

上海交通大学

硕士学位论文

汽车稳定性控制系统（VSC）的参数标定与匹配优化

姓名：陈孟春

申请学位级别：硕士

专业：车辆工程

指导教师：殷承良;熊恭祥

20051101

摘要

本论文分析了汽车稳定性控制系统（VSC）的目的及意义、国内外研究现状、以及汽车稳定性控制的基本工作原理。

本论文建立了两自由度的整车操纵稳定性模型，能较好地模拟悍马（Hummer2）在各项操纵稳定性试验中的各项动力学响应特性，并与试验数据进行对比，验证了模型及模型参数的正确性。其中两自由度模型中所需的轮胎参数是通过试验的方法测量，并结合多项式拟合对轮胎数据进行了扩充，以保证仿真结果的正确性。另外，我采用经验公式计算了另外一个重要的车辆参数 I_z 。

通过利用 Matlab/Simulink 对两自由度操纵稳定性模型的进一步分析，发现车辆在正旋输入的情况下，车辆的质心侧偏角与车辆质心侧偏角速度的关系曲线所围成的区域为一个椭圆区域。同时发现当车辆失控时，车辆的质心侧偏角将趋向于无穷大，从而得出了使车辆稳定“稳定椭圆”的概念。在得到悍马（Hummer2）的“稳定椭圆”后，对悍马（Hummer2）在极限工况下的稳定控制进行了仿真分析。通过仿真发现，当车辆即将失控时，外加一作用力矩，就能有效地降低车辆的质心侧偏角，使车辆回复到稳定状态。而这种工况是 VSC 系统应该进行控制的一种工况之一。

关键词：VSC, 汽车动力学，Matlab/Simulink 语言，二自由度动力学模型，稳定椭圆，车辆稳定性控制

ABSTRACT

This paper analyses VSC research purpose, development status and task principles.

This paper discusses the founding of the two-degree-freedom vehicle dynamics model that can be used in road-holding property. By contrasting test data with simulating data, the dynamics model and model parameters are right can be proved. Tyre parameters are measured by Jilin Industry University Tyre Lab. In order to insure simulink precision , I extends the tyre data by the method of five rank smoothness. I calculates I_z by using experience formula.

Utilizing the tool of Matlab/Simulink analysis the two-degree-freedom vehicle dynamics model, find the rule of “ stabilization ellipse”. By analyzing the vehicle of Hummer2 “stabilization ellipse”, the vehicle in the limit status, an extraneous moment can reduce center of gravity side-slip angle , lead the vehicle come back stabilization status. The Vehicle stability Control system must have the function of making the vehicle come back stabilization status.

【Key Words】 vehicle dynamics, Matlab/Simulink, two-degree-freedom vehicle dynamics model stabilization, ellipse stability, stability control

上海交通大学

学位论文原创性声明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品成果。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律结果由本人承担。

学位论文作者签名：陈孟春

日期： 2005 年 12 月 22 日

上海交通大学

学位论文版权使用授权书

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

保密，在___年解密后适用本授权书。

本学位论文属于

不保密。

(请在以上方框内打“√”)

学位论文作者签名：陈孟春

指导教师签名：殷承良

日期： 2005 年 12 月 22 日 日期： 2005 年 12 月 22 日

第一章 绪论

1.1 研究的目的及意义

随着汽车动力性能的提高，公路条件的改善，汽车行驶速度也正在不断提高。据统计，车速在 80km/h 到 100km/h 之间行驶的车辆发生的交通事故中，大约 40% 是与汽车侧向失稳有关。车速越高，由于汽车失稳而引发的交通事故的比例越大，当车速超过 160km/h 时，几乎每一起车祸都是由于侧向失稳而造成的。同时，汽车公司通过大量事故调查发现，由于车辆侧向失稳不可控制而造成的恶性交通事故，仅仅依靠 ABS、TC 和其它传统的方法仍不能阻止事故发生。

因此，人们提出了一个全新的车辆动力控制系统，这个系统就是我们所说的汽车稳定性控制系统，该系统在一定情况下能够自动对汽车进行干预的控制系统，以防止汽车侧滑（打转）的出现，及时帮助驾驶员控制车辆，避免车祸的发生。

汽车稳定性控制系统(VSC)系统参数标定与匹配优化就是对系统的控制变量标定，使系统控制效果达到最好。VSC 控制通常是根据实际横摆角速度与理论横摆角速度的偏差值、实际车辆质心处的侧偏角与理论车辆质心处的侧偏角差值以及二者的综合来实现控制和调节的。控制和调节将通过差动制动或对发动机的控制实现。通过车辆在正常道路上行驶时，测量系统在方向盘不同转角输入和不同车辆速度情况下，车辆系统正常的横摆角速度、车辆质心处的侧偏角等响应，作为理论横摆角速度、理论质心处的侧偏角，为控制系统对车辆的运动状态实时控制提供参考依据。

1.2 国内外研究现状

在国外，汽车稳定性控制是在 ABS 和 ASR 的基础上发展起来的。最初的汽车稳定性控制概念是在 ABS 和 ASR 的基础上加以算法上的改进，使之能部分

解决汽车的稳定性问题，但还不能称之为汽车稳定性控制系统，只能是 ABS 和 ASR 简单升级。

在上世纪 90 年代初，通过利用现代控制理论对车辆稳定性进行分析，提出了直接对汽车横摆运动进行控制的概念(如DYC: Direct Yaw Control)。它通过采集方向盘转角的信息来判断驾驶员的转向意图，并通过制动力或驱动力在车轮上的分配来调节汽车的横摆运动，直接保障汽车的稳定性，这标志着汽车稳定性控制概念的出现。但由于成本太高，最早出现的稳定性控制系统中用到传感器很少，汽车的横摆角速度大多是通过内外车轮的转速差估计得到的，因此在一些复杂工况下，就很难保证汽车的稳定。

1995 年之后，随着电子技术的发展，汽车稳定控制系统用的传感器成本大大降低，Bosch, BMW, Ford, TOYOTA 等公司相继推出了使用横摆角速度和侧向加速度传感器的新一代汽车稳定性控制系统，真正的汽车稳定性控制系统的基本型式得以形成。在这一阶段，基于这种组成结构的汽车稳定性控制算法开始大量出现，BOSCH 的 VDC 是其中比较典型的控制方法之一。它采用车辆实际运行状态与车辆理想运行状态的误差反馈来决定汽车的横摆力矩并通过差动制动或对发动机的控制来实现对汽车横摆运动的调节，这一控制方法也是现在汽车稳定性控制中比较常用的控制方法。由于汽车稳定性控制中所需要的车辆运行状态并不能完全由传感器直接测量得到，因此如何通过测量的车辆状态推测不易测量的车辆状态或路面的状态是近几年汽车稳定性控制的研究热点，已经有大量的状态估计方法出现，大大改善了控制系统的可靠性。随着汽车底盘动力学控制的不断发展，集成控制是今后发展的方向，汽车稳定性控制将综合考虑对制动系统、悬架系统和转向系统的协调控制，并共享传感器信号，进一步提高汽车的稳定性。

1.3 汽车稳定性控制的基本工作原理

汽车稳定性控制系统的 ECU 根据方向盘转角传感器和制动主缸压力传感器的信号判断驾驶员的驾驶意图，计算出理想的车辆运行状态值。ECU 根据检测得到的实际车辆状态与理想车辆状态的误差，通过一定的控制逻辑计算出可以

使车辆恢复稳定的汽车横摆力矩，然后通过控制液压调节器的电磁阀开关动作调节制动系统各制动轮缸的压力来实现所需要的汽车横摆力矩，与此同时，根据需要与发动机管理系统(EMS)进行通讯，由发动机管理系统改变驱动轮的驱动力，使车辆运行状态发生改变。改变后的车辆运行状态由传感器测量传到ECU，然后再进行下一个循环的控制，从而使汽车保持稳定，这就是汽车稳定性控制的一般工作原理。下面对横摆和侧向稳定性控制的方法—YSC (Yaw Stability Control) 进行简单介绍。

汽车横摆和侧向稳定性控制可以通过下面三种方法之一得以实现。

——控制车轮转向角

——控制作用在车轮上的垂直载荷分布(主动悬挂)

——控制驱动力和制动力(适合所有车辆)

受汽车本身的限制，前两种控制方法不普遍。要通过控制车轮转向角来实现控制汽车的横摆稳定性，汽车必须具有四轮转向系统（其中后轮的转向是可以通过软件得到独立控制的），或者，汽车具有电线转向系统（Steer - By - Wire）。想要控制作用在车轮上的垂直载荷分布，汽车必须具备可控悬挂系统，即主动悬挂系统。

汽车稳定性控制（Vehicle Stability Control）随着 ABS 和 TC 发展的成熟，我们比较容易控制汽车的牵引力和制动力。再说，牵引力和制动力的控制对汽车的具体设计也没有特殊要求。所以，通过对牵引力和制动力的控制来实现汽车稳定性的控制是目前最通用的控制方法。目前汽车制造厂和配套厂已经开始联手研究和开发整体式底盘控制系统。随着底盘控制一体化的实现，在硬件具备的条件下，以上三种控制法可以联合应用。下面主要对制动力和驱动力的控制进行介绍。

1.3.1 控制制动力和驱动力

在各种操纵状态下，尤其在极限操纵状态下,用控制作用在车轮上的制动力或牵引力来控制汽车的操纵稳定性最有效，而且其适用性也最广。在稳定性控

制系统中，四个车轮的制动压力、发动机输出力矩或车轮上的牵引力矩能够独立于驾驶员得到主动控制。

横摆控制力矩通过对作用在车轮上的制动力或牵引力进行有效的分配，就会产生一个作用在整车上的横摆力矩——横摆控制力矩，通过控制这个横摆力矩，汽车的横摆和侧偏运动就能得到有效的控制。当轮胎产生极限侧偏力时，其制动力或牵引力相对于车辆重心所产生的横摆力矩来源于以下三方面：

- (1) 制动力或牵引力本身产生的横摆力矩 (ΔT_1)；
- (2) 重力转移造成（由于制动力或牵引力）的侧偏力变化所造成的附加横摆力矩变化 (ΔT_2)；
- (3) 制动力或牵引力的变化而造成的侧偏力变化所造成的附加横摆力矩变化 (ΔT_3)；

一个车轮所产生的总横摆力矩是上面三者之和，即：

$$\Delta T = \Delta T_1 + \Delta T_2 + \Delta T_3$$

图1-1给出各车轮分别在其制动力的作用下所能产生的横摆力矩变化。

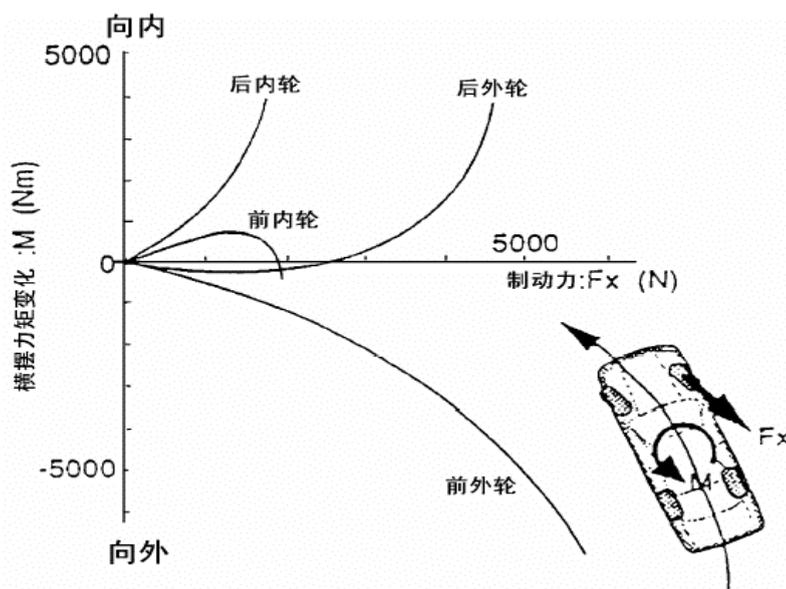


图1-1 各车轮在其制动力的作用下产生的横摆力矩

Fig.1-1 all tire engender yaw moment in brake force

可见，由于车轮位置的不同，它通过制动力所产生的横摆力矩的能力也不一样。一般来说，前外轮最能提供外向的横摆力矩，对控制过度转向比较有效，

而后内轮能最有效地给予内向的横摆力矩，对控制不足度转向比较敏感。当然，在控制系统中，最有效的办法是对四个车的制动力或牵引力进行优化分配，从而达到车辆所要的减（加）速度、横摆角速度和车辆质心侧偏角。

1.3.2 常用的稳定性控制逻辑与方法（通过驱动力和制动力来控制）

与 4WS 及主动悬架角刚度分配控制系统相比较，在极限工况下，对每一个车轮都进行主动的制动力控制，效果是最好的。这是由于一方面它可以利用左、右侧车轮制动力之差直接构成横摆力偶矩，另外还可以利用制动力之和控制汽车纵向减速度。

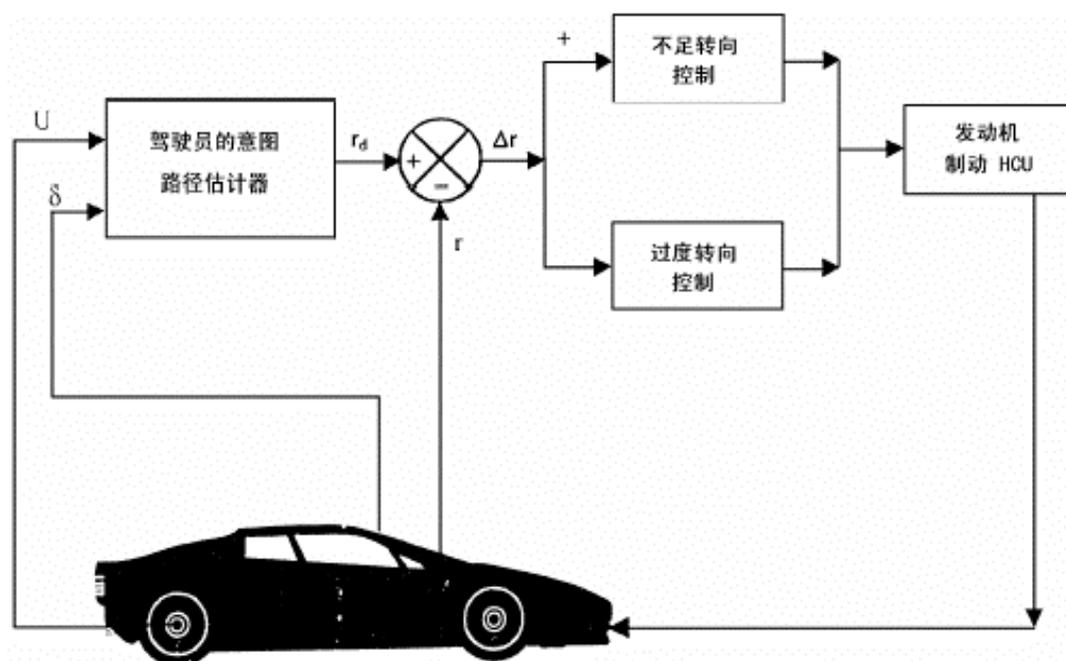


图 1-2 横摆角速度控制的汽车稳定性控制系统示意图

Fig.1-2 vehicle stability control sketch map of yaw velocity control

在实际应用中，由于受很多因素如技术、成本、知识产权（专利）的影响，实现汽车稳定性控制的具体方法有很多变形。但基本控制原理和方法是一致的，都是控制器的最终输出是控制作用在整车上的横摆力矩，以达到消除汽车运动误差和不稳定的目的。在实际应用中，控制器通常通过控制以下几个状态变量来实现车辆稳定控制：

- 仅控制汽车的横摆角速度，如图 1-2；
- 仅控制汽车的质心侧偏角；
- 控制汽车的横摆角速度和质心侧偏角；
- 通过控制前后轮的侧偏角来实现汽车稳定控制。

上述四种方式中，通过控制汽车的横摆角速度和质心侧偏角实现汽车稳定控制的方法应用最多。

目前比较实用的控制理论方法主要有以下两种或者二者组合：模糊控制、门限控制

(1)模糊控制

设计YSC模糊控制器主要是为了使实际横摆角速度准确快速地跟踪期望的横摆角速度，同时通过调整输入控制量之间的权系数，达到进一步减小车辆质心侧偏角的目的。YSC模糊控制器设计主要包括以下几个方面的内容：模糊控制器输入量的确定和计算；模糊变量隶属函数以及模糊控制规则的确定；模糊控制器输出控制变量的求取。由此可见，YSC模糊控制器设计与ABS模糊控制器设计基本一致，只是YSC模糊控制器的模糊输入变量是横摆角速度和侧偏角或者是这两个变量的衍生变量，输出是横摆控制力矩而已。

(2)门限控制

YSC逻辑门限控制的控制原理与ABS逻辑门限控制原理基本相同，只是控制的变量不同而已。YSC逻辑门限控制的控制变量通常是实际横摆角速度与理论横摆角速度的偏差值和实际质心侧偏角与理论质心侧偏角的偏差值以及二者的组合体。通常根据逻辑门限控制变量对每个车轮进行主动的制动力控制，制动力的大小将根据恢复汽车稳定所需横摆力矩以及ABS控制逻辑来决定。

1.4 本文的主要研究内容

VSC控制通常是根椐实际横摆角速度与理论横摆角速度的偏差值、实际车辆质心处的侧偏角与理论车辆质心处的侧偏角差值以及二者的综合来实现控制

和调节的。而车辆实际的横摆角速度、实际车辆质心处的侧偏角会因车辆状况的不同而变化。车辆状况受轮胎型号、轮胎气压、车辆载荷、质心位置、悬架形式、转向系特性、制动特性等诸多因素的影响。所以，在车辆实际运行过程中，当车辆以相同方向盘转角输入、相同车速行驶时，因车辆状况不同，其横摆角速度、车辆质心处的侧偏角仍会发生变化；但对于同一车辆来说，其悬架形式、转向系特性、制动特性等因素不会发生明显改变，相反其轮胎气压、车辆载荷、质心位置等因素会在实际使用过程中经常变化。因此，VSC 控制系统要想准确地控制车辆的运行状态，必须清楚这些因素对 VSC 的控制参数的影响程度。

结合我工作的具体情况，我将采用美国悍马（Hummer2）车进行汽车操纵稳定性试验。试验过程中，将分多种工况、多种试验方法相结合，得到 VSC 控制变量——车辆横摆角速度、车辆质心处的侧偏角等参数，同时建立美国悍马（Hummer2）的二自由度汽车模型，用试验数据来验证该模型。在确保模型基本准确的情况下，对美国悍马（Hummer2）的操纵动力学进行仿真分析，得到 VSC 控制系统关键控制变量，为 VSC 控制系统提供依据。

第二章 汽车操纵动力学系统建模

2.1 概述

当把汽车作为一个实体来观察时，它是连续的振动系统。该系统由许多三维空间的单个部件组成，具有无穷无尽的自由度。

2.1.1 系统的定义与分类

2.1.1.1 系统的定义

能够对信号完成某种变化或运算功能的集合称为系统，如图 2-1 所示： H 表示为算子，表示将输入信号 $f(t)$ 进行某种变换或运算后既得到输出信号 $y(t)$

