹，而下位控制器协调驱动和制动实现期望加速度^[66,91,92]。不同之处在于，本章下位控制器不需要精确跟踪期望加速度，而是由上位控制器中 MPC 控制算法自适应调节期望加速度大小，从而实现高精度速度跟踪控制。因此，下位控制器只需要使用一个简化的逆纵向动力学模型来减少线性化车辆模型带来的模型误差和忽略的动力学特性(特别是有级自动变速器挡位变化时)。

系统整体架构如图 3.1 所示。上位控制器使用 MPC 根据期望速度 v_{ref} 和当前速度 v 计算得到期望加速度 a_{des} ，下位控制器首先使用一个切换逻辑来判断驱动或制动控制，然后通过一个简化的逆纵向动力学模型获得执行器控制输入(对于仿真车辆和乘用车辆试验平台，为期望节气门开度 α_{thdes} 和期望制动主缸压力 p_{bdes} ；对于越野车辆试验平台，为期望发动机转矩百分比 T_{ed} 和制动控制占空比输入 B_{rk})。

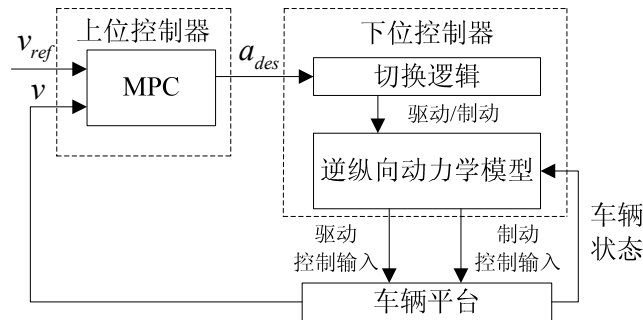


图 3.1 速度跟踪控制系统整体架构

3.1.2 下位控制器设计

本小节根据仿真及实车试验平台控制特性设计下位控制器，仿真车辆下位控制器如图 3.2 所示。与其他文献使用带边界层的切换曲线(通过零节气门开度加速度试验获得)来确定驱动或制动控制不同^[93,94]，本文将 a_{des} 与 0 相比较，当 $a_{des} \geq 0$ 时施加驱动控制(驱动模式)，否则施加制动控制(制动模式)。该切换逻辑可公式化为：

$$\begin{aligned} \alpha_{thdes} &= \begin{cases} \alpha_{thdes} & , a_{des} \geq 0 \\ 0 & , a_{des} < 0 \end{cases} \\ p_{bdes} &= \begin{cases} 0 & , a_{des} \geq 0 \\ p_{bdes} & , a_{des} < 0 \end{cases} \end{aligned} \quad (3.1)$$

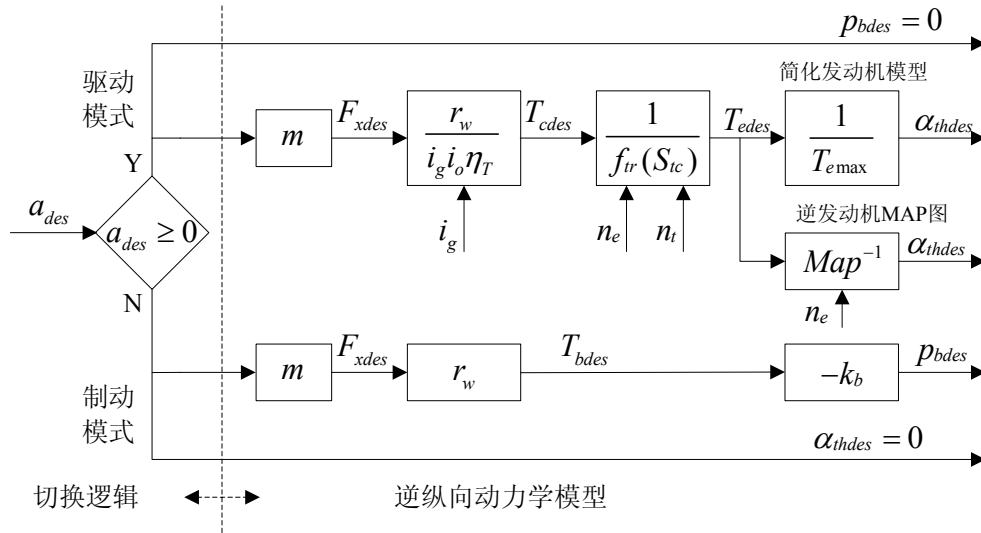


图 3.2 仿真车辆下位控制器框图

驱动模式时，逆纵向动力学模型使用三个车辆状态(发动机转速 n_e 、行星排输入轴转速 n_t 、行星排传动比 i_g)和四个车辆参数(整车质量 m 、有效车轮滚动半径 r_w 、行星排输出轴至车轮传动比 i_o 、传动系统效率 η_T)来计算节气门控制输入。期望作用到车轮上的纵向力 F_{xdes} 通过下式计算：

$$F_{xdes} = m a_{des} \quad (3.2)$$

期望行星排输入轴转矩 T_{cdes} 为：

$$T_{cdes} = \frac{F_{xdes} r_w}{i_g i_o \eta_T} \quad (3.3)$$

期望发动机输出转矩 T_{edes} 等于：

$$T_{edes} = \frac{T_{cdes}}{f_{tr}(S_{ic})} \quad (3.4)$$

式中， $f_{tr}(S_{ic})$ 将液力变矩器变矩比表示为转速比 S_{ic} 的函数。尽管液力变矩器变矩特性

随泵轮转速和油温变化，但仍可使用式(2.10)简化计算。

一般通过查逆发动机 MAP 图来得到期望节气门开度 α_{thdes} ^[95]。尽管如此，对于一些学术研究人员来说获得完整的发动机 MAP 图并不容易，而且这也不便于向其他车辆平台移植控制算法。因此，本文使用式(3.6)替代式(3.5)来计算 α_{thdes} ，并在仿真中充分对比两种发动机模型控制效果。

$$\alpha_{thdes} = Map^{-1}(T_{edes}, n_e) \quad (3.5)$$

$$\alpha_{thdes} = \frac{T_{edes}}{T_{emax}} \cdot 100\% \quad (3.6)$$

式中， T_{emax} 为发动机最大转矩，可通过发动机手册获得。

与 CarSim 车辆联合仿真时，使用默认不带升压和热效应的简单液压制动系统，期望制动主缸压力 p_{bdes} 可计算如下：

$$p_{bdes} = -k_b T_{bdes} \quad (3.7)$$

式中， T_{bdes} 为期望制动力矩， $T_{bdes} = F_{xdes} r_w$ ； k_b 为制动力矩相对于制动主缸压力的比例系数，可通过下式计算：

$$k_b = 2(k_f + k_r) \quad (3.8)$$

式中， k_f 、 k_r 分别为前轴、后轴单侧制动力矩相对于制动器压力的比例系数。

乘用车试验平台传动系统使用双离合自动变速器(Dual clutch transmission, DCT)，与 AT 相比没有液力变矩器这一非线性环节，可令 $T_{edes} = T_{cdes}$ 。该试验平台电控液压制动系统接受期望制动主缸压力 p_{bdes} 控制命令，试验得到车辆加速度 a 与 p_{bdes} 函数关系式 $a = f_b(p_{bdes})$ ，然后通过式(3.9)根据当前期望加速度 a_{des} 实时计算 p_{bdes} 。

$$p_{bdes} = f_b^{-1}(a_{des}) = -k_c a_{des}, a_{des} < 0 \quad (3.9)$$

式中， k_c 是通过线性最小二乘法(Linear least-squares, LLS)得到的系数。

越野车辆试验平台所用电控柴油机可根据 SAE J1939 协议直接控制发动机转矩百分比，期望发动机转矩百分比 T_{ed} 等于：

$$T_{ed} = \frac{T_{edes}}{T_{eref}} \times 100\% \quad (3.10)$$

式中， T_{eref} 为发动机标定转矩。

越野车辆试验平台前后桥比例电磁阀使用相同的制动控制占空比输入 B_{rk} 。试验得到车辆加速度 a 与 B_{rk} 函数关系式 $a = f_{brk}(B_{rk})$ ，然后通过式(3.11)根据当前期望加速度 a_{des} 实时计算 B_{rk} 。

$$B_{rk} = f_{brk}^{-1}(a_{des}) = -c_1 \cdot a_{des} + c_2, a_{des} < 0 \quad (3.11)$$

式中， c_1 、 c_2 是通过线性最小二乘法得到的系数。

通过使用不同动力传动系统和制动系统进行仿真测试及实车试验，可进一步验证本章所设计的模型预测速度跟踪控制算法便于向不同车辆平台移植。

将逆纵向动力学模型和切换逻辑结合在一起进行分析，可以发现 a_{des} 与 a 之间没有固定的关系，比如当 a_{des} 等于 0 时， T_{edes} 也等于 0，车辆处于滑行状态， a 随行驶工况而变化。因此，上位控制器 MPC 控制算法自适应调整期望加速度大小来获得一个能够减少速度跟踪误差的实际车辆加速度，正是这种设计思想保证了系统控制性能。当 a_{des} 趋于 0 时，系统能够充分利用发动机辅助制动，并自动消除滚动阻力、空气阻力和道路坡度的影响。同时，该切换逻辑使用 0 作为驱动/制动切换阈值，不需要试验标定，并能够自动避免驱动/制动频繁切换或高频波动。

3.1.3 MPC 控制器设计

与大多数前期研究类似^[95,96,97]，可使用一阶惯性系统来表示下位控制器：

$$\dot{a} = \frac{K}{\tau_d}(a_{des} - a) \quad (3.12)$$

式中， $K=1$ 为系统增益； τ_d 为时间常数。

连续系统状态方程可表示为：

$$\begin{aligned} \dot{x} &= \Phi x + \Pi u \\ \Phi &= \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & -1/\tau_d \end{bmatrix}, \Pi = \begin{bmatrix} 0 \\ K/\tau_d \end{bmatrix} \\ x &= [v, a]^T, u = a_{des} \end{aligned} \quad (3.13)$$

式中， $x \in R^2$ 为系统状态向量； $u \in R$ 为系统控制输入。

通过向前欧拉法(Forward Euler, FE)可得到离散系统状态方程如下：

$$\begin{aligned} x(k+1) &= Ax(k) + Bu(k) \\ A &= \begin{bmatrix} 1 & T \\ 0 & 1-T/\tau_d \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 \\ KT/\tau_d \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.14)$$

式中， k 为当前采样时刻； $k+1$ 为下一采样时刻； T 为采样周期。

速度 v 作为系统输出，输出方程可表示为：

$$y(k) = Cx(k), C = [1 \ 0] \quad (3.15)$$

系统控制目标是速度跟踪精度，同时为避免过大的加速度和冲击度(加速度变化率绝对值)，惩罚函数定义为：

$$\begin{aligned} J(x(k), u(k-1), \Delta u(k)) \\ = \sum_{i=1}^{H_p} \|y_p(k+i|k) - y_{ref}(k+i|k)\|_Q^2 + \sum_{i=0}^{H_c-1} \|\Delta u(k+i)\|_R^2 + \sum_{i=0}^{H_c-1} \|u(k+i)\|_S^2 \end{aligned} \quad (3.16)$$

式中, $k-1$ 为上一采样时刻; H_p 为预测步长; H_c 为控制步长; $y_p(k+i|k)$ 为控制输出预测值; $y_{ref}(k+i|k)$ 为控制输出参考值; $(k+i|k)$ 表示根据 k 采样时刻的信息来预测 $k+i$ 时刻的值, 其中 $i=1, \dots, H_p$; $u(k+i)$ 和 $\Delta u(k+i)$ 分别是 $k+i$ 时刻控制输入和控制输入增量, 其中 $i=0, \dots, H_c-1$; Q 、 R 、 S 分别是系统输出量、控制增量和控制量权重系统矩阵。

系统约束为加速度及其变化率, 驱动模式和制动模式加速度变化率不同, 分别表示为:

$$u_{\min} \leq u(k+i) \leq u_{\max}, \quad i=0, \dots, H_c-1 \quad (3.17)$$

$$\Delta u_{\min, acc} \leq \Delta u_{acc}(k+i) \leq \Delta u_{\max, acc}, i=0, \dots, H_c-1 \quad (3.18)$$

$$\Delta u_{\min, dec} \leq \Delta u_{dec}(k+i) \leq \Delta u_{\max, dec}, i=0, \dots, H_c-1$$

式中, u_{\min} 、 u_{\max} 为加速度限值; $\Delta u_{\min, acc}$ 为驱动模式释放驱动时加速度变化最小值; $\Delta u_{\max, acc}$ 为驱动模式施加驱动时加速度变化最大值; $\Delta u_{\min, dec}$ 为制动模式实施制动时加速度变化最小值; $\Delta u_{\max, dec}$ 为制动模式解除制动时加速度变化最大值。

可使用逻辑(3.20)来确定最终采用的加速度增量限值(3.19)。

$$\Delta u_{\min} \leq \Delta u(k+i) \leq \Delta u_{\max}, i=0, \dots, H_c-1 \quad (3.19)$$

$$\Delta u_{\max} = \begin{cases} \Delta u_{\max, acc} & , a_{des}(k-1) \geq 0 \\ \min \{ \Delta u_{\max, dec}, \\ \Delta u_{\max, acc} - a_{des}(k-1) \} & , a_{des}(k-1) < 0 \end{cases} \quad (3.20)$$

$$\Delta u_{\min} = \begin{cases} \max \{ \Delta u_{\min, acc}, \\ \Delta u_{\min, dec} - a_{des}(k-1) \} & , a_{des}(k-1) > 0 \\ \Delta u_{\min, dec} & , a_{des}(k-1) \leq 0 \end{cases}$$

式中, $a_{des}(k-1)$ 为上一采样时刻 $k-1$ 期望加速度命令。

使用逻辑(3.20)来保证 a_{des} 需要过零时, 从驱动模式平稳过渡到制动模式或从制动模式平稳过渡到驱动模式。每个控制周期使用 Δu_{\min} 和 Δu_{\max} 作为最终加速度增量限值。MPC 控制的基本原理是在满足控制约束(3.17)和(3.19)的前提下使得惩罚函数(3.16)最小, 每个控制周期解决如下优化问题:

$$\min_{\Delta u(k)} J(x(k), u(k-1), \Delta u(k)) \quad (3.21)$$

满足: (a) 对象模型 – (3.14);

(b) 控制约束 – (3.17)和(3.19)。

优化问题(3.21)可转化为标准的二次规划问题(Quadratic program, QP)。为将速度跟踪控制系统应用到 16 位单片机, 令 $H_c=1$ 以减少计算时间。此时, QP 问题可简化为式(3.22), 在单片机上测试峰值运行时间不超过 30 ms, 可将控制周期 T 设为 50 ms。

$$\min_{\Delta u(k)} \frac{1}{2} \Delta u(k)^T H \Delta u(k) + G^T \Delta u(k) \quad (3.22)$$

$$s.t. \quad \Delta u_{\min} \leq \Delta u(k) \leq \Delta u_{\max}$$

$$u_{\min} \leq a_{des}(k-1) + \Delta u(k) \leq u_{\max}$$

式中, $H \in R$ 、 $G \in R$ 为 QP 问题计算矩阵, 其推导计算过程参见附录 A。

可将期望加速度命令 a_{des} 精度设为 1%, 这是因为驱动/制动执行器响应精度有限。根据乘用车辆试验平台汽车厂家提供的控制协议, 节气门控制精度为 0.4%; 根据 SAE J1939 控制协议, 越野车辆所用电控柴油机发动机转矩控制精度为 1%。而电控液制动系统控制精度为 0.5%, 电控气压制动系统控制精度为 0.4%。执行器不会对更高精度的期望加速度命令做出反应。因此使用图 3.3 所示的简化算法来求解 QP 问题(3.22), 并在仿真中与 MATLAB QP 求解器 quadprog 进行对比测试。

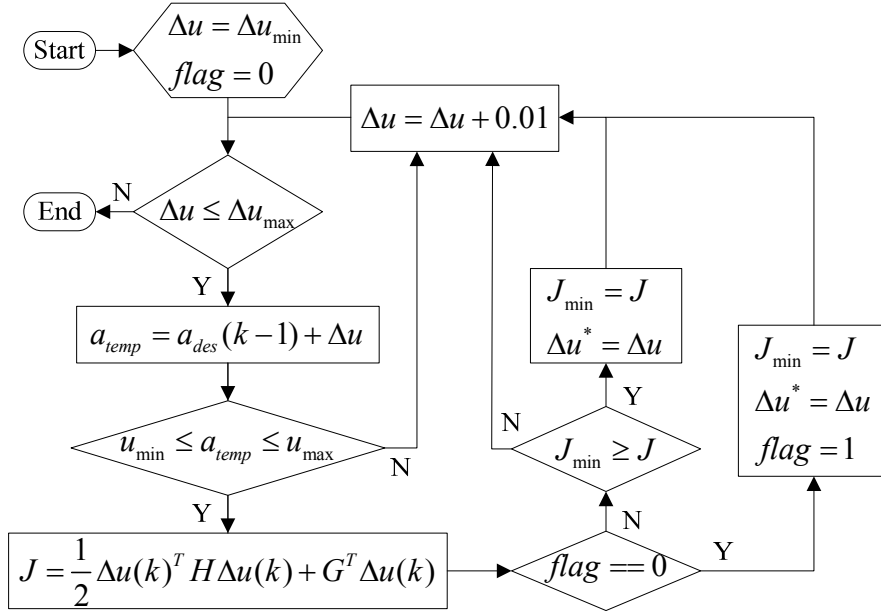


图 3.3 简化 QP 求解算法流程图

最终得到优化控制输入增量 Δu^* , 并通过下式计算优化控制输入:

$$u(k) = u(k-1) + \Delta u^* \quad (3.23)$$

3.2 联合仿真测试

3.2.1 仿真设置

为便于控制算法向实车试验平台移植, 使用标准 C 语言将控制算法编写成动态链接库(Dynamic link library, DLL), 并通过 MATLAB/Simulink 调用该 DLL 来控制 CarSim 车辆(版本 8.02), 所搭建联合仿真平台如图 3.4 所示。为便于与其他文献进行对比, 选用三种使用默认参数配置的 CarSim 车辆进行仿真测试, 三种车型动力传动系统均不相同, 以充分测试系统的鲁棒性。其中前驱车辆 A-Class Hatchback 使用 75 kW 汽油机和 5 挡 AT 变速器, 前驱车辆 D-Class Sedan 使用 150 kW 汽油机和 6 挡 AT 变速

器，四驱车辆 E-Class Sedan 使用 250 kW 汽油机和 7 挡 AT 变速器。用于建立车辆逆纵向动力学模型的仿真车辆参数如表 3.1 所列。为保证换挡过程平顺，使用 n_i/n_o 代替 i_g ，其中 n_o 为行星排输出轴转速。

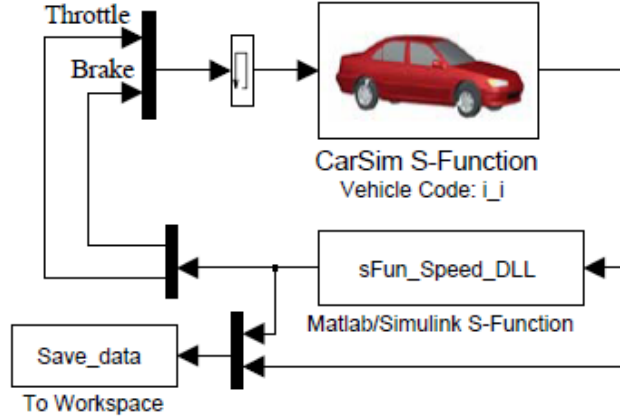


图 3.4 速度跟踪控制联合仿真平台

表 3.1 不同仿真车辆参数

参数	A-Class (FWD, 5AT)	D-Class (FWD, 6AT)	E-Class (4WD, 7AT)
m/kg	830	1530	1833
r_w/m	0.292	0.33	0.359
i_o	4.1	4.1	2.65
η_T	0.9	0.9	0.9
$f_{ir,0}$	1.864	1.864	1.864
$S_{tc,1}$	0.88	0.88	0.88
$T_{emax}/(\text{Nm})$	160	320	535
$k_{\phi}/(\text{Nm/MPa})$	150	300	400
$k_{\psi}/(\text{Nm/MPa})$	100	150	300

为测试系统不同车速下跟踪性能，设计复杂折线期望速度轨迹 Zx28 如图 3.5 所示。该速度曲线包括不同突变加速度(-3 m/s^2 、 -2 m/s^2 、 -1 m/s^2 、 0 m/s^2 、 0.5 m/s^2 、 1 m/s^2 、 1.5 m/s^2)。使用该速度曲线进行不同仿真工况测试，惩罚函数和约束条件关键参数设置如表 3.2 所列，仿真测试及实车试验均采用该表参数。

表 3.2 MPC 控制器关键参数设置

参数	值	参数	值
Q	3	$u_{\min}/(\text{m/s}^2)$	-5
R	5	$u_{\max}/(\text{m/s}^2)$	3
S	1	$\Delta u_{\min,acc}/(\text{m/s}^2)$	-0.5
H_p	20	$\Delta u_{\max,acc}/(\text{m/s}^2)$	0.05
H_c	1	$\Delta u_{\min,dec}/(\text{m/s}^2)$	-0.5
T/s	0.05	$\Delta u_{\max,dec}/(\text{m/s}^2)$	1

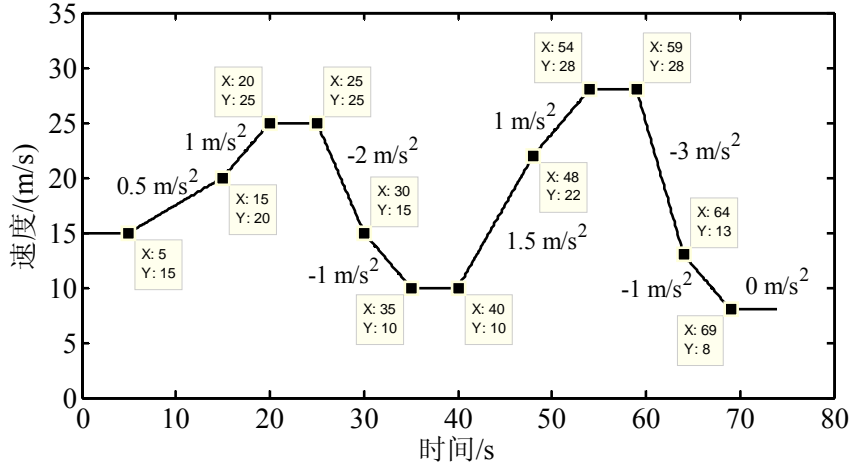


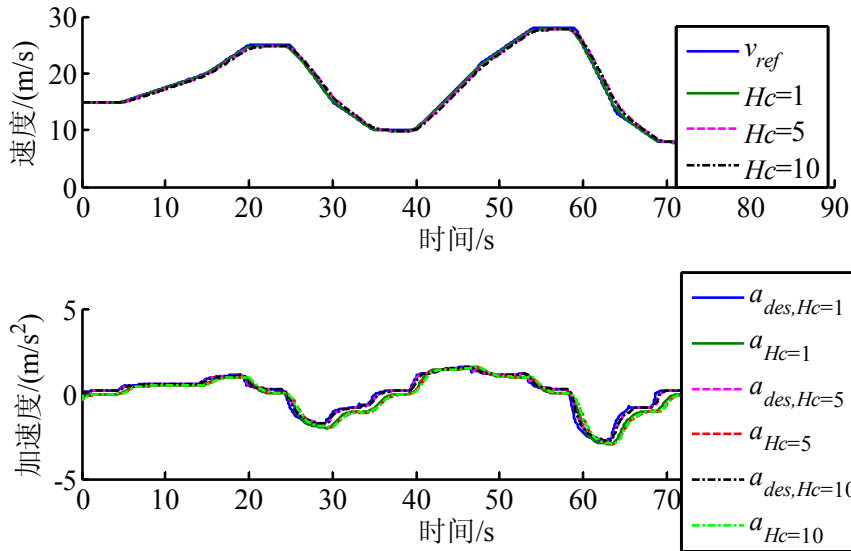
图 3.5 复杂折线期望速度轨迹 Zx28 设计

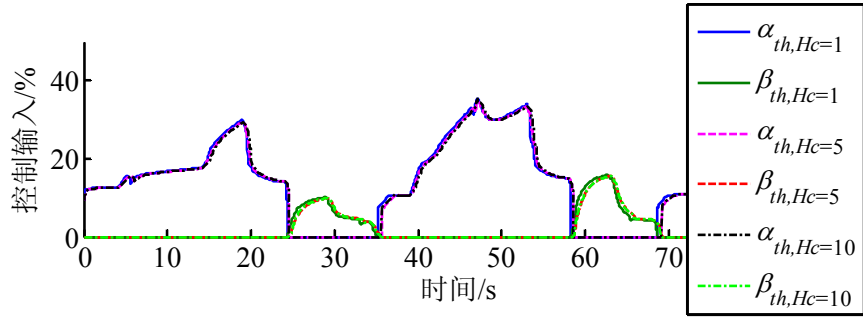
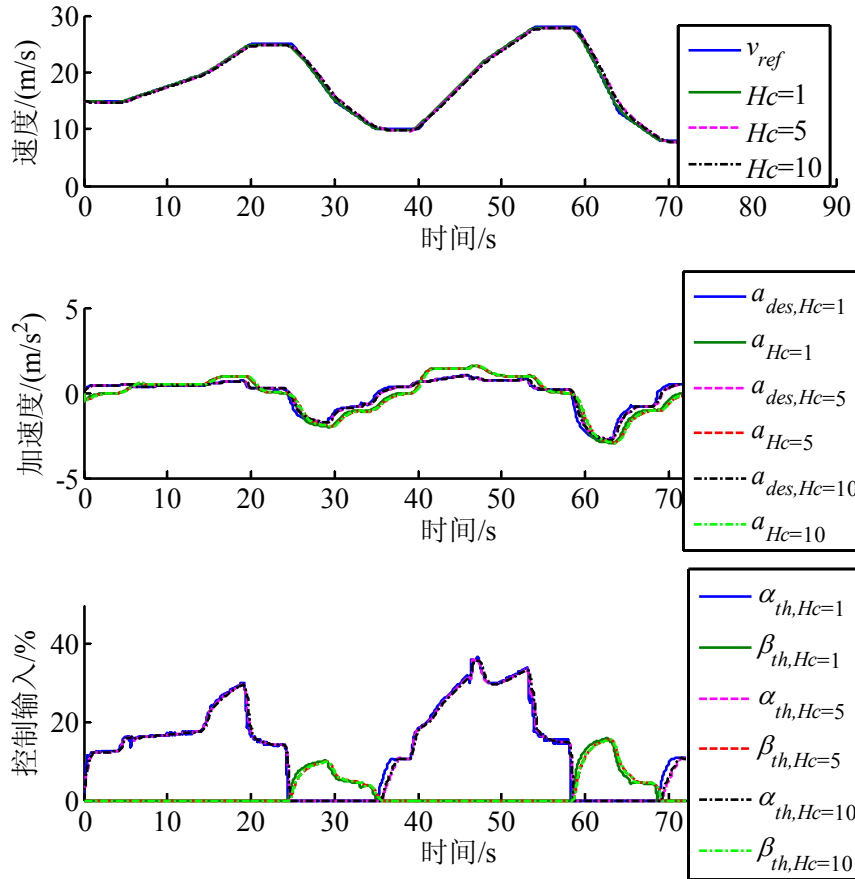
3.2.2 仿真结果

首先, 使用 D-Class 在平路进行不同控制步长仿真测试, 对比结果如图 3.6 和图 3.7 所示。其中 α_{th} 为节气门控制输入, $\alpha_{th}=\alpha_{thdes}$, 使用 lpd 表示通过查逆发动机 MAP 图得到 α_{th} , 使用 $elpd$ 表示通过简化发动机模型得到 α_{th} ; β_{th} 为制动控制百分比, $\beta_{th}=p_{bdes}/(10 \text{ MPa})\times 100\%$ 。不同控制步长速度误差均方根(Root mean square, RMS)如表 3.3 所列, 可以看出加大控制步长对控制性能没有提升, 相反使得速度误差均方根变大, 进而证明令 $H_c=1$ 是可行且有效的。

表 3.3 不同控制步长速度误差均方根

	$H_c=1$	$H_c=5$	$H_c=10$
D-Class, MPC, lpd	0.20 (m/s)	0.51 (m/s)	0.52 (m/s)
D-Class, MPC, $elpd$	0.21 (m/s)	0.45 (m/s)	0.43 (m/s)



图 3.6 不同控制步长仿真结果对比(D-Class, MPC, *lpd*)图 3.7 不同控制步长仿真结果对比(D-Class, MPC, *elpd*)

其次, 对比 MATLAB QP 求解器 *quadprog* 和简化 QP 求解算法, 图 3.8 为 D-Class 平路仿真结果。下标 *qp* 表示使用 MATLAB QP 求解器 *quadprog*, *simp* 表示使用简化 QP 求解算法。可见两者控制效果一致, 但简化 QP 求解算法大大减少了计算用时。使用简化发动机模型测试两种求解算法结果依然一致, 因此后续仿真测试及实车试验均采用简化 QP 求解算法。

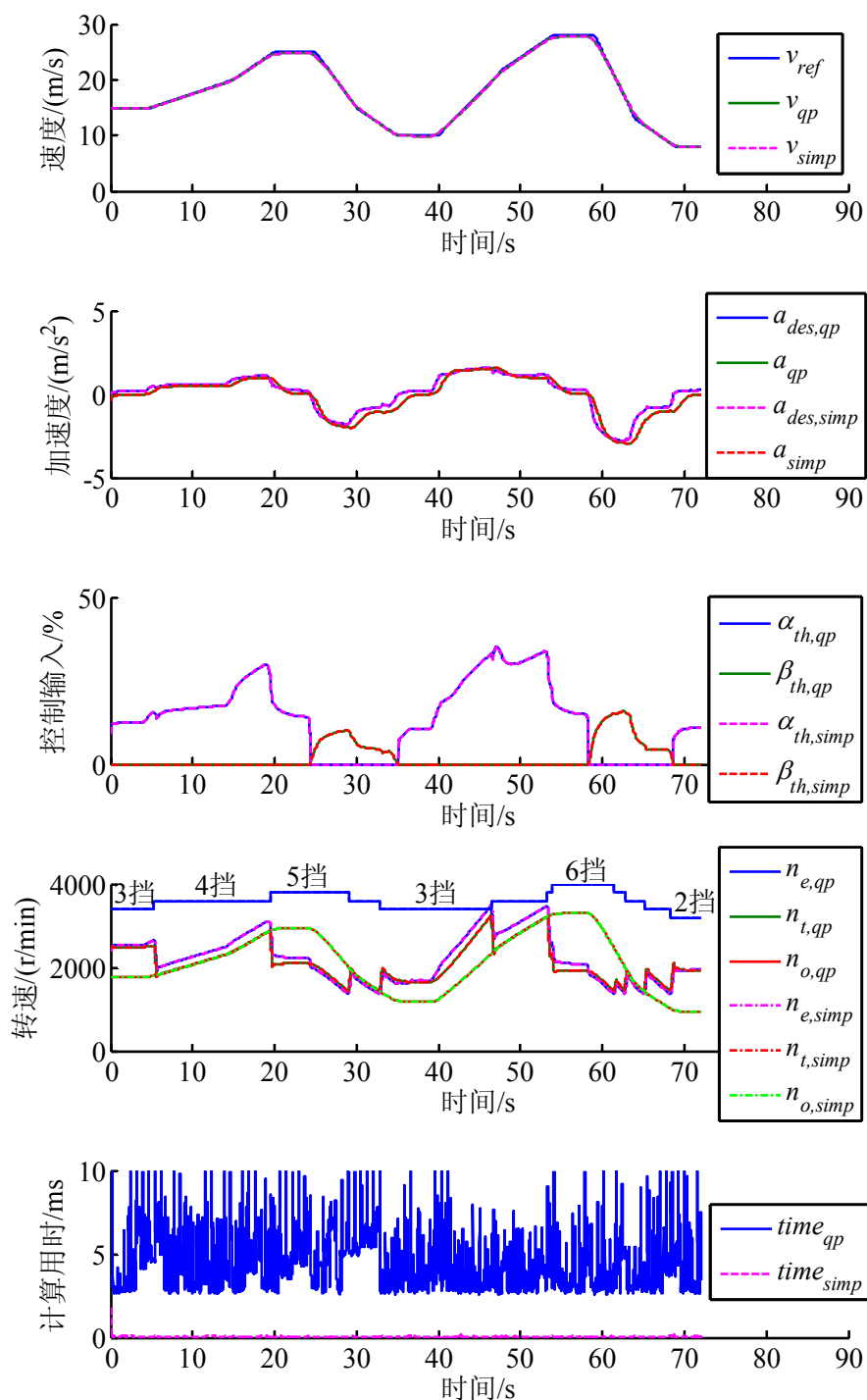
图 3.8 MATLAB QP 求解器 `quadprog` 与简化 QP 算法仿真结果对比(D-Class, MPC, *lpd*)

图 3.9 比较了两种发动机模型仿真结果。尽管发动机模型不同，MPC 控制算法使用不同的期望加速度来获得相近的实际车辆加速度，从而保证两种仿真工况驱动模式时速度跟踪精度接近。最终，两者具有相似的节气门控制输入，且变速器换挡过程也基本一致。充分说明使用简化发动机模型(3.6)是可行且有效的，因此后续仿真测试和

