

摘要

电动助力转向系统 (EPS 系统) 是近年来兴起的一种新型动力转向系统。EPS 系统具有节约燃料、减轻自重、提高主动安全性、有利于环保等一系列优点, 是一项紧跟现代汽车发展主题的高新技术, 现已成为世界汽车技术发展的研究热点之一。

汽车的操纵稳定性不仅影响到汽车驾驶的操纵方便程度, 而且也是决定高速汽车全行驶的一个主要性能, 所以人们称之为“高速车辆的生命线”, 是现代汽车的重要使用性能之一。

本文比较系统全面的分析了电动助力转向系统 (EPS) 对汽车操纵稳定性的影响。先为比例控制和 PD 控制 EPS 系统建立了完整的 EPS 系统二阶动力学模型。在该模型基础上完成了以下工作:

推导装备 EPS 系统汽车的横摆角速度对转向盘转角的传递函数。在 Matlab 环境中求得装备 EPS 系统汽车在转向盘角阶跃输入下的稳态、瞬态响应和频率特性, 并分析 EPS 系统控制方式、控制系数和结构参数对汽车时域和频域响应的影响, 并给出一个经合理简化的 EPS 系统模型, 从理论上解释了上述影响的成因。

为装备 EPS 系统的车辆建立人-车闭环系统模型, 利用 MATLAB/SIMULINK 仿真研究, 证明了为 EPS 系统引入横摆角速度反馈有利于改善车辆的行驶稳定性。

推导 EPS 系统转向盘力的计算公式。结合 15 自由度汽车动力学仿真软件 /OSM, 仿真计算装备 EPS 系统汽车的转向盘力特性。提出并验证了将系统比例控制系数可设计成随车速和侧向加速度递减的函数有利于改善转向盘力特性。

作者认为本文的研究方法和结论对 EPS 系统的理论建模、结构参数配置、助力电机的选择以及控制器的设计有一定的指导意义和参考价值。

关键词: 电动助力转向系统 (EPS) 操纵稳定性 转向盘力特性 仿真

Abstract

Electric Power Steering System (EPS) is a new type power steering system emerged in recent years. With the advantages of saving fuel ,reducing overall weight, improving driving security and being in favor of environmental protection.et, Nowadays research on EPS has been one of the hotspots in the field of automobile technology in the world.

The automobile's maneuver stability has great influence upon not only the convenience of driving, but also the security of the vehicle running at high speeds. Therefore, it was called as "the lifeline of the high-speed vehicle " and considered as a significant service performance of a modern car.

The article investigated the EPS' influence on the vehicle's maneuver stability systematically and generally. At first, considering the proportional and proportional plus derivative (PD) control mode, a second-order dynamic model of EPS was established. On the base of the model, following studies have been executed:

The transfer function between the yaw rate and steering wheel angle was deduced. In the Matlab environment, the calculation and simulation were proceeded to investigate the steady-state and transient response conducted by phase step input as well as the frequency characteristic of the vehicle equipped with EPS.The influences on the vehicle's response in time and frequency domain, which contributed to the control mode, control coefficient and structural parameter of EPS, have been discussed detailedly. Then, a simplified EPS' model was introduced to explain the influences mentioned above theoretically.

A diver-vehicle (equipped with EPS) closed-cloop model was established to prove that inducting yaw rate feedback to the EPS could enhance vehicle's stability. The simulation outcoming did it.

A formula to compute the handwheel resorting torque was deduced. With the help of the 15 freedom vehicle simulation program, which named HVOSM, a simulation was execute to investigate the handwheel resorting torque characteristics of the vehicle equipped with EPS.An advise has been proposed and proved that handwheel resorting torque characteristics could be improved by make the EPS' proportional control coefficient

as a decreasing function of the vehicle speed as well as lateral acceleration.

The author reckons the research technique and conclusion could be helpful to establishing the dynamic model, configuration of structural parameter, selection of the assisted-motor and design of the controller of an EPS.

Keywords: EPS(Electric Power Steering System) Vehicle stability

Hand-wheel resorting torque characteristics Simulation

1 绪论

1.1 电动助力转向系统 (EPS) 概况

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能够轻松自如;而在高速行驶时又不会感到轻飘不稳。汽车转向系统从简单的纯机械式转向系统,发展到机械液压力转向系统、到电控液压力转向系统,直至如今的更为节能、操纵性能更优的电子控制式电动助力转向系统(Electric Power System, 简称 EPS)^{[1][2]}。

EPS 系统通过电控单元 (Electronic Control Unit, 简称 ECU) 控制助力电动机 (Electric Motor) 直接驱动转向机构使转向车轮发生偏转。助力大小由 ECU 控制。它完全取消液压装置,用电能取代液压能,减少了发动机的能量消耗。研究与开发电动助力转向系统,是与汽车发展中的安全、环保、节能三大主题相吻合的,因而具有一定的现实和长远意义^[3]。总的来说,与传统的液压力转向系统 (Hydraulic Power System, 简称 HPS) 相比, EPS 系统具有以下优点^{[1][4]}:

(1) 转向作用力控制范围宽,可以十分灵活地修改转矩、转向角和车辆速度信号的软件逻辑控制,并能根据驾驶条件设置最优化的转向助力特性。

(2) 根据转向角进行的回正控制和根据转向角速度进行的阻尼控制可以提供最佳的转向返回特性。

(3) 由于电动助力转向系统无液压装置,仅当需要时,电机才运行,所以动力消耗和燃油消耗均可降到最低。与液压力转向系统相比,在各种行驶工况下均可节能 80%~90%。

(4) 电动助力转向系统较高的惯性力矩,对于来自轮胎的外部干扰其作用就象质量阻尼器一样,可以使转向轴的颤动和反冲降到最小。在高速时,电动助力转向系统的颤振比液力转向系统减少 25%~30%。

(5) 液压力转向系统在低温下启动发动机之后,由于低温下油的粘性较大,使转向作用力较高。电动助力转向系统,在低温下不会增加转向作用力和发动机负荷,因而,其低温运行状况好于前者。

(6) 液压力转向系统因有液压缸、油泵、球阀、液压管道等部件,使系统结

构复杂,零件数目多,占用空间大,布置不方便。电动助力转向系统则表现出了明显的优势,系统结构紧凑,重量减轻,易于布置。

因为 EPS 系统具有上述一系列的优越性,所以一经出现就受到国际汽车工业界的高度重视,现在已成为世界汽车技术发展的研究热点。国外汽车公司对 EPS 系统的研究已经有 20 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 系统的成本太高。近几年来,随着电子技术的发展,大幅度降低成本已成为可能,加上 EPS 系统具有的优点,使得它越来越受到人们的青睐^{[5][6]}。

1.2 汽车操纵稳定性基本内容和评价指标

汽车的操纵稳定性是指在驾驶者不感到过分紧张、疲劳的条件下,汽车能遵循驾驶者通过转向系及转向车轮给定的方向行驶,且当遭遇外界干扰时,汽车能抵抗干扰而保持稳定行驶的能力。汽车的操纵稳定性不仅影响到汽车驾驶的操纵方便程度,而且也是决定高速汽车安全行驶的一个主要性能,所以人们称之为“高速车辆的生命线”。随着道路的改善,特别是高速公路的发展,汽车以 100Km/h 或更高车速行驶的情况是常见的。现代轿车设计的最高车速一般常超过 200Km/h。有的运动型轿车甚至超过 300Km/h。因此,汽车的操纵稳定性日益受到重视,成为现代汽车的重要使用性能之一^[7]。

在汽车操纵稳定性的研究中,常把汽车作为一控制系统,求出汽车曲线行驶的时域响应和频域响应,并以它们来表征汽车的操纵稳定性能。

汽车曲线行驶的时域响应系指汽车在转向盘输入或外界侧向干扰输入下的侧向运动响应。转向盘输入有两种形式:给转向盘作用一个角位移,称为角位移输入,简称角输入;给转向盘作用一个力矩,称为力矩输入,简称力输入。驾驶员在实际驾驶车辆时,对转向盘的这两种输入时同时加入的。外界侧向干扰输入主要是指侧向风与路面不平产生的侧向力。

转向盘角阶跃输入下进入的稳态响应及转向盘角阶跃输入下的瞬态响应,就是表征汽车操纵稳定性的转向盘角位移输入下的时域响应。回正性是一种转向盘力输入下的时域响应。

横摆角速度频率响应特性是转向盘转角正弦输入下,频率由 $0 \rightarrow \infty$ 时,汽车横摆角速度与转向盘转角的振幅比及相位差的变化图形。它是另一个表征汽车操纵稳定性的基础特性。

典型行驶工况性能 (Task Performance) 是指汽车通过某种模拟典型驾驶操作的通道的性能。它能更如实的反映汽车的操纵稳定性。如转向盘力特性就是一种典型行驶工况性能。

此外, 汽车操纵稳定性还包括转向盘中间位置操纵稳定性、转向半径、转向轻便性、直线行驶性能、极限行驶性能等评价内容。

本课题讨论上述内容中比较基本也比较重要的部分: 转向盘角阶跃输入下的稳态响应、瞬态响应与横摆角速度频率特性, 车辆在转向盘力输入下的行驶稳定性以及一种典型行驶工况性能——转向盘力特性。

1.3 国内外研究开发现状

自 1953 年通用汽车公司在凯迪拉克和别克轿车上首次批量使用了液压动力转向系统以来^[1], 液压动力转向系统给汽车带来了巨大的变化: 人们不再需要靠大直径的转向盘来产生足够的转向力矩, 转向盘的减小, 使得驾驶室变得宽敞起来, 座椅布置也变得更为舒适了; 液压动力转向系统在降低了转向操纵力的同时, 也使转向变得更为灵敏。随着技术的发展, 动力转向系统在体积、价格和所消耗的功率等方面都取得了惊人的进步。在八十年代后期, 又开发了变减速比、电控液压动力转向系统。今天, 变速比的液压动力转向系统几乎成为发达国家所销售轿车的标准装备。

几十年来, 动力转向系统的技术革新都是在液压动力转向系统基础上的。即便是电控液压动力转向系统也无法根除液压动力转向系统在系统布置、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电子控制式电动助力转向系统, 才真正摆脱了液压动力转向系统的束缚。1993 年, 本田汽车公司首次将电动助力转向系统装备于大批量生产的、在国际市场上同法拉利和波尔舍竞争的爱克 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 Delphi 汽车系统公司生产的电控助力转向系统作为标准装备。由于电控助力转向系统完全取消液压装置, 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。电动助力转向系统无疑是未来动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—液压动力转向器将逐渐被效率更高、适应性更强的电动助力转向系统所代替。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) 都竞相推出自己的电动助力转向系统^[1]。

目前国内有多家高校对电动助力转向系统展开了研究工作, 其中清华大学、华中科技大学、湖北汽车工业学院和合肥工业大学等高校开展了系统结构方案设计、系统建模和动力分析等方面研究, 取得了一系列的成果。其中大部分的研究工作集中在对 EPS 系统的建模助力特性的研究方向上。对助力特性的研究又可分为对系统静态特性的研究和对动态特性的研究。

在 EPS 系统建模方面国内外的研究已经比较详尽。其中 1999 年由 Delphi 公司 Aly Badawy 和 Jeff Zuraski 提出的 EPS 系统模型比较有影响^[8]。合肥工业大学的杨孝剑等人 EPS 系统的多刚体模型方面也做了一些研究^[9]。但大部分对 EPS 系统的理论研究都采用更加简单的二阶扭振系统模型。二阶扭振模型是对转向系统的合理简化, 已能满足一般精度理论研究的需要。

在系统静态特性方面, 国内华中科技大学机械工程学院的叶耿、杨家军、刘照对汽车转向路感的形成进行了讨论, 给出了路感的定义并对转向路感进行了量化, 将路感强度作为评价转向系统的一项性能指标。分析了影响 EPS 系统路感的主要因素, 得到 EPS 系统的转向路感曲线^[10]。湖北汽车工业学院汽车工程系的肖生发等则从转向系动、阻力平衡方程出发, 探讨了理想的汽车动力转向系统助力特性, 并基于这个特性提出一种简单的 EPS 系统助力特性设计方法^[11]。

在系统动态特性方面, 湖北汽车工业学院的冯樱等从防止路面反向冲击的观点出发, 分析了 EPS 系统采取比例控制方式和比例加微分 (PD) 控制方式的优劣, 提出采用比例加微分控制可获得理想的动态助力特性, 并有效地消除系统在共振区内共振峰的问题^[12]。在国外, 则有学者对把各种现代控制方法 (如 H-infinity 控制) 引入 EPS 系统。另外, 考虑到传感器噪声、执行器误差的影响, 国外学者已经开始研究 EPS 系统控制器的动态补偿等细致的问题^{[13][14]}。

EPS 系统做为一种近年来兴起的一种新型的转向系统, 它的引入对汽车操纵稳定性有何影响, 一直是人们普遍关注问题。但是经查阅有关 EPS 系统研究的诸多论文和技术文献资料, 国内外有关 EPS 系统对汽车操纵稳定性的影响研究却并不多。在国外, 2000 年 Delphi 公司的 Roy McCann 在他的研究报告中提出为 EPS 系统的 ECU 引入一个横摆角速度反馈有利于增强车辆行驶的稳定性^[15]。而华中科技大学机械科学与工程学院刘照等曾把简化的电动助力转向系统动力模型与二自由度汽车横向动力学转向模型相结合, 近似的得到装有比例控制式 EPS 系统车辆的横摆角速度增益函数, 并以

这个函数为基础定性的分析了比例控制式 EPS 系统结构参数对汽车横摆角速度响应的影响^[16]。

1.4 课题目的意义和主要研究内容

从上一小节的国内外研究现状来看,国内对 EPS 系统对汽车操纵稳定性的影响的研究还存在以下这些空白:

(1) 使用的 EPS 系统模型较简单,往往只考虑了比例控制方式下的情况,或忽略了电动机的动态运行时的惯性、阻尼和反电动势;

(2) 关于 EPS 系统结构参数对汽车操纵稳定性影响的问题,只做了定性分析,没有涉及到 EPS 系统控制方式和控制参数的影响,没有给出具体的试验或仿真计算结果

(3) 一般只考虑了汽车在角输入下的响应。未研究汽车的行驶稳定性和转向盘力特性。

(4) 尚未发现有关为 EPS 系统引入车辆横向动力学状态量反馈的研究报告。

本课题从建立一个完整的 EPS 系统二阶扭振模型出发,全面的研究了 EPS 系统的控制方式、结构参数与汽车操纵稳定性各评价指标的关系。通过仿真计算,定量的给出了在不同控制方式、结构参数的情况下,汽车操纵稳定性的角输入和力输入各评价指标的大小。在研究装备 EPS 系统的汽车行驶稳定性时,结合驾驶员模型,建立了人一车系统闭环模型,用 SIMULINK 仿真试验验证了引入横摆角速度反馈有利于改善汽车的行驶稳定性。在分析装备 EPS 系统的汽车的转向盘力特性时,提出了转向盘力的计算公式,并根据这个公式在多自由度仿真程序的平台上自行开发了 EPS 系统转向盘力计算模块。得到了较为准确的转向盘力特性曲线,最后提出引入侧向加速度反馈改善汽车的转向盘力特性的方法。作者的研究意在比较深入的探讨 EPS 系统对汽车操纵稳定性的影响,揭示 EPS 系统的结构参数和控制方法与汽车操纵稳定性评价指标之间的内在联系,为 EPS 系统的研究开发和具体设计工作提供一定的理论依据。

本论文的各章节基本内容如下:

第一章绪论,介绍了 EPS 系统的概况、操纵稳定性评价指标、国内外的研究现状、课题的来源、目的和意义及主要研究内容等。

第二章 EPS 系统的结构原理及动力学模型的建立,介绍了转向轴助力式 EPS 系统的基本构造和工作原理,通过合理的假设和简化,建立系统的动力学模型。

第三章 EPS 系统与转向盘角阶跃输入下的时域响应, 讨论了 EPS 系统的引入对汽车在转向盘角阶跃输入下的稳态、瞬态响应性能的影响。以及 EPS 系统的控制方式、结构参数对上述性能的影响。

第四章 EPS 系统与汽车的横摆角速度频率特性, 讨论了 EPS 系统的控制方式、结构参数对汽车横摆角速度频率特性的影响, 并用一个简化的模型解释了上述影响的成因。

第五章 EPS 系统的横摆角速度反馈与车辆的行驶稳定性, 提出为 EPS 系统引入横摆角速度反馈有利于改善汽车行驶稳定性的观点, 通过对人一车闭环系统的仿真研究证实了这一观点。

第六章 EPS 系统与汽车的转向盘力特性, 结合 15 自由度汽车动力学仿真软件 HVOSM 探讨了 EPS 系统的引入对汽车转向盘力特性的影响。提出引入侧向加速度反馈, 即一种通过把比例控制系数设计为车速和侧向加速度的单调递减函数来改善转向盘力特性的方法。

第七章总结与展望, 总结本课题的研究工作, 提出今后工作的展望。

2 EPS 系统的结构原理与动力学模型

2.1 EPS 系统的基本原理

EPS 转向系统是在传统机械转向机构基础上, 增加信号传感装置、电子控制装置和转向助力机构。它是利用电动机产生的动力来帮助驾驶员进行转向。不转向时, 电动机不工作; 转向时, 转矩传感器检测到的转向盘转矩和旋转方向信号输送给控制单元 ECU, 控制单元根据转矩大小及其方向和从车速传感器传来的车速信号向电动机发出指令, 电动机输出相应大小及方向的转矩以产生助力矩^[1]。

2.1.1 结构分类

根据电动机驱动部位的不同, 将 EPS 转向系统分为三类: 转向轴助力式、转向器小齿轮助力式和齿条助力式^[1]。

转向轴助力式 EPS 系统的转矩传感器、电动机、离合器和转向助力机构组成一体, 安装在转向柱上。其特点是结构紧凑、所测取的转矩信号与控制直流电机助力的响应性较好。这种类型一般在轿车上使用。转向轴助力式 EPS 系统的原理如图 2-1 所示。

