

摘要

出于行车安全的考虑，交通部门规定了高速公路行使车辆应保持的间距，然而建议的安全行车间距都是由单一路面状况计算得到，没有考虑路面状况的多样性。本文通过对轮胎滑移率与路面附着率之间关系的深入研究，提出了一种基于现代控制理论，以车辆本身参数来确定路面状况，进而通过信号处理技术和现代控制理论方法实现车辆安全间距的动态调节技术。

该技术的效果取决于系统的控制逻辑和目标控制参量的确定和精确获取。由于这些目标控制变量是随道路状况的不同而有所区别的，所以车辆行驶过程中实时的路况识别对精确发挥控制系统的作用十分重要。传统的路况识别方法需要大量附属设备，使得整个测量与控制系统的结构过于复杂、成本昂贵，不利于普及应用。本文立足于车辆最基本的车轮速度信号，采用先进的数字信号处理的方法，通过对车身的速度信号进行滤波处理得到车辆的加速度信号，进而通过车辆动力学模型获得车辆制动力矩，并以此来判断车轮与路面间的附着状况，从而为该方案输出最佳的控制参数和策略。

本文通过在不同附着率路面上进行的大量试验，完成了轮速信号回归车身加速度信号的算法和仿真以及行车安全距离控制系统的模型的建立，其研究结果为提高高速公路的安全性和使用率提出了一条有效的解决途径，同时也为本课题的进一步研究提供了理论基础和思想方法。

关键词：行车安全距离 数字滤波 传感器

Abstract

For the safety of driving, the government makes the rules that moving vehicles must have a definite distance between them. However, the varieties of road are not taken into account. The author investigated the correlation between the tire slip and the friction coefficient and brought forward a method that adjust the distance by parameter of the vehicles themselves.

The effect of this method depends on the control arithmetic and the goal parameters. Moreover, these parameters change in different roads. The traditional ways estimate the friction between tire and road need many equipment, make the system complex, expensive and impractical. By means of filtering the digital signal of the vehicle speed, the acceleration of the vehicle is known and we can achieve the force of the tire by dynamics model. For eliminate the force sensor, we only use the wheel speed signal to detect the road and provide the most suitable control parameters for the system.

This dissertation develops a arithmetic that calculate the vehicle acceleration by wheel speed and simulate it in computer. The model of the safety driving distance is another achievement of this thesis. All the results not only increase the utilization of highway but also provide the method and the theoretic foundation for the farther research of this subject.

Keywords: safety driving distance, digital signal process, sensor

论文独创性声明

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

本声明的法律责任由本人承担。

论文作者签名：李宇

2006年6月10日

论文知识产权权属声明

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

（保密的论文在解密后应遵守此规定）

论文作者签名：李宇

2006年6月10日

导师签名：张维峰

2006年6月10日

第一章 绪 论

§1.1 我国高速公路发展概况

高速公路排除了行人、非机动车的干扰，其路面宽阔，标志醒目，标线分明，全线封闭，具有行车速度快、交通流量大、安全性高的特点，极大的促进了经济的发展。因此自上世纪90年代开始，中国进入了公路建设快速发展的时期，尤其是1998年中国实施积极的财政政策以来，中国公路建设投资数量之大、开工项目之多举世瞩目。从1990年到2003年的14年间，中国公路建设累计投资近20000亿元，其中仅2003年就达3715亿元，创历史新高。2005年1至9月，中国公路建设完成投资比去年同期又增长了26.6%。到去年底，中国公路通车总里程达181万公里，居世界第三位，高速公路总里程目前已突破41000公里，位居世界第二。随着我国经济的进一步发展，汽车保有量稳中有升。据国务院发展研究中心预测：2001-2020 年间，我国民用汽车的保有量将以10%的年均增长速度递增，2020 年将达到1.1 亿多辆。可以预见，公路交通运输在今后的经济发展中，仍将有较大的增长空间。根据交通部规划，到2010年，公路总里程要达到210至230万公里，全面建成“五纵七横”国道主干线，目前人口在20万以上的城市高速公路连接率将达到90%，高速公路总里程达到50000公里。2020年，全国公路总里程要达到70000公里以上，连接所有目前人口在20万以上的城市，基本形成国家高速公路网。由此可见，我国高速公路行业正处于产业的扩张期，行业处于快速发展期，如表1-1所示。

表1-1 我国高速公路建设里程表

年 份	公 里
1995	2141
1996	3422
1997	4771
1998	8733
1999	11605
2000	16314
2001	19437
2002	25130
2003	30000
2004	34600
2005	41200

§1.2 我国高速公路行车安全状况

高速公路是交通现代化的重要标志，对国家的现代化建设也有着极为重要的影响。高速公路如何进行安全管理，减少交通事故，日益成为全社会共同关注的重大问题。我国自2001年以来，连续三年交通事故死亡人数超过10万人，平均每天死亡300人，相当于一架民航客机失事。我国汽车保有量只占世界的2%，道路交通事故死亡人数却占全世界的15%左右，多年高居世界第一。仅2004年一年就造成了9.92万人死亡，45.18万人受伤，直接经济损失27.7亿元，高速公路交通事故死亡人数大幅攀升，达到6235人，平均每万公里死亡1823人，远远高于二、三级公路每万公里的死亡水平。据日本统计，其高速公路每百公里事故发生率为普通公路的1/2-1/3，而交通流量却是普通公路的10倍，根据美国统计，其高速公路每百公里事故发生率仅为普通公路的1/10。高速公路在全世界范围内普遍被认为是安全程度最高的公路。在我国，高速公路的交通流量基本与国外相似，甚至低于许多国家。而这些事故给人民生命财产造成了重大损失，给伤亡者家属带来了巨大的悲痛，也对我国经济社会发展和国际声誉造成很大负面影响。随着全面建设小康社会进程的推进，全社会机动化水平的提高。如不尽早采取行之有效的措施，道路交通事故还可能呈爆发式增长。预防交通事故的发生已经成为全社会的一项十分紧迫的任务。

表1-2 我国高速公路交通事故统计表

年 份	高速公路里程 (km)	事故次数		死亡人数		直接经济损失	
		次	比重 (%)	人	比重 (%)	亿元	比重 (%)
1997	4771	9035	2.97	1182	1.6	1.70	8.8
1998	8733	10574	3.05	1487	1.91	1.77	9.17
1999	11605	12634	3.06	1687	2.02	2.19	10.3
2000	16314	16916	2.74	2154	2.30	2.60	9.74
2001	19453	24562	3.31	3150	2.97	4.10	13.27
2002	25130	29611	3.8	3927	3.6	4.9	15.4
2003	30000	36257	5.4	5269	5.1	6.1	20.8

根据对我国部分高速公路交通事故的统计分析，交通事故类型分布如表1-3所示：

表1-3 我国高速公路交通事故类型分布

交通事故类型	所占比例 (%)
车对车事故：	52.3
追尾事故	33.4
接触事故	4.0
其他	14.9
车辆单独事故：	46.3
与防护栏冲突	28.3
翻车事故	8.0
其他	10.0
其他事故	1.4

由表1-3可见，在我国高速公路交通事故中，车队车事故占52.3%，而其中追尾事故又成为主要原因，高达33.4%。造成追尾事故的原因多数是由于未能保持行车安全距离，刹车不及所致。鉴于上述状况，我国目前通过限制车速和规定车辆保持一定的间距以及研究开发车间距离警报装置，来保证高速行驶过程中的车辆安全。

1.2.1 行车间距的规定

在现行的高速公路交通管理中，依据公路工程技术标准中的行车视距要求，规定一定行驶速度下的车辆，在路面干燥、轮胎新的情况下必须保持相应的间距，如表1-4所示。

表1-4 高速公路的行车间距

车速 (km/h) $\geq$	120	100	80	60
间距 (m) $\geq$	200	150	100	70
密度 (辆/km) $\leq$	5	7	10	14

在考虑天气、驾驶员延迟反应、制动滞后时间动强度、车重等因素的影响时，行车

安全距离如表1-5所示。

表1-5 不同车速、不同路面、不同天气下的最小行车安全距离 (m)

车速 /km·h ⁻¹	水泥(干) 沥青(干) 路面	水泥 (湿)	沥青(湿) 路面	土路 (干)	土路 (湿)	积雪 (压紧 路面)	结冰 路面
10	11.7	11.7	11.8	11.7	11.8	12.7	14.2
20	17.9	17.9	18.4	18.0	18.6	22.1	28.1
30	24.6	24.8	25.8	25.0	26.2	34.1	47.6
40	31.9	32.2	34.0	32.5	34.7	48.7	72.7
50	39.6	40.1	42.9	40.7	44.0	65.7	103.4
60	47.9	48.6	52.7	49.4	54.2	85.7	139.7
70	56.8	57.7	63.2	58.8	65.4	108.2	181.7
80	66.1	67.3	74.5	68.7	77.3	133.3	229.3
90	76.0	77.5	86.6	79.3	90.2	161.0	282.5
100	86.4	88.3	99.5	90.5	104.5	191.4	341.4
110	97.3	99.6	113.2	102.2	118.5	224.4	405.8
120	108.8	111.5	127.7	114.6	134.0	260.0	476.0

但是现实状况是，若保持表1-4的间距，其相应的车辆密度，不仅不符合实际情况，而且降低了公路使用率，造成通行能力的极大浪费。而表1-5所示的间距情况又过于复杂，不利于实际中的执行。因此，合理建立行车安全距离控制系统对提高高速公路的安全性以及利用率有着积极的作用。

1.2.2 车间距离警报装置

由于车速传感器以及激光雷达的普及应用，在我国汽车自适应巡航控制(ACC)系统(主要是车间距离警报装置)的开发及应用也得到了很大的发展，的确取得了一些成果，避免了一些事故的发生，但是国内车辆ACC系统的研究目前还存在一些技术问题需要加以完善。主要包括：ACC控制器软件算法对环境的适应性较差，往往是针对几种典型的行驶工况，而当行车环境发生变化时，主要是路况发生变化时，算法的有效性有较大程度降低；人工智能，尤其是神经网络理论与方法在ACC系统中的应用还有待于深入研究开发；ACC系统性能的评价目前没有一个完善的体系，不能综合评价不同ACC系统的性能。从目前国内ACC系统的研究应用情况来看，应该关注以下技术：多传感器信息融合技术，如车辆雷达测距传感器与计算机视觉信息的融合技术等；通讯技术，包括车内通讯、车辆间的通讯及车辆与控制中心的通讯等；ACC系统与其它车辆纵向控制系统的集成化技术，如ACC系统与车辆停一走(S&G)系统，以及与车辆前向防撞、预警系统及后向防撞、

预警系统的集成等。

一般车间距离警报装置模型，如图1-1所示。假设车辆初速度为 v_0 ，车辆制动时的最大减速度为 a ，模型车辆制动减速过程包括驾驶员反应动作时间 t_f ，制动协调时间 t_d ，持续制动时间 t_c ，在实际车辆制动过程中减速度增长时间 t_x 约为0.1s。在模型制动过程中，将 t_x 与制动协调时间 t_d 合并为 t_d ，统称制动协调时间。假设在减速度增长时间内，减速度呈线性增长，则 t_z 时间内车辆行程为：

$$S_1 = \int_0^{t_z} v_2(t) dt = \int_0^{t_z} (v_0 - \int_0^t \frac{a\tau}{t_z} d\tau) dt$$

$$\text{即} \quad S_1 = v_0 t_z - \frac{1}{6} a t_z^3 \quad (1.1)$$

在上式中，由于将 t_z 与 t_x 合并为 t_d ，统称制动协调时间，即认为 t_z 时间内无减速度，则 t_z 时间内车辆行程为：

$$S_1 = v_0 t_z \quad (1.2)$$

对比(1.1)、(1.2)两式可发现，其误差仅为 $at_z^3/6$ ，结合上述 t_z 约为0.1s，故此项误差可以忽略不计，车辆制动过程中，在持续制动时间 t_c 内，认为减速度恒定。实际上，在车辆持续制动时间内，减速度的变化主要来自于驾驶员用力的抖动，使制动力出现上下波动，若用波动的中心值直线代替此波动曲线，所带的误差是可以忽略的。驾驶员反应动作时间 t_f 和制动协调时间 t_x 内车辆的自由行程 S_2 ：

$$S_2 = v_0 (t_f + t_x) \quad (1.3)$$

持续制动时间 t_c 内车辆走过的距离 S_3 ：

$$S_3 = \int_0^{t_c} v_3(t) dt \quad (1.4)$$

实际制动过程中，由于函数 $v_2(t)$ 及 $v_3(t)$ 随各种外界条件而变化，无通用格式可用。不

过从数学推导上看，在相同的路面条件，相同制动初速度，相同驾驶员条件下，制动停车距离近似服从正态分布。则由式（1.2）（1.3）（1.4）得车辆制动停车距离为：

$$S = S_1 + S_2 + S_3 = v_0 \cdot (t_f + t_d) + \frac{v_0^2}{2a}$$

(1.5)

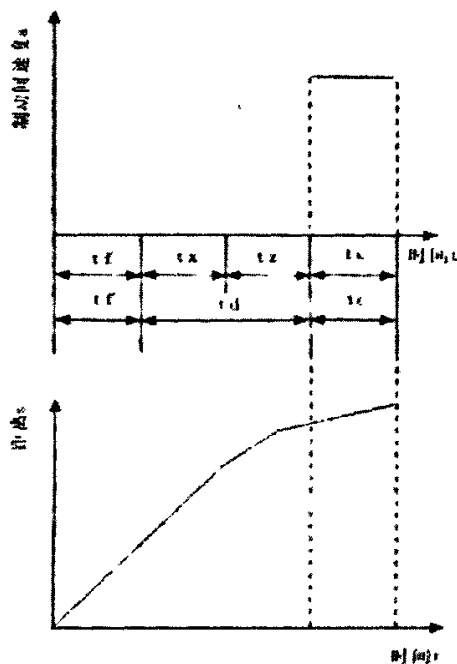


图1-1

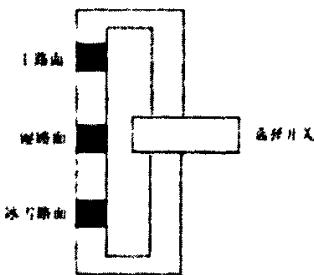


图1-2 路面摩擦系数选择装置

对于如何进行预警我们不予以深入了解，但是注意到式（1.5）中减速度a是计算安全距离的主要依据，而a值的选取由表1-6得到，实际使用中则在驾驶室的仪表板上设置一个选择开关，如图1-2所示，驾驶员需要根据实际路面情况将按钮置于合适位置，报警系统据此选择路面摩擦系数供数据处理单元进行计算。驾驶员可以根据天气状况大体判断路面的附着率，但是人的视力是不能检查出黑冰的存在的，而且刚下过雨的湿路面和长时间被雨水冲刷的湿路面也没有什么差别，但是这两种路面的附着率是有差别的。如果能够实时准确的判断路面状况，则这一技术将得到进一步发展。

表1-6 不同路面摩擦系数

路面情况	a值 (m/s ²)
干路面	6.0
湿路面	5.5
冰雪路面	2.0

§1.3 国外高速公路安全

近几年在世界各发达国家都得到普遍重视的一项技术是安全辅助驾驶(SDA),各个国家根据本国的实际情况,对它的研究内容和实现目标都做了具体的规定。总的来说它包括自动高速公路系统(Automated Highway System, 简称AHS)和高级安全汽车(Advanced Safety Vehicle, 简称SAV)两方面。

自动高速公路系统(AHS)包括自动高速公路信息系统(Advanced Highway System Information System, 简称AHS-I), 自动高速公路控制系统(Advanced Highway System Control System, 简称AHS-C), 自动高速公路自适应巡航系统(Advanced Highway Cruise System), 如图1-3所示。

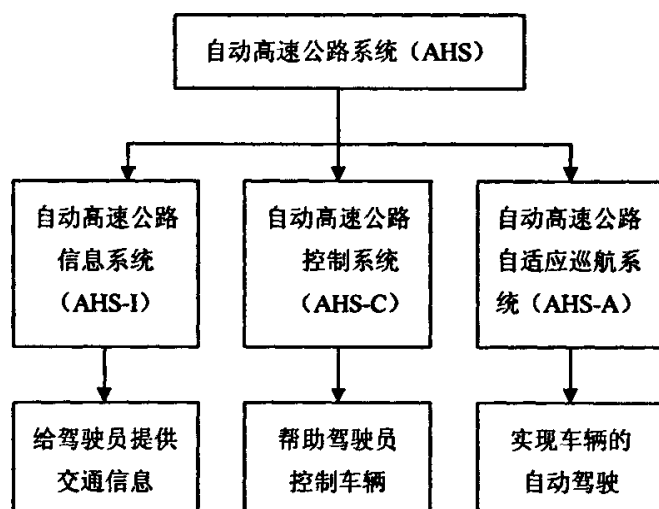


图 1-3 AHS系统结构图

自动高速公路信息系统(AHS-I)可以给行进中的司机提供他们看不见的前方路况信息,诸如运行前方有无交通事故、是否有障碍物、前方道路有无塌方、前方路面是否结冰等等,并给他们发出必要的警告信息。据统计在日本1995年因交通事故死去的人中,有大约40%是因为没有能够及时意识到前方的潜在危险才遇难的。高速公路信息系统(AHS-I)则可以在这一领域给司机提供有益的帮助。

在美国大约90%的交通事故是因为司机的人为因素造成的;在日本大约40%的交通事故是因为司机的误操作引发的;而在中国,由驾车司机造成的人为交通事故占87.7%。自动高速公路系统控制技术(AHS-C)可以帮助司机控制行进中的车辆,比如预防车辆偏离车道、保证车距在一定的安全范围之内及帮助司机在恶劣的天气条件下开车等等。日本人的研究成果表明,在高速公路上引入控制技术后,可以使由司机引发的人为交通事

故明显减少，可以使车流更加通畅，由此而带来的经济效益是每年挽回115亿美元的经济损失。在高速公路上引入自适应巡航技术(AHS-A)，可以实现车辆的自动驾驶。自适应巡航技术(AHS-A)通过诸如车-车通讯、路-车通讯等智能运输领域的其他子系统，可以使道路上车队中的车辆实现同时加速和减速，可以使车辆的响应滞后时间缩短，还可以使车辆之间的距离拉短等等。美国人的研究成果表明，车辆在一个紧凑的自动车队中以半个车长的车距行进，可以在现有的道路上两倍甚至数倍地增加车流量，还可以大大降低空气的拖曳力，这将增加20%到25%的燃油经济性及减少20%到25%的废气排放，从而大大缓解了交通拥挤，并且被动地保护了我们的生存环境。因为交通堵塞是引发交通事故的另一个致命因素，所以自适应巡航控制技术(AHS-A)也是解决交通安全的方法之一。

