

上海市教育委员会高校重点教材建设项目

现代汽车安全技术

上海市教育委员会 组编

钱宇彬 胡 宁 编著

上海交通大学出版社

内 容 提 要

本书在参考大量国内外文献和研究的基础上,介绍了汽车的最新安全技术和法规。本书主要包括:ABS、ASR、VSC 等主动安全技术;汽车座椅、安全带和安全气囊等被动安全技术;LPG、CNG 气体燃料汽车安全技术,电动汽车安全技术;国内外汽车安全法规标准体系,汽车安全检测和试验;汽车交通事故预防和事故车速分析。

本书可作为大专院校汽车工程、汽车服务工程、交通运输工程等专业的教材使用,也可供相关工程管理和工程技术人员参考。

前 言

从 18 世纪汽车诞生以来,汽车安全问题就随之产生了。目前,全球道路安全形势十分严峻,全世界每年死于车祸的人数达 120 万人,伤残 5 000 万人,直接经济损失 5 000 多亿美元。据预测,到 2020 年,道路交通死亡人数将达 234 万人,道路交通伤害在人类死亡和致病原因中排名第三。加强道路交通系统和汽车安全的研究,预防交通事故,是需要全社会共同关注和迫切改善的重要课题。

本书共分为 8 章,分别介绍汽车的主动安全技术、被动安全技术、气体燃料汽车的安全技术、电动汽车的安全技术、世界主要汽车安全技术法规、汽车安全性能的要求与检测试验、汽车交通事故分析和汽车事故车速分析 7 个部分。本书首先系统介绍了典型的主动安全技术和被动安全技术,同时通过多种资料途径收集整理了最新的汽车主动安全技术和被动安全技术。对 ABS、ASR、VSC 和 SRS 等典型的主动和被动安全技术,从基本工作原理、系统构成、试验评价以及使用维护等方面进行了分析介绍。对有别于传统汽油和柴油为动力的新型汽车,分析了气体燃料的理化特征、储气瓶的安全特征要求,并介绍天然气汽车和液化石油气汽车的改装安全技术要求;简要介绍了电动汽车的历史和结构,重点介绍了车载储能装置、功能安全和故障保护以及人员触电保护三方面电动汽车的安全要求。汽车安全法规和标准也是掌握和运用汽车安全技术的重要内容,因此本书介绍了美国、欧盟、日本和我国的安全法规和标准体系。针对 2000 年前后我国陆续出台了許多汽车安全法规和标准,本书整理收集截至 2005 年上半年止出台的汽车国家标准和相应行业标准,有助于读者掌握这方面的最新动态。本书从汽车的制动性能要求、操纵稳定性要求和汽车碰撞安全要求三方面分析介绍了相应的试验要求。汽车自诞生之日起就伴随着交通事故,反过来交通事故也促进汽车安全技术的发展,因此本书初步分析了预防道路交通事故“哈顿矩阵模型”中人、车和环境三要素对交通事故的影响。重点分析了国内外交通事故车速的主要分析计算方法(其他还有图解法和计算机模拟法),方便相应的读者使用,也有助于现场处理交通事故的人员根据实际情况不断积累经验从而不断修正公式。

本书可作为大专院校汽车工程、汽车服务工程、交通运输工程等专业的教材使用,也可作为汽车设计和研究的科技人员、车辆管理技术人员、汽车与道路工程人员、汽车服务工程人员、交通安全管理和事故现场处理的交通警察、汽车保险机构事故分析人员的参考书。

本书由钱宇彬担任主编,胡宁参加编写第 7 章汽车安全性能的要求与检测试验。全书由陈凤仁教授担任主审,他为本书提出了许多精辟的见解和有益的修改意见。

在本书的编著过程中,参考了大量的国内外相关著作、资料,在此向有关编著者和资料提供者表示真诚的谢意。

由于汽车安全技术是一个系统工程,汽车主动安全技术和被动安全技术仍然处于不断发展的过程中,我国的汽车安全技术也正从汽车的主被动安全技术、汽车碰撞技术、汽车安全法

规、特种车辆安全技术以及相应的试验设施的建设、试验数据、研制软件以及交通环境和人员伤害机理和救护体系等诸多方面进行研究,涉及非常宽泛的学科范围,而编著者的学识水平有限,书中难免出现疏漏、谬误和不足之处,希望广大读者不吝赐教,批评指正。

编著者

2006 年 1 月

目 录

第 1 章 绪论	1
1.1 汽车交通事故概述	1
1.2 汽车安全技术研究的发展	2
1.3 汽车安全保障体系	4
第 2 章 汽车主动安全技术	6
2.1 ABS 防抱制动系统	6
2.1.1 防抱制动系统概论	6
2.1.2 防抱制动系统的基本原理	8
2.1.3 防抱制动系统的构成	23
2.1.4 ABS 的试验评价及存在问题	33
2.1.5 装有 ABS 汽车的驾驶与维护	36
2.2 ASR 驱动防滑控制系统	37
2.3 VSC 车辆稳定控制系统	45
2.4 四轮转向控制技术	46
2.5 卫星导航与车距控制系统	49
2.6 其他主动安全技术	53
2.6.1 轮胎气压报警装置	53
2.6.2 辅助制动系统	55
2.6.3 带有车速感应式中央门锁	58
2.6.4 反光安全车身	59
第 3 章 汽车被动安全技术	60
3.1 汽车座椅及座椅安全带	60
3.1.1 汽车座椅	60
3.1.2 汽车座椅安全带	62
3.2 安全气囊系统	65
3.2.1 安全气囊系统的组成	67
3.2.2 智能保护系统	71
3.3 汽车结构安全	72
3.3.1 安全转向柱	72
3.3.2 COF 可溃缩式制动踏板	74
3.3.3 保险杠	74

3.3.4	侧向车门横梁(车门保险杠).....	76
3.3.5	能量吸收式车架构造.....	76
3.4	其他乘员保护技术.....	77
3.4.1	汽车安全玻璃.....	77
3.4.2	行人安全保护.....	79
3.4.3	吸能内饰和阻燃内饰.....	79
3.4.4	儿童安全保护锁.....	79
第4章	气体燃料汽车的安全技术	81
4.1	天然气汽车概述.....	81
4.1.1	天然气汽车的发展史.....	81
4.1.2	天然气汽车的类型.....	82
4.2	天然气汽车的安全性分析.....	84
4.2.1	天然气的理化特性.....	84
4.2.2	压缩天然气储气瓶的安全要求.....	87
4.2.3	液化天然气储气瓶和储运技术的安全要求.....	94
4.3	液化石油气汽车的安全性分析.....	97
4.3.1	液化石油气的理化特性.....	97
4.3.2	液化石油气储气瓶的安全要求.....	99
4.4	燃气汽车改装技术要求	102
4.4.1	压缩天然气汽车改装技术要求和安装要求	102
4.4.2	液化石油气汽车改装技术要求和安装要求	105
第5章	电动汽车的安全技术.....	106
5.1	电动汽车概述	106
5.1.1	电动汽车的发展概述	106
5.1.2	电动汽车的结构	107
5.2	电动汽车安全要求	111
第6章	世界主要汽车安全技术法规.....	117
6.1	世界主要汽车安全技术法规简介	117
6.1.1	美国 FMVSS 汽车安全技术法规表	119
6.1.2	欧洲汽车安全法规 EEC 和 ECE	121
6.1.3	日本保安基准	124
6.1.4	中国汽车强制安全标准(2004 年)	128
6.2	汽车主动安全法规	135
6.2.1	灯光	135
6.2.2	视野	140
6.2.3	制动	142

6.2.4	轮胎	144
6.3	汽车被动安全法规	146
6.4	汽车防火安全法规	156
第7章	汽车安全性能的要求与检测试验	158
7.1	机动车安全的一般要求	158
7.2	制动性能试验	160
7.2.1	新车制动性能的强制性检验	160
7.2.2	在用车制动性能检验	164
7.3	汽车操纵稳定性试验	165
7.3.1	低速行驶转向轻便性试验	166
7.3.2	稳态转向特性试验	166
7.3.3	瞬态横摆响应试验	167
7.3.4	汽车回正能力试验	168
7.3.5	方向盘角脉冲试验	168
7.4	汽车安全碰撞试验	169
7.4.1	汽车碰撞试验概述	169
7.4.2	汽车的正面碰撞试验	173
7.4.3	汽车的侧碰撞试验	176
7.4.4	车身耐挤压试验	181
7.4.5	汽车防侵入碰撞试验	184
7.4.6	座椅及坐姿约束系统性能试验	184
7.4.7	数字模拟试验	188
7.4.8	汽车安全性的民间评估试验	189
第8章	汽车交通事故预防和事故车速分析	192
8.1	交通事故	192
8.2	驾驶员的特性	193
8.2.1	驾驶员的交通特性	193
8.2.2	驾驶员的反应特性	194
8.3	汽车特性	196
8.3.1	汽车的动力性能	196
8.3.2	汽车的曲线行驶特性	198
8.3.3	汽车的制动性能	199
8.4	道路环境特征	203
8.5	事故车速分析基础	204
8.5.1	根据制动拖印计算事故车速	204
8.5.2	根据抛落体计算事故车速	206
8.5.3	根据人体撞出距离估算事故车速	207

8.5.4	根据档位计算事故车速	209
8.5.5	根据变形量计算事故车速	210
8.5.6	根据弯道运动约束条件计算事故车速	211
8.5.7	根据路面积水情况计算事故车速	212
8.6	交通事故统计分析	213
8.6.1	统计分析的意义	213
8.6.2	统计信息及统计指标	213
附录 1	通用汽车的百年安全	216
附录 2	事故车速分析参考计算公式	218
参考文献		222

第 1 章 绪 论

1.1 汽车交通事故概述

蒸汽机出现之后,在法国制成了用蒸汽机驱动的汽车 Cugot。由于某种原因该车在行驶中撞到附近兵营的墙壁上。这可以说是世界上最早的一起汽车安全事故。随着这种蒸汽汽车的普及,为了交通安全,1858 年英国开始实施世界上最早的交通法。1899 年纽约,一位行走在马路上的名叫克丽丝的美国妇女,不幸被刚刚诞生的汽车撞死,她成为世界上第一个死于(机动车)车祸的人。继蒸汽汽车之后,电气汽车和汽油汽车先后诞生,汽车的保有量日益增加,汽车事故也不断出现。这样,从 18 世纪汽车诞生以来,汽车安全问题就随之产生了。

随着交通工具的现代化和绝对数量的急剧增长,车祸也不断增加。汽车交通事故已成为严峻的全球性社会问题。在世界历史上,美国的巴顿将军、法国科学家居里、罗马尼亚总理毛雷尔、巴西总统比契克、英国王妃戴安娜、中国共产党一大代表刘仁静(85 岁高龄时)等都死于交通事故。

据初步统计,汽车交通事故造成的人员死亡在这 100 年内大约有 2 千多万人。这个数字比第一次世界大战的死亡人数 1 700 万超出 300 万人,是第二次世界大战死亡人口数 3 760 万人的一半多。在美国,从 1872 年诶巴斯生产蒸汽汽车以来至 1994 年共有 304 万人死于汽车交通事故,这个数据约为美国 1872 年以来战争中死亡人数(117.5 万人)的 3 倍,同期汽车交通事故中受伤 3 亿人,是过去 200 年间在战争中受伤人数(145 万人)的 200 多倍,1990 年全球有统计记录的汽车交通事故损失为 1 370 亿美元,1993 年达 5 000 亿美元,相比之下 1995 年日本的阪神大地震经济损失约为 1 000 亿美元。可见对于人类来说,汽车交通事故的总体伤害与经济损失规模已大于任何一种自然或其他社会灾害所造成的损失规模。

全球道路安全形势十分严峻。2004 年,在法国举行的由世界卫生组织组办的世界卫生日首次以道路交通安全为主题。目前,全世界每年死于车祸的人数达 120 万人,伤残 5 000 万人,直接经济损失 5 000 多亿美元。据预测,到 2020 年,道路交通死亡人数将达 234 万人,道路交通伤害在人类死亡和致病原因中排名第三,远排在艾滋病、结核病、上呼吸道感染等疾病之前。值得指出的是,在所有道路交通伤害事故中,中等和低收入国家占了 90%,而且这一趋势还在继续上升。法国人惊呼,车祸这种“城市文明病”每年可以摧毁一座尼斯城。1986 年圣诞节前夕,巴黎市发出了“救救巴黎”的“拯救巴黎”新方案,即巴黎副市长勃罗什提出的解决巴黎交通计划。日本则把城市车祸称为“交通地狱”。

与世界各国相比,我国的道路交通事故就更为严重。2001~2003 年,中国道路交通死亡人数年均超过 10 万,年均受伤人数 50 多万,年均经济损失约 30 亿元人民币(约合 3 亿多美元)。

1960~1970 年,汽车工业大国日本的汽车交通事故节节上升,成为当时最深刻的社会问题,随着日本社会生活汽车化的急速发展,1965 年有 12 484 人死于汽车交通事故,1970 年达

到顶点——死于交通事故 16 765 人。鉴于这一极其严峻的交通安全状况,1970 年制定了日本交通安全基本法,并开始在日本全国大力推行全民交通安全教育及推广各种交通安全对策。其效果非常明显,从 1971 年开始汽车交通事故逐年减少,1979 年汽车交通事故的死亡人数为 8 466 人,比 1970 年减少了一半多。此后,随着道路交通环境的变化,汽车交通事故又呈缓慢增长趋势,尽管采取了必须装备安全带和必须使用安全头盔(摩托车)等措施,但到 1988 年,汽车交通事故死亡人数还是超过万人,此后一直保持这一状况。

1.2 汽车安全技术研究的发展

汽车的安全性是按交通事故发生的前后加以分类的。一方面是在交通事故发生之前采取安全性措施,特别当即将发生危险状态时,驾驶者操纵方向盘避让或者紧急制动,以避免交通事故发生。汽车在通常的行驶中,为确保驾驶者的基本操纵稳定性,对周围环境的视认性和确保汽车本身的基本行驶性能,开发了防抱制动系统(ABS)、防滑驱动系统(ASR)、主动悬架、动力转向、四轮驱动(4WD)、四轮转向(4WS)、灯光照明系统、刮水器、后视镜、防止车辆追尾的车距报警系统和激光雷达等。这些安全装置和技术称为主动安全系统,也可称为预防安全系统。另一方面,为了尽量减少交通事故和司乘人员直接受害程度,保证司乘人员和行人的安全,称这种安全性为被动安全,也可称为冲突安全。当事故发生后,为了防止灾害的扩大,包括防止火灾和使乘员能从事故车辆中解脱出来的安全装置和系统,称为防止灾害扩大的安全系统。汽车安全性研究内容可参考图 1-1。

1966 年美国首先制定实施了国家交通法、汽车安全法及公路安全法,1968 年又实施美国联邦汽车安全标准 FMVSS(Federal Motor Vehicle Safety Standard),1970 年美国运输部公布了开发实验安全车 ESV(Experimental Safety Vehicle)的计划,一般认为,ESV 计划的实施开始了汽车安全技术研究的新时代。

ESV 计划是汽车以 80km/h 速度正面碰撞固定壁而能够确保乘员生存为安全目标,开发具有高度安全性能,车重 4 000lb(1lb=0.453kg)级的试验样车,其目的是:

- (1) 弄清汽车的安全性对环境的影响,撞车时的乘员生存性等技术进步的可能性;
- (2) 掌握如何依靠不断改进的安全设计来减少伤亡和经济损失的一般规律;
- (3) 促进全世界的汽车工业界强化汽车安全的研究,把改进后的安全系统及时用于现实的汽车制造中;
- (4) 把试验安全车评价试验所得的技术资料用于制定新的安全标准。

ESV 计划的实施还开创了国际合作开展汽车安全技术研究的新尝试,在开发 ESV 的共同目标下,为了及时交流汽车安全研究的新成果,建立了 ESV 国际会议制度。自从 1971 年在法国巴黎召开第一届 ESV 国际会议来,到 1996 年 5 月共召开了 15 次会议,ESV 国际会议交流的内容也扩展到包括预防安全、被动安全、碰撞安全、安全新技术等在内的更广泛领域,提出了比 ESV 更接近实用的研究安全车 RSV(Research Safety Vehicle)的研究成果报告。

先进安全汽车 ASV(Advanced (Active) Safety Vehicle)是一种为 21 世纪研究开发的主动安全汽车。图 1-2 表示了 ASV 的概念,其目的在于通过应用电子技术实现汽车的高智能化,提高驾驶汽车的安全性,预防事故和减轻受害程度。该汽车上安装了各种监视驾驶员、车辆和道路环境情况的传感器,供分析用的计算机和相应的控制装置,可实现车辆的辅助驾驶。

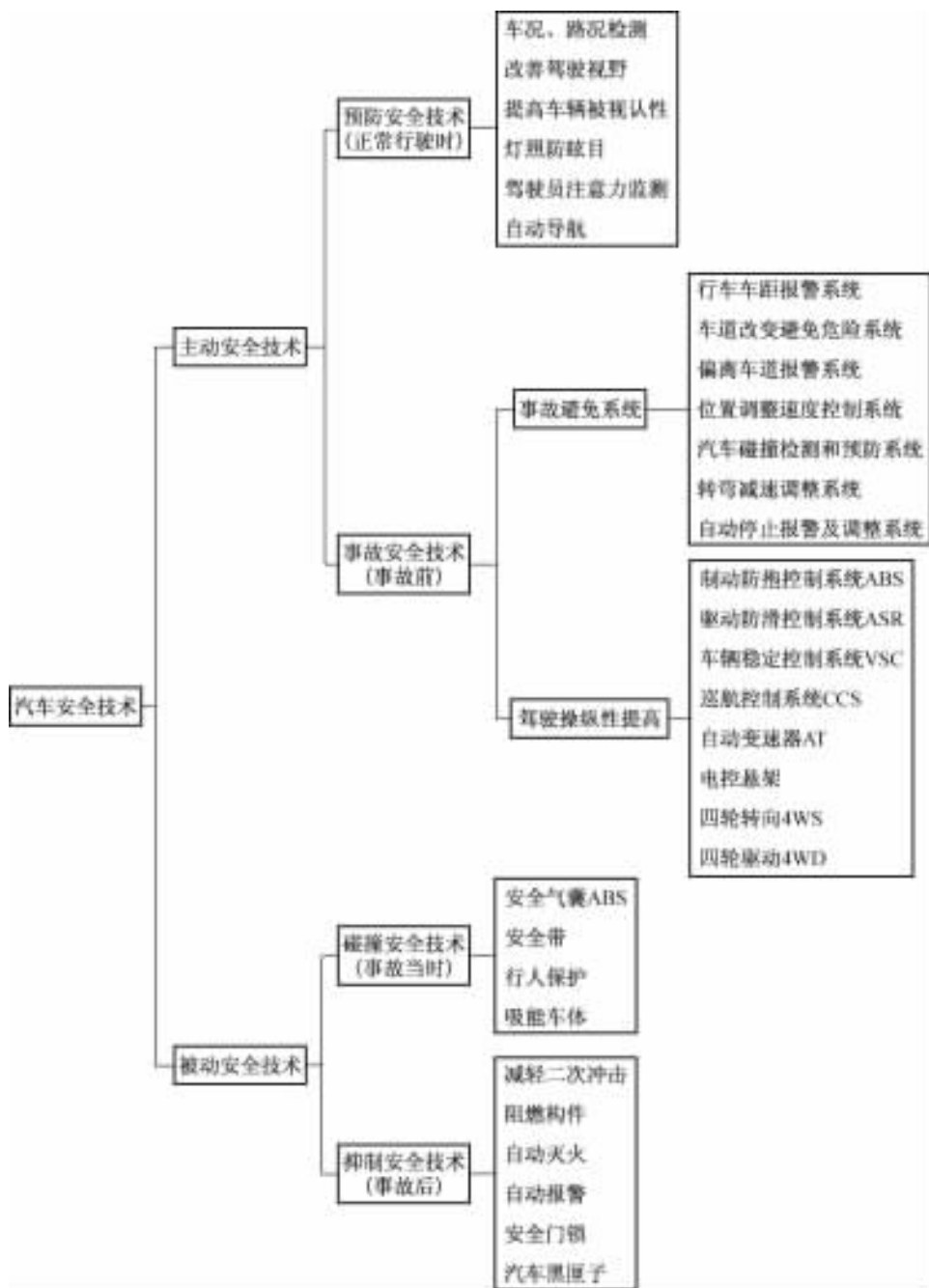


图 1-1 汽车安全性研究内容

国外自 20 世纪 90 年代以来,在汽车安全性方面已经进行了许多方面的研究,主要安全技术有:预防安全技术(信息显示和报警)、事故回避技术、全自动驾驶技术、碰撞安全技术(乘员保护和减轻对行人伤害)、防止灾害扩大技术和车辆基础技术。开发的系统有:碰撞检测与防护系统、车距保持系统、行驶路线改变时的事故避免系统、车道保持系统、弯道减速系统、自动停止报警和调节系统、超声波停车装置、驾驶盲区警报系统、夜视系统等项目,这些项目有的已

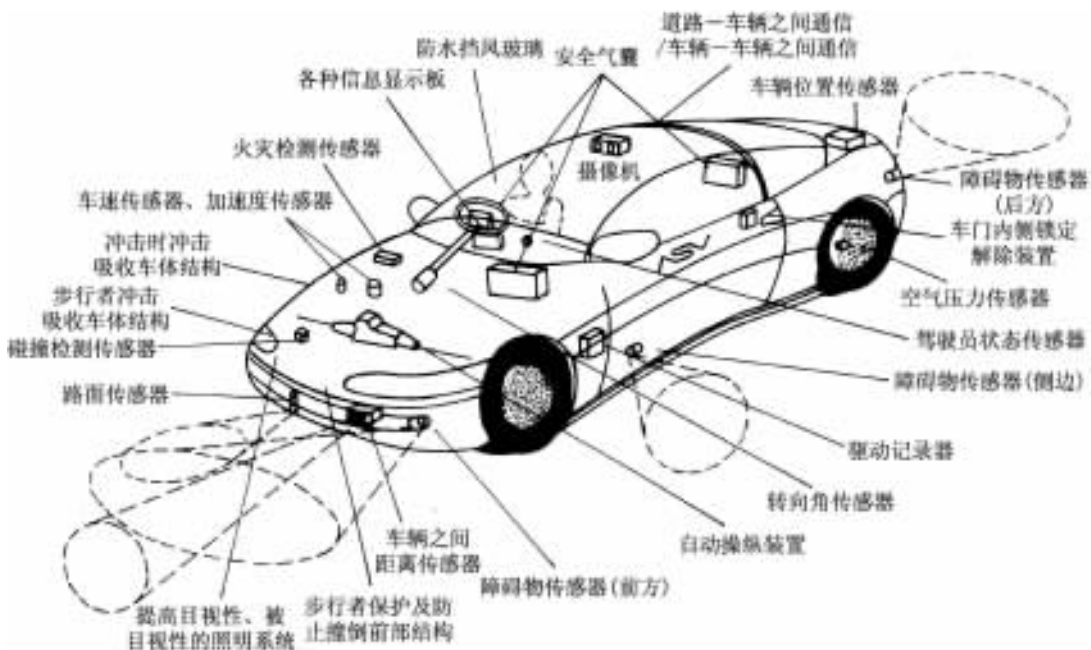


图 1-2 ASV 汽车主要安全技术

取得实用成果并在部分车辆上安装应用。

1.3 汽车安全保障体系

汽车安全保障体系是一个庞大的系统工程。它应用信息论、控制论和系统论的观点,研究在宏观世界中物质的运动规律,从复杂得多因素系统中找出特有的规律,进行多方面综合性的有效控制,以解决道路交通系统存在的问题,并已取得良好的效果。

在 20 世纪 70 年代,美国人 William Haddon 提出了著名的“哈顿矩阵模型”,阐述了在车祸发生碰撞前、碰撞时和碰撞后的三个阶段中互相作用的三要素:人、车和环境。该九格矩阵构成了系统动力学模型,矩阵中每一个格都有机会采取干预措施,促使减少道路交通伤害的发生(见表 1-1)。

表 1-1 哈顿矩阵模型

阶 段		因 素		
		人员	车辆和设备	环境
碰撞前	防止碰撞	信息 态度 损伤 交警执法力度	车辆性能 照明 制动 操控 速度管理	道路设计和布局 速度限制 行人装备

阶 段		因 素		
		人 员	车辆和设备	环境
碰撞时	在 碰 撞 时 防 止 伤害	固定装置的使用 损伤	乘员固定系统 其他安全装置 防碰撞设计	道路两侧防撞物体
碰撞后	生命支持	急救技术 获得医疗救助	容易进入车内 起火的危险	救援设施 交通阻塞

由人、车、道路环境三要素组成的道路交通系统,其工作实质是完成客货安全迅速的转移过程。因此,汽车安全保障系统是以这个大系统为前提,以交通法规为依据,以管理为手段而构成的,如表 1-2 所示。

表 1-2 汽车安全保障体系

人	现代交通安全意识、态度;	驾驶员选拔、培训;	交通伤害急救、保护
车辆	汽车设计、制造;	车辆安全检测;	汽车维修技术
道路环境	道路与环境设计、修建;	道路养护、事故多发点改造;	信号、标志、控制
法规	交通法规;车辆技术法规;	公路法;	伤害赔偿法
管理	管理体制、机构;	管理者素质;	现代管理手段、方法

从表上可看出,道路交通系统的安全,既涉及到静态交通的道路以及有关的环境设施,也涉及到人和车辆的动态参与,还涉及到社会政治经济的结构。所以汽车安全保障体系是一个有机的整体,其中每一个要素和环节,都与整个系统的安全密切相关,而整个系统的安全又依靠各个要素与环节的保障。

第 2 章 汽车主动安全技术

2.1 ABS 防抱制动系统

2.1.1 防抱制动系统概论

驾驶汽车在潮湿的沥青路面上或是在有积雪的道路上进行紧急制动时,车辆尾部会翘起,严重时车辆会打转。在积雪的路面上,由于出现行驶轮迹及部分路面从积雪中露出,这时如果车辆的左右车轮中一个轮在无雪的道路上,而另一个轮在积雪的道路上行驶时,就极有可能发生车辆打转的现象。如果在这样的路面上进行紧急制动,就很难掌握住方向盘;如果在弯曲道路上紧急制动,车辆会从路肩越出去,也极有可能闯入对向车道中,即使不是弯曲道路,也很难避开道路上障碍。防抱制动系统(Anti-lock Braking System,简称 ABS)就是为了防止这些危险状况而开发的装置。

防抱制动系统与原来的制动系(制动总泵、盘式制动器、鼓式制动器、压力限制阀等)共同构成汽车的主动安全装置。20 世纪 80 年代中期汽车才开始使用 ABS 装置。没有装设 ABS 的汽车,如果在行驶中用力踩踏制动踏板,车轮会急速降低转速,最后车轮停止转动,但车身由于惯性依然保持向前滑动。这种现象在车轮与路面之间发生较大的“滑移”,出现这种状况时,汽车轮胎对路面的侧滑摩擦力(侧向力或称横向力)几乎消失,于是就会出现下述现象:

(1) 转向稳定性下降:方向盘操纵不灵,车辆尾部上翘,严重时车辆打转或出现折叠现象(拖挂车以联结轴为支点,形成“<”形的弯曲现象,或者当牵引车与挂车由于制动、倒车等驾驶动作,使挂车与牵引车之间出现类似折叠式小刀的折合现象);

(2) 操纵性下降:操纵方向盘而达不到转向要求;

(3) 制动距离延长:超过一般的制动距离。

防抱制动系统 ABS 的基本原理是,根据行驶中的轮胎与路面间的附着系数对各车轮给予最佳制动力,通常采用控制车轮的制动压力的方法来实现。这种控制方式,按照系统的构成、主要构件形式可以有以下几种:①控制全部车轮/或只控制一部分车轮;②独立控制各种车轮;③在原有制动系管路中增设防抱系统/或与原有的制动总泵一起,增设防抱系统,组成整体式构造;④机械形式/电子控制形式;⑤闭环回路/开环回路;⑥电动液压泵形式/真空形式;⑦循环方式/可变容积形式(柱塞式)/再充填式(使用高压储能箱)。

在 1990 年以前,对于 ABS 的名称,国外生产厂家有各自的习惯用法,如日本的 ASB(Anti Skid Brake)、ALB(Anti Lock Brake)、ESC(Electronic Skid Control)、4WAS(4 Wheels Anti Skid)、ABS(Anti-lock Braking System);在欧洲及北美习惯使用 ABS。德国梅塞荪丝·奔驰汽车公司以 ABS 为注册商标,1990 年该商标已经广泛使用,并被国际认同;日本也于 1991 年开始统一使用 ABS 来代替上述的各种名称用法。奔驰汽车公司 ABS 一词来自于德语 Anti Blockier System 的缩写。

各国交通安全状况与该 国政府实施交通法规的力度和该国交通管制立法有着密切的关系。例如,日本运输省于 1990 年 3 月 15 日,为强化汽车安全对策,对日本汽车工业会等提出尽快开发新型的旨在提高汽车安全性的装置,不断满足用户的要求,不断完善研究开发体系。1990 年 12 月 20 日,日本汽车工业会在题为“关于交通安全的今后解决措施”报告中提出了包括 ABS、安全气囊等 11 项与轿车相关的安全产品普及化时间表(见表 2-1)。由表可知,到 1993 年底,几乎所有车种都必须把 ABS 作为标准装备或选装件。

表 2-1 日本强化车辆安全对策的实施计划

序 号	项 目	全 部 车 种 采 用 时 间	
		小型车(1~2L 排量) 普通车(2~3L 排量)	微 型 车 (1L 以下排量)
1	安全气囊	1994 年(*)	1994 年(*)
2	后座 3 点式座椅安全带	1992 年	1993 年(*)
3	高位制动灯	1993 年	(已全部采用)
4	双重加速踏板	1991 年	(已全部采用)
5	燃油喷泄防止装置	1993 年	1993 年
6	翻滚防护阀或其等效品	1992 年	1992 年
7	侧向车门横梁	1993 年	1993 年
8	座椅安全带扣锁报警装置	1993 年	1994 年
9	车厢内阻燃材料	1993 年	1993 年
10	防抱制动系统	1993 年(*)	1993 年(*)
11	4 轮驱动装置等	1993 年	1991 年

注:(1) 有 * 记号者为几乎所有车种的适用时期;
(2) “4 轮驱动装置等”是指除了 4 轮驱动装置外,还包括防滑差速锁(LSD)、牵引力控制装置(TCS),其中每一项装置都必须装设在车辆上。

在表 2-1 中所包括的 11 个安全系统产品中,人们更关心防抱制动系统与安全气囊。据日经产业新闻社咨询调查,愿意装设 ABS 的汽车用户,1989 年为 39.3%,1990 年上升到 41.9%。又据调查,ABS 在轿车上装用率 1991 年日本只有 14%,1995 年达到 40%左右;美国约 50%,德国超过 60%(见图 2-1)。

ABS 的装车率将进一步提高,ABS 将与防滑系统形成一体化控制,ABS 与电子控制主动悬架(或半主动悬架)、电子控制 4 轮转向、电子控制动力转向、电子控制自动变速器等底盘部分或驱动系统形成综合的控制。

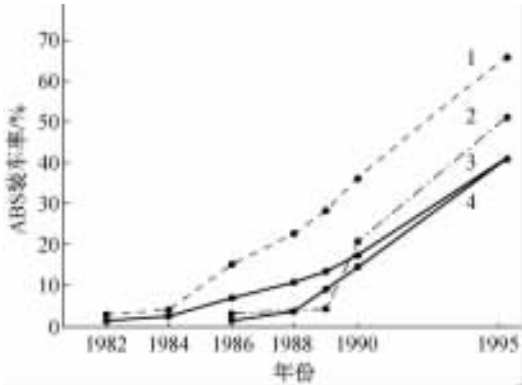


图 2-1 轿车用 ABS 的装车率
1—德国 2—美国 3—西欧 4—日本

2.1.2 防抱制动系统的基本原理

2.1.2.1 制动时的车辆运动分析

1) 有关车辆运动的主要受力分析

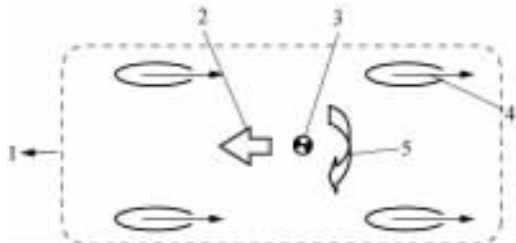


图 2-2 制动时车辆受的力

1—车辆前进方向 2—惯性力 3—重力
4—制动力 5—偏转力矩

当对行驶中车辆进行适当制动时,车辆会停止下来。这主要因为通过制动,轮胎与路面的接触面上发生与车辆行驶方向相反的摩擦力。图 2-2 表示了车辆在水平平直路面的受力情况(不考虑风阻)。图中,从车轮的中心用箭头表示的力就是摩擦力,也称制动力。

与制动力相关的是轮胎与地面的附着率,制动时附着系数(最大的附着率)越大,制动力也越大,车辆可以迅速而且在很短的距离内停止。

当制动减速时,汽车总质量(装载质量与汽车自身质量之和)沿汽车重心运动方向形成的反向力称为惯性力。为方便制动时受力分析,假设惯性力作用于汽车几何重心位置。当制左右动力对称发生时,车辆能在行驶方向停止下来。但当左右制动力不对称时,就会发生车辆绕重心周围旋转的力矩(称为偏转力矩)。偏转力矩会导致车辆发生侧滑。

制动时,在轮胎与路面的接触面上从侧向作用于轮胎上的力称为侧滑摩擦力(称侧向力或转向力)。在侧向风引起的干扰力作用在车轮侧面时,侧滑摩擦力能起到对外力抵抗并保持车辆前进方向的作用。当车辆转向时,操纵方向盘对各个轮胎给出侧滑角,从而产生侧滑摩擦力,用以抵抗离心力,保持旋转运动。图 2-3 给出了车辆在侧向力作用下制动时受的力。

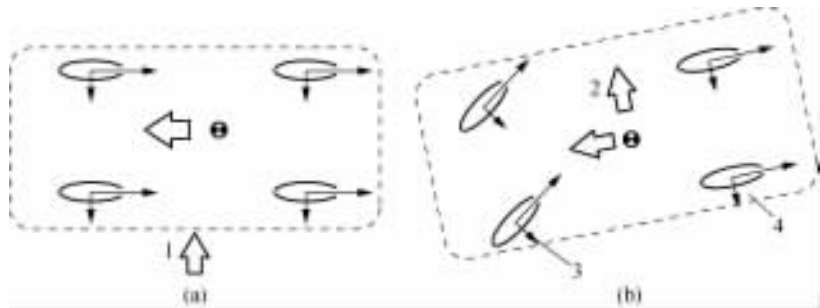


图 2-3 车辆在侧向力作用下制动时受的力

(a) 直线行驶时 (b) 转弯时

1—外部干扰 2—离心力 3—转向力 4—侧向力

与侧滑摩擦力有关的附着率称为侧滑附着系数。前后轮在路面上与轮胎成直角方向(横向)进行作用的力称为侧向力,而与轮胎前进的方向垂直作用的力则为转向力,但在侧滑角很小的情况下,两者可以看作相等。侧向力越大,车辆的方向稳定性也越高;转向力越大,则转向操纵性越好。反之,当该力变小或消失时,车辆就不能按照驾驶者的意图行驶。当车辆在结冰的道路上或者雪道路上进行制动时,车辆会发生翘尾或“打转”,就不能按照方向盘操纵行

驶。此外,当车辆高速时或在有水和潮湿的道路上行驶时,过分踩踏制动踏板,便会发生类似的现象。这种现象因场合不同而潜在引发事故的危险性。

当对直线行驶的车辆进行过度制动,则所有车轮抱死,此时侧滑附着系数几乎为零,所以使车辆前进方向稳定的侧向力也趋于零。这种状态就称为不稳定状态。道路或轮胎的表面不均一,左右车轮的制动力不相等,对车轮只要稍微施加偏转力矩,则车辆便立即不规则旋转,处于危险状态。如当行驶在结冰路面上的车辆的后轮抱死,车身遇到强烈的侧向风,就会发生上述危险(见图 2-4)。

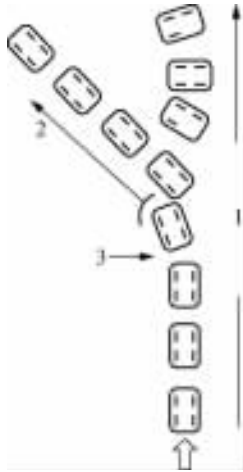


图 2-4 车辆直线行驶时,车轮抱死时车辆的姿势
1—车轮抱死 2—制动力解除 3—外部干扰

在车辆作不规则的旋转过程中,当松开制动器,一瞬间车辆会沿车轮的方向行驶,使车辆处于危险的状态。

在车辆曲线行驶时,用力踩踏制动踏板,车轮即会抱死。当只有前轮抱死时,转向力几乎为零,不存在保持车辆沿驾驶者操纵的方向行驶的力,车辆就会失去控制,向其他方向滑动,滑移的方向就是曲线的切线方向(见图 2-5)。

当只有后轮抱死时,后轮的侧向力几乎为零,就会失去保持车辆向规定方向行驶的力,在车辆的离心力或前轮转向力的作用下,车辆旋转,使车辆偏离曲线路面的路线(见图 2-6)。



图 2-5 只有前轮抱死时车辆的姿势



图 2-6 只有后轮抱死时车辆的姿势

当所有车轮抱死时,侧向力、转向力几乎都为零,所以车辆失去转向性和方向稳定性(见图 2-7 所示),车辆会综合上述两种现象动作,即车辆不会按驾驶者意图控制而作无规则的旋转运动,与此同时沿曲线的切线方向滑移出去。



图 2-7 全部车轮抱死时车辆的姿势

2) 车辆载荷的移动

由于车辆制动时产生作用于车辆重心的惯性力或转向时产生的离心力会使轮胎的载荷发生如下变化(见图 2-8)。

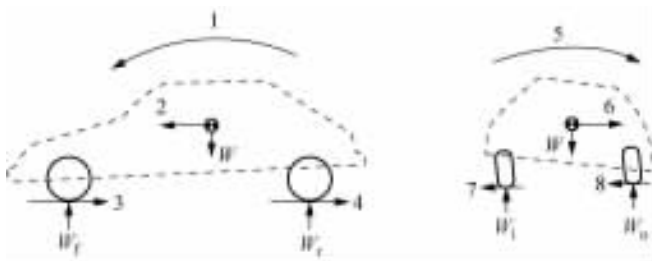


图 2-8 作用于轮胎的载荷

1—转矩 2—惯性力 3—前轮制动力 4—后轮制动力 5—转矩 6—惯性力 7—侧向力 8—侧向力

(1) 由于制动力引起的前后轮载荷变化:设车辆的重心高度为 H ,轴距为 L ,车辆质量为 m ,车辆直线行驶速度为 v ,制动时减速度为 $\frac{dv}{dt}$,则由于制动时,重心处的惯性力使前轴轴荷增大,后轴轴荷减小,引起的前后轮胎载荷 W_f 与 W_r 的变化如下:

$$W_f - W_r = \frac{2mH}{L} \frac{dv}{dt} \quad (2-1)$$

(2) 由于离心力引起的左右轮载荷变化:设车辆的轮距为 B ,转弯时的速度为 v ,转弯半径为 R ,车辆转弯时离心力使外侧轮胎载荷增大,内侧轮胎载荷减小,引起的内外侧轮胎载荷 W_i 与 W_o 的变化如下:

$$W_o - W_i = \frac{2mv^2 H}{RB} \quad (2-2)$$

2.1.2.2 滑移率及 $\mu-\lambda$ 特性

当驾驶者踩踏制动踏板时,制动器给车轮的制动鼓(制动盘)施加制动力矩,使车轮转速(下称车轮速度)减小,同时由于轮胎与路面之间作用的摩擦力(制动力)使车辆速度(下称车身速度)减速,这样会产生车身速度和车轮速度之差。

产生车身速度与车轮速度之差的现象称为滑移现象,制动时的滑移量的大小用滑移率 λ 来表示,即

$$\lambda = \frac{\text{车身速度} - \text{车轮速度}}{\text{车身速度}} \times 100\% \tag{2-3}$$

在制动时,滑移率 λ 与制动附着系数(纵向附着系数) μ_b 、侧滑附着系数(横向附着系数) μ_s 具有密切的关系,图 2-9 表示了它们之间的关系。

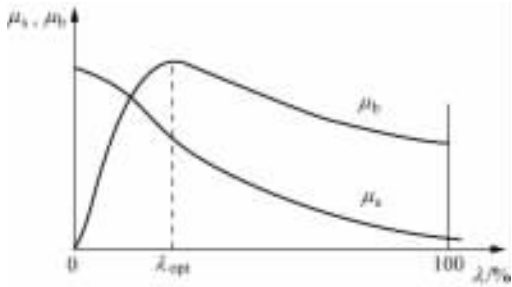


图 2-9 μ - λ 特性

在不制动时,滑移率 $\lambda=0$,制动附着系数 $\mu_b=0$,但是当制动时滑移率达到某值时, μ_b 为最大,此后随着滑移率增大而减小。 μ_b 最大时的滑移率称为 λ_{opt} 。侧滑附着系数 μ_s 在滑移率 $\lambda=0$ 时为最大值,随着 λ 的增大而减少,当 $\lambda=100\%$,则 $\mu_s \approx 0$,车辆的方向稳定性与转向操纵性一起丧失。

当对旋转的车轮进行制动时,随着制动压力的上升,在相反旋转方向上产生制动扭矩,车轮速度减小;当完全解除制动压力时,则制动扭矩消失,车轮从滑移状态恢复到正常状态,即车轮速度一直增加到与车身速度相等为止。

制动时对车轮旋转运动影响最主要的因素是制动扭矩 T_b (制动蹄或制动钳作用于车轮制动鼓或制动盘的力矩)、轮胎扭矩和车轮的惯性矩(对车轮旋转中心取力矩平衡,因此受力图可以不考虑车轴作用于旋转中心的力),如图 2-10。

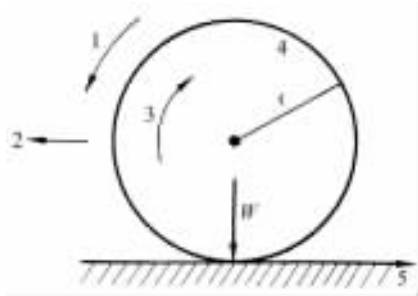


图 2-10 制动扭矩与轮胎扭矩

1—转动方向 2—车辆行驶方向 3—制动扭矩 4—车轮 5—制动力

作用于轮胎与路面的接触面的制动力产生的轮胎扭矩取决于以下因素:车轮的载荷 W 、车轮半径 r 及制动附着系数 μ_b ,即

$$\text{轮胎扭矩} = \mu_b W r \tag{2-4}$$

(1) 当制动扭矩大于轮胎扭矩时,车轮速度减小,车轮减速度与制动扭矩与轮胎扭矩之差

的大小成正比；

(2) 当制动扭矩小于轮胎扭矩时, 车轮速度增大, 车轮加速度与制动扭矩与轮胎扭矩之差的大小成正比。

因此, 车轮的旋转运动方程为:

$$I \frac{d\omega}{dt} = \mu_b W r - T_b \quad (2-5)$$

式中: $\frac{d\omega}{dt}$ ——车轮旋转角加速度;

I ——车轮的转动惯量;

T_b ——制动扭矩。

制动开始时的车轮速度的减小过程可以用典型的 $\mu_x \lambda$ 特性曲线表示(如图 2-9)。

图 2-11 为车轮抱死过程中各相关参数的变化: 当制动时, 制动压力升高, 制动扭矩增大。当车轮速度开始减小, 滑移率与轮胎扭矩上升, 滑移率 λ 达到 λ_{opt} 前, 轮胎扭矩与制动扭矩近似成正比例增减。当制动扭矩上升时, 滑移率 λ 超过 λ_{opt} , 则 μ_b 减小, 轮胎扭矩也减小, 与制动扭矩之差急剧增大, 车轮速度以很大幅度减小, 车轮随之被抱死。

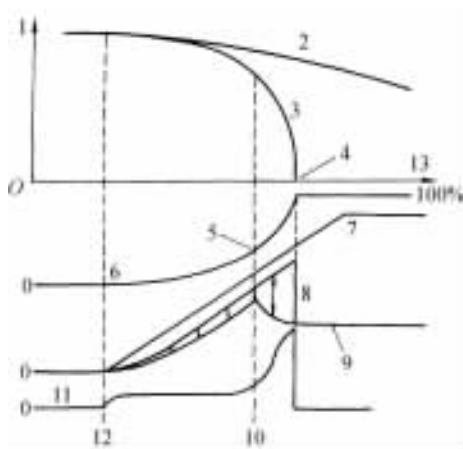


图 2-11 车轮抱死的过程

1—速度 2—车身速度 3—车轮速度 4—抱死 5— λ_{opt} 6—滑移率 7—制动压力
8—制动扭矩 9—轮胎扭矩 10—抱死 11—车轮减速度 12—制动开始 13—时间

(1) 当滑移率 λ 上升达到 λ_{opt} 前时, 制动扭矩(即制动压力)能稳定地控制车轮转速, 称 $0 \leq \lambda \leq \lambda_{opt}$ 范围为稳定域; 当超过 λ_{opt} 时, 车轮转速对制动扭矩大小极其敏感, 所以制动压力控制车轮转速就不稳定, 车轮易于抱死, 称 $\lambda_{opt} \leq \lambda \leq 100\%$ 范围为不稳定域。

(2) 如果滑移率 λ 在制动时总能保持在 λ_{opt} , 则就有可能使 μ_b 保持最大值, 所以从制动开始到车辆停止时的制动距离也缩短。制动距离就可下式表示:

$$\text{制动距离} = \frac{(\text{开始制动时的车身速度})^2}{2\mu_b \cdot g} \quad (2-6)$$

(3) 如果滑移率 λ 经常保持在 λ_{opt} 时, 则 μ_s 保持较大值, 所以能确保车身的方向稳定性与转向操纵性。

2. 1. 2. 3 理想的制动过程

从上述的分析来看,当进行如图 2-12 所示的制动时,则车辆能最理想制动停止。

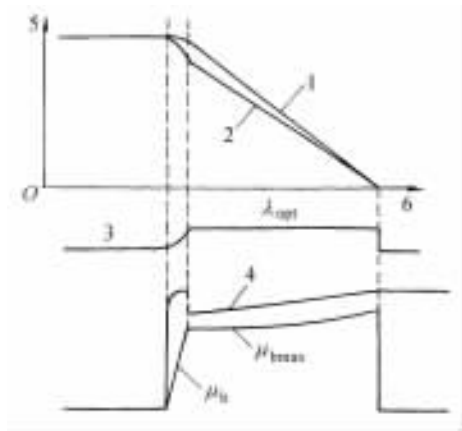


图 2-12 理想的制动控制

1—车身速度 2—车轮速度 3—滑移率 4—制动压力 5—速度 6—时间

在该图上,制动开始时的制动压力急速升高,当滑移率 λ 达到 λ_{opt} 的时间,亦即 μ_b 达到最大值 μ_{bmax} 的时间 t 最小,当 $t=0$ 时制动距离最短。一般将这种形式的制动操作方法称为“驾驶最优”。

不同的轮胎在不同的路面行驶时, μ_{bmax} 变化范围是很大的。如普通径向轮胎行驶,一般的 μ_{bmax} 值在冰冻路面上约为 0.1,在干燥的水泥路面上大于 0.8。在这样广阔范围的道路条件下,要经常实行理想制动已经超出了人的能力范围。

优异的机械控制技术与急速发展的电子技术相融合的一体化已经解决上述问题的关键,并由此开发成功能进行如图 2-13 所示的接近于理想控制的防抱制动系统 ABS,即 ABS 能自动进行以下理想的制动控制:

(1) 当车轮的旋转超过稳定界限(即从稳定域将进入不稳定域的瞬间状态)时,如果能快速适当地使制动压力减小,让制动扭矩稍低于轮胎扭矩,使转速恢复达到接近于稳定界限的稳

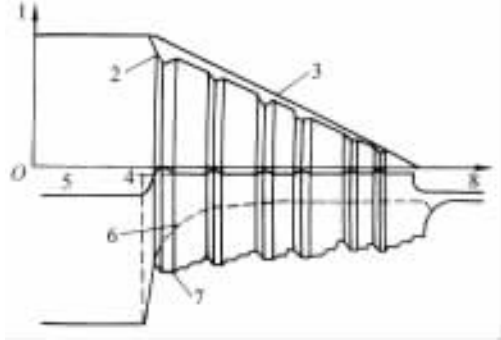


图 2-13 ABS 的理想制动控制

1—速度 2—车轮速度 3—车身速度 4— λ_{opt} 5—滑移率
6—驾驶员施加的制动压力 7—利用 ABS 控制的制动压力 8—时间

定域。

(2) 此后,在再次超过稳定界限之前稍微提高制动压力,尽量保持较长的接近稳定界限的最优运动状态。进行这种方式控制的车轮能够在接近于 λ_{opt} 的狭小滑移范围内旋转,所以能充分确保转向操纵性和方向稳定性,而且实现最优制动距离。

2.1.2.4 影响防抱制动控制技术的主要因素

由式 2-5 可知,影响防抱制动控制技术的主要有实际的 $\mu_b-\lambda$ 特性和车轮与发动机的转动惯量两个因素。

1) 实际的 $\mu_b-\lambda$ 特性

图 2-14 是典型的实际 $\mu_b-\lambda$ 特性曲线。在实际情况中,根据道路的状况(结冰、下雪、干燥、潮湿路面),或者轮胎的构造及其表面状态、轮胎气压不同而有不同的 $\mu_b-\lambda$ 特性关系。一般, μ_b 为最大时的滑移率 λ_{opt} 在 $8\% \sim 30\%$ 之间。另外,实验表明,当车身速度增大时, μ_b 变小。一般情况下, μ_b 大的路面、中等的路面及小的路面分别称为高 μ 路面、中 μ 路面和低 μ 路面。这种 μ_b 与 λ_{opt} 的变化,当制动扭矩上升梯度相等时,对车轮的转动有以下影响:

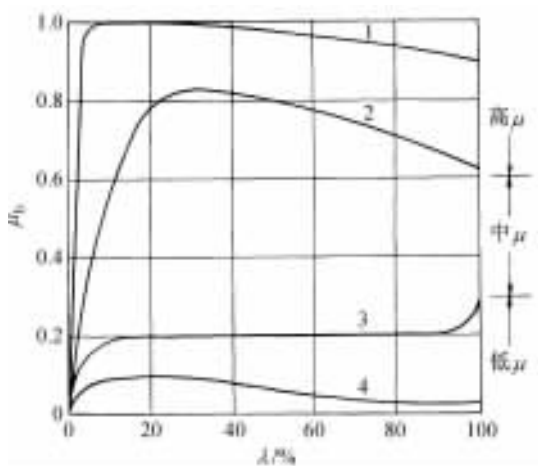


图 2-14 $\mu_b-\lambda$ 特性曲线

1—径向轮胎与干燥水泥路面 2—防滑雪轮胎与潮湿沥青路面
3—径向轮胎与柔软新雪 4—径向轮胎与潮湿结冰路面

(1) μ_b 的最大值不同时,车轮减速度或者滑移率达到一定值时的制动扭矩的值有极大不同。

(2) 滑移率的最优值 λ_{opt} 不同时, λ_{opt} 越大,则稳定域越大。当制动扭矩相等时,在滑移率达到 λ_{opt} 之前的车轮减速度的大小有很大不同。

当制动扭矩继续急剧上升时,上述两种情况的滑移率刚达到 λ_{opt} 时车轮减速度便会急速增大。

2) 车轮与发动机的转动惯量

制动扭矩或轮胎扭矩等作用于车轮的要素中,对于 ABS 控制技术影响较大的因素是车轮与发动机的转动惯量。其中,车轮的转动惯量使车轮转动速度的变化比制动扭矩的变化滞后。转动惯量越大,滞后时间越长。

另一方面,发动机的转动惯量会使对车轮轴进行换算的等价转动惯量增大,例如在某种车辆上变速器档位_{在 3 档时},其转动惯量是空档时的 3 倍左右;变速器档位_{在 2 档时},其转动惯量则是空档时的 10 倍左右。因此,当变速器越处于低速档,驱动轮的滞后时间越长。

另外,车轮速度对于制动扭矩的变化的响应性也不同。当低转动惯量时,由于制动扭矩的急速上升,在滑移率达到 λ_{opt} 之前车轮减速度达到某个定值,但是在高转动惯量时,车轮速度的响应滞后增加,特别是在冰冻的路面上轻轻制动时,车轮减速度未达到某定值的情况下,滑移率已经达到 λ_{opt} ,于是车轮的旋转进入不稳定域,而制动扭矩仍继续上升,车轮最终抱死。

2.1.2.5 防抱制动系统 ABS 的控制技术

ABS 按照滑移率或车轮减速度是否达到某定值,识别车轮在稳定域或者在不稳定域,从而作制动压力的保压或减压。由于 $\mu_b-\lambda$ 特性与转动惯量两要素对 ABS 的控制技术有重要影响,因此,为了实现理想的控制,按照路面 ($\mu_b-\lambda$ 特性) 的种类或变速器档位 (转动惯量大小),选择滑移率或车轮减速度作为主要的控制参数,同时必须修正其设定值 (用于检测车轮的稳定界限的值)。

但是要预测行驶中的 $\mu_b-\lambda$ 特性,利用现有技术还不可能。这是由于不同车种的变速器档位决定的转动惯量大小也不同,目前还难付诸实施。预先选择控制参数或给出控制参数的设定值,控制过程中在前一个控制周期 (从制动压力的减压到增压的过程) 中对各参数存储,并以此为基础,决定下一个控制周期的控制条件,这种预测控制技术已得到应用,从而实现接近理想的控制。

1) 预测控制技术

(1) 只以车轮减速度作为控制参数的方式及其优缺点:对车轮速度 (记为 v_R) 微分求得车轮减速度 $\dot{v}_R$, 并与一定设定值 ($-a_0$) 进行比较 (如图 2-15), 就可以求得车轮减速度脉冲信号 $-a$ 。只有在 $-a$ 信号发生时,制动压力才会下降,而在其他以外情况则会增压,这就是只以车轮减速度作为控制参数的方式。如果制动压力的减压速度适当,则可以获得如图 2-16 所示的控制周期。其中分别用 v_F 及 p_R 来表示车身速度及制动压力。车轮减速度设定值 $-a_0$ 是为了防止车轮在稳定域中制动压力出现不需要的减压,所以该值必须是比较现存的最大 μ_b 引起的车身减速度稍大的值。这是因为当 $-a_0$ 小于 $\mu_b-\lambda$ 特性中 μ_b 的最大值引起车身减速度 ($\mu_{bmax}g$)

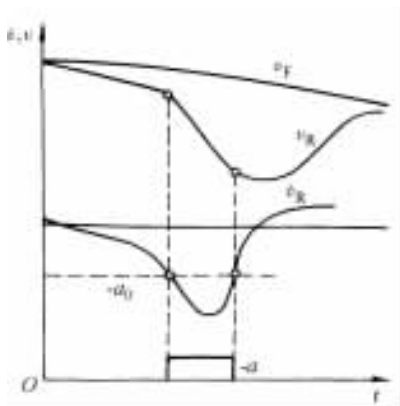


图 2-15 车轮减速度信号 $-a$

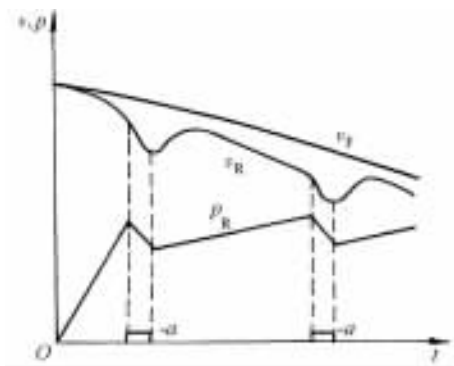


图 2-16 只有车轮减速度为控制参数时的控制周期

时,在车轮达到稳定界限之前进行轻轻制动。 μ_b 达不到 μ_{bmax} ,则在制动距离方面就不利。

本方式的优点:车轮减速度 $\dot{v}_R$ 主要与制动扭矩的上升速度、车身速度 $\mu_b-\lambda$ 、特性的趋势以及车轮或发动机的转动惯量相关进行变化,特别是当发动机转动惯量降低时进行紧急制动,对 $\mu_b-\lambda$ 特性极其敏感。所以,在高速档位或空档进行紧急制动时的有限条件下检测车轮的稳定界限,进行制动压力减压是最为适宜的。

本方式的主要缺点:在变速器低速档位与发动机相联结的驱动轮车轮减速度 $\dot{v}_R$ 在未达到 $-a_0$ 的情况下制动时,就不能够控制车轮。在确认 v_R 回复到稳定域之前不可能进行控制,特别在轮胎扭矩小,而且在低 μ 路面上行驶,或从高 μ 路面进入低 μ 路面时发生的称为 μ 阶跃 (μ_b 的急剧变化),导致轮胎扭矩急速下降时,则会产生制动压力的减压速度缓慢导致车轮抱死,或不能适应滑移率增加的情况而失去控制。

为了防止失控,可以采取以下两种措施:

① 增大制动压力低压域中的减压速度。但由于制动装置的刚性必须对制动高压域中减压速度予以加快,使之超过必需程度,而在高 μ 路面上控制时就会产生过度减压。所以不能长期确保车轮的旋转处于最佳状态,对制动距离非常不利;

② 利用定时器延长 $-a$ 信号,延长在低 μ 路面上的减压时间。由于必须具有随着路面情况改变定时器的设定时间用的可靠信息,因此缺少实现的可能性。

(2) 只以滑移率作为控制参数的方式及其优缺点:滑移率是从车身速度 v_F 与车轮速度 v_R 之差计算的。车轮速度 v_R 可依靠车轮速度传感器正确检测。而利用多普勒效应的对地速度传感器或者加速度传感器检测车身减速度,然后计算车身速度 v_F ,前者价高而且技术复杂,后者从原理上由于受到道路倾斜的影响,检测误差很大,都难以付诸实用。所以,目前一般用的方式是从 v_R 计算 v_F 的方法。从 $\dot{v}_R$ 达到某一适当值的瞬间开始,把这时的 v_R 值作为初始值,以如图 2-17 所示决定的趋势变化的近似的车身速度(简称 v_{Ref})加以计算。于是计算滑移率时可以把 v_{Ref} 看作 v_F ,当该值超过相当于 λ_{opt} 的设定值时,滑移率信号 $-\lambda$ 就会发生。

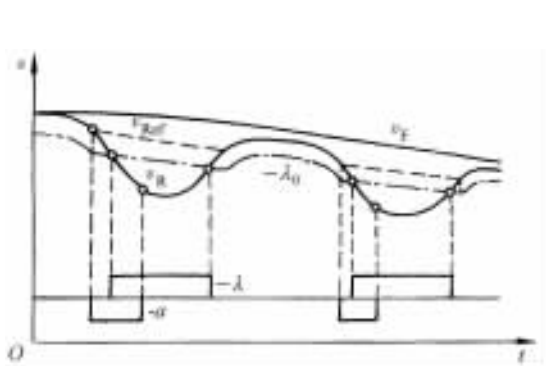


图 2-17 v_{Ref} 的计算与滑移率信号 $-\lambda$

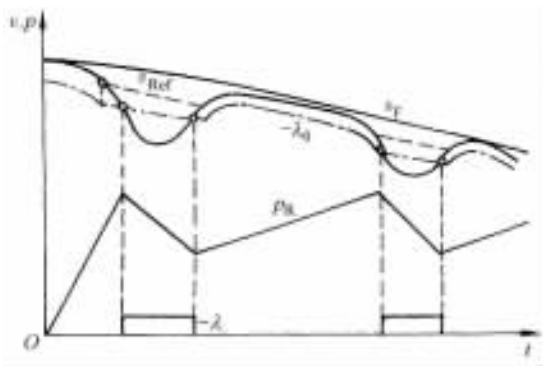


图 2-18 只有滑移率为控制参数时的控制周期

这种控制方式只有在 $-\lambda$ 信号发生时才作制动压力的减压,而在其他场合则进行增压,可得到图 2-18 的控制周期。应用这种方式必须设定 v_{Ref} 的趋势值稍大于由于路面 μ_{bmax} 引起的车身减速度。

本方式的优点: $\dot{v}_R$ 一定要达到某定值,只要 v_{Ref} 的趋势值满足上述条件,几乎在所有路面上能使车轮的转速恢复到稳定域。

本方式的缺点:

- ① 必须按照路面的情况改变 v_{Ref} 的趋势值,所以必须具备检测车身减速度的手段,缺少付诸实用的可能性;
- ② λ_0 为定值,在所有的路面上 λ_{opt} 不相等,所以不能检测车轮稳定界限;
- ③ v_R 一直回复到稳定域需连续降低制动压力,所以会产生过大的减压;
- ④ 在变速器低速档位与发动机相联结的车轮的 $\dot{v}_R$ 不能达到定值制动时,不发生 v_{Ref} ,所以不能计算滑移率,不能控制滑移率,车轮将抱死。

由于上述前三个原因,因不可能长期保持车轮的转动处于最优状态,不利于缩短制动距离。

(3) 以车轮减速度和车轮加速度作为控制参数的方式及其优缺点:与 $-a$ 信号相同,把 $\dot{v}_R$ 与正值 $(+a_1)$ 进行比较,就可获得如图 2-19 的车轮加速度信号 $+a$ 。该 $+a$ 信号与 $-a$ 信号进行组合控制,从 $-a$ 信号发生开始到 $+a$ 发生为止连续进行制动压力减压,并在 $+a$ 信号周期内进行保压控制, $+a$ 信号消失后进行制动压力增压的控制方式,如图 2-20 为这种控制方式的控制周期。

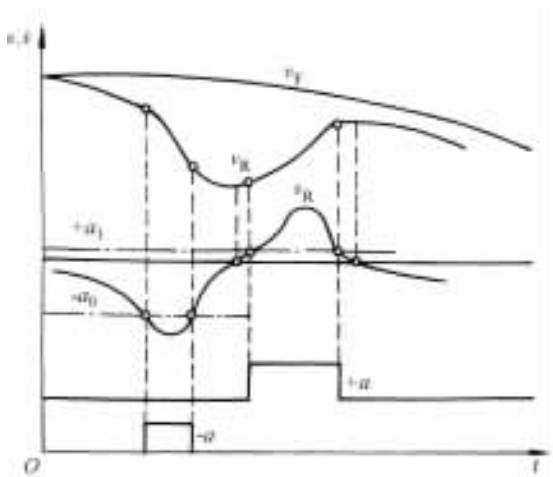


图 2-19 车轮减速度信号 $-a$ 和加速度信号 $+a$

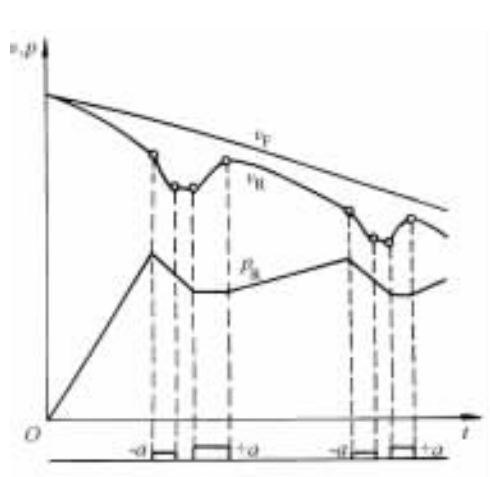


图 2-20 车轮 $-a$ 、 $+a$ 为控制参数的控制周期

这里使用的 $+a$ 信号的设定值,对制动压力的减压量相当大,为了快速检测车轮开始重新加速的情况,应尽量使 $+a$ 信号的设定值成为较小值。

本方式的优点:在本方式所述的有限条件下,如果制动压力的减压速度适当,则几乎在所有的路面上能够防止车轮抱死。

本方式的缺点:在 $+a$ 信号发生时不限于车轮的旋转一定要恢复到稳定域为止,所以制动压力的减压速度较慢,在低 μ 路面上或者从高 μ 路面向低 μ 路面发生阶跃时,车轮抱死或者滑移率增大,从而出现不能控制的情况。

另外,从低 μ 路面向高 μ 路面发生阶跃时会导致响应滞后,制动距离延长的缺点。为了弥补这一缺点采用的方法是增加设定值大的新车轮加速度信号,以适应路面 μ_b 急剧变化。采用与 $+a$ 相同的检测方法,检测大设定值 $+A_0$ 的车轮加速度信号 $+A$,当从冰冻路面进入水泥路面时 μ_b 急速变化,对车轮旋转产生过大加速度,实现迅速补充制动压力不足的方式,可得到图 2-21 的控制周期。

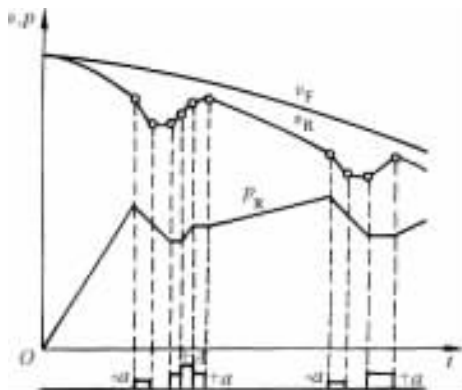


图 2-21 车轮加速度信号+A 的控制周期

(4) 以车轮减速度、车轮加速度以及滑移率作为控制参数的方式;综合上述三种控制方式,存在如下主要问题:

- ① 高 μ 路面的过大减压与低 μ 路面上车轮抱死;
- ② 对 μ_b 发生急剧变化的路面的响应性,特别是从高 μ 路面向低 μ 路面阶跃时车轮抱死;
- ③ 变速器低速档时与发动机联结的驱动轴抱死。

这是 ABS 实用化的第一阶段必须解决的问题,为此,必须掌握滑移率的信息。考虑从高 μ 向低 μ 路面阶跃时决定制动压力的减速度,并在此基础上有效利用该种信息,以控制高 μ 与低 μ 路面上适当的减压时间,即根据制动装置的刚性,对减压速度根据压力大小变化做出相适应的控制。通过车轮减速度信号、加速度信号以及滑移率信号的组合以实现控制,这种方式就是以车轮减速度信号、加速度信号以及滑移率信号为控制参数的方式。

(5) 实用化的控制方法;在以对角线配置在非驱动轴与驱动轮(如后驱车的右前轮与左后轮)的 v_R 生成的两个 v_{Ref} 中选择其中较大者,这就是称为选高(Select-High)或高选(High-Select)技术的一种,这是使 v_{Ref} 的过程与实际的 v_F 近似,尽量正确掌握两个车轮的滑移率的一种最有效的方法。

上述技术包括以下几点:

① 在变速器低速档驱动轮与发动机相联结时,非驱动轮与驱动轮相比,转动惯量较小,对制动扭矩的变化极为敏感。如图 2-22,在制动开始后的短时间内驱动轮的 v_{Ref} 近似于 v_F ;在非驱动轮中可以比驱动轮更迅速开始控制,在控制初期,非驱动轮的 v_{Ref} 近似于 v_F ;

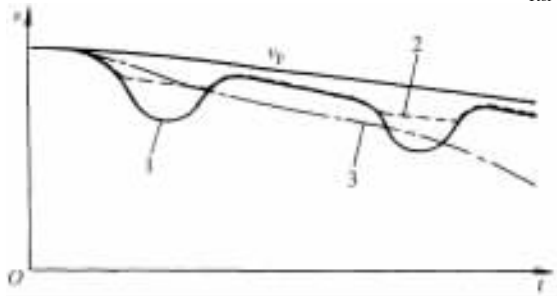


图 2-22 v_R, v_{Ref}, v_F 的相互关系

1—非驱动轮的 v_R 2—非驱动轮的 v_{Ref} 3—与变速器低速档和发动机相连的驱动轮的 v_{Ref}

② 在转向时实施制动,车辆前后及左右的载荷同时发生移动,所以四个车轮中曲线外侧的前轮轮胎扭矩最大,内侧后轮的轮胎扭矩最小。一般情况下,曲线外侧的前轮最不易抱死,其 v_{Ref} 最近似于 v_F ;

③ 在车辆左右 μ_b 值不同,即所谓非对称附着系数路面上进行制动时, μ_b 大的车轮最不易抱死,该车轮的 v_{Ref} 最近似于 v_F ;

④ 在 $+a$ 信号发生时保持制动压力 p_R ,而该信号消失后只要不发生其他的信号,可以缓慢进行增压;

⑤ $+A$ 信号发生时制动压力 p_R 急速增加,特别是从低 μ 路面向高 μ 路面发生阶跃时产生过度减压时起到有效的作用。

利用 V_{Ref} 可以计算出两个不同设定值 λ_{01} 和 λ_{02} 的两个滑移率信号 $-\lambda_1$ 和 $-\lambda_2$,根据这两个信号和车轮加速度、减速度信号相组合,可以实现如图 2-23 的控制过程。需要说明的是:

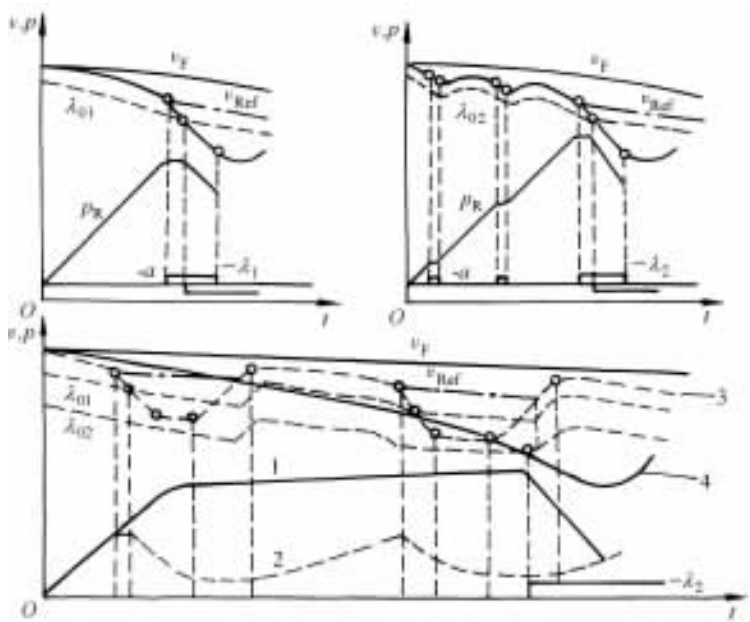


图 2-23 以车轮加、减速度和滑移率为控制参数的控制周期

1—驱动轮的 p_R 2—非驱动轮的 p_R 3—非驱动轮的 v_R 4—在低速档时驱动轮的 v_R

① 为了防止 $\mu_b-\lambda$ 特性的稳定域中的不必要减压,控制开始前的一 a 信号只保持制动压力 p_R ,在该信号发生过程中,一 λ_1 信号已经发生时才对 p_R 减压,并开始控制周期。但是在 $-a$ 信号发生前一 λ_2 信号已经发生时,才直接开始控制周期,利用这种控制方式以图 2-23 的过程开始进行控制,尽管车轮的转动惯量或路面的 μ_b 的大小等原因,仍能有效获得控制周期内变速器低速档位时也能够有效防止与发动机连接的驱动轮抱死;

② 在第二次以后的控制周期的减压则是利用 $-a$ 或 $-\lambda$ 信号开始进行的;

③ 在高 μ 路面上, $-a$ 信号消失的同时也停止减压;而在低 μ 路面上, $+a$ 信号消失的同时也停止减压。

这是实现“高 μ 及低 μ 路面上的减压时间的配合”的方法。在现有的 ABS 装置中已经实用化的制动压力的减压机构的减压速度,由于受到制动装置(特别是车轮分泵)的刚性影响,在

高压域速度快,在低压域速度极其缓慢,所以在高 μ 路面上制动压力减压时间缩短,以防止过大减压,而由于制动压力低,制动扭矩也小,车轮在加速性减小的低 μ 路面上,则减压时间充分延长以保证恢复。因此,利用 $-\lambda_2$ 信号进行路面的识别,当 $-a$ 信号消失时,如果 $-\lambda_2$ 信号发生,则这种路面可看作低 μ 路面。另一方面,从高 μ 向低 μ 阶跃的路面上时也可以进行同样的识别控制。

2) 预测控制技术的实用化

预测控制在实用化上要解决下述两个较重要的问题:

(1) 制动装置的滞后现象:制动压力 p_R 与制动扭矩 T_b 之间,必然存在如图 2-24 所示的滞后现象。所以,为了减小制动扭矩,必须迅速去除 Δp_{12} 的压力差;为了增大制动扭矩,必须迅速补充 Δp_{34} 的压力差。为了解决上述问题,如图 2-25 所示,利用 p_R 精确的减压过程,一直达到接近稳定界限的稳定域为止。

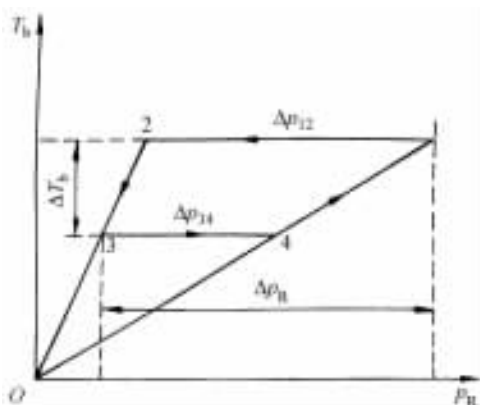


图 2-24 制动装置的滞后

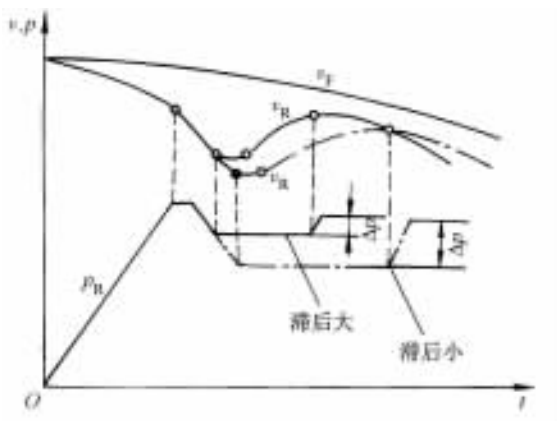


图 2-25 制动滞后的补偿

从检测 v_R 恢复的瞬间开始,要求迅速实施补充相当于其滞后的压力差 Δp 的控制方法。可是,这种滞后按照 p_R 值或不同种类的制动装置而有所不同。所以如图 2-25 所示,必须根据滞后量大小变更 Δp 值,这就暗示了学习控制的必要性,这里设定最小滞后,并通过设定低 μ 和高 μ 路面的两种 Δp 作出相应的解决方法。

(2) 驱动轴的振动:由与驱动轴相连接的驱动轮和发动机形成一个振动系。控制时发生变化的制动扭矩在驱动轮的旋转方向上产生共振现象,由此容易引起 ABS 的误动作。也就是说,由于制动扭矩的变化引起转动扭矩急剧变化,使该振动系发生振动,该振动具有与发动机和变速器的转动惯量、驱动轮的转动惯量以及与驱动轴扭簧常数 K 决定的固有频率。

由于所发生的各个控制信号会产生 p_R 与 v_R 的共振,即 v_R 总伴随与实际车轮转动无关的振动,为此要对不需要的 p_R 进行控制,为防止增压速度过大必须对 p_R 的增压速度设定为减压速度的 $1/5 \sim 1/10$;为防止过大减压,利用 $+A$ 信号的急速增压以补充过大减压,并通过处理制动装置滞后,使其后的振动振幅尽量小。此技术就是分段控制制动压力的脉冲步进控制技术,这是由德国罗伯特·波许公司开发的技术,它具有如下特点:

① 当 $-\lambda_1$ 信号消失且 $+a$ 信号消失时,表示 v_R 已经完成向稳定域回复。如图 2-26 所示,从该瞬间开始通过一定时间对 p_R 的增压,先对滞后现象作出及时响应,此后, v_R 以再次进入不稳定域一定时间间隔(Δt)进行分段步进形式的增压。 Δt 由前述固有频率的周期设定(为

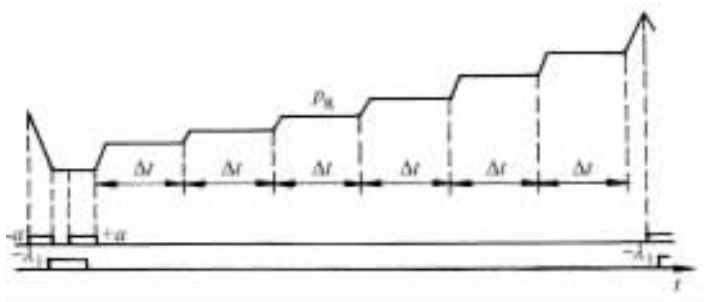


图 2-26 脉冲步进控制技术

很大数值), 可以完全防止共振现象;

② 改小 p_R 的步进长度, 延长 Δt , 如图 2-27 所示, v_R 能够长期保持在接近稳定界限的稳定域中;

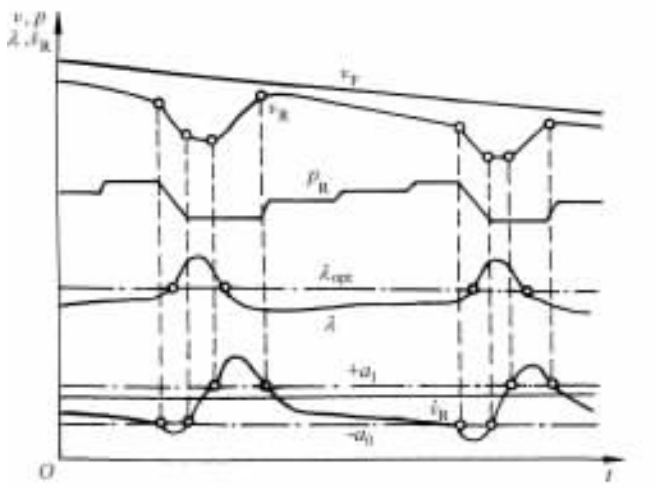


图 2-27 应用脉冲步进控制的控制周期

③ 以一常数的 p_R 步进长度使 v_R 不能达到稳定域时, 通过其后时间的无限制的增压, 使 v_R 强制进入不稳定域, 使控制周期继续前进。在变速器低速档时与发动机连接的驱动轮转动惯量增加, 这对制动扭矩不敏感的车轮是有效的;

④ 当 $-a$ 信号消失, $-\lambda_1$ 信号发生时, 此后 $+a$ 信号长时间不发生, 以及 $+a$ 信号消失而 $-\lambda_1$ 信号发生时, p_R 的减压不足, p_R 作分段减压, 由此可补充其不足部分, 从而保证对 v_R 的恢复。

对车轮加速度、减速度信息施加车轮滑移率信息时, 就可以进行多样化控制, 以适合车轮所有的旋转状态, 这是预测控制技术的主要内容。

3) 学习控制技术

利用预测控制技术可以使已经达到实用化的控制技术进一步在各车种、路面以及行驶条件下进一步提高性能, 但为了扩大 ABS 装置的适用范围, 还需要解决以下问题: 更正确识别路面; 对已经装车的各种不同的制动装置解决不同的滞后问题; 对变速器不同档位引起的不同转动惯量作出解决的措施。

在对前一个控制周期中的各个参数的状态进行学习与控制,称为学习控制技术。其主要功能如下:

(1) 更准确地识别路面:如图 2-28 所示,当 $-a$ 信号消失、 $-\lambda_1$ 信号发生后, $+a$ 信号长时间不发生时,若阶跃减压发生两次,则认为路面是低 μ ,在下一个周期 $+a$ 信号产生之前继续减压。图 2-28 中所示的阶段 3 学习的结果将在阶段 6 中运用, v_R 再加速过程提前了,而且振幅减少。如图 2-29,当从高 μ 向低 μ 路面阶跃时,由于 $-\lambda_2$ 信号产生,直接变换为低 μ 路面用的控制方法,一直到 $+a$ 信号发生为止。

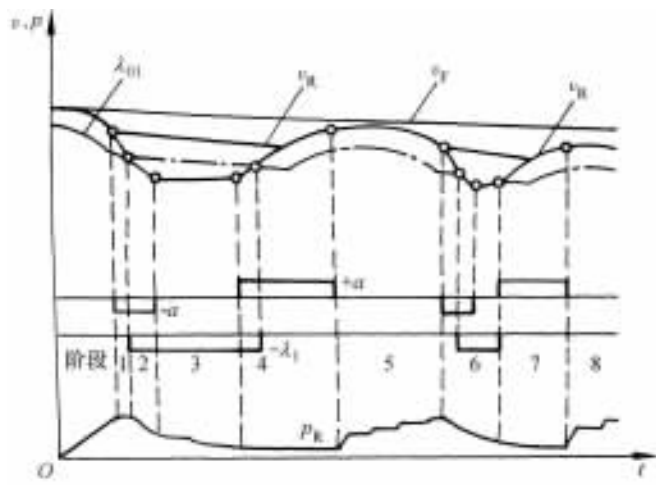


图 2-28 分段减压过程学习

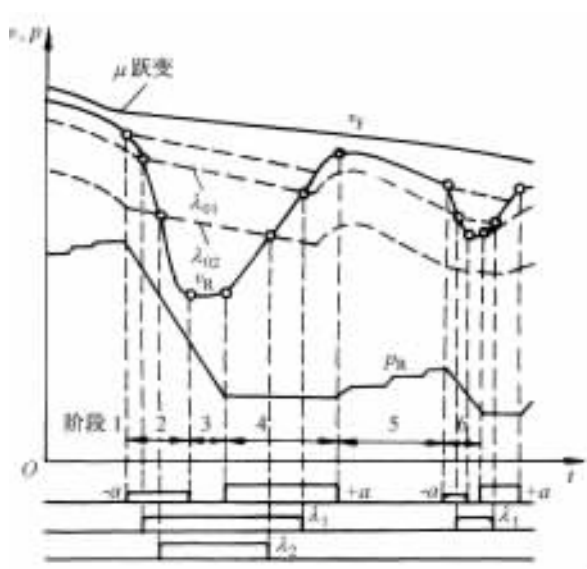


图 2-29 从高 μ 向低 μ 阶跃时的控制周期

(2) 对不同滞后现象与转动惯量进行学习修正:如图 2-30 所示,为了保证车轮恢复到稳定域的旋转状态是最佳的,应通过检测车轮恢复到稳定域后的再减速过程来识别。由于制动装置滞后或车轮转动惯量不同而造成的车轮再加速过程的差异,调整阶梯形式压力上升的第

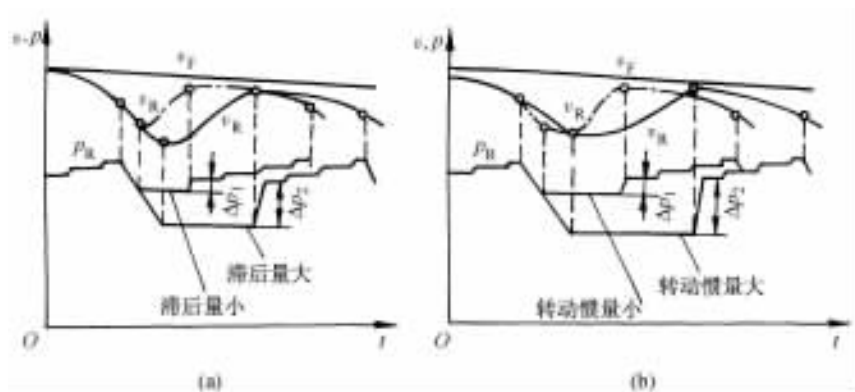


图 2-30 由于再减速对第一步 Δp_1 进行调整的必要性

(a) 滞后量不同时 (b) 转动惯量不同时

一步 Δp_1 。

如图 2-31 所示,在第一个阶跃完成后,检测车轮再次突然进入不稳定域之前的阶跃数 n 。一般 n 在 3~4 之间最合适,则对应于滞后量或转动惯量的 Δp_1 是合适的,没有必要再变更下一个周期的第一阶跃增压时间 Δt_0 ;若 n 不在此范围之内,则 Δp_1 不合适,应对 Δt_0 作一些变更。若 n 偏大,则 Δp_1 不足,在下次过程中增大 Δt_0 ; n 偏小,则 Δp_1 过大,在下次过程中减小 Δt_0 。

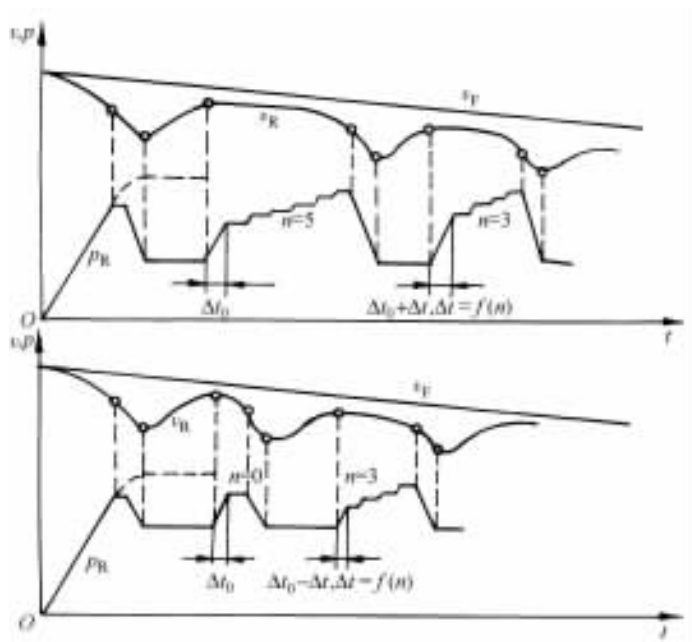


图 2-31 再减速过程的学习

2.1.3 防抱制动系统的构成

如图 2-32 所示,防抱制动系统 ABS 主要由车轮转速传感器、电子控制器及压力调节器三部分组成。

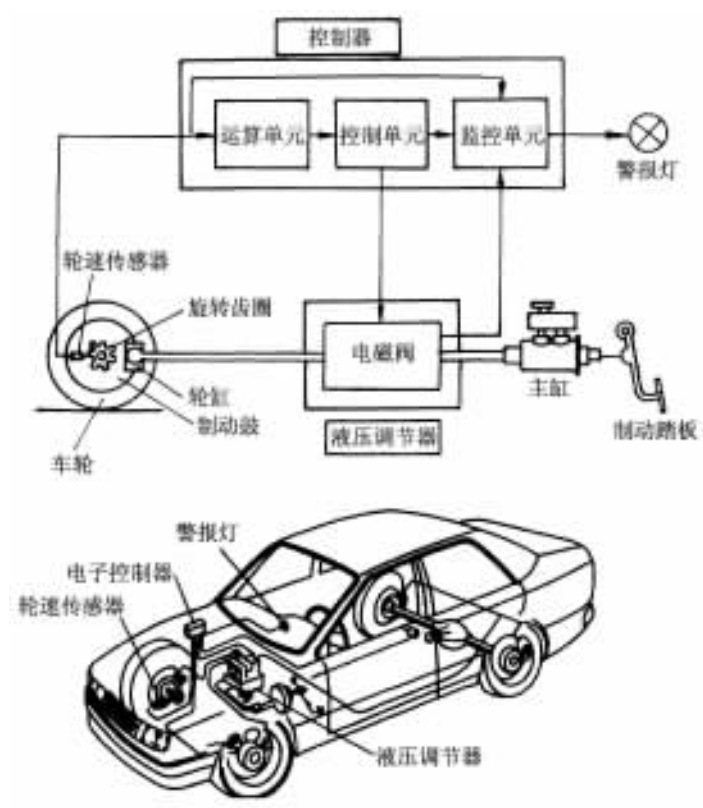


图 2-32 ABS 的构成

2.1.3.1 ABS 车轮转速传感器

ABS 车轮转速传感器有电磁感应式与霍尔式两大类。

电磁感应式车轮转速传感器的作用是检测出制动车轮的转速,并把速度信号送到电子控制器。如图 2-33 所示,传感器主要由磁铁、电极和线圈组成,安装在随车轮或驱动轴一起旋转的齿圈处并与齿圈对准,齿圈外圈是细轮齿。齿圈在由永久磁铁产生的磁场中旋转,齿圈齿顶和电极之间的间隙就以一定的速度变化,使齿圈和电极组成的磁路中的磁阻发生变化。其结果使磁通量周期性增减,在线圈两端产生正比于磁通量增减速度的感应电压,此感应电压正比于车轮转速。

