

摘 要

转向扭矩、角度及方向是汽车行驶中的重要参数，特别是对于装备有电动助力转向系统的汽车而言。扭矩传感器是电动助力转向系统是关键部件之一。而将转向扭矩、角度及方向三者的测量集成到单一的传感器上进行是汽车发展必然的选择，同时非接触式扭矩传感器也必将代替接触式扭矩传感器。扭矩传感器成本的降低及测量更加易于实现也将成为电动助力转向快速发展的一个重要因素。因此为电动助力转向提出一种符合条件的结构并做出研究是非常必要的。

本文系统地探讨和建立了一种基于磁阻效应的，集成转向扭矩、角度及方向测量的转向传感器，为这磁阻式传感器的设计提供一定的理论依据。首先介绍半导体元件的磁阻效应及其基本原理，作为整个系统机械量到电量转化的桥梁；然后根据目前汽车转向系统发展的现状以及各大汽车制造商对未来转向系统的发展预测，分析了市场上各种车用转向扭矩传感器的优缺点和扭矩的测量方式，以扭轴法作为本课题测量方法；构造出集成转向扭矩、角度及方向测量的磁阻式扭矩传感器的机械结构—将全部转向载荷加载在扭杆上；并对扭杆的设计与选用做出了详细的分析，提出机械量到电量的之间的测量方法；给出信号处理电路的基本原理图，最后根据输出信号之间的关系，分析出电控单元需要的主要参数相对扭转角、绝对扭转角及转向的算法。

关键字：电动助力转向 扭矩传感器 转向传感器 磁阻效应

Abstract

The steering torque, steering angle and steering direction are the vital parameters for the vehicle especially the vehicles equipped with EPS (Electronic Power Steering). The torque sensor is the key component for the EPS. It is the inevitable trend of integrating the torque, angle and direction in solo-sensor in the development of vehicle technology and the contact torque sensor will be replaced by the non-contact one consequentially. There are other signify factors like cost-lowering and measure-simplifying to accelerate the development of the EPS. Therefore, it is very important to construct and research an appropriate structure for the EPS.

The based on MR (Magnetic Resistance) is discussed systemically in this dissertation. The theoretical basis is provided for the designing of the MR sensor in this dissertation too. In this dissertation, first, introduce the magnetic resistance effect and its principle of the semiconductor, and it is the bridge of transferring mechanical parameter to electrical parameter; then the advantages and disadvantages, and the measurement of the torque sensors for the steering system in the market are analyzed; chose the measure for the dissertation; construct the structure of the MR sensor which integrating the measurements of steering torque, steering angle and steering direction and acting all of the load one the torsion bar; the selected torsion bar is analyzed in detail, at last confirm the parameter of it; the conversion from the mechanical value to the electric value is proposed and in the end, and the algorithm is presented according to the actuality of the vehicle steering system and the forecast of the intending steering system.

Key words: EPS; torque sensor; steering sensor; magnetic resistance effect

第1章 绪论

1.1 课题来源及研究意义

1.1.1 电动转向器简介

20 世纪上半叶,在没有任何电子和传感器的情况下,汽车同样能够很好地工作。20 世纪 70 年代,电子元件被引入,改变了汽车零件设计。电子元件的引入主要是为了减少燃料消耗和废气排放,增加舒适和动力。^{[1][2]}

汽车在行驶过程中,驾驶员需要通过一套机构随时改变或恢复汽车行驶方向,这套机构即为汽车的转向系统。汽车的转向系统按照能源的不同分为机械转向系和动力转向系。为了实现在各种行驶条件下转向所需要的力都是最佳值,在转向系统上采用了助力控制系统。汽车动力转向系是在机械转向系统的基础上增设了一套转向助力装置所构成的转向系统,它兼用驾驶员的体力和助力装置的动力作为能源。

一般来说,汽车及工程机械在停车及车速较低时,操纵转向盘感觉很沉重,中速时较轻快,高速时却又出现“转向发飘现象”,容易使驾驶人员丧失路感,使方向失控。为了避免上述情况的发生,动力转向装置在汽车低速时提供较大的转向助力,使操纵力减小;而在高速时,转向助力较小,使操纵力增大,避免转向盘“发飘”及驾驶人员丧失路感,以提高行驶的安全性。采用助力转向的目的是使汽车在任何工况下,都有较为理想的操纵稳定性和转向轻便性。在正常的情况下,汽车转向操纵所需要的力大部分由助力装置提供,只有小部分由驾驶员提供,但在助力转向失效时,驾驶员仍能通过机械转向系统实现汽车的转向操纵。

按照转向动力源来分,目前汽车转向系统分为纯人力转向和动力辅助转向。后者又经历了机械机构助力转向、液压助力转向和电动助力转向三个阶段。

电动转向系统(Electric Power Steering, 以下简称为 EPS)是在传统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汽车的行驶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。

图 1-1 是目前几种已经市场化的电动转向器的外形结构。



图 1-1 几种电动转向器结构外观图

EPS 的电动转向系统主要由四部分构成:机械转向装置(方向盘、转向柱等)、转矩传感器、转向助力机构(助力电机、离合器、减速传动机构)及电子控制单元(Electric Control Unit, 简称 ECU)。图 1-2 是典型的转向柱式电动转向器(Column-EPS)的结构示意图。助力电机仅在需要转向助力的情况下工作,当驾驶员操纵方向盘进行转向时,转矩传感器根据转向转矩的大小产生相应的电压信号,ECU 根据传感器检测到的转矩电压信号和车速信号,给出指令控制输入电机的电流,从而产生所需的转向助力转矩。

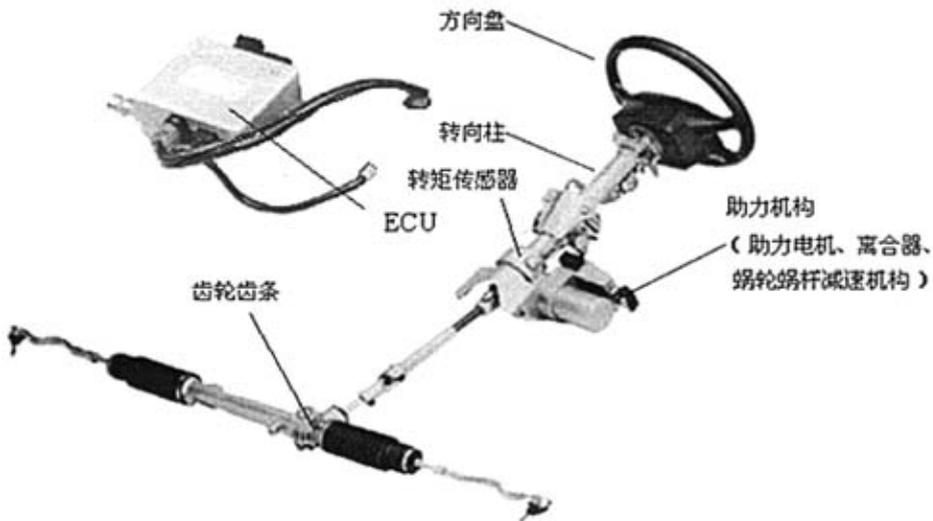


图 1-2 转向柱式电动转向器结构示意图

目前,电动助力转向已部分取代液压力转向(Hydraulic Power Steering, HPS),正成为世界汽车技术发展的热点。EPS 是这种直接依靠电力提供辅助转矩的动力转向系统,是为了满足人们对驾驶轻便性的要求而产生的。它可以根据不同的使用工况控制电动机提供不同的辅助动力,这也符合当前电控技术与汽车技术相结合的趋势。^[3]

EPS 没有电液或液力动力转向器的体积大、部件多、管路漏油等造成的耗能、污染环境等缺点。EPS 系统尤其适合使用在对空间、重量要求高的使用小排量发动机的微型车上。因此自从 1988 年 2 月,日本铃木公司的 Cervo 轿车装备了 EPS 系统后,其他一些微型汽车(如:大发公司的 Mira 汽车,铃木公司的 Alto 汽车和三菱公司的 Minica 汽车)也开始装备 EPS。从第一个 EPS 样品诞生至今十几年的时间里,快速完成了从实验室走向商品化的过程。特别是近几年,随着汽车数量的大幅增加,及人们对于环保问题的日益重视以及汽车电子的迅猛发展,电动助力转向这个集环保、节能、安全、舒适为一体的高科技产品正越来越受到汽车厂商的重视^[2]。图 1-3 是对转向系统全球市场需求的预测。根据预测, EPS 将是今后转向系统发展的主流和技术创新的重要目标。

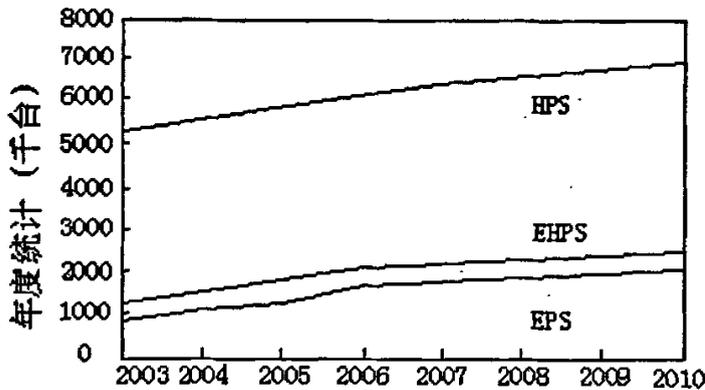


图 1-3 全球市场转向系统预测

目前,国内开发并装备的 EPS 产品较少,且少量装车的 EPS 均为国外产品。根据 ABI Research 的预测,到 2010 年,全球市场对 EPS 的需求将从 2003 年的 20 多亿美元上升至 80 亿美元以上,显然这其中的相当一部分是由中国市场带动的^{[2][4]}。就我国来说,汽车更是迅猛增加且能源较为短缺的现状更需要 EPS 产品。由此可见,研制和开发具有自有知识产权的 EPS 产品,不仅可以提高中国汽车零部件制造企业的科技水平,提升汽车制造业的整体竞争力,还具有广阔的市场前景和良好的经济效益。

1.1.2 EPS 关键部件——转矩传感器的重要作用

21 世纪是人类全面进入信息电子化的时代,现代信息技术的基础是信息采集、信息传输与信息处理,它们就是传感器技术、通讯技术和计算机技术。传感器处于信息采集系统的前端,是感知、获取与检测信息的窗口,它提供系统赖以进行决策和处理所必需的原始数据。不难得出,传感器是自动控制系统和信息系统的的核心基础器件,其技术水平直接影响到自动化系统和信息系统的水平,自动

化技术水平越高,对传感器技术依赖程度越大。随着自动控制系统的发展,对传感系统的要求也越来越高,因此开发新的传感系统以适应控制系统提出的新要求是现在传感领域发展的新趋势。传感器的工作原理是利用各种物理现象、化学反应和生物效应,所以发现新现象与新效应是发展传感器技术的重要工作,是研制新型传感器的重要基础,对于研制新的传感系统具有革命性的意义。

对 EPS 而言其主要传感器有接触式电阻转向传感器、非接触式光电转矩传感器以及新型磁阻式转向传感器传感器。目前 EPS 传感器的发展方向向着集成化、小型化、扩展温度范围、大型车/重型车用的方向发展。同时,基于传感技术的车辆电动转向系统故障诊断技术也得到了快速的发展。

EPS 传感器主要包括转矩传感器、车速传感器等。早期的 EPS 转矩传感器应用较多的为接触式传感器,例如电阻式转向传感器。这种传感器体积大,价格低,但是由于接触式结构使得工作时产生摩擦,容易磨损。非接触式转矩传感器使用了磁、光和感应技术,通过感应部件的转换,将驾驶员的转向操作变为 ECU 可以接受的电信号。

随着公众对车辆驾驶安全性和舒适性要求的进一步提升,对车辆稳定性的控制也提出了更高的要求。单一的传感器将不能满足性能提高的需求,但是采用多种传感器会造成系统成本的提升和可靠性的隐患,因此,采用多功能集成传感器是今后发展的方向。如日本 KOYO 公司最新开发的转矩/转角集成传感器可实现对转矩和转角信号的同时检测。这种新型的传感器也代表了 EPS 传感器今后的发展方向。传感器的小型化既可减少占用的空间,还能降低能耗,使其更符合环保的要求^{[3][9]}。

P 型和 R 型 EPS 传感器因为需要安装在发动机附近需要考虑与发动机的安装配合以及散热等问题。目前使用的转矩传感器印刷电路 IC 使用时的温度范围较窄,约为 $-30^{\circ}\text{C}\sim 80^{\circ}\text{C}$,可通过设计小体积的抗热封装结构来改进现行 IC 的温度特性,使转矩/转角传感器的使用温度范围可以达到 $-40^{\circ}\text{C}\sim 125^{\circ}\text{C}$,拓展了应用空间。

转矩传感器在 EPS 系统中起的关键作用是:探测驾驶员转向操作时方向盘的产生的转矩或转角的大小和方向,以转向转矩数据的形式反映出司机的转向操作,并把数据以信号的形式传输到电子控制单元中,然后 ECU 根据这个信号连同车速等信号来产生相应的助力,协助驾驶员转向。

转矩传感器是测量驾驶员作用在转向盘上力矩的大小和方向的,有的转矩传感器还能够测量转向盘转角大小和方向。本文所要研究的就是一种能集成转矩、转角及方向的转矩传感器。

电动转向器中,转矩传感器是电动转向器中最重要的部件之一,是电动转向

器的核心部件,集机电技术于一体,其性能的优劣直接影响到电动转向器的性能。一般来讲,转矩测量系统比较复杂且成本较高,所以精确、可靠、低成本的转矩传感器是决定 EPS 系统能否占领市场的关键因素之一^[15]。

1.2 转矩传感器国内外现状

EPS 传感器的研究呈现两个发展趋势,一是从提供单一转矩信号和提供复合信号方向发展;二是从接触式向非接触式方向发展。

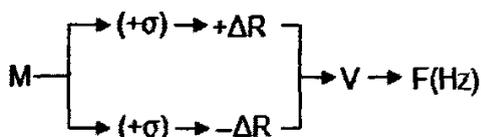
1.2.1 电位计式扭矩传感器

主要可以分为旋臂式、双级行星齿轮式、扭杆式。其中扭杆式测量结构简单、可靠性能相对比较高,在早期应用比较多。

扭杆式扭矩传感器主要由扭杆弹簧、转角-位移变换器、电位计组成^[12]。扭杆弹簧主要作用是检测司机作用在方向盘上的扭矩,并将其转化成相应的转角值。转角-位移变换器是一对螺旋机构,将扭杆弹簧两端的相对转角转化为滑动套的轴向位移,由刚球、螺旋槽和滑块组成。滑块相对于输入轴可以在螺旋方向上移动,同时滑块通过一个销安装到输出轴上,可以相对于输出轴在垂直方向上移动。因此,当输入轴相对于输出轴转动时,滑块按照输入轴的旋转方向和相对于输出轴的旋转量,垂直移动。当转动方向盘的时候,扭矩被传递到扭力杆,输入轴相对于输出轴方向出现偏差。该偏差是滑块出现移动,这些轴方向的移动转化为电位计的杠杆旋转角度,滑动触点在电阻线上的移动使电位计的电阻值随之变化,电阻的变化通过电位计转化为电压。这样转矩信号就转化为了电压信号。

1.2.2 金属电阻应变片的扭矩传感器

传感器转矩测量采用应变电测技术。在弹性轴上粘贴应变计组成测量电桥,当弹性轴受扭矩产生微小变形后引起电桥电阻值变化,应变电桥电阻的变化转变为电信号的变化从而实现转矩测量^[6]。传感器就完成如下的信息转换:



传感器由弹性轴、测量电桥、仪器用放大器、接口电路组成。弹性轴是敏感元件,在 45 度和 135 度的方向上产生最大压应力和拉应力,这个时候承受的主应力和剪应力相等,其计算公式为:

$$\sigma = \tau = M/W_p \quad (1-1)$$

式中

τ —主应力，此时与 σ 相等

W_p —轴截面极矩

测量电桥可以采用半导体电阻应变片，并将它们接成差动全桥，其输出电压正比于扭转轴所受的扭矩。应变片的电阻 $R_1=R_2=R_3=R_4=R_0$ ，可以得到下面的式子：

$$V_o = (\Delta R/R_0) \times u = (S u / E W_p) \times M \quad (1-2)$$

式中

E —轴材料的弹性模量

u —电桥的供电电压

S —电阻应变片的灵敏度系数

放大电路采用仪器用放大电路，它由专用仪器用放大电路构成，也有三只单运放电路组合而成，放大倍数为 K ，放大后的电压 V 为 $(SKu) / (E \times W_p)$

为了使一起具有高精度，必须使灵敏度系数为常数。

在金属电阻应变片的扭矩传感器中，需要解决的技术关键是：

- (1) 弹性轴的工作区域不应该大于弹性区域的 1/3，且取初始段。为了将迟滞误差减低到底，按照超载能力指数选取最大的轴径；
- (2) 采用 LM 型硅扩散力敏全桥应变片，较好的敏感性，很小的非线性度；
- (3) 采用高精度的稳压电源。

