

北华航天工业学院

# 毕业设计报告(论文)

报告(论文)题目: 汽车前轮定位参数研究  
及优化设计

作者所在系部: 机电工程学院

作者所在专业: 车辆工程

作者所在班级: B13141

作者姓名: 陈浩

作者学号: 201322377

指导教师姓名: 赵秋芳

完成时间: 2017年5月26日

北华航天工业学院教务处制

## 摘 要

转向轮定位参数主要有：主销后倾角，主销内倾角，前轮外倾角和前轮前束。这四个参数的设定是否合适，直接决定着汽车直线行驶时操纵稳定性、转向操纵轻便性和转向轮回正性能的好坏。

本文为提高该车的操纵稳定性，利用动力学仿真软件 ADAMS/CAR 软件建立了简化的虚拟样机模型，进行双向轮跳仿真实验，分析评价该车的前轮定位参数。最后利用 ADAMS/INSIGHT 模块优化其前轮定位参数，从而改善其因为定位参数不合理而导致的轮胎磨损。

论文首先讲述了汽车前轮定位参数的重要意义，并按照标准评价了各参数的合理与否，接着列出了前束和外倾角的数学关系。

因整车分析建模工作量巨大，合理的简化转向系统和悬架模型尤为重要，前悬架单侧车轮跳动仿真能够代表整车的操纵稳定性。

**关键词** 前轮定位参数 虚拟样机 ADAMS/CAR 双向车轮跳动仿真

## Abstract

The accuracy of alignment parameters, will directly affect the stability of the car while it running along a straight line, steering lightly and wheels' turning back and so on.

To improve the handling stability ,setting up a virtual prototype model is becoming a popularly way with a simulation software called ADAMS / CAR . The two-way wheel jump simulation experiment is carried out to analyze and evaluate the front wheel alignment parameters of the vehicle. The ADAMS / INSIGHT module is used to optimize front wheel alignment parameters.Finally,we can use the analysis above to improving its handling stability.

Firstly, the article describes the importance of the front wheel alignment parameters, then gives the optimal design method of the four front wheel positioning parameters, and demonstrates the quantitative relationship between the kingpin dumping and the retrogression moment on the steering wheel.

It is necessary to simplify the vehicle structure and suspension model because of the huge workload of vehicle analysis and modeling. The simulation of unilateral wheel beating on the front suspension can represent the performance of the car.

**Key words** The front wheel alignment parameters ADAMS / CAR virtual prototype model The two-way wheel jump simulation

## 目 录

摘 要	I
Abstract	II
第 1 章 绪论	1
1.1 课题背景	1
1.2 操纵稳定性的概念	1
1.3 前轮定位参数	1
1.3.1 前轮外倾角与前轮前束值	1
1.3.2 主销后倾角	2
1.3.3 主销内倾角	2
1.3.4 前轮定位参数的研究	2
1.4 本课题研究的主要内容	2
1.4.1 前轮定位参数与操纵执行驾驶员指令的准确性的关系	2
1.4.2 前轮定位参数的影响因素	2
1.4.3 麦弗逊悬架模型的建立与仿真	错误! 未定义书签。
1.5 本课题研究意义	2
第 2 章 前轮定位参数与汽车操纵稳定性	4
2.1 主销后倾角的影响	4
2.2 主销内倾角的影响	4
2.3 前轮外倾角的影响	4
2.4 前轮前束值的影响	5
第 3 章 影响前轮定位参数的因素	6
3.1 悬架与前轮定位参数	6
3.1.1 悬架概述	6
3.1.2 几种常见悬架与前轮定位	6
3.2 驱动类型与前轮定位	7
3.3 转向机构与前轮定位	7
3.3.1 转向器的性能与前轮定位	7
第 4 章 汽车前轮定位角的设计要求	9
4.1 引言	9
4.2 前轮定位角的变化	9
4.2.1 前轮外倾角	9
4.2.2 前轮前束	9

4.2.3 主销后倾角·····	9
4.2.4 基于车轮最小侧滑量的前轮定位参数优化理论·····	10
4.2.5 基于轮胎磨损的前轮前束与前轮外倾角的优化理论·····	10
第 5 章 悬架模型的建立与仿真·····	11
5.1 ADAMS/CAR 建模·····	11
5.2 前轮定位参数的运动学仿真·····	12
5.2.1 仿真结果·····	13
5.2.2 结果分析·····	15
5.3 前轮定位参数的优化·····	15
5.3.1 拟合结果·····	15
5.3.2 网页格式查看灵敏度·····	16
5.3.3 最大因子选择·····	17
5.3.4 优化结果分析·····	17
第六章 结论·····	18
6.1 论文的主要工作·····	19
6.2 前轮定位参数的研究与展望·····	19
2.1 外倾角与前束值·····	19
2.2 主销后倾角·····	19
致 谢·····	20
参考文献·····	21

# 第 1 章 绪论

## 1.1 课题背景

人们对汽车的追求不再满足于单纯的速度和性价比，而开始关注更好的汽车的操纵稳定性和行驶时的安全性。合理的前轮定位参数可以使车辆更平稳的直线行驶和不费力的转向，并降低车辆在行驶过程中各部分零件的磨损。转向轮的定位参数的改进可以直接满足人们新的需求

想要准确细致的分析车辆的运动学参数，就不得不综合各部分机件的运动，创建符合实际的模型。将汽车各种子系统加以简化，抽取本质因素，辅以计算机，建立合适的虚拟样机，汽车动态特性的研究得以发展。

美国的 MSC 公司的 ADAMS/CAR 软件是目前应用最广泛的机械系统动力学仿真分析软件，可以实现对前轮定位参数的优化设计和操纵执行驾驶员指令的准确性的研究。

## 1.2 操纵稳定性的概念

车辆驾驶的准确性能，即汽车能够按照驾驶员在清醒状态时给予转向车轮的指令行驶；即使车辆受到外界不稳定因素影响，依然能不过分受干扰并稳定行驶的性能。

## 1.3 前轮定位参数

汽车转向轮的定位主要参数主要保证前轮在底盘上位置的精确确定、车辆行驶的执行驾驶员指令的准确性、执行驾驶员指令的灵敏程度及转向后的自动回正，且前束和外倾角应符合列出的数学公式。

### 1.3.1 前轮外倾角与前轮前束值

关于前轮定位参数的研究起源于原始的马车。为了提升马车的承载能力和减少车轮横向滑脱的趋势，外倾角取值较大，这样做能够增大车厢底部面积，使马车行驶时不至于将泥水飞溅到乘客身上。

19 世纪末，在英国人邓禄普发明了充气轮胎以后，因早期的车轮外倾角过大导致的轮胎磨损严重，使减小车轮外倾角提上了日程。为了消除因左右车轮制动力不平衡造成的制动转向，并减小轮胎侧移量，将前轮外倾角减少了  $3^\circ$  左右。伴随着前轮外倾，轮胎与地面接触出现了相对滑动。这不光使轮胎磨损境况更严峻，随之附带的地面摩擦力更是使轮胎向一侧扭转。前轮前束应运而生。前轮前束可以在轮胎扭转之前使轮胎预备，进一步减少轮胎的磨损。前轮前束与前轮外倾角必须有呈下式中的比例：

$$T = \frac{ld}{2r}$$

其中，T 为前轮前束值；d D 是前轮轮缘的直径；l 为前轮接地印记长度；伽马是前

轮的弯度； $r$ 为轮胎的滚动半径。

### 1.3.2 主销后倾角

德国查特林从优先考虑前轮转向后自动回正角度，得出主销后倾角最好为 $15^\circ$ ，这个角度的主销后倾角可以尽可能的保证前轮回正速度。此外，较大的后倾角也带来了比较差的驾驶体验，转向轮甚至出现左右摇摆。终于到1950年，低压轮胎的广泛使用大大改善了车轮的回正能力，主销后倾角的值普遍减小。研究发现前轮前束的改变可以减少前轮摆振及异常磨损。