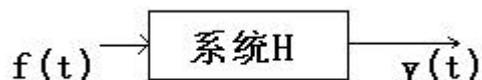


图 2-1 系统

Fig.2-1 system

任意一个大系统都可以分解为若干相互联系、相互作用的子系统，各子系统之间通过信号联系，信号在子系统之间流动。我们所研究的车辆就是一个典型的机械系统，它由车辆的各个总成构成，每个总成又构成子系统^[1]。

2.1.1.2 系统的分类

根据不同的分类原则，系统可分为动态系统、静态系统；线性系统与非线性系统；因果系统与非因果系统；连续时间系统与离散时间系统；集中参数系统与分布参数系统。

2.1.2 建模概述

系统是为了完成一定功能而存在，对系统的描述就是建立系统模型。建模是对系统实体特性及其变化规律的抽象，而且是对系统实体中那些所要研究的特性的抽象。比如，我们要研究汽车的操纵动力学特性，就需要将车辆的前进速度、车辆的横摆角速度、车辆质心处的侧偏角、方向盘转角进行抽象,所以模型

是经过适当简化的系统实体的代表，并通过合适的形式表示，比如数学关系式等。有了能反映系统实体最本质特性和数量关系的模型，特别是数学模型，就可以借助数学理论及计算机对系统进行分析和处理。

模型是研究系统的有效工具，它是为了某种研究目的而建立的。人们有各种研究某的，因此模型的形式和类型很多，总的来说有三种：物理模型、结构模型、数学模型。

物理模型是一种与实际对象保持相似工作规律的模型。而建立物理模型的依据是物理性能上相同或十分相似于原系统，但比原系统更简单和便于分析研究。物理模型是解决实际工程问题的一个有效手段，但仍需建立模型并进行试验。

结构模型是借助于约定符号，表示系统或功率传递中参变量数据结构关系的一种图形，例如：方框图、信号流程图等。它能清楚的描述参数和变量之间的结构关系，是建立复杂系统模型的有效手段。

数学模型是用数学形式把系统和信息或能量传递的规律描述出来的表达式。它是反映系统本质的最简洁的表示，是进行系统研究的最严格、最便利、最有效的手段,但它缺乏实时性、直观性。

数学模型的具体形式多种多样，如代数方程、微分方程、偏微分方程、差分方程及状态空间方程等。随着计算机的普及，可以说数学模型是最科学的模型表达式，在现代控制理论、近代数学理论与建模技术结合以后，更是发展迅速。根据模型本身的特征，可以粗略地将数学模型划分为以下几种类型：静态模型和动态模型、连续时间模型和离散时间模型、定常参数模型和时变参数模型、集中参数模型和分布参数模型^[2]。

对模型的分析可以用数学解析的方法，但对车辆系统来说，一般用来描述系统的模型比较复杂，都是复杂的非线性微分方程组，很难获得解析解，一般要通过计算机进行数值求解，根据系统的输入激励求解系统的输出响应及系统的工作过程^[3]。

2.1.3 建模的方法

建立合理、准确、适用的数学模型至关重要。本文主要研究车辆的操纵动力学特性，是用分析法建立数学模型的。

分析法首先从建模的目标出发，分析系统的物理、化学本质及机理，确定

数学模型的结构。模型结构包括：静态的或动态的；线性或非线性的；定常的或时变的；集中参数的还是分布参数的等。然后根据工程中的物理、化学、力学基本原理建立微分方程组。车辆系统的动力学模型大多采用这种方法来建立。

2.2 轮胎模型

轮胎的经验模型必须充分利用所有可获得的轮胎试验数据，用来计算在各种轮胎侧偏角的情况下，轮胎所受的侧向力的大小。其具体方法有四种^[4]。

2.2.1 插值法

插值法就是通过已知的轮胎特性值的组合来预测它们之间的未知量。如果数据太少，则插值不可靠；如果数据太多，则插值过程又过于复杂。此外，超出测试点之外的外插法通常不可靠。

2.2.2 多项式拟合法

根据试验测得的轮胎数据，用多项式拟合的方法，采用合适的拟合阶数，得到多项式系数，从而得到轮胎的力学特性方程。

2.2.3 简单函数拟合法

多数情况下，轮胎侧向力 F_y 与侧偏角 α 和侧向力 F_y 与垂直载荷 F_z 的关系可近似用指数形式表达如下：

$$F_y = A_1 \times (1 - e^{-B_1 \times \alpha}) \quad \text{当 } F_z \text{ 为恒定时}$$

$$F_y = A_2 \times (1 - e^{-B_2 \times F_z}) \quad \text{当 } \alpha \text{ 为恒定时}$$

该公式不仅充分适用于描述小轮胎侧偏角或小垂直载荷情况下的近似线性特性，同时还适用于大轮胎侧偏角或大垂直载荷时的饱和情况。选定公式后，用所测得的试验数据，求得系数 A_1 和 B_1 或 A_2 和 B_2 的值，即可获得轮胎受力与轮胎侧偏角之间的对应关系。

2.2.4 魔术公式法^[5]

对轮胎数据的拟合方面，Pacejka^[6]提出的拟合公式—魔术公式（Magic Formula）非常有名。它与简单函数拟合方法采用相同的基本思想，而区别在其复杂程度。魔术公式为侧向力、回正力矩和纵向力提供了一个统一形式的拟合公式，其通式表达如下：

$$F_y = D \sin(C \arctan(Bj)) + \Delta S_v \dots \dots \dots (2.1)$$

其中：

$$D = a_1 F_z^2 + a_2 F_z$$

$$C = 1.30$$

$$B = \frac{a_3 \sin(a_4 \arctan(a_5 F_z))}{CD} (1 - a_{12} |g|)$$

$$E = a_6 F_z^2 + a_7 F_z + a_8$$

$$\Delta S_h = a_9 g$$

$$\Delta S_v = (a_{10} F_z^2 + a_{11} F_z) g$$

$$j = (1 - E)(a + \Delta S_h) + (E/B) \arctan(B(a + \Delta S_h))$$

D——峰值因子，表示曲线的最大值；

B——刚度因子；

E——曲率因子，表示曲线最大值附近的形状；

C——形状因子，既曲线是横向力、纵向力还是回正力矩；

Sh——曲线水平方向的漂移；

Sv——曲线垂直方向的漂移；

γ ——轮胎的侧倾角；它仅与曲线零点的水平、垂直漂移和刚度因子有关，分别对它们进行修正。

a_i ——拟合参数，本模型中用 13 个参数拟合了轮胎的主要分量 ($i=1 \cdots 13$)。

2.3 汽车操纵稳定性模型^[4]

2.3.1 模型的推导

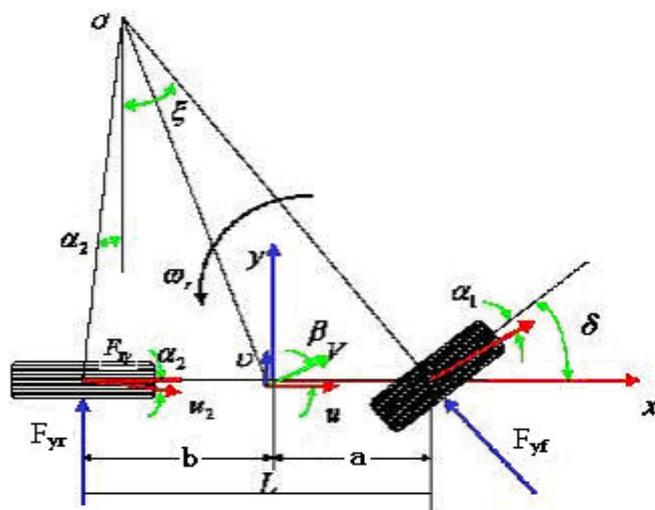


图 2-2 两自由度汽车模型

Fig.2-2 two-degree-freedom vehicle dynamics model

先定义如上图 2-2 所示的坐标系。在该坐标系下，车辆有以下的速度分量：

- (1)沿 x 轴方向的前进速度 u ；
- (2)沿 y 轴方向的前进速度 v ；
- (3)沿 z 轴方向的横摆角速度 ω_r 。

将它们写成矢量的形式，车辆的线速度和角速度分别为：

线速度： $ua_1 + va_2 + 0a_3$

角速度： $0a_1 + 0a_2 + \mathbf{v}_r a_3$

式中： a_1 、 a_2 和 a_3 一分别为 x、y、z 方向的单位矢量。

车辆的线动量可以写成：

$$L = mua_1 + mva_2 + 0a_3 \dots\dots\dots (2.2)$$

车辆的角动量可以写成：

$$H = 0a_1 + 0a_2 + I\mathbf{v}_r a_3 \dots\dots\dots (2.3)$$

因为车辆动矢量 L 和 H 的变化率分别等于车辆所受的外力和外力矩，故得如下运动方程：

$$m(\dot{u} - v\mathbf{v}_r) = F_{xf} + F_{xr} \dots\dots\dots (2.4)$$

$$m(\dot{v} + u\mathbf{v}_r) = F_{yf} \cos(\mathbf{d}_f) + F_{yr} \dots\dots\dots (2.5)$$

$$I\dot{\omega}_r = aF_{yf} \cos(\mathbf{d}_f) - bF_{yr} \dots\dots\dots (2.6)$$

若假设车辆的前进速度为常量 U，同时考虑到 $v\mathbf{v}_r$ 是两个小变量的乘积，则可不考虑方程式 (2.4) 的影响，车辆运动的微分方程可简化为：

$$m(\dot{v} + u\mathbf{v}_r) = F_{yf} \cos(\mathbf{d}_f) + F_{yr} \dots\dots\dots (2.7)$$

$$I\ddot{\alpha}_r = aF_{yf} \cos(\mathbf{d}_f) - bF_{yr} \dots\dots\dots (2.8)$$

方程 (2.7)、(2.8) 代表是两自由度汽车的操纵稳定性模型。

接下来我们来推导系统变量 u 、 v 和 δ 之间的关系。

对于一个给定的车轮，其轮胎侧偏角定义为车轮的前进速度 u_w 和车轮的侧向速度 v_w 之间的夹角，即：

$$\tan \mathbf{a} = \frac{v_w}{u_w} \dots\dots\dots (2.9)$$

由上图 1 可知，前轮的侧向速度为：

$$v_f = v + a\mathbf{v}_r \dots\dots\dots (2.10)$$

后轮的侧向速度为：

$$v_r = v - b\mathbf{v}_r \dots\dots\dots (2.11)$$

当 α 角很小时， $\tan \alpha \approx \alpha$ ，则在后桥为非转向桥的情况下，后轮侧偏角可表示为：

$$\mathbf{a}_r = \frac{v_w}{u_w} = \frac{v - b\mathbf{v}_r}{U} \dots\dots\dots (2.12)$$

由于前轮产生一个转向角 δ_f ，且定义顺时针方向为正，则前轮侧偏角为：

$$\tan(\mathbf{a}_f + \mathbf{d}_f) = \frac{v_f}{U} \dots\dots\dots (2.13)$$

前轮侧偏角可近似表示为：

$$\mathbf{a}_f = \frac{v + a\mathbf{v}_r}{U} - \mathbf{d}_f \dots\dots\dots (2.14)$$

根据已知的轮胎侧偏刚度与侧偏角的大小，可知轮胎侧向力为：

$$F_{yf} = -C_f \mathbf{a}_f \dots\dots\dots (2.15)$$

$$F_{yr} = -C_r \mathbf{a}_r \dots\dots\dots (2.16)$$

将 (2.15)、(2.16) 式代入系统运动方程式 (2.7)、(2.8) 得：

$$m(\ddot{u} + u\mathbf{v}_r) = -\frac{(C_f \cos(\mathbf{d}_f) + C_r)}{U}v - \frac{(aC_f \cos(\mathbf{d}_f) - bC_r)}{U}\mathbf{v}_r + C_f \mathbf{d}_f \cos(\mathbf{d}_f) \cdots \cdots$$

..... (2.17)

$$I\ddot{\mathbf{v}}_r = -\frac{(aC_f \cos(\mathbf{d}_f) - bC_r)}{U}v - \frac{(a^2C_f \cos(\mathbf{d}_f) + b^2C_r)}{U}\mathbf{v}_r + aC_f \cos(\mathbf{d}_f)\mathbf{d}_f \cdots \cdots$$

..... (2.18)

上式 (2.17)、(2.18) 即为两自由度汽车操纵稳定性运动方程。

2.4 matlab/simulink 的应用

MATLAB 名字由 MATrix 和 LABoratory 两词的前三个字母组合而成。那是 20 世纪七十年代后期的事：时任美国新墨西哥大学计算机科学系主任的 Cleve Moler 教授出于减轻学生编程负担的动机，为学生设计了一组调用 LINPACK 和 EISPACK 库程序的“通俗易懂”的接口，此即用 FORTRAN 编写程序的萌芽状态的 MATLAB。经几年的校际流传，在 Little 的推动下，由 Little、Moler、Steve Bangert 合作，于 1984 年成立了 MathWorks 公司，并把 MATLAB 正式推向市场。从这时起，MATLAB 的内核采用 C 语言编写，而且除原有的数值计算能力外，还新增了数据图视功能。

MATLAB 以商品形式出现后的短短几年，就以其良好的开放性和运行的可靠性，使原先控制领域里的封闭式软件包纷纷淘汰，而改在 MATLAB 平台上重建。在时间进入 20 世纪九十年代的时候，MATLAB 已经成为国际控制界公认的标准计算软件。到九十年代初期，在国际上 30 几个数学类科技应用软件中，MATLAB 在数值计算方面独占鳌头，而 Mathematica 和 Maple 则分居符号计算软件的前两名。Mathcad 因其提供计算、图形、文字处理的统一环境而深受中学生欢迎。

MathWorks 公司于 1993 年推出了基于 Windows 平台的 MATLAB4.0。4.x 版在继承和发展其原有的数值计算和图形可视能力的同时，出现了以下几个重要

变化：(1) 推出了 SIMULINK，一个交互式操作的动态系统建模、仿真、分析集成环境。(2) 推出了符号计算工具包。一个以 Maple 为“引擎”的 Symbolic Math Toolbox 1.0。此举结束了国际上数值计算、符号计算孰优孰劣的长期争论，促成了两种计算的互补发展新时代。(3) 构造了 Notebook。MathWorks 公司瞄准应用范围最广的 Word，运用 DDE 和 OLE，实现了 MATLAB 与 Word 的无缝连接，从而为专业科技工作者创造了融科学计算、图形可视、文字处理于一体的高水准环境。从 1997 年春的 5.0 版起，后历经 5.1、5.2、5.3、6.0、6.1、6.5、7.0 等多个版本的不断改进，MATLAB “面向对象”的特点愈加突出，数据类型愈加丰富，操作界面愈加友善。2002 年初夏所推 6.5 版的最大特点是：该版本采用了 JIT 加速器，从而使 MATLAB 朝运算速度与 C 程序相比肩的方向前进了一大步。

Simulink 是 MATLAB 提供的主要工具之一，也是目前在动态系统的建模和仿真等方面应用最广泛的工具之一。采用 Simulink 来建立动态系统模型，可以解决许多实际问题。Simulink 是一个用来进行动态系统建模、仿真和分析的集成软件包。它不仅可以进行线性系统仿真，也可以进行非线性系统仿真，即可以实现连续时间系统仿真，也可以实现离散时间系统甚至混合连续-离散时间系统的仿真，它还支持多制采样率的系统仿真。Simulink 具有以下特点^[7]：

1) 建模方便、快捷

根据我们以前的经历，建模就意味着编程，例如要建立一个微分方程的模型，就必须写一段程序，而且如果要改变参数，则程序会更复杂。在 Simulink 出现后，由于它提供了友好的图形用户界面 (GUI-Graphical User Interface)，用户只要进行简单的点击和拖动鼠标就能完成建模，就象使用铅笔在纸上画模型一样自如、方便。建模由 Simulink 标准库模块和连线组成。我们可以做个形象的比较，从物理意义上讲，每一个模块就象是一个多功能硬件，而连线就相当于硬件之间的各种导线，这样整个模型看起来如同工程上使用的方框图一样，简洁、明了；从数学角度上看，一个模块库就相当于一个函数，所以也可将库模块称为 Simulink 模块库 (或函数库)。按工程使用的情况，库模块又分为若干类，如接收器模块、输入源模块、线性或非线性组件模块以及连接器模块等等。

2) 易于进行模型分析

由于模型是层次型的，因此建立模型的过程就如同通常的设计过程那样，

可以是自上而下亦或自下而上。你可以先在系统的高层次上分析、研究，然后双击具体模块或子系统图标，进一步分析模型下一层的细节。这种方法便于分析模型的组织结构以及各部分的相互关系。

3) 优越的仿真性能

在定义好一个模型之后，用户就可以通过 Simulink 菜单或者在 MATLAB 的命令窗口中输入命令这两种方式，选择一种集成方法来进行仿真。前者特别适合于交互式工作，而后者则在进行仿真的批处理时非常有用。使用示波器或其他显示模块，可以在仿真运行的同时看到仿真的结果，若改变参数后运行就可以看到相应的结果，这适用于因果关系的问题研究。另外，仿真的结果也可以送入 MATLAB 工作空间以便做进一步的处理。模型分析工具为线性化工具和整理工具，MATLAB 的所有工具以及 Simulink 本身的应用工具箱都包含这些工具。由于 MATLAB 和 Simulink 是集成在一起的，所以可以在任何一个环境的任意节点上进行仿真、分析和修改模型。

