

## 摘 要

汽车工业的高速发展，给人类的生活带来了巨大的方便，同时也给人类带来了严峻的交通安全问题。随着社会的进步，各国对交通安全问题越来越重视，以避免事故发生为目的的主动安全技术也成为了各国的研究重点。其中汽车避撞控制系统的研究正成为国内外汽车主动安全领域的研究热点之一。深入展开汽车避撞控制系统的研究对于降低事故发生率，减少人员财产损失，促进智能交通的发展具有重要意义。

本文在总结国内外汽车避撞控制系统的研究工作的基础上，定义了汽车避撞控制系统的总体方案，提出了系统的功能模块，并根据系统功能要求，规划了汽车避撞系统的总体方案、技术要求及其实现途径。

借助于 CarSim 软件强大的建模功能，建立了求取期望节气门开度和期望制动压力的逆车辆动力学模型，为后面的汽车避撞控制系统研究做准备。进行了汽车避撞控制系统的安全距离模型的研究，提出了预警临界距离和制动临界距离两个模型，并进行了避撞预警算法的研究；规划了汽车追尾避撞的碰撞预警和碰撞避免算法。针对汽车的强非线性，采用具有良好的自适应性和参数自整定功能的单神经元 PID 控制策略，设计了汽车避撞控制系统的单神经元 PID 下位控制器。对具有强非线性的汽车制动系统和发动机油门进行控制研究。

为了满足汽车避撞控制系统的不同功能要求，分别设计了不同的上位控制器，并基于 Matlab 和 CarSim 软件环境进行了联合仿真，以验证所设计的算法的准确性。仿真结果表明所提出的算法能够符合汽车避撞控制系统的要求，可以为相关研究提供参考和借鉴。

**关键词：**汽车避撞；CarSim 建模；安全距离； 预警算法；单神经元 PID 下位控制器；上位控制器

## Abstract

The rapid development of automobile industry has brought great convenience to human life, but also posed a serious safety problem to human beings. With the progress of society, most of countries pay more attention to the traffic safety. The active safety technologies which can avoid the accident are becoming more and more important. Automotive collision avoidance research is becoming one of the hot in the field of active safety research at home and abroad. The depth study of automotive collision avoidance is important to reduce the accident rate, to reduce property losses, and to promote the development of intelligent transportation.

Based on the summarization of the research work for vehicle collision avoidance system at home and abroad, this paper defines the overall scheme of vehicle collision avoidance control system, and puts forward the system function module. According to the functions of the system requirements, the paper plans the overall scheme, the technical requirements and its realization ways.

By CarSim software powerful modeling functions, an inverse dynamics model of vehicles which calculates the expected throttle valve and the expected brake pressure is established. Above work is prepared for the following study of vehicle collision avoidance system. Because vehicle collision avoidance needs a safe distance model, so the study of the safe distance model in the following is essential. After that, the paper proposes a critical warning distance model and a critical braking distance model, and then plans the warning algorithm of vehicle collision avoidance. Aiming at the non-linear of vehicle, the paper designs a single neuron PID controller for vehicle collision avoidance. Because the single neuron PID controller has good adaptability and parameter self-setting function, it is used to control the strong nonlinear automobile brake system and the engine accelerator.

According to the function requirement of automotive collision avoidance, the paper has designed different upper controller respectively, and has made some joint simulations by Matlab and CarSim in order to verify the accuracy of the algorithms presented above. The Simulation results show that the model and the algorithms meet the requirements into vehicle collision avoidance, and can provide reference for the related research.

**Key Words:** Collision Avoidance System(CAS); CarSim Modeling; Safety

Distance; Warning Algorithms; Single Neuron PID Lower Controller; Upper  
Controller

## 插图索引

图 1.1	典型的汽车避撞系统框图 .....	3
图 1.2	车辆纵向动力学控制 .....	7
图 2.1	汽车避撞系统总体方案 .....	11
图 2.2	汽车避撞控制系统总体方案 .....	12
图 2.3	避撞控制系统工作过程示意图 .....	13
图 2.4	实现控制系统总体方案所必需的关键技术 .....	14
图 3.1	汽车动力学模型各总成之间的相互关系 .....	16
图 3.2	CarSim 软件的组成 .....	17
图 3.3	CarSim 整车模型所包括的子系统 .....	18
图 3.4	发动机扭矩特性曲线图 .....	19
图 3.5	车辆逆纵向动力学模型结构 .....	19
图 3.6	定车速车辆减速度曲线 .....	20
图 3.7	节气门和制动控制切换逻辑框图 .....	21
图 3.8	车辆受力分析图 .....	22
图 3.9	液力变矩器扭矩特性曲线 .....	22
图 3.10	$K_d$ 的计算框图 .....	23
图 3.11	期望节气门开度计算框图 .....	24
图 3.12	期望制动压力计算框图 .....	25
图 3.13	避撞控制系统动力学系统模型框图 .....	25
图 3.14	CarSim 简单驾驶员模型 .....	26
图 4.1	车辆制动过程分析图 .....	32
图 4.2	逐级指示灯显示 .....	36
图 5.1	下位控制系统结构图 .....	38
图 5.2	模拟 PID 控制系统原理框图 .....	39
图 5.3	人工神经元模型 .....	40
图 5.4	单神经元 PID 控制器结构框图 .....	42
图 6.1	定速巡航比列控制器 .....	46
图 6.2	定速巡航控制系统原理框图 .....	47
图 6.3	定速巡航控制系统 .....	47
图 6.4	纵向速度仿真曲线 .....	48
图 6.5	纵向加速度曲线 .....	48
图 6.6	节气门开度曲线 .....	48
图 6.7	制动压力曲线 .....	49

图 6.8	期望加速度曲线.....	49
图 6.9	纵向速度仿真曲线.....	50
图 6.10	实际加速度曲线.....	50
图 6.11	节气门开度曲线.....	50
图 6.12	制动压力曲线.....	51
图 6.13	自适应巡航控制上位控制器.....	52
图 6.14	自适应巡航控制系统原理框图.....	53
图 6.15	自适应巡航控制系统.....	53
图 6.16	前车运动规律设置曲线.....	54
图 6.17	两车速度变化曲线.....	54
图 6.18	两车距离变化曲线.....	55
图 6.19	两车位移变化曲线.....	55
图 6.20	制动临界距离模型.....	56
图 6.21	避撞模式上位控制器.....	56
图 6.22	避撞模式控制系统原理框图.....	57
图 6.23	避撞模式控制系统.....	57
图 6.24	安全距离变化曲线.....	58
图 6.25	两车实际距离变化曲线.....	58
图 6.26	两车位移变化曲线.....	59
图 6.27	前车速度变化曲线.....	59
图 6.28	自车速度变化曲线.....	59
图 6.29	自车期望减速度变化曲线.....	60

# 湖南大学

## 学位论文原创性声明

本人郑重声明：所呈交的论文是本人在导师的指导下独立进行研究所取得的研究成果。除了文中特别加以标注引用的内容外，本论文不包含任何其它个人或集体已经发表或撰写的成果作品。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律后果由本人承担。

作者签名：李诗福

日期：2009年 6月 1日

## 学位论文授权使用授权书

本学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅。本人授权湖南大学可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

本学位论文属于

- 1、保密口，在\_\_\_\_\_年解密后适用本授权书。
- 2、不保密。

(请在以上相应方框内打“√”)

作者签名：李诗福

日期：2009年 6月 1日

导师签名：



日期：09年 6月 3日

# 第1章 绪 论

## 1.1 本文研究背景和意义

### 1.1.1 研究背景

行车安全历来是人们关心的问题之一，随着汽车保有量的增长和公路等级的不断提高，特别是高速公路的飞速发展，汽车的行驶速度越来越快，车流量也越来越大，汽车碰撞事故越来越多，行车安全问题也越来越受到人们的重视。据统计，全世界每年死于道路交通事故的人数估计超过 50 万人，伤 1000 万人<sup>[1,2]</sup>，全世界范围内平均每分钟至少有一人死于交通事故。我国更是世界上交通事故最严重的国家，随着我国汽车保有量以每年大约 15% 的速度递增，交通事故发生数也呈逐年递增趋势，由公安部交通管理局统计分析<sup>[3]</sup>，2006 年全国共发生道路交通事故 378871 起，造成 89455 人死亡、431139 人受伤，直接财产损失 14.9 亿元。

面对严峻的交通安全问题，各国政府和企业纷纷制定研究计划，并加大了这方面的研究力度。目前，已研究了很多被动性安全措施来减小事故发生后的人员伤亡，如安全气囊、安全带和吸能车体等，这些措施在一定程度上减轻了事故的伤害程度，但不能完全避免事故的发生和降低道路安全事故的发生率。所以，以事故避免为目的的汽车主动安全技术已得到各国政府和企业的重视。

随着信息技术的发展，汽车主动安全技术获得了快速的发展，主动安全装备也越来越先进，从最初的 ABS、ESP 到 ACC 自适应巡航系统到近来的车道偏离预警系统、停车辅助系统等。以上主动安全装备可在一定程度上提高汽车的安全性，但不能从根本上降低碰撞事故发生率，所以有必要开展汽车避撞系统的研究。作为智能交通的重要项目之一，碰撞预警/碰撞避免系统已成为各国的研究重点之一。国外一些汽车公司、大学在政府的支持下，已经开展了这方面的研究与开发工作，例如：日本政府主导的由各大汽车公司及大学等研究机构参与的先进安全汽车 ASV(Advanced Safety Vehicle)项目，通过概念设计、单元技术实用化及系统综合技术研究开发、试验车制作、实车试验的实施等步骤，已于 2000 年取得实用化成果<sup>[4]</sup>；美国交通部主导的自动公路系统(AHS)开发项目结束后，于 1998 年开始了以避撞系统 CAS(Collision Avoidance System)为中心的智能汽车 IVI(Intelligent Vehicle Initiative)项目，并取得阶段成果<sup>[5]</sup>。

### 1.1.2 研究意义

美国国家高速公路安全委员会(NHTSA)的调研表明，在道路交通致死事故中，因驾驶员过失(如判断失误，决策失误)造成的约占 70%~90%<sup>[6]</sup>。如果能够发生在事故发生前提醒驾驶员注意并在紧急状况下帮助驾驶员采取安全措施，就可

以大大降低交通事故的发生率，减轻事故的伤害程度，汽车避撞控制系统正是实现这一功能的技术途径之一。

在一些非常紧急情况，如前方车辆紧急制动、前方车辆由于发生碰撞事故而原地停止等情况，应用避撞控制系统对于降低道路交通事故发生率、提高车辆主动安全性具有重要意义。研究表明，借助于汽车避撞控制系统，追尾碰撞降低率可达 62%<sup>[7]</sup>，无事故发生时可大大降低驾驶员的劳动强度。

汽车避撞控制系统利用现代信息技术、传感技术来扩展驾驶人员的感知能力，将外界信息（如车速、与其它障碍物距离）传递给驾驶人员，同时避撞中央控制系统依据自车传感系统获取的行车信息，判断车辆当前运行的安全状态，在紧急情况下系统能自动采取措施控制汽车，避免碰撞事故的发生，保证行车安全或最大可能的减小事故的伤害程度。汽车避撞控制系统使汽车具备了主动安全性，能减少交通事故的发生率，是一种防患于未然的装备，具有重要的实际应用价值。

汽车避撞控制系统作为汽车主动安全领域一个研究课题，所涉及的各关键技术方面还有许多尚未解决的问题，需要对其进一步深入研究。国内对于汽车避撞控制系统及其关键技术的研究尚处于起步阶段，开展汽车避撞系统研究，对于提高我国道路交通安全水平，降低交通事故发生率，促进智能交通系统在我国的发展及实际应用具有重要意义。

## 1.2 汽车避撞控制系统的定义

本文所研究的汽车避撞控制系统是指主动安全范畴的车辆智能避撞控制技术。系统可定义为：利用现代信息技术、传感技术来扩展驾驶员的感知能力，将传感器获取的信息（如自车车速、前车车速、与前车距离等）传递给驾驶员，同时中央控制系统在路况与车况的综合信息中判断是否构成安全隐患，事故发生前进行预警，预警无效则自动进行避撞控制，最大限度降低事故发生率和事故伤害度。

汽车避撞控制系统在结构上，主要可以分为环境识别子系统、状态判断子系统、控制执行子系统三个子系统。各子系统主要功能是：

环境识别子系统：识别车外道路上的其它车辆、道路标志信号以及前方行人、障碍物等，并测出相对速度信息；运用传感器技术获取自车的实时车速信号、节气门开度信号、加速度信号等，完成对车内外环境的识别功能。

状态判断子系统：利用环境识别子系统的识别结果，对汽车所处状态进行判断，对车辆当前的危险程度进行计算，确定当前车辆所适用的状态判断模型，并对控制执行子系统发出相应指令。

控制执行子系统：接受状态判断子系统的判断结果，当危险出现时，告警系统对驾驶员发出警报，如果驾驶员在一定时间内未做出任何反映，则系统自动采



取措施控制车辆运行，以保证行车安全。

典型的汽车避撞系统如图 1.1 所示<sup>[8]</sup>。

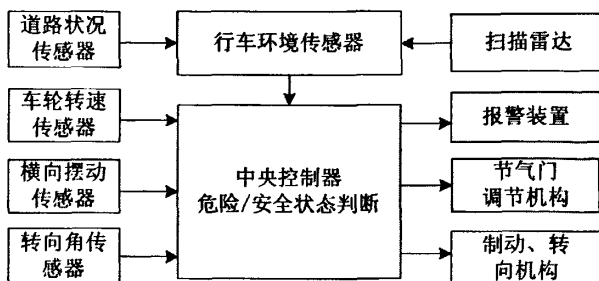


图 1.1 典型的汽车避撞系统框图

目前研究开发的汽车避撞系统主要有以下四种类型：

(1) 车辆避撞报警 CWS (Collision Warning) 系统，它是针对减轻车辆碰撞危害研发的，此系统对探测到的危害情况给出警报，美国已经在一些重型卡车和公交车辆上实现商用<sup>[9,10]</sup>。

(2) 车辆自适应巡航控制 ACC (Adaptive Cruise Control) 系统，其主要目的是主动避撞，安装有此系统的车辆可以实现简单交通情况下的主动避撞及巡航控制，一些汽车公司在高档车型上已经开始采用 ACC 技术<sup>[11]</sup>。

(3) 复合型车辆智能控制系统，该系统针对复杂交通情况，特别是市区交通环境，采用 ACC 系统辅以车辆停走 (Stop & Go) 系统<sup>[12]</sup>，提高车辆智能控制的实用性。

(4) 将 ACC 与避撞控制系统集成的一体化的安全系统<sup>[13]</sup>，根据驾驶时自车减速度的不同将实际行车过程分为三种模式：即舒适模式、大的减速度模式、紧急制动模式。自车减速度的确定通过大量驾驶员的实际驾驶数据总结出来。三种模式可以自动切换，实现了全速度域的安全自动驾驶。

本文所研究汽车避撞系统主要有三项功能：一是前方没有车辆的交通情况下，按照驾驶员的设定，自动控制车辆进行定速巡航控制，降低驾驶员的劳动强度；二是在前方有车辆，交通流比较密集的情况下，使自车与前车进行车间距保持运动，即进行自适应巡航控制；三是在前车紧急刹车等非常紧急情况下避免碰撞事故的发生或减小碰撞剧烈程度，降低碰撞带来的损害。

### 1.3 避撞控制系统国内外研究现状

汽车避撞控制系统作为一个复杂的控制系统，其硬件结构由传感器、控制器和执行器三部分组成。为实现避撞的功能，汽车纵向避撞系统主要包括以下几项关键技术：行车信息获取、车辆安全状态判断、车辆动力学建模和控制系统设计。

### 1.3.1 行车信息获取

汽车行驶过程中周边和自车的信息获取是系统实现的基础，包括目标识别、自车到目标车的距离信息、自车与目标车间的相对速度信息、自车速度、加速度、节气门位置、制动踏板动作、发动机转速、制动回路油压信息等，所用的传感器主要包括：距离测量传感器、车速传感器、节气门位置传感器、制动踏板、加速踏板及离合器动作传感器、车辆加速度传感器、发动机转速传感器以及制动油压传感器等。行车信息获取中的关键技术是车间距离的测量。

目前的距离测量采用的技术手段有超声波测量、红外线测距、激光测量、机器视觉（如 CCD 摄像机）和雷达技术。超声波测距和红外线测距虽然结构简单，价格低廉，但容易受到恶劣气象条件干扰，无法确保测距精度。现阶段，国外在汽车碰撞及智能交通领域应用较多的距离测量技术是机器视觉技术和雷达技术（包括激光雷达和毫米波雷达）。

基于机器视觉的车间距离测量研究<sup>[14,15]</sup>是通过视觉信号的实时处理获得车间距离值。视觉信号具有探测范围宽、信息完整、符合人的认知习惯等优势，特别是在对道路及分道线的探测方面，视觉信号具有无法替代的优势。但机器视觉测距应用于汽车碰撞环境时却存在较大的不足：一是由于视觉信号处理的运算量大，距离测量的实时性较低；二是受摄像头分辨率及视觉信号处理方法的限制，基于机器视觉测得的车间距离精度较低。

与基于机器视觉的车间距离测量技术相比，雷达测量的实时性、准确性较好。按测量介质不同，可以将车载雷达系统分为激光雷达和微波雷达两种。激光雷达和微波雷达作为两种不同机制的传感器，各有优缺点。微波雷达的优点是运行可靠，测量性能受天气等外界因素的影响较小，缺点是结构复杂，成本较高。激光雷达的主要优点是结构简单，测量精度较高，缺点是测量性能易受环境因素干扰，在雨、雪、雾等天气情况下测量性能会有所下降。

在车载激光雷达系统研制及应用方面，从二十世纪八十年代开始，日本的研究人员针对车载应用的要求，先后设计了单光束激光雷达、一维扫描式激光雷达、用于潮湿环境距离测量的变功率一维扫描式激光雷达、用于弯道和坡道目标车探测的二维扫描式激光雷达、与转向信号相结合实现弯道目标车辆探测的激光雷达系统等，并获得了较好的车载使用效果。德国维尔德·黑布吕格公司光学传感器分部研制的 MEAR 激光器测距离系统，安装在车头部的这种系统可向司机提供与其它车辆和障碍物之间的距离及相对速度数据，同时提供视频图像；通用公司为探测车头正前方以外区域的障碍物，正在研究的碰撞告警系统采用的是激光雷达技术，可增加有效作用距离，实现对障碍物的最佳探测。

在车载微波雷达的研制及应用方面，目前，毫米波雷达系统是各国研究的重点<sup>[16]</sup>，并已开发出一些实用化产品。德国奔驰汽车公司、日本日产汽车公司等都

在自己的汽车避撞及自动巡航系统的开发中应用德国的 ADC 公司生产的毫米雷达系统。丰田汽车公司使用毫米波雷达和 CCD 摄像机对前后车距进行动态监测,当车距小于阈值时就报警。Denso 公司与日本丰田公司、三菱公司合作开发的电子扫描式毫米波 (electronically scanning MMW) 雷达,采用调频连续波测距方式,结构紧凑、抗干扰性能好。

### 1.3.2 车辆安全状态判断

在汽车避撞系统中,由环境识别子系统采集到的车辆状态及行车信息传递给汽车避撞系统的中央控制系统,中央控制系统综合各方面的信息,依据安全状态判断逻辑进行车辆行车安全状态的判断,并依据判断结果对执行器发出相应的操作指令。

国内外的安全状态判断方面的研究主要可分为两类,一类是通过计算两车间的碰撞时间与安全时间阈值进行比较,确定安全状态,称为安全时间逻辑算法。但由于不同驾驶员的驾驶行为特性不尽相同,对安全时间阈值的要求不一致,因此,真正以安全时间逻辑算法进行安全性判断的系统很少。另一类是安全距离逻辑算法,此类算法是目前的研究热点。安全距离是指在汽车行使的当前条件(如车辆减速能力、车速与路面附着条件等)下,车辆避开与障碍物的碰撞需要保持的车辆到障碍物的最小距离。目前国内外的安全距离模型主要有基于车辆制动过程运动学分析的安全距离模型<sup>[17]</sup>、考虑乘坐舒适性的安全距离模型<sup>[18]</sup>、基于车头时距的安全距离模型<sup>[19]</sup>、考虑驾驶员特性的安全距离模型等<sup>[20~21]</sup>,且大多数都是将纵向距离作为研究对象,其主要目的是建立车辆碰撞预警系统。

清华大学的候德藻基于车间距保持目的假设建立了新型车间距保持安全距离模型<sup>[22]</sup>,通过驾驶员试验确定了模型参数的取值,经试验及仿真对比验证,该模型满足了控制系统的要求,具有适用交通状况范围广,模型参数易于获得及计算结果符合驾驶员主观感觉等特点。

### 1.3.3 车辆动力学系统建模

汽车避撞控制系统的各项功能需要通过对车辆动力学系统的精确控制来实现,建立合适的汽车动力学系统模型是控制系统功能实现和控制算法评价的基础。

在避撞控制系统中,依据系统功能计算所得的期望车辆加速度,需要通过车辆逆纵向动力学模型转变为期望的节气门开度和制动压力,并将期望的节气门开度和制动压力输入车辆纵向动力学模型,以控制车辆的加速、减速或匀速运动。逆纵向动力学模型的输入量是期望的车辆加速度,输出量是期望的节气门开度和期望制动压力。纵向动力学模型的输入量是节气门开度和制动压力,输出量是车辆的速度、加速度、发动机转速等信息。

澳大利亚 Griffith 大学的 Hirofumi Phtsuka、L Vlacic 等在 J Karl Hedrick 提出的四状态车辆纵向动力学模型<sup>[23]</sup>（四状态包括进气歧管进气量、发动机转速、制动力矩和车速）的基础上，充分考虑发动机、制动系统的动态特性，建立了针对低速工况的车辆纵向动力学系统模型<sup>[24]</sup>。但该模型过于复杂，不利于控制器的设计。

日本东京大学藤冈研究室在开展先进安全车辆 ASV（Advanced Safety Vehicle）计划时进行了车辆动力学建模的研究<sup>[25]</sup>。藤冈研究室建立的用于车辆纵向动力学控制的车辆模型包括正向车辆模型和逆纵向车辆模型两部分。在正向车辆模型中，藤冈研究室模型忽略了发动机和变速机构的动态特性，将节气门输入量与发动机转速及液力变矩器涡轮转速间的对应关系做成了表格，以查表的方式代替模型运行时的实时运算；制动系统简化为一线性模型，即制动压力与路面制动力成线性关系。在逆纵向车辆模型建立时，藤冈研究室模型首先由期望加速度通过力学计算获得期望发动机力矩或期望制动力，然后利用反查发动机特性数据表的方法获得期望的节气门开度值，或利用线性制动系统模型反算获得期望的制动压力。该模型简洁，参数获取相对容易，但忽略了发动机在低转速工况下的非线性转矩输出特性。

韩国的 K.Yi 等人在车辆走一停（Stop and Go）系统研究时建立了车辆逆纵向动力学模型<sup>[26]</sup>，所用方法与 ASV 项目方法基本相同，当切换为节气门控制时，先由期望加速度通过计算获得期望发动机力矩，由当前车速反查液力变矩器特性数据表获得当前的发动机转速，利用期望力矩和当前发动机转速值，反查发动机特性数据表获得期望的节气门开度；当切换为制动控制时，利用期望加速度反算获得期望路面制动力，利用线性制动系统模型反算获得期望制动压力，再作用于车辆动力学系统。

针对常规线性建模方法的不足，德国斯图加特大学的 Alex Fritz、Werner Schiehlen 等在研究车辆自适应巡航控制系统时，基于车辆动力学原理，提出了一种状态空间方程描述的非线性车辆纵向动力学系统控制模型<sup>[27~29]</sup>。该模型建立了从节气门开度到发动机转矩最终到汽车行驶速度的非线性状态空间方程，分析了节气门执行系统的非线性特性影响和发动机输出转矩的动态响应特性。

国内开展的关于车辆动力学建模的研究主要针对车辆的局部模型或车辆某一特定系统的模型，例如王红岩等人在研究车辆无级变速系统及其控制时建立了包括发动机、金属带式无级变速器及传动系统在内的车辆驱动系统模型<sup>[30~32]</sup>；石坚等人在进行自动驾驶汽车仿真研究时建立了简化的车辆弯道行驶系统动力学模型<sup>[33]</sup>；童毅等人在进行车辆动力系统控制研究时建立了简化的车辆传动系模型<sup>[34]</sup>。

