

现代道路交通安全技术丛书

汽车安全工程

葛如海 刘志强 陈晓东 编著



化学工业出版社
安全科学与工程出版中心

· 北 京 ·

(京)新登字 039 号

图书在版编目(CIP)数据

汽车安全工程/葛如海,刘志强,陈晓东编著. —北京:化学工业出版社,2005.6
(现代道路交通安全技术丛书)
ISBN 7-5025-7298-8

I. 汽... II. ①葛...②刘...③陈... III. 汽车-安全技术 IV. U461.91

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2005)第 065666 号

现代道路交通安全技术丛书
汽车安全工程

葛如海 刘志强 陈晓东 编著
责任编辑:杜进祥
文字编辑:陈喆 丁建华
责任校对:顾淑云 战河红
封面设计:郑小红

*

化学工业出版社 出版发行
安全科学与工程出版中心
(北京市朝阳区惠新里 3 号 邮政编码 100029)
购书咨询:(010)64982530
(010)64918013
购书传真:(010)64982630
<http://www.cip.com.cn>

*

新华书店北京发行所经销
北京永鑫印刷有限责任公司印刷
三河市东柳装订厂装订
开本 850mm×1168mm 1/32 印张 18 $\frac{3}{4}$ 字数 521 千字
2005 年 9 月第 1 版 2005 年 9 月北京第 1 次印刷
ISBN 7-5025-7298-8
定 价:49.00 元

版权所有 违者必究
该书如有缺页、倒页、脱页者,本社发行部负责退换

前 言

随着我国国民经济的快速发展，交通运输也获得飞速发展，但是交通事故的急剧攀升也随之而来。我国交通事故连续多年每年死亡人数在 10 万人以上的事实，已越来越引起国家的高度重视和社会的广泛关注。

交通安全问题涉及到人-车-环境这一系统问题，因此在研究交通安全时，应将人、车、环境（主要是道路）这三者作为一个系统来考虑。也就是说，在研究汽车安全性时，应充分考虑人与环境对汽车安全性的影响，在从事汽车安全性研究中，应充分了解人和环境，特别是人的特性。汽车安全问题可以分为事故预防性能（主动安全）、碰撞时的安全性（被动安全）和事故后的脱出及救出这三个问题进行研究。我国汽车主动安全问题的研究开展较早，已基本形成研究体系。而我国汽车碰撞安全问题的研究严格说来是从 20 世纪 90 年代才开始展开，这比国外的研究晚了三四十年。十多年来，虽然我国的汽车碰撞安全问题的研究已取得一定的成果，初步形成汽车碰撞安全研究体系，但与国外的研究相比还有较大的差距。

本书吸收了国内外研究的最新成果，以人与车的和谐相处为重点，从人的特性和汽车碰撞特性入手，重点介绍了汽车安全带、汽车安全气囊、座椅、方向盘等乘员约束系统对乘员的保护以及车体结构对乘员和行人的保护。另外，还介绍了汽车碰撞试验和碰撞仿真方面的最新进展。最后，简要介绍了碰撞发生后乘员的脱出及救出措施。

在本书的撰写过程中，得到了许多老师、同仁的指点和帮助，特别是苏清祖教授、朱西产博士给本书的撰写提出了很好的建议，研究生王群山、苗强、穆青、杨建等做了大量的资料收集和整理工作，在此表示感谢。

本书撰写过程中参考了国内外的文献资料，限于篇幅不能一一列出，在此对相关参考文献的作者、编译者表示衷心的感谢！

由于编著者水平有限，书中疏漏或不妥之处在所难免，恳请读者批评指正。

葛如海

2005 年 4 月

目 录

第一章 概述	1
第一节 汽车安全问题的历史与现状	1
一、安全问题的历史	1
二、安全问题的现状	5
第二节 汽车交通事故的定义、特性与一般规律	8
一、交通事故的定义	8
二、交通事故的分类	10
三、交通事故的一般特性	12
第三节 影响汽车安全性的因素与措施	13
第四节 我国汽车安全技术现状与展望	18
一、产品质量管理的变革	18
二、我国汽车标准体系现状	18
三、我国汽车安全技术现状	18
四、汽车安全技术发展趋势和提高汽车安全性的措施	22
第二章 人的特性与汽车安全	28
第一节 交通心理学	28
一、交通心理学概况	28
二、交通心理学的研究课题	29
三、国外交通心理学的研究内容	30
第二节 驾驶员的视认性与汽车安全	32
一、人眼的功能及后视镜设计中的视觉因素考虑	32
二、直接视野	37
三、间接视野	50
四、恶劣天气的视野保持	59
五、发生故障时的视野保持	64

六、夜间视认性及灯光视认性·····	64
第三节 驾驶员操纵特性与汽车安全 ·····	74
一、驾驶员的操纵性·····	76
二、仪表类的视认方便性·····	79
三、加速器控制系统的操作·····	81
第四节 驾驶员行为特性与汽车安全 ·····	82
一、反应特性·····	82
二、驾驶员的行为特性·····	84
三、性格特征及心理特性·····	85
四、驾驶适应性·····	87
五、注意力·····	89
第五节 驾驶员酒后开车特性与汽车安全 ·····	91
一、酒后开车与交通事故·····	91
二、饮酒量与体内酒精浓度·····	93
三、血液中酒精浓度与人的驾驶能力·····	93
第六节 驾驶员驾驶疲劳特性与汽车安全 ·····	94
一、什么叫驾驶疲劳·····	94
二、疲劳的种类·····	95
三、驾驶疲劳的症状·····	97
四、驾驶疲劳与交通事故·····	98
五、驾驶疲劳与道路交通条件·····	98
六、疲劳与心跳·····	99
七、驾驶疲劳对策·····	99
八、驾驶疲劳的测量方法 ·····	101
第七节 事故心理 ·····	102
一、交通事故的直接原因 ·····	102
二、观察错误 ·····	103
三、判断错误 ·····	103
四、操作错误 ·····	103
第八节 行人等道路利用者的特性 ·····	104
一、行人特性 ·····	104

二、乘车者的交通心理	105
三、骑自行车者的交通心理	105
四、畜力车驭手的交通心理	106
第三章 汽车碰撞特性	108
第一节 汽车碰撞的基本知识	108
一、汽车碰撞类型	108
二、汽车碰撞过程的构成	110
三、汽车碰撞的基本假设	111
四、汽车碰撞的性质	113
五、加速度在汽车碰撞中的危害	115
第二节 汽车的一维碰撞	115
一、汽车对固定墙壁的正面碰撞	115
二、汽车对汽车的一维碰撞	121
三、追尾相撞	124
第三节 汽车的二维碰撞	129
一、汽车与固定壁斜角的碰撞	129
二、汽车与汽车前碰撞偏置碰撞车身变形经验公式	130
三、二维碰撞动量分析	131
四、矢量分析法	141
五、二维碰撞后汽车的运动	143
第四节 汽车与其他车辆的碰撞	151
一、轿车与大型车的碰撞	151
二、轿车与摩托车、自行车的碰撞	151
第五节 汽车对行人的碰撞	165
一、碰撞速度的推算	166
二、汽车与行人的碰撞速度实验结果	168
三、根据行人伤害判断的汽车碰撞速度	173
第六节 汽车的单独事故	174
一、不规则旋转	175
二、与柱碰撞	176
三、滚落路外	177

第四章 汽车安全带	179
第一节 安全带结构	180
一、主动式安全带的种类	180
二、安全带的主要零件及要求	182
三、安全带总成的性能要求	198
第二节 新型安全带	199
一、强力限制器	199
二、装有织带夹紧装置的安全带	200
三、预加载荷（预张紧器）装置	204
四、腰带部分折叠式安全带	213
五、能量吸收式织带（EA 织带）	215
六、张紧力降低型紧急锁止卷收器	215
七、织带导向臂	215
八、空气安全带	216
九、座位安全带报警系统	216
第三节 被动式安全带	217
第四节 安全带的设计分析	220
一、安全带当量刚度对人体响应的影响	220
二、安全带动态拉出量对人体响应的影响	222
三、安全带腰带与肩带刚度的匹配	223
第五节 安全带的使用效果	224
一、对前排乘员的保护效果	224
二、对后排乘员的保护效果	228
第六节 安全带的试验	229
一、安全带固定点试验	229
二、织带性能试验	232
三、带扣锁性能试验	235
四、调节件的调节力试验	235
五、卷收器性能试验	235
六、卷收器耐久性试验	238
七、安全带总成性能试验	242

第五章 安全气囊	247
第一节 安全气囊的结构与工作原理	248
第二节 安全气囊碰撞传感器	252
一、预知撞车传感器	252
二、检测冲击碰撞传感器	255
第三节 安全气囊气体发生器	264
一、气体发生器的类型	264
二、气体发生剂	267
三、中心点火管	280
第四节 安全气囊气袋	283
一、气袋的分类	285
二、汽车用气袋织物的主要性能与指标	286
三、气袋用材料及其性能	289
四、气袋用纤维的规格	290
五、气袋织物密封涂层	293
六、气袋织物的透气性	295
七、气袋的缝制	301
八、非涂层气袋织物的后整理方法	303
九、气袋试验	304
第五节 安全气囊中央控制器	306
第六节 侧碰撞安全气囊	311
第七节 安全气囊设计分析	314
一、撞车时乘员运动特性	314
二、汽车全碰撞行程	316
三、气囊展开时间的选择	318
四、对乘员的不同攻击率与汽车内部行程的关系	318
第八节 安全气囊使用效果分析	319
第九节 汽车座椅乘员识别系统	322
一、传感器系统	322
二、数据采集和处理系统	323
三、气囊安全释放控制系统	325

第十节 安全气囊试验	326
第六章 乘员舱内部保护乘员的其余措施	330
第一节 能量吸收式转向柱	330
一、能量吸收式转向柱的结构原理与设计	333
二、自对正方向盘	340
第二节 乘员约束系统——座椅、头枕与膝杠	341
一、座椅	341
二、头枕	348
三、膝杠	351
第三节 乘员舱内部结构	351
一、轿车内饰件的分类	351
二、轿车内饰件的特点	352
三、汽车内饰缓冲吸能特性	353
第七章 乘员舱以外保护乘员的措施	357
第一节 吸能式保险杠	360
一、吸能式保险杠基本结构	361
二、吸能式保险杠设计	365
第二节 车架及承载式车身结构	369
一、车架及承载式车身结构	369
二、车架吸能设计	370
第三节 车门	378
一、车门的类型	378
二、车门安全性能要求	381
三、车门上的安全性结构	381
四、增强纤维复合材料车门	384
第四节 强化 A、B、C 柱、门槛、车顶纵梁及防护格栅和 前围	386
一、强化 A、B、C 柱、门槛、车顶纵梁	386
二、防护格栅和前围	389
第五节 其他车身结构件	390
一、翻车保护杆	390

二、保险架	390
第六节 典型车身结构件能量吸收特性	391
一、扩孔管变形	391
二、翻转管变形	391
三、点焊连接薄壁梁碰撞性能	392
四、复合材料管的缓冲吸能研究	394
五、泡沫铝动态力学性能	398
六、圆柱形波纹管吸能特性	405
七、方形截面波纹管吸能特性	412
第八章 对行人及其他车辆的保护措施	413
第一节 车辆前端对行人的保护作用	413
一、行人与车辆碰撞的位置分布	415
二、行人碰撞试验法规	416
三、行人腿与膝关节保护	420
四、行人头部保护	424
五、行人碰撞保护研究动态	427
第二节 车辆外部凸出物	428
第三节 汽车外部防护装置	429
一、汽车外部防护装置的分类	429
二、汽车前后下部防护装置的设计要求	430
三、侧下部防护装置的设计要求	434
第四节 汽车与行人碰撞模拟	435
第九章 汽车碰撞试验	438
第一节 整车碰撞试验	439
一、碰撞试验类型	440
二、实车碰撞试验程序	453
三、实车碰撞用主要试验设备	454
第二节 部件碰撞试验	471
一、车顶及侧门强度试验	471
二、门锁及门铰链试验	473
三、座椅及头枕试验	475

四、燃油箱试验	481
五、转向柱试验	482
六、内部凸出物试验	482
七、保险杠性能试验 (FMVSS215)	485
八、货车驾驶室的碰撞试验	486
九、行人碰撞保护试验	487
第三节 零部件模拟碰撞试验方法与设备	488
一、HYGE 试验装置	489
二、CATARC、UTAC 和 TNO 模拟碰撞试验装置	492
三、德国 TUV 零部件模拟碰撞试验装置	493
四、美国 MTS 模拟碰撞试验设备	493
五、VIA 碰撞试验装置	496
六、模拟碰撞试验装置滑车驱动方式	497
七、模拟碰撞试验设备的吸能装置	498
八、滑车与拖车间的联结及脱钩机构	500
第四节 汽车碰撞模拟	502
一、汽车碰撞计算机模拟的基本理论	504
二、汽车碰撞模拟研究内容	519
三、汽车碰撞模拟研究方法	523
第五节 碰撞试验中乘员的替代物	533
一、假人	533
二、动物	538
三、死尸	540
四、志愿者	541
第六节 伤害标准	541
一、伤害标准的发展	541
二、头部伤害标准	544
三、胸部伤害标准	545
四、大腿伤害标准	546
五、侧面碰撞伤害指标	547
六、面部的耐冲击性	548

七、颈部的耐冲击性	549
八、综合的伤害标准	550
第十章 汽车碰撞后的对策	552
第一节 燃料系、点火系和电气系统的防止火灾要求及 布置	552
一、燃料系的火灾预防	552
二、排气系的火灾预防	553
三、电气系统的火灾预防	554
第二节 汽车内饰材料的燃烧特性	557
一、内饰材料的定义	557
二、内饰材料的分类	557
三、内饰材料燃烧特性的评价指标及试验方法	557
四、阻燃纤维	562
五、非织造布阻燃汽车衬垫毡	563
六、胶黏剂的阻燃	565
七、阻燃聚丙烯	568
第三节 燃油箱的布置及防止燃料泄漏的要求	571
一、燃油箱的布置	571
二、碰撞后防止燃料泄漏的要求	572
第四节 汽车事故后乘员的紧急撤离	572
参考文献	575

随着我国国民经济的迅猛发展，交通运输能力获得飞速提升，道路、桥梁建设稳步发展，车辆的保有量快速增长，人们的出行条件获得极大的改善。但是，随着道路交通的日益发展，汽车安全问题也迅速成为一个社会问题。因此，改进汽车安全性能正成为人们日益关注的问题。

第一节 汽车安全问题的历史与现状

一、安全问题的历史

安全问题起源很早，可以追溯到有史以前把太阳作为驱转太空车辆来崇拜的未开化人发明车辆的时代。可以说，安全问题的历史就是车子的文明史。例如，在瑞士的费伦山顶偶然发现了古罗马时代的马车道，其轨道是用带槽的石块铺成的，轨距 1m，槽深约 14cm。这种槽并不是车辆碾压出来的，而是为了马车的通行安全预先开凿好的。

随着时代的前进，1769 年英国的詹姆斯·瓦特（James Watt）提出了蒸汽机的专利。在法国，炮兵技术士官 Nicolas Joseph Cugnot 制成了用蒸汽驱动的车子（二缸前轮驱动三轮车），一般把它称为最早的蒸汽汽车。Cugnot 的这辆蒸汽汽车撞到了兵营的墙壁上，可以说这是世界上最早的一起汽车事故。此后，英国、美国等国也开发了蒸汽汽车。在英国，1820 年以后蒸汽汽车和蒸汽火车同时达到了实用阶

段，由 Walter Hancock 等制作的公共汽车开始了工农业活动。1850 年末，为少数有钱人服务的私人蒸汽汽车也开始生产。随着这种蒸汽汽车的普及，为了交通安全，1858 年在英国开始实施世界上最早的道路交通法。由于蒸汽汽车有喷冒烟火粉尘和发出刺耳的蒸汽噪声的缺点，在原来从事马车运输业的人们的反对下，实施了有名的“红旗法”，即“郊外限速在 4mile/h (6.4km/h) 以下，市内限速在 2mile/h (3.2km/h) 以下，而且在蒸汽汽车的前方几米远的地方要有一持红旗的男人先行，以使人们知道将有危险物接近”，最后蒸汽汽车从英国消失了。这一“红旗法”在英国实施到 1896 年。

在这种蒸汽汽车之后，又经过了电气汽车，最后迎来了汽油车的时代。

这样，自 18 世纪蒸汽汽车诞生以来所经历的半个多世纪，从汽车与其他交通工具协调的观点出发所产生的安全问题，可以看作是汽车安全性的起源。

1886 年第一辆汽油汽车的问世，标志着由马车时代进入了汽车时代。世界上第一起汽车交通事故发生在 1889 年美国的纽约，一个名叫蓓蕾丝的妇女被车轮轧死。

为了提高汽车安全性，各发达国家先后制订和实施了相应的法律和技术法规。应该说，欧洲各国是实施与车辆有关的法规较早的国家。英国从 1929 年开始实施“道路车辆照明法”，1931 年开始实施“汽车构造和使用”法规，对 1977 年 10 月 1 日以后生产的车辆开始执行型式认证制度。德国于 1952 年公布了包含汽车及其零部件安全法规的道路交通法。第二次世界大战后，欧洲各国为消除贸易障碍，大力推行法规的国际化，制订了统一的 EEC（欧洲经济共同体）指令和 ECE（联合国欧洲经济委员会）法规。前者是强制性的，后者是各成员国任意选用的。日本也是制订汽车法规最早的国家，1951 年颁布了“道路运输车辆法”，确立了法律体系，对汽车产品实行定期检查 and 型式认证。澳大利亚于 1968 年制订了设计法规（ADR）。

为了提高汽车行驶的安全性，必须进一步提高驾驶员的素质，改善道路状况以及对汽车本身增加新的安全措施。然而，一起汽车交通

事故，车主往往归咎于汽车本身，只追究制造商的责任，而忽视人与环境因素，从而在法庭上引起双方争执。美国通用（GM）公司最早投入市场的右置发动机的柯尔贝车，其转向性能和高速行驶的不稳定性成了人们批评的对象，使制造者走上法庭。法庭上辩论的形势对 GM 公司不利，最后 GM 公司不得不接受索赔才算了事。从此以后，出现了汽车交通事故追究汽车制造者责任的社会现象。特别是 Ralph Nader 所著的《在任何速度下行驶都是危险的》一书发表后，更加剧了这种观念的形成，引起了世人的强烈反响。

汽车安全问题不但成了人们关心的社会问题，也成了政治问题，引起了美国参、众两院和国会的高度重视。从 1965 年以后，美国朝野对汽车交通事故给人们带来的危害和给经济造成的损失提出了严厉批评。参议员利比柯夫在 1965 年参院讲座会上提出立法的必要性。在 1966 年 3 月美国第 89 届国会上，约翰逊总统提出了“1966 年交通安全法（1）”并进行辩论，1966 年 8 月 31 日，参、众两院通过该法，9 月 9 日，总统正式签署了交通安全法。同时规定，对 1968 年型汽车（轿车、货车及摩托车）开始实施安全法。美国从 1966 年 9 月 28 日开始实施 17 项规定，不久又增加了 9 项，结果变成 26 项规定（这些规定是 FMVSS 的先导）。制造商为了销售产品也相应地采取了满足标准的措施，例如采用能量吸收式转向柱、双管路制动等，从而推动了安全技术的进步。加拿大车辆及零部件安全法令基本上与美国 FMVSS 相同，并从 1971 年 1 月 1 日开始实施。

为了推动汽车安全性水平进一步提高，美国运输部（DOT）部长于 1970 年 2 月提出开发安全试验车（ESV）计划，该计划要求开发以 80km/h 正面壁碰撞车试验具有高度安全性能的 1800kg 级试验样车。其目的是弄清汽车碰撞时增加乘员生存的可能性，掌握如何领先改进设计来减少伤亡和经济损失的一般规律，促进世界汽车工业界安全研究，将安全试验车试验研究所得到的技术资料用于制订新的安全标准。同年费却特·海勒公司、AMC（美国汽车公司）、GM 公司与 DOT（美国运输部）签署了 ESV 开发合同。与此同时，日本与欧洲对 900 辆 1360kg 级的 ESV 进行了开发工作。1970 年 11 月，日美

签署了“开发 ESV 备忘录”。在日本汽车工业协会中设立了 ESV 分会，制订了日本 ESV 规范。丰田、日产和本田等公司参加了这项工作。

在欧洲，德国、英国、法国和意大利等政府也与美国 DOT 签订了推进 ESV 的协议。ESV 计划的成果为制订 20 世纪 80 年代后期的安全标准起了重要作用。

此外，欧洲各国普遍重视提高汽车操纵性能和制动性能，即重视主动安全性。例如，在 1977 年波尔舍 928 的半摆臂式后悬架上应用了所谓巴扎哈型后轴，从而提高了行驶稳定性。为防止高速行驶时轮胎爆破或轮胎气压过低引起行驶事故，开发了各种安全轮胎。

为提高被动安全性，美国决定从 1973 年 8 月 15 日起，全部车上实施被动式乘员保护装置，推广使用安全带并准备使其法制化。但由于时间紧，伤害标准过严，遭到制造商反对没能按时实施。1976 年 12 月，美国运输部长宣布对被动式乘员保护系统实行大规模、全国性示范计划，其内容是从 1978 年秋天开始在 50 多万辆车上装备安全气囊或其他乘员保护装置。1977 年 6 月又公布了修正案，并规定从 1982 年型车到 1984 年型车按轴距大小顺次装备被动式乘员保护装置。根据这个决定，FMVSS208 标准才最终定下来。

日本为进一步提高汽车安全性，其运输技术审议会于 1972 年 9 月向运输大臣提出一项提议，即“保证机动车安全的对策——机动车安全法规第一期提高和加严目标”。其内容包括：①避免事故对策（识别性、操纵性等）；②减少损伤对策（乘员保护、行人保护、车身等）；③火灾预防对策（内饰阻燃性和电气系统安全性等）。1980 年 10 月，日本运输技术审议会又提出了机动车安全法规第二期的提高和加严目标，其重点放在高速行驶产生的事故、大型货车的事故及火灾事故等方面。由于汽车交通事故一直在恶化，为进一步改进汽车安全性，日本运输省于 1990 年 3 月发布了“提高机动车安全对策”的通知，拟实行一系列对策，例如从 1991 年 10 月 1 日起为大型牵引车和装载危险物品的大型挂车以及从 1991 年 4 月 1 日起为高速公路上行驶的大型客车义务安装 ABS 等。

1979 ~ 1984 年为德国乘员约束系统发展的里程碑。奔驰公司首先向顾客提供了气囊和安全带张紧器。

1984 ~ 1989 年，欧洲开展了偏置前碰撞研究，广泛开展真实的室内试验，扩展了乘员计算机模拟计算和有限元分析。

二、安全问题的现状

我国虽然是世界上路网密度较低、汽车人均占有量较少的国家之一，但交通安全状况却十分严峻，我国道路交通事故情况统计如表 1-1 所示。

表 1-1 我国道路交通事故情况统计

年份	发生事故数量 / 起	死亡人数 / 人	受伤人数 / 人	万车死亡率	10 万人口死亡率
1970	55437	9654	37128	227. 63	1. 16
1975	91606	16862	71776	183. 86	1. 82
1980	116692	21818	80824	104. 47	2. 21
1985	202394	40906	136829	62. 39	3. 89
1990	250297	49271	155072	33. 38	4. 31
1995	271843	71494	159308	22. 48	5. 9
1998	346129	78067	222721	17. 30	6. 25
1999	412860	83529	286080	15. 45	6. 68
2000	616974	93493	418721	15. 65	7. 52
2001	754919	105930	546485	15. 46	8. 48
2002	773137	109381	562074	13. 71	8. 79
2003	667507	104372	494174	10. 81	8. 08
2004	517889	107077	480864	9. 9	8. 23

由表 1-1 可见，我国道路交通事故发生数、死伤人数、10 万人口死亡率基本呈逐年上升趋势，虽然 2003 年有所回落，但死亡人数及 10 万人口死亡率 2004 年又有上升。由此可见，全国道路交通事故死亡人数是惊人的，这个数字从 1992 年起就高居各国榜首。前苏联在 1987 年有 3000 多万辆车，交通事故死亡人数为 10448 人；日本在 1985 年有 6439 万辆车，交通事故死亡人数为 9261 人；德国在 1985 年有 3055 万辆车，交通事故死亡人数为 8972 人；美国在 1986 年有 1.8 亿多辆车，交通事故死亡人数为 47900 人。世界各国中交通事故死亡人数最高年份是美国的 1972 年，有 56274 人死亡。

全世界目前有各种机动车（不包括拖拉机）5 亿辆，平均 10 人有一辆车，每年因交通事故死亡 120 万人。我国 2003 年在用机动车保有量为 96499597 辆。其中，汽车 24211615 辆，摩托车 59295167 辆，农用运输车 7412299 辆，拖拉机 4946931 辆，除摩托车外，平均每 35 人才有一辆车，全国汽车总拥有量只是世界的 5%，但因为我国人口众多，有大量的自行车，使交通事故死亡人数占世界的 1/12。由此可以看出，这是一个多么严重的问题啊！

当前我国道路交通状况可用 2003 年统计数据来说明。

2003 年，全国共发生一般以上道路交通事故 667507 起，造成 104372 人死亡，494174 人受伤，直接经济损失 33.7 亿元。与 2002 年相比，事故起数减少 105630 起，死亡人数减少 5009 人，受伤人数减少 67900 人，直接经济损失上升 0.4 亿元，分别下降 13.7%、4.6%、12.1% 和上升 1.4%。2003 年万车死亡率为 10.81，比 2002 年下降 2.90。具体情况如下。

① 重点地区道路交通事故起数、死亡人数、受伤人数全面下降。交通部交管局确定的河北、山西、江苏、浙江、安徽、山东、河南、湖南、广东、广西、重庆、四川和贵州 13 个预防道路交通事故重点省区，共发生道路交通事故 413884 起，造成 67359 人死亡、335975 人受伤。与 2002 年相比，事故起数减少 79859 起，死亡人数减少 4013 人，受伤人数减少 42257 人。重点地区道路交通事故下降起数、减少死亡人数和减少受伤人数分别占全国的 75.6%、80.1% 和 62.2%。

② 机动车驾驶人违章肇事同比下降，因机动车机械故障导致的交通事故死亡人数上升。2003 年因机动车驾驶人违章引发交通事故 576162 起，造成 80710 人死亡、417876 人受伤。与 2002 年相比，事故起数减少 99287 起，死亡人数减少 5206 人，受伤人数减少 61576 人，分别下降 14.7%、6.1% 和 12.8%。但是，超速行驶、酒后驾车和疲劳驾驶等重点违章行为造成的事故有所上升。这三种违章行为分别造成 12107 人、3937 人和 2231 人死亡，比 2002 年分别增加 2435 人、569 人和 413 人，上升 25.2%、16.9% 和 22.7%。另外，因机械故障造成 4527 人死亡，比 2002 年增加 377 人，上升 9.1%。机械故

障主要是制动失效和制动不良，此两项分别造成 1389 人和 1972 人死亡，比 2002 年分别增加 138 人和 134 人，上升 11.0% 和 7.3%。

③ 大货车、摩托车肇事致人死亡数下降幅度较大，小货车、农用运输车肇事致人死亡数略有增加。2003 年大货车肇事 115037 起，造成 22017 人死亡、68008 人受伤。与 2002 年相比，事故起数减少 30225 起，死亡人数减少 3113 人，受伤人数减少 16274 人，分别下降 20.8%、12.4% 和 19.3%。摩托车肇事 97381 起，造成 20026 人死亡、111797 人受伤。与 2002 年相比，事故起数减少 24881 起，死亡人数减少 1209 人，受伤人数减少 19652 人，分别下降 20.4%、5.7% 和 15.0%。小货车、农用运输车肇事分别造成 8476 人和 9734 人死亡，比 2002 年分别增加 500 人和 315 人，上升 6.3% 和 4.9%。

④ 公路交通事故死亡率远高于城市道路交通事故死亡率。2003 年全国公路上发生交通事故 389773 起，造成 80589 人死亡、322694 人受伤，分别占总数的 58.4%、77.2% 和 65.3%。城市道路发生交通事故 277734 起，造成 23783 人死亡、171480 人受伤，分别占总数的 41.6%、22.8% 和 34.7%。公路与城市道路事故起数比为 1.4: 1，而公路交通事故死亡人数是城市道路死亡人数的 3 倍。公路上平均每 5 起事故死亡 1 人，城市道路上平均每 12 起事故死亡 1 人。

⑤ 高速公路交通事故上升，二、三级公路和城市主干路事故多发，四级以下公路交通事故下降。2003 年全国高速公路上发生事故 36257 起，造成 5269 人死亡、14867 人受伤。与 2002 年相比，事故起数增加 6646 起，死亡人数增加 1342 人，受伤人数增加 2613 人，分别上升 22.4%、34.2% 和 21.3%。全国二、三级公路共发生交通事故 242008 起，造成 53068 人死亡、210265 人受伤，分别占总数的 36.3%、50.9% 和 42.6%，即一半的交通事故死亡发生在二、三级公路。城市主干路发生事故 157679 起，造成 13650 人死亡、97124 人受伤，分别占总数的 23.6%、13.1% 和 19.7%。全国四级公路和等外公路分别发生交通事故 33293 起和 27991 起，造成 7263 人和 5317 人死亡，比 2002 年分别减少 1520 人和 787 人，下降 17.3% 和 12.9%。

⑥ 正面相撞事故下降，坠车事故上升。2003 年发生正面相撞事故 133690 起，造成 30182 人死亡、128357 人受伤。与 2002 年相比，事故起数减少 24725 起，死亡人数减少 2206 人，受伤人数减少 21548 人。发生坠车事故 4148 起，造成 2353 人死亡、5608 人受伤，与 2002 年相比，事故起数增加 283 起，死亡人数增加 340 人，受伤人数增加 661 人。

⑦ 摩托车驾驶人、自行车骑车人和行人伤亡严重，农村人口和城市个体劳动者是交通事故伤亡的主要群体。在 2003 年道路交通事故伤亡人员中，摩托车驾驶人死亡 21156 人、受伤 124126 人，分别占死伤总数的 1/5 和 1/4；自行车骑车人死亡 14664 人、受伤 52944 人，分别占总数的 14.1% 和 10.7%；行人死亡 25673 人、受伤 68040 人，分别占总数的 24.6% 和 13.8%。农林牧渔业等农村人口、农民工和城市个体劳动者在交通事故中分别死亡 11914 人、12603 人和 16447 人，受伤 45189 人、48778 人和 97264 人。此三类人员共死亡 40964 人，受伤 191231 人，占死伤总数的 39.2% 和 38.7%。

⑧ 一次死亡 10 人以上特重大道路交通事故持平，死亡人数增加，受伤人数减少。2003 年，全国共发生一次死亡 10 人以上的特重大道路交通事故 41 起，造成 645 人死亡、567 人受伤。与 2002 年相比，事故起数持平，死亡人数增加 60 人，上升 10.3%，受伤人数减少 70 人，下降 11%。其中发生一次死亡 30 人以上的特大交通事故 2 起，造成 65 人死亡、19 人受伤。一次死亡 20 人以上、29 人以下的事故 7 起，造成 162 人死亡、70 人受伤。

第二节 汽车交通事故的定义、特性与一般规律

一、交通事故的定义

我国定义道路交通事故为：“凡车辆、人员在特定道路通行过程中，由于当事人违反交通法规或依法应该承担责任的行为而造成人、

畜伤亡和车辆损失的交通事故。”

日本道路交通安全法中规定：“凡在道路或供一般交通使用的场所，因车辆之类的交通所引起的人身伤亡或物品的损害，均称为交通事故。”

美国国家安全委员会对交通事故所下的定义：“所谓交通事故，是在道路上所发生的意料不到的有害的或危险的事件，这些有害的或危险的事件妨碍着交通行动的完成，其原因常常是由于不安全的行动或不安全的条件，或者是两者的结合，或者是一系列不安全行动或一系列不安全条件。”

由此可见，构成交通事故应具有以下七个要素。

1. 主体要素——有人参与

构成交通事故的主体必须是特定的自然人。这些自然人是指机动车和非机动车驾驶员、行人、乘车人以及其他在道路上进行与交通活动有关的人员。

2. 车辆要素——有车参与

交通事故的发生必须有车辆（各种机动车与非机动车）参与，这是构成交通事故的前提条件，如果当事方均未使用车辆，则不认为是交通事故。比如行人之间冲撞致使人员伤亡的事故。

3. 道路要素——在道路上

道路要素是指发生交通事故的场所，即按道路交通法规规定的公路、城市街道、胡同以及公共广场、公共停车场等供社会车辆、行人通行的地方。在厂矿、油田、农场、林场自建的专用道路，农村机耕道、机关、学校、单位大院、车站、机场、港口、货场内以及住宅区楼群之间的道路上，发生的事故不列入交通事故统计范围。但是，在机关、学校、企业的院内如遇集会、迎宾等活动，因外来车辆较多，主持单位邀请公安交通管理部门派员在现场维持交通秩序，这时发生各类型的事故应为交通事故。

4. 在通行中要素

车辆在运行中发生各类形态的事故及停留在路旁车辆开关车门时碰撞过往车、人造成的损害后果，属于交通事故，若车辆处于完全停

止状态，乘车人上下车发生人员挤、摔、伤、亡事故，则不属于交通事故。

5. 交通事故事要素

交通体系中各种车辆、物体、人、畜之间相互作用所发生的各种事态，如车辆碰撞、轧压、刮擦、翻覆、落水、着火、坠落等，若没有交通事故的特征，如乘车人疾病突发而身亡，即不属交通事故。

6. 交通性质要素

交通参与者由于违反交通法规引发的交通事故称为交通事故，但由于人无法抗拒的各种自然灾害，如地震、台风、山崩、洪水、雪崩、泥石流等直接影响发生的损害后果，均不属交通事故。

7. 损害后果要素

发生交通事故必须要有人身伤亡、财物损失的后果，如果没有损害后果或这种损害后果未达到交通事故统计标准的，即不作交通事故统计。

二、交通事故的分类

1. 按交通事故主体分类

(1) 机动车事故

机动车事故是指在事故当事方中，因机动车驾驶员交通违法行为引起，依法认定负主要以上责任的事故。机动车与非机动车或行人发生的事故中，负同等责任时也视为机动车事故。

(2) 非机动车事故

非机动车事故是指在事故当事方中，由非机动车驾驶人员因交通违法行为引起，依法认定负主要以上责任的事故。非机动车与行人发生的事故，负同等责任时，应视为非机动车事故。

(3) 行人和乘车人事故

行人、乘车人事故是指行人或乘车人在行走或乘车时，由于交通违法行为或不慎引发的交通事故，依法认定行人或乘车人负主要责任的事故。

2. 按交通事故原因分类

(1) 主观因素

① 交通参与者违反道路交通安全法 是指事故当事人交通法制观念不强,交通安全意识差,在驾车或行走时,由于交通违法行为酿成的交通事故,诸如超速行驶、酒后开车、不按规定超车、超额装载、疲劳驾驶、不各行其道、驾驶机件不合格的车辆以及行人横穿道路不走人行横道等主观因素造成的事故。

② 疏忽大意 是指事故当事人心理素质差,在驾车或行走中不能正确判断和处理交通情况或自信技术高明、精力不集中等行为过失造成的事故。

③ 驾驶技术不佳 是指车辆驾驶员技术生疏,经验不足,对车辆和路况不熟,遇有交通险情惊慌失措,操作失误等原因造成的事故。

(2) 客观因素

① 车辆制动、转向机件突然失灵、车轮胎爆破等原因突发的事故。

② 道路路肩塌陷、路面各种病害影响引发的事故。

③ 风、雨、雪、雾天气影响引发的事故。

3. 按事故后果分类

① 一般事故 凡一次造成重伤 1~2 人;或轻伤 3 人及 3 人以上 10 人以下;或直接经济损失不足 3 万元的事故。

② 重大事故 凡一次造成死亡 1~2 人;或重伤 3 人以上 10 人以下;或直接经济损失在 3 万~6 万元间的事故。

③ 特大事故 凡一次造成死亡 3 人及 3 人以上;或重伤 11 人及 11 人以上;或死亡 1 人,同时重伤 8 人及 8 人以上;或死亡 2 人,同时重伤 5 人及 5 人以上;或直接经济损失在 6 万元以上的事故。

