

分类号: U27;U46

10710-2012122014



长安大学

硕士学位论文

基于 Matlab 仿真的车辆主动悬架研究

杨斌

导师姓名职称	马骊溟 副教授		
申请学位类别	工学硕士	学科专业名称	车辆工程
论文提交日期	2015 年 5 月 6 日	论文答辩日期	2015 年 6 月 17 日
学位授予单位	长安大学		

Vehicle active suspension study based on Matlab simulink

A Dissertation Submitted for the Degree of Master

Candidate: Yang Bin

Supervisor: Prof. Ma liming

Chang'an University, Xi'an, China

论文独创性声明

本人声明：本人所呈交的学位论文是在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除论文中已经注明引用的内容外，对论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。本论文中不包含任何未加明确注明的其他个人或集体已经公开发表的成果。

本声明的法律责任由本人承担。

论文作者签名：杨斌

2015 年 6 月 17 日

论文知识产权权属声明

本人在导师指导下所完成的论文及相关的职务作品，知识产权归属学校。学校享有以任何方式发表、复制、公开阅览、借阅以及申请专利等权利。本人离校后发表或使用学位论文或与该论文直接相关的学术论文或成果时，署名单位仍然为长安大学。

（涉密论文在解密后应遵守此规定）

论文作者签名：杨斌

2015 年 6 月 17 日

导师签名：马骥

2015 年 6 月 17 日

摘 要

车辆主动悬架系统及其控制策略的研究备受汽车技术领域的关注,采用高效控制策略的主动悬架在改善车辆行驶安全性和平顺性等方面有着重要的意义。因此,对主动悬架控制策略的研究是现今汽车领域的重要课题。

本文针对所选择的悬架模型分析其动态特性并对路面激励进行模拟,在此基础上根据控制策略的不同在 Matlab-simulink 环境中分别搭建了被动悬架、最优控制主动悬架以及模糊控制主动悬架的仿真模型,最后搭建了复合控制主动悬架模型。通过对以上所述模型进行仿真分析,探究各控制方法的可行性。

结果表明:所选模型的动态特性满足频率要求;在相同路面激励下,相比于被动悬架,最优控制主动悬架中动挠度降幅 20%;模糊控制主动悬架车身加速度降幅 33.13%;复合控制中以上两项指标分别降幅 33.3%和 42.75%,表明了控制的有效性。

关键词:主动悬架, 控制策略, 最优控制, 模糊控制, 仿真

Abstract

The active suspension system and its control method are always being concerned in the field of vehicle technology. Active suspensions with efficient control strategy means a lot to the safety and stability of the cars. Therefore, the research of active suspension control strategies is .a significant subject today.

Based on the suspension model chosed, and the road input, we study the dynamic characteristics. Then we set up models of passive suspension, suspension with optimal control, suspension with fuzzy control and that with combined control in the simulink environment. Through the simulation on the models, we can demonstrate the feasibility of the ideas.

The results shows that, the dynamic characteristics of the model wo chosed can meet the requirements of frequency; compared with passive suspension, dynamic deflection of optimal control is reduced by 20 percent; the acceleration of suspension with fuzzy control is reduced by 33.13 percent. As with ones with combined control, the two parameters reduce by 33.3 percent and 42.75 percent respectively, that shows the effectivity of the control ideas.

Key words: active suspension , strategy , optimal control , fuzzy control , simulink

目 录

第一章 绪论.....	1
1.1 悬架系统概述.....	1
1.1.1 悬架系统简介.....	1
1.1.2 悬架系统分类.....	2
1.2 主动悬架控制算法.....	6
1.3 主动悬架技术的发展现状.....	7
1.3.1 悬架技术研究意义.....	8
1.3.2 国内外主动悬架研究.....	8
1.4 本文研究中的主要内容与研究目的.....	10
第二章 悬架系统建模及其评价标准.....	11
2.1 路面输入模型的建立.....	11
2.1.1 路面不平度功率谱密度.....	11
2.1.2 空间频率功率谱密度转化为时间频率功率谱密度.....	13
2.2 悬架模型选取.....	14
2.3 悬架性能评价标准.....	16
2.4 悬架特性分析.....	17
2.4.1 悬架共振特性分析.....	17
2.4.2 悬架性能幅频特性分析.....	19
2.5 被动悬架仿真模型建立.....	22
2.6 本章小结.....	25
第三章 主动悬架控制策略研究.....	26
3.1 最优控制主动悬架控制器设计.....	26
3.1.1 最优控制理论概述.....	26
3.1.2 最优控制器实现.....	28
3.2 模糊控制主动悬架控制器设计.....	33
3.2.1 模糊控制理论概述.....	34
3.2.2 模糊控制器实现.....	41

3.3 模糊-最优主动悬架控制器设计	46
3.4 本章小结.....	49
第四章 仿真结果分析.....	51
4.1 仿真环境介绍.....	51
4.2 仿真结果对比分析.....	52
4.2.1 最优控制主动悬架仿真结果.....	52
4.2.2 模糊控制主动悬架仿真结果.....	54
4.2.3 模糊-最优控制主动悬架仿真结果	56
4.3 本章小结.....	57
总结与展望.....	58
参考文献.....	59
攻读学位期间取得的研究成果.....	62
致谢.....	63

第一章 绪论

1.1 悬架系统概述

1.1.1 悬架系统简介

汽车在不同路面上行驶时，由于路面的起伏不平造成的冲击载荷会引起车身姿态的变化（上下振动、俯仰、侧倾等）以及车轮姿态的变化，这些变化都会影响汽车结构件的使用寿命还会对车内乘坐人员造成影响，影响汽车的舒适性，极端情况下还会导致交通事故的发生，造成不可估量的损失。所以，在汽车结构中应该有能同时实现以下功能的结构：

- a. 弹性地连接车桥与车架或车身；
- b. 缓和行驶过程中车辆由于受到不平路面冲击产生的作用力；
- c. 迅速衰减由于路面冲击引起的振动；
- d. 起导向作用，使车轮按一定的轨迹相对车身运动。

这个结构就是悬架。悬架是汽车结构中车架（或承载式车身）与车桥（或车轮）之间的所有传力连接装置的总称，他的作用是把车架与车桥弹性地连接在一起，是汽车的重要组成部分之一^[1]。

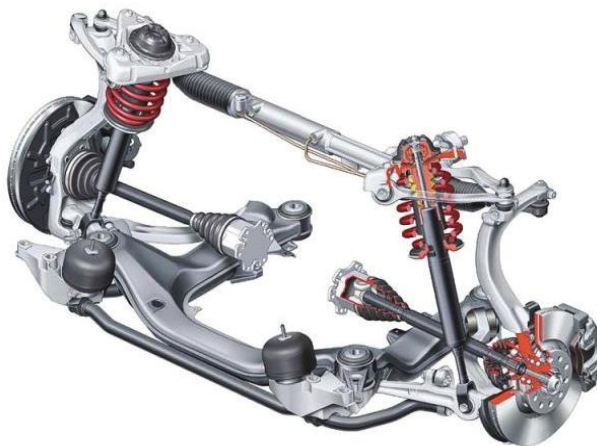


图 1.1 悬架结构

悬架结构主要包括三部分：弹性元件、阻尼元件、导向机构^[2]。

（1）弹性元件

悬架结构中的弹性元件即为弹簧，现在汽车上所应用的的弹簧主要有扭杆弹簧、螺

旋弹簧、钢板弹簧和气体弹簧等。其实现的作用主要体现在支撑车体的静态重量以及缓和路面激励对车身部分的冲击两个方面，是悬架系统必不可少的组成部分。除此之外，有些轿车或者客车的悬架结构中加装有横向稳定器，它可以作为辅助弹性元件来减少汽车横向侧倾程度。

（2）阻尼元件

阻尼元件一般是指减震器，相比于弹性元件缓和路面冲击的作用，减震器实现的功用是将振动能转化为热能从而消耗振动冲击的能量，达到迅速衰减车身和车轮振动的作用。目前在汽车上广泛使用的减震器为筒式液力减震器。在遭遇振动时，车轮上下跳动压迫减震器活塞在筒腔内运动，压迫粘性液体通过活塞上的节流孔，粘性液体与孔壁的摩擦产生热，从而实现动能向热能的转化，完成对振动的衰减。

（3）导向机构

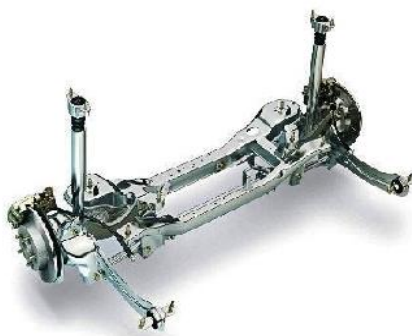
该机构一般为杆式，分为单连杆以及多连杆摆臂。在车轮与车身做相对运动时，弹性元件可以传递垂直力以及力矩，除此以外其他方向的力和力矩则由导向机构传递。

1.1.2 悬架系统分类

随着汽车产业的发展，各种类型的汽车百花齐放，不同类型的汽车的结构以及功能重心不同，悬架是汽车结构中不可或缺的部分，汽车的多样化就决定了悬架的多样化。大体来说，按结构可以将悬架分为独立悬架和非独立悬架；按簧上质量和簧下质量之间作动力的输出方式不同又可以将悬架分为被动悬架、半主动悬架以及主动悬架^[3]。

非独立悬架

非独立悬架的结构如图 1.2（左）所示,其优缺点如下：



非独立悬架



独立悬架

图 1.2 非独立悬架与独立悬架结构

优点：

- 1.由于在结构上两端车轮相连，在车轮跳动时两端车轮相互干涉导致轮胎角度变化变小，减小了轮胎的磨损。
- 2.当处于超重状态导致车体下压使轮胎压力增大时，两端固连的结构保证了车轮角度不会发生过大变化，保证操纵感的稳定。
- 3.构造简单，制造成本低，容易维修。

缺点：

- 1.装备非独立悬架的汽车在行驶时，舒适性无法得到保障。
- 2.因构造简单导致设计的自由度较小。

独立悬架

独立悬架的结构如图 1.2（右），其两端车轮均通过弹性悬架单独与车架相连，在发生跳动时，两端车轮相互独立。独立悬架的优缺点如下：

优点：

- 1.采用独立悬架可有效降低质量，在发生振动时，传递到车身的振动较小，另外车轮的抓地力较强；
- 2.可以使用刚度小的软弹簧，从而改善汽车的舒适性；
- 3.装备独立悬架的汽车，其发动机位置较低，重心下降后，其行驶过程中的稳定性得到改善；
- 4.两端车轮在跳动过程中相互独立，相对于非独立悬架能更好地保持车身的稳定，减小振动。

缺点：

- 1.结构复杂、维修不便
- 2.成本较高
- 3.布置方面需要较多空间，会侵占车内乘坐空间。

现代轿车大都是采用独立式悬架系统。

自被动悬架的概念提出至今已有 80 年历史，被动悬架在结构上只包括弹簧和阻尼器，所以这种悬架的结构简单、造价低廉而且不需要外部机构提供能源供给。这种悬架技术已经达到一定的成熟程度，所以装备被动悬架的汽车在占有率上高于其他悬架类型

汽车，这也从侧面说明了被动悬架可以基本满足车辆对悬架系统的性能需求。被动悬架没有外部能源输出，其动力输出元件是弹性元件以及阻尼元件，他们不能主动输出作用力而只能在受到外部激励时被动做出反应来达到缓冲以及衰减振动的目的，另外，被动悬架中弹簧的刚度以及阻尼元件的阻尼系数一经确定就不会随行驶环境和车身状态的变化而改变，这一点可以直观地反应在悬架作动力曲线中：被动悬架的作动力曲线只分布于力-速度和力-位移坐标中的第一象限和第三象限（如图 1.3）^[4]。

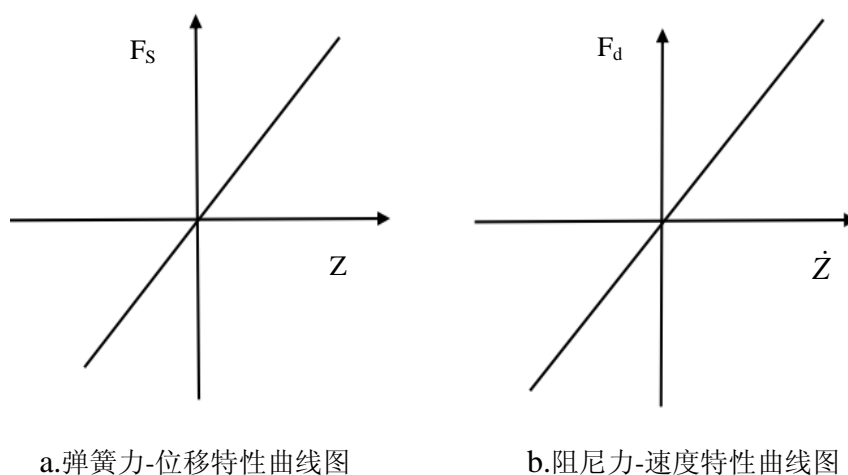


图 1.3 被动悬架作动力特性曲线

随着汽车产业的发展以及人类活动范围的增大，人们对汽车各项性能的要求都在提高，这对悬架的性能提出了挑战。为了满足对舒适性的要求我们希望悬架较“软”（悬架的刚度较小），这样汽车行驶时的平顺性较好，但这就会导致受到激励时，车身重心变化的幅度较大、轮胎动载增大等；与此同时我们又希望悬架较“硬”（悬架的刚度较大），这样就能在行驶过程中减小车身姿态变化，保证轮胎能够良好接地，得到更好的操稳性。这是相互矛盾的需求，刚度和阻尼一经确定就无法改变的被动悬架显然无法满足该种要求，人们开始致力于研究参数可随工况变化的悬架系统，也就是现在的半主动悬架和主动悬架。

半主动悬架是指由刚度系数可变的弹簧和阻尼系数可变的减震器组成的悬架系统，一般情况下由于弹簧需承载车身静载荷，所以在悬架系统中实施刚度控制较困难，一般的半主动悬架选择控制阻尼。依照阻尼可调节的程度不同，又可以将半主动悬架分为阻尼分级可调式半主动悬架以及阻尼连续可调式半主动悬架两类。其作动力曲线分布于力-位移坐标的一、三象限，如图 1.4，直线部分代表阻尼分级可调，填充区域代表阻尼连

续可调。

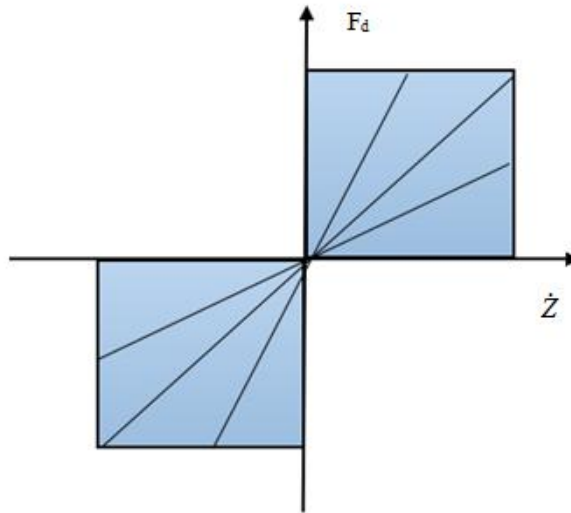


图 1.4 半主动悬架作动力曲线图

半主动悬架实现方式为通过簧上质量和簧下质量上的传感器采集信号，并将信号传送至控制器，通过控制器做出反应控制减振器调节阻尼^[5]，改善悬架性能。

主动悬架的概念于上世纪 60 年代被首次提出，相比于被动悬架和半主动悬架，主动悬架采用的是有源控制的闭环系统，他能根据传感器所传递的信号做出反应来抑制车身的振动和摆动，从而使车辆处于较理想的工作状态。与前述两种悬架相比，主动悬架具有前者所不能达到的更加优越的性能，从作动力特性曲线上（图 1.5）可以看出，主动悬架系统的作动力曲线分布在力-位移坐标以及力-速度坐标系中的各个象限^[6]。

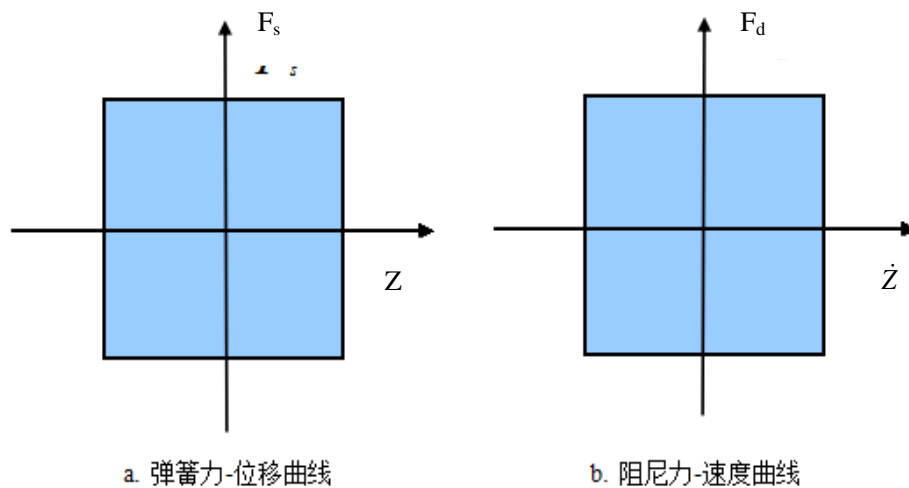


图 1.5 主动悬架作动力曲线

值得一提的是，主动悬架采用电信号控制，所以他的一大特点就是控制率更新简单。

因此主动悬架能根据工况迅速做出反应，具有较强的适应性。

在具体的实现形式方面，主动悬架主要分为两种：独立式主动悬架和并联式主动悬架^[7]。前者结构如图 1.6a，这种主动悬架省略了传统的弹簧和阻尼，只由一个作动器输出作动力调节悬架工作，虽然结构简单但是一旦发生故障，悬架随即进入瘫痪状态；后者如图 1.6b，在被动悬架的基础上并联作动器就构成了并联式主动悬架，作动器输出随工况变化的作动力调节不同工况下悬架的状态，达到主动控制的效果，在作动器发生故障时，并联式主动悬架按被动悬架方式工作，不致失效，本文研究内容即为并联式。

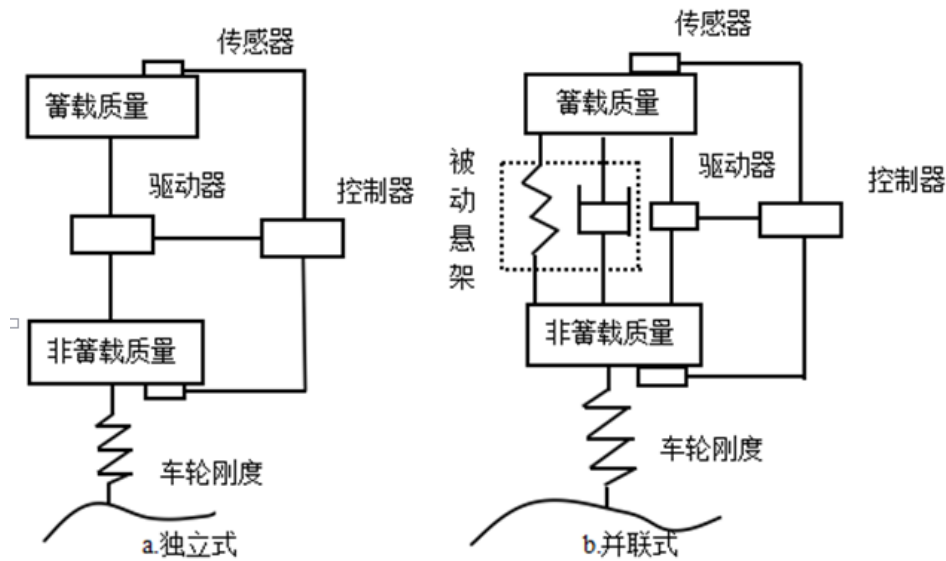


图 1.6 主动悬架简化模型

1.2 主动悬架控制算法

主动悬架的研究中主要包含两个方面，即执行机构和控制单元，而后者中控制策略的效果直接决定前者的工作效果，所以主动悬架性能的好坏，其最核心的问题在于控制策略的制定^[8]。常见的控制理论主要有以下几种：