另一方面车辆安全运行的先决条件是，司机明确知道自己驾驶车辆的性能参数及将欲运行的道路路况信息，然后再在此基础上做出正确判断，最后实施正确的操作。高级安全车辆(ASV)可以从三个方面帮助司机安全驾驶车辆，如图1-4所示。

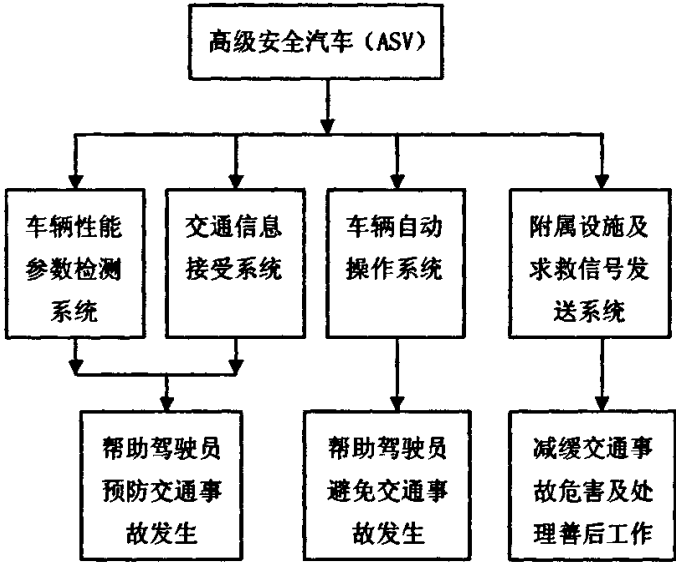


图 1-4 ASV系统计构图

首先，高级安全车辆(ASV)上安装有一些预防交通事故发生的司机工作状态及车辆性能参数检测装置。比如，当司机打瞌睡或喝醉了酒却仍在继续开车时，安装在车轮上的司机工作状态传感器，通过车辆上的控制系统立即向司机发出警告信息。如果司机在数秒之内没有反映，那么控制系统就会立即把车辆自动开到道路旁停下来。再例如，如果车辆轮胎气压太低或发动机温升过高，相应的传感器就会通过车辆上的控制系统向司机发出警告信息。高级安全车辆(ASV)上还安装有交通信息接受装置，以便接收交通信息总站发来的路况信息，例如某某路段交通堵塞、某某路段有塌方、某某路段路面结冰，到某某方向去的车辆请走某某路段等等。

第二，高级安全车辆(ASV)上安装有很多自动操作装置，在紧急情况下，可以帮助司机避免交通事故的发生。例如安装在车身前部的车距传感器，当检测到前方有一物体时，就提醒司机保持一定的安全距离，以避免发生碰撞。如果前方的物体是车辆，也处在运动状态中，那么控制器在一定的距离内，向司机发出警告信息。如果司机不听，继续向前方行驶，那么高级安全车辆(ASV)将进入自动追踪状态或绕道而行；如果前方的物体是障碍物，处于静止状态，那么，高级安全车辆(ASV)在离障碍物一定距离范围内，会自动停下来或绕道而行。高级安全车辆(ASV)还可以检测到运行道路前方弯道的转弯半径，并自动执行相应的减速操作。

第三，高级安全车辆(ASV)上安装有一些减缓交通事故危害的设施及善后处理装置。在交通事故发生后，高级安全车辆(ASV)可以自动检测发动机是否起火，并将火及时熄灭；可以利用一些特殊装置，立即把乘员自动送出车外；可以立即向急救中心或救护服务中心发出求救信号，并向其报告发生事故车辆的准确位置。高级安全车辆(ASV)的车皮上，还安装有一些气囊，当气囊传感器检测到前面与行人发生碰撞或侧面受到挤压的信号时，气囊会立即自动打开，以缓冲车皮对行人头部的冲击或保护乘客。高级安全车辆(ASV)上同时还配备有一个像飞机“黑匣子”一样的装置，记录交通事故发生前一刹那间，车辆上各个信号传感器的工作状态。该记录对事后分析交通事故起因很有帮助。

联系上一节国内及这一节国外的高速公路安全技术，可以看出路面状况，即路面的附着率是高速公路行车安全距离控制技术最重要的参数，如何实时准确的获得该参数已成为提高高速公路安全及效率的关键。

§1.4 路面状况辨识研究现状

道路状况的评价方法总体上可以分为直接仪器测量、数字特征参量测量识别和采用车辆动力学参数解析辨识三类。通过试验仪器来对路面附着率进行测量是一种最简单的方法，20世纪70年代在英、美、瑞典等国就已有了可以测量路面附着率的设备。国内的科技工作者在道路附着率的检测仪器研究方面也开展了一定的工作，提出了可行的测量与计算方法。但由于测定附着率的试验存在可重复性差、影响因素多等问题，从而给精确确定附着率造成了一定困难。部分国外的研究人员将光学传感器装备在汽车上，通过对地面反射光进行频谱分析来对路面状况进行评估。日本学者通过采用一种峰值功率为200W 的激光束扫描的方法来对路面进行判别，该装置对干路面、湿路面以及冰雪路面的正确识别率可达98%。基于同样的原理，超声波传感器在路面检测中也有一定的应用。有些国外学者将声学传感器安装在汽车上来采集车轮与路面间的摩擦噪声，并以此作为识别路面的依据。近年来在道路识别系统的研究中采用雷达波、毫米波等电磁波

的方法日益增多。基于数字图像处理和特征识别理论的道路判别技术的研究在最近一段时期来也逐渐被一些国外的科研工作者所采用。和采用仪器直接测量道路附着率的方法一样,采用光学、声学以及微波等传感器来对路面状况进行判别的方法虽然能够获得较好的判别效果,但也存在着诸如需要很多附加设备等缺点,而且它最大的问题是无法使用车辆安全性控制系统本身所固有的如轮速传感器、加速度传感器等设备,不能够与车辆本身的控制系统实现集成化。基于上述原因,采用车辆的动力学参数来对路面状况进行评估和预测的研究近来被越来越多的学者提上了日程。作为一项随着车辆动力学控制系统的发展而产生的技术,这种方法能够直接应用ABS(防抱死制动系统)等系统固有的传感器,亦无需附加其它的任何设备,从而降低了系统的复杂程度和成本,具有广阔的实用前景和潜力。国外在车辆主动安全性控制系统中采用车辆动力学参数来识别道路的技术研究可以追溯至1992年。美国内华达大学的Georg Mauer 在1994 年提出了一种基于ABS 系统道路识别系统的方案,他利用车辆滑移率及轮缸制动压力的变化来判别车辆行驶的实际道路状况。1996 年,美国军方与克莱斯勒公司、ITT 汽车公司等联合进行了一项针对美军4×4 型高机动性多用途轮式车辆(HMMWV)的TCS(驱动防滑控制系统)系统的研制项目,该项目采用模糊逻辑的TCS 控制器,根据不同的道路状况采取不同的模糊控制规则。瑞典的Gustafsson Fredrik 和韩国的Wookug Hwang 等人分别对车辆正常行驶情况下车轮滑移率与地面作用的切向力之间的关系进行了探讨,并提出了采用估计出的道路附着率对车轮滑移率相对变化的梯度来对路面进行分类的理论。日本东京大学的Hideo Sado 和Shin-ichiro Sakai 等人以电动汽车的驱动控制试验为基础,对在整个滑移率变化范围内以非线性化的 $\mu-s$ 曲线的斜率来对路面的附着状况进行评估进行了探讨。近年来国内部分从事ABS 理论研究的科研工作者对道路识别技术的理论也进行了一些探讨。但就整体研究状况来看,国内关于汽车动力学控制系统的技术水平和国外相比相对落后,尚未有利于道路状况实时识别技术控制行车安全距离的研究报道。

§1.5 课题的提出及本文主要内容

目前国外正在进行研究的这些提高高速公路安全性的技术,也是我国高速交通安全努力的方向。然而通过1.3节的介绍我们可以知道,AHS和ASV两方面的实现需要良好的先进的通讯技术,包括车内通讯、车辆间的通讯及车辆与控制中心的通讯等新技术的应用以及在车辆上安装一些昂贵的传感器。我国属于发展中国家,且改装车,中低档车保有量相当高,因此,在我国要普遍推广这些技术十分困难,也不切实际。反观国内现行的主流做法,在对汽车制动过程理论分析的基础上,建立了实用安全跟车距离计算模型。

以此模型为基础，采用各种传感器收集行车环境信息，采用单片机作为中央控制中心，对各种信息加以分析判断，当跟车距离小于安全跟车距离存在追尾事故隐患时向驾驶员发出警报。但是模型中减速度 a 是由驾驶员根据经验估计出的值，并不完全符合实际路况，因此这种方案并不完善。然而，随着数字信号处理技术的不断进步和完善，基于轮胎滑移率判定路面摩擦状况的技术已日趋成熟。因此，探索和研究一种基于数字技术的，快速简单的，根据路面附着率控制车辆安全距离技术，已成为可能。

车辆间距控制方案的效果主要依赖于其控制算法和策略的准确性。由于在各种道路工况下车辆动力学控制系统的目标控制参数都不尽相同，相应地应该采取的控制策略和算法也应该有所差别，所以在车辆行驶的过程中实时、地精确地识别路面状况对车辆安全距离控制系统的意义非常重大。在道路识别技术的研究中采用车辆本身的动力学参数来对车轮所处路面进行判别的方法不仅能够避免使用额外的传感器简化系统结构并降低成本，而且也能够保证路面的判别的准确性。本文立足于采用车辆最基本的车轮速度信号来回归车辆整体的动力学参数，同时以回归得到的动力学参数来判断车轮与路面间的附着状况，然后采用高精度专用传感器进行实验验证，实验验证该方法的可行性及准确性，方案结构如图1-5所示。这种方案的优点在于能够确保每一个环节的准确性，并且能够及时发现错误，便于修正。

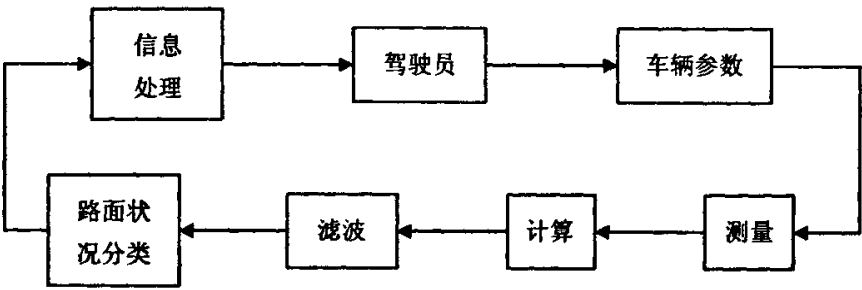


图 1-5 方案结构图

本着基于车轮信息的道路识别技术探索方向，本文主要做了以下几个方面进行了研究：

- 第一，利用 $\mu-s$ 曲线斜率对路面状况进行评估的理论；
- 第二，基于利用车辆安全性控制系统本身所固有的如轮速传感器、加速度传感器等设备，设计推导出基于轮速计算得出制动及驱动力的算法及计算机程序；
- 第三，利用以上这些参数对路面状况做出准确的评价，通过实际传感器对该方案进行试验验证。

第二章 基于滑移率的道路状况评价方法

§2.1 概述

在目前有关道路识别技术的研究中基于光电传感器、照相技术和数字图像处理的做法近年来在国外采用得比较普遍。这些方法通过对路面反射的电磁脉冲频谱或对通过照相技术取得的路面图像进行分析处理,从而判断出路面的状况,具有路况分类细、识别程度高的特点。但对于实际的汽车安全距离控制系统而言,由于没有额外的传感器来测试更多的参数,所以采用直接获取路面信息来对路况进行识别的方法便显得不切实际。而且考虑到成本、系统的复杂程度、需添加的附属设备等一系列的问题,该方法仅限于试验研究阶段的探索,在实际的车辆防滑控制系统中其应用价值有待于进一步推敲。

另一方面,道路作为车辆行驶的界面,其表面状况的任何差异必然引起与车辆行驶有关的参数的变化。轮胎作为车辆上直接与路面接触的媒介,它与地面之间力学状态的变化必然与路面的状况息息相关,这种变化则体现在车轮与路面间附着性能的差别。车辆——地面之间附着性能除了与路面状况有关之外,还与车辆的动力学参数有关。

汽车的运动依赖于车轮所受到的路面的作用力(力矩),如纵向的制动和驱动力、侧偏力和侧倾力、回转变矩及翻转力矩等。所有这些路面作用力(力矩)都是车轮滑移率、侧偏角、车轮载荷、道路摩擦系数以及车身速度等反映地面及车辆动力学状态的参量的函数。地面——车辆力学模型研究的目的在于有效而精确地揭示路面与轮胎界面之间的力学状态和规律,适当地表述上述各参量之间的函数关系。作为汽车整体动力学系统的一个组成部分,轮胎模型的力学特性对汽车的操纵稳定性以及防滑控制系统的性能将会有重要的影响,所以地面——车辆力学模型研究的要务,是确定路面纵向附着率与车轮滑移率等参量的函数关系。

影响道路纵向附着率的因素可归纳为四大类:路面因素、轮胎因素、汽车因素和车辆的行驶工况因素。路面状况因素包括:路面基础、路面材料、路面宏观不平度、路面微观粗糙度、路面的横向坡度及路面曲率、路面覆盖物如灰尘、油污、水、冰、雪等。在汽车行驶的过程中,这些不确定因素随时都可能在改变。

轮胎因素则包括:轮胎的尺寸及其比例、帘布层的结构、轮胎的径向、切向和侧向刚度、胎压、胎面花纹和磨损程度、轮胎类型等。根据大量的试验数据可以得出结论:在一般的道路工况下子午线轮胎的附着性能明显优于普通的斜交轮胎,而对于同一轮胎而言,当胎面花纹磨损 1mm 时要比全新的轮胎能够获得更大的地面附着率。在对同一车辆的动力学状态进行分析的时候,由于汽车轮胎的因素相对稳定,故在建立轮胎力学模型时可对这一因素进行规避。

车辆方面的因素包括:整车质量、质心位置、车辆的轴距、轮距、作用于车轮的动态载荷、车身绕其质心的转动惯量、各车轮的转动惯量、转换到驱动轮上的转动惯量、车轮外倾角、悬挂装置的类型和性能、制动系统的类型和性能等。在车辆行驶的过程中,这些参数有的保持恒定,有的则随时间而改变。

车辆行驶工况的因素包括：车速、轮速、制动踏板及油门踏板动作速度、车辆行驶轨迹、空气阻力及方向、侧向干扰力及方向、制动器温度等，这些都是不确定的参量，在车辆的行驶过程中随时间而变化。

表 2-1 为常见路面状况下平均峰值附着率、滑动附着率值。

表 2-1 各种路面上的平均附着率

路面	峰值附着系数	滑动附着系数
沥青或混凝土（干）	0.8~0.9	0.75
沥青（湿）	0.5~0.7	0.45~0.6
混凝土（湿）	0.8	0.7
砾石	0.6	0.55
土路（干）	0.68	0.65
土路（湿）	0.55	0.4~0.55
雪（压紧）	0.2	0.15
冰	0.1	0.07

轮胎与路面之间的纵向及侧向附着率主要与车轮的滑移率有关，但也受到上述各因素的影响。在大多数的研究中，它们呈复杂的非线性函数关系，唯有当路面条件和车轮、车辆状况的信息确定时，才能够对道路附着率的变化进行精确的描述。

§2.2 理论基础

2.2.1 附着率和滑移率

在车辆进行制动时，路面对于车辆能提供的最大的制动力与车辆的垂直载荷的比值即为路面附着率，它用来描述车辆在路面上打滑的难易程度，用最大摩擦系数 $\mu_{\max}$ 来量化这个程度。对于给定的轮胎，其纵向力 μ 为：

$$\mu = \frac{\sqrt{F_x^2 + F_y^2}}{N_z}$$

其中 F_x ， F_y 和 N_z 是其所受到的纵向，侧向和法向力，则 $\mu_{\max} \geq |\mu|$ 。在本文中只考虑车辆的纵向运动，故侧向力 F_y 可以被忽略，如图 2-1 所示，因此有

$$\mu = \frac{F_x}{N_z}$$

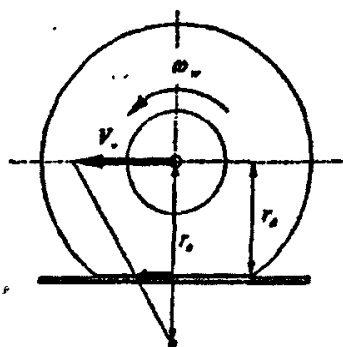


图 2-1 车辆轮胎受力图

当质量为 m 的车辆在同一附着率的路面上行驶时，其最大纵向加速度（忽略风速和换档所产生的力）是其每个轮胎所提供的最大制动力的和与汽车质量之比：

$$\ddot{u}_{x_{\max}} = \max \left| \frac{F_{s11} + F_{s12} + F_{s21} + F_{s22}}{m} \right| \leq \mu_{\max} g$$

上式给出了车辆加速度的上限 $\mu_{\max}$ 。现在常用的 ABS, TCS 系统都可以提高车辆的加速和制动性能，即提高加速度，但是加速度只可能接近 $\mu_{\max}$ 而不能超过这个值。

众所周知，轮胎的滑移率对汽车的制动具有重要的作用，车轮滑移率 s 定义为：

$$\begin{cases} s = \frac{v - \omega r}{\omega r} & \text{驱动 } s < 0 \\ s = \frac{v - \omega r}{v} & \text{制动 } s \geq 0 \end{cases}$$

式中： s ——路面附着率；

v ——实际车速；

r ——无制动力时的车轮半径；

ω ——车轮角速度。

s 在 $[-1, 1]$ 范围内变化。 s 在 $[-1, 0)$ 区间为驱动工况，其接地点轮速大于车速，车轮相对地面滑转， s 在 $[0, 1]$ 为制动工况，此时车速大于接地点轮速，车轮相对地面滑移， s 值称为滑移率。 $s=0$ 、 $s=-1$ 和 $s=1$ 分别对应自由滚动、车轮纯空转和车轮完全抱死状态。