目前，国外关于系统建模方面的研究都是针对具体的车辆特点和系统设计进行的；而国内的研究主要针对车辆的局部模型或某一特定系统的模型。由于应用

对象不同，这些模型对于汽车避撞控制系统的研究并不适用。因此，有必要根据避撞系统的特点和要求，采用新的方法建立满足汽车避撞控制系统研究需要的车辆动力学系统模型。

### 1.3.4 控制系统设计

目前，汽车避撞控制方式主要有直接式控制和分层式控制两种。直接式控制结构用一个控制器实现车辆纵向动力学控制的目的，控制器的输入量是期望的车间距离或车辆速度，输出量是期望的制动压力和节气门开度，输出量直接传递给车辆的控制执行机构，控制车辆的运动，实现期望的控制结果。分层式控制结构将车辆纵向动力学控制的目的分为两层实现，上位控制器输入量是期望的车间距离或车辆速度，输出量是期望的车辆加速度或车辆速度，上位控制器的输出量作为下位控制器的输入量，下位控制器的输出量是期望的制动压力和节气门开度。直接式控制和分层式控制，控制结构如图 1.2 所示<sup>[35]</sup>。

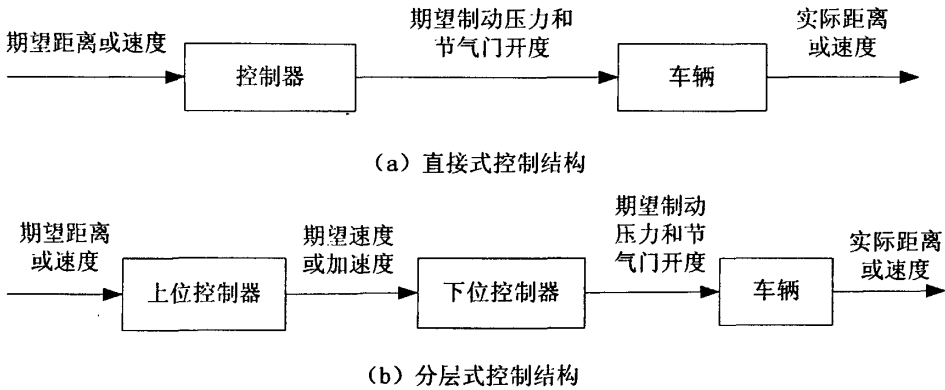


图 1.2 车辆纵向动力学控制

美国加州大学伯克利分校在进行自动公路系统的研究中采用的是直接式控制结构<sup>[36]</sup>。以加州大学伯克利分校研究为代表的车辆动力学控制系统设计方法，主要用于车辆队列行驶时的动力学控制，被控车辆动力学参数及行使环境的变化是控制系统的主要干扰源，控制的精度和车辆队列控制的串稳定性是控制器设计的主要指标。台湾开展的 ADVANCED-F 项目应用最优控制的方法，设计了全速度域的模糊自适应巡航控制器，也是采用直接式控制结构<sup>[37,38]</sup>，在前车运动状态变化较少的情况下，能获得较好的跟随效果。但通过一个控制器的设计要满足众多的控制要求比较困难，通用性和兼容性也不如分层控制好。

因此，自适应巡航和避撞领域多采用分层控制思想。分层式控制结构采用模块化设计，上、下位控制器分工明确，可以通过上下位控制器的分别设计和不同组合，满足不同的控制要求，比较适合于汽车避撞系统控制器的设计。分层式避撞控制系统设计包括控制功能定义、上位控制器和下位控制器设计三部分。在避

撞控制功能定义方面,文献<sup>[17]</sup>中侯德藻等人在功能上从辅助驾驶模式和自动模式两个方面给出了详细的定义。

在分层控制上位控制器的设计上,国外已有学者给出较好的纵向上位控制器模型<sup>[39]</sup>,系统模型的输入为驾驶员特性参数、基本环境信息、目标车信息和自车的各种传感器信息,并对下位控制系统传递控制指令。控制算法有模糊控制和神经网络控制<sup>[40,41]</sup>,适合于非线性目标的二阶滑模变结构控制算法<sup>[42]</sup>和 Back-stepping 方法<sup>[43]</sup>。此外, PID 和 LQ 等控制方法也得到了应用。

在下位控制器设计方面,日本日立公司的 Satoru Kuragaki 等人设计了基于 PID 控制的下位控制器<sup>[44]</sup>,能够控制车辆实现期望的速度;日本东京大学藤冈研究室的大前学在 1999 年研究了车辆纵向动力学控制器的分层式控制结构,参照冢子达等人在汽车自动变速器控制器设计时采用的二自由度控制器结构,设计了基于二自由度控制器的车辆纵向动力学下位控制器,在该控制器的设计中考虑了由控制执行机构带来的系统延时干扰的影响,设计获得的二自由度下位控制器具有较好的鲁棒性和控制稳定性。韩国汉阳大学的 K.Yi 等人设计了前馈和 PI 反馈相结合的下位控制器<sup>[45]</sup>,可以控制车辆实现期望的加速度值,系统响应快速性较好但鲁棒性较差。在我国,文献<sup>[22]</sup>中侯德藻设计了模型匹配鲁棒下位控制器,经仿真和实车试验验证,取得了良好的控制效果。

## 1.4 本文主要研究内容及研究方法

本文以汽车纵向避撞控制系统为研究对象,以车辆动力学及控制理论为基础,对系统所涉及的汽车避撞总体方案设计、车辆动力学系统建模、安全距离模型及预警算法、避撞控制系统下位控制器设计、实现系统不同功能的上位控制器设计等方面的内容展开了研究,具体研究内容包括以下几方面:

(1) 第一章 通过前期大量的相关国内外文献的阅读,详细归纳已有的汽车避撞系统的实现功能、系统结构、关键技术等,重点总结了行车信息获取、车辆安全状态判断、车辆动力学系统建模、控制系统设计等方面的发展现状,并指出了存在的问题及今后发展趋势。

(2) 第二章 依据汽车避撞系统应当实现的功能设计了汽车纵向避撞系统总体方案,然后从动力学控制角度出发,设计了汽车避撞控制系统结构方案和实现流程,并确定实现总体方案所必需的关键技术以及这些技术之间的相互关系。

(3) 第三章 针对汽车避撞系统的特点,在 CarSim 软件中,建立能够模拟车辆运行过程、反映系统动态特性并能兼顾模型精确性的汽车系统动力学模型。在此基础上,在 Matlab/Simulink 中建立其逆动力学模型,包括节气门开度求取逆动力学模型和制动力压力计算逆动力学模型,实现了避撞系统节气门开度计算和制动压力输出计算,并设计了两切换的模型,以满足不同工况的需要。

(4) 第四章 介绍了国内外安全距离模型的发展现状，并在分析车辆实际制动过程的基础上建立了保守的制动临界距离模型和预警临界距离模型。提出了避撞预警算法。

(5) 第五章 针对汽车系统动力学模型的强非线性，以及基于车辆动力学分层控制的思想，应用神经网络理论，设计了实现汽车避撞功能的单神经元 PID 下位控制器。

(6) 第六章 汽车避撞系统的目的是保证行车安全，这一目的是通过对车辆的动力学控制来实现的，控制系统设计是避撞系统功能实现的关键，所以本章在汽车纵向避撞系统功能定义的基础上，对汽车避撞控制系统进行研究，针对不同的功能要求分别设计了不同的上位控制器，并分别与下位控制器一起构成闭环仿真系统进行了典型工况仿真试验。

## 第2章 汽车碰撞系统总体方案设计

### 2.1 引言

汽车碰撞系统作为一个新兴的复杂控制系统，牵涉到诸多的关键技术。从目前的研究来看，汽车碰撞系统的定义各有差异，实现功能也各有不同。对已有的研究进行总结，重新定义一套合理的系统功能方案和实现方法，对于深入研究汽车碰撞控制系统具有非常重要的意义。

本章首先定义碰撞系统所要实现的功能，再设计汽车碰撞系统的总体方案，最后确定实现总体方案所必需的关键技术，并对系统各关键技术间的关系做出规划。

### 2.2 碰撞系统总体方案设计

汽车碰撞系统利用现代信息技术、传感技术来扩展驾驶员的感知能力，将外界信息（如车速、与前车距离等）传递给驾驶员的同时，综合利用路况和车况信息，判断车辆当前运行的安全状态，在紧急情况下能自动采取措施控制汽车，使汽车主动避开危险，保证车辆安全行驶或最大可能减小事故的伤害程度。

下面首先确定汽车纵向碰撞系统所要实现的系统功能。本文研究的汽车碰撞系统共有三项功能：一是前方没有车辆或障碍物的情况下，按驾驶员设定的速度进行自动巡航控制，降低驾驶员的劳动强度；二是前方有车辆或有运动目标，这时可以根据驾驶员的设定和要求进行速度跟踪或车间距的自动保持，即进行 ACC 自适应巡航控制。这在车流比较密集，车速不是特别高的交通情况下比较适用；三是在高速公路或是车速比较快的情况下，驾驶员可以选择碰撞模式控制汽车，此时不需进行车速或距离的跟踪，而是以保证行车安全为主要目的。在这种模式下，当实际车距接近或小于安全距离时，要求系统能自动控制车辆进行刹车控制，以避免碰撞的发生或者减轻碰撞的程度，降低事故伤害度。上述功能对于车辆智能驾驶、降低道路交通事故发生率、提高车辆主动安全性具有重要意义，本文后续章节控制系统的设计就是在上述定义的功能的基础上进行展开的。

汽车碰撞系统通过对自车纵向运动的控制使自车与目标车保持安全的行车距离，从而实现系统的功能。作为一个控制系统，其总体结构包括传感器、中央控制系统和执行器三部分。根据系统的功能要求，设计系统总体方案如图 2.1 所示 [41]。



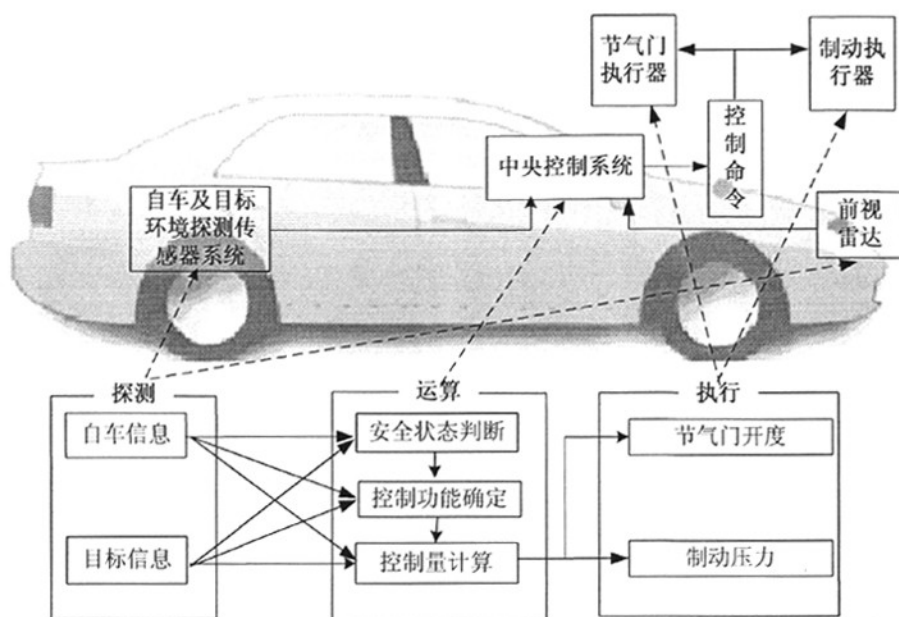


图 2.1 汽车防撞系统总体方案

由总体方案可知，获取实时、准确的车辆行车信息是系统功能实现的前提，这些信息即包括自车速度、加速度、发动机转速、位移等信息，也包括前车速度、自车与前车的相对速度、自车与前车的距离等信息。自车运行状态信息利用自车传感器获得，自车与前方目标间的相对运动信息利用车载雷达系统或 CCD 摄像机获得，目前国外用的较多的是车载雷达系统（包括激光雷达和毫米波雷达）。

依据自车传感系统获得的行车信息，防撞系统实时地对车辆运行的安全状态进行判断，由判断结果确定系统将要运行的控制程序，进而将相关控制指令传递给执行器，这一部分运算工作由车载中央控制系统完成。

汽车防撞系统对车辆的纵向运动进行控制，是分别通过对车辆发动机节气门开度的控制和制动系统制动压力的控制来实现。这样防撞系统所需的控制执行器包括节气门执行器和制动执行器两部分。节气门执行器的功能是响应中央控制系统的控制要求，实现期望的节气门开度；制动执行器的功能是响应中央控制系统的控制要求，实现期望的制动压力。在实际行车时，可以依据一定的算法实现节气门开度控制和制动压力控制的灵活切换，以满足汽车防撞系统的各项功能要求。

根据汽车防撞系统应实现的功能，设计汽车防撞控制系统总体方案如图 2.2 所示。

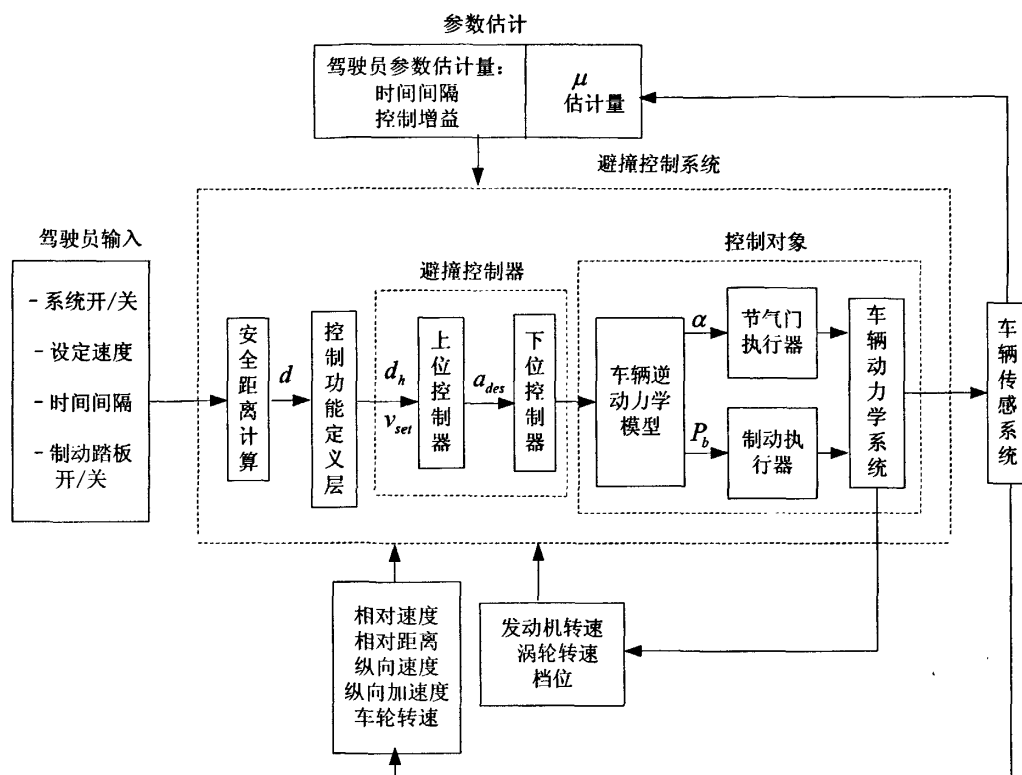


图 2.2 汽车避撞控制系统总体方案

其中， $d$  表示安全距离； $d_h$  表示期望的自车到目标车辆的距离； $v_{set}$  表示期望的自车速度； $a_{des}$  表示期望的自车加速度； $\alpha$  表示自车实际的节气门开度； $P_b$  表示自车实际的制动压力， $\mu$  为地面摩擦系数。

系统按照驾驶员的输入，设定驾驶模式。同时利用车载雷达获得目标车辆的运动信息，利用自车传感系统获得自车运动信息，然后将这些信息传给中央控制系统，中央控制系统对这些信息进行综合处理，判断自车当前的安全状态，并根据系统的功能定义，执行相应的程序。运算完成后中央控制系统将通过车载数据总线对节气门执行器或制动执行器发出控制指令，执行相关动作，控制车辆加速、减速或匀速运动，使自车与前方目标车辆间保持合适的车间距离以避免碰撞事故的发生或维持车辆的自动驾驶，实现定义的系统功能。

避撞控制系统工作过程示意图如图 2.3 所示。车载传感系统获取行车信息，包括自车速度、加速度、油门开度、目标车速度和自车与目标车距离等，根据安全距离模型，计算出期望车辆加速度。期望车辆加速度输入给切换模块，转化为相应的制动压力和节气门开度，再作用于车辆动力学系统，实现系统的功能要求。

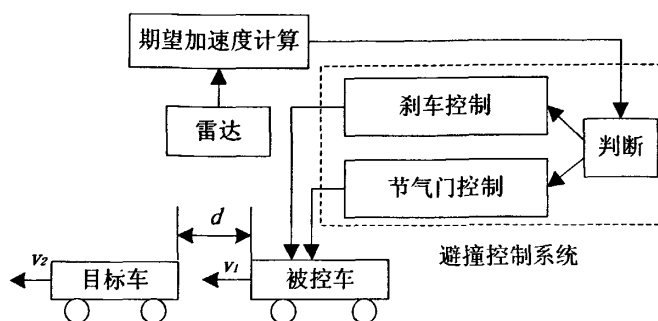


图 2.3 避撞控制系统工作过程示意图

在控制方式上面，本文采用分层控制的思想，通过上位控制器和下位控制器的结合来实现系统的控制功能。分层式控制结构由于采用模块化设计，上、下位控制器的设计目标明确，且可以根据不同的功能要求进行不同的模块组合，实现避撞系统的多种功能要求，因此汽车避撞控制系统适宜采用分层式控制结构。控制功能定义层依据传感系统提供的行车信息和驾驶员的设定，确定控制系统将要执行的功能；上位控制器按照控制功能的定义，确定出当前情况下自车的期望加速度；下位控制器依据上位控制器的输出，对车辆动力学系统进行控制，实现这一期望的加速度。

下位控制器的输出是控制加速度，在对车辆动力学系统进行控制前需要引入车辆逆纵向动力学模型，将控制加速度转化为期望节气门开度或期望制动压力，再分别通过节气门执行器和制动执行器转变为实际的节气门开度和实际制动压力，作用于车辆动力学系统，以实现上位控制器的期望加速度，进而实现汽车避撞控制系统的功能。

## 2.3 实现总体方案所需的关键技术

实现图 2.2 所示的控制系统总体方案所需的关键技术如图 2.4 所示。

汽车避撞系统作为一个复杂的控制系统，需要多种技术的支持，其关键技术主要有：

(1) 避撞安全距离的确定以及预警距离的确定。从已有的文献来看，这方面已经比较成熟。在车辆行驶过程中，中央控制系统利用车载传感系统获取的行车信息，依据安全距离算法进行实时计算，判断当前车辆的安全状态。

(2) 避撞控制系统上位控制器和下位控制器的设计。虽然已有文献采用一个控制器来实现避撞系统的所有功能要求，但通过一个控制器的设计要满足众多的控制要求比较困难，且通用性和兼容性也不如分层控制好。由于采用分层控制目标明确，上、下位控制器分别设计比较简洁，并且上、下位控制器可根据需要方便地进行模块化组合，所以本文采用分层控制方案。

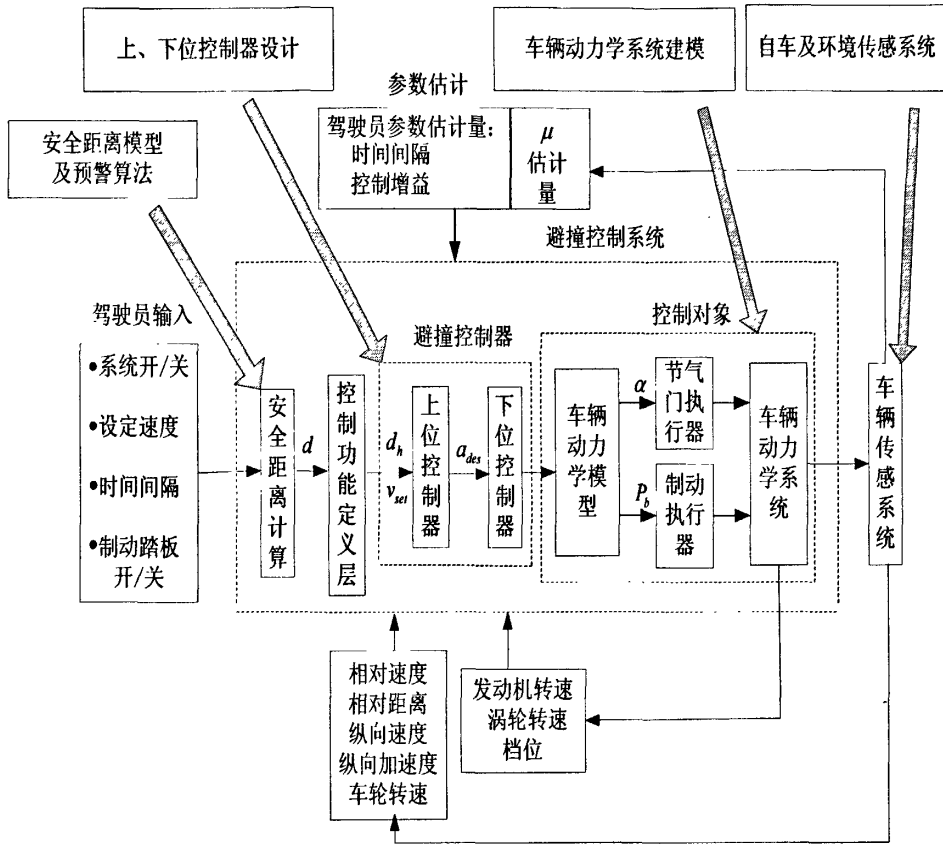


图 2.4 实现控制系统总体方案所必需的关键技术

(3) 精确的车辆动力学模型的建立。要进行车辆避撞研究需要建立比较精确的复杂车辆动力学模型，以便对避撞系统进行闭环仿真试验，如有条件也可采用实车试验以验证仿真结果。为了建立一个比较精确的车辆动力学模型，本文区别于一般的简化或局部的建模方法，将在后面章节中利用 CarSim 软件来建立针对避撞应用环境的复杂车辆动力学模型，并在此基础上利用 Matlab 软件来建立其逆动力学模型。

(4) 自车及环境识别和传感系统。主要包括汽车车载前视雷达或 CCD 摄像机、中央控制系统、车速传感器、节气门位置传感器、发动机转速传感器和制动踏板传感器等。作为智能交通范畴的汽车避撞系统，自车及目标车的运动信息的获取至关重要，随着信息技术的飞速发展，这方便的技术手段越来越先进，信息处理的速度越来越快。

## 2.4 本章小结

本章先确定了避撞系统所要实现的功能，然后从定义的功能出发设计了汽车避撞系统总体方案。在总体方案的基础上，从控制角度出发，结合控制系统的功

能要求，设计了防撞控制系统的总体方案，阐明了整个控制的实现流程。接着指出了控制系统所需的关键技术。汽车防撞系统总体方案的设计为后续章节相关具体技术模块的研究指明了方向，奠定了坚实的理论基础。

## 第3章 车辆动力学系统建模

### 3.1 引言

汽车碰撞系统的各项功能需要通过对车辆动力学系统的精确控制来实现，建立合适的车辆动力学系统模型是控制系统设计和碰撞系统功能实现的基础；对汽车碰撞控制系统控制效果的仿真评价也需要建立精确的车辆动力学系统模型。本文通过 CarSim 软件建立车辆动力学模型，并将它嵌入到控制系统当中构成整个闭环仿真系统是本文建模的一个特色。

汽车碰撞系统的动力学系统模型，总体上包括发动机模型、液力变矩器模型、自动变速器模型、行驶系、制动系、转向系以及整车其它部分。各总成相互间的转矩及转速传递关系如图 3.1 所示<sup>[46]</sup>。

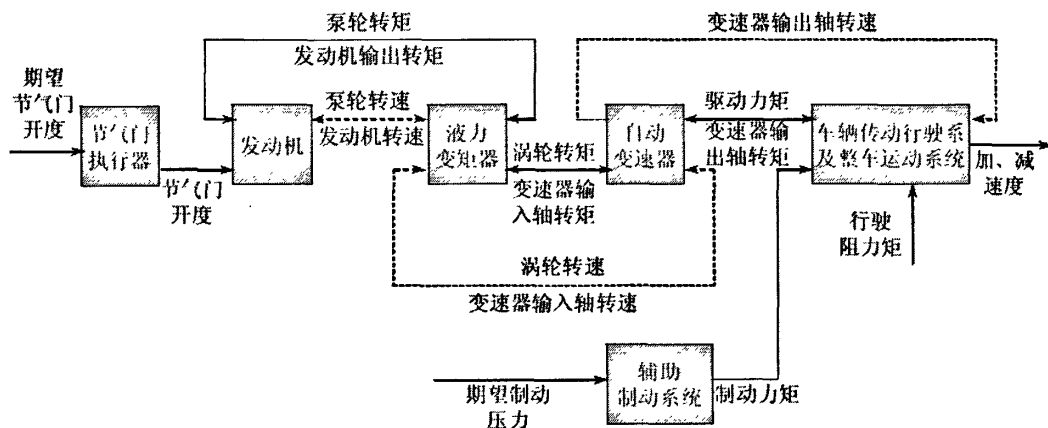


图 3.1 汽车动力学模型各总成之间的相互关系

下面以汽车动力学仿真软件 CarSim 和控制系统仿真软件 Matlab/Simulink 为基础，以满足汽车碰撞系统研究需要为目标，建立能够模拟车辆运行过程、反映系统动态特性的碰撞系统车辆动力学系统模型，其中包括复杂车辆 CarSim 动力学模型和逆纵向动力学模型。