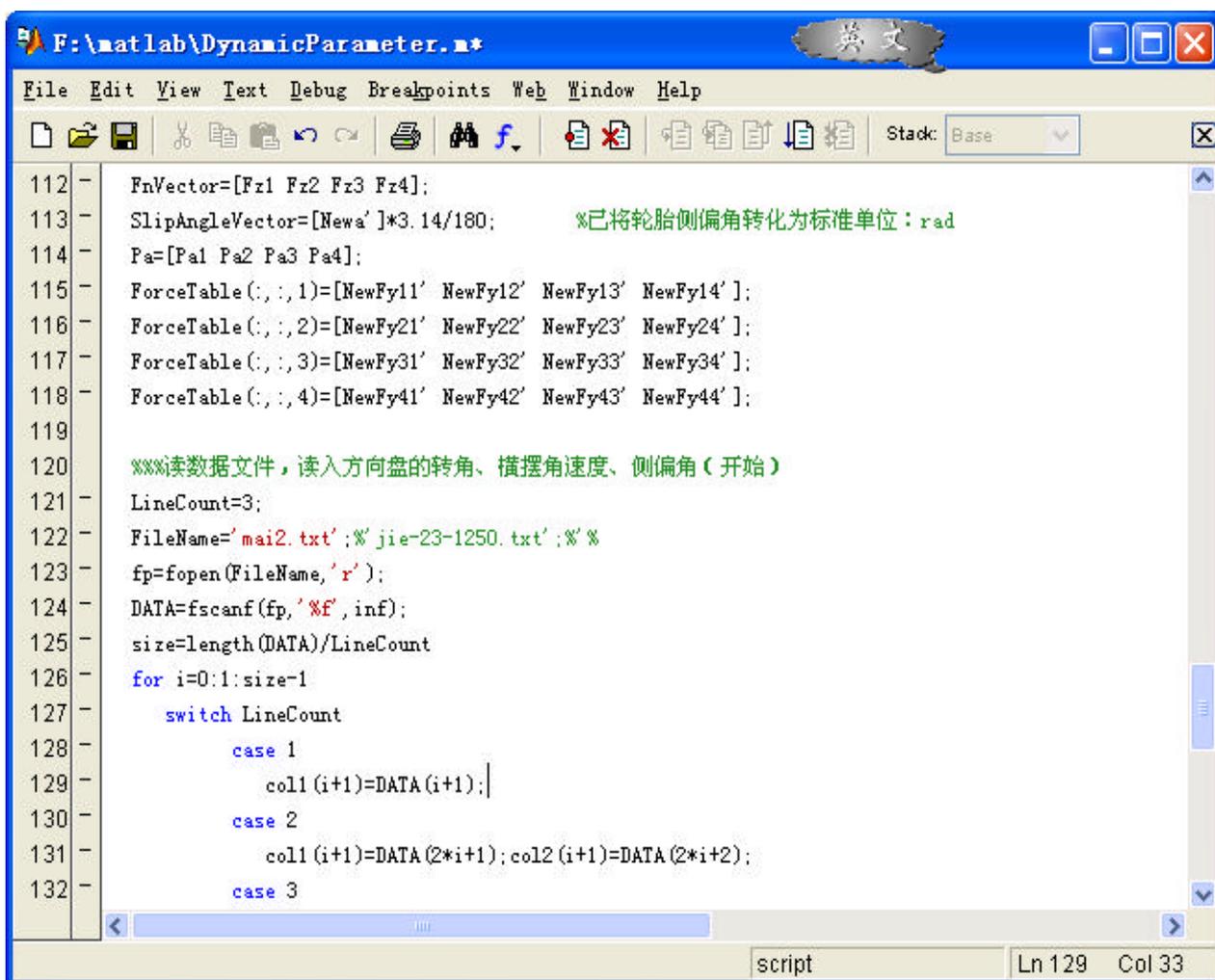
Simulink 还提供一组专门的应用工具箱，这是一组专门收集和汇总的 M 文件，用于处理某些特殊类型的问题。这些工具箱包括：通信工具箱 (Communications Toolbox)、控制系统工具箱 (Control System Toolbox)、财务工具箱 (Financial Toolbox)、频域系统辨识工具箱 (Frequency-Domain System Identification Toolbox)、模糊逻辑工具箱 (Fuzzy Logic Toolbox)、高阶谱分析工具箱 (Higher-Order Spectral Analysis Toolbox)、图像处理工具箱 (Image Processing Toolbox)、LMI 控制工具箱 (LMI Control Toolbox) 等十多种工具箱^[8]。

Simulink 在提供一系列的工具箱的同时，还提供了一系列的模块集。这些模块集包括：DSP 模块集、定点模块集、非线性控制设计模块集、电力系统模块集等模块集^[9]。

正是因为 MATLAB/Simulink 具有众多其他同类软件不具备的优势，所以才受到重视，得以不断地扩充和迅速发展，成为当今世界在科学计算和系统仿真领域里首选的软件工具。

2.5 汽车操纵稳定性仿真模型软件的建立

如前述建立仿真模型的理论框架后，该课题采用 Matlab 的 Simulink 工具箱来实现此模型。首先应用 matlab 编写一个小程序，该程序包含了仿真模块所需的各种参数，这些参数包括：整车质量、质心至前轴距离、质心至后轴距离、轴荷、车辆绕 Z 轴的转动惯量、轮胎气压、轮胎稳态侧偏力学特性数据以及读操纵稳定性试验数据等功能。部分程序如下图 2-3 所示：



```
112 - FnVector=[Fz1 Fz2 Fz3 Fz4];
113 - SlipAngleVector=[Newa']*3.14/180;      %已将轮胎侧偏角转化为标准单位: rad
114 - Pa=[Pa1 Pa2 Pa3 Pa4];
115 - ForceTable(:,1)=[NewFy11' NewFy12' NewFy13' NewFy14'];
116 - ForceTable(:,2)=[NewFy21' NewFy22' NewFy23' NewFy24'];
117 - ForceTable(:,3)=[NewFy31' NewFy32' NewFy33' NewFy34'];
118 - ForceTable(:,4)=[NewFy41' NewFy42' NewFy43' NewFy44'];
119
120 - %%%读数据文件，读入方向盘的转角、横摆角速度、侧偏角（开始）
121 - LineCount=3;
122 - FileName='mai2.txt';%'jie-23-1250.txt';%'
123 - fp=fopen(FileName,'r');
124 - DATA=fscanf(fp,'%f',inf);
125 - size=length(DATA)/LineCount
126 - for i=0:1:size-1
127 -     switch LineCount
128 -     case 1
129 -         col1(i+1)=DATA(i+1);
130 -     case 2
131 -         col1(i+1)=DATA(2*i+1);col2(i+1)=DATA(2*i+2);
132 -     case 3
```

图 2-3 仿真模块所需参数程序

Fig.2-3 Parameter program of simulink model

其中，有关轮胎的侧偏角与侧偏力的数据，对其进行了 5 阶数据拟合，并用该拟合函数对数据点进行了插值运算，由原来的 10 个数据点，经过插值运算后，变成了 400 个数据点。插值运算后的曲线图入图 2-4 所。这些试验数据点经插

值运算后，被 Simulink 的操纵稳定性的仿真模块“Look-Up Table(n-D)”所调用，如图 2-5 所示。“Look-Up Table(n-D)”采用三维表格的查值方式，来求出轮胎在轮胎侧偏角、轮胎负荷及轮胎气压一定的情况下，轮胎所受的侧向力。

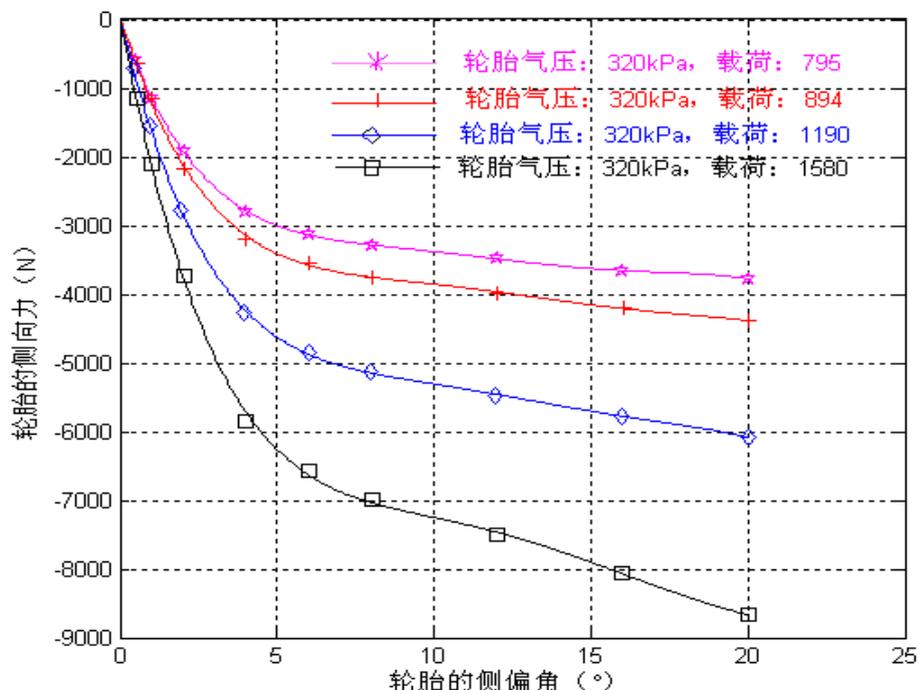


图 2-4 轮胎侧偏角与侧向力关系曲线

Fig.2-4 The relation curve of tire side-slip angle and side-slip force

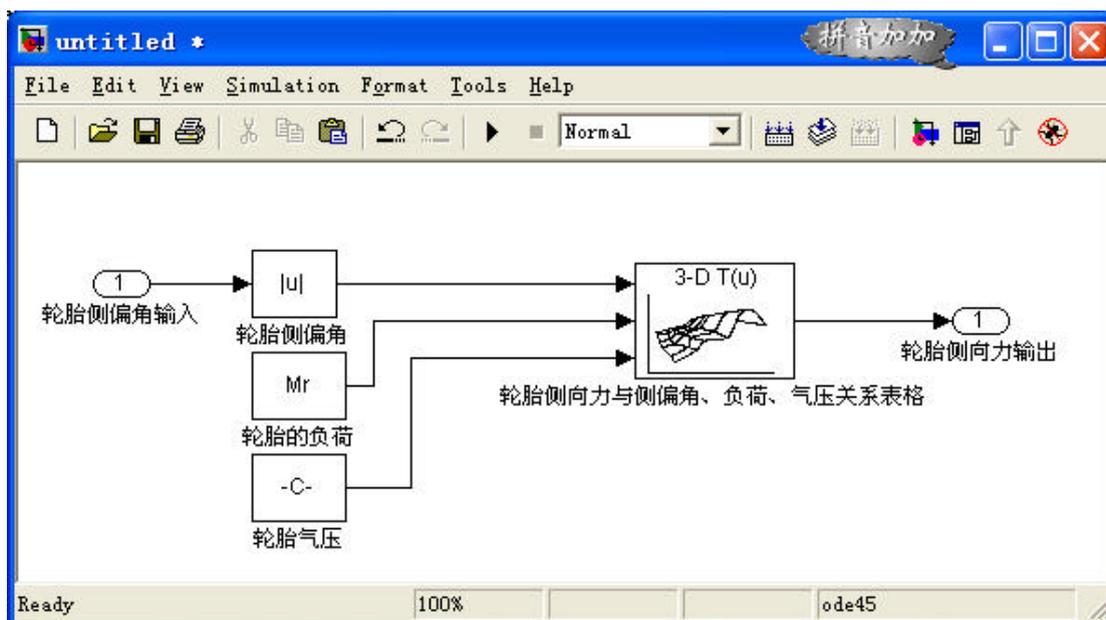


图 2-5 一定的侧偏角下的轮胎侧向力输出

Fig.2-5 The output of tire side-slip force in the assured tire side-slip angle

操纵稳定性仿真模型的建立：有了以上的分析，可用 Matlab 的 Simulink 工具箱来搭建方程式 2.7、2.8、2.12、2.14 模型框图，其模型框图如图 2-6 所示。

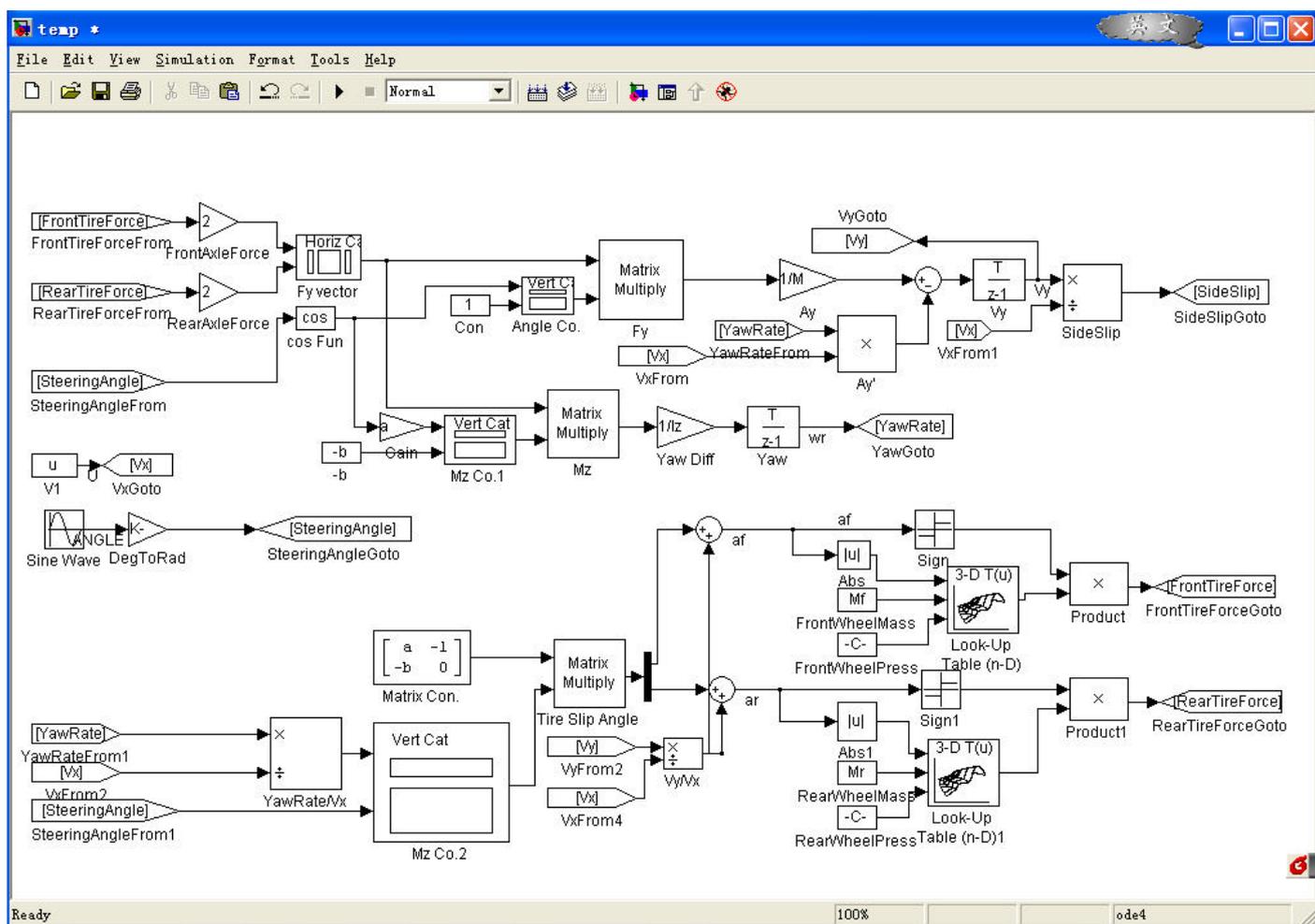


图 2-6 操纵稳定性的仿真分析框图

Fig.2-6 The simulink structural chart of road-holding property

在如图 2-6 所示的仿真模型中，其前轮转角输入，一方面可以直接读操纵稳定性试验的试验数据，另一方面也可人为的设置为标准的输入信号，例如：正弦信号、脉冲信号、阶跃信号等等。具体输入何种信号，视仿真的实际用途所定。

第三章 车辆仿真参数的测量及仿真结果分析

3.1 车辆绕 z 轴的转动惯量测量

在进行操稳的仿真分析时，需要测量有关车辆参数，这些参数包括：轮胎气压、轴荷、质心位置、车辆绕 Z 轴的转动惯量 I_z 。其中除了 I_z 的测量无法实现外，其余参数都很容易测量。准确、方便的整车转动惯量测量装置目前还很少。多数情况下这些参数要通过一些简单的设施进行试验来得到，然而这个过程往往是工作量很大，且所得结果准确度值得怀疑。因而，使用经验公式进行估值，在许多情况下是有意义的，合理的经验公式会给出准确度足够的计算结果。

3.1.1 试验的方法

试验前应将被测汽车的前后悬架在试验状态下刚性卡牢，然后按下图 3-1 的方法将汽车用钢丝绳在刚性十分良好的大型钢桁架上^[10]。

测定 I_z 时，使汽车绕 Z 轴发生摆动，同时测量周期 T，应用下式计算汽车绕 Z 轴的转动惯量：

$$I_z = \frac{T^2 r_1 r_2 G}{4p^2 L} \dots\dots\dots (3.1)$$

式中：T 摆动周期，s；

r_1 、 r_2 汽车质心分别至前后钓绳的距离，mm；

L 吊绳有效长度，m；

G 车重，N。

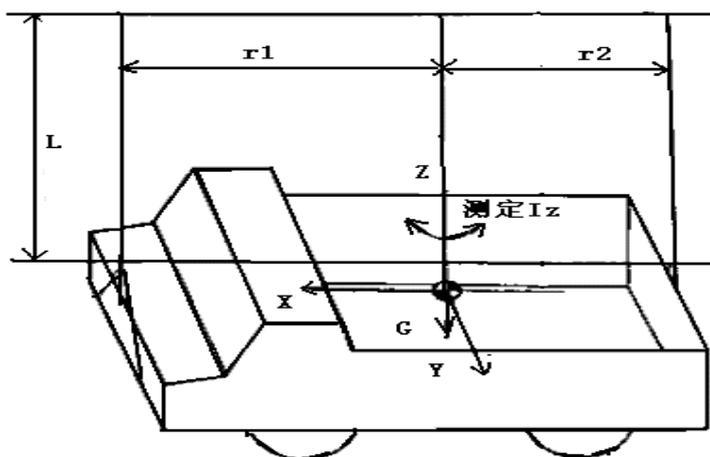


图 3-1 转动惯量的测定示意图

Fig.3-1 The measure sketch map of inertia

采用上述方法试验，被测汽车的车身应有足够的刚度，且在试验前应将汽车的前后悬架刚性卡牢。这些对小型汽车，特别是带有独立悬架的车辆来说，都很不合适。因而，可将汽车停放在专门的平台上，然后，再将平台吊起来试验。然而，这种方法同样要求专门的平台有足够的刚度，刚度的要求应达到停放总质量为 3.5t 的汽车，起吊后最大挠度不得大于 5mm。被测汽车放在专门平台上后，还应使用专门的夹紧机构将车身与平台夹紧，以确保在测量过程中汽车相对平台不会发生哪怕是十分微小的运动。最后在处理数据时，还应对平台及其附件转动惯量对测量结果的影响予以修正。

3.1.2 转动惯量 I_z 的估值^[11]

$$I_z = \frac{(TW) \cdot (WB)}{K} \cdot m \dots\dots\dots (3.2)$$

式中：TW 轮距，m

WB 轴距，m

m 汽车质量，kg

K 近似值常数，由表 3-1 查出。

表 3-1 K 值近似值常数和误差^[12]

转动惯量	汽车类型	K	平均误差 ± 标准偏差 (最大误差)
I _z	轿车	5.2901	5.50% ± 3.98% (20.40%)
	通用车辆 WB<2.41m	4.2193	3.74% ± 3.52% (19.10%)
	通用车辆 WB>2.41m	3.4510	5.24% ± 3.69% (20.05%)
	轻型客货两用车	3.3783	7.85% ± 4.83% (19.40%)
	厢式载货汽车	3.4734	6.44% ± 5.30% (18.64%)

