分类号_____ 密　级_____

UDC _____ 学校代码 10497

武漢理工大學

学　位　论　文

题　目 汽车麦弗逊悬架三维设计与运动分析

英　文 The Three-Dimensional Design and Motion Analysis

题　目 of McPherson Suspension

研究生姓名 邵昭晖

指导教师 姓名 华林 职称 教授 学位 博士

单位名称 汽车工程学院 邮编 430070

副指导教师 姓名 褚东宁 职称 高工 学位

单位名称 东风汽车股份有限公司 邮编

申请学位级别 硕士 学科专业名称 车辆工程

论文提交日期 2011.05 论文答辩日期 2011.5.29

学位授予单位 武汉理工大学 学位授予日期

答辩委员会主席 过学迅 评阅人 过学迅

熊文韬

2011 年 5 月

www.docin.com

Y1879747

独创性声明

本人声明，所呈交的论文是本人在导师指导下进行的研究工作及取得的研究成果。尽我所知，除了文中特别加以标注和致谢的地方外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得武汉理工大学或其他教育机构的学位或证书而使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中作了明确的说明并表示了谢意。

签 名：[illegible] 日 期：2021.5.30

学位论文使用授权书

本人完全了解武汉理工大学有关保留、使用学位论文的规定，即学校有权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。本人授权武汉理工大学可以将本学位论文的全部内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或其他复制手段保存或汇编本学位论文。同时授权经武汉理工大学认可的国家有关机构或论文数据库使用或收录本学位论文，并向社会公众提供信息服务。

（保密的论文在解密后应遵守此规定）

研究生（签名）：[illegible] 导师（签名）：[illegible] 日期：2021.5.30

www.docin.com

摘 要

悬架系统作为汽车底盘的核心总成，很大程度上决定着汽车的操纵稳定性和行驶平顺性。麦弗逊悬架系统具有结构简单、成本低、节省空间的优点，是目前应用最广泛的独立悬架系统。

本文以某轿车的前麦弗逊悬架系统为参考对象，运用 PRO/E 软件建立麦弗逊悬架三维模型，应用仿真软件 ADAMS 对麦弗逊悬架模型进行运动学仿真分析，分析了麦弗逊悬架车轮定位参数随车轮上下跳动过程的变化特性，找出悬架系统中存在的问题，然后利用 ADAMS 软件进行一系列实验设计，进一步分析了悬架结构中某些关键硬点的改进对车轮定位参数变化的影响。在以上研究基础上，对所建立的麦弗逊悬架模型的关键硬点坐标进行优化分析，得到了优化的硬点坐标，很好的解决了存在的问题。本文共分为五章，主要内容如下：

文章首先叙述了研究的目的和意义，介绍了悬架系统的分类，回顾了目前国内外汽车悬架系统的发展现状，具体对麦弗逊悬架系统做了详细的介绍，总结了麦弗逊悬架系统结构特点。文章采用悬架系统运动学研究方法对麦弗逊悬架系统进行研究，具体介绍了运动学因素，以及这些因素对悬架系统的影响特性。分析了麦弗逊悬架的设计重点和难点，为下一步麦弗逊悬架系统的设计作铺垫。然后开始对麦弗逊悬架系统建模建模，建立麦弗逊悬架几何模和物理模型，同时对麦弗逊悬架进行运动学仿真分析，从中找出设计中存在的问题。针对麦弗逊悬架系统设计中存在的问题，采取有效地符合实际地方法，对麦弗逊悬架系统结构关键硬点进行一系列的实验分析，对多个关键硬点进行优化分析，得到悬架系统的优化方案，较好的解决的问题。

综上所述，本文的主要优点在于优化后的车轮定位参数运动学特性得到了较大的改善，其中轮距变化的改善显著，提高了汽车的操纵稳定性，减少了轮胎的磨损，本文采用的研究方法更接近悬架设计机理，为悬架设计分析做出有益的探索

关键词：麦弗逊悬架，定位参数，运动分析，优化设计，ADAMS；

www.docin.com

Abstract

Vehicle suspension system is the center assembly of automobile chassis, which largely determines vehicle handling stability and ride comfort .McPherson suspension has many advantages, such as a simple structure, low cost, space-saving, is the most widely used independent suspension system.

The paper takes a car's McPherson suspension system as a reference object, and establishes the three-dimensional model of McPherson suspension by PRO/E software, takes the kinematic emulation analysis application of McPherson Suspension by ADAMS software ,analysis the characteristic of McPherson suspension's positional parameters in the process of bobbing ,find out the problems of suspension, and then further analysis the affect of positional parameters when change the coordinate of suspension some key points in a series of experiments using ADAMS. Last, the paper obtain the hard point coordinates after taking the optimize the hard point coordinate of McPherson suspension on the basis of the above research the method is a good solution. This article is divided into five chapters, the following chief content :

Firstly, this paper described the purpose and significance of paper, introduced the suspension system classification, reviewed the current status of foreign and domestic suspension systems and then the McPherson suspension system for a detailed introduction, summarizes the structural features of McPherson suspension system. Secondly, paper take the kinematics of suspension to study McPherson suspension, and introduced factors of kinematics, and how these factors affect the characteristics of suspension system. Then it introduced the important and difficult of the designing of McPherson suspension, which paved the way for further work. Next, it described the modeling ideas, processes and details of McPherson suspension system in detail, and then created McPherson suspension geometry model and physical model, building the simulation model of Macpherson. I found out the problems in the design through the simulation analysis, which paved the way for further work .It carried out a series of experiments on several key points to optimize suspension using the actual method for the problems of McPherson suspension, it obtained the optimization

www.docin.com

solution and solved the problems .

In summary, the main advantage of this article was that the parameters of the optimized kinematics have been greatly improved, which track changes to improve significantly, improving the car's handling and stability, and reducing tire wear. The research methods used in this paper is close to suspension designing, which made a useful exploration

Keywords: suspension, positional parameter, motion analysis, optimal design, ADAMS/ Insight;

www.docin.com

目 录

第 1 章 绪论 1
1.1 引言 1
1.2 现代车辆悬架概述 3
1.2.1 车辆悬架分类 3
1.2.2 国外悬架研究现状 5
1.2.3 国内悬架研究现状 5
1.3 麦弗逊悬架概况 6
1.3.1 麦弗逊悬架介绍 6
1.3.2 麦弗逊悬架研究现状 7
1.3.3 麦弗逊悬架研究存在的问题 9
1.3.4 软件介绍 9
1.4 本文研究内容、方法和目标 11
1.4.1 本文的研究内容 11
1.4.2 本文拟采用的研究方法 12
1.4.3 本文的研究目标 12
第 2 章 悬架系统运动学影响因素分析 13
2.1 引言 13
2.2 车轮定位参数对整车行驶性能的影响分析 14
2.2.1 主销后倾角（Caster Angle） 14
2.2.2 主销内倾角(Kingpin Inclination Angle 或 SAL) 15
2.2.3 车轮外倾角（Camber Angle） 16
2.2.4 车轮前束角（Toe Angle） 17
2.3 车轮定位参数匹配与优化设计 18
2.4 麦弗逊悬架设计重点 18
2.5 本章小结 19
第 3 章 麦弗逊悬架建模与运动学分析 20
3.1 引言 20
3.2 建模思路及相关软件 20
3.2.1 建模思路 20

www.docin.com

3.3 麦弗逊悬架几何模型的建立 20
3.3.1 麦弗逊悬架几何模型分析 21
3.3.2 几何模型导入到 ADAMS 22
3.4 麦弗逊悬架物理模型的建立 22
3.4.1 悬架物理模型 22
3.4.2 悬架模型参数计算 26
3.4.3 测试台激励添加 27
3.5 麦弗逊悬架运动学仿真分析 28
3.5.1 运动学 仿真分析 28
3.5.2 模型存在的问题 31
3.6 本章小结 31
第 4 章 麦弗逊悬架优化分析 32
4.1 引言 32
4.2 悬架仿真优化方案 32
4.2.1 仿真思路 32
4.2.2 ADAMS 参数化设计介绍 33
4.3 悬架关键硬点 F 对车轮定位参数的影响 34
4.3.1 关键硬点 F 沿单一坐标轴移动对车轮定位参数的影响 34
4.3.2 关键硬点 F 点沿三个坐标轴同时移动对车轮定位参数的影响 ...41
4.4 转向断开点 C 对车轮定位参数的影响 44
4.4.1 硬点 C 点沿单一坐标轴移动对车轮定位参数的影响 44
4.5 多个关键硬点对车轮定位参数的影响 46
4.6 本章小结 52
第 5 章 总结与展望 53
5.1 本文总结 53
5.2 研究展望 53

www.dnjn.com

第1章 绪论

1.1 引言

汽车工业已经成为国民经济的支柱产业，其发展水平体现了一个国家工业技术的综合水平[1]。提高汽车工业的竞争力，可以有力的增强国家的综合国力乃至带动相关产业的飞速发展。而具有独立自主的产品设计开发能力是检验一个国家汽车工业发展水平的唯一标准。

自主研发、自主知识产权以及自主品牌是体现一个国家汽车产业核心竞争力的三大要素[2]。21 世纪以来，中国汽车市场已经成为全球最大的汽车市场，然而却不能称为汽车强国，大而不强是目前中国汽车产业的真实写照。如何抓住汽车市场规模日益壮大的契机实现产业升级，成为急需解决的产业发展问题。中国汽车产业要想做大做强，就必须加强自主研发，拥有自主知识产权和自主品牌的汽车，真正意义上的提高核心竞争力。长期以来，国内的相关汽车企业缺乏同国外汽车厂家竞争的思想，不热衷于提高汽车产品的品质，通常出于短期集团利益方面的考虑，不愿意在这方面进行大规模的人力和资金的投入，以至于成为中国汽车行业发展的最大障碍。当今，国内汽车企业生产的客车、卡车、轿车以及微型车几乎都是引进国外汽车厂家的生产技术，实际上这种“引进技术”的本质为引进国外现成产品的设计结果，而不是引进和吸收产品设计开发技术本身，最终成就了国外汽车巨头在中国汽车市场的迅速壮大。

www.cnki.net

回顾中国汽车工业发展路径，主要依靠两条技术路线并行，即市场换技术和自主研发。经过 30 多年的发展，中国汽车企业技术积累却十分有限，和国外先进制造技术相比，自主研发尚存在不小差距。电动转向、制动系统、悬架系统、发动机控制等核心零部件技术仍由国外控制，在汽车整车开发方面，中国汽车企业同国外汽车企业的差距还非常大。诚然，引进技术是学习和迅速追赶国外先进技术最有效最迅速的方法，然而国内企业应该是在引进技术的同时，消化吸收设计理念和原理，掌握和精通设计方法，开发出属于自己的汽车产品，只有具备了自主研发的意识，才能谋划长远，才能在未来激烈的竞争中立于不败之地，要想真正成为汽车强国，中国汽车企业必须实现核心技术自主化，强化自主创新能力。

以前，中国汽车企业大多侧重于汽车整车的研发，而忽略了汽车主要零部件和相关配套产业的提高。然而从某种意义上讲，整车对于汽车产业不是最重要的，最重要的还是汽车关键零部件的创新和发展。关键零部件的科技含量综合体现汽车整车的创新能力和品牌建设能力，同时关键零部件的自主创新决定了汽车品牌的归属。

伴随着人命生活消费水平的逐步提高，汽车已经成为工农业生产及日常生活中不可缺少的重要工具。用户对汽车的各种性能要求越来越高，用户不仅要求汽车具有良好的经济性和安全性，同时还要求汽车拥有良好的操纵稳定性和行驶舒适性。开发的新产品是否被消费者所接受关键取决于汽车的底盘性能，而悬架系统很大程度上决定着汽车底盘的性能。只有给汽车底盘匹配合适、性能优越的悬架系统，才能保证汽车具有良好的整车性能[3]。

整车总体设计、车身设计、发动机设计与底盘设计是汽车设计开发的四大核心模块。汽车车身、底盘和发动机是汽车的三大总成，悬架系统是底盘的重要总成。我国在底盘的集成设计开发领域开发设计起步较晚，设计和制造水平远远落后于国外发达国家。国内大多数整车及零部件制造企业都没有掌握悬架系统的自主设计和开发技术，大多数为引进外国技术进行复制开发和生产，几乎可以说国内企业的底盘技术基本上都是照搬国外的，没有任何自己的技术，国内汽车企业甚至不能独立调校整车悬架系统。大多数汽车生产企业对于不同车身结构形式、整车重量、轮距、轴荷、轴距，以及在不同使用要求的条件下，悬架系统应当怎样选型，怎样确定悬架系统的定位参数等诸多关键问题均不甚了解。所以，中国汽车行业面临着巨大的压力，汽车行业发展和竞争已经白热化，必须投入各种人力及相关资源加强对我国汽车自主设计开发相关核心技术。因此，悬架系统的结构设计与性能优化，自然成了目前国内众多研发人员所关注的焦点[4]。

本论文的研究目的是运用先进的设计手段和分析手段，在借鉴国内外同类研究成果的基础上，建立麦弗逊悬架系统分析模型，综合分析与麦弗逊悬架参数有关的多方面的性能，进行麦弗逊悬架设计与运动学仿真分析。

www.dmeiin.com

1.2 现代车辆悬架概述

1.2.1 车辆悬架分类

汽车悬架是车架和车桥或车轮之间的一切连接装置的总称。其作用是传递车架与车轮之间的所有的力和力矩，同时缓冲由于路面不平所产生的冲击力，并且衰减因此而引起的振动，从而可以保证汽车能够平顺地行驶。通常典型的悬架系统由弹性元件、减振器、导向机构等零部件组成，个别悬架结构还具有横向稳定杆和缓冲块等辅助零部，其各自的作用分别为缓冲、减振以及力的导向。外表看似简单的悬架系统仅由一些杆、筒、弹簧等部件组成，其实不然，悬架系统综合多种作用力，决定汽车的操纵稳定性、行驶舒适性和安全性，是当代汽车底盘的设计重点。

当代汽车悬架系统发展非常迅猛，各种新型结构型式不断出现，有效的促进了汽车的整体发展。汽车悬架系统按照控制方式不同，分为被动式悬架和主动式悬架。1934 年，德国汽车专家 Olley 首次提出被动悬架的基本原理，期间经过不断的发展和研究，被动悬架系统被广泛应用于各种车辆，取得了非常好的效果，至今仍然是车辆悬架结构中的主流结构。现如今汽车悬架设计理论已经发展到了主动悬架和半主动悬架阶段。在 20 世纪 60 年代，美国通用公司提出根据汽车行驶工况的变化，对悬架刚度和阻尼进行动态地调整，使悬架系统始终处于最佳减振状态，这种悬架系统叫做主动悬架系统[2]。虽然主动悬架性能优越，可以很好的解决被动悬架的各种问题，但是主动悬架却有着目前无法解决的困难——制造成本十分昂贵，所以不能广泛应用。为此，人们退而求其次开始努力开发成本低廉、性能稳定的半主动悬架以试图取代主动悬架。1973 年，美国加州大学戴维斯分校的 D.A. Crosby 和 D.C. Karnopp 首先提出了半主动悬架的概念，从而用较低的费用基本实现了主动悬架的性能。半主动悬架在性能上可达到与主动悬架相当的水平，同时具有结构简单、工作时基本不消耗车辆动力等优点，因而有着非常良好的应用前景[5-10]。

汽车悬架按照导向机构不同，可以分为独立悬架和非独立悬架。非独立悬架的结构特点如下图 1-1（a）所示，左右车轮由一根车轴相连接，然后经过悬架系统和车身连接。当一侧车轮由于路面不平发生上下跳动时，另一侧车轮同时跟随做上下跳动过程；而独立悬架的结构特点如下图 1-1（b）所示，车桥是断开的，左右车轮通过各自单独的悬架和车架连接。两侧车轮的运动是相对独

www.docin.com

立的，互不影响，所以叫做独立悬架。

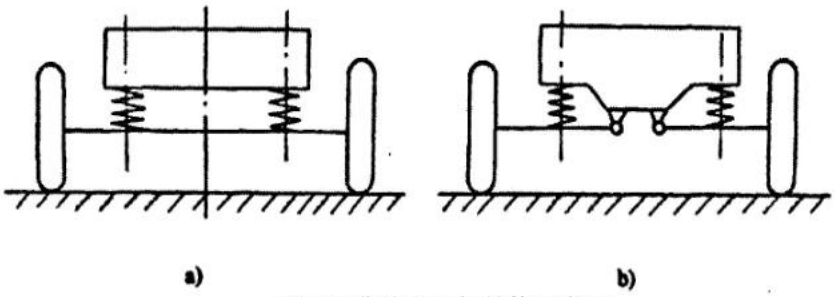


图 1-1 非独立悬架结构示意图

非独立悬架主要包括纵置板簧式非独立悬架、螺旋弹簧非独立悬架、空气弹簧非独立悬架、尤其弹簧非独立悬架。非独立悬架优点在于结构简单、制造成本低、维修方便、工作性能可靠，被广泛的应用于载货汽车、大客车和重型车的后悬架上，在某些轿车后桥还有一些应用非独立悬架。同时非独立悬架缺点也非常明显，由于采用非独立结构型式，左右车轮运动相互影响，容易产生左右车轮反向运动，严重时产生轴转向特性，而且由于非独立悬架结构型式较大，需要较大的安装空间。

独立悬架主要包括麦弗逊式独立悬架、双横臂式独立悬架、烛式悬架、多连杆悬架。麦弗逊悬架系统，是目前最为广泛应用的悬架系统，也是本文研究的重点，本文将在后面做系统的介绍。双横臂式独立悬架，顾名思义，其悬架有两个摆臂，其长度可以相等也可以不相等。严格意义上讲，麦弗逊悬架时简化后双横臂悬架，当双横臂悬架上摆臂长度无限短时就成为麦弗逊悬架，双横臂悬架结构比较简单，可以很好的保证汽车具有良好的行驶舒适性和操纵稳定性，但是其设计和布置较为复杂。多连杆悬架系统是目前高级轿车上使用较多的独立悬架，性能非常优越，可以很好的提高汽车的整车性能，但是由于其结构非常复杂，调校复杂，制造和工业成本也很高，所以限制了其大范围使用。

设计汽车悬架系统时，首先要明确悬架的操纵稳定性和行驶舒适性等相关性能要求，然后根据车型基本参数和性能要求，选择合适的悬架系统型式、结构参数和特性参数等，最后进行零部件结构设计和性能分析。其中悬架系统设计的难点也是重点部分是选择悬架型式、结构参数和特性参数，保证设计的悬架系统和整车性能是相互匹配的，其过程实质上进行悬架和整车性能的匹配过程。在目前的汽车悬架设计当中，其悬架系统的开发都是建立在对已有悬架型式的改进之上，一来可以减少大量的研发费用，二来可以有效地保证悬架系统的性能要求[11-15]。

www.docin.com

1.2.2 国外悬架研究现状

从上世纪 90 年代起，随着信息技术、电子计算机技术、CAD/CAE/CAM 技术等广泛应用到汽车行业，汽车产品设计开发和设计水平上都有了明显的进步，新车型的开发周期大大降低。具体到汽车悬架系统设计层面，各种造型设计技术、仿真分析技术、反求工程、AI 技术等已经获得大面积推广应用，同时也取得了非常好的效果[16]。

德国汽车专家 Prof.J.Reimell(耶尔森·赖姆帕尔教授)主编的《汽车底盘技术丛书 》对汽车各种悬架系统做了详细的叙述，从悬架系统运动学角度详尽对悬架定位参数进行了定义，分析了它们的作用及其对整车操纵稳定性的影响，同时对各种悬架的结构选型、参数选择、计算方法都做了大量的论述[17]。

德国专家阿达姆·措莫托著的《汽车行驶性能》和日本专家安培正人著的《汽车的运动与操纵》系统的介绍了汽车悬架系统对汽车操纵稳定性和行驶舒适性的可能影响，在研究悬架运动学对汽车操纵稳定性和行驶性能方面做出了开创性的贡献[18-19]。