（1）天棚阻尼控制^[9]

该控制机理为设想在车身与静止的参照（天棚）之间添加作动器，其输出量为一个正比于车身速度的作用力以此来实现稳定车身的目的。然而天棚并不存在，实际应用中作动器安装在簧上质量和簧下质量之间，该控制方法简单，对传感器需求较小，因而实际应用较多。

（2）地棚阻尼控制

与天棚控制相比，地棚控制主要针对轮胎的动位移。该控制假想在簧下质量和惯性坐标系（地棚）之间安放一个作动器，使该作动器输出一个正比于轮胎动位移量的控制力，该控制方法具有与天棚相似的优点。

（3）模糊控制^[10]

模糊控制方法不需要精确的数学模型，它可以做到采用语言变量代替数值变量，对于数学模型复杂并且时常遭遇不确定性扰动的系统，尤其适用。该控制方法的主要依托为相关专家的知识经验，在这一点上类似于人的日常活动，采用模糊控制方法的悬架系统即便是在较强的路面激励下仍旧能保持较好的控制效果，具有较强的鲁棒性。

（4）最优控制^[11]

该控制方法主要研究如何从一切可能方案中选出最优方案，他基于最小值原理，在一些约束条件下可以使性能指标函数取最小值。与其他控制方法相比，最优控制将更多的状态变量考虑在内，因而具有更好的控制效果。最优控制中可以调节不同变量的加权系统来表征该变量的重要程度。最优控制在理论上是最优的控制策略但其要求所有系统状态可测，对传感器要求较高的同时计算量也较大，这限制了该方法的实际应用，但随着技术的进步，最优控制的主动悬架前景广阔。

（5）PID 控制^[12]

PID 控制是由三个环节构成的，他们分别是比例、积分和微分环节，该控制方法是将需要的输出量与理想值进行比较，对该偏差进行调节。通过调节不同环节的参数可以表现控制的侧重点，具有较好的控制效果。

（6）复合控制^[13]

在现今的控制方法中，单一的控制方法面临着不同的问题，不能兼顾悬架的不同性能，难以达到最佳的控制效果。所以我们可以将不同的控制理论相结合联合控制悬架系统，这样往往取得更好的效果，例如比例-积分-微分控制和模糊控制一起就组成了模糊-PID 控制。复合控制将是悬架控制方面一个重点的研究方向。

1.3 主动悬架技术的发展现状

自汽车问世以来，悬架技术的研究从来没有中断过，悬架技术随着科技的发展迅速

腾飞，特别是电子科技的发展更是给悬架性能的提高提供了广阔的空间。

1.3.1 悬架技术研究意义

汽车问世的时间不久，但是由于其具有机动灵活、货物损耗小、快速准确等优势而得到了飞速的发展。汽车在推动社会与经济发展的同时也渐渐反映出一系列的问题。

当车辆行驶时,路面的不平激励引起汽车的振动,该振动达到一定强度时就会引起乘客的不适感甚至是疲劳感,如果车辆承载的是货物也极可能给货物带来严重的损坏^[14]。即便是看上去非常平整的路面也存在路面不平激励,产生的振动也同样会使车辆的行驶寿命大大缩减,而且振动产生的载荷波动也使车轮与路面之间产生分离使其附着效果大大减小,进而摩擦力减小,这样车辆行驶过程中的安全性也随之降低。因此,悬架系统不仅只与乘坐舒适度有关,它还关系到车辆行驶的安全性与驾驶平稳性。

随着人们生活范围的扩大以及公路事业的发展,人们对车辆的各项性能提出了更高的要求,这迫切要求悬架性能得到质的改善。但是,现阶段广泛运用的悬架已经渐渐不能满足要求,所以新兴的主动悬架技术亟需得到新的发展并以此来提升悬架的性能,满足要求。

如上节所说,主动悬架技术最为核心的部分就是控制策略的制定,一个合理的控制策略能在很大程度上提升悬架的各项性能,所以无论国内还是国外都在积极对该项技术进行深入研究。我国的汽车产业相比发达国家相对落后,但若能在该领域取得突破,将在很大程度上振兴我国的汽车业,并带来丰厚的经济效益。所以,主动悬架的研究对于现阶段来说具有重要的意义。

1.3.2 国内外主动悬架研究

国外研究状况^[15-18]:

1954 年, GM 公司的 Erspiel Labrosse 提出主动悬架的构想,之后在进一步的研究中 A.G 提出可以将反馈回的信号输入到一个控制液压缸的伺服阀中,并以此来实现对悬架的最佳控制,使悬架的性能在各种路况和车况下都达到最优。之后在 1973 年, D.A.Crosby 和 D.C.Kamopp 提出了半主动悬架的概念,提出可以用阻尼可变的阻尼器以及可调刚度的弹簧来构造悬架,以此实现能适应不同工况的悬架。1976 年 Thompson 将全状态反馈最优控制理论融入到主动悬架的研究当中并于 1984 年利用部分状态反馈最

优控制构造了次最优反馈阵。随后 Thompson 和 Pearce 又将车辆二自由度模型扩充为四自由度模型，更加完善地研究了主动悬架的控制。

在实车应用方面，1955 年法国雪铁龙汽车公司在巴黎车展上推出 DS19 车型，该车型配置了液压-气动悬吊系统，利用液压油和氮气组合完成弹簧的动作，这种系统可以提供较好的性能但由于制造过于复杂、成本较高，最终没有普及；1982 年莲花汽车公司创造性地开发出主动悬架系统，然后沃尔沃公司安装莲花主动悬架系统对汽车进行试验。1986 年本田汽车在实车应用上搭载的空气悬架完成了对阻尼和刚度的三级调节。随后于 1989 年在更新车型上装配了货真价实的油气空气悬架体系；90 年代，尼桑公司在其生产的 Q45 车型上也开始配备液压主动悬架。2002 年梅赛德斯-奔驰汽车在空气悬架的发展中实现新的突破，开发出时尚型双功能空气悬挂系统，该系统由空气悬挂系统和自适应阻尼系统集合而成，同时实现了对弹簧软硬和内部空气强度的双重控制。此外福特、奔驰等公司都在一直致力于主动悬架系统的开发研究。

国内研究状况^[19]:

国内主动悬架技术的研究相对起步较晚，国内各大高校诸如上海交通大学、清华大学、吉林大学、同济大学等也开展了相关的研究工作。其中西北工业大学的方宗德，浙江大学的潘双夏，江苏大学的张孝祖，北理工的林逸，上海交通大学的喻凡以及合肥工业大学的陈无畏等都对主动悬架做了较深入的研究工作，例如，方宗德、寇发荣等人研究了基于电动静液作动器的主动悬架系统，并针对该系统搭建了相应的测试平台，潘双夏等搭建了 1/4 悬架测试平台。但是这些成果还相对简单，需要进一步完善，国内的技术研究还大多处于研发阶段。

研究存在的问题:

无论是在国内还是国外，主动悬架技术的研究都在如火如荼的进行，但是无论是国内还是国外，在该技术的研究与应用方面都存在着一定的问题：在国外研究中，主动悬架已经应用于部分车型，但是该类车型成本较高，不具有通用性；在控制算法方面虽然提出了各种不同的控制策略，但是它们各有利弊，无法全面提升悬架性能。至于国内的主动悬架研究，主要集中在算法的优化设计，理论分析以及仿真研究阶段，在实车搭载应用中亟需作出新的跨越。鉴于以上描述，主动悬架技术中还存在着诸多问题，有待进一步的深入研究。

1.4 本文研究中的主要内容与研究目的

主动悬架技术的核心是有效控制策略的开发，然而不同的控制策略在对悬架进行控制的效果上各有不足，本文以提高车辆的行驶平顺性和操稳性为目的将不同算法运用于主动悬架的控制并建立相应模型观察仿真结果，目的在于能够在一定程度上将悬架的性能进行优化。另外本文研究中心在于将不同的控制策略通过联合控制同时对悬架施加效果，从而弥补各自的不足，使悬架的性能达到更高的标准。

本文将结构划分为五块：第一章完成论述工作，阐明论文的背景、国内外对该领域的研究状况、主要的控制方法等；第二章完成路面激励以及被动悬架模型的分析，为控制效果对比提供标准；第三章介绍最优控制和模糊控制并搭建不同控制策略下的主动悬架模型，最后提出复合控制并完成模型搭建；第四章在前面工作的基础上实现仿真结果分析，将不同控制器的效果进行对比，得出结论；最后对论文内容作出总结，并提出进一步工作。

第二章 悬架系统建模及其评价标准

2.1 路面输入模型的建立

在进行主动悬架控制策略研究的过程中，首先应该完成的就路面输入的模拟，作为整个悬架系统的输入，在仿真研究中，若使用的激励信号不合适就会导致系统的相应偏差较大，造成仿真的失败，所以，路面激励的模拟仿真一直是悬架控制方面的重点之一。

2.1.1 路面不平度功率谱密度

所谓路面不平度是指道路相对基准路面的高度 q 沿道路走向 I 的变化 $q(I)$ （如图 2.1）。一般情况下我们可以用专门的路面计来采集路面数据并将这些数据输入计算机进行汇总处理来获取该路况的功率谱密度并以此来表征路面的不平度^[20]。

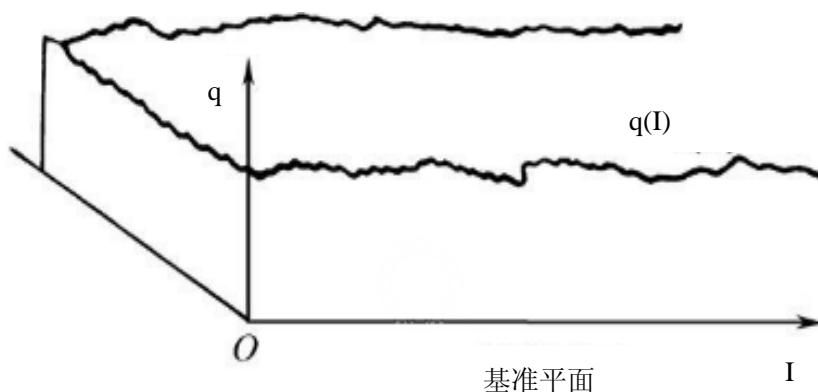


图 2.1 路面纵断面曲线

所谓功率谱密度是指单位频带内的“功率”（均方值），故空间频率功率谱密度可以表示为：

$$G_q(n) = \lim_{\Delta n \rightarrow 0} \frac{\sigma_q^2}{\Delta n} \quad (2.1)$$

式中， σ_q^2 为路面功率谱密度在频带 Δn 内包含的功率。按其表述的实际意义，功率谱密度的单位应为 $m^2/m^{-1} = m^3$ 。

一般情况下，无论是国际组织还是国内组织都建议采用下式来拟合路面功率谱密度：

$$G_q(n) = G_q(n_0) \left(\frac{n}{n_0} \right)^{-W} \quad (2.2)$$

式中： n 为空间频率，为波长的倒数，表示单位长度包括的波长数；

n_0 为参考空间频率，一般 $n_0 = 0.1m^{-1}$ ；

$G_q(n_0)$ 为路面不平度系数，单位为 $m^2/m^{-1} = m^3$ ；

W 是指频率指数，在双对数坐标中 W 表示为斜率的值。

一般情况下将路面不平度分为 8 个级别^[21]，如下表所示：

表 2.1 路面不平度分类标准

道路级别	$G_q(n_0)/(10^{-6}m^3)$ $n_0 = 0.1m^{-1}$	$\sigma_q/(10^{-3}m)$ $0.011m^{-1} \leq n \leq 2.83m^{-1}$
	平均值	平均值
A	16	3.81
B	64	7.61
C	256	15.23
D	1024	30.45
E	4096	60.90
F	16384	121.80
G	65536	234.61
H	262144	487.22

由式 2.2 可以看出，路面功率谱密度 $G_q(n)$ 随着 n 的变大将越来越小。当频率指数 $W=2$ 时，功率谱密度正比于波长的二次方， $G_q(n)$ 是不平度幅值的均方值谱密度，因此不平度幅值 q_0 近似正比于波长。

上述 $G_q(n)$ 是指针对垂直方向位移的功率谱密度，除此之外，我们还可以采用其他方式表征路面特性，例如，用不平度函数 $q(I)$ 对纵向长度 I 求导，利用其一阶导数和二阶导数，即速度功率谱和加速度功率谱密度来描述路面统计特性。如下：

$$G_q(n) = (2\pi n)^2 G_q(n) \quad (2.3)$$

$$G_{\ddot{q}}(n) = (2\pi n)^4 G_q(n) \quad (2.4)$$

当 $W=2$ 时，将式 2.2 带入式 2.3 可以得到

$$G_{\ddot{q}}(n) = (2\pi n_0)^2 G_q(n_0) \quad (2.5)$$

由上式可知，当 $W=2$ 时，路面功率谱密度幅值在频率范围内为常数，即为“白噪声”，该值的大小只与不平度系数有关，故用速度功率谱密度分析模拟路面输入最为方便。

2.1.2 空间频率功率谱密度转化为时间频率功率谱密度

在分析来自不同路面的激励所引起悬架动态响应时需要考虑汽车的行驶速度，所以通常将空间功率谱密度转换为时间功率谱密度，二者的关系为：

$$f = un \quad (2.6)$$

$$G_q(f) = \frac{1}{u} G_q(n) \quad (2.7)$$

将式 2.2、2.6 带入式 2.7 就得到时间频率路面功率谱密度，取 $W=2$ 得到：

$$G_q(f) = G_q(n_0) n_0^2 \frac{u}{f^2} \quad (2.8)$$

相对于空间功率谱密度，若将空间转化为时间，则可得到时间频率表示的速度以及加速度功率谱密度。如下所示：

$$G_{\dot{q}} = 4\pi^2 G_q(n_0) n_0^2 u \quad (2.9)$$

$$G_{\ddot{q}}(f) = 16\pi^4 G_q(n_0) n_0^2 u f^2 \quad (2.10)$$

由上式可知，各功率谱密度都与车速成正比，若车速为定值，则谱密度为常数。路面轮廓可以通过对谱密度为 $G_{\dot{q}}$ 的白噪声信号进行积分来获取：

一般有两种仿真路面输入的方法，其一为高斯白噪声通过积分器产生，另一种为通过滤波器产生，一般形式为^[22]：

$$\dot{x}(t) = -2\pi f_0 x(t) + 2\pi n_0 \sqrt{G_q(n_0) u w(t)} \quad (2.11)$$

其仿真模型图如图 2.2 所示。其中 f_0 为滤波器下限截止频率，若取 0 则路面输

入为积分白噪声。

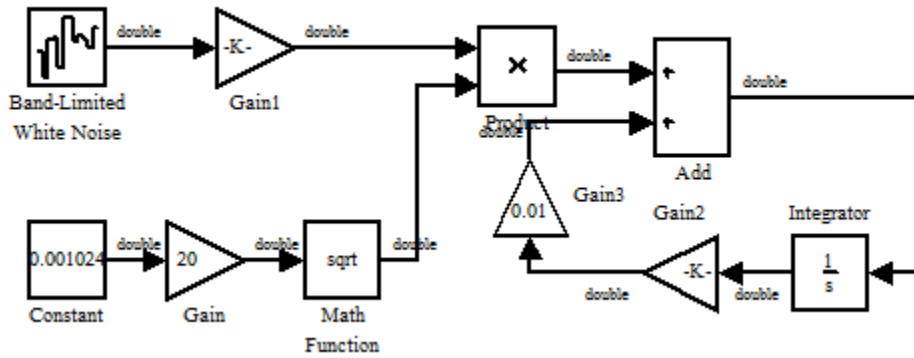


图 2.2 路面输入仿真模型

下限截止频率取 0 时的路面输入仿真结果如图 2.3(纵坐标为激励位移):

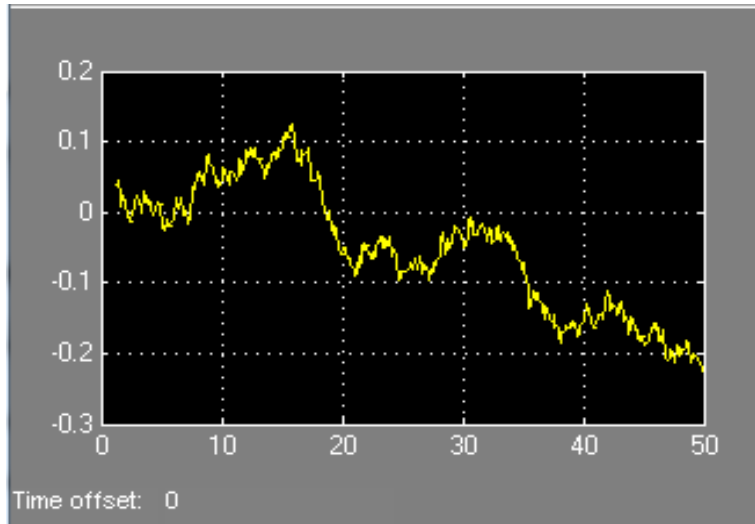


图 2.3 路面输入模型仿真结果

2.2 悬架模型选取

汽车悬架系统是一个复杂的系统，对于悬架系统的研究是汽车研究的一个重点，虽然悬架的响应中包含很多的非线性过程，但是在研究过程中，为了实现在保证研究可靠性的同时将问题简化，我们使用的悬架模型都采用线性模型。为此，我们作如下假定^[23]：

- (1) 假定车身和座椅刚性连接为簧载质量，轮胎与车轴刚性连接为非簧载质量；
- (2) 悬架系统可简化为弹簧和阻尼系统；
- (3) 悬架行程可以保证工作时不至碰到限位块；
- (4) 汽车行驶时，整车在平衡位置微幅振动；
- (5) 轮胎可简化为线性弹簧，且始终随动于地面。

基于上述假设, 针对研究问题的侧重点不同, 一般情况下研究所选用的悬架模型有二自由度 1/4 车模型、四自由度 1/2 车模型和七自由度整车模型^[24]。

在道路上行驶的汽车, 其左、右车轮所受的路面激励可以近似认为是相同的, 除此之外, 考虑到汽车的对称性则可以认为运动型车两侧完全相同。另外, 若汽车的质量分配系数 ε 近似为 1 则可以认为前后悬架的振动彼此之间没有关联, 所以在考虑问题时可以将整车简化为 1/4 车模型, 即车身与车轮二自由度系统 (如图 2.4)^[25]。

图中: m_2 ——簧载质量;

m_1 ——非簧载质量;

z_2 ——车身位移;

z_1 ——轮胎位移;

q ——路面输入;

k ——悬架刚度系数;

c ——悬架阻尼系数;

k_t ——轮胎刚度系数;

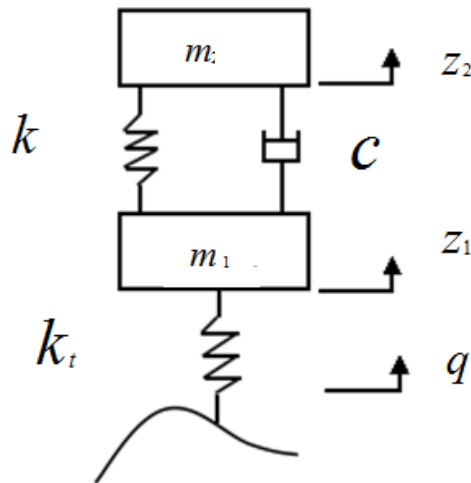


图 2.4 二自由度悬架模型

在考虑悬架时, 若添加其他考虑因素则可以选择更为详细的模型: 若考虑纵向角振动则可以选择四自由度半车模型; 若要考虑横摆运动以及其他各类运动则可以选择七自由度整车模型。但是由于车辆本身是一个复杂的系统, 当选择较为复杂的模型时就要测