2.2.2 路面附着率与轮胎滑移率曲线

车辆在不同路面附着率下进行制动时， $\mu-s$ 曲线形状有所不同，如图 2-2 所示，本文主要利用 $\mu-s$ 曲线得到 $\mu_{\max}$ 的值。在实际高速公路车辆行驶过程中，全力提速以及紧

急制动的情况不多，加速度（减速度）的改变并不明显，即 μ 值水平不可能经常保持较高水平，那么此时车辆通过传感器所获得的值不足以描述整个 $\mu-s$ 曲线，必须用现有的部分数据对整个曲线进行拟合。然而，国内的诸多 $\mu-s$ 曲线拟合方法大都侧重于最佳滑移率的控制，对于如何利用一系列较低水平的 (μ, s) 来预测 $\mu_{\max}$ 的值没有提及。仔细观察图 2-2, 发现 $\mu-s$ 曲线在滑移率 s 较小的斜率 k 在不同附着率路面上区别明显(后文中 k 均指 $\mu-s$ 曲线在滑移率 s 较小的斜率), 则尝试通过 k 作为路面附着率的指示值。图 2-3 显示的是高速公路上车辆正常行驶时的轮胎滑移率范围。

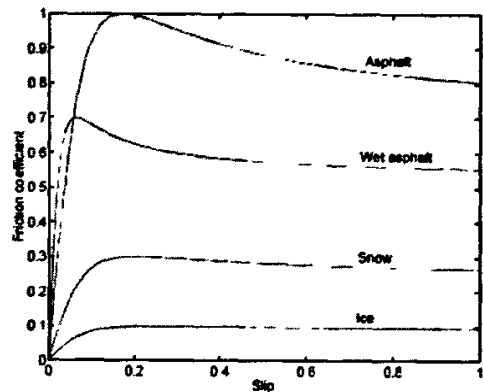


图 2-2 车辆在不同路面上的附着率

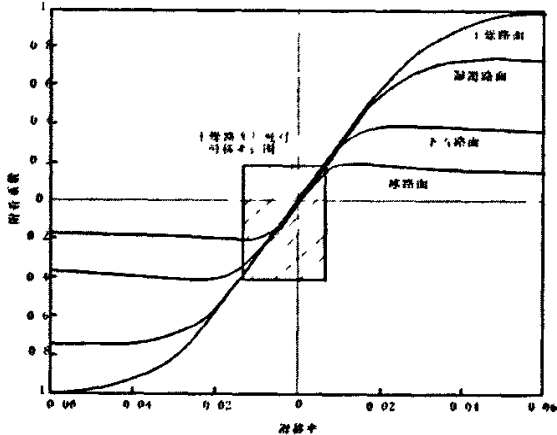


图 2-3 高速公路上车辆正常行驶时的轮胎滑移率范围

当汽车在某一附着率路面上制动时，轮胎将与路面发生摩擦，轮胎发生滑移，此时轮胎的滑移率和制动力系数的关系如图 2-4 所示，一般认为当滑移率在 0.2 左右时，制动力系数达到最大（即峰值附着率）， s 在 OA 段时，虽有一定的滑移率，但轮胎并没有与地面发生真正的相对滑动。滑移率大于零的原因是轮胎的滚动半径变大。当出现地面制动力时，轮胎前面即将与地面接触的胎面受到拉伸而有微量的伸长，滚动半径 r 随地

面制动力的加大而加大，故 $s > 0$ 。显然，滚动半径与地面制动力成正比的增大， $\mu-s$ 曲线 OA 段近似直线。至 A 点后，轮胎接地面积中出现局部的相对滑动， μ 值的增大速度减慢。因为摩擦副间的动摩擦因数小于静摩擦因数，故 μ 值在 B 点达最大值后又逐渐降低。如果利用部分 μ, s 值 (OA 段) 对 $\mu-s$ 曲线做回归分析，则其斜率 k 将影响整个曲线的形状，即 k 与整条曲线的最大值 (峰值附着率) 有对应关系 (直观的， k 值越大， $\mu_{\max}$ 值越大)，那么这条直线的斜率 k 可以作为路面附着率的指示值。

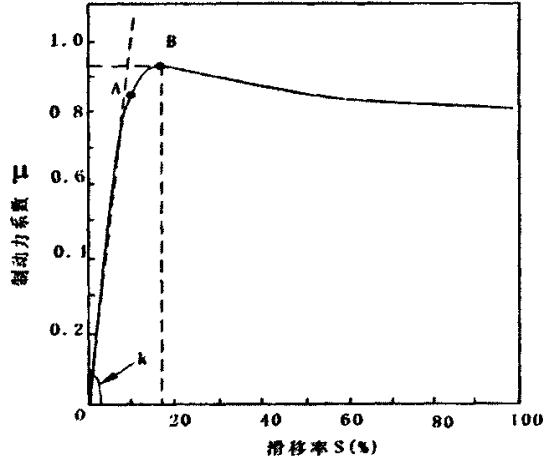


图 2-4

图 2-5 中显示了在不同附着率路面上车轮的滑移曲线，其中左图为干燥混凝土路面上的实验结果，右图为在路面上洒水后的实验结果 (制动时使汽车处于空档状态，逐渐增加制动压力直至车轮抱死，且只有前轮有制动力矩，后轮自由转动，车速由非接触式速度传感器获得，轮速由扭矩传感器获得，汽车的载荷为车辆装备质量与乘客及实验设备质量相加)。对比两图可以看出两图中滑移曲线斜率 k 有明显区别，附着率高的路面其滑移曲线斜率高于附着率低的路面，为了从理论上解释这一现象，必须从轮胎的特性入手。

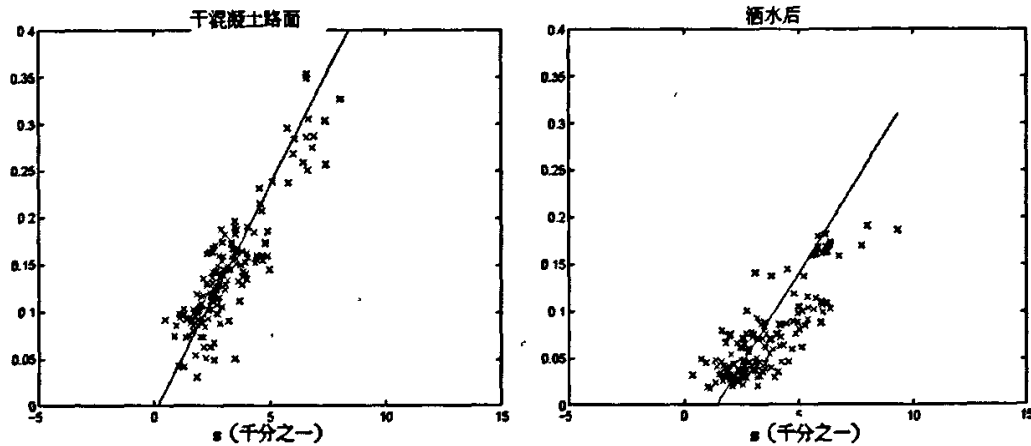


图 2-5 不同附着率路面上车轮的滑移曲线

§2.3 轮胎模型

为了揭示路面附着率与轮胎滑移率的联系，首先从轮胎模型的研究入手。轮胎模型的构造一般分为两种，一种是物理模型(理论模型)，即通过对轮胎结构和形变机制的数学描述，建立剪切力和回正力矩与相应参数的函数关系。1954年，Fiala 就通过简化的轮胎理论模型推导出无量纲的轮胎力特性公式。后来，通过对计入胎体弹性的轮胎力学模型进行深入研究，Fiala 与 Sakai 提出了梁模型，H. B. Pacejka 提出了弦模型。最近，G. Gim 在 Bergman(1961年)的三维弹簧模型的基础上，推导出完整的轮胎力特性公式。与理论模型相对照的是经验公式或半经验公式，它是通过对大量的轮胎力特性的实验数据进行回归分析，将轮胎力特性通过含有拟合参数的公式有效地表达出来。1970年，Doguff 等人根据试验数据，建立了表示驱动(制动)力、侧偏力、滑移率、侧偏角和轮胎其它设计参数间关系的表达式，曾得到广泛的应用。近来，Bakker 和 Pacejka 的“魔术公式”使轮胎的力特性表达得更为精确和简洁。轮胎 brush 模型是一个在多个方面都有很好的表现，如精确、能够概括轮胎各个状态的力特性、参数的物理意义明确、参数的计算方法简单及能真实表达出实验范围以外的轮胎力特性等。

2.3.1 轮胎 brush 模型

轮胎胎冠变形的 brush 模型的轮胎胎冠元素用允许弹性变形但无阻尼、无质量的鬃状纤维来描述，进入接地区域的胎鬃，由于胎带相对于地面的滑移，其末端与地面之间产生摩擦应力，致使胎鬃发生了弹性伸长。胎鬃的弹性变形量受最大静摩擦应力的制约。当胎鬃刚进入接地区时，固摩擦应力较小，其末端相对于地面不发生滑移，此时处在轮胎印迹的附着区。当胎鬃在附着区时，其弹性变形随位置变化呈线性增大，这意味着胎鬃末端摩擦应力亦线性增大。当该摩擦力超过最大静摩擦应力时，其末端将发生滑移，胎鬃就进入了滑移区。胎鬃在滑移区时的变形量，取决于垂直载荷在该区的分布，如图 2-6 所示。

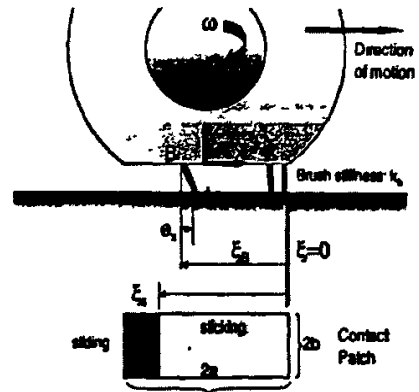


图 2-6 轮胎 brush 模型的受力图示

当胎鬃进入接触区而未发生形变时其受到的剪应力为 0，若该鬃毛单元的初速度为 v 而在 B 点以速度 $r\omega$ 移出时 (r 为滚动半径， ω 为轮胎角速度)，由于速度的变化，其形变 ϵ_x 增大，同时产生剪应力。而轮胎在 B 点的形变取决于轮胎与路面的相对速度以及胎鬃单元在接触区停留的时间 Δt ，且有

$$\Delta t = \xi_B / (r\omega) \quad (2.1)$$

则胎鬃发生的形变 e_x 与 B 点位置 ξ_B 之间的关系有

$$e_x = (r\omega - v)\Delta t = (r\omega - v)\xi_B / (r\omega) = \frac{(r\omega - v)}{r\omega} \xi_B \quad (2.2)$$

我们可以发现此式与滑移率 s 的定义十分相似，只是少了限制条件而已。定义

$$s_1 = \frac{(r\omega - v)}{r\omega}$$

则形变

$$e_x = s_1 \xi_B \quad (2.3)$$

此时形变 e_x 一直增大到胎鬃单元到达最大附着力，并在该位置开始发生滑移，设此时位置为 ξ_s ， μ_0 为静摩擦系数， $P(\xi)$ 为垂直载荷的分布方程， k_b 为胎鬃单元的刚度，则根据力学原理有

$$k_b e_x(\xi_s) = \mu_0 P(\xi) \quad (2.4)$$

在理想情况下，轮胎不发生滑移，轮胎所受的纵向力为

$$F_x = 2b \int_{\xi=0}^{2a} k_b e_x(\xi) d\xi = 2bk_b \int_{\xi=0}^{2a} s_1 \xi d\xi = 4a^2 bk_b s_1 \quad (2.5)$$

若垂直载荷为 N_z 且其在接触面上的分布为常量即 $N_z/(4ab)$ 则此时附着率为

$$\mu = \frac{F_x}{N_z} = \frac{4a^2 bk_b}{N_z} s_1 \quad (2.6)$$

此时， $\mu - s_1$ 曲线（ $\mu - s$ 曲线相对应）中所有参数与路面状况相互独立，而该曲线的斜

率 $\frac{4a^2 bk_b}{N_z}$ 被称之为轮胎的纵向硬度。车辆实际行驶中若轮胎不发生滑移，则利用 $\mu - s$

曲线的斜率预测路面附着率将不可能进行。

2.3.2 轮胎 brush 模型改进

改变垂直载荷的分布函数 $P(\xi)$ ，引入“scant effect”方法^[40]解决了这一问题。若

垂直载荷的分布在横向上相同，在纵向上服从梯形分布，即 $P(\xi) = P_0(1 - \frac{a^2 - 2a\xi + \xi^2}{a^2})$ ，

其中 $P_0 = \frac{3N_z}{8ab}$ 为最大垂直压力。将此式代入 (2.4) 式有：

$$e_x(\xi_s) = \frac{\xi_s(2a - \xi_s)}{2a\theta} \quad (2.7)$$

其中

$$\theta = \frac{4a^2bk_b}{3\mu_0 N_z}$$

由式 (2.3) 则式 (2.7) 可写为

$$\xi_s = 2a(1 - \theta |s_1|) \quad (2.8)$$

由该式可以看出, 由于 ξ_s 总小于 $2a$, 则 s_1 总是存在的。则此时轮胎所受的纵向力为

$$F_x = 2b \int_{\xi=0}^{\xi_s} k_b e_x(\xi) d\xi + \int_{\xi_s}^{2a} \mu_0 P(\xi) \frac{s_1}{|s_1|} d\xi = \mu_0 N_z \left(1 - \left(\frac{\xi_s}{2a}\right)^3\right) \frac{s_1}{|s_1|} \quad (2.9)$$

则

$$\mu = \frac{F_x}{N_z} = \mu_0 \left(3\theta s_1 - 3\theta^2 s_1^2 \frac{s_1}{|s_1|} + \theta^3 s_1^3\right) \quad (2.10)$$

设 $\gamma = \frac{4a^2bk_b}{3N_z}$, 则 $\theta = \gamma/\mu_0$ 代入式 (2.10) 有

$$\mu = 3\gamma s_1 - \frac{3\gamma^2}{\mu_0} s_1^2 \frac{s_1}{|s_1|} + \frac{\gamma^3}{\mu_0^2} s_1^3 \quad (2.11)$$

由式 (2.11) 可知, 函数 $\mu(s_1)$ 包含了与路面状况无关的一次项以及与 μ_0 相关的非线性项。

如前一节所述, 影响道路纵向附着率的主要因素包括: 路面因素、轮胎因素, 而当滑移率较小时, s 的高次项很小, 因此可以认为 $\mu = \mu(s)$ 呈线性变化。

小 结

这一章主要介绍了基于滑移率的路面状况评价的基本方法。从不同路面上的滑移率曲线的形状直观的看出其斜率 k 能够作为路面状况的评价参数, 同时改进了经典的轮胎 brush 模型, 对上述方法做出了理论解释。另一方面, 由于车辆在高速公路上正常行使时全力加速以及紧急制动的工况并不频繁, 即其轮胎滑移率水平较低, 则利用整条滑移率曲线来评价路面状况的并不可行。然而利用 $\mu = \mu(s)$ 曲线斜率 k 对路面状况进行评估, 能够利用较小的滑移率解决这一问题。

第三章 实验参数的获取

在上一章中介绍了利用 $\mu = \mu(s)$ 曲线的斜率 k 作为评价路面状况参数的理论依据，这一章将介绍如何通过传感器获得制动力矩、驱动力矩以及滑移率。

§3.1 实验系统简介

长期以来，汽车道路制动试验限于测试手段，试验测量参数只能是制动速度和制动时间，通过制动速度、时间衍生出制动距离、制动减速度。五轮仪是道路制动试验的通用仪器。国内上世纪八十年代才开始在道路试验中比较广泛的采用速度分析仪。速度分析仪测量参数仍是速度和时间。通过道路制动试验测量轮制动力（制动力矩）、轮制动速度、轮制动时间曾是很困难的，而测量汽车制动过程的车轮（路面）制动力、轮制动减速度，了解、掌握车轮制动的动态过程，对于定量分析、研究、评价汽车的制动性，改进制动系结构，以及了解、掌握制动系的技术状况却是十分有效、可靠的途径。因此车轮制动力、制动减速度的动态测量已成为汽车道路制动试验中的关键技术。

发达国家在上世纪 80 年代中期就开始了基于动态测量车轮力矩的汽车道路试验系统的研究。国内也在上世纪 90 年代进行了车轮力动态测量的研究，现已形成了汽车车轮力矩动态测量系统的产品。本论文中为准确获得试验参数采用了国内最先进的试验设备，其中包括奇石乐公司生产的石英式车轮力传感器，非接触式速度传感器以及 DEWE5000 多通道数据采集仪。车轮力矩测试系统由试验数据采集与处理两个系统的硬件和软件设备构成。

车轮制动力矩测试系统（数据采集与处理系统）的硬件主要由传感器、数据采集箱和计算机组成。测试系统是由传感器部分、信号处理部分、数据采集部分构成。信号处理部分和数据采集部分主要是把这些信号采集到计算机中进行存储、显示。

传感器有车轮力传感器、车轮转速传感器、车身速度传感器等，主要用来获取车轮力、车轮转速等各种信号，并送到集成化多通道仪表箱。

集成化多通道仪表箱，将各种信号进行转换、滤波、放大等处理，并实时显示，报告处理和数据存储，这些数据可以事后分析，也可给随车试验人员和驾驶员进行直观检测。

便携式计算机测试部分（内含 A/D 卡和定时计数卡），用于对模拟信号和频率信号采样，并进行实时处理和数据存储。

在系统硬件构建的基础上，系统功能的实现主要依赖于系统的测试软件。系统测试软件主要完成测试传感器的标定、数据采集、数据（信号）处理、数据管理（报告处理）等功能。

系统软件部分的主要功能模块如下：

1) 数据采集部分：采样频率可调，并按指定格式进行保存。

- 2) 数据处理部分：对采集的数据进行滤波和二次处理，并进行曲线显示。
- 3) 数据管理部分：对采集的数据进行管理，能通过多项关键字进行查询。
- 4) 打印报表部分：可根据国标指定的格式输出报表。
- 5) 帮助部分：介绍系统的主要功能及操作使用方法。

系统的主要功能如下：

- 1) 实时测量汽车行驶过程中每个车轮的转（力）矩和转速。
- 2) 能对汽车整车速度进行测量。

3) 在获取各种参数的基础上，可进行数据实时（或事后）处理和分析。如，显示各测量数据及对应的特性曲线（如轮制动特性曲线）；计算制动距离和 MFDD；根据制动过程的车速和轮速确定车轮滑移率，分析各轮制动力分配情况等等。