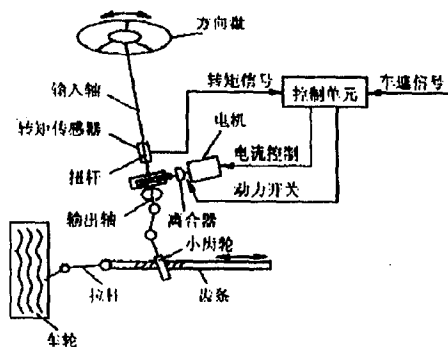


图 2-1 EPS 系统结构原理示意图^[1]

小齿轮助力式转向系统的

转矩传感器、电动机、离合器和转向助力机构仍为一体, 只是整体安装在转向小齿轮处, 直接给小齿轮助力, 可获得较大的转向力。该形式可使各部件布置更方便, 但当转向盘与转向器之间装有万向传动装置时, 转矩信号的取得与助力车轮部分不在同一直线上, 其助力控制特性难以保证准确。

齿条助力式转向系统的转矩传感器单独地安装在小齿轮处, 电动机与转向助力机构一起安装在小齿轮另一端的齿条处, 用以给齿条助力。该类型又根据减速传动机构

的不同可分为两种:一种是电动机做成中空的,齿条从中穿过,电动机动力经一对斜齿轮和螺母传动副以及与螺母制成一体的铰接块传给齿条。这种结构是第一代电动助力转向系统,由于电动机位于齿条壳体内,结构复杂、价格高、维修也很困难。另一种是电动机与齿条的壳体相互独立,电动机的动力经另一小齿轮传给齿条,由于易于制造和维修,成本低,已取代了第一代产品。因为齿条由一个独立的齿轮驱动,可给系统较大的助力,主要用于重型汽车^{[3][4]}。

由于转向轴助力式 EPS 系统具有结构简单紧凑,成本低、维修方便等优越性,所以应用相对较广泛,本文将基于这一结构形式的 EPS 系统建立动力学模型。

2.1.2 主要零部件结构和工作原理

(1) 电动机和离合器

EPS 系统的电动机采用永磁直流电动机。在电动机设计时,应着重考虑如何提高路感、降低噪音和振动。比如在电机转子周缘开设不对称或螺旋状的环境槽、靠特殊形状的定子产生不均匀磁场等都可改善电动机的性能。离合器采用电磁式离合器,其由控制单元根据车速的快慢来控制。当车速在设定车速以上时,电磁离合器切断,电动机不再提供助力,此时,系统不受电动机惯性力矩的影响,转入人工转向状态;在设定车速之下,电磁离合器接合,转入助力转向状态。为了改善转向特性,离合器设计时要让它具有一定的滞后特性。

(2) 减速传动机构

减速传动机构是用来增大电动机传递给转向器的转矩。它主要有两种形式:双行星齿轮减速机构和蜗轮蜗杆减速机构。前者主要用于小齿轮助力式和齿条助力式转向系统;后者主要用于转向轴助力式转向系统。

(3) 转矩传感器

转矩传感器用来检测转向盘的转矩和方向,采用电位计式传感器。它输出两个彼此独立的电压信号:主信号和副信号,控制单元用副信号来检查主信号是否正确。电控助力转向系统的转矩传感器主要有三种形式:摆动杆式、双行星齿轮式和扭杆式。摆动杆式是通过测量由转向器小齿轮轴反作用力矩引起的摆杆位移量得到转向力矩的。双行星齿轮式是通过测量与扭杆相连的两套行星齿轮的相对位移得到转向力矩信号值,扭杆位于转向输入轴和输出轴之间,行星齿轮机构也兼起减速传动机构的作用。扭杆式是通过扭杆直接测量输入轴和输出轴的相对位移,从而测得转向力矩。

(4) 控制单元 ECU

EPS 系统的控制电路核心是 8 位单片机, 带有 A/D 转换器和 PWM 单元。转矩、转向角信号和车速经过接口电路被输入到单片机, 单片机根据这些信号计算出最优化的助力转矩, 然后把已计算出来的值作为电流命令值输入到电流控制电路。电流控制电路把来自单片机的电流命令值同电机电流的实际值进行比较, 并产生一个差值信号。该差值信号被送往电机驱动电路, 该电路可驱动动力装置并向电机提供控制电流。当车速超过设定值时, 离合器被切断, 减速传动机构与电动机脱离, 接着电动机停机。控制单元还具有失效保护和故障自诊断功能。当由电池电压过低检查电路、时钟监督电路和其它检查电路(硬件)或由微型计算机检测出一个故障时, 微型计算机将记录下故障类型, 点亮仪表板上的故障灯, 同时控制器上的故障代码显示灯点亮。此时, 电动机的电流被中断, 离合器断开, 系统转入人工转向状态^[17]。

按控制信号的来源, EPS 系统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优化的转向作用力。图 2-2 为一种理想的助力转矩特性曲线。

此外, 有些系统还可根据转向转矩变化率、转向角速度和转向角进行控制以改善瞬态转向灵敏度。这样, 系统有三种基本控制模式: 普通控制模式、回正控制模式和阻尼控制模式。在正常转向过程中, 采用普通控制模式; 当驾驶员作用在转向盘的力减少, 转向盘在回正力矩作用下有回正趋势时, 采用回正控制模式,

使电动机的助力转矩随驾驶员施加在转向盘上的力的下降而平稳下降。因为电动转向系统含有电动机、减速传动机构等部件, 具有较大的转向系统摩擦力和惯性矩, 若无回正控制, 会使系统在低速时转向回正性能不良。采用回正控制后, 在侧向加速度低的区段回正性能得到改善, 但在侧向加速度高的区段却出现回正过量现象, 这个问题需采用阻尼控制来解决。采用阻尼控制模式后, 在车辆高速转向行驶放松转向盘后, 侧滑角速度能迅速收敛, 改善了高速时的转向稳定性。

本文主要讨论普通控制模式下 EPS 系统的控制, 在第五章中, 简单的讨论了引入车辆横摆角速度反馈进行阻尼控制的问题。

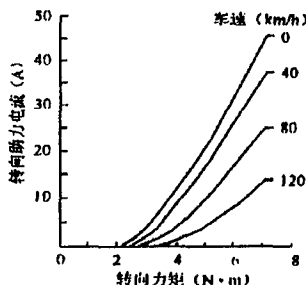
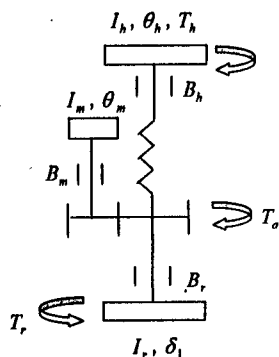


图 2-2 一种理想的助力特性^[11]

2.2 EPS 系统的动力学模型的建立

为分析问题方便，我们把前轮和转向机构向转向柱简化，得到简化后的转向助力式 EPS 系统的动力学原理图如图 2-3。



设方向盘的转动惯量、转角和被施加的转矩分别为 I_h, θ_h 和 T_h ；前轮和转向机构向转向柱简化后的转动惯量、转角和所受的转向阻力矩分别为 I_r, δ_1 和 T_r ；转向柱与支承之间的等效摩擦系数及转向机构和前轮的等效摩擦系数分别为 B_h 和 B_r ；从电动机到转向柱的传动比为 G_1 ；扭矩传感器的扭转刚度为 K_s ，则我们可以写出下述二阶系统的动力学方程^[17]

图 2-3 EPS 系统动力学原理图^[16]

$$I_h \frac{d^2 \theta_h}{dt^2} + B_h \frac{d\theta_h}{dt} + K_s (\theta_h - \delta_1) = T_h; \quad (2-1)$$

$$I_r \frac{d^2 \delta_1}{dt^2} + B_r \frac{d\delta_1}{dt} - K_s (\theta_h - \delta_1) = G_1 T_o - T_r, \quad (2-2)$$

设电动机的电压为 U ， K_a 、 K_b 分别是电动机的力矩系数和反电动势系数， R 为电枢绕组电阻。则电动机的电磁转矩^[18]：

$$T_m = \frac{K_a}{R} (U - K_b G_1 \dot{\delta}_1) \quad (2-3)$$

设电动机的转动惯量、阻尼系数、转角和所受的阻力矩分别为 I_m 、 B_m 、 θ_m 和 T_o 。考虑电动机的动态运行，有

$$T_o = T_m - I_m \frac{d^2 \theta_m}{dt^2} - B_m \frac{d\theta_m}{dt} \quad (2-4)$$

由 EPS 系统原理可知，电动机电压采用正比于扭矩传感器测量值的比例控制方式

或 PD (比例加微分) 控制方式^[19]。扭矩传感器的测量值 $y = K_s(\theta_h - \delta_1)$ 。

若电动机电压 U 采用比例控制方式, 则有:

$$U = K_p K_s (\theta_h - \delta_1) \quad (2-5)$$

其中 K_p 为比例控制系数。

若采用 PD (比例加微分) 控制方式, 则有:

$$U = K_p K_s (\theta_h - \delta_1) + K_d K_s (\dot{\theta}_h - \dot{\delta}_1) \quad (2-6)$$

其中 K_d 为微分控制系数。

设前轮转角为 δ , 转向柱到前轮的传动比为 G_2 , 再考虑电动机和转向柱之间的速度匹配。得到系统的几个转角之间有这样的关系:

$$\delta_1 = G_2 \delta;$$

$$\theta_m = G_1 \delta_1 = G_1 G_2 \delta;$$

将 (2-3)、(2-4)、(2-5)、(2-6) 式以及角度关系代入 (2-1) (2-2) 式, 我们得到两种控制方式下的系统动力学方程如下:

$$I_h \ddot{\theta}_h + B_h \dot{\theta}_h + K_s (\theta_h - G_2 \delta) = T_r \quad (2-7)$$

$$\begin{aligned} (I_r + G_1^2 I_m) G_2 \ddot{\delta} + (B_r + G_1^2 B_m + \frac{K_a K_b}{R} G_1^2) G_2 \dot{\delta} + (1 + \frac{K_a K_p}{R} G_1) K_s G_2 \delta \\ = (1 + \frac{K_a K_p}{R} G_1) K_s \theta_h - T_r; \end{aligned}$$

(比例控制方式)

以及:

$$\begin{aligned} (I_r + G_1^2 I_m) G_2 \ddot{\delta} + (B_r + G_1^2 B_m + \frac{K_a K_b}{R} G_1^2 + G_1 \frac{K_a K_d K_s}{R}) G_2 \dot{\delta} + (1 + \frac{K_a K_p}{R} G_1) K_s G_2 \delta \\ = G_1 \frac{K_a K_d K_s}{R} \dot{\theta}_h + (1 + \frac{K_a K_p}{R} G_1) K_s \theta_h - T_r \end{aligned}$$

(PD 控制方式)

为了简单起见, 不妨设:

$$\lambda = 1 + \frac{K_s K_p}{R} G_1; \quad \mu = G_1 \frac{K_s K_d K_r}{R}$$

因为 λ 和 K_p 呈比例关系, 我们称 λ 为助力系数。上述两式可以改写成:

$$(I_r + G_1^2 I_m) G_2 \ddot{\delta} + (B_r + G_1^2 B_m + \frac{K_s K_h}{R} G_1^2) G_2 \dot{\delta} + \lambda K_s G_2 \delta = \lambda K_s \theta_h - T_r \quad (2-8)$$

以及:

$$(I_r + G_1^2 I_m) G_2 \ddot{\delta} + (B_r + G_1^2 B_m + \frac{K_s K_h}{R} G_1^2 + \mu) G_2 \dot{\delta} + \lambda K_s G_2 \delta = \mu \dot{\theta}_h + \lambda K_s \theta_h - T_r \quad (2-8^*)$$

我们得到的式 (2-7) (2-8) (2-8*) 即是 EPS 系统的动力学方程。下面将利用这一方程推导车辆横摆角速度对转向盘转角的传递函数。

2.3 车辆横摆角速度对转向盘转角的传递函数

2.3.1 车辆线性二自由度转向模型的拉氏变换

为了便于研究操纵稳定性的基本特性, 我们将对一个简化为线性二自由度的车辆模型进行探讨。分析中忽略悬架的作用认为汽车车厢只作平行于地面的平面运动, 即汽车沿 z 轴的位移, 绕 y 轴的仰俯角与绕 x 轴的侧倾角均为零。另外, 在本章特定的条件下, 汽车沿 x 轴的前进速度 u 视为不变。因此, 汽车只有沿 y 轴的侧向运动与绕 z 轴的横摆运动这样两个自由度, 此外, 汽车的侧向加速度限定在 $0.4g$ 以下, 轮胎侧偏特性处于线性范围。在建立运动微分方程时还假设: 驱动力不大, 不考虑地面切向力对轮胎侧偏特性的影响, 没有空气动力的作用, 忽略左右车轮由于载荷的变化而引起轮胎特性的变化。这样, 实际汽车便简化成一个两轮摩托车模型, 见图 2-4。它是一个由前后两个有侧向弹性的轮胎支承于地面、具有侧向及横摆运动的二自由度汽车模型。经分析, 可列出该模型的运动微分方程如下^[7]:

$$(k_1 + k_2) \beta + \frac{1}{u} (ak_1 - bk_2) \omega_r - k_1 \delta = mu(\dot{\beta} + \omega_r); \quad (2-9)$$

$$(ak_1 - bk_2) \beta + \frac{1}{u} (a^2 k_1 + b^2 k_2) \omega_r - ak_1 \delta = I_z \dot{\omega}_r \quad (2-10)$$

式中:

m 、 I_z ——分别为汽车质量和绕质心的转动惯量;

u ——车速;

k_1 、 k_2 ——分别为前轮和后轮的侧偏刚度;

β 、 ω_r 、 δ ——分别为汽车质心侧偏角、横摆角速度和前轮的转向角;

a 、 b ——分别为前后轮中心到汽车质心的距离。设 $L = a + b$ 为汽车的轴距。

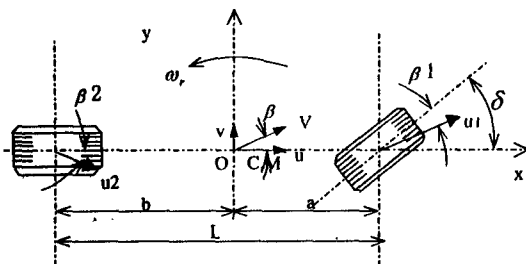


图 2-4 车辆线性二自由度转向模型

为了求取侧偏角 β 和横摆角速度 ω_r 对前轮转向角 δ 的传递函数，我们对 (2-9) (2-10) 两式进行拉氏变换，并设初始条件为零，可得到下述等式：

$$\beta(s) = \frac{X(s)}{Z(s)} \delta(s); \quad (2-11)$$

$$\omega_r(s) = \frac{Y(s)}{Z(s)} \delta(s) \quad (2-12)$$

其中：

$$X(s) = -k_1(I_z s - \frac{bLk_2}{u} - amu); \quad (2-13)$$

$$Y(s) = -k_1(amus - Lk_2); \quad (2-14)$$

$$Z(s) = mL_z u s^2 - [m(a^2 k_1 + b^2 k_2) + (k_1 + k_2)I_z]s + \frac{L^2 k_1 k_2}{u} + mu(ak_1 - bk_2) \quad (2-15)$$

2.3.2 地面转向阻力矩的计算方法

为简化问题的处理，这里不考虑大幅度急转方向盘的情形，假定汽车以小转角行驶。在前轮小转角条件下，轮胎的特性可认为是线性的，可以认为侧偏角和侧偏力成

线性关系。因此, 绕转向主销作用于轮胎的力矩为 $T_r' = -k_1 d \beta_f$, 式中 d 是前轮的气胎拖距。

前轮的侧偏角 β_f 被定义为前轮行驶方向相对于前轮旋转面的夹角。如前所述, 视为刚体的汽车, 沿 x 轴方向, 即汽车的纵向, 以速度分量 u ; 沿 y 轴方向, 即汽车的侧向, 以速度分量 $u\beta$ 作平动。同时, 还绕质心作角速度 ω_r 的转动。因此, 汽车各轮胎将具有因质心速度及绕质心的转动而产生的速度的合成速度。另一方面, 前轮的旋转面, 即轮胎的方向相对于汽车的纵向 (x 向) 的角位移为 δ , 该角度为前轮的转角。因此两前轮的侧偏角可表示为^[21],

$$\beta_{f1} = \frac{u\beta + a\omega_r}{u - d_f \omega_r / 2} - \delta \approx \beta + \frac{a\omega_r}{u} - \delta; \quad \beta_{f2} = \frac{u\beta + a\omega_r}{u + d_f \omega_r / 2} - \delta \approx \beta + \frac{a\omega_r}{u} - \delta;$$

其中, d_f 为汽车的前轴轮距。并有 $|d_f \omega_r / 2u| \ll 1$, 故可忽略。可见, 前轮的

左右侧偏角分别相等: $\beta_{f1} = \beta_{f2} = \beta + \frac{a\omega_r}{u} - \delta$ 。因此, 等效到转向柱的阻力矩:

$$T_r = T_r' / G_1 = -k_1 d \beta_f / G_2 = -\frac{k_1 d}{G_2} \left(\beta + \frac{a\omega_r}{u} - \delta \right) \quad (2-16)$$

将(2-16)式作拉氏变换, 得:

$$T_r(s) = -\frac{k_1 d}{G_2} \left[\beta(s) + \frac{a\omega_r(s)}{u} - \delta(s) \right] \quad (2-17)$$