### 3.2 CarSim 动力学系统建模

#### 3.2.1 CarSim 软件介绍

CarSim 软件由美国机械仿真公司(the Mechanical Simulation Corporation, 简称 MSC 公司)于 1996 年研制开发。它的动态仿真基础源自于美国密西根大学运输研究中心(the University of Michigan Transportation Research Institute, 简称 UMTRI)多年理论和实践经验的积累。该软件具有快速、准确、易于建模等特点。

它可以根据用户的需要模拟不同路面、不同工况下的汽车动力学响应，或对汽车的各个部件或系统进行仿真测试，此外，也被广泛应用于汽车控制系统的设计和仿真。在国外，软件已被通用、福特、丰田等大企业认可，并应用于新产品特别是电控单元的开发和虚拟试验。

CarSim 是参数化建模的汽车动力学仿真软件，它以界面形式将车辆模型、外部事件、数学求解器、仿真动画、后处理结果等内容简洁明了地显示出来，是一种参数化和界面化的软件，具有方便易学的特点。

CarSim 软件由三部分组成，如图 3.2 所示：

### 1. 模型参数和输入。

该部分包括整车模型数据库，事件（工况和测试条件），外部环境输入(包括路面信息，风阻等外部环境)三部分。用户可以缺省库，也可以新建库，在 *override some control* 一栏还可以设置用户自己想要的初始的控制参数。

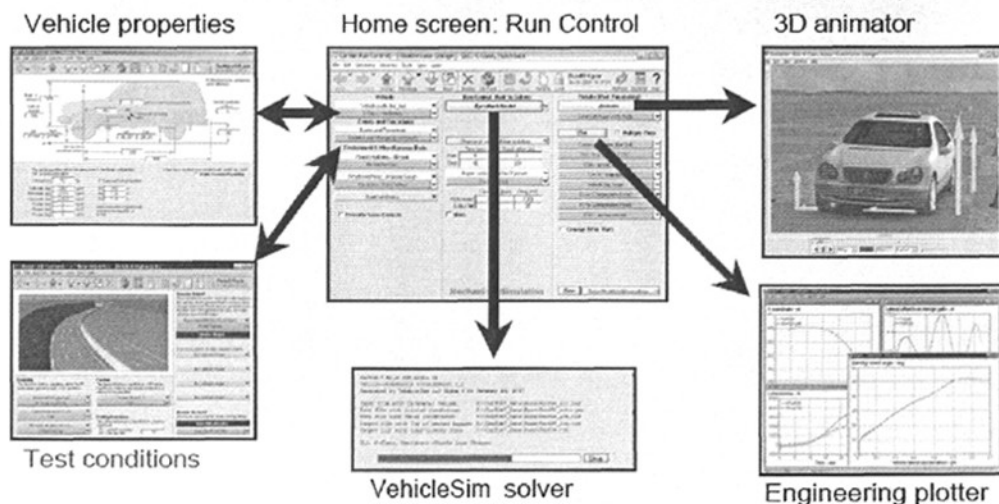


图 3.2 CarSim 软件的组成

### 2. 数学模型求解器。

在该部分用于加载相关数学模型，在此可以设置仿真时间，仿真步长等信息，它是求解运算的内核部分。在这里模型可以通过内置接口与 Simulink 相连接，从而构成车辆闭环仿真控制系统模型。

### 3. 输出和后处理部分。

该部分具有强大的后处理功能，包括仿真结果的动画显示和数据显示两部分。用户通过 3D 仿真动画窗口可以直观地观察汽车动力学响应，还可以在 plot 部分有选择地输出想要的参数的曲线，进行定量分析。

## 3.2.2 CarSim 车辆动力学模型

CarSim 软件结合了传统的车辆动力学与现代的多体动力学建模方法，对车辆

进行了适当的抽象简化。CarSim 对车辆抽象后，CarSim 软件根据车辆特性及仿真初始条件利用求解器求解运算。具体来说车辆模型包括车体、轮胎、转向系、悬架、制动系、传动系和空气动力学等七大子系统的特性。如图 3.3 所示。

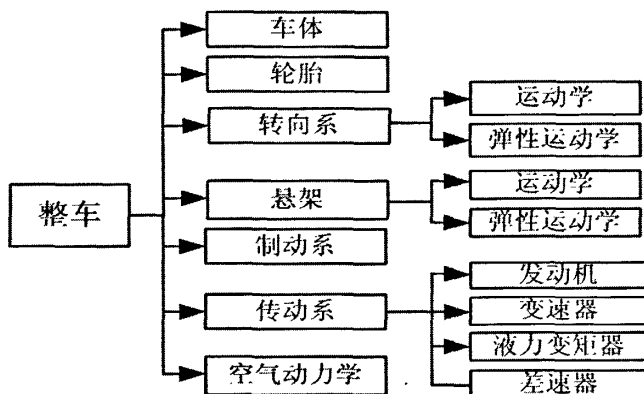


图 3.3 CarSim 整车模型所包括的子系统

本文建立的 CarSim 车辆模型参数见表 3.1<sup>[47,48]</sup>。

表 3.1 动力学模型基本参数

CarSim 动力学模型参数	符 号	数 值	单 位
整车质量	$M$	1370	$kg$
汽车绕 Z 轴转动惯量	$I_z$	4192	$kg \cdot m^2$
重心至前轴距离	$a$	1.11	$m$
空气密度	$\rho$	1.206	$kg / m^3$
重心至后轴距离	$b$	1.66	$m$
滚动阻力系数	$f$	0.02	-
轮距	$d$	1.55	$m$
质心高度	$H$	0.54	$m$
转向系传动比	$i$	18	-
主减速器减速比	$R_m$	4.1	-
变速器档位	$N$	4	-
档位速比	$R_g$	1	-
轮胎滚动半径	$r$	0.335	$m$
空气阻力系数	$C_D$	0.342	-
迎风面积	$A$	1.8	$m^2$
传动系传动效率	$\eta$	0.9	-

发动机模型,为了尽量贴近大多数实际情况,本文选用 125KW 的发动机模型,其扭矩特性曲线如图 3.4 所示。



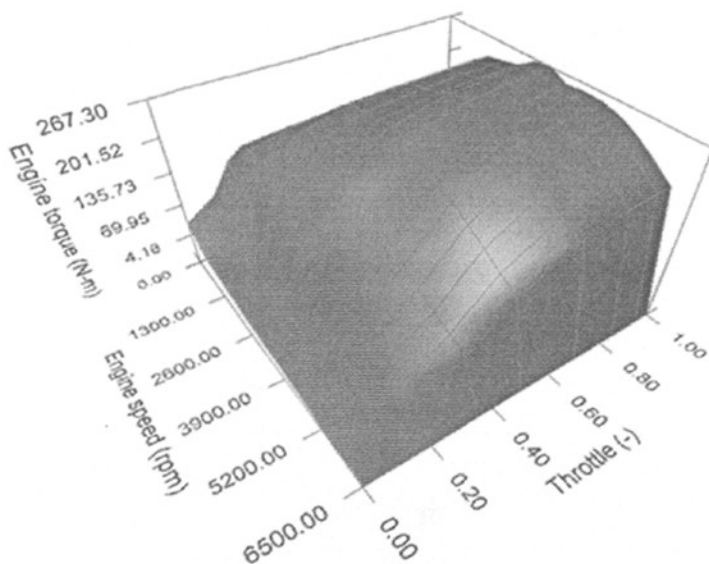


图 3.4 发动机扭矩特性曲线图

选择的制动系带有 ABS，两前轮制动扭矩和制动压力的关系是  $300\text{N}\cdot\text{m}/\text{MPa}$ ，两后轮是  $150\text{N}\cdot\text{m}/\text{MPa}$ 。

传动系，选择 6 档变速器，直接档位 4 档，传动比为 1。

悬架选用独立悬架，轮胎模型前后都选用内置的 215/55 R17 型轮胎，车轮滚动半径  $0.335\text{m}$ 。

### 3.3 车辆逆纵向动力学系统建模

由于车辆动力学系统的强非线性，对它进行精确控制比较困难，为此，控制系统总体方案中引入了逆车辆动力学模型。在避撞控制系统中，上位控制器发出的控制指令是期望的车辆加速度，需要通过车辆逆纵向动力学模型转变为期望的节气门开度和制动压力，然后将期望的节气门开度和制动压力输入到车辆纵向动力学模型，来控制车辆的加速、减速或匀速运动，以实现汽车避撞系统的功能。车辆逆纵向动力学模型的输入量是期望的车辆加速度，输出量是期望的节气门开度和期望制动压力。车辆逆纵向动力学系统模型的结构如图 3.5 所示。

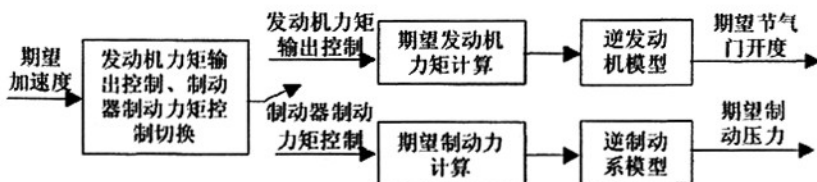


图 3.5 车辆逆纵向动力学模型结构

本文所建车辆逆动力学模型参数全部以上节的 CarSim 动力学模型为基础。

### 3.3.1 节气门开度控制及制动力控制切换

在车辆的实际行驶过程中，油门和制动是分时动作的。需要制动时应当首先利用发动机制动、风阻及滚动阻力等制动形式，当这些制动形式不足以提供需要的制动力时，制动系才开始动作。在汽车避撞系统工作的实际行车中，从驾乘舒适性及保证车辆相应部件可靠性方面考虑，应当避免在发动机力矩控制与制动力矩控制之间的频繁切换。车辆逆纵向动力学模型中的发动机力矩控制、制动器制动力矩控制切换功能模块的设计就是基于上述几条原则进行。

下面对车辆的运行过程进行分析：发动机启动以后，为保持发动机正常运转，节气门至少应当保持一最小开度，在这一最小开度下，发动机输出一较小的扭矩，克服内摩擦等形式的阻力，保持发动机怠速运转；当需要车辆加速时，加大节气门开度，变速器输出轴扭矩增大，车辆开始加速，直到驱动力被滚动阻力、空气阻力总和所平衡，车辆加速度为零，保持匀速行驶；若希望车辆降低速度，则减小节气门开度，发动机输出扭矩降低，驱动力变小，加速度小于零，车辆开始减速，随着车辆速度的降低，空气阻力、滚动阻力等相应减小，直到驱动力与滚动阻力、空气阻力的总和达到平衡，加速度为零，车辆恢复匀速状态；若需要较大的车辆减速度，首先将节气门开度减为最小，充分利用发动机倒拖、风阻及滚动阻力等形式的制动，如仍然无法满足车辆减速的要求，这时制动系统动作，施加制动力，增大车辆的减速度，达到系统要求。

本文在 CarSim 中，取节气门开度为 0 时，直接测出在不同速度下车辆能获得的最大减速度值。如图 3.6 所示为车速 80km/h 时测得的减速度速度曲线图，可得到最大减速度约为  $0.352m/s^2$ 。根据这个原理，依次可求出不同车速下车辆的最大减速度。

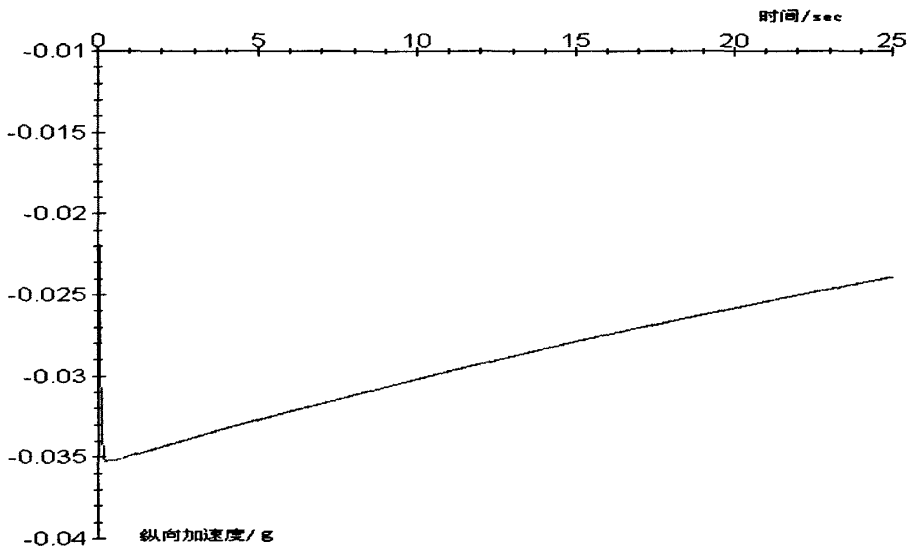


图 3.6 定车速车辆减速度曲线

由不同车速下获得的车辆最大减速度，可建立一个一维查表模块。为防止节气门控制和制动控制间频繁进行切换，模块设置了宽度为  $2\Delta h$  的过渡区域。通过选择合适的  $\Delta h$  值可以有效地防止制动力矩控制和发动机力矩输出控制之间的频繁切换。经验上一般取： $\Delta h = 0.1m/s^2$ 。

当期望加速度  $a_{cdes}$  与  $a$  有如下关系时，有切换逻辑关系：

当  $a_{cdes} \geq a + \Delta h$  时，为油门控制；

当  $a_{cdes} \leq a - \Delta h$  时，为制动控制。

油门控制和刹车控制的切换关系如图 3.7 所示：

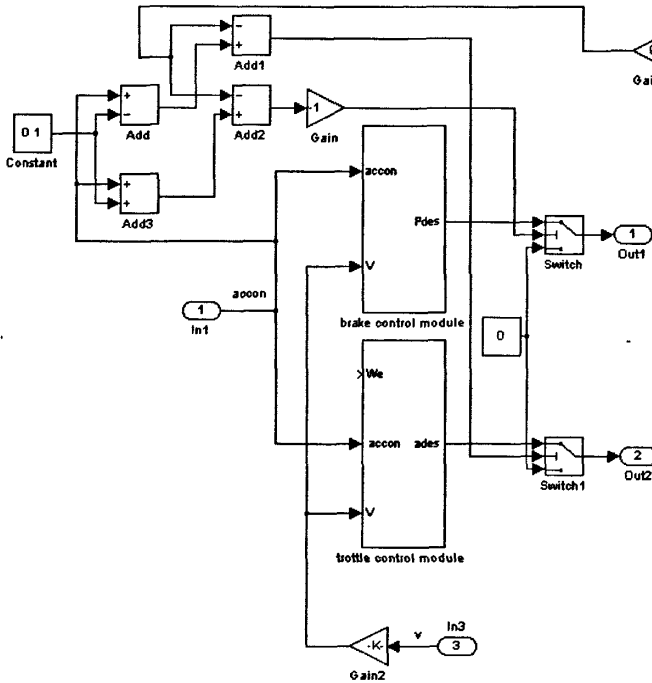


图 3.7 节气门和制动控制切换逻辑框图

### 3.3.2 期望节气门开度计算及逆发动机模型

经过发动机力矩输出控制、制动器制动力矩控制的切换之后，如切换为发动机力矩输出控制，需要按照期望加速度的要求，中间需要经过期望发动机力矩计算，在通过逆发动机模型计算期望的节气门开度。

期望加速度以  $a_{cdes}$  表示，根据车辆受力分析图 3.8，忽略车辆旋转部件的质量换算，将车辆运动方程表示如下：

$$ma_{cdes} = F_t - F_{xb} - \sum F(v) \tag{3.1}$$

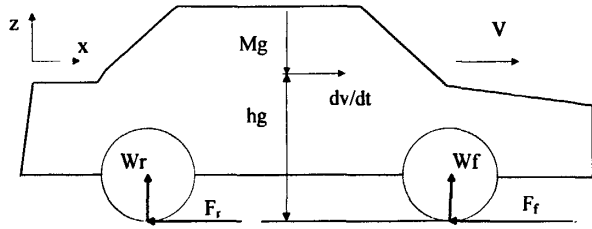


图 3.8 车辆受力分析图

式中， $F_r$ 表示由于发动机的驱动作用产生的路面作用于车辆的驱动力， $F_{fb}$ 表示由于制动器的制动作用产生的路面作用于车辆的制动力， $\sum F(v)$ 表示滚动阻力、风阻及发动机倒拖阻力等其它各种阻力的总和，本文对 $\sum F(v)$ 进行简化，只取其风阻值和滚动阻力，即：

$$\sum F(v) = \frac{1}{2} C_D A \rho v^2 + mgf \quad (3.2)$$

式中， $C_D$ 表示空气阻力系数， $A$ 为迎风面积， $\rho$ 表示空气密度， $v$ 表示汽车行驶速度， $m$ 表示整车质量， $g$ 表示重力加速度， $f$ 表示滚动阻力系数。

按照在前节中 CarSim 车辆模型的假设，不考虑传动系的弹性变形，则驱动力可表示为：

$$F_t = \frac{\eta T_e \cdot \tau\left(\frac{\omega_t}{\omega_e}\right) \cdot R_g R_m}{r} \quad (3.3)$$

其中， $\eta$ 为机械效率的公称值， $T_e$ 为发动机输出扭矩， $\omega_t$ 为液力变矩器涡轮转速， $\omega_e$ 为发动机转速， $R_g$ ， $R_m$ 分别为变速器档位速比和主减速器减速比， $r$ 为车轮滚动半径， $\tau$ 为液力变矩器扭矩特性函数，在 CarSim 中 $\tau$ 函数如图 3.9 所示。

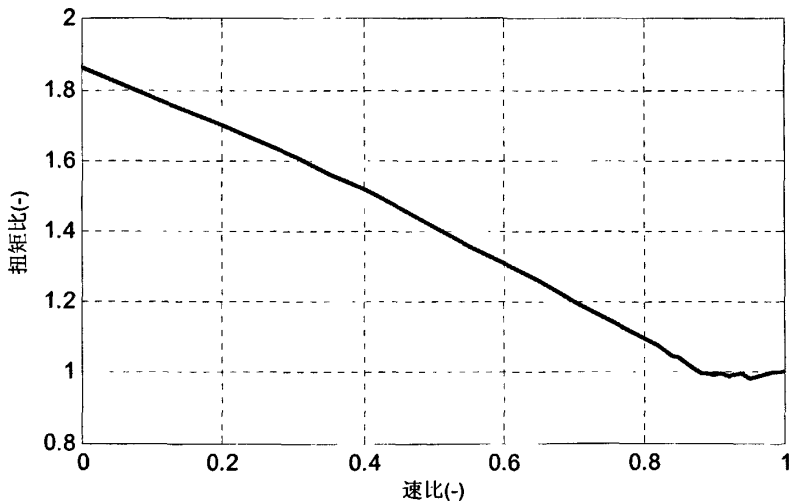


图 3.9 液力变矩器扭矩特性曲线

令：

$$K_d = \frac{\eta \cdot \tau \left( \frac{\omega_t}{\omega_e} \right) \cdot R_g R_m}{r} = \frac{\eta \cdot \tau \left( \frac{v R_g R_m}{r \omega_e} \right) \cdot R_g R_m}{r} \quad (3.4)$$

将式 (3.4) 代入 (3.3) 中, 得到

$$F_t = K_d T_e \quad (3.5)$$

在车辆运行过程或车辆纵向动力学模型仿真过程中,  $K_d$  是一个可实时观测的量, 式 (3.4) 的框图表示如图 3.10 所示。

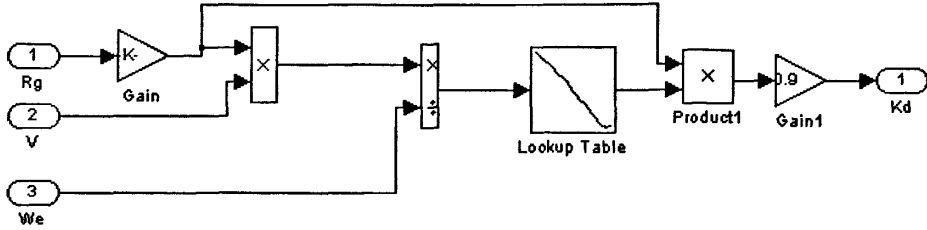


图 3.10  $K_d$  的计算框图

根据变速器当前档位, 计算出期望变速器输出力矩, 根据变速器当前速比换算成发动机输出力矩:

$$T_{des} = \frac{m a_{cdes} + \sum F(v)}{K_d} \quad (3.6)$$

上述各式中:  $R_g, r, m, \sum F(v)$  分别为主减速器速比, 车轮滚动半径, 车轮质量, 车轮所受各种阻力,  $T_{des}, a_{cdes}$  分别为期望发动机输出扭矩和期望加速度。

由期望的发动机扭矩和发动机转速, 利用逆发动机模型可以求得期望的节气门开度, 逆发动机模型表示如下:

$$\alpha_{des} = f(T_{des}, \omega_e) \quad (3.7)$$

式中,  $\alpha_{des}$  表示期望的节气油门开度,  $f(T_{des}, \omega_e)$  为逆发动机扭矩特性曲线, 利用图 3.5 中数据, 经过取不同转速下不同扭矩下的节气门开度值, 可得到一个逆发动机模型的二维查表模块。节气门开度值通过二维查表模块查询获取。求取发动机的期望节气门开度的 Simulink 模型如下图 3.11 所示。

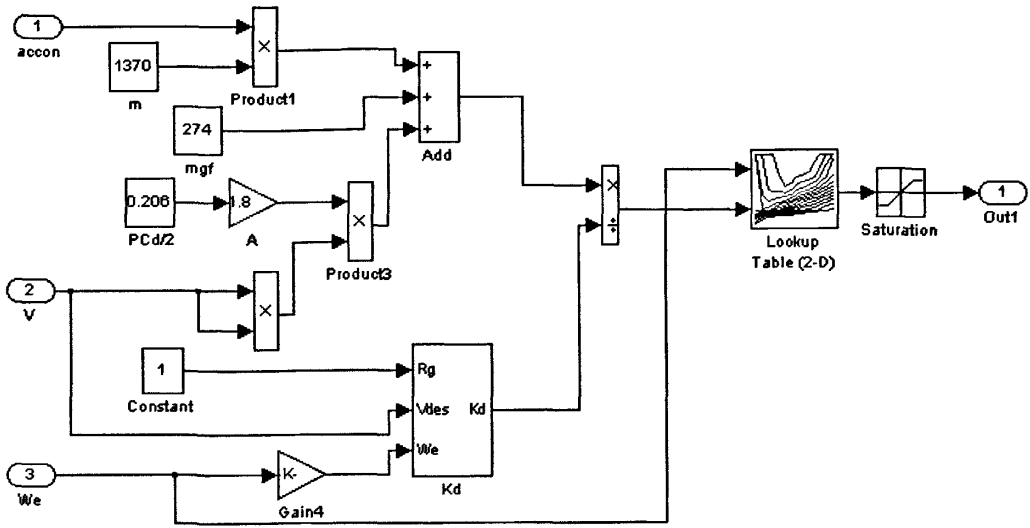


图 3.11 期望节气门开度计算框图

### 3.3.3 期望制动压力计算及逆制动系模型

经过发动机力矩输出控制、制动器制动力矩控制的切换之后，如切换为制动器制动力矩控制，需要按照期望加速度的要求，计算制动油路期望的制动压力，然后将期望制动压力通过制动执行器施加于车辆动力学系统进行制动控制。而将期望制动力矩转化为期望制动压力是通过逆制动系模型依据制动力矩与制动压力之间的线性关系进行的。

按照制动力和制动压力的关系式和上节中的车辆受力分析：

$$ma_{cdes} = F_t - F_{xb} - \sum F(v) \quad (3.8)$$

可得到期望制动力  $P_{des}$  为：

$$P_{des} = \frac{\left| -ma_{cdes} - \frac{1}{2}C_D A \rho v^2 - mgf \right|}{K_b} \quad (3.9)$$