量出大量数据,而且数据在收集的过程中也存在较大的误差,这就给汽车悬架研究带来了巨大的难题。参数量过大的情况下就不能够抓住主要问题进行研究,也不便于问题的解决,所以研究悬架就要简单化、系统化、精确化。虽然各种悬架结构不同,但是路面激励都是来自于垂直路面的振动带来的。

又由于四分之一车辆模型结构和参数相对简单,更容易抓住问题的主要矛盾。虽然它没包括整车信息,但是对于研究垂直方向上的悬架运动还是足够满足要求的。所以选择简单有效的四分之一车辆模型作为研究,这样可以做到:

- 1.避免了大量参数的使用,保证了参数的准确率;
- 2.减少研究参数量,减少机构参数、反馈参数等;
- 3.用简单精确可行的运算规律,把复杂的系统简单化^[26]。

综合以上考虑,采用二自由度的四分之一车辆模型对系统进行研究。另外,在利用该模型研究悬架工作性能时,基于假设条件(1)将座椅与车身刚性连接为簧上质量,在研究过程中对座椅振动与车身振动进行统一,不作分开考虑^[27]。

2.3 悬架性能评价标准

汽车悬架性能的好坏牵扯到很多的因素,不能由简单的参数评价。欧洲减震器制造商协会 *eusama* 制订了的标准中以相对接地性为检测指标。在此基础上,2001年我国建立了符合自身的标准 **JT/T448-2001**,提出用吸收率来评价悬架性能^[28]。

现阶段,对于悬架性能的评价一般分为主观评价和客观评价。主观评价就是以人的主观感受为考虑因素,以人的舒适度感觉来评价悬架性能的好坏;客观评价即是用悬架工作过程中的参数来表征悬架的性能好坏,具有较好的客观性,能及时检测、及时调整,使悬架性能保持较好的水平。一般来说,客观评价悬架性能的参数包括:车身加速度(*ACC*)、悬架动挠度(*SWS*)以及轮胎相对动载(*DTL*)^[29]。

(1) 车身加速度

在评价悬架性能时,车身加速度是评价汽车平顺性的主要指标。悬架将来自地面的振动传递至车身使车身产生加速度,该加速度对成员驾乘感受产生影响。车身加速度通常可通过传感器直接测得,方便有效。

在车辆运行时,许多参数的变化都会影响车身加速度,如轮胎与悬架刚度比,车身

与车轮的质量比等等。于是，车身加速度就被选择作为一项重要的性能评价标准，并用于评估悬架性能的好坏。

(2) 悬架动挠度

所谓的动挠度是指满载的汽车在运行时，车辆静止时的平衡位置与运行时悬架变形最大位置相比较，汽车轮毂中心与车身之间在竖直方向上的位移大小。在对平顺性的影响方面，由于在整车布置时悬架限位行程受到空间限制所以不能太大，若工作过程中悬架动挠度过大就会增加撞击限位块的概率，使平顺性变坏，更加严重时还可能导致悬架发生击穿的情况，引起悬架参数的变化，严重影响汽车的平顺性和行驶安全性。所以要求悬架的动挠度也是悬架评价指标之一。

悬架挠度的特性曲线可以通过车身与车轮之间相对位移记录来获得也可以通过二者加速度积分得到，在实际应用时可以利用三角反射原理获得，在此不做过多介绍。

(3) 轮胎相对动载荷

轮胎相对动载是指车轮与路面间的动载与悬挂部分重力的比值。它标志着轮胎与路面之间的附着力，关系到汽车的操纵稳定性和安全质量。车辆行驶中相对动载的大小也与很多参数有关，如轮胎与悬架的刚度等。除此之外悬架其他参数的变化也会对相对动载产生影响，因此，利用这一参数评价悬架性能的好坏是十分可信的。

除了上述指标之外，在选用不同的悬架模型时还可以选择其他指标表述悬架的性能好坏，如选用四自由度模型时可以选择角度指标，利用俯仰角的大小以及角加速度的大小表征汽车车身的俯仰状况，以此来评价悬架性能的好坏。

2.4 悬架特性分析

2.4.1 悬架共振特性分析

依据图 2.4 建立其动力学微分方程如下：

$$m_2 \ddot{z}_2 + c(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + k(z_2 - z_1) = 0 \quad (2.12)$$

$$m_1 \ddot{z}_1 + c(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + k(z_1 - z_2) + k_t(z_1 - q) = 0 \quad (2.13)$$

研究中首先考虑车身部分和车轮部分的固有圆频率，若将该模型看成无阻尼振动，则运动方程变为：

$$\left. \begin{aligned} m_2 \ddot{z}_2 + k(z_2 - z_1) &= 0 \\ m_1 \ddot{z}_1 + k(z_1 - z_2) + k_t z_1 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.14)$$

取 $z_1 = 0$ 则有: $m_2 \ddot{z}_2 + k z_2 = 0$, 这就相当于车身做单自由度无阻尼振动。其固有圆频率:

$$w_0 = \sqrt{k/m_2} \quad (2.15)$$

同样, 若取 $z_2 = 0$ 则可以得到车轮固有圆频率为:

$$w_t = \sqrt{(k + k_t)/m_1} \quad (2.16)$$

在无阻尼自由振动中, 若簧载质量和非簧载质量以同样的 w 和 φ 作简谐振动, 相应的振幅为 z_{10} 和 z_{20} , 有:

$$z_1 = z_{10} e^{j(wt + \varphi)} \quad z_2 = z_{20} e^{j(wt + \varphi)} \quad (2.17)$$

将式 2.17 带入式 2.14:

$$\left. \begin{aligned} -z_{20} w^2 + \frac{k}{m_2} z_{20} - \frac{k}{m_2} z_{10} &= 0 \\ -z_{10} w^2 + \frac{k}{m_1} z_{20} - \frac{k + k_t}{m_1} z_{10} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.18)$$

结合式以上各式可得:

$$\left. \begin{aligned} (w_0^2 - w^2) z_{20} - w_0^2 z_{10} &= 0 \\ -\frac{k}{m_1} z_{20} (w_t^2 - w^2) z_{10} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.19)$$

若该方程中有非零解, 则:

$$\begin{vmatrix} (w_0^2 - w^2) & -w_0^2 \\ -\frac{k}{m_1} & (w_t^2 - w^2) \end{vmatrix} = 0 \quad (2.20)$$

方程组 2.19 的两个根为系统的两个主频率:

$$\begin{aligned} w_1 &= \frac{1}{2} (w_t^2 + w_0^2) - \sqrt{\frac{1}{4} (w_t^2 + w_0^2)^2 - \frac{k k_t}{m_2 m_1}} \\ w_2 &= \frac{1}{2} (w_t^2 + w_0^2) + \sqrt{\frac{1}{4} (w_t^2 + w_0^2)^2 - \frac{k k_t}{m_2 m_1}} \end{aligned}$$

在受到激励的情况下，若激振频率 ω 接近 ω_1 时，系统发生低频共振，车身振幅远大于车轮振幅，所以振动主要集中在车身上，称为车身型振动，当激振频率 ω 接近 ω_2 时，产生高频振动，此时车轮的振幅远大于车身，主要是车轮部分发生振动，称为车轮型振动。

论文研究中选用某车型作为参数标准，其具体参数如表 2.2 所示。

表 2.2 被动悬架仿真参数表

模型参数	数值	单位
簧载质量 (1/4 车)	360	kg
非簧载质量 (1/4 车)	40	kg
悬架刚度值	20000	N/m
轮胎刚度值	200000	N/m
悬架阻尼值	1000	Ns/m
路面不平度系数	1024×10^{-6}	m^3
车速	20	m/s
下截止频率	0.01	Hz

利用上表中数据可得 $\omega_0 = 7.45$ ， $\omega_t = 74.16$ ，并进而利用已有数据求出一阶振型以及二阶振型时 z_{10} 和 z_{20} 的幅值比分别为 0.09 rad/s 和 109 rad/s 。

2.4.2 悬架性能幅频特性分析

在前文章节中介绍了评价悬架性能的参数指标，在分析悬架性能时，我们通常选取不同参数对输入激振频率的幅频特性验证悬架的性能。例如，车身加速度对激振频率的幅频特性可用来评价系统的减震性能，评价平顺性；悬架动挠度对于激振的幅频特性可用来考虑悬架撞击限位块的可能。这在实际应用都具有十分重要的意义^[30]，本节针对以上所述两项分别进行分析，得出其幅频特性。

(1) 车身加速度幅频特性分析

$$\text{令:刚度比 } r = \frac{k_t}{k}$$

$$\text{质量比 } u = m_2 / m_1$$

$$\text{阻尼比 } \zeta = c / 2\sqrt{(k + k_t)m_1}$$

$$\text{频率比 } \lambda = w / w_0$$

由式 2.12 和式 2.13 可以得到：

$$\left. \begin{aligned} z_2(-w^2m_2 + jwc + k) &= z_1(jwc + k) \\ z_1(w^2m_1 + jwc + k + k_t) &= z_2(jwc + k) + qk_t \end{aligned} \right\} \quad (2.21)$$

令：

$$A_1 = jwc + k, \quad A_2 = -w^2m_2 + jwc + k, \quad A_3 = -w^2m_1 + jwc + k + k_t$$

则有：

$$\frac{z_2}{z_1} = \frac{A_1}{A_2}$$

令 $N = A_3A_2 - A_1^2$ 则可以得到：

$$\frac{z_1}{q} = \frac{A_2k_t}{N} \quad (2.22)$$

对上式中分子分母进行复数运算并求模可以得到其幅频特性为：

$$\left| \frac{z_1}{q} \right| = r \left[\frac{(1 - \lambda^2)^2 + 4\zeta^2\lambda^2}{\Delta} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.23)$$

$$\text{其中 } \Delta = \left[(1 - \lambda^2) \left(1 + r - \frac{1}{u} \lambda^2 \right) - 1 \right]^2 + 4\zeta^2\lambda^2 \left[r - \left(\frac{1}{u} + 1 \right) \lambda^2 \right]^2。$$

由以上内容可以得到：

$$\frac{z_2}{q} = \frac{A_1k_t}{N} \quad (2.24)$$

$$\left| \frac{z_2}{q} \right| = r \left[\frac{1 + 4\zeta^2\lambda^2}{\Delta} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.25)$$

车身加速度幅频特性为 $w \left| \frac{z_2}{q} \right|$ 故，由上式可得：

$$\left| \frac{\ddot{z}_2}{\dot{q}} \right| = wr \left[\frac{1 + 4\zeta^2 \lambda^2}{\Delta} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.26)$$

由悬架参数得上式中各个数据的具体值, 利用 matlab 编写相应的仿真程序得出车身加速度幅频特性曲线如图 2.5 所示 (纵坐标为车身加速度幅值 m/s^2) :

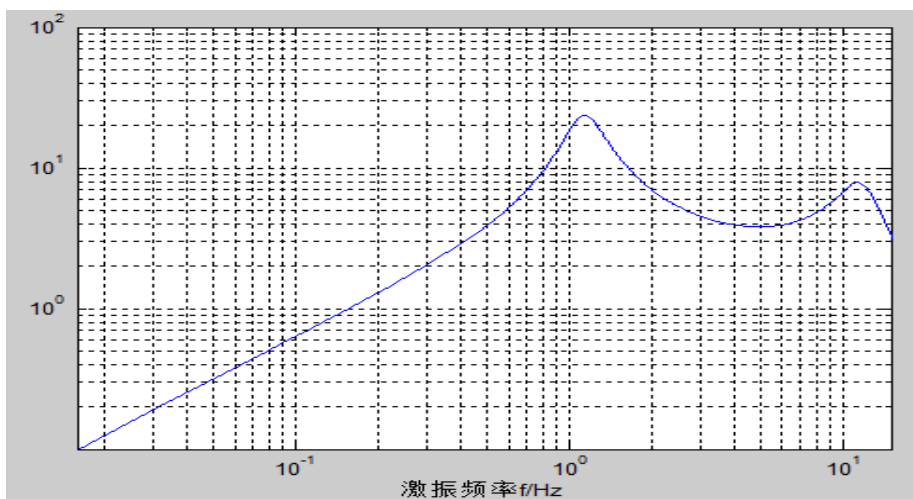


图 2.5 车身加速度幅频特性曲线

(2) 悬架动挠度幅频特性分析

由式 2.22 和式 2.24 及 $\frac{f_d}{q} = \frac{z_2}{q} - \frac{z_1}{q}$ 可得 $\frac{f_d}{q} = \frac{k_t(A_1 - A_2)}{N}$, 则悬架动挠度幅频特性^[31]

为:

$$\left| \frac{f_d}{\dot{q}} \right| = \frac{r}{w} \lambda^2 \left(\frac{1}{\Delta} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.27)$$

同样, 将悬架参数中的具体数值导入, 并利用 matlab 编程对该幅频特性进行仿真可得悬架动挠度幅频特性曲线如图 2.6 所示 (纵坐标为动挠度幅值 m) :

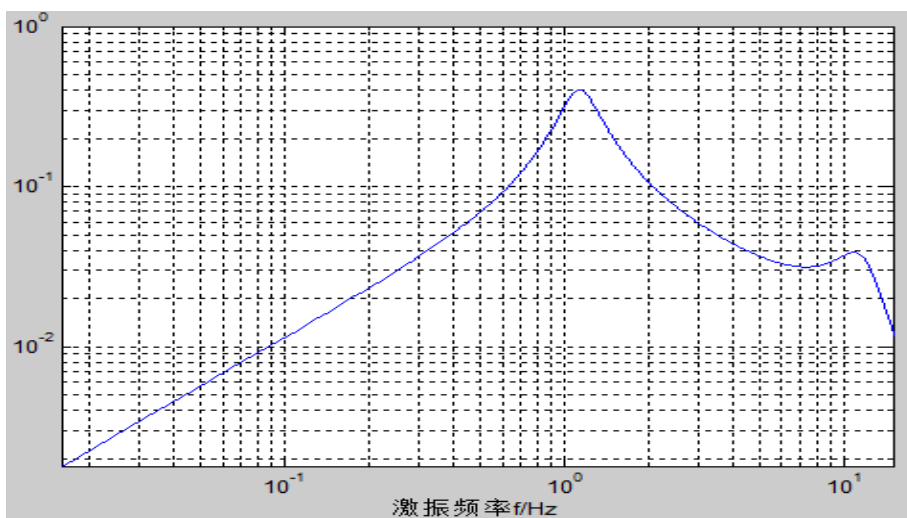


图 2.6 悬架动挠度幅频特性曲线

由人机工程学知识可知，人对垂直方向振动频率的敏感范围为 4-8Hz，由图 2.5 和 2.6 可知其曲线的波峰并未在此频率范围，表明悬架具有合适的性能。

2.5 被动悬架仿真模型建立

根据式 2.12 和 2.13 建立状态空间方程：

$$\dot{x}^T = \begin{bmatrix} \dot{x}_1 & \dot{x}_2 & \dot{x}_3 & \dot{x}_4 & \dot{x}_5 \end{bmatrix}^T = \begin{bmatrix} \dot{x}_1 & \dot{x}_2 & \dot{x}_3 & \dot{x}_4 & \dot{x}_5 \end{bmatrix}^T \quad (2.28)$$

选定输出变量：

$$y_1 = x_1$$

$$y_2 = x_3 - x_4$$

$$y_3 = x_4 - x_5$$

$$y_4 = k_4(x_4 - x_5)$$

另外，由式 2.28 可得：

$$\dot{x}_3 = x_1$$

$$\dot{x}_4 = x_2$$

其状态空间方程为：

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bw \\ y &= Cx + Dw \end{aligned}$$

其中参数：

$$A = \begin{bmatrix} -\frac{c}{m_2} & \frac{c}{m_2} & -\frac{k}{m_2} & \frac{k}{m_2} & 0 \\ \frac{c}{m_1} & -\frac{c}{m_2} & \frac{k}{m_1} & \frac{k+k_t}{m_1} & \frac{k_t}{m_1} \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -2\pi f_0 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 2\pi n_0 \sqrt{G_0 v} \end{bmatrix}^T$$

$$C = \begin{bmatrix} -\frac{c}{m_2} & \frac{c}{m_2} & -\frac{k}{m_2} & \frac{k}{m_2} & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & k_t & -k_t \end{bmatrix}$$

$$D = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T$$

利用 *MATLAB* 软件, 在其仿真功能模块中利用 *library* 中模块搭建仿真图^[32], 如下图所示:

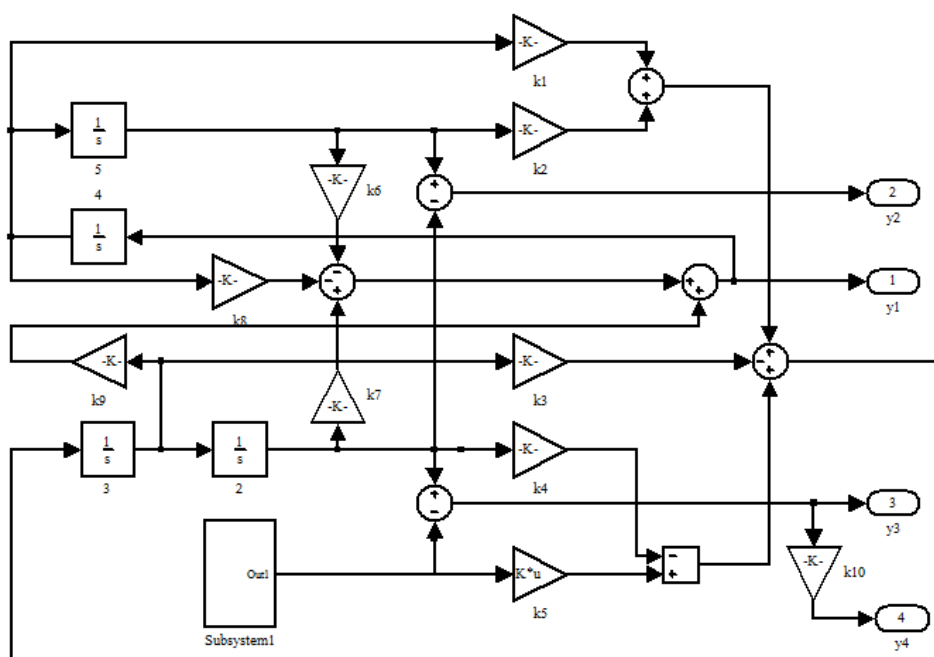


图 2.7 被动悬架仿真模型

此处选取 D 级路面激励, 在模型中输入相应参数之后就可以对被动悬架系统工作状态进行仿真, 仿真结果通过示波器输出图形, 观察仿真时间内悬架参数变化情况。在此研究被动悬架工作性能是做对比使用, 在后面的研究中, 对被动悬架添加不同的控制方法后输出相同参数的图形与被动悬架对比, 以此来研究不同控制策略的控制效果。