对于交通事故的死亡要注意各国的定义是不同的。我国规定:交通事故人员死亡是指发生交通事故当场死亡和伤后 7 日内抢救无效的死亡。而美国为一年内的死亡,德国、英国为 30 天内的死亡,在法国则为 72h 内的死亡。在日本,警察厅的交通统计中把事故死亡定义为 24h 内的死亡,而在厚生省统计的汽车事故死亡人数则把汽车事故为直接死因的全部死亡人数都计算在内,并不受事故后时间长短的限

制，此外，除道路上的交通事故外，把道路外（汽车库等）事故造成的死亡也包括在内。因此，厚生省统计的汽车事故死亡人数要比警察厅的统计数字高 20% ~ 30%。

三、交通事故的一般特性

从交通事故本身来分析，具有以下特点。

① 交通事故具有突发性 无论是对于交通事故双方来说，还是对于他们双方所涉及的亲属及工作单位来说，交通事故都是突发性的，无任何思想准备的，特别是会给他们的亲属突如其来的打击，危害极大。

② 交通事故的涉及面广 交通事故每死伤一人，一般要直接、间接地涉及 5 ~ 10 个家庭。据统计，像北京这样的特大城市，每年将会有 1% ~ 4% 的家庭直接或间接地受交通事故的影响。

③ 交通事故具有极强的社会性 一般事故要么原则上可以单方面预防，如可在房间或楼道里装上烟雾报警器来防止火灾，一旦出事，可以主动采取措施；要么虽很难单方面预防，但发生的概率很小，如地震等。然而对于交通事故，借用美国著名学者乔治·威伦的著作《交通法院》中的话：“人们应该承认，交通事故已成为今天国家最大的问题之一。它比消防问题严重，是因为每年交通事故比火灾死伤的人更多，遭受的财产损失更大；它比犯罪问题更严重，是因为交通事故跟整个人类有关，不管是强者或是弱者，富人或是穷人，聪明人或是愚蠢人，每一个男人、女人、孩子或者婴儿，只要他们在街道或者在公路上，每一分钟都可能死于交通。”

④ 交通事故隐患具有频发性 我国自行车多，行人多，人们的安全意识和法制观念特别是交通法规观念还不够强。观察与研究表明，在我国，每个机动车驾驶员每天至少要遇到 200 次险情，每次险情发生时，如驾驶员处理不好，都可发生交通事故，因此，我国的交通事故隐患具有极高的频发性。在工业发达国家，每 100 万次险情中要出现一次交通事故，在我国大约每 150 万次险情中要出现一次交通事故，即每减少一起交通事故，就要排除险情 150 万次之多，可见，要减少交通事故，其难度之大。

第三节 影响汽车安全性的因素与措施

要对交通安全的因素进行分析，首先要从整个交通系统来考虑。交通系统由人、车、环境这三者构成。在这个系统中，人是交通安全中最重要的因素。因为在人、车、环境三大要素中，车辆是由人驾驶的；道路是由人来使用的；车辆和道路是客观的、无意识的，而人是主动的、有意识的。因此，交通安全的关键在于“人”，人是交通安全的核心。国内外交通事故有 80% ~ 85% 是由人所造成的（包括驾驶人员的驾驶失误、麻痹大意和违章行驶等），这是交通事故的一大特点。表 1-2 所列为交通事故原因的分类统计。火车和飞机的驾驶员是专职人员，并且有轨道和管制系统作保证。与此相比，汽车交通是一种极不稳定的系统，它的安全取决于不固定的、众多的人的判断和行动。因此，交通安全必须把人的对策作为基本点。了解这一点会使人们懂得，为什么要严格加强对驾驶人员的考核、审验与交通安全的教育。

表 1-2 交通事故原因的分类统计

事故原因	比例/%	
	美国	英国
人	51.9	12.4
汽车	2.3	4.8
环境	4.2	4.6
人 + 汽车	6.4	7.2
人 + 环境	30.1	48.8
人 + 汽车 + 环境	4.7	16.4
汽车 + 环境	0.4	5.8
合计	100	100
人	93.1	84.8
环境	39.4	75.6
汽车	13.8	34.2

道路是交通安全的基础，是驾驶人员驾驶环境的主要组成部分。据统计，有 10% 的交通事故是由于不安全的道路条件或道路环境所造成的（包括道路几何设计不良、视距不够、道路维护欠佳、气候条件恶劣、交通控制设备和管理技术落后等）。值得一提的是，对于道路条件来说，不仅指道路的宽窄和路面条件的好坏，还应包括路面上的交通设施如道路照明、防护栅栏、红绿灯、交通标志和交通标示等，要把所有这一切作为一个整体来看。另外，人、车、道中的“道”，还包括道路的环境，比如道路两旁有无作为大交通源的公共建筑物等。在分析交通安全时，应该把道路环境的因素考虑在内。

车辆主要是指机动车，在道路上有各种交通参与者，比如机动车、自行车、行人等，其中机动车是一种快速性交通工具，是能量最大的交通工具，相对于自行车与行人来说，机动车是交通强者。为了减少道路上所发生的交通事故，必须严格要求作为交通强者的机动车。对于交通安全来说，车辆的关键在于它的制动性能，也就是平常所说的（制动器）刹车灵不灵。车辆的制动过程大致包括如下步骤。首先是驾驶人员见到危险物体，这个交通信息通过人的眼睛传至大脑，在大脑中经过分析和判断，做出决定，然后由大脑指挥脚踩制动踏板。这个过程所需要的时间，称为人的反应时间。反应时间的长短因人而异，与车辆本身无关，可看成是交通安全三要素中人的因素。其次是驾驶人员踩制动踏板后到制动起作用（即车辆开始减速），这个过程也需要时间。按交通安全的要求，这个时间越短越好，这可以看成车辆本身安全性能好坏的重要因素。除此之外，交通安全中的因素还包括刮水器是否良好、方向盘是否失效、喇叭是否失灵以及灯光是否失去作用等。据国内外交通事故的统计表明，由于车辆因素所造成的交通事故，在工业发达国家占 5% 左右，在我国和其他发展中国家占 10% 左右。

因此，要搞好交通安全，必须从人、车、环境三个方面入手。汽车交通安全对策见表 1-3。

本书将主要介绍与车辆有关的对策中撞车、撞行人时的安全性及

表 1-3 汽车交通安全对策

对 策 项 目		具 体 内 容
与车辆有关的对策	事故预防性能(主动安全性能)	汽车耐久性、可靠性 汽车的动力性、制动性 ;操纵性与稳定性 ;轮胎可见区、视野性 ;操作性 ;居住性、舒适性 ;防滑移装置等
	撞车时的安全性(被动安全性能)	结构具有能量吸收能力及保证乘员生存空间 乘员保护装置(如安全带、座椅、气囊、头枕、转向器、安全玻璃、内饰等)
	对行人、自行车的对策 发生事故后的对策	视野性 外部形状 车辆缓冲 防止卷入 防止燃料系火灾 阻燃 脱出与救出 必要备品
与人有关的对策	交通教育、训练 对危险的警惕性 在不适当状态和由不适当者驾驶时的对策 法律、制度 安全的社会意识	
与环境有关的对策	道路 道路安全设施 交通流的控制 交通规则 急救制度 赔偿制度 其他	

发生事故后的对策。实施与车辆有关的安全对策，可大大提高车辆的安全性。表 1-4 所列美国汽车保护系统效果的统计数据。

表 1-4 汽车保护系统效果(挽救生命估计数)的统计数据(美国)

年度	年度效果			累计效果		
	安全带	安全气囊	儿童乘员保护系统	安全带	安全气囊	儿童乘员保护系统
1989 ^①				31498	15	1607
1990	6592	37	222	38090	52	1829
1991	7011	68	247	45101	120	2076
1992	7390	100	268	52491	220	2344
1993	8347	169	286	60838	389	2630
1994	9206	276	308	70044	665	2938
1995	9790	470	279	79834	1135	3217
1996	10414	686	365	90248	1821	3582
1997	10750	842	312	100998	2663	3894

① 表示 1975 ~ 1989 年度累计数据。

在实施交通安全对策的过程中，必须知道优先度。方法之一是采用对策所需费用与安全效果，即成本对效益之比。这种方法存在的问题是人命能够换算为多少钱，但作为相对的比较方法还是可以的。下面是美国研究结果的例子（见表 1-5）。该表是 1977 年至其后 10 年间

表 1-5 交通安全对策

序号	对 策	死者的 减少/人	费用/百 万美元	死者每减少一 人所需费用 /(美元/人)	用票决 法的 次序
1	使用安全带	89000	45.0	506	1
2	维持道路建设达到交通安全标准	459	9.2	20000	—
3	培养对自行车和行人的指导人员	649	13.2	20400	6
4	55mile/h 速度法规	31900	676.0	21200	6
5	对驾驶员的教育	2470	53.0	21400	28
6	充实法规和警戒标志	3670	125.0	34000	21
7	充实护栏				—
8	对行人的教育	490	18.0	36800	41
9	路面的防滑措施	3740	158.0	42200	5
10	充实桥梁用护栏	1520	69.8	46000	8
11	强化禁止进入无交叉点公路干线的对策	779	38.5	49400	15
12	对青年驾驶员的教育	692	36.3	52500	4
13	二轮车使用头盔	1650	61.2	53300	—
14	强化二轮车的灯光设施	65	5.2	80600	16
15	路侧缓冲设施	6780	735.0	108000	2
16	标志和照明灯的柔性化	3250	379.0	116000	3
17	事故多发点的特别对策	7560	1010.0	133000	4
18	酒后驾驶对策	13000	2130.0	164000	—
19	实施负伤者救护教育	3750	78.0	209000	—
20	充实中央隔离带的屏障	529	121.0	228000	—
21	提高对自行车和行人的视野	1440	332.0	230000	23
22	强化对制动系和轮胎的检查	4591	1150.0	251000	34
23	对有问题的驾驶员发警告	192	50.5	263000	43
24	为脱离路面车确保路侧空间	533	151.0	284000	12
25	对初级驾驶员的教育	3050	1170.0	385000	—
26	改善交叉点视野	468	196.0	420000	—
27	充实急救对策	8800	4300.0	538000	—
28	充实强化交通信号	3400	2080.0	610000	20

序号	对 策	死者的 减少/人	费用/百 万美元	死者每减少一 人所需费用 /(美元/人)	用票决 法的 次序
29	充实照明设施	759	710.0	936000	22
30	交通渠化	645	1080.0	1680000	9
31	强化车辆的周期性检查	1840	3890.0	2120000	40
32	充实路面标线和视线引导标	237	639.0	2700000	12
33	主要道路的控制进入	1300	3780.0	2910000	—
34	加宽桥梁	1330	4600.0	3460000	18
35	道路的设置等	276	974.0	3530000	—
36	路肩强化	928	5380.0	5800000	13
37	公路线形、坡度的改善	590	4530.0	7680000	10

注：1. 表内数字为 1977 ~ 1986 年 10 年内总和的推算值。1mile = 1609.344m。

2. 费用为 1974 年价格。

3. 项目以费用效果高低的顺序排列。

4. 票决法一栏中的数字表示序号，“—”表示无法评价（票决法是技术预测法的一种）。

美国交通安全对策的费用效果预测结果。该表取自美国运输部（DOT）对总统和议会的报告，共列出了 37 项对策。对交通安全方面的问题最初列举了 200 多项可能对策，以上的 37 项是从中选出的对防止伤亡事故效果较好的一些项目。

从该表中可以得出以下几点结论：

① 使用安全带是最有效的对策，在减少死亡人数和费用/效果方面占第一位；

② 55mile/h 和速度法规，从减少死亡人数和费用/效果两方面来看都可以说是非常有效的对策；

③ 酒后驾驶对策对减少死亡人数非常有效，但费用/效果方面则排在较后的名次；

④ 道路结构和交通安全设施的装备对减少死亡人数效果不错，但费用很高，故费用/效果方面排在最后。

第四节 我国汽车安全技术现状与展望

一、产品质量管理的变革

建国以来我国汽车工业一直沿用前苏联的质量管理办法管理汽车产品质量，无论是新车的定型还是生产过程中的质量抽检均以产品的可靠性为主要内容进行审查，并以当时的标准及质量蓝皮书为依据。从1992年8月成立中国汽车产品认证委员会时起才明确提出对汽车产品实行安全认证。1994年7月4日国务院批准的《汽车工业产业政策》中明文规定了“国家依据技术法规实行型式认证制度”。从此，中国汽车产品质量管理才走上与国际接轨的道路。

二、我国汽车标准体系现状

我国从20世纪50年代末开始制订汽车专业标准，20世纪70年代末80年代初对老标准进行修订，还制订了一些新的国家标准。1989年4月，国务院颁布了《中华人民共和国标准化法》，我国的标准化工作从此走上了法制道路。根据标准化法，汽车行业对其标准进行了清理整顿，建立了以贸易型标准为主的标准体系。汽车标准分为国家标准和行业标准，并明确划分了强制性和推荐性标准范围。截至1994年8月，汽车行业有国家标准241项，行业标准566项，强制性标准66项。强制性标准包括安全、污染控制和节能三部分。安全标准包括主动安全标准37项、被动安全标准13项和防火标准3项。到目前为止，已颁布了74项强制标准。这些强制性标准已成为产品认证的论据，是推动我国汽车安全技术水平的基本要求。

三、我国汽车安全技术现状

1. 汽车安全性能试验手段

主动安全性测试手段，特别是制动性测试手段，部分制造厂、科研检测机构及有关的高等院校于20世纪80年代初就购置了日本小野公司生产的非接触式速度计等仪器，20世纪90年代国内（如山东龙

口电子设备厂)自行开发了简易制动性能测试设备,中国汽车技术研究中心(CATARC)于1995年成功地开发出配套的非接触式速度计及数据采集与处理装置。这些仪器在汽车产品质量检测中均起了重要作用。

汽车操纵性能试验研究尽管开展得较早,但一直使用通用仪器进行测试,直到1989年,CATARC和清华大学汽车工程系才先后开发出便携式专用测试仪,在全国得到推广应用,从而大大提高了测试精度和效率,提高了测试技术水平。

我国有关车灯灯光性能及汽车前后视野的强制性标准有10余个,为了满足标准要求,近些年来,大多数车灯厂如湖北车灯厂、天津车灯厂、沈阳车灯厂、上海车灯厂等都从国外购置了灯具光学性能检测设备。1994年,CATARC和长春汽车研究所从日本引进了全套灯具光学性能及视野性能检测仪器和设备,从而推动了产品认证和研究工作。

被动安全性测试手段,从20世纪90年代初才开始发展起来。1989~1992年,CATARC开发出一整套安全带、安全带固定点、座椅、门锁门铰链等试验设备,填补了国家空白,为日后有关零部件安全性检测奠定了基础。清华大学汽车工程系于1992年制造了一套简易的模拟碰撞试验设备,采用橡皮绳作发射动力,加强的油桶作吸能器(后来采用液压吸能器),在此设备上完成了一些安全带和气囊等试验,为教学和提高企业产品质量做出了贡献。1992~1995年,CATARC和东风汽车公司技术中心分别开发了模型碰撞试验台。这两家的设备尽管都使用橡皮绳作为滑车的动力,但设备具有欧洲一些检测机构同类试验装置的现有水平。同时,CATARC参考国外产品研制出能满足ECE16(安全带)、ECE17和ECE80(座椅)标准要求的塑料吸能器,为开展法规试验提供了条件。1994年,上海装卸厂从德国申克公司引进了一套伺服液压模拟碰撞试验系统。1995年,天津益中安全带厂按CATARC设备模式也制造了一套模拟碰撞试验装置。从此,中国开始了利用模拟碰撞试验装置研究和试验认证零部件安全性的历史。目前,一汽集团、上汽集团、CATARC等多家单位均开发

了整车碰撞试验系统。

2. 汽车安全性的研究工作

我国汽车主动安全性的研究工作开展得最早的是汽车操纵性能的研究。吉林工业大学中国工程院院士郭孔辉教授从 20 世纪 70 年代就带领课题组对汽车操纵性能进行了系统深入的研究,对制订我国标准和解决汽车设计、生产中的问题做出了贡献。此外,清华大学汽车工程系也在汽车操纵性研究方面做出了一定贡献。对汽车制动性能的研究,无论是当时的一汽还是二汽,多半都是针对自己现生产的产品制动性能的提高进行试验研究。20 世纪 70 年代初,长春汽车研究所开展了盘式制动器和电子防抱死制动的研究,但研究成果均未推广使用。应该提及的是,从 1989 年起在全国推广使用了双管路制动系统,在行业标准 ZBT 24007—89 中规定了新开发的车辆都要装备双管路制动系统。因此,较显著地提高了汽车制动安全性。对于车灯性能的测试研究,原上海拖拉机汽车研究所的工程师们在 20 世纪 70 年代末就开始了,为全国最早。

吉林工业大学汽车工程系从 20 世纪 80 年代后期利用世界银行贷款引进和发展了开发型驾驶模型器,开展了汽车运动安全性能和驾驶员-汽车闭环操纵系统模拟研究。

清华大学汽车工程系于 1990 年之前开始酝酿汽车被动安全性的研究工作,并于 1988 年从国外购置了 Hybrid II 型假人,之后建立了简易的碰撞试验系统,开展了图像分析、模拟计算以及事故调查与分析等研究工作。中国农业工程大学车辆工程系也开展了一些有关安全性的研究工作。

1992 ~ 1995 年,CATARC 执行了联合国开发计划署(UNDP)的援助项目——汽车排放控制与被动安全。在项目执行期间,CATARC 先后派出 10 余名工程师到国外培训,同时邀请了美国、日本和法国专家来华讲学,使 CATARC 和汽车行业进一步了解了国外安全技术现状与发展趋势,推动了我国即将要开展的安全技术工作。

此外,1995 年,吉林工业大学汽车工程学院利用荷兰 TNO(荷兰国家技术研究院)开发的 MADYMO 程序进行碰撞条件下假人行为

计算机模拟的尝试。同年，CATARC 开始试验研究我国安全带、座椅动态试验方法。1996 年，湖南大学汽车工程学院成立了计算机仿真试验室，主要研究汽车碰撞模拟计算方法。因此，20 世纪 90 年代是我国被动安全技术研究的起步阶段。

近年来，我国在乘员约束系统中开展了深入的研究，特别是在安全气囊的研究方面取得了成功，开发出了具有自主品牌的安全气囊。另外，在行人保护、儿童安全座椅等方面正在开展研究。

3. 汽车安全管理体系

我国《汽车工业产业政策》和《汽车工业“九五”规划纲要》都明确指出，产品发展重点之一为汽车零部件，特别是轿车关键零部件。本着“高起点、专业化、大批量”的方针，重点扶植 60 种关键零部件，其中包括涉及安全性的零部件，并要求安全部件达到技术法规要求。此外，要求大客车和重型车均要装用防抱死制动装置（ABS），整车制动性能应达到欧洲法规的要求，汽车安全保护装置要符合动态试验要求。2000 年前，开始装用安全气囊，并进行整车实车碰撞性能试验，车辆结构应满足车辆碰撞防护要求。政府从 1995 年开始筹划 ABS 和气囊生产布局。“九五”期间产品开发的重点之一是，整车开发以轿车车身为突破口，与国外合作形成自主开发能力。车身开发不仅解决选型式样，制造工艺问题，同时要解决车身结构安全性问题，使其具有良好的耐撞性。

为推动汽车安全性水平的提高，保障人们的生命财产安全，《汽车工业产业政策》第二章规定，国家依法对汽车产品（含摩托车）的安全、污染控制和节能实施管理，国家依据技术法规对汽车产品（含摩托车）实施国际上通行的认证制度，未经认证合格的产品不得销售、进口和使用。对于合格的产品颁发认证证书和认证标志，并发布目录，公安部门据此办理新车注册。并规定企业对认证合格后的产品，因设计、制造出现的问题仍负有全部责任。《汽车工业“九五”规划纲要》指出，2000 年前，建立起政府管理汽车产品的法规体系，建立型式认证制度、缺陷车回收制度，改革和完善车辆注册制度、维修保养制度和进出口管理制度等国家制度。产品鉴定和申请目录必须

按技术法规要求进行产品试验和鉴定。要使我国的认证制度和技术法规、技术标准与国际通行做法全面接轨。这一系列规定和措施将有力推动我国汽车产品质量的提高，汽车安全性也会大大改进。

为贯彻《汽车工业产业政策》，促进汽车产品型式认证制度的建立，实现汽车产品的鉴定定型办法向汽车产品型式认证制度平稳过渡，机械工业部规定，1995年新开发的汽车产品除按产品管理办法中规定的产品开发程序和标准进行鉴定外，逐步增加安全、污染控制及节能的检验项目。

四、汽车安全技术发展趋势和提高汽车安全性的措施

1. 智能交通系统（Intelligent Transportation System，简称 ITS）

（1）智能交通系统定义

20世纪80年代，一些交通业界人士意识到信息革命时代计算机技术和通讯技术的快速发展将会全面影响传统的地面交通系统。于是，经过一段时期的酝酿，“ITS”（起初为“IVHS”——智能车辆道路系统）的概念得以正式推出。各国对ITS概念的理解各有差异，但实质却是一致的。

目前在我国一般采用如下定义：智能交通系统是在较完善的基础设施（包括道路、港口、机场和通信）之上，将先进的信息技术、通信技术、控制技术、传感器、计算机技术和系统综合技术有效的集成，并应用于地面运输系统，从而建立起大范围内发挥作用的，实时、准确、高效的运输系统。它使得交通系统中三大主体“人、车、路”之间的相互作用关系以新的方式呈现。

（2）国际智能交通系统发展动态

近几年来，智能交通系统的研究得到了欧洲、美国、日本、加拿大等很多发达国家和地区的广泛重视，他们纷纷投入巨资应用于智能交通系统的研究，并进行了大量的模拟实验，很多子系统已能初步达到人们所希望的智能化程度。

在国际上一些发达国家和地区，如美国、日本、欧盟和澳大利亚以及亚洲国家新加坡等，都在大力开展智能交通系统及相关产品的研究开发。同时，一些智能交通系统的示范工程也在这些国家和地区建

立起来。示范工程运行实践表明,智能交通系统在减少交通堵塞,提高车辆平均行驶时速,降低交通事故率,减少环境污染,方便居民出行,提高运输企业运输效率,减少经济损失等方面都取得了显著的效益。特别是亚洲国家新加坡,以其健全发达的交通网路和运输系统、富有远见的交通管理与调节策略、有计划的土地使用和城市扩展政策,成为世界闻名的“花园城市”。其中,卓有成效地开发和运用智能交通系统是新加坡在城市交通发展规划和实践中引人注目的一环,并且为大多数亚洲发展中国家建立了现代都市发展的典范。新加坡的整合交通管理系统,是一个以交通信息中心为轴,连接公共汽车系统、出租车系统、城市捷运系统、城市轻轨系统、城市高速路监控信息系统、车速信息系统、电子收费系统、道路信息管理系统、优化交通信号系统、电子通信系统、车内导航系统等综合性集成系统,它使道路、使用者和交通系统之间紧密、活跃和稳定的相互信息的传递与处理成为可能,从而为出行者和其他道路使用者提供实时、适当的交通信息,使其能够对交通路线、交通模式和交通时间做出充分及时的判断。此外,美国是一个智能交通大国,智能交通系统研究使用早、应用广泛,目前,智能交通系统在美国的应用已达80%以上。美国在智能交通系统的发展方面具有明确的目标:一是安全方面,减少交通伤亡事故和财产损失,特别强调新一代车载电子装置、车辆自动驾驶设备、驾驶员驾驶能力和精神状态自动检测仪表的研制与开发使用;二是经济效益,以可靠的信息和良好的基础设施管理保证出行时间的准确性,便于人们决定是否和何时以及通过哪种方式出行,有助于形成高效的、终端至终端的客货运输,包括快速的、无间隙的、多方式之间的货物转换;三是环境保护和减少能耗,尽可能减少交通运输对大气质量的影响,降低燃油耗费,减轻噪声污染以及其他交通因素构成的对人们日常生活的安全和健康的危害。

(3) 我国智能交通系统研究动态

当今中国,智能交通系统的研究与发展得到了很多专家的关注,人们也越来越意识到顺畅的交通对于城市经济发展的重要性。先进的ITS有效地应用于现有交通设施,有助于减少交通负荷和环境污染,

保证交通安全，提高运输效率，促进社会经济发展，提高人民生活质量，并能够推动社会信息化及新产业的形成。更重要的是，随着现代化技术的不断前进，也使得交通智能化有了实现的可能。众所周知，智能交通是交通行业现代化的发展方向。但是，它需要大量的现代化技术作为技术依托，是依靠多方面技术交叉完成的。智能交通系统是将先进的信息技术、数据通信传输技术、控制技术以及人工智能技术等有效地综合运用整个交通管理体系而建立起来的大范围、全方位发挥作用的实时、准确、高效运输的综合管理系统。

我国开展智能交通系统的开发研究始于 20 世纪 80 年代后期，早期主要是由公安部、交通部、建设部等所属研究所、院校在引进消化国外一些智能交通技术及产品的基础上，进行开发研究适合我国国情的智能交通技术及产品。例如，我国的城市交通控制系统、高速公路监控系统、电子收费系统等，通过了国家“七五”、“八五”和“九五”重点科技攻关和示范工程应用，已经较为成熟，目前，在国内一些大中城市和高速公路上得到了一定程度的应用，但在先进性、系统性方面与国外同类技术和产品相比，还有一些差距。1995 年以后，随着我国关于智能交通系统的研究、实验和国际交流活动日益频繁，许多院校、企业相继进入这个领域，除交通部公路科学研究所和公安部交通管理科学研究所长期在从事智能交通系统相关技术研究开发外，清华大学、东南大学、同济大学、中兴通讯等单位也相继建立了 ITS 研发机构。国家有关部门也将 ITS 列入“九五”、“十五”科技发展规划和 2010 年长期规划中。目前，我国 ITS 的研究应用主要有城市交通信号控制系统、高速公路监控系统、电子收费系统、路径导行系统、公共交通运营与管理、交通安全与紧急管理、交通信息化建设等。

为提高我国整个运输系统的管理水平和服务水平，提高效率 and 安全性，科技部启动实施了“十五”国家科技攻关计划重大项目“智能交通系统关键技术开发和示范工程”。该项目通过关键技术开发、环境建设和示范应用，重点解决交通智能控制、集成信息服务、专用短程通信、智能车路和标准规范等关键技术，研究适合我国国情的智

能交通系统发展模式和技术，为我国智能交通系统的开发、应用及产业化奠定基础。

目前，关于智能汽车的研究，国内已取得一些可喜进展，例如：清华大学研究的智能车 THMR-III，能够在校内实现自动驾驶；吉林工业大学研制的智能车 JUTIV-II，实现了基于视觉导航的全功能自动操作；国防科技大学研制的智能车可实现在户外公路上自动驾驶。但是，限于国内基础设施水平和经济实力，在该领域的研究与发达国家相距甚远，在一段时间内还无法大范围地开展智能汽车的开发与实施。无论从学科发展、理论研究的角度，从我国民族汽车工业的发展角度，还是从交通行业管理的角度以及从提高交通安全性减少交通事故发生的角度来看，我国有必要充分利用既有的技术，结合国情，在某一方面或某些方面进行深入细致的研究，为今后智能汽车的发展与实际应用打下坚实的基础。

(4) 当前智能交通系统研究内容

由第十届智能交通系统世界大会可知，当今世界在智能交通系统方面开展着如下研究：车辆控制与安全系统；自动车辆技术；公交优先系统；交通管理系统/交通控制中心；数字地图产品；电子收费系统/手机付费系统；地理信息系统（GIS）；全球定位系统（GPS）；事件自动检测系统；灾难事件支持系统；智能车辆与驾驶辅助系统；物流与货运技术；交通模型与计算机仿真系统；交通网络与通讯系统；停车管理系统；公共交通系统及其服务；交通监控与数据采集；交通系统集成；交通管理；交通与出行信息服务；运输规划；无线通讯在交通领域中的应用等。

2. 主要发达国家/地区的政府提出的减少交通事故的具体目标

面对日益严重的交通安全问题，主要发达国家/地区政府均提出了未来 5~10 年减少交通事故的具体目标，如表 1-6 所示。

3. 日本提高汽车安全性技术战略

日本 2000 年的交通事故死亡人数是 8925 人（指事故发生 24h 内的死亡人数）。为实现在 2025 年将交通事故伤亡人数减至 2000 年水平的一半的目标，为了促进汽车安全性改革以及确保安全技术在国际

表 1-6 主要发达国家/地区的政府提出的减少交通事故的具体目标

国家/地区	安 全 目 标
美国	(1)美国运输部提出,到 2008 年,每亿车英里的碰撞事故发生率由目前的 1.51 减至 1.0 (2)美国联邦汽车运动安全管理局提出,到 2008 年,由大型货车引发的百万车英里(1mile = 1609.344m)事故死亡率由 1996 年的 2.8 减至 1.65
日本	2003 年 1 月,日本政府提出在 10 年内将交通事故死亡率降低 50%
欧盟	到 2010 年,交通事故死亡率降低 50% 2020 年实现交通事故零死亡率
英国	(1)普通道路上的死亡和重伤人数减少 40% (2)高速公路上的死亡和重伤人数减少 1/3 (3)千万的轻微人员伤亡减少 10% (普通道路与高速公路) (4)儿童死亡或重伤人数减少 50%
澳大利亚	到 2010 年,交通事故死亡率降低 40%

上处于领先水平,最近,日本运输部又确定了 2010 年的近期目标,通过实施汽车安全性技术战略,2010 年使交通事故死亡人数减少 1200 人(在 2000 年的基础上)。

因此,不仅要发展汽车安全技术,还要提高综合能力,如完善交通安全措施,建立紧急机构和加强安全教育。具体说来,在发展安全车身、安全装置和 ITS 技术基础上,把安全行驶支持技术推向市场以及继续通过政府来促进安全措施是当务之急。

对于防范事故(主动安全性)和减少事故伤亡程度(被动安全性)以及事故后避免伤害和紧急求救等技术方面,通过发展检测驾驶员困乏或注意力不集中的电子装置以谨防人为误差。同时,对人类的保护和计算机模型的研究,是进行安全措施和安全装置(如高精度的人体模型)开发的基础。为了减少交通事故发生率,驾驶员是重要因素,而有可能成为事故牺牲品的行人和其他人也应具备交通安全常识。因此,应加大交通法规、汽车基础知识和行驶性能等的宣传。政府应指定专门院校,培训安全教育指导员,从早期教育入手,创建交通安全课程和支持与教育有关的研究费用。

以下是日本提出的 2010 年前应优先考虑的技术清单:

- 更先进的智能汽车和安全行驶支持系统
- 自动记录描述交通事故发生过程
- 3D 有限元人体模型（预测事故对人体的伤害）
- 生物力学与安全评价技术（含改进模拟）
- 汽车环境识别技术，如传感器检测障碍物和路面条件等
- 驾驶员状况识别，如识别困倦、注意力不集中等
- 驾驶员意图检测技术，如神经计算等
- 驾驶员碰撞特性（兼容性）优化
- 驾驶员的人机接口优化
- 分类的先进乘员保护系统

在 2010 年前实施的具体战略规划如下。

① 开发交通事故预测技术。通过对交通事故进行研究和分析，研究自动记录描述事故发生过程的“黑匣子”，创建复杂的 3D 有限元人体模型，开发人体活动和损伤预测技术。这些技术将在 2025 年前用于开发和推出商品化的有效安全装置以减少事故。报告建议由汽车工程、交通工程、驾驶员心理学、人机工程学、道路工程和统计方面的专家组成一个联合小组，为了减少老年人事故的增多，对老龄人在察觉、做出决定方面的习性和他们的身体特性进行更深入的研究。

② 开发汽车环境和驾驶员条件检测技术。先进的电子学已导致“智能汽车”的出现，它能大大减少交通事故。为了支持这些技术，必须加大力度开发能自动检测障碍物和道路条件以及驾驶员状况与意图（如驾驶员困倦或注意力不集中）的环境识别技术。尽管这些技术主要由汽车企业来研发，但其基本技术，如神经计算和智能摄影机等，则需要电子电气公司的通力合作。此外，人机接口技术同样要加以改进，以达到驾驶员和汽车关系的和谐统一。

③ 提高综合安全能力。在战略①事故预测技术还未完成开发和应用之前，可先期实施综合安全措施。如：由制造商开发和生产安全产品，制定安全标准；有关部门在道路上安装更多的交通信号灯；完善自动紧急通报装置以及有效利用紧急救援直升机和急救车等；加强安全教育。

人的特性与汽车安全

第一节 交通心理学

一、交通心理学概况

交通心理学是应用心理学的一个领域。它研究的是在交通现象中人的行为的一门科学，但还没有完整的体系。

构成交通的三个主要因素是人（驾驶人员和行人）、车辆与道路环境，再加上时间的因素（也就是速度因素）就形成了交通现象。因此，交通心理学所包括的内容体现在人、车辆及驾驶人员与道路环境的关系上。它研究的内容是驾驶人员和行人的心理特性以及由此产生的各种行为。

就当前来说，交通心理学主要有两个研究方向。

① 对驾驶人员操纵汽车时静的和动的特性加以研究。一般来说，驾驶汽车在道路上行驶时，操纵者必须随时适应道路的线形、坡度的变化，并随时注意观察可能出现的各种障碍物。在某种特殊情况下，其操纵技术需要很准确，稍有失误，就有致命的危险。由于在国民经济的建设中，道路的修建往往跟不上交通发展的需要，因而对驾驶人员驾驶技术上的要求就应更加严格。因此，应从动静两个方面对驾驶人员的适应性和操作能力进行分析研究，力求寻找出规律，这样所得

的结果对研究车辆或道路如何设计得更合理、更安全将是有利的。

② 对作为交通运用者的人的特性加以研究。人的行动过程首先是对收集到的各种情报、情况予以预测，做出判断，然后才是行动。欲使行动无误，关键在于收集的各种情报丰富，预测判断正确。另一方面，人是具有可塑性的。教育、训练与宣传是使人发生变化的一种手段。通过宣传、教育与训练，使驾驶人员和行人以及其他道路使用者的行为适应于交通安全与通畅的要求。

二、交通心理学的研究课题

在我国，交通心理学的研究才刚刚起步，从我国目前城市交通的具体情况出发，可研究下列课题。

1. 驾驶人员的交通心理

- ① 事故成因分析与交通心理；
- ② 交通违章心理；
- ③ 交通安全教育与交通心理；
- ④ 交通训练与交通心理；
- ⑤ 驾驶技能与视觉、听觉、身体缺陷等的关系；
- ⑥ 驾驶疲劳；
- ⑦ 酒精与药物对驾驶人员的影响；
- ⑧ 行驶速度与驾驶知觉；
- ⑨ 轻骑与摩托车驾驶人员的心理与行动的分析；
- ⑩ 驾驶人员的社会心理与交通安全。

2. 骑自行车人与行人的交通心理

应对不同的人（骑自行车或步行）就不同的时间、地点和不同的交通目的进行心理与行动方面的分析。

3. 车辆与交通心理

- ① 汽车装备、构造与工程心理学；
- ② 汽车安全特性与驾驶人员的交通心理；
- ③ 车辆种类与驾驶人员的交通心理。

4. 道路及交通设施与交通心理

- ① 道路几何设计与交通心理；

- ② 路侧植树与交通心理；
- ③ 沿路状况与交通心理；
- ④ 交通标志和路面交通标识与交通心理；
- ⑤ 道路服务设施与驾驶人员心理。

5. 交通心理学在减少交通事故、保证行车安全中的作用与地位，
在交通工程和交通管理中的作用与地位

三、国外交通心理学的研究内容

国外交通心理学的研究内容主要有以下三个方面。

1. 保护行人安全

日本在研究保护行人安全的交通心理学方面做了许多工作。据统计，日本的交通事故中大约 70% 的死亡事故属于车外事故，即汽车撞行人，或汽车撞自行车，或汽车与行人、自行车碰撞后再向道路及其附近的固定物体进行二次碰撞致使驾驶人员死亡。为减少这些事故，除对汽车外围的保险杠、侧镜、门把手、发动机盖等以及其他的为了行人安全的设施必须不断改进外，还应大力开展对交通心理学方面的研究，如对车体颜色、汽车的死角、防眩的汽车头灯以及汽车前风窗玻璃等方面的研究。

