

分类号: TP273
研究生学号: 2014524046

单位代码: 10183
密 级: 公开



吉 林 大 学

硕 士 学 位 论 文

(专业学位)

线控转向系统变传动比特性及稳定性控制研究

Research on Variable Ratio Characteristics and Stability
for Steer-by-Wire Automobile

作者姓名: 范广栋

类 别: 工程硕士

领域(方向): 控制工程

指导教师: 于树友 副教授

培养单位: 通信工程学院

2017年6月

线控转向系统变传动比特性及稳定性控制研究

Research on Variable Ratio Characteristics and Stability for
Steer-by-Wire Automobile

作者姓名：范广栋

专业名称：控制工程

指导教师：于树友 副教授


学位类别：工程硕士

答辩日期：2017 年 月 日

未经本论文作者的书面授权，依法收存和保管本论文书面版本、电子版本的任何单位和个人，均不得对本论文的全部或部分内容进行任何形式的复制、修改、发行、出租、改编等有碍作者著作权的商业性使用（但纯学术性使用不在此限）。否则，应承担侵权的法律责任。

吉林大学硕士学位论文原创性声明

本人郑重声明：所呈交学位论文，是本人在指导教师的指导下，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： 

日期： 2017年6月5日

摘要

线控转向系统变传动比特性及稳定性控制研究

线控转向系统是一种新兴的汽车转向系统。与传统的机械转向系统不同，线控转向系统中转向盘和转向器之间没有刚性的机械连接，整个转向系统的机械部分只有转向盘模块和转向执行模块，且两模块间的信息传递完全由电信号取代，每个模块配有一个电机来提供动力输入。转向执行模块的电机负责驱动转向轮，而转向盘模块的电机负责模拟机械转向系统中，路面传递给转向盘的路感力矩。两模块间通过中央控制器进行电信号的传输，设定控制器中的控制算法来调控两个电机，进而实现整个线控转向系统的运转。

本文使用两两对比的方式，对线控转向系统的模型搭建，传动比设计和稳定性控制进行深入研究。并将双向控制理论应用于线控转向系统的结构设计和建模思路，最后采用无源控制中的波变量法，设计波变量控制器来保证系统的整体稳定性。本文的主要工作内容如下：

1. 模型的建立及仿真验证

本文采用 Simulink 与 CarSim 联合建模的方法对车辆模型建模。设计了两种不同的建模思路，通过实验仿真对两种建模思路的优缺点进行对比分析。最后选取了仿真效果更佳的方法，即通过设置 CarSim 中转向系统参数并采用三环 PID 控制器对转向执行电机进行控制的建模方法。

2. 变角传动比设计

本文对比了两种不同的变角传动比设计方法，分析了定增益法的不足，并依此改进了设计方法。采用恒定车速定横摆角速度增益和转向灵敏度两个指标，对变角传动比进行设计。并对随车速变化的角传动比和随小齿轮转角变化的角传动比分别设计拟合，最后给出整体的线控转向系统变角传动比特性。

3. 线控转向系统双向控制结构和力传动比特性研究

采用双向控制理论对线控转向系统结构进行设计，通过阅读大量文献对不同双向控制结构的线控转向系统进行对比分析，选取了应用广泛且结构简单的力反馈-位置型

线控转向系统双向控制结构，并依此结构进行力传动比特性的设计和整体模型的完善。

4.线控转向系统稳定性控制研究

采用无源理论对线控转向系统的稳定性进行研究。简要介绍系统的无源性，分析无源理论中的 PO/PC 法，即通过设计观测器和控制器来保证系统稳定性的方法。对其方法在线控转向系统中应用的不足作详细阐述。最后采用无源理论中波变量法，设计波控制器，进而消除了由通信时延所引起的系统不稳定因素，保证了系统的整体稳定性。

关键词：

汽车，线控转向，双线控制，变传动比，稳定性控制

Abstract

Research on Variable Ratio Characteristics and Stability for Steer-by-Wire Automobile

As an emerging automotive steering system, Steer-by-Wire (SBW from now on) system is different from the traditional steering system in the structure which removes the mechanical link between the steering wheel and the front wheels. The only mechanical structure remained are the steering wheel module and the steering execution module, in which information is delivered only by electric signals and a certain motor is assembled to each module for dynamic inputs. The motor in steering execution module is used for driving front wheels while simulating road feeling moment between the road and the steering wheel in the steering wheel module. For manipulating the SBW system, a controller is designed between two modules to regulate motors by designed control algorithms.

In this thesis, firstly, intense researches are implemented in modeling of the SBW system, designing of the steering ratio and controlling of the stability by comparison with different methods. And then the bilateral control is applied in modeling and structure designing of the SBW system. At last the wave variables control method of passivity-based control is utilized to design a wave variables controller for global stability of the SBW system. The main research work is summarized as follows:

Model establishment and simulation verification

In this thesis, the vehicle model is established using a joint modeling of Simulink and CarSim. Comparing two different modeling methods by experiment simulating, the more effective method is adopted. In applying this method, the steering execution motor is controlled by setting parameters of the steering system in CarSim and using a three-loop PID controller.

Variable angle transmission ratio design

The thesis compares two ways of designing the variable angle transmission ratio and

analyzes disadvantages of the fixed-gain method of designing the variable angle transmission ratio. After that, an improved method, which designs the angle transmission ratio by the fixed yaw rate gain of the fixed vehicle velocity and steering sensitivity, is proposed. And then the angle transmission ratio changing along with the vehicle velocity and pinion angle is designed. Eventually the whole variable angle transmission ratio characteristics of the SBW system are put forward.

Research on bilateral control structure and torque ratio characteristic of SBW system

Based on a large number of literatures, the structure of the SBW system is well studied using bilateral control and different structures of bilateral control are compared. As a consequence, the force feedback-position structure of the SBW system, which is widely applied and simply designed, is adopted. Based on this structure, the characteristic of force transmission ratio is designed and the whole model is improved.

Research on stability control of SBW system

The passive theory is used for studying the stability control of the SBW system. The passivity of the system is introduced and briefly proved by Lyapunov-like function. Using PO/PC method in the passive theory, the observer and controller are designed and analyzed of their disadvantages in the SBW system. Finally, the wave variables control method based on passive theory is used to design wave controller which eliminates communication delay to guarantee the whole stability in the SBW system.

Key Words:

Vehicle, Steering-by-Wire, Bilateral Control, Variable Ratio, Stability Control

目 录

第 1 章	绪论.....	1
1.1	课题提出的背景与意义.....	1
1.2	线控转向系统概述.....	2
1.3	线控转向系统国内外研究现状.....	6
1.3.1	国外研究现状.....	6
1.3.2	国内研究现状.....	8
1.4	可变角传动比及双向控制综述.....	9
1.4.1	变角传动比综述.....	10
1.4.2	线控转向系统双向控制综述.....	12
1.5	本文研究内容.....	13
第 2 章	线控转向系统车辆动力学建模及仿真	15
2.1	Carsim 仿真软件介绍	15
2.2	线控转向系统建模方法一	16
2.2.1	转向盘模块.....	17
2.2.2	转向执行模块.....	17
2.2.3	电机模块.....	18
2.2.4	线控转向系统模型参数.....	18
2.2.5	模型仿真及验证.....	20
2.3	线控转向系统建模方法二.....	22
2.3.1	改进方法设计思路.....	22
2.3.2	改良后模型仿真及验证.....	23
2.4	本章小结	24
第 3 章	线控转向系统变角传动比特性研究	25
3.1	定增益法设计变角传动比.....	25
3.2	改进的可变角传动比设计方法.....	27
3.2.1	随车速变化角传动比设计.....	27

3.2.2	随小齿轮变化角传动比设计	31
3.3	变传动比模型的仿真及分析	33
3.4	本章小结	35
第 4 章	线控转向系统双向控制结构及力传动比特性研究	37
4.1	线控转向系统双向控制结构	37
4.1.1	双向控制结构简介	37
4.1.2	线控转向系统双向控制结构分析	38
4.2	转向盘模块建模	41
4.3	力传动比特性设计研究	42
4.4	线控转向系统整体建模	44
4.5	转向盘模块仿真分析	45
4.6	本章小结	46
第 5 章	线控转向系统稳定性控制研究	47
5.1	无源性简介	47
5.2	PO/PC 法线控转向系统稳定性控制	48
5.3	波变量法线控转向系统稳定性控制	51
5.3.1	波变量简介	51
5.3.2	波控制器设计	52
5.3.3	波控制器优化	55
5.4	本章小结	57
第 6 章	全文总结与展望	59
6.1	全文总结	59
6.2	研究展望	60
参考文献		61
作者简介及在学期间所取得的科研成果		65
致 谢		67

第 1 章 绪论

1.1 课题提出的背景与意义

1886 年德国工程师卡尔·本茨发明了世界上第一台汽车，这一百多年来，应用于汽车设计中的技术始终向前不断迈进。随着机械和电子技术的发展，到今天汽车这个词已经不再是单纯机械意义上的汽车了，它已经是集机械、电子、材料等学科于一身的高科技工业产品。而汽车转向系统也随着汽车工业的发展经历了漫长的进化和演变。

早期汽车转向系统是机械式的。上世纪五十年代美国通用公司率先将液压助力系统应用在轿车上，液压助力转向系统出现。汽车转向动力由仅靠人力进行转向变为人力加上外界助力一起转向，这标志着转向系统技术革命的开始。液压助力转向系统 HPS (Hydraulic Power Steering) 在传统机械式转向系统上增加了一套液压助力机构而成。由于技术的成熟性和较高的可靠性，如今仍被广泛应用。液压助力转向系统的优点是：大大减小驾驶员操纵方向盘时所需的力，转向的轻便性的到了很好的改善。但 HPS 也有不足，例如：转向盘转向的助力大小不能改变。车辆在低速行驶时，有转向助力的存在转向轻便易于操控。但随着车速的增高由于助力大小不可控，使得在高速行驶时转向阻力过小，转向灵敏度升高，这会使车辆行驶的安全性大大降低。

近年来，电子和控制技术飞速发展。其在汽车中也得到了广泛的应用，电子助力转向系统 EPS (Electric Power Steering) 的出现使汽车的转向系统进入了电子控制时代。与液压助力转向系统不同，电子助力转向系统中没有液压机构，转向助力完全由助力电机提供。电子助力转向系统通常由转向助力控制器、传感器、助力电机等结构组成。当驾驶员转动方向盘时，转向轴上的转矩传感器便将转矩信息以电信号形式输入到转向控制器中，根据所提供的转矩信息和车速等一系列车辆运行参数，控制器会按照事先在程序中所编写的控制算法计算出助力电动机的转动方向和助力大小。电子助力转向系统可以根据车辆的运行状态，给出最理想的转向助力值。当车速上升到一定范围内时，它甚至会提供阻力矩来确保车辆行驶的稳定性的。所以自 1988 年日本铃木公司首次在其 Cervo 车型上安装了电子助力转向系统，时至今日它仍然是应用最广泛和最成功的转向助力方式。

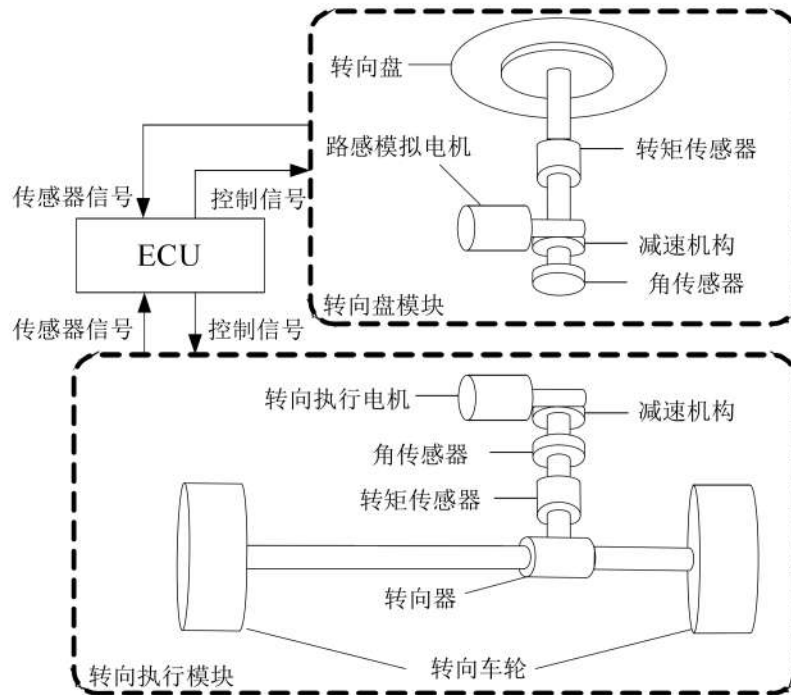
无论是何种助力方式的转向系统均是由转向操纵机构（转向盘）、转向传动机构、转向执行机构（转向器）三部分组成。但线控转向系统 SBW（Steering-By-Wire）的出现彻底改变了转向系统三大组成结构的旧有模式，它取消了转向传动机构，用两个电机来实现转向执行力矩和路感力矩。通过设计控制器处理电信号来实现转向操纵机构和执行机构的信息交互，其本质是一种遥操作系统。线控转向系统是汽车转向系统最前沿的技术之一。它主要由转向盘模块、控制器和转向执行模块组成。转向盘模块通过传感器将驾驶员输入给转向盘的转矩、转角、转速等信息输入到转向控制器中。控制器采集车辆行驶中的参数，经过运算给出转向执行电机的控制信号，控制转向执行机构进行转向。转向执行机构也会将传感器所采集到的前轮回正力矩和前轮与地面的摩擦阻力矩等外部环境信息输入到控制器中，控制器根据所提供的信息控制路感模拟电机为驾驶员提供路感力矩。但是这种路感是虚拟的，因为转向操纵机构和转向执行机构并没有实际的物理连接，这也是线控转向系统与机械连接式转向系统的最大不同。这即是它的优点也是缺点。优点是：我们可以根据驾驶者的喜好而自行设计所需要的路感，使驾驶更加自由简单；也可以自由设计转向系统的力传动比与角传动比，提供给驾驶者更好的转向操控；由于取消了传动机构，更加释放了驾驶者的腿部空间提高了车辆乘坐的舒适性。缺点是：使用电机模拟的路感缺乏真实性，路感模拟算法的设计难度很大。并且一旦线控转向系统中的电机或控制器等硬件系统出现故障都会使汽车失去转向能力，引发安全事故。虽然现阶段对于线控转向系统的研究已经比较完整，但由于法律法规的限制完全意义上的线控转向系统并未应用到实际车辆中。

综上所述，进一步深入研究线控转向技术具有重要的应用意义和发展前景。本文针对线控转向系统的变传动比设计和稳定性控制进行深入研究。为线控转向技术的完善提供的理论和实验参考。

1.2 线控转向系统概述

与机械式连接的转向系统不同，线控转向系统取消了连接方向盘与转向器的转向传动轴，方向盘和转向轮间无刚性的机械连接。由于线控转向系统结构的特殊性，其硬件结构只有转向执行模块与转向盘模块两个部分。线控转向系统控制器通过电信号将转向盘模块和转向器之间连接起来，替代了转向传动轴的功能，由于其电子控制的

特性在传动功能上也得到了丰富。图 1.1 便是线控转向系统的一般结构。



(a) 线控转向系统结构简图



(b) 线控转向系统透视图

图 1.1 线控转向系统结构图

由上图可以看出，线控转向系统转向盘模块由转向盘、转矩传感器、路感模拟电机、减速机构和转角传感器等组成。传感器可测量驾驶员输入给转向盘的力矩和转角信息，用来控制转向执行模块及其他底盘电子控制系统。路感模拟电机输出相应的转矩模拟驾驶路感反馈给驾驶者。路感模拟电机所提供的转矩值由线控转向系统控制器

根据转向执行模块提供的信息和采集的车辆行驶状态信息运算得出。

线控转向系统转向执行模块由转向执行电机、减速机构、角传感器、转矩传感器、转向器、传动机构和转向车轮等组成。转向执行模块中的转角传感器通常用于测量小齿轮转角，根据不同类型的转向器也可用于测量齿条位移或前轮转角。若希望控制精度更高我们还可以增加力传感器，用于测量转向车轮与转向执行电机间的作用力。执行模块中传感器所采集的信息可以反映出车轮的路面附着条件和执行模块运行状态。转向执行电机输出的转矩值由线控转向系统控制器通过运算得出，通常为了保证车辆行驶的安全性，完善的线控转向系统应具备硬件冗余的执行电机。一旦主电机故障无法工作时，冗余电机应马上接替主电机从而保证车辆在行驶中的转向能力。需要注意的是转向车轮是路面信息与车辆信息交互的媒介，它与转向盘同为线控转向系统的两个转矩输入部件。输入方向盘的是驾驶员提供的转向力矩，而输入转向轮的是外部环境及路面提供给车辆转向系统的反馈力矩。

线控转向控制系统的控制单元主要由转向系统状态传感器、线控转向系统控制器、车辆状态信息采集器和通信总线组成。线控转向系统控制器将传感器信息进行处理和计算，从而调控路感模拟电机和转向执行电机等的工作。除此之外线控转向系统控制器还应具有故障容错控制功能。车辆在行驶时转向系出现故障，车辆驾驶的安全性就会受到威胁，控制器应实时检测系统的电子控制单元、执行器、传感器、供电系统及通信总线的运行状态。一旦发生故障可诊断故障源和故障类型，并立即采取相应的容错控制方法，从而保证车辆安全稳定的行驶。所以线控转向系统传感器除前文中所提到的转角、转矩（力）传感器外，还应具有电机闭环控制所需的电流传感器等。车辆行驶状态采集器根据编写的控制算法要求采集，如车速、质心侧偏角、横摆角速度、侧向加速度等。通信总线的主要功能是进行线控转向控制单元内部和其他底盘控制系统的信息交互。

一套完备的线控转向系统离不开多个关键技术的支持，良好的传感器技术、主动转向技术、路感模拟技术、总线技术和故障容错技术等关键技术的应用确保了线控转向系统稳定且智能的运行。

1. 传感器技术

由于线控转向系统取消了传动轴的连接，方向盘与转向器不再有刚性连接。驱动

力矩和路感模拟力矩完全由控制器支配电机提供，要想控制器提供精准无误的控制信号就需要多种传感器的帮助。线控转向系统传感器除了要达到普通车用传感器的要求外，采集重要信号的传感器应具有冗余信号，或加装双传感器来进行测量。线控转向系统中的传感器主要包括：转向盘力矩、转速和转角传感器，转向车轮转速和转角传感器，电机电流和电压传感器，电源电压传感器，车身状态传感器以及车速传感器等。

2. 主动转向技术

主动转向控制是在驾驶员进行车辆转向的时，控制系统会根据车辆当时的运行状态对转向车轮进行微调使车辆更好的适应当时的行驶状态，提高了驾驶的操纵性和安全性。良好的主动转向控制系统可以独自或与其他车辆系统协调工作，从而保证车辆行驶的稳定性 and 安全性。而在线控转向系统中主动转向系统可分为两个部分：；一部分是设计可变传动比来提升汽车的操纵性，另一部分是在变传动比的基础上进行稳定性传动比控制，可以在车辆过度转向时产生补偿横摆力矩用来修正车辆的过度转向趋势。

3. 路感模拟控制技术

人们在驾驶车辆时，通常是通过人自身的感官系统来感知车辆行驶状态信息进而操控车辆。在转向时驾驶者通过感知方向盘传到双手的反馈信息（力反馈、转向感觉、转向作用力等）来得知车辆的行驶状况（车轮附着状态、轮胎侧向力的储备、车辆横摆角速度和侧向加速度等）。因此转向盘力特性是衡量车辆的驾驶感受的重要特性之一，由于个体差异的不同每个人习惯的驱动力特性也不尽相同，所以力特性好坏也比较难于评价。但需要明确的是线控转向系统路感的模拟并不是简单地依靠对路感模拟电机的控制就能实现的。机械式连接转向系统的路感力矩主要来源于转向车轮与地面的阻力矩，所以线控转向系统路感模拟的依据也应当如此。我们知道在线控转向系统车辆中车轮与地面间的转向阻力矩由转向执行电机驱动转向轮时产生。因此线控转向系统的路感模拟是由转向执行模块与转向盘模块共同协调控制来实现的。

4. 线控转向系统容错控制技术

线控技术最早被应用于进行飞机的机翼控制，在对飞机进行控制时，为了防止故障发生时线控系统失控，往往采用添加冗余硬件的方法来确保重要部件或执行机构的容错控制。因此拥有线控技术的线控转向汽车也必然会对系统的容错控制提出要求。

线控转向系统的容错控制技术主要针对传感器、执行器、电源、通信总线和电子控制单元本身。当故障发生时容错控制系统可以马上启用相应的硬件或软件冗余部件将故障部件的功能或信号重构，从而实现对线控转向系统故障的容错控制。最终确保在故障发生时，转向系统仍有最基本的转向功能^[1,2]。

1.3 线控转向系统国内外研究现状

1.3.1 国外研究现状

对于线控转向的研究大致可分为三个阶段及：线控转向系统概念的提出，含有线控转向系统样车的生产，最后是含有线控转向系统的实车量产。在 1960 年前后德国 Kasselmann 和美国 TRW 汽车集团首次提出了通过控制信号的传递来替代转向系统中转向盘与转向器间传动机构的设想^[3]。但受限与当时科学技术的发展，线控转向系统的概念在当时也是时一个设想并没有被实际进行研究。

1990 年以后，随着电子科技的不断发展，当时阻碍线控转向系统研究的技术问题已被解决，对于线控转向系统的研究取得了重大进步，进入了样机生产阶段。同时汽车厂商们也发现了线控转向系统的研究意义和价值，线控转向技术也因此进入了高速发展时期。随后各大汽车厂商纷纷研制出自己的线控转向系统原型样机和配有线控转向系统的概念车。



图 1.1 ZF 公司 SBW 系统产品



图 1.2 奥迪公司 A2 概念车

德国 Benz 公司在 1990 年首先研发出了配有线控转向系统的 F400Carving 概念车，该公司随后推出的 R129 概念车同样也配备了线控转向系统^[4]。德国采埃孚公司研发出