图 2-34 给出了 ABS 车轮转速传感器常用三种安装形式。

图 2-35 给出了两种车轮转速传感器安装位置。

霍尔式车轮转速传感器的主要工作原理是利用霍尔现象产生与车轮转速成正比的霍尔电压。

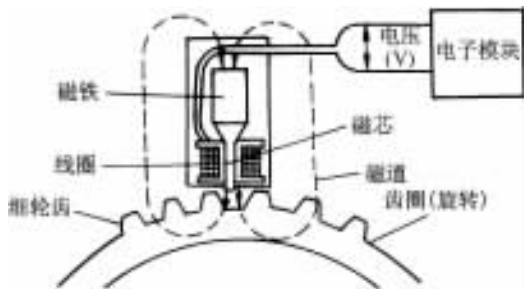


图 2-33 转速传感器的基本结构

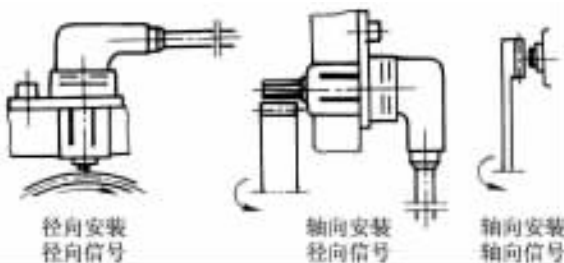


图 2-34 转速传感器的安装形式

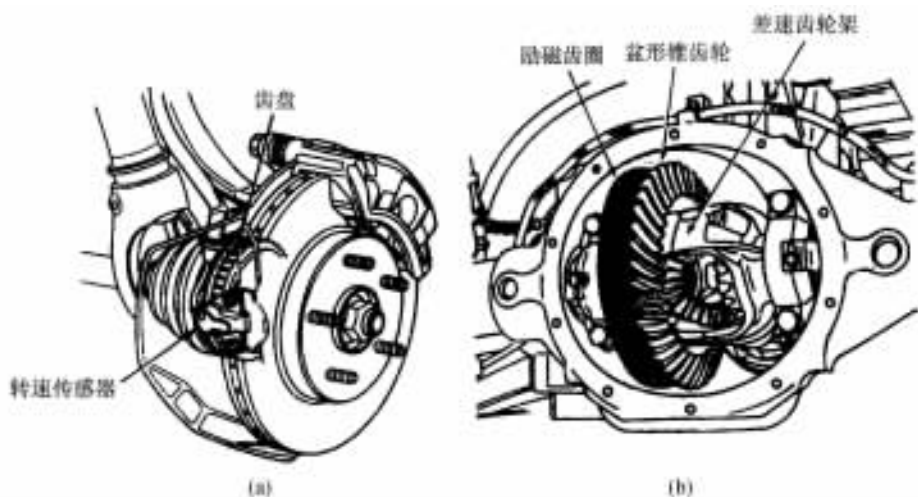


图 2-35 车轮转速传感器安装位置

(a) 车轮上的速度传感器 (b) 主减速器中的速度传感器

2.1.3.2 ABS 电子控制器(ECU)

电子控制器的作用是：接收来自车轮转速传感器的交流信号，计算出车轮速度、滑移率和车轮的加、减速度，把这些信号加以分析，对制动管路压力发出控制指令。另外，还对 ABS 的其他部件的功能进行监控，当这些部件发生异常时，使 ABS 系统停止工作，恢复到常规制动方式并给驾驶员报警（指示灯或蜂鸣器）。

1) ECU 电路构成

目前的 ECU 主要由集成度和运算精度都很高的数字电路构成。

ABS 电控单元的内部结构如图 2-36 所示。为确保系统工作的安全可靠，在许多 ABS 的 ECU 中采用两套完全相同的微处理器，一套用于系统控制，另一套则起监测作用，它们以相同的程序执行运算，一旦监测用 ECU 发现其计算结果与控制用 ECU 所算结果不相符，则 ECU 立即让制动系统退出 ABS 控制，只维持常规制动。这种“冗余”的方法可保证系统更加安全。

ECU 的内部电路结构主要包括：

(1) 输入级电路：以完成波形转换整形（低通滤波器）、抑制干扰和放大信号（输入放大器）为目的，将车轮转速传感器输入的正弦波信号转换为脉冲方波，经过整形放大后，输给运算电路。

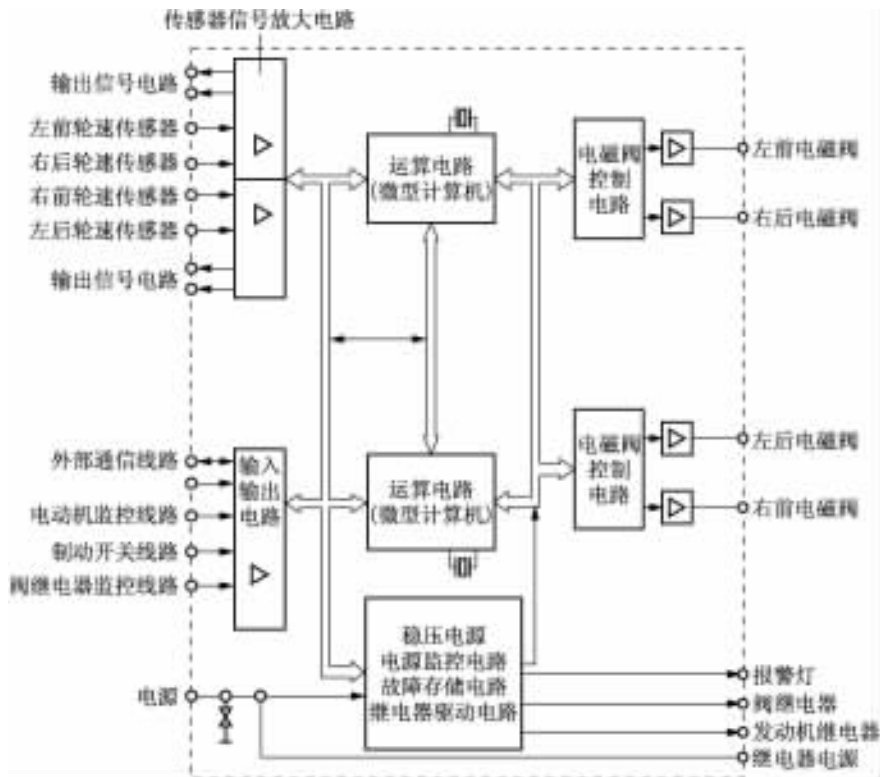


图 2-36 ABS 电子控制单元的内容结构(四传感器四通道系统)

输入级电路的通道数视 ABS 所设置的传感器数目而定,通常以三通道和四通道为多见。

(2) 运算电路(微型计算机):根据输入信号运算电磁阀控制参数。主要根据车轮转速传感器输入信号进行车轮线速度、开始控制的初速度、参考滑移率、加速度和减速度等运算,调节电磁阀控制参数的运算和监控运算,并将计算出的电磁阀控制参数输送给输出级。

(3) 输出级电路:利用微机产生的电磁阀控制参数信号,控制大功率三极管向电磁阀线圈提供控制电流。

(4) 安全保护电路:将汽车 12V 电源电压改变并稳定为 ECU 工作所需的 5V 标准电压,监控这种工作电压的稳定性。同时监控输入放大电路、ECU 运算电路和输出电路的故障信号。当系统出现故障时,控制继电电动机和继电阀门,使 ABS 停止工作,转入常规制动状态,点亮 ABS 警示灯,将故障以故障码的形式存储在 ECU 内存中。

2) ECU 电路的控制系统(如图 2.37 所示)

图中所示 ABS 的 ECU 控制系统为四传感器三通道(前轮独立控制、后轮低选控制),传感器输入端 FR+~RL-。回油泵电机受 ECU 和油泵继电器共同控制,有两种工作状态:

① 减压时高速运转:ECU 通过 MR 端口向油泵继电器线圈加电,继电器触点闭合,蓄电池直接向电机供电,电机高速运转,迅速将制动液泵回到制动主缸。

② 其余时间低速运转:ECU 停止向油泵继电器线圈供电,继电器触点断开,ECU 经由 MT 端子通过电阻向油泵电机加较小电流(2A),油泵低速运转,将储能器中制动液抽空,以备下次减压时储油。

系统名称	传感器数	通道数	适用制动回路类型	控制方法	特 点
4S3M	4	3	X 或 HH	前轮独立控制 后轮选择控制	占总附着力 80% 的两前轮独立控制, 两后轮按低选、同时控制是大多数汽车采用的型式之一
3S3M	3	3	HH	前轮独立、后轮近似选择控制	
4S2M	4	2	X	前轮独立控制、后轮选择控制	在各种复杂路面上难以使方向稳定性、制动距离和转向操纵能力得到兼顾, 较少采用
2S2M	2	2	X	前轮独立、后轮对角前轮控制	
1S1M	1	1	HH	前轮无、后轮近似选择控制	后轴车轮按低选原则控制, 可改善汽车的方向稳定性

2.1.3.3 压力调节器

压力调节器是 ABS 系统的执行元件。ABS 系统控制车轮滑移率的执行机构是系统压力调节装置, ECU 根据车轮速度传感器发出的信号, 由计算机判断确定车轮的运动状态, 向驱动压力调节装置的电磁阀线圈发出指令, 通过电磁阀的动作来实现对制动分泵的保压、减压和增压控制。压力调节装置的电磁阀以很高的频率工作, 以确保在短时间内有效地对车轮滑移率实施控制。

压力调节器根据车型、性能和制造成本方面的原因有许多结构形式, 大体分为真空式、液压式、机械式、空气式、空气液压式。其中最常用的是液压式和空气式。

1) 液压式调节器

液压式制动压力调节器主要由供能装置(液压泵、储液器等)、电磁阀和调压缸等组成。从布置方式上看, 有将压力调节装置独立于制动主缸、助力器的分离式布置型式(图 2-38), 它具有布置灵活、成本低, 但管路复杂的特点; 也有压力调节装置以螺栓与主缸和助力器相连的组合式布置型式, 它具有结构较紧凑、成本较低的优点; 还有将压力调节装置与主缸和助力器制成一体的整体式布置方式(图 2-39), 其结构更加紧凑、管路少、更加安全可靠。

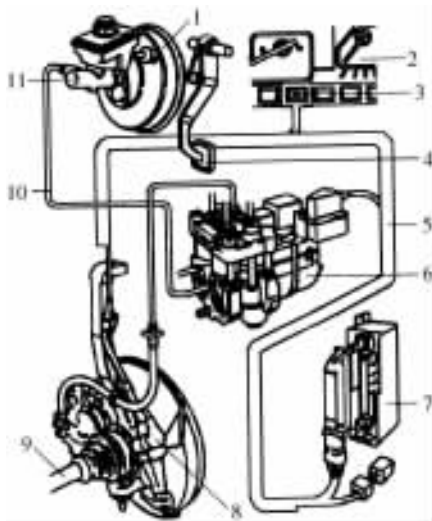


图 2-38 分离式制动压力调节器

- 1—助力器 2—仪表板 3—ABS 指示灯
4—制动踏板 5—ABS 线路 6—压力调节器
7—电脑 8—车速传感器 9—车轴 10—制动油管
11—制动主缸

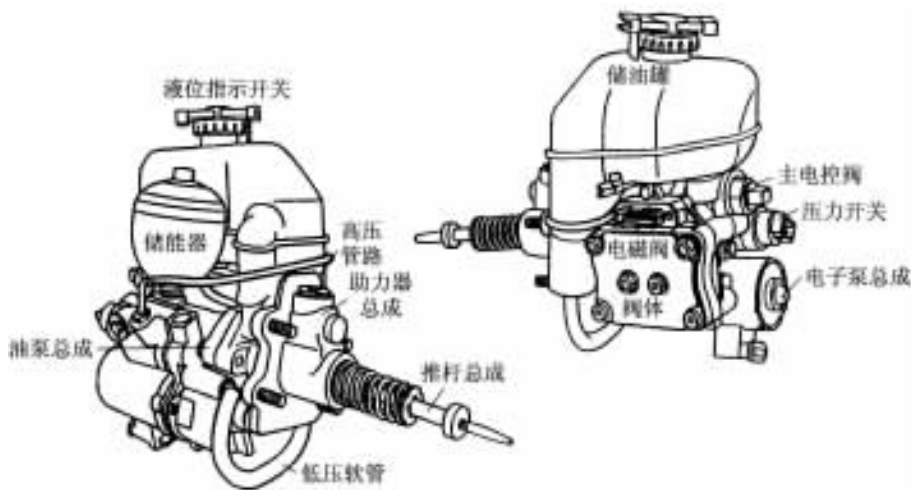


图 2-39 整体式制动压力调节器

通常,制动压力调节器串联在制动主缸与轮缸之间,由电脑通过电磁阀直接间接地调节轮缸的制动压力。若以压力调节器直接控制制动管路中油液的进出,让制动油液在轮缸内外不断循环,从而达到调节轮缸制动压力的目的,这种方法称为循环调压方式;而若采用压力调节器,通过专用的压力调节缸间接控制制动轮缸的压力,实现 ABS 的压力调节,称为变容积调压方式。

如图 2-40 所示,电磁阀由螺旋管、固定铁心和可动铁心组成。通过改变螺旋管的电流改变磁场力,控制两铁心之间的吸引力,该吸引力与弹簧力方向相反,从而控制了柱塞的位置,达到改变三个阀口之间通路的目的。

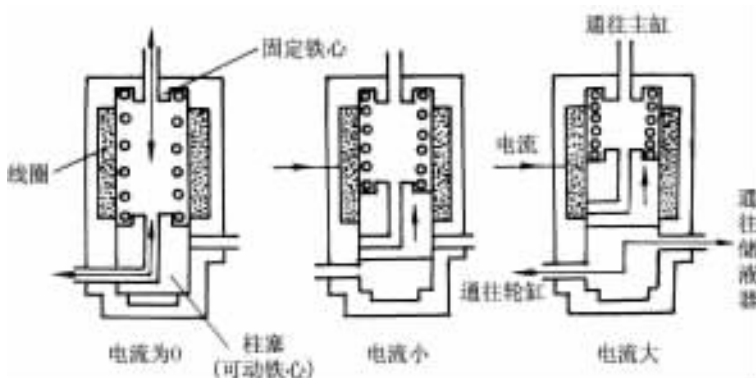


图 2-40 3/3 电磁阀的动作过程

(1) 循环式调压系统的工作过程:常规制动时电磁阀不通电,柱塞处于图 2-41(a)所示位置,主缸和轮缸是相通的,主缸随时控制压力的增减。这时,液压泵不需工作。

当电磁阀通入较大电流时,柱塞移至上端,主缸和轮缸的通路被截断,轮缸和液压油箱接通,轮缸的制动液流入储液器,制动压力降低。与此同时,驱动电机启动,带动液压泵工作,把流回储液器的制动液加压后输送到主缸,为下一个制动周期作好准备,如图 2-41(b),这一过程为减压过程。

图 2-41(c)为保压过程。给电磁阀通入较小电流,柱塞移至图所示位置,所有的通路都被截断,所以能保持制动管路中的制动压力不变。

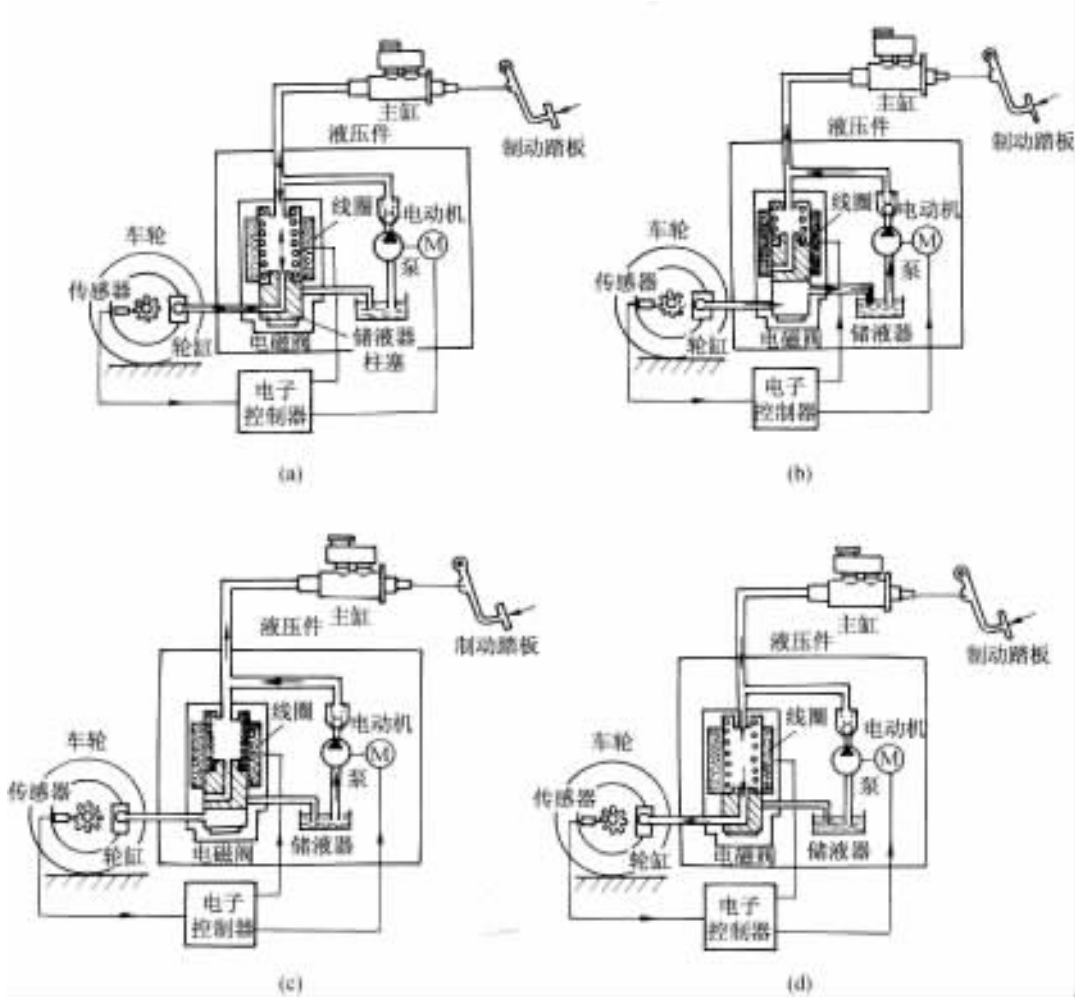


图 2-41 循环式调压器的工作过程

(a) 常规制动过程 (b) 减压过程 (c) 保压系统 (d) 增压过程

电磁阀断电,柱塞在回位弹簧作用下又回到图 2-41(d)所示的 ABS 不工作的初始位置。主缸与轮缸再次相通,主缸一端的高压制动液(包括输液泵输出的制动液)再次进入轮缸,使制动压力增加。这一过程称为增压过程。

(2) 可变容积式压力调节系统工作过程:如图 2-42(a)所示为常规制动过程。动力活塞被回位弹簧推至左端,活塞顶开单向阀,使主缸和轮缸之间的管路接通,主缸直接控制制动压力。

如图 2-42(b)所示为减压过程。电磁阀通入较大电流,电磁阀内的柱塞移到右边,储能器中储存的高压液体通过管路作用到动力活塞的左侧,产生一个与回位弹簧方向相反的作用力,使动力活塞右移,单向阀关闭,主缸和轮缸之间的通路被截断。另外,由于动力活塞右移而使轮缸油路一侧容积增加,其制动压力减少。

如图 2-42(c)所示为保压过程。给电磁阀通入较小的电流,电磁阀柱塞移向左侧,关闭储

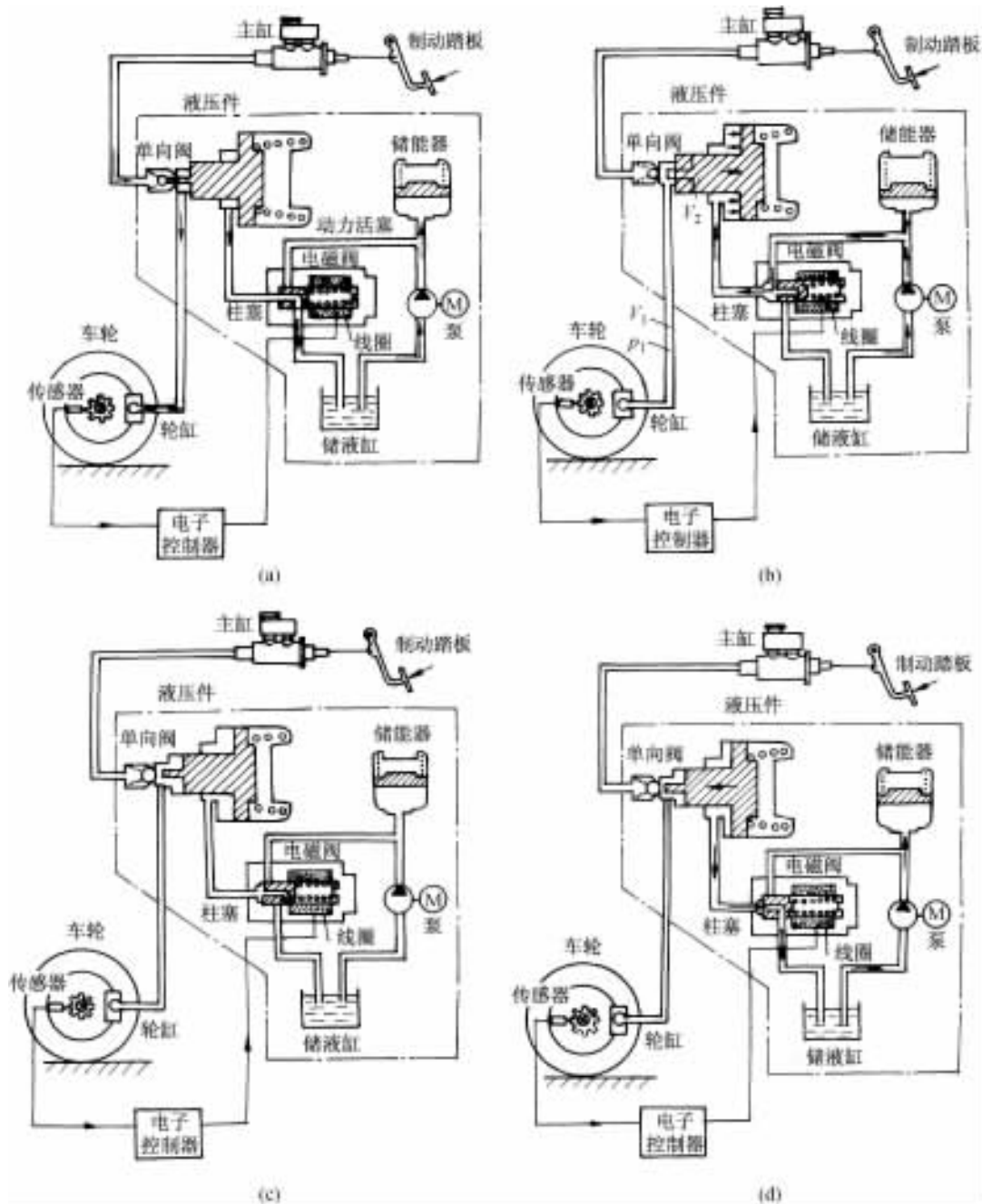


图 2-42 可变容积调节器的工作过程

(a) 常规制动过程 (b) 减压过程 (c) 保压过程 (d) 增压过程

能器油路,作用在动力活塞左侧的液体压力保持不变,动力活塞静止不动,管路容积不发生变化,保持制动压力不变。

如图 2-42(d)所示为增压过程。电磁阀断电,柱塞回到左侧初始位置,作用在动力活塞左侧的高压被解除,动力活塞在其回位弹簧作用下左移并顶开单向阀,使制动压力增加至初始值。

可变容积式的特点是通过改变电磁阀柱塞的位置来控制动力活塞的移动,改变轮缸侧管路容积,利用这种变化间接地控制制动压力的增减。可变容积压力调节系统的制动压力增减速度取决于动力活塞的移动速度。

2) 空气压力式调节器

空气压力式调节器主要用于大客车、中型以上货车等的气压制动系统,分为直接控制式和引导控制式两种。

直接控制式结构简图如图 2-43 所示,该调节器由一个进气膜片隔离阀和两个膜片排气阀及多个电磁阀组成,装置在继动阀或快放阀与制动气室之间。进气膜片隔离阀用来控制从继动阀进入的空气,排气膜片用来排掉制动气室的空气,电磁阀用来调节控制膜片阀的空气。电磁阀的各种控制状态如表 2-3 所示。

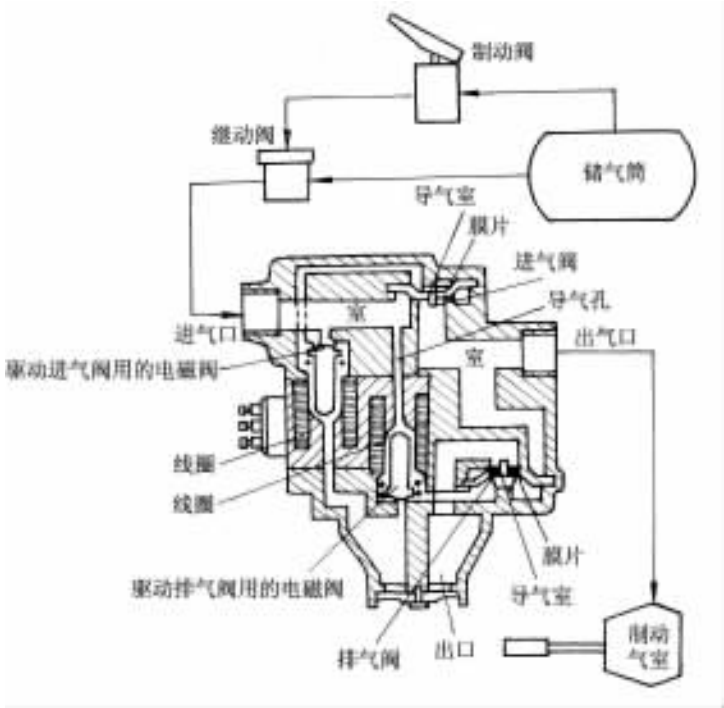


图 2-43 直接控制式空气压力式调节器

表 2-3 电磁阀的控制状态

	电磁阀 (隔离阀)	电磁阀 (排气阀)
增压过程	关	关
保压过程	开	关
减压过程	开	开

图 2-44 所示为引导控制式调节器。在继动阀的活动活塞上部设有两个电磁阀,用来控制辅助管路的气压,间接控制辅助管路的气压,间接地控制输向制动分泵的空气压力。这种调节器要求控制容积尽量小一些,另外应注意到引导控制式供气管路的气压比直接控制式升高得

慢,所以在控制设计时要有相应处理。

引导控制式的继动阀通路容积比直接控制式要大得多,用一个电磁阀即可控制多个制动气室。

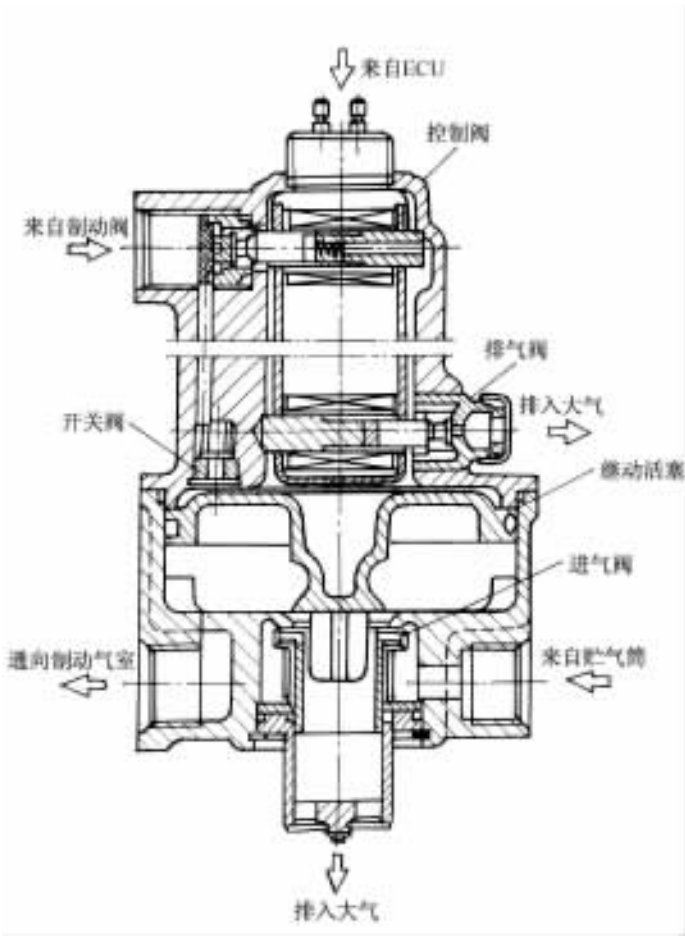


图 2-44 引导控制式空气压力式调节器

2.1.4 ABS 的试验评价及存在问题

ABS 的性能主要是以装车后进行实车道路试验的方法进行评价的。主要试验方法和评价项目见表 2-4。

表 2-4 ABS 试验方法、路面及评价项目

试验方法	试验路面	评价项目
(1) 直线行驶 (2) 转向行驶制动 • 曲线制动试验 • 躲避障碍物试验 • 换道试验 (3) 强化试验	(1) 均匀附着系数路面: 结冰、积雪、铺装路面 (2) 不同附着系数的组合路面: 结冰、积雪、雪、铺装路面 (3) 附着系数阶跃变化路面 (4) 特殊路面、搓板路面、湿松附着系数路面	(1) 制动性能: 制动距离、减速度、制动侧滑量 (2) 汽车稳定性: 汽车横摆角速度、偏转角、旋转状态、蛇行状态 (3) 操纵性: 转向角、转向滑移量、转向手力的变化、路面反冲 (4) 实用性: 车身振动、噪声、制动踏板反冲及行程变化、误动作情况

作为测定控制初速度与制动距离的方法,大多数采用安装在车身后部的称为第 5 轮的非制动轮加以牵引,对第 5 轮车轴上安装的齿轮的齿数应用电磁感应或光电式传感器进行检测,并加以换算求得的方法。也可采用光学对地速度传感器进行测定。

2.1.4.1 ABS 的主要试验

1) 直线行驶制动试验

(1) 在均匀附着系数路面上的制动:本项目的主要试验目的是测定制动距离,试验条件为表 2-5 所示的各种附着系数路面和各种制动初速度。评价装用 ABS 之后的制动性能状况常用制动距离之比:

制动距离比=ABS 起作用时的制动距离 / 无 ABS、四轮抱死时的制动距离 ×100%

表 2-5 路面附着系数与可行制动初速度范围

路面附着系数	试验路面	可行制动初速度范围/(km·h ⁻¹)			
		50	100	150	200
~0.1	结冰路面				
0.1~0.2	结冰路面				
0.2~0.4	积雪路面				
0.4~0.5	潮湿铺装路面				
0.6~0.8	积水铺装路面				
0.8~	干燥铺装路面				

在各种附着系数路面上,以 120km/h 初速度进行的直线行驶制动性能试验见图 2-45,4 辆试验车均得出基本一致的结论:在越低附着系数路面上,装用 ABS 后制动距离的缩短量也越大,制动性能效果越好。作为制动性能评价指标,在任何一种附着系数路面上,制动距离比不得大于 110%。

直线行驶制动的稳定性常用汽车横摆角速度来评价,装用 ABS 装置的汽车,在均匀附着系数路面上制动时,其偏转角速度不得大于 5(°)/s。

(2) 在不同附着系数组合路面上的制动:本项目可对 ABS 系统控制逻辑和控制驱动方式的优劣作出评价。试验路面如图 2-46 所示,在左右附着系数不同的组合路面上,制动时产生的偏转力矩是随汽车结构、左右附着系数之差而变化的。制动之初,车辆在偏转力矩作用下会发生跑偏,但操纵转向盘应能对其进行修正,能有效控制车辆的运动。

(3) 附着系数阶跃变化路面上的制动:本项目可以对 ABS 系统控制逻辑中路面识别的动态响应优劣作出评价。试验路面是在一种附着系数从高到低、从低到高顺序交替排列或交错排列的路段,若 ABS 系统对路面识别的动态响应差,则当汽车从高附着系数路段进入低附着系数路段时,会使车轮抱死,当汽车从低附着系数路段进入高附着系数路段时,会使制动距离增大。

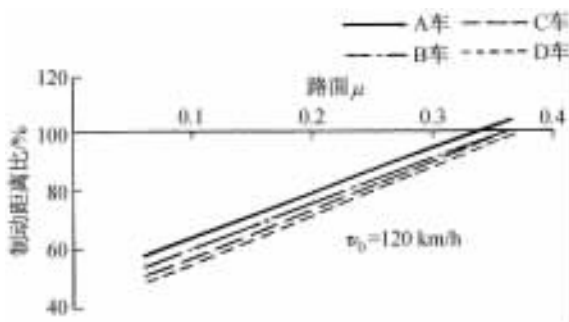


图 2-45 路面附着系数与制动距离比

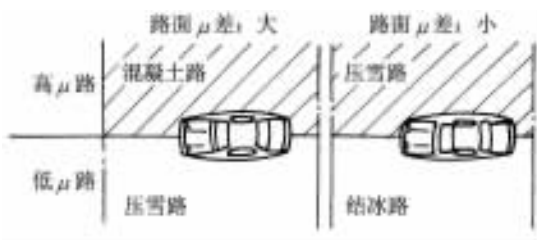


图 2-46 不同附着系数组合路面

2) 曲线行驶制动试验

本项目主要对装备 ABS 系统后汽车曲线行驶时制动操纵性和稳定性作出评价。汽车固定一个方向盘转角,绕一定半径(通常为 250m)的圆周行驶时进行制动并使 ABS 工作,测定汽车的侧滑量、停车时的偏转角,然后对 ABS 的效能进行评价。

3) 躲避障碍物试验

本项目主要对装备 ABS 系统后汽车制动时的操纵性和稳定性作出评价,通常有下列 3 种试验评价方案:

(1) 不断施以阶跃输入转向,测量汽车相应的偏转角速度响应,评价汽车的转向响应性能(图 2-47a)。

(2) 对无制动操作时的躲避距离和制动操作(并使 ABS 工作)时的躲避距离进行比较(图 2-47b)。一般制动时躲避距离大于无制动时的躲避距离。

(3) 换道试验(图 2-47c),试验路线中,躲避距离 L 为一定值,改变制动初速度,汽车能顺

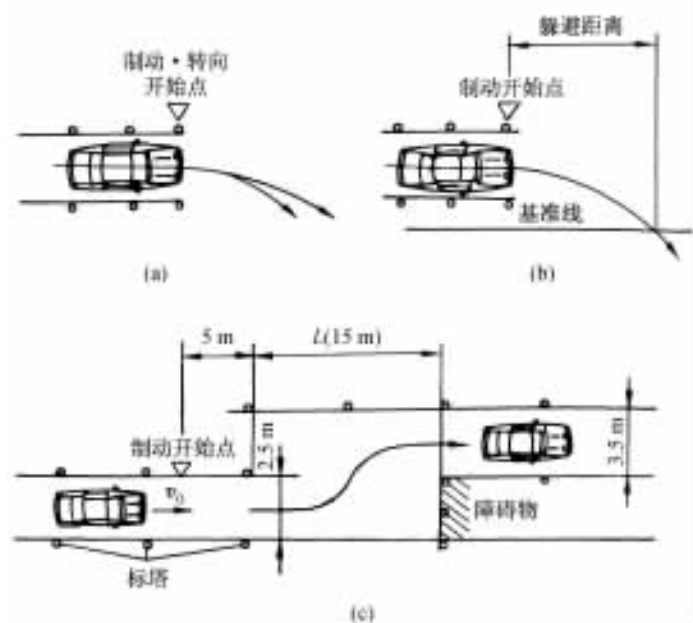


图 2-47 躲避障碍物试验

利进入另一车道。有制动且 ABS 工作时顺利换道的,初速度不应小于无制动时的换道速度。

另外,换道试验中还应测量汽车的横摆角速度 $\dot{\alpha}$,取其最大值 $\dot{\alpha}_{\max}$ 与无制动时换道中汽车的横摆角速度 $\dot{\alpha}_0$ 进行比较,应有 $\dot{\alpha}_{\max}/\dot{\alpha}_0 \leq 1.5$ 。

4) 强化试验

强化试验主要对 ABS 系统的耐久性、可靠性、环境适应性、安装强度、抗干扰能力、失效界限等进行评价,包括在搓板路面(间距 0.7~1.0m,凸起高度 10~30mm)上进行的强化道路试验,人为改变制动系动作条件(如缓慢踏下制动踏板、不断接合和分离离合器等非常规操作)的人工强化试验和高寒、高温、电子干扰等强化环境试验。

2.1.4.2 ABS 技术上存在的问题与解决方法

1) 踏板反应

为了让 ABS 能使车轮不抱死,并且形成最优制动液压,可通过对车轮制动分泵或制动钳的液压进行减压、保压和增压进行控制。这时,作为减压手段使执行机构内容积发生变化,向储油箱泄放,或者利用柱塞泵的泵吸作用进行减压。

可变容积式和柱塞泵循环式的减压回路通常与制动总泵相连,所以,制动液量的变化通过制动总泵改变踏板行程而传向驾驶者。这种 ABS 动作中制动踏板行程的变化,是有关路面与制动状况、ABS 的工作状态、在打滑路面上行驶状态的反应。要限制制动踏板行程的过度变化,即允许制动踏板行程变化的同时要限制该行程在较小的范围内。为此,在 ABS 控制中,为了避免对制动总泵的影响,装设有阀门,并已实用化。

2) 动作噪声

噪声发生原因有:①随着液压变化产生的振动和噪声;②液压元件本身的振动传向车身;③液压元件本身发出的噪声。如由柱塞泵输出液压脉冲产生的噪声、由于开启与关闭电磁阀引起液压急速变化产生的脉冲噪声、由于脉冲产生的制动管路振动传向车身并且噪声强度放大,以及油泵、电动机部分的轴承引起的振动和噪声等。为了减轻振动与噪声,在管路中设有阻尼室;在液压元件的固定部位使用软性安装坐垫等。

2.1.5 装有 ABS 汽车的驾驶与维护

目前,ABS 制动系统已经成为汽车上的标准部件,了解和掌握装有 ABS 汽车的驾驶技术和维护特点,有助于更好的安全驾驶和维护保养时的安全。

(1) 紧急制动时,一脚踩完制动踏板全部行程(踩到底),不要重复地踩放制动踏板。

(2) 如果汽车几个小时没有启动,当启动发动机后,红色和黄色警告灯会亮 1 分钟左右,这时不要使用紧急制动。因为停车时间太长,特别是冬天,ABS 制动系统中储压器压力降低,当发动机启动后电动油泵工作,将液压充至正常,过程完成后,两个灯都会熄灭,ABS 系统开始工作。

(3) 对轮毂轴承要经常检查,定期进行维护。因为轮毂轴承的损坏,就可能造成制动系统轮速传感器损坏,而轮速传感器又是 ABS 系统故障最多的部件。

(4) 经常检查轮胎气压,特别要注意各轮胎的气压差。轮胎气压不合格,会使制动系统控制失控。

(5) 注意检查蓄电池电压,其电压应不低于 11V,否则 ABS 制动系统不能正常工作。使

用快速充电器前应先将蓄电池电缆拆下,千万不可使用快速充电器来启动发动机。

(6) 制动液应按原厂推荐牌号选用。美、日、韩轿车对 ABS 制动系统推荐 DOT3 或与之相当的制动液,不宜使用 DOT5。制动液最好一年更换一次。因 DOT3 制动液含水 2%,一年后含水 3%,而 18 月含水达 5%,沸点降低 25%。

(7) 检查和拆卸液压部分时,应先泄压(一般的泄压方法是,断开 ABS 制动系统电源,用力踩制动踏板 20 次以上,当感觉踩踏力明显增加即可),特别是整体式 ABS 制动系统,油压很高(有的储液器油压达 34MPa),否则会伤人。

(8) ABS 制动系统有故障时,不可带故障运行,应立即拔下安全断电器插头,以普通制动方式进行制动,并立即送修理厂检查。

(9) 对装有 ABS 制动系统的汽车,驾驶时不要以为很保险,可以高速制动。紧急制动时仍要控制车速,特别是转弯时。目前国内外 ABS 制动系统控制的车速范围一般为 15~160km/h,高级轿车控制车速范围扩大到 8~260km/h 以至更高。因此紧急制动后期或低速时(15km/h 或 8km/h)制动,车轮有拖印现象是正常的。

(10) ABS 制动系统工作时,不断有压力调节,在制动踏板上有些脉动,但踏板没有移动;还可以听到电磁阀的工作声响,也可感觉到悬架系统前后运动,这是正常现象,说明 ABS 制动系统正常工作。

(11) 更换制动液或维护作业结束后,要对 ABS 制动系统排气。在进行排气时,要把 ABS 制动系统的 ECU 断开,绝对不能让 ABS 制动系统起作用。

2.2 ASR 驱动防滑控制系统

ABS 用于防止汽车制动过程中车轮抱死,将车轮的滑移率控制在理想的范围内,以缩短制动距离,提高汽车制动时的方向稳定性和转向操纵性,从而提高汽车行驶的安全性。随着对汽车性能要求的提高,不仅要求在制动过程中防止车轮抱死,而且要求在驱动过程中防止驱动轮滑转,使汽车在汽车驱动过程中的方向稳定性、转向控制能力和加速性能都得到提高,因此采用了汽车驱动防滑转系统 ASR(Acceleration Slip Regulation)。由于 ASR 是通过调节驱动轮的牵引力实现对驱动车轮控制的,因此又称为牵引力(或驱动力)控制系统 TCS(Traction Control System)。ASR 是 ABS 的完善和补充,ASR 可单独设置,但大多数是与 ABS 组合一起,常用 ABS/ASR 表示,统称为防滑控制系统。

1) 汽车行驶的附着条件

汽车在行驶时,驱动力的增大受到地面附着力的限制,当驱动力超过附着力时,驱动轮将在地面上滑转。因此,汽车行驶时必须满足下面的附着条件:

$$F_T = \frac{M_n}{r} \leq F_z \cdot \mu$$

式中: F_T ——汽车驱动力(N);

M_n ——作用在驱动轮上的转矩(N·m);

r ——车轮半径(m);

F_z ——车轮所受垂直载荷(N)。

随着驱动轮转矩的不断增大,汽车的驱动力也随之增大,但当驱动力超过地面附着力时,

驱动轮开始滑转。当车轮与地面之间的附着系数非常小时,尽管驱动轮不停转动,汽车却原地不动,即驱动轮滑转。驱动轮的滑转程度用驱动轮滑转率 S_d 表示:

$$S_d = \frac{\text{车轮速度} - \text{车身速度}}{\text{车轮速度}} \times 100\% = \frac{r\omega - v}{r\omega} \times 100\%$$

式中: ω ——车轮的旋转角速度(rad/s);
 v ——车身速度(m/s)。

当车轮在地面上纯滚动时, $v=r\omega$,滑转率 $S_d=0$;当车轮在地面上完全滑转时, $v=0$,滑转率 $S_d=100\%$;当车轮在地面上边滚边滑时, $v<r\omega$,滑转率 $0<S_d<100\%$ 。

驱动时纵向附着系数与滑转率的关系如图 2-48,与制动相似。当滑转率在 $10\% \sim 20\%$ 时,纵向附着系数达到峰值,此时横向附着系数也比较大;而当滑转率在 100% 时,即车轮完全空转时,纵向附着系数变小,且横向附着系数几乎为零。此时产生的驱动力最低,对于后轮驱动汽车会失去方向稳定性,对于前轮驱动汽车会失去转向控制能力。为了最大限度地利用附着系数,获得最大的驱动力,得到较好的方向稳定性和转向能力,防止驱动时车轮滑转,必须将滑转率控制在 $10\% \sim 20\%$ 的目标值范围内。

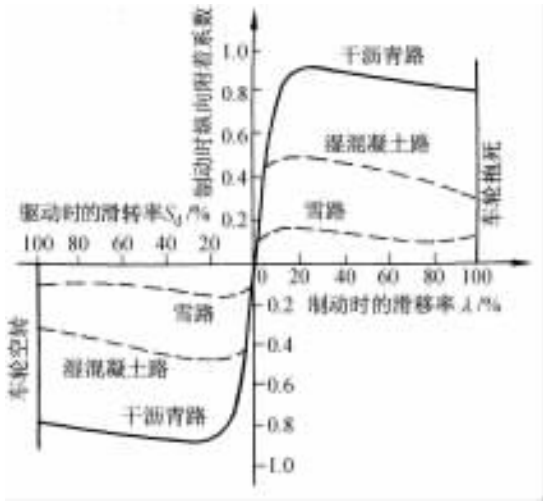


图 2-48 纵向附着系数与滑转率的关系

- ASR 能在驱动轮滑转时自动调节滑转率,充分利用驱动轮的最大附着力,具体优点如下:
- (1) 在汽车起步、行驶过程中提供最佳驱动力,从而提高了汽车的动力性,特别是在附着系数较小的路面上,起步、加速性和爬坡能力良好。
 - (2) 能保持汽车的方向稳定性和前轮驱动的转向控制能力。
 - (3) 减少轮胎的磨损和降低发动机油耗。

2) ASR 的控制方式

ASR 控制驱动轮最佳滑转率的方式主要有:

- (1) 对发动机输出转矩进行控制:①调节燃油量,如减少或中断供油;②调整点火时间,如减小点火提前角或停止点火;③调整进气量,如调整节气门的开度和辅助空气装置。在上述方法中,从加速圆滑、燃烧完全和减少污染角度看,调整进气量最好,但调整节气门反应速度较慢。调整点火时间和燃油量反应速度较快,能补偿调整节气门的不足,但推迟点火时间控制不

好易造成失火、燃烧不完全、增加排气净化装置中三元催化剂的负担。如果只减少燃油喷射量,因受燃烧室内废气的影响,又会使燃烧过程延迟。

(2) 对驱动轮进行控制:通过对发生滑转的驱动轮直接施加制动(增加车轮制动分泵的压力),历时时间短,可迅速有效地防止驱动轮滑转。但为了制动过程平衡,出于舒适性考虑,其制动力应缓慢升高。该控制方式一般都作为调整进气量(控制节气门开度),改变发动机输出转矩方式的补充。

对驱动轮进行制动控制还能起到差速锁的作用。对滑转的驱动轮施加一定的制动力,能使处于高附着系数路面的车轮产生更大的驱动力。如图 2-49 所示,当右驱动轮行驶在高附着系数路面上、左驱动轮行驶在低附着系数路面上时,若汽车加速,在没有 ASR 装置时,由于差速器的作用,高附着系数侧车轮产生的驱动力与处于低附着系数侧车轮只能产生很小的驱动力是相等的,都等于 F_L 。如果这时对低附着系数侧车轮施加制动,就会在制动盘的有效半径上产生作用力 F_B ,通过差速器高附着系数侧车轮上产生作用力 F_B^* ($F_B^* = F_B \times (\text{制动盘有效半径} / \text{驱动轮的有效半径})$)。此时作用于驱动轮上的全部驱动力可增大到最大值 F_T ($F_T = F_H + F_L = 2F_L + F_B^*$)。

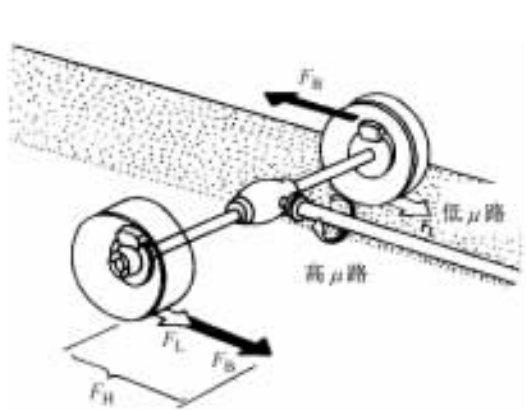


图 2-49 制动控制产生的差速锁作用

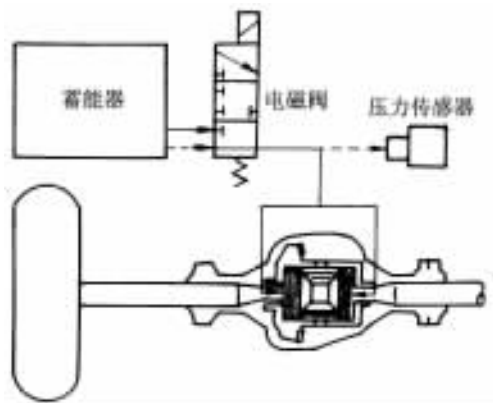


图 2-50 差速器锁止控制

为防止制动过热,这种方法只能在低速行驶时短时间(1~2s)使用。

(3) 对可变锁止差速器进行控制:电子控制可变锁止差速器(EDS),又称防滑差速器控制,在差速器向车轮输出端的多片离合器片上,以增减液压实现锁止控制,如图 2-50 所示。这种锁止方式可以使锁止程度逐渐变化,锁止范围可从 0%~100%。控制压力来自蓄能器的高压油液。压力值的大小由 ECU 控制电磁阀调节,并由压力传感器和驱动轮速传感器产生的信号反馈给 ECU,实行反馈控制。

电子控制差速器,可以把左右驱动轮的滑转率之差控制在允许范围内。当汽车起步时,调节差速器的锁止程度,能使驱动轮充分发挥,提高车速与行驶稳定性;当左右驱动轮在不同的分离附着系数路面上以及弯道上行驶时,能提高汽车稳定行驶能力。

在上述控制方式中,前两种运用较多。这些控制方式可以被单独使用,但目前组合使用较广泛。

3) 典型汽车 ASR 驱动防滑系统的组成

以凌志 LS400 型轿车为例,该车防滑转系统与防抱死制动系统组合使用,简称防滑控制系统

(ABS/TRAC)。在制动过程中,采用循环调压方式、四通道、四轮独立控制;在驱动控制过程中,通过调节副节气门的开度和驱动轮介入制动的方式,对两后轮驱动轮进行防滑转控制。

凌志轿车 ABS/TRAC 主要由轮速传感器、ABS/TRAC ECU、制动压力调节器、TRAC 隔离电磁阀总成、TRAC 制动供能总成、主副节气门传感器、副节气门控制步进电动机等组成,其结构及车上安装位置如图 2-51 所示。

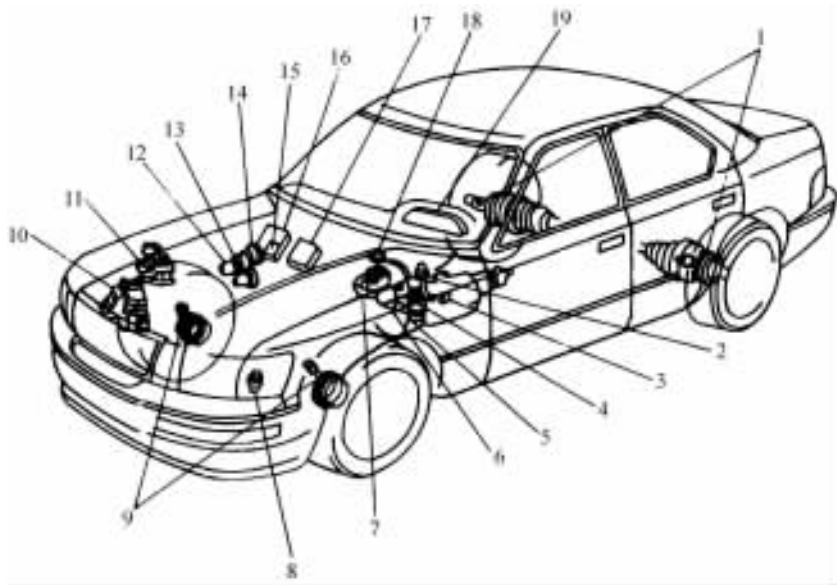


图 2-51 凌志 LS400 型轿车 ABS/TRAC 主要部件的车上布置

1—后轮速传感器 2—制动开关 3—空档开关 4—TRAC 供油泵 5—TRAC 供油泵电动机继电器 6—TRAC 蓄能器 7—制动液位开关 8—TRAC 制动器主继电器 9—前轮速传感器 10—ABS 执行器 11—TRAC 执行器 12—副节气门位置传感器 13—主节气门位置传感器 14—TRAC 副节气门电动机 15—TRAC 副节气门继电器 16—ABS 和 TRAC 的 ECU 17—发动机和变速器 18—TRAC 关断开关 19—TRAC 警示灯

(1) 轮速传感器:在 4 个车轮上各安装一个电磁感应式轮速传感器,向 ABS/TRAC 的 ECU 输入各车轮的轮速信号。

(2) ABS/TRAC 的 ECU:ABS/TRAC 的 ECU 集制动防抱死和驱动防滑系统控制于一体,有 3 个八位微处理器,通过一个串行缓冲寄存器进行通信,各微处理器之间可进行相互监测。ABS/TRAC 的 ECU 接收处理各车轮轮速传感器输入的信号,形成相应的控制指令,驱动制动压力调节器及节气门控制电机,进行制动防抱死和驱动防滑转控制。ABS/TRAC 的 ECU 还接收设置在制动主缸储液室中的液位开关、设置在 TRAC 制动供能总成中的压力开关等输入信号。

ABS/TRAC 的 ECU 定期对系统中的主要电器部件进行检测,对系统状态进行监控。若系统出现故障,会自动停止 ABS 或 TRAC 工作,避免对系统进行错误控制,同时点亮警示灯,以提醒驾驶员注意,并将故障信息存入存储器,进行自诊断时通过代码形式显示各种故障。

ABS/TRAC 的 ECU 主要对制动压力调节器装置中的 4 个三位三通电磁阀和电动回液泵、TRAC 隔离电磁阀总成中的 3 个二位二通隔离电磁阀、TRAC 制动供能总成中的电动供液泵以及副节气门控制步进电动机等进行控制。

(3) ABS 执行器:制动压力调节器的结构如图 2-52 所示。主要由 4 个三位三通调压电磁

阀、两个储液器、一个电动双连回液泵组成。4 个三位三通调压电磁阀分别设置在通往 4 个制动轮缸的制动液通路中,可以分别对 4 个制动轮缸的制动压力进行增压、保压和减压调节。两个储液器分别用于接纳在制动压力调节过程中从制动轮缸流出的制动液,电动双连回液泵在制动压力调节过程中将流入储液器中的制动液泵回到制动主缸或 TRAC 制动供能总成的储液器中。在制动压力调节器装置上安装了调压电磁阀继电器和电动回液泵继电器。

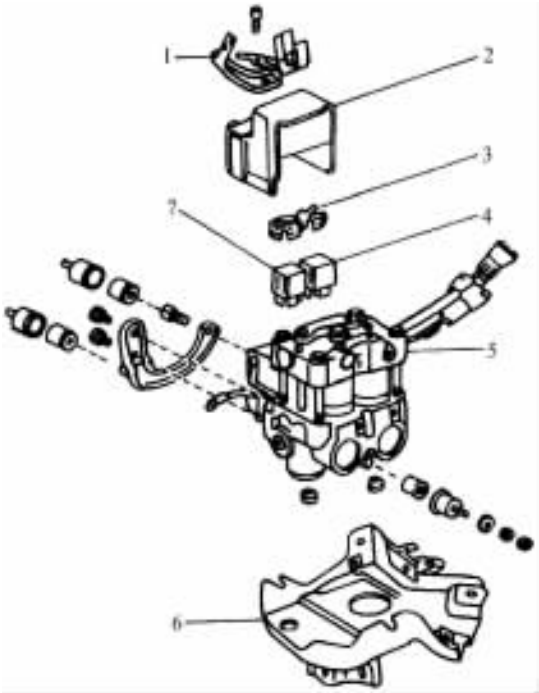


图 2-52 制动压力调节器

- 1—线束夹 2—继电器护罩 3—继电器罩盖 4—调压电磁阀继电器
5—制动压力调节器 6—安置座 7—电动回液泵继电器

(4) TRAC 执行器: TRAC 执行器主要由 TRAC 隔离电磁阀总成和 TRAC 制动供能总成组成。

TRAC 隔离电磁阀总成如图 2-53 所示。该装置通过管路与制动主缸、制动压力调节器和 TRAC 制动供能总成相连,主要由制动主缸隔离电磁阀、蓄能器隔离电磁阀和储液室隔离电磁阀组成。在未介入驱动防滑转制动时,3 个隔离电磁阀不通电,制动主缸电磁阀处于接通状态,将制动主缸至制动压力调节器中后调压电磁阀的制动液通路接通;蓄能器隔离电磁阀处于截止状态,将制动压力调压器中后调压电磁阀至储液室的制动液路封闭。

在 TRAC 工作过程中,3 个隔离电磁阀在 ABS/TRAC 的 ECU 的控制下全部通电,此时制动主缸隔离

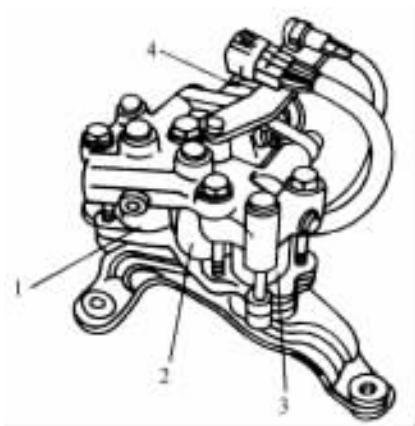


图 2-53 TRAC 隔离电磁阀总成

- 1—储液室隔离电磁阀 2—蓄能器隔离电磁阀
3—制动主缸隔离电磁阀 4—压力开关

电磁阀处于关闭状态,以防止制动液流回制动主缸;蓄能器隔离电磁阀处于接通状态,将蓄能器升压后的制动液通过电磁阀送到后轮制动轮缸;储液室隔离电磁阀也处于接通状态,以便能将储液器及制动轮缸的制动液送回制动主缸。

TRAC 制动供能总成如图 2-54 所示。该装置通过管路与制动主缸储液室和 TRAC 隔离电磁阀总成相连,主要由电动供液泵和蓄能器组成。电动供液泵将制动液自储液室以一定压力泵入蓄能器,作为驱动防滑转制动介入时的制动能源。

压力开关(或压力传感器)安装在 TRAC 隔离电磁阀总成旁边,其信号送入 ABS/TRAC 的 ECU 后,用来控制 TRAC 电动供液泵是否运转。压力开关为接触型,当信号高于 13.24MPa 时开关断开;当液压低于 9.32MPa 时开关闭合,接通供液泵电动机电路。

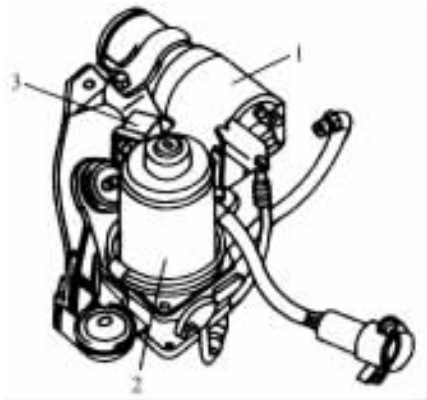


图 2-54 TRAC 制动供能总成
1—蓄能器 2—泵电动机 3—继电器

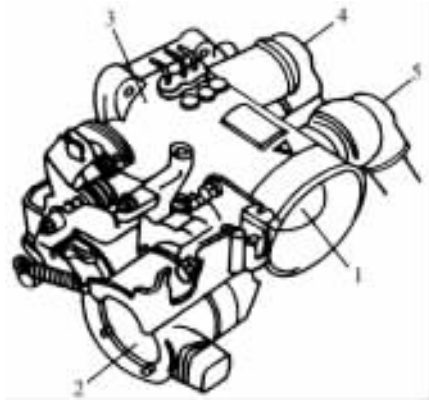


图 2-55 副节气门
1—副节气门 2—步进电动机 3—节气门体
4—主节气门位置传感器 5—副节气门位置传感器

(5) 副节气门装置:副节气门设置在发动机节气门体由加速踏板控制的主节气门上方,由步进电动机控制,如图 2-55 所示。

副节气门主要用在驱动防滑转过程中对发动机输出的转矩进行调节。在 TRAC 不工作时,步进电动机未通电,副节气门全开,发动机进气量由主节气门控制;TRAC 工作时,副节气门的开度由步进电动机根据 ABS/TRAC 的 ECU 的指令,使节气门处于开启一半至全闭位置,副节气门的各种位置如图 2-56 所示。节气门体上设置两个分别测量主副节气门开度的节气门开度传感器,感测信号通过发动机和变速器的 ECU 输入到 ABS/TRAC 的 ECU。

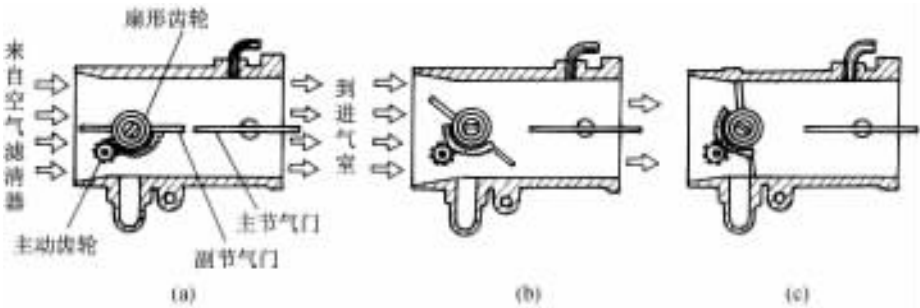


图 2-56 副节气门的各种位置
(a) 全开位置 (b) 半开位置 (c) 全闭位置

4) ASR 驱动防滑系统的控制原理

(1) 利用车轮速度传感器经常测定、比较前轮转速与后轮转速,检测后轮打滑发生的情况。

(2) 驾驶者开启主节气门,当后轮的平均速度超过“节气门控制设定速度”,则 ASR 的节气门控制进入工作状态。即对副节气门进行节流,减小发动机输出扭矩。

(3) 若经过上述第 2 项控制后,后轮的打滑程度加剧,超过“制动控制设定速度”时,则 ASR 的制动控制作用于后轮,即后轮制动液压增大,以减小后轮的打滑。

(4) 当后轮速度开始下降,保持副节气门开度,制动控制工作时,则后轮制动液压保持不变。

(5) 当后轮转速下降,“制动控制设定速度”也下降时,则后轮制动液压下降。

(6) 当后轮转速下降,“节气门控制设定速度”也下降时,则副节气门开启。

(7) 过程(2)~(4)循环,直至打滑消失。

5) 实际的凌志轿车 ABS/TRAC 的防滑控制系统

实际的凌志轿车 ABS/TRAC 的防滑控制系统,如图 2-57 所示。

(1) 未进行防滑转控制:制动压力调节器和 TRAC 隔离电磁阀总成中各电磁阀均不通电,制动主缸与制动轮缸的制动液相通;蓄能器制动液压保持一定压力;副节气门因步进电动机不通电而保持全开。

(2) 制动防抱死控制:汽车制动时,制动主缸制动液通过各调压电磁阀进入各制动轮缸,ECU 根据车轮转速信号判定车轮制动状态,通过控制供给调压电磁阀电流的大小,控制制动轮缸制动压力,使车轮一直处于 ABS 最佳控制滑移率范围内,发挥最佳制动效能。

(3) 驱动防滑转控制:在驱动过程中,ECU 根据车轮转速传感器输入的信号,判定驱动车轮的滑转率超过控制门限值时,ABS/TRAC 防滑转系统进行驱动防滑控制。ECU 使副节气门控制步进电动机通电,副节气门开度减小,发动机输出转矩减小,有效防止车轮打滑;当 ECU 判定需要对车轮进行制动介入时,将使 TRAC 隔离电磁阀总成中的 3 个隔离电磁阀通电,使制动主缸隔离电磁阀处于截止状态,而使蓄能器、储液室隔离电磁阀处于导通状态,蓄能器的制动液进入轮缸,后轮制动力随之增大。ECU 通过控制两后轮调压电磁阀的通过电流,对后轮制动力进行增大、保持和减小的调节。

6) ASR 的工作特点

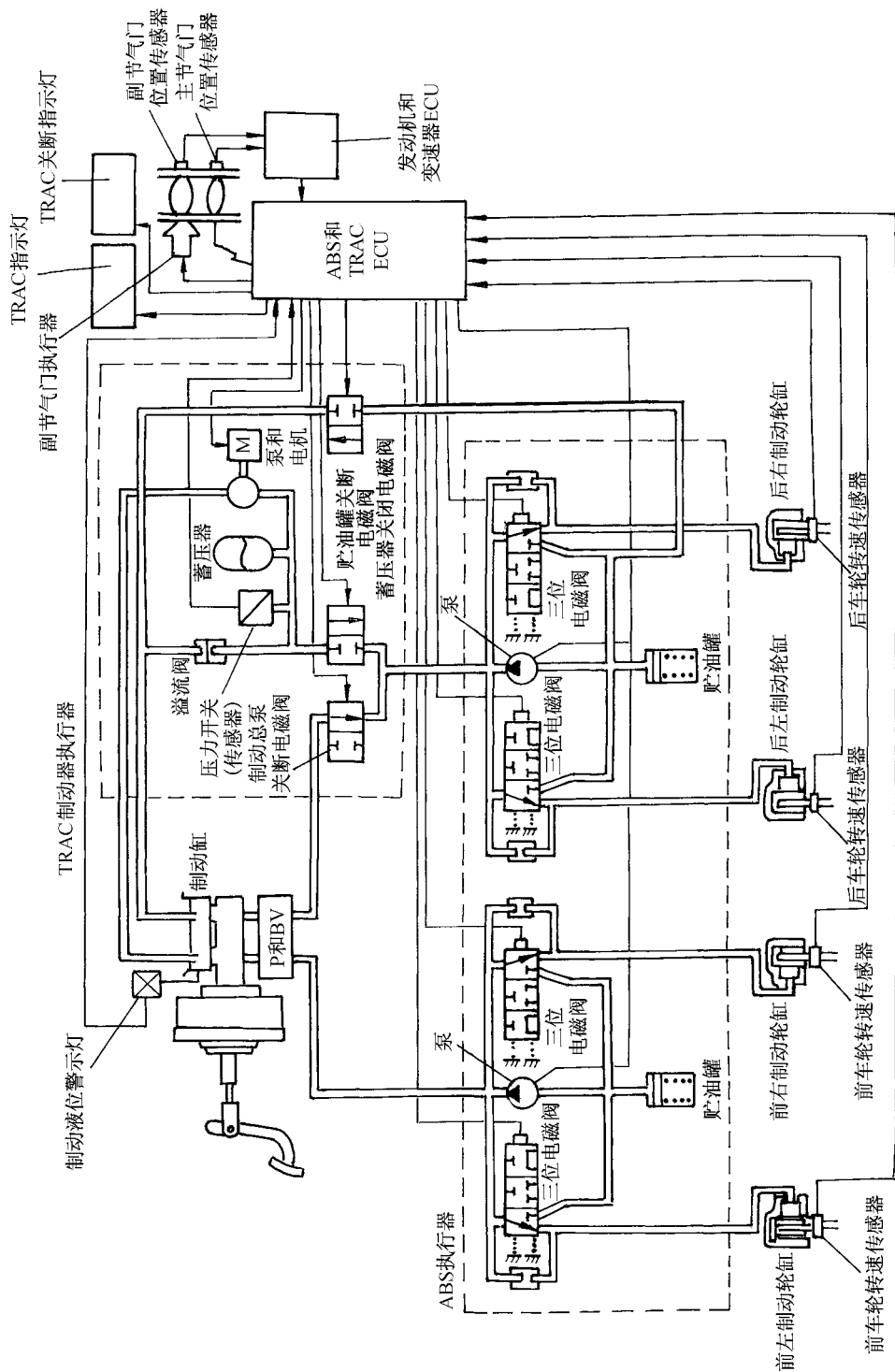
(1) ASR 可以由驾驶员通过 ASR 选择开关对其是否进入工作状态进行选择。在 ASR 进行防滑转调节时,ASR 工作指示灯会自动点亮,如果将 ASR 关闭,ASR 关闭指示灯会自动点亮。

(2) ASR 处于关闭状态时,副节气门将自动处于全开位置;ASR 制动压力调节器不会影响制动系统的正常工作。

(3) 如果在 ASR 处于防滑转调节过程中,驾驶员踩下制动踏板进行制动时,ASR 将会自动退出防滑转调节过程,而不影响制动过程的进行。

(4) ASR 通常只在一定的车速范围内进行防滑转调节,当车速达到一定值后(120 km/h 或 80km/h),ASR 将会自动退出防滑转调节过程。

(5) ASR 在其工作车速范围内通常具有不同的优先选择性。在车速较低时以提高牵引力为优先选择,此时对两驱动车轮施加的制动力矩可以不同,即对两后轮制动轮缸的制动压力



进行分别调节。而在车速较高时以提高行驶方向稳定性为优先选择,此时对两驱动车轮施加的制动力矩应是相同的,即对后轮制动轮缸的制动压力进行一同调节。

(6) ASR 具有自诊断功能,一旦发现存在影响系统正常工作的故障时,ASR 将自动关闭,

并向驾驶员发出警示信号。

2.3 VSC 车辆稳定控制系统

随着汽车行驶车速的不断提高,急速转弯行驶时由于驾驶人员操作经验不足,极易造成车辆进入动力学不稳定状态,车辆可能会不按驾驶人员所希望的路线行驶,出现过多转向或严重转向不足,甚至急剧旋转。

车辆稳定性控制(防侧滑控制装置)VSC(Vehicle Stability Control)(丰田汽车公司开发)是在 ABS/ASR 的基础上开发的控制功能更完全的新一代汽车主动安全控制装置。车辆动态控制系统 VDC(Vehicle Dynamics Control System),电子稳定化程序/电子稳定化控制程序系统 ESP[Electronic Stabilization Program / (control) Procedure](由德国梅赛德斯-奔驰和波许公司联合开发),这些控制技术对车辆在所有的行驶状态下,尤其在车辆转弯时发生的车轮侧滑控制具有明显的优点。

ABS/ASR 主要用于消除制动刹车和加速踏板操作(行驶)时出现的不稳定因素,以确保操纵的稳定性。为此,必须控制制动力和发动机输出功率,以确保行驶与制动性能。这种控制过程在 VSC 中虽然相同,但控制程序不尽相同。通常情况下,车辆按照转向操纵可以稳定转弯,但由于路面状况、车速、紧急避让等难以预计的外部情况,会出现不稳定因素(其结果是从剧烈的不足转向→漂移或剧烈的过度转向→转向掉头)。在这种情况下,VSC 系统进入工作状态,控制发动机输出功率和各车轮的制动力,进行转向修正控制,从而确保车辆姿势和操纵稳定性。这就是 VSC 系统的控制。

VSC 系统的控制构成,如图 2-58。

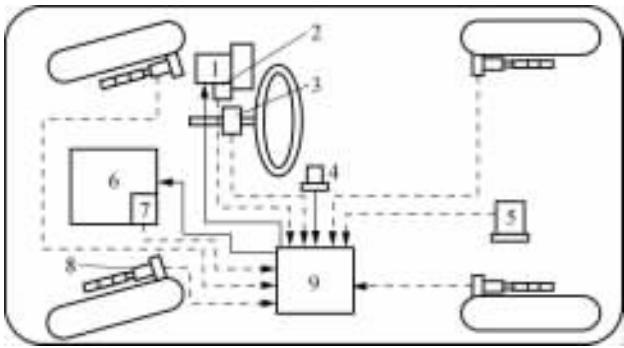


图 2-58 VSC 系统构成图

1—VSC 执行器 2—制动总泵压力传感器 3—转向舵角传感器 4—加速度传感器 5—横向摆动率传感器
6—节气门动作器 7—节气门位置传感器 8—车轮速度传感器 9—ABS、ASR 与 VSC 用 ECU

为了使 VSC 系统有效地发挥功能,必须具备与其他系统组成控制网络的功能。没有这种协调控制就不能发挥 VSC 的功能。VSC 系统的协调控制系统包括辅助节气门控制,TEMS 控制,EFI 控制与 ECT 控制等。

辅助节气门控制:控制节气门执行元件,减小节气门开度,节制发动机输出功率,使驱动力与 VSC 的制动力以相反的作用,使之不受干扰。在不干扰 VSC 制动力的情况下,减小驱动力。

TEMS(Toyota Electronically Modulated Suspension System 丰田汽车电子调整悬架

系统)控制;可以提高 VSC 制动力作用的悬架的阻尼力,限制车辆姿势的变化,提高汽车的贴地性能,从而提高 VSC 的制动力。

EFI(Electronic Fuel Injection 电子控制燃油喷射系统)控制与 ECT(Electronically Controlled Transmission 电子控制变速器)控制;当松开制动踏板或换挡时,驱动力发生变化。这时发生强大的发动机制动力,导致干扰 VSC 制动力控制,妨碍正常工作,这就必须协调 EFI 和 ECT 控制。

当轮胎运动超过侧向附着力时,就会形成不稳定因素。这时有两种情况:第一种情况是,后轮相对于前轮更多地失去轮胎附着力,其结果是产生强烈的过多转向倾向;第二种情况是,前轮相对于后轮更多地失去轮胎附着力,这时会产生强烈的不足转向倾向。VSC 则可对上述两种倾向起到限制作用。为了消除上述两种倾向的不稳定因素,首先应该判断是何种情况产生了不稳定因素。

检测车辆状态的传感器有转向角传感器、车速传感器、横向摆动率传感器、横向加速度传感器。来自传感器的信号输入到 VSC 的 ECU 中,以这种信号为基础进行计算和判定。

过多转向倾向的判定:判定过多转向的标准是车身的滑移角与车身滑移角速度。一般情况下,车身滑移角增大,而且滑移角速度也增大时,就会出现过多转向的倾向。

不足转向倾向的判定:按照目标横向摆动率(由操舵角与车速决定)与实际的横向摆动率之差来判断,当实际的比目标的横向摆动率要小时,判断为不足转向的趋势。

克服过多转向的措施:当右转弯时,出现较大的过多转向,按照这种倾向的程度,对转向外侧的前轮进行制动。这时,使外侧产生回头的“过多转向控制转矩”,以对抗横向摆动力。当对外侧前轮进行制动时,由于车速下降,会进一步恢复车辆的稳定性。

克服不足转向的措施:当制动不足转向的倾向强烈时,则按照其程度采取控制发动机输出功率或对左右后轮进行制动。其结果是,使内侧产生回头的“不足转向控制力矩”,从而限制不足转向。

2.4 四轮转向控制技术

四轮转向技术可以追溯到 20 世纪 60 年代,1962 年在日本汽车工程协会技术会议上,一位工程师提出:通过采用四轮转向的方法,可以大大提高汽车的操纵稳定性。在 70 年代末,本田和马自达汽车公司开始研究和开发四轮转向技术。直到 80 年代末,四轮转向系统才得到实际的应用。1990 年,本田、马自达、尼桑三家汽车公司的在部分轿车上推出四轮转向系统。1991 年,美国克莱斯勒和日本三菱也推出了四轮转向车型。

在通常的汽车中,操纵转向盘控制前轮的转向,发挥转弯的功能,而四轮转向是前后轮都能转向的装置。四轮转向的目的:低速行驶时作逆相转向(即后轮转向与前轮转向相反),提高转弯半径小的转向特性;而中高速时则作同相转向(即后轮转向与前轮转向相同),提高在高速时区域变换或转弯时的操纵稳定性。

1) 四轮转向车的小转弯特性

当汽车低速转弯时,车辆的前进方向与轮胎的方向可看作几乎一致,各轮胎几乎不发生转弯力。四轮前进方向的垂线交于一点,车辆即以该点(旋转中心)进行转弯。

如图 2-59 所示,低速转弯时的行驶轨迹,两轮转向车(前轮转向)时,后轮不转向,转向中

心几乎位于后轴延长线上。在四轮转向时,当后轮进行逆相转向时,转弯中心位于两轮转向轴前方,如果前轮转角相同,则四轮转向车的转向半径缩小,小转弯性能良好,内轮差也减少。

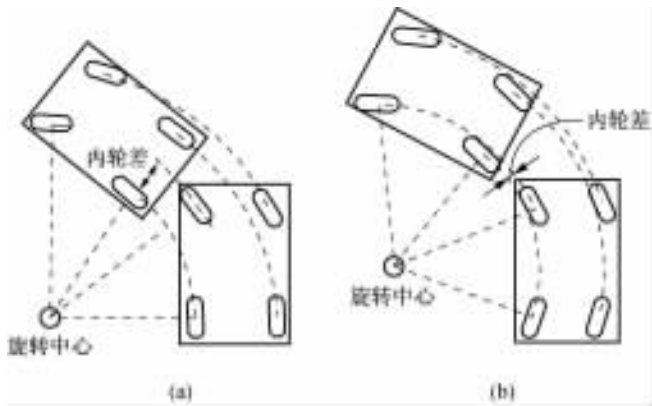


图 2-59 低速转弯时的行驶轨迹
(a) 两轮转向 (b) 四轮转向

2) 四轮转向车的高速转弯特性

如图 2-60(a),两轮转向车高速转弯时,前轮轮胎产生侧滑角 α ,产生侧滑力,车身开始自转,车身发生偏转,后轮也产生侧滑角 β ,后轮产生侧滑力,四轮的力使车辆自转与公转,并且在平衡时进行转向。但是,速度越高,离心力越大,与此平衡的侧滑力也必须增加,所以必须对前轮给出更大的侧滑角,产生更大的侧滑力。为了给出与后轮相应的侧滑角,就有必要使车身作更大自转运动。但是,速度越高,车身的自转运动不稳定性也增加,容易引起车辆的空转或横向侧滑。

理想的高速转弯运动是车辆前进方向尽量与车身的方向保持一致,以限制过度的自转运动,使前轮产生足够的侧滑力。如图 2-60(b)所示,在四轮转向车中由于对后轮进行相同转

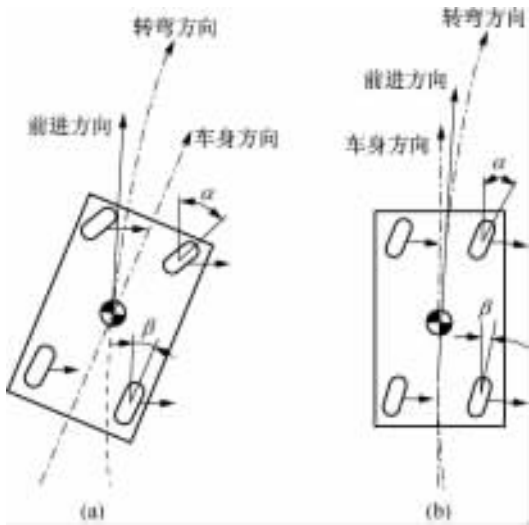


图 2-60 高速转弯时两轮和四轮转向车同相操舵的比较
(a) 两轮转向时 (b) 四轮转向时

向,后轮也发生侧滑角 β ,一般 $\beta=\alpha$,与前轮的侧滑力相平衡,限制自转运动。所以,能在车身方向与车辆前进方向保持一致的情况下作稳定转向。

四轮转向系统可以分为三种类型:机械式四轮转向系统;机电组合控制四轮转向系统;电控四轮转向(电控-电动四轮转向,电控-液压驱动四轮转向)。

四轮转向汽车的后轮转向主要有三种方式:

- (1) 同相位方式:在高速行驶时,后轮与前轮同向偏转。
- (2) 反相位方式:在低速行驶时,后轮与前轮反向偏转。
- (3) 同相位与反相位转换方式:在低速或急转弯行驶时,后轮先反向偏转,再同向偏转。

采用四轮转向系统时,后轮转角的大小对驾驶性能和习惯有较大的影响。如图 2-61 所示为普通汽车和四轮转向汽车在相同停车位置和车距条件下,驶离人行道时的对比。图 2-61(a) 是普通汽车正常驶出停车位置的行驶轨迹,汽车不会与前车和人行道相碰。而四轮转向汽车在驶出停车位置时,如果后轮同向偏转(图 2-61(b)),汽车与前车相碰,无法驶出停车位置。如果后轮反向偏转(图 2-61(c)),汽车后轮与人行道相碰,同样无法驶出停车位置。因此,四轮转向的汽车,后轮转角不能过大,目前,四轮转向汽车的后轮转角一般控制在 5° 左右。

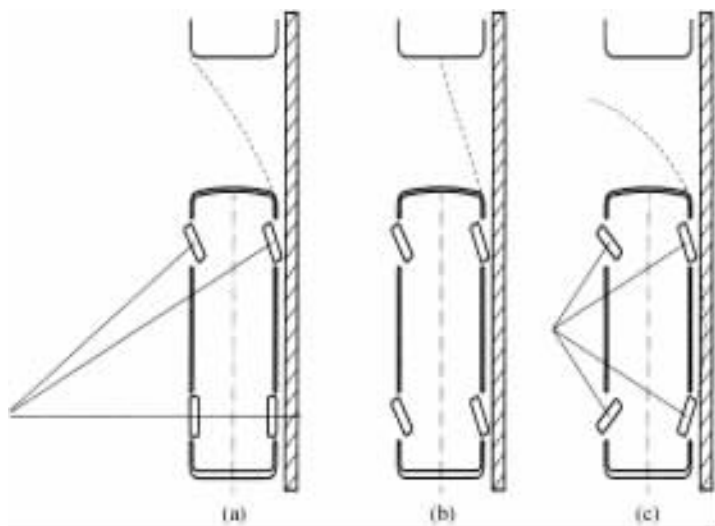


图 2-61 四轮转向与普通汽车转向的比较

(a) 普通汽车转向 (b) 四轮转向汽车转向时后轮同向偏转
(c) 四轮转向汽车转向时后轮反向偏转

3) 四轮转向的转向特性

机械式四轮转向系统的转向特性如图 2-62 所示,当小角度转动方向盘时,后轮与前轮同向偏转,随着转角的增大,后轮转角逐渐减小、回正,然后再反向偏转,后轮的最大转角大约为 5° 左右。

机电组合控制-液压驱动四轮转向系统的转向特性如图 2-63 所示,当车速低于 35km/h 时,后轮相对前轮反向偏转,当车速高于 35km/h 时,后轮相对前轮同向偏转。与机械式四轮转向相比,后轮的偏转方向与方向盘转角无关,而是通过传感器由车速控制。但是,方向盘转角的大小对后轮的偏转角度有直接的影响。

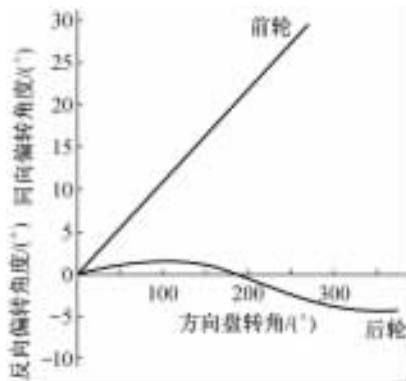


图 2-62 机械式四轮转向特性

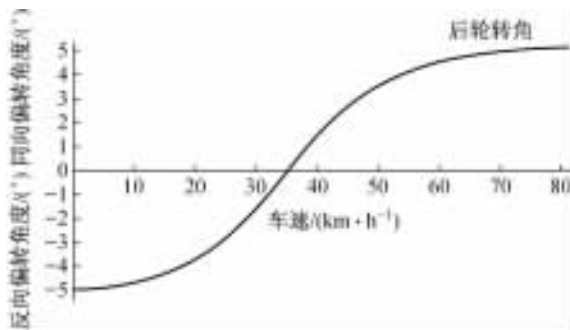


图 2-63 电控液压四轮转向特性

电控电动四轮转向特性如图 2-64 所示,当车速小于 29km/h,后轮与前轮反向偏转,其偏转角度的大小与车速有关;在车速等于 29km/h 时,后轮偏转角度为 0;当车速大于 29km/h,后轮与前轮同向偏转。

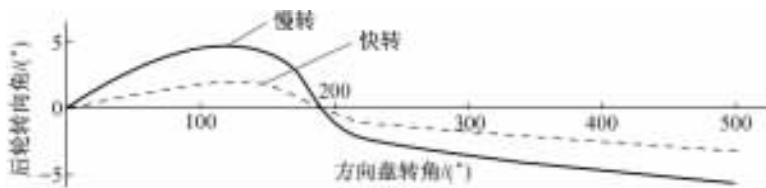


图 2-64 电控电动四轮转向特性

2.5 卫星导航与车距控制系统

1) 导航系统

汽车导航系统自 1987 年装在光盘只读存储器中投放市场以来已经成为发达国家新的经济增长点。进入 20 世纪 90 年代,随着美国全球定位系统(GPS)的推广应用,导航装置的市场规模也急剧扩大。1990 年日本汽车用导航装置的市场只有 8000 台,1994 年达到 30~40 万台,2000 年市场规模达 5000 亿到 1 万亿日元。汽车导航装置将成为新一代车辆重要的主动安全装置。汽车导航系统不仅在车辆本身,通过与陆路交通管制系统的通信,可共同提高交通管理系统的功能,前景十分广阔。表 2-6 为导航检测系统的分类和检测方法。

表 2-6 导航检测系统分类和检测方法

位置检测分类	检测方法	传 感 器 名 称	
绝对位置检测	卫星导航	全球定位系统	
	电波	信号柱/信标	
相对位置检测	方向传感器	光纤陀螺仪、振动陀螺仪、气体陀螺仪、地磁传感器、车轮速差传感器	图像 匹配
	距离传感器	车速脉冲	

图 2-65 给出导航装置功能的发展形态。导航一词由希腊语 Naivis(船)与 Igare(导航)组合而成,是以最佳的效率把乘员(货物)导航到目的地的技术。



图 2-65 导航系统的发展形态

第一代导航系统使用简易的传感器进行简略测定和显示车辆位置。
第二代导航系统能自动探索和显示达到目的地的推荐路线,输入交叉路口的信息和接近通过时利用声音进行导航。
第三代导航系统能与地面交通管理系统联机,显示最佳行驶路线。
当今已经开发出具有高度精密位置检测(如图 2-66 地图匹配)的软件,具有高精度可装用车辆的价格低廉的光导纤维陀螺仪,更加完善的全球定位系统(见图 2-67),可以进行实时测定车辆在道路上的位置。

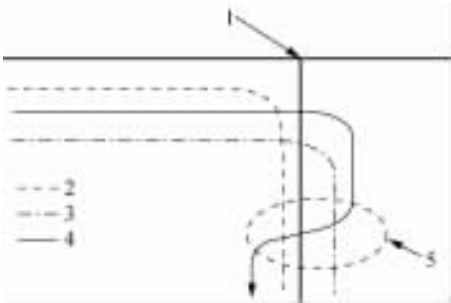


图 2-66 地图匹配原理

1—道路数据 2—通过地图匹配修正的点 3—实际的轨迹 4—计算来自传感器的输入数据求得的轨迹 5—显示轨迹根据传感器(车速、陀螺仪)检测行驶距离与旋转角,计算本车位置,并与光盘只读器内的道路网数据进行比较,且修正本车位置,最终求得正确的本车位置

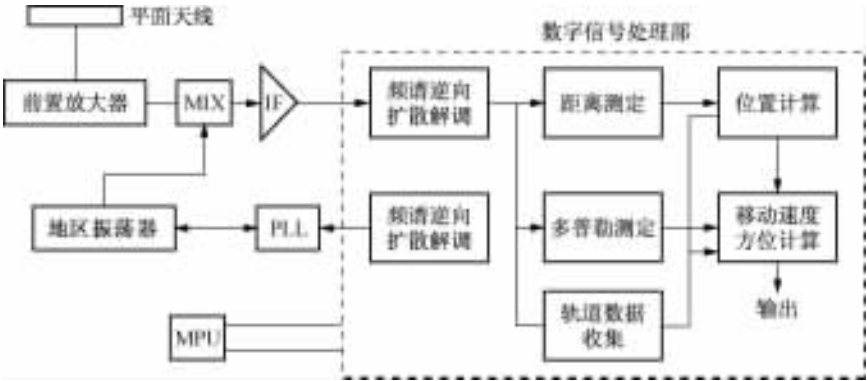


图 2-67 全球定位系统框图

图 2-68 示出导航系统的构成框图。在该系统中,位置检测用、地图显示用、航线探索用的地图数据被存储在光盘只读存储器(存储容量 540Mb),利用半导体激光光盘驱动器加以读出。为了高速传送来自光盘驱动器的数据(3Mb/s 双相符号)应用光导纤维连接。车用光导纤维陀螺仪(FOG)作为检测用旋转角速度传感器,已经应用于车辆导航系统。