日本对行人事故进行了统计分析，大约 80% 发生在行人横穿马路时。为了减少这类交通事故，需从交通心理学的角度分析研究。要研究行人在横穿马路时可能发生的危险行动，要研究这些危险行动与当时的交通环境以及与汽车行驶时的关系，行人对斑马纹状人行横道和行人优先设施等的利用率。

为了保护行人横过马路时的安全，根据对行人和驾驶人员的交通心理状况和行人优先的交通政策，采用了斑马纹状人行横道、反光竖条式人行横道、猫眼式路钉人行横道，行人优先黄闪灯、人行横道中间白闪灯、人行横道标志以及人行横道交通信号等路面行人优先设施。

2. 驾驶人员的心理

① 交通流与人的特性 德国交通工程方面的研究所对这项研究颇为重视。他们把高速行驶与操纵特性的研究、高速行驶的车流中先

头车辆的操纵动作及其对后续车辆的影响的研究作为中心课题，以解决高速道路上的交通安全问题。

② 从驾驶人员交通心理学的角度来提高交通容量 通过对先头车的交通情报量（即先头车的运行状况和其他交通情报）和车辆间隔的关系的分析研究，缩短运行的车辆间隔，从而达到提高交通容量的目的。美国比较重视这方面的研究。

③ 长时间驾驶与休息效果的关系 美国、日本、德国、法国、英国和意大利等国家特别重视这个问题。长时间驾驶是产生驾驶疲劳，造成交通事故的重要原因。通过对长时间驾驶与休息效果的研究，确定在高速道路上设置休息场所的距离及数量。

④ 改善道路条件与增大汽车挡风玻璃的最佳视野 有些国家开展了如何改善道路条件以使之符合驾驶人员的交通心理的研究。根据对驾驶员的特性的研究，得出结论，长头车辆的头部妨碍驾驶人员向下的视线，平头车的视线范围较大，而车前玻璃直抵汽车底盘时，从交通心理角度来看并不见得好（会分散驾驶人员的注意力）。这些结论为车辆的合理设计提供了依据。

⑤ 驾驶人员在行驶中的速度感觉以及遇到危险时的心理特性 日本和美国在这方面做了一些工作。

3. 道路构造和交通环境的心理效应

事故多发点（又称“黑点”）的研究是交通安全中的重大研究课题。英国、美国和日本等一些国家的交通工程和交通安全的研究机构，往往选定一些交通事故多发点和多发路段，对其道路条件、道路构造和交通环境进行分析。根据这些研究，提出改进措施。如果合格的驾驶人员在正常状况下驾驶完善的汽车发生了交通事故，这时可以断定事故发生的基本原因在于对道路构造与交通环境不适应。

① 道路构造 驾驶人员对道路的线形、坡度等确认到什么程度或发生什么样的错觉等。

② 交通环境 信号、标志以及室外广告，路旁树木和防护栅栏等对驾驶人员的交通心理影响很大，通过对这些问题的研究改进交通环境，减少交通事故。

从以上可以看出，交通心理学与多门学科有着密切的联系。一般来说，可以分为以驾驶人员的行为为中心的“认识”和“改造”两个方面。“认识”就是对驾驶人员和行人的“动”、“静”两方面的分析研究，与此有关的学科有人体工程学、城市规划学、汽车工程学、物理学和心理学等；“改造”就是对驾驶人员和行人的宣传教育，与此有关的学科有医学、法学、社会学、教育学和经济学等。因此，交通心理学是工程学体系与人文社会学体系相结合的一门综合性科学。从综合治理交通特别是综合治理城市交通这个角度来看，交通心理学又是交通工程学的一个重要组成部分。

第二节 驾驶员的视认性与汽车安全

很明显，一辆汽车如果没有良好的视野，就不能保证安全行驶，所以汽车行驶安全性首先应该考虑视认性的各方面内容。视认性属于主动安全性的范畴。

驾驶员在驾驶车辆的过程中，80% 以上的信息是靠视觉得到的，而听觉和其他感觉只接受不到 20% 的信息。视认性包括直接视野、间接视野、恶劣天气的视野保持和夜间视野等。主要的评价因素是对道路状况、其他车辆和信号标志的可视认程度。

一、人眼的功能及后视镜设计中的视觉因素考虑

视野安全问题的基础是人眼的功能。汽车风窗、刮水器、后视镜等有关视野设计的依据也是人眼的功能，所以在考察视野问题之前，必须首先了解人眼的功能。人眼具有形觉、光觉和色觉三种功能。

1. 形觉

形觉包括中心视力、视野和立体视觉能力。中心视力通常简称视力，即视敏度，是眼睛分辨最小物像的能力。通常采用 Snellen 氏 E 字形视标等视力表来检查驾驶员的视力，视力 1.0 则已达到正常标

准，不足 1.0 者为非正常视力。我国交通管理部门要求参加驾驶员执照考试的人员，两眼的静止视力必须在 0.7 以上。如视力不足 0.7，允许视力为 0.4 以上者佩戴眼镜，矫正后视力应达到 0.7 以上。具有远视眼、近视眼和散光的人，不宜做驾驶员工作。

日本大阪大学的山地教授对事故多发者中被认为有视力原因的 40 人进行精密检查后发现，有潜在性斜视、左右眼折射率不平衡以及眼镜不合适的共有 36 名。对这些人采取适当措施后，40 名中有 26 人成为无事故者，10 名减少了事故，只有 4 名没有变化，事故的减少效果达到 90%。从这个例子也可知道，视力和视功能的健康正常是安全驾驶不可缺少的条件。

视野又称周围视力，是眼球向正前方凝视不动时所能看到的空间范围。驾驶员正对前方呈坐姿时，每个眼睛的视野在水平顶点处向前延伸，向外侧 90° ，向内侧 60° ，这样就形成了 120° 的双眼视野，如图 2-1 所示。在双眼视野区内，双眼左、右各 35° 可辨别色彩。在正前方处，眼睛的视力最高，越往两侧，眼睛的视力越低。图 2-2 表示了视野与视力的关系，由图可知，当离开注视点 2° 时，视力就激减至 $1/2$ 左右。图 2-3 是双眼视野的立体范围，此视野范围可由周边视野计来检查。实验表明对白颜色的视野范围最大，正常单眼的白色视野为外侧（颞侧） 90° 、内侧（鼻侧） 60° 、上侧 55° 、下侧 70° ，蓝、红、绿色视野依次递减 10° 左右，绿色视野最小。

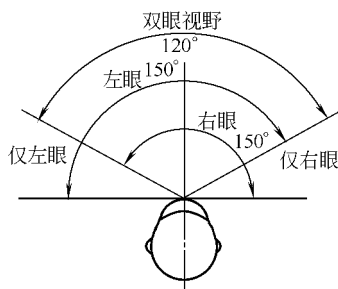


图 2-1 双眼视野（水平面）

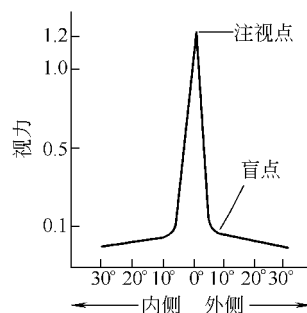


图 2-2 注视点周围视力

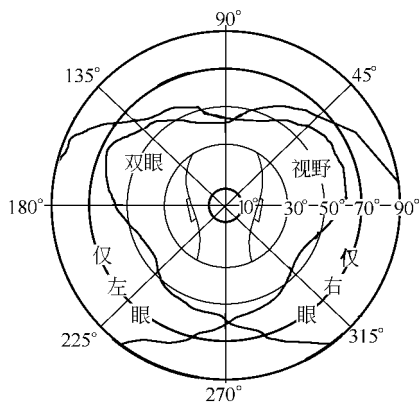


图 2-3 双眼视野（立体）

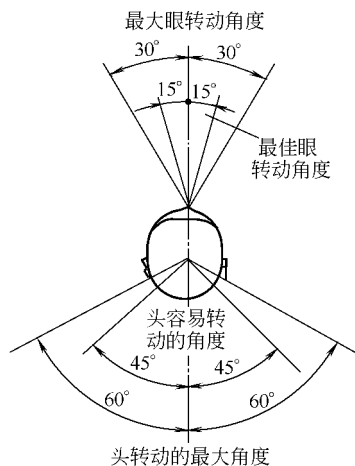


图 2-4 眼睛、头的（水平面）转动

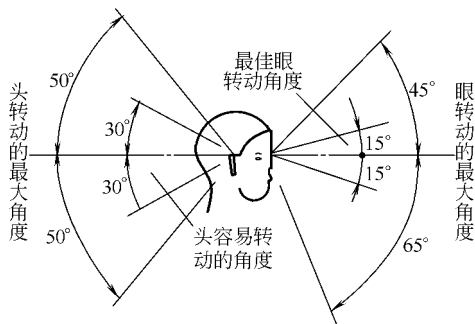


图 2-5 眼睛、头的（垂直面）转动

如果眼睛、头转动，就可以增加视野范围。图 2-4 和图 2-5 所示为眼睛、头转动的角度图示。水平面内，眼睛转动的最大角度为左右各 30°，最佳眼转动角度是左右各 15°；头转动的最大角度为左右各 60°，头容易转动的角度为左右各 45°。垂直面内，眼睛转动的最大角度为上 45°、下 65°，最佳眼转动角度是上下各 15°；头转动的最大

角度是上下各 50° ，头容易转动的角度是上下各 30° 。人观察某一物体时的动作顺序是先眼球动，然后头转动，或两者几乎一起动，如图 2-6 所示。

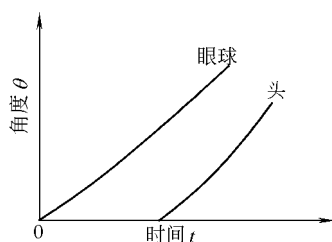


图 2-6 眼睛、头的动作顺序

在后视镜的设计过程中，应充分考虑人眼的功能，以便使驾驶员的视线从前方道路转移到后视镜处，眼睛和头的转动应保持最小。即为了降低驾驶员的疲劳程度，改进视认效果，所有的后视镜最好都布置在驾驶员向前视野的左 60° 和右 60° 之内（ 45° 头容易转动的角度加上 15° 的最佳眼转动角度）。在这个范围内的后视镜正处于双眼视野中。同理，后视镜布置在水平视线之上 45° 和水平视线之下 45° 之间（ 30° 头容易转动的角度加上 15° 的最佳眼转动角度）时，会获得最好的视认效果。

双眼同时注视同一物体时，两眼的视线相交于注视点上，物体的形象同时落在两眼视网膜的对应点上，传入皮质中枢，融合成一个形象，称为双眼单视。具有完善双眼单视功能的人，才具有辨别空间距离的能力，也就是具有立体视觉。驾驶员必须具有正常的立体视觉，才能确认物体的外部轮廓以及外界物体之间的距离。

2. 光觉

光觉是视觉器官最基本的功能。视网膜的感觉细胞有两种，一种是杆细胞，另一种是锥细胞。杆细胞感弱光（夜间视觉）和无色视觉，锥细胞感强光（白天视觉）和有色视觉。

人体的视力与亮度有关，亮度加大，可以增强视力。在照度为 $0.1 \sim 1000 \text{ lx}$ 的范围内，两者成线性关系。黄昏对于驾驶员来说，是最坏的时刻，因为在黄昏时，光线较暗，而汽车开大灯时，其亮度与周围的亮度相差不大，因此驾驶员不易看到周围的车辆和行人。另外，夜间视力与驾驶员的年龄有关，年龄愈大，夜间视力愈差。亮度、对比度大的物体对比度小的物体容易确认。实验指出，有两个对比度分别为 88% 和 35% 的物体，如汽车在白天行驶，对比度小的物体对比度大的物体的视认距离降低 53% ，如汽车在夜间行驶，

汽车开大灯时视认距离降低 75%，开小灯时视认距离降低 80%。由此可见，夜间行驶时，物体的对比度显得特别重要。

3. 色觉

色觉是眼睛在明亮处视网膜锥细胞活动时所产生的一种感觉。具有正常色觉的人，锥细胞有感受三原色红、绿、蓝的三种感光色素。如果锥细胞缺少三种感光色素之一，就是色盲或色弱。色盲是缺乏或完全没有辨色力，色弱为辨色力的不足。色盲或色弱者，往往不知道自己辨色力的异常，因此驾驶员必须有正常的色觉功能。特别是不能有红绿色盲或色弱，因为红绿色盲或色弱者不能正确辨认红绿信号灯、前车尾灯信号以及交通标志等。夜间行车时驾驶员对于物体的可见度，因物体的颜色不同而不同。红色、白色及黄色容易辨认，绿色次之，蓝色最不容易辨认。

4. 动态视力

以上所讨论的人眼睛的功能都没有涉及到驾驶员与被观察物体之间的距离变化。实际上，驾驶员驾车行驶时，需要的是动态视力。当车速增大时，驾驶员判断车外物体的难度就会增加。这是由于在动态场合下，人眼观察物体的凝视时间大大地缩短了。如果对方是一相向行驶的车辆，则驾驶员与被观察的车辆的相对速度就更高，因此更不容易看清对方。这也是高速行驶交通事故多的原因之一。

有关研究表明，一个平时静止视力为 1.2 的驾驶员，当车速达到 70km/h 左右时，视力会下降到 0.7。动态视力受静止视力、行车速度、年龄以及环境等因素影响。一般来讲，静止视力好的人，其动态视力也好；年龄愈大，动态视力愈差。

车速和视野的关系为，车速在 40km/h 时两眼的视野约为 100° （其中能确认的范围为 15° 以下），75km/h 时约为 65° ，100km/h 时约为 40° ，视野急剧变窄。这种行驶中的视野称为人的动视野，动视野随着车速的增加而明显变窄（称为隧道效应）。因此，在高速时要躲避突然闯入的人或物比较困难。

5. 暗适应与亮适应

从一般经验得知，由亮处到暗处，由于视觉的习惯性，视力需要

恢复，称眼睛的这种特性叫暗适应。同理，由暗处到亮处，视力也需要恢复，这种特性叫亮适应。暗适应比亮适应所需要的时间要长。入暗室时，大约需经过 15min 才开始适应，要完全适应则需要 30min 以上，而亮适应的时间却一般只要几秒钟到 1min。眼睛由于瞳孔活动和视网膜的灵敏度对亮暗适应起调节作用，因此，眼睛即使在几万勒克司的白天或是 0.1 lx 的夜间也能有效。不过，当汽车运行在明暗急剧变化的道路上，由于视觉不能立即适应，则容易发生视觉危害。

二、直接視野

直接视野是驾驶员对汽车前方、侧方及后方不需要借助后视镜等设施直接通过风窗玻璃可看到的视野区域。

（一）前方視野

汽车的前方视野是驾驶员坐在驾驶座上，通过前风窗玻璃和侧面门玻璃观察道路交通情况和交通标志、信号的可见范围。一般来讲，前风窗玻璃大，前方视野就好。

法规要求,左置转向盘货车前方视野应符合图 2-7 所示的尺寸要求。遮阳板落下后的上视角应在 $0^{\circ} \sim 5^{\circ}$ 之间,以便驾驶员既能方便地看到交通信号、标志及涵洞、桥梁等情况,又不致于因阳光而炫

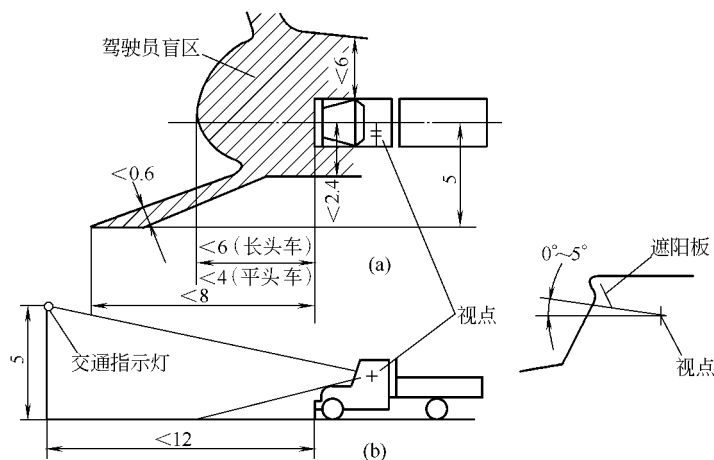


图 2-7 左置转向盘货车前方视野的要求 (单位: m)

目。水平面上的前视野区域应大于 180° ，从驾驶员座椅中心线开始，向左向右均大于 90° 。图 2-7 (a) 中阴影区的窄条要求宽度小于 0.6m ，这是由于驾驶室 A 柱（前柱）遮挡视线造成的。为了扩大前方视野，要求 A 柱不多于 2 个，而且 A 柱在结构强度允许的情况下，应尽可能窄。影响 A 柱宽窄的除钣金构件外，还应考虑玻璃镶条不能过宽。

检查汽车视野时，要求采用统一的眼睛位置，以便于各试验之间具有可比性。目前通常采用的有驾驶员视点、V 点和眼椭圆。

驾驶员视点又称 A 点，是相距 65mm ，垂直距驾驶员座椅 R 点高 635mm 的两点。连接这两点的直线与汽车纵向中心平面垂直，且这

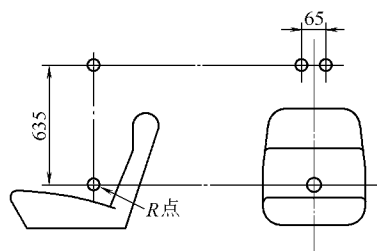


图 2-8 驾驶员视点

两点中心所在的纵向垂直平面通过驾驶员座椅中心，如图 2-8 所示。驾驶员视点多用于评价货车的认性。

V 点也是表征驾驶员眼睛位置的点。用于检查轿车视野是否符合要求，常用分距上、下的 V_1 、 V_2 两点表示，如图 2-9 所示。 V_1 、 V_2 点的位置是座椅靠背角为 25° 时的

基本坐标。当设计座椅靠背角不是 25° 时，需要对 X、Z 坐标进行修正。设计座椅靠背角为 $5^\circ \sim 40^\circ$ 的 X、Z 坐标修正值可查阅 GB 11562 的表。风窗玻璃基准点是指从 V 点向前的射线与风窗玻璃外表面的交点，如图 2-9 中的 a、b、c 和 a'、b'、c'，用于评价轿车视野。

P 点是驾驶员眼睛高度上的头部中心点。用 P_1 、 P_2 表示驾驶员水平观察物体时，头部中心点在眼睛高度上的移动位置，如图 2-10 所示。靠背角为 25° 时的 P 点相对 R 点的位置如表 2-1 所示。三维坐标系的 X 坐标向后为正；Y 坐标向右为正；Z 坐标向上为正。

表 2-1 靠背角 25° 时的 P 点相对 R 点的位置

P 点	X	Y	Z
P_1	35	- 20	627
P_2	63	47	627

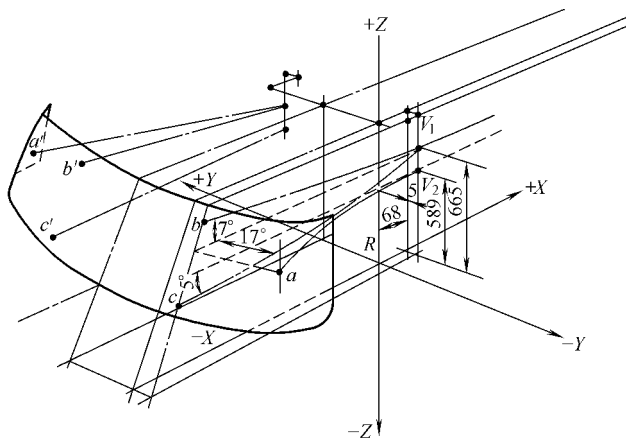


图 2-9 V点及风窗玻璃基准点位置

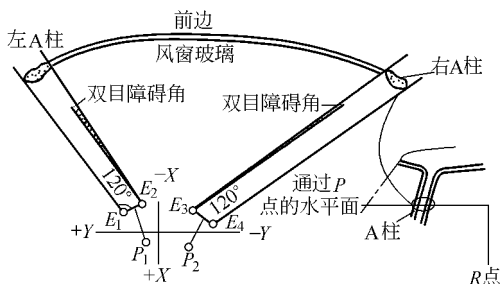


图 2-10 双目障碍角测量示意图

E 点是用来评价轿车 A 柱的视野障碍。E₁、E₂ 为头部向左转时的两只眼睛的位置，E₃、E₄ 为头部向右转时的两只眼睛的位置，如图 2-10 所示。E 点与 P 点的相对位置见图 2-11 所示。此处将 P₁、P₂ 两点画在了一起，是为了方便起见。

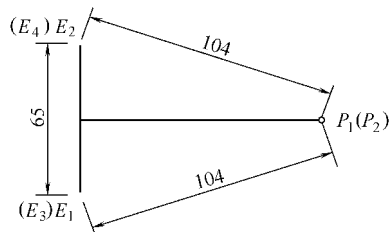


图 2-11 E 点与 P 点的相对位置

驾驶员视点和 V 点都是用于检查视野的眼位置点。座椅 H 点、靠背角固定以后，驾驶员视点和 V 点

的位置也就惟一地确定了。但是实际上因为驾驶员不同，人体尺寸、乘坐姿势以及驾驶习惯也就不同，所以不可能有某个固定的眼睛位置点。美国 SAE（美国汽车工程师协会）车身工程委员会人体模型分会对国内各州以及少数欧洲、亚洲和其他国家的 2300 多名男女驾驶员进行了试验测定，经过统计分析，得出了汽车驾驶员眼睛位置在纵

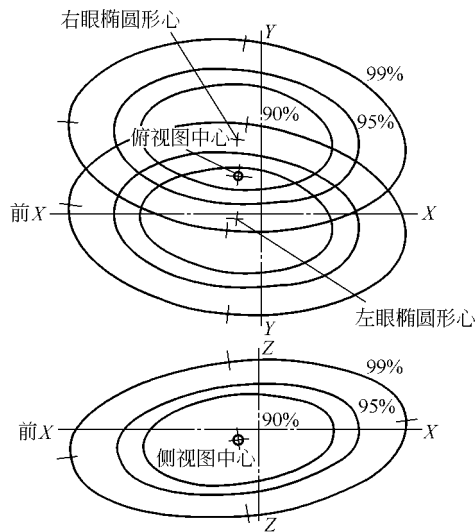


图 2-12 眼位置的椭圆形分布

向垂直面和水平面上的分布范围都是椭圆形的结论，如图 2-12 所示。

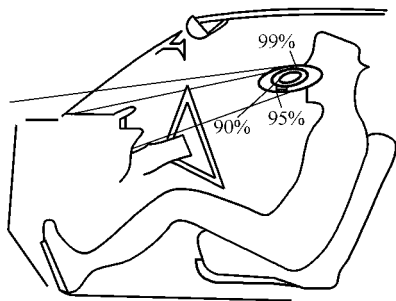


图 2-13 不同百分位的眼椭圆侧视图

SAE 眼椭圆分为第 90 百分位、第 95 百分位和第 99 百分位等几种投影图。分别代表一定百分比的驾驶员眼睛的位置，如图 2-13 所示。

- 眼椭圆及其位置确定如下。
- 1. 确定眼椭圆位置
 - (1) 侧视眼椭圆位置的确定
- 座椅调到正常驾驶的最后位

置，可独立垂直调节的座椅应调至最低位置，通过前座椅 R 点向上画一条垂直线，在前座椅 R 点上方 635mm 处画一条水平线，这两条线就是座椅靠背角为 25° 时的侧视眼椭圆的定位基准线，如图 2-14 所示。对于靠背角为 5° ~ 40° 之间的其他角度，可将眼椭圆定位基准线 X-X 以及 Z-Z 的交点对准图 2-14 中曲线上相应的角度点，并且使定位基准线 X-X 以及 Z-Z 分别与前面画出的两条线平行，这样就确定了眼椭圆侧视图的位置。

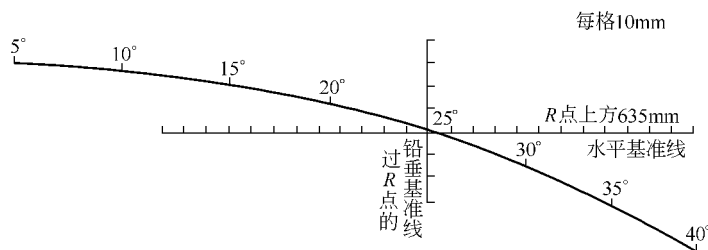


图 2-14 侧视眼椭圆的定位基准

(2) 俯视眼椭圆位置的确定

首先通过侧视眼椭圆基准线 Z-Z 在俯视图上的投影点画一条车辆纵向中心线的垂直线，这条线就是俯视眼椭圆的 Y-Y 定位基准线。

俯视眼椭圆 X-X 定位基准线由以下二式之一确定：

$$0.85(W7) + 0.075(W3) \quad (2-1)$$

$$(W20) + 28\text{mm} \quad (2-2)$$

式中 W7 —— 相对于车辆纵向中心平面的转向盘中心位置的距离，mm；

W3 —— 前座椅肩部空间，内饰表面之间的最小距离，在通过前 R 点的 X 平面内，并在前 R 点之上不小于 254mm 处测量，mm；

W20 —— 前座椅 R 点的 Y 坐标值，mm。

应用以上二式计算出来的值就是 X-X 定位基准线距车辆纵向中心平面的距离。如果前式计算的值小于后式的值，则使用后式计算

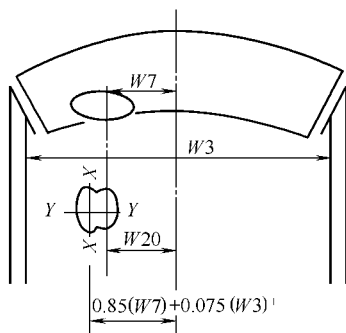


图 2-15 俯视眼椭圆的定位基准

的 X-X 定位基准线，如图 2-15 所示。

侧视眼椭圆位置和俯视眼椭圆位置确定好后，就可以选取适当的眼椭圆了。

2. 确定眼椭圆

首先，根据前座椅 H 点前后方向的水平移动量来确定相应的眼椭圆中心位置，见表 2-2。正负号规定同表 2-1。

表 2-2 眼椭圆中心

单位：mm

前 H 点前后方向的水平移动量(ISO-L23)	X 均值 (左眼和右眼)	Z 均值 (左眼和右眼)	Y 均值	
			左眼	右眼
102	1.8	- 5.6	- 6.4	58.0
114	- 4.6	- 6.4	- 5.6	58.9
127	- 10.7	- 7.1	- 5.1	59.0
140	- 17.0	- 7.6	- 4.3	59.7
152	- 20.3	- 8.4	- 4.1	60.2
165	- 22.9	- 8.4	- 4.1	60.5

然后，仍根据前座椅 H 点前后方向的水平移动量来确定相应的眼椭圆长轴，见表 2-3。侧视图的眼椭圆长轴长度相等。

表 2-3 眼椭圆长轴的长度

单位：mm

前 H 点前后方向的水平移动量 (ISO-L23)	第 90 百分位	第 95 百分位	第 99 百分位
102	109	147	216
114	122	160	229
127	135	173	241
140	147	185	254
152	155	193	262
165	160	198	267

眼椭圆短轴的长度见表 2-4。

表 2-4 眼椭圆短轴的长度

单位: mm

视图类型	第 90 百分位	第 95 百分位	第 99 百分位
侧视图	77	86	122
俯视图	82	105	149

眼椭圆的长短轴对眼椭圆的定位基准轴有一倾斜角度, 侧视图、俯视图的角度分别是 -6.4° (长轴前方向下) 和 5.4° (长轴前方向外)。

眼椭圆的中心坐标、长轴、短轴以及轴的倾角一经确定, 就可以画出眼椭圆了, 如图 2-16 所示。

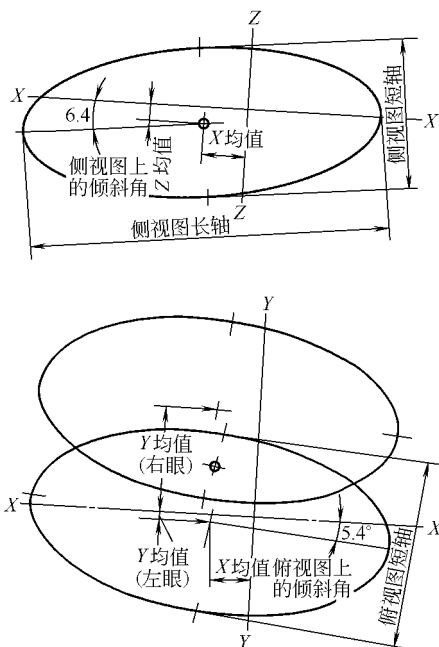


图 2-16 侧视图与俯视图的眼椭圆形状

3. 眼椭圆定位

将选好的眼椭圆旋转在定位基准线上, 就完成了求取眼椭圆的工作。

眼椭圆可用于检验汽车的视认性, 如前方视野的测试, 前风窗玻

璃刮刷面积及部位的检验，除霜除雾面积的检验，后视镜位置、间接视野的确认等。

座椅布置与前风窗、车身的关系应保证前方视野从汽车前面小于4m或小于6m的地方开始。因此座椅应尽量高，前风窗下边缘应尽量向下，但是这一点受到仪表板位置以及长头车发动机罩的限制。只考虑前方视野时，以平头车最佳，长头车最差，短头车居中。轿车及9座以下客车的前方视野的测量采用V点和E点，如图2-9~图2-11所示。法规要求风窗玻璃透明区至少应包括风窗玻璃基准点连线所围面积。观察左右A柱时，双目障碍角不得超过 6° （见图2-10），并且A柱不得超过2根。

对于驾驶员视野范围内机动车部件的反射表面也有规定。美国联邦法规FMVSS107要求在驾驶视线内的风窗刮水器摇臂和刮片、转向盘部件、内后视镜框及支架等部件表面反射光不得使驾驶员炫目。我国现在生产的汽车风窗刮水器摇臂和刮片大多已从原来的电镀表面改为黑色不反光表面，国外一些高级轿车已将风窗刮水器摇臂和刮片降到前机罩下面。这除了使驾驶员不产生炫目感以外，还增加了前方视野。

前风窗玻璃的光学质量很重要。要求透视好，不炫目，影像不失真等。透光率不得小于70%，因此，前风窗不采用茶色玻璃或贴薄膜处理。同样对于侧门窗，驾驶员观看外后视镜通过的窗区域，也不得使用茶色玻璃或贴薄膜。

前风窗玻璃的结构、曲率对视认性也有影响。在水平方向如曲率变化很大就可能造成失真。如我国一些客车和货车的前风窗曲面玻璃很美观，但两侧曲率变化较大，因此通过这一区域观看车外物体或外后视镜时，有失真及炫目的感觉。

前风窗玻璃的构造和形式不同，玻璃对明亮的物体表面或车内照明及仪表光亮的反射也不同。这也会影响驾驶员的安全行车。车内光反射区可用下面方法测定。用一块黑布在车外将前风窗玻璃和侧门窗遮严，试验者（或照相机、摄像机）坐在驾驶员位置上，使眼睛（或照相机、摄像机的镜头）处在前述驾驶员视点位置，注视前风窗

玻璃和侧门窗内的光反射，记录（或照相、摄像）下来仪表等光源的反射位置，然后进行评价。前风窗玻璃越倾斜，反射光的作用时间就越短。水平方向弯曲的前风窗玻璃，在黑暗中行驶时，总会反射部分车厢的内侧壁。

反射区域面积越小，反射光点数量越少，距驾驶员主要视区越远越好。这与仪表板构造、型式也有关。因为仪表板是作用时间最长的车内点光源，其他如栅灯等不会经常使用。

汽车的前方视野可进行感觉评价和定量评价。

感觉评价是在试验场内或实际路面上由一定数量的有经验的驾驶员驾车行驶，进行前方视野优劣的判断，打出分数或给出几个等级的评定，并做出情况说明。分空载和满载两种工况进行。

定量评价包括直接目视法、照相法和灯投影法，多在空车状态下进行。我国货车测试目前仍在满载下进行。

除了驾驶员视点和 V 点以外，还可采用眼椭圆来测定前方视野，这是最合理的方法。测试时，按前述方法确定眼椭圆的位置，然后使用预先制成的眼椭圆样板，用前述的灯光或照相等方法，测得前方视野。不过这里的眼点不是固定的，而是沿眼椭圆的切线。如图 2-17 所示。图中是使用第 95 百分位点眼椭圆对轿车驾驶员前方视野进行测试的例子。此例说明，有 95% 的驾驶员能够通过前风窗玻璃观看到测试的前方视野区域，只有 5% 的驾驶员不能完全看到此区域。如

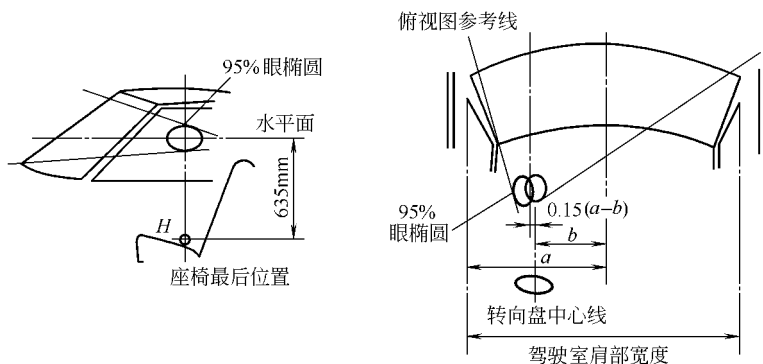


图 2-17 使用眼椭圆测定前方视野

果使用 90% 即第 90 百分位点的眼椭圆，则测试的前方视野区域适用于 90% 的驾驶员，只有 10% 的驾驶员不适用。

(二) 前上方视野

前上方视野主要用于视认十字路口的交通信号及桥梁、涵洞等标志。因此，应有足够的前上方视角，但前上方视角过大又会造成入射阳光刺眼。能够见到交通信号的前上方最小视角如图 2-18 所示。关系式如下：

$$\alpha = \arctan \frac{H - h}{S_1 + S_2 + l} \quad (2-3)$$

式中 α ——前上方最小视角，(°)；

H ——交通信号高度，m；

h ——驾驶员视点高度，m；

S_1 ——制动停车距离（按驾驶员反应时间 0.6s，减速度 0.3g 求得），m；

S_2 ——交通信号至车辆停车线的距离，m；

l ——视点至车辆最前端的距离，m。

制动初速度不同，制动停车距离 S_1 也就不同，因此，可求得各车速下的前上方视角 α 。

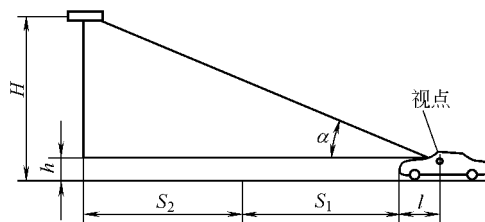


图 2-18 前上方最小视角

(三) 动态前方视野

前面所述的前方视野是静态条件下的视野。但是实际上，只有车辆行驶时才有可能发生交通事故。因此，应对动态视野做进一步的探讨。

前面曾讲过，为了扩大前方视野，前风窗下缘应尽量低。但是前风窗下缘过低，虽然增大了前方视野，却导致驾驶员以较高车速驾驶车辆时有恐慌和发晕的感觉。这是由于视角速度过大的缘故。

视角速度定义见式（2-4），参考图 2-19。

$$\omega = \sqrt{\left(\frac{d\theta}{dt}\right)^2 + \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2} \quad (2-4)$$