2.3.3 横摆角速度对转向盘转角的传递函数

设汽车横摆角速度 ω_r 对转向盘转角 θ_h 的传递函数为:

$$H(s) = \frac{\omega_r(s)}{\theta_h(s)};$$

为了求 $H(s)$, 我们需要先对 EPS 系统的动力学方程进行拉氏变换, 结合转向地面阻力矩 T_r 的表达式 (2-17), 以及由汽车二自由度转向动力学方程推得的侧偏角 β 和横摆角速度 ω_r 对前轮转向角 δ 的传递关系 (2-11) (2-12), 得到转向盘转角 θ_h 对前轮转向角 δ 的传递关系。再串联横摆角速度 ω_r 对前轮转向角 δ 的传递关系 (2-12)。即是 $H(s)$ 。具体过程如下:

对式 (2-8) (2-8*) 进行拉氏变换得:

$$(I_r + G_1^2 I_m) G_2 s^2 \delta(s) + (B_r + G_1^2 B_m + \frac{K_a K_b}{R} G_1^2) G_2 s \delta(s) + \lambda K_s G_2 \delta(s) = \lambda K_s \theta_h(s) - T_r(s); \quad (2-18)$$

$$(I_r + G_1^2 I_m) G_2 s^2 \delta(s) + (B_r + G_1^2 B_m + \frac{K_a K_b}{R} G_1^2 + \mu) G_2 s \delta(s) + \lambda K_s G_2 \delta(s) = \mu s \theta_h(s) + \lambda K_s \theta_h(s) - T_r(s) \quad (2-18^*)$$

将式 (2-11) (2-12) (2-17) 代入以上两式, 得:

$$\frac{\delta(s)}{\theta_h(s)} = \frac{\lambda K_s G_2 Z(s)}{(I_r + G_1^2 I_m) G_2^2 Z(s) s^2 + (B_r + G_1^2 B_m + \frac{K_a K_b}{R} G_1^2) G_2^2 Z(s) s + C(s)}; \quad (2-19)$$

$$\frac{\delta(s)}{\theta_h(s)} = \frac{(\mu s + \lambda K_s) G_2 Z(s)}{(I_r + G_1^2 I_m) G_2^2 Z(s) s^2 + (B_r + G_1^2 B_m + \frac{K_a K_b}{R} G_1^2 + \mu) G_2^2 Z(s) s + C(s)}; \quad (2-19^*)$$

其中:

$$C(s) = (\lambda K_s G_2^2 + k_1 d) Z(s) - k_1 d X(s) - k_1 d \frac{a}{u} Y(s);$$

因为 $H(s) = \frac{\omega_r(s)}{\theta_h(s)} = \frac{\delta(s)}{\theta_h(s)} * \frac{\omega_r(s)}{\delta(s)}$; 根据以上两式和式 (2-12), 有:

$$H(s) = \frac{\lambda K_s G_2 Y(s)}{(I_r + G_1^2 I_m) G_2^2 Z(s) s^2 + (B_r + G_1^2 B_m + \frac{K_a K_b}{R} G_1^2) G_2^2 Z(s) s + C(s)}; \quad (2-20)$$

$$H^*(s) = \frac{(\mu s + \lambda K_s) G_2 Y(s)}{(I_r + G_1^2 I_m) G_2^2 Z(s) s^2 + (B_r + G_1^2 B_m + \frac{K_a K_b}{R} G_1^2 + \mu) G_2^2 Z(s) s + C(s)}; \quad (2-20^*)$$

以上就是装备比例控制方式和 PD 控制方式 EPS 系统的汽车的横摆角速度对转向盘转角的传递函数, 下面两章我们将在这个系统的基础上, 逐一分析汽车在转向盘角阶跃输入下的稳态、瞬态响应和频率特性。另外值得一提的是在 (2-20) 式和 $C(s)$ 的表达式中, 只需令 $\lambda = 0$; $I_m = B_m = K_a = K_b = 0$ 即可求得没有装备 EPS 的普通汽车的横摆角速度对转向盘转角的传递函数 $H^0(s)$:

$$H^0(s) = \frac{K_s G_2 Y(s)}{I_r G_2^2 Z(s)s^2 + B_r G_2^2 Z(s)s + C^0(s)}; \quad (20^{**})$$

其中:

$$C^0(s) = (K_s G_2^2 + k_1 d)Z(s) - k_1 dX(s) - k_1 d \frac{a}{u} Y(s);$$

2.4 本章小结

本章首先介绍了 EPS 系统的基本结构和工作原理,在此基础上考虑比例控制方式和 PD 控制方式的情况,分别建立了计及电动机动态运行时的转动惯量、阻尼和反电动势等因素的完整的 EPS 系统二阶动力学模型。将 EPS 系统模型与车辆二自由度转向模型相结合,通过拉氏变换的方法,得到装备 EPS 系统汽车的横摆角速度对转向盘转角的传递函数。

3 EPS 系统与转向盘角阶跃输入下的时域响应

3.1 汽车时域响应的分类

汽车的时域响应可分为不随时间变化的稳态响应和随时间变化的瞬态响应。例如,汽车等速直线行驶是一种稳态。若在汽车等速直线行驶时,急速转动转向盘至某一转向角,停止转动转向盘并维持此转角不变,即给汽车以转向盘角阶跃输入,一般汽车经短暂时间后便进入等速圆周行驶的工况。这也是一种稳定的状态,称为转向盘角阶跃输入下进入的稳态响应。

在等速直线行驶与等速圆周行驶这两个稳态运动之间的过渡过程便是一种瞬态,相应的瞬态运动响应称为汽车在转向盘角阶跃输入下的瞬态响应^[7]。

3.2 汽车稳态响应的评价指标与计算方法

汽车的等速圆周行驶,即汽车转向盘角阶跃输入下进入的稳态响应,虽然在实际行驶中不常出现,却是表征汽车操纵稳定性的一个重要的时域响应,一般也称它为汽车的稳态转向特性。常用输出与输入的比值,如稳态的横摆角速度与前轮转角之比来评价稳态响应。这个比值称为稳态横摆角速度增益,也称转向灵敏度,以符号 $\frac{\omega_r}{\delta}$ 表示。汽车的稳态转向特性分为三种类型:不足转向、中性转向和过多转向。

具有不同转向特性的汽车的稳态横摆角速度增益曲线如图 3-1。

中性转向汽车的稳态横摆角速度增益 $\frac{\omega_r}{\delta}$,与车速 u 成线性关系。不足转向汽车的 $\frac{\omega_r}{\delta}$, $-u$ 曲线低于中性转向的汽车稳态横摆增益线,且向下弯曲。其稳态横摆角速度增益 $\frac{\omega_r}{\delta}$,达到最大值时对应的车速 u_{ch} 称为特征车速,是表征不足转向的一个参数,当不足转向量增加时,特

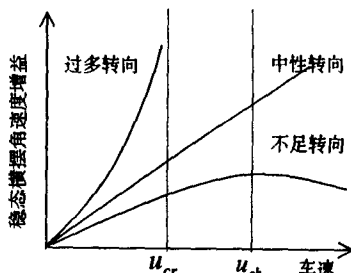


图 3-1 汽车的稳态横摆角速度增益曲线^[7]

征车速降低。过多转向汽车的 $\frac{\omega_r}{\delta}$, $-u$ 曲线则是一直向上弯曲的, 其稳态横摆角速度增益在某个车速 u_c (称为临界车速) 时趋于无穷大。可见, 过多转向汽车达到临界车速时将失去稳定性, 因此操纵稳定性良好的汽车应具有适度的不足转向特性。

在上述已往的对汽车操纵稳定性的理论研究中, 为了简化问题, 在分析中多直接以前轮转角 δ 作为输入; 或者认为转向系统是完全刚性的, 即转向盘转角 $\theta_h =$ 前轮转角 $\delta \times$ 转向系角传动比 i 。这两种研究方法均忽略了转向系统对整车操纵稳定性的影响。而实际上, 转向系统的结构参数、助力形式和效率等因素对汽车的操纵稳定性的影响很大。两辆整车参数完全相同的汽车, 若转向系统的设计相异, 其操纵稳定性的评价指标可能相差甚远。因此, 我们有必要把对转向系统的研究结合到对汽车操纵稳定性的研究中去。电动助力转向系统虽具有广泛的应用前景, 但目前对它的研究却并不多, 尤其关于 EPS 系统对汽车操纵稳定性的影响的研究很少。第二章中, 通过电动助力转向系统动力学和汽车横向前向动力学研究, 已得到汽车的横摆角速度对转向盘转角的增益函数, 而不是对前轮转角的传递函数 (显然, 它比后者更能体现汽车对驾驶者操纵的反应)。本章将由此展开, 研究评价汽车在转向盘角阶跃输入下的稳态响应、瞬态响应以及 EPS 系统的控制方式、控制参数和结构参数对这些性能的影响。并与未装备 EPS 系统的普通汽车相比较。从而比较全面的研究了装备 EPS 的汽车在转向盘角阶跃输入下的时域响应。

下面推导装备 EPS 系统的汽车在转向盘角阶跃输入下的稳态响应。

因为汽车横摆角速度 ω_r 对转向盘转角 θ_h 的传递函数

$$H(s) = \frac{\omega_r(s)}{\theta_h(s)}$$

所以

$$\omega_r(s) = H(s) * \theta_h(s)$$

若我们给转向盘一个单位角阶跃输入, 即 $\theta_h(s) = \frac{1}{s}$ 。则输出 $\omega_r(s) = \frac{H(s)}{s}$ 。根据

拉氏变换的终值定理^[22], ω_r 的时域稳态输出:

$$\omega_{r,ss} = \lim_{t \rightarrow \infty} \omega_r(t) = \lim_{s \rightarrow 0} s \omega_r(s) = \lim_{s \rightarrow 0} s * \frac{H(s)}{s} = \lim_{s \rightarrow 0} H(s);$$

又因为我们给的是单位脉冲输入, 稳态时有 $\theta_h = 1(\text{rad})$ 。故汽车的稳态横摆角速度增益 (又称转向灵敏度) $\frac{\omega_r}{\theta_h}_s = \omega_r)_s = \lim_{s \rightarrow 0} H(s)$ 。于是:

$$\frac{\omega_r}{\theta_h}_s = \lim_{s \rightarrow 0} H(s) = \frac{\lim_{s \rightarrow 0} \lambda K_s G_2 Y(s)}{\lim_{s \rightarrow 0} C(s)} = \frac{\lambda K_s G_2 L k_1 k_2 u}{\lambda K_s G_2^2 (L^2 k_1 k_2 + \mu u^2 a k_1 - \mu u^2 b k_2) - k_1 k_2 d b \mu u^2} \quad (3-1)$$

以上就是装备 EPS 系统汽车在转向盘单位脉冲输入下的稳态横摆角速度增益。同理, 在上式中令 $\lambda = 1$, 可得到无 EPS 助力的汽车的稳态横摆角速度增益:

$$\frac{\omega_r}{\theta_h}_s = \frac{\lim_{s \rightarrow 0} K_s G_2 Y(s)}{\lim_{s \rightarrow 0} C(s)} = \frac{K_s G_2 L k_1 k_2 u}{K_s G_2^2 (L^2 k_1 k_2 + \mu u^2 a k_1 - \mu u^2 b k_2) - k_1 k_2 d b \mu u^2} \quad (3-1^*)$$

此外, 从上述分析中可见, 汽车的稳态响应与 EPS 系统的控制方式无关, 而与此系统助力系数 λ 有关, 即与比例控制系统 K_p 有关 (λ 与 K_p 呈正比关系)。

3.3 EPS 系统对汽车稳态响应影响的仿真计算分析

为了研究 EPS 系统对汽车稳态响应的影响, 须对式 (3-1) (3-1*) 进行计算, 以给出汽车的稳态横摆角速度增益与车速的关系图。为了讨论比例控制系数 K_p 的影响, 须在保持整车和底盘参数不变的情况下, 改变 K_p 的取值, 比较计算结果。

考虑计算和结果表示的方便, 使用科学/工程计算软件 MATLAB6.1 作为计算工具。MATLAB 是美国 Mathworks 公司的产品, 它把科学计算、结果的可视化和编程都集中在一个使用非常方便的环境中。在该环境中, 用户的问题和得到的结果都是通过用户非常熟悉的数学符号来表达的。而且 MATLAB 的图形处理系统包括了一些绘制二维或三维图形的命令, 计算结果的可视化表达方便快捷^[23]。

取一组典型的汽车整车底盘参数(见附录 2), 在车速从 0 到 35m/s(0 到 126Km/h) 的范围内, 令比例控制系数 K_p 取从 0 到 2 之间的 4 个不同的值, 计算汽车的稳态横摆角速度响应。以车速 u 为横坐标, 稳态横摆角速度增益 $\frac{\omega_r}{\delta}$, 为纵坐标, 画出不同 K_p 值下的 $\frac{\omega_r}{\delta}$ - u 曲线如图 3-2。

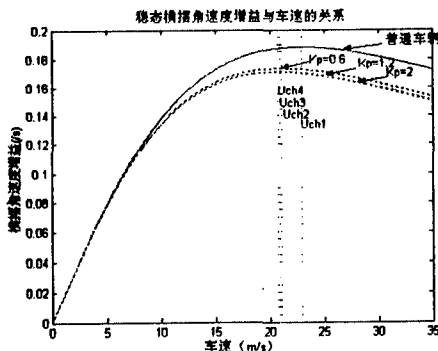


图 3-2 装备 EPS 系统汽车的稳态横摆角速度增益曲线

不同 K_p 下汽车的稳态横摆角速度增益和特征车速如下表 3-1 所示:

表 3-1 不同 K_p 值下汽车的稳态横摆角速度增益和特性车速

K_p	0	0.6	1.2	2
$\frac{\omega_r}{\delta}_{\max} (s^{-1})$	0.1880	0.1732	0.1714	0.1705
u_{ch} (m/s)/(Km/h)	22.92/82.51	21.12/76.03	20.89/75.20	20.79/74.84

由上面图和表中数据得出以下结论:

- 在所有的速度区间, 相同车速下, 装备 EPS 系统的汽车和相同整车底盘参数的汽车相比, 前者的转向灵敏度要小于后者。但在低车速区间 (10m/s 以下), 两者相差不大; 在中高车速区间, 特别是特征车速以上的区间, 前者要明显的低于后者。
- 随比例控制系数 K_p 的增加, $\frac{\omega_r}{\delta}$ - u 曲线依次降低。即在相同车速下, K_p 较大

的系统具有较小的转向灵敏度。

- 装备 EPS 系统的汽车和相同整车底盘参数的汽车相比, 前者的特征车速要低于后者。且随 K_p 的增加, 汽车的特征车速依次降低, 即 $u_{ch4} < u_{ch3} < u_{ch2} < u_{ch1}$ 。这表明 EPS 系统的安装减少了汽车的不足转向量, 且 K_p 越大, 这种影响越明显。

3.4 改善汽车稳态响应的方法

由以上分析我们可以得出结论: 装备 EPS 系统的汽车在转向盘角阶跃输入下的稳态响应要比无 EPS 助力的普通汽车差。具体表现在: 转向灵敏度和特征车速都有所降低。降幅随着比例控制系数 K_p 的增加而增加, 中高速时更为显著。

为了改善上述不利影响, 考虑将 EPS 系统的比例控制系数 K_p 设计为车速 u 的单调递减函数 (这也是转向盘力特性的要求, 将在第六章中详细论述)。在低速区间, 取较大的 K_p 值, 以保证足够的助力效果; 在中高车速区间, 取较小的 K_p 值, 以保证一定的转向灵敏度。在实际的 EPS 系统中, 车速传感器的信号是控制器的一个输入, 控制器内部有一数字电路来实时计算 K_p 。不同车速下,

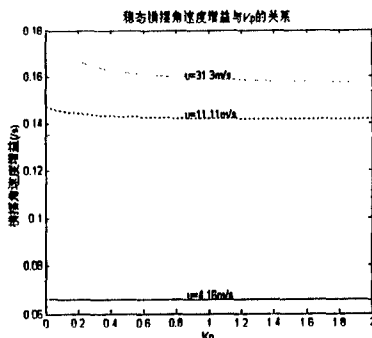


图 3-3 不同车速下 K_p 与转向灵敏度的关系

K_p 和转向灵敏度的关系如图 3-3 所示。可以看出, 在图中左上角, 即高车速、低 K_p 的范围内, 转向灵敏度随 K_p 反比例下降的规律比较明显。因此, 可定义一个 K_p 与车速 u 的关系如下:

$$K_p = \begin{cases} K_{p0}; & \text{当 } u < u_0 \\ \frac{u_0 * K_{p0} - c}{u} & \text{当 } u \geq u_0 \end{cases}$$

令 $u_0 = 15 \text{ m/s}$; $K_{p0} = 1.5$; $c = 0.6$ 得到一个 K_p 和 u 关系。根据这一关系算得的

$\frac{\omega_r}{\delta}$ - u 曲线如图 3-4 所示。其中最上方的仍然代表 $K_p = 0$ 无 EPS 系统助力的车辆,

最下方的是 $K_p = 1.5$ 时的情况。中间的那条曲线则是根据上述可变比例控制关系得到的。

显然,采用可变比例控制的系统在中、高速行驶时的转向灵敏度和特征车速有了明显的提高。和 $K_p = 1.5$ 的原系统相比,最大稳态横摆角速度增益从 0.1709 s^{-1} 增至 0.1744 s^{-1} 。特征车速从 20.84 m/s 增至 22.66 m/s 。这证明了改进的可行性。

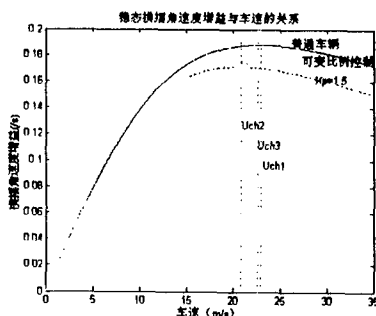


图 3-4 可变比例控制的系统稳态响应

3.5 汽车瞬态响应的评价指标

汽车的操纵稳定性同汽车行驶时的瞬态响应也有密切的关系。常用转向盘阶跃输入下的瞬态响应来表征汽车的操纵稳定性。如图 3-5 以汽车的横摆角速度 ω_r 为指标来描述了一辆等速行驶的汽车在 $t=0$ 时,驾驶者急速转动转向盘至角度 δ_{sm0} 并维持此转角不变(即转向盘阶跃输入)时的汽车瞬态响应曲线。可以看到,给汽车以转向盘角阶跃输入后,汽车的横摆角速度经过一段过渡过程后达到稳态横摆角速度 ω_{r0} , 此过渡过程即汽车的瞬态响应,它具有以下几个特点^[7]:

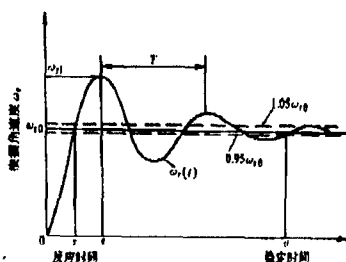


图 3-5 瞬态响应的评价指标

- 时间上的滞后 汽车的横摆加速度不能立即达到稳态横摆加速度 ω_{r0} , 而要经过时间 t 后才能第一次达到 ω_{r0} , 这一段滞后时间称为反应时间。反应时间短, 则驾驶者感到转向响应迅速、及时, 否则就会觉得转向迟钝。也有用到达第一峰值的时间 ε 来表示滞后时间的。
- 执行上的误差 最大横摆角速度 ω_{r1} 常大于稳态值 ω_{r0} 。 $\frac{\omega_{r1}}{\omega_{r0}} \times 100\%$ 称为超调

量, 它表示执行指令误差的大小。

- 横摆角速度的波动 在瞬态响应中, 横摆角速度 ω_r 以频率 ω 在 ω_{r0} 值上下波动, 波动的频率 ω , 决定于汽车动力学系统的结构参数, 它也是表征汽车操纵稳定性的一个重要参数。
- 进入稳态所经历的时间 横摆角速度达到稳态值 95%--105% 之间的时间 σ 称为稳定时间, 它表明进入稳态响应所经历的时间。

当然, 个别汽车也可能出现汽车横摆角速度 ω_r 不能收敛的情况, 其 ω_r 越来越大, 转向半径越来越小, 而导致汽车产生侧向滑动或翻车的危险。由此可知, 瞬态响应包括两方面的问题: 一是行驶方向稳定性, 即给汽车以转向盘角阶跃输入后, 汽车能否达到新的稳定状态。二是响应品质问题, 即达到新的稳态之前, 其瞬态响应的特性如何。

3.6 EPS 系统对汽车瞬态响应影响的仿真计算分析

MATLAB 中的 Step 函数用于求取系统在阶跃输入下的时域(瞬态)响应。在仿真程序脚本中, 以汽车横摆角速度 ω_r 对转向盘转角 θ_b 的传递函数 $H(s)$ 作为 Step 函数的参数, 可以方便的求取汽车在转向盘角阶跃输入下瞬态响应。取一组典型的汽车整车底盘参数(见附录 2)和 EPS 系统结构参数(见表 3-2), 并令比例控制系数 $K_p = 1$, 微分控制系数 $K_d = 0.15$, 车速 31.3m/s。可得到汽车横摆角速度瞬态响应曲线如下图 3-6。

表 3-2 一组典型的 EPS 系统结构参数

$K_s(N \cdot m / rad)$	85.8	$I_m(kg \cdot m^2)$	0.005
G_1	25	$I_r(kg \cdot m^2)$	0.08
$K_a(N \cdot m / A)$	0.02	$B_m(N \cdot m \cdot s / rad)$	0.01
$K_b(V \cdot s / rad)$	0.01	$B_r(N \cdot m \cdot s / rad)$	0.3
$R(\Omega)$	0.1		

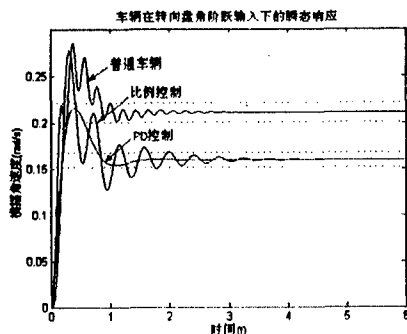


图 3-6 装备 EPS 系统汽车的瞬态响应

图 3-6 显示了装备比例控制 EPS 的汽车、装备 PD 控制 EPS 系统的汽车和没有装备 EPS 系统的普通汽车在转向盘角阶跃输入下的横摆角速度时间历程。有关瞬态响应品质的几个评价指标的具体数值见表 3-3

表 3-3 装备 EPS 系统汽车瞬态响应的评价指标

瞬态响应的性能指标	普通汽车 (无 EPS)	装备比例控制 EPS 的汽车	装备 PD 控制 EPS 的汽车
反应时间(s)	0.1600	0.1950	0.2000
超调量(%)	135.71	171.98	133.64
稳定时间 (s)	0.8450	2.0150	0.7850

下面我们结合图表来对上述瞬态响应性能指标逐一评价：

- **反应时间** 由图可见，没有装备 EPS 系统的普通汽车反应时间 τ 最短，响应最迅速，装备 PD 控制式 EPS 系统的汽车和装备比例控制式 EPS 系统的汽车的反应时间接近，两者均略大于 τ 。可见，EPS 系统的引入对汽车对转向操纵的反应速度有一定影响，但并不明显。
- **超调量** 装备比例控制式 EPS 系统的汽车横摆角速度时间曲线振荡很大，超调量达 171.98%。但 PD 控制器的引入解决了这一问题，装备 PD 控制 EPS 系统在执行误差方面要明显优于比例控制的系统，其性能和普通车辆接近
- **固有频率** 我们无法直接计算横摆角速度波动的固有频率，但由图 3-6 可见，安装有 PD 控制 EPS 系统的汽车横摆角速度曲线较平滑。而装备比例控

制 EPS 系统的汽车和普通汽车则呈现出不规则的高频波动。这会使得驾驶者感到汽车不易控制。结合超调量指标来看,可以说,PD 控制式 EPS 系统的引入使转向操纵更准确和平顺。

- 稳定时间 装备 PD 控制 EPS 系统的汽车进入 95%-105%稳态区间的时间最短,其稳定时间短于普通汽车,装备 PD 控制 EPS 系统的汽车横摆角速度稳定时间过长,性能较差。

由以上数据和分析可见, EPS 系统的引入对汽车转向操纵的反应时间略有影响,但 PD 控制式 EPS 系统的引入,抑制了横摆角速度的不规则波动,并使其迅速趋于稳态值,对汽车的瞬态响应有利。

3.7 EPS 系统参数对瞬态响应的影响

如上一小节所述, EPS 系统的引入对汽车的瞬态响应有显著的影响。为了合理配置系统参数、提升系统的瞬态性能,须讨论 EPS 系统的控制系数和结构参数对系统瞬态响应的影响。由于上一小节的研究指出 PD 控制式 EPS 系统的瞬态响应明显优于比例控制的系统,因此,我们在 PD 控制式 EPS 系统的基础上研究各参数对瞬态性能的影响。本节研究,若无特别说明,即是取微分控制系数 $K_d = 0.15$,比例控制系数 $K_p = 1$ 时的情况。

- 比例控制系数 K_p 和微分控制系数 K_d 的影响;

为了研究 K_p 、 K_d 对系统瞬态响应的影响,保持上一小节仿真计算中使用的汽车整车底盘参数(见附录 2)和 EPS 系统参数(见表 3-2)不变。在车速为 31.3m/s 的情况下,令 $K_d = 0.15$,取一组 K_p 值,计算系统的瞬态响应;再令 $K_p = 1$,取一组 K_d 值,计算系统瞬态响应。得到结果如下图 3-7 所示。

图 3-7 (a) 中的曲线分别代表了 $K_p = 0.6$; $K_p = 1.5$; $K_p = 2$ 时的情况。从图中看,比例控制系数 K_p 对系统的影响主要体现在稳态横摆角速度方面,对系统瞬态响应的影响并不明显。

图 3-7 (b) 中的曲线由右到左分别代表了 $K_d = 0.05$; $K_d = 0.1$; $K_d = 0.3$ 时的情况。评价指标的具体数值见表 3-4。由表 3-4 中数据知系统的超调量对 K_d 值的改变比较敏感。 K_d 取较大值时,系统的超调量得到明显的抑制。系统的反应时间和稳定时

间均十分理想, 基本不受 K_d 增大影响。

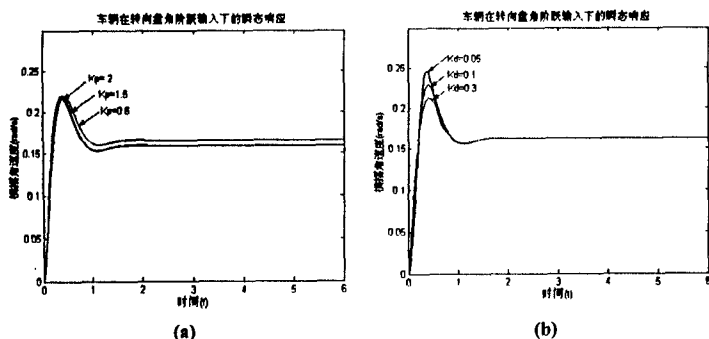


图 3-7 比例控制系数 K_p 和微分控制系数 K_d 对系统瞬态响应的影响

表 3-4 不同 K_d 值下汽车瞬态响应的评价指标

瞬态性能指标	$K_d = 0.05$	$K_d = 0.1$	$K_d = 0.3$
反应时间(s)	0.2150	0.2100	0.2100
超调量(%)	151.70	141.16	130.81
稳定时间 (s)	0.7750	0.7800	0.7900

可见, 从提升瞬态响应品质的观点来看, EPS 系统的微分控制系数宜取较大值。

● 电动机转动惯量 J_m 和阻尼系数 B_m 的影响

除了比例控制系数 K_p 和微分控制系数 K_d 以外, EPS 系统的结构动力学参数也是影响瞬态性能的因素。而且这类参数一旦设计定型便无法更改, 对它们的研究对于 EPS 系统的结构设计和电机选用十分重要。保持上一小节中的试验条件不变, 分别取一组 J_m 和 B_m 值进行仿真计算汽车的瞬态响应曲线如图 3-7, 具体评价数据见表 3-5、表 3-6。

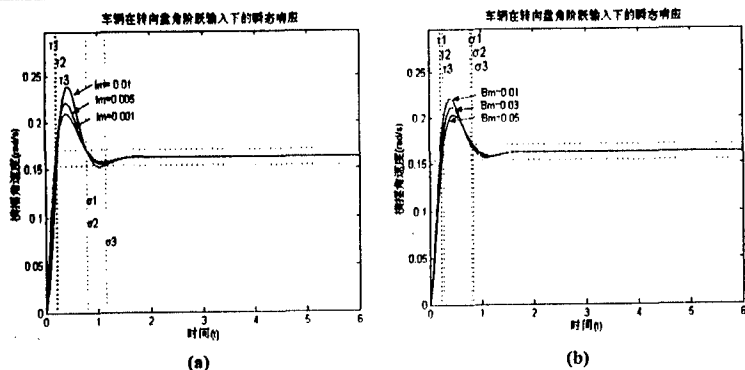


图 3-8 电动机转动惯量 I_m 和阻尼系数 B_m 对系统瞬态响应的影响

表 3-5 不同 I_m 值下汽车瞬态响应的评价指标

	$I_m = 0.001$	$I_m = 0.005$	$I_m = 0.01$
反应时间(s)	0.2050	0.2100	0.2350
超调量(%)	129.30	136.49	147.20
稳定时间 (s)	0.7950	0.7950	1.1150

表 3-6 不同 B_m 值下汽车瞬态响应的评价指标

瞬态性能指标	$B_m = 0.01$	$B_m = 0.03$	$B_m = 0.05$
反应时间(s)	0.2100	0.2350	0.2650
超调量(%)	136.49	130.61	125.64
稳定时间 (s)	0.7950	0.8200	0.8400

图 3-8(a)中的曲线分别代表了 $I_m = 0.001$; $I_m = 0.005$; $I_m = 0.01$ (单位: $\text{Kg} \cdot \text{m}^2$) 时的情况。由图表数据知: 随 I_m 的增大, 系统反应时间和稳定时间变长, 系统超调量增大。可见, 较大的电机的转动惯量 I_m 对系统的瞬态响应不利。

图 3-8(b)中的曲线分别代表了 $B_m = 0.01$; $B_m = 0.03$; $B_m = 0.05$ (单位:

$N \cdot m \cdot s / rad$) 的情况, 由图表数据知, 随 B_m 的增大, 系统反应时间和稳定时间变长, 但系统的超调量减小。

3.8 本章小结

本章根据上一章中推导得到的汽车横摆角速度 ω_r 对转向盘转角 θ_h 的传递函数, 对装备 EPS 系统的汽车利用数学工具 MATLAB 仿真计算了操纵稳定性的重要评价指标——转向盘角阶跃输入下的稳态和瞬态时域响应, 得到以下结论:

- 就稳态响应而言, 装备 EPS 系统汽车的稳态横摆角速度增益要略有降低, 这意味着 EPS 系统的引入对汽车的转向灵敏度有一定影响。解决这一问题的方法是采用可变比例系数控制, 即将系统比例控制系数设计为车速的单调递减函数。
- 就瞬态响应而言, PD 控制式 EPS 系统优于比例控制式 EPS 系统。和没有装备 EPS 系统的普通车辆比较, 装备 PD 控制 EPS 系统的汽车除了反应时间稍长以外, 其他瞬态性能均与前者相似或优于前者。
- 从提升系统瞬态性能的观点出发, 应当尽可能的增加微分控制系数 K_d , 降低助力电机的惯量 I_m 。电机阻尼系数 B_m 对系统瞬态响应的影响具有两面性。欲使转向灵敏, 进入稳态快, 则可选用 B_m 较小的助力电机; 欲使转向过程平顺, 避免横摆角速度的过度振荡, 则应选用 B_m 稍大的助力电机。

4 EPS系统与汽车的横摆角速度频率特性

4.1 横摆角速度频率特性的评价指标

在汽车的操纵稳定性中,常以前轮转角 δ 或转向盘转角 θ_h 为输入,汽车横摆角速度 ω 为输出的汽车横摆角速度频率响应特性来表征汽车的动特性。幅频特性反映了驾驶员以不同频率输入指令时,汽车执行驾驶员指令失真的程度。幅频特性在低频区接近于一水平线,随着频率的增高,幅值比增加,至某一频率 f_r 时幅值比达到最大值,此时系统处于共振状态。频率再增高,幅值比逐渐减小。相频特性反映了汽车横摆角速度 ω 滞后于转向盘转角的失真程度。从操纵稳定性出发,希望幅频特性曲线能平些,共振频率高一点,通频带宽些,以保证不同工况下失真度较小,都有满意的操纵性能;同时希望相位差小些,以保证汽车有快速灵活的反应。

一般用横摆角速度频率特性曲线上的五个参数来评定汽车操纵稳定性,参看图4-1,它们是^[7]

(1) 频率为零时的幅值比,即稳态增益(图中以 a 表示)。

(2) 共振峰频率 f_r , f_r 值越高,操纵稳定性越好。

(3) 共振时的增幅比 b/a 或增幅 $b-a$,这个值应小些。

(4) $f=0.1\text{Hz}$ 时的相位滞后角 $\angle\Phi_{f=0.1}$ 它代表缓慢转动转向盘时响应的快慢,这个数值应接近于零。

(5) $f=0.6\text{Hz}$ 时的相位滞后角 $\angle\Phi_{f=0.6}$,它代表以较快速度转动转向盘时响应的快慢,其数值应当小些好。

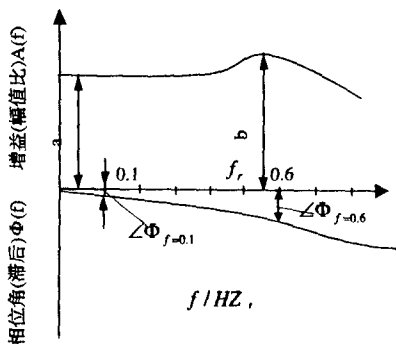


图 4-1 汽车横摆角速度频率特性的评价指标

4.2 装备 EPS 系统汽车的横摆角速度频率特性仿真计算分析

做频率特性研究时,通常把系统的幅频特性曲线和相频特性曲线画在对数坐标图上,称为 Bode 图。在 bode 图中,用以 10 为底的对数来表示频率响应的幅值变化,即将幅值表示为:对数幅值增益 $= 20\log_{10} G(\omega)$ 。对数幅值增益的度量单位称为分贝 (dB) [24]。MATLAB 中的 Bode 函数用于绘制系统 Bode 图。在仿真程序脚本中,以汽车横摆角速度 ω ,对转向盘转角 θ_n 的传递函数 $H(s)$ 作为 Bode 函数的参数。保持做瞬态响应仿真研究时的汽车整车底盘参数(见附录 2)和 EPS 系统结构参数(见表 3-2)不变,我们可得到系统 Bode 图如下图 4-2 所示:

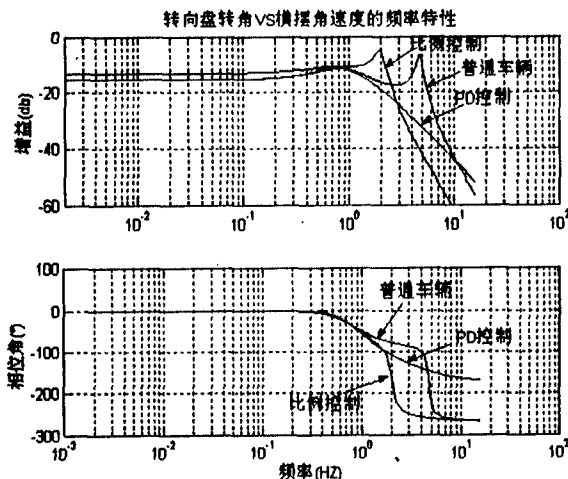


图 4-2 装备 EPS 系统汽车横摆角速度频率特性

图 4-2 中曲线由分别显示了装备比例控制 EPS 的汽车、装备 PD 控制 EPS 系统的汽车和没有装备 EPS 系统的普通汽车的幅频、相频特性曲线。评价指标数值如表 4-1。