前文已述，本论文研究表征悬架性能的参数为模型的四个输出量，其各个参数的仿真结果图形分别如下图 2.8 至图 2.11 所示（纵坐标为相应输出量）：

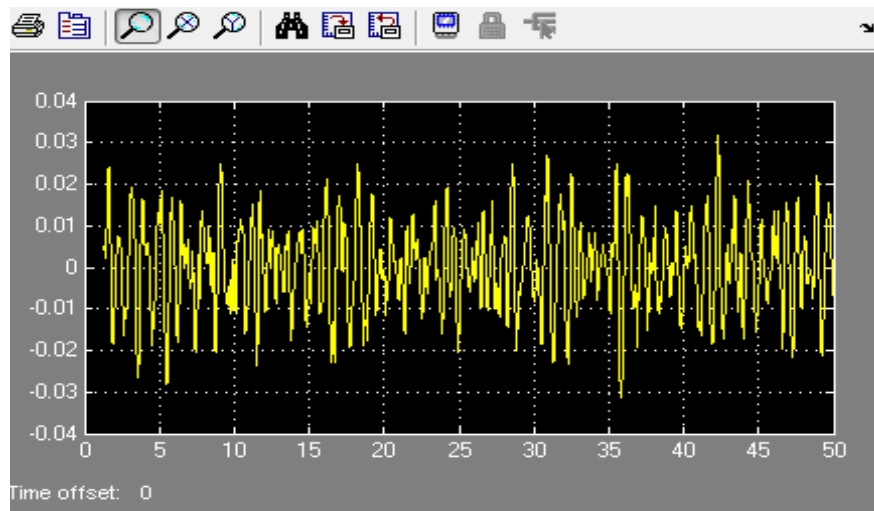


图 2.8 悬架动挠度

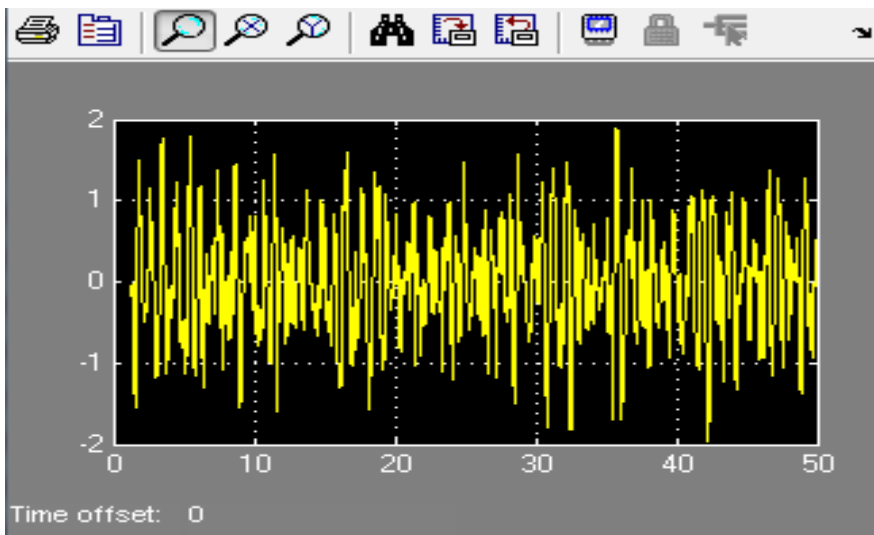


图 2.9 车身加速度

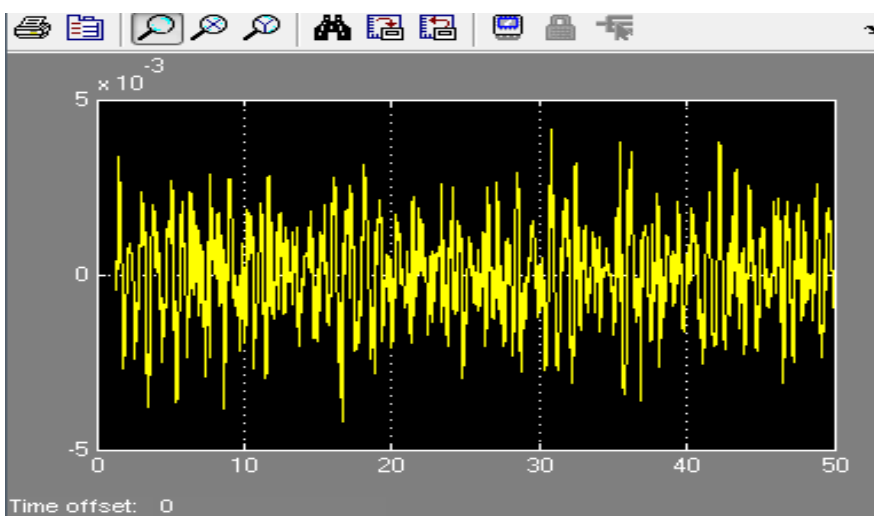


图 2.10 轮胎变形

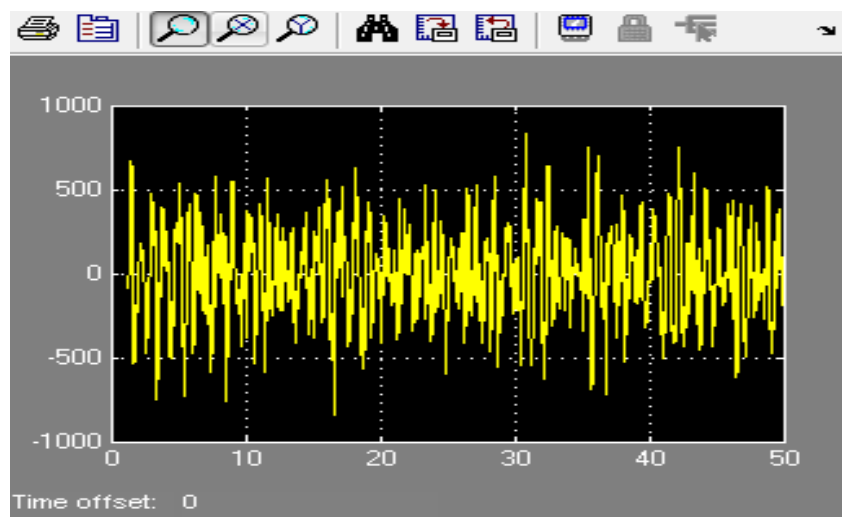


图 2.11 轮胎动载荷

被动悬架的研究是主动悬架研究的基础，在此基础之上添加不同的控制策略就能够观测不同控制方法所带来的悬架性能的改善。

2.6 本章小结

本章中对路面功率谱密度作出详细介绍，并建立路面激励模型；在选定悬架模型之后对该模型的振动特性作出分析，通过介绍悬架性能评价标准以及完成对被动悬架仿真模型的搭建，获取了被动悬架的性能指标仿真图形，为下文主动控制效果的对比提供标准。

第三章 主动悬架控制策略研究

3.1 最优控制主动悬架控制器设计

最优控制理论是先进控制领域中应用最为广泛的理论之一，它被广泛应用于生产领域、军事领域以及经济领域等。最优控制研究的主要内容是怎样选择控制律才能使系统的性能在某种意义上达到最优^[33]。

3.1.1 最优控制理论概述

最优控制方法是将被控系统的性能指标达到最优的基本方法，其内容大致可表述为：对所要控制的系统或过程从众多的控制方案中找到一个最优的方案，使得系统的运动由某一初始状态变化到目标状态，实现系统性能的最优化。利用数学语言可表述最优化具体过程为：在运动方程的约束条件下，对由表征系统性能的参数构成的函数进行最小值求解^[34]。

最优控制理论是构成现代控制理论的重要成员之一，它起源于经典变分学，计算机技术迅速发展之后，该控制方法也迎来了迅猛发展的春天。大致地说最优控制所研究的内容主要包含两方面的问题：一是如何将所要优化的系统问题转化为数学模型；另一个问题是如何根据数学模型建立目标函数并求出最优解。所以，利用最优化问题解决实际问题的步骤为^[35]：

- 1.根据所面临的问题，建立该问题的数学模型，确定模型中的变量，建立反应控制性能的目标函数。

- 2.对所建立的数学模型进行分析，选择合适的最优化方法。

- 3.根据已经建立的数学模型和所选择的目标函数，通过描绘仿真框图或者是通过程序进行仿真，最后，使用计算机完成最优解的求取，并对控制效果进行评价。

最优控制中所研究的内容多种多样，基于本文所研究的主要问题，这里简要阐述二次型问题。

在面对这种类型的研究时，首先应该明确其状态空间的描绘：

$$\begin{aligned}\dot{x} &= Ax + Bu \\ y &= Cx + Du\end{aligned}\tag{3.1}$$

以此来确定该系统中各项系数矩阵 A 、 B 、 C 、 D 。对于二次型问题的目标函数，一般可以表述为：

$$J = \frac{1}{2} e^T(t_f) F e(t_f) + \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_f} [e^T(t) Q(t) e(t) + u^T(t) R(t) u(t)] dt \quad (3.2)$$

该目标函数由三部分构成，各部分都有明确的物理意义，下面分别介绍^[36]：

1. $\frac{1}{2} e^T(t_f) F e(t_f)$ ，该项称为末值项，该项表示末态跟踪向量与所希望的零向量之间的距离进行加权的平方和，该项的物理意义为表示控制结束之后，对系统跟踪误差的大小要求。

2. 第一积分项 $\frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_f} [e^T(t) Q(t) e(t)] dt$ ，在最优控制的过程当中，系统对其误差有一定的条件标准，以此来反应控制效能。该积分项与上面论述的末值项一起反馈系统的控制效果好坏。

3. 第二积分项 $\frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_f} [u^T(t) R(t) u(t)] dt$ ，在控制过程中，要产生控制力则需要消耗能量，该积分项的物理意义即为整个控制过程中消耗的能量大小^[37]。

在应用最优化控制解决实际问题时，首先应该了解可观性和可控性两个概念^[38]，该概念由 Kalman 于 1960 年提出，主要用来反应系统对状态的控制能力以及观测能力，从而反映系统的内在性能。

可观性：在一个确定的线性定常系统中，若确定了系统的输入为 $u(t)$ ，另外已知对于从初始时刻 t_0 开始的时间段 (t_0, t_f) 中，输出量为 $y(t)$ ，根据以上提供信息，若能够确定在初始时刻 t_0 时的系统状态 x_0 ，则称该系统在该时刻满足可观性。若在系统的整个过程中，在各个时刻系统的可观性条件都满足则该系统是可观性系统。可观性的判定是用来表示输出 y_i 对时刻 x_i 的反应能力。

在判定是否可观时，一般可以选择的方式有两种：一种是通过研究状态空间，经过变换之后将其变换为标准型，进而根据 C 阵判别该系统是否满足可观性条件；另一种则不必进行转化直接根据状态空间中的矩阵 A 和矩阵 \hat{C} 进行判定，较第一种方法略微简单，本文选用第二种方法。具体实现方式为建立如下矩阵并判断矩阵的秩：

$$M = [C, CA, CA^2, CA^3, \dots, CA^{n-1}]^T$$

若该矩阵满秩，即秩为 n ，则该系统可控，如非满秩则系统不可观。

可控性：可控性其实就是判断回零控制，在一个已知的线性定常系统中，若在所研究的时间段 (t_0, t_f) 内，系统在输入 u 的控制作用下可以由初始时刻 x_0 的非零状态转移到该时间段内的某一时刻 $x(t_1)=0$ ，我们称该状态在 t_0 时刻满足可控性要求，若系统所有状态均满足在该时刻可控，则称系统在 t_0 时刻可控。与可观性同理，若系统在任一时间均满足该要求，则称该系统可控。

在判断系统是否可控时同样有两种方式：一种是根据状态空间方程转化约旦标准型 (\hat{A}, \hat{B}) ，然后根据矩阵 \hat{B} 判断系统是否可控；另一种方式为直接根据状态空间中的矩阵 A 和 B ，无需转化矩阵，在此我们同样采取该方式。如 A 和 B 满足条件： $N = [B, AB, A^2B, \dots, A^{n-1}B]$ 满秩，则该系统状态可控，若不满足，则不可控。

在最优控制中，系统最后的输出控制力可表述为：

$$u(t) = -Kx(t) = -[k_1x_1 + k_2x_2 + k_3x_3 + k_4x_4 + k_5x_5]$$

注：为节省篇幅，对于与本文主要研究内容（主动悬架系统）不相关的系统最优控制如不可观系统最优化，非线性最优化等方法不做过多介绍。上文中函数中各个矩阵的实现方式将在下文具体实现方式中介绍。

3.1.2 最优控制器实现

本文研究并联式主动悬架，其结构简图如图 3.1:

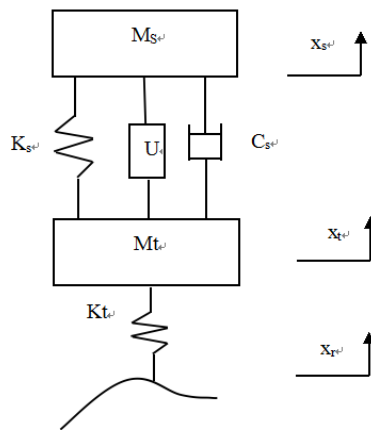


图 3.1 二自由度主动悬架模型

其运动微分方程为：

$$M_s \ddot{x}_s = U - k_s(x_s - x_t) - C_s(\dot{x}_s - \dot{x}_t) \quad (3.3)$$

$$M_t \ddot{x}_t = k_s(x_s - x_t) + C_s(\dot{x}_s - \dot{x}_t) - U - k_t(x_t - x_r) \quad (3.4)$$

其状态空间表述为：

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu + Fw \\ y &= Cx + Du \end{aligned} \quad (3.5)$$

为了更好的比较控制效果，在进行最优控制器设计时所选取的输出变量与被动悬架仿真研究时采取的变量相同，设：

$$x^T = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5] = [\dot{x}_s \ \dot{x}_t \ x_s \ x_t \ x_r]$$

$$y_1 = \dot{x}_1$$

$$y_2 = x_3 - x_4$$

$$y_3 = x_4 - x_5$$

$$y_4 = k_t(x_4 - x_5)$$

根据式 3.5 以及 3.6（ x_r 为路面位移激励）则有：

$$\dot{x}_1 = -\frac{c_s}{M_s}x_1 + \frac{c_s}{M_s}x_2 - \frac{k_s}{M_s}x_3 + \frac{k_s}{M_s}x_4 + \frac{u}{M_s}$$

$$\dot{x}_2 = \frac{c_s}{M_t}x_1 - \frac{c_s}{M_t}x_2 + \frac{k_s}{M_t}x_3 - \frac{k_s + k_t}{M_t}x_4 + \frac{k_t}{M_t}x_5 - \frac{u}{M_t}$$

$$\dot{x}_3 = x_1$$

$$\dot{x}_4 = x_2$$

由以上各式可以确定状态空间中矩阵 A、B、C、D 分别如下：

$$A = \begin{bmatrix} -\frac{c_s}{M_s} & \frac{c_s}{M_s} & -\frac{k_s}{M_s} & \frac{k_s}{M_s} & 0 \\ \frac{c_s}{M_t} & -\frac{c_s}{M_t} & \frac{k_s}{M_t} & -\frac{k_s+k_t}{M_s} & \frac{k_t}{M_t} \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -2\pi f_0 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} \frac{1}{M_s} & -\frac{1}{M_t} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} -\frac{c_s}{M_s} & \frac{c_s}{M_s} & -\frac{k_s}{M_s} & \frac{k_s}{M_s} & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & k_t & -k_t \end{bmatrix}$$

$$D = \begin{bmatrix} \frac{1}{M_s} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T$$

由上节介绍可知，最优化的目的是尽量使用较小的控制能量使系统的性能达到最优，故在考虑最优设计目标函数时应将控制力的大小作为一个参考因素。因此，目标函数的表达形式为：

$$J = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T [q_1 y_1^2 + q_2 y_2^2 + q_3 y_3^2 + q_4 y_4^2 + ru^2] dt \quad (3.6)$$

若使矩阵 $q = \begin{bmatrix} q_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & q_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & q_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & q_4 \end{bmatrix}$ 则目标函数可以表示为下式：

$$J = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T (y^T q y + u^T r u) dt \quad (3.7)$$

将 $y = Cx + Du$ 带入上式则可以化为：

$$J = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T [x^T C^T q C x + x^T C^T q D u + u^T D^T q D u + u^T r u] \quad (3.8)$$

其中容易验证第二项与第三项相等，故上式可化为：

$$J = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T [x^T C^T q C x + u^T (D^T q D + r) u + 2x^T C^T q D u] \quad (3.9)$$

对比上节中式 3.2 可知，目标函数中：

状态变量加权矩阵 $Q = C^T q C$ ；

控制变量加权矩阵 $R = D^T q D + r$ 。

在 *matlab* 编程环境中调用 *lqr* 函数，该函数的五个参数全部为矩阵，分别为矩阵 A、B、Q、R、N，调用结果为矩阵 K、S、E。如下：

$$[K \ S \ E] = \text{LQR}(A, B, Q, R, N)$$

其中：

$$K = [k_1 \ k_2 \ k_3 \ k_4 \ k_5]$$

由以上结果即可知最优主动控制力：

$$u(t) = -Kx(t) \quad (3.10)$$

将上式展开，即为：

$$u = -[k_1 \ x_1 + k_2 \ x_2 + k_3 \ x_3 + k_4 \ x_4 + k_5 \ x_5] \quad (3.11)$$

为保证优化结果的有效性，主动悬架仿真参数选择与被动悬架参数一致，具体参照表 2.2。在进行最优化控制仿真时，将性能优化重心定位为对悬架动挠度的优化，使悬架的振动幅度降低，故设置加权系数矩阵 q 为：

$$q = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 20000 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 100 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

各系数矩阵分别为：

$$A = \begin{bmatrix} -2.78 & 2.78 & -55.56 & 55.56 & 0 \\ 25 & -25 & 500 & -5500 & 5000 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -0.063 \end{bmatrix}$$

$$B = [0.0028 \quad -0.025 \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T$$

$$C = \begin{bmatrix} -2.78 & 2.78 & -55.56 & 55.56 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 20000 & 200000 \end{bmatrix}$$

$$D = [0.0028 \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T$$

$$Q = C^T q C$$

$$R = D^T q D + 0.001$$

对于控制力加权系数 r ，其值越大表示对控制力的重视程度越高，则优化后控制力的数值越小，为选取合适的值，在选择过程中进行多次试验。现将其他加权系数不变而取不同 r 值时的控制力仿真结果列举如下：

表 3.1 控制力加权系数试验对比

控制力加权系数值	控制力最大值 (N)	控制力均方根值(N)
0	366.1702	122.4146
0.0005	274.3506	81.4757
0.001	200.5670	61.3906
0.005	71.3707	23.5746

由该表可知，增大 r 值时，优化所需的控制力变小，但实际情况下增大作动力加权系数则对其悬架性能的优化能力变弱，所以综合考虑，本文选择 0.001 作为作动力加权系数值。