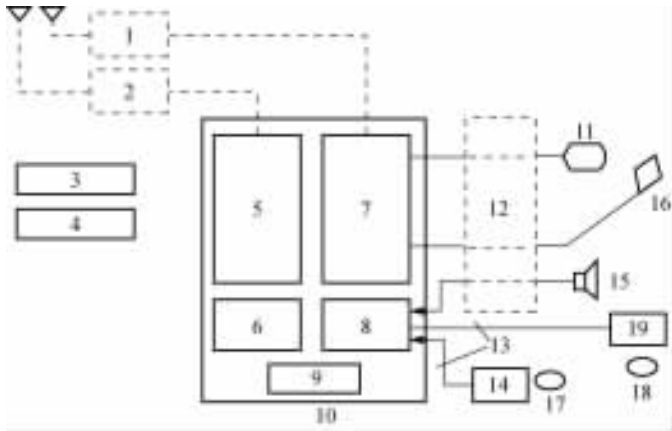


图 2-68 导航系统构成图

1—无线电信标接收机 2—全球卫星定位系统接收机 3—地磁传感器 4—车速脉冲 5—定位控制器 6—光导纤维陀螺仪 7—显示控制器 8—光盘接口 9—电源 10—导航单元 11—阴极射线管 12—AV 控制单元 13—光导纤维 14—光盘驱动器 15—扬声器 16—接触式开关光盘 17—地图光盘 18—音乐光盘 19—光盘驱动器

日本三菱电机公司研制成的具有通信功能的导航系统“CU-9500 系列”,是首先问世的用于本车与他车、本车与家庭、本车与办公地点之间进行双向通信的新一代导航装置。通过通信接合器的连接,又通过移动电话、无线机,在车与车之间(或车与 PC 机(家庭、办公室)之间)把本车的现在位置在对方车辆的导航屏幕上显示出来,而对方车辆的位置也能在本车的导航屏幕上显示出来。把本车目的地信息传输到对方车,利用自动路线探索功能进行自动路线导航,驾驶车辆达到目的地,此外,也可以通过连接外部移动式终端进行信息交流。

2) 车距控制系统

车距控制装置如图 2-69 所示。用于检测前方状态的前视传感器是由安装在前保险杠内的扫描式激光雷达、安装在车厢后视镜内的 VTR 照相机构成。

在检测本车状态的传感器中,应用了车速传感器、转向角传感器、节气门开度传感器。执行机构是由巡航控制的节气门机构和自动变速器(只能进行换低档变速)构成。操作开关由原来只使用车距报警和巡航控制的开关构成。显示部分包括巡航控制显示灯、车距报警显示灯及中央信息显示板,显示清晰易懂,并设有蜂鸣报警和中央信息显示板内的报警灯进行报警。

车距报警控制概况如图 2-70 所示。驾驶者利用主电源开关及控制开关使车距控制装置进入工作。此后,利用扫描式激光雷达及 VTR 照相机识别先行车,为了保持与行驶速度相适应的安全车距,进行节气门控制,如果有必要,进行换低档变速。如果先行车紧急制动,本车与先行车之间过分接近时发出报警,以提醒本车驾驶者进行制动操作。

为了适应在不同的场合下遇到前方车,设定了以下的基本控制工况。这些工况包括本车车速、与先行车之间的距离、本车与先行车的速度差(相对速度)、驾驶者操纵状况。

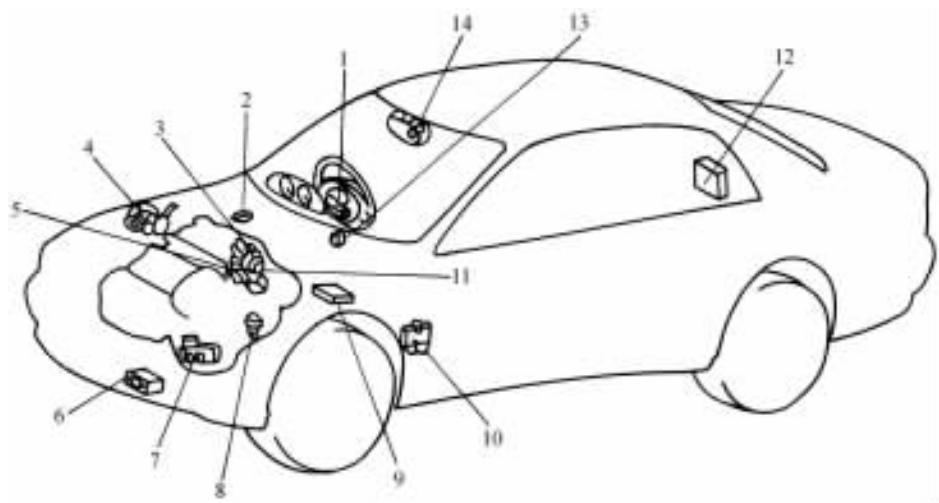


图 2-69 三菱公司车距控制装置

1—转向角传感器 2—停车灯开关 3—节气门执行机构 4—电动负压泵 5—节气门位置传感器(TPS)(内装怠速开关)(不装 TCS 的车辆) 6—激光雷达 7—自动变速器防手动换档开关 8—车速传感器 9—发动机和自动变速器 ECU 10—ABS 用 ECU 11—加速踏板位置传感器(内装怠速开关)(装 TCS 的车辆) 12—预检车速控制用 ECU 13—报警蜂鸣器 14—视频摄像

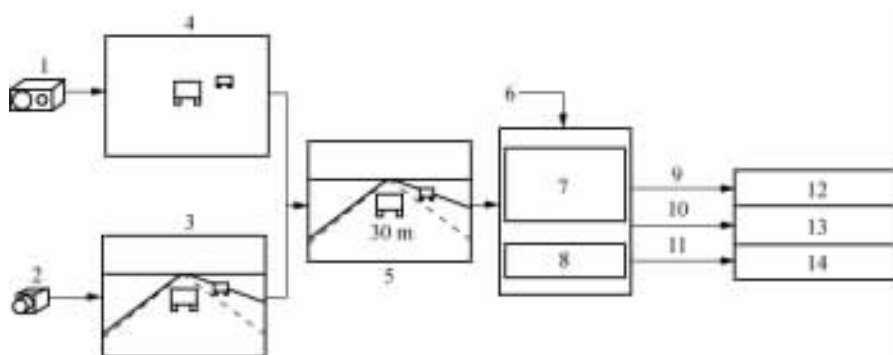


图 2-70 车距报警装置控制框图

1—扫描式激光雷达 2—照相机 3—车道车辆识别 4—车辆识别、与先行车的距离方向的识别 5—计算与本车处于同一车道内先行车位置 6—车速传感器、转向角传感器 7—稳定行驶控制、车距控制 8—报警控制 9—节气门控制 10—换低档变速 11—报警输出 12—发动机 13—自动变速器 14—蜂鸣显示

(1)车距控制模式:基本控制系统由车速反馈、车距反馈构成。车距反馈控制常数根据图像形状设定,也可以考虑到驾驶者乘坐舒适性的调节。

目标车距以车距时间 2 秒的距离,即从先行车的减速开始的 2 秒以内,如以相同的减速度进行减速,设定为不冲撞的车距。该车距是按照从驾驶者的加速踏板转换到制动踏板的反应时间与驾驶者通常驾驶时的车距调查结果,并考虑到安全性而设定的值。如当车速 100km/h 时车距约为 55m。

目标车速的最大值是根据驾驶者预先设定的车速(以下简称设定车速)反映驾驶者的愿望。当先行车加速时,本车不断追踪先行车并一直加速到目标车速最大值。当先行车超越车

道线而消失时,慢慢加速达到设定车速以后,则转换到后述的稳定行驶工况,进行稳定行驶。

(2) 减速控制工况:当与相对速度稍大的先行车接近或超车时,为了判断根据车距与相对速度对节气门作微调节能不能进行有效控制,就应该转换到减速控制工况。减速控制工况是指按照这时的车速、车距、相对速度大小进行节气门全关和自动变速器作低档变速两个阶段进行减速。

(3) 报警工况:与相对速度大的先行车接近或当先行车进行紧急制动时,本车就会转入减速控制工况,并同时报警,促使驾驶者进行制动操作。车距报警和车距控制都是独立进行的,即使控制工况取消后仍能够发挥其固有功能。

(4) 稳定控制工况:当没有先行车时,与原来的巡航控制相同,控制节气门以保持设定的车速。

(5) 控制取消工况:当驾驶者操作控制取消开关或关闭主电源开关,或进行制动操作时,就应该转到“控制取消工况”;在主电源开关接通时控制开关的调置或恢复操作之前,系统一直处于“取消工况”进行待机。

驾驶者在使用本系统时,一般只进行以下的操作为宜:接通主电源开关(主电源向节气门执行机构供电);利用控制开关设置希望的目标车速;按照交通状况利用控制开关,改变设定的车速。

该装置的主要显示功能见表 2-7。

表 2-7 车距控制系统的显示功能

显 示	功 能
设定车速显示	在没有先行车时,显示稳定行驶的车速 有先行车时,显示车距控制时的车速上限值
车距控制状态显示	显示本车与先行车之间的距离 显示是否在进行车距控制
报警灯	当与先行车过分接近时灯亮 系统发生故障时灯亮 激光雷达污染时灯亮
车距报警工作显示灯	车距报警使用时灯亮(组合仪表内)
巡航控制显示灯	稳定行驶时或在进行车距控制时灯亮(组合仪表内)

2.6 其他主动安全技术

2.6.1 轮胎气压报警装置

丰田汽车公司在 1996 年投入市场的马克 II 型轿车(装用 2JZ-GE 型发动机)上,装用了作为主动安全装置的轮胎气压报警装置。该装置能够检测轮胎气压,并在仪表盘上装有报警灯,当轮胎气压发生异常时会立即向驾驶员报警。当驾驶员发现轮胎气压下降,就可以及早发现轮胎破裂情况,并由此防止操纵稳定性和燃油经济性下降。

轮胎气压不仅对车辆的运动性能产生重大影响,而且当气压显著下降时,极有可能发生轮胎破裂爆炸,引发重大的交通事故,所以应该经常注意检查轮胎气压。有时在汽车行驶中越过凸起路面或异物时,轮胎气压急剧下降,为此丰田公司开发了检查轮胎气压异常下降的技术。

这种轮胎气压报警装置,对于轮胎气压是否下降,必须在车辆行驶中通过轮胎的弹性等变化获得相应的信息,然后立即向驾驶员报警。根据轮胎气压与轮胎弹性之间存在的相关性原理,当轮胎气压下降时,轮胎弹性下降,计算来自防抱制动系统用的车轮传感器得到的轮胎转速信号变化的情况,并由此测算轮胎弹性,从而可以随时监视轮胎的气压。

轮胎气压的检测不仅仅直接测量轮胎气压,而且也检测轮胎弹性变化引起的共振频率的变化,并向驾驶员报警气压变化情况。所以,把来自安装在4轮车轴上的ABS用车轮速度传感器所获得的波形信号经过VSC(车辆稳定控制)的ECU进行波形处理,并检测轮胎的共振频率。通过该共振频率,计算轮胎的扭转弹性常数,从而最后检测出气压的变化情况。

图2-71表示了轮胎气压测定方法,该装置可作为轮胎气压日常检查的辅助装置,其效果如表2-8所示。

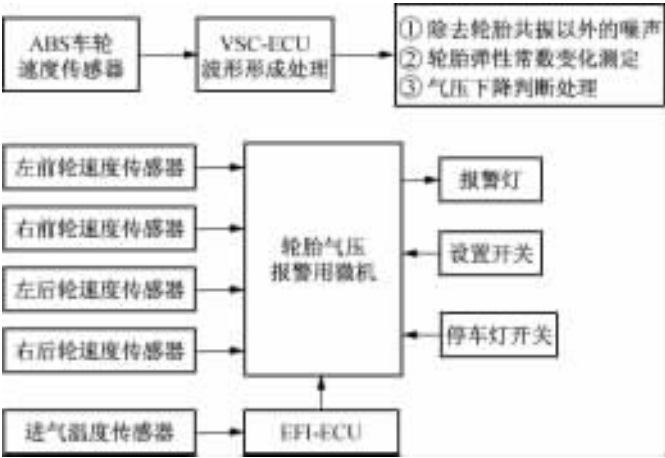


图 2-71 轮胎气压测定方法

表 2-8 利用轮胎气压报警装置所获得的效果

	轮胎气压低的情况下,继续行驶的影响	利用轮胎气压报警装置所获得的效果
经济性	轮胎转动时阻力增加,燃油经济性下降	可以防止燃油经济性下降
	轮胎单边磨损加剧,缩短轮胎寿命	可以延长轮胎寿命
安全性	由于轮胎爆胎,会引发交通事故危险性	防止交通事故发生
	轮辋偏位,引发事故危险性	
	降低操纵稳定性	
	轮胎泄气或爆裂在高速公路调换轮胎	

美国国家公路交通安全局(NHTSA)提出一项新的联邦政府汽车安全标准,要求在新型轿车和总质量为4 500kg以下(包括4 500kg)轻型载货车、厢式车和多用途运动车上必须安装轮胎压力监测器,以便当轮胎压力不足时向驾驶员提出警告。当1个轮胎或更多轮胎(但最多4

个)的气压降低到汽车制造厂推荐的冷充气压力的 20%或更低时,或者降低到新标准规定的最小轮胎压力水平时,须对驾驶员提出警告。

NHTSA 估计,如果所有的美国汽车都装有轮胎压力监测系统,那么每年可防止 49~79 人死亡和 6 585~10 635 人受伤。汽车用户可得益于较高的燃料经济性和较长的轮胎寿命。此外,还将减少因轮胎压力降低致使汽车机动性和操纵性变差而造成的碰撞。

轮胎气压报警装置使用注意事项:

(1) 报警装置的初期设定

当调换车轮时,就必须对报警装置进行初期设定,其顺序如下:

① 把 4 轮的轮胎调整到规定气压;② 当点火开关接通、车辆在停止状态时,报警灯进行三次闪亮,然后安装在驾驶座仪表下部的调整开关。

(2) 检查工况:作为调置开关检查之用,设定检查工况。在该检查工况中,使自诊断接插件的 TS 端子短路后,接通点火开关,并进行切换。

(3) 注意事项:轮胎气压报警装置是根据车辆行驶中轮胎转动状况检测轮胎气压的,所以在停车时不检查轮胎气压。因此,在日常维护保养中,必须经常检查轮胎气压。当报警灯点亮时,要立即确认轮胎气压,并调整到规定气压。以 30km/h 速度行驶 2min,报警灯熄灭,表明气压恢复正常。在轮胎、车轮调换时可能会发生误动作,因此必须进行报警装置的初期设定。

2.6.2 辅助制动系统

从车辆本身的角度看,防止高速行驶车辆恶性交通事故发生的有效措施之一是及时控制其运动能量。车辆动能是质量和速度的二次幂方的函数,在行驶过程中大幅度改变质量是不可能的,因此只能以改变速度达到控制动能的目的。常规制动系统是通过“摩擦”将运动动能转换为热量的方式来减小运动动能的,为了加快这一转换过程只有加大制动强度,其结果是车轮抱死;轮胎早期不均匀磨损以及制动车辆失去稳定性。为了防止这种现象,采用了 ABS/TCS 或 VSC 等制动控制系统。不过 ABS 的使用虽然有控制车辆制动的稳定性、减轻轮胎胎面磨损的功效,但又将加速制动摩擦蹄片的磨损,尤其在长下坡制动时,不能避免出现制动热衰退和制动效能下降等危险状态。

为了解决能及时有效地控制(减小)高速车辆的运动动能,达到平稳制动停车的目的,一般是在常规制动系统的基础上增设辅助制动系统。典型的辅助制动系统有发动机辅助制动、排气制动和缓速器减速制动系统。

1) 发动机辅助制动

发动机制动的基本原理如图 2-72 所示,发动机熄火后,用压缩时的空气阻力来消耗车辆的运动动能,达到减速行驶的目的。

2) 排气制动

排气制动是在发动机排气管中安装一个可以由驾驶员控制的挡板(阀门),从而在排气系统中产生阻力,消耗车辆运动动能,达到减速行驶的目的。

发动机制动和排气制动产生的用于消耗车辆运动动能的阻力功率都比较小,根据发动机排量换算,即使制动效果较好的也只能产生 16~20kW/L 的阻力功率。对于小型或中、低速行驶车辆,发动机制动和排气制动已能取得较为理想的辅助减速制动效果,而对于大型高速行驶车辆来说,由于其运动动能很大,发动机或排气制动的阻力功率都不能有效消耗运动动能,辅助

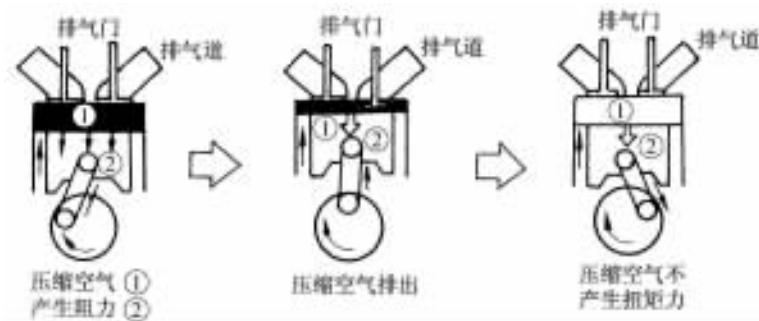


图 2-72 发动机制动的基本原理

(减速)制动效果不大,严重时甚至反而会损坏发动机气门或气门驱动机构部件。

3) 缓速器

缓速器是配合常规制动系统使用的,主要用于使高速车辆平稳减速和使下长坡的车辆能保持某一车速而不必频繁使用制动器的一种高效辅助减速制动装置。缓速器有流体液力式和电磁式两类,电磁式缓速器根据磁源不同又可分为线圈电磁式和永久磁铁式。液力式为缓速器的早期产品,目前已基本消失。线圈电磁式因其重量、体积大,且需要专用电源电路,现较少使用,正被永久磁铁式所取代。

永久磁铁式缓速器制动力产生原理如图 2-73 所示,当旋转的金属板与永久磁铁靠近时,在金属板上产生涡电流,电动势的方向由右手定则规定。同时,涡电流又与相对旋转的永久磁场相互作用,按照左手定则在旋转的金属板上产生电磁力,该电磁力的方向与金属板的旋转方向相反,成为制动力。

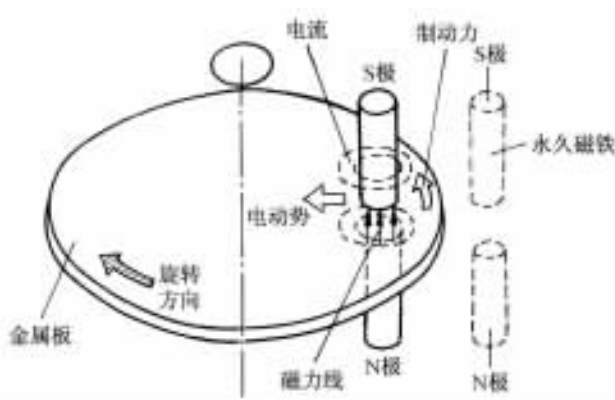


图 2-73 缓速器制动力产生原理

利用上述原理,将转子做成圆桶形,将 12 个永久磁铁极性交错地布于环状支架的外圆上,它们是不旋转的固定体(定子),如图 2-74 所示。当制动时,由于气缸的力,将永久磁铁推向转筒的内侧,这时永久磁铁在转筒内形成磁回路,当转筒旋转时,转筒的内圆面就产生了涡电流,与此同时转筒就受到一个与旋转方向相反的制动力,如图 2-74(a)所示。

当非制动时,由于气缸的力将永久磁铁推出,与转筒内侧脱离,这时永久磁铁与隔离套之间形成磁回路。由于转筒的磁力回路已断开,所以制动力解除,又由于磁力是在隔离套内迂回,所以磁力线不会向外部泄露,如图 2-74(b)。

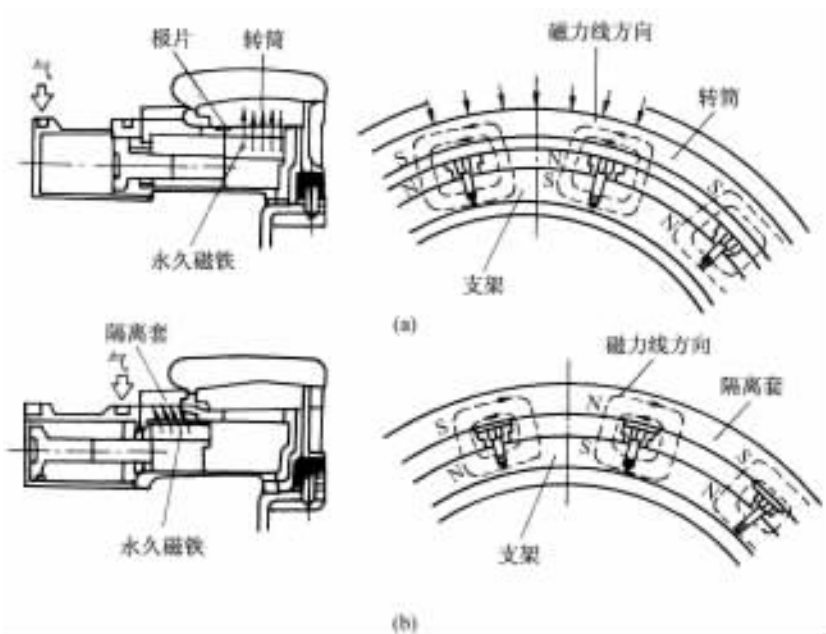


图 2-74 磁回路原理

(a) 制动时的磁回路 (b) 非制动时的磁回路

永久磁铁式缓速器中转筒受到的制动力的
大小与磁铁强化强度、转筒材料的相对导磁率和导电率,以及装置的几何形状参数(如图 2-75)、转筒旋转速度等有关。一般装置的几何尺寸参数尽可能紧凑,以减小外廓尺寸和减轻重量。提高缓速器制动力矩的有效措施是选择合适的相对导磁率和导电率。实验表明,为得到较高的制动力矩,采用导电率高的材料有利,而相对导磁率对制动力矩的影响不大。

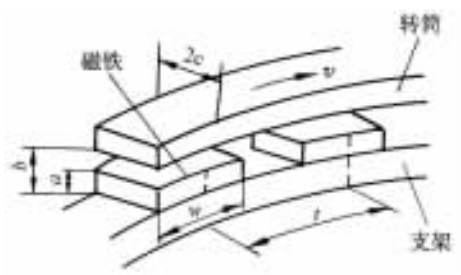


图 2-75 缓速器磁路几何尺寸参数

永久磁铁式缓速器比线圈电磁式缓速器有如下优点:

(1) 永久磁铁比电磁铁质量轻,体积小。质量与体积均为后者的 $1/8$ 左右,使缓速器达到轻量小型化。

(2) 采用永久磁铁不消耗电能,因此不用考虑发电机和蓄电池的容量大小,使缓速器的结构简单,同时又便于维修保养。

(3) 线圈电磁式缓速器在通电后本身要发热,在下长坡连续或频繁使用制动时,电磁铁的温度可达 150°C 以上,出现大幅度的退磁现象,从而使制动力矩大大下降,永久磁铁本身不会发热,温升最高在 60°C 左右,且温度系数小,几乎没有退磁现象发生,在严酷的使用条件下,其制动力矩也较稳定。

图 2-76 为缓速器与排气制动共同起作用的辅助制动系统操纵控制流程示意图,气缸内活塞的动作由排气压力来控制。踏下制动踏板时,缓速器开关即被接通,活塞向推动永久磁铁的方向运动,而踏下加速踏板时,缓速器开关即被断开,活塞向拉回永久磁铁的方向运动。此间,

若只从制动踏板上抬起而不踩下加速踏板时,缓速器开关不被断开;同样,若只从加速踏板上抬起而不踩下制动踏板时,缓速器开关也不被接通。即,汽车下长坡时,驾驶员抬起加速踏板,首先由排气制动起作用控制车速,当感到有必要进一步增大制动减速强度时,驾驶员踩下制动踏板,缓速器才开始起作用。此后,驾驶员的脚再离开制动踏板,只要不踩下加速踏板,缓速器与排气制动共同起作用,产生较大的减速制动力。另外还有一个手动开关,可以彻底解除缓速器的作用。

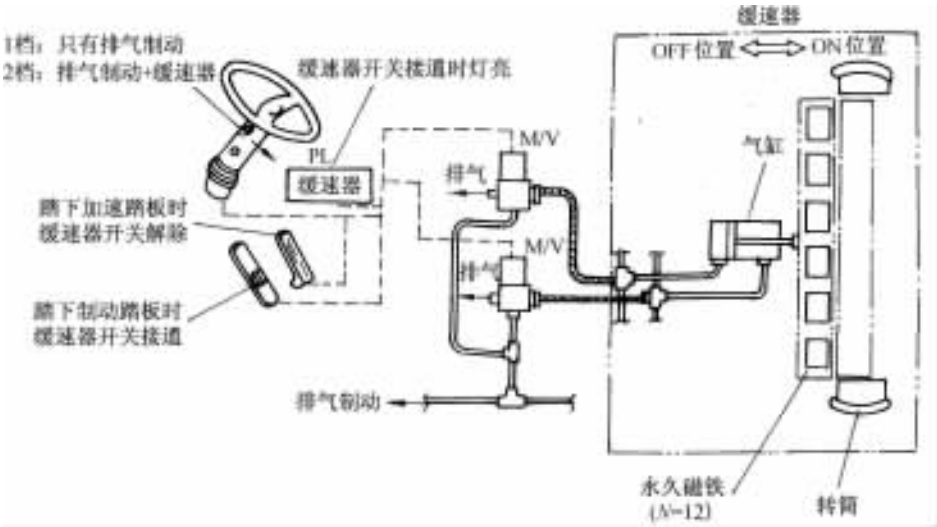


图 2-76 辅助制动操纵控制流程

通过对缓速器实际使用效果的评价,其优点如下:

- (1) 高速行驶,尤其是高速下坡弯道行驶时安全感增强,驾驶员不易疲劳。
- (2) 常规制动器使用次数大幅度减少,制动蹄片的使用寿命一般增加 6 倍左右。
- (3) 减轻了常规制动系统的负荷强度,不用担心制动系统突然超载崩溃的情况,制动安全性大大提高。
- (4) 车辆维修时间和费用降低。

2.6.3 带有车速感应式中央门锁

当汽车行驶速度超过规定速度时,为确保行车安全以防发生意外,有的中央门锁还受车速控制。它是在原中央门锁的基础上加设了车速控制电路,车速控制开关设在车速表内。当汽车行驶速度高时,车速传感器自动接通门锁锁止电路将门锁锁止,这种靠车速控制的门锁称车速感应式门锁。

图 2-77 所示为车速感应式电磁中央门锁电路。该电路具有驾驶员手动锁上或打开所有车门和仅锁止或打开驾驶员侧车门的功能。

工作过程有两个状态,即汽车停驶工作状态和汽车行驶工作状态。

1) 汽车停驶工作状态

点火开关打开,车速表内的 10km/h 车速开关(舌簧管式开关)处于接通位置,蓄电池电流经熔断器、稳定回路、二极管 D1、车速开关后搭铁。此时,三极管 T1 截止,三极管 T2 也截止,

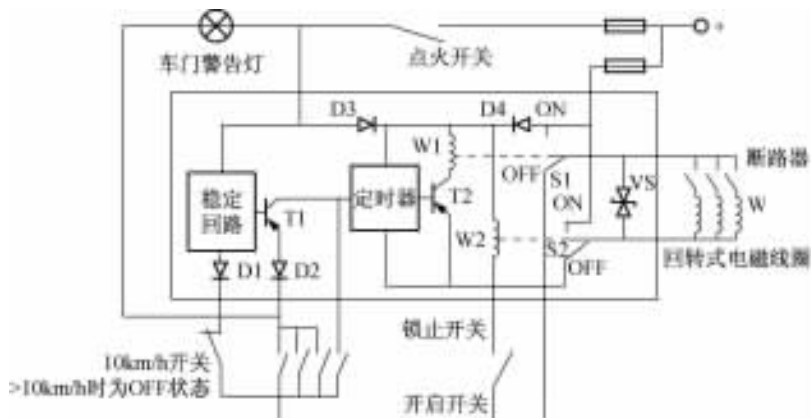


图 2-77 车速感应式中央门锁电路

T1、T2—三极管 W1—锁止继电器线圈 W2—开锁继电器线圈

S1、S2—继电器触点 W—回转式电磁线圈

车门锁止继电器 W1 断电,车门处于开锁状态。此时只要有一个车门未锁止时,该车门灯开关闭合,车门报警灯亮,提醒驾驶员注意。

2) 汽车行驶

汽车行驶时,当车速超过 10km/h,车速表内的 10km/h 车速开关被移动的磁铁吸开,三极管 T1 导通,定时器经 T1 及门灯开关后搭铁,T2 导通,W1 通电,S1 处于 ON 位置,回转式电磁线圈通电工作,拉下车门锁扣杠杆,车门被锁止。

2.6.4 反光安全车身

反光安全车身平时和普通车身一样,但在黎明、傍晚、浓雾天气等光线不良时,可使其他车辆的驾驶员和行人在远处就能清楚地看到该反光安全车身的外观特征(大小、宽窄、长短和外形等)和运动特征,从而提高驾驶员和行人的主动观察能力和对车辆跟踪的精确度,做到及时主动避让。反光安全车身完全克服了传统车身靠车灯及位置判断机动车特征的弊端,特别是针对车辆灯光设施不齐时,驾驶员和行人判断失误多,易发生交通事故的特点设计的。

经测定,浓雾时反光安全车身比普通车身视野距离可提前 5~30m,夜间可提高 50~300m,这就大大提高了车辆运动感觉和警示性,增加了安全距离,延长了驾驶员和行人的主动应变时间,提高了行车安全。

第3章 汽车被动安全技术

3.1 汽车座椅及座椅安全带

3.1.1 汽车座椅

汽车座椅安全性研究始于20世纪50年代。以往人们的研究主要集中在汽车尾部碰撞的乘员保护以及头枕和座椅靠背后部的冲击能量吸收等方面,并逐渐形成了两种主流设计概念——柔性设计及刚性设计。按照上述方法设计的各种结构形式的座椅,在安全性试验中虽然取得了比较令人满意的结果,但是由于碰撞模型试验的条件具有相当的局限性,某些条件如乘员坐姿、加速度作用方向、约束系统的佩带及使用状态、各种约束系统的相互影响等,在实发事故中千变万化,是实验室中不可能全面模拟的。

1) 座椅系统的安全性功能

汽车座椅的首要任务是满足安全性的要求,其次是满足舒适性、低成本、质量轻及美观耐用的要求。

汽车座椅是汽车中将乘员与车身联系在一起的重要内饰部件,它直接影响到整车的舒适性和安全性。所谓座椅的安全性是指汽车座椅能有效地防止汽车事故的发生,并在事故发生时能最大限度地减轻对驾驶员及乘员造成伤害的能力。汽车座椅不仅要减轻驾驶员及乘员的疲劳来满足主动安全性要求,还要与安全带和安全气囊一起对乘员定位的同时缓解碰撞的强度,使乘员的损伤指标达到最小。

座椅作为安全部件是在被动保护中起决定性作用的组成部分。首先,在事故中它要保证使乘员处在自身的生存空间之内,并防止其他车载体(如其他乘员、货物)进入到这个空间。其次,要使乘员在事故发生过程中保持一定的姿态,以使其他的约束系统能充分发挥其保护效能。除具有防止事故发生的功能外,座椅还应具有在乘员与其发生碰撞时(在事故中乘员与车内部发生的碰撞称为“二次碰撞”)使乘员的伤害减轻到最低的性能,即能够吸收乘员与之碰撞时产生的能量。座椅安全功能失效时可引起各种形式的乘员伤害:如在正面碰撞中,座椅与车身连接强度不够时,座椅会脱离车体,导致乘员逸出其生存空间;如果后排乘员未受到约束,前排座椅靠背强度不足,则后排乘员的惯性力将击溃前排座椅,使前排乘员受到伤害;反之,若前排座椅强度太高,又会对后排乘员在与之相撞时造成伤害。另外,座椅外廓设计不当,在正面碰撞时会使乘员沿座椅靠背下滑,使腰部安全带移到胸部以上(即所谓的“潜水”现象),这是极为不利的约束姿态。在后部碰撞中,如果头枕设计过低或与靠背的相对位置设计不当时都会引起胸部与头部的加速度差值,作用在颈部上的这个差值超过一定程度后就会对乘员造成致命的伤害。前排座椅靠背的强度不足,会在其本身质量及乘员质量的惯性力作用下向后发生较大的弹性变形以至塑性变形,失去对乘员的支撑作用,使前排乘员射向后排座椅或后窗,并伤及后排乘员。汽车座椅的安全性设计目标就是避免上述诸种不利情况的发生。

2) 座椅系统的安全性结构

从座椅的安全性能考虑,其结构可分为靠背、头枕、坐垫、座椅总成与车身相连接的固定部件(图 3-1 为轿车座椅总成)。

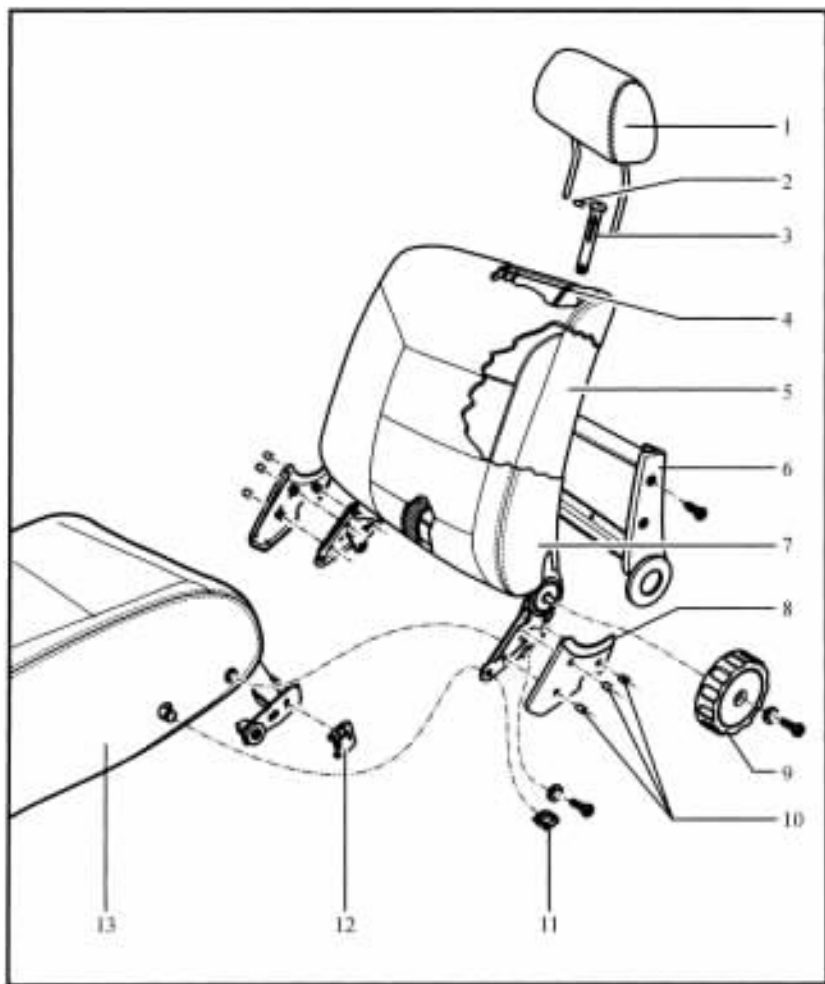


图 3-1 轿车座椅总成图

- 1—头枕总成 2、11—卡簧 3—导管 4—靠背骨架 5—靠背泡沫内芯 6—靠背袋架
7—靠背总成 8—靠背调节器饰板 9—靠背调节旋钮 10—靠背调节器饰板固定销
12—座椅滑动衬块 13—坐垫总成

靠背的强度设计分柔性吸能式和刚性吸能式两种。根据不同的碰撞条件,两种靠背的保护效果是不同的。在高强度碰撞时,刚性靠背的设计概念对于正常坐姿、按标准状态使用约束系统的乘员来讲是合理的。但是,在发生低强度尾部碰撞时刚性靠背座椅会引起乘员身体沿靠背向上滑动,靠背对乘员产生回弹及乘员以非正常姿势乘坐。

坐垫一般不会对乘员造成直接的冲击伤害,但其结构可以影响到乘员的运动过程,以及约束力施加到乘员身体上的方式和外部载荷(加速度、力等)的绝对值大小。坐垫结构主要影响人体以下几个坐姿参数:颈椎倾角、胸部倾角、躯干基准线与汽车车身纵向轴线(X轴)间的夹

角等。另外,坐垫的有效深度、坐垫的倾角的选取也会对座椅安全性产生一定的影响。一般在满足乘坐舒适性的前提下,车速越高其驾驶员座椅的坐垫倾角就越大。

在国际标准中,有关座椅头枕的法规规定是独立于整个座椅系统的,在我国国家标准中,对座椅头枕也单独作了规定。这充分体现了在被动安全性研究中,头枕是一个相当重要的安全部件。但考虑到整个座椅系统结构的完整性,头枕仍作为整个座椅系统的一个重要组成部件。

头枕的设计目的是在后部碰撞中防止由于头部相对胸部过度后仰而引起的小颈部内伤,这是后部碰撞中最常发生的一种伤害形式。头枕的设计应当以低速碰撞防护为主。虽然与前部碰撞相比后部碰撞的碰撞能量通常是最小的,但是在发生后部碰撞时引起的头部与胸部加速度差值,对于颈部尤其是脊柱以及神经系统的影响却是不可忽视的。假定伤害大部分发生在碰撞后的第一阶段,由于靠背的冲击胸部会产生向前的加速运动,而头部刚好相反。头部与头枕未接触时,或多或少会保持惯性运动,此时脊柱呈S形,并从胸部传递剪力给头部,这个剪力对颈椎骨造成的危险很大。因此应尽可能减小头部与胸部的相对水平运动,与此同时,在低速后面碰撞时位置靠前且较高的头枕设计能减小颈部的损伤。另外,座椅头枕应能够自动实现水平、垂直位置的调整,以适应乘员位置的变化。

汽车座椅连接部件的强度设计在很大程度上影响座椅本身的安全性能,在发生碰撞时,如果连接部件先于座椅失效,很可能会造成座椅骨架的断裂、严重变形和调节机构失灵等,此时乘员的生命安全将受到极大的威胁。

3.1.2 汽车座椅安全带

早在 100 年前,欧美国家的马车座位上已经有安全带了,以防止乘客从马车上颠下来。1922 年,赛车场上的跑车开始使用安全带;1955 年,美国福特汽车装用了安全带;1968 年,美国规定轿车面向前方的座位均要安装安全带。安全带从此开始在全世界普及,欧洲和日本等发达国家都相继制定了汽车乘员必须要佩带安全带的规定,我国公安部也于 1992 年颁布了通告,规定从 1993 年 7 月 1 日起,所有小客车(包括轿车、吉普车、面包车、微型车)在行驶时,驾驶员和前排座乘员都必须使用安全带。

1) 汽车座椅安全带的分类

根据汽车座椅安全带的安装方法,一般将汽车座椅分为四类:

(1) 两点式安全带,也称为安全腰带,如图 3-2(a)所示:从腰带的两侧挂至腹部,使用这种安全带在撞车时会出现上体前倾,头部碰到仪表盘及前风窗玻璃上的危险,故主要在后排座椅上使用。

(2) 斜挂式安全带,也称安全肩带,如图 3-2(b)所示:安全带的一端装于汽车地板上,另一端经乘员

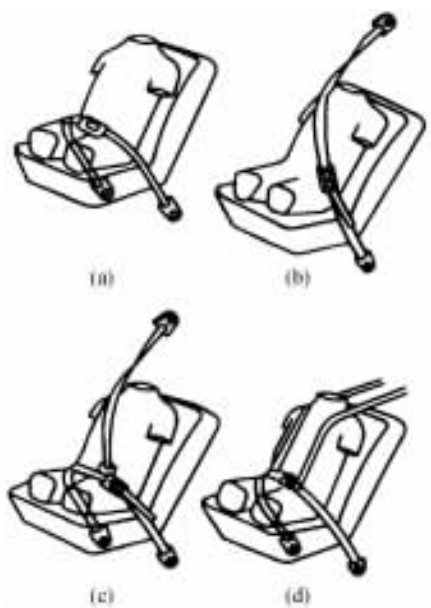


图 3-2 安全带的分类

(a) 两点式 (b) 斜挂式

(c) 三点式 (d) 全背带式

前斜挂肩部,安装在车体中心柱上,其目的是为了限制上体向前运动。

(3) 三点式安全带,如图 3-2(c)所示:这是两点式与肩带式组合起来,一般有两种形式,一是两点式与斜挂式组合的,二是将防止上体前倾的肩带连在两点式安全带上任意位置而形成的。

(4) 全背带式安全带,如图 3-2(d)所示:这是在两点式安全带上再装两根肩带而成,乘员保护好,固定点为 4 个,由于实用性存在一些问题,故仅在赛车上使用。

三点式安全带发明人是尼尔斯·博霍林,他早期是瑞典航空工业的一名工程师,负责设计飞行员座椅弹射器。1958 年他应聘加盟 Volvo 汽车公司,当年,Volvo 汽车公司为他发明的三点式安全带申请了专利(此前 Volvo 汽车公司采用的是两点式安全带)。1959 年,Volvo 汽车公司在其 P120 型和 PV544 型汽车上配置三点式安全带,从而首次将这项专利产品引入北欧市场,也使得 Volvo 汽车公司成为世界上首家把三点式安全带列为标准配置的汽车制造商。大约 40 年之后,Volvo 汽车公司的交通事故研究小组发现,三点式安全带使汽车撞击事故所造成的伤亡人数减少了 75%。据推算,自推出三点式安全带以来,共挽救了 100 万人的生命。

2) 汽车座椅安全带的组成及各部件作用

虽然安全带的种类很多,但从其组成的主要部件来看,一般由织带、锁扣、收卷器和调节件组成(如图 3-3 所示)。

(1) 织带。织带是构成安全带的主体,初期的安全带使用的是麻布橡胶带,其主要材料是尼龙 66 或尼龙 6。但是由于尼龙的耐光性差,从 1982 年开始逐渐由聚酯代替,现在的安全带几乎都用聚酯纤维编织成宽为 50mm,厚为 1.1~1.2mm 的带子,具有足够的强度、延伸性能和吸收能量的性能。对于织带的性能指标,各国都有明确的规定,要符合规定才能使用。

(2) 锁扣。锁扣是既能把乘员约束在安全带内,又能快速解脱的连接装置。早期的安全带锁扣、插板使用铬钼钢,自 1969 年以来则广泛使用特种钢。

(3) 收卷器。收卷器一般有以下作用:

- ①在安全带不使用时,收卷、储存织带;
- ②使用安全带时,乘员不必调节织带长度;
- ③乘员在使用时使上半身的动作比较自如;
- ④为了提高撞车时的约束性能,预先将织带收紧。

按照收卷器的有关作用可把收卷器分为以下几类:

收卷器	{	非锁止式收卷器 NLR	{	织带敏感式
		自动锁止式收卷器 ALR		车体敏感式
		紧急锁止式收卷器 ELR		复合敏感式

由于很长的安全带放在车厢内总感到不便,因此开发了收卷器,它是安全带系统中最复杂的部件。初期的收卷器(1965 年)只有收放功能,称为非锁止式收卷器 NLR。20 世纪 70 年代初期,

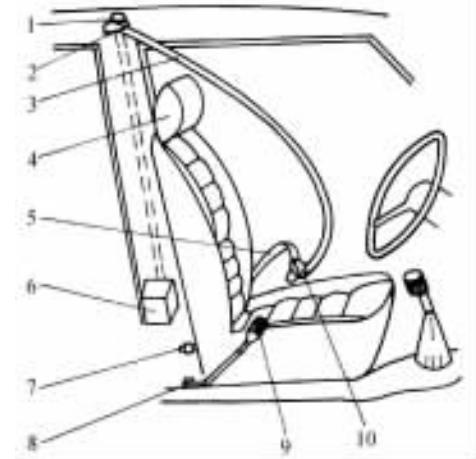


图 3-3 安全带的组成

- 1—外侧上部固定点 2—导向板 3—肩带 4—头枕
5—腰带 6—收卷器 7—外侧地板固定点 8—内
侧地板固定点 9—锁扣 10—插板

收卷器里面装有棘轮机构,当织带从收卷器连续拉出过程中一旦停止,棘轮机构就会作锁紧动作,阻止拉出织带,使安全带不会自动放松,称为自动锁止式收卷器 ALR。20 世纪 70 年代中期又出现了车辆遇到紧急状态时可将织带自动锁紧,而在正常情况下乘员可以在座椅上自由地操作的收卷器,称为紧急锁止式收卷器 ELR(又称预紧式安全带)。

根据收卷器内敏感元件的敏感对象不同可分为车感型、带感型和兼有前两者功能的双感型三种类型。车感型收卷器的锁紧装置是根据车身加速度传感控制的,带感型收卷器的锁紧装置是由织带拉出加速度传感控制的。双感型收卷器的锁紧装置是由车身加速度和织带拉出加速度的双重传感控制的,这些传感器都适用于三点式安全带。20 世纪 80 年代末又开发出一种自动安全带,只要乘员上车关上车门,安全带就自动佩带在乘员身上,不需要乘员做任何动作,提高了使用的方便性。

预紧式安全带收卷器的控制装置有两种,一种是电子式控制装置,由 ECU 单元检测到汽车加速度的不正常变化,经过电脑处理将信号发至收卷器的控制装置,激发预拉紧装置工作,这种预紧式安全带通常与辅助安全气囊组合使用。另一种是机械式控制装置,由传感器检测到汽车加速度的不正常变化,控制装置激发拉紧装置工作,这种预紧式安全带可以单独使用。

预拉紧装置常见的一种是爆燃式的装置,由气体引发剂、气体发生剂、导管、活塞、绳索和驱动轮组成,活塞安装在导管内,绳索一端与活塞连接,另一端与驱动轮连接。当汽车受到碰撞时预拉紧装置受到激发后,密封导管底部的气体引发剂立即自燃,引爆同一密封导管内的气体发生剂,气体发生剂立即产生大量气体膨胀,织带被卷在卷筒上,使织带被拉紧。最后收卷器会紧急锁止织带,固定乘员身体,防止身体前倾与方向盘、仪表盘和玻璃窗相碰撞。

雷诺公司已经开发出智能安全带和安全气囊系统,与普通的安全带和气囊系统相似,但采用可变容积的气囊和带两级预紧器的新型安全带,在撞车瞬间,系统首先按照程序判断撞车事故的严重程度。事故发生 5ms 后,第一级预紧器拉紧松弛的安全带,同时计算机评定事故的严重等级,事故发生 10ms 后,系统获知应充气 40L(事故不严重)还是 60L(事故严重),事故严重时还将触发第二级安全带张紧器,并自动识别乘客的体重、体态、高度,座位是否有人以及安全带使用情况的差异。美国在 2002 年新生产的轿车和轻型货车上安装该系统,在 2005 年该系统在全部新车上安装。2005 年上海国际车展上一款 Volvo 汽车被动安全就配置了自动提示和预张紧器的三点式安全带。

(4) 调节件。指用于调节织带使用程度的部件。

3) 汽车座椅安全带的使用注意事项

安全带同汽车上的其他重要设施一样,为了使之能在关键时刻起到保护作用,同样要经常使用和维护。

(1) 应该经常检查安全带的完好程度、固定卡座的牢固程度。一旦发现有损坏、松动或失灵现象,应立即进行修理或更换,以确保安全带整个系统处于良好的有效状态。

(2) 不要两人(包括儿童在内)佩带同一根安全带。

(3) 儿童佩带的紧急锁止式安全带必须有儿童保护装置。

(4) 安全带不能扭曲,也不应为解开方便而用夹子把带子夹起来,或只把带子搭在身上不扣舌,这样一旦发生意外,安全带就不起作用。

(5) 安全带用过或座位上无人时,应将安全带送回收卷器,使扣舌处于收缩位置。若安全带在使用中曾承受过一次强拉直负荷,即使看不出损坏也应更换总成,不能继续使用。更换

安全带时,应采用与原车配套产品,以免影响其效能。

(6) 安全带还必须与座椅配套安装,不能随意拆卸,车与车之间也不应互换。

(7) 清洗安全带时应放在肥皂水里洗涤,再放入清水中洗净,不宜使用强洗涤剂如氧化物、漂白粉等。洗净后,应在阴凉处晾干,不可在日光下曝晒。

特别注意儿童、婴儿及孕妇对安全带使用的特殊要求:

儿童安全装置主要是指儿童安全带和儿童座椅。因为儿童的身材比例与成人不同,并不是成人身材的简单缩小,必须另外进行特殊设计才能保证儿童安全。根据试验显示,一个 20kg 的儿童,在发生碰撞时,其体重可达 2t,是根本抱不住的。根据研究显示,正确使用儿童安全带和儿童座椅可使 0~1 岁的幼儿死亡率减少 69%,1~4 岁的儿童死亡率减少 47%,5 岁以上的儿童死亡率减少 45%,减少中到重伤 50%。通用公司在 1968 年推出特殊设计的儿童安全坐垫,在 1969 年推出婴儿安全紧固系统。

幼儿与婴儿应使用儿童专用安全座椅,并将安全带牢牢地系在座椅上。儿童座椅的安装方式,参考该产品的说明书确定面向车头还是面向车尾。附有前乘客座气囊的汽车,儿童座椅一定不可以安放在前座,免得幼儿被爆炸的气囊伤害。

为了安全,孕妇最好不要开车。按日本妇产科医学会会长簗木勤教授个人的见解,孕妇若驾驶汽车以系安全带为宜,即使以 40km/h 速度行驶,发生冲撞时也可能被甩出车外,对母子伤害是显而易见的。医学专家建议对曾反复流产怀孕 4 个月内的孕妇不宜系安全带。目前,Volvo 公司已经开始研究在被动安全中,如何保护还没有出生的婴儿。

从欧美国家的情况来看,美国等 12 个国家规定,驾车的孕妇有使用安全带的义务,而英国和日本等 5 个国家对开车的孕妇有所宽容,但是要有相应诊断书备查。世界卫生组织发表过有关交通事故的论文,一致强调应该使用安全带。

3.2 安全气囊系统

安全气囊系统俗称辅助保护系统 SRS(Supplemental Restraint System)在车辆上得到了迅速普及。由于安全气囊(Safe Airbag)是辅助保护系统的重要装置,所以人们用 SRS 表示为安全气囊系统。美国从 1995 年 10 月开始生产的乘用车驾驶员位置已全部用安全气囊;欧洲和日本的安全气囊装用率已超过了 30%。据资料统计,由于安全气囊在北美近几年的广泛使用,估计可使事故死亡率减少 12%,且在安全气囊保护下极大程度地减轻了人体的受伤程度,每年可节省医疗费超过 10 亿美元,防护效果已被人们普遍认识。

安全气囊在汽车发生碰撞事故时对人的保护作用见图 3-4 所示。

当汽车以 48km/h 速度发生正面碰撞,90ms 时,无安全气囊及未佩带安全带时,如图 3-4(a),驾驶员人体与方向盘接触处受力约 90 000N,下肢多处骨折,头部和胸部的受伤程度大大超过允许程度,一般死亡在所难免;如图 3-4(b)前排乘员除造成下肢骨折外,面部受伤严重,胸部受伤相对小些,但头部的损伤将导致乘员死亡。如图 3-4(c)无安全气囊但佩带安全带时,驾驶员受伤较重;如图 3-4(d)有安全气囊但未佩带安全带时的碰撞情形,驾驶员相对较为安全。

安全气囊系统一般分机械式和电子式两大类。电子式又可分为前方电子控制式和侧面电子控制式。其中前方电子控制式安全气囊系统又可分为单动作安全气囊系统和双动作安全气

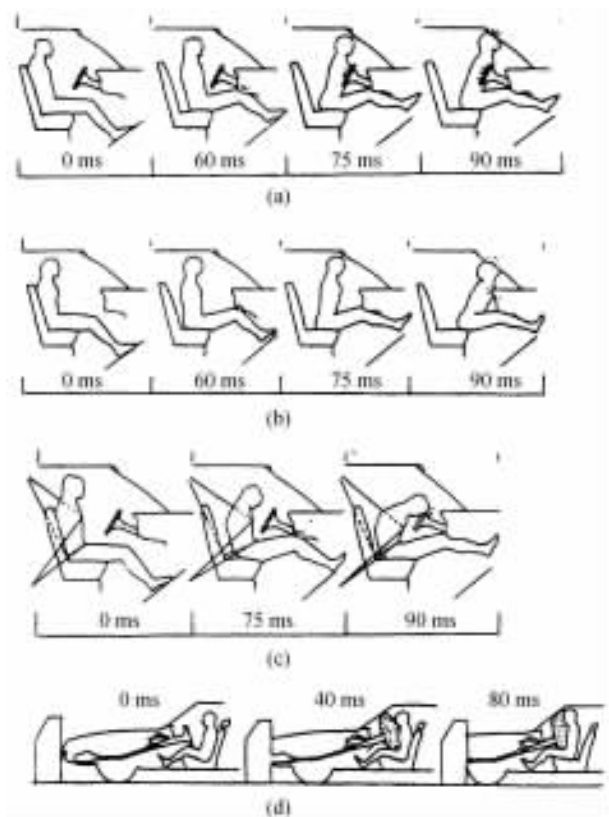


图 3-4 有无安全气囊和安全带的作用示意图

囊系统。根据安全气囊系统与安全带组合关系,又可分为单安全气囊系统、单安全气囊系统与预紧式安全带系统的组合、双安全气囊系统与多级预紧式安全带系统的组合。

机械式 SRS 不需要电源,没有电子电路和电路配线,全部零件组装在方向盘装饰板下面。检测碰撞动作和引爆点火剂都是利用机械装置动作完成。最早采用机械式 SRS 的是日本的丰田汽车公司。

电子式 SRS 是利用传感器检测碰撞信号并送往 SRS-ECU,利用 SRS-ECU 内部预先设置的程序不断进行数学计算和逻辑判断。当判断结果为发生碰撞时,SRS-ECU 立即发出点火指令引爆点火器,点火器引爆时产生大量热量使充气剂(叠氮化钠)受热分解,产生大量氮气向 SRS 气囊充气(如图 3-5)。

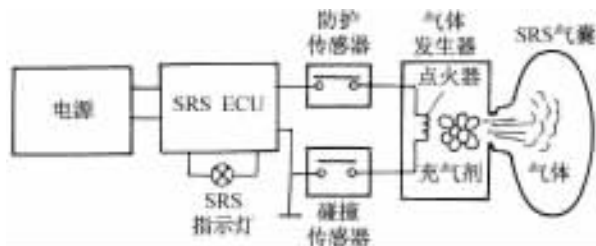


图 3-5 安全气囊系统工作基本原理

当以 50km/h 的车速与前面障碍物碰撞时,安全气囊系统的动作过程如图 3-6。图 3-6(a),碰撞约 10ms 后,SRS 达到引爆极限,SRS 组件中的电雷管引爆点火剂产生大量热量,使充气剂受热分解,驾驶员尚未动作。图 3-6(b),碰撞约 40ms,气囊完全充满,体积最大,驾驶员向前移动,安全带斜系在驾驶员身上并收紧,部分冲击能量已被吸收。图 3-6(c),碰撞约 60ms,驾驶员头部及身体上部压向气囊,气囊背面的排气孔在气体和人体压力作用下排气,利用排气节流作用吸收人体与气囊之间弹性碰撞产生的动能。图 3-6(d),碰撞约 110ms 后,大部分气体已从气囊逸出,驾驶员身体上部回到座椅靠背上,汽车前方恢复视野。图 3-6(e),碰撞约 120ms 后,碰撞危害解除,车速降至零。

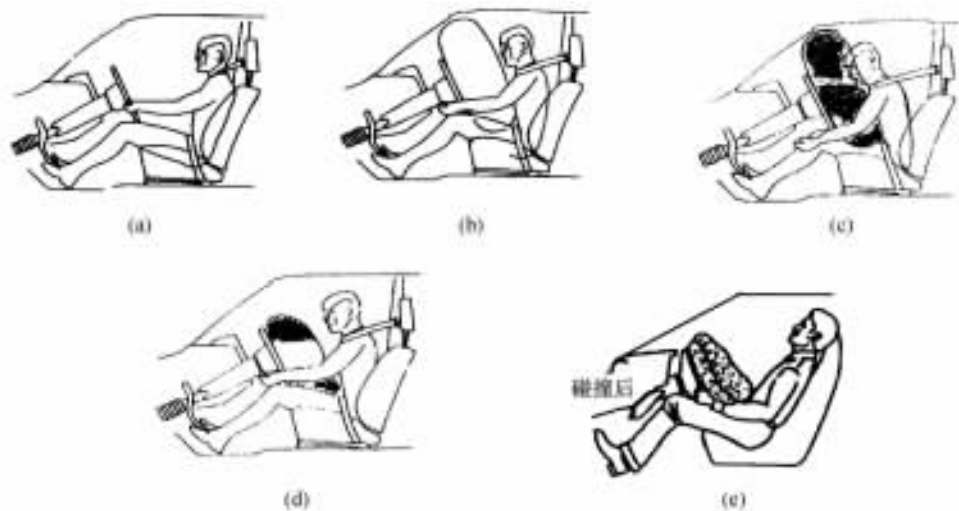


图 3-6 安全气囊的动作过程

对于驾驶员的正面安全气囊一般必须满足以下两条件,安全气囊才能引爆工作:

- (1) 碰撞方位为正前方或斜前方 $\pm 30^{\circ}$ 。
- (2) 碰撞时,减速度 $\geq$ 电脑设定的减速度阈值。

在下列条件之一的情况下,安全气囊不能被引爆工作:

- (1) 汽车遭受侧面碰撞超过斜前方 $\pm 30^{\circ}$ 时。
- (2) 汽车遭受横面碰撞时。
- (3) 汽车遭受后方碰撞时。
- (4) 汽车发生绕纵向轴线侧翻时。
- (5) 纵向减速度未达到设定的减速度阈值。
- (6) 汽车正常行驶、正常制动或在不平路面的道路上行驶时。

3.2.1 安全气囊系统的组成

各型汽车 SRS 采用控制部件的结构、数量和安装位置各有不同,但其基本组成大致相同,主要组成如下:碰撞传感器,控制单元 ECU,气囊组件(气囊、气体发生器、点火器)和 SRS 指示灯。

1) 碰撞传感器

碰撞传感器是安全气囊系统中主要的控制信号输入装置,其作用是汽车发生碰撞时,由碰

撞传感器检测汽车碰撞的强度信号,并将信号输入 ECU,ECU 根据碰撞传感器的信号来判定是否引爆充气元件使气囊充气。

碰撞传感器的主要分类如下:

- (1) 按功能分
 - 碰撞信号传感器(又称碰撞烈度传感器、碰撞传感器)
 - 碰撞保护传感器(又称安全传感器、保险传感器)
- (2) 按安装位置分
 - 左前碰撞传感器(安装在汽车左前部位)
 - 右前碰撞传感器(安装在汽车右前部位)
 - 中央碰撞传感器(安装在汽车前部中央)
 - 中心碰撞传感器(安装在汽车中心位置)
 - 内部碰撞传感器(安装在气囊电脑内部)
- (3) 按工作原理分
 - 机电组合式碰撞传感器(滚球式、滚轴式、偏心锤式)
 - 电子式碰撞传感器(压电效应式、压阻效应式)
 - 水银开关碰撞传感器

碰撞传感器的结构与工作原理如下:

(1) 滚球式碰撞传感器结构如图 3-7。两个触点固定不动,并分别与传感器的引线端子连接。磁铁为永久磁铁,铁质滚球用来感测惯性力或减速度大小,可在导缸内移动或滚动。壳体上印制有箭头标记,安装时必须按说明书规定方向进行安装。

当传感器处于静止状态时,在永久磁铁的磁力作用下,导缸内的滚球被吸向磁铁,两个触点未被接通。当汽车遇到碰撞时,使滚球的惯性力大于永久磁铁的吸力时,惯性力与磁力的合力就会使滚球沿导缸向触点方向(如图 3-7 向左)运动,将两触点接通,从而接通 SRS 的搭铁回路。

(2) 滚轴式碰撞传感器结构如图 3-8。片状弹簧与传感器的一个引线端子连接,一端固定在底座上,另一端绕在滚轴上,滚动触点固定在滚轴部分的片状弹簧上,并可随滚轴一起转动。固定触点与片状弹簧绝缘固定在底座上,并与传感器另一引线端子连接。

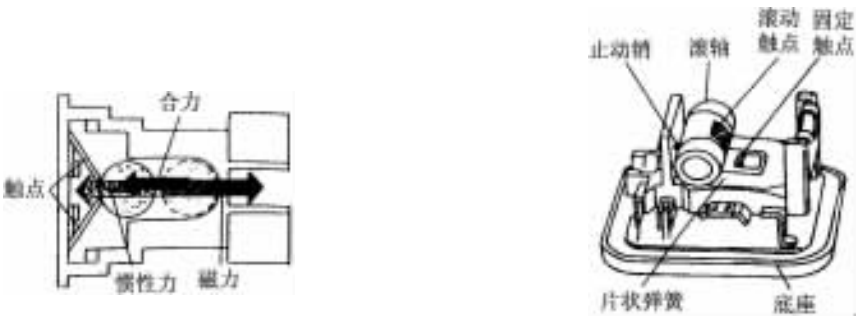


图 3-7 滚球式碰撞传感器



图 3-8 滚轴式碰撞传感器

当传感器处于静止状态时,滚轴在片状弹簧作用下滚向止动销一侧,滚动触点与固定触点处于断开状态。当汽车遇到碰撞时,使滚轴的惯性力大于片状弹簧的弹力,惯性力克服弹簧力使滚轴向前滚动,将滚动触点与固定触点接通,从而接通 SRS 的搭铁回路。

(3) 偏心锤式碰撞传感器结构如图 3-9。传感器由壳体、偏心转子、偏心重块、固定触点、旋转触点等组成。转子总成由偏心锤或重块、转动触点臂及转动触点组成,安装在传感器轴上。偏心锤偏心安装在偏心锤臂。转动触点臂两端固定有转动触点,转动触点随触点臂一起

转动。两个固定触点绝缘固定在传感器壳体上,并用导线与传感器两接线端子连接。

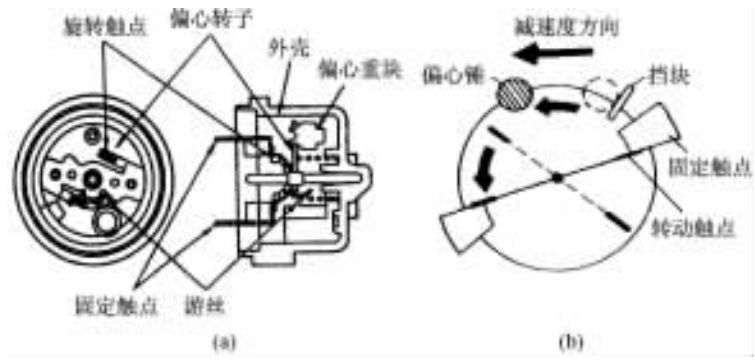


图 3-9 偏心锤式碰撞传感器结构及工作示意图

当传感器处于静止状态时,偏心锤和偏心锤臂在螺旋复位弹簧力的作用下,顶靠在与外壳相连的挡块上,转子总成处于静止状态,转动触点与固定触点处于断开状态。当汽车遇到碰撞时,惯性力矩大于复位弹簧力矩时,转子总成转动。当碰撞强度达到设定值时,转子总成偏转角度使转动触点与固定触点接触,此时碰撞传感器接通 SRS 的搭铁回路,向 ECU 输入一个“ON”信号,引爆充气元件。

(4) 黏性阻尼式碰撞传感器结构如图 3-10。工作原理类似滚球式碰撞传感器。当汽车受到强力冲击时,球体克服磁铁的吸引力和导向筒与球体间间隙的空气黏性阻力,移至接点处使触点闭合。

(5) 水银开关式碰撞传感器结构如图 3-11。水银开关式传感器又称安全传感器,它通常处于断开状态。当车辆发生正面或侧面碰撞,且所产生的减速度大于预先设定的界限时,管中的水银在惯性力作用下会使系统电路中断开的触点闭合,利用水银的导电特性,使安全传感器电路导通,发出点火信号。

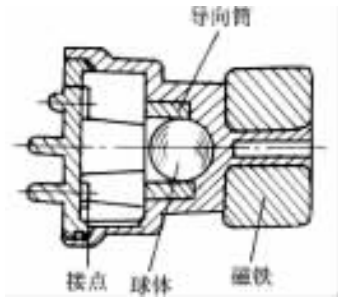


图 3-10 黏性阻尼式碰撞传感器

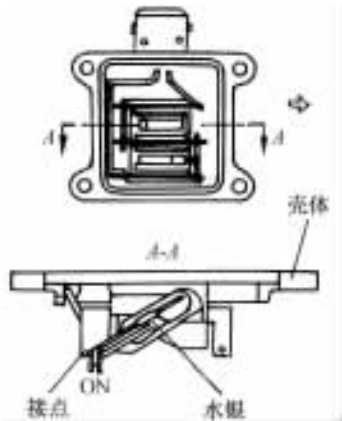


图 3-11 水银开关式碰撞传感器

通常,安全传感器设定有比中央安全气囊传感器和前安全气囊传感器更小的减速度限制,其中安全传感器只在车辆前方或侧后方发生碰撞时才导通,因此,它成为判断汽车发生迎面碰撞的“识别器”。传感器电路的逻辑关系是,在正面碰撞的前提下(安全传感器导通),以前安全

气囊传感器或中央安全气囊传感器控制电路的导通。这样可避免气囊在非正面碰撞时的误动作。

(6) 阻尼弹簧式碰撞传感器如图 3-12。这种传感器用于整体式安全气囊, 安装在方向盘的气囊内。它包括球体、导向筒、点火针、触发杠杆、平衡弹簧、点火弹簧等。当汽车碰撞减速度达到一定值时, 球体在惯性力作用下沿筒向下移动, 推动触发杠杆绕支点 A 转动, 触发杠杆左端压缩平衡针、直至触发杠杆上的锁止针失去作用, 点火针高速冲击点火剂而点燃气体发生器。这种方式没有用电控方式, 结构简单, 价格低廉。

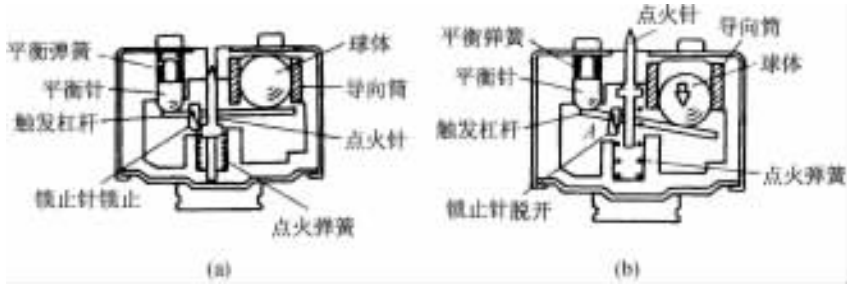


图 3-12 阻尼弹簧式碰撞传感器

2) 安全气囊系统的 ECU

SRS 的电子控制装置 (ECU) 是安全气囊系统的控制中心, 它接收来自前传感器的输入信号, 对引爆条件加以判断, 控制充气装置点火电路的通断, 同时还兼有对系统装置进行监测和对故障进行诊断的功能。控制装置一般由中央安全气囊传感器、点火控制驱动电路、安全传感器、备用电源、诊断电路、记忆电路和安全电路等组成, 如图 3-13。

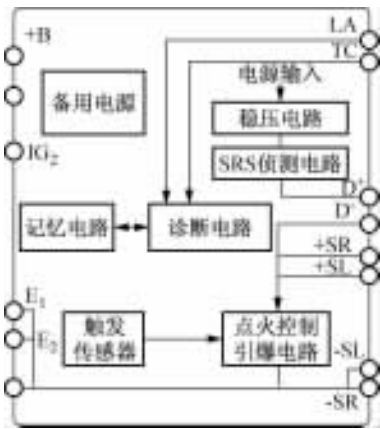


图 3-13 SRS-ECU 主要组成

为了保证安全气囊在需要时能够即时触发, 而当汽车紧急制动和上下剧烈振动甚至轻微碰撞时不产生误动作, 安全气囊的控制系统以多传感器的逻辑组合方式加以控制。因此, 安全气囊必须在某个安全传感器与左、右前气囊传感器之一同时闭合, 也可在某个安全传感器与中央安全气囊传感器同时闭合, 或者上述三种传感器同时闭合时触发。

备用电源由大容量电容器和一个直流转换器组成, 依靠直流转换器始终保持对电容器的充电, 利用电容器断电后的放电效应, 避免因系统装置电压过低或车辆碰撞造成

电源瞬时中断, 而导致系统工作失效。

诊断电路用来对系统中有可能造成无法引爆或意外引爆的隐患进行检查。当系统发生故障时, 仅仪表板上的 SRS 报警灯点亮, 同时, 将所发生的故障以代码的形式存储到记忆电路中, 并通过安全电路阻止引爆电路触发引爆气囊。

3) 安全气囊组件

安全气囊组件由充气装置和气囊总成两部分构成, 该组件是一个不可分解的整体, 只能整体更换。

气囊由高强度尼龙布制成，表面涂有氯丁橡胶敷层，经折叠后放置在气体发生器上方，气囊背面设有排气孔。各部位气囊的容积不等，一般驾驶员气囊容积为 60~90L，副驾驶员气囊则有 150~300L。

充气装置按气体产生方式可分为高压储气式和燃烧式两种。前者是将氮气、氩气等惰性气体压缩储藏在压力容器内，以电子引爆管打开容器开关使气体迅速充入气囊。后者在结构上包括引爆管、点火药粉、气体发生物质和滤网等。带有微量火药的电热线式引爆管设置在充气装置的中央，当车辆发生碰撞，且强度满足气囊触发条件时，控制电流被导向引爆管，通过引爆管点燃点火药粉，火焰迅速扩展传播，使其周围的气体发生物质产生大量氮气，氮气经过滤网过滤并冷却后，经由充气装置的喷口进入气囊，使气囊膨胀展开，冲破转向盘衬盖的气囊可以在驾驶员面前形成缓冲垫。充气完毕后，氮气经气囊背部的排气口迅即排出，利用泄气过程吸收冲击能量，以避免气囊对乘员造成二次反弹伤害。

安全气囊的布置也从原先的驾驶员侧和前排乘客侧两个前安全气囊到如图 3-14 多个安全气囊的布置，提供更为安全的保护。

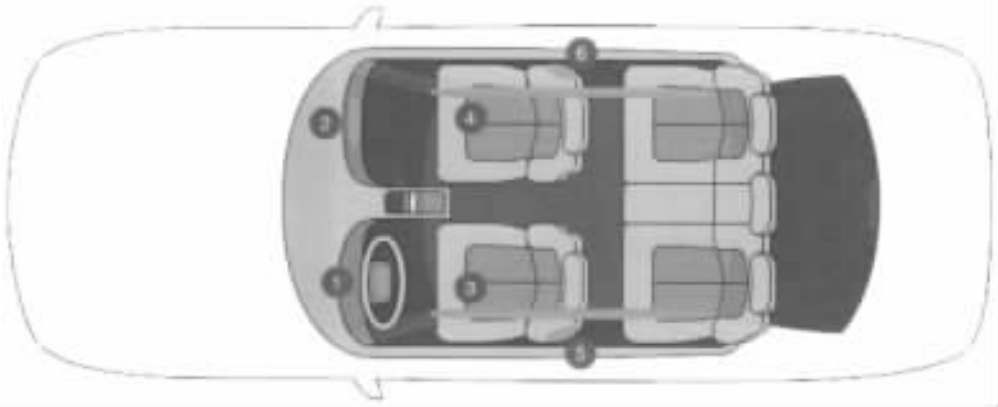


图 3-14 通用汽车安全气囊布置图

1—驾驶员前安全气囊 2—前排乘客前安全气囊 3—驾驶员侧安全气囊 4—前排乘客侧安全气囊
5—驾驶员侧胸腔防撞安全气囊 6—前排乘客侧胸腔防撞安全气囊

在发生事故时，气囊对保护乘员的生命安全有着显著的作用，但同时也有副作用，会造成对乘员的伤害。气囊是按正常乘坐位置的第 50 百分位的乘员设计的。对成人而言，造成伤害的主要原因是乘员离位，即在气囊爆出时乘员过分靠近气囊。对儿童和第 5 百分位的女性假人来讲，除了乘员离位外，另一原因是按成人体重设计的气囊能量太大。因此，如何发挥气囊的保护作用，避免或减少气囊的副作用，成为气囊技术急需解决的问题。

3.2.2 智能保护系统

智能保护系统是世界各气囊厂家和汽车生产厂家所致力研究的新型乘员保护系统。它将安全带、气囊、乘员感知系统、碰撞预测系统等集成在一起，能在各种情况下对乘员起到最佳保护作用。其中，乘员感知系统包括乘员存在探测系统和乘员位置传感系统两方面。

1) 乘员存在探测系统(OSS)

其主要作用包括：

(1) 当有反向儿童座椅时,气囊不点爆。

(2) 当乘客座无人乘坐时,气囊不点爆。

乘员存在探测可运用座椅承重传感器、电感变化原理、超声波测距、电容变化等原理来实现。

目前使用的气囊 ECU 属于开环系统。如果使用乘员位置传感系统,就有可能根据乘员的位置变化而进行反馈控制。驾驶员侧气囊的充气过程大约是 30ms。一般而言,轿车乘员与转向盘之间的距离为 304.8mm(12in),所以,乘员头部前移 127mm(5in),这一时刻的前 30ms 为最佳点火时刻。

实际上,驾驶员倾向于离方向盘更近的坐姿。根据资料表明:虽然大多数乘员离方向盘 304.8mm(12in),但仍有 2%的乘员离方向盘距离小于 152.4mm(6in),10%的乘员离方向盘距离小于 228.6 mm(9in)。同样地,有 1%的乘员离方向盘距离为 609.6 mm(24in),有 18%的乘员离方向盘距离为 457.2mm(18in)。目前控制系统得到的加速度信号表征了车与障碍物的碰撞,即第一次碰撞。而关于乘员与车内结构件二次碰撞的信息仅依靠假设来预测(50%的男性假人处于正常坐姿)。乘员是否离位,乘员是否由于前次制动而已经俯在方向盘上等对于气囊触发至关重要的信息未能得到。乘员距离方向盘的远近可能导致最佳点火时间在很大范围内波动。试验表明:与正在充气展开的气囊相撞,乘员可能被严重伤害。

2) 乘员位置传感系统

其作用包括:

(1) 当乘员离方向盘太近时,屏蔽气囊并发出报警。

(2) 当乘员离方向盘较近,但仍在气囊膨胀区以外,提前触发气囊。

(3) 当乘员离方向盘较远,应延缓触发。

(4) 如果使用多级触发气囊,选择气囊的点火级数。

(5) 将乘员信号与碰撞强度信号综合构成智能安全约束系统(ISRS),使安全带、正面气囊、侧面气囊等其余被动设施协调作用,达到最佳保护效果。

(6) 进一步,乘员的信号也可用于调节车内温度、音响等,提高乘员的舒适性。

构成乘员位置感应系统主要有如下技术:红外线、超声波、激光式、雷达式。

激光式:用激光束照射到待测物体上,再利用激光仪器来确定乘员的位置。其缺点是成本高。随着激光技术的发展,其前景较乐观。但要注意防止激光射入乘员眼中造成伤害。

雷达式:这个系统与激光式有类似的特性,需要注意的是对于乘员尤其是儿童的健康是否有危害。

超声波式:受声波传播速度局限,超声波的响应时间在 4ms 左右,它给出的信息不如雷达和激光,但它的价格较便宜。

3.3 汽车结构安全

3.3.1 安全转向柱

除了能满足转向柱常规的功能外,在汽车发生正面碰撞时,能够有效地吸收碰撞能量,防止或减小碰撞能量伤害驾驶员的转向柱叫安全转向柱,或称能量吸收式转向柱。

在汽车发生正面碰撞时,碰撞能量使汽车前部发生塑性变形,安装在汽车前部的与转向器输入端相连的转向中间轴在碰撞力的作用下向后运动。若碰撞继续发展,碰撞力作用在转向柱的下端,使转向柱向后移动,同时驾驶员在本身的惯性作用下冲向转向盘。尽管驾驶员本身有约束装置如安全带和安全气囊系统约束,仍有一部分能量传递给转向柱系统,隔绝碰撞的影响可由转向柱中间轴来完成。转向中间轴的结构一般有以下形式:伸缩式转向中间轴、波纹管式转向中间轴、可断开式转向中间轴。这样的安全转向柱结构既能依靠自身长度的收缩保全驾驶员的安全,同时还能借助这种收缩吸收碰撞冲击能量。

安全转向柱的种类很多,最常见的是套筒式及网状管柱式安全转向柱。通用公司在 1967 年推出第一款能量吸收的溃缩式安全转向柱。

图 3-15 为一轿车转向柱结构图。图 3-15(b)中凸缘管 8 下端与柔性万向节 12 连接并插至转向机构主动齿轮上,凸缘管 8 上端与转向柱 10 连接,转向柱 10 上端以外花键形式与图 3-15(a)中方向盘 10 装配。与车辆发生碰撞时,车辆前部发生变形时,转向器和柔性万向节 12 和凸缘管 8 一起向车身后(驾驶员方向)移动,并与转向柱 10 脱开,这样发生碰撞时避免了转向盘后移给驾驶员胸腔等部位造成伤害。

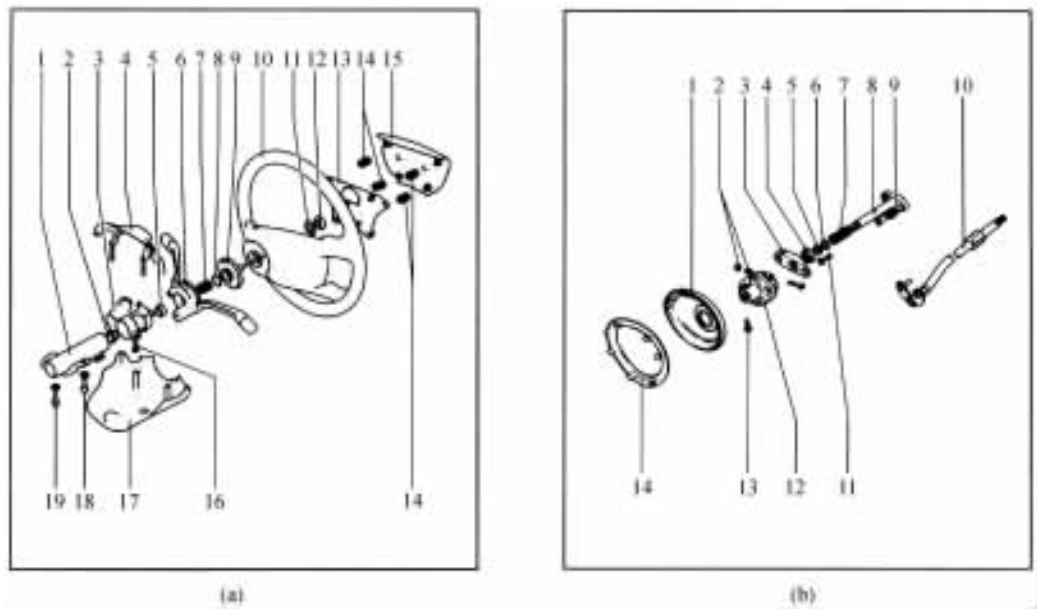


图 3-15 轿车转向柱结构图

- | | | | | | | |
|---------|---------|---------|--------|--------|--------|--------|
| 1—转向柱套管 | 2—橡皮支承环 | 3—方向盘锁壳 | 1—密封罩 | 2—自锁螺母 | 3—支座凸缘 | 4—转向柱 |
| 4—上罩壳 | 5—接触环 | 6—转向柱开关 | 5—支承环 | 6—垫圈 | 7—弹簧 | 8—凸缘管 |
| 8—弹簧垫圈 | 9—接触环 | 10—方向盘 | 9—橡皮轴套 | 10—转向柱 | 11—螺栓 | 12—柔性万 |
| 12—螺母 | 13—盖板下盖 | 14—弹簧 | | | | 向节 |
| 15—盖板 | | | | | | 13—螺栓 |
| 16—螺栓 | | | | | | 14—框架 |
| 17—罩壳下盖 | | | | | | |
| 18—圆柱螺栓 | | | | | | |
| 19—断开螺栓 | | | | | | |

如图 3-16 所示的波纹管式安全转向柱,它能在撞车时,依靠波纹管被压缩而吸收撞击能量,同时减小转向柱和方向盘朝驾驶员侧的移动量,可收到较好的保安效果。

在如图 3-17 所示为网格式安全转向柱上,有目的地利用网格状管柱以削弱局部强度,撞车时此处被压缩并能吸收冲击能量,使转向柱和方向盘后移量较小,从而对驾驶员起到缓冲保

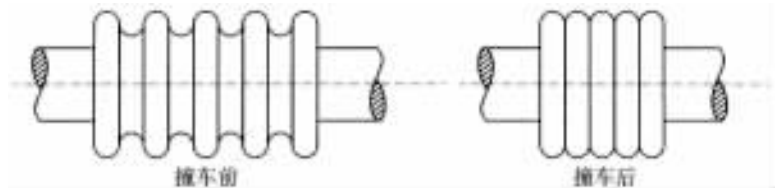


图 3-16 波纹管式安全转向柱

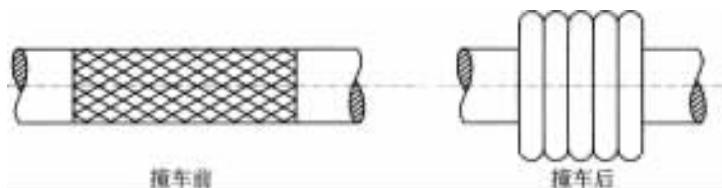


图 3-17 网格式安全转向柱

护作用。

如图 3-18 所示为双层管式安全转向柱,该结构在撞车时,利用内管和外管产生的相对运动,依靠装配时在两者之间具有较大过盈量的钢球,在相对运动中产生较大的摩擦力以有效吸收撞击能量,起到缓冲保护作用。

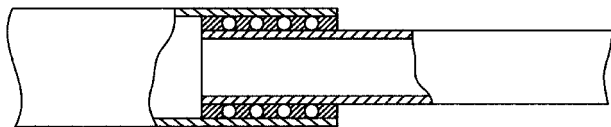


图 3-18 双层管式安全转向柱

3.3.2 COF 可溃缩式制动踏板

国外的权威机构曾经对交通事故所造成的伤害做过大规模的调研与分析,发现在重大交通碰撞事故中,有相当比例的车辆驾驶员的右腿受到很严重的脚部创伤,甚至粉碎性骨折。研究人员对这一奇怪现象进行了仔细的分析,发现在事故发生的瞬间,至少有 90% 的驾驶员在做紧急制动动作,而这一动作恰是用右脚猛力踩制动踏板;另外,在车辆碰撞发生的瞬间,有一股很强的冲击力通过制动踏板反方向传递给驾驶员的右脚,使驾驶员的右脚受到了双倍的冲击力。为此,大众公司开发了 COF 可溃缩式制动踏板,以尽可能地减小受到此类伤害的比率及程度。

COF 可溃缩式制动踏板是当轿车发生正面碰撞时,驾驶员同时主动做出制动动作,如果此时制动踏板所受到的压力经过电脑的瞬间判断达到一定的临界值,该制动踏板就会自动脱落或折断,从而使驾驶员右脚受到的冲击力降至最低,避免驾驶员受到严重创伤。

3.3.3 保险杠

由于诸多因素的影响,汽车交通事故很难找出完全一样的两起事故,碰撞形式各异。但从对大量汽车事故的统计分析来看,车身碰撞类型基本分为三种:正面碰撞、侧面碰撞和追尾碰撞,发生的几率是不同的。图 3-19 是美国的统计资料,图中的数字是发生碰撞的几率分布。

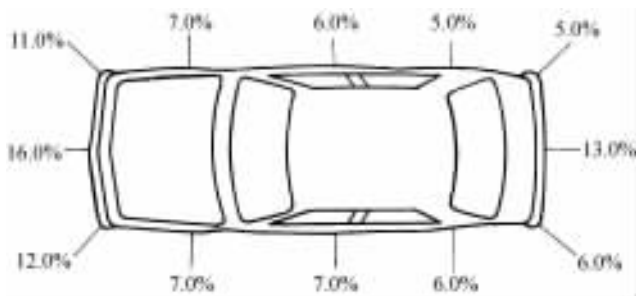


图 3-19 汽车碰撞事故的几率分布

汽车保险杠是吸收缓和外界冲击力,防护车身后部的安全装置。图 3-20 是三种不同形式的能量吸收式保险杠,图(a)是采用了筒状能量吸收装置的保险杠。能量吸收装置是通过油的黏性阻尼力抵抗碰撞,吸收撞击能量;图(b)是泡沫吸能装置保险杠。能量吸收体是泡沫材料,它能对上下左右各方向的碰撞均有能量吸收能力;图(c)是蜂窝状吸能装置的保险杠。能量吸收体是蜂窝状的聚乙烯等树脂。这几种形式的保险杠各有不同特点,均有使用。

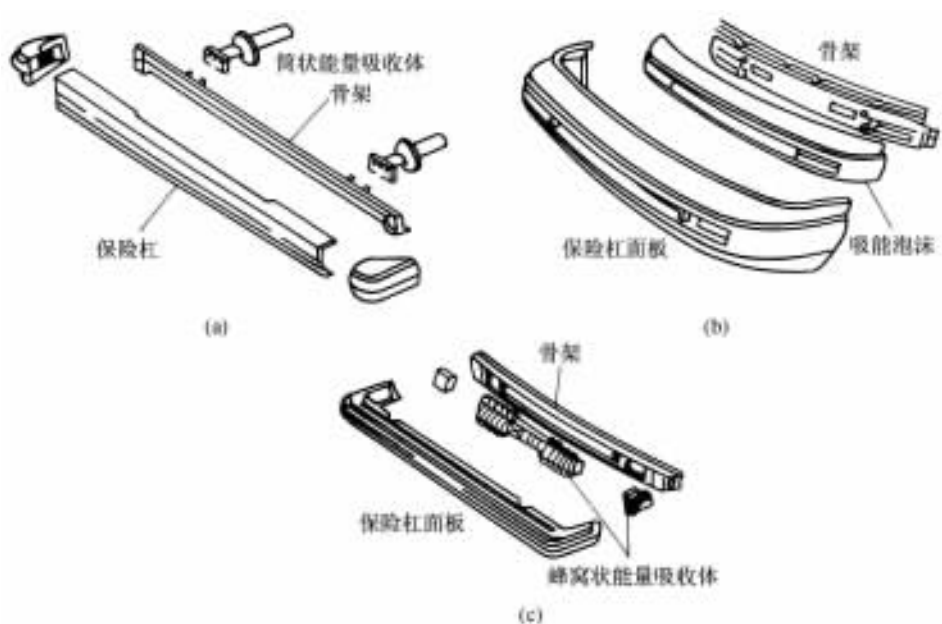


图 3-20 能量吸收式保险杠

20 年前,轿车前后保险杠以金属材料为主,用厚度为 3mm 以上的钢板冲压成 U 型槽钢,表面镀铬处理,与车架纵梁铆接或焊接在一起,与车身有一段较大的间隙。随着汽车工业的发展,汽车保险杠除作为一种重要的安全装置外,还要追求与车体造型的和谐与统一,追求本身的轻量化。为了达到这种目的,目前轿车的前后保险杠采用了塑料,人们称为塑料保险杠。

塑料保险杠由外板、缓冲材料和横梁等三部分组成。其中外板和缓冲材料用塑料制成,横梁用厚度为 1.5mm 左右的冷轧薄板冲压而成 U 型槽;外板和缓冲材料附着在横梁上,横梁与车架纵梁螺丝连接,可以随时拆卸下来。这种塑料保险杠使用的塑料,大体上使用聚酯系和聚丙烯系两种材料,采用注射成型法制成。

带安全气囊的保险杠可以在汽车和行人发生正面碰撞的紧急状态下使行人免受伤害或减轻伤害的被动安全装置。该装置由传感器、充气泵和气囊等部件组成,并集中装入保险杠内,在行人触及保险杠的瞬间,保险杠内藏推板迅速落下,阻止行人被撞倒在车底下,同时,装在保险杠上的传感器被触发,点火回路导通,引燃充气泵内的固体燃料,使得气囊打开。人在撞车事故中不可能本能地保护自己,靠这种新型的被动安全装置可减轻伤害程度。

3.3.4 侧向车门横梁(车门保险杠)

汽车设计者从交通事故中发现,汽车发生侧面碰撞的案件比较多,尤其是在路面湿滑或车速较快的情况下,因各种原因造成汽车侧面碰撞的可能性大大增加。在乘员遭到重伤或致命伤害的交通事故中,约有 43% 是侧面碰撞引起的。因此,近几年防侧撞的安全问题已经引起人们的关注,有些国家还制定了严格的汽车防侧撞安全条例,规定汽车要实施防侧撞的安全措施。