表 4-1 装备 EPS 系统汽车横摆角速度频率特性的评价指标值

频率特性的 评价指标	普通汽车 (无 EPS)	装备比例控制 EPS 的汽车	装备 PD 控制 EPS 的汽车
稳态增益 (dB)	-13.47	-14.93	-14.93
共振峰频率 (Hz)	0.70	1.95	0.79
共振时增幅 (dB)	2.39	10.88	3.80
$\angle\Phi_{f=0.1}$	-0.46	-0.28	-0.50
$\angle\Phi_{f=0.6}$	-21.06	-17.60	-19.33

从上面的 Bode 图和数据表中可见, 装备 EPS 系统汽车的幅频特性曲线上共振峰频率提高, 有利于汽车的操纵稳定性。其相位滞后角也略有减小, 说明汽车对驾驶员高频转向操纵的响应速度较快。但 EPS 系统的引入也增加了系统在共振时的增幅。比例控制的系统虽然共振频率比较高, 但共振时的增幅达 11.53db, 驾驶员的操纵频率一旦接近共振频率, 汽车的横摆角速度将对转向盘转角极敏感, 汽车很容易失去控制。而 PD 控制的 EPS 系统的幅频特性曲线在共振波峰以后是一直下降的, 不会出现这个问题。普通车辆虽然也有这样一个增幅很大的共振波峰, 但其位于约 4~5Hz 的范围内, 一般情况下驾驶员的转向操纵不可能达到这样高的频率, 因此也不会对行车安全构成威胁。

4.3 EPS 系统参数汽车的横摆角速度频率特性的影响

如上一小节所述, EPS 系统的引入给汽车的频率特性带来了一系列的影响: 有利的是提高了共振峰频率, 减少了相位滞后, 不利的是增加了共振增幅。下面讨论 EPS 系统的控制系数和结构参数对系统频率特性的影响。以合理配置系统参数, 改善系统频率特性。根据上一小节的结论, 装备比例控制式 EPS 系统的车辆虽然在相位滞后指标上稍优于 PD 控制的系统, 但由于其在 2Hz 以下即出现一个增幅相当大的共振波峰, 威胁行车安全, 所以, 我们仍在 PD 控制式 EPS 系统的基础上研究各参数对频率特性的影响。在本节研究中, 若无特别说明, 即是取微分控制系数 $K_d = 0.15$, 比例控制系数 $K_p = 1$ 时的情况。

● 比例控制系数 K_p 和微分控制系数 K_d 的影响

为了研究 K_p 、 K_d 对系统频率特性的影响, 保持汽车整车底盘参数(见附录 2)和 EPS 系统参数(见表 3-2)不变。在车速为 31.3m/s 的情况下, 令 $K_d = 0.15$, 取一组 K_p 值, 计算系统的频率特性; 再令 $K_p = 1$, 取一组 K_d 值, 计算系统频率特性。得到结果如下图 4-3 和表 4-2、表 4-3 所示

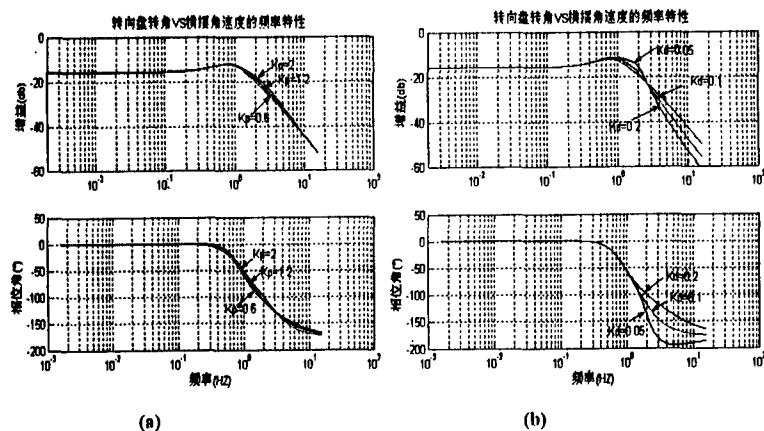


图 4-3 K_p 和 K_d 对横摆角速度频率特性的影响

表 4-2 不同 K_p 值下横摆角速度频率特性的评价指标值

频率特性的评价指标	$K_p = 0.6$	$K_p = 1.2$	$K_p = 2$
稳态增益 (dB)	-15.58	-15.84	-15.97
共振峰频率 (Hz)	0.76	0.79	0.79
共振时增幅 (dB)	3.39	3.88	3.92
$\angle\Phi_{f=0.1}$	-0.81	-0.45	-0.43
$\angle\Phi_{f=0.6}$	-22.46	-18.31	-16.02

表 4-3 不同 K_d 值下横摆角速度频率特性的评价指标值

频率特性的评价指标	$K_d = 0.05$	$K_d = 0.1$	$K_d = 0.2$
稳态增益 (dB)	-15.78	-15.78	-15.78
共振峰频率 (Hz)	0.87	0.81	0.77
共振时增幅 (dB)	4.52	4.12	3.57
$\angle\Phi_{f=0.1}$	-0.21	-0.35	-0.43
$\angle\Phi_{f=0.6}$	-18.58	-19.15	-19.24

由上面的图表数据知, 随比例控制系数 K_p 增加, 虽然稳态增益下降, 共振增幅也略有提升, 但共振峰频率上升, 相位滞后角 (绝对值) 显著减小。可见, 适当提高 K_p , 有利于频率特性, 但是考虑转向盘力特性 (第六章详述) 和稳态响应特性的要求, K_p 值也不宜过大。

随微分控制系数 K_d 的增加, 系统的共振增幅得到一定程度的抑制, 但相位滞后的现象有加剧的趋势, 共振峰频率下降明显。可见, K_d 对系统频率特性的影响和 K_p 恰好相反。从改善系统频率特性的观点出发 K_d 不宜取过大的值。

因为 K_p 、 K_d 对系统频率特性的影响恰好相反, 因此在设计 PD 控制 EPS 系统的频率特性时有更多的自由度。

● 电动机转动惯量 I_m 和阻尼系数 B_m 的影响

在和上述研究相同的条件下, 令 $B_m = 0.01$, 取一组 I_m 值, 计算系统的频率特性; 再令 $I_m = 0.005$, 取一组 B_m 值, 计算系统频率特性。得到两组频率响应评价指标数据如表 4-4、表 4-5 所示:

表 4-4 不同 I_m 值下横摆角速度频率特性的评价指标值

频率特性的评价指标	$I_m = 0.001$	$I_m = 0.005$	$I_m = 0.01$
共振峰频率 (Hz)	0.74	0.79	0.83
共振时增幅 (dB)	3.12	3.80	4.73
$\angle\Phi_{f=0.1}$	-0.27	-0.28	-0.29
$\angle\Phi_{f=0.6}$	-17.43	-19.34	-22.04

表 4-5 不同 B_m 值下横摆角速度频率特性的评价指标值

频率特性的评价指标	$B_m = 0.01$	$B_m = 0.03$	$B_m = 0.05$
共振峰频率 (Hz)	0.79	0.74	0.71
共振时增幅 (dB)	3.80	3.20	2.23
$\angle\Phi_{f=0.1}$	-0.28	-0.66	-1.60
$\angle\Phi_{f=0.6}$	-19.33	-23.44	-27.17

表 4-4、表 4-5 中数据说明系统的相位滞后角对助力电机的转向惯量和阻尼系数比较敏感。对于共振峰频率和共振增幅这两个指标, I_m 和 B_m 恰好有相反的影响。因此, 尽量取一对较小的 I_m 和 B_m , 有利于 EPS 转向系统的快速响应。

4.4 利用简化的系统模型解释仿真计算结果

在前面的章节中, 已经推导得到了准确的横摆角速度对转向盘转角的传递函数。根据这个传递函数进行仿真计算, 分析了 EPS 系统对汽车稳态、瞬态响应和频率特性的影响, 并且从仿真试验的角度分析了 EPS 系统各参数对这些性能的影响。但是, 由于这个传递函数的形式过于复杂, 难以明显看出各参数和汽车操纵稳定性能之间的关系。为了从理论出发更深刻的揭示这层关系, 下面将推导一个经过简化处理的系统模型, 并用它来解释部分仿真试验现象。

第二章已经得到前轮转角 δ 对转向盘转角 θ_h 的传递关系。在比例控制下

$$\frac{\delta(s)}{\theta_h(s)} = \frac{\lambda K_s G_2 Z(s)}{(I_r + G_1^2 I_m) G_2^2 Z(s) s^2 + (B_r + G_1^2 B_m + \frac{K_a K_b}{R} G_1^2) G_2^2 Z(s) s + C(s)}; \quad (4-1)$$

PD 控制下:

$$\frac{\delta(s)}{\theta_h(s)} = \frac{(\mu s + \lambda K_s) G_2 Z(s)}{(I_r + G_1^2 I_m) G_2^2 Z(s) s^2 + (B_r + G_1^2 B_m + \frac{K_a K_b}{R} G_1^2 + \mu) G_2^2 Z(s) s + C(s)}; \quad (4-1^*)$$

其中:

$$C(s) = (\lambda K_s G_2^2 + k_1 d) Z(s) - k_1 d \frac{a}{u} Y(s);$$

因为 $\lambda K_s G_2^2 \gg k_1 d$; $\frac{a}{u} \ll 1$, 所以 $C(s) \approx \lambda K_s G_2^2 Z(s)$ 。代入 (4-1) (4-1*), 有:

比例控制下:

$$\frac{\delta(s)}{\theta_h(s)} = \frac{\lambda K_s}{(I_r + G_1^2 I_m) G_2 s^2 + (B_r + G_1^2 B_m + \frac{K_a K_b}{R} G_1^2) G_2 s + \lambda K_s G_2}; \quad (4-2)$$

PD 控制下:

$$\frac{\delta(s)}{\theta_h(s)} = \frac{\mu s + \lambda K_s}{(I_r + G_1^2 I_m) G_2 s^2 + (B_r + G_1^2 B_m + \frac{K_a K_b}{R} G_1^2 + \mu) G_2 s + \lambda K_s G_2}; \quad (4-2^*)$$

令 $\lambda = 1$; $\mu = 0$; $I_m = B_m = K_a = K_b = 0$ 得到普通转向系的传递关系:

$$\frac{\delta(s)}{\theta_h(s)} = \frac{K_s}{I_r G_2 s^2 + B_r G_2 s + K_s G_2}; \quad (4-2^{**})$$

而汽车横摆角速度 ω_r 对转向盘转角 θ_h 的传递函数:

$$H(s) = \frac{\omega_r(s)}{\theta_h(s)} = \frac{\delta(s)}{\theta_h(s)} * \frac{\omega_r(s)}{\delta(s)}$$

注意到式 (4-2) (4-2*) (4-2**) 的中仅包括转向系参数, 而横摆角速度 ω_r 对前轮转角 δ 的传递关系 $\frac{\omega_r(s)}{\delta(s)} = \frac{Y(s)}{Z(s)}$, 仅包括整车和底盘的动力学参数。这说明汽车

的横摆角速度对转向盘转角的传递函数是两个函数的串联。它们分别代表了转向系参数和整车动力学参数对操纵稳定性的影响。后者在前人的研究中已经讨论得很清楚,且一旦汽车设计定型,这些参数就固定下来,不易对它们进行修改。而前者是转向系的角度传递关系,体现了转向型式和参数对汽车操纵稳定性的影响。对它的修改也相对容易,因此是我们分析的重点。

传递函数 $\frac{\delta(s)}{\theta_h(s)}$ 代表一个二阶系统,由于它的各项系数都为正,因此依据赫尔维茨判据,这是一个稳定系统。其固有频率和阻尼分别为:

$$f_m = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\lambda K_s}{I_r + I_m G_1^2}}; \xi_1 = \frac{B_r + B_m G_1^2 + K_a K_b G_1^2 / R}{2\sqrt{\lambda K_s (I_r + I_m G_1^2)}} \quad (\text{比例控制 EPS 系统})$$

$$f_{n2} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\lambda K_s}{I_r + I_m G_1^2}}; \xi_2 = \frac{B_r + B_m G_1^2 + K_a K_b G_1^2 / R + \mu}{2\sqrt{\lambda K_s (I_r + I_m G_1^2)}} \quad (\text{PD 控制 EPS 系统})$$

$$f_{n3} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_s}{I_r}}; \xi_3 = \frac{B_r}{2\sqrt{K_s I_r}} \quad (\text{普通转向系})$$

我们代入一组典型的 EPS 系统参数值(见表 3-2)。得到两种控制方式下的 EPS 系统和普通转向系的固有频率和阻尼如表 4-6:

表 4-6 不同形式的转向系的固有频率和阻尼比

	比例控制 EPS	PD 控制 EPS	普通转向系
固有频率	2.017	2.017	5.21
阻尼比	0.096	0.58	0.057

可见,普通转向系基本可视为一个刚性的系统,其阻尼很小。其固有频率大大超过了由传递函数 $\frac{\omega_r(s)}{\delta(s)}$ 定义的汽车横摆运动的固有频率 f_0 (f_0 值在 1Hz 左右)。H(s) 是转向系传递函数和汽车横摆运动传递函数的积,体现在以对数为幅值纵坐标的 bode 图上即是两个传递函数幅频特性曲线的叠加。所以普通汽车的幅频特性曲线出现了两个共振波峰。因为系统的阻尼很小,所以在 5Hz 左右(普通转向系固有频率处)的波峰增幅比非常大。

EPS 系统的阻尼比固有频率下降到 2Hz 左右,比较靠近汽车横摆运动的固有频率 f_0 所在的区间,产生叠加的效果,所以装备 EPS 系统的汽车的幅频特性曲线不出现

明显的两个共振波峰。对于比例控制的系统，由于阻尼比较小，所以在共振处的增幅很大；对于 PD 控制的系统，由于阻尼比大大增加，所以共振增幅受到抑制。

因为 PD 控制的系统阻尼比大于比例控制的系统，所以体现在相频曲线上，前者的相位滞后角（绝对值）较大；体现在瞬态响应图上，前者反应时间略长，但瞬态振荡较小。

从固有频率和阻尼比的计算式来看，助力系数 λ 增大则固有频率上升，阻尼比下降，系统将趋向于反应快、振荡大。 λ 与 K_p 是线性的正比例关系，所以 K_p 应对系统应有相似的影响。这与频率特性研究中的仿真结果是一致的。对 PD 控制的系统， μ 增大则阻尼增加，系统将趋向于反应慢、振荡小。 μ 与 K_d 是正比例关系，所以 K_d 对系统应有一致的影响。这与瞬态响应和频率特性研究中的仿真结果一致。

同理，增加 B_m 会增加系统阻尼，故 B_m 对系统有类似于 K_d 的影响；增加 I_m 则会同时降低固有频率和阻尼，使系统反应变慢且振荡加剧。这些结论也在前述仿真计算中也得到了印证。

4.5 本章小结

本章首先针对装备 EPS 系统的汽车研究了操纵稳定性的另一个评价指标——横摆角速度频率特性，然后提出一个经合理简化的 EPS 系统模型，利用这个模型在理论上解释了 EPS 系统各参数对系统时域响应和频率特性影响的成因。本章得到如下结论：

- EPS 系统的引入显著降低了转向系统的固有频率，增加了系统阻尼。但比例控制式 EPS 系统阻尼比增加不明显，而 PD 控制式 EPS 系统的阻尼比则大大增加。因此 PD 控制相对比例控制而言，在抑制共振增幅方面优势明显，但相位滞后略有增加。
- 比例控制系数 K_p 增加将使系统固有频率升高、阻尼下降，即令系统趋于反应快、振荡大。微分控制系数 K_d 和电机阻尼系数 B_m 增加则有相反的效果。助力电机转动惯量 I_m 的增加则会同时降低固有频率和阻尼，使系统反应变慢且振荡加剧，对操纵稳定性不利。

5 EPS 系统的横摆角速度反馈与车辆的稳定性

5.1 引入横摆角速度反馈的必要性和可行性

汽车在附着系数较低的不利路面（如湿滑路面、结冰路面）上高速转向行驶时，容易出现“失稳”现象，即车辆的横摆角速度不能收敛或者出现较大的振荡，收敛很慢。在这种情况下，车辆的行驶方向将发生剧烈的摆动，驾驶员将很难作出正确的判断来控制车辆。因此失稳现象严重威胁行车安全，是造成交通事故的一大隐患^[26]。引起车辆失稳的因素是多方面的，除了底盘设计和驾驶员驾驶技能以外，转向系统提供给驾驶员的转向盘力反馈太小，驾驶员无法获得足够的路面附着信息也是一个重要的原因。转向盘力反馈的大小和路面给转向轮的回正力矩以及转向系统的力反馈特性有关。和传统转向系相比，EPS 系统的一个重要的优点是它能够通过软件对转向系统进行精确的电子控制，可以通过控制助力的大小来实时的调整转向系统的力反馈特性^[27]。如果能将汽车横向运动的信息反馈给 EPS 系统的控制单元 ECU，ECU 就能根据一定的控制算法，控制 EPS 系统输出合适的助力矩，帮助驾驶员保持车辆的稳定性。横摆角速度是表征车辆横向运动状态的一个重要参数，本章将通过闭环仿真试验证明，为 EPS 系统引入横摆角速度反馈，有利于增强汽车在高速行驶条件下的稳定性。

在工程实际中，装备有“汽车稳定性控制系统”（Vehicle Stability Control System，缩写为 VSC）或“汽车动力学控制系统”（Vehicle Dynamic Control System，缩写为 VDC）的现代汽车上都装有横摆角速度传感器^{[28][29]}。EPS 控制器可以从传感器直接引入或从汽车 CAN 总线取得横摆角速度信号。因此，为 EPS 系统引入横摆角速度反馈是可行的。