§3.2 石英式车轮测力计

3.2.1 石英式车轮测力计原理

石英式传感器是以某些晶体受力后在其表面产生电荷的压电效应为转换原理的传感器。它可以测量最终能变换为力的各种物理量，如力、压力、加速度等。石英式传感器具有体积小、重量轻、频带宽、灵敏度高等优点。近年来石英式测试技术发展迅速，特别是电子技术的迅速发展，使石英式传感器的应用越来越广泛。

石英晶体是一种应用广泛的压电晶体。它是二氧化硅单晶，属于六角晶系。图 3-1a 是天然石英晶体的外形图，它为规则的六角棱柱体。石英晶体有三个晶轴：Z 轴又称光轴，它与晶体的纵轴线方向一致；X 轴又称电轴，它通过六面体相对的两个棱线并垂直于光轴；Y 轴又称机械轴，它垂直于两个相对的晶柱棱面。

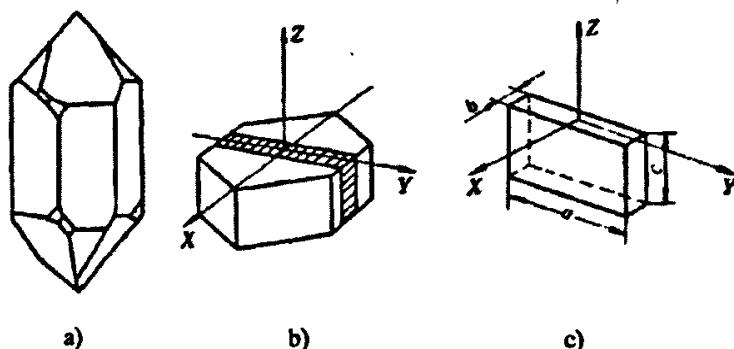


图 3-1 石英晶体的外形、坐标轴及切片

从晶体上沿 XYZ 轴线切下一片平行六面体的薄片称为晶体切片。当沿着 X 轴对压电晶片施加力时，将在垂直于 X 轴的表面上产生电荷，这种现象称为纵向压电效应。沿着 Y 轴施加力的作用时，电荷仍出现在与 X 轴垂直的表面上，这称之为横向压电效应。当沿着 Z 轴方向受力时不产生压电效应。纵向压电效应产生的电荷为

$$Q_x = d_x F_x \quad (3.1)$$

式中, Q_x 为垂直于 X 轴平面上的电荷, d_x 为压电系数, 下标的意义为产生电荷的面的轴向及施加作用力的轴向; F_x 为沿晶轴 X 方向施加的压力。由上式看出, 当晶片受到 X 向的压力作用时, Q_x 与作用力 F_x 成正比, 而与晶片的几何尺寸无关。如果作用力 F_x 改为拉力时, 则在垂直于 X 轴的平面上仍出现等量电荷, 但极性相反。沿机械轴方向向晶片施加压力时, 产生的电荷是与几何尺寸有关的, 如图 3-2 所示。

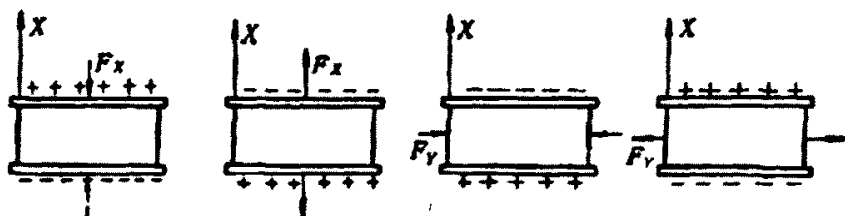


图 3-2 晶片受力方向与电荷极性的关系

石英晶体的每一个晶体单元中, 有三个硅离子和六个氧离子, 正负离子分布在正六边形的顶角上, 如图 3-3a 所示。当作用力为零时, 正负电荷相互平衡, 所以外部没有带电现象。如果在 X 轴方向施加压力, 如图 3-3b 所示, 则氧离子挤入硅离子 2 和 6 间, 而硅离子 4 挤入氧离子 3 和 5 之间, 结果在表面 A 上出现正电荷, 而在表面 B 上出现负电荷。如果所受的力为拉力时, 在表面 A 和 B 上的电荷极性就与前面的情况正好相反。如果沿 Y 轴方向施加压力时, 则在表面 A 和 B 上呈现的极性如图 3-3c 所示。施加拉力时, 电荷的极性与它相反。若沿 Z 轴方向施加力的作用时, 由于硅离子和氧离子是对称的平移, 故在表面没有电荷出现, 因而不产生压电效应。

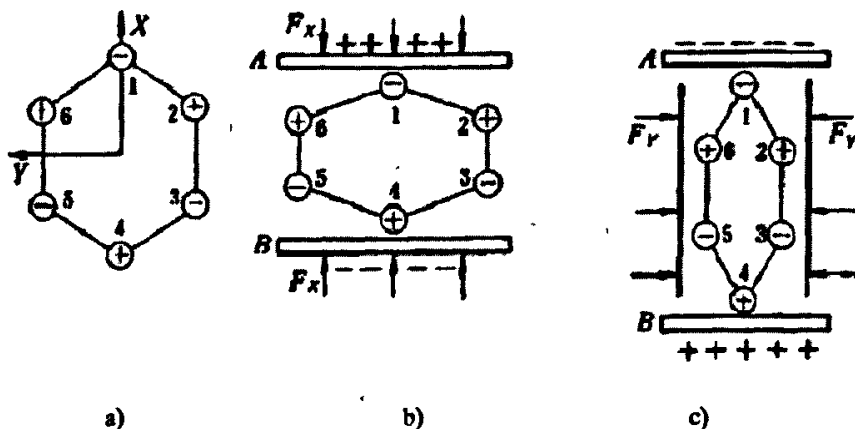


图 3-3 石英晶体的压电效应

石英式车轮测力计的电荷放大器是一种输出电压与输入电荷量成正比的前置放大器。它实际上是一个具有反馈电容的高增益运算放大器, 如图 3-4 所示。

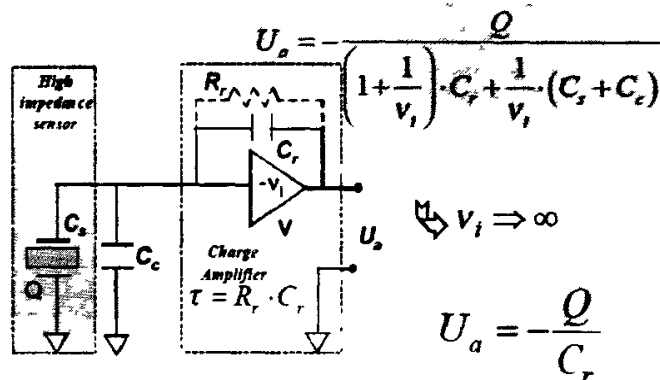


图 3-4 电荷放大器示意图

其中 Q 为传感器产生电荷； C_s 为传感器电容； U_a 为电荷放大器输出电压； C_c 为电缆电容； v_i 为力增量； C_f 为电容电阻； R_f 为电阻。若输入到放大器的电荷量为 Q ，则放大器输出电压可以表示为

$$U_a = -\frac{Q}{C_f} \quad (3.2)$$

由 3-1 式可以看出，由于引入了电容负反馈，电荷放大器的输出电压仅与传感器产生的电荷量及放大器的反馈电容有关，若电缆电容等其他因素对灵敏度的影响忽略不计，则电荷放大器的灵敏度为

$$K = \frac{U_a}{Q} = -\frac{1}{C_f} \quad (3.3)$$

放大器的输出灵敏度取决于 C_f ，在实际电路中，是采用切换运算放大器负反馈电容 C_f 的办法来调节灵敏度的。 C_f 越小则放大器的灵敏度越高。为了放大器的工作稳定，减小零漂，在反馈电容 C_f 两端并联了一个反馈电阻，形成直流负反馈，用以稳定放大器的直流工作点。

3.2.2 车轮测力计的结构及安装

实验用石英式车轮测力计结构图 3-5 所示，其技术指标如表 3-1 所示。在安装时值得注意的是，为了适应原来车轮的轮辋尺寸及消除偏差，此车轮测力计设计了一个轮辋适配器，如图 3-6 所示，所以该车轮测力计能够适应各类车辆。其中 2 个轮辋部件和制造商生产的标准轮辋相同，通过使用轮辋和轮轴适配器能够保证测量系统测量从车轴每

次传递的力的变化,而石英传感器产生的电荷流入电极并被放大以模拟信号输出。此外,此扭矩传感器还提供三个脉冲信号用来测定车轮的位置及轮速,如图 3-7b 所示。其中 A 和 B 通道为每秒 1024 个脉冲,其相位差为 90 度,而 Z 通道为每秒 1 个脉冲。

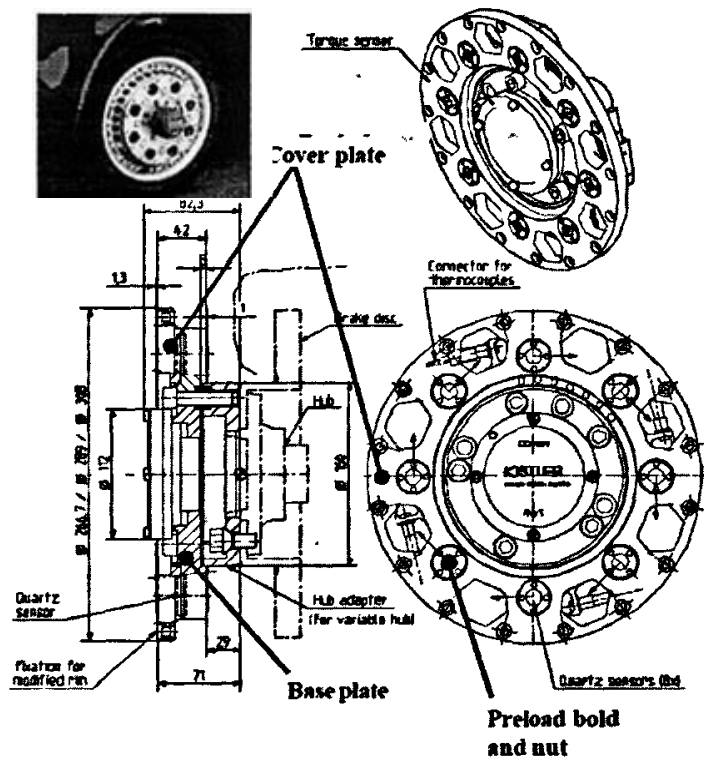
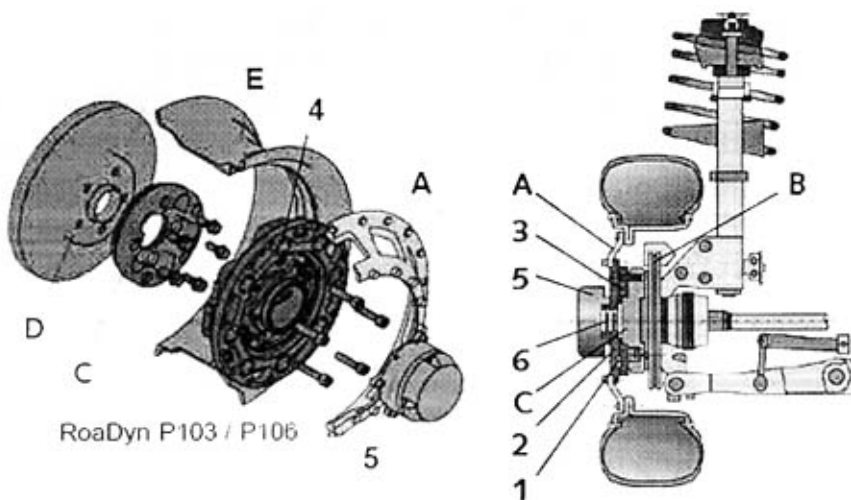


图 3-5 扭矩传感器结构图

表 3-1 不同版本的量程 (本试验采用 RoaDyn P103 系列)

		RoaDyn P103	RoaDyn P106
M_T (Range 1, High Range)	Nm	3000	6000
M_T (Range 2, Low Range)	Nm	300	600
m_{Car}	kg	<1500	<3500
Resolution	Nm/bit	0.1	0.2
Linearity	%	± 1	± 1
Mass	kg	4.7 ($\phi 308$ mm)	5.1 ($\phi 308$ mm)
Overload M_T	%	20	20
Protective class	—	IP65	IP65
Material measuring element	—	Aluminum	Aluminum



- | | |
|---------------|---------|
| 1 单元件力传感器 | A 轮辋适配器 |
| 2 顶盖（连接轮辋适配器） | B 刹车碟 |
| 3 基盘（连接车轴适配器） | C 车轴适配器 |
| 4 螺栓及螺母 | D 车轴 |
| 5 编码器 | E 轮辋 |
| 6 车轮线路 | |

图 3-6 RoaDyn P013/P106 型轮胎测力计的组装

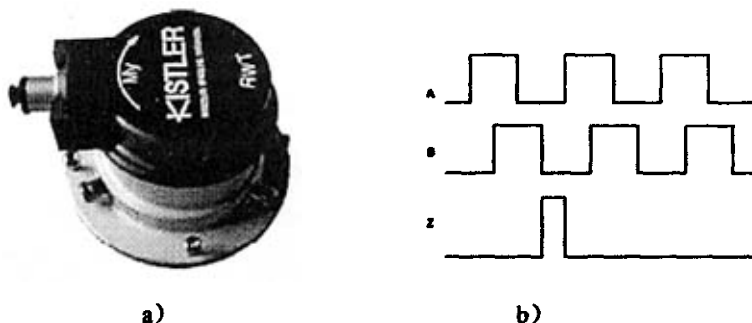


图 3-7 扭矩传感器的滑环模块及其用来测量车轮位置及轮速的三个脉冲信号

通过以上介绍可知，扭矩传感器同时提供了车轮力的模拟信号以及轮速，因此只需利用非接触式速度传感器（V-GPS）测得到车速，则实验所需数据均为已知。

3.2.3 数据的采集

数据的采集采用 DEWE5000 数据采集系统：

DEWE5000 具有如下优点：

- 采用 3U 高度的便携式手提机箱结构，方便进行实车道路试验和室内试验；
- 模块化插卡结构设计。每个测量模块均采用模块化插卡设计，针对不同测量对象和

- 不同试验要求，各个测量模块可任意组合拔插；
- 与各类传感器的接线接口均位于机箱前面板，现场安装简便快捷；
- 如果应用中需要增加新的测量试验对象，需要进行系统升级，那么只需另外购买相应的测量模块，实现无缝升级。系统兼容的测量模块有：多路制动蹄片温度测量模块、多路管路压力测量模块、踏板力测量模块、车速测量模块等几乎所有车用测量模块；
- 低功耗设计、内置电源，可方便利用车载点烟器和电源逆变器实现供电。
- 体积小，可在车内任意角落安装放置。

§3.3 实验数据

实验在长安大学道路实验场上进行，实验时风速小于 5km/h，气温在 10 度左右，路面干净，平整且坡度不大于 1%。将车轮力传感器安装在汽车左前轮上，V-GPS 卫星接收器置于车顶，且与多通道数据采集器 DEWE5000 通过 R232-USB 转接线连接，系统由汽车电瓶供电。实验前标定数据采集系统，使模拟输入信号 0-5v 对应的范围为 0-3000N。在不同附着率路面上，以 30km/h 及 50km/h 的平均车速正常行驶，行驶过程中有缓慢的加速及减速动作，以保证轮胎有较小滑移。利用系统软件 DEWEsoft6.0 记录下车辆行驶过程中车轮力，轮速，以及车速的数据，并以*.txt 或*.mat 格式输出。

图3-8，3-9，3-10分别为在大理石、花岗岩、混凝土路面上测得数据。其附着率分别为0.2（洒水时为0.1），0.4（洒水时为0.25），0.8。其中，绿色线条为车轮力矩，紫色线条为车速，灰色线条为轮速，最高车速不超过33km/h。

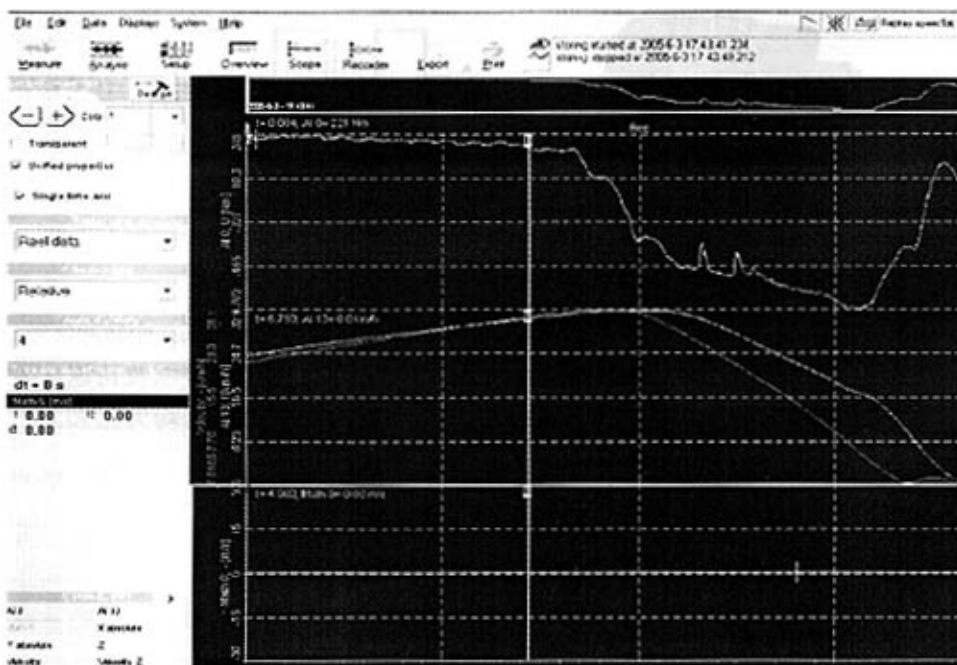


图3-8 在附着率为0.2的路面上行驶时采集到的数据



图3-9 在附着率为0.4的路面上行驶时采集到的数据

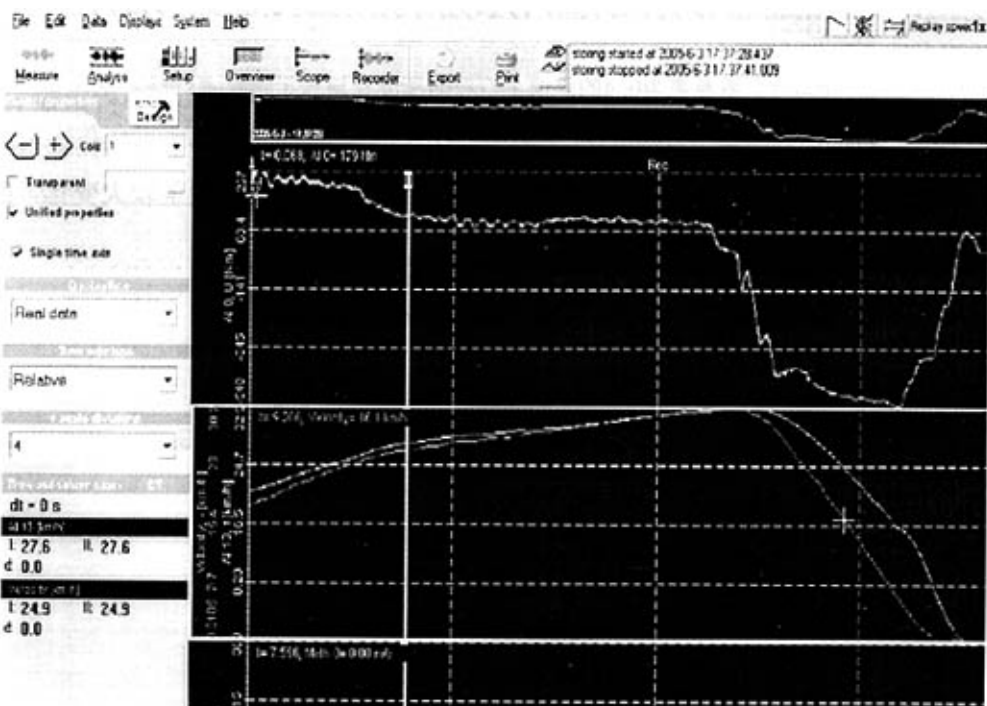


图3-10 在附着率为0.8的路面上行驶时采集到的数据滑移曲线

由图3-10可以明显看出在0~6s时汽车加速，轮速大于车速，此时车轮受到牵引力作

用，而在6-8s时汽车减速，车速大于轮速，其汽车受到力为负即受到制动力。由于v-GPS的采样率为20Hz，而力传感器和轮速传感器的采样率为5kHz，因此要获得滑移率曲线必须对后者进行抽值，当车速与轮速的采样点相同时，根据

$$\begin{cases} s = \frac{v - \omega r}{\omega r} & \text{驱动 } s < 0 \\ s = \frac{v - \omega r}{v} & \text{制动 } s \geq 0 \end{cases}$$