运用 *matlab* 运算工具，调用 *LQR* 函数可得：

$$K = [1037.5 \quad -3.1 \quad 4427.8 \quad -2923.8 \quad -1439]$$

依照所建立的主动悬架状态空间方程搭建仿真模型如图：

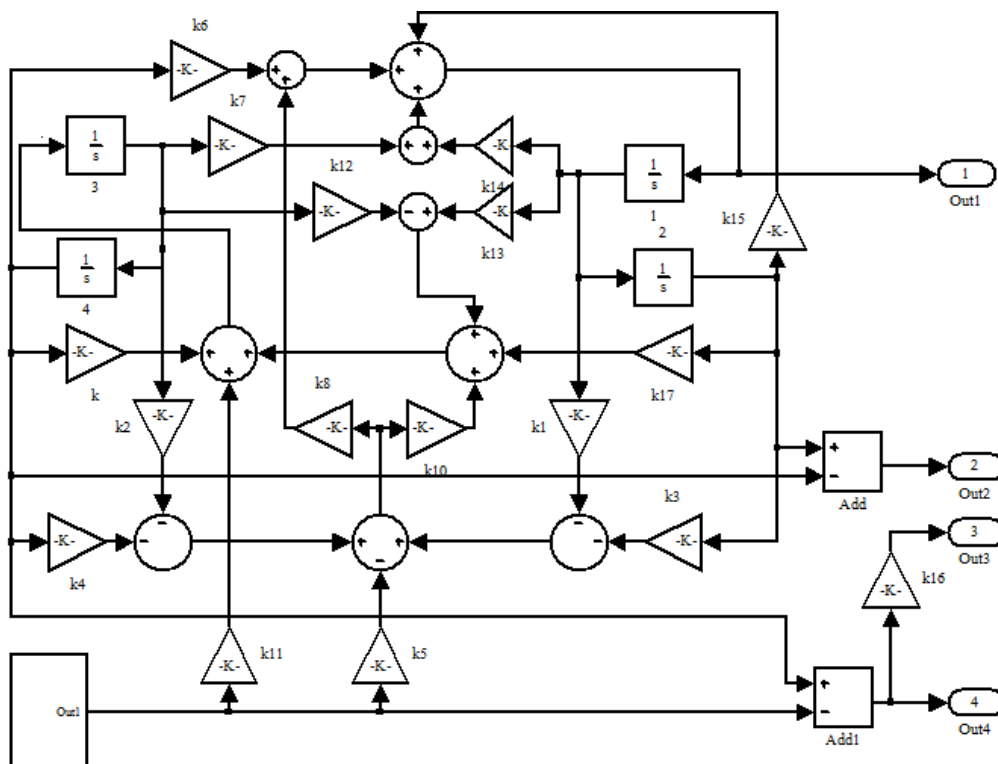


图 3.2 最优控制主动悬架仿真模型图

该模型主要以优化悬架动挠度为目的，仿真结果输出悬架动挠度图形如图 3.3 所示（纵坐标为相应输出量）。

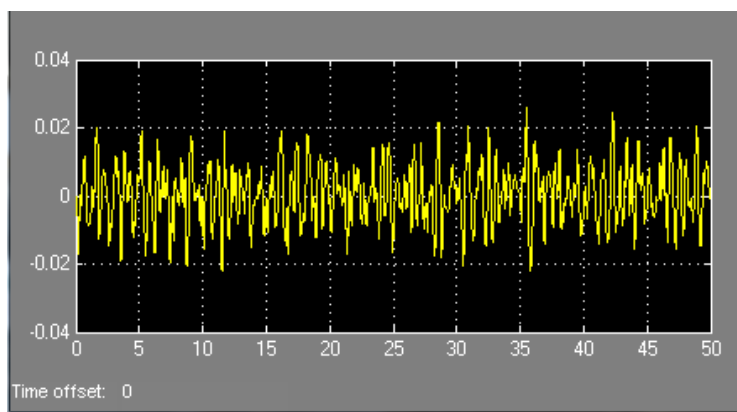


图 3.3 最优控制悬架动挠度

3.2 模糊控制主动悬架控制器设计

在一般研究的系统中，对于特定的问题可以建立其相应的仿真模型，这种模型是由描述系统运动状态的方程搭建而成，这些方程相对来说比较简单，具有确定的参数和系数，可以较好地模拟系统的真实运动状态。但是在现实情况中，许多控制对象常常并不

理想，他们存在着规模庞大、变量众多、参数多变等等问题，这些问题导致这些系统无法建立精确的数学模型，无法实现有效的传统自动控制。为了解决该类问题，模糊控制就应运而生了^[39]。

3.2.1 模糊控制理论概述

正如 L.A.Zadeh 在不相容理论中提出的一样“在一个系统的复杂性增大时，人们使其清晰化的能力将会降低，降低到一定程度达到阈值时，系统的复杂性和清晰性将会相互排斥”，在这种情况下就产生了模糊控制。模糊控制自产生以后获得了飞速的发展，其发展大致历经三个过程^[40]：

1.形成期（1974 年以前）

1965 年，LA.Zedeh 将经典集合与多值逻辑融为一体，用数字或者函数表述像冷与热，对与错之类的纯主观主义概念，创立了模糊集合理论。在此基础之上，许多研究成果又被陆陆续续提出来。各个专家学者在深入研究之后提出了许多新的概念：1968 年提出了模糊算法的概念；七十年代又陆续提出了模糊决策以及模糊排序的概念；最后，用形如 if ..then ..语句描述控制规则方法的提出为模糊控制的发展打下了坚实的基础，使该控制方法在其领域根深蒂固。

2.发展期（1974-1979 年）

模糊控制的第一次工业应用是在蒸汽机上，在随后的第二年又有人将该控制方法用于反应炉，实现了反应炉的自动温控功能，这以后又有人利用该种控制方式控制热交换过程。总之，在这一时期，人们逐渐开始熟悉模糊控制并将这种新型的控制方式投入到各个领域之中，并带来技术的革新和经济的进步。这一时期，模糊控制获得了飞快的成长。

3.高性能模糊控制阶段（1979 至今）

1979 年起，模糊控制在诸如炼钢、化工、电器、经济以及医学等领域都得到广泛使用，并带来较好的控制效果。另外，随着研究的进一步深入，人们开始将模糊控制同其他控制方式相结合，融会贯通之后又出现了更高效的智能模糊控制（例如自适应模糊控制等）。

之所以模糊控制能在短时间内获得迅猛的发展，是因为其具有如下优点：

1.模糊控制器的设计无需精确的数学模型

模糊控制是一种基于操作经验的控制方法，在没有明确对象的内部结构及其数学模型的情况也可以使用，对复杂系统的自动控制非常有利。

2.模糊控制较容易被操作人员接受

模糊控制中，控制规则是其核心，在编写控制规则时，采用 if ..then ..语句，相对简单易懂，阅读时清晰明了，在对控制规则做调整时也较为方便，所以易于接受。

3.控制方式便于计算机实现

模糊控制中的控制规则和数学函数之间可以实现相互转化，所以，模糊控制可以通过一定的方式同其他学科规律融汇贯通，并利用计算机技术将其实现。这就增大了模糊控制的外延，使其得到新的发展。

4.鲁棒性好、适应性强

模糊控制的依托是由专家总结而来的控制规则，也就是从现实中得出，所以在实际应用中，该控制方式具有较强的适应性和鲁棒性。

模糊控制的流程图大致如图 3.4 所示，在控制之前首先对控制量进行标准设置，将控制器输出量与该标准值对比得到误差值，该误差值即可作为模糊控制的输入量，这时输入量仍为数字量，需要将其模糊化为模糊量，在模糊输入量的基础上通过控制规则就可以得出输出量的模糊量，在此之后对输出的模糊量进行反模糊推理实现模糊量向数字量的转换得到模糊控制力，送至执行机构对被控对象进行控制。如此操作循环往复，实现对该系统的模糊控制^[41]。

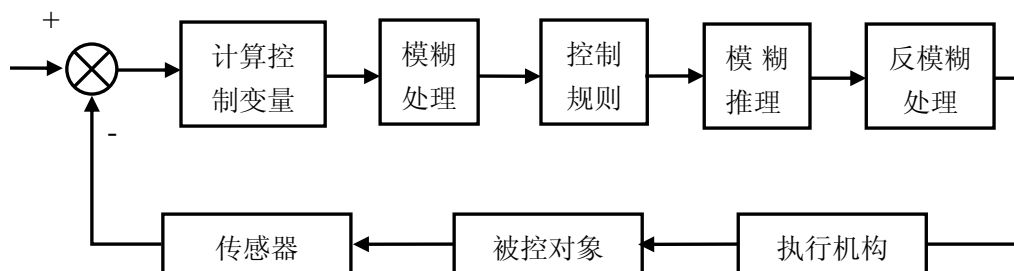


图 3.4 模糊控制原理框图

下面分别对模糊控制关键问题进行论述：

1.变量的选择

变量的选择是模糊控制的基础，在控制中，变量并不是单一的。一般情况下输入变量的选择通常为某参数的误差以及其一阶导数（或更高阶的导数），其结构如图 3.5 所

示。

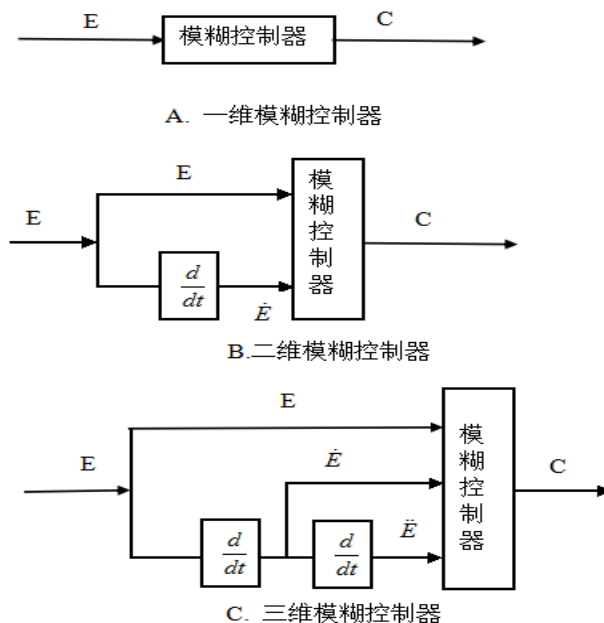


图 3.5 模糊控制器维数结构

图中 A 为一维控制器结构，该结构较为简单，其输入只有单一分量，通常选用偏差 e 。由于输入变量个数的限制，该结构的控制器在工作过程当中对控制过程的真实反应能力较差，有欠缺。

图 B 为二维模糊控制，它有两个输入分量，通常取偏差 e 及其变化率 $ec = de/dt$ ，二维控制能够反映更多动态特性方面的问题，所以在控制效果上比一维控制要好，也是目前采用最多的模糊控制器。

图 C 为三维模糊控制，其三个输入变量分别为偏差 e 、其一阶导数 $ec = de/dt$ 以及二阶导数 $ecc = d^2e/dt^2$ 。虽然更高的维数可以实现控制的精细化，但同时会使控制规则的语句数量大幅提升，使运算量大幅增加并使运算时间增长，所以，若非对动态特性要求较高一般不采用高维数的控制器。

本文所使用的位二维模糊控制器，在下面内容介绍中按二维控制器结构进行介绍。

2. 相关集合的确立

在利用模糊控制处理问题时，变量的变化范围称之为论域，论域分为物理论域和模糊论域两种，物理论域是指各变量的实际取值范围，但是在模糊控制中，各变量都是清

晰值，必须将这些值转换为模糊量才能输入到模糊推理模块实现推理，所以需要将物理论域转化为模糊论域。模糊论域与物理论域之间存在比例关系。就本文双输入单输出系统而言，其相应的物理论域可以表示为： $[e_{\min}, e_{\max}]$, $[de_{\min}, de_{\max}]$, $[u_{\min}, u_{\max}]$ ，其相应模糊论域可以描述为：

$$E = \{-P, -P+1, -P+2 \cdots 0, 1, 2 \cdots P\}$$

$$DE = \{-Q, -Q+1, -Q+2 \cdots 0, 1, 2 \cdots Q\}$$

$$U = \{-R, -R+1, -R+2 \cdots 0, 1, 2 \cdots R\}$$

在模糊化的过程中，应该将论域转化为词集，用相应的词集代表变量范围。一般情况下，词集由两部分构成，一部分为表示方向的“正”和“负”，另一部分为表示大小的“大”、“中”和“小”，加上表示平稳状态的零，共七个，按从大到小的次序可以将该词集表示为[正大，正中，正小，零，负小，负中，负大]。为了方便起见，常用相对应的英文简写表示，常用英文简写形式如下所示： $[PB, PM, PS, ZE, NS, NM, NB]$ 。

在以上叙述中，模糊论域和物理论域可以在数值上保持一致，但是由于环境的变化，为了保证模糊推理的参数不变，即模糊论域不变，一般需要模糊论域和物理论域不同，相对于模糊化和反模糊化，就需要两个比例系数。一个用于模糊化的过程中，称为量化因子（多表示为 k_j ），另外一个用于后期反模糊化的过程中，称为比例因子（多表示为 k_u ）。

若输入变量 x_j 的物理论域为 $[-x_j, x_j]$ ，相应模糊论域为 $[-n_j, n_j]$ ，则其量化因子为：

$$k_j = n_j / x_j \quad (3.12)$$

由定义，量化因子总保证 $k_j > 0$ ，其作用表现在：在模糊控制过程中，控制器的输入会发生变化，在此情况下若没有一个可控的系数，就可能导致模糊化之后发生溢出现象，采用量化因子之后，在发生物理论域改变时就可以根据情况对量化因子进行灵活修改，从而保证输入保持在模糊论域的范围之内。

与量化因子相反，比例因子描述的是模糊到清晰的转化，其定义为：若输出量的模糊论域为 $[-n_i, n_i]$ ，其相应的物理论域为 $[-u_i, u_i]$ ，则比例因子为：

$$k_u = u_i / n_i \quad (3.13)$$

3. 隶属函数的确定^[42]

在论域确定之后，模糊控制需要完成的就是隶属函数的选择。在对隶属函数进行选择时，只需要满足控制要求即可。无论通过哪一种确定方式来确定隶属函数的选择，都离不开参与者的主观思考以及客观实际的参考。

模糊集合的隶属函数分为数值描述和函数描述两种。数值描述方法一般用于论域离散且元素可数的情况，而函数描述方法则用于论域连续的情况，先就几种常用的函数描述方法进行简单介绍。

现在应用较多的基本隶属函数分别为三角隶属函数、钟状隶属函数、高斯隶属函数、梯形隶属函数以及 *Sigmoid* 隶属函数等，其表述形式如下：

$$\text{三角形隶属函数 } f(x, a, b, c) = \begin{cases} 0 & x \leq a \\ \frac{x-a}{b-a} & a \leq x \leq b \\ \frac{c-x}{c-b} & b \leq x \leq c \\ 0 & x \geq c \end{cases} \quad (3.14)$$

(其中 $a \leq b \leq c$)。

$$\text{钟形隶属函数: } g(x, a, b, c) = \frac{1}{1 + \left| \frac{x-c}{a} \right|^{2b}} \sigma \quad (3.15)$$

$$\text{高斯型隶属函数: } f(x, \sigma, c) = e^{-\frac{(x-c)^2}{2\sigma^2}} \quad (3.16)$$

函数的中心位置取决于 c ，函数的宽度取决于 σ 。

$$\text{梯形隶属函数: } f(x, a, b, c, d) = \begin{cases} 0 & x \leq a \\ \frac{x-a}{b-a} & a \leq x \leq b \\ 1 & b \leq x \leq c \\ \frac{d-x}{d-c} & c \leq x \leq d \\ 0 & x \geq d \end{cases} \quad (3.17)$$

(其中 $a \leq b, c \leq d$)。

$$\text{Sigmoid 型隶属函数: } f(x, a, c) = \frac{1}{1 + e^{-a(x-c)}} \quad (3.18)$$

函数形状取决于 a 和 c ，函数图形关于 $(a, 0.5)$ 对称。

隶属函数类型选定之后，可以简单说为调整交叉因子的大小，如图 3.6 所示，相邻隶属函数曲线交点处所对应纵坐标隶属度的值即为交叉因子，若该数值较大则控制系统有较好的稳定性但灵活性较差，反之，若该数值较小则系统灵活性好却不稳定，所以交叉因子应取较为适中的值，一般取 0.4 至 0.8 之间。

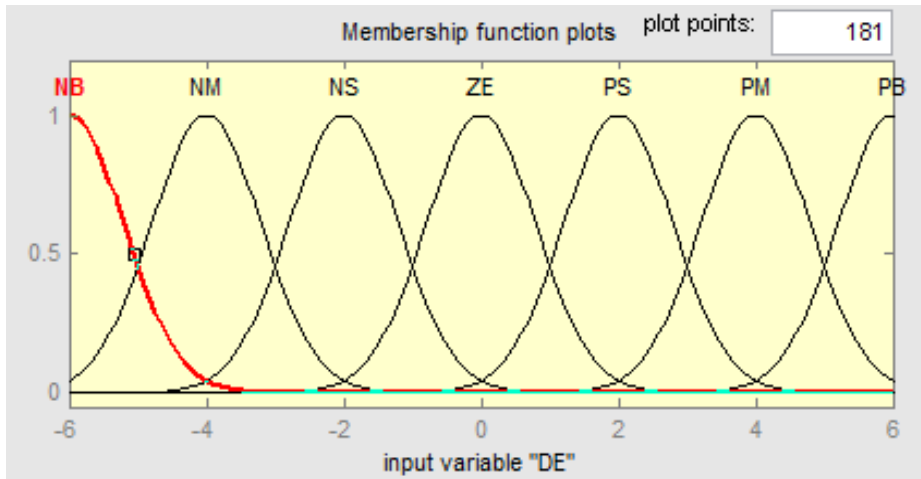


图 3.6 隶属函数交叉因子示例

4.控制规则

作为模糊控制器的核心内容，模糊规则的制定是模糊控制当中的重中之重，在实际的操作当中，我们获取控制规则的途径主要有两条：第一条途径是依托于专家或者是操作人员的工作经验，另外一种则是通过多次试验对试验结果进行归纳总结从而制定规则。在模糊规则表述方面，主要有以下两种^[43]：

A.语言描述模糊规则：在 matlab 环境中，用于描述模糊规则的语言有三种，分别为 verbose、symbolic 和 index，其中最常用的是 verbose 语言描述模糊规则，其形式为 if…… then……，按最常用的二维模糊控制来说，一般该语句可以分为三段，if 后的两条条件语句之间用 and 或者 or 相连，then 后为结论语句。其设置界面如图 3.7 所示：