其中， $K_b$  为制动力和制动压力比值。在不超过路面最大制动力的情况下，制动力可以近似表示为制动管路中油压的线性函数，其表达式如下：

$$\frac{T_{bf} + T_{br}}{r} = K_b P_b \quad (3.10)$$

式中， $T_{bf}$  和  $T_{br}$  分别表示前后轮制动力矩， $r$  表示轮胎滚动半径， $P_b$  表示实际制动压力。

本文在 CarSim 中设置车辆的初速是  $50\text{km/h}$ ，对车辆施以  $0.3\text{Mpa}$  的恒定制动压力，运行模型可得到前后两轮的制动力矩分别为  $90\text{N}\cdot\text{m}$  和  $45\text{N}\cdot\text{m}$ ，代入式 (3.10)，可得  $K_b = 1342.7$ 。求取制动压力的逆制动系模型如下图 3.12 所示。

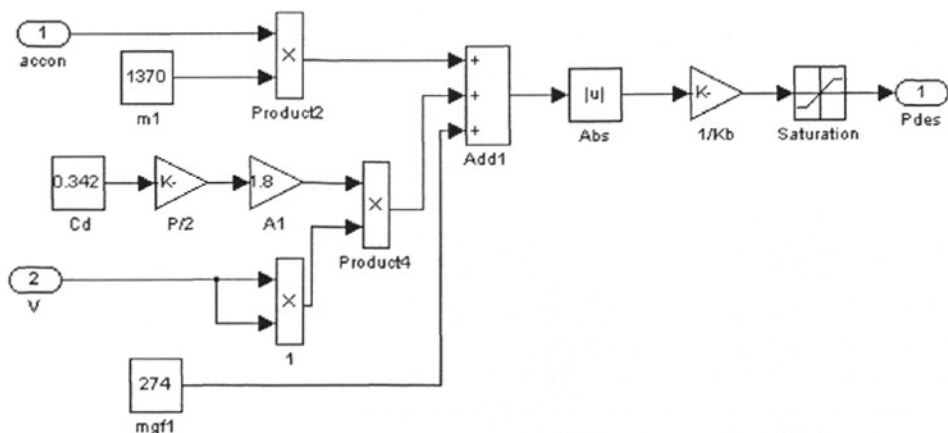


图 3.12 期望制动压力计算框图

将发动机力矩输出控制、制动器制动力矩控制切换模型、期望发动机力矩计算及逆发动机模型、期望制动力计算及逆制动系模型相连接就得到了车辆逆纵向动力学系统模型，再连接上节所建 CarSim 动力学模型，构成完整避撞系统的动力学模型。如图 3.13 所示。

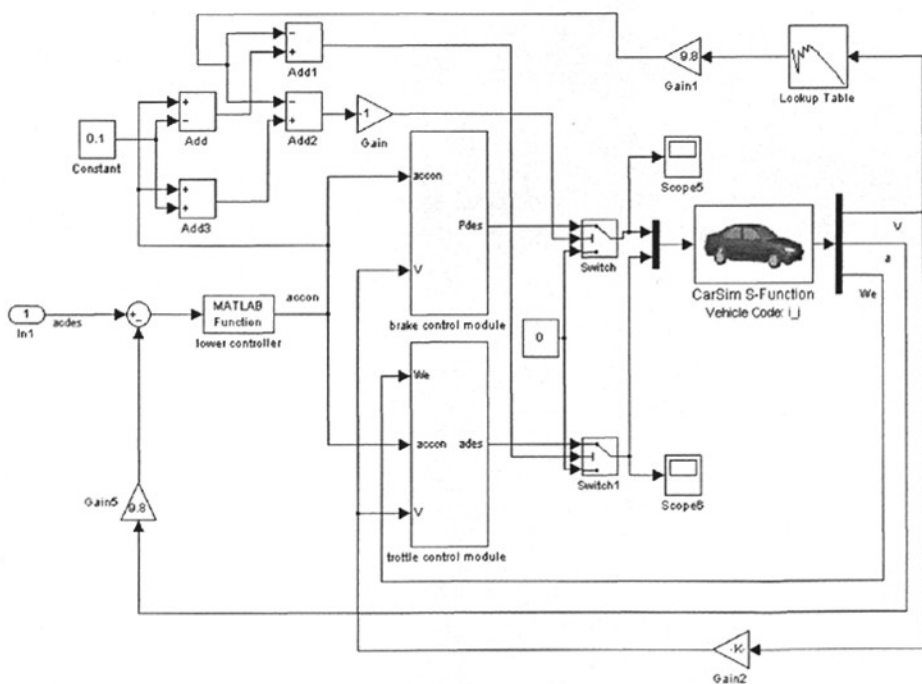


图 3.13 避撞控制系统动力学系统模型框图

### 3.4 CarSim 与 Simulink 软件接口简介

CarSim 作为一款强大的仿真软件，提供了与 Matlab&Simulink 的接口，以便于进行汽车控制系统的联合仿真。CarSim 通过内置的 Send to Simulink 接口，可以

将用户在软件中设置的车辆动力学模型导入到 Simulink 窗口中, 用户只要将 CarSim 车辆模型的 S 函数拖入到 Simulink 控制模块中, 就可构成车辆的闭环仿真系统。在将车辆模型导入到 Simulink 之前需要先在 CarSim 中设置好车辆模块的输入、输出参数, 以便在 Simulink 中与其它信号对应连接。这样就可将车辆动力学模型与 Simulink 环境中构建的避撞上位和下位控制系统连接到一起, 构成整个汽车避撞控制系统。

除了自己在 Simulink 中设计控制系统以外, CarSim 的数据库中也提供了一些简单的常用的汽车控制系统, 如 ABS 系统、简单驾驶员模型、四轮转向等。下面图 3.14 是 CarSim 数据库自带的简单驾驶员模型系统:

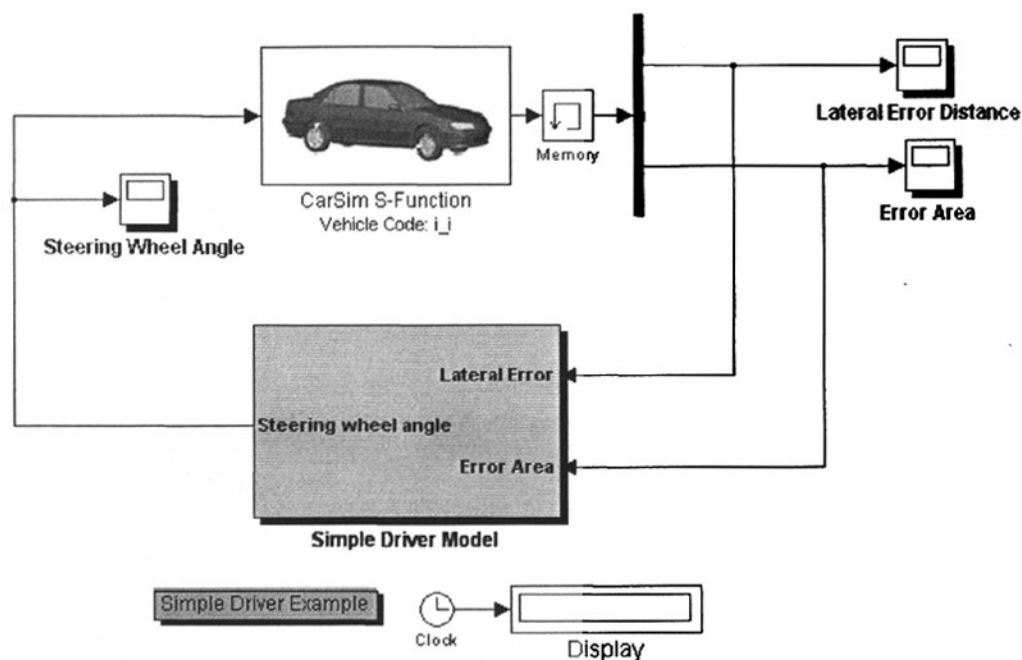


图 3.14 CarSim 简单驾驶员模型

### 3.5 本章小结

本章利用 CarSim 建立了符合避撞系统要求的复杂整车动力学模型, 并以此车辆动力学系统模型为基础, 在 Matlab/Simulink 中建立了油门控制和制动控制切换模型、车辆逆纵向动力学系统模型 (包括制动压力计算模型和期望节气门开度求取模型), 然后, 将上述模型相连接获得了汽车避撞系统闭环仿真模型, 为后面章节进行 CarSim 和 Matlab/Simulink 联合仿真提供了平台。

本章所建车辆动力学模型相比于在 Matlab 中自行建立车辆动力学模型而言, 省略了繁琐的推导简化过程, 且 CarSim 中的模型已经过验证, 所以模型较完整、精确, 能够满足汽车避撞控制系统研究的要求。



## 第4章 安全距离及预警算法研究

### 4.1 引言

汽车碰撞预警和碰撞避免系统主要以防止汽车追尾碰撞为目标。据美国国家交通安全委员会统计,追尾形式的碰撞在2005年约占总的交通事故中的30%<sup>[49]</sup>。所以研究汽车纵向碰撞预警和碰撞避免具有十分重要的意义。要避免事故的发生,首先要判断出当前车辆的安全状态,当车辆处于危险状态时系统能够警告驾驶员,当驾驶员没有采取动作时,系统要能够自动采取措施避免碰撞的发生。而要实现系统的上述功能,就需要先确定车辆的安全距离模型和预警算法。

### 4.2 对安全距离模型的要求分析

在实际行车过程中,避撞中央控制系统依据安全距离模型实时计算当前条件下的安全距离,并与实际车间距进行对比,当实际车间距小于或等于安全距离时,系统判断车辆进入危险状态,并通过车载报警系统发出报警,如果此时驾驶员无相应操作,避撞系统将自动关闭节气门并采取制动措施进行车辆制动控制,避免碰撞事故的发生。

汽车避撞系统的主要目标是保证行车安全。从提高汽车避撞系统实用性方面出发,安全距离模型要保证多数交通情况下避撞系统正常工作,减少由于误判断造成误操作的可能,因此,汽车避撞系统要求安全距离模型适用的交通状况涵盖范围广,性能可靠,能适用于大多数的交通工况。

汽车避撞系统能够获取的行车信息包括自车到前方目标车的距离、自车与前方目标车间的相对速度、自车速度、加速度、节气门位置、制动踏板动作、发动机转速等信息。所以,汽车避撞系统的安全距离模型必须以这些可以从实际行车过程中传感器可以获取的信息为基础。

汽车避撞系统的目的是保证行车安全,基本原则是降低车速和保持足够的车间距离,由于道路容量与车速成正比而与车间距离成反比,过多的降低车速和加大车间距离会导致道路交通效率的降低。因此,应用于汽车避撞系统的安全距离模型必须兼顾行车安全和道路交通效率两方面的要求,针对不同的工况和系统功能要求,这两方面应有所侧重。

在实际驾驶中,一般驾驶员对自己判断的相信程度要大于对车载安全系统的相信程度,避撞系统的控制动作必须尽量接近实际驾驶员的操作特性,安全系统才能被驾驶员接受。汽车避撞系统依据安全距离模型对车辆安全状态的判断结果应当尽量接近实际驾驶条件下驾驶员的行为特性。

综合上述分析, 可以将汽车避撞系统对于安全距离模型的要求归结为以下四点:

- (1) 安全距离模型适用的工况能够涵盖一般道路交通的大多数工况。
- (2) 安全距离模型所使用的行车信息在避撞系统条件下能够获得。
- (3) 安全距离模型必须综合考虑行车安全和道路交通效率两方面的要求, 针对不同的工况和系统功能要求有所侧重。
- (4) 安全距离模型进行行车安全状态的判断结果应当尽量接近实际驾驶条件下驾驶员的行为特性。

### 4.3 国内外已有安全距离模型介绍

安全距离模型算法的基本思想是通过传感器检测本车与前方障碍物车辆之间的相对距离, 将此距离与给定的安全距离相比较以确定是否安全。这一方面的研究主要在于安全距离计算方法的不同。下面介绍几种典型的安全距离模型算法。

#### 1. 一种常用的安全距离计算方法

关于安全距离的计算方法, 国内外的大多数研究都是基于牛顿运动学原理, 由给定车辆的运动学参数计算出两车之间的安全距离, 其中一种常用的一种计算公式如下<sup>[50]</sup>:

$$d_w = v_1 \cdot (T_r + T_d) + \frac{1}{2} \left[ \frac{v_1^2}{a_1} - \frac{(v_1 - v_{rel})^2}{a_2} \right] \quad (4.1)$$

$$v_{rel} = v_1 - v_2 \quad (4.2)$$

式中:  $T_r$  为驾驶员反应时间 (s), 一般为 0.5—2s;  $T_d$  为制动协调时间 (s), 一般为 0.2s;  $v_1$  为自车速度 (m/s);  $v_{rel}$  为两车相对速度 (m/s);  $v_2$  为前车速度 (m/s);  $a_1$  和  $a_2$  分别为自车和前车减速度 ( $m/s^2$ )。  $v_{rel}$  由实际跟车距离对时间微分来得到:

$$v_{rel} = \frac{d_2 - d_1}{\Delta T} \quad (4.3)$$

式中:  $d_1$  为前一时刻的实际跟车距离;  $d_2$  为当前时刻的实际跟车距离;  $\Delta T$  为时间间隔 (s)。理论上,  $a_1$  和  $a_2$  都应得到最大制动能力  $a_{max} = \phi g$ , 式中:  $a_{max}$  为最大制动减速度,  $\phi$  为轮胎—路面附着系数,  $g$  为重力加速度。实际行车制动时,  $a_1$  和  $a_2$  的具体值随车型、车况及路况而变化, 理论建模时常予以简化, 国内外研究者通常取  $a_1 < a_2$  或  $a_1 = a_2$ 。研究初期为简化模型常取  $a_1 = a_2 = a_{max} = \phi g$ 。由此可见, 安全距离与轮胎—路面的附着情况有关。

用距离传感器和车速传感器可测得  $d, v_1$  及  $v_2$ , 如果预先在程序中设定了  $T_r$ 、 $T_d$ 、 $a_1$ 、 $a_2$  或是  $\phi$  值, 根据式 (4.1) 就可以计算出  $d_w$ 。当  $d \leq d_w$ , 预警系统就应该判断出潜在的纵向碰撞, 并给出警报。

#### 2. 本田公司的算法

本田公司的报警临界距离为<sup>[51]</sup>:

$$d_w = 2.2 \cdot v_{rel} + 6.2 \quad (4.4)$$

式中,  $v_{rel}$  是两车的相对速度。

制动临界距离为:

$$d_{br} = \begin{cases} \tau_2 v_{rel} + \tau_1 \tau_2 a_1 - 0.5 a_1 \tau_1^2 & \frac{v_2}{a_2} \geq \tau_2 \\ \tau_2 v_1 - 0.5 a_1 (\tau_2 - \tau_1)^2 - \frac{v_2^2}{2 a_2} & \frac{v_2}{a_2} < \tau_2 \end{cases} \quad (4.5)$$

式中  $v_1$  是自车速度,  $v_{rel}$  是两车相对速度,  $a_1$  是自车最大减速度,  $a_2$  是前车最大减速度,  $v_2$  是前车速度,  $\tau_1$  是系统延迟时间,  $\tau_2$  是制动时间。一般取  $a_1 = a_2 = 7.8 \text{ m/s}^2$ ,  $\tau_1 = 0.5 \text{ s}$ ,  $\tau_2 = 1.5 \text{ s}$ 。

### 3. 丰田汽车公司的研究方法

日本丰田汽车公司的研究是从汽车驾驶员模型出发, 确定安全距离, 以驾驶员的主观感觉作为安全性标准。考虑实际车辆行驶过程, 驾驶员要对车辆的行驶进行预测, 以决定现在的操作, 驾驶员预测  $t$  后的车间距离, 将此车距与驾驶员认为的界限车距  $d_{lim}$  进行比较, 如认为车距将小于  $d_{lim}$ , 现在时刻即制动, 因此, 现在时刻的车距为报警距离<sup>[50]</sup>。

$$d_w = t \cdot v_{rel} + \frac{a_2 \cdot t^2}{2} + d_{lim} \quad (4.6)$$

式中:  $d_w$  为驾驶员感觉危险, 须报警的距离;  $v_{rel}$  为本车与目标车辆之间的相对速度  $v_1 - v_2$ 。  $v_1$  为自车速度,  $v_2$  为目标车辆速度;  $a_2$  为目标车辆减速度;  $a_1$  为驾驶员主观认为的自车最大制动减速度;  $\Delta a$  为目标车与自车之间的相对减速度;  $d_{lim}$  的值由以下公式确定:

(1) 接近静止障碍物时:

$$v_2 = 0, a_2 = 0, d_{lim} = \frac{v_1^2}{2 \cdot a_1} \quad (4.7)$$

将式 (4.7) 代入式 (4.6):

$$d_w = v_1 \cdot t + \frac{v_1^2}{2 \cdot a_1} \quad (4.8)$$

可将上述过程等效为从  $v_1$  初速度, 以减速度  $a_1^*$  减速到车辆停止的过程。其中,  $a_1^*$  自车的平均减速度。则有:

$$d_w = \frac{v_1^2}{2 \cdot a_1^*} \quad (4.9)$$

联立 (4.8) 和 (4.9) 解得:

$$a_1^* = \frac{a_1 \cdot v_1}{2 \cdot a_1 \cdot t + v_1} \quad (4.10)$$

(2) 接近匀速或加速车辆时:

假定驾驶员主观认为车头时距为  $t_{hw}$ , 则:

$$d_{lim} = t_{hw} \cdot v_1 \quad (4.11)$$

因为前车匀速或加速运动, 所以:

$$a_2 = 0, d_w = t \cdot v_{rel} + t_{hw} \cdot v_1 \quad (4.12)$$

同样, 将上述过程等效为一匀减速过程:

$$d_w = \frac{v_1^2}{2 \cdot a_1^*} \quad (4.13)$$

由 (4.12) 和 (4.13) 两式可求得:

$$a_1^* = \frac{v_{rel}^2}{2 \cdot (t \cdot v_{rel} + t_{hw} \cdot v_1)} (v_1 \geq v_{rel}) \quad (4.14)$$

(3) 前车突然减速时:

假定车辆间的客观车头时距为  $t_{ho}$  (高速公路一般取为  $t_{ho} = 1.2$  秒), 驾驶员反应以及制动间隙消除、制动力上升时间为  $t_d$ , 则:

$$d_w = t_{ho} \cdot v_1 - \frac{\Delta a \cdot t_d^2}{2} \quad (4.15)$$

因此, 式 (4.6) 表示为:

$$d_w = t \cdot v_{rel} + \frac{\Delta a \cdot t^2}{2} + d_{lim} \quad (4.16)$$

由式 (4.11)、式 (4.15) 和式 (4.16) 联立解得:

$$\Delta a = \frac{2 \cdot [(t_{ho} - t_{hw}) \cdot v_1 - t \cdot v_{rel}]}{t_d^2 - t^2} \quad (4.17)$$

$\Delta a, v_{rel}, v_1$  由传感器测量或信号处理得到, 模型参数  $t_{ho}$  预先设定,  $t, t_d, a_1$  以及  $t_{hw}$  由试验获得, 这样由上述公式可进行报警距离计算, 将报警距离与当前车间距离进行比较, 确定报警时刻。

#### 4. 马自达公司的预警距离及制动距离算法

报警临界距离为<sup>[51]</sup>:

$$d_w = \frac{1}{2} \left( \frac{v_1^2}{a} - \frac{(v_1 - v_{rel})^2}{a} \right) + v_1 \cdot \tau + d_0 \quad (4.18)$$

$v_1$  为自车速度,  $v_{rel}$  是两车相对速度 ( $v_{rel} = v_1 - v_2$ ,  $v_2$  为前车速度),  $a$  为假设的相等的两车最大减速度,  $\tau$  为系统和驾驶员的延迟时间,  $d_0$  是车头间距。

制动临界距离为:

$$d_{br} = \frac{1}{2} \left( \frac{v_1^2}{a_1} - \frac{(v_1 - v_{rel})^2}{a_2} \right) + v_1 \cdot \tau_1 + v_{rel} \cdot \tau_2 + d_0 \quad (4.19)$$

$v_1$  为自车速度,  $v_{rel}$  是两车相对速度 ( $v_{rel} = v_1 - v_2$ ),  $a_1$  自车最大减速度,  $a_2$  是前车最大减速度,  $\tau_1$  和  $\tau_2$  是延迟时间,  $d_0$  是停车后车间距离。一般取  $a_1 = 6m/s^2$ ,  $a_2 = 8m/s^2$ ,  $\tau_1 = 0.1s$ ,  $\tau_2 = 0.6s$ ,  $d_0 = 5m$ 。

#### 5. 韩国汉阳大学的研究方法

韩国汉阳大学的研究采用轮胎路面附着系数的估计模型估计出轮胎的路面附着系数  $\mu$ , 确定安全距离的公式如下<sup>[50]</sup>:

$$d_{w.scaled} = d_w \cdot f(\mu) \cdot g(driver) \quad (4.20)$$

$$d_w = \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{v_1^2}{a} - \frac{(v_1 - v_{rel})^2}{a} \right) + v_1 \cdot (T_s + T_h) + d_0 \quad (4.21)$$

式中:  $d_w$  为名义报警极限距离;  $f_\mu$  为轮胎附着力标定函数;  $\mu$  是轮胎路面附着系数的估计值;  $g(driver)$  是驾驶员特性标定函数;  $v_1$  是自车速度,  $v_{rel}$  是车辆间的相对速度;  $a$  是两车最大制动减速度 (假定两者相等);  $T_s$  是系统延迟;  $T_h$  是驾驶员延迟;  $d_0$  是车辆停止后车头间距离。

为限制驾驶员因素的影响, 驾驶员特性标定函数必须准确可靠, 取:

$$g_{min} < g(driver) < g_{max} \quad (4.22)$$

轮胎附着力标定函数如下式:

$$f(\mu) = \begin{cases} f(\mu_{min}) & \text{if } \mu < \mu_{min} \\ f(\mu_{min}) + \frac{f(\mu_{norm}) - f(\mu_{min})}{\mu_{norm} - \mu_{min}} \cdot (\mu - \mu_{min}) & \text{if } \mu_{min} < \mu < \mu_{norm} \\ f(\mu_{norm}) & \text{if } \mu \geq \mu_{norm} \end{cases} \quad (4.23)$$

式中:  $\mu_{norm}$  是正常路面附着系数;  $\mu_{min}$  是需要考虑的最小路面附着系数。实际中可设定  $f(\mu_{norm}) = 1$ , 将  $\mu_{norm}$ 、 $\mu_{min}$  和  $f(\mu_{min})$  作为可调量, 寻找合适的值, 以贴近实际情况。

国内清华大学基于车间距保持目的假设建立了新型车间距保持安全距离模型, 通过驾驶员试验确定了模型参数的取值, 经试验及仿真对比验证, 该模型满足了汽车主动避撞系统的要求, 具有适用交通状况范围广, 模型参数易于获得及计算结果符合驾驶员主观感觉等特点<sup>[35]</sup>。

## 4.4 车辆的实际制动过程分析

典型的车辆制动过程描述为: 驾驶员识别前方交通情况, 意识到应进行紧急制动, 将右脚移动到制动踏板并紧急制动, 直到车辆停止。整个制动过程可以分为以下几个阶段, 车辆的制动过程曲线如图 4.1 所示<sup>[52]</sup>。

(1) 驾驶员反应时间( $t_1$ ): 即驾驶员发现前方有紧急情况, 意识到必须进行紧急制动, 并从加速踏板开始抬起右脚这段时间。

(2) 驾驶员移脚时间 ( $t_2$ ): 指驾驶员将右脚从加速踏板移动到制动踏板的时间。

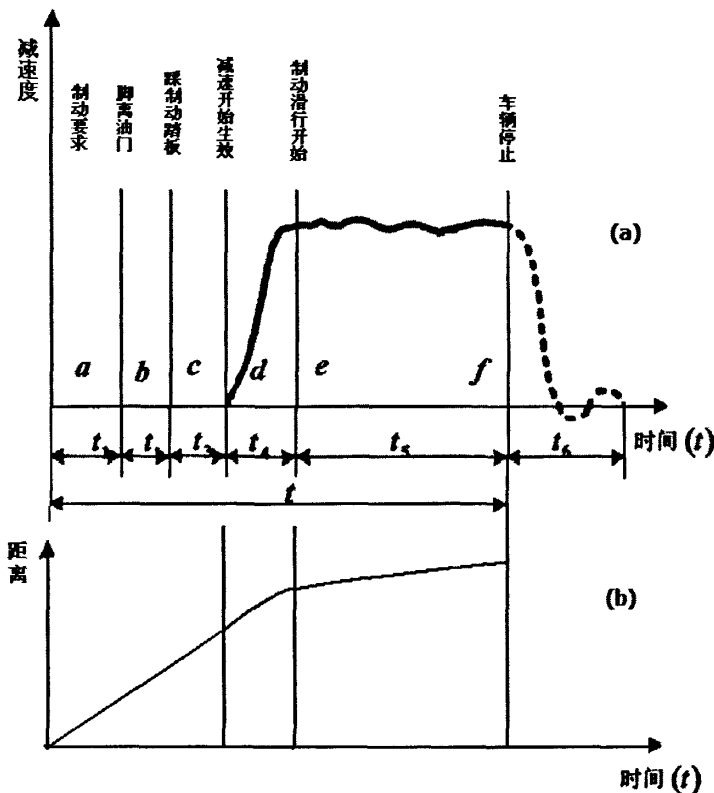


图 4.1 车辆制动过程分析图

(3) 制动协调时间 ( $t_3$ ): 指驾驶员从脚踩下制动踏板到制动器开始起作用的时间。这段时间实质上是消除制动系统各部件 (弹簧、制动蹄与鼓) 间隙所需要的时间。