乘用车实车试验均使用 *elpd*。

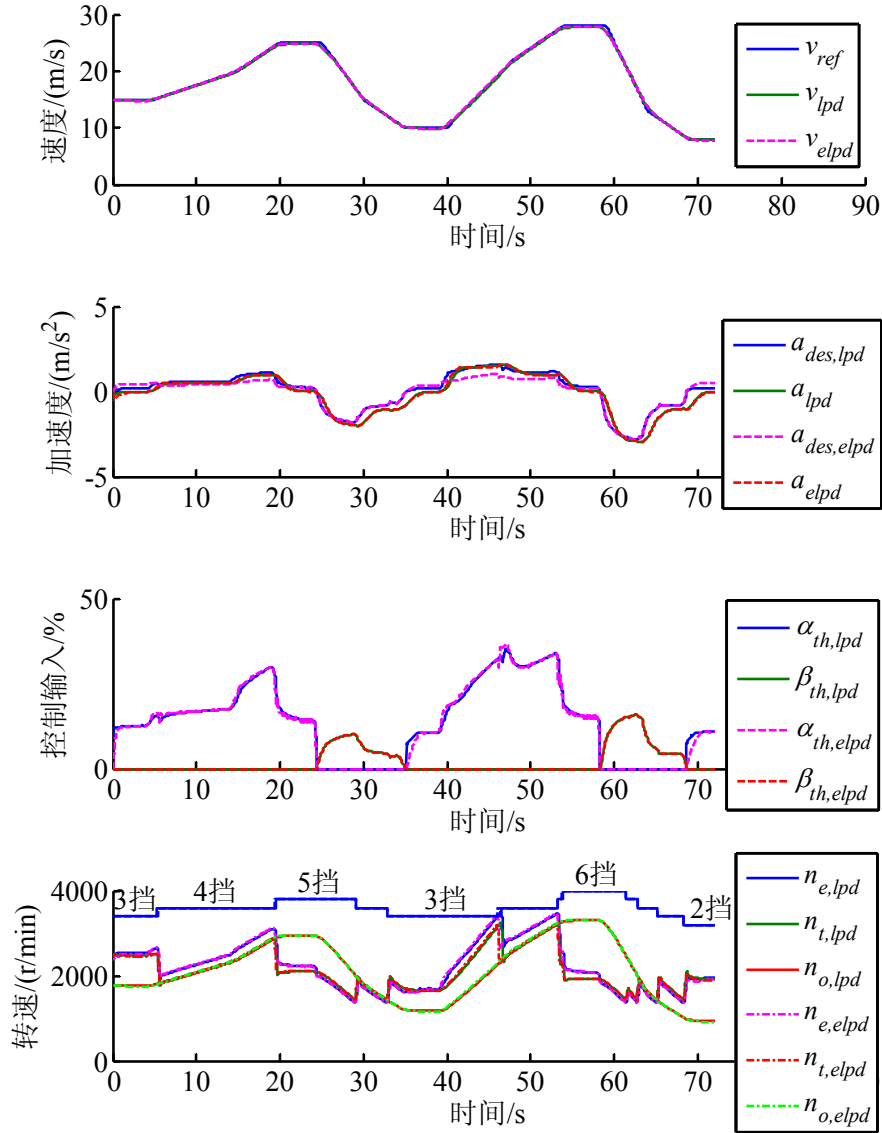


图 3.9 不同发动机模型仿真结果对比(D-Class, MPC)

作为对比，设计了如下 PI 控制器：

$$u_{PI} = k_P(v_{ref} - v) + k_I \int_0^t (v_{ref} - v)dt \quad (3.24)$$

$$\alpha_{thdes} = \begin{cases} k_\alpha u_{PI} & , u_{PI} \geq 0 \\ 0 & , u_{PI} < 0 \end{cases} \quad (3.25)$$

$$p_{bdes} = \begin{cases} 0 & , u_{PI} \geq 0 \\ k_\beta u_{PI} & , u_{PI} < 0 \end{cases}$$

式中， $k_P=0.4$ 、 $k_I=0.001$ 是良好标定的 PI 参数； u_{PI} 为速度误差，当 $u_{PI} \geq 0$ 时请求驱动控制，否则实施制动控制； $k_\alpha=100\% \cdot (\text{m/s})^{-1}$ 、 $k_\beta=-5 \text{ MPa} \cdot (\text{m/s})^{-1}$ 为执行器控制输入相对速度误差的比例系数。

MPC 和 PI 控制仿真对比结果如图 3.10 所示。速度误差均方根分别为 0.21 m/s 和 0.45 m/s。可见 MPC 控制具有更高的精度，响应快且超调小。而 PI 控制请求执行器控制输入变化明显滞后于 MPC 控制。

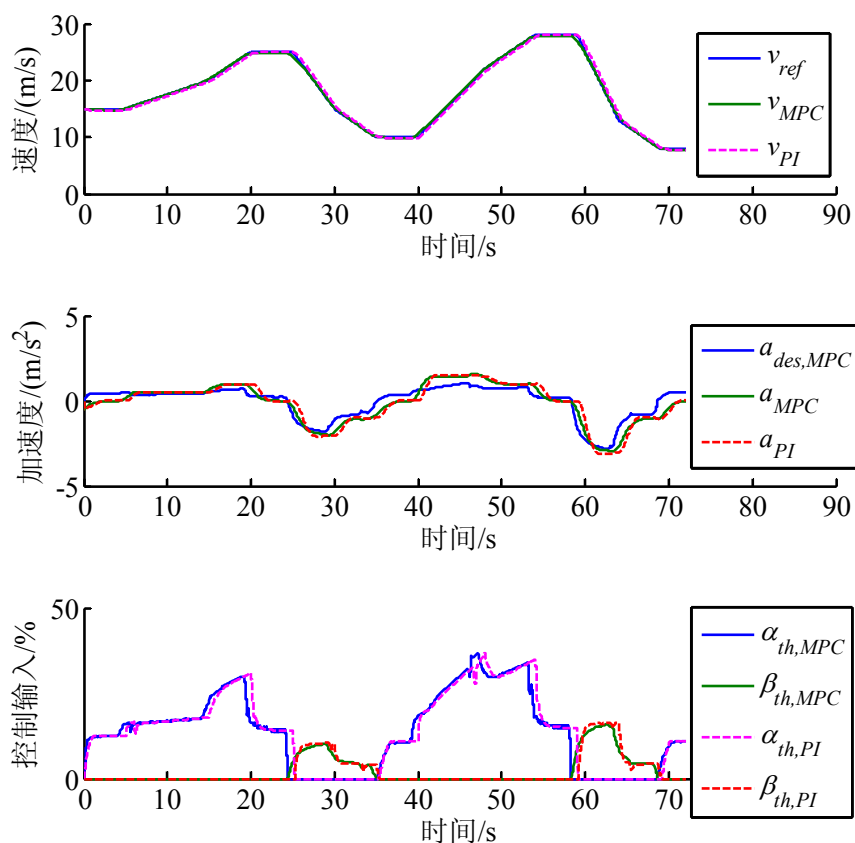
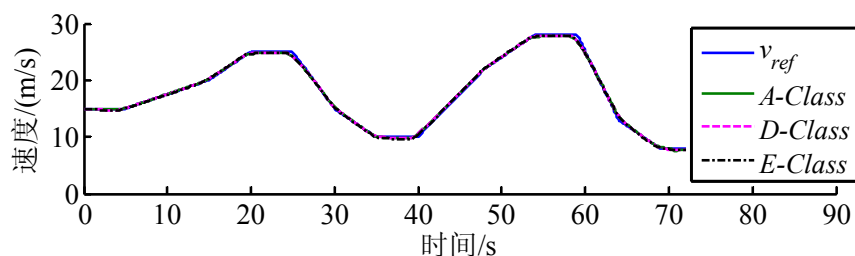
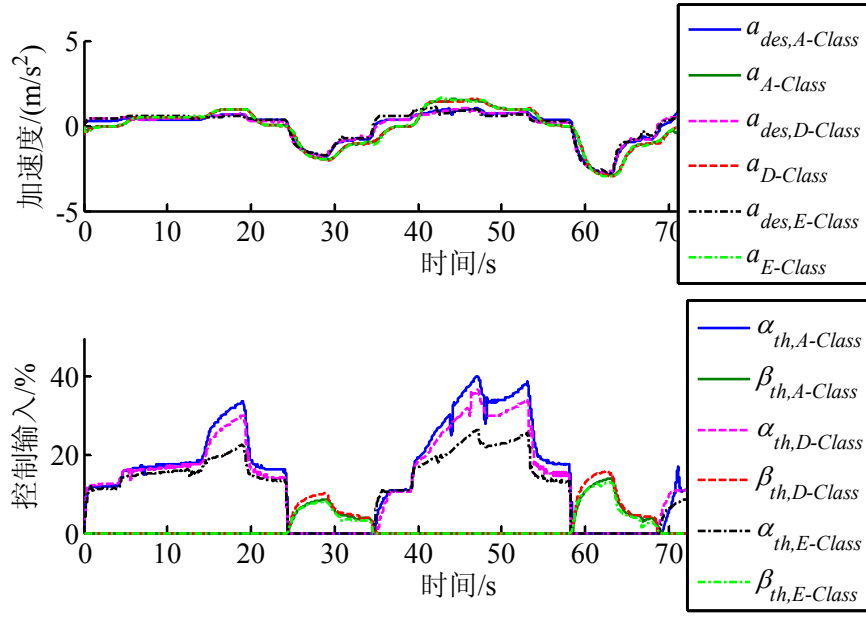


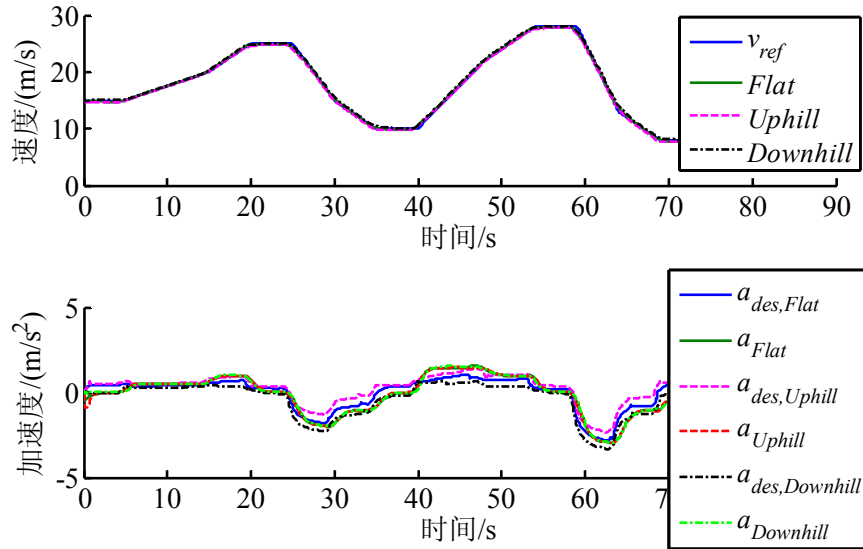
图 3.10 MPC 与 PI 控制仿真结果对比(D-Class, *elpd*)

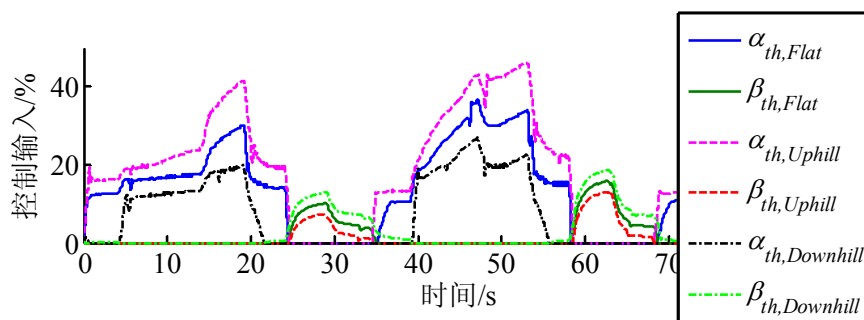
为测试系统不确定模型下的鲁棒性，在平路上对另外两车进行仿真，并在图 3.11 中对比仿真结果。尽管车辆参数不同，MPC 控制自适应调节期望加速度，实现三车实际加速度基本相等，因此不同车型控制性能基本一致，均取得良好的控制效果。



图 3.11 不同车型仿真结果对比(MPC, *elpd*)

使用 D-Class 在道路坡度分别为 5%、-5%的上坡路和下坡路进行仿真测试，以测试系统对额外干扰力的鲁棒性，仿真结果如图 3.12 所示。MPC 控制算法令 $a_{des,Uphill} > a_{des,Flat} > a_{des,Downhill}$ 从而在不同坡度获得相同实际车辆加速度 a ，最终得到节气门控制输入 $\alpha_{th,Uphill} > \alpha_{th,Flat} > \alpha_{th,Downhill}$ ，制动控制输入 $\beta_{th,Uphill} < \beta_{th,Flat} < \beta_{th,Downhill}$ 。可见系统对额外干扰力具有良好的鲁棒性。



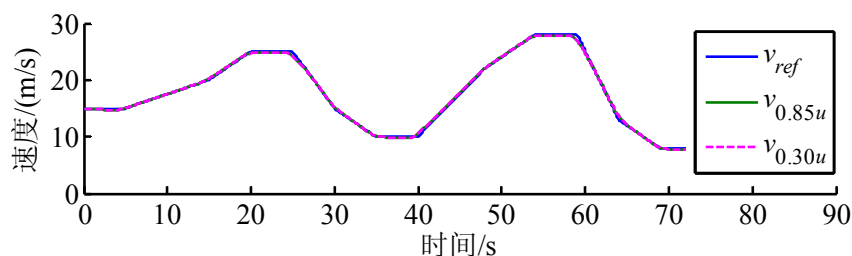
图 3.12 不同道路坡度仿真结果对比(D-Class, MPC, *elpd*)

不同仿真工况速度误差均方根如表 3.4 所列。可见所有仿真测试中 MPC 控制均具有更高的速度跟踪精度。PI 控制始终存在延时，偶而有较大超调，而 MPC 控制几乎没有延时和超调。由于 MPC 控制能够自适应调节期望加速度，即使采用简化发动机模型也能获得良好的跟踪性能，系统具有良好的鲁棒性。

表 3.4 不同仿真工况速度误差均方根

	平路	上坡	下坡
A-Class, MPC, <i>lpd</i>	0.22 (m/s)	0.40 (m/s)	0.25 (m/s)
D-Class, MPC, <i>lpd</i>	0.20 (m/s)	0.37 (m/s)	0.24 (m/s)
E-Class, MPC, <i>lpd</i>	0.18 (m/s)	0.38 (m/s)	0.22 (m/s)
A-Class, MPC, <i>elpd</i>	0.23 (m/s)	0.30 (m/s)	0.29 (m/s)
D-Class, MPC, <i>elpd</i>	0.21 (m/s)	0.28 (m/s)	0.28 (m/s)
E-Class, MPC, <i>elpd</i>	0.22 (m/s)	0.30 (m/s)	0.24 (m/s)
A-Class, PI	0.45 (m/s)	0.52 (m/s)	0.41 (m/s)
D-Class, PI	0.45 (m/s)	0.49 (m/s)	0.41 (m/s)
E-Class, PI	0.36 (m/s)	0.38 (m/s)	0.34 (m/s)

为观察低附着系数路面对控制性能的影响，使用 D-Class 分别在附着系数为 0.85、0.30 平路进行仿真测试，MPC 和 PI 控制仿真结果如图 3.13 和图 3.14 所示。由于期望速度轨迹包含 -3 m/s^2 加速度，更低附着系数路面行驶车辆将失稳。而附着系数不低于加速度所需限值时，系统均可靠一致地实现了高精度速度跟踪，证明非极限工况下使用点质量模型即可。



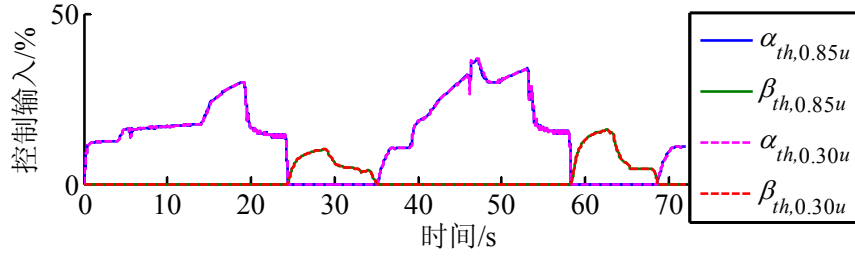
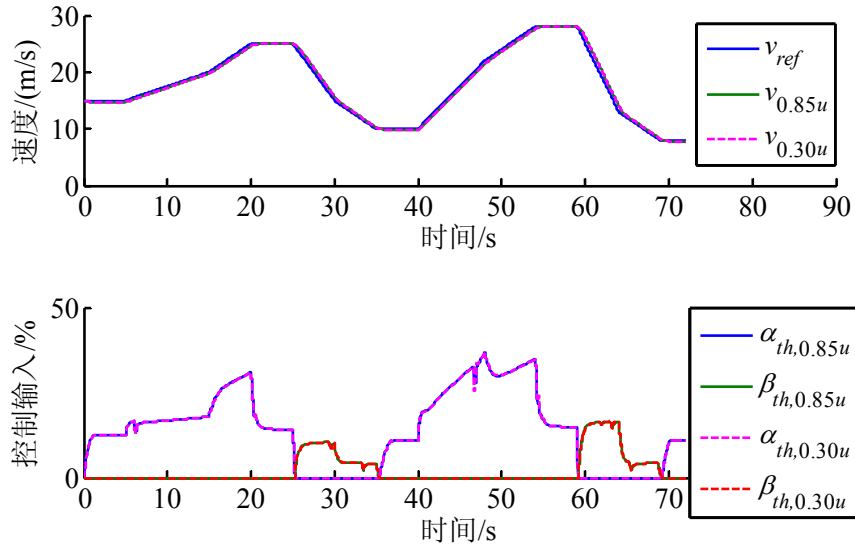
图 3.13 不同附着系数路面仿真结果对比(D-Class, MPC, *elpd*)

图 3.14 不同附着系数路面仿真结果对比(D-Class, PI)

3.3 实车试验

本节首先以使用液压制动系统的乘用车辆为试验平台在水泥路进行不同速度轨迹实车试验，然后分别在沥青路和土路进行越野车辆实车试验，进一步验证该方法对于气压制动延时长、整车质量重、越野路况行驶时道路阻力波动大的越野车辆依然有效。

3.3.1 乘用车辆实车试验

3.3.1.1 试验平台

以某乘用车辆为基础，将其改造为无人驾驶车辆，试验平台如图 3.15 所示。汽车厂家开放了节气门控制协议，但其液压制动系统未实现电控。为此，设计一套电控液压制动系统，该系统使用 8 位 PWM 控制开关电磁阀，进而以 0.5% 的精度调整制动主缸压力大小。速度跟踪控制算法烧写在一个 16 位单片机里，并通过 CAN 总线与其他电控单元相连，因此速度跟踪控制电控单元可以监测发动机、变速器和电控液压制动系统状态，并直接发送期望节气门开度 α_{thdes} 和期望制动主缸压力 p_{bdes} 等控制命令。

为便于控制算法对比, 应提供一致、可重复的期望速度轨迹。因此未使用环境感知传感器如激光雷达、相机等建立环境地图, 而是由规划决策模块直接向速度跟踪电控单元发送期望速度轨迹, 从而不受环境信息影响。使用惯性测量单元(Inertial measurement units, IMUs)和全球定位系统(Global positioning system, GPS)组合导航定位系统来测量车辆速度, 同时记录车辆航向角和俯仰角, 并像文献[97]一样使用卡尔曼滤波估计车辆加速度。

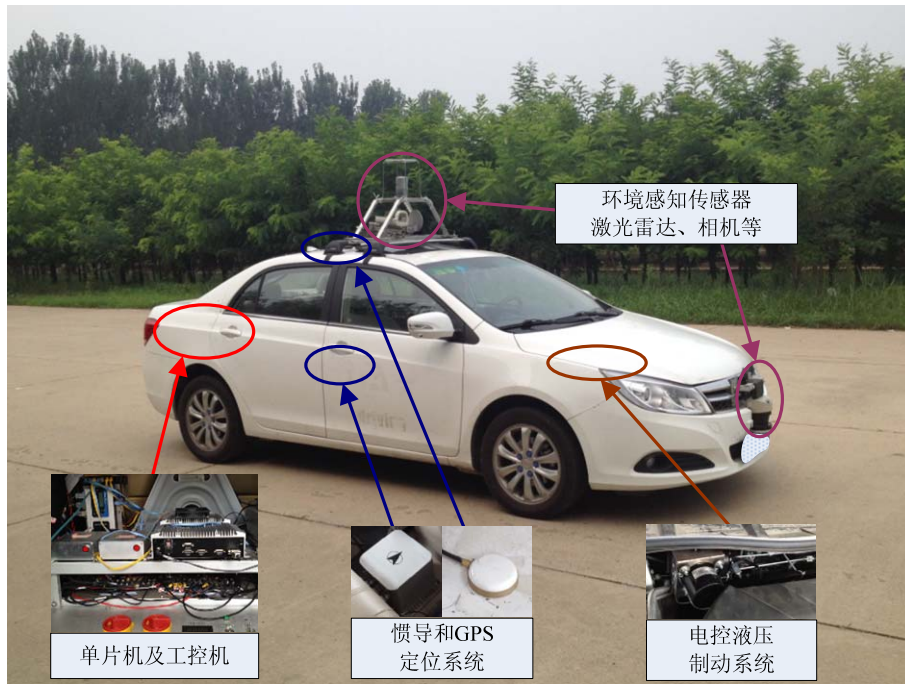


图 3.15 乘用车试验平台



图 3.16 水泥路

3.3.1.2 试验结果

乘用车实车试验在如图 3.16 所示的平直水泥路进行。由于试验道路长度限制, 并出于安全考虑, 最高车速限制为 25 m/s (90 km/h)。设计不同期望速度曲线对比测试 MPC 和 PI 控制。如图 3.17 所示的期望速度曲线 Zx23 由不同加速度组成, 实车试验结果如图 3.18 所示。图 3.19 中期望速度曲线 Rg20 从人工驾驶数据获得。图 3.20 中期望速度曲线 Sin20 含有正弦曲线 $v_{ref}=15+5\times\sin(t/2)$ m/s, 其中 $t\in[0, 8\pi]$ 。为了更加严

格地测试系统性能,设计如图 3.21 和图 3.22 所示阶跃变化期望速度曲线 Jt15 和 Jt20, 两者每 10 s 分别阶跃变化 3 m/s 和 4 m/s。尽管这种速度请求不合理,但便于快速比较控制性能。不同速度曲线跟踪试验速度误差均方根如表 3.5 所列。与仿真结果一致, MPC 控制比 PI 控制跟踪精度更高,响应更快且超调小。使用 PI 控制时执行器控制输入明显滞后于 MPC 控制,图 3.21 和图 3.22 期望速度阶跃变化时更易于观察这一现象。

表 3.5 不同速度轨迹速度误差均方根

	Zx23	Rg20	Sin20	Jt15	Jt20
MPC, <i>elpld</i>	0.35 (m/s)	0.33 (m/s)	0.47 (m/s)	0.66 (m/s)	0.91 (m/s)
PI	0.66 (m/s)	0.75 (m/s)	1.02 (m/s)	0.93 (m/s)	1.29 (m/s)

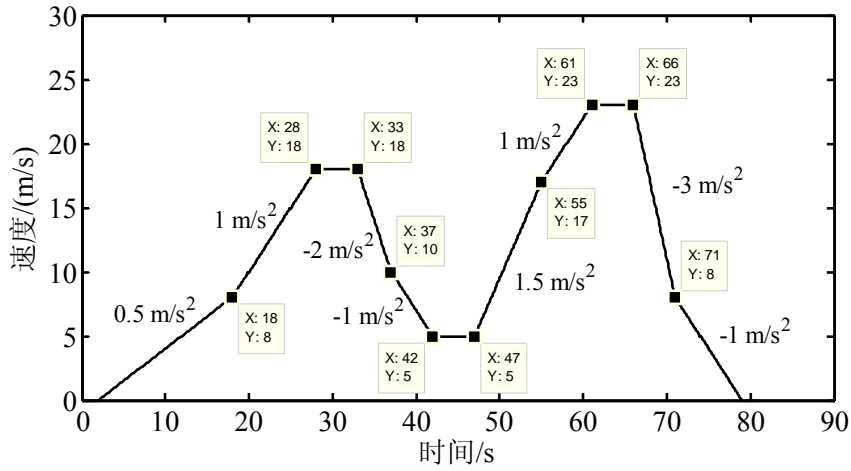
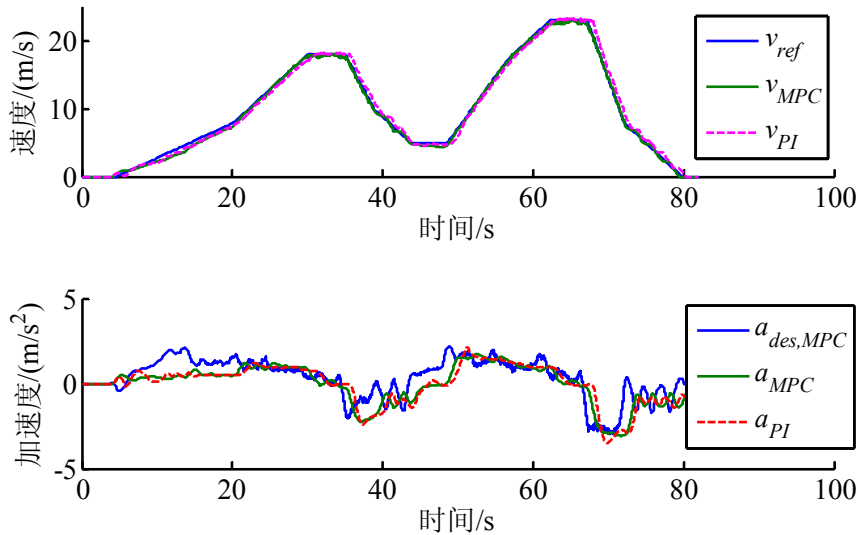


图 3.17 复杂折线期望速度轨迹 Zx23 设计



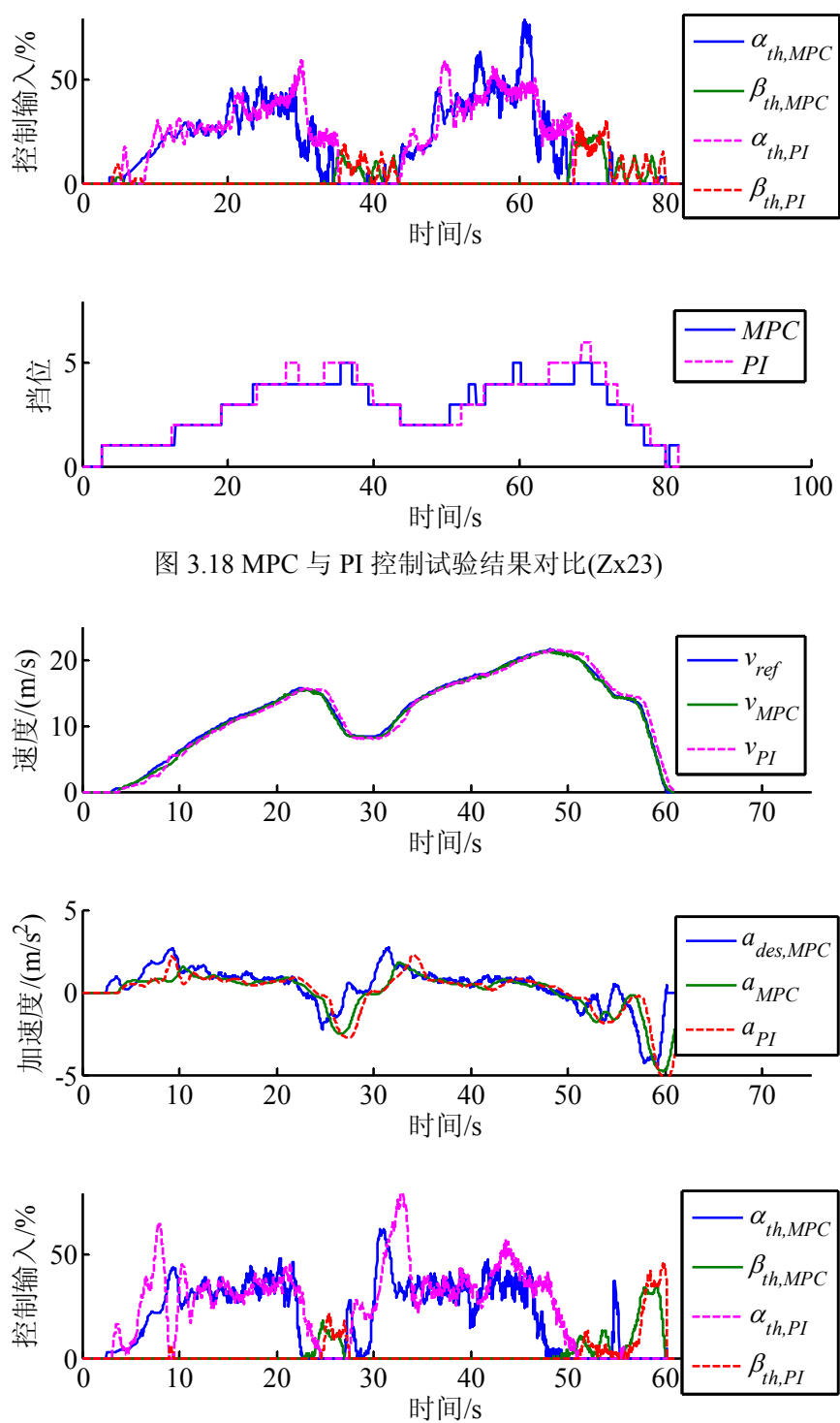


图 3.18 MPC 与 PI 控制试验结果对比(Zx23)

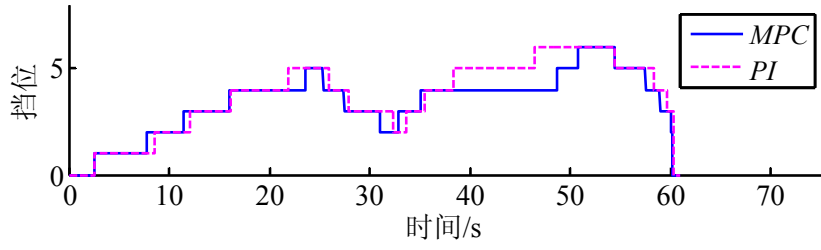


图 3.19 MPC 与 PI 控制试验结果对比(Rg20)

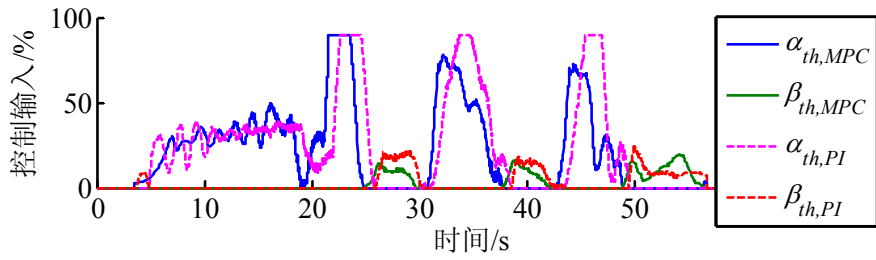
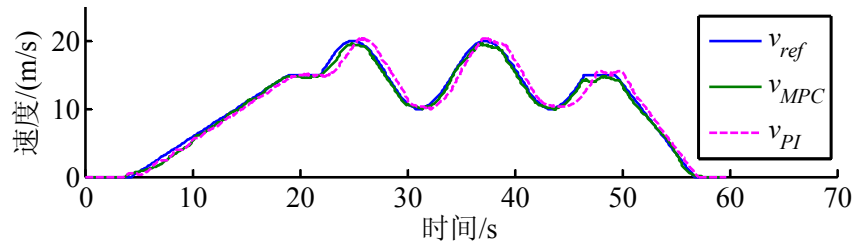


图 3.20 MPC 与 PI 控制试验结果对比(Sin20)

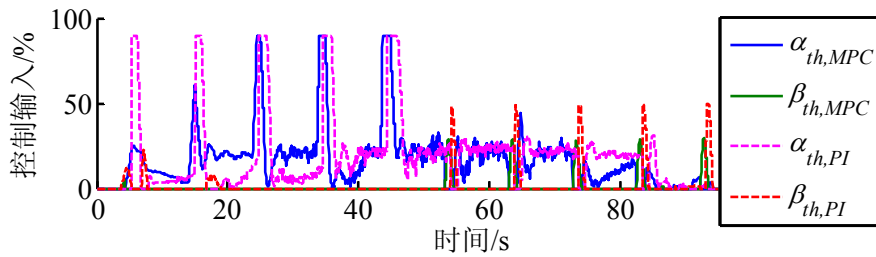
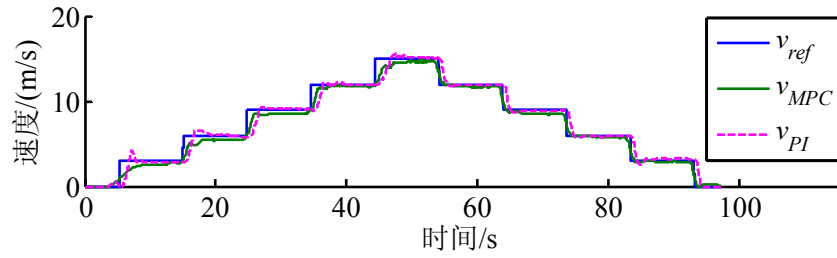


图 3.21 MPC 与 PI 控制试验结果对比(Jt15)