### 1.3.3 主销内倾角

为了保证车辆低速时转向回正性、执行驾驶员指令的灵敏程度及行驶执行驾驶员指令的准确性，车辆的主销内倾角取值较大。

### 1.3.4 前轮定位参数的研究

前文提到，因为主销内倾角会导致较大的摆振峰值，所以现代汽车在设计时普遍趋向于减小主销内倾角，这还会消除部分回正力矩，使转向更轻便。

前轮外倾角减小。为保证车辆高速转向时的车身的稳定能力和延长轮胎使用寿命，现代汽车设计时采用的前轮外倾角趋于负值，即前轮内倾。

主销内倾角增大，增大了稳定力矩，提高了轿车行驶的安全性，可以改善汽车在面对突发状况的适应能力。

前束通过上述公式计算得出，负的前束和内倾才能与公式相符合，减小车轮的侧滑，降低轮胎磨损。

## 1.4 本课题研究的主要内容

本文利用ADAMS/CAR软件建立麦弗逊悬架系统的模型，研究该悬架的前轮定位参数，并优化悬架的硬点坐标；研究包括以下内容：

### 1.4.1 前轮定位参数与操纵稳定性的关系

研究各前轮定位参数分别是如何影响车辆行驶时的抗干扰能力、转向施加指令后的灵敏度及前轮的自动回正。

### 1.4.2 前轮定位参数的影响因素

研究前悬架子系统和转向机构的上主销内倾角的影响,主销后倾角、前轮前束和车轮外倾角和四轮之间的关系进行了分析。

## 1.5 本课题研究意义

前轮定位的主要参数主要保证前轮在底盘上空间位置的精确确定、车辆行驶的执行

驾驶员指令的准确性、执行驾驶员指令的灵敏程度及转向后的自动回正。为防止轮胎磨损，前轮前束和外倾角应按相应公式计算得出。



## 第 2 章 前轮定位参数与汽车操纵稳定性

前轮定位能够确保车辆能够按照驾驶员的指令直线行驶，这就需要前轮和主销能够具有确定的空间结构。主销后倾角、主销内倾角、前轮外倾角、前轮前束。这四个参数设计是否合理将很大程度的决定了汽车能正确执行驾驶员指令的能力和轮胎的磨损。

### 2.1 主销后倾角的影响

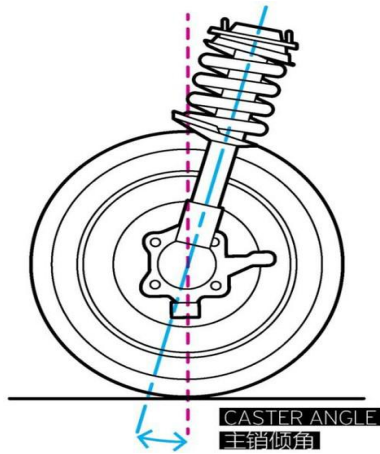


图 2-1 主销后倾角

图 2-1 显示了主销后倾角,与路面的接触点主销轴和前轮中心线与道路表面相交,如图中的位置。车辆直线行驶,车轮因外界因素影响转动时,产生与偏转方向相反的离心力的反作用力,使转向轮回正,保证了车辆能都抵抗外界干扰而正确执行驾驶员指令的能力。主销后倾角变化的影响: 1) 后倾角较大时,转向需要驾驶员施加更大的操纵力后倾角较小时,不能保证操纵执行驾驶员指令的准确性,甚至发生摆振; 3) 车轮向后倾角较小的一侧跑偏。

### 2.2 主销内倾角的影响

主销内倾角与主销后倾角协同作用辅助车轮回正。因为存在主销内倾角,车轮绕主销旋转时,地面对车轮产生向上的力。内倾角使  $\gamma$  和  $\beta$  路面交线距离  $D_y$  减小,使转向灵敏度变高。当主销内倾角变化时,有: 1) 内倾角过大,转向所需驾驶员操纵力变大,轮胎磨损严重; 2) 倾角太小,转向力过大,行驶抗干扰能力变差异 (3) 车轮朝着测试的较小方向运行。

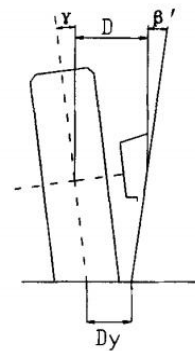


图 2-2 主销内倾角

### 2.3 前轮外倾角的影响

前轮外倾角可以避免因为前轴受力变形而使车轮内倾导致的轮胎磨损。外倾角也可以在一定程度上使转向更轻便。外倾角还降低了零件的负荷,保证了行驶安全性。外倾角变化时有以下影响: 1) 外倾角过大,车轮外侧受力较大,磨损严重; 2) 外倾角过小,车轮内侧受力变大,磨损严重,转向费力。

## 2.4 前轮前束值的影响

因为前轮外倾角的值不为零，且转向横拉杆限制了轮胎外侧滑动趋势，导致了轮胎磨损严重，行驶阻力增加。如果：1) 前轮前束过大，加剧磨损轮胎，丧失执行驾驶员指令的准确性；2) 前轮前束过小，边滚边滑，同样失去执行驾驶员指令的准确性。前轮前束变动，将丧失一定程度的操纵执行驾驶员指令的准确性能；反之，使车辆转向接近于不足转向，将提高车辆执行驾驶员指令的准确性。

综上所述，前轮定位的四个参数设计是否合理，将很大程度上影响车辆直线行驶时对驾驶员指令执行准确程度的能力、转向时驾驶员指令执行的灵敏度、车轮快速回正的能力、轮胎的正常磨损，合理设计四个参数将对整车的动力性、安全性等有重要意义。

## 第3章 影响前轮定位参数的因素

想要研究及优化车辆的前轮定位参数，势必要仔细斟酌轮胎、悬架等其他因素的影响。轮胎跳动时的运动轨迹和车轮定位参数的确定由悬架本身的导向机构决定。此外，行驶过程中的车轮角还会受到转向系统和轮胎侧向特性的影响。

### 3.1 悬架与前轮定位参数

#### 3.1.1 悬架概述

悬架是现代车辆上的关键部件，还是车架和车轴的桥梁。它能够转移车轮和车架上承载的负载；保证汽车的操纵执行驾驶员指令的准确性，允许汽车获得更高的运行速度。

悬架的布置方案和结构参数必须合理，当车轮在轮跳试验台上时，使主销定位角在很小范围内变动、导向机构的运动特性要与实际轮跳匹配，消除转向轮的摆振现象；车辆应呈现略微的不足转向特性。

#### 3.1.2 几种常见悬架与前轮定位

**麦弗逊式悬挂。**其主要结构是悬架弹簧与减震器的结合,采用减震器消除螺旋弹簧超时时 的载荷位置发生的左右晃动现象,约束弹簧使其只能上下收缩或拉伸,减震器的性能参数的动态变化泳衣调控悬架的舒适度。

麦弗逊式悬挂因为其构造简单,重量得以大大降低,反馈灵敏度很高。它的特殊的下摇臂和支柱的空间布置使得车辆可以自适应改变车轮外倾角,让其能在过弯时对路面的变化相互适应,让轮胎更大程度上接触地面,但是因为构造原因,对两侧变化因素抵抗能力差,有比较明显的急刹车现象,悬挂刚度较弱,执行驾驶员指令的准确性差,转弯时车辆晃动较大。

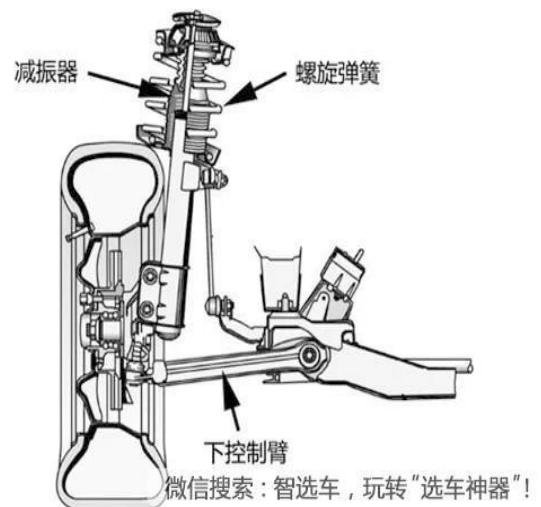


图 3-1 麦弗逊悬架

**双叉臂式悬挂。**它通常由两个叉臂构成,这样的构造让车轮在运行时能本实用新型可自动适应外倾角,也可减少因车轮打滑而造成的轮胎磨损,使轮胎更好地贴合路面,具有良好的地面附着力。此外,还有一对双横臂悬架,这是类似的双横臂悬架,但结构简单的双叉臂,也可以称为前者的删节版。双横臂式悬挂正常也是纵向不等长摇臂的构造,加强了横向的刚度。