侧面防护的思路是将撞击力有效地转移到车身具有保护作用的梁、柱、地板、车顶及其部件,分散撞击力。轿车上实行防侧撞的安全措施有两种常见方法:一种是从设计上改进轿车车厢的结构,使其能起到分散侧撞冲击力的作用;另一种是安装车门保险杠,增强车门的防撞冲击力。安装车门保险杠,就是在每扇车门的门板内横置或斜置数条高强度的钢梁,限制对车厢的侧向冲击,加上轿车前后左右都有保险杠,使到轿车乘员有一个最大限度的安全区域。但是发生激烈冲撞时,侧门横梁弯断,会向车厢内穿刺。对此,奔驰公司采取的措施是,侧门横梁设计成既可以吸收冲击能量,而吸收冲击能量后又自行断裂的特殊侧门横梁。

3.3.5 能量吸收式车架构造

实验证明,在纵向碰撞事故中,车身各不同部位的刚性对其安全性的影响如图 3-21 所示,图中是 4 种不同的方案,剖面线部分表示刚性结构,无剖面线部分表示弹性构造。这是在理想的状态下,没有任何偏斜角度而碰撞的情况,从图 3-21 中可以看出,第 4 种方案在车身前部和后部均为弹性构造而中部为刚性结构的情况下,能保护乘员安全。按照这种刚性匹配方案设计制造的汽车被称为安全汽车。

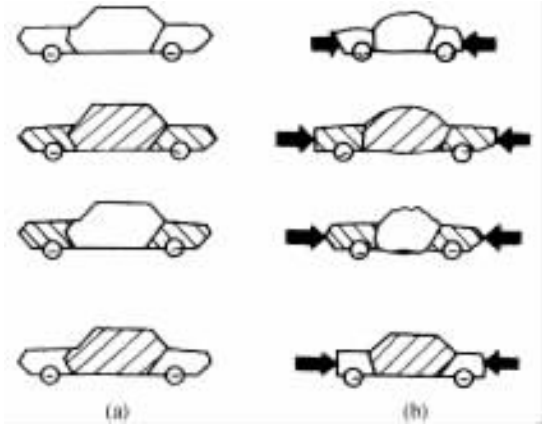


图 3-21 车身不同部位刚性对安全性的影响
(a) 碰撞前 (b) 碰撞后

为了减轻碰撞对乘员的伤害,人们一直在考虑如何更有效地吸收碰撞的能量,通过有限元分析后可在车架上采取有关措施,如在边梁上设置凸、凹台的设计。图 3-22 是车架式车体采用的高效吸收能量的结构。图(a)是美国福特公司的波纹管型车架,利用波纹管的压溃变形吸收能量;图(b)为丰田公司的 S 形车架,而图(c)为装有塑料铰链的骨架,利用车架的变形来吸收碰撞能量,保证乘员必要的生存空间。

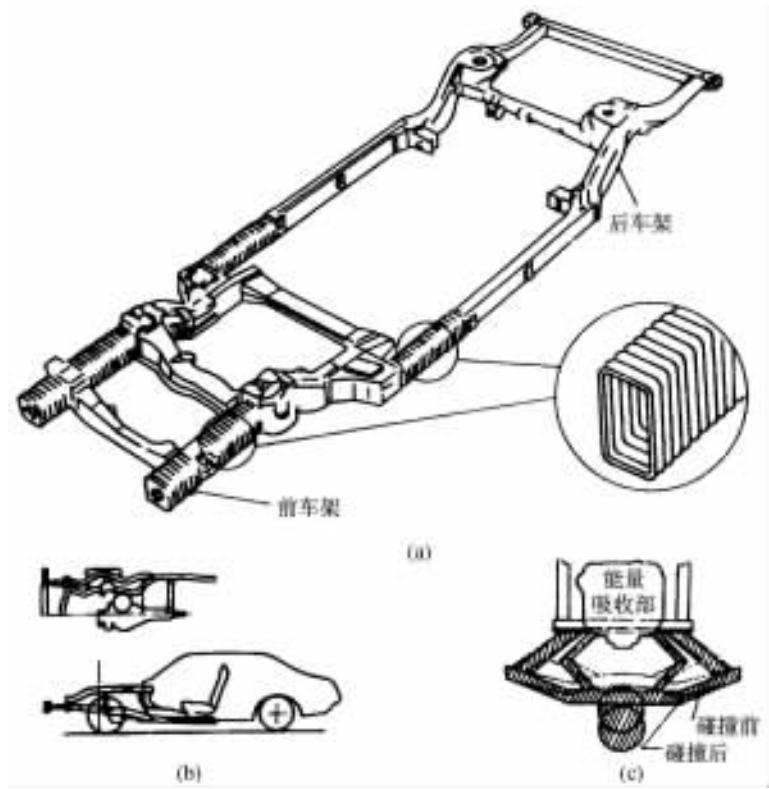


图 3-22 几种车架结构

3.4 其他乘员保护技术

3.4.1 汽车安全玻璃

汽车窗玻璃是汽车上重要部件之一,也是重要的主动和被动安全部件之一。

窗玻璃的被动安全技术是即使车窗爆裂了也不脱落伤害乘客和行人,强烈撞击时乘客不会发生被抛出车外的危险,一般采用聚氨酯胶合车窗。

目前窗玻璃的开发趋势是光控制用功能性玻璃,由于其可以改善驾驶者的视野,起到预防事故发生的作用,所以属于主动安全的范围。其主要功能和内容如表 3-1。

表 3-1 光控制用窗玻璃的功能与内容

目 标	具体的功能	效 果	应用实例
安全性	确保良好的视野	• 减少焦点移动距离 • 在黑暗中辨认物体 • 防止仪表盘花视	• HUD 风窗显示玻璃 • 红外线穿透玻璃 • 低反射玻璃
	引起注意力集中	• 报警显示 • 前方车制动确认	• HUD 风窗显示玻璃 • 装有高位制动灯的风窗玻璃
舒适性	热舒适性	• 截断热照射能量 • 不使室内热量散失	• 热线吸收玻璃 • 热线反射玻璃 • 多层玻璃
	光舒适性	• 遮断外来强光 • 截断紫外线能量	• 遮光有色玻璃 • 调光玻璃 • UV 紫外线截断玻璃
装饰性	美观大方	• 装饰性美	• 印刷加工玻璃 • 着色夹层玻璃

风窗显示玻璃最早是作为第二次世界大战中军用战斗机的显示装置而开发的,使得视认显示图像在远方成像,以减小眼焦点的移动,提高行驶视认性和安全性。一般采用增加透明度的反射膜和全息图技术。具有红外线功能的照相机成像可将大雾天气和夜间模糊的视野改善。但由于碳酸钠玻璃构成的风窗玻璃能挡住 3μm 以上的红外线,因此不能在车厢内配置车用照相机。采用可让红外线穿透的石英或蓝石英玻璃,这就可在车厢内装设照相机了。在汽车玻璃表面,即使在垂直入射时,每一单侧约有 4%的光波反射出去。由于汽车风窗玻璃的安装角度,当入射角增大时,反射率也急剧增加,在夜间或隧道内行驶时,仪表板的反射光会显著地显示在风窗玻璃上,从而降低驾驶者的注意力。因此,需要采用湿式 AR 处理、干式 AR 处理方法降低这种风窗玻璃的反射率。湿式 AR 处理:把玻璃浸渍在氟硅酸的过饱和溶液中,从玻璃表面去除碱,形成多孔质层,或者在硅溶胶液中进行喷射形成,采用控制反射率膜厚度的技术。干式 AR 处理:把两种以上不同反射率的透明材料进行多层叠加,利用光学干涉的原理,降低表面反射率。在汽车上,后续车的驾驶者能获知先行车制动的高位制动灯信号,能起到防止车辆追尾的作用。一些国家已经规定:必须在后托架、后扰流板安装白炽灯或日光敏二极管灯泡的高位制动灯。

法国原子能委员会的科学家目前正加紧研制一项技术,它可让雨滴遇到汽车挡风玻璃后仍然保持圆珠状,并自动滑走,新技术预示汽车电动雨刮将成为摆设。新技术的主要原理借鉴了郁金香花瓣的特点。当一些水和灰尘落到郁金香花瓣上以后会逐渐流走,而不是附着在上面,其主要原因是郁金香花瓣表面有许多仿佛人身体汗毛的物质,一层层不断把水滴推走,使其无法摊开。水滴仍由此保持圆珠状,并像在气垫上一样滑走。科学家根据这种原理,在玻璃上大量移植只有几个纳米长的塑料“绒毛”,取得了与郁金香花瓣一样的效果,他们将完成大块玻璃的试验。

3.4.2 行人安全保护

车外气囊系统是在汽车发动机罩和前围放置气囊的装置。当传感器确认车辆与行人发生碰撞时,立即张开气囊,减小行人腿部的伤害程度。如果碰撞程度严重,行人有可能被甩上发动机罩,则前围气囊升起,防止行人头部和胸部被风窗底部碰伤,碰撞后气囊围住风窗,但不会完全封住驾驶员的视线。

福特汽车公司的研究人员,正在对外部安全气囊的几种方案进行探讨:

(1) 发动机罩宽幅气囊由碰撞传感器激发后,会在保险杠上方沿着发动机罩的外形展开。主要在碰撞中为中、高身材的成年行人提供腹部和臀部保护,以及为儿童和矮小身材的成年人提供头部和胸部保护。

(2) 在有些形式的碰撞中,比如汽车侧面碰撞,发动机罩侧气囊也能为其他汽车中的乘员提供保护。

(3) 单独的前围气囊系统受到碰撞传感器的激发后,会在左右 A 立柱之间的风窗底部前方区域展开,覆盖汽车在这一部位的“坚硬点”,如刮水器和 A 立柱下部,提高头部的防护。

(4) 使用铝材或用更轻的材料提供同样的结构强度,通过降低车重而可能在改进燃油经济性和安全保护方面取得良好效果。

在日本汽车业,以保护行人出发点的一系列技术正越来越广泛应用在汽车的研制和改良上。作为“行人保护车”,要求在发动机零件和发动机盖前端的排气罩部分留出一定的空间,使得对行人的冲击得到减缓;使用新的保险杠,能够吸收冲击。丰田公司技术人员对排气罩进行修改,将其隆起的部分向下移动,成为扩大吸收冲击的部分,以确保个子很小的孩子也能够得到保护。赛车型汽车的保险杠高度也要加以修改,使它正处于儿童的胸部和腰部。“行人保护车”的车体不但能够保护人的头部,而且还可以使行人的腿部受到的冲击得以减轻。到 2004 年,本田除了生产少量的“NXS”跑车等车种外,包括在国内和国外生产的几乎所有的主力车型将改为“行人保护车”,以适应市场需求。

3.4.3 吸能内饰和阻燃内饰

冲击能量吸收型内饰是提高车辆安全性的措施之一。一般而言,当头部与高强度的部件冲撞时,对头部伤害程度增加。具有适当硬度和柔软性的内饰可以吸收撞车时的冲击能量,以减轻对乘员的冲撞伤害程度,有可能显著降低 HIC(头部伤害评价标准)值,同时确保驾驶视野和车厢空间。

为了防止车辆碰撞后引起火灾,防止燃油管道、燃料油箱的破裂,防止电气系统短路而造成人员伤亡,现代汽车采用了阻燃性内饰件。

3.4.4 儿童安全保护锁

这是四门轿车为了进一步保护后座儿童设计的。在后车门锁上另设一小机构,当此机构设定时,车内人员将无法在车内开启车门,因此可避免小孩不小心拉开门把锁使车门突然打开造成的危险,必须由车外才能开启保护装置。

乘员保护技术,除上述外还有:

横置发动机可翻滚下潜:在受前方撞击时,发动机可翻滚下潜吸收并分解撞击能量,同时

避免发动机侵入驾驶舱伤人。

防侧撞韧性稳定横杆:侧撞时可将侧撞力导向车身另一侧,并吸收分解撞击力,可减轻对乘员的伤害;同时也减低了对发动机的影响。

第 4 章 气体燃料汽车的安全技术

4.1 天然气汽车概述

根据 GB7258—2004《机动车运行安全技术条件》，气体燃料汽车(Gasoline Fuel Vehicle)是指装备有液化石油气、天然气或煤气等气体为燃料的发动机的汽车。

4.1.1 天然气汽车的发展史

1860 年道依茨发动机厂制造出世界上第一台气体燃料发动机,1872 年天然气发动机问世。

从 20 世纪 30 年代起,意大利等少数国家开始应用天然气汽车(Natural Gas Vehicle)。

二战期间,因汽油价格昂贵,贫油富气的意大利加快了发展天然气汽车的步伐,在天然气汽车发展方面几乎是一枝独秀。

1969 年美国引入天然气汽车 NGV 改装系统,但受加气网络和服务系统的限制,在以后的十几年中主要在天然气公司内部使用,没有获得实质性的进展。

总之,就全世界而言,70 年代之前,天然气汽车只在少数国家得到重视。另外,受压缩机技术限制,加气站很少,天然气汽车的数量有限。

20 世纪 70~80 年代,由于石油危机凸显、改善环境呼声日高和压缩机技术的进步,天然气汽车获得较快的发展。这期间,除意大利等国一如既往地重视天然气汽车的运用之外,许多国家也给予天然气汽车以较大的关注。

1979 年新西兰总理在该国率先驾驶天然气汽车,推行强有力的政府鼓励政策,天然气汽车在新西兰获得较快发展。

1982 年加拿大开始发展天然气汽车,1986 年建立了 NGV 研究与开发基金,到 1994 年 8 年间为开发 NGV 提供了 1 500 万加元的资助。

1984 年福特汽车公司推出了单燃料天然气概念车,参加全美节约燃料赛车会,同年美国铝材公司研制成功铝合金内衬/玻璃纤维缠绕式轻质 CNG(压缩天然气)储气瓶。

1986 年我国四川省建成第一座加气站,标志着我国天然气汽车进入实质性应用阶段。

1986 年世界范围 30 多个企业在渥太华成立了国际天然气汽车协会(IANGV)。

1988 年美国 21 个燃气公司成立美国天然气汽车联合会(NGVC)。

由于天然气汽车发展的要素进一步成熟,20 世纪 90 年代以来,天然气汽车进入从量到质的快速发展阶段。

俄罗斯、澳大利亚、英国和法国等国分别成立了 NGV 协会。

1990 年美国颁布《清洁空气法案修正案》,许多条文与 NGV 有关,使天然气汽车的发展得到法制上的支持。1992 年美国《能源政策法》为天然气汽车的发展提供了更好的政策环境。

1991 年日本成立 NGV 论坛。

1994 年欧洲天然气协会(ENGVA)成立。

1996 年 12 月起每两年在北京举行一次国际电动汽车和代用燃料汽车展览会与技术交流会。

1998 年 5 月国际天然气汽车协会(IANGV)在德国科龙召开第六届研讨会暨展览会。

1999 年 4 月,我国在北京召开了“空气净化工程——清洁汽车行动”工作会议,并公布首批 12 个燃气汽车示范城市。

2000 年我国实施清洁能源行动计划。

各大汽车厂商纷纷投巨资,进行 NGV 的研究与开发。全世界有 43 家汽车厂生产种类繁多的天然气汽车。

全世界的天然气汽车已达 100 多万辆,建成天然气汽车加气站约 3 000 座,见表 4-1。

表 4-1 世界天然气汽车、加气站统计

国家或地区	NG 汽车数量/辆		CNG 加气站数量/座
	CNGV	LNGV	
阿根廷	401 000		531
意大利	290 000		284
俄罗斯	205 000		187
美 国	65 849		1 102
新西兰	25 000		190
加拿大	17 220		120
巴 西	14 000		39
其 他	28 800		319
小计	1 046 870	400	2 772
总计	1 047 270		2 772

注:表中数据主要引自国际天然气汽车协会 1997 年年报,其中美国数据引自“NGV RESOURCE GUIDE”1996 年第四期。

4. 1. 2 天然气汽车的类型

天然气汽车按所储带天然气的压力和形态、燃料的组成与应用特点以及天然气的供给方式等,可以分为多种类型。

1) 按储带的压力和形态

(1) 压缩天然气汽车(CNGV)(Compressed Natural Gas Vehicle):以高压气态储带天然气的天然气汽车称为压缩天然气汽车。储带于储气瓶内的高压天然气(通常为 20MPa),工作时经降压、计量和混合后进入气缸,也可直接喷入气缸或进气管。CNGV 是天然气汽车的主体。

(2) 常压天然气汽车(NNGV)(Normal Natural Gas Vehicle):以常压气态储带天然气的天然气汽车称为常压天然气汽车。常压天然气汽车出现于第一次世界大战期间,20 世纪 60 年代在我国四川省有少量常压天然气汽车使用。因携带不便和安全隐患太大,已基本被淘汰。

(3) 液化天然气汽车(LNGV)(Liquefied Natural Gas Vehicle):以液态储带天然气的天

然气汽车称为液化天然气汽车。天然气在低于 -161.5°C 的超低温下以液态储存于绝热性能良好的容器中,工作时液化天然气经升温、汽化、计量和混合后进入气缸,也可直接喷入气缸或进气管。由于天然气液化后的体积仅为标准状态下体积的 $1/625$,故储带方便,应用潜力较大。

(4) 吸附天然气汽车(ANGV)(Adsorbable Natural Gas Vehicle):以吸附方式储带天然气的汽车称为吸附天然气汽车。储带于储气瓶内的中压天然气($3.5\sim6\text{MPa}$),工作时经降压、计量和混合后进入气缸,也可直接喷入气缸或进气管。

2) 按燃料的组成与应用

(1) 纯(或专用)天然气汽车:纯天然气汽车是指燃用天然气的单一燃料汽车。其发动机为点燃式发动机。

纯天然气汽车专为天然气而设计,充分考虑了天然气的性质特点,使天然气的优点有可能发挥到极致,使天然气汽车的性能有可能达到最优。如考虑到天然气辛烷值很高(等于120),较大幅度提高压缩比,可以使发动机的效率较大幅度增加。

纯天然气汽车又可分为以汽油机为基础的天然气汽车和以柴油机为基础(改为点燃式)的天然气汽车两种类型。

(2) NG—汽油两用燃料(Bi-fuel)汽车:GB7258—2004 中两用燃料汽车定义为:具有两套相互独立的燃料供给系统,一套供给天然气或液化石油气,另一套供给天然气或液化石油气之外的燃料,两套燃料供给系统可分别但不可同时向气缸供给燃料的汽车,如汽油/压缩天然气两用燃料汽车、汽油/液化石油气两用燃料汽车。NG—汽油两用燃料汽车通常是在汽油车上加装一套天然气燃料供给装置而成。

NG—汽油两用燃料汽车的工作方式是:燃用汽油时切断天然气的供给,燃用天然气时切断汽油的供给。不论哪种工作方式,混合气都是预混合并由电火花点燃。

NG—汽油两用燃料汽车的优点是:改装方便,原发动机基本不做变动;在保证供应的情况下可以尽可能地燃用天然气,而在需要时又可方便地改用汽油;由于保存了原车的储油箱,续驶里程比原车还要长。主要缺点是在使用天然气时动力性下降。

(3) NG—柴油双燃料(Dual Fuel)汽车:GB7258—2004 中双燃料汽车定义为:具有两套燃料供给系统,一套供给天然气或液化石油气,另一套供给天然气或液化石油气之外的燃料,两套燃料供给系统按预定的配比向气缸供给燃料,在缸内混合燃烧的汽车,如柴油-压缩天然气双燃料汽车、柴油-液化石油气双燃料汽车等。一般在常规柴油机上加装一套天然气供给装置,即为 NG—柴油双燃料汽车。

NG—柴油双燃料汽车的优点是可以大幅度地降低大负荷工况的微粒排放,但小负荷时的HC、CO 排放和燃料消耗率有所增加。

3) 按天然气的供给方式

(1) 真空进气式天然气汽车:其燃料供给方式类似于化油器式,天然气靠进气管真空度引入进气管。

(2) 喷射式天然气汽车:其燃料供给方式类似于汽油喷射式发动机,天然气以一定压力直接喷入气缸或进气管。

4) 按燃料供给的控制方式

其主要分为机械控制式天然气汽车、机电联合控制式天然气汽车和电控式天然气汽车。

液化石油气汽车和天然气汽车基本上是在同步发展,在具体应用方面,因液化石油气的能量密度比天然气大,故在中小型汽车上推广比较容易,而且建加气站费用较低,液化石油气汽车的数量大约是天然气汽车的 4~5 倍。

4.2 天然气汽车的安全性分析

传统汽车一直携带的是燃油箱,而天然气汽车则装有约 200 个大气压(1 大气压 $\approx$ 0.1MPa)的高压燃气的储气瓶,而且不止一个,难免使人产生不安全感。即使储气瓶是内装 200 个大气压惰性气体容器,一旦破裂也很危险,何况是易燃气体。因此,许多人认为天然气汽车携带内装 20MPa 天然气高压储气瓶,就像随时都会爆炸的定时炸弹,很不安全。

因此,必须从燃料特性和燃料容器来考虑天然气汽车的安全性。

4.2.1 天然气的理化特性

天然气是地表下岩石储集层中自然存在的以轻质碳氢化合物为主体的气体混合物的统称,其主要成分是甲烷 CH_4 ,约占 85%~95%,还伴有少量的乙烷、丙烷、丁烷,以及少量的杂质氮、二氧化碳等。天然气按其来源有气田气、油田伴生气和煤成气之分。其中伴生气又有两种,一种是溶解在石油中的称为溶解气;一种是聚集在含气已饱和的油层顶部的称为气顶气。油田一般或多或少都有一些伴生气。世界天然气的探明储量 1995 年 1 月 1 日为 141 万亿立方米,按世界天然气协会主席杰福瑞·塞斯勒先生的乐观测算,地球上的天然气够用 200 年以上。

在解决地下管道堵塞故障时发现了一种天然气水化物,它在低温、高压下呈白霜状。据报道在地球上永久冻土带和深海底部蕴藏有高达 5 000 万万亿立方米以上的水包甲烷形式的天然气水化物,足够全世界使用 100 万年。但由于开发费十分昂贵而无人问津。

天然气在工业发达国家已经有了较为充分的开发应用,近几十年来天然气在世界一次能源总消费中所占比例不断增加,1950 年为 9.8%,1970 年增加到 19.9%,1995 年达到 23.3%。由于天然气燃烧的洁净性明显优于石油和煤炭,故在汽车上有迅速扩大运用的趋势。

我国的天然气资源比较丰富,截至 1998 年底止,探明储量达 1.5 万亿立方米,主要集中在西部,形成了塔里木、柴达木、陕甘宁和川渝等占陆上天然气资源总量 86.7%的 4 个国家级的天然气气田,为西部开发和西气东输提供了重要的物质条件。

甲烷的主要特性见表 4-2。

表 4-2 CH_4 的主要性质

项 目	单 位	内容或数值
分子量(Molecular Weight)		16.05
沸点(Boiling Point)	$^{\circ}\text{C}$	-161.5
蒸发潜热(Evaporation Heat)	J/g	506
燃烧热值(Heat of Combustion)	J/g	55 505.6
在空气中的爆炸极限(Explosion Limit in Air Mixture)	% (V/V)	5~15

项 目	单 位	内容或数值
自燃温度(Ignition Temperature)	℃	540
闪点(Flashing Temperature)	℃	-187
最大燃烧速度(Maximum Buring Velocity)	cm/s	37
最小点火能量(Minimum Ignition Energy)	MJ	0.2
理论混合比下的淬熄距离(Quenching Distance of Stoichiometric)	cm	0.25
最小淬熄距离(Minimum Quenching Distance)	cm	0.2

从表上可以看出,天然气的自燃温度高达 540℃(680~750℃),而汽油的自燃温度为 260~370℃。这一特性决定了汽车在发生碰撞、翻车等事故时,燃料在容器内的激烈震荡、摩擦,温度剧升,达到自燃点起火爆炸的可能性,天然气要比汽油小得多。

天然气(甲烷)一般情况下为气态且其分子量为 16,比汽油(114)小得多,而且比空气(28.9)小。当储气瓶发生泄露时,天然气将会迅速向上逸散,不易聚集;天然气的可燃范围下限为 5%(在空气中的体积比),比汽油的 1.3 要大得多。尽管天然气的闪点很低,但由于很难达到被着火的浓度条件,其遇明火而被燃烧的可能性比汽油低。

不可随意将民用天然气用作汽车用燃料。车用天然气应当比民用燃料有更优良的品质。中华人民共和国石油天然气行业标准 SY/T7546—1996《汽车用压缩天然气》,对汽车用压缩天然气做出了规定,见表 4-3。

表 4-3 汽车用压缩天然气技术要求(SY/T 7546—1996)

项 目	质量指标	试验方法
高位发热量/(MJ·m ⁻³)	≥31.4	GB/T 11062
硫化氢(H ₂ S)含量/(mg·m ⁻³)	≤20	GB/T 11060.1;GB/T 11060.2
总硫(以硫计)含量/(mg·m ⁻³)	≤270	GB/T 11061
二氧化碳(CO ₂)含量/%(V/V)	≤3.0	SY/T 7506
水露点	低于最高操作压力下最低环境温度	SY/T 7057(计算确定)

注:(1) 为确保压缩天然气的使用安全,压缩天然气应有特殊气味,必要时加入适量臭剂,保证天然气的浓度在空气中达到爆炸下限的 20%前能被察觉;

(2) 气体体积为在 101.325kPa、20℃状态下的体积。

液化天然气 LNG 由天然气在低压(≈1MPa)、超低温下(低于-161.5℃)下液化而得。天然气液化后的体积等于其标准状态下的 1/625。液化过程中除去了 CO₂ 和 H₂S 等杂质,因此 LNG 比 CNG 更清洁。

CNG 应用汽车有上述很多优点,但其能量密度偏低(压力为 20MPa 的 CNG,其相对汽油的容积系数为 4.47),因此它有高压气瓶的质量和容积大、汽车的续驶里程短等缺点。随着低温技术和绝热技术的快速发展,能量密度比 CNG 高许多的 LNG 也受到汽车界的高度重视。LNG 相对于汽油的容积系数为 1.57,实用容积系数为 1.963,即在相同的燃料容积下,LNG 的续驶里程为 CNG 的 2.85 倍,在相同的燃料容积下,LNG 的续驶里程等于 CNG 的 2.28 倍。

反过来,若行驶里程相同,LNG 的容积比 CNG 小得多。

液化天然气还具有储存效率高、占地少、运输经济可靠等优点。用专门的 LNG 槽车、轮船,把边远、沙漠、海上油气田以及分散的天然气,经过液化后进行长距离运输到销售地,比地下管道输气可节省大量投资,而且方便可靠,风险性小,适应性强。使用 LNG 不再需要设置高压加气站。液化天然气的缺点是制气加工与储存技术复杂,包括绝热、蒸发、保存及使用方面,成本较高。

吸附天然气(ANG)是一种新兴的天然气储存方法,是将天然气储存于具有吸附性能的某些物质的空隙中。

美国于 1980 年率先开始吸附法储存天然气汽车燃料技术的研究。从事该项技术研究的主要有两个联合组织:一是由美国联合碳化物公司(Union Carbides Corporation)资助的 NYSERDA(New York State Research Development Authority)和 NYGAS(New York Gas Group)联合组织;二是 AGLARG(Atlanta Gas Light Adsorption Research Group)国际联合组织(包括 9 个成员)。前者于 1985 年获得了美国第一份天然气吸附剂专利。两个组织定期交流和讨论关于天然气吸附的研究和 ANG 汽车的开发技术。十几年来主要工作包括七个方面:①高吸附能力的天然气吸附剂开发;②高储气能力的天然气吸附剂成型技术开发;③吸附热对储气能力的影响及降低吸附热影响的储气技术研究;④与汽车匹配的吸附储存容器的研究;⑤行车试验及吸附剂的寿命试验研究;⑥吸附机理和吸附理论研究;⑦ANG 汽车的经济可行性分析。

通过研究,得出了以下主要结论:①理论上充气压力为 3.5MPa 时,ANG 所储存的天然气可以达到并超过 20.0MPa 时所储存的天然气的量;②ANG 汽车启动、加速等性能与汽油车相当,在速度为 100km/h 时,ANG 汽车能表现出良好的汽车行驶性能;③经济分析表明,以 CNG、LNG 和 ANG 为燃料的三种天然气汽车中,ANG 汽车是最经济的。

ANGV 与 CNGV 相比,因其储气压力低(3.5~6.0MPa),因此 ANGV 有如下优点:储气瓶的制造工艺简单、成本低;ANG 充气设备仅需要中压压缩机即可,充气站的建站费用低;汽车改装费用低。ANGV 与 LNGV 相比,虽然没有 LNGV 的行驶里程长,但可节省天然气液化的高昂能耗,并可免去 NG 低温保冷储存的困难。几种天然气储存方式的对比见表 4-4。

表 4-4 几种天然气汽车的特点对比

类别 项目	主 要 特 点			
	CNGV	ANGV	LNGV	LPGV
储气压力	20.0MPa	3.5~6.0MPa	0.6~0.8MPa (-161.5℃)	0.6~0.8MPa
储气瓶	材质要求高,制备工艺复杂,售价贵,每支约 700(钢瓶)~3500 元(复合材料)	材料要求较低,制瓶工艺较简单、钢瓶成本比 CNG 低 1/2~2/3	要求良好的低温绝热性能,材质要求高,成本高	成本低
加气站	建加气站费用高达数百万元甚至上千万元,维护费用较高,加气站网络建设投资大	建加气站费用约为 CNG 的 1/3~1/2,加气站网络建设投资少	加气站和维护费用较高	加气站和维护费用较低

类别 项目	主 要 特 点			
	CNGV	ANGV	LNGV	LPGV
一 次 充 气 行程	200~250km	可达 200~250km, 目前试 验车较 CNGV 行程短	可与汽油车相当	可与汽油车相当
技术成熟性	技术成熟	研究阶段	研究阶段	技术成熟
关键技术或 主要问题	加气站和站网建设与车辆 改装	吸附剂研制, ANGV 改装 配套技术	液化能耗达, 低温 储存困难	受 LPG 资源限制
发展预测	发展迅速, 但受天然气管线 网络的制约	可获得一定的应用	发展缓慢	资源有保证的地 区会迅速发展

4.2.2 压缩天然气储气瓶的安全要求

尽管从燃料的分子量、自燃温度、在空气中的爆炸极限等的特性来看, 汽车用天然气比用汽油要相对安全些, 但由于天然气和汽油储存状态来看, 对天然气储气瓶的安全应有相应的严格要求。

CNG 储气瓶是天然气汽车的重要部件, 用来储存天然气, 公称工作压力为 20MPa 或 16MPa, 一般为 20MPa, 属于高压容器, 其生产需经国家劳动部认证。

4.2.2.1 CNG 储气瓶的材质类型、性能指标、设计要求

1) CNG 储气瓶的材质类型

- (1) 钢质或铝质金属气瓶(第一类)。
- (2) 钢质或铝质内衬环状缠绕纤维气瓶(第二类)。
- (3) 薄钢质或薄铝质内衬完全缠绕纤维(第三类)。
- (4) 非金属材料内衬缠绕纤维气瓶(第四类)。

2) CNG 储气瓶的性能指标

(1) 经济性: 储气瓶经济性评价指标是单位容积的成本(美国燃气研究会)。各类储气瓶的单位容积成本, 钢瓶最低, 铝合金/碳纤维完全缠绕气瓶最贵。美国燃气研究会确定的四类气瓶单位容积成本目标如表 4-5。

表 4-5 四类气瓶的单位容积成本

气 瓶 总 类	单位容积成本(美元/标准立方英尺)
钢质或铝质金属气瓶	≤0.35
钢质或铝质内衬环状缠绕纤维气瓶	≤0.46
薄钢质或薄铝质内衬完全缠绕纤维	≤0.70
非金属材料内衬缠绕纤维气瓶	≤0.80

(2) 气瓶质量: 气瓶质量的评价指标为质容比, 即单位储存容积的质量。美国燃气研究会

确定的四类气瓶质量目标如表 4-6。

表 4-6 四类气瓶的气瓶质量

气 瓶 总 类	质容比/(lb/scf) (1lb/scf=0. 016kg/L)
钢质或铝质金属气瓶	≤0. 21
钢质或铝质内衬环状缠绕纤维气瓶	≤0. 175
薄钢质或薄铝质内衬完全缠绕纤维	≤0. 11
非金属材料内衬缠绕纤维气瓶	≤0. 09

(3) 气瓶容积效率:容积效率的评价指标为容积比,是可使用的内部容积与整个气瓶外部体积之比。美国燃气研究会确定的气瓶容积效率目标如表 4-7。

表 4-7 气瓶容积效率目标

气 瓶 总 类	容积效率/%	气 瓶 总 类	容积效率/%
第一类钢瓶	91	第三类铝/玻璃纤维	74
第一类铝瓶	78	第三类铝/碳纤维	84
第二类钢/玻璃纤维	85	第四类碳纤维	82
第二类铝/玻璃纤维	76	第四类碳纤维玻璃纤维混合	77

(4) 气瓶坚固性:在使用过程中,气瓶因碰撞、火烧、腐蚀等原因而发生损坏(失效),各类气瓶的失效率不同,统计数据如表 4-8。

表 4-8 各类气瓶的失效率

气 瓶 总 类	失效率/ 10^{-6}	气 瓶 总 类	失效率/ 10^{-6}
第一类	7	第三类	120
第二类	20	第四类	40

各类气瓶的相对风险系数如表 4-9。

表 4-9 各类气瓶的风险系数

气 瓶 总 类	相对风险系数	气 瓶 总 类	相对风险系数
第一类钢瓶	32	第三类铝/玻璃纤维	97
第二类钢瓶	58	第四类碳纤维	91
第二类铝瓶	68	第四类碳纤维玻璃纤维混合	83

3) CNG 储气瓶的设计要求

天然气气瓶的强度与刚度设计应有较高的安全系数,意外碰撞时变形、破裂、泄漏的可能性均小于薄钢皮制成的常压油箱。

设计上还为天然气气瓶安排了一系列的安全装置,如:

(1) 过压安全(释放)阀:内装 100℃易熔塞和 26MPa 爆破片,当瓶内温度、压力超过上述值时可自动泄气,以免温度、压力过高发生爆炸。

- (2) 充填限制阀: 充气时气瓶内压力只要达到预定值, 即自动停止充气, 以防止使用中因温度升高瓶内压力超限。
- (3) 过流截止阀: 当发生事故管道或阀门接口等处破裂, 燃气大量逸出时, 可自动关闭, 切断气流。
- (4) 其他: 油气转换开关具有停机时油气均可自动关闭。

4.2.2.2 GB17258—1998 压缩天然气钢瓶标准

1) 型式和参数

钢瓶瓶体结构一般应符合图 4-1 所示型式。

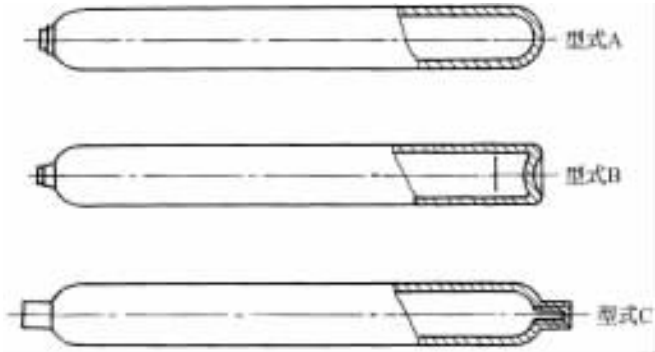


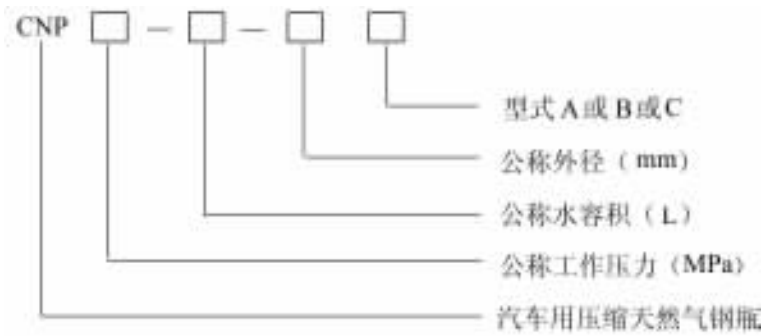
图 4-1 钢瓶瓶体结构型式

钢瓶的公称工作压力应为 16MPa 或 20MPa。公称水容积和公称外径一般应符合表 4-10 的规定。

表 4-10 钢瓶的水容积和外径

项 目	数 值	允许偏差/%
公称水容积 V/L	30 40 50 60 70	+5
	80 90 100 120	0
公称外径 D ₀ /mm	219 229 232 245	+1
	267 273 335 425	-1

钢瓶型号由以下部分组成：



如标记为“CNP20—60—229A”的钢瓶意义为:公称工作压力 20MPa,公称水容积 60L,公称外径为 229mm,结构型式为 A 的汽车用天然气钢瓶。

2) 检验规则

(1) 瓶体允许的制造公差:筒体的壁厚偏差不应超过设计壁厚的±22.5%;筒体外径的制造公差不应超过设计的±1%;筒体的圆度,在同一截面上测量其最大与最小外径之差,不应超过该截面平均外径的2%;筒体的直线度不应超过其长度的0.2%;瓶体的垂直度不应超过其长度的0.8%;瓶体的高度的制造公差不应超过±15mm。

(2) 瓶体内外观要求:筒体内、外表面应光滑圆整,不得有肉眼看见的裂纹、折叠、波浪、重皮、夹杂等影响强度的缺陷,对氧化皮脱落造成的局部圆滑凹陷和修磨后的轻微痕迹允许存在,但必须保证筒体设计壁厚。瓶体底部内表面不得有肉眼看见的凹孔、皱褶、凸瘤和氧化皮,底部缺陷允许用机加工方法清除,但必须保证瓶底设计厚度。瓶肩和瓶底与筒体必须圆滑过渡,瓶肩上不允许有沟痕存在。

(3) 瓶口内螺纹:螺纹的牙型、尺寸和公差应符合 GB8335—1998 的规定;螺纹不允许有倒牙、平牙、牙双线、牙底平、牙阔以及螺纹表面上的明显跳动波纹;瓶口基面起有效螺距不得小于 8 个螺距;螺纹基面位置的轴向变动量为±1.5mm。

(4) 力学性能试验:瓶体热处理后的力学性能应符合表 4-11 所列的规定。

表 4-11 瓶体的机械性能

试验项目		热处理状态	淬火后回火处理	
σ_{ca}/σ_{ba}		$\leq$	0.90	
$\sigma_e/(N \cdot mm^{-2})$		$\geq$	钢瓶制造厂热处理保证值	
$\sigma_b/(N \cdot mm^{-2})$		$\geq$	钢瓶制造厂热处理保证值	
$\delta_s/\%$		$\geq$	16	
$a_k/(J \cdot cm^{-2})$	V 形缺口试样截面/mm		3×5	5×10
	试验温度/℃		—50	
	平均值		60	50
	单个试样最小值		50	40

(5) 硬度试验:瓶体热处理后的硬度值应符合材料强度值的要求。

(6) 冷弯和压扁试验:冷弯和压扁试验应以无裂纹为合格,弯心直径和压头间距的要求符合表 4-12 的规定。抗拉强度实测值超过保证值 10%的,应以压扁试验代替冷弯试验。

表 4-12 冷弯和压扁试验弯心直径和压头间距的要求(mm)

钢瓶实测抗拉强度值 σ_{ba}/MPa	弯心直径 D_f	压头间距 T	钢瓶实测抗拉强度值 σ_{ba}/MPa	弯心直径 D_f	压头间距 T
≤ 580	$3S_{a0}$	$6S_{a0}$	$> 685 \sim 784$	$5S_{a0}$	$6S_{a0}$
$> 580 \sim 685$	$4S_{a0}$	$6S_{a0}$	$> 784 \sim 880$	$6S_{a0}$	$7S_{a0}$

- (7) 金相组织检查: 瓶体组织体应呈回火索氏体; 瓶体的脱落层深度外壁不得超过 0.3mm, 内壁不得超过 0.25mm; 端部解剖经酸蚀后, 断面试样上不得有肉眼可见的缩孔、气泡、裂缝、夹杂物或白点。
- (8) 水压试验: 在保压 1min 内, 压力指针不得回降, 容积残余变形率不得大于 3%; 瓶体泄漏或明显变形即为不合格。水压试验后, 钢瓶内部应烘干。
- (9) 气密试验: 气密试验压力为公称工作压力; 试验时瓶体出现泄漏, 即为不合格。确因装配不紧而引起瓶口泄漏, 允许返修后重新试验。
- (10) 爆破试验: 实际爆破压力不得小于公称压力的 2.4 倍。实测爆破试验中瓶体塑性变形的压力应大于或等于 $0.77p_h$ (水压试验压力)。实测屈服压力与爆破压力的比值, 应与瓶体材料实测屈服应力与抗拉强度的比值相接近。瓶体爆破后应无碎片, 破口必须在筒体上。瓶体主破口应为塑性断裂, 即断口边缘应有明显的剪切唇, 断口上不得有明显的金属缺陷; 破口裂缝不得引申超过瓶肩高度的 20%。
- (11) 无损探伤: 瓶体热处理后应进行无损探伤, 无损探伤应使用磁粉检测(A 型高度灵敏试片)或超声波检测的方法, 不得有裂纹或裂纹性缺陷。
- (12) 出厂检验: ①逐只检验。凡出厂的钢瓶, 应按表 4-13 规定项目进行逐只检验; ②批量检验。凡出厂的钢瓶, 应按表 4-13 规定项目进行批量检验; ③抽样检验。钢瓶制造应分批管理, 按热处理顺序以不大于 203 只为一个批量。随机抽出三只钢瓶进行各项性能检测; ④复验规则。若对抽样瓶体检测的试验结果不符合规定要求时, 应对不合格项目进行加倍复验; 若复验结果符合规定, 认为合格; 若复验不合格, 允许该批钢瓶重新热处理;
- 经重复热处理的该批钢瓶, 应作为新批对待并应重新进行批量检验; 在质量检验记录中, 应写明重复热处理的钢瓶编号、原因及结论; 重复热处理次数不得多于两次。

表 4-13 检验项目

序号	检 验 项 目	出 厂 检 验		型式试验
		逐只检验	批量检验	
1	瓶体壁厚	√		√
2	瓶体制造公差	√		√
3	瓶体内、外观	√		√
4	拉伸试验		√	√
5	冲击试验		√	√
6	冷弯试验		√	√
7	压扁试验		√	√
8	硬度试验	√		√
9	金相组织		√	√
10	端部解剖		√	√
11	无损探伤	√		√
12	端口内螺纹	√		√

序号	检 验 项 目	出厂检验		型式试验
		逐只检验	批量检验	
13	水压试验	✓		✓
14	气密试验	✓		✓
15	爆破试验		✓	✓
16	疲劳循环试验			✓
17	火烧试验			✓
18	爆炸冲击试验			✓

(13) 型式试验:型式试验项目按表 4-13 规定。钢瓶制造厂凡遇下列情形之一者,即须进行型式试验:①制造厂新设计的钢瓶;②制造厂因改变原制造工艺而生产的钢瓶;③改变瓶体材料牌号而生产的钢瓶;④变更瓶体直径和设计壁厚生产的钢瓶;⑤变更热处理方式而生产的钢瓶;⑥变更最小屈服应力保证值超过 60N/mm^2 而生产的钢瓶。

3) 火烧试验

(1) 试验装置:钢瓶充装压缩天然气至公称工作压力,将瓶体水平架起,燃烧装置长 1650mm ,与钢瓶对中,放在钢瓶下侧约 100mm 处。为防止火焰直接接触及瓶阀、连接件和安全装置,应使用金属护板且金属护板不应与上述部件直接接触。燃烧装置应使用规定的试验温度,持续时间不小于 20min 。三个热电偶固定在钢瓶下侧部,彼此间隔不大于 0.75m ,应使用金属护板防止火焰直接接触及热电偶。

(2) 试验方法:点火后,火焰应环绕钢瓶整个环向。点火 5min 内,所有热电偶应显示不低于 650°C 并持续保持不低于 650°C 的温度。

(3) 合格标准:钢瓶达到下列之一为合格:经 30min 火烧试验不爆破或安全装置泄漏。但若安全装置在点火后 5min 内泄放,则应继续火烧试验至少 5min 。

4) 爆破冲击试验

(1) 试验方法:钢瓶充装压缩天然气至公称工作压力,将瓶体水平放置地面,在钢瓶中部上表面放置 200g 左右硝胺炸药,然后引爆。

(2) 合格标准:钢瓶不破裂,测量凹坑深度不大于 5mm 为合格。

4.2.2.3 美国 CNG 钢瓶公司的钢瓶破坏试验

美国 CNG 钢瓶公司对该公司生产的加强型铝复合材料钢瓶所做的破坏试验主要有撞击试验、大火烧烤试验、爆炸试验和枪击试验,试验是在美国政府批准的专门机构的监督下进行的。

1) 撞击试验

钢瓶安装于汽车后备箱内的 CNG 钢瓶支架上。试验时将汽车吊高至不同的高度,然后令其自由坠落至坚固的地面,利用高速摄影机拍摄(拍摄速度为 200 张/秒)观察钢瓶的损坏程度。

试验数据如表 4-14 所示。在最严重的 27m 高下坠情况下(着地速度 84km/h),碰撞后汽

油箱彻底毁坏,发动机从支架上松动,整个车架弯曲变形,而钢瓶仍可正常工作。

表 4-14 撞击试验

序号	吊起高度 /m	瓶内压力 /MPa	撞地速度 /(km·h ⁻¹)	备 注
1	9	21.1	48	该速度是新车制造商在测试汽油箱时所要求的最大速度。碰撞后钢瓶无损坏和松动,气路被撞扁,但没有损坏
2	9	52.7	48	根据加拿大提出的要求增加瓶内压力后做的试验。碰撞后情况同上
3	15	21.1	63	碰撞后钢瓶完好无损
4	21	21.1	74	碰撞后钢瓶保持完好,功能齐全,仍被锁定在支架上
5	27	21.1	84	碰撞后汽油箱彻底毁坏,发动机从支架上松动,整个车架弯曲变形,而钢瓶仍可正常工作

2) 大火烧烤试验

试验旨在考核钢瓶抗火灾的能力。

试验时将钢瓶水平置于架上,大火由钢瓶下面燃烧。钢瓶内的初始压力为 19.2MPa,试验过程钢瓶的温度变化如表 4-15 所示。

表 4-15 大火烧烤试验

序 号	1	2	3	4	5	6	7
燃烧时间/min	0:00	1:00	2:00	3:00	4:00	5:00	5:52
燃烧温度/℃	16	578	712	739	759	769	熄火

烧烤的结果是支架上的橡胶着火,钢瓶内部的压力上升至 52.7MPa,钢瓶无损坏,天然气未被点燃。

3) 爆炸试验

该项试验旨在考核钢瓶对炸药的耐受性,试验时将钢瓶至于窑洞中,分别引爆 1/4、1/2 和整根雷管。试验结果如表 4-16 所示。

表 4-16 爆炸试验

序号	雷管 (根)	爆破能量/(N·m)	钢瓶内压/MPa		爆炸结果
			炸前	炸后	
1	1/4	241 950	21.1	35.2	2mm 深的炸痕
2	1/2	483 890(相当于汽车以 64km/h 速度撞击墙壁),将 1/2 雷管置于 610mm 的花岗岩石柱中引爆,则石柱被炸成碎片	21.1	35.2	1.6mm 深的炸痕
3	1	相当于汽车以 143km/h 速度撞击墙壁	21.1	56.2~84.4	钢瓶阀门处泄漏,未着火

为了考核钢瓶在低温下的抗爆能力,还做如下试验:钢瓶暴露在寒冷、干燥的空气中 8h,使钢瓶温度降至-38℃,降温使瓶内压力由 21.1MPa 降至 7.7MPa,分别用 1/4、1/2 和整根雷管爆炸,结果未发生漏气、钢瓶无损坏的允许继续使用。

4) 枪击试验

该试验旨在考核钢瓶受枪击的能力。分别对不同枪种、不同瓶压的几种情况进行试验,并用高速摄影机监测(摄影速度为 15 000 张/秒),结果如表 4-17。

表 4-17 枪击试验

序号	枪支类型	射距/m	枪击次数	钢瓶内压/MPa	枪击结果
1	警察用标准左轮手枪	7.6	6	21.1	弹痕小于 3.2mm 仍可使用
2	同上	7.6	6	52.7	同上
3	美国 AR-15 准军用步枪	7.6	1	20.7	瓶壁被击穿,没有着火,天然气 1min 内泄光

通过上述设计、检验、试验合格的汽车用天然气钢瓶比汽油油箱要安全。国外推广天然气汽车的几十年来,没有发生因压缩天然气而引起的爆炸伤亡事故。

4.2.3 液化天然气储气瓶和储运技术的安全要求

液化天然气气瓶上设有几种阀门,如液化气充灌阀、蒸气输出阀、最大充量液面指示器以及压力泄放阀等。

(1) 低压:气瓶内压力一般略高于 1.0MPa,比压缩天然气气瓶压力小得多。液化天然气气瓶按低压容器来设计,质量较小。为保证安全,当气瓶内的饱和蒸气压达到 1.6MPa 时,压力泄放阀开启泄气,以避免气瓶压力过高。

(2) 超低温:天然气的主要成分是甲烷,在-161.5℃的低温下才被液化。在压力状态下,沸点升高,一般储存于气瓶内液化天然气的温度为(-125℃)~(-161.5℃)。

为防止液化天然气的过早汽化,要求气瓶具有良好的低温绝热性能,瓶内设有绝热体材料制成的夹层,绝热材料(美国 NK1200G 型发动机 LNG 气瓶采用的是玻璃纤维和铝箔交替分层)要求具有低的导热系数和低的密度,夹层厚度为 100~200mm,气瓶的内层是由不锈钢制成的液体容器,夹层的外层由普通钢板焊接而成形。气瓶的夹层也可以制成一定厚度(如 60mm)的真空空隙层,作为绝热层使用。

外部直径为 0.5m 瓶长为 1m 的 LNG 气瓶,大约可以储存液化天然气 80~90L。

(3) 液气混存:瓶内下部为液化天然气,约占有效容器的 90%,瓶内上部约有 10%的容积为液化天然气蒸发而成的带压气态天然气。发动机运行时瓶内的天然气液态和气态两种状态并存。

由于 LNG 蒸发汽化时甲烷成分先行蒸发,致使汽化部分的甲烷含量比液态部分的含量高,而储存过程中较高甲烷含量的气态部分会逐步释放损失,从而导致液态燃料中的甲烷含量和 LNG 品质下降,使发动机性能恶化。目前尚无根本性的解决办法,一般性的措施是根据汽车使用的要求和 LNG 的蒸发损失速率选定气瓶的大小,另外尽可能缩短 LNG 在车上的存放

时间。

另外,由于液化天然气含有二氧化碳,二氧化碳的凝固点较高,若其含量超标,发动机运行时,对 LNG 加热后,二氧化碳可能仍保持固态而导致气路和阀门堵塞。

正常的释放可带来一定的安全问题,故 LNG 的汽车不可存放于密闭通风不良的车库内。

液化天然气的储存是液化天然气生产及使用过程中重要环节。目前,液化天然气的储运技术比较成熟。下面以德国泽布勒赫(ZEEBRUGGE)天然气液化厂储运技术装备为例,介绍液化天然气储运装备的结构和安全技术。

该厂建有 2 座 $5.725 \times 10^4 \text{m}^3$ 的液氮(LN)储罐。建设 LN 储罐是因为原料气中富含氮气,将氮气液化作为冷剂是切实可行的方法。LNG 储罐是全厂最重要的设备之一,也是投资最高的单台设备。LNG 储罐为双金属罐,外加水泥护墙,罐体保温层厚度为 1.2m,保温层为膨胀珍珠岩。水泥护墙与双金属罐外壁之间有 6~7m 的环形空间,LNG 泵就安装在环形空间内。

LNG 储罐基础为桩式基础。桩基露出地面约 1m,罐底是约 60cm 厚的钢筋混凝土。在储罐基础的地面上安装有电加热器,用以在冬季对土壤加热,防止土壤热胀冷缩对罐产生不利影响。当 LNG 发生泄漏时也可防止土壤被冻,破坏整个 LNG 储罐的基础结构。

在 LNG 罐顶部中央有一个入孔,6 个仪表测量口,4 个气液进出口。仪表检测口是用来测量温度、压力和 LNG 罐液位的,气液进出口是蒸气的出口及液相入口,同时设有高位进液管和低位进液管。

在环形空间内设有排水系统即排水沟和排水泵,用来排除雨水和喷淋水,泵的排量 $Q=260 \text{m}^3/\text{h}$,扬程 $H=35 \text{m}$ 。

每台储罐有 3 台外输泵, $Q=100 \text{m}^3/\text{h}$, $p=12 \text{MPa}$ 。LNG 泵虽然安装在罐内,仍是沉没泵。每台泵分别安装在小立罐内,小罐与 LNG 罐连通,使泵沉没在 LNG 液体中,泵工作时不会发生气蚀。在立罐顶部有一个排气管与大罐顶部相通,泵运行过程中产生的蒸沸气返回到大罐中,并使立罐始终充满液体。在泵出口设有安全回流阀,保证系统正常工作。当泵需要检修时,可关闭立罐进出口,将泵体取出。重新安装时,将泵安装好后,首先用氮气置换,再打开立罐进出口阀,泵即可重新使用。泵的安装示意图如图 4-2。

大罐保温层采用氮气微正压系统。图 4-3 为保温层氮气系统图。液氮经过调压减速、减压后进入保温层。大罐保温层顶部和底部仅有几百帕的压差,所以顶部氮气进气压力很低。充氮气主要是为使保温层干燥,如有微量 LNG 漏出,用氮气也可将其吹出。

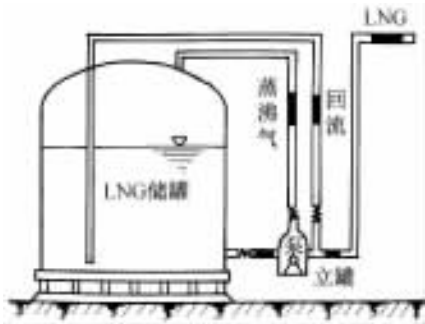


图 4-2 LNG 泵安装示意图

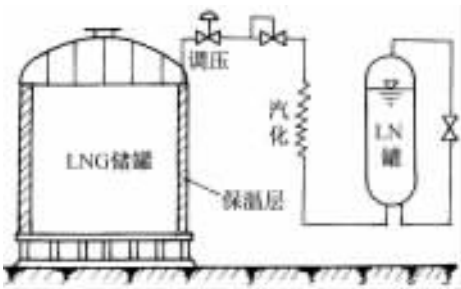


图 4-3 仪表检测点及 LNG 储罐示意图

为保证 LNG 储罐的安全,大罐顶部设有喷淋冷却系统,共三圈。内圈干管为 D_N40 ,共有 4 个喷嘴,第二圈干管为 D_N80 ,每隔 2m 装一个喷嘴;第三圈干管为 D_N100 ,每隔 2.5m 装一个喷嘴。

在环行水泥墙上有 5 个泡沫发生器,罐顶放置有 2 个 40kg 干粉灭火剂,在环行空间内有冷却水喷淋系统和泡沫发生器。

除以上措施,在大罐周围还分别装有测温、测雾和被测气体浓度等多参数的传感器,用以监测大罐的生产情况,便于及时发现事故,及时解决,保证生产安全。检测点及 LNG 储罐结构如图 4-4。

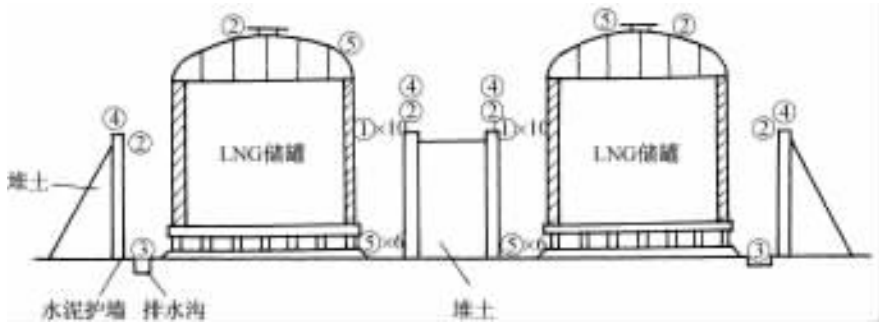


图 4-4 仪表检测点及 LNG 储罐结构示意图

①—气体浓度检测点 ②—温度检测点(高位) ③—温度检测点(低位) ④—测雾点 ⑤—干粉灭火器

两个储罐相距约 45m,在两罐之间设有一斜坡,装有轨道,用于输送检修的设备。储罐距生产装置 40m,距车台 40m。控制室距生产装置约 30m。

罐区内装有 5 台汽化能力为 $8 \times 10^4 \text{ m}^3/\text{h}$ 的汽化炉,工作原理如图 4-5 所示。其工作压力为 8MPa,LNG 汽化是在高温高压下进行的。其压力来自 LNG 泵。经过汽化炉后得到压力为 8MPa 的 LNG(气相)进入供气干线。

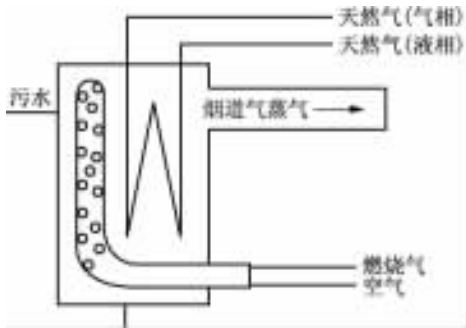


图 4-5 汽化炉工作原理示意图

通过以上的分析,可以肯定地说,天然气汽车并不比汽油车危险。安全问题不应当成为发展天然气的因素。但天然气毕竟是一种可燃气体,按规范生产、制造、检验、使用、维护才是天然气安全使用的前提。

4.3 液化石油气汽车的安全性分析

4.3.1 液化石油气的理化特性

液化石油气的主要成分是丙烷 C₃H₈，此外还含有少量的丁烷 C₄H₁₀、丙烯 C₃H₆ 和丁烯 C₄H₈，它们的主要性质如表 4-18。

表 4-18 液化石油气的主要性质

项 目	单位	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₃ H ₆	C ₄ H ₈
分子量(Molecular Weight)		44.11	58.14	42.09	56.1
沸点(Boiling Point)	℃	−42.07		−33.5	−33.5
蒸发潜热(Evaporation Heat)	J/g	422			
燃烧热值(Heat of Combustion)	J/g	50 339		46 697.9	
在空气中的爆炸极限(Explosion Limit in Air Mixture)	Vol%	2.1~9.5	1.9~8.5	2.4~10.4	
自燃温度(Ignition Temperature)	℃	432	460	498	
闪点(Flashing Temperature)	℃	−104			
最大燃烧速度(Maximum Buring Velocity)	cm/s	43		52	54
理论混合比下的绝热火焰温度(Adiabatic Flame Temperature in Stoichiometric Mixture)	℃	1977		2 054	2 043
理论混合比下的点火能量(Ignition Energy of Stoichiometric Mixture)	MJ	0.3		0.24	
最小点火能量(Minimum Ignition Energy)	MJ			0.23	
理论混合比下的淬熄距离(Quenching Distance of Stoichiometric)	cm	0.18		0.18	
最小淬熄距离(Minimum Quenching Distance)	cm	0.17		0.18	

中华人民共和国石油天然气行业标准 SY/Y 7584—1998《汽车用液化石油气》，对汽车用液化石油气做出了有关规定，如表 4-19 所示。其蒸汽压的限值规定，用来限制轻烃的含量，以保证液化石油气有正常的液化性能，对丙烷以上的成分及丙烯的限制规定，用以保证燃烧良好和减少积渣。对腐蚀和含硫量也做了必要的规定。

表 4-19 汽车用液化石油气技术要求

项 目	质 量 指 标		试 验 方 法
	车用丙烷	车用丙丁烷混合物	
37.8℃蒸汽压(表压)/kPa	≤1 430	≤1 430	按 GB/T 6602

项 目		质 量 指 标		试 验 方 法
		车用丙烷	车用丙丁烷混合物	
组分/%	丙烷	—	≥ 60	按 SH/T0230
	丁烷以上组分	≤ 2.5	—	
	戊烷以上组分	—	≤ 2	
	丙烯	≤ 5	≤ 5	
残留物	100ml 蒸发残留物/ml	≤ 0.05	≤ 0.05	按 SY/T 7509
	油渍观察	通过	通过	
密度(20℃或 15℃)/(kg·m ⁻³)		实测	实测	按 SH/T 0221
铜片腐蚀		不大于一级	不大于一级	按 SH/T 0232
总硫含量(质量分数)/10 ⁻⁶		≤ 123	≤ 140	按 SY/T 7508
游离水		无	无	目测

一般的民用液化石油气含烯烃较多,会造成结渣、堵塞气路和膜片等橡胶件早期损坏等问题,不能满足车用燃料的要求。

液化石油气与天然气的理化性质有许多相似之处,如辛烷值(分别为 94 和 120)都比较高,故很适合在点燃式发动机上运用;都属于气体燃料组,故混合气质量好、燃烧完全,加上含碳比例小(分别为 82%和 75%,而汽油为 85.5%),因而具有优良的净化性能。两者在汽车上都是带压储带(携带压力分别为 0.6~0.8MPa 和 20MPa),两者拥有类似的燃料供给装置(压力容器);两者的能量密度都较汽油小(相对于汽油的容积系数分别为 1.34 和 4.47),均面临燃料容器占据空间大和续驶里程短的问题等。

液化石油气一般情况下为气态,其主要成分丙烷分子量为 44,比汽油(分子量 114)的小,但比空气(28.9)的大。当储气瓶意外发生泄漏时,LPG 不像天然气(分子量 16)可以迅速向上飘逸,仍会聚集在地表附近,不过其聚集的容易程度不如汽油。

从可燃范围来看,液化石油气的可燃下限 2.1%比汽油的 1.3%要大,比天然气的 5%要小。因此液化石油气与汽油相比,不易达到着火的浓度,不易着火。但与天然气相比,则容易达到着火的浓度。从闪点来看,液化石油气的一104℃比天然气的一187℃要高许多,比汽油的一43℃要低。闪点越高,则越不易被点燃。但在都不比常温低许多的情况下,主要看是否达到被点着的浓度条件,其遇明火而点燃爆炸的可能性比汽油低,比天然气的要高。

液化石油气的自燃温度为 432℃(丙烷),比汽油的自燃温度(260~370℃)要高。这一特性决定了当汽车发生碰撞、翻车等事故时,燃料在容器内激烈震荡、摩擦,温度剧升,达到自燃点起火爆炸的可能性,液化石油气比汽油小,但比天然气(自燃温度 540℃)大。

液化石油气和天然气在理化性质方面还有许多不同之处。两者的辛烷值都比汽油高,但液化石油气的辛烷值比天然气的低;虽然都属于气体燃料,但液化石油气在不太高的压力(几个大气压)下即变成液态,而天然气在几百个大气压下仍为气态,两者的加气设施以及汽车上的储带容器(低压与高压)和燃料供给装置(二级减压和三级减压)等有所不同。

因此,从燃料的理化特性分析,液化石油气汽车的安全性应当比汽油车好,但稍逊于天然气汽车。

4.3.2 液化石油气储气瓶的安全要求

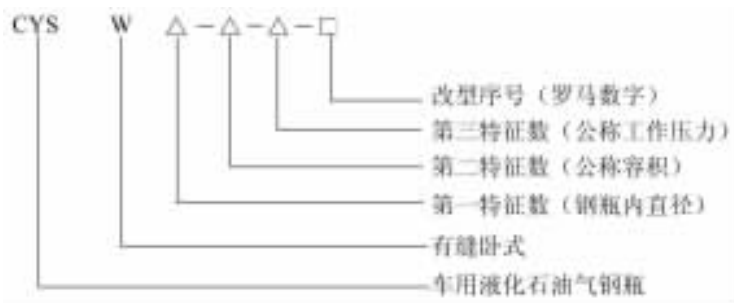
LPG 储气瓶(LPG 钢瓶)是液化石油气汽车的重要部件之一。它用来储存液化石油气,公称工作压力为 2.2MPa。LPG 储气瓶没有 CNG 储气瓶的工作压力高,但也属于压力容器,车用 LPG 储气瓶的生产也必须经国家劳动部的认证。

LPG 的储气瓶一般采用钢质,圆柱筒形是液化石油气储气瓶的基本形式,在小轿车上,LPG 一般安装在后行李箱内,为紧凑起见,宜采用车轮形,以便将其放置在原备用轮胎处。

我国已经有了机动车用液化石油气钢瓶国家标准,标准代号为 GB 17259—1998。该标准对车用液化石油气钢瓶做了详尽的规定,其主要内容如下。

1) LPG 钢瓶的型式和基本参数

车用钢瓶型号标记表示如下:



例:公称工作压力 2.2MPa,公称容积 50.2L,内径 314mm,有缝卧式车用钢瓶(I 型),其型号标记为:“CYSW314—50.2—2.2—I”。

车用钢瓶公称工作压力为 2.2MPa,耐压试验压力为 3.3MPa。车用钢瓶公称容积和内径按表 4-20 规定。

表 4-20 车用钢瓶公称容积和内径

公称容积/L	20~150	150~240
D_i /mm	200,230,250,280,314,350,400	400,450,500
	(217) (294) (367)	

注:括号内数值不推荐使用。

2) 检验项目

车用钢瓶批量检验项目如表 4-21。

表 4-21 车用钢瓶批量检验项目

序号	检 验 规 则		逐只检验	批量检验	型式检验
1	筒体	最大最小直径差 e	△		△
2		纵焊缝对口错边量 b	△		△
3		纵焊缝棱角高度 E	△		△
4		直线度	△		△

序号	检 验 规 则		逐只检验	批量检验	型式检验
5	封头	内圆周长公差 $\pi\Delta D_i$	△		△
6		表面凹凸量 c	△		△
7		最大最小直径差 e	△		△
8		曲面与样板间隙 a	△		△
9		内高公差 ΔH_i	△		△
10		直边部分纵向皱折深度	△		△
11	环焊缝对口错边量 b		△		△
12	环焊缝棱角高度 E		△		△
13	瓶体表面		△		△
14	焊缝外观		△		△
15	瓶体壁面		△		△
16	射线照射		△		△
17	开孔处角焊表面渗透探伤		△		△
18	力学性能			△	△
19	重量		△		△
20	容积(小于 150L)		△		△
21	耐压试验		△		△
22	气密性试验		△		△
23	爆破试验			△	△
24	附件		△		△
25	安全性 能试验	振动试验			△
		火烧试验			△
		爆炸冲击试验			△

3) 使用寿命及定期检测

按本标准设计和制造的车用钢瓶(含组合部件)正常使用寿命为 15 年。在使用寿命年限内必须对车用钢瓶由经批准有检测资格的检测单位定期检测,正常情况下,每隔 5 年应根据有关规定进行检测。凡经确定报废的车用钢瓶,应采取有效措施将其彻底毁坏,防止再次被使用。为确保车用钢瓶使用安全,对用户(或安装者)提出下列要求:

- (1) 车用钢瓶的安装和使用应符合相应的有关国家(行业)标准及气瓶安全监察有关规定。
- (2) 车用 A 类钢瓶(指按设计的技术要求已装配好组合部件及附件,提供给用户或安装者的整备车用钢瓶)已经制造单位检测合格,不允许用户(或安装者)自行拆卸或更换组合部件。若有特殊原因必须更换组合部件时应按下条要求进行。

(3) 车用 B 类钢瓶(指未按设计的技术要求装配组合部件,提供给用户或安装者的是具有安装接口的车用钢瓶)用户(或安装者)应选配与钢瓶相适应的组合部件装配。装配后应经车用钢瓶制造单位或有钢瓶检测资格的单位逐只进行气密试验,不允许泄漏。经检测合格后应在钢瓶标记牌规定位置打印检测单位的鉴别标记及日期。

(4) 不论是车用 A 类或 B 类钢瓶,在安装使用时,不得在瓶体上任何部位施焊,固定时不得对瓶体造成过分的应力或磨损。

4) 安全性能试验及要求

(1) 本试验作为审查验证车用钢瓶设计、制造的合理性、可靠性、安全性的重要手段,一旦试验被通过,该类型(同一结构型式、同一设计指标、同一材料牌号、同一加工制作方法均可视为同一类型)车用钢瓶设计则被认可,正常生产中可不再进行安全性能试验。

(2) 下列情况下,一般进行安全性能试验:

- ① 采用新结构设计的产品;
- ② 因设计有重大变更,如应力水平增加或主体材料更换等;
- ③ 因制造工艺的重要变更,如焊接、热处理等基本制造方法的改变。

(3) 安全试验用的产品,其制造质量均须经检验合格后进行,试验结果必须详细记录,资料必须齐全并存技术档案。

(4) 安全性能试验应首先在生产前 50 只合格的车用钢瓶中选若干只供下列项目试验:

- ① 任选一只车用钢瓶进行振动试验;
- ② 任选一只车用钢瓶进行火烧试验;
- ③ 任选一只车用钢瓶进行爆炸冲击试验。

5) 安全性能试验方法及评定要求

安全性能试验主要有振动试验、火烧试验、爆炸冲击试验,试验的目的、试验条件和试验规程如下。

(1) 振动试验:

① 试验目的:实施振动试验是在测定车用钢瓶在振动条件下所安装的组合部件及其他附件对车用钢瓶性能的影响;

② 试验条件:实施振动试验应先将车用钢瓶充装液化石油气达到额定的充装量,试验在室温下进行,试验应沿被试验车用钢瓶的 3 个正交轴方向分别加载;

③ 试验规程:试验在正弦振动台架上进行,其恒定加速度为 1.5g,频率范围为 5~200Hz。试验应在 3 个正交轴向各进行 30min。每个轴向应包括 5Hz 到 200Hz 和 200Hz 到 5Hz 两个试验历程,每个试验历程各进行 15min。

如果试验不在恒定加速度正弦振动台架上进行,试验的振幅、频率、加速度按表 4-22 提供的数据进行。每频段保持一个恒定的振幅,因此,理论的加速度就包括在 $(1\sim2)g$ ($g=9.8m/s^2$) 之间。每个频段从两个方向进行,2min 完成;

表 4-22 各频带的振幅值

振幅	10	5	2.5	1.25	0.6	0.3	0.15	0.08	0.04	0.02	0.01
频率	5~7	7~10	10~14	14~20	20~29	29~41	41~57	57~79	79~111	111~157	157~222

注:振幅(mm)(峰值);频率(Hz)(加速度 $g\sim2g$)

④ 试验评定:经振动试验后,对车用钢瓶进行检查。任何部位不得出现泄漏,组合部件和附件不得有损坏。

(2) 火烧试验:

① 试验目的:目的是验证车用钢瓶在高温环境下的安全可靠;

② 试验条件:试验用车用钢瓶应充装液化石油气到额定充装量;车用钢瓶应水平架起或吊装固定好;安全阀等组合部件应朝上;不允许火焰直接烧到安全装置等组合部件;允许用金属板作组合部件的保护罩。车用钢瓶筒体外侧中心位置对称各固定一测温用热电偶,其测温仪表及表线和压力表等应安全引到隐蔽体或防护屏障内,保证万一车用钢瓶爆炸不给试验人员带来危险并保证试验过程中能正常测定温度和压力的变化;

③ 试验规程:试验用 20 号柴油为燃料,在车用钢瓶下部放油盆(槽),保证车用钢瓶的最低点距油面 120~130mm;油盆(槽)大小应足以使车用钢瓶的边缘完全置于火焰中,因此油盆(槽)长度与宽度应至少超过车用钢瓶在水平面上投影长度与宽度的 200mm,但不超过 400mm;油盆高度从油面开始四周高出油面不超过 50mm;燃料应能保证足够燃烧 10min,或足以使容器内液化石油气完全排放;

试验场所应远离高大建筑物、人口集中区及森林并应采取必要的安全防火措施,试验场所的风速不应超过 2.2m/s;

试验从点火使油面全部着火开始,每隔 1min 观察并记录温度和压力,记录安全阀泄放时的温度、压力和时间;

④ 试验评定:当车用钢瓶内压力阀达到开启压力后,安全阀自动开启泄放正常,瓶体没有破裂或爆炸为合格。

(3) 爆炸冲击试验:

① 试验目的:通过爆炸形成冲击波,评定钢瓶体在冲击(或碰撞)作用下的安全可靠;

② 试验:试验用车用钢瓶应充装液化石油气到额定充装量。车用钢瓶应水平固定在水泥地面上,在瓶体中部上表面堆放 50g 硝胺当量的炸药,然后引爆,爆炸后钢瓶不破坏为合格。

6) 安全性能试验复试

凡因操作失误使试验失败,允许补做一只,合格后即通过;

凡有一次试验没有通过,允许重新抽双倍数量(2 只)复试,必须 2 只同时合格则被通过;若其中有一只不合格,评定该类车用钢瓶不予通过,不得投入生产。

4.4 燃气汽车改装技术要求

对于燃气汽车,国家在 2001 年 9 月 3 日发布了于 2002 年 4 月 1 日实施的燃气汽车改装技术要求。GB/T 18437.1—2001 规定了燃气汽车改装技术要求(压缩天然气汽车);GB/T 18437.2—2001 规定了燃气汽车改装技术要求(液化石油气汽车)。该标准适用于天然气额定工作压力不大于 20MPa 的汽油/压缩天然气两用燃料汽车的安装。

4.4.1 压缩天然气汽车改装技术要求和安装要求

1) 压缩天然气汽车改装前的汽车技术条件和改装技术要求

(1) 对改装前的汽车技术条件规定:

- ① 发动机的功率不低于额定值的 85%，扭矩不低于额定值的 90%；
- ② 汽车的其他技术性能应符合 GB7258 的要求；
- ③ 汽车应有安装压缩天然气/液化石油气专用装置的足够的安全空间；
- ④ 拟安装部位应有足够的强度。

(2) 对于压缩天然气汽车改装的一般技术要求：

① 改装使用的压缩天然气专用的零部件，其材质应与天然气相容，质量应符合国家或行业标准的要求，规格应与所装车型相匹配；

② 安装在发动机机舱中的部件，其环境温度应在 $-40\sim+121^{\circ}\text{C}$ 范围内，其改装部件应适应在 $-40\sim+82.2^{\circ}\text{C}$ 的工作温度范围；

③ 所有压缩天然气专用装置应安装牢固，不得因振动、颠簸而松动、脱落；

④ 安装工艺布置合理，确保安装维修方便；应充分考虑汽车承载件的强度，对强度较弱的安装部位应有加固强度的措施，不允许采用导致降低车辆承载件强度和刚度的安装方法，更不允许将专用装置作为承载件使用；

⑤ 改装使用的装置应确保当发动机停止运转时，即使燃料开关打开，应具有能自动切断天然气供给的装置；

⑥ 压缩天然气管路应采用不锈钢管或其他车用高压天然气专用管路，爆破压力应不小于额定工作压力的 3.5 倍。在满足发动机最大供气量的条件下，高压管路通径应尽可能的小，高压管接头应用卡套式接头；

⑦ 气量显示装置中的压力表量程应为天然气高压系统额定工作压力的 1.5~2 倍，手动截止阀宜采用启闭范围为 0.25~1.5 圈的手动截止阀，并清楚地标明“供给(开)”和“中断(关)”的方向；

⑧ 混合器材质应与汽油和天然气相容。混合器型式和结构应与减压调节器相匹配。当采用膜片式混合器时，应设置回火卸压装置。

2) 压缩天然气汽车的具体安装技术要求

(1) 充气装置安装技术要求：在有适当保护和易于充气操作的位置安装充气装置，充气系统应配置一个以防气体从气瓶回流的装置。

(2) 对车用压缩天然气气瓶的安装技术要求：

① 气瓶应安装在车辆外部轮廓内受保护的位置，不应放在对驾驶室产生不利影响的部位；

② 气瓶安装位置远离热源，其环境温度不得高于 55°C 。在任何情况下，气瓶与排气管之间的距离不得小于 75mm；

③ 在汽车车架下安装气瓶时，气瓶及其附件不应布置在汽车前桥之前，气瓶最低位置离地距离不应小于汽车满载时的最小离地间隙，且不得改变离去角及纵向通过半径；

④ 气瓶的安装不允许采用导致降低气瓶强度和刚度的安装方法，应保证车辆在空载和满载状态下的载荷分布，安装气瓶并充满压缩天然气后，车辆总最大质量的增加应不超过 5%；

⑤ 气瓶必须被安全地固定在车辆上。安装的方法不应减弱车架结构强度，必要时采取加强措施；应确保有四个固定点连接在车辆结构上，其间距应确保气瓶的稳定；

⑥ 安装气瓶的固定座应具有阻止气瓶旋转移动的能力，以防滑脱、旋转和震动松动。固定座的安装应便于拆装工作；

⑦ 气瓶的安装应牢固,气瓶与固定座之间应垫厚度不小于 2mm 的橡胶垫或弹性无水止动气垫;

⑧ 气瓶安装紧固后,在上、下、左、右、前、后六个方向上应能承受 8 倍于充满额定工作压力的天然气的气瓶重力的静力,且气瓶与固定座最大位移不允许超过 13mm;

⑨ 多个气瓶安装应布置合理,排列整齐;气瓶与排气管的距离在 75~200mm 之间时,应设置固定可靠的隔热装置;

⑩ 气瓶的集成阀和接头要有足够的保护,可用车辆上的一些部件向集成阀和接头提供保护,以减少由于碰撞、倾覆或其他事故而引起的可能损害;气瓶集成阀与车辆外轮廓边缘的距离不小于 200mm;

⑪ 气瓶必须安装在通风位置或采取有效的通风措施,以防阀门渗漏的气体进入驾驶室或客厢。当气瓶安装在车体内部时,应设计一个金属或非金属的密封舱,将瓶体和集成阀封闭,或设计一个封闭集成阀的副舱;密封舱应有便于维修和检查的舱口;在安装位置应能保证集成阀关闭自如;密封舱或副舱应有可靠的密封手段,以防止气体泄漏;

⑫ 在货车车厢内安装气瓶时,应安装金属或非金属保护罩。

(3) 对于高压管路、高压管接头及其他部件的要求:

① 高压管路一般采用刚性管线,特殊部位采用柔性管线。高压管路和高压管接头只能更新;

② 高压管路应沿最短的可行路线安装。高压管接头应安装在能看得见或操作者易接近的位置。所有高压管路及高压管接头应得到有效的保护;

③ 刚性高压管路应排列整齐,布置合理,不得与相邻部件碰撞和摩擦;刚性高压管路应用固定卡有效地固定在底盘或车身上,固定卡的间距应不大于 600mm;如果管路与相邻部件接触或穿越孔板,应用橡胶垫进行保护,两个部件之间的管路应采用能消除热胀冷缩影响和抗振的措施。管路中心线曲率半径应不小于管路外径的 5 倍;

④ 刚性高压管路及接头与发动机排气管和传动轴的距离均应不小于 75mm;当与排气管的距离在 75~200mm 之间时,应设置固定可靠的隔热装置;

⑤ 铰接式客车的铰接部位的高压管路应采用柔性高压管线。柔性高压管线应采用压缩天然气专用柔性高压软管总成。每根高压软管总成应清楚地标明生产厂家名称、规格、额定工作压力及“CNG”字样,高压管路接头应与高压软管作为整体配套提供;

⑥ 柔性高压软管应使用有弹性的固定卡固定在汽车基础件上,固定卡间距不大于 300mm,并应在每一弯曲处的前后进行卡固。软管与发动机排气管距离均应不小于 100mm;当与排气管的距离在 100~200mm 之间时,应设置固定可靠的隔热装置;

⑦ 压力表应安装在易于观察、防振和避免损坏的位置,确保安装牢固;不允许直接安装在驾驶室内;当安装在裸露位置时,应加装压力表保护装置。气量显示器应安装在驾驶室内驾驶员易于观察的位置,天然气不得泄漏进入驾驶室;

⑧ 手动截止阀应设置在气瓶到减压调节器之间易于操作的位置,阀体不得直接安装在驾驶室内。气瓶到减压调节器之间应安装天然气滤清装置,并易于检查、清洗和更换;

⑨ 减压调节器宜安装在振动较小、尽量靠近发动机的位置,与发动机间应采用柔性连接;安装位置应确保对调节器的常规调整、检查和维修;减压调节器应尽量远离排气系统。如果离排气系统的距离小于 150mm 时,应设置可靠的隔热装置;调节器的布置应不影响所有软管的

自由移动。当减压调节器采用发动机冷却液加热时,其安装高度应低于散热器顶部,且宜安装在节温器以下,管路接头不得泄漏;当采用发动机废气加热时,管路接头不得泄漏;当采用电加热时,其电器安装应符合相关标准要求;

⑩ 燃料转换开关档位标记应明显,能分别控制供油、供气和油气全闭三种状态。燃料转换开关应安装在驾驶员操作方便的位置;

⑪ 对于电喷汽车,调整天然气供气量的电子控制元件应安装在振动较小的位置,不宜直接放置在发动机上。

4.4.2 液化石油气汽车改装技术要求和安装要求

对于液化石油气汽车,其一般的改装技术要求和具体安装要求相同于压缩天然气汽车的要求。对气瓶的保护箱除了天然气汽车的要求外,还有更详细的要求:

(1) 保护箱的任何一点在受到一个从 1m 高处掉下的 5kg 重的钢球撞击后,所产生的损伤应不会导致气体的泄漏;保护箱在 30kPa 的内压力作用 3min 后,其密封材料或密封件不会移位或失去完整性;在保护箱关闭的情况下,构件、密封件和密封材料在 100℃ 的温度时仍能保持其气密性。

(2) 密封保护盒或保护箱内必须有一个或一个以上的通风口,以便将泄漏气体排到车外的大气中,总迎风面积不得小于 1 000mm²;安装泄漏阀的排放方向应与垂直方向成 45°角且排风口朝下;通气管排气口不允许布置在发动机罩内,排气口至排气管和其他热源距离不得小于 250mm,通气管道的易损部位应予以保护。

改装后的整车技术条件规定如下:

(1) 改装后整车性能应符合 GB7258 的规定,排放性能应符合 GB18285 的规定。

(2) 改装后,整车质量不得超过原车总质量的 5%。

(3) 对压缩天然气汽车改装后,整车的动力性能在燃气时的功率输出值不得小于改装前功率输出值的 88%,扭矩值不得小于 92%;而对于液化石油气汽车改装后,整车的动力性能在燃气时的功率输出值不得小于改装前功率输出值的 92%,扭矩值不得小于 95%。

第 5 章 电动汽车的安全技术

5.1 电动汽车概述

5.1.1 电动汽车的发展概述

1831 年法拉第研制成功世界上第一台旋转直流电机。

1834 年苏格兰人 Thomas Davenport 研制成功不可充电蓄电池电动三轮车。

1859 年法国人 Gaston Plante 发明可充电铅酸蓄电池。

1881 年法国工程师 Gustave Trouve 研制成功世界上第一辆可充电铅酸蓄电池电动三轮车(也有人认为 1873 年英国人 Robert Davishen 研制成功第一辆电动机动车)。

1882 年英国 W. E. Ayrton 和 John. Perry 两位教授组装成功世界上第二辆电动机动车。1886 年, Frank Sprague 设计生产了有轨电车。从此, 电动汽车变得流行起来, 并且在当时车辆运输中起着很重要的作用。美国 1900 年销售的 4 200 辆汽车中有 38% 是电动汽车, 22% 是燃油汽车, 40% 是蒸汽机汽车。1912 早期电动汽车发展到鼎盛, 仅美国电动汽车即达 3.4 万辆。1915 年美国电动汽车的产量达 5 000 辆。

在此期间, 电动汽车的新技术不断涌现, 如 1894 年世界上第一辆混合动力概念车问世; 1899 年法国人 Camile 和 Jenatzy 制造的一辆炮弹型铝合金车身电动汽车, 在当时的汽车大赛中创造了车速 98km/h 的世界记录; 1910 年爱迪生发明铁-镍电池, 该电池一度成为电动汽车的主要能源。

1915 年美国州际公路和欧洲公路进入快速发展时期, 续驶里程短的电动汽车显得很不适应, 开始走下坡路, 而内燃机汽车的关键技术获得突破(如爆震机理的发现和四乙基铅抗爆剂的发明等), 于是很快形成了内燃机汽车几乎一统天下的局面。从 1915 年到 20 世纪六七十年代电动汽车沉寂了大约半个世纪, 但仍在继续使用, 如英国在二战期间有 3.5 万辆电动汽车运营。

20 世纪 70 年代汽车污染和石油危机, 使电动汽车重新获得生机。20 世纪 70 年代初期, 世界上许多国家如美国、英国、法国、德国、意大利和日本都开始发展电动汽车。美国签发了关于电动汽车和混合动力电动汽车研究、发展和示范的法令以及公共法 94-413。20 世纪 70 年代后期, 世界上许多国家和地区的公司, 如澳大利亚、比利时、巴西、墨西哥、保加利亚、加拿大、中国、丹麦、法国、德国、意大利、日本、印度、芬兰、瑞士、美国、英国、前苏联等都开始生产电动汽车。但是石油价格在 20 世纪 70 年代末期开始下跌, 使电动汽车成为商业化产品发展起来之前, 能源危机已不再严重。因而电动汽车的商业化失去了动力, 电动汽车的发展显著变慢, 开始走入低谷。

20 世纪 80 年代, 由于人们日益关注空气质量和温室效应所产生的影响, 电动汽车的发展再次获得生机。20 世纪 90 年代, 一些国家和城市开始实行更严格的排放法规。1990 年, 美国

加州大气资源管理局颁布了一项法规,规定 1998 年在加州出售的汽车中 2%必须是零排放车辆(ZEVS),到 2003 年零排放车辆应达到 10%。受加州法规的影响,美国其他州及世界上其他国家开始制订类似的法规。电动汽车被认为符合零排放标准的唯一可用的技术,所以电动汽车迅速发展起来。

1975 年出现第一辆现代汽油-电动混合动力车辆。1981 年出现第一辆飞轮-电动混合动力车辆。1981 年英国太阳能车辆诞生。1986 年福特和通用电气公司开发 ETX-I 型 II 型电动汽车。80 年代通用汽车公司研制出甲醇燃料电池 X 型样车。

1990 年通用汽车公司开发出“冲击牌”电动汽车,据悉这是第一辆为批量生产而设计的现代电动汽车。其车身材料采用玻璃纤维,动力系统为 32 块铅酸蓄电池和两台 42kW 三相感应电机,最高车速为 128km/h,从静止加速到 96km/h 的时间小于 9s,一次充电可行驶 144km。

1991 年通用、福特和克莱斯勒三大汽车公司组建了美国高效电池联合企业。

1994 年克莱斯勒汽车公司的甲醇燃料电池汽车 Necar3 问世。

1996 年通用、丰田联合研制的 EV1 蓄电池电动汽车进入市场。1996 年日本推出 RAV4-EV 四人乘电动汽车,该车采用镍氢电池、永磁交流同步电动机,最大功率为 45kW,最高车速为 125km/h,续驶里程 215km。

1997 年丰田汽车公司研制的复合动力轿车 Prius 进入日本市场。

1998 年加拿大巴拉德电力公司开发出高功率密度的燃料电池,将燃料电池的功率密度从 1 立方英尺(0.027m³)3kW 提高到 350kW。

1999 年 3 月戴姆勒-克莱斯勒汽车公司在华盛顿为其投资 11 亿美元开发的 Necar4 燃料电池电动轿车揭牌。

1999 年福特汽车公司研制的燃料电池汽车 P2000 在北京、上海展出。

2002~2005 年法国雷诺、日本日产、韩国现代等汽车公司将自己研制的电动汽车投放市场。

2004 年通用在欧洲的欧宝公司将甲醇燃料电动汽车投放市场。

各汽车大国十分重视电动汽车的研制和开发,不仅注入巨额资金,而且给予特殊的政策优惠。如美国,购买 1 辆电动汽车可从联邦政府获得 10%(不超过 4000 美元)的补贴,从地方政府获得 5000 美元的补贴。法国 2000 年投入 15 亿法郎发展电动汽车 10 万辆,政府成立部级协调小组,总理和部长带头坐电动汽车上班。规定每生产 1 辆电动汽车,电力公司要补贴生产厂家 1 万法郎,行政机关和地方团体每新购 1 辆电动汽车,由环保和能源控制署补贴 8 千法郎,私人购买电动汽车可获得政府补贴 5000 法郎。在公司服务的电动汽车,减免各种地方税收。英国规定电动汽车免缴牌照费和养路费,夜间充电减免 2/3 电费。