3.2 轮胎试验

3.2.1 试验目的

在进行整车系统动力学仿真计算时，需要轮胎的特性和参数数据。

3.2.2 试验内容

以贵州前进轮胎生产的 37×12.5R16.5 轮胎为试验对象，开展轮胎稳态侧偏力学特性试验工作。

3.2.3 试验设备

吉林大学汽车动态模拟国家重点实验室的低速平板式轮胎动态特性试验台（图 3-2 所示为该试验台的结构示意图）。

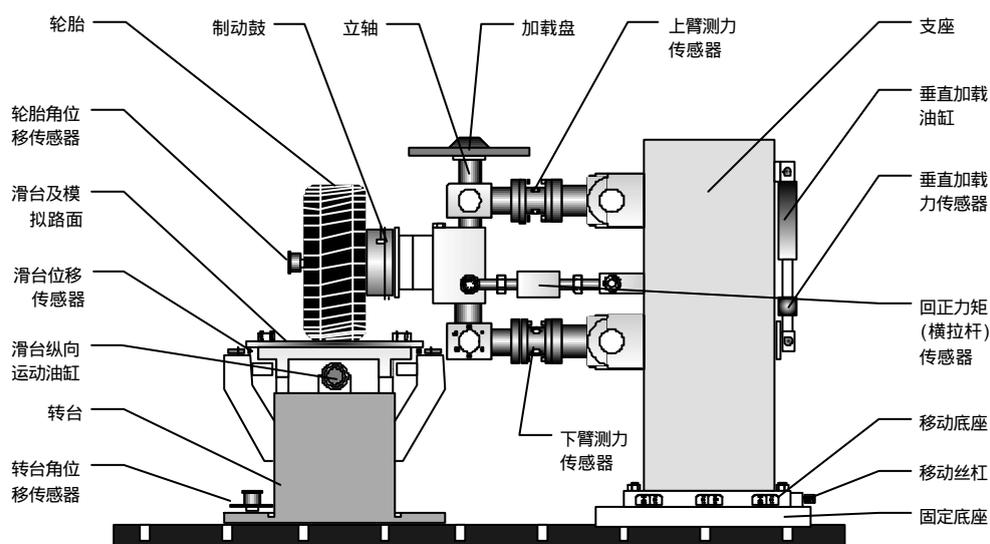


图 3-2 轮胎动特性试验台结构示意图

Fig.3-2 The structure sketch map of tire dynamic response

该轮胎力学特性试验台主要由四个系统构成，即计算机主控制系统，液压伺服系统，机械运动系统和信号采集系统。其性能技术指标如下表所示。

表 3-2 轮胎动特性试验台的性能技术指标

项 目	指 标
试验轮胎半径	200 ³ / ₄ 400 mm
轮胎垂直载荷	0 ³ / ₄ 20 kN
轮胎侧偏角	-25 ³ / ₄ 25 deg.
轮胎外倾角	-15 deg. ³ / ₄ 15 deg.
滑台纵向速度	5 cm/s ³ / ₄ 35 cm/s
滑台加载力	10 kN
滑台最大行程	5 m



图 3-3 轮胎动特性试验台实物图

Fig.3-3 The test set photo of tire dynamic response



图 3-4 轮胎动特性试验台实物图

Fig.3-4 The test set photo of tire dynamic response

3.2.4 轮胎动力学试验结果^[13]:见表 3-3

表 3-3 ADVANCE 37X12.5R16.5 轮胎稳态侧偏特性

胎压 Kpa 径向载荷 Kg	80		160		备注
	侧偏角 Deg.	侧向力 N	侧偏角 Deg.	侧向力 N	
795	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	曲线见图 3-5 到图 3-8
	0.4883	-508.9414	0.4883	-673.5687	
	0.9644	-952.2092	1.0620	-1353.8308	
	1.9409	-1896.4078	2.0752	-2136.6842	
	3.9673	-2651.7232	4.0527	-2884.2772	
	5.9937	-2954.0042	5.9937	-3243.2120	
	7.9712	-3093.7228	8.0200	-3451.3052	
	11.9385	-3195.2704	12.0727	-3687.6812	
	15.9424	-3326.1592	16.0400	-3876.6742	
	19.9951	-3464.8880	20.0439	-4100.5650	
894	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
	0.4883	-496.4994	0.4883	-698.2186	
	0.9644	-1025.4818	1.0132	-1429.4378	
	1.9775	-2050.4148	2.0752	-2390.6218	
	4.0039	-2998.3296	4.1016	-3398.4832	
	5.9937	-3302.0414	5.9937	-3690.2194	
	7.9712	-3476.4618	8.0689	-3920.7840	
	11.9751	-3685.1528	12.0727	-4231.4832	
	15.9424	-3855.7316	16.0400	-4477.0026	
	19.9951	-4004.1036	20.0928	-4759.3308	
1190	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
	0.4395	-592.3424	0.5371	-883.5886	
	0.9644	-1175.0592	1.0132	-1682.3758	
	1.9409	-2422.3640	2.0752	-3026.9260	
	3.9673	-3731.3794	4.0161	-4537.5470	
	5.9448	-4297.6430	5.9937	-5072.2742	
	7.9712	-4634.0770	8.0200	-5469.3212	
	11.9385	-4992.4336	12.0727	-5936.9478	
	15.9424	-5258.4938	16.0400	-6456.6908	
	19.9463	-5558.4718	20.0928	-6900.2780	

表 3-3 续

胎压 Kpa 径向载荷 Kg	280		320		备注
	侧偏角 Deg.	侧向力 N	侧偏角 Deg.	侧向力 N	
795	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	曲线见图 3-5 到图 3-8
	0.4883	-572.7189	0.4883	-581.9603	
	1.0620	-1252.7536	1.0132	-1151.0492	
	1.9897	-2017.0752	2.0264	-1908.5500	
	4.0161	-2946.6346	4.0161	-2808.1214	
	6.0425	-3251.5910	5.9937	-3118.4090	
	8.0200	-3371.7880	8.0200	-3287.9686	
	11.9873	-3441.1426	11.9873	-3483.8804	
	15.9912	-3493.8666	15.9912	-3655.2922	
	20.0439	-3556.2828	19.9951	-3777.9196	
894	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
	0.4883	-577.1690	0.5371	-639.1648	
	1.0634	-1450.9978	1.0132	-1149.5792	
	2.0264	-2274.6192	2.0264	-2170.6412	
	4.0161	-3437.8498	4.0161	-3191.7326	
	6.0425	-3807.3882	5.9937	-3536.4280	
	8.0200	-3928.3202	8.0200	-3746.9614	
	11.9873	-4004.2212	11.9873	-3978.5746	
	15.9912	-4059.1502	16.0400	-4203.1710	
	20.0439	-4133.1108	20.0439	-4389.2828	
1190	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
	0.4395	-667.0380	0.4395	-704.3632	
	0.9644	-1533.0140	0.9742	-1541.0500	
	1.9409	-2928.7986	1.9409	-2781.7888	
	4.0039	-4522.0042	3.9673	-4274.4464	
	5.9937	-5020.8536	5.9937	-4844.3458	
	7.9712	-5245.5774	7.9712	-5129.2122	
	11.9385	-5372.9088	11.9751	-5472.6728	
	15.9912	-5390.5782	15.9912	-5768.4956	
	19.9951	-5485.4422	19.9951	-6088.3088	
1580	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
	0.4883	-839.2573	0.5371	-1156.1844	
	1.0132	-2034.4996	1.0132	-2101.2376	
	1.9409	-3468.8178	2.0264	-3722.5202	
	3.9673	-5807.8524	4.0161	-5845.8862	
	5.9937	-6578.6714	5.9937	-6569.1556	
	7.9712	-6930.9324	8.0200	-6998.2878	
	11.9385	-7103.8534	11.9873	-7497.9016	
	15.9912	-7222.9822	15.9912	-8052.0720	
	20.0440	-7398.5982	19.9951	-8665.5226	

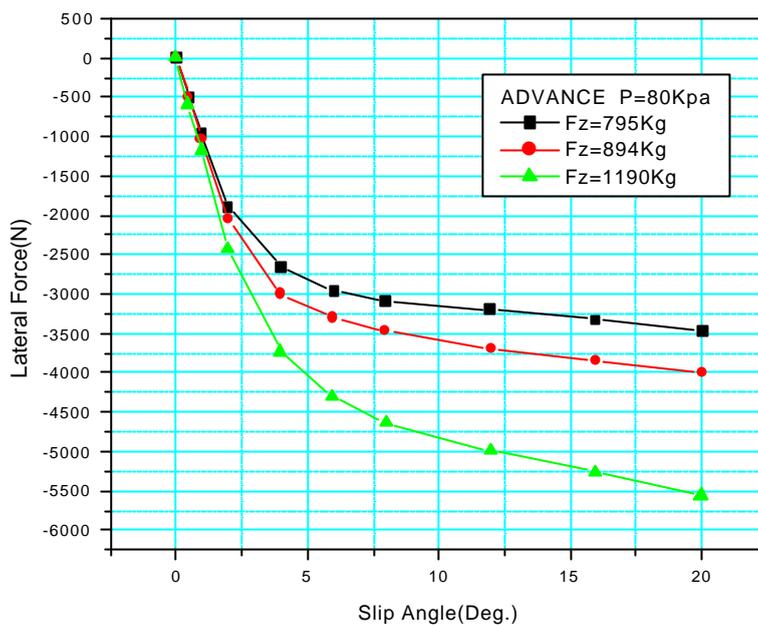


图 3-5 ADVANCE 37X12.5R16.5 胎压为 80Kpa 时侧向力与侧偏角的关系

Fig.3-5 The relation curve of tire side-slip angle and side-slip force in 80Kpa

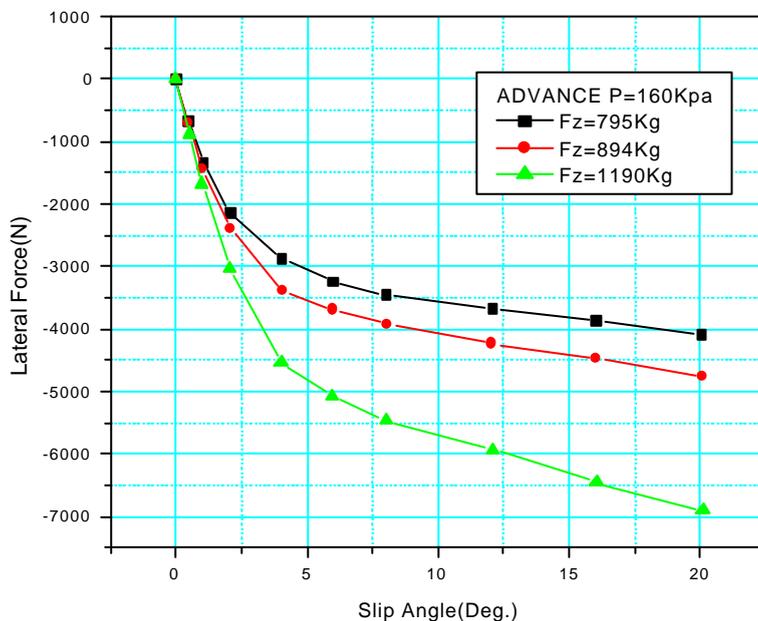


图 3-6 ADVANCE 37X12.5R16.5 胎压为 160Kpa 时侧向力与侧偏角的关系

Fig.3-6 The relation curve of tire side-slip angle and side-slip force in 160Kpa

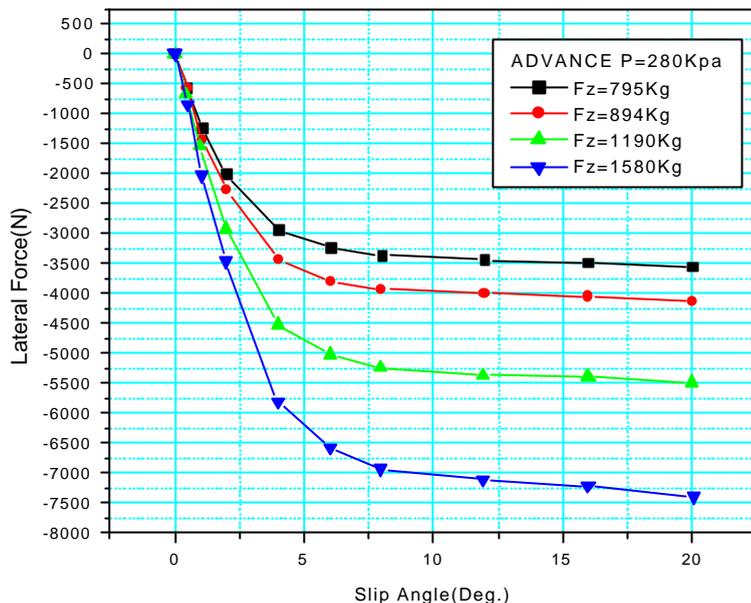


图 3-7 ADVANCE 37X12.5R16.5 胎压为 280Kpa 时侧向力与侧偏角的关系

Fig.3-7 The relation curve of tire side-slip angle and side-slip force in 280Kpa

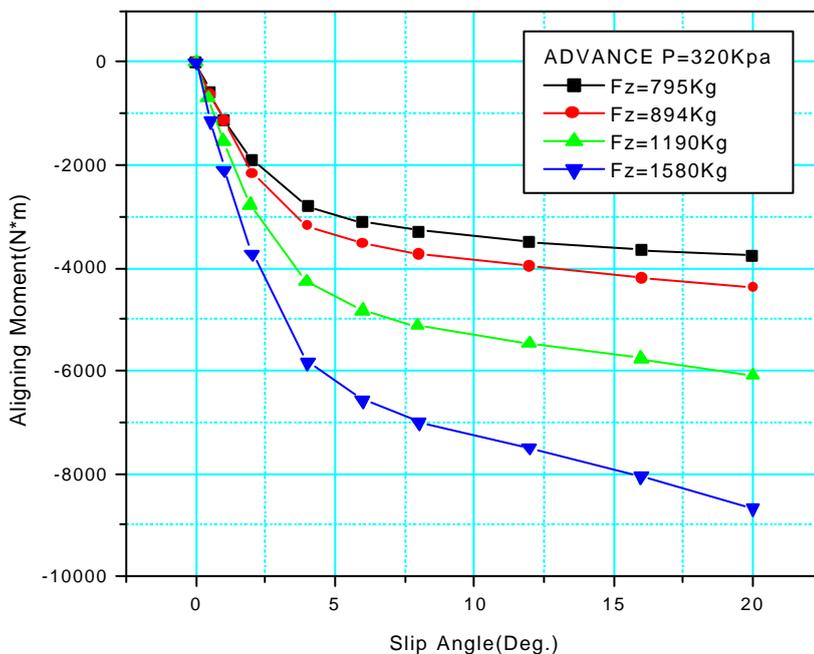


图 3-8 ADVANCE 37X12.5R16.5 胎压为 320Kpa 时侧向力与侧偏角的关系

Fig.3-8 The relation curve of tire side-slip angle and side-slip force in 320Kpa

3.3 操纵稳定性试验

3.3.1 试验车辆：我选取了美国原装悍马(Hummer2)进行操纵稳定性试验。

3.3.2 试验仪器设备

表 3-4 仪器设备

测试仪器	型号规格	仪器编号	制造厂家	检定有效期	仪器精度
汽车道路试验测试系统	DL-1100	24200258	日本小野	05.11.10	00.4-390km/h(forward),-0.4~-120km/h(backward)
方向盘力角计	SFA-	38634000	日本共和	06.3.10	0.5%
光纤陀螺仪	VG700AA	3124	Crossbow Technology . Inc	06.3.10	横摆角速度:0~±5°/s, 加速度:0~10m/s ² , 侧倾角:0~±15°, 质心侧偏角:0~±15°
湿温度计	WHM5	8345	天津海洋	05.11.25	1° C
空盒气压表	DYM3	0347	长春气象	05.11.25	≤2.0hPa
风速仪	EP-728	118898	台湾	05.11.25	0.4m/s

3.3.3 试验车辆的参数测量结果见表 3-5

表 3-5 车辆的参数

项目	结果	备注
车辆总质量 (kg)	4730	
前轴 (kg)	1830	
后轴 (kg)	2900	
前轮胎气压 (kpa)	280	
后轮胎气压 (kpa)	320	
车辆横摆惯量 kg.m ²	8232	参照 3.1.2 节转动惯量的估值方法
前轮侧偏刚度(kN/rad)		见表 3.3 的试验数据
后轮侧偏刚度(kN/rad)		见表 3.3 的试验数据
车辆前进速度(km/h)	视具体仿真情况而定	
轴距 (m)	3300	
质心至前轴距离 a(m)	1.2767	
质心至后轴距离 b(m)	2.0233	

3.3.4 试验项目

表 3-6 试验项目

序号	试验项目名称	依据标准	试验样车
1	转向盘角脉冲试验	GB/T6323.3-1997	
2	转向盘角阶跃试验	GB/T6323.2-1997	
3	蛇行试验	GB/T6323.1-1997	
4	急速换道试验（单移线试验）	ISO/TR3888-1975	
5	急速换道试验（双移线试验）	ISO/TR3888-1975	
6	中间转向试验	企业标准	
7	角正弦扫描输入试验	ISO/TR8726-1988	

3.3.5 车辆测试现场



图 3-9 车辆操稳试验测试现场

Fig.3-9 The test set of vehicle road-holding property

3.4 操纵稳定性仿真试验结果与实际结果比较

仿真模型经过在 matlab/simulink 建模之后，输入所需的各种参数得出各工况下的试验结果。以下以一些典型的试验工况为例说明本模型的适用性。这些试验包括：方向转角脉冲试验、方向盘转角阶跃试验、蛇行试验^[14]、急速换道试验（单移线试验）、急速换道试验（双移线试验）、中间转向试验、角正弦扫描输入试验。

3.4.1 方向转角脉冲试验

车辆的试验车速为 80km/h，方向盘的转角输入、车辆的横摆角速度响应（试验信号）、车辆的横摆角速度响应（仿真信号）的时间历程曲线见图 3-10。从本例可见仿真模型可以完成方向盘转角脉冲输入下的车辆的响应过程，其仿真信号与实际信号基本吻合。