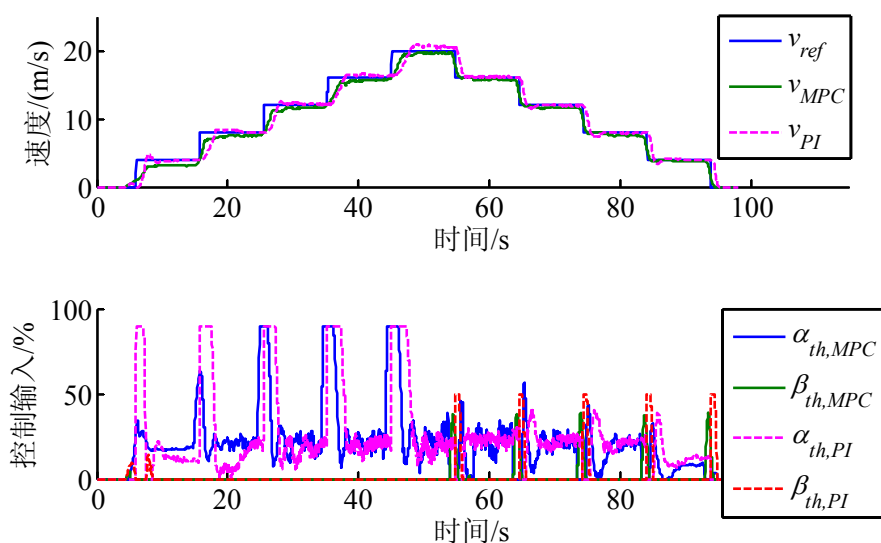


图 3.22 MPC 与 PI 控制试验结果对比(Jt20)

3.3.2 越野车辆实车试验

3.3.2.1 试验平台

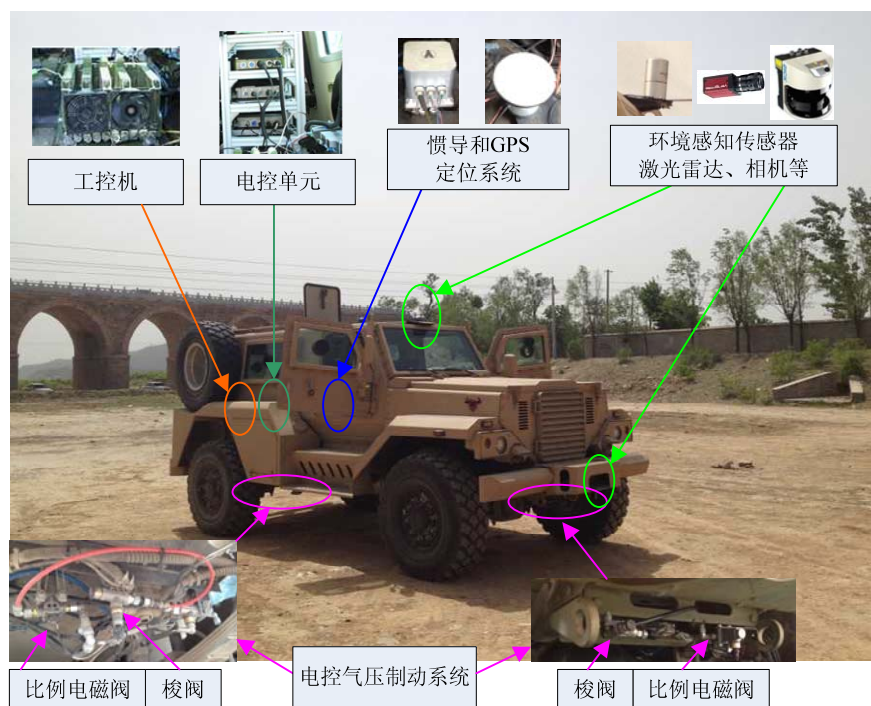


图 3.23 越野车辆试验平台

在 2.2 节工作基础上，进一步搭建越野车辆试验平台如图 3.23 所示。该平台以有人驾驶 4×4 轻型战术轮式越野车辆为基础，车辆参数如表 3.6 所列。原车电控柴油机可根据 SAE J1939 协议直接控制发动机转矩百分比，控制精度 1%。但原车气压制动系统为人工操纵，为此，2.2 节开发设计了一套电控气压制动系统。该系统使用 8 位

PWM 控制比例电磁阀以 0.4% 的精度调节前后桥制动压力大小。使用 16 位单片机实时运行速度跟踪控制算法，并通过 CAN 总线与其他电控单元相连，监测发动机、变速器和电控气压制动系统状态，发送期望发动机转矩百分比 T_{ed} 和制动控制占空比输入 B_{rk} 等控制命令。

表 3.6 越野车辆参数表

参数	值	参数	值
m/kg	8500	η_T	0.85
r_w/m	0.5445	$f_{tr,0}$	2.44
i_o	5.26	$S_{tc,1}$	0.9
i_g	3.49, 1.86, 1.41, 1, 0.75, 0.65		

3.3.2.2 试验结果

乘用车实车试验已充分对比 MPC 和 PI 控制，因此越野车辆实车试验只测试 MPC 控制，以进一步证明该方法便于向不同车辆平台移植。越野车辆实车试验分别在沥青路和土路进行，道路状态如图 3.24 和图 3.25 所示。由于道路长度限制，沥青路和土路最高试验速度分别限制为 15 m/s (54 km/h) 和 10 m/s (36 km/h)，并设计以下速度轨迹进行实车测试(其中 $X=5, 10, 15$):

1) 梯形速度轨迹

使用 X m/s 梯形速度轨迹来表示一条从 2 m/s 以 0.5 m/s^2 加速度加速至 X m/s，保持一段时间后，以 -1.0 m/s^2 加速度减速至 2 m/s 的速度曲线。

2) 人工速度轨迹

使用 X m/s 人工速度轨迹来表示一条从人工驾驶数据提取得到最高速度为 X m/s 的速度曲线。



图 3.24 沥青路

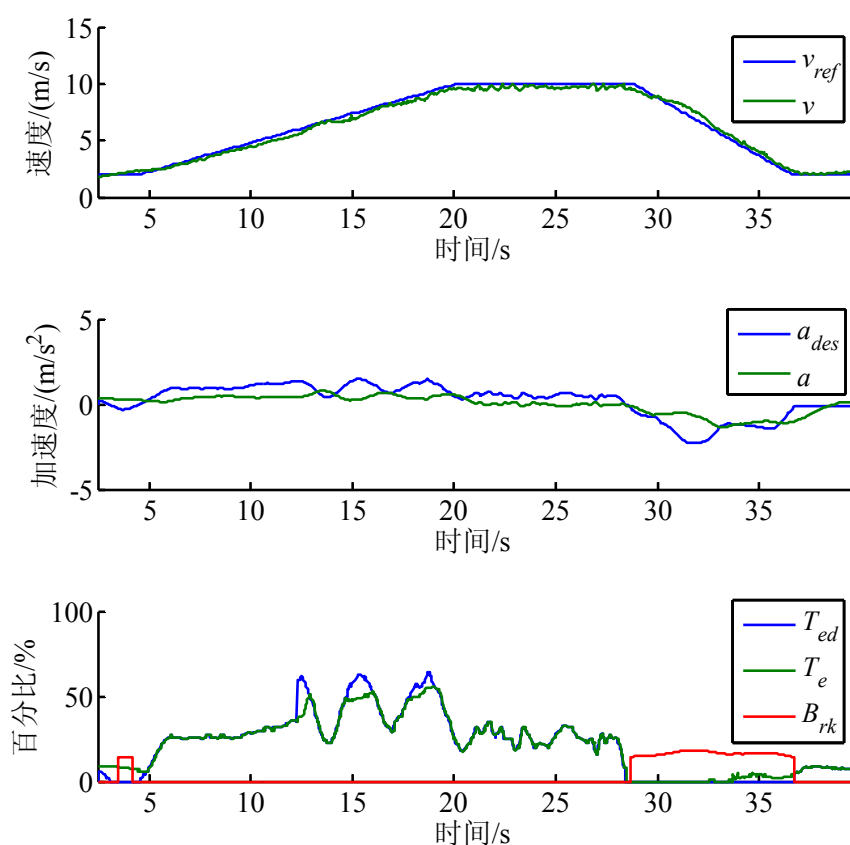


图 3.25 土路

不同试验工况速度误差均方根如表 3.7 所列。系统能够克服模型误差和不确定干扰，实现不同路况、不同速度轨迹高品质速度控制。以土路跟踪 10 m/s 梯形速度轨迹为例，完整试验结果记录如图 3.26。图 3.26 中闭锁表示液力变矩器闭锁离合器结合，1↑2 表示变速器从 1 挡升至 2 挡换挡过程，2↓1 表示降挡过程。惯性测量单元测得的车辆航向角反映车辆是否转向，俯仰角一定程度上反映道路不平度。将俯仰角乘以 20 用 A_p 表示，与航向角 A_h 画在同一坐标轴下，用于观察车辆行驶阻力波动。尽管土路行驶阻力波动较大，模型预测速度跟踪控制算法能够自适应调节期望加速度大小，实现精确的速度跟踪，且不受变速器挡位和闭解锁状态影响。

表 3.7 不同试验工况速度误差均方根

最高车速	5 m/s	10 m/s	15 m/s
梯形速度轨迹，沥青路	0.35 (m/s)	0.35 (m/s)	0.37 (m/s)
梯形速度轨迹，土 路	0.39 (m/s)	0.37 (m/s)	/
人工速度轨迹，沥青路	0.28 (m/s)	0.40 (m/s)	0.36 (m/s)
人工速度轨迹，土 路	0.31 (m/s)	0.46 (m/s)	/



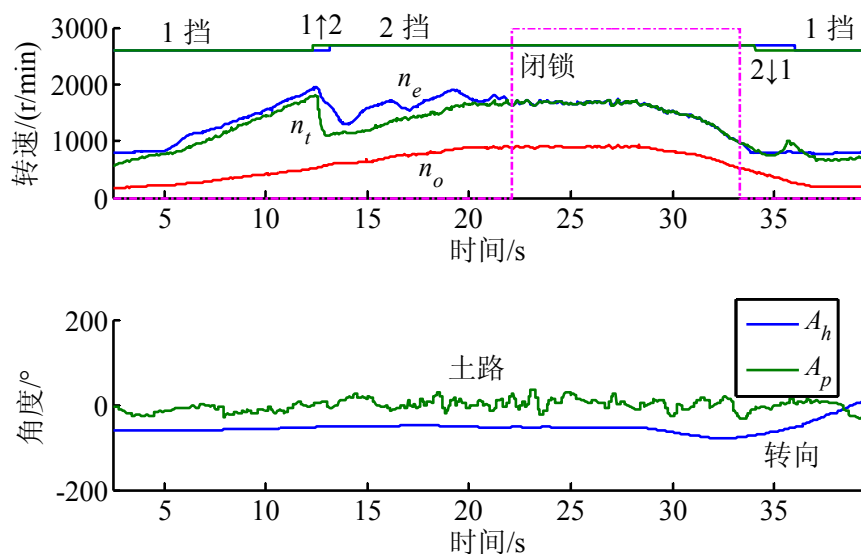
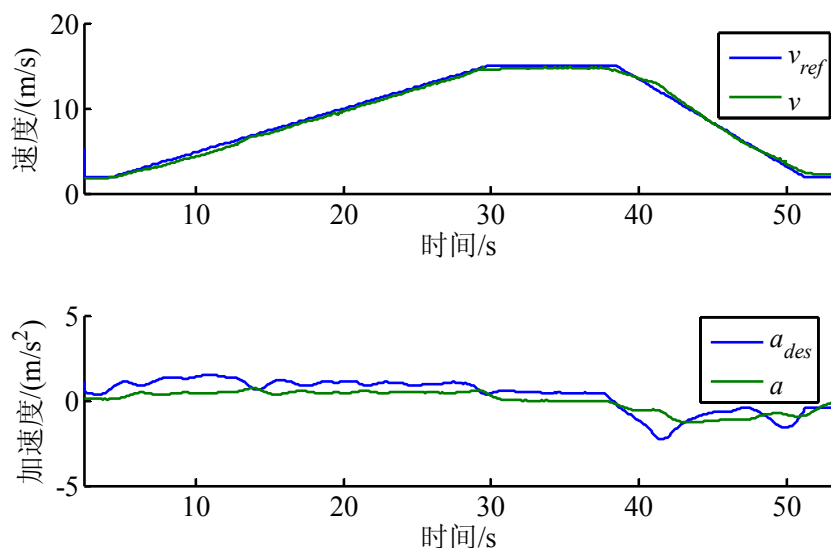


图 3.26 土路跟踪 10 m/s 梯形速度轨迹

图 3.27 和图 3.28 分别为沥青路跟踪 15 m/s 梯形速度轨迹和 15 m/s 人工速度轨迹，图 3.29 为土路跟踪 10 m/s 人工速度轨迹。而人工驾驶时驾驶员操纵油门踏板和制动踏板过程记录如图 3.30(以土路采集最高速度 10 m/s 人工驾驶数据为例)。图 3.30 中 Lpd 为油门踏板开度； Bth 为制动踏板开度。可见，系统跟踪精度高，且在跟踪人工速度轨迹时能够像熟练驾驶员一样充分利用发动机辅助制动^[98]，在原驾驶员滑行阶段既不施加电控制动，也不请求发动机输出转矩。通过采集一段包含车辆滑行的人工驾驶速度曲线可充分测试系统驱动/制动切换逻辑。



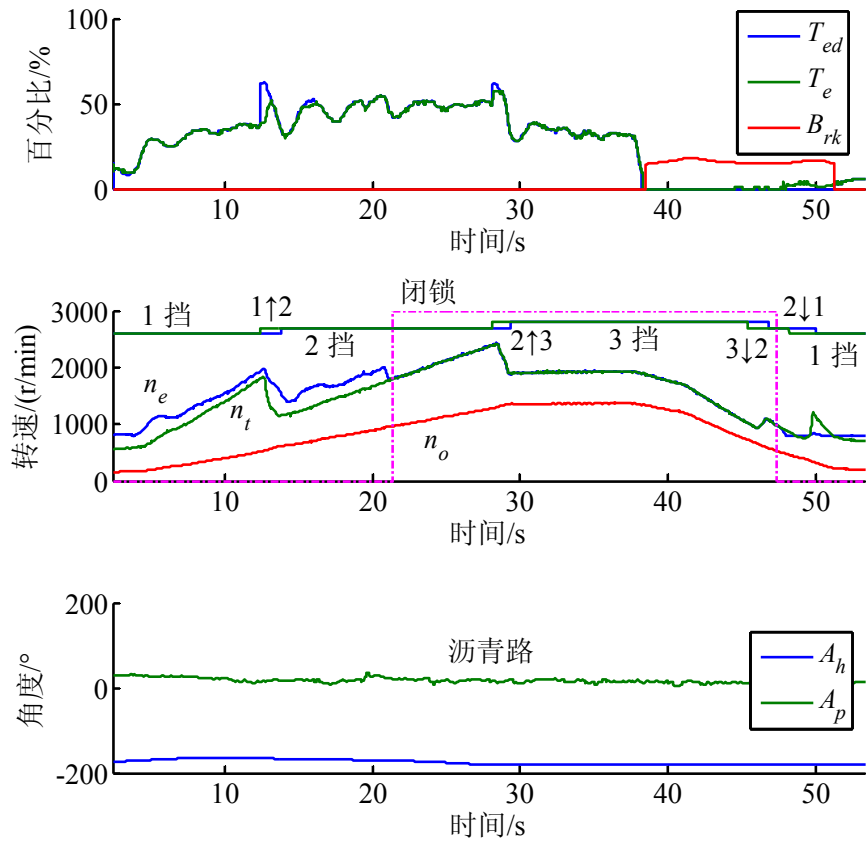
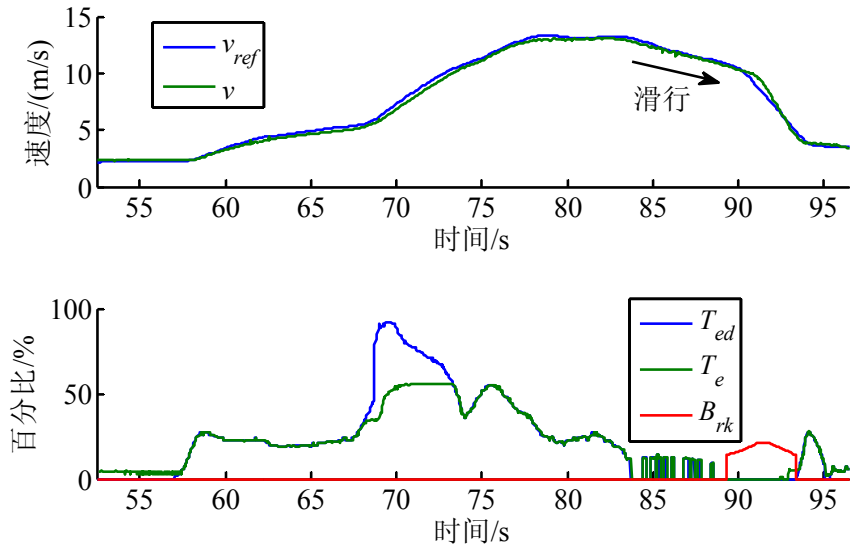


图 3.27 沥青路跟踪 15 m/s 梯形速度轨迹



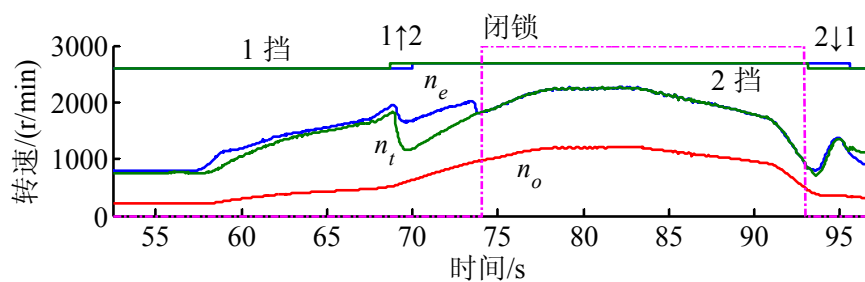


图 3.28 沥青路跟踪 15 m/s 人工速度轨迹

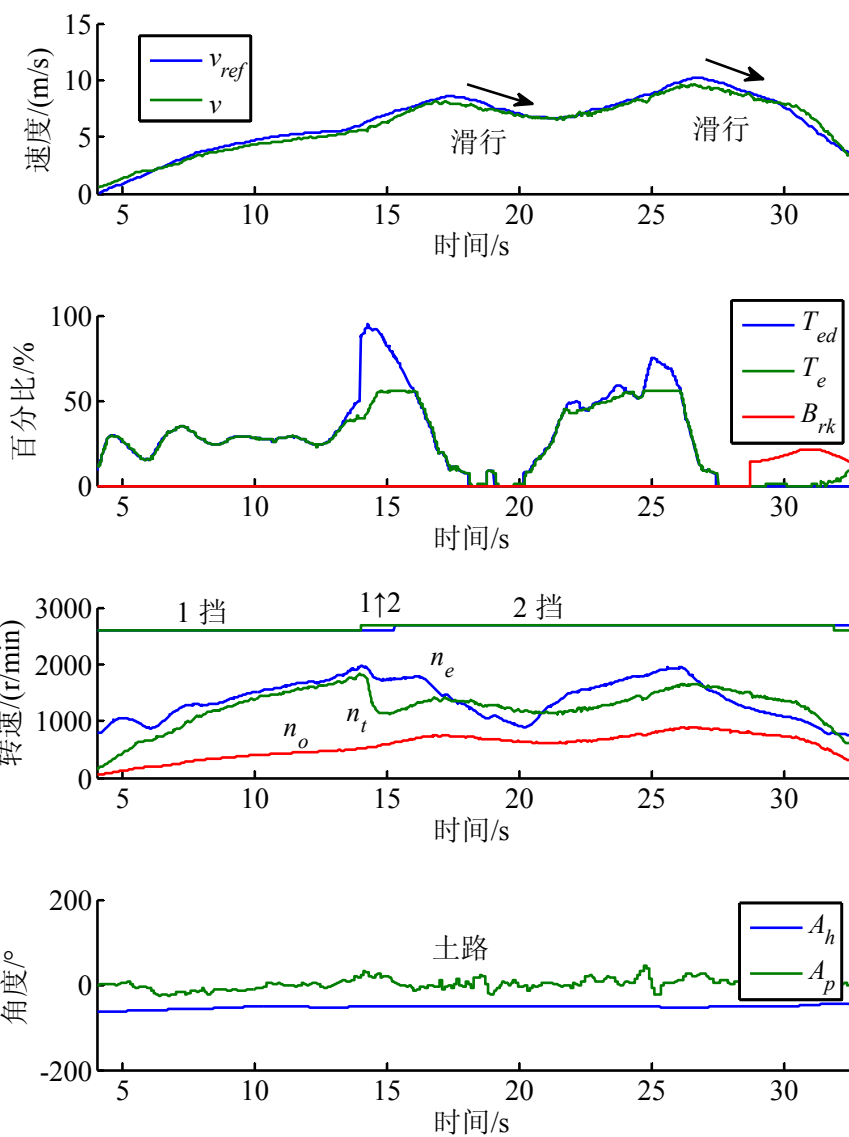


图 3.29 土路跟踪 10 m/s 人工速度轨迹

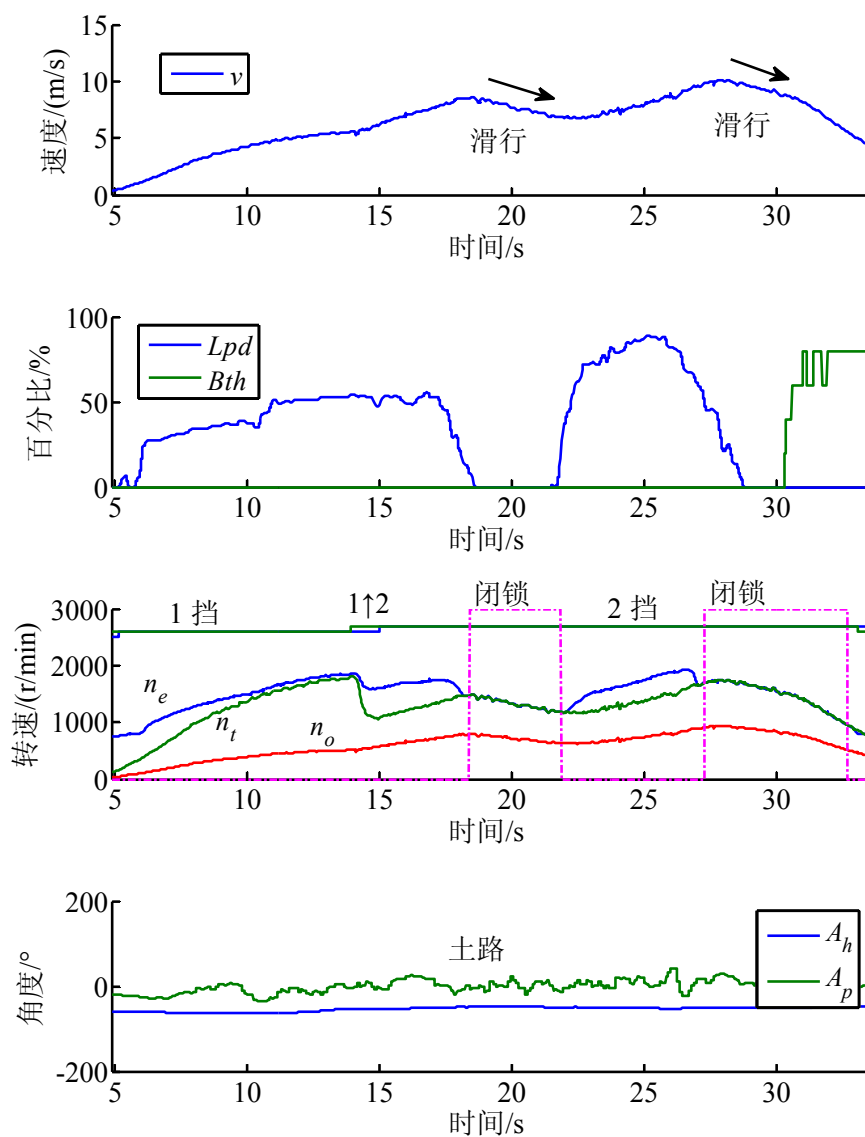
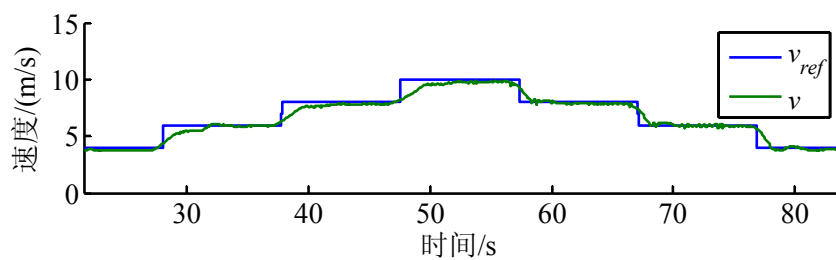


图 3.30 土路最高速度 10 m/s 人工驾驶数据

此外，在沥青路跟踪如图 3.31 所示的速度轨迹，期望速度从 4-6-8-10-8-6-4 m/s，每 10 s 阶跃变化 2 m/s。速度误差均方根 0.52 m/s，最大超调量 0.3 m/s (81.25s 时，期望速度 4 m/s，实际速度 3.7 m/s)，系统控制性能良好。



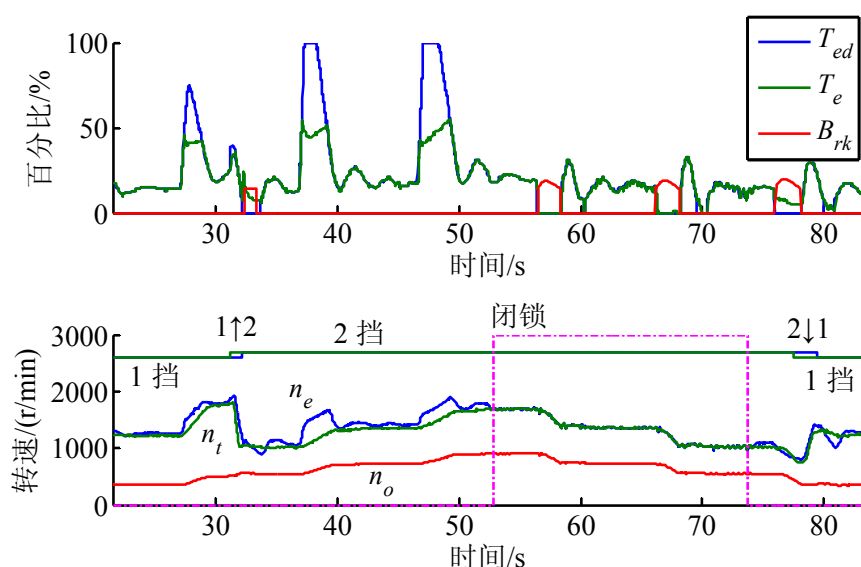


图 3.31 沥青路跟踪 4-6-8-10-8-6-4 m/s 速度轨迹

3.4 本章小结

利用既有经验简化模型预测速度跟踪控制系统，只使用现代车辆易于获得的三个车辆状态和四个车辆参数来建立逆纵向动力学模型。所有简化均通过仿真及实车验证，系统易于移植到其他车辆平台。使用一个无需标定的切换逻辑来确定驱动或制动控制，结合简化逆纵向动力学模型和 MPC 自适应调节，该切换逻辑可在不同行驶工况下充分利用发动机辅助制动，并自动避免驱动/制动频繁切换或高频波动。系统最终实时运行于 16 位单片机中，实车试验性能良好。系统对于气压制动延时长、整车质量重、越野路况行驶时道路阻力波动大的越野车辆依然有效，可作为智能车辆车体运动控制得力技术加以推广。(期刊论文[3,4])

第4章 考虑车间反应距离的全速范围跟车控制方法

为实现全速范围跟车控制过程中模式切换平稳过渡，本章通过引入车间反应距离的概念，使用单一控制算法实现全速范围跟车控制。4.1 节结合熟练驾驶员经验，使用车间反应距离定量描述自车何时对目标车辆做出反应，给出考虑车间反应距离的上位控制器架构，分别设计 LQR 和 MPC 控制器，4.2 节通过联合仿真初步测试系统可行性，4.3 节以乘用车辆为试验平台进行实车验证。

4.1 控制系统设计

4.1.1 车间反应距离概念的引入

有经验的驾驶员车道保持时，本车道出现慢速车辆，距离较远时并不受其影响，当车间距接近到一定程度时开始做出反应，减速并跟车行驶。而现有 ACC 系统对自车何时对目标车辆做出反应缺乏定量描述，本章引入车间反应距离的概念。自车距离目标车辆一定距离时开始对目标车辆行为做出反应，而在此距离之外不受目标车辆影响，只受驾驶员设定巡航速度控制，称此距离为车间反应距离，自车驶过该距离所需的时间间隔称为车间反应时距。跟车行驶时驾驶员期望车间距 d_d 为^[70,73]：

$$d_d = v_s t_h + d_0 \quad (4.1)$$

式中， v_s 为自车速度； t_h 为驾驶员设定的安全时距； d_0 为距离常数。

参照 d_d 定义，车间反应距离 d_r 可表示为：

$$d_r = v_s t_r + d_0 \quad (4.2)$$

式中， t_r 为车间反应时距， $t_r = (2v_{set} - v_p) / v_s \cdot t_h$ ，其中 v_{set} 为驾驶员设定限速， v_p 为目标车辆速度。

车间反应时距 t_r 与驾驶员设定限速、安全时距、自车速度以及目标车辆速度有关，式(4.2)可改写为：

$$d_r = (2v_{set} - v_p) t_h + d_0 \quad (4.3)$$

4.1.2 整体架构

与大多数 ACC 系统研究文献一样，全速范围跟车控制系统分为上位控制器和下位控制器两部分^[66,67,69,71]。图 4.1 给出该控制系统整体架构，上位控制器首先使用切换策略根据车间状态(两车相对距离 d 、相对速度 Δv)以及自车速度 v_s 计算出期望车间距误差 Δd ，然后将 Δd 和 Δv 带入 LQR/MPC 控制器得到自车期望加速度 a_{des} ；下位控

制器设计及验证参见 3.1.2 节，对于仿真车辆和乘用车试验平台，执行器控制输入为期望节气门开度 α_{thdes} 和期望制动主缸压力 p_{bdes} 。

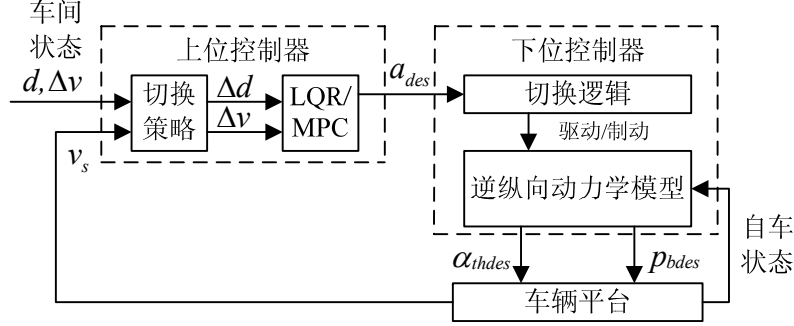


图 4.1 全速范围跟车控制系统整体架构

4.1.3 考虑车间反应距离的上位控制器

考虑车间反应距离的上位控制器算法流程如图 4.2 所示，关键点如下：

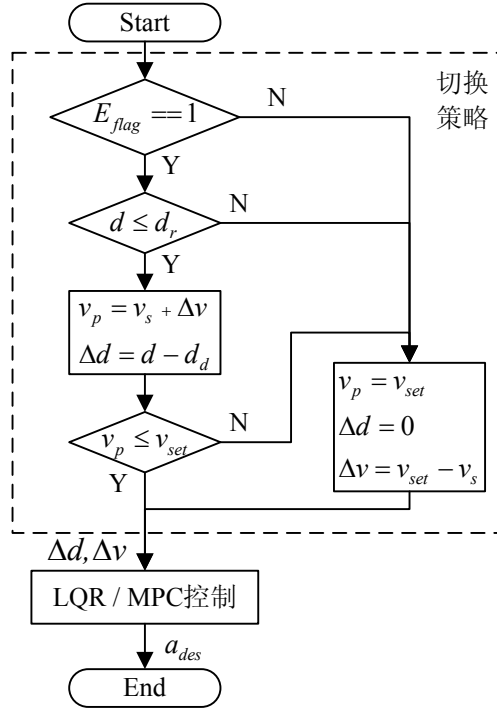


图 4.2 考虑车间反应距离的上位控制器算法流程图

- 1) 首先判断是否检测到目标车辆，检测到目标车辆时标识符 $E_{flag}=1$ ，否则 $E_{flag}=0$ ；
- 2) 前方存在目标车辆时，判断两车相对距离 d 是否超出车间反应距离 d_r ；
- 3) $d \leq d_r$ 时，使用自车速度 v_s 和雷达检测到的两车相对速度 Δv 来计算前车速度 v_p ， $v_p = v_s + \Delta v$ ，期望车间距误差 $\Delta d = d - d_d$ ，并判断 v_p 是否超过自车驾驶员设定限速 v_{set} ；
- 4) 当 $E_{flag}=0$ 、或 $d > d_r$ 、或 $v_p > v_{set}$ 时，虚拟一目标车辆，令其速度为 v_{set} ，期望车

间距误差 Δd 为 0，相对速度为 $(v_{set}-v_s)$ 。否则使用检测到的目标车辆信息；

5) 将检测到的或虚拟的目标车辆信息带入 LQR 或 MPC 控制器求解得到 a_{des} 。

4.1.4 LQR 控制器设计

车间动力学模型可用如下状态空间方程表示：

$$\begin{aligned}\dot{x} &= \Phi x + \Pi u + \Gamma w \\ \Phi &= \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, \Pi = \begin{bmatrix} -t_h \\ -1 \end{bmatrix}, \Gamma = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} \\ x &= [\Delta d, \Delta v]^T, u = a_{des}, w = a_p\end{aligned}\quad (4.4)$$