可得滑移率曲线如图3-11所示。

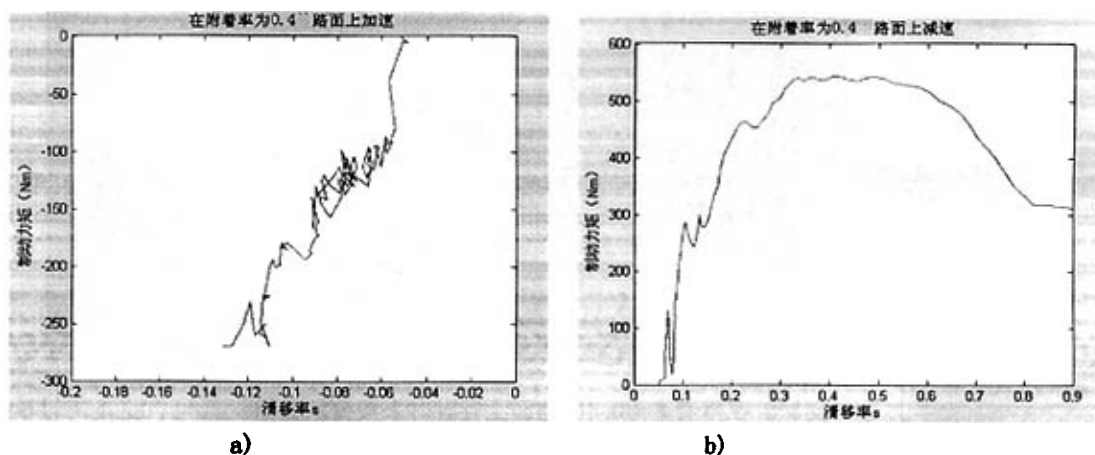


图3-11 附着率为0.4的路面上行驶时所受扭矩关于滑移率s曲线

基本上当车辆平稳行驶时，轮胎的纵向力由车辆的装备质量以及其重心的位置得出，但是当车辆加速和减速时车辆受动载荷的影响，其纵向力的变化将发生较大变化，因此，利用下式来确定纵向力：

$$N_f = \frac{Mgx_b + F_x z_g - F_a(z_g - z_a)}{x_b + x_f}$$

忽略风阻，两前轮载荷为：

$$N_f = \frac{Mgx_b + F_x z_g}{x_b + x_f}$$

同时后轮所受载荷为：

$$N_r = \frac{Mgx_f - F_x z_g}{x_b + x_f}$$

因此加速时：

$$\mu = F_f / N_f = \frac{2(x_b + x_f)Tr}{Mgx_f + F_x z_g}$$

制动时：

$$\mu = F_f / N_f = \frac{2(x_b + x_f)Tr}{Mgx_f - F_x z_g}$$

其中车轮半径为0.3m，汽车质量为1250kg，则 $\mu-s$ 曲线如图3-12所示。由图3-12b明显可以看出路面附着率为0.35，此时滑移率在0.3左右，而且发现该曲线并不通过原点，而是有一个偏移量 $\delta = s|_{\mu=0} \approx 0.05$ ，文献[38]表明，不同材质路面 δ 值有所不同，但是对于以k值评价路面摩擦并没有影响。

对附着率为0.4的花岗岩路面上减速时 $\mu-s$ 曲线（图3-12b）进行分析：滑移率 s 从0到0.4经历1s，将曲线分为10段，每段长度为0.1s，即 $\Delta t=0.1$ ，则其每一段曲线的斜率 k 如表3-2所示。以同样的方法求出另外9条曲线的斜率 k ，如表3-3所示。图3-13为10条 $\mu-s$ 曲线的斜率 k 分布状况。

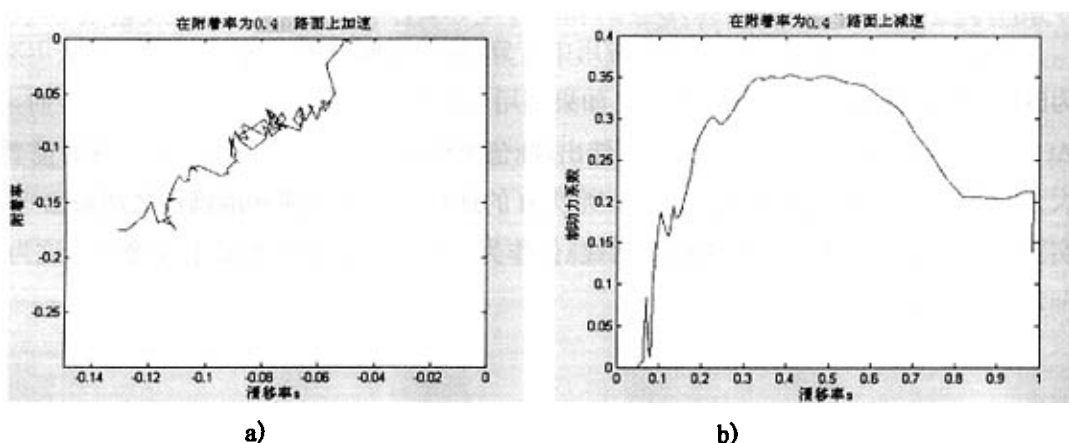


图3-12 附着率为0.4的路面上行驶时 $\mu-s$ 曲线

表3-2 一条 $\mu-s$ 曲线的斜率值

时间 (s)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	均值
斜率值	31	27	36	22	21	29	36	26	27	28

表3-3 同一附着率路面上的10条 $\mu-s$ 曲线的斜率的均值

序号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	均值
斜率值	28.3	33.5	25.9	23.7	22.6	21.9	26.3	24.3	22.7	30.6	25.98

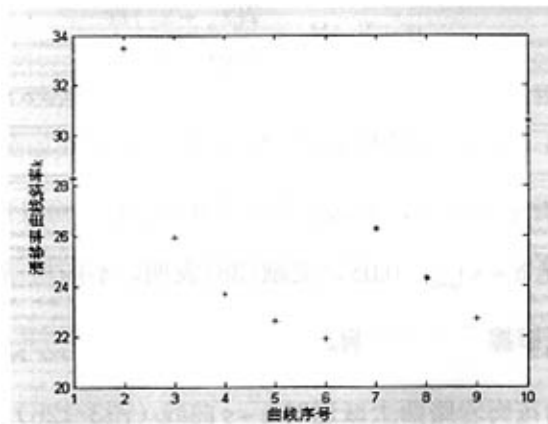


图3-13 10条 $\mu-s$ 曲线的斜率k分布图

以上述方法分析其他数据可得：当路面附着率为0.8时其滑移率曲线k的均值67.25；当路面附着率为0.4时，其滑移率曲线k的均值为39.71。即当k小于26时，认为路面附着率为0.25；当k在[26, 40]时认为路面附着率为0.4；当大于67时，认为路面附着率为0.8。

在上述实验中 $\Delta t=0.1$ ，而实际应用中计算k值的时间段 Δt 会适当缩短，当采用频率为5kHz时每秒钟可以采集5000个点，如果利用每50个点来计算k值（详见第4章）时，则 $\Delta t=0.01$ 。此时由于噪声的存在，可能出现k值变化较大的情况如图3-12a，这时需要增大 Δt ，这样又造成了k值判断的迟滞，所以 Δt 的选择需要在迟滞和准确性之间做出平衡。实验数据分析结果表明，以滑移率曲线k值作为路面辨识的评判参数十准确的。这为下一章的工作奠定了基础。

第四章 路面状况评价

在上一章中通过车轮力和 V-GPS 传感器获得了准确的路面摩擦以及滑移率，这一章将通过实验验证上述基于滑移率的路面辨识方法的可行性，并采用数字信号处理技术代替轮胎力传感器，从而提高基于滑移率的路面辨识技术的实用性。

§4.1 数字滤波技术

数字信号处理 (Digital Signal Processing, 简称 DSP) 是一门涉及许多学科而又广泛应用于许多领域的新兴学科。20 世纪 60 年代以来, 随着计算机和信息技术的飞速发展, 数字信号处理技术应运而生并得到迅速的发展。在过去的二十多年时间里, 数字信号处理在通信、语音、图像、自动控制、雷达、军事、航空航天、医疗和家用电器等众多领域得到了广泛的应用。

数字信号处理是利用计算机或专用处理设备, 以数字形式对信号进行采集、变换、滤波、估值、增强、压缩、识别等处理, 以得到符合人们需要的信号形式。数字信号处理是围绕着数字信号处理的理论、实现和应用等几个方面发展起来的。数字信号处理在理论上的发展推动了数字信号处理应用的发展。反过来, 数字信号处理的应用又促进了数字信号处理理论的提高。而数字信号处理的实现则是理论和应用之间的桥梁。

数字信号处理是以众多学科为理论基础的, 它所涉及的范围极其广泛。例如, 在数学领域, 微积分、概率统计、随机过程、数值分析等都是数字信号处理的基本工具, 与网络理论、信号与系统、控制论、通信理论、故障诊断等也密切相关。近来新兴的一些学科, 如人工智能、模式识别、神经网络等, 都与数字信号处理密不可分。可以说, 数字信号处理是把许多经典的理论体系作为自己的理论基础, 同时又使自己成为一系列新兴学科的理论基础。

数字信号处理的实现方法一般有以下几种:

- (1) 在通用的计算机 (如 PC 机) 上用软件 (如 Fortran、C 语言) 实现。
- (2) 在通用计算机系统中加上专用的加速处理机实现。
- (3) 用通用的单片机 (如 MCS-51、96 系列等) 实现, 这种方法可用于一些不太复杂的数字信号处理, 如数字控制等。
- (4) 用通用的可编程 DSP 芯片实现。与单片机相比, DSP 芯片具有更加适合于数字信号处理的软件和硬件资源, 可用于复杂的数字信号处理算法。
- (5) 用专用的 DSP 芯片实现。在一些特殊的场合, 要求的信号处理速度极高, 用通用 DSP 芯片很难实现, 例如专用于 FFT、数字滤波、卷积、相关等算法的 DSP 芯片, 这种芯片将相应的信号处理算法在芯片内部用硬件实现, 无需进行编程。

在上述几种方法中, 第 1 种方法的缺点是速度较慢, 一般可用于 DSP 算法的模拟; 第 2 种和第 5 种方法专用性强, 应用受到很大的限制, 第 2 种方法也不便于系统的独立

运行；第3种方法只适用于实现简单的DSP算法；第4种方法才使数字信号处理的应用打开了新的局面。但是由于本文所述内容处于实验阶段，因此采用第1种方法。

§4.2 数字滤波器的设计

4.2.1 数字滤波器设计的基本步骤

数字滤波器根据其冲激响应函数的时域特性，可分为两种，即无限长冲激响应(IIR)滤波器和有限长冲激响应(FIR)滤波器。IIR滤波器的特征是，具有无限持续时间冲激响应。种滤波器一般需要用递归模型来实现，因而有时也称之为递归滤波器。FIR滤波器的冲激响应只能延续一定时间，在工程实际中可以采用递归的方式实现，也可以采用非递归的方式实现。数字滤波器的设计方法有多种，如双线性变换法、窗函数设计法、插值逼近法和Chebyshev逼近法等等。随着MATLAB软件尤其是MATLAB的信号处理工作箱的不断完善，不仅数字滤波器的计算机辅助设计有了可能，而且还可以使设计达到最优化。数字滤波器设计的基本步骤如下：

1. 确定指标

在设计一个滤波器之前，必须首先根据工程实际的需要确定滤波器的技术指标。在很多实际应用中，数字滤波器常常被用来实现选频操作。因此，指标的形式一般在频域中给出幅度和相位响应。幅度指标主要以两种方式给出。第一种是绝对指标。它提供对幅度响应函数的要求，一般应用于FIR滤波器的设计。第二种指标是相对指标。它以分贝值的形式给出要求。在工程实际中，这种指标最受欢迎。对于相位响应指标形式，通常希望系统在通频带中人有线性相位。运用线性相位响应指标进行滤波器设计具有如下优点：

- ①只包含实数算法，不涉及复数运算；
- ②不存在延迟失真，只有固定数量的延迟；
- ③长度为N的滤波器（阶数为N-1），计算量为N/2数量级。

因此，本文中滤波器的设计就以线性相位FIR滤波器的设计为例。

2. 逼近

确定了技术指标后，就可以建立一个目标的数字滤波器模型。通常采用理想的数字滤波器模型。之后，利用数字滤波器的设计方法，设计出一个实际滤波器模型来逼近给定的目标。

3. 性能分析和计算机仿真

上两步的结果是得到以差分或系统函数或冲激响应描述的滤波器。根据这个描述就可以分析其频率特性和相位特性，以验证设计结果是否满足指标要求；或者利用计算机仿真实现设计的滤波器，再分析滤波结果来判断。

4.2.2 常用滤波器——卡尔曼滤波器

信号处理的实际问题，常常是要解决在噪声中提取信号的问题，因此，需要寻找一种所谓有最佳线性过滤特性的滤波器。这种滤波器当信号与噪声同时输入时，在输出端能将信号尽可能精确地重现出来，而噪声却受到最大抑制。卡尔曼(Kalman)滤波就是用来解决这样一类从噪声中提取信号问题的一种过滤(或滤波)方法。

实际上这种线性滤波问题，可以看成是一种估计问题或一种线性估计问题。

一个线性系统，如果它的单位样本响应为 $h(n)$ ，当输入一个随机信号 $x(n)$ ，且

$$x(n) = s(n) + v(n) \quad (4.1)$$

其中 $s(n)$ 表示信号， $v(n)$ 表示噪声，则输出 $y(n)$ 为

$$y(n) = \sum_m h(m)x(n-m) \quad (4.2)$$

我们希望 $x(n)$ 通过线性系统 $h(n)$ 后得到的 $y(n)$ 尽量接近于 $s(n)$ ，因此称 $y(n)$ 为 $s(n)$ 的估计值，用 $\hat{s}(n)$ 表示，即

$$y(n) = \hat{s}(n) \quad (4.3)$$

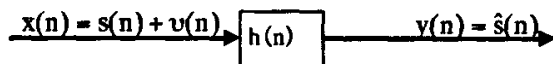


图 4-1 卡尔曼滤波器的输入—输出关系

如图 4-1 所示，这个线性系统 $h(\cdot)$ 称为对于 $s(n)$ 的一种估计器。

实际上，式(4.2)的卷积形式可以理解为从当前和过去的观察值 $x(n)$ ， $x(n-1)$ ， $x(n-2) \cdots x(n-m)$ ， $\cdots$ 来估计信号的当前值 $\hat{s}(n)$ 。因此，用 $h(\cdot)$ 进行过滤的问题可以看成是一个估计问题。由于我们现在涉及的信号是随机信号，所以这样一种过滤问题实际上是一种统计估计问题。

一般，从当前的和过去的观察值 $x(n)$ ， $x(n-1)$ ， $x(n-2)$ ， $\cdots$ 估计当前的信号 $y(n) = \hat{s}(n)$ 称为过滤或滤波；从过去的观察值，估计当前的或将来的信号值 $y(n) = \hat{s}(n+N)$ ($N \geq 0$) 称为预测或外推；从过去的观察值，估计过去的信号值 $y(n) = \hat{s}(n-N)$ ($N > 1$) 称为平滑或内插。因此卡尔曼过滤又常常被称为最佳线性过滤与预测或线性最优估计。这里所谓“最佳”与“最优”是以最小均方误差为准则的。如果我们以 s 与 $\hat{s}$ 分别表示信号的真值与估计值，而用 $e(n)$ 表示它们之间的误差，即

$$e(n) = s(n) - \hat{s}(n) \quad (4.4)$$

显然, $e(n)$ 可能是正的, 也可能是负的, 并且它是一个随机变量。因此, 用它的均方值来表达误差是合理的, 所谓均方误差最小即它的平方的统计平均值最小:

$$E[e^2(n)] = E[(s - \hat{s})^2] \quad (4.5)$$

采用最小均方误差准则作为最佳过滤准则的原因还在于它的理论分析比较简单, 不要求对概率的描述。并且在这种准则下导出的最佳线性系统对其它广泛一类准则而言也是最佳的。卡尔曼滤波不需要全部过去的观察数据, 它只是根据前一个估计值和最近一个观察数据来估计信号的当前值。它是用状态方程和递推方法进行估计的, 而它的解是以估计值(常常是状态变量的估计值)的形式给出的。从信号模型的建立来看, 卡尔曼滤波的信号模型则是从状态方程和量测方程得到。虽然卡尔曼滤波器有较好的去噪功能, 但是由于轮速信号噪声的频域特性很难获得, 因此必须考虑采用其它的滤波器。