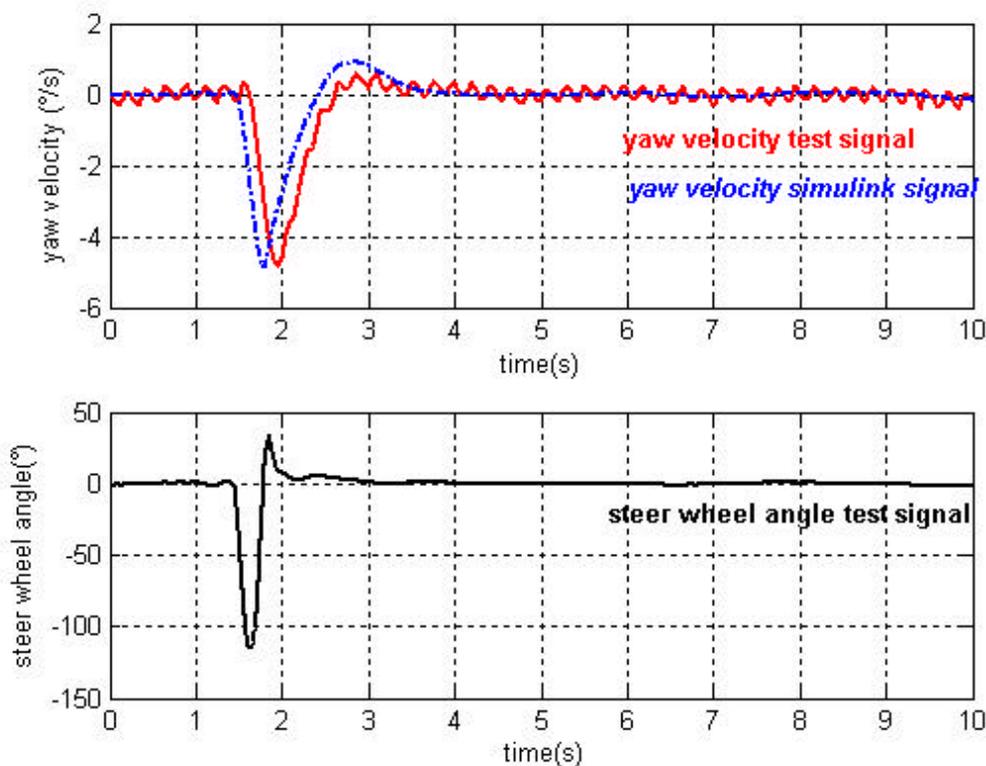


图 3-10 美国悍马（Hummer2）脉冲试验仿真结果

Fig.3-10 steering wheel angle pulse input simulink result of America Hummer2

3.4.2 方向盘转角阶跃试验

车辆的试验车速为 80km/h，方向盘的转角阶跃输入、车辆的横摆角速度响应（试验信号）、车辆的横摆角速度响应（仿真信号）的时间历程曲线见图 3-11。

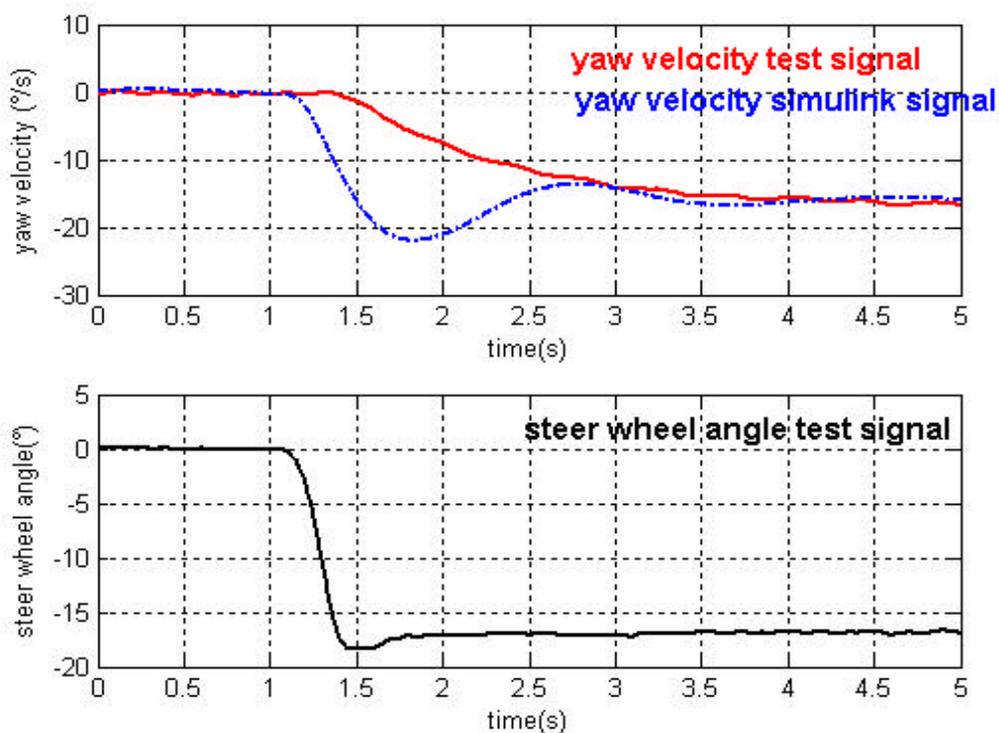


图 3-11 美国悍马 (Hummer2) 阶跃试验仿真结果

Fig.3-11 steering wheel angle step input simulink result of America Hummer2

3.4.3 蛇行试验

车辆的试验车速为 60km/h, 方向盘的转角输入、车辆的横摆角速度响应 (试验信号)、车辆的横摆角速度响应 (仿真信号) 的时间历程曲线见图 3-12。其仿真信号与实际信号基本吻合。

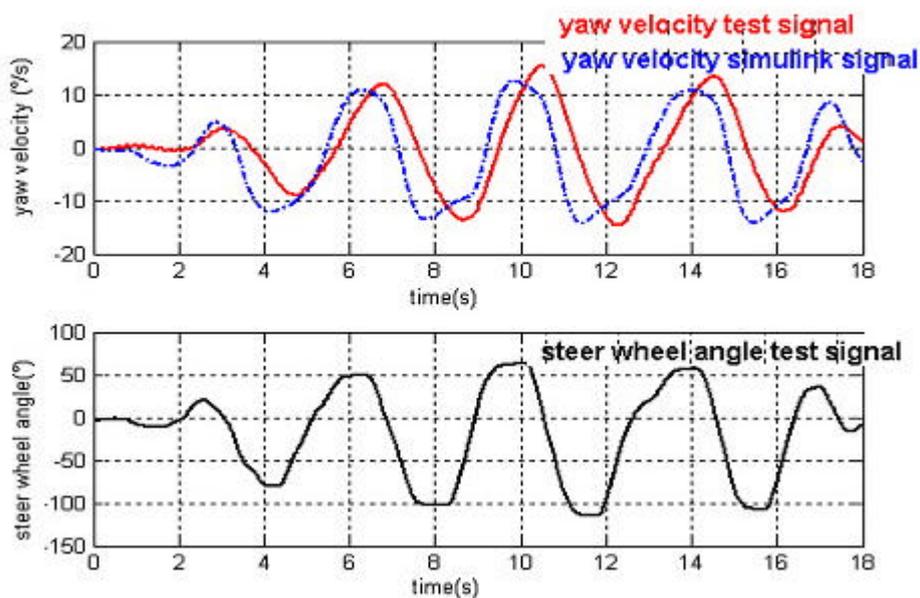


图 3-12 美国悍马 (Hummer2) 蛇行试验仿真结果

Fig.3-12 pylon course slalon test simulink result of America Hummer2

3.4.4 急速换道试验（单移线试验）

车辆的试验车速为 80km/h，方向盘的转角输入、车辆的横摆角速度响应（试验信号）、车辆的横摆角速度响应（仿真信号）的时间历程曲线见图 3-13。其仿真信号与实际信号基本吻合。

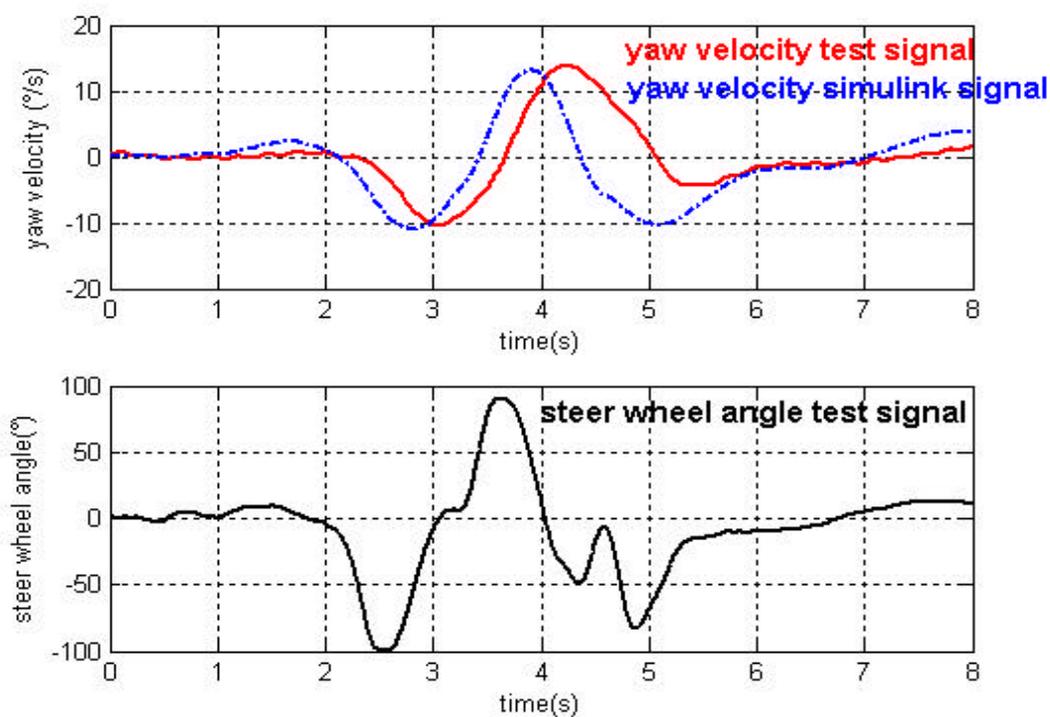


图 3-13 美国悍马（Hummer2）单移线试验仿真结果

Fig.3-13 single alter path simulink result of America Hummer2

3.4.5 急速换道试验（双移线试验）

车辆的试验车速为 70km/h，方向盘的转角输入、车辆的横摆角速度响应（试验信号）、车辆的横摆角速度响应（仿真信号）的时间历程曲线见图 3-14。其仿真信号与实际信号基本吻合。

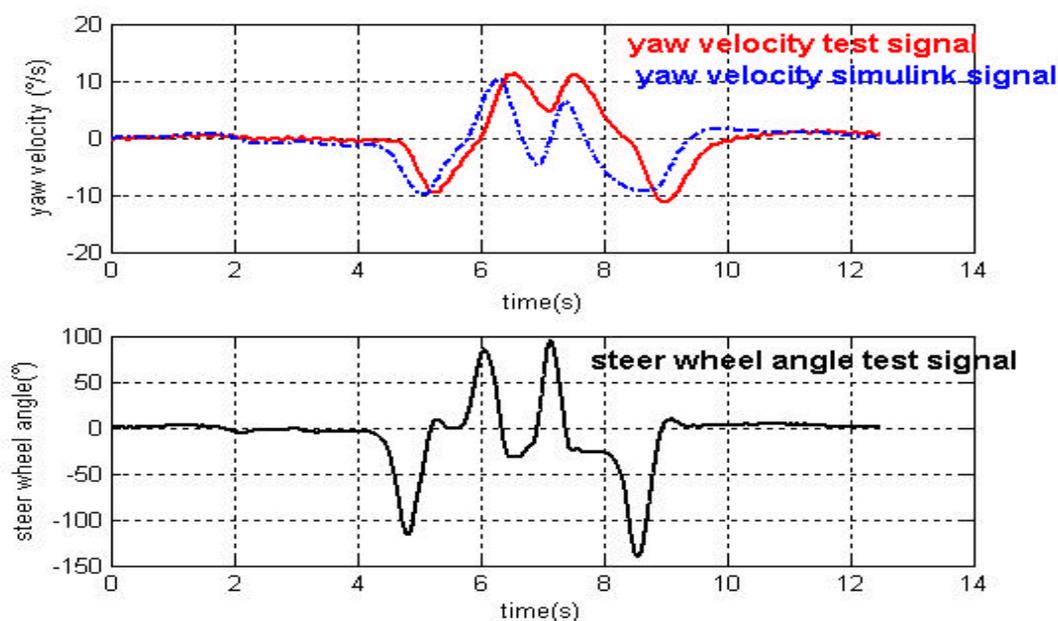


图 3-14 美国悍马 (Hummer2) 双移线试验仿真结果

Fig.3-14 double alter path simulink result of America Hummer2

3.4.6 中间转向试验

车辆的试验车速为 100km/h, 方向盘的转角输入、车辆的横摆角速度响应 (试验信号)、车辆的横摆角速度响应 (仿真信号) 的时间历程曲线见图 3-15。其仿真信号与实际信号基本吻合。

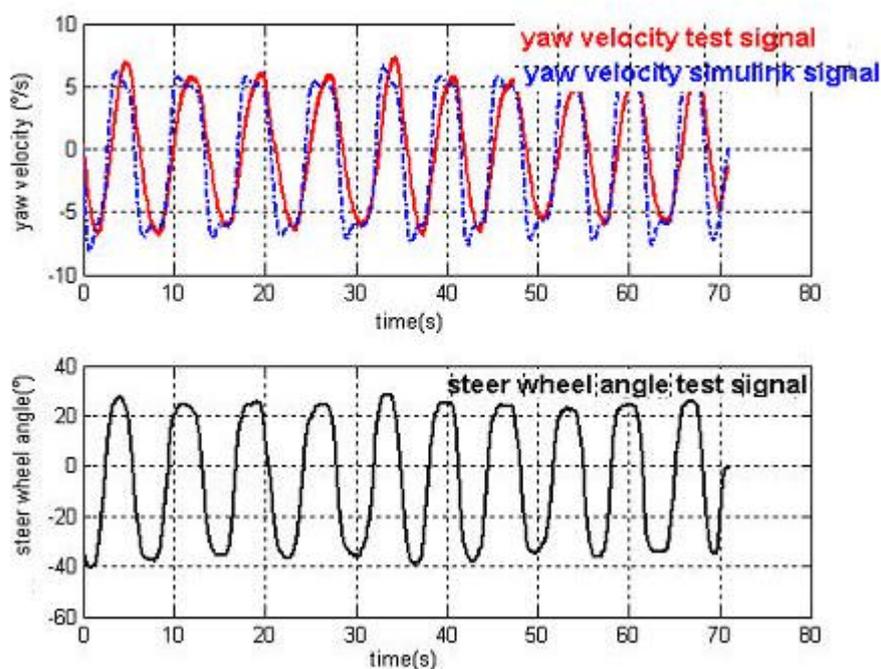


图 3-15 美国悍马 (Hummer2) 中性转向试验仿真结果

Fig.3-15 middle steering test simulink result of America Hummer2

3.4.7 正旋扫描输入试验

车辆的试验车速为 100km/h, 方向盘的转角正旋输入、车辆的横摆角速度响应 (试验信号)、车辆的横摆角速度响应 (仿真信号) 的时间历程曲线见图 3-16。其仿真信号与实际信号基本吻合。

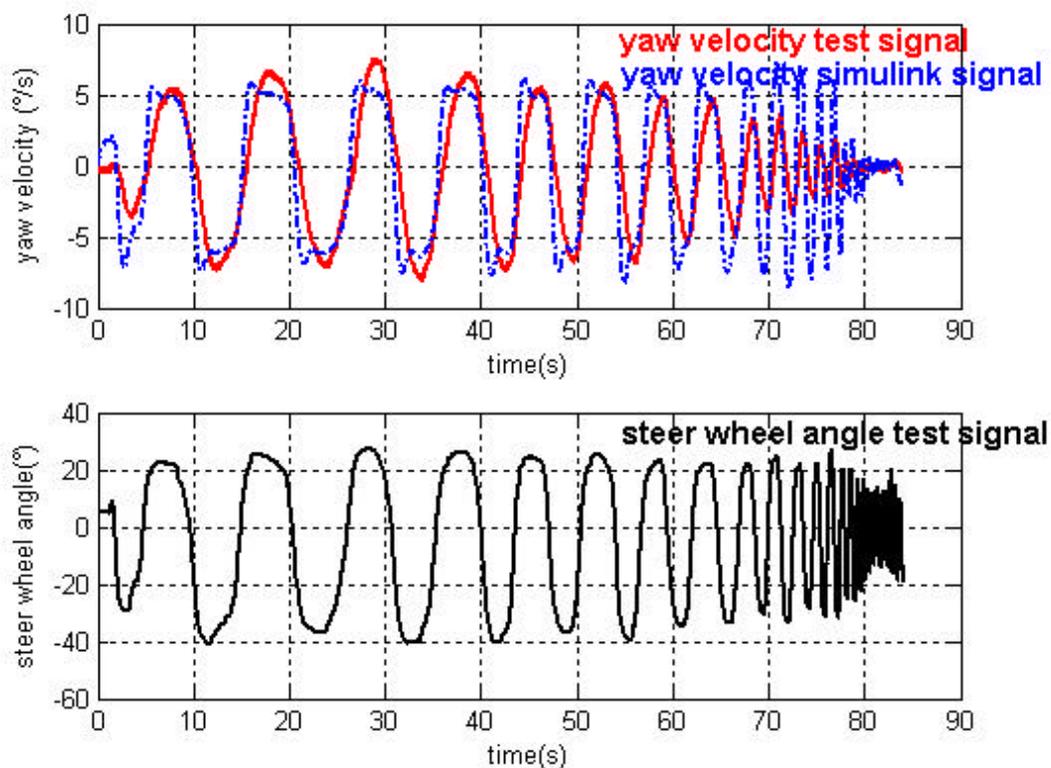


图 3-16 美国悍马 (Hummer2) 角正弦扫描输入试验仿真结果

Fig.3-16 steering wheel sin input simulink result of America Hummer2

从以上给出的 7 种工况的仿真结果来看, 该及各种仿真参数仿真很接近**试验信号**。

第四章 VSC 参数标定与优化

4.1 稳定椭圆的概念的引入

由第三章第 3 节可知，悍马 (Hummer2) 在各种试验工况下，其仿真结果比较接近试验结果。而且可以发现，实际车辆的响应信号与仿真信号相比，有一定的滞后，在进行 VSC 控制时，我们可以利用仿真信号的“提前”量事先对车辆进行有效的控制。以防止车辆在已经失控的情况下，才做出反应。

为了掌握极限工况下车辆失控的特点，这里我利用两自由度汽车模型来分析美国悍马 (Hummer2) 的操作稳定性能，其仿真参数参照第三章的美国悍马 (Hummer2) 仿真参数，仿真车速为 120km/h。首先进行方向盘转角正弦输入下汽车的响应分析、计算。通过正旋转向角输入，可以出现车辆失控的工况。