式中 ω ——视角速度，rad/s；

θ 、 φ ——视线的角度，参见图 2-19，rad。

当 $Y = 0$ 时，可求出关系式：

$$\omega = \frac{h}{x^2 + h^2} v \quad (2-5)$$

式中 h ——视点高度，m；

x ——视线与地面的交点至视点中心的水平距离，m；

v ——车速，m/s。

式（2-5）中，视点高度不变，车速 v 越高则视角速度 ω

越大； x 越小，视角速度 ω 越大。同样的行驶车速，前风窗下缘过低

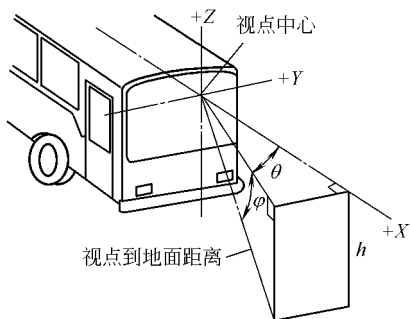


图 2-19 视角速度 ω 的定义示意图

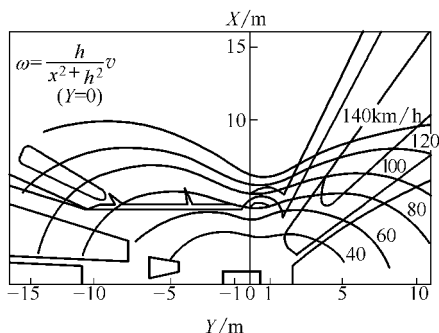


图 2-20 路面直接视野的等视角速度与车速的关系曲线（ $\omega = 2\text{rad/s}$ ）

造成 x 减小，因而视角速度大。市区游览车，因车速低，为增大视野便于观光，前风窗下缘可以适当降低，特别是非驾驶员一侧。但是，城市间大客车就不宜这样设计。

图 2-20 所示为日本三菱货车的路面直接视野的等视角速度与车速的关系曲线。

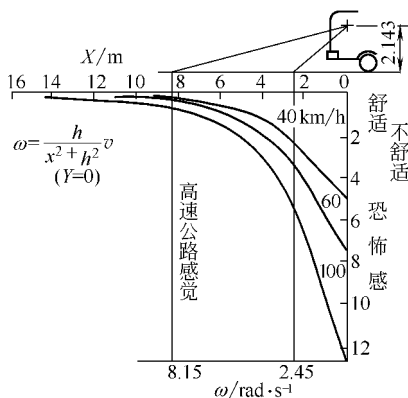


图 2-21 平头驾驶室车辆的视角速度关系图

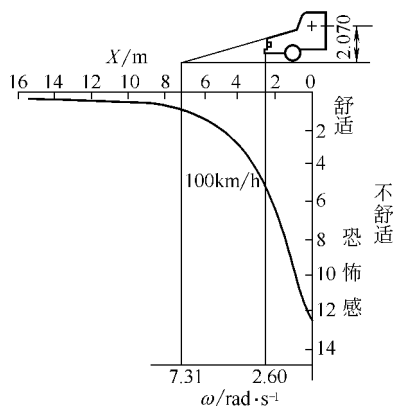


图 2-22 长头驾驶室货车的视角速度关系图

经过试验认为：

- ① $\omega \leq 2 \text{ rad/s}$ 为舒适的驾驶视野范围；
- ② $2 \text{ rad/s} < \omega < 4 \text{ rad/s}$ 为不舒适的驾驶视野范围；
- ③ $\omega \geq 4 \text{ rad/s}$ 为具有恐怖感的驾驶视野范围。

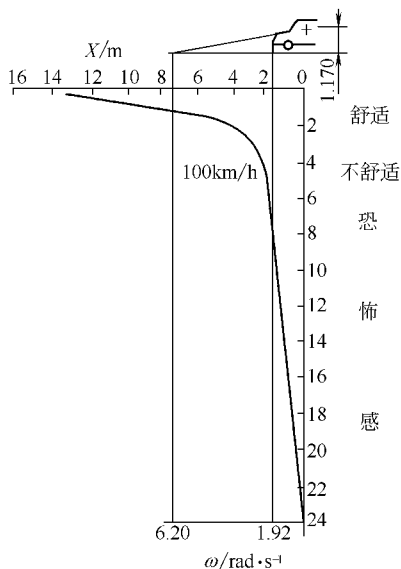


图 2-23 轿车的视角速度关系图

图 2-21 ~ 图 2-23 所示为三种车辆的视角速度关系图。

从以上三个图中可以看出：车速越高，视角速度越大。驾驶车辆向正前方远处看，视角速度小，感觉舒适，反之则视角速度大，感觉不舒适或眩晕恐慌。平头车前方视野好，可以观察到车头近前方的情况，但是动态视野不一定好。在 40km/h 的车速下，看近前方有不舒适的感觉，在 100km/h 的车速下，看近前方甚至有恐怖感。而长头车和轿车由于

受到前发动机罩的限制，看不到车头近前方的情况，因此视角速度也就不会过大。

（四）侧方视野

侧方视野是驾驶员通过侧门风窗等直接可见的视野范围。

由于大客车、货车的视点位置高，因此，对侧方视野的要求显得比轿车更重要一些。大客车增加侧方视野主要是靠右侧（左置转向盘）向下加大风窗面积，如图 2-24 所示。货车现在开始出现了在右侧门窗玻璃下面增设下窥窗的情况，如图 2-24 所示。在门下部设窗，则上窗就不能采用玻璃升降器，只能设计成滑动窗结构。由于增加了下窥窗，因此增大了侧方视野的下视角，这可大大减少对右侧儿童、行动不便的老人及骑自行车者的碰撞。



图 2-24 大客车增加侧方视野的方法

（五）全周视野

全周视野主要用于轿车。

对于轿车，因为经常要进出停车场，或在拥挤的街道上行驶，所以在这种情况下，驾驶员需要环视前后左右，这就要求轿车的全周视野要好。全周视野主要与前、后风窗玻璃尺寸，前、中、后柱尺寸和结构形状，前、后机罩的高度和角度以及座椅

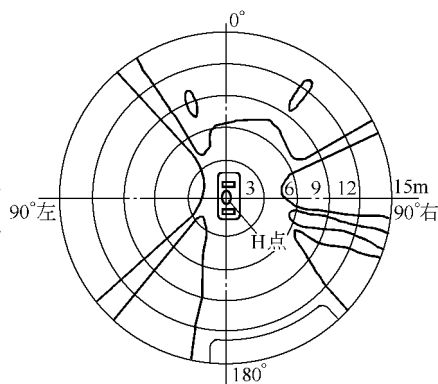


图 2-25 全周视野灯光投影测试图

头枕的布置有关。全周视野的测试只能采用灯光法。图 2-25 是轿车的全周视野灯光投影测试图。

三、间接视野

驾驶汽车安全行驶，不但前方视野要好，还要能清楚地看到车辆后方及周围的情况。设在汽车外部和内部的后视镜，保证了驾驶员在正常的操作位置上前驶或倒车、转弯或调头时不必回头，就可通过后视镜间接地看清车辆后方及周围的交通情况，这就是间接视野。

(一) 后视野

我国法规要求，应在驾驶室左、右两侧各设一只水平和垂直都可调整的外后视镜，汽车的后方视野应达到图 2-26、图 2-27 所示的地后视野范围。汽车的内外后视镜应达到图 2-28 的后视野范围。

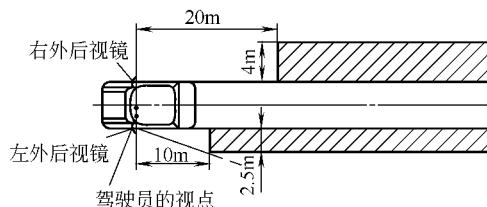


图 2-26 总质量小于 2000kg 的 M_1 和 N_1 类汽车的外后视镜后视野区域

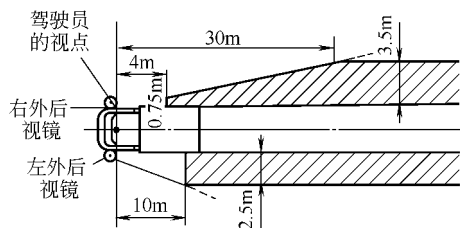


图 2-27 总质量大于或等于 2000kg 的 M_1 和 N_1 类汽车以及其他 M 和 N 类汽车的外后视镜后视野区域

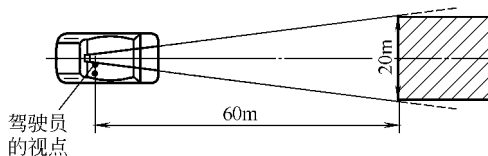


图 2-28 内后视镜的后视野

(二) 下视镜、侧下视镜的视野

平头货车及大客车有时也在前排乘员侧增设下视镜和侧下视镜来扩大车辆近前方及侧方的间接视野。这在车辆起步和右转弯时可大大减少撞伤儿童及骑自行车者的可能性。因为对下视镜和侧下视镜所要求的可见范围不大，所以视镜的曲率应尽量小，以便有小的失真率。下视镜及侧下视镜的视野范围如图 2-29 所示，图像质量如图 2-30 所示。由图可以看出，下视镜和侧下视镜有效地填补了直接视野的盲区，增大了安全性。

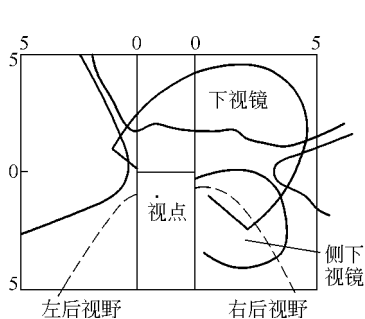


图 2-29 下视镜、侧下视镜的视野范围（单位：m）

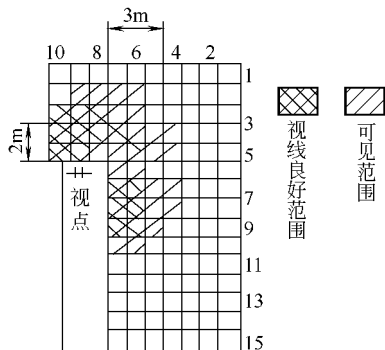


图 2-30 下视镜、侧下视镜的图像质量

(三) 后视镜的基本要求

后视镜的镜片表面或外表面上涂镀一层反射材料，通常为铝、铬、铅和铜等。

银镜和铝镜的反射率最高，但在明亮处或夜间后车前照灯照射

时，炫目感强；铅镜反射率最低，无炫目现象，但是在光线暗处，观察景物就不太容易；铬镜居于两者之间。

后视镜不应有模糊、炫目、波纹和气泡等外观质量问题。后视镜反射面反射率数值不得小于 40%，若后视镜有两个工作位置（白天和夜间），则夜间工作位置的反射率不得小于 4%。

后视镜要求镜面失真率最大值，凸面镜为 7%，平面镜为 3%。镜面边缘往往因为工艺等原因失真，所以镜面边缘的失真率不限。但是随着生产水平的提高，这一点应该严格起来。因为平面镜失真率小，所以美国联邦法规 FMVSS111 要求不但内后视镜采用平面镜，而且外后视镜也要安装全放大的平面镜。

后视镜的视野角度取决于镜面大小、镜的曲率以及镜与视点间的距离。镜面面积大则视野大，镜的曲率大视野也大，但是物像会产生畸变失真。平面镜的视野最小。当后车超车时，后车在镜内的映像会从小到大增加。镜的曲率过大，虽然视野角度大，但是难以判断物像的距离，并在后车快速接近时造成物像急剧变化的炫目感。这样会使驾驶员判断不准，并容易产生恐慌心理，不利于驾驶安全。为此，美国联邦法规要求使用全放大的平面镜，货车上用增大后视镜尺寸来补偿平面镜视野小的缺点。我国更倾向于使用小曲率镜（曲率半径最小值为 1000mm），在曲率与面积之间求得平衡，来保证视野和物像两者都有较好的效果。

此外，后视镜还要求有一定的有效面积、良好的耐气候性（对于外后视镜）、缓冲性能（即后视镜在遭到撞击时应具有脱落或移位的功能）、振动耐久性能、耐高低温和耐湿空气性能等。

（四）后视镜的发展功能

随着汽车性能的提高，汽车后视镜的功能也在不断地发展和完善。后视镜的发展功能包括远距离调节后视镜角度，后视镜加热除雾，后视镜除灰，后视镜清洗用水和后视镜防炫目等。

1. 远距离调节后视镜角度

为了能方便地在车内调节后视镜角度，开发了许多远距离调节后

视镜角度的装置。操纵装置可分为手动、电动和微机操纵。按传动装置可分为缆索、拉杆、齿轮机构和蜗轮蜗杆机构等。图 2-31 所示为几种远距离调节镜面角度后视镜。

手动式结构简单，成本低。电动式效率高，微调效果好，但结构复杂，成本高，需要一个微型电动机。此微型电动机装在后视镜底座上，微机操纵可与其他装置如风窗刮水器、风窗洗涤器等共用一个微机，效果最好。



图 2-31 远距离调节
镜面角度后视镜

2. 后视镜加热除雾

为了去除后视镜镜面上的水雾和冰，可采用加热后视镜。通常是在镜背面安装加热元件。加热元件有陶瓷电阻加热元件、线圈加热元件和电热钢片加热元件等。开关接通电路时，电热元件升温，均匀加热镜面玻璃，除去水汽。当镜面达一定温度时，热传感器切断电源。

3. 后视镜除灰

该装置用于吹净镜面上的灰尘等脏物。设置一气管路，通过后视镜底座，出口在镜面的一端，并平行于玻璃平面，由汽车的贮气筒供气。需要除灰时，驾驶员可把电磁供气阀的开关打开，气流流经气管路，沿镜面吹气，除去镜面灰尘。

4. 后视镜清洗用水机构

这种装置是在镜面前部装一喷嘴。工作时，将清洗液吹上镜面，类似于风窗洗涤器。镜面洗净后由传动机构使镜面绕其轴线旋转，在离心力作用下甩掉镜面上水滴。

5. 具有缓冲机构的后视镜

图 2-32 所示为具有缓冲机构的后视镜结构，采用该装置后，可缓和对后视镜的冲击，并在冲击后使后视镜回位。

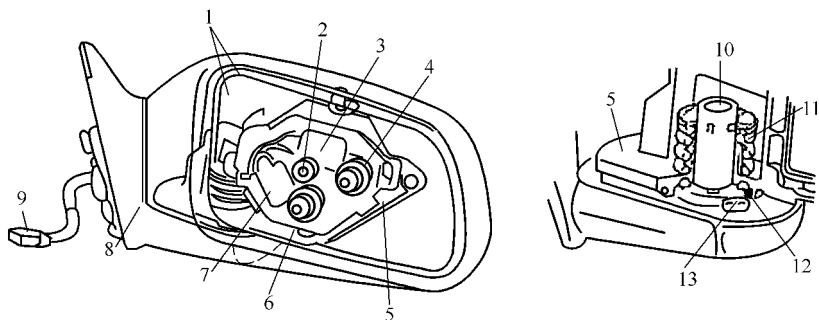


图 2-32 具有缓冲机构的后视镜结构示意图

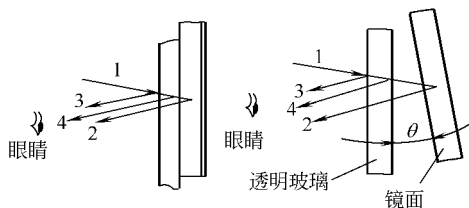
- 1—镜片总成；2—支点；3—电动机 A；4—蜗轮；5—框架；
6—驱动部件；7—电动机 B；8—基座；9—插头；
10—轴；11—弹簧；12—钢球；13—挡块

6. 防炫目后视镜

夜间行车，尾随车前照灯照在后视镜上，使驾驶员产生炫目，影响行车安全。为此，发明了各种防炫目后视镜。

(1) 可调角度防炫目

这种装置由光电传感器、电子装置和电传动装置组成。光电传感器安装在后视镜内。电传动装置是一个电动机，轴上装一机械元件，作用于视镜。当光电传感器感受到强光照射时，将信号传送到电子装置，电子装置发出指令，电传动装置工作，使视镜转动一角度，因此强反射光线就避开了驾驶员的视线。



(a) 白天状态

(b) 夜晚防炫目状态

图 2-33 变换反射面防炫目后视镜

- 1—入射光线；2—镜面第一次反射光线（约 80%）；3—透明玻璃外表面反射光线（约 4%）；4—透明玻璃内表面反射光线（约 3.5%）；
 θ —昼夜变换角度

(2) 高反射面转换为低反射面的防炫目

此后视镜由表面透明玻璃和镜面组成，利用了两面相对角度位置的反射光线的强弱不同。白天驾驶员接受高反射线 2，夜晚接受低反射线 3 和 4，如图 2-33 所示。

棱镜的防炫目原理与上述相同，用棱镜的前后面代替上述装置的两个表面达到同一目的。图 2-34 所示为棱镜防炫目内后视镜。

(3) 液晶防炫目后视镜

液晶防炫目后视镜如图 2-35 所示。没有施加电压时，液晶层被垂直地排列到基层，这时，液晶层不吸收光，为通常状态；当施加电压时，由于液晶的光电效应，液晶层水平地排列到基层，这时，液晶层吸收光，处于防炫目状态。

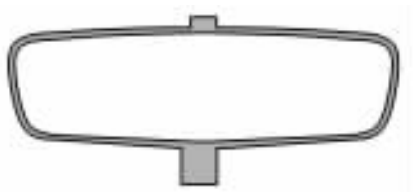


图 2-34 棱镜防炫目内后视镜

这种镜的反射率，通常状态约为 55%，防炫目状态约为 11%。反应时间，增强为 20ms，减弱为 300ms。而且，现在已发展为失效

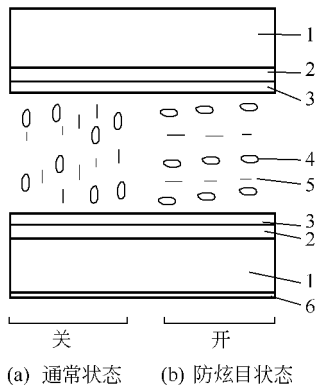


图 2-35 液晶防炫目后视镜的结构
和工作原理示意图

- 1—玻璃基层；2—透明电极；
- 3—垂直排列层；4—液晶；
- 5—染液；6—铝反射器

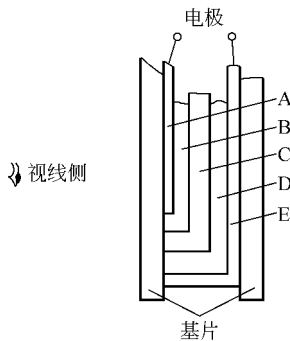


图 2-36 电色自动防炫镜装置示意图

- A—透明的电子导体；B—电
- 色工作电极；C—电离质；
- D—反电极；E—电子导体

的情况下仍能正常工作的装置，即当防炫目后视镜控制的电力供应中断时（导线断或点火开关关上时），镜仍能维持防炫目状态。此外，除自动变换状态外，还可手控变换状态。

（4）电色自动防炫镜

该装置（见图 2-36）是通过施加电场或电流来引起视镜内材料的双向色彩变化，从而改变光的反射率达到防止炫目的目的。

该装置包括：

- ① 电色工作电极 B 其着色是由于电子和离子的射出；
- ② 反电极 D 当电色工作电极着色时，提供需要的离子，当电色工作电极脱色时，储存离子；
- ③ 电离质 C 对离子是导通的，但对电子是绝缘的；
- ④ 电子传导层 A、E 提供给装置带电。

典型的工作电极有以下材料：

- ① 阳极 IrO_2 、 NiO 、 Rh_2O_3 、 CoO_x 等；
- ② 阴极 WO_3 、 Nb_2O_5 、 TiO_2 、 MoO_3 、 V_2O_5 等。

典型的电解质有以下材料：

- ① 液态 $0.5\text{mol/L H}_2\text{SO}_4$ 、 1mol/L LiClO_4 ；
- ② 胶质 酸化的 PVA；
- ③ 聚合态 聚-AMPS、NAFION；
- ④ 固态 Ta_2O_5 、 LiAlF_4 、 SiO_2 、 Li_3N 等。

典型的反电极有 MWO_3 、石墨、金属等。

图 2-37 所示为全固态电色镜。

在玻璃基底上的第一层是一个透明的导体 ITO，铟锡氧化物，是高度透明的；接着，是一个 $1200\text{\AA}$ ($1\text{\AA} = 10^{-10}\text{m}$) 铟氧化物和锡氧化物的复合膜（IRTOF），作为正极电色层；然后， $7500\text{\AA}$ 的钽五氧化物用来作为固

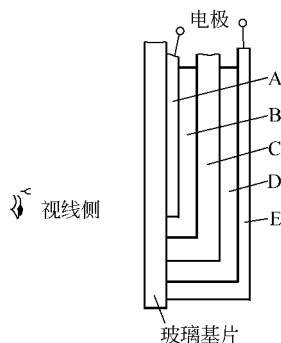


图 2-37 全固态电色镜示意图
A—ITO 透明导体；B—IRTOF 正极电色层；C— Ta_2O_5 固态电离质；
D— WO_2 负极电色层；E—铝反射镜，同时作为后面电子导体

态电离层；最后，5000A 的钨氧化物由一个 1000A 的铝反射镜外皮包着。

ITO 层被正充电，铝电子导体被负充电时，从铝镜表面反射的映像是暗淡的。

图 2-38 所示为全固态电色镜上的反射率、电压、电流随时间变化的过程。

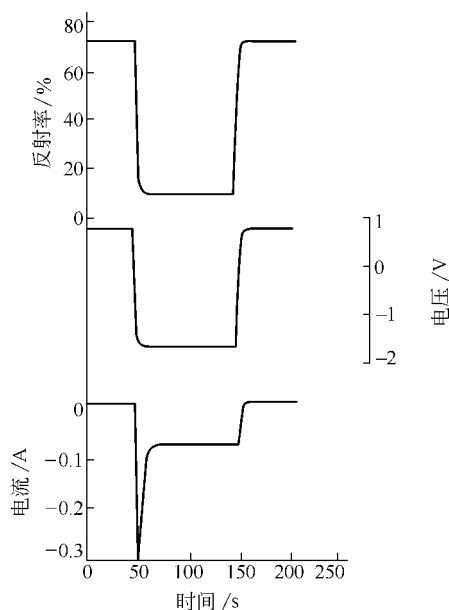


图 2-38 全固态电色镜的反射率、电压、电流的瞬时值

由图可知，随着电流进入电色层，反射很快降低，同时，反电势反抗进一步的充电，因此，着色中断，反射率趋于平稳，处于低反射率的防炫目状态。

实际的反应时间可由装置的设计来调整。

图 2-39 所示为全固态电色镜的光谱反射率。当施加的驱动电压不同时，反射率也随之变化，如图 2-40 所示。

比较以上各种防炫目后视镜，棱镜能提供好的白天视野和好的夜

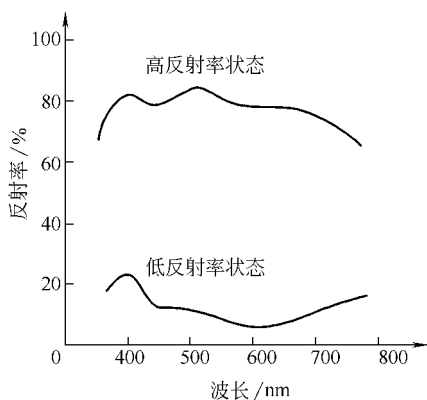


图 2-39 全固态电色镜的光谱反射率

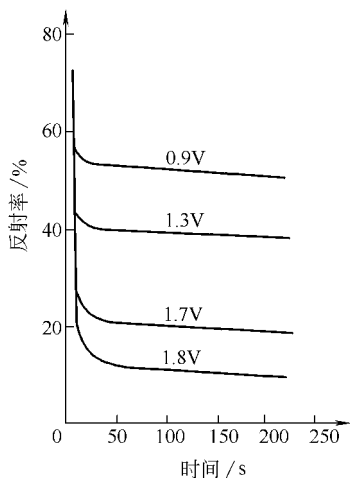


图 2-40 驱动电压变化的反射率

间炫目保护，但这仅仅是两个极端的反射率；液晶镜多数也是双峰的，反射率白天约为 40% ~ 50%，夜间约为 10% ~ 15%；而电色镜在有效范围内具有连续变换反射率的能力。

(五) 增大后方视野的摄像-电视装置

日本松下电器公司生产的增大后方视野的车载电视装置，主要由监控器（电视）和摄像机组成。摄像机安装在车辆的车顶尾部。驾驶员通过安置在驾驶室內的电视屏幕可清楚地观看到车辆的后方的情况，此区域通过后视镜是看不到的。这一装置安装在车辆上对倒车安全极为有利，特别适合安装在大客车上。图 2-41 所示为该装置的视野范围。类似的装置还有倒车雷达，这里不再介绍。

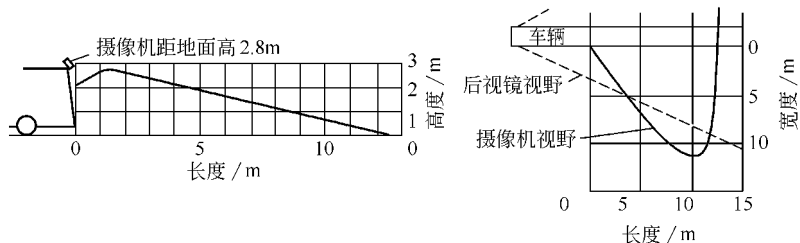


图 2-41 车载电视的视野范围

四、恶劣天气的视野保持

(一) 刮雨、洗涤

在雨天行驶时，为了洗净、刮掉风窗玻璃外表面的雨水、泥污，保持良好的视野，汽车上装有风窗刮水器和风窗洗涤器。

1. 风窗刮水器的刮刷面积要求

对于左置转向盘的轿车和 9 座以下的客车，要求风窗刮水器的刮刷面积不得小于前风窗 A 区域的 98%，B 区域的 80%。区域 A、B 为过 V 点起向前延伸的 4 个平面所围的风窗内、外表面的区域。V 点定义如图 2-9 所示，A 区域的 4 个平面是：过 V_1 和 V_2 两点，在 X 轴成 13° 角的垂直平面；过 V_1 和 V_2 两点，在 X 轴的右边与 X 轴成 20° 角的垂直平面；过 V_1 点与 X 轴成 3° 仰角的且与 Y 轴平行的平面；过 V_2 点与 X 轴成 1° 俯角的且与 Y 轴平行的平面。如图 2-42 (a) 所示。B 区域是指距离前风窗玻璃镶嵌胶条或玻璃边缘向内至少 25mm，且被图 2-9 上风窗坐标参考点 a、b、c、a'、b'、c' 所围的矩形面积，如图 2-42 (b) 所示。

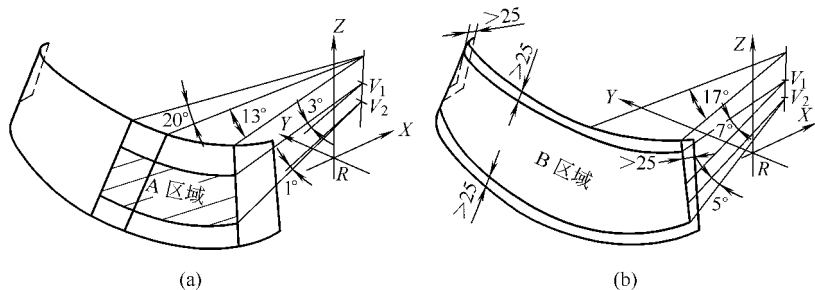


图 2-42 前风窗玻璃 A 区域、B 区域示意图

更合理的检验方法是 SAE 推荐的眼椭圆的方法。试验时，应用第 95 百分位眼椭圆，确定前风窗 A、B、C 区域。确定方法见图 2-43 和表 2-5、表 2-6。对于测定设备不具备的场合，可在图纸上先确定 3 个区域的界限，然后再将 A、B、C 边框画到实车前风窗表面上来。轿车的应刮刷到的最小面积见表 2-5。因为 C 区域是驾驶员正前方的

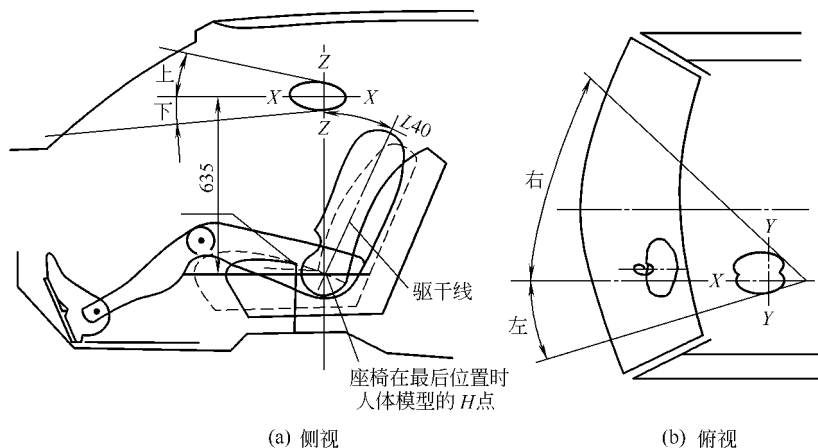


图 2-43 用眼椭圆确定前风窗 A、B、C 区域

表 2-5 轿车 A、B、C 区域

区 域	应刮刷到的最小面积 / %	角度 / (°)			
		左	右	上	下
A	80	18	56	10	5
B	95	14	53	5	3
C	100	10	15	5	1

前风窗面积，所以要求 100% 刮刷到。其他车辆的刮刷面积要求见表 2-7。

2. 风窗洗涤器

风窗洗涤器是把液体喷射到汽车风窗玻璃外表面上，并与风窗刮水器一起将风窗玻璃清洗干净的一种装置。由储液箱、软管、洗涤泵、喷嘴以及控制装置组成。风窗洗涤器的控制装置用于控制风窗洗涤器的开动与停止。它可以与风窗刮水器的控制装置联动，也可单独动作。

风窗洗涤器在风窗刮水器的 10 个工作循环内，应能将整个洗涤面积的 80% 清洗干净。

表 2-6 货车、客车和多用途汽车的 A、B、C 区域

分 类	H 点距地面尺寸 /mm	区域	角 度/(°)			
			左	右	上	下
货车(驾驶室在发动机后方和驾驶室与发动机并排)	0 ~ 1016	A	18	56	10	5
		B	14	53	5	3
		C	10	15	5	1
	1016 ~ 1270	A	18	56	8	7
		B	14	53	3	5
		C	10	15	3	3
	1270 以上	A	18	56	6	9
		B	14	53	1	7
		C	10	15	1	5
客车(驾驶室在发动机后方)学校和商业用	1270 ~ 1524	A	22	62	7.5	22
		B	22	62	3	22
		C	22	15	1	16
客车(前方操纵)学校和商业用	1270 ~ 1524	A	18	65	7	14
		B	18	65	2	11
		C	18	25	1	11
前方操纵或多用途	全部	A	18	56	9	7
		B	14	53	4	4
		C	10	15	2	2
轻型通用汽车	全部	A	16	49	7	5
		B	13	49	4	3
		C	8	13	2	2
厢式货车(经常停车)	未定	A	18	58	7	12
		B	15	56	2	11
		C	10	15	1	6
货车(驾驶室在发动机之上)	1016 以上	A	18	56	6	9
		B	14	53	1	7
		C	10	15	1	5
其他	—	—	—	—	—	—

表 2-7 货车、客车和多用途汽车的刮刷面积要求

风 窗 类 型	应刮刷到的最小面积/%		
	A 区域	B 区域	C 区域
一块玻璃	80	94	99
多于一块玻璃	65	70	84

3. 风窗刮水器的自动调节

开发此类装置的目的,是为了减少驾驶员的操作次数和充分发挥

风窗刮水器的工作效率，从而增加汽车在雨天行驶的安全性。这类装置目前已开发许多种，其基本原理是一致的，都是由传感器、放大器、比较装置和动作装置等组成。多数装置都是根据前风窗玻璃上的水滴多少来感受信号的，也有少数装置是根据外部明亮程度来决定接通或切断刮水器。

下面简要介绍几种装置的工作原理。

① 电子计算机控制 在前风窗玻璃上安装有温度传感器。温度传感器将信号送给放大器，对信号进行放大。之后，使放大的信号进入微机，与预先编好程序的数值进行比较。微机根据信号电平，自动对风窗刮水器的工作情况进行调节。

② “或”门控制 在前风窗玻璃上安装有红外线传感器。传感器根据玻璃上有无水滴，将信号送入模拟比较装置，比较装置的输出端与“或”门连接，“或”门输出端接传动装置的工作触点和并联的时间继电器，这就决定了风窗刮水器是否动作和动作时间的间隔。另外，风窗刮水器的手动开关与“或”门直接连接，作为传感、比较装置的并联系统而完成手动操作。

③ 利用红外线二极管向玻璃表面发出射线的装置 该装置反射回来的射线束随雨滴的多少而变化，并被光敏晶体管所接收，光敏晶体管发出的信号送至放大器进行信号放大，放大的信号进入电子开关元件，最后由电子开关元件接通风窗刮水器电动机。

4. 雨天行车增大视野的途径

(1) 后挡泥板、罩尾垂帘

车辆后轮安装后挡泥板和罩尾垂帘，有助于减少或避免尾随车辆的前风窗玻璃被甩上泥水而影响前方视野。

(2) 刮片垂直移动的新型风窗刮水器

这种风窗刮水器的特点是刮片垂直移动，因此能刮刷到整个前风窗面积。这与摆动式风窗刮水器相比，有明显的刮刷效果。

风窗刮水器摇臂有两个，摇臂轴处于前风窗中心下部，刮片水平安置，两个刮片的外端沿前风窗 A 柱上的垂直导轨滑动，两个刮片的内端互相插接，且可对滑动，摇臂前端铰装在水平刮片内。当风窗

刮水器工作时，两摇臂相对升起，将两个刮片抬起，扫过整个风窗玻璃面积而到达前风窗上边缘。然后，两个摇臂分开向下摆动，将刮片降下到前风窗下边缘。这样就完成了一个工作循环。

(3) 化学防雨剂除雨法

这种方法是采用液体防雨剂喷射在前风窗玻璃上，当雨滴落在风窗玻璃上后，不再像通常情况那样在玻璃上流开。这样，雨滴就容易滚落或反弹，被气流带走，即使留在风窗玻璃上，占据风窗玻璃的面积也比通常情况的要小，因此有效地提高了雨天的视认性。这种方法与常规的风窗刮水器联合使用，除雨效果会更好。化学防雨剂除雨法的最大特点是可在整个前风窗区域起除雨作用，而常规风窗刮水器只能在刮刷面积内起刮净雨滴的作用。因此，化学防雨剂除雨法很可能是一种很有发展前景的技术。

此外，还有一些增大间接视野的途径。如前面讲过的风窗刮水器应能刮刷到驾驶员观看后视镜的视线通过的前风窗区域、后视镜的甩水功能、正确设计后视镜到驾驶室的距离和角度以及驾驶室的圆角，使通过后视镜和驾驶室之间的气流不致于在后视镜镜面处形成抗流，将雨滴甩到后视镜镜面处。这一点需要进行空气动力学试验来选优。

(二) 除霜、除雾

除霜装置是用来消除风窗玻璃外表面上的霜和冰，以便恢复清晰视野的装置。

除雾装置是用来清除风窗玻璃内表面上的水蒸气凝结物，使其恢复清晰视野的装置。

轿车及 9 座以下的客车的除霜、除雾面积要求见表 2-8。

表 2-8 轿车及 9 座以下客车的除霜、除雾面积要求

装置类型	试验时间/min	驾驶员侧	前排乘员侧
除霜	20	A 区 80% 以上	—
	25	—	A' 区 80% 以上
	40	至少达到 B 区 80%	
除雾	10	至少达 A 区 90%	—
	10	至少达 B 区 80%	
	25	—	至少达 A' 区 80%

