

## 摘 要

与传统的转向系统相比，电动助力转向系统具有无可比拟的优势，并将逐渐取代液压助力转向系统，是汽车转向系统的发展的必然趋势。电动助力转向系统采用电动机直接提供助力，有效地解决了传统液压助力转向系统对轻便性与“路感”不能兼顾的矛盾，改善了车辆的操纵稳定性能，准确地实现了低速行驶时的转向轻便性和高速行驶时的良好路感性要求。

电动助力转向系统（EPS）主要由扭矩传感器、车速传感器、电子控制单元、无刷直流电动机、电磁离合器和减速机构等部分组成。在相应的软件及控制算法的协助下，共同实现转向助力的功能。本文在介绍了 EPS 的组成和工作原理后，从 EPS 的助力特性入手，在 EPS 受力分析的基础上，建立了系统动力学模型，通过对系统特性进行的分析，比较了比例控制和比例加微分控制对系统助力的影响，确立了以模糊 PID 电流闭环控制算法为主的控制方式。

EPS 必须有足够的带宽，用来满足转向盘快速转向时助力电机的跟随性，同时还应体现充分的“转向路感”。转向传感器测量输出信号的滞后、易受干扰而产生信号瞬时畸变，使系统跟随性及稳定性降低的问题，应用根轨迹法设计系统转向传感器的滞后超前校正动态补偿器，以改善系统动、静态性能。仿真和实验结果证明加入补偿器后，系统的暂态性能和稳态性能满足实际使用要求，同时也明显减小了系统的振荡，验证了所设计补偿器的性能。设计的动态补偿控制器对转向传感器在工程上的应用有一定的指导意义。

本文还对三种不同形式的 EPS 助力特性进行了理论上的分析，在离散助力特性研究的基础上，探讨了初步确立曲线型助力特性的方法，在此基础上，本文通过 MATLAB/Simulink 建立了带理想助力特性的 EPS 控制仿真模型，并将电流控制方法应用于电动机电学模型中，依据电动机的电磁转矩特性将力矩形式的助力特性转化为电流形式的助力特性，实现了对目标电流的 PID 闭环控制。并从电动机模型中引入角速度信号，用于确定阻尼控制的补偿电流。通过仿真表明，曲线型的助力特性基本能满足原地转向、低速行驶的轻便性和高速行驶的路感性要求。

**关键词：**汽车，电控助力转向，助力特性，仿真，动态补偿，控制策略

## Abstract

Comparing to the traditional steering system, the electronic power steering system has more advantage and will take the place of the hydraulic power steering in the future. The electric power steering system take advantage of motor to provides the power directly, so it gives attention to facility and road sense, improves the operation stability and realizes the facility at low speed and prompt road sense at high speed.

The electric power steering system (EPS) consists of the torque sensor, the speed sensor, the Electronic Control Unit, no brush direct current motor, electromagnetic clutch and deceleration system etc. They perform the function together with the help of the according the software and control arithmetic. The thesis introduces the construction and theory of the EPS, set up the power model on the base of the power characteristic and the force analysis of the EPS, compares the influences that the P control and PD control have on the system power, establishes the control style which is mainly fuzzy PID current closed loop control arithmetic.

The EPS must be equipped with adequate bandwidth to fulfill the follow performance of assist motor when the steering wheel turns quickly and should has road sense at the same time. The lag of the signal from the turning sensor and the signal instantaneous aberration reduce the follow performance and the stability of the system. We apply the root locus method to design the dynamic compensator of the turning sensor to improve the dynamic and static characteristic. The results of the simulation and the examination prove that the transient and static characteristic are satisfied, the vibration of the system is reduced apparently after the compensator is equipped. So the compensator is validated. The dynamic compensator has great signification on the application of turning sensor in projects.

The thesis analyzes the three different types of the EPS theoretically and discusses the method of establishing the curve power characteristic primarily, on the base of which the thesis set up the EPS simulation model with power characteristic by MATLAB/Simulink, and applies the current control method to the motor electrics model, realized the PID closed loop control of the objective current on the base of the fact that the characteristic of the electromagnetic characteristic of motor transforms the moment type power characteristic to

the current type power characteristic. The angle rate signal from motor model is applied to make sure the compensation current of damped control. The simulation proves indicates that the curve power characteristic can satisfy the requirement of turning fixedly, facility at low speed and the road sense at high speed.

**Key Words:** Automobile, Electric Control Power Steering, Assist Characteristic, Simulation, Dynamic Compensate, Control Strategy

## 论文独创性声明

本人声明：本人所呈交的学位论文是在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除论文中已经注明引用的内容外，对论文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本论文中不包含任何未加明确注明的其他个人或集体已经公开发表的成果。

本声明的法律责任由本人承担。

论文作者签名：杨艳芬

2007年 5月 31日

## 论文知识产权权属声明

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

（保密的论文在解密后应遵守此规定）

论文作者签名：杨艳芬

2007年 5月 31日

导师签名：王克明

2007年 5月 31日

# 第一章 绪 论

## 1.1 引言

随着现代汽车技术的迅猛发展，人们对汽车转向操纵性能的要求也日益提高。为了保证车辆在任何工况下转动转向盘时，都有较理想的操纵稳定性，即使车辆在停车情况下，转动转向盘时也能够轻松自如；而在高速行驶时又不会感到方向“发飘”。汽车转向系统从简单的纯机械式转向系统，发展到机械液压助力转向系统（Hydraulic Power Steering，简称 HPS）、到电控液压助力转向系统（Electric Hydraulic Power Steering，简称 EHPS），直至如今的更为节能、操纵性能更优的电子控制电动助力转向系统（Electric Power Steering，简称 EPS）阶段。

由于助力转向系统具有使转向操纵灵活、轻便、能吸收路面对前轮产生的冲击等优点，因此在汽车制造业中已普遍采用。电子控制技术在汽车助力转向系统的应用，使汽车的驾驶性能达到令人满意的程度。EPS 在低速时可使转向轻便、灵活；当汽车在中高速区域转向时，又能保证提供最优的助力放大倍率和稳定的转向手感，从而提高了高速行驶的操纵稳定性。

EPS 是一种直接依靠电动机提供辅助转矩的助力式转向系统。该系统仅需要控制电动机电流的方向和幅值，不需要复杂的机械、液压机构。另外，该系统由于利用微机控制，为转向特性的设置提供了较高的自由度，因此有着非常广阔的开发和应用前景。

## 1.2 汽车转向助力系统概述

汽车转向系统是汽车的一个重要组成部分，是完成控制汽车行驶路线和方向的主要装置，其性能的好坏将直接影响到汽车的转向特性、驾驶员的操纵手感和汽车行驶的安全性。为提高汽车转向性能，目前普遍采用了助力转向系统，为此，汽车助力转向技术也向着更高、更新的方向发展。转向系统的发展历程，可分为机械转向系统和助力转向系统两大类。

机械转向系统是依靠驾驶员操纵转向盘的转向力来实现车轮的转向。转向中一个重要性能参数是传动效率，即输出功率和输入功率的比值。一般应要求转向系统正效率高而逆效率适当。逆效率为驾驶员提供“路感”，若逆效率太高，在路面上行驶时，汽车前轮受到的冲击力很大部分都会传给驾驶员，造成“打手”现象；反之，若逆效率太低，则“路感”就会很差，且不能保证车轮自动回正。由于每台机械转向器的结构都是固定

的，所以其传动效率也是固定的，很难在不同的路况下都获得良好的转向传动效率。

助力转向系统是借助于汽车发动机产生的液压力或电动机驱动力来实现车轮转向。由于采用助力转向可以减少驾驶员手动转向力矩，改善汽车的转向轻便性和汽车的操纵稳定性，因此，在国外不仅在中高级轿车上，而且在商用车和轻型车上也逐渐普遍应用助力转向系统。助力转向系统按照提供助力方式的不同可分为气动助力式、液压助力式（又可进一步分为机械液压助力式和电子控制的液压助力式）和电动助力式。气压助力式助力转向系统主要应用在载重量 3-7 吨，并且采用气压制动系统的商用车上，因为其工作效率较低，所以现在很少采用。传统的液压助力转向系统一般是由发动机驱动转向油泵提供液压油，由转向控制阀来控制液压油的流向以实现助力。但这种转向系统的助力特性与汽车的实际要求不一致，因为汽车不同速度行驶时对助力特性的要求不同，而传统的液压助力转向系统无法做到这一点。后来，把电子技术引进了转向系统，由控制单元根据不同的转向状态来控制电动机，驱动转向油泵运转，就形成了 EHPS，它符合当代节能与环保的要求，因为传统的液压助力转向系统中转向油泵不停地运转，但真正转向的时间却不多，这样存在很大的寄生损失；在 EHPS 中，正常转向时，驾驶员转向动作不快，其电动机可以低速运转；当需要快速转向时，电动机加速，以提供足够的液压油；不需要转向动作的时候，可以让电动机停转或低速运转，从而大大节约能量。

EHPS 由于增加了电子控制装置，且控制阀的结构较常规阀复杂，因而成本较高。目前主要应用于高级轿车及运动型车上，在技术上电子控制液压助力转向器的设计也比普通液压助力转向器要复杂，须考虑电气部分，如传感器的选型及布置、电磁阀的特性、电、液控制系统的藕合、转向电子控制系统及其算法设计，以满足不同车速下行驶稳定性要求。虽然，EHPS 在驾驶舒适性上较传统的液压助力转向系统有很大的提高，但是没能从根本上解决工作时大量的液流在泵内循环而造成的能源的浪费问题。

此外，液压助力转向系统具有噪声大的缺点。液压助力转向系统的噪声主要来自于两个方面：一方面是油泵振动及由此引起的压力软管、控制阀、助力缸和转向柱的振动，使得液压助力转向系统具有不可克服的液压噪声；另一方面是来自液体流动的流动噪声。这些噪声使得转向的舒适性大大降低。此外，液压助力转向系统还存在着液压管路泄漏以及进入气体造成的转向沉重。尽管存在上述问题，液压助力转向系统以其转向助力大、工作滞后时间短、可以很好的吸收来自不平路面的冲击，因而获得广泛的应用，液压助力转向系统仍是目前助力转向主要的转向助力方式之一。

目前，EPS 是近年来出现的新型助力转向系统，它是在机械转向系统的基础上，根

据作用在转向盘上的转矩信号和车速信号,通过电子控制装置使电机产生相应大小和方向的转向辅助力,协助驾驶员进行转向操纵,并获得最佳的转向特性的伺服系统。EPS由机械转向装置、驱动电机、电磁离合器、减速机构、方向盘转矩传感器、车速传感器、助力转向控制器(包括控制单元和驱动单元两部分)等组成。其基本工作原理是:当操纵转向盘,装在转向盘轴上的转矩传感器不断地测量出转向轴上的转矩信号,该信号与车速信号同时输入到电子控制单元,电子控制单元根据这些输入信号,经过计算处理后,控制电动机输出相应大小和方向的转矩信号,电动机的转矩信号由电磁离合器通过减速器减速增扭后,加到汽车的转向系统中,从而实现汽车转向助力的作用。如图 1.1 所示。

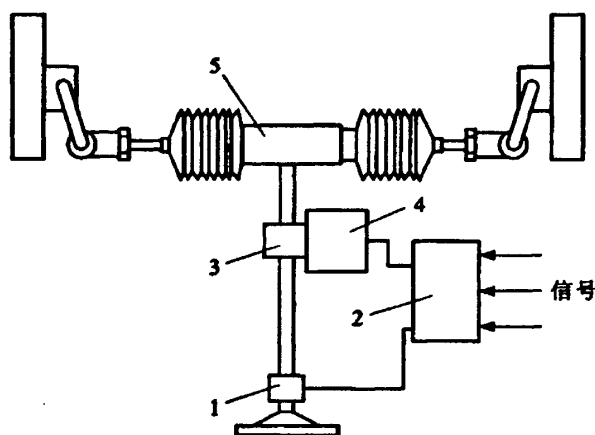


图 1.1 EPS 示意图

1-扭矩传感器；2-控制单元；3-减速机构；4-电动机；5-齿轮齿条转向器

与液压助力转向系统相比，EPS 具有如下优点：

(1) 效率高：液压助力转向系统中机械与液压连接的效率较低，一般为 60%~70%；而 EPS 为机械与电机相连接，效率较高，可达到 90%。

(2) 能耗少：汽车在实际行驶过程中，处于转向状态的时间约占总行驶时间的 5%。对于 EPS 系统来说，电动机只有在需要时才工作，所以消耗的能量要比液压助力转向系统少得多，应用 EPS 的汽车燃油消耗率仅增加 0.5%左右。

(3) 重量轻：将电动机、离合器、减速装置和转向杆等部件装配成一个整体，这既无管道也无控制阀，使其结构紧凑、质量减轻，而且为整车布置带来了很大的方便。一般 EPS 比液压助力转向质量轻 20%左右。

(4) 可控性高：对于不同车型和使用要求，在基本上不变动硬件的条件下，只要改变软件，就能满足性能要求。可以比较容易地按照汽车性能的需要设置和修改转向助

力特性。另外它容易与目前国外正在发展的车辆稳定性控制系统和四轮转向系统集成和匹配，提高整车综合性能。

(5) 有较好的“路感”：EPS 可通过软件编写，很容易获得不同转向工作状况下更优的“路感”。

(6) “转向回正”性好：EPS 结构简单、内部阻力小、转向回正性能好，从而可以得到最佳的“转向回正”特性，改善汽车的操纵稳定性。

(7) 工作可靠性好，维修方便：EPS 零部件数目少，不存在液压助力转向系统中常见的液压油泄漏问题，故其故障率低，维修方便。

(8) 制造成本低，竞争力强：因其机械部分与机械转向器相同，整个 EPS 零部件不仅数目少，而且制造工艺与液压零件制造工艺相比要简便，设备投资少，制造费用低。批量生产后总成本比液压助力转向低 10%~15%。

传统的液压助力转向系统、EHPS 以及 EPS 都是以机械转向系统为基础发展起来的助力转向系统，改变了转向系统的力传递特性，有效地降低了驾驶员体力负担，提高了汽车稳定性，但却无法改变转向系统的角传递特性，即无法控制汽车的转向特性，更无法实现汽车转向的主动控制。为了适应时代的发展，国际上出现了开发下一代电动转向系统，即电子转向系统 (Steering-By-Wire, 简称 SBW)。

但是由于 SBW 的转向盘和转向车轮直接取消了传统的机械连接，使得如何让驾驶员感知汽车实际行驶状态和路面状况的“路感”变的困难；同时目前电子部件还不可能像机械部件那样可靠，如何保证在电子元件出现故障后，系统仍能实现其基本的转向功能，也是需要面对的问题，因此将 SBW 应用到实车上还面临许多问题。

### 1.3 电动助力转向 (EPS) 系统的国内外发展现状

EPS 是在 20 世纪 80 年代中期提出来的，它是将最新的电子控制技术和高性能的电机控制技术应用于汽车转向系统，从而能显著改善汽车动态性能和静态性能，提高行驶中驾驶员的舒适性和安全性、减少对环境的污染等等，并有效解决了液压助力转向系统在能耗、环保等方面的不足，满足时代发展的要求。因此，该系统一经提出，就受到许多汽车公司的重视，并进行了开发和研究，今后转向系统中 EPS 将成为转向系统的主流。

近些年来，助力转向系统的技术革新都是在液压助力转向系统基础上开发的。即便是 EHPS 也无法根除液压助力转向系统在整体布置、安装、密封性、操纵灵敏度、能



量消耗、磨损与噪声等方面的固有缺憾。直到 1988 年 3 月,日本铃木公司开发出一种全新的 EPS<sup>[1]</sup>,才真正摆脱了液压助力转向系统的束缚。1993 年,本田汽车公司首次将 EPS 装备于大批量生产的、在国际市场上同法拉利和波尔舍有竞争的爱克 NSX 跑车上。同年,在欧洲市场销售的一种经济型轿车—菲亚特帮托也将美国德尔福公司生产的 EPS 作为标准装备;由于 EPS 完全取消液压装置,用电能取代液压能,减少了发动机的能量消耗;加上其性能的优越性,很快在越来越多的国外轿车上得到应用,如本田最新推出的 Insight 轿车上就是其中的一例。EPS 无疑是未来助力转向设计的新方向,目前在中型以上货车和中级以上轿车上广泛采用的机械—液压助力转向器将逐渐被效率更高、适应性更强的 EPS 所代替<sup>[2]</sup>。为此,国外几家大公司(如德国的 ZF、英国卢卡斯—伟利达、Saginaw、TRW、日本的 NSK、Koyo 等)都竞相推出自己的 EPS。比如:三菱公司在其 Monica 车装备了 EPS,大发汽车公司在其 Mira 车装备了 EPS,本田汽车公司的 Accord 车目前已经选装了 EPS, S2000 轿车的助力转向也将倾向于选择 EPS, Delphi 汽车系统已经为大众的 Polo、欧宝 318i 以及菲亚特的 Punto 开发出 EPS。TRW 从 1998 年开始,便投入了大量人力、物力和财力用于 EPS 的开发,他们最初是针对客车开发出转向柱助力式 EPS,如今小齿轮助力式 EPS 开发已获成功,1999 年 3 月,他们的 EPS 已经装备于轿车上,如: Ford Fiesta 和 Mazda 323E 等<sup>[3]</sup>。Mercedes-Benz 和 Siemens Automotive 两大公司正共同投资了 6500 万英镑用于开发 EPS,他们计划开发出用于汽车前桥负载超过 1200 吨的 EPS 系统,因此货车也可能成为 EPS 的装备目标。

目前, EPS 技术日趋完善,其应用范围也在逐渐的扩大,其生产成本也在不断的降低, EPS 正向低成本、高性能化方向发展。EPS 的助力形式也从低速范围助力型向全速范围助力型发展<sup>[4][5]</sup>,并且其控制实现形式与功能也进一步加强。

EPS 按电机布置形式可以分为转向柱驱动、小齿轮驱动、齿条驱动等三种形式<sup>[6]</sup>。下面对三种助力方式下各公司对 EPS 系统的开发现状作简要的介绍:

1. 转向柱驱动方式 英国的 Lucas 公司的 EPS: 由无刷直流电机、扭矩传感器、电子控制单元、助力机构等组成。其扭矩传感器采用双通道光电传感器,在方向盘与转向柱间扭杆的两端各安装一个光电码盘和一个光电传感器,当在转向盘上施加扭矩时,在两个码盘之间产生相对转角。光电接受其接收到的光强与扭矩大小成一定的比例。从而通过比较两个光电传感器的输出信号计算出转向角和转向角速度。Lucas 通过一个三相逆变器,根据电机的相电流来控制扭矩大小。驱动电路由一组功率场效应管(MOSFET)组成,由脉冲宽度调制器(PWM)方式来控制 MOSFET 的开关时间和顺序。

Delphi 公司的 E.Steer™ 系统：由转向系统、助力机构、电子控制单元、电动机、传感器等组成。所采用的电动机是 12V 的无刷永磁直流电动机。电动机由汽车上的蓄电池供电，发动机不工作时也可以为汽车转向提供助力。电子控制单元对转向扭矩、转向角和车速等信息进行运算处理后，输出相应的电流来驱动电动机，为汽车提供转向助力。助力扭矩与转向手力之间的比例，由电子控制单元按照车速的高低提供相应的助力。在行使的过程中，电子控制单元一直监测着助力机构的运行，一旦发生故障，电磁离合器立刻断开助力机构和转向机构，转向恢复到传统的机械转向状态<sup>[7]</sup>。

2. 转向小齿轮驱动方式 ZF 公司的 EPS 由扭矩传感器、速度传感器、控制器、电动机、电磁离合器和减速机构等构成。驾驶员手动方向盘产生的扭矩经转向柱、中间轴和万向节传递给伺服机构。电动机、电磁离合器、减速机构和电子控制单元 ECU 等伺服机构直接安装在转向小齿轮处，这种助力方式适用于前轴最大负荷为 900kg 的中级轿车。

Delphi 的 EPS 也有转向小齿轮驱动方式的产品，其结构同上。

3. 转向齿条驱动方式 本田汽车公司开发的 EPS 由齿轮—齿条式转向齿轮箱、继电器、熔断器、故障指示灯、两个速度传感器等组成。其中齿轮箱包括：转向传感器、电子控制单元 ECU、功率驱动模块和助力机构。其中电气部分主控单元和功率模块都装在转向齿轮箱内以起到保护作用，同时也简化了系统的结构。转向传感器分别由测试转向角速度的转向传感器和测试扭矩的扭矩传感器组成。扭矩传感器是扭杆式的，即通过扭杆检测输入与输出的相对位移得到转向扭矩。转向传感器是采用直流测速电机来测试转向角速度。

国外汽车公司对 EPS 的研究已经有多年的历史，但是以前一直没有取得大的进展，其主要原因是 EPS 的成本太高。近几年来，随着电子技术的发展和控制方式的改进，大幅度降低 EPS 的成本已成为可能。目前国内在这方面的研究刚刚起步，大部分科研院所、所对 EPS 的研究还处在初始阶段，基本完成了台架性能试验，正准备台架寿命试验和整车试验。国内很多文献只是对国外 EPS 产品的组成、工作原理进行介绍。清华大学的汽车系在 EPS 领域进行了卓有成效的研究，在控制策略、电动助力转向硬件及台架方面，处于国内的研究前列。此外，华中科技大学的刘兆和杨家军从稳定性和控制策略两个方面对 EPS 进行了研究。吉林大学的林逸和施国标对 EPS 的助力控制策略进行了研究，重点讨论了电动助力控制的一般过程、电动机目标电流的决策方法、电动机电流的控制策略等问题。江苏大学的施淑洪和郑荣良通过对 EPS 结构的分析，建立了