了自己的线控转向系如图 1.1^[5]，并且已经应用在在加州高速公路系统中。德国 BMW 公司研发出了配有线控转向系统的概念车 Z22。德国 Audi 公司 A2 概念车如图 1.2 所示，也应用了线控转向技术。此外，意大利 Bertone 汽车公司研发的轻型概念车 FILO 和法国 Citroen 公司研发的概念车 C-Crosser 也都配备了线控转向系统。

除了欧洲的汽车企业外，美、日两国的汽车厂商也对线控转向系统进行了研究。美国 Delphi 公司在九十年代中期研发出了自己的线控转向系统原型样机，并同意大利的 F.I.A.T.公司合作进行实车匹配实验。美国 GM 公司在 2003、2005 年分别推出了配有线控转向系统的 Hy-wire 和 Sequel 概念车^[6]。日本 Toyota 公司在 2003 年纽约国际车展上推出的概念车 Lexus HPX 如图 1.3 也配备了线控转向技术。日本 Koyo 公司在 2007 年的东京国际车展推出了自己的线控转向系统。



图 1.3 丰田公司 Lexus HPX 概念车 图 1.4 英菲尼迪 DAS 线控转向系统

日本 NISSAN 公司在线控转向领域的研究是最突出的公司之一，该公司于 2011 推出了配有线控转向系统的电动车 LEAF^[7]，并且在 2013 年量产的英菲尼迪 Q50 汽车配备了其自主研发的第一代线控转向系统，它也是全球首款带有线控转向系统的量产车型。英菲尼迪 Q50 的问世标志着线控转向系统进入了实车量产的新阶段。英菲尼迪 Q50 虽然配有线控转向系统，但由于法律法规的限制该车仍配有备用的机械结构容错装置。通过离合器将其断开当线控转向系统失灵时离合器闭合机械结构介入，从而保证车辆行驶的安全性如图 1.4 所示^[8]。

除了各个汽车企业的研究外国外各大科研院所及高校对线控转向技术也进行了深入研究。德、国、美、日等国的科研机构 and 高等院校的专家学者们对线控转向技术控制策略（路感模拟控制、故障诊断容错控制和主动转向控制等策略）的理论研究取得

了丰硕的研究成果，为以后线控技术的应用和完善提供了丰富的理论依据。

德国柏林工业大学研究的计算转向盘反馈力矩的方法，可通过测量配有电子助力转向系统车辆的车速、齿条力和转向管柱转矩的相关数据计算出路感模拟电机的期望转矩。结合惯量补偿、阻尼和摩擦可使线控转向系统在低速段与高速段具有与电子助力转向系统相近的转向盘力特性，同时还提出了通过调节参数为驾驶者提供个性化路感力矩的方法^[9]。美国克莱姆森大学研发的路感跟踪控制器，利用状态观测器代替传感器进而估计出转向阻力矩值，并通过补偿消除系统参数不确定性带来的影响。这样可使系统在拥有良好力跟踪效果的同时，系统的稳定性也得到了保证^[10]。韩国现代汽车公司与韩国先进科学技术研究所通过使用磁流变制动器的半主动转向盘，改善了由于使用电机进行路感力矩模拟所存在的转向盘突然加速和转向盘震荡等一系列问题。这种半主动转向盘可以有效克服由于使用电机进行路感反馈时存在的一系列安全问题^[11]。

1.3.2 国内研究现状

由于我国汽车工业对比其他发达国家起步稍晚，一些汽车领域的先进技术自然也会稍落后于这些汽车大国。对于线控转向技术的研究自然也是如此，我国对于汽车线控转向技术的研究尚不成熟。国内的很多企业由于技术、资金和设备等一系列原因对于线控转向系统的技术研发较为匮乏。在国内的诸多汽车企业中长安公司对于线控转向技术的研究较为突出，该公司的 Green-i 概念车应用了线控转向技术并在 2010 年的北京国际车展上首次亮相，标志着我国对线控转向的研究进入了实车应用的阶段。与此同时长安公司与吉林大学车辆工程国家重点实验室联合研究的实车线控转向系统应用在了 CX30 车型，并在海南实验车场进行了实验取得了理想的实验结果。

到目前为止在我国关于线控转向系统研究的骨干力量依旧集中于各大高校和一些科研机构。2004 年同济大学研发的“春晖三号”概念车在上海国际工业博览会上展出，春晖三号是中国首台配有线控转向技术的四轮驱动概念车，如图 1.5 所示。2010 年的世界电动车展览会上吉林大学研发的全线控电动车也配有线控转向系统，如图 1.6 所示。



图 1.5 春晖三号概念车



图 1.6 全向线控电动车

在线控转向技术的理论研究方面，吉林大学的陈煜、左建令分别对理想传动比概念的提出和理想传动比应用于四轮转向汽车进行了研究^[12,13]。张萍、姜国彬和蔡英武等人也分别对关于线控转向系统故障诊断容错控制的方法和整车参数辨识匹配的方法进行了深入研究^[14,15,16]。吉林大学的李东等人还提出了创新的路感模拟方法^[17]。

北京理工大学的施国标在线控转向角传动比控制策略上进行了深入研究，并进行了仿真实验验证^[18]。武汉理工大学杨胜兵对转向盘力特性与汽车侧向加速度、转向盘转角、车速及转向阻力矩以之间的关系进行研究，给出了基于多变量模糊控制的路感模拟方法^[19]。此外，江苏大学的李强、罗石，北京工业大学的朱亮，长安大学的朱亚军等人对线控转向系统的路感模拟控制方法和主动转向控制进行了深入研究^[20,21,22,23]。

关于线控转向系统的研究水平国内与国外仍有一定差距，且国内对于线控转向系统的研究大多集中在变传动比和路感模拟上。而对目前国际上主流的线控转向系统双向控制方面的研究比较少，目前也仅有武汉大学和吉林大学等少数国内高校对双向控制方法应用于线控转向系统的控制进行了研究^[24,25]。

1.4 可变角传动比及双向控制综述

可变角传动比是在转向系统中关乎车辆行驶的稳定性和安全性及操纵性能好坏的核心研究内容。拥有可变角传动比的汽车可同时兼备低速转向轻便和高速转向沉稳的特性，不仅驾驶员的操纵感好而且行驶安全性高。更可以配合主动转向控制进一步的

提升转向系统的性能，同时也是研究线控转向系统不可或缺的核心研究内容。

线控转向系统双向控制是近些年来新兴的对线控转向系统控制问题的研究思路与方法，双向控制技术主要应用于机器人遥操作系统的研究中。且双向控制方法目前已被广泛的应用在航空航天、空间探测、精密医学治疗等诸多领域。分析线控转向系统的工作原理及控制需求我们不难发现，线控转向系统本身就是一个基于双向控制的遥操作系统。所以在 2000 年人们将双向控制技术引入到线控转向系统控制的研究中并取得了重大成功，线控转向系统双向控制研究至目前为止依然是线控转向控制技术的主流研究方向。

1.4.1 变角传动比综述

由于存在阿克曼转向关系的影响，在概念上我们将转向盘转角和同侧的转向车轮转角之比定义为转向系统的角传动比。但我们通常使用典型二自由度模型作为研究对象，所以角传动比也即是转向盘转角与前轮转角的比值。机械转向系统中，转向盘与转向器、转向器与转向车轮均用刚性的机械原件相连接。转向系统的角传动比随着车辆的设计制造完成一直都是一个恒定不变的值。在转向助力系统没有出现之前车辆的角传动比往往设计的比较大，以便车辆在低速和静止时驾驶员转向不吃力。大角传动比虽然会减轻驾驶员转动转向盘时所需的力，但增加了驾驶员转动转向盘的圈数。在低速大转角的操作中驾驶员往往需要转动数圈转向盘才能达到所需前轮转角的大小，这无疑对驾驶操作带来了麻烦。转向助力系统的出现使得我们可以不用很大的角传动比就实现驾驶员在低速和静止时轻便的转向操作。由于角传动比的减小，使得车辆在低速和静止转向时转向盘的操作圈数也减少了方便了驾驶者对车辆的操作。但是由于角传动比的减少导致车辆转向灵敏度的增加，车辆在高速行驶时的安全性仍然比较低，虽然后来出现的电子助力转向系统可在高速时为转向盘提供转向阻力来增强高速时的转向安全性。但问题仍然没有得到本质上的解决，我们理想的理想转向特性是：在低速时有着较小的角传动比和较大的转向助力，这样我们就可以通过较小的力和较小的转向盘圈数实现较大的转向角；而在高速时，我们希望有较大的角传动比和较小的转向助力甚至是转向阻力来降低车辆的转向灵敏度，从而保证车辆高速行驶时的安全性。目前我们对定角传动比转向系统助力特性的研究已经比较完善，所以对于可变角传动

比的研究在改善车辆转向性能方面变得尤为重要。

国外的许多汽车企业都着力研发了自己的变角传动比转向系统。Benz 研发了可变齿比的转向齿条，在中间位置采用较大的角传动比，两侧则采用较小的传动比如图 1.7 所示。这样即保证了高速小转角范围内车辆的稳定性，同时也兼顾了低速大转角时转向的轻便性。这种变齿比转向齿条成本低且可靠耐用，但可变传动比范围太小无法满足所有行驶工况的需求。



图 1.7 Benz 变齿比转向齿条

与之相比，BMW、Audi、Toyota 等汽车厂商则研发了更为先进的电子控制变传动比转向机构。图 1.8 是 BMW 公司研发的主动转向系统(Active Front Steering, 简称 AFS)，AFS 系统利用一套行星齿轮组使驾驶员的输入转角上叠加了一部分电机转角进而间接的控制角传动比；图 1.19 是 Audi 公司研发的动态转向系统(Audi Dynamic Steering, 简称 ADS)，它与 AFS 系统略有不同但其结构和工作原理更加复杂。Toyota 公司的变传动比转向系统(Variable-Gear-Ratio Steering, 简称 VGRS)与奥迪的 ADS 类似，同时也在诸多车型中得到应用。

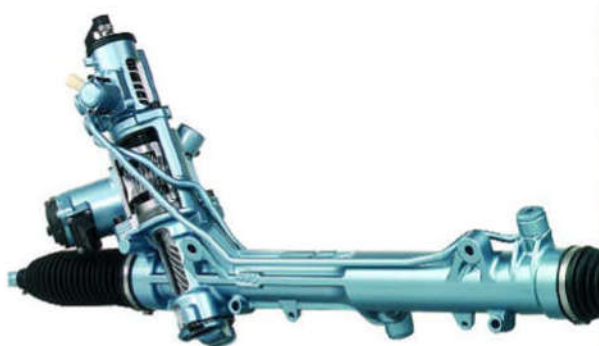


图 1.8 AFS 系统结构

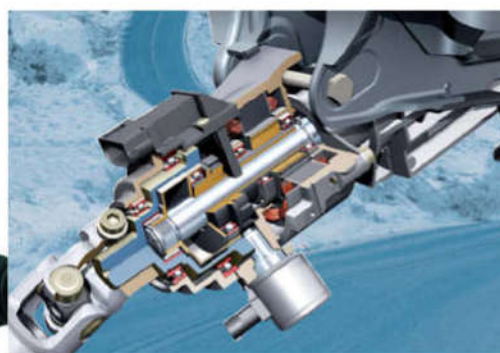


图 1.9 ADS 系统结构

国内对于汽车转向系统变角传动比的研究目前还仅限于各大高校和科研机构，且多以理论研究为主。

可以看出国外对转向系统变角传动比的研究已比较成熟，且产品种类多样。而国内对于变角传动比的研究仍主要集中于高校和研究所之间，并且关于变角传动比的研究多以线控转向为基础，研究车辆的状态反馈控制和主动转向控制。所以对于变角传动比的研究对于我国现有转向系统的完善和以后线控转向系统的深入研究有着重要的意义。

1.4.2 线控转向系统双向控制综述

双向控制技术最早应用于机器人控制系统的研究。因其具有对系统良好的控制性能，目前双向控制技术已被广泛地应用于科学研究和我们的日常生活中。根据控制器在系统中控制对象的个数，我们可以判定一个控制系统是否为双向控制系统，在系统中如果控制器与两个被控对象相互作用，且两个被控对象间存在状态耦合，那么此种控制系统就是双向控制系统^[26]。线控转向系统就属于双向控制系统。

2002年德国宇航局开始采用双向控制理论研究线控转向系统的操纵感路感模拟和线控转向系统的稳定性研究^[27]。此后，德国宇航局又与柏林工业大学合作研究了基于鲁棒控制算法的路感模拟控制^[28]，图 1.10 即是德国宇航局和柏林工业大学联合开发的线控转向实验台。此试验台拥有反向内环扰动观测器，可以很好的测出系统本身不确定因素，并且用基于模型匹配的 H_{∞} 算法设计并优化了系统控制器^[29]。再利用双向控制理论研究。线控转向技术方面，日本的熊本大学也做出了突出的贡献和深入的研究，熊本大学开发了自己的简易线控转向实验小车如图 1.11。使用双向控制和二端口网络模型的方法对系统结构进行分析，并使用了之前很少在线控转向研究中使用的无源性控制方法设计了系统的稳定性控制器^[30,31]。

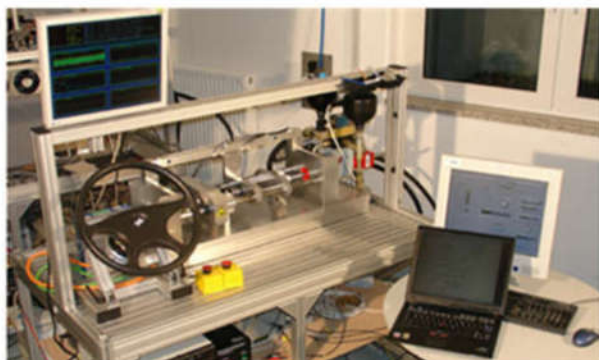


图 1.10 柏林工业大学 SBW 实验台



图 1.11 日本熊本大学 SBW 实验车

国内使用双线控制技术研究线控转向系统问题的企业和高校很少，这也是我国在线控转向研究上的缺失。这种新兴的研究方法有很大的优点，需要我们深入学习和研究。

在双向控制研究中，系统的透明性和稳定性是我研究的重要因素，我们对双向控制系统的控制需求也通常是保证稳定性的前提下尽量提高系统的透明性。1992 年 DA. Lawrence 首次提出了透明性的概念，之后他又深入研究了双向控制系统的透明性与稳定性之间的关系，最后发现一个双向控制系统同时兼具透明性和稳定性是非常不容易的^[32,33]。后来 Anderson 等人通过无源性的方法从能量角度对双向控制系统进行无源性分析，保证了系统的稳定性。进而使双向控制系统能够兼顾稳定性和透明性^[34,35]。

1.5 本文研究内容

本文主要研究线控转向系统变角传动比设计和稳定性控制问题。变角传动比（线控转向系统的理想传动比）设计和线控转向系统稳定性控制问题，一直都是线控转向系统研究的热点问题。笔者通过阅读大量国内外线控转向系统相关文献，在核心章节 2、3、5 章中每章均采用对比的方法分析了两种不同的建模方法、角传动比设计方法和以无源性为基础的稳定性控制器设计方法。又采用了目前国外新兴的双向控制理论进行线控转向系统的双向控制结构设计和分析。下面分章节对研究内容进行介绍。

第 1 章，以时间轴的方式介绍了车辆转向系统的发展历程及线控转向系统的由来和近些年来突破性的进展及遇到的问题。对线控转向系统及其研究的关键性技术进行简要介绍，对线控转向系统国内外研究现状进行简单概述。对本文研究的变角传动比

和双向控制进行简要介绍和国内外现状的概述。

第 2 章, 对线控转向系统进行建模。对比了两种不同的 CarSim 与 Simulink 联合建模方法, 摒弃了将整个转向系统进行 Simulink 建模, 然后与 CarSim 进行联合的建模方法, 采用通过刚体化 CarSim 中转向盘及转向管柱, 设其转动惯量无穷小, 并在 CarSim 中进行接口设置的建模方法。对两种建模方法在不同的工况下进行仿真对比试验, 进一步论证后一种建模方法的优越性。

第 3 章, 在之前所建模型的基础上进行线控转向系统的变角传动比设计。进行角传动比设计时, 同样对比了两种不同的设计方法, 分析了定增益法设计角传动比的不足。重新确立了设计依据, 采用随车速和小齿轮转角变化的角传动比设计方法, 将车辆行驶的速度划分为低、中、高速段, 并分段进行角传动比的设计及拟合。随后分析固定车速下, 当侧向加速度增加时横摆角速衰减的原因。通过设计随侧向加速变化的小齿轮转角来消除固定车速下, 侧向加速度增加时横摆角速度的衰减。最后拟合出随小齿轮转角和车速变化的角传动比。

第 4 章, 对线控转向系统双向控制结构进行研究。对双向控制结构进行简要介绍, 分析不同通道数线控转向系统双向控制结构。对比和分析不同种类两通道双向控制结构的透明性和优缺点, 并选取力反馈-位置型线控转向系统双向控制结构作为本文研究的控制结构。根据所选结构, 结合前文所建模型, 对线控转向系统转向盘模块建模, 分析并设计力传动比特性。最后将转向盘模块和转向执行模块连接起来, 进行线控转向系统的整体建模。

第 5 章, 对线控转向系统的稳定性控制进行研究。采用无源控制理论, 从能量角度对线控转向系统的稳定性进行分析设计。首先对系统的无源性进行简要介绍, 随后分析了无源性方法中 PO/PC 法的不足, 最后采用以无源性为基础的波变量法设计稳定性控制器从而保证系统的整体稳定性。

第 6 章, 总结全文工作内容, 并说明今后进一步的研究方向和对结果展望

第 2 章 线控转向系统车辆动力学建模及仿真

本章主要对线控转向系统车辆的整车动力学建模方法进行研究，线控转向系统车辆整车动力学建模的方法有很多种。在早期的方法中，通常在 Matlab/Simulink 软件中建立高自由度的整车模型（例如十三自由度）并将整车模型划分为：车体模型、车轮模型、EPS 模型、迎风阻力模型、制动系统模型、驱动系统模型和轮胎模型等，在仿真时还需要建立驾驶员模型^[36]。这种用 Matlab/Simulink 建立整车动力学模型的方法，车辆动力学信息清晰，但是建模难度大、复杂性高，而且在车辆仿真实验中实验误差较大。近几年随着商业仿真软件的发展与成熟，整车动力学仿真软件具有操作简单、运算速度快、车型数据库多样等优点。不仅可以和 Matlab\Simulink、LabVIEW 及 C 语言等软件方便的连接还可以扩展实时车辆模型，与 dSPACE、ETAS、Opal-RT 等实时仿真系统联合，进行硬件在环仿真^[37]。本文采用整车动力学仿真软件 CarSim 和 Simulink 联合建模的方法对线控转型系统车辆进行建模，并给出了两种不同的建模方法及仿真结果的对比。

2.1 Carsim 仿真软件介绍

Carsim 是美国 MSC (Mechanical Simulation Corporation) 公司研发的整车动力学仿真软件，其软件工作界面如图 2.1 所示。CarSim 具有软件性能良好、运算速度快、应用范围广泛及与其他多种仿真软件兼容性好等诸多优点。其运算速度最快可以达到实车仿真速度的 6 倍，并且 CarSim 提供了丰富的实验平台和不同类型的整车模型数据。在动力学仿真中，CarSim 更提供了多种标准仿真实验工况和驾驶员模型，为研究人员节省了工况设置和驾驶员建模的时间，也为汽车整车系统建模和相关动力学研究提供了很大的便利性。目前 CarSim 已经作为多数高校和汽车企业首选的汽车仿真软件。因此，本文选用 CarSim 作为线控转向系统研究的软件工具，通过与 Simulink 进行联合建模仿真，对线控转向系统中的变角传动比设计和稳定性控制问题进行研究。

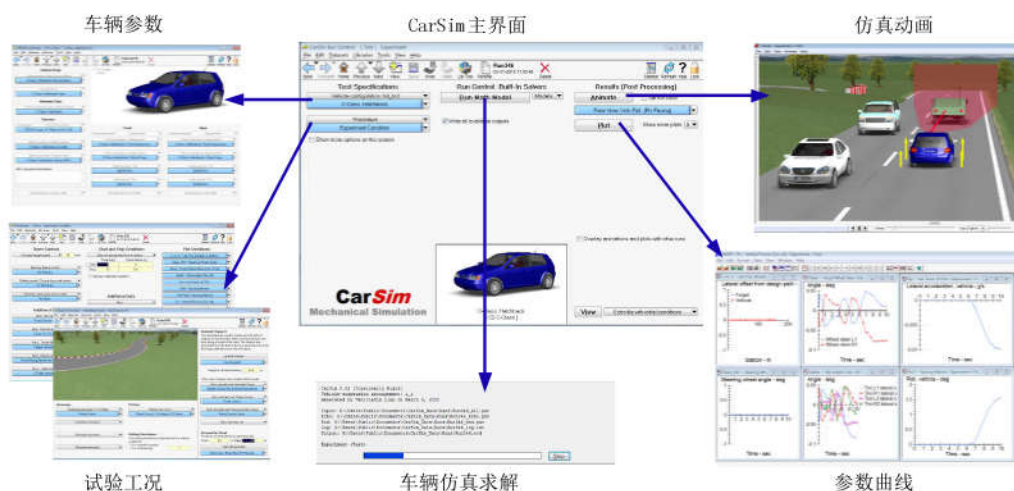


图 2.1 CarSim 软件用户界面图

2.2 线控转向系统建模方法一

由于线控转向系统与传统的机械式转向系统不同，其取消了方向盘和转向器之间的机械连接。所以将线控转向系统模型分为方向盘模块、转向执行模块和电机模块。对其进行合理简化，并在 Simulink 中搭建线控转向系统的数学模型，然后通过 S-function 接口与 CarSim 实现联合仿真。

方法一以 CarSim 中 B 级轿车为研究对象，车辆的驱动、制动、悬架系统等参数均与默认设置的车辆模型相同，其主要参数如表 2.1 所示。由于 CarSim 中未提供带有线控转向系统的车辆模型，所以通过设置驾驶员控制参数 $OPT_DRIVER_ACTION=0$ 来屏蔽 CarSim 车辆模型中转向系统动力学模型，并设置 CarSim 的输入量为齿条位移，输出量为方向盘转角和前轮回正力矩。