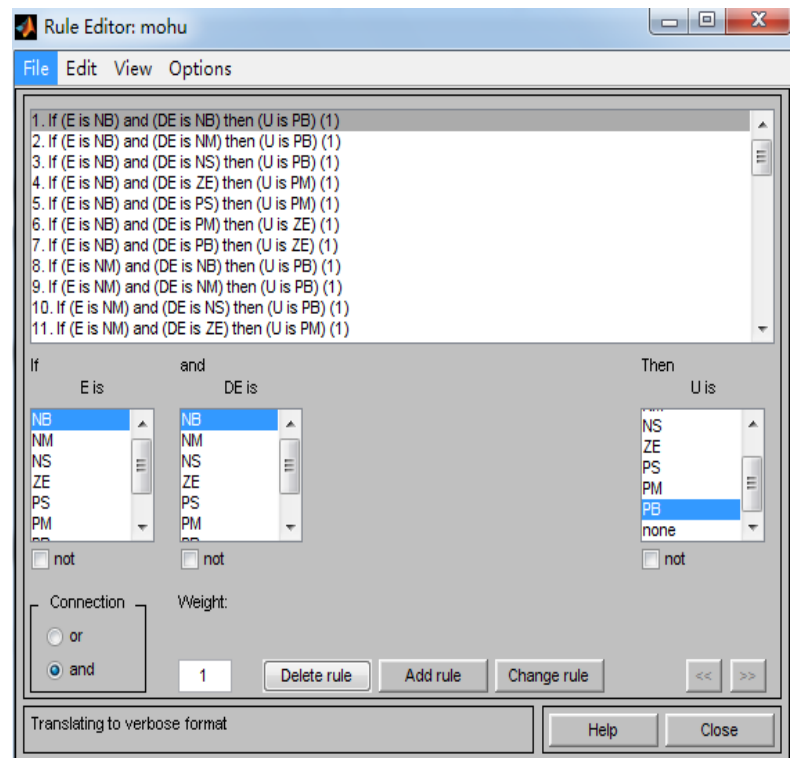


图 3.7 模糊规则编辑界面

B.表格模糊控制规则：相对于语言描述，模糊控制规则表更加直观，容易理解，。具体格式将在后文介绍，这里不多赘述。

为了能直观地看出模糊控制规则的大致效果，可以通过模糊规则观测窗口（图 3.8）以及输出量曲面观测窗（图 3.9）来观测不同的输入变量所对应的输出，以方便调节。

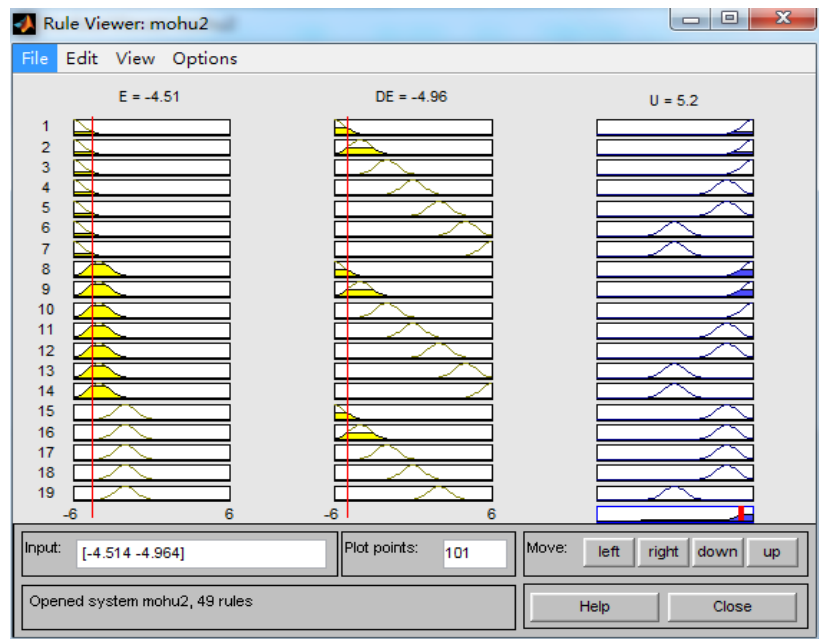


图 3.8 模糊规则观测窗口

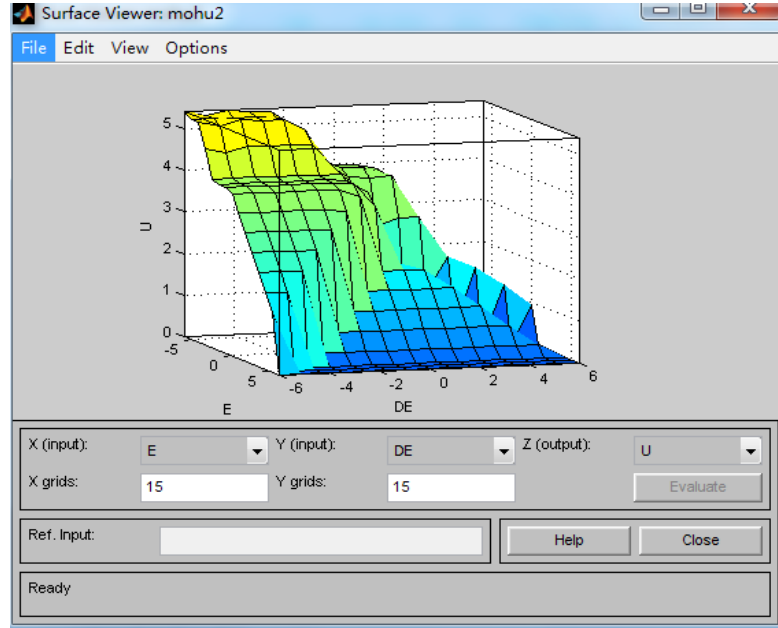


图 3.9 输出曲面图

5. 解模糊

解模糊的过程是模糊化的逆过程，是用一个清晰的数值去替代模糊概念，从而完成控制效果，解模糊的过程一般称为“清晰化”或“反模糊化”^[44]。

清晰化的方法一般有重心法（centroid）、面积平分法（bisector）和最大隶属度法（maximum）。

3.2.2 模糊控制器实现

前文已述，模糊控制的基本过程就是模糊化以及反模糊化的过程，具体细节步骤上节已做介绍，现根据该细节顺序实现模糊控制器的具体结构以及参数。

本文拟选择路面输入为 D 级路面输入，为保证舒适性本文以车身加速度为优化指标，在设计输入参数时，选取车身速度以及车身加速度作为二维输入，输出量选为作动器作动力的大小，即采用单输出二维结构。被动悬架中，车身加速度以及速度曲线如图 3.10 以及 3.11 所示（纵坐标为相应输出量）。

由图所示，在被动悬架中，车身加速度的范围大概为 $[-2 \ 2]$ ，选取 DE 的模糊子集论域为 $[-6 \ -4 \ -2 \ 0 \ 2 \ 4 \ 6]$ ，由式 3.12 可得量化因子的值为：

$$k_{de} = 6/2 = 3$$

同样,依图所示,被动悬架车身速度范围为 $[-0.25 \ 0.25]$,同样选取输出 E 的模糊论域为 $[-6 \ -4 \ -2 \ 0 \ 2 \ 4 \ 6]$,则可得该模糊控制系统中车身速度的量化因子定为:

$$k_e = 6/0.25 = 24$$

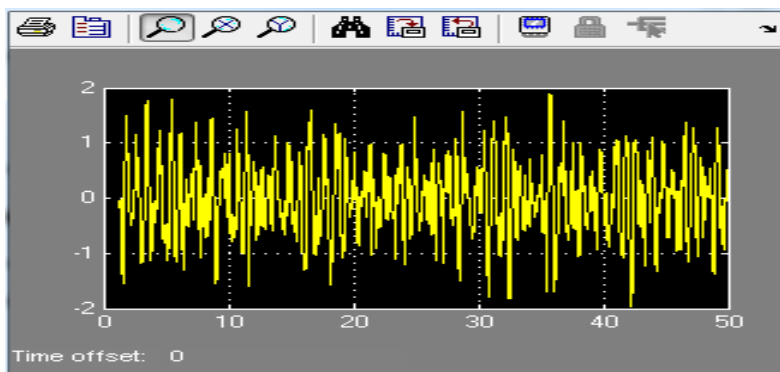


图 3.10 被动悬架车身加速度曲线

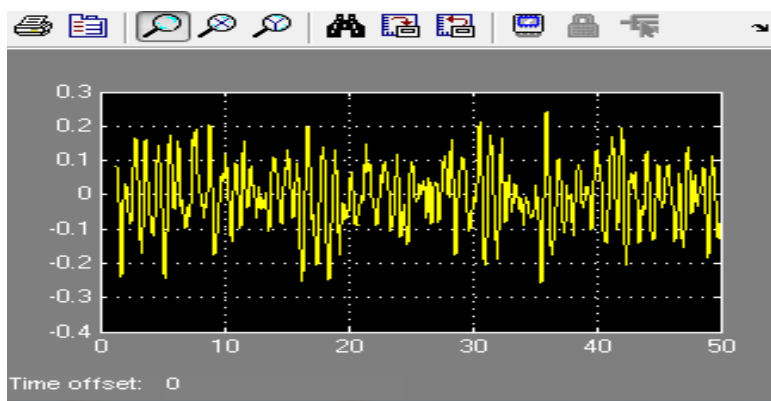


图 3.11 被动悬架车身速度曲线

在模糊控制主动悬架实际实施的过程中,对于车身速度输入量的测定一般采取对加速度信号进行积分获取。装备主动悬架的汽车,一般要有三个垂直加速度传感器,其中一个安装在车辆的前部,其余两个则安置在车辆的后部位置,在悬架工作时,取三个传感器获取信号的均值作为四个驱动垂直振动的输入,通过对该信号进行积分就可以得到所需要的速度输入信号。

在确定输出变量的论域以及确定比例因子的数值时,取被动悬架轮胎动载荷的范围作为参考,依据被动悬架仿真模型,如图 3.12 所示:

在 D 级路面车速为 20 km/h 时,轮胎载荷的范围为 $[-840 \ 840]$,依然取相同的模糊论域,则该模糊控制的输出变量比例因子为:

$$k_u = 840/6 = 140$$

在对悬架的模糊控制中,选取车身加速度以及车身速度作为输入变量,作动器输出作为输出变量,在隶属函数的选取方面,依照经验,选取高斯型隶属函数为输入变量隶属函数,选取三角形隶属函数作为输出变量隶属函数,结合上节所述的命名规则得出各个变量的隶属函数曲线如图 3.13 至 3.15 所示:

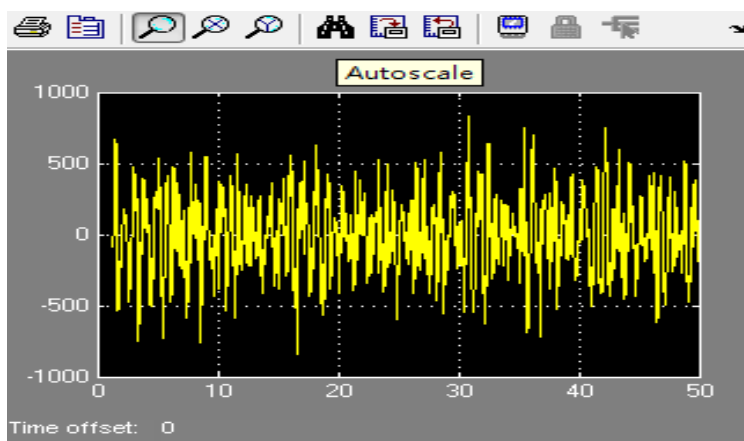


图 3.12 被动悬架轮胎动载荷图

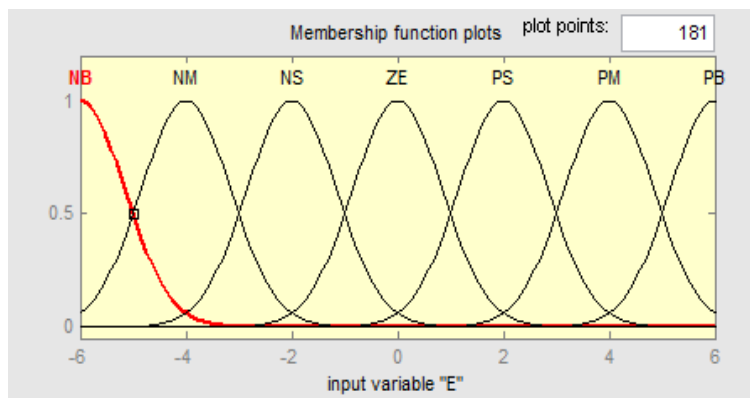


图 3.13 输入变量 E 隶属函数曲线

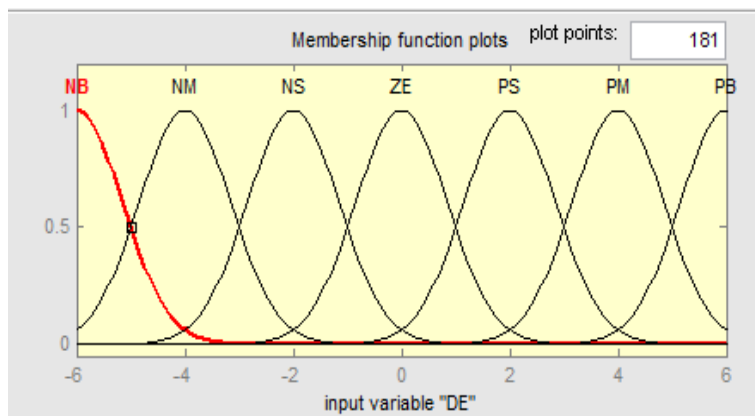
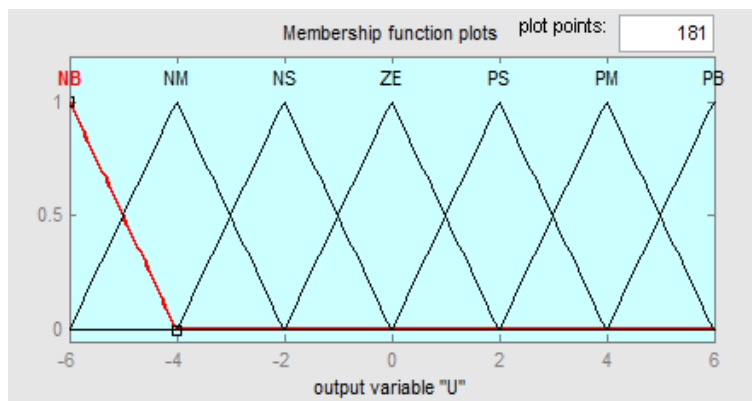


图 3.14 输入变量 DE 隶属函数曲线

图 3.15 输出变量 U 隶属函数曲线

作为模糊控制的核心部分，模糊控制规则的建立是整个控制系统的关键所在，在建立模糊控制规则时，一般是将以往的控制经验进行归类汇总，从而得出模糊控制条件语句。基于本文选取车身加速度以及车身速度为输入变量，其控制规则大致如下：当车身速度为负大时，无论加速度是什么状态都要保证控制量在此刻为非负，从而保证尽快消除速度负大状态并抑制其继续变大；当车身速度为负小、负中或者为零且加速度为正时，系统自身具有趋于稳定的能力，所以此时控制量取较小；当车身速度为负小、负中或者是零但加速度为负值时应选取控制量为正值来抑制该趋势。总而言之，在对悬架系统进行控制时，其根本思想就是：当系统误差数值过大时，应该选取适合的控制量来消除误差，当误差数值较小时，控制量的选取应能维持其稳定性。

依照上述原则制定其相应的模糊控制规则表如表 3.2 所示：

表 3.2 模糊控制规则表

U \ E	EC						
	NB	NM	NS	ZE	PS	PM	PB
NB	PB	PB	PB	PB	PS	PS	ZE
NM	PB	PB	PM	PM	PS	ZE	ZE
NS	PB	PB	PM	PS	ZE	NM	NM
ZE	PM	PM	PS	ZE	NS	NM	NM
PS	PM	PS	ZE	NS	NM	NB	NB
PM	PS	ZE	NS	NM	NM	NB	NB
PB	ZE	PM	NM	NM	NB	NB	NB

为了能更形象地看到输入输出在数值上的对应关系，利用 matlab 中的模糊工具箱导

出模糊控制规则所对应的输入输出曲面图。如图 3.16 所示：

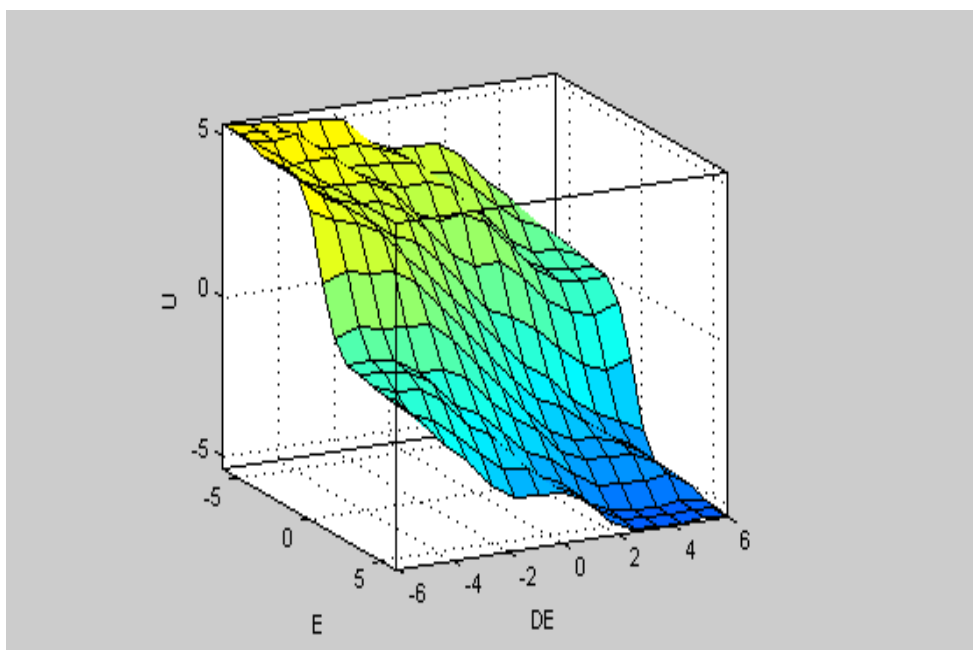


图 3.16 输入输出变量关系曲面图

完成以上内容之后，最后就是确定解模糊的方法，本文在解模糊时采用重心法。

至此，关于模糊控制中 FIS 文件的编辑工作完成。

在 simulink 中调用模糊控制模块，搭建模糊控制模型图如下图 3.17 所示：

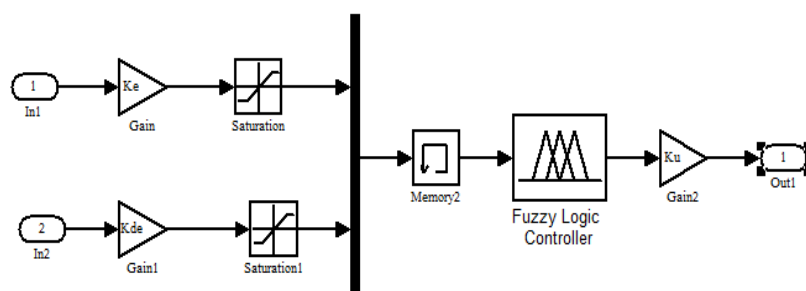


图 3.17 模糊控制模块仿真图形

参照最优控制器的实现，与其相似，在被动悬架的构造基础之上增加一个作动器，该作动器的输出量为按照模糊控制策略所产生的作动力，并以此干预悬架的工作状态，改善悬架的工作性能，与最优控制模型图相比，只需将输出力 U 做变化即可，在此，不再赘述模糊控制详图，simulink 仿真模型简图如图 3.18：

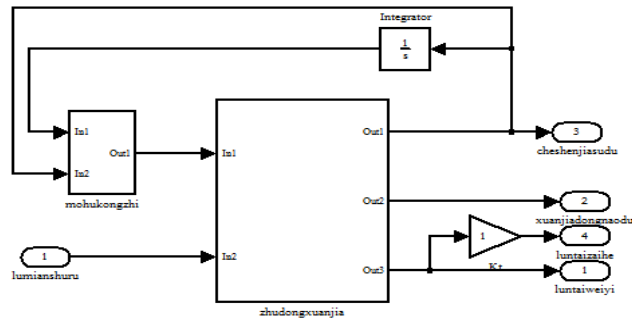


图 3.18 模糊控制仿真简图

模糊控制以车身加速度优化为目标，在 D 级路面输入下，其车身加速度仿真结果如图 3.19（纵坐标为相应输出量）：

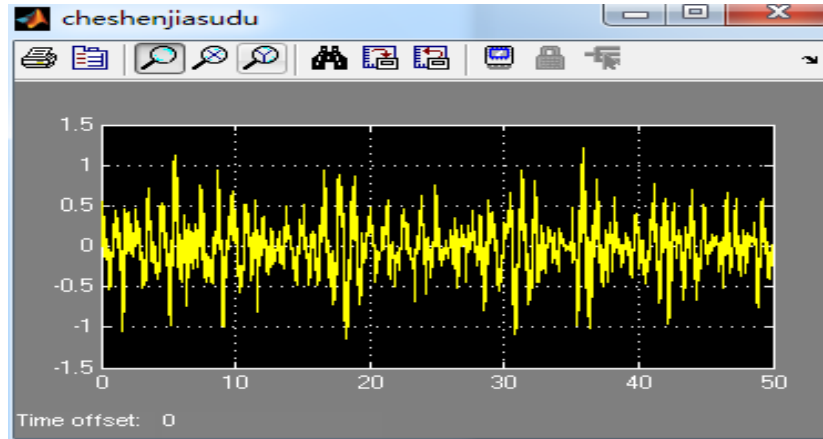


图 3.19 模糊控制车身加速度仿真结果

3.3 模糊-最优主动悬架控制器设计

基于最优控制和模糊控制的优点以及控制效果，在以上工作中，最优控制的控制指标侧重于悬架动挠度的优化，而若将各性能指标加权系数都负以较大数值，则各性能优化效果都将不理想，如上文优化效果，选取悬架挠度作为优化重点则忽略了对乘坐舒适性影响较重的车身加速度。同样，在利用模糊控制优化悬架性能时，选取车身加速度作为优化指标，则其他影响悬架性能的参数没有得到优化，综合考虑控制效果，拟采用最优控制和模糊控制联合对悬架进行控制，实现模糊-最优控制策略主动悬架。