以方向盘转角为输入，转向轴扭矩为输出的线性系统模型，通过分析幅频特性、相频特性，指出系统参数对转向轻便性和跟踪性的影响，并设计了系统控制电路框图。这些研究都是下一步的 EPS 的实施和推广的基础。

国内大部分文献只介绍了国外转向系统的应用现状<sup>[8-18]</sup>，文献<sup>[8-12]</sup>介绍了转向系统的发展趋势，并对机械转向、液压助力转向、EHPS 和 EPS 的发展动态和关键技术进行了部分阐述。文献<sup>[13-15]</sup>分析了汽车运动的力学特性，阐明了作用在轮胎上的力产生的机理与性质，讨论了转向装置对汽车运行稳定性的影响。文献<sup>[16-18]</sup>在对轮胎特性进行线性化假设的前提下，忽略了影响操纵系统稳定性的因素，并给出了转向力矩与车速、转弯曲率半径、转向系传动比等参数之间的关系。

#### 1.4 助力转向技术的发展趋势

目前助力转向以液压助力转向为主，车速感应型助力转向则以电控液压助力转向为主。但是随着 EPS 在轿车上的应用，其性能已得到人们的逐渐认可。随着直流电机性能的改进，EPS 助力能力的提高，其应用范围将进一步拓宽，现在 3 升级的运动型跑车也开始安装 EPS。EPS 代表未来助力转向技术的发展方向，作为标准件装备到汽车上，并将在助力转向领域占据主导地位。国外各大汽车公司都已研制出 EPS，完成了批量生产 EPS 的技术储备。人们已普遍认识到了 EPS 的优越性，所以现在 EPS 的市场增长很快。在未来十年，EPS 将逐渐替代现有的转向系统。尽管 EPS 已经达到最初的设计目的，但仍然存在一些问题需要解决。其中：

(1) 改善电动机的性能是关键问题：因为电动机的性能是影响控制系统性能的主要问题，电动机本身的性能，其与 EPS 的匹配都将是影响转向操纵力、转向路感的重要因素。

(2) 合理助力特性的确定：助力特性的好坏取决于转向的轻便性和路感。对于路感问题国内外还没有成熟的理论研究结果，研究手段还主要以试验为主。

(3) 控制策略：EPS 能否获得满意的性能，除了要有好的硬件保证外，还必须有良好的控制软件做支撑。汽车行驶工况千差万别，加上 EPS 的安装位置一般在发动机附近，发动机发出的热辐射与电磁干扰对 EPS 都有很大影响。这些都对 EPS 的控制策略提出很高的要求。PID 控制技术、动态补偿技术、自适应控制技术、鲁棒控制技术等控制理论的发展为 EPS 的成功开发提供了保障。随着智能控制技术的进一步发展，智

能控制技术必将应用于 EPS 的开发。作为一项新技术, EPS 的控制策略还需要在发展中不断地加以完善。

(4) 故障诊断与可靠性: EPS 通过采用电动机和计算机控制系统, 部分的将转向操作独立于驾驶员的控制, 因此, EPS 比液压系统会有更多不同的故障模式。并且 EPS 是一项新技术, 它没有传统转向系统那么长的历史, 所以 EPS 的故障诊断与可靠性更应受到重视。EPS 可能有两种主要故障表, 一是系统停止工作, 这时转向盘力矩超过手动转向, 引起转向实现形式的力大于等价的手动转向系统。当汽车在行驶过程中发生这种故障时, 容易出现意外交通事故。另一种更严重的故障, 是引起系统在没有驾驶员转向输入的情况下改变汽车的方向, 出现不希望的转向, 结果导致汽车偏离原有的方向。这是绝对不允许发生的。EPS 中有一些故障可通过采用机械设计方法减少故障的发生, 这与传统液压助力转向采用的方法没有本质区别。作为一个电控系统有些故障模式是不能通过机械设计方法来加以避免的, 而是需要通过故障诊断的方法来有效地加以校正。

概括地说, EPS 转向技术的发展方向主要为: 改进控制系统性能和降低控制系统的制造成本。只有进一步改进控制系统性能, 才能满足更高档轿车的使用要求。另外, EPS 的控制信号将不再仅仅依靠车速与转矩, 而是根据转向角、转向速度、横向加速度、前轴重力等多种信号进行与汽车特性相吻合的综合控制, 以获得更好的“转向路感”。未来的 EPS 将朝着电子四轮转向的方向发展, 并与电子悬架统一协调控制。

随着科学技术的发展, SBW 也将会逐渐得到人们的认可和采用。图 1.2 为 SBW 的原理图。系统中有两个电动机, 其中一个与汽车前轮转向机构相连接, 作为转向执行机构; 另一个电动机直接与转向传动轴连接, 为驾驶员提供反向力矩。因此这种转向系统的转向盘与转向轮之间没有机械连接, 是断开的, 故称电子转向系统<sup>[14]</sup>。

由于转向盘与转向轮之间是断开的, 易造成驾驶员“心中没底”的感觉, 不过该转向系统有许多优点:

(1) 电子转向能消除转向干涉问题, 为实现多功能全方位的自动控制, 以及汽车动态控制系统和汽车平顺性控制系统的系统集成, 提供了显著的先决条件。

(2) 对前轮驱动轿车, 在安装发动机时需要考虑刚性转向轴占用空间, 转向轴必须依据汽车是左侧驾驶还是右侧驾驶安装在发动机附近, 设计人员必须协调处理各种需要安排部件。而 SBW 去掉了原来转向系统各个功能模块之间的刚性机械连接, 大大方便了系统的总布置。

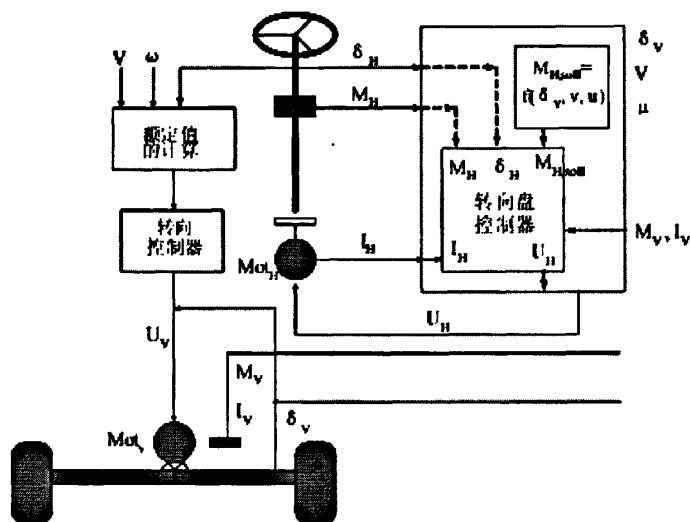


图 1.2 电子转向系统 (SBW)

$\delta_H$ -转向角;  $\delta_V$ -前轮转向角;  $M_H$ -转向盘力矩;  $M_V$ -左、右车轮中心的负荷;

$\mu$  - 车轮与地面的摩擦系数;  $I_{\mu}$  - 转向盘电动机电流;  $I_v$  - 左右转向电动机电流;

$V$ -汽车速度;  $U_H$ -转向盘电动机电压;  $U_V$ -转向电动机电压;  $\omega$ -汽车横摆角速度

(3) 舒适性得到提高。在刚性转向系统中, 路面不平和转向轮的不平衡, 可以回传到转向轴, 而电子系统不能。

(4) 转向回正力矩能够通过软件, 依据驾驶员的要求进行调整, 因此在不改变设计的情况下, 可以个性化地适合特定的驾驶者和驾驶环境, 与转向有关的驾驶行为都可以通过软件来实现。

(5) 消除了撞车事故中转向柱引起伤害驾驶员的可能性, 不必设置转向防伤机构。

(6) 驾驶员腿部活动空间增加, 出入更方便自由。

(7) **SBW** 将是 **EPS** 的未来发展方向，是未来的转向控制系统，它能满足汽车对安全性（从汽车动态控制到防撞）和舒适性（从由电子高速公路控制的导航助手到自动驾驶系统）的更高要求。

综上所述,随着电子技术的发展及其在汽车上的广泛应用,以及人们对汽车转向操纵性能要求的日益提高,传统的液压助力转向系统以及后来的 EHPS 已经不能解决上述问题,因此迫切需要一种新型的转向系统。EPS 能够满足当前节能与环保的要求,并给汽车的设计与制造带来了新的空间;目前, EPS 每年正以 10% 的速度递增。据估算, 07 年世界已达到 1140 万套的产量,因此 EPS 必将得到更加广泛的应用。同时,也对 EPS 的设计提出了更加严格的要求,其性能的优劣和成本的高低都直接影响它在汽车上的应

用前景。因此,低成本、高效能的 EPS 是现阶段汽车助力转向系统的研究重点。

## 1.5 课题研究的目的、意义

汽车转向系统作为改变或保持汽车行驶方向的专门机构,直接影响着汽车的操纵稳定性和安全性。传统液压助力转向系统的液压泵通过电动机驱动,控制阀的开度与转向助力成比例关系,因此不能很好地兼顾汽车低速时的转向轻便性和高速时的操纵稳定性。EHPS 尽管解决了上述矛盾,但是无法改变液压助力转向系统的固有缺憾;无论转向与否都需要消耗能量。EPS 作为一种新型的转向系统,弥补了传统助力转向系统的缺点,具有节能、环保、高效、安全等优点,是未来转向系统的发展方向。国外 EPS 技术已日趋完善,其应用范围已经从最初的微型轿车向更大型轿车和商用客车方向发展。

在我国, EPS 的开发还处于起步阶段,国产电动助力转向还没有产品问世。本项目具有较高的学术价值,研究结果对指导 EPS 的国产化开发具有重要的现实意义。EPS 可以应用在轿车、微型面包车、轻型客车和轻型货车等车型上,这几种车型在我国的年产量超过 300 万辆,因此应用前景广阔<sup>[19]</sup>。

EPS 是现代汽车转向系统的发展方向,已被我国列入高新科技产业项目之一。未来的发展趋势是进一步改善控制性能,使之更好地与不同档次汽车相适应,如增加汽车转向反馈信号,对车辆的转向回正性能进行控制等;提高系统的可靠性(如采用非接触式转矩传感器等);降低价格。

随着经济高速发展,轿车的普及率将会越来越高,轿车驾驶转向的轻便性将成为购车者考虑因素之一。因此该系统的研制与开发对满足社会需求、跟上世界汽车技术发展进程,具有十分重要的意义。

## 1.6 课题研究的主要内容

本课题首先要熟悉国内外的 EPS 转向技术的发展历史和应用现状,在此基础上,介绍了 EPS 的工作原理和主要组成部分,并对每个功能单元的原理和设计内容进行了简要的描述。在建立以方向盘转角为输入、转向轴转角为输出的系统传递函数的基础上,分析系统助力特性;应用仿真软件 MATLAB/Simulink,仿真分析用不同控制方法控制电动机时的系统特性,并研究控制参数变化对系统特性的影响规律;同时对助力控制、转角回正控制、侧向加速度回正控制、阻尼控制和补偿控制等几大基本控制策略进行了分析,并详细阐述了安全功能控制策略。

针对转向传感器测量输出信号的滞后及易受干扰而产生信号瞬时畸变使系统跟随性及稳定性降低的问题,应用根轨迹法设计系统转向传感器的滞后超前校正动态补偿器,来改善系统动、静态性能。仿真和实验结果证明加入补偿器后,系统的暂态性能和稳态性能满足实际使用要求,同时也明显减小了系统的振荡,验证了所设计补偿器的性能。

在分析现有的各种助力控制策略的基础上,着重讨论了基于传统控制理论设计的电机控制策略与系统性能的关系。其中包括电流闭环 PID 控制器的参数设计及电流给定算法设计。并从电动机模型中引出角速度信号用于确定阻尼控制的补偿电流。通过仿真表明,曲线型的助力特性基本能满足原地转向和低速行驶的轻便性和高速行驶的路感性要求。

第一章,介绍了国内外助力转向技术的发展历程和应用现状, EPS 与其他助力转向相比的优势,并对国内外各公司 EPS 产品进行了分类介绍,对部分国内外 EPS 研究的成果进行了概括和总结。最后指出 EPS 的发展趋势,以及本论文对现代汽车发展的重要意义。

第二章,描述了 EPS 的总体结构和工作原理,按功能模块分类的方式分别对 EPS 的主要构件的结构和工作原理进行了介绍;并详细地分析了基本控制策略及安全功能控制策略。

第三章,在建立以方向盘转角为输入、转向轴转角为输出的系统传递函数的基础上,通过对汽车 EPS 理想助力特性的分析,建立了助力学模型,并在 MATLAB 语言环境下对模型进行数值求解。

第四章,进行了系统动态补偿分析, EPS 必须有足够的带宽来满足转向盘快速转向时电机的跟随性,同时还体现充分的“转向路感”。设计了动态补偿器,保证控制系统的稳定性、保持一定的带宽,同时减小系统振荡,使系统暂态性能和稳态性能都能满足系统的要求。

第五章,从 EPS 的助力特性入手,在 EPS 受力分析的基础上,建立了系统助力学模型。通过对系统特性进行的分析,比较了比例控制和比例加微分控制对系统特性的影响,确立了以模糊 PID 电流闭环控制算法为主的控制方式。仿真分析了不同控制方法下的系统特性,得到了控制参数变化对系统特性的影响规律。并从电动机模型中引出角速度信号用于确定阻尼控制的补偿电流。通过仿真表明,曲线型的助力特性基本能满足原地转向、低速行驶的轻便性和高速行驶的路感性要求。

第六章，结合助力特性和控制系统的两方面，在 MATLAB/Simulink 中建立了 EPS 模型，并将优化后的助力特性引入到 EPS 模型中，通过仿真分析，基本上满足了原地转向、低速行驶的轻便性以及高速行驶的路感性要求。



## 第二章 EPS 的原理、构件以及基本控制策略

### 2.1 EPS 的系统介绍

EPS 是在机械转向系统的基础上, 根据作用在方向盘上的转矩信号和车速信号, 通过电子控制装置使电机产生相应大小和方向的辅助力, 协助驾驶员进行转向操作, 并获得最佳转向特性的伺服系统。该系统不使用汽车发动机的动力, 而是依靠汽车上蓄电池作为其电源, 也不需要复杂的控制执行机构, 只要控制电动机电流/电压的幅值和方向, 就能实现转向系统的自动控制。

#### 2.1.1 EPS 的组成

EPS 由机械转向器、驱动电机、减速机构、方向盘扭矩传感器、车速传感器及电控单元 (包括控制单元和驱动单元) 等组成, 如图 2.1。

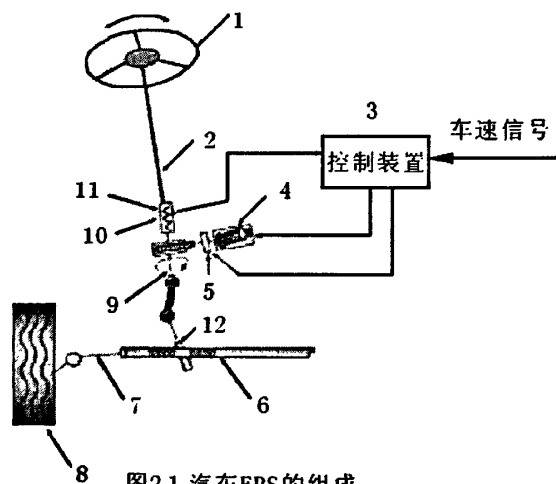


图2.1 汽车EPS的组成

- 1—转向盘；2—输入轴；3—ECU；4—电动机；5—电磁离合器  
6—转向齿条；7—横拉杆；8—转向轮；9—输出轴；10—扭力杆  
11—扭矩传感器；12—转向齿轮

#### 2.1.2 EPS 的工作原理

汽车在转向时, 扭矩传感器会检测到驾驶员施加在转向盘上的力矩和转动的方向, 这些信号通过数据总线发给电子控制单元, 电子控制单元根据转向盘的转动力矩、拟转动的方向以及车辆速度等数据信号, 向电动机控制器发出动作指令, 从而电动机就会根据具体的需要, 输出相应大小的转向助力矩来产生助力。当不转向时, 电子控制单元不

向电动机控制器发出信号指令,系统处于休眠状态等待调用。同时,电子控制单元根据车辆速度信号,通过控制助力电机的输出扭矩来实现转向助力,减少驾车者在低速行驶时方向盘“沉”和高速行驶时方向盘“飘”的感觉。

当操纵转向盘时,装在转向柱上的转矩传感器不断测出转向柱上的转矩,并由此产生一个电压信号,该信号与车速信号同时输入电子控制单元,由电子控制单元中的微机根据这些输入信号进行运算处理,确定助力转矩的大小与方向,即选定电动机的电流/电压和方向,调整转向的辅助助力。电动机的转矩由电磁离合器通过减速机构减速增扭后,施加在汽车的转向机构上,使之得到一个与汽车转向状态相适应的转向作用力。

目前,国内外一些汽车公司正在研制电子控制的 EPS,传动方案主要有转向柱驱动(Column Drive)、转向小齿轮驱动(Pinion Drive)、齿条驱动(Rack Drive)等三种方式。

转向柱驱动方式,转向助力机构安装在转向柱上,当驾驶员转动转向盘时,电控单元接受转矩、车速等信号,控制助力电机的电流,电机的助力经过离合器、减速机构传给转向柱的齿轮,然后经万向节及中间轴传给转向器。

小齿轮驱动方式,转向助力机构安装在转向器小齿轮处,与转向柱驱动方式相比较,可提供较大的转向助力,适用于中型车,但在助力控制方面增加了难度。

齿条驱动方式,转向助力装置安装在转向齿条处,电动机通过减速机构直接驱动转向齿条。与转向小齿轮驱动相比较,可提供更大的转向助力,适用于大型车,但它对原有的转向传动机构有较大的改变<sup>[2][9][13]</sup>。

### 2.1.3 EPS 的助力特性

助力特性是指助力扭矩随汽车运动状况(车速和转向盘手力)变化而变化的规律<sup>[20]</sup>。理想的助力特性应能同时满足转向轻便性与路感的要求。其中转向轻便性是对汽车低速行驶时提出的要求,而路感是对汽车高速行驶时提出的要求。车速、转向盘力矩和助力矩构成了助力特性曲线。确定助力特性就是确定代表助力矩的电机输入电流  $I$  与速度  $V$  与转向盘力矩  $T$  的关系。EPS 的助力特性有多种曲线形式,最常见的有直线型、折线型和曲线型三种。如图 2.2 所示:

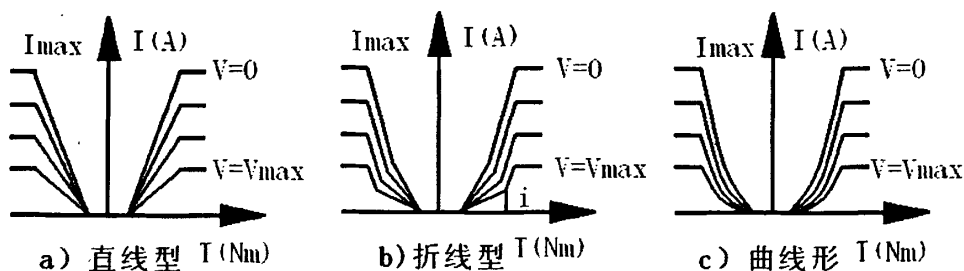


图 2.2 EPS 助力特性的形式

它们的特点分别是：直线型助力特性在助力变化区，助力与转向盘力矩成线性关系；折线型助力特性在助力变化区，助力与转向盘力矩成分段线性关系；曲线型助力特性在助力变化区，助力与转向盘力矩成非线性关系。直线型助力特性最简单，有利于控制系统设计，并且在实际中容易调整；曲线型助力特性复杂，且调整不方便；折线型助力特性则介于两者之间。

助力特性对助力转向系统的性能，包括轻便性、转向回正性、路感等有重要影响。在传统的液压助力转向中，助力特性主要由控制阀的结构决定，调整困难，并且设计完成后助力特性也就确定了，不能随车速变化。而 EPS 不同，助力特性曲线是其控制目标，可以设计成车速感应型特性曲线，并可方便进行调节。针对 EPS 的特点，对助力特性曲线提出以下要求：

- (1) 当转向盘输入力矩小于某一特定值（通常为  $1\text{Nm}$ ）时，助力矩为零，EPS 不起作用。
- (2) 在转向盘输入力矩较小的区域，助力部分的输入应较小，以保持较好的路感。
- (3) 在转向盘输入力矩较大的区域，为使转向轻便，助力效果要明显。
- (4) 在转向盘输入力矩达到驾驶员体力极限的区域时，应尽可能发挥较大的助力效果。
- (5) 随着车速的增高，助力应减小。
- (6) 符合国家对转向助力作用在转向盘上的最大操纵力要求标准。