(4) 制动力或制动减速度增长时间 ( $t_4$ ): 指脚力由零上升到最大值所需的时间。

(5) 制动持续时间( $t_5$ ): 在这段时间里制动减速度基本不变, 车辆滑行, 直到车辆完全停止。

下面对碰撞车辆的实际制动过程进行分析:

假设自车的初速度为  $v_1$  (m/s), 车辆的最大减速度为  $a_1$  ( $m/s^2$ )。自车行驶距离由下列部分组成:

1. 由于在驾驶员的反应时间  $t_1$  和制动协调时间  $t_2$ , 车辆没有产生制动力, 所以仍以制动前的初速度  $v_1$  运行, 故其间车辆驶过的距离  $s_1$  (m)为:

$$s_1 = v_1(t_1 + t_2 + t_3) \tag{4.24}$$

制动协调时间  $t_3$  有制动传递延迟时间和制动力增长时间组成，其值一方面取决于驾驶员踏板的速度，更为重要的是受制动器的结构形式的影响，对于液压制动器，一般取  $t_3=0.2—0.9s$  之间，对于气压制动器  $t_3=0.3—0.9s$ 。

2.在减速度线性增长时间  $t_4$  内，从图 4.1 中可以看出，其增长基本上为线性增长， $t_s=t_4$  时间内驶过的距离  $s_2$  推导如下：

从图 4.2 中可以得出，加速度为  $a = \frac{a_1}{t_s} t = \frac{a_1}{t_4} t$ ；速度为

$$v = v_1 - \int_{t_4}^t a_1 dt = v_1 - \frac{a_1}{2t_4} t^2 \quad (4.25)$$

所以

$$s_2 = \int_0^{t_4} v dt = v_1 t_4 - \frac{a_1}{6} t_4^2 \quad (4.26)$$

则

$$s_2 = v_1 t_4 - \frac{a_1}{6} t_4^2 \quad (4.27)$$

根据相关的统计分析，在实际制动过程中，减速度增长时间  $t_4$ ，一般可以认为是 0.1s，经过上式平方后，结合一般车辆的减速度小于  $10m/s^2$ ，从而可以将上式的后半部分省略，得简化公式为

$$s_2 = v_1 t_4 \quad (4.28)$$

而  $v_2$  是这段时间初始速度，也就是前一段时间的末端速度，由式 (4.25) 即得

$$v_2 = v_1 - \frac{a_1}{2} t_4 \quad (4.29)$$

将  $v_2$  代入式 (4.25) 中，并考虑到在  $t_s$  时间末端为零，即可求出：

$$t_v = \frac{v_2}{a_1} = \frac{v_1}{a_1} - \frac{t_4}{2} \quad (4.30)$$

这样，

$$s_3 = \int_0^{t_v} v dt = \frac{v_2^2}{2a_1} = \frac{1}{2a_1} (v_1^2 + \frac{a_1^2}{4} t_4^2 - v_1 a_1 t_4) \quad (4.31)$$

由式 (4.24)、(4.27) 和 (4.31) 得紧急制动时的制动距离：

$$S = s_1 + s_2 + s_3 = v_1(t_1 + t_2 + t_3 + t_4) + \frac{v_1^2}{2a_1} - \frac{a_1}{24} t_4^2 \quad (4.32)$$

正常情况下，制动力增长时间  $t_4$  较小，再加上是平方项，故式 (4.32) 中的

第三项可以忽略，即有：

$$S = s_1 + s_2 + s_3 = v_1(t_1 + t_2 + t_3 + t_4) + \frac{v_1^2}{2a_1} \quad (4.33)$$

这就是最常用的汽车制动距离的计算公式，它所计算出来的制动距离也成为汽车的停车距离，所花的时间  $t = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5$  称为停车时间。

为了研究的方便，本文将驾驶员反映时间  $t_1$  和驾驶员移脚时间  $t_2$  合称为驾驶员延迟时间  $T_h$ ，将制动系统制动协调时间  $t_3$ 、制动力或制动减速度增长时间  $t_4$  合称为系统延迟时间  $T_s$ ，则有：

$$S = v_1(T_s + T_h) + \frac{v_1^2}{2a_1} \quad (4.34)$$

由以上实际制动过程的分析可以看出，决定汽车制动距离的主要原因是：制动器起作用的时间，最大制动减速度附着力(或最大制动器制动力)、制动起始车速。

对于避撞系统的避撞目标，一般为前方运动车辆，其制动过程和上述的自车制动类似。为了安全起见，本文采用一种保守的算法来计算安全距离，即假设前车的制动过程是从驾驶员开始踩制动踏板开始，这时后车就进入预警状态，这样可以稍微延长后车的预警时间，提高行车安全性。假设前车开始制动时初速为  $v_2$ ，以  $a_2$  的制动减速度进行制动，因此，可以将前车的制动距离  $L$  简化为：

$$L = v_2 \cdot T_s + \frac{v_2^2}{2a_2} \quad (4.35)$$

#### 4.5 基于制动过程分析的车辆预警临界距离及制动临界距离推导

在实际驾驶情况下，驾驶员操作车辆维持自车与前方目标车辆（运动或静止）间的距离，在一定运行工况（如一定的车速、相对速度条件）下，当车辆间的实际距离小于某一值时，驾驶员会有不安全的感觉，并通过制动维持车辆的安全行驶。

由图 4.1 的制动过程分析，可知两车制动并直至完全停止时所行驶距离之差即为预警安全距离  $d_w$ ，即有：

$$d_w = S - L = v_1 \cdot T_h + (v_1 - v_2) \cdot T_s + \left( \frac{v_1^2}{2a_1} - \frac{v_2^2}{2a_2} \right) \quad (4.36)$$

需要说明的是，上述推导的预警安全距离是两车停止后后车车头刚好抵达前车车尾，即停止后车间距为零。从驾驶员车间距保持的目的出发，本文对车辆预警距离作如下假设：一、两车都采取制动直至两车完全停止需要的安全距离；二是



两车完全停止后，自车与目标车间仍要保持着距离。按照该假设可得到修改后的预警临界距离为：

$$d_w = v_1 \cdot T_h + (v_1 - v_2) \cdot T_s + \left( \frac{v_1^2}{2a_1} - \frac{v_2^2}{2a_2} \right) + d_o \quad (4.37)$$

令  $v_1 - v_2 = v_{rel}$ ，在初期研究中取  $a_1 = a_2 = a_{max}$ ，则有：

$$d_w = v_1 \cdot T_h + v_{rel} \cdot T_s + \left( \frac{v_1^2 - (v_1 - v_{rel})^2}{2a_{max}} \right) + d_o \quad (4.38)$$

其中， $d_w$ 表示预警临界距离； $v_{rel}$ 表示两车相对减速度； $a_{max}$ 表示两车最大减速度； $d_o$ 表示两车完全停止后，自车与目标车间仍要保持着距离，一般取5m左右。

制动临界距离是车辆已经出现危险必须采取制动措施的车间距离，是临界预警临界减去驾驶员延迟距离这项。在实际行驶工况中，当系统预警过后而驾驶员没有采取制动措施时，控制系统就自动进行制动控制，以避免碰撞的发生。所以，制动临界距离的表达式为：

$$d_{br} = v_{rel} \cdot T_s + \left( \frac{v_1^2 - (v_1 - v_{rel})^2}{2a_{max}} \right) + d_o \quad (4.39)$$

由式(4.38)可见，车辆的安全距离和本车的速度和减速度大小、目标车辆的速度和减速度以及驾驶人员的反映时间有关，其中两车的制动减速度和轮胎与路面的附着条件有关。

当实际行车距离达到 $d_w$ 时，按照汽车安全控制系统的功能定义和驾驶员优先的原则，系统认为车辆进入不安全状态，并对预警控制设备发出信号，对驾驶员发出告警。这时，系统没有操作上的控制动作；当实际车间距离达到 $d_{br}$ 而驾驶员还没有制动动作时，系统判断车辆进入危险状态，并做出制动动作，控制车辆运行，避免碰撞事故的发生。

通过上面车辆制动过程的分析，分别建立了预警临界距离模型和制动临界距离模型。在此模型中假设前方出现紧急情况需要自车制动时，驾驶员能够按照期望的减速度消除自车与目标车间的相对速度或两车完全停止后不发生碰撞，即假设自车制动减速度总能大于前方目标车的制动减速度。这一假设在一些极限情况，包括前方车辆由于发生碰撞事故而突然原地停止、前方突然出现静止障碍物、前方车辆最大减速度紧急制动等情况下不能完全得到保证，但可以依靠调整 $d_o$ 得以实现。

## 4.6 车辆行驶状态的确定及其预警算法

在预警临界距离和制动临界距离的基础上，作为汽车避撞系统，必须根据车辆的行驶条件实时地确定车辆当前的安全状态，若有危险出现系统必须能够依据

预警算法发出警告。

有一种基于感知提示的算法<sup>[53]</sup>，它通过检查感知阈值来警告驾驶员。当超过阈值时，系统对驾驶员提出警告。最初的感知算法是一个基于 TTC(time to collision) 的预警算法，此外，还有一种 TTCSP (time to collision with speed penalty) 的预警算法。

TTC 预警算法是当系统对驾驶员发出警告时，自车距前车的预警距离为：

$$R_w = TTC \cdot \frac{dR}{dt} \quad (4.40)$$

式中： $R_w$  为预警距离， $TTC$  表示到碰撞的时间， $R$  表示自车距离前车的距离。

这种算法对一般适用于相对速度比较低的工况，当相对速度比较高时，采用这种算法碰撞不可避免。另外这种算法会产生较多错误报警。

为了将因使用  $TTC$  阈值而产生的错误报警降到最低，后来又提出了一种解决方法，即在较高速度时为提高报警范围而对提高的速度采用一种惩罚措施，即对于为提高报警范围的汽车速度增加一个 0.682 英尺每英尺/秒的惩罚，所以 TTCSP 算法表达式如下：

$$R_w = TTC \cdot \frac{dR}{dt} + SP \cdot v_1 \quad (4.41)$$

式中： $SP=0.682$  为速度惩罚， $R$  表示自车距离前车的距离， $v_1$  表示自车车速。

虽然 TTCSP 算法加入了对速度的调整，但它不能适应减速度差别大的情况，所以上述两种算法都不适用于有较高相对减速度的工况。所以目前的汽车碰撞预警/碰撞避免系统一般采用基于车辆运动学约束的预警算法，以车辆运动学为基础的算法适用于高速工况及有较大制动减速度的工况。

以下是一种无量纲的告警算法<sup>[54]</sup>：

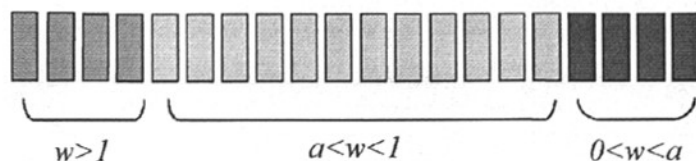


图 4.2 逐级指示灯显示

$$w = \frac{d - d_{br}}{d_w - d_{br}} \quad (4.42)$$

式中， $d$  表示当前时刻两车之间的相对距离， $d_{br}$  表示制动临界距离， $d_w$  表示预警临界距离， $w$  是系统警告变量。

$w > 1$  对应着  $d > d_w$ ，这时绿色指示灯亮，表明当前车辆处于安全距离。

$a < w < 1$  时，黄色指示灯逐次点亮，这里的  $a$  是声音警告参数。在这种情况下，

$d$  还是比  $d_{br}$  要大, 系统还是比较安全的。

$0 < w < a$  时, 红色指示灯亮, 同时发出声音预警, 或者给制动踏板一个反力, 同时收缩安全带等, 多种方式提醒驾驶员刹车。这时  $d$  非常接近  $d_{br}$ , 需要给驾驶员一个比较强的警告。

当  $w < 0$  时,  $d < d_{br}$ , 系统进入避撞控制阶段, 系统自动启动制动控制。

良好的预警系统不但要在关键的时刻起到报警的作用, 而且不能影响驾驶员的正常操作过程。特别是在驾驶员已经制动的紧急情况下, 报警系统不应阻碍驾驶员的行为。突然报警会使驾驶员大吃一惊, 频繁报警则会造成驾驶员冷漠甚至会导致对后续报警漠不关心, 因此必须仔细选择警告驾驶员的方式和报警频度。关于这一方面的研究, 有很多种方法, 如声音报警、灯光报警、图像显示加灯光信号报警、声音加灯光信号报警等。

我国长安大学的学者提出了一种声音加灯光信号的报警方法<sup>[50]</sup>, 调查表明, 驾驶员乐意同时接受灯光报警和声音报警。系统设定的报警灯光的颜色和声音, 应既不使驾驶员感到吃惊, 又能使驾驶员清楚实时跟车距离及行车的危险程度。一种较好的方案是在  $d > d_w$ 、 $d = d_w$ 、 $d < d_w$  的情形下 ( $d$  表示当前时刻两车之间的相对距离,  $d_w$  表示两车之间的安全距离), 分别用不同颜色、不同发光数量的指示灯显示跟车距离, 并伴随不同的声音进行报警。不同颜色的指示灯设计成不同的数量, 这样可以使报警分明, 达到既不使驾驶员感到报警太突然, 又可以避免驾驶员对报警反应冷漠。

## 4.7 本章小结

本章先对车辆的安全距离进行了分析, 指出了安全距离特点及其应满足的要求。然后介绍了安全距离模型国内外的发展现状。再从车辆实际的制动减速过程分析入手, 推导出了适用于汽车避撞系统的预警临界距离和制动临界距离两个模型。最后介绍了行车安全状态的确定方法以及国内外其它一些预警算法。避撞安全距离模型的优劣直接决定了避撞系统的性能和汽车的行车安全, 本文的安全距离仅是理论上的推导, 要得出能反映实际交通情况和实际驾驶员特点的安全距离模型, 需要运用从实际驾驶条件中采集大量驾驶数据对模型进行验证和修正, 国外已展开一些这方面的工作<sup>[55]</sup>, 由于时间及实验条件的限制, 本文仅能从仿真角度来进行。避撞安全距离模型为本文第六章避撞模式系统的设计和仿真验证提供了基础。

## 第5章 避撞控制系统下位控制器设计

### 5.1 引言

前面两章已经建立了用于控制系统仿真的动力学模型和安全状态判断模型，本章在此基础上，按照控制系统总体方案规划的分层控制结构，进行汽车避撞控制系统的下位控制器的设计。在理论上单神经元 PID 控制器更适合对非线性系统进行控制且对复杂工况的适应性要好于简单 PID，所以下位控制器的设计本文尝试性地采用单神经元 PID 控制策略。

下位控制器的功能是控制车辆动力学系统，实现期望的加速度。下位控制系统结构及功能如图 5.1 所示。下位控制对象的输入是下位控制器的控制量，称为控制加速度，输出是车辆的实际加速度。

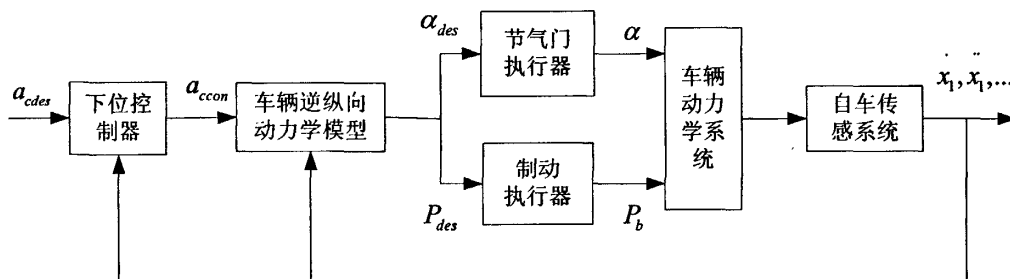


图 5.1 下位控制系统结构图

图中  $a_{cdes}$  为期望加速度， $a_{ccon}$  为控制加速度， $\alpha_{des}$  为期望节气门开度， $\alpha$  为实际节气门开度， $P_{des}$  为期望制动压力， $P_b$  为实际制动压力， $\dot{x}_1$  是自车速度， $\ddot{x}_1$  是自车加速度。

本节以 PID 控制和神经网络技术为切入点，介绍单神经元自适应 PID 下位控制器的建立方法。

### 5.2 PID 控制原理

PID 控制是迄今为止最通用的控制方法。自 20 世纪 40 年代初提出 PID (Proportional Integral Derivative) 控制方法以来，该控制方法发展得已比较完善。大多数反馈回路可用该方法或其较小的变形来进行控制。PID 控制是将偏差的比例(P)、积分(I)和微分(D)通过线性组合构成控制量，对被控对象进行控制，称为 PID 控制器。该其算法简单、鲁棒性好及可靠性高，因此，PID 控制被广泛应用于过程控制和运动控制中，尤其适用于可建立精确数学模型的确定性系统。然而

实际生产过程往往具有非线性、时变不确定性，难以建立精确的数学模型，应用常规 PID 控制器不能达到理想的控制效果，而且在实际生产中，由于受到参数整定方法繁杂的困扰，常规 PID 控制器参数往往整定不良、性能欠佳，对运行工况的适应性很差。针对这些问题，长期以来，人们一直在寻求 PID 控制器参数的自动整定技术，以适应复杂的工况和高指标的控制要求。随着现代控制理论(诸如智能控制、自适应模糊控制和神经网络技术等)的发展，为控制复杂无规则系统开辟了新途径<sup>[56,57]</sup>。

在模拟控制系统中，控制器最常用的控制规律是 PID 控制。模拟 PID 控制

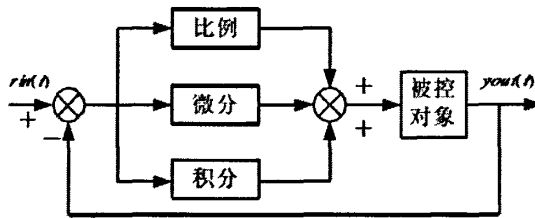


图 5.2 模拟 PID 控制系统原理框图

系统原理框图如图 5.2 所示。系统由模拟 PID 控制器和被控对象组成。PID 控制器是一种线性控制器，它根据给定值  $rin(t)$  与实际输出值  $yout(t)$  构成控制偏差：

$$error(t) = rin(t) - yout(t) \quad (5.1)$$

PID 的控制规律为：

$$u(t) = k_p \left[ e(t) + \frac{1}{T_I} \int e(t) dt + T_D \frac{de(t)}{dt} \right] \quad (5.2)$$

或写成传递函数的形式：

$$G(s) = \frac{U(s)}{E(s)} = k_p \left( 1 + \frac{1}{T_I s} + T_D s \right) \quad (5.3)$$

PID 控制器各校正环节的作用如下：

(1) 比例环节：成比例地反映控制系统的偏差信号  $error(t)$ ，偏差一旦产生，控制器立即产生控制作用，以减小偏差。

(2) 积分环节：主要用于消除静差，提高系统的无差度。积分作用的强弱取决于积分时间常数  $T_I$ ， $T_I$  越大，积分作用越弱，反之则越强。

(3) 微分环节：反映偏差信号的变化趋势(变化速率)，并能在偏差信号变得太大之前，在系统中引入一个有效的早期修正信号，从而加快系统的动作速度，减少调节时间。

## 5.3 神经网络基础

### 5.3.1 单神经元模型

人脑神经元是组成人脑神经系统的最基本单元，人的大脑皮层神经元数目在 1010~1011 量级。神经元由细胞体及其发出的许多突起构成。细胞体内有细胞核，突起的作用是传递信息。作为输入信号的若干个突起，称为树突；作为输出端的突起只有一个，称为轴突。树突与轴突一一对接，从而把众多的神经元连成一个神经网络<sup>[56]</sup>。

对人脑神经元进行抽象简化后得到一种称为 McCulloch-Pitts 模型的人工神经元，如图 5-3 所示。对于第  $i$  个神经元， $x_1, x_2, \dots, x_N$  是神经元接收到的信息， $w_{i1}, w_{i2}, \dots, w_{iN}$  为连接强度，称之为权。利用某种运算把输入信号的作用结合起来，给出它们的总效果，称之为“净输入”，用  $net_i$  来表示。根据不同的运算方式，净输入的表达方式有多种类型，其中最简单的一种是线性加权求和，即  $net_i = \sum_{j=1}^N w_{ij}x_j$ 。此作用引起神经元  $i$  的状态变化，而神经元  $i$  的输出  $y_i$  是其当前状态的函数  $g(\cdot)$ ，称之为活化函数(State of activation)。这样，上述模型的数学表型的数学表达式为

$$net_i = \sum_{j=1}^N w_{ij}x_j - \theta_i \quad (5.4)$$

$$y_i = g(net_i) \quad (5.5)$$

式中， $\theta_i$  为神经元  $i$  的阈值。如果考虑输出与输入的延时作用，式 (5.5) 可修改为：

$$y_i(k+1) = g(net_i) \quad (5.6)$$

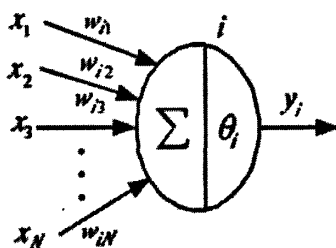


图 5.3 人工神经元模型

对于不同的应用，所采用的活化函数也不同，应用于控制中的神经元所采用的活化函数有下列三种：

- (1) 简单线性函数  $y(k+1)=WX(k)$ ;
- (2) 线性阈值函数(硬限幅函数) $y(k+1)=\text{sgn}[WX(k)-\theta]$ ;

(3) Sigmoid 函数(S 型函数) $y(k+1)=\tanh\{[(WX(k)-\theta)/u_0]\}$ 。

### 5.3.2 神经网络的学习规则

学习是神经网络的主要特征之一。学习规则是修正神经元之间连接强度或加权系数的算法,使获得的知识结构适应周围环境的变化。在学习过程中,执行学习规则,修正加权系数。在工作期内,由学习所得的连接加权系数参与计算神经元的输出。学习算法可分为有监督学习和无监督学习两类。有监督学习是通过外部教师信号进行学习,即要求同时给出输入和正确的期望输出的模式对,当计算结果与期望输出有误差时,网络将通过自动调节机制调节相应的连接强度,使之向误差减少的方向改变,经过多次重复训练,最后与正确的结果相符合。无监督学习则没有外部教师信号,其学习表现为自适应于输入空间的检测规则,其学习过程为对系统提供动态输入信号,使各个单元以某种方式竞争,获胜的神经元本身或其相邻域得到增强,其它神经元则进一步被抑制,从而将信号空间分为有用的多个区域<sup>[56,57]</sup>。

几种典型的学习规则是:

(1) 无监督 Hebb 学习规则.Hebb 学习是一类相关学习,其基本思想是:如果两个神经元同时被激活,则它们之间的连接强度的增强与它们激励的乘积成正比,以  $o_i$  表示神经元  $i$  的激活值,  $o_j$  表示神经元  $j$  的激活值,  $w_{ij}$  表示神经元  $i$  和神经元  $j$  的连接权值,则 Hebb 学习规则可表示为:

$$\Delta w_{ij}(k) = \eta o_j(k) o_i(k) \quad (5.7)$$

式中,  $\eta$  为学习速率。

(2) 有监督的 Delta 学习规则在 Hebb 学习规则中引入教师信号,即将  $o_j$  换成希望输出  $d_j$  与实际输出  $o_j$  之差,就构成有监督学习的 Delta 学习规则:

$$\Delta w_{ij}(k) = \eta (d_j(k) - o_j(k)) o_i(k) \quad (5.8)$$

(3) 有监督的 Hebb 学习规则将无监督的 Hebb 学习规则和有监督的 Delta 学习规则两者结合起来就构成有监督的 Hebb 学习规则:

$$\Delta w_{ij}(k) = \eta (d_j(k) - o_j(k)) o_j(k) o_i(k) \quad (5.9)$$

这种学习规则使神经元通过关联搜索对未知的外界做出反应,即在教师信号  $d_i(k) - o_i(k)$  的指导下,对环境信息进行相关学习和自组织,使相应的输出增强或削弱。