**多连杆悬挂。**它能获得最优的主销后倾角参数，很大程度上消除路面赋予车轮的无用功，提高了非匀速行驶时的乘客感官，也可以确保在直线行驶的执行驾驶员指令的准确性，因为由弹簧变形引起的车轮左右偏移量很小，更容易获得直线行驶的趋势。

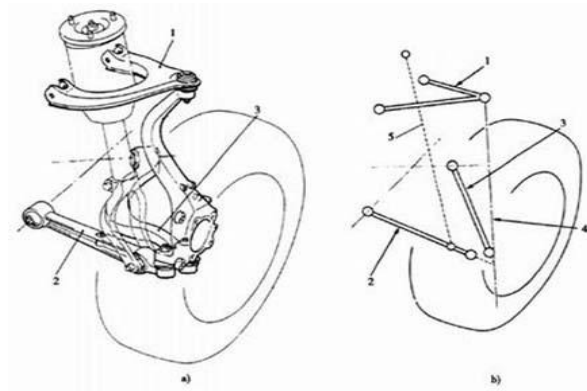


图 3-2 多连杆悬架

在车辆运行工况改变时，悬挂的结构会使后侧车轮出现较大的前束值，提高了车辆性能，降低出现不足转向的概率。多连杆悬挂的外倾角和前束值能适应路面起伏而自动改变。只要对连接处动点的限制优化就能使得悬挂在螺旋弹簧压缩时能自动适应车轮定位参数，可以多方面

针对特定车型做出优化以最大程度的提高轮胎抓地力进一步提高整车的驾驶适应度。

### 3.2 驱动类型与前轮定位

**前轮外倾角：**麦弗逊悬架和基于它改进的烛式悬架等前驱悬架与后驱悬架的工作特性不同。前者的悬架系统在上升行程中，车轮上部有向外侧倾的趋势。因此，多数麦弗逊悬架的前轮外倾角为负值，最大为  $0^\circ$ 。

**主销内倾角：**传统的后驱汽车都采用正偏距，内倾角的范围是  $6\sim 8^\circ$ ，正向偏距  $40\sim 60\text{mm}$ 。

现代汽车趋向于将主销偏移距设计成负值，这样不仅可以使车辆正常停泊，也一定程度上平衡了两侧制动力，提高了操纵执行驾驶员指令的准确性与行驶安全性。

### 3.3 转向机构与前轮定位

前轮定位参数还影响着汽车的执行驾驶员指令的灵敏程度和自动回正能力，而车辆的执行驾驶员指令的灵敏程度和自动回正能力还与车辆的转向机构的转向器的性能参数有很大关系。

#### 3.3.1 转向器的性能与前轮定位

1、转向器的正效率是转向摇臂输出功率与转向轴输入功率之比：

$$\eta_+ = \frac{P_1 - P_2}{P_1}$$

在模型中,  $P_1$  是转向轴输入功率,  $P_2$  是转向齿轮的摩擦损失功率。

转向器的逆效率是转向轴的输出功率与输入功率与转向摇臂轴比：

$$\eta_- = \frac{P_3 - P_2}{P_3}$$

因此，正效率的值越大与其相适应的所设计的主销内倾角就应越大。转向器性能、

结构参数、工艺水平综合决定了转向器的正效率值。

表征转向器能够可逆能力的参数是转向器的逆效率，逆效率值变大，则车轮回正时从转向器传递的有用功率就愈大，转向回正阻力矩越小。所以转向器的逆效率值变大，所设计的主销内倾角应适度减小。

2、转向轮角增量与侧转向节角相应增量的比值称为转向角传动比。角驱动器可以说,以确定各种车辆转向参数。增大角传动比,意味着增大转向盘的力传动比,减小转向时转向轮上的力,所以转向器的角传动比不仅直接影响转向灵敏性和执行驾驶员指令的准确性,对车辆的执行驾驶员指令的灵敏程度也有影响。转向器的角传动比增大意味着转向盘转动同一角度,所对应的转向轮却转过更小的角度,转动同一角度所需时间延长,转向轮角增量与侧转向节角相应增量的比值称为转向角传动比。角驱动器可以说,以确定各种车辆转向指令的时间和转向灵敏度。

## 第 4 章 汽车前轮定位角的设计要求

### 4.1 引言

麦弗逊前悬架的导向机构负荷着大部分的力和力矩,它也决定了车轮的侧滑和车轮空间位置的变化所造成的悬架跳转时,车辆正在运行的变化。所以,对悬架导向机构的设计有重要的意义。

### 4.2 前轮定位角的变化

静态时,汽车前轮定位角的值对保证操纵执行驾驶员指令的准确性有突出贡献。因此,在设计前轮定位参数时,必须使前轮定位角的变化趋于改善车辆执行驾驶员指令的准确性方向,才能确保车辆设计需要的负载能力和高速行驶时驾驶员和乘客的安全性能。

#### 4.2.1 前轮外倾角

外倾角:轮胎运行时车轮外倾角的变化对车辆的稳态响应特性有很大的影响。因此,在运行时,要尽量减少车轮相对于车体的外倾角的变化。为了防止过多的转向不足,或过度的轮胎转动,车轮满负荷下。40mm 范围内跳动时,前轮的外倾角在正负 1 度的变化。

#### 4.2.2 前轮前束

前束角:优化时希望进行平行轮跳实验时前束角变化很小甚至是不变。理想的前束值变化规律为:前轮向上跳动时,前束值为负前束值(0.5 / 50mm)。在同一个车轮上,如果能选择适当的弯度和角度,可以使外倾角和外倾角引起的外倾角或部分偏移,减少轮胎侧偏,减少磨损的目的。关系应该得到满足:

$$\delta = \frac{4D * r}{l \sin \gamma} \sin^2 \left( \frac{l \sin \gamma}{2r} \right)$$

式中: D 轮胎测量直径; R 轮胎滚动半径; L 轮胎接地印迹长度;  $\gamma$  - 外倾角。因此,可以利用上文中提到的公式计算出前轮前束,使之匹配合理。

#### 4.2.3 主销后倾角

主销后倾角:转向时前轮外倾角的变化规律受到主销后倾角的很大影响。若主销后倾角大于应有的设计范围,外侧转向轮呈现内倾角趋势。若转向轮主销后倾角超出合理范围,需要额外增加用以转动前轮所需要的横向力,达到补偿外倾推力的目的,这不仅会减弱,而且会增加水平方向上的最大加速度。通常主销后倾角在 2~3° 之间选取。

#### 4.2.4 基于车轮最小侧滑量的前轮定位参数优化理论

我们总是希望轮距的侧滑量越小越好,由于左右轮胎间距不稳定,会加剧轮胎的磨损程度,车轮侧滑量越大,其产生的侧向力就越大,这会降低汽车执行驾驶员指令的准确性。通常必须在规定的轨道之间变化 10mm 的正、负,相应的车轮上下移动 50mm。

主销后倾角越大,行驶时越趋于保证车辆行驶时执行驾驶员指令的准确性,但主销后倾角过大可能会降低车内人员的主观感受,甚至在低速时,会导致前轮发生摆振,因此主销后倾角应该在  $3^{\circ} \sim 6^{\circ}$  之间变动。在进行平行跳动实验时,如果外倾角过大,则会使车轮出现偏一侧磨损的现象,故车轮外倾角应限制在  $0.5^{\circ} \sim 2^{\circ}$  的范围内。对于前束角,用上述公式约束前束角的取值范围。

#### 4.2.5 基于轮胎磨损的前轮前束与前轮外倾角的优化理论

汽车的现代化带来了前轮外倾与前轮前束,伴随着的是汽车轮胎的附加磨损,这两个参数对轮胎的磨损具有重要意义。

##### 1、车轮外倾与轮胎的磨损

当车轮向外倾斜时,车轮随着车辆继续行驶想要向外运动,但是因为受到车桥的控制,车轮只能按着既定轨迹运动。车轮想要向外运动的内能产生的侧向力,即外倾侧向力。在外倾侧向力作用下,轮胎受到侧向的应力而变形,导致轮胎在与地面切合的平面内侧向偏移和滑动,轮胎使用寿命降低。