## 2.2 EPS 主要构件的工作原理<sup>[20][23]</sup>

### 2.2.1 扭矩传感器

扭矩传感器的功能是测量驾驶员作用在方向盘上的力矩大小和方向，以及方向盘转角的大小和方向。为了实现上述目的该装置使用一个电位计，这种电位计输出两个彼此

独立的系统扭矩信号，即主信号和副信号，控制器同时监控两个信号，并用副信号来检查主信号是否正确。

目前在实际中用得较多的是在转向轴位置加一拉杆，通过拉杆检测输入轴和输出轴的相对扭转位移得到扭矩。扭杆式电位计传感器其结构如图 2.3 所示。扭矩传感器感应部分包括两个线圈和一个滑套（铁芯）。转向轴助力式转向系统的转向轴从中间断开，上段为输入轴，下段为输出轴，输入轴与输出轴之间用扭杆连接。传感器滑套套在输出轴外，固定在扭杆上的导向销插入传感器滑套的斜槽中，导向销既可随输出轴一同转动，也能沿滑套的斜槽作上下移动。当转向阻力较小时，转动方向盘后，滑套与转向输出轴一起转动，滑套不做上下运动；当转向阻力较大时，转向力矩增大，扭杆发生扭转，输入轴和输出轴的转角不同，相应的导向销和滑套转动角度也不同，导向销迫使滑套上下移动。这时，滑套（铁芯）外围的两个线圈可检测到运动的大小和方向，从而获得转矩的大小和方向。

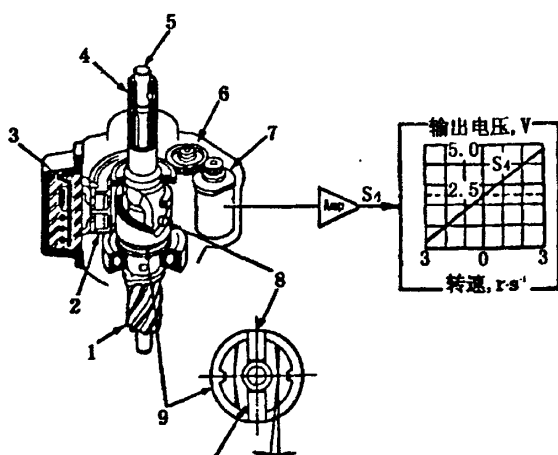


图 2.3 扭杆式扭矩传感器结构图

1-齿轮；2-差分变速器；3-接口电路；4-转矩输入轴；5-扭力杆；

6-传动齿轮；7-直流发电机；8-凸块；9-滑套；10-变压器绕组

另外也有采用体积小、精度高的非接触式扭矩传感器。非接触式扭矩传感器中有一对磁极环，其原理是：当输入轴与输出轴之间发生相对扭转位移时，磁极环之间的空气间隙发生变化，从而引起电磁感应系数变化，其结构如图 2.4 所示。非接触式扭矩传感器的优点是体积小，精度高；缺点是成本较高。

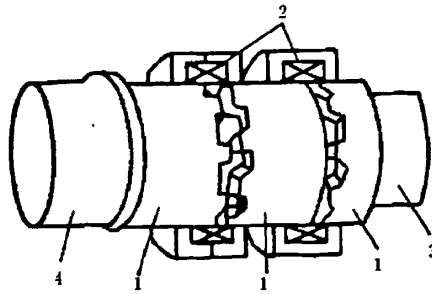


图 2.4 非接触式扭矩传感器

1-检测环；2-检测线圈；3-输入轴；4-输出轴

### 2.2.2 助力电机

作为 EPS 的助力源，电动机的功能是根据电子控制单元的指令输出适宜的辅助扭矩。电动机对 EPS 的性能有很大影响，是 EPS 的关键部件之一，所以 EPS 对电动机有很高要求，首要的是可靠性高，控制简单。为此，国内外已产品化的 EPS 多采用直流电动机。近年来，新的应用需求（例如，重型载货汽车也装用 EPS）对助力电动机提出了新的要求：低转速大扭矩、转动惯量小、扭矩波动小、尺寸小、重量轻等，直流电机已经越来越不能适应 EPS 发展的需要。目前，具有高效率、高功率和高转矩惯性比的永磁同步电动机的出现在世界各国（以德国和日本为首）掀起了一股研制和生产永磁同步电动机及其驱动控制器的热潮，永磁同步电动机作为 EPS 助力电动机的应用研究也提上了日程。

永磁同步电动机与直流电动机相比较，除了具有无机械换向器和电刷、结构简单、体积小、运行可靠、环境适应能力强等优点外，还具有如下优点：易实现正反转切换；定子绕组发热少；散热容易；快速响应能力好。最重要的一点是，永磁同步电动机的比功率（单位体积所能发出的功率）远远超过了一般直流电动机，这样就可以在不增加系统体积、不增加（甚至减少）成本的情况，方便的将 EPS 应用于需要较大转向力的汽车（如重型货车）上。随着永磁材料和电力电子器件的性能价格比的不断提高，现代控制理论、微机控制技术和制造工艺的迅猛发展，永磁同步电动机必将给 EPS 的发展注入新的内容。我们选用无刷永磁直流电动机。其最大电流为 30A 左右，额定电压为 12V，额定转矩为 10Nm 左右。这种电动机具有运行效率高、无励磁损耗以及调速性能好等诸多优点。助力电动机的功用是根据控制器的指令产生相应的转矩输出。助力电动机对 EPS 系统性能的影响很大，是 EPS 的关键部件之一。系统不仅要求电动机低转速大扭

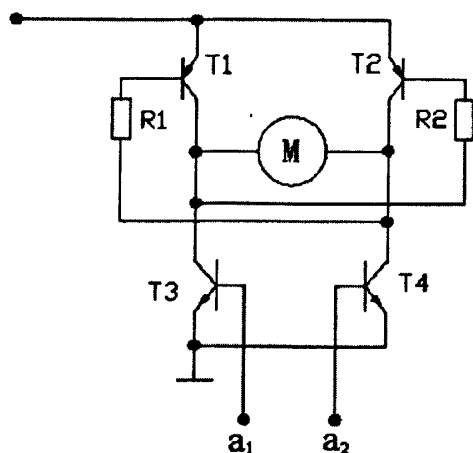


图 2.5 助力电机正反转控制原理图

晶体管 T3 导通，T2 得到基极电流而导通，电流经 T2、电动机 M、T3 和搭铁（地线）而构成回路，于是电机正转；当 a2 端得到输入信号时，电流则经 T1、电动机 M、T4 和搭铁而构成回路，电机则因电流方向相反而反转。控制触发信号端电流的大小，就可以控制通过电动机电流的大小。

### 2.2.3 电磁离合器

如图 2.6，为单片干式电磁离合器的工作原理图：当电磁离合器控制电流通过滑环进入电磁离合器线圈时，主动轮产生电磁吸力，带花键的压板被吸引，并与主动轮压紧，于是电动机的助力经过输出轴、主动轮、压板、花键和从动轴传递给执行机构。

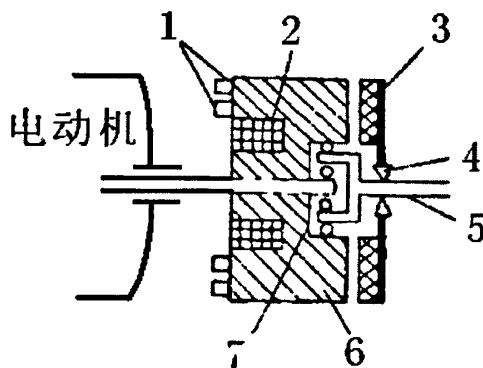


图 2.6 电磁离合器工作原理

1—滑环；2—线圈；3—压板；4—花键；5—从动轴

6—主动轮；7—滚珠轴承

EPS 中的电磁离合器主要是起到安全保护的作用，当 EPS 发生故障、助力电机工作电流过大等情况下，电磁离合器会及时切断，汽车仍可以以传统的机械转向装置进行

工作,从而保障整个系统和行车的安全。为了不使电动机和电磁离合器的惯性影响转向系的工作,离合器应及时分离,以切断辅助助力。

#### 2.2.4 减速机构

EPS 的助力减速机构与电动机相连,是放大电动机的输出扭矩,将其传递至转向柱上的重要组成部分,在系统中占有重要位置。助力机构设计应考虑汽车上转向机构安装空间的大小,结构应尽量简单、紧凑,正向转动效率要高而逆向转动效率要适当,并要保证转动惯量和摩擦,间隙尽可能的小。这样既能保证一定的转向轻便性和路感,又能有适当的转向灵敏度。目前,减速机构有助力方式和位置推动方式两种形式。助力方式主要有蜗轮蜗杆机构和齿轮箱变速机构;位置推动方式主要有差动轮系机构。蜗轮蜗杆机构结构简单,传动比大,便于安装,但需要通过离合器与转向柱相连,主要用于转向轴助力式 EPS,如图 2.7 所示。图 2.8 所示即为日本铃木公司奥拓汽车助力转向用转矩传感器与减速机构的安装实例。图中的 3、9、10 为减速机构。也有的减速机构采用两级行星齿轮与传动齿轮组合式。为了抑制噪音和提高耐久性,减速机构中的齿轮大多采用树脂材料制成,有的采用特殊齿形。

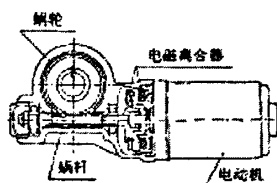
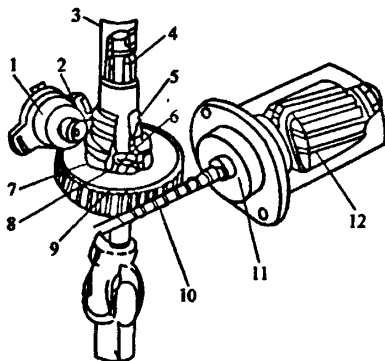


图 2.7 蜗轮蜗杆式减速机构



2.8 转矩传感器与减速传感器的安装

- 1-转矩传感器; 2-控制臂; 3-输入轴; 4-扭杆; 5-滑块; 6-球槽;  
7-滑环; 8-钢珠; 9-蜗轮; 10-蜗杆; 11-电磁离合器; 12-电动机

### 2.2.5 车速传感器

车速传感器常采用电磁感应式。当汽车行驶时，固定在变速箱内侧的齿轮盘转动，与固定在变速箱壳体上的车速传感器产生相对移动，车速传感器获得连续的正弦信号，信号频率与车速成正比。另外，车速也可以从仪表盘中获得。

### 2.2.6 电子控制单元

电子控制单元 ECU 作为关键部件，主要有微处理器、与传感器输入信号相匹配的接口电路、微处理器内置的模数转换器 (A/D)、PWM、监测微处理器工作的监测电路，无刷直流电动机的驱动电路和 MOSFET 组成的放大驱动电路等部分组成。其基本工作原理如下：转向时，控制单元根据检测到传感器的信号以及电机的电流/电压信号，判断汽车的转向状态（转向或“转向回正”），向驱动单元发出控制指令，通过电机驱动芯片使 MOSFET 按一定的占空比导通，使电机按方向盘转动的速度和方向产生所需的助力转矩，协助驾驶员进行转向操纵。

电控单元根据各传感器输入的信号通过查询控制策略表确定控制参数，并根据控制参数控制电动机转动。另外电控单元还需要对系统进行故障诊断，一旦发现故障，将中断对电动机供电，EPS 系统的故障指示灯点亮，并将故障以代码的形式进行存储记忆。

驱动单元主要是由无刷直流电动机驱动芯片和 MOSFET 驱动电动机正向和反向转动的驱动电路、电流传感器和控制电动机电路通断的继电器组成。电控单元对电动机的驱动电路进行监测，当驱动电流不正常时将中断向电动机供电。

### 2.2.7 系统故障自诊断和安全功能

EPS 具有故障自诊断和显示功能。当出现任何一种故障时，系统均可显示出故障代码。如果同时出现两个以上故障时，则依次显示其故障代码。

与安全有关的信号流程是：当由电池电压过低检测电路、电源装置短路检测电路、时钟监测电路和其他监测电路以及由 ECU 检测出一个故障时，仪表板上的故障灯点亮，控制器上显示故障代号。

## 2.3 EPS 的基本控制策略<sup>[22][27]</sup>

EPS 的基本功能是根据转向作用力产生助力力矩。EPS 的控制器有两种型式：一种是以车辆的行驶速度施控，叫速度型控制器；另一种是以发动机的运转速度施控，称转速型控制器。目前广泛采用是速度型控制器，即系统在每一个车速下都可得到最优化



的转向作用力。此外，系统还根据转向转矩变化率、转向角和转向角速度进行控制以改善瞬态转向灵敏度。

### 2.3.1 EPS 的控制原理图

在掌握 EPS 的工作原理前提下，将 EPS 系统用框图表示如下，如图 2.9，2.10：

表示法一：

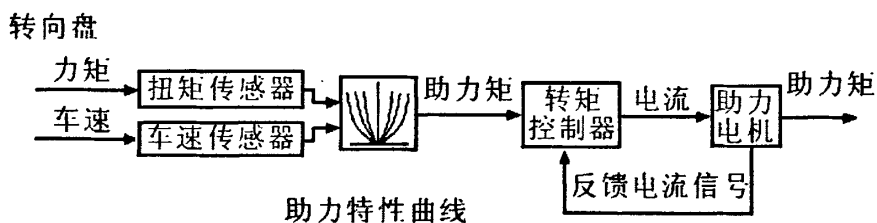


图 2.9 汽车 EPS 控制原理图（表示法一）

表示二：

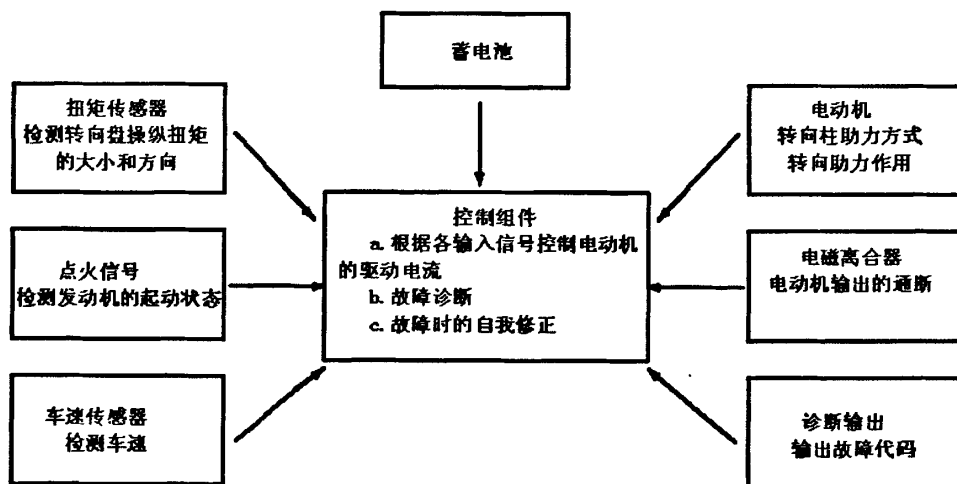


图 2.10 汽车 EPS 控制原理图（表示法二）

### 2.3.2 基本控制策略

根据汽车转向行驶的不同情况要求，EPS 按不同的控制方式进行控制，通常来说，对应汽车转向行驶的不同情况有三种基本控制方式。汽车在低速行驶过程中进行转向时，电控单元对电动机进行普通控制，使电动机具有较好的转向响应，使转向操纵轻便灵敏。汽车在高速行驶过程中进行转向时，电控单元通过 FET 驱动电路对电动机进行回正控制或阻尼控制。当方向盘回转到中间位置时，电控单元对电动机进行回正控制，使电动机产生一个与转速成正比的阻力矩。在转向过程中将方向盘释放时，电控单元对

电动机进行阻尼控制,此时电动机短路,供给电压为零,电动机将产生一个与电动机转向助力相反的转矩,使驾驶员能够获得适度的路感。图 2.11 所示为 EPS 控制策略框图。

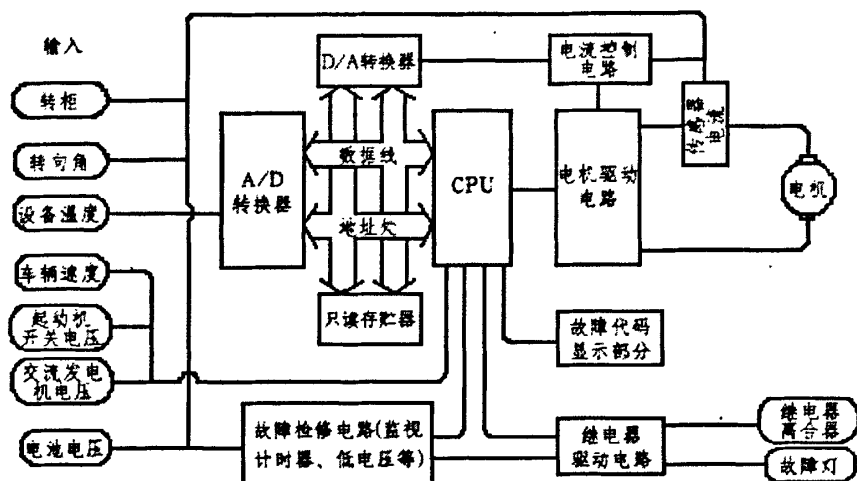


图 2.11 EPS 控制策略框图

### 2.3.2.1 普通控制

普通控制（助力控制）是 EPS 的基本控制模式。其控制过程主要是：根据车速传感器测得的车速信号和方向盘力矩传感器测得的方向盘力矩信号，调用助力特性控制表<sup>[33]</sup>，并根据电动机的电磁转矩特性确定助力电流，以获得适当的助力转矩。

#### （1）助力转矩控制策略

助力转向控制系统主要由转向传感器、转向角传感器、车速传感器及微电脑控制

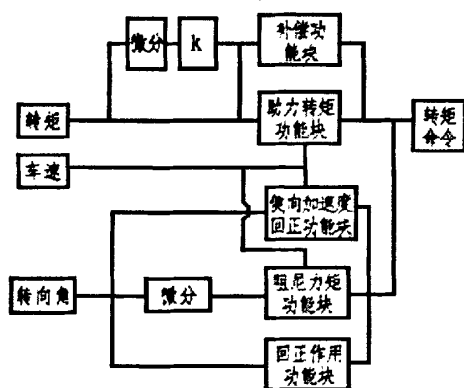


图 2.12 助力转矩控制策略框图

单元组成。二个主要传感器产生的信号是控制助力转向的主要依据。当转向盘工作时，转向传感器和转向角传感器分别检测到转向轴上转动力矩和转向盘转动位置两个信号，将这两个信号与车速传感器测得的车速信号一起不断地输入微电脑控制单元，控制单元通过数据分析以决定转向方向及其所需的最佳助力值，然后发出相应的指令给控制器，从而驱动电机通过助力装置实现汽车的转向。控制模块的精确计算，可任意改变电机的转矩大小，使传动机构获得所需的任意助力值。图 2.12 所示即为助力转向控制策略框图。

## (2) 助力控制策略

当汽车以不同车速转向时,电机在控制模块的作用下开始工作,输出相应大小及方向的转向力矩。从点火起动到高速行驶,其转向对应的转向力也从高到低,汽车在原地转向时,电机输出最大转向力矩。当汽车不转向时,电机不工作。

1) 冷起动控制策略:汽车在冬季起动时,传统的液压助力转向系统反应缓慢,直至液压油预热后才能正常工作。由于 EPS 控制模块不依赖于发动机,而且没有液压油管,对冷天气不敏感,即使在 $-40^{\circ}\text{C}$ 时也能工作,所以 EPS 控制模块可提供快速的冷起动。由于 EPS 起动时不需预热,就节省了能量,不使用液压泵,避免了发动机的寄生能量损失,提高了燃油经济性。EPS 车辆和液压助力转向车辆对比实验表明,在不转向情况下,电动助力转向车辆燃油消耗降低 2.5%;在转向情况下,燃油消耗降低了 5.5%。

2) 转向跟随性控制策略:助力电动机与助力机构直接相连,可使其能量直接用于车轮的转向,并可利用惯性减振器,使车轮的反转和转向前轮摆振大大减小。因此电动助力转向的抗扰动能力远大于液压助力转向。旋转力矩由电机提供,增强了转向车轮对转向盘的跟随性能。

### 2.3.2.2 回正控制策略

在方向盘“转向回正”时,对 EPS 进行的控制为回正控制,目的在于改善系统的回正性能。转向时,前轮回正力矩使转向轮向直线行驶的状态变化。在汽车低速行驶过程中,当方向盘转动后回到中间位置时,电控单元使电动机电流迅速减小,使转向车轮迅速回正;而在汽车高速行驶过程中,当方向盘转动后回到中间位置时,电控单元将使电动机电流逐渐减小,对车轮产生转向阻尼,使汽车具有稳定的转向特性。

当车辆的使用因素发生变化,系统的“转向回正”特性也随之改变。若“转向回正”时力矩过大,引起方向盘位置超调,可以利用电机阻尼抵消超调量。若“转向回正”时力矩不足,引起方向盘不能回到中间位置,则需要对助力电流进行补偿,其原理与阻尼控制相似。回正控制的控制过程为:首先判断方向盘是否处于“转向回正”状态,当助力电机旋转方向和转向输入的旋转方向相反,进行“转向回正”控制,否则进行助力控制。“转向回正”控制同样需要电动机角速度估算值。“转向回正”控制又分为以下两种:

#### (1) 转角回正控制策略

EPS 在控制策略中,设置的控制算法能最大限度调整设计参数,从而获得最佳的转

向回正特性。根据转角传感器输入的信号，可自动产生“转向回正”作用。当驾驶员使转向盘转动一定角度后松开时，能够自动调整使车轮回到正中。从最低车速到最高车速，可得到一组回正特性曲线，并获得电机在不同车速及不同车况下的转矩特性，这种转矩特性能显著提高转向能力，提高与车辆动态性能相匹配的“转向回正”特性。

### (2) 侧向加速度回正控制策略

控制模块根据转向角和车速计算出车辆的侧向加速度，并根据计算出的侧向加速度调制出最佳回正力矩。图 2.13 所示。在同样的侧向加速度下，EPS 车与普通车辆比较，明显 EPS 车转向盘力小，回正能力自然比普通车强。

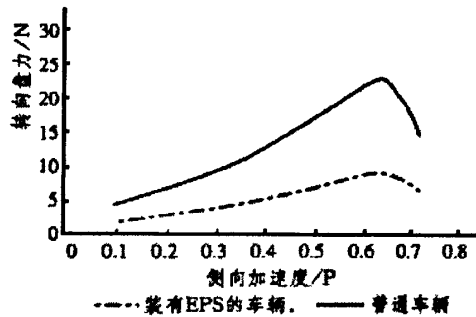


图 2.13 转向盘特性与侧向加速度关系曲线

### 2.3.2.3 阻尼控制策略

阻尼控制是 EPS 为提高汽车高速直线行驶时的稳定性，减小路面冲击对方向盘的影响而采用的一种控制模式。阻尼控制是在普通控制确定的目标电流之上补偿阻尼控制电流，其主要是通过引入电动机转速的方法来实现。

阻尼控制可以衰减汽车高速行驶时出现的方向盘抖动现象，消除转向车轮因路面输入引起的摆振现象。阻尼控制原理是当电动机绕组发生短路时，电动机将会产生一个大小与其转速成正比的反向转矩，电控单元就是利用这一特性对电动机进行阻尼控制的。

### 2.3.2.4 补偿控制策略

补偿控制策略是根据转向作用力的变化率沿力矩变化的方向产生补偿力矩，来克服电机的惯量、阻尼和摩擦对电机输出力矩的影响。补偿力矩的大小由电机的惯量、阻尼和摩擦力的大小及电机的转速、转向加速度和转动方向决定。

综合普通控制、阻尼控制和回正控制的结果，就得到我们所需要的目标电流。在正常转向过程中，我们采用普通控制模式；当作用在方向盘上的力减小，方向盘在“转

向回正”力矩的作用下“转向回正”趋势时,采用回正控制模式,促使电动机的助力转矩随施加在方向盘上的力的减小而平稳下降。因为 EPS 含有电动机、减速传动机构等部件,具有较大的转向系统摩擦力矩和惯性力矩,若无“转向回正”控制,在低速时会使系统“转向回正”性能不良。但采用“转向回正”控制后,侧向加速度低的区段“回正”性能得到改善,侧向加速度高的区段却出现回正过量现象,我们采用阻尼控制模式来解决这个问题。采用阻尼控制模式后,在车辆高速转向行驶放松方向盘后,侧滑角速度能迅速收敛,改善了高速时的转向稳定性。

## 2.4 安全功能控制策略

安全功能控制策略是指当助力转向系统出现任何一种故障时,控制模块能迅速检测出故障,并显示其故障代码,以便采取相应的安全措施,即停止助力转矩控制或限制助力转矩控制。停止助力转矩控制是指:当控制模块的基本部件,如转矩传感器、电流传感器、助力装置及它们的连线等出现故障时,离合器断开,电源继电器释放,从而停止助力转矩控制。限制助力转矩控制是针对可能出现的故障提出的,一旦出现蓄电池电压降低、助力装置过热时,控制模块就会执行命令。此外,为了防止过热,控制模块对连续几分钟内的电流消耗进行监测,保证电流消耗不超过预先规定的数值。

上述部分开路或断路的故障可以用测量传感器输出端的电压降来判断。在正常运转范围内的传感器仍有输出值的故障较难检测出来。但是可以在各种运动条件下,检测每个传感器的输出值,并把这些输出值和预先设置的正常输出值精确地进行比较,确切地检测出传感器的故障,并采取适当的处理措施。

限制助力转矩控制功能是力图防止可能会出现故障。一旦出现可导致系统故障或严重故障的蓄电池电压降低、助力装置过热等,系统就会执行这种功能。

蓄电池电压过低:当发动机处于怠速工况,蓄电池充电不足,且车辆过载的情况下,若助力转向系统仍继续运转,则蓄电池将大量放电。此时如果继续使用蓄电池,将会导致蓄电池失效。为了预防这种情况,保护蓄电池,系统将限制助力电机的电流。

助力装置温度升高:如果汽车长时间爬坡,或热天在拥挤的道路上行驶,系统为了防止助力电机过热,系统对连续几秒钟内电机的电流消耗进行监测,且保持电流消耗不超过预先规定的数值,当系统检测到平均电流损耗过大时,也会执行这种功能。

## 2.5 本章小结

本章介绍了 EPS 的组成和工作原理，并对 EPS 的助力特性进行了简要的介绍。在本章的后半部分重点介绍了 EPS 系统的主要构件的工作原理，同时详细地阐述了系统的基本控制策略以及故障自诊断和安全功能控制策略。

### 第三章 EPS 仿真的初步研究

#### 3.1 MATLAB/Simulink 仿真平台的介绍

系统仿真是根据被研究的真实系统的数学模型研究系统性能的一门学科，现在尤其是指利用计算机去研究数学模型的方法。计算机仿真的基本内容包括系统、模型、算法、计算机程序设计、仿真结果显示、分析与验证等环节。

MATLAB 是一套数值分析软件，可以实现数值分析、优化、统计、偏微分方程数值解、自动控制、信号处理、图像处理等若干领域的计算和图形显示功能。自 20 世纪 80 年代 Math Works 公司推出 MATLAB，经过十几年的发展，它已经成为国际上最流行的科学与工程计算的软件工具和具有广泛应用前景的计算机高级编程语言。MATLAB 语言以复数矩阵作为基本编程单元，具有强大的数值计算能力、图形表达功能及可视化的仿真环境，并且简单易学，具有扩展性。另外 MATLAB 还提供了图形用户界面设计与开发功能。应用 MATLAB 编写的程序还可以经过编译，形成独立可执行程序，脱离 MATLAB 环境运行。此次开发的软件正好侧重于数值计算及图形表达，所以选择 MATLAB 作为开发语言及平台。

Simulink 是一个用来对动态系统进行建模、仿真和分析的软件包，它支持连续、离散或者两者混合的线性和非线性系统，也支持具有多种采样速率的多速率系统。它为用户提供了用方框图进行建模的图形接口，与传统的用微分方程和差分方程建模的仿真软件包相比，具有更直观、更方便、灵活的优点。同时用 Simulink 创建的模型可以具有递阶结构，用户可以采用从上到下或从下到上的结构创建模型。可以从最高级开始观察模型，然后用鼠标双击其中的子系统模型，来检验下一级的内容，依次类推，从而可以看到整个模型的细节，帮助用户理解模型的结构和各个模块之间的关系。在模型建立以后，用户可以通过 Simulink 的菜单命令或者在 MATLAB 的命令窗口输入命令来对它进行仿真。通过 Scope 模块和它的画图模块，在仿真的同时，可以观察仿真的结果<sup>[32]</sup>。

但是在实际应用中，通常会发现有些过程用普通的 Simulink 模块不容易搭建，可以使用 Simulink 支持的 S-Function 格式，用 MATLAB 语言或 C 语言等写出描述过程的程序，构成 S-Function 模块，即可如标准的 Simulink 模块那样直接调用。

S-Function 是系统函数（System-Function）的简称，是采用非图形化的方式描述一个功能的模块（区别于 Simulink 的系统模块），是 Simulink 的运作核心。S-Function 有

三种表现方式：框图形式、M 文件形式、MEX 文件形式。其中框图表现直观，运行速度比较快；MATLAB 的 M 文件编写灵活，适应面宽，运行较慢；MEX 文件运行速度最快。在解决较复杂的问题时，常常需要不同的方法交叉使用。

### 3.2 理想助力特性

配备电动助力装置的汽车转向系统，应尽可能不悖于驾驶员原有的驾驶习惯，这样驾驶员才能在转向时得心应手。方向盘力矩与助力矩之间的理想关系应具备以下特点 [34]：

(1) 在输入转向力矩很小的区域，希望助力部分的输出越小越好，助力部分基本不起作用，以保持较好的路感；

(2) 在常用的快速转向行驶区间，为使转向轻便，降低驾驶员劳动强度，助力部分发挥作用，助力效果要明显；

(3) 原地转向时的转向阻力矩很大，应尽可能产生较大的助力转向效果，此时，助力矩增幅也应较大；

(4) 随着车速的升高，方向盘力矩减小时，不助力的区域应增大，且在高速行驶至一定车速时停止助力，以使驾驶员获得良好的路感，保证行车安全；

(5) 各区段过渡要平滑，避免操作力出现跳跃感，且助力矩不能大于同工况下无助力时的转向驱动力矩，即转向助力矩应小于转向阻力矩，否则将出现“打手”现象。

将上述特点与原则量化，可得理想的助力特性曲线。如图 3.1 所示。由于电动机输出转矩与电流间存在线性关系，因此该图反映出助力矩随行驶工况的变化规律，可以把它作为研究电动机控制规律的参照。

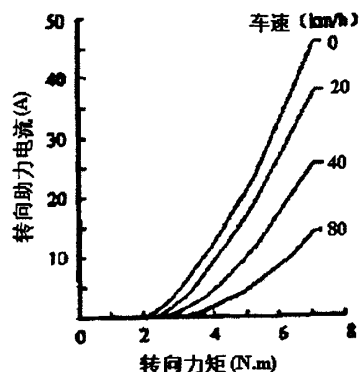


图 3.1 理想助力特性

### 3.3 控制系统的选择

对助力电动机输出转矩的控制是 EPS 研究的重点。由于电动机的输出转矩是由其工作电流决定的，因此助力控制可归结为对电动机电流的控制（如图 3.2），其控制输入为车速信号和方向盘扭矩信号。在研究初期，我们尝试使用单纯的比例控制和 PD 控制等经典控制系统，从仿真结果看，它们只能适用于车速变化范围很小、方向盘转角不大的情况，因此不能从根本上解决各种行驶工况下转向系统“轻”与“灵”的矛盾问题。



造成这一现象的原因是控制输入量与输出量间存在非线性映射关系,这种关系被称为电动助力转向系统的助力特性<sup>[35]</sup>。

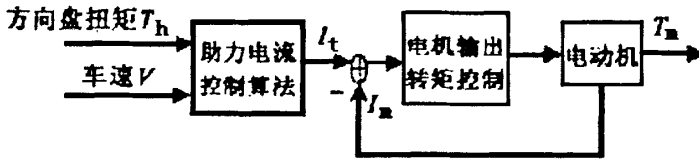


图 3.2 控制系统框图

### 3.3.1 PID 控制系统

PID 控制是最早发展起来的控制策略之一,由于其算法简单、鲁棒性和可靠性高,被广泛应用于过程控制和运动控制,尤其适用于可建立精确数学模型的确定性控制系统<sup>[36]</sup>。然而实际工业生产过程往往具有非线性、时变不确定性,难以建立精确的数学模型。应用 PID 控制器不能达到理想的控制效果,而且在实际生产现场中,由于受到参数整定方法繁杂的困扰,常规 PID 控制器参数往往整定不良、性能欠佳,对运动工况的适应性很差。而计算机技术和智能控制理论的发展为复杂动态不确定系统的控制提供了新的途径。采用智能控制技术,可设计智能 PID 和进行 PID 的智能参数整定。模糊 PID 控制器是一种应用广泛的一种智能控制器,它将模糊控制和 PID 控制器两者结合起来,扬长避短,既具有模糊控制灵活而适应强的优点,又具有 PID 控制精度高的特点。因此, PID 控制器在工业过程控制中有着广泛的应用。

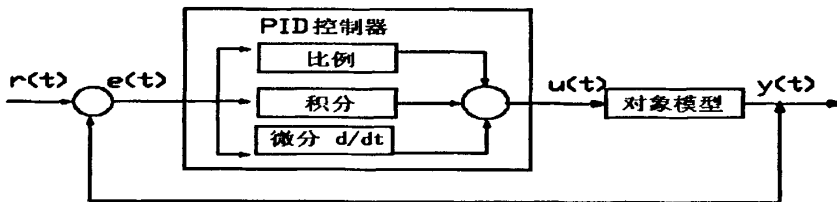


图 3.3 典型的 PID 控制结构

图 3.3 所示为典型的 PID 控制系统结构。PID 控制器是由比例、积分和微分三个环节叠加构成的,各环节分别对误差信号  $e(t)$  进行运算,其结果的加权和将构成系统的控制信号  $u(t)$  一并送给对象模型。PID 控制器的数学描述为:

$$\mu(t) = k_p [e(t) + \frac{1}{k_i} \int e(\tau) d\tau + k_d \frac{de(t)}{dt}] \quad (3.1)$$

式中:  $k_p$ ——比例环节调整参数

$k_i$ ——积分环节调整参数

$k_d$ ——微分环节调整参数

PID 控制器各环节所起的作用如下:

(1) 比例环节抑止闭环系统的瞬态偏差信号  $e(t)$ , 通过增加  $k_p$  值还可加快系统响应速度, 提高闭环响应的幅值。但  $k_p$  值不能无限制增加, 对于不同的闭环控制系统  $k_p$  的取值范围不同, 超出该限制范围, 系统将不稳定;

(2) 积分环节主要用于消除系统的静差, 提高系统的无差度。积分作用的强弱取决于积分的时间常数  $k_i$ ,  $k_i$  越大积分作用越弱, 反之则越强。而过强的积分作用使系统的超调量增加, 系统的稳定性变坏;

(3) 微分环节能反映偏差信号的变化趋势 (变化速率), 并能在偏差信号值变大之前, 在系统中引入一个有效的早期修正信号, 从而加快系统的动作速度, 减少调节时间。其不足之处是放大了噪音信号。

可见, 比例环节能够实现转向轻便, 微分环节能够实现转向灵敏。但是, PID 控制器只适用于对线性系统的控制。如将其引入电动助力转向系统, 对于一定的行驶工况, 通过选择合适的  $k_p$  和  $k_d$  值, 尚可获得理想的助力效果, 但工况一变则助力效果会变得不理想, 甚至失效。因此, 需要采用一种非线性控制系统实现对  $k_p$  和  $k_d$  值自适应调整。

### 3.3.2 模糊神经网络控制系统

对 PID 控制器各环节进行自调整的方法很多, 其中模糊推理不失为一种结构简单且易于实现的方案。模糊推理系统需要依靠专家的经验 and 知识, 并通过 if-then 的模糊条件语句在控制程序中实现, 前文所述的助力特性便是这样的专家经验。但模糊推理系统又过于依赖专家经验, 很难期望它能获得满意的控制效果。

将神经网络技术与模糊推理系统相结合, 是目前非线性控制领域内一种十分有效和普遍使用的方法。神经网络的一大特点就是它的自学习功能, 如果用理想助力特性曲线内的输入、输出数据对来训练神经网络, 则不仅网络的权值被调整了, 模糊输入与模糊输出的隶属度函数也会得到相应地调整, 即专家经验被定量地修订了。即使控制对象的模型发生变化, 我们可以使用新的数据对进行在线训练模糊神经网络, 使专家经验得到不断地修订, 以达到自适应控制的目的。此外, 采用模糊神经网络系统调整 PID 控制器参数, 可以增强 EPS 的干扰抑止能力, 且经调整后的助力特性曲线的各区段过渡更平滑。

### 3.4 EPS 模型

电动机的助力作用，可以通过扭矩传感器所检测到的扭矩信号确定，扭矩信号越小，表明电动机的助力效果越好。EPS 可视为线性系统，把方向盘转角  $\theta_1$  设为输入信号，转向轴转角  $\theta_2$  设为输出信号，输出与输入之间的函数关系分析如下<sup>[37][38]</sup>：

$$\begin{aligned}\theta_1 &= \theta_1(t) \\ \theta_2 &= \omega\end{aligned}\quad (3.2)$$

式中： $\theta_2$ ——转向轴转角；

$\omega$ ——转向轴角速度；

若电机采用比例加微分（PD）控制方式，则有：

$$U = k_p k_s (\theta_1 - \theta_2) + k_d k_s (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) \quad (3.3)$$

式中： $k_p$ ——比例增益；

$k_d$ ——微分增益；

以转向轴为研究对象，建立力矩平衡方程：

$$J \ddot{\theta}_2 + B \dot{\theta}_2 = T_a + k_s (\theta_1 - \theta_2) - T_r \quad (3.4)$$

式中： $J$ ——等效到转向轴上的转动惯量；

$T_p$ ——减速前的电机助力力矩；

$T_r$ ——等效到转向柱的转向阻力；

$B$ ——转向轴有效阻尼系数；

在小转角条件下，轮胎特性可认为是线性的，故可认为作用到转向柱的阻力矩与转向角是成比例的，即：

$$T_r = k_c \theta_2 \quad (3.5)$$

式中： $k_c$ 为等效到转向柱的前轮侧偏刚度。

根据电机的特性，电枢电压  $U$ 、电磁力矩  $T_m$ 、转速  $\omega$  三者关系为：

$$T_m = \frac{k_a}{R} (U - k_b G_1 \omega) \quad (3.6)$$

式中： $T_m$ ——电机电磁力矩；

$G_1$ ——从电动机到转向轴的传动比；

$K_a$ ——扭矩常数;

$K_b$ ——电机电磁力常数;

$R$ ——电机电枢阻力系数;

则电动机对转向柱提供的助力, 由电动机运行的助力学方程确定:

$$T_m - \frac{T_a}{G_1} = J_m \theta_m + B_m \dot{\theta}_m \quad (3.7)$$

式中:  $J_m$ ——电动机的转动惯量;

$B_m$ ——电动机的有效阻尼;

$\theta_m$ ——电动机的转角,  $\theta_m = G_1 \theta_2$ ;

$$\text{令 } k_1 = \frac{k_a}{R}$$

$$k_2 = \frac{G_1 k_a k_b}{R} = G_1 k_b k_1$$

$$\text{则 } T_m = k_1 U - k_2 \omega \quad (3.8)$$

将式 (3.5)、(3.7) 代入平衡方程 (3.4) 可得:

$$J \ddot{\theta}_2 + B \dot{\theta}_2 = G_1 (T_m - T_m \theta_m - B_m \dot{\theta}_m) + k_s (\theta_1 - \theta_2) - k_c \dot{\theta}_2 \quad (3.9)$$

将式 (3.2)、(3.3) 代入平衡方程 (3.9) 整理得:

$$\begin{aligned} (J + G_1^2 J_m) \ddot{\theta} + (B + G_1^2 B_m + G_1 k_2 + G_1 k_d k_s k_1) \dot{\theta}_2 + (G_1 k_p k_s k_1 + k_c) \theta \\ = G_1 k_d k_s k_1 \theta_1 + k_s (G_1 k_p k_1 + 1) \theta_1 \end{aligned}$$

$$\text{令 } C_1 = J + G_1^2 J_m, \quad D_1 = G_1 k_d k_s k_1$$

$$C_2 = B + G_1^2 B_m + G_1 k_d k_s k_1$$

$$C_3 = k_s G_1 k_p k_1 + k_c$$

可得简化后的方程:

$$C_1 \ddot{\theta}_2 + C_2 \dot{\theta}_2 + C_3 \theta_2 = D_1 \dot{\theta}_1 + C_3 \theta_1 \quad (3.10)$$

式 (3.10) 描述了以方向盘转角为输入, 转向轴转角为输出的线性系统函数关系。

式 (3.10) 两边进行拉氏变换:

$$C_1 s^2 \theta_2(s) + C_2 s \theta_2(s) + C_3 \theta_2(s) = D_1 s \theta_1(s) + C_3 \theta_1(s) \quad (3.11)$$

系统的传递函数为：

$$H(s) = \frac{M(s)}{\theta_1(s)} = \frac{D_1 s + C_3}{C_1 s^2 + C_2 s + C_3} \quad (3.12)$$

以  $s = j\omega$  代入上式，可得到系统的频率响应函数：

$$H(j\omega) = \frac{C_3 + jD_1\omega}{C_3 - C_1\omega^2 + jC_2\omega} \quad (3.13)$$

系统的幅频特性为：

$$A(\omega) = |H(j\omega)| = \sqrt{\frac{C_3^2 + D_1^2\omega^2}{(C_3 - C_1\omega^2)^2 + C_2^2\omega^2}}$$

系统的相频特性为：

$$\phi(\omega) = \angle H(j\omega) = \arctan \frac{D_1(C_3 - C_1\omega^2)\omega - C_3C_2\omega}{C_3(C_3 - C_1\omega^2) + D_1C_2\omega^2}$$

分析幅频特性研究系统的助力效果：幅值  $A(\omega)$  较小时，说明系统有很好的助力作用。分析相频特性研究系统的跟踪性能：相位角  $\phi(\omega)$  小，系统的滞后小，响应灵敏度高。线性系统模型中， $J$ 、 $B$  是转向系固有参数， $k_s$  为扭矩信号系数， $K_1$ 、 $K_2$  为电机系数，且均为常量，只有  $D_1$ 、 $C_2$ 、 $C_3$  为可控量，因此在一定范围内选择较大的比例增益  $k_p$  ( $C_3$  大) 和微分增益  $k_d$  ( $C_2$  稍大)，就能使幅值  $A(\omega)$  和相位角  $\phi(\omega)$  较小，从而优化转向系的助力作用和系统的响应灵敏度（比例增益  $k_p$  大，系统的助力效果明显，微分增益  $k_d$  能在一定程度上补偿系统的响应滞后性，同时也优化了助力作用）。