## 5.4 单神经元自适应 PID 控制

单神经元作为构成神经网络的基本单位,具有自学习和自适应能力,而且结构简单而易于计算。而传统的 PID 调节器也具有结构简单、调整方便和参数整定与工程指标联系密切等特点。若将这两者结合,则可以在一定程度上解决传统 PID

调节器不易在线实时整定参数、难于对一些复杂过程和参数慢时变系统进行有效控制不足。单神经元是神经网络的一个特殊例子，是采用某种网络拓扑结构构成的活性网络。从理论上讲它能够充分逼近任意复杂的非线性关系，且可实现任意的非线性映射。单神经元控制不同于一般情况下的神经网络自适应控制。神经网络自适应 PID 控制的基本思想还是建立在传统的自适应控制理论上，只是采用神经网络来辨识被控系统，进而进行 PID 控制参数的自整定。而单神经元控制则是直接利用神经网络的连接机制来建立被控系统的非线性控制器，无须再进行被控的非线性系统的特性辨识，而且控制功能的实现也无须事先进行网络训练 [58,59]。这为汽车避撞控制系统的研究提供了极大的方便。

### 5.4.1 单神经元自适应 PID 控制器结构

结构框图如图 5-4 所示。图中转换器的输入为设定值  $r(k)$  和输出  $y(k)$ ；转换器的输出为神经元学习控制所需要的状态量  $x_1, x_2, x_3$ 。这里

$$\begin{cases} x_1 = r(k) - y(k) = e(k) \\ x_2 = \Delta e(k) \\ x_3 = e(k) - 2e(k-1) + e(k-2) \end{cases} \quad (5.10)$$

$z(k) = x_1(k) = r(k) - y(k) = e(k)$ ，为性能指标或递进信号。图中  $K$  为神经元的

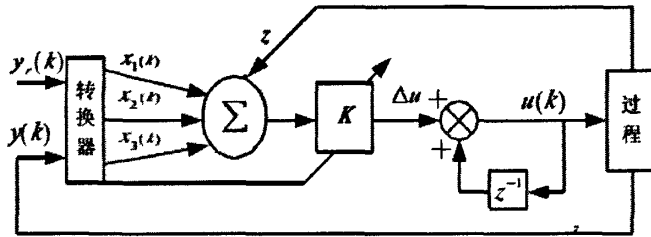


图 5.4 单神经元 PID 控制器结构框图

比例系数， $K > 0$ 。神经元通过关联搜索来产生控制信号，即：

$$u(k) = u(k-1) + K \sum_{i=1}^3 w_i(k) x_i(k) \quad (5.11)$$

式中， $w_i(k)$  为对应于  $x_i(k)$  的加权系数。单神经元自适应 PID 控制器正是通过对加权系数的调整来实现自适应、自学习功能的。加权系数的调整可以采用不同的学习规则，从而构成不同的控制算法。下面对采用有监督 Hebb 学习算法的单神经元自适应 PID 控制器加以介绍。

### 5.4.2 采用有监督 Hebb 学习算法的单神经元 PID 控制器

进行规范化处理后的有监督 Hebb 学习算法如下：



$$\begin{cases} u(k) = u(k-1) + K \sum_{i=1}^3 w_i'(k) x_i(k) \\ w_i' = w_i(k) / \sum_{i=1}^3 |w_i(k)| \\ w_1(k+1) = w_1(k) + \eta_I z(k) u(k) x_1(k) \\ w_2(k+1) = w_2(k) + \eta_P z(k) u(k) x_2(k) \\ w_3(k+1) = w_3(k) + \eta_D z(k) u(k) x_3(k) \end{cases} \quad (5.12)$$

式中,  $\eta_I$ ,  $\eta_P$ ,  $\eta_D$  分别为积分、比例、微分的学习速率,  $K$  为神经元的比例系数,  $K > 0$ 。  $z(k) = e(k)$ ;  $x_1(k) = e(k)$ ;  $x_2(k) = e(k) - e(k-1)$ ;  $x_3(k) = \Delta^2 e(k) = e(k) - 2e(k-1) + e(k-2)$ 。

这里对比例(P)、积分(I)、微分(D)分别采用了不同的学习速率  $\eta_P$ ,  $\eta_I$ ,  $\eta_D$ , 以便于根据需要对各自对应的加权系数分别进行调整, 其取值可先由实验或仿真来确定。 $K$  值的选择非常重要。 $K$  越大, 则快速性越好, 但超调量大, 甚至可能使系统不稳定。当被控对象时延增大时,  $K$  值必须减少, 以保证系统稳定。 $K$  值选择过小, 会使系统的快速性变差<sup>[56]</sup>。

### 5.4.3 单神经元自适应 PID 控制器可调参数的选取规律

单神经元自适应 PID 控制器学习算法的运行效果与可调参数  $\eta_P$ ,  $\eta_I$ ,  $\eta_D$ ,  $K$  等的选取有很大关系, 具有以下参数调整规律。

(1) 初始加权系数  $w_1(0)$ 、 $w_2(0)$ 、 $w_3(0)$  可以任意选取。

(2)  $K$  值的选择: 一般  $K$  值偏大将引起系统响应超调过大, 而  $K$  值偏小则使过渡过程加长。因此, 可先确定一个增益  $K$ , 再根据仿真和实控结果调整。

(3) 学习速率  $\eta_P$ ,  $\eta_I$ ,  $\eta_D$  的选择: 由于采用了规范化学习算法, 学习速率可取得较大。选取  $K$  使过程的超调不太大, 若此时过程从超调趋向平稳的时间太长, 可增加  $\eta_P$ ,  $\eta_D$ 。对于大时延系统, 为了减少超调,  $\eta_P$ ,  $\eta_D$  应选得大一些。

## 5.5 改进的单神经元自适应 PID 控制器

在大量的实际应用中, 通过实践表明, PID 参数的在线学习修正主要与  $e(k)$  和  $\Delta e(k)$  有关。基于此可将单神经元自适应 PID 控制算法中的加权系数学习修正部分进行修改, 即将其中的  $x_i(k)$  改为  $e(k) + \Delta e(k)$ , 改进后的算法如下<sup>[57]</sup>:

$$\left\{ \begin{array}{l} u(k) = u(k-1) + K \sum_{i=1}^3 w_i(k) x_i(k) \\ w_i = w_j(k) / \sum_{j=1}^3 |w_j(k)| \\ w_1(k) = w_1(k-1) + \eta_I z(k) u(k) (e(k) + \Delta e(k)) \\ w_2(k) = w_2(k-1) + \eta_P z(k) u(k) (e(k) + \Delta e(k)) \\ w_3(k) = w_3(k-1) + \eta_D z(k) u(k) (e(k) + \Delta e(k)) \end{array} \right. \quad (5.13)$$

式中,  $\Delta e(k) = e(k) - e(k-1)$ ,  $z(k) = e(k)$ 。采用上述改进算法后, 权系数的在线修正就不完全是根据神经网络学习原理, 而是参考实际经验制定的。

## 5.6 改进的单神经元自适应 PID 下位控制器设计

在实际的行车过程中, 驾驶员通过控制油门踏板(或油门开度)和制动踏板的位置来控制汽车的纵向加速度, 进而控制汽车的纵向速度。这一控制过程由于涉及到发动机及轮胎等强非线性环节, 因而是一个参数时变的强非线性系统。如果用常规 PID 控制器进行控制, 则在控制精度上无法保证且参数不易整定; 由于单神经元 PID 控制器具有的适用于非线性控制的特点, 所以将其应用于汽车碰撞控制系统下位控制器的设计, 以满足系统精度和响应要求。

下面介绍如何进行汽车碰撞控制系统改进的单神经元 PID 下位控制器的设计:

在控制系统中, 汽车的期望纵向加速度  $a_{cdes}$  根据前面第二章总体方案的规划, 由避撞上位控制器求出, 将  $a_{cdes}$  以及当前时刻汽车的实际纵向加速度  $a$  的差作为单神经元 PID 控制器的输入, 采用上面的改进后的有监督 Hebb 学习规则式(5.13)来直接进行控制器中的连接权值的调整, 从而实现单神经元 PID 控制器的参数在线自整定, 且保证控制器的自适应性和鲁棒性。

控制算法和学习规则如下:

$$\left\{ \begin{array}{l} a_{ccon}(k) = a_{ccon}(k-1) + K \sum_{i=1}^3 w_i(k) x_i(k) \\ w_i(k) = w_j(k) / \sum_{j=1}^3 |w_j(k)| \\ w_1(k) = w_1(k-1) + \eta_I z(k) u(k) (e(k) + \Delta e(k)) \\ w_2(k) = w_2(k-1) + \eta_P z(k) u(k) (e(k) + \Delta e(k)) \\ w_3(k) = w_3(k-1) + \eta_D z(k) u(k) (e(k) + \Delta e(k)) \end{array} \right. \quad (5.14)$$

式中,  $\eta_I$ ,  $\eta_P$ ,  $\eta_D$  分别为积分、比例、微分的学习速率,  $K$  为神经元的比

例系数， $K>0$ 。

单神经元 PID 控制器的算法可以在 Matlab/Simulink 中通过 S 函数 M 文件编写，然后封装成一个 S 函数模块；也可以直接用 Matlab 语言编写成一个 M 文件，然后应用 Simulink 中的 MATLAB Function 模块将其封装成一个函数模块，再连接到控制系统中，系统运行时会自动调用 M 文件里面的程序，进行实时运算。本文采通过采用 Matlab 语言编程来实现。

## 5.7 本章小结

本章依据汽车避撞总体方案规划的分层控制方案，设计汽车避撞的下位控制器。针对汽车动力学系统的强非线性及常规 PID 控制器的结构简单、鲁棒性好但是在复杂汽车模型中存在参数不易整定和对复杂工况适应性不好的特点，设计了单神经元 PID 控制器进行汽车避撞控制系统的下位控制。

## 第6章 避撞控制系统上位控制器设计及典型工况仿真 试验

### 6.1 引言

根据前面的规划, 本文设计的避撞系统包含三部分的功能: (1) 前方无车辆时依据驾驶员的设定进行定速巡航控制; (2) 当前方有车辆时为了避免驾驶员反复进行刹车和油门开度的切换操作、减轻驾驶员疲劳强度而进行车间距保持的 ACC 自适应巡航控制; (3) 在高速道路上车流不是很密集的情况下以保证行车安全为主要目的的避撞控制。不同的控制功能对应着不同的控制模式, 为此, 需要依据不同的控制模式分别设计上位控制器。本章将针对上述三种功能, 进行各上位控制器的设计, 并对各个控制系统在典型工况下进行 CarSim 和 Matlab 的联合仿真, 以验证控制效果。

### 6.2 定速巡航上位控制器设计及典型工况仿真

按照前面总体方案的规划, 当前方没有车辆时, 此时车辆可以设定为定速巡航控制模式, 辅助驾驶员驾驶。由于定速巡航控制比较简单, 上位控制器采用一般的比例控制即可。其期望加速度的求取公式为:

$$a = k_p \cdot (v_{set} - v) \quad (6.1)$$

$k_p$  为比例系数,  $v_{set}$  为设定速度,  $v$  为实际速度。为避免过大的加速度, 对  $a$  进行饱和限制, 在本文取  $a_{max} = \phi \cdot g = 8.5m/s^2$ ,  $a_{min} = -\phi \cdot g = -8.5m/s^2$ , 其中  $\phi = 0.85$  为地面附着系数,  $g$  为重力加速度, 取  $10m/s^2$ 。

定速巡航上位控制器在 Simulink 中如图所 6.1 示, 比例系数  $k_p$  取 1.8,  $k_i$  和  $k_d$  均取 0。

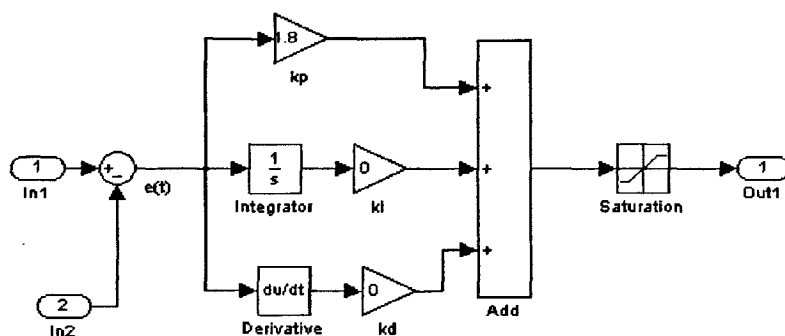


图 6.1 定速巡航比例控制器

定速巡航控制系统原理框图如图 6.2 所示：

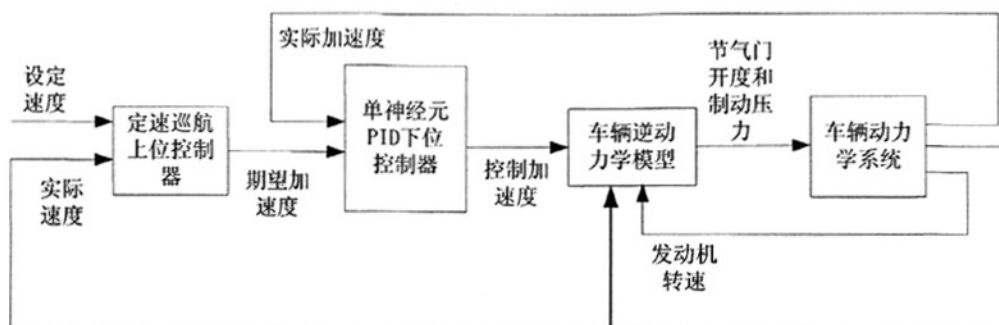


图 6.2 定速巡航控制系统原理框图

定速巡航控制系统如图 6.3 所示。

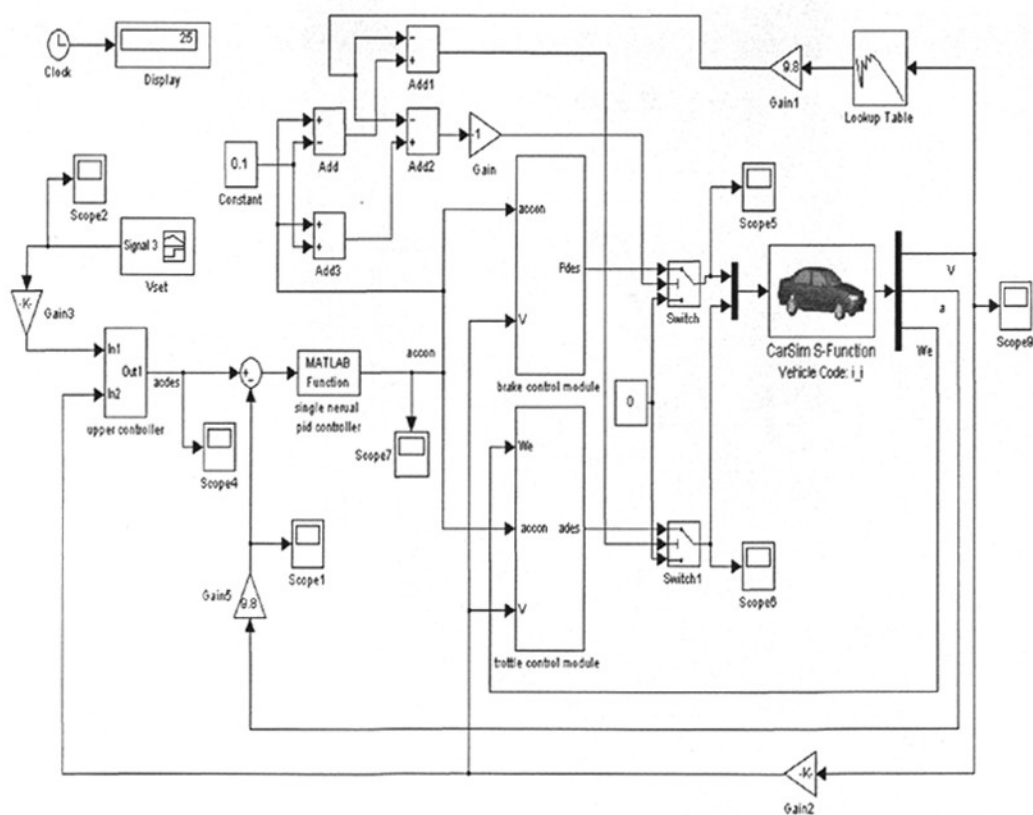


图 6.3 定速巡航控制系统

### 6.2.1 定速巡航第一种工况仿真

为检验定速巡航控制系统的性能，本文对定速巡航控制分别进行了有加速过程和减速过程的两种典型工况的仿真。第一种工况是设定初速是 40km/h，0 到 5 秒维持初速不变，从 5 到 15 秒速度从 40km/h 直线增加到 60km/h，然后维持这个

速度到 40 秒仿真结束。本文采用试凑法, 经过反复的调整和比较, 在本工况中取单神经元 PID 控制器的比例系数  $K$  为 1.2, 三个学习速率  $\eta_p, \eta_i, \eta_D$  分别取 4000, 3500, 4000。自车的纵向速度、纵向加速度、节气门开度、制动压力、期望加速度的仿真结果曲线如图 6.4—6.8 所示。

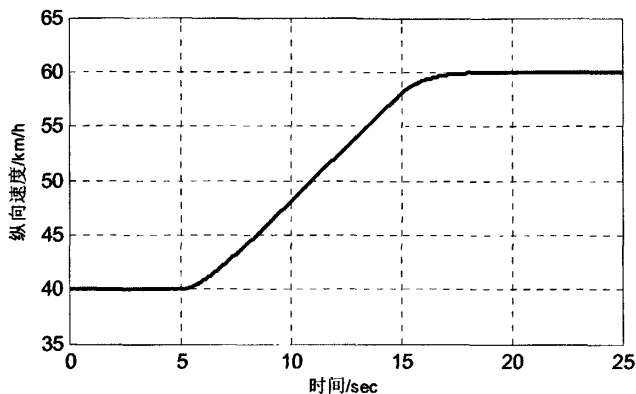


图 6.4 纵向速度仿真曲线

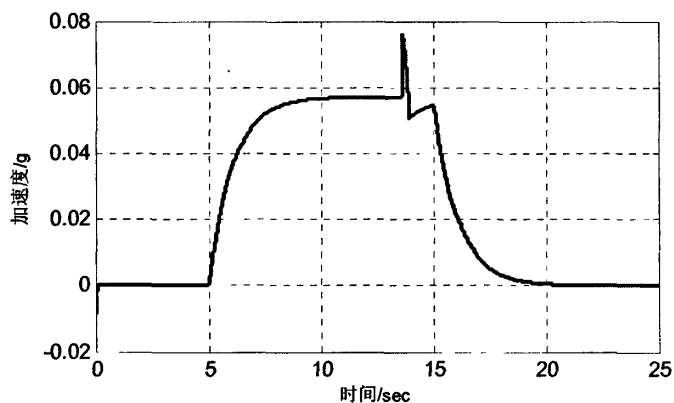


图 6.5 纵向加速度曲线

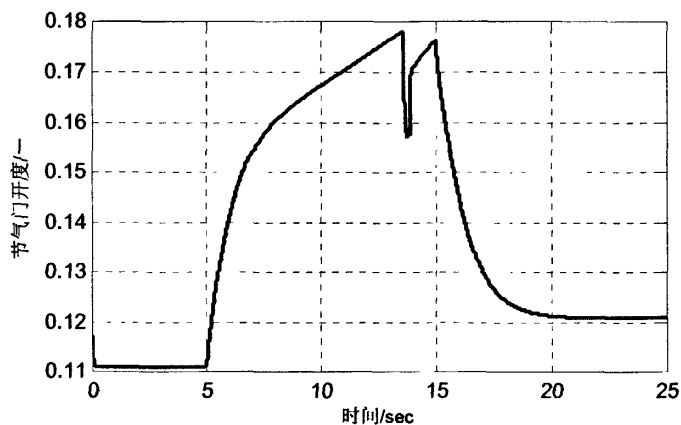


图 6.6 节气门开度曲线

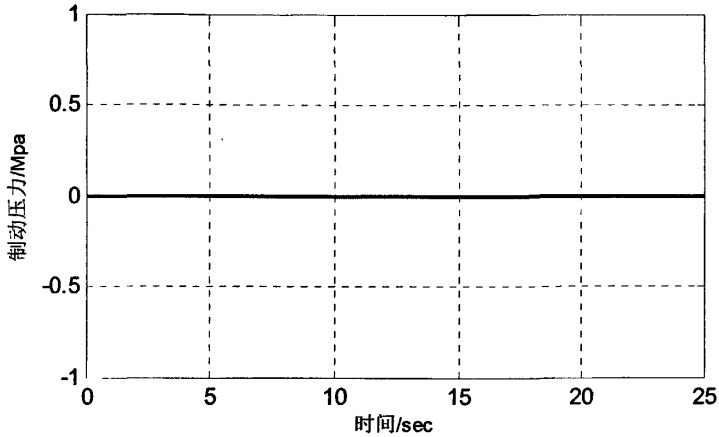


图 6.7 制动压力曲线

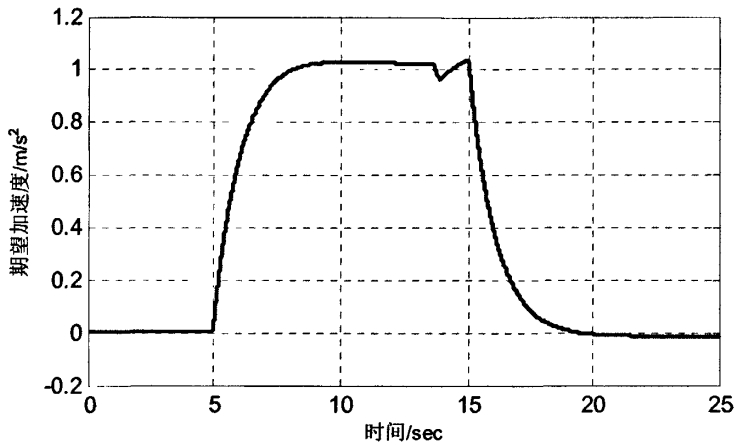


图 6.8 期望加速度曲线

图 6.5、图 6.6 和图 6.8 中的曲线有个波动，这是因为本文求取节气门开度是通过逆发动机模型的二维查表模块获取的，在求取逆发动机模型时进行了线性化处理，而实际上逆发动机模型存在一定的非线性，导致误差无法避免。所以期望加速度有点波动，反映到控制加速度和节气门开度就比较明显。

### 6.2.2 定速巡航第二种工况仿真

下面介绍本文设计的定速巡航控制的第二种工况仿真。设本车初始速度为 80km/h，从 0 到 5 秒速度直线下降到 60km/h，并维持这个速度到直到 25 秒仿真结束。控制器各参数同上一个工况。自车速度变化、实际加速度变化、节气门开度变化、制动压力变化的仿真结果曲线如图 6.9—6.12 所示。