1.2.3 相位差扭矩传感器

相位差式扭矩传感器是利用具有机械弹性的被测扭轴在扭矩作用下产生的弹性变形来测量扭矩^[7]。根据信号变换器的类型不同，相位差扭矩传感器有两类：磁感应式相位差扭矩传感器和光电式相位差扭矩传感器。磁电式扭矩传感器是利用导体和磁场发生相对运动而在导体两端输出感应电动势的机—电能量变换型传感器。扭矩传感器主要由扭轴、磁检测器，转筒及壳体等四部分组成，见图（待定）磁检测器包括配对的两组内、外齿轮，永久磁钢和感应线圈。外齿轮安装在扭轴测量段的两端；内齿轮装在套筒内，与外齿轮相对，永久磁钢紧接内齿轮安装在转筒内。

如图 1-5 所示为磁感应式扭矩传感器的典型结构^{[11] [13]}。输入轴和输出轴由扭杆连接起来，输入轴上有花键，输出轴上有键槽。当扭杆受方向盘的转动力矩作用发生扭转时，输入轴上的花键和输出轴上键槽之间的相对位置就被改变了。花键和键槽的相对位移改变量等于扭转杆的扭转量，使得花键上的磁感强度改变，磁感强度的变化，通过线圈转化为电压信号。信号的高频部分由检测电路滤波，仅有扭矩信号部分被放大。

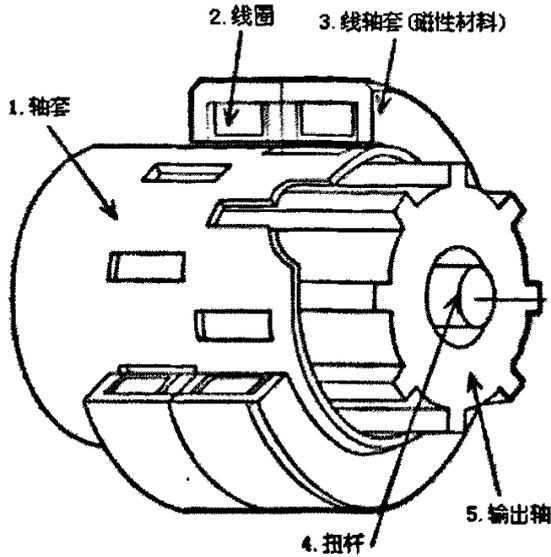


图 1-5 磁感应式扭矩传感器结构图

非接触扭矩传感器由于采用的是非接触的工作方式,因而寿命长、可靠性高,不易受到磨损、有更小的延时、受轴的偏转和轴向偏移的影响更小。

1.2.4 光电式转矩传感器

光电式转矩传感器如 1-6 图所示^[18]。在转轴上安装两个光栅圆盘,两个光栅盘外侧设有光源和光敏元件。无转矩作用时,两光栅的明暗条纹相互错开,完全遮挡住光路,因此放置于光栅一侧的光敏元件接收不到来自光栅盘另一侧的光源的光信号,无电信号输出。当有转矩作用于转轴上时,由于轴的扭转变形,安装光栅处的两截面产生相对转角,两片光栅的暗条纹逐渐重合,部分光线透过两光栅而照射到光敏元件上,从而输出电信号。转矩越大,扭转角越大,照射到光敏元件上的光越多,因而输出电信号也越大。

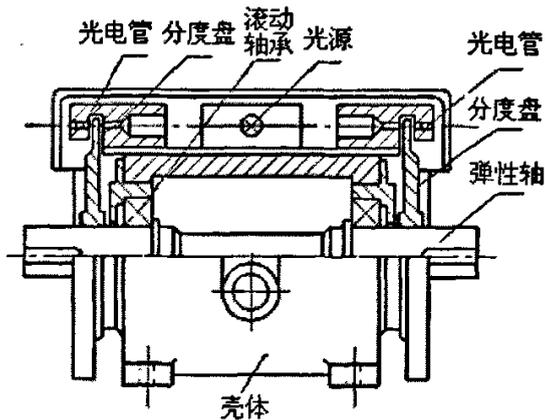


图 1-6 光电式扭矩传感器结构

但是它对工作环境的要求比较高，且价格比较高，故市场化进程较缓慢。

1.3 本文研究领域、目的及研究内容

1.3.1 研究目标

研究汽车转向系统中，使用集转矩传感器与转角传感器一体的 MR 传感器，从中得到从方向盘出发到 ECU 最终处理所需要的数据。即汽车转向过程中的电子助力系统（EPS）所需要的转向盘的转向、转动量和转向角度。

- 1、以北斗星 C—EPS 为研究对象，确定转矩与转角测量过程中所需参数；
- 2、设计铁磁质信号圆盘的几何参数；
- 3、扭杆弹簧几何参数；
- 4、测量系统中转矩与转角算法；

1.3.2 研究内容

- 1、MR 型转向转角集成测量传感器一体化的技术实现；
- 2、铁磁介质材料和形状选择与设计；
- 3、MR 传感器后继处理电路方案；
- 4、转向及转矩与转向角的辨识算法。

1.3.3 研究目的

- 1、一体化集成传感器的结构的实现；
- 2、扭杆弹簧的结构确定；
- 3、转向传感器信号的检测与辨识。

第 2 章 磁阻效应理论与扭矩转角测量方法

2.1 霍尔效应与磁阻效应理论

磁阻元件是一种磁敏元件，是一种磁电转换元件。它是由磁阻效应的原理制成的。所以需要讨论电磁转换过程中的相关效应。

2.1.1 半导体中的电磁效应

带电粒子在磁场中运动时，受到洛伦兹力的作用。对于 N 型半导体，当不加磁场时，电子电流密度为 $J_n(0)$ 。假设温度梯度为零，可以求得玻尔兹曼输运方程的近似表达式为：

$$J_n(0) = \sigma_n E + q D_n \Delta n \quad (2-1)$$

式中：

σ_n — B=0 时的电导；

E — 电场强度；

q — 电子电荷；

D_n — 电子扩散系数；

n — 电子浓度；

μ_n — 电子漂移迁移率。

当磁场不为零时，电子电流密度为：

$$J_n(B) = J_n(0) - \mu_n^* (J_n(B) \times B) \quad (2-2)$$

式中：

μ_n^* — 电子迁移率； $\mu_n^* = \gamma_n \mu_n$ ；

γ_n — 散射因子； $\gamma_n = \langle \tau_n^2 \rangle / \langle \tau_n \rangle^2$ ；

τ_n — 两次碰撞之间的自由时间，其值与能带结构和散射机理有关。

磁阻效应是指某些金属或半导体的电阻值随外加磁场变化而变化的现象。同霍尔效应一样，磁阻效应也是由于载流子在磁场中受到洛伦兹力而产生的。所以在半导体内霍尔效应和磁阻效应是同时存在的。

2.1.2 霍尔效应

将通以电流的半导体材料放在均匀磁场中，则在垂直于电场和磁场的方向产生横向电场，在笛卡尔坐标系下，沿 x 方向通以电流 I_x (安培)，沿 z 方向施加磁场 B_z ，在 Y 方向上将出现横向电场 E_y ，这种现象称为霍尔效应，所产生的电场

称为霍尔电场。

图 2-1 为霍尔效应示意图。

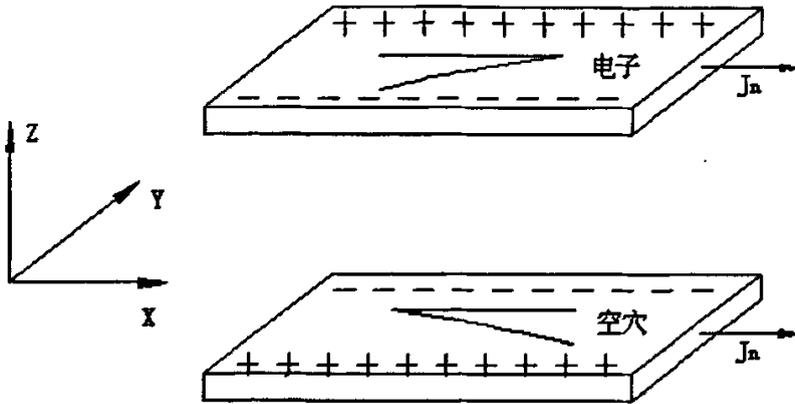


图 2-1 霍尔效应示意图

实验表明：在弱电场范围内，横向电场 E_y 正比于电流密度 J_x 和磁感应密度 B_x 假设电流密度只有 X 方向的分量，即 $J_{ny}=0$ ，霍尔电场则为：

$$E_y = -\mu_n \dot{B} E_x = R_H J_x B \quad (2-3)$$

式中：

$$R_H \text{—霍尔系数； } R_H = -\frac{\mu_n \dot{B}}{\sigma_n} = -\frac{\gamma_n}{qn} ;$$

霍尔电场使等电势线旋转一个角度 θ_H ，此角度称为霍尔角，且：

$$\tan \theta_H = \frac{E_y}{E_x} = -\mu_n \dot{B} = \sigma_n R_H B \quad (2-4)$$

2.1.3 磁阻效应

在达到稳态时，某一速度的载流子所受到的电场力与洛伦兹力相等，载流子在两端聚集产生霍尔电场，比该速度慢的载流子将向电场力方向偏转，比该速度快的载流子则向洛伦兹力方向偏转。这种偏转导致载流子的漂移路径增加；或者说，沿外加电场方向运动的载流子数减少，从而使电阻增加。这种现象称为磁阻效应。若外加磁场与外加电场垂直，称为横向磁阻效应；若外加磁场与外加电场平行，称为纵向磁阻效应。一般情况下，载流子的有效质量的驰豫时间与方向无关，则纵向磁感强度不引起载流子偏移，因而无纵向磁阻效应。

假设霍尔电场为零，N 型半导体为短而粗的样品，电极由两端面引出，得到载流子的偏转为：

$$\mu_n \dot{B} = \tan \theta_H \quad (2-5)$$

式中:

μ_n^* —电子迁移率;

B —磁感强度;

θ_H —霍尔角。

由于偏转使载流子的漂移轨迹增长,产生的磁阻效应,可以用下式表示:

$$\frac{\rho_{nB} - \rho_n}{\rho_n} = (\mu_n^* B)^2 \quad (2-6)$$

式中:

ρ_n —不加磁场时的电阻率;

ρ_{nB} —加磁场时的电阻率。

由上式可见 μ 越大,电阻随磁场变化越灵敏。所以常选用载流子迁移率大的材料作为磁敏电阻材料,铋化铟单晶是较好的磁敏电阻材料,因为它的电子迁移率高(达 $78000\text{cm}^2/\text{V}\cdot\text{s}$),是硅($1900\text{cm}^2/\text{V}\cdot\text{s}$)的40倍强。

物理磁阻效应应有三种状态:

在弱磁场时: $(\rho_{nB} - \rho)/\rho_n$ 与 B^2 成正比;

在强磁场时: $(\rho_{nB} - \rho)/\rho_n$ 与 B 成正比;

在磁场无限大时,电阻率 ρ 趋于饱和。

常用的MR材料有Ni-Fe, Ni-Co, Ni-Fe-Co合金,它们的 $\Delta R/R_a$ 饱和值通常为3%~5%。实际使用中还希望 $\Delta R/R_a$ 随磁场的变化率增大。

MR元件是将MR材料蒸发在玻璃基片上,刻蚀形成带状薄膜(长为 l 、宽为 w 、厚为 t),再加上接头、引线、保护膜,封装而成^[17]。MR膜是磁场检测部分。MR效应的大小用 $\Delta R/R_0$ 表示, ΔR 是由磁场引起的电阻变化; R_a 是电阻的平均值,在 ΔR 较小时,可近似看作是磁场为零时的电阻,即 $R_a \approx R_0$ 。

图2-2为磁敏电阻变化与外加磁场的关系。

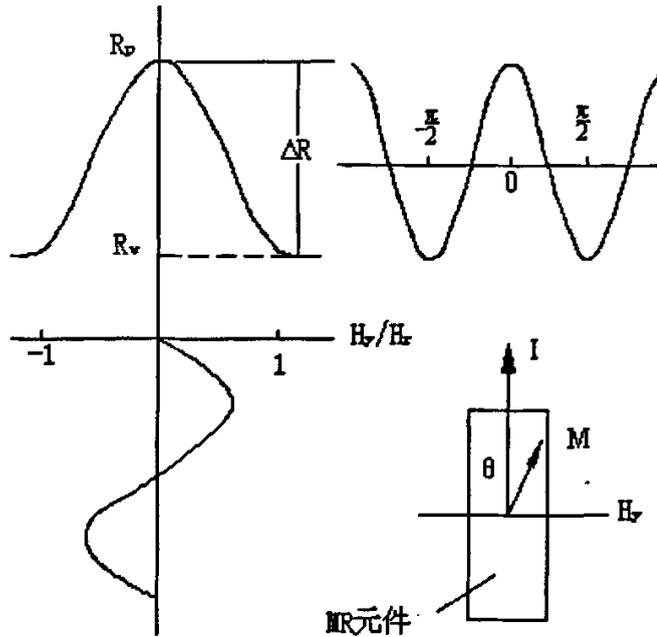


图 2-2 电阻变化与外加磁场的关系

2.1.4 磁导率

磁导率 μ 表征磁介质磁性的物理量，也就是用来衡量物质导磁能力的物理量。它等于磁介质中磁感应强度 B 与磁场强度 H 之比，即

$$B = \mu H \quad (2-7)$$

因此在图 2-3 中半径为 x 处各点的磁感应强度可以得出即

$$B_x = \mu H_x = \mu \frac{NI}{l_x} \quad (2-8)$$

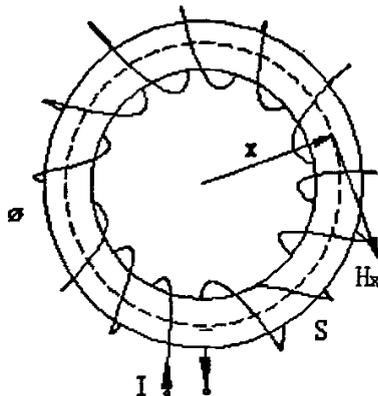


图 2-3 磁感应强度与磁场强度的关系

由式可见磁场内某点的磁场强度 H 只与电流大小、线圈匝数、以及该点的几何位置有关，而与磁场媒质的磁性无关，就是说在一定电流值下，同一点的磁场强度不因磁场媒质的不同而有异。但感应强度是与磁场媒质的磁性有关的。当线圈内的媒质不同时，则磁导率不同，在同样电流值下，同一点的磁感应强度大小就不同，线圈内的磁通也就不同了。

通常使用的是磁介质的相对磁导率 μ_r ，其定义为磁导率 μ 与真空磁导率 μ_0 之比，空气相对磁导率约为 1，铸铁为 200~400；硅钢片为 7000~10000；镍锌铁氧体为 10~1000；镍铁合金为 2000；锰锌铁氧体为 300~5000；坡莫合金为 20000~200000。本课题所选择的材料为 45 号钢，其相对磁导率为 400 左右。

2.2 扭矩转角测量方法

扭矩的测量，按其基本原理分为三类：传递法(扭轴法)、平衡力法(反力法)和能量转换法。

2.2.1 传递法(扭轴法)

测量扭矩的方法基本上采用扭轴法，它的基本原理是根据弹性元件在传递转矩时所产生的物理参数的变化而测量扭矩，这里所根据的物理参数可以是弹性元件变形、应力或应变。最常用的弹性元件是扭轴。

采用扭轴测量转矩^[20]又可分为：应变式测扭矩与转角测扭矩，本文在测量方向盘扭矩时采用扭角式。

1. 应变式测扭矩

由材料力学可知，在扭矩 M 的作用下，轴体表面上沿与轴线成 45° 和 135° 倾角方向上的主应力 σ_1 、 σ_2 ，其数值与轴体表面上最大扭应力相等（见图 2-4）即：

$$\tau = \sigma_1 = -\sigma_2 \quad (2-9)$$

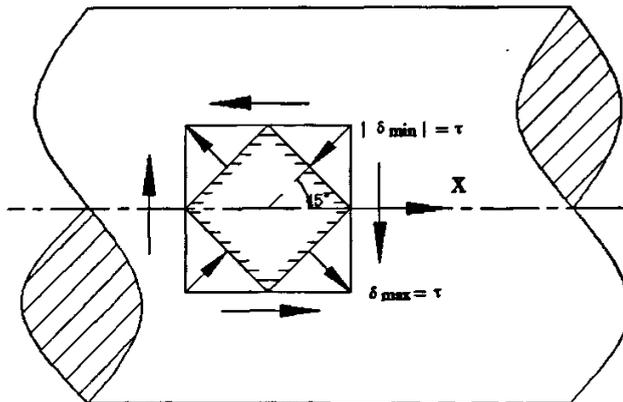


图 2-4 应变式测扭矩

设与 σ_1 、 σ_2 对应的主应变分别为 ε_1 、 ε_2 ，则：

$$\varepsilon_1 = -\varepsilon_2 \quad (2-10)$$

且有

$$\varepsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E} + \mu \frac{-\sigma_2}{E} = \frac{(1+\mu)}{E} \sigma_1 = \frac{(1+\mu)}{E} \tau = \frac{\sigma}{E} \quad (2-11)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{\sigma_2}{E} + \mu \frac{-\sigma_1}{E} = \frac{(1+\mu)}{E} \sigma_2 = \frac{(1+\mu)}{E} \tau = -\frac{\sigma}{E} \quad (2-12)$$

式中

E —轴体材料的弹性模量

μ —轴体材料的泊松比

σ —应力

当轴体的扭转截面系数为 W ，则有：

$$\varepsilon_1 = -\varepsilon_2 = \left(\frac{1+\mu}{E}\right) \frac{M}{W} = K_\varepsilon M \quad (2-13)$$