A、B 区域定义见图 2-42 及其说明。A' 区域是前风窗玻璃 A 区域关于汽车纵向中心平面对称的区域，位于前排乘员侧的风窗玻璃上。

除以上汽车外的货车、客车和多种用途汽车，对除霜、除雾的要求见表 2-9。

表 2-9 货车、客车和多种用途汽车除霜、除雾要求

装置类型	试验时间/min	刮水器刮刷面积内	驾驶员侧刮刷面积内	未降尽部分
除霜	40	≥90%	≥90%	只允许位于刮水器刮刷面积边缘
除雾	16	≥90%	≥90%	

五、发生故障时的视野保持

1. 前机罩行驶中自行开启

轿车和长头货车的发动机罩或行李箱罩（后置发动机）分前开启（向后打开）和后开启（向前打开）两种型式。后开启式如在行驶中自开，由于风压作用，可减小开启程度。而前开启式一旦前机罩在行驶过程中自开，在空气动力的作用下，会增大开启角度，进而使驾驶员前方视野瞬间完全丧失，很可能导致严重的交通事故。此外，向后翻的罩盖也可能将前风窗玻璃打碎，造成驾驶员与前排乘员的伤害。因此，罩盖锁装置除了必须具有良好的锁紧性能和可靠性这一基本的要求以外，还要求必须具有全锁紧位置和半锁紧位置，或者在罩盖上安装第二个罩盖锁装置。即此处为了提高可靠性，应设计成冗余系统。

同样，平头货车的前翻转驾驶室也有与以上所述相类似的问题。因此，前翻转驾驶室后部的锁止机构必须锁止可靠。

2. 前风窗玻璃行驶中碎裂

汽车在正常行驶中，前风窗玻璃突然碎裂，使驾驶员前方视野瞬间丧失，很容易发生交通事故。在前碰撞事故中存在着同样的问题。这就要求前风窗玻璃在破碎后的极短时间内仍能保持部分视野，以便驾驶员采取紧急措施。区域钢化玻璃和夹层玻璃可满足这一要求。

六、夜间视认性及灯光视认性

照度对视力有很大的影响。夜间事故占事故总数的 33.1%，死

亡人数则占 48.6% 的高比率。对于致死率，白天事故为 12.4%，而夜间事故达 33.7%。此外，夜间单位行驶距离的事故率也很高。

夜间事故中约有 50% 发生在没有照明设施的黑暗道路上，道路照明越差，事故发生的可能性就越大。夜间事故的多发和高的致死率，其原因就是驾驶员的视力与白天相比降低约 $1/2$ ，此外，雨和雾也会使视力下降，前窗玻璃脏污和水滴不但使视力降低，还会使距离感失真，必须引起注意。

道路照明的目的是使路面明亮，及时发现路上的危险物等，特别是对事故多发的交叉点（占事故总数的 56.9%）、人行横道、立交枢纽、弯道、高架桥等处必须有高的照度。

增设和改善道路照明设备对减轻事故的效果极大，在欧美有行人事故激减和轻伤事故、重伤事故大幅度减少的报告，在日本同样也取得了很大的效果。

夜间行车，为了恢复行驶视野，确保行车安全，采用了一系列的灯具。有用于夜间外部照明及恢复本车行驶视野的前照灯、辅助前照灯、前侧位灯；有向道路其他利用者传递信息的转向信号灯、制动灯、停车灯、后侧位灯、中侧位灯、示廓灯以及反射器；还有两者兼用的倒车灯；雾灯是雾、雨、雪等天气能见度差时，用于恢复视野和使迎面来车以及尾随车辆（后雾灯）知道其位置的灯具。

（一）前照灯

前照灯具有近光和远光两种光束。近光是会车或尾随前车时使用的近距离照明光束；远光是正常行驶时使用的远距离照明光束。要求前照灯的配光性能是远光、近光都有良好的照明，并且近光不炫目。

1. 前照灯近光配光性能要求

在距前照灯基准中心前 25m 处布置一白色垂直屏幕。在屏幕上，近光应产生明显的明暗截止线。其水平部分在 V-V 线的左半边，即与灯基准中心等高的 H-H 线左半部，右半边与水平线向上成 15° 的斜线，或向上成 45° 斜线到至垂直距 250mm 转向水平的折线，如图 2-44 所示。这可保证近光光束既不使对面来车的驾驶员炫目，又能清晰照射到行驶方向的右侧前方的行人或其他障碍物。

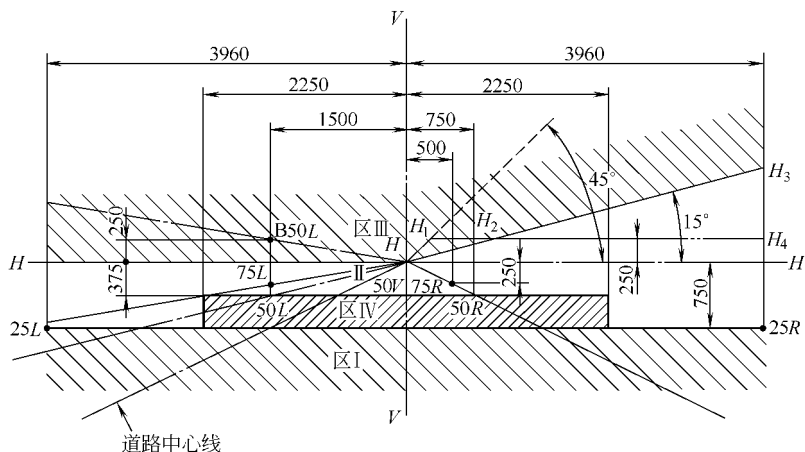


图 2-44 前照灯近光光束的配光性能

在配光屏幕上的照度限值，应符合表 2-10 的规定。

表 2-10 近光灯配光性能要求

单位：lx

测试点或 测试区域	白炽前照灯		卤钨前照灯	
	最大值	最小值	最大值	最小值
B50L	0.3	—	0.3 0.4 ^①	—
75R	—	6	—	12
75L	—	—	12	—
50R	—	6	—	12
50L	—	—	15	—
50V	—	—	—	6
25L	—	1.5	—	2
25R	—	1.5	—	2
Ⅲ区任何点	0.7	—	0.7	—
Ⅳ区任何点	—	2	—	3
Ⅰ区任何点	20	—	2E ^②	—

① 单光束为 0.3，双光束为 0.4。

② E 为 50R 实测照度。

在Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ和Ⅳ区域内，其水平方向相邻间的照度应无明显的陡变，不致影响良好的可见度。

2. 前照灯远光配光性能要求

在配光屏幕上的照度限值，应符合表 2-11 的规定。

表 2-11 远光配光性能要求

单位：lx

测试点或 测试区域	白炽前照灯		卤钨前照灯	
	最大值	最小值	最大值	最小值
$E_{\max}$	—	32	240	48
HV 点	—	$0.9E_{\max}$	—	$0.8E_{\max}$
HV 点至 1125L 和 1125R	—	16	—	24
HV 点至 2250L 和 2250R	—	4	—	6

双光束卤钨前照灯，其远光最大照度应不大于近光在 75R 点测试照度的 16 倍。

除了配光性能以外，前照灯的光通量应符合 GB 4599 的相关规定。驾驶室仪表板上应设有指示灯。

3. 前照灯的发展功能

(1) 前照灯清洗器

夜间行驶遇到雨、雪天气，在前照灯配光镜上的水珠会减弱灯光的照度，因此有些轿车在前照灯配光镜外表面设置清洗器。该清洗器类似于风窗刮水器和风窗洗涤器，包括刮片、刮杆和喷液口等。安装前照灯清洗器，要求清洗器在前照灯透光面上正常的停止位置有阴影时，仍应保证前照灯的光度要求，并且清洗后，前照灯的照明度至少要达到完全清洁时的 70%。

(2) 前照灯基准轴的室内调整

会车时为了不使对面来车的驾驶员炫目，可在驾驶室内操纵前照灯，使其向下转动。

(3) 转弯时灯光照明

通常在车辆转弯时，前照灯光束仍向行驶路线的切线前方照射，而不能全部照射在前方弯路上，这样就影响了驾驶员观察前方弯路的视认性。为此，开发了可用于直路和弯路的两用前照灯装置。

一种是将前照灯通过杆系与转向系统连接起来。当车辆转弯时，前照灯与转向系统同步转动，使前照灯光束始终照射在前方道路上。

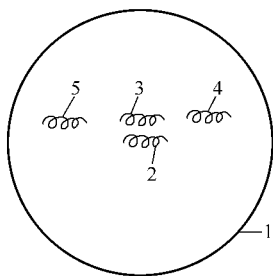


图 2-45 四灯丝前照灯

- 1—反射镜；2—远光灯丝；3—近光灯丝；4—右偏光灯丝；5—左偏光灯丝

另一种方法是改进前照灯本身，使前照灯具有偏射的功能。此装置是在原有前照灯泡的基础上，在灯反射镜的纵向对称面两侧各增加一条灯丝，做成四灯丝灯泡。这样前照灯就具有远射、近射、左偏射和右偏射四种光束，因此，具有直道和弯道照明的功能，见图 2-45。

反射镜采用旋转抛物面或凹球面。

图 2-46 所示为此照明装置的原理。功能选择开关 8 在图示位置，汽车直驶时，机动开关 7 接通远光灯丝 5，光束

直射，此时使用变光开关 6 就可实现远、近光切换。当汽车转弯行驶，并超过给定的转弯半径限值时，转向机构使机动开关 7 完成直射光束和偏射光束的转换，使偏射光束按给定的转向和转角照亮弯路路面。在转弯结束时，机动开关 7 回到原来直射光束接通位置。拨动开关 8 到另一位置，则断开机动开关 7 的动臂端，电源通过功能选择开关 8 直接接通远、近光灯丝，保持原有功能。

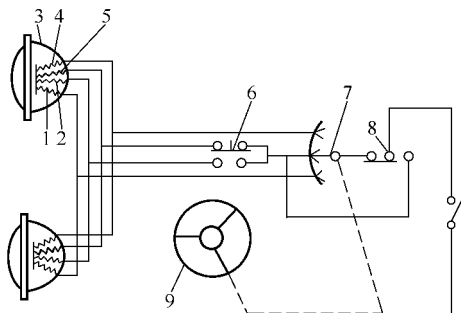


图 2-46 直弯道两用照明装置原理示意图

- 1—右偏光灯丝；2—近光灯丝；3—反射镜；4—左偏光灯丝；5—远光灯丝；6—远、近光变光开关；7—机动开关；8—功能选择开关；9—转向盘

(4) 根据前车距离自动调整近光

该装置的传感器是一光敏元件和滤光器。滤光器只能通过红色光束，传感器安装在汽车前部。如果前车红色尾灯亮，传感器接收到信号，当信号强度达到一定的限值时，则开关元件动作，将远光转换为近光，可避免前车反射光线的炫目作用。

(二) 前位灯、后位灯、示廓灯、制动灯

前位灯是从车辆前方观察，表明车辆存在和宽度的灯。后位灯是从车辆后方观察，表明车辆存在和宽度的灯。前位灯、后位灯是根据法规强制要求安装的。在前照灯点亮时，前、后位灯都不得熄灭，发动机熄火后也要求仍能点亮。在夜间良好天气的情况下，应该在300m处可见，这就足以使前、后方来车能发现本车，并及时采取相应措施。

示廓灯是安装在车辆最外缘和尽可能靠近顶部附近，用来表明车宽的灯具。对于某些车辆和挂车，用来补充前位灯、后位灯，以引起对其整体的特别关注。空载高度为3.0m及3.0m以上的客车及厢式货车，均需安装示廓灯。示廓灯包括示宽灯和示高灯。汽车的前位灯就是前示宽灯。

制动灯是向车辆后方其他使用道路者表明车辆正在制动的灯，主要是防止后车追尾碰撞。法规要求制动灯的可见度，在阳光下距30m可见，夜间良好天气距300m可见。

前位灯、后位灯、示廓灯和制动灯在基准轴线方向上的发光强度应符合表2-12规定。

前位灯、后位灯、示廓灯和制动灯的几何可见度最小角应符合GB 4785的规定，并且在几何可见度最小角范围内，发光强度应符合下列规定：在图2-47、图2-48所示的各测量方向上，发光强度应不低于各测量方向上的百分数与表2-12规定的发光强度最小值的乘积。

在任一可见方向上的发光强度不得超过表2-12规定的最大值。对于与制动灯混合的后位灯，H-H向下5°的水平面及其以下，允许发光强度为60cd。在任一可见方向上，前位灯、后位灯、示廓灯的发光强度应不低于0.05cd。在任一可见方向上，一个发光强度级制

表 2-12 前位灯、后位灯、示廓灯和制动灯在基准

轴线方向上的发光强度

单位: cd

项 目			最小值	最 大 值		
				单灯	标有“D”的单灯	双灯
前位灯 ,前示廓灯			4	60	42	84
与前照灯混合的前位灯			4	100	—	—
后位灯、后示廓灯			4	12	8.5	17
制 动 灯	一个发光强度级(S1类)		60	185	130	260
	两个发光强 度级(S2类)	白天	130	520	366	728
		夜晚	30	80	56	112
	S3类制动灯		25	80	55	110

注:当功能相同的两个灯(不论相同与否)组合成一个装置时,若每个灯的发光面在垂直于车辆纵向对称平面的平面上的投影,不小于其最小外切矩形的60%,则该装置对车辆安装而言,应视为单灯。

对于多光源的单灯,当任何一个光源失效时,仍应符合最小发光强度值要求。当所有的光源都点亮时,对于未标有“D”的单灯,其最大发光强度可以超出单灯的规定值,但不得超出双灯的规定值。

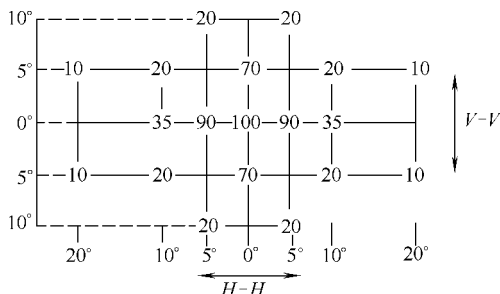


图 2-47 前位灯、后位灯、示廓灯和制动灯(S3类除外)配光分布

图中度数是与 H-H 线所成的水平角和与 V-V 线所成的垂直角

动灯的发光强度应不低于 0.3cd,两个发光强度级制动灯的发光强度,用于白天的应不低于 0.3cd,用于夜间的应不低于 0.07cd。对于与制动灯混合的后位灯,两灯同时点亮和单独点亮后位灯,在 H-H 上下 5°和 V-V 左右 10°所围成的范围内,测量的发光强度之比应至少

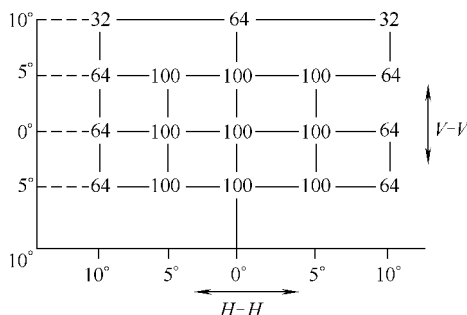


图 2-48 S3 类制动灯的配光分布

为 5: 1。若制动灯具有两个发光强度级，则在夜晚条件下必须满足此要求。前位灯、后位灯、示廓灯和制动灯配光性能的详细要求见 GB 17509。

除了制动灯是法规强制要求安装的以外，为了减少追尾事故，目前许多轿车已安装了所谓第三制动灯或称高位制动灯。这种制动灯安装在轿车的后风窗玻璃下部中心内侧，与尾随轿车驾驶员视线高度相当。这一装置与普通制动灯联动。工作时，其位置比普通制动灯更容易被后车驾驶员发现。因此可以有效地减少追尾事故。据美国夏威夷交通安全委员会的调查表明，汽车装上第三制动灯以后，追尾撞车事故比原来减少了 53% 左右。此外，这种装置向左右两侧加长以后，可扩大功能，中间部位仍作制动灯显示，两侧作为转向灯使用，与普通转向灯联动，用以加强转向信号的视认。

(三) 转向信号灯

转向信号灯用于向其他使用道路者表明车辆将向右或向左转向的灯。转向信号灯在夜间良好天气的情况下，应在 300m 距离处可见，在阳光下，也应在 30m 距离处可见。

转向信号灯电路中应装有闪光继电器，使转向信号灯亮度能自动地变化频闪，以引起道路其他利用者的注意。转向信号灯闪光频率应为 $(1.5 \pm 0.5) \text{ Hz}$ ，起动时间不大于 1.5s。

对于总长超过 9m 的车辆（不包括全挂列车），两侧前方须装设

侧向转向信号灯。

驾驶室内应装有转向指示器，与转向信号灯同时点亮。如果转向信号灯失效，则转向指示器也应同时失效，使驾驶员可及时发现故障，并采取措施。

转向信号灯对光度分布的要求参见图 2-49，图中格栅线交叉处的数字为百分数，表示该方向发光强度最小值与基准轴线方向或 A 方向发光强度最小值的比值。A 方向即是 6 类灯的 $H=5^\circ$ 、 $V=0^\circ$ 方向。

在发光强度分布范围（图 2-49）内，各类装置发出的光应均匀，即在格栅线围成的范围内任一方向测得的发光强度不得小于该方向周围诸方向中的发光强度最小值。

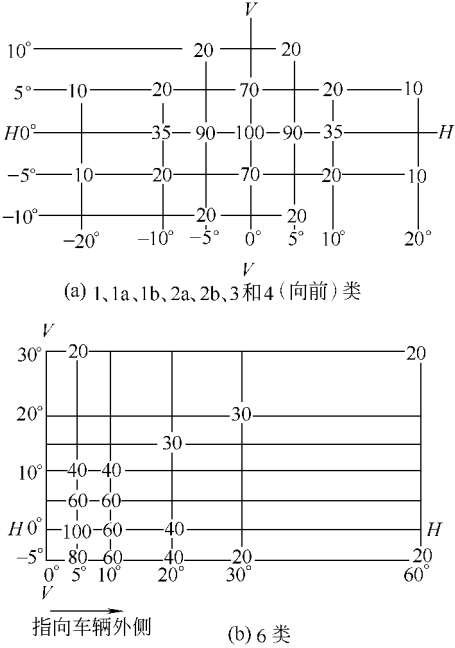


图 2-49 发光强度分布

转向信号灯各类装置基准轴线方向和 A 方向的发光强度应符合表 2-13 的规定。

表 2-13 转向信号灯基准轴线方向和 A 方向的发光强度

单位：cd

类 别	发光强度的 最小值	发光强度的最大值		
		单灯	可组合单灯	双灯
1	175	700	490	980
1a	250	800	560	1120
1b	400	860	600	1200
2a	50	350	350	350
2b(白昼)	175	700	490	980
2b(夜晚)	40	120	84	168
3(向前)	175	700	490	980
3(向后)	50	200	140	280
4(向前)	175	700	490	980
4(向后)	0.6	200	140	280
5	0.6	200	140	280
6	50	200	140	280

转向信号灯详细要求见 GB 17509。

(四) 其他灯具

倒车灯是照明车辆后方道路和警告其他道路使用者车辆正在或即将倒车的灯。倒车灯的配光性能为：H-H 水平面及其以上的任何测量方向不得大于 300cd；H-H 水平面以下则不得大于 600cd。倒车灯最低发光强度如图 2-50 所示。

驻车灯是用于引起人们注意，在某区域内有一静止车辆存在的

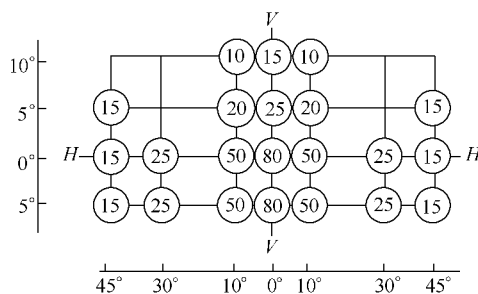


图 2-50 倒车灯最低发光强度（单位：cd）

灯。驻车灯可代替前位灯、后位灯。驻车灯配光性能为：前驻车灯应不小于 2cd，不大于 60cd；后驻车灯应不小于 2cd，不大于 30cd。

牌照灯是用于照明后牌照板空间的装置。牌照灯的配光性能是在牌照上任一测量点的光亮度应不小于 2.5cd。

回复反向器是通过外来光源照射后的反向光，向位于光源附近的观察者表明车辆存在的装置。

危险警告信号是同时打开转向信号灯，以向其他使用道路者表明，车辆暂时具有某种特殊危险。危险报警闪光灯的闪光频率应为 $(1.5 \pm 0.5) \text{Hz}$ ，起动时间应不大于 1.5s。

前雾灯是用于改善在雾、雪、雨或尘埃情况下道路照明的灯。后雾灯是在大雾情况下，从车辆后方观察使车辆更为易见的灯。后雾灯发光强度最小值为 150cd，最大值为 300cd。

侧标志灯是从车辆侧面观察时表明车辆存在的灯。侧标志灯的发光强度应符合表 2-14 的规定。

表 2-14 侧标志灯的发光强度 单位：cd

侧标志灯类型		SM1	SM2
最小发光强度	基准轴线方向	4.0	0.6
	几何可见度最小角范围内(除基准轴线方向外)	0.6	0.6
最大发光强度		25.0	25.0

第三节 驾驶员操纵特性与汽车安全

驾驶操作性是关于汽车的驾驶操作方便程度的性能，包括驾驶员对操纵杆件、踏板、仪表的位置关系，驾驶操作动作以及行驶中其他的辅助动作的方便程度等，属于主动安全。一般说操纵指的是操纵汽车，就是由驾驶人员介于汽车（车内环境）与道路（车外环境）之间对汽车实行操作，由人和驾驶装置组成人机控制系统。驾驶人员的主要情报来源是道路即车外环境，而且情报内容瞬息万变，驾驶人员

驾驶车辆必须适应车外环境的变化，所以，也可以称这个系统叫人机调节系统。这个系统对情报进行处理，处理过程如图 2-51 所示。

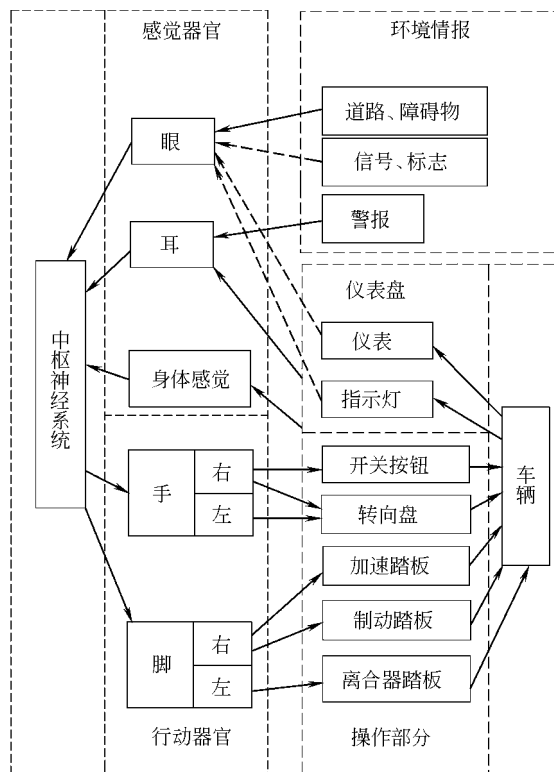


图 2-51 驾驶员与汽车、环境之间的关系

图中表示由感觉器官（主要为视觉、听觉、触觉等）经近心性神经系统传递到中枢神经，在此与既定的计划相对照，加以思考判断，进行意志决定。然后，由远心性神经传递到手、脚等操作器官，操作汽车的操纵部件，从而使汽车启动、行驶。这时如操作器官在响应上有偏差，导致汽车状态或行驶状态异常，则由仪表等指示器重新将此情报通过感觉器官返回到中枢神经修正，然后再传递到执行器官，由执行器官执行修正后的命令。上述的操纵特性是按一般情况说

的。实际上,对于驾驶人员来说,他的情绪、身体条件、疲劳程度以及疾病、药物等与人机调节系统有密切的关系,对情报处理正确与否或响应特性有很大的影响。可以这样说,驾驶人员的操纵特性是非线性的,不但决定于驾驶人员本身,而且与环境条件相互作用。

一、驾驶员的操纵性

(一) 驾驶区域设计

驾驶员的操纵性能主要取决于驾驶区域的设计。驾驶区域在满足驾驶员的乘坐舒适性、居住性、视野性、上下车的方便性、安全性要求的同时,更要注重操纵方便性的设计。

从满足乘坐舒适性和操纵方便性角度出发,驾驶区域的内部设计,可根据人机工程学的关系进行设计。驾驶区域的布置是以驾驶员座椅为中心进行的:

- ① 根据总布置(发动机、离合器的位置)来确定操纵踏板的位置;
- ② 以操纵踏板为原点确定座椅的位置,座椅的位置一经确定,同时也就确定了R点(H点)视点、踵点、肩点等参考点的具体位置以及头轮廓位置;
- ③ 确定转向盘的位置和角度;
- ④ 确定各操纵手柄的位置、各操纵杆件的位置和工作范围。

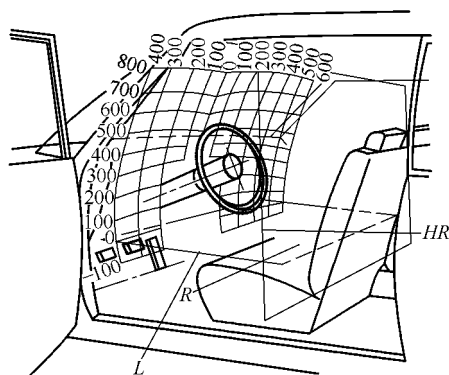


图 2-52 手伸及界限在车身中的位置

(二) 操作范围

驾驶员以正常姿势坐在座椅上,佩戴三点式组合安全带上,右脚踏在加速踏板上,一手握转向盘,另一手可达到的最大的空间界面是一椭圆球面。此手伸及界限在车身中的位置如图 2-52 所示。

手伸及界限依靠以下两个相互正交的基准平面来确

定它在车内的位置：通过正常驾驶位置，座椅调至最后时 R 点的水平基准面（图中 L 面）；沿驾驶员位置中心线并平行于车辆纵向中心平面的垂直平面，即 HR 基准平面。HR 基准平面距加速踏板后方的尺寸由座舱尺寸综合因数 G 决定，G 值根据下式求得：

$$G = 0.0018H_z - 0.0197\beta + 0.0027D + 0.0106\alpha - 0.0011W_x + 0.0024W_z + 0.0027\gamma - 3.0853 \quad (2-6)$$

式中参数如图 2-53 所示。

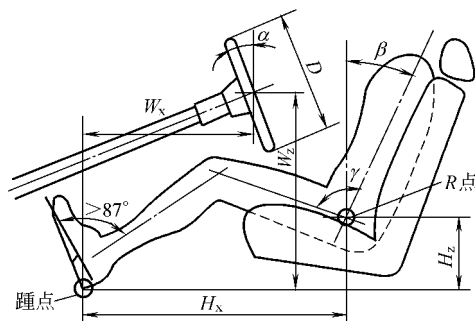


图 2-53 车辆座位结构

图中 β ——靠背角，是通过 R 点的垂直线与上躯干中心线之间的夹角；

γ ——臀角，上躯干与大腿中心线之间的夹角；

H_x ——R 点到驾驶员踵点之间的水平距离；

H_z ——R 点到驾驶员踵点之间的垂直距离；

D——转向盘直径，即转向盘的最大外径，如转向盘为非圆形，则假定为最大半径的两倍；

α ——转向盘倾角，指转向盘所在平面与垂直平面之间的夹角；

W_x ——转向盘中心到踵点的水平距离，指驾驶员踵点到通过转向盘中心的垂直面的水平距离；

W_z ——转向盘中心到踵点的垂直距离，指驾驶员踵点到通过转向盘中心的水平面的垂直距离。

对于具有不同 G 值的轿车，国际标准 ISO 3958 已对图 2-52 中不同坐标给出相对于 HR 基准平面的手伸及界限的距离数值。此手伸及界限直接适用于 25mm 直径的前后方向作水平运动的三指抓住式开关的作用区，主要针对新车型的初始设计。

（三）座椅、转向盘、踏板之间的相互关系

除了控制座椅、转向盘本身的位置、倾角以及调整量以外，还应控制转向盘中心对座椅中心的偏移量。便于操作的转向盘倾角范围是 $15^{\circ} \sim 70^{\circ}$ 。转向盘直径取决于力矩和角速度的关系，对于要求迅速转向的轿车、跑车，一般为 280 ~ 350mm，轻型汽车一般为 350 ~ 420mm，公共汽车和载货汽车一般为 430 ~ 600mm。

座椅前后、上下的调整量应使不同尺寸的成年男子和成年女子脚的可伸及踏板并操作方便。一般应采用第 5 百分位成年女子和第 95 百分位成年男子的人体尺寸数据作为座椅调整的两端界限，这样就可以保证 90% 的成年人的人体尺寸要求。

踏板角度、位置、行程、踏板力应使驾驶员容易操作，踏板之间的距离应保证更换操作的迅速与准确，并且不应干涉。特别是加速踏板与制动踏板的踵点应接近一条垂直于汽车纵轴线的水平直线，使踏板表面的高度差不应过大，踏板距地板不应过高。加速踏板与驾驶员座椅的侧向距离不应过远，以免驾驶员操作不便，失去重心。此外，离合器踏板与驾驶室侧壁、加速踏板与发动机鼓包侧壁的距离都不应太近，以免踩踏板时发生干涉。

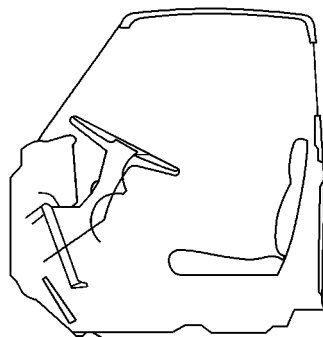


图 2-54 操作离合器踏板和加速踏板时驾驶员的膝位置轮廓

另外，在踩离合器踏板、加速踏板或制动踏板时，还要考虑到仪表板下部是否对驾驶员膝盖造成干涉。同胃轮廓一样，SAE 经过对货车和客车的统计研究，得到了具有水平可调座椅的第 95 百分位驾驶员的操作离合器踏板和加速踏板时的膝盖轮廓，见图 2-54。

操作离合器踏板驾驶员的膝位置

轮廓是一个半径为 103.25 的弧。

操作加速踏板的驾驶员的膝位置轮廓是一个半径为 113.25 的弧。

膝轮廓中心坐标可根据三种男女比例，即 50/50、75/25、(90/10)~(95/5)，由 SAE J1521 的表中查出。以此中心坐标画弧，就可得到操作踏板时的驾驶员膝轮廓，然后就可据此确定仪表板的下部边界了。

(四) 操纵杆位置

变速器操纵杆手柄不可过高或过低，手柄工作范围内不允许有干涉物体。

对于自动变速器，当变速器操纵杆安装在转向柱上时，从空挡换到前进挡应按顺时针方向拨动操纵杆，这符合人的动作习惯。并且要求有起动机互锁装置，即挂挡时，该装置可保证不能启动发动机，这就减少了因误操作带来的不安全因素。

驻车制动操纵杆行程不可过大，距转向盘不应过远，以免造成操作困难和采取措施不及时。因为在需要紧急停车时，可操作驻车制动器来增加行车制动的制动效能。

(五) 开关类的位置

比较重要和使用频繁的开关，如前照灯开关、警报灯开关、转向开关、喇叭按钮等应布置在距转向盘较近处。而诸如点烟器、收音机旋钮以及不常使用的风窗刮水器开关等可布置在距转向盘较远处或转向盘后面，但离转向柱中心不应超过 500mm。开关应具有国家标准 GB 4094—83 规定的图形标志。为了操作方便，转向开关可以具有自动变位功能。当汽车从弯路驶上直路时，回转转向盘动作可将转向开关自动地拨回到断开位置。

二、仪表类的视认方便性

(一) 仪表、警报灯和指示器的视认方便性

要求在头部不移动的情况下可见到车速里程表和电流表的全部以及燃油表、机油压力表、水温表的临界值。夜间也要视认方便。因此，仪表板上应设置仪表灯，点亮时应能均匀照清仪表板上的所有仪表，且不炫目。警报灯也应在视认性良好的位置上，并且容易区别故

障的种类。

除了上述的仪表易见性外,还有是否采用国家标准 GB 4094—83 规定的图形标志以及指针式或数字式表达等问题,也就是仪表的易读性。如水温表应低温在下,高温在上,且有表示水温过热的红区,机油压力表也存在同样的问题,见图 2-55。车速表误差要小,按法规要求,当实际车速是 40km/h 时,表指数应为 36 ~ 46km/h,刻度值以 10 的倍数为宜。

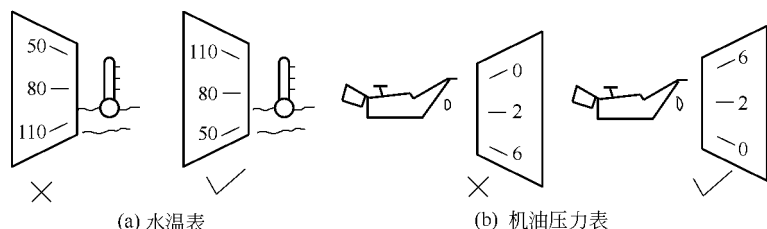


图 2-55 仪表的易读性

(二) 显示仪表的发展

国外一些高级轿车已开始采用电子数字显示来代替传统的机械指针显示。电子数字显示的显示器件有液晶、发光二极管和真空荧光显示。真空荧光显示有发光亮度高、寿命长、不需要辅助光源和视认方便等优点。

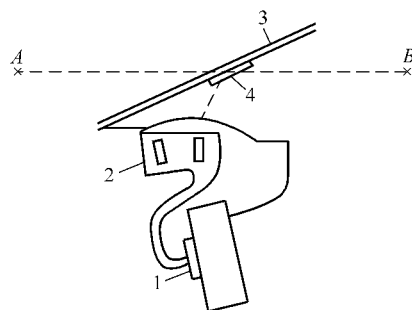


图 2-56 面前显示的基本结构示意图

1—电子光源驱动器;2—光学系统;

3—风窗玻璃;4—全息反向镜;

A—成像点;B—视点

另外一种正在发展的先进技术是面前显示。面前显示是由飞机引入到汽车的。开始时,飞机驾驶员在起飞和着陆时,一方面要正视前方,另一方面还要低头观看仪表,很不安全,因此,发明了将仪表板指示和外部信息投射到面前的风窗玻璃上的技术。图 2-56 由汽车用的一块全息反射镜、一

个光学系统（包括平面反射镜和高辉光荧光管）和一个电子光源驱动器三部分组成。成形的虚像一般在车的前保险杠上方。试验表明，面前显示比传统的仪表显示读数误差要低很多。

三、加速器控制系统的操作

（一）加速器控制系统的怠速恢复

法规要求在发动机运转过程中，当驾驶员随时解除踏板力时，应在某一规定时间内，发动机能从某一转速恢复到怠速转速。如果在发动机运转过程中，加速器控制系统内的某一零件损坏时，也应达到上述要求。恢复怠速的规定时间见表 2-15。

表 2-15 恢复怠速的规定时间

汽车种类	恢复怠速时间/s
最大总质量 $\leq 4.5\text{t}$ 的汽车	≤ 1
最大总质量 $> 4.5\text{t}$ 的汽车	≤ 2
在 $-18\sim -40$ 环境温度下试验的汽车	≤ 3

图 2-57（a）所示为某柴油机货车的加速器控制系统。图中 1~4 处损坏，发动机转速仍可下降到怠速转速，但是 5 损坏后就不能下降到怠速转速。所以为了安全起见，应增加一根回位弹簧，将此处设计成冗余系统。

图 2-57（b）所示为某汽油机货车的加速器控制系统。图中 1、2 两个部位损坏都可从任一转速下降到怠速转速。3、4 两处损坏则转速不能下降。回位弹簧 5 损坏，由于杠杆的重量，转速反而上升。所以此结构不合理，应在化油器上增加回位弹簧。