以模糊控制和最优控制联合控制的主动悬架结构如下图 3.20，系统输入分别为路面激励、最优控制力和模糊控制力，系统输出仍前文模型所采用的参数，这样才能通过对比更清晰地看到控制效果的不同。

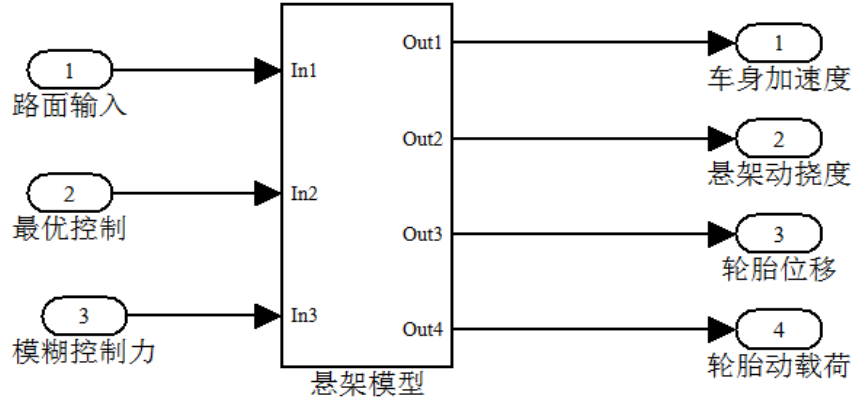


图 3.20 模糊-最优控制简略图

模糊最优主动悬架中，输出随时间变化力的作动器有两个，造成结构复杂，对悬架布置造成较大负担，所以，综合考虑各方面因素，在该悬架具体实现方面，省略阻尼器，采用由最优控制作动器、模糊控制作动器以及弹簧组成的主动悬架。如图 3.21 所示。

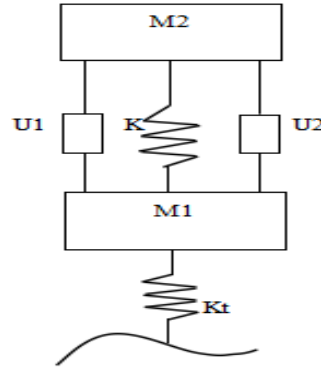


图 3.21 模糊-最优控制主动悬架简图

要实现模糊最优控制，首先对除去模糊控制模块之外的最优主动悬架进行分析，其状态空间方程为

$$M_2 \ddot{z}_2 = U_1 - (k \ z_2 -) \quad (3.19)$$

$$M_1 \ddot{z}_1 = k(z_2 - z_1) - k_t(z_1 - q) - U_1 \quad (3.20)$$

令：

$$x = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5] = [\dot{z}_2 \ \dot{z}_1 \ z_2 \ z_1 \ q]$$

则状态方程为：

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + BU + FW \\ Y = Cx + DU \end{cases} \quad (3.21)$$

其中：

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -\frac{k}{M_2} & \frac{k}{M_2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{k}{M_1} & -\frac{k+k_t}{M_1} & \frac{k_t}{M_1} \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} \frac{1}{M_2} & -\frac{1}{M_1} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T$$

$$C = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -\frac{k}{M_2} & \frac{k}{M_2} & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -1 \end{bmatrix}$$

$$D = \begin{bmatrix} \frac{1}{M_2} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T$$

最优控制实现方式如章节 3.1.2 所述，带入悬架参数，继续调用 LQR 函数得出最优控制系数矩阵为：

$$K = [1725.5 \quad -175.2 \quad 4426.3 \quad -1029.5 \quad -3299.4]$$

对该模型进行建模如图 3.22：

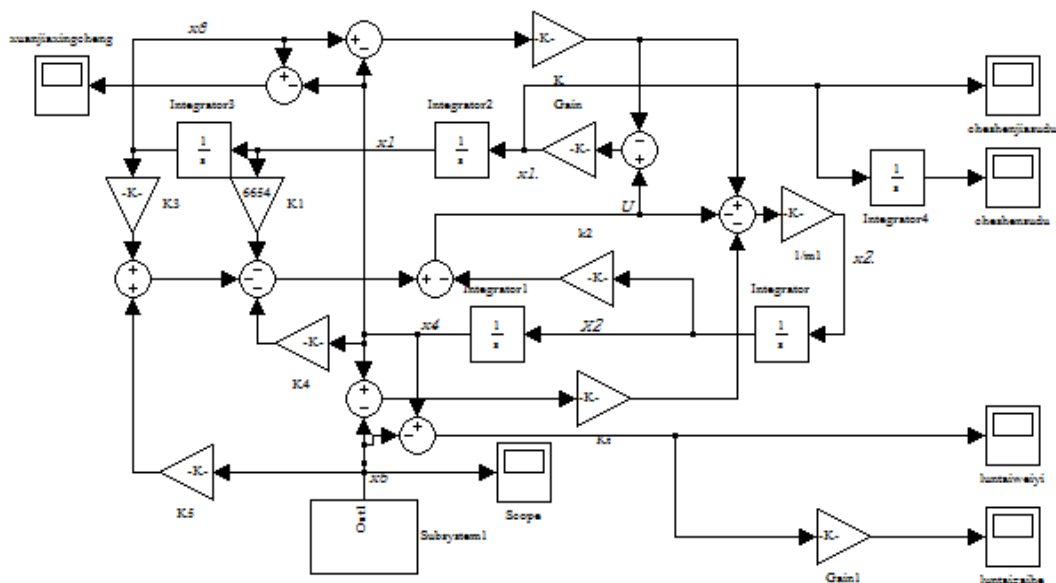


图 3.22 最优控制模块简图

对最优控制模型仿真得出车身加速度物理论域为 $[-2 \ 2]$,车身速度范围为 $[-0.25 \ 0.2]$,

取论域为 $[-0.25 \ 0.25]$,轮胎动载荷范围为 $[-1200 \ 1200]$ 所以模糊控制输出作动力物理论域为: $[-1200 \ 1200]$,取模糊论域为 $[-6 \ 6]$,则有变量因子 $k_e = 24, k_{de} = 3$,比例因子 $k_U = 200$ 。

参照章节 3.2.2, 选取合适的隶属函数、编辑模糊控制规则, 完成 FIS 的编辑工作。

依照图 3.21 搭建模糊最优控制悬架状态空间为:

$$\begin{cases} M_2 \ddot{z}_2 = U_1 + U_2 - k(x_3 - x_4) \\ M_1 \ddot{z}_1 = k(x_3 - x_4) - k_t(x_4 - x_5) - (U_1 + U_2) \end{cases} \quad (3.22)$$

取 $x = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5] = [\dot{z}_2 \ \dot{z}_1 \ z_2 \ z_1 \ q]$ 则可以搭建模糊最优控制悬架仿真模型, 其示意图如下图 3.23:

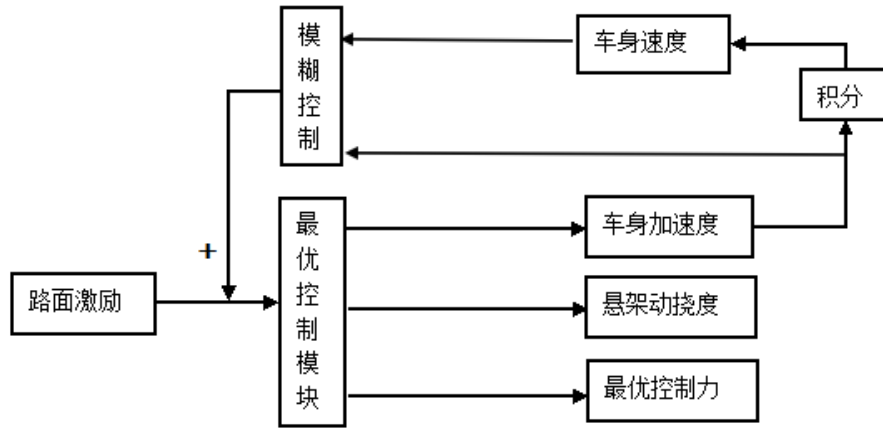


图 3.23 模糊最优控制仿真图

在模糊最优控制器的设计中, 采用双作动器结构, 两个作动器串联工作。在接受路面激励时, 该激励首先作为最优控制模块的输入刺激该模块实现最优控制, 输出最优控制力以及车身加速度、动挠度等参数, 然后, 车身加速度及车身速度(通过积分模块获取)作为模糊控制模块的输入进入模糊控制模块。无论是路面激励或者是车身加速度、悬架动挠度等参数都是连续变化的, 控制参数不会发生突变, 所以在模糊控制模块中添加存储器模块, 使其控制作用在下一个采样点反馈至最优控制, 实现对其结果的进一步优化。

至此, 对比仿真的各种悬架模型的搭建工作完毕。

3.4 本章小结

本章为论文的核心部分, 主要完成了对最优控制以及模糊控制理论上的叙述, 在此

基础上最优控制器以及模糊控制器的搭建,通过对不同主动控制模型进行仿真得出主动控制下悬架的性能参数。最后,综合考虑两种控制方法的利弊,最终决定采用复合控制,即模糊-最优主动悬架并对该控制模型完成搭建工作。至此,论文研究的前期工作均已完成。

第四章 仿真结果分析

4.1 仿真环境介绍

随着计算机技术的飞速发展,将其应用到各个领域都带来了令人满意的结果,在汽车产业中亦是如此,近年来,计算机仿真技术已经成为科学研究特别是控制领域中必不可少的手段,其为复杂系统的建模分析提供了条件。目前工程实践和科学计算的辅助软件很多,matlab 以其强大的功能以及优越性被广泛应用在汽车领域,并对汽车仿真的发展提供了便利^[45]。

Matlab 是英文 Matrix Laboratory 的简写,从初次被开发至今,该软件的功能已经被逐渐扩展,已经从最初的简单的数学软件发展成为集合了语言编程、数学函数、图像处理、工作环境以及应用接口五大模块构成的完善系统软件,应用该软件可完成数值计算、程序开发、工程控制、可视化等多项功能。与同类工具相比,该软件具有效率高、操作简便、开放型好、扩展性强等优点,因此得到广泛的应用。

在应用 *Matlab* 软件进行仿真时,通常的方法包括两种:

(1) M 文件。通过在编辑 M 文件,实现对变量以及函数的定义。编程结束后对该程序进行仿真观察结果。

(2) *Simulink* 模型框图。该功能适用于动态系统的模型建立,同时它可以为用户提供可视化的建模仿真接口,用户可以从库中选取所需的运算模块从而搭建自己的控制模块完成控制系统,并调节仿真参数(如仿真步长、仿真时间等)干预仿真过程从而观察控制效果,不断优化控制性能。在利用该功能时,具体的步骤一般为:

- A.描述问题, 分析目的;
- B.分析问题, 设计方案;
- C.系统数学模型的建立;
- D.系统仿真框图的搭建;
- E.仿真研究;
- F.结果分析。

本文中主要应用的仿真手段就是 *Simulink* 工具,通过在系统中搭建被动系统的仿真

模型观察被动悬架的各项性能。然后将各控制策略施加到被动悬架模型中实现主动控制，仿真分析控制效果，并与被动悬架进行对比，从而得出结论。

4.2 仿真结果对比分析

在分析不同控制方式下的仿真结果时，我们所采取的参数为车辆行驶过程中的车身加速度和悬架动挠度。仿真车身物理参数选择如表 3.1 中所列数值，选取 D 级路面下车速为 $20m/s$ 进行仿真。

4.2.1 最优控制主动悬架仿真结果

利用上文第三章所建立的最优控制主动悬架仿真模型，调整参数，取仿真时间为 50s，路面输入为图 2.3 所示的白噪声输入，其仿真结果如下图所示（纵坐标为相应输出量）：

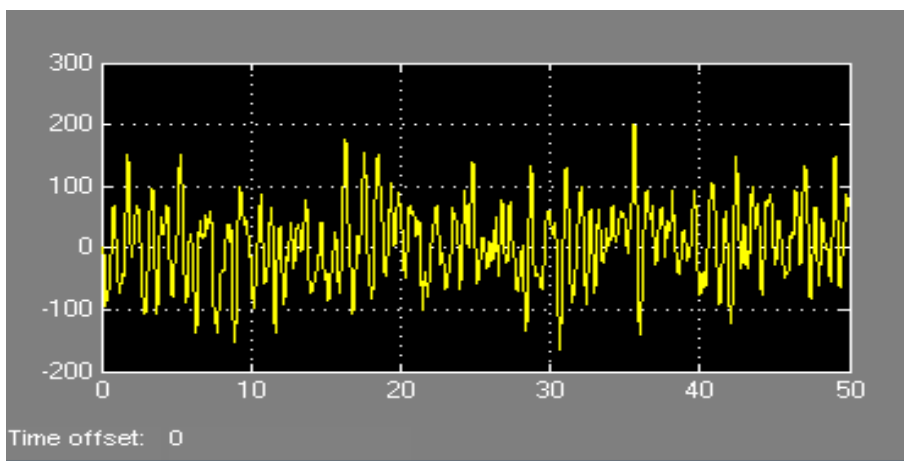


图 4.1 最优控制主动悬架控制力

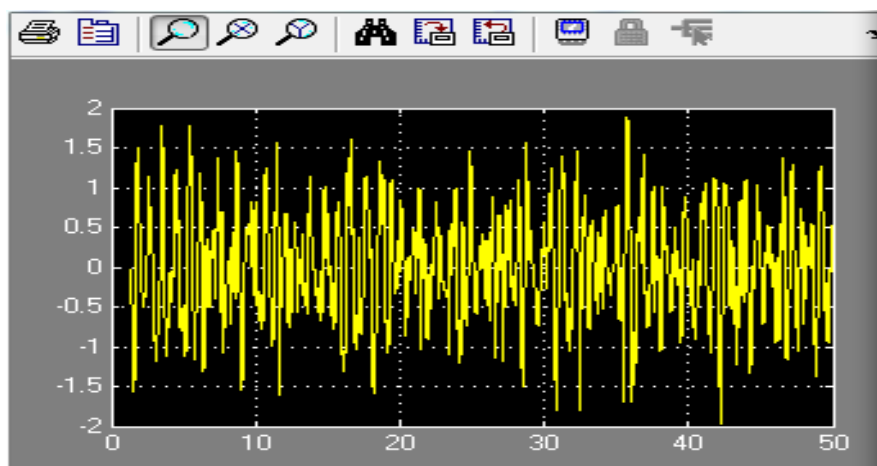


图 4.2 被动悬架车身加速度仿真结果

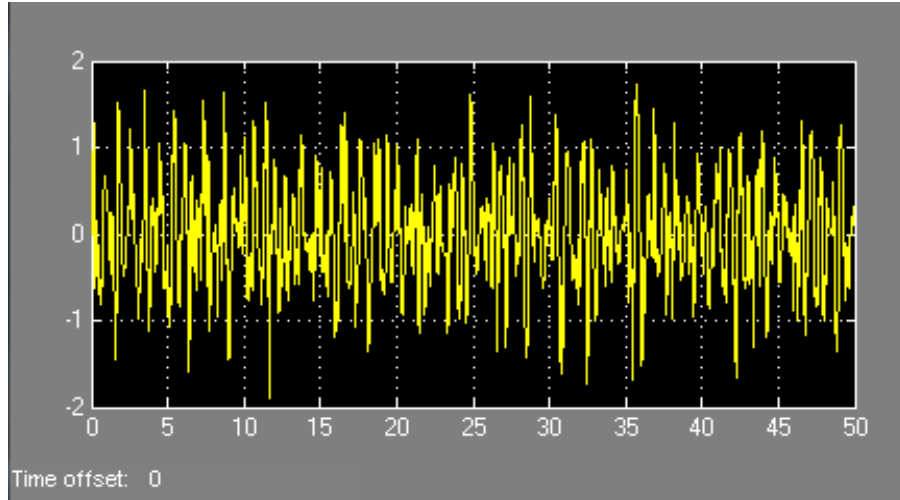


图 4.3 最优控制主动悬架车身加速度仿真结果

在前文对最优控制进行控制器设计时已经提出，相比于其他性能指标的优化，本文中最优控制设计的侧重点为悬架的动挠度。为了更明显地说明问题，我们采用均方根值作对比，利用 matlab 函数功能，计算得出被动悬架和最优控制主动悬架车身加速度均方根值，对比结果如表 4.1 所示：

表 4.1 车身加速度均方根值对比

车身加速度	均方根值(m/s^2)
最优控制主动悬架	0.6225
被动悬架	0.6755
优化幅度	7.85%

如下图 4.4 和 4.5（纵坐标为相应输出量）分别为被动悬架和最优控制主动悬架动挠度仿真结果：

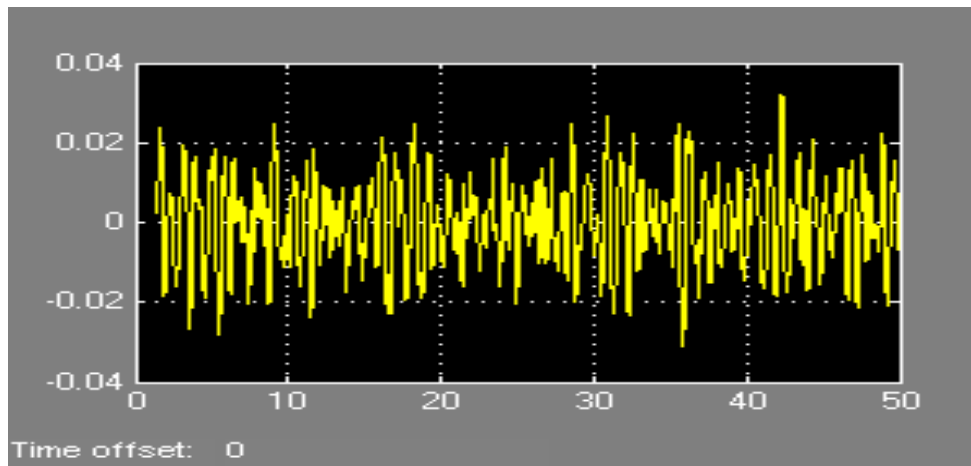


图 4.4 被动悬架动挠度仿真结果

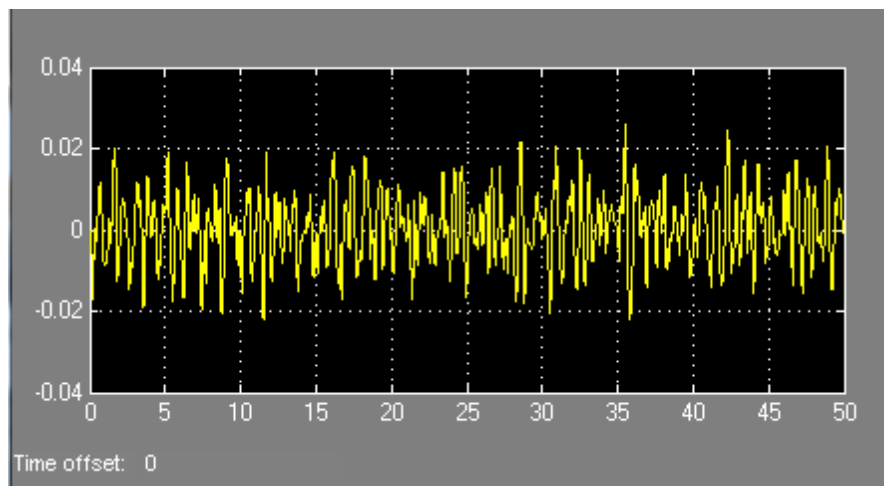


图 4.5 最优控制主动悬架动挠度仿真结果

在汽车悬架中，其悬架行程是有限的，单纯的增大悬架行程使得汽车在布置方面出现更多的问题，所以要求在行驶过程中，最大限度地降低悬架的动挠度，减少发生撞击限位块的情况，悬架动行程越小，行驶越安全。如图 4.4 以及 4.5，与被动悬架相比，主动悬架车辆在运行过程中悬架动挠度明显减小，为了更清晰的表示出最优控制下对该性能的优化，现采用均方根值对比如下表 4.2 所示：