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \frac{M}{W} = K_\sigma M \quad (2-14)$$

式中 K_ε 、 K_σ 为比率常数。

$$K_\varepsilon = \frac{1+\mu}{EW} \quad (2-15)$$

$$K_\sigma = \frac{1}{W} \quad (2-16)$$

由上列式子可知， ε_1 (或 ε_2)、 σ_1 (或 σ_2) 都与被测扭矩成正比，通过测量轴体表面的扭转主应变或应力即可确定扭矩 M 。工程实际中常用应变片将轴的主应变转变为电信号，通过电信号的定标来测定扭矩值。

2. 转角测扭矩

当轴受扭矩时，沿轴向相距为 l 的任意两截面之间，将产生相对扭转角 φ ，如图 2-5 所示，其值为：

$$\varphi = \frac{Ml}{GJ_p} \quad (2-17)$$

式中：

G —剪切弹性模量；

J_p —轴体截面的极惯性矩,

当轴体为实心圆截面时,

$$J_p = \frac{\pi D^4}{32} \approx 0.1D^4 \quad (2-18)$$

当轴体为环形截面(外径 D , 内径 d) 时,

$$J_p = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32} \approx 0.1(D^4 - d^4) \quad (2-19)$$

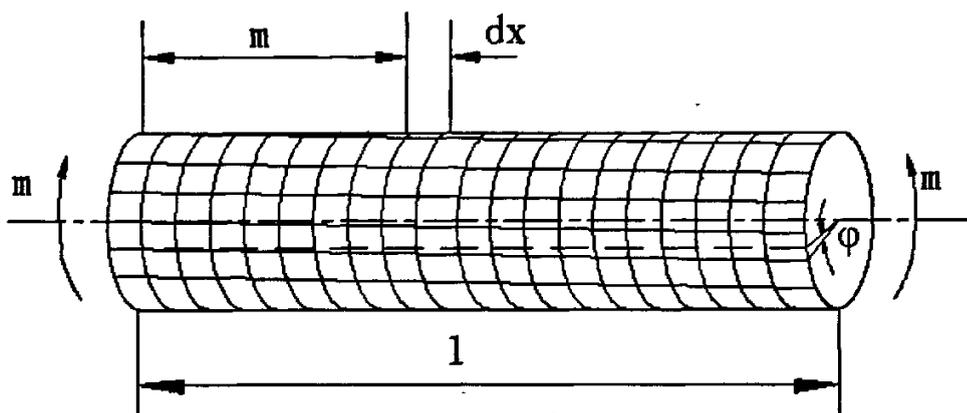


图 2-5 对轴加扭矩后轴的变形

本文以转角法测量车辆转向时, 方向盘上的扭矩。

2.2.2 平衡力法

对任何一种匀速工作的动力机械或制动机械, 当它的主轴受转矩 T 作用时, 在它的机体上必定同时存在 45° 方向相反的平衡力矩 T' , 且有 $T = T'$ 。测量机体上的平衡力矩 T' , 以确定机器主轴上的作用转矩 T 的大小的方法称为平衡力法, 亦称为反力法。

作用在机体上的平衡力矩 T' , 通常是通过作用在力臂上的作用力 F 而形成的。设力臂长度为 L , 则作用在机体上的力矩 T' 为: $T' = FL$ 。显然, 测得力臂上的作用力 F 和力臂长度 L , 就可以确定力矩 T' 及转矩 T 的值。

采用平衡力法测量转矩, 没有从旋转件到静止件的转矩信号的传输问题, 力臂上作用的平衡力 F 可以用测力机构测得。只是用这种方法仅可测量匀速工作情况下的转矩, 不能测量动态转矩。

2.2.3 能量转换法

能量转换法是根据能量转换守恒定律, 用其他量参数(如电能参数)来测量机械能参数及转矩的一种间接测量方法。一般来说误差较大, 约 $\pm(10-15)\%$, 故也

很少采用，只有在直接测量无法进行的时候才考虑此法。

2.3 本章小结

本章主要介绍用于测量扭矩过程中，机械量到电磁量的转化原理，即磁阻基本原理；其次是选定测量扭矩所采用的方法：转角测量法。

第3章 转向传感器的机械结构设计

本课题的主要目的是设计一种能将扭矩、转角及转向三个量合成到一个集成的结构上测量的传感器，且此传感器为非接触式。

在此以北斗星 C-EPS 为研究对象，来确定转矩与转角测量过程中所需参数，以下首先介绍电动转向器的一个简单的数学模型，有利于后面对扭杆弹簧设计时的参数确定；且本传感器结构是基于电动转向器基础之上提出的，故有必要对转向器的数学模型进行简要的分析。

3.1 转向器的数学模型

为此首先建立电动转向器的数学模型^[21]：

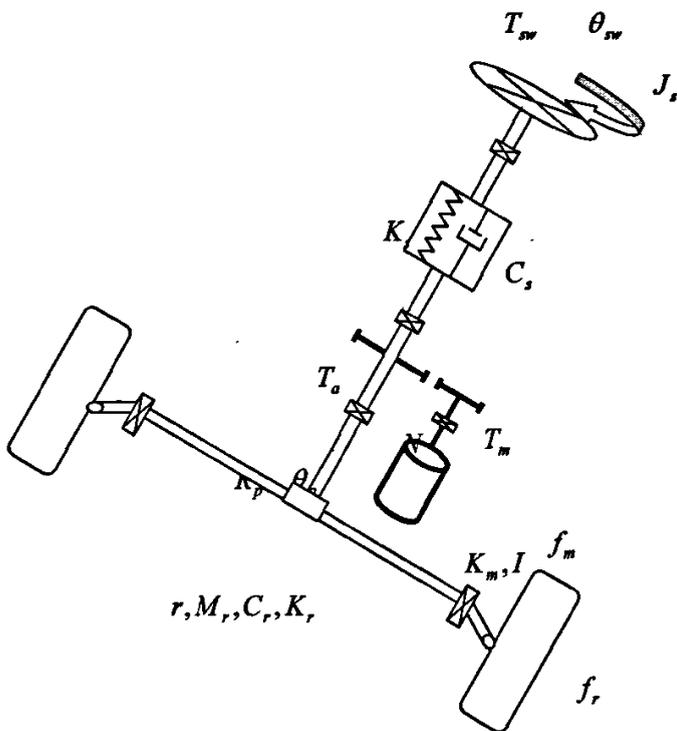


图 3-1 电动转向模型

图 3-1 为本课题研究的电动转向系统的模型。扭矩传感器安装在方向盘和减速机构之间，可以看成是刚度为的 K_s 的扭力杆，实时测量方向盘输入扭矩。直流电动机的输出扭矩经过蜗轮蜗杆放大后，与输入扭矩一起作用于转向轴上，从而实现转向和助力的过程。

电动转向系统各部分的动力学方程如下：

扭杆动力学方程:

$$J_s \cdot \ddot{\theta}_{sw} + C_s \cdot \dot{\theta}_{sw} + K_s \cdot \theta_{sw} = T_{sw} + \frac{K_s}{R_p} r \quad (3-1)$$

齿条动力学方程:

$$M_r \cdot \ddot{r} + C_r \cdot \dot{r} + K_r \cdot r = \frac{T_o}{R_p} + \frac{K_s}{R_p} \cdot \theta_{sw} + f_r \quad (3-2)$$

扭杆弹性扭矩测量值:

$$\dot{T}_s + p_s T_s = p_s K_s (\theta_{sw} - \frac{r}{R_p}) \quad (3-3)$$

传感器输入转矩:

$$T_i = T_s + f_m \quad (3-4)$$

电机电枢电流:

$$I = K_a \cdot T_i \quad (3-5)$$

电机输入电压与反向感应电压:

$$V_m = R_m I + L_m \dot{I} + V_b \quad (3-6)$$

$$V_b = K_b \omega_m \quad (3-7)$$

直流电动机输出转矩:

$$T_m = K_m \cdot I \quad (3-8)$$

电机提供的助力扭矩:

$$T_o = NT_m \quad (3-9)$$

式中:

J_s —方向盘(包括转向管柱和扭杆)的等效转动惯量

θ_{sw} —方向盘转角

R_p —转向齿轮半径

C_s —扭杆等效阻尼

K_s —扭杆等效刚度

T_{sw} —方向盘输入扭矩

T_o —助力扭矩

r —齿条位移量

M_r —齿条等效质量

C_r —齿条等效阻尼	K_r —齿条等效刚度
N —蜗轮蜗杆减速比	T_m —电机输出扭矩
f_r —路面扰动	f_m —传感器噪声
V_m —电机输入电压	R_m —电枢绕组电阻
L_m —电机感应系数	V_b —电机反向感应电压
K_b —电机反向感应系数	ω_m —电机转速
I —电机电枢电流	T_s —扭杆弹性扭矩测量值
K_m —电机扭矩常数	K_a —电机助力特性系数
T_i —扭矩传感器输入转矩	p_s —传感器带宽

对上述各式进行拉氏变换，可以得到：

$$\theta_{sw}(s) = \frac{1}{J_s \cdot s^2 + C_s \cdot s + K_s} \left(T_{sw} + \frac{K_s r(s)}{R_p} \right) \quad (3-10)$$

$$r(s) = \frac{1}{M_r \cdot s^2 + C_r \cdot s + K_r} \left(\frac{T_a}{R_p} + \frac{K_s}{R_p} \theta_{sw}(s) + f_r \right) \quad (3-11)$$

$$T_a = NK_m K_a \left(\frac{P_s}{p_s + s} \cdot K_s \left(\theta_{sw}(s) - \frac{r(s)}{R_p} \right) + f_m \right) \quad (3-12)$$

$$I(s) = \frac{V_m(s) - K_b \omega(s)}{R_m + L_m s} \quad (3-13)$$

同时，以 $d_s = \frac{1}{J_s \cdot s^2 + C_s \cdot s + K_s}$ 描述扭杆弹簧的动力学特性；以

$d_r = \frac{1}{M_r \cdot s^2 + C_r \cdot s + K_r}$ 描述齿条机构的动力学特性，以 $G_0(s) = \frac{P_s}{p_s + s}$ 描述扭矩

传感器动力学特性。EPS 系统相关参数^[24]如表 3-1 所示：

表 3-1 EPS 系统相关参数

方向盘等效转动惯量 J_{sw} , $Kg \cdot m^2$	0.15	蜗轮蜗杆减速比 N	16.5
扭杆刚度 K_s , $Nm/(\circ)$	2.651	齿条等效刚度 K_r , $Nm/(\circ)$	620.32
齿条等效质量 M_r , Kg	24	扭杆半径 R_s , m	0.003
电机扭转常数 K_m , Nm/A	0.02	转向齿轮半径 R_p , m	0.0053
电机反向感应系数 K_b , $V \cdot s/rad$	0.02	传感器带宽 P_s , Hz	45
扭杆等效阻尼系数 C_s , $Nm \cdot rad^{-1} \cdot s$	4.0	齿条等效阻尼系数 C_r , $Nm \cdot rad^{-1} \cdot s$	0.3

3.2 扭矩传感器机械结构部分

为达到以上目的,以下提出了一种结构方案。以非接触的方式将机械量——扭矩、转角及转向通过这种结构首先转化成为电磁量,最终通过控制器、传感器处理电路得到各值大小及方向。

以北斗星 C-EPS 为研究对象,在其转向系统中,空间对于 EPS 来说,是非常珍贵的。所以要求所设计的扭矩传感器能够占用尽量小的空间。

如图 3-3 为传感器机械部分结构外形图。

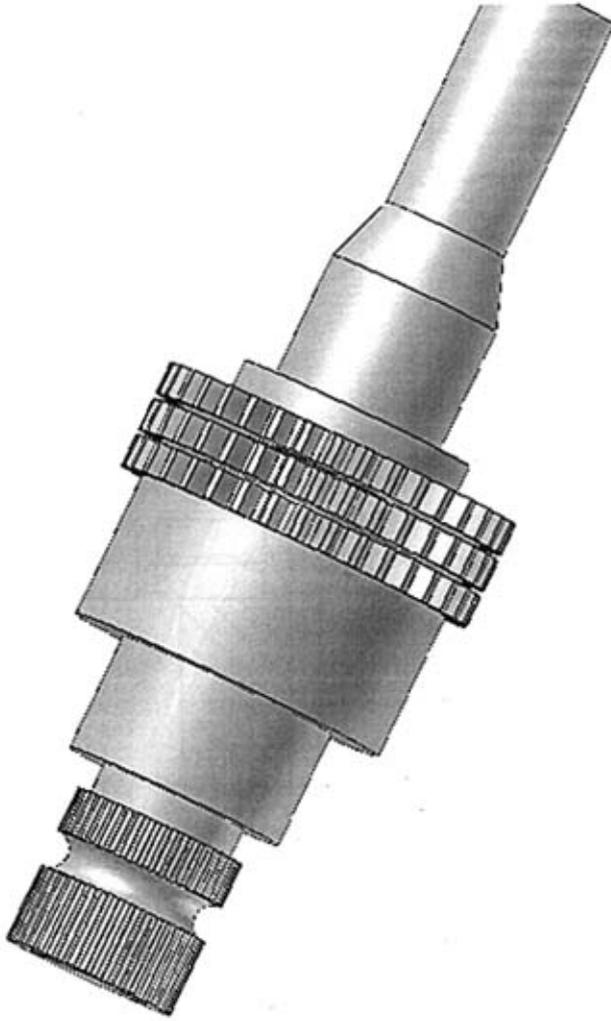
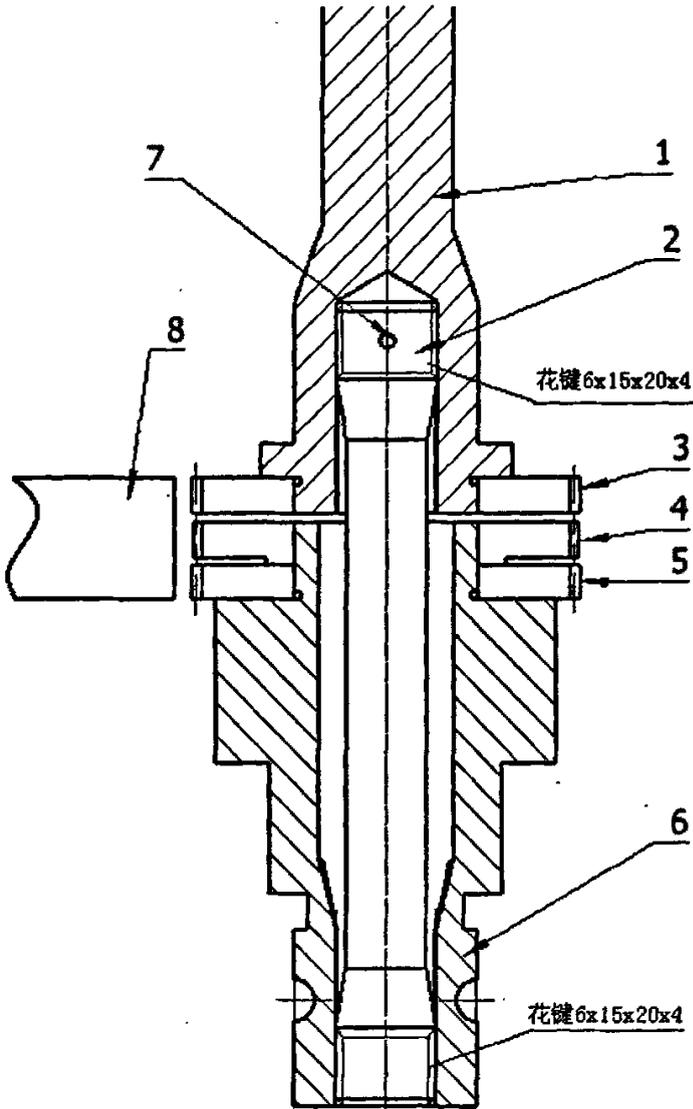


图 3-3 传感器机械部分结构外形图

如图 3-4 为传感器结构剖视图。



1 输入轴 2 扭杆 3 信号盘 4 信号盘 5 信号盘 3

6 输出轴 7 销 8 MR 传感器组件

图 3-4 传感器机械部分结构剖视图

其中输入轴 1 与扭杆弹簧 2 为花键连接，输出轴 6 与扭杆弹簧之间也是花键连接，不过为了使扭杆弹簧 2 不产生轴向位移，用销 7 把扭杆弹簧 2 固定在输入轴 1 上。本结构的主要目的是测量扭杆 2 在输入扭矩下的相对扭转角度。信号盘 2 与信号盘 3 通过键（图中未标出）固定在输出轴 6 上，并且信号盘 2 与信号盘 3 之间没有相对转动。信号盘 1 通过键（图中未标出）固定在支撑轴 6 上。