表 2.1 CarSim 车辆模型整车参数

参数	数值
整车质量(kg)	1231
簧载质量(kg)	1111
轴距(mm)	2600
质心到前轴距离(mm)	1040
质心到后轴距离(mm)	540
轮胎型号	185/65 R15

2.2.1 转向盘模块

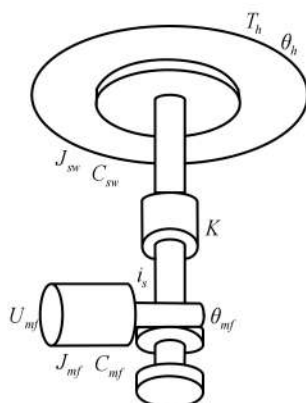


图 2.2 转向盘模块结构

根据图 2.2 列出转向盘模块系统动力学方程

$$T_h = J_{sw} \ddot{\theta}_h + C_{sw} \dot{\theta}_h + K \left(\theta_h - \frac{\theta_{mf}}{i_s} \right) \dots\dots\dots (2-1)$$

$$T_{ef} = J_{mf} \ddot{\theta}_{mf} + C_{mf} \dot{\theta}_{mf} + K \left(\theta_h - \frac{\theta_{mf}}{i_s} \right) \cdot \frac{1}{i_s} \dots\dots\dots (2-2)$$

上式中， T_h 是驾驶员输入的转向转矩； T_{ef} 是路感电机输出的电磁力矩； K 是力矩传感器刚度； J_{sw} 是转向盘等效转动惯量； J_{mf} 是路感电机等效转动惯量； C_{sw} 是转向盘阻尼系数； C_{mf} 是路感电机阻尼系数； θ_h 是转向盘转角； θ_{mf} 是电机转角； i_s 是减速比。

2.2.2 转向执行模块

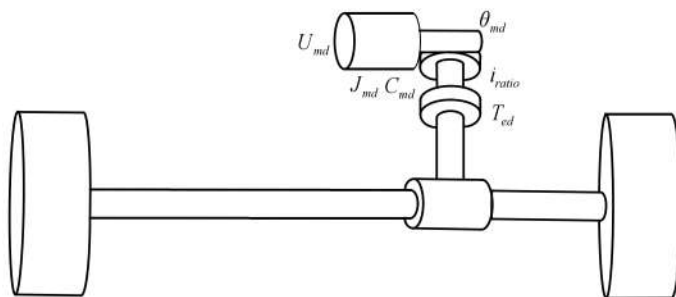


图 2.3 转向执行模块结构

根据图 2.3 列出转向执行模块系统动力学方程

$$T_{ed} = J_{md}\ddot{\theta}_{md} + C_{md}\dot{\theta}_{md} + K_r \left(\frac{\theta_{md}}{i_{ratio}} - \frac{x_r}{r_M} \right) \cdot \frac{1}{i_{ratio}} \dots\dots\dots (2-3)$$

$$F_{LZ} + F_{RZ} + M_r\ddot{x}_r + C_r\dot{x}_r = K_r \left(\frac{\theta_{md}}{i_{ratio}} - \frac{x_r}{r_M} \right) \frac{1}{r_M} \dots\dots\dots (2-4)$$

$$T_{LZ} = \frac{F_{LZ}}{N_L} \quad T_{RZ} = \frac{F_{RZ}}{N_R} \dots\dots\dots (2-5)$$

上式中， T_{ed} 是转向执行电机力矩； J_{md} 是执行电机等效转动惯量； C_{md} 是执行电机阻尼； K_r 是小齿轮轴刚度； θ_{md} 是执行电机转角； x_r 是齿条位移； r_M 是小齿轮半径； i_{ratio} 是执行电机减速比； F_{LZ} F_{RZ} 是齿条力； M_r 是齿条质量； C_r 是转向器等效阻尼； T_{LZ} T_{RZ} 是左右车轮回正力矩； N_L N_R 是齿条位移和左右前轮转角间的非线性传动比。

2.2.3 电机模块

线控转向系统电机均采用直流有刷永磁同步电机，因为直流有刷电机发展时间较长，技术成熟，工作稳定。在这里将电机模型进行简化，忽略磁通变化认为电机的电磁转矩和电枢绕组中的电流成正比关系。同时根据电机的工作原理也可由基尔霍夫定律得到电机电枢绕组回路的微分方程，由上述关系可列出电机模块的系统方程如下：

$$U_m = R_m i + L_m \dot{i} + K_m \dot{\theta}_m \dots\dots\dots (2-6)$$

$$T_e = K_t i \dots\dots\dots (2-7)$$

上式中， U_m 是电机电压； R_m 是电机电阻； L_m 是电机电感； i 是电机母线电流； K_m 是电机反电动势系数； θ_m 是电机转角； T_e 是电机输出转矩； K_t 是电机转矩系数。

2.2.4 线控转向系统模型参数

通过查找与 CarSim 中 B 级车相似的实车数据及参考部分 CarSim 中的数据，下面将线控转向系统模型参数汇总如下

表 2.2 线控转向系统模型参数

参数	符号	单位	数值
路感模拟电机电阻	R_{mf}	Ω	0.18
路感模拟电机电感	L_{mf}	H	0.001
路感模拟电机反电动势系数	K_m	Vs/rad	0.0031
转向电机电阻	R_{md}	Ω	0.02
转向电机电感	L_{md}	H	0.00049
转向电机反电动势系数	K_m	Vs/rad	0.0031
转向电机等效转动惯量	J_{md}	Nm/rad	0.00063
转向电机阻尼系数	C_{md}	Nms/rad	0.0014
力矩传感器刚度	K	Nm/rad	145
转向盘模块等效转动惯量	J_{sw}	Nm/rad	0.039
转向盘阻尼系数	C_{sw}	Nms/rad	0.0021
路感电机转动惯量	J_{mf}	kgm ²	0.00047
路感电机阻尼系数	C_{mf}	Nms/rad	0.0017
路感模拟电机减速器减速比	i_s		18
转向电机减速器减速比	i_{ratio}		18
转向小齿轮半径	r_M	mm	6.37
齿条等效质量	M_r	kg	2.5
齿条粘性阻尼系数	C_r	Nms/rad	2500
小齿轮轴刚度	K_r	Nm/rad	245
电机转矩系数	K_t	Nm/A	0.0417

2.2.5 模型仿真及验证

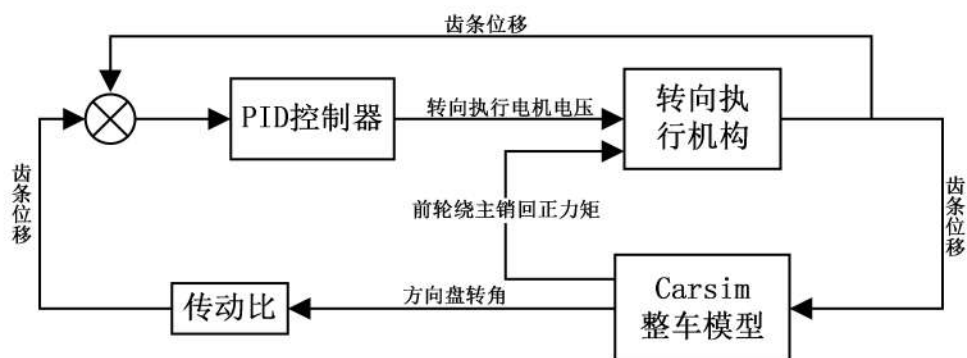


图 2.4 建模方法一控制框图

在 Simulink 中搭建线控转向系统数学模型，并与 CarSim 进行联合建模仿真，此建模方法控制框图如图 2.4 所示，CarSim 的输入量为转向执行机构所输出的齿条位移，输出量为方向盘转角和前轮回正力矩。转向执行机构的输出量是齿条位移，输入量为转向执行电机电压和前轮绕主销回正力矩。转向执行电机采用 PID 控制器，其控制输入为执行机构所输出的齿条位移和将 CarSim 输出的方向盘转角进行转换过的齿条位移之差。在 CarSim 中设置仿真实验工况进行仿真并与 CarSim 中相同的 EPS 转向车辆模型进行相同工况的横摆角速度与侧向加速度对比，对比仿真结果如下：

角阶跃试验工况：车辆模型以 100km/h 的车速行驶，转向盘转角在 0.1s 内迅速由 0° 增加到 25° 。此转向盘转角的输入值是侧向加速度为 0.3g 时的 EPS 系统车辆的转向盘转角，对比仿真结果如图 2.5。

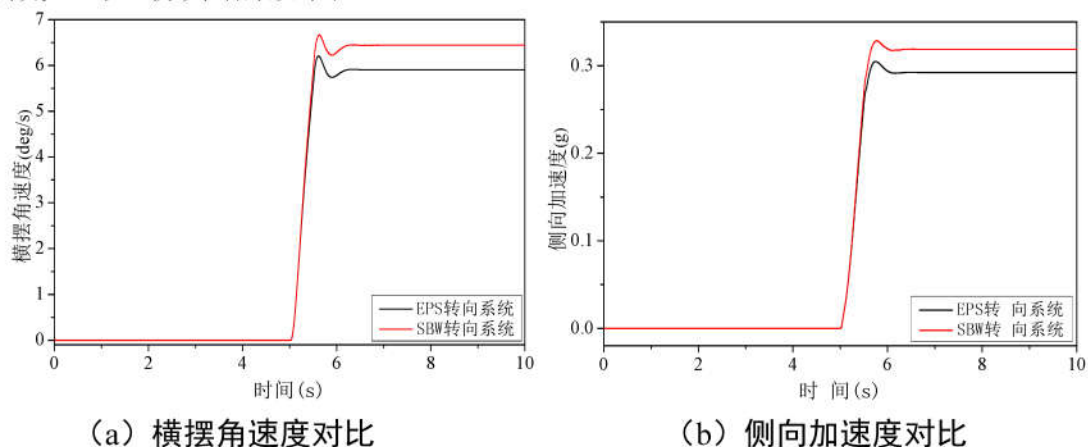
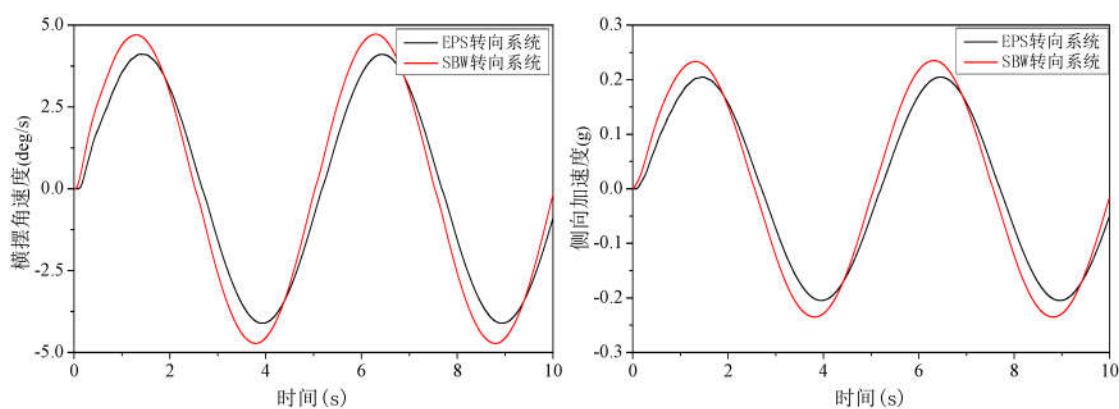


图 2.5 角阶跃工况对比仿真结果

转向盘连续正弦工况：车速 100km/h，转向盘转角输入频率 0.2Hz，对比仿真结果如图 2.6

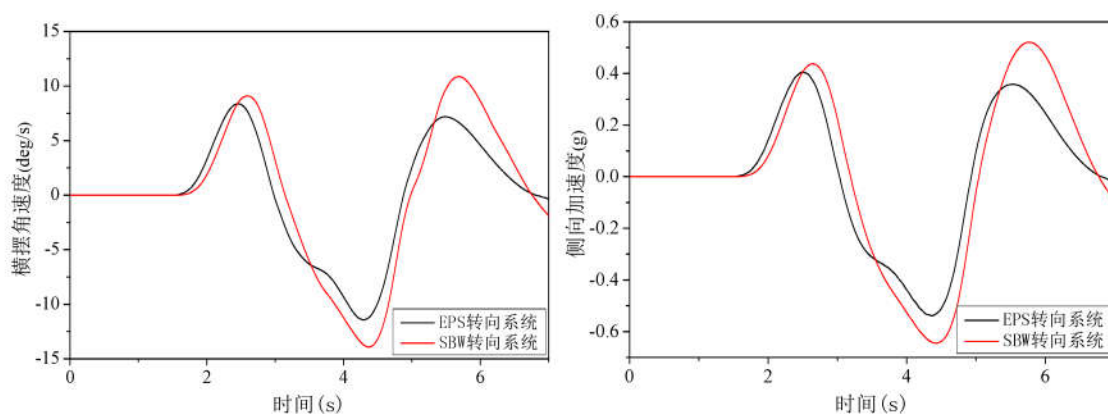


(a) 横摆角速度对比

(b) 侧向加速度对比

图 2.6 转向盘连续正弦工况对比仿真结果

双移线工况：车辆模型以 120km/h 的车速行驶，驾驶员驾驶车辆在双移线路径上行驶。对比结果如图 2.7



(a) 横摆角速度对比

(b) 侧向加速度对比

图 2.7 双移线工况对比仿真结果

由以上仿真对比结果可以看出，虽然此方法建立的线控转向模型在仿真工况中横摆角速度和侧向加速度在大致趋势上可以跟踪上 EPS 转向车辆模型。但还存在一定偏差，而且在双移线这种极限工况下偏差明显增大。横摆角速度和侧向加速度的幅值比 EPS 转向车辆大出很多，由于横摆角速度和侧向加速度是衡量车辆操纵稳定性和行驶安全性的重要指标，所以建模方法一中车辆模型在极限工况下的操纵稳定性和安全性无法得到保障，这种建模方法不是很理想。

2.3 线控转向系统建模方法二

分析之前建模仿真效果不理想的原因主要是：(2-4) 运动学方程中需要求出齿条力 F_{LZ} 、 F_{RZ} ，而在 CarSim 中我们也无法直接获得齿条力的数据。我们只能通过轮胎回正力矩去换算执行机构的齿条力，换算公式即方程 (2-5)。由于轮胎自身的非线性，所以轮胎力的测量很困难，即便是成熟的仿真软件 CarSim 中给出的轮胎力也是有一定误差的，而且在方程 (2-5) 中齿条位移和左右前轮转角间的非线性传动比 N_L 、 N_R 是与齿条位移和前轮转角有关的一个二元函数。如果将 CarSim 中前轮转角和齿条位移的关系导出并拟合成我们需要的函数关系无疑会增加系统的复杂程度，如果简化掉非线性关系采用定值代替，仍然会产生计算误差。而且方程 (2-4) 是一个二阶方程，在 Simulink 建模的时候系统不稳定性也会增加，更重要的是对于之前的建模方法，执行电机的控制器只有一个 PID 控制器，在不同的仿真工况需要调整不同的 PID 参数，为后续的研究带来麻烦。

2.3.1 改进方法设计思路

由上述原因，改进的建模方法不用设置驾驶员控制参数 OPT_DRIVER_ACTION=0 来屏蔽 CarSim 车辆模型中转向系统的动力学模型，而是将 CarSim 转向系统模型中的转向盘和转向管柱转动惯量设为无穷小，刚度设为无穷大。这样可以认为转向盘转向管柱和小齿轮为一个整体，从而屏蔽了 CarSim 中的转向盘机构。采用一个三环 PID 控制器控制转向执行电机，这样就不用为每个不同仿真工况单独去调节 PID 的参数，将转向执行电机输出力矩直接作为 CarSim 的输入量，这样就可以不用方程(2-4)和(2-5)建立数学模型。控制框图如图 2.8 所示。

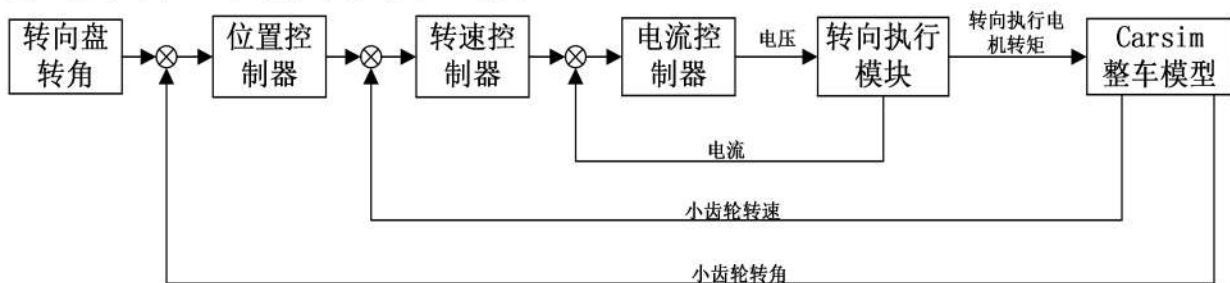
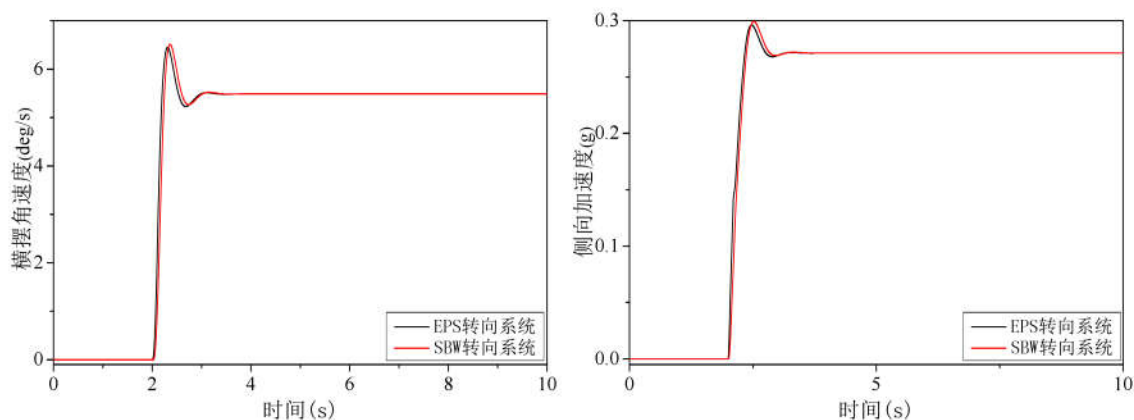


图 2.8 建模方法二控制框图

2.3.2 改良后模型仿真及验证

我们将不同实验工况的 CarSim 方向盘转角数据导出到 Simulink 中作为单独的输入，用改良后的模型在之前相同的仿真工况下进行仿真，并与 CarSim 中相同的 EPS 转向车辆模型对比得到如下仿真结果（由于试验工况与建模方法一中相同，各工况不再作详细说明）：

角阶跃试验工况对比仿真结果，如图 2.9。

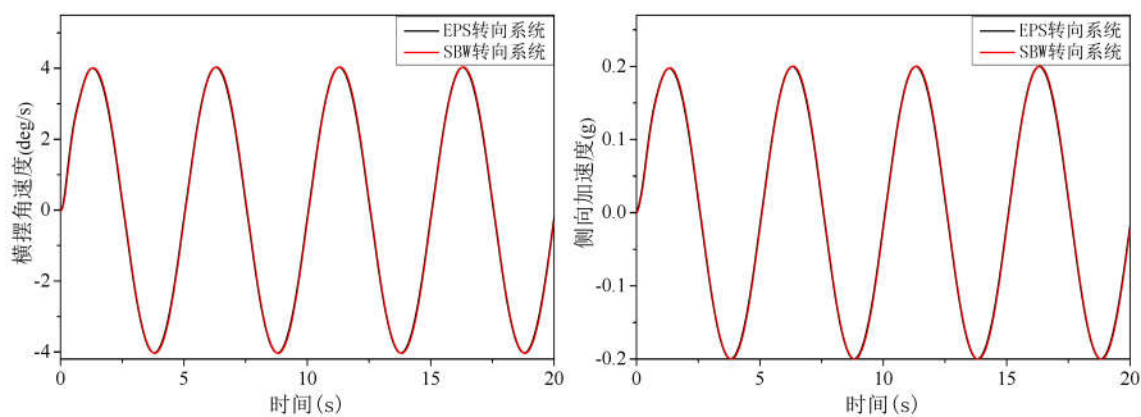


(a) 横摆角速度对比

(b) 侧向加速度对比

图 2.9 角阶跃工况对比仿真结果

转向盘连续正弦工况对比仿真结果，如图 2.10。

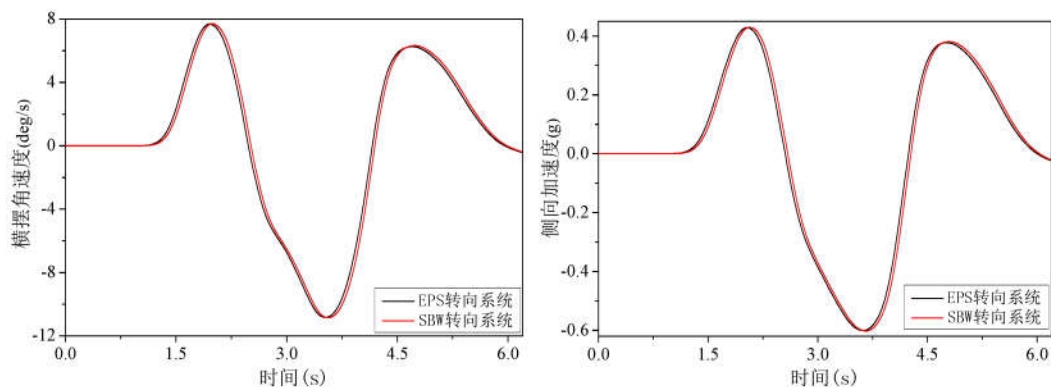


(a) 横摆角速度对比

(b) 侧向加速度对比

图 2.10 转向盘连续正弦工况对比仿真结果

双移线工况对比仿真结果，如图 2.11。



(a) 横摆角速度对比

(b) 侧向加速度对比

图 2.11 双移线工况对比仿真结果

由仿真结果可以看出，改良后建模方法的车辆横摆角速度与侧向加速度在相同仿真工况中可以很好地跟踪上 EPS 转向车辆模型，其性能与 EPS 转向车辆基本相同。所以我们采用建模方法二中的模型进行线控转向系统的后续研究。