表 4.2 悬架动挠度均方根值对比

悬架动挠度	数值 (m)
最优控制主动悬架	0.0084
被动悬架	0.0105
优化幅度	20%

由表中数据可知，采用最优控制对悬架加以约束之后，在相同的路面激励下，悬架的动挠度降低了 20%，这在很大程度上降低了悬架撞击限位块的可能，更有效的避免了悬架击穿的可能，提高了车辆行驶的安全性，并在一定程度上保证了车辆行驶的稳定性和平顺性。

考虑车身加速度和悬架动挠度在表征悬架性能上的意义，最优控制主动悬架很大程度上改善了悬架的性能，具有显著的效果。

4.2.2 模糊控制主动悬架仿真结果

在模糊控制主动悬架设计中，建立二维模糊控制机构，取输入参数为车身速度以及车身加速度，输出为作动力。故在该主动悬架中，性能优化的重心侧重在对于车辆行驶

过程中车身加速度的优化，以实现平顺性的改善。

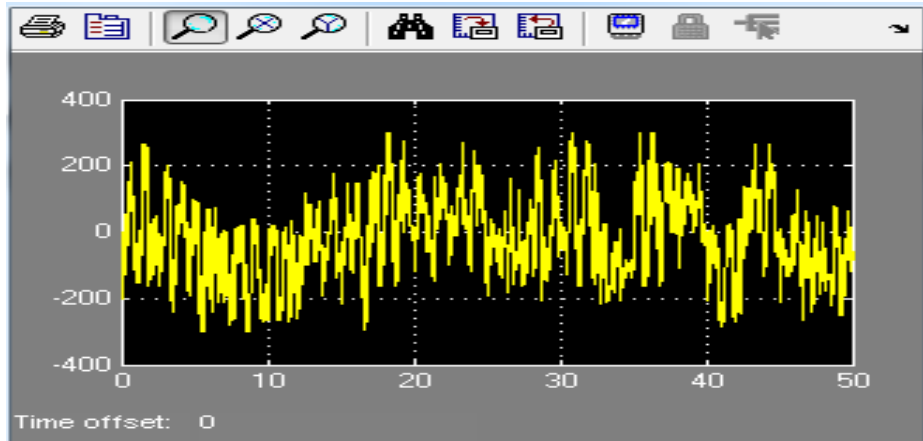


图 4.6 模糊控制作动力图

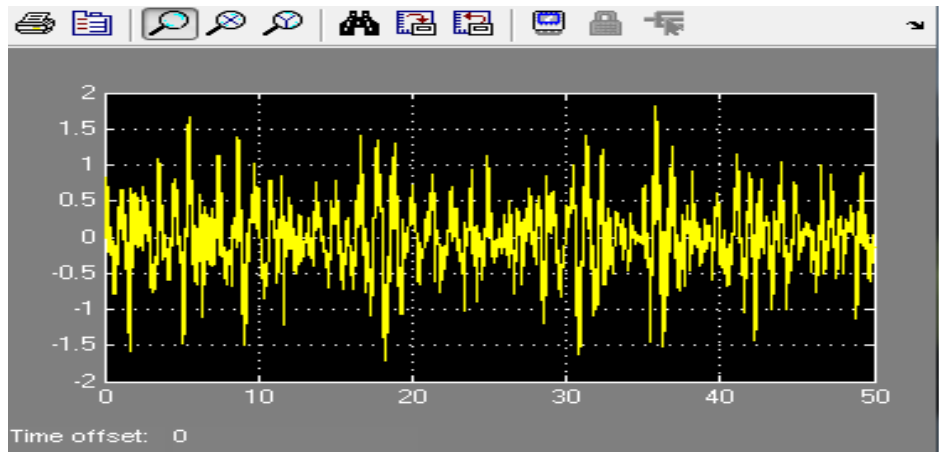


图 4.7 模糊控制车身加速度图

如图 4.7 所示，为模糊控制主动悬架车身加速度仿真图，对比图 4.2（被动悬架车身加速度图）可以看出，通过对悬架施加模糊控制，使得该悬架的车身加速度在很大程度上得到降低。模糊控制仿真结果如表 4.3 显示，与被动悬架相比，采用模糊控制的主动悬架在相同的路面激励下，其车身加速度响应均方根值降低了 33.3%，效果明显，很大程度上改善了行驶过程中的平顺性和乘坐舒适性。

表 4.3 车身加速度均方根值对比

车身加速度	均方根值 (m/s^2)
模糊控制主动悬架	0.4517
被动悬架	0.6755
优化幅度	33.13%

4.2.3 模糊-最优控制主动悬架仿真结果

通过上文可知,采取单一的控制策略可以改善悬架的性能,优化行驶过程中的平顺性以及稳定性。但是单一的控制策略有其弊端:在控制效果上,单一的控制策略有时在改善一种性能的同时无法兼顾另外其他性能,例如,在模糊控制中选取变量为车身速度以及加速度,在对悬架动挠度的控制效果上就出现相应的空缺;另外,单一的作动器在遭遇意外导致失效时,主动悬架的控制效果就不复存在,这是该悬架就变得与被动悬架无异,这就极大地威胁了行驶过程中主动悬架性能的可靠性。若将多种控制方法同时施加在悬架上,就变成了复合控制主动悬架,选择侧重点不同的控制方法对悬架同时施加控制,兼顾悬架的各个性能,同时在空间布置允许的条件下采用多个作动器保证主动悬架的主动性,这样就很好地解决了上述问题。

现将模糊控制策略和最优控制策略联合控制悬架性能,采用双作动器联合控制,其仿真模型示意图如前文图 3.24 所示。

对该模型仿真,其输出结果如图 4.8 和 4.9 所示,纵坐标为相应输出量。

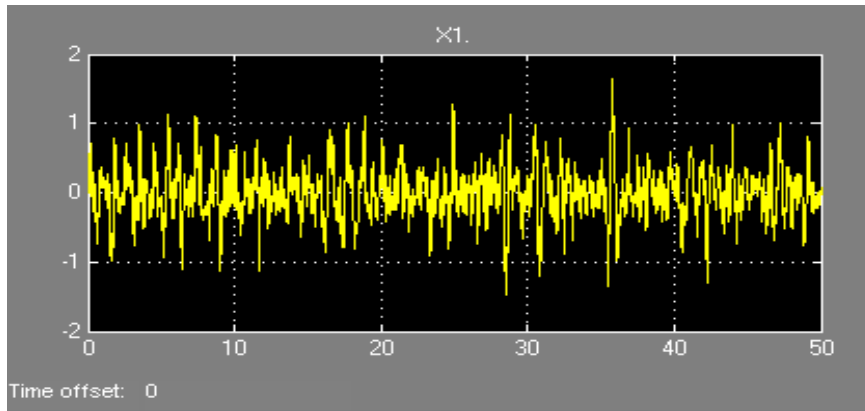


图 4.8 模糊最优控制车身加速度图

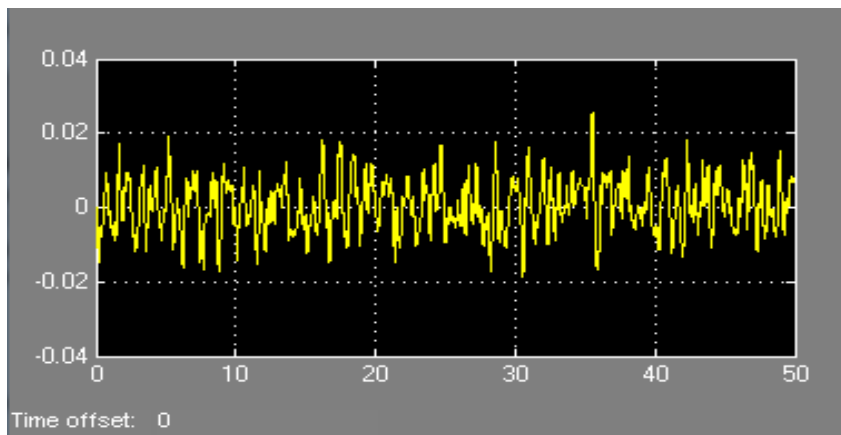


图 4.9 模糊最优控制悬架动挠度图

同样采用均方根值作为数据标准对复合控制的控制效果进行评价,采用复合控制的主动悬架与被动悬架相比,其车身加速度以及悬架动挠度均方根值对比如表 4.4 所示。

表 4.4 复合控制主动悬架性能对比表

	被动悬架	复合控制主动悬架	优化比例
车身加速度均方根值(m/s^2)	0.6755	0.3867	42.75%
悬架动挠度均方根值 (m)	0.0105	0.0070	33.3%

对比以上所研究的各类悬架模型的仿真结果可以发现,模糊-最优复合控制主动悬架将两种主动控制方法的优点集于一身,在一定程度上解决了不可兼得的问题,相比于被动悬架,模糊最优控制主动悬架在车身加速度以及悬架动挠度两个参数方面都有了很大程度的改善;另外,与单一的模糊控制以及最优控制相比(对比表 4.1 至表 4.4),采用复合控制之后,其控制效果也有了明显的改善,显示了复合控制的优点。

4.3 本章小结

本章首先从功能以及发展历程方面对仿真所使用的环境进行大致介绍,然后在前文所论述的控制方法以及所建立的仿真模型的基础之上完成对模型的仿真工作以及结果输出工作。本章内容以图形的方式将最优控制、模糊控制以及复合控制下的主动悬架性能与未添加主动控制的被动悬架性能做出比较,利用各性能参数均方根值的变化清晰地表现出各种方法的控制效果,具有较强的可信度和说服力。

总结与展望

研究内容总结

悬架是汽车结构中举足轻重的一部分，随着汽车工业的迅猛发展，悬架系统的优化研究问题亟待解决。本文在研究大量文献的基础上对主动悬架系统的控制方面做出分析研究。具体来说，本文主要做了以下工作：

- (1) 建立路面激励仿真模型，作为系统输入；
- (2) 选择悬架模型并分析其动态特性；
- (3) 建立被动悬架、最优控制和模糊控制下的主动悬架以及复合控制主动悬架的模型，对各个模型进行仿真；
- (4) 针对仿真结果，对比各个控制方法的输出结果，得出结论。

结果表明根据控制侧重点的不同，最优控制主动悬架在控制悬架动挠度方面具有显著的控制效果，明显减小了悬架位移，降低撞击限位块的概率；模糊控制方法的使用在很大范围内降低了行驶过程中的车身加速度，具有较为明显的控制效果；将模糊控制与最优控制复合的模糊-最优控制，其控制效果比单一的控制器更加优秀，显示出该复合控制的控制效果，表明了控制的有效性。

不足与展望

在研究工作中，本文存在如下不足之处：

- (1) 本文只针对悬架系统进行研究，未考虑悬架与其他系统的运动关系；
- (2) 本文研究垂直方向的运动，未考虑横向和纵向上的运动状况；
- (3) 论文虽然对主动悬架控制策略进行了仿真研究，取得了较好的控制效果，但是仍不能代替实车试验，未来的工作方向应是针对主动悬架控制策略进行实车验证。

参考文献

- [1]陈家瑞. 汽车构造[M]. 3.机械工业出版社, 2013
- [2]细川武志. 汽车构造图册[M].魏朗.人民交通出版社, 2013
- [3]徐志强,高瑞贞,张京军,韩卫沙. 基于 Adams/Car 和 Matlab/Simulink 的汽车半主动悬架模糊控制研究[J]. 机械设计与制造,2011,08:101-103
- [4]于显利. 车辆主动悬架集成控制策略研究[D]. 吉林大学,2010
- [5]黄志刚,毛恩荣,梁新成,等. 汽车悬架发展的研究[J]. 机械设计与制造,2006,11:168-169
- [6]陈兵,曾鸣,尹忠俊. 车辆半主动悬架的模糊控制策略设计与仿真研究[J]. 系统仿真学报.2008, 20(2):420-424
- [7]赵海波. 汽车主动悬架控制策略与仿真研究[D]. 沈阳: 东北大学硕士学位论文.2007
- [8]赵永光. 车辆主动悬架的控制仿真研究[D]. 合肥: 合肥工业大学硕士学位论文.2011
- [9]刘哲. 主动悬架的控制策略与仿真研究[D]. 长春: 吉林大学硕士学位论文.2007
- [10]陶业英,高嵩. 汽车主动悬架模糊控制方法研究[J]. 汽车技术.2013.11: 29-33
- [11]李靖. 汽车悬架控制系统的类型与方法研究[J]. 武汉纺织大学学报,2013,03:52-56
- [12]赫莉红. 车辆半主动悬架 FUZZY-PID 控制方法研究[22]. 邯郸: 河北工程大学硕士学位论文.2013
- [13]Zhao Dingxuan,Li Hang,Yang Bin College of Mechanical Science and Engineering,Jilin University,Changchun 130022,China. Design of a Novel Vehicle Active Suspension and Its Simulation Research[A].(Chinese Construction Machinery Society(CCMS)).Proceedings of the 2011 International Conference on Advances in Construction Machinery and Vehicle Engineering[C].(Chinese Construction Machinery Society(CCMS));,2011:4
- [14]余志生. 汽车理论[M]. 5. 北京: 机械工业出版社.2009.206-210
- [15]孙夏娜. 主动悬架控制策略研究与仿真分析[D]. 长沙: 湖南大学硕士学位论文.2008
- [16]Wang Jinxiang School of Mechanical Engineering Southeast University Nanjing,P.R. China Chen Nan School of Mechanical Engineering Southeast University Nanjing,P.R. China Yin Guodong School of Mechanical Engineering Southeast University Nanjing,P.R. China. Study on Active Suspension Control to Improve Vehicle Handling Stability[A]. Service

Academy Conference Center(SACC-China).Mechanical Engineering and Material Science—
Proceedings of 2012 International Conference on Mechanical Engineering and Material
Science[C].Service Academy Conference Center(SACC-China):,2012:4

[17]刘少军,饶大可,黄中华. 车辆主动悬架系统及其控制方法[J]. 湘潭大学自然科学学报.2003,25(2):65-69

[18]阮观强,叶本刚. 基于 MATLAB 仿真的汽车主动悬架与被动悬架的研究[J]. 上海电机学院学报,2007,04:284-287

[19]张衍成,陈学文,王娜,等. 整车主动悬架系统的数学建模[J].汽车实用技术.2013(10):
5-9

[20]邵瑛. 车辆主动悬架控制策略的仿真研究[D].南京农业大学,2003

[21]段虎明,石锋,马颖,等. 基于功率谱密度的路面评价与特征参数提取[J]. 振动与冲击,2013,04:26-30

[22]Crolla D,喻凡. 车辆动力学及其控制[M]. 背景: 人民交通出版社, 2004

[23]丁金刚,黄志刚,许耀云. 基于二自由度车辆模型的悬架性能研究[J]. 农业装备与车辆工程,2011,12:35-38

[24]汤靖,高翔. 基于最优控制的四自由度汽车主动悬架控制器[J]. 农业机械学报.2005,36(4):9-12

[25]岳三玲,卜继玲,傅茂海. 基于 Simulink 的车辆动力学仿真模型研究[J]. 机械制造与自动化,2010,01:127-130

[26]张俊峰. 汽车主动悬架控制策略仿真及分析[D]. 兰州: 兰州理工大学硕士学位论文.2013

[27]叶光湖,盛云,吴光强. 考虑人体坐姿的汽车主动悬架最优控制[J]. 汽车技术,2013.4
(24): 6-9

[28]卢凤英. 汽车悬架系统性能评价与故障诊断[D].吉林大学,2008

[29]夏建满,李成华,张伟. 车辆平顺性试验与悬架系统优化设计[J]. 沈阳农业大学学报,2012,05:571-575

[30]敬代和. 汽车悬架系统动态性能数值仿真研究[J]. 价值工程,2011,29:57-59

[31]耿雪霄. 汽车悬架系统动态分析及其性能检测方法研究[D].广西科技大学,2013

- [32]张海涛,高洪. 整车模型被动悬架的建模与仿真分析[J]. 井冈山大学学报(自然科学版),2013,03:58-62
- [33]Shian Chen,Ren He,Hongguang Liu and Ming Yao School of Automobile and Traffic Engineering Jiangsu University Zhenjiang 212013,China. Probe into Necessity of Active Suspension Based on LQG Control[A]. Intelligent Information Technology Application Research Association, Hong Kong.Proceedings of 2010 International Conference on Computational Intelligence and Vehicular System (CIVS2010)[C].Intelligent Information Technology Application Research Association, Hong Kong:,2010:5
- [34]柴陵江,孙涛,冯金芝,等. 基于层次分析法的主动悬架 LQG 控制器设计[J]. 汽车工程,2010,08:712-718
- [35]陈进武,曹轶杰,邹爱成. 最优控制理论及其在工程中的应用研究[J]. 科技信息,2010,23:113-114
- [36]兰波,喻凡. 车辆主动悬架 LQG 控制器的设计与仿真分析[J]. 农业机械学报.2004,35(1):13-17
- [37]许昭. 车辆主动悬架最优控制及悬架实验台研究[D].长沙: 湖南大学,2007
- [38]韦兰用. 最优控制问题研究综述[D].吉林大学,2006
- [39]陆优. 几种汽车悬架控制系统的比较分析[J]. 汽车文摘.2005
- [40]石辛民,郝整清. 模糊控制及其 MATLAB 仿真[M]. 北京: 北京交通大学出版社,2008,3
- [41]王文静. 轿车主动悬架系统的模糊控制与仿真研究[D]. 重庆: 重庆交通大学,2012
- [42]YOSHIMURA Toshio,TERAMURA Itaru. Active suspension control of a one-wheel car model using single input rule modules fuzzy reasoning and a disturbance observer[J]. Journal of Zhejiang University Science A(Science in Engineering),2005,04:2-7
- [43]Zhang mingyi,Zhang yongfa. Fuzzy Control of Semi-Active Suspension Based on 7-DOF Tracked Vehicle[J]. Journal of Beijing Institute of Technology,2008,01:5-9
- [44]陈响玲. 模糊控制在过程控制中的研究与应用[J]. 科技致富向导,2014,09:206
- [45]陈桂明,张明照等. 应用 matlab 建模与仿真[M]. 北京.科学出版社.2011

攻读学位期间取得的研究成果

申请实用新型专利两项：

《一种基于险情判断的车辆行驶记录装置》 ZL 2012 2 0587520.3 2013.7

《一种作物秸秆拔收机械装置》 ZL 2012 2 0716321.8 2013.6

发表论文：

《轿车白车身有限元刚度与试验刚度的对比》 长安大学学报 2013.11

致谢

光阴似箭，三年的研究生生活行将结束，回首这段岁月，确实有很深的感触。在此，我要向所有关心我支持我学业的人表示感谢。

首先，我要感谢的是我的导师马骊溟副教授。无论是在学习上还是在生活上，马老师严谨的态度、沉稳的性格、认真负责的品质以及忘我的精神都深深地影响着我，鼓励着我一次又一次地克服困难、解决问题。老师渊博的知识以及开阔的视野也在该论文的完成中给予了我莫大的帮助，在这里我要向马老师致以最真诚的感谢。另外，我还要感谢对我论文作出评审的老师，老师的意见对我的论文完善起到了至关重要的作用。

其次，我要感谢我的集体，我的同学们。研究生生活中与你们有调侃也有钦佩，有欢声笑语也有针尖对麦芒，感谢你们在论文的完成中帮我提出问题、解决问题，我的一点点成绩离不开你们的努力。这段回忆我已深深镌刻在心里，感谢你们，有你们真好。

最后，我要特别感谢一直以来默默关心和支持我学业的家人和朋友，有了你们的支持我才能一步步走到今天。你们无私的关怀是我一直以来前进的动力，谢谢你们一直陪伴着我。

再一次向所有关心和支持我的人表示感谢，谢谢你们。