上图所示的结构与目前车用电位计式扭矩传感器的外轮廓尺寸相当。主要尺寸如图 3-5 所示。

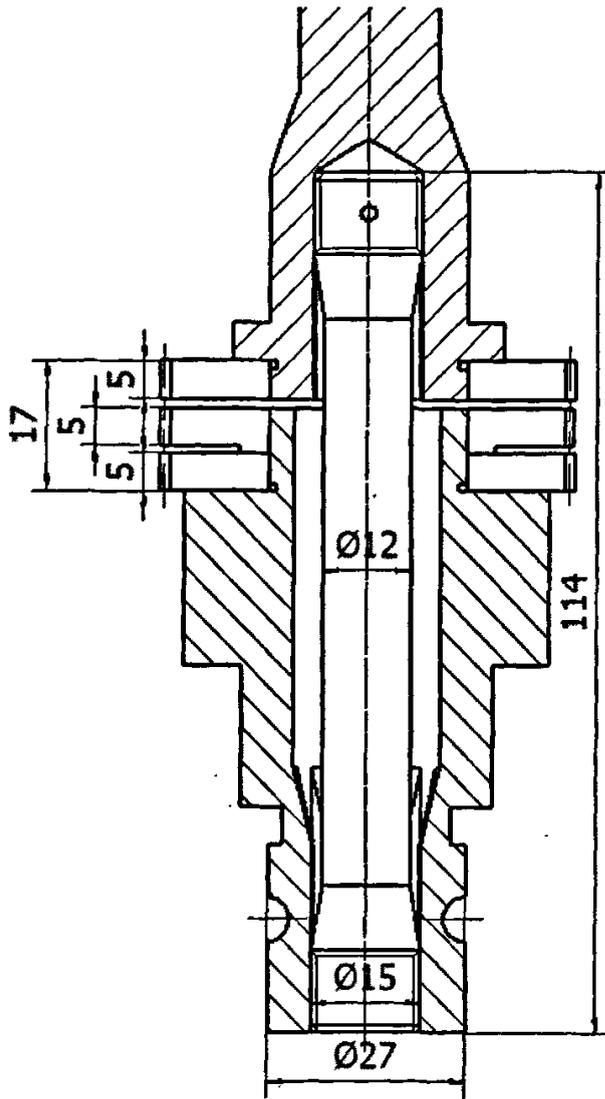


图 3-5 传感器机械结构部分主要尺寸

在方向盘输入扭矩 T 的情况下，扭矩通过扭杆 2 直接传递到输出轴 8，扭杆 2 承受整个扭矩 T ，在扭矩 T 作用下产生的剪切力的作用下，扭杆 2 输入端截面与输出端截面将会产生一个角 θ ， θ 角表征扭矩 T 的大小。

$$\theta = \frac{Tl}{GI_p}$$

(3-14)

式中

l —产生变形的扭杆当量长度；

G —扭杆材料的剪切模量；

I_p —扭杆横截面的极惯性矩, $I_p = \frac{\pi d^4}{32}$ 。

3.3 几个重点研究的问题:

3.3.1 机械结构动态特性分析

从动力学观点来看, 该扭杆可以被视为弹性体的扭转振动系统[25], 即由转动惯量 J , 刚性因子 K_M 和阻尼器 c 组成的等效系统模型。

当弹性体端部加载按正弦函数变化的动态扭矩:

$$M_i(t) = M_0 \sin \omega t \quad (3-15)$$

式中: M_0 为动态扭矩的幅值; ω 为动态扭矩的角频率。

则有如下力矩平衡方程式为:

$$J \frac{d^2 \phi(t)}{dt^2} + c \frac{d\phi(t)}{dt} + K_M \phi(t) = M_0 \sin \omega t \quad (3-16)$$

式中 $\phi(t)$ 为扭矩角。

由式知动态力矩由惯性力矩 $J \frac{d^2 \phi(t)}{dt^2}$, 阻尼力矩 $c \frac{d\phi(t)}{dt}$ 和弹性力矩 $K_M \phi(t)$

组成。上述方程的稳态解为:

$$\phi(t) = \phi_0 \sin(\omega t - \phi) \quad (3-17)$$

式中:

$$\text{振幅: } \phi_0 = \frac{M_0}{\sqrt{(K_M - J\omega^2)^2 + (c\omega)^2}}$$

$$\text{相角: } \phi = \tan^{-1} \left[\frac{2\xi\omega\omega_n}{\omega_n^2 - \omega^2} \right]$$

$$\text{扭杆固有角频率: } \omega_n = \sqrt{K_M J}$$

$$\text{阻尼比: } \xi = \frac{c}{2\sqrt{K_M J}}$$

由式可得外扭矩的幅值与其他各分力矩幅值的关系为

$$M_0 = \sqrt{(K_M \phi_0 - J\omega^2 \phi_0)^2 + (c\omega \phi_0)^2} \quad (3-18)$$

为了显示外扭矩与弹性力矩、阻尼力矩和惯性力矩之间的关系, 式可以写

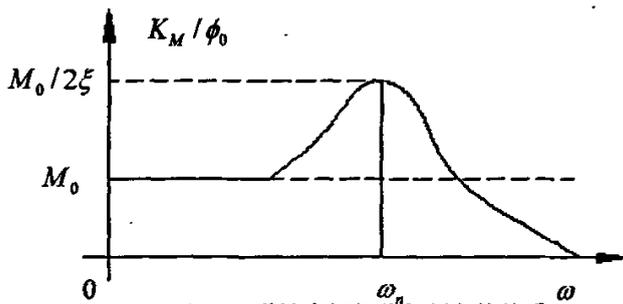
成:

$$\text{弹性力矩幅值: } K_M \phi_0 = \frac{M_0}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + 4\xi^2 \frac{\omega^2}{\omega_n^2}}}$$

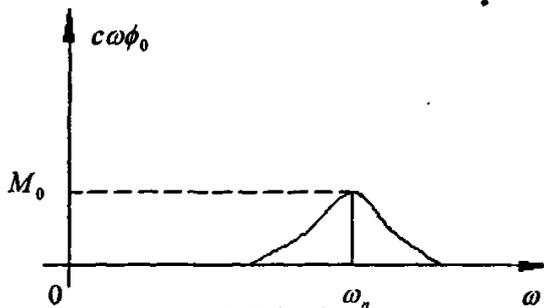
$$\text{阻尼力矩幅值: } c\omega\phi_0 = M_0 \sqrt{\frac{(\omega^2 - \omega_n^2)^2}{4\xi^2 \omega^2 \omega_n^2} + 1}$$

$$\text{惯性力矩幅值: } J\omega^2\phi_0 = \frac{M_0}{\sqrt{\left(\frac{\omega^2}{\omega_n^2} - 1\right)^2 + 4\xi^2 \frac{\omega^2}{\omega_n^2}}}$$

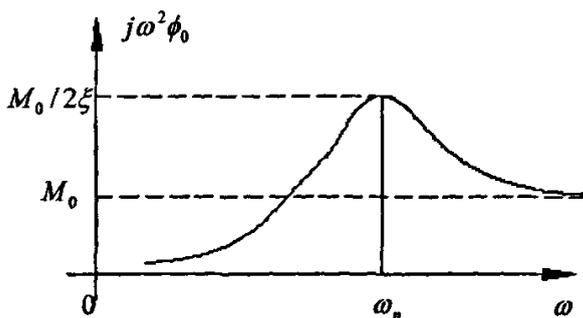
以上3式可分别用图表示成各分力矩与频率之间的关系。由图3-6可以看出, 只有当 $\omega \ll \omega_n$ 时, $M_0 = K_M \phi_0$ 。由此可见只有当外扭矩的频率低于传感器的固有频率时, 测量才能准确, 否则要进行精度补偿。这就要求在设计传感器时, 不但要进行结构静态设计, 同时还要进行动态特性分析, 主要包括幅值误差设计和相频误差设计, 这里动态参数设计主要是相对扭矩传感器的固有频率 ω_n 和阻尼比 ξ 的设计。



(a) 弹性力矩幅值与频率的关系



(b) 阻尼力矩幅值与频率的关系



(c) 惯性力矩幅值与频率的关系

图 3-6 各分力矩与频率之间的关系

因为它不但能测量弹性力矩，而且还可以感受一部分惯性力矩。因此，幅值的相对误差为：

$$\begin{aligned} \varepsilon_p &= \frac{K_M \phi_0 - \Psi J \omega^2 \phi_0}{M_0} \\ &= \frac{\omega_n^2}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + 4\xi^2 \omega^2}} - \frac{\Psi \omega^2}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + 4\xi^2 \omega^2}} - 1 \end{aligned} \quad (3-19)$$

式中： $0 < \Psi < 1$ ，取决于传感器对惯性力矩感知的灵敏度，灵敏度高取较大值，反之则取较小值，通常取 0.2。

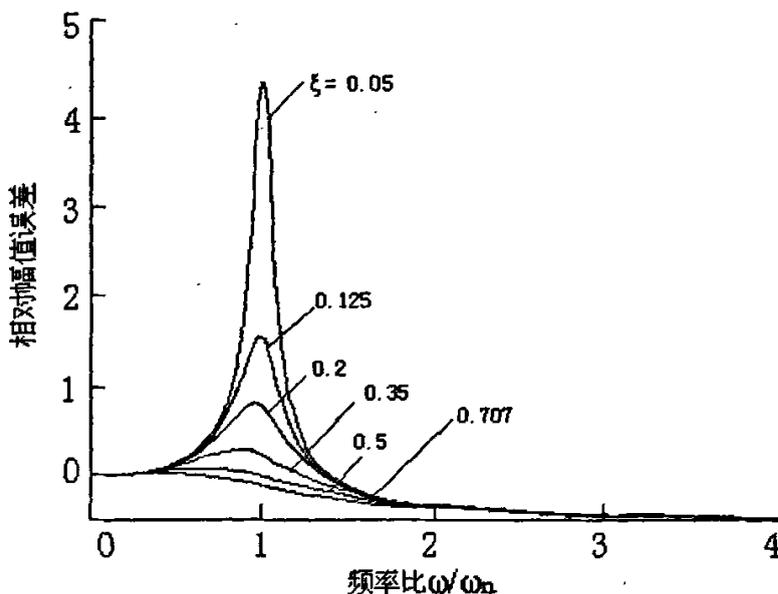


图 3-7 幅值误差与固有频率和阻尼比的关系图

由于传感器的阻尼比通常为 $\xi = 0.05$ 。所以可近似认为 $\xi^2 = 0$ ，则式(3-19)

整理后可得到固有频率的设计公式为：

$$\omega_n \geq \omega_{\max} \sqrt{\frac{1 + \varepsilon_p - \Psi}{\varepsilon_p}} \quad (3-20)$$

对于该新型扭矩传感器要求其频率范围为 0~2kHz, 允许的最大幅值误差为 $\varepsilon=5\%$ 。取 $\Psi=0.2$, 将上述所需参数代入式(13), 从幅值误差的角度可求得该扭矩传感器所须达到的理论固有频率为：

$$\omega_n \geq 8.25 \times 10^3 \text{ Hz}$$

相频误差设计

由式可画出扭矩传感器的相频特性曲线, 如图 3-8 所示。因为阻尼比非常小, 通常为 0.05, 所以相位误差均比较小, 一般不作特殊要求。设计时只要满足幅频特性一般都能满足相频特性的要求。

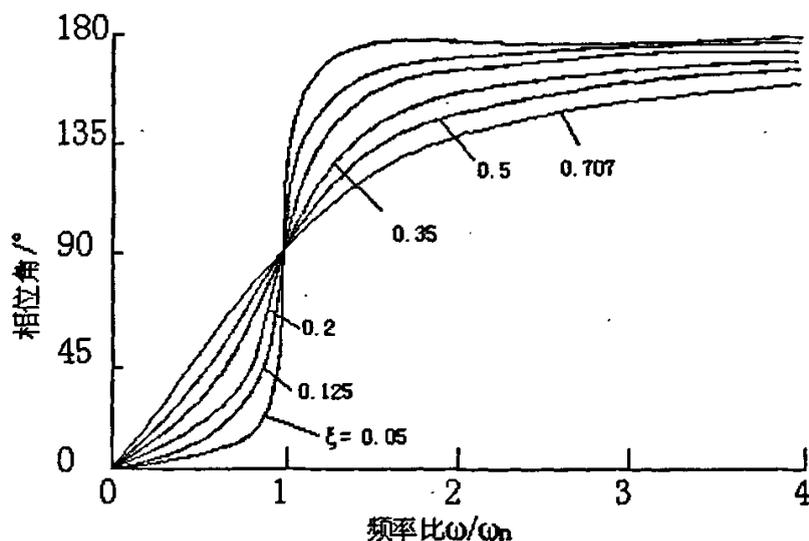


图 3-8 相位误差与固有频率和阻尼比的关系图

3.3.2 齿轮（信号盘）参数

本课题中齿轮并不用于传动, 其利用齿轮的最基本的物理构造, 即齿与齿之间存在间隙。故在设计过程中, 可以不考虑诸如啮合度、强度等传动因素。齿轮采用铁质材料, 齿顶处存在的铁磁质对磁路有影响, 齿根对磁路亦存在影响, 但两者影响程度不同。空气相对磁导率约为 1, 铸铁为 200~400; 硅钢片为 7000~10000。

齿参数：齿轮并不必须做成标准形，亦可以考虑矩形齿；但必须是直齿轮。受空间条件制约，其基本尺寸不宜过大。为符合国家标准，便于加工，本课题中信号盘1与信号盘3完全相同：取模数取 $m_{1,3}=1.5$ ，分度圆直径为 $d_{1,3}=54\text{mm}$ ，齿数 $z_{1,3}=36$ 。

便于电路处理，为保证信号盘1与3之间在最大扭矩 $T=50\text{Nm}$ 作用下相位差不超过 10° ，即信号盘1与3之间的齿之间在扭矩 T 的作用下，不超过半个齿形的错位。

扭杆的扭转刚度为

$$T' = \frac{T}{\phi} = \frac{\pi d^4 G}{32L}$$

当取扭杆参数如下时：

$$G=84000\text{MPa}, d=12\text{mm}, L=114\text{mm}$$

则

$$\begin{aligned} T' &= \frac{3.14 \times (10 \times 10^{-3})^4 \times 84000 \times 10^6}{32 \times 113.01 \times 10^{-3} \times 180} \\ &= 10.209 \text{ Nm / } ^\circ \end{aligned}$$

设定实验扭矩值为 $20\sim 50\text{Nm}$ ，则有

$$50\text{Nm} < 10.209\text{Nm} / ^\circ \times 5^\circ$$

故 $z=36$ 是可以满足要求的。

为便于后续计算绝对转向角的大小，齿轮2比齿轮1、3少一个齿，即是 $z_2=35$ ， $m=1.543$ 。

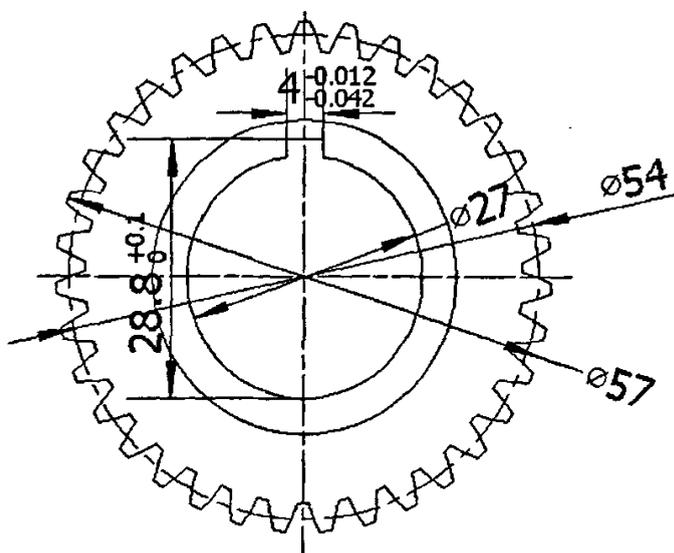


图 3-9 信号盘 1、3 基本尺寸

厚度：保证齿轮厚度适中，与 MR 传感器组件相适应。取 $b=5\text{mm}$ 。如图 3-10 所示：

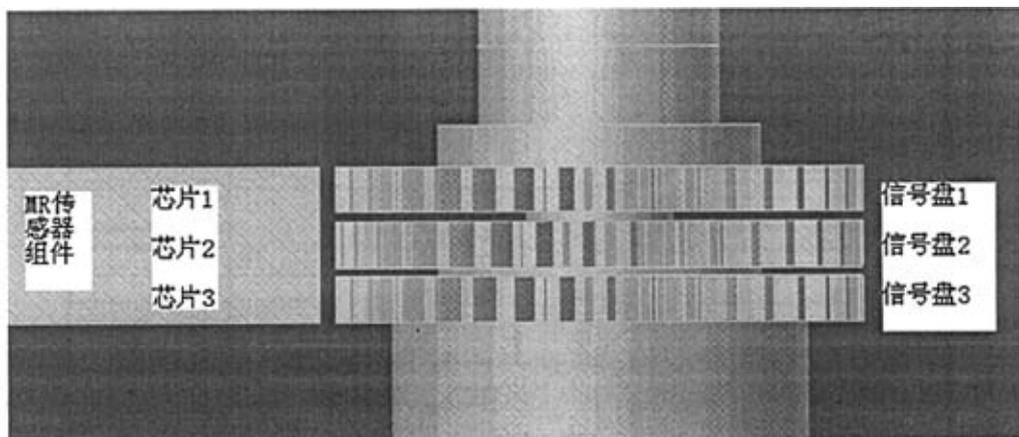


图 3-10 MR 传感器组件位置

芯片 1、2、3 分别与信号盘 1、2、3 对应在一个水平面上。

材料：空气相对磁导率约为 1，铸铁为 200~400；硅钢片为 7000~10000。对于本课题而言，铸铁的相对磁导率已经满足要求，硅钢片相对成本较高。且在后续处理过程中，铁磁体对磁阻电阻的影响只表现在幅值上，对相位的改变没有影响。