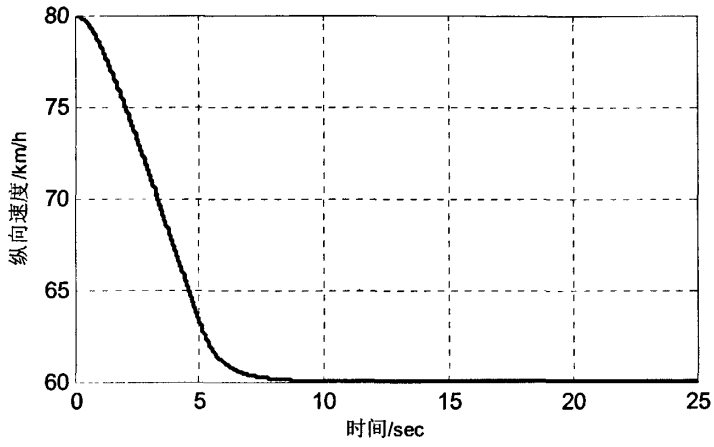


图 6.9 纵向速度仿真曲线

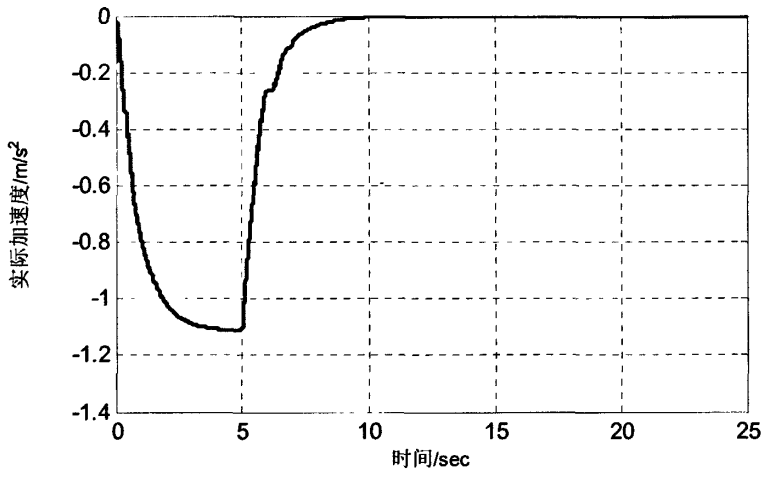


图 6.10 实际加速度曲线

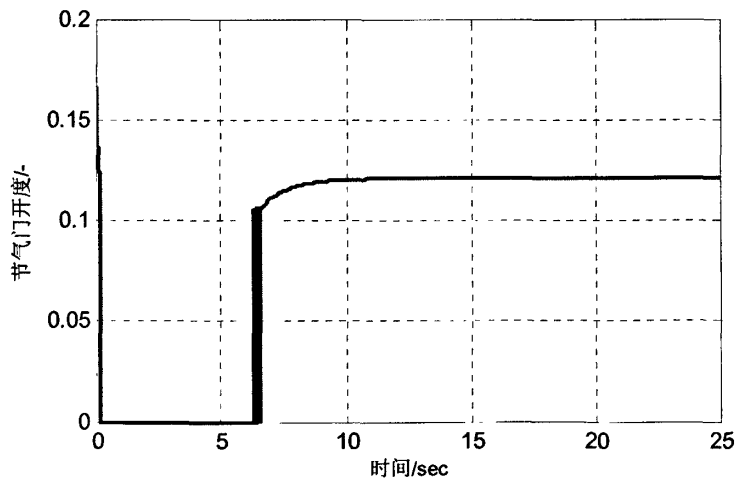


图 6.11 节气门开度曲线



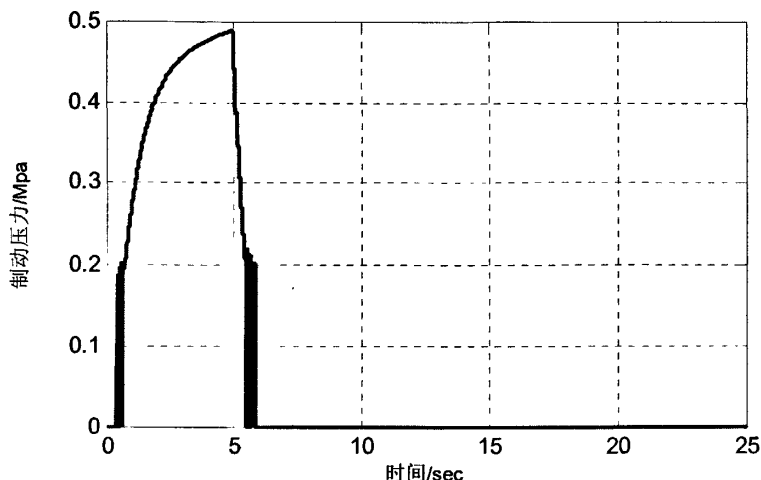


图 6.12 制动压力曲线

从图 6.9 可以看出车速最后稳定在 60km/h 进行定速巡航控制，能够满足系统的功能要求。从图 6.11 和图 6.12 可知，系统能够实现节气门开度控制和制动压力控制的灵活切换。

从以上定速巡航控制两个工况的仿真结果来看，所设计的汽车动力学模型及巡航控制器取得了较好的控制效果，能较好地满足定速巡航控制的要求。

### 6.3 车间距自动保持的自适应巡航控制上位控制器设计与仿真

在市区或交通比较密集的地方，为了保持较高的交通效率，同时避免驾驶员频繁的起停操作，减轻驾车强度，这时带车间距自动保持功能的自适应巡航控制很有用。本文应用 LQ 最优控制理论设计了自适应巡航控制的上位控制器。

两车跟随工况下的自车与前车的状态空间方程可写成如下：

$$\dot{x} = Ax + Ba + \Gamma w = \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} x + \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \end{bmatrix} a + \begin{bmatrix} t_h \\ 1 \end{bmatrix} w \quad (6.2)$$

上式中， $t_h$  是时间间隔，本文取  $t_h = 1.5s$ ，状态向量  $x^T = [x_1 \ x_2] = [d_h - d_r \ v_2 - v_1]$ ，输入量  $a$  是自车加速度，扰动量  $w$  是前车加速度， $d_r$  是两车相对距离， $d_h = v_2 t_h + d_0$  为期望间距， $d_0$  为两车都停止后的车间距，本文取  $d_0 = 6m$ ， $v_2$  和  $v_1$  分别为前车与自车速度。根据状态反馈原理来使距离误差和速度误差达到最小，取控制指标函数如下：

$$J = \int_0^{\infty} (x^T Q x + a^T R a) dt \quad (6.3)$$

式中，权矩阵  $Q = \begin{bmatrix} \rho_1 & 0 \\ 0 & \rho_2 \end{bmatrix}$ ， $R = [r]$  分别为相应状态变量和加速度的权矩阵。根据

状态反馈原理，通过  $a = -Kx$ ，使控制指标函数达到最小。自车期望加速度由式

(6.3) 确定。根据 Riccati 代数方程<sup>[60]</sup>:

$$PA + A^T P - PBR^{-1}B^T P + Q = 0 \quad (6.4)$$

则可得到状态反馈向量  $K$  为:

$$K = R^{-1}B^T P \quad (6.5)$$

式中,  $P$  为 Riccati 代数方程的解。

权矩阵  $Q$  和  $R$  影响车辆跟随系统的特性, 所以可以对权矩阵  $Q$  和  $R$  进行调整, 选取适当的权值  $\rho_1, \rho_2, r$ , 使自车的特性接近正常条件下的驾驶员实际驾驶特性。经过取不同值进行比较, 本文最后取  $\rho_1=1, \rho_2=3, r=10$ 。

由上述公式及取值可得:

$$a = -Kx = -k_1(d_h - d_r) - k_2(v_2 - v_1) = -0.3536(d_h - d_r) + 1.098(v_2 - v_1) \quad (6.6)$$

为了避免大的加速度, 本文使用一个饱和限制函数和一个二阶滤波器对加速度进行处理, 如下:

$$\frac{a_{des}}{a} = \frac{\omega^2}{s^2 + 2\zeta\omega s + \omega^2} \quad (6.7)$$

$$a = sat(a) = \begin{cases} a_{max} & \text{if } a \geq a_{max} \\ a & \text{if } a_{min} < a < a_{max} \\ a_{min} & \text{if } a \leq a_{min} \end{cases} \quad (6.8)$$

滤波阻尼率  $\zeta$  取 1, 截断频率  $\omega$  取 5 rad/sec,  $a_{max}$  和  $a_{min}$  的取值同定速巡航控制系统里面的取值, 分别为  $8.5m/s^2$  和  $-8.5m/s^2$ 。

上位控制器如图 6.13 所示。

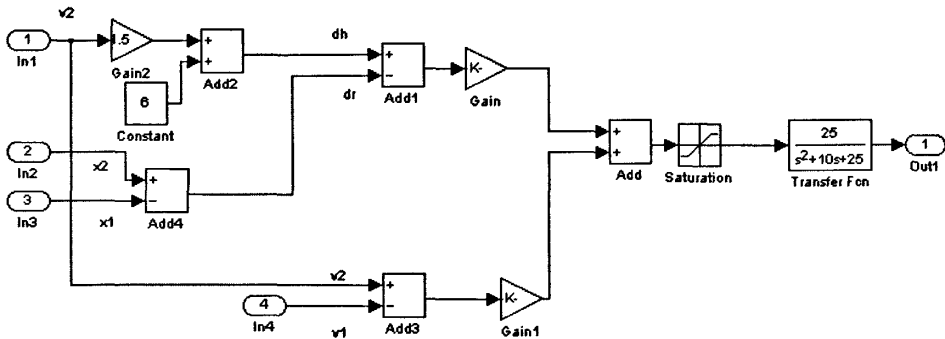


图 6.13 自适应巡航控制上位控制器

车间距自动保持的自适应巡航控制系统原理框图如图 6.14 所示:

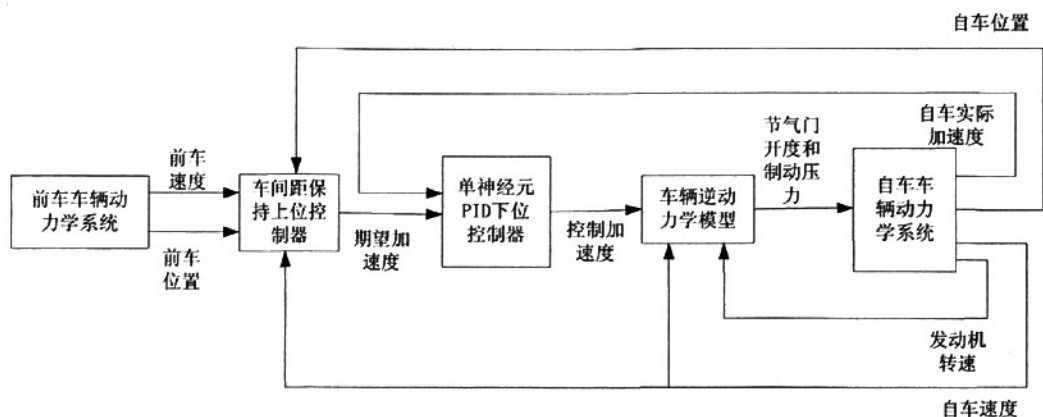


图 6.14 自适应巡航控制系统原理框图

车间距自动保持的自适应巡航控制系统如图 6.15 所示。

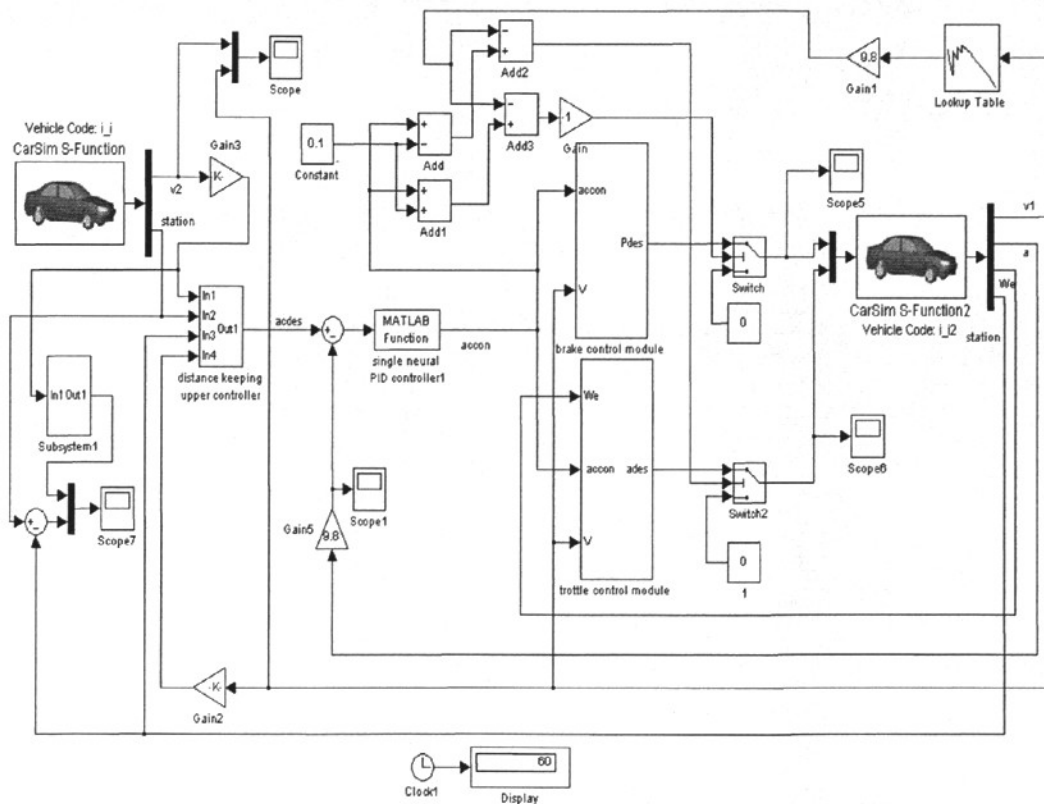


图 6.15 自适应巡航控制系统

为验证自适应巡航控制上位控制器的控制效果，设前车初始位置在距原点 60m 处，其最大速度为 60km/h，最低车速为 40km/h，在 40s 时突然以 15Mpa 的最大制动压力制动直至车辆停止。其运动规律在 CarSim 中设置如图 6.16 所示。

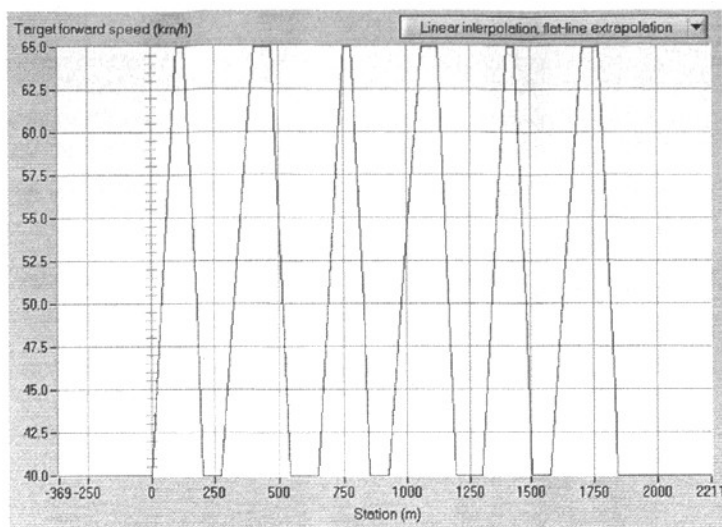


图 6.16 前车运动规律设置曲线

设置自车初始速度为 40km/h，初始时刻在距离原点 20m 处，变速档位始终为 4 档。道路设置为 40m 半径的圆弧和 200 的直道组成。

由仿真结果可得，两车速度如图 6.17 所示。

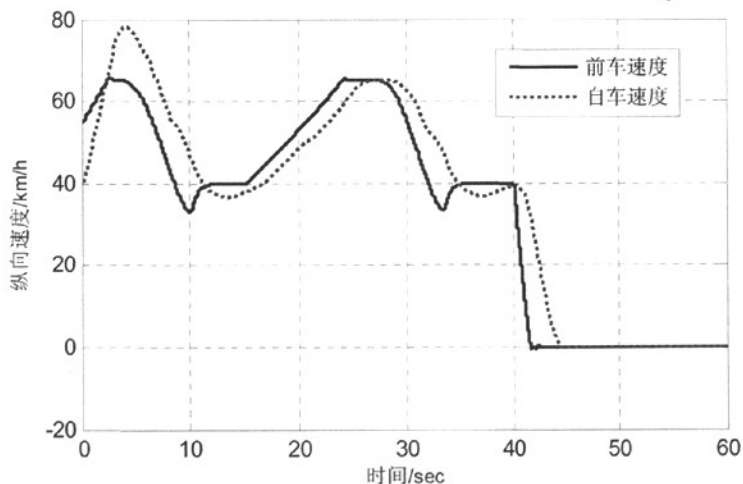


图 6.17 两车速度变化曲线

从两车速度曲线可以看出，应用 LQ 最优控制理论设计的车距保持上位控制器能较好地达到跟踪前车的效果，自车车速随前车相应地变化，可自动控制加减速度动作，可以满足中低速度下的跟车工况。

两车距离变化如图 6.18 所示。

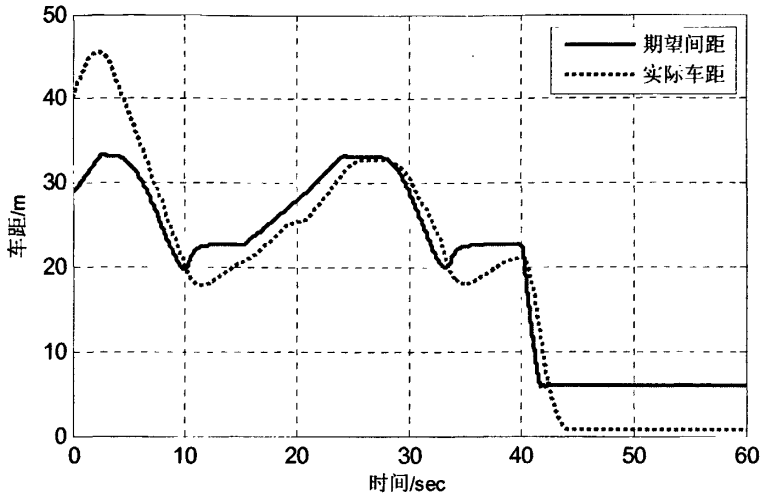


图 6.18 两车距离变化曲线

从图 6.18 可知，当在 40s 前车急刹车时，自车也在 40s 时紧急刹车，但是最后两车停下后两车车头之间的距离只有不到 1m，说明两车还是撞在了一起。这说明自适应巡航控制模式期望的车间距过小，其算法不能满足紧急避撞的要求，这种情况需要应用本文下面设计的避撞模式才可避免。

两车位移曲线如图 6.19 所示。

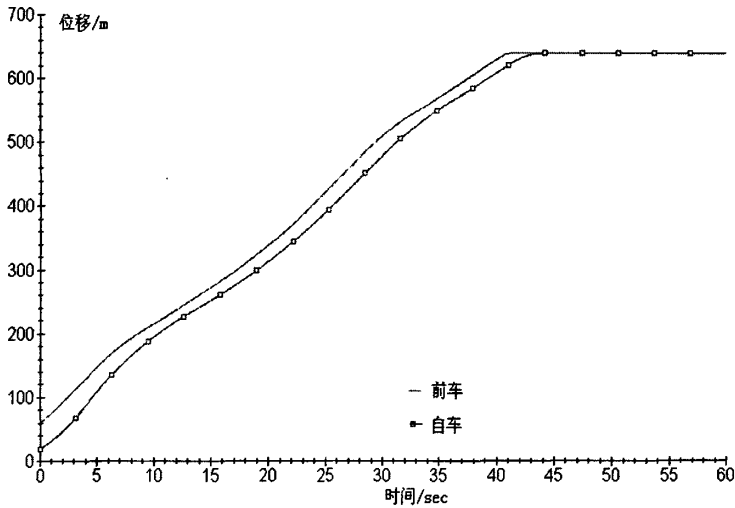


图 6.19 两车位移变化曲线

从图 6.19 中两车位移曲线可以看出，在 40s 之前（即前车急刹车之前），自适应巡航控制系统能够很好地控制自车跟随前车运动，始终与前车保持适当的距离，说明自适应巡航控制系统能够满足中低速工况下两车车间距保持运动，但对于前车以最大制动减速度紧急制动工况，应用自适应巡航控制算法无法完全避免碰撞的发生，所以需要进一步针对紧急避撞模式展开研究。

## 6.4 避撞模式上位控制器设计及制动临界距离模型仿真验证

本文在第四章基于车辆的实际制动过程，推导出了避撞模式下的制动临界距离和预警临界距离，预警临界距离的验证需要相关硬件的支持，在此不做验证，本文只对制动临界距离做仿真验证。

由第四章推导可得，制动临界距离为：

$$d_{br} = v_{rel} \cdot T_s + \left( \frac{v_1^2 - (v_1 - v_{rel})^2}{2a_{max}} \right) + d_0 \quad (6.9)$$

制动临界距离模型在 Matlab/Simulink 中的模块如图 6.20 所示。在此模型中，取  $a_{max} = 8.5m/s^2$ ， $d_0 = 8.5m$ ，系统延迟时间  $T_s = 0.6s$ 。

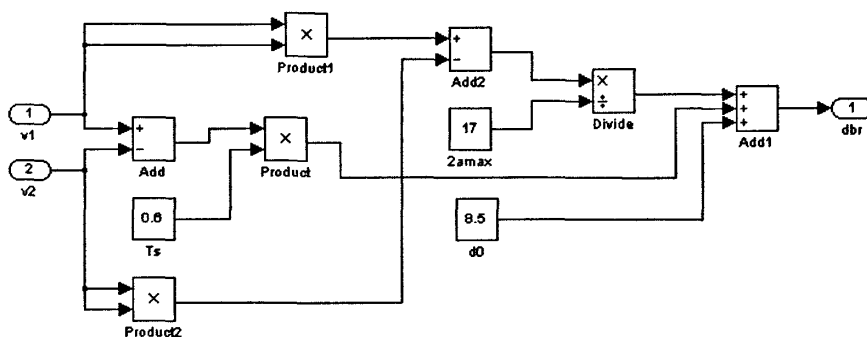


图 6.20 制动临界距离模型

在仿真工况设置中，设前车保持目标速度为 100km/h，在 5 秒时开始以  $8.5m/s^2$  的减速度制动，初始位置为在原点前方 50m，道路为东西走向的双车道。自车初速为 100km/h，变速器档位为 4 档，初始时刻在原点。在仿真中，取单神经元 PID 下位控制器参数为  $K=5$ ， $\eta_p = 4000$ ， $\eta_i = 3500$ ， $\eta_d = 4000$ 。设当两车距离大于计算制动临界距离时，自车始终以  $0.5m/s^2$  的加速度行驶；当两车距离达到制动临界距离时，自车即以  $8.5m/s^2$  的最大减速度制动，车辆进入避撞控制阶段。依此假设，设计避撞控制上位控制器如图 6.21 所示。