5.1.2 电动汽车的结构

电动汽车是指纯电动汽车、混合动力(电动)汽车和燃料电池电动汽车的总称。

纯电动汽车指由电动机驱动的汽车。电动机的驱动电能来源于车载可充电蓄电池或其他易携带能源储存的装置。

混合动力(电动)汽车,能够至少从下述两类车载储存的能量中获得动力的汽车:①可消耗的燃料;②可再充电能/能量储存装置,包括串联式混合动力(电动)汽车、并联式混合动力(电动)汽车、混联式混合动力(电动)汽车。

燃料电池电动汽车,以燃料电池为电源的电动汽车。

电动汽车与传统汽车一样也是由动力装置、底盘、车身和电器设备等四个部分组成。电动汽车的车身和电器设备大部分与传统汽车基本相同,专门设计制造的电动汽车以原有的车体和车架设计为基础,满足电动汽车独有的结构要求并充分利用了电力驱动的灵活性。因此电动汽车具有以下独特的特点:电动汽车的能量主要通过柔性的电线而不是通过刚性联轴器和转轴传递的;电动汽车驱动系统的布置不同(如独立的四轮驱动系统和轮毂电机驱动系统)会使系统结构区别很大;采用不同的电动机、不同类型的储能装置会影响到电动汽车的质量、尺寸和形状。

电动汽车系统可分为三个子系统,即电力驱动子系统、主能源子系统和辅助控制子系统。电力驱动子系统又由电控单元、功率转换器、电动机、机械传动装置和驱动车轮组成;主能源子系统由主电源、能量管理系统和充电系统构成;辅助控制子系统具有动力转向、温度控制和辅助动力供给等功能。现代电动汽车很多采用三相交流感应电动机,相应的功率转换器采用脉宽调制逆变器,机械变速传动系统一般采用固定速比的减速器与差速器,典型结构如图 5-1。在图中,双线表示机械连接,粗线表示电气连接;细线表示控制信号连接,线上的箭头表示电功率和控制信号流动的方向。根据从制动踏板和加速踏板输入的信号,电子控制器发出相应的控制指令来控制功率转换器的功率装置的通断,从而调节电动机和电源之间的功率流。当电动汽车制动时,再生制动的能源被电源吸收,此时功率流的方向要反向。能量管理系统和电控系统一起控制再生制动及其能量的回收,能量管理系统和充电器一起控制充电并监测电源使用情况。辅助动力供给系统主要给动力转向、空调、制动及其他辅助装置提供动力。

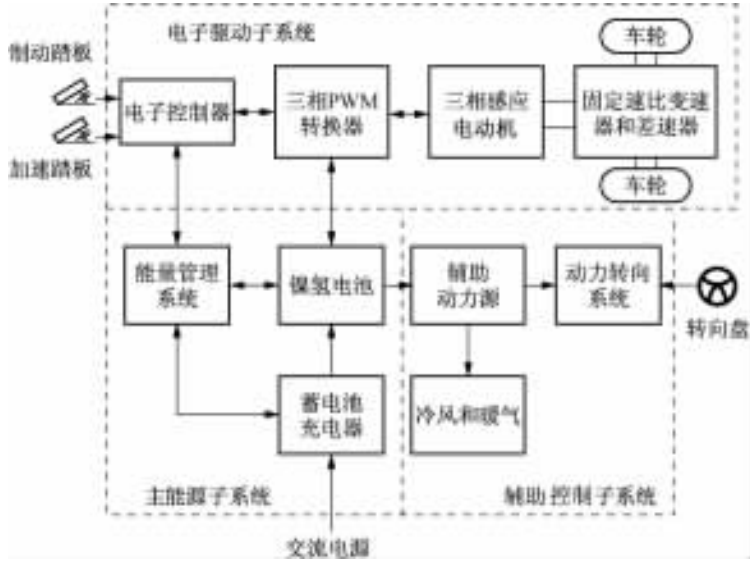


图 5-1 典型电动汽车的基本结构

根据不同的电力驱动系统,可将电动汽车分为如图 5-2 六种不同结构形式。

图 5-2(a)由发动机前置前轮驱动的燃油车发展而来,结构和性能类似燃油车。

图 5-2(b)由于没有离合器和可选的变速档位,不能提供理想的转矩/转速特性,不适合使用发动机的燃油汽车。

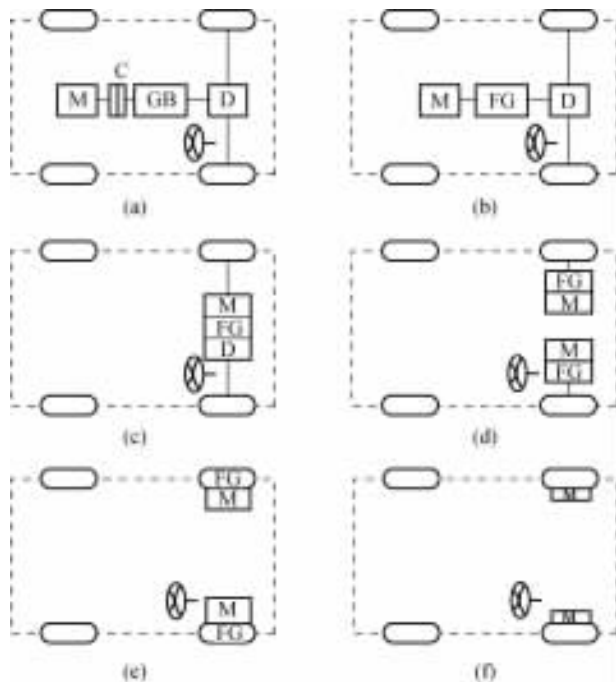


图 5-2 电驱动的结构形式

C—离合器 D—差速器 FG—固定速比减速器 GB—变速器 M—电动机

图 5-2(c)与发动机横向前置前轮驱动的燃油汽车布置方法类似,在小型电动汽车上应用最普遍。

图 5-2(d)采用两个电动机通过固定速比的减速器分别驱动两个车轮,便于实现电子差速,因此不必选用机械差速器。

图 5-2(e)将上述电动机安装在车轮里面,称为轮毂电动机,可进一步缩短电动机到驱动车轮的传递路径。

图 5-2(f)表示使用了另外一种轮毂电动机的电动汽车结构。采用低速外转子电动机,彻底去掉机械减速齿轮箱,电动机的外转子直接安装在车轮的轮缘上,车轮转速和电动汽车的车速完全取决于电动汽车的转速控制。轮毂电动机的结构如图 5-3。

采用不同类型的储能装置,如不同的蓄电池、燃料电池、超大电容和高速飞轮等,将构成六种典型的电动汽车结构,如图 5-4。

混合动力电动汽车分类主要有三种:串联式、并联式和混联式,2000 年延伸出复合式,如图 5-5。

串联式是混合动力电动汽车中最简单的一种,发动机输出的机械能首先通过发电机转化为电能,转化后的电能一部分用来给蓄电池充电,另一部分经由电动机和传动装置驱动车轮。和燃油车相比,它是发动机辅助型的电动汽车。如果串联混合型电动汽车设计时考虑爬长坡,为提供最大功率的发动机、发电机和电动机三个驱动装置的尺寸就会很大,如果用作短途运行如当通勤车或用于购物,相应的内燃机-发电机装置应采用低功率的。

并联式混合动力电动汽车采用发动机和电动机两套独立的驱动系统驱动车轮。发动机和电动机通常通过不同的离合器来驱动车轮,可以采用发动机单独驱动、电力单独驱动或者发动

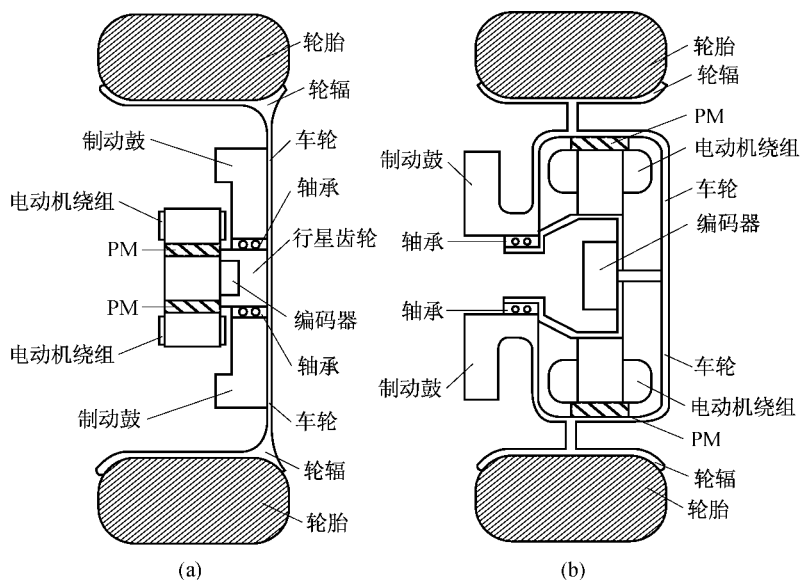


图 5-3 轮毂驱动电动机

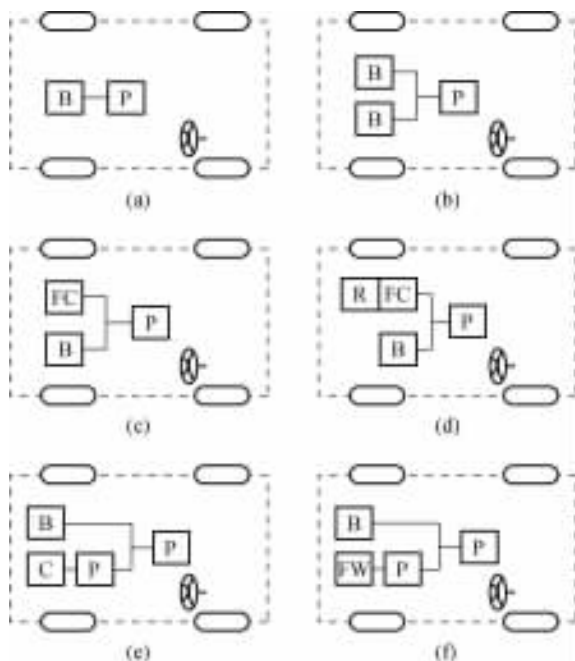


图 5-4 储能装置的结构形式

B—蓄电池 C—电容 FC—燃料电池 FW—超高速飞轮 P—功率转换器 R—重整器

机和电动机混合驱动三种工作模式。从概念上讲,它是电力辅助型的燃油车,目的是降低排放和燃油消耗。当发动机提供的功率大于驱动电动车所需的功率或再生制动时,发动机工作在发电状态,将多余的能量充入电池。在蓄电池放完电之前,如果要得到相同的性能,并联式混合动力电动汽车比串联式的发动机和电动机的体积要小。即使长途行驶,发动机的功率可以达到最大而电动机的功率只需发出一半即可。

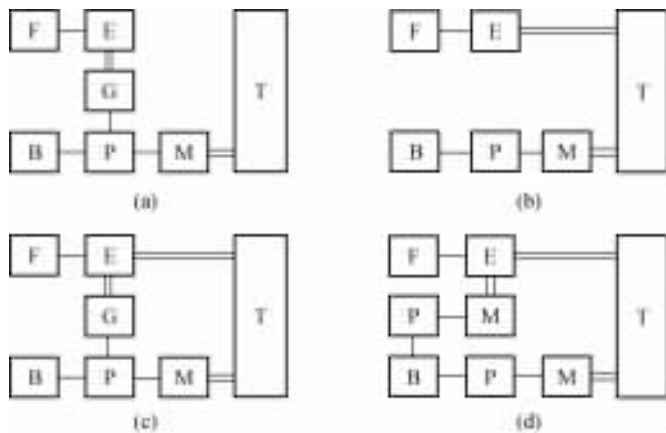


图 5-5 混合动力电动汽车的分类

(a) 串联式 (b) 并联式 (c) 混联式 (d) 复合式

B—蓄电池 E—内燃机 F—油箱 G—发电机 M—电动机 P—功率转换器

T—传动装置(包括制动、离合器和变速器) —电力连接 —液流连接 ==机械连接

混联式混合动力电动汽车在结构上综合了串联式和并联式的特点,与串联式相比,它增加了机械动力的传递路线;与并联式相比,它增加了电能的传输路线。尽管混联式混合动力电动汽车同时具有串联式和并联式的优点,但其结构复杂,成本高。不过,随着控制技术和制造技术的发展,一些现代混合动力电动汽车更倾向于选择这种结构。

复合式混合动力电动汽车结构更复杂,似乎与混联式混合动力电动汽车相似,因为它们都有起发电机和电动机作用的电动机,两者的主要区别在于复合型中的电动机允许功率流双向流动,而混联式中的发电机只允许功率流单向流动。

5.2 电动汽车安全要求

电动汽车的安全要求除了作为车辆应具备的一般主动安全技术和被动安全技术外,这里主要介绍电动汽车区别传统车辆的电的部分的安全要求。

GB18384—2001 从车载储能装置、功能安全和故障保护以及人员触电保护三方面提出了对电动汽车的安全要求。

标准适用于车载电路的最大工作电压低于 660V(AC)或1000V(DC)的电动乘用车和最大设计总质量不超过3 500kg的电动商用车。该标准不适用于指导电动汽车的装配、维护和修理。

1) 车载储能装置安全要求

车载储能装置安全要求规定了电动汽车驱动系统车载储能装置的安全要求,从而确保使用者和车辆周围环境的安全。

作为电动汽车的动力源的动力蓄电池组的安全主要包括为了防止爆炸、起火或有毒物质危害要考虑的动力蓄电池组产生气体的通风和动力电池组碰撞情况下的特殊要求两方面。

动力蓄电池组产生气体时应考虑以下问题:

- (1) 车辆的任何地方不得有潜在危险气体的聚集。
- (2) 不允许乘客仓及封闭的货舱内的危险气体超过一定的浓度。

动力电池气体产生主要是在通过电网充电时产生的氢气和车辆行驶时产生的氢气。

当动力电池与电网连接充电时,应确保氢气浓度不得达到可燃临界值。充电时产生的氢气浓度测量规定如下:

当给蓄电池充电时,应测量制造厂规定的区域内的排气中氢气的浓度。在规定的排气区域内不得有以下火花源:电接触、保险丝、接触电刷、制动衬片、静电放电以及其他的火花源如香烟、开放火焰及光源等。

测量期间,氢气的浓度的记录应满足下列要求:

- (1) 常规充电操作下,氢气的浓度应低于气体体积的 1%。
- (2) 充电期间,突发故障时,氢气的浓度应低于气体体积的 2%。

突发故障主要是指:

- ① (车内)通风装置失效,应有足够的自然通风,防止危害气体的聚集;
- ② 充电器损坏,应使用充电器上的安全装置来终止充电,或提供强制通风;
- ③ 动力电池连接端子松动;
- ④ 通风管脱落。

动力电池在发生碰撞时的安全要求主要包括乘员保护、第三方的保护和防止短路。

在发生碰撞时,对乘员保护的要求如下:

(1) 在正常条件下,动力电池排出的有害物质不能达到产生危险的量。在意外条件事故或其他故障条件下,可能会释放出较多的有害物质,这时应使其降低到最低限度,尤其要注意乘客仓。

(2) 如果动力电池或蓄电池包安装在乘客仓的外部,动力电池、蓄电池包或其他部件(蓄电池模块、电解液)不得穿入乘客仓内。

(3) 如果动力电池或蓄电池包安装在乘客舱内,动力电池或蓄电池包的任何移动应确保乘客的安全。

(4) 按照国家有关规定进行碰撞试验期间,电解液溢出不能超过 5L。

(5) 按照国家有关规定进行碰撞试验期间和试验结束后均不能有电解液进入乘客仓。

按照国家有关规定进行碰撞试验期间,动力电池、蓄电池包或其他部件(蓄电池模块、电解液)不能由于碰撞而从车上甩出。

按照国家有关规定进行碰撞试验期间,应防止造成动力电路的短路,为此,设置了动力电池的过电流断开装置以满足该要求。动力电池的过电流断开装置应能在下列情况下断开与蓄电池端子的连接电路:

- ① 超过车辆制造厂规定的过电流;
- ② 与动力电池连接的电路出现短路。动力电池的过电流断开装置应能在包括车载储能装置故障的任何故障情况下工作。

正常工作状态下,由于电解液的泄漏,造成了蓄电池模块的连接端子(包括与它们相连接的任何可导电的连接件)与任何可导电部件之间的附加的泄漏电流的危害,对此,规定的相应的动力电池的爬电距离,见图 5-6。

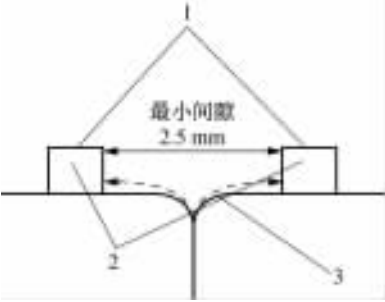


图 5-6 爬电距离

1—可导电的表面 2—连接端子 3—爬电距离

如果发生蓄电池电解液的泄漏,爬电距离确定如下:

(1) 两个蓄电池连接端子间的爬电距离为

$$d \geq 0.25U + 5$$

式中: d ——被测试验用动力蓄电池的爬电距离(mm);

U ——蓄电池两个连接端子间的标称电压(V)。

(2) 带电部件与电盘之间的爬电距离为

$$d \geq 0.125U + 5$$

式中: d ——带电部件与电底盘之间的爬电距离(mm);

U ——蓄电池两个连接端子间的标称电压(V)。

2) 功能安全

在操作安全方面,电动汽车主要规定了驱动系统电源接通程序安全操作、行驶状态安全操作、倒车和停车安全操作四个方面。

驱动系统电源接通程序安全操作规定:

(1) 至少经过两次有意识的不同的连续动作,才能完成从“电源切断”状态到“可行驶”状态。“电源切断”状态是指驱动系统关闭,在这个状态,车辆不可能有主动的行驶。“可行驶”状态是指只有在这种状态下,当使用加速踏板时,车辆才能行驶。

(2) 当车辆与外部电路(如电网、外部充电器)连接时,不能通过其自身的驱动系统使车辆移动。

(3) 驱动系统经自动或手动关闭后,只能通过正常的电源程序重新启动。

(4) 应使用一个明显的信号装置持久或间歇地显示驱动系统已经处于准备工作状态。

如果功率自动大幅度降低(如由于驱动系统或动力源零件的高温),应通过明显的装置显示这一状态。

当动力蓄电池的剩余电量低于一规定值时,应通过一个明显的信号装置(所显示的剩余电量下限值应由车辆制造厂规定),但同时应满足以下要求:

(1) 能够使车辆通过其自身的驱动系统将车辆驶出交通区域。

(2) 当动力蓄电池作为辅助电路的直接电源时,其最小的剩余电量应能为照明系统提供满足有关标准所规定所需的电量。

电动汽车如果是通过改变电机旋转方向来实现倒车行驶的,应满足以下要求,以防止当车辆行驶开关转到不期望的倒车位置:

(1) 前进和倒车两个行驶方向的开关转换,应通过驾驶员两个不同的操作动作来完成。

(2) 如果仅通过驾驶员的一个动作来完成,应用一个安全装置使开关只有在静止或低速时才能转换到倒车位置。应限制最高倒车车速,该限制最高倒车速度由汽车制造厂设定。

如果倒车行驶不是通过改变电机的旋转方向来实现的,则目前适用内燃机车辆的有关国家规定适用于电动汽车。

当驾驶员离开车辆时,如果驱动系统仍处于“可行驶”状态,则应通过一个明显的信号装置提示驾驶员。如果当车辆处于静止状态,动力电机还在旋转,这时切断电源后,车辆不可能行驶。

3) 人员触电安全

对电动汽车,其工作电压是指在任何正常工作状态下,电气系统可能产生的交流电压(均方根值 rms)或直流电压的最高值(不考虑瞬时电压)。根据电路的工作电压 U ,将电路分为两

个等级,见表 5-1。

表 5-1 电动汽车的电路的电压等级

电压等级	工 作 电 压 U/V	
	直流系统	交流系统(15~150Hz)(rms)
A	$0<U\leq 60$	$0<U\leq 25$
B	$60<U\leq 1\,000$	$25<U\leq 660$

注:60V(DC)或 25V(AC)的电压是因考虑了空气的湿度条件。对非交流电但是重复的脉冲电压,如果峰值持续时间大于 10ms,则取工作电压为最大峰值。如果峰值持续时间小于 10ms,则取工作电压为均方根值。波动的电压的均方根值不超过 10%。

触电防护应包含防止人员与任何带电部件的直接接触和在带电部件的基本绝缘故障的情况下的触电防护。对于 A 级电压的电路不要求提供任何触电防护。对于 B 级电压电路的带电部件,都应为人提供危险接触的防护。直接接触应由带电部件的基本绝缘提供或由遮挡/外壳,或两者的结合来提供。任何 B 级电压电路的带电部件的基本绝缘故障时,应防止人员与外露可导电部件接触而导致的触电危害。

因此,触电防护的基本方式为绝缘防护和遮挡/外壳防护。绝缘防护的方式又有基本绝缘、附加绝缘、双重绝缘和加强绝缘四种方式。基本绝缘是指带电部件上对防触电(在没有故障的状态下)起基本保护作用的绝缘。附加绝缘是指为了在基本绝缘故障情况下防止触电,而在基本绝缘之外使用的独立绝缘。双重绝缘是指同时具有基本绝缘和附加绝缘的绝缘。加强绝缘是指提供相当于双重绝缘保护程度的带电部件上的绝缘结构。

由绝缘提供的触电防护,电气系统的带电部件应采用只有通过毁坏才能拆开的绝缘材料全部盖住。绝缘材料应满足电动汽车和电气系统标称电压或工作电压及温度的要求。绝缘的清漆、涂料、瓷漆及其他类似的材料不能作为基本绝缘。

电动汽车的每一个电路和电底盘及其他电路之间应有一个绝缘电阻。试验车辆应在 $(5\pm 2)^{\circ}\text{C}$ 下经过 8h 准备阶段,接着经过温度为 $(23\pm 5)^{\circ}\text{C}$,湿度为 85%~100%,气压为 86~106kPa 的 8h 的测量阶段。使用一个至少为动力系统标称电压 1.5 倍的试验电压或 500V (DC)电压,两者取较高值,施加电压的时间应足够长,以便获得稳定的读数。动力蓄电池和辅助蓄电池应断开,辅助电路的两端应与车辆电底盘相连。动力系统的绝缘电阻应符合表 5-2 的要求。

表 5-2 电动汽车动力系统的绝缘电阻要求

单位:k Ω/V

设 备	测量阶段最小瞬间绝缘电阻	测量阶段计算的最小绝缘电阻
I 类	0.1	1
II 类	0.5	5

注:Ⅰ类设备是指依靠基本绝缘对带电部件进行触电防护,并把这个设备中外露可导电部件与保护导体相连的设备;Ⅱ类设备是指使用双重绝缘或加强绝缘进行防触电保护的设

试验前应断开动力电池,并把其他电路与电底盘连接。在电路的不同区段和外露可导电部件之间施加频率为 50~60Hz 的交流电压,历时 1min 的耐压试验。如果电底盘和带电部件之间,有的电子元件不能承受耐压试验,见表 5-3,则可以将它们从试验电路中取下。

表 5-3 电动汽车耐压试验的试验电压

单位:V(AC)

对于Ⅰ类设备(基本绝缘)	对于Ⅱ类设备	
	附加绝缘	双重或加强绝缘
$2U+1\,000$,但最小为 1 500	$2U+2\,250$,但最小为 2 750	$2U+3\,250$,但最小为 3 750

表中, U 为设备的最大工作电压。试验期间不能发生绝缘材料的击穿或跳火。

触电防护的另外一种方式是遮挡/外壳的防护。遮挡/外壳防护时,带电部件应放在外壳内或遮挡后。这些防护应有足够的机械抵抗力。依据外壳/遮挡开口尺寸和带电部件的距离,可确定防护的等级。

触电防护的外壳/遮挡的类型可分为可直接触及的外壳/遮挡和防护罩后面可触及的外壳/遮挡。对于只有当拆除或打开附加防护罩后才能可触及的外壳/遮挡,又可分为 S0、S1、S2 三种类型的外壳/遮挡。S0 型外壳/遮挡是指拆除外壳/遮挡的防护罩,对外壳内的带电部件没有影响;S1 型外壳/遮挡是指拆除外壳/遮挡的防护罩,导致电路开路,但外壳内尚有带电部件;S2 型外壳/遮挡是指拆除外壳/遮挡的防护罩,导致供电电源切断,但外壳内尚有带电部件。

根据外壳/遮挡的型式、位置和外壳/遮挡打开的方法,对外壳/遮挡有如表 5-4 所列要求。

表 5-4 外壳/遮挡的类型和要求

类型	打开的方法	要 求	
		在乘客仓和载货仓内	其他地方
S0	用工具或维修钥匙	当防护罩拆除后,如果防护等级低于 IPXXB,外壳应按照相应国标的规定进行标识	
	不用工具或维修钥匙	不允许打开	
S1	用工具或维修钥匙	在打开状态下,可分离的外壳应保持 IPXXB 防护等级	
	不用工具或维修钥匙	不允许打开	在打开状态,可分离的外壳应保持 IPXXB 防护等级
S2	用工具或维修钥匙	只有重新安装外壳/遮挡才可能再次接通电源	
	不用工具或维修钥匙	不允许打开	只有更换外壳/遮挡才可能再次接通电源

电动汽车在雨水等工作条件下的触电防护是电动汽车人员保护的一个重要项目。因此,国家标准对电动汽车雨水工作条件规定了模拟车辆清洗、暴雨和涉水三种情况下试验的触电保护要求。

模拟清洗试验是模拟电动汽车在正常清洗的情况下,不包括使用高压水枪冲洗和车身底部特殊清洗。车辆制造厂在用户使用手册中详细规定这些特殊清洗的条件。本试验主要涉及电动汽车安全的危险区域是边界线,即两个部件间的密封,如活板、可打开部件的玻璃密封圈、前立柱的边界、灯的密封圈。试验使用标准软管喷嘴,使用干净水,以流量为 12. 5L/min, 0. 1m/s 的速度,在所有可能的方向向所有边界线喷水,喷嘴至边界线的距离为 3m。

模拟暴雨试验是模拟通向乘客仓、货物仓和电机元件仓的可打开部件处于开启状态时,突然下起大暴雨时的绝缘安全情况。B 级电压设备被遮挡,能够避免暴露在水中,可以用独立元件进行相当的试验代替整车试验。因此,本试验涉及电动汽车安全的重要区域是那些可接近的开启的可打开部件的地方。试验用标准喷头,使用干净水,以流量为 10L/min,尽可能通过喷头有规则的移动,将水喷在开启的开口部件的所有表面,喷水时间为 5min。

涉水模拟试验是模拟电动汽车经过发大水的街道或水洼的情况。汽车应在 10cm 深的水池中,以 20km/h 的速度行驶 500m,时间大约 1.5min。如果水池长度小于 500m,需要进行几次,总时间(包括在水池外的时间)应不小于 10min。

上述三种试验每次试验结束后(车辆仍是湿的),按规定进行绝缘电阻测量,保持动力设备和动力蓄电池相连,要求绝缘电阻至少为 $100\Omega/V$ (按动力电路的标称电压计算)。车辆放置 24h 后,仍要求绝缘电阻至少为 $100\Omega/V$ (按动力电路的标称电压计算)。

若用绝缘电阻监控系统,当绝缘电阻低于 $100\Omega/V$ 时,应使其自动断开。车辆行驶时绝缘损耗,电源切断模式应能起作用将电路自动断开。绝缘损耗和电路断开,应有一个明显的信号装置提示驾驶员。在故障未排除前绝缘电阻监视系统不允许车辆再次通电。如果系统设计允许驾驶员强制通电,在强制操作时,应给驾驶员一个明显的警告,如果发生 2 次故障,无论如何应自动切断电源。

第 6 章 世界主要汽车安全技术法规

6.1 世界主要汽车安全技术法规简介

为了确保汽车的安全,世界各国都制定了相应的安全标准和技术法规,但总的说来,有代表性的汽车安全技术法规有三大体系:美国、欧洲及日本技术法规体系,各个体系有不同的特点。

1) 美国联邦机动车安全法规(FMVSS)

美国联邦机动车安全法规是依据 1966 年 9 月 9 日制定的国家交通及汽车安全法由国家联邦运输部国家公路交通安全局(NHTSA)组织制定的,本法规是以减少汽车交通事故及减轻事故过程中乘员的伤害程度为目的,以联邦机动车安全标准的技术内容为核心的十分完善的体系。法规的特点如下:

(1) 法规内容较齐全,指标较先进。到 1996 年 12 月 31 日止,制定和实施的标准项目共有 54 项,其中防止事故发生的 100 号标准 29 项;减轻事故时乘员伤害的 200 号标准 21 项;事故后安全的 300 号标准 4 项。法规规定的指标及方法对其他国家影响较大。

(2) 法规修订较快,也比较灵活。另外,指标规定严格,若是实施困难,就作适当调整,例如延期、修订或暂免等。

(3) 法规与 SAE(Society of Automobile Engineers 美国汽车工程师学会)、ASTM(American Standard of Testing Material 美国材料试验标准)、ANSI(American National Standard of Institute 美国国家标准协会)标准联系密切,多半采用或引用这些标准。至 2001 年,ANSI 标准中与汽车标准有关的标准共有 1310 项。SAE 每年出版一套标准手册,前面冠以年号如:“2004 SAE HANDBOOK”。SAE 在汽车领域拥有世界上最庞大、最完善的标准体系,总数达 1500 项。

美国的机动车安全法规从各个方面规定了对乘员、行人的保护及车辆应具有避免事故的性能。该法规发展的重点是侧面碰撞保护,行人保护,载货车、多用途客车的安全性及车辆的稳定性等,正拟订的主动安全标准有 14 项、被动安全标准 6 项。其中主动安全的标准有车内扫描判断系统、碰撞避免技术、ABS 系统及车辆翻车要求等;被动安全方面的标准有儿童乘员保护、对行人的保护、偏置正碰撞乘员保护等。

为了保证乘员最低限度的安全性,NHTSA 提出各种客车必须源用轿车这一方针,并逐步将轿车法规的适用范围扩大到轻型载货汽车、多用途客车等车型上。NHTSA 于 1990 年公布了义务装备头枕、义务装备三点式安全带、有关车顶和侧门强度要求等政府公告。

2) 欧洲汽车法规

欧洲汽车技术法规体系通常包括两部分,即 ECE 汽车法规和 EEC 指令。

欧洲 ECE 汽车技术法规的修订机构为 ECE/WP29,它的全称为联合国经济及社会理事会欧洲经济委员会中内陆运输委员会道路交通分委员会下属的车辆结构工作组,即 United

Nations/Economic and Social Council/Economic Commission for Europe/Sub-committee 1/Working Party on the Construction of Vehicle, 简称 UN/ECOSO/ECE/TRANS/SC.1/WP29。

ECE/WP29 正式成立于 1953 年。随着欧洲汽车生产和贸易的迅速发展,各国原先的汽车法规和认证方式阻碍了贸易的自由化和技术交流,为此在西德、法国、意大利、荷兰四国的首倡下,联合国 ECE 于 1958 年 3 月 20 日在日内瓦制定了“关于采用统一条件批准机动车装备和部件并相互承认批准的协定书”(简称为“1958 年协定书”,于 1959 年 6 月 20 日正式实施)这一具有法律效力的多边框架协定书,旨在整个欧洲范围对汽车产品制定、实施统一的汽车技术法规(即 ECE 法规),并展开统一的型式认证,以打破欧洲各国疆界,便利汽车贸易和技术交流。

WP29 下设 6 个专家小组:一般安全性规定专家组(Meeting of Experts on General Safety Provision),被动安全性专家组(Meeting of Experts on Passive Safety),能源与污染专家组(Meeting of Experts on Pollution and Energy),灯光信号专家组(Meeting of Experts on Lighting and Light-Signalling),噪声专家组(Meeting of Experts on Noise),制动及底盘专家组(Meeting of Experts on Brakes and Running Gear)。ECE/WP29 下属的专家组每年召开两次会议讨论 ECE 法规的修订工作,在广泛听取缔约国和非缔约国意见的基础上,共同研讨法规的制修订方式,保证了法规的公正性与公开性。ECE 法规在保证汽车安全性、环保及节能的基础上,更加重视法规的协调性、适用性和可操作性。

从 1960 年颁布 ECE R1、ECE R2 法规开始,到 1996 年初已正式颁布实施 99 项法规,它涉及汽车的安全、环保及节能等领域,法规的基本特点是都只局限于汽车的装备和部件,因此 ECE 型式认证也只有装备和部件的认证而无整车认证。

在 ECE 法规中有 44 项法规技术内容等同于 EEC 指令,随着 EEC 指令的不断更新,ECE 法规也不断修订,达到与 EEC 指令的一致。

目前在 ECE 已颁布实施的 99 项法规中,有 81 项是安全法规,其中,主动安全法规 55 项,被动安全法规 26 项。ECE 法规非常重视灯光和信号装置的安全性,另外在动态试验方面规定了车辆正面碰撞、侧面碰撞、翻车时车身强度及碰撞时防止火灾等要求。

EEC 汽车技术指令由欧洲经济共同体组织(European Economic Community,简称 EEC)制定,其目的同样是为了消除各成员国间的贸易壁垒,以 1957 年各成员国共同签定的《罗马条约》为基础,制定一系列有关机动车安全、环保、节能以及车辆有关部件要求方面强制执行的 EEC 指令。原 EEC 汽车技术指令现一般称为欧洲共同体——EC(European Community)汽车技术指令。

所有的 ECE 法规都是欧洲经济委员会针对汽车产品制定的技术法规,而且全部是 1958 年协定书的附件。法规本身从数字 1 开始按顺序排行,即 ECE R1, R2, ..., R109 等, R 为法规 Regulation 的缩写。欧洲经济共同体 EEC 所制定的 EEC 指令是根据《罗马条约》针对国民经济中各种有关安全、环保、节能的产品而制定的,有关汽车产品的 EEC 指令只是其中的一部分。所有的 EEC 指令都按年度和印发时间顺序统一编号,如 EEC 对 M1 类车辆实施整车型式认证的指令 70/156/EEC, 70 为年度, 1970 年; 156 为该年度印发的所有 EEC 指令中的顺序号。第一次印发的 EEC 指令为基础指令,以后对所有基础指令的所有修改本,都是单独的指令,单独编号。

尽管 ECE 法规和 EEC 指令由两个不同组织机构发布,由于两个组织机构之间有着极为密切的联系,几乎所有 EEC 国家都是 ECE 的核心国家,就两套法规技术内容而言,在 120 余项 EEC 指令中有关汽车和摩托车的项目分别为 66 项和 14 项,而这 66 项汽车指令有 46 项被 EEC 型式认证的框架指令 92/53/EEC 规定完全等同于 ECE 法规,其他许多项目也具有很大程度的相似性。1998 年 3 月 24 日起,EC 作为一个独立的缔约方加入到 UN/ECE(1958 年协定书),被 EEC 型式认证框架视为等同于 EC 指令的 ECE 法规扩大到 78 项。两者主要的区别是:ECE 汽车法规在缔约国中是自愿采用的,而 EEC 汽车技术指令在成员国中是强制执行

3) 日本保安基准(道路车辆安全标准)

日本早在 1951 年起就根据《道路运输车辆法》制定了道路车辆安全标准,因此比美国 and 欧洲还要早。后来,随着日本汽车工业的发展,他们充分吸收了 FMVSS 和 ECE 等标准法规的长处,并结合自身的特点形成了比较健全的道路车辆安全标准体系。由于日本国土狭窄,他们特别重视汽车与行人、摩托车之间的安全,因此对汽车外部凸出物等的规定特别详细。

日本保安基准几经修订,到 1995 底有车辆构造、装置标准 95 条(其中安全标准 68 条),试验方法标准 88 条(其中安全标准 76 条)。此外,由于日本的汽车工业以出口为主,因此日本生产汽车执行的标准法规大多数为 FMVSS 和 ECE 等标准法规。

4) 我国汽车强制性标准体系

到 1989 年我国颁布了《中华人民共和国标准化法》,明确将涉及人体健康、人身财产安全、污染和能耗及资源等方面的标准纳入强制性标准,并规定凡是不符合强制性标准要求的产品,不得生产、销售和使用。

1995 年我国已经将涉及汽车安全、环境保护和节能方面的 66 项标准纳入汽车强制性标准体系,其中主动安全标准 37 项,被动安全标准 13 项,防火灾害标准 4 项,环保及节能标准 13 项。这些标准大多参照 ECE 法规和 EEC 指令制定的。

6.1.1 美国 FMVSS 汽车安全技术法规表

表 6-1 美国 FMVSS (1995 年)

标准号	项 目 名 称	适 用 车 型
101	控制器和显示器	PC,MPV,T,B
102	变速器换挡杆顺序、起动机互锁机构和变速器制动效能	PC,MPV,T,B
103	风窗玻璃除雾和除霜系统	PC,MPV,T,B
104	风窗玻璃刮水和洗涤系统	PC,MPV,T,B
105	液压制动系统	PC,MPV,T,B
106	制动软管	PC,MPV,T,B,MC 等
107	回复反射器	PC,MPV,T,B
108	灯具、回复反射器和辅助设备	PC,MPV,T,B,MC 等
109	新充气轮胎	PC
110	轮胎选择及轮辋	PC
111	后视镜	PC,MPV,T,B,MC
112	前照灯隐蔽装置	PC,MPV,T,B,MC
113	发动机罩锁	PC,MPV,T,B

标准号	项 目 名 称	适 用 车 型
114	防盗装置	PC,MPV
115	汽车识别号的基本要求	PC,MPV,T,B,MC 等
116	汽车制动液	PC,MPV,T,B,MC 等
117	翻新汽车轮胎	PC
118	动力操纵风窗系统	PC,MPV
119	汽车充气轮胎(不含轿车)	MPV,T,B 等
120	汽车轮胎和轮辋的选择(不含轿车)	MPV,T,B 等
121	气压制动系统	T,B
122	摩托车制动系统	MC
123	摩托车操纵和显示	MC
124	加速器控制系统	PC,MPV,T,B
125	警报装置	MV
126	载货汽车野营挂车载荷	T
129	新不充气轮胎	PC
131	对学童车的要求	B
135	汽车制动系统	PC
201	乘员车内碰撞保护	PC,MPV,T,B
202	头枕	PC,MPV,T,B
203	减轻转向控制系统对驾驶员伤害碰撞保护	PC,MPV,T,B
204	转向控制装置的向后位移	PC,MPV,T,B
205	玻璃材料	PC,MPV,T,B,MC 等
206	车门锁及车门铰链	PC,MPV,T,B
207	座椅系统	PC,MPV,T,B
208	乘员碰撞保护	PC,MPV,T,B
209	安全带总成	PC,MPV,T,B
210	安全带固定点	PC,MPV,T,B
211	车轮螺母、轮盘及轮毂盖	PC,MPV
212	风窗玻璃系统	PC,MPV,T,B
213	儿童约束系统	MV
214	侧门强度	PC,MPV,T,B
216	车顶抗压强度	PC,MPV,T,B
217	大客车车窗的固定及放松	B
218	摩托车头盔	MC
219	风窗玻璃侵入范围	PC,MPV,T,B
220	学童客车倾翻的防护	B
221	学童车的车身连接强度	B
222	学童车乘员座椅及碰撞保护	B
301	燃料系统完整性	PC,MPV,T,B
302	内饰材料的燃料特性	PC,MPV,T,B
303	天然气汽车燃料系统完整性	PC,MPV,T,B
304	天然气汽车燃料系统的包容性	MV

注:PC为轿车;MPV为多用途乘用车;T为载货汽车;B为大客车;MV为汽车;MC为摩托车。

6. 1. 2 欧洲汽车安全法规 EEC 和 ECE

表 6-2 欧洲汽车安全法规 EEC 和 ECE

法 规 编 号			法 规 名 称	适 用 车 型
ECE	EEC	EEC 修订号		
R1	76/761	89/517	前照灯	M,N
R2	76/761	89/517	前照灯灯泡	M,N
R3	76/757		回复反射器	M,N,O
R4	76/760		牌照灯	M,N,O
R5			发射非对称光封闭式前照灯	M,N
R6	76/759		转向灯信号灯	M,N,O
R7	76/758	89/516	侧灯、制动灯、示廓灯、位置灯	M,N,O
R8			卤素前照灯	M,N
R11	70/387		车门锁及铰链	M,N,O
R12	74/297	91/662	防止碰撞中转向机构对驾驶员伤害	M1,M2
R13	71/320	79/489,75/524 85/647,88/194 91/422	制动器	M,N,O
R14	76/115	81/757,82/318 90/629	安全带固定点	M,N
R16	77/541	90/628	安全带约束系统	M,N
R17	74/408	81/577	座椅、座椅固定点和头枕	M,N
R18	74/61	95/96	防盗装置	M,N
R19	76/762		前雾灯	M,N
R20			H4 卤素前照灯	M,N
R21	74/60	78/632	内饰件	M1
R22			摩托车头盔	L
R23	77/539		倒车灯	M,N,O2,O3,O4
R25	78/932		头枕	M1
R26	74/483	79/488	外部有凸出物	M1
R27			提前警告三角板	M,N
R28	70/388		声响报警器	M,N
R29	92/114		商用车安全驾驶室	N
R30			充气轮胎	M1
R31			发射非对称光卤素封闭前照灯	M,N
R32			追尾碰撞车辆结构特性	M1
R33			正面碰撞车辆结构特性	M1
R34			火灾防止	M1
R35			脚控制装置布置	M1
R36			大客车结构	M2,M3
R37			灯泡	M,N,O
R38	77/538		后雾灯	M,N,O
R39	75/443		车速表及其安装	M,N
R42			前后保护装置	M1
R43	92/22		安全玻璃及其材质	M,N,O
R44			儿童乘员约束装置	M1
R45			前照灯清洗器	M,N
R46	71/127		后视镜及安装	M,N
R48	76/756	80/233,82/244 83/276,84/8 89/278,91/633	灯光及光信号装置的安装	M,N,O
R50			摩托车位置灯、制动灯、转向灯、后牌照灯	L

法 规 编 号			法 规 名 称	适 用 车 型
ECE	EEC	EEC 修订号		
R52	93/92	92/62	小型公共运输车辆结构	M2,M3
R53			摩托车灯光及光信号装置的安装	L
R54			商用车及挂车充气轮胎	N,O
R55			汽车列车机械连接件	O
R56	94/20		摩托车前照灯(轻便)	L
R57			摩托车前照灯	L
R58			后下部防护装置及安装	N2,N3,O3,O4
R60			摩托车操纵件、指示器	L
R61	92/114		驾驶室后挡板前向外部凸出物	N
R62	93/30		防盗操纵把	L
R64			备胎	M1
R65			摩托车特别警告灯	L
R66			大客车车顶结构强度	M2,M3
R67	89/297		液化石油气汽车特殊装置	M,N
R68			最高车速测量	M,N
R69			低速车辆及挂车后标志板	N,O
R70			重长型车辆后标志板	N,O
R72	77/540		摩托车非对称光卤素前照灯	L
R73			货车、挂车及半挂车侧面碰撞	N2,N3,O3,O4
R74			轻便摩托车灯光及信号装置	L
R75			摩托车充气轮胎	L
R76	70/311		摩托车前照灯(发射远光和近光)	L
R77			驻车灯	M,N
R78			L类车辆制动	L
R79			转向装置	M,N,O
R80	80/780		大客车座椅及固定点	M2,M3
R81			摩托车上后视镜的安装	L
R82			轻便摩托车白炽卤素前照灯	L
R87			白天行车灯	M,N
R88	92/6		摩托车反光轮胎	L
R89			最高车速限制装置	M,N
R90			制动衬片总成更替	M1,M2,N1,O1,O2
R91			侧标志灯	M,N,O
R93	70/221		前下部防护装置	M,N
R94			正面碰撞乘员保护	M1
R95			侧面碰撞乘员保护	M1,N1
R97			碰撞后车辆报警系统	M,N
R98	70/222		气体放电光源(灯泡)	M,N
R99			气体放电光源(灯具)	M,N
			机动车液体燃油箱及后下部防护	M,N,O
		机动车及挂车后牌照板的安装空间及固定	M,N,O	
	75/443	78/507	机动车倒车装置及车速表	M,N
	76/114		机动车及挂车法定牌照及铭牌、位置和安装方法	M,N,O

法 规 编 号			法 规 名 称	适 用 车 型
ECE	EEC	EEC 修订号		
	76/767		压力容器的一般规定和检验方法	M,N
	77/143	94/23	机动车及挂车道路行驶适用试验	M,N,O
	77/389		机动车辆牵引装置	M,N
	91/671		在 3.5t 以下车辆中强制使用安全带	M1,N1
	77/649		机动车驾驶员视野	M1
	78/316	93/91	机动车操纵件识别、信号装置、指示器	M,N
	78/317		机动车玻璃除雾除霜系统	M1
	78/318	94/68	刮水器、洗涤器	M1
	78/548		乘客舱暖气系统	M1
	78/549		机动车护轮板	M1
	85/3	86/360,88/218	道路车辆重量、尺寸及技术特性	M2,M3,N,O
		89/338,89/460		
		89/461,91/60		
		92/7,86/364		
	86/217		轮胎压力表	M,N
	87/404	90/488,93/68	简易压力容器	M,N
	89/459		轮胎花纹深度	M,N
	91/266		机动车及挂车喷雾抑制系统	N2,N3,O3,O4
	92/21	95/48	M1 类车质量和尺寸	M1
	92/23		机动车辆及挂车轮胎与安装	M,N,O1,O2,O3
	92/24		机动车限速装置的车载系统	M3,N2,N3
	93/14		二轮或三轮机动车制动	L
	93/31		二轮机动车的支脚	L
	93/32		二轮机动车乘员用把手	L
	93/33		二轮或三轮机动车防盗	L
	93/34		二轮或三轮机动车法定标志	L
	93/93		二轮或三轮机动车的质量和尺寸	L
	93/94		二轮或三轮机动车的后牌照板的安装空间	L
	95/1	COM(91)497	二轮或三轮摩托车的最大设计车速、最大扭矩、发动机净功率	L
	95/28		内饰材料的燃烧特性	M,N
		COM(88)706	车辆限速装置	M,N
		COM(91)239	机动车及挂车质量和尺寸	M,N,O
		COM(93)679	3.5t 以上车辆最大法定质量和尺寸	N2,N3,O3,O4

注:(1) COM 为 EEC 指令修订终审稿。

(2) M(M1,M2,M3)为乘用车;N(N1,N2,N3)为载货汽车;

O(O1,O2,O3,O4)为挂车;L 为摩托车。

6. 1. 3 日本保安基准

表 6-3 日本保安基准

标准编号	标 准 名 称	适 用 车 型
11	车辆构造、装置标准	
11-1	道路车辆安全标准(保安基准)	机动车
11-2	机动车检验规程	机动车
11-3	新型机动车审查标准	机动车
11-4	具体技术标准	
11-4-1	吸收冲击式转向装置	乘用车(11 人以下)
11-4-2	缓冲式后视镜	机动车
11-4-3	乘用车等刮水器和洗涤器	乘用车、微型车、小型车
11-4-4	制动液泄漏报警装置	机动车
11-4-5	防止碰撞时燃料泄漏	机动车
11-4-6	仪表板吸收冲击	乘用车(11 人以下)
11-4-7	遮阳板吸收冲击	机动车
11-4-8	座椅及固定装置	乘用车(11 人以下)
11-4-9	座椅靠背背部吸收冲击	乘用车(11 人以下)
11-4-10	座椅安全带固定点	乘用车、微型车、小型车
11-4-11	座椅安全带	乘用车、微型车、小型车
11-4-12	车门防开启装置	机动车
11-4-13	缓冲式室内后视镜	机动车
11-4-14	乘用车用塑料燃油箱	乘用车(11 人以下)
11-4-15	乘用车用轻合金车轮	乘用车(11 人以下)
11-4-16	车外后视镜安装位置	普通机动车
11-4-17	头枕装置	机动车
11-4-21	车窗玻璃	机动车
11-4-22	后雾灯	机动车
11-4-23	牌照灯	机动车
11-4-24	防抱制动系统	机动车
11-4-27	钻入防止装置(后下保险杠)	总质量 8t 或载质量在 5t 以下普通机动车
11-4-29	乘用车制动装置	乘用车
11-4-30	正面碰撞乘员保护	乘用车
11-4-31	内饰材料的燃烧特性	机动车
11-4-32	驾驶员不着安全带报警装置	普通机动车
11-4-33	除霜除雾装置	乘用车
11-4-34	客车及载货车洗涤器	客车、载货车
11-4-37	前照灯技术标准	机动车
11-4-38	前雾灯技术标准	机动车
11-4-39	日本保安基准技术标准编制说明	机动车
11-4-40	客车及载货车用轻合金车轮	总质量 8t 或载质量在 5t 以下普通机动车
11-4-41	二轮车用轻合金车轮	摩托车

标准编号	标 准 名 称	适 用 车 型
11-5	构造标准	
11-5-1	液化石油气汽车构造说明	液化石油气汽车
11-5-2	半挂车说明	客车、载货车
11-5-3	单人驾驶公共汽车的构造	公共汽车
11-5-4	大客车座椅安全带的安装	大客车
11-5-5	双层大客车的结构要求	大客车
11-5-6	野营汽车的结构要求	野营汽车
11-5-7	柴油机蓄压式混合发动机汽车结构	机动车
11-5-8	压缩天然气汽车结构要求	机动车
11-5-9	广播用汽车的结构要求	广播用汽车
11-7	一般通告	
11-7-2	机动车安全玻璃的使用	机动车
11-7-7	机动车用轮胎的使用	机动车
11-7-14	机动车车体外形和尺寸	机动车
11-7-15	空气扰流器的结构标准	机动车
11-7-16	“空气扰流器的结构标准”使用细则	机动车
11-7-18	机动车顶部车顶栏杆的安装	机动车
11-7-19	机动车牌照安装架	机动车
11-7-22	机动车行驶性能	客车、载货车
11-7-25	车外后视镜的安装位置	机动车
11-7-26	“车外后视镜的安装位置”审查	机动车
11-7-31	数字式车速表的显示	机动车
11-7-34	吸收冲击式遮阳板技术标准的说明	机动车
11-7-35	道路车辆安全标准第 31 条说明	机动车
11-7-36	道路车辆安全标准第 11 条说明	乘用车
11-7-40	内饰材料燃烧特性的检查方法	机动车
11-7-41	柴油蓄压式混合发动机汽车使用说明	机动车
11-7-42	柴油电动式混合发动机汽车使用说明	机动车
11-7-43	甲醇燃料载货汽车使用	客车、载货车
11-7-44	压缩天然气汽车的使用	机动车
11-7-45	大型运送土沙汽车自重计技术标准省令的使用	客车、载货车
11-7-46	保安基准 31 条及 31 条第 2 项的说明	机动车
11-7-48	汽车车窗玻璃上粘贴物的规定	机动车
11-7-49	运输大臣决定的汽车测试仪器技术标准	机动车
11-7-50	铰接车辆的行驶特性	客车、载货车
11-8-1	锅炉及压力容器安全规则	机动车
11-8-2	压力容器结构尺寸	机动车
11-8-3	一般气体安全规则	机动车
11-8-4	火药类取缔法	机动车
11-8-5	危险物 1 号政令及规则	机动车

标准编号	标 准 名 称	适 用 车 型
11-8-6	高压气体取缔法	机动车
11-8-7	高压气体取缔法施行令	机动车
12	试验方法	
12-1	新型机动车试验方法	机动车
12-1-1	TRIAS	
TRIAS1—1996	机动车参数测量方法	机动车
TRIAS2—1971	机动车最大稳定倾角试验方法	机动车
TRIAS4—1971	机动车加速度试验方法	机动车
TRIAS6—1971	机动车最高车速试验方法	机动车
TRIAS7—1996	LP 汽车气体容器安装部分试验方法	机动车
TRIAS8—1996	LP 汽车气体容器密封、换气试验方法	机动车
TRIAS9—1971	机动车最小转弯半径试验方法	机动车
TRIAS10—1971	机动车前轮定位试验方法	机动车
TRIAS11—1993	机动车紧急制动试验方法	机动车
TRIAS11—2—1994	乘用车制动装置试验方法	乘用车
TRIAS12—1993	机动车制动能力试验方法	机动车
TRIAS13—1993	机动车驻车制动能力试验方法	机动车
TRIAS14—1993	机动车制动部分失效试验方法	机动车
TRIAS15—1993	机动车制动储气罐试验方法	机动车
TRIAS16—1975	铰接车辆的制动滞后试验方法	客车、载货车
TRIAS17—1971	机动车转弯制动试验方法	客车、载货车
TRIAS18—1993	机动车非常制动装置试验方法	客车、载货车
TRIAS19—1993	机动车制动报警时制动能力试验方法	机动车
TRIAS19—2—1975	制动液泄漏报警装置试验方法	机动车
TRIAS21—1971	机动车报警器音量试验方法	机动车
TRIAS22—1996	机动车灯光照明系统试验方法	机动车
TRIAS22—2—1996	前照灯及前雾灯试验方法	机动车
TRIAS25—1971	机动车操纵稳定性试验方法	客车、载货车
TRIAS26—1975	新型机动车试验方法通则	机动车
TRIAS27—1994	能量吸收式转向柱冲击试验方法	乘用车
TRIAS28—1993	大客车及卡车洗涤器试验方法	客车、载货车
TRIAS28—2—1993	乘用车用刮水器、洗涤器试验方法	乘用车
TRIAS28—3—1993	除霜除雾试验方法	乘用车
TRIAS29—1973	后视镜缓和冲击试验方法	机动车
TRIAS30—1995	机动车热损害试验方法	机动车
TRIAS31—1994	座椅安全带试验方法	机动车
TRIAS32—1983	头枕试验方法	机动车
TRIAS33—1993	碰撞时防止燃油泄漏试验方法	机动车
TRIAS34—1975	仪表板冲击试验方法	乘用车
TRIAS35—1975	座椅及固定装置试验方法	乘用车

标准编号	标 准 名 称	适 用 车 型
TRIAS36—1975	座椅靠背背部冲击试验方法	乘用车
TRIAS37—1987	安全带固定点试验方法	机动车
TRIAS38—1989	车门防开启试验方法	机动车
TRIAS39—1975	内后视镜冲击试验方法	机动车
TRIAS40—1975	遮阳板冲击试验方法	机动车
TRIAS42—1994	乘用车用塑料燃油箱试验方法	乘用车
TRIAS43—1992	乘用车用轻合金车轮试验方法	乘用车
TRIAS43—2—1992	卡车及大客车用轻合金车轮试验方法	客车、载货车
TRIAS44—1987	摩托车用轻合金车轮试验方法	摩托车
TRIAS45—1990	防抱制动系统试验方法	客车、载货车
TRIAS46—1991	防钻撞装置试验方法	客车、载货车
TRIAS47—1993	正面碰撞乘员保护试验方法	乘用车
TRIAS48—1994	内饰材料燃烧特性试验方法	机动车
TRIAS49—1993	驾驶员不采用安全带报警器试验方法	机动车
TRIAS50—1994	机动车辅助制动系统减速能力试验方法	客车、载货车
TRIAS51—1994	安装儿童座椅的座椅试验方法	机动车
TRIAS52—1994	车窗玻璃试验方法	机动车
12-2	试验方法的补充	
12-2-2	长距离行驶要领	机动车
12-2-4	后视镜视野试验说明	机动车
12-2-5	新型机动车试验方法中规定提供照片的说明	机动车
12-2-6	“防抱制动系统试验方法”标准编制说明	客车、载货车
12-2-7	遮阳板头枕冲击试验结果记录举例	机动车
12-2-9	“乘用车塑料燃油箱”标准编制说明	乘用车
12-2-10	“道路运输车辆安全标准第 11 条第 2 项说明”中规定的采用气囊的试验方法及相同的试验	乘用车
12-2-11	“防钻撞装置试验方法”标准制定的试验说明	客车、载货车
12-2-13	“内饰材料燃烧特性”编制说明	机动车
12-2-14	与仪表板冲击技术标准修订部分有关的试验记录和结果记载方法说明	机动车
12-2-18	提示结构、性能的车辆使用说明	机动车
12-2-19	紧急制动和报警器音量试验结果表的使用	机动车
12-2-20	实施新型机动车试验方法试验所需车辆说明	机动车
12-2-21	预备审查实施细则	机动车
12-2-22	铰接车辆的制动滞后试验说明	客车、载货车

6. 1. 4 中国汽车强制安全标准(2004 年)

表 6-4 中国汽车强制安全标准(至 2004 年)

标 准 号	标准名称	摘 要	分类
GB 4599—1994	汽车前照灯配光性能	本标准规定了汽车前照灯配光性能、试验方法和检验规则；本标准适用于 M、N 类汽车使用的各种类型的前照灯	灯光信号照明
GB 4660—1994	汽车前雾灯配光性能	本标准规定了汽车前雾灯配光性能、试验方法和检验规则；本标准适用于 M、N 类汽车使用的各种类型的前雾灯	灯光信号照明
GB 4785—1998	汽车及挂车外部照明和信号装置的安装规定	本标准规定了汽车及挂车的外部照明和信号装置的技术要求、试验方法和检验规则等；本标准适用于 M、N 和 O 类汽车及挂车	灯光信号照明
GB 5920—1999	汽车及挂车前位灯、后位灯、示廓灯和制动灯配光性能	本标准规定了汽车前位灯、后位灯、示廓灯和制动灯的配光性能、试验方法和检验规则；本标准适用于 M、N 和 O 类汽车及挂车使用的各种类型的前位灯、后位灯、示廓灯和制动灯	灯光信号照明
GB 11554—1998	汽车及挂车后雾灯配光性能	本标准规定了汽车后雾灯的技术要求、试验方法和检验规则等；本标准适用于 M、N 和 O 类汽车及挂车使用的各种类型的后雾灯	灯光信号照明
GB 11564—1998	机 动 车 回 复 反 射 器	本标准规定了机动车回复反射器的技术要求、试验方法和检验规则等；本标准适用于摩托车、汽车和挂车使用的各种类型的回复反射器	灯光信号照明
GB 15235—1994	汽车倒车灯配光性能	本标准规定了汽车倒车灯的配光性能、试验方法和检验规则；本标准适用于 M、N 和 O 类汽车使用的各种类型的倒车灯	灯光信号照明
GB 18409—2001	汽车驻车灯配光性能	本标准规定了汽车驻车灯的技术要求、试验方法和检验规则；本标准适用于长度不大于 6m 和宽度不大于 2m 的 M 和 N 类车辆使用的各种类型的驻车灯	灯光信号照明
GB 18099—2000	汽车及挂车侧标志灯配光性能	本标准规定了汽车及挂车侧标志灯的技术要求、试验方法和检验规则；本标准适用于 M、N 类汽车和 O 类挂车使用的各种类型的侧标志灯	灯光信号照明
GB 15741—1995	汽车和挂车号牌板(架)及其位置	本标准规定了汽车和挂车号牌板(架)的形状、尺寸、位置及强度要求；本标准适用于 M、N 和 O 类车辆	灯光信号照明
GB 15766. 1—2000	道路机动车辆灯丝灯泡尺寸、光电性能要求	本标准适用于作为道路机动车辆前照灯、雾灯和信号灯的灯丝灯泡，并规定了试验方法和基本互换性(尺寸和光电性能)的技术要求；它适用于法规所涉及的那些灯泡	灯光信号照明
GB 13954—2004	特 种 车 辆 标 志 灯 具	本标准适用于在特种车辆上安装使用的标志灯具	灯光信号照明

标准号	标准名称	摘要	分类
GB 4094—1999	汽车操纵件、指示器及信号装置的标志	本标准规定了汽车操纵件、指示器及信号装置的标志及其位置和信号装置显示颜色的基本要求;本标准适用于 M、N 类汽车	灯光信号照明
GB 4785—1998	汽车及挂车外部照明和信号装置的安装规定	本标准规定了汽车及挂车的外部照明和信号装置的技术要求、试验方法和检验规则等;本标准适用于 M、N 和 O 类汽车及挂车	灯光信号照明
GB 18099—2000	汽车及挂车侧标志灯配光性能	本标准规定了汽车及挂车侧标志灯的技术要求、试验方法和检验规则;本标准适用于 M、N 类汽车和 O 类挂车使用的各种类型的侧标志灯	灯光信号照明
GB 19151—2003	机动车用三角警告牌	本标准规定了三角警告牌的技术要求、试验方法、检验规则等;本标准适用于机动车随车携带的、使用时放置在道路上,能昼夜发出警告信号以表示停驶机动车存在的警告装置	灯光信号照明
GB 11562—1994	汽车驾驶员前方视野要求及测量方法	本标准规定了驾驶员前方 180°范围内直接视野的要求和测量方法;本标准适用于 M1 类汽车	视野
GB 15084—1994	汽车后视镜的性能和安装要求	本标准规定了汽车的后视镜的性能要求、试验方法和安装要求;本标准适用于各类汽车	视野
GB 15085—1994	汽车风窗玻璃刮水器、洗涤器的性能要求及试验方法	本标准规定了汽车风窗玻璃刮水器、洗涤器的性能要求和试验方法;本标准适用于 M1 类汽车	视野
GB 11555—1994	汽车风窗玻璃除雾系统的性能要求及试验方法	本标准规定了汽车风窗玻璃除雾系统的性能要求及试验方法;本标准适用于 M1 类汽车	视野
GB 11556—1994	汽车风窗玻璃除霜系统的性能要求及试验方法	本标准规定了汽车风窗玻璃除霜系统的性能要求及试验方法;本标准适用于 M1 类汽车	视野
GB 12676—1999	汽车制动系统结构、性能和试验方法	本标准规定了汽车制动系统结构、性能及试验方法;本标准适用于 M、N 类汽车和 O 类挂车的制动系统;本标准不适用于最高设计车速低于 25km/h 的汽车以及与其挂接的挂车,也不适用于残疾人驾驶的车辆	制动
GB 12981—2003	机动车辆制动液	本标准规定了机动车辆液压制动系统使用的非石油基型制动液的要求和试验方法;本标准规定的产品适用于以丁苯橡胶或乙丙橡胶作为密封件、皮碗或双唇型密封材料的机动车辆液压制动系统;本标准规定的产品不推荐用于极地环境条件;本标准适用于机动车辆制动液产品鉴定定型、出厂检验、用户复验等,也可作为国家质量技术监督机构进行市场产品质量抽检的技术依据	制动

标准号	标准名称	摘要	分类
GB 5763—1998	汽车用制动器衬片	本标准规定了汽车用制动器衬片的分类、技术要求、试验方法、检验规则、标志、包装、运输与贮存等；本标准适用于汽车用制动器衬片	制动
GB 16897—1997	制动软管	本标准规定了汽车(含摩托车)及挂车制动软管,制动软管接头和制动软管总成的性能要求、试验方法及其标志；本标准适用于汽车、挂车使用的液压、气压和真空制动软管,制动软管接头和制动软管总成	制动
GB/T 13594—2003	机动车和挂车防抱制动性能和试验方法	本标准规定了装备防抱制动系统的车辆所要求的制动性能和试验方法；本标准适用于装备防抱制动系统的 M、N 类汽车和 O 类挂车	制动
GB 11550—1995	汽车座椅头枕性能要求和试验方法	本标准规定了汽车座椅头枕的性能要求和试验方法；本标准适用于 M1 类车辆的前排外侧座椅头枕	座椅头枕
GB 15083—1994	汽车座椅系统强度要求及试验方法	本标准规定了汽车座椅系统的强度要求及试验方法。本标准适用于 M、N 类汽车的座椅及其固定装置；本标准不适用于折叠式的附加座椅、侧向座椅	座椅头枕
GB 14166—2003	机动车成年乘员用安全带和约束系统	本标准规定了汽车安全带和约束系统的定义、技术要求和检验方法；本标准适用于安装在 M 和 N 类汽车上,且由前向成年乘员作为独立装备单独使用的安全带和约束系统	安全带
GB 14167—1993	汽车安全带安装固定点	本标准规定了汽车安全带安装固定点的位置、强度要求和强度试验方法；本标准适用于 M 和 N 类汽车上前向座椅的乘员用安全带的安装固定点	安全带
GB 11551—2003	乘用车正面碰撞的乘员保护	本标准规定了车辆正面碰撞时前排外侧座椅乘员保护方面的技术要求和试验方法；本标准适用于 M1 类车	碰撞保护
GB 11552—1999	轿车内部凸出物	本标准规定了汽车车厢内部除内后视镜外的所有构件,包括车身附件、按钮、手操纵杆、顶盖(含活动顶盖)、座椅靠背和座椅后部零件等在凸出物方面的规定和测试方法；本标准适用于轿车,其余 M1 类车可参照执行	碰撞保护
GB 11566—1995	轿车外部凸出物	本标准规定了轿车外部凸出物的术语、一般规定、特殊规定及其检验方法。本标准适用于轿车,其他 M1 类车也可参照执行；本规定不适用于外后视镜和拖拽装置	碰撞保护
GB 11567.1—2001	汽车和挂车侧面防护要求	本标准规定了对汽车和挂车侧面防护的技术要求,以有效地保护无防御行人,以免其跌于车侧而被卷入车轮下面；本标准适用于 N2、N3、O3 和 O4 类车辆,但本标准不适用于:半挂牵引车;为搬运无法分段的长货物而专门设计和制造的特殊用途车	碰撞保护

标准号	标准名称	摘要	分类
GB 11567.2—2001	汽车和挂车后下部防护要求	本标准规定了汽车和挂车后下部防护装置的技术要求和试验方法;本标准的目的在于如果 M1 和 N1 类车辆与本标准 1.1 中涉及的车辆发生碰撞时能够提供有效的保护,以防止发生钻撞	碰撞保护
GB 17354—1998	汽车前、后端保护装置	本标准规定了汽车前、后端保护装置的性能要求及试验方法;本标准适用于 M1 类汽车	碰撞保护
GB 9656—2003	汽车安全玻璃	本标准规定了汽车安全玻璃的分类、技术要求、试验方法、检验规则及包装、标志、运输和贮存等;本标准适用于汽车安全玻璃,也适用于农用车及其他道路车辆用安全玻璃	碰撞保护
GB 11557—1998	防止汽车转向机构对驾驶员伤害的规定	本标准规定了防止转向机构对驾驶员构成伤害的技术要求和当汽车受正面撞击时转向盘向后窜动的试验方法及转向盘遭受撞击时吸收能量的试验方法;本标准适用于 M1 类车,但不适用于其中的短头车及平头车	转向系
GB 17675—1999	汽车转向系基本要求	本标准规定了汽车转向系统结构的设计和安装基本要求;本标准适用于 M 类和 N 类公路用汽车	转向系
GB 18296—2001	汽车燃油箱安全性能要求和试验方法	本标准规定了以汽油、柴油为燃料的汽车燃油箱的安全性能要求和试验方法;本标准适用于 M 类和 N 类汽车的金属燃油箱和塑料燃油箱	燃油箱
GB 11553—1989	汽车正面碰撞时对燃油泄漏的规定	本标准规定了防止因汽车碰撞而导致燃油泄漏的技术要求和试验方法;本标准适用于轿车,不超过 9 座的客车也可参照执行	燃油箱
GB 15086—1994	汽车门锁及门铰链的性能要求和试验方法	本标准规定了汽车门锁及门铰链性能要求和试验方法;本标准适用于 M1 类汽车上用铰链安装的车门;本标准不适用于折叠门、上卷门、滑动门、上开门、对开门	门锁
GB 15743—1995	轿车侧门强度	本标准规定了轿车侧门的强度要求及试验方法;本标准适用于轿车	门锁
GB 11568—1999	汽车罩(盖)锁系统	本标准规定了位于汽车风窗玻璃前方的发动机(或后置发动机的前行李箱)罩(盖)锁系统的要求;本标准适用于 M 类和 N 类汽车	门锁
GB/T 11381—1989	客车顶部静载试验方法	本标准规定了客车顶部静载试验方法,用于检查客车顶部承受均匀静载荷时,车身结构的刚度和强度;本标准适用于各类型的客车	客车安全
GB 13094—1997	客车结构安全要求	本标准规定了客车结构的安全要求;本标准适用于车长大于 7m 的单层城市客车、长途客车、旅游客车和铰接客车	客车安全
GB/T 16888—1997	客车安全顶窗	本标准规定了客车安全顶窗的产品分类、技术要求、实验方法、检验规则、标志、包装、贮存等;本标准适用于车长大于 7m 的客车的安全顶窗	客车安全

标准号	标准名称	摘要	分类
GB/T16887—1997	卧铺客车技术条件	本标准规定了卧铺客车的技术要求、试验方法、检验规则、标志、运输、贮存；本标准适用于车长 7~12m 的卧铺客车	客车安全
GB 18986—2003	轻型客车结构安全要求	本标准规定了轻型客车结构的安全要求；本标准适用于 M2 类和 M3 类中的 A 级和 B 级单层客车(不含卧铺客车)	客车安全
GB 13057—2003	客车座椅及其车辆固定件的强度	本标准规定了客车座椅及其车辆固定件的术语和定义、要求和试验方法；本标准适用于 M2 和 M3 类客车中面向前方安装的座椅,不适用于 M2 和 M3 类客车中 A 级和 I 级客车使用的座椅	客车安全
GB 15740—1995	汽车防盗装置性能要求	本标准规定了汽车防盗装置的性能要求和试验方法；本标准适用于 M1 类汽车	其他
GB 15742—2001	机动车用喇叭的性能要求及试验方法	本标准规定了以直流和压缩空气驱动的机动车用喇叭的性能要求、试验方法及装于机动车辆上的喇叭的性能要求、试验方法；本标准适用于 M、N、L3、L4、L5 类机动车	其他
GB 8108—1999	车用电子报警器	本标准规定了在特种车辆(警车、消防车、救护车、工程抢险车等)上安装使用的电子报警器的分类、要求、试验方法、检验规则、标志、包装、运输、贮存；本标准适用于在特种车辆上安装使用的电子报警器	其他
GB 10827—1999	机动工业车辆安全规范	本标准规定了机动工业车辆在制造、使用、操作和维护方面的安全要求；本标准适用于用来搬运、推顶、牵引、起升、堆垛或码放各种货物的动力驱动的机动工业车辆	其他
GB 15740—1995	汽车防盗装置性能要求	本标准规定了汽车防盗装置的性能要求和试验方法；本标准适用于 M1 类汽车	其他
GB 16735—2004	道路车辆 车辆识别代号(VIN)	本标准规定了车辆识别代号的内容与构成,以便在世界范围内建立一个统一的道路车辆识别代号体系。	其他
GB 16737—2004	道路车辆 世界制造厂识别代号(WMI)	本标准规定了世界制造厂识别代号的内容与构成,以便在世界范围内建立道路车辆制造厂的识别体系	其他
GB 18565—2001	营运车辆综合性能要求和检验方法	本标准规定了营运车辆的动力性、燃料经济性、制动性、转向操纵性、照明和信号装置及其他电气设备、排放与噪声控制、密封性、整车装备的基本技术要求和检验方法；本标准适用于营运车辆,非营运车辆可参照执行	其他
GB 18667—2002	道路交通事故受伤人员伤残评定	本标准规定了道路交通事故受伤人员伤残评定的原则、方法和内容；本标准适用于道路交通事故受伤人员的伤残程度评定	其他

标准号	标准名称	摘要	分类
GB 19522—2004	车辆驾驶人员血液、呼气酒精含量阈值与检验	本标准规定了车辆驾驶人员饮酒及醉酒驾车时血液、呼气中的酒精含量值和检验方法;本标准适用于驾车中的车辆驾驶人员	其他
GB/T3730.1—2001	汽车和挂车类型的术语和定义	本标准对汽车、挂车和汽车列车的类型给出术语和定义;本标准适用于在道路上运行而设计的、挂车和汽车列车	其他
GB/T 15089—2001	机动车及挂车分类	本标准是对机动车辆和挂车的分类;本标准将机动车辆和挂车分为 L 类、M 类、N 类、O 类和 G 类;本标准适用于道路上使用的汽车、挂车和摩托车	其他
GB 7258—2004	机动车运行安全技术条件	本标准规定了机动车的整车及主要总成、安全防护装置等有关运行安全的基本技术要求及检验方法;本标准还规定了机动车的环保要求及消防车、救护车、工程抢险车和警车的附加要求。本规定适用在我国道路上行驶的机动车	其他
GA 468—2004	机动车安全检测项目和方法	本标准规定了机动车安全检测的检验方式/工位/项目/常用设备和工具、检验流程、检验方法、检验结果及审核、合格签章与资料收存要求;本标准适用于机动车安全检验	其他
GA 41—2005	交通事故痕迹物证勘验	本标准规定道路交通事故痕迹、物证勘验的主要内容、原则和要求;适用于公安机关交通管理部门对交通事故现场有关痕迹、物证的勘验	其他
GB/T 18384—2001	电动汽车安全要求	分车载储能装置、功能安全和故障保护、人员触电保护的 3 部分安全要求	其他
GB 8410—1994	汽车内饰材料的燃烧特性	本标准规定了汽车驾驶室和乘客舱内饰材料水平燃烧特性的技术要求及试验方法;本标准适用于鉴别汽车内饰材料水平燃烧特性,不适用于评价汽车内饰材料所有真实的车内燃烧特性	其他
GB 5948—1998	摩托车白炽丝光源前照灯配光性能	本标准规定了摩托车白炽丝光源前照灯的技术要求、试验方法和检验规则等;本标准适用于 L3、L4 和 L5 类摩托车(不包括轻便摩托车)使用的各种类型的前照灯	摩托车
GB 18100—2000	两轮摩托车及轻便摩托车照明和光信号装置的安装规定	本标准规定了两轮摩托车及轻便摩托车照明和光信号装置安装的一般技术要求、特殊规定、试验方法及检验规则等;本标准适用于两轮摩托车及轻便摩托车(L1、L3 类)	摩托车
GB 17352—1998	摩托车和轻便摩托车后视镜及其安装要求	本标准规定了摩托车用后视镜的定义、尺寸要求、技术要求、试验方法和安装要求;本标准适用于摩托车和轻便摩托车的后视镜及其安装,赛车和越野车除外	摩托车
GB 17353—1998	摩托车和轻便摩托车转向锁止防盗装置	本标准规定了防盗装置的技术要求和试验方法;本标准适用于摩托车和轻便摩托车转向机构锁止的防盗装置	摩托车

标准号	标准名称	摘要	分类
GB 17355—1998	摩托车和轻便摩托车制动性能指标限值	本标准规定了摩托车和轻便摩托车制动性能指标中制动距离、制动力的限值;本标准适用于摩托车和轻便摩托车(越野车和赛车除外)	摩托车
GB 17510—1998	摩托车光信号装置配光性能	本标准规定了摩托车和轻便摩托车用前位灯、后位灯、制动灯、转向信号灯和后牌照灯的配光性能要求、配光性能和光色的测量方法以及检验规定;本标准适用于摩托车和轻便摩托车用前位灯、后位灯、制动灯、转向信号灯和后牌照灯	摩托车
GB 18100—2000	两轮摩托车及轻便摩托车照明和光信号装置的安装规定	本标准规定了两轮摩托车及轻便摩托车照明和光信号装置安装的一般技术要求、特殊规定、试验方法及检验规则等;本标准适用于两轮摩托车及轻便摩托车(L1、L3类)	摩托车
GB 19152—2003	轻便摩托车前照灯配光性能	本标准规定了轻便摩托车前照明灯的配光性能、试验方法和检验规则等;本标准适用于 L1、L2 类轻便摩托车使用的各种类型的一般封闭式前照灯	摩托车
GB 19482—2004	摩托车燃油箱安全性能要求和试验方法	本标准规定了摩托车和轻便摩托车燃油箱的安全性能要求和试验方法	摩托车
GB 17258—1998	汽车用压缩天然气钢瓶	本标准规定了汽车专用压缩天然气钢瓶的型式和参数、技术要求、试验方法、检验规则、标志、涂敷、包装、运输和贮存等;本标准适用于设计、制造公称工作压力为 16~20MPa(本标准压力均指表压),公称容积为 30~120L,工作温度为-50~60℃的钢瓶;本标准不适用于压缩天然气充气站用的贮气钢瓶,也不适用于复合材料气瓶	CNG LPG
GB 17259—1998	机动车用液化石油气钢瓶	本标准规定了机动车用液化石油气钢瓶的型式及基本参数、设计、制造、试验方法和检验规则、标志、涂敷;本标准适用于工作环境温度为-40~60℃,公称工作压力为 2.2MPa,耐压试验压力为 3.3MPa,公称容积为 20~240L,可重复充装液化石油气的车用钢瓶	CNG LPG
GB 17926—1999	车用压缩天然气瓶阀	本标准规定了压缩天然气瓶阀的基本型式、技术要求、试验方法、检验规则以及贮运等内容;本标准适用于环境温度为-40~60℃,公称工作压力不大于 20MPa 的车用压缩天然气瓶上的阀门	CNG LPG
GB 18047—2000	车用压缩天然气	本标准规定了车用压缩天然气的技术要求和试验方法;本标准适用于压力不大于 25MPa,作为车用燃料的压缩天然气	CNG LPG
GB 18299—2001	机动车用液化石油气钢瓶集成阀	本标准规定了机动车用液化石油气钢瓶集成阀的基本结构、技术要求、试验规程、检验规则和标志等;本标准适用于机动车用液化石油气钢瓶集成阀	CNG LPG

标准号	标准名称	摘要	分类
GB 19344—2003	在用燃气汽车燃气供给系统泄漏安全技术要求及检验方法	本标准规定了在用燃气汽车燃气供给系统泄漏安全技术要求及检验方法;本标准适用于以天然气、液化石油气为燃料并具有供给系统的 M 和 N 类的所有车辆	CNG LPG
GB 19533—2004	汽车用压缩天然气钢瓶定期检验与评定	本标准规定了汽车用压缩天然气钢瓶定期检验与评定的基本方法和技术要求;本标准适用于按 GB 17258 设计制造的、公称工作压力为 16~20MPa,公称容积为 30~120L,工作温度为-50~60℃ 的钢瓶	CNG LPG
GB/T-18437.1—2001	燃气汽车改装技术要求压缩天然气汽车	本标准规定了在用汽车改装汽油/压缩天然气两用燃料汽车的改装技术要求;本标准适用于压缩天然气额定工作压力不大于 20MPa 的汽油/压缩天然气两用燃料汽车的改装	CNG LPG
GB/T-18437.2—2001	燃气汽车改装技术要求 液化石油气汽车	本标准规定了在用汽车改装汽油/液化石油气两用燃料汽车的改装技术要求;本标准适用于液化石油气额定工作压力为 2.2MPa 的汽油/液化石油气两用燃料汽车的改装	CNG LPG

注:M 为客车;N 为载货汽车;O 为挂车;M1 为 9 座以下客车。

6.2 汽车主动安全法规

6.2.1 灯光(表 6-5)

表 6-5 灯光标准对比

名称	项目		FMVSS	EEC/ECE	日本保安基准	GB
远 光 前 照 灯	相应的技术法规号		108	76/761/EEC	11-1-32 11-4-37	GB 4599—1994 GB 4785—1998
	装备要求		汽车必装(除挂车) 2 只或 4 只	汽车必装 2 只或 4 只	汽车必装 2 只或 4 只	汽车必装 2 只或 4 只 挂车禁止使用
	光色		白色	白色	白色或淡黄色	白色
	光度	白炽	Φ178mm 2 型: 20 000~75 000cd	HV 点:≥32 lx (相当于 20 000 cd)	远光同时点亮,能照亮车前 100m 的道路,且总的最大光强不超过 225 000cd	$E_{\max} \geq 32 \text{ lx}$ HV 点:≥0.9 $E_{\max}$
		卤钨	Φ146mm 1 型: 18 000~60 000cd	HV 点:≥48 lx (相当于 30 000 cd)		$240 \geq E_{\max} \geq 48 \text{ lx}$ HV 点:≥0.8 $E_{\max}$

名称	项目	FMVSS	EEC/ECE	日本保安基准	GB
近光前照灯	相应的技术法规号	108	76/761/EEC	11-1-32 11-4-37	GB 4599—1994 GB 4785—1998
	装备要求	汽车必装(除挂车) 2只或4只	汽车必装 2只或4只	汽车必装 2只或4只	汽车必装2只 挂车禁止使用
	光色	白色	白色	白色或淡黄色	白色
	光型	无明暗截止线,亮区至暗区渐变	有明暗截止线,亮区至暗区渐变	无明暗截止线,亮区至暗区渐变	有明暗截止线,亮区至暗区渐变
前雾灯	相应的技术法规号	108	76/762/EEC	11-1-33 11-4-38	GB 4660—1994 GB 4785—1998
	装备要求	选装	选装	选装	选装2只 挂车禁止使用
	光色				白色或黄色
	光度	暗区(H-6L-6R): ≤500cd 亮区(1.5D-3L-3R): 2000~10000cd	暗区(A、B): ≤1.0 lx(625cd) 亮区(D): ≥1.5 lx(937cd)	—	暗区(A、B): ≤1.0 lx(625cd) 亮区(D): ≥1.5 lx(937cd)
后雾灯	相应的技术法规号	108	77/538/EEC	11-1 37-2	GB 11554—1998 GB 4785—1998
	装备要求	选装 1只或2只	汽车和挂车选装 1只或2只	机动车必装 1只或2只	必装1只或2只
	光色	红色	红色	红色	红色
	光度	HV:80~300cd	HV上下5°,左右10°之间:150~300 cd HV上下5°,左右10°之间围成的菱形区外:≥75cd	光强应高于后位灯	HV上下5°,左右10°之间:150~300 cd HV上下5°,左右10°之间围成的菱形区外:≥75cd
前位灯	相应的技术法规号	108	76/758/EEC	11-1 34	GB 5920—1994 GB 4785—1998
	装备要求	总宽大于2032mm的轿车客车及载货车必装2只	汽车和挂车必装 2只或4只	汽车和挂车必装 2只或4只	汽车和宽度大于1600mm的挂车必装2只,宽度不大于1600mm的挂车选装
	光色	琥珀色或白色	白色	白色、淡黄色琥珀色	白色
	光度	HV点:≥4.0 cd	HV点4~60cd、4~100cd(与前照灯混合)	夜间300m清晰可见	HV点4~60 cd、4~100 cd(与前照灯混合)

名称	项目	FMVSS	EEC/ECE	日本保安基准	GB
后 位 灯	相应的技术 法规号	108	76/758/EEC	11-1 37	GB 5920—1994 GB 4785—1998
	装备要求	必装 2 只	汽车和挂车必装 2 只或 4 只	汽车必装 2 只或 4 只	汽车和挂车必装 2 只
	光色	红色	红色	红色	红色
	光度	发光部分为 1 时： HV 点：2.0~18cd	HV 点：4~12 cd	夜 间 300m 清 晰 可见	HV 点：4~12 cd
前 转 向 信 号 灯	相应的技术 标准号	108	76/759/EEC	11-1 41	GB 4785—1998
	装备要求	机动车必装 2 只	汽车必装 2 只	每侧必装 1 只以上	汽车必装 2 只
	光色	琥珀色	琥珀色	琥珀色	琥珀色
	光度	发光部分为一时， HV 点：≥200cd	HV 点：175~700cd	车 辆 前 方 30m 处 可见	HV 点：175~700cd
后 转 向 信 号 灯	相应的技术 标准号	108	76/759/EEC	11-1 41	GB 4785-1998
	装备要求	必装 2 只	汽车和挂车必装 2 只或 4 只	汽车必装 每侧 1 只以上	汽车和挂车必装 2 只
	光色	琥珀色或红色	琥珀色	琥珀色	琥珀色
	光度	发光部分为 1 时， 红色：80~300cd 琥珀色：130~750cd	一个照明级：—50~ 200cd 50~200cd 两个照明级： 白天：175~700cd 夜间：40~120cd	车 辆 后 方 30m 处 可见	一个照明级： —50~200cd 50~200cd 两个照明级： 白天：175~700cd 夜间：40~120cd
制 动 灯	相应的技术 标准号	108	76/758/EEC	11-1 39	GB 4785—1998
	装备要求	必装 2 只	汽车和挂车必装 2 只或 4 只	汽车必装 每侧 1 只以上	汽车和挂车必装 2 只
	光色	红色	红色	红色	红色
	光度	发光部分为 1 时： 80~300cd	一个照明级： 40~100cd 两个照明级： 白天：130~520cd 夜间：30~80cd	白 天，车 辆 后 方 100m 清晰可见	一个照明级： 40~100cd 两个照明级： 白天：130~520cd 夜间：30~80cd

名称	项目	FMVSS	EEC/ECE	日本保安基准	GB
倒车灯	相应的技术标准号	108	77/539/EEC	11-1 40	GB 4785—1998
	装备要求	除挂车外必装 1 只或 2 只	汽车必装,挂车选装 1 只或 2 只	汽车必装 1 只或 2 只	汽车必装,挂车选装 1 只或 2 只
	光色	白色	白色	白色	白色
	光度	两灯制:80~300cd 单灯制:80~500cd	HV:≥80cd 水平面及其以上: ≤300cd 水平面以上: ≤600cd	光强应低于 5 000cd	HV:≥80cd 水平面及其以上: ≤300cd 水平面以上:≤600cd
牌照灯	相应的技术标准号	108	76/760/EEC	11-1 36	GB 4785—1998
	装备要求	必装一只	必装不少于一只	汽车及挂车必装	必装,根据牌照板的照明要求而定
	光色	白色	白色	白色	白色
	光度	1. 各点照度不小于 8 lx; 2. 最大照度:最小照度不大于20:1	(1) 各点照度不小于 2.5cd/m ² ; (2) 任意两点的亮度差与距离的比值不大于最小亮度值的 2 倍	车辆后方 20m 处清晰可见	当牌照灯与后位灯复合,与制动灯或后雾灯混合时,则在制动灯或后雾灯点亮期间,牌照灯的光度特性可以予以修正
非三角回复前反射器	相应的技术标准号	108	76/757/EEC	11-3 35	GB 11564—1998 GB 4785—1998
	装备要求	汽车必装 2 只	选装 2 只	挂车必装	挂车必装,汽车选装 2 只
	光色	琥珀色	与入射光相同	白色或琥珀色	与入射光相同
	光度	照射角为 0°,观察角为 0.2°时: 红色: CIL 值 ≥ 420mcd/lx 琥珀色: CIL 值 ≥ 840 mcd/lx	照射角为 0°,观察角为 0.33°时: CIL 值 ≥ 300 mcd/lx(红色)	夜间用前照灯(远光)照射时,150m 外清晰可见	照射角为 0°,观察角为 0.33°时: CIL 值 ≥ 300 mcd/lx(红色)

名称	项目	FMVSS	EEC/ECE	日本保安基准	GB
非三角回复后反射器	相应的技术标准号	108	76/757/EEC	11-1 38	GB 11564—1998 GB 4785—1998
	装备要求	汽车必装 4 只	汽车必装 2 只或 4 只	机动车必装每侧 1 只以上	汽车必装, 挂车选装 2 只
	光色	红色	红色	红色	红色
	光度	照射角为 0° , 观察角为 0.2° 时: 红色: CIL 值 $\geq 420 \text{ mcd/lx}$	照射角为 0° , 观察角为 0.33° 时: CIL 值 $\geq 300 \text{ mcd/lx}$ (红色)	夜间用前照灯 (远光) 照射时, 150m 外清晰可见	照射角为 0° , 观察角为 0.33° 时: CIL 值 $\geq 300 \text{ mcd/lx}$ (红色)
非三角侧回复反射器	相应的技术标准号	—	—	—	GB 4785—1998
	装备要求	—	—	—	长度大于 6m 的汽车和所有挂车必装, 长度不大于 6m 的汽车和所有挂车选装
	光色	—	—	—	琥珀色, 若与后位灯、后示廓灯、后雾灯、制动灯或后面的红色侧标志灯组合、或共有透光面侧可以红色
	光度	—	—	—	—
三角形回复后反射器	相应的技术标准号	—	76/757/EEC	11-1 38	GB 11564—1998 GB 4785—1998
	装备要求	—	挂车必装 2 只	挂车必装	挂车必装 2 只, 汽车禁止使用
	光色	—	红色	红色	红色
	光度	—	照射角为 0° , 观察角为 0.33° 时: CIL 值 $\geq 450 \text{ mcd/lx}$	夜间用前照灯 (远光) 照射时, 150m 外清晰可见	照射角为 0° , 观察角为 0.33° 时: CIL 值 $\geq 450 \text{ mcd/lx}$

6.2.2 视野(表 6-6)