所以此处可以选择铸铁为信号盘材料，降低生产成本。

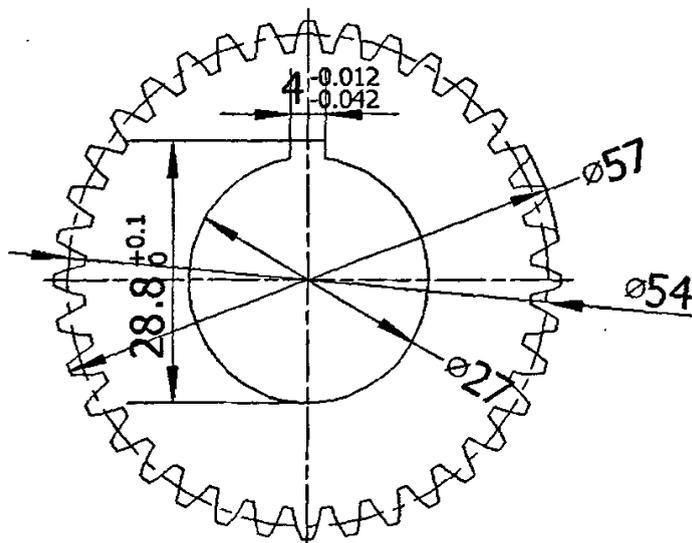


图 3-11 信号盘 2 基本尺寸

3.3.3 影响信号输出的因素

1. 扭杆当量长度

扭杆的当量长度 L 越长, 对整个系统而言, 灵敏度越高。但是对于本课题而言, 扭杆不宜过长, 转向系统内空间不允许。且对于加工制造来说, 会提高制造成本, 故扭杆的基本尺寸如图 3-12 所示:

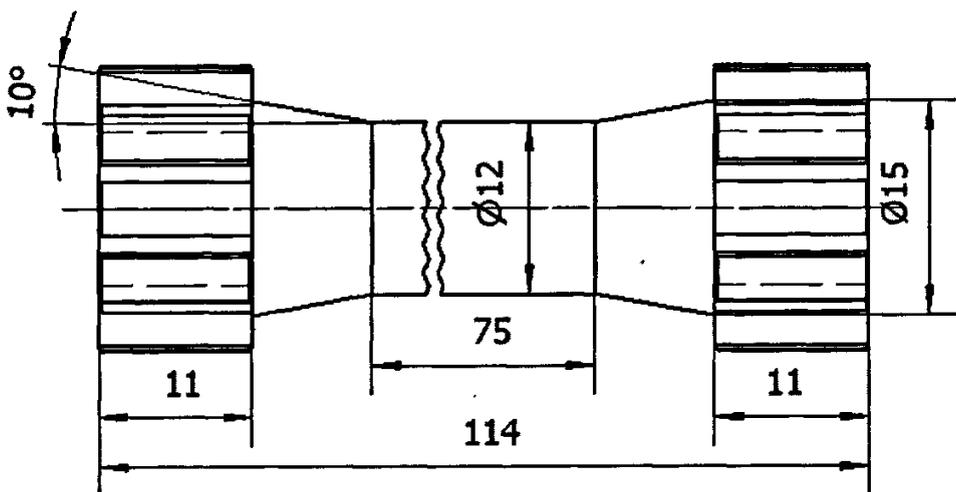


图 3-12 扭杆基本尺寸

下一章将单独对扭杆的基本模型进行设计与计算, 以得出是否符合实际实验的结果。

2. 齿数

设信号盘 1、3 有 z 个齿, 则在磁阻电阻灵敏度范围内, z 越大, 整个系统灵敏度越高。但在最大加载力矩 $T=20\text{Nm}$ 下, 为便于电路处理, 就应使得信号盘 1、3 之间相位差不超 1 个周期, 即 $2\pi/z^\circ$ 。故齿数的选定应

$$z \leq \frac{2\pi}{T}$$

式中: T' —扭杆弹簧刚度理论值。

3. MR 传感器组件与信号盘相对位置

传感器作为一个整体, 在结构设计上也应设计封装成一体, 不仅避免在汽车恶劣的工作环境下能正常工作, 而且能保证 MR 传感器组件与信号盘的相对位置不因为汽车运行过程中的振动而产生扰动。且 MR 传感器组件与信号盘之间作为从机械量转化成电量过程的桥梁, 输出的周期电量信号值的相位值在测量过程中起主要作用, 故周期电量信号值的幅值对最终测量效果没有过多的影响, 其影响可在后处理电路中解决。

3.4 本章小节

基于汽车 EPS 的数学模型，阐述了 MR 传感器机械结构部分的动态特性。并给出具体结构图，基本尺寸，直观地描述了机械结构部分在整个机电系统中对传感器信号输出的影响。

扭杆的当量长度，信号盘齿参数对机械量最终转化成周期电量信号都有一定的影响，但不都是决定性因素。

第4章 扭杆弹簧的设计

扭杆弹簧是一种弹性机械零件，它跟其它类型弹簧一样，都是利用材料的弹性以及本身结构和总体布置的特点，把机械功或动能转变为变形能，或将变形能转变为机械能或动能，实现能量的转变。在各种机械设备和装备中，广泛利用它来起到缓冲和减振、能量储备或稳定作用[50]。

如各种越野车辆上的悬架装置用它来做缓冲和减振；在高速内燃机上的进排气系统中，用它来避免或缓和汽门主圆柱螺旋弹簧在强烈振动的动载荷作用下所引起的颤动；在使用空气弹簧做稳压器的车辆上，利用它做稳压器；在高速小轿车的悬架装置，利用它做稳定杆，以增加车辆转向时的稳定性；对于一些需要一定助力的机构，如可翻的驾驶室、挡浪板、散热器以及各种门、窗盖等，常用它做储能元件；在传动轴或驱动轴中，为了减少扭振和缓和扭矩的变化，也常在轴中插入扭杆弹簧等等。

本课题中所涉及的扭杆弹簧是在传动轴中用以测量传动过程中的扭转大小，但它所承受的力矩要比以上所提及的要小得多。

4.1 扭杆弹簧的基本性能

在设计扭杆弹簧时，应考虑它的基本性能和特点。扭杆弹簧的工作性能，由扭杆弹簧的特性线、扭杆弹簧的刚度和柔度、扭杆弹簧的自振频率和周期、受迫振动时的振幅等几大方面所表示。

1. 扭杆弹簧的特性线

在各种车辆和机械装备中，常采用扭杆弹簧作为弹性元件。当扭杆弹簧受到扭矩作用时，就会产生扭转变形，其扭矩 T 与扭转变形角 θ 之间的函数关系称为扭杆弹簧的特性，而扭矩 T 与扭转变形角 θ 之间的关系曲线称为扭杆弹簧特性线。对钢制扭杆弹簧，由材料力学可知：扭杆弹簧的扭矩 T 与其扭转变形角 θ 关系为：

$$\theta = \frac{TL}{GJ_p}, \text{rad} \quad (4-1)$$

或

$$T = \frac{GJ_p}{L} \theta, N \cdot \text{mm} \quad (4-2)$$

式中

L ——扭杆弹簧的有效工作长度 (mm)；

J_p ——扭杆弹簧的极惯性矩 (mm^4);

G ——材料的剪切模数 (MPa)。

用纵坐标轴表示扭矩 T , 横坐标轴表示扭转变形角 θ , 按式 (4-2) 关系, 绘制的曲线图, 就是扭杆弹簧的特性曲线 (图 4-1)。该特性曲线是线性的, 说明钢制扭杆弹簧的弹簧特性是直线型。

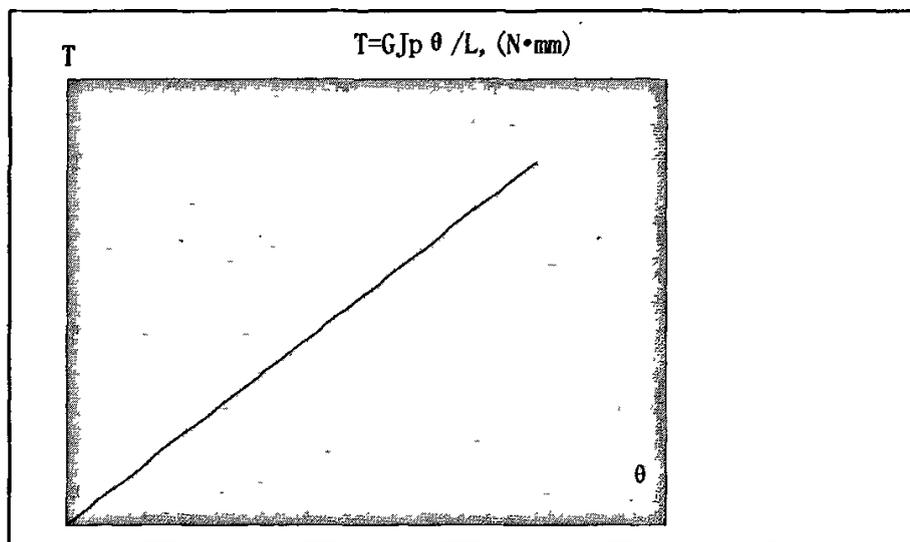


图 4-1 钢制扭杆弹簧的特性曲线

2. 扭杆弹簧的扭转刚度与柔度

扭杆弹簧单位变形 $d\theta$ 所需要的扭矩 dT 称扭杆弹簧的扭转刚度, 以 K_T 表示:

$$K_T = \frac{dT}{d\theta} \quad (4-3)$$

显然, 扭杆弹簧的扭转刚度就是扭杆弹簧特性线的斜率, 即 $K_T = \tan \theta$ (图 4-1)。由于扭杆弹簧的特性曲线是一条直线, 所以扭杆弹簧的刚度是一个常数。

扭杆弹簧单位扭矩 dT 所产生的扭转变形 $d\theta$, 称扭杆弹簧的柔度, 以 f 表示, 则

$$f = \frac{d\theta}{dT} \quad (4-4)$$

由式 (4-3)、(4-4) 可知: 扭杆弹簧的刚度和柔度互为倒数。

扭杆弹簧的刚度与柔度是评定扭杆弹簧质量系统动力性能的重要参数, 也是确定质量系统自振频率的主要参数。

3. 扭杆弹簧的固有频率、阻尼和振幅

对于一个扭杆弹簧质量系统, 在没有任何扭矩作用时, 由系统内部的内力作用, 而引起质量系统振动的频率称为扭杆质量的固有频率。如图 4-2 扭杆弹簧质量系统, 在静止状态时, 质量圆盘 A 在两个大小相等方向相反的内扭矩作用下,

质量圆盘 A 处于平衡静止状态^[61]。

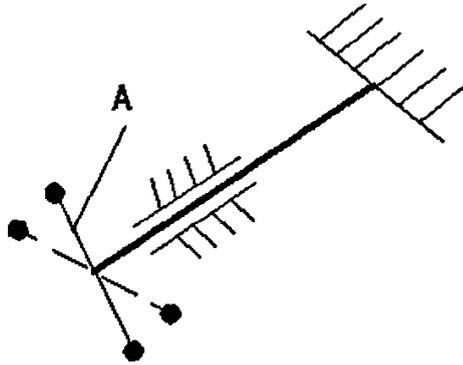


图 4-2 扭杆弹簧质量系统扭振

当给系统一个瞬间作用扭矩时，破坏了系统的静止平衡状态，质量盘会在扭杆弹簧固有的内扭矩作用下，围绕平衡位置开始振动，这种扭转振动是依靠扭杆弹簧内部永久存在的固有扭矩作用，而不是依靠外扭矩的周期作用，所以它称为自由振动。从平衡位置到质量盘的最大偏离平衡位置角度偏移量称为自由振动的振幅。自由振动的频率就是系统的固有频率 ω_r ，系统的固有频率与振幅无关，它与系统的扭杆弹簧的扭转刚度 K_T 、阻尼和系统的转动惯量 I 有关，在一般情况下，有阻尼和无阻尼固有频率数值比较接近，因此，对有无阻尼系统的固有频率均按下式估算：

$$\omega_r = \sqrt{\frac{K_T}{I}} \quad (4-5)$$

如考虑扭杆弹簧的转动惯量 I_0 ，则：

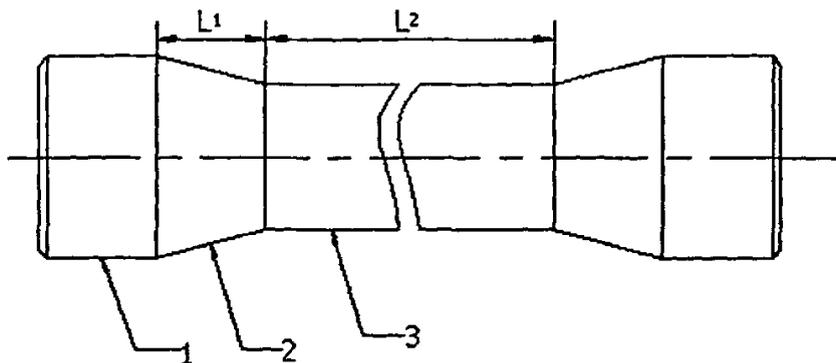
$$\omega_r = \sqrt{\frac{K_T}{I+I_0}} \quad (4-6)$$

当扭杆弹簧受到强烈振动时，为了检验这种受迫振动对扭杆弹片质量系统的影响，应计算该系统的固有频率，以便使受迫载荷的频率避开扭杆弹簧质量系统的固有频率。

扭杆弹簧的强迫振动的振动频率与加载频率相同，当扭矩的频率接近系统的固有频率，系统将发生共振，其振幅迅速达到危险值，所以在设计过程中，要避免这种情况的发生。

4.2 圆断面扭杆弹簧及固定件设计

本课题选用圆断面扭杆弹簧作为力矩传递件。圆断面扭杆弹簧结构分为三部分：工作直杆部分，过渡部分和两端连接部分。如图 4-3 所示。



1 两端连接部分 2 过渡部分 3 工作直杆部分

图 4-3 扭杆弹簧结构简图

1) 工作直杆部分设计

除去两端花键连接部分和两端过渡部分的长度，剩余直杆部分就是工作部分。长度用 L_2 表示。扭杆弹簧工作直杆部分为实心圆柱直杆。由于实心圆柱扭杆弹簧结构简单，占用空间小，加工方便等优点，所以，本课题采用圆断面扭杆弹簧。

根据材料力学可以推导出圆断面的工作直杆部分的结构形状参数和参数之间关系结果如下。

极惯性矩 J_p :

$$J_p = \frac{\pi d^4}{32} \quad (4-7)$$

扭转断面系数 W_p :

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} \quad (4-8)$$

扭转变形角 θ :

$$\theta = \frac{TL}{GJ_p} = \frac{32TL}{\pi d^4 G} = \frac{2\tau L}{dG} \quad (4-9)$$

扭转扭矩 T :

$$T = \frac{GJ_p \theta}{L} = \frac{\pi d^4}{32L} G \theta = \frac{\pi \tau}{16} d^3 \quad (4-10)$$

扭转切应力 τ :

$$\tau = \frac{T}{W_p} \quad (4-11)$$

扭转刚度 K_T :

$$K_T = \frac{T}{\theta} = \frac{\pi d^4 G}{32L} \quad (4-12)$$

扭转变形能 U :

$$U = \frac{T\theta}{2} = \frac{\tau^2 V}{4G} \quad (4-13)$$

扭转应力率 η :

$$\eta = \tau / \theta = \frac{dG}{2L} \quad (4-14)$$

式中

L —扭杆弹簧的有效工作长度;

V —扭杆弹簧的有效工作体积;

G —材料的剪切模数。

由项目合作单位提出的偏转角偏转范围为 $\pm 5^\circ$, 即扭杆在外加力矩的 T 的作用下, 两连接端面之间的偏转角不超过 $\pm 5^\circ$ 。

且对于汽车设计而言, 为了使汽车具有良好的机动性能, 必须使转向轮有尽可能大的转角, 其最小转弯半径能达到汽车轴距的 2~2.5 倍。转向操纵的轻便性通常用转向时驾驶员作用在转向盘上的切向力大小和转向盘转动圈数多少两项指标来评价。表 4-2 为转向过程中轿车和货车转向力矩的大小。

表 4-2 转向过程中加载在方向盘上的力矩

	轿车	货车
机械转向	50~100Nm	250Nm
动力转向	20~50Nm	120Nm

轿车转向盘从中间位置转到第一端的圈数不得超过 2.0 圈, 货车则要求不超过 3.0 圈。

对照目前已经装备于 EPS 上的电位计式扭矩传感器的结构尺寸[18], 以及以上参数, 先试取 $L_2=75\text{mm}$, $d=12\text{mm}$ 。

2) 两端连接部分设计

端部结构设计的主要任务是: 确定端部连接形式、结构参数以及强度分析计算。

对端部结构一般要求为：

1. 具有可行传递强度储备；
2. 保证扭杆弹簧只承受单一的纯扭转载荷；
3. 保证扭杆弹簧在工作中不产生轴向移动。

为了安装、固定、调整以及承受扭转载荷的需要，扭杆弹簧两端连接部分常采用花键连接和多边形连接以及辅助加楔机构（如螺栓、销等）等。由于花键便于控制和调整扭杆弹簧的安装角，所以目前扭杆弹簧端部连接固定部分常采用花键连接结构，很少采用多边形连接结构。

花键连接是由轴或毂孔上的花键齿组成，大部分是直齿，齿侧面为工作表面。它的一个优点是静强度及可靠性能满足要求。而且其承载能力高，定心性和导向性好，对轴削弱小，适用于载荷较高，对中定心精度高的地方，但它的加工需要专用设备和量刃具。对于花键连接结构多采用细齿形的矩形花键、渐开线花键，三角形花键、梯形花键等。一般来讲采用三角形花键，因为它的安装位置便于调节以及对轴强度削弱小。