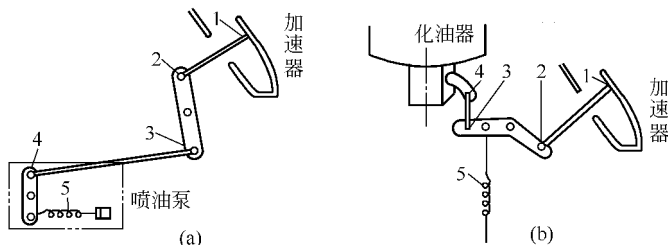


图 2-57 加速器控制系统示意图

（二）加速不良现象

加速不良就是驾驶员猛踏加速踏板时，车速或发动机转速反应迟钝或暂时降低的现象，见图 2-58 中的虚线。汽车如果加速不良，在超车时，就可能与对面来车相撞，或与被超越的车辆发生侧面碰撞事故。加速不良往往是化油器加速过渡性不好（汽油车），发生“咳嗽”所致。一般情况下汽油车比柴油车要好一些。但是，如果汽油车的化油器怠速量孔与主量孔之间过渡特性不好，则容易产生加速瞬间供油不足，导致加速性能下降。

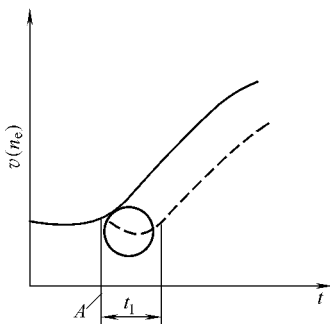


图 2-58 加速不良现象

A—踏加速踏板起点； t_1 —车速降低时间

反之，驾驶员松开加速踏板

时，汽车应有明显的减速效果，这个减速主要是由发动机的制动效果产生的。如果发动机怠速转速过高，或为了降低排放污染物而加装加浓装置的排气净化装置，就很可能造成发动机制动效果不好。这样，就造成驾驶员的紧张感，为防止追尾，就需要增加踩制动踏板的次数。

第四节 驾驶员行为特性与汽车安全

一、反应特性

（一）反应时间的定义

人由眼睛等感觉器官获得情报，传入大脑，经大脑处理后发出命令而产生动作，这一段时间称为反应时间。因为神经对刺激的传递需要时间，大脑的处理过程也需要时间，这两个时间之和就构成反应时间。反应时间又分简单反应时间和选择反应时间。例如，对于一种刺

激，只需要做一个动作即可，这个动作所需要的时间叫简单反应时间。对于两种以上的刺激，需按既定方式，采取一个以上的动作所需要的时间叫选择反应时间。一般简单反应时间比较短，见表 2-16。

表 2-16 简单反应时间

感 觉	反应时间/s
视觉	0.150 ~ 2.000
听觉	0.120 ~ 0.160
触觉	0.110 ~ 0.160

在驾驶车辆时有一个特别重要的概念就是制动反应时间。这个时间是指驾驶人员接受到某种刺激后，脚从加速踏板移向制动踏板的过程所需要的时间。一般来说，制动反应时间根据室内模拟试验为 0.6s 左右，室外实际车辆运行中制动反应时间为 0.52 ~ 1.34s。

（二）反应时间的特性

① 反应时间与刺激的种类有关。在各类刺激中，以声音刺激的反应时间最短。见表 2-17。

② 反应时间与反应运动系统的种类有关。无论左手或右手，都比脚反应快。见表 2-18。

表 2-17 反应时间与刺激的关系

刺激种类	反应时间/s
声音刺激	0.149 ~ 0.167
力刺激(触刺激)	0.182 ~ 0.212
光刺激	0.200 ~ 0.222

表 2-18 反应运动系统的
种类与反应时间

反应运动系统	反应时间/ms
左手	144
右手	147
右脚	174
左脚	179

③ 反应时间与显示的刺激性质有关。从经验得知，两种颜色对比鲜明时，反应时间短。两种颜色色彩接近时，反应时间长。而且，反应时间的长短因刺激的强弱程度的不同而不同。

④ 一般来说，儿童、老人、女人的反应时间较长。如图 2-59 所示。

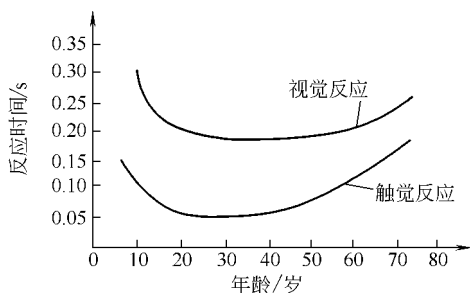


图 2-59 反应时间与反应者年龄的关系

二、驾驶员的行为特性

(一) 驾驶员的自我中心倾向

驾驶员一般都有尽快到达目的地的潜在欲望，因此，从本质上讲具有排他性。这样就对横过马路的行人和停车信号感到讨厌和心烦。站在驾驶员的立场就很容易助长人类本来具有的自我中心倾向。当要求得不到满足时，这种倾向就会增强，发展成攻击性的，往往因超速开车和无理超车等而发生事故。例如，在日本箱根的山路上不许超速，这种不满情绪爆发出来，在沼津的千本松原的直线公路上超高速行驶而引起事故。

(二) 驾驶员的模仿性

与自我为中心相反，驾驶员对别的车辆的行动又表现出强烈的关心，并进行追随和模仿。在不熟悉的道路上，这种倾向越加明显，往往不做自主的判断而盲目地追随其他车辆。例如，1979年7月11日在东名高速公路日本坡隧道发生的大火火灾事故（7人死亡，173辆车着火）中，虽然在隧道入口前2km处的电光显示牌上显示出“禁止进入，火灾”，但仍有近100辆车照样进入，致使扩大了灾害。这些驾驶员有的认为“虽看见显示内容，但既然前面的车在行驶，想来没问题”，有的认为“大概是老早以前的事故”，因此无视显示牌的警告，跟着前面车辆继续前进。在美国也有同样的例子，由于驾驶员缺乏自主判断，后续的车一辆接一辆落入桥已冲走的河中，直到第10辆车才引起注意。

（三）驾驶员的判断

驾驶员对见惯的或有预备知识的对象物，按照预期的想法可以很快做出认识和判断，识别距离也可缩短到 15% ~ 45%。相反，在不清楚の場合，判断和反应都比较慢，对突然发现的障碍物，制动反应要增加 2 倍以上。这与日常生活中在走熟的道路上行走很顺当，在人群中可以很快认出自家人的道理是一样的。

（四）驾驶员的应急能力

驾驶员在危急情况下的处理能力一般都较低，在相当紧急的情况下，全然不知道怎么办的情況也很多。这一点可以从车对车事故时的反应状态看出，紧急制动的占 47.6%，不采取任何措施的占 23.5%，转向盘和制动器同时操作的为 11%。

驾驶可以说是一种管理控制作业，要在瞬间抓住环境状况，决定先作何种操作并且实施，控制能力取决于个人的素质和训练的程度。

三、性格特征及心理特性

关于事故与驾驶员性格的关系，已经发表了很多研究报告。一般来说，缺乏协调性、情绪不稳定和易冲动的驾驶员易发生事故。相反，有顺应性、性格稳定的人属于所谓的无事故型。

作为证明这一点的事实，在驾驶员中存在着事故多发者和违反常规者。根据菲拉德鲁非阿的调查，事故多发者群与事故较少者群相比，前者的事故约为后者的 14 倍。康涅狄格州的分析报告中指出，占驾驶员总数的 3.9% 的事故多发者，引起的事故却占事故总件数的 36.4%。在日本，也有事故总数的约 30% 是由事故多发者引起的报告。因此，对这些事故多发者进行矫正教育，已成为减少事故的重要课题。

表 2-19 把驾驶员分为事故多发群和无事故群，对其性格特征和心理特性作了比较。从表可知，事故多发群和无事故群在性格、心理方面表现出完全相反的倾向。

作为对事故多发者的对策，可由第三者对其作出客观的评价和建议，使每个人认识到自己的短处。例如，即使是身体有缺陷的人，如果对自己有正确的认识，事故也可显著减少。作为这方面的例子，对美国某州耳朵不方便的驾驶员调查，发现其事故比正常人少得多。

表 2-19 事故多发群和无事故群的性格特征和心理特性的比较

项 目		事故多发群、 违反常规群	无事故群
性 格 特 征	协调性 ,内省力	少	有
	自我中心性	强	少
	矢田部 Gilford 性格试验(攻击性、活动性)	大	小
	内田 Kleverin 作业量	少	多
	精神试验 波动量	大	小
心 理 特 性	知识水平	低	高
	人际关系	关心少 ,亲密度少	关心多 ,有亲密度
	欲望不满足	强 冲动性	少
	情绪刺激	有稳定 ,兴奋性强	稳定
	感受性	过敏 心情易变	正常
	神经病症状	强	少
	对事态的把握	主观、片面	客观 综合
	适应性	异常	正常
	安全态度	有冒险性	安全本分
	安全教育观念	轻视	重视 积极
	交通法规观念	轻视	重视
	尊重生命观念	缺乏	强
	用估计方法驾驶	多	否定
	对事故的责任感及反省精神	缺乏	强

驾驶员的心理波动和急剧的感情变化会产生思维的迟钝和判断的混乱，妨碍动作的平稳性，从而妨碍做出与环境相适应的行动。在欲望得不到满足和人际关系不和时，往往只注意自己本身的驾驶，烦恼和不安使注意力不集中，容易陷入“似见似不见”的状态。

人们随着年龄的增长，精神会比较稳定。每一万名执照持有者的事故件数（占总事故百分比）如按年龄分则为：10 岁的一代 260（11.9%），20 岁的一代 150（38.2%），30 岁的一代 89（24.3%），40 岁的一代 85（15.9%），50 岁的一代 73（6.8%），60 岁的一代 70（2.3%），10~30 岁这代人在事故总数中占 74.4%，明显表示出年轻人的事故多发的倾向性。而中、老年层在协调性、适应性、安全意识、遵守交通法规等方面，由于有好的性格和心理的变化，事故显

著减少，在本质上适合于驾驶。

与结婚的关系是，已婚者重视安全，未婚者往往喜欢冒险，但要帮助家庭生活的未婚者，也和已婚者一样有重视安全的倾向。

四、驾驶适应性

所谓适应性是指“能很好地适应环境的变化”，把这个定义用于驾驶适应性就是“能够根据时刻变化的交通环境进行正确驾驶的身心状态”。适应性的评价可采用驾驶作业所必需的特性与人的特性匹配的试验，对后者有检查身体适应性的医学检查和心理、人机工程学检查，可采用笔试和器械试验。

表 2-20 是根据世界卫生组织（WHO）的方针确定的驾驶员医学检查方法及其标准（适应性评价）。

表 2-20 根据世界卫生组织的方针确定的驾驶员医学检查方法及其标准

序号	检查项目	第 1 群	第 2 群	备 注
1	视力 视野 复视 辨色力	0.5(不可用隐形眼镜) 显著缺损者不可 不可 根据本国规定,可或不可	0.4(不可用隐形眼镜) 显著缺损者不可 不可	其他的障碍可 听从专科医生的 意见,原则上是眼 科医生,但经特别 训练的检查官也 可以
2	听力	驾驶中禁止用助听器	—	—
3	健康状况	有显著身体障碍的人不 适应	—	—
4	心脏	—	—	对 4~6 项即使 是轻症,也要根据 专业医生的诊断 结果,对第 1 群予 以禁止或定为不 适应
5	高血压	服用降压药期间禁止 驾驶	服用降压药期间在医 生的定期检查下可以 驾驶	
6	内分泌疾病	对糖尿病人,在进行食物 和胰岛素结合治疗的禁止 驾驶,用其他方法治疗的也 要长期禁止驾驶	—	

序号	检查项目	第 1 群	第 2 群	备 注
7	神经系	有癫痫病史的属不适应	癫痫患者服药后 1~2 年内未发病的可驾驶,但每半年至 1 年可交出诊断书	适应与否的标准按 4~6 处理
8	精神障碍	不适应 转变性癫痫不适应	由专业医生决定	按 7 处理
9	急性传染病	绝对禁止	—	—
10	血液病	检查后确定是禁止或不合格	—	—
11	皮肤病	患性病者禁止	—	—
12	胃肠病	—	—	—
13	泌尿系疾病	慢性病有时对交通安全有危害	—	—
14	酒精(饮酒)	酒精中毒者不适应,血中浓度 50mg(100ml 中)以上不适应	血中浓度 50mg(100ml 中)以上不适应	—
15	药剂	慢性中毒和有嗜癖者不适应	—	在药剂标签上表明是否影响驾驶

注：第 1 群：3500kg 以上的大型车的驾驶员，载客、公共紧急用车的驾驶员，职业驾驶员。

第 2 群：3500kg 以下的小型车的驾驶员，每小时 40km 以上的摩托车驾驶员。

心理学检查是预先对事故多发者进行剖析，把他们的性格特征、心理特性取为“事故倾向”，以此为标准，利用统计手法用笔试判定其驾驶适应性。

人机工程学检查是根据在安全驾驶操作中判断和动作的时间必须协调的观点，用笔试判定驾驶适应性。这时动作过快最危险，判断过慢则难以回避危险，在两者中间的所谓机敏型最适合。立足于这种观点的试验称为 C. C. No. 试验（Cybernetical Controlability Number Test，即控制论控制试验）。

作为器械试验，有检查速度感觉、急躁性的速度预见反应检查

仪，检查判断正确和处置机敏的重复作业反应检查仪，检查注意力分配和保持时间的处置判断检查仪等（见表 2-21）。

表 2-21 主要驾驶适应性检查概要

检 查 名 称		概 要
笔 试	内田 Kleverin 精神检查	用连续加算作业的作业曲线等判断能力、性格
	矢田 Gilford 性格检查	用 120 个问题的提问法，把性格按稳定性、适应性、积极性判定为 5 种类型
	C. C. No. 试验	人机工程学认为人在进行正确处置时，对动作时间为 1，判断时间为 2 最适宜，根据这个理论，利用图形送别试验和手的动作试验算出 C. C. No.，判定为机敏型（最佳）、轻率型（不适合）、稳重型（普通）
	警察科学研究所编的驾驶适应性检查	把各种试验组合起来的一种方法，能广泛用于与警察有关的部门
器 械 试 验	速度预见反应仪	检测速度感觉和急躁性程度的仪器，让被测者观察以一定速度在直线上移动的光点，光点消失后，作为继续运动的物体推定到达某个距离的时间，由此进行判定
	重复作业反应检查仪	检查对各种刺激反应的正确性和速度的仪器，对着由三种灯和蜂鸣器组合而成的刺激种类，使手脚反应，根据反应时间和正误数进行判定
	处置判断检查仪	是检查注意力分配和持续情况的装置，用转向盘操作指针，使之不与回转盘上的标识及周围的红线接触，用错误次数进行判定

五、注意力

1. 什么是注意力

很多事故是由于“不注意”而引起的，“注意”的心理过程就是整个大脑处于极清醒的、高的意识水准状态，刺激和信息依靠注意力，首先被感知，然后被认识。注意力在意识的集中点最强，随着离开该点距离的增加而衰减，直到“无意识”区。这个意识和无意识的分界线称为识阈。识阈的范围每个人差别很大，并且同一个人也随身体状况而变化。识阈的界限可以用某种指标来表示，例如使人在一瞬间看很多文字，能读取的字数平均为 6 个，用这种方法就可表示出

识阈。这时如果再进一步增加文字数，读取的能力就会下降。识阈的界限在时间方面也是一样的，在数字的记忆作业中，如超过某个速度就达不到平均能力。

以上是单一作业的实验结果，在双重任务时也表示出同样的结果。

因此，识阈的范围和集中是一种逆相关关系。在要求注意力超过平均能力（识阈）的混杂情况下的驾驶以及因交通标志等过多而产生的信息过多的驾驶状况，都使驾驶员不能发挥正常的能力，但这种情况下往往单纯被指责为驾驶员的错误。

此外，把记忆力维持在同一水准的时间也有一个界限，它的水平经常变动是很普通的情况。识阈的视觉、听觉也因注意集中点的移动而移动。这就像心理学中的“反转图形”的例子那样，视觉中感觉到的图形随看的方向而变化，从中可以体验到注意力集中点的移动。

从以上各点可知，作为确保驾驶作业安全的注意力，就是要在短时间内识别各种信息的重要程度，取舍选择，决定集中点，而且不是固定在这一点，而要根据交通环境的变化而正确地移动，以覆盖尽可能大的识阈。

像以上那样来要求的注意力集中点，对人来说有时是很难达到的，因此，要通过经验和训练来慢慢体会，例如用铁道信号组那样的指差呼唤等方法，把意图习惯化是很重要的。

在驾驶作业中，驾驶员要动员全身的所有感官，专心用于收集环境信息。这时，由于感觉、知觉的降低，招致对环境变化的反应迟缓和认识延迟，由此而产生的事故很多，达到约 50%。此外，还有判断的错误，对对方的行动预测不准，这一类约占 40%。如果认识迟缓，当然时间就不充裕，慌忙中将制动踏板和加速踏板踩错等，引起操作错误和错觉。环境的变化大部分首先被眼睛感知，接着注意力起作用，到达知觉，被大脑认识，再由神经中枢发出有意识动作的指令。其中，注意力起一种所谓催化的作用，如果它不起作用，人就处于“心不在焉，视而不见，听而不闻”的状态，对危险就全无防备能力了。由不注意而产生的认识、判断、操作错误，互相之间有密切

的联系，作为事故的内在原因而起作用，再以违反安全速度、思想开小差等表面原因表现出来。

作为对这些错误的对策，要保持健康的身心，经常维持高的意识水准，遵守驾驶的基本要求，把操作顺序形成条件反射等。为此，单纯用头脑思考是不够的，要动员尽可能多的感官和肌肉，用整个身体来感觉。为了防止“马虎事故”，有电车司机在唱“出发进行曲”时要眼和口并用的例子，验车试验、各种警报装置等也是根据这个原则采取的防止错误的对策。作为对环境因素的对策，要整修好道路设施和标志，使之容易正确认识和判断，还必须进一步引入安全、可靠的系统。

2. 习惯

因习惯而产生的事故，有时会与不注意混同起来。不单是驾驶，一般的作业和动作经反复练习达到熟练后，即成为所谓的习惯状态。这样的习惯动作，实际是生理学上的条件反射，这时不存在确认的阶段。这时信息在经过大脑皮层的运转中枢以前，就通过别的系统的路径（锥体外路径）直接把刺激送到手脚的肌肉等处，进行动作，因此作为意识的认知是动作结束后才产生的。被称为老手的人，由于是靠直觉来把握环境，并在瞬间内进行动作，并没有真正确认状况的变化，因此有招致事故的危险。习惯是人们节省精力、减轻负担的一种身体保护作用，有其合理的一面，但由于存在着不进行确认的危险，所以是一个矛盾的统一体。驾驶的老手必须警惕落入这个陷阱。

第五节 驾驶员酒后开车特性与汽车安全

一、酒后开车与交通事故

从世界各国交通事故统计来看，酒后开车所造成的交通事故次数占交通事故总数的2%~4%。据报道，在美国，交通事故的50%左

右是由饮酒引起的。在死亡事故中，因酒后开车致使他人或自己死亡的占死亡总数的 10% 左右，可见酒后开车造成不良后果的严重性。不但是酒后开车肇事，而且骑自行车的人和行人在酒后也经常肇事。因此，饮酒与交通事故成了不可分离的问题。我国交通规则中明确规定：严禁酒后开车。日本警察厅为加强交通管理，1970 年 5 月 21 日公布法令，自同年 8 月 20 日起严禁酒后开车。在交通管理和处理交通事故过程当中，经常提出这样的问题：究竟喝多少酒才算酒后开车呢？世界上各国的规定不一样。我国没有明确的规定。日本规定，在 1ml 血液中含 0.5g 酒精，或 1L 呼气中含 0.25g 酒精，即使没醉也算酒后开车，因而必须受到刑事或行政处分。但是要想严格掌握饮酒量，必须对驾驶人员抽血检查或者采用现代化检测仪器检查，否则是很困难的。

饮酒对身体的影响主要是视觉机能下降（视力下降、视野变窄等），带来各种感觉不均衡和迟钝，动作不稳定，加速和制动操作大幅度异常等，阻碍综合性驾驶能力的发挥。饮酒对精神和心理的影响，比对身体的影响更大，其表现为：①情绪不稳定；②理性被麻痹，对各种事情的注意力下降；③意识面变窄；④信息处理能力下降，影响其选择面；⑤预测的正确度和自制能力下降；⑥危机感被麻痹，脾气变大，喜欢超速和超车等。安全态度显著变坏，跟正常时像换了个人一样，因此，很容易发生事故。

酒后开车影响驾驶人员的行动特性，因此由于酒后开车所造成的交通事故有它本身的特征。归纳如下：

- ① 向静止物体包括安全地带和电线杆等冲撞；
- ② 向停着的车辆冲撞；
- ③ 当对向车的头灯使驾驶人员感到晃眼时，驾驶人员的视力受到影响，与对向车发生对面冲撞；
- ④ 由于驾驶人员视力下降，看错道路而将车翻到路外；
- ⑤ 多发生在夜间，特别是夜晚 10 点以后；
- ⑥ 多属重大交通事故，死亡率高；
- ⑦ 多属违反交通规则；

⑧ 有的国家对酒后开车肇事者进行了分析，饮酒后 30 ~ 60min 以内肇事者约占 60%；

⑨ 据日本分析，酒后开车造成的交通事故中 70% ~ 80% 属于自损事故，即肇事者自己受损失而不涉及他人。

二、饮酒量与体内酒精浓度

饮酒后，酒精被胃壁及肠壁急速吸收，渗透于身体组织之内。进入血管内的酒精溶解于血液中，循环于体内。因为酒精对水有亲和性，所以，酒精浓度在人体内的分布情况与身体各组织内所含的水分的多少有关。

关于饮酒量与血液中酒精浓度的关系，我国还没有现成的资料可查。根据日本的试验可知：具有相当酒量的男子，1h 内喝日本酒 600ml，饮酒后 90min，每升呼气中含酒精 0.25g 以上。饮酒量与血液中酒精浓度的关系因人而异。根据试验，习惯性饮酒者，饮酒后 30min 其血液中酒精浓度达到顶点。中等程度饮酒者，饮酒后 60 ~ 90min 其血液中酒精浓度达到顶点。

三、血液中酒精浓度与人的驾驶能力

根据试验数据，在少量饮酒时 [血中酒精浓度 0.5mg/ml (0.05%)]，反射反应的时间有加快的倾向，但这时实际上只不过是省略了识别的无意识反射动作。在驾驶人员血液中酒精含量较低时，可以使驾驶人员的色彩感觉与触觉能力下降，对驾驶人员的反应时间也有影响，而且还可能产生误反应。饮酒驾驶事故的 80% 以上是在血中酒精浓度超过 0.05% 时发生的。在驾驶人员的血液中酒精含量增高时，误操作的可能性增加。有人进行过试验，驾驶人员血液中酒精浓度达到 0.80 时误操作比正常人增加 16%，而且当血液中酒精浓度增加时，操作方向盘的正确性降低。当驾驶人员血液中酒精浓度超过 0.90 时，其判断力比正常人下降 25%。根据开金库号码锁试验的结果，饮酒后动作明显变慢，失败率从饮酒前的 12% 激增到 55%。

关于血液中酒精浓度与驾驶能力的关系，不少人进行过试验。酒精浓度达到 0.30，驾驶能力开始下降，到 1.00 时下降 15%，到 1.50 时下降 30%。表 2-22 表示了酒精浓度和酩酊的关系。

表 2-22 酒精浓度和酩酊的关系

血液中的酒精的浓度	酩 酊 状 态
0.05% 以下	对驾驶能力几乎没有影响 0.05% 为平均数 ,喝啤酒两瓶或威士忌 2 盎司(60ml)时 ,到醉的程度
0.05% ~0.15%	怀疑醉的影响较强 0.15% 为平均数 ,喝啤酒 6 瓶或威士忌 6 盎司(170ml) ,已喝了很长时间还在喝
0.15% 以上	所有的驾驶员处于影响驾驶能力的酩酊状态
0.2%	摇摇晃晃 ,疯狂
0.3%	目眩、没力气
0.4%	醉成“泥人”
0.5%	死亡

第六节 驾驶员驾驶疲劳特性与汽车安全

一、什么叫驾驶疲劳

驾驶作业不是重体力劳动。可是，为了应付不测的事态和急速变化的环境总处于一种应急状态，使驾驶员的眼睛神经持续地高度紧张。特别是在高速行驶时，眼睛很累，眼球运动有时达到 150 次/min 以上，所以驾驶员的中枢神经很容易产生疲劳，招致感觉的钝化和知觉的下降，引起认识的不全面、迟缓或判断的失误，最严重时会产生驾驶时打瞌睡的危险现象。

疲劳是由于体力或脑力劳动使人产生生理机能和心理机能的失调而引起的。驾驶疲劳是指驾驶人员在驾驶车辆时由于种种原因产生了生理机能或心理机能的失调（即在生理或心理上产生了疲劳），从而使驾驶机能失调。驾驶人员长时间坐在固定的座位上，从复杂的车外环境获取情报，迅速加以处理，这种紧张状况时刻都增加驾驶人员的心理负担。驾驶人员驾驶汽车是连续作业，但在旅途中，常常因遇到交通堵塞或红灯信号而停车，以致心情烦恼、急躁，加重心理负担，因而容易疲劳。此外，在一些景物单调的道路上长距离行车，也易于疲劳。这些都统称为驾驶疲劳。

人为了维持高的意识水平，必须要有 150 亿个脑细胞活泼地运动，大脑与其他器官相比需更大量的氧气。驾驶作业可以说是一种连续的信息处理作业，往往长时间处于供氧不足的状态，越是正确的驾驶，大脑越容易疲劳。如果在长时间驾驶中也不感到疲劳，那往往是由于驾驶员不怎么进行识别，驾驶不够专注，当然这样也容易引起事故。即使是健康人，在经过 2~4h 的连续驾驶作业后也会感到中枢神经疲劳、感觉迟钝和知觉降低，进一步还会感到肌肉收缩的调节机能变差。如果照样继续驾驶，由于神经中枢的自卫，就像安全阀开启一样，使“感觉刺激中断”这种自动机能起作用，这时，驾驶员感到精细的操作十分麻烦，注意力涣散，正确的驾驶顺序被省略。例如，在右转弯时，把信号、对面来车、行人、标志、后续车等很多应注意内容中的某几项省略了。可是，这样的危险是不自觉的，并且越是健康人这种中断机能就越好，因此必须高度警惕。实际上，这种以疲劳为间接原因的事故非常多。

由于交通环境及驾驶方式不同，疲劳出现形态也各有特点。在混杂的运行时，由于交通信息的种类和数量过多，成为“刺激过多”状态。可是人体内神经传递系统的处理能力有一定的最高容量，对信息过多会进行自卫，引起下列反应：①省略（在多量的信息中把某些漏过去）；②错误（不能正确处理）；③延期（把信息处理缓办）；④过滤（只马上处理必要的信息）；⑤逃避（从信息场所逃离，拒绝处理）。从而躲避负担过重引起的破坏。根据京都大学伊吹山教授的研究，在极端的情况下，可把信息省略掉 92%。混杂时的负担对身体有显著的影响，作用于自律神经中枢，刺激交感神经，使脉搏增加 20%~40%，使血管紧张和血压上升。由于混杂行驶时容易对驾驶员的身心带来危险，所以绝不要勉强，要小心谨慎，另一方面，也要加强道路环境的整修。

二、疲劳的种类

疲劳，一般可分为身体疲劳和精神疲劳两种。前者由于体力劳动所致，表现在身体方面；后者由于脑力劳动所致，表现在精神方面。但是，作为一个人来说，两者又不可分。

从疲劳的原因来看，可以把精神疲劳分为狭义的精神疲劳和神经疲劳。狭义的精神疲劳纯粹是由于脑力劳动所致；神经疲劳不单纯是脑力劳动所致，如汽车驾驶所引起的驾驶疲劳就属于这一类。

从疲劳恢复的时间来看，可以把疲劳分为一次性疲劳、积蓄疲劳和慢性疲劳。一次性疲劳是经过短期的休息，比如睡一觉就足以恢复的疲劳，这是一种由于日常的劳动所引起的疲劳，正常驾驶疲劳就是属于这一种；积蓄疲劳不能用短时间的睡眠来恢复，睡一夜觉后，第二天还是疲劳，这是由于时间过长而积累起来的疲劳，要使这种疲劳得到恢复必须经过长时间休养和十分充足的睡眠，否则，这种积蓄疲劳会发展成为慢性疲劳；慢性疲劳是一种病态疲劳，一般来说是由于长时期处于疲劳状态而引起的，这种疲劳使劳动质量下降，影响身心健康。积蓄疲劳严重者也 and 慢性疲劳者相似，都不宜驾驶车辆。

造成驾驶疲劳的因素可分为驾驶人员生活上的因素、驾驶中的因素以及驾驶人员的条件。

1. 驾驶人员生活上的因素

① 睡眠 包括睡眠时间和睡眠环境。睡眠时间是指“何时就寝，睡了多少小时”等；睡眠环境指“是否可以熟睡”。

② 生活环境 包括居住环境（工作单位与住所是否距离过远）、家庭环境（婚否、家庭关系如何）和休息时间的利用（是否在休息时间内参加过重的家务劳动）等。

2. 驾驶中的因素

① 车内环境 即指车内温度和湿度是否适宜、车内噪声是否太大、车内震动是否剧烈、车内座位是否适宜、座位上的靠背是否过于柔软、驾驶人员与车上乘客的关系是否紧张等。

② 车外环境 即时间（白天、黄昏、夜间与深夜）、气候（晴、雨、雪等）、道路条件（道路线形、坡度以及是城市道路还是乡村道路）、交通条件（交通是否拥挤）以及交通设施条件（交通设施是否完备、科学、标准）等。

③ 运行条件 即行驶条件（是否是长时间、长距离行驶）和是

否有行驶时间限制。

驾驶疲劳除以上原因外，单调感也是一个原因。人的感觉器官如果反复接受单调的刺激，就会失去刺激的新鲜感，失去它原来的特性。因单调感而引起驾驶时打瞌睡，其典型例子在高速公路上可以看到。在汽车专用高速公路上行驶，心情舒畅、驾驶容易，驾驶员神经不紧张，疲劳也少。可是在高速公路上直线行驶时，最初感到很爽快，但时间一久就开始感到厌烦，不知不觉就会打起瞌睡来。在初期修建的高速公路中，作为最短路线往往都用直线，例如在意大利由墨索里尼建成的罗马—米兰间通常称为“太阳路”的高速公路，由于在非常长的距离上都是直线路段，因此，驾驶时打瞌睡的事故经常发生。在二次大战后建成的日本高速公路，也是在特定的地段经常发生驾驶时打瞌睡的事故，这些事实说明道路设计技术是不完善的。特别是夜间单独在长的直线道路上行驶时，由于驾驶操作很少，眼中是一成不变的景色，耳中响着发动机单调的声音，使人处于一种近似安静的状态，所以对驾驶员的刺激过少，即陷入所谓的“驾驶单调感”（高速公路催眠）和“感觉中断性幻觉”，诱使人们进入睡眠状态。这时，如遇到意外的障碍物，驾驶员的反应当然迟缓，制动也慢，从而产生撞车，或者因惊慌失措把转向盘打过头而发生翻车等事故。

3. 驾驶人员的条件

身体条件（体力及其他）、经验条件（熟练程度）、年龄条件（是否年老）、性别条件（如果是女性，女性的生理条件如何）、性格条件（是否急躁）以及是否有疾病（例如是否有高血压或低血压）等。

三、驾驶疲劳的症状

驾驶疲劳的症状一般分为自觉症状、他觉症状、身体症状以及精神症状等。

1. 自觉症状

驾驶人员本人在行车过程中所感觉到的疲劳，如感到疲倦、头重、难受、手脚痛等。

2. 他觉症状

由他人观察到的驾驶人员的疲劳症状，如表情变化减少、叹气、打呵欠、常常揉眼睛和眨眼频繁等。

3. 身体症状

由于长时间连续驾驶，右（左）膝疲劳，踩离合器踏板不圆滑。另外，手脚伸缩不灵活等。

4. 精神症状

驾驶人员由于驾驶疲劳所产生的精神症状，包括心情急躁、精神不振、郁闷等。

四、驾驶疲劳与交通事故

驾驶人员由于疲劳过度而产生过劳。过劳的驾驶人员在驾驶中常因发生错误动作而导致交通事故。

世界每年因过劳驾驶所造成的交通事故在交通事故总数中占有一定的比重。如日本，因过劳驾驶所造成的交通事故约占事故总数的5%。实际上，因过劳驾驶所造成的交通事故通常极难明确判断，因此，实际上其所占事故总数的比重比上述数值还要大些。这类交通事故还与驾驶人员驾驶的车型有关，一般驾驶卡车所造成的事故比驾驶出租车和小客车要多。根据试验得知，驾驶人员一天驾驶超过10h以上时，如睡眠不足4.5h，则事故率最高。国外有人对驾驶人员因过度疲劳所造成的交通事故进行了统计分析，其中60%是睡眠不足3.5h引起的。因此，充足的睡眠时间对驾驶人员来说是十分重要的。

驾驶疲劳与气候、交通条件和道路条件也有关。因此，驾驶人员的工作时间应根据这些情况酌量增减。驾驶人员进行长时间或长距离驾驶时，影响最大的是与驾驶直接有关系的各种机能，对于间接的机能如心脏活动能力、保持身体平衡的机能等也将受到影响。

五、驾驶疲劳与道路交通条件

如前所述，道路条件和交通条件都能影响驾驶人员的驾驶机能。国外有人曾对驾驶人员在驾驶时的身心反应（即驾驶人员的呼吸、皮肤电阻抗、脉搏数等因过度紧张时所发生的反应）进行了测定，发现在下列因素影响下能促使驾驶人员过度紧张：①能见度不好或无交通标志的道路；②行人很多，交通阻塞或意外地被超车；③铺装不

很好的道路；④在汽车产生剧烈震动时；⑤行车中有人与驾驶人员攀谈。

六、疲劳与心跳

驾驶状态与疲劳有很大关系。强行超车、加减速和无视信号、慢行等的莽撞驾驶，都会增加心脏和血管等循环器官的负担。根据久留米大学末永教授的试验，把莽撞驾驶和正常驾驶时对身体的影响和所需的时间作了比较：①脉搏莽撞驾驶者在行驶中显著增加，有时诱发脉搏不整，而正常驾驶者没有异常；②血压莽撞驾驶者在行驶中血压上升，到达目的地时又急剧下降，身体消耗较大，而正常驾驶者没有异常；③所需时间差在约 2h 的行程中，由于莽撞开车仅仅缩短 17min 30s (14.5%)。这些数据说明，莽撞驾驶是多么愚昧无知。

一般脉搏按以下顺序递增：U 形转弯，强行超车，紧张驾驶（能见度差的道路、弯道、隧道、小巷等）等。这会对循环系统产生不良的影响，有时还会诱发脑出血、心脏麻痹等疾病。

人们受到强烈的刺激后心跳加快，精神紧张时心跳也加快，一般来说要加快 20%，车辆运行速度增加时心跳也加快。据国外资料显示，在高速道路上，汽车行驶速度为 100km/h 时，驾驶人员的心跳次数比 80km/h 时增加 20%；反之，由于驾驶疲劳，心跳要减慢。如果心跳次数低于标准值的 20% 以下驾驶车辆，就属于危险驾驶。

当人不太清醒时，工作的可靠性会显著降低，反应时间也往往会延长到 2s 以上。

七、驾驶疲劳对策

1. 保持清醒

作为其对策，最有效的是休息和睡眠。可是在驾驶时，感到疲劳后再休息为时已晚，必须在即使疲劳不太严重但已有感觉时就马上休息。睡眠是中断外界刺激，休止神经中枢活动，排除疲劳物质，补给能量的过程，对于驾驶员来讲，充足的睡眠是安全驾驶的前提条件。由于瞌睡有某种程度的自我感觉，可利用自发的刺激或自己刺激，以保持清醒的意识。可是这方面终究有一个限度，所以重要的是要下工夫使运行中有变化，很快转变“刺激过少”的状态。具体的方法有