表 6-6 视野标准对比

项目		FMVSS	77/649/EEC	日本保安基准	GB11562—1994
前方视野	风窗玻璃透明区		风窗玻璃透明区至少应包括风窗玻璃基准点连线所包含的面积,这些基准点是: (1) V1 点水平向前偏左 17°的基准点 <i>a</i> ; (2) V1 点向前沿铅垂面偏上 7°的基准点 <i>b</i> ; (3) V1 点向前沿铅垂面偏下 5°的基准点 <i>c</i> ; (4) 在汽车纵向对称平面另一侧应增加三个辅助基准点 <i>a'</i> 、 <i>b'</i> 、 <i>c'</i> ,它们与 <i>a</i> 、 <i>b</i> 、 <i>c</i> 三个基准点对称	前风窗玻璃不包括下列区域的可见光透射区: (1) 在规定平面以上的区域。此平面包括通过一条 V1 点(非乘用车的前风窗玻璃为 <i>O</i> 点)并与车辆纵向中心面垂直的直线,并且该平面在 V1 点(或 <i>O</i> 点)的前上方与水平面成 7°(非乘用车的前风窗玻璃为 10°夹角; (2) 距离窗框、仪表板和其他与车身重叠的部分 10mm 以内的区域	风窗玻璃透明区至少应包括风窗玻璃基准点连线所包含的面积,这些基准点是: (1) V1 点水平向前偏左 17°的基准点 <i>a</i> ; (2) V1 点向前沿铅垂面偏上 7°的基准点 <i>b</i> ; (3) V1 点向前沿铅垂面偏下 5°的基准点 <i>c</i> ; (4) 在汽车纵向对称平面另一侧应增加三个辅助基准点 <i>a'</i> 、 <i>b'</i> 、 <i>c'</i> ,它们与 <i>a</i> 、 <i>b</i> 、 <i>c</i> 三个基准点对称
	A 柱		A 柱的双目障碍角不得大于 6°; 汽车不得有 2 根以上的 A 柱	无	A 柱的双目障碍角不得超过 6°; 若两柱相对汽车纵向铅垂面是对称的,则右柱不需要再测量。汽车不得有 2 根以上的 A 柱
	其他要求	无	在驾驶员前视野 180°范围内,在通过 V1 点的水平面下方和通过 V2 点的三个平面(三个平面都和水平面向下成 4°夹角,其中一个平面垂直于 Y 基准平面,另两个平面垂直于 X 基准平面)上方的范围内,除了 A 柱,三角窗分隔条、车外无线电天线、后视镜、风窗玻璃刮水器等造成的障碍外,不得有其他的视野障碍。 通过 V2 点垂直于 Y 基准平面且与转向盘上边缘相切的平面,如该平面相对水平面至少后下倾斜 1°时,则转向盘上边缘以下的仪表板所构成的障碍是允许的	1. 大于 11 座的汽车,总质量大于 8t 载质量大于 5t 的汽车,距该车前端 0.3m 铅垂面与该车之间,高 1m 的障碍物; 2. 总质量大于 8t,载质量大于 5t 的汽车,且发动机在驾驶室或乘客舱之下的汽车,距该车前端 2m 的铅垂面与该车之间,高 1m 的障碍物	在驾驶员前视野 180°范围内,在通过 V1 点的水平面下方和通过 V2 点的三个平面(三个平面都和水平面向下成 4°夹角,其中一个平面垂直于 Y 基准平面,另两个平面垂直于 X 基准平面)上方的范围内,除了 A 柱,三角窗分隔条、车外无线电天线、后视镜、风窗玻璃刮水器等造成的障碍外,不得有其他的视野障碍。 通过 V2 点垂直于 Y 基准平面且与转向盘上边缘相切的平面,如该平面相对水平面至少后下倾斜 1°时,则转向盘上边缘以下的仪表板所构成的障碍是允许的

项目		FMVSS111	79/759/EEC 85/205/EEC	TRIAS29-7314 TRIAS39-75	GB15084—1994
后 方 视 野	内 后 视 野	当车辆载有驾驶员和 4 名乘员,从视线投射点所测得的水平夹角不小于 20°并有足够的垂直方向的角度,使水平道路上的视野延伸到离车辆尾部 61m 以 内 的 各 点	加装一名质量为 75kg±0. 75kg 的额外前座乘客; 驾驶员至少能看见一段 20m 宽而平坦的水平路面,其中心处于汽车纵向垂直中心平面内,并从驾驶员眼点后 60m 起延伸至地平面		测试车辆为整车整备质量状态,在前排乘客一侧加装一名乘客的质量,其数值与测定 H 点时假人的质量相同。 驾驶员借助内后视镜必须能在水平路面上看见一段宽度至少为 20m 的视野区域,其中心平面为汽车纵向基准面,并从驾驶员的眼点后 60m 处延伸至地平线
	外 后 视 野	轿车外后视镜应为驾驶员提供从垂直于驾驶员一侧车辆最宽点的相切纵平面的一条线延伸至地平线,在驾驶员眼后方 10. 6m,从相切平面向外延伸 2. 44m	驾驶员一侧的外后视镜应能使驾驶员看到一段宽 2. 5m,而且平坦的水平路面,其右边以与汽车纵向垂直中心平面平行,且通过汽车左边最外侧一点的平面为界限,并从驾驶员眼点 10m 处起延伸至地平线; 乘客一侧的外后视镜应能使驾驶员看到宽 3. 5m,而且平坦的水平路面,其左边以与汽车纵向垂直中心平面平行,且通过汽车右边最外侧一点的平面为界限,并从驾驶员眼点 30m 处起延伸至地平线。此外,还应能看见宽度大于 0. 75m 的路面,从通过驾驶员的眼点的垂直平面后 4m 处起; 对总质量小于 2000kg 和 M1 和 N1 类汽车,驾驶员借助外后视镜,必须能在水平路上看见一段宽至少为 4m 的后视野,其左边与汽车的纵向垂直中心平面平行,且与汽车右边最外侧相切,并从驾驶员的眼点后 60m 处起延伸至地平线	汽车驾驶员能在座椅上看清汽车(带挂车的为挂车)左右两侧后方 50m 以内的车辆交通状况,以及汽车(当挂车比牵引车宽时,指牵引车及挂车)的左侧附近(驾驶员能在座椅上看清的除外)的交通状况	驾驶员一侧的外后视镜应能使驾驶员看到一段宽 2. 5m,而且平坦的水平路面,其右边以与汽车纵向垂直中心平面平行,且通过汽车左边最外侧一点的平面为界限,并从驾驶员眼点 10m 处起延伸至地平线。对总质量大于或等于 2 000kg 的 M1 和 N1 类汽车以及其他 M 和 N 类汽车,乘客一侧的外后视镜应能使驾驶员看到宽 3. 5m,而且平坦的水平路面,其左边以与汽车纵向垂直中心平面平行,且通过汽车右边最外侧一点的平面为界限,并从驾驶员眼点 30m 处起延伸至地平线。此外,还应能看见宽度大于 0. 75m 的路面,从通过驾驶员的眼点的垂直平面后 4m 处起。 对总质量小于 2 000kg 的 M1 和 N1 类汽车,驾驶员必须能借助在乘客一侧外后视镜看见水平路上一段宽至少为 4m 的后视野,其左边与汽车的纵向垂直中心平面平行,且与汽车右边最外侧相切,并从驾驶员的眼点后 20m 处起延伸至地平线

6.2.3 制动(表 6-7)

表 6-7 制动标准对比

项目	FMVSS135	ECE R13	日本保安基准	GB 7258—2004 GB 12676—1999																		
行车制动系冷态制动效能	根据车辆的最高车速 v_{max} 选择初速度 v_0 , 其制动距离必须满足要求。 当 $v_{\text{max}} \leq 125\text{km/h}$, $v_0 = 100\text{ km/h}$ 时, $s \leq 70\text{m}$, 或 $s \leq 0.01v_0 + 0.0060v_0^2(\text{m})$ 当 $125 \leq v_{\text{max}} < 200\text{km/h}$, $v_0 = 80\%v_{\text{max}}$ 时, $s \leq 0.01v_0 + 0.0067v_0^2(\text{m})$ 当 $v_{\text{max}} \geq 200\text{km/h}$, $v_0 = 160\text{ km/h}$ 时, $s \leq 0.01v_0 + 0.0067v_0^2(\text{m})$ $65\text{N} \leq F \leq 500\text{ N}$	根据不同的车辆类型, 分别按不同的初速度, 其制动距离和平均减速度必须满足最低要求: $v_0 = 80(\text{或 } 60)\text{km/h}$, $s \leq 0.1v_0 + v_0^2/150(\text{m})$ 或 $0.15v_0 + v_0^2/130(\text{m})$ MFDD ≥ 5.8 或 $5.0(\text{m/s}^2)$; $F \leq 500$ 或 700N	根据车辆的最高车速, 分别按不同的初速度, 规定其最大的制动距离: <table><tr><th>v_{max}</th><th>v_0</th><th>s</th></tr><tr><th>km/h</th><th>km/h</th><th>m</th></tr><tr><td>≥ 80</td><td>50</td><td>22</td></tr><tr><td>35~80</td><td>35</td><td>14</td></tr><tr><td>20~35</td><td>20</td><td>5</td></tr><tr><td>≤ 20</td><td>v_{max}</td><td>5</td></tr></table> $F \leq 500\text{N}$, $f \leq 300\text{N}$	v_{max}	v_0	s	km/h	km/h	m	≥ 80	50	22	35~80	35	14	20~35	20	5	≤ 20	v_{max}	5	GB 12676—1999 对 M1 汽车, $v_0 = 80\text{km/h}$, $s \leq 0.1v_0 + v_0^2/150(\text{m})$ MFDD $\geq 5.8\text{ m/s}^2$; $F \leq 500\text{ N}$ 对 M2、M3、N 汽车 $s \leq 0.15v_0 + v_0^2/130(\text{m})$ MFDD $\geq 5.0\text{m/s}^2$; $F \leq 700\text{N}$ GB 7258—2004 规定见表 6-9
v_{max}	v_0	s																				
km/h	km/h	m																				
≥ 80	50	22																				
35~80	35	14																				
20~35	20	5																				
≤ 20	v_{max}	5																				
行车制动系热衰退和恢复	根据车辆的最高车速 v_{max} 选择初速度 $v_0 = 80\%v_{\text{max}}$, 或 $v_0 = 120\text{km/h}$ 取较低值, 进行连接发动机的连续制动, 保证 MFDD = 3m/s^2 , 当车速降低到 $0.5v_0$ 时, 解除制动, 尽快加速到 v_0 连续制动 15 次。 最后加速到 $v_0 = 100\text{km/h}$, 进行热制动效能试验, 第一次制动效能不得低于冷态制动效能的 60%, 第二次制动距离 $s \leq 89\text{m}$, 或 $s \leq 0.01v_0 + 0.0079v_0^2(\text{m})$	根据不同的车辆类型和最高车速, 规定各自的初速度, 进行连接发动机的连续制动, $v_0 = 80\%v_{\text{max}}$, 但不超过各类车型的上限值 (60~120) km/h。 第 1 次制动保证 MFDD = 3m/s^2 , 以后各自制动保持相同制动力, 当车速降低到 $0.5v_0$ 时, 解除制动并加速到 v_0 连续制动 15 次或 20 次。最后加速到基准车速进行热制动效能试验, 制动效能不得低于冷态规定值的 80% 或冷态实测值的 60%	无此项要求	完全同 ECE R13																		
部分失效时剩余制动效能	模拟液压回路失效或助力装置失效, 进行冷态制动效能试验: 当 $v_0 = 100\text{ km/h}$ 时, $s \leq 168\text{m}$; 当低速时, $s \leq 0.01v_0 + 0.0079v_0^2(\text{m})$	模拟行车制动系统的传动装置部分零件失效时, 进行制动效能试验, 各类车型应满足其冷态制动效能的 30% 以上	行车制动系的构造必须保证在其管路的一部分受到损伤时, 也能制动两个以上的车轮	完全同 ECE R13																		

项目	FMVSS135	ECE R13	日本保安基准	GB 7258—2004 GB 12676—1999
应急制动性能	无此项要求	根据不同的车辆类型确定初速度 $v_0 = 40 \sim 80\text{km/h}$, 模拟行车制动实际失效状态下的制动效能试验。应满足其冷态制动效能的 50% 以上	行车制动系发生故障时, 仍能使行驶中机动车的两个以上的车轮产生制动	汽车(除三轮汽车外)在满载和空载状态下, 按照表 6-10 所要求的初速度进行应急制动性能试验, 应急制动性能应符合表 6-10 的要求
项目	FMVSS135	ECE R13	日本保安基准	GB7258—2004
制动稳定性要求	每次制动开始, 车辆对准车道中心线, 除紧急制动外, 所有制动停车过程中, 车辆的任何部位不得偏离出 3.5m 宽的车道, 并且车轴纵轴线的横摆角不得超过 $\pm 15^\circ$	各项规定的制动性能试验必须在车辆不偏离行驶路线且无异常振动的条件下获得	制动装置必须具有在工作时(制动时), 不影响汽车的转向和操纵性能	见表 6-9
死锁情况中的车轮抱死	除了部分失效和应急制动试验以外, 在全部行车制动试验中, 车速超过 15km/h 时, 不得有任何车轮抱死现象	除有特殊规定外, 在各种试验中, 当达到规定的制动性能时, 必须在车轮不抱死的条件下。此外还规定制动力在车轴间的分配	无此项要求	确定在车轮无抱死且没有严重跑偏时, 发挥最佳制动性能
警报装置要求	必须配备能够在下述情况时作用的报警装置(灯光或声响信号): • 部分管路失效引起压力严重降低; • 任一主缸储液腔中的制动液低于规定值时; • 在设有防抱装置或比例阀的系统中电气功能失效时; • 驻车制动作用时	必须配备能够在下述情况时作用的报警装置(灯光或声响信号): • 如果传能系统有某一零件失效时; • 任一部分储能装置的储能下降到某一规定值时; • 当制动液的液面降到易于引起制动失效的程度时	必须配备能够在下述情况时作用的蜂鸣器或其他报警装置: • 依靠液压工作的制动系, 当制动液从管路中泄漏, 造成制动性能恶化时; • 依靠空气压力和真空压力工作的行车制动系, 当压力或真空度下降引起制动效能恶化时	完全同 ECE R13 另外, 当安装防抱制动装置的汽车, 当防抱制动装置失效时, 报警装置应能连续向驾驶员发出报警信号
驻车制动器效能	在额定总质量状态下, 在前进和倒退两个方向, 均能在 20% 坡度上驻车 5min, $f \leq 400\text{N}$; $F \leq 500\text{N}$	在额定满载状态下, 必须能使车辆在上坡和下坡两个方向, 停在 10% 的坡道上。对于允许挂接挂车的车辆, 牵引车的驻车制动器必须能使列车停在 12% 的坡道上 $f \leq 400\text{N}$ 或 600N ; $F \leq 500\text{N}$ 或 700N (视车型而定)	能使空载状态下的车辆通过机械作用停在 20% 的坡道上; 牵引车在牵引空载挂车时, 也要符合此要求: $f \leq 500\text{N}$; $F \leq 900\text{N}$	在空载状态下, 驻车制动装置应能保证机动车在坡度 20%(对总质量为整备质量的 1.2 以下的机动车为 15%) 在上坡和下坡两方向驻车 5min, 对于允许挂接挂车的车辆, 驻车制动器必须能使列车满载时停在 12% 的坡道上

表 6-8 行车制动试验的制动距离和制动减速度及制动稳定性要求

机动车类型	$v_0/(km \cdot h^{-1})$	s/m (满载)	s/m (空载)	MFDD $/(m \cdot s^{-2})$ (满载)	MFDD $/(m \cdot s^{-2})$ (空载)	试验通道 宽度/m
三轮汽车	20	≤ 5.0		≥ 3.8		2.5
乘用车	50	≤ 20.0	≤ 19.0	≥ 5.9	≥ 6.2	2.5
总质量不大于 3 500kg 的低速货车	30	≤ 9.0	≤ 8.0	≥ 5.2	≥ 5.6	2.5
其他总质量不大于 3 500kg 的汽车	50	≤ 22.0	≤ 21.0	≥ 5.4	≥ 5.8	2.5
其他汽车、汽车列车	30	≤ 10.0	≤ 9.0	≥ 5.0	≥ 5.4	3.0

注： v_0 为制动初速度，MFDD 为平均减速度， s 为制动距离， F 为脚制动力， f 为手操作力。

表 6-9 应急制动性能要求

机动车类型	$v_0/(km \cdot h^{-1})$	s/m	MFDD/ $(m \cdot s^{-2})$	允许操纵力不大于/N	
				手操作力	脚制动力
乘用车	50	≤ 38.0	≥ 2.9	400	500
客车	30	≤ 18.0	≥ 2.5	600	700
其他汽车（三轮汽车除外）	30	≤ 20.0	≥ 2.2	600	700

6.2.4 轮胎(表 6-10)

表 6-10 轮胎标准对比

项目	FMVSS109	ECE-R30	日本轮胎安全基准	GB 1191/GB 4502/ GB 4503/GB 4504/GB 7034
轮胎尺寸	a. 最小尺寸系数: 尺寸系数 (外径+断面宽)不小于标准规定值; b. 最大宽度: 不超过断面宽度标准值的 7%	a. 外直径: 普通型(公路型)轮胎不超过标准值的 $\pm 2\%$ 泥雪型轮胎不超过标准值的 $-2\% \sim +4\%$; b. 断面宽度: 子午线轮胎不超过标准规定值的 4%, 普通斜交轮胎不超过标准规定值的 6%, 美国轮胎不超过标准规定值的 7%	轮胎尺寸参数有规定要求	GB 1191—1989 轿车轮胎: a. 外直径: 不超过标准规定值的 $\pm 1\%$; b. 断面宽度: 不超过标准规定值的 $\pm 3\%$

项目	FMVSS109	ECE-R30	日本轮胎安全基准	GB 1191/GB 4502/ GB 4503/GB 4504/GB 7034
无内胎轮胎胎圈脱落阻力	a. 设计断面宽度 152.4mm 以下的轮胎 6 675N 以上; b. 设计断面宽度 152.4mm 以上, 203.2 mm 以下的轮胎 8 900N 以上; c. 设计断面宽度 203.2mm 以上的轮胎 11 125N 以上	无要求	基本等同 FMVSS109	GB 4504—1984 轿车无内胎轮胎胎圈脱落阻力试验方法基本等同 FM-VSS109
轮胎强度	用圆柱形钢棒垂直刺入胎面破坏时其破坏能量依据轮胎的种类、断面宽度和帘线材料不得低于 113~588J	无要求	基本等同 FM-VSS109, 质量指标略有差异	GB 4503—1984 轿车试验条件及方法等同 FMVSS109, 质量指标略有差异
耐久性	转鼓直径 1707mm, 试验保持恒温在 $38^{\circ}\text{C} \pm 3^{\circ}\text{C}$, 转鼓速度为 80km/h, 总试验时间为 34h, 试验负荷及运行时间为在最大额定负荷的 85% 下运行 4h, 90% 负荷下运行 6h, 100% 负荷下运行 24h	转鼓直径为 1700 mm 或 2000 mm (允差为 $\pm 1\%$), 试验温度保持在 20°C 与 30°C 或者生产厂同意的更高温度, 负荷不变, 负荷量为轮胎标准负荷的 80%, 转鼓速度为 80km/h, 运行 120h (普通花纹)	基本等同 FMVSS109, 试验负荷略有差异	GB 4502—1984 轿车轮胎耐久性试验方法转鼓法: 试验条件、方法及质量指标基本等同 FM-VSS109, 试验负荷略有差异
高速性能	在规定的充气压力下, 用最大额定负荷的 88% 的负荷, 以 80km/h 的速度运行 2h 后, 每 30min 提高一次速度, 到 120km/h、128km/h、136km/h, 并以 136km/h 行驶 30 min	在规定的充气压力下, 试验负荷为标准负荷的 80%, 温度为 $25^{\circ}\text{C} \pm 5^{\circ}\text{C}$, 转鼓直径为两种 1700 或 2000mm 试验过程为 10min 内达到起始试验速度, 行驶 10min 后, 每 10min 提高一次速度, 速度增加量为 10km/h, 每一速度级的试验时间为 10min, 最后速度级的试验时间为 20min	基本等同 FMVSS109	GB 7034—1997 轿车轮胎高速性能试验方法转鼓法。试验结束, 对轮胎要求同耐久性。试验条件与 FMVSS109 略有差异

6.3 汽车被动安全法规

1) 座椅及头枕(表 6-11)

表 6-11 座椅及头枕标准对比

项目		FMVSS 207,202	ECE R17,78/932/EEC 74/408/EEC	日本保安基准 11-4-7,11-4-8,11-4-17	GB 15083 —1994 GB 11550—1995
座椅总成	静强度	在座椅总成质心处水平向前、向后对其施加 20 倍座椅总成质量的载荷;座椅应能承受以上载荷		在座椅总成质心处水平向前、向后对其施加 20 倍座椅总成质量的载荷; 座椅及座椅固定点应能承受以上载荷,位移调节器应不得松脱	在座椅总成质心处水平向前、向后对其施加 20 倍座椅总成质量的载荷;座椅及座椅固定点应能承受以上载荷,座椅不得与车体分离
	动强度		在水平向前、向后方向分别对座椅总成施加加(减)速度(在 30ms 作用时间内加速度应 $\geq 20g$);试验后及试验中,座椅骨架、座椅固定点及位移系统、调节系统或锁止系统不得失效;锁止机构不得自动打开	在水平向前、向后方向分别对座椅总成施加 20g 的加(减)速度;座椅及座椅固定点应能承受以上载荷;锁止机构不得打开;位移调节机构应不得松脱	在水平向前、向后方向分别对座椅总成施加 20g 的加(减)速度;座椅及座椅固定点应能承受以上载荷,座椅不得与车体分离
座椅靠背	靠背强度	对座椅靠背施加 372N·m 的载荷;座椅应能承受以上载荷	对座椅靠背施加 530N·m 的载荷;座椅应能承受以上载荷;试验后及试验中,座椅骨架、座椅固定点及位移系统、调节系统或锁止系统不得失效	对座椅靠背施加 373N·m 的载荷;座椅及座椅固定点应能承受以上载荷;锁止机构不得打开;位移及角度调节机构不得松脱	对座椅靠背施加 373N·m 的载荷;座椅及座椅固定点应能承受以上载荷;锁止机构不得打开;位移及角度调节机构不得松脱
	靠背吸能性	包含在 FMVSS201 中	冲击头型:质量 = 6.8kg,直径 = 165mm;冲击速度:6.69m/s;冲击方向:后向冲击时,与水平方向成 45°;头型的减速度超过 80g 的连续作用时间不得超过 3ms	冲击头型:质量 = 6.8kg,直径 = 165mm;冲击速度:6.94m/s;冲击方向:后向冲击时,与接触面垂直;头型的减速度超过 80g 的连续作用时间不得超过 3ms	

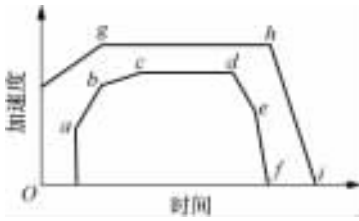
项目		FMVSS 207,202	ECE R17,78/932/ECE 74/408/ECE	日本保安基准 11-4-7,11-4-8,11-4-17	GB 15082 —1994 GB 11550—1995
限位器	静强度	在座椅靠背质心处水平向前(前向座椅)对其施加 20 倍或向后(后向座椅)对其施加 8 倍座椅靠背指令的载荷; 限制机构不得松脱或失效		在座椅靠背质心处沿靠背折叠方向对其施加 20 倍座椅总成质量的水平载荷; 锁止不得打开;位移调节器应不得松脱	在座椅靠背质心处沿靠背折叠方向对其施加 20 倍座椅总成质量的水平载荷; 锁止不得打开;位移调节器应不得松脱
	动强度	在水平向前(前向座椅)或向后(后向座椅)总成施加 29g 的加(减)速度;限制机构不得松脱或失效	在水平向前、向后方向对座椅总成施加加(减)速度(在 30ms 作用时间内加速度应 $\geq 20g$); 试验后及试验中,位移系统、调节系统或锁止系统不得失效;锁止机构不得自动打开	沿靠背折叠方向对座椅靠背施加 20g 的水平加(减)速度;锁止机构不得打开; 位移调节机构应不得松脱	沿靠背折叠方向对座椅靠背施加 20g 的水平加(减)速度;锁止机构不得打开; 位移调节机构应不得松脱
头枕	后位置	$\leq 102\text{mm}$ (施加 372N·m 的载荷)	$\leq 102\text{mm}$ (施加 372N·m 的载荷)	$\leq 102\text{mm}$ (施加 372N·m 的载荷)	$\leq 102\text{mm}$ (施加 372N·m 的载荷)
	强度	能承受 890N 的载荷;或座椅或座椅靠背损坏	能承受 890N 的载荷;或座椅或座椅靠背损坏	能承受 890N 的载荷;或座椅或座椅靠背损坏	能承受 890N 的载荷;或座椅或座椅靠背损坏
	头枕吸能性	包含在 FMVSS201 中	冲击头型:质量 = 6.8kg, 直径=165mm; 冲击速度:6.69m/s; 冲击方向:前向冲击时,沿水平方向;后向冲击时,与水平方向成 45°; 头型的减速度超过 80g 的连续作用时间不得超过 3ms	冲击头型:质量 = 6.8kg, 直径=165mm; 冲击速度:6.69m/s; 冲击方向:前向冲击时,沿水平方向;后向冲击时,与水平方向成 45°; 头型的减速度超过 80g 的连续作用时间不得超过 3ms	冲击头型:质量 = 6.8kg, 直径=165mm; 冲击速度:6.69m/s; 冲击方向:前向冲击时,沿水平方向;后向冲击时,与水平方向成 45°; 头型的减速度超过 80g 的连续作用时间不得超过 3ms

2) 安全带(表 6-12)

表 6-12 安全带标准对比

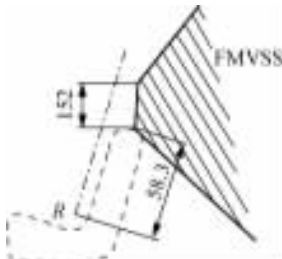
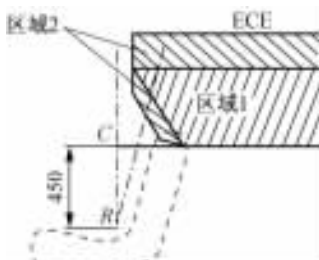
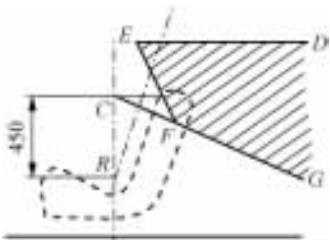
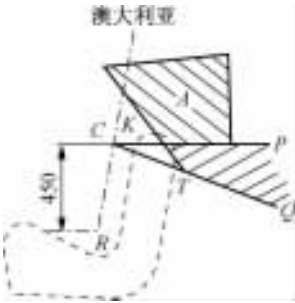
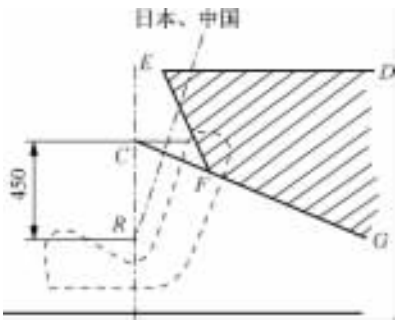
项 目		FMVSS 209	ECE R16、 77/541/ EEC	日本保安基准 11-4-11	GB 14166—1993
织 带	抗拉强度	腰带:≥26 656N; 肩带:≥17 738N; 连续带:≥22 246N	≥14 700N;	腰带:≥26 700N; 肩带:≥17 700N; 连续带:≥22 300N	腰带:≥26 700N; 肩带:≥17 700N; 连续带:≥22 300N
	宽度	≥46mm	≥46mm	≥46mm	≥46mm
	伸长率	腰带:≤20%; 肩带:≤40%; 连续带:≤30%		腰带:≤20%; 肩带:≤40%; 连续带:≤30%	腰带:≤20%; 肩带:≤40%; 连续带:≤30%
	能量吸收性			腰带:单位功≥539J/ m,功比≥50%; 肩带:单位功≥1080J/ m,功比≥60%; 连续带:单位功≥ 784J/m,功比≥55%	腰带:单位功≥539 J/m,功比≥50%; 肩带:单位功≥1080 J/m,功比≥60%; 连续带:单位功≥ 784J/m,功比≥55%
	耐磨强度	≥75%×实验前实际 强度值(相对调节件 和六角棒进行耐磨试 验)	≥75%×实验前实际 强度值;且≥14 700N (对固定在刚性件上 的织带应进行加载荷 提升、坠落实验)	≥60%×实验前实际 强度值;且≥14 700N (相对调节件和六角 棒进行耐磨试验)	≥60%×实验前实际 强度值;且≥14 700N (相对调节件和六角 棒进行耐磨试验)
	耐环境影响 强度	≥60%×实验前实际 强度值(耐光强度)	≥75%×实验前实际 强度值;且≥14 700N (耐湿、耐高低温强 度)	≥60%×实验前实际 强度值;且≥14 700N (耐湿、耐高低温强 度)	≥60%×实验前实际 强度值;且≥14 700N (耐湿、耐高低温强 度)
带 扣 锁	耐久实验	开合 200 次,不应失 效、无影响正常开合 的擦伤和磨损	开合 5 000 次,能正 常使用	开合 5 000 次后,不 得失效	开合 5 000 次后,不得 失效
	尺寸及颜色	面积:≥4. 5cm ² ,宽 度≥1cm	封闭式按钮:面积≥ 4. 5cm ² ,宽度≥ 1. 5cm,红色; 其他型式按钮:面积 ≥2. 5cm ² ,宽度≥ 1. 0cm,红色	封闭式按钮:面积≥ 4. 5cm ² ,宽度≥ 1. 5cm,红色; 其他型式按钮:面积 ≥2. 5cm ² ,宽度≥ 1. 0cm,红色	封闭式按钮:面积≥ 4. 5cm ² ,宽度≥ 1. 5cm,红色; 其他型式按钮:面积 ≥2. 5cm ² ,宽度≥ 1. 0cm,红色
	开启力	≤137N(环状载荷为 666N)	动态试验后,≤60N (载荷为 300N)	≤137N(载 荷 为 667N)	≤137N(载 荷 为 667N)
	强度		≥9 800N 或≥ 14 700N(带扣为两条 安全带共用时)		

项 目		FMVSS 209	ECE R16、 77/541/ EEC	日本保安基准 11-4-11	GB 14166—1993
紧急 卷 收 器	卷收力	腰用: $\geq 4.81\text{N}$; 肩用: 在 0.88N 到 4.81N 之间; 连续带用: 在 0.88N 到 6.62N 之间; 且耐久试验后卷收力不得小于 50% 耐久试验前卷收力	腰用: $\geq 2.6\text{N}$; 肩用、连续带用: 在 1.0N 到 6.9N 之间; 且耐久试验后卷收力不得小于 50% 耐久试验前卷收力	腰用: $\geq 2.6\text{N}$; 连续带用或肩带用: $1\sim 7\text{N}$, 且耐久试验后卷收力不得小于 50% 耐久试验前卷收力	腰用: $\geq 2.6\text{N}$; 连续带用或肩带用: $1\sim 7\text{N}$, 且耐久试验后卷收力不得小于 50% 耐久试验前卷收力
	车感式	加速度 = $0.7g$ 时, 25mm 内必须锁止; 倾斜角 $\leq 15^\circ$, 不能锁止	耐久试验前、后, 加速度 = $0.45g$ (4N 型为 $0.85g$) 时, 50mm 内必须锁止; 倾斜角 $\leq 12^\circ$, 不能锁止; 倾斜角 $\geq 27^\circ$ (4N 型为 40°), 必须锁止	耐久试验后, 加速度 = $0.7g$ (安装在 N 类汽车上的, 则为 $1.5g$) 时, 25mm 内必须锁止; 倾斜角 = 12° , 不能锁止	耐久试验前、后, 加速度 = $0.7g$ (安装在 N 类汽车上的, 则为 $1.5g$) 时, 25mm 内必须锁止; 倾斜角 = 12° , 不能锁止
	带感式	加速度 = $0.3g$ 时, 50mm 内不能锁止; 加速度 = $0.7g$ 时, 25mm 内必须锁止	耐久试验前、后, 加速度 $< 0.8g$ (4N 型为 $1.0g$) 时, 50mm 内不能锁止	耐久试验后, 加速度 = $0.3g$ 时, 50mm 内不得锁止; 加速度 = $0.7g$ (安装在 N 类汽车上的, 则为 $1.5g$) 时, 25mm 内必须锁止	耐久试验前、后, 加速度 = $0.3g$ 时, 50mm 内不得锁止; 加速度 = $0.7g$ (安装在 N 类汽车上的, 则为 $1.5g$) 时, 25mm 内必须锁止
	复合敏感式		耐久试验前、后, 车感: 加速度 = $0.45g$ (4N 型为 $0.85g$) 时, 50mm 内必须锁止; 倾斜角 $\leq 12^\circ$, 不能锁止; 倾斜角 $\geq 27^\circ$ (4N 型为 40°), 必须锁止; 带感: 加速度 $< 0.8g$ (4N 型为 $1.0g$) 时, 50mm 不能锁止; 加速度 $\geq 1.5g$ (4N 型为 $2.0g$) 时, 50mm 内必须锁止	耐久试验后, 车感: 加速度 = $0.7g$ (对于安装在 N 类汽车上的, 则为 $1.5g$) 时, 25mm 内必须锁止; 倾斜角 = 12° , 不能锁止; 带感: 加速度 = $0.3g$ 时, 50mm 内不得锁止; 加速度 = $2.0g$ 时, 50mm 内必须锁止	耐久试验前、后, 车感: 加速度 = $0.7g$ (对于安装在 N 类汽车上的, 则为 $1.5g$) 时, 25mm 内必须锁止; 倾斜角 = 12° 不能锁止; 带感: 加速度 = $0.3g$ 时, 50mm 内不得锁止; 加速度 = $0.2g$ 时, 50mm 内必须锁止
	耐久试验	盐雾试验时 24h 或 48h → 拉卷试验 2500 次 → 高温试验 → 粉尘试验 5h → 拉卷试验 45000 次 (其中至少 10000 次锁止), 耐久试验各过程卷收器各部分无异状出现	拉卷试验 40000 次 (其中每 5 次锁止 1 次, 在拉出 90% 、 80% 、 75% 、 70% 和 65% 处锁止次数一样) → 盐雾试验 50h → 拉卷试验 5000 次 → 耐久试验各过程卷收器各部分无异状出现	盐雾试验 24h 或 48h → 拉卷试验 5000 次 → 粉尘试验 5h → 拉卷试验 45000 次 (其中, 在拉出 $50\% \sim 100\%$ 之间锁止 10000 次), 耐久试验各过程卷收器各部分无异状出现	盐雾试验 50h → 拉卷试验 5000 次 → 粉尘试验 5h → 拉卷试验 45000 次 (其中, 在拉出 90% 、 80% 、 75% 、 70% 和 65% 处至少各锁止 2000 次); 试验各过程卷收器锁止机构仍应具有功能
	抗拉强度	腰部用: $11123\text{N} \pm 980\text{N}$; 肩部用: $6664\text{N} \pm 49\text{N}$; 肩腰共用: $13328\text{N} \pm 147\text{N}$	上部有导向器: 9800N ; 上部无导向器: 14700N		

项 目		FMVSS 209	ECE R16、 77/541/ EEC	日本保安基准 11-4-11	GB 14166—1993																												
安 全 带 总 成	静强度	型式 1:11 123N; 型式 2:肩腰共用:26 656N;腰用部分: 13 328N; (以上均为部分所受载荷)		腰 用 部 分: 22 300N; 肩用部分:13 300N;肩腰共用:26 700N。试验后及试验中,带扣锁不得自行打开;总成不得失效	腰 用 部 分: 22 300N; 肩用部分: 13 300N; 肩腰共用: 26 700N。试验后及试验中,带扣锁不得自行打开;总成不得失效																												
	移动量	型 式 1: ≤ 360mm; 型式 2: 肩用、腰用部分: ≤ 500mm (以上均为两固定点之间的位移)		腰用部分: ≤ 180mm; 肩用部分、肩腰共用部分:≤250mm	腰用部分: ≤ 180mm; 肩用部分、肩腰共用部分:≤250mm																												
		预处理:带扣锁耐久试验→开启 500 次; 卷收器耐久试验: 假人试验:75kg 碰撞速度:50km/h; 试验波形:如下  <table><tr><td></td><td>a</td><td>b</td><td>c</td><td>d</td><td>e</td><td>f</td><td>g</td><td>h</td><td>i</td></tr><tr><td>加速度/g</td><td>16</td><td>20</td><td>26</td><td>26</td><td>20</td><td>0</td><td>32</td><td>32</td><td>0</td></tr><tr><td>时间/ms</td><td>10</td><td>15</td><td>25</td><td>45</td><td>55</td><td>60</td><td>18</td><td>60</td><td>80</td></tr></table> 动态试验后,安全带及其约束结构的任何部分应无损伤、破裂及分离发生,同时,试验过程中假人胸部不得与除转向盘以外的刚性部分接触		a	b	c	d	e	f	g	h	i	加速度/g	16	20	26	26	20	0	32	32	0	时间/ms	10	15	25	45	55	60	18	60	80	假人质量:75kg 试验波形要求: 加(减)速度峰值: 26~50g; 作用时间: 50~100ms; 动态试验后,试验假人不得出现异常姿势且假人的各部分不得损伤、破裂或功能失调
	a	b	c	d	e	f	g	h	i																								
加速度/g	16	20	26	26	20	0	32	32	0																								
时间/ms	10	15	25	45	55	60	18	60	80																								
	假人移动量	臀部:80~200mm 之间; 躯干:100~300mm 之间		臀 部: 80 ~ 200mm 之间; 躯 干: 100 ~ 400mm 之间																													

3) 安全带固定点(表 6-13)

表 6-13 安全带固定点的标准对比

项目		FMVSS210	ECE 14、76/115/EEC	日本保安基准 11-4-10
固定点强度		作用载荷： 腰带： $\geq 22\,050\text{N}$ 连续带： $\geq 13\,230\text{N}$ 载荷持续时间： $\geq 10\text{s}$ 不论变形或撕裂等是否出现，只要能承受以上载荷即可	作用载荷： 腰带： $\geq 22\,250\text{N}$ 连续带： $\geq 13\,570\text{N}$ 载荷持续时间： $\geq 0.2\text{s}$ 不论变形或撕裂等是否出现，只要能承受以上载荷即可	作用载荷： 腰带： $\geq 22\,246\text{N}$ 连续带： $\geq 13\,524\text{N}$ 载荷持续时间： $\geq 0.2\text{s}$ 试验后，不应有影响功能的分离、变形或断裂产生
		$\alpha_1, \alpha_2: 20^\circ \sim 80^\circ$ 横向距离： $\geq 165\text{mm}$	$\alpha_1, \alpha_2: 20^\circ \sim 75^\circ$ 横向距离： $\geq 350\text{mm}$	$\alpha_1, \alpha_2: 20^\circ \sim 75^\circ$ 横向距离： $\geq 350\text{mm}$
固定位置	下部	在图示斜线范围 	$s \geq 140\text{mm}$ 且在区域 1 或在区域 1 和区域 2 内(当结构上有困难时) 	日本, 中国 
	上部			
项目		澳大利亚 ADR 5B		中国 GB 14167—1993
固定点强度		作用载荷： 连续带、腰带：后向座椅 $\geq 9\,000\text{N}$ 前向或侧向座椅 $\geq 22\,000\text{N}$ ；腰带(与肩带共用但固定点分开)：后向座椅 $\geq 58\,300\text{N}$ ；前向座椅 $\geq 13\,300\text{N}$ ； 载荷持续时间： $\geq 1\text{s}$ 能承受以上载荷		作用载荷： 腰带： $\geq 22\,300\text{N}$ ； 连续带： $\geq 13\,500\text{N}$ ； 载荷持续时间： $\geq 0.2\text{s}$ ； 不论变形或撕裂等是否出现，只要能承受以上载荷即可
		$\alpha_1, \alpha_2: 25^\circ \sim 80^\circ$ 横向距离： $\geq 165\text{mm}$		$\alpha_1, \alpha_2: 20^\circ \sim 75^\circ$ 横向距离： $\geq 350\text{mm}$
固定位置	下部	$s \geq 140\text{mm}$ 且在区域 A 或在区域 A 和区域 KPQT 内(当 $s \leq 200\text{mm}$ 时) 澳大利亚 		$s \geq 140\text{mm}$ 且在区域 DEFG 内 日本、中国 
	上部			

4) 汽车门锁及门铰链(表 6-14)

表 6-14 汽车门锁及铰链标准对比

项 目	FMVSS 206	70/387/EEC ECE R11	日本保安基准 11-4-12	GB 15086—1994
适用范围	轿车、多用途客车及载货汽车	M1、N1 类汽车	机动车(不含 11 人以上机动车,大型专用车及最高车速低于 20km/h 机动车)	M1 类汽车
一般要求	门锁必须有全锁紧和半锁紧两个锁紧位置	同 FMVSS206	同 FMVSS206	同 FMVSS206
门 锁 纵 向 载 荷	全锁紧:11 123N; 半锁紧:4 449N	全锁紧:11 110N; 半锁紧:4 440N	全锁紧:11 110N; 半锁紧:4 410N	全锁紧:11 110N; 半锁紧:4 440N
门 锁 横 向 载 荷	全锁紧:8 898N; 半锁紧:4 449N	全锁紧:8 890N; 半锁紧:4 440N	全锁紧:8 920N; 半锁紧:4 410N	全锁紧:8 890N; 半锁紧:4 440N
门 锁 惯 性 载 荷	30g 纵向和横向惯性载荷全锁紧位置门锁不脱开	30g 纵向和横向惯性载荷全锁紧位置门锁不脱开	30g 纵向和横向惯性载荷全锁紧位置门锁不脱开	30g 纵向和横向惯性载荷全锁紧位置门锁不脱开
门锁链载荷	纵向:11 123N; 横向:8 898N	纵向:11 110N; 横向:8 890N	纵向:11 110N; 横向:8 920N	纵向:11 110N; 横向:8 890N
铰接式货门 锁载荷	纵向:11 123N; 横向:8 898N		关闭性能可靠,有锁止装置	
铰接式货门 铰链载荷	纵向:11 123N; 横向:8 898N			
滑动式车门 载荷	车门关闭施加17 797N 横向载荷时滑轨机构和支撑不脱开	车门关闭施加 17. 8kN 横向载荷时滑轨机构和支撑不脱开	关闭性能可靠,有锁止装置	

5) 侧门强度(静态)(表 6-15)

表 6-15 侧门强度(静态)标准对比

项目	FMVSS 214	GB 15743—1995
适用范围	轿车、多用途客车、货车及大客车(总质量不大于 4540kg 的)	轿车
加载装置	钢制刚性圆柱体或半圆柱体,直径 305mm,棱边圆角半径 12. 7mm	钢制刚性圆柱体或半圆柱体,直径 305mm,棱边圆角半径 13mm

项目	FMVSS 214	GB 15743—1995
加载位置	车门最低点以上 127mm 处车门沿铅垂中心线上	车门最低点以上 127mm 处车门沿铅垂中心线上
加载速度	以不大于 12.7mm/s 速度连续加载,直至加载装置移动 457mm,试验在 120s 内完成;或以不大于 25.4mm 或 890N 的增值逐级加载,记录载荷-位移曲线	以不大于 12.7mm/s 速度连续加载,直至加载装置移动 457mm,试验在 120s 内完成;或以不大于 25.4mm 或 890N 的增值逐级加载,记录载荷-位移曲线
耐挤压力及位移	无座椅时, 初始耐挤压力:≥10 011N(152mm); 中间耐挤压力:≥15 572N(305mm); 最大耐挤压力:≥31 144N 或全车整备质量 2 倍中的小者(457mm)。 有座椅时, 初始耐挤压力:≥10 011N(152mm); 中间耐挤压力:≥19 465N(305mm); 最大耐挤压力:≥31 144N 或全车整备质量 3.5 倍中的小者(457mm)	无座椅时, 初始耐挤压力:≥10 011N(152mm); 中间耐挤压力:≥15 572N(305mm); 最大耐挤压力:≥31 144N 或全车整备质量 2 倍中的最小者(457mm)。 有座椅时, 初始耐挤压力:≥10 011N(152mm); 中间耐挤压力:≥19 465N(305mm); 最大耐挤压力:≥31 144N 或全车整备质量 3.5 倍中的最小者(457mm)

注:EEC 和 ECE、日本保安基准无此项标准要求。

6) 车顶强度(静态)(表 6-16)

表 6-16 车顶强度(静态)标准对比

项目	FMVSS 216	ECE R66	GB 11381—1989
适用范围	轿车、多用途客车、货车及大客车(总质量不大于4 540kg的)	乘坐不小于 16 人(不含驾驶员和售票员)的单层客车	客车
试验方法	加载装置:刚性平板,其下表面加工成 762mm×1 829mm 的矩形; 加载位置:加载前平板前倾 5°,侧倾 25°,加载装置长度方向前端 254mm 处中间位置与车顶接触; 加载速度:12.7mm/s 速度加载,120s 内完成试验	(1) 按附件 3 进行实车滚翻试验; (2) 按附件 4 进行车身部件滚翻试验; (3) 按附件 5 进行车身部件摆锤冲击试验; (4) 按附件 6 规定的计算方法来证明其强度 (注:以上 4 条任选其一)	用 25kg 沙袋,承载薄板在车顶加载,记录 4 种加载载荷和 4 种卸载载荷下各测点的位置尺寸,最大载荷为客车最大总质量
性能要求	载荷及位移:加载至空车质量的 1.5 倍力或 72 246N 载荷中的小者时位移不应超过 127mm	(1) 车辆变形不得进入生存空间; (2) 生存空间内的任何部分不得突出到已变形的车身结构外	无性能要求

注:日本保安基准无此项标准要求。

7) 转向系统(表 6-17)

表 6-17 转向系统标准对比

项 目		FMVSS 203,204	ECE R12 74/297/EEC 等	日本保安基准 11-4-1	GB 11557—1998
胸块发射	碰撞力限值	碰撞力超过 11113N 的累积时间不超过 3ms	碰撞力超过 11110N	碰撞力超过 11123N	碰撞力超过 11123N
	碰撞速度	24.1km/h	24.1km/h	25 km/h±1km/h	24.1 ^{+1.2} km/h
实车动态	转向盘向后位移量	127mm	127mm		不得大于 127mm
	碰撞速度	48.3km/h	48.3km/h		48.3~53.1km/h
其 他		转向盘及转向系统不允许刮服饰的危险	试验前,朝向驾驶员的转向系统部件不得出现产生伤害驾驶员的坚硬锐边试验后,朝向驾驶员的转向系统部件不得出现产生伤害驾驶员的小面积破碎及尖锐边		转向盘及转向柱上的附件不得对驾驶员有妨碍,且不允许有危险的凸出部分和尖锐的棱边

8) 内部凸出物(表 6-18)

表 6-18 内部凸出物标准对比

项 目		FMVSS 201	ECE R21,74/60/EEC	日本保安基准 11-4-6,7,9,13	GB 11552—1999
吸能性	减速度限值	头部模型的减速度超过 80g 的持续时间不得超过 3ms	头部模型的减速度超过 80g 的持续时间不得超过 3ms	同 ECE R21	同 FMVSS 201
	碰撞速度	24.1km/h	24.1km/h	25 km/h±1km/h	24.1km/h
凸出高度			有要求		有要求

9) 汽车乘员碰撞保护(表 6-19)

表 6-19 汽车乘员碰撞保护标准对比

项 目	FMVSS 208	ECE R94,ECE R95	日本保安基准 11-4-30	GB11551—2003
正碰	车速=48km/h	车速=50km/h	车速=50km/h	车速=48km/h
	撞壁角度:0°或 30°	撞壁角度: 30°	撞壁角度:0°	头部伤害指数≤1000
	头部伤害指数 HIC≤1000	头部伤害指数 HPC≤1000	头部伤害指数 HPC≤1000	胸部加速度≤60g
	胸部加速度≤60g	胸部性能指数≤75mm	胸部加速度≤60g	大腿轴向压力≤10kN
	胸部性能指数≤76.2mm	大腿轴向压力≤10kN	大腿轴向压力≤10kN	

项 目	FMVSS 208	ECE R94,ECE R95	日本保安基准 11-4-30	GB11551—2003
侧 碰	壁障速度=32km/h 头部伤害指数 HPC≤1000 胸部加速度≤60g	壁障速度=(50±1) km/h 头部伤害指数 HPC≤1000 胸部: 肋骨变形指数≤42mm 黏性指数≤1m/s 骨盆性能指数≤6kN 胸部性能指数≤2.5kN 的内力(=4.5kN 的外	拟同 ECE R95,1998 年 实施	壁障速度≤32km/h 头部伤害指数≤1000 胸部加速度≤60g
侧 翻	速度=48km/h 试验装置及假人应在 厢内	力)		速度=48km/h 假人应在厢内

10) 轿车前后端保护(表 6-20)

表 6-20 轿车前后端保护标准对比

项 目	CFR 581	ECE R94,ECE R95	日本保安基准	GB11551—2003 GB 17354—1998
纵 向 撞 击	冲击摆速度=4km/h,需满足防护 准则: (1) 车灯或反射装置正常工作; (2) 发动机罩盖、行李厢和车门正常 开启; (3) 燃料和冷却系统等无泄漏,能正 常工作; (4) 排气系统无漏气或撞瘪; (5) 驱动、悬挂、转向和制动系统保 持调整状态,并能正常工作; (6) 高压容器不脱落无泄漏; (7) 在特定表面施加≥8898N 以上 的力,车厢不接触试验装置; (8) 除试验相关表面以外其他各紧 固件或连接件无断裂或松动	冲击摆速度=4~ 4.25km/h,需满 足防护准则: (1) 照明和信号 装置正常工作; (2) 发动机罩盖、 行李厢和车门正 常开启; (3) 燃料和冷却 系统等无泄漏,能 正常工作; (4) 驱动、悬挂、 转向和制动系统 保持调整状态,并 能正常工作	无	客车前保险杠效能试验
车 角 撞 击	冲击摆速度=2.4km/h,需满足上述 防护准则 1~8 条的规定	冲击摆速度=2.5 ~2.75km/h,需 满足上述防护准 则 1~5 条的规定		

11) 汽车及挂车侧面及后下部防护(表 6-21)				
表 6-21 汽车及挂车侧面及后下部防护标准对比				
项 目	FMVSS	ECE R73,ECE R58	日本保安基准	GB 11551—2003
侧 面	无	下边缘离地高度 $\leq 550\text{mm}$; 上边缘离地高度 $\geq 950\text{mm}$; 上边缘与箱底下侧边间距 $\leq 350\text{mm}$; 机动车:装置前缘与最近车轮后垂直平面水平间距 $\leq 300\text{mm}$; 挂车:装置前缘与最近车轮后垂直平面水平间距 $\leq 500\text{mm}$; 半挂车:装置前端与支脚横断面的后缘距离 $\leq 250\text{mm}$; 装置后缘与最近车轮前垂直平面水平间距 $\leq 300\text{mm}$; 装置外侧不能超出车宽度,且主要外表面距车辆最外平面 $\leq 120\text{mm}$;装置应具有足够的刚度	下边缘离地高度 $\leq 450\text{mm}$; 上边缘离地高度 $\geq 650\text{mm}$; 装置前端与前车轮的间距和后端与后车轮的间距 $\leq 400\text{mm}$; 装置外平面装配位置在车轮接地点的外侧,安装可靠	下边缘离地高度 $\leq 550\text{mm}$; 上边缘离地高度 $\geq 800\text{mm}$; 上边缘与箱底下侧边间距 $\geq 400\text{mm}$; 长头车:装置前缘至驾驶室后壁的间隙 $\leq 200\text{mm}$; 半挂车:装置前端位于支脚前方,不能与牵引车干涉; 装置后缘与最近车轮最前部分的水平间距 $\leq 400\text{mm}$; 装置外平面装配位置在车轮接地点的外侧,且不能超出车宽度。装置应具有足够刚度
		下边缘离地高度 $\leq 550\text{mm}$; 装置宽度不大于车轮最外点的距离,装置应尽可能靠近车的后部; 装置高 $\geq 100\text{mm}$; 操作者可用 $\leq 400\text{N}$ 的力改变其使用位置; 装置应具有足够刚度	下边缘离地高度 $\leq 700\text{mm}$; 装置后平面与车辆最后端的水平距离 $\leq 600\text{mm}$; 装置宽度 $\leq 60\%$ 车的总宽;安装对称于车辆中心线,安装可靠	下边缘离地高度 $\leq 700\text{mm}$; 装置后平面与车辆最后端的水平距离 $\leq 600\text{mm}$; 装置宽度 $\leq 60\%$ 车的总宽,不可大于车轮最外点的距离。安装对称于车辆中心线。装置应具有足够刚度

6.4 汽车防火安全法规

1) 汽车燃油箱(表 6-22)

表 6-22 汽车燃油箱标准对比				
项目	CFR E 393. 67	ECE 34	日本保安基准 11-4-1-4	ZBT 13005—87
燃 油 箱	(1) 安全阀开启压力 $\leq 350\text{kPa}$; (2) 渗漏试验,坠落试验、加油管试验后,从燃油箱或任何配件中每分钟泄漏量不超过 28. 35g	(1) 燃油箱经水压 30kPa, 1min 后,不得产生裂纹或泄漏; (2) 燃油箱和车室的隔板水平置于汽油液面上方 20cm 时,能耐 2min 的火焰; 燃料燃油箱: (1) 耐冲击性:30N·m 冲击时不得泄漏; (2) 耐压:30kPa, 5h, 不得泄漏; (3) 耐火:不得泄漏; (4) 耐高温:不得泄漏和过大变形; (5) 燃料渗透性: $\leq 20\text{g}/24\text{h}$	(1) 燃料渗透性:小于 20g/24h (2) 耐冲击性:不得泄漏; (3) 耐压:不得泄漏及开裂; (4) 耐火:不得泄漏及开裂; (5) 耐热性:不得泄漏和显著变形	(1) 渗透性: $\geq 20\text{kPa}$ 压缩空气 30s 无漏气; (2) 燃油箱盖必须密封可靠,槽形盖装卸力矩 $\leq 14\text{N}\cdot\text{m}$; (3) 牢固性: $\geq 133\text{kPa}$, 30s 无漏,无破裂; (4) 落下冲击试验后,渗漏量 $\leq 30\text{g}/\text{min}$; (5) 振动耐久性:不渗漏; (6) 油漆表面应符合 JB/Z 111-86 中 TQ3 车厢组甲组要求

2) 内饰材料的燃烧特性(表 6-23)

表 6-23 内饰材料的燃烧特性标准对比

项目		FMVSS 302	95/28/EEC	日本保安基准 11-7-40	GB 8410—1994
内饰材料阻燃燃烧性	水平燃烧	(1) 不燃烧; (2) 燃烧, 速度 $\leq 102\text{mm/min}$; (3) 60s 内熄灭, 且燃烧距离小于 50.8mm	(1) 不燃烧; (2) 燃烧, 速度 $\leq 100\text{mm/min}$	(1) 不燃烧; (2) 燃烧, 速度 $\leq 100\text{mm/min}$; (3) 60s 内熄灭, 且燃烧距离 $\leq 50\text{mm}$	(1) 不燃烧; (2) 可以燃烧, 速度 $\leq 100\text{mm/min}$; (3) 60s 内熄灭, 且燃烧距离 $\leq 50\text{mm}$
	垂直燃烧		燃烧, 速度 $\leq 100\text{mm/min}$		
	材料熔化性能		无可将原棉点燃的熔滴		

3) 汽车碰撞时燃油泄漏(表 6-24)

表 6-24 汽车碰撞时燃油泄漏标准对比

项目	FMVSS 301	ECE R34	日本保安基准 11-4-5	GB 11553—1989
前壁障碰撞	车速 $\leq 48\text{km/h}$; 碰撞角度: 垂直于车辆行驶方向小于 30° ; 燃油的泄漏应: 从碰撞至停止 $\leq 28.35\text{g}$; 停止后 5min 内 $\leq 141.75\text{g}$; 以后 25min 内 $\leq 28.35\text{g/min}$	壁障或车速度 = $48.3 \sim 53.1\text{km/h}$, 燃油泄漏应: 碰撞时无泄漏; 撞后, 泄漏率应小于 30g/min ; 不能出现燃料起火现象	车速 = $(50 \pm 2)\text{km/h}$ (微型汽车车速 = $(40 \pm 2)\text{km/h}$); 燃油泄漏应: 撞后 1min 内 $\leq 30\text{g}$; 5min 内 $\leq 150\text{g}$	车速 = $(50 \pm 2)\text{km/h}$ (微型汽车车速 = $(40 \pm 2)\text{km/h}$); 碰撞角度: 车与壁障成 $90^\circ \pm 5^\circ$; 燃油泄漏应: 撞后 5min 内 $\leq 200\text{mL}$
后移动壁障碰撞	壁障速度 = 32km/h ; 燃油的泄漏要求同上	移动壁障或冲击摆速度 = $35 \sim 38\text{km/h}$; 燃油泄漏要求同上	壁障速度 = $30 \sim 38\text{km/h}$; 燃油的泄漏要求同上	
横向移动壁障	壁障速度 = 48km/h ; 燃油的泄漏要求同上			
静倾翻	5min 内, 每转过 90° , 泄漏量 $\leq 141.75\text{g}$ 。以后 1min 内, 每转过 90° , 泄漏量 $\leq 141.75\text{g}$			
移动访型物壁障碰撞	壁障速度 $\leq 48\text{km/h}$ 。燃油的泄漏应: 从碰撞至停止 $\leq 28.35\text{g}$; 停止后 5min 内 $\leq 141.75\text{g}$; 以后 25min 内 $\leq 28.35\text{g/min}$			

第7章 汽车安全性能的要求与检测试验

汽车安全性包含汽车产品性能安全性和汽车使用安全性两个方面。前者涉及到几乎所有的汽车性能,它包括了汽车结构安全性、汽车性能安全性、汽车产品的可靠性和耐久性等;后者则是在使用过程中保持汽车已有安全能力的问题,它与汽车在使用或营运过程中的管理、保养和维护相关联。为了能够确保汽车在行车过程中的安全,世界各国都在这两个方面制定有十分严格的法规体系,以保证汽车作为一种向社会提供的产品所具备的基本安全性,并保证汽车在实际使用过程中所必须保持的安全性能。

汽车安全法规一般主要从两个方面约束汽车的技术能力,即对汽车安全运行提出基本要求,同时制定出检验这些要求是否被满足的试验规范。前者构成了确保汽车安全运行的指标体系,是判定车辆在安全性能上是否满足使用要求的技术依据,后者则是在检验过程中再现这些指标的操作指南,它也是实现汽车安全性的直接保证。

对汽车安全性的要求不但来自国家的强制性法规限制,同时也来自社会消费阶层的口碑。在欧美日等发达国家已经出现了一种新的发展趋势,即政府制定对汽车产品最低要求的安全法规,社会消费群体对汽车的安全性有着更高的追求目标,为此,汽车生产厂家必须以实际交通事故分析结果为依据制定出更为严格的汽车安全性评价方法。在社会上一些消费组织、俱乐部或杂志社会定期对世界上各类车辆的安全性进行试验评价,由于这种以第三方形式出现的评价方法是对同级别车辆的比较试验,往往对引导消费具有更大的影响力,所以得到了各汽车制造厂家的广泛重视。

7.1 机动车安全的一般要求

在我国对汽车使用过程中的安全运行一般要求体现在国家标准《机动车运行安全技术条件》(GB7258—2004)和《营运车辆综合性能要求的检验方法》(GB18565—2001)中,这些标准规定了汽车运行过程中必须强制执行的技术规范,是判别在用汽车安全性的最基本的法规要求。

为了确保汽车在道路上行驶的安全性,国标《机动车运行安全技术条件》(GB7258—2004)对汽车的整车标志、外廓尺寸、载荷质量参数、车辆技术状况等各方面做出了十分详尽的规定。

此外,对汽车转向系提出如下要求:①汽车方向盘最大自由转动量不得大于 20° ;②应具有适度的不足转向特性;③在平直、干燥、清洁的好路上行驶时,不得跑偏,方向盘不得摆振;④在平直、干燥、清洁的好路上以 10km/h 速度在 5s 内沿螺旋线从直线行驶过渡到直径为 24m 的圆周行驶时,方向盘外缘的最大切向力不得大于 245N ;⑤当转向桥轴载质量大于 4000kg 时,必须采用转向助力装置,且在转向助力装置失效后,仍能借助方向盘控制车辆等。

在制动方面,为了确保汽车制动效能和效能的稳定性,标准对汽车制动性能和相关制动装置制定了非常严格的规定,如:①汽车必须具有行车制动、应急制动和驻车制动系统;②行车制动在产生最大制动作用时的踏板力应小于 500N (乘用车)或 700N (其他车辆);③最大设计总

质量大于12 000kg的旅游客车、最大设计总质量大于16 000kg的载货汽车和最大设计总质量大于10 000kg的挂车必须安装符合国标规定的 ABS 装置;④行车制动必须采用双管路或多管路系统,当部分制动管路失效后,剩余制动效能应该仍能保持原规定的 30%以上;⑤液压行车制动在达到规定制动效能时,踏板行程不得大于踏板全行程的 4/5,且不得大于 120mm(乘用车)或 150mm(其他车辆)等等。

在车辆照明与信号灯光等电气设备上,除了对光色和灯光数量、位置与角度等制定了详尽的具体要求外,特别规定:①汽车必须安装反射器,车长大于 6m 的应安装侧反射器,它应能保证夜间在其正前方 150m 处用汽车前照灯照射时,能确认其反射光;②空载高度大于 3m 或宽度大于 2.1m 的汽车应安装示廓灯;③汽车前后转向信号灯、危险警告信号和制动灯白天距 100m 可见;侧转向信号灯白天距 30m 可见;前后位置灯、示廓灯、挂车标志灯夜间好天气距 300m 可见;后牌照灯夜间好天气距 20m 可看清牌照号码;④汽车每只前照灯的远光光束发光强度应达到表 7-1 的要求,测试时,其电源系统应处于充电状态;⑤在检查前照灯近光光束照射位置时,将前照灯置于距离屏幕 10m 处,乘用车前照灯近光光束明暗截止线转角或中点的高度应为 0.75H~0.95H(H 为前照灯基准中心高度),其他车辆应为 0.6H~0.8H,前照灯近光光束水平方向位置向左偏不得超过 170mm,向右偏不得超过 350mm;⑥在检查前照灯远光光束及远光单光束灯照射位置时,将前照灯置于距离屏幕 10m 处,要求在屏幕上光束中心离地高度,对乘用车为不低于近光光束明暗截止线转角或中点的高度,且不高 于 1.0H,对其他车辆应为 0.8H~0.9H;水平位置要求,左灯向左偏不得超过 170mm,向右偏不得超过 350mm,右灯向左或向右偏均不得超过 350mm。

表 7-1 前照灯的远光光束发光强度 单位:cd

汽车类型	新注册车			在用车		
	一灯制	两灯制	四灯制	一灯制	两灯制	四灯制
三轮汽车	8 000	6 000	-	6 000	5 000	-
最高设计车速 ≤ 70km/h 的汽车	-	10 000	8 000	-	8 000	6 000
其他汽车	-	18 000	15 000	-	15 000	12 000

对前照灯光束照射位置的检验可以采用屏幕检验法和前照灯检验仪检验法进行。前者是在平整的检验场地上,利用与场地垂直的屏幕实施检验,被检车辆空载、轮胎气压保持正常、乘坐一名驾驶员,将汽车垂直停置于屏幕前,使前照灯基准中心距屏幕 10m,在屏幕上确定与前照灯基准中心离地面距离 H 等高的水平基准线,及以汽车纵向中心平面在屏幕上的投影线为基准确定的左右前照灯基准中心位置线,分别测量左右远近光束的水平和垂直照射方位的偏移值。后者将被检汽车按规定距离与前照灯检验仪对正,从前照灯检验仪的显示屏上分别测量左右远近光束的水平和垂直照射方位的偏移值。

对汽车车轮和轮胎的要求主要体现在外在质量和性能上,标准规定:①轮胎花纹不小于 1.6mm;②不得暴露出轮胎帘布层;③胎面和胎壁不得有超过 25mm 的破裂和割伤;④车轮总成的横向摆动量和径向跳动量不大于 5mm(总质量≤4 500kg 的车辆),或不大于 8mm(其他车辆);⑤同一车轴上应装用型号和花纹一致的轮胎;⑥车长大于 6m 的长途客车和旅游客车、

最大设计总质量大于12 000kg的载货汽车应该安装轮胎压力报警装置。

国家标准在车身和附件方面除了对车辆座椅、乘客通道和车门等设施的尺寸布置提出了明确的要求以外,还特别规定:①对于座位数 ≤ 5 的乘用车,所有座椅均应装置安全带;座位数 ≤ 20 或车长 $\leq 6\text{m}$ 的客车和最高设计车速大于 100km/h 的载货汽车的前排座椅必须装置安全带;②车外后视镜的安装位置和角度应保证驾驶员能够看清车后 50m 以内的交通情况;长度大于 6m 的平头载货汽车和客车前应该设置一面下视镜,且保证驾驶员能够看清风窗玻璃前下方长 1.5m 、宽 3m 范围内的情况。

从车辆安全行驶的角度看,燃油箱是非常值得关注的装置之一,不适当布置可能会导致安全隐患,为此国家标准规定:①燃油箱的加油口和通气口不允许对着排气管的开口方向,且应距排气管出气口 300mm 以上,否则需设置隔热装置;燃油箱的加油口和通气口应该距裸露的电气接头及可能产生火花的电气开关 200mm 以上;②燃油箱的各部分不得前伸至前置汽油发动机的前端面,车长大于 6m 客车的燃油箱距客车前端面不小于 600mm ,距客车后端面不小于 300mm 。

此外,对汽车噪声的限制为:驾驶员耳旁噪声声级应 $\leq 90\text{dB(A)}$,客车车内噪声应 $\leq 79\text{dB(A)}$ 。在测量驾驶员耳旁噪声时,汽车应处于静止状态,变速器置于空档,发动机应处于标定转速状态,门窗紧闭,环境噪声低于 70dB(A) ,声级计置于“A”计权、“快”档。

7.2 制动性能试验

汽车制动性能是涉及到汽车行车安全的极其重要的性能之一,为了确保汽车具有良好的制动性能,在我国对汽车新产品的认证有强制性标准《汽车制动系统结构、性能和试验方法》(GB12676—1999),对在用车制动性能的控制有《机动车运行安全技术条件》(GB7258—2004)和《营运车辆综合性能要求和检验方法》(GB18565—2001)等作为主要的性能控制法规。

制动性能试验可以在道路上和试验台上进行。若在路上试验,则对试验环境的要求为:试验路段应为干燥、平整、干净、附着系数不小于 0.7 、纵向坡度不大于 1% 、路拱坡度不大于 2% 的硬路面,环境风速小于 5m/s ,气温在 $0\sim 35^{\circ}\text{C}$ 之间。而试验台测试则借助专门的试验装置进行,常见的制动试验装置有平板式和滚筒式两种。平板式试验台由四块可活动的平板组成,左右平板间距等于汽车轮距宽度,前后平板间距等于汽车轴距长度,每一块平板长度都大于一个车轮的直径(约 1m)。试验时,车辆用低速驶上平板并踩下制动踏板,由于四个平板的纵向运动受到测力传感器的约束,于是每一块平板所测得的力等于轮胎和平板之间的制动力。平板式制动试验台的优点是能够反映制动时载荷的转移,测试方便快捷,容易模拟道路的附着情况。滚筒式试验台利用简面刻出的横向槽型花纹增加简面与轮胎胎面之间的附着力,以便将附着系数保持在 0.65 以上。

7.2.1 新车制动性能的强制性检验

《汽车制动系统结构、性能和试验方法》(GB12676—1999)是针对汽车新产品认证实施强制性检验的指导性文件,文件所涉及的试验项目均为强制性检验项目,该标准适用于M、N类汽车的制动系统,它从汽车行车安全角度出发,详细规定了对汽车制动系统结构的具体要求和对制动系统性能的要求,许多要求即是该项试验指标的限值。与此同时,标准还制定了相关的

试验规程,作为制动性能试验的指导性文件。

各种试验必须按规定车速进行,试验中,制动初速度不低于规定值的 98%。当车速大于 15km/h 时,不允许车轮抱死,汽车任何部位不得偏出 3.7m 宽的通道。试验前汽车需充分预热,以 0.8~0.9 $v_{\max}$ 行驶一小时以上。轮胎充气至额定压力,误差不超过 10kPa,胎面花纹高度不低于新花纹的 50%。进行冷制动试验时,在制动鼓(盘)外表面测得初始温度应在 50~100℃ 之间;高温制动试验则需要通过连续制动的方法将制动器温度升至 150~270℃,载荷分布均匀。做空载试验时油箱燃油应加至规定容积的 90%,冷却液、随车工具和备胎等装备齐全。制动系统各种部件应按照制造厂的规定进行调整,制动器必须按厂家规定磨合。测试仪器设备的计量标定在有效期内,相关仪器精度要求见表 7-2。

表 7-2 汽车制动性能测试仪器精度要求

名称	力测定仪	减速度仪	测速仪	测距仪	计时仪	测温仪	反应时间测量仪	测压仪
精度	高于 2%	高于 5%	高于 1%	高于 1%	大于 1s	高于 5%	大于 0.1s	高于 2%

汽车的制动试验主要由路上试验评定,一般要求测定冷态制动和高温制动时的制动距离、制动减速度、制动时间等参数,同时还要测定转弯或变线行驶时制动汽车的方向稳定性。试验包含车辆行车制动效能试验、制动热衰退性能试验、应急制动系统试验、行车制动部分失效试验、驻车制动试验、储能装置试验和反应时间测量等。标准规定,制动系统效能是在规定条件下通过测量相应初速度下的制动距离和充分发出的平均减速度来确定的,充分发出的平均减速度(MFDD)由下式算得:

$$MFDD = \frac{v_b^2 - v_c^2}{25.92(s_c - s_b)} \quad (\text{m/s}^2)$$

(7-1)

式中: v ——试验车制动初速度(km/h);
 v_b ——0.8 v 试验车速(km/h);
 v_c ——0.1 v 试验车速(km/h);
 s_b ——试验车速从 v 到 v_b 的行驶距离(m);
 s_c ——试验车速从 v 到 v_c 的行驶距离(m)。

标准规定,对于 M 和 N 类车辆来说,需在规定的车速下,对行车制动系统做发动机脱开和发动机接合状态下的制动效能试验,此时的空、满载试验结果必须分别达到表 7-3 和表 7-4 所示的最低性能要求。

表 7-3 行车制动系统的制动效能试验结果(空载)

车辆类型	M1	M2	M3	N1	N2	N3
制动初速度/(km·h ⁻¹)	80	60	60	80	60	60
最大制动距离/m	0.1 $v + \frac{v^2}{150}$		0.15 $v + \frac{v^2}{130}$			
最小 MFDD/(m·s ⁻²)	5.8		5			
最大控制力/N	500		700			

表 7-4 行车制动系统的制动效能试验结果(满载)

车辆类型	M1	M2	M3	N1	N2	N3
制动初速度 $\leq 80\%v_{\max}/(\text{km}\cdot\text{h}^{-1})$	160	100	90	120	100	90
最大制动距离/m	$0.1v+\frac{v^2}{130}$	$0.15v+\frac{v^2}{103.5}$				
最小 MFDD/ $(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	5.0	4.0				
最大控制力/N	500	700				

国家标准规定,对于应急制动系统与行车制动系统相结合的车辆,应当进行行车制动系统部分失效试验,以考察车辆在行车制动系统部分失效时的汽车的制动安全性。试验在冷态和脱开发动机的状态下完成,以中断制动管路模拟系统失效的方式进行制动。试验规范要求:当行车制动系统部分失效时,在试验所施加控制力不大于 700N 的前提下,试验车制动初速度和剩余制动性能应达到表 7-5 所示规定要求。

表 7-5 行车制动系统部分失效时的制动性能

车辆类型	制动初速度 $/(\text{km}\cdot\text{h}^{-1})$	满载制动距离/m	MFDD $/(\text{m}\cdot\text{s}^{-2})$	空载制动距离/m	MFDD $/(\text{m}\cdot\text{s}^{-2})$
M1	80	$0.1v+\frac{100}{30}\times\frac{v^2}{150}$	1.7	$0.1v+\frac{100}{25}\times\frac{v^2}{150}$	1.5
M2	60	$0.15v+\frac{100}{30}\times\frac{v^2}{150}$	1.5	$0.15v+\frac{100}{25}\times\frac{v^2}{130}$	1.3
M3	60	$0.15v+\frac{100}{30}\times\frac{v^2}{130}$	1.5	$0.15v+\frac{100}{30}\times\frac{v^2}{130}$	1.5
N1	70	$0.15v+\frac{100}{30}\times\frac{v^2}{115}$	1.3	$0.1v+\frac{100}{25}\times\frac{v^2}{115}$	1.1
N2	50	$0.15v+\frac{100}{30}\times\frac{v^2}{115}$	1.3	$0.15v+\frac{100}{25}\times\frac{v^2}{115}$	1.1
N3	40	$0.15v+\frac{100}{30}\times\frac{v^2}{115}$	1.3	$0.15v+\frac{100}{30}\times\frac{v^2}{115}$	1.3

对于具有独立应急制动系统的车辆来说,必须进行单独的应急制动试验。应急制动系统的制动性能试验是在发动机脱开状态下考察汽车冷态制动性能,按表 7-6 所示的制动初速度和操控力要求,在规定的制动距离内完成车辆制动。

表 7-6 应急制动系统的制动性能

车辆类型	制动初速度/ (km·h ⁻¹)	制动距离/m	最小 MFDD/(m·s ⁻²)	最大控制力/N	
				手制动	脚制动
M1	80	$0.1v+\frac{2v^2}{150}$	2.9	400	500
M2	60	$0.15v+\frac{2v^2}{130}$	2.5	600	700
M3	60				
N1	70	$0.15v+\frac{2v^2}{115}$	2.2	600	700
N2	50				
N3	40				

制动性能热衰退试验在满载状态下进行。首先,将发动机接合,变速器置于最高档,以表 7-5 规定的制动初速度制动至初速度一半为止,以试验车辆产生 3 m/s² 减速度时的踏板力确定为热衰退试验的踏板力,每次重复试验过程中均保持该踏板力不变。当车速降到初速度一半时,松开制动踏板,全力加速回至初速度,并保持 10s 的稳定速度,重复进行下一轮循环制动,直至达到表 7-7 规定的试验次数为止,随后,在 60s 内进行发动机脱开的行车制动效能试验,以测量行车制动系统的热态性能,此时所测得的热制动性能不得低于该类车辆规定值的 80%,也不得低于冷态制动效能实测值的 60%。

表 7-7 制动性能热衰退试验

车型	制动初速度/(km·h ⁻¹)	制动终速度	制动循环周期/s	制动次数			
M1	80% $v_{\max}$ (若 80% $v_{\max}$ < 120)	$\frac{1}{2}$ 制动初速度	45	15			
	120 (若 80% $v_{\max}$ > 120)						
M2	80% $v_{\max}$ (若 80% $v_{\max}$ < 120)		55	15			
	100 (若 80% $v_{\max}$ > 120)						
N ₁	80% $v_{\max}$ (若 80% $v_{\max}$ < 120)		55	15			
	120 (若 80% $v_{\max}$ > 120)						
M3	80% $v_{\max}$ (若 80% $v_{\max}$ < 120)		60	20			
N2	60 (若 80% $v_{\max}$ > 120)						
N3							

驻车制动系统性能的基本要求是,当制动器最高温度不超过 100℃ 时,车辆变速器挂空档,制动系统必须在满载的情况下可靠地停驻在 18% 的坡道上,此时的操纵力要求见表 7-8 所示。

表 7-8 驻车制动系统性能

驻车制动控制类型	车型	操控力/N
手制动	M1	<400
	其他	<600
脚制动	M1	<500
	其他	<700

7.2.2 在用车制动性能检验

在指导在用车制动性能检测的《机动车运行安全技术条件》(GB7258—2004)和《营运车辆综合性能要求和检验方法》(GB18565—2001)中,对汽车制动系统结构和性能提出了具体的具体要求,其中包括对行车制动、应急制动和驻车制动性能的基本要求。

标准规定可以采用路试和台试的方式进行。当采用道路检验方法时,试验应在平坦、硬实、清洁、干燥且轮胎与地面间的附着系数不小于 0.7 的水泥或沥青路面上进行,试验前应进行空满载制动踏板力或制动气压检验,符合表 7-9 中各项要求,试验过程中脱开发动机进行。

表 7-9 制动踏板力或制动气压检验

制动系统类型	载荷类型	检验项目	要 求
气压制动	空载	气压表指示压力	≤600kPa
	满载		≤额定工作气压
液压制动	空载	踏板力	≤400N(乘用车),≤450N(其他车辆)
	满载		≤500N(乘用车),≤700N(其他车辆)

行车制动性能可以采用制动距离和充分发出的平均减速度作为检验性能的指标。汽车在规定的制动初速度下,制动距离或充分发出的平均减速度和制动稳定性应满足表 6-9 所示指标要求,单车制动协调时间对液压制动的汽车应不大于 0.35s,对气压制动的汽车应不大于 0.6s,列车制动协调时间应不大于 0.8s。如果对空载检验制动距离有质疑时,可以用表中满载检验的制动性能要求进行检验。

四轮以上车辆的应急制动检验在空载和满载状态下,按照表 6-10 所列的初速度进行检验,测量从应急制动操作起始点至汽车停驻时的制动距离,该值应该满足表中所列限值要求。

驻车制动检验应能保证在空载状态下,汽车在坡度为 20%(总质量为装备质量的 1.2 倍以下的汽车为 15%)、轮胎与路面间附着系数不小于 0.7 的坡道上正、反两个方向停驻 5min 以上。

若采用台式试验方法时,主要以测试汽车制动力、制动力平衡和制动协调时间来检验汽车制动性能,标准对制动踏板力检验的要求如表 7-10 所示。对制动力平衡的要求则是,在制动力增长全过程中同时测得的左右轮制动力差的最大值与全过程中测得的该轴左右轮最大制动力中大者的比值,对于前轴不得大于 20%,对后轴和其他轴在后轴制动力大于或等于后轴轴荷的 60%时不得大于 24%,当后轴制动力小于后轴轴荷的 60%时,在制动力增长全过程中同时测得的左右轮制动力差的最大值不得大于后轴轴荷的 8%。汽车的制动协调时间对于液压

制动系统来说,应该小于等于 0.35s,对于气压制动的汽车应该小于等于 0.60s。当采用制动检验员检测驻车制动性能时,对总质量为装备质量的 1.2 倍以下的汽车来说,空载驻车制动力的总和应不小于该车在测试状态下整车重量的 15%;对于总质量为装备质量的 1.2 倍以上的汽车来说,该比值为 20%。

表 7-10 台式试验方法时制动踏板力检验

车辆类型	制动力总和与整车质量比/%		空满载时轴制动力与轴荷比/%		
	空载	满载	前轴	后轴	其他轴
三轮汽车	≥50	≥45	—	≥60	—
其他汽车(列车)	≥60	≥50	≥60	≥25	≥50

当采用台上试验方法检验应急制动时,所测得的制动力应该满足表 7-11 中限值规定。

表 7-11 台上试验方法检验应急制动时的制动力

车辆类型	应急制动力总和占整车重量之比/%	允许操纵力/N	
		手操纵	脚操纵
座位数≤9 的载客汽车	≥30	≤400	≤ 500
其他载客汽车	≥26	≤600	≤700
载货汽车	≥23	≤600	≤700

除此之外,汽车还可以在道路上进行特殊的制动稳定性试验。一般说来,汽车转弯制动试验在平坦的干路面上进行,试验时汽车沿一定半径作圆周运动,直至达到下述稳定状态:当转弯半径为 40 m 或者 50m,侧向加速度达到 $(5 \pm 0.5) \text{ m/s}^2$ 时,相应车速为 51 km/h 或者 57km/h;而当转弯半径为 100m,侧向加速度达到 $(4 \pm 0.4) \text{ m/s}^2$ 时,相应车速为 72km/h。保持转向盘转角不变,放松节气门踏板,同时迅速踩下制动踏板,使汽车以不同的等制动减速度制动,记录制动减速度、汽车横摆角速度、汽车航向角的变动量、制动时侧向路径偏离量等参数。根据实验结果绘制最大横摆角速度、汽车航向角的变动量、制动时侧向路径偏离量等参数与制动减速度之间的关系曲线,并依此来评价汽车转弯制动的方向稳定性,该项试验也可在低附着系数的湿路面上进行。

7.3 汽车操纵稳定性试验

汽车操纵稳定性试验主要在专用的汽车试验场上进行,试验以测试和评判汽车转向轻便性、转向灵敏性和转向稳定性为目的。在我国,指导此类试验的相关主要法规有《汽车操纵稳定性试验方法转向瞬态响应试验(阶跃输入)》(GB/T6323.2—94)、《汽车操纵稳定性试验方法 转向瞬态响应试验(脉冲输入)》(GB/T6323.3—94)、《汽车操纵稳定性试验方法 转向回正性能试验》(GB/T6323.4—94)、《汽车操纵稳定性试验方法 转向轻便性试验》(GB/T6323.5—94)、《汽车操纵稳定性试验方法 稳态回转试验》(GB/T6323.6—94)等。

汽车操纵稳定性试验前要对试验车辆进行充分检查,如轴荷分配、胎面状况和轮胎充气压力等。试验所需测定的参数和仪器有:用非接触式车速仪或第五轮和时间信号发生器测定车

速和时间,用测力转向盘测量转向盘作用转矩及转角(一般在测力转向盘上附装多圈电位器来测量转角),用加速度计测量侧向加速度(或测出汽车横摆角速度 ω_r 和转弯半径 R 后,由 $R\omega_r^2$ 求得),汽车横摆角速度用二自由度角速度陀螺来测量,汽车的航向角和车厢侧倾角用三自由度的航向陀螺和垂直陀螺来测量。

7.3.1 低速行驶转向轻便性试验

国家标准 GB/T6323.5—94《汽车操纵稳定性试验方法 转向轻便性试验》规定,该项试验时,汽车按照试验场地上事先画好的双纽线(参见图 7-1)以 10km/h 的车速行驶,双纽线轨迹方程为:

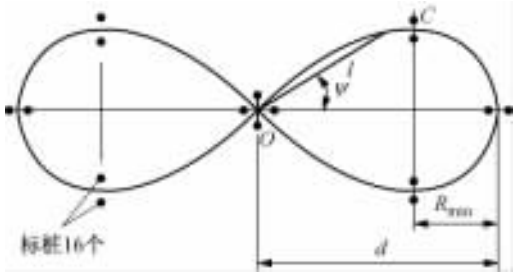


图 7-1 测定转向轻便性的双纽线

$$l = d\sqrt{\cos 2\phi}$$

在 $\phi=0$ 时,双纽线顶点处的曲率半径最小,其数值为 $R_{\min}=d/3$ 。双纽线的最小曲率半径应按照试验汽车的最小转弯半径乘以 1.1 倍,并圆整到比此乘积大的一个整数来确定。

试验中记录转向盘转角及转向盘转矩,并按双纽线路径每一周整理处如图 7-2 所示的方向盘转矩-方向盘转角曲线。通常以方向盘最大转矩、方向盘最大作用力矩及方向盘做功等来评价转向轻便性。

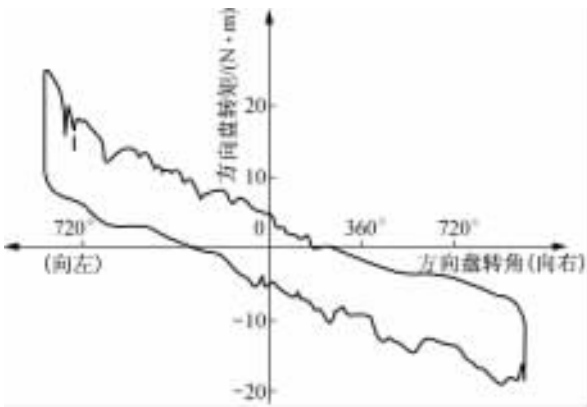


图 7-2 方向盘转矩-方向盘转角曲线

7.3.2 稳态转向特性试验

稳态转向特性试验的目的是测定汽车对方向盘转角输入达到稳定行驶状态时汽车的稳态

横摆响应, 在国家标准 GB/T6323. 6—94《汽车操纵稳定性试验方法 稳态回转试验》中规定, 试验在水平试验场上进行, 汽车以最低稳定车速沿着场地上事先画好的直径为 15m(或 20m) 的圆周行驶, 此时方向盘的转角为 δ_{sw0} , 测定车速 v_0 和横摆角速度 ω_{r0} , 由于车速很低, 离心力很小, 轮胎侧偏角可忽略不计。利用 v_0 及 ω_{r0} 算出不计轮胎侧偏时的转向半径

$$R_0 = \frac{v_0}{\omega_{r0}}$$

保持方向盘转角 δ_{sw0} 不变的条件下, 令汽车缓慢连续而均匀地加速(纵向加速度不超过 0.25m/s^2), 直至汽车的侧向加速度达到 6.5m/s^2 为止。连续测量车速 v 与横摆角速度 ω_r 值, 根据瞬时的 v 和 ω_r 值, 按公式 $R=v/\omega_r, a_y=v\omega_r$ 求出相应的 R 和 a_y 值, 这样就获得了不同侧向加速度下有侧偏角时的转弯半径而求得 R/R_0 - a_y 曲线(见图 7-3), 图 7-4 所示为这种试验中汽车行驶的轨迹。对于不足转向的汽车, 随车速的增加, 转弯半径越来越大; 反之, 过多转向汽车的转弯半径越来越小。试验进行到大侧向加速度时要注意安全。

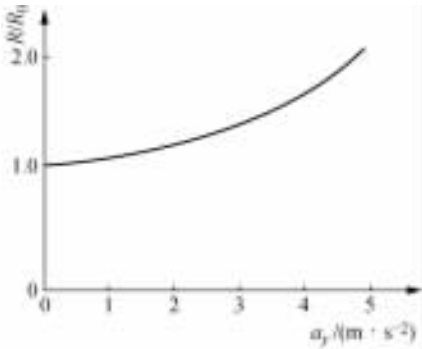


图 7-3 转向半径比值曲线

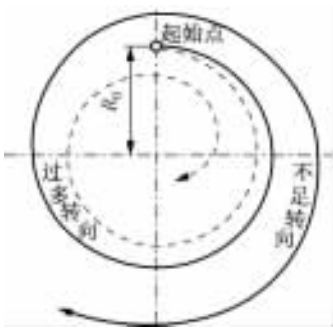


图 7-4 定转向盘连续加速行驶试验中汽车行经的轨迹

还可以根据求得的转弯半径 R 值, 依式(7-2)换算出前、后轮侧偏角之差

$$\alpha_1 - \alpha_2 = 57.3L\left(\frac{1}{R_0} - \frac{1}{R}\right) \tag{7-2}$$

式中: α_1, α_2 ——前后轴侧偏角($^\circ$);

L ——轴距(m);

R ——转弯半径(m);

R_0 ——起始转弯半径(m)。

由此可作出 $(\alpha_1 - \alpha_2)$ - a_y 曲线。

7.3.3 瞬态横摆响应试验

目前常用阶跃试验来测定汽车对方向盘转角输入时的瞬态响应。试验在平坦的场地上进行, 汽车先以直线行驶, 达到试验车速后, 突然以不小于 $200^\circ/\text{s}$ 或不小于 $500^\circ/\text{s}$ (美国 ESV 的规定)的角速度打方向盘。方向盘转角位移因车速不同而异, 但要求达到一定的稳态圆周行驶时的侧向加速度, 如 $1\sim3\text{m/s}^2$, 间隔为 0.5m/s^2 或 $0.4g$ (美国 ESV)。方向盘转至应有转角后保持不变, 油门亦不变, 汽车从直线进入圆周行驶。试验要求在最高车速的 70% 车速下或

在 40km/h 及 110km/h 两种车速下(美国 ESV)进行。记录汽车车速 v 、时间 t 、方向盘转角 δ_{sw} 、横摆角速度 ω_r 和侧向加速度 a_y 等数据。根据所记录的数据,整理成横摆角速度增益 ω_r/δ 与稳态横摆角速度增益 ω_{r0}/δ 之比随时间变化的曲线,从曲线上可找出反应时间、超调量和稳定时间等参数。

阶跃试验要求很大的场地,试验中要特别注意安全。

7.3.4 汽车回正能力试验

汽车回正能力试验在平坦的场地上进行。令汽车沿半径为 15m 的圆周行驶,调整车速使侧向加速度达 4m/s^2 ,然后突然松开方向盘,在回正力矩作用下,前轮将要回复到直线行驶。记录这个过程的时间 t 、车速 v 、方向盘转角 δ_{sw} 和横摆角速度 ω_r ,整理出 ω_r-t 曲线。