2.4 本章小结

本章采用了两种不同线控转向的建模方法，分析了方法一中的不足，进而改进了建模思路，优化了线控转向的建模方法。从仿真结果上看，改良后的建模方法仿真效果理想结构清晰简单，为后续的传动比设计和稳定性研究做了很好的铺垫。

这里需要说明的是，此两种建模方法所研究的建模对象均为线控转向的转向执行机构，由于在仿真的时候 CarSim 中自带标准的仿真工况和驾驶员模型，所以通过仿真结果来进行建模方法的改良并未使用转向盘模块的模型。而线控转向系统转向盘模型的搭建将在后文中做详细说明。

第3章 线控转向系统变角传动比特性研究

线控转向系统与传统机械转向系统的最大区别在于取消了转向盘与转向车轮间的机械连接。转向前轮的驱动力矩和转向盘受到的路感力矩信息完全由转向执行电机和路感模拟电机来提供，所以转向盘对于前轮转向角度控制及转向前轮反馈给转向盘的力矩信息均由电信号控制。由于我们对电机控制的自由性可以使得我们自由的设计可变的力传动比和角传动比来应用于拥有线控转向系统的车辆中，我们可以使线控转向系统的力传动比和角传动比在较大的范围内改变。两者均会对车辆的转向特性和转向盘力特性产生影响，本章将会对线控转向系统的角传动比特性进行研究。

线控转向系统的结构特点使其具有可以灵活设置角传动比的优点。在车辆低速行驶时，通过减小传动比，减小驾驶员的转角输入，降低驾驶员低速转向时的忙碌程度，使低速转向更加灵活；高速时通过增大角传动比，增加驾驶员的输入幅度，防止转向过于灵敏，从而增加高速转向稳定性。角传动比特性决定汽车对于驾驶员转角输入的响应，对汽车的操纵稳定性具有重要的影响，目前角传动比特性设计方法也是从该角度出发，通过分析角传动比对操纵稳定性的影响，选择更利于提高驾驶员驾驶感受的评价指标值作为设计依据。

3.1 定增益法设计变角传动比

早期线控转向变角传动比的设计思路通常是想让汽车能够保持不变的转向增益为前提而设计转向传动比。汽车在行驶时驾驶员会通过自身感官来感受行驶环境和车辆的运动信息，通过驾驶经验来控制车辆的运动。传统的机械转向系统角传动比不能够变化，车辆的响应会因其自身的悬架特性、轮胎非线性特性等原因而随车速及转向盘转角的变化而变化。所以当我们在转向时，一旦车速发生变化，我们就不得不手动进行车辆轨迹的修正，这样无形当中增加了驾驶的负担^[38,39,40]。而汽车在行驶的过程中我们无法始终保证恒定的车速，所以以恒定转向增益为目标来设计变角传动比会减轻驾驶员对车辆响应变化做出的补偿，降低了驾驶难度和负担。

定增益中的汽车转向增益通常为横摆角速度增益和侧向加速度增益两种。当以侧

向加速度增益为定增益设计变角传动比时，其随方向盘转角变化较为剧烈，会增加驾驶员操作难度和驾驶负担。而以横摆角速度增益为定增益的变角传动比设计中，角传动比随方向盘转角变化平缓，且当驾驶员预瞄时间为定值时，以横摆角速度增益为定增益的设计方法可以保证方向盘转向角与汽车航向角呈线性关系，这样可以降低驾驶难度^{[36][12]}。所以在定增益的设计方法中通常以横摆角速度增益为定值作为设计依据。

但此种设计方法存在一定的局限性^[36]：

1. 全速段稳态横摆角速度增益线控转向系统的变角传动比在车辆低速行驶时的值非常小。而我们正常的低速驾驶习惯往往是通过较大的转向盘转角来达到预期的转向效果，如果角传动比过小我们可能会因为经验操作大幅度的去打方向盘而导致转向盘冲击。在低速时轮胎的回正力矩较小且地面给转向车轮的摩擦力矩较大若我们要通过很小转向盘转角来实现较大的前轮转向角时就需要更大功率的电机，这就无形中会增加汽车制造难度和成本。所以在进行低速段角传动比特性设计时，我们还应该将驾驶员的操作习惯和转向系统的制造成本等综合因素作为设计参考；

2. 汽车稳态行驶时的车速值与横摆角速度值的乘积可近似成汽车侧向加速度的值。在横摆角速度增益恒定的前提下，随着车辆行驶速度的增大侧向加速度增益也会随着车速线性升高。所以高车速势必会带来较大的侧向加速度增益，而大侧向加速度增益会带来较高转向灵敏度。在车辆高速行驶时，高转向灵敏度会使车辆控制难度增大，导致驾驶员精力高度集中，车辆行驶安全性无法得到保障。所以转向灵敏度也应当作为传动比特性设计的参考量。我们希望在高速时汽车有较低的转向灵敏度来保障车辆高速行驶时安全性，在低速时有较高的灵敏度来保障车辆低速行驶时的轻便性。

研究表明人们在驾驶汽车时其实并不希望汽车的横摆角速度增益是一成不变的，文献[36]通过对定增益线控转向系统汽车模型进行大量的操纵稳定性综合评价实验。得出的结论是：在起车是我们希望横摆角速度增益值迅速增大随后随着车速的升高而降低。此结论与文献[41]的观点一致。因此利用定转向增益来设计变角传动比并不是理想的设计方法，通过分析上述方法的不足我们重新确立了综合性的线控转向变角传动比设计方法。

3.2 改进的可变角传动比设计方法

前文所述的定增益方法设计变角传动比，没有深入理解横摆角速度增益对于汽车转向特性的影响。在汽车转向时，如果横摆角速度稳态增益值过小，说明车辆对方向盘的输入响应过于缓慢，车辆低速行驶时，为了实现预瞄路径的跟踪，驾驶员需要进行大幅度转向盘操纵，增加驾驶员的操作负担；如果横摆角速度稳态增益值过大，则车辆对于转向盘的输入响应过快，在车辆高速行驶时，驾驶员出现操作失误或者出现如强侧风等外界扰动，都有可能使车辆失稳，因此横摆角速度增益值存在合理的设计范围。原联邦德国汽车研究所通过对近代小汽车进行试验后统计得出：轿车的稳态横摆角速度增益值应为 0.16-0.33。

重新确定设计依据，以角传动比随车速和小齿轮转角变化的两方面为参考，设计变角传动比。

3.2.1 随车速变化角传动比设计

3.2.1.1 横摆角速度增益及转向灵敏度

传统的机械转向无法改变角传动比的大小，除去转向柱连接部分的间隙和元件的弹性形变方向盘的转角大致上和小齿轮的转角一样。而线控转向系统是用传感器采集方向盘转角信息的电信号，通过 ECU 给出控制信号控制转向执行电机，驱动小齿轮转动。小齿轮和方向盘不再有刚性的连接，这种改变也为我们提供了可以自由设计方向盘转角和小齿轮转角之间角传动比的条件。所以本文中所研究的角传动比为轴间角传动比，它是方向盘转角到小齿轮转角的传动比 β 。而横摆角速度到转向器小齿轮转角的稳态增益通常被定义为转向系统增益，即：

$$G_p = r / \theta_M \dots\dots\dots(3-1)$$

其中， G_p 为转向系统增益， r 是横摆角速度， θ_M 为小齿轮转角，该增益值只与车辆模型以及转向执行模块的机械结构有关，因此在角传动比特性没有确定的情况下，也可以通过仿真确定车辆模型在不同车速下转向系统增益值。

车辆横摆角速度稳态增益是横摆角速度与转向盘转角的比值，即：

$$G_h = r / \theta_h \dots\dots\dots(3-2)$$

其中， G_h 是车辆横摆角速度稳态增益， θ_h 为方向盘转角，那么线控系统角传动比可以表示为：

$$\beta = \theta_h / \theta_M = G_p / G_h \dots\dots\dots (3-3)$$

给出转向灵敏度计算公式如下：

$$S = \frac{5\pi da_y}{9gd\theta_h} \dots\dots\dots (3-4)$$

其中， S 是转向灵敏度，单位是 $g/100deg$ ； a_y 是侧向加速度，单位是 g 。由于转向灵敏度反映的是汽车侧向加速度对于转向盘转角输入响应的瞬间变化量，其计算比较复杂，所以我们通常采用侧向加速度增益来代替转向灵敏度。侧向加速度稳态增益是侧向加速度与转向盘转角的比值，即

$$G_{ay} = a_y / \theta_h \dots\dots\dots (3-5)$$

其中， G_{ay} 是侧向加速度稳态增益，单位也是 $g/100deg$ 。如前文所述汽车稳态行驶时，横摆角速度值与车速值的积，可近似为侧向加速度的值，即：

$$a_y \approx r \cdot v \dots\dots\dots (3-6)$$

结合以上公式得到线控转向系统角传动比可以通过侧向加速度表示为：

$$\beta = \frac{5\pi G_p v}{9g G_{ay}} \dots\dots\dots (3-7)$$

3.2.1.2 高速段变角传动比设计

用 2.4 节改进后的车辆模型进行仿真，仿真条件为：方向盘转角为恒定 $20deg$ ，车辆由 $0km/h$ 匀加速至 $160km/h$ 。绘制出车辆的横摆角速度和侧向加速度相关仿真图像如图 3.1 所示。

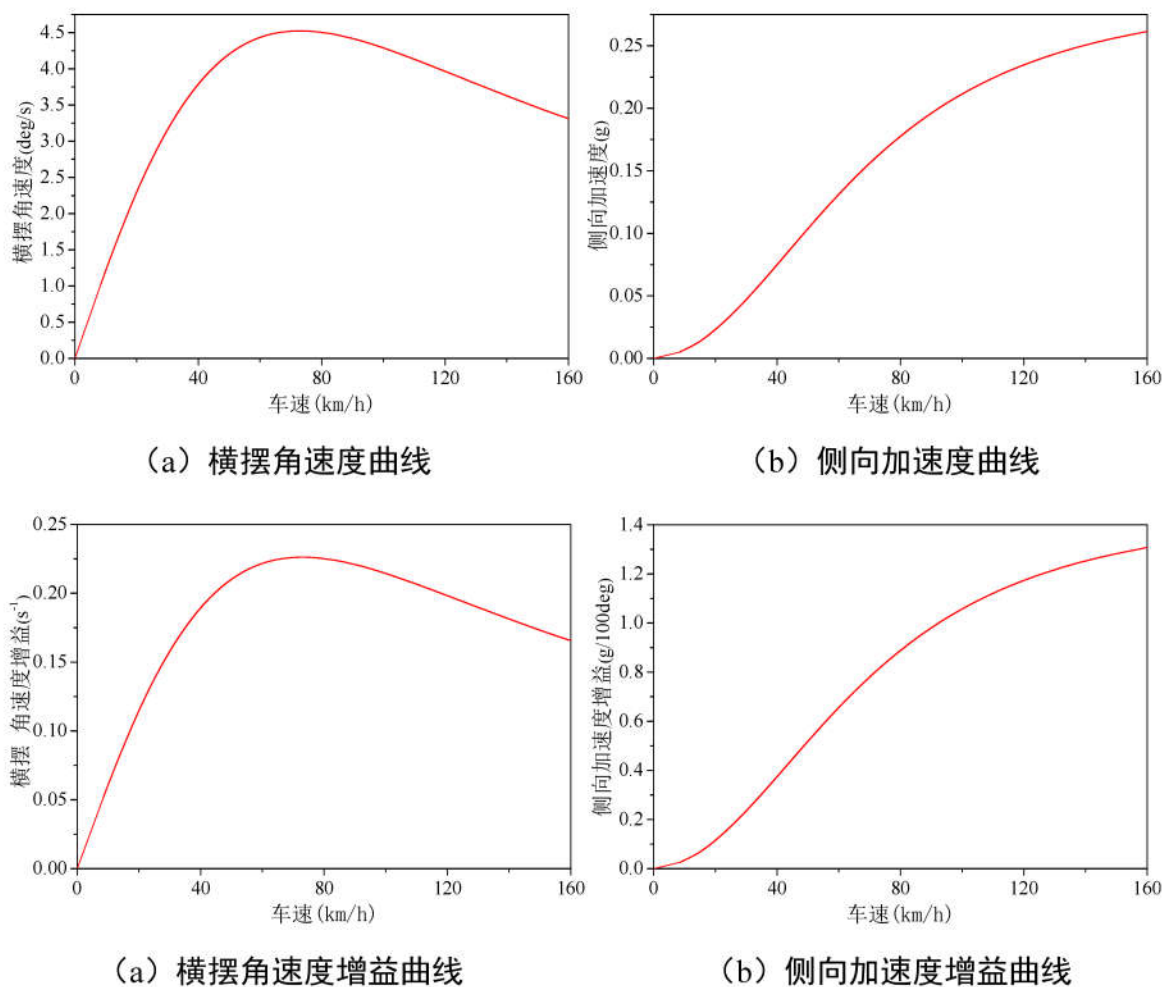


图 3.1 车辆模型横摆角速度和侧向加速度以及增益曲线

研究表明，车辆在转向时，尤其是高速转向时，汽车的转向灵敏度不应大于 $1.4\text{g}/100\text{deg}$ ，即 $0.8\text{g}/\text{rad}$ ^[42]。这是针对所有车辆的范围限制，针对不同的车辆，转向灵敏度有不同的要求。根据 Kenneth 等人关于不同车型中心区转向灵敏度值的研究^[43]，B 级轿车车速为 $100\text{km}/\text{h}$ ，转向盘转角正弦输入，侧向加速度为 0.1g 时转向灵敏度值的合理范围为： $0.95\text{--}1.2\text{g}/100\text{deg}$ 。为了保证高速行驶的安全性和与中速度段特性的平滑过渡，我们将车速 $80\text{--}100\text{km}/\text{h}$ 时的侧向加速度稳态增益设为 $0.95\text{g}/100\text{deg}$ 定值。 $100\text{--}160\text{km}/\text{h}$ 的侧向加速度增益值线性增加至 $1.1\text{g}/100\text{deg}$ 。结合公式 (3-7)，(3-6) 可确定高速段的角传动比变化规律如图 3.2，其相应的稳态横摆角速度增益如图 3.3。

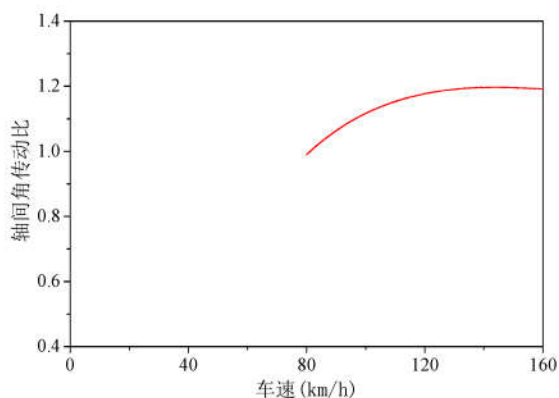


图 3.2 高速段轴间角传动比曲线

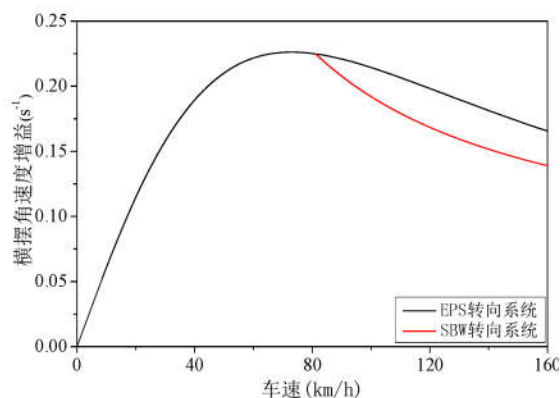


图 3.3 高速段横摆角速度增益曲线

3.2.1.3 中速段角传动比设计

汽车通常行驶时常用的速段一般在 30-80km/h，本文将此视为车辆行驶的中速段。相关资料研究表明，汽车低速行驶时横摆角速度稳态增益应迅速增加，之后随着车速的继续增加而减小^[41]。由于各个汽车厂商对车辆操控调校的标准不同，对于汽车在各个车速段的横摆角速度也并没有统一的标准。参考 Masato Abe 等人在文献[44]中给出的横摆角速度增益的变化趋势作为中速段角传动比的设计思路，依此作为设计中速段横摆角速度稳态增益的变化趋势。为使增益值与高速段增益值实现平滑过渡保留了文献中增益的变化趋势并整体减小 0.052 如图 3.4。经过曲线拟合后我们就得到了中、高速段的变角传动比特性如图 3.5。

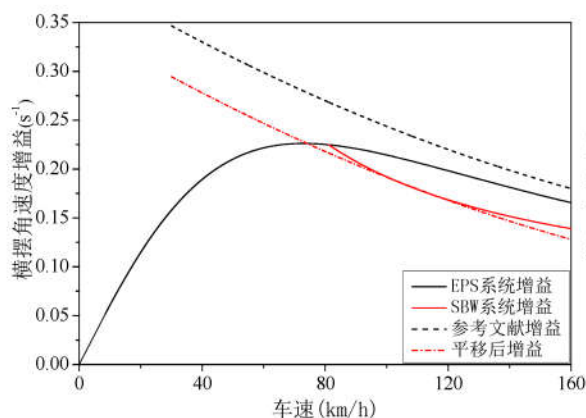


图 3.4 中高速段横摆角速度增益曲线

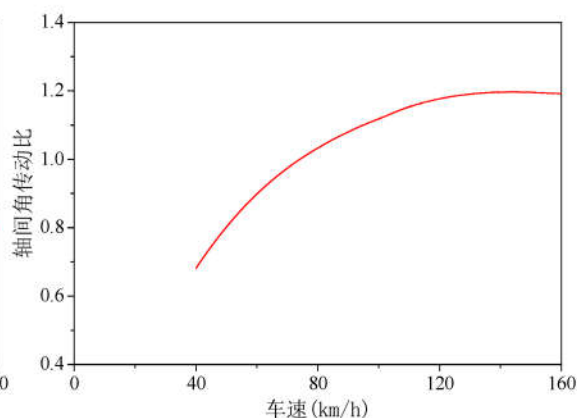


图 3.5 中高速段轴间角传动比曲线

3.2.1.4 低速段角传动比设计

在文献[45]中王祥等人通过大量的主观评价试验及对实验结果的分析，最终选取了角传动比为 0.7 时的特性为低速段的理想角传动比特性。本文也选取 0.7 作为低速段的

角传动比特性，经过与图 3.5 中的中速段与高度段的拟合我们最终得到了从 0-160km/h 全速段随车速变化线控转向系统角传动比特性如图 3.6 所示。

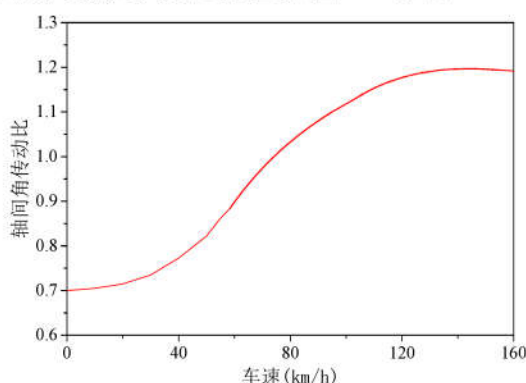


图 3.6 全速段轴间角传动比曲线

3.2.2 随小齿轮变化角传动比设计

我们将之前拟合的随车速变化的角传动比特性带入模型中，仿真出不同车速下横摆角速度增益与侧向加速度的关系曲线如图 3.7。

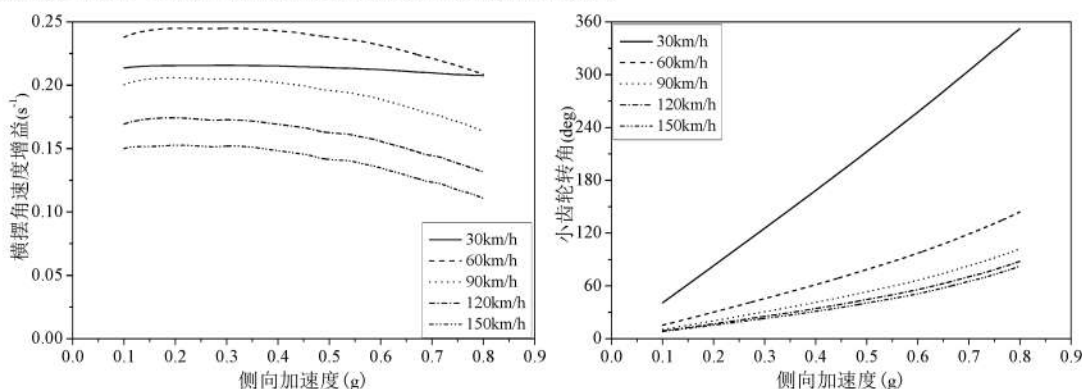


图 3.7 横摆角速度增益与侧向加速度关系 图 3.8 小齿轮转角与侧向加速度关系

要知道之前我们设计的理想的变角传动比随车速的变化特性是在转向盘转角恒定的情况为前提的。但图 3.7 中显示的是当车速恒定时方向盘转角逐渐增大，也就是说在恒定的车速下侧向加速度逐渐增大时汽车的横摆角速度的变化趋势。前文中我们希望汽车低速行驶时横摆角速度稳态增益应迅速增加，之后随着车速的继续增加而减小。但当车速恒定时我们希望的是相对于转向盘转角输入的横摆角速度增益值为定值，也就是说当汽车在等速转向时其横摆角速度增益不随方向盘转角和侧向加速度变化。这样我们就可以实现即便是转向盘转角变化了即非恒定转向盘转角输入下依然有理想的随车速变化的角传动比特性。但在图 3.7 中我们可以看出在恒定的车速下车辆的横摆角

速度增益会随着侧向加速度的增加而降低。这是因为当侧向加速度增加到某一值时，轮胎的侧向力达到饱和。此时若侧向加速度继续增加，前后轮的侧偏角之差就会增大横摆角速度增益值就会随之下降。