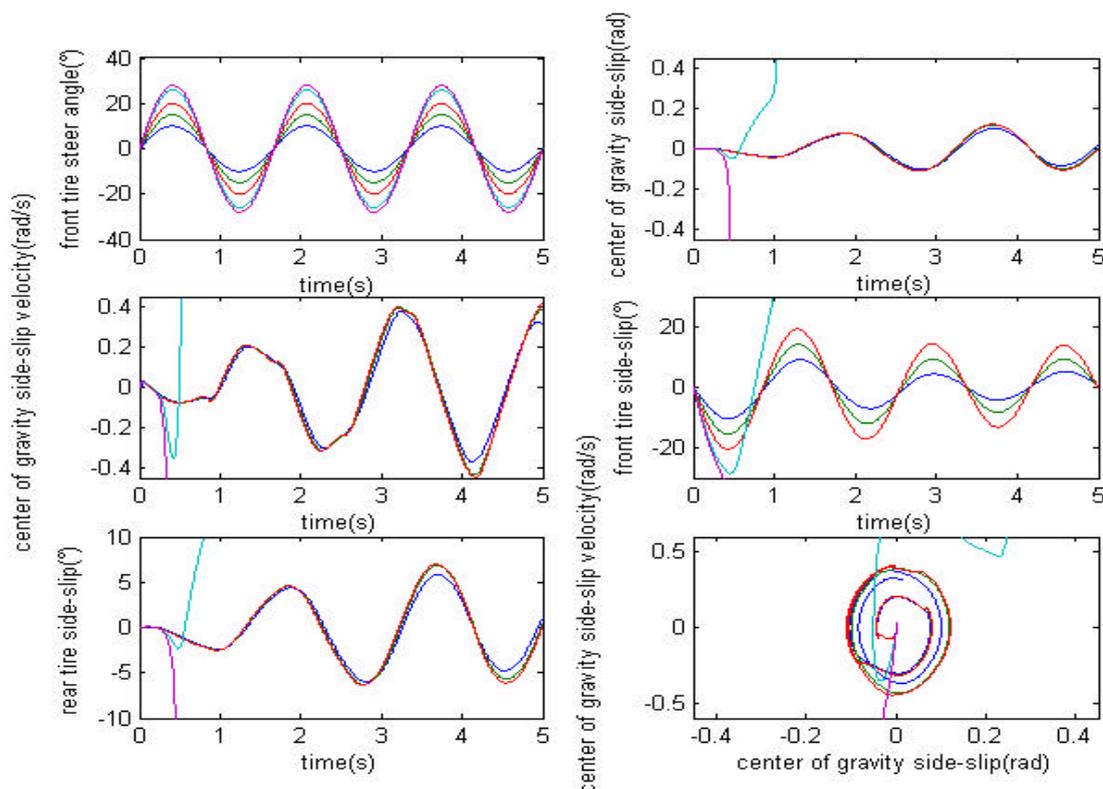


图 4-1 正旋转向角输入下的汽车响应

Fig.4-1 vehicle response of steering wheel sin input

由上图 4-1 可以看出：

- 1) 当正旋输入转向角超过一定数值后（前轮转角的峰值是 26 度），汽车质心侧偏角、质心侧偏角速度、前轮侧偏角、后轮侧偏角突然迅速增大，汽车失去稳定性。

2) 汽车是否稳定决定于汽车质心侧偏角与汽车质心侧偏角速度。其稳定条件可以近似地表示为

$$\frac{b^2}{a^2} + \frac{\dot{b}^2}{b^2} \leq 1 \dots\dots\dots (4.1)$$

式中: **b** 汽车质心侧偏角;

\dot{b} 汽车质心侧偏角速度;

a, b 待定的常系数。

方程 4.1 所确定椭圆即为本文所定义稳定椭圆, 当 **b**、 \dot{b} 满足关系式 4.1 式时, 车辆是稳定的, 否则车辆将出现后轮侧滑等危险工况。图 4-2 中的黑色椭圆曲线即为稳定椭圆的曲线图。

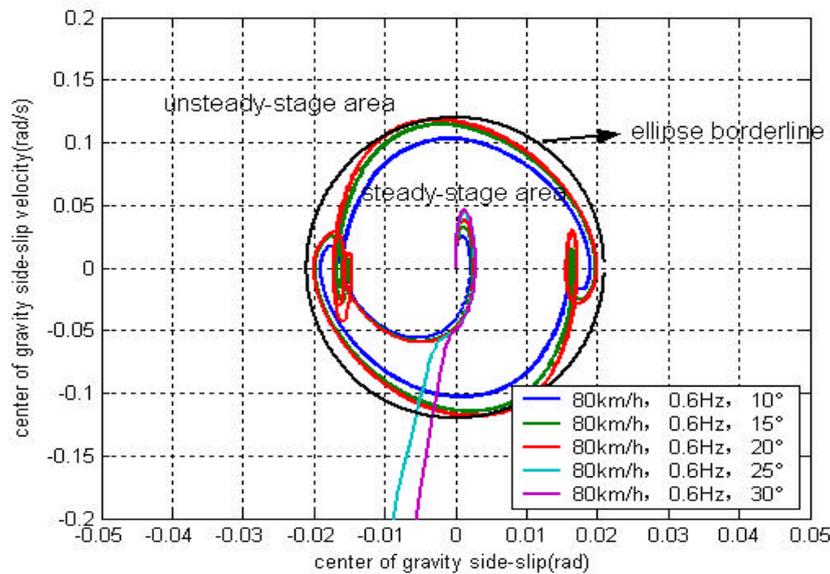


图 4-2 正旋转向角输入下的 \dot{b} - **b** 的关系曲线

Fig.4-2 steering wheel sin input relation curve of \dot{b} - **b**

4.2 车辆稳定椭圆的参数确定

为了确定美国悍马 (Hummer2) 车辆稳定椭圆参数, 我利用两自由度汽车模型来进行仿真分析, 其仿真参数参照第三章的美国悍马 (Hummer2) 仿真参数, 仿真车速分别为 80km/h、90km/h、100km/h、110km/h、120km/h、130km/h、140km/h, 正旋输入前轮转角的峰值分别为 10°、15°、20°、24°、26°、28°。 \dot{b} 、**b** 部分仿真曲线图见图 4-4 至图 4-7 所示。得到稳定椭圆的参数 a、b

的结果见下表。

表 4-1 稳定椭圆的参数结果

序号	车速	系数 a	系数 b	备注
1	80	0.021	0.120	B-b 部分仿真曲线图见图 4-4 至图 4-7
2	90	0.024	0.140	
3	100	0.030	0.155	
4	110	0.032	0.175	
5	120	0.036	0.190	
6	130	0.038	0.204	
7	140	0.041	0.215	

对表 4.1 中的数据进行线性拟合，得到其拟合曲线方程为：

$$a = 0.00033 \times speed - 0.0052 \dots\dots\dots (4.2)$$

$$b = 0.0016 \times speed - 0.0047 \dots\dots\dots (4.3)$$

式中：a,b 稳定椭圆的系数；

speed 车辆行驶速度/km/h。

将表 4-1 的数据和方程式 4.2、4.3 绘制成如图 4-3 所示的曲线图。

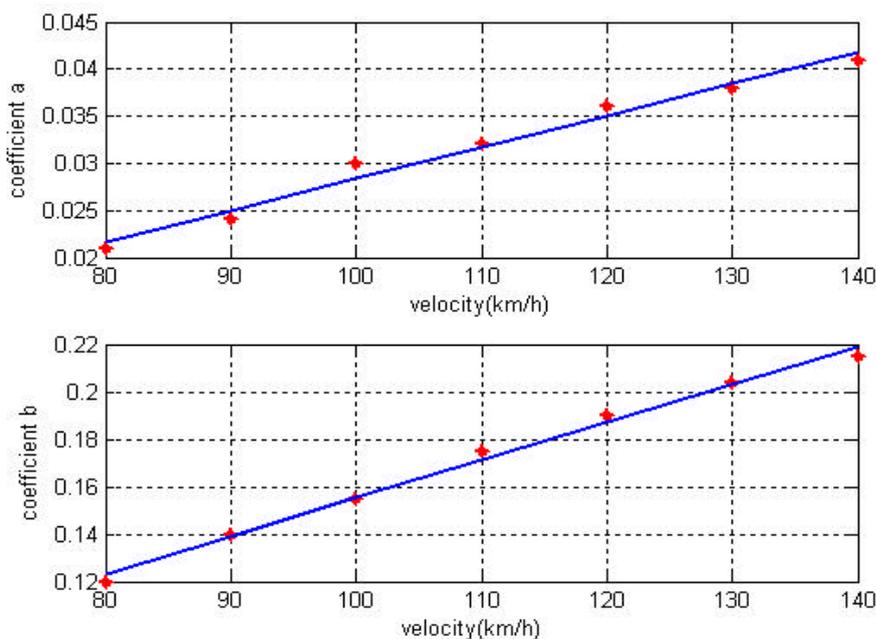


图 4-3 稳定椭圆的系数与车速关系曲线

Fig.4-3 the relation curve of coefficient of stabilization ellipse and speed

由上面的方向盘转角正弦输入仿真分析，可以确定稳定车辆的椭圆方程为：

$$\frac{b^2}{a^2} + \frac{\dot{b}^2}{b^2} \leq 1 \quad \dots\dots\dots (4.4)$$

$$a = 0.0003 \times speed - 0.0052 \quad \dots\dots\dots (4.5)$$

$$b = 0.0016 \times speed - 0.0047 \quad \dots\dots\dots (4.6)$$

式中： b 质心侧偏角；

\dot{b} 质心侧偏角速度；

a,b 稳定椭圆的系数；

speed 车辆行驶速度。

稳定椭圆方程式中，车辆速度可以通过传感器测量出来，这样对应车辆运行的每个时刻，车辆的稳定方程是可以计算出来。该稳定方程为车辆稳定性控制系统（VSC）实时控制，提供了判别车辆是否稳定的依据。

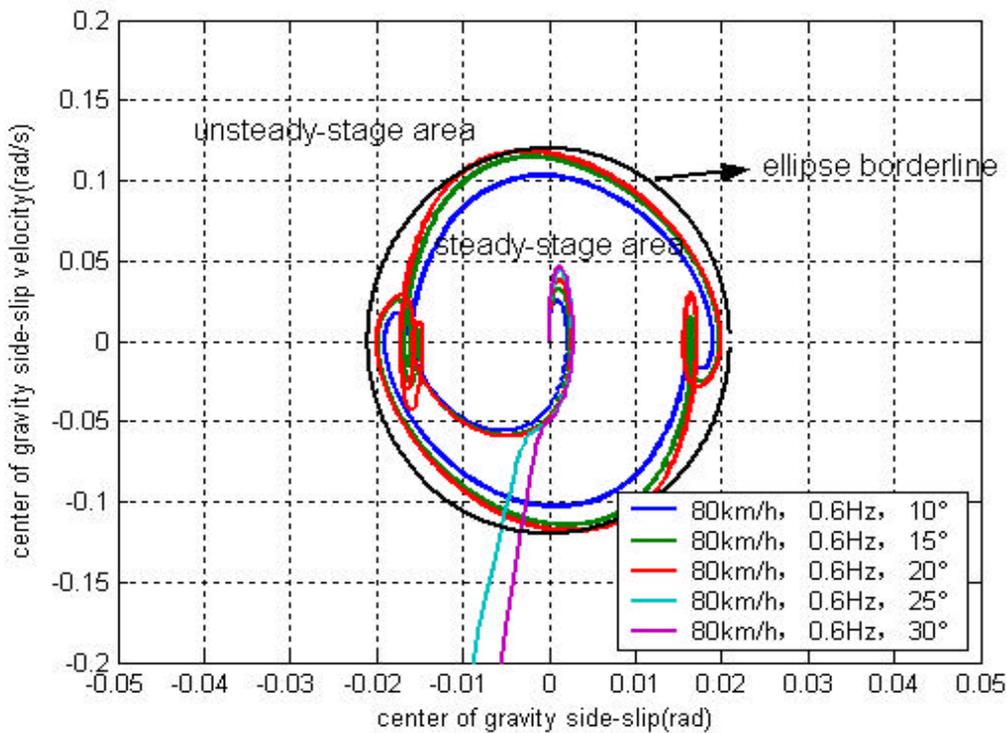


图 4-4 正旋转向角输入下的 $\dot{b} - b$ 的关系曲线（车速 80km/h）

Fig.4-4 steering wheel sin input relation curve of $\dot{b} - b$ (80km/h)

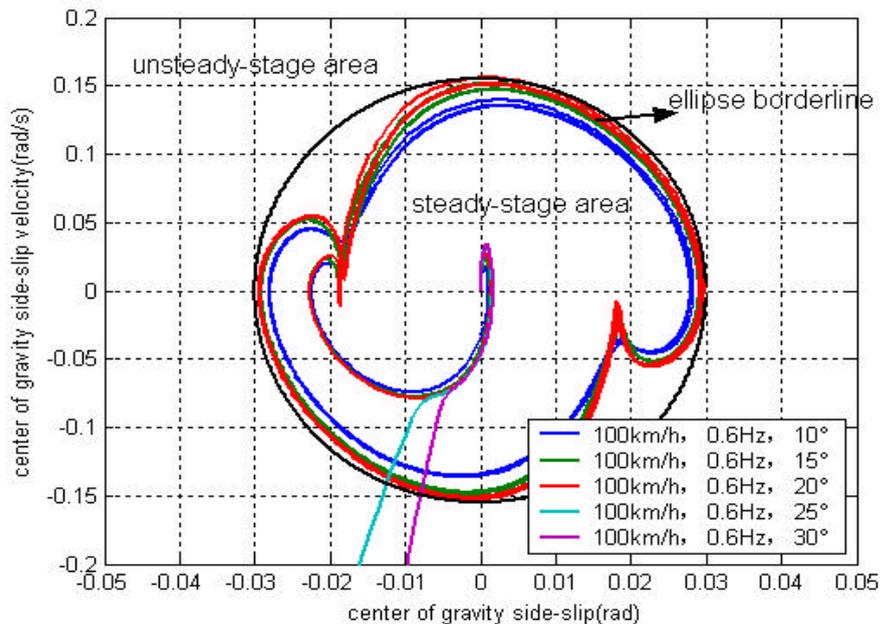


图 4-5 正旋转向角输入下的 \dot{b} - b 的关系曲线 (车速 100km/h)

Fig.4-5 steering wheel sin input relation curve of \dot{b} - b (100km/h)

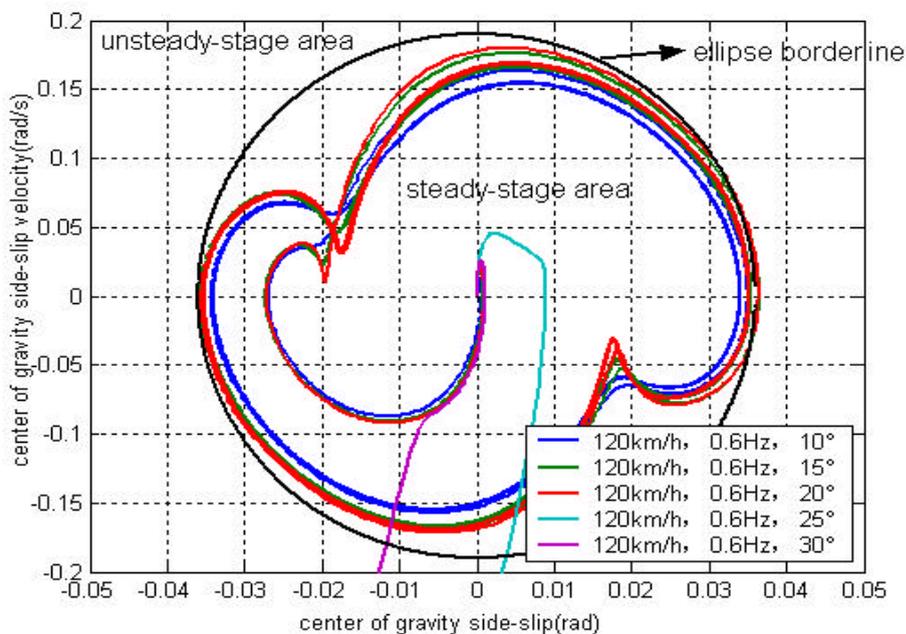


图 4.6 正旋转向角输入下的 \dot{b} - b 的关系曲线 (车速 120km/h)

Fig.4-6 steering wheel sin input relation curve of \dot{b} - b (120km/h)

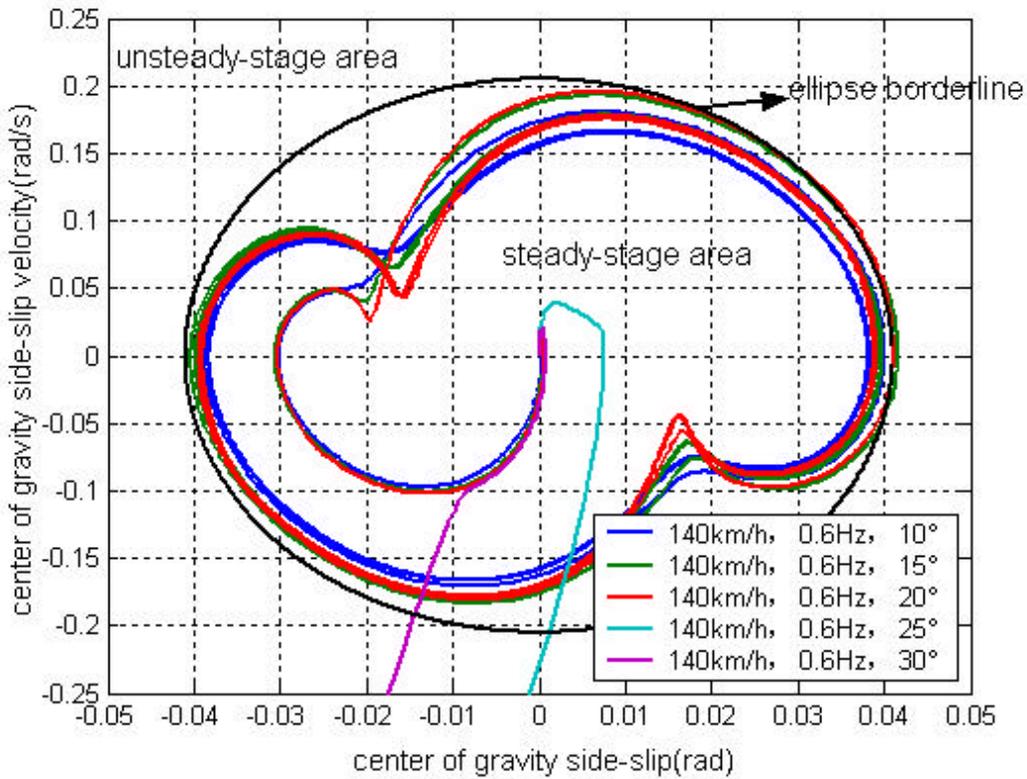


图 4-7 正旋转向角输入下的 $\dot{b} - b$ 的关系曲线 (车速 140km/h)

Fig.4-7 steering wheel sin input relation curve of $\dot{b} - b$ (140km/h)

4.3 车辆稳定椭圆的试验验证

为了验证上一节中“稳定椭圆”，选取美国悍马 (Hummer2) 车辆进行方向盘转角正旋输入试验，考虑到襄樊汽车试验场的场地情况，只进行了在车速 80km/h 的情况下正旋输入试验。同时，由于没有可以测量转向轮转角的仪器设备，我采用方向盘转角传感器测量方向盘转角，利用整个转向系的传动比，换算成相当于前轮转角分别为 10°、15°、20°、24°、26°、28° 的方向盘转角正旋输入。试验方案见表 4.2。试验仪器及场地见 3.3 节。

表 4-2 试验方案

方案	正旋输入特征			试验车速 (km/h)
	方向盘转角的幅值 (°)	前轮转角的幅值 (°)	频率 (Hz)	
1	130	10	0.6	80
2	195	15	0.6	80
3	260	20	0.6	80
4	338	26	0.6	80

采用 VG700AA 型光纤陀螺仪测量车辆质心侧偏角，然后利用输出的质

心侧偏角信号进行微分，来计算质心侧偏角速度。将表 4-2 试验方案 1、2、3、4 试验结果的质心侧偏角 - 质心侧偏角速度关系绘在一张图中，如图 4.8 所示。