英国汽车专家 John C.Dixon 编写的《Suspension Geometry and Computation》系统的介绍了汽车悬架的发展历史和现状[15]，从路面对悬架的影响、轮胎变形对悬架的影响出发对悬架系统各种运动特性理论做出了非常深入的探讨和研究。在悬架的运动分析中，针对汽车不同的使用工况以及不同悬架结构形式下车辆的操纵稳定性的影响[20]。

www.docin.com

1.2.3 国内悬架研究现状

我国从上世纪 80 年代就已经开展了对悬架的各种研究工作，研究成果大多数产生于 90 年代。在国内，吉林大学、清华大学、同济大学等都在悬架方面做了大量的探索，为我国悬架系统技术的发展做出了较大的贡献。其中，吉林大学的郭孔辉院士编写的《汽车操纵动力学》一书对悬架系统运动学做了详尽的分析，并且在国内首次提出从侧向力、纵向力转向的角度研究悬架运动学，描述了车轮定位参数对汽车操纵稳定性、平顺舒适性的影响[21]。

吉林大学的王望予《汽车设计》一书系统的讲述了汽车悬架的设计机理，采用严谨的计算公式，自上而下的介绍悬架主要参数的设计原理以及不同结构的悬架所要注意的设计方法[6]。

上海交通大学的喻凡编著的《汽车系统动力学》重点介绍了悬架系统的驱动动力学和制动动力学内容，运动系统方法及现代控制理论，结合实际事例叙述了车辆悬架系统控制、车辆稳定性控制等方面的研究[22]。

西南交通大学的丁渭平编写的《汽车 CAE 技术》详细的给悬架自主设计做了归类，重点讲解了 CAE 技术是怎么应用于汽车悬架设计开发的，同时对悬架开发的整个流程及评价标准做了叙述[23]。

1.3 麦弗逊悬架概况

1.3.1 麦弗逊悬架介绍

麦弗逊悬架是目前最为常见的悬架类型，在全球汽车市场都有非常广泛的应用。在国内，麦弗逊悬架是众多汽车的首选悬架系统，一般用于轿车前悬架系统。麦弗逊悬架由美国人麦弗逊（McPherson）在 20 世纪 30 年代发明创造出来，其本人突破传统思维，开创性的将减振器和螺旋弹簧组合在一起，装在汽车前轴上，创造出这种结构简单性能优越的悬架系统，实践证明这种悬架系统构造简单、制造成本低、占用空间少，而且操纵稳定性非常好，被业界誉为经典的设计，是目前应用最广泛的悬架系统。随着汽车行业的突飞猛进，科技的不断发展，汽车工程师们正在不断的研究和改进麦弗逊悬架，使其能够充分的发挥其性能。

www.docin.com

麦弗逊悬架主要是由螺旋弹簧、减振器、A 字形下摆臂以及横向稳定杆组成。麦弗逊式独立悬架结构特点主要采用支柱式减振器作为主轴，同时减振器兼做主销，减振器承受来自车身抖动和地面冲击的上下预应力，减振器还可以避免螺旋弹簧受力时向前、后、左、右发生偏移，确保螺旋弹簧只作上下方向的振动运动，悬架的软硬程度和别的性能由减振器的行程长短及松紧来确定[24]。麦弗逊悬架中非常关键的部件——A 字型下摆臂，它的作用是为车轮提供横向支撑力，并能承受来自前后方向的预应力，在车辆运动过程中，车轮承受的所有方向的冲击力主要靠支柱减振器和 A 字型下摆臂这两个部件承担。

麦弗逊悬架系统相比于其它形式悬架系统有着结构简单、布局紧凑、悬架质量轻、占用空间小，便于发动机和其它一些零部件的安装，同时具有制造成本低等优点。麦弗逊悬架具有比较合理的运动特性，使系统受力合理，有效的延长减振器的寿命。同时由于麦弗逊悬架结构简单布局紧凑，既能够保证整车

性能又能够有效地扩大车辆内部乘坐空间，有效地提高了乘坐舒适性。从操纵稳定性角度讲，车轮上下跳动过程中，麦弗逊悬架螺旋弹簧行程大，但是轮距、主销内倾角、主销后倾角、车轮外倾角、车轮前束角等改变不大，有效的减少轮胎的磨损。

麦弗逊悬架同样也有着非常明显的缺点：从运动特性角度而言，麦弗逊悬架运动特性明显不如双横臂悬架和多连杆悬架；从悬架结构而言，支柱减振器对左右方向的冲击缺乏有效地阻挡力，其直筒式结构比较容易发生弯曲，刹车点头作用和加速抬头作用明显，悬架刚度与稳定性较差，快速通过弯道时车身侧倾比较明显[24-28]。

1.3.2 麦弗逊悬架研究现状

目前国内外在麦弗逊悬架系统方面开展了大量的研究工作，对提高麦弗逊悬架系统的各种性能做出了有益的探索和发现，提出可很多有益的改进方法。在悬架系统的设计理论及方法研究方面。2007 年，吉林大学的高晋研究开发了汽车悬架集成系统平台，研究了在初步建立汽车悬架系统集成 CAD 模块的情况下进行悬架系统的改进设计和全新设计，同时利用 CAE 软件进行运动学和动力学分析，利用 ADAMS 后处理功能对其相关指标进行分析[1]。

2006 年，吉林大学的玄圣夷通过整理收集麦弗逊悬架相关资料建立了麦弗逊悬架专家知识系统，通过已知硬点参数推算出悬架其他硬点坐标，然后利用 ADAMS 软件进行运动学仿真分析，确定了前轮定位参数在车轮上下跳动过程中的变化规律，然后更进一步的对其进行了实验设计，分析和优化了悬架某些关键点对车轮定位参数的影响，初步符合了设计要求[2]。

www.docin.com

在悬架系统的优化设计方面。2008 年，西南交通大学的郭伟研究了前轮定位参数对整车稳态转向特性的影响，利用 ADAMS 建立汽车悬架虚拟样机模型进行了整车操纵稳定性试验仿真，在此基础上对悬架进行运动学灵敏度分析和结构优化设计[29]。

2006 年，长安大学汽车学院的刘晶郁、王少赠基于车辆系统动力学及优化设计原理，提出了以中国汽车悬架主要参数和系统刚度的优化设计方案，在悬架系统的优化设计方面做出了有益的尝试。通过工程实例验证基本可以满足汽车平顺性和操纵稳定性的要求[30]。

在研究悬架系统对汽车操纵稳定性影响方面。2007 年，吉林大学的董传林

运用自然坐标法对麦弗逊悬架的运动学特性及动力学特性进行了仿真，并将所得到的仿真结果与成熟的 ADAMS 仿真结果进行比对，已验证得出自然坐标法的正确性[31]。

2006 年，大连理工大学的赵秋芳详细的总结了汽车操纵稳定性研究的发展和现状，从不同角度对汽车操纵稳定性的研究和评价方法进行了详细的分类，采用 ADAMS 软件建立前悬架模型进行仿真分析，测量悬架主要参数的变化规律，优化车轮接地点侧向滑移量，取得了非常好的效果[32]。

2006 年，武汉理工大学的方飞运用 ADAMS 软件建立包括前后悬架、发动机、转向系等在内的整车虚拟样机仿真模型，重点在于他编写了一个用于整车操纵稳定性仿真分析的驱动控制文件，驱动悬架系统进行转向盘转角阶跃输入实验等多种实验，对轿车的操纵稳定性进行了评价分析[33]。

在研究悬架系统对汽车行驶平顺性影响方面。2008 年，华南理工大学的章兰珠，王军利用 MATLAB 软件，建立两自由度 1/4 汽车悬架物理模型，分析了汽车悬架的动态特性和变化规律，对汽车行驶过程中的振动原因做了分析，从中找出相关的解决方法。运用 ADAMS 软件分析了悬架系统的固有特性，得到了悬架对确定输入和随机输入的响应结果，获取了悬架的最优参数、路面等级参数和汽车行驶速度对汽车操纵稳定性和行驶平顺性的影响[34]。

2006 年，武汉理工大学的隗寒冰等以多体动力学理论为基础，应用机械系统东西学仿真软件 ADAMS 建立某轿车的整车样机模型，研究车辆行驶平顺性的途径，为整车设计开发提供了较为详尽的参考[35]。

www.docin.com

在研究悬架系统多体动力学方面。2009 年，武汉科技大学的廖力成研究某微型客车的麦弗逊悬架系统，采用多体系统动力理论，试图解决目前汽车轮胎严重磨损的问题。选取四轮定位参数作为目标函数，选择悬架导向机构参数化结构点的坐标作为变量，利用 ADAMS 软件中对悬架进行仿真实验设计，对麦弗逊悬架系统的导向机构进行优化，取得了很好的效果[36]。

2008 年，南昌大学的钱尼君选取某型车麦弗逊前悬架系统为对象，进行悬架系统的动态特性和疲劳寿命的分析研究，重点分析了悬架主要参数对悬架系统动力学性能的研究，并通过参数优化以满足悬架和整车设计。利用多个 CAE 软件进行动力学仿真分析，同时利用疲劳寿命分析软件 MSC.Fatigue 对悬架系统进行疲劳寿命方面的预测，得出了下摆臂对整个悬架系统疲劳寿命的影响规律[37]。

1.3.3 麦弗逊悬架研究存在的问题

通过对以上麦弗逊悬架系统方面的研究分析得出，当采用运动学特性研究麦弗逊悬架的运动规律时，大多数采用优化一个或者多个关键硬点的方法，然后仿真分析对车轮定位参数的影响规律，然而结合实际情况可以分析得出，有一些关键点对麦弗逊悬架的定位参数是没有多大作用的。其方法虽然在一定程度上可以反映麦弗逊悬架的工作性能，同时可以找出一些问题，但是这些分析方法对实际过程麦弗逊悬架的设计指导还是有一些不足，其效果还是不够准确有效。

所以本文这里结合实际汽车维修过程中，维修师对悬架系统的实际调整方法，提取悬架结构中的关键点，对其进行有针对性的优化分析，结合悬架设计当中出现的问题，以指导麦弗逊悬架的设计开发，可以节约大量设计时间以及有着比较好的效果。

1.3.4 软件介绍

建立悬架系统模型时，主要有两种方法可以生成其零部件：一种是使用 ADAMS 软件自身的功能模块进行零部件模型的建立，比如核心模块 ADAMS/view 可以提供非常丰富的建模功能。另一种方法就是先在其它专业软件中进行三维实体建模，然后再以一定方式导入到 ADAMS 中去。和一些专业 CAD 软件相比，ADAMS 软件的几何建模能力稍逊一筹，所建模型的外部特征不够精确，外形也不够逼真，还需设计人员手工定义计算零部件的质量、转动惯量等数据。因此本文采用第二种方法进行麦弗逊悬架系统三维建模，即在专业三维造型软件 PRO/E 中进行悬架系统的实体建模，然后通过第三方接口软件 Mech/pro2005 将模型导入到 ADAMS 中，最后在 ADAMS 软件中进一步完善模型，进行运动学仿真分析。

PRO/E 是美国参数技术公司旗下的一款三维造型软件，是当今世界机械 CAD/CAE/CAM 领域最被业界所认可和推广的软件之一。PRO/E 数化享誉业界，是参数化技术的最早应用者，被广泛应用在汽车、机械、轮船等各行各业。Mech/pro2005 是连接 PRO/E 和 ADAMS 软件之间的桥梁，两者采用无缝连接的方式，使 PRO/E 用户可以不必退出其应用环境，就可以将装配的总成根据其运动关系定义为机构系统，进行仿真，并进行干涉检查、确定运动副的作用

力。

采用上面所述的方法建立悬架系统模型的好处在于：

（1） 在 PRO/E 中建立的三维实体模型可以很准确的表达零部件的各种外形参数和符合实际情况下的零部件基本属性信息（例如质量、转动惯量等等）。

（2） 使用 Mech/pro2005 软件可以实现 PRO/E 和 ADAMS 之间无缝连接，导入的模型没有任何的失真，数据保存非常完整。

ADAMS 是汽车行业 CAE 软件中具有代表性的软件之一。ADAMS，即机械系统动力学自动分析软件，由美国 MDI 公司开发，现已被美国 MSC 公司收购。ADAMS 软件是一款功能完善的系统动力学分析软件，将分析求解功能与使用方便的用户界面结合起来，使该软件及直观又方便。ADAMS 软件以多刚体系统动力学原理为理论基础，迅速地建立参数化的实体模型，然后进行机电产品性能分析。ADAMS 软件直接在用户界面之下，选取合适的零件库、力库、约束库，以“堆积木”的方式建立完全参数化的仿真模型，然后通过仿真分析和比较分析和研究虚拟样机的设计方案。其求解器采用多刚体系统动力学理论中的拉格郎日方程方法，建立系统动力学方程，对虚拟机械系统进行静力学、运动学和动力学分析，输出位移、速度、加速度和作用力曲线等[36]。ADAMS 软件主要用于分析研究机械系统的各种性能、零部件运动范围、相互碰撞、峰值载荷等。同时，ADAMS 既可以作为虚拟样机分析软件，又可以作为虚拟样机二次开发软件，其开放性的程序结构和多种接口，为许多特殊行业用户提供快速有效的二次开发平台。

www.docin.com

ADAMS 虚拟样机设计流程主要包括以下几个方面:

（1） 创建（Build）模型。首先第一步就是创建机械系统属性模型，建立后机械模型具有质量、转动惯量等物理属性。同时模型也可以是从别的 CAD 软件中导入到 ADAMS 中，创建好模型后，添加物体之间的约束副，从而确定物体之间的相对运动。最后通过施加一定的力、力矩或运动，使模型可以进行相应的运动仿真分析。

（2） 测试（Test）和验证(Validate)模型。通过对模型的仿真分析，可以测试和检验整个模型或其中一部分，从而判断模型的正确性与否。通过后处理可以很清晰很直观的显示仿真的结果。

（3） 细化（Refine）模型和迭代(Iterate)。通过初步的运动仿真分析，可以确定模型的基本运动型式，然后在模型中添加更为复杂的因素来精确仿真模

型。针对不同的设计方案，可以定义不同的定义设计点和设计变量，将模型参数化，以达到通过修改参数就可以修改整个模型，减少大量重复建模的时间。

（4） 优化（Optimize）设计。通过 ADAMS 软件进行多次仿真分析，利用其修改一个或多个设计参数，使用户迅速的找到最优机械系统设计方案。

MSC.ADAMS 的主要特点：

（1） ADAMS 可以非常方便的分析几何模型的运动与力。分析类型包括运动学、静力学和准静力学多种类型，以及线性和非线性动力学分析类型，基本上可以满足绝大多数专业要求。

（2） ADAMS 具有组装、分析和动态显示同一模型或不同模型在某一过程中变化的功能，具有可以提供多种设计方案的能力，大大节约了设计分析时间。

（3） 当机械虚拟仿真模型是一个或者多个自由度的时候，ADAMS 可以快速的实现模型某一时间上静力学分析或者某一段时间区域内的静力学分析。

（4） ADAMS 软件具有和多个 CAD\CAE 软件和控制软件之间良好的接口和双向通信的特点，方便用户进行个性化定制[38-43]。

1.4 本文研究内容、方法和目标

1.4.1 本文的研究内容

www.docin.com

本文针对麦弗逊悬架三维设计与运动分析问题，采用 CAD 软件三维建模和 CAE 软件仿真分析方法，建立麦弗逊悬架系统三维几何模型，通过接口软件导入到 CAE 软件之中仿真分析，发现设计中存在的问题，通过对悬架系统关键结构硬点的优化分析，找出解决问题的方法。本文主要研究内容如下：

（1） 根据设计目标，参考某车型确定麦弗逊悬架系统主要参数以及关键零部件主要参数，利用 CAD 三维造型软件 PRO/E 建立麦弗逊悬架系统，并检查悬架系统的干涉状况，确定悬架系统模型的准确性。

（2） 利用 PRO/E 和 ADAMS 软件接口软件 Mech/pro2005 软件将麦弗逊悬架三维系统导入到 ADAMS 软件中，然后对系统添加相应约束关系和作用以及仿真边界条件，建立仿真模型。

（3） 对麦弗逊悬架进行运动学特性仿真分析，通过车轮定位参数行驶状态下变化曲线图，分析麦弗逊悬架系统设计中存在的问题，为下一步的优化设

计做铺垫。

（4） 针对上一步中发现的问题，结合实际经验中对悬架结构关键点的调整方法，有针对性的选择关键点进行优化分析，解决悬架中存在的问题。

1.4.2 本文拟采用的研究方法

本文首先初步详细介绍麦弗逊悬架系统的设计机理和关键参数，包括悬架系统结构运动分析、悬架系统关键零部件设计计算、悬架系统性能参数，参考某车型确定麦弗逊悬架具体相关参数，利用 PRO/E 软件建立悬架系统三维模型，通过接口软件 Mech/pro2005 导入到 ADAMS 中，建立悬架虚拟样机仿真模型，对该悬架进行运动学仿真试验，分析车轮定位参数随车轮跳动过程的变化特性，找出导致轮胎磨损严重的主要因素；最后试图找出解决方法，即对悬架系统中的关键硬点进行优化，利用 ADAMS/Insight 对其进行试验设计，得出悬架系统中某些关键点对于车轮定位参数的影响，使车轮定位参数的变化范围保持在理想的范围之内，从而减轻轮胎的磨损情况，提高汽车的操纵稳定性，改善汽车的使用性能。

1.4.3 本文的研究目标

针对我国目前汽车行业的实际情况，国内汽车企业应当着重研究汽车底盘技术特别是悬架系统的设计机理，努力掌握其设计原理和方法，争取拥有自主知识产权的悬架系统。为了在这一方面做出有益的探索，本论文的工作重点是分析和研究麦弗逊悬架独立悬架系统。

www.docin.com

基于 PRO/E 和 ADAMS 软件，建立麦弗逊悬架三维模型和研究麦弗逊悬架运动学运动规律。主要解决以下关键问题：

（1） 建立麦弗逊悬架三维几何模型；

（2） 导入 ADAMS 软件，建立仿真模型；

（3） 针对仿真模型进行早期仿真分析，发现存在的问题；

（4） 结合实际经验，对麦弗逊悬架进行有针对性的优化设计，提出修改方案。

第 2 章 悬架系统运动学影响因素分析

2.1 引言

现阶段，随着车型自主研发程度的不断提高，国内汽车行业对于悬架系统集成设计开发的关注程度也越来越高。悬架系统的整车匹配设计过程中，悬架系统的动力学、运动学性能始终是国内外各大汽车企业关注的焦点[44]。针对麦弗逊悬架系统而言，主要重点在于悬架系统的三维设计，但是检验其悬架设计的好坏是悬架系统对整车的性能影响，同时这也是悬架设计中最重要也是最困难的地方。

汽车悬架系统动力学研究主要集中在悬架弹性元件和阻尼元件在路面振动激励下车身的各项性能。动力学评价指标为对车身振动有重要影响的悬架特性参数，主要包括弹性元件刚度特性参数、阻尼元件阻尼特性参数，比如悬架阻尼比、车身固有频率、非簧载质量、前后悬架偏频、悬架的静挠度和动挠度等，动力学研究主要采用虚拟样机仿真方法和台架试验法[44]。汽车悬架系统运动学研究主要集中在车轮相对于车身运动时，悬架机构对运动时车轮、车身等零部件的引导和约束作用。运动学评价指标很大程度上决定了车辆操纵稳定性和行驶平顺性，其运动学评价指标包括车轮定位参数的变化特性(主要为主销后倾角、内倾角、前束角、外倾角以及轮距与车轮上下跳动量的变化关系)，在侧向力、制动力和驱动力的作用下车轮定位参数变化规律是否合理等等[45-50]。合理的车轮定位参数是车辆具有直行稳定性、转向轻便性、不足转向特性等的重要保证，以及可以避免轮胎的过度磨损。而就车轮定位参数对整车行驶性能的影响规律进行分析，是揭示其匹配和设计机理，进而确立设计准则、建立评价与设计标准的切入点。同时现如今汽车悬架系统结构型式各种各样，同时采用大量的橡胶弹性元件，使得汽车定位参数在行驶过程中会发生一些不可预知的变化，这些变化可能对汽车的操纵稳定性和行驶舒适性产生很明显的影响，因此在这里深入而详细地开展汽车悬架系统运动学方面的研究是值得的和有意义的，然后由此指导汽车悬架系统的自主设计。针对汽车悬架系统运动学方面的研究已经成为目前汽车悬架研究开发中的热门课题，为的就是提高汽车的操纵稳定性和行驶舒适性进而提高汽车的整体性能[51-55]。