对于两端花键连接结构设计需要考虑以下问题：

1. 两端尺寸差异

为了弥补端部部位应力集中对连接部位的强度削弱，保证端部与直杆部分等强度（剪切）应力要求，其两端就加粗，加粗后，对端部加工也非常有利。根据经验，细齿形底直径加粗宜取工作直径的 1.10~1.25 倍。

取系数为 1.25 倍，则 $D_2=1.25 \times d=15\text{mm}$ 。

2. 齿形工作长度

端部花键应铣通。在接触应力许可的条件下，花键工作部分不宜过长，否则全齿接触不良，影响实际接触有效工作长度。考虑到新使用的内、外花键不会完全接触，但经几次加载后，花键齿上的高点会发生局部压缩变形，而形成正常的接触面。所以加工精度要求应适当，即保证在凸出区外所形成的接触面的永久变形不会过大而导致损坏。当加载时，内、外花键齿都会发生弹性变形，所以接触面的长度将受到限制。一般取花键长度等于花键顶直径的 0.4~0.7 倍，这样可以保证所有接触面上的有效接触长度为 85~99%，得到满意的接触结果。

也就是说在 $D_2=15\text{mm}$ 的情况下，取系数为 0.7 时，花键长度取为 10.5mm，取整 11mm。

3. 轴向固定结构

为了防止扭杆弹簧轴向移动，有时在两端用螺钉或卡环固定。这种方法，会

带来扭杆弹簧承受全部的轴向载荷。再一种方法就是将扭杆弹簧完全固定在输入轴或输出轴上，而对输入轴或输出轴使用轴向限制块来作轴向固定，这样做可以把全部的轴向载荷由轴向限制块来承受，而扭杆弹簧不受轴向载荷。本课题采取后一种方法。

4. 两端齿相对位置的确定

为了保证在安装完成之后，零扭矩初始相位差为零，即信号盘 1、3 之间齿与齿完全在轴向上重合（对于信号盘 2 而言需要有一个齿与信号盘 1 或是 3 对正）。

5. 齿形设计

在花键与固定件最先接触的花键齿处（靠近过渡段的地方），承受差全部扭转力矩，所以此处应力几乎和扭杆弹簧杆部的应力一样高，加上作用于齿侧的局部压力，于是齿根处的总应力可能很高。所以，增大圆弧半径不但能减少应力集中，且有利于采用强度处理。

花键齿根圆弧半径增大，可改善根部应力集中，但却减少了齿侧面积，因此加大了齿侧的压力。如压力过高，在接触部分附近会发生过大的局部永久变形，从而导致疲劳断裂。

6. 花键连接的要素，代号和计算公式，参见 GB1144—87。

3) 过渡部分设计

1. 结构设计

由于端部连接段和工作段的等强度要求以及便于端部连接段的成型加工，通常两端直径比工作直径大。

为了减少从工作杆直径到端部直径（对于花键端部连接其端部直径为花键要径，对于多边形连接其端部直径为多边形内切直径）过渡处的应力集中，采用了下列两种过渡方式。

- (a) 锥形过渡形式
- (b) 圆弧过渡形式

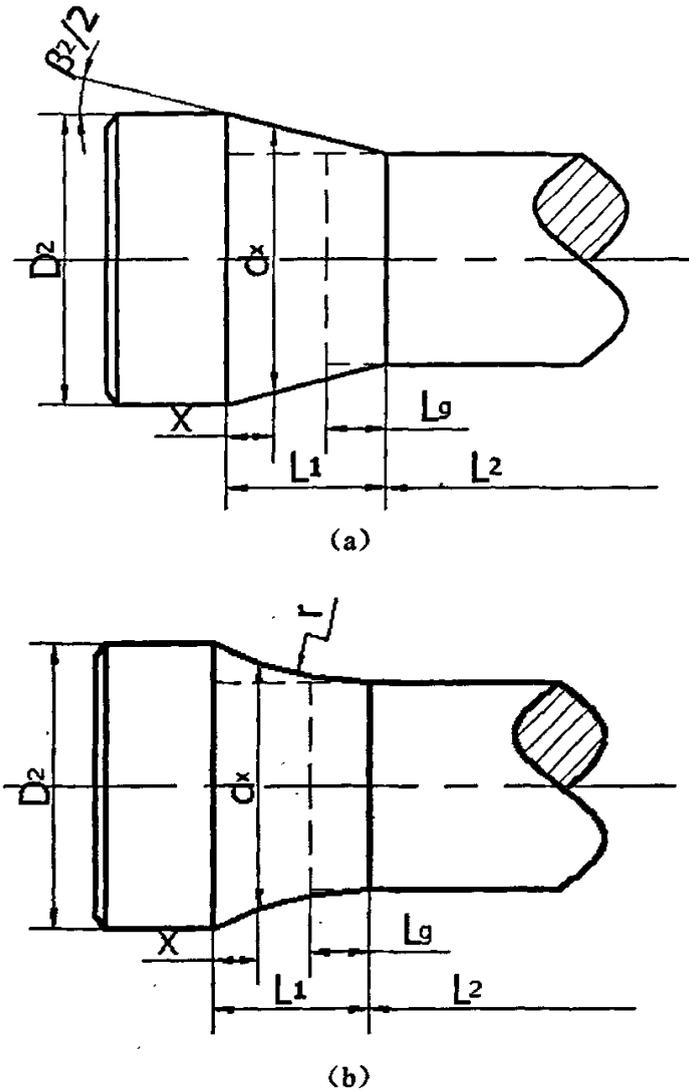


图 4-4 扭杆弹簧过渡部分结构及等效长度 L_g 的计算简图

对于锥形过渡，为了尽量减少应力集中，使应力集中系数趋近零，其圆锥角要求小于 30° ，锥部与直杆部分过渡处用大于 1.5 倍杆径的圆角半径相连接，使所有的锐边和钝边都得到圆化。

对于圆弧过渡，为了减少应力集中，使应力集中系数趋近于零，其过渡半径要大于 3~5 倍（平均 4 倍）杆径。同样要求过渡圆弧与端部连接处要用大于 3 倍杆径来圆化。

从减少应力集中的角度来看，过渡锥度越小或圆弧半径越大，越有利，但在总长度不变的条件下，势必工作长度减少，使扭杆弹簧刚度增加。所以在保证最小应力集中条件下，应使过渡圆弧半径小或锥度大。

2. 锥形过渡部分的实际长度和工作等效长度

由图 4-4 (a) 几何关系推导出锥形过渡部分的实际长度 L_1 为

$$L_1 = \frac{D_2 - d}{2} \operatorname{ctg} \frac{\beta_2}{2} \quad (4-15)$$

式中

D_2 、 d —分别为端部花键齿根部分直径和工作部分直径；

β_2 —锥形过渡部分的圆锥角。

距端部直径 D_2 断面 x 处的直径 d_x 为

$$d_x = \frac{L_1 D_2 - (D_2 - d)x}{L_1} \quad (4-16)$$

在扭矩 T 作用下，直径为 d_x 和长度为 dx 的单元长度内的扭转角 $d\theta$ 为

$$d\theta = \frac{32T}{\pi d_x^4 G} dx \quad (4-17)$$

在扭矩 T 作用下，锥形过渡部分实际长度 L_1 内的扭转变形角 θ 为

$$\theta = \int_0^{L_1} d\theta = \frac{32T}{\pi G} \int_0^{L_1} \frac{1}{d_x^4} dx \quad (4-18)$$

将式 (4-16) 代入到式 (4-18) 中得到

$$\begin{aligned} \theta &= \frac{32T}{\pi d^4 G} \left[\frac{L_1}{3} \left(\frac{d}{D_2} + \frac{d^2}{D_2^2} + \frac{d^3}{D_2^3} \right) \right] \\ &= \frac{32T}{\pi d^4 G} L_g \end{aligned} \quad (4-19)$$

式 (4-19) 与 (4-7) 比较， L_g 相当于直杆工作长度，所以可以看出锥形过渡部分与直径为 d ，长度为 L_g 的扭杆弹簧具有相同的弹性，即工作等效长度 L_g 为

$$L_g = \frac{L_1}{3} \left(\frac{d}{D_2} + \frac{d^2}{D_2^2} + \frac{d^3}{D_2^3} \right) \quad (4-20)$$

$$= QL_1$$

$$Q = \frac{d}{D_2} + \frac{d^2}{D_2^2} + \frac{d^3}{D_2^3}$$

$$= \frac{1}{3} \left[\frac{1}{D_2/d} + \left(\frac{1}{D_2/d} \right)^2 + \left(\frac{1}{D_2/d} \right)^3 \right] \quad (4-21)$$

式中

Q —锥形过渡部分工作长度系数^[50]。

3. 圆弧过渡部分的实际长度和工作等效长度

至于圆弧过渡部分的计算可以参照 [50]。本课题不采用圆弧过渡式，所以此处不详述。

4) 扭杆弹簧有效工作长度

扭杆弹簧全长 LH 包括工作直径长度 L2、两边过渡部分实际长度 L11、L12 和两端连接部分长度 L3、L4,即

$$LH=L2+L3+L4+L11+L12$$

式中

L3、L4—两端连接部分长度。

扭杆弹簧在工作过程中，除两端花键部分长度外，其过渡部分发生扭转变形，参加工作，所以，在计算扭杆弹簧工作有效长度时，应考虑过渡部分的扭转变形作用。由于过渡段的扭转变形和直杆扭转变形计算方法不一样，所以应把过渡部分的扭转变形折算成等效直杆的扭转变形，统一利用直杆扭转变形来计算。这样扭杆弹簧的有效长度按下列公式计算：

$$L=L2+Lg1+Lg2$$

式中

L—扭杆弹簧的有效工作长度；

Lg1、Lg2—分别为过渡部分的等效长度。

图 4-5 为扭杆弹簧的基本外形图。

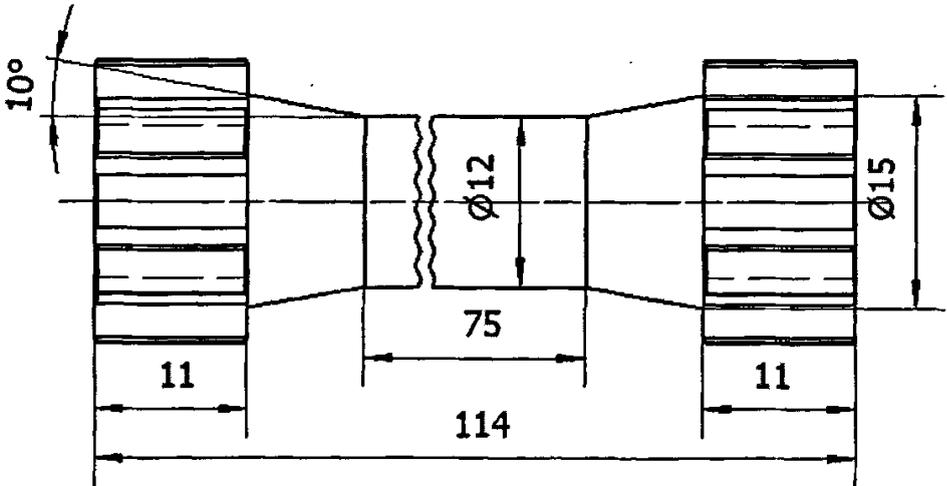


图 4-5 为扭杆弹簧的基本外形图

综上所述，对扭杆弹簧的约束条件及扭杆弹簧所取参数如表 4-3:

表 4-3 扭杆弹簧基本参数

最大加载扭矩[T]	50Nm
最大允许两端相对扭转角[θ]	$\pm 5^\circ$
钢材的弹性模量 E	210GPa
泊松比 μ	0.25
材料的剪切模数 G	84GPa
矩形花键规格	6×15×20×4

经过计算，得出扭杆弹簧的扭转角 $\theta = 4.89^\circ$ ，符合设计要求。

4.3 本章小结

本章详细地描述了扭杆弹簧设计的主要过程，对扭杆弹簧的三个部分进行核算与分析，给出一组设计结果。根据最终的计算与校核，扭杆弹簧的设计符合要求。

第 5 章 扭矩、转角及转向信号检测电路

5.1 信号检测原理

利用磁铁在二个 MR 元件上加均等磁场,把二个 MR 元件的相接处作为输出端,这个输出端的电压称为输出电压。给两个 MR 元件加电源电压 V_{in} , 输出端的电压应是 $1/2$ 电源电压 V_{in} , 称这个电压为中心电压。如果给二个 MR 元件加不同强度的磁场时,则 MR 元件的电阻值会不同,因此输出电压值也就不等于中心电压值了。

依据第二章基本原理所叙述,如图 5-1 所示,永久磁场近似为磁场强度 H 在一定范围内不发生变化的磁场。当磁场内导磁介质的磁导率(相对)不同时,比如空气 $\mu = 1$, 铸铁 $\mu = 200 \sim 400$, 硅钢 $\mu = 7000 \sim 10000$, 就会导致不同介质周围的磁感强度 B 的不同, B 的值与磁导率成正比。

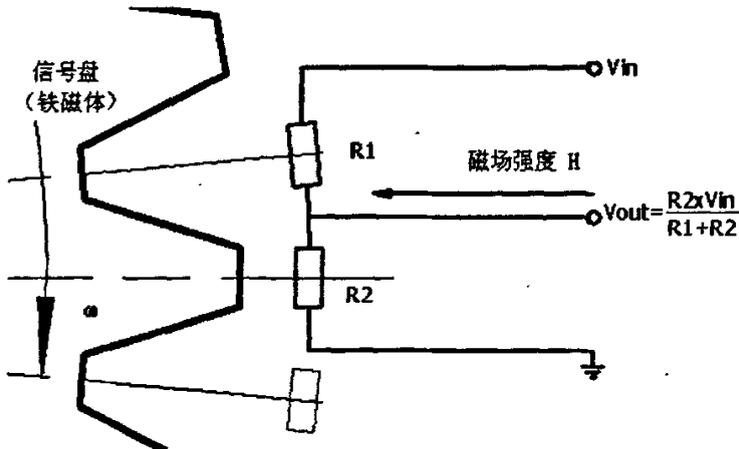


图 5-1 信号检测原理图示

如将图 5-1 中的 R_1 的磁场增大,则 R_1 电阻值就会比 R_2 的电阻值大,则输出电压值将小于中心电压值。相反,将 R_2 的磁场增大,则输出电压值将大于中心电压值。例如当信号盘如图方向旋转的时候,信号盘的齿顶(铁磁体)间隙地从 MR 元件周围经过,此时,因为铁磁体的相对导磁率 $\mu = 200 \sim 400$ 远远大于空气的相对导磁率,故在齿顶经过 MR 元件时刻,齿顶周围的磁感强度 B 远比齿根处要大。如图 5-2 所示。

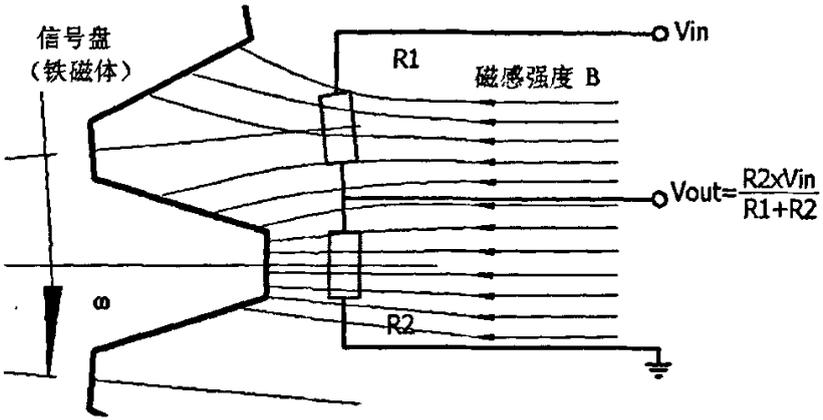


图 5-2 磁感强度图示

图示位置，即是 R2 此刻所受到磁场的影晌远比 R1 大，故 R1 维持原值，而 R2 电阻增大，使得 Vout 增大。又由于信号盘以 ω 角速度旋转，则齿顶周期性地经过 R1、R2，R1、R2 的电阻值随着磁感强度的变化而变化，使得 Vout 成周期性变化。输出电压信号 Vout 是一个准正弦信号，如图 5-3 所示。