由图 4.8 所确定的稳定椭圆方程为：

$$\frac{b^2}{a^2} + \frac{\dot{b}^2}{b^2} \leq 1 \dots\dots\dots (4.7)$$

其中，a=0.023, b=0.13。该椭圆方程与表 4-1 由仿真结果所确定的椭圆方程非常接近。通过试验的方法较好地验证了稳定椭圆的准确性。

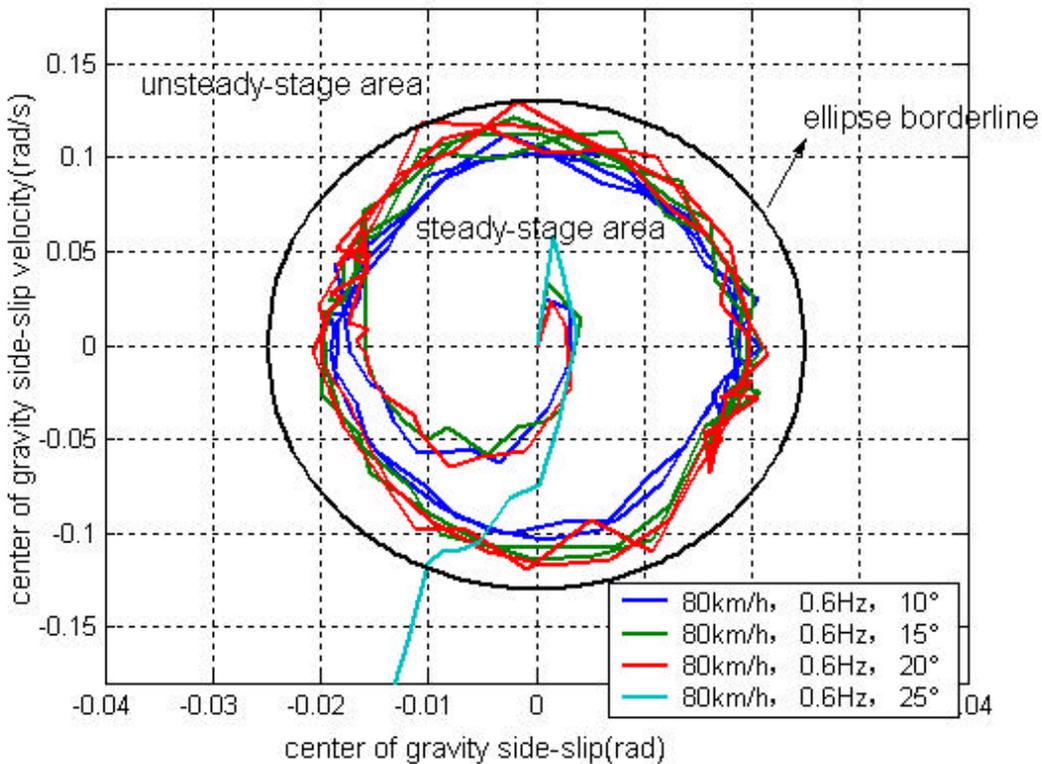


图 4-8 正旋转向角输入下的 $\dot{b} - b$ 的关系曲线 (车速 80km/h)

Fig.4-8 steering wheel sin input relation curve of $\dot{b} - b$ (80km/h)

4.4 车辆极限控制的仿真分析

在极限工况下，使用外加力偶矩来控制车辆的状态，避免车辆出现侧向失

稳的危险工况。为此在方程 2.7、2.8 的基础上，增加了一个外加力偶矩 M ，得到有外加力偶矩输入的运动微分方程，方程式如下：

$$m(\dot{v} + u\mathbf{v}_r) = F_{yf} \cos(\mathbf{d}_f) + F_{yr} \dots\dots\dots (4.2)$$

$$I\dot{\mathbf{v}}_r = aF_{yf} \cos(\mathbf{d}_f) - bF_{yr} + M \dots\dots\dots (4.3)$$

其中何时对车辆施加外加力偶矩 M ，要依据车辆的运动状况而定。车辆的状态此处是指车辆的质心侧偏角及其导数，判断车辆是否稳定的依据是方程 4.1 所确定的稳定椭圆，当方程 4.1 式不成立时，则需施加外加力偶矩 M 。

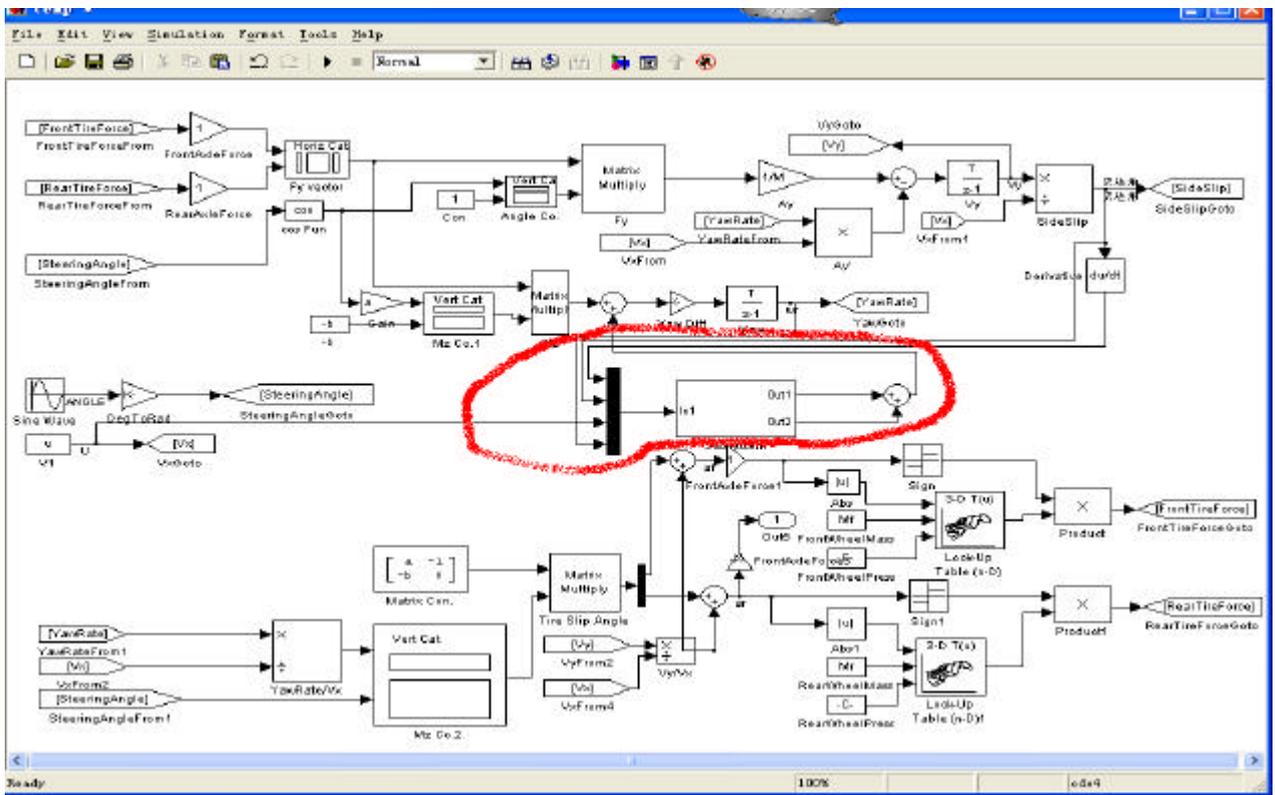


图 4-9 车辆极限控制的仿真分析 SIMULINK 模块

Fig.4-9 The simulink structural chart of the vehicle limit control

图 4-9 即为车辆有外加力偶矩输入的仿真分析模块，该仿真分析模块是在图 2-6 的操纵稳定性的仿真分析模块的基础上增加了一个外加力偶矩输入模块（如图 4-9 中红线所包围的部分）。外加力偶矩输入模块的具体框图见 4-10。

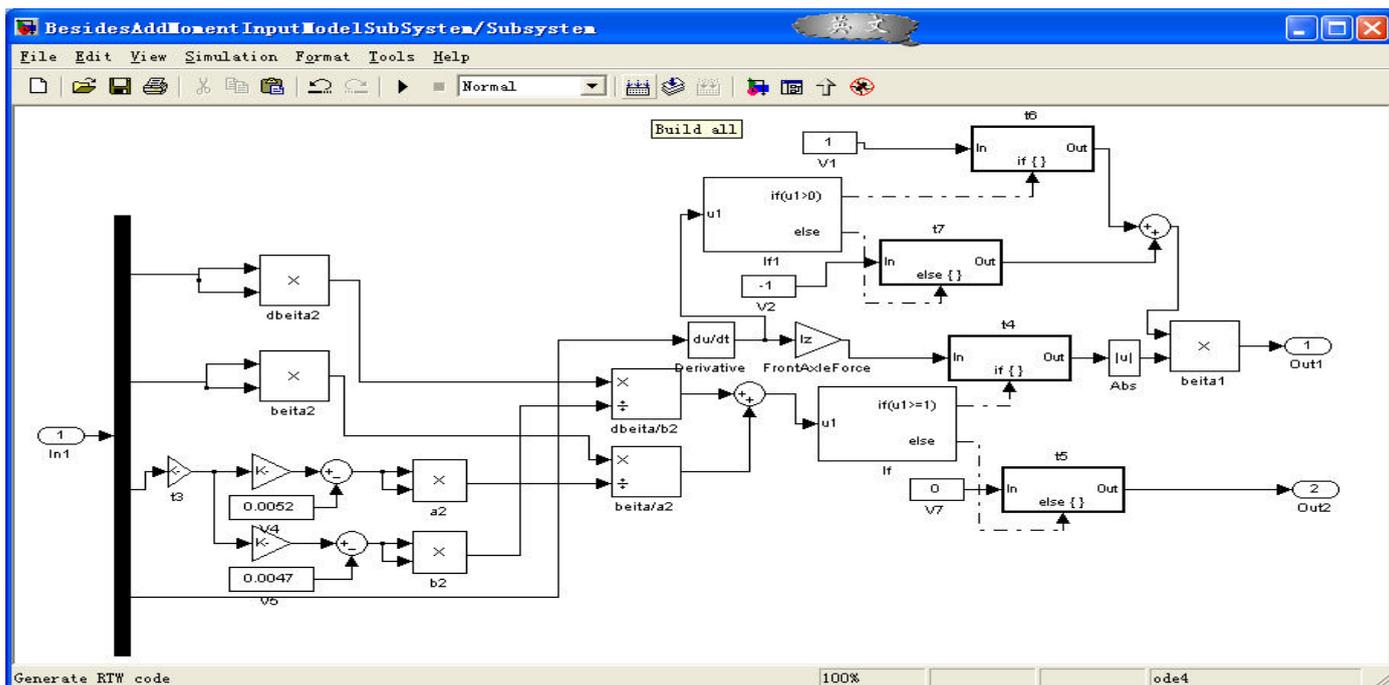


图 4-10 外加力矩子模块

Fig.4-10 The simulink structural chart of appending moment

在门槛值的确立后，对车辆施加一个方向力偶矩，以达到纠正车辆姿态的目的，让车辆回到门槛值规定的范围之内。

外加力偶矩输入模块中，要完成如下功能：

- 读入 b (质心侧偏角)、 \dot{b} (质心侧偏角速度)、 U (车辆速度)、 v_r (横摆角速度)。
- 依据方程 4.4、4.5、4.6 进行判别，看方程 4.4 是否成立，若成立，则车辆处于稳定状态，输出力偶矩 $M=0$ ；否则，输出力偶矩 $M= I\dot{v}_r/1.8$ 。
- 输出外加力矩 M 。

在仿真模块建立完成后，我采用美国悍马 (Hummer2) 的样车参数，进行仿真分析。

- 工况 1：不管车辆是否处于不稳定工况，让输出力偶矩 M 恒等于零；
- 工况 2：依据车辆状况，并以方程 4.1 为判别依据，实时对车辆施加一个外力偶矩 M 。

工况 1、工况 2 的仿真结果见图 4-11、4-12、4-13，由图 4-11、4-12、4-13 可以看出，当车辆出现不稳定工况时，对车辆施加一个外力偶矩将明显降低车

辆质心的侧偏角。

综上所述，为了保持车辆的稳定性，应对汽车施加一个适当的力偶矩，将有利于车辆稳定，VSC 正是利用该原理来显著改善车辆的行驶稳定性能。

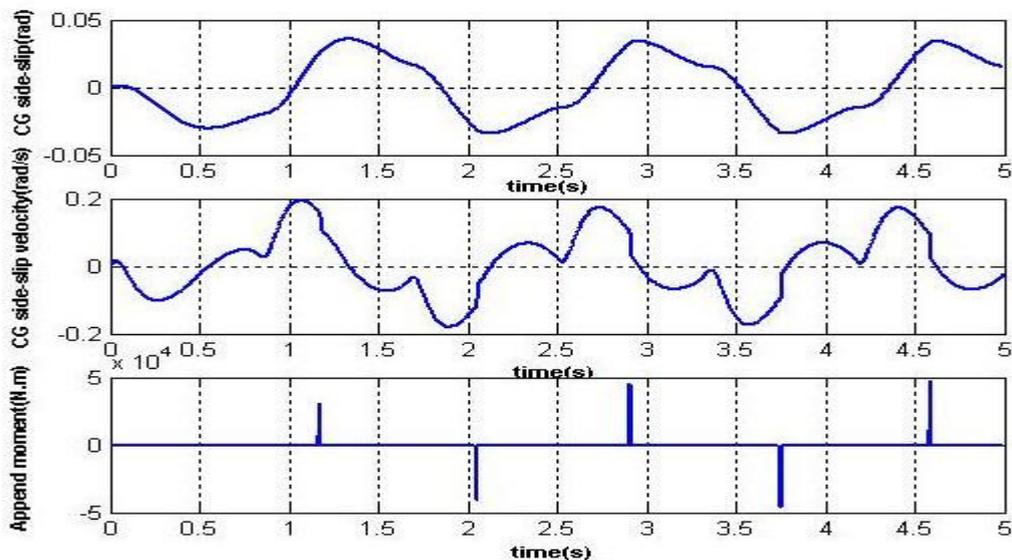


图 4-11 外加力偶矩

Fig.4-11 append moment

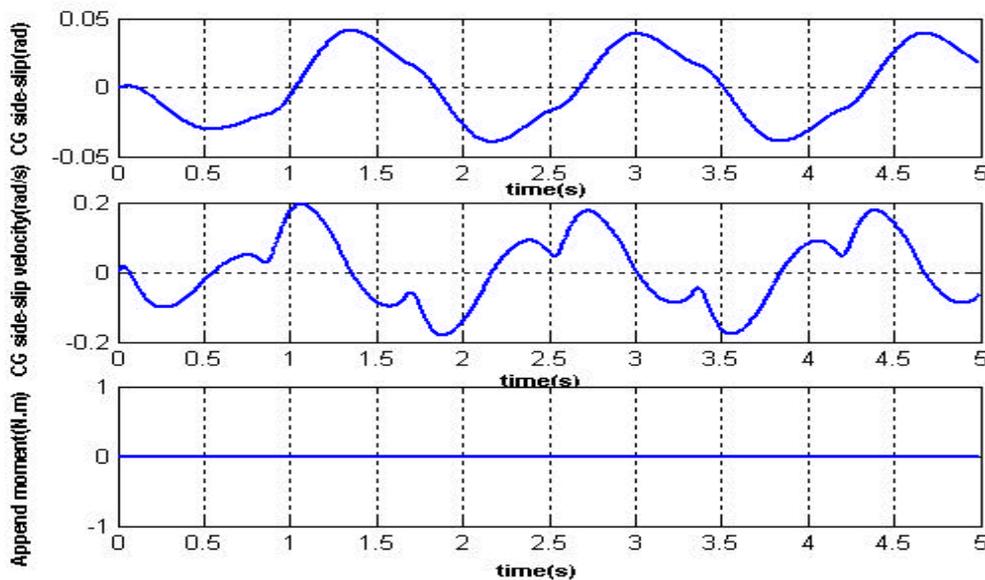


图 4-12 无外加力偶矩

Fig.4-12 nonappend moment

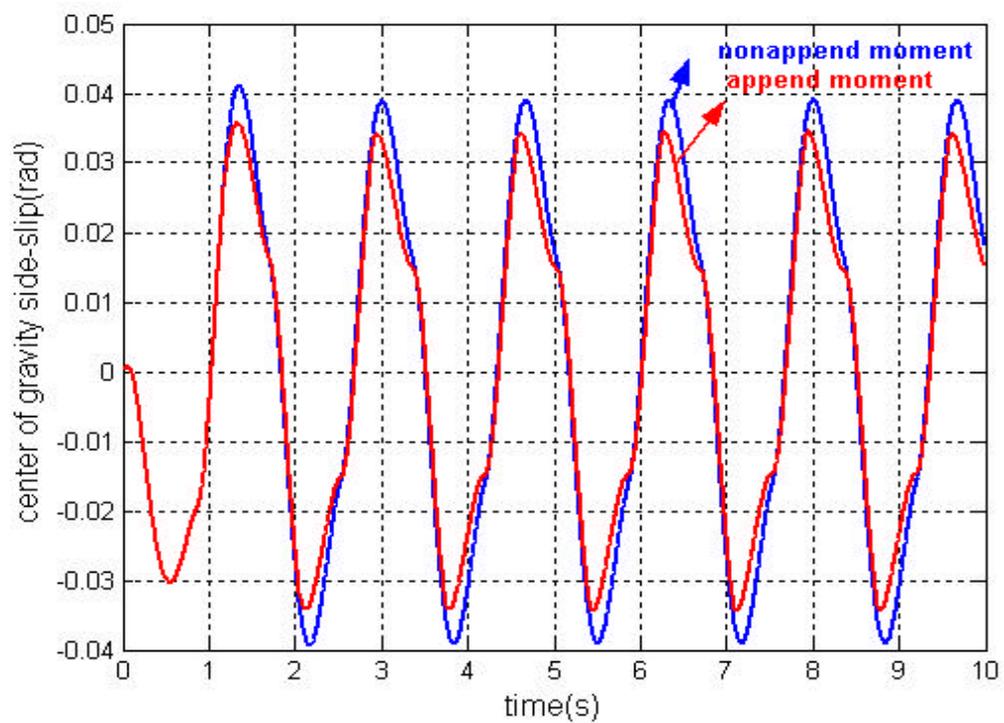


图 4-13 外加力偶矩对质心侧偏角的影响曲线

Fig.4-13 append moment effect CG side-slip

第五章 总 结

本文首先研究了汽车动力学模型的各种方法，分析了现有的各种轮胎模型、两自由度操稳模型。测量了美国悍马（Hummer2）有关轮胎数据、整车参数，为该车的操纵稳定性仿真分析提供数据。完成了美国悍马（Hummer2）操稳稳定性试验，并对试验结果与仿真结果进行了比较，发现仿真结果比较接近试验结果。验证了仿真模型的正确性。

通过仿真分析，提出了“稳定椭圆”这个新概念。并得出美国悍马（Hummer2）的“稳定椭圆”方程。并通过试验对悍马（Hummer2）的稳定椭圆方程进行了验证。依据“稳定椭圆”方程，通过仿真分析，在车辆出现不稳定工况时，施加一外加的作用力偶矩将明显降低车辆质心侧偏角的大小，而这正是 VSC 系统所具备的功能。

最后，通过对 MATLAB/SIMULINK 的应用，为以后的试验研究工作打下了坚实的基础。

[参考文献]