##### 2、前束与轮胎的磨损

具有前束角的车轮在路面直线行驶时,车轮有向内滚动的趋势,车桥从而给其一向外的力,那么在车轮接地处轮胎将会受到一向内的路面侧向反作用力,我们称之为前束侧向力。在前束侧向力作用下,轮胎也将产生侧向变形,其变形方向与外倾侧向变形方向相反。同车轮在外倾侧向力作用下产生侧偏,导致轮胎在接地处滑移一样,前束侧向力也将使轮胎在接地处产生侧偏并导致侧向滑移,从而加剧轮胎磨损。

##### 3、车轮外倾角与前束角的合理匹配理论

作用在轮胎上的外倾侧向力与前束侧向力是轮胎产生偏磨损的主要因素,而这两个力方向相反,因此,我们可以认为当外倾产生的侧向力和前束产生的侧向力相互抵消时,外倾与前束的匹配即达到最佳。前束角的角度值可以通过两侧向力相互抵销的原则:

$$K_{\alpha} * \alpha = K_{\beta} * \beta.$$

式中:  $\beta$  为前轮前束角,  $\alpha$  为车轮外倾角。

因为存在前束附加的滚动阻力的侧向分力,  $\beta$  应适当取较大值。

## 第 5 章 悬架模型的建立与仿真

悬架在现代车辆上扮演着重要角色，它是车架与车轴的弹性连接件。它可以传递车身上承受的力、是调节车辆运行过程中的车身位置等有关装置的总称。当轮胎与车体存在相对运动时,悬架的导向机构牵引和决定了车轮的动态特性及车轮定位参数的变化，所以以分析导向机构为首要目标对优化转向轮定位参数并非无的放矢。本文选择的悬架为麦弗逊式悬架。为减少工作量且能保证试验的准确性，必须将悬架取其精华，可以将转向节和转向拉臂融合为一个部件等。

### 5.1 ADAMS/CAR 建模

在 ADAMS/Car 里创建模型拓扑结构的三步曲是：1) 创建硬点 (hard point)。创建硬点的步骤是 adjust, hardpoint, table, 输入硬点坐标的 x、y、z 的值。硬点坐标值来源于实车的测量，或者二维图的数据 2) 创建部件。在创建好硬点后就可以基于硬点创建部件。部件添加完成并不可见，需要添加几何体才能让其具体可见。在 ADAMS/Car 里 part 的类型有四种：刚体 (rigid part) 柔性体 (flexible part) 假体 (Mount Part) 3) 创建部件间的连接 (运动副)。

	loc x	loc y	loc z	remarks
hpl_drive_shaft_inr	0.0	-200.0	225.0	(none)
hpl_lca_front	-200.0	-400.0	225.0	(none)
hpl_lca_outer	-20.0	-700.0	210.0	(none)
hpl_lca_rear	200.0	-390.0	240.0	(none)
hpl_spring_lwr_seat	40.0	-625.0	525.0	(none)
hpl_strut_lwr_mount	40.0	-625.0	525.0	(none)
hpl_subframe_front	-400.0	-550.0	250.0	(none)
hpl_subframe_rear	400.0	-450.0	225.0	(none)
hpl_tierod_inner	200.0	-400.0	300.0	(none)
hpl_tierod_outer	150.0	-690.0	300.0	(none)
hpl_top_mount	57.5	-603.8	790.0	(none)
hpl_wheel_center	0.0	-700.0	325.0	(none)

图 5-1 优化前悬架硬点坐标



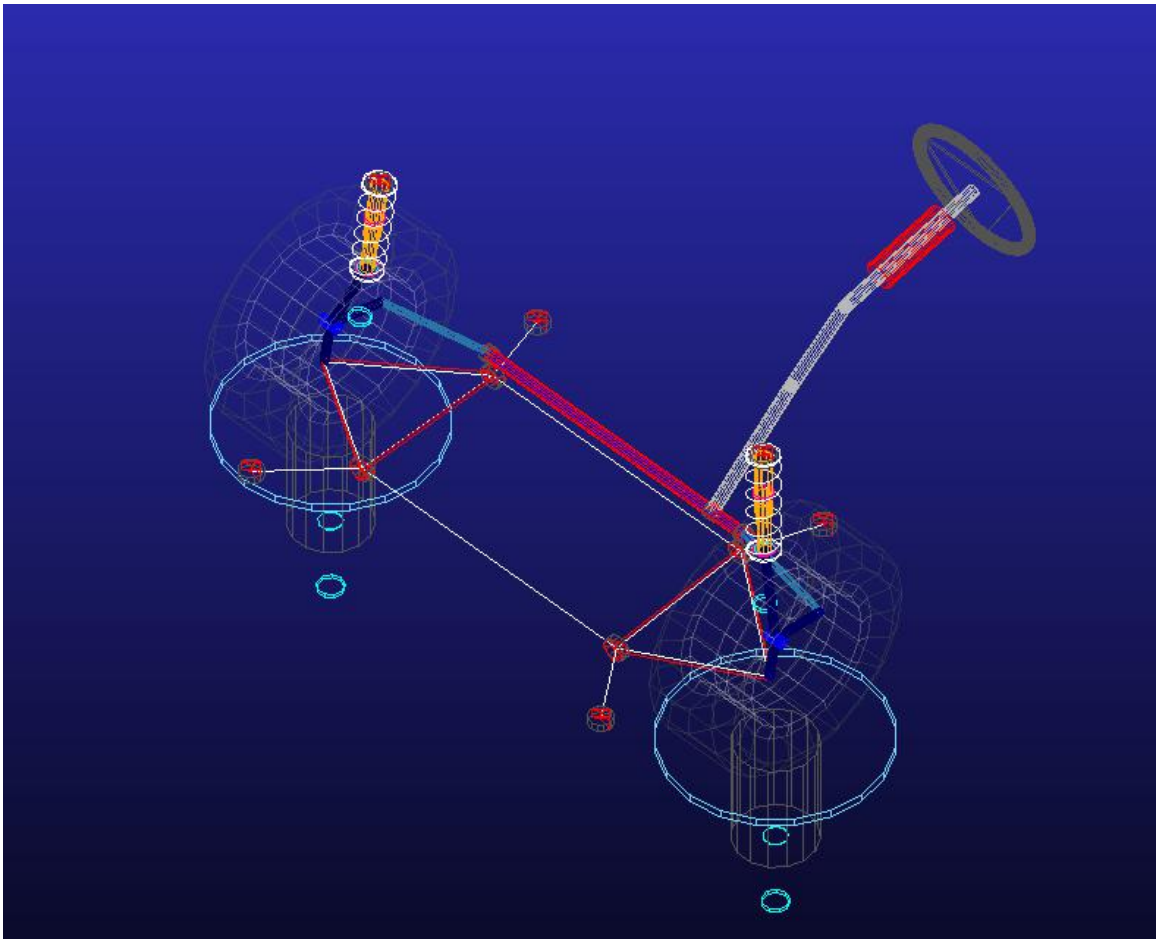


图 5-2 所建立的悬架和转向系模型

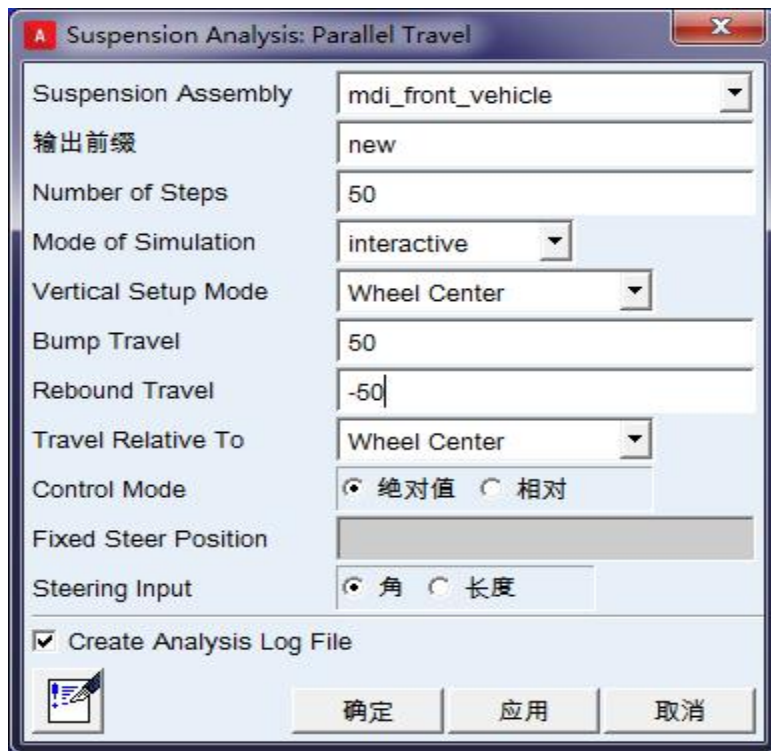


图 5-3 仿真参数的设定

## 5.2 前轮定位参数的运动学仿真

悬架系统是决定汽车动态特性的关键子系统，悬架在跳动实验中前轮定位参数将呈现动态变化。本实验采用在激振台上对麦弗逊悬架进行单侧车轮垂直跳动 50mm 的运动学仿真，分析前轮定位参数、车轮侧滑量等随车轮上下跳动的变化曲线。