## 第四章 EPS 转向传感器的动态补偿策略

### 4.1 测试输出动态补偿的原理<sup>[48]</sup>

测试系统的动态特性主要由其幅频特性决定。通过动态校准实验可以获得测试系统的幅频特性曲线。例如,某传感器的幅频特性曲线如图 4.1 所示。当被测信号中包含的各频率分量小于  $\omega_1$  时,幅频特性曲线基本是平直段,可以保证信号中的各频率分量获得相同的放大或衰减,也就是说传感器可以无失真地反映被测信号。频率区间  $(0, \omega_1)$  被称为仪器的工作频带。通常意义下的动态测量,也就是根据被测信号的特点,选取满足上述关系的传感器或测试系统而直接进行测量,而动态校准的目的就是为人们进行合理的传感器选择提供一条频率特性曲线。然而,随着科学研究的深入,需要进行测量的动态信号中包含的频率分量范围越来越宽,而传感器动态特性的提高却是有限的。因而,在实际应用中难免出现了进行测量的传感器的幅频特性曲线的平直段小于信号中所包含的最高频率分量的情况。此时,传感器或测试系统不能满足动态测试无失真测量的条件,信号中超出仪器的工作频带的频率分量受到了不同程度的放大或衰减,导致所测信号波形出现失真。

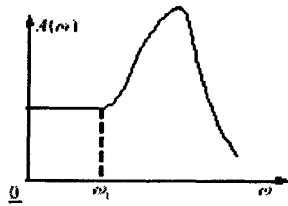


图 4.1 幅频特性曲线

动态补偿所要研究的内容就是要在传感器或测试系统不变的情况下,如何从失真的所测信号波形中恢复出真实的被测信号。由于信号失真是因为测试系统对被测信号中部分的频率分量进行了不一致的放大或衰减而造成的,因此,动态补偿通过在测试系统输出后面级联一个补偿环节,即动态补偿滤波器,对经过不一致的放大或衰减的频率分量进行补偿,从而使级联补偿环节的等级放大系统的幅频特性的平直段大于被测信号的有效频率段,以此来达到减小动态误差的目的。由上可知,设计动态补偿滤波器的前提是精确获得测试系统频率特性的参数模型。因此,在需要进行动态补偿的场合,对动态校准的精度要求更高,并要利用适当的系统辨识方法获取测试系统动态特性的参数模型。

补偿法的实质是通过给原测试系统增加一个环节（硬件或软件）来改善测量系统的动态性能，从而达到减小动态误差的目的。分析一下测量系统的零极点，你就会发现总有一对复极点或实极点决定系统的动态性能，称之为主导极点，它在零极图上最靠近单位圆。为此设计一个动态补偿单元，取测试系统的主导极点作为它离散传递函数的零点，用以抵消主导极点对测试系统动态特性的影响，并按照所要求的系统动态特性，设计补偿单元的极点，若某一测试系统的传递函数为  $H_1(z)$ ，现在就要设计一个动态补偿滤波器，它的传递函数为  $H_2(z)$ ，使得  $H_1(z)H_2(z)=1$ 。1 是一种理想的状态，在物理上是不可实现的，盲目追求理想的结果反而容易导致系统不稳定，产生振荡。所以，一般让  $H_1(z)H_2(z)=H_3(z)$ ，而  $H_3(z)$  是一个频带比  $H_1(z)$  宽的多的系统，一般至少宽数倍以上。这样，在测试系统后，接一个传递函数为  $H_2(z)=H_3(z)/H_1(z)$  的补偿环节，就能获得较宽的系统频带。

## 4.2 EPS 系统动态特性分析

EPS 系统由于采用了非接触式转向传感器和助力电机，系统的动态特性比机械式转向系统复杂得多。使用转向扭杆测量转向盘的力矩，降低了系统的刚性：由于传感器感知的是扭杆角度的变化，所以对转向盘力矩的感知也有一定的滞后，使系统的跟随性变差。另外，传感器输出的信号易受干扰而产生瞬时畸变，影响了系统的稳定性。采用了助力电机后，由于电机的起动、惯性等因素的影响也对整个系统的稳定性和跟随性产生不利的影响。所以必须采用补偿控制器，通过对传感器输出信号的补偿来改善系统的稳定性和快速性。

由于系统的转向轴、齿条轴和助力电机的动态方程，各参数之间相互耦合，相互影响，所以分析系统的动态特性必须使用全动态模型。

在本系统中，转向传感器输出用式 (4.1) 表示。助力电机的电磁力矩计算用式 (4.2) 所示， $K_a$  为转向助力增益。

$$y_c = K_c \left( \theta_c - \frac{x_r}{r_p} \right) \quad (4.1)$$

$$T_m = K_a y_c \quad 0 < K_a \leq K_a^{\max} \quad (4.2)$$

对应具体的车型参数，利用 MATLAB 可获得该系统的闭环传递函数。该系统是个高阶系统，可等效为如图 4.2 所示的一个单位负反馈系统。

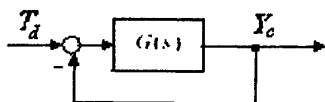
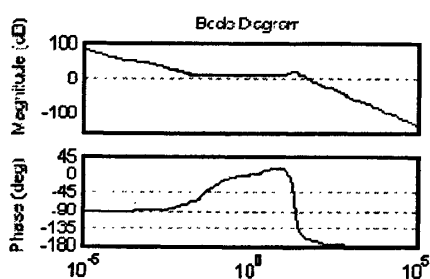
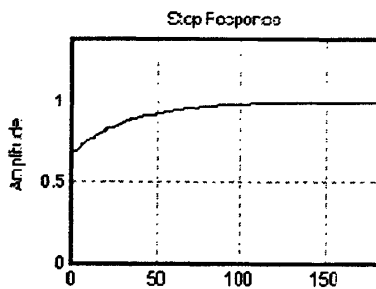


图 4.2 电动转向系统等效单位负反馈系统

对未加补偿器时的系统进行频域和时域分析。其开环系统的 Bode 图如图 4.3 所示，系统的剪切频率  $\omega_c=57.14\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$ ，相角稳定裕度  $\gamma=18.911\text{deg}$ ，模值稳定裕度  $L_h=-228.82\text{dB}$ 。闭环系统单位阶跃响应图如图 4.4 所示，从图中可看出，系统响应初期的超调量  $s=6.46\%$ ，在该时间段内上升时间较快。经过一段时间的振荡后，进入了过渡期，整个系统的过渡时间  $t_s=59.2\text{s}$ ，说明原系统的暂态性能和稳态性能都不能满足实际的使用要求，需要对原系统进行动态补偿。



(横坐标为频率，单位：Hz，纵坐标如图上所标识)



(横坐标为时间单位：s，纵坐标为幅值)

图 4.3 未校正系统 Bode 图

图 4.4 单位阶跃响应图

### 4.3 动态补偿器的设计<sup>[49][50]</sup>

#### 4.3.1 控制系统设计概述

在经典控制理论中，所谓系统设计，就是在给定的性能指标下，对于给定的对象模型，确定一个能够完成给定任务的控制器（常称为校正器或者补偿控制器），即确定校正器的结构和参数。所谓给定的任务即指系统满足的静态与动态性能要求，控制系统设计又叫做控制系统的校正或者控制系统的校正设计。

系统的静态性能指标有：稳态误差 ( $e_{ss}$ )，静态位置误差系数 ( $K_p$ )，静态速度误差系数 ( $K_v$ )，静态加速度误差系数 ( $K_a$ ) 等。

系统的动态性能指标有时域的与频域的。时域指标为超调量 ( $\sigma\%$ )、峰值时间 ( $t_p$ )、调节时间 ( $t_s$ )；频域指标有峰值 ( $A_m$ )、峰值频率 ( $\omega_m$ )、频带 ( $\omega_b$ )、剪切频率 ( $\omega_c$ )、模值稳定裕度 ( $L_h$ )、相角稳定裕度 ( $\gamma$ ) 等。



在经典控制系统里，主要数学模型是微分方程或传递函数。基于传递函数模型的有动态结构图、频率特性等。故控制系统设计方法有基于微分方程求解的分析微分方程特征根的根轨迹法，有基于频率特性的 Bode 图法。

按照校正器与给定受控对象联接的方式，有串联校正、反馈校正、前置校正与干扰补偿四种。串联校正控制器的频域设计方法中，使用的校正器有超前校正器、滞后校正器以及超前滞后校正器等。它们分别在不同的场合使用有效。

### (1) 超前校正设计

这种校正设计方法的突出特点是校正后系统的剪切频率比校正前的大，系统的快速性能得到提高。如果采用无源网络作校正器，会产生增益损失，现已被有源校正所代替。这种校正方法经常被要求稳定性好、超调小以及动态过程响应快的系统采用。

### (2) 滞后校正设计

滞后校正设计是指利用校正器对数幅频特性曲线具有负斜率（即幅频曲线的渐近线与横坐标夹角的正切值小于零）的区段及其相频曲线具有负相移（即相频曲线的相角值小于零）区段的系统校正设计。这种校正设计方法的突出特点是校正后，系统的剪切频率比校正前的小，系统的快速性能变差，但系统的稳定性能却得到提高。可见，在系统快速性要求不是很高，而稳定性与稳态精度要求很高的场合，滞后校正设计方法是很适合的。

### (3) 滞后—超前校正设计

滞后—超前校正设计是指既有滞后校正作用又有超前校正作用的校正器设计，既具有滞后校正的高稳定性能、高精度的长处，又具有超前校正响应快、超调小的优点。虽然这种校正所用装置或元、器件要多些，会增加设备投资，但因其优良的性能，在要求高的设备中仍经常被采用。

## 4.3.2 控制系统串联校正的基本思路

### 4.3.2.1 频域法校正的基本思路

频域法校正即是借助 Bode 图进行校正。当系统动态性能不能满足要求时，仅通过改变开环增益  $K$  来改善其动态性能，其结果往往是动态性能得到提高，而静态性能却降低了，以至于不能满足品质指标的要求。即改变开环增益  $K$  常常不能使静态、动态指标都满足要求。此时必须对系统进行校正。

为使系统既有较好的稳态性能，又有一定的稳定裕量，则可通过两个办法来实现。

其一, 是以满足系统稳态性能指标的开环增益为基础, 对系统 Bode 图在剪切频率附近提供一个相位超前量, 使之达到动态相角稳定裕量的要求, 而保持低频部分不变。这个办法即是相位超前校正。其二, 是仍以满足系统稳态性能指标的开环增益为基础, 对系统 Bode 图保持低频段不变, 将其中频段与高频段的模值加以衰减, 使之在中频段的特定点处, 达到满足动态相角稳定裕量的要求, 这个办法即是相位滞后校正。

#### 4.3.2.2 根轨迹校正的基本思路

根轨迹法校正即是借助根轨迹曲线进行校正。系统的期望主导极点往往不在系统的根轨迹上。由根轨迹的理论, 添加上开环零点或极点可以使根轨迹曲线形状改变。若期望主导极点在原根轨迹的左侧, 则只要加上一对零、极点, 使零点位置位于极点右侧。如果适当选择零、极点的位置, 就能够使系统根轨迹通过期望主导极点  $S_1$  点位置时的稳态增益满足要求。此即为相位超前校正。

系统的期望主导极点若在系统的根轨迹上, 但是在该点的静态特性不满足要求, 即对应的系统开环增益  $K$  太小。单纯增大  $K$  值将会使系统阻尼比变小, 甚至于使闭环特征根跑到复平面  $S$  的右半平面去。为了使闭环主导极点在原位置不动, 并满足静态指标要求, 则可以添加上一对偶极子, 其极点在其零点的右侧。从而使系统原根轨迹形状基本不变, 而期望主导极点处的稳态增益得到加大。此为相位滞后校正。

#### 4.3.3 系统补偿器设计

对于本系统, 要达到系统实际的应用要求, 既要提高系统响应的快速性, 又要提高系统的稳态精度。基于以上分析, 本文采用了串联滞后—超前校正网络对系统进行校正。期望系统的性能指标为: (1) 超调量  $s \leq 5\%$ ; (2) 调节时间  $t_s \leq 0.5s$ ; (3) 单位斜坡响应稳态误差  $e_{ssv} \leq 0.01$ 。根据期望的性能指标, 本文采用根轨迹设计方法, 设计该系统的串联—滞后校正控制器。

##### 4.3.3.1 根轨迹超前校正设计原理

设计原理: 若期望主导极点  $S_1$  在原根轨迹的左侧, 则只要加上一对零、极点, 使零点位于极点的右侧。当适当选择零、极点的位置, 就能够使系统根轨迹通过期望主导极点  $S_1$ , 并且使主导极点在  $S_1$  点位置时的稳态增益满足要求。根轨迹超前校正设计方法有几何法和由几何法演变公式的解析法两种。本文只介绍几何法的设计过程。

设未校正系统的传递函数为  $G_o(s)$ , 超前校正器的传递函数为:

$$G_c(s) = k_c \cdot G'_c(s) = k_c \frac{s+a}{s+b} \quad (4.3)$$

则校正后系统的开环传递函数为：

$$G_{ope}(s) = G_o(s) \cdot G_c(s) = G_o(s) \cdot k_c \frac{s+a}{s+b} \quad (4.4)$$

根轨迹超前校正几何方法的设计步骤如下：

(1) 根据要求的动态品质指标，确定闭环主导极点  $S_1$  的位置。 $S_1$  的位置确定后，该点在复平面的相角为  $\phi = \angle(S_1)$ ；

(2) 计算使根轨迹通过主导极点  $S_1$ ，所需的补偿角  $f_c$ 。补偿角  $\phi_c$  的计算公式为  $f_c = 180^\circ - \angle(S_1)$ ；

按图 4.5 确定  $G_c(s)$  的零极点，可使其附加增益最小，其方法是：

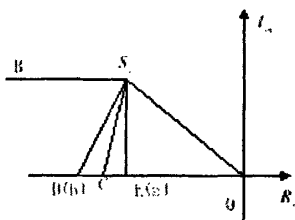


图 4.5 确定根轨迹超前校正器零极点

1) 过  $S_1$  点作水平线  $S_1B$ ，则  $\angle BS_1O = f$ 。

2) 作  $\angle BS_1O$  的角平分线  $S_1C$ 。

3)  $S_1C$  两边作  $\angle DS_1C = \angle ES_1C = f_c / 2$ 。线  $S_1D$ ,  $S_1E$  与负实轴的交点坐标分别为  $b$ 、 $a$ ，则可确定超前校正器的极、零点：

$$G'_c(s) = \frac{s+a}{s+b}$$

(3) 由根轨迹幅值条件即  $[G_o(s) \cdot G_c(s)] = 1$  计算校正器的增益  $K_c$ 。

#### 4.3.3.2 根轨迹滞后校正设计原理

根轨迹滞后校正设计是为了使闭环主导极点在根轨迹上；并满足静态指标要求，可以在根轨迹上添加一对偶极子，使其极点在其零点的右侧，从而使系统原根轨迹形状基本不变，而在期望主导极点处的稳态增益得到加大。以下是根轨迹滞后校正设计的基本原理。

设原系统的开环传递函数为：

$$G(s)H(s) = \frac{K_r \prod_{i=1}^m (s + z_i)}{s^v \prod_{j=v+1}^n (s + p_j)} \quad (4.5)$$

式  $z_i$ ——系统前向通道传递函数的零点；

$p_j$ ——系统前向通道传递函数的极点；

$K_r$ ——开环系统根轨迹增益；

$V$ ——系统型别。

根据系统根轨迹方程幅值条件，则根轨迹增益  $K_r$  为：

$$k_r = \frac{[s]^v \prod_{j=v+1}^n [s + p_j]}{\prod_{i=1}^m [s + z_i]} \quad (4.6)$$

设滞后校正器传递函数为：

$$G_c(s) = \frac{1 + Ts}{1 + \beta Ts} \quad (4.7)$$

则校正系统的开环传递函数为：

$$G_c(s)G(s)H(s) = \frac{K_{rc} \prod_{i=1}^m (s + z_i)}{s^v \prod_{j=v+1}^n (s + p_j)} \cdot \frac{1 + Ts}{1 + \beta Ts} \quad (4.8)$$

当零点  $-1/T$  与极点  $-1/\beta T$  相对于点  $S_1$  是一对偶极子时，根据幅值条件则：

$$K_{rc} = \beta \cdot \frac{[s_1]^v \prod_{j=v+1}^n [s_1 + p_j]}{\prod_{i=1}^m [s_1 + z_i]} \quad (4.9)$$

式中  $S_1$  为期望主导极点，将  $S_1$  代入式 (4.6)，由 (4.9) 则有  $K_{rc} = \beta \cdot K_r$ 。

对应于式 (4.7) 有校正系统静态开环增益：

$$K_c = K_{rc} \frac{\prod_{i=1}^m z_i}{\prod_{j=v+1}^n p_j} = \beta \cdot K_r \frac{\prod_{i=1}^m z_i}{\prod_{j=v+1}^n p_j} \quad (4.10)$$

考虑式 (4.7) 与 (4.10) 可得  $K_c = \beta \cdot K$ 。故校正系统的静态开环增益增大为原系统

开环增益的  $\beta$  倍。

由上述基本原理，根轨迹滞后校正设计可归纳如下步骤：

(1) 绘制未校正系统的根轨迹，根据动态品质指标要求，在根轨迹上确定期望闭环主导极点  $S_1$  的位置。

(2) 根据式 (4.6) 确定在点  $S_1$  的根轨迹增益  $K_r$ ，根据式 (4.7) 确定在点  $S_1$  未校正系统的开环增益  $K$ 。

(3) 计算系统所要求的静态误差系数  $K_0$ 。

(4) 为了满足静态品质指标，计算误差系数所需增加的倍数  $\beta = \frac{K_0}{K}$ 。

(5) 选择滞后校正器的零点  $-1/T$  与极点  $-1/\beta T$ ，使之满足  $\frac{z_i}{p_i} = \beta$ ，

这就要求  $-1/T$  与  $-1/\beta T$  相对于  $S_1$  是一对偶极子，并距离坐标原点越近越好。

(6) 校验所有性能指标是否合乎要求。

### 4.3.3.3 系统动态补偿器的设计

根据 4.3.3.1 小节介绍的根轨迹超前校正器设计原理与 4.3.2 小节介绍的滞后校正器设计方法，通过 MATLAB 工具，计算得到本系统的超前滞后校正补偿器：

$G_c(s) = G_1(s)G_2(s)$ ，其中：

$$G_1(s) = \frac{1.54s+1}{24.1s+1}, G_2(s) = \frac{s+0.95}{s+26.9}$$

滞后校正网络  $G_1(s)$  为低通滤波器，对系统的中频段部分加以衰减，减小剪切频率  $\omega_c$ ，提高系统的稳定裕度，同时能够有效抑制噪声的干扰。超前校正网络  $G_2(s)$  可看作一个 PD 环节，能够有效减小系统的超调。

图 4.6 和图 4.7 中的曲线为校正后系统的 Bode 图和单位阶跃响应图。系统的剪切频率  $\omega_c = 52.37 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ ，相角稳定裕度  $\gamma = 19.384^\circ$ ，模值稳定裕度  $L_h = 22.88 \text{ dB}$ 。系统的超调量  $s = 0.9347\%$ ，过渡时间  $t_s = 0.251 \text{ s}$ ，稳态误差  $e_{ss} = 0.009$ 。表明经过校正后的系统的快速性和稳定性都有了很大的提高，满足了系统的设计要求。

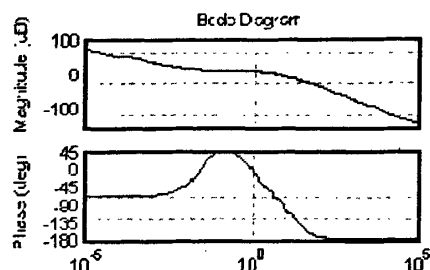


图 4.6 校正后系统开环 bode 图

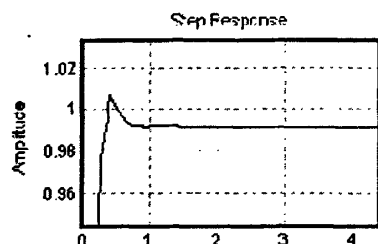


图 4.7 校正后系统单位阶跃响应曲线

## 4.4 仿真研究

为检验该动态补偿器对 EPS 系统的影响,建立了如图 4.8 所示的 EPS 系统的等效模型结构图,根据设计的动态补偿器,应用图 4.8 的动态结构图,对系统进行了仿真研究。

以转向盘力矩  $T_d=5\text{Nm}$ , 频率  $\omega_c=0.143\text{Hz}$  为输入信号,得到图 4.9,图 4.10,图 4.11 及图 4.12 所示的未补偿时曲线 1 与补偿后的曲线 2 的对比结果。图示表明,加入动态补偿器后,转向盘的角度、转向盘的角速度以及转向传感器输出力矩对转向盘输入力矩的响应加快,跟随性好,同时振荡大大减小,使系统的性能得到明显改善。助力力矩对转向盘输入力矩的跟随性比未校正时有明显的提高。