§4.3 一阶 FIR 滤波器的设计

4.3.1 滤波器的设计目标

根据牛顿第二定律有

$$m\dot{V}_x = -F_d - F_r - F_g + F_x \quad (4.6)$$

其中: v_x 为车速, F_d 为风阻, F_r 为滚动阻力, F_g 为换挡产生的纵向力, F_x 为作用在车辆上的总的纵向力, m 为汽车质量。

设 $x=v$, $f(x) = -F_d/m - F_r/m - F_g/m$, $B=1/m$, $u=F_x$ 则有

$$\dot{x} = f(x) + Bu \quad (4.7)$$

上式表明, 可以将速度 x 看作是输入纵向力 u 的函数, 对 x 作微分处理并计算出 u 的值是最直接的方法。

假设

$$\dot{x} = a + bu \quad (4.8)$$

其中 a 和 b 为常数, 而且 x 信号没有噪声, 当 a 值不能准确知道时用 $\hat{a}$ 来代替, 有

$$\dot{\hat{x}} = \hat{a} + b\hat{u} \quad (4.9)$$

由于信号 x 没有噪声, 则有 $\dot{x} = \dot{\hat{x}}$, 又由 (4.7) (4.8) 有:

$$\hat{u} = \frac{\dot{\hat{x}} - \hat{a}}{b}$$

令 $\Delta a = a - \hat{a}$ 则输入的误差为:

$$|u - \hat{u}| = |\Delta a / b|$$

从上式可以看出输入的误差即纵向力的误差和 Δa 即车辆受到的其它外力的变化有关, 说明直接利用 (4.7) 估计输入其稳定性有问题, 而且实际中得到的信号 x 还受到高频噪声的干扰。当信号 x 受到噪声影响较小时, 直接对噪声作微分处理并计算得到 u 时误差较小, 但当 x 受到的噪声影响较大时, (4.7) 中的 f 和 B 在其时域中将发生变化, 则得到的 u 将会有较大误差。

同理对 (4.8) 利用卡尔曼式滤波器进行估计输入的误差计算, 设

$$\dot{\hat{x}} = \hat{a} + b\hat{u} + \gamma_1(x - \hat{x})$$

$$\hat{u} = \gamma_2(x - \hat{x})$$

其中 λ_1, λ_2 用来修正估计值, 并由设计者给定, 假设 λ_1, λ_2 已知, ϵ 为 x 与 $\hat{x}$ 间误差的最大值, 则对于 $t > 0$ 有:

$$|x(t) - \hat{x}(t)| = \left| \int_{\tau=0}^t \dot{x}(\tau) - \dot{\hat{x}}(\tau) d\tau \right| = \left| \int_{\tau=0}^t (a - \hat{a}) + b(u - \hat{u}) + \gamma_1(x - \hat{x}) d\tau \right| < \epsilon$$

令 $\Delta a = a - \hat{a}$, $e = x - \hat{x}$ 有:

$$\frac{\left| \Delta a + \frac{\gamma_1}{t} \int_{\tau=0}^t e(\tau) d\tau \right|}{|b|} < \left| \frac{1}{t} \int_{\tau=0}^t (u - \hat{u}) d\tau \right|$$

即 $\hat{u}$ 估计的平均误差也和 Δa 有关, 因此该方法也不可行。

因此, 一阶 FIR 滤波器的设计目标是能够利用过去及现在的信号来修正滤波器的设计, 使其微分系统的估计值能够逼近信号准确的微分值。

4.3.2 滤波器算法的推导

假设:

- 1) 被处理的信号必须具有二阶微分, 保证其微分在频域内有含义。
- 2) 信号中含有的噪声为白噪声或者其方差为已知。
- 3) 用来估计的信号为其过去及现在的值为线性表达, 且个数固定。

当 $T > 0$ 时, $[f_i]_{i=0}^{\infty}$ 表示序列: $f(0), f(1 \cdot T), f(2 \cdot T) \dots$ 定义:

$$\dot{f}_i = f_{i+1} - f_i \quad \ddot{f}_i = \dot{f}_{i+1} - \dot{f}_i$$

设 $\Phi_{\Delta_2} = \{[f_i]_{i=0}^m : |\ddot{f}_i| < \Delta_2, i = 0, 1, 2, \dots\}$, 其中, Δ_2 为信号的二阶微分的范围, 设

$\Phi_{m, \Delta_2}(n)$ 为第 n 点过去的 m 个点的信号 f_n 即:

$$\Phi_{m, \Delta_2}(n) = \left\{ \begin{bmatrix} f_n \\ f_{n-1} \\ \vdots \\ f_{n-m+1} \end{bmatrix} : [f_i]_{i=0}^m \in \Phi_{\Delta_2}, n-m+1 \geq 0 \right\} \text{ 则}$$

$$\dot{f}_{n-1} = [1, -1, 0, \dots, 0] \begin{bmatrix} f_n \\ f_{n-1} \\ \vdots \\ f_{n-m+1} \end{bmatrix}$$

令 $c = [1, -1, 0, \dots, 0]^T$, 则有

$$\dot{f}_{n-1} = c^T f \quad (4.10)$$

当噪声信号 v_i 的均值为 0, 方差为 σ^2 时, 则采集到的过去 m 个点的信号为

$$X = \begin{bmatrix} x_n \\ x_{n-1} \\ \vdots \\ x_{n-m+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_n \\ f_{n-1} \\ \vdots \\ f_{n-m+1} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} v_n \\ v_{n-1} \\ \vdots \\ v_{n-m+1} \end{bmatrix} = f + V$$

对 $\dot{f}_{n-1}$ 估计值 $\hat{\dot{f}}_{n-1}$ 为:

$$\hat{\dot{f}}_{n-1} = [w_0, w_1, \dots, w_{m-1}] \begin{bmatrix} x_n \\ x_{n-1} \\ \vdots \\ x_{n-m+1} \end{bmatrix} = W^T (f + V) \quad (4.11)$$

则滤波器的设计就可以归结为如下表达式:

$$\min_{W \in R^m} \sup_{f \in \Phi_{m, \Delta_2}(n)} E[(\dot{f}_{n-1} - \hat{\dot{f}}_{n-1})^2] \quad (4.12)$$

总之, 问题的关键在于选择权矩阵 W , 使 $\dot{f}_{n-1}$ 对于 $\hat{\dot{f}}_{n-1}$ 的误差最小。将 (4.10) (4.11)

代入 (4.12) 式有:

$$\begin{aligned} & \min_{W \in R^m} \sup_{f \in \Phi_{m, \Delta_2}(n)} E[(c^T f - w^T (f + v))^2] = \min_{W \in R^m} \sup_{f \in \Phi_{m, \Delta_2}(n)} E[(c^T f - w^T f - w^T v)^2] \\ & = \min_{W \in R^m} \sup_{f \in \Phi_{m, \Delta_2}(n)} E[(c^T f - w^T f)^2 - 2(c^T f - w^T f)w^T v + w^T v v^T w] \\ & = \min_{W \in R^m} \sup_{f \in \Phi_{m, \Delta_2}(n)} \{(c^T f - w^T f)^2 - 2E[(c^T f - w^T f)w^T v] + E[w^T v v^T w]\} \end{aligned}$$

由于噪声信号 v_i 的均值为 0, 方差为 σ^2 则有

$$\text{上式} = \min_{\mathbf{w} \in \mathbb{R}^m} \sup_{f \in \Phi_{m, \Delta_2}(n)} \{(\mathbf{c}^T \mathbf{f} - \mathbf{w}^T \mathbf{f})^2 + \sigma^2 \|\mathbf{w}\|_2^2\} = \min_{\mathbf{w} \in \mathbb{R}^m} \sup_{f \in \Phi_{m, \Delta_2}(n)} \{[(\mathbf{c} - \mathbf{w})^T \mathbf{f}]^2 + \sigma^2 \|\mathbf{w}\|_2^2\}$$

令 $\hat{\mathbf{w}} = \mathbf{c} - \mathbf{w}$

$$\text{则上式} = \min_{\mathbf{w} \in \mathbb{R}^m} \sup_{f \in \Phi_{m, \Delta_2}(n)} \{|\hat{\mathbf{w}}^T \mathbf{f}|^2 + \sigma^2 \|\mathbf{c} - \hat{\mathbf{w}}\|_2^2\} \quad (4.13)$$

对于 n 点信号 $[f_i]_{i=0}^n$ 序列的微分有:

$$\begin{aligned} \dot{f}_n &= f_n - f_{n-1} \\ \dot{f}_n &= f_n - f_{n-1} \\ &\dots \\ \dot{f}_{n-m+1} &= f_{n-m+1} - f_{n-m+2} \end{aligned}$$

利用过去 m 个点的信号有:

$$\begin{aligned} f_n &= f_n \\ f_{n-1} &= f_n - \dot{f}_{n-1} \\ f_{n-2} &= f_n - \dot{f}_{n-1} - \dot{f}_{n-2} \\ &\dots \\ f_{n-m+1} &= f_n - \dot{f}_{n-1} - \dots - \dot{f}_{n-m+1} \end{aligned}$$

写成矩阵形式为:

$$\mathbf{f} = \mathbf{f}_n \cdot \mathbf{1}_{m \times 1} + \mathbf{T}_1 \dot{\mathbf{f}}$$

$$\text{其中 } \mathbf{T}_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & -1 & -1 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & -1 & -1 & -1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & -1 & -1 & -1 & 0 & \dots & 0 \\ & & & \vdots & & & \\ 0 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 \end{bmatrix}_{m \times m} \quad \text{且 } \dot{\mathbf{f}} = \begin{bmatrix} \dot{f}_n \\ \dot{f}_{n-1} \\ \vdots \\ \dot{f}_{n-m+1} \end{bmatrix}$$

同理对于向量 $\ddot{\mathbf{f}}$ 有:

$$\begin{aligned} \ddot{f}_n &= \ddot{f}_n \\ \ddot{f}_{n-1} &= \ddot{f}_n - \ddot{f}_{n-1} \\ &\dots \\ \ddot{f}_{n-m+1} &= \ddot{f}_n - \ddot{f}_{n-1} - \dots - \ddot{f}_{n-m+1} \end{aligned}$$

由于信号的二阶微分的范围已知且为 Δ_2 , 则

$$\begin{aligned}
\dot{f}_n &= \dot{f}_0 \\
\dot{f}_{n-1} &= \dot{f}_n + a_1 \Delta_2 \\
&\dots \\
\dot{f}_{n-m+1} &= \dot{f}_n + a_1 \Delta_2 - \dots - a_{m-1} \Delta_2
\end{aligned}$$

向量 $\dot{f}$ 可表示为

$$\dot{f} = \dot{f}_0 \cdot 1_{m \times 1} + T_2 a$$

$$\text{其中 } T_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \Delta_2 & \Delta_2 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \Delta_2 & \Delta_2 & \Delta_2 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \Delta_2 & \Delta_2 & \Delta_2 & 0 & \dots & 0 \\ & & & \vdots & & & \\ 0 & \Delta_2 & \Delta_2 & \Delta_2 & \Delta_2 & \Delta_2 & \Delta_2 \end{bmatrix}_{m \times m} \quad a = \begin{bmatrix} a_0 \\ a_1 \\ \vdots \\ a_{m-1} \end{bmatrix}, a_i \in [-1, 1]$$

至此有

$$f = f_0 \cdot 1_{1 \times m} + T_1 (\dot{f}_0 \cdot 1_{m \times 1} + T_2 a), a_i \in [-1, 1], f_0 \in \mathbb{R}, \dot{f}_0 \in \mathbb{R}$$

则 (4.13) 式可写为:

$$\begin{aligned}
& \min_{w \in \mathbb{R}^n} \sup_{f \in \Phi_{n, \Delta_2}(s)} \{ \|\hat{w}^T f\|^2 + \sigma^2 \|c - \hat{w}\|_2^2 \} \\
&= \min_{w \in \mathbb{R}^n} \sup_{a_i \in [-1, 1], f_0, \dot{f}_0 \in \mathbb{R}} \{ \|\hat{w}^T (f_0 \cdot 1_{1 \times m} + T_1 (\dot{f}_0 \cdot 1_{m \times 1} + T_2 a))\|^2 + \sigma^2 \|c - \hat{w}\|_2^2 \} \quad (4.14) \\
&= \min_{w \in \mathbb{R}^n} \sup_{a_i \in [-1, 1], f_0, \dot{f}_0 \in \mathbb{R}} \{ |f_0 \hat{w}^T 1_{1 \times m} + \dot{f}_0 \hat{w}^T T_1 1_{m \times 1} + T_1 T_2 a|^2 + \sigma^2 \|c - \hat{w}\|_2^2 \}
\end{aligned}$$

对于任意满足 $\hat{w}^T 1_{m \times 1} \neq 0$ 的向量 $\hat{w}$, f_0 的可能有无穷解, 故加入约束条件:

$$\begin{bmatrix} 1_{1 \times m} \\ 1_{1 \times m} T_1^T \end{bmatrix} \hat{w} = A \hat{w} = 0 \quad \text{式 (4.14) 可表示为}$$

$$\min_{A \hat{w} = 0} \sup_{a_i \in [-1, 1]} \{ |\hat{w}^T T_1 T_2 a|^2 + \sigma^2 \|c - \hat{w}\|_2^2 \} \quad (4.15)$$

$$\text{因为 } \max_{a_i \in [-1, 1]} |\hat{w}^T T_1 T_2 a| = \|T_2^T T_1^T \hat{w}\|_1$$

因此 (4.15) 式可以被改写为最小化问题:

$$\min_{A \hat{w} = 0} \{ \|T_2^T T_1^T \hat{w}\|_1^2 + \sigma^2 \|c - \hat{w}\|_2^2 \} \quad (4.16)$$

观察上式并没有得到令人满意的结果, 其实在数学中它是一个球面最小化问题, 可利用现有的数学知识以及少量的计算机语言在很短时间内对其进行计算。

4.3.3 滤波器算法

设 $[f_i]$ 为待测定的抽样信号， $[x_i]$ 为测定 $[f_i]$ 时的噪声序列。利用如下的步骤来得

到抽样信号 $[f_i]$ 的一阶微分：

(1) 确定用于滤波的数组长度 m ，即用于估计该点信号的过去 m 个点（实验证明一般取 20-50 为宜， m 过小影响准确性，另一方面由于计算能力的限制， m 过大则影响滤波速度）。

(2) 确定待测信号的二阶微分的范围 Δ_2 ， Δ_2 是 $[\dot{f}_i - \dot{f}_{i+1}]$ 中的最大值。

(3) 确定信号噪声的均方差 $d(\sigma^2)$ 。

(4) 构造矩阵 c_{bcm} ， 1_{bcm} ， T_1 ， T_2 ，分别为

$$1_{bcm} = [1 \ 1 \ 1 \ \dots \ 1]$$

$$c_{bcm} = [1 \ -1 \ 0 \ \dots \ 0]$$

$$T_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & -1 & -1 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & -1 & -1 & -1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & -1 & -1 & -1 & 0 & \dots & 0 \\ & & & \vdots & & & \\ 0 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 \end{bmatrix}_{m \times m}$$

$$T_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \Delta_2 & \Delta_2 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \Delta_2 & \Delta_2 & \Delta_2 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \Delta_2 & \Delta_2 & \Delta_2 & 0 & \dots & 0 \\ & & & \vdots & & & \\ 0 & \Delta_2 & \Delta_2 & \Delta_2 & \Delta_2 & \Delta_2 & \Delta_2 \end{bmatrix}_{m \times m}$$

(5) 计算 $\hat{w}$ ， $\hat{w}$ 满足下列条件：

$$\min_{A\hat{w}=0} \{ \|T_2^T T_1^T \hat{w}\|_1^2 + \sigma^2 \|c - \hat{w}\|_2^2 \}$$

其中

$$A = \begin{bmatrix} 1_{bcm} \\ 1_{bcm} T_1^T \end{bmatrix}$$

(6) 计算长度为 $m \times 1$ 的向量 w

$$w = C - \hat{w}$$

(7) 设在第 n 步时, 其过去的 m 个测量值为 $x_n, x_{n-1}, \dots, x_{n-m+1}$, 它们构成的向量为

$$X = \begin{bmatrix} x_{n-m+1} \\ \vdots \\ x_{n-1} \\ x_n \end{bmatrix}$$

则抽样信号 $[f_i]$ 中 x_{n-m+1} 的一阶值 $\hat{f}_i$ 为:

$$\hat{f}_i = w^T X_i$$

§4.4 基于 LabVIEW 平台的一阶 FIR 数字滤波器设计

由于数据采集系统中软件部分提供了 LabVIEW 语言的接口, 能够根据用户需要自行设计滤波器对采集到的数据进行处理, 因此本文设计的数字滤波器是基于 LabVIEW 平台的。

4.4.1 LabVIEW 语言简介

在现代仪器系统中, 计算机已经与仪器结合得非常紧密, 已成为整个系统的核心, 许多传统仪器正在逐渐被计算机部分、甚至全部取代。粗略地说这种结合有两种方式: 一种是将计算机装入仪器; 另一种方式是将仪器装入计算机, 即以通用的计算机硬件及操作系统为依托, 实现各种仪器功能。虚拟仪器主要是指这种方式, 其实质就是一个按照仪器需求组织的数据采集系统。美国 NI 公司的 LabVIEW 就是目前在这一领域内使用较为广泛的计算机语言。LabVIEW 广泛应用于数据采集与控制、信号处理以及数据表达等方面, 它提供了一种全新的编程方法, 即对软件对象“虚拟仪器 (VI)”进行图形化的组合操作。LabVIEW 程序的执行顺序是按数据流的方式确定的, 可以实现多任务的并行。

LabVIEW 的程序由前面板 (front panel) 和流程图 (block diagram) 两部分组成, 整个程序是基于多线程的设计, 前面板和流程图各占用一个线程。前面板是 LabVIEW 程序的图形用户接口, 此接口集成了用户输入, 并显示程序的输出, 相当于传统仪器的面板。流程图包含虚拟仪器程序的图形化源代码, 编程控制和定义在前面板上的输入和输出功能。在虚拟仪器设计中, 从控制模板中选取所需的控制及显示对象构建出仪器的操作面板; 在功能模板中选取适当的功能模块并进行必要的连接与设置, 制作控制流程图, 完成所设计仪器应具有的功能, 程序的模块化与层次化更为直观。LabVIEW 程序(即