5.2 汽车操纵稳定性闭环试验的概念和驾驶员模型

在前面对汽车在转向盘角阶跃输入下时域响应的讨论中，假定驾驶员的任务只是机械地急速转动转向盘至某一转角并维持此角度不变，而不允许他（她）根据汽车地转向运动做出任何操纵修正动作，即不允许驾驶员起任何反馈作用。因此，汽车的时域响应只是把汽车作为开路控制系统的控制特性。它们完全取决于汽车的结构与参数，是汽车本身固有的特性。

但是，汽车的操纵稳定性最后应该是由驾驶员来评定，操纵稳定性与驾驶员的操

纵特性又是紧密相关的。因此,操纵稳定性的研究对象应该是把驾驶员与汽车作为统一整体的人—汽车系统,而不能忽略驾驶员的反馈作用。图 5-1 简要的表示了人—汽车系统中驾驶员与汽车的关系。

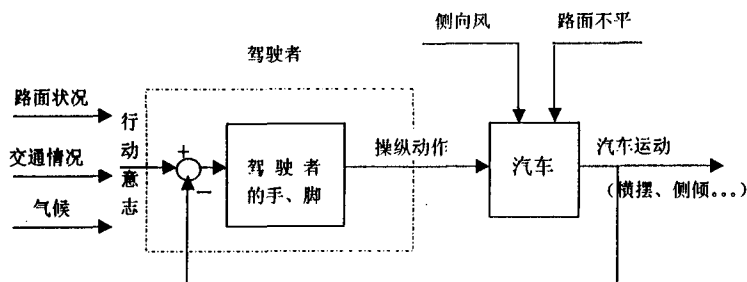


图 5-1 人—汽车系统模型示意图^[7]

在汽车行驶中,驾驶员根据需要,操纵转向盘使汽车做一定的转向运动,路面的凹凸不平,侧向风等亦影响汽车的行驶。与此同时,驾驶员根据随之出现的道路、交通等情况和通过眼睛、手及身体感知到的汽车运动状态,经过头脑的分析、判断,修正他(她)对转向盘的操纵。如此不断的反复循环,驾驶员操纵汽车行驶前进。由此可见,在人—汽车系统中,通过驾驶员把系统的输出参数反馈到输入控制中去,所以人—汽车系统是一个闭环系统。因此,在对汽车操纵稳定性的闭环仿真研究中,必须对驾驶员的反馈行为建模。国内外在这一方面已有很多基础性的研究成果^[30-32]。

A.Modjtahedzadeh 和 R.Hess 提出了一个描述驾驶员操纵行为的模型^[33]。该模型认为驾驶员的反馈行为基于车辆的横向速度。即驾驶员根据对外部环境条件的判断,形成他(她)期望的汽车瞬间横向速度。期望横向速度和当前车辆实际横向速度的差值,即是驾驶员模型的输入。而驾驶员操纵转向盘的力矩是模型的输出。这个驾驶员模型的方块图如下图 5-2 所示:

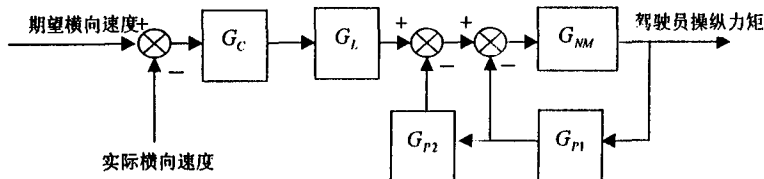


图 5-2 驾驶员模型示意图^[33]

其中 G_{NM} 表示驾驶员手臂神经肌肉系统的传递函数; G_{P1} 和 G_{P2} 则是人体肢体和肌肉运动的反馈环节; G_L 表示驾驶员头脑处理信息的延迟; G_C 是考虑到低频驾驶操纵行为而设置的超前补偿器。各环节有如下形式:

$$G_{NM} = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2}; \quad (5-1)$$

$$G_{P1} = \frac{K_1 s}{s + 1/T_1}; \quad (5-2)$$

$$G_{P2} = \frac{K_2}{s + 1/T_2}; \quad (5-3)$$

$$G_L = \frac{1}{T_3 s + 1}; \quad (5-4)$$

$$G_C = \frac{1 + \alpha T_c s}{1 + T_c s} \quad (5-5)$$

在下面的仿真试验中将用到这个驾驶员模型。其具体参数值见表 5-1。

5.3 车辆转向模型和 EPS 系统力输入模型

在本章的研究中, 将继续采用二自由度车辆转向模型。但是由于上述驾驶员模型中认为驾驶员的反馈行为基于车辆的横向速度。因此, 须把以横向速度 v 代替质心侧偏角 β 作为车辆运动的自由度。根据汽车动力学, v 和 β 之间有如下关系:

$$\beta = \frac{v}{u}; \quad \dot{\beta} = \frac{\dot{v}}{u}$$

所以式 (2-9) (2-10) 可以改写成以下形式:

$$(k_1 + k_2) \frac{v}{u} + \frac{1}{u} (ak_1 - bk_2) \omega_r - k_1 \dot{\delta} = m(\dot{v} + u\omega_r);$$

$$(ak_1 - bk_2) \frac{v}{u} + \frac{1}{u} (a^2 k_1 + b^2 k_2) \omega_r - ak_1 \dot{\delta} = I_z \dot{\omega}_r$$

为了使用 MATLAB 的 SIMULINK 组件仿真, 把上述方程写成如下形式:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{k_1 + k_2}{mu} v + \left(\frac{ak_1 - bk_2}{mu} - u \right) \omega_r - \frac{k_1}{m} \delta; \quad (5-6)$$

$$\frac{d\omega_r}{dt} = \frac{ak_1 - bk_2}{I_z u} v + \frac{a^2 k_1 + b^2 k_2}{I_z u} \omega_r - \frac{ak_1}{I_z} \delta \quad (5-7)$$

同理, 因为驾驶员模型输出为转向盘力矩, 所以需要把 EPS 系统模型改写成力输入的形式。设转向系统转向销的等效转动惯量为 I_s , 等效阻尼系数为 B_s , 则力输入方程可以表示为:

$$I_s \frac{d^2 \delta}{dt^2} + B_s \frac{d\delta}{dt} = T_H + T_A - T_R \quad (5-8)$$

其中 T_H 表示驾驶员操纵转向盘的力矩 (等效到转向销), T_A 表示 EPS 系统提供的助力矩 (等效到转向销), T_R 是前轮的回正力矩。根据式 (2-16) T_R 可以表示为:

$$T_R = -k_1 d \left(\beta + \frac{a\omega_r}{u} - \delta \right) = -k_1 d \left(\frac{v + a\omega_r}{u} - \delta \right) \quad (5-9)$$

没有引入横摆角速度反馈的普通 EPS 系统的助力矩可以简单的表示为:

$$T_A = K_A T_H$$

汽车进入失稳状态时, 行驶方向出现左右摆动。这时候驾驶员容易做出过度转向 (Over-steering) 的操纵行为。因此, 应当为 EPS 系统引入一个负反馈, 以降低系统的助力矩, 削弱驾驶员快速改变前轮转向角的能力^[34]。汽车失稳的显著特征是横摆角速度的急剧波动, 因此, 可引入与横摆角速度的变化率成正比例的负反馈, 设:

$$T_A = K_A T_H - C(s) K_R \dot{\omega}_r \quad (5-10)$$

其中, $C(s)$ 是超前补偿器, 设:

$$C(s) = K_c \left(\frac{nTs + 1}{Ts + 1} \right) \quad (5-11)$$

这种低阶的超前补偿器并不会显著的增加 ECU 的计算负荷。而且因为 $C(s)$ 的采样时间间隔 T 要远远小于系统的时间常数, 所以这种离散化近似不会带来严重的误差。

将式 (5-8) (5-9) (5-10) (5-11) 合并可得到引入横摆角速度反馈的 EPS 系统的力输入方程。同理, 为了建立模型的方便, 写成以下形式

$$\begin{cases} \omega = \frac{d\delta}{dt}; \\ T_A = K_A T_H - C(S) K_R \frac{d\omega}{dt}; \\ \frac{d\omega}{dt} = \frac{k_1 d}{I_{su}} v - \frac{a k_1 d}{I_{su}} \delta + \frac{k_1 d}{I_s} \delta - \frac{B_s}{I_s} \omega + T_H + T_A; \\ C(s) = K_C \left(\frac{nTs + 1}{Ts + 1} \right) \end{cases} \quad (5-12)$$

5.4 人-车闭环系统模型

在上面的讨论中, 我们已经介绍了驾驶员模型、关于横向速度 v 和横摆角速度 ω , 的二自由度车辆转向模型及引入横摆角速度反馈的 EPS 转向系模型。为了验证横摆角速度反馈的引入有利于系统的稳定性, 就需要将这几个模型结合在一起, 构成一个闭环的人-车系统模型。该系统输入输出结构如图 5-3 所示。

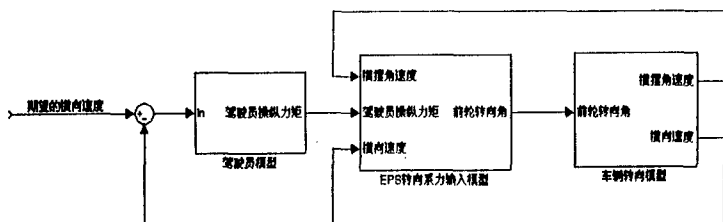


图 5-3 人-车闭环系统模型各子系统的输入输出关系

驾驶员模型以期望横向速度 (Desired lateral velocity) 和当前车辆实际横向速度 (Lateral velocity) 的差值为输入, 计算得到驾驶员作用在转向盘上的操纵力矩 (Driver Torque)。这个力矩是 EPS 转向系统的力输入模型的一个输入, 力输入模型结合其他两个输入量, 即从车辆转向模型反馈而来的汽车的横向速度和横摆角速度 (Yaw Rate) 计算前轮转角 (FW Steering Angle)。车辆转向模型接受前轮转角输入, 计算车辆当前的两个状态: 横向速度和横摆角速度。并将横摆角速度反馈给转向系统模型, 将横向速度反馈给转向系统模型和驾驶员模型, 闭合控制回路。

5.5 仿真试验和结果分析

为了验证 EPS 系统的横摆角速度反馈能有效的增强汽车行驶稳定性。需要对上述人一车闭环系统进行仿真计算, 观察汽车的横摆角速度响应。数学仿真软件 MATLAB 的 SIMULINK 工具箱非常适合对这种比较复杂的多反馈动力学控制系统做仿真研究。

SIMULINK 是用 MATLAB 建立的一种新型的图形建模工具, 免去了程序代码编程带来的低效与繁琐, 既可用于动力学模拟也适于控制系统的设计。由于被控对象的模块化、标准化, 采用不同控制模块, 可以对比不同的控制方法的优劣, 从中选择最佳的控制算法^[35]。因为 MATLAB/SIMULINK 是主要针对动力学控制系统发展起来的, 各种线性和非线性模块既可用于动力学系统, 又可用于控制系统, 其中还有各种功能的控制软件包, 所以这种混合方法比较适于如上述人一车系统这样的车辆动力学控制系统的模拟。其优点在于, 控制系统能与车辆动力学系统有机的溶于一体, 同时用图形易于表达控制系统的信号流向和逻辑开关控制。

因为在本章前面的讨论中已经给出了各个子系统运动的动力学微分方程, 所以可以很方便的在 SIMULINK 环境下绘出它们的模型框图并组合成完整的闭环系统模型框图, 最终得到的系统框图如图 5-4 所示:

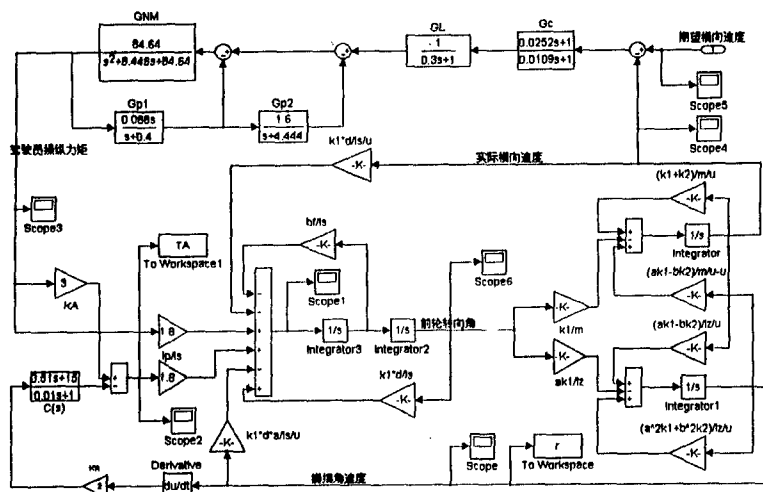


图 5-4 人一车闭环系统的 SIMULINK 模型框图

在上图的模型中, 车辆转向模型的参数和前面章节保持一致(见附录 2), 车速仍取 31.3m/s。驾驶员模型和转向系模型的参数见下表 5-1:

对于图 5-4 所示的模型, 在 SIMULINK 中可以直接从窗口运行仿真, 从虚拟示波器 (Scope) 中观察系统状态变量的时域响应曲线; 也可以在 MATLAB 的工作间内利用 sim 命令运行仿真, 利用数据输出模块 (To Workspace) 将把 SIMULINK 模型中状态变量在指定仿真输出时刻的值序列输出到 MATLAB 工作间的某矩阵或向量, 再用 plot 函数绘图。为了方便比较引入反馈之前和之后系统的横摆角速度时域响应, 我们采用第二种方法。给系统输入一个期望横向速度的阶跃信号 (终值为 5m/s), 得到横摆角速度的时域响应如图 5-5 所示:

表 5-1 仿真计算所使用的驾驶员模型和转向系模型参数^{[12][15][36]}

$\omega_n(rad/s)$	9.2	$T_1(s)$	2.5
ξ	0.459	$T_2(s)$	0.225
K_1	0.088	$T_3(s)$	0.3
K_2	1.6	$T_c(s)$	0.0109
α	2.3	$I_s(kg \cdot m^2)$	11.4
$B_s(N \cdot m \cdot s)$	120	$d(m)$	0.1
K_C	15	$T(s)$	0.01
n	3.4	K_R	2

图 5-5 中实线表示带反馈的系统的横摆角速度响应, 而虚线表示不带反馈的系统的响应。由图可见, 若不引入反馈, 系统的瞬态过程的振荡幅度很大, 收敛较慢, 稳定性较差。引入反馈后, 系统的超调量显著降低, 却很快的趋于稳态值。引入反馈后, 系统在反应时间上慢于引入反馈之前。

EPS 系统助力矩随时间变化的关系如图 5-6。可以发现, 引入反馈

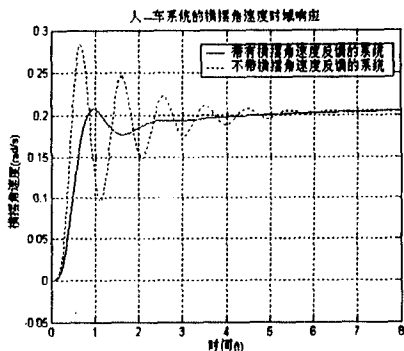


图 5-5 系统在阶跃输入下的横摆角速度响应

的系统（实线表示）在横摆角速度出现剧烈振荡的阶段（ $t < 1s$ ）提供远小于常规系统（虚线表示）的助力矩。这样转向系能提供给驾驶员更多的“路感”，同时也使转向系变得较“迟钝”，削弱了驾驶员快速控制前轮转向的能力。防止了因驾驶员（错误的）快速转向操纵而导致的系统不稳定。另外，带有反馈的系统提供的助力矩曲线很平滑，而不带反馈的系统却出现了一定的波动。抑制助力矩的波动不仅有利于保持车辆的稳定性，也有利于延长助力电机的寿命。

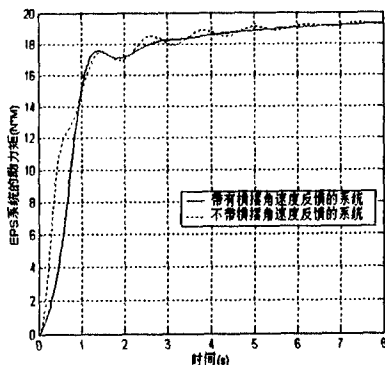


图 5-6 系统在阶跃输入下的助力矩曲线

5.6 本章小结

在本章中作者提出为 EPS 控制器引入横摆角速度反馈有利于车辆的行驶稳定性，并提出以横摆角速度的变化率做为反馈量。为了验证反馈的有效性，建立了闭环的人-车系统模型，利用 MATLAB/SIMULINK 工具箱实现了对模型的仿真，仿真结果证明：

- 为 EPS 系统引入横摆角速度反馈有利于其快速趋向稳态，从而改善了车辆的行驶稳定性。引入反馈后，系统在反应时间上慢于引入反馈之前。
- 为 EPS 系统引入横摆角速度反馈后，在转向过程中，EPS 系统的助力矩上升较慢，但增长平稳，不出现明显的振荡。

可见，在汽车横摆角速度出现剧烈波动的失稳状态下，为 EPS 系统引入反馈的作用体现在降低助力矩，以提供给驾驶员更多的“路感”，同时使转向系变得较“迟钝”，削弱了驾驶员快速控制前轮转向的能力，防止因驾驶员（错误的）快速转向操纵而导致的系统不稳定。

6 EPS 系统与汽车的转向盘力特性

6.1 转向系的功能与转向盘力的定义

汽车转向系的功能大体可以分成两个部分,其一是驾驶者通过转向盘控制前轮绕主销的转角来操纵汽车运动的方向。驾驶者操纵转向盘时对转向盘的输入有两种方式,即角输入方式与力输入方式。在实际的驾驶工况中既有角输入也有力输入,有时则以一种为主。如装有动力转向的汽车以低车速行驶时,操纵转向盘的力很轻,却有可能有很大的转向盘转角输入,汽车的运动纯粹是由几何关系决定的,这时基本上是角输入;而在高速公路上以高速行驶时,可能出现转向盘转角很小,汽车上却作用有一定的侧向惯性力的情况,这时主要时通过力输入来操纵汽车的。