由图 3.8 可以看出当侧向加速度持续增加时，小齿轮转角与侧向加速度之间的关系会由线性增加转为非线性增加。前文中我们设计的随车速变化角传动比在恒定车速的条件下方向盘转角与小齿轮转角成比例关系，比值即为该车速下角传动比的值。所以当车速恒定时，转向盘转角与侧向加速度的关系在趋势上与小齿轮转角相同即当侧向加速度持续增大时，转向盘转角也会与侧向加速度呈非线性关系。这样驾驶员就无法通过之前的线性的操纵感觉来预知转向盘转角继续增加后车辆的侧向加速度大小。

分析图 3.7 和图 3.8 在恒定车速时，当轮胎侧向力饱和后我们可以适当减小角传动比，这样可以增加前轮转角来叠加上前后轮侧偏角之差，从而使横摆角速度增益不再随侧向加速度的增加而衰减，尽可能地保证在较大侧向加速度范围内横摆角速度增益值的恒定。通过减小非线性区域内传动比的值也可以扩大小齿轮转角和侧向加速度的线性区域，从而扩大转向盘转角与侧向加速度的线性区域这样驾驶员就可以预知更大侧向加速度情况下的车辆行驶状态提高驾驶安全性。

以车速 30km/h 和 150km/h 为例，说明 β 随小齿轮转角变化特性的设计方法：

1. 根据图 3.6 找出车速在 30km/h 和 150km/h 的角传动比(β_{30} 、 β_{150} 是车速 30km/h 和 150km/h 时的角传动比)： $\beta_{30} = 0.735$ 和 $\beta_{150} = 1.196$ ；

2. 图 3.7 中，车速为 30km/h，侧向加速度在低于 0.41g（小齿轮转角 175deg）横摆角速度增益恒定。

3. 侧向加速度 0.41g—0.6g，即小齿轮转角 175deg—257deg。 β_{30} 应逐渐减小至 0.725，来保证横摆角速度增益不变；

4. 侧向加速度大于 0.6g， $\beta_{30} = 0.725$ ，为极限工况条件，此时横摆角速度增益有小幅度下降。

与车速 30km/h 一致，侧向加速度小于 0.37g（小齿轮转角 28deg）， $\beta_{150} = 1.196$ ；侧向加速度 0.37g—0.57g（小齿轮转角 47deg）， β_{150} 逐渐减小至 1.096；侧向加速度大于 0.57g， $\beta_{150} = 1.096$ 保持不变。绘制 β_{30} 与 β_{150} 随小齿轮变化曲线如图 3.9 所示。

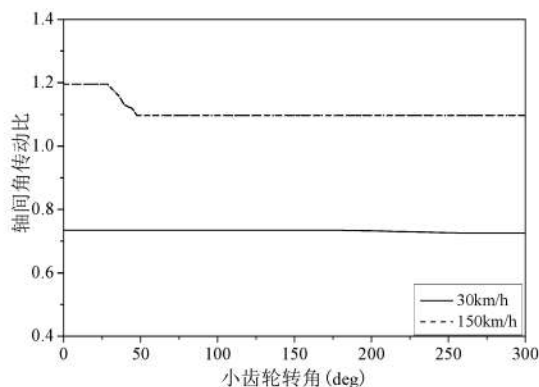


图 3.9 β_{30} 、 β_{150} 角传动比

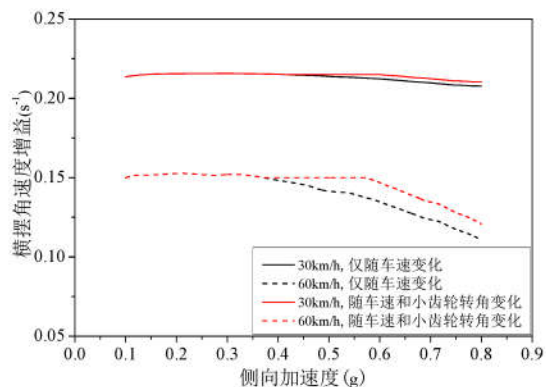


图 3.10 30、150km/h 横摆角速度增益

将 3.9 中车速为 30km/h 和 150km/h 的随小齿轮变化的传动比带入模型中仿真并与图 3.7 中的车速为 30km/h 和 150km/h 随侧向加速度变化的横摆角速度增益图像进行对比如图 3.10。我们可以看出图 3.9 中的角传动比将恒定横摆角速度增益维持在更大的侧向加速度范围内。

最后对 60km/h、90km/h 和 120km/h 角传动比进行标定，将所有数据线性插值拟合出整体变角传动比特性，如图 3.11。

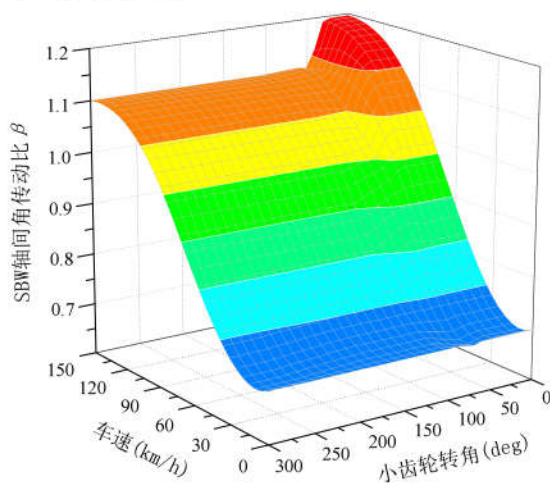


图 3.11 线控转向系统整体角传动比特性

3.3 变传动比模型的仿真及分析

将设计好的整体角传动比特性嵌入之前所建模型中，进行前文中的定转向盘转角的匀加速试验并与未嵌入整体角传动比的模型进行稳态横摆角速度增益和侧向加速度稳态增益的对比如图 3.12 和图 3.13。从下图中我们可以看出含有变传动比的车辆模型横摆角速度增益随车速增加更为快速且幅值比无变传动比车辆大，保证了在中低速时

有较好的转向灵敏度。且随着车速的进一步增加横摆角速度增益迅速下降，高速段的横摆角速度增益比无变传动比车辆模型低。转向灵敏度大幅度降低，保证了车辆在高速行驶时的安全性。这与我们前文所提出的设计要求如出一辙，从侧向加速度曲线上也能反映出中低速灵敏高速稳定的转向特性。而且相比于无变传动比模型，含有变传动比车辆模型在高速段的侧向加速度几乎呈线性增加。这样驾驶员就可通过现有的驾驶感受预知车辆进一步加速后的侧向加速度大小，增加了高速行驶的安全性。

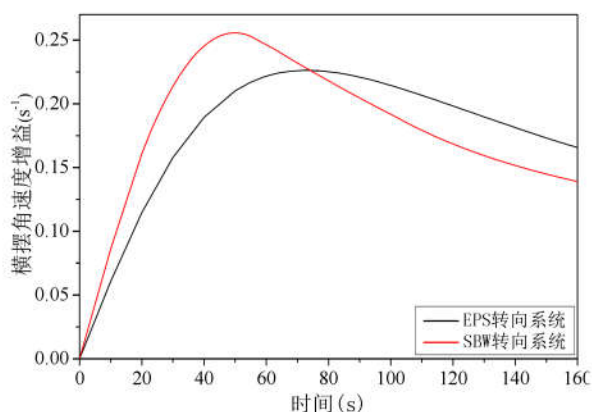


图 3.12 横摆角速度增益对比

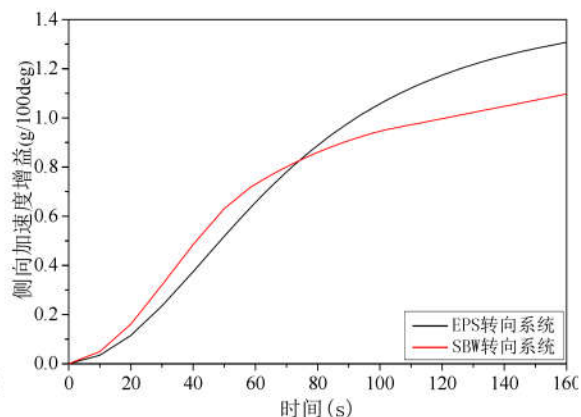
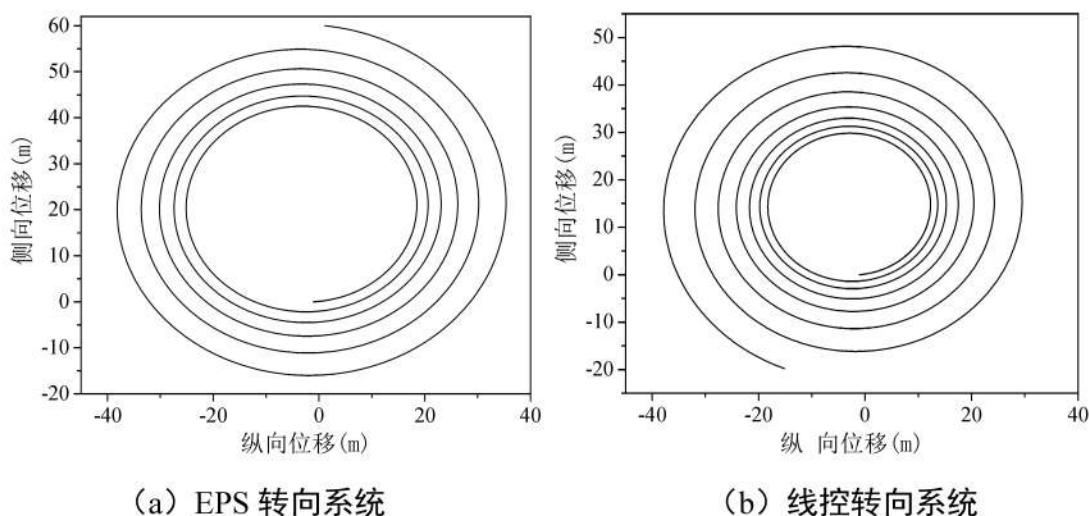


图 3.13 侧向加速度增益对比

下面再通过稳态回转与转向盘角正弦输入两个试验工况的对比仿真，对变角传动比车辆模型进行进一步分析和说明。

稳态回转实验：转向盘转角保持 120deg，车速从 10km/h 连续加速至侧向加速度为 0.7g。图 3.14 为稳态回转实验工况下变角传动比模型与无变角传动比模型的路径对比曲线。并且为了直观的进行分析，我们设定路径曲线的横纵坐标范围相同。



(a) EPS 转向系统

(b) 线控转向系统

图 3.14 稳态圆试验路径对比

由上图可以看出，变角传动比车辆模型从初始转向半径到 0.7g 侧向加速度时的转向半径都要比无变角传动比模型小，说明在中低速时变角传动比模型的转向更加灵活。

转向盘角正弦输入实验：车速 100km/h，转向盘转角正弦频率 0.2Hz。图 3.15 为转向盘角正弦实验工况下，侧向加速度与转向盘转角关系对比曲线。侧向加速度稳态增益(g/100deg)分别为：变角传动比 0.94、无变角传动比 1.06。

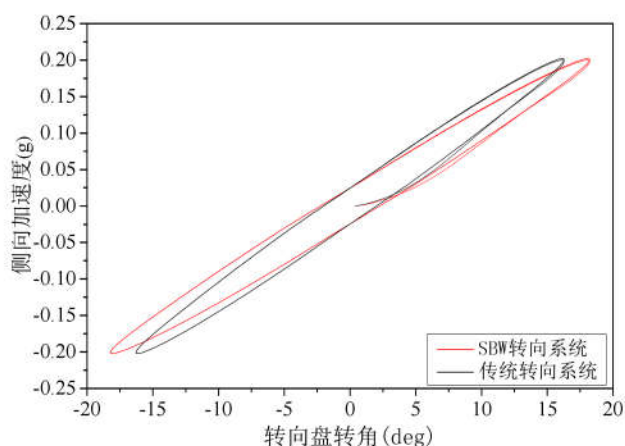


图 3.15 侧向加速度与转向盘转角关系对比曲线

由上图可以看出在高速的正弦频率转向时，变传动比转向模型转向盘转角范围更大且侧向加速度稳态增益更低。说明变角传动比车辆模型在高速行驶时转向灵敏度更低，高速行驶安全性能更好。

3.4 本章小结

本章主要研究了线控转向系统变角传动比特性和设计方法，通过分析了之前定增益方法设计角传动比的不足，重新定义了稳态横摆角速度增益和转向灵敏度两个评价指标作为参考标准的方法。从随车速和小齿轮转角变化两个方面来设计理想的变角传动比，并拟合了整体变角传动比特性。通过仿真实验对比无变角传动比车辆模型，分析说明了线控转向系统变角传动比的优点。

第4章 线控转向系统双向控制结构及力传动比特性研究

4.1 线控转向系统双向控制结构

在控制系统的研究中，我们常根据系统中控制器连接被控对象的个数对系统进行划分。若系统中控制器只与一个被控对象进行信息交互，那我们称该系统为单向控制系统；若系统与两个被控对象进行信息交互且两被控对象间存在信息耦合，那我们称该系统为双向控制系统^[46]；同理被控对象为三个或三个以上时，我们称此系统为多项控制系统^[47]。三种控制系统结构关系图如图 4.1 所示。从控制系统结构分类的描述来看，线控转向系统即是一种双向控制系统。因此我们可以将研究双向控制系统的思想用于线控转向系统的研究中，用以解决线控转向系统中由于转向盘模块和转向执行模块间信息传递引发的系统整体稳定性控制问题。

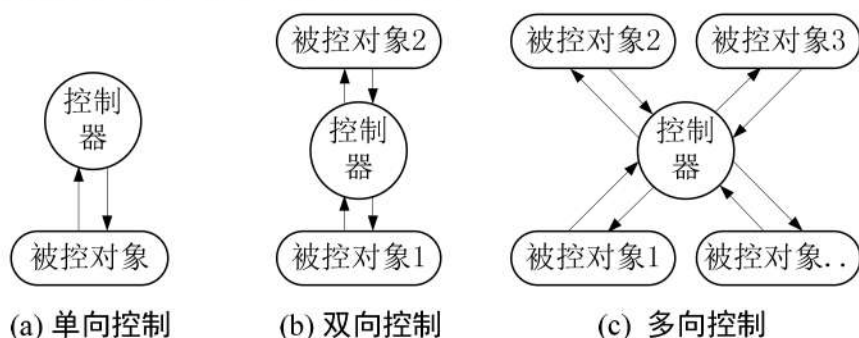


图 4.1 系统控制结构关系图

4.1.1 双向控制结构简介

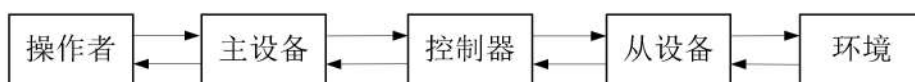


图 4.2 双向控制结构图

我们将图 4.1 中双向控制系统结构关系图进行展开，可得到双向控制系结构图，如图 4.2 所示。双向控制结构中主要包含：操作者、主设备、控制器、从设备和外部环境五部分组成。操作者对主设备进行操作，主设备中的传感器采集操作者的操作信号将其输入给控制器，控制器经过运算将控制信号输入给从设备进而控制从设备的运动。

由于从设备的运动导致外部环境的变化，而从设备中的传感器采集外部环境信息将其回传给控制器，控制器经过运算将控制信号回传给主设备控制主设备的运动将模拟的外部环境变化反馈给操作者。良好的双向控制系统可以精确地将操作者的控制信息传给从设备，也可将从设备中的环境变化真实的反馈给操作者使操作者如同身临其境^[48]。而双向控制的本质是一种遥控模式。由图 4.2 可以看出双向控制系统中控制器有四路位置信息和力信息进行交换，选择不同的交互信息就会有不同的双向控制策略，而不同的双向控制策略就对应着不同的双向控制结构。

4.1.2 线控转向系统双向控制结构分析

我们将线控转向系统结构与图 4.2 中双向控制结构对应，画出线控转向系统双向控制结构图 4.3。驾驶员将转向力输入给转向盘模块，转向盘模块将自身状态变化输入给控制器，控制器经过运算将控制信号输入给转向执行模块进而控制转向车轮转向。地面阻力通过转向轮传给转向执行模块，转向执行模块将自身变化输入到控制器，控制器经过运算将控制信号输入给转向盘模块，转向盘模块产生模拟路感反馈给驾驶员。

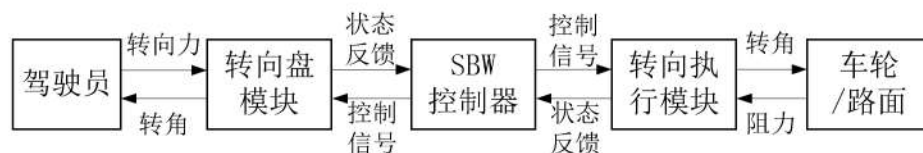


图 4.3 线控转向系统双向控制结构的一般形式

如前文所说，双向控制系统中控制器有四路信息进行交换，选择不同的交换信息就对应着不同的双向控制结构。线控转向系统即是双向控制系统，那么自然也就有不同的控制结构。我们可以选择转向轮转角或转向阻力矩或两者同时作为转向盘模块的控制输入；我们也可以选择转向盘转角或转向盘力矩或两者同时作为转向执行模块的控制输入。不同的控制输入选择就会产生不同的控制结构。若转向盘模块和转向执行模块都选择双控制输入，那么此线控转向结构具有 4 个通道。当然线控转向系统的双向控制结构还有 3 通道、2 通道和单通道不同的控制结构，下面我们就对不同通道数的线控转向双向控制结构进行简要分析。

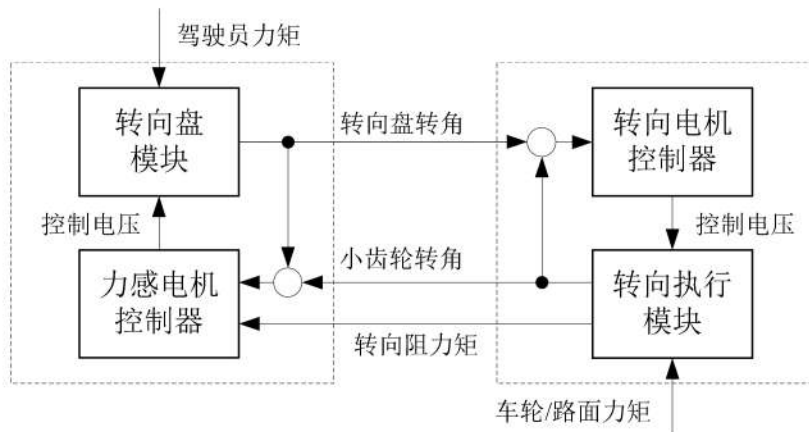
四通道控制结构反馈信息最多最为充分，这种结构的线控转向系统透明度较高。

若忽略系统的外部干扰，4通道结构拥有最为理想的系统透明性^[49]。但由于转向系统自身的非线性较强，4通道结构的稳定性较差。所以4通道结构在线控转向系统中的应用性较差，目前主要应用的是3、2、1通道的结构如图4.4。

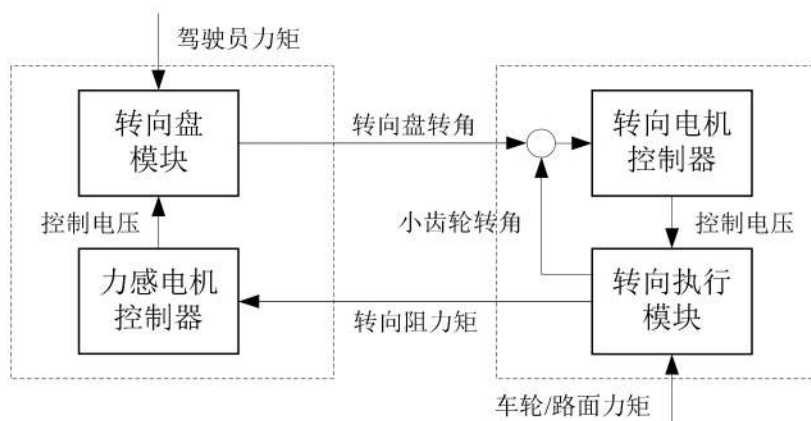
图4.4(a)是一种3通道结构^[50]。执行电机控制器的输入为小齿轮转角与转向盘转角的差。路感电机控制器的输入有转向盘转角和小齿轮转角的差值和转向阻力矩两路输入。转向阻力矩可采用传感器测量也可设计状态观测器进行估计。这种结构的优点是：结构简单易实现，用转向阻力矩作为路感电机控制量可真实反馈路面给转向车轮的阻力情况。缺点是：当转向车轮在转向时遇到冲击阻力（如路缘石）会产生激增的路感力矩，而激增的路感力矩会使转向盘转角突变。转向盘转角的突变会使转向车轮突变进而继续产生激增的路感力矩，以此反复造成系统震荡。因此，此种线控转向双向控制结构须具有良好的鲁棒稳定性。

图4.3(b)是一种2通道结构，是目前应用最广泛的线控转向系统双向控制结构^[51,52]。其优点是：较3通道而言，结构更为简单稳定性更好^[53]。缺点与3通道结构相同，也存在震荡问题。