停车、打个盹儿、做体操、深呼吸、听收音机、喝饮料、打开窗子吹吹风等。

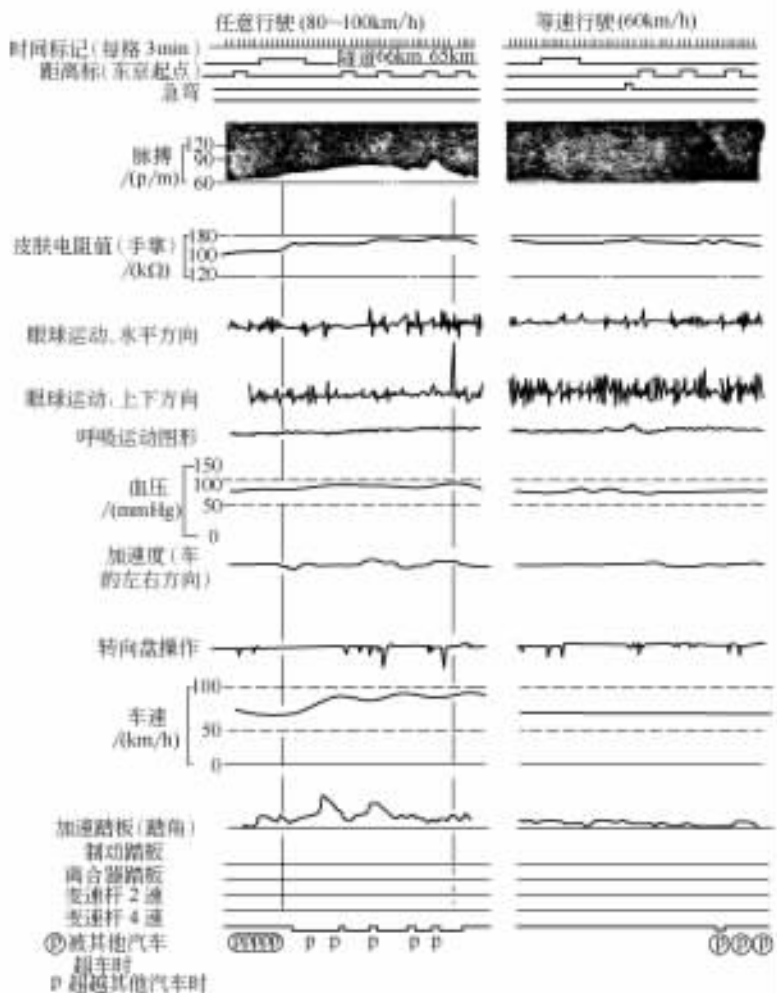


图 2-60 按行驶条件对驾驶作业的生理机能测定图形 (1mmHg = 133.322Pa)

在任意行驶, 当决定超越其他车辆时, 皮肤电阻显示反射, 眼球运动显示左右识别, 速度和踩加速踏板次数增加, 连续超过 5 辆汽车等速行驶时, 呈单调状态, 脉搏正常, 眼球运动显示出眨眼大, 次数多, 出现困倦现象, 以上很好地表示出行驶条件不同身心反应也不同, 大脑的活动水平 (脑电波、闪烁值) 也显示相应的变化

在运输业务管理上，很重要的一条也是要避免勉强，留有余地。在日本的一般道路上合理的运输作业量从疲劳的观点考虑，午前 2.5h，午后 1.5h，平均 2h 以上的连续行驶应当避免。在美国的猎犬公共汽车公司，包括途中休息在内安排 4h 左右的作业量，但合理的驾驶时间当然随道路状况、对路线的熟悉程度等是可变的。

2. 道路设计

从道路工程学上为防止这种刺激过少产生的催眠状态，可采取以下措施：

① 作为对大脑的适当刺激，把道路设计成需要作轻度转向的缓和曲线（回旋曲线）；

② 作为对视觉的刺激，要考虑风景的变化和视线引导，为此要用容易看见景色的钢丝索来代替妨碍视线的单调的护栏，用林阴树等来引导视线；

③ 适当缩短直线路段的长度。

3. 采用驾驶员驾驶疲劳警示装置

八、驾驶疲劳的测量方法

因疲劳产生的认知能力的下降可用标志识别试验来测定，其结果是：在身心健康时几乎对全部标志都能识别的驾驶员，在疲劳时约看漏 30%，识别距离（认出标志的距离）也仅为正常时的 1/2 左右。驾驶中的生理机能可用图 2-60 所示的测定图得到，其分析了与道路、路面状况的关系。驾驶疲劳的主要测定方法及概要见表 2-23。

表 2-23 驾驶疲劳的主要测定方法及概要

对象	测定方法	概要
精神负担	心跳次数的测定	测定因紧张、不安而增加的次数
	呼吸次数的测定	测定因紧张、不安而增加的次数
	G. S. R (Galvanio Skin Reflex , 电皮肤反射) 的测定	以皮肤电阻值的增减及变动频度来测定由紧张而引起的精神性出汗
	闪烁试验	把光的闪烁边界值作为闪烁值求出 根据其降低的程度 ,判定视觉中枢和精神的疲劳

对象	测 定 方 法	概 要
身体负荷	生化检查 尿比重 尿中 KS 值 尿 糖 尿蛋白	测定因疲劳的增加值 测定因疲劳的增加值 检查因疲劳而出现的情况 检查因疲劳而出现的情况
	血压测定	测定因疲劳而增减和恢复的状况
自觉症状	自觉症状调查表	把疲劳分成身体的、精神的、神经感觉方面的情况,把各人的主观诉说记入调查表,进行分析

第七节 事故心理

一、交通事故的直接原因

交通事故的直接原因,主要是驾驶人员观察、判断和操作方面所发生的错误。一般包括两个方面:一是思想麻痹大意、速度过快、车与车之间没有保持安全距离等,这是驾驶人员行动方面的错误;二是驾驶人员的身体、生理、精神和情绪等状态以及年龄、经验等内在原因,如前面已经讲到的饮酒、疲劳等均属于这一方面。

汽车驾驶员交通违章越轨行为引起的交通事故高达 26 种之多,表现程度和危害程度不同,其中较为突出的是酒后开车、疲劳驾驶、超速行驶、违章超车、违章会车、违章转弯、违章装载、不按规定让行、违章占道行驶、纵向间距不够、疏忽大意、判断错误、措施不当、违章操作和无证驾驶等。而超速行驶、违章超车、违章会车、无证驾驶、措施不当、疏忽大意等,又是所有驾驶违章越轨行为中表现最为强烈、最为集中、危害最大的违章行为。

二、观察错误

在驾驶车辆时，驾驶人员的观察作用十分重要。美国印第安大学大众卫生研究所对交通事故的成因进行过分析，得出的结论是：由于观察错误所引起的交通事故所占比重最大，占 48.1%；其次是因判断错误引起的，占 36.0%；因操作错误所引起的占 7.0%；因打瞌睡等所引起的占 0.9%；其他原因占 7.1%。日本人平尾在 20 世纪 70 年代初期，对 105 起事故（66 起车对行人的事故，39 起车对车的事故）中判断车辆速度与发现对方的距离进行详细分析之后得出的结论是：81% 属于观察错误，19% 属于判断和操作错误。

三、判断错误

在驾驶中的判断，是处理已观察到的情报和进行意志决定的过程。比如驾驶人员在行车中要调整自己的车与前面车的车头间隔及速度，决定超车或合流等。但是，对于所出现的情况，驾驶人员所进行的判断往往与实际情况有出入，比如驾驶人员判断的车头间隔往往比实际的间隔小。美国人洛克威于 1972 年对 12 名驾驶人员进行过两个试验，每个试验做了 104 次观察，观察结果如表 2-24 所示。

表 2-24 车头间隔的判断

项目	速 度	80km/h			112km/h		
		30	91	152	30	91	152
试验 1	实际的车头间隔/m	30	91	152	30	91	152
	驾驶人员判断的车头间隔/m	21	55	85	15	40	64
试验 2	所指定的车头间隔/m	30	91	152	30	91	152
	驾驶人员调整的车头间隔/m	27	55	73	18	40	55

由于判断错误所引起的交通事故，大都是因为驾驶人员自己主观的危险感与实际的危险有差距。在判断的过程中，由于驾驶人员的认知能力、知识水平和经验等（这些可以称为驾驶人员对于交通事故的预测体系）的不足，致使自己的动机与欲望要求等不相符合，因而造成错误的判断。

四、操作错误

操作错误，主要是指不能正确地踏制动踏板或加速踏板，对方向盘转动过度或不够。一般来说，由于操作错误引起的交通事故比由于

观察和判断错误所引起的交通事故少得多。驾驶人员所发生的操作错误以女性驾驶人员居多。英国道路交通研究所的研究表明,由于操作错误引起的交通事故的发生率女性驾驶人员比男性驾驶人员要高,见表 2-25。

表 2-25 由于操作错误引起的交通事故发生率的男女驾驶人员之比

项 目		男		女	
		人数	比例/%	人数	比例/%
事故总数中的驾驶人员数目		1288	100	279	100
操作错误的原因	经验不足	87	7	40	14
	技术差	9	1	12	4
	教育欠佳	16	1	10	4
	错误的决断与行动	32	2	10	4
	判断欠佳	60	5	14	5
由于操作错误所引起的事中驾驶人员的数目		185	14	71	25
总的操作错误数		204		86	

第八节 行人等道路利用者的特性

一、行人特性

(一) 步行特性

行人在交通中的最大特点是可以在极短的时间和极短的距离内变更自己的意志和行动。比如在横过马路时可以陡然站住、跑步或变更方向等。

行人步行特性：自由性；分散性；群体性；直前性；反复性。

(二) 行人的步行心理

不同年龄、性别、经历和不同文化素养的行人会有不同的交通心理因素,而同样一种心理因素也会表现出不同的交通行为。上班的行人怕迟到,步行急速;下班的行人有的急于想回家,加快步行速度;

有的想买东西而放慢步行速度；外地出差人员来到一个城市，一切都感到很新鲜，往往东张西望，这样的人发生交通事故可能性最大。

一般行人通常的交通心理有：就近、方便、图快的心理；着急不耐烦的心理；抢占上风头的心理；“对方会让我”的心理；习惯性心理；徘徊犹豫的心理；好动好奇的心理；只顾前进的心理；侥幸心理；结伙行进的心理。

（三）行人交通事故特点

行人交通事故比较广泛，事故的形态各有不同，受害的情况也多种多样，但从总体上讲还是有些共同点的：

- ① 行人交通事故多集中于交通拥挤的路段和没有控制的交叉口；
- ② 少儿、老年人事故率较高。

二、乘车者的交通心理

乘车人在交通安全中的地位与作用同行人有较大差别，因而所表现出的交通心理也较为特殊。主要有：安全、快捷心理；依赖与担忧心理；争上抢下心理；观望兜风心理；嫌麻烦、受约束心理；认为车速减缓即停车的习惯心理；惧险求生心理。

三、骑自行车者的交通心理

我国是自行车王国，自行车保有量、年生产量居世界之首。自行车交通是我国道路交通的一大特色。它在我国道路交通中占有相当比例，不仅是现阶段，即使在以后相当长的时期内仍然是一种主要的交通出行方式。在落后地区更是如此。从不利的方面看，自行车交通在现代交通中既是肇事因素，又是受害因素。据统计，与自行车有关的交通事故约占2%~3%左右，伤亡者占2%~3%左右。主要集中在城镇和农业区主要公路沿线地带，特别是混合交通比较严重的路段，也是骑车者事故多发的地段。

（一）自行车运动特点

自行车具有轻巧、灵活、方便、节省能源、无噪声、无空气污染、适用于不同年龄的人使用、有益于身体健康等优点。它是一种连续运行，不需要换乘的交通工具，对道路无特殊要求，任何道路和里弄都可以行驶。自行车投资小，用途广泛。它可运载一定重量体积小

的物件，还可用于上班、上学、探亲访友、社交活动和购物等。以自行车代步较有时间把握，不像公共汽车要站站停靠，途中受阻可设法绕道行驶，甚至穿小巷走捷径。而且，自行车简单易学，操作方便，男女老少都能骑。所以，自行车成为人们普遍喜用的一种交通工具。但自行车行驶也有它不少弱点：行驶无防护性；交通拥挤的引发性；运行状态的摇摆性；冲撞时的易倒性；遇险时的侧偏性。

（二）骑车人的生理心理特点

骑车人的生理心理活动特点与其自身的生理特性与运动心态密切相关。有身体的习惯作用，超越心理，自由散漫心理，胆怯心理，异常心理。

四、畜力车驭手的交通心理

畜力车方便、灵活、成本低、用途广、好维护，是农家比较普遍、常用的一种交通运输工具。在田间运输中送肥，运粮，拉运种子、石料、预制构件和其他物品。在沟通城乡物质交流，丰富城乡人民的物质文化生活方面也起着促进作用。因此，畜力车是现阶段农家发展生产，摆脱贫困，奔向小康之路的必不可少的交通工具。但利弊相依，畜力车广泛地参与交通，特别是道路交通，也会发生各种各样的交通肇事。这类事故也是一种常见的交通现象，在经济发展相对滞后的地区，尤其是人口密度大、交通繁忙的干线路段，时有发生。究其原因，除种种不可回避的客观条件外，还必须具体研究同畜力车及驭手相关联的一些问题。

（一）畜力车的交通特性

畜力车简单的构造、微弱的动力、方便的驾驶，决定了畜力车的交通运行有着某些独特的方面。其交通特性有：广泛的适应性；驾驭简单；运输方便；通行慢节奏；续行简便；群体出行；启动转弯快捷；长途行驶艰苦。

基于上述一些特性，畜力车在参与道路交通中形成了若干不利的因素，如：加剧了交通的混合性；占用机动车路面行驶；夜行无标志；一定条件的交通障碍；有路就走，争道抢先；驭手躺卧于车内行驶。

（二）畜力车驭手的交通心理

在道路交通中，一方面是现代交通工具的飞速发展，另一方面还有以畜力车为代表的比较原始的交通车辆相伴随。从农家走向通衢大道的畜力车，自然带有田园的气息和小生产者的习惯特性，与现代交通的要求不相适应。不协调的交通参与，表现出不同的交通心理：

① 不遵守交通规则，“想怎么走，就怎么走”；

② 无法制观念；

③ 把参与道路交通看得过于简单；

④ 无知想法；

⑤ 不平衡心理；

⑥ 认为“老马识途”，在平直通畅的路面上，将辕畜引正方向，驭手躺卧于车箱内，或休息，或睡眠，照样行驶。

汽车碰撞特性

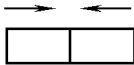
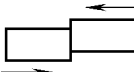
汽车事故大部分是汽车互撞或是汽车与其他物体碰撞引起的。虽然有时也发生像翻车这样并不与其他物体碰撞的事故，或是乘员被甩出车外致伤的事故，但是，无论翻车也好，还是将乘员甩出车外的事故也好，都是某种形式的碰撞所引起的，因此可以认为，所谓“事故”这一现象，是由广义的碰撞造成的。

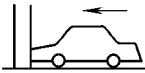
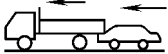
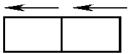
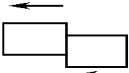
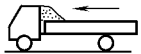
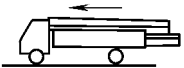
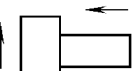
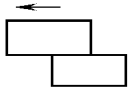
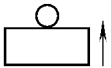
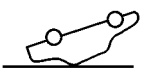
第一节 汽车碰撞的基本知识

一、汽车碰撞类型

汽车碰撞根据碰撞方向来区分，可大致分为前碰、侧碰、后碰和翻车等；根据碰撞的障碍物来分，有车对车碰撞，车对固定障碍物碰撞以及移动货物对车碰撞等；根据碰撞负荷可分为集中碰撞负荷与分配碰撞负荷。表 3-1 所列为汽车碰撞类型的图解。

表 3-1 汽车碰撞类型图解

碰 撞 方 向	负荷类型	障碍物类型
正碰 ,两车都是前碰	分配	
非正碰 ,两车都是前碰	集中	

碰 撞 方 向	负荷类型	障碍物类型
正碰 ,车对固定障碍物前碰	集中	
追尾 ,轿车为前碰 ,货车是后碰	集中	
正碰追尾 ,后车为前碰 ,前车为后碰	分配	
非正碰追尾 ,后车为前碰 ,前车为后碰	集中	
移动散装货物对车碰撞	分配	
移动杆柱等对车碰撞	集中	
90°侧碰 ,被碰车是侧碰 ,碰撞车是前碰	分配	
斜角侧碰 ,被碰车为侧碰 ,碰撞车是前碰	集中	
边擦 ,两车都是侧碰	分配	
侧碰 ,制动侧滑时对杆碰撞	集中	
翻车 ,车顶全面积触地	分配	
翻车 ,车顶边角触地	集中	
翻车 ,车顶前或后角触地	集中	

事故分析表明，碰撞方向最多的是前碰。在以上碰撞类型中，除边擦外，车对车碰撞中至少有一辆汽车是前碰。在正碰和非正碰中，两辆车都是前碰；在追尾中，后车为前碰；侧碰中，撞车的车辆属于前碰。此外，车对固定障碍物的碰撞大多数是前碰。经过许多的统计分析，前碰事故约占碰撞事故总数的一半，虽然各样本之间比例稍有差别。表 3-2 所列美国西纽约乡村 1969 年 11 月至 1971 年 11 月之间的事事故碰撞方向的分配数据。图 3-1 所示为另一组包含所有伤害类型的撞车事故的的概率分布图。

表 3-2 事故碰撞方向的分配数据

碰撞方向	所占比例/%	碰撞方向	所占比例/%
前	46.5	翻车	1.6
侧	19.4	其他	6.3
后	17.1	总计	100.0
边擦	9.1		

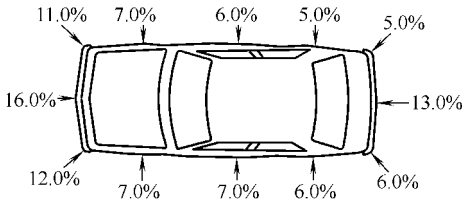


图 3-1 包含所有伤害类型的撞车事故的的概率分布

二、汽车碰撞过程的构成

- (1) 汽车碰撞前过程：从驾驶员察觉危险开始到汽车与汽车、其他物体以及行人刚接触的过程。
- (2) 汽车碰撞过程：从汽车与汽车、其他物体以及行人接触到分离的过程，在此过程中两接触物进行了动量交换。
- (3) 汽车碰撞后过程：碰撞结束后，汽车、其他物体以及行人分别以不同的轨迹进行运动，最后停止的过程。

图 3-2 所示为两车相撞事故。设在相撞前，A 车沿着 X 方向直线行驶，B 车沿着 Y 方向直线行驶。在相撞时，A 车受 B 车作用沿 Y 方向加速（因此，B 车受 A 车作用以同样的动量被减速），B 车受 A 车

作用沿 X 方向加速。此外，在相撞前作直线运动的汽车，因为碰撞面产生了回转运动。也就是说，碰撞是一种因接触而在极短的时间内进行动量交换，移动速度与回转速度发生急剧变化的现象。

在碰撞结束后，两车以新获得的移动速度和回转速度为初始条件，分别以不同的轨迹运动。在上例中，A 车与 B 车在碰撞后各自分开，边滑移边回转，最后停住。如果知道碰撞结束时的动量和轮胎与路面

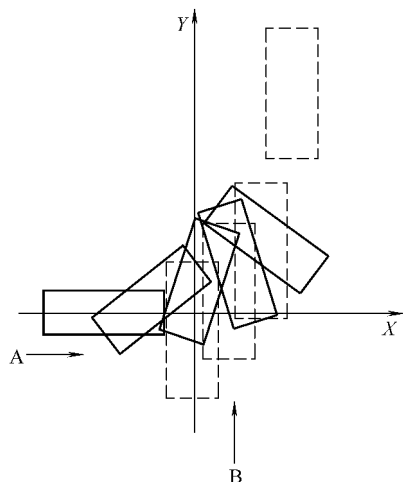


图 3-2 两车相撞时的运动

间的摩擦力，这个阶段中汽车的运动状态就可惟一地确定下来。碰撞过程本身的持续时间很短，只有 $0.1 \sim 0.2\text{s}$ ，与人的反应时间（ 0.2s 左右）相比，可以说是一瞬间就结束了的事情。与此相反，碰撞后的运动一般可延续数秒钟。因此驾驶员有足够的时间进行制动或转动方向盘等操作，这些人为的操作对于汽车运动的轨迹与乘员的伤害是很有影响的。

根据事故情况的不同，有时只有其中某两个过程，例如翻车事故中没有最初的碰撞，同型号汽车发生正面相撞时几乎没有碰撞后的运动。

三、汽车碰撞的基本假设

(1) 在汽车碰撞过程中只考虑两相撞物体间的碰撞力及与碰撞力相关的碰撞摩擦力，不考虑其他的常见力，如重力、路面反力等。因为与碰撞力相比，这些常见力小到可以忽略不计。根据这一假设，把两相撞物体作为整体，碰撞前后一定满足动量守恒定律。因为碰撞过程只考虑碰撞力，而碰撞力对两相撞物体来讲是内力，也就是说外力等于零，所以动量守恒。但是动能不守恒，因为内力可以做功，使

动能变化。

(2) 在碰撞过程中, 物体的位移小到可以忽略不计。因为碰撞时间特别短, 一般在 0.1s 左右, 速度乘时间所得的位移很小。

(3) 可以将碰撞中的汽车当作刚体处理。从发生过碰撞事故的汽车上可以看出, 汽车的损坏只局限相撞的部位, 其他大部分仍然是完好的, 因而可以设想, 汽车在碰撞时基本是作刚体运动, 因受冲击而变形的仅是汽车上极小的一部分。果真如此, 汽车碰撞的力学处理就会变得非常容易, 在碰撞中乘员承受的加速度与减速度也可以简单地求出。此外, 因碰撞引起的能量损失, 被局限于汽车的变形部分, 刚体部分便与能量的损失无关。有些碰撞则与此相反, 比如飞机的碰撞, 就不能当作刚体处理, 飞机的碰撞与汽车不同, 要想恢复撞坏的飞机, 必须把飞机上的一切全都加以翻新。

下面来求图 3-2 中 A 车在碰撞刚结束时, 车上的各部分, 例如乘

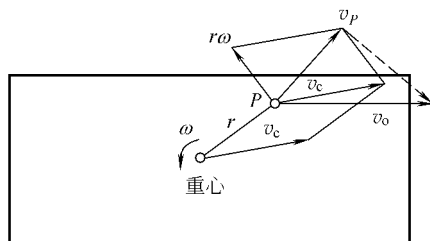


图 3-3 乘员相对于汽车的运动

员座位处的速度。这个例子可以说明, 把碰撞过程中的汽车当作刚体处理是很有利的。在图 3-3 中, 设 A 车的重心沿箭头所指方向作直线运动, 同时车辆本身又以角速度 ω 绕重心作回转运动, 则 P 点的速度等于上述运动速度的矢量和。

图中 r 是重心至 P 点的距离, v_c 是重心的速度, v_p 是 P 点的绝对速度。由此可知, 如果乘员在车内没有约束, 乘员将沿虚线所示方向相对于汽车运动, 并与汽车内部相撞而受伤。图中 v_o 表示汽车碰撞之前, 汽车与乘员的速度。又比如汽车正面碰撞在固定墙壁上时, 如果把汽车当作刚体处理, 则车上的全部乘员相对于汽车作同样的运动。在上述各例中, 如果不把碰撞中的汽车当作刚体处理, 一切现象都将变得很复杂, 乘员相对于汽车的运动无法通过上面那样简单的计算来求得。

以上已知如果把碰撞中的汽车当作刚体处理, 可使分析大大简

化,但这一假设只是根据观察结果所作的推测,还必须用实车碰撞试验来加以证实。将加速度计装于实车的各部位上,进行对固定墙壁的撞车试验,所得减速度测定结果如图 3-4 所示。

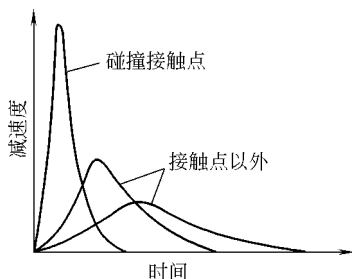


图 3-4 汽车对固定墙壁碰撞时各部分的减速度

由图 3-4 可知,碰撞接触点处的冲击减速度最大值很大,持续时间却非常短。而在远离碰撞接触点处,持续时间延长,减速度最大值也变小。离开接触点一定距离以上,减速度不再随时间而变。

由上述试验结果可知,在汽车正面撞固定墙壁时,前排座位以后的所有质点间无相对运动,可以当作刚体来考虑。

四、汽车碰撞的性质

汽车的碰撞不是弹性碰撞,而是近于塑性碰撞。弹性碰撞是像橡皮球撞在墙壁上那样,可以反弹回来的碰撞,而塑性碰撞则像泥巴撞在墙壁上一样,完全没有反弹现象。发生完全弹性碰撞时,并不因碰撞而损失能量,所以,反弹回来的速度与碰撞前的速度是一样的。在完全塑性碰撞中,碰撞前的能量在碰撞中已完全丧失,反弹速度为零。

那么,汽车的碰撞到底接近于哪一种碰撞呢?对于以 60km/h 车速撞在固定墙壁上的汽车来说,很难想像还会同样以 60km/h 的速度被反弹回来,按照一般常识,汽车撞到墙壁上以后,是不怎么往回反弹的,因此可以设想,汽车碰撞几乎是完全的塑性碰撞。但在碰撞速度非常小的情况下,例如以 5km/h 车速撞在墙壁上时,则接近于弹性碰撞,这时驾驶员能明显地感到汽车被反弹回来。不过,一般所讨论的问题属于能导致人身伤亡事故的碰撞,应将碰撞视为接近于塑性碰撞。

在力学上,用恢复系数 e 作为区别弹性碰撞与塑性碰撞的参数。图 3-5 表示物体 1 与物体 2 在它们的重心连接线上发生接触碰撞。在

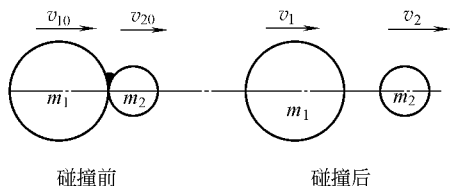


图 3-5 一维碰撞

这个最简单的碰撞中，把 e 定义为两物体在碰撞刚结束时的速度差与碰撞前速度差之比，即若两车正面碰撞开始时的速度为 v_{10} 、 v_{20} ，结束时的速度为 v_1 、 v_2 ，则恢复系数 e 为：

$$e = \frac{v_2 - v_1}{v_{10} - v_{20}}$$

两物体碰撞前后的速度变化与碰撞物体的材料有关，与速度大小和物体大小无关，恢复系数的范围为 $0 < e < 1$ 。碰撞时，要求汽车结构有较大的变形，以便吸收碰撞能量，即碰撞后的回弹要小。因此，恢复系数 e 以小为好。 e 值小，可减轻乘员在车内的二次碰撞，乘员承受的减速度也小，并且可减小汽车回弹再与其他障碍物碰撞的危险。

由实车碰撞试验测得前部碰撞及追尾碰撞时恢复系数 e 对有效碰撞速度 v 的关系（图 3-6）。

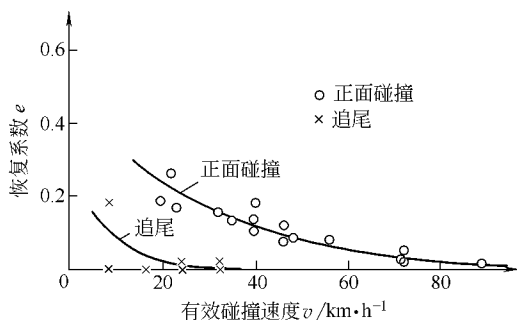


图 3-6 恢复系数 e 与有效碰撞速度 v 的关系

根据图 3-6 可得到前部碰撞近似式：

$$e = 0.574 \exp(-0.0396v)$$

可以看出，恢复系数 e 接近 0，基本上是塑性碰撞。

五、加速度在汽车碰撞中的危害

在汽车与汽车相撞的事故中，质量大的汽车的乘员不容易受到伤害，而质量小的汽车的乘员则往往受到严重伤害。那么对于质量小的汽车，能否通过车身的巧妙设计，使碰撞时的冲击，即减速度与时间的关系发生变化，从而使乘员的伤害减至最小限度呢？为了减少乘员的死亡率，必须减少汽车在碰撞中的加速度。由实际调查可知，在汽车与汽车相撞时，乘员的伤害情况虽然带有一定的偶然性，但总体上是质量小的汽车的乘员死伤可能性较大。如果某种车的死亡率比同种车的平均值高，则说明该种车在撞车时的安全性差。反之，死亡率低说明安全性好。根据调查统计资料，各种车的死亡率都与平均值相差不多，这说明各车型在安全设计上所做的努力基本上是相同的。同时也表明，要想把质量小的汽车的死亡率降低到和质量大的汽车相同的程度是相当困难的事。

第二节 汽车的一维碰撞

一、汽车对固定墙壁的正面碰撞

1. 汽车对固定墙壁正面碰撞塑性弹簧系数

在汽车对固定墙壁的正面碰撞中，如把汽车作为刚体处理并把碰撞作为塑性碰撞来考虑，力学模型可以简化如图 3-7 所示。图中 m 为汽车质量， k 为质量可以忽略不计的塑性弹簧系数。在这里认为弹簧几乎是完全塑性的，只有很少一点反弹现象。此外，弹簧一般是非线性的，所以 k 并不是常数，而是变形量与变形速度的函数。汽车的质量 m 可以很简单的确定下来，但弹簧系数 k 就不大好求了。如果能求出各种车型的 k 值，则当发生汽车对固定墙壁正面相撞或汽车与汽车正面相撞事故时，只要测出车辆前端的变形量就可求得碰撞前的车速，事故的分析就会变得非常简单。在静止状态下求弹簧系数时，测

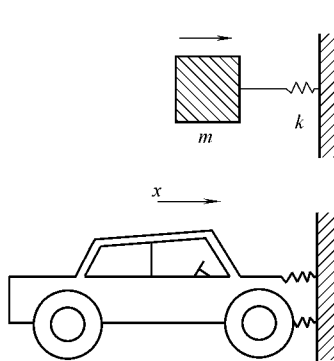
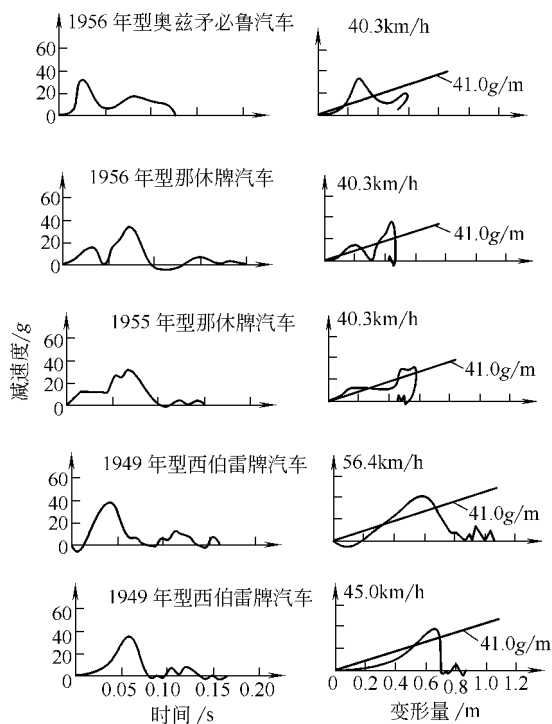


图 3-7 汽车对固定墙壁正面碰撞的力学模型

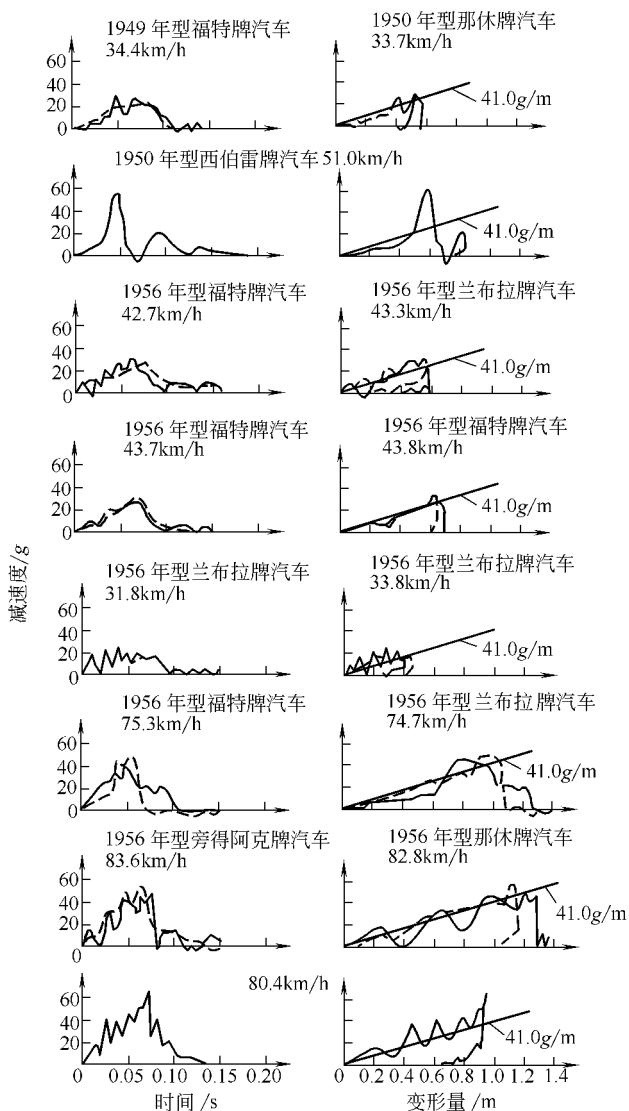
出加在弹簧上的外力及相应的变形量即可。弹簧系数的动态测量如图 3-7 所示，使质量-弹簧系统与固定墙相撞，同时测量质量的减速度和位移。质量与减速度的乘积相当于加在弹簧上的力，这样即可得到加在弹簧上的外力，从而求出弹簧系数。

实际用汽车所作的试验结果如何呢？多年来，有许多对固定墙壁及同型汽车之间正面碰撞的试验资料，现将见诸于文献资料中的试验结果的一部分归纳如图 3-8 所示。由图可知，

由于碰撞引起车身作各种形式的振动，所以减速度呈现出周期变化的状态。



(a) 对固定墙壁碰撞



(b) 同型汽车正面碰撞

图 3-8 汽车碰撞时的减速度和变形量

除此之外，车身各部结构的变形也是不均匀的，比如受某一力的作用引起了屈曲变形或某个构件折断使变形阻力急剧下降等，这些都将使变形阻力不能圆滑地变化。但是如果去掉这种变化，就可以把代表车身前部变形的弹簧特性看作是线性的，并且几乎是完全塑性的。单位汽车质量所对应的弹簧系数，也就是减速度的增加率与变形量的关系，对不同型号的汽车几乎看不出什么差别。这说明车身前部抵抗变形的强度，随车身质量成比例地增加。此外，在试验所用的碰撞速度

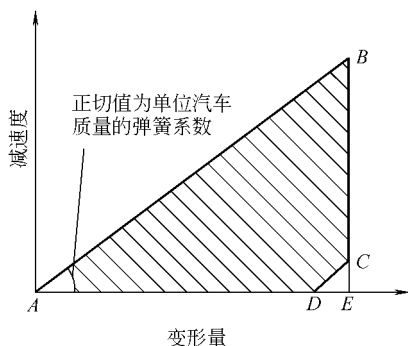


图 3-9 车身的变形量与减速度

范围内,单位汽车质量的弹簧系数几乎不随碰撞速度变化。

归纳并简化以上试验结果，可将塑性弹簧看成图 3-9 所示的单向线性弹簧。图中 CD 部分表示塑性弹簧还有少量弹性恢复。画有斜线的区域 ABCD 的面积代表由于塑性弹簧变形造成的每单位汽车质量的能量损失，这一损失当然应该等于碰撞之前单位汽车质量具有的动能。