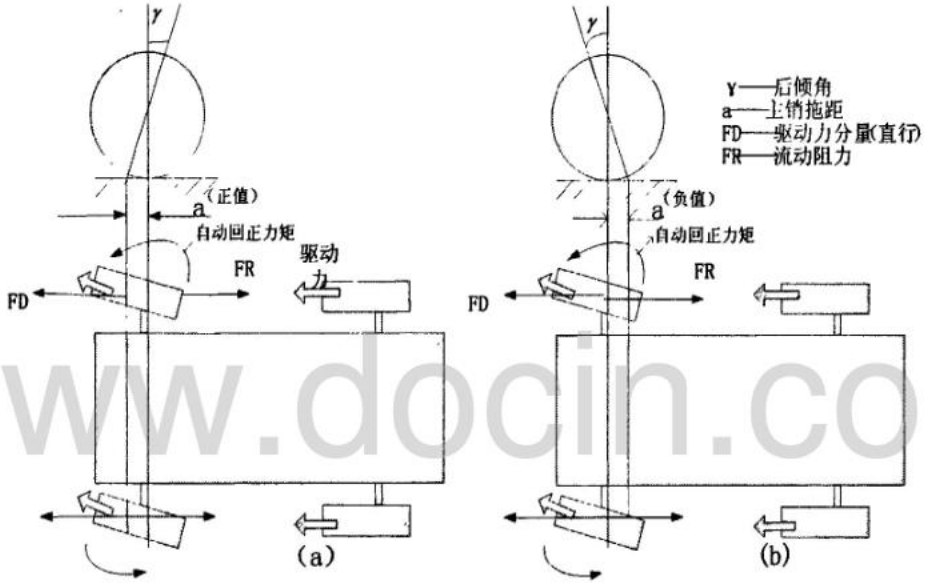
所以本文对麦弗逊悬架系统进行运动学方面的研究与分析，采用虚拟样机方法，通过研究车轮定位参数的变化特性，使其设计的麦弗逊悬架系统整体性能达到最优。其中，针对每一单项车轮定位参数的研究是整个汽车悬架系统的基础，具体分析如下。

2.2 车轮定位参数对整车行驶性能的影响分析

2.2.1 主销后倾角（Caster Angle）

主销后倾角（caster angle）：从汽车纵向平面看主销轴线内向后倾斜，不和地面垂直，主销轴线和垂线之间的夹角称为主销后倾角[56]。

从汽车侧向观察，向后面倾斜时的角度称为正后倾角，向前方倾斜时的角度称为负后倾角。绝大多数汽车的主销后倾角为正后倾，如下图所示。



www.docin.com

图 2-1 主销后倾示意图[48]

从上图 2-1 可知，主销后倾的结果使得主销轴线在地面上的交点偏向前方，于是和轮胎接地中心产生一段距离 a，叫做主销拖距。对于主销轴线交于前方的叫做正拖距，主要影响汽车的直行稳定性和转向操纵轻便性。当汽车直线行驶时偶然受到外力发生偏转而引起车辆转向时，由于拖距的存在而形成回正力矩，从而使车轮重新回到直行位置。有时，轮胎的强力弹性自身会形成正的拖距，理论上称为轮胎拖距，由于累加原因，这时从动轮产生过大的回正力矩，相反这样会损害汽车的操纵稳定性，此时，为了减小汽车的回正力矩，结

构上可采用减小主销后倾角的方法，甚至采用负主销后倾，以用来减小汽车的回正力矩。

主销后倾角的主要功能就是使转向轮获得自动回正能力以汽车稳定行驶方向。实践表明主销后倾角过大，车速越高，车轮的稳定性就越好，车辆的直行稳定性也随之增强；但是主销后倾角过大会造成转向盘沉重，不足转向特性很不明显，最大横向加速度也会增大，严重时汽车在高速时操纵稳定性急剧下降，左右牵引力不一致，汽车出现转向发飘的现象；同样，主销后倾角过小，则会产生转向不稳定现象，车轮发生剧烈抖动，加剧轮胎的磨损；同时，假如车轮两侧主销后倾角大小不一致，则汽车行驶过程中会发生车轮被拉向正后倾角较小的一侧，出现跑偏现象，这也是我们不希望出现的。

随着科技技术的不断发展，现代轿车由于轮胎气压低，弹性较大，接地印记增大，行驶时轮胎自身的回正力矩增加，故主销后倾角可以取较小的值，甚至减小为零，或为负值（即主销前倾）。实践证明，转向时主销后倾角对车轮外倾角的变化有很大的影响，主销后倾角过大时，车轮外倾角向负方向变化。

2.2.2 主销内倾角(Kingpin Inclination Angle 或 SAL)

主销内倾角（Kingpin Inclination Angle 或 SAL）：在汽车横向垂直平面内，主销向平面内里倾斜，称为主销内倾。主销轴线与垂线之间的夹角叫作主销内倾角[56]。主销轴线上侧向内倾时为正，反之为负。

www.docin.com

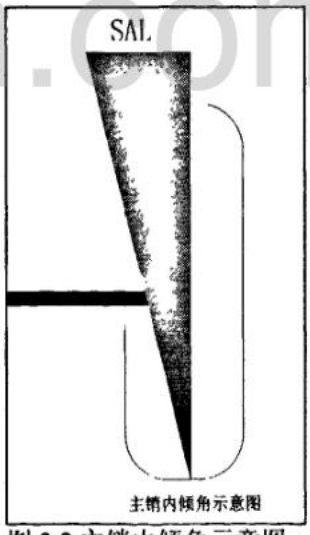


图 2-2 主销内倾角示意图

由前面叙述可知，车速越高主销后倾角产生的回正力矩就越大，汽车的回正作用就越明显，汽车的稳定性就越好，但是在低速时主销后倾角回正力矩很小，汽车稳定性较差，为了保证低速时汽车同样具有一定的回正作用，于是就设计了主销内倾角。相关研究表明，高速时主销后倾角的回正作用占据主导作用，低速时主销内倾角的回正作用起主要作用。通常在轿车设计过程中，为了使车辆具有较好的回正作用和操纵稳定性，主销内倾角的取值范围为 7°~13°。主销内倾角的回正作用与车速无关，所以主销内倾角不宜取得过大，否则在高速状态下会增加转向轮胎的磨损，甚至还会造成转向轮打到止端后不能自动回正，这对转向操纵是不

利的。

2.2.3 车轮外倾角（Camber Angle）

车轮外倾角（Camber Angle）：从汽车正前方看，车轮中心平面是不垂直于地面的，车轮的顶端向内或向外倾斜一个角度，称为车轮外倾角。当车轮顶端向两侧倾斜，则称为正外倾角；反之向内倾斜，则称为负外倾角[56]。

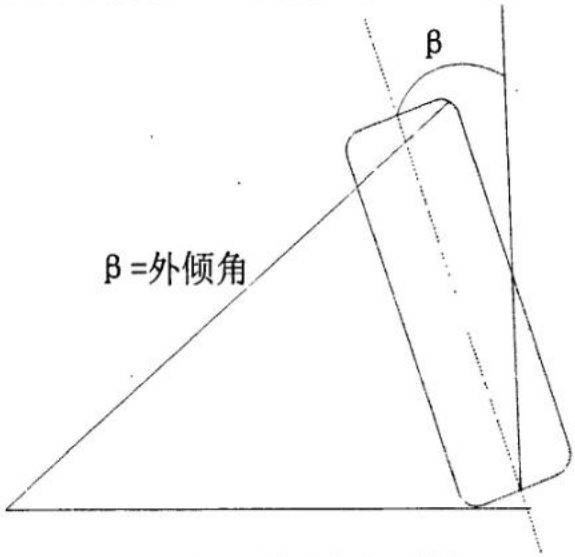


图 2-3 悬架外倾角示意图

早期汽车设计理论认为汽车之所以设计成外倾：第一个原因是由于道路不平，是一个拱形路面（为了便于排水），为了使汽车轮胎垂直于路面，所以轮胎设计成外倾；第二个原因是高速行驶状态下，汽车转向时会产生由于离心力导致的正外倾角；第三个原因行驶状态下能够动态调整车轮外倾角；第四个原因还要考虑汽车实际行驶过程中，车辆载荷、车速、轮胎上下跳动等条件随时变化时车轮外倾角的变化。

www.docin.com

汽车车轮外倾角主要作用是为了提高转向轮工作时的安全性和转向操纵轻便性，同时车轮外倾角和主销内倾角共同作用，形成包容角使转向车轮产生回正作用。车辆行驶状态下，车轮外倾角是一个动态变化的，它对车辆直行稳定性、稳态响应特性等有着非常重要的影响。车辆直线行驶时，由于路面的不平而引起车轮跳动使车轮外倾角发生变化，综合考虑转向性能和直行稳定性，车轮外倾角在上下跳动过程中应该有一个比较合适的变化范围，一般设计理论认为，车轮外倾角的变化为±0.5°/50mm 比较合适，目前，大多数乘用车都设计成轻微的正外倾角(0° ~1.5°)。当汽车满载时，车桥因载荷增加发生一定变形，

使车轮垂直于地面，减少轮胎胎面不正常磨损。近年来，由于悬架和车桥刚度的提高，加之路面也更为平坦，所以车轮外倾角有减小的趋势，甚至为零，可使轮胎的内、外侧磨损趋于均匀，并有利于车辆的横向稳定性。大量实践证明，车轮外倾角理想的变化范围是上跳时外倾角变为负，下落时变为正，这样可以消除车身侧倾时外轮外倾角过分增大的不利影响。

2.2.4 车轮前束角（Toe Angle）

车轮前束角（Toe Angle）：指的是汽车纵向中心平面内，车轮平面前部向内缩拢，称为车轮前束[56]。车轮中心平面和地面交线之间的夹角叫车轮前束角，如下图所示。

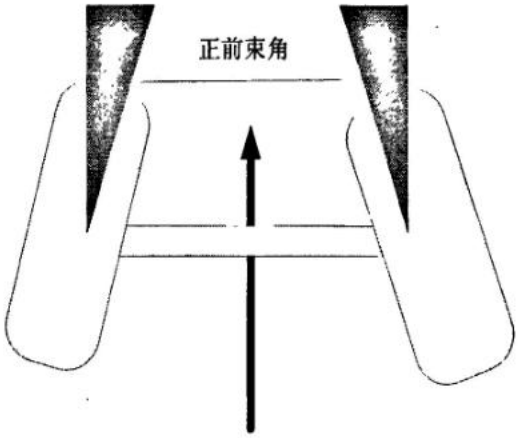


图 2-4 悬架车轮前束角示意图

www.docin.com

如果车轮前部向内缩拢，则前束角为正值，如上图所示，反之为负。总的车轮前束角为左右车轮前束角之和。汽车行驶过程中，车轮前束角和车轮外倾角配合使用，车辆外倾会使左右车轮产生侧偏滚动趋势，增加轮胎的磨损，给汽车前轮设计一个前束角，可以使汽车在直线行驶时左右车轮产生一个大小相等方向相反的初始侧偏角，侧偏角在左右轮胎上生成方向相反的侧向力，选择合适的前束角，可使产生的侧向力与车轮外倾所引起的侧倾推力相互抵消，从而减少轮胎磨损和车辆动力的消耗，提高轮胎的使用寿命和汽车的燃油经济性。

车轮上下跳动过程中前束角的变化特性对车辆的直行稳定性、车辆的稳态响应特性等有着非常重要的影响。车轮上下跳动过程中最理想的状态是前束角保持不变，然而这是很难做到的。汽车前轮前束角合理地变化趋势：当前轮上跳时，前束角为 0° 至负前束，变化范围-0.5° /50mm 较为合适。车轮前束角初

始值约为 0°，是为了控制直行时由于路面的不平引起的前束变化，确保车辆具有良好的直行稳定性，同时为了使车辆获得弱的不足转向特性，以使载重发生变化时引起车身高度变化时也能保持不足转向特性。

2.3 车轮定位参数匹配与优化设计

车轮定位参数对整车行驶性能的影响是多方面的，车轮定位参数决定车辆操纵稳定性、行驶舒适性，同时车辆操纵稳定性、行驶舒适性很大程度上影响着整车性能。当汽车前轮定位不正常，会引起转向沉重，同时增加驾驶者的劳动强度，甚至出现意外事故；同时，当车轮定位参数不正常，会削弱转向车轮的自动回正能力，汽车难以保持直线行驶，增加驾驶者的紧张，以及会加剧导向机构和轮胎的磨损，使整车动力性下降，燃油消耗量增加等。[57-59]。

整车多个性能有很多，转向轻便性、转向车轮的自动回正能力、车辆的直行稳定性以及不足转向特性等均是汽车操纵稳定性的重要内容。其中，转向车轮的自动回正能力是确保车辆直行稳定性的基础，然而却与转向轻便性相矛盾，这种既统一又对立的复杂关系是导致车轮定位参数设计复杂性的根本原因之一。针对每一单项的整车性能而言，往往又同时与多项车轮定位参数直接关联，即多项车轮定位参数共同影响着同一方面的整车性能。例如，转向车轮的自动回正能力就同时受到主销后倾角、主销内倾角、转向车轮外倾角的影响，而车轮偏磨则与主销内倾角、车轮外倾角和车轮前束都有直接关系，等等。由此造成各项车轮定位参数间的关联与制约，这是导致车轮定位参数设计复杂性的另一根本原因。

www.docin.com

悬架影响因素很多，同时相互之间存在关联和制约，车轮定位参数的协调设计与优化设计极具多变性，以及悬架影响因素对整车性能要求和结构型式非常敏感，有时甚至会出现多解性的情况，所以很难在一个比较简单的层面上统一车轮定位参数最佳值范围。解决问题最有效的方法是针对具体车型，具体悬架结构型式具体分析，简单而言，也就是从整车性能要求出发，采用“自上而下、逐层分解”的思路，满足和确保每个车轮定位参数的设计要求[60-63]。

2.4 麦弗逊悬架设计重点

车轮定位参数由悬架结构型式和悬架结构的布置位置共同决定，悬架设计

过程中非常重要也是非常困难的地方就是处理好车轮定位参数的结构影响因素。目前，绝大多数汽车厂家的悬架系统开发都是建立在对现有成熟悬架形式的改进上，所以在开发过程中更加关注车轮定位参数在车辆行驶过程中的动态变化特性，通过比对、试制、试验，开发出性能最好的悬架系统。

麦弗逊独立悬架设计主要分为三个部分：1、尺寸和安装尺寸；2、满足强度要求；3、主销轴线的确定。难度分析：尺寸和安装尺寸在整车总体设计安排下进行不断调整以保证与其他零部件不干涉；设计出的主要零部件进行 CAE 分析，保证不会出现明显局部应力集中现象；而主销轴线的确定关系着车轮定位参数的确定，决定着车辆的整体性能，所以也是整个悬架系统设计中最为重要和复杂的。主销轴线为减振器上支点和下控制臂铰链中心的连线，直接决定了主销后倾角和内倾角。

综上所述，车轮定位参数是联系整车行驶性能和悬架结构设计特征的桥梁，在悬架系统的整车匹配设计中起着承上启下的作用。在设计过程中，要明确制约操纵稳定性和行驶平顺性的多个影响因素，并确定各自合理变化范围，由于满足操纵稳定性要求的最优参数和满足行驶平顺性要求的最优参数大多数情况下是相互矛盾的。所以，也可以说悬架系统与整车系统的性能协调过程就是汽车操纵稳定性和行驶舒适性的综合平衡过程，归根到底，悬架与整车系统的性能协调分析实质上就是一个性能优化问题，也说明了悬架系统的复杂性[64-68]。

www.docin.com

2.5 本章小结

本章首先介绍了悬架系统的整体设计中运动学研究内容，重点介绍了悬架系统运动学的各种影响因素，以及这些因素之间的相互关系。然后介绍了麦弗逊悬架设计中的重点和难点。

第 3 章 麦弗逊悬架建模与运动学分析

3.1 引言

传统的汽车设计方法一般采用经验设计、数学推导法和几何作图法，这些方法总体上勉强满足设计要求，但是其设计精度和效率不高。传统的设计方法已经很难跟上目前飞速发展的科技水平，为缩短开发周期、减少开发成本，必须采用数字化计算机设计与仿真分析方法。

本文采用 PRO/E 软件进行麦弗逊悬架系统的三维模型设计，然后通过接口软件导入到 ADAMS 软件，进行麦弗逊悬架模型进行运动学特性仿真分析，研究当车轮与车身之间发生相对运动时，车轮主要定位参数对汽车操纵稳定性的影响。

3.2 建模思路及相关软件

3.2.1 建模思路

目前，最新的车辆悬架系统的开发设计都是建立在对现有悬架形式的改进上，所以本文针对麦弗逊悬架系统的设计，选取某车型麦弗逊悬架系统作为设计的目标车型。根据收集到的数据资料，通过 PRO/E 软件建立麦弗逊悬架三维模型，然后通过 Mech/pro2005 软件导入到 ADAMS 软件之中建立麦弗逊悬架仿真模型，通过仿真分析找出初步设计过程中存在的一些问题，然后结合实际过程中的调整方法，有针对性的找出具体问题的解决方法。

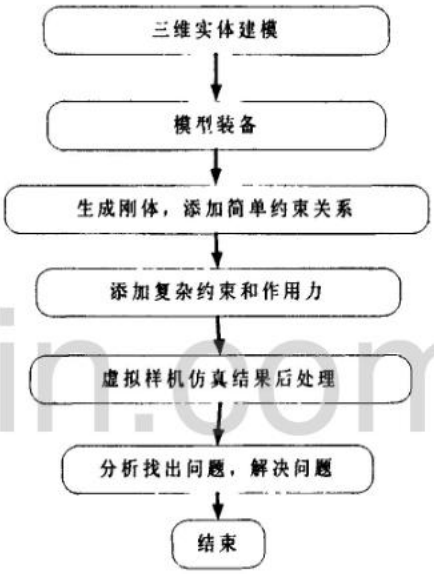


图 3-1 思路流程图

www.docin.com

3.3 麦弗逊悬架几何模型的建立

麦弗逊悬架系统仿真分析的基础是机械系统几何模型。本文采用三维 CAD

造型 PRO/E 软件对麦弗逊悬架各个零部件进行几何实体建模同时进行装配，同时装配时需要注意必须在整车坐标系下进行麦弗逊悬架系统各个零部件之间的装配。建立了麦弗逊悬架的几何模型装，麦弗逊悬架系统的几何模型如图所示。

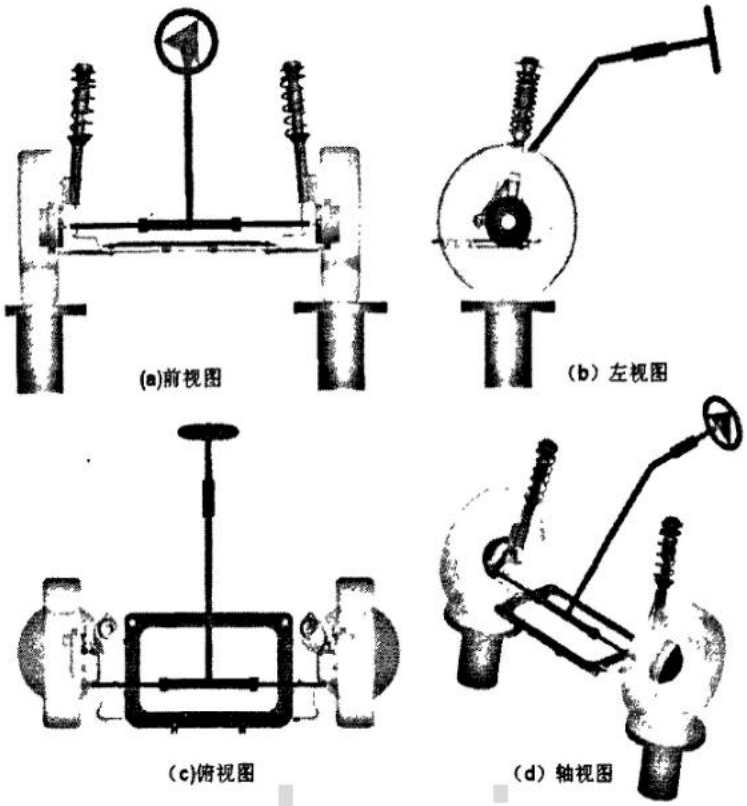


图 3-2 麦弗逊悬架几何模型图

www.docin.com

进行麦弗逊悬架设计同时要设计一些悬架系统相关零部件，其中就包括转向系统、轮胎、以及测试台，这主要是因为ADAMS软件仿真模型必须是一个完整的装配体，进行悬架系统仿真分析时最好是携带转向系统的，这样可以比较真实的反映悬架系统的工作特性。