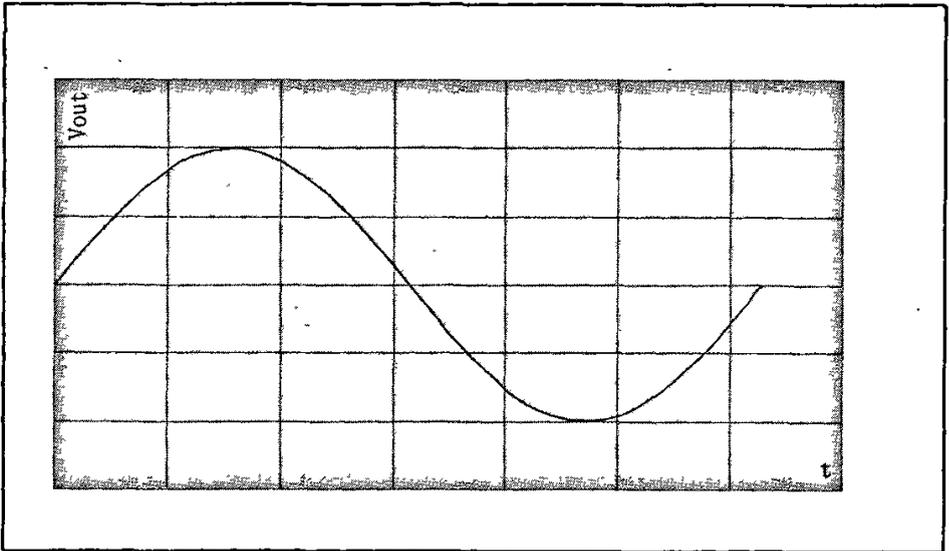


图 5-3 输出电压波形

为了达到温度补偿的目的，在信号检测装置中采用了半桥电路结构，使用两个 MR 元件，使得检测电路灵敏度增加一倍。

$$V_{out} = R_2 \times V_{in} / (R_1 + R_2) \quad (5-1)$$

式中：

V_{in} —输入电压；

V_{out} —输出电压；

R1、R2—MR 元件的电阻值，随着磁感强度的变化而变化。

5.2 信号处理电路

对于信号的检出和测量，目前的产品供应商大都采用两种方式:无放大的信号处理电路和有适当放大的信号处理电路 1。对于第一种方案，其原理框如图 5-4(a)。它一般由信号检出、数字化处理、信号输出、电源四个部分组成。信号检出部分是敏感元件将转速信号从现场环境中提取出来该信号为模拟信号。数字化处理部分是利用信号调理电路对提取出来的模拟信号进行数字化，以利于后继电路的处理。信号输出部分用于得到适当的数字量输出，以及提高传感器的带负荷能力。电源部分则为上述三部分提供工作电压。对于第二种方案，其原理框图如图 5-4(b)所示。

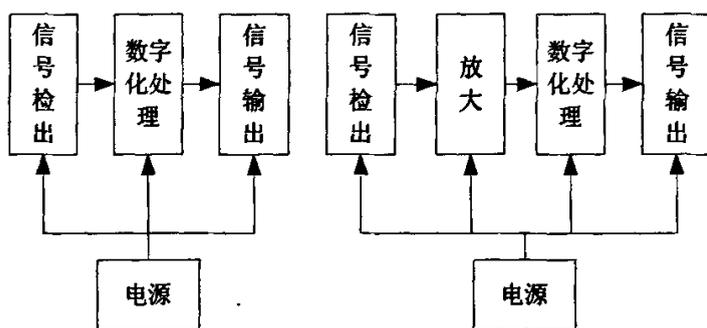


图 5-4 (a) 无放大信号处理示意图 (b) 有适当放大的信号处理电路

其中，信号检出、数字化处理、信号输出、电源四个部分的作用与方案一相同：放大部分则是用于将信号检出部分的模拟信号进行适当的放大，使数字化处理部分更易处理。

由于机械结构中有三个信号盘，为检测信号盘旋转过程中的信号输出，对应三个芯片，分别取名为芯片 1、芯片 2、芯片 3。其电路构成如图 5-5 所示：

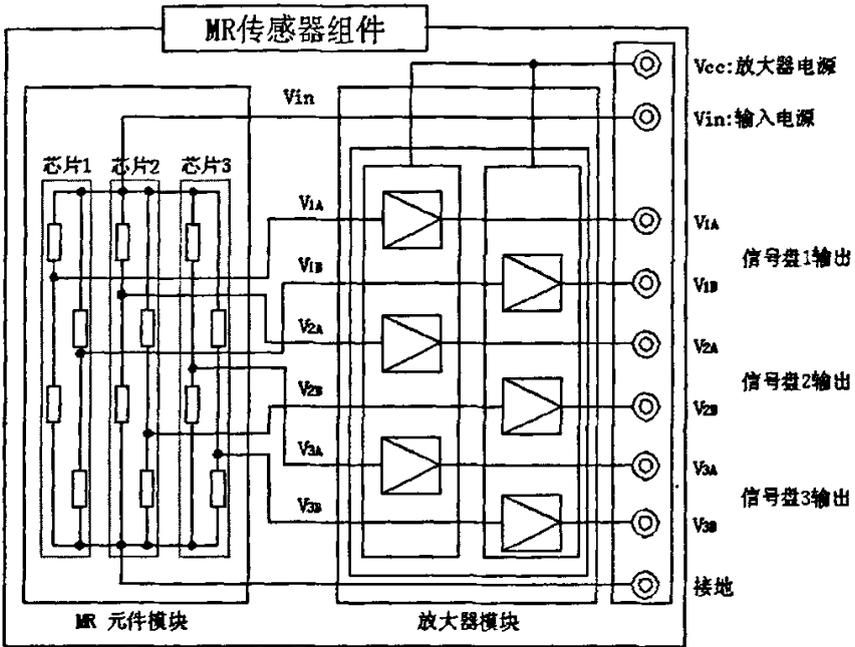


图 5-5 信号接收模块 MR 传感器组件

在信号盘 1 旋转过程中，对芯片 1 的四个电阻均有磁阻作用，又由图 5-1、图 5-2 知， V_{1A} 、 V_{1B} 端输出为电压信号的准正弦波。且此两个波形完全一致，仅有 $\pi/2$ 相位差。横坐标为时间 t ，纵坐标为电压的大小 V 。

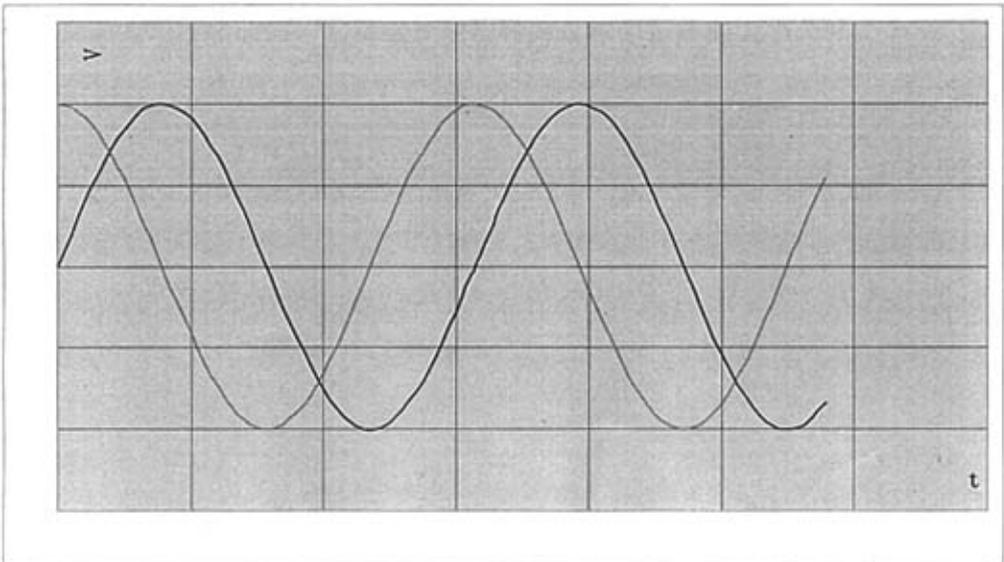


图 5-6 信号盘 1 的输出信号

在信号盘 3 旋转过程中，对芯片 3 的四个电阻有磁阻的作用。同样 V_{2A} 、 V_{2B} 端输出为电压信号的准正弦波。且此两个波形完全一致，仅有 $\pi/2$ 相位差。必须注意信号盘 3 比信号盘少一个齿，即如果方向盘转过 360° ，则信号盘 3 输

出的波形要比信号盘少一个。但两者之间的周期是不同的。横坐标为时间 t 。

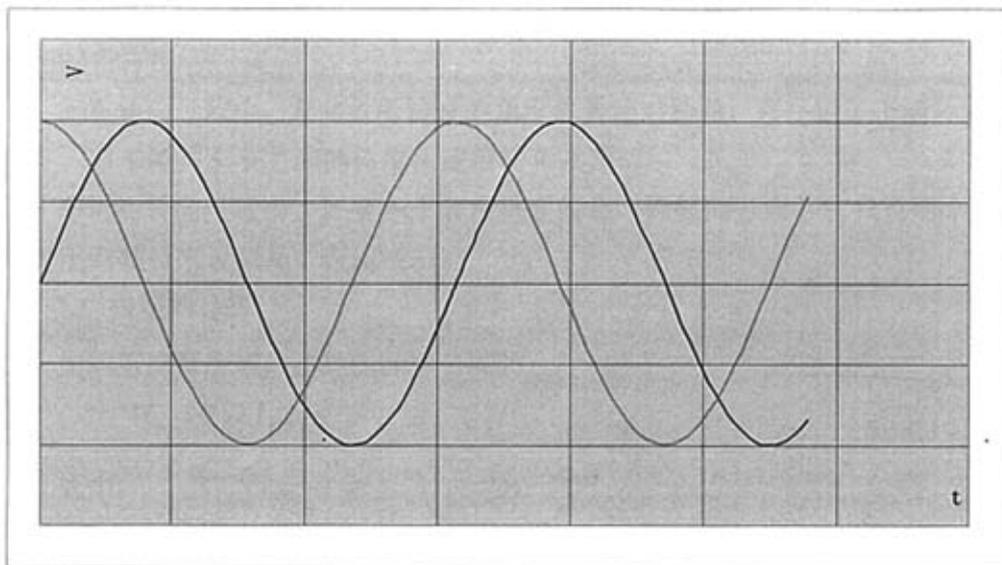


图 5-7 信号盘 3 的输出信号

在信号盘 2 旋转过程中，对芯片 2 的四个电阻均有磁阻作用， V_{3A} 、 V_{3B} 端输出为电压信号的准正弦波。且此两个波形完全一致，仅有 $\pi/2$ 相位差。横坐标为时间 t ，纵坐标为电压的大小 V 。但它与信号盘 1 输出波形之间有 θ 角的相位差（ V_{1A} 、 V_{1B} 分别与 V_{3A} 、 V_{3B} 相对应）。这个 θ 便是扭杆在转向过程中所承受的力矩所造成的。它直接反映出转向过程中扭矩的大小。

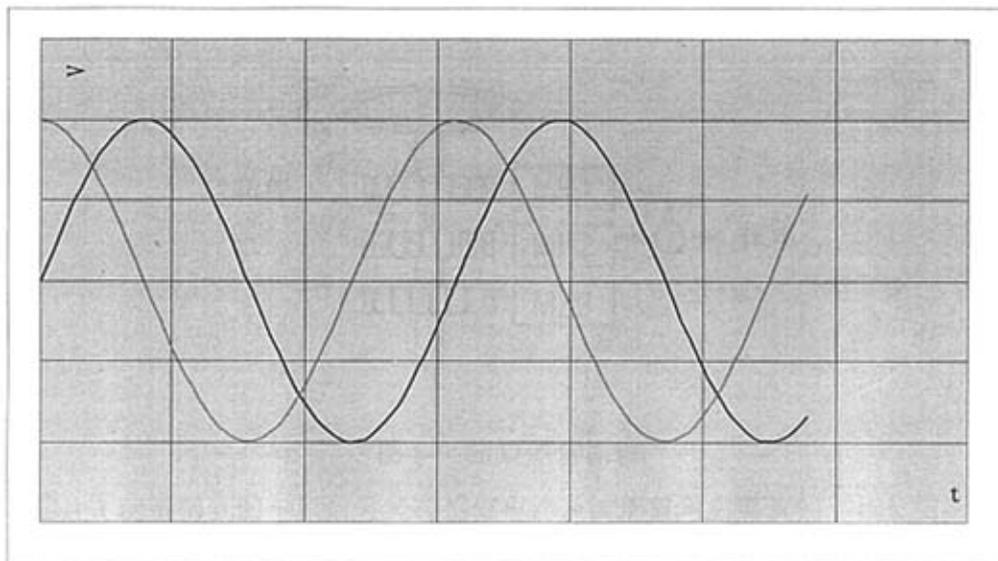


图 5-8 信号盘 2 的输出信号

5.3 输出信号的处理

为方向盘加一定的转矩 T ，此力矩必在扭杆输入端与输出之间产生一定的扭转角。此角与扭杆的长度、剪切模量、扭杆本身的材料及形状有关系。这个角就是相对扭转角

而在转向过程中，方向盘所转过的角度称为绝对转角，它决定了车辆转向的程度。即车轮与车身之间的角度由绝对转角决定。

车辆在转向过程中，还有一个非常重要的量，即转向方向。它只有两个值，相对于驾驶员来说就是，左或者右。

1. 扭矩的计算

如同第二章所述，扭矩的计算公式为：

$$M_n = \theta G I_p \quad (5-2)$$

式中：

M_n —为所求扭矩；

θ —扭杆的转角；

G —扭杆的剪切模量；

I_p —扭杆的极惯性矩。

如图 5-8 所示：从信号盘 1 与信号盘 3 得到的电压信号，经过放大器模块后，得到如图所示的波形，两组信号之间完全一样，但有 θ 角的相位差，经过整形后进行相位比较后即可得到 θ 角的大小。再按照 $M_n = \theta G I_p$ 中所给出的初始值，即可得到所需转矩大小。转矩的数值直接输入到 ECU 中，ECU 根据转矩的大小和车速，转向等等参数最终确定助力电机的电流大小，完成电动助力转向。

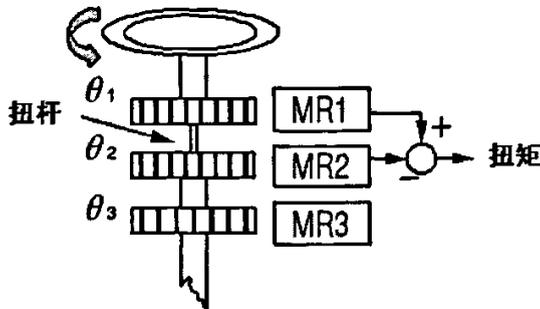


图 5-9 扭矩测量原理

从芯片 1 测量得到的电压信号经传感器电路及波形整形后得到如下相位图：

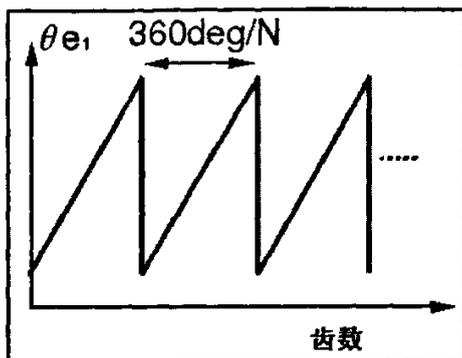


图 5-10 芯片 1 输出电压信号波形相位图

从芯片 2 测量得到的电压信号经传感器电路及波形整形后得到如下相位图：

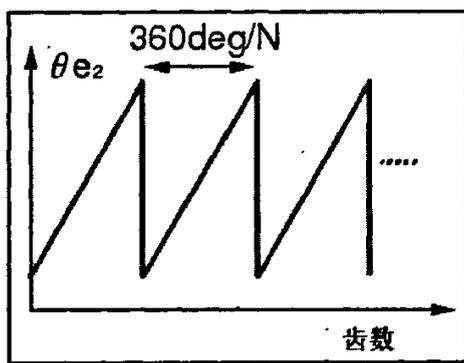


图 5-11 芯片 2 输出电压信号波形相位图

叠加后得如下图：

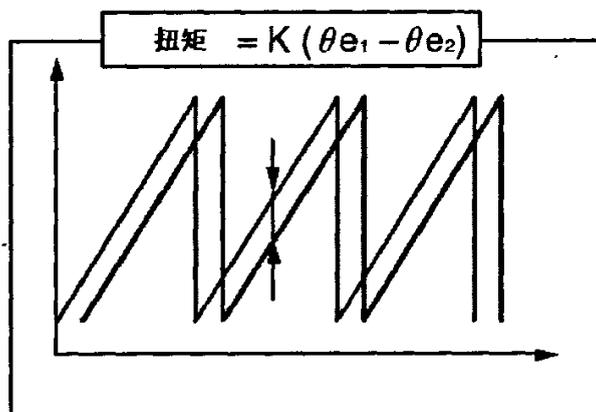


图 5-12 扭矩测量示意图

对于信号盘 1 上每一个齿来说，相对于信号盘 2 上的每一个相对应的齿所偏的角度均为 θ ，故有如上图所示的相位偏差，任取一组值均可，或采样后取平均值。

图中 $K = \frac{l}{GI_p}$ 。

2. 绝对扭转角的计算

相对扭转角相对于绝对扭转角来说，值非常小，可以忽略不计。所以在测量转向过程中的绝对扭转角的测量可以以任意一个信号盘来进行。本文中使用的信号盘 2 与信号盘 3 之间波形的周期差来测得。