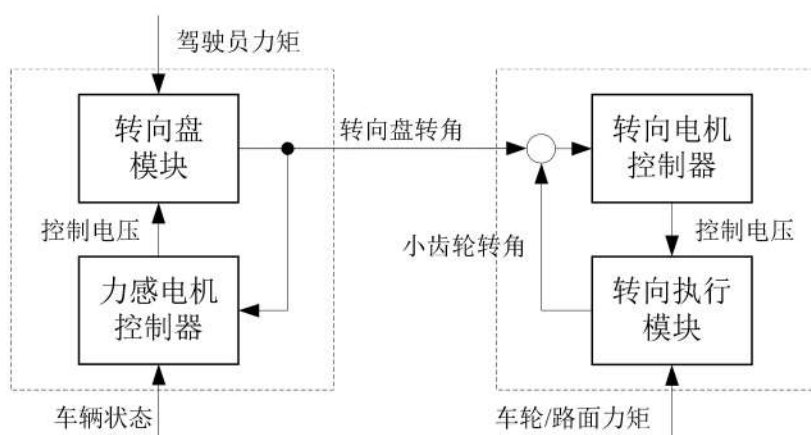
图4.3(c)是一种1通道线控转向双向控制结构，此种结构多用于理论研究。



(a) 3通道结构



(b) 2 通道结构



(c) 1 通道结构

图 4.4 线控转向系统控制结构简图

本文采用的是目前绝大多数线控转向系统应用的 2 通道双向控制结构。2 通道双向控制结构是现在研究线控转向系统所应用的主流控制结构，选择不同的反馈状态就会有不同的 2 通道双向控制结构。文献[25]中对常见的五种线控转向系统的 2 通道双向控制结构的各自优缺点进行了详细的分析，而文献[54]中也对四种不同的 2 通道双向控制结构的透明性进行了比较。对于 2 通道双向控制结构的种类本文不再进行详细对比介绍。通过对比文献[25,54]中对于 2 通道控制结构的分析说明，本文选用 2 通道双向控制结构中最常见且应用最为广泛的力反馈-位置型双向控制结构如图 4.5。此结构中转向执行电机的控制输入为转向盘转角通过变传动比和小齿轮转角的差，符合我们之前对转向执行模块的建模思路。通过结构图我们也可看出，路感电机由转向盘的力矩和转向阻力矩（由转向执行电机力矩近似）经力传动比变换后的差作为控制输入，那么下面我们就根据此结构对转向盘模块进行建模仿真并对整体结构思路进行分析。

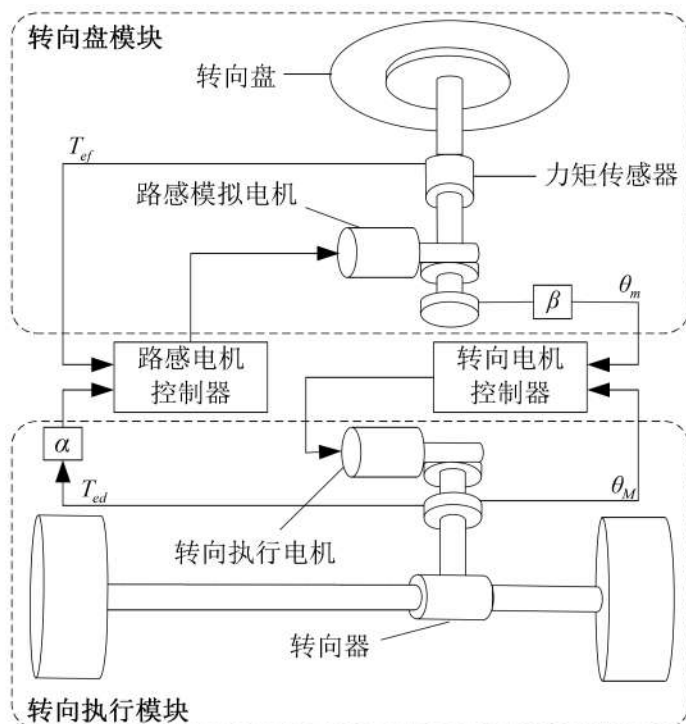


图 4.5 力反馈-位置型双向控制

4.2 转向盘模块建模

根据所选线控转向系统双向控制结构，搭建转向盘模块，如图 4.6 所示。结合第二章中转向盘系统动力学方程，对转向盘模块进行建模。模块中转向执行电机力矩作为等效阻力矩，经过力传动比变换与路感电机力矩作差，其值作为路感模拟电机的控制输入。路感电机控制器为 PID 控制器，通过仿真实验调节其参数为：1.6、100、0.0002（实验结果在 4.5 节给出）。路感电机力矩和驾驶员输入力矩共同作用于转向盘部件，使转向盘转动，从而输出转向盘转角。由于 CarSim 中自带驾驶员模型，所以驾驶员的输入可由 CarSim 获得。由下图可知，对转向盘模块建模需设计力传动比。下一节将对线控转向系统力传动比特性进行研究设计，并完成线控转向系统的整体建模。

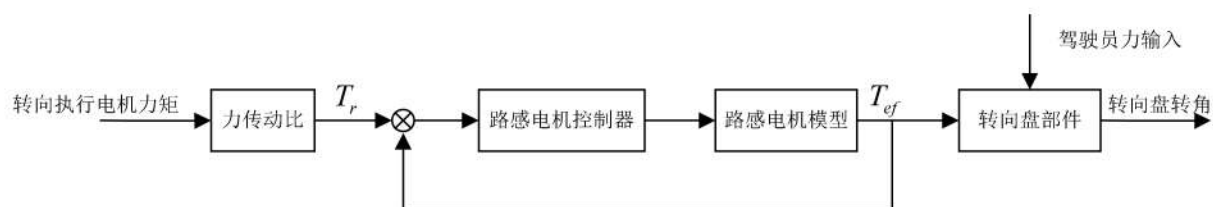


图 4.6 转向盘模块框图

4.3 力传动比特性设计研究

当一个人在驾驶汽车的过程中主要有三种信息来源：视觉信息、听觉信息和触觉信息^[55]。这三种信息的获取才能保证驾驶员能够顺利且准确地做出判断和分析来良好地驾驶汽车。视觉信息和听觉信息顾名思义就是驾驶员依靠眼睛和耳朵获取的车辆和环境的信息。而触觉信息则是驾驶员身体接触到的外界环境反馈回来的信息。例如：油门和刹车踏板给驾驶员脚部力的反馈信息，还有就是方向盘给驾驶员手部的力矩信息。其中方向盘给驾驶员手部的力矩反馈信息尤为重要，这个阻力矩也被称为路感^[12,56]。路感是驾驶员触觉信息中最为重要的信息之一，它也是衡量一台汽车操纵性优劣的重要评价指标。

一辆拥有良好路感的汽车，在行驶时会将路面信息准确地反映到转向盘上，从而通过转向盘的力矩和震动来反映到驾驶员的手中。驾驶员会通过这些信息感知车辆行驶路面粗糙程度和车辆转弯时前轮的受力状态，依此来更好地操控汽车。线控转向汽车取消了传统转向系统的机械链接，可以实现自由设计的力传动比和角传动比。但以此同时也带来了新的问题，由于没有了机械连接，路感无法直接通过转向盘来传递给驾驶员，驾驶员失去了感知路面的能力，这从安全角度是绝对不允许的。所以我们要设计合理的力传动比特性，通过路感模拟电机来实现线控转向系统的转向路感。需要说明，本文中力传动比就是小齿轮力矩和转向盘力矩的比值。

由于线控转向系统的自身特性，我们可以自由地设计系统的力传动比，所以设计方法自然多种多样。我们甚至可以通过分析力传动比与操纵稳定性客观评价指标的关系来设计出符合不同驾驶员需求的路感。但力传动比设计并非本文研究的重点，关于EPS系统的研究目前也已经比较成熟完善，所以本文以EPS转向特性为依据分析和设计力传动比，采用Carsim软件中EPS系统的助力特性对线控转向系统力传动比进行设计，使线控转向系统能够提供给驾驶员与EPS相似的转向路感。

EPS的转向特性大致可分为直线型、折线型和曲线型转向助力特性^[57,58,59]。用统一的表达式如下：

$$\alpha' = \begin{cases} k(v) \cdot f(T_h) & 0 < |T_h| < T_{h\max} \\ \alpha'_{\max} & |T_h| \geq T_{h\max} \end{cases} \dots\dots\dots (4-1)$$

其中， α' 为 EPS 的力矩增益系数， α'_{\max} 为力矩增益系数的最大值， k 是系数中关于车速的变量， f 是关于方向盘转矩 T_h 的变量， $T_{h\max}$ 为最大增益时的转向盘转矩临界值。

在 EPS 系统中助力电机与转向盘转矩的力矩之和为

$$T_{ed} = T_h + \alpha' T_h \dots\dots\dots (4-2)$$

这里为了简化设计方法我们近似的认为转向盘转矩 T_h 等于路感模拟电机的路感力矩 T_{ef} ，那么由 (4-1) 和 (4-2) 可以得到力传动比 α 的表达式如下：

$$\alpha = \frac{T_{ef}}{T_{ed}} = \frac{1}{1 + k(v) f(T_{ef})} \dots\dots\dots (4-3)$$

可也看出力传动比特性也由转向盘转矩和车速决定，由于 CarSim 中只给出了齿条助力特性曲线(Speed Sensitive Low Boost Curve)如图 4.7，所以我们将 (4-3) 稍作变形，得到 (4-4) 为关于齿条助力的函数：

$$\alpha = \frac{T_{ef}}{T_{ed}} = \frac{T_{ef}}{T_{ef} + F_{rM_assist}(v, T_{ef}) \cdot r_M} \dots\dots\dots (4-4)$$

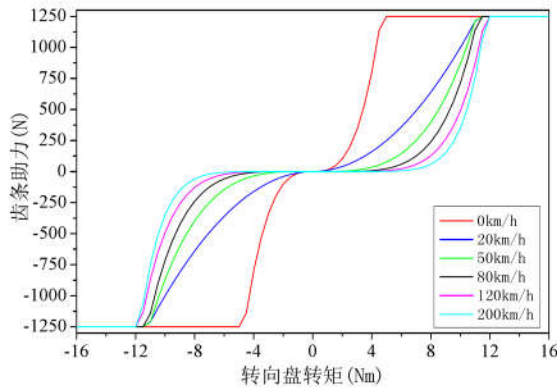


图 4.7 各车速下齿条助力曲线

其中 $F_{rM_assist}(v, T_{ef})$ 为齿条助力函数。

由 (4-4) 我们可以得到不同车速下线控转向系统的力传动比特性如图 4.8，将图 4.8 中数据进行拟合，最后我们得到随车速和转向盘力矩变化的力传动比特性如图 4.9。

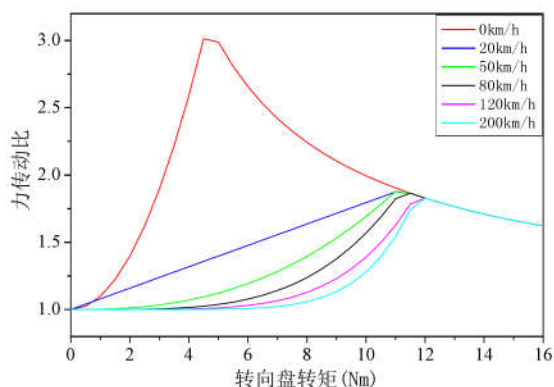


图 4.8 各车速下力传动比特性

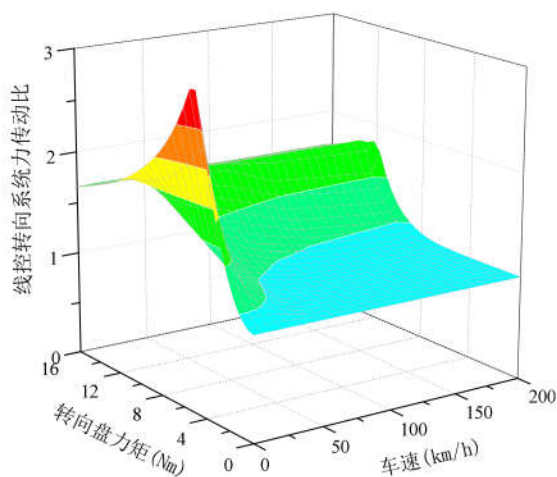


图 4.9 线控转向系统整体力传动比特性

4.4 线控转向系统整体建模

根据所选双向控制结构，结合所设计的力传动比，转向盘模型和第二章所建整车模型，给出线控转向系统整体模型框图，如图 4.10。

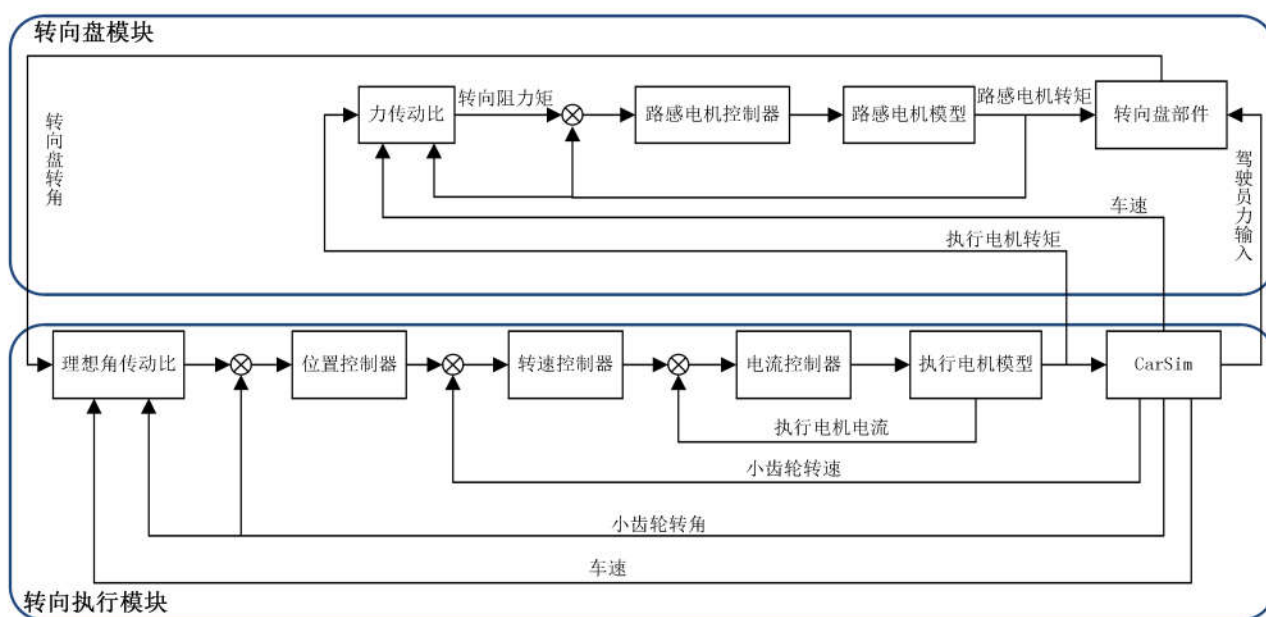


图 4.10 线控转向系统整体建模框图

在这里进行说明，第二章整车建模中，我们仅对线控转向系统的转向执行机构进行了建模。由于 CarSim 中自带标准仿真工况和驾驶员模型，我们将工况中的转向盘转角信息采集出来，直接输入给转向执行机构，所以在没有转向盘模块的情况下，我们也可以对整车模型进行仿真。第三章中，将变角传动比加入到第二章所建模型中仿真，

此时的模型仍然没有转向盘模块。

本章中，我们对线控转向系统双向控制结构进行分析，选取了力反馈-位置型的双向控制结构，并依据此结构进行转向盘模块建模和力传动比的设计，之后对模型进行整合，完成了线控转向系统整体模型的建立。

4.5 转向盘模块仿真分析

选取两组实验工况对线控转向整体模型中转向盘模块进行仿真验证。

转向盘连续正弦工况：车速 100km/h，转向盘转角频率 0.2Hz。得出仿真结果如图 4.11 和图 4.12。

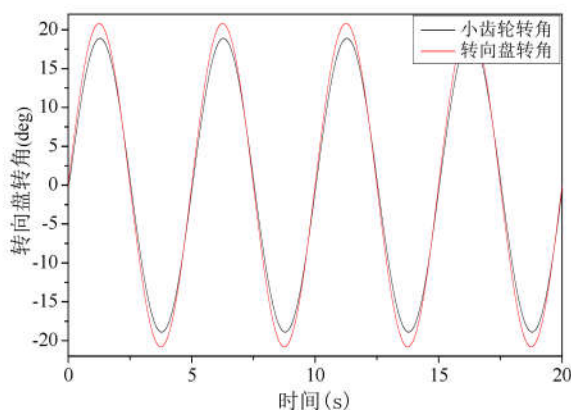


图 4.11 小齿轮转角与转向盘转角

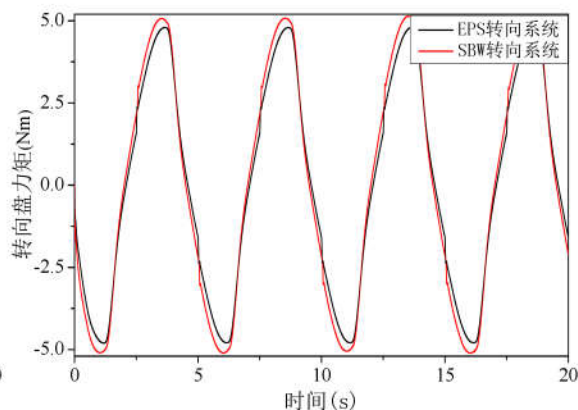


图 4.12 EPS 与 SBW 转向盘力矩

由图 4.11 可以看出，因为变角传动比的存在，小齿轮转角和方向盘转角的图像幅值会有一定差异，但曲线周期和变化趋势基本相同。说明小齿轮转角可以很好地跟踪上转向盘转角。图 4.12 中对比 EPS 转向盘力矩和线控转向系统转向盘力矩，可以看出其变化趋势基本相同，但幅值存在微小的差距。这是因为传统的 EPS 系统中存在摩擦因素，而本文所建立的线控转向模型中并未考虑转向系统中的摩擦。

转向盘扫频输入工况：车辆模型以 60km/h 的车速行驶，转向盘角输入信号参照 Carsim 中“Sine Sweep Steer Input”工况参数进行设置。得出仿真结果如图 4.13 和图 4.14。

图 4.13 与图 4.14 反映了与正弦工况相同的问题，进一步验证了小齿轮转角对方向盘转角良好的跟随特性以及线控转向系统转向盘力矩和 EPS 系统的一致性。

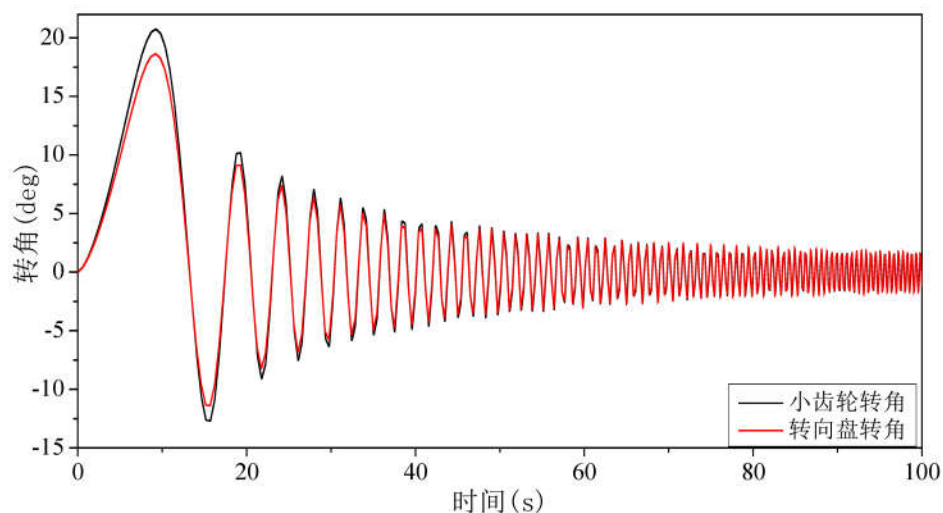


图 4.13 小齿轮转角与转向盘转角对比

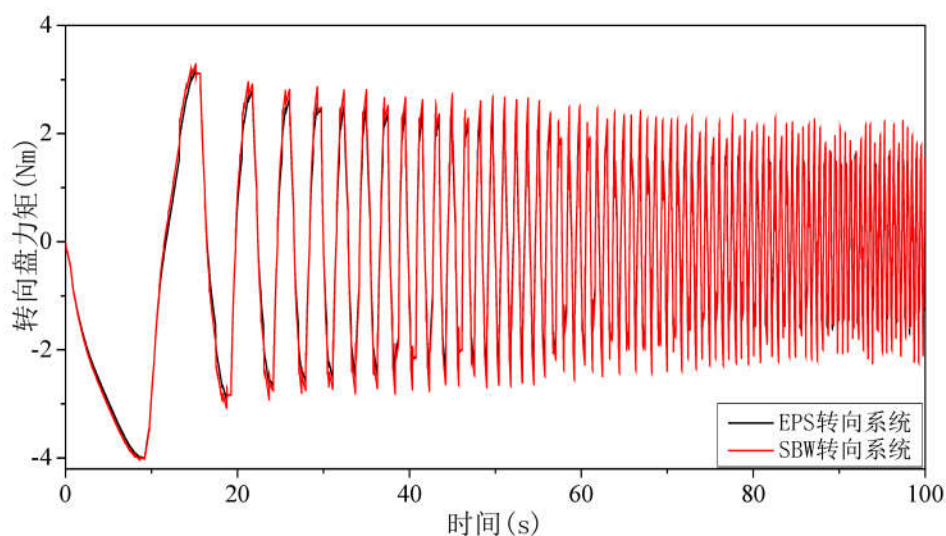


图 4.14 EPS 与 SBW 转向盘力矩

4.6 本章小结

本章首先对双向控制结构进行了简要的介绍，通过双向控制结构的概念可以看出，线控转向系统模型本身就是双向控制结构。然后分析了不同通道数的线控转向系统双向控制结构，选取了目前应用较为广泛的 2 通道线控转向系统双向控制结构。在不同的 2 通道线控转向系统双向控制结构中，通过查找文献对不同类型的两通道双向控制结构的进行对比，选取了透明性高、控制结构简单且应用广泛的力反馈-位置型双向控制结构。根据此结构，进行转向盘模块建模和力传动比特性的设计，对线控转向系统进行整体建模。最后，将整体模型进行仿真并对转向盘模块进行验证。

第5章 线控转向系统稳定性控制研究

稳定性是一个控制系统应当具备的基本属性，也是衡量一个控制系统好坏的重要特性。线控转向系统作为一种双向控制结构的遥操作控制系统，它的稳定性自然也是线控转向技术研究的重点。