对于最高车速超过 100km/h 的汽车,还要进行高速回正性能试验,试验车速为最高车速的 70%。令汽车以试验车速直线行驶,随后驾驶员转动方向盘使侧向加速度达到 2m/s^2 ,然后突然松开方向盘作回正试验。

回正试验是表征和测定汽车自曲线回复到直线行驶的过渡过程,是测定自由操纵力输入的基本性能试验。回正能力是汽车操纵稳定性的一个重要方面,一辆没有回正能力的汽车,或基本上回不到正中(即有较大一点的残余横摆角速度)、或回正过程中行驶方向往复摆动的汽车,驾驶员和乘客都是不满意的。

7.3.5 方向盘角脉冲试验

通常以汽车横摆角速度频率特性来表征汽车的动特性。因此,频率特性的测量成为一个重要的试验。这个试验要确定给方向盘正弦角位移输入时,输出(汽车横摆角速度)与输入的振幅比与相位差。通过直接给方向盘正弦角位移输入来测量汽车的频率特性是很困难的,因为一方面准确的正弦输入难以做到,而且要在几个固定车速下给方向盘以不同频率的正弦输入也是很费时间的。所以,通常是用方向盘角位移脉冲试验来确定汽车的频率特性。进行这种试验时,给等速行驶的汽车一方向盘角位移脉冲输入,记录下输入的角脉冲与输出的汽车横摆角速度,参看图 7-5。通过求得输入、输出的傅里叶变换,便可确定频率特性。

方向盘角脉冲试验在平坦的场地上进行。试验车速为最高车速的 70%。汽车以试验车速行驶,然后给方向盘一个角脉冲转角输入,见图 7-6。方向盘转角输入脉宽为 0.3~0.5s,其最大转角应使汽车最大侧向加速度为 4m/s^2 。输入方向盘角脉冲时,汽车行驶方向发生摆动,经过不长时间回复到直线行驶。记录试验过程的时间 t 、方向盘转角 δ_{sw} 、车速 v 、横摆角速度 ω_r 和侧向加速度 a_y 。对试验结果进行处理,使得汽车的频率特性。

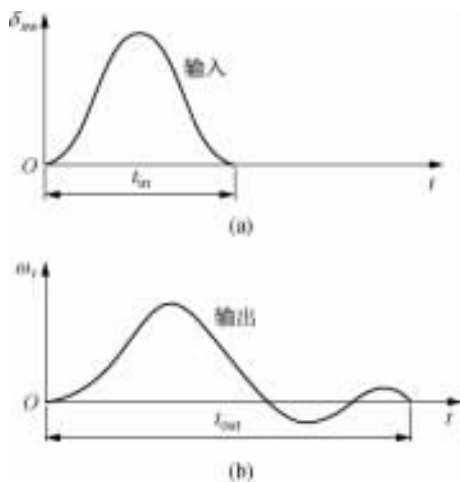


图 7-5 方向盘角脉冲试验的输入与输出
(a) 方向盘角位移脉冲 (b) 汽车横摆角

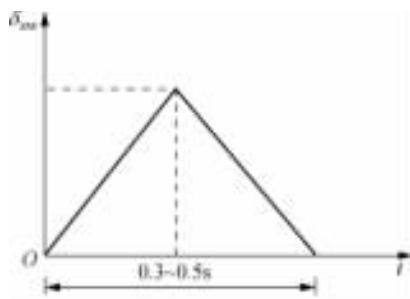


图 7-6 方向盘角脉冲

7.4 汽车安全碰撞试验

7.4.1 汽车碰撞试验概述

汽车因受到碰撞而导致的安全事故是造成车辆和人身伤害的最主要形式,经过汽车研究人员不懈的努力,从 20 世纪 80 年代初到 2000 年,汽车驾驶员死亡率从每百万注册汽车的 164 人减少至每百万注册汽车的 87 人,降低了 47%(如图 7-7 所示),这些改进主要源自对车辆抗正面碰撞能力的加强,驾驶员正面碰撞的死亡率从每百万注册汽车的 86 人降至每百万注册汽车的 41 人,降低了 52%。但是,由于车辆侧面吸收撞击能量的空间远远小于正面,所以对侧面碰撞成员保护的改进难度很大,驾驶员受侧面碰撞的死亡率从每百万注册汽车的 42 人降至每百万注册汽车的 32 人,只下降了 24 个百分点。在 2000~2001 年对新式轿车的驾驶员死亡数的统计中发现,死于侧面碰撞的比例达 51%,高于 1980~1981 年的 31%,而同期正面碰撞的死亡比例从 61%降至 43%(见图 7-8),所以侧向碰撞更加受到人们的关注。尽管碰撞安全技术已经有了长足的进步,但车辆碰撞所造成的伤害仍然非常严重,因此,汽车碰撞安全

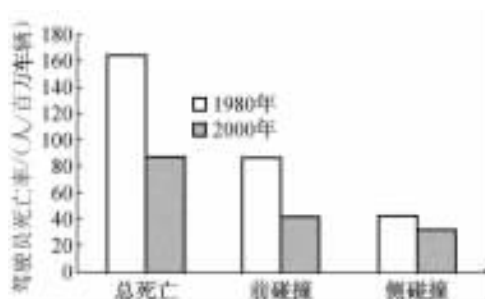


图 7-7 汽车驾驶员死亡率比较

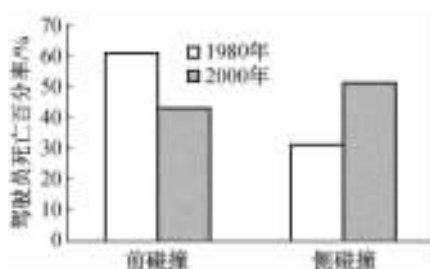


图 7-8 交通事故中驾驶员死亡百分率

性也成为车辆被动安全性中最重要的内容之一。改善车辆碰撞安全性问题涉及到车身结构、方向系统结构、汽车总体布置设计和车身附属装置的性能等,主要体现在汽车开发阶段,碰撞试验要求是对制造厂家产品的基本要求,故也是汽车通过形式认证的主要内容之一。

汽车碰撞试验根据被测试对象的不同,可以分为实车碰撞试验、台车碰撞试验和零部件台架试验等三种;根据试验所采用的方式不同又可以分为实物试验和计算机虚拟分析试验两种;如果从试验目的不同上区分还可以分为以比较产品安全性能为目的的比较性试验和以改进产品性能为目的的性能分析试验等。

产品安全性比较试验注重对试验结果的分级,而产品改进分析试验更关注对碰撞过程的分析,即需要借助高速摄影对车辆结构的碰撞过程进行仔细分析。

实车碰撞试验具有最真实和直接的技术特点,因此试验结果也最具说服力,是汽车新产品开发过程中必须进行的试验,但是由于其试验费用昂贵,所以往往难以实现多次重复试验,通常只在新产品试制和形式认证时进行。台车碰撞试验是利用台车模拟实车进行碰撞试验的一种方法,一般在台车和刚性墙之间设置有缓冲装置,让台车通过缓冲装置与刚性墙发生碰撞,这时候可以通过缓冲装置的力学特征来模拟碰撞所需的减速度波形,以此来评价安装在汽车上的各种安全附件的安全性。零部件台架试验可以用来评价零部件受冲击载荷作用时的安全性能。

一般来说,实车碰撞试验和台车碰撞试验需要具有足够长的加速跑道,要有给实车或台车加速的动力装置,以及符合标准要求的碰撞壁障和测试设备。加速被试对象用的动力装置主要有牵引小车和台车两种方式。牵引小车主要用以牵引实车加速,并在加速过程中起到导向作用,当试验实车达到预定车速后,牵引小车与牵引装置和试验实车脱钩,即它具有牵引、导向和脱钩能力。台车除具有牵引小车作用外,通常还作为零部件碰撞试验的载体,在台车上可以

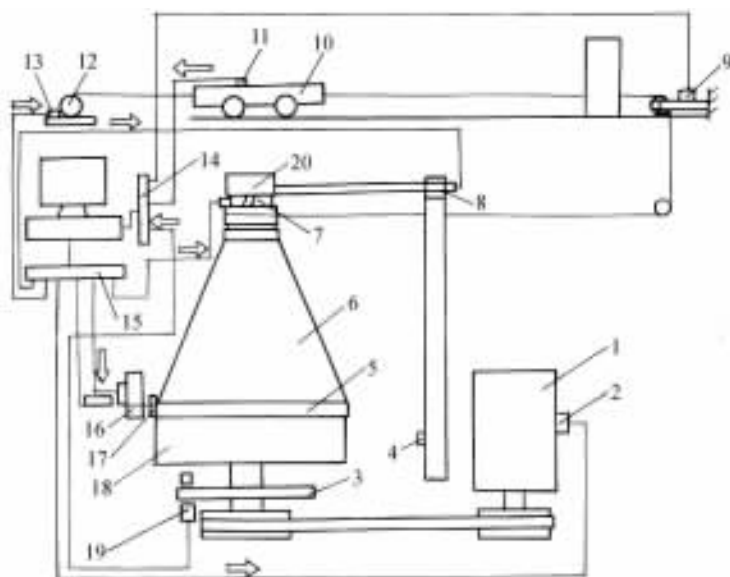


图 7-9 机械储能螺旋轨道转筒式碰撞试验装置

- 1—电动机 2、13、17—继电器 3—码盘 4—行程开关 5、7、8—电磁离合器 6—转筒 9—力传感器 10—试验汽车或台车 11—加速度传感器 12—制动用卷扬机 14、15—连接 A/D的多路板极 16—液压制动器 18—飞轮 19—光电传感器 20—接合盘

安装座椅、安全带、安全气囊等,甚至将实车的部分车体安装于台车上进行碰撞试验。图 7-9 是一套汽车碰撞试验装置,它以电动机 1 通过带传动机构及下端支承轴带动飞轮 18 转动,飞轮 18 上装有电磁离合器,通过该电磁离合器可以使与飞轮同轴的转筒 6 一同转动。由于飞轮与转筒具有足够大的转动惯量,当转速达到一定值时,即可储存足够的能量。随后,电动机断电,电磁离合器 7 使转筒与接合盘接合,使接合盘开始旋转,并使固定在接合盘上的钢丝绳开始缠绕,钢丝绳通过滑轮组件牵引被试车辆加速,在钢丝绳缠绕到一定位置后,电磁离合器 8 接合,其接合时刻由一个可调节延时继电器控制,转筒通过电磁离合器 7、链轮传动、电磁离合器 8 带动丝杠导向装置中的丝杠旋转,使固定在丝杠螺母上的滚轮带动钢丝绳向下走线,以利于钢丝绳缠到转筒上,并沿着转筒上的螺旋轨道缠绕。当螺母移动到接近丝杠端头碰到行程开关 4 时,电磁离合器 8 断电,钢丝绳停止向下移动,螺旋轨道位于圆锥形转筒的表面,控制钢丝绳的缠绕轨迹,保证试验车辆加速度基本恒定。当车速达到预定值时,与飞轮制成一体的电磁离合器断电,同时,制动器制动转筒,使其尽快停止转动。

试验台车(见图 7-10)采用充气橡胶轮胎,车架用钢板焊接成具有足够强度和刚度的框架结构,车架与车轴刚性连接,车架前方有安全冲杆和冲头。

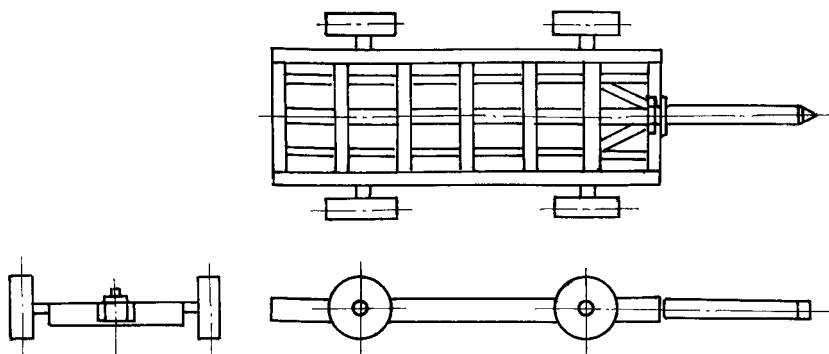


图 7-10 试验台车

碰撞缓冲装置(见图 7-11)采用钢条或钢管受冲击变形吸能的方式,在碰撞墩表面铺设一块 20~30mm 钢板,钢板上有螺纹孔可以与固定架连接,固定架为钢板焊接结构,要求具有足够的强度和刚度。

台车碰撞试验是一种用台车取代实车的碰撞试验的模拟试验方法,它可以模拟实车碰撞试验过程,用以检验车身吸能结构的设计方案、安全带的选型及安装部位设计、安全气囊的匹配、座椅和驾驶区设计方案等,从而为整车设计提供必要的依据和指明改进方向。台车试验过程中,可以将部分实际车身结构安装在台车上,以便获得更加真实的试验结果。图 7-12 为台车碰撞试验中的部分车身结构。

实车碰撞试验是检验整车碰撞安全性能最直接和有效的方法,由它所获得的许多试验结果是台车试验中所无法得到的,因此,尽管试验费用昂贵,但却是不能被其他试验完全取代的。实车碰撞试验利用实车按照法规规定的速度和碰撞方式进行碰撞,通常需采集汽车内部 B 柱处的碰撞减速度波形、假人承受的减速度和力等参数,并用高速摄像机记录碰撞过程进行分析。

由于实车碰撞试验属于破坏性试验,无法在同一辆车上进行重复试验,所以对样车和试验

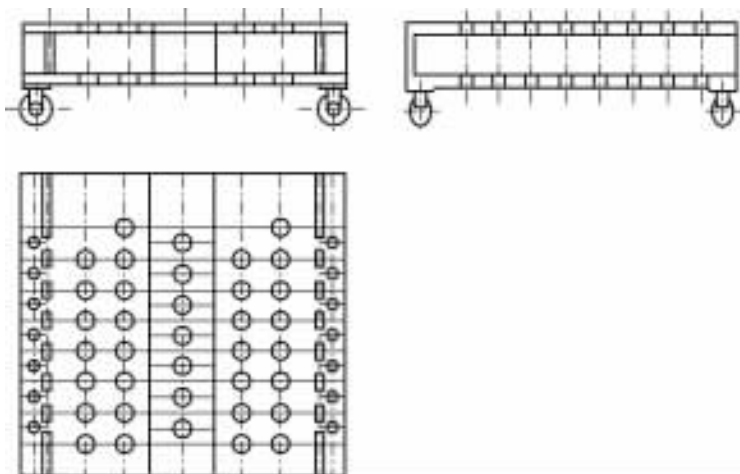


图 7-11 碰撞缓冲装置



图 7-12 台车碰撞试验中的部分车身

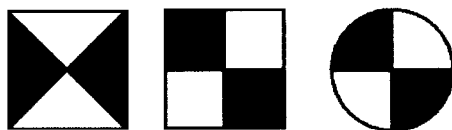


图 7-13 碰撞车身表面标志点图案

假人的准备十分重要。为便于利用高速摄影对汽车碰撞过程进行详细的运动分析,在被试车身表面需要选择粘贴如图 7-13 所示的任一种标志点。

目前,国内外通用的汽车正面碰撞假人为 Hybrid III 型假人,它由美国第一技术安全公司 (FTSS) 与美国汽车工程师协会 (SAE) 以及其用户集团在 Hybrid II 型假人基础上,按照通用汽车公司 (GM) 设计的方案开发完成的。Hybrid III 型假人已形成不同百分位、不同性别、不同年龄的系列产品,可满足不同的开发研究需要。由于假人中使用了大量随环境温度变化而改变的塑料、橡胶、金属材料,为了确保试验结果的准确性,试验前需将装有假人的试验车辆放入恒温室,使假人保持 $20.6 \sim 22.2^{\circ}\text{C}$ 。

目前,考察汽车碰撞安全性仍然需要通过安全碰撞试验加以检验,国际上检验车辆碰撞的

法规主要有美国法规、欧洲法规、日本法规体系,以及国际标准化组织推荐的方法等,如美国联邦机动车安全法规 FMVSS214、欧洲 ECER95 和国际标准化组织 ISO10997 等。我国对于汽车碰撞安全性试验也有许多相关的法规指导,如《关于正面碰撞乘员保护的设计规则》(CMVDR294)、《关于侧面碰撞中乘员保护的规定》(GB2002 讨论稿)、《防止汽车方向机构对驾驶员伤害的规定》(GB11557—1998)、《汽车安全带性能要求和试验方法》(GB14166—2003)、《汽车安全带动态性能要求和试验方法》(QC224—1997)、《轿车侧门强度》(GB15743—1995)、《汽车前后端防护装置》(GB17354—1998)、《汽车安全玻璃》(GB9656—2003)、《汽车和挂车侧面及后下部防护装置要求》(GB11567—2001)等,它们大多以欧洲 ECE 法规为参考制定的,是目前指导检验车身和底盘部件结构安全性试验项目的主要文献。

美国联邦机动车安全法规(FMVSS 系列法规)属于世界上最完善的法规体系之一,它由美国联邦运输部国家安全局根据美国国家交通及汽车安全法组织制定,旨在减少汽车交通事故和减轻汽车碰撞事故中乘员的伤害程度。FMVSS 系列法规具有内容齐全、指标先进、要求严格、试验内容多、修订较频繁等主要特点,因此受到各方的普遍关注,对其他国家相关法规的制定产生了巨大的影响,与 SAE、ASTM 和 ANSI 等标准具有十分密切的联系。目前法规主要针对车辆前碰撞,但发展的重点是侧碰撞保护和行人碰撞保护,以及载货汽车和多用途客车的安全性能。

欧洲各国实施车辆法规和对车型开展形式认证早于美国,1958 年欧洲经济委员会开始着手制定统一的汽车法规,即 ECE 法规和 EEC 指令,前者由各成员国任意自选,属于非强制性法规,后者则是各成员国统一的法规,属强制性法规。但是事实上,大多数成员国均已接受 ECE 法规,并将其引入本国法律体系之中。目前,ECE 法规共有 99 项,涉及汽车安全、环保和节能等领域,其中,主动安全法规 55 项,被动安全法规 26 项,规定局限于汽车的装备和部件,因此 ECE 只有部件和装备的认证。EEC 指令共 220 项,其中与汽车安全标准有关的指令约有 107 项。

日本早在 1951 年就根据《道路运输车辆法》制定了道路车辆安全标准,随后在充分吸收 FMVSS 和 ECE 法规优点的基础上,形成了具有自己特色的道路车辆安全标准体系,该标准体系包含车辆构造、装置标准共 95 条,其中安全标准 68 条,试验方法标准 88 条,大多与 FMVSS 和 ECE 法规相近,但与此同时又特别重视汽车与行人及摩托车之间的碰撞安全问题,并对汽车外部突出物做出了详细的规定。

从 20 世纪 60 年代开始,欧美等发达国家陆续开展了汽车正面碰撞试验的研究,1986 年美国率先颁布了 FMVSS208 法规《乘员碰撞保护》,统一规定车辆碰撞速度为 48.3km/h,固定障碍壁为刚性表面。

7.4.2 汽车的正面碰撞试验

正面碰撞交通事故中有不同的碰撞重叠率,其中伤亡率较高的区域出现在 30%~40%重叠率和 90%~100%重叠率之间。因此正面碰撞试验主要采用两种形式:100%重叠率的刚性固定壁障碰撞和 40%重叠率的偏置可变形壁障碰撞。在目前正面碰撞法规中美国和日本使用的是 100%重叠率的刚性固定壁障碰撞,欧洲和澳大利亚使用的是 40%重叠率的偏置可变形壁障碰撞。我国现行的 CMVDR294 中规定的是 100%重叠率的刚性固定壁障碰撞。

国家指导车辆正面碰撞乘员保护的法规是 1999 年 10 月发布的《关于正面碰撞乘员保护

的设计规则》(CMVDR294),在该文件中规定,对于 M1 类车辆必须通过正面碰撞时前排外侧座椅乘员保护的国家认证。认证标准规定,当车辆按照法规要求进行车辆试验时,除了规定在试验过程中,①不允许车门开启;②前门锁止系统不得发生锁止;③对于每排座椅至少有一个门能够打开;④如假人约束系统发生锁止时,应在松脱装置上施加不超过 60N 的压力能将约束系统打开,并完好地取出假人;⑤燃油供给系统不允许泄漏;⑥若燃油供给系统发生连续泄漏,泄漏速率不超过 30g/min 等以外,试验结果必须同时满足表 7-12 所列各项指标限制。

表 7-12 车辆正面碰撞乘员保护的指标

指标	限值	备注
头部性能指标(HPC)	≤ 1000	
胸部性能指标(ThPC)	$\leq 75\text{mm}$	
大腿性能指标(FPC)	$\leq 10\text{kN}$	

文件同时规定了实施正面碰撞试验的试验程序,试验应在足以容纳跑道、壁障和试验必须技术设备的试验场地上进行,壁障前方至少具有 5m 以上的平直跑道。壁障由钢筋混凝土制成,表面覆以 2cm 厚的胶合板,前部宽度不小于 3m,高度不小于 1.5m,壁障厚度应保证其质量不低于 $7 \times 10^4 \text{kg}$,其前表面垂直于车辆直线行驶方向。

试验车辆应反映出产品的特征,即应安装所有正常安装的装备,并使之处于正常运行状态,质量满足整备质量要求,燃油箱内注入 90% 厂家规定燃油容积的水。

对于可调节式方向盘,应将其调整到厂家规定的正常位置,加速过程结束时,方向盘应处于自由状态。变速杆处于空档位置,踏板处于正常放松状态,关闭车门但不锁止。高度可调节头枕处于最高位置。对于纵向可调节的座椅,应将其“H”点调整到位于行程的中间位置,或者最接近与中间位置的锁止位置,并处于厂家规定的高度位置。当假人不能正确安放,并且驾驶员座椅或前排乘客座椅的设计“H”点 (x_1, z_1) 符合式(7-3)(即该点落在图 7-14 中直线 a 的左侧区域内)规定时,允许对该座椅进行适当的调节,直到假人可以正确安放为止,以便使设计“H”点位于图 7-14 中直线 a 右侧,且尽可能地接近直线 a。

$$x < \frac{1670 - z}{1.94} \tag{7-3}$$

式中: x ——通过加速踏板表面设计中心,并垂直于车辆纵向中央平面的水平直线与设计“H”点之间的纵向水平距离(mm);
 z ——通过加速踏板表面设计中心,并垂直于车辆纵向中央平面的水平直线与设计“H”点之间的垂直距离(mm)。

如果前排座椅靠背可调,应调整到厂家规定的正常使用角度,若厂家没有规定,则应后倾 25°。在调整好的前排外侧座椅上,安放一个符合 Hybrid III 技术要求的假人,在假人上配备有专用的测量装置。

在假人安放过程中,“H”点的确定十分重要,所谓 H 点是按照国家标准规定安放于车辆座椅中的三维 H 装置(3-DH 装置)的躯干与大腿的铰接中心,“H”点位于该装置两侧“H”点标记钮中心线的中点上。

图 7-15 和图 7-16 显示了 3-DH 装置,它的背板和座板用增强塑料和金属制成,用来模拟人体的躯干和大腿,两者用机械的方式铰接在一起,交点即为“H”点。一个量角器固定在铰接

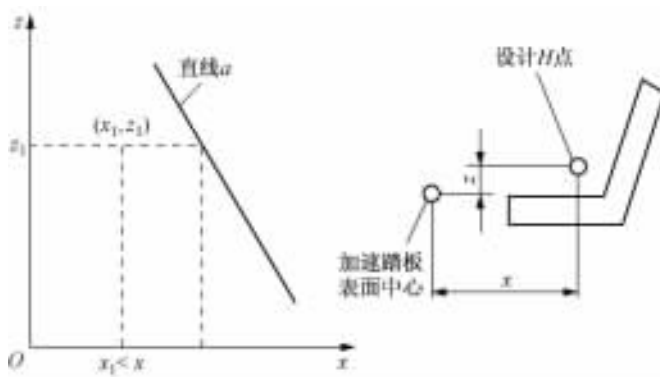


图 7-14 正碰撞时假人布置区域

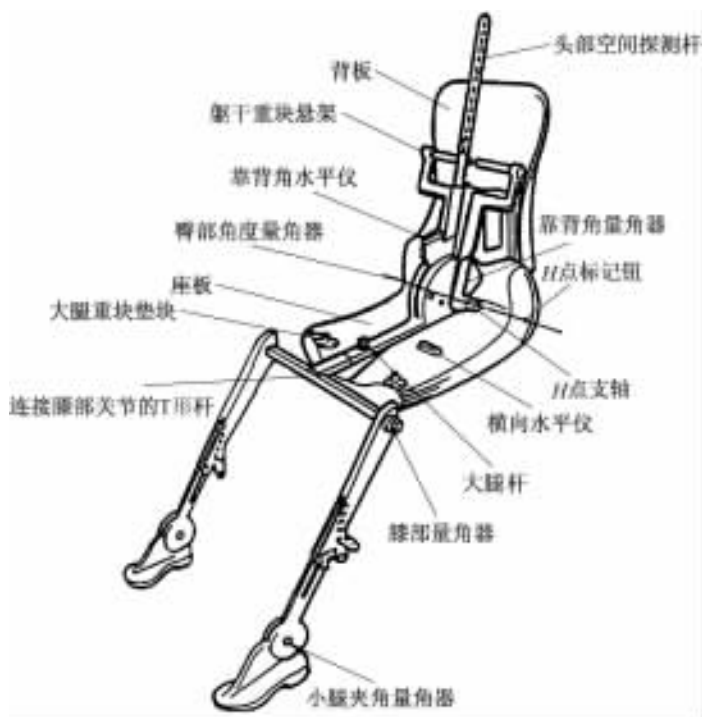


图 7-15 3-DH 装置构件名称

于“H”点的探测杆上,用于测量实际靠背角。固定在座板上的可调节大腿杆确定大腿中心线,并作为臀部角量角器的基准线。小腿杆件在连接膝部的 T 形杆处与座板总成相连,该 T 形杆是可调大腿杆的横向延伸。在小腿杆上装有量角器,以便测量膝部角。鞋和脚总成上刻有度数,用来测量脚部角。两个水平仪确定装置的空间位置,躯干各重块放在对应部位重心处,用以提供 76kg 男子对座椅相同的压力。

试验时,车辆不得靠自身动力驱动,碰撞瞬时车辆的速度应达到 50^{0-2} km/h 以上。试验主要以测取头部加速度、胸部变形和腿部股骨处轴向压力来判断,头部重心处的加速度由加速度的三维分量计算得出。

头部性能指标 HPC 的确定方法如下:① 当试验中如果头部与车辆构件不发生接触,则

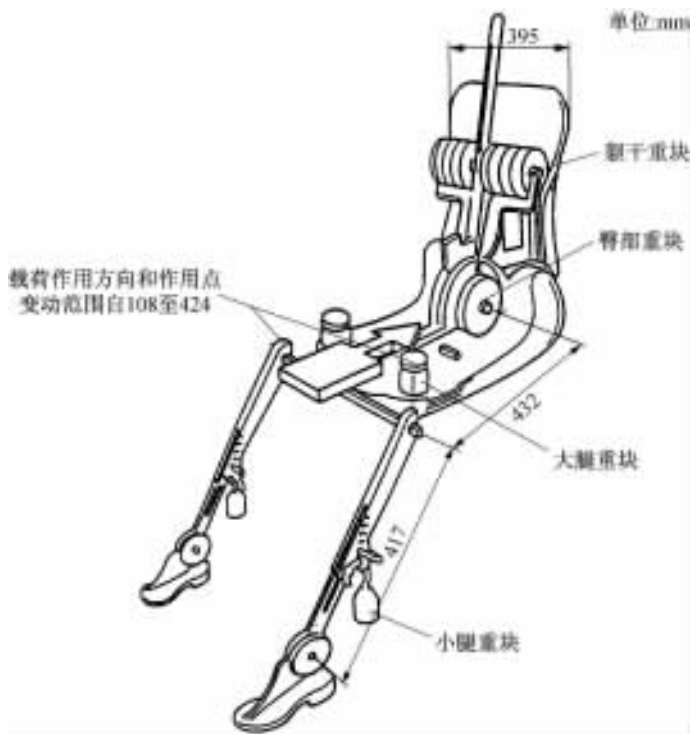


图 7-16 3-DH 装置构件尺寸和负荷分布

认为指标合格；② 如果头部与车辆构件接触，则根据试验所测得的减速度 a (以 g 为单位)，按下式计算 HPC 值：

$$HPC = (t_2 - t_1) \left(\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a dt \right)^{2.5} \quad (7-4)$$

如果能够确定头部起始接触时刻，那么 t_1 至 t_2 为记录的起点和末点之间的时间间隔 (以 s 为单位)，在该时间间隔内 HPC 值应为最大；如果不能确定头部起始接触时刻，那么 t_1 和 t_2 为整个记录段中的某一段时间间隔 (以 s 为单位)，在该时间间隔内 HPC 值应为最大。

胸部性能指标 $ThPC$ 由胸部变形 (mm) 的绝对值来确定，大腿性能指标 FPC 由方向传递至假人每一条大腿的压力 (kN) 来确定。

7.4.3 汽车的侧碰撞试验

国家标准《关于侧面碰撞中乘员保护的规定》(GB2002 讨论稿) 是在对欧洲 ECER95、美国 FMVSS214 和国际标准化组织 ISO10997 等车辆侧碰撞相关法规标准分析的基础上，对试验设备进行改进而形成的。在《关于侧面碰撞中乘员保护的规定》(GB2002 讨论稿) 中，以法规的形式规定了 M1 和 N1 类车辆受到侧向碰撞时，乘员保护的相关技术要求。对于车辆碰撞后的性能要求，标准有如下规定：① 试验过程中车门不允许开启；② 碰撞实验结束后，不借助工具便能打开足够数量的车门，使乘员正常进出；③ 碰撞实验结束后，不借助工具便能将假人从约束系统中解脱出来，并移出车辆；④ 所有内部构件在脱落时均不得产生锋利的突出物；⑤ 若燃油供给系统发生连续泄漏，泄漏速率不超过 $30g/min$ 。此外，通过假人测试得到的试验结果必须满足表 7-13 所列各项指标限制。

表 7-13 侧面碰撞中乘员保护的各项指标

指标		限值	备注
头部性能指标(HPC)		$\leq 1\,000$	无头部接触时,不必测量或计算 HPC 值
胸部性能指标	肋骨变形指标(RDC)	$\leq 42\text{mm}$	
	粘性指标(VC)	$\leq 1\text{m/s}$	
骨盆性能指标	耻骨合成力峰值(PSPF)	$\leq 6\text{kN}$	
腹部性能指标	腹部力峰值(APF)	$\leq 2.5\text{kN}$ 内力	相当于 4.5kN 的外力

标准规定,侧面碰撞试验应在足以容纳移动变形壁障碰撞系统、相关试验设备和被撞车辆碰撞后的移动空间的场地上进行,场地保持干燥、清洁、平整和水平。试验车辆保持静止,碰撞以移动变形壁障的方式实现,移动变形壁障的纵向中垂面轨迹应该垂直于被撞车辆的纵向中垂面,且其纵向中垂面与试验车辆上通过碰撞侧前排座椅的 R 点的横断垂面之间的距离小于 $\pm 25\text{mm}$ 。碰撞瞬间,应保证由变形壁障前表面两侧垂直平面限定的水平中间平面与试验前确定的位置偏差在 $\pm 25\text{mm}$ 之内。在碰撞瞬间,移动变形壁障的速度应为 $(50\pm 1)\text{km/h}$,并且该速度至少在碰撞前 0.5s 内保持稳定。

试验车辆的准备应该满足以下要求:①质量为整备质量+100kg(假人及测试设备);②燃油箱装满水,质量为制造厂家规定装满油质量的 90%;③至少关闭碰撞侧车窗;④关闭车门,但不锁止;⑤变速器操纵杆置于空档;⑥松开驻车制动器;⑦按照厂家规定,调整座椅和方向盘位置。

试验记录假人头部重心位置上的三向合成加速度值,胸部肋骨三个测量点处的变形,以及骨盆受力和腹部受力情况。

当头部发生接触时,头部性能指标 HPC(包括从初始接触到最后接触的整个接触过程)按式(7-4)计算。

肋骨性能指标以肋骨变形指数,即胸部变形峰值衡量,胸部变形峰值是胸部位移传感器测得的任一肋骨的变形最大值。粘性指数(VC)指粘性响应的峰值,是在半胸部任一肋骨上测得的瞬时压缩量与肋骨变形速率乘积的最大值,即

$$VC = \max\left(\frac{D}{0.14} \cdot \frac{dD}{dt}\right) \tag{7-5}$$

式中: D 为肋骨变形量(m)。

腹部性能指标以腹部受力峰值评价,腹部受力峰值是安装在碰撞侧表面下部 39mm 处的力传感器测得的三向力合力的最大值。

骨盆性能指数指耻骨合成力的峰值(PSPF),是由骨盆耻骨处安装的载荷传感器测得的最大力值。

在侧向碰撞试验中,移动变形壁障是碰撞试验成功与否的重要装置之一,移动变形壁障的总质量为 $(950\pm 20)\text{kg}$,安放在运载车上,运载车的前、后轮距为 $(1\,500\pm 10)\text{mm}$,轴距为 $(3\,000\pm 10)\text{mm}$,重心在纵向中垂面 10mm 内,距前轴 $(1\,000\pm 30)\text{mm}$,距地面 $(500\pm 30)\text{mm}$ 。碰撞面由铝制蜂窝状材料制成,共有六个独立的连接块组合而成,外形尺寸见图 7-17,变形碰撞区宽 $(1\,500\pm 10)\text{mm}$,高 $(500\pm 5)\text{mm}$ 。在碰撞前的静止状态下碰撞区离地间隙为 $(300\pm 5)\text{mm}$,六个可变形部分分成上下两层,每层包括三个部分,各部分具有相同的宽度和高度,均为

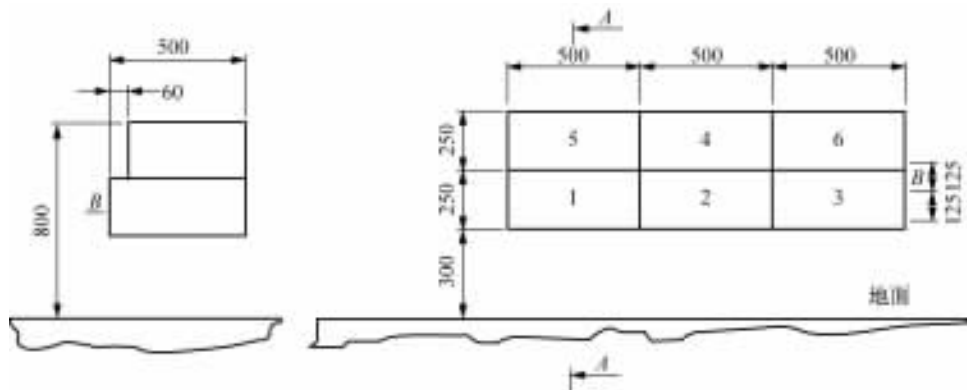


图 7-17 移动变形壁障尺寸

(500 ± 5)mm $\times$ (250 ± 3)mm,上层厚度为(440 ± 5)mm,下层厚度为(500 ± 5)mm。

侧碰撞假人是碰撞试验的关键设备,它由金属和塑料骨架外罩模拟肌肉的橡胶、塑料和泡沫构成(图 7-18),在外覆塑性乙烯表皮的铝制头壳内设有三向加速度传感器和配重物,胸部肋骨组件由外覆仿肌肉聚氨酯泡沫的钢制肋骨、连接肋骨和脊椎腔的活塞组件、一个液压减振器和一个减振弹簧构成,在腹部的金属铸件和聚氨酯泡沫覆盖物之间可以安装三向力传感器,在髌骨翼的髌骨汇合处用力传感器连接。

假人的尺寸和质量按照无下臂的第 50 百分位成年男子设计,总质量为(72.0 ± 0.5)kg,其尺寸构成见图 7-19 和表 7-14。试验前需按照国家标准对假人及其上的测试传感器进行严格的标定试验,并按照国家标准的要求将假人安放于车辆上,才能进行相关的试验。

表 7-14 假人尺寸

尺寸序号	参数说明	尺寸/mm
1	坐高	904.0 ± 0.7
2	座椅至肩关节	557 ± 5
3	座椅至肋骨最下表面	357 ± 5
4	座椅至上手臂最下表面	242 ± 5
5	座椅至 H 点	98 ± 2
6	最底部至座椅	456 ± 5
7	H 点至头部重心	678 ± 5
8	H 点至上部肋骨中心	393 ± 3
9	H 点至中部肋骨中心	337 ± 3
10	H 点至下部肋骨中心	281 ± 3
11	H 点至腹部力传感器中心	180 ± 3
12	H 点至骨盆合力传感器中心	14 ± 3
13	头部宽度	154 ± 2
14	肩/臂宽度	482 ± 5

尺寸序号	参数说明	尺寸/mm
15	胸部宽度	330 ± 5
16	腹部宽度	290 ± 5
17	骨盆宽度	335 ± 5

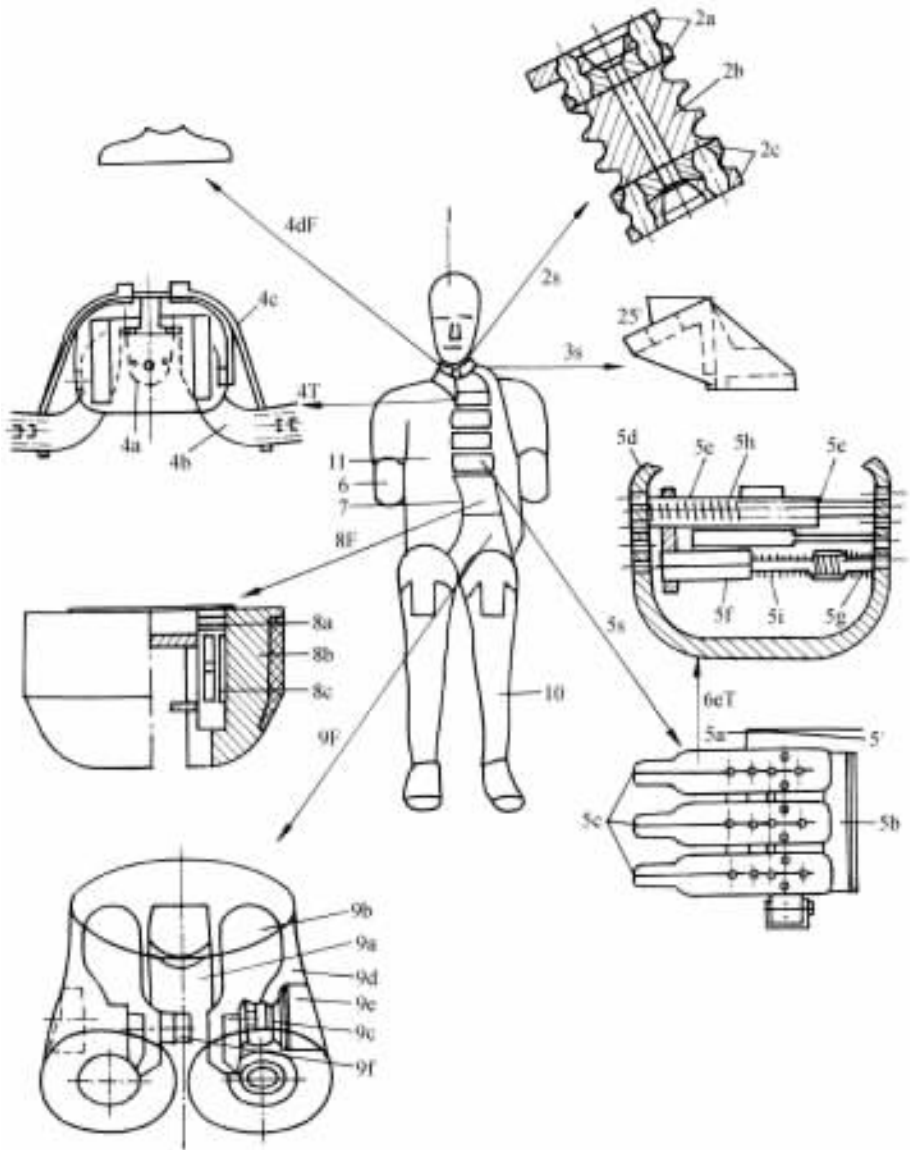


图 7-18 侧碰撞假人结构

1—头部 2—颈部 2a—头颈交界板 2b—中间部分 2c—颈胸交界板 3—颈部支架 4—肩部 4a—肩板 4b—锁骨 4c—橡胶绳 4d—肩盖 5—胸部 5a—胸椎 5b—椎背板 5c—肋骨组件 5d—覆盖肌肉的肋骨 5e—活塞组件 5f—减振器 5g—减振弹簧 5h—扭杆弹簧 5i—位移传感器 6—上臂 7—腰椎 8—腹部 8a—中间铸件 8b—仿肌肉覆盖物 8c—力传感器 9—骨盆 9a—骶骨 9b—髂骨翼 9c—髋关节 9d—肌肉覆盖物 9e—H 点泡沫块 9f—力传感器 10—腿 11—外衣

尺寸序号	参数说明	尺寸/mm
18	颈部直径	80 ± 2
19	头部厚度	201 ± 5
20	胸部厚度	276 ± 5
21	腹部厚度	204 ± 5
22	骨盆厚度	245 ± 5
23	臀部背面至 H 点	157 ± 2
24	臀部背面至前膝部	610 ± 5

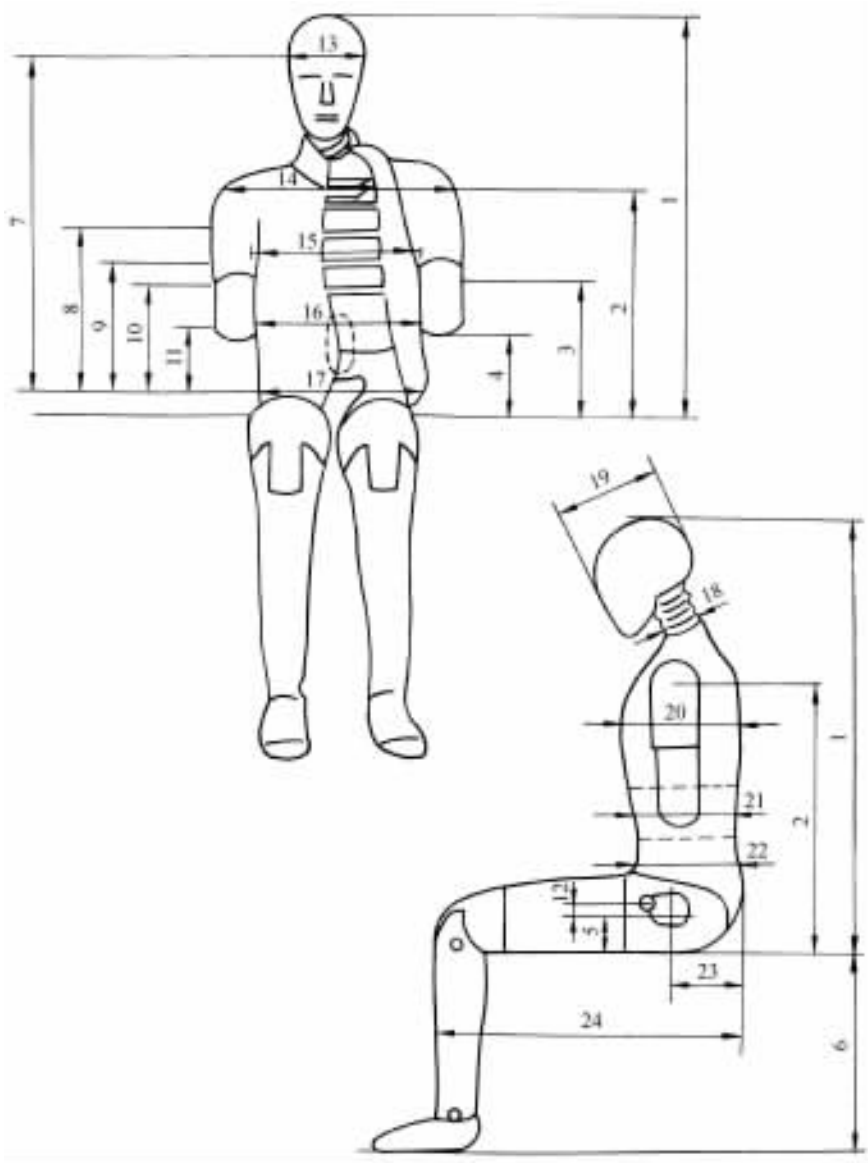


图 7-19 侧碰撞假人尺寸

7.4.4 车身耐挤压试验

车辆发生碰撞时,要保护乘员的安全,一方面取决于各种防护装置的性能,另一方面也取决于车身保留生存空间的能力,足够的生存空间是碰撞安全的先决条件。车身各部分刚度是确保当车身受到来自正面、侧面和顶部的强烈冲击载荷作用时,不产生大变形的基础。为此,在汽车的专门法规中,设置了相关的试验检验标准和指标限值,其中主要考虑车顶耐压强度和车门耐压强度。

1) 车顶耐压强度要求

车辆高速行驶时,除了会发生正面和侧面碰撞外,还会出现侧向翻滚倾覆的可能,此类交通事故乘员死亡率在整个事故死亡率中占有相当大的比例,根据美国高速公路运输安全管理局(NHTSA)的致死分析报告系统(FARS)统计显示,对于 SUV 型车辆,车辆翻车碰撞致死率甚至已经超过正面碰撞和侧面碰撞而跃居第一位(图 7-20)。为此,美国联邦机动车辆安全标准 FMVSS216 对车辆翻滚时车顶抗挤压能力提出了相应的强度要求,以防止或减少车辆翻车碰撞中的乘员伤亡。

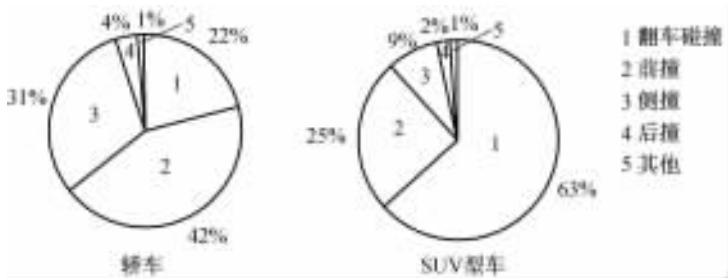


图 7-20 1999 年 FARS 统计的乘员致死率

在法规 FMVSS216 中规定的车顶耐挤压试验的加载方式如图 7-21 所示,记录挤压试验过程中刚性墙的法向力与法向位移的变化(如图 7-22),当挤压行程 127mm(5in)内,最大耐挤压力大于车重的 1.5 倍或者大于 22.273kN(5000lb)。

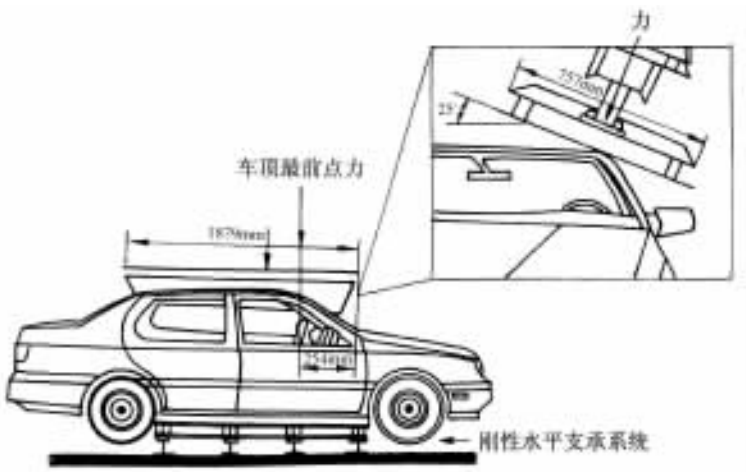


图 7-21 车顶耐挤压试验的加载方式

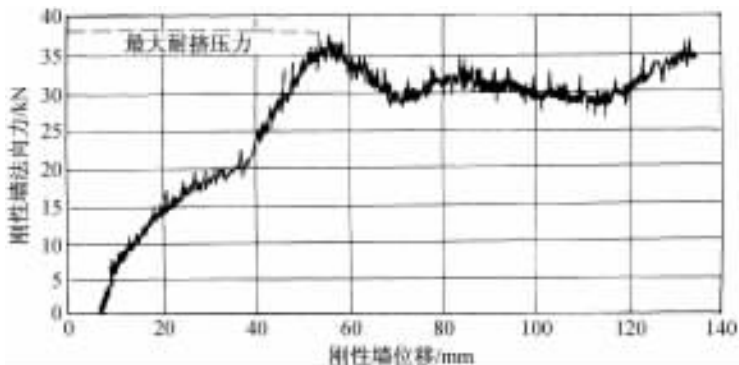


图 7-22 车顶耐挤压试验“刚性墙法向力-位移曲线”

2) 车门耐压强度要求

车辆受到侧面碰撞时,除了应该保证乘员所受冲击载荷处于安全界限以外,车门的耐挤压特性将决定乘员足够的生存空间,为此,各国也制定有相应的试验法规,如美国联邦机动车辆安全标准 FMVSS214 和我国的 GB15743 等。

在国标 GB15743 中规定了轿车侧门强度的要求和试验方法,其中定义了三个耐挤压力:①将在 0 到 152mm 挤压距离上使车门变形的平均力定义为初始耐挤压力;②将在 0 到 305mm 挤压距离上使车门变形的平均力定义为中间耐挤压力;③将在 457mm 的整个挤压距离上记录到的最大力定义为最大耐挤压力。同时,该标准对车辆的三个耐挤压力提出了如下要求:初始耐挤压力不得低于 10.0kN,中间耐挤压力不得低于 15.56kN,最大耐挤压力不得低于相当于整车整备质量的 2 倍的力或 31.12kN 两者中较小的值。

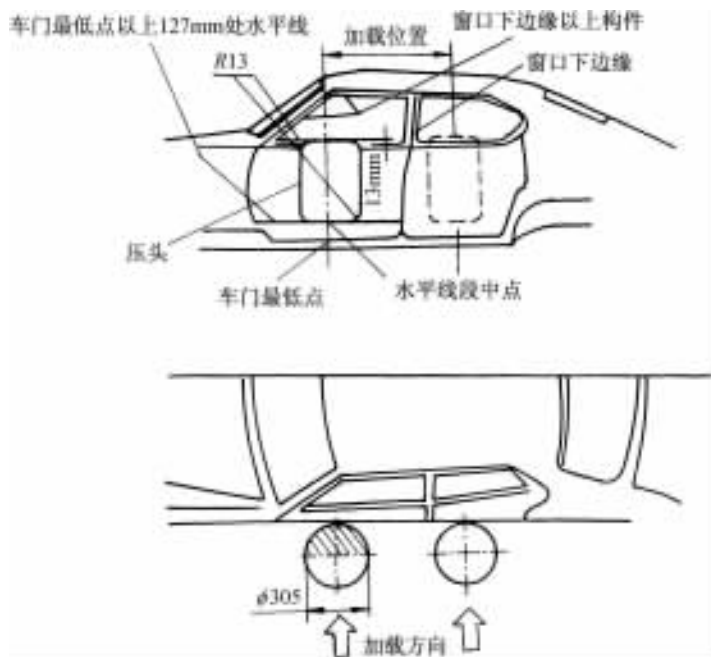


图 7-23 车门耐挤压试验加载方式

在试验过程中,侧窗玻璃位于最高位置,所有车门处于闭锁状态,受试验一侧对面的车身裙部应靠在一个坚固的刚性铅垂平面上,用紧固装置将车辆牢固定位,紧固装置可以安装在前轮中心线处或中心线之前,也可以安装在后轮中心线处或中心线之后。

加载装置的压头是直径为 305mm、棱边圆角半径为 13mm 的钢制刚性圆柱体或半圆柱体,其长度应能使其上端面至少高出窗口下边缘 13mm,但在试验时不能碰到窗口下边缘之上的任何构件。压头轴线铅垂,且如图 7-23 所示,对准在车门最低点之上 127mm 处沿车门外表面所做水平线段的中点,其底部与该水平线在同一水平面上。

试验时,压头移动方向垂直于车辆纵向中心平面,由外向内加载,直到加载装置移动 457mm 为止。连续加载时,加载装置的移动速度不得大于 12.7mm/s,必须在 120s 内完成。连续记录载荷及相应的位移(如图 7-24),或以不大于 25mm 或不大于 890N 的增值记录试验结果。由此绘制出挤压距离为变量的载荷曲线,求得施加载荷相对挤压距离的积分,以该积分值除以相应的挤压距离,其结果即为在该距离上使车门变形所需要的平均力。也可根据测量所得车门挤压位移与其能量吸收之间的变化规律(如图 7-25),分析车门结构的抗挤压能力。

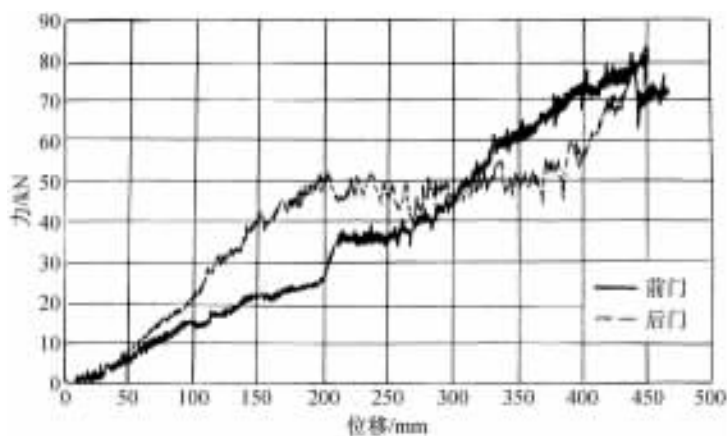


图 7-24 车门挤压试验载荷与位移图

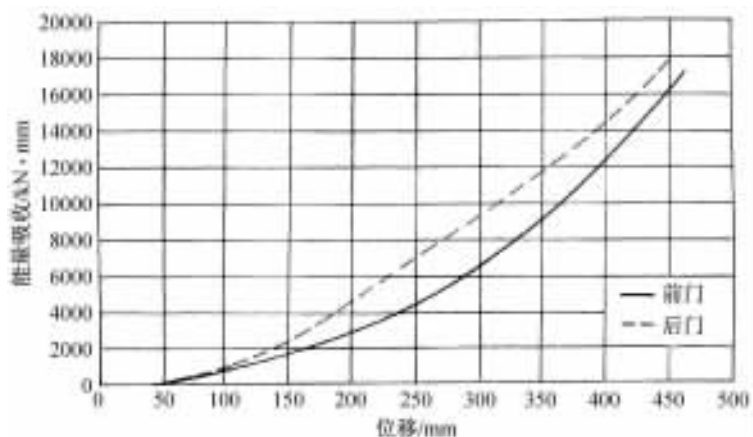


图 7-25 车门挤压试验位移与能量吸收关系

7.4.5 汽车防侵入碰撞试验

在国家标准《防止汽车方向机构对驾驶员伤害的规定》(GB11557—1998)中,对 M1 类车辆的防止汽车方向机构对驾驶员构成伤害技术要求和当汽车受到正面撞击时方向盘向后窜动试验方法做出了规定。作为限制性条件,标准提出了两条相关技术要求,即①当不装人体模块的整备车辆以此 48.3~53.1km/h 之间速度正面撞击障碍壁时,方向柱管和方向轴的上端允许沿平行于汽车纵向中心线的水平方向向后窜动,但其窜动量不得大于 127mm;②人体模块以 24.1km/h 的速度水平撞击方向盘时,作用在方向盘上的水平力不得大于 11123N。相关试验在宽阔的专用场地上进行,所设置的障碍壁为钢筋混凝土建筑台,其最小尺寸为 3m(宽)×3m(高)×0.6m(厚)。在做正面碰撞的方向盘向后窜动试验时,障碍壁必须与高速行驶跑道最后路段相垂直地固定在地面上,车辆以大于或等于 48.3~53.1km/h 的速度沿垂直方向正面与障碍壁相撞击,测定并记录方向柱管(方向轴)上端与车辆上不受撞击影响的某一点在平行于车辆纵向对称面的水平方向上的相对位置变动量 D_0 ,并按下式计算方向盘的向后窜动量:

$$D_1 = D_0 \cdot K_1 \cdot K_2 \quad (7-6)$$

式中: D_1 ——方向盘向后窜动量(mm);

D_0 ——撞击后方向柱管(方向轴)的相对位置变动量(mm);

K_1 ——速度修正系数,其值为 $[(49 \pm 1) \text{ km} \cdot \text{h}^{-1} / v]^2$,如该值小于 0.83,即按 0.83 计;

K_2 ——质量修正系数,其值为 (m_0 / m) ,如该值小于 0.8,即按 0.8 计;

v ——实际撞击速度(km/h);

m_0 ——试验样车质量(kg);

m ——装有试验仪器的试验样车质量(kg)。

在做方向盘遭撞击的吸能试验时,需要使用质量为 $34_0^{+2.3} \text{ kg}$ 的标准人体模块,其尺寸特征如图 7-26 所示。模块应该具有 105~140N/mm 的变形刚度,即将 380mm×100 mm 槽形梁置于图中所示人体模块的胸部位置处,其槽形梁底部平行于背板,对槽形梁预加 22N 的载荷,将此时槽形梁的位置定为基准点。然后对槽形梁以 $(250 \pm 50) \text{ mm/min}$ 的速度加压(见图 7-27),并由基准点测量位移量 12.7mm 时的载荷压力,按照下式计算变形刚度:

$$\text{变形刚度} = \frac{\text{载荷压力}}{\text{位移量}} \quad (\text{N/m}) \quad (7-7)$$

试验在专用撞击试验机上进行,方向机构模拟实车装配状态安装在装配架上,装配角度按照设计基准角度安装,它与人体模型在撞击试验机上的安装位置按照图 7-28 所示基准位置布置,在人体模块躯干线的纵向剖面内,依次将方向盘轮缘的位置转至方向盘刚度最大和最小的两个部位与人体模块撞击,撞击速度为 $(25 \pm 1) \text{ km/h}$,沿水平方向且平行于车辆纵向中心线撞击方向盘时,测量作用于方向盘上的最大力值。

7.4.6 座椅及坐姿约束系统性能试验

当碰撞发生后,汽车乘员的安全性在很大程度上取决于座椅及坐姿约束系统。因为座椅的破坏和座椅固定部分的脱开将造成严重的乘员二次碰撞致伤,所以必须对座椅及其固定部件的强度进行检验,试验针对座椅本身的结构强度和座椅固定件的强度分别进行。汽车的坐

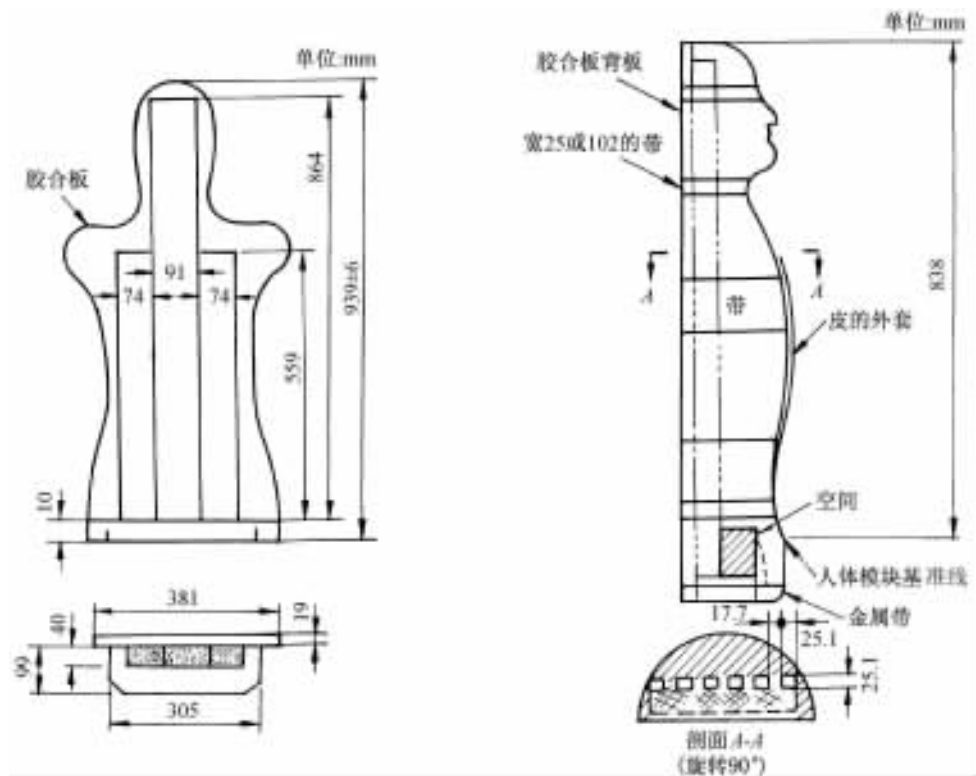


图 7-26 人体模块尺寸

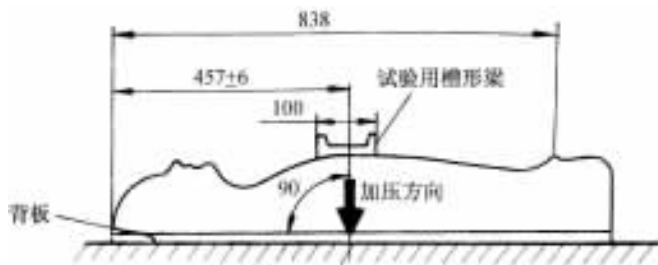


图 7-27 人体模块刚度测试

姿约束系统主要包括安全带和安全气囊系统,它们是减少甚至避免乘员与车身发生二次碰撞的重要组成部分,在汽车安全技术性能的研究中对它们也给予了相当的重视。

1) 座椅安全性要求和试验

为了使汽车在碰撞发生时,不至于因座椅损坏而产生人身伤害事故,座椅的设计必须考虑座椅骨架、靠背、滑轨、调节器和安全带固定装置等结构本身以及安装所需强度,同时还要考虑座椅对减少侧面碰撞时的车体变形,确保乘员生存空间的能力。各国均在汽车安全法规中对其制定了严格的要求,如在日本安全标准、美国 FMVSS207 和我国国家标准(GB11550—1995 和 GB14167—1993 等)中,对车辆的座椅系统强度、头枕的性能要求、安全带安装固定点强度以及相关的试验方法都制定有详细的规定。

国标 GB15083—1994《汽车座椅系统强度要求及试验方法》在座椅的强度和刚度方面规

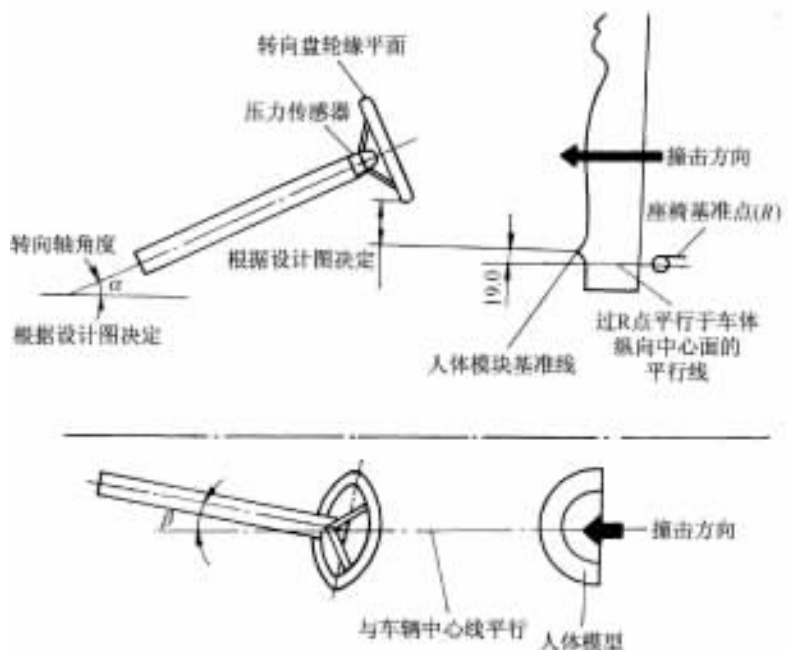


图 7-28 方向机构和人体模块的关系及撞击施力图

定,除 M2 和 M3 类车辆外,每个乘员座椅必须满足:

(1) 铰接式可翻转座椅、折叠座椅必须装有自锁装置。

(2) 通过座椅质心,分别沿水平向前和向后施加相当于座椅总成重力 20 倍的力时,座椅总成与车身本体不得分离。对于可调式座椅,调节装置在试验过程中应能使座椅保持原调节位置,在试验后允许失去调节功能。对折叠座椅(包括靠背可调节座椅),通过靠背的质心,沿水平方向向前施加相当于靠背重力 20 倍的力时,限制装置不得自动松脱和损坏。

(3) 当座椅总成承受一个相对于座椅 R 点为 $373\text{N} \cdot \text{m}$ 力矩的力(对前向座椅,该力水平向后;对后向座椅,该力水平向前)时,座椅骨架不应损坏,且座椅总成与车身本体不应分离。

(4) 对向前的折叠座椅(包括靠背可调节座椅)和铰链式可翻转座椅,通过座椅铰链或折叠部分质心,沿水平方向向后施加相当于座椅铰链或折叠部分重力 8 倍的力,其限位装置不得自动松脱和损坏。

国标 GB11550—1995《汽车座椅系统强度要求及试验方法》规定,对头枕的强度和吸能性必须满足:

(1) 头枕按规定试验方法试验时,头部模型移动量小于 102mm 。

(2) 将载荷加至 890N 时,头枕及其安装部件在座椅及靠背等损坏前不能破损或脱落。

(3) 头枕按规定试验方法试验时,加给摆锤(头部模型)的加速度,连续超过 80g 的时间必须小于 3ms 。

2) 安全带系统性能试验

汽车座椅安全带系统是重要的乘员约束保护装置之一,在减轻和避免碰撞事故中的伤害程度起着重要的作用。对交通事故的统计发现,在碰撞事故发生时,有无安全约束对车内乘员身体各部分受到损伤的风险是大不相同的,图 7-29 显示了安全带对身体受伤率的影响程度。

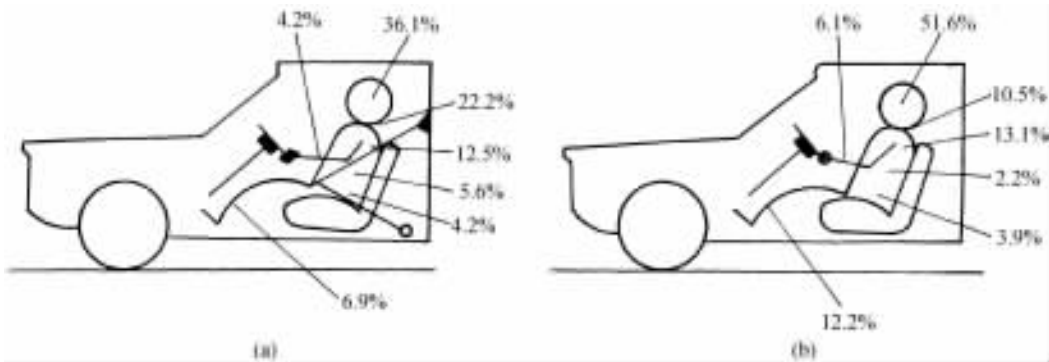


图 7-29 安全带对人体不同部位的保护效果

(a) 有安全带 (b) 无安全带

安全带由织带、卷收器、带扣和长度调节机构等组成,其中织带是约束乘员的关键部件之一,它要求具有高的强度、一定的延伸性和良好的能量吸收性能,另外还需具有足够的耐磨损性和耐气候性。织带的使用性能指标可以按照国标 GB11549—1989《汽车安全带总成性能要求和试验方法》进行试验,其基本性能要求见表 7-15。

表 7-15 汽车安全带总成性能要求

类别	抗拉强度/N	伸长率/%	单位长度功/(J·m ⁻¹)	功量比/%
腰带	≥26 670	≤20	≥539	≥50
肩带	≥17 750	≤40	≥1 078	≥60
连续带	≥22 260	≤30	≥784	≥55

为了确保安全带系统的有效性,从 1963 年开始各国逐渐制定了一系列的法规,如美国联邦汽车安全标准 FMVSS209、日本工业标准 HSD4604、欧洲标准 ECE R16、澳大利亚 ADR4D 和我国的 GB14166—1993 等,它们对汽车安全带性能及检测方法做出了细致的规定。在我国 GB14166—1993《汽车安全带性能要求和试验方法》强制标准中规定了汽车安全带的性能指标,并提出了检验安全带性能的试验方法。

对安全带紧急锁止性能的试验是考察发生交通事故时安全带是否具有迅速将乘员限制在座椅上的能力。以车体敏感式安全带为例,需要检测在规定加速度下的汽车前后左右四个方向上织带锁止距离。依照 GB14166—1993 中的试验方法,在卷收器紧急锁止试验装置上安装安全带,并将卷收器固定在锁止试验台的小滑车上,小滑车被施加 0.78g 的加速度,卷收器感应到加速锁止后,测量从卷收器中拉出的织带长度,此长度便是锁止距离。对三点紧急锁止式安全带进行总成性能试验时,需要将腰带和肩带分别加载到 22 300N 和 13 300N,对腰肩带并用加载 26 700N,每次测量滚轮移动量。

3) 安全气囊系统性能试验

在汽车被动安全对策中,配备安全气囊是一种行之有效的方法。美国 FMVSS208《汽车乘员碰撞保护》的标准中规定,汽车必须配备不需乘员做任何动作就能对乘员进行保护的被动式乘员保护系统,安全气囊便属于这种被动保护系统之一而得到广泛使用。安全气囊的最大优点在于可以缓冲乘员头部的运动,分散乘员胸部的冲击力,达到防止其与车身内饰件之间发

生剧烈碰撞的目的。

为了确保安全气囊对乘员所提供的保护,国外一般都从气囊本身和汽车与气囊性能匹配等两个方面对气囊提出了性能要求。目前世界上还没有一个关于气囊的标准法规,但在 ECE 标准草案《安全气囊的保护作用》、ISO/TC22/SC12/WG8ISO/DP12097 道路车辆的气囊系统测试标准草案《气囊组件的测试及环境要求》、ISO/TC22/SC12/WG8ISO/DP12097 III 道路车辆的气囊零件测试标准草案《充气系统的测试及环境模拟 III》等中对气囊系统及其充气系统提出了性能要求,主要包括环境试验性能要求和机械试验性能要求两个方面。

对气囊的环境试验要求主要有:高温试验、低温试验、粉尘试验、光照试验、真空试验、振动试验、高低温温度冲击试验、湿热试验,同时进行温度和振动试验、防静电试验、抗电磁干扰试验、噪声试验、盐雾试验、燃烧试验和有毒残留物检验等。

对气囊的机械性能试验要求主要有:坠落试验、钢罐压力容器试验、静态展开试验、点火器点火电流测量试验、气袋容积测量试验、气袋织物强度试验、缝线强度试验、织物透磁性及气密性测量试验、爆裂试验和机械碰撞试验等。

7.4.7 数字模拟试验

随着对汽车碰撞安全性研究的不断深入,需要更加准确和真实地对车辆安全性研究目标做出评价,汽车碰撞安全性试验成为必不可少的一个技术环节。由于试验是对典型碰撞事件的一种物理再现,与千差万别的实际汽车碰撞过程有着明显的区别,因此,试验的方法对所获得的结果必须经过分析、推理和计算后才能直接用于工程实际,这一过程对问题的解释取决于试验方法的选取和试验装备的先进性,欲解决的问题越多、越复杂,所需的试验装备越先进、资金需求也越大。此外对真实结构或车辆的碰撞试验需要制造出被试验对象后才能进行,这也决定了它在汽车安全性设计过程中应用的局限性。

为了解决传统设计和试验方法周期长、费用高的缺点,开始尝试采用各种数学、力学工具,通过对给定的碰撞事件进行力学建模、求解的方法,它具有成本低、周期短的优点。目前用于数字模拟试验的理论主要有多刚体动力学和有限元法等,由于汽车碰撞过程是一个十分复杂的机械系统瞬时冲击过程,包含了多种复杂的物理显现,如弹塑性大变形,接触摩擦作用和材料失效等,理论建模的过程所忽略的因素必然使得计算结论存在误差,所以说,以数学模拟试

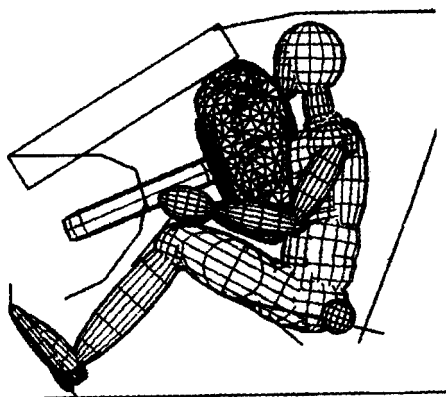


图 7-30 碰撞中气囊的仿真计算结果

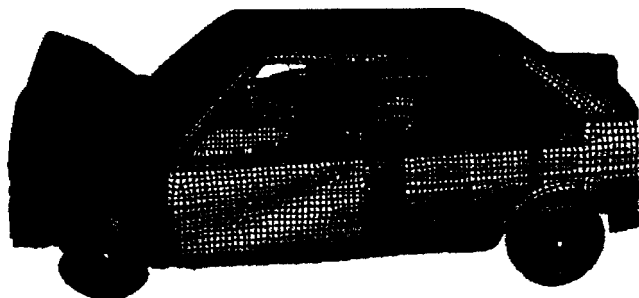


图 7-31 整车碰撞分析结果

验方法可以减少实际碰撞次数,甚至取代某些类型的试验,但是目前还不可能完全取代试验。

图 7-30 和图 7-31 显示了对碰撞过程中安全气囊作用和整车结构变形的分析结果。

7.4.8 汽车安全性的民间评估试验

与汽车安全法规不同,在工业发达国家中的消费者追求的是对车辆具有更高要求的“新车评价程序” NCAP(New Car Assessment Program)。NCAP 是由政府、保险公司、消费者组织、汽车俱乐部或杂志社等机构共同制定的汽车安全评价体系,组织者将依据 NCAP 规定实施试验的结果向消费者公布,在社会上具有十分广泛的影响力。如美国的 NCAP 将联邦机动车安全法规 FMVSS208 规定的正面碰撞固定障碍壁试验车速由 30mile/h(13.41m/s)提高到 35mile/h(15.6m/s),试验结果根据头部性能指标 HIC 和胸部加速度值,将车辆的安全性从差到好分为五个星级,安全性最好的车型为五星级。

欧洲作为全球汽车制造领域最具实力的地区,不仅拥有最多的汽车生产企业,也有着最为成熟完善的消费环境。创始于 1997 年的欧洲新车评估组织 EuroNCAP 是目前另一个对汽车界最具影响力的安全评定机构,它由欧洲 5 个国家的政府倡导,组织成员来自法国、德国、荷兰、瑞典、西班牙、英国等,并得到国际汽车联合会 FIA、德国赛车协会 ADAC 等汽车运动组织的协助,该组织的宗旨是检验欧洲各国市场上销售的各类车型在安全性方面的表现,为消费者提供真实可信的参考信息。除定期对市场销售的车型进行撞击测试并公布结果外,NCAP 还会对在现实中发生的交通事故以及伤亡数据作统计分析,向汽车生产企业提供指导和改进建议,这项工作主要由瑞典国家安全局(SNRA)和安全顾问评级委员会(SARAC)负责。

NCAP 每年会定期从 15 个欧洲成员国及其他地区的市场上挑选现售的新车型作为被测试车型,所选车型几乎涵盖世界上所有汽车公司的产品,按照 Supermini、Small family cars、Family cars、Large Family Cars、Executive cars、Small MPV、Large MPV、Small off-rovers、Large off-rovers 等对所选车型进行分类,然后,以碰撞试验的方式测试车辆的安全性,并将相同或相近级别的车型做出互比较。

自创立以来,随着技术的进步和人们对碰撞安全性能理解的深入,Euro NCAP 的测试评估方法和标准一直在调整,早期的 NCAP 测试只有正面撞击测试,后来逐步增加了侧面撞击测试以及侧面圆柱体撞击测试,加入了许多新的测试项目。2002 年 1 月增设的对行人保护的测试,促使汽车生产商在设计上更多地照顾到行人的安全;2003 年 11 月最新加入的车内儿童保护评级,检验厂方随车配备的儿童座椅在碰撞测试中所能起到的保护效果。正、侧面撞击主要用于模仿交通事故中绝大多数情况下车辆的安全表现,侧面圆柱体撞击和碰撞行人的测试,则分别用以模仿现实中车辆与电线杆、树木相撞的情形以及撞到行人时的状况。

EuroNCAP 的碰撞试验综合了正面碰撞、侧面碰撞和行人与车碰撞的诸多情况,将正面碰撞、侧面碰撞和儿童保护的安全性能分项评分后,再根据总分将试验车分成 0~5 个星级,将行人与车碰撞安全性得分情况分成 0~4 个星级。若车辆提供了如安全带警示灯、专用儿童座椅之类可以起到有效帮助的安全系统,在评分上会给予一定加分。此外,只要车辆在安全性能上有所改进,即使是同一车型也可以反复参加测试,对于在车辆安全性上没有任何变化的车型将不予测试。

EuroNCAP 的正面碰撞采用了与 ECE R94.01 相同的偏置吸能障碍壁法,但碰撞速度却由 56km/h 提高到 64km/h,撞击的接触面积是覆盖车头驾驶员一侧 40%左右宽度(不包括后

视镜宽度),被撞物会被固定在一块混凝土上的可变形铝质物体(模仿真实情况下两车对头相撞)(见图 7-32);侧面撞击,是车辆与可变形障碍物以 50km/h 的速度成直角相撞,撞击部位为车厢部分(见图 7-33);侧面圆柱体撞击的测试项目是以车身中部撞击一根直径 25.4cm 的无变形柱子,车速为 29km/h(见图 7-34),该项目并非必须进行,只有当所销售车型中标准配置侧面头部安全气囊,才进行此项测试;对行人撞击的测试是让被测试车辆以 40km/h 行驶速度撞击试验假人(见图 7-35)。

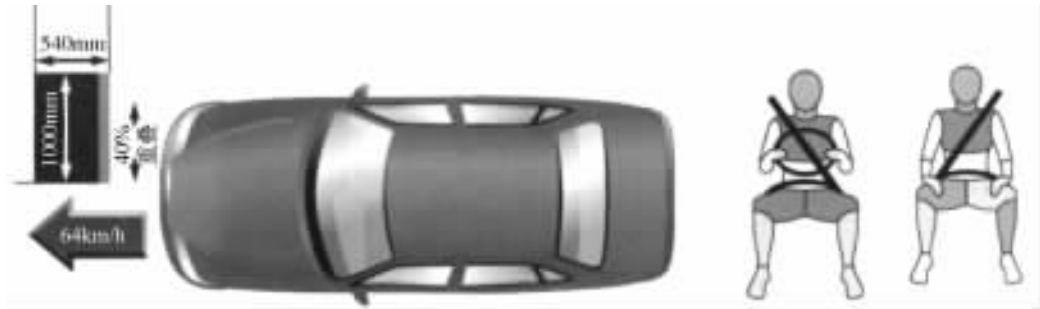


图 7-32 NCAP 试验的正面碰撞及对前排乘客的保护

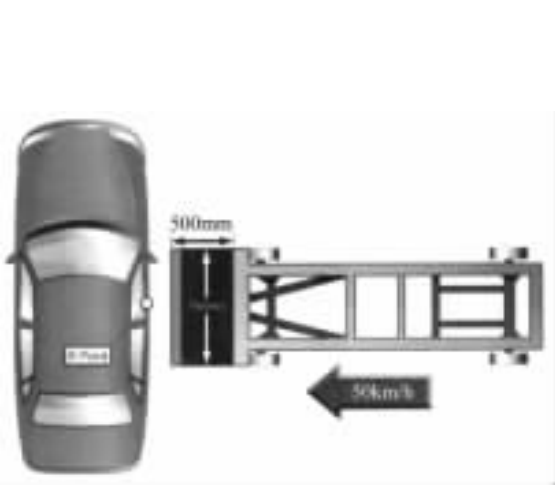


图 7-33 NCAP 试验侧面碰撞试验

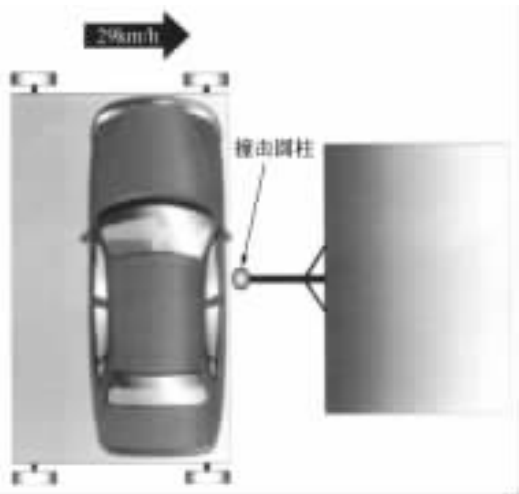


图 7-34 NCAP 试验的抗侧面圆柱体碰撞试验

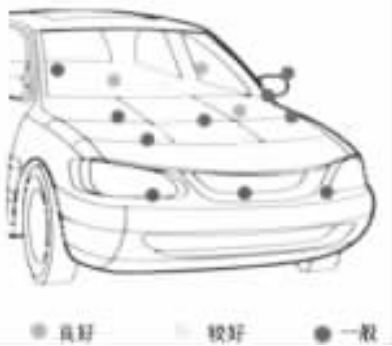
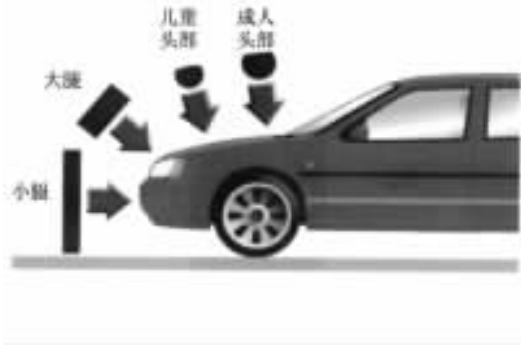


图 7-35 NCAP 试验假人碰撞试验及对行人的保护程度

由于 NCAP 试验是在公正、公开原则和科学操作思想指导下完成的,已经形成了其独立性和权威性的地位,并博得了公众的广泛认同和信任。此外由于测试结果与汽车消费市场直接相联系,测试结果的被关注程度越来越高,各大汽车生产厂家逐渐从抗拒和质疑其测试结果发展到今天大部分已主动接受 NCAP 的测试评价,并根据其分析进行改进,所以说,NCAP 已成为各汽车生产厂家普遍认可的权威信息来源,它在很大程度上比安全法规更能促进汽车生产厂家在汽车安全技术上的竞争,它有力地促进了车辆安全性能的快速提升,对提高汽车安全性起到了积极作用。

NCAP 试验所采用的假人模型被确定为 Hybrid III 和 EuroSID II 型假人(如图 7-36)。Hybrid III 型假人被专用于正面撞击,EuroSID II 型假人则专门用作侧面撞击测试,它们均由钢制骨架和胶质皮肤构成,但设置传感器的位置有所不同。在外覆胶制表皮、由铝合金制成的头部内,装有三个加速度感应器,用以收集撞击时的加速度以及加速度的变化量。颈部传感器主要用于侦测颈部在撞击时,前后向受到的拉扯力、剪切力以及颈部的弯曲程度等动态变化数值。

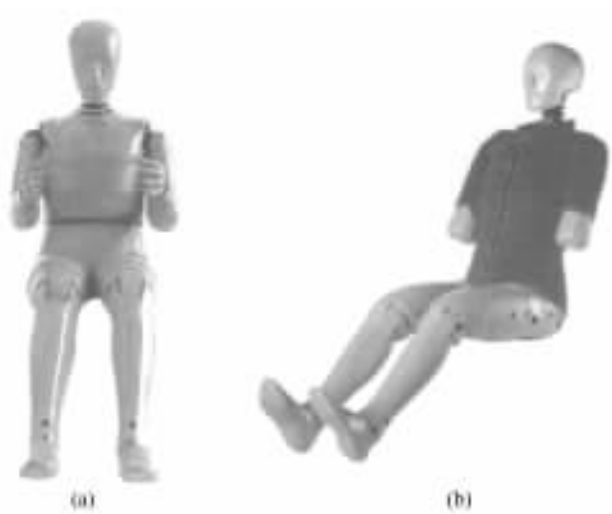


图 7-36 假人模型
(a) Hybrid III (b) EuroSID II

Hybrid III 的钢制肋骨围成了人的胸腔结构,只要在碰撞中胸部肋骨没有被挤压变形,基本可以想象安全带起到了应有的作用;EuroSID II 的三根肋骨则装有压力感应器,可以将碰撞压力以及加速度的变化记录在案。EuroSID II 假人在腹部安装有传感器,感应腹部所受压力的变化。EuroSID II 骨盆安装有侧向加速度感应器,可以据其数据判断是否有骨裂、脱臼的危险。Hybrid III 在大腿上这部分包括了骨盆、大腿骨及膝关节,传感器主要安装在各关节部位,各自负责一片区域的受力感应。小腿这部分涉及的受力最多,包括了撞击时受到的扭曲力、剪切力以及挤压和拉伸力。脚及踝关节受伤危险主要是出在正面撞击中,与车厢设计时的脚部空间大小有直接关系,是碰撞中最容易受伤的部位之一。

第 8 章 汽车交通事故预防和事故车速分析

8.1 交通事故

交通事故过去很长时间一直被认为是很难控制的随机事件,是不可能被消灭的,但是增加硬件设施的建设,加强对交通安全的研究,不断提高管理水平,增加管理手段的高科技含量,努力把事故数降下来,还是能够实现的。2004 年由世界卫生组织组编的《预防道路交通伤害世界报告——摘要》指出,道路交通事故伤害是可预知而且是可以预防的。为解决这个问题,需要采用系统工程的综合方法,实现多部门、多学科间的密切协调和合作。联合国在第六十届会议临时议程“全球道路安全危机”大会第 58/289 号决议通过后,成立了由 42 个机构组成、致力于道路安全工作的联合国道路安全协作工作组,而把协调任务授予世界卫生组织。

《中华人民共和国道路交通安全法》(2004. 5. 1 实施)中的交通事故定义为:车辆在道路上因过错或者意外造成的人身伤亡或者财产损失的事件。这里的道路是指公路、城市道路和虽在单位管辖范围内但允许社会机动车辆通行的地方,包括广场、公共停车场等用于公众通行的场所。车辆是指机动车和非机动车。其中机动车是指以动力装置驱动或者牵引,上道路行驶的供人员乘用或者运送物品以及进行工程专项作业的轮式车辆。非机动车是指以人力或者畜力驱动的。上道路行驶的交通工具,以及虽有动力装置但设计最高时速、空车质量、外形尺寸符合有关国家标准的残疾人机动车、电动自行车等交通工具。

我国的道路交通事故等级划分(1991 年公安部《通知》):

轻微事故:是指一次造成轻伤 1~2 人;或机动车事故财产损失不足 1000 元,非机动车事故损失不足 200 元的事故。

一般事故:是指一次造成重伤 1~2 人;或者轻伤 3 人以上 10 人以下;或财产损失不足 3 万元的事故。

重大事故:是指一次造成死亡 1~2 人;或重伤 3 人以上 10 人以下;或财产损失 3 万元以上不足 6 万元的事故。

特大事故:是指一次造成死亡 3 人以上;或者重伤 11 人以上;或者死亡 1 人,同时重伤 8 人以上;或死亡 2 人,同时重伤 5 人以上;或者财产损失 6 万元以上以上的事故。

道路交通事故统计规定:死亡,以事故发生后 7 天内死亡为限;重伤,按司法部、最高人民法院、最高人民检察院、公安部发布的《人体重伤鉴定标准》执行;轻伤按最高人民法院、最高人民检察院、公安部发布的《人体轻伤鉴定标准(试行)》执行;财产损失,是指道路交通事故造成的车辆、财产直接损失折款,不含现场抢救(险)、人身伤亡善后处理的费用,也不含停工、停产、停业等造成的间接损失。