在方向盘转向过程中，如图 5-13 所示。

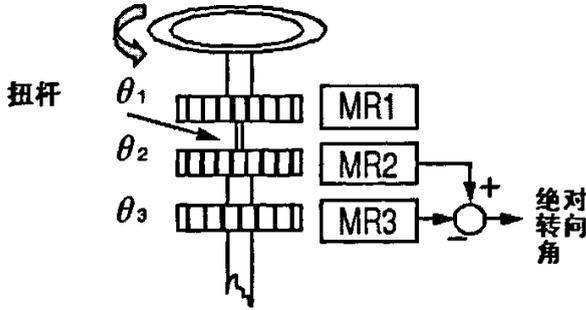


图 5-13 绝对扭转角测量原理

从芯片 3 测量得到的电压信号经传感器电路及波形整形后得到如图 5-14 相位图：

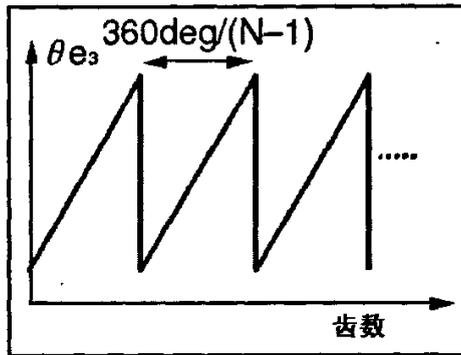


图 5-14 芯片 3 输出电压信号波形相位图

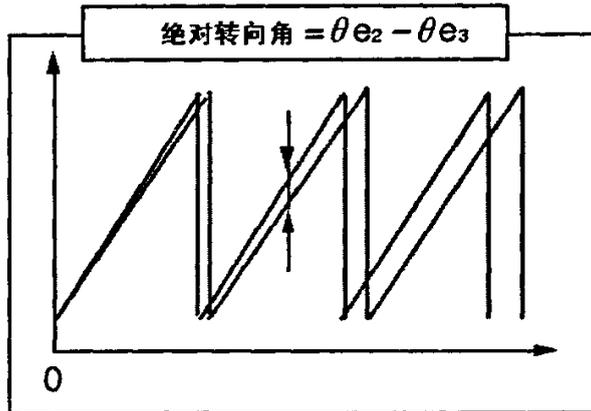


图 5-15 绝对扭转角测量示意图

3. 转向的确定

如图 4-5、4-6、4-7 所示，对于同一芯片上的两组磁电阻而言，每个信号盘处均能得到两个准正弦波，且此两个准正弦波的波形相同，如果以如图方向转向，仅有 $\pi/2$ 相位差。如果以相反的方向转向，则相位差为 $3\pi/2$ 。依此便可得出方向盘的转向。

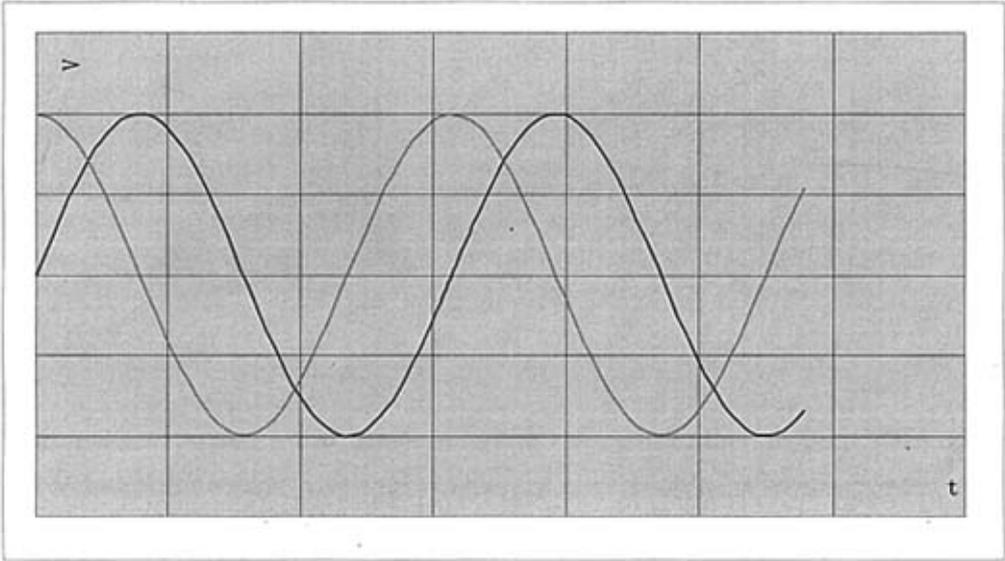


图 5-16 正转时（相对而言）某一信号盘输出波形

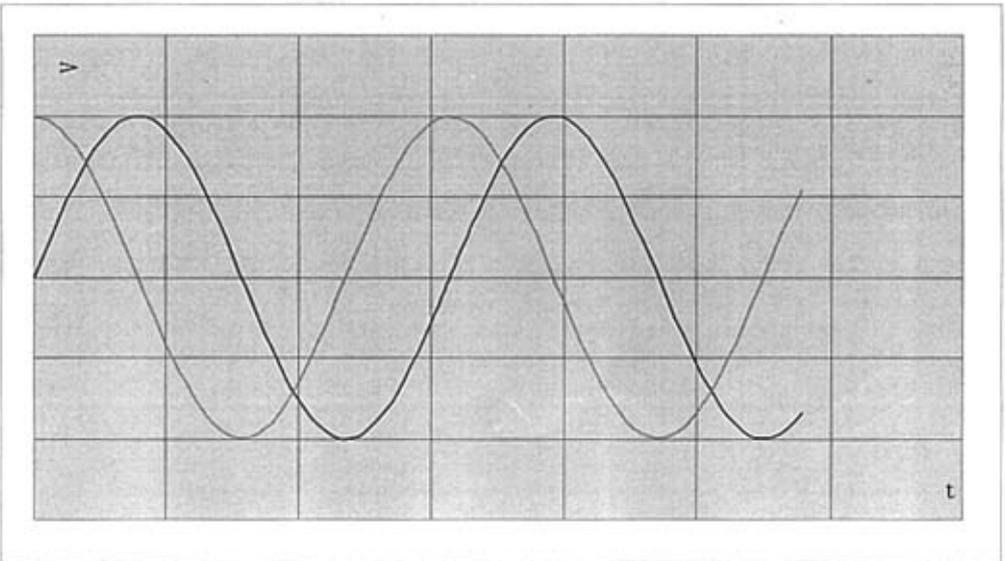


图 5-16 反转时（相对而言）某一信号盘输出波形

5.4 本章小结

首先给出信号检测的基本原理，讨论最初信号的检测方式；将扭杆的机械变形反应到信号盘的旋转角度，从信号盘的旋转引起处理电路中磁电阻的变化，然后得到电压的周期变化信号。

从三个信号盘各自的输出端引起电压信号变化起，到最终得到的电压周期变化的波形；再经过处理器处理后，分别得出信号盘在加载扭矩的过程中，各个信号盘的相位关系。

第 6 章 总结及展望

6.1 全文总结

全文对车用扭矩传感器这个机电系统进行了详细的论述,为 MR 传感器的研究提供了一套可实施的方案,主要如下:

1. 提出一种集成扭矩、转向与转向角度测量的非接触式传感器。测量扭矩的同时将转向角量一并通过得到的信号测量出来。简化了原来由两个传感器分别测量的局面,更加便于汽车转向过程中的集中控制;
2. 磁阻元件能在汽车恶劣的环境正常工作,地磁场对其影响可忽略不计,且采用半桥式电路,有效降低温度变化对整个后处理电路的影响;
3. 提出传感器中机械部分一种结构,此结构将转向过程中全部力矩加载在扭杆上,且能实现非接触情况下将机械量转化为电量;
4. 设计整套结构中重要的测量元件—扭杆弹簧,并采用仿真的方法对转向过程中扭杆的工作状态进行了模拟,在允许的转角及最大力矩下选择扭杆的性能参数;
5. 输出的电压信号的处理及其基本原理,机械信号转换为电信号后,经过处理电路将其最高准确度、精度的复现。

6.2 结论与展望

汽车工业的迅猛发展,急需更加舒适安全的驾驶环境, EPS 将越来越多地装备到未来的汽车,特别是轿车上,磁阻传感器是转向系统中重要的测量元件,其价格高低与测量效果必将决定 EPS 的进一步发展,人们更加需求测量精度符合要求、成本低、集成度高的传感器。对 MR 传感器的研究将为 MR 传感器成为下一代车用扭矩传感器打下坚实的基础。

在本论文的完成之际,对此论题提出如下需要进一步需要完善的地方:

1. 在实验的基础上对传感器整体做出评价,包括其准确度等;
2. 关于会出现的安全问题,即在扭杆弹簧被破坏的情况下,要求转向系统仍能正常工作,经过验算,如满足刚度条件则一定满足强度条件。同时可以考虑将在输入输出轴之间加安全装置。
3. 当信号盘之间因为加工、安装以及在扭杆弹簧长时间工作后出现零扭矩相位差时,研究通过信号处理的方式将其测量出,这样,就可以将结构部分的设计再次简化。两齿间的安装角就可以不对中,初始零扭矩相位差可以不为零。

4. 信号处理电路中，对 R1, R2, R3, R4, R5, R6 的要求较高，建议在进一步的开发中采用高精密的电阻。这样有利于提高差分放大电路的稳定性，特别是提高电路的温度稳定性；
5. 由于空间的限制，在元器件的选择上建议全部采用贴片式元器件。

参考文献

- [1] 贺桂芳,李瑞霞,刘杰.汽车与工程机械用传感器.人民交通出版社,2002.4
- [2] [德]J.玛瑞克,H.-P.特拉汉,[日]Y.苏左克,I.约克莫瑞.左治江等译.汽车传感器.化学工业出版社 2004.8
- [3] 丁礼灯,杨家军,刘照,廖道训.汽车动力转向器转向力矩的分析与计算.三峡大学学报(自然科学版),第23卷第3期,2001年6月
- [4] 关景泰,周俊龙.液压转向器动态参数分析.液压气动与密封,1999年6月第3期(总第75期)
- [5] 王健,刘绒霞,刘继勇.汽车电子转向器的设计.西安工业学院学报,2001年3月第21卷第1期
- [6] 周俊龙.动力转向器瞬态响应性能指标评价与分析.重型汽车 1998(6)总49期
- [7] 冯樱,肖生发,李春茂.电子控制式电动助力转向系统的控制.汽车研究与开发 2001年第6期
- [8] 龚小平,杜志强.电动助力转向技术发展的新动向.上海汽车,2005.10
- [9] 姜继海,曹健,陈海初,刘庆和.带MR位移传感器的电液伺服油缸.《机床与液压》,2003.No.2
- [10] 陈可,何耀华.电磁式助力转向统的性能分析与仿真.武汉理工大学学位论文,2005年06月
- [11] 岳伯陶,宗长富.电动助力转向系统助力特性和控制算法研究.吉林大学学位论文,2005年5月
- [12] 林逸,施国标,王望予.汽车电动助力转向技术发展综述.吉林大学汽车工程学院
- [13] 季学武,陈奎元.电动转向系统的发展及其关键技术分析.电动转向系统论文集
- [14] 季学武,陈奎元.汽车电动助力转向系统的特点.电动转向系统论文集
- [15] 陈卫平,陈无畏.汽车电动助力转向系统的关键技术研究.合肥工业大学硕士学位论文,2004年8月
- [16] 宋武强,杨启梁.汽车电动助力转向控制系统研究与设计.武汉科技大学硕士学位论文,2005.4
- [17] 文西芹,张永忠,刘成文.基于磁弹性效应的磁头型扭矩传感器.化工矿物与加工,2003年第8期
- [18] 刘炳云,卢大伟,万德钧,王庆.基于磁阻传感器的组合定位系统及误差补偿.《测控技术》,2001年第20卷第2期

- [19] 张家全. 静动态扭矩传感器的设计方案. 计量技术—测量与设备,2001.NO.08
- [20] 文西芹, 张永忠, 刘成文. 具有补偿功能的瞬时扭矩检测用磁弹性传感器的研制. 《机床与液压》,2004.No.2
- [21] 文西芹, 张永忠. 扭矩传感器的现状与发展趋势. 仪表技术与传感器,2001年12期
- [22] 左建令, 吴浩. 汽车转向系统的发展及展望. 上海汽车,2005.1
- [23] 于建成, 宋振环. 基于 PID 控制策略的汽车电动助力转向系统. 河北理工学院学报, 第27卷第2期2005年5月
- [24] 阎华松, 李友荣, 王志刚. 非接触式扭矩在线监测系统的研究. 武汉科技大学学报(自然科学版),第24卷第3期2001年9月
- [25] 徐造坤,赵燕. 电位计式 EPS 扭矩传感器的设计与研究. 中国仪器仪表,2004.12
- [26] 石玉, 刘颖力, 张怀武, 刑怀中, 钟智勇. 磁阻传感器的多相滤波模型. 压电与声光,2005年2月第27卷第1期
- [27] 吴刚, 李一博. 磁阻传感器 HMC1021 应用. 电子测量技术,2005年 第三期
- [28] 李丙旺. 四端桥式磁阻传感器的原理及设计. 集成电路通讯,2003年9月第21卷第3期
- [29] 吴国安. 磁电阻元件及其相关传感器——磁性传感器的现状和未来(四)——磁性材料及器件 J.Magn.Master.Device, 1995年4月第26卷第2期
- [30] Y.TOKUMOTO, M.SHIBA, N.MAEDA. Development of Next-Generation Steering Sensor for Electric Power Steering. Koyo Engineering Journal English, NO.165E(2004)
- [31] S.PATRIC. Numerical Simulation of Electric Power Steering (EPS) System. Koyo Engineering Journal English, NO.161E(2002)
- [32] T.TAKAMATSU, T.TOMITA. Parameter Design and Tuning Tool for Electric Power Steering System. Koyo Engineering Journal English, NO.165E(2004)
- [33] Shuji Endo, Hidevuki, Kobavashi. EPS Control Technology. Motion&Control, No. 16 (August 2004) NSK
- [34] Kenji Fujikawa. Analysis of Steering Column Vibration. Motion&Control ,No. 4 — 1998 NSK
- [35] Ynji Kozaki, Goro Hirose, Shozo Sekiya, Yasnhiko Hiyandra . Electric Power Steering. Motion & Control, No. 6 — 1999 NSK
- [36] F. FiJKiJDOME. Technical Trends Regarding Electric Components for Electric Power Steering Systems. Koyo Engineering Journal English Edition, No.163E (2003)
- [37] M_MORIYAMA. Development Trend of Advanced Steering System. Koyo Engineering Journal English Edition, No.165E (2004)
- [38] M. UENO, H. SAKAKIBARA, Y. TSUNODA. Development of Steering Columns for

- Medium and Large Trucks. Koyo Engineering Journal English Edition, No.163E (2003)
- [39] Y.KUBOTA. Collision CAE Analysis of Steering Column Assembly. Koyo Engineering Journal English Edition ,No.162E (2003)
- [40] M. SEGAWA, R. HAYAMA, S. NAKANO. A Study on Reactive Torque for Steer-by-wire System (SBW) with Mechanical Fail-safe Device . Koyo Engineering Journal English Edition, No.162E (2003)
- [41] W.IJIRI, T.TSUTSUI. Technical Trends of Electric Power Steering Systems. Koyo Engineering Journal English Edition, No.162E (2003)
- [42] T. DAIDO. Development of Steering System Products for Environmental Protection. Koyo Engineering Journal English Edition, No.162E (2003)
- [43] A. OSIJKA, Y. MATSIJOKA, T. TSIJTSIJL, Y. OBATA, A. DROIJLFRS. Development of Pinion — Assist Type Electric Power Steering System. Koyo Engineering Journal English Edition No.161E (2002)
- [44] H. SHINTOU, S. HIRAKUSHI . Technical Trends and Design Improvements of Steering Column. Koyo Engineering Journal English Edition, No.161E (2002)
- [45] Y. SAKAI, T. KAOKU. Development of Non — contact type Torque Sensor for Electric Power Steering Using Green Compact Core Component. Koyo Engineering Journal English Edition, No.167E (2005)
- [46] R. TOKIOKA, S. HIRAKUSHI, T. MURAKAMI, S. KINOSHITA, K. SHIBAYAMA, Y. NODA, S. MORINGTA. Development of Low — cost Steering Columns. Koyo Engineering Journal English Edition, No.167E (2005)
- [47] R. IKEDA. Shock Absorbing Type Steering System. Koyo Engineering Journal English Edition, No.163E (2003)
- [49] 季学武, 马小平, 周寒露, 陈奎元. 电动助力转向系统光电式转矩传感器的研究. 仪表技术与传感器 2004 年第 10 期
- [50] 王彦才. 车辆扭杆弹簧设计与制造. 国防工业出版社. 1996
- [51] 倪栋 段进 徐久成等. 通用有限元分析 ANSYS7.0. 电子工业出版社 2003
- [52] [德] 米奇克. 汽车动力学 机械工业出版社 1980
- [53] 盛景方译. 车辆扭杆弹簧设计与制造. 学术期刊出版社 1988

致 谢

在本论文即将完成之际，谨此向我的导师赵燕教授，致以崇高的敬意并表达衷心的感谢！在三年的学习研究期间，赵老师倾注了大量的心血；在论文写作的过程中，在课题研究出现困难时，赵老师总能及时地提出宝贵建议，指引正确的研究方向。

三年来，赵老师不仅在学习上给我许多帮助和指导，在生活上也给我家长般的关怀，教导我正确的人生观和价值观，使我终生受益。赵老师学识渊博、治学严谨、富于创新、注重实效，这些都是我毕生学习的榜样。我将谨记赵老师的教诲，踏踏实实做人，踏踏实实做事。

感谢我的父母在我三年的研究生学习和生活期间给予我的支持与鼓励！

在三年的研究生学习和生活期间，还得到了汽车检测与装备技术研究室的容一鸣老师、阮祥发老师、徐汉斌老师许多的帮助，在此向各位老师表达我的真诚谢意！

同时实验室同学程林志、付饶、赵镇峰、曹瑞、徐冲、邓明哲、胡劲草也给学习和生活上给予帮助与交流，一并致谢。