### 5.2.1 仿真结果

得出了前轮定位参数与轮胎跳跃 50mm 的车轮侧偏曲线：

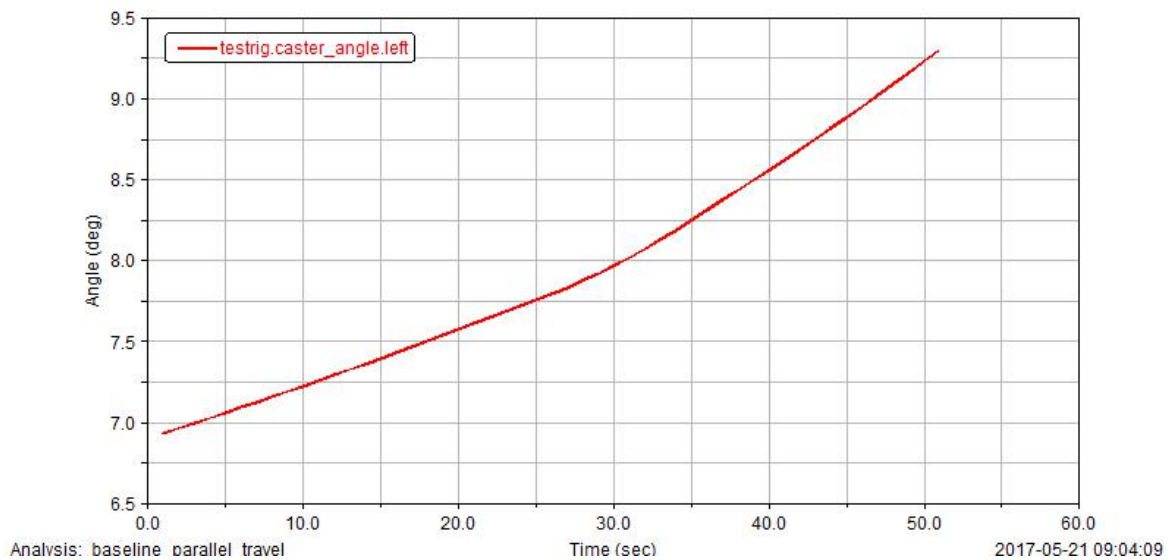


图 5-4 主销后倾角与车轮跳动变化曲线

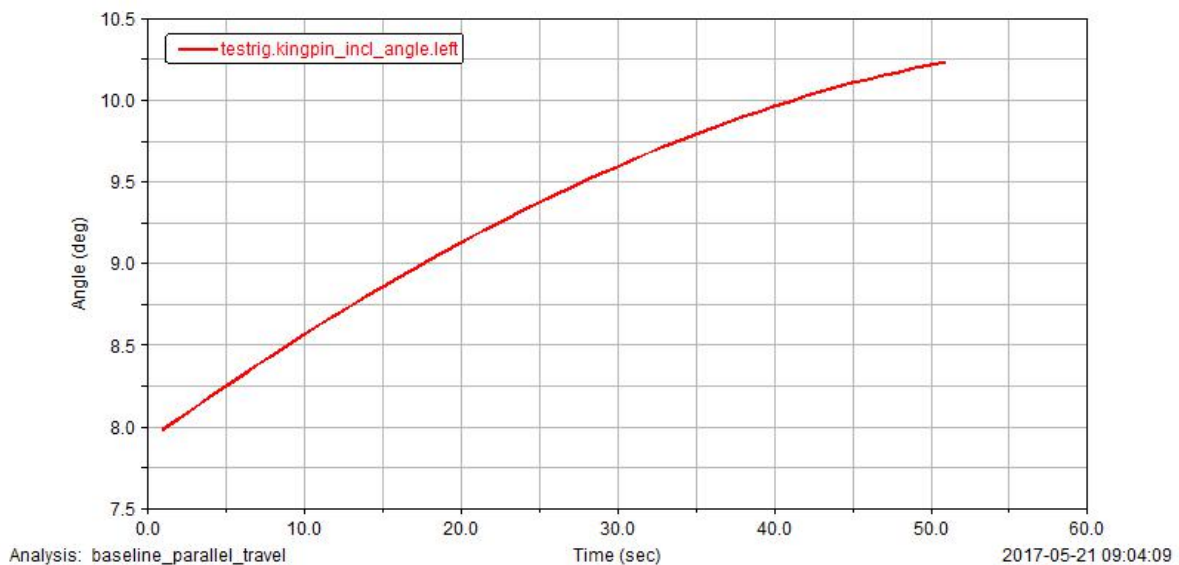


图 5-5 主销内倾角于车轮跳动变化曲线

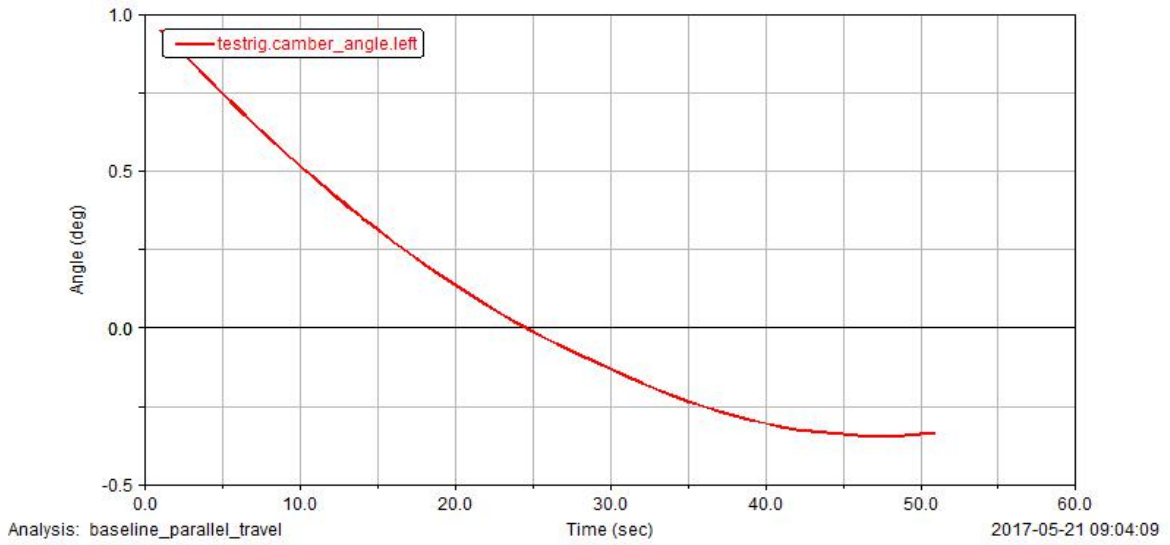


图 5-6 前轮外倾角与车轮跳动变化曲线

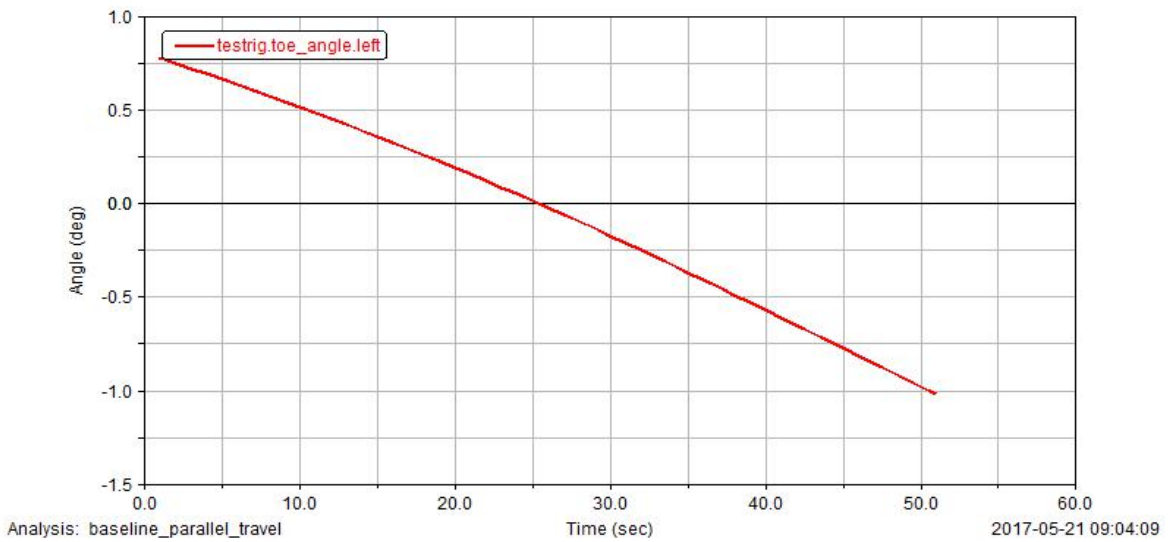


图 5-7 前轮前束与车轮跳动变化曲线

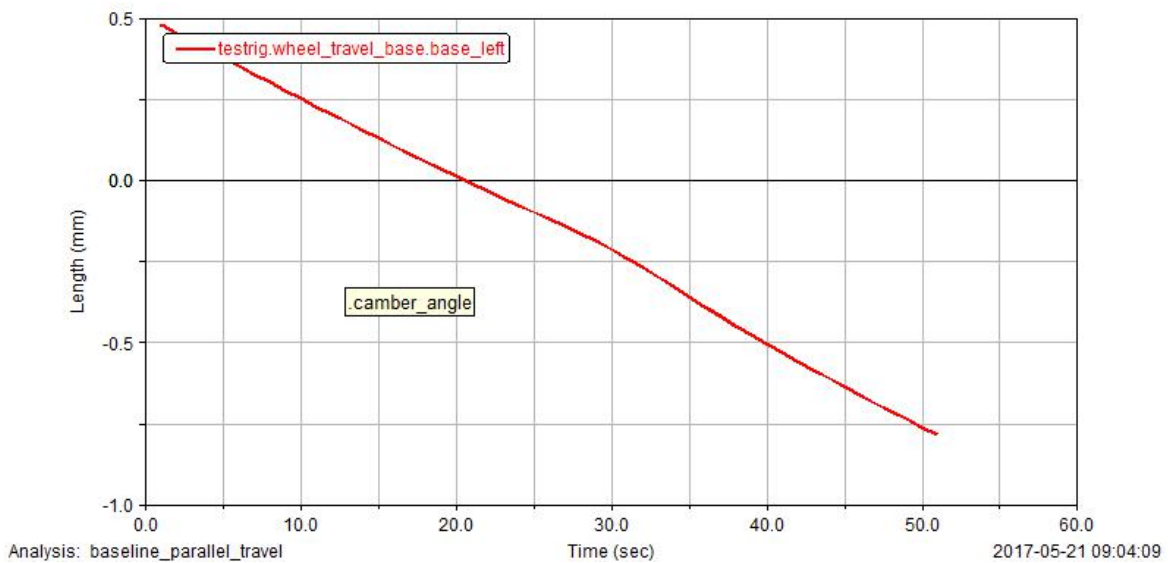


图 5-8 轮侧滑量与车轮跳动变化曲线

## 5.2.2 结果分析

上文已经提到在汽车正常运行时,定位参数符合的范围,这里对比标准对虚拟样机的仿真得出的曲线进行评价。

### 1、主销后倾角

从图 5-2 得知,进行平行轮跳仿真试验的实验范围为 50mm 时,悬架的主销后倾角从  $6.9^\circ$  变化到  $9.3^\circ$ ,增长不大,满足设计要求。

### 2、主销内倾角

从图 5-3 得知,进行平行轮跳仿真试验的实验范围为 50mm 时,悬架的主销内倾角从  $8^\circ$  变化到  $10.2^\circ$ ,增长不大,满足设计要求。

### 3、车轮外倾角

前轮外倾角在车轮上跳过程中慢慢减小,这种变化趋势能有效增大由于车身侧倾导致的不利影响。此外,车轮在跳动过程中前轮外倾角变化的趋势(斜率)减小,说明轮胎与地面形成的角度变化趋于稳定,这利于减少转向轮摆振,降低轮胎磨损。可以知道,随着车轮跳动,主销内倾角对前轮外倾角的变化影响最大,其值应选择较大些,主销后倾角也应取较大的值。

### 4、前轮前束

前束值应符合前文提到的公式。