3.3.1 麦弗逊悬架几何模型分析

当建立好麦弗逊悬架几何模型之后，必须进行模型全局干涉分析、全局间隙分析。

全局干涉分析是为了保证麦弗逊悬架在装配过程中不发生干涉现象，显示组件中零件与零件之间的干涉信息，保证导入的模型能够不发生运动干涉。针对出现问题的零件，进行必要的修改，逐个解决问题，所下图 3-3 所示。

全局间隙分析是为了检验零件相互之间间隙为多少，显示组件中封闭相互零件之间的间隙信息，给设计者提供详细的间隙报告，根据报告针对有问题的零件进行修改，所下图 3-4 所示[39]。

图 3-3 模型全局干涉图

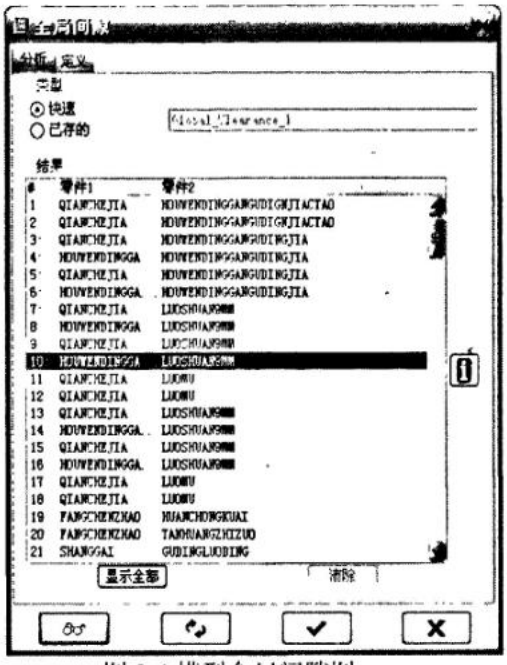


图 3-4 模型全局间隙图

3.3.2 几何模型导入到 ADAMS

Mech/pro2005 是衔接 ADAMS 与 PRO/E 之间的桥梁，使用者不必推出 Pro/e 应用环境直接就可以将装配好的总成导入到 ADAMS 之中，进行仿真分析。将检测完后的麦弗逊悬架几何模型导入到 ADAMS 软件之中，这里就要使用到接口软件 Mech/pro2005，通过接口软件的导入，ADAMS 软件生成麦弗逊悬架物理模型。

www.cnki.net

3.4 麦弗逊悬架物理模型的建立

3.4.1 悬架物理模型

鉴于前面所述，本论文利用 PRO/E 软件前面所建立的三维麦弗逊悬架系统，在不影响对麦弗逊悬架进行仿真运动分析的情况下，对其做必要的简化，同时做如下假定：

（1） 悬架中所有零部件被认定为刚体，在车轮上下跳动的过程中认为是

不发生变形的，系统各个刚体各个方向的惯性力为零；

（2） 悬架零部件之间的所有连接都设置为铰链连接，不考虑内部间隙；

（3） 将轮胎简化为刚性体，不考虑其弹性变形；

（4） 不考虑各个运动副之间的摩擦力；

当建立好麦弗逊悬架系统的几何模型之后，然后就必须建立悬架系统物理模型，需要对模型施加运动学约束、驱动约束、作用力等物理模型要素，建立麦弗逊悬架系统仿真物理模型。由于本文研究的主要方向是悬架系统运动学，所以在此只考虑麦弗逊悬架系统零部件之间的运动副约束和车轮相对于地面垂直跳动的驱动约束。

根据上面的假设和简化可以将麦弗逊悬架系统简化为如图所示的运动学分析模型，其中由于麦弗逊悬架为独立悬架，所以车辆左右两边悬架结构型式一样，其左侧示意图如下 3-5 所示。

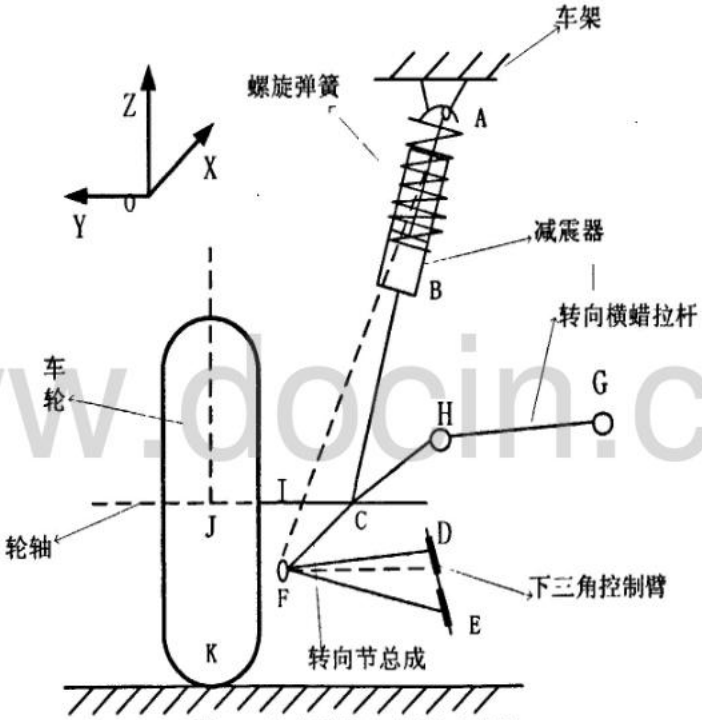


图 3-5 麦弗逊悬架左侧示意图

上图为麦弗逊悬架结构左侧简化示意图，图中 A 点为减振器上支点，通过铰接和车架连接；B 点为减振器下支点，固定在主销上； D 点为下三角摆臂与转向节铰接点；E、F 点为下三角摆臂和车架前后铰接点；G 点为转向横拉杆和转向器的连接点；H 点为悬架转向横拉杆和转向节的铰接点；J 点代表车轮轮心处；K 点为轮胎接地点。

麦弗逊悬架几何模型总共包括下面 12 个部件，如表 3-1 所示。

表 3-1 麦弗逊悬架部件表

左下三角摆臂	右下三角摆臂
左转向节总成	右转向节总成
左前轮	右前轮
左减振器上体	右减振器上体
左转向拉杆	右转向拉杆
转向齿条	车身

通过 ADAMS 和 PRO/E 的接口软件 Mech/pro2005 将建立的麦弗逊悬架系统模型导入到 ADAMS 中，同时添加运动副约束。麦弗逊悬架系统的零部件相互之间的关系如表 3-2 所示。图 3-6 所示为汽车转向系统图，麦弗逊悬架转向子系统刚体部件之间存在着约束关系，其相互关系如下表 3-3 所示：

表 3-2 悬架刚体部件之间的运动副

序号	存在约束的刚体对	约束关系
1	转向节总成——下三角横摆臂 转向节总成—转向横拉杆	球铰
2	下三角摆臂一端——车架 转向节总成——车轮总成	旋转副
3	转向节——轮毂	圆柱副
4	减振器上体——转向节总成	万向副
5	转向齿条——车身	移动副
6	车身——地面	固定副

www.docin.com

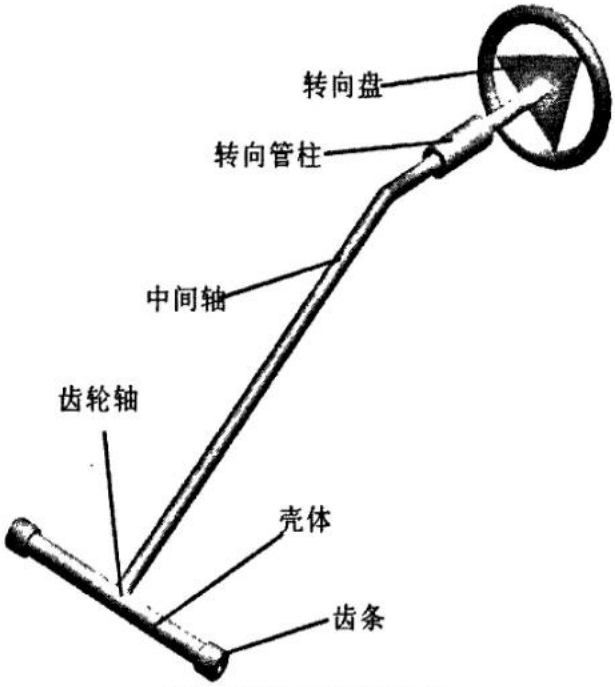


图 3-6 转向子系统结构图

表 3-3 转向子系统各刚体对部件之间的约束关系

序号	存在约束的关系对	约束关系
1	齿条——壳体	移动副
2	壳体——齿轮轴	旋转福
3	齿轮轴——中间轴	胡克副
4	转向管柱——转向盘轴	圆柱副
5	约束 1——约束 2	耦合副
6	齿条——转向横拉杆	等速副
7	壳体——车身	固定副

www.cqvip.com

表 3-4 前悬架模型铰链类型与铰链约束数目

铰链名称	铰链约束数目	铰链约束自出度	
		平动	转动
固定铰链	1	3	3
旋转铰链	2	3	2
球铰链	2	3	0
圆柱副	1	2	2
万向副	2	3	1
移动副	1	2	3

根据表 3-4 所述，计算麦弗逊悬架自由度：

1/2 前麦弗逊悬架约束方程数目为$m = 6 \times 1 + 5 \times 3 + 4 \times 3 + 3 \times 2 = 39$于是 1/2 前麦弗逊悬架自由度为$DOF = 6 \times 7 - 39 = 3$。所以，1/2 麦弗逊悬架能够在三个方向运动，分别为：车轮绕着车轴的转动、车轮绕主销轴线的转动以及车轮的上下方向的跳动。

3.4.2 悬架模型参数计算

本文利用三维软件 PRO/E 建立麦弗逊前悬架实体模型，通过接口软件 Mech/Pro2005 模块导入到 ADAMS 中。导入模型的过程中，设置麦弗逊悬架模型坐标系 X 轴正向为汽车前进方向的反方向，Y 轴正方向为汽车行驶方向的右侧，Z 轴正方向为垂直于地面指向上方。麦弗逊悬架系统运动时，假定车身是相对地面不动的，车轮中心点 M 相对地面跳动。同时，之所以要考虑车轮接地点 N 点的坐标是因为车轮跳动以及轮胎与地面的侧向力、侧向力都施加在 N 点，所以 N 点坐标是必须考虑的。

已知前悬架各种参数如下表 3-5~3-7 所示。

表 3-5 麦弗逊悬架系统硬点坐标（取左侧悬架坐标，右侧对称）

硬　点	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
Drive_shaft_inr(驱动轴内支点)	0	-150	220
Lca_front（下控制臂前支点）	-200	-400	150
Lca_outer（下控制臂外支点）	0	-700	150
Lca_rear（下控制臂后支点）	-200	-400	150
Spring_lwr_seat（弹簧下支座点）	40	-600	600
Strut_lwr_mount（减振器下安装点）	40	-600	600
Subframe_front（副车架前支点）	-400	-400	150
Subframe_rear（副车架后支点）	400	-40	150
Tiefod_inner（转向横拉杆内支点）	200	-350	300
Tiefod_outer（转向横拉杆外支点）	150	-700	300
Top_mount（减振器上安装点）	60	-550	800
Wheel_center（车轮中心点）	0	-750	300

www.docin.com

表 3-6 前轮主要参数

前轮定位参数	参数值
主销后倾	5.02°
主销内倾	13°
前轮前束	0°
前轮外倾	0°

表 3-7 整车相关主要参数

轮胎半径	281mm
簧载质量	1080kg
质心高度	300mm
轴距	2540mm
前桥制动力分配系数	64%
轮距	1500mm
减振器阻尼系数	25

3.4.3 测试台激励添加

为了能在悬架系统虚拟设计阶段引入对悬架系统的运动学研究，所以就设计了一个虚拟实验台。通过在地面和测试台之间添加一个驱动约束以模拟由于路面不平导致的车轮上下跳动。悬架系统运动学仿真分析类型有多种，包括左右车轮双向平行跳动实验、车轮单项跳动实验、车轮反向跳动实验，其中以左右车轮双向平行跳动为独立悬架系统仿真基本方法，任何独立悬架系统的仿真分析都必须进行此种仿真方法。左右车轮双向平行跳动仿真其重点是分析当车轮遇到障碍物或坑洼时悬架系统的运动、汽车加减速时车身纵倾引起的悬架运动以及车身侧倾时所引起的悬架运动，所获得的悬架性能参数变化特性是分析和检验悬架运动合理性的重要依据，这种分析可以全面地反映了悬架的运动特性。由于麦弗逊悬架是独立悬架系统，所以本文在此仅就对悬架进行左右车轮双向平行跳动仿真实验分析[70-72]。

在仿真分析中，根据车型的不同、底盘参数的不同，悬架上下行程一般在控制在正负 50～200mm 范围之内。根据建立的悬架数学模型和相关参数，计

算得出车轮定位参数、轮胎磨损、轮距变化、轴距变化、转向轻便性等悬架特性参数随车轮跳动的变化关系曲线，然后进一步分析和评估悬架的运动学特性对汽车操纵稳定性等性能的影响。

本文采用 ADAMS 软件自带的标准悬架实验测试台，满载时悬架所承受的簧载质量，给测试台输入一个激励，左右测试台各施加一个驱动约束，其方程为：**S = 50 * sin (360d * time)**。如图 3-7 所示，设置上下激振位移±50mm，使左右车轮同步上下跳动±50mm 的进行仿真分析。通过车轮在双向平行过程中车轮定位参数和车轮上下跳动的变化特性，从而评估麦弗逊悬架系统的性能，并提出改进方案。

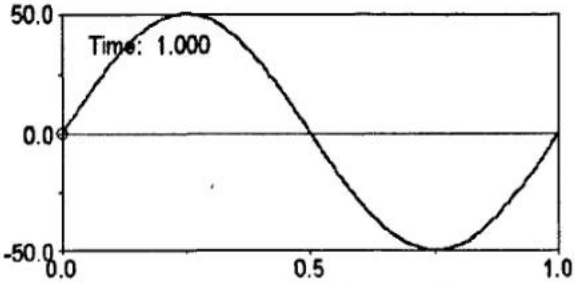


图 3-7 测试台的激励方程曲线

3.5 麦弗逊悬架运动学仿真分析

3.5.1 运动学仿真分析

www.docin.com

运动学仿真分析主要目的是为了试图找出早期悬架设计中结构上存在的问题，分析出问题主要出现在什么地方，为下一步的优化改进分析做准备。麦弗逊悬架系统仿真分析主要是进行悬架系统左右双向平行跳动实验，分析出车轮定位参数的运动特性曲线，找出悬架结构中存在的问题。

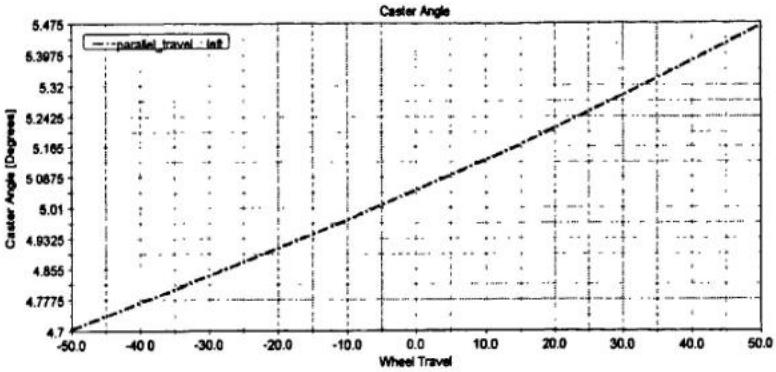


图 3-8 主销后倾角随车轮跳动变化曲线

图 3-8 为主销后倾角随车轮上下跳动±50mm 的变化曲线。由第二章可知，主销后倾角的主要作用是使汽车前轮产生回正力矩，提高车辆的直线行驶稳定性。图 3-8 中，主销后倾角初始值（即在 0mm 处）为 5.02°，整个跳动过程中主销后倾角的变化范围为 4.7°~5.47°，变化范围为 0.77°，基本上满足主销后倾角变化量设计要求。

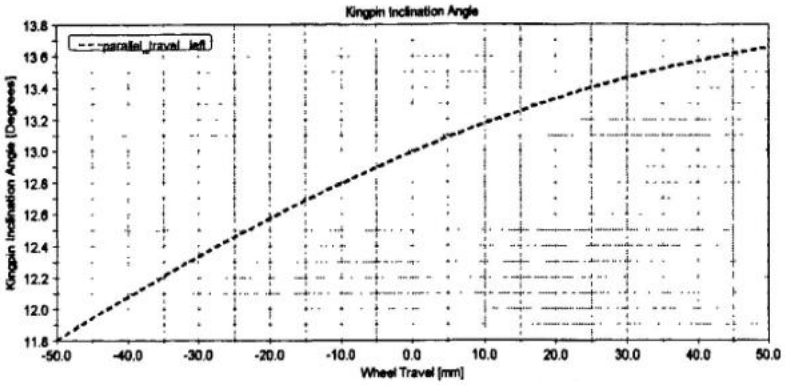


图 3-10 主销内倾角随车轮跳动变化曲线

图 3-9 为主销内倾角随车轮上下跳动±50mm 的变化曲线。主销内倾角的作用是使前轮具有自动回正作用和转向轻便性，内倾角不宜过大，否则在转向时沉重，加剧轮胎磨损，实际设计时，内倾角范围一般控制在 7°~13°。图 3-9 中，主销内倾角在初始位置时为 13°，变化范围为 11.8°~13.65°，变化量为 1.85°，车轮上跳时变化量为 0.65°，超过设计要求但幅值不大，期望能够在后期优化设计中改进此值。

www.docin.com

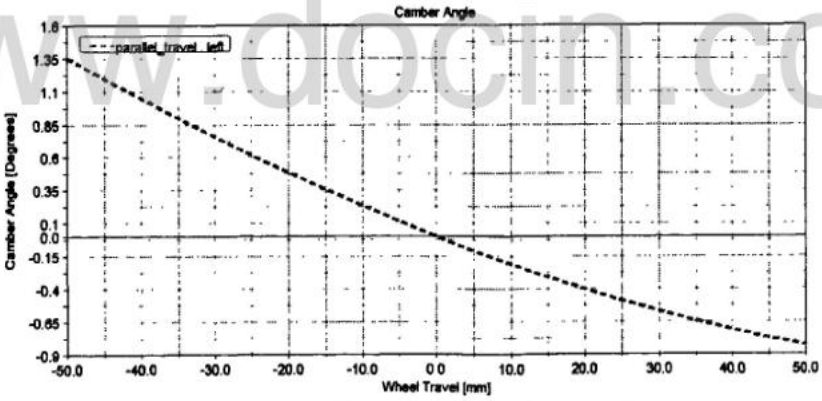


图 3-10 车轮外倾角随车轮跳动变化曲线

图 3-10 为车轮外倾角随车轮上下跳动±50mm 的变化曲线。由第二章可知，车轮外倾角对车辆直线行驶稳定性起着极其重要的作用，为防止车轮出现严重的不足转向或者过多转向趋势，希望当车轮上下跳动±50mm 的范围内，外倾角的变化范围在 1°~2°。图 3-10 中，车轮外倾角在初始位置时为 0°，