世界各国对交通事故死亡的时间规定也是有差别的,如表 8-1,只有在交通事故后规定时间内死亡的,才被计入交通事故死亡。

表 8-1 一些国家对交通事故死亡的时间规定

国 家	美国	德国	法国	意大利	日本	英国	中国
事故发生后时间/天	30	30	6	7	1	30	7

不列入统计范围的事故包括：轻微事故；厂矿、农场自建的不通行社会车辆的专用道路，用于田间耕作供农具行走的机耕路，机关、学校、单位大院内、火车站、汽车总站、机场、货场内道路上发生的事故；参加军事演习、体育竞赛、断路施工的车辆自身发生的事故；在铁路道口和渡口发生的事故；蓄意驾车行凶杀人、自杀，精神病患者、醉酒者自己碰撞车辆发生的事故；车辆尚未开动发生的人员挤摔伤亡的事故；由于地震、台风、山洪、雷击等不可抗拒的自然灾害造成的事故。

下面从“哈顿矩阵模型”出发，简要分析人、车和环境三因素对道路交通事故的影响。其中又分别主要分析驾驶员的特性和车辆的动力性能、曲线行驶特性、制动性能以及道路特性。

8.2 驾驶员的特性

8.2.1 驾驶员的交通特性

驾驶员在行车过程中，要通过各种感官来接受无数的道路车辆的外界信息，并通过操纵汽车方向盘或加速踏板、制动踏板控制汽车按照自己的意图行驶，同时再接受汽车和交通环境的反馈信息，不断修正指令控制汽车，使人、车、路环境系统统一协调达到安全行车的目的。大多数交通事故是由于人车路环境的关系不协调引起的，其中驾驶员的因素是主要的。与交通事故有关的人体特性主要有驾驶员的交通特性和驾驶员的反应特性。

驾驶员的交通特性主要有视觉、听觉以及嗅觉等方面的特性。

汽车在行驶过程中，驾驶员由视觉获得的信息占全部信息的 80% 以上，所以驾驶员的视觉机能对驾驶操作行为的影响很大。

视力分为静视力、动视力和夜间视力 3 种。驾驶员的动视力随车速的变化而变化，一般来说动视力比静视力低 10%~20%，特殊情况下比静视力低 30%~40%。例如，当车辆以 60km/h 的速度行驶时，驾驶员可看清前方 240m 处的交通标志；可是当车速提高到 80km/h 时，则连 160m 处的交通标志都看不清楚。车速提高 33%，视认距离减小 36%。为保证驾驶员在发现前方有障碍时，能有足够的时间辨认和采取措施，自然希望车速提高的同时视认距离能相应增加。但由于人的生理条件所限，实际情况恰恰相反。因此，汽车的最高车速也受人的视力的限制。

对于驾驶员来说在一天中最危险的时刻是黄昏。因为黄昏时，光线较暗，不开灯看不清楚，而当打开前照灯时，其亮度与周围环境亮度相差不大，因此也不易看清周围的车辆、行人和环境，往往会因观察失误而发生事故。夜间视力与光线亮度有关，亮度加大可以增强视力。夜间对比度大的物体比对比度小的物体容易确认，夜间行车时，驾驶员对于物体的可见度，也是因物体的颜色不同而不同的。红色、白色及黄色是最容易辨认的，绿色次之，而蓝色则是最不容易辨认的。

一般情况下正常人暗适应需 10s，明适应需 1s。适应速度的快慢，受照明强度的影响。当

汽车行驶在明暗急剧变化的道路上时,由于视觉不能立即适应,则容易发生视觉障碍。为了防止产生视觉障碍,必须减小由亮到暗而引起的落差,通常需逐渐减低照度,把这称为缓和照明。一般驾驶员通过隧道时要注意调整车速以适应视觉对明暗适应的过渡,安全通过隧道。

炫光会使人的视力下降,下降的程度取决于光源的强度、视线与炫目光的夹角、光源周围的亮度、眼睛的适应性等多种因素。汽车夜间行驶,多数遇见的是间断性炫光。

强光照射以后,视力从炫光影响中恢复过来需要的时间,从亮处到暗处大约需 6s,从暗处到亮处约需 3s,视力恢复时间的长短与刺激光的亮度、持续时间、受刺激人的年龄有关,一般情况下,在道路中心线上的行人比在路侧面上的行人更容易被驾驶员发现,但在夜间会车时,由于对向车前照灯光引起的炫光作用,使驾驶员反而不容易看清中心线附近的人和物。因此,夜间处于道路中心线上的人是很危险的。

驾驶员的视野与行车速度有密切关系,行车速度越高,驾驶员越注视远方,视野越窄,注意力随之引向景象的中心而置两侧于不顾,结果形成所谓隧道视。此外,汽车行驶过程中,靠近路边的景物相对于驾驶员眼睛的回转角速度若大于 $72^{\circ}/s$ 时,景物在视网膜上就不能清晰地成像,感到模糊不清。所以,车速越高就越看不清路边处的景物。考虑到这种规律,高速公路上的交通标志都设在车道上方。

驾驶员的听觉对安全行车也起着重要作用。驾驶员根据运转声音可以了解汽车机件的工作状况是否正常。在驾驶过程中,驾驶员应注意积累通过声音判断故障及故障所发生的部位的经验,并及时安全停车消除安全隐患。另外,听觉可以辅助驾驶员感觉车速,并接受其他车辆喇叭的警告信息,听觉的这种作用在雨雾等驾驶员视线不足的情况下尤为重要。嗅觉可使驾驶员闻到某些旋转或摩擦部件的不正常工作发出的异味,驾驶员还可利用嗅觉判断燃油管路泄漏或某些电器部件老化短路引起火灾的安全隐患。

8.2.2 驾驶员的反应特性

驾驶员的反应特性主要有驾驶员的反应时间和驾驶员的反应顺应性。

对于交通事故来说,人的反应时间是一种很不利的特性。人对信号作出反应的所需时间并不长,一般人需 0.2s 左右,但这是在集中注意力等待某一信号出现所需的反应时间,驾驶员一般要处理很多外界信息或在考虑其他事情,反应时间要更长些,一般为 0.7s 左右。所以对环境刺激物的反应,人预先是否有精神准备,对反应的影响较大。道路上的预告信息可缩短驾驶员的反应时间,增加反应的准确性。这就是完善的交通环境提示警告信息能降低交通事故的原因。

汽车的车速越快,驾驶员的反应时间越长,车速越慢,反应时间变短。从人的生理角度来看,车速越快,驾驶员的视野越窄,看不清视野以外的情况,情绪和中枢神经系统都处于相对紧张状态,导致反应时间变长。据测试,驾驶员在正常情况下,车速为 40km/h 时,反应时间为 0.6s 左右,当车速增加到 80km/h 时,反应时间增加到 1.3s 左右。行驶途中若遇险情,驾驶员易惊慌、犹豫,不能及时采取正确的措施。

由于酒精能促使人的神经系统逐渐迟钝,所以会大大降低驾驶员的反应速度。国外交通事故调查就有驾驶员的酒精测试项目。某些药物同样会影响驾驶员的反应时间,这应引起驾驶员和行车安全管理人员的注意。

有许多交通事故从表面上看是驾驶员观察不周或措施不当造成的,但基本原因则是驾驶

员疲劳。日本学者野泽氏曾对一千余名载货汽车驾驶员作过询问调查,调查的内容是在高速公路上行车时,连续行驶时间不应超过多少,表 8-2 调查结果表明,有 30%左右的驾驶员认为连续行车时间不应超过 2~2.5 h,而主张 3.5h 以内的总人数占 80%以上。

表 8-2 关于高速公路上连续行车时间的调查结果

回答内容	1~1.5h	2~2.5h	3~3.5h	4~4.5h	5h	未回答
比例	24.8%	32.9%	23.1%	7.6%	0.9%	10.7%

这是担负长途货物运输任务的驾驶员多年的经验与体会,是一组很有参考价值的数据。经过一段时间的连续行车之后,应该休息多长时间呢?日本学者建议,经过 2h 连续行车之后,应该停车休息 5~10min,在累计行车时间超过 5h 之后,要安排 1h 左右的休息。一天之内总累计行车时间以不超过 8h 为宜。国外其他学者也提出过一些大同小异的类似建议,一般原则为,即在疲劳还未发展到特别严重程度时就应及时安排休息,这样可有效地恢复健康,防止过度疲劳,使驾驶员在行车中能始终保持在精力充沛状态,驾驶员的安全可靠性大大增加。

人对速度有一种顺应特性,从表 8-3 和表 8-4 中可看出,驾驶员对速度的错觉,往往是减速时速度估计偏高,加速时速度估计偏低,这样容易引起对跟车距离估计不足或安全反应时间和距离估计不足,造成转弯时减速不足而造成高速转弯翻车的事故,或造成加速不足而冒险超车,一旦遇到意外,慌忙采取措施造成自己或他车发生事故。

表 8-3 车速减半的试验结果

规定初速度/(km·h ⁻¹)	32	48	64	80	96
要求达到的速度/(km·h ⁻¹)	16	24	32	40	48
实际达到的速度/(km·h ⁻¹)	22.1	33.8	43.7	52.6	61.3
误差/%	38	40	37	32	28

表 8-4 车速增加一倍的试验结果

规定初速度/(km·h ⁻¹)	16	24	32	40	48
要求达到的速度/(km·h ⁻¹)	32	48	64	80	96
实际达到的速度/(km·h ⁻¹)	31.4	43.2	53.4	60.8	69.9
误差/%	2	10	16	24	27

驾驶员驾驶经验在安全行车中也很重要。驾驶员在行车过程中若嗅到来自汽车的某些异味焦味应立即停车检查;高速行驶时若感觉到汽车的异常振动或“甩尾”等,不要立即紧急制动,若紧急制动,很可能造成意想不到的严重后果。如 1999 年 12 月 25 日,在昆明到楚雄的公路上,有辆轿车由一名 26 岁的驾驶员(半年驾龄)载有三名年轻乘客,汽车冲出护栏翻倒坠到农田里,造成四人当场死亡、汽车报废的特大交通事故。事故后检查:此辆轿车右后轮的两颗轮辋螺栓的螺纹已经失去作用,检查时用手可将螺栓直接从螺纹孔内塞进拿出,造成事故前该车右后轮只有两颗螺栓作用,在高速行驶时右后轮不平衡,汽车在高速时走轻微“S”行路线,驾驶员经验不足,慌忙中紧急制动,造成后桥的制动力严重不平衡,加剧“甩尾”,最终失去控制,造成车毁人亡。

8.3 汽车特性

8.3.1 汽车的动力性能

汽车的动力性系指汽车在良好的路面上直线行驶时由汽车受到的纵向外力决定的、所能达到的平均行驶速度。从获得尽可能高的平均行驶速度的观点出发,汽车的动力性主要由三方面的指标来评定:汽车的最高车速、汽车的加速时间和汽车的最大爬坡度。

其中,汽车的加速时间在安全行车中是最为重要的一个参数。

汽车的加速时间表示汽车的加速能力,它对平均行驶车速有很大影响,特别是对轿车更为重要。常用原地起步加速时间与超车加速时间来表明汽车的加速能力。

原地起步加速时间指汽车由第Ⅰ档或第Ⅱ档起步,并以最大的加速度(包括选择恰当的换挡时机)逐步换至最高档后到达某一预定的距离或车速所需的时间。这个性能指标在分析城市道路路口是否违反红绿灯交通规则或一些路口的交通碰撞事故尤为重要。超车加速时间指用最高档或次高档由某一较低车速全力加速至某一高速所需的时间。因为超车时汽车与被超车辆并行,容易发生安全事故,所以超车加速能力强的,并行行程短,行驶就安全。超车加速能力还没有一致的规定,采用较多的是用最高档或次高档由 30km/h 或 40km/h 全力加速行驶至某一高速所需的时间。

汽车的行驶方程式为

$$F_t = F_f + F_w + F_i + F_j \quad (8-1)$$

式中: F_t ——汽车的驱动力;

F_f ——汽车的滚动阻力;

F_w ——汽车的行驶空气阻力;

F_i ——汽车行驶在坡道上的坡度阻力;

F_j ——汽车的加速阻力。

汽车的驱动力

$$F_t = \frac{T_{tq} i_g i_0 \eta_T}{r} \quad (8-2a)$$

式中: i_g ——变速器的传动比;

i_0 ——主减速器的传动比;

η_T ——传动系的机械效率;

r ——轮胎的滚动半径;

T_{tq} ——发动机的转矩,由发动机功率 P_e 与转速决定,

$$P_e = \frac{2\pi n \cdot T_{tq}}{60 \times 1000} = \frac{T_{tq} n}{9549} \quad (8-2a')$$

式中: P_e ——发动机的功率(kW);

T_{tq} ——发动机的转矩(N·m);

n ——发动机的转速(r/min)。

从式(8-1)、(8-2a)可以看出影响汽车的驱动力的因素有:发动机的功率 P_e 和转速 n ;变速器

的传动比 i_g 和主减速器的传动比 i_0 ; 传动系的机械效率 η_T ; 如对于装有分动器、轮边减速器、液力传动等装置的汽车还应考虑相应的传动比和机械效率。

汽车的滚动阻力

$$F_f = mg \cdot f \quad (8-2b)$$

式中: mg ——汽车的重力;

f ——汽车的滚动阻力系数。

滚动阻力系数 f 由试验确定, 它与路面的种类、行驶车速以及轮胎的构造、材料及气压等有关。这里特别强调的是行驶车速对滚动阻力系数 f 有很大影响: 货车及轿车轮胎在车速 100km/h 以下时, 滚动阻力系数逐渐增加但变化不大, 轿车轮胎在 140km/h 以上增长较快。车速达到某一临界车速如 200km/h 左右时, 滚动阻力系数迅速增长, 此时轮胎将发生驻波现象, 轮胎周缘不再是圆形而呈现明显的波浪状。出现驻波后, 不但滚动阻力系数显著增加, 轮胎的温度也会很快上升到 100℃ 以上, 胎面与轮胎帘布层脱落, 几分钟内就会出现爆胎。

汽车的行驶空气阻力

$$F_w = \frac{C_D A}{21.15} v^2 \quad (8-2c)$$

式中: C_D ——空气阻力系数;

A ——汽车的迎风面积(m^2), 由汽车设计本身所决定;

v ——汽车行驶速度(km/h)。

汽车行驶在坡道上的坡度阻力

$$F_i = mg \cdot i \quad (8-2d)$$

式中: mg ——汽车的重力;

i ——路面的坡度。

根据我国的公路工程技术标准, 平原微丘区 1 级路面最大坡度为 4%, 山岭重丘区路面最大坡度为 9%。

由于坡度阻力与滚动阻力均属于与道路有关的阻力, 而且均与汽车的重力成正比, 故可把这两种阻力合在一起, 即 $F_\psi = F_f + F_i = mg(f + i) = mg\psi$, 称 F_ψ 为道路阻力, ψ 为道路阻力系数。

汽车的加速阻力

$$F_j = \delta m \cdot \frac{dv}{dt} \quad (8-2e)$$

式中: m ——汽车的质量;

$\frac{dv}{dt}$ ——汽车的瞬时加速度;

δ ——汽车旋转质量换算系数, $\delta > 1$ 。

$$\delta = 1 + \frac{1}{m} \cdot \frac{\sum I_w}{r^2} + \frac{1}{m} \cdot \frac{I_f i_g^2 i_0^2 \eta_T}{r} \quad (8-3)$$

式中: I_w ——车轮的转动惯量($kg \cdot m^2$);

I_f ——飞轮的转动惯量($kg \cdot m^2$);

其余参数同式(8-2a)。

要使汽车正常行驶, 驱动力必须大于滚动阻力、坡度阻力和空气阻力后才能加速行驶。若

驱动力小于这三个力之和,则汽车无法开动,正在行驶的汽车将减速直至停车。所以汽车行驶的充分条件是:

$$F_t \geq F_f + F_w + F_i \quad (8-4)$$

一般可采取增加发动机转矩、加大传动比等措施来增大汽车的驱动力。但是,这些措施只有在驱动轮与路面不发生滑转现象时才有效。如果驱动轮在路面滑转,则增大驱动力只会使驱动轮加快旋转,地面切向反作用力并不会增加。由此可见,汽车行驶除了受驱动条件制约外,还受轮胎与地面附着条件的限制。

地面对轮胎切向反作用力的极限值称为附着力 F_μ ,在硬质路面上它与驱动轮法向作用力 F_z 成正比, $F_\mu = F_z \cdot \mu$,附着系数 μ 大小由路面和轮胎决定。地面切向反作用力不能大于附着力,否则将发生驱动轮滑转现象。对于后轮驱动的汽车, $F_t \leq F_z(\mu + f)$,与附着系数相比,滚动阻力系数的值很小,故一般汽车行驶的附着条件是

$$F_t \leq \mu F_z \quad (8-5)$$

因此,汽车行驶的充要条件,即汽车行驶的驱动-附着条件是

$$F_f + F_w + F_i \leq F_t \leq \mu F_z \quad (8-6)$$

汽车行驶时,不仅驱动力与行驶阻力相平衡,发动机功率和汽车行驶的阻力功率也总是平衡的。即在汽车行驶的某一瞬间,发动机发出的功率始终等于机械传动损失与全部动力阻力所消耗的功率,

$$\begin{aligned} P_e &= (P_f + P_i + P_w + P_j) \cdot \frac{1}{\eta_r} \\ &= \left(\frac{mgfv}{3600} + \frac{mgiv}{3600} + \frac{C_D A v^3}{76140} + \frac{\delta m v}{3600} \cdot \frac{dv}{dt} \right) \cdot \frac{1}{\eta_r} \end{aligned} \quad (8-7)$$

通常称 $P_e - (P_f + P_w) \cdot \frac{1}{\eta_r}$ 为汽车的后备功率。在一般情况下维持汽车等速行驶所需的发动机功率并不大,发动机节流阀开度较小,当汽车需要爬坡或加速时,驾驶员加大节流阀开度,使汽车的全部或部分后备功率发挥作用。因此,汽车的后备功率愈大,汽车的动力性愈好。

8.3.2 汽车的曲线行驶特性

曲线行驶特性是指汽车在转向、掉头、或变更行驶车道时的性能。众所周知,要改变汽车的行驶方向,只需转动方向盘改变前轮转角即可。但汽车的行驶方向却不一定和前轮转角完全一致,随着车速的不同,行驶方向会发生变化,如图 8-1 所示。当车速很低时,汽车以后轴延长线与前轮垂线的交点 O 为中心转向;当车速增大以后,前后轮胎都发生侧向滑移,汽车的转向中心便移到 O' 点(图中为了简便起见,已简化成在前后轴中心处各有一只车轮的等价两车轮的转向)。

也就是说,在低速时,汽车的行驶方向与前轮的方向一致,但随着车速的提高,轮胎出现侧向滑移现象,由于前后轮轮胎偏离程度的差别,使汽车产生过度转向与不足转向的特性。过度转向会造成转向过急而侧翻车,不足转向会使汽车冲出车道造成事故。这是在事故调查中常常碰到的与曲线行驶特性有关的问题。在曲线行驶时,汽车在离心力作用下有向外甩出的趋势,而阻止汽车向外甩出的是轮胎与地面间的摩擦力。随着车速的增大,离心力也加大,当离心力大于轮胎与路面间的摩擦力时,汽车会甩出弯道。该过程可用公式可表示为 $\frac{m \cdot v^2}{R} \leq$

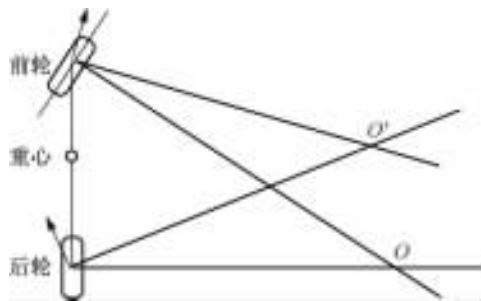


图 8-1 轮胎的侧向偏离与汽车的方向中心

$m \cdot g \cdot \mu$, 则汽车沿曲率半径为 R , 路面与轮胎间的附着系数为 μ 的弯道行驶时的极限车速为 $v_{\max} = \sqrt{\mu \cdot g \cdot R}$ 。汽车超过这一极限车速后, 就会发生侧向滑移冲出车道。如果在弯道上冲出车道之外的驾驶员声称的车速小于 $v_{\max}$ (假设此时汽车不受车辆等其他因素的影响), 则驾驶员的话极可能不可信。另外, 根据汽车在弯道上的受力情况, 同样可推出路面横向倾斜角度为 θ 的弯道路面上的极限车速为

$$v'_{\max} = \sqrt{gR \cdot \frac{\mu + \tan\theta}{1 - \mu \tan\theta}} \quad (8-8)$$

当 θ 很小时, $v'_{\max}/v_{\max}$ 导出的公式可简化为

$$\frac{v'_{\max}}{v_{\max}} \approx 1 + \frac{1}{2} \tan\theta \left(\mu + \frac{1}{\mu} \right) \quad (8-9)$$

所以, 当 $\theta > 0$ (路面向内侧倾斜) 时, $v'_{\max}$ 大于 $v_{\max}$; 当 $\theta < 0$ (路面向外侧倾斜) 时, $v'_{\max}$ 小于 $v_{\max}$ 。特别在路面潮湿、附着系数 μ 较低的情况下, 汽车在转弯时极易冲出车道之外, 因此, 驾驶员要及早调整车速小心操作, 安全通过弯道。

8.3.3 汽车的制动性能

汽车行驶时能在短距离内停车且维持行驶方向稳定性和在下长坡时能维持一定车速的能力称为汽车的制动性, 还包括汽车在一定坡道上能长时间停车不动的驻车制动器性能。汽车在安全行车时最关心的是汽车在行驶时的制动性, 其主要有三方面的评价指标: 制动效能即制动距离和制动减速度; 制动效能的恒定性即抗衰退性; 制动时汽车的方向稳定性。

发动机也有一定的制动作用, 计算发动机制动减速度的方法与计算加速度时完全一样, 由于这个减速度比液压 (或气压及其他) 制动器制动的减速度小而且与事故有关的时间很短, 所以一般可忽略发动机制动的影响。

1) 制动减速度和制动距离

制动减速度反映了地面的制动力, 它与制动器制动力 (车轮滚动时) 及附着力 (车轮抱死拖滑时) 有关。汽车能达到的减速度 $j_{\max}$ (m/s^2) 为 $j_{\max} = \mu_b g$, 若汽车前后轮同时抱死, 则 $j_{\max} = \mu'_b g$ (μ'_b 为滑动附着系数), 若装有理想的 ABS 的汽车制动时, $j_{\max} = \mu_{b\max} g$ ($\mu_{b\max}$ 为峰值附着系数)。由于汽车的装载、制动器制动的不平衡性即部分车轮抱死, 实际制动时减速度一般将小于 $j_{\max}$ 。另外, 制动过程中 μ 是个变量, 一般无法精确计算减速度和制动距离。为了便于分析制动过程, 以让驾驶员掌握和调整在制动时安全行车的习惯和常识, 将 μ 假设不变, 得到制动过程的简化曲线。

图 8-2 是驾驶员在接受了紧急制动信号后,制动踏板力、汽车制动减速度与制动时间的简化关系曲线。

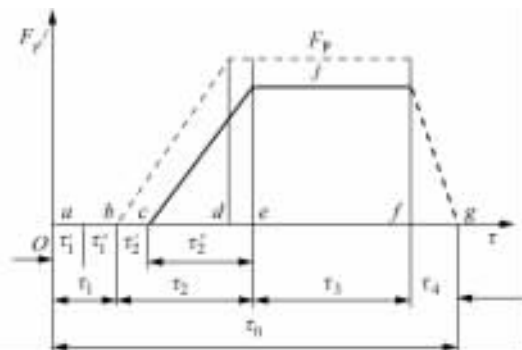


图 8-2 汽车的制动过程

驾驶员以速度为 v_0 行驶时接到紧急停车信号时,并没有立即采取措施(图中的 a 点),而要经过 τ'_1 后才意识到应进行紧急制动,并移动右脚,再经过 τ''_1 后才踩着制动踏板,从 a 点到 b 点所经过的时间 $\tau_1 = \tau'_1 + \tau''_1$ 称为驾驶员的反应时间,这段时间一般为 $0.3 \sim 1.0s$ 。在 b 点以后,随着驾驶员踩踏板的动作,踏板力 F_p 迅速增大,至 d 点达到最大。不过由于制动蹄是由回位弹簧拉着的,蹄片与制动鼓间存在间隙,所以要经过 τ'_2 ,即至 c 点,地面制动力才起作用,使汽车开始产生减速度。由 c 点至 e 点是制动器制动力增长过程所需的时间 τ''_2 。 $\tau_2 = \tau'_2 + \tau''_2$ 总称为制动器的作用时间。制动器的作用时间一方面取决于驾驶员踩踏板的速度,另外更重要的是受制动系结构型式的影响。 τ_2 一般在 $0.2 \sim 0.9s$ 之间。由 e 点到 f 点为持续制动时间 τ_3 ,其减速度基本不变。到 f 点时驾驶员松开踏板,但制动力的消除还需一段时间 τ_4 , τ_4 一般在 0.2 到 $1.0s$ 之间。

从制动的全部过程来看,总共包括四个过程:驾驶员的反应时间 τ_1 、制动器起作用时间 τ_2 、制动力持续时间 τ_3 和制动力消除时间 τ_4 。一般制动距离指开始踩着制动踏板到完全停车即 τ_2 和 τ_3 时间内汽车行驶的距离,其简化公式为(车速 v_0 的单位为 km/h ,制动距离 s 的单位为 m):

$$s_1 = \frac{1}{3.6} \times (\tau'_2 + \frac{\tau''_2}{2}) v_0 + \frac{v_0^2}{2 \times 3.6^2 \times j_{\max}} \quad (8-10)$$

为了估算制动距离,将 $j_{\max} = \mu_{\max} g$ ($\mu_{\max}$ 为路面的峰值附着系数)代入上式求得,由于实际路面及车轮抱死等情况的随机性和复杂性,实际制动距离一般大于 s_1 。

影响事故发生的另一个重要参数是停车距离,即驾驶员发现紧急情况起到汽车完全停下来所走的距离。停车距离应为在驾驶员的反应时间 τ_1 内汽车匀速行驶的距离与制动距离之和,即停车距离 $s = v_0 \tau_1 + s_1$ 。因此可能的障碍物或冲突点只有在安全停车距离之外才是安全的。

在事故调查过程中,常常会遇到车间距过近造成的追尾撞车事故。如图 8-3,设有 A 车和 B 车保持距离 L ,分别以车速 v_0 行驶。如果 B 车看到 A 车的制动信号后,也开始制动,由于驾驶员的反应时间 τ_1 影响,B 车最快也得在行驶 $s_0 = v_0 \tau_1$ (v_0 为 B 车发现情况时的行驶速度, τ_1 为 B 车驾驶员的反应时间)后才有减速度。如果车间距离太近,就会发生追尾碰撞事故。所以车间距离 L 必需满足 $L \geq v_0 \tau_1$ 才有可能不发生追尾碰撞事故。

国外在车头时距和车头间距有相应的规定。美、英、法、德四国均推荐车头时距遵守 2 秒钟制。美国让驾驶员练习 1 秒钟数 1 个数,当有前车时数“1 秒,2 秒”,保持 2 秒的车头时距以策安全;假如降雨、雪则增为 4 秒的车头时距。在英国有一句俗语:“只有愚人才破坏 2 秒制(Only a fool breaks the two-second rule)”。德国规定高速公路上车头间距不得小于时速 $1/2$ 的米数。另外,如果是载重车或车长过长时,车头间距应相应加大。法国规定,汽车总质量大于 3.5t 或车长超过 7m,车头间距必须相隔 50m 以上。



图 8-3 车间距离

在会车或超车过程中,也要留一定的侧向间距。车速越快,侧向安全间距应越大。一般情况下,车速在 40km/h 以下,侧向间距应在 0.75m 以上;车速为 40~70km/h 时,同向行驶车辆的侧向间距应保持 1~1.4m,逆向行驶的车辆应保持在 1.2~1.4m 以上;车速高于 70km/h 时,侧向间距应不小于 1.4m。

以上分析所得的安全车间距离或车头间距有一个比较理想的假设:后车 B 车看到前车 A 车的制动信号后采取制动,继后两车同时制动滑移一段距离后停止或继续行驶;同时假设制动距离公式中两车的制动时间 τ_2 和减速度 $j_{\max}$ 相同。实际在调查交通事故时会发现:为什么高速公路上会发生那么多起几辆或十几辆或几十辆甚至几百辆汽车连续追尾的恶性交通事故,主要有三方面的原因:①后车在车流中与前车没有保持足够的安全车间距离;②前后两车的制动时间 τ_2 和减速度 $j_{\max}$ 可能不相同;③最为主要的原因是前车发生事故后没有按假设滑移一定的距离,而是由于碰到障碍物或已停止的事故车等缩短了制动距离 s_1 或立即停下。因此,最安全的车间距离应为停车距离,车头间距应为停车距离减去车长。

若后车与前车的车间间距大于停车距离,就可以避免高速公路上数辆汽车同时追尾的恶性交通事故。但实际的公路车流情况不可能后车保持这么长的车间距离,如驾驶员的习惯会造成其他车辆超车后插入两车中,便改变了两车间距。还有考虑到经济上的可行性与车流中的车间间距保持大于停车距离是一对矛盾,因为交通安全不是公路交通系统的唯一最终目标,公路上没有汽车行驶永远是最安全的。国内外所推荐的车间间距是以公路交通中的车流运行系统为一个稳定的系统为前提的,因此,如果不教育所有驾驶员安全车间距离遵循安全停车距离的原则,则未来的智能交通系统 ITS 在确定安全车间间距上仍有经济与安全的矛盾。

2) 制动效能的恒定性

以上讨论的仅限于在冷制动情况(制动器起始温度在 100°C 以下)的制动效能。汽车在繁重的工作条件下制动时(如下长坡时,制动器就要较长时间地、连续地作较大强度的制动),制动器的温度通常在 300°C 以上,有时高达 $600\sim 700^{\circ}\text{C}$ 。另外,高速制动时,制动器的温度也会很快上升。制动器温度上升后,摩擦力矩将显著下降,这种现象称为制动器的热衰退。热衰退是目前制动器不可避免的现象,制动效能的恒定性主要指的是抗热衰退性能,它与制动器的摩擦副材料及制动器结构有关。

当汽车涉水时,水进入制动器,短时间内制动效能的降低称为水衰退。汽车应在短时间内迅速恢复原有的制动效能。

虽然制动效能的恒定性在制动器设计时就已确定,驾驶员在安全行车时更关心的是制动器使用强度不是很大时,确保制动器在任何需要制动时保证汽车安全制动。因此,驾驶员应注

意制动系统的各个部位处于完好的工作状态。在交通事故调查中曾发现有些制动间隙远远超过标准规定的最大间隙;有的摩擦蹄片严重磨损,甚至铆钉已被磨亮;制动分泵漏油等等。制动系统的制动作用时间不要太长,平时要注意调整制动系统各部分的间隙。为了减小行车时的制动强度,不要超载,行车时不要超速,不要频繁使用制动,正确使用发动机制动,下长坡时不要让发动机熄火。值得注意的是,有些液压制动的汽车在良好路面上行驶时,若长时间没有使用制动器,在紧急情况下需使用制动时可能失去制动,这时立即猛踩猛放几脚制动踏板,制动系统中的油压会很快产生,恢复制动力。为避免上述情况的产生,在行车前先使用一下制动以确保制动系统的完好有效。

3) 制动时的方向稳定性

制动过程中,有时会出现制动跑偏、后轴侧滑或前轮失去方向能力而使汽车失去控制离开原来的行驶方向,甚至发生撞入对方行驶车道、下沟、滑下山坡的危险情况。一般称汽车在制动过程中维持直线行驶或按预定弯道行驶的能力为制动时汽车的方向稳定性。

汽车在制动时自动向左或向右偏驶成为制动跑偏,通常制动跑偏的原因有两个:一是汽车左、右轮,特别是前轴左、右车轮(方向轮)制动器制动力不相等;二是制动时悬架导向杆系与方向系拉杆在运动学上的不协调(互相干涉)。其中第一个原因是制造、调整误差造成的,引起的跑偏是不一定的,但这是可调的;而第二个原因是因为设计造成的,制动时它总是使汽车向一个方向跑偏,这种跑偏也是不可调的,但是可以通过调节其他部件进行改善。

侧滑是指制动时汽车的某一轴或两轴发生横向移动。最危险的情况是在高速制动时发生后轴侧滑,此时汽车常常发生不规则的急剧回转运动而失去控制。跑偏与侧滑是有联系的,严重的跑偏有时会引起后轴侧滑,易于发生侧滑的汽车也有加剧跑偏的趋势。

前轮失去方向能力是指弯道制动时,汽车不在按原来弯道行驶而沿弯道切线方向驶出和直线行驶制动时转动方向盘汽车仍按直线行驶的现象。

由实验与理论分析得知:制动时若后轴车轮比前轴车轮先抱死拖滑,就可能发生后轴侧滑;若能使前后轴车轮同时抱死或前轴车轮先抱死、后轴车轮抱死或不抱死,则能防止后轴侧滑,不过前轴车轮抱死将失去方向能力。

所以,要使汽车保持制动时的方向稳定性,必须保证汽车前后车轮制动力同时增加,直至同时抱死。前后车轮同时抱死的条件是:前后车轮制动力之和等于总附着力,并且前后车轮制动力分别等于各自的附着力。

通过以上分析,驾驶员所关心的是如何达到最安全有效的制动?主要有以下方法:①安装ABS防抱死系统。ABS系统可以保证在紧急制动时,防止车轮抱死而充分利用车轮与地面间的峰值附着系数和较高的侧向力,提高制动减速度,缩短制动距离以及保证汽车行驶时的方向稳定性,如果能和驱动防滑系统ASR配合使用,则不论在何种天气,均能保证汽车的行驶与制动安全性;②现代汽车一般安装载荷比例阀等制动力调节装置,可以根据制动强度、载荷等因素来改变前后车轮制动力的比值,使之接近理想制动分配比。当然,各车轮的制动间隙应调整到规定的使用范围内;③改进结构。制动器有鼓式和盘式两种。制动管路也有多种形式。尽量选择良好材料和参数的制动蹄的制动器,并尽量选择双半轴对双半轴的双轴制动系统,这样既可保证在任何一回路失效时仍有正常制动状态时一样的制动力,同时,在紧急制动时,也不会出现后轴先抱死的危险情况;④根据载荷的种类及重量灵活装载。装载时尽量降低货物重心高度,并且尽量使货物的重量分配到后轴,因为地面附着力与车轮法向作用力成正比,这样

可增加后轴车轮的制动力,减小前轴车轮的制动力,避免了后轴车轮比前轴车轮先抱死的不稳定工况;⑤改变胎压。使用性能优越的子午线轮胎。在相同的路面上和轮胎允许的前提下,胎压越高,附着系数越大。行车前对后轮胎充气以增加附着力,也能避免后轴车轮比前轴车轮先抱死的不稳定工况。

8.4 道路环境特征

对交通事故有影响的道路特性主要有道路表面的抗滑能力、道路的坡度和曲率半径、视距、路面的凹坑及照明等。

道路表面和轮胎之间的摩擦力称为道路表面的抗滑能力,常用 f (滚动或滑动阻力系数或附着系数) 表示,一般路面上坡度较小,此时 $\sin\alpha \approx \tan\alpha = i$, 故令 $\phi = f \pm i$, ϕ 称为道路阻力系数 (正号表示上坡,负号表示下坡),它主要与道路路面类型 (沥青、水泥、沙石等)、路面情况 (干燥、雨水、潮湿、冰雪等) 以及轮胎表面情况有关,其中任一因素的变化都将引起制动距离的变化。当 ϕ 明显减小时,道路表面的抗滑能力加剧下降,将引起制动距离的增加,常发生意想不到的事故;转弯时横向附着力下降,极易发生侧滑、甩尾,甚至冲出护栏坠车或翻车的严重事故。

道路由于受地形的限制,公路设计时不可避免地出现弯道。另外,为了避免长直线的单调无线形变化的公路设计 (统计调查显示,长直线的单调无线形变化的公路极易引起驾驶员疲劳,容易造交通事故),常常人为地给公路添加了弯道。由附录 2 公式 (5) 和 (6) 可知,受路面情况和附着系数以及弯道曲率半径的影响,在弯道行车时车速稍高或操作不当,极易冲出护栏坠车或翻车。实际在调查交通事故时发现,即使线形设计较符合交通安全的高速公路,在出入高速公路的一些匝道口或高架交叉岔道处,一般曲率半径较小,由于驾驶员长时间在较好路况行驶,车速一般较大,若速度没有减到安全的转弯速度以下,发生冲出护栏坠车或翻车的可能性较大。

视距与交通事故的发生有密切的关系,视距是驾驶员可以辨清前面道路情况的距离,通常分为行车视距、停车视距、会车视距。

驾驶员行车时应能看到前方一定距离的公路路面,当发现路面上的障碍物或迎面来的汽车时,能在一定车速下及时停车或避让,避免发生交通事故,这一段必需的最短视距称为行车视距。当汽车在道路上行驶时,驾驶员在离地 1.2m 高处,看到前方路面上的障碍物从开始刹车至到达障碍物前完全停止所需的最短距离称为停车视距。当汽车在单车道的公路上,或在没有分隔带的双车道上,驾驶员习惯驾驶汽车在道路中央行驶,当汽车遇到迎面来车时,无法避让或错车时,则双方采取制动,使汽车在碰撞前完全停止,双方在离地 1.2m 高的驾驶视点之间,应保持最短的安全制动距离称为会车视距。

在平面弯曲路段 (平曲线),凸形变坡路段 (纵曲线) 和平面交叉路口容易引起视距不足。在与平曲线和纵曲线相连的交通事故 80%~100% 是由于视距不足引起的;在德国道路规格较高,由于视距不够引起的交通事故占总数的比例高达 44%;在美国加州公路 (双车道) 的行车视距小于 800m 与 2500m 以上的前者交通事故是后者的 2.2 倍。

凸凹不平的路面,不仅会增加行车阻力,而且加速汽车机件的损坏,降低行车的安全性和稳定性及舒适性。照明会影响驾驶员的视距,长时间的照明变化 (路灯间距不合理引起夜间照

明强弱变化频繁或路边绿化林引起太阳光的强弱变化频繁)以及照明炫目或照明强弱变化明显(进出隧道或城市局部强光照射)易引起驾驶员视觉疲劳或不适应。另外,完善路边的一些指示警告牌可减少交通事故,如根据弯道的曲率大小设置,驾驶员可根据路边“《”指示的间隔大小提前知道弯道曲率大小并正确减速,安全通过弯道。

8.5 事故车速分析基础

交通事故发生前的车速(简称事故车速)是确定事故责任的依据,事故车速是研究事故再现的主要内容之一,也是目前国内外交通安全研究领域的一项重要课题。

8.5.1 根据制动拖印计算事故车速

到过汽车事故现场的人皆知,在大部分事故中,路面上都留有轮胎痕迹。根据《交通事故痕迹物证勘验》(GA 41—2005),地面轮胎痕迹是指车辆轮胎相对于地面做滚动、滑移等运动时留在地面上的印迹。轮胎印迹又主要分为滚印、压印、拖印以及侧滑印。滚印是车辆轮胎相对于地面在纯滚动时留在地面上的印迹。压印是车辆轮胎受制动力作用,沿行进方向相对于地面作滚动、滑移复合运动时留在地面上的印迹。拖印是车辆轮胎受制动力作用,沿行进方向相对于地面作滑移运动时留在地面上的印迹。轮胎印迹是汽车在事故过程前后运动情况的记录,这对于分析汽车事故过程来说,是重要的物证之一。

轮胎拖印是从轮胎与路面这两种材料中较柔软的一方表面上刮磨下来的物质形成的。在混凝土路面上,轮胎胎冠表面受到刮磨,而在土路面或结冰路面上则是路面被刮磨。不论是哪种形式的轮胎拖印,同样可以用来推测事故前后汽车的轨迹或速度。

由于汽车在水平路面行驶时所受的外力除了空气阻力外,其余全部来自轮胎与路面的摩擦力,不考虑空气阻力的影响,根据能量守恒定律:

$$\frac{1}{2} \times mv_2^2 - \frac{1}{2} \times mv_1^2 = - \sum \int_0^{t_i} F_i(t) ds(t) \quad (8-11)$$

$$\frac{1}{2} \times mv_2^2 - \frac{1}{2} \times mv_1^2 = - \sum F_i s_i \quad (8-12)$$

式中: v_1 ——制动初始速度;

v_2 ——制动终了速度;

F_i ——摩擦力;

s_i ——轮胎拖印长度。

由于从驾驶员发现紧急情况制动到汽车安全停下的过程中,不一定都留下拖印,其中没有留下拖印的车轮也可能与地面摩擦做功,而且整个制动停止过程中车轮与地面的摩擦是个变量,因此公式(8-12)是分别对前后轴的左右车轮用微积分对其求摩擦力所做的功并求总和;公式(8-13)是假设摩擦力是个常量。使用公式(8-13)时 F_i 和 s_i 如何确定呢?

轮胎拖印 s_i 的长度是推算事故车速的重要依据,然而拖印的起点常常难以确定。由于车轮在抱死以前已经开始减速,而且在制动开始时能获得比车轮抱死时更大的减速度。另外,由于汽车的四个车轮可能不是同时开始制动的,轮胎的拖印本身也因此不是同时出现的,这种情况是由于制动器产生的油压到达制动轮缸的时间有差异、制动蹄与制动鼓的间隙和制动机构

惯性的影响等造成的,这时可取全部拖印开始点的平均值作为拖印的开始点。

轮胎拖印的终点可以比较清楚地确定下来。只是当汽车没有回转运动,单纯作直线滑移时,前轮和后轮的拖印会重合在一起不易辨别。如果前后轮拖印完全重合在一起,为了求得计算事故车速所需的拖印长度,必须从测量的拖印总长度中减去汽车的轴距。

摩擦力 F_i 的确定比较复杂。因为车型的不同和装载情况的不同均影响摩擦力 F_i 的计算;还有若要精确计算摩擦力 F_i ,还必须知道车辆的重心位置,而且重心位置还随着装载情况的变化而变化,在处理交通事故的实际过程中不可能运用很复杂的公式和参数来分析事故车速,而应用最少的参数来计算跟实际很接近的事故车速。

对于轿车来说,已知轿车的空载前后轴荷比为 β (一般 $\beta > 1$)。假设忽略载质量对重心位置的影响,因为轿车载质量变化不大,即使由于载质量的影响增加了后轴的轴荷,但由于重心位置较低和制动减速度的影响,制动减速度将增加前轴的轴荷,抵消了彼此对重心的影响。又假设同一轴上的轴荷由两边的车轮均分,则容易得出各个车轮与地面的摩擦力。

前轴左右轮的摩擦力

$$F_i = \frac{1}{2} \times \mu \frac{\beta}{1+\beta} \cdot mg \quad (8-13)$$

后轴左右轮的摩擦力

$$F_i = \frac{1}{2} \times \mu \frac{1}{1+\beta} \cdot mg \quad (8-14)$$

对于大客车或货车,由于汽车的轴距较长、载质量变化较大以及货物装载的不均匀性,对汽车重心的前后位置和高度都有很大的影响,因此不能简单引用轿车车轮的摩擦力的计算公式。又设货车或大客车空载情况下的前后轴的轴荷比为 β_1 ,额定装载情况下前后轴的轴荷比为 β_2 ,假设货物均匀装载, η = 实际载质量/额定载质量,用插值法求得实际的前后轴的轴荷比为

$$\beta = \eta(\beta_2 - \beta_1) + \beta_1 \quad (8-15)$$

将求得的 β 代入公式(8-14)和(8-15)求得各车轮的摩擦力(上式对严重超载或装载不均匀时或半挂车不适用)。

由于制动减速度的影响,设汽车的轴距为 L 和实际重心高度为 h_g ,则前后轴各个车轮的摩擦力为: (设减速度最大值 $\frac{dv}{dt} = \mu g$)

前轴左右轮的摩擦力

$$F_i = \frac{1}{2} \times \mu \left(\frac{\beta}{1+\beta} + \mu \frac{h_g}{L} \right) mg \quad (8-16)$$

后轴左右轮的摩擦力

$$F_i = \frac{1}{2} \times \mu \left(\frac{1}{1+\beta} - \mu \frac{h_g}{L} \right) mg \quad (8-17)$$

从制动时的安全角度出发,在不能保证前后车轮同时抱死的安全稳定制动状态下,选择前轮先抱死或后轮不抱死的稳定情况(失去方向能力)。对于没有拖印的车轮也可能制动,引入制动拖印修正系数 K_i ,对没有明显拖印印迹或拖印长度不等的车轮摩擦力做功采用计算表达式 $F_i s_{\max} K_i$,其中 $0 \leq K_i < 1$ 。对于轿车(尤其对安装 ABS 系统的轿车)各车轮的 K_i 可选大些。

综上所述,根据制动拖印计算损失速度的公式为

$$\frac{1}{2} \times m v_2^2 - \frac{1}{2} \times m v_1^2 = -\frac{1}{2} \times \mu m g s_{\max} \cdot \left[\left(\frac{\beta}{1+\beta} + \mu \frac{h_g}{L} \right) (K_1 + K_2) + \left(\frac{1}{1+\beta} - \mu \frac{h_g}{L} \right) (K_3 + K_4) \right] \quad (8-18)$$

简化为

$$v_2^2 - v_1^2 = -\mu g s_{\max} \left[\left(\frac{\beta}{1+\beta} + \mu \frac{h_g}{L} \right) (K_1 + K_2) + \left(\frac{1}{1+\beta} - \mu \frac{h_g}{L} \right) \times (K_3 + K_4) \right] \quad (8-19)$$

其中, β 为前后轴的轴荷比, 对小轿车来说, β 取空载时前后轴的轴荷比; 对于货车或大客车, β 近似取 $\beta = \eta(\beta_2 - \beta_1) + \beta_1$; K_1 、 K_2 和 K_3 、 K_4 分别是根据前后轴左右车轮的制动拖印情况取的修正系数, 在 0 到 1 之间取值; $s_{\max}$ 为最长的拖印长度; h_g 为重心高度; L 为轴距。若前后四轮同时制动抱死且轮胎拖印长度相等, 则 $K_1 = K_2 = K_3 = K_4 = 1$, 一般制动终了速度 $v_2 = 0$, 则上式可简化为

$$v_1 = \sqrt{2\mu g s} \quad (8-20)$$

若已知车辆制动拖印 s , 可求车辆制动前的速度; 若已知车辆制动前的速度, 可路试求得实际路面的附着系数 μ 。

轮胎拖印长度为推算事故车速提供了重要依据, 但实际事故车速往往高于计算所得的车速。主要有以下原因: ① 汽车开始减速时不一定留下轮胎拖印; ② 各车轮不一定同时开始制动滑移; ③ 除了轮胎与地面的摩擦力做功外, 汽车的其他部分与道路或障碍物刮擦或碰撞还有能量损失, 这部分损失能量造成的车速的降低计算中得考虑。

8.5.2 根据抛落体计算事故车速

事故现场除了留下轮胎拖印的重要依据外, 还可能留下了一些挡风玻璃碎片或灯泡的碎片或其他抛落物体。这些物体也是估算事故车速的重要依据之一。

在碰撞瞬间, 汽车上的某些物体, 如前挡风玻璃, 前大灯玻璃等会获得以碰撞瞬间汽车的车速 v 作平抛运动(如图 8-4)。由理论力学可知, 若测得抛落物体的高度 h 和抛距 l , 则可推算碰撞前汽车的车速。

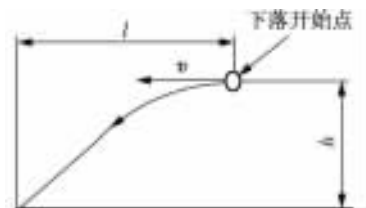


图 8-4 物体平抛时经过的距离

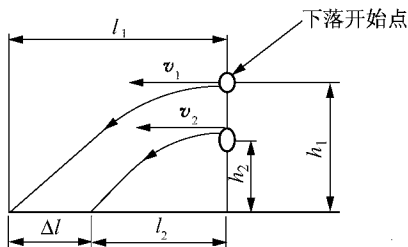


图 8-5 不同高度物体抛落位置的差别

$$v = 3.6l \cdot \sqrt{\frac{g}{2h}} \quad (\text{km/h}) \quad (8-21)$$

但在一般情况下,由于碰撞点的准确位置难以确定,以及玻璃等抛落物落地后一般继续翻滚滑移,因此 l 和 h 的测量有点困难。

由于汽车的前挡风玻璃和前大灯位于不同的高度,碰撞后的抛落在地面上的位置也是不同的。因此,根据图 8-5 在无须知晓碰撞点位置的情况下, $v = 3.6 l_1 \cdot \sqrt{\frac{g}{2h_1}} = 3.6 l_2 \cdot \sqrt{\frac{g}{2h_2}}$, 只要测得 Δl 即可求得碰撞前的车速

$$v = 3.6 \sqrt{\frac{g}{2}} \cdot \frac{\Delta l}{\sqrt{h_1} - \sqrt{h_2}} \quad (\text{km/h}) \quad (8-22)$$

利用汽车抛落体推算碰撞前车速有许多研究成果,但与实际结果都有一定误差,而且有些公式复杂,在实际快速分析交通事故时不方便。若已知碰撞点,公式(8-22)求出的车速不失为一参考车速。如果有碰撞前后轮胎拖印痕迹,则轮胎拖印因碰撞而发生急剧变化的位置就是碰撞点。公式(8-23)对于抛落的冷却水或润滑油等不一定适用,因为这些液体可能先散落在汽车底盘部件上,然后才抛落在地上。

有一点值得注意,玻璃等抛落体在落地之后可能由于弹跳继续沿地面弹跳直至停止,有学者对此深入研究,计算结果与实际仍有误差。当碰撞后的玻璃等抛落体受到被碰撞或其他障碍物的遮挡时,上述公式不能用于推算事故车速。

8.5.3 根据人体撞出距离估算事故车速

汽车与人的碰撞,是一个非常复杂的力学现象,而且,相撞时汽车的哪一部位与行人接触,以及行人的姿势和身高对撞车后行人的运动情况有极大影响。由于汽车与行人碰撞数据的获得较难,国内外一般用汽车对人体模型(大人和小孩)做汽车正面撞人试验,对被撞行人的情况逐渐有所了解。图 8-6 和图 8-7 是日本研究人员模拟假人的碰撞后的行人的运动情况。

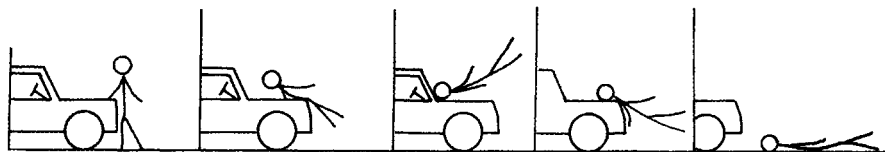


图 8-6 成人被汽车撞后的运动情况

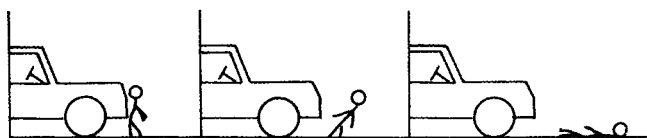


图 8-7 儿童被汽车撞后的运动情况

根据撞出的距离服从有关人体惯性力与重力的物理法则,并假设行人被汽车撞击的状态不随速度发生显著改变,可推导出以下近似公式:

$$\frac{v^2}{gl} = \text{常数} \quad (8-23)$$

式中: v —— 撞击速度;

l ——人被撞出的距离。

又因为人体与汽车相撞时,恢复系数几乎为零,可以认为人体被撞后的速度等于汽车的撞击速度。实际用模拟假人所作的撞击试验结果如图 8-8。

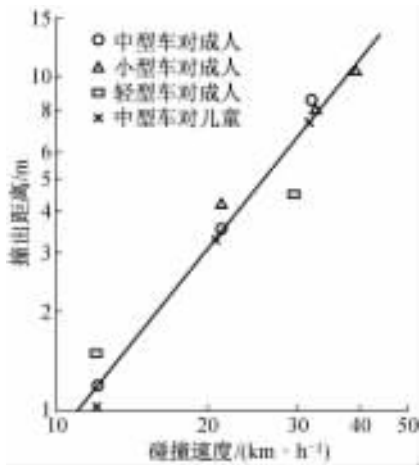


图 8-8 行人被撞出距离与碰撞车速的曲线

国外曾对大量的试验数据进行回归分析后,得出人体与被撞出的距离与碰撞人体速度的关系为 $l=0.00756v^2$ 。式中, l 为撞出的人体至碰撞点的距离(m), v 为汽车碰撞人体的车速(km/h)。假设汽车在撞人前车轮已完全抱死,设 l_s 为汽车制动停止后车头与行人倒地位置的距离,则

$$v=\sqrt{\frac{254\mu\cdot l_s}{1.9204\mu-1}} \tag{8-24}$$

据统计,上式所反应的碰撞车速与人体撞出的距离关系,与某些小汽车撞人事故案例基本吻合,如图 8-9。

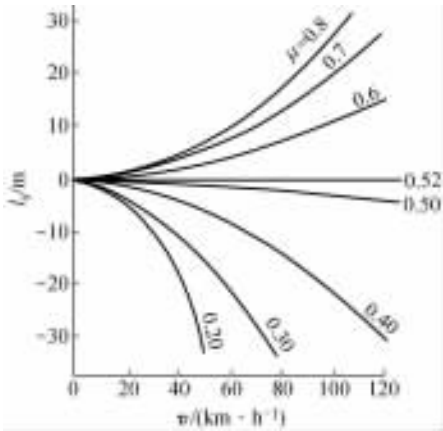


图 8-9 车速与人体车前距离的关系

从图 8-9 中可以看出,当附着系数 $\mu<0.52$ 时, $l_s<0$ 。这说明在某种情况下,汽车撞人后会停在被撞人体倒地位置的前方,实际上可能出现二次碾压。这正是滑溜路面撞人事故造成的伤害程度往往大于干燥路面的原因。

另外有经验公式:

$$v = 10.6\sqrt{8.4a^4 + 3.3a \cdot l_s - 32a^2} \pm 4.0 \quad (\text{km/h}) \quad (8-25)$$

其中, a 为以 g 为单位的车辆减速度, 一般假设车辆减速度近似为 μg , 则可以 μ 代替 a 代入上述公式, 此公式给出了一个近似碰撞范围, 在运用中比较接近实际。

有文献介绍国外一系列的汽车碰撞行人速度的计算方法, 其中最具有代表性的计算公式是:

$$v = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4A \cdot C}}{4A} \quad (8-26)$$

式中: $A = \frac{1}{254\mu}$, $B = \frac{\sqrt{h}}{-7.97}$, $C = -d_t$;

h ——行人的重心高度;

d_t ——行人的抛出距离。

根据碰撞前行人的速度、碰撞后行人运动的轨迹、汽车碰撞前后的制动情况、碰撞点的形状(汽车前部是平头还是凸头)等因素的影响, 运用上述公式时 A 、 B 、 C 又有许多其他形式。

中国是个自行车产量、拥有量的大国, 自行车的事故发生率较高, 国外从 20 世纪 70 年代末开始对自行车的交通事故进行研究, 国内对此的研究几乎还是空白。自行车与汽车碰撞过程比行人与汽车碰撞的过程更为复杂, 受实验最高车速的限制以及统计数据样本的限制, 以下公式在分析交通事故时仅作参考(骑车人的平均抛距 l 与汽车的碰撞速度 v 的关系):

$$l = 0.033v^{1.59} \quad (8-27)$$

实际的事故中可以看到, 被撞行人的运动情况与模拟假人的运动有明显的区别, 以上公式和曲线仅作参考。

8.5.4 根据档位计算事故车速

根据汽车理论, 发动机转速与汽车行驶速度之间的关系为

$$v = \frac{2\pi n \eta}{60 i_g i_0} = 0.377 \times \frac{n \eta}{i_g i_0} = 0.377 \times \frac{m_0 k \eta}{i_g i_0} \quad (8-28)$$

式中: v ——汽车行驶速度(km/h);

n ——发动机的实际转速(r/min);

n_0 ——发动机在一定负荷下的最高转速;

η ——传动系的效率;

k ——油门开度(一般根据驾驶员的自述);

i_0 ——主减速器传动比;

i_g ——变速器的传动比, 根据现场汽车的档位来确定;

r ——轮胎的滚动半径(m)。

在运用上述公式时, 汽车理论推荐 η 如下: 采用有级机械变速器传动系的轿车 η 取 0.9~0.92, 货车、客车 η 可取 0.82~0.85, 越野汽车 η 取 0.80~0.85。在分析计算事故车速时, 可根据汽车的实际车况, 由于传动系各部分的间隙在汽车使用过程中不断变大, 一般 η 取值比上述推荐值小。另外, 油门开度 k 的确定是个经验值, 带有一定的人为因素, 一般取 0.8。但在现场没有任何证据可推算事故车速的情况下, 式(8-29)仍可作为一种推算事故车速的方法。

8.5.5 根据变形量计算事故车速

汽车碰撞后的变形量是推算事故车速的另一个重要依据。根据文献,国外有许多对固定墙壁及同型汽车之间正面相撞的试验资料,并推导出最大变形量 x_0 与碰撞车速 v_0 之间的关系为:

$$x_0 = 0.01386v_0 \tag{8-29}$$

$$v_0 = \frac{x_0}{\delta} = \frac{x_0}{0.01386} \tag{8-30}$$

式中: v_0 ——汽车正面碰撞固定壁的碰撞车速(km/h);
 x_0 ——汽车正面碰撞固定壁后的最大变形量(m)。

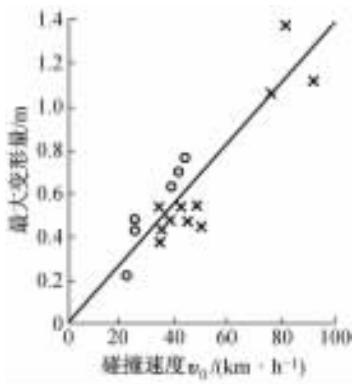


图 8-10 对固定墙壁碰撞时汽车的变形量

用实际的汽车做碰撞试验所得结果,与上述计算结果基本一致,如图 8-10,试验结果包括了用美国、日本车和欧洲车所作的试验。有文献给出 δ 的两种近似值:汽车与电柱等固定物碰撞时(变形量为凹损部深度), $\delta=0.0149$;汽车与汽车碰撞时, $\delta=0.0095$ 。但是,上述关系是根据前置发动机普通类型的汽车得出的,对于后置发动机不适用上述关系式。因为前置发动机汽车前部质量较大,在很大程度上加强了汽车前部结构的变形强度,在碰撞时前置发动机的变形量吸收了碰撞时的大量能量。另外,由于汽车对固定物或其他障碍物不一定正碰,对路边护栏、灯杆等碰撞往往变形不规则,有的轿车发生追尾事故时,钻入某些货车的后车厢下,撞到前车的后桥停下,实际的发动机前部变形量并不大,但轿车顶部和前车后部车厢刮擦,前后变形量可能很大,此时不能以轿车前后的变形量代入公式。

实际运用上述关系式时,由于汽车的结构不相同,可对上述关系式进行修正:

$$v_0 = k \cdot \frac{x_0}{0.0095} \tag{8-31}$$

根据汽车的碰撞部位的结构 k 取 $0\sim1$ 之间的值。当推算前置发动机汽车的事故车速时, k 取接近 1 的值或取值为 1;当对大客车等虽是前置发动机,但结构与轿车相差较大时,可根据其他试验或推算结果来取 k 的值;对由于碰撞灯杆或护栏等或由于刮擦引起的变形量与碰撞部位及障碍物的大小形状存在很大的关系,只能根据实验的结果来推算碰撞前的车速。

以上讨论的是计算碰撞固定障碍物或被撞车质量很大,撞后动能变化不大时的事故车速。若要求得相互碰撞的两车碰撞前的速度,需联列下列方程求解(公式(8-33)是两车正碰的事故车速计算模型):

$$\begin{cases} v_{e1} = \frac{m_2}{m_1 + m_2} \cdot (v_{10} - v_{20}) = \frac{x_1}{\delta_1} \\ m_1 v_{10} + m_2 v_{20} = m_1 v_1 + m_2 v_2 \\ v_1 = \sqrt{2\mu_1 g s_1 k_1} \\ v_2 = \sqrt{2\mu_2 g s_2 k_2} \end{cases} \quad (8-32)$$

式(8-33)中, v_{e1} 是碰撞车的有效碰撞速度(km/h), 第二式是碰撞前后动量守恒定理, 第三、四式是根据撞后的制动印迹计算碰撞后两车的速度。当被撞车为固定障碍物时, $v_{20} = 0, m_2 \rightarrow \infty$, 上述第一式直接可求得碰撞汽车前的速度, 即式(8-31)。

当发生尾随碰撞时, 需联列下列方程求解碰前两车的事速度:

$$\begin{cases} v_{e2} = \frac{m_1}{m_1 + m_2} \cdot (v_{10} - v_{20}) \\ v_{e2} = 17.892x'_2 + 4.608 \\ x'_2 = \frac{2m_1}{m_1 + m} x_2 \\ m_1 v_{10} + m_2 v_{20} = m_1 v_1 + m_2 v_2 \\ v_1 = \sqrt{2\mu_1 g s_1 k_1} \\ v_2 = \sqrt{2\mu_2 g s_2 k_2} \end{cases} \quad (8-33)$$

式(8-34)中, v_{e2} 是被撞车的有效碰撞速度(km/h), x'_2 是因两车质量不等而换算的塑性变形深度(m)。上式在同型车尾随碰撞时, 事故车速计算结果与实验结果是一致的。实际使用上式时, 当 $v_{e2} < 32\text{km/h}$, 且不发生钻尾碰撞时, 上式公式计算结果比较接近实际速度。

8.5.6 根据弯道运动约束条件计算事故车速

根据汽车在弯道上事故时的状态以及弯道上的临界车速和弯道最大舒适速度可推算出事故车速。临界车速是汽车在弯道时离心力等于轮胎与道路之间的摩擦力那个点的车速, 主要有汽车将要失去附着力向外侧滑移时的临界侧滑车速和产生倾翻时的临界倾翻车速。弯道最大舒适速度, 即在不受松散的沙石或颠簸路面等影响的好路面的水平道路上, $0.15g \sim 0.20g$ 之间的侧向力是舒适度所能接受的最大限度, 此时的车速称为弯道最大舒适速度。

如图 8-11, 根据汽车在有斜坡的弯道上的受力和理论力学的知识, 可推导出上述两个临界车速:

弯道临界侧滑车速

$$v'_{\max} = \sqrt{gR \cdot \frac{\mu + \tan\theta}{1 - \mu \tan\theta}} \quad (8-34)$$

弯道临界侧翻速度

$$v = \sqrt{gR \cdot \frac{0.5 \times d - h \tan\theta}{h + 0.5 \times d \tan\theta}} \quad (8-35)$$

弯道最大舒适速度

$$v = \sqrt{0.20gR} \quad (8-36)$$

上式中: θ ——道路横向坡度角;

d ——汽车轮距;

h ——汽车重心高度；

R ——弯道半径。

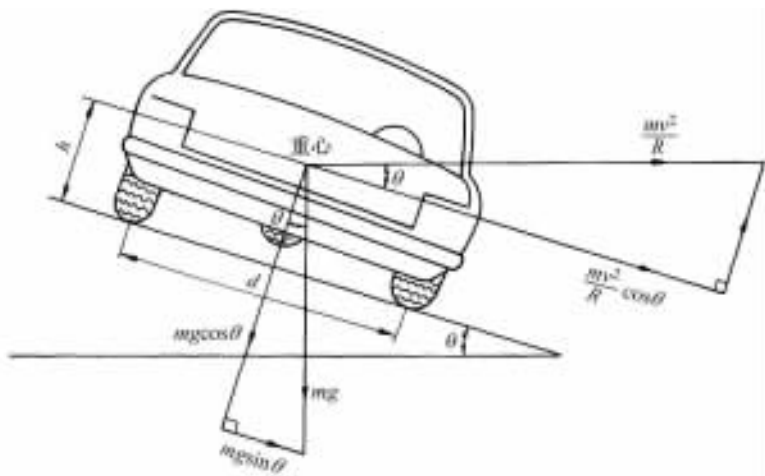


图 8-11 汽车在有横坡弯道上倾翻和侧滑时的受力图

8.5.7 根据路面积水情况计算事故车速

当路面有积水时,轮胎与地面的直接接触受到妨碍,水在这里起到了润滑作用,使附着系数减小。为了使轮胎与路面能直接接触,必须排挤掉介入的水膜,这就必须加大局部轮胎与路面的接触压力,或减低轮胎运动速度,以便有足够的时间把水从接地面内排出去。反之,轮胎对地面压力越低,或行驶速度越高,轮胎与地面直接接触的部分所占比例就越少。若速度提高到某一值,轮胎会与地面完全失去接触,发生只在水面上发生滑动的水膜滑溜现象。出现水膜滑溜现象的危险速度 v 有两个推荐公式:

$$v = 63.5 \times \sqrt{p} \quad (\text{km/h}) \quad (8-37)$$

式中 p 为轮胎气压(单位为 kgf/cm^2 , $1 \text{ kgf}/\text{cm}^2 = 9.8 \times 10^4 \text{ Pa}$),一般轿车为 $1.5 \sim 2.0 \text{ kgf}/\text{cm}^2$;载货汽车与客车为 $3.5 \sim 6 \text{ kgf}/\text{cm}^2$ 。

$$v = 1590.8 \times \sqrt{\frac{Q}{BtC_h}} \quad (\text{km/h}) \quad (8-38)$$

式中: Q ——轮胎载荷(N);

B ——轮胎接地面的最大长度(mm);

t ——水膜厚度(mm);

C_h ——升力系数(对子午胎,几乎与胎荷或气压无关, $C_h \approx 59$)。

当下小雨或道路上洒水不久后,汽车比较容易发生水膜滑溜现象,因为这时路面上有好多的细微颗粒杂质(如轮胎磨损掉下的颗粒,制动蹄片的磨损下的粉末,空气中其他沉淀下的灰尘等杂质)与水混合形成了粘度比水更大的润滑液;公路上局部的液体如积水或汽车上洒落的各种液体等,由于公路其他大部分路况较好,因此车速较快,如制动时刚好轮胎与某些液体接触,也易发生水膜滑溜现象。

8.6 交通事故统计分析

8.6.1 统计分析的意义

为了预防和正确处理交通事故,必须对交通事故现象有客观、全面的认识。因此,交通事故统计分析是对交通事故总体进行的调查研究,目的是调查交通事故总体的现状、发展动向及各种影响因素对事故总体的作用和相互关系,以便从宏观上定量地认识事故现象的本质和内在规律性。

交通事故是涉及多方面的复杂现象。一起交通事故的发生,既有特定的偶然的原因,同时又受总体的共同性因素支配。只对个别的交通事故进行微观的研究,难以把握事故总体的规律和动向。只有调查了足够多的交通事故后,才有可能消除偶然因素的影响,对事故总体情况有所认识。因此,事故统计分析必须是总体性的。

事故统计分析需要有明确的数量概念,主要通过具体的数据而不是文字叙述,来揭示事故现象的本质和内在规律,因此,事故统计分析又是定量性的。

事故统计分析对于搞好交通管理,减少和预防交通事故的发生,保证道路交通安全具有以下十分重要的意义:①发现和明确事故高发点的区域、交叉路口和路段;②可以分析交通事故的特征、规律及交通管理工作中的薄弱环节,明确交通安全管理工作的目标、重点和对策;③可以证实道路几何设计、交叉路口设计、行车道设计等的合理性;④可以鉴定某些交通措施和管理方法的实际效果;⑤可以提供证实交通投资的合理性,检验交通规划的合理性;⑥为安全教育和安全研究提供资料,检验驾驶员培训和安全教育的作用;⑦分析预测交通事故的发展趋势。

交通事故调查是主要的数据来源,它一般可分为统计性调查和典型事故的调查。统计性调查分析属于宏观分析,一般由车辆交通管理部门承担;典型事故的详细调查分析属于微观分析,可由车辆管理部门、保险公司、医学专家、汽车专家协同调查。目前国内也已开展这两方面的研究,国外这两方面的研究开展得比较早且较完善。

8.6.2 统计信息及统计指标

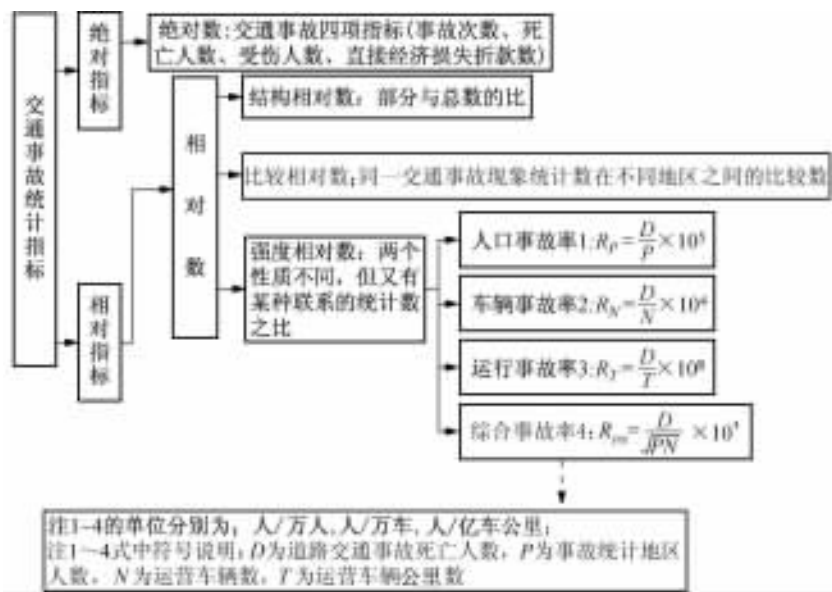
根据公安部交通管理局制定的“道路交通事故登记表”,目前国内统计分析的交通事故信息数据分为48项,其中交通事故基本情况29项,主要有行政区划代码、事故编号、事故发生时间、路号、公里数、米数、路名/地点、单向路宽、双向路宽、死亡人数、受伤人数、损坏机动车数、损坏非机动车数、直接损失折款、事故类型、事故主要原因、天气、现场、事故形态、地形、路面情况、路面类型、道路横断面、路口路段、道路线形、道路类型、交通控制方式以及照明条件。以上交通事故信息的前15项是根据现场实际情况填写,后面14项全国统一标准编号,可直接从事故标准代码数据项中选择。另外,车辆人员的情况主要有19项,分别为人员姓名、性别、年龄、伤害程度、身份证号码、驾驶证档案编号、驾龄、驾驶证种类、机动车牌照号码、受伤部位、交通方式、车损程度、保险否、行驶状态、驾驶员类型、人员类型、出行目的、所属行业。

美国国家交通事故案例系统调查项目(NASS)约有139项,一般在网上可以查询到的一些交通事故数据。美国网上交通事故数据库将交通事故信息分为乘客、碰撞、车辆和驾驶员

(PERSONS、CRASHES、VEHICLES、DRIVERS)四部分。

交通事故的统计分析,就是利用交通事故的统计资料,从宏观的角度去探索交通事故发生和变化的规律,并以此为依据,交通管理部门提出改善交通现状、减少交通事故的建议,或预测交通事故发展趋势,提供科学信息和决策方案;汽车专家可从中吸取汽车的主动安全性和被动安全性的改进措施和方案;社会保险机构可从中得到交通事故经济损失的一般规律;医疗专家可从中得到交通事故伤亡的一般规律并提出减少伤亡的建议等。

交通事故的常用统计指标及分类如图 8-12。



事故的统计分析属于宏观分析,一般包括线路事故的统计分析和地域性的分析。线路事故的统计分析是以特定的道路区间为研究对象,调查路段事故发生的状态、次数、时间和空间的分布规律,进行因果分析,研究路段多发点,为交通安全治理、交通管理、道路的改造、安全设施的设置提供决策的依据;地域性事故调查统计分析,主要是针对全国、省、市、县和某些特定的区域进行各种统计分析,对制定国家交通安全政策和法规,确定交通治理的投资,交通管理机构以及研究机构的设置等有重要作用。

两种统计分析的统计指标一般根据分析的目的和要求选择不同的指标,一般采用图表将结果表现出来。统计分析表一般有静态和动态对比分析表,统计图一般有条形图、扇形图、线形图和排列图几种形式。

在对事故统计分析时,一般用得较多的是直方图和扇形图。以时间为横坐标,以事故次数、死亡人数、受伤人数和直接经济损失折款数四项指标为纵坐标的直方图可以得到较多静态和动态的信息。一般时间坐标轴又可分为年、月、星期和一天 24 小时。根据数据的多少和分析的目的可选择不同的时间轴。如从一天 24 小时的统计分布图可看出一天中哪一段时间属于事故高发时间段,如夏天的午后,一般的黄昏等事故比例较高,驾驶员在这段时间应谨慎驾驶或避开这段时间驾驶等等;月度统计分布图可以看出季节变化对事故的影响,如本地的雨雾

多发月份对事故的影响,管理部门可在这些季节来临之际,及时改善交通环境或制订交通管制措施以降低交通事故。扇形图是将统计资料中的结构相对数乘以 3.6° ,算出的各项统计数所占的圆心角度数,并以此在圆上画出各扇形。

附录 1 通用汽车的百年安全

1901 年,通用汽车奥兹莫比(Oldsmobile)推出世界上第一台速度计;

1908 年,通用汽车率先采用电灯制作汽车前灯;

1924 年,通用汽车在密歇根州的米尔福德市建成全球第一座试车场;

1928 年,通用汽车所有型号的汽车车窗都安装了防碎玻璃;

1930 年,通用汽车在大批量生产的轿车上率先把挡风玻璃设计成倾斜面,这在夜间有助于消除对面车辆的眩光;

1934 年,通用汽车首次进行汽车碰撞试验;

1954 年,通用汽车采用倒置式头部模型来模拟头部承受仪表盘冲击的过程;

1962 年,通用汽车率先把双主刹车盘列为标准配置,有助于减小刹车失灵的几率;

1962 年,通用汽车开始采用“高速滑车”模拟真实的撞击过程;

1966 年,通用汽车提出防止头部伤害的标准措施;

1966 年,通用汽车的研究部门协助业界开发耐渗入挡风玻璃;

1967 年,通用汽车推出第一款可吸收能量的溃缩式方向盘柱;

1968~1969 年,通用汽车推出特殊设计的儿童安全坐垫(1968 年)和婴儿安全紧固系统(1969 年);

1969 年,通用汽车首次在轿车内安装车门加固横梁,这有助于抵御来自小角度的侧面撞击;

1972 年,通用汽车首次进行大范围的安全气囊现场试验;

1972~1982 年,通用汽车相继开发出用于汽车撞击试验的混合 II (1972 年)和混合 III (1977 年)人体模型,第一个开发出用于儿童安全气囊性能试验的人体模型(1982 年);

1986 年,通用汽车是美国国内第一家宣布为后排座椅配置安全带的汽车制造商;

1989 年,通用汽车开发出用于侧面碰撞试验的更具有人的特性的人体模型-BIO-SID,并提出评估面部伤害的新技术;

1996 年,通用汽车生产的部分轿车内首次配置了 OnStar 嵌入式安全信息系统;

1996 年,通用汽车推出世界上第一个防止侧面撞击的安全气囊,以减轻气囊膨胀给儿童造成的伤害;

1997 年,通用汽车推出轮胎气压显示系统;

1997 年,通用汽车成功开发配置在副驾驶座椅上的第一个安全头枕系统,可在发生追尾撞车时减轻对颈椎的伤害;

1997~2000 年,通用汽车仅用 17 周时间就研制成功一种可在紧急情况下开启后备箱的手柄,并完成它的测试和配置工作,该项目有助于防止儿童在发生事故时受后备箱的挤压而受伤。

2000 年,通用汽车率先在世界上提供夜间视觉增强系统;

2002 年,通用汽车宣布将在 2004 年型号的轿车内配置先进的撞车自动预报系统,可在发

生撞车时做出紧急反应；

2002 年,通用汽车宣布将在 2003 年型号的大型卡车和运动休闲车上配置正面安全气囊感知器,可根据副驾驶座上乘客的体重自动关闭安全气囊。

附录 2 事故车速分析参考计算公式

(1) 转弯半径公式:

$$r = \frac{a^2 + h^2}{2h} \quad (\text{m})$$

式中: a ——弦长(m);

h ——弦高(m)。

(2) 坡度公式:

$$i = \arctan(y/x)$$

式中: y ——水平仪读数;

x ——水平仪臂长。

(3) 有制动拖印时的制动初始速度:

$$v = 0.5(\mu + i)gt + \sqrt{2(\mu + i)gs} \quad (\text{m/s})$$

式中: μ ——附着系数(可根据轮胎型号和磨损情况调整附着系数 μ);

i ——道路纵向坡度(上坡为正,下坡为负);

t ——驾驶员反应时间(一般取 0.68s,可根据现场驾驶员的精神状态适当调整);

s ——制动拖印长度(m)。

(4) 涉及路面变换的损失速度:

$$\Delta v = \sqrt{2\mu_1 gs_1 + 2\mu_2 gs_2} \quad (\text{m/s})$$

式中: μ_1, μ_2 ——两种变化路面的附着系数;

s_1, s_2 ——两种变化路面的制动拖印长度(m)。

(5) 弯道上的临界车速:

$$v = \sqrt{\frac{Rg(\mu + \tan\theta)}{1 - \mu \tan\theta}} \quad (\text{m/s})$$

式中: R ——弯道半径(m);

θ ——横向坡度角度。

(6) 转弯时的侧翻速度:

$$v_1 = \sqrt{\frac{gRd}{2h_g}} \quad (\text{km/h})$$

$$v_2 = \sqrt{\frac{gR(0.5d + h_g \tan\theta)}{h_g - 0.5d \tan\theta}} \quad (\text{m/s})$$

式中: R ——弯道半径(m);

d ——汽车轮距(m);

h_g ——汽车重心高度(当 $\frac{d}{2h_g} > \mu$ 时,则汽车发生侧滑而不发生侧翻);

θ ——横向坡度角度。

(7) 根据抛射体计算最小碰撞速度:

$$v_1 = 3.6\sqrt{\frac{g}{2h}} \quad (\text{km/h})$$

$$v_2 = 3.6\sqrt{\frac{g}{2}} \frac{\Delta l}{\sqrt{h_1} - \sqrt{h_2}} \quad (\text{km/h})$$

式中: l ——抛射体从车辆上飞出所运行的总距离(m);

h ——抛射体脱离车辆时的高度(m);

Δl ——抛射体从高度分别为 h_1 和 h_2 飞出后撒落在路面的间距(见图 8-5)(m)。

(8) 根据人体撞出距离估算车速:

$$v = \sqrt{\frac{254\mu L_s}{1.9204\mu - 1}} \quad (\text{km/h})$$

式中: μ ——路面附着系数;

L_s ——汽车停车后前端与被撞人体之间的距离(m)(仅适于小汽车与行人的碰撞)。

$$v = 10.6\sqrt{8.4a^4 + 3.3aL_s} - 32a^2 \pm 4.0 \quad (\text{km/h})$$

式中: a ——以 g 为单位的车辆减速度,一般假设车辆减速度近似为 μg ,则可以 μ 代替 a 代入上式。

$$v = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{4A} \quad (\text{km/h})$$

式中: $A = \frac{1}{254\mu}$, $B = \frac{\sqrt{h}}{-7.97}$, $C = -d_1$;

h ——行人的重心高度(m);

d_1 ——行人的抛出距离(m);

μ ——附着系数。

(9) 附着系数公式:

$$\mu = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2sg}$$

式中: v_1 ——试验初始速度(km/h);

v_2 ——试验终了速度(一般试验终了速度 $v_2 = 0$);

s ——制动拖印距离(m)。

有效附着系数公式:

$$\mu_{ds} = \mu \pm \tan\alpha$$

式中: α ——纵向坡度角(上坡为正,下坡为负),(一般简化为 $\tan\alpha = i$)。

(10) 局部制动器失效期间的速度损失 Δv :

所有制动器:

$$\Delta v = \sqrt{2\mu gs}$$

只有前轮制动:

$$\Delta v = \sqrt{\frac{2s\mu gb}{l - \mu h}}$$

只有后轮制动:

$$\Delta v = \sqrt{\frac{2s\mu ga}{l + \mu h}}$$

一前一后制动:

$$\Delta v = \sqrt{\mu g s}$$

上式中: a, b ——汽车重心至汽车前桥和后桥的距离(m);

l ——汽车的轴距(m);

h ——汽车的重心高度(m);

μ ——路面附着系数,(有坡度时,可以用 $\mu \pm i$ 代替 μ);

s ——汽车制动拖印长度(m)。

(11) 根据变形量计算碰撞车速:

$$v = \frac{x}{\delta} (\text{km/h})$$

式中: x ——沿汽车车身前后轴线方向变形量(m);

δ ——为试验参考值,一般推荐取 0.0143;汽车与电柱等固定物碰撞时(变形量为凹损部深度), $\delta = 0.0149$,汽车与汽车碰撞时, $\delta = 0.0095$ 。

(12) 正面碰撞两车速度计算公式:

$$\begin{cases} v_{e1} = \frac{m_2}{m_1 + m_2} (v_{10} - v_{20}) = \frac{x_1}{\delta_1} \\ m_1 v_{10} + m_2 v_{20} = m_1 v_1 + m_2 v_2 \\ v_1 = \sqrt{2\mu_1 g s_1 k_1} \\ v_2 = \sqrt{2\mu_2 g s_2 k_2} \end{cases}$$

式中: v_{e1} ——有效碰撞速度(km/h);

m_1, m_2 ——正面碰撞两车的质量(kg);

v_{10}, v_{20} ——正面碰撞前两车的车速(km/h);

x_1 ——沿车身前后轴线方向变形量(m);

δ ——为试验参考值,参见公式(11);

v_1, v_2 ——正面碰撞后两车的车速 km/h;

s_1, s_2 ——碰撞后两车分别在路面附着系数为 μ_1, μ_2 滑移的距离(m);

k_1, k_2 ——修正系数。

(13) 尾随碰撞两车速度计算公式:

$$\begin{cases} v_{e2} = \frac{m_1}{m_1 + m_2} (v_{10} - v_{20}) \\ v_{e2} = 17.892x_2 + 4.608 \\ x'_2 = \frac{2m_1}{m_1 + m_2} x_2 \\ m_1 v_{10} + m_2 v_{20} = m_1 v_1 + m_2 v_2 \\ v_1 = \sqrt{2\mu_1 g s_1 k_1} \\ v_2 = \sqrt{2\mu_2 g s_2 k_2} \end{cases}$$

式中: v_{e2} ——被撞车的有效碰撞速度(km/h);

m_1, m_2 ——尾随碰撞两车的质量(kg);

v_{10}, v_{20} ——尾随碰撞前两车的车速(km/h);

x'_2 ——因两车质量不等而换算的塑性变形深度(m);

x_2 ——被撞车沿车身后轴线方向变形量(m);

v_1, v_2 ——尾随碰撞后两车的车速(km/h);

s_1, s_2 ——碰撞后两车分别在路面附着系数为 μ_1, μ_2 滑移的距离(m);

k_1, k_2 ——修正系数。

(14) 出现水膜滑溜现象的危险速度:

$$v' = 63.5 \sqrt{p} \quad (\text{km/h})$$

式中: p ——轮胎气压(单位: kgf/cm²; 1kgf/cm² = 9.8 × 10⁴ Pa)。

$$v'' = 1590.8 \sqrt{\frac{Q}{BtC_h}} \quad (\text{km/h})$$

式中: Q ——轮胎载荷(N);

B ——轮胎接地面的最大长度(mm);

t ——水膜厚度(mm);

C_h ——升力系数(对子午轮胎几乎与轮胎负荷或气压无关, $C_h \approx 59$)。

(15) 根据现场档位计算车速:

$$v = 0.377 \frac{m_0 k \eta}{i_0 i_g}$$

式中: v ——汽车行驶速度(km/h);

r ——轮胎的滚动半径(m);

n_0 ——发动机在一定负荷下的最高转速(r/min);

η ——传动系的效率;

k ——油门开度(一般根据驾驶员的自述);

i_0 ——主减速器传动比;

i_g ——变速器的传动比, 根据现场汽车的档位来确定。

参考文献

- [1] Margie Peden 等. 预防道路交通伤害世界报告——摘要. 世界卫生组织, 2004
- [2] 王瑄、李宏光、赵航等. 现代汽车安全. 北京: 人民交通出版社, 1998
- [3] 杨妙梁、薛志红. 汽车安全系统结构与维修. 北京: 中国物资出版社, 1998
- [4] 鲁植雄. 汽车安全气囊系统故障诊断图解. 江苏: 江苏科学技术出版社, 2003
- [5] 钟志华等. 汽车碰撞安全技术. 北京: 机械工业出版社, 2003
- [6] 余志生. 汽车理论. 北京: 机械工业出版社, 2002
- [7] 陈志恒、胡宁. 汽车电控技术. 北京: 高等教育出版社, 2003
- [8] 魏朗、刘浩学. 汽车安全技术概论. 北京: 人民交通出版社, 1999
- [9] 付百学. 汽车电子控制技术. 北京: 机械工业出版社, 2000
- [10] 汽车技术编译组. 英汉汽车缩略语词典. 北京: 人民交通出版社, 1999
- [11] 胡宁等. 现代汽车底盘构造. 上海: 上海交通大学出版社, 2003
- [12] 边耀璋等. 汽车新能源技术. 北京: 人民交通出版社, 2003
- [13] 陈清泉、孙逢春、祝嘉光. 现代电动汽车技术. 北京: 北京理工大学出版社, 2002
- [14] 公安部道路交通安全管理标准化技术委员会. GB7258—2004《机动车运行安全技术条件》理解与实施. 北京: 中国标准出版社, 2004
- [15] 公安部道路交通安全管理标准化技术委员会. 机动车运行安全技术检验相关标准汇编. 北京: 中国标准出版社, 2004
- [16] 中国标准出版社. 汽车国家标准汇编—车身与底盘卷. 北京: 中国标准出版社, 1999
- [17] 中国标准出版社. 汽车国家标准汇编—电器仪表卷. 北京: 中国标准出版社, 1999
- [18] 中国标准出版社. 汽车国家标准汇编—综合卷(下). 北京: 中国标准出版社, 1999
- [19] 《汽车工程师手册》编辑委员会. 汽车工程师手册—基础篇. 北京: 人民交通出版社, 2001
- [20] GB/T 18437. 1—2001 燃气汽车改装技术要求—压缩天然气汽车; GB/T 18437. 2—2001 燃气汽车改装技术要求—液化石油气汽车
- [21] GA 41—2005 交通事故痕迹物证勘验
- [22] 刘春青、鲍建忠. 欧盟技术法规—市场准入的依据. 北京: 中国计量出版社, 2004
- [23] 钟志国、张志刚、草立波、何文. 汽车碰撞安全技术. 北京: 机械工业出版社, 2003
- [24] [德] 汉斯·洛伦茨. 公路线形与环境设计. 尹家骏、赵恩棠等译. 北京: 人民交通出版社, 1984
- [25] 陈焕江. 汽车运用基础. 北京: 机械工业出版社, 2004
- [26] 焦岩、李江、倪行达. 机动车碰撞事故再现. 吉林: 吉林科学技术出版社, 1998
- [27] 许洪国、何彪. 道路交通事故分析与再现. 北京: 警官教育出版社, 1996
- [28] [英] R·比亚特, R·瓦兹. 道路交通事故调查手册. 王长海译. 北京: 人民交通出版社, 1986
- [29] [日] 江守一郎. 汽车事故工程. 刘唏柏译. 北京: 人民交通出版社, 1987
- [30] 强制性国家标准. 上海标准化信息网. <http://www.cnsis.info/StandardInfo/>
- [31] 欧洲新车评估程序. <http://www.euroncap.com>
- [32] 云志刚、韩建保等. ESP—现代汽车主动安全性技术发展的里程碑. 汽车与安全, 2003. (1)
- [33] 姜根明. 汽车主动安全性技术的发展与思考. 汽车杂志, 1999, (7)
- [34] 赵国柱. 汽车主动安全新技术. 汽车维护与修理, 1998. (7)

- [35] 黄宁军. 质变中的汽车主动安全技术. 上海汽车, 2001. (3)
- [36] 乔维高. 汽车安全性能及整车安全系统. 湖北汽车, 2002. (2)
- [37] 姚卫民、孙丹丹. 汽车座椅系统安全性综述. 汽车技术, 2002. (8)
- [38] 林逸、郭九大、张建华等. 汽车被动安全性研究综述. 汽车工程, 1998. 1
- [39] 赵恩棠. 国外公路交通安全. 公路交通科技, 1999, 16(1): 54~56
- [40] 彭岳华. 如何从制动安全性角度减少交通事故. 汽车与安全, 1999. 3, 26~27
- [41] 许洪国、高延龄等. 用玻璃碎片抛距推算交通事故碰撞速度的理论和应用. 中国公路学报, 1994, 7(2): 75~81