## 5.3 前轮定位参数的优化

选取麦弗逊悬架下摆臂外点、前点、后点,减震器上点,转向横拉杆内点、外点,每个点三个方向共 18 个设计变量进行试验,得出各个设计变量对目标前束、外倾的影响程度,确定其中较大的设计变量。

Lca\_outer、lca\_front、lca\_rear, top\_mount, tierod\_inner, tierod\_outer 6 个点的三个方向硬点值作为变量。选取相关硬点添加到 Factor/inclusion 目录下,变动范围为 (-10mm, +10mm)。将 Responses/Candidates 中选择前束、外倾,将其添加到 Responses /inclusion 目录下,进行设置。

### 5.3.1 拟合结果

实验共需 16324 步运算,我们取 1000 步作为实验拟合,拟合程度的各项评价指标。

$R^2$  (多重相关系数的平方) 以及  $R_{adj}^2$  (多重样本相关修正系数) 可以用来评价拟合的状况,  $R^2$  的变化范围为 0~1, 在这个范围内, 其值越大表明拟合情况越好,  $R_{adj}^2$  一般来说, 其值的大小一般不会超过  $R^2$ ,  $R_{adj}^2$  值越接近 1 意味着拟合结果越理想,  $P$  的大小代表着拟合多项式中有没有有用项, 其值越小证明其拟合式中有用项就越多,  $R/V$  代表着优化结算结果和原始数值间的关联, 其值仍然是越大越好, 当其值超过 10

时意味着拟合函数预测结果相对比较理想，比较小的时候意味着计算结果不是那么可靠。

	DOF	SS	MS	F	P
Model	15	21.9	1.46	5.5e+03	0
Error	1.01e+03	0.268	0.000266		
Total	1.02e+03	22.2			
R2	0.988				
R2adj	0.988				
R/V	344				