跳动过程中变化范围从-0.83°~+1.35°，变化量为 2.18°，变化范围稍大，期望能够在后期优化过程中将变化量减小。

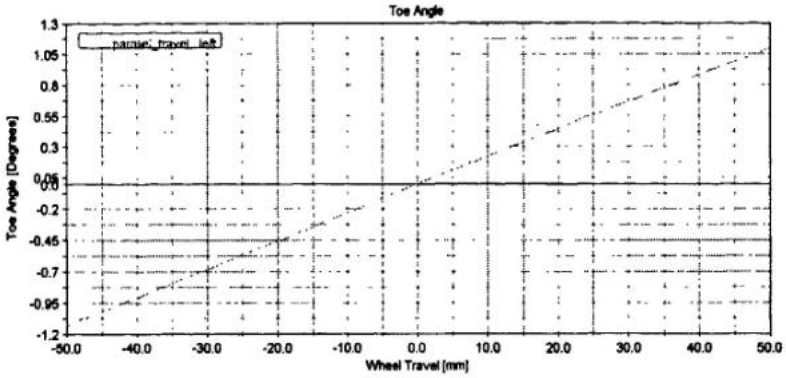
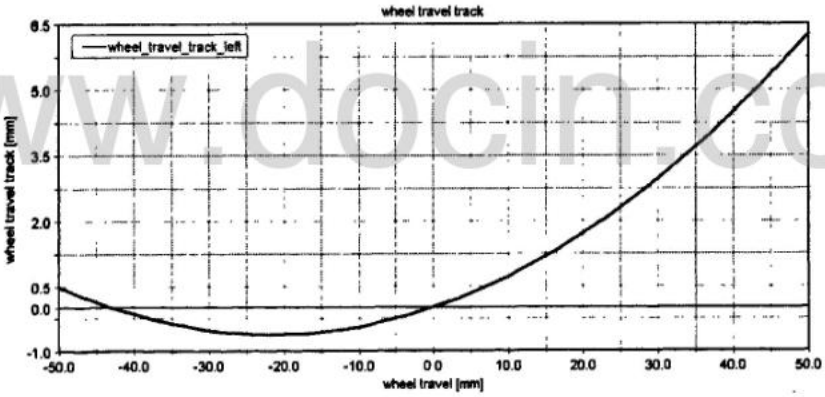


图 3-11 车轮前束角随车轮跳动变化曲线

图 3-11 为车轮前束角随车轮上下跳动±50mm 的变化曲线。前束角变化过大，会影响车辆的直线行驶稳定性，使车轮发抖，增大轮胎与地面间的滚动阻力，加剧轮胎的磨损，所以设计原则是车轮跳动时前束角变化范围越小越好。图 3-11 中，前束角初始值为 0°，跳动过程中变化范围为-1.13°~1.09°，变化量为 2.21°，变化范围过大，明显超出理想的设计值。而较为理想的设计特性值：上跳时，前束角变化为 0°~-0.5°，即弱负前束变化（为了使汽车获得较弱的不足转向特性）。该悬架模型在车轮上下跳动±50mm 过程中，车轮前束角的变化量过大，是后期要优化的主要目标之一。



www.docin.com

图 3-12 轮距随车轮跳动变化曲线

图 3-12 为轮距随车轮上下跳动±50mm 变化曲线图。对于家用轿车而言，应该首先保证不发生轮胎偏磨现象，保证轮胎的正常使用。图 3-12 中，车轮上跳过程中轮距变化为 0~6.3mm,下跳过程中-0.7~+0.5mm，整个跳动过程中变化范围是 7mm，变化范围过大，明显会加剧轮胎的磨损，这是后面优化的主要目标。

3.5.2 模型存在的问题

从上述图 3-8~3-12 中分析得出以下结论：车轮上下跳动过程中，主销后倾角变化量不大，变化范围合理，主销内倾角和车轮外倾角的变化量略微超出理想变化范围；前轮前束角的变化量过大，同时轮距变化过大。分析出现以上的问题，主要原因在于早期设计过程中悬架关键零部件的尺寸存在一定的偏差，简化成麦弗逊悬架结构示意图而言，就是悬架系统中某些关键点的空间坐标不是很合适，导致出现以上的问题，所以在下一章中将主要调整麦弗逊悬架系统中的关键点坐标。

3.6 本章小结

本章根据收集的资料通过三维 CAD 软件 Pro/e 建立麦弗逊前悬架模型，利用接口软件导入 ADAMS 软件进行双轮平行跳动仿真运动学实验，分析了前轮定位参数随车轮跳动的变化特性曲线，找出麦弗逊悬架设计中存在的问题，为下一章的优化分析打下基础。

www.docin.com

第 4 章 麦弗逊悬架优化分析

4.1 引言

从第三章中可以看出，初步设计的麦弗逊悬架系统存在不少问题，其中以车轮前束角变化过大和轮距变化过最为明显，所以本章将重点解决这些问题，对麦弗逊悬架系统进行优化设计。采用 ADAMS 软件自带的参数化分析模块，以麦弗逊悬架系统关键硬点坐标参数为实验变量，以车轮跳动过程中车轮定位参数和轮距变化量为目标函数，对麦弗逊悬架进行实验设计，找出对目标函数影响较大的实验变量。最后对麦弗逊悬架进行优化实验分析，获取优化后的参数坐标，改善车轮定位参数的运动学特性和轮距变化量，减轻轮胎的磨损。

4.2 悬架仿真优化方案

4.2.1 仿真思路

当今，悬架开发设计机理研究的重点是把握车轮定位参数的结构影响因素。具体到麦弗逊悬架结构而言，悬架主销轴线与悬架挂点以及导向机构的空间几何及运动关系密切相关，是确定车轮定位参数的核心要点。本章基于建立的麦弗逊悬架仿真分析模型，利用 ADAMS 软件仿真分析前悬架车轮平行跳动过程中主销的变化情况，以及车辆跳动中轮距变化的情况，从而评价悬架系统的性能。

www.docin.com

实际情况下，一般是通过调整主销轴线下的横摆臂和转向节铰接点和转向横拉杆的长度来调整车轮定位参数。所以为了寻找出解决第 3 章中出现的问题，首先第一步尝试修改模型中某一个关键硬点参数，然后得出悬架系统的运动特性曲线，尝试是否可以很好的解决上面出现的问题，假如这种方法不能够很好的解决。第二步则结合实际维修过程中调整车轮定位参数的方法，同时调整修改悬架系统多个关键结构点的参数，然后得出悬架系统的运动特性曲线，找出解决问题的方法。本文将在此章中以轮距变化为最优考虑，结合定位参数边和特性为辅助，对悬架中关键硬点进行优化分析，从而达到优化车轮各定位参数的目的。

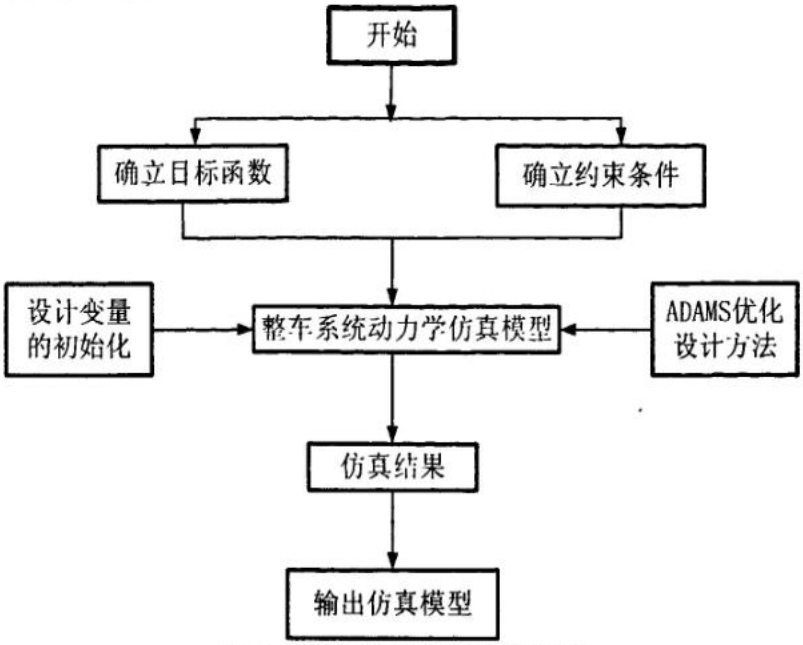


图 4-1 悬架系统优化过程流程图

4.2.2 ADAMS 参数化设计介绍

ADAMS 软件提供了强大的参数化建模功能。在创建模型时确定关键变量，只需改变系统模型中有关参数可以快速方便的了解设计变量对样机性能的影响，然后再对各种设计变量参数优化实验分析，得出最优化的方案。ADAMS 软件提供了 3 种类型的参数化分析方法。

（1） 设计研究：设计研究的主要内容就是在创建好参数化模型后，当取不同的设计变量或改变其的大小时，虚拟样机的性能怎样发生改变。在设计研究过程中，设计变量在一定范围内进行不同取值，进行一系列仿真分析，然后输出各次仿真分析结果。

（2） 实验设计：试验设计(DOE)的主要研究内容是考虑当多个设计变量同时发生变化时，各设计变量对样机性能的影响。使用 DOE 模块可以大大提高所获结果的可信度，并且方便快捷和更好地理解和优化系统性能。

（3） 优化分析：优化是指在系统变量满足约束条件下使目标函数取最大值或者最小值。目标函数可以用数学公式来表示模型的质量、效率等。目标函数中的设计变量作为未知量，当其发生改变的时候会导致目标函数的变化，在优化分析仿真过程中，对设计变量的变化范围进行一定的限制，保证最优设计处于合理的取值范围之内。同时，优化分析中还有个非常重要的概念：约束。

没有约束的优化分析可能导致目标函数有无数个解，也可能无法排除不满足条件的设计方案[40-43]。

4.3 悬架关键硬点 F 对车轮定位参数的影响

对麦弗逊悬架结构示意图进行可知，麦弗逊悬架主销轴线中下三角横摆臂和转向节铰接点是决定汽车车轮定位参数中的主销后倾角和主销内倾角的主要因素。汽车实际行驶过程中，当车轮上下跳动时，减振器的下支点随横摆臂发生摆动，主销后倾角和内倾角随之相应变化，所以下面将重点分析横摆臂与转向节铰接点 F 点。同时结合麦弗逊悬架系统力学分析和运动分析可得，主销后倾角的计算公式为：$\tan\alpha=\frac{x_A-x_F}{z_A-z_F}$，主销内倾角的计算公式为：$\tan\sigma=\frac{y_A-y_F}{z_A-z_F}$，车轮外倾角的计算公式为：$\tan\gamma=\frac{y_C-y_J}{z_C-z_J}$，车轮前束角计算公式为 $\tan\varphi=\frac{y_C-y_J}{x_C-x_J}$，故而从理论上可以说明改变硬点 F 点的坐标可以有效的改变主销后倾角和内倾角值[2]。所以下面将重点分析如何改变硬点 F 点坐标，能够达到改善悬架的行驶平顺性和操纵稳定性的目的。

4.3.1 关键硬点 F 沿单一坐标轴移动对车轮定位参数的影响

www.docin.com

通过上面车轮定位参数计算公式内容可以看出，硬点 F 点的坐标直接影响着主销后倾角和内倾角，对车轮外倾角和前束角似乎没有直接影响，但是这里却不能直接断定对车轮前束角和车轮外倾角没有影响，因为就悬架系统而言其相互硬点之间是相互耦合的，有着内部的关系。所以这里先通过对硬点 F 点的参数进行单一方向的改变，得出车轮定位参数的变化规律，分析出那个方向对车轮定位参数的影响较大。

（1）硬点 F 点沿 X 轴变化对车轮定位参数的影响

硬点 F 点沿 X 轴负方向分别移动 10mm,20mm,正方向 10mm,20mm。F 点坐标分别为（-10，-700，150）、（-20,-700，150）、（10，-700，150）、（20，-700，150）。仿真结果见图 4-2、4-3、4-4、4-5、4-6。

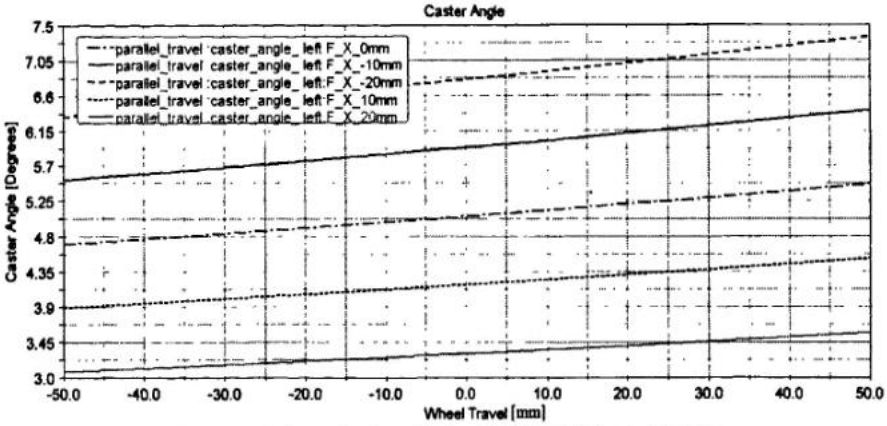


图 4-2 硬点 F 点沿 X 轴移动主销后倾角变化曲线

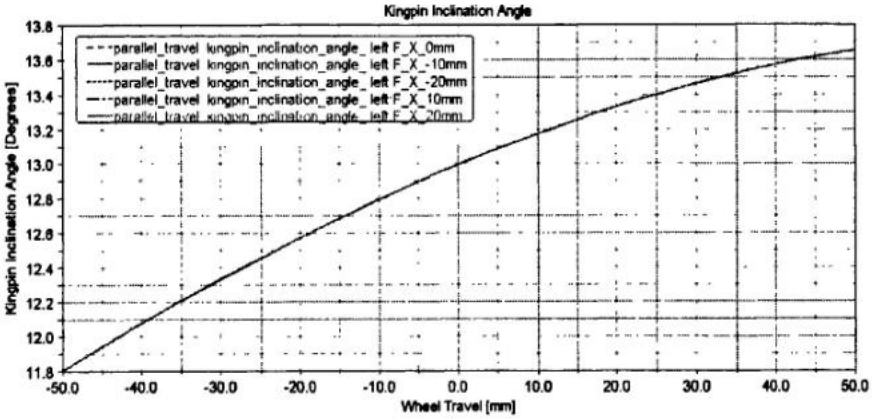
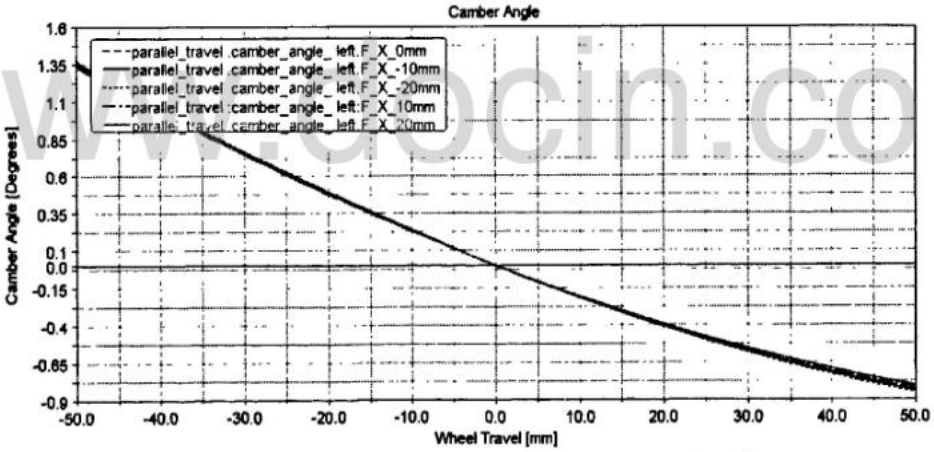


图 4-3 硬点 F 点沿 X 轴移动主销内倾角变化曲线



www.cocin.com

图 4-4 硬点 F 点沿 X 轴移动车轮外倾角角变化曲线

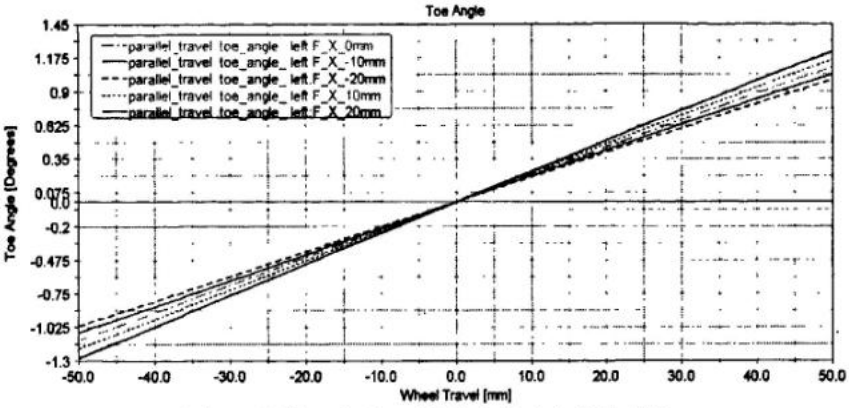


图 4-5 硬点 F 点沿 X 轴移动前束角变化曲线

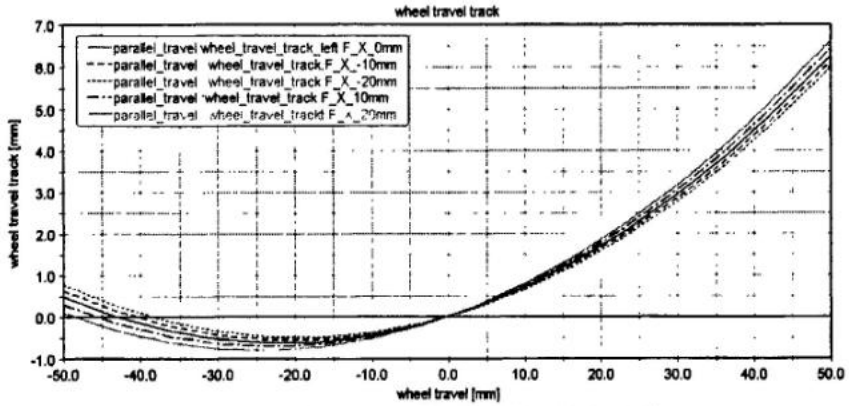


图 4-6 硬点 F 点沿 X 轴移动轮距变化曲线

由图 4-3、4-4、4-5 可知，当转向节与下三角横摆臂铰接点 F 点沿 X 轴负方向移动时，主销内倾角、车轮外倾角、车轮前束角几乎没有变化，所以可以得出 F 点 X 方向坐标移动对主销内倾角、车轮外倾角、车轮前束角几乎没有影响。从图 4-2 中，可以分析出主销后倾角变化非常明显，沿 X 轴负方向越多，其主销后倾角的初始值越大，曲线整体向上平移，主销后倾角过大，会导致转向沉重，沿 X 轴正方向越多，主销后倾角的初始值越小，曲线整体向下平移，所以通过曲线图形可以得出 F 点 X 方向坐标移动对主销后倾角有很大影响。从图 4-6 中，可以分析出当 F 点坐标沿 X 轴负方向移动，车轮上跳过程中轮距变化变小，下跳过程中轮距变化变大，轮距总的变化变小，总的变化量很小；沿 X 轴正方向移动，车轮上跳过程中轮距变大，下过过程中轮距变小，总的变化变大，但是变化幅值较小。所以，这里可以看出关键硬点对车轮定位参数的影响是不同的，是相互影响和制约的，从减小轮距变化的角度看，F 点坐标应该向 X 轴负方向移动，但是这会导致主销后倾角的明显增大。从上面五个曲线图中可以推测得出硬点 F 点 X 轴坐标沿 X 轴正方向移动时，既可以减小主销后倾角，同时车轮轮距变化范围不大，可以达到改进车轮定位参数主销后倾角的效

www.docin.com

果。

（2）硬点 F 点沿 Y 轴变化对车轮定位参数的影响

硬点 F 点沿 Y 轴负方向分别移动 10mm,20mm,正方向 10mm,20mm。F 点坐标分别为（0，-710，150）、（0,-720，150）、（0，-690，150）、（0，-680，150）。仿真结果见图 4-7、4-8、4-9、4-10、4-11。