式中， x 为状态量； u 为控制量； w 为目标车辆加速度扰动； a_p 为目标车辆加速度。

以同时减少期望车间距误差 Δd 和两车相对速度 Δv 为目标，设计的线性二次优化性能指标函数如下：

$$J = \int_0^\infty (x^T Q x + u^T R u) dt \quad (4.5)$$

式中， Q 为状态量权重系数， $Q = \text{diag}[q_1, q_2]$ ； R 为控制量权重系数， $R = [r]$ 。

最优控制为：

$$\begin{aligned}u &= -Kx \\ a_{des} &= -k_1 \Delta d - k_2 \Delta v\end{aligned}\quad (4.6)$$

式中， K 为最优控制反馈系数矩阵， $K = \text{diag}[k_1, k_2]$ ，可通过 MATLAB 函数 `lqr()` 离线求解得到，取 $q_1=1$ ， $q_2=6$ ， $r=18$ ，得 $k_1=-0.2357$ ， $k_2=-0.542$ 。

4.1.5 MPC 控制器设计

如式(3.12)，可使用一阶延时系统来表示下位控制器自车期望加速度 a_{des} 与实际加速度 a 之间的关系，结合车间动力学模型(4.4)，可得如下纵向跟车系统动力学模型：

$$\begin{aligned}\dot{x} &= \mathbf{A}_t x + \mathbf{B}_t u + \mathbf{G}_t w \\ \mathbf{A}_t &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & -t_h \\ 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & -1/\tau_d \end{bmatrix}, \\ \mathbf{B}_t &= \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1/\tau_d \end{bmatrix}, \mathbf{G}_t = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} \\ x &= [\Delta d, \Delta v, a]^T, u = a_{des}, w = a_p\end{aligned}\quad (4.7)$$

使用向前欧拉法，得到系统离散状态方程：

$$\begin{aligned}
x(k+1) &= Ax(k) + Bu(k) + Gw(k) \\
A &= \begin{bmatrix} 1 & T & -t_h T \\ 0 & 1 & -T \\ 0 & 0 & 1 - T/\tau_d \end{bmatrix}, \\
B &= \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ T/\tau_d \end{bmatrix}, G = \begin{bmatrix} 0 \\ T \\ 0 \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{4.8}$$

式中, k 为当前采样时刻; $k+1$ 为下一采样时刻; T 为采样周期。

系统控制输出为期望车间距误差 Δd 和两车相对速度 Δv , 输出方程可写为:

$$y(k) = Cx(k), C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \tag{4.9}$$

稳态跟车工况, 期望 Δd 、 Δv 同时趋于 0, 同时考虑到控制量及控制变化量, 设计惩罚函数如下:

$$\begin{aligned}
&J(x(k), u(k-1), \Delta u(k)) \\
&= \sum_{i=1}^{H_p} \|y_p(k+i|k)\|_Q^2 + \sum_{i=0}^{H_c-1} \|\Delta u(k+i)\|_R^2 + \sum_{i=0}^{H_c-1} \|u(k+i)\|_S^2
\end{aligned} \tag{4.10}$$

式中, $k-1$ 为上一采样时刻; H_p 为预测步长; H_c 为控制步长; $y_p(k+i|k)$ 为控制输出预测值, $(k+i|k)$ 表示根据 k 采样时刻的信息来预测 $k+i$ 时刻的值; $u(k+i)$ 和 $\Delta u(k+i)$ 分别是 $k+i$ 时刻控制输入和控制输入增量, 其中 $i=0, \dots, H_c-1$; Q 、 R 、 S 分别是系统输出、控制增量和控制量权重系统矩阵。

控制约束、MPC 问题简化与求解算法均使用 3.1.3 节方法, 关键参数设置如表 4.1。本章重点验证考虑车间反应距离的跟车控制策略模式切换时的可行性和有效性。

表 4.1 MPC 控制器关键参数设置

参数	值	参数	值
Q	$\text{diag}[1, 4]$	H_p	30
R	5	H_c	1
S	1	T/s	0.05

4.2 联合仿真测试

通过 MATLAB/Simulink 调用 DLL 来控制 CarSim 车辆, 实现联合仿真测试。4.2.1 节首先使用包括一辆前车和一辆自车的两车联合仿真平台初步测试系统性能, 4.2.2 节使用包括两辆前车和一辆自车的三车联合仿真平台综合测试系统性能。

4.2.1 两车联合仿真测试

4.2.1.1 仿真设置

两车联合仿真平台如图 4.3 所示，包括一辆前车和一辆自车。仿真设置如下：

1) 仿真道路为平直铺装路，附着系数 0.85，仿真时长 90 s，仿真步长 1 ms，DLL 控制周期 50 ms；

2) 自车使用 D-Class, Sedan，初始速度 10 m/s，初始位置 -20 m，横向位移始终为 -1.65 m(负号表示位于车道线右侧)，驾驶员设定限速 15 m/s。目标车辆检测传感器使用 Front Facing Sensor for ADAS (100 m)，有效检测范围 90 m；

3) 前车使用 Large European Van，速度参考轨迹设置为图 3.17 所示的 Zx23，由 CarSim 控制节气门和制动，初始位置 5 m，横向位移始终为 -1.65 m。

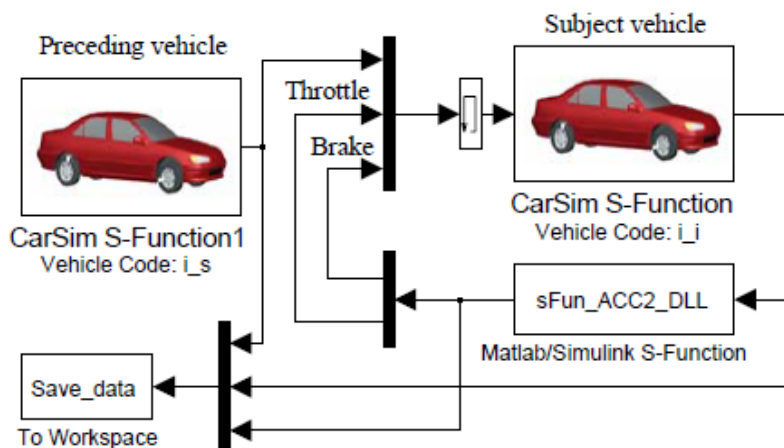


图 4.3 全速范围跟车控制两车联合仿真平台

4.2.1.2 仿真结果

两车联合仿真测试结果如图 4.5 和图 4.6 所示。图中 v_m 为目标车辆速度；下标 p 表示前车。两车联合仿真过程可划分阶段如下：

- 1) 阶段 I 自车高速接近前方静止车辆，减速后跟随前车加速，如图 4.4a 所示；
- 2) 阶段 II 前车速度超过驾驶员设定限速 15 m/s 时，自车不再继续跟随前车加速，以 v_{set} 为限值匀速行驶，如图 4.4b 所示；
- 3) 阶段 III 前车不断减速，自车匀速，两车相对距离某一时刻达到车间反应距离，目标车辆信息跳变为前车信息，控制自车减速，如图 4.4c 所示；
- 4) 阶段 IV 与阶段 II 类似；
- 5) 阶段 V 两车相对距离大于车间反应距离，自车始终保持匀速行驶，一段时间内出现两车相对距离超出雷达检测范围的情况，如图 4.4d 所示；

6) 阶段 VI 与阶段 III 类似。

可见，目标车辆信息跳变、目标车辆行驶速度超过自车驾驶员设定限速时，考虑车间反应距离的 LQR 或 MPC 控制器均能有效处理，实现自车安全、舒适行驶。使用 LQR 控制器时，整个仿真过程加速度最大值 1.66 m/s^2 、最小值 -4.81 m/s^2 ，冲击度最大值 10.34 m/s^3 ；使用 MPC 控制器时，加速度最大值 1.49 m/s^2 、最小值 -4.31 m/s^2 ，冲击度最大值 5.38 m/s^3 。D-Class, Sedan 配置的 150kW 发动机可输出燃油消耗率，整个仿真过程 LQR 和 MPC 平均耗油量分别为 6.11 和 6.13 kg/(100km) 。两者相比，MPC 控制器由于具有控制量和控制增量约束，可提高舒适性。

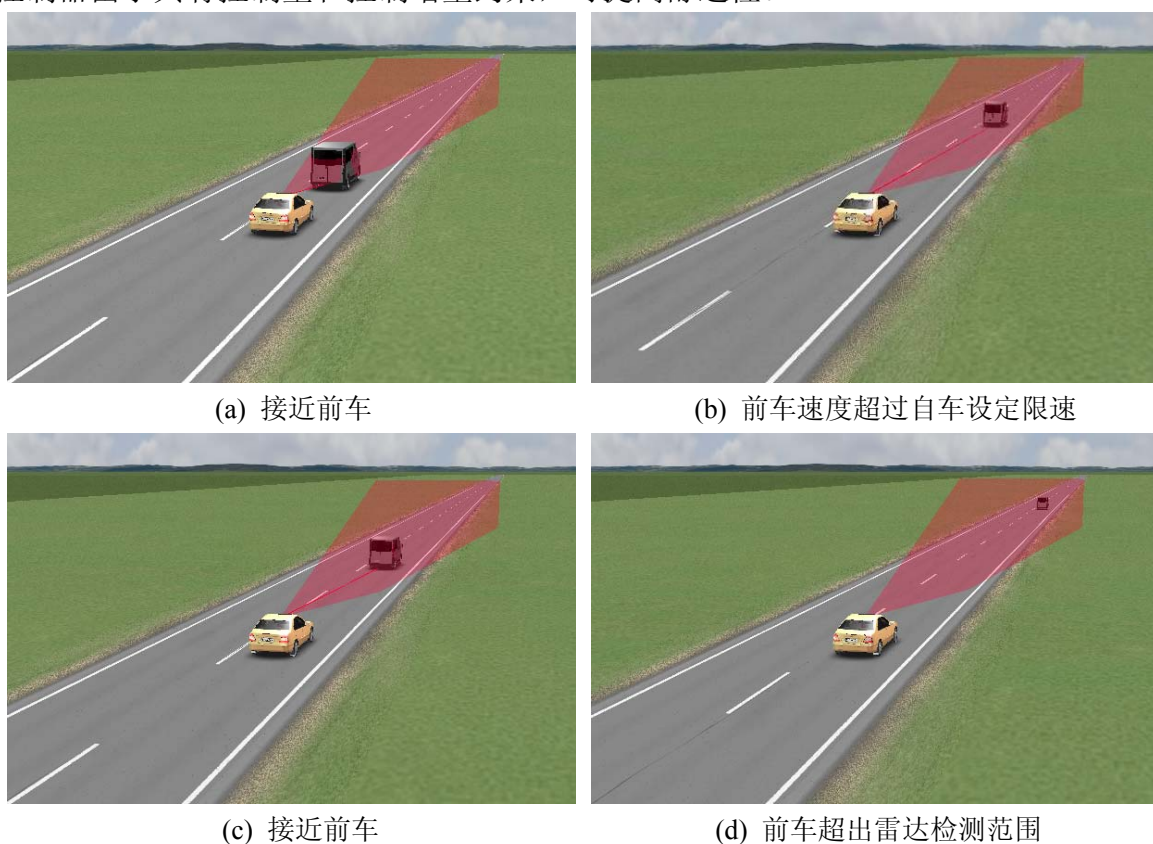
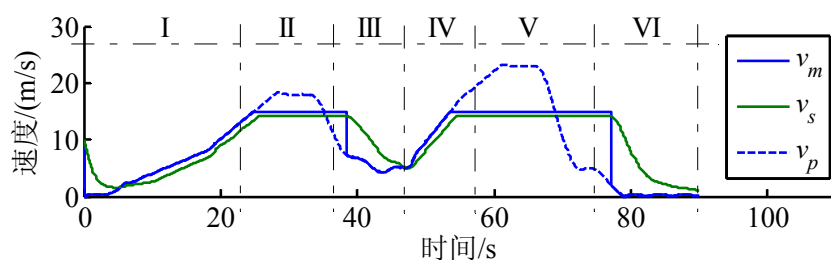


图 4.4 两车联合仿真过程



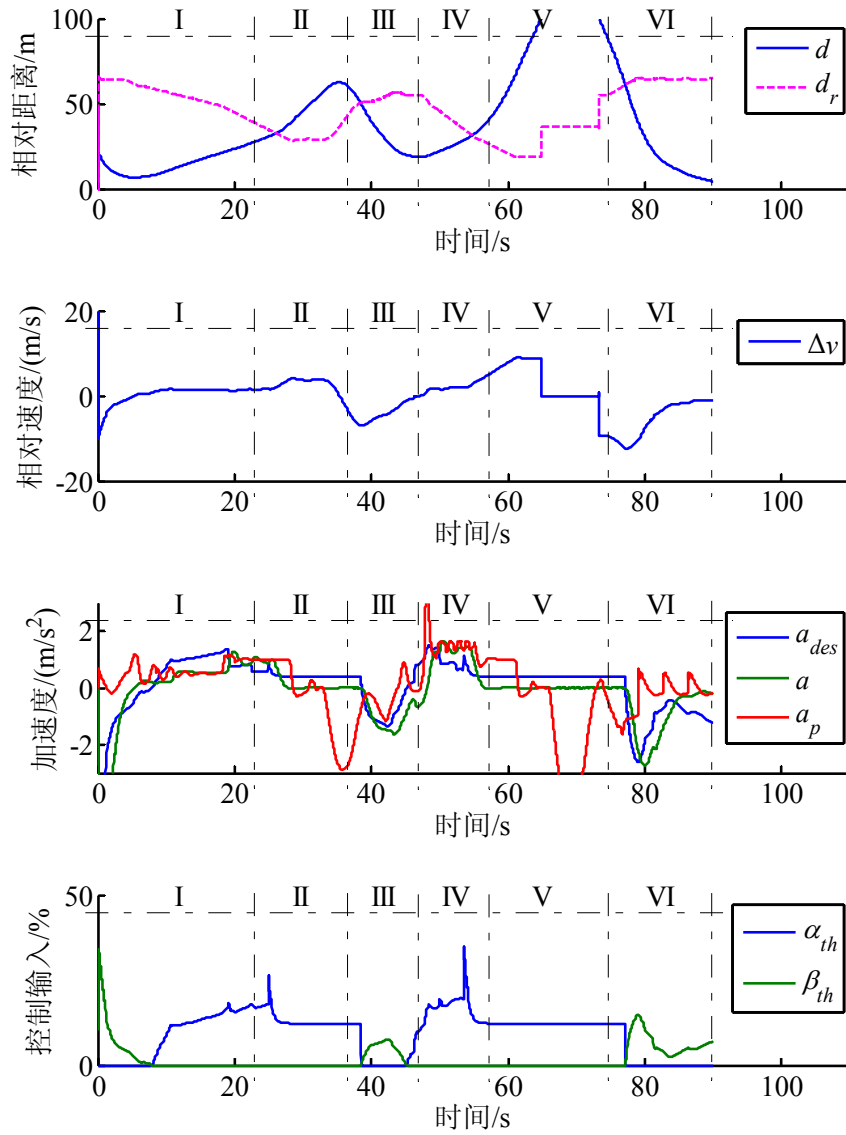
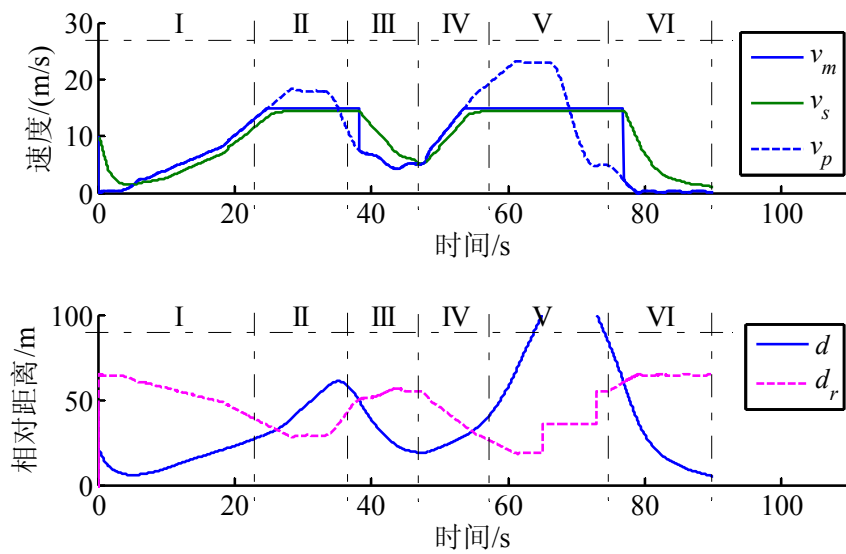


图 4.5 两车联合仿真测试结果(LQR 控制)



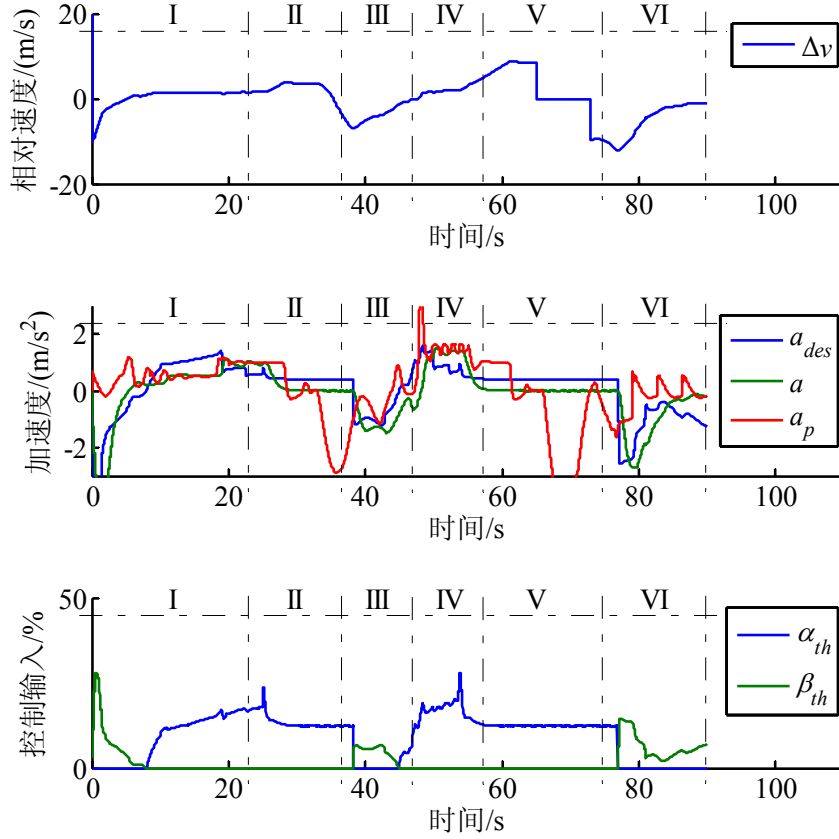


图 4.6 两车联合仿真测试结果(MPC 控制)

4.2.2 三车联合仿真测试

4.2.2.1 仿真设置

三车联合仿真平台如图 4.7 所示，包括两辆前车和一辆自车。为实现一次仿真过程中同时模拟自车高速接近慢车、前车切出目标车辆信息跳变、目标车辆行驶速度超过自车驾驶员设定限速、旁车低速切入等工况，仿真场景设计如下，前车速度和横向位移如图 4.8 所示。

1) 仿真道路为平直铺装路，附着系数 0.85，仿真时长 50 s，仿真步长 1 ms，DLL 控制周期 50 ms；

2) 自车使用 D-Class, Sedan, 初始速度 15 m/s, 初始位置 0 m, 横向位移始终为 -1.65 m, 驾驶员设定限速 16 m/s。目标车辆检测传感器使用 Front Facing Sensor for ADAS (100 m)，有效检测范围 90 m；

3) 前车 1 使用 Large European Van, 初始速度 10 m/s, 初始位置 50 m, 初始横向位移 -1.5 m。前车 1 以 10 m/s 匀速运动 5 s 后，以 0.5 m/s^2 加速至 15 m/s，保持该速度至仿真时间 40 s，以 -1 m/s^2 加速度减速至 5 m/s。前车 1 行驶至纵向位置 100 m 时开

始左换道，纵向位置 120 m 时横向位移为 1.5 m，保持在左车道一段距离，行驶至纵向位置 400 m 时开始右换道，纵向位置 420 m 时横向位移为-1.5 m，保持在本车道至仿真结束；

4) 前车 2 使用 Large European Van，初始速度 5 m/s，初始位置 150 m，横向位移始终为-1.65 m。前车 2 在本车道以 5 m/s 匀速运动 10 s 后，以 1 m/s^2 加速度加速至 20 m/s，保持该速度至仿真结束。

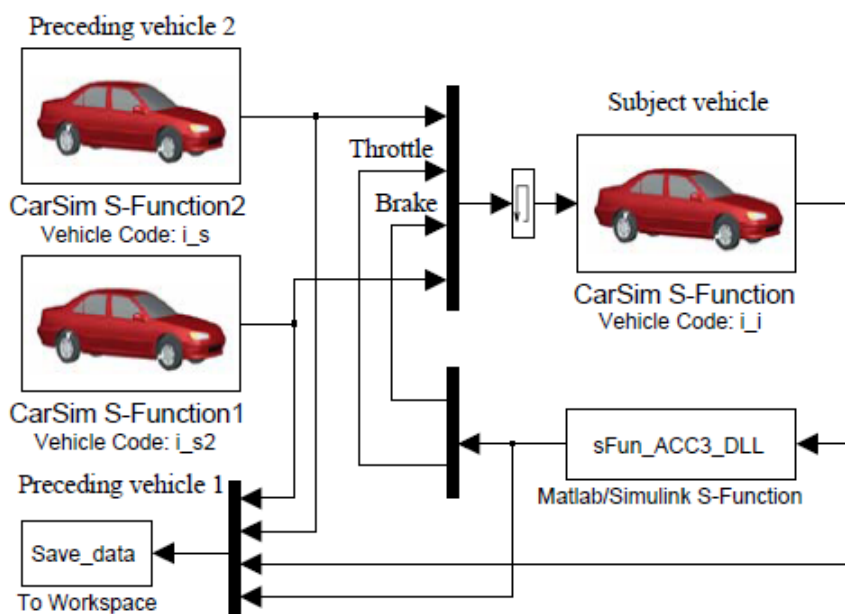


图 4.7 全速范围跟车控制三车联合仿真平台

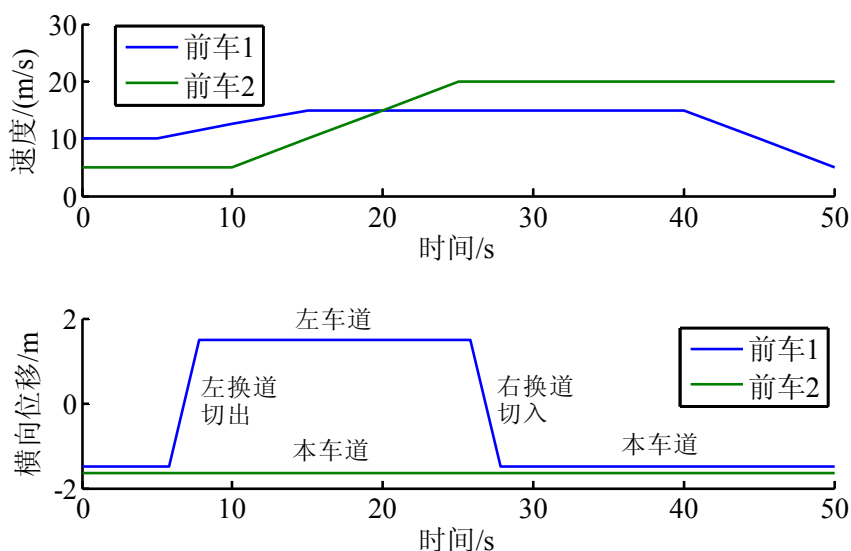


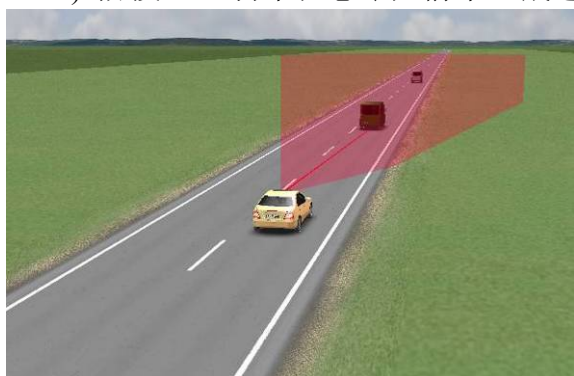
图 4.8 前车速度和横向位移设置

4.2.2.2 仿真结果

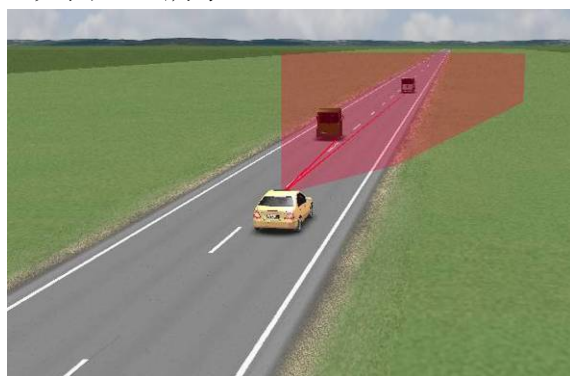
三车联合仿真测试结果如图 4.10 和图 4.11 所示。图中下标 $p1$ 表示前车 1， $p2$ 表

示前车 2。三车联合仿真过程可划分阶段如下：

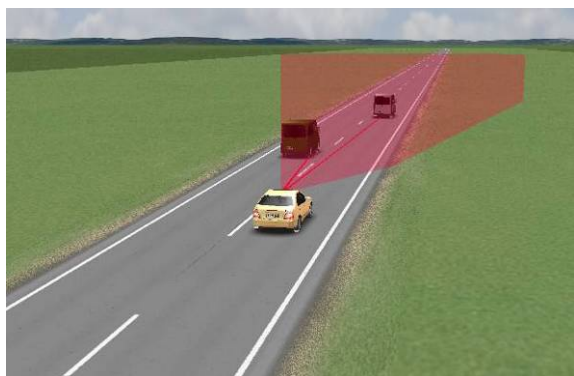
- 1) 阶段 I 自车以 15 m/s 初始速度接近前方 50 m、以 10 m/s 匀速行驶的前车 1，控制器实施制动使自车减速，如图 4.9a 所示；
- 2) 阶段 II 前车 1 左换道，目标车辆改为前车 2，目标车辆信息跳变，而前车 2 相对自车距离远大于车间反应距离，因此自车以驾驶员设置限速为目标车辆速度，控制自车加速，如图 4.9b 所示；
- 3) 阶段 III 自车不断加速，而前车 2 速度较低，两车相对距离某一时刻达到车间反应距离，目标车辆信息跳变为前车 2 信息，控制自车减速，如图 4.9c 所示；
- 4) 阶段 IV 自车逐渐减速，前车 2 逐渐加速，直到自车稳态跟随前车 2 加速；
- 5) 阶段 V 前车 2 继续加速，超过驾驶员设定限速 16 m/s 时，自车不再继续跟随前车 2 加速，以 v_{set} 为限值匀速行驶，如图 4.9d 所示；
- 6) 阶段 VI 前车 1 从左车道切入到本车道，目标车辆信息跳变为前车 1 信息，其速度 15 m/s 小于自车速度，自车先减速后稳态跟随前车 1 行驶，如图 4.9e 所示；
- 7) 阶段 VII 自车稳态跟随前车 1 减速，如图 4.9f 所示。



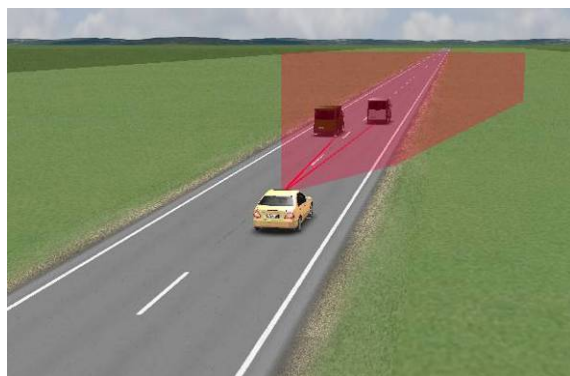
(a) 接近前车 1



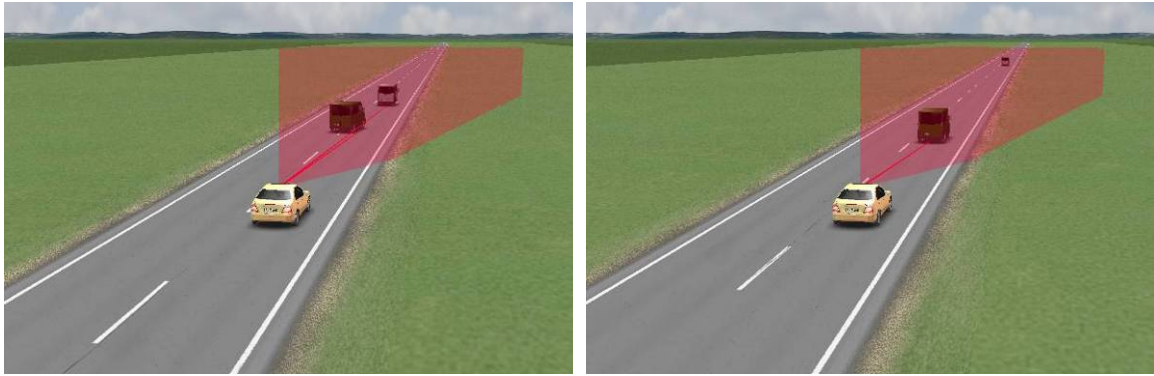
(b) 前车 1 切出



(c) 目标车辆信息跳变为前车 2



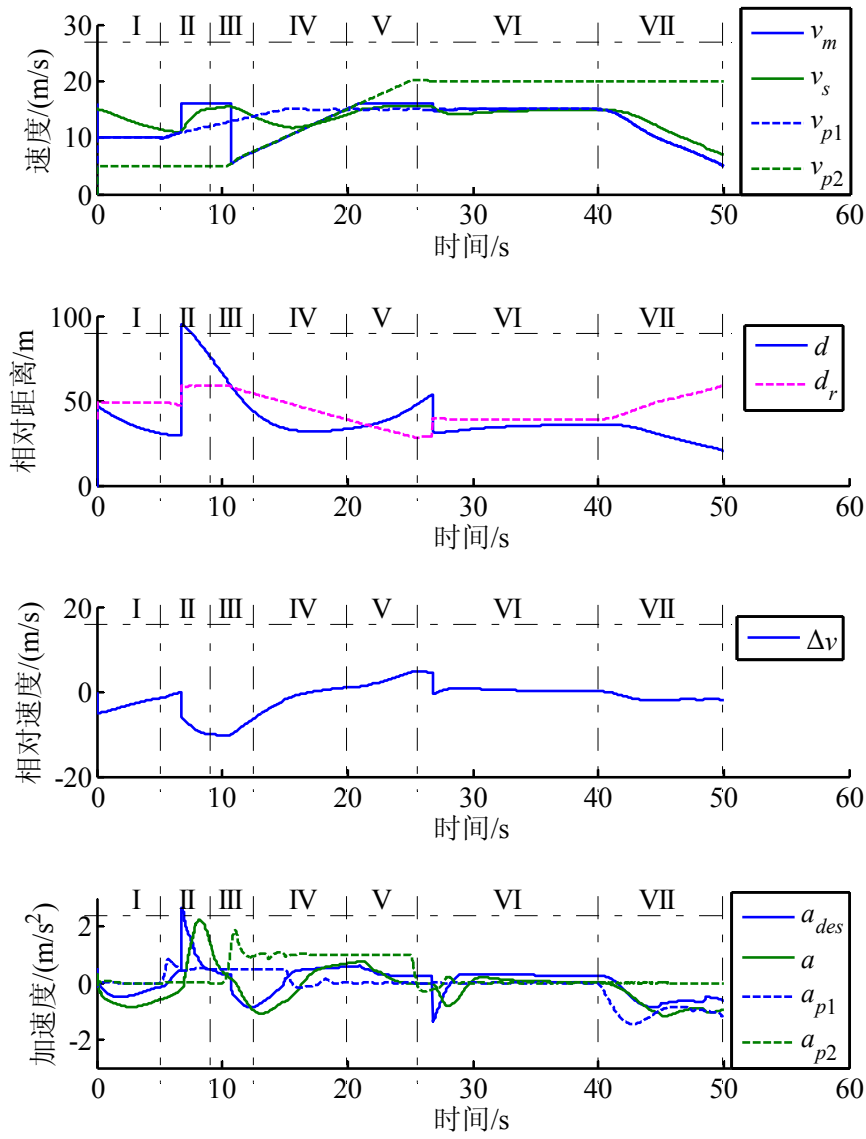
(d) 前车 2 速度超过自车设定限速



(e) 前车 1 切入

(f) 前车 1 减速

图 4.9 三车联合仿真过程



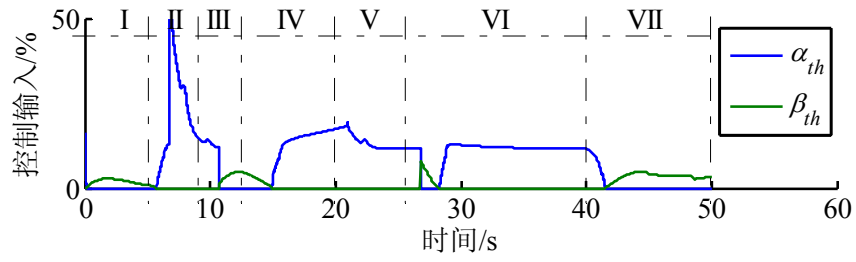
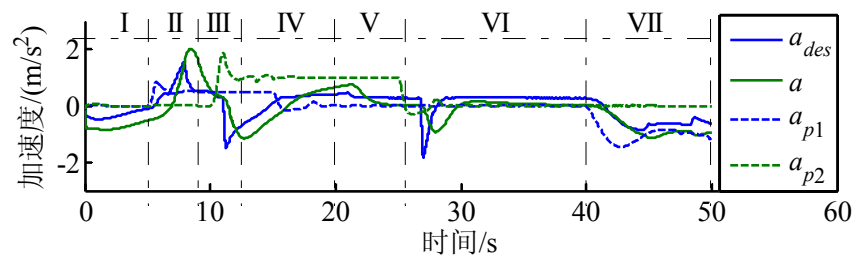
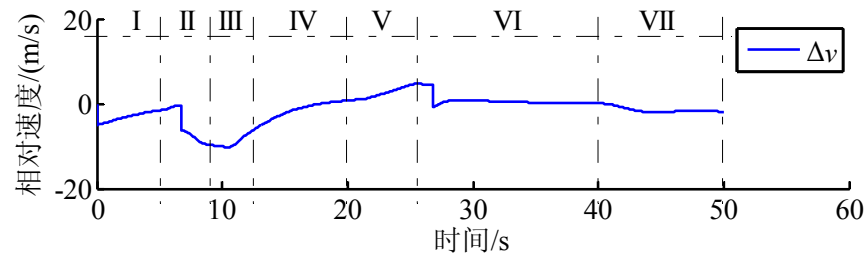
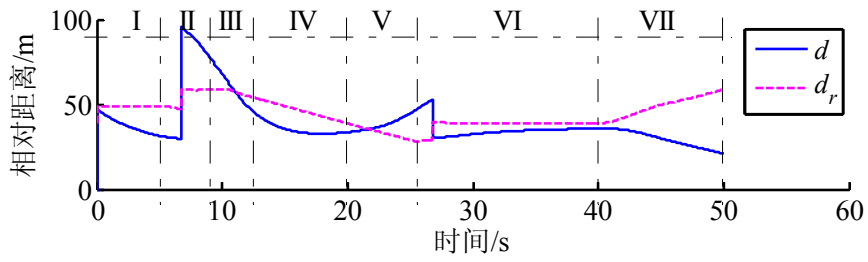
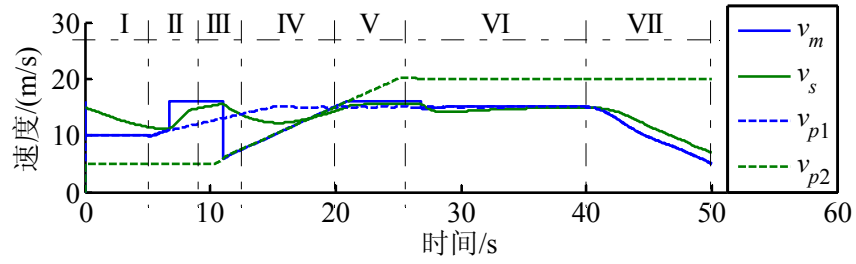