- [1] 段哲民, 范世责, 信号与系统, 西北工业大学出版社, 2001, 1。
- [2] 张景绘, 动力学系统建模, 国防工业出版社, 2000。
- [3] 钱祥生等, 系统的建模与响应, 机械工业出版社, 1988。
- [4] Dave Crolla , 喻凡, 车辆动力学及其控制。人民交通出版社, 2004。
- [5] 邢亮, 汽车动力学及 ABS 系统的计算机仿真研究, 西北工业大学硕士学位论文, 2002。
- [6] Bakker E., Pacejaa H.B., Lidner L., A New Tire Model with an Application in Vehicle Dynamics Studies. SAE 890087, 1989。
- [7] 张志涌, 精通 MATLAB 6.5, 北京航空航天大学出版社, 2003.3.1。
- [8] 邱晓林、李天舵、弟宇鸣、肖刚, 基于 MATLAB 的动态模型与系统仿真工具 Simulink 3.0/4.X, 西安交通大学出版社, 2003.10。
- [9] 李海、邓樱, MATLAB6.1 基础及应用技巧, 哈尔滨工业大学出版社, 2002.3。
- [10] 《汽车工程手册》编辑委员会, 汽车工程手册. 试验篇, 人民交通出版社, 2000.12。
- [11] Ronald A. Bixel et al, Development in Vehicle Center of Gravity and Inertial Parameter Estimation and Measurement .SAE. Transaction 950356.
- [12] Ronald A. Bixel et al, Sprung/Unsprung Mass Properties Determination without Vehicle Disassembly .SAE. Transaction 960183.
- [13] 东风公司技术中心委托吉林大学汽车动态模拟国家重点实验室, 轮胎力学特性试验报告, 2003。
- [14] 汽车定型与通用试验方法标准汇编. 中国汽车技术研究中心标准所, 1994。

致 谢

经过一年多的努力，终于完成了我的硕士学位论文。回首这期间所走过的路，虽然遇到了很多困难，但是最终事实证明：只要肯付出，就会有收获，收获和付出永远成正比。我对这句话的理解在这一年多来日益深刻，并会牢记在心，在以后的工作、学习和生活之路上，时刻用它来提醒自己不要轻易放弃，而要知难而进。

事实上，这篇论文的完成是和我的学校指导老师殷承良教授、企业指导老师熊恭祥高级工程师所耗费的心血分不开的。在此，我要对两位指导老师表示深深的感谢。研究工作中，殷承良老师深厚的科研功底、创新的思维方式和严谨的学术作风时刻影响着我。另外，熊恭祥老师丰富的实践经验，以及在我完成论文的过程中，合理地安排工作，为我赢得了非常宝贵的时间，使得论文得以顺利完成。殷老师和熊老师对我的这些关怀和教导将不仅令我在未来的科研工作上受益匪浅，更重要的是，正如上文所言，让我明白许多做人的道理，这将令我终身受益。

感谢上海交大的博士张勇，正是他的热心帮组，使得论文得以顺利完成。

感谢我妻子对我整个工程硕士学习及完成论文阶段的大力支持。无须多言，这是我得以前进的动力。

路是我自己选的，路上越多险阻，就越能激发我的斗志。谢谢！

陈孟春

攻读学位期间发表的学术论文目录

论文题目：影响汽车方向盘转角脉冲输入试验结果的因素

刊物名称：汽车科技

页码范围：19-21

发表时间：2005年9

论文署名：陈孟春、吴波勇

汽车稳定性控制系统 (VSC) 的参数标定与匹配优化

作者: [陈孟春](#)
 学位授予单位: [上海交通大学](#)

相似文献(10条)

1. 学位论文 [丁建明 车辆动力学稳定性控制 \(VWSC\) 的计算机仿真研究 2007](#)

汽车安全技术分为汽车的被动安全性和汽车的主动安全技术,被动安全技术,针对汽车碰撞后,对驾驶员和乘员的保护为主要目标。主动安全技术,在汽车高速行驶时,避免事故的发生。近年来,随着经济和汽车科技的大力发展,汽车出现行驶高速化,车流密集化和驾驶员非职业化的发展趋势,因此把以传统的被动安全技术发展成为预防事故发生的主动安全技术已成为现代交通的迫切要求。安全技术包括汽车的制动安全性、起步安全性、转弯安全性和汽车的行驶安全性,本论文就是基于汽车的行驶安全性而展开。

汽车高速或在低附着系数路面上转弯行驶时,由于受转向或外界干扰的影响,侧向附着容易达到附着极限,使汽车丧失动力学稳定性,从而造成交通事故的发生。汽车动力学稳定性控制(VWSC)可以改善汽车在这些极限情况下的操纵性和稳定性。根据国内外对汽车动力学稳定性控制方法的研究现状,运用模糊控制理论对汽车动力学稳定性控制进行了研究,分析控制系统对汽车性能的改善。

首先ADAMS/CAR建立了22自由度的整车动力学模型,并对模型进行了仿真分析与验证,为汽车动力学稳定性控制(VWSC)的研究提供了正确的汽车模型;应用SIMULINK建立了汽车二自由度模型,能够反映不同车速和转角下汽车理想横摆角速度和质心侧偏角;分析了单侧制动对汽车横摆力矩贡献大小的研究,确立控制器的边界条件;在此基础上,根据汽车动力学稳定性控制(VWSC)的基本原理,采用单侧制动产生附加横摆力矩来改善汽车在极限情况下的动力学稳定性的控制方法;针对汽车动力学稳定性控制系统的非线性时变特点,选择了鲁棒性强的模糊控制方法对其进行了研究。以横摆角速度误差和误差的变化率为输入,以把汽车从不稳定的状态恢复到稳定状态所需要的横摆力矩作为输出,建立了模糊控制器,将控制器和机械模型在SIMULINK平台上联合起来,对汽车进行单侧虚拟道路实验,方向盘阶跃虚拟实验。模拟结果表明,有VWSC系统的汽车其路径保持能力好,其横摆角速度得到抑制,提高了汽车作较小半径转向的潜能。说明VWSC系统改善了汽车的操作稳定性,提高了汽车的主动安全性。

2. 学位论文 [陈加国 汽车前轮定位的动态特性及其对汽车操纵性的影响 2002](#)

该论文以郭孔辉院士开发的具有代表性的十二自由度整车动力学仿真模型为基础,系统地分析了该模型的建模理论和建模方法,对模型中汽车前轮定位参数动态变化部分做了修改,相应的做了实车试验,根据试验结果详细地分析了汽车的各项操纵性能,并用整车模型的仿真结果与试验结果做了比较。最后利用整车模型,对不同的初始前轮定位角以及考虑动态变化后的前轮定位角对汽车行驶性能的影响做了研究分析。该文的仿真研究结果表明:汽车的初始前轮定位参数以及其动态变化对汽车的操纵性能有非常大的影响,同时可以通过合理的选择前轮初始定位参数以及合理的改变前悬架结构得到合适的动态变化特性来改善汽车的操纵性能。最后必须指出,该文建立的悬架运动特性规律模型是针对双横臂独立悬架建立的,汽车的前悬架形式是多样的,对于其它形式的悬架运动特性该文并未涉及。另外,随着汽车动力学的发展,更高精度的整车模型已经开发出,使用其研究汽车前轮定位能取得更为精确的结果。这些都有待今后进一步的深入研究。

3. 期刊论文 [郭孔辉.付皓.丁海涛.Guo Konghui.Fu Hao.Ding Haitao 基于扩展卡尔曼滤波的汽车质心侧偏角估计-汽车技术2009,“\(4\)](#)

基于二自由度汽车动力学模型和轮胎模型,运用扩展卡尔曼滤波方法建立了汽车质心侧偏角估计器。利用汽车动力学仿真平台,通过仿真对比了线性轮胎模型和非线性轮胎模型的质心侧偏角估计结果。仿真结果表明,轮胎模型对于质心侧偏角估计精度至关重要,而采用非线性轮胎模型能显著提高质心侧偏角估计精度,估计结果能满足ESC控制的要求。

4. 学位论文 [董志然 汽车操纵性优化控制技术研究 2008](#)

四轮转向技术是一种对汽车的前轮转向和后轮转向同时进行控制以改善转向特性的汽车动力学控制技术。相比传统前轮转向汽车,四轮转向系统还根据汽车当前的运动状态信息对后轮转向进行控制,提高了汽车转向的瞬态响应特性,从而增强了操纵稳定性和主动安全性。

本文从汽车动力学及其控制的角度出发。首先,运用牛顿方法建立了包括侧向运动、横摆运动的二自由度四轮转向汽车操纵动力学模型。然后,基于所建立的四轮转向汽车操纵动力学模型,设计了四轮转向系统的控制策略。后轮转向控制采用了基于前轮转向的前馈控制,以及基于当前运动状态信息的参考模型自适应控制。并运用Matlab/Simulink进行了操纵动力学仿真和结果分析。

通过仿真结果的比较和分析,可得到如下结论:针对轮胎的侧向力学特性,所设计的四轮转向系统的控制策略能够很好地控制汽车对于理想参考模型的跟踪性,有效地保证汽车的质心侧偏角基本为零,改善横摆角速度和侧向加速度的动力学响应性能,从而提高操纵稳定性。

5. 学位论文 [闵运东 汽车半主动空气悬架模糊神经网络控制的研究 2008](#)

悬架是车辆的重要部件之一,车辆行驶的平顺性、操纵稳定性等都与悬架性能的好坏有着直接的关系。悬架按控制力可划分为被动悬架、半主动悬架和全主动悬架。传统的被动悬架系统已无法从结构设计上使车辆具有良好的平顺性,而半主动悬架由于其悬架参数如阻尼、弹簧刚度等具有可调性,使得它可以很好地满足车辆行驶过程的需要,同时与主动悬架相比,由于工作中几乎不消耗发动机的功率,结构简单,造价较低,因此受到车辆工程界的广泛重视。

空气弹簧由于在低频处具有良好的减振性能,所以在汽车上得到了广泛应用。空气弹簧的刚度是可变的,因此半主动空气悬架是一个非线性系统。采用常规的控制策略控制其刚度实时最优往往难以取得满意结果。神经网络可以用来表示任意复杂的非线性函数,模糊控制方法适应于时变和滞后系统的控制,本文即探索将这两种方法结合应用于半主动空气悬架刚度控制的可行性。

论文首先根据悬架的评价指标,建立了变刚度半主动悬架的二自由度1/4车辆模型,设计模糊神经网络控制器和辨识器,以控制输出信号动态改变空气弹簧的刚度从而达到自适应减振控制的目的。然后基于Matlab对模型进行计算机仿真,还对悬架系统进行了实际台架试验,通过对比分析仿真和试验输出的簧载质量振动加速度、轮胎载荷、悬架挠度性能参数,表明所建的模型是正确的,且采用模糊神经网络控制的半主动悬架振动性能明显优于被动悬架,进而提高了汽车平顺性和操纵稳定性。

上述研究工作对于汽车电子控制系统和悬架半主动控制的研究有重要的参考价值,为半主动悬架系统在国产汽车上的实际应用提供了很好的依据,并为今后进一步开展汽车动力学性能的研究和计算机控制奠定了理论基础。

6. 学位论文 [肖闯 汽车稳定性控制方法仿真研究 2007](#)

汽车高速或在低附着系数路面上转向行驶时,由于受转向或外界干扰的影响,侧向附着容易达到附着极限,使汽车丧失动力学稳定性,从而造成交通事故的发生。汽车动力学稳定性控制(VSC)可以改善汽车在这些极限情况下的操纵性和稳定性。在国外,最近几年汽车稳定性控制得到了快速发展,已经开始在中、高级轿车上大量装备。而我国在此领域的研究则刚刚起步,开展这项研究对我们来说具有重要的现实意义和广阔的应用前景。

本文的目的是在借鉴国内外研究成果的基础上,建立以横摆角速度和侧向加速度为控制变量的稳定性控制方法,为制动系统实验台的控制逻辑部分提供控制策略,基于开发型驾驶模拟器搭建稳定性控制实验平台,并利用驾驶模拟器验证控制方法的效果。

论文详细阐述了目前典型稳定性控制系统的结构;分析转向过度或转向不足工况下的控制液路,和液压调节器的工作过程;推导二自由度稳定性控制汽车模型,并分析横摆角速度和质心侧偏角对汽车稳定性的影响;根据轮胎的力学特性分析汽车在轮胎附着极限下的特性和差动制动对汽车稳定性的影响。继而在此基础上介绍了稳定性控制的一般思路、理想二自由度模型的选择、变量的选择和动力学模型的接口问题。再利用CarSim软件对车辆进行仿真试验来验证汽车稳定性控制的效果,通过介绍利用Labview软件访问DLL文件的方法,实现了驾驶模拟器与PC机的数据传输,编写驾驶模拟器稳定性控制实验平台的界面及此平台对驾驶模拟器中的动力学模型进行稳定性控制。

7. 期刊论文 [杨敬梁.钟东阶.YANG Qi-liang.ZHONG Dong-jie 侧风对高速行驶汽车行驶稳定性影响的仿真分析-汽车科技2005,“\(4\)](#)

汽车高速运动时的方向稳定性受侧向风的影响非常明显,其影响规律与侧风气动中心的位置密切相关。但是,对侧向风的影响有两种不同的观点,一种观点认为与气动中心和中性转向点的相对位置相关;另一种观点则认为取决于气动中心和质心的相对位置。基于二自由度汽车动力学模型,用Matlab软件对侧风引起的汽车行驶稳定性进行了仿真分析,认为汽车在侧风作用下的运动规律取决于侧风气动中心与中性转向点的相对位置。

8. 学位论文 [杨秀林 四轮转向汽车的动特性及其鲁棒控制研究 2008](#)

随着汽车技术的不断发展,现代汽车的速度越来越高,汽车的操纵稳定性直接关系到乘员的人身安全,客观上要求汽车具有更快的跟随驾驶员指令的反应能力,因此,四轮转向(4WS)技术应运而生。四轮转向技术是一种对汽车的前轮转向和后轮转向同时进行控制以改善转向特性的汽车动力学控制技术。相比传统两轮转向汽车,四轮转向系统还根据汽车当前运动状态对后轮转向进行控制,提高了汽车转向的瞬态响应特性,从而增强了操纵稳定性和主动安全性。

本文在四轮转向系统的动特性和控制研究上进行探索,取得了以下成果:

首先,介绍了四轮转向汽车的主要转向方式并和2WS汽车进行对比,得出其优势所在。建立了四轮转向汽车的三自由度和二自由度动力学模型,由4WS车辆的二自由度模型,推导出了前后轮前馈和反馈组合控制方式的四轮转向汽车的传递函数和状态空间方程。对四轮转向汽车进行转向特性分析,对前轮阶跃输入下的汽车稳态响应和瞬态响应进行了研究和分析。

其次,阐述了线性矩阵不等式(Linear Matrix Inequality, LMI)的处理方法及其相关定理,并对LMI问题的求解算法进行了简要的描述。建立了基于外界干扰的4WS线性二自由度模型。应用H ∞ 鲁棒控制理论、输出反馈H ∞ /H ∞ 混合控制理论和状态反馈H ∞ /H ∞ 混合控制理论,结合LMI方法,采用零侧偏角控制策略,设计出前轮转向角比例前馈横摆角速度比例反馈控制来控制后轮转向的不同的最优控制器。参考国内某轿车的基本参数,运用Matlab/simulink平台进行仿真,并将仿真结果分别与传统的2WS汽车模型仿真结果进行比较。

最后,将三种控制理论设计系统仿真得到的结果进行比较。结果表明:输出反馈H ∞ /H ∞ 混合控制设计能够最为迅速的使系统达到稳定状态,且有很小的超调量,控制效果最好。

总之,本课题从理论上对四轮转向汽车的动特性与控制方法进行了深入的研究,将H ∞ 和H ∞ 混合控制设计出的控制律具有其他方法无可比拟的稳定鲁棒性且对外界干扰具有良好的抑制性能。

9. 学位论文 [李继来 车辆稳定性控制系统的研究与实现 2009](#)

汽车的操纵稳定性是指汽车能够按照驾驶员的操作意图行驶,并且在当遭遇外界干扰时,汽车能抵抗干扰而保持稳定行驶的能力。汽车稳定性控制系统在转向过程中,根据驾驶

员的操作判断驾驶员的转向意图,并且结合当前汽车行驶的状态判断车辆是否已经出现失稳的状态或者可能会出现失稳的状态。如果失稳或者可能出现失稳的情况则通过调整车轮上的制动力或驱动力分配,从而调节汽车的横摆运动,提高汽车的操纵稳定性。

80年代中叶以来,随着支持控制系统的计算机与传感器、执行机构的迅速发展,各汽车公司陆续开发、生产了多种显著改善操纵稳定性的电子控制系统。最初的汽车稳定性控制的概念是在ABS和ASR的基础上加以算法上的改进,使之能部分解决汽车的稳定性问题,是在ABS和ASR基础上的改进。在上世纪90年代初,通过对车辆稳定性的理论分析,提出了直接对汽车横摆运动进行控制的概念(如DYC: Direct Yaw Moment Control)。

目前车辆稳定性控制系统的核心技术仅掌握在国外少数几家公司手中。在我国加入WTO之际国内对汽车关键技术的掌握严重滞后,汽车产业面临严峻考验,我们有必要对一些新的技术进行进一步的研究,本文在大量调研的基础上,开展以下几个方面的研究工作:

首先从车辆稳定控制系统的定义入手,结合当前的国内外研究现状,介绍开展此项研究工作的必要性。

在目前已有的车辆模型的基础上,采用汽车二自由度双轨模型作为汽车动力学行为仿真模型,汽车二自由度单轨模型作为汽车稳定性参考模型,在现代控制理论的范围内研究车辆稳定性控制算法、控制策略。

在理论研究的基础上,针对基于Kalman滤波器状态估计的车辆稳定性控制方法的研究结果,设计车辆稳定性控制系统的控制器软、硬件系统。在嵌入式系统平台上实现车辆稳定性控制器。

车辆稳定性控制系统在实验的过程中具有一定的危险性,直接进行实车实验可能会造成人员伤亡以及财产损失。因此,在实车实验之前,针对车辆稳定性控制系统的特点,搭建基于scilab/scicos环境的车辆稳定性控制系统的硬件在环测试环境,从而验证控制系统的安全性与可靠性。

10. 期刊论文 [张丽霞, 潘福全, 费贤松. ZHANG Li-xia. PAN Fu-quan. FEI Xian-song 提高汽车操纵稳定性的联合控制研究 - 拖拉机与农用运输车](#)2010, 37(1)

为了弥补汽车动力学独立主动控制系统的不足,研究了主动前轮转向(AFS)和横摆力矩控制(DYC)的联合控制策略,运用滑模控制理论,设计主动前轮转向控制器,控制汽车的横摆角速度。基于最优控制理论,设计横摆力矩控制器,通过前馈控制调整侧偏角,状态反馈控制调整横摆角速度和侧偏角。线性二自由度开环汽车模型仿真结果表明,无论是低速还是高速,联合控制方法能够有效地同时控制汽车的侧偏角和横摆角速度,提高了汽车操纵稳定性。

本文链接: http://d.g.wanfangdata.com.cn/Thesis_D016504.aspx

授权使用: 上海海事大学(wf1shyxy), 授权号: d23e35e2-c055-4b52-bf4d-9dd100d689ab

下载时间: 2010年8月13日