图 5-9 前轮外倾的拟合结果

### 5.3.2 网页格式查看灵敏度

得到格式为 html 的文件，浏览器打开，分析各硬点坐标对研究参数的灵敏度

Factor	From	To	Effect	Effect %
NDI_FRONT_SUSPENSION.ground.hp1_tierod_inner.z	2.9000e+02	3.1000e+02	-7.4416e-01	-59.37
NDI_FRONT_SUSPENSION.ground.hp1_tierod_outer.z	2.9000e+02	3.1000e+02	6.7380e-01	53.76
NDI_FRONT_SUSPENSION.ground.hp1_lca_outer.z	2.0000e+02	2.2000e+02	-5.9140e-01	-47.19
NDI_FRONT_SUSPENSION.ground.hp1_lca_rear.z	2.3000e+02	2.5000e+02	3.3169e-01	26.46
NDI_FRONT_SUSPENSION.ground.hp1_lca_front.z	2.1500e+02	2.3500e+02	2.8395e-01	22.66
NDI_FRONT_SUSPENSION.ground.hp1_lca_outer.x	-3.0000e+01	-1.0000e+01	2.1512e-01	17.16
NDI_FRONT_SUSPENSION.ground.hp1_tierod_outer.x	1.4000e+02	1.6000e+02	-1.9393e-01	-15.47
NDI_FRONT_SUSPENSION.ground.hp1_tierod_outer.y	-7.0000e+02	-6.8000e+02	1.2365e-01	9.87
NDI_FRONT_SUSPENSION.ground.hp1_tierod_inner.y	-4.1000e+02	-3.9000e+02	-1.0296e-01	-8.22
NDI_FRONT_SUSPENSION.ground.hp1_lca_outer.y	-7.1000e+02	-6.9000e+02	-6.8396e-02	-5.46
NDI_FRONT_SUSPENSION.ground.hp1_tierod_inner.x	1.9000e+02	2.1000e+02	2.4412e-02	1.95
NDI_FRONT_SUSPENSION.ground.hp1_lca_rear.y	-4.0000e+02	-3.8000e+02	2.3854e-02	1.9
NDI_FRONT_SUSPENSION.ground.hp1_lca_front.y	-4.1000e+02	-3.9000e+02	-1.6463e-02	-1.31
NDI_FRONT_SUSPENSION.ground.hp1_lca_rear.x	1.9000e+02	2.1000e+02	-1.4031e-02	-1.12
NDI_FRONT_SUSPENSION.ground.hp1_lca_front.x	-2.1000e+02	-1.9000e+02	-1.1670e-02	-0.93

图 5-10 前轮外倾的灵敏度分析

Factor	From	To	Effect	Effect %
NDI_FRONT_SUSPENSION.ground.hp1_lca_outer.z	2.0000e+02	2.2000e+02	-1.6320e-01	-17.06
NDI_FRONT_SUSPENSION.ground.hp1_tierod_inner.z	2.9000e+02	3.1000e+02	1.4921e-01	15.63
NDI_FRONT_SUSPENSION.ground.hp1_tierod_outer.z	2.9000e+02	3.1000e+02	-1.3350e-01	-14
NDI_FRONT_SUSPENSION.ground.hp1_lca_front.z	2.1500e+02	2.3500e+02	1.1590e-01	12.11
NDI_FRONT_SUSPENSION.ground.hp1_lca_rear.z	2.3000e+02	2.5000e+02	6.2626e-02	6.57
NDI_FRONT_SUSPENSION.ground.hp1_lca_outer.y	-7.1000e+02	-6.9000e+02	2.4656e-02	2.58
NDI_FRONT_SUSPENSION.ground.hp1_lca_outer.x	-3.0000e+01	-1.0000e+01	1.4630e-02	1.66
NDI_FRONT_SUSPENSION.ground.hp1_lca_front.y	-4.1000e+02	-3.9000e+02	-1.7545e-02	-1.84
NDI_FRONT_SUSPENSION.ground.hp1_tierod_outer.x	1.4000e+02	1.6000e+02	1.2600e-02	1.32
NDI_FRONT_SUSPENSION.ground.hp1_tierod_inner.y	-4.1000e+02	-3.9000e+02	-1.2494e-02	-1.31
NDI_FRONT_SUSPENSION.ground.hp1_lca_rear.y	-4.0000e+02	-3.8000e+02	-1.0390e-02	-1.09
NDI_FRONT_SUSPENSION.ground.hp1_tierod_outer.y	-7.0000e+02	-6.8000e+02	8.2914e-03	0.87
NDI_FRONT_SUSPENSION.ground.hp1_lca_front.x	-2.1000e+02	-1.9000e+02	-3.7911e-03	-0.4
NDI_FRONT_SUSPENSION.ground.hp1_tierod_inner.x	1.9000e+02	2.1000e+02	-2.0754e-03	-0.24
NDI_FRONT_SUSPENSION.ground.hp1_lca_rear.x	1.9000e+02	2.1000e+02	-2.2161e-03	-0.23

图 5-11 前束的灵敏度分析

“Effect”和“Effect%”的正负取值，正值表示其响应与因子成正比，负值为成反比，其绝对值越大，对响应影响越大。

### 5.3.3 最大因子选择

最终选取下控制臂外支点 lca\_outer\_Z 方向,转向横拉杆外支点 tierod\_outer\_Z 方向,内支点 tierod\_inner\_z 方向。将目标函数调整为理想值,将其他影响因子固定,只对灵敏度分析得出的影响因子进行优化分析,得到新的硬点。

	loc x	loc y	loc z	remarks
hpl_drive_shaft_inr	0.0	-200.0	225.0	(none)
hpl_lca_front	-200.0	-400.0	225.0	(none)
hpl_lca_outer	-20.0	-700.0	220.0	(none)
hpl_lca_rear	200.0	-390.0	240.0	(none)
hpl_spring_lwr_seat	40.0	-625.0	525.0	(none)
hpl_strut_lwr_mount	40.0	-625.0	525.0	(none)
hpl_subframe_front	-400.0	-550.0	250.0	(none)
hpl_subframe_rear	400.0	-450.0	225.0	(none)
hpl_tierod_inner	200.0	-400.0	305.0	(none)
hpl_tierod_outer	150.0	-690.0	296.0	(none)
hpl_top_mount	57.5	-603.8	790.0	(none)
hpl_wheel_center	0.0	-700.0	325.0	(none)