虚拟仪器程序 VIs)由 3 个部分组成:前面板、框图程序、图标和连接端口。本文中整个程序是基于多线程的设计,前面板和框图程序各占用一个线程。下面分别就这三个部分进行设计。

4.4.2 前面板的设计

前面板,即交互式界面,用于设置输入数值和观察输出量。在前面板中,用户可以使用各种图标如旋钮、开关、实时趋势图等来模拟真实仪器的面板,并可如同操作实际仪器一样,方便地调节输入参数和进行输出模式定制。在前面板的设计中,充分发挥了 LabVIEW 的特长,即建立了友好的人机操作界面。在本程序中,由于为了证明 4.3.3 节算法的正确性,对通过轮速传感器采集到的速度信号进行滤波处理得到加速度信号,前面板能够对其进行实时显示,并根据需要将数据以 ASCII 格式文件进行存储,如图 4-7。另一方面,本文中实验的一些参数,如数组长度 m 的值,实验用车的质量,轮胎半径,采集系统的采样频率等都在前面板中由用户定义。

4.4.3 框图程序设计及滤波器的 VI 结构

框图程序与每个前面板相对应,用图形编程语言 G 语言编写,将系统所需要的功能模块进行有序的安置,并定义所连接各个模块的输入输出端口以确定框内数据流动方向。FIR 数字滤波器的框图程序如图 4-2 所示。主程序是一个 While Loop 循环结构,它控制整个程序的运行及报告错误。在循环内部还有一个 For 循环结构,主要作用在于将采集到的数据以每 m 个点打包成数组进行数据处理。

图标和连接端口可以将一个虚拟仪器系统变成一个子 VI,然后被其他的虚拟仪器程序调用。图标作为子 VI 的直观标记,代表着该子 VI 中所有的框图程序和前面板控件;连接端口描述了该子 VI 与调用它的 VI 之间进行数据交换的输入输出端 VI,每一个输入输出 VI 分别与子 VI 前面板上的控件相对应。连接端口通常隐藏在图标中。在创建应用程序时,经常把它当作最顶层程序并为其定义输入端和输出端,这样就可以把其它的 VI 程序当作他的子程序并让它的子程序对其数据进行所需的操作。如果一个 VI 框图程序中有大量的图标时,为了保持框图程序的简洁性,可以把这些图标组合成一个层次更低的子程序,这样也便于对框图程序进行调试和维护。本程序中用到的子 VI 程序有:构造函数(图标 1)如图 4-3 所示,用来实现步骤 4 的工作,并且它是 Fir 子 VI 的子 VI;二阶微分的范围子 VI π (图标 2)如图 4-2 所示,实现步骤 2 的工作;Fir(图标 3),它是整个系统的核心,LabVIEW 实现 4.3.3 节中步骤 5, 6, 7 的工作,在利用 Fir 子 VI 程序进行数字处理时,其输入时是一个长度为 m 的数组,设其时刻为 $n-m+1, \dots, n-1, n$, 则其处理的结果是 $n-m+1$ 点的一阶值。

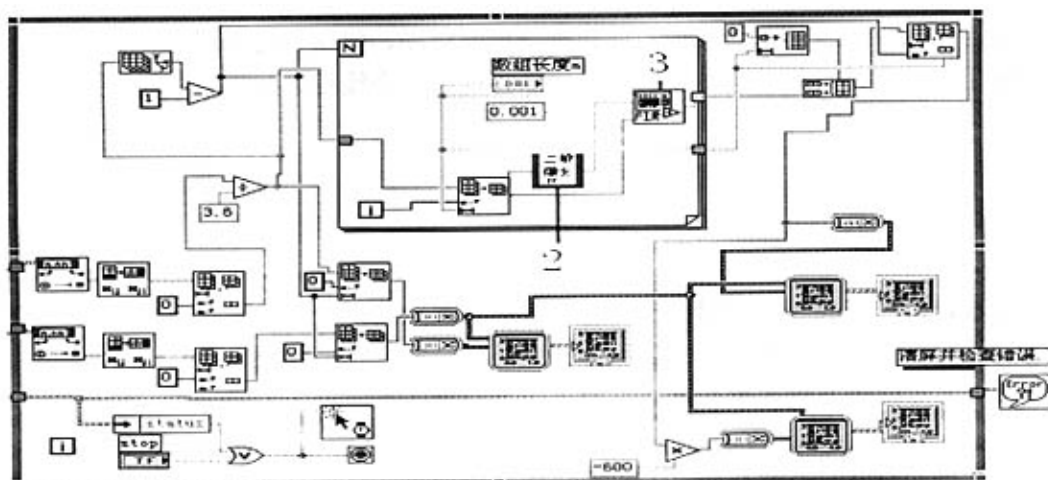


图 4-2 主程序框图

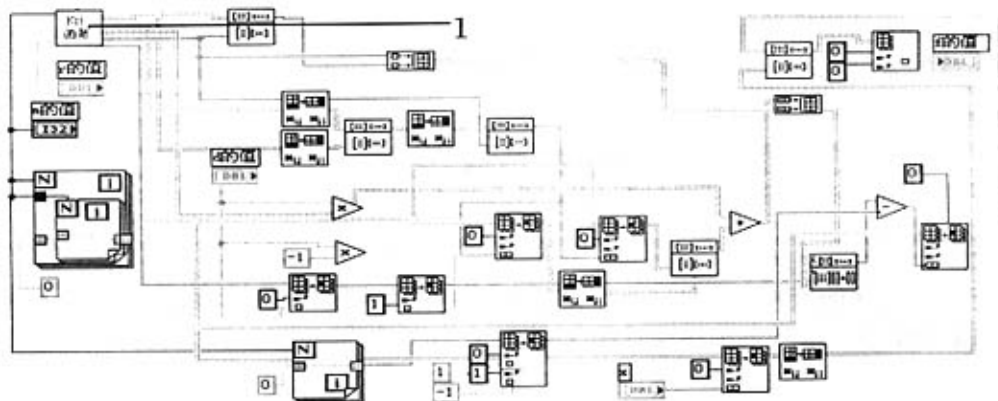


图 4-3 Fir 子 VI 程序框图

§4.5 路面摩擦力评价算法的试验验证

为通过实验验证前述力矩计算方法的可行性，采用瑞士奇石乐公司生产的石英式车轮扭矩传感器（可以测量制动、驱动力矩，制动时制动器的温度，还可以通过编码器获得车轮转速如图 4-4），对一汽大众生产的捷达 Gix 轿车的右后轮及左前轮进行制动力矩测量，并以此作为该车制动力矩的准确值，图 4-5 所示为实验设计框图。



图 4-4 扭矩传感器

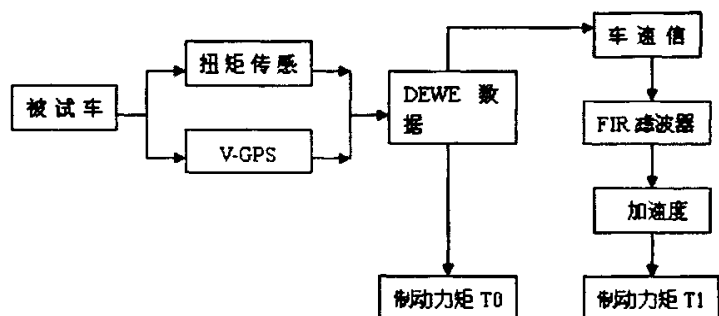


图 4-5 试验流程

将扭矩传感器安装在右后轮上，在一段平直的水泥路面上，车速保持在 30km/h 以下，进行多次起步、加速、制动过程，采集到的制动力矩数据如图 4-6 所示（由于扭矩传感器安装在非驱动轮上，因此只采集制动力矩而无驱动力矩数据）。

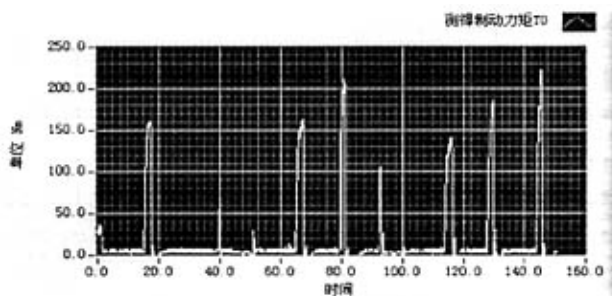


图 4-6 扭矩传感器测量得到的制动力矩曲线

利用 LabVIEW 程序计算得出相应的制动减速度时间历程，计算得到的制动力矩，示于图 4-7 中。

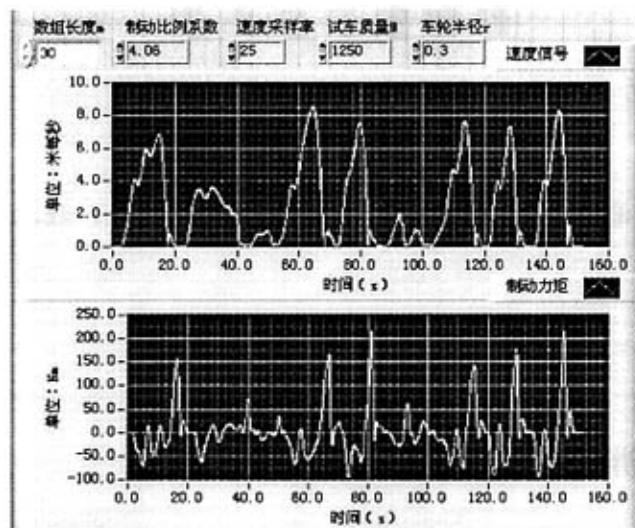


图 4-7 被试车辆车速，制动力矩曲线

对比图 4-6，4-7 的制动力矩值：测定的制动力矩和计算的制动力矩每个峰值所经历的时间基本相同，对制动力矩大于 100Nm 的 7 个峰值作分析如表 4-1（单位 Nm）：

表 4-1 计算制动力矩的误差

峰值	制动初速度	T_0	T_1	误差 ΔT
1	24.7km/h	160.4	159.6	0.8(0.5%)
2	30.7km/h	162.2	167.3	-5.1 (3.14%)
3	27.1km/h	210.8	218.2	-7.4 (3.52%)
4	7.4km/h	107.5	71	36.5 (34.1%)
5	27.4km/h	142	145.1	-3.1 (2.18%)
6	26.3km/h	185.6	180.3	5.3 (2.86%)
7	29.7km/h	222.2	215.7	6.5 (2.93%)

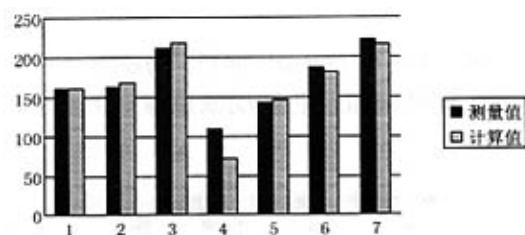


图 4-8 T_0 , T_1 峰值对比图

由图 4-8 可以明显看出，除了峰值 4 之外，所有峰值误差小于 4%，因此可以用该方法替代扭矩传感器。

§4.6 路面状况辨识

4.6.1 路面状况辨识算法^[38]

已知摩擦力系数 μ 以及滑移率 s ，在很短时间内认为下面系统是时不变的：

$$\mu = ks - k\delta \quad (4.17)$$

它是一个关于 s 和 μ 的线性模型，其中 k 及 δ 是未知参数。将上式改写为：

$$s = \mu \frac{1}{k} - \delta \quad (4.18)$$

这样有两个好处：

首先，在测量时，信号 s 的噪声变化要比 δ 大，因此后者的噪声可以被忽略，而且在 (4.17) 式中， s 的噪声被放大了 k 倍。

其次，参数 k ， δ 是随时间变化的，而且 k 的变化要比 δ 快的多，在 (4.18) 中只有一个变化较快的参数和一个变化较慢的参数，有利于滤波处理。

当对 s 引入噪声时，能够得到下面的线性回归模型：

$$\begin{aligned} s_m(t) &= \mu(t) \frac{1}{k} + \delta + e(t) \\ &= (\mu(t)1) \begin{pmatrix} \frac{1}{k} \\ \delta \end{pmatrix} + e(t) \\ &= H(t)x + e(t) \end{aligned}$$

其中 $x = (1/k, \delta)^T$ 是未知向量， $e(t)$ 是方差为 σ^2 的白噪声。经典的最小二乘法给出了具有 N 个点 $s_m(t)$ 最佳参数估计的方法，如下：

$$x_N = \left(\sum_{t=1}^N H^T(t)H(t) \right)^{-1} \sum_{t=1}^N H^T(t)s_m(t) \quad (4.19)$$

噪声方差：

$$\sigma^2 = \frac{1}{N} \sum_{t=1}^N (s_m(t) - H(t)x)^2 \quad (4.20)$$

由于现有的软件中 matlab 及 LabVIEW 均提供了最小二乘法的模块，因此可以直接调用，因而不需要再做滤波器的设计。

4.6.2 路面状况辨识算法验证

实验车辆保持 30km/h 的速度驶过 200m 的混凝土路面（附着率 0.8），其中 50m 至 100m 为大理石路面（附着率 0.2）。此过程中有较小的速度变化（保证能够测得滑移率为原则），前轮为驱动（制动）轮，后轮自由转动，记录该过程中滑移率曲线斜率 k 与时间的关系如图 4-9 所示。

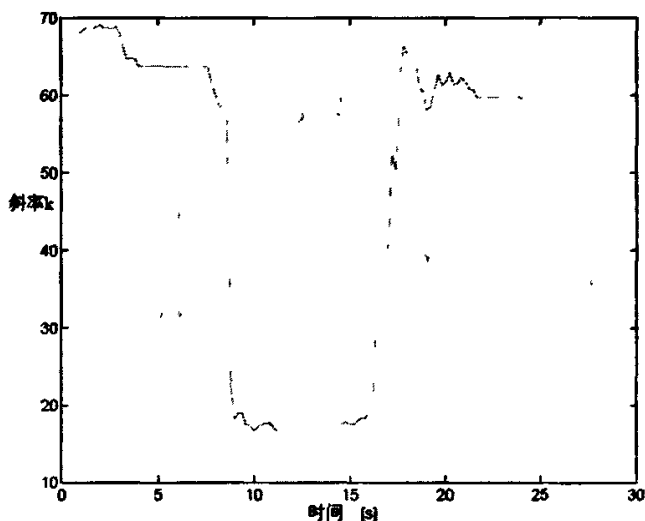


图 4-9 车辆从混凝土路面驶过一段大理石路面

由图 4-9 可以看出系统能够辨识出不同附着系数路面：车辆在 7s 时由高附着率路面驶入低附着率路面，在 16s 时驶出低附着率路面。而在实际中车辆在 6s 时驶入低附着率路面的，判断迟滞接近 1s，这个迟滞对于车辆安全的负面影响较大，造成迟滞是有算法以及系统造成的。即迟滞时间 $t = t_1 + t_2 + t_3$ ，其中： t_1 为计算车轮所受纵向力所用的时间， t_2 为计算滑移率曲线 k 的时间， t_3 为系统判断时间， t_2 及 t_3 由系统性能决定，可忽略。因此迟滞主要是由 t_1 引起的。

实验中，轮速信号的采样率为每转 20Hz，而用来计算车轮所受纵向力的轮速信号向量长度为 20-50，则 t_1 为 1-2.5s；而现阶段采用的轮速传感器的采样率一般为每转 1024Hz，则迟滞 t_1 为 0.02-0.05s，因此路面摩擦状况评价系统的迟滞将大大减小，不会对后续的行车安全距离判断造成较大影响，能够满足实际需要。

小 结

本章解决了下列问题：

- (1) 设计了一阶 FIR 滤波器，能够对车速信号进行滤波处理得到准确的加速度信号，继而得到路面作用在轮胎上的摩擦力；
- (2) 利用 LabVIEW 语言编写了路面状况辨识程序，并通过实验验证了其准确性。

第五章 行车安全距离控制模型

通过前两章的工作，我们能够只通过轮速传感器来判定路面的附着率即路面状况，这一章中介绍将介绍一种安全距离模型^[13]，并将前面章节的结果应用到行车安全距离的控制中。

§5.1 停车距离计算

5.1.1 车辆制动过程分析

车辆行驶过程中，当驾驶员接收到紧急制动信号后，制动过程如图 5-1 所示。

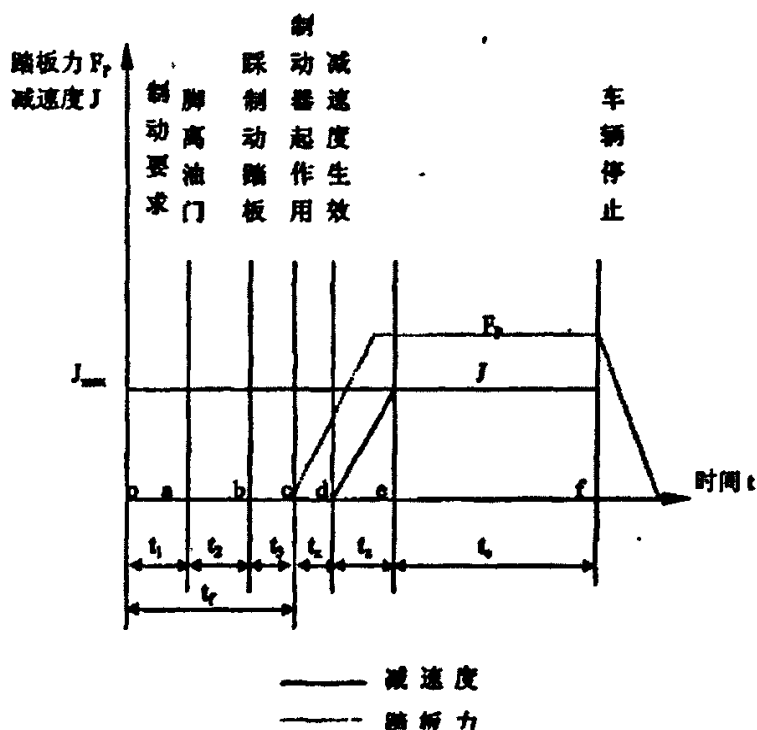


图 5-1 车辆制动过程示意图

由图可见，一次制动过程可分为以下几个阶段：

- (1) 驾驶员反应动作时间 t_1 。当行驶车辆的前方突然出现障碍物等紧急情况时 (o 点)，驾驶员不可能立即采取行动，必须经过 t_1 秒后 (a 点) 才意识到应该紧急制