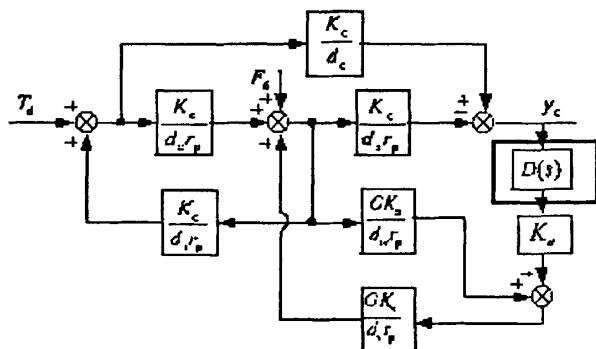


图 4.8 电动转向系统等效模型结构图

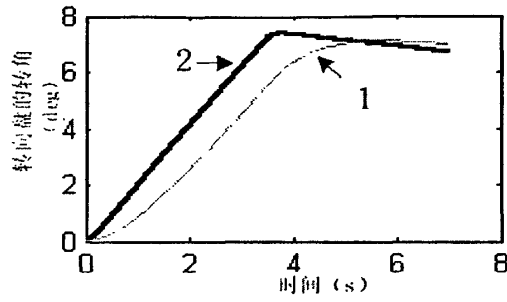


图 4.9 转向盘转角反应图

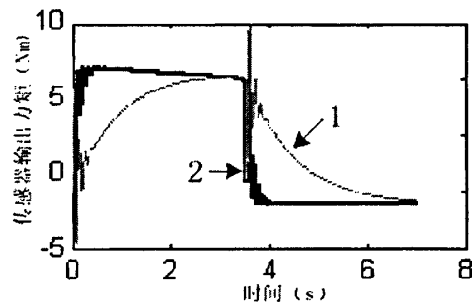


图 4.10 转向传感器输出力矩反应图

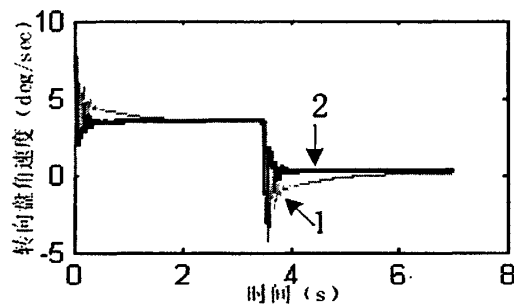


图 4.11 转向盘转速反应图

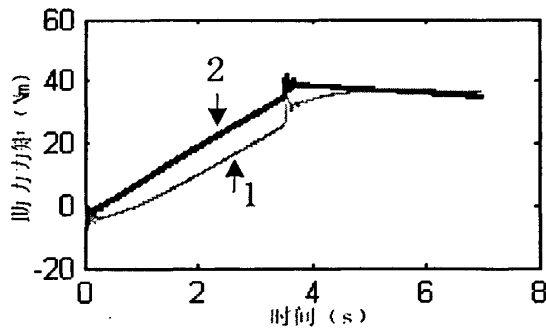


图 4.12 助力力矩反应图

## 4.5 实验结果

设计的控制器用有源集成运算放大器实现，在转向传感器输出信号处加入补偿器电路，并在电动转向系统综合实验台上进行了实验。给定转向盘的输入为顺时针和逆时针方向的阶跃信号，幅值为  $6\text{Nm}$ ，得到补偿前后转向传感器输出如图 4.13 和图 4.14 所示。由此可知，加入补偿器后，提高了转向传感器输出的跟随性意旨。

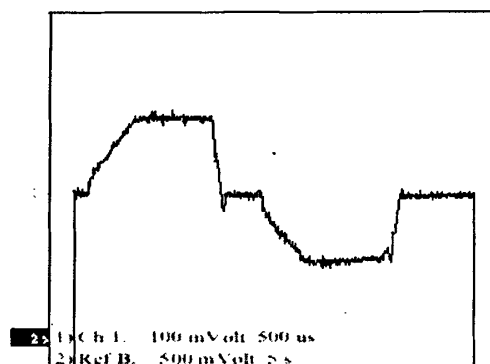


图 4.13 补偿前转向传感器输出

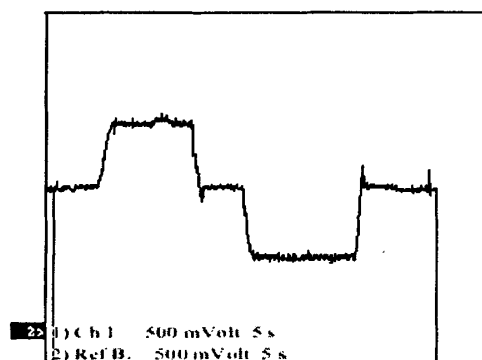


图 4.14 补偿后传感器输出

## 4.6 本章小结

本章主要依据测试输出动态补偿的原理以及控制系统串联校正的基本思路，利用 EPS 全动态数学模型设计的动态补偿控制器，有效地改善了由于使用转向传感器而造成的系统响应慢、稳定性差等不良后果，同时也对因使用助力电机及减速器所造成的助力力矩响应慢等进行间接的补偿。根轨迹的串联滞后校正器设计方法，在该控制系统的实际设计和应用中取得了良好的效果。助力电机对系统动态性能的影响是下一步研究的重点。



## 第五章 电机助力的控制研究

### 5.1 助力电机控制方法

目前, EPS 有着采用更多传感器的趋势, 如采用角度位置传感器以获得良好的回正特性, 采用横摆角速度传感器以改进车辆的操纵稳定性, 但其主要的工作原理仍然是基于转向转矩传感器的转向转矩助力控制。

在规定了助力电机产生的助力力矩  $T_a$  与车速  $v$ 、及驾驶员的转向操纵输入力矩  $T_d$  的关系。这样的设计要求, 可以兼顾汽车低速时的转向轻便性和高速时的操纵稳定性, 以及驾驶员在操纵汽车时对路感的要求。在实际的 EPS 实现中, 一般无法直接检测到驾驶员的操纵力矩, 因此, EPS 助力特性曲线中的横坐标就用可以检测到的转向柱力矩代替。另外, 曲线族的个数及在车速区域的分类形式也会影响到驾驶员的转向操纵手感和路感。

为了实现理想的 EPS 助力特性, 就需要对助力电机控制器进行设计。目前的设计方法有两类: (1) 基于经典控制理论传递函数分析的控制系统综合法。如助力电机电流给定闭环控制; (2) 基于现代控制理论状态空间模型的解析求解法, 如  $H_8$  控制。

基于经典控制理论传递函数分析的控制系统综合法的特点是, 控制系统从较简单的控制器设计出发, 逐步设计增加其它部分: 如用限滤波器以滤去机械共振噪声; 用低通滤波器以滤去传感器噪声; 用超前一滞后校正装置以提高整个控制系统的相位裕量等。最终达到提高控制系统的控制性能的目的。但这样的设计适用的对象大多是低阶的单输入和单输出系统, 因此在采用这种方法设计 EPS 控制系统时, 需要建立 EPS 的简化的低阶模型<sup>[51]</sup>。

目前 EPS 控制系统中最常见的助力电机控制方式主要是助力电机电流的闭环给定控制<sup>[52]</sup>, 其控制功能结构框图见图 5.1。本章重点采用这种控制策略。

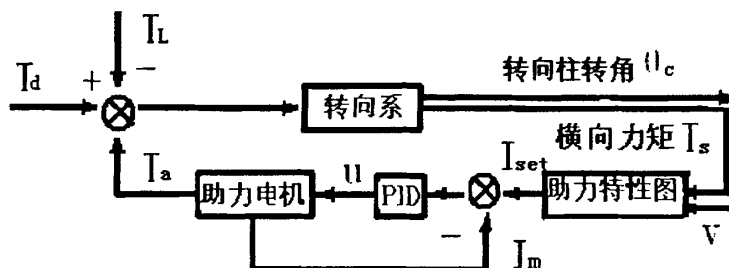


图 5.1 助力电机电流给定闭环控制

在应用中, 电机电流给定变量  $I_{set}$ , 它与要求的目标助力力矩  $T_a$  之间的关系为:

$$I_{set} = T_a / K_t G \quad (5.1)$$

助力电机产生的力矩  $T_m$  与其电枢电流  $I_m$  的线性关系为

$$T_m = K_t I_m \quad (5.2)$$

其中  $K_t$  是助力电机电磁转矩系数。在这样的 EPS 系统中, 对实际的助力特性调整也较直观和容易。另外, 电流闭环控制用的 PID 控制, 设计过程简单、控制参数调整方便和直观、控制算法实现容易、对控制用单片机的工作速度要求也不高。到目前为止, 这样的控制结构仍是一种较经济实用的 EPS 助力电机控制策略。

在图 5.1 所示的助力电机电流给定闭环控制结构的基础上, 为了提高系统的动态性能, 在电流给定环节层次上有一些改进的设定方式。如 EPS 在静态助力时, 当助力系数较大, 助力电机发生振荡时, 电流给定是在电流助力特性的基础上加上了与电机转速成比例的阻尼项, 提高系统频率特性的相位裕量, 抑制这种振荡。其中电机的转速是由一个观测器估计而得, 并通过滤波只获得高频振荡信号分量<sup>[43]</sup>。另外一种电流给定的改进方式则是在电流助力特性的基础上加上与检测到的转矩信号的微分成正比的补偿项, 它的主要目的是提高转向轻便性。

EPS 是一个多输入 (转向盘转矩转角和助力电机的控制电压)、多控制目标 (如仅在助力控制中就需同时满足助力设定特性控制目标和有一定的驾驶员路感控制目标)、具有一定非线性的控制系统, 采用  $H_8$  鲁棒控制器的设计方法可以很好地同时满足这些控制设计要求, 如图 5.2 所示。

设计  $H_8$  控制器的过程是一个最小化问题的求解过程, 这样得到的控制矩阵一般都是高阶的, 实际应用时需要降阶处理,

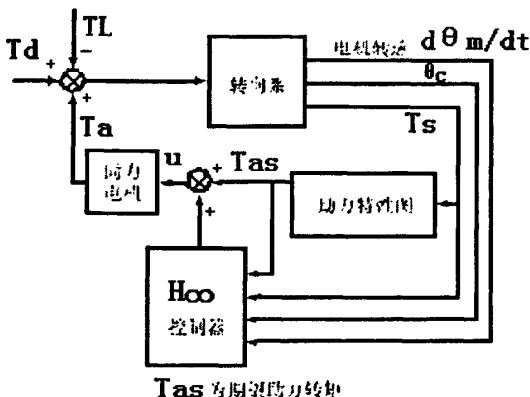


图 5.2 采用  $H_8$  控制器的 EPS 系统控制结构

在设计过程中的难点是如何将控制设计目标体现到最优问题的描述中 (如建立权函数), 主要的优点就是在控制设计时能考虑并满足多个控制目标的要求, 系统较容易稳定; 缺点是控制参数的局部调整与系统的控制性能的变化没有清晰的关系, 在控制器所需的多个输入变量无法直接检测到时, 需要增加

估计器来获得,这样会增加控制系统的复杂性,对控制芯片的计算能力提出更高的要求,使生产成本增加。因此,目前产品化的 EPS 系统还是以图 5.1 助力电机电流给定闭环控制的形式居多。

## 5.2 电动机模型

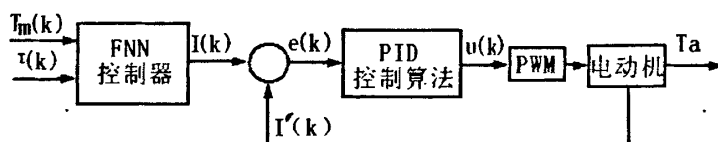


图 5.3 EPS 系统的控制过程

系统采用了图 5.3 所示的永磁式直流电动机<sup>[40]</sup>,电动机端电压  $u$  与电感  $L$ 、电枢电阻  $R$ 、反电动势常数  $k_b$ 、电机角速度  $\omega$ 、电流  $I$  和时间  $t$  之间的关系如下:

$$U = L \frac{dI}{dt} + RI + k_b \omega \quad (5.3)$$

电动机的助力学模型为:

$$T_m - T_o - T_f = J_m \frac{d\omega}{dt} \quad (5.4)$$

式中:  $T_m$ ——电动机电磁转矩;

$T_o$ ——电动机输出转矩;

$T_f$ ——电动机转子克服摩擦消耗的转矩,  $T_f = B_m \omega$ ;

$\omega$ ——电动机转子的角速度,  $\omega = 2pn = d_4 \cdot k_1$

$k_1$  为减速机构减速比;

$J_m$ ——电动机转子的转动惯量;

如电动机采用电流控制式,则电磁力矩  $T$  与电流  $I$  成正比有:

$$T_m = k_a \cdot I \quad (5.5)$$

式中:  $k_a$ ——电动机转矩系数;

根据式 (5.4) 可知电动机的输出转矩为:

$$T_o = k_a \cdot I - k_1 \cdot J \ddot{\delta}_4 - k_1 \cdot B_m \dot{\delta}_4 \quad (5.6)$$

电动机的输出转矩经减速机构放大后即助力转矩  $T_a$ :

$$T_a = n \cdot T_o = k_1 \cdot (k_a \cdot I - k_1 \cdot J \ddot{\delta}_4 - k_1 \cdot B_m \dot{\delta}_4) \quad (5.7)$$

式 (5.7) 就是电流控制式的电动机模型<sup>[45]</sup>。

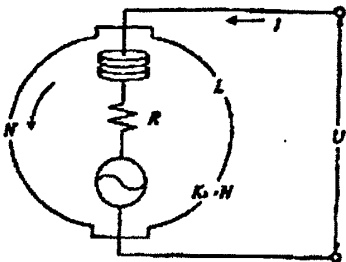


图 5.4 电动机等效电路图

5.3 系统助力学模型的分析

为了能充分地说明控制参数对助力特性的影响，在 MATLAB 中对前面建立的系统传递函数进行仿真，仿真在相同的转向系统中进行，保持一定的车速，侧向加速度限定在一定值以下，轮胎侧偏特性处于线性范围，其中系统的结构参数采用文献<sup>[37]</sup>中提供的数据并结合上节建立的模型得到，参数如下表：

表 5.1 参数表

$J(N \cdot m \cdot s / rad)$	0.01	$J_m(N \cdot m \cdot s / rad)$	0.002
$B(N \cdot m \cdot s / rad)$	0.3	$B_m(N \cdot m \cdot s / rad)$	0.02
$k_s(N \cdot m / rad)$	40	$k_a(N \cdot m / A)$	0.02
$k_b(V \cdot s / rad)$	0.02	$k_c(M \cdot m / rad)$	62.22
$G_i$	30	$R(\Omega)$	0.15

5.3.1 纯比例控制下系统特性的仿真分析

在对比比例控制下助力特性进行仿真时，我们从  $K_p=10$  到  $K_p=20$  之间以 2.5 为步长，对比比例系数分别取值，研究系统在不同比例系数下，转向轴转角对方向盘转角的单位阶跃响应和频率曲线。同时为了能够说明 EPS 能够降低驾驶员的操纵力，我们还可以引入无助力转向系统 ( $k_p=0$ ) 的单位阶跃响应和频率响应曲线。不同比例系数下系统的阶跃响应和频率特性分别如图 5.5 和 5.6 所示。

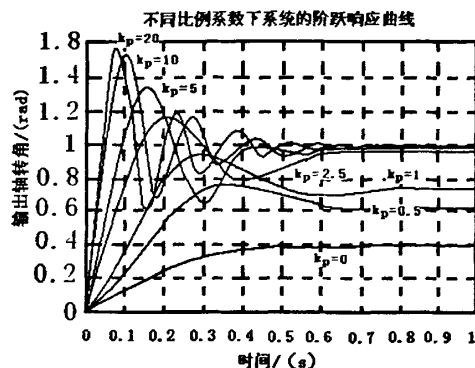


图 5.5 不同比例系数下系统的阶跃响应曲线

图 5.5 表明, 系统在单位阶跃响应中, 比例系数对电机输出助力的影响比较明显。随着比例系数的增大, 转向轴转角的稳态值也越来越大, 也就是说随着比例系数的增大, 电机提供的助力越来越大, 作用到方向盘上的操纵力矩越来越小, EPS 有效地提高了转向机构的转向轻便性。同时, 在小比例系数情况下, 系统阻尼较大, 响应缓慢; 随着比例系数的增大, 系统阻尼减小, 响应加快, 这时在转向过程中能明显感觉到由路面不平所引起的冲击, 系统的瞬态响应恶化。

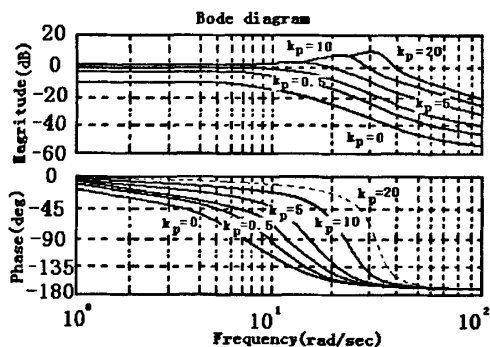


图 5.6 不同比例系数下系统的频率特性曲线

图 5.6 是系统的频率特性曲线。分析幅频特性曲线发现, 随着比例系数的增大, 转向轴转角的增益越来越大, 电动机输出的助力越来越大; 并且随着比例系数的增大, 系统阻尼增益减小, 系统出现共振峰现象, 在这个频段内路面不平度引起的方向盘摆振变得剧烈, 反向冲击严重。分析相频特性曲线发现, 随着比例系数的增大, 转向轴转角的相位滞后角 (绝对值) 明显减小, 系统有很好的随从特性。

### 5.3.2 比例加微分控制下系统特性的仿真分析

分析系统电机在纯比例控制下的仿真曲线发现, 选取较大的比例系数能有效地降低转向过程中方向盘操纵力, 但是比例系数选择过大, 在转向过程中路面的不平将会引

起方向盘的剧烈摆震。为了解决这个矛盾，对电机采用比例加微分的控制方法。研究系统在引入微分系数以后的助力特性时，采用在比例系数相同的情况下，我们取微分系数从  $k_d=0.01$  到  $k_d=0.1$  之间以 0.02 为步长来观察系统的响应。不同的微分系数下系统的阶跃响应曲线和频率特性曲线分别如图 5.7 和 5.8 所示。仿真过程中取比例系数  $k_p=1$ 。

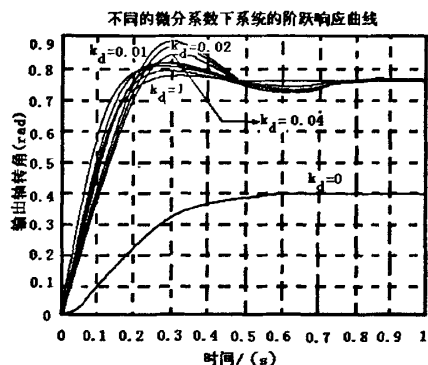


图 5.7 不同的微分系数下系统的阶跃响应曲线

图 5.7 表明，系统在单位阶跃响应中，比例系数相同，微分系数不同的情况下，转向轴转角具有同一稳态值，即电机提供的助力相同，不同的微分系数对系统的稳态值没有影响，只影响系统的瞬态响应。随着微分系数取值的不断增大，系统的超调量越来越小，系统响应得到明显改善；同时也发现，如果微分控制系数选择过大，系统的瞬态响应只有很小的超调量，路面的不平度传递不到方向盘上，驾驶员无法感受到来自路面的状况，路感完全丧失。

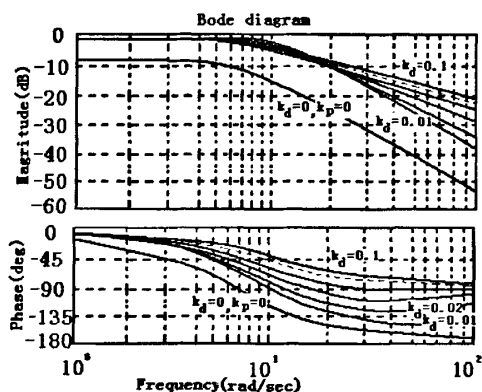


图 5.8 不同微分系数下系统的频率特性曲线

图 5.8 是系统的频率特性曲线。分析幅频特性曲线发现，随着微分系数的增大，系统的共振峰值越来越小，但稳态增益没有变化。即在转向过程中，以相同的速度转动方向盘时，电动机提供的助力没有变化，只是路感不同。分析相频特性曲线发现，随着微分系数的增大，转向轴转角的相位滞后角（绝对值）明显减小，系数的灵敏度较高，有

很好的随从特性，并且微分系数越大，助力响应越好。

## 5.4 控制系统 PID 设计

助力系统 PID 控制器设计的根本任务，是选择适当的三个控制参数  $k_p$ ,  $k_i$ ,  $k_d$ ，使系统达到预期的目标。

在选择控制器参数前，应首先确定控制器的结构，以保证被控系统的稳定，并尽可能消除静差。因此，对于有自平衡性的对象来说，应选择包含有积分环节的控制器，而对于无自平衡性的对象来说，则应选择没有积分环节的控制器。对某些有自平衡性的对象，也可选择比例或比例微分控制器，但这时会产生静差，如果选择合适的比例系数，可以使系统静差保持在允许范围内。对于具有纯滞后性质的对象，则往往应加入微分环节。

选择控制器的参数，必须根据工程问题的具体要求来考虑。在工业生产过程控制中，要求被控过程是稳定的，对给定量的变化能迅速而光滑地跟踪，在不同干扰下，系统输出应能保持在给定值范围内，控制变量不宜过大，在系统与环境参数发生变化时，控制应保持稳定。