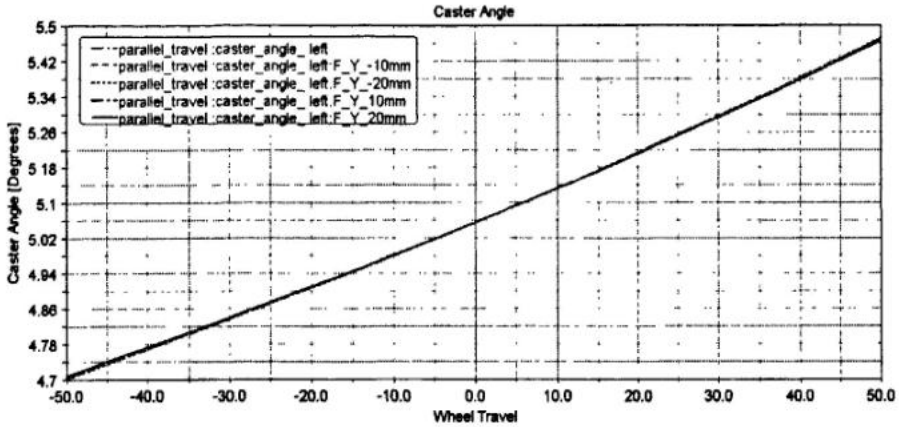


图 4-7 硬点 F 点沿 Y 轴移动主销后倾角变化曲线

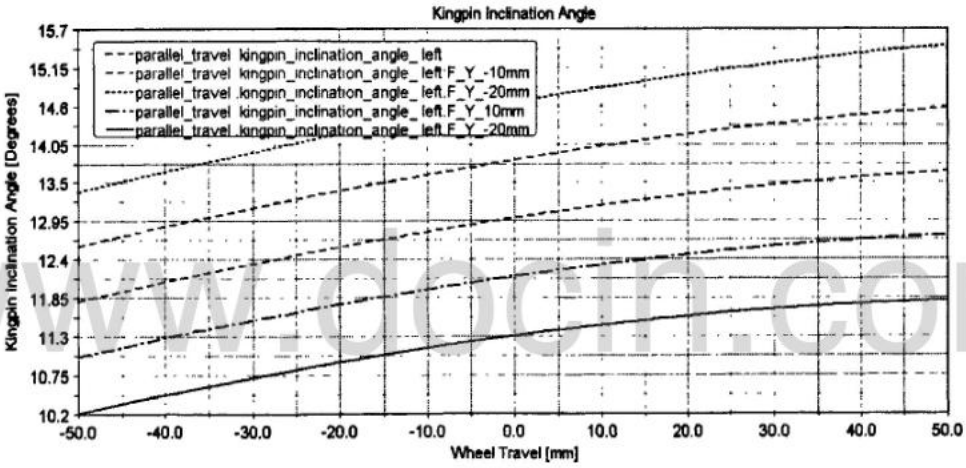


图 4-8 硬点 F 点沿 Y 轴移动主销内倾角变化曲线

www.docin.com

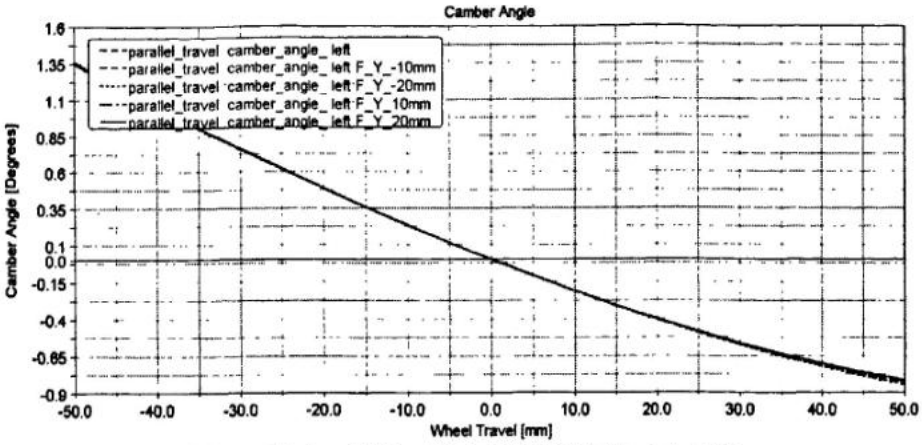


图 4-9 硬点 F 点沿 Y 轴移动车轮外倾角变化曲线

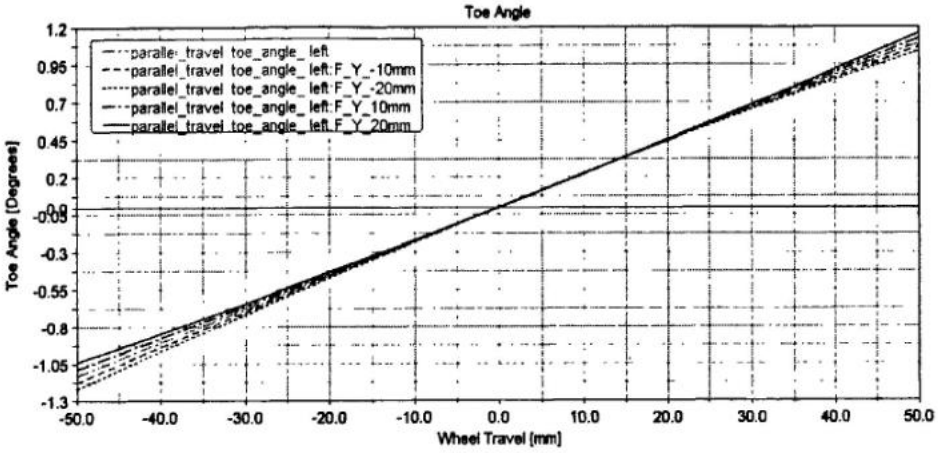


图 4-10 硬点 F 点沿 Y 轴移动车轮前束角变化曲线

www.docin.com

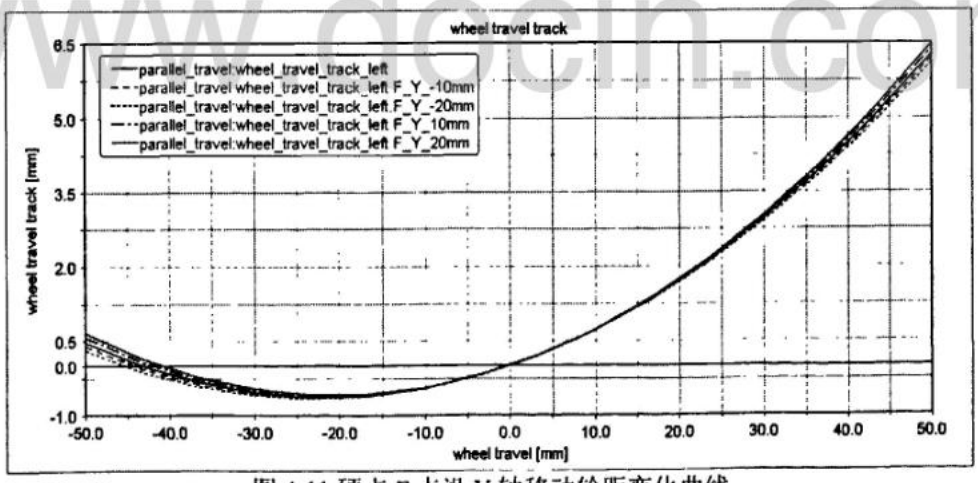


图 4-11 硬点 F 点沿 Y 轴移动轮距变化曲线

由图 4-7、4-9、4-10 可知，当转向节与下三角横摆臂铰接点 F 点沿 Y 轴负方向移动时，主销后倾角、车轮外倾角、车轮前束角变化范围较小。从图 4-8 中可以看出，当 F 点沿 Y 轴负方向越大，主销内倾角变化越明显，其主销内倾

角的初始值越大，曲线整体向上平移，其最小值和最大值都超过设计要求，F点沿Y轴正方向移动时效果刚好相反，F点Y方向坐标对主销内倾角有很大影响。从图4-11中看出，F点沿Y轴移动时，轮距变化在上跳过程中无明显改变，F点Y轴坐标对轮距的影响很小。从上面五个曲线图分析说明，当硬点F点沿Y轴方向移动时，对主销内倾角的影响较大，对其他的定位参数影响较小，硬点F点的Y轴坐标沿正方向移动可以达到优化主销内倾角的效果。

（3）硬点F点沿Z轴变化对车轮定位参数的影响

硬点F点沿Z轴负方向分别移动10mm,20mm,正方向移动10mm,20mm。改动F点坐标分别为（0，-700，140）、（0,-700，130）、（0，-700，160）、（0，-700，170）。仿真结果见图4-12、4-13、4-14、4-15、4-16。

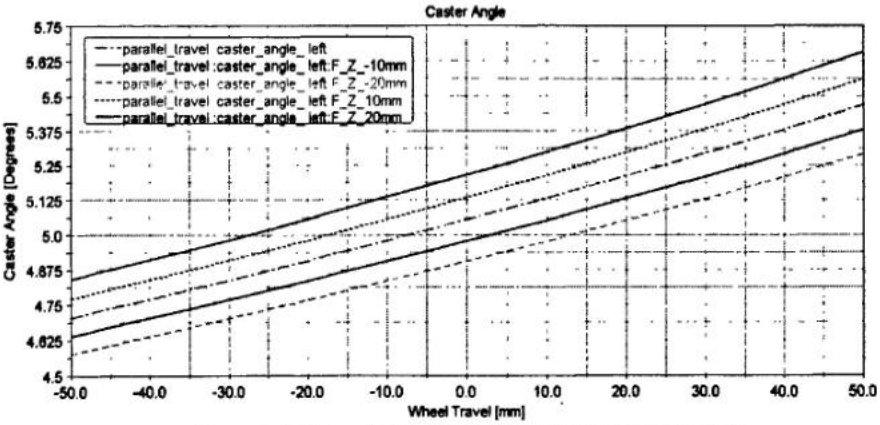


图4-12 硬点F点沿Z轴移动主销后倾角变化曲线

www.docin.com

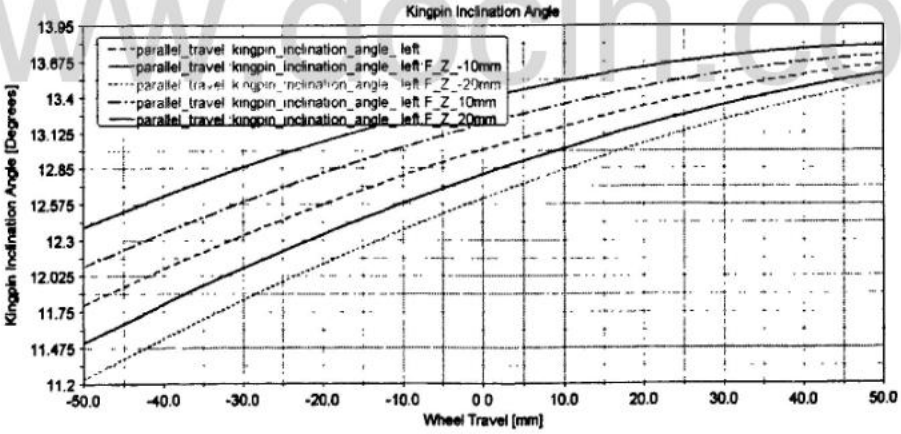


图4-13 硬点F点沿Z轴移动主销内倾角变化曲线

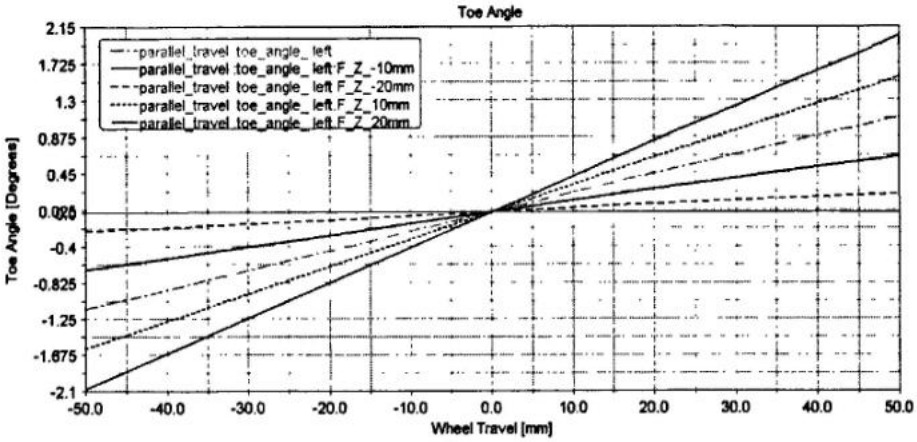


图 4-14 硬点 F 点沿 Z 轴移动车轮前束角变化曲线

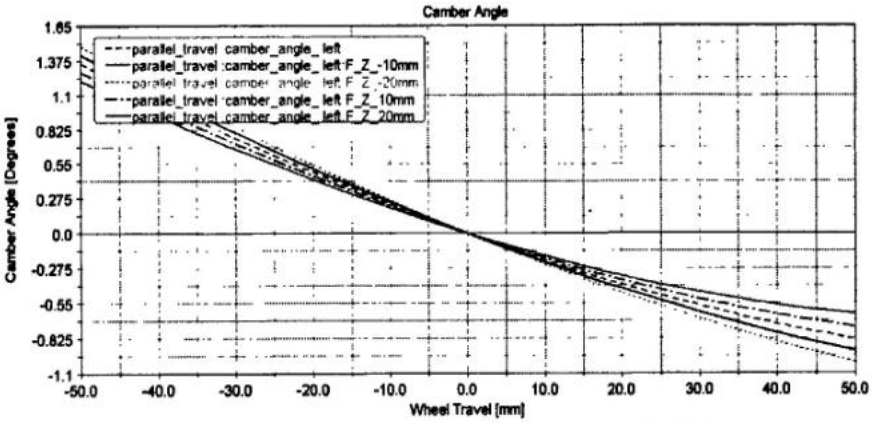


图 4-15 硬点 F 点沿 Z 轴移动车轮外倾角变化曲线

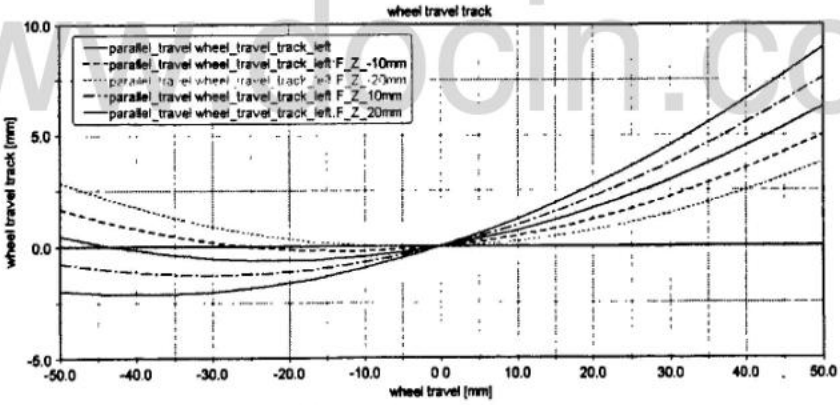


图 4-16 硬点 F 点沿 Z 轴移轮距变化曲线

由图 4-12~4-16 可知，当转向节与下三角横摆臂铰接点 F 点沿 Z 轴方向移动时，车辆定位参数都较大变化，说明 Z 轴方向坐标对车轮定位参数影响很大。图 4-12、4-13 中，当 F 点沿 Z 轴负方向移动时，主销后倾角曲线和主销内倾角初始值变小，曲线整体下移，起到了优化的效果；图 4-14 中，当 F 点沿 Z

轴负方向移动时，车轮前束角变化范围变大，这是不希望看到的结果；图 4-15、4-16 中，车轮外倾角变化范围变小，轮距变化范围变大。当硬点 F 点沿 Z 轴正方向移动时，其效果刚好相反。所以从上面 5 个曲线图可以说明，当硬点 F 点沿 Z 轴方向移动时，对各个定位参数的影响很大，Z 轴坐标敏感度高；同时主销后倾角、内倾角和前束角、车轮外倾角、轮距变化不可以同时到达优化的效果的，它们之间有着相反的变化趋势，这也说明了车轮定位参数之间是相互制约的，不能同时达到最优状态，只能协调相互之间的关系，使其达到一个相对平衡的状态，其工作难点也就在此。

通过上面 F 点沿三个方向单独移动时，从车轮定位参数的变化规律可以得出如下结论：

（1） 当 F 点沿 X 轴方向移动时，对主销后倾角的影响最大，对另外的车轮定位参数几乎没有影响，同时沿 X 轴正方向移动可以起到优化主销后倾角的效果。

（2） 当 F 点沿 Y 轴方向移动时，对主销内倾角的影响最大，对另外的车轮定位参数几乎没有影响，同时沿 Y 轴正方向移动可以起到优化主销内倾角角的效果。

（3） 当 F 点沿 Z 轴方向移动时，对车轮四个定位参数的影响都较为明显，说明了 Z 轴坐标对车轮定位参数最为敏感，其影响也最大（后面可以证明此结论）。

www.docin.com

（4） F 点 Z 轴坐标的移动不能使车轮定位参数同时趋于优化的方向，车轮定位参数相互之间有着相反的变化趋势，不能使多个参数同时达到最佳的状态，只能寄希望车轮定位参数达到一个相对平衡的状态，都满足各自的设计要求，使车辆的整体性能最佳。

（5） 从上面三个方向单独放置可以看出，F 点无论向那个方向移动时，对车轮定位参数中车轮前束角、车轮外倾角的影响都非常小。下三角横摆臂与转向节的铰接点 F 点的移动主要对主销后倾角和主销内倾角产生影响。

4.3.2 关键硬点 F 点沿三个坐标轴同时移动对车轮定位参数的影响

通过上述分析，初步可以得出 F 沿单轴移动时对前轮定位参数造成的影响，然而还不能够完全的说明硬点 F 的三个方向的坐标同时改变时对车轮定位参数的影响。结合前面的车轮定位参数的计算公式，本节将移动硬点 F 坐标

（三个方向同时移动），使用 ADAMS/Insight 进行一系列实验分析。由于从上面结论中可以看出硬点 F 点对车轮前束角和外倾角影响非常小，所以对 F 点三个方向移动就只研究对主销后倾角，主销内倾角和轮距变化的影响特性。

将硬点 F 的三个方向的坐标作为设计变量，在±10mm 的范围内变化，将主销内倾角、主销后倾角、轮距变化作为优化目标，进行仿真分析，分析结果如下：

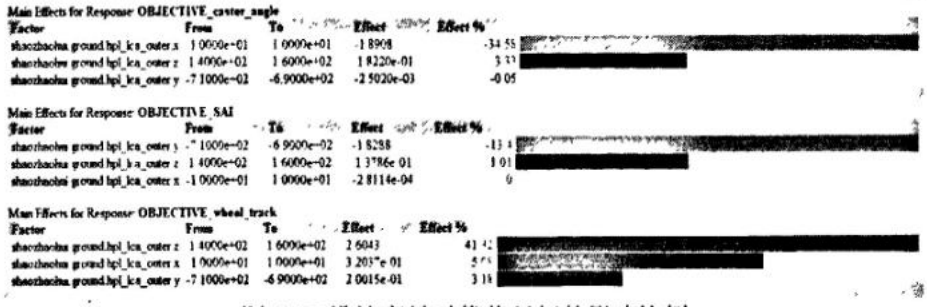


图 4-17 设计变量对优化目标的影响比例

表 4-1 优化结果

硬点	初始值	优化值
Lca_outer（下控制臂外支点）X 坐标	0	10
Lca_outer（下控制臂外支点）Y 坐标	-700	-690
Lca_outer（下控制臂外支点）Z 坐标	150	140