动，开始从油门抬起右脚：经过 t_2 秒，右脚移动并开始踩下制动踏板（b点）；经 t_3 秒消除制动踏板间隙后，制动器材开始起作用（c点）。驾驶员的反应动作时 $t_f = t_1 + t_2 + t_3$ 。

（2）制动协调时间 t_x 。包括消除各种铰链和轴承间隙及制动摩擦片完全贴靠在制动鼓或制动盘上的时间。

（3）减速度增长时间 t_z 。

（4）持续制动时间 t_c 。

5.1.2 停车距离的计算

由图 5-2 可以看出，停车距离有下列三部分组成：

（1） $t_f + t_x$ 时间内驶过的距离 s_1 。由于该时间内减速度还未生效，故可以认为车辆作匀速直线运动，可得

$$S_1 = v_1(t_f + t_x) \quad (5.1)$$

式中 v_1 为车辆的初速度。

（2）减速度增长时间 t_z 内驶过的距离 s_2 。

$$S_2 = \int_0^{t_z} v_1(t) dt$$

式中 $v_1(t)$ 为 t_z 时间内车速的时间函数。

在 t_z 内，制动减速度近似呈线性增长，即

$$\frac{dv}{dt} = kt$$

式中 $k = \frac{j_{\max}}{t_z}$ ，故 $\int dv = \int ktdt$

求解此积分方程。

当 $t=0$ 时（c点）， $v = v_1$ ，故 $v = v_1 + \frac{1}{2}kt^2$ ，或在 t_z 时的车速为：

$$v_2 = v_1 + \frac{1}{2}kt_z^2$$

又因 $t=0$ 时 (c 点), $S=0$, 故

$S = v_1 t + \frac{1}{6} k t^3$ 或在 t_z 时的距离为

$$S_2 = v_1 t_z - \frac{1}{6} J_{\max} t_z^3 \quad (5.2)$$

(3) 持续制动时间 t_c 内驶过的距离 S_3 。

$$S_3 = \int_0^{t_c} v_2(t) dt$$

式中, $v_2(t)$ 为 t_c 内车速的时间函数。

在持续制动阶段, 车辆近似以减速度为 $J_{\max}$ 作匀减速直线运动, 其初速度为 v_2 , 末速度为 0, 故

$S_3 = v_2^2 / 2J_{\max}$ 代入 v_2 得:

$$S_3 = \frac{v_1^2}{2J_{\max}} - \frac{v_1 t_z}{2} + \frac{J_{\max} t_z^2}{8} \quad (5.3)$$

综合式 (5.1) (5.2) (5.3) 得车辆的停车距离为:

$$S = S_1 + S_2 + S_3$$

即

$$S = (t_f + t_x + \frac{t_z}{2})v_1 + \frac{v_1^2}{2J_{\max}} - \frac{J_{\max} t_z^2}{24} \quad (5.4)$$

其中 $J_{\max} = g\Phi$, 因为 $\Phi < 1$, $t_z \approx 0.1$ 很小, 故略去最后一项, 其车速单位为 km/h,

$g = 9.8 \text{ m/s}^2$, 则 S (单位为 m) 可写成

$$S = \frac{1}{3.6} (t_f + t_x + \frac{t_z}{2})v_1 + \frac{v_1^2}{254\Phi} \quad (5.5)$$

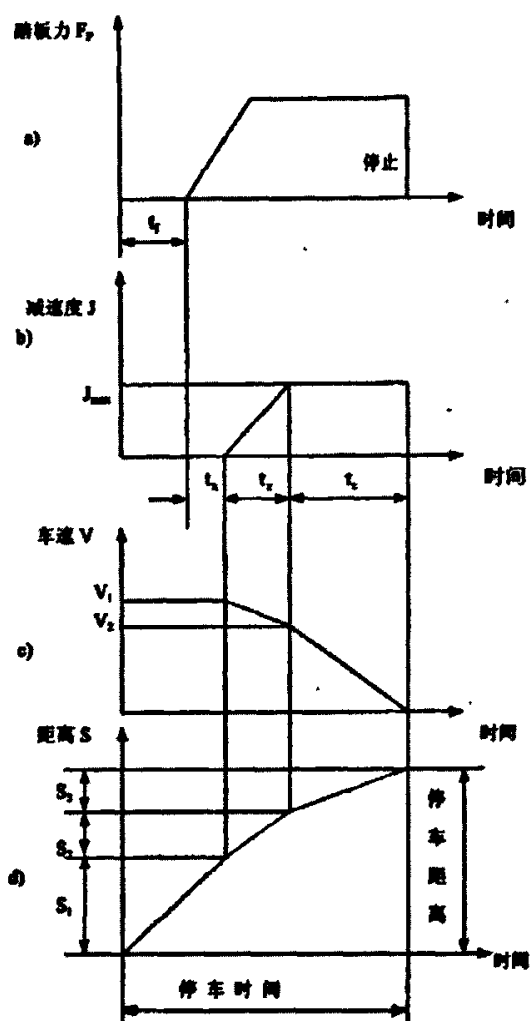


图 5-2 停车距离计算图

§5.2 行车安全距离模型

5.2.1 基本原理

图 5-3 为两辆同向行驶车辆的紧急制动过程，危险状态出现前两车间距为 d_0 ，前车发现危险信号而紧急制动后经 d_A 停车，后车发现危险信号，经 t_f 秒后采取紧急制动措施，经 d_B 后停车。

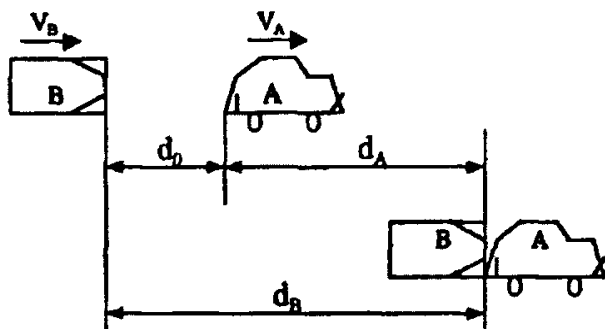


图 5-3 行车安全距离计算原理

在图 5-3 中 $d_B = d_A + d_0$ ，若两车不发生撞车，则必须：

$$d_B \leq d_A + d_0, \text{ 即 } d_0 \geq d_B - d_A$$

因 $d_A = \frac{v_A^2}{254\Phi}$ ，由公式 (5.5) 得：

$$d_B = \frac{1}{3.6} \left(t_f + t_x + \frac{t_z}{2} \right) v_B + \frac{v_B^2}{254\Phi}$$

则最小行车安全距离为

$$d = \frac{1}{3.6} \left(t_f + t_x + \frac{t_z}{2} \right) v_B + \frac{v_B^2 - v_A^2}{254\Phi} \quad (5.6)$$

式中： Φ 为路面附着率， t_f 为驾驶员反应时间 (s)， v_A 为前车速度 (km/h)，为制动协调时间 t_x (s)， v_B 为后车速度 (km/h)， t_z 为减速度增长时间 (s)。

5.2.2 模型中参数的确定

(1) 路面附着率 Φ 的区定。在制动过程中，路面附着率由前面的算法得出，在上述模型中，两车的制动减速度取相同数值（均为 $g\Phi$ ），一方面为系统简化，另一方面，在实际行车过程中，后车的制动减速度一般大于前车，因此这样做更安全。

(2) t_f 是驾驶员辨认行车情况并采取刹车动作的临界反应时间，它随驾驶员的年龄、性别、情绪、身体状况、车速以及目标的状态等因素的不同而差异较大，一次很难准确定，一般为 0.3-2.0 秒。

(3) 制动协调时间 t_x 一般为 0.2 秒。

(4) 制动力增长时间 t_z 一般为 0.04 秒，故该项可忽略不计。

(5) 车速的确定。前后车的车速可通过车载测距传感器及车速传感器测得。模型中，自车与目标车辆均制动停车后，两车间距为 0；实际中，两车均停车后，车间仍须有一定的间隙。为简化系统设该间隙为 0。

综上所述，式 (5.6) 简化为：

$$d = \frac{1}{3.6} v_B t + \frac{v_B^2 - v_A^2}{254\Phi} \quad (5.7)$$

式中： t 选为 1.5 秒， Φ 值通过上一章的程序实时获得。

实际应用中，还需在本文中建立的基于路面辨识的行车安全距离控制模型基础上应用距离传感器测量车间距及前车速度。

第六章 全文总结及进一步工作

本文通过测量制动过程中车速和轮速，利用先进的数字信号处理技术代替力传感器评价路面附着率，动态的调整行车安全距离，进一步的提高高速公路的安全和效率。所得结论如下：

1. 通过对国内外高速公路的安全技术现状的研究，提出动态行车安全距离控制技术，即将基于轮胎滑移率的路面辨识技术与国内高速公路防追尾系统相结合。一方面这种方案符合我国交通现状，另一方面使高速公路防追尾系统更加实用。

2. 通过对轮胎 brush 模型的改进，对以较小的滑移率水平下曲线斜率评价最大摩擦系数 $\mu_{\max}$ 做出了理论解释，并通过道路实验对理论的准确性做出了验证。

3. 设计了测量路面滑移率的实验系统，能够准确的测定路面滑移率并得到滑移率曲线，此系统不仅是本文的基础，而且对于滑移率在其他方面的应用，如 ABS 系统的开发，ABS 系统的性能测试等方面也有重要意义。

4. 推导出了最优一阶 FIR 滤波器的算法，该算法还涉及了一种具有“自适应”功能的路面摩擦抵消缓慢变化的不确定来提高其鲁棒性，并应用 LabVIEW 语言得以实现，程序结构模块化，代码简洁。虽然它是为了解决路面摩擦评价问题而提出的，但是它可以应用那些信号需要去噪，而对其谱信息知之甚少，使基于频域设计的滤波技术难以应用的领域。

然而动态行车安全距离控制技术还有一些进一步解决的问题：

首先，基于滑移率的路面辨识是本文的研究重点，然而这种方法在车重有较大变化，以及轮胎的样式及温度不同时，其结果会有较大误差，而且出于安全考虑，所有实验均在车速不超过 50km/h 进行，也未在冰雪路面进行实验，因此在高速情况下其准确性以及辨识其它路面的准确性有待于进一步研究；另一方面当车轮发生滑移时，为了获得准确的滑移率一般利用 V-GPS 和第五轮法，然而寻找实际的准确获得车身速度方法或算法也是一个值得探讨的问题。

其次，防追尾系统虽然不是本文的研究重点，但是它对本文的动态行车安全距离控制技术也有重要的影响，因此也需要对其不断改进。

最后，实际中滑移率曲线并不通过原点，总是有一个偏移量 δ ，而且它和路面的材质有关，那么需要对其进行更深入的研究，能否将 δ 也作为路面附着率的指示值或者可以和滑移率曲线斜率 k 配合能够更好的作为路面附着率的指示值。

参考文献

- [1] 余志生, 汽车理论, 机械工业出版社, 1996
- [2] 程军, 汽车防抱死制动系统的理论与实践, 北京理工大学出版社, 1999
- [3] 程军, 车轮最佳滑移率控制的研究, 汽车研究与开发, 2000, 1(36): 39
- [4] 瞿宏敏、程军, 汽车动力学模拟中的轮胎模型述评, 汽车技术, 1996(7)
- [5] 边明远、李克强、连小珉, 汽车仿滑控制系统道路识别技术的研究。汽车工程, 2003年10期
- [6] 程军, 车轮最佳滑移率控制的研究, 汽车研究与开发, 2000, (1)36-39
- [7] 程军、徐光辉、崔继波, 一种新型的车辆速度及加速度测量方法, 汽车研究与开发, 1999(3): 41-43
- [8] 余卓平、管迪华, 汽车防抱死制动装置抗路面不平度干扰的数字滤波法, 中国公路学报, 1999, 12(1): 95-100。
- [9] 崔胜民, 轮胎制动与驱动特性的理论模型, 汽车技术, 1995(1): 6-9
- [10] 程军、袁金光、王西山, 汽车防滑控制的研究 汽车工程, 1997, 19(2): 96-102
- [11] 王德平、郭孔辉等, 汽车驱动防滑控制的控制逻辑与算法, 汽车工程, 1999, 21(5): 290-294
- [12] 程军, 基于最优变结构的防抱控制系统的研究, 汽车技术, 1997(12): 7-12
- [13] 陈光武, 高速公路追尾碰撞预防报警系统开发研究, 长安大学硕士毕业论文
- [14] 程军, 国外防抱死制动系统及其法规规定历史现状未来. 客车技术, 1995(2): 7-11
- [15] 司利增, 汽车防滑控制系统——ABS与ASR. 人民交通出版社, 1996
- [16] 郭孔辉、刘青, 稳态条件用于车辆动力学分析的轮胎模型, 汽车工程, 1998, 20(3): 129-134
- [17] 崔胜民, 轮胎制动与驱动特性的理论模型, 汽车技术, 1995(1): 6-9
- [18] 吴献金, 路面纵向附着系数参量仪, 汽车技术, 1985(11): 2226
- [19] 吴献金, 关于路面纵向附着系数的讨论, 汽车技术, 1987(1): 31-35
- [20] 柯玮、朱俊, 道路附着系数的试验研究, 内蒙古公路与运输, 1996(3): 31-33
- [21] 彭为, 轻型客车制动过程仿真及试验研究, 合肥工业大学学位论文, 1998
- [22] 庄继德, 汽车轮胎学, 北京理工大学出版社, 1996
- [23] 刘哲义, 对影响轮胎与路面间附着性能因素的分析, 公路, 1999(6): 48-51
- [24] 庄继德, 现代汽车轮胎技术, 北京理工大学出版社, 2001
- [25] 徐志新、石未德, 轮胎制动力-滑移率特性的动态模型研究, 汽车工程, 1998, 20(5): 279-284
- [26] 边明远, 汽车主动安全性控制系统路况识别技术纵览, 汽车研究与开发, 2002(1): 31-33
- [27] 王春燕、杨英俊, 当前国际智能运输领域安全辅助驾驶新技术, 交通与计算机, 1999(4): 17-19
- [28] 王铁、张国忠、周淑文, 基于竞争神经网络的ABS路面辨识, 东北大学学报,

2003(6):560-562

[29] 马骏, 高速公路行车安全距离的分析与研究, 西安公路交通大学学报, 1998(4):90-95

[30] 陈光武、侯德藻、李晓霞、李百川, 高速公路实用安全车距计算模型, 人类工效学, 2001, 3(1):41-46

[31] 侯志祥、吴义虎、刘振闻、李河清, 高速公路汽车追尾模型, 交通运输工程学报, 2004, 4(4):37-39

[32] 杨伟、徐杰、李宗平, 高速公路上跟随车安全距离的一种确定方法, 2002, 21(1):20-22

[33] 郑安文、张炳焕, 高速公路不同跟车状态下安全行车间距分析, 武汉科技大学学报, 2003, 26(1):54-57

[34] 胡广书, 数字信号处理, 清华大学出版社, 2003

[35] 杨乐平等, LabVIEW 高级程序设计与应用, 清华大学出版社, 2003

[36] 吴浩桂、赵克刚、范刚、曾建谋, 附着系数-滑移率曲线的测定, 华南理工大学学报, 2001, 29(9):20-22

[37] Chia-shang Liu, Huei Peng. Road friction coefficient for vehicle path prediction [J]. Vehicle System Dynamics Supplement, 1996 (25): 413-425

[38] Gustafsson Fredrik. Slip-based tire-road friction estimation [J]. Automatica. 1997, 33(6): 1087-1099

[39] Mika Morii, Hiroyuki Yasuoetal. Road surface condition detector using high peak power fiber laser [A]. 电气学会论文志, D: 产业应用部门 2000, 120-D(10): 1198-1204

[40] Michael R. Uchanski, "Slippery Roads and Dirty Derivatives: New Friction Estimation and Signal Processing Techniques for Safer Driving", PhD thesis, University of California at Berkeley, 2001

[41] Chankyu Lee, Karl Hedrick, and Kyongsu Yi, Real-Time Slip-based Estimation of Maximum Tire-Road Friction Coefficient

[42] U. Eichhorn and J. Roth. "Prediction and monitoring of tyre/road friction" 24th FISITA Congress, 1992(2):67-74

[43] St.Germann, M. Württenberger, and A. Daiß. "Monitoring of the friction coefficient between tyre and road surface", Proceedings of the third IEEE Conference of Control Application, 1994(1):613-618

[44] Th Dieckmann. "Assessment of road grip by way of measured wheel variables", FISITA Technical Paper, FISITA Conference(Safety, the vehicle and the road), 1992(2):75-81

[45] H. J. Hong, and H. Y. Jo. "Prediction of Friction between tire and road using powertrain model", Proceedings of AVEC' 98, 1998:135-140

[46] Wookug Hwang and Byung-suk Song. "Road condition monitoring system

using tire-road friction estimation”, Proceedings of AVEC 2000(International Symposium on Advanced Vehicle Control), 2000:437-442

本人在研究生学习期间发表的论文有:

《阿尔卑斯山隧道中的远程 WIM 系统》，国际智能交通，05 年第 6 期。

《获取车辆制动力矩的一种新的数字信号处理方法》，现代交通技术，05 年第 4 期。

致 谢

本文是在导师张维锋博士的指导下完成的。张老师几年来对我学业上的精心指导，孜孜不倦的教诲以及生活上的悉心关怀将会使我永远铭记在心。同时，张老师渊博的知识、缜密独到的思维方法、认真求实的工作风格以及孜孜不倦的治学态度和严谨的作风使我受益匪浅，将对我一生的事业和生活带来无尽的教益。

感谢汽车学院申福林教授，郭荣庆老师在学业上对我的指导和帮助。感谢李海育、康剑飞、王建波、曹冰莹、刘东在学习和科研中经常给我启发和帮助。

感谢陈云鹏、王超、焦治波、陈兴旺等所有汽车学院 03 级同学的友情和帮助，永远难忘和他们一起渡过的美好时光。

感谢长安大学测试分析中心的赵阳老师给予的支持和帮助。

父母对我付出极大心血，他们无私的奉献、殷切的期望，无尽的关怀，严格的教育是我不断成长和进取的动力。情深似海，无以加报，谨献此文表达对他们深深的爱。

衷心感谢所有关心我的亲人、师长和朋友。

李 宇

二零零五年十二月