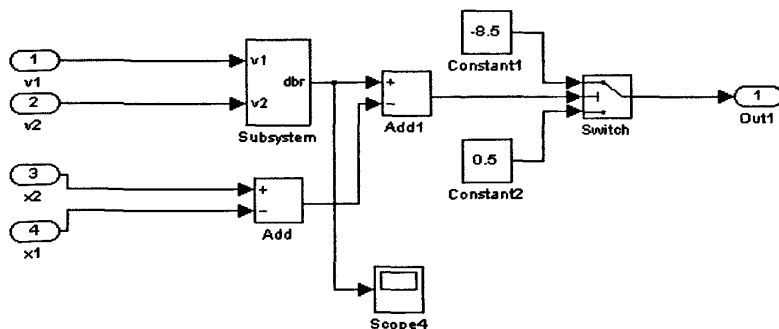


图 6.21 避撞模式上位控制器

避撞模式控制系统原理框图如图 6.22 所示：

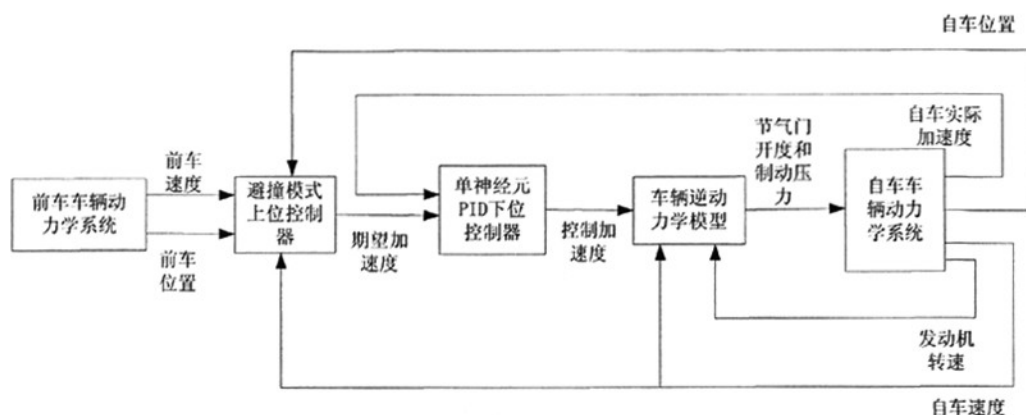


图 6.22 避撞模式控制系统原理框图

避撞模式控制系统如图 6.23 所示。

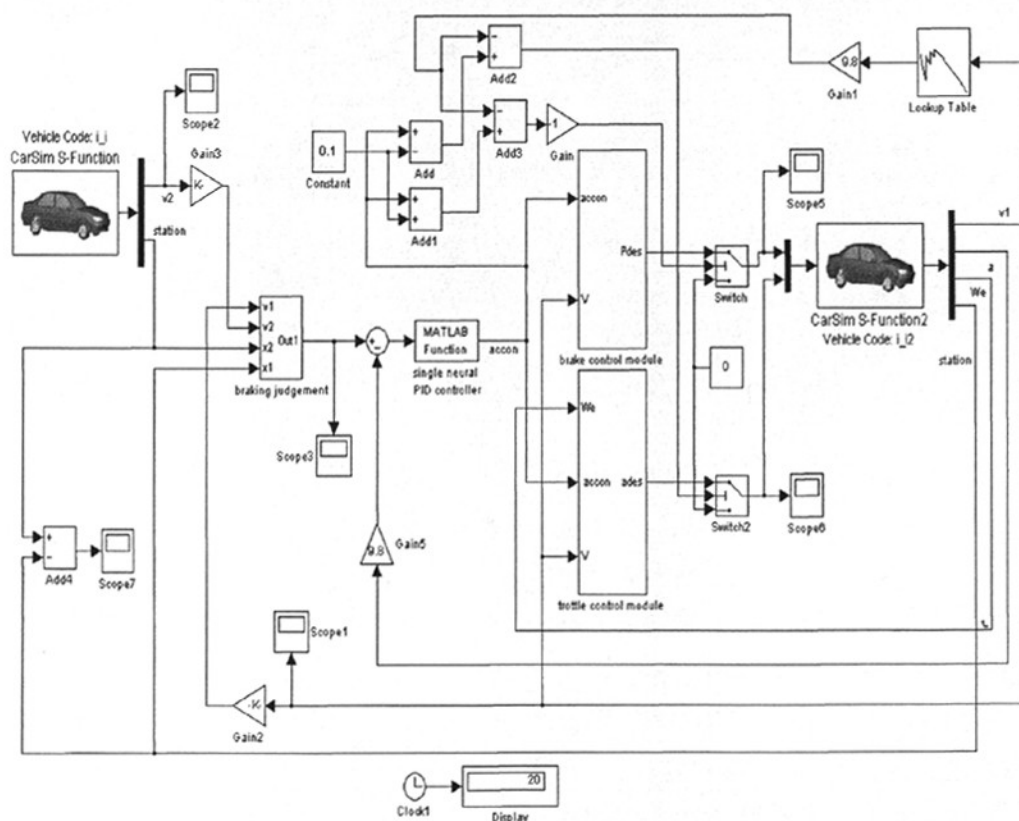


图 6.23 避撞模式控制系统

由制动临界距离模型计算得到的安全距离变化曲线如图 6.24 所示。

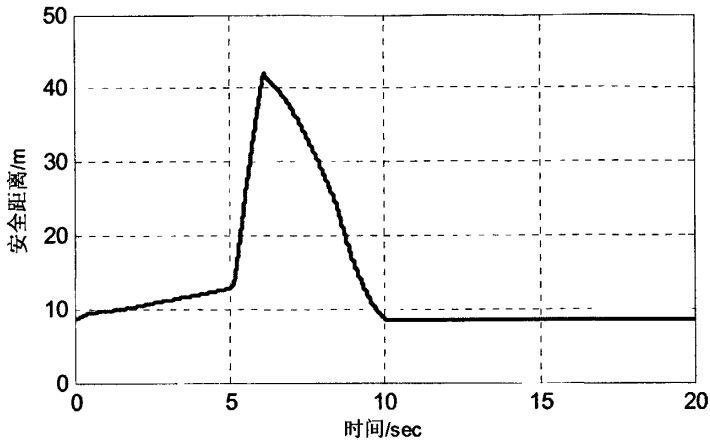


图 6.24 安全距离变化曲线

由图 6.24 可知，由制动临界距离模型计算得到的安全距离随两车相对速度的变化是变化的，在两车都停止时为 8.5m。

两车实际距离变化如图 6.25 所示。

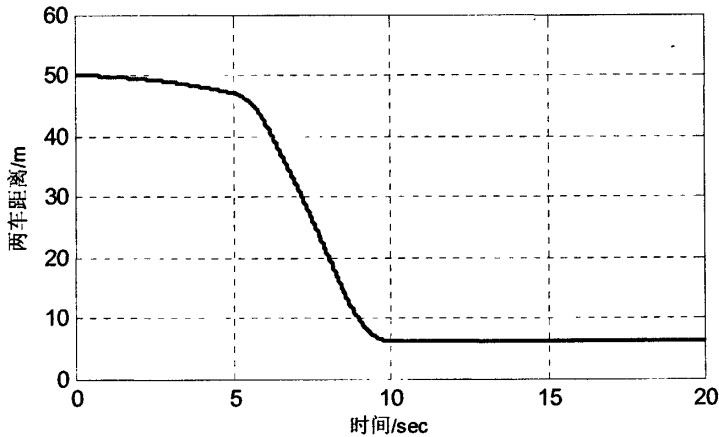


图 6.25 两车实际距离变化曲线

图 6.25 中显示，在 0 时刻，两车相距 50m 之后由于自车的加速，两车距离不断缩小，后来由于前车紧急刹车，自车在判断出两车车距小于制动临界距离时也进行刹车控制，最后两车停下后车头相距约 6.1m，这说明在高速行驶中，前车突然以最大制动减速度制动时，所建立的制动临界距离模型可以有效地避免碰撞的发生。

两车位移变化曲线如图 6.26 所示。



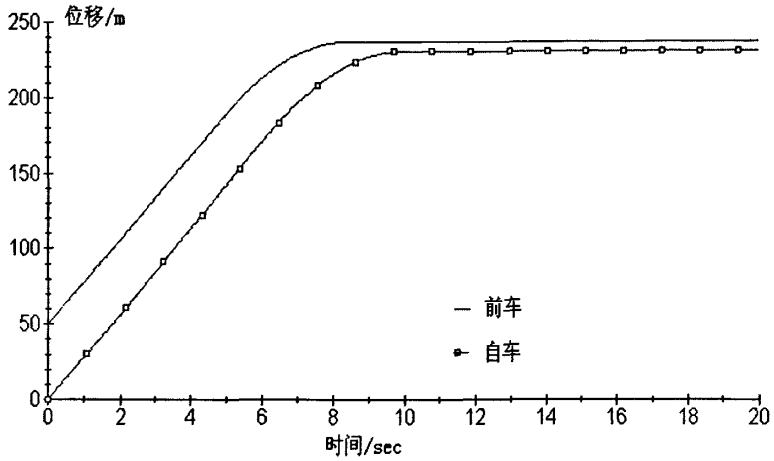


图 6.26 两车位移变化曲线

前车速度、自车速度如图 6.27—6.28 所示。

由图 6.28 可知，大约在 6.1s 时，自车车速开始直线下降，即此时判断出两车实际距离等于制动临界距离，并自动控制车辆进行制动，在 10s 时刻车速降为 0，直至仿真结束。

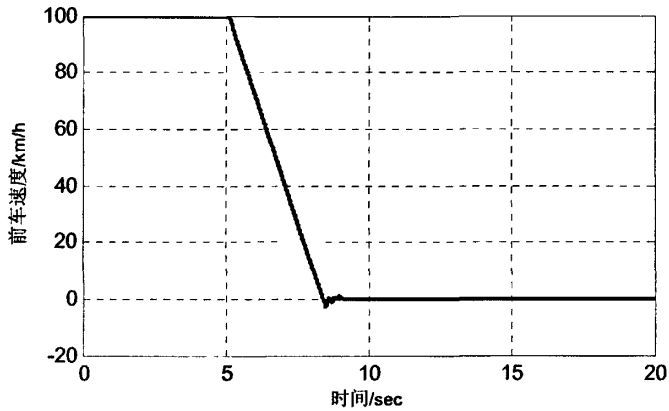


图 6.27 前车速度变化曲线

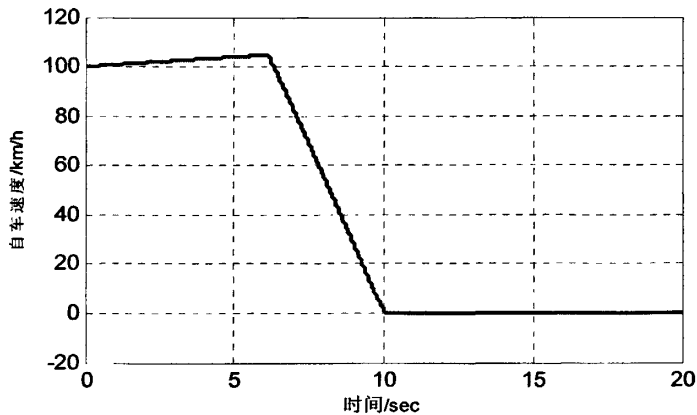


图 6.28 自车速度变化曲线

自车期望减速度如图 6.29 所示。由图中自车期望减速度曲线可知，大约在 6.1s 之前，自车以避撞上位控制器设计的  $0.5m/s^2$  的加速度行驶，说明此前车辆处于安全距离之外；在 6.1s 后，自车减速度阶跃降到  $-8.5m/s^2$ ，并一直维持此减速度直到车辆完全停止。

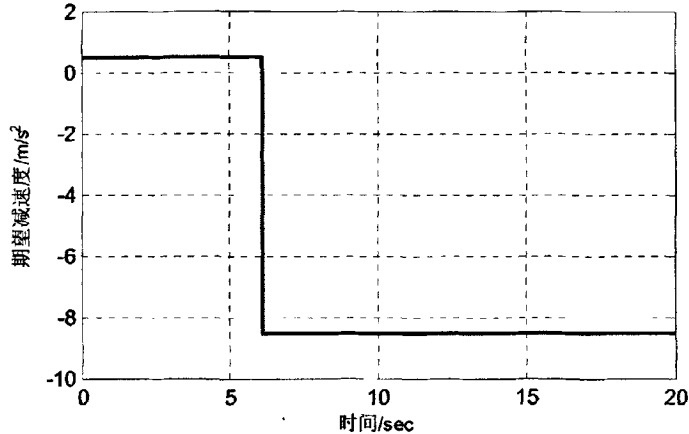


图 6.29 自车期望减速度变化曲线

以上仿真验证了避撞控制系统能够按照安全距离判断模型的判断结果进行避撞控制，可以避免碰撞事故的发生，同时也验证了本文所建的安全距离模型的有效性。

## 6.5 本章小结

本章根据汽车避撞系统所规划的各种功能，针对不同的功能分别设计了相应的上位控制器。针对前方无车辆情况，设计了定速巡航工况，经仿真表明，采用比例控制可以较好地满足定速巡航控制；针对城市密集车流工况，设计了采用 LQ 最优控制理论的车间距保持自适应巡航控制系统上位控制器，并进行了典型工况的仿真，仿真结果表明，所设计控制器能够达到较好的控制效果，可以满足车间距的自动保持跟车要求；最后，针对高速行驶条件下的避撞控制功能要求，在前面第四章推导出来的安全距离模型的基础上，设计了验证制动临界距离模型的避撞控制上位控制器，并进行了仿真验证，结果表明所建制动临界距离模型可以满足紧急情况下的避撞要求，可以避免碰撞的发生，对提高行车安全性具有重要的理论指导意义和参考价值。

## 结论与展望

本文通过大量阅读汽车主动安全技术如汽车避撞系统、巡航控制、走-停控制及智能交通系统等相关国内外文献，详细归纳出了已有的汽车避撞系统的实现功能、系统结构、关键技术等。在国内外研究成果的基础上，对汽车避撞系统的总体方案进行了详细规划。对避撞控制系统进行了分层设计，基于 CarSim 建立了车辆动力学系统模型，建立了避撞预警临界距离和制动临界距离模型，针对汽车动力学系统的强非线性建立了单神经元 PID 下位控制器，根据不同工况的功能要求设计不同的上位控制器并进行了典型工况的仿真分析。全文的总结及后续研究展望如下：

### 1. 论文总结

由本文的研究得出如下结论：

(1) 规划了汽车避撞系统的总体结构方案和避撞控制系统方案。在传统安全控制系统的基础上，从安全行驶的角度，对汽车避撞系统进行了总体方案规划。然后根据系统应当实现的功能对避撞控制系统进行了方案规划，并确定了实现方案所必需的关键技术及其相互关系。

(2) 建立了基于 CarSim 的避撞系统的动力学模型。本文基于 CarSim 软件，建立了能够模拟车辆运行复杂过程、反映系统动态特性并能兼顾模型精确性的非线性的避撞汽车动力学系统模型。结果表明，模型能满足系统仿真要求，控制效果较好。在此基础上建立了用于避撞控制系统的逆动力学模型。根据 CarSim 模型参数，建立了动力学的逆数学模型，包括节气门控制和制动力控制切换逻辑的设计、逆发动机模型和逆制动系模型，实现了节气门开度计算和制动力输出计算的功能。

(3) 以保证行车安全为主要目的，在分析车辆实际制动过程的基础上，建立了预警临界距离和制动临界距离模型，并规划了考虑不同层次驾驶员特性的预警算法。

(4) 控制系统设计是避撞系统功能实现的关键。本文以汽车避撞系统功能定义为基础，按照分层控制结构的思想，设计了避撞系统的单神经元 PID 下位控制器来实现避撞系统的控制功能。并根据不同的功能要求设计了不同的上位控制器，通过设计典型的避撞工况并仿真验证，结果表明设计的控制器能满足系统的功能要求。

### 2. 改进和展望

汽车避撞系统由于涉及的技术面广，论文只讨论了系统所涉及的局部问题，

还有许多问题有待进一步研究解决，后续改进和展望如下：

(1) 本文根据实际交通情况，规划了避撞系统应实现的三项功能（即定速巡航控制、车间距自动保持的自适应巡航控制和避撞控制），但三项功能彼此比较独立，需要由驾驶员决定采用那种控制模式。将 ACC 自适应巡航控制和避撞控制模式进行集成，使它们之间能根据实际道路交通情况进行自动切换，实现全速度域、全自动安全驾驶是后续研究的一个重要方向。

(2) 汽车避撞系统最终体现价值在实车应用上，由于条件限制，本文没有经过避撞实车实验。控制算法的有效性需要实车实验的支持验证。

(3) 汽车避撞系统功能的实现依赖于行车信息的获取。传感系统在避撞系统中占有重要位置，高性能传感器和控制单元的开发对于提高避撞系统的性能至关重要，也是实际装车应用的必经之路。

汽车避撞控制系统作为一个新兴和复杂的系统，还有很多问题需要解决，但相信随着汽车主动安全技术、信息技术、传感器技术的不断发展，不久的将来，汽车避撞系统能够装载实车，大大提高汽车的主动安全性，降低事故发生率，减少人员的伤亡。

## 参考文献

- [1] 廖琪梅等.汽车安全性的历史与现状.汽车技术.1999(3):P1-4
- [2] 黄宁军.发展中的汽车主动安全技术.汽车工业研究.2005 (35-37)
- [3] 公安部.2006年全国道路交通事故统计分析[R],公安部通报.2007,1(1):1-59
- [4] Akio Takahashi, Nobuyoshi Asanuma. Introduction of HONDA ASV-2(Advanced safety Vehicle-Phase 2). IEEE Intelligent Vehicles Symposium 2000, Dearborn (MI), USA October 3-5, 2000
- [5] Ardalan Vahidi and Azim Eskandarian. Research Advances in Intelligent Collision Avoidance and Adaptive Cruise Control. IEEE Trans.Intelligent Transportation Systems, Vol. 4, No. 3, September 2003
- [6] 赵俊.智能交通系统浅析[J].山西警官高等专科学校学报,2002,3(1):47-48
- [7] Takamasssa suetoml,Koji kido.Driver behavior under a collision warning system-a driving simulator study.SAE paper 970279
- [8] 王京元,王炜,程琳.汽车主动防撞系统关键技术研究[J].交通与计算机, 2004, 22(4):33-36
- [9] J.Woll.Radar Based Adaptive Cruise Control for Truck Applications[J].SAE paper 1997,(1):973-1084
- [10] Patrick Joseph Glynn,etal.collison avoidance systems for mine Haul trucks and unambiguous[J].dynamic real time single pbject detection.2005.(2):1-89
- [11] W.Prestl,T.Sauer,J.Steinle,and O.Tschernoster.The BMW Active Cruise Control ACC[J].SAE Paper. 2000,(1):0344
- [12] P.Venhovens,K.Naab,and B.Adiprastito,Stop and go cruise control[J], Int.J. Automotive Technol. 2000,11(1):61-69
- [13] Seungwuk Moon,Ilki Moon, Kyongsu Yi.Design,turning,andevaluation of a full-range adaptive cruise control system with collision avoidance. Control Engineering Practice 17 (2009)442-455
- [14] Ernst D Dickmanns.Computer vision and highway automation[J].Vehicle System Dynamics.1999, (31):325-343
- [15] Zhou Xin,Huang Xi-yue.Road following and obstacle detection for automated highway application[J]. Journal of Image and Graphics,2000,5(Supp):403-406.
- [16] E.D.R.Shearman, E.G.Hoare,A.Hutton.Trials of automotive radar and lidar performance in road spray[C].IEE automotive radar and navigation techniques colloquium,London,UK,1998,(10):1-7

- [17] 侯德藻,李国强,郑四发等.汽车主动避撞系统中的报警方法及其关键技术[J]. 汽车工程,2002,24(5):438-444
- [18] Winner H etal. Major Design Parameters of Adaptive Cruise Control[C]. AVEC 1998,(1):35-53
- [19] TJ Ayres,L Li,D Schleuning,etal.Preferred time-headway of highway drivers[C]. CA:IEEE Intelligent Transportation Systems Conference Proceedings ,IEEE Press 2001 :826-829
- [20] 侯德藻,刘刚,高峰等.新型汽车主动避撞安全距离模型[J].汽车工程, 2005,27 (2):186-199
- [21] Kyong Yi etal.A Vehicle Control Algorithm for Stop-and-Go Cruise Control[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Vol215 Part D,October 2001.
- [22] 侯德藻.汽车纵向主动避撞系统的研究:[清华大学博士学位论文].北京:清华大学,2004, 29-48
- [23] J K Hedrick,Donn H McMahon,D Swaroop.Vehicle modeling and control for automated highway systems.California PATH research report,University of California at Berkeley,November 1993,UCB-ITS-PRR-93.24
- [24] H Phtsuka,L Vlacic.Stop and go vehicle longitudinal model;Intelligent Transportation Systems.2002.Proceedings.The IEEE 5th International Conference on 2002 Page(s):206~209
- [25] T.Fujioka,K.Suzuki. Control of longitudinal and lateral platoon using sliding control.Vehicle System Dynamics,1994,23:647-664
- [26] K.Yi,J Hong,Y.D.Kwon.A vehicle control algorithm for stop and go cruise control[J]. Proc Instn Mech Engrs, Part D, 2001,215:1099-1115
- [27] Alex Fritz,Werner Schiehlen.Nonlinear ACC in simulation and measurement. Proceedings of AVEC 2000,5th Int'l symposium on advanced vehicle control, august 22~24,2000,Ann arbor,Michigan.
- [28] Alex Fritz,Werner SchiehlenAutomatic cruise control of a mechatronically steered vehicle convoy.Vehicle System Dynamics,1999,32: 331~344
- [29] Werner Schiehlen,Alex Fritz.Nonlinear cruise control concepts for vehicles in convoy.Vehicle System Dynamics,1999,33: 256~269
- [30] 王红岩,秦大同,周云山等.无级变速汽车自动巡航模糊控制器的研究.汽车工程,2000,22(4):230-235
- [31] 王红岩,秦大同,张伯英等.无级变速汽车自动驾驶系统模糊控制策略.汽车工程,2002,24(6):397-402

- [32] 周云山,裘熙定,王红岩等.汽车无级变速传动(CVT)建模与仿真.汽车工程,1998,20(5):285-289
- [33] 石坚,卓斌.自动驾驶汽车的仿真.汽车工程,2000,22(2):97-99
- [34] 童毅,鹿笑冬,欧阳明高.面向汽车动力系统控制的传动系模型简化与分析.汽车工程,2002,24(5):380-383
- [35] 侯德藻.汽车纵向主动避撞系统的研究:[清华大学博士学位论文].北京:清华大学,2004, 29-48
- [36] Donn Hassell McMahon. Robust nonlinear control of uncertain systems: An application to intelligent vehicle highway systems. Doctoral Dissertation, University of California at Berkeley, 1994.
- [37] Amoeba T.S.Chang. The intelligent vehicle on an automated highway system: ADVANCED-F. Intelligent Vehicles'93 Symposium, 14-16 July 1993: 225~229
- [38] Amoeba T.S.Chang. ADVANCE-F's car-following policy on vehicle cruise and automatic speed control. Proceedings of the Intelligent Vehicles'94 Symposium, October 24-26, 1994: 498~503
- [39] P.Ioannou and H.Raza. Vehicle following control design for automated highway systems[J]. in Proc. 1997 IEEE Vehicular Technology Conf. Phoenix, AZ, 1997, :904-908
- [40] CH Lin, LL Wang. Intelligent collision avoidance by fuzzy logic control[J]. Robotics and Autonomous Systems, 1997, 20(23):61-83
- [41] P.Chakroborty and S.Kikuchi. Evaluation of the general motors based car-following models and a proposed fuzzy inference model[J]. Transport. Res: Emerging Technologies, pt.C, Aug. 1999, (7):209-235
- [42] J.Gerdes and K.Hedrick. Vehicle speed and spacing control via coordinated throttle and brake actuation[J]. Control Engineering Practice, Nov. 1997, (5): 1607-1614
- [43] X.Lu, H.Tan, et al. Nonlinear longitudinal controller implementation and comparison for automated cars[J]. ASME J. Dyn. Syst, Meas, Contr, June 2001, (123):161-167
- [44] Satoru Kuragaki, Hiroshi Kuroda, Toshimichi Minowa, et al. An adaptive control using wheel torque management technique. SAE paper 980606 1645~1651
- [45] K.Yi, J Hong, Y.D.Kwon. A vehicle control algorithm for stop and go cruise control. Proc Instn Mech Engrs, Vol215 Part D: 1099~1115
- [46] 宾洋. 车辆走停巡航系统的非线性研究:[清华大学博士学位论文].北京:清华

- 大学,2006,4
- [47] 余志生.汽车理论.第三版.北京:机械工业出版社,2000,1-36,57-102
- [48] 王望予等.汽车设计.第三版.北京:机械工业出版社,2000,1-35
- [49] Shane B. McLaughlin. Analytic Assessment of Collision Avoidance Systems and Driver Dynamic Performance in Rear-End Crashes and Near-Crashes: [dissertation]. Virginia Polytechnic Institute and State University, October 30, 2007
- [50] 张立存.高速汽车弯道前方预警算法的研究: [吉林大学硕士论文].长春:吉林大学,2004,5
- [51] Peter Seiler, Bongsob Song, J. Karl Hedrick. Development of a Collision Avoidance System. Society of Automotive Engineers. 98PC-417
- [52] 冯广刚.基于主被动集成的汽车安全控制系统建模与仿真: [湖南大学硕士论文].长沙:湖南大学, 2008,5
- [53] Timothy Leo Brown. Modeling driver performance: the effects of rear-end collision warning algorithms:[dissertation]. The University of Iowa, July 2000
- [54] Peter Seiler,Bongsob Song,J.Karl Hedrick.Development of a Collision Avoidance System[J]. Society of Automotive Engineer.Inc. 1998.
- [55] Shane B.McLaughlin. Analytic Assessment of Collision Avoidance Systems and Driver Dynamic Performance in Rear-End Crashes and Near-Crashes: [dissertation].Blacksburg, Virginia, October 30, 2007
- [56] 陶永华, 尹怡欣等.新型 PID 控制及其应用, 北京: 机械工业出版社, 2000
- [57] 刘金琨.先进 PID 控制 Matlab 仿真, 北京: 电子工业出版社, 2000
- [58] 孟繁杰.速度控制驾驶员建模研究: [吉林大学硕士学位论文].长春:吉林大学 2007, 6
- [59] 仇慎谦.PID 调节规律和过程控制, 江苏: 江苏科学技术出版社, 1987
- [60] 薛定宇.控制系统计算机辅助设计—MATLAB 语言与应用(第 2 版).北京:清华大学出版社, 2008, 6



## 致谢

本文是在宋晓琳教授的精心指导下完成的。从论文的开题至撰写过程中，导师精深广博的理论知识、严谨求实的治学态度和高尚无私的人格魅力让我受益匪浅，衷心感谢宋老师对我在学业上的殷殷教诲和生活上的关心帮助！师恩难忘，希望以后以工作上的优异成绩回报导师的教导之情。

在论文的撰写过程中，特别是在论文架构和 CarSim 动力学建模及仿真过程中得到了黄江博士许多有益的指导意见和帮助，在此表示衷心的感谢！

感谢杨凡硕士的在平时学习中的无私帮助，他努力求知，刻苦专研的精神是我学习的榜样。感谢我的师弟师妹们在我撰写论文过程中的照顾和鼓舞，在学习生活中建立了深厚的友谊。

感谢我的家人，是他们三年来辛劳的付出与支持才使我在艰难的求学生涯中不断战胜困难与挫折。感谢我的朋友和室友平时对我的关心和鼓励。

论文完成之际，向那些曾帮助支持过我的老师、同学、朋友表达我最真挚的感谢和祝愿！衷心地感谢各位专家学者为论文的审阅工作付出的辛勤劳动！

李诗福

2008.4.28

## 附录 A 攻读硕士学位其间所发表的学术论文目录

- [1] 宋晓琳, 李诗福, 冯广刚. 汽车安全控制系统主被动集成方案设计. 汽车工程 (已录用)