图 4.10 三车联合仿真测试结果(LQR 控制)



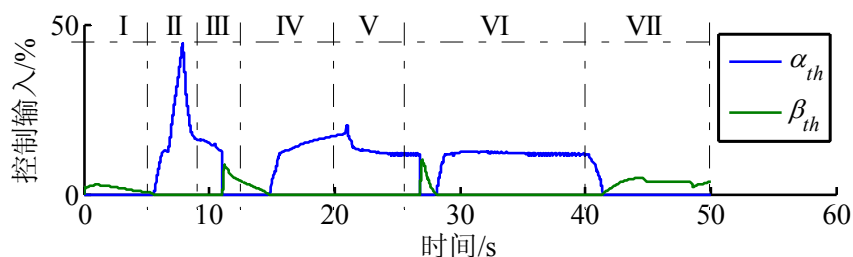


图 4.11 三车联合仿真测试结果(MPC 控制)

可见，目标车辆信息跳变、目标车辆行驶速度超过自车驾驶员设定限速时，考虑车间反应距离的 LQR 或 MPC 控制器均能有效处理复杂交通环境信息，实现自车安全、舒适行驶。MPC 控制器与 LQR 控制器相比，考虑控制量及控制增量约束，因此阶段 II，使用 LQR 控制器时节气门控制输入有一个较大的跳变，而使用 MPC 控制器时变化较小。使用 LQR 控制器时，整个仿真过程加速度最大值 2.23 m/s^2 、最小值 -1.17 m/s^2 ，冲击度最大值 2.53 m/s^3 ；使用 MPC 控制器时，加速度最大值 2.03 m/s^2 、最小值 -1.16 m/s^2 ，冲击度最大值 1.56 m/s^3 。整个仿真过程 LQR 和 MPC 平均耗油量分别为 4.23 和 4.13 kg/(100km)。两者相比，MPC 控制器较优。

4.3 实车试验

为进一步验证考虑车间反应距离的跟车控制策略模式切换时的可行性和有效性，使用 3.3.1.1 节乘用车试验平台在水泥路进行实车道路试验，如图 4.12 所示。



图 4.12 实车道路试验

为便于再现测试过程、保证试验结果的可重复性和一致性，本文与文献[71]类似，使用“虚拟前车”来代替实车。试验过程设置同三车联合仿真测试，试验结果如图 4.13 和图 4.14 所示。可见，实车时，考虑车间反应距离的 LQR 或 MPC 控制器依然能够有效处理复杂交通环境信息，实现自车安全、舒适行驶。使用 LQR 控制器时，加速度最大值 1.69 m/s^2 、最小值 -1.37 m/s^2 ，冲击度最大值 1.50 m/s^3 ；使用 MPC 控制器时，加速度最大值 1.92 m/s^2 、最小值 -1.31 m/s^2 ，冲击度最大值 1.45 m/s^3 。

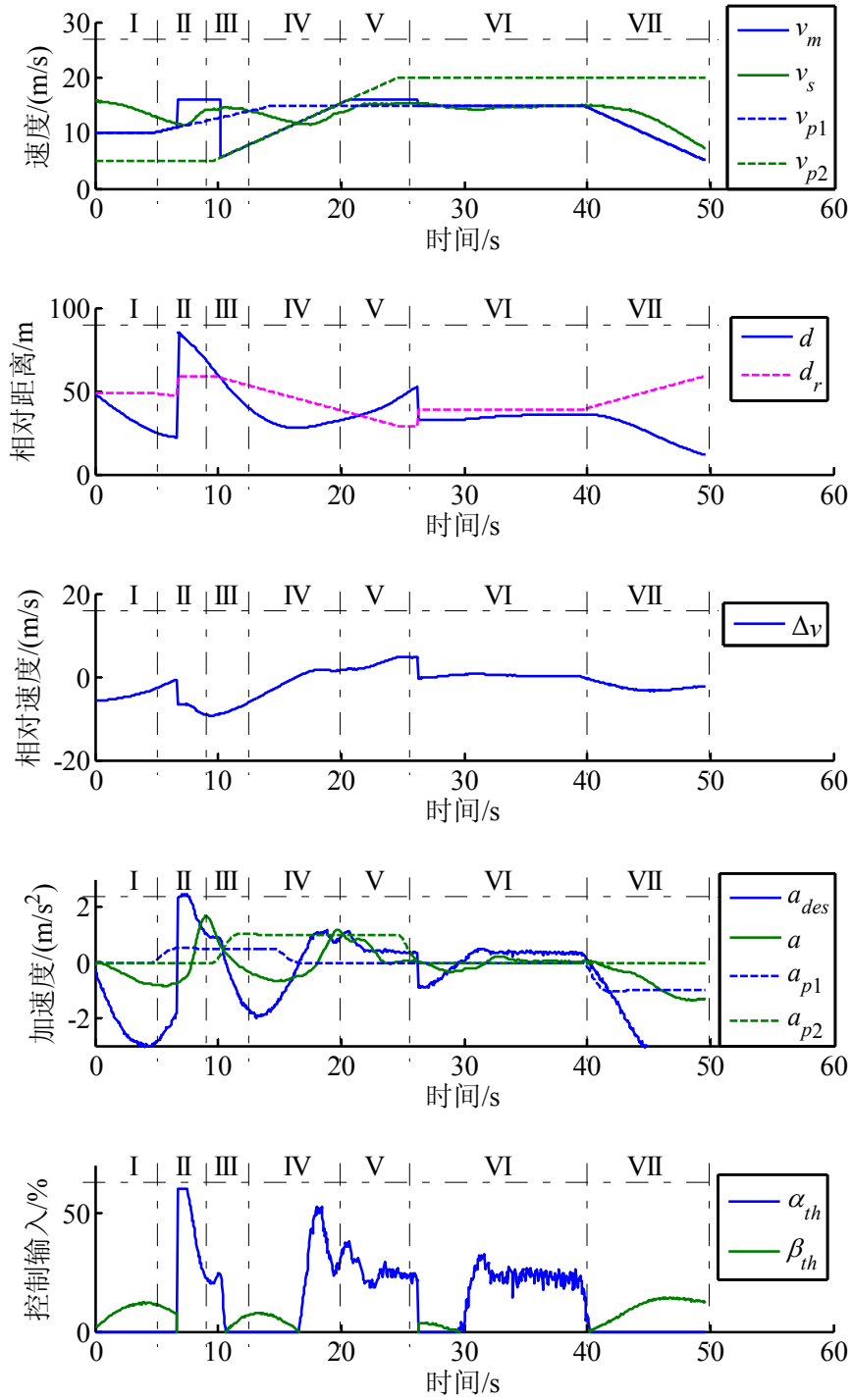
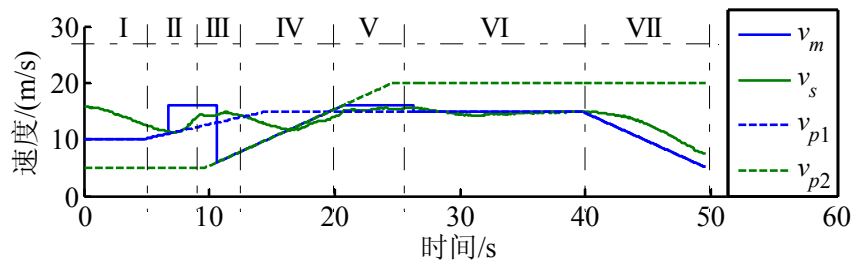


图 4.13 LQR 控制实车试验结果



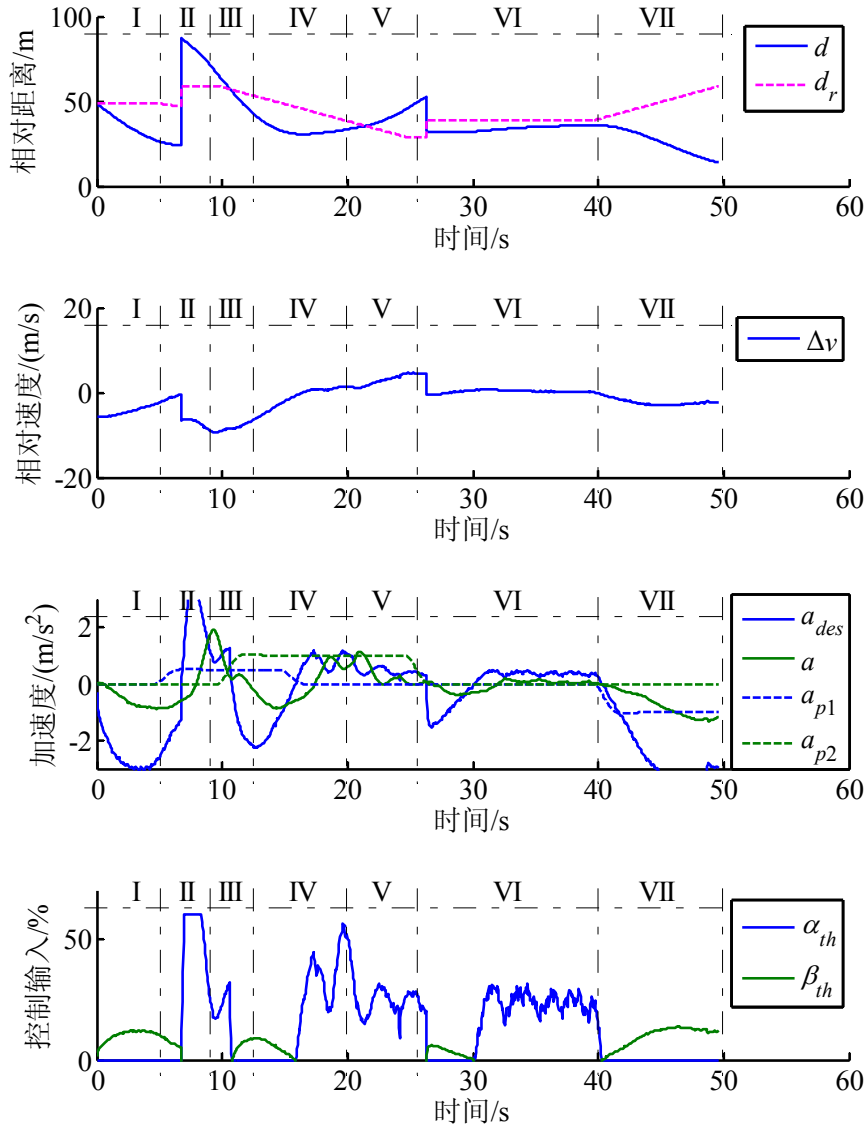


图 4.14 MPC 控制实车试验结果

4.4 本章小结

通过引入车间反应距离的概念定量描述自车何时对目标车辆做出反应，进而使用单一控制算法实现全速范围跟车控制。从引起车辆抖振的实质原因来解决问题，有效避免了模式切换过程中车辆加速度突变。仿真测试及实车试验表明：目标车辆信息跳变、目标车辆行驶速度超过自车驾驶员设定限速时，考虑车间反应距离的 LQR 或 MPC 控制器均能有效处理复杂交通环境信息，实现自车安全、舒适行驶。(期刊论文[5])

第5章 考虑信号灯变化时间的实时经济车速控制方法

本章考虑信号灯变化时间信息,设计一种实时经济车速控制方法。首先研究单信号灯无前车工况,在第4章MPC控制架构基础上,5.1节设计并实现反应时距内遇到红灯减速停车和避免红灯期间车辆怠速运行两种车速控制思想;在仿真测试可行的基础上,通过改变仿真初始条件系统对比两种切换策略,指出避免红灯期间车辆怠速运行时,过远距离开始减速慢行反而增加油耗,并给出判断条件的定量描述;由此得到一种新的切换策略,并进行仿真及实车验证。然后综合单信号灯经济车速控制方法和全速范围跟车控制方法,5.2节设计一种含跟车工况的经济车速控制方法,并进行系统仿真测试。

5.1 单信号灯经济车速控制

5.1.1 控制策略

单信号灯(无前车工况)经济车速控制系统整体架构如图5.1所示。上位控制器首先使用切换策略根据信号灯状态及位置信息(信号灯标识 R_{flag} 、距离红灯时间 t_r 、距离绿灯时间 t_g 、信号灯所在位置 S_{rg})以及自车速度 v_s 和自车位置 S_s 计算出期望距离误差 Δd 和速度误差 Δv ,然后带入MPC控制器得到自车期望加速度 a_{des} 。

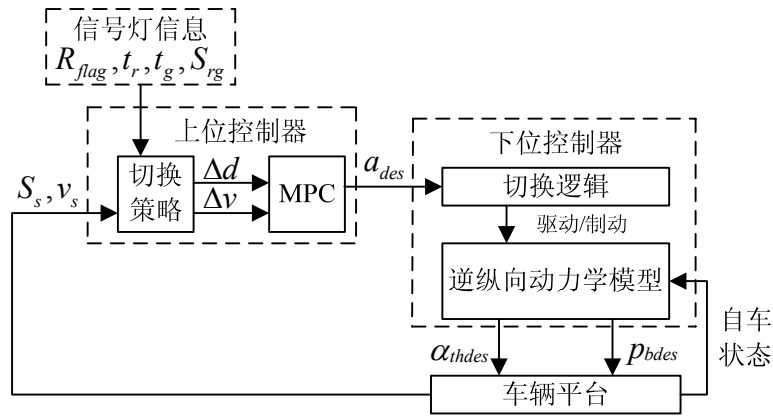


图 5.1 单信号灯经济车速控制系统整体架构

反应时距内遇到红灯减速停车可表示为如图5.2所示的切换策略A,关键点如下:

1) 首先判断 DSRC 范围内前方是否存在信号灯,存在时标识符 $D_{flag}=1$, 否则 $D_{flag}=0$; $D_{flag}=1$ 时,判断自车与信号灯距离 $d=S_{rg}-S_s$ 是否超出车间反应距离 d_r (视信号灯为静止车辆而得到的扩展概念);

2) $d \leq d_r$ 时,判断当前信号灯状态,标识符 $R_{flag}=0$ 时为红灯, $R_{flag}=1$ 时为绿灯。红

灯时应减速停车，可令 $v_p=0$ 、 $\Delta d=d-d_d$ ；

3) 当 $D_{flag}=0$ 、或 $d>d_r$ 、或 $R_{flag}=1$ 时，均不需要减速停车，可令 $v_p=v_{set}$ 、 $\Delta d=0$ 。

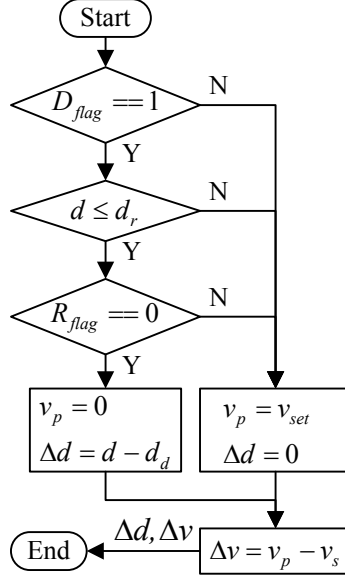


图 5.2 切换策略 A 流程图

文献[78]提出通过避免红灯期间车辆怠速运行来减少油耗的思想，本文依据该思想所制定的速度控制规则可示意如图 5.3。图 5.3 以时间为横坐标，位移为纵坐标；信号灯状态随时间而变化，分别以红色/绿色粗线来表示信号灯状态为红灯/绿灯；斜线表示车辆从当前位置 O 以速度 v 匀速运动至信号灯位置的过程曲线； v_r 和 v_g 为信号灯状态变化瞬间车辆恰好通过信号灯位置所需车速。

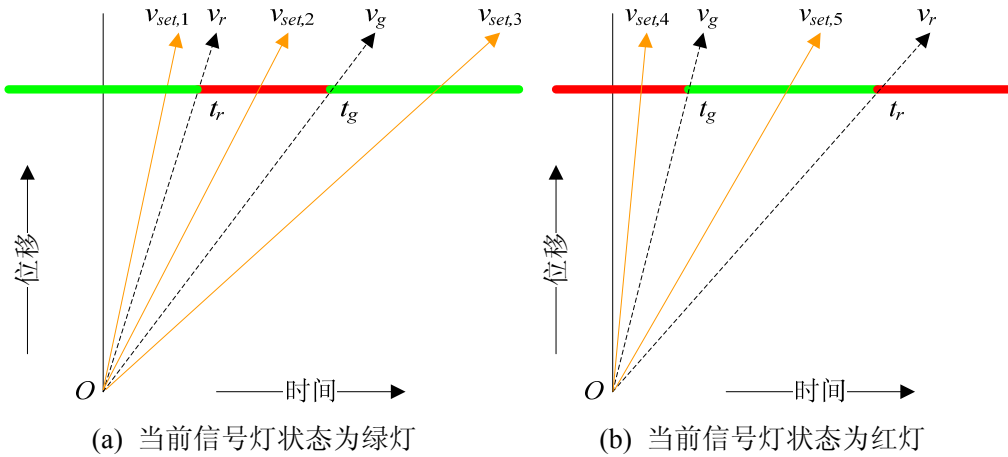


图 5.3 速度控制规则示意图(避免红灯期间车辆怠速运行)

1) 当前信号灯状态为绿灯，如果车辆保持当前速度行驶，到达信号灯位置信号灯状态变为红灯时(对应图 5.3a 中 $v_{set,2}$ 情况)，应判断自车速度限值 v_{max} 是否大于 v_r 。 $v_{max}>v_r$ 时，控制自车加速至 $(v_{max}+v_r)/2$ ，否则控制自车减速至 v_g ，以避免红灯期间车

辆怠速运行。图 5.3a 中 $v_{set,1}$ 和 $v_{set,3}$ 对应车辆到达信号灯位置时信号灯状态为绿灯的情况，此时可保持车速不变；

2) 当前信号灯状态为红灯，如果车辆保持当前速度行驶，到达信号灯位置信号灯状态仍为红灯时(对应图 5.3b 中 $v_{set,4}$ 情况)，应控制自车减速至 v_g ，否则保持车速不变。

根据图 5.3 所示规则，设计切换策略 B 如图 5.4 所示。需要控制自车加速时，令 $v_p=(v_{\max}+v_r)/2$ ；需要控制自车减速慢行时，令 $v_p=v_g$ ；其他情况，令 $v_p=v_{set}$ 。

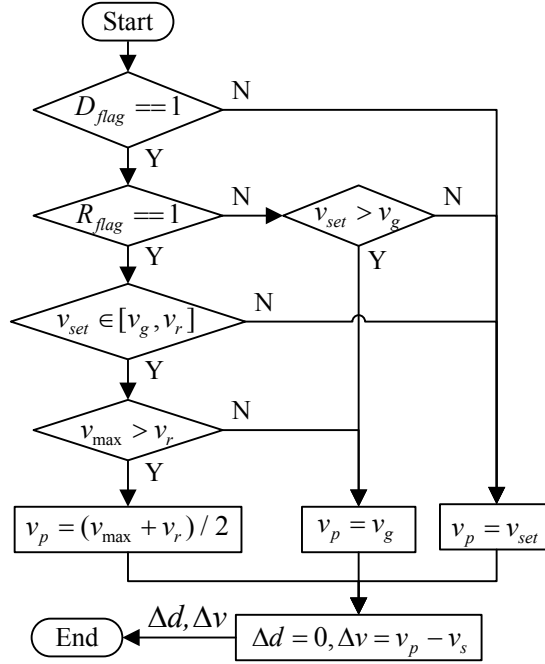


图 5.4 切换策略 B 流程图

5.1.2 联合仿真测试

5.1.2.1 仿真设置

通过 MATLAB/Simulink 调用 DLL 来控制 CarSim 车辆，实现联合仿真测试。单信号灯联合仿真平台如图 5.5 所示。仿真设置如下：

1) 仿真道路为平直铺装路，附着系数 0.85，仿真终止车辆位置 600 m，仿真步长 1 ms，DLL 控制周期 50 ms；

2) 信号灯初始状态为绿灯 $R_{flag}=1$ ，距离红灯时间 $t_r=20$ s，距离绿灯时间 $t_g=50$ s，信号灯所在位置 $S_{rg}=500$ m，红灯持续时长 30 s，绿灯持续时长 40 s。DSRC 有效距离 200 m~300 m，本文设为定值 250 m；

3) 自车使用 D-Class, Sedan，初始速度 15 m/s，驾驶员设定速度 $v_{set}=15$ m/s，最大允许车速 $v_{\max}=20$ m/s。自车初始位置随仿真工况而定。

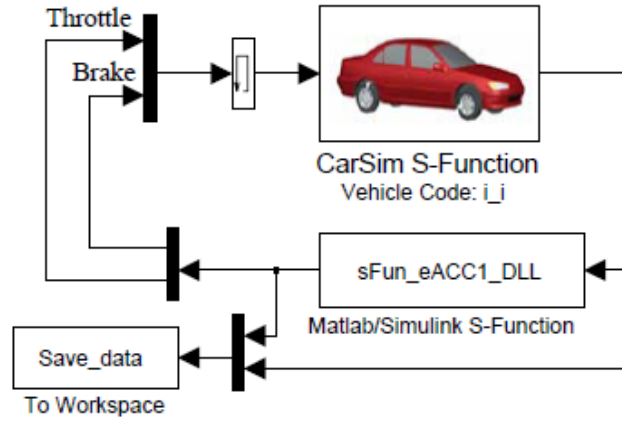


图 5.5 单信号灯联合仿真平台

5.1.2.2 仿真结果

自车初始位置为 0 m 时, 使用切换策略 A 仿真测试结果如图 5.6 所示。图 5.6 中 S 为自车行驶位移。自车按驾驶员设定速度匀速行驶, 进入 DSRC 有效距离后并未达到车间反应距离, 车辆继续匀速行驶, 直到自车与信号灯距离小于车间反应距离, 当前信号灯状态为红灯, 控制自车减速至完全停车, 怠速至信号灯状态变为绿灯时, 开始加速至驾驶员设定速度。

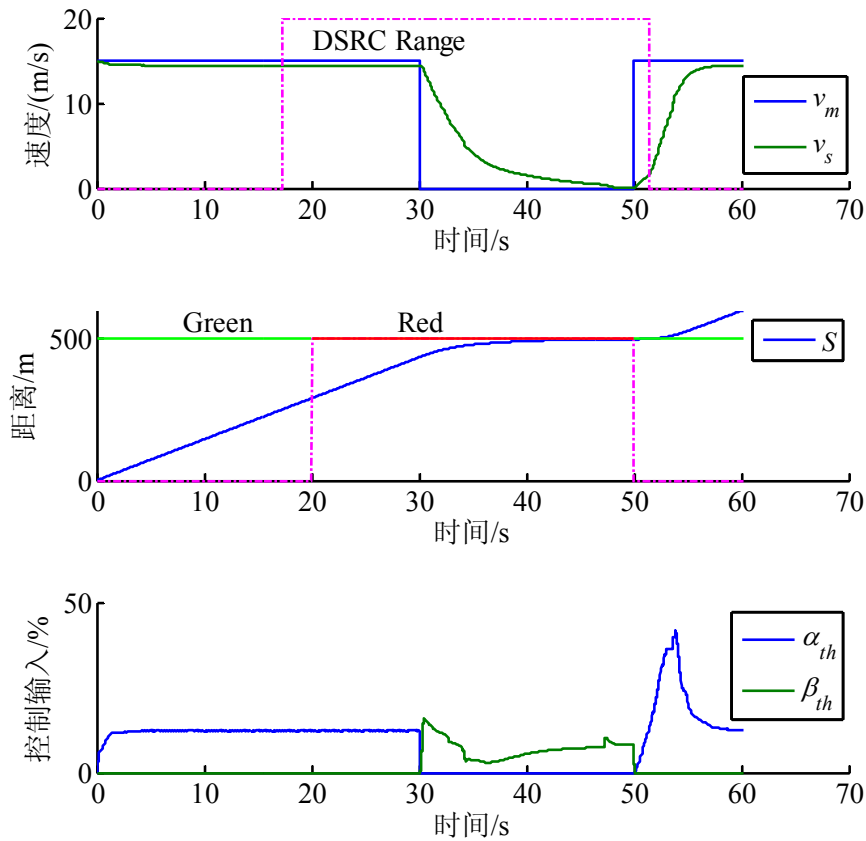


图 5.6 切换策略 A 仿真测试结果示例(初始位置 0 m)

自车初始位置为 0 m 时，使用切换策略 B 仿真测试结果如图 5.7 所示。自车按驾驶员设定速度匀速行驶，进入 DSRC 有效距离后发现继续保持该车速行驶将在红灯时间窗到达信号灯位置，因此开始控制自车减速慢行。可以注意到此时信号灯状态仍为绿灯，由于采用车-路通信，自车可以预知一段时间内信号灯变化时间信息，因此可以提前采取措施。可见，两种切换策略均能有效实现其设计思想。与文献[78]相比，本文所使用的切换策略 B 不需要选择加速度曲线，直接由 MPC 实时控制。

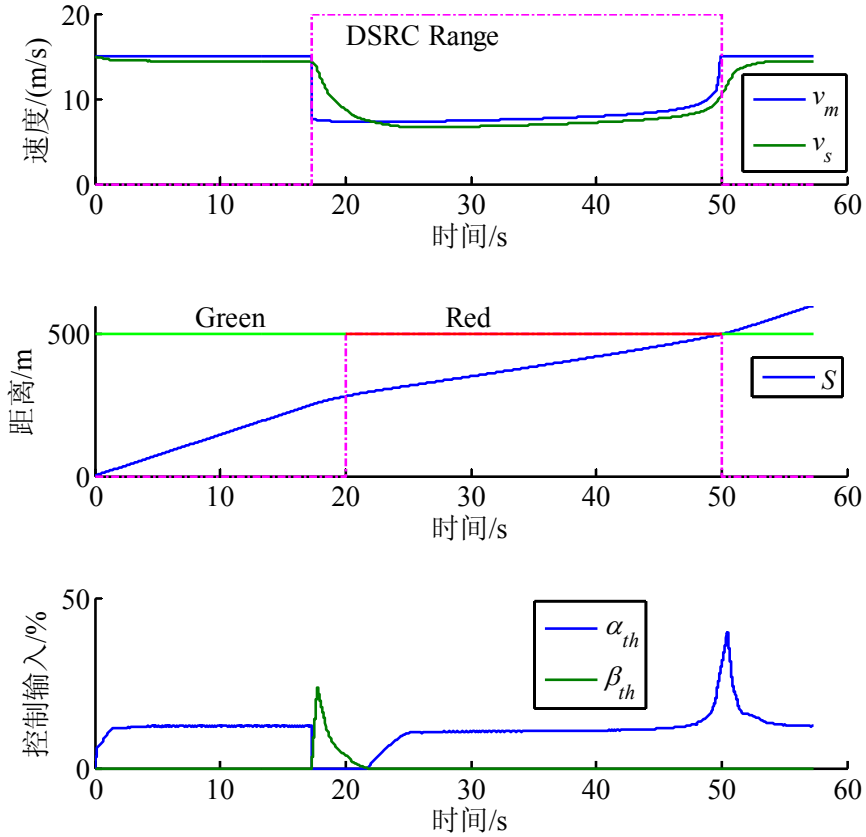


图 5.7 切换策略 B 仿真测试结果示例(初始位置 0 m)

改变自车初始位置，从 -300 m 到 300 m 每次增加 50 m，切换策略 A 和切换策略 B 仿真测试结果如图 5.8 和图 5.9 所示。统计不同初始位置仿真测试结果冲击度最大值 j 、平均耗油量 Q_s 以及仿真时长 $time$ 如表 5.1 所列。分析发现，使用切换策略 B 时，过远距离开始减速慢行反而增加油耗。可定量描述为：当距离绿灯时间 t_g 大于使用切换策略 A 车辆完全停车所需时间 t_{re} 时，使用切换策略 A 油耗较低；否则，使用切换策略 B 油耗较低。通过改变自车初始速度 v_s 进行系统仿真测试，统计 t_{re} 可用式(5.1)表示。

$$t_{re} = \frac{d - d_0 - 2v_{set}t_h}{v_s} + 0.3v_s + 13 \quad (5.1)$$

表 5.1 不同初始位置仿真测试结果统计

初始位置 (m)	切换策略 A			切换策略 B			切换策略 C		
	j (m/s ³)	Q_s (kg/100km)	time (s)	j (m/s ³)	Q_s (kg/100km)	time (s)	j (m/s ³)	Q_s (kg/100km)	time (s)
-300	0.42	4.65	62.26	0.42	4.65	62.26	0.42	4.65	62.26
-250	2.70	5.08	60.44	0.42	4.65	58.8	0.42	4.65	58.8
-200	2.07	5.46	60.63	0.46	4.68	56.99	0.46	4.68	56.99
-150	1.85	5.57	60.30	0.98	4.92	57.05	0.98	4.92	57.05
-100	1.77	5.68	60.15	1.35	5.23	57.16	1.35	5.23	57.16
-50	1.74	5.81	60.07	1.62	5.77	57.20	1.62	5.77	57.20
0	1.73	5.98	60.13	1.83	6.17	57.28	1.73	5.98	60.13
50	1.72	6.18	60.12	1.99	6.64	57.36	1.72	6.18	60.12
100	1.73	6.41	60.12	2.13	7.64	57.22	1.73	6.41	60.12
150	1.88	6.72	60.12	2.23	8.37	57.23	1.88	6.72	60.12
200	2.43	5.06	28.11	1.35	4.24	26.77	1.35	4.24	26.77
250	0.42	4.58	24.19	0.42	4.58	24.19	0.42	4.58	24.19
300	0.42	4.56	20.73	0.42	4.56	20.73	0.42	4.56	20.73