转向系的第二个功能是凭借转向盘反作用力,将整车及轮胎的运动、受力状况反馈给驾驶者,因为转向盘力中包含了汽车载荷、轮胎气压、轮胎与地面附着状态等信息(即汽车的运动状态与驾驶者手上的力有一种对应关系),所以不少文献中称这种反馈为驾驶者感受到的路感(Road Feeling)。虽然驾驶者还可以通过眼睛(观察汽车的运动)、身体(感觉承受的惯性力)及耳朵(听轮胎在地面滚动的声音)等途径来感觉、检测汽车的运动状态,但最重要的信息是来自转向盘反馈给驾驶者的路感。驾驶者只有及时方便和准确的掌握汽车的行驶状态,才能有把握的操纵汽车。因此,良好的路感是优良的操纵稳定性中不可缺少的部分^[7]。

转向盘力和转向盘反作用力分别代表了驾驶者输入转向盘以操纵汽车的力和转向盘输送给人手的力(“路感”),两者大小相等,方向相反,一般不加区分的统称为转向盘力。从转向系的功能可以看出,转向盘力在操纵汽车时起了重要的作用。

6.2 转向盘力特性的定义和评价指标

转向盘力随汽车运动状态而变化的规律称为转向盘力特性^[7]。汽车转向系应具有好的转向盘力特性,才能很好的起到控制汽车与反馈信息的作用。表现转向盘力特性的方法迄今尚不成熟。本文采用日本 Motor Fan 杂志道路试验报告中的评价方法。该杂志使用五种曲线图反映汽车的操纵稳定性:(1)稳定性因数 K 值曲线;(2)频率特性(3)大侧向加速度下的转向盘力曲线,它是通过侧向加速度达 0.8g 的正弦曲线

(蛇行)行驶试验求得的;(4)转向盘中间位置、小转角下的转向盘力曲线,它是通过小侧向加速度的正弦曲线行驶试验求得的;(5)固定转向盘条件下,汽车回转变驶时的转向盘力(日本文献亦称“保舵力”曲线)。后三者便是转向盘力特性^[37]。

6.3 转向盘力特性仿真试验采用的仿真软件介绍

6.3.1 采用多自由度车辆模型的必要性

在前面的研究中,我们使用了简化为线性二自度的车辆模型。这个简单的模型仅仅考虑了汽车的侧向运动和横摆运动的自由度。并且假设汽车的侧向加速度在 $0.4g$ 以下,轮胎侧偏特性处于线性范围内。同时还近似的认为:驱动力不大,不考虑地面切向力对轮胎侧偏特性的影响,没有空气动力的作用,忽略左右车轮由于载荷的变化而引起轮胎特性的变化。

根据转向盘力特性评价试验的要求,汽车须在大、小侧向加速度下做正弦曲线行驶。其最高侧向加速度可能达 $0.8g$ 左右。在这样高的侧向加速度下,轮胎已经进入了非线性范围。同时汽车的侧倾运动会相当明显,不可忽略;侧倾运动引起左右车轮载荷的变化,对轮胎特性有严重的影响;因为汽车车速高达 $100 \sim 120\text{Km/h}$,在高速行驶时驱动力较大,地面切向力对轮胎侧偏特性也有明显影响。所以,简单的二自由度车辆模型已不适合描叙汽车转向盘力特性试验的工况。我们应该寻求一种更精确的车辆模型,它应当具有足够多的自由度,以描叙汽车在高速、高侧向加速度下的运动状态。

6.3.2 汽车动力学仿真软件 HVOSM 简介

转向盘力特性试验属于闭环操纵稳定性试验。欲对闭环试验进行仿真研究,仅有车辆模型是不够的,还需要一个数学模型来描叙驾驶者对车辆的操纵行为,即驾驶员模型。在有些闭环试验中,仿真车辆须在一定的道路条件下行驶,因此有必要对汽车行驶的外部环境条件建立模型。功能强大的汽车动力学仿真软件(如 ADAMS 等)通过对人-车-环境闭环系统建立数学模型,即用一组非线性微分方程描叙负责的汽车运动,并通过计算机进行数值求解。可以比较准确的模拟闭环操纵稳定性试验^{[32][38][39]}。

为了研究装备 EPS 系统汽车的转向盘力特性,必须在汽车动力学仿真软件的平台上进行二次开发。即将 EPS 系统转向盘力的计算方法结合到其中,编写一个转向盘力计算模块。在仿真计算过程中,这个模块应能实时的和从主程序中取得用于计算转向

盘力的车辆状态参数。仿真计算结束后,这个模块应能输出转向盘力随时间的变化历程。考虑到源代码易获得的因素,我们选择在美国 McHenry 公司的汽车多刚体动力学仿真软件 HVOSM (Highway Vehicle Object Simulation Model) 平台上进行工作。HVSOM 模型最初建立于上世纪 60 年代中期,经过几十年的发展,已经相当成熟。这个模型把汽车视为一个具有 15 个自由度的多刚体动力学系统,其中悬架质量 6 个自由度,非悬架质量 9 个自由度^[40]。它由根据牛顿力学理论建立的一系列微分方程以及根据试验数据得到的一些经验公式组成。HVOSM 程序包括了多种驾驶员模型(包括路迹跟踪模型、速度控制模型等)和地形道路模型。因此,启动路迹跟踪模型时,使用者只需输入汽车行驶的理想路迹,HVOSM 中的驾驶员模型模块就能计算驾驶员应当采取的操纵控制参数(如前轮转向角),通过人-车-道路三个模型计算模块的相互作用来模拟汽车在驾驶者操纵下的各种运动。仿真结束时,程序将输出仿真过程中各时刻汽车的行驶状态参数。HVOSM 软件有两个版本,即 RD2 (Roadside Design) 和 VD2 (Vehicle Dynamics)。RD2 一般用于模拟车辆和路沿障碍物碰撞的情况,VD2 一般用于动力学仿真,我们选择在 VD2 平台上进行二次开发。

6.4 EPS 系统转向盘力的计算方法和轮胎模型的选用

6.4.1 转向盘力 T_h 的计算公式

在第二章中,我们得到 EPS 系统的动力学模型如式 (2-7) (2-8) (2-8*) 所示。联立两式,可以求得比例和 PD 控制方式下的转向盘力矩 T_h 分别为:

$$T_h = \frac{(I_r + G_1^2 I_m) G_2 \ddot{\delta} + (B_r + G_1^2 B_m + K_a K_b G_1^2 / R) G_2 \dot{\delta} + T_r}{\lambda} + I_h \ddot{\theta}_h + B_h \dot{\theta}_h \quad (6-1)$$

和

$$T_h = \frac{(I_r + G_1^2 I_m) G_2 \ddot{\delta} + (B_r + G_1^2 B_m + K_a K_b G_1^2 / R + \mu) G_2 \dot{\delta} - \mu \dot{\theta}_h + T_r}{\lambda} + I_h \ddot{\theta}_h + B_h \dot{\theta}_h \quad (6-1^*)$$

因为 T_r 是向转向柱转化的转向阻力矩,难以直接计算。设前轮的总回正力矩为 M , T_r 可表示为: $T_r = M / G_2$ 。因为一般转向条件下,转向柱的变形不大,可以近似的认为: $\theta_h \approx \delta_1 = G_2 \delta$ 。

将上述条件代入式 (6-1) (6-1*), 得:

$$T_h = \frac{(I_r + G_1^2 I_m + \lambda I_h) G_2 \ddot{\delta} + (B_r + G_1^2 B_m + \lambda B_h + K_a K_b G_1^2 / R) G_2 \dot{\delta} + M / G_2}{\lambda} \quad (6-2)$$

设转向盘直径为 D_{sw} , 则转向盘力:

$$F_{sw} = \frac{(I_r + G_1^2 I_m + \lambda I_h) G_2 \ddot{\delta} + (B_r + G_1^2 B_m + \lambda B_h + K_a K_b G_1^2 / R) G_2 \dot{\delta} + M / G_2}{\lambda D_{sw}} \quad (6-3)$$

可见, 如果转向柱有足够的刚度, 则 EPS 系统的转向盘力与控制方式无关。转向盘力 F_{sw} 可表示为地面对前轮的 (总) 回正力矩 M 、前轮转向角速度 $\dot{\delta}$ 以及转向角加速度 $\ddot{\delta}$ 的函数。我们将根据这个公式来编写转向盘力计算模块。前轮转向角速度 $\dot{\delta}$ 和角加速度 $\ddot{\delta}$ 属于车辆状态参数, 可以从 HIVOSM 主程序中引入。回正力矩 M 则须通过选用适当的轮胎模型自行计算, 方法如下。

6.4.2 轮胎模型的选用和回正力矩 M 的计算公式

选用合适的轮胎模型计算回正力矩是计算转向盘力的关键。通常计算轮胎受力 (包括回正力矩) 有两种基本方法: 一是用通过理论的或经验的函数关系, 二是用表列试验数据进行插值^[39]。如 HIVOSM 程序是用第二种方法计算轮胎的纵向、侧向力, 但并未计算回正力矩。第二种方法虽比较准确, 但依赖于试验条件, 且通用性不强。在这里我们选用被广为接受的 Fiala—桥石轮胎模型来计算 M 。

E.Fiala 于 1954 年提出由纯理论推导得到的 Fiala 轮胎模型, 较好的说明了侧滑轮胎变形和侧向受力之间的关系。随后, 日本桥石轮胎厂通过大量的试验对 Fiala 模型做了一些系数上的修正, 经修正的模型被称为 Fiala—桥石轮胎模型。在这个模型中, 回正力矩 M 用下述公式估算^[21]:

$$M = \mu P_z L_r (0.2749\Phi - 0.095\Phi^2 - 0.0872\Phi^3 + 0.0353\Phi^4) \quad (6-4)$$

其中:

μ ——地面附着系数

P_z ——轮胎的垂直载荷

L_z —— 轮胎印迹长度

Φ —— 无量纲侧偏角, $\Phi = \frac{k\lg\beta}{P_z\mu}$ (k 为轮胎侧偏角 $\beta=0$ 时的侧偏刚度)

由于桥石模型中试验数据都限于 $\Phi \leq 2$ 的范围内, 而 $\Phi > 2$ 时 M 的计算值将急剧上升。当垂直载荷 P_z 不断减小时 (如汽车急转弯时内轮垂直载荷会降低, 甚至至零)。无量纲侧偏角趋于无限大, 因此 M 也将趋于无限大, 这显然和真实的情况不符合。针对此情况, 郭孔辉在《汽车操纵动力学》中提出对 $\Phi > 2$ 时 Fiala—桥石模型回正力矩的修正式^[36]:

$$M = \frac{0.2258dP_z\mu}{\Phi - 0.32} \quad (6-4^*)$$

其中 d 为气胎拖距。

转向盘力计算模块根据上述式 (6-4) (6-4*) 计算 M 。转向盘力模块在每一个仿真计算步长内都被调用一次。轮胎的垂直载荷、侧偏角和地面附着系数将实时的从主程序带入, 用于计算 M 。同时带入的还有前轮转向角速度和转向角加速度, 用于根据式 (6-3) 计算转向盘力 F_{sw} , 再返回主程序。整个转向盘力计算模块和主程序间的数据交换示意图如 6-1。具体程序采用 Visual Fortran 编写, Visual Fortran 使程序编写工作能在 Visual Studio 环境下进行, 大大提高了工作效率^[41]。

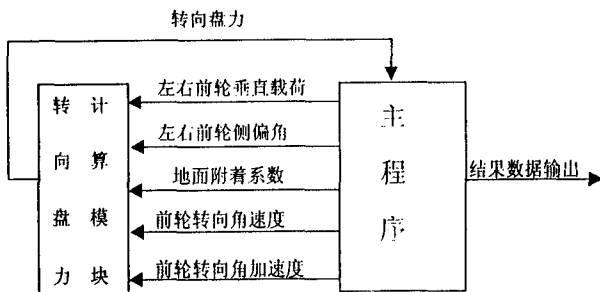


图 6-1 转向盘力计算模块和主程序间的数据交换

6.5 转向盘力特性试验的仿真研究

如上所述, HVOSM 仿真程序在加入作者自行开发的转向盘力计算模块后, 可以

用于仿真转向盘力特性试验。首先,取一组典型的汽车整车底盘参数(见附录2)和EPS系统结构参数(见表3-2),设定车速为100km/h,向HVOSM程序输入频率为0.33Hz的正弦行驶路迹。开始模拟汽车的正弦曲线行驶大侧向加速度的工况。分别设比例控制系数 $K_p = 0.3$; $K_p = 0.9$; $K_p = 1.5$,重复试验三次。记录程序输出的汽车侧向加速度以及同一时刻下的转向盘力。同理,向HVOSM程序输入一圆周路迹。可模拟汽车的等速圆周行驶工况。通过改变车速,也可以得到不同侧向加速度下的转向盘力数据。将所得的数据整理后,在Matlab环境下绘制转向盘力对侧向加速度的关系图如图6-2所示

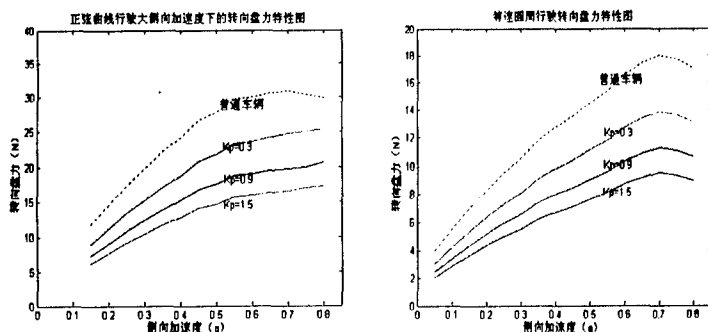


图 6-2 装备 EPS 系统汽车的转向盘力特性(正弦大侧向加速度行驶和等速圆周行驶)

由图6-2中曲线可见,无论是正弦曲线大侧向加速度行驶还是等速圆周行驶,在低、中侧向加速度范围内,转向盘力与侧向加速度大致呈正比例关系。但是在同样的侧向加速度下,装备EPS系统的汽车与没有装备EPS系统的普通汽车相比,其转向盘力明显下降。且 K_p 越大,转向盘力下降的幅度越大。在低、中侧向加速度范围内,EPS系统的转向盘力曲线较为平缓。尤其是在比例控制系数较大的情况下(如 $K_p = 1.5$),由于转向盘力曲线过于平缓,驾驶者通过转向盘的轻重来判断汽车的侧向受力情况的变得比较困难,即部分丧失“路感”。另外,在高侧向加速度范围内(0.65g以上),由于轮胎的非线性特性等因素影响,地面回正力矩下降造成转向盘力略有下降。等速圆周行驶时转向盘力曲线在这一阶段均略有下弯,做正弦大侧向加速度行驶时,装备EPS系统的汽车未能把这一轮胎的受力情况变化反映到转向盘上。

小侧向加速度正弦曲线行驶试验和上面两个试验略有不同。该试验在转向盘中间位置或小转角条件下进行。试验结果用转向盘力对行驶车速的曲线表示。因为在不同的车速下,汽车行驶的轨迹是不相同的。如果求出每一车速下的汽车行驶轨迹,再输入 HVOSM 程序,显然是比较麻烦的。因此,在这里我们改为向 HVOSM 程序输入一个小的前轮转角脉冲,使汽车模型的行驶方向发生摆动。取多组脉冲的最大转角和车速值,使汽车横向摆动总是经历约 3s 回复到直线行驶。从而近似的得到一组转向盘力对车速的数据,绘图如图 6-3 所示。

图 6-3 中实线反映的是没有安装 EPS 系统的普通汽车在侧向加速度为 0.1g 和 0.05g 时转向盘力与车速的关系。而虚线表示的是相应的装备 EPS 系统(取 $K_p = 0.9$) 的汽车的这组关系。可见,在高速行车时,装备 EPS 系统的汽车转向盘力随侧向加速度的变化率有所下降。如 100Km/h 时,普通汽车在侧向加速

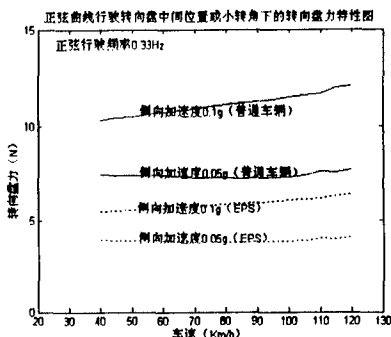


图 6-3 装备 EPS 系统汽车的转向盘力特性
(正弦小侧向加速度行驶)

度 0.1g 和 0.05g 时的转向盘力分别为 11.52N 和 7.30N, 其变化率为 84.4N/g, 而装备 EPS 系统的汽车相应的转向盘力分别为 6.06N 和 3.84N, 变化率仅为 44.6N/g。而且, 由式 (6-3) 可知在小侧向加速度工况下, 影响 EPS 系统转向盘力的主要因素是助力系数 λ 。 λ 和转向盘力呈反比例关系, 而 λ 随比例控制系数 K_p 增大而增大。所以转向盘力随侧向加速度的变化率将随 K_p 增大而减小。

6.6 改善系统转向盘力特性的方法

从以上研究中发现, 设 EPS 系统的助力系数 λ 总是保持不变, 若忽略转向系惯性和阻尼的影响, 则装备 EPS 系统的汽车的转向盘力总是相应的没有安装 EPS 系统的汽车的 $1/\lambda$ 。这样的转向盘力特性将会面临两方面的问题:

- (1) 从车速的角度看, 为了提高足够的助力效果, 必然要提高系统的 K_p 。但提高 K_p 会使 λ 相应增大。在高速行驶的工况下, 转向盘力过轻, 驾驶者易失去“路感”。