首先，简要分析会造成线控转向系统的不稳定因素。

1.线控转向系统中布置了大量的传感器用来测量车辆行驶时转向系统中的各种参数，由于传感器的精度限制和测量时的信号噪声干扰自然会影响系统的稳定性。

2.在线控转向系统中由于变角传动比的存在，会导致系统自身参数发生变化影响系统的响应性能。

3.线控转向系统转向盘模块和转向执行模块之间存在的信息耦合和通信时延都会对系统的稳定性造成影响。

所以我们不仅要保证转向盘模块和转向执行模块各自的稳定性，同时还要保证两模块共同工作时整个系统的稳定性。消除通信时延和信息耦合等因素对系统整体稳定性造成的影响。由于车辆系统的强非线性和线控转向系统自身复杂性，本文采用无源性思想从能量角度分析线控转向系统的稳定性。并对比无源理论中的 PO/PC 法和波变量法对线控转向系统进行稳定性控制器设计。

5.1 无源性简介

在双向控制系统中，环境和操作者的动力学特性一般为非线性的。而无源性从最初的作为电网络理论中的概念到 Lurie 和 Popov 将其引用到控制领域后，已成为研究非典型系统稳定性的重要工具。

$E(t)$ 为系统的储能函数，初始时刻 t_0 系统的能量为 $E(t_0)$ ，非负函数 P_{diss} 为系统的耗散功率，如果对任意的端口向量 $\{x, y\}$ 及任意 $t > t_0$ 都有：

$$E(t) = E(t_0) + \int_0^t x(s)^T y(s) ds - \int_0^t P_{diss} ds = E(t_0) + \int_0^t P_{in} ds - \int_0^t P_{diss} ds \geq 0 \quad (5-1)$$

则称该系统是无源的。若在 $t \sim t_0$ 时刻内 P_{diss} 为零，则称系统为无耗散系统，即无损系统； P_{diss} 大于零则称系统为耗散系统。通常公式 (5-1) 也可简写成如下微分形式。

$$P_{in} = x^T y = \frac{dE}{dt} + P_{diss} \dots\dots\dots (5-2)$$

无源性的实质在于系统自身与外界环境间的能量交换关系，通过能量守恒定律可知，输入至系统内部的能量，等于外界环境对系统的能量输入减去系统释放到外界环境中的能量。因为系统存储了能量，且 P_{diss} 为非负函数，所以无源系统对外部环境所输出的能量，不会大于外部环境对系统输入的能量。这也就从能量的角度保证了系统的稳定性。

在文献[60]中给出了结论：反馈连接，并联，级联的无源系统还是无源的。且在文献[61]中作者给出了此结论的详细证明，并归纳了无论是上述何种连接的无源系统，其储能函数与耗散函数的表达式都如下：

$$E = E_1 + E_2, P_{diss} = P_{diss}^1 + P_{diss}^2 \dots\dots\dots (5-3)$$

其中， E 和 P_{diss} 是系统整体的储能函数和耗散函数。 E_1 、 E_2 和 P_{diss}^1 、 P_{diss}^2 是所连接的两个子系统的储能函数和耗散函数。由式（5-3）可知，无论两个子系统以何种方式连接，整体系统的储能函数和耗散函数的表达式不变，都是两个子系统函数的和。

5.2 PO/PC 法线控转向系统稳定性控制

将公式（5-1）写成：

$$\int_0^t x(s)^T y(s) ds + E(t_0) = \int_0^t p_m ds + E(t_0) = E(t) + \int_0^t p_{diss} ds \geq 0 \dots\dots\dots (5-4)$$

可以看出若要保证系统的无源性则要求输入到系统的能量必须时刻为正^[62]，因此我们可以设计无源观测器来观测输入到系统的能量。需要说明当操作条件和端口的动力学特性发生变化，无源观测器可能会出现正负交替的现象，此时并不能说明系统处于有源的不稳定状态。如果该值在采样周期内持续为负，系统则是不稳定的。

无源观测器可以表示为：

$$E_{obs}(s) = \Delta t \sum_{k=0}^s x(k)y(k) \dots\dots\dots (5-5)$$

Δt 为采样周期， $E_{obs}(s)$ 为采样周期内输入至系统的能量。当 $E_{obs}(s) \geq 0$ 时表明系统此时消耗能量，系统是无源稳定的。当 $E_{obs}(s) < 0$ 时系统向外输出能量，此时系统是有源系统不再稳定。因此，我们可以设计一种时变的控制器，来耗散系统在有源时刻

$$\zeta(s) = \begin{cases} -\frac{E_{obs}(s)}{\Delta t \omega^2(s)} & E_{obs}(s) < 0 \\ 0 & E_{obs}(s) \geq 0 \end{cases} \dots\dots\dots (5-8)$$

对应用 PO/PC 法的系统进行证明，将 $E_{obs}(s)'$ 写成一般形式如下：

$$E_{obs}(s)' = \Delta t \left[\sum_{k=0}^s T_1(k) \omega(k) + \sum_{k=0}^s \zeta(k) \omega^2(k) \right] \dots\dots\dots (5-9)$$

化简得到如下表达式：

$$E_{obs}(s)' = E_{obs}(s) + \sum_{k=0}^s \zeta(k) \omega^2(k) \Delta t \dots\dots\dots (5-10)$$

将式(5-8)中 $\zeta(s)$ 带入式 (5-10) 可以看出：无论 $E_{obs}(s)$ 出于什么状态，控制器 $\zeta(s)$ 都可使 $E_{obs}(s)' \geq 0$ ，即系统的无源性得证，该系统是稳定的。

在本文的第一章中提及的对线控转向双向控制研究中的日本熊本大学就是使用 PO/PC 来保证线控转向系统的稳定性。PO/PC 法的本质就是通过在系统中安置观测器来实时观测系统中能量变化，当系统中产生了使系统有源的能量控制器就会消耗此部分能量来保证系统的无源性。但熊本大学的研究人员通过进一步的研究发现 PO/PC 法虽然可以保证系统的无源性，但此种方法存在一定的缺陷。这是因为使系统有源的那部分能量原本是用来驱动转向系统运动的能量，但为了保证系统的无源性，系统中的无源控制器将这部分能量消耗掉了。这就使得转向系统不能达到预期的转向效果，所以虽然系统的稳定性得到了保障，但系统的透明性却降低了。同时熊本大学研究人员也发现使系统有源的那部分能量正是由系统中的通信时延所造成的。通信时延越长，产生使系统有源的能量就越多，无源控制器消耗的能量就越多，系统的透明性也就越差。同时 Lawrence 和 Raju 等人的研究也表明，使双向控制系统有源的根本原因就是通信时延，即使系统中存在很小的通信时延也会使系统变的不稳定^[22,63]。所以要解决双向控制系统中的稳定性问题，就是要解决系统的时延问题。下一节我们通过无源理论中的波变量法，通过对系统信号进行波变换、设计波控制器来解决系统的时延问题从而保证线控转向系统的稳定性。

5.3 波变量法线控转向系统稳定性控制

5.3.1 波变量简介

波变量是基于无源理论所提出的概念。波变量法是从系统能量传递的角度出发，将系统中的信号进行波变换进而保证系统稳定的一种研究方法。它是目前研究双向控制系统稳定性的一种重要方法^[64]。

波变量稳定性控制方法的优点有：

1. 波变量法可以保证任意延时下系统的稳定性。
2. 波变量法不仅可以保证系统的无源性，同时也可以保证系统是无损的。所以在小延时的条件下波变量法还可使系统具有良好的透明性。
3. 使用波变量法对系统进行稳定性控制无需对系统中原有控制器进行修改。

设 (u, v) 为系统的波变量，双向控制系统的波变换如图 5.2 所示。 u 和 v 分别是主端至从端的前行波和从端至主端的返回波。 b 是波阻抗，是设计波控制器时需要调节的参数。由下图我们可以导出系统波变换方程 (5-11) 和逆波变换方程 (5-12)。

$$u = \frac{b\dot{\theta} + \tau}{\sqrt{2b}}, \quad v = \frac{b\dot{\theta} - \tau}{\sqrt{2b}} \dots\dots\dots (5-11)$$

$$\dot{\theta} = \frac{1}{\sqrt{2b}}(u + v), \quad \tau = \sqrt{\frac{b}{2}}(u - v) \dots\dots\dots (5-12)$$

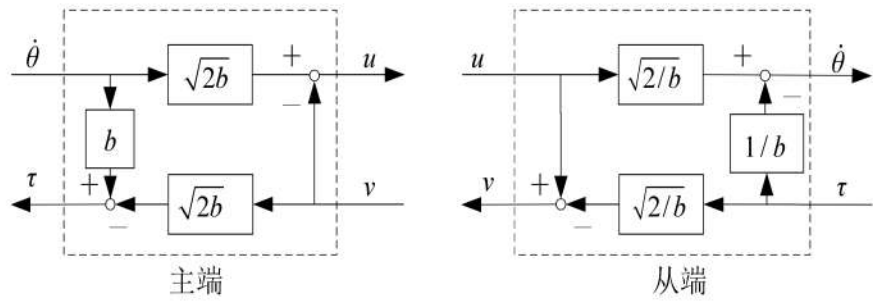


图 5.2 双向控制系统波变换

我们将波变换方程带入公式 (5-2) 和公式 (5-4) 中可得到如下的表达式：

$$P_m = x^T y = \dot{\theta}^T \tau = \frac{1}{2} u^T u - \frac{1}{2} v^T v \dots\dots\dots (5-13)$$

$$\int_0^t x(s)^T y(s) ds + E(t_0) = \int_0^t \frac{1}{2} u^T u ds - \int_0^t \frac{1}{2} v^T v ds + E(t_0) \geq 0 \dots\dots\dots (5-14)$$

通过公式 (5-13) 和公式 (5-14) 我们可以发现, 在系统中前行波向系统中输入能量而返回波消耗系统中的能量。文献[64]中对波变换、系统的能量传递及系统无源性做出了详细证明, 得出结论:

1. 将系统进行波变换后, 系统中因延时产生的功率会被保存在波传输模块中。
2. 若公式 (5-14) 成立, 系统不仅是无源的同时也是无损的。
3. 通过波变换可以保证系统在任意时延下的无源性。

将系统中的信号进行波变换, 通过调节波阻抗来保证系统的稳定性就是系统的波控制器设计过程, 也是波变量法研究双向控制系统的核心思路。

5.3.2 波控制器设计

根据本文所选用的力反馈-位置型双向控制结构, 对转向盘模块和转向执行模块进行波变换。

转向盘模块 (主端) 波变换 (输出为转向盘转角):

$$u_m(t) = \frac{b\dot{\theta}_{mf}(t) + T_{ef}(t)}{\sqrt{2b}} \dots\dots\dots (5-15)$$

$$v_m(t) = \frac{b\dot{\theta}_{mf}(t) - T_{ef}(t)}{\sqrt{2b}} \dots\dots\dots (5-16)$$

转向执行模块 (从端) 波变换 (输出为转向执行电机转矩):

$$u_s(t) = \frac{b\dot{\theta}_{md}(t) + T_{ed}(t)}{\sqrt{2b}} \dots\dots\dots (5-17)$$

$$v_s(t) = \frac{b\dot{\theta}_{md}(t) - T_{ed}(t)}{\sqrt{2b}} \dots\dots\dots (5-18)$$

加入通信延时系统的波变量传输可表示:

$$u_s(t) = u_m(t - T) \dots\dots\dots (5-19)$$

$$v_m(t) = v_s(t - T) \dots\dots\dots (5-20)$$

线控转向系统波变换即加入波控制器后系统的结构和信号的传输可如图 5.3 所示。

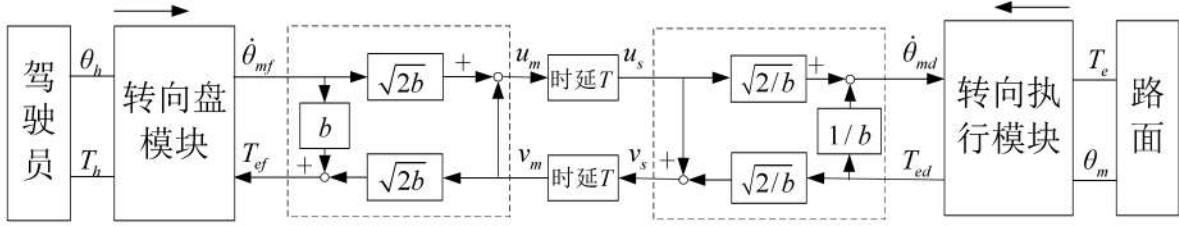


图 5.3 含波变量控制器线控转向系统双线控制结构

下面对采用波控制器的线控转向双向控制系统进行无源性证明。由于导致系统不稳定的因素为系统的通信时延，而时延存在于系统的波传输模块中。所以保证波传输模块的无源性即是保证了整个系统的无源性。具体证明如下：

波传输模块的能量（储能函数）为：

$$E(t) = \int_0^t (\dot{\theta}_{mf} T_{ef} - \dot{\theta}_{md} T_{ed}) ds + E(t_0) - \int_0^t p_{diss} ds \dots\dots\dots (5-21)$$

根据公式 (5-1) 无源性定义，若在保证波传输模块的无源性，应使 $E(t) > 0$ 。前文中所述波变换后系统保持无损，即 $p_{diss} = 0$ 。假设初始时刻波传输模块中无能量储存，即 $E(t_0) = 0$ ，那么要保证波传输模块的无源性应满足：

$$\int_0^t (\dot{\theta}_{mf} T_{ef} - \dot{\theta}_{md} T_{ed}) ds \geq 0 \dots\dots\dots (5-22)$$

由公式 (5-15) 至 (5-18) 导出：

$$\dot{\theta}_{mf} = \frac{1}{\sqrt{2b}}(u_m + v_m), \quad T_{ef} = \sqrt{\frac{b}{2}}(u_m - v_m) \dots\dots\dots (5-23)$$

$$\dot{\theta}_{md} = \frac{1}{\sqrt{2b}}(u_s + v_s), \quad T_{ed} = \sqrt{\frac{b}{2}}(u_s - v_s) \dots\dots\dots (5-24)$$

带入 (5-22) 中得，

$$\begin{aligned} \int_0^t (\dot{\theta}_{mf} T_{ef} - \dot{\theta}_{md} T_{ed}) ds &= \frac{1}{2} \int_0^t (u_m^2(s) - v_m^2(s) - u_s^2(s) + v_s^2(s)) ds \\ &= \frac{1}{2} \int_0^t (u_m^2(s) - v_s^2(s-T) - u_m^2(s-T) + v_s^2(s)) ds \\ &= \frac{1}{2} \int_0^t (u_m^2(s) - u_m^2(s-T)) ds + \frac{1}{2} \int_0^t (v_s^2(s) - v_s^2(s-T)) ds \\ &= \frac{1}{2} \int_0^t (u_m^2(s)) ds - \frac{1}{2} \int_{-T}^{t-T} (u_m^2(s)) ds + \frac{1}{2} \int_0^t (v_s^2(s)) ds - \frac{1}{2} \int_{-T}^{t-T} (v_s^2(s)) ds \end{aligned}$$

因为 s 和 t 是系统的时间变量，故其取值范围为 $[0, +\infty)$ 。则上式可化简为：

$$\int_0^t (\dot{\theta}_{mf} T_{ef} - \dot{\theta}_{md} T_{ed}) ds = \frac{1}{2} \int_0^t (u_m^2(s)) ds - \frac{1}{2} \int_0^{t-T} (u_m^2(s)) ds + \frac{1}{2} \int_0^t (v_s^2(s)) ds - \frac{1}{2} \int_0^{t-T} (v_s^2(s)) ds$$

又因为 T 为系统的通信时延，所以 $T > 0$ ， $t > T$ ， $t > t - T$ 。由于 $u_m^2(s)$ 和 $v_s^2(s)$ 都是大于等于零的，由此我们可得：

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \int_0^t (u_m^2(s)) ds - \frac{1}{2} \int_0^{t-T} (u_m^2(s)) ds &\geq 0 \\ \frac{1}{2} \int_0^t (v_s^2(s)) ds - \frac{1}{2} \int_0^{t-T} (v_s^2(s)) ds &\geq 0 \dots\dots\dots (5-25) \\ \int_0^t (\dot{\theta}_{mf} T_{ef} - \dot{\theta}_{md} T_{ed}) ds &\geq 0 \end{aligned}$$

波传输模块无源性得证，即双向控制系统采用波变量法进行控制时是无源稳定的。

将波变量控制器加入到之前所建的力反馈-位置型线控转向系统双向控制模型中，整体 Simulink 模型如图 5.4 所示。设置试验工况对控制器的有效性进行仿真验证。

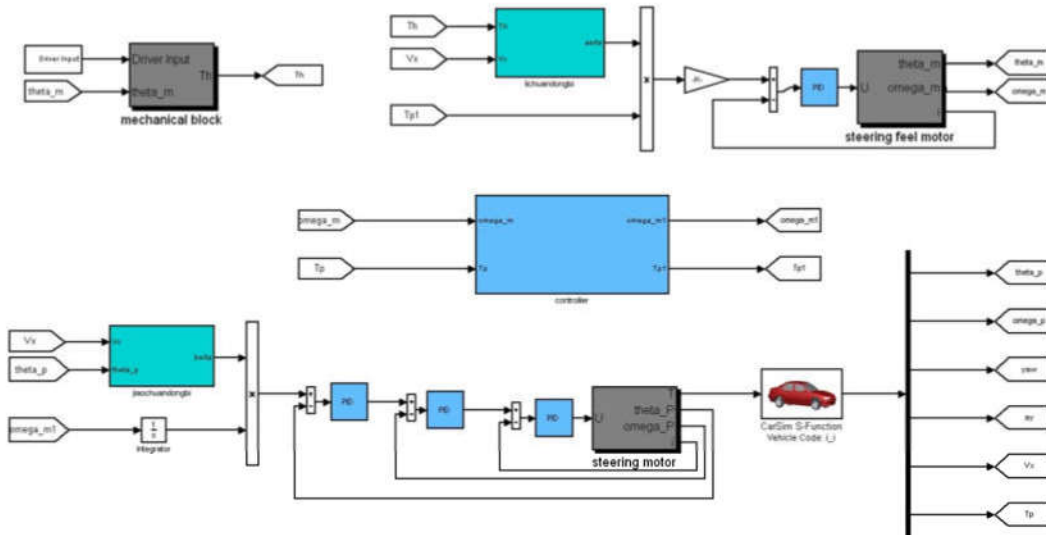


图 5.4 线控转向系统整体 Simulink 模型图

试验工况为转向盘正弦输入工况：车速 70km/h，转向盘转角频率 0.5Hz。为了验证波变量控制器应对通信延时的有效性，在系统中加入延时模块并设置通信延时为 0.05s。分别对含有波变量控制器和不含波变量控制器的线控转向系统模型进行仿真，仿真结果如下如所示。

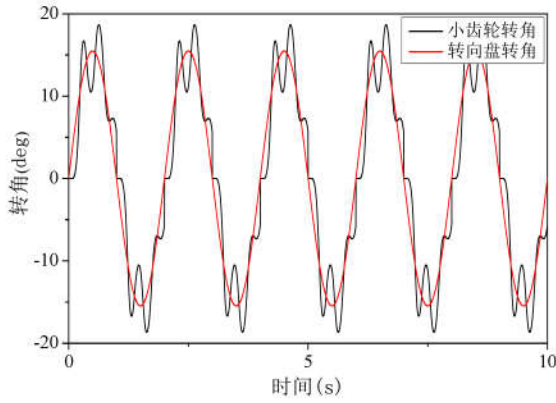


图 5.5 无控制器小齿轮转角和转向盘转角关系

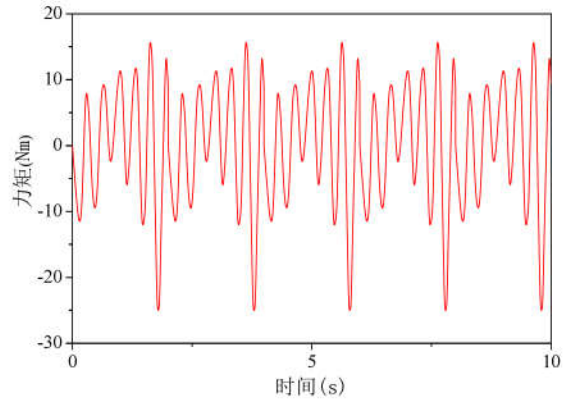


图 5.6 无控制器转向盘力矩

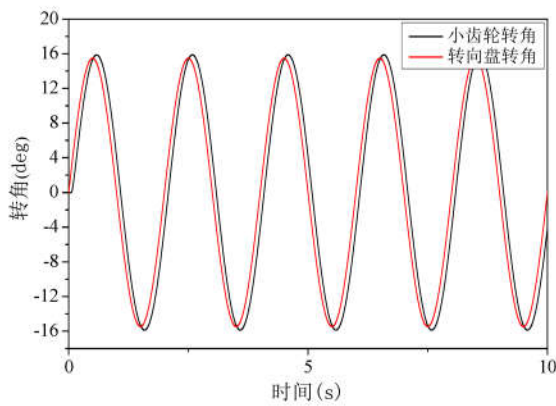


图 5.7 含控制器小齿轮转角和转向盘转角关系

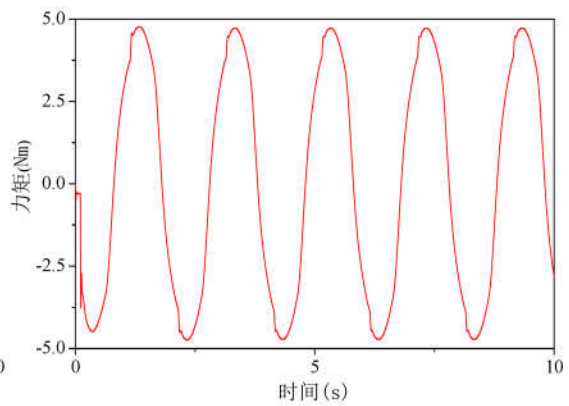


图 5.8 含控制器转向盘力矩

由图 5.5 和图 5.6 可以看出，在系统含有通信延时的情况下，不含波变量控制器的系统小齿轮转角不能平滑跟踪上转向盘转角，且转向盘力矩大幅度震荡，此时线控转向系统不稳定。再由图 5.7 和图 5.8 可以看出，加入了波变量控制器后，调节波阻抗 $b=0.2$ ，小齿轮转角对方向盘转角的跟随性良好，转向盘力矩虽有微小震荡，但基本符合驾驶要求。所以采用波变量控制器可以保证线控转向系统的稳定性。