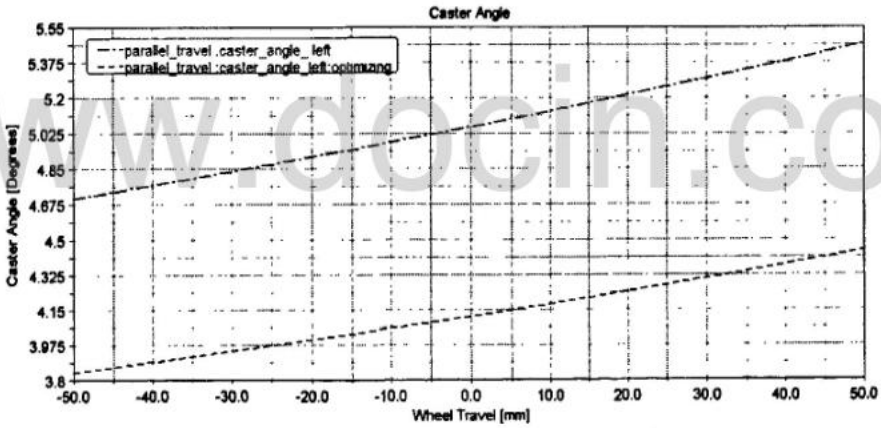


图 4-18 F 点优化后主销后倾角优化图

www.docin.com

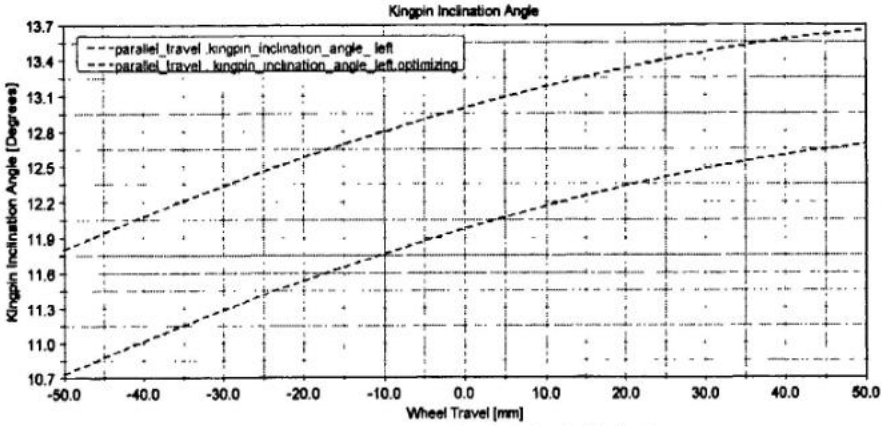


图 4-19 F 点优化后主销内倾角优化图

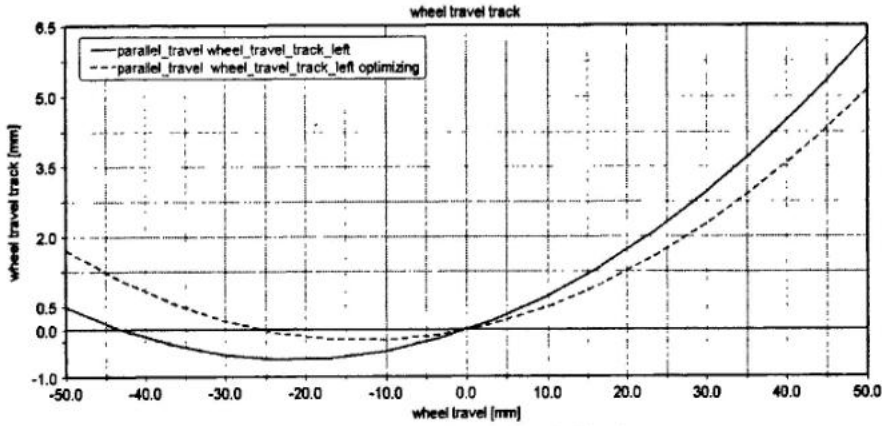


图 4-20 F 点优化后轮距优化图

通过上述试验分析，可以得出如下结论：

（1） 如图 4-17 所示，硬点 F 点的 X 轴坐标对主销后倾角的影响较大，当 X 轴坐标沿正方向移动时主销后倾角变小；硬点 F 点的 Y 轴坐标的改变对主销内倾角的影响比较明显，当 Y 轴坐标沿正方向移动时主销内倾角变小；Z 轴坐标的改变对轮距变化的影响非常明显，当 Z 轴坐标沿负方向移动时轮距变化变小；从图中还可以说明硬点 F 是不能完全决定车轮定位参数的，只能说明 F 点对车轮定位参数的影响是非常明显的。

（2） 表 4-1 为对车轮定位参数优化之后得到的坐标点，代入仿真模型，得到的定位参数曲线图。图 4-18、4-19 为优化前后定位参数对比曲线图，从图中可以分析出主销后倾角和主销内倾角的初始值明显的减小了，曲线也整体向下平移；图 4-20 中，轮距总的变化范围减小，上跳过程中减小，虽然下跳过程中轮距变化范围变大，但是由于车轮下跳概率较小，所以可以不予考虑。同时针对硬点 F 点的优化可以看出，单独对 F 点优化其效果还是有的，但是改进的幅

值还不够，其效果不是非常明显，但是总体上讲对 F 点的优化取得了较好的结果。

4.4 转向断开点 G 对车轮定位参数的影响

通过对仿真动画的反复分析发现，车轮上下跳动过程中轮距发生变化，然而转向断开点却不发生变化，转向横拉杆以转向断开点为圆心转动，进而拉动车轮轮距发生变化和摆振现象。要想改善这种情况，从理论上分析应该加长横拉杆，这样横拉杆绕断开点转动半径加大，对车轮的拉动作用减小；同时通过对汽车维修师的调研中得知，汽车维修过程中对定位参数的调整主要采用静态检测调整，通过调整转向横拉杆的长度使转向轮的前束值恢复到原厂设计值（这也论证了其理论依据）。然而，过长的横拉杆虽然能够改善车辆的摆振和轮距变化过大的现象，但同时也造成了悬架系统在车辆上的布置困难，那么究竟转向横拉杆的长度多少是合适的？本节将通过改动转向横拉杆外支点 G 点的坐标，达到优化的目的。

4.4.1 硬点 G 点沿单一坐标轴移动对车轮定位参数的影响

通过仿真分析，当硬点 G 点沿 X、Y 坐标轴移动时，车轮定位参数几乎没有什么变化（从仿真结果可以得出，略去）,所以在此就只分析硬点 G 点 Z 轴坐标对车轮定位参数的影响。当硬点 G 沿 Z 轴移动时，会引起车轮前束角和车轮外倾角的大幅变化，硬点 G 点沿 Z 轴负方向分别移动 20mm,40mm,沿正方向移动 20mm,40mm。改动 G 点坐标分别为（150，-700，280）、（150,-700，260）、（150，-700，320）、（150，-700，340）。仿真结果见图 4-21、4-22、4-23、4-24、4-25。

www.docin.com

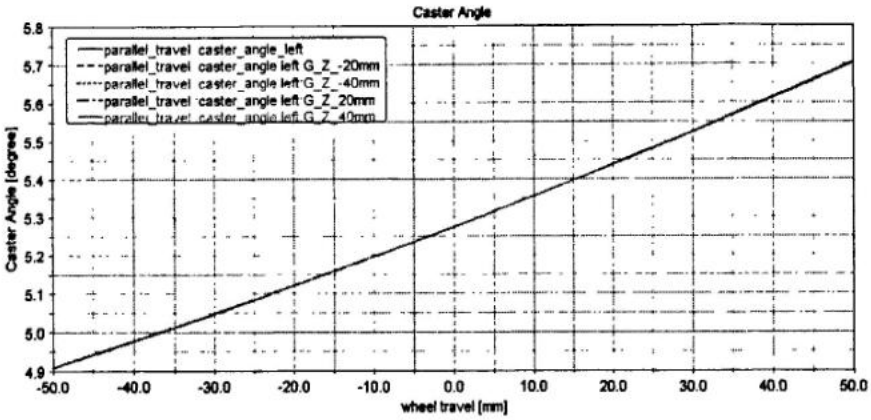


图 4-21 硬点 G 点沿 Z 轴移主销后倾角变化曲线

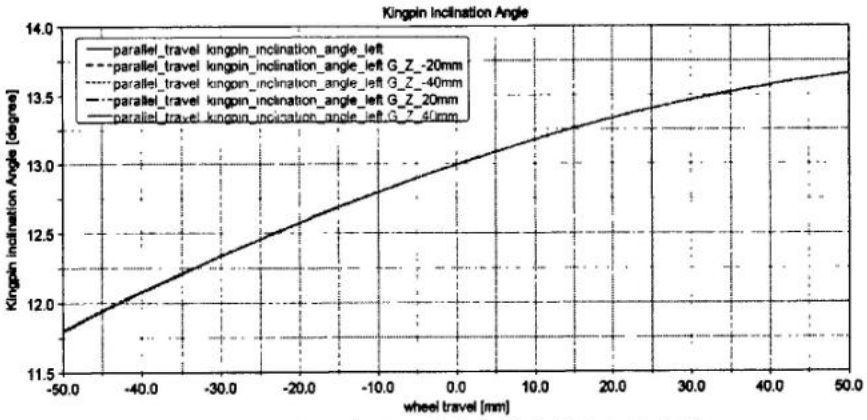
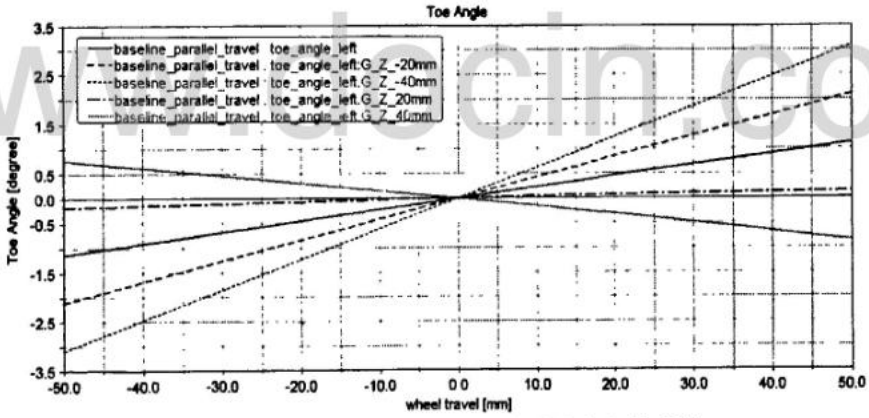


图 4-22 硬点 G 点沿 Z 轴移主销内倾角变化曲线



www.docin.com

图 4-23 硬点 G 点沿 Z 轴移车轮前束角变化曲线

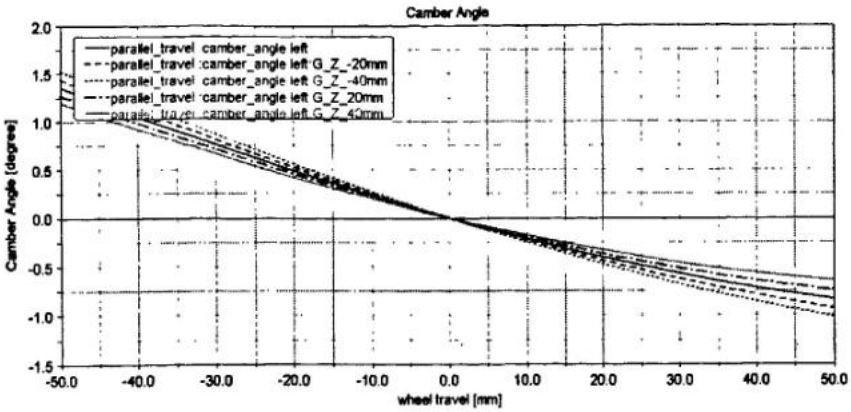


图 4-24 硬点 G 点沿 Z 轴移车轮外倾角变化曲线

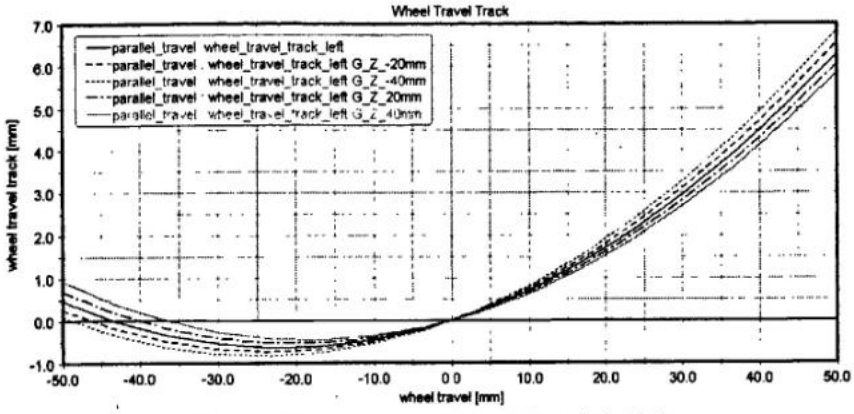


图 4-25 硬点 G 点沿 Z 轴移动轮距变化曲线

从上面图 4-21、4-22 分析可得，改变硬点 G 点 Z 轴坐标对主销后倾角和主销内倾角没有什么影响。从图 4-23 中可得，当沿 G 点 Z 轴负方向移动时，车轮前束角明显变小，上跳过程中甚至达到了弱负前束效果，表现出较好的变化规律，符合设计要求。从图 4-24、4-25 中可得，车轮外倾角和轮距变化范围较变小，但是其趋势却是符合设计要求的。整体上分析可知，而当 G 点沿 Z 轴正方向移动时对车轮定位参数的影响不能达到设计的要求，所以可以得出 G 点坐标改进时应该沿负方向移动。得出结论：沿汽车垂直方向上下调整转向横拉杆外支点的位置，可以很好的调整车轮前束角的大小，达到优化前束角的作用。

www.docin.com

4.5 多个关键硬点对车轮定位参数的影响

从上面 4.3 和 4.4 节的仿真实验中可以分析出：要想通过改变一个硬点坐标就试图整体上调整或优化车轮定位参数几乎是不可能的，车轮定位参数不是由某一个关键点所决定的，是由多个关键结构硬点共同作用的。车轮上下跳动过程中，一个关键点的改变往往伴随着其它多个硬点的改变（虽然在直观上是不

可见的，但是由于其结构上的相互联系），硬点之间通常有耦合关系。在同类研究文章中，针对麦弗逊悬架结构上的优化，多数文章直接选取多个硬点进行优化分析，全部选取硬点三个方向作为实验因子，然后找出优化方案。这种针对大量实验因子的优化分析方法，在方法和策略上不是优选，其缺点是浪费大量的实验时间以及对问题的解决不是很有效。本文采用以上方法验证其实验的缺点，下图 4-26 为采用多达 6 个硬点 18 个实验因子的优化实验影响比例图，图中列举每个影响因子影响比例，从中可以发现实际上多个实验因子对其车轮定位参数的影响非常之小，几乎没有什么作用。所以本文将在此对麦弗逊悬架结构有选择性提取关键硬点和实验因子，然后进行有策略的优化仿真分析。

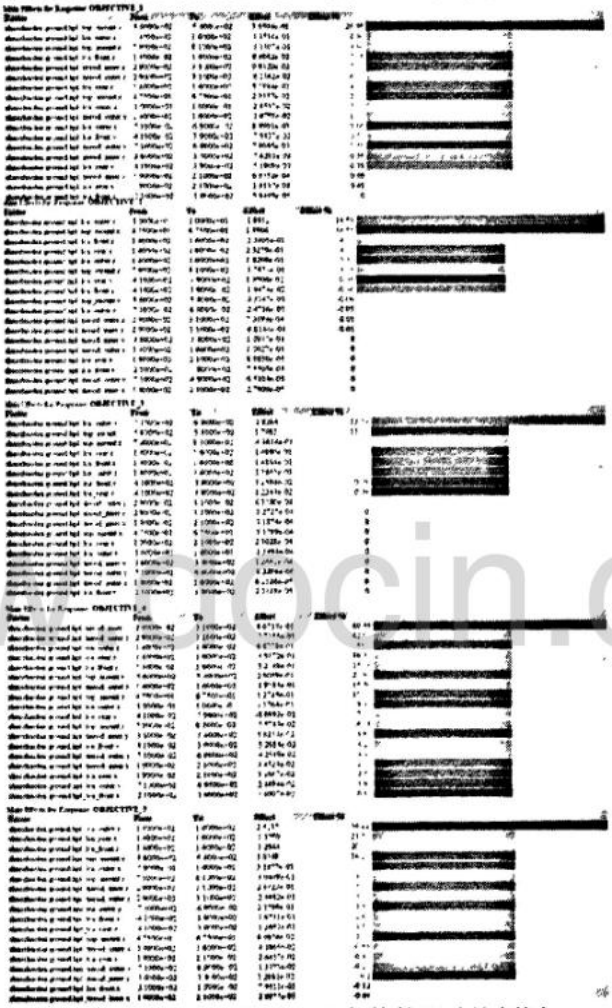


图 4-26 设计变量对定位参数的影响比例图

通常在实际经验中，当汽车车轮前束角出现异常时就对转向横拉杆进行，当发现主销后倾角和主销内倾角出现异常时对转向节和横摆臂铰接点和悬架安装点进行调整，这种方法很非常简单以及有效。所以本节根据实际经验，结合

麦弗逊悬架简化模型，要求对悬架系统的改进越少越好，改动量越小越好，提取最少的悬架系统结构点进行改进。结合以上分析和对影响车轮定位参数的硬点进行实验分析，选取下控制臂外支点$F=[F_x,F_y,F_z]$，下控制臂前支点$H=[H_z]$，下控制臂点$G=[G_z]$，减振器上安装点$A=[A_x,A_y,A_z]$，转向横拉杆外支点$C=[C_z]$，共计 9 个设计变量，其变化范围为±10mm，以车轮前束角、车轮外倾角、主销后倾角、主销内倾角、轮距变化量最小为目标函数。

优化实验方案的确定如下：

设计优化实验方案实验因子和目标函数的选取，要求选取以上 9 个实验因子，和主销后倾角、主销内倾角、车轮前束角、车轮外倾和轮胎变化量为目标函数。同时 9 个实验因子的水平取值范围的确定是在初始值为中心值扩张±10mm 的取值范围。

实验矩阵的构造：

在 ADAMS 优化实验中，通常由于实验因子较多和多个目标函数，所以要求选择恰当的实验设计策略和类型，然后自动生成设计矩阵。本文在此选择 DOE Screening(2-LEVEL)设计策略（此设计策略可以确定某个因素或某些因素对输出的影响比例）和 Dractional Dactorial 类型[40-43]（此类型普遍用于筛选重要影响因子，能够估计对系统的影响）。

www.docin.com

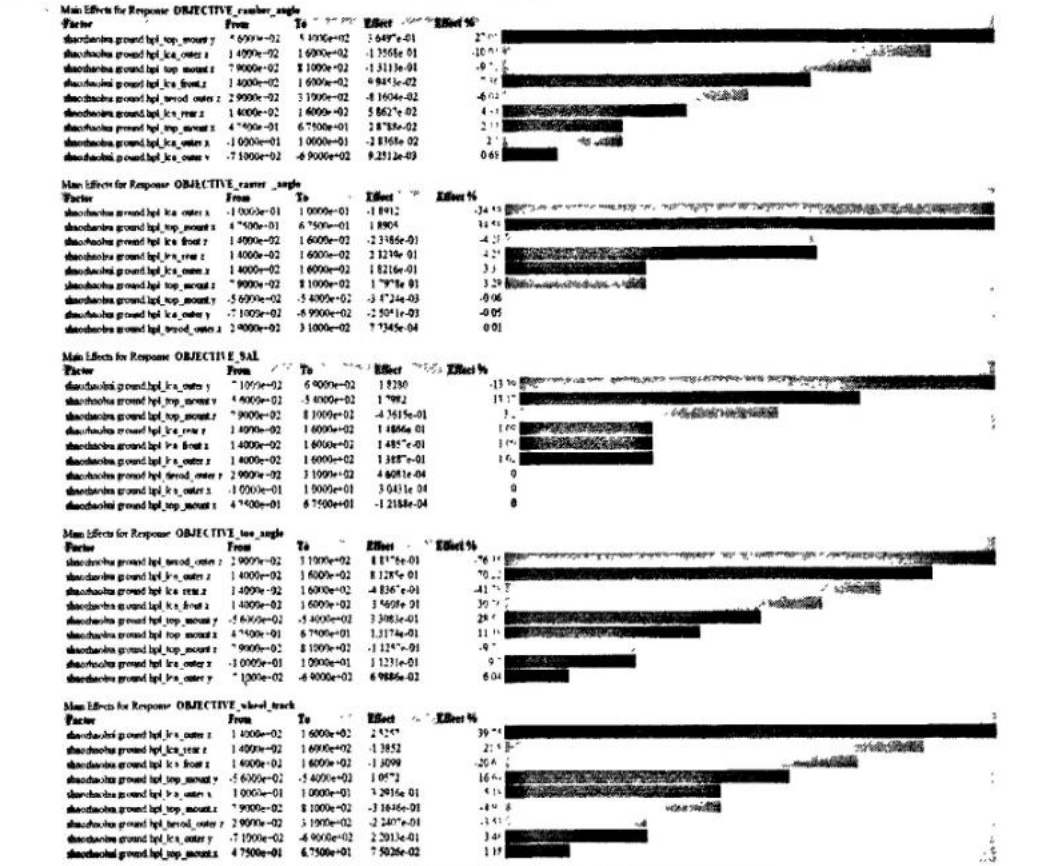


图 4-27 设计变量对优化目标的影响比例

优化后相关硬点坐标值取值如下表所示。

表 4-2 设计变量的初始值和优化值

硬点	初始值	优化值
Lca_outer（下控制臂外支点）X 坐标	0	10
Lca_outer（下控制臂外支点）Y 坐标	-700	-690
Lca_outer（下控制臂外支点）Z 坐标	-150	140
Lca_front（下控制臂前支点）Z 坐标	-150	160
Lca_rear（下控制臂后支点）Z 坐标	-150	160
Tiefod_outer（转向横拉杆外支点）Z 坐标	300	310
Top_mount（减振器上安装点）X 坐标	60	47.5
Top_mount（减振器上安装点）Y 坐标	-550	-560
Top_mount（减振器上安装点）Z 坐标	800	810