(2) 从侧向加速度的角度看, 如果取较大的 K_p 值, 在低、中侧向加速度范围内, 转向盘力对侧向加速度曲线太平坦, 变化率较小, 不利于驾驶者感知。并且大侧向加速度正弦曲线行驶仿真试验发现: 在高侧向加速度的工况下, EPS 系统未能将轮胎回正力矩下降的情况反映到转向盘上, 相当于给驾驶者提供了错误的信息, 即轮胎尚处于线性范围内。这不利于驾驶者正确判断汽车的受力状况, 可能导致危险的发生。

在前面的章节中, 为了解决装备 EPS 系统汽车的横摆角速度稳态增益过早随车速下降(特征车速低)的问题, 将比例控制系数 K_p 设计成为车速 u 的单调递减函数。在低、中车速区间取较大 K_p , 在高车速区间取较小 K_p 。而 K_p 这种取值规律恰好也是解决上述问题(1)的有效途径。因为低速行车时, 汽车需要 EPS 系统提供较大的助力力矩, 以满足转向轻便性的要求, K_p 宜取较大值; 高速行驶时, 为了给驾驶者以良好的路感, 转向盘力不宜过轻而要保持一定的数值, K_p 宜取较小值。

同理, K_p 随汽车的侧向加速度也应有类似的关系, 即侧向加速度较小时, K_p 宜取较大值; 侧向加速度大时, K_p 宜取较小值。因为从式(6-3)和仿真行驶试验得到的转向盘力特性曲线图中都可看出, 在同一侧向加速度下, K_p 小的系统有较大的转向盘力。若把 K_p 设计为随侧向加速度单调递减的函数。转向盘力对侧向加速度曲线的斜率应有所提高, 这有利于驾驶者感知汽车的侧向受力情况。在高侧向加速度区间, 甚至应当令 $K_p = 0$, 亦即停止 EPS 系统的助力作用, 以避免出现因驾驶者失去路感而发生危险的可能。

综上所述, 为了改善转向盘力特性, EPS 系统的比例控制系数 K_p 可设计成车速 u 和侧向加速度 a_y 的二维函数, 即 $K_p = f(u, a_y)$ 。且 K_p 是 u 和 a_y 的单调递减函数。

根据上述讨论 K_p 变化规律和仿真试验的转向盘力特性, 可设 K_p 满足下述关系(车速 u 单位为 Km/h, 侧向加速度 a_y 单位为 g):

$$K_p = \begin{cases} 0.01(160-u)(0.7-a_y); & \text{当 } u < 160 \text{ 且 } a_y < 0.7 \\ 0 & \text{当 } u \geq 160 \text{ 或 } a_y \geq 0.7 \end{cases}$$

这表示在车速大于等于 160Km/h 或侧向加速度大于等于 0.7g 的区间, EPS 系统不提供助力。在其他区间, 则提供随 u 和 a_y 增加而递减的助力效果。图 6-4 作出了侧向加速度为 0.1g、0.3g、0.6g 和 0.8g 时 K_p 随车速 u 的变化规律。把 K_p 的这个变化规

律代入 HVOSM 程序的转向盘力计算模块即可模拟装备可变比例控制系数 EPS 系统的汽车的转向盘力特性。以大、小侧向加速度正弦行驶试验为例。改善的转向盘力特性曲线见图 6-5。

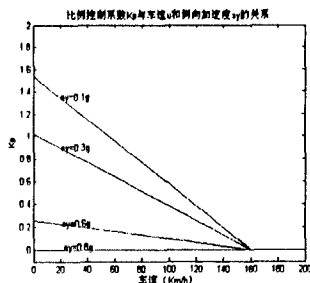


图 6-4 K_p 随车速 u 的变化规律

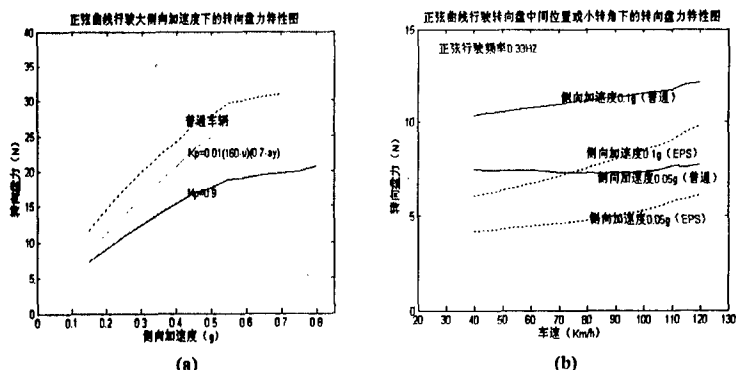


图 6-5 改善的转向盘力特性

可见， K_p 采取上述变化规律可以明显的改善转向盘力特性。从图 (6-5a) 来看，曲线在低、中侧向加速度区间的斜率显著增大，其大小和没有安装 EPS 系统的普通汽车相仿。这表明“路感”的显著改善。曲线在 0.7g 以上的高侧向加速度区域，因为 EPS 系统已停止助力，曲线的形状与普通汽车保持一致，这说明驾驶员在高达 0.7g~0.8g 的侧向加速度下仍不会失去路感。

从图 (6-5b) 来看，系统在高车速区间内转向盘力随侧向加速度变化率有很大程度的增加。车速 100km/h 时，0.1g 时的转向盘力为 8.47N；0.05g 时为 5.25N，据此算得的转向盘力的变化率达到了 64.4N/g。

6.7 本章小结

本章讨论了 EPS 系统的引入对汽车操纵稳定性的力输入指标——转向盘力特性的影响,首先,介绍了转向盘力特性的定义和评价指标,推导了 EPS 系统转向盘力的计算公式。然后结合多自由度汽车动力学仿真软件 HVOSM,仿真计算了装备 EPS 系统汽车的转向盘力特性。最后提出一种改善转向盘力特性的方法并予以验证。本章得出以下结论:

- EPS 系统的引入不利于汽车转向盘力特性,表现在转向盘力明显下降;低、中侧向加速度下转向盘力随侧向加速度的变化率降低;高侧向加速度下不能反映轮胎侧向附着下降的信息等现象。
- 若将系统比例控制系数 K_p 可设计成随车速 u 和侧向加速度 a_y 递减的函数,则转向盘力随侧向加速度变化率有所增加,并可以在高侧向加速度区域内停止助力作用以保持路感,因此对改善汽车的转向盘力特性有利。

7 总结与展望

7.1 全文工作总结

本文比较系统全面的分析了电动助力转向系统 (EPS) 对汽车操纵稳定性的影响。结合 EPS 系统动力学模型, 对汽车操纵稳定性的多方面内容进行了以下研究:

为比例控制和 PD 控制 EPS 系统建立了一个完整的 EPS 系统二阶动力学模型。并结合汽车横向动力学, 推导得装备 EPS 系统汽车的横摆角速度对转向盘转角的传递函数; 计算求得装备 EPS 系统汽车在转向盘角阶跃输入下的稳态、瞬态响应和频率特性, 分析了 EPS 系统控制方式、控制系数和结构参数对汽车时域和频域响应的影响; 建立了一个人一车闭环系统模型, 利用 MATLAB/SIMULINK 仿真, 研究了为 EPS 系统引入横摆角速度反馈对车辆行驶稳定性的影响; 结合多自由度汽车动力学仿真软件 HVOSM, 仿真研究装备 EPS 系统汽车的转向盘力特性及为 EPS 系统引入侧向加速度反馈对转向盘力特性的影响。

通过以上研究, 本文得到以下结论:

- EPS 系统的引入对汽车的稳态横摆角速度增益和特征车速有一定影响, 装备 EPS 系统汽车的稳态横摆角速度增益和特征车速随 EPS 系统的比例控制系数 K_p 增加而略有降低。将 K_p 设计为车速的单调递减函数可提高汽车在中、高速时的转向灵敏度和特征车速。
- EPS 系统的控制方式对汽车的稳态转向响应无影响, 但显著影响汽车的瞬态转向响应和频率特性。与普通转向系相比, EPS 系统固有频率低, 阻尼大。比例控制和 PD 控制的 EPS 系统虽然具有相同的固有频率, 但 PD 控制的系统阻尼较大, 因此系统的瞬态振荡和共振增幅得到显著的抑制, 反应时间和相位滞后略有增加。在本论文的仿真参数条件下, PD 控制方式明显优于 (相同比例控制系数) 比例控制方式。
- EPS 系统参数对汽车瞬态转向响应和频率特性有明显的影响。比例控制系数 K_p 增加将使系统固有频率升高、阻尼下降, 即使系统趋于反应快、振荡大。微分控制系数 K_d 和电机阻尼系数 B_m 增加则有相反的效果。助力电机转动惯量 J_m 的增加则会同时降低固有频率和阻尼, 使系统反应变慢且振荡加剧, 对汽车的操纵稳定性

不利。

- 为 EPS 系统引入反馈是改善汽车操纵稳定性的有效途径。引入横摆角速度反馈有利于其快速趋向稳态,从而改善了车辆的行驶稳定性;引入车速和侧向加速度反馈,即将系统比例控制系数可设计成随车速和侧向加速度递减的函数有利于改善汽车的转向盘力特性。

作者认为本文的研究方法和结论对 EPS 系统的理论建模、结构参数配置、助力电机的选择以及控制器的设计有一定的指导意义和参考价值。

7.2 不足与展望

限于作者的水平和实验条件,本文虽提出引入横摆角速度和侧向加速度反馈有利于改善装备 EPS 系统汽车的行驶稳定性和转向盘力特性,但仅分别验证了这一结论,并未将它们结合而设计一种同时包含这两种反馈的 EPS 系统控制逻辑。本文仿真试验中使用的 EPS 系统参数、反馈方式和具体的反馈表达式也未必是十分合理和最优的。本文仅重点探讨了普通控制模式下 EPS 系统对汽车操纵稳定性的影响,对 EPS 系统的回正控制和阻尼控制模式的问题以及关于这三种模式相互切换的问题未做详细探讨。以上这些方面的问题都留待今后这一领域的研究者解决。总之,欲设计一个性能良好的 EPS 系统,应当将仿真研究与实车试验相结合,对系统控制方案做周密的论证,对系统结构参数、控制系数做微妙细致的调整后方能达到目的。

致 谢

本文的全部工作是在导师唐新蓬教授的悉心指导下完成的。在作者攻读研究生期间，多次得到导师启发性的教导。导师对本专业学术前沿的准确把握、渊博的知识和严谨的治学态度令人钦佩。而他开阔的思路、灵活又慎密的思维方法更是使作者受益匪浅。在此谨向导师表示深深的谢意。

在本文研究过程中，作者经常结合课题和刘侃、谢正超、戴清桥、张杰、谢田峰等同学进行热烈的讨论，这些讨论不但解决了一些具体的问题，更开阔了作者的思路。在此向他们表示感谢。

由衷的感谢我的家人，是他们给了我奋发进取的原动力，是他们在精神上和经济上给予我巨大的关心和帮助，使我顺利完成学业。

作者：杨树

2003年4月15日

参考文献

- [1] 冯樱, 肖生发, 罗永革. 汽车电子控制式电动助力转向系统的发展. 湖北汽车工业学院学报, 2001, 15(1): p4~8
- [2] 肖生发, 冯樱, 马力. 电子控制式电动助力转向系统的开发前景. 汽车科技, 2001, (3): p4~34
- [3] 郭建新, 伍少初. 电动助力转向系统的研究与开发. 机械设计与制造工程, 1999, 28(5): p18~20
- [4] 林逸, 施国标. 汽车电动助力转向技术的发展现状与趋势. 公路交通科技, 2001, 18(3): p79~82
- [5] Nakayama. Present and Future of Electric Power Steering. Automotive Technology, 1990, 44(1): p106~111
- [6] 郭顺生, 李益民, 杨明忠. 汽车电动助力转向的发展与研究. 北京汽车, 2001, 4: p1~2
- [7] 余志生. 汽车理论. (第三版). 北京: 机械工业出版社, 2000: p103~151
- [8] Aly Badawy, Jeff Zuraski, Farhad Bolourchi. *Modeling and analysis of an electric power steering system*. SAE Paper 1999-01-0399
- [9] 杨孝剑, 王其东, 陈无畏等. 基于多刚体模型的电动助力转向系统的动力学仿真研究. 合肥工业大学学报(自然科学版), 2002, 25(增刊): p859~862
- [10] 叶耿, 杨家军, 刘照等. 汽车电动式动力转向系统转向路感研究. 华中科技大学学报(自然科学版), 2002, 30(2): p24~26
- [11] 肖生发, 冯樱, 刘洋. 电动助力转向系统助力特性的研究. 湖北汽车工业学院学报, 2001, 15(3): p33~37
- [12] 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, (6): p34~50
- [13] Sugitani Nobuo, Fujiwara Yukihiro, Uchida Kenko. Electric power steering with H-infinity control designed to obtain road information. in: Proceedings of the American Control Conference. Albuquerque, 1997. USA: Piscataway. 1997: p2935~2939
- [14] A.T.Zaremba, M.K.Liubakka, R.M.Stuntz. Vibration Control Based on Dynamic

- Compensation in an Electric Power Steering System.in: International Conference on Control of Oscillations and Chaos,Proceedings.St.Petersburg.1997.USA: Piscataway. 1997: p453~456
- [15] Roy McCann. Variable Effort Steering for Vehicle Stability Enhancement Using an Electric Power Steering system. SAE Paper 2000-01-0817
- [16] 刘照, 杨家军, 廖道训. 基于动态分析的电动助力转向系统设计与研究. 华中科技大学学报, 2001, 29(12):p24~26
- [17] 朱迅. 新型电子控制电动助力转向系统. 北京汽车, 1996, 4: p33~37
- [18] 施淑洪, 郑荣良. 电动助力转向系统及系统模型分析. 江苏大学学报(自然科学版), 2002, 23(5): p58~60
- [19] 张景绘. 动力学系统建模. 北京: 国防工业出版社, 2000
- [20] Gregg.R,David,Lockett.F.P,Burnham Keith J. Modelling of an electric power assisted steering system in. Proceedings of the 1995 12th International Conference on Systems Science. Part 3 (of 3). Wroclaw, Pol.1995: p375
- [21] (日) 安部正人. 汽车的运动与操纵. 陈辛波译. 北京: 机械工业出版社, 1998
- [22] 南京工学院数学教研组编. 积分变换. 北京: 人民教育出版社, 1982
- [23] 徐昕, 李涛, 伯晓晨等. Matlab 工具箱应用指南—控制工程篇.北京: 电子工业出版社, 2000
- [24] R.C.Dorf,R.H.Bishop. 现代控制系统. 第八版. 邹逢兴等译. 北京: 高等教育出版社,2001
- [25] 黄森仁, 王启瑞, 陈无畏等. 汽车电动助力转向系统的仿真研究. 合肥工业大学学报(自然科学版), 2002, 25(增刊): p867~870
- [26](德)米奇克(Mitschke,Manfred)著. 汽车动力学. 陈荫三译. 北京: 人民交通出版社, 1992
- [27] J.Chen. Control of electric power steering system. SAE transactions,1998,SAE paper 981116
- [28] 吉林工业大学汽车工程系编著, 陈家瑞主编. 汽车构造(下).第三版. 北京: 人民交通出版社, 1994
- [29] D.karnopp,D.H.Wuh. Approximate Inverse Simulation of an Active Steering System including Steering Wheel Reaction, SAE transactions,1991,SAE paper 912563

- [30] 郭孔辉. 驾驶员—汽车闭环系统操纵运动的预瞄最优曲率模型, 汽车工程, 1984, (3)
- [31] 倪代恒. 神经网络在公路交通中的运用. 北方交通大学学报, 1995, 19 (增刊), p113~117
- [32] 雷雨成. 汽车系统动力学及仿真. 北京: 国防工业出版社, 1997
- [33] A.Modjtahedzadeh,R.A.Hess. Model of driver steering control behavior for use in assessing vehicle handling qualities. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME,1993,115(3): p456~464
- [34] A.T.Zaremba,R.J.Davis. Dynamic Analysis and Stability of a Power Assist Steering System. Proc.of the ACC,seattle,Washington, 1995, p4253~4257
- [35] 王沐然. Simulink 4 建模及动态仿真. 北京: 电子工业出版社, 2002
- [36] 郭孔辉. 汽车操纵动力学. 长春: 吉林科学技术出版社, 1991
- [37] Fujinami et al. Relationship between Steering Characteristics and Driver Feeling. Conference of the Society of Automotive Engineers of Japan,1995,p181~184
- [38] (德) 威鲁麦特(Willumeit Hans-Peter). 车辆动力学模拟及其方法. 孙逢春审校. 北京: 北京理工大学出版社, 1998
- [39] 李军, 邢俊文, 覃文洁等. ADAMS 实例教程. 北京: 北京理工大学出版社, 2002: 1~5
- [40] B.G.McHenry,R.R.McHenry. HVOSM-87. SAE paper: 880228
- [41] 唐章宏, 薛赛男, 冯峰等. Visual Fortran 程序设计. 北京: 人民邮电出版社, 2000
- [42] 姚革, 郭孔辉. 汽车转向轻便性的计算机仿真模拟. 汽车技术, 1997, (2): p10~16

附录 1 攻读硕士学位期间发表论文目录

- [1] 杨树,唐新蓬. 汽车电动助力转向系转向盘力特性的初步研究. 汽车科技, 2003(3)

附录 2 本文仿真计算使用的汽车参数

整车质量 $m(\text{kg})$:	1818.2
绕 OZ 轴的转动惯量 $I_z(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$:	3885
轴距 $L(\text{m})$:	3.048
质心至前轴的距离 $a(\text{m})$:	1.463
质心至后轴的具体 $b(\text{m})$:	1.585
前轮总侧偏刚度 $k_1(\text{N/rad})$:	-62618
后轮总侧偏刚度 $k_2(\text{N/rad})$:	-110185
转向系总传动比 i :	20
前轮轮胎拖距 $d(\text{m})$:	0.100