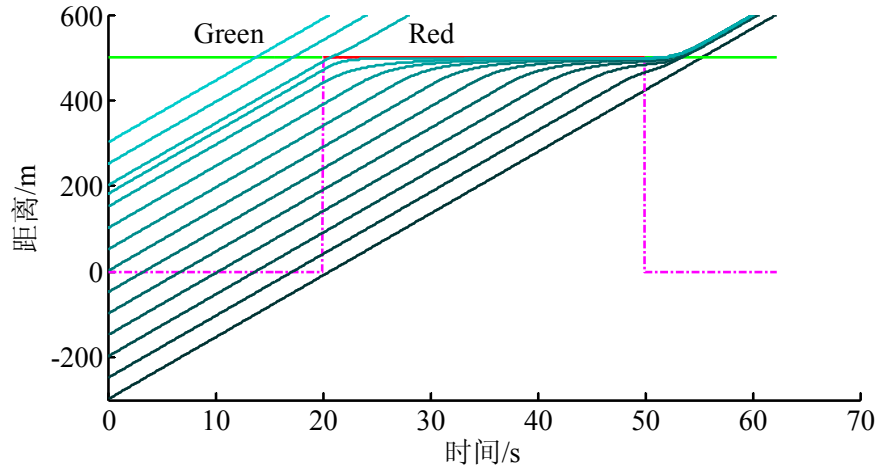


图 5.8 切换策略 A 仿真测试结果汇总

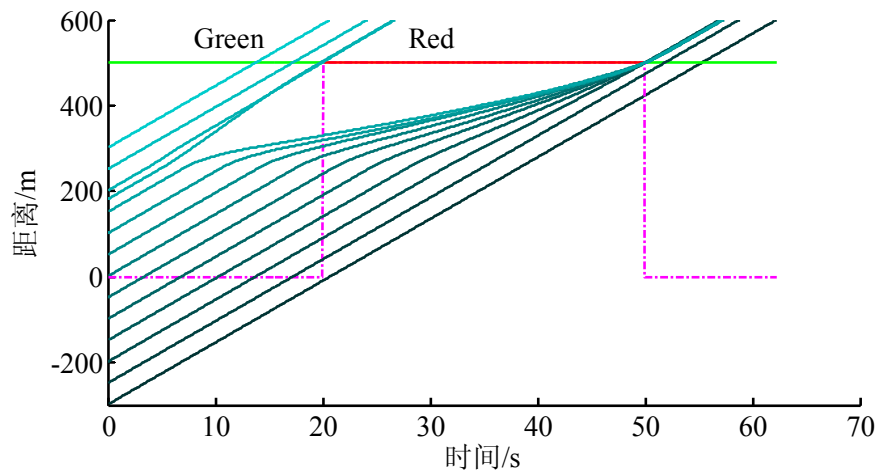


图 5.9 切换策略 B 仿真测试结果汇总

综合切换策略 A 和 B，设计切换策略 C 如图 5.10 所示。不同初始位置切换策略 C 仿真测试结果汇总如图 5.11 所示。结合表 5.1 中切换策略 C 冲击度最大值 j 和平均耗

油量 Q_s 统计值, 可知, 切换策略 C 综合了切换策略 A 和切换策略 B 的优点, 在距离绿灯时间较长时停车, 距离绿灯时间较短时减速慢行, 符合经济驾驶习惯^[10]。

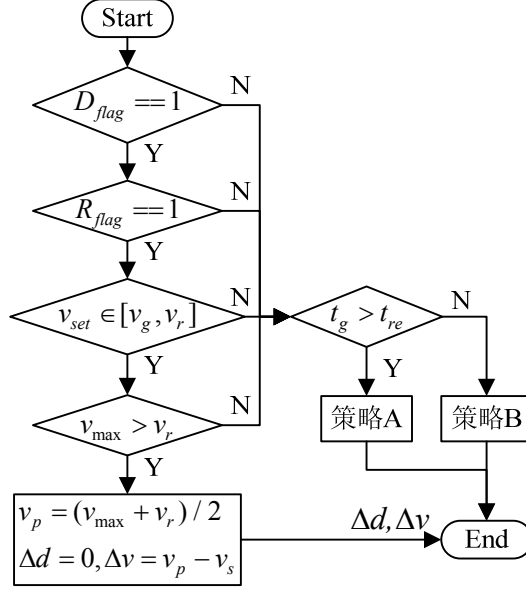


图 5.10 切换策略 C 流程图

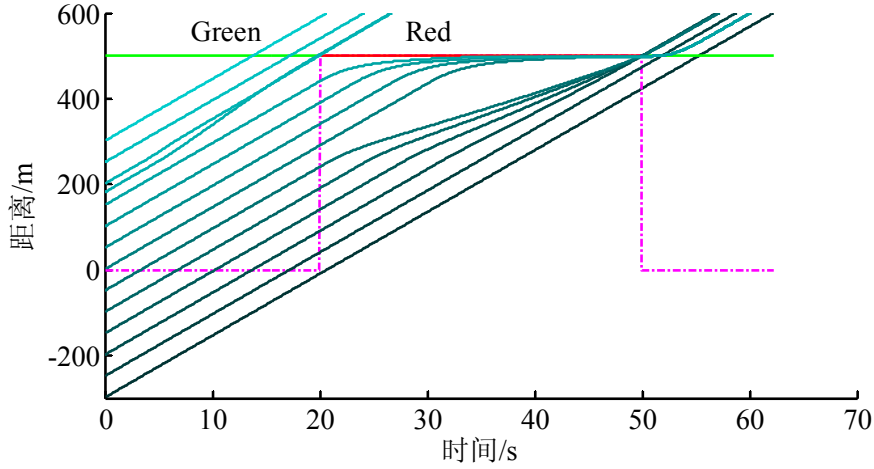


图 5.11 切换策略 C 仿真测试结果汇总

将仿真终止车辆位置修改为 1800 m, 分别设置自车初始位置 -100 m、0 m、100 m, 使用切换策略 C 连续通过两个信号灯仿真测试结果如图 5.12、图 5.13 和图 5.14 所示。第一个信号灯位于 500 m 处, 第二个信号灯位于 1300 m 处, 两个信号灯的初始状态及信号灯时长设置相同: 初始状态为绿灯 $R_{flag}=1$, 距离红灯时间 $t_r=20$ s, 距离绿灯时间 $t_g=50$ s, 信号灯所在位置 $S_{rg}=500$ m, 红灯持续时长 30 s, 绿灯持续时长 40 s。可见该切换策略能够根据自车和信号灯信息实时控制经济车速。以自车初始位置 -100 m 为例, 车辆匀速行驶至 DSRC 检测到第一个信号灯, 当前信号灯状态为红灯, 比较发现距离绿灯时间小于当前速度按切换策略 A 完全停车所需时间, 因此使用切换策略 B,

减速慢行至信号灯状态变为绿灯时恰好通过信号灯位置；随后加速至驾驶员设定速度，保持匀速至 DSRC 检测到第二个信号灯，此时信号灯状态为绿灯，比较发现距离绿灯时间大于当前速度按切换策略 A 完全停车所需时间，因此使用切换策略 A，减速至完全停车，怠速至信号灯状态变为绿灯时，开始加速至驾驶员设定速度。

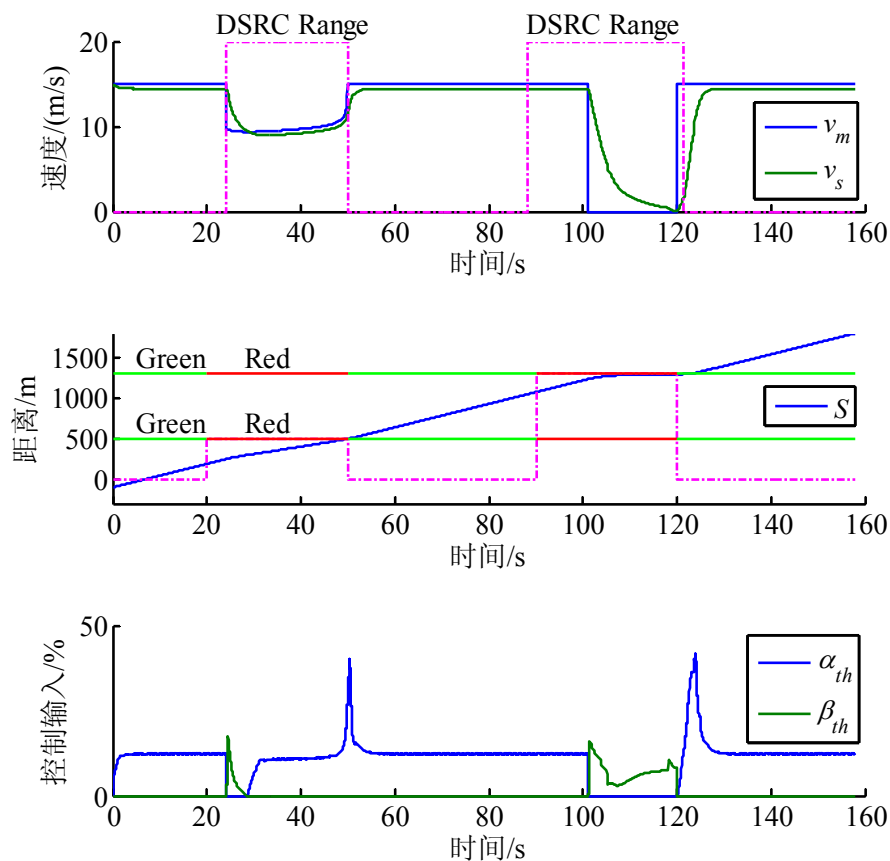
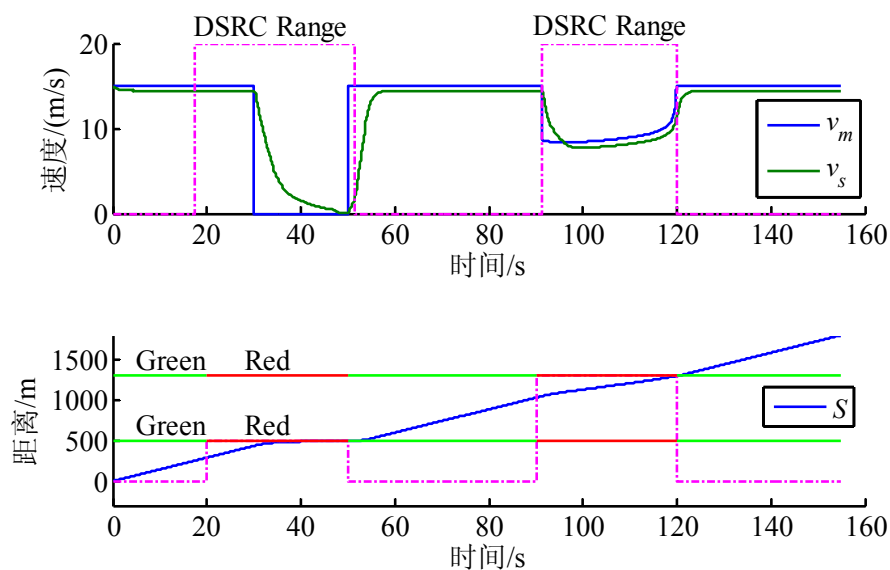


图 5.12 连续信号灯切换策略 C 仿真测试结果示例(自车初始位置-100 m)



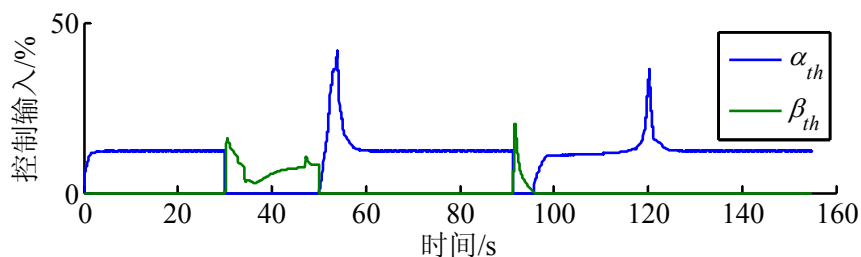


图 5.13 连续信号灯切换策略 C 仿真测试结果示例(自车初始位置 0 m)

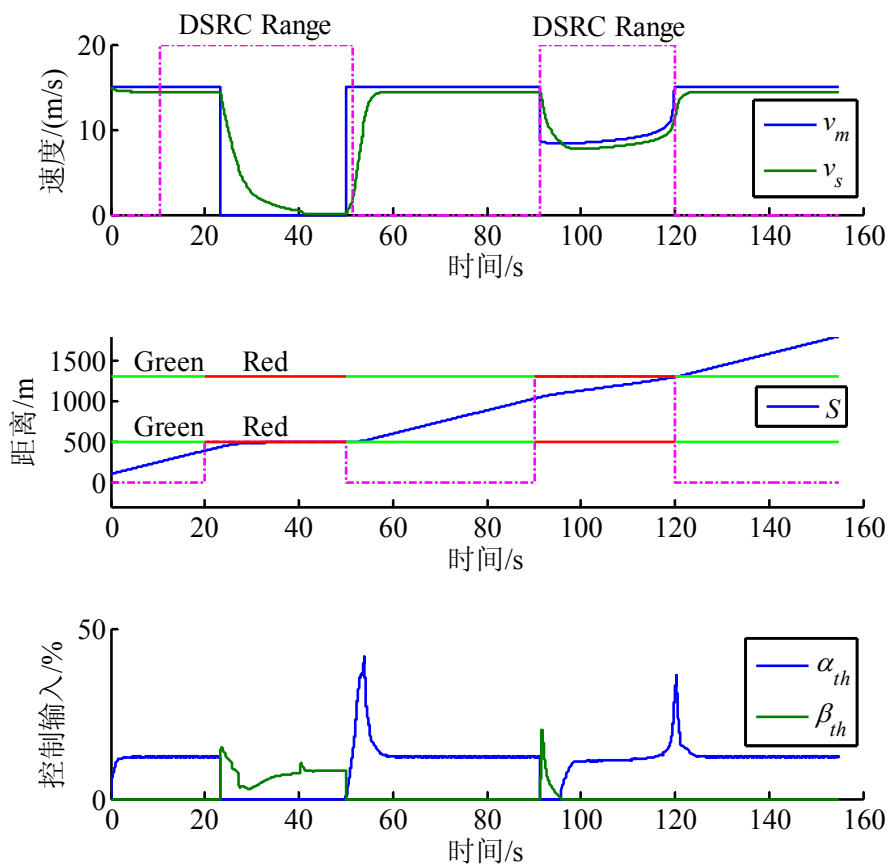


图 5.14 连续信号灯切换策略 C 仿真测试结果示例(自车初始位置 100 m)

5.1.3 实车试验

为进一步验证单信号灯经济车速控制策略的可行性和有效性,使用 3.3.1.1 节乘用车试验平台在水泥路进行实车道路试验,试验道路同 4.3 节。

实车试验过程设置同仿真测试。为便于再现测试过程、保证试验结果的可重复性和一致性,本文使用“虚拟信号灯”来代替实际信号灯。

自车初始位置为 0 m 时,使用切换策略 A 通过单个信号灯实车试验结果如图 5.15 所示,使用切换策略 B 实车试验结果如图 5.16 所示。自车初始位置为 -100 m 时,使用切换策略 C 连续通过两个信号灯实车试验结果如图 5.17 所示。实车试验结果同仿

真测试结果一致, 进一步证明本文设计的切换策略能够根据自车和信号灯信息实时控制经济车速。

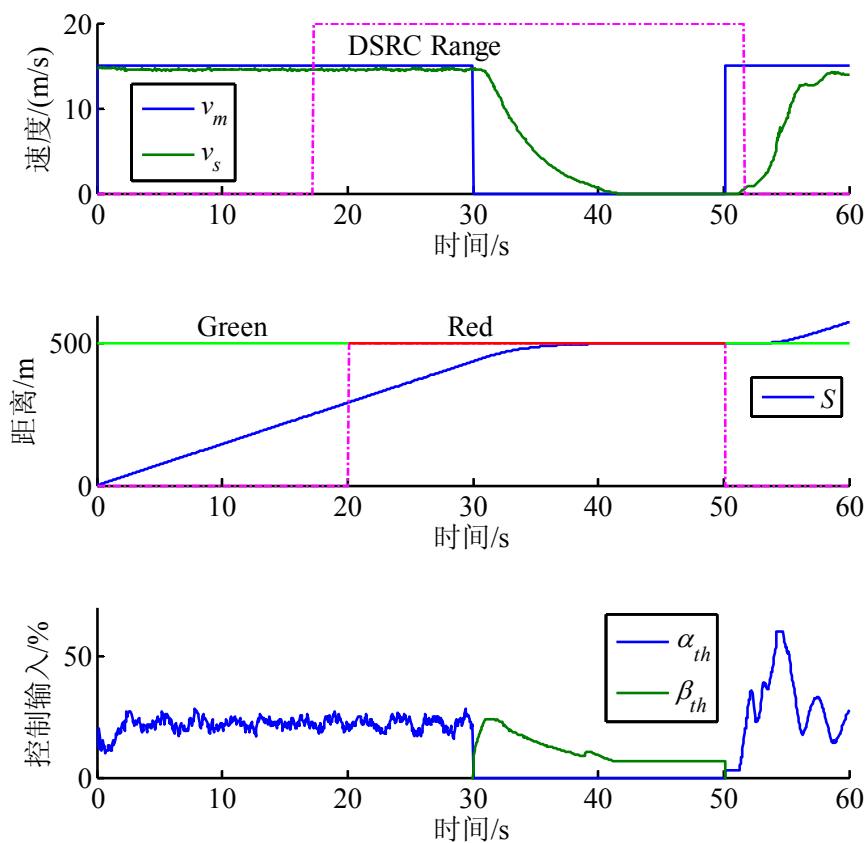
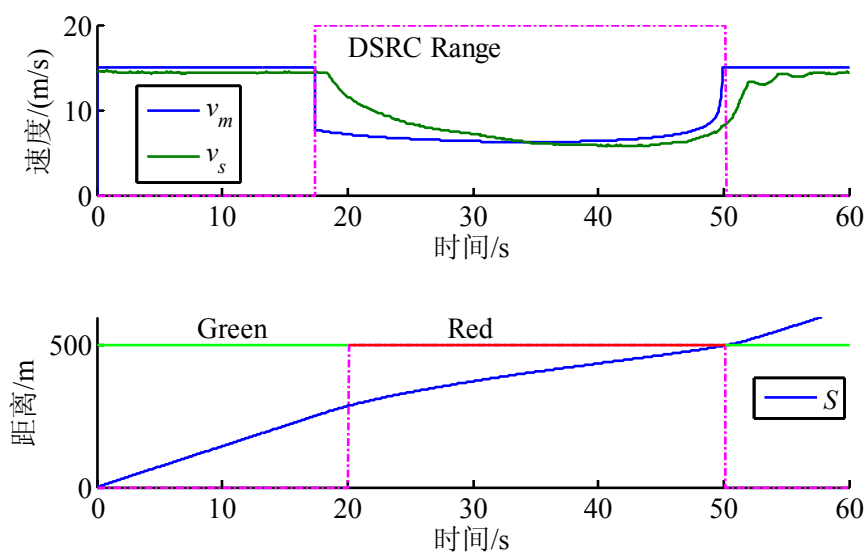


图 5.15 单个信号灯切换策略 A 实车试验结果示例(初始位置 0 m)



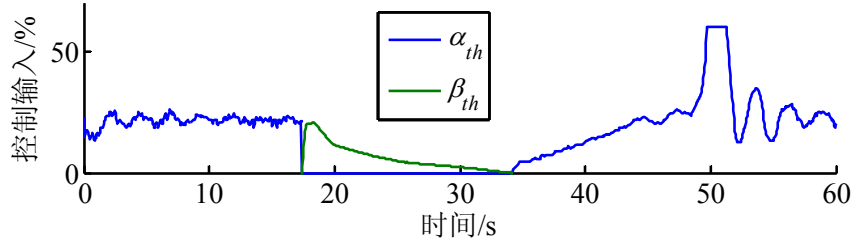


图 5.16 单个信号灯切换策略 B 实车试验结果示例(初始位置 0 m)

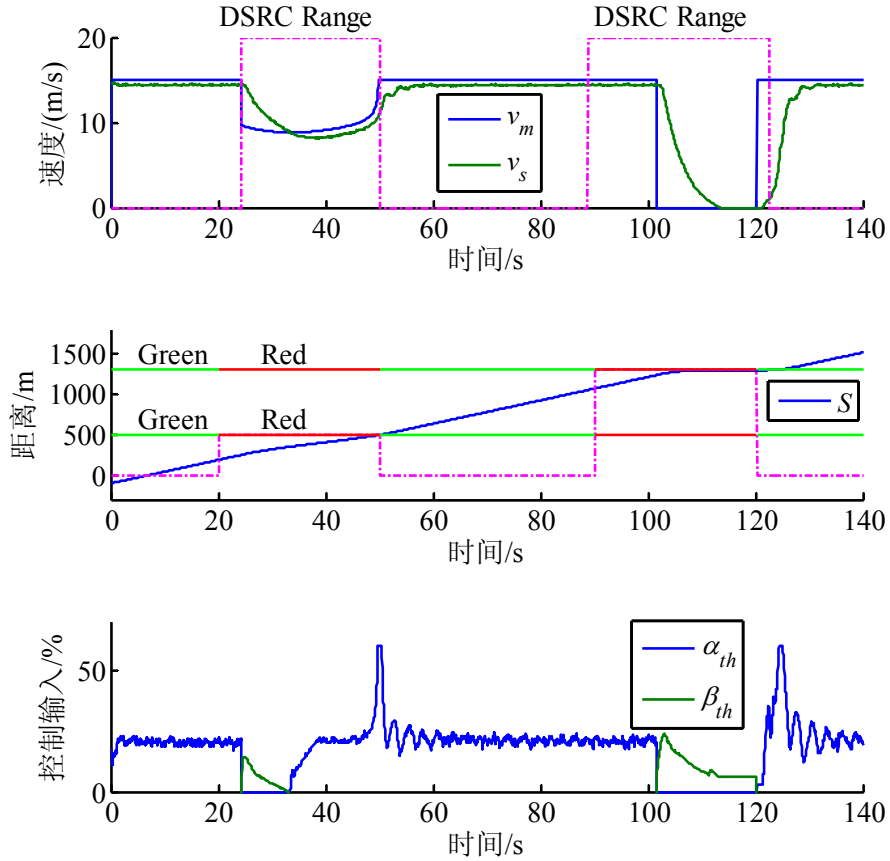


图 5.17 连续信号灯切换策略 C 实车试验结果示例(自车初始位置-100 m)

5.2 含跟车工况经济车速控制

5.2.1 控制策略

综合单信号灯经济车速控制和考虑车间反应距离的全速范围跟车控制,设计含跟车工况经济车速控制系统整体架构如图 5.18 所示。上位控制器首先使用切换策略根据信号灯状态及位置信息(信号灯标识 R_{flag} 、距离红灯时间 t_r 、距离绿灯时间 t_g 、信号灯所在位置 S_{rg})、车间状态(两车相对距离 d 、相对速度 Δv)以及自车速度 v_s 和位置 S_s 计算出期望距离误差 Δd 和速度误差 Δv ,然后带入 MPC 控制器得到自车期望加速度 a_{des} 。

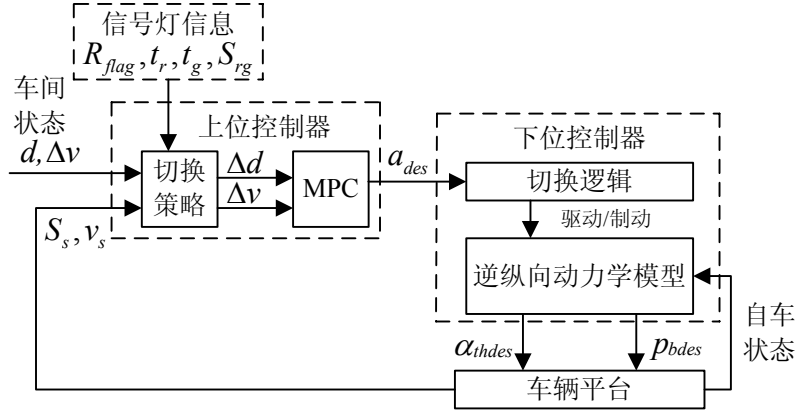


图 5.18 含跟车工况经济车速控制系统整体架构

含跟车工况切换策略如图 5.19 所示，关键点如下：

- 1) 首先判断 DSRC 范围内前方是否存在信号灯，存在时标识符 $D_{flag}=1$ ，否则 $D_{flag}=0$ ，直接使用第 4 章设计的跟车策略；
- 2) $D_{flag}=1$ 时，使用单信号灯切换策略 C 计算得到 Δd_1 、 Δv_1 ，使用跟车策略计算得到 Δd_2 、 Δv_2 。当满足判断条件 1: $(t_g > t_{re}) \& \& (d \leq d_r) \& \& (R_{flag} == 0)$ 时，令 $\Delta d = \min\{\Delta d_1, \Delta d_2\}$ 、 $\Delta v = \min\{\Delta v_1, \Delta v_2\}$ ；否则进一步判断是否满足判断条件 2；
- 3) 当满足判断条件 2：前方有车且前车未闯红灯时，令 $\Delta d = \lambda_1 \Delta d_1 + \lambda_2 \Delta d_2$ 、 $\Delta v = \lambda_1 \Delta v_1 + \lambda_2 \Delta v_2$ ，自车同时受信号灯和前车影响；否则令 $\Delta d = \Delta d_1$ 、 $\Delta v = \Delta v_1$ ，即前方无车或前车闯红灯时，自车只受信号灯影响。

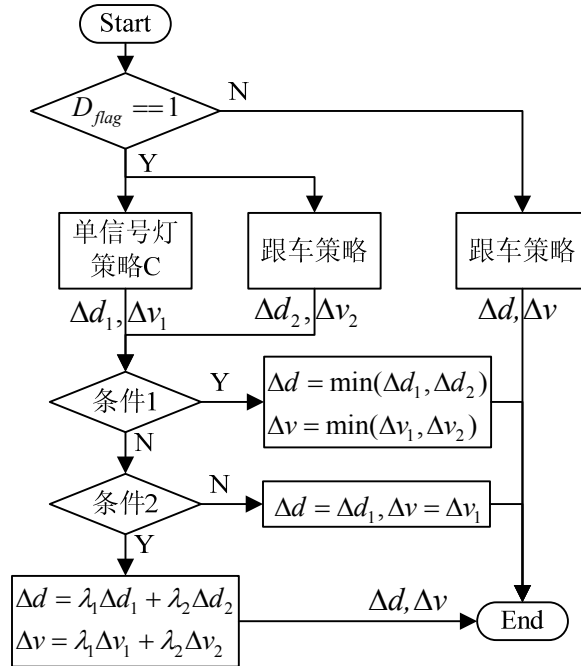


图 5.19 含跟车工况切换策略流程图

5.2.2 联合仿真测试

5.2.2.1 仿真设置

含跟车工况联合仿真平台如图 5.20 所示。仿真设置如下：

- 1) 仿真道路为平直铺装路，附着系数 0.85，仿真终止车辆位置 1000 m，仿真步长 1 ms，DLL 控制周期 50 ms；
- 2) 信号灯初始状态为绿灯 $R_{flag}=1$ ，距离红灯时间 $t_r=20$ s，距离绿灯时间 $t_g=50$ s，信号灯所在位置 $S_{rg}=500$ m，红灯持续时长 30 s，绿灯持续时长 40 s。DSRC 有效距离设为定值 250 m；
- 3) 前车使用 D-Class, Sedan，初始速度 15 m/s，驾驶员设定速度 $v_{set}=15$ m/s，最大允许车速 $v_{max}=20$ m/s；
- 4) 自车使用 D-Class, Sedan，初始速度 15 m/s，驾驶员设定速度 $v_{set}=17$ m/s，最大允许车速 $v_{max}=20$ m/s；
- 5) 前车初始位置随仿真工况而定，自车初始位置距离前车 35 m；前车使用单信号灯经济车速控制算法，自车使用含跟车工况经济车速控制算法。

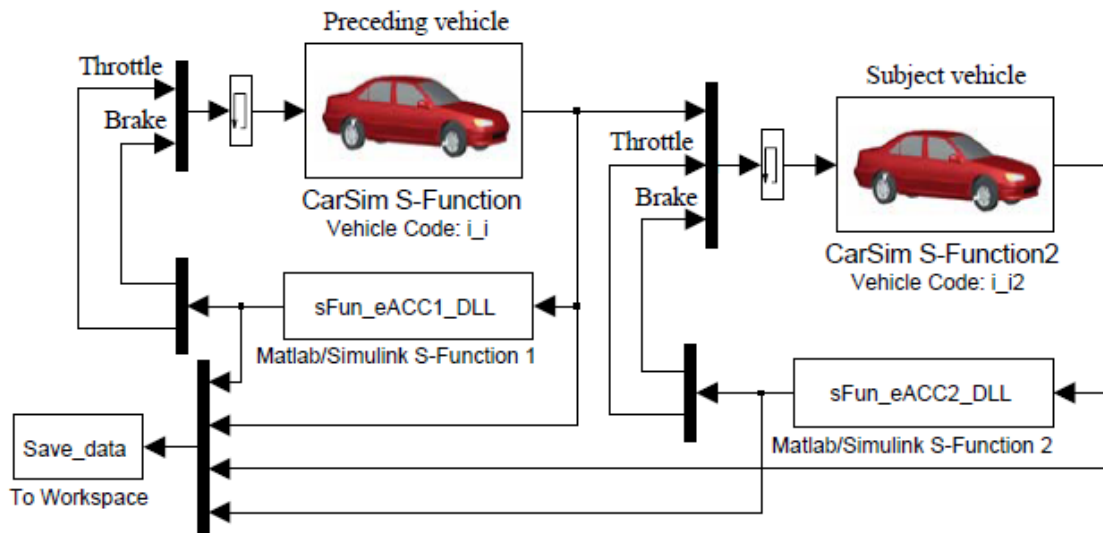


图 5.20 含跟车工况联合仿真平台

5.2.2.2 仿真结果

设置前车初始位置 -100 m、0 m、100 m，通过单个信号灯时仿真测试结果如图 5.21、图 5.22 和图 5.23 所示。图中下标 1、2 分别表示前车和自车。以前车初始位置 -100 m 为例，自车先是稳态跟随前车以 15 m/s 速度匀速行驶，而不是自车驾驶员设定的 17 m/s；前车进入 DSRC 检测范围开始减速慢行时，自车只受前车影响；当自车也进入

DSRC 检测范围时，同时受信号灯和前车影响，实现平稳跟车的同时，符合经济驾驶习惯。

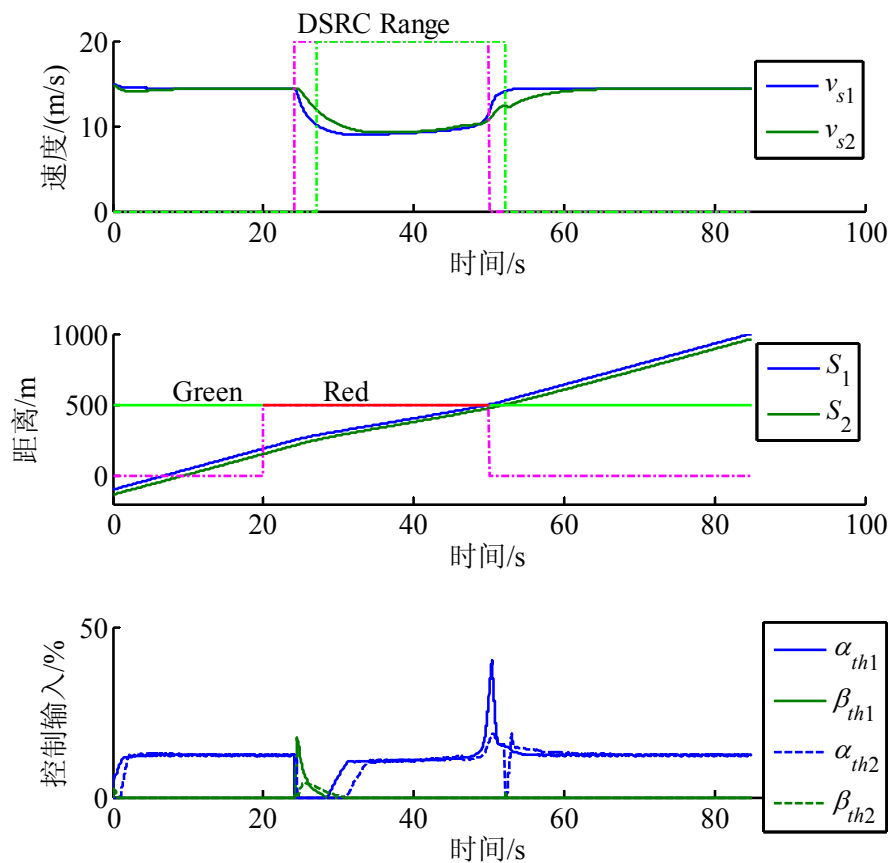
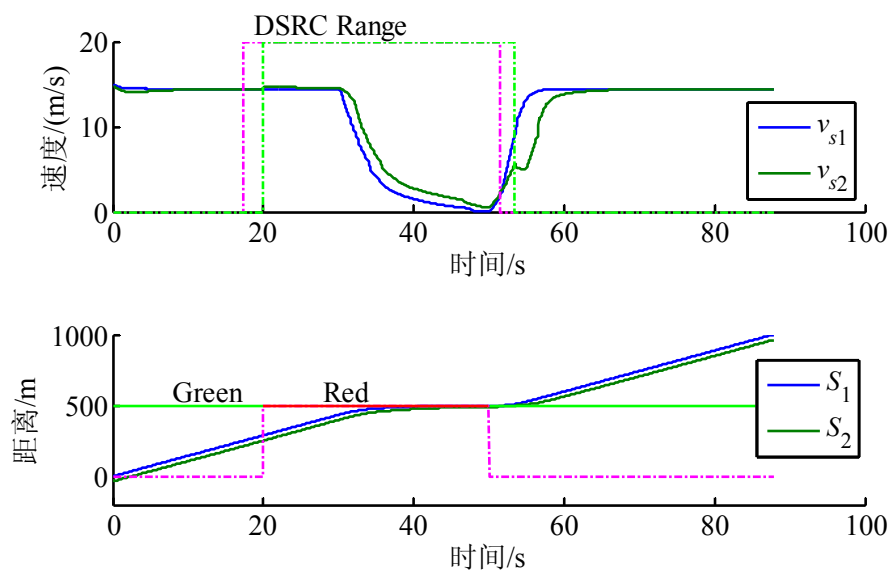


图 5.21 单个信号灯含跟车工况仿真测试结果示例(前车初始位置-100 m)