www.bjin.com

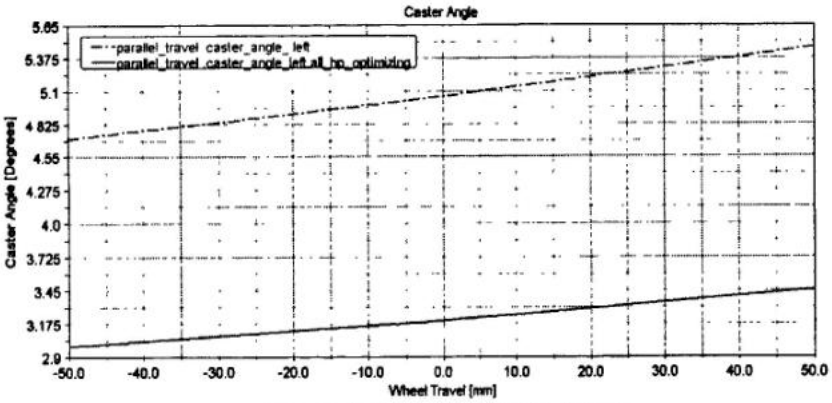


图 4-28 优化后主销后倾角曲线图

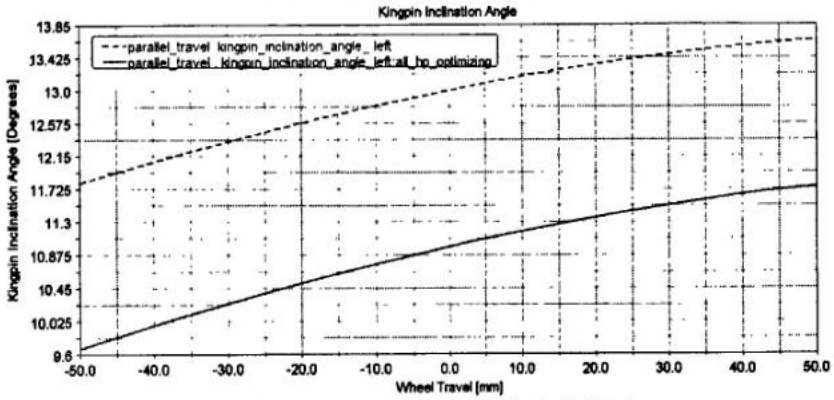


图 4-29 优化后主销内倾角曲线图

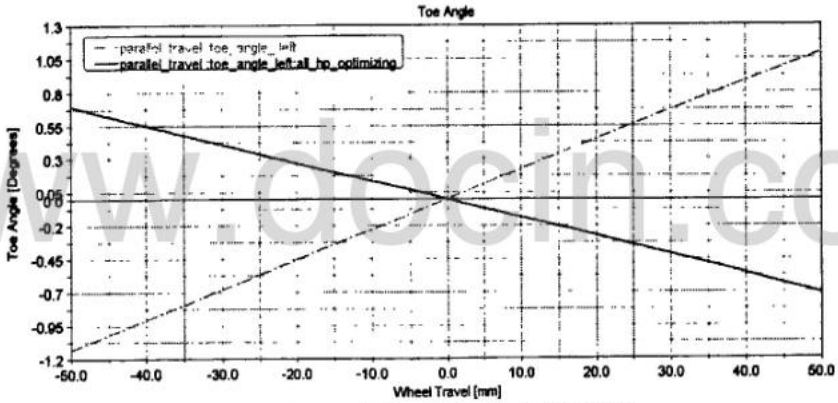


图 4-30 优化后车轮前束角曲线图

www.docin.com

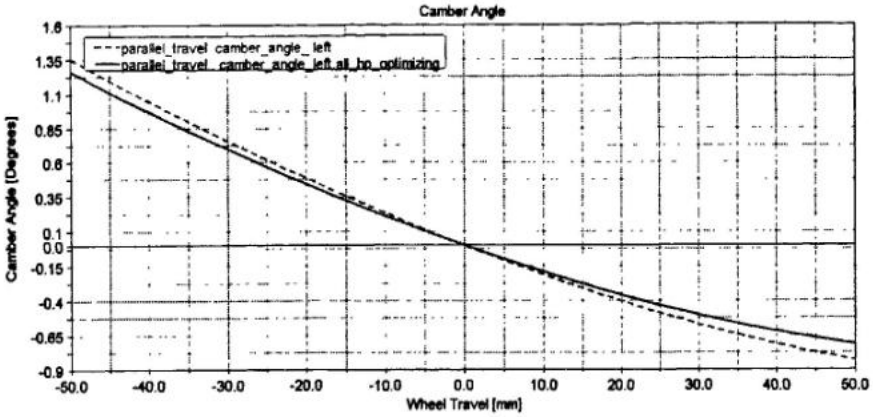


图 4-31 优化后车轮外倾角曲线图

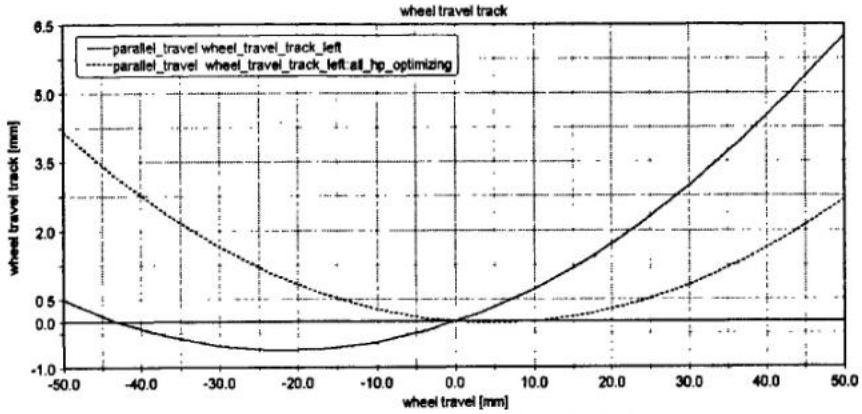


图 4-32 优化后轮距变化曲线图

从上述图 4-27~4-32 可以分析得出如下结论：

（1） 从图 4-27 中可以看出各个实验因子对目标函数的影响比例，其中对主销后倾角影响最大的是 F 点 X 轴坐标和 A 点 X 轴坐标，但是两者所起作用相反；对主销内倾角影响最大的是 F 点 Y 轴坐标和 A 点 Y 轴坐标，也是两者作用相反；对车轮外倾角影响最大的是 A 点 Y 轴坐标；对车轮前束角影响最大的是 G 点 Z 轴坐标和 F 点 Z 轴坐标，两者作用相反；对轮距变化影响最大的是 F 点 Z 轴坐标。从图 4-27 中分析出主要影响主销后倾角和主销内倾角的硬点就只有硬点 F 点和 A 点，换句话说当只要保证 F 点和 A 点不发生变化，可以使主销后倾角和内倾角保持在合理的范围之内。

（2） 表 4-2 为当所有优化目标同时达到最优时，关键硬点的坐标数值。代入仿真模型得到图 4-28~4-32 曲线图，整体上可以分析出优化效果非常明显，各项车轮定位参数变化范围非常明显。其中图 4-28、4-29，主销后倾角和内倾角都达到了理想的设计范围；图 4-30，车轮前束角在上跳过程中变为了弱负前束这也是设计悬架系统中需要的变化趋势；图 4-31，车轮外倾角的变化不是很

明显，但是其趋势也是向好的方向变化；图 4-32，轮距变化也明显减小，总的轮距变化甚至变化负，上跳过程中减小非常明显，虽然下跳过程中轮距变化变大，但是总的趋势是减少轮胎的磨损，同时还有汽车行驶过程中下跳概率较小，所以其总体优化结果是非常好的，达到了早期的优化目标。

（3） 按照表 4-2 所示对麦弗逊悬架系统中硬点坐标进行改进。下控制臂外支点坐标三个方向都沿正方向改进，下控制臂前支点 Z 轴坐标沿负方向改进，下控制臂后支点 Z 轴坐标沿负方向改进，减振器上安装点 X 和 Y 轴坐标方向沿负方向改进、Z 轴坐标沿正方向改进，转向横拉杆外支点 Z 坐标沿正方向改进。

（4） 按照预期的实验方案，进过优化实验设计之后取得非常好的效果，车轮整体变化趋势都是设计所需的结果，说明早期的实验方案是成功的。

4.6 本章小结

本章结合对麦弗逊悬架结构分析，找出影响麦弗逊悬架的几个关键参数点，初步研究分析了下三角横摆臂与转向节铰接点 F 点和转向梯形断开点 G 点两点单独改变对麦弗逊悬架前轮定位参数的特性。首先选取硬点 F 点沿三个方向的单独改变对定位参数的影响，然后选取 F 点沿三个方向的同时改变对定位参数的影响特性。分析了对转向梯形断开点 G 点 Z 轴方向的移动对车轮定位参数的影响。通过实际中汽车维修中对车轮定位参数简单有效的调整方法，提取出关键 5 个关键硬点，通过 ADAMS/Insight 模块进行实验分析，分析各点坐标对车轮定位参数的影响特性，得出每个实验因子优化改变方向。经过权衡考虑悬架各方面性能参数，使优化后的悬架硬点参数满足设计要求，取得了较好的效果。

www.docin.com

第5章 总结与展望

5.1 本文总结

本文通过对麦弗逊悬架系统三维设计与运动仿真分析，系统地讲述了麦弗逊悬架从三维设计到导入CAE软件仿真分析的整个过程，解决了悬架系统三维设计中的问题，研究了悬架系统中关键结构硬点对车轮定位参数的影响特性，找出了悬架系统设计中存在的问题，通过对关键硬点进行结构优化分析，找到了较好的解决方法，提出了改进的方案。本文主要结论如下：

（1） 汽车麦弗逊悬架作为目前国内汽车中最为广泛应用的悬架系统，有着重要的研究意义。

（2） 本文对麦弗逊悬架进行详细的介绍，对所建立的悬架模型进行仿真分析，详细深入地分析了车轮上下跳动过程中车轮定位参数的变化特性，找出了悬架系统中存在的问题，然后对关键硬点F和G点进行实验分析，分析出硬点F点和G点对车轮定位参数的影响规律，分别总结出其硬点的改进方案，同时F点和G点对麦弗逊悬架系统的影响最大。

（3） 为使车辆的整体性能达到最优，选取麦弗逊悬架系统中对车轮定位参数影响最大的关键硬点，对关键硬点参数进行一系列优化分析，得出优化后的硬点坐标，取得了非常好的效果，说明对关键硬点的选取是可行的，减少了汽车轮胎的磨损，达到了优化设计的目标。

www.docin.com

5.2 研究展望

由于时间和能力有限以及缺乏相关的技术参数和实验条件，本论文只建立了麦弗逊悬架的运动学分析模型，只进行了运动学仿真分析，尚有许多问题有待更进一步的研究和探索，今后将着重在以下几个方面进行研究：

（1） 论文中建立的悬架模型在开始处就已假设为刚体，没有考虑悬架中橡胶衬套的作用。希望能够在以后可以将橡胶衬套因素加入到整个模型之中，从而得到更加真实准确的仿真模型。

（2） 论文中只进行了虚拟样机仿真分析，没有做台架实验，这点还不能够全面真实的反应麦弗逊悬架系统的性能，希望能够在以后加入台架实验。

（3） 本文中对悬架系统性能的评价指标有多个，同时这些评价指标之间是相互关联相互制约的，希望能够在以后的工作中采用更有效的评价方法，使汽车的整体性能达到最优。

www.docin.com

参考文献

[1] 高晋.悬架集成系统平台研究[D].长春：吉林大学工学硕士学位论文,2007.

[2] 玄圣夷.专家系统在麦弗逊悬架设计中的应用研究[D].长春：吉林大学工学硕士学位论文,2007.

[3] 黄晓云. 汽车总体设计专家系统的研究与开发[D]. 长春:吉林大学博士学位论文,2003.

[4] 梁静文.轿车独立悬架设计方法研究[D]. 长春：吉林大学硕士学位论文，2009.

[5] 陈家瑞.汽车构造[M].北京:机械工业出版社,2006.

[6] 王望予.汽车设计[M].北京:机械工业出版社,2006.

[7] 刘维信.汽车设计[M].北京:清华大学出版社,2001.

[8] 余志生.汽车理论[M].北京:机械工业出版社,2007.

[9] Penoyer J A,Burnett G,Fawcett D J.Knowledge based product lifecycle systems:principles of integration of KBE and C3P[J].Computer-Aided Design,2000,32(3):311-320.

[10] Kovacs Z,Le Goff J-M,Mc Clatchey R.Support for product data fromdesign to production[J].Computer Integrated Manufacturing Systems,1998,11(4):285-290.

[11] 王惠生.麦弗逊悬架和转向系统的性能仿真研究[D].天津:河北工业大学硕士学位论文 2006.

[12] 胡景煌，汪文龙，周梅.车辆操稳性的虚拟样机技术研究[J].合肥工业大学学报，2007,30（7）：817-819.

[13] 艾微全，高世杰. 麦弗逊式前悬架的设计及改进分析[J]. 上海汽车, 2004.(2):30-32.

[14] 姜立标，倪强.基于 ADAMS/View 的 6×6 越野车前独立悬架参数化设计与分析[J].北京航空航天大学学报，2008,34（2）：251-253.

[15] KORTVM W. Review of Multibody Computer Codes for Vehicle System Dynamics[J]. Vehicle System Dynamics, 1993, 22 (12):37-42.

[16] 张俊，何天明. 麦弗逊前悬架的虚拟设计及优化[J]. 北京汽车, 2006,(5):13-15.

[17] [德]Prof.J.Reimell(耶尔森・赖姆帕尔) 著，余卓平译.汽车底盘技术[M].北京:机械工业出版社,1999.

[18] [德]阿达姆・措莫托著, 黄锡鹏译. 汽车行驶性能[M]. 北京:科学普及出版社, 1992.

[19][日]安培正人著,陈幸波译.汽车的运动与操纵[M].北京:机械工业出版社,1998.

[20] John C. Dixon. Suspension Geometry and Computation [M].Antony Rowe Ltd, 2009.

[21] 郭孔辉.汽车操纵动力学[M].长春:吉林科学技术出版社,1991.

www.docin.com

[22] 喻凡.汽车动力学[M].机械工业出版社，2005.

[23] 丁渭平. 汽车 CAE 技术[M]. 西南交通大学出版社，2010.

[24] 汤靖. 基于 ADAMS 的麦弗逊前悬架优化研究[D]. 江苏大学工学硕士学位论文，2005.

[25] 陆波. 麦弗逊式独立悬架系统运动分析[J]. 汽车技术, 1994,2(6):37-40.

[26]卞学良. 麦弗逊悬架转向机构计算机辅助分析[J].天津：河北工业大学学报，2002.

[27] 毛金明. 麦弗逊悬架仿真分析[D]. 南京:南京林业大学工学硕士学位论文, 2003 .

[28] 詹文章. 汽车独立悬架多体系统动力学仿真及转向轮高速摆振研究[D]. 长春:吉林大学工学硕士学位论文, 2000.

[29] 郭伟.汽车前悬架的优化设计及整车稳态转向特性的研究[D].重庆：西南交通大学硕士学位论文，2008.

[30] 刘晶郁，王少赠.重型载货汽车悬架的优化设计[J].西安：长安大学学报（自然科学版），28（5）：103-205.

[31] 董传林.麦弗逊悬架动力学仿真的自然坐标法研究[D].长春：吉林大学硕士学位论文，2006.

[32] 赵秋芳.基于 ADAMS 的汽车操纵稳定性仿真实验初步研究[D].大连：大连理工大学硕士学位论文，2006.

[33] 方飞. 汽车操纵稳定性的计算机仿真研究[J].武汉理工大学学报(自然科学版)，2006，22（5）：66-68.

[34] 章兰珠，王军.汽车悬架对行驶平顺性的影响[J].华东理工大学学报，2008,34（6）：52-54.

[35] 隗寒冰，邓楚南，何文波.基于 ADAMS 软件的汽车平顺性仿真分析[J].机械设计与制造，2006，(7)：75-77.

[36]廖力成.基于多体系统动力学的麦弗逊悬架运动学仿真与优化设计[D].武汉：武汉科技大学硕士学位论文，2009.

[37] 钱尼君.麦弗逊悬架系统动力学分析及其疲劳寿命预测研究分析[D].南昌大学学报（工科版），2008.

[38] 鲍卫宁. 基于 ADAMS 软件的轿车悬架动态模拟与仿真[D]. 武汉:武汉理工大学工学硕士学位论文, 2002.

[39] 詹友刚.PRO/ENGINEER 中文野火版 3.0 高级应有教程[M].北京：机械工业出版社，2006.

[40] 李增刚.ADAMS 入门详解与实例[M].北京：国防工业出版社，2006.

[41] 葛正浩.ADAMS2007 虚拟样机技术[M].北京：化学工业出版社，2010.

[42] 石博强.ADAMS 基础与工程范例教程[M].北京：中国铁道出版社，2007.

www.docin.com

[43] 范成建.虚拟样机软件 ADAMS 应用于提高[M].北京：机械工业出版社，2006.

[44] 张越今. 多体动力学在轿车动力学仿真及优化研究中的应用[D]. 北京:清华大学工学硕士学位论文.

[45] Bian，X.L，Song，B.A，Becker. The optimization design of the McPherson strut and steering mechanism for automobiles[J].For schungimingenieurwesen/ Engineering Research, 2003,68(1):60-65.

[46] Sunder Vaduri，E.Harry Law，Development of an expert system for the analysis of track test data[J].SAE,2000,10(5):1628.

[47] 王毅.轿车多连杆悬架优化设计及整车稳态转向性能研究[D].合肥：合肥工业大学硕士学位论文，2009.

[48] 徐石安.汽车构造：底盘工程[M].北京：清华大学出版社，2008：200-210.

[49] 方飞.麦弗逊前独立悬架汽车的操作稳定性研究[D].武汉：武汉理工大学硕士学位论文，2006.

[50] 毛金明.麦弗逊悬架仿真分析[D].南京：南京林业大学硕士学位论文，2003.

[51] 胡珊.汽车车轮定位参数与悬架结构型式的内在规律研究[D].武汉：武汉理工大学硕士学位论文，2007.

[52] 郑重.基于虚拟样机的悬架优化设计及整车仿真[D].武汉：武汉理工大学硕士学位论文，2009.

[53] 张俊.麦弗逊悬架的虚拟设计及实验平台的研究开发[D].武汉：武汉理工大学硕士学位论文，2007.

[54] Jonsson .M. Simulation of Dynamical Behavior of a Front Wheel Suspension [J] .Vehicle System Dynamics ,1991,VOL.20, NO.5:26-281.

[55] Peter Holdmann ,Philip .K , Bertram , M. Ralph Willems .Suspension Kinematics and Compliance -Measuring and simulation [J] .SAE, 1998 ,(02) :23-25 .

[56] 杨玉林，程雨梅.汽车四轮定位的作用及对行驶性能影响的分析[J].长春：长春大学学报，2009,19（4）:4-7.

[57] 赵新红.麦弗逊式悬架在车轮转向和跳动时的运动分析和转向横拉杆断开点的优化[D].长沙：湖南大学硕士学位论文，2003.

[58] 王淑芬.基于 CATIA 的汽车悬架动态仿真[D].重庆：重庆交通大学硕士学位论文，2007.

[59] 张云清，陈宏，项俊，等.麦弗逊前悬架参数灵敏度分析及优化[J].机械设计与制造，2005,02（4）：25-26.

[60] 陈永耀，谢伟东.基于 ADAMS 的麦弗逊悬架动力学仿真及优化设计[J].机电工程，2009,26（9）：97-99.

www.docin.com