PID 控制器的设计，可以用理论方法，也可通过实验。用理论方法设计控制器的前提是要有被控对象的准确模型。但即使花了很大代价进行系统辨识，所得的模型也只是近似的，加上系统的结构和参数都在随着时间变化，在近似模型基础上设计的最优控制器，在实际过程中就很难说是最优的。因此，PID 控制器的参数常常通过实验来确定，或者通过试凑、实验结合经验公式来确定。

### 5.4.1 试凑法确定 PID 控制参数

试凑法是通过模拟或闭环运行，观察系统的响应曲线（例如阶跃响应），然后根据各控制参数对系统响应的大致影响，反复试凑参数以达到满意的响应，从而确定 PID 控制参数。

增大比例系数一般将加快系统的响应，在有静差的情况下有利于减小静差。但过大的比例系数会使系统有较大的超调，并产生震荡，使稳定性变坏。

增大积分时间有利于减小超调，减小震荡，使系统更加稳定，但系统静差的消除将随之减慢。

增大微分时间也有利于加快系统响应，使超调量减小，稳定性增加，但系统对扰

动的抑制能力减弱，对扰动有较敏感的反应。

在试凑时，参考以上参数对控制过程的影响趋势，对参数实行先比例、后积分，再微分的整定步骤。

(1) 只整定比例部分。即将比例系数由小变大，并观察相应的系统响应，直到得到反应快、超调量小的响应曲线。如果系统没有静差或静差已小到允许范围内，并且响应曲线已属满意，那么只需用比例控制器即可，比例系数可由此确定。

(2) 如果在比例调节的基础上系统的静差不能满足设计要求，则需加入积分环节。整定时，首先置积分时间为一个较大值，并将经第一步整定得到的比例系数略为缩小，然后减小积分时间，使系统保持在良好动态性能的情况下，静差可得到消除。在此过程中，可根据响应曲线的好坏，反复改变比例系数与积分时间，以期得到满意的控制与整定参数。

(3) 若使用比例积分控制器消除了静差，但动态过程经反复调整仍不能满意，则可加入微分环节，构成比例积分微分控制器。在整定时可先置微分时间为零。在第二步整定的基础上增大微分系数，同时相应地改变比例系数和积分时间，逐步试凑，来获得满意的调节效果和控制参数。

应该指出，所谓满意的调节效果，是随不同的对象和控制要求而异的。此外，PID 控制器的参数对控制质量的影响不十分敏感，因而在整定中参数的选定并不是唯一的。事实上，在比例、积分、微分三部分产生的控制作用中，某部分的减小往往可由其它部分的增大来补偿。因此，用不同的整定参数完全有可能得到同样的控制效果。从应用的角度看，只要被控过程中主要指标已达到设计要求，那么即可选定相应的控制器参数为有效的控制参数。

#### 5.4.2 模糊自适应整定 PID 控制

用试凑法确定 PID 控制参数，需要进行较多的模拟或现场试验。为了减少试凑次数，我们利用人们在选择 PI 调节参数时取得的经验，事先根据一定的要求做一些实验，从而得到若干基准参数，然后按照经验公式，由这些基准参数导出 PID 控制参数，这就是实验经验法。

随着计算机技术的发展，人们利用人工智能的方法，将操作人员的调整经验作为知识存入计算机中，计算机根据现场实际情况自动调整 PID 参数，这样就出现了智能 PID 控制器。这种控制器把古典的 PID 控制与先进的专家系统相结合，实现系统的最佳



控制。这种控制必须精确地确定对象模型，首先将操作人员（专家）长期实践积累的经验知识用控制规则模型化，然后运用推理便可对 PID 参数实现最佳调整<sup>[53][58]</sup>。

由于操作者经验不易精确描述，控制过程中各种信号量以及评价指标不易定量表示，模糊理论为解决这一问题的有效途径，所以人们运用模糊数学的基本理论和方法，把规则的条件、操作用模糊集表示，并把这些模糊控制规则以及有关信息（如评价指标、初始 PID 参数等）作为知识存入计算机知识库中，然后计算机根据控制系统的实际响应情况（即专家系统的输入条件），运用模糊推理即可自动实现对 PID 参数的最佳调整，这就是模糊自适应 PID 控制。模糊自适应 PID 控制目前有多种结构形式，但其工作原理基本一致。

自适应模糊 PID 控制器以误差  $e$  和误差变化  $ec$  作为输入，可以满足不同时刻的  $e$  和  $ec$  对 PID 参数自整定的要求。利用模糊控制规则在线对 PID 参数进行修改，便构成了自适应模糊 PID 控制器，其结构如图 5.9 所示<sup>[58]</sup>。

PID 参数模糊自整定，是找出 PID 三个参数与  $e$  和  $ec$  之间的模糊关系，在运行中通过不断检测  $e$  和  $ec$ ，根据模糊控制原理来对 3 个参数进行在线修改，以满足不同  $e$  和  $ec$  时对控制参数的不同要求，而使被控对象有良好的动、静态性能。

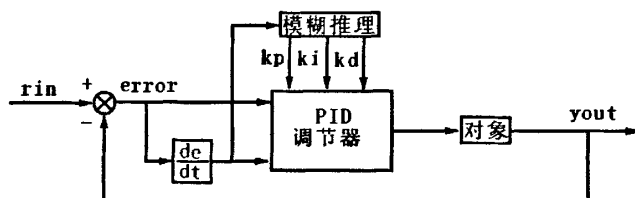


图 5.9 自适应模糊控制器结构

从系统的稳定性、响应速度和超调量等各方面来考虑， $k_p$ 、 $k_i$  和  $k_d$  的作用如下：

(1) 比例系数  $k_p$  的作用是加快系统的响应速度，提高系统的调节精度。 $k_p$  越大，系统的响应速度越快，调节精度越高，但易产生超调，甚至导致系统不稳定。 $k_p$  过小，则会降低调节精度，使响应速度缓慢，从而延长调节时间，使系统静态、动态特性变坏。

(2) 积分作用系数  $k_i$  的作用是消除系统的稳态误差。 $k_i$  越大，系统的静态误差消除越快，但  $k_i$  过大，在响应过程的初期会产生积分饱和现象，从而引起响应过程的较大超调。若  $k_i$  过小，将使系统静态误差难以消除，影响系统的调节精度。

(3) 微分作用系数  $k_d$  的作用是改善系统的动态特性，其作用主要是在响应过程中抑制偏差向任何方向的变化，对偏差变化进行提前预报。但  $k_d$  过大，会使响应过程提前制动，从而延长调节时间，而且会降低系统的抗干扰性能。

PID 参数的整定必须考虑到：在不同时刻，三个参数的作用以及相互之间的互联关系。模糊自适应整定 PID 是在 PID 算法的基础上，通过计算当前系统误差  $e$  和误差变化率  $ec$ ，利用模糊控制规则进行模糊推理，查询模糊矩阵表进行参数调整的。

模糊控制设计的核心是总结工程设计人员的技术知识和实际操作经验，建立合适的模糊规则表，得到针对  $k_p$ 、 $k_i$ 、和  $k_d$  三个参数分别整定的模糊控制表。

- (1)  $k_p$  的模糊规则表（见表 5.1）
- (2)  $k_i$  的模糊规则表（见表 5.2）
- (3)  $k_d$  的模糊规则表（见表 5.3）

表 5.1  $k_p$  的模糊规则表

$\Delta k_p$ $ec$		NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB		PB	PB	PM	PM	PS	ZO	ZO
NM		PB	PB	PM	PS	PS	ZO	NS
NS		PM	PM	PM	PS	ZO	NS	NS
ZO		PM	PM	PS	ZO	NS	NM	NM
PS		PS	PS	ZO	NS	NS	NM	NM
PM		PS	ZO	NS	NM	NM	NM	NB
PB		ZO	ZO	NM	NM	NM	NB	NB

表 5.2  $k_i$  的模糊规则表

$\Delta k_i$ $ec$		NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB		NB	NB	NM	NM	NS	ZO	ZO
NM		NB	NB	PM	NS	NS	ZO	ZO
NS		NB	NM	NS	NS	ZO	PS	PS
ZO		PNM	NM	NS	ZO	PS	PM	PM
PS		NM	PS	ZO	PS	PS	PM	PB
PM		ZO	ZO	ZO	PS	PM	PB	PB
PB		ZO	ZO	ZO	PM	PM	NB	PB

表 5.3  $k_d$  的模糊规则表

$\Delta k_d$ \ $ec$	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
$e$ \ NB	PS	NS	NB	NB	NB	NM	PS
NM	PS	NS	NB	NM	NM	NS	ZO
NS	ZO	NS	NM	NM	NS	NS	ZO
ZO	ZO	NS	NS	NS	NS	NS	ZO
PS	ZO	ZO	ZO	ZO	ZO	ZO	ZO
PM	PB	NS	PS	PS	PS	PS	PB
PB	PB	PM	PM	PM	PS	PS	PB

$k_p$ ,  $k_i$  和  $k_d$  的模糊控制规则表建立好后, 可根据如下方法进行  $k_p$ ,  $k_i$  和  $k_d$  的自适应校正。

将系统误差  $e$  和误差变化  $ec$  变化范围定义为模糊集上的论域。

$$e, ec = \{-5, -4, -3, -2, -1, 0, 1, 2, 3, 4, 5\}$$

其模糊子集为:

$e, ec = \{NB, NM, NS, O, PS, PM, PB\}$ , 子集中元素分别代表负大, 负中, 负小, 零, 正小, 正中, 正大。

设  $e$ ,  $ec$  和  $k_p$ ,  $k_i$ ,  $k_d$  均服从正态分布, 因此可得出各模糊子集的隶属度, 根据各模糊子集的隶属度赋值表和各参数模糊控制模型, 应用模糊合成推理设计 PID 参数的模糊矩阵表, 查出修正参数代入下式计算:

$$k_p = k_p' + \{e_i, e_c\}_p$$

$$k_i = k_i' + \{e_i, e_c\}_i$$

$$k_d = k_d' + \{e_i, e_c\}_d$$

在线运行过程中, 控制系统通过对模糊逻辑规则的结果处理、查表和运算, 完成对 PID 参数的在线自校正。其工作流程图如图 5.10 所示。

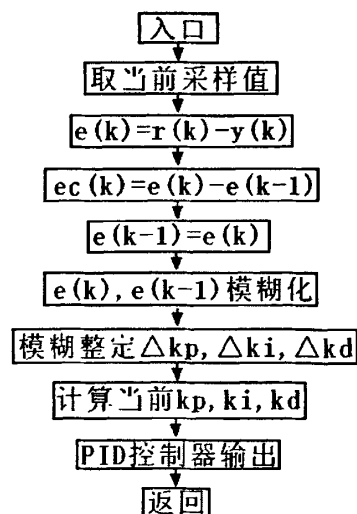


图 5.10 在线自校正工作流程图

## 5.5 模糊 PID 控制响应结果

根据前面的分析, 在 MATLAB 中以 ADDVAR、ADDMF 和 ADDRULE 等函数建立模糊控制规则表, 编写模糊自适应 PID 控制程序, 通过仿真可得到以下几个结果:

(1) 在 MATLAB 下运行 `plotmf(a,'input',1)` 可得到模糊系统第一个输入  $e$  的隶属度函数, 同理可得到  $ec$ ,  $kp$ ,  $ki$  和  $kd$  的隶属度函数, 如图 5.11 到 5.12 所示:

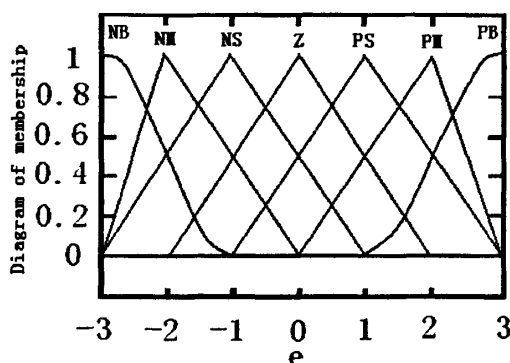


图 5.11 误差  $e$  的隶属度函数

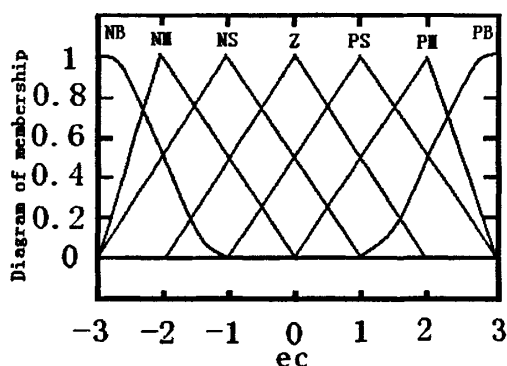


图 5.12 误差  $ec$  的隶属度函数

(2) 在 MATLAB 下运行 `plotfis(a)` 可观察模糊控制系统的构成。如图 5.13 所示:

(3) 在 MATLAB 下运行 `fuzzy fuzzpid.fis` 可进行 MATLAB 动态仿真工具箱动态仿真环境, 如图 5.14 所示。

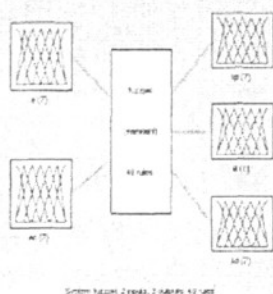


图 5.13 模糊 PID 控制系统构成

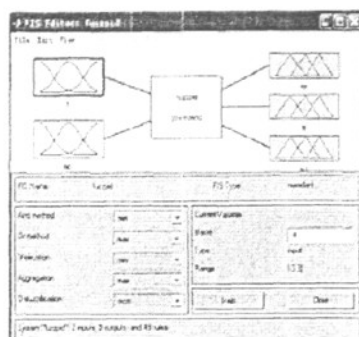


图 5.14 模糊 PID 动态仿真环境

(4) 取采样时间为 1ms, 采用模糊 PID 控制进行阶跃响应, 在第 300 个采样时间时, 控制器输出加 1.0 的干扰, 相应的响应结果如图 5.15 至 5.17 所示。

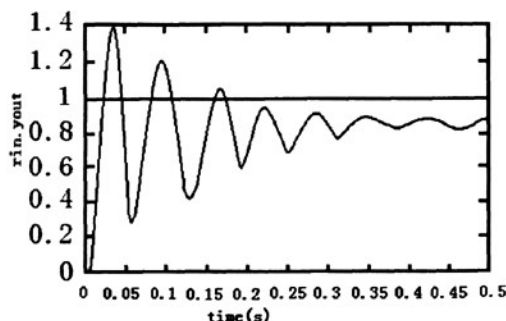


图 5.15 模糊 PID 控制阶跃响应

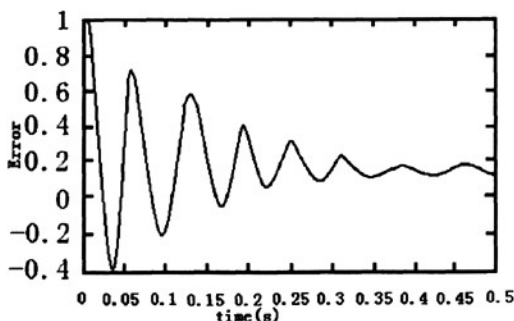


图 5.16 模糊 PID 控制误差响应

(5) 将经过模糊 PID 优化得到的比例、微分系数与控制前的系数代入助力学模型观察系统响应, 其阶跃响应曲线和频率特性曲线如图 5.18 和 5.19 所示。图 5.18 中, 系统在单位阶跃响应中, 优化前后转向轴转角的稳态值不同, 系统的上升时间和超调量也不一样。尽管优化后转向轴转角的稳态值降低, 但系统的超调量却有所减小。有效地降低了路面不平引起的方向盘摆振, 改善了转向时的路感。另外, 经过与无助力转向比较, 转向轴转角的稳态值大于无助力转向的稳态值, 即装有 EPS 的转向系统在转向过程中

作用到方向盘上的操纵力低于无助力转向的操纵力,系统起到了降低方向盘操纵力的作用。

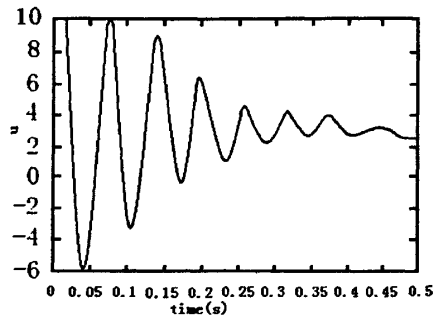


图 5.17 模糊 PID 控制器输出

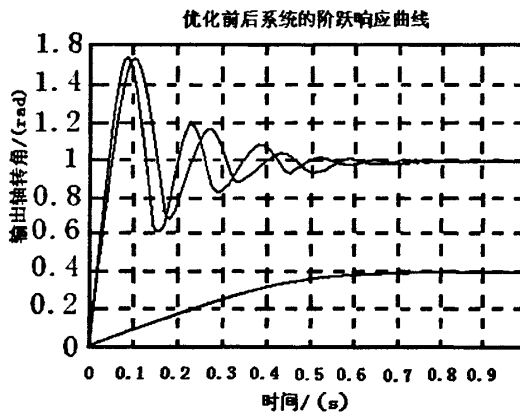


图 5.18 优化前后系统的阶跃响应曲线

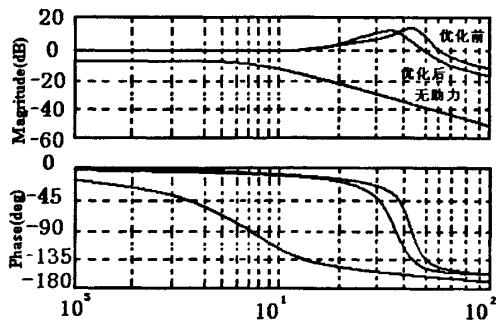


图 5.19 优化前后系统的频率特性曲线

图 5.19 是系统助力特性的频率特性图。分析系统的幅频特性曲线发现,优化后系统的共振峰值降低,通频带宽尽管有所缩短,但并不明显。分析相频特性曲线发现,优化后系统的相位延迟角减小,延迟现象得到改善,即在该频带内转向时,电动机能及时地根据方向盘上的操纵力输出助力扭矩,系统的随从特性得到改善。

## 5.6 本章结论

本章介绍了理想的 EPS 系统助力特性，PID 控制以及模糊自适应与 PID 控制器相结合的控制系统，通过仿真我们收集到系统控制参数对助力系统特性的影响：

（1）增大系统的比例系数可以增大系统的稳态值，获得大的助力力矩，缩短系统的上升时间，减小系统的阻尼和相位滞后角，有效地降低转向操纵力，改善系统的随从特性；但同时也会使系统的超调量增加，共振幅值增大，路感恶化；

（2）增大系统的微分系数可以改变系统的瞬态响应，有效降低由比例系数增加引起的超调量，缩短系统的响应时间，改变系统在共振频率处相位延迟角的迅速减小的现象，使系统具有良好的随从特性，但同时也会增大系统的阻尼，丧失了路感。

同时，对所设计的控制系统的仿真分析还将为进行试验研究提供理论指导。

## 第六章 EPS 的控制仿真验证

## 6.1 EPS 仿真模型与控制

当进行控制系统仿真时，EPS 仿真模型的结构也相应发生变化。系统的仿真模型如图 6.1 所示。在仿真模型图中，其中输入为方向盘力矩（或转角），同时引入车速信号。此时助力特性已经加入转向系统模型，这相当于在实际状况中将助力特性算法写入控制器，根据输入的力矩信号和引入的车速信号可以确定助力电流。从电动机模型中引出角速度信号用于确定阻尼控制的补偿电流。

对于目标电流的控制，主要采用 PID 控制方法得出控制电压，再经脉宽调制过程控制电动机电枢电压。用电流传感器检测电动机实际电流作为反馈，用于电流的 PID 控制。

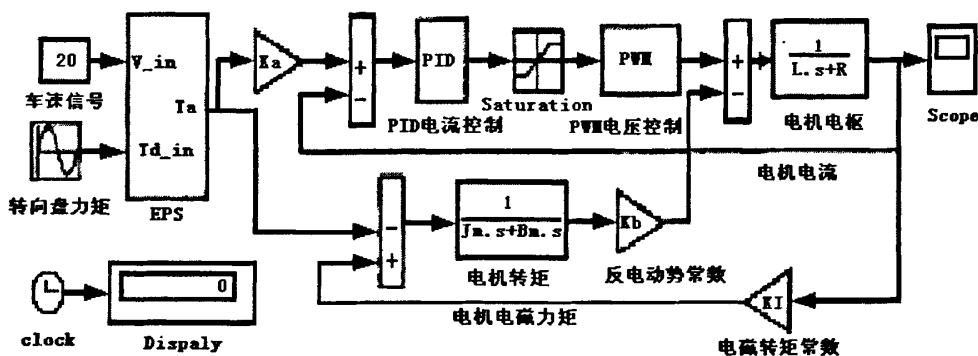


图 6.1 EPS 仿真控制模型

图中 EPS 模块为 EPS 的助力模块, PWM 模块为电枢电压控制模块; 电机转矩模块用于估算电动机角速度, 以获得电机的补偿电流。

## 6.2 EPS 控制仿真结果

仿真工况仍为正弦道路试验,即方向盘输入为正弦转角输入,转向轴转角随时间亦为正弦趋势。我们以  $0\sim 60\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$  为例,经仿真得到控制的跟踪电流(图 6.1 中的仿真电流),与目标电流进行比较,可以反映出模型对目标电流和跟踪电流的控制效果。仿真结果如图 6.2 所示。