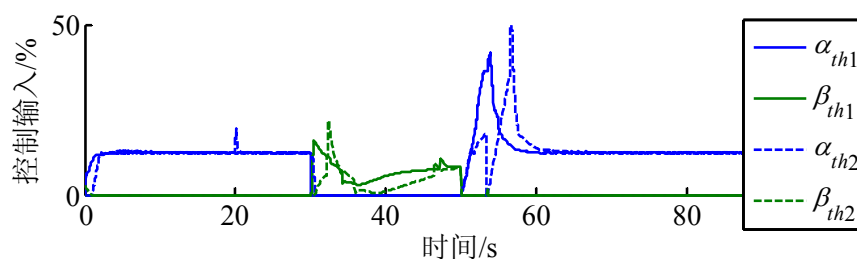


图 5.22 单个信号灯含跟车工况仿真测试结果示例(前车初始位置 0 m)

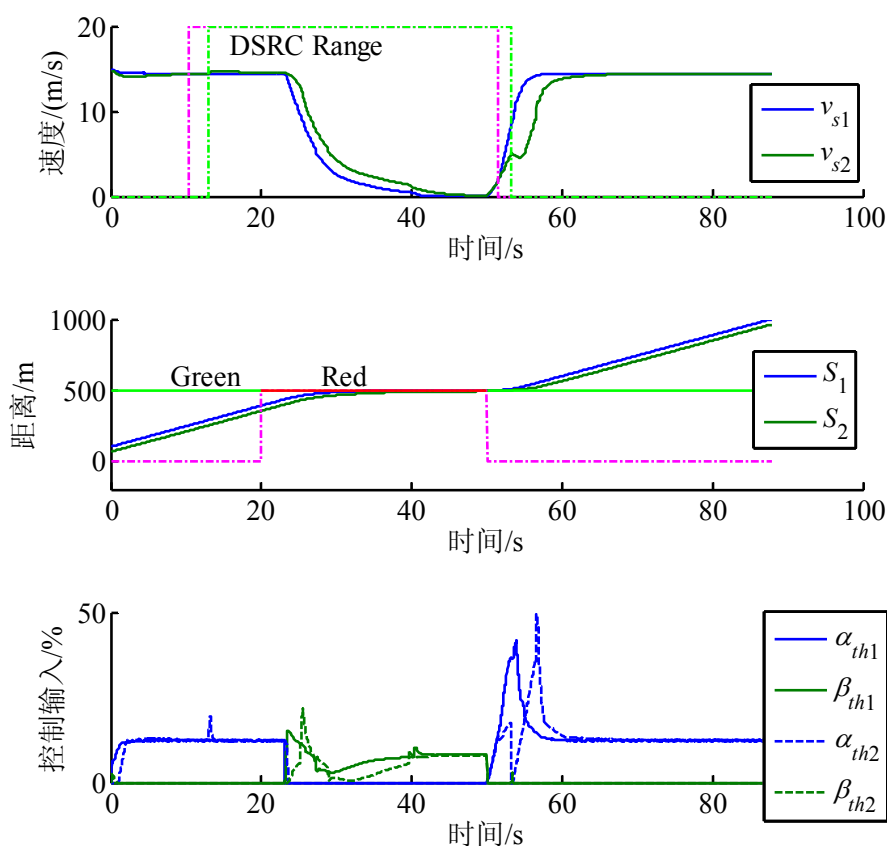
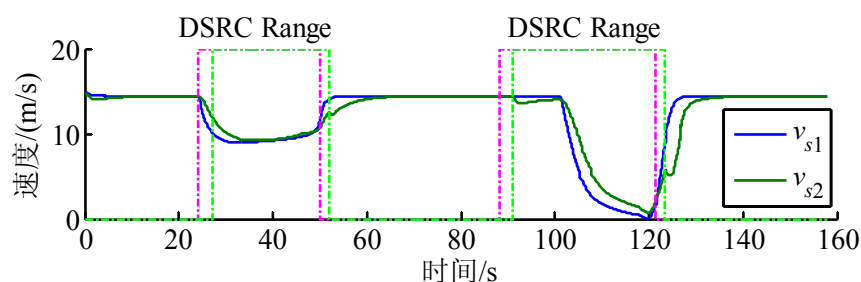


图 5.23 单个信号灯含跟车工况仿真测试结果示例(前车初始位置 100 m)

将仿真终止车辆位置修改为 1800 m，分别设置前车初始位置-100 m、0 m、100 m，连续通过两个信号灯仿真测试结果如图 5.24、图 5.25 和图 5.26 所示。信号灯设置同 5.1 节。可见含跟车工况经济车速控制策略能够根据自车、前车以及信号灯信息实时控制车速。



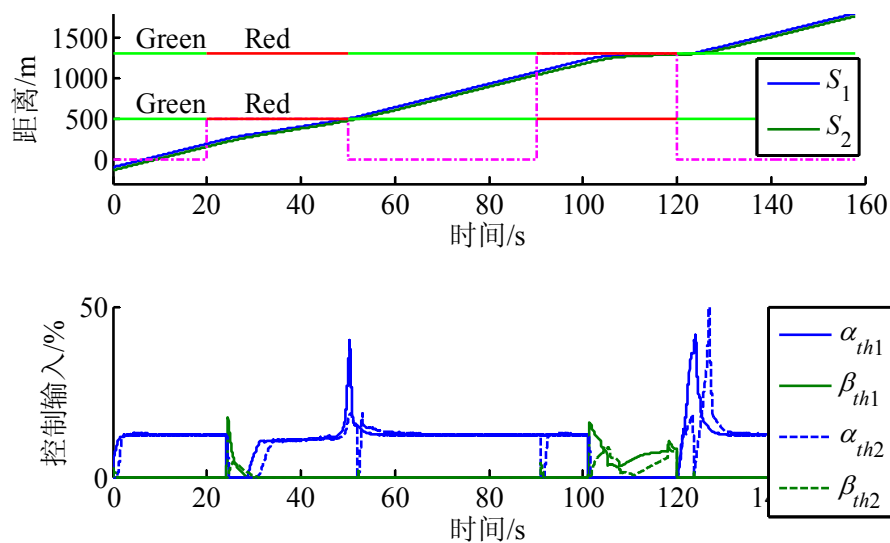


图 5.24 连续信号灯含跟车工况仿真测试结果示例(前车初始位置-100 m)

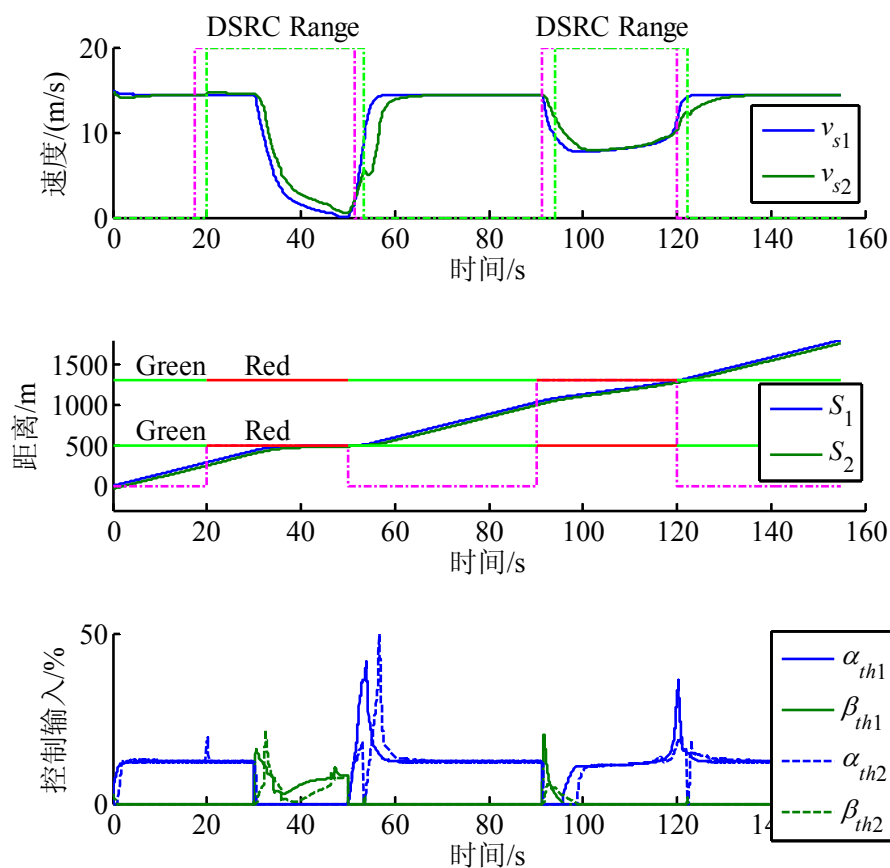


图 5.25 连续信号灯含跟车工况仿真测试结果示例(前车初始位置 0 m)

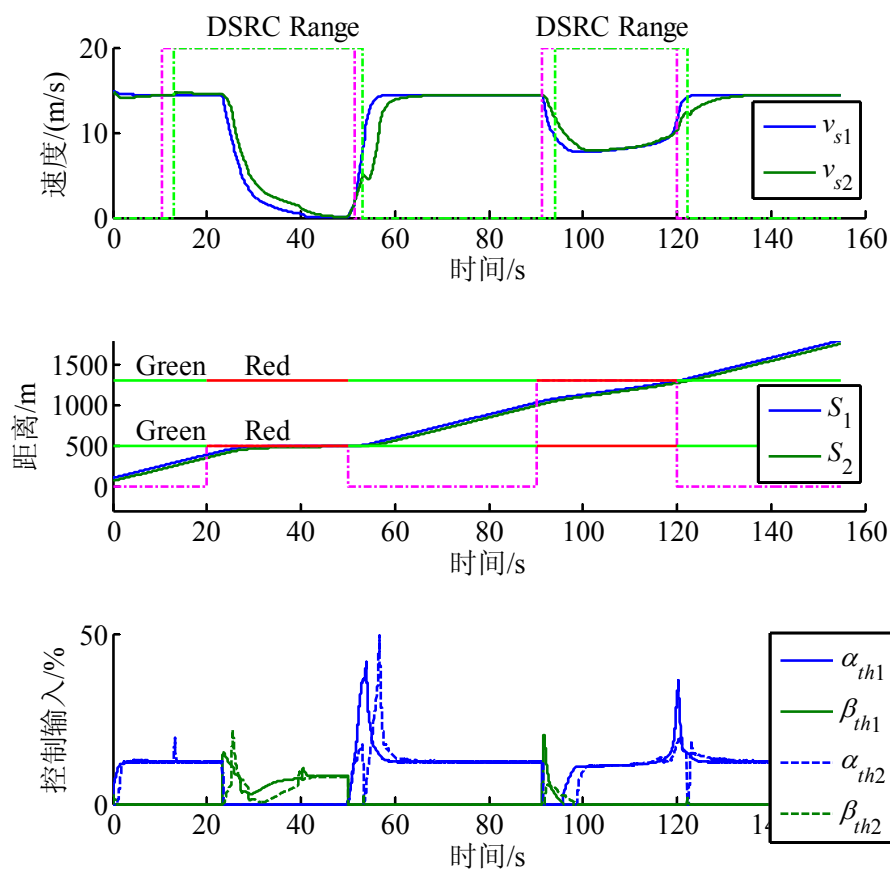
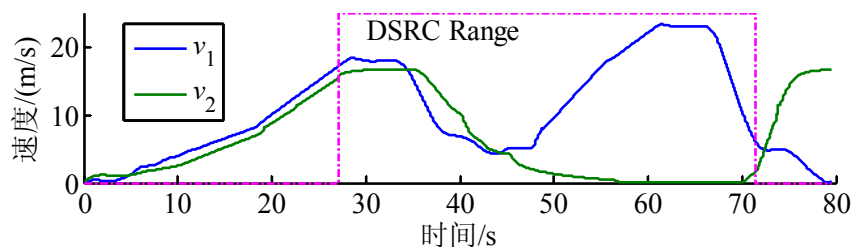


图 5.26 连续信号灯含跟车工况仿真测试结果示例(前车初始位置 100 m)

前车闯红灯仿真测试结果如图 5.27 所示。设置前车初始位置为 110 m、速度参考轨迹为 Zx23(见图 3.17)，由 CarSim 控制节气门和制动，并于 44 s 时闯红灯；自车初始位置 100 m、速度 0 m/s，使用含跟车工况经济车速控制算法。可见前车未闯红灯前，自车稳态跟随前车行驶；前车闯红灯后，自车能够适应这种变化，于红灯前停车；信号灯状态变为绿灯后，自车逐渐加速至驾驶员设定期望速度 17 m/s。



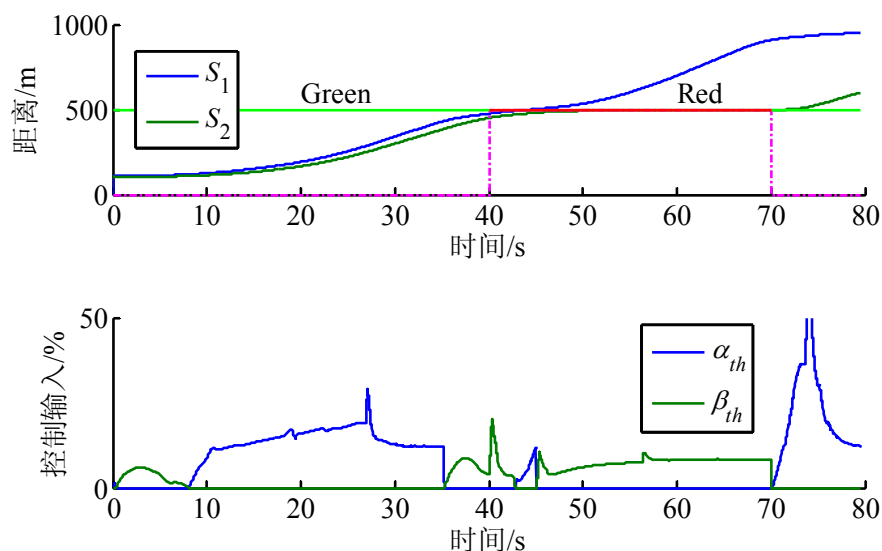


图 5.27 跟车工况前车闯红灯仿真测试结果示例

5.3 本章小结

基于 MPC 控制架构，设计的两种车速控制策略(反应时距内遇到红灯减速停车和避免红灯期间车辆怠速运行)均能有效实现其设计思想。仿真对比发现，避免红灯期间车辆怠速运行时，过远距离开始减速慢行反而增加油耗，且判断条件能够定量描述。由此得到的切换策略 C，能够综合两种切换策略的优点，在距离绿灯时间较长时停车，距离绿灯时间较短时减速慢行。在此基础上，设计的含跟车工况经济车速控制方法能够根据自车、前车以及信号灯信息实时控制车速，实现平稳跟车的同时，符合经济驾驶习惯。(期刊论文[6])

结 论

全文总结

本课题紧密围绕智能车辆纵向速度跟踪与控制,从智能车辆纵向动力学建模与执行器设计、速度跟踪控制、全速范围跟车控制、实时经济车速控制等方面开展研究工作,全文可总结如下:

1) 2.1 节从控制需求出发,建立了智能车辆纵向动力学模型。整车动力学模型使用点质量模型;给出台架试验测得的电控柴油机转矩控制响应特性、液力变矩器不同泵轮转速原始特性;通过实车道路试验测得越野车辆试验平台换挡规律和闭解锁规律为油门、车速双参数,转矩控制时为车速单参数;

2) 2.2 节设计了一种电控气压制动系统,系统具有较好的控制特性,能够满足智能车辆制动控制性能需求。使用梭阀从气路结构上保证了人工行车制动与电控行车制动灵活切换、平稳过渡。通过实车试验辨识出电磁阀控制特性、不同路面车辆滚动阻力系数、电控制动车辆减速度与车速及控制输入的关系,可为后续智能车辆控制策略的制定提供试验依据和理论支撑;

3) 第 3 章利用既有经验简化模型预测速度跟踪控制系统,只使用现代车辆易于获得的三个车辆状态和四个车辆参数来建立逆纵向动力学模型。所有简化均通过仿真及实车验证,系统易于移植到其他车辆平台。使用一个无需标定的切换逻辑来确定驱动或制动控制,结合简化逆纵向动力学模型和 MPC 自适应调节,该切换逻辑可在不同行驶工况下充分利用发动机辅助制动,并自动避免驱动/制动频繁切换或高频波动。系统最终实时运行于 16 位单片机中,实车试验性能良好。系统对于气压制动延时长、整车质量重、越野路况行驶时道路阻力波动大的越野车辆依然有效,可作为智能车辆车体运动控制得力技术加以推广;

4) 第 4 章通过引入车间反应距离的概念定量描述自车何时对目标车辆做出反应,进而使用单一控制算法实现全速范围跟车控制。从引起车辆抖振的实质原因来解决问题,有效避免了模式切换过程中车辆加速度突变。仿真测试及实车试验表明:目标车辆信息跳变、目标车辆行驶速度超过自车驾驶员设定限速时,考虑车间反应距离的 LQR 或 MPC 控制器均能有效处理复杂交通环境信息,实现自车安全、舒适行驶;

5) 基于 MPC 控制架构,5.1 节设计的两种车速控制策略(反应时距内遇到红灯减速停车和避免红灯期间车辆怠速运行)均能有效实现其设计思想。仿真对比发现,避免

红灯期间车辆怠速运行时，过远距离开始减速慢行反而增加油耗，且判断条件能够定量描述。由此得到的切换策略 C，能够综合两种切换策略的优点，在距离绿灯时间较长时停车，距离绿灯时间较短时减速慢行。在此基础上，5.2 节设计的含跟车工况经济车速控制方法能够根据自车、前车以及信号灯信息实时控制车速，实现平稳跟车的同时，符合经济驾驶习惯。

创新点

论文研究工作的创新点总结如下：

1) 针对越野车辆气压制动的结构和特点，设计了一种人工驾驶与无人驾驶切换灵活、过渡平稳的电控气压制动系统。系统能够快速、精确地响应制动请求，可广泛应用于使用气压制动系统的商用车辆，以实现无人驾驶或辅助驾驶功能；

2) 设计了一种模型预测速度跟踪控制方法。使用一个无需标定的切换逻辑来确定驱动或制动控制，结合简化逆纵向动力学模型和 MPC 自适应调节，该切换逻辑可在不同行驶工况下充分利用发动机辅助制动，并自动避免驱动/制动频繁切换或高频波动；使用简化 QP 求解算法，系统最终实时运行于 16 位单片机中；系统对于气压制动延时长、整车质量重、越野路况行驶时道路阻力波动大的越野车辆依然有效，可作为智能车辆车体运动控制得力技术加以推广；

3) 通过引入车间反应距离的概念定量描述自车何时对目标车辆做出反应，进而使用单一控制算法实现全速范围跟车控制。从引起车辆抖振的实质原因来解决问题，有效避免了模式切换过程中车辆加速度突变；

4) 基于 MPC 控制架构，设计的两种车速控制策略(反应时距内遇到红灯减速停车和避免红灯期间车辆怠速运行)均能有效实现其设计思想。指出避免红灯期间车辆怠速运行时，过远距离开始减速慢行反而增加油耗，并给出判断条件的定量描述。综合两种切换策略得到一种新的切换策略，在此基础上，设计的含跟车工况经济车速控制方法能够根据自车、前车以及信号灯信息实时控制车速，实现平稳跟车的同时，符合经济驾驶习惯。

展望

本文在智能车辆纵向速度跟踪与控制方面取得了一些成果，但仍然有许多工作要做。从已经取得的成果来看，还应在以下几个方面进一步研究：

1) 本文越野车辆试验平台未装备 ABS，后续可考虑加装 ABS，并研究如何与本

文电控气压制动系统有效结合，实现四轮独立制动；

2) 本文全速范围跟车控制系统通过“虚拟”前车进行实车试验，只是从验证控制算法本身出发，尚缺少与真实环境感知信息进行协调，后续可开展这方面的研究；

3) 本文单信号灯经济车速控制系统通过“虚拟”信号灯进行实车试验，只是从验证控制算法本身出发，尚缺少与真实交通信号灯及 DSRC 通信设备进行协调，后续可开展这方面的研究；

4) 含跟车工况经济车速控制实车试验需要控制两辆试验车，并使用车-车通信设备采集试验数据。限于本课题进度，未组织实车试验，只进行了系统仿真测试，后续可开展实车试验研究，进一步验证控制策略的可行性与有效性。

附录 A

本附录将推导如何根据离散系统状态方程设计模型预测控制器，并转换为便于计算求解的 QP 问题，更系统的推导过程可参见文献[85,99]等。

有以下线性离散系统状态方程：

$$\begin{aligned}\xi(k+1) &= A_k \xi(k) + B_k \mu(k) + d_k \\ \eta(k) &= C_k \xi(k) + D_k \mu(k) + e_k\end{aligned}\quad (\text{A.1})$$

做如下设定：

$$\begin{aligned}\tilde{A}_k &= \begin{pmatrix} A_k & B_k \\ \mathbf{0}_{m \times n} & I_m \end{pmatrix} \\ \tilde{B}_k &= \begin{pmatrix} B_k \\ I_m \end{pmatrix} \\ \tilde{C}_k &= (C_k \quad D_k) \\ \tilde{D}_k &= D_k \\ \tilde{\xi}(k) &= \begin{pmatrix} \xi(k) \\ \mu(k-1) \end{pmatrix} \\ \tilde{d}(k) &= \begin{pmatrix} d(k) \\ \mathbf{0}_m \end{pmatrix}\end{aligned}\quad (\text{A.2})$$

式中， $\mathbf{0}_{m \times n}$ 是 $m \times n$ 维 0 矩阵； $\mathbf{0}_m$ 是 m 维列矩阵； I_m 是 m 维单位矩阵。

将式(A.1)表示的系统状态方程中的输入、输出、系统矩阵、输入矩阵、输出矩阵和传递矩阵等做相应的变换，可得到如式(A.3)所示新的状态空间表达式，从而将式(A.1)中的控制输入由控制量 μ 转变为控制增量 $\Delta\mu$ 。

$$\begin{aligned}\tilde{\xi}(k+1) &= \tilde{A}_k \tilde{\xi}(k) + \tilde{B}_k \Delta\mu(k) + \tilde{d}_k \\ \eta(k) &= \tilde{C}_k \tilde{\xi}(k) + \tilde{D}_k \Delta\mu(k) + e_k\end{aligned}\quad (\text{A.3})$$

其中，

$$\Delta\mu(k) = \mu(k) - \mu(k-1) \quad (\text{A.4})$$

若已知 k 时刻系统的状态量 $\tilde{\xi}(k)$ 和控制增量 $\Delta\mu(k)$ ，通过式(A.3)，即可预测 $k+i$ 时刻的系统输出量 $\eta(k+i)$ 。

新的状态空间方程的系统输出量可计算如下：

$$\eta(k) = \tilde{C}_k \prod_{i=0}^{H_p-1} \tilde{A}_{k+i} \tilde{\xi}(k) + \prod_{i=0}^{H_p-1} \tilde{C}_k \prod_{j=i}^{H_p-1} \tilde{A}_j [\tilde{B}_i \Delta\mu(k+i) + \tilde{d}(k+i)] + \tilde{D}_k \Delta\mu(k) + e(k) \quad (\text{A.5})$$

在预测时域 H_p 内系统输出量用下式计算：

$$Y(k) = \Psi \tilde{\xi}(k) + \Theta \Delta U(k) + \Gamma \Phi(k) + A(k) \quad (\text{A.6})$$

其中,

$$Y(k) = \begin{bmatrix} \eta(k+1) \\ \eta(k+2) \\ \vdots \\ \eta(k+H_p) \end{bmatrix} \quad (\text{A.7a})$$

$$\Psi = \begin{bmatrix} \tilde{C}_{k+1} \tilde{A}_k \\ \tilde{C}_{k+2} \tilde{A}_{k+1} \tilde{A}_k \\ \vdots \\ \tilde{C}_{k+H_p} \prod_{i=0}^{H_p-1} \tilde{A}_{k+i} \end{bmatrix} \quad (\text{A.7b})$$

$$\Theta = \begin{bmatrix} \tilde{C}_{k+1} \tilde{B}_k & \tilde{D}_{k+1} & \cdots & \mathbf{0}_{p \times m} \\ \tilde{C}_{k+2} \tilde{A}_{k+1} \tilde{B}_k & \tilde{C}_{k+2} \tilde{B}_{k+1} & \tilde{D}_{k+2} & \ddots \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \tilde{C}_{k+H_p} \prod_{i=1}^{H_p-1} \tilde{A}_{k+i} \tilde{B}_k & \tilde{C}_{k+H_p} \prod_{i=2}^{H_p-1} \tilde{A}_{k+i} \tilde{B}_{k+1} & \cdots & \tilde{C}_{k+H_p} \prod_{i=H_c}^{H_p-1} \tilde{A}_{k+i} \tilde{B}_{k+H_c-1} \end{bmatrix} \quad (\text{A.7c})$$

$$\Delta U(k) = \begin{bmatrix} \Delta \mu(k) \\ \Delta \mu(k+1) \\ \vdots \\ \Delta \mu(k+H_c) \end{bmatrix} \quad (\text{A.7d})$$

$$\Gamma = \begin{bmatrix} \tilde{C}_{k+1} & \mathbf{0}_{p \times n} & \cdots & \mathbf{0}_{p \times n} \\ \tilde{C}_{k+2} \tilde{A}_{k+1} & \tilde{C}_{k+2} & \vdots & \ddots \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \tilde{C}_{k+H_p} \prod_{i=1}^{H_p-1} \tilde{A}_{k+i} & \tilde{C}_{k+H_p} \prod_{i=2}^{H_p-1} \tilde{A}_{k+i} & \cdots & \tilde{C}_{k+H_p} \end{bmatrix} \quad (\text{A.7e})$$

$$\Phi(k) = \begin{bmatrix} \tilde{d}(k) \\ \tilde{d}(k+1) \\ \vdots \\ \tilde{d}(k+H_p-1) \end{bmatrix} \quad (\text{A.7f})$$

$$A(k) = \begin{bmatrix} e(k+1) \\ \vdots \\ e(k+H_p) \end{bmatrix} \quad (\text{A.7g})$$

式中, $Y(k) \in \mathbb{R}^{pH_p}$, $\Psi \in \mathbb{R}^{pH_p \times nH_p}$, $\Theta \in \mathbb{R}^{pH_p \times mH_c}$, $\Delta U(k) \in \mathbb{R}^{mH_c}$, $\Gamma \in \mathbb{R}^{pH_p \times nH_p}$, $\Phi(k) \in \mathbb{R}^{nH_p}$, $A(k) \in \mathbb{R}^{pH_p}$

定义输出量 $\eta(k)$ 如下:

$$\eta(k) = [\eta_{tr}(k), \eta_c(k), \eta_{sc}(k)]^T \quad (\text{A.8})$$

其中, $\eta_{tr} \in \mathbb{R}^{p_y}$, $\eta_c \in \mathbb{R}^{p_c}$, $\eta_{sc} \in \mathbb{R}^{p_u}$. $\eta_{tr}, \eta_c, \eta_{sc}$ 分别为控制输出量、硬约束输出量和软约束

输出量。

定义预测时域 H_p 内控制输出量的预测值 $Y_{tr}(t)$ 如下：

$$\begin{aligned} Y_{tr}(k) &= [\eta_{tr}(k+1), \eta_{tr}(k+2), \dots, \eta_{tr}(k+H_p)]^T \\ Y_{tr}(k) &= \Upsilon_{tr} Y(k) \end{aligned} \quad (A.9a)$$

式中, $\Upsilon_{tr} \in \mathbb{R}^{H_p p_y \times H_p p}$

$$\Upsilon_{tr} = \begin{bmatrix} \mathbf{I}_{p_y \times p_y} & \mathbf{0}_{p_y \times p_c} & \mathbf{0}_{p_y \times p_u} & \cdots & \mathbf{0}_{p_y \times p_y} & \mathbf{0}_{p_y \times p_c} & \mathbf{0}_{p_y \times p_u} \\ \mathbf{0}_{p_y \times p_y} & \mathbf{0}_{p_y \times p_c} & \mathbf{0}_{p_y \times p_u} & \cdots & \mathbf{0}_{p_y \times p_y} & \mathbf{0}_{p_y \times p_c} & \mathbf{0}_{p_y \times p_u} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \mathbf{0}_{p_y \times p_y} & \mathbf{0}_{p_y \times p_c} & \mathbf{0}_{p_y \times p_u} & \cdots & \mathbf{I}_{p_y \times p_y} & \mathbf{0}_{p_y \times p_c} & \mathbf{0}_{p_y \times p_u} \end{bmatrix} \quad (A.9b)$$

结合式(A.6)和(A.9a)可计算得到预测时域 H_p 内控制输出量的预测值 $Y_{tr}(k)$, 计算公式如下：

$$Y_{tr}(k) = \Psi_{tr} \tilde{\xi}(k) + \Theta_{tr} \Delta U(k) + \Gamma_{tr} \Phi(k) + \Lambda_{tr}(k) \quad (A.10a)$$

式中,

$$\Psi_{tr} = \Upsilon_{tr} \Psi, \Theta_{tr} = \Upsilon_{tr} \Theta, \Gamma_{trk} = \Upsilon_{tr} \Gamma, \Lambda_{tr}(k) = \Upsilon_{tr} \Lambda(k) \quad (A.10b)$$

预测时域 H_p 内的硬约束输出量 $Y_c(k)$ 和软约束输出量 $Y_{sc}(k)$ 可通过类似式(A.10a)的形式计算得到。其中, $\Upsilon_c \in \mathbb{R}^{H_p p_c \times H_p p}$, $\Upsilon_{sc} \in \mathbb{R}^{H_p p_u \times H_p p}$

观察式(A.10a)可知, 预测时域 H_p 内控制输出量的预测值 $Y_{tr}(k)$ 可通过当前时刻已知的状态量 $\xi(k)$ 、上一时刻的控制量 $\mu(k-1)$ 和控制时域 H_c 内未知的控制增量 $\Delta U(k)$ 计算得到。这个过程正是模型预测控制算法中“预测、滚动优化”功能的实现。

系统控制时域 H_c 内的控制增量 $\Delta U(k)$ 是未知的, 通过设定合理的优化目标函数并使其最小化, 可求得在控制时域 H_c 内满足约束条件的最优控制序列。

考虑目标函数如下：

$$\begin{aligned} J(\xi(k), \mu(k-1), \Delta U(k), \varepsilon) \\ = \sum_{i=1}^{H_p} \left\| \eta_{tr}(k+i) - \eta_{ref}(k+i) \right\|_Q^2 + \sum_{i=0}^{H_c-1} \left\| \Delta \mu(k+i) \right\|_R^2 + \sum_{i=0}^{H_c-1} \left\| \mu(k+i) \right\|_S^2 + \rho \varepsilon^2 \end{aligned} \quad (A.11)$$

式中, H_p 和 H_c 分别为预测时域和控制时域; $\eta_{ref}(k+i)$ $i=1, \dots, H_p$ 是参考输出量; $Q \in \mathbb{R}^{p_y \times p_y}$, $R \in \mathbb{R}^{m \times m}$, $S \in \mathbb{R}^{m \times m}$, $\rho \in \mathbb{R}$ 为权重矩阵。

其中, 第一项用于惩罚系统在预测时域 H_p 内, 输出量与参考输出量之间的偏差, 即反应了系统对参考轨迹的快速跟踪能力; 第二项用于惩罚系统在控制时域 H_c 内的控制增量大小, 即反应了系统对控制量平稳变化的要求; 第三项用于惩罚系统在控制时域 H_c 内的控制量大小, 即反应了系统对控制量极值的要求。然而由于系统是实时变化的, 在控制周期内不能保证每个时刻满足约束条件的优化目标函数都能求得最优

解。因此有必要在优化目标函数中加入松弛因子，保证在控制周期内无最优解的情况下，系统以求得的次优解代替最优解，防止出现无可行解的情况发生。

以上形式的优化目标函数是一般形式，为便于计算机编程求解，可通过适当处理转换为标准二次型，即 QP 问题。

将式(A.10)代入式(A.11)中，经过相应的矩阵计算，即可得到标准二次型目标函数。具体计算过程如下：

首先做如下设定：

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \cdots & \cdots & 0 \\ 1 & 1 & 0 & \cdots & 0 \\ \cdots & \cdots & \cdots & \ddots & \vdots \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{A.12a})$$

$$\mathbf{M} = \mathbf{K} \otimes \mathbf{I}_m \quad (\text{A.12b})$$

式中， $\mathbf{K} \in \mathbb{R}^{H_c \times H_c}$, $\mathbf{M} \in \mathbb{R}^{H_c m \times H_c m}$ ， \otimes 指克罗内克积符号。

$$\mathbf{Q}_e = \begin{bmatrix} \mathbf{Q} & \mathbf{0}_{p_y \times p_y} & \cdots & \mathbf{0}_{p_y \times p_y} \\ \mathbf{0}_{p_y \times p_y} & \mathbf{Q} & \cdots & \mathbf{0}_{p_y \times p_y} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \mathbf{0}_{p_y \times p_y} & \mathbf{0}_{p_y \times p_y} & \mathbf{0}_{p_y \times p_y} & \mathbf{Q} \end{bmatrix} \quad (\text{A.12c})$$

$$\mathbf{R}_e = \begin{bmatrix} \mathbf{R} & \mathbf{0}_{m \times m} & \cdots & \mathbf{0}_{m \times m} \\ \mathbf{0}_{m \times m} & \mathbf{R} & \cdots & \mathbf{0}_{m \times m} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \mathbf{0}_{m \times m} & \mathbf{0}_{m \times m} & \mathbf{0}_{m \times m} & \mathbf{R} \end{bmatrix} \quad (\text{A.12d})$$

$$\mathbf{S}_e = \begin{bmatrix} \mathbf{S} & \mathbf{0}_{m \times m} & \cdots & \mathbf{0}_{m \times m} \\ \mathbf{0}_{m \times m} & \mathbf{S} & \cdots & \mathbf{0}_{m \times m} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \mathbf{0}_{m \times m} & \mathbf{0}_{m \times m} & \mathbf{0}_{m \times m} & \mathbf{S} \end{bmatrix} \quad (\text{A.12e})$$