图 5-12 优化后的悬架硬点坐标值

### 5.3.4 优化结果分析

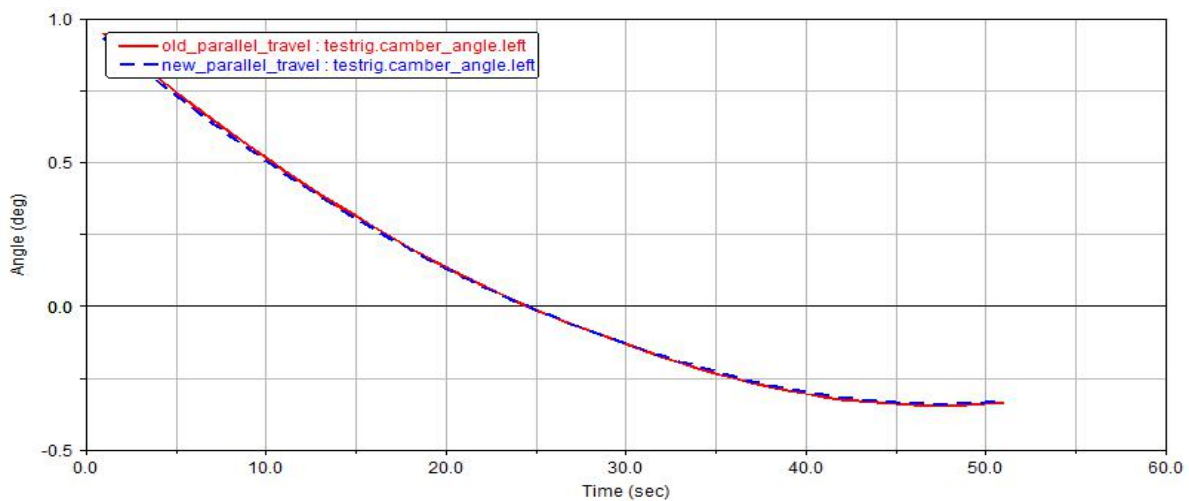


图 5-13 优化前后前轮外倾对比图

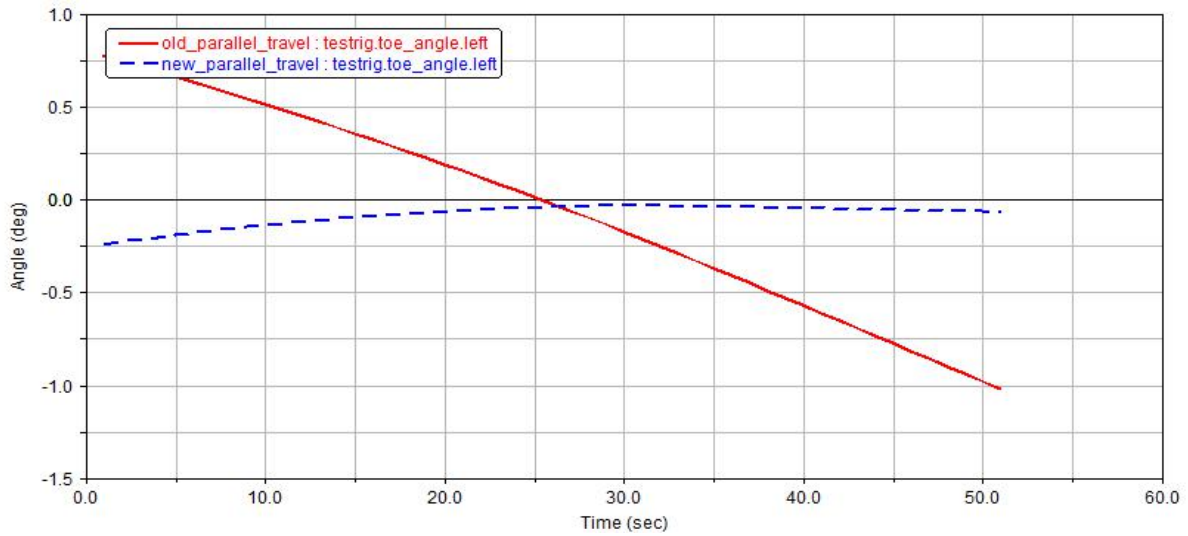


图 5-14 优化前后前轮前束对比图

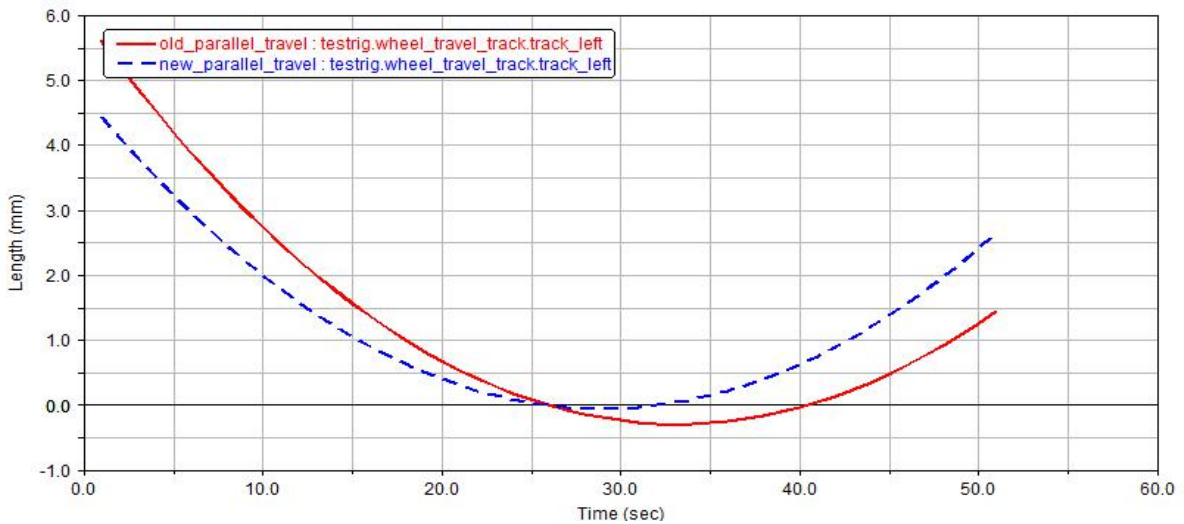


图 5-15 车轮侧滑量优化前后对比图

由上方三张图得知，通过改变  $lca\_outer\_z$ 、 $tierod\_inner\_z$ 、 $tierod\_outer\_z$  三个坐标点的值，前轮外倾变化很小，但前轮前束的值由 0.78~-1.0 变为 -0.25~-0.1，相应的车轮侧滑量的最大值由 5.65 变为 4.5，最小值由负值变为 0，可以得到本次优化成功的改善了之前恶劣的前轮磨损状况的结论。

## 第六章 结论

本文通过仿真软件建立需要的虚拟样机,对该虚拟样机进行实验,对比标准评价仿真得出的曲线,并运用 ADAMS/INSIGHT 进行优化,确定了该悬架的最优前轮定位参数。

### 6.1 论文的主要工作

1、研究了以车轮侧滑量为指标的前束和前轮外倾的设计理论,并以最小侧滑量为前提修改悬架硬点参数,解决了因为前轮外倾和前轮前束的不合理导致的车轮磨损。

2、本文简化建立了需要的虚拟样机,并进行了平行轮跳试验,通过对比试验得出的前轮定位参数变化曲线和标准变化范围,找出了原模型的前轮定位参数的不合理之处,然后利用 ADAMS/INSIGHT 研究各硬点坐标对前轮定位参数的灵敏度,对前悬架模型的导向机构的硬点坐标进行调整,使其前轮定位参数变化趋于合理。

### 6.2 前轮定位参数的研究与展望

#### 6.2.1 外倾角与前束值

先确定外倾角才能确定前束值,在汽车的运行过程中,由于车辆的受力、速度、转向、车轮跳动等情况,前轮的弯度会发生变化。前轮外倾角与前轮前束必须合理匹配,才会确保车辆直线行驶时的执行驾驶员指令的准确性,降低轮胎打滑和磨损。因此,提出了前向梁值跟踪车辆行驶过程中前轮的弯度变化,以及相应的变化的自适应变化的想法,具体实施措施还有待进一步的讨论与发展。

#### 6.2.2 主销后倾角

低扁平率子午线轮胎的广泛使用,轿车的主销后倾角趋向于减小,有的主销后倾角甚至出现了负值。但任然存在某些高级轿车,因为其液压动力转向系统的优势,转向助力效果出群,可以补偿因为转向轮主销后倾变大带来的转向阻力矩随之增大的缺陷,所以其主销后倾角还存在增大的趋势,以确保汽车高速时回正性能和高速时直线行驶的执行驾驶员指令的准确性,这表明增大主销后倾角对某些特定车辆的特殊工况很有必要。所以,某些车辆的特殊条件是必要的。因此,对汽车能否根据不同工况的要求进行自动调节,提高高速行驶的稳定性,仍需进一步研究。



## 致 谢

本次毕业设计历时三个月，经历了诸多艰难，首先是 ADAMS 软件的使用问题，ADAMS/CAR 与 ADAMS/VIEW 的使用大相迥异，虽然上学期学了一学期的 view 但是对本课题帮助不大。本次毕业设计的顺利完成，离不开赵老师的悉心指导，老师提供了 ADAMS/car 的教程让我不至于无所适从。也感谢北华航天工业学院的丰富藏书量，学校还与百度学术达成合作，免费为应届生提供了大量的参考资料。在论文完成后，还要感谢牛同学帮我更改论文格式，编辑页码和页眉。牛同学 Office 软件的熟练使用，使本文原本朴实无华且枯燥的论文瞬间看起来显得很有学术感。大学四年，这算是最后的答卷了，对父母，对自己。也要对父母 20 来年的辛勤养育说声谢谢，你们辛苦了。

## 参考文献

- [1] 李军, 邢俊文, 等. ADAMS 实例教程[M]. 北京理工大学出版社, 2002.
- [2] 赵棣华. 汽车前轮定位对运行的影响. 汽车运输, 1990, 4: 11-13.
- [3] 董国恩, 张蕾. 基于 ADAMS 的车轮定位参数优化设计. 中国农机化, 2006, 5: 106-108.
- [4] 季喜军, 耿振江. 现代汽车转向轮定位参数的变化. 山西交通科技, 2001, 1: 46-47.
- [5] 陈茂松, 李仁平, 等. 浅析前轮定位参数变化对汽车转向操纵性的影响. 城市车辆, 2000, 4: 17-18.
- [6] 丁亚康、翟润国, 等. 基于 ADAMS/INSIGHT 的汽车悬架定位参数优化设计. 汽车技术, 2011, 5: 33-36.
- [7] 魏道高. 汽车前轮定位参数研究与展望. 合肥工业大学学报(自然科学版), 2004, 27(12): 1594-1598.
- [8] 石振国. 基于 ADAMS 的微型汽车前轮定位参数优化设计研究. 重庆: 重庆交通大学, 2007:
- [9] Koutny. Model of tire wear[J]. Rubber Chemistry and Technology, 1991, 64(5): 683-695.
- [10] Tasuo F, Shunichi Y, Yoshititaka u. Tire wear caused by mild tread slip. Rubber Chemistry and Technology, 1997, 70(4): 572-583.