从图上可以看出，电流变化的趋势基本相同（呈正弦变化趋势），只是零点附近有所差别（存在一定的抖动）；并且随着车速的增加，我们可以看到，电机提供电流的振



幅亦在减小（原地转向时电机电流可达到 13A， $60\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$  时电机电流不到 5A），可见制定的助力特性和控制系统很好的反映了实际使用情况，该仿真模型也适合于实际目标电流的确定和控制。

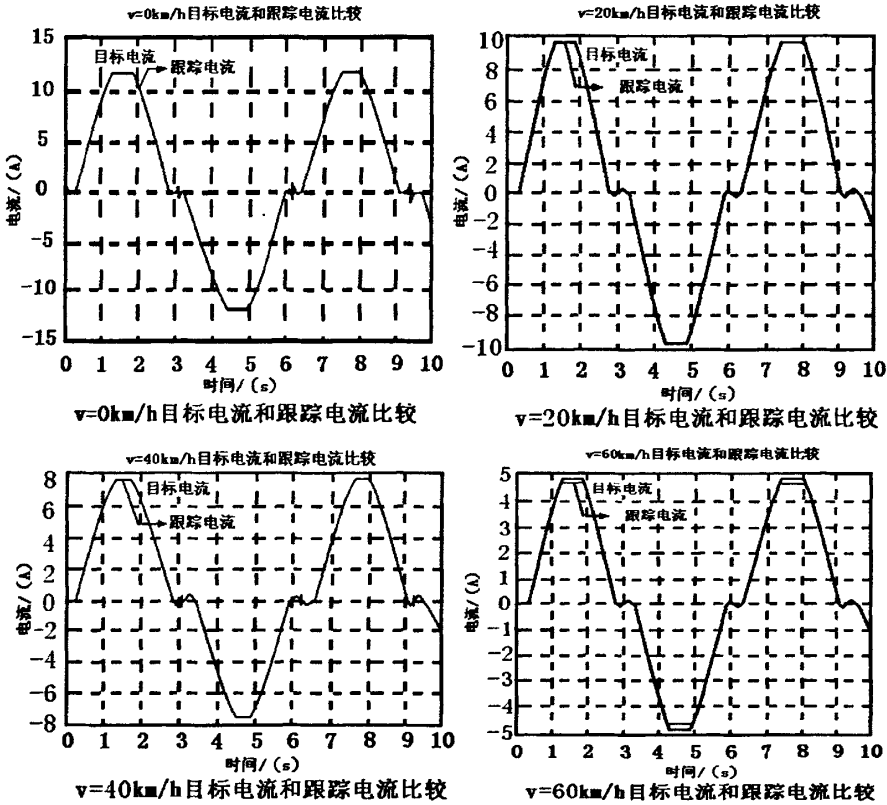


图 6-2 控制模型电流仿真结果

### 6.3 EPS 仿真控制模型评价

除对仿真结果进行比较分析外，整个系统仿真控制模型的评价同等重要。车辆配备了 EPS 后，较之传统转向系统和液压助力转向系统，对整车性能会产生许多新影响。对于 EPS 评价，以转向低速时的轻便性和高速时的路感为主要目标，

本文就以下几个方面为例做简要讨论。

(1) 从 EPS 仿真模型入手，分析系统的阶跃响应和频率响应特性，下面以 PID 控制为例说明有无助力情况下的汽车转向性能。

在第五章我们曾对 PID 控制下的系统特性进行过仿真分析，图 5.18 的系统阶跃响应特性表明，有 EPS 的转向轴转角的稳态增益大于无助力转向系统的稳态增益，即在相同的转向过程中，作用到方向盘的力矩小于无助力转向系统下的操纵力矩。

图 5.19 的系统频率特性曲线亦表明, EPS 的稳态增益较无助力转向系统的大, 同样说明作用到方向盘的力矩小于无助力转向系统下的操纵力矩。

(2) 以固定方向盘力矩为输入, 不同车速下的方向盘力矩和助力力矩之间的关系, 来说明 EPS 在低速时的轻便性和高速时的路感性。

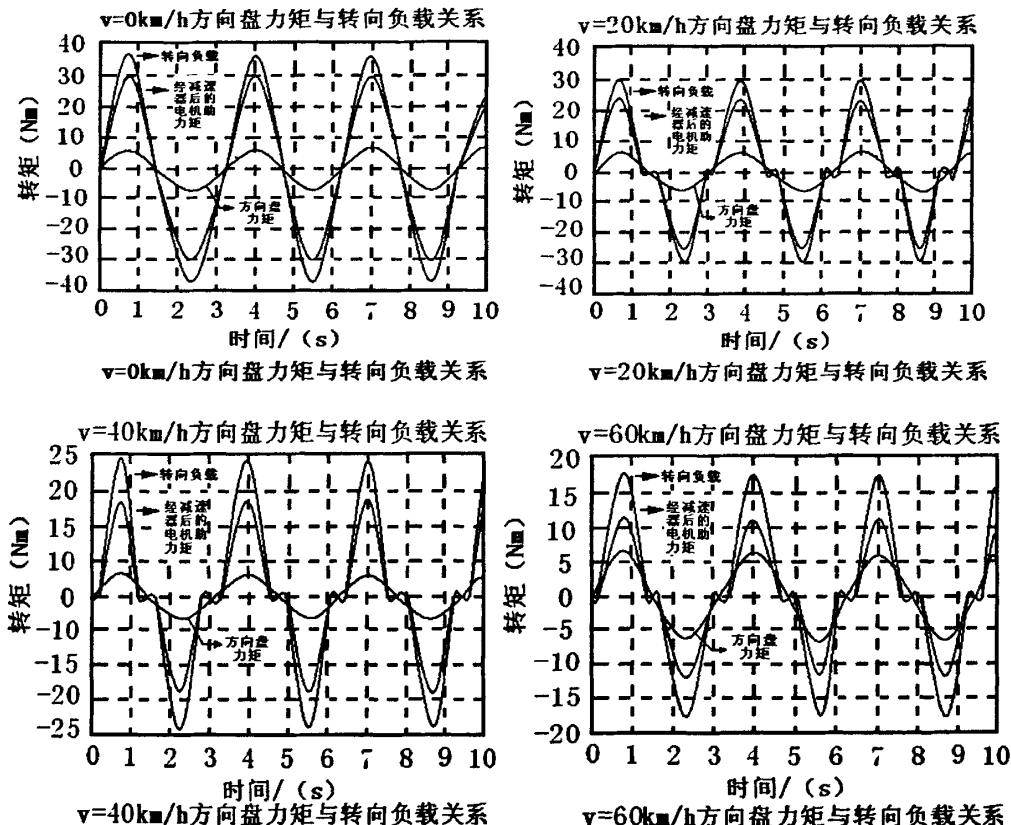


图 6.3 方向盘力矩与转向负载关系

图 6.3 表明, 不同车速下电动机提供的助力力矩不同, 以汽车静止时提供的助力矩最大, 速度增加后逐渐减小, 即施加相同方向盘力矩, 原地转向时可克服的地面阻力矩最大, 这一点是符合转向轻便性要求的。

路感强度  $E$  的定义为转向负载增加单位值时对应的操纵手力的相对变化量:

$$E = k_1 \Delta T_d / \Delta T_w = k_1 dT_d / dT_w \quad (6-1)$$

图 6.3 表明, 随着车速的增加, 操纵力矩  $T_d$  增加单位值时, 对应的转向负载  $T_w$  的变化量逐渐减小, 即  $dT_d/dT_w$  比值逐渐增大, 也就是说路感强度  $E$  在逐渐增大, 确保了高速时的操纵稳定性。

从比较结果看, 与传统转向系统相比, EPS 提高了低速时转向轻便性; 在高速时,

转向时的路感也得到了明显保证。可见本文制定的助力特性和电流控制方法可以很好满足实际转向系统的使用要求。

## 结 论

本文在借鉴国内、外电动转向领域研究的最新成果的基础上,对 EPS 的发展和控制策略进行了深入的分析 and 研究,并进行了仿真和部分实验。比较传统的转向系统, EPS 结构简单,较好地满足汽车转向性能的要求,在操纵舒适性、安全性、节能等方面也充分显示了其优越性。该系统研究和开发对满足社会需求、跟上世界汽车技术发展进程具有十分重要的作用。

### 1. 全文总结

本文通过对汽车 EPS 理想助力特性的分析,建立了动力学模型,并在 MATLAB 语言环境下对模型进行数值求解。此外,为了实现对电动机助力矩的控制,本文根据 EPS 的助力特性采取了模糊神经网络调节 PID 参数的控制系统,并进行了计算机仿真。通过以上研究得到如下结论:

(1) 在建立以方向盘转角为输入、转向轴转角为输出的系统传递函数的基础上,仿真分析了不同控制方法下的系统特性,得到了控制参数变化对系统特性的影响规律;

(2) 对于 PID 控制器,我们在试凑控制参数的基础,设计了模糊自适应 PID 控制器,通过仿真表明模糊自适应 PID 控制器具有更好控制效果,其无论是调整时间还是超调量明显减小,抗干扰能力也有明显的提高;

(3) EPS 必须有足够的带宽,满足转向盘快速转向时助力电机的跟随性,同时还应体现充分的“转向路感”。针对转向传感器测量输出信号的滞后、易受干扰、产生信号瞬时畸变,使系统跟随性及稳定性降低的问题,应用根轨迹法,设计系统转向传感器的滞后超前校正动态补偿器,以改善系统动、静态性能。仿真和实验结果证明:加入补偿器后,系统的暂态性能和稳态性能满足实际使用要求,同时也明显减小了系统的振荡,验证了设计补偿器的性能。设计的动态补偿控制器对转向传感器在工程上的应用有一定的指导意义。

(4) 结合助力特性和控制系统的两方面,在 MATLAB/Simulink 中建立了 EPS 模型,并将优化后的助力特性引入到 EPS 模型中,通过仿真分析,基本能满足原地转向和低速行驶的轻便性以及高速行驶的路感性要求。

### 2. 工作展望

现代汽车技术追求高效节能,舒适性和安全性等三大目标。前一项目标与环境保护

密切相关，是当代全球性最热门的话题，后两项目标是汽车朝着高性能化方向发展必须研究和解决的重要课题。希望本论文的研究成果对于拓展电动传动技术的应用、加快国产汽车的电子化发展以及提供未来电动汽车、智能汽车自动驾驶技术起到一定的推动作用。

由于知识水平有限以及时间和试验设备等诸多方面的限制，本文还存在着一些不足。为进一步深入 EPS 的研究工作，在此提出以下几点建议：

(1) 在转向系统模型设计时，只考虑了转向系统本身，而汽车是一个庞大的系统，各模块之间是相互影响、相互联系的。因此，在建立转向系统模型时，也应该考虑到其他系统（如悬架系统、制动系统）对转向系统的影响，描述研究对象要尽可能精确，在采用该模型进行仿真分析时，能更加符合汽车实际的行驶状况。

(2) 对于建立的转向系统数学模型是否能真实地反映汽车转向系统的动态性能，由于需要对具体某一车进行试验，才能通过与仿真结果的比较来检验所建立的数学模型。因此，本文只是根据控制理论的知识对建立的数学模型进行可控性和可观性分析。

(3) 完善模糊神经网络加 PID 控制的 EPS 试验台架和评估系统，对协调汽车低速行驶时的轻便性和保持高速行驶时的路感等两方面有突出作用。

(4) 本系统还有许多控制策略方面有待于进一步的研究，以实现模型降价以及系统故障自诊断的研究等等。

## 参考文献

- [1] 冯樱, 肖生发. 汽车电子控制式电动助力转向系统的发展[J]. 湖北: 汽车工程学院学报, 2001, 15 (3) : 4-9
- [2] 苗立东, 何仁, 徐建平, 等. 汽车电动转向技术发展综述[J]. 西安: 长安大学学报(自然科学版), 2004, 24 (1) : 79-83
- [3] Kami Buchholz. TRW Demonstrates Electrically Powered Steering and Active Roll Control[J] . Automotive Engineer. 1996, 104 (2) : 42
- [4] 林逸, 施国标. 汽车电动助力转向技术的发展现状与趋势[J]. 长春: 公路交通科技, 2001, 18 (30) : 79-83
- [5] 朱迅. 新型电子控制电动助力转向系统[J]. 北京汽车, 1996, (4) : 33-37
- [6] 应艳杰, 戴安仕. 汽车助力转向技术的发展[J]. 安徽: 安徽电子信息职业技术学院学报, 2006, (5) : 90-92
- [7] Ken Rogers, William Kimberley. Turning Steering to electric[J]. Automotive Engineer, 2000, (2) : 39-41
- [8] 陈志鑫. 汽车转向技术的昨天、今天和明天[J]. 上海汽车, 1999(12) : 5~9
- [9] 龚小平, 杜志强. 电动助力转向技术发展的新动向[J]. 汽车研究与开发, 2005, (7) : 26-29
- [10] 何渝生等编著. 汽车电子技术及控制系统[M]. 北京: 国防工业出版社, 1997
- [11] Badawy A, Bolourchi F, Gaut S.E. Steer system redefines steering technology [J]. Automotive Engineering, 1997, 105(9) : 15-18
- [12] 王悦芳, 郭拉凤. 汽车电动助力转向系统的发展[J]. 山西冶金, 2006, (2) : 45-47
- [13] 龚培康. 汽车转向系统的电子控制[J]. 重型汽车, 1996, (6) : 31-35
- [14] 施国标, 林逸等. 助力转向技术及其发展[J]. 农业机械学报, 2006, (10) : 173-176
- [15] 郑校英. 电动助力转向系统[J]. 汽车与配件, 1998, (31)
- [16] 杨通顺. ZF 电子助力转向系统[J]. 汽车与配件, 1999, (45)
- [17] [德] M. 米奇克. 汽车动力学 C 卷[M]. 北京: 人民交通出版社, 1997
- [18] 周淑辉, 李幼德, 李静, 等. 汽车电子控制转向技术的发展趋势[J]. 长春: 汽车电器, 2006, (11) : 1-5
- [19] 张云安. 汽车电动转向系统控制技术研究[D]. 西北工业大学, (硕士学位论文), 2005,

(3) : 1-8

- [20] 林逸等. 电动助力转向控制策略的研究[J]. 汽车技术, 2002, (12) : 8-10
- [21] 简晓春, 杜仕武. 现代汽车技术及应用[M]. 主编. 北京: 人民交通出版社, 2004, (5) : 237-244
- [22] 司利增. 汽车计算机控制[M]. 编著. 北京: 人民交通出版社, 2000, (2) : 152-158
- [23] 李春明. 汽车底盘电控技术[M]. 主编. 北京: 机械工业出版社, 2006, (1) : 232-235
- [24] 游彩霞. EPS 系统对车辆操纵稳定性影响的仿真研究[D]. 西安: 长安大学(硕士学位论文), 2005
- [25] 左建令, 吴浩. 汽车转向系统的发展及展望[J]. 上海: 上海汽车, 2005, (10) : 37-40
- [26] 肖生发, 冯樱. 电动助力转向系统助力特性的研究[J]. 湖北: 汽车工业学院学报, 2001, (9) : 15-23
- [27] 牟春燕. 电动助力转向系统的控制策略[J]. 烟台师范学院学报(自然科学版), 2006, (2) : 158-160
- [28] 孟涛等. 电动助力转向控制策略研究及试验验证[J]. 汽车技术, 2005, (5) : 19-21.
- [29] 林逸, 施国标. 电动助力转向助力控制策略的研究[J]. 汽车技术, 2003, (3) : 8-11
- [30] 周泉. 电动式执行器在汽车上的应用[J]. 汽车电器, 2001, 4 (1) : 58-61
- [31] 郭孔辉. 汽车操纵助力学[M]. 长春: 吉林科学技术出版社, 1991: 20-45
- [32] 杨叔子, 杨克冲, 编著等. 机械工程控制基础[M]. 华中科技大学出版社(第五版), 2005, (7) : 77-319
- [33] 张云安, 马瑞卿等. 电动助力转向系统的设计与开发[J]. 计算机测量与控制, 2005, 13 (6)
- [34] 黄李琴, 季学武, 陈奎元. 汽车电动助力转向控制系统的初步研究[J]. 江苏大学学报, 2004, (1)
- [35] 蒋志龙. 电磁式助力转向控制系统的研究与开发[D]. 武汉理工大学 (硕士学位论文), 2005
- [36] 刘振全, 吴文江. 汽车电动助力转向系统助力性能的仿真研究[J]. 汽车技术, 2005, (4) : 22-24
- [37] 刘照. 基于混合灵敏度方法的电动助力转向系统控制[J]. 武汉: 中国机械工程, 2003
- [38] 施淑洪, 郑荣良. 电动助力转向系统及系统模型仿真[J]. 江苏大学学报 (自然科学报), 2002, (5) : 58-60

- [39] 刘金琰. 先进 PID 控制及其 MATLAB 仿真[M]. 北京: 电子工业出版社, 2003
- [40] 王其东, 杨孝剑, 等. 电动助力转向系统控制的台架试验研究[J]. 汽车工程, 2004, (5)
- [41] 沈辉. 精通 SIMULINK 系统仿真与控制[M]. 北京: 北京大学出版社, 2003
- [42] 张森, 张正亮, 等. MATLAB 仿真技术与实例应用教程[M]. 北京: 机械工业出版社, 2004
- [43] 彭花, 周文祥. 基于 MATLAB 的专家整定 PID 控制系统设计与仿真[J]. 中国测试技术, 2003, (4)
- [44] 何锋, 杨宁. 汽车动力学[M]. 贵阳: 贵州科技出版社, 2003
- [45] 简晓春, 杜仕武. 现代汽车技术及应用[M]. 北京: 人民交通出版社, 2005, 340-360
- [46] 杨树, 等. 汽车电动助力转向系转向盘力特性的初步研究[J]. 汽车科技, 2003, (3) : 23-25
- [47] Sugitani N. Electric power steering with  $H_{\infty}$  infinity control design to design to obtain road information[J]. Proceedings of America Control Conference, 1997, (5) : 2935-2939
- [48] 严政. 建模软件包及通用动态补偿滤波器的研制[D]. 硕士学位论文, 南京理工大学, 2001
- [49] 黄忠霖. 控制系统 MATLAB 计算及仿真[M]. 北京: 国防工业出版社, 2001
- [50] 胡寿松. 自动控制原理[M]. 北京: 国防工业出版社, 1994
- [51] 吴锋, 杨志家, 等. 电动助力转向系统控制策略的研究[J]. 汽车工程, 2006, 28 (7) : 676-680
- [52] 王元聪, 李伟光. 汽车电动助力式转向系统(EPS)控制策略研究[J]. 广州: 交通与计算机, 2005, (6) : 75-78
- [53] 丛爽. 神经网络、模糊系统及其在运动控制中的应用[M]. 合肥: 中国科学技术大学出版社, 2001
- [54] 岳伯陶. 电动助力转向系统助力特性和控制特性算法研究[D]. 吉林大学(硕士学位论文), 2004
- [55] 李国勇. 智能控制及其 MATLAB 实现[M]. 北京: 电子工业出版社, 2005
- [56] 尚喆. 电动转向 (EPS) 控制系统研究及实现[D]. (硕士学位论文). 天津: 天津大学, 2004
- [57] 张国良, 曾静, 等. 模糊控制及其 MATLAB 应用[M]. 西安: 西安交通大学出版社,



2002

[58] 李士勇等. 模糊控制和智能控制理论与应用[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1990

[59] 赵燕, 黄华等. 电动转向器中助力控制器的研究[J]. 汽车科技, 2005, (6): 37-39

[60] 李鸿伟, 李伟. 汽车电动助力转向系统的控制策略研究[J]. 重庆: 公路运输, 2006, (2) : 56-59

## 致 谢

本论文自始至终得到了导师吴克刚教授的悉心指导，导师渊博的知识、开拓创新的思维方式、严谨的治学态度、一丝不苟的敬业精神是我学习的楷模，将使我终身受益。承蒙导师一年来的悉心指导，我在学业上才初有所得，在论文即将完成之际，谨向我敬爱的导师致以真挚的感谢！

在三年来的研究生学习和工作当中，得到焦生杰教授、冯忠绪教授等长安大学诸多教授的悉心教导，无论在学业上，还是在立世做人上，我受益匪浅。同时要感谢我所在系的领导韩梅主任、张西振和张红伟主任给予我的支持和鼓励，没有他们的大力支持，就没有我今天的进步。也特别感谢吴兴敏副教授、杨洪庆副教授，胡晓艳高级实验师亦给予了我相当多的关怀与帮助，还要特别感谢本教研室的诸多同仁，感谢他们在我硕士论文撰写中给予我相当多的帮助和支持！

最后，我还要感谢我的婆母和我的爱人和女儿，他们不仅给予我物质上的支持，而且还给予我精神上的鼓励。尤其是我的 86 岁的康健的婆母，主动代我陪伴上小学的女儿，解除了我的后顾之忧。我的家人在我迷茫和困惑时，是他们以浓浓的亲情抚慰我，在我取得成功时，是她们警醒我戒骄戒躁继续努力。求学路上她们的殷殷之情是我奋斗的源泉，感谢他们！

感谢所有关心我、爱护我的人们！