5.3.3 波控制器优化

参考公式 (5-12) 将公式 (5-15) (5-16) (5-17) (5-18) 进行变换如下：

$$\dot{\theta}_{mf} = \frac{1}{\sqrt{2b}}(u_m + v_m), \quad T_{ef} = \sqrt{\frac{b}{2}}(u_m - v_m) \dots\dots\dots (5-26)$$

$$\dot{\theta}_{md} = \frac{1}{\sqrt{2b}}(u_s + v_s), \quad T_{ed} = \sqrt{\frac{b}{2}}(u_s - v_s) \dots\dots\dots (5-27)$$

由公式 (5-26) 和 (5-27) 可以看出我们既可以调节波阻抗 b 使小齿轮转角与转向盘转角尽可能地相近, 也可以通过调节波阻抗 b 来调整转向盘转矩的变化尽可能使转向更加轻便安全。但是我们发现波阻抗 b 与转角和力矩变化均有关联, 当我们调整好转角跟随时也会影响到转向盘转矩的变化, 而我们调整好转向盘转矩的变化就会影响到转角的跟随。这也就是为什么图 5.7 和图 5.8 中转角跟随效果理想, 但转向盘转矩仍有微小的震荡。因为调节波阻抗无法兼顾转角跟随和转矩变化。

将波变换公式 (5-11) 作如下变形, 来实现对转角和转矩的独立调节。

$$u = \sqrt{\frac{b_\theta}{2}} \dot{\theta} + \frac{1}{\sqrt{2b_\tau}} \tau, \quad v = \sqrt{\frac{b_\theta}{2}} \dot{\theta} - \frac{1}{\sqrt{2b_\tau}} \tau \quad \dots\dots\dots (5-28)$$

定义变形后的波阻抗为:

$$b_{eff} = \sqrt{b_\theta b_\tau} \quad \dots\dots\dots (5-29)$$

在本文中我们将其表示如下:

$$b_{\theta T} = \sqrt{b_\theta b_T} \quad \dots\dots\dots (5-30)$$

这样我们不仅可以调节波阻抗 $b_{\theta T}$ 使系统稳定, 也可分别调节转角波阻抗 b_θ 和转矩波阻抗 b_T 来达到我们希望的转角和转矩效果。对转向盘模块和转向执行模块进行优化后的波变换如下:

转向盘模块:

$$u_m = \sqrt{\frac{b_\theta}{2}} \dot{\theta}_{mf} + \frac{1}{\sqrt{2b_T}} T_{mf} \quad \dots\dots\dots (5-31)$$

$$v_m = \sqrt{\frac{b_\theta}{2}} \dot{\theta}_{mf} - \frac{1}{\sqrt{2b_T}} T_{mf} \quad \dots\dots\dots (5-32)$$

转向执行模块:

$$u_s = \sqrt{\frac{b_\theta}{2}} \dot{\theta}_{md} + \frac{1}{\sqrt{2b_T}} T_{md} \quad \dots\dots\dots (5-33)$$

$$v_s = \sqrt{\frac{b_\theta}{2}} \dot{\theta}_{md} - \frac{1}{\sqrt{2b_T}} T_{md} \quad \dots\dots\dots (5-34)$$

优化后的系统结构和信号传输可如图 5.9 所示。

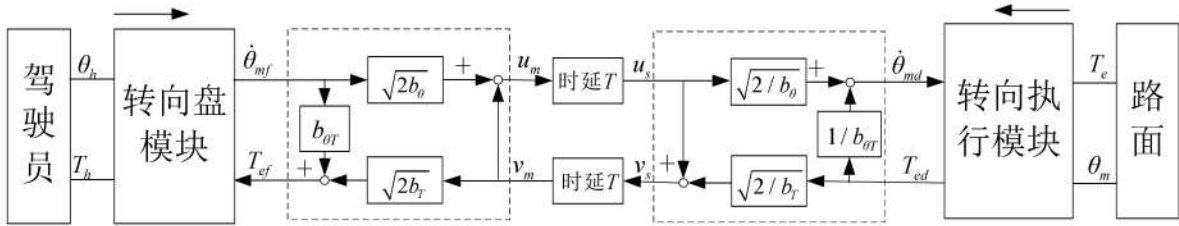


图 5.9 优化后的线控转向系统双向控制结构

使用优化后的波变量控制器进行前文中相同的试验工况仿真得到如下仿真结果。

调节转角波阻抗 $b_\theta=0.25$ 和转矩波阻抗 $b_r=0.18$

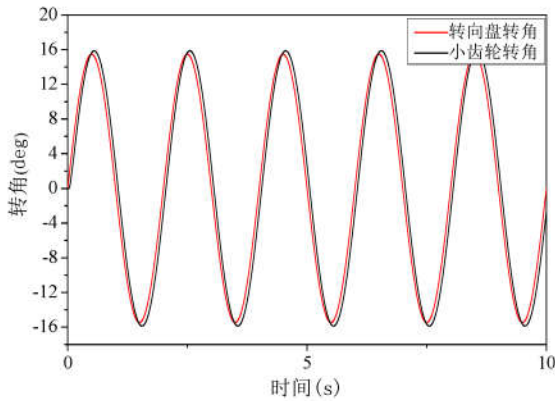


图 5.10 小齿轮和转向盘转角关系曲线

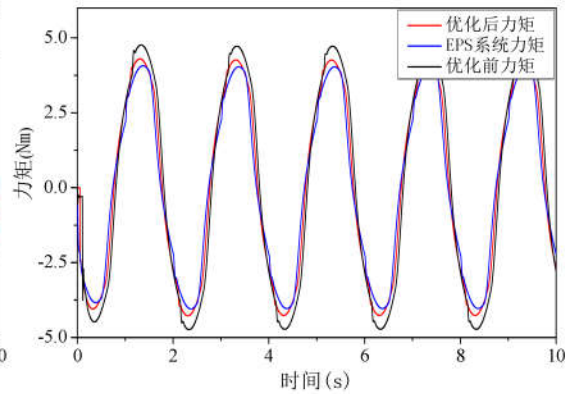


图 5.11 转向盘力矩对比曲线

由上图可以看出优化后的波变量控制器小齿轮转角跟随方向盘转角的效果更加理想，优化后的转向盘力矩曲线与 EPS 转向盘力矩曲线基本保持一致且曲线光滑无微小震荡。

5.4 本章小结

本章主要采用无源理论，从能量角度对线控转向系统的稳定性进行研究。首先对系统无源性概念做简要介绍，随后分析了 PO/PC 法设计无源观测器和无源控制器进行稳定性控制的不足。通过查找相关文献和研究发现，线控转向系统中影响其整体稳定性的主要原因是系统中存在的通信延时。最后采用无源理论中的波变量法，设计波变量控制器并对其进行优化，实现了线控转向系统整体稳定性的控制。

第6章 全文总结与展望

本文主要对线控转向系统的变传动比和稳定性控制问题进行研究。通过阅读大量国内外研究文献,对本文所研究线控转向问题的研究方法和思路进行归纳整理。在建模环节、角传动比设计环节和稳定性控制器设计环节都分别采用了两种不同的研究方法。通过对两种不同方法的对比对线控转向系统进行了深入的研究。同时采用了双向控制理论和无源控制理论分别对系统的整体结构设计和系统的整体稳定性控制进行了研究。

6.1 全文总结

针对本文所研究的问题,主要进行了以下几方面的研究:

首先,进行模型的搭建,采用汽车仿真软件 CarSim 和 Simulink 联合建模的方法对线控转向系统进行建模。第一次我们通过设置 CarSim 中驾驶员参数将转向盘模块与转向执行模块断开连接,并在 Simulink 中搭建转向系统模型与 CarSim 进行联合仿真。其仿真结果并不理想,进而我们分析了第一次建模方法的不足并对建模方法进行改进。第二次我们不再将转向系统进行 Simulink 建模而是直接在 CarSim 中设置转向盘系统参数将转向盘和转向管柱刚量化且设置转动惯量为零进而屏蔽转向盘模型,我们仅在 Simulink 中搭建电机模型并且使用了三环 PID 结构的控制器。通过仿真对比 EPS 转向系统其跟踪效果理想。

其次,我们对线控转向系统变角传动比进行研究和设计。首先介绍了以往以横摆角速度增益或侧向加速度增益为定值的变角传动比设计方法。对其优点进行说明,对其不足进行了分析。进而我们改进了设计方法以恒定增益和转向灵敏度两个指标作为考量对线控转向系统的变角传动比进行设计。并分别拟合了随车速变化和随小齿轮转角变化的变角传动比特性,最后给出整体变传动比特性。

再次,我们采用双向控制理论对线控转向系统的整体结构进行分析和设计。查阅相关文献对不同线控转向系统双向控制结构进行对比分析,选取了应用广泛结构简单的力反馈-位置型双向控制结构作为本文线控转向系统的研究结构。并依据此结构进行力传动比特性设计和整体结构的补充建模。

最后，采用无源理论对线控转向系统的稳定性进行研究。对系统无源性做简要介绍，并对无源理论中的 PO/PC 法，即设计观测器和控制器来保证线控转向系统的稳定性的方法进行分析。通过查阅文献和进一步研究发现此种方法虽然可以保证系统的稳定，但是会牺牲系统的透明性。PO/PC 法并不能从根本上解决由通信时延所造成的系统不稳定。进而我们采用无源理论中的波变量法，通过对系统信号进行波变换并设计波控制器从而解决了由通信时延所造成系统不稳定的问题，保证了系统的整体稳定性。

6.2 研究展望

本文对线控转向系统的研究并未涵盖线控转向领域所有的问题。文中并未对力传动比特性进行深入的研究，仅仅是模拟了 EPS 系统的力传动比特性。今后还可以对力传动比进行深入的研究，通过设置不同的力传动比特性来满足不同驾驶人群的需求。

同时，本文也未对线控转向系统容错控制进行研究。容错控制是线控转向技术研究的关键问题，是保证车辆正常行驶和人身安全的重要研究内容。在今后的研究中可以对线控转向系统的容错控制进行深入研究，通过增加冗余的硬件或者结合 ESP 和驱动力分配系统控制车辆的横摆力矩来保证在线控转向系统出现的情况下车辆仍具有转向功能的安全属性。

参考文献

- [1] Christopher D. Gadda, Shad M. Laws and J. Christian Gerdes. Generating Diagnostic Residuals for Steer-by-Wire Vehicles[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2007,15(3): 529-540.
- [2] 田承伟. 线控转向汽车容错控制方法研究[D]. 吉林大学博士学位论文, 2010年12月.
- [3] Kasselman J T, Keranen, T W. Adaptive steering[J]. Bendix Technical Journal, 1969, 2: 26-36.
- [4] Drive by wire[OL]. <http://europa.eu.int/comm./research/growth/leaflet/en/casestud01.html>.
- [5] Dephi Automotive System Driving Tomorrow's Technology[OL]. <http://www.dephiauto.com>.
- [6] 陈世全. 先进电动汽车技术[M]. 北京: 化学工业出版社.2007.
- [7] 日产 leaf 电动车即将国产 中文名定名“聆风”[OL]. <http://auto.sina.com.cn/car/2010-04-19/1420591611.shtml>.
- [8] Lavrinc Damon. Nissan's Steer-by-Wire System Brings Us Closer to Autonomous Cars [OL]. <http://www.wired.com/autopia/2012/10/nissan-steer-by-wire/>.
- [9] Fankem S, Müller S. A new model to compute the desired steering torque for steer-by-wire vehicles and driving simulators[J]. Vehicle System Dynamics, 2014, 52(sup1):251-271.
- [10] Baviskar A, Wagner J R, Dawson D M, et al. An Adjustable Steer-by-Wire Haptic-Interface Tracking Controller for Ground Vehicles[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2009, 58(2):546-554.
- [11] Park Y, Jung I. Semi-Active Steering Wheel for Steer-By-Wire System[C]. SAE Paper No.2001-01-3306, 2001.
- [12] 左建令. 汽车电子系统转向控制方法研究[D]. 吉林大学, 2002.
- [13] 陈煜. 理想转向传动比和四轮转向的汽车电子转向系统研究[D]. 吉林大学, 2004.
- [14] 蔡英武. 线控转向系统参数与整车匹配设计的研究[D]. 吉林大学, 2005.
- [15] 张萍. 汽车线控转向系统容错控制方法研究[D]. 吉林大学, 2008.
- [16] 姜国彬. 汽车线控转向系统故障诊断方法研究[D]. 吉林大学, 2009.
- [17] 李东. 汽车线控转向系统路感模拟控制策略研究[D]. 吉林大学, 2011.

- [18] 施国标, 赵万忠, 王成玲,等. 线控转向变传动比控制对车辆操纵稳定性的影响[J]. 北京理工大学学报, 2008, 28(3):207-210.
- [19] Yang Shengbing, Den Chuan, Ji Xuewu, et al. Research on Road Feeling Control Strategy of Steering-by-Wire[C]. SAE Paper No.2007-01-3652, 2007.
- [20] 祝亚军. 电子转向系统结构与特性研究[D]. 长安大学, 2006.
- [21] 李强, 何仁. 键合图理论在汽车线控转向系统建模中的应用[J]. 农业机械学报, 2006, 37(10):27-30.
- [22] 罗石, 商高高, 苏清祖. 线控转向系统转向盘力回馈控制模型的研究[J]. 汽车工程, 2006, 28(10):914-917.
- [23] 朱亮, 段建民, 徐喆. 基于 AT91RM9200 的嵌入式线控转向技术[J]. 轻型汽车技术, 2007(Z1):23-26.
- [24] Liu Zhao, Peng WeiPing. A stability and transparency analysis of steer-by-wire system based on the bilateral control and dual-port network theory[C]// 2010 International Conference on Electrical and Control Engineering on pages. IEEE 2010:265-269.
- [25] 邢海涛. 汽车线控转向系统补偿控制方法研究和验证[D]. 吉林大学, 2013.
- [26] Katsura S, Iida W, Ohnishi K. Medical mechatronics-An application to haptic forceps[J]. Annual Reviews in Control, 2005, 29(2):237-245.
- [27] D.Odenthal, T.Bünthe, H.-D.Heitzer, and C.Eicker. How to make steer-by-wire feel like power steering[C]. In Proc. of the 15th IFAC World Congress. IFAC, July 2002.
- [28] N. Bajcinca. Robust Control Methods with Applications to Steer-by-Wire Systems[D]. Ph. D Thesis of Berlin University of Technology, January 2006.
- [29] N.Bajcinca, R.Cortêsão, M.Hauschild, J.Bals, and G.Hirzinger. Haptic control for steer-by-wire systems[C]. In Proc. of the 2003 IEEE/RSJ Int. Conf. on Intelligent Robots and Systems, volume 2, pages 2004-2009. IEEE, October 2003.
- [30] Jae-Sung Im, Fuminori Ozaki, Takayasu Matsushita, Nobutomo Matsunaga and Shigeyasu Kawaji. Experiment Study on Steer-by-Wire System with Bilateral Control[C]. Proceedings of International Conference on Mechatronics, 2007: 1-6.
- [31] Nobutomo Matsunaga, Jaesung Im and Shigeyasu Kawaji. Control of Steering-by-Wire System of Electric Vehicle using Bilateral Control Designed by Passivity Approach[J]. Journal of System Design and Dynamics, 2010, 4(1): 50-60.
- [32] Lawrence D A. Designing Teleoperator Architecture for Transparency[C]// In Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation. 2010:1406-1411.

- [33] Lawrence D A. Stability and transparency in bilateral teleoperation[J]. IEEE Transaction on Robotics & Automation, 1993, 8(2):624-637.
- [34] Anderson R J, Spong M W. Bilateral control of teleoperators with time delay[J]. IEEE Transactions on Robotics & Automation, 1989,34(4): 494-501.
- [35] Niemeyer G, Slotine J J E. Stable adaptive teleoperation[J]. IEEE Journal of Oceanic Engineering, 1991, 16(1):152-162.
- [36] 郑宏宇. 汽车线控转向路感模拟与主动转向控制策略研究[D]. 吉林大学博士学位论文, 2009年10月.
- [37] 陈小兵. 汽车线控转向主动转向控制策略与路感模拟研究[D]. 武汉科技大学, 2013.
- [38] 王望予. 汽车设计(第四版) [M]. 北京: 机械工业出版社, 2007年6月.
- [39] 宗长富, 麦莉, 郭学立. 汽车前轮电子转向系统[J]. 中国机械工程, 2004(Vol.15)No.11: 1022-1025.
- [40] Jun Tajima, Naohiro Yuhara, Shoichi Sano, Shigenori Takimoto. Effects of Steering System Characteristic on Control Performance from the View Point of Steer-by-Wire System Design [C]. SAE Paper No.1999-01-0821.
- [41] Andrew Heathershaw. Developments in On-Centre Steering Evaluation and Testing[C]. SAE 2006-01-0796
- [42] Millsap, S.A. Handling Enhancement Due to an Automotive Variable Ratio Electric Power Steering System Using Model Reference Robust Tracking Control[C]. SAE Paper No.960931, 1996.
- [43] Kenneth D. Norman. Objective Evaluation of On-Center Handling Performance. SAE 840069.
- [44] Masato Abe, Yasuji Shibahata, Yasuo Shimizu. Analysis on Steering Gain and Vehicle Handling Performance with Variable Gear-ratio Steering System(VGS)[C]. FISITA paper F2000G349, 2000.
- [45] 王祥. 汽车线控转向系统双向控制及变传动比特性研究[D]. 吉林大学, 2013.
- [46] S. Katsura, W. Iida, and K. Ohnishi. Medical mechatronics-an application to haptic forceps[R]. Annual Reviews in Control, 2005 29(2): 237-245.
- [47] D. van Raaij. Application of bilateral control in Steer-by-Wire[D]. Master Thesis of Eindhoven University of Technology, January 2008.
- [48] 文广. 双向液压伺服遥操作机器人的力觉临场感技术研究[D]. 吉林大学, 2008.
- [49] Dale A. Lawrence. Stability and Transparency in Bilateral Teleoperation[J]. IEEE Transactions on Robotics and Automation, 1993, 9(5): 624-637.

- [50] Yixin Yao. Vehicle Steer-by-Wire System Control[C]. SAE 2006-01-1175.
- [51] Paul Yih. Steer-by-Wire: Implications for Vehicle Handling and Safety[D]. Ph. D Thesis of Stanford University, January 2005
- [52] 田杰. 汽车线控转向系统动力学分析与控制方法研究[D]. 江苏大学博士学位论文, 2011 年 4 月.
- [53] G.J.Raju, G.C.Verghese and T.B.Sheridan.Design issues in 2-port network models of bilateral remote manipulation.In Proc.IEEE Int.Conf Rob. & Auto[C], pages 1316-1321, Scottsdale, AZ, May 1989.
- [54] 韩衍东. 汽车线控转向系统双向控制结构透明性与稳定性研究[D]. 吉林大学, 2016.
- [55] 米其克, 陈荫三译. 汽车动力学 C 卷[M]. 北京: 人民交通出版社, 1997 年 9 月.
- [56] 郭孔辉. 汽车操纵动力学[M]. 长春: 吉林科学技术出版社, 1991 年 12 月.
- [57] 王昭建. 轿车 EPS 控制中助力补偿策略的台架实验研究[D]. 吉林大学, 2008.
- [58] 邓利军, 张琏, 王书贤. EPS 系统助力特性与控制策略[J]. 农业装备与车辆工程, 2010, (10):19-22.
- [59] 李振华. EPS 系统控制性能建模与仿真研究[D]. 山东大学, 2008.
- [60] Slotine J J, Li Weiping. Applied Nonlinear Control[M]. 北京: 机械工业出版社, 2004.
- [61] 宋运忠. 基于类李雅普诺夫函数对无源性理论的一个注记[A]. 中国自动化学会控制理论专业委员会(Technical Committee on Control Theory, Chinese Association of Automation). 第二十九届中国控制会议论文集[C]. 中国自动化学会控制理论专业委员会 (Technical Committee on Control Theory, Chinese Association of Automation); 2010:3.
- [62] C. A. Desoer and M. Vidyasagar, Feedback Systems: Input-Output Properties, New York: Academic, 1975.
- [63] Raju G J, Verghese G C, Sheridan T B. Design issues in 2-port network models of bilateral remote manipulation[C]// Robotics and Automation, 1989. Proceedings, 1989 IEEE International Conference on. IEEE, 1989:1316 - 1321.
- [64] Niemeyer G, Slotine J E. Stable adaptive teleoperation[J]. IEEE Journal of Oceanic Engineering, 1991, 16(1):152-162.

作者简介及在学期间所取得的科研成果

作者简介

姓名：范广栋

性别：男

生日：1991年4月5日

民族：汉

籍贯：辽宁辽阳

致谢

美好的时光总是令人怀念而又短暂的，硕士研究生三年的学习生活马上就要结束了。感谢在这段时间里给予我帮助和鼓励的人们，因为有你们才使得我这三年的学习生活丰富多彩收获颇多。

我要特别感谢我的导师于树友教授。作为一名跨专业考研的学生，于老师的悉心指导和谆谆教诲给了我在控制领域学习的信心和动力。于老师更是结合我的本科的学习内容和研究兴趣为我选择了线控转向系统的研究课题。这三年来我从于老师身上学到的不只有文化知识，还学到了许多为人处世和做人的道理。是于老师的教导让我明白作为一名学者要热爱自己的事业更要热爱身边的人，要努力学习研究科学知识更要好好的学习做人。在这里祝愿于老师能够身体健康，万事如意。

我还要感谢我身边的同学和朋友们。感谢我的学长侯成玉、学姐刘洋、王菁，感谢他们在学习和生活上的帮助。感谢我的同期王严，感谢我的学弟谭雷、王伍洋、郭洋，感谢我的室友范祥赛、刘阳、孙延帅，感谢大家这三年的陪伴。祝大家在今后的工作或学习生活中能够一切顺利。

最后我要感谢我的父母和我的妻子。感谢他们对我读研这三年的支持，感谢我妻子对我这三年的等待。我要在以后的生活中努力工作，孝敬父母，关爱妻子，善待身边的朋友做一个更加优秀的自己。

范广栋

2017年3月于吉林大学