式中， $\mathbf{Q}_e \in \mathbb{R}^{p_y H_p \times p_y H_p}$, $\mathbf{R}_e \in \mathbb{R}^{m H_c \times m H_c}$, $\mathbf{S}_e \in \mathbb{R}^{m H_c \times m H_c}$

做如下设定：

$$\boldsymbol{\varepsilon}(k) = \boldsymbol{\Psi}_{tr} \tilde{\boldsymbol{\xi}}(k) + \boldsymbol{\Gamma}_{tr} \boldsymbol{\Phi}(k) + \mathbf{A}_{tr}(k) - \mathbf{Y}_{ref}(k) \quad (\text{A.12f})$$

$$\begin{aligned} \mathbf{Y}_{ref}(k) &= [\boldsymbol{\eta}_{ref}(k+1), \boldsymbol{\eta}_{ref}(k+2), \cdots, \boldsymbol{\eta}_{ref}(k+H_p)]^T \\ \mathbf{U}(k) &= \mathbf{M} \Delta \mathbf{U}(k) + \mathbf{U}(k-1) \\ \mathbf{U}(k-1) &= \mathbf{1}_{H_c} \otimes \boldsymbol{\mu}(k-1) \end{aligned} \quad (\text{A.12g})$$

将式(A.12a–A.12g)代入式(A.11)，得：

$$\begin{aligned}
 & J(\xi(k), \mu(k-1), \Delta U(k), \varepsilon) \\
 &= [\varepsilon(k) + \Theta_{tr} \Delta U(k)]^T \underline{Q}_e [\varepsilon(k) + \Theta_{tr} \Delta U(k)] + \Delta U(k)^T \mathbf{R}_e \Delta U(k) + \\
 & \quad [M \Delta U(k) + U(k-1)]^T \mathbf{S}_e [M \Delta U(k) + U(k-1)] + \rho \varepsilon^2 \\
 &= \Delta U(k)^T [\Theta_{tr}^T \underline{Q}_e \Theta_{tr} + \mathbf{R}_e + M^T \mathbf{S}_e M] \Delta U(k) + U(k-1)^T \mathbf{S}_e U(k-1) + \\
 & \quad [2\varepsilon(k)^T \underline{Q}_e \Theta_{tr} + 2U(k-1)^T \mathbf{S}_e M] \Delta U(k) + \varepsilon(k)^T \underline{Q}_e \varepsilon(k) + \rho \varepsilon^2 \\
 &= \frac{1}{2} \begin{bmatrix} \Delta U(k) \\ \varepsilon \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} 2(\Theta_{tr}^T \underline{Q}_e \Theta_{tr} + \mathbf{R}_e + M^T \mathbf{S}_e M) & \mathbf{0}_{mH_c \times 1} \\ \mathbf{0}_{1 \times mH_c} & 2\rho \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta U(k) \\ \varepsilon \end{bmatrix} + \\
 & \quad \begin{bmatrix} 2\varepsilon(k)^T \underline{Q}_e \Theta_{tr} + 2U(k-1)^T \mathbf{S}_e M & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta U(k) \\ \varepsilon \end{bmatrix} + \\
 & \quad \varepsilon(k)^T \underline{Q}_e \varepsilon(k) + U(k-1)^T \mathbf{S}_e U(k-1) + \rho \varepsilon^2
 \end{aligned} \tag{A.13}$$

做如下设定：

$$\begin{aligned}
 \mathbf{H} &= \begin{bmatrix} 2(\Theta_{tr}^T \underline{Q}_e \Theta_{tr} + \mathbf{R}_e + M^T \mathbf{S}_e M) & \mathbf{0}_{mH_c \times 1} \\ \mathbf{0}_{1 \times mH_c} & 2\rho \end{bmatrix} \\
 \mathbf{G} &= \begin{bmatrix} 2\varepsilon(k)^T \underline{Q}_e \Theta_{tr} + 2U(k-1)^T \mathbf{S}_e M & 0 \end{bmatrix} \\
 \mathbf{P} &= \varepsilon(k)^T \underline{Q}_e \varepsilon(k) + U(k-1)^T \mathbf{S}_e U(k-1) + \rho \varepsilon^2
 \end{aligned} \tag{A.14}$$

式中， $\mathbf{H} \in \mathbb{R}^{(1+mH_c) \times (1+mH_c)}$ ， $\mathbf{G} \in \mathbb{R}^{1 \times mH_c}$ ， $\mathbf{P} \in \mathbb{R}$

至此求得 QP 问题计算矩阵 \mathbf{H} 和 \mathbf{Q} ，其中 \mathbf{H} 为正定的 Hessian 矩阵。

则目标函数标准二次型为：

$$J(\xi(k), \mu(k-1), \Delta U(k), \varepsilon) = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} \Delta U(k) \\ \varepsilon \end{bmatrix}^T \mathbf{H} \begin{bmatrix} \Delta U(k) \\ \varepsilon \end{bmatrix} + \mathbf{G} \begin{bmatrix} \Delta U(k) \\ \varepsilon \end{bmatrix} + \mathbf{P} \tag{A.15}$$

于是，在满足控制约束的条件下，在每一个采样周期内使目标函数 $J(\xi(k), \mu(k-1), \Delta U(k), \varepsilon)$ 优化问题等价于如下的二次规划问题：

$$\min_{\Delta U(k), \varepsilon} J(\xi(k), \mu(k-1), \Delta U(k), \varepsilon) \tag{A.16a}$$

$$s.t. \quad \Delta U_{\min} \leq \Delta U(k) \leq \Delta U_{\max} \tag{A.16b}$$

$$\mathbf{U}_{\min} - \mathbf{U}(k-1) \leq M \Delta U(k) \leq \mathbf{U}_{\max} - \mathbf{U}(k-1) \tag{A.16c}$$

$$\mathbf{Y}_{c \min}(k) \leq \Psi_c \tilde{\xi}(k) + \Theta_c \Delta U(k) + \Gamma_c \Phi(k) + \mathbf{A}_c(t) \leq \mathbf{Y}_{c \max}(k) \tag{A.16d}$$

$$\mathbf{Y}_{sc \min}(k) - \Xi \leq \Psi_{sc} \tilde{\xi}(k) + \Theta_{sc} \Delta U(k) + \Gamma_{sc} \Phi(k) + \mathbf{A}_{sc}(k) \leq \mathbf{Y}_{sc \max}(k) + \Xi \tag{A.16e}$$

$$0 \leq \varepsilon \leq \varepsilon_{\max} \tag{A.16f}$$

式中， $\mathbf{Y}_{c \min}(k)$ 和 $\mathbf{Y}_{c \max}(k)$ 分别为硬约束输出量的下限和上限； $\mathbf{Y}_{sc \min}(k)$ 和 $\mathbf{Y}_{sc \max}(k)$ 分别为软约束输出量的下限和上限； $\Xi = \varepsilon \mathbf{1}_{p_u}$ ，其中 $\mathbf{1}_{p_u}$ 为 p_u 维列向量。

式(A.16b)为控制增量约束条件，式(A.16c)限制了控制量极限值，式(A.16d)为硬约束输出量约束条件，式(A.16e)为软约束输出量条件。

式(A.16)二次规划问题可以写成以下标准形式：

$$\min_{\Delta U(k), \varepsilon} \frac{1}{2} \begin{bmatrix} \Delta U(k) \\ \varepsilon \end{bmatrix}^T \mathbf{H} \begin{bmatrix} \Delta U(k) \\ \varepsilon \end{bmatrix} + \mathbf{G} \begin{bmatrix} \Delta U(k) \\ \varepsilon \end{bmatrix} \quad (\text{A.17a})$$

$$s.t. \quad \begin{bmatrix} \Delta U_{\min} \\ 0 \end{bmatrix} \leq \begin{bmatrix} \Delta U(k) \\ \varepsilon \end{bmatrix} \leq \begin{bmatrix} \Delta U_{\max} \\ \varepsilon_{\max} \end{bmatrix} \quad (\text{A.17b})$$

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{0}_{mH_c \times 1} \\ -\mathbf{M} & \mathbf{0}_{mH_c \times 1} \\ \boldsymbol{\Theta}_c & \mathbf{0}_{p_c H_p \times 1} \\ -\boldsymbol{\Theta}_c & \mathbf{0}_{p_c H_p \times 1} \\ \boldsymbol{\Theta}_{sc} & -\mathbf{1}_{p_u H_p \times 1} \\ -\boldsymbol{\Theta}_{sc} & -\mathbf{1}_{p_u H_p \times 1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta U(k) \\ \varepsilon \end{bmatrix} \leq \begin{bmatrix} U_{\max} - U(k-1) \\ -U_{\min} + U(k-1) \\ Y_{c \max}(k) - \boldsymbol{\Psi}_c \tilde{\boldsymbol{\xi}}(k) - \boldsymbol{\Gamma}_c \boldsymbol{\Phi}(k) - \boldsymbol{\Lambda}_c(k) \\ -Y_{c \min}(k) + \boldsymbol{\Psi}_c \tilde{\boldsymbol{\xi}}(k) + \boldsymbol{\Gamma}_c \boldsymbol{\Phi}(k) + \boldsymbol{\Lambda}_c(k) \\ Y_{sc \max}(k) - \boldsymbol{\Psi}_{sc} \tilde{\boldsymbol{\xi}}(k) - \boldsymbol{\Gamma}_{sc} \boldsymbol{\Phi}(k) - \boldsymbol{\Lambda}_{sc}(k) \\ -Y_{sc \min}(k) + \boldsymbol{\Psi}_{sc} \tilde{\boldsymbol{\xi}}(k) + \boldsymbol{\Gamma}_{sc} \boldsymbol{\Phi}(k) + \boldsymbol{\Lambda}_{sc}(k) \end{bmatrix} \quad (\text{A.17c})$$

攻读学位期间发表论文与研究成果清单

发表及录用的期刊论文

- [1] 第一作者. 减速制动时机械式自动变速器车辆换档控制策略[J]. 机械工程学报, 2015, 51(2): 110-116. (Ei 刊源, 检索号: 20151200650573)
- [2] 第一作者. 无人驾驶轮式车辆电控气压制动技术研究[J]. 兵工学报, 2015, 36(11): 2017-2023. (Ei 刊源, 检索号: 20160401845068)
- [3] 第一作者. A model predictive speed tracking control approach for autonomous ground vehicles[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2016, in press, <http://dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2016.03.003>. (SCI 刊源, 二区, IF: 2.256)

在审的期刊论文

- [4] 第一作者. 无人驾驶越野车辆纵向速度跟踪控制试验研究[J]. 机械工程学报. (Ei 刊源, 审稿中)
- [5] 第一作者. 考虑车间反应距离的汽车自适应巡航控制策略[J]. 机械工程学报. (Ei 刊源, 审稿中)
- [6] 第一作者. 考虑信号灯变化时间的智能车辆经济车速控制[J]. 机械工程学报. (Ei 刊源, 审稿中)

授权的发明专利

- [1] 第一发明人. 一种车辆电控气压制动系统: 中国, ZL201410421560.4[P]. 2014-12-10. (国家发明专利)

参与的科研工作

- [1] 多次参与国家自然科学基金等纵向科研项目及校企合作横向科研项目申请工作；负责部分项目理论与实车实践，如国家自然科学基金项目 51275041(期刊论文[1-4])、国家自然科学基金重点项目 91420203(期刊论文[2-6])；撰写项目评审报告多份。
- [2] 作为主要研究人员与内蒙古第一机械集团有限公司合作开发无人驾驶越野车辆机动平台。针对原车人工气压制动的特点，开发设计一种电控气压制动系统，在进一步完成发动机控制特性测试，液力机械自动变速器控制试验的基础上，实现纵向完全可控，并参加 2014 年总装备部举办的第一届“跨越险阻”地面无平台挑战赛验证性能。针对第一届挑战赛存在的速度低、控制品质差的问题，开展模型预测速度跟踪控制试验研究，实现高速度高品质精确速度跟踪。
- [3] 部分参与比亚迪电控液压制动系统测试试验工作，并以该系统为基础对比亚迪车辆平台进行模型预测速度跟踪控制、考虑车间反应距离的全速范围跟车控制、单信号灯经济车速控制试验研究。
- [4] 依托多个“十二五”国家 863 计划项目、“十二五”国防预研项目、“十二五”国防基础技术研究项目进行大功率 AT 电液控制系统开发设计，本人作为主要研究人员完整参与了与内蒙古第一机械集团有限公司合作的多个项目，并参与了与中国三江航天工业集团公司特种车辆技术中心合作项目部分部件测试及实车试验工作，与陕西法士特汽车传动集团公司合作项目部分部件测试及台架试验工作。
- [5] 部分参与某重型越野车辆机械式自动变速器(AMT)型号项目，负责制动工况 AMT 车辆换挡控制策略研究。在对制动过程中传动系统动力学模型进行详细分析的基础上，讨论了不同制动工况下发动机的作用。将普通制动工况和紧急制动工况归为减速制动这一类情况进行研究，制定了减速制动时 AMT 车辆换挡控制策略。

致 谢

首先,我要感谢我的导师陈慧岩教授。记得考博复试时熊光明老师问我一个问题:“你觉得导师和学生的关系应该如何”。我当时不知如何回答,而今四年过去了,我依然不知怎么系统回答。但陈老师渊博的学识、严谨的治学态度和高度的社会责任感无时无刻不在为我树立学习的榜样。每当我学业遇到困惑时,陈老师都能很好地点拨我。我的课题需要大量实车试验,而每次提出想法需要实车验证时,陈老师都很支持,这让我尤为感动。陈老师一言一行诠释了“师者,所以传道受业解惑也”。

其次,我要感谢陶刚老师,感谢马岳峰老师,感谢与我一起学习过、工作过的各位 AT 课题组成员。陶老师丰富的工程经验、马老师精湛的编程技术、孟飞师兄的液压、王尔烈博士的建模,还有段丽娟、李德晴、王叶、刘嘉舜、唐治、黎晓然等硕士突出的表现,均深深地影响了我。正是与你们同行,我才“蓬生麻中,不扶自直”。

博二下学期开始以课题试验项目为主,感谢每次试验过程中帮助过我的各位老师和同学。感谢熊光明老师对越野车试验的帮助,龚建伟老师对乘用车试验的理解,姜岩老师在试验前后的建议。感谢席军强老师在制动电磁阀选型上的帮助,刘海鸥老师在我犹豫是否要装转矩传感器时的指点,还要感谢翟涌老师、金辉老师、胡宇辉老师和金亚英老师以及研究所的工程师,尤其是于林、王跃、董佳杰、孙金星、潘竹梅等在实车台架及道路试验方面的帮助。

感谢智能车辆研究所各位同学,尤其是一起为“跨越险阻 2014”首届地面无平台挑战赛奋斗过的孙银健、张瑞琳、张玉、肖强、刘凯、李勇、王诗源等,感谢何潇、朱晓龙、谢兼明、王威、梅维杰、郭孔辉、刘天放等。感谢内蒙古一机集团的合作,尤其感谢负责越野车驾驶任务的刘文旭师傅,负责技术协调的郭德胜工程师。

感谢我的舍友张凤奇,一起讨论学术,并在 SCI 论文润色上给予帮助,感谢宋威龙、沈文臣、王文硕、苗成生等,感谢研究所其他同学,感谢为保持研究所安静学习环境而自律的每位。祝大家工作愉快,学业顺利!

感谢我的妻子师潇旋,感谢双方家人,论文得以顺利完成与您们的支持密不可分,在此谨致以深深的谢意和崇高的敬意。

衷心感谢各位教授、专家在百忙之中审阅论文并提出宝贵意见。

朱敏

2016 年 6 月于车辆实验楼

作者简介

朱敏，男，1986 年出生，河南淮阳人。2012 年进入北京理工大学机械与车辆学院车辆工程专业攻读博士学位，研究方向为智能车辆车体运动动力学与控制、自动变速器换挡控制。在校期间以第一作者撰写学术论文 6 篇，其中 1 篇 SCI 收录，2 篇 Ei 收录，3 篇 Ei 刊源在审；以第一发明人授权国家发明专利 1 项。于 2016 年 6 月申请工学博士学位。

参考文献

- [1] Mathers C, Fat D M, Boerma J T. The global burden of disease: 2004 update[M]. World Health Organization, 2008.
- [2] Toroyan T. Global status report on road safety[J]. Injury prevention, 2009, 15(4): 286-286.
- [3] Deakin E, Frick K T, Skabardonis A. Intelligent Transport Systems: Linking Technology and Transport Policy to Help Steer the Future[J]. Access, 2009 (34): 29-34.
- [4] 张浩杰. 不确定环境下基于启发式搜索的智能车辆路径规划研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2013.
- [5] 陈慧岩, 张玉. 军用地面无人机动平台技术发展综述[J]. 兵工学报, 2014, 35(10): 1696-1706.
- [6] Fish S. UGVs in future combat systems[C]// Defense and Security Symposium. Orlando, Florida: SPIE, 2004: 288-291.
- [7] 赵熙俊. 智能车辆横向动力学与控制研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2011.
- [8] 科技部关于发布国家重点研发计划试点专项2016年度第一批项目申报指南的通知[EB/OL]. (2015-11-16)[2016-06-03]. http://www.most.gov.cn/fggw/zfwj/zfwj2015/201511/t20151116_122384.htm.
- [9] 高峰. 汽车纵向运动多模型分层切换控制[D]. 北京: 清华大学, 2006.
- [10] 俞倩雯. 基于车联网的汽车行驶经济车速控制方法[D]. 北京: 清华大学, 2014.
- [11] SAE On-Road Automated Vehicle Standards Committee. SAE J3016-2014 Taxonomy and definitions for terms related to on-road motor vehicle automated driving systems[S]. SAE International, 2014.
- [12] KPMG. Connected and Autonomous Vehicles-The UK Economic Oportunity[R]. Amsterdam. 2015:6-7.
- [13] Bertozzi M, Broggi A, Cardarelli E, et al. Equipment and capabilities of the vehicles for the VisLab intercontinental autonomous challenge[J]. Proc. GIRPR, 2012.
- [14] 从硅谷到CES展会 奥迪无人驾驶汽车跋涉560英里[EB/OL]. (2015-01-07)[2016-06-03]. <http://www.autoxfz.com/?p=19507>.
- [15] 全新一代奔驰 S600 惊艳亮相 2014 北美车展 [EB/OL]. (2014-01-15)[2016-06-03]. http://newcar.xcar.com.cn/wuxi/201401/news_1467839_1.html.
- [16] 敢于挑战中国道路 沃尔沃自动驾驶初体验 [EB/OL]. (2015-03-30)[2016-06-03]. <http://auto.163.com/15/0330/09/ALUOJ1U500084TUP.html>.
- [17] 特斯拉 Model S 7.0 更新 可实现自动驾驶 [EB/OL]. (2015-10-15)[2016-06-03]. <http://news.bitauto.com/electron/20151015/1306559667.html>.

- [18] 陈慧岩, 熊光明, 龚建伟, 等. 无人驾驶汽车概论[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2014.
- [19] 李德毅. 位置服务匹配智能驾驶[J]. 中国经济和信息化, 2013 (12): 90-91.
- [20] 解放军总装备部组织 “跨越险阻-2014” 地面无人平台挑战赛[EB/OL]. (2014-09-12) [2016-06-03]. http://www.guancha.cn/military-affairs/2014_09_12_266519.shtml.
- [21] 上汽集团 “新能源+互联网+X” 亮相上海车展[EB/OL]. (2015-04-20)[2016-06-03]. http://www.cs.com.cn/ssgs/gsxw/201504/t20150420_4691176.html.
- [22] 中国一汽发布 “挚途” 互联智能技术战略[EB/OL]. (2015-04-20)[2016-06-03]. http://www.faw.com.cn/faw_online/news/xwzx/qydt/20150420142100006.htm.
- [23] 无人驾驶新时代 宇通无人驾驶大客车测试引关注[EB/OL]. (2015-10-10)[2016-06-03]. <http://www.yutong.com/news/mediareports/10/2015JLWrwszQQ.shtml>.
- [24] 张瑞琳. 自动驾驶车辆电控制动技术研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2016.
- [25] Xu L, Wang Y, Sun H, et al. Design and implementation of driving control system for autonomous vehicle[C]//17th International Conference on Intelligent Transportation Systems. Qingdao, China: IEEE, 2014: 22-28.
- [26] 胡玉文. 城市环境中基于混合地图的智能车辆定位方法研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2014.
- [27] Cremean L B, Foote T B, Gillula J H, et al. Alice: An information - rich autonomous vehicle for high - speed desert navigation[J]. Journal of Field Robotics, 2006, 23(9): 777-810.
- [28] Reschka A, Böhmer J R, Saust F, et al. Safe, dynamic and comfortable longitudinal control for an autonomous vehicle[C]//Intelligent Vehicles Symposium 2012. Alcalá de Henares, Spain: IEEE, 2012: 346-351.
- [29] 王建强, 张德兆, 李志强, 等. 汽车集成式电子真空助力器系统设计[J]. 中国公路学报, 2011, 24(1): 115-121.
- [30] 张德兆, 秦立峰, 王建强, 等. 基于电子真空助力器的汽车驾驶辅助系统制动压力控制[J]. 汽车工程, 2011 (12): 1067-1072.
- [31] 丁能根, 段国富, 许景, 等. 基于液压制动与电子机械式制动的车辆混合制动系统: 中国, ZL201320145609.9[P]. 2013-10-23.
- [32] 丁能根, 许景, 段国富, 等. 车辆电子机械式制动执行器: 中国, ZL201320145389.X[P]. 2013-12-11.
- [33] Jonner W D, Winner H, Dreilich L, et al. Electrohydraulic brake system-the first approach to brake-by-wire technology[R]. SAE Technical Paper, 1996.
- [34] Milanés V, González C, Naranjo J E, et al. Electro-hydraulic braking system for autonomous vehicles[J]. International Journal of Automotive Technology, 2010, 11(1): 89-95.
- [35] 袁一, 孙开元, 邵汉强, 等. 实现智能驾驶的自动液压制动系统: 中国, ZL201320640049.4

- [P]. 2014-08-06.
- [36] 李径亮. 车辆ABS/ASR/ACC集成技术研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2011.
- [37] 裴晓飞. 基于多模式ACC的汽车纵向安全控制系统研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2012.
- [38] Kunz M. Modular brake system approach for automated parking and automated driving[C]//5th International Munich Chassis Symposium. Munich, Germany: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014: 633-646.
- [39] 沃尔克马尔·邓纳尔. 博世创新技术迎接未来智能汽车时代[J]. 现代零部件, 2014 (3): 21-24.
- [40] Karthikeyan P, Subramanian S C. Development and modelling of an electropneumatic brake system[C]//Intelligent Vehicles Symposium 2009. Xi'an, China: IEEE, 2009: 858-863.
- [41] Karthikeyan P, Sonawane D B, Subramanian S C. Model-based control of an electropneumatic brake system for commercial vehicles[J]. International Journal of Automotive Technology, 2010, 11(4): 507-515.
- [42] 王建强, 杨波, 李升波, 等. 基于高速开关阀的气压电控辅助制动装置[J]. 交通运输工程学报, 2011, 11(4): 61-67.
- [43] 王军, 乔军奎, 齐志权, 等. 一种能量回馈主动控制式气压制动系统: 中国, ZL201210241083.4[P]. 2012-10-24.
- [44] 朱敏, 陈慧岩, 熊光明. 无人驾驶轮式车辆电控气压制动技术研究[J]. 兵工学报, 2015, 36(11): 2017-2023.
- [45] 朱敏, 陈慧岩. 一种车辆电控气压制动系统: 中国, ZL201410421560.4[P]. 2014-12-10.
- [46] Thrun S, Montemerlo M, Dahlkamp H, et al. Stanley: The robot that won the DARPA Grand Challenge[J]. Journal of field Robotics, 2006, 23(9): 661-692.
- [47] Leonard J, How J, Teller S, et al. A perception - driven autonomous urban vehicle[J]. Journal of Field Robotics, 2008, 25(10): 727-774.
- [48] Yanakiev D, Kanellakopoulos I. Speed tracking and vehicle follower control design for heavy-duty vehicles[J]. Vehicle System Dynamics, 1996, 25(4): 251-276.
- [49] Hunt K J, Kalkkuhl J, Fritz H, et al. Experimental comparison of nonlinear control strategies for vehicle speed control[C]//International Conference on Control Applications 1998. Trieste, Italy: IEEE, 1998, 2: 1006-1010.
- [50] Hunt K J, Johansen T A, Kalkkuhl J, et al. Speed control design for an experimental vehicle using a generalized gain scheduling approach[J]. Control Systems Technology, IEEE Transactions on, 2000, 8(3): 381-395.
- [51] Anderson D, Splined speed control using SpAM (Speed-based Acceleration Maps) for an autonomous ground vehicle[D], Virginia Polytechnic Institute and State University, 2008.
- [52] Wang J, Sun Z, Xu X, et al. Adaptive speed tracking control for autonomous land vehicles in

- all - terrain navigation: An experimental study[J]. *Journal of Field Robotics*, 2013, 30(1): 102-128.
- [53] Cabello F, Acuña A, Vallejos P, et al. Design and validation of a fuzzy longitudinal controller based on a vehicle dynamic simulator[C]//9th International Conference on Control and Automation. Santiago, Chile: IEEE, 2011: 997-1002.
- [54] Tsai C C, Hsieh S M, Chen C T. Fuzzy longitudinal controller design and experimentation for adaptive cruise control and stop&go[J]. *Journal of Intelligent & Robotic Systems*, 2010, 59(2): 167-189.
- [55] Naranjo J E, González C, García R, et al. Cooperative throttle and brake fuzzy control for ACC+ Stop&Go maneuvers[J]. *Vehicular Technology, IEEE Transactions on*, 2007, 56(4): 1623-1630.
- [56] Kim H, Kim D, Suh I S, et al. Time-varying parameter adaptive vehicle speed control[J]. *Vehicular Technology, IEEE Transactions on*, 2016, 65(2): 581-588.
- [57] Murayama A, Yamakita M. Speed control of vehicles with variable valve lift engine by nonlinear MPC[C]//ICROS-SICE International Joint Conference 2009. Fukuoka, Japan: IEEE, 2009: 4128-4133.
- [58] Sakai Y, Kanai M, Yamakita M. Torque demand control by nonlinear MPC with constraints for vehicles with variable valve lift engine[C]//International Conference on Control Applications 2010. Yokohama, Japan: IEEE, 2010: 1642-1647.
- [59] Zhu M, Chen H, Xiong G. A model predictive speed tracking control approach for autonomous ground vehicles[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2016, in press, <http://dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2016.03.003>.
- [60] Brackstone M, McDonald M. Car-following: a historical review[J]. *Transportation Research Part F: Traffic Psychology and Behaviour*, 1999, 2(4): 181-196.
- [61] 王殿海, 金盛. 车辆跟驰行为建模的回顾与展望[J]. *中国公路学报*, 2012, 25(1): 115-127.
- [62] 马国成. 车辆自适应巡航跟随控制技术研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2014.
- [63] 宾洋. 车辆走停巡航系统的非线性控制研究[D]. 北京: 清华大学, 2006.
- [64] Beiker S. History and Status of Automated Driving in the United States[M]//Road Vehicle Automation. Springer International Publishing, 2014: 61-70.
- [65] 中国智能汽车产业推进大会资料汇编[R]. 中国, 吉林, 长春, 2015-7-30.
- [66] Vahidi A, Eskandarian A. Research advances in intelligent collision avoidance and adaptive cruise control[J]. *Intelligent Transportation Systems, IEEE Transactions on*, 2003, 4(3): 143-153.
- [67] Xiao L, Gao F. A comprehensive review of the development of adaptive cruise control systems[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2010, 48(10): 1167-1192.
- [68] 管欣, 王景武, 高振海. 基于最优预瞄加速度决策的汽车自适应巡航控制系统[J]. *吉林大学*

- 学报: 工学版, 2004, 34(2): 189-193.
- [69] 裴晓飞, 刘昭度, 马国成, 等. 基于节气门与制动联合控制的自适应巡航控制系统[J]. 汽车工程, 2013 (4): 375-380.
- [70] Luo L, Liu H, Li P, et al. Model predictive control for adaptive cruise control with multi-objectives: comfort, fuel-economy, safety and car-following[J]. Journal of Zhejiang University SCIENCE A, 2010, 11(3): 191-201.
- [71] Eben Li S, Li K, Wang J. Economy-oriented vehicle adaptive cruise control with coordinating multiple objectives function[J]. Vehicle System Dynamics, 2013, 51(1): 1-17.
- [72] 高振海, 严伟, 李红建, 等. 基于模拟驾驶员多目标决策的汽车自适应巡航控制算法[J]. 汽车工程, 2015, 37(6): 667-673.
- [73] 张德兆, 王建强, 刘佳熙, 等. 加速度连续型自适应巡航控制模式切换策略[J]. 清华大学学报: 自然科学版, 2010 (8): 1277-1281.
- [74] 裴晓飞, 刘昭度, 马国成, 等. 汽车自适应巡航系统的多模式切换控制[J]. 机械工程学报, 2012, 48(10): 96-102.
- [75] Tsuguo Nobe. Connected Vehicle Accelerates Green Driving[J]. SAE International Journal of Passenger Cars - Electronic and Electrical Systems, 2010, 3(2): 68-75.
- [76] Yao E, Song Y. Study on eco-route planning algorithm and environmental impact assessment[J]. Journal of Intelligent Transportation Systems, 2013, 17(1): 42-53.
- [77] Barth M, Mandava S, Boriboonsomsin K, et al. Dynamic ECO-driving for arterial corridors[C]//Forum on Integrated and Sustainable Transportation System 2011. Vienna, Austria: IEEE, 2011: 182-188.
- [78] Xia H, Boriboonsomsin K, Barth M. Dynamic eco-driving for signalized arterial corridors and its indirect network-wide energy/emissions benefits[J]. Journal of Intelligent Transportation Systems, 2013, 17(1): 31-41.
- [79] Rakha H, Kamalanathsharma R K. Eco-driving at signalized intersections using V2I communication[C]//14th International Conference on Intelligent Transportation Systems. Washington, DC, USA: IEEE, 2011: 341-346.
- [80] De Nunzio G, Wit C C, Moulin P, et al. Eco - driving in urban traffic networks using traffic signals information[C]//52nd IEEE Conference on Decision and Control. Florence, Italy: IEEE, 2013: 892-898.
- [81] Asadi B, Vahidi A. Predictive cruise control: Utilizing upcoming traffic signal information for improving fuel economy and reducing trip time[J]. Control Systems Technology, IEEE Transactions on, 2011, 19(3): 707-714.
- [82] Kamal M A S, Taguchi S, Yoshimura T. Intersection Vehicle Cooperative Eco-Driving in the

- Context of Partially Connected Vehicle Environment[C]//18th International Conference on Intelligent Transportation Systems. Las Palmas: IEEE, 2015: 1261-1266.
- [83] Kamal M A S, Mukai M, Murata J, et al. Ecological vehicle control on roads with up-down slopes[J]. Intelligent Transportation Systems, IEEE Transactions on, 2011, 12(3): 783-794.
- [84] Hellström E, Ivarsson M, Åslund J, et al. Look-ahead control for heavy trucks to minimize trip time and fuel consumption[J]. Control Engineering Practice, 2009, 17(2): 245-254.
- [85] 孙银健. 基于模型预测控制的无人驾驶车辆轨迹跟踪控制算法研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2015.
- [86] Velenis E, Tsiotras P. Optimal velocity profile generation for given acceleration limits; the half-car model case[C]//International Symposium on Industrial Electronics 2005. Dubrovnik, Croatia: IEEE, 2005: 355-360.
- [87] Engelman G H, Ekmark J, Tellis L, et al. Threat level identification and quantifying system: U.S. Patent 7,034,668[P]. 2006-4-25.
- [88] Spenko M, Kuroda Y, Dubowsky S, et al. Hazard avoidance for high - speed mobile robots in rough terrain[J]. Journal of Field Robotics, 2006, 23(5): 311-331.
- [89] Urmson C, Baker C, Dolan J, et al. Autonomous driving in traffic: Boss and the urban challenge[J]. AI magazine, 2009, 30(2): 17.
- [90] 王尔烈. 大功率AT换挡过程缓冲控制研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2015.
- [91] Moon S, Moon I, Yi K. Design, tuning, and evaluation of a full-range adaptive cruise control system with collision avoidance[J]. Control Engineering Practice, 2009, 17(4): 442-455.
- [92] Rajamani R, Zhu C. Semi-autonomous adaptive cruise control systems[J]. Vehicular Technology, IEEE Transactions on, 2002, 51(5): 1186-1192.
- [93] Gerdes J C, Hedrick J K. Vehicle speed and spacing control via coordinated throttle and brake actuation[J]. Control Engineering Practice, 1997, 5(11): 1607-1614.
- [94] Yi K, Do Kwon Y. Vehicle-to-vehicle distance and speed control using an electronic-vacuum booster[J]. JSAE review, 2001, 22(4): 403-412.
- [95] 张德兆. 基于弯道行驶的车辆自适应巡航控制[D]. 北京: 清华大学, 2011.
- [96] Zhou J, Peng H. Range policy of adaptive cruise control vehicles for improved flow stability and string stability[J]. Intelligent Transportation Systems, IEEE Transactions on, 2005, 6(2): 229-237.
- [97] Li S, Li K, Rajamani R, et al. Model predictive multi-objective vehicular adaptive cruise control[J]. Control Systems Technology, IEEE Transactions on, 2011, 19(3): 556-566.
- [98] 朱敏, 刘海鸥, 王尔烈, 等. 减速制动时机械式自动变速器车辆换挡控制策略[J]. 机械工程学报, 2015, 51(2): 110-116.
- [99] 陈虹. 模型预测控制[M]. 北京: 科学出版社, 2013.