根据图 3-8 所示试验结果, 单向线性弹簧对应于单位汽车质量的弹簧系数约为 $401.8\text{m}/(\text{s}^2 \cdot \text{m})$ ($41.0\text{g}/\text{m}$)。

2. 汽车对固定墙壁正面碰撞特性

因设塑性弹簧为线性的，所以汽车在碰撞过程中的运动可通过较简单的计算来求得。如将弹性恢复部分忽略不计，则运动方程式为

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = -kx \left(\frac{dx}{dt} > 0 \right)$$

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = 0 \left(\frac{dx}{dt} \leq 0 \right)$$

设初始条件为 $t=0$ 时, $x=0$, $dx/dt=v_0$, 解此运动方程得

$$x = \frac{V_0}{\omega} \sin \omega t \left(0 \leq \omega t \leq \frac{\pi}{2} \right)$$

$$x = \frac{v_0}{\omega} \left(\omega t > \frac{\pi}{2} \right)$$

这里 $\omega = \sqrt{k/m}$, v_0 表示碰撞前的速度。

加速度为

$$x'' = -v_0 \omega \sin \omega t \quad (0 \leq \omega t \leq \pi/2)$$

$$x'' = 0 \quad (\omega t > \pi/2)$$

将减速度 - x'' 随时间 t 变化的规律画成曲线, 可得图

3-10所示的 $1/4$ 正弦曲线。现取 $k/m = 401.8 \text{ m}/(\text{s}^2 \cdot \text{m})$, 则 $\omega = 20 \text{ rad/s}$, 又根据 $\omega t_0 = \pi/2$ 可知, 碰撞的延续时间 $t_0 = 0.08 \text{ s}$ 。由 $k/m = 401.8 \text{ m}/(\text{s}^2 \cdot \text{m})$ 可求得最大变形量 x_0 和最大减速度 $|x''|$ 为

$$x_0 = v_0 / \omega \approx 0.0139 v_0$$

$$|x''| = v_0 \omega \approx 0.57 v_0$$

这里 v_0 的单位为 km/h , x_0 的单位为 m , $|x''|_{\max}$ 则用 g

(9.8 m/s^2) 表示。用实际的汽车作碰撞试验所得结果, 与上述计算值相比基本上是一致的, 如图 3-11 所示。试验结果中包括了用美国车、日本车和欧洲车所作的试验数据。

上述关系是根据普通类型的前置发动机的汽车得出的。对于后置发动机的汽车, 由于前部强度较小, 不能利用上面所求得的数值。

3. 汽车对障碍物的碰撞

人们还在注意研究汽车与固定墙壁以外的障碍物, 比如刚体

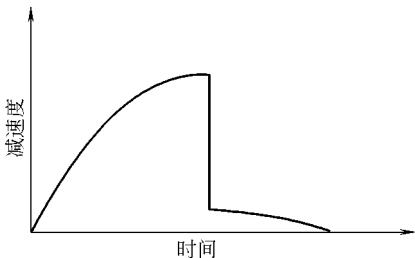


图 3-10 对固定墙壁碰撞时减速度与时间的关系

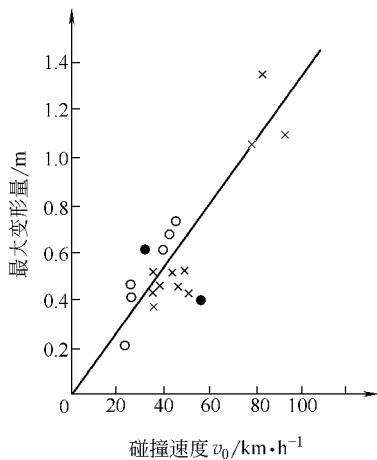


图 3-11 对固定墙壁碰撞时汽车的变形量

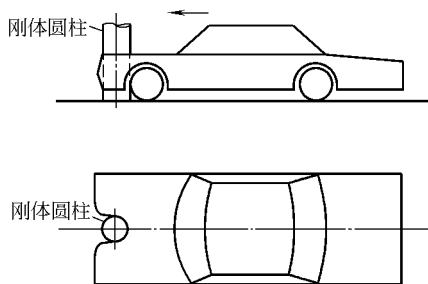


图 3-12 汽车与刚体圆柱相撞

圆柱、路标、路灯杆及路边护栏等相撞的问题。汽车与这些障碍物相撞时与撞固定墙壁不同，汽车前部的变形不是平的，而是如图 3-12 所示那样，刚体圆柱凹进汽车的前部，或是因路边护栏使汽车的前部与侧面都发生变形。如果汽车与刚体圆柱不是

在汽车的中心线上相撞，汽车要受到力矩作用产生回转运动。汽车与刚体圆柱正面相撞时，减速度与变形量的关系如图 3-13 所示。由图可知，与对固定墙壁正面相撞相比，变形的塑性系数明显下降。

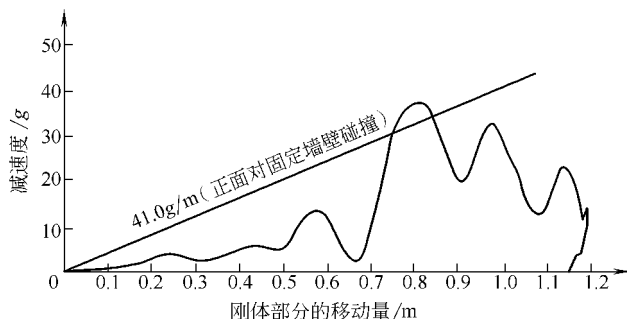


图 3-13 对刚体圆柱正面碰撞时的减速度
(碰撞发生在汽车中心线上，圆柱直径约 30cm，碰撞速度 61km/h，1966 年福特标准型汽车)

汽车对刚体圆柱正面相撞时，与对固定墙壁正面相撞一样，根据车辆前部的损伤情况，应能推测出碰撞前的速度。但因车辆的变形与刚体圆柱的直径及碰撞位置有关，所以，在分析事故过程时，如想通过变形量求出碰撞速度，只能根据实际试验的结果来进行推测，除此之外没有别的办法。

在汽车与路标、路灯杆、路边护栏等相撞方面也有许多试验。但

由于这些障碍物受到撞击后要变形，并且固定这些障碍物的土壤情况对这种变形也有一定影响，所以很难根据车辆或障碍物的变形，推测碰撞的速度和角度。当必须进行这样的推测时，应仔细观察折断了的杆体在空中飞过的距离、落地后与汽车发生二次接触的位置以及埋设障碍物地点的土壤变形等情况，还要注意有的路标支柱或路灯杆本身设计成一旦被汽车撞上就能折断的形式，以尽量减少对乘员的伤害。

二、汽车对汽车的一维碰撞

1. 汽车对汽车一维碰撞的有效碰撞速度

由图 3-5 所示的碰撞前后的动量不变可得

$$m_1 v_{10} + m_2 v_{20} = m_1 v_1 + m_2 v_2$$

式中 m_1 、 m_2 ——物体 1、2 的质量；

v_{10} 、 v_{20} ——物体 1、2 碰撞前的速度；

v_1 、 v_2 ——物体 1、2 碰撞后的速度。

根据恢复系数 e 的定义，碰撞前后速度的变化便可惟一确定，即

$$v_1 = v_{10} - \frac{m_2}{m_1 + m_2} (1 + e) (v_{10} - v_{20})$$

$$v_2 = v_{20} + \frac{m_1}{m_1 + m_2} (1 + e) (v_{10} - v_{20})$$

由上式可知，尽管碰撞前两物体的速度差相同，但如两物体的质量及恢复系数 e 不同，速度的变化也不同，恢复系数越大或对方的质量越大，速度的变化越大。

前已述及，对于汽车事故来讲，碰撞速度很大而恢复系数几乎等于零。在上面的计算式中，如设 $e=0$ ，则 $v_2 = v_1$ 。也就是说，碰撞后两车几乎是连在一起运动的。一般来说，相撞的两车质量是不同的，即使以同样的车速发生正面相撞，相撞后的速度也不会完全等于零，质量小的汽车将沿着质量大的汽车的前进方向被顶回去。这样一来，在两车发生正面相撞时，质量大的一方速度的变化比质量小的一方要小，受到的冲击也小。由此可知，在汽车碰撞问题上，用碰撞前的相对速度来描述像恢复系数这样的与碰撞速度有关的参数没有什么意

义，只有用碰撞所引起的速度变化来描述才比较合适。前面曾提到过的有效碰撞速度，就是在这个意义上定义的，即两车（一般情况下是两物体）相撞前各自的速度在碰撞过程中变为同一速度 v_c 时，速度的变化量称为有效碰撞速度。因为

$$m_1 v_{10} - m_2 v_{20} = (m_1 + m_2) v_c$$

所以碰撞物体 1、2 的有效碰撞速度 v_e 分别为

$$v_{e1} = v_{10} - v_c = \frac{m_2}{m_1 + m_2} (v_{10} - v_{20})$$

$$v_{e2} = v_c - v_{20} = \frac{m_1}{m_1 + m_2} (v_{10} - v_{20})$$

根据有效碰撞速度 v_e 可得出如下结论。

① 有效碰撞速度与碰撞前车辆的速度无关，而只与两车的相对速度 $(v_{10} - v_{20})$ 和质量比有关。

② 两车质量不同，有效碰撞速度也就不同。质量小的汽车，有效碰撞速度就大，在碰撞中处于不利地位；反之，质量大的汽车，有效碰撞速度小，遭受碰撞损失相对也小。这就提出了碰撞的共存性问题，力求大、小车辆碰撞损坏和乘员受伤程度相等或接近，同时各车型在设计时就应该考虑碰撞的共存性问题。不应该只考虑本车的碰撞保护，将本车设计得很坚硬，从而造成对其他车辆的严重损害。正确的设计思想是，既对本车具有碰撞防护作用，又不具有进攻性，防止或减轻对其他车辆的伤害。柔性保险杠正是体现了共存性的设计思想。

③ 对固定障碍物碰撞时， $v_{20} = 0$ ， $W_2 =$ ，所以 $v_1 = v_{10}$ ；质量相等，速度相同，行驶方向相反的两车辆正面碰撞时， $W_1 = W_2$ ， $v_{10} = -v_{20}$ ，所以 $v_1 = v_2 = v_{10}$ 。比较可以看出，质量相等的汽车在速度相同的情况下正面碰撞，它们的有效碰撞速度与同一车速下对固定障碍物碰撞是相同的，碰撞损害程度因此也相同。这就是以汽车对固定式障壁碰撞试验作为评价汽车碰撞性能的依据。

除了完全弹性碰撞以外，在碰撞中都有能量损失。能量损失 ΔE 等于碰撞前后的动能差，所以

$$\Delta E = \left(\frac{1}{2} m_1 v_{10}^2 + \frac{1}{2} m_2 v_{20}^2 \right) - \left(\frac{1}{2} m_1 v_1^2 + \frac{1}{2} m_2 v_2^2 \right)$$

$$= \frac{m_1 m_2}{2(m_1 + m_2)} (1 - e^2) (v_{10} - v_{20})^2$$

对于弹性碰撞， $e=1$ ，所以 ΔE 等于零。

2. 汽车对汽车的一维碰撞变形特性

为分析碰撞所引起的车辆变形，仿照前面对固定墙壁相撞时用过的力学模型，在分析两车正面相撞时，一般可采用如图 3-14 所示力学模型。

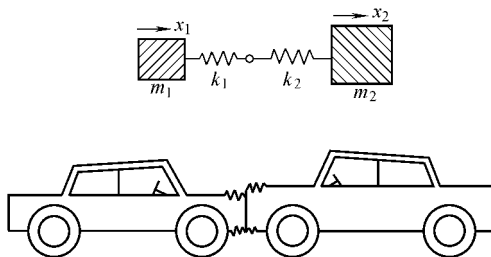


图 3-14 正面相撞的力学模型

图中 m_1 、 m_2 是汽车的质量， k_1 、 k_2 是车身前部的塑性弹簧系数， x_1 、 x_2 是重心的移动距离。如果认为碰撞是完全塑性的，恢复系数等于零，则对于给定的碰撞速度，两车动量的变化可以惟一确定。在图 3-14 所示力学模型中，两个弹簧是串联的，所以总弹性系数 k 为：

$$k = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} = c \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}$$

式中， c 是相当于单位汽车质量的车身前部塑性弹簧系数，与前面求得的结果一样， c 值与车辆种类无关，基本上是一定的，其值大约等于 $401.8 \text{ m}/(\text{s}^2 \cdot \text{m})$ ($40.0 \text{ g}/\text{m}$)。由于碰撞造成的能量损失是车身塑性变形引起的，所以有

$$\Delta E = \frac{1}{2} k s^2 = \frac{c m_1 m_2 s^2}{2(m_1 + m_2)}$$

式中, $s = x_1 - x_2$, 表示 m_1 与 m_2 移动距离之差, 也就是双方车辆变形量之和。又设前面得出的能量损失计算式中的 $e = 0$, 则能量损失为

$$\Delta E = \frac{m_1 m_2}{2(m_1 + m_2)} (v_{10} - v_{20})^2$$

因两式相等, 可得

$$s = \frac{v_{10} - v_{20}}{\sqrt{C}}$$

各车的变形量分别为

$$s_1 = \frac{m_2}{m_1 + m_2} \times \frac{v_{10} - v_{20}}{\sqrt{C}}$$

$$s_2 = \frac{m_1}{m_1 + m_2} \times \frac{v_{10} - v_{20}}{\sqrt{C}}$$

如设 $v_{20} = -v_{10} = v_0$, $m_1 = m_2$, 则

$$s_1 = s_2 = \frac{v_0}{\sqrt{C}}$$

这与前面求得的对固定墙壁相撞及与同型号车正面相撞时的情况是一样的。由以上各式可知, 变形量与碰撞前的相对速度成比例, 与每车的绝对速度没有直接关系。因此, 即使测出变形量, 也只能求出碰撞前的相对速度, 求不出绝对速度。此外, 车辆的变形量与对方车辆的质量成比例, 也就是说虽然相对碰撞速度相同, 但如对方车辆的质量加大, 本车的变形也将变大。

三、追尾相撞

另一种一维碰撞是追尾相撞。追尾相撞是在汽车与汽车的事故中, 发生频率较高的事故, 占全部汽车与汽车事故的 30%。根据与正面相撞时相同的考虑方法, 追尾相撞的力学模型如图 3-15 所示。

在正面相碰时, 塑性弹簧系数 k_1 、 k_2 全部代表车身前部的特性, 而在追尾相撞时, k_1 代表车身前部的特性, k_2 代表车身后部的特性。由于发动机质量较大, 并且几乎不变形, 所以车身前部结构因发动机而得到很大加强。与此相反, 车身后部的结构相对车身前部结构明显减弱, 当然塑性弹簧系数也较前部小。由图 3-16 所示实车追尾相撞

试验时测出的恢复系数可知,代表车身后部变形强度的弹簧也是塑性的。该图所示试验为静止的汽车被同型号汽车从后面追尾冲撞,所以有效碰撞速度是碰撞速度的1/2。也就是说,同型号汽车追尾相撞的速度大于20km/h以上时,恢复系数几乎等于零。因为整个弹簧组是塑性的,所以其中各弹簧也是塑性的。

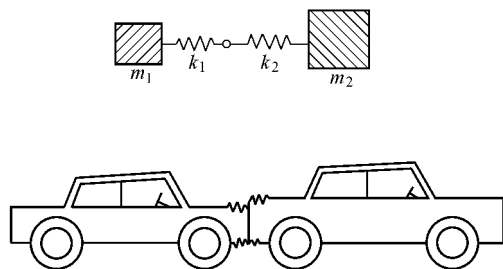


图 3-15 追尾相撞的力学模型

追尾相撞时,加速度(或减速度)随时间变化的实测结果如图3-16所示。当两车发生一维碰撞时,在车辆未变形处测得的碰撞车的减速度和被撞车的加速度,在碰撞过程的任何瞬间都与两车的质量成反比。由于上述试验所用的两车都是相同型号,所以加速度与减

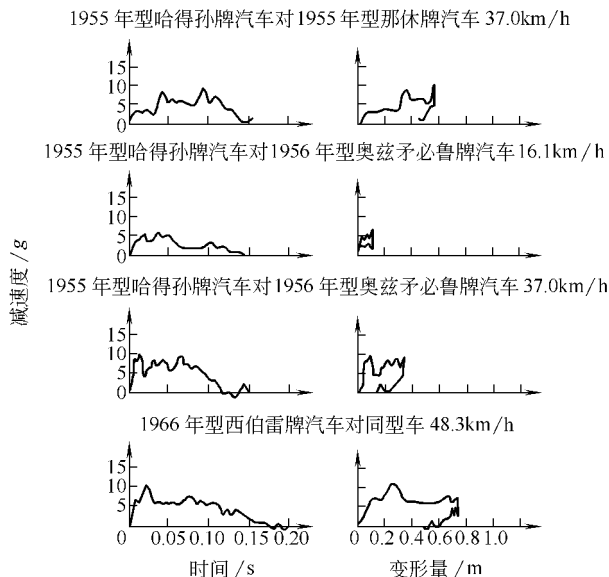


图 3-16 同型车追尾相撞时的减速度和变形量

度相等。采用与正面相撞时相同的方法，根据追尾相撞时加速度与时间的关系，可以求出对应于变形的弹簧系数，如图 3-16 所示。追尾相撞的减速度比正面相撞时小得多，所以在追尾相撞时，碰撞车的前部几乎不会变形，变形主要发生在被撞车的后部。上面求得的弹簧系数是对应于追尾车前部结构与被撞车后部结构变形之总和，但由于后部结构变形强度明显低于前部，所以可近似地认为，追尾相撞时的弹簧系数只取决于被撞车后部结构的变形。

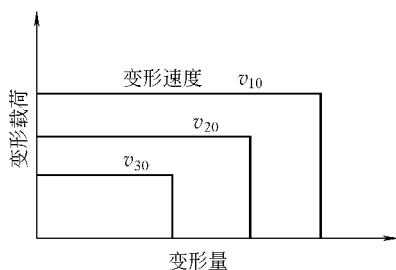


图 3-17 车身后部的变形特性

在上一节曾用单向线性塑性弹簧近似地代表汽车前部的变形特性，而汽车后部的变形特性却如图 3-17 所示，近似于在固定载荷下变形的塑性弹簧。由图可知，载荷随变形速度不同而异。有一种作为缓和掉落或碰撞时冲击用的衬垫材料，基本就是在固定载荷下变形的。

汽车的后部，特别是承载式车身的后部与这种衬垫材料很相似。这样对有车架车身的后部不难想像，当车架产生屈曲时将会像上述衬垫材料那样变形。因此，汽车后部在固定载荷下的变形并不难理解。

在追尾相撞时，是否也和正面相撞时一样，无法根据车辆变形量来推测相撞的速度呢？前面说过，在追尾相撞时，能量损失主要是由被撞车后部车身变形引起的。由于塑性碰撞的能量损失与塑性变形能相等，所以

$$\frac{m_1 m_2}{2(m_1 + m_2)}(1 - e^2)(v_{10} - v_{20})^2 = m_2 a_2 s_2$$

式中， a_2 为被撞车的加速度，在碰撞过程中几乎保持不变； s_2 为被撞车车身的最大变形量；其他符号的意义同前。被撞车的有效碰撞速度 v_{e2} ：

$$v_{e2} = \frac{m_1}{m_1 + m_2}(v_{10} - v_{20})$$

代入上式，并设 $e=0$ ，经整理后可得

$$\frac{v_{e2}^2}{a_2} = \frac{2m_1}{m_1 + m_2} s_2$$

如果通过实车试验求出追尾相撞时被撞车的加速度（为一固定值）与有效碰撞速度的关系，则上式左边仅与 v_{e2} 有关， s_2 便可用 v_{e2} 的函数形式来表达了。 s_2 是假设加速度为固定值，并且是在塑性碰撞条件下的变形量。与正面相撞时的情况一样， s_2 还可通过将加速度积分两次的方法来求得。将这两种方法求得值加以比较，可以判断出上面的力学假定是否正确。已发表的追尾相撞试验并不很多。根据图 3-16 中的用同型车所作的试验结果，可以归纳出 a_2 与 v_{e2} 的关系，如图 3-18 所示。在试验中，因 $m_1 = m_2$ ， $e=0$ ， $v_{20}=0$ ，所以

$$v_{e1} = v_{e2} = \frac{v_{10}}{2}$$

图 3-18 中的加速度 a_2 相当于单位汽车质量的弹簧系数，这一系数与变形量无关，但随变形速度不同而变化。当变形速度超过某一数值以后，弹簧系数急剧增大，这可能是因为追尾相撞的速度增大后，变形部位不仅限于行李仓，而且还要波及到后座椅处。

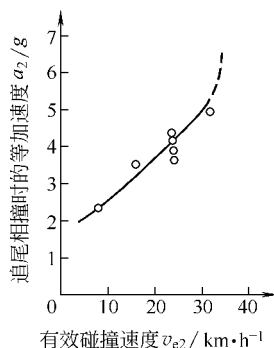


图 3-18 同型车追尾相撞时加速度与碰撞速度的关系

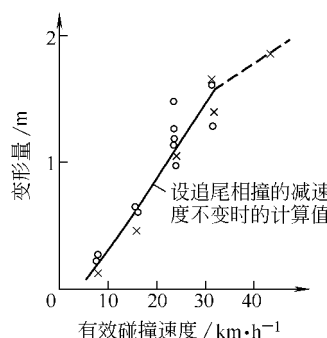


图 3-19 同型车追尾相撞时被撞车车身的变形量与有效碰撞速度的关系

○ 根据加速度计算的结果；× 根据高速摄影测得的两车最大变形量

图 3-19 所示为利用以上结论表示的同型车追尾相撞时，变形量与有效碰撞速度的关系。由于碰撞使车身变形，两车的合计长度变短。最大变形量等于两车合计长度在碰撞中变得最短时，与原来的合计长度之差。由于恢复系数基本上等于零，所以最大变形量与两永久变形量之和几乎一样。

在图 3-19 中，同时画出了用三种不同方法求得的变形量，这三种方法是根据碰撞试验时的高速摄影记录直接测定法，通过加速度计算法以及通过能量损失计算的方法。在通过能量损失计算变形量时，如前所述有三点假设，即追尾车的前部不发生变形，碰撞是塑性的，被撞车后部车身的结构在固定负荷下发生变形。由图 3-19 可以看出，计算结果与直接观察的结果完全相符，因此可以认为，在力学分析时做出的上述假定是正确的。

综上所述，在追尾相撞时，可以通过车身的变形量推算出同型车的碰撞速度。也就是说，如果根据被撞车后部车身的变形量求出同型车追尾相撞时的等价变形量 $\frac{m_1}{m_1 + m_2} s_2$ ，则可根据图 3-19 求得有效碰撞速度 v_{e2} ，于是，相对碰撞速度可根据下式计算求出

$$v_{10} - v_{20} = \left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right) v_{e2}$$

$$v_{e2}^2 = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} c_2 x_2$$

同类型汽车追尾相撞时的 v_{e2} （被撞车的有效碰撞速度，km/h）和 x_2 （被撞车的变形量，m）的关系如图 3-19 所示。当 $v_{e2} < 32\text{km/h}$ 时，有如下关系

$$v_{e2} = 17.9x_2 + 4.6$$

在 $v_{e2} \geq 32\text{km/h}$ 时，其刚性突然高起来，虽然有效碰撞速度增加，但比较起来，变形并不增加，此时，后部行李仓被压得扁扁的。因此可以认为，变形也波及到刚性高的后轴部分。

第三节 汽车的二维碰撞

一、汽车与固定壁斜角的碰撞

在与固定墙壁斜角相撞时，汽车的前部成斜向变形，这时的变形阻力，也就是弹簧系数比正面相撞时小。图 3-20 表示斜角相撞时减速度与变形量的关系，由图可知，与正面相撞相比，前部变形的弹簧系数显著减小。

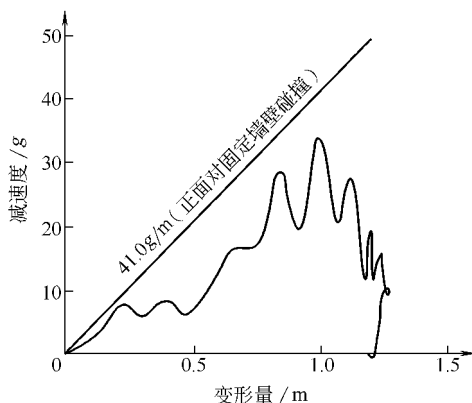


图 3-20 对固定墙壁斜角碰撞时的减速度与变形量的关系
(碰撞角度偏离正面 20° ，碰撞速度
60km/h，1966 年福特标准型汽车)

如果进一步加大汽车与固定墙壁相撞时的倾斜角度，使汽车几乎与墙壁平行着相撞，就相当于汽车在高速公路上与隔离墙相撞时的情况。为了求得最有效的隔离墙断面，有许多实车试验对这种碰撞进行了研究，也有人试对碰撞汽车的运动情况进行分析。但由于和汽车运动情况及车身变形有关的参数太多以及如何根据车辆损坏情况及隔墙上留下的伤痕来推算碰撞角度与碰撞速度，很多问题尚待解决。

二、汽车与汽车前碰撞偏置碰撞车身变形经验公式

轿车对轿车的正面碰撞的有效碰撞速度和塑性变形量（凹陷部分的凹陷深度）的关系，如图 3-19 所示为碰撞实验结果。其经验公式为

$$x = 0.0095 v_e$$

$$v_e = 105.3x$$

式中 x ——塑性变形量，m；

v_e ——有效碰撞速度，km/h。

塑性变形不一定只限于像猪鼻子那样被压扁破坏，汽车的侧面也往往被压坏。在这种情况下，假定塑性变形体积的深度相等，用 x 表示， x 的确定方法如图 3-21 所示。

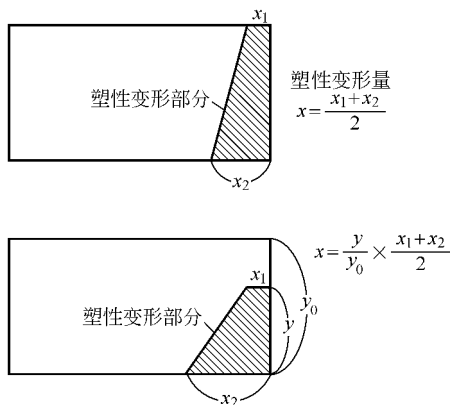


图 3-21 塑性变形量 x 的确定方法

其次，碰撞后的动能与汽车在路面上滑行所消耗的摩擦功有关

$$0.5m_1v_1 = \mu_1 m_1 g l_1 k_1 \quad 0.5m_2v_2 = \mu_2 m_2 g l_2 k_2$$

所以
$$v_1 = \sqrt{2\mu_1 g l_1 k_1} \quad v_2 = \sqrt{2\mu_2 g l_2 k_2}$$

式中 m_1 、 m_2 ——A 车、B 车的质量，kg；

μ_1 、 μ_2 ——A 车、B 车在路面上滑行时的摩擦系数；

k_1 、 k_2 ——A 车、B 车的摩擦系数的修正系数，全轮时为 1，

只前轮或后轮制动时为 0.5；

l_1 、 l_2 ——A 车、B 车的滑行距离，m；

g ——重力加速度， m/s^2 。

碰撞载荷 $F(kg)$ 和变量 $x(m)$ 之间大致有如下关系：

$$F = 90000x$$

因此，由塑性变形所吸收的能量为

$$E_1 = \int_0^x F dx = 45000x_1^2 = 45000 \frac{(v_{10} - v_{20})^2}{c} \left(\frac{m_2}{m_1 + m_2} \right)^2$$

$$E_2 = \int_0^x F dx = 45000x_2^2 = 45000 \frac{(v_{10} - v_{20})^2}{c} \left(\frac{m_1}{m_1 + m_2} \right)^2$$

式中， c 为汽车单位质量的车身前部弹簧的刚度系数，这是实验的结论。对轿车来说， $c \approx 41g/m$ 。

三、二维碰撞动量分析

汽车与汽车侧面迎头相撞之类的侧面撞车事故，与正面相撞或追尾相撞不同，汽车由于碰撞将发生回转或侧滑。也就是说，汽车将作平面运动，因此把这样的碰撞称为二维碰撞。如果汽车发生侧面翻车则属三维运动，在此不予考虑。在一维碰撞时，可以把汽车当作刚体处理，在足以造成乘员伤害的高速碰撞中，恢复系数几乎等于零。在二维碰撞时，仍可把汽车看成刚体，不过这时除恢复系数以外，还有碰撞物体间的摩擦系数 f 的问题。

一般作二维运动的两物体在发生碰撞时，沿接触的法线方向和切线方向互相产生作用力及反作用力，力的作用结果导致动量交换。如果把两个物体看成是刚体，则碰撞是在瞬间完成的。在图 3-22 中，以接触点为坐标原点，并设沿接触

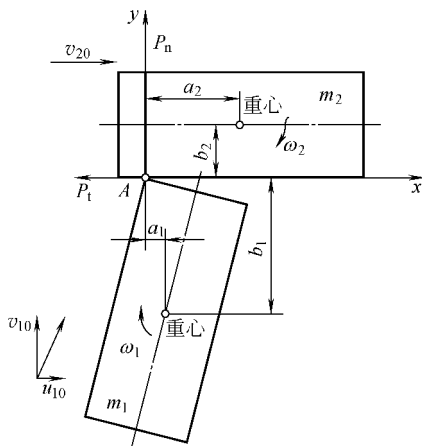


图 3-22 二维碰撞

面方向的冲量为 P_t ，法线方向上的冲量为 P_n ，则有

$$\begin{aligned} m_1(u_1 - u_{10}) &= P_t & m_2(u_2 - u_{20}) &= -P_t \\ m_1(v_1 - v_{10}) &= -P_n & m_2v_2 &= P_n \\ m_1i_1^2\omega_1 &= b_1P_t - a_1P_n & m_2i_2^2\omega_2 &= b_2P_t - a_2P_n \end{aligned}$$

式中， m_1 、 m_2 为质量； u_1 、 u_2 及 v_1 、 v_2 分别为碰撞的任一瞬间速度在 x 方向及 y 方向上的分量； u_{10} 、 u_{20} 及 v_{10} 分别为碰撞前速度的 x 方向分量与 y 方向分量； ω_1 及 ω_2 是任一瞬间的回转角速度； i_1 、 i_2 是汽车的惯性半径； (a_1, b_1) 及 (a_2, b_2) 表示碰撞中汽车重心的坐标。脚注 1 与 2 分别代表碰撞车与被碰撞车。设 S 表示接触点处的相对滑移速度， C 表示相对楔进速度，则

$$\begin{aligned} S &= S_0 + B_1P_t - B_3P_n \\ C &= C_0 + B_3P_t - B_2P_n \end{aligned}$$

式中

$$\begin{aligned} B_1 &= \frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} + \frac{b_1^2}{m_1i_1^2} + \frac{b_2^2}{m_2i_2^2} \\ B_2 &= \frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} + \frac{a_1^2}{m_1i_1^2} + \frac{a_2^2}{m_2i_2^2} \\ B_3 &= \frac{a_1b_1}{m_1i_1^2} - \frac{a_2b_2}{m_2i_2^2} \\ S_0 &= u_{10} - u_{20} \\ C_0 &= v_{10} \end{aligned}$$

如果已知恢复系数 e 和两车车身间的摩擦系数 f ，就可用下述图解方法来求碰撞过程中以及碰撞结束时的速度。在图 3-23 中，用 Q 点的轨迹来表示冲量 P_t 及 P_n 在碰撞中的变化。当两车车身间无相对滑动时， $S=0$ ，这一关系可在图中表示为

$$S_0 = B_3P_n - B_1P_t$$

当两车车身在法线方向上的速度相等（楔入最大）时， $C=0$ ，在图中表示为

$$C_0 = B_2P_n - B_3P_t$$

代表 P_t 与 P_n 关系的移动点当然必须由坐标原点出发, 而坐标原点并不在直线 $S=0$ 上, 这说明两车是边相对滑动边开始接触的。根据两车之间互相作用的压力对时间的积分可求得冲量, 即

$$P_t = \int_0^t F_t d\tau \quad P_n = \int_0^t F_n d\tau$$

式中, F_t 与 F_n 是作用在接触点上的力的切向分量和法向分量。

因设两车是作二维运动的, 所以两车的接触发生在与地面垂直的

线上。又因把车身当作刚体考虑, 所以没有非常显著的变形, 接触的时间也极短。设两车在接触并作相对滑动时的摩擦系数为 f , 则有

$$|F_t| \leq fF_n = F_n \tan \phi$$

式中, ϕ 是摩擦角。两车车身间存在相对滑动时上式取等式, 无相对滑动时为不等式。这样, 移动点 Q 从原点出发, 沿着表示 $F_t/F_n = f = \tan \phi$ 的直线移动, 并与表示滑动速度为零的直线交于 Q_1 点。如果不从外界补充能量, 两车车身间的相对滑动停止后是不会再重新开始的, 所以, 移动点将继续沿 $S=0$ 的直线移动, 并且总是移向 P_n 增大的方向。这是因为, 只要两车没有咬合成一体, F_n 就不会成为负值。移动点 Q 与直线 $C=0$ 的交点表示最大楔入点。根据定义, 恢复系数

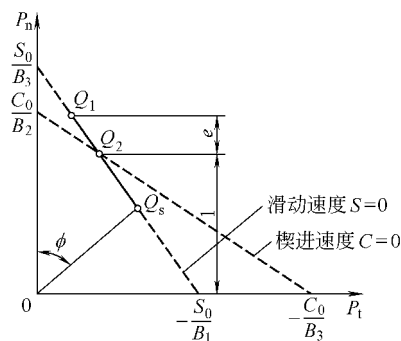


图 3-23 碰撞过程中冲量的变化 (一)

e 等于最大楔入前后法向冲量的比, 所以碰撞结束时, 移动点 Q_s 的位置可通过作图法求得, 如图 3-23 所示。也就是使 Q_s 点与 Q_2 点代表的法向冲量之差, 等于 Q_2 点代表的法向冲量的 e 倍即可。

如果通过实车的二维碰撞试验求出 P_t 与 P_n 随时间变化的关系, 就可以求出移动点 Q 在 P_n - P_t 面上轨迹、恢复系数及两车车

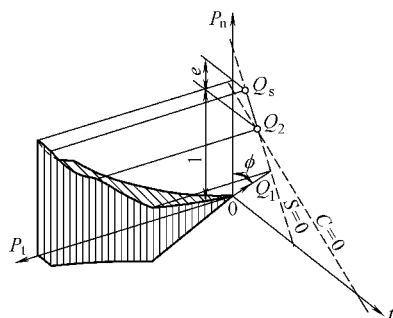


图 3-24 碰撞过程中冲量的变化 (二)

身间的摩擦系数。由于 P_n 和 P_t 都是时间的函数，所以可取时间作为第三轴，以空间曲线来描述它们的变化，如图 3-24 所示。

由图可知，移动点 Q 在 P_n - P_t 面上的轨迹是空间曲线的投影。

直角侧面碰撞的碰撞速度推算如下。

1. 冲量分析

用实车作侧面碰撞的试验报告并不多见。下面让我们来研究一下美国加利福尼亚大学所作的同型号汽车直角侧面碰撞试验的结果，并试求恢复系数与车对车的摩擦系数。碰撞试验的简图如图 3-25 所示。因为是直角碰撞，将图中尺寸代入前面的一般式中并化简可得

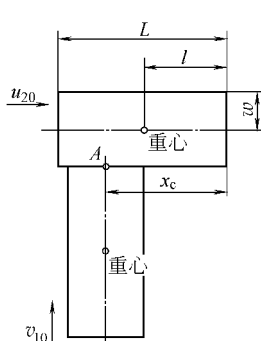


图 3-25 同型号汽车直角侧面碰撞简图

$$B_1 = \frac{1}{m} \left(2 + \frac{l^2 + w^2}{i^2} \right)$$

$$B_2 = \frac{1}{m} \left[2 + \left(\frac{x_c - l}{i} \right)^2 \right]$$

$$B_3 = \frac{(1 - x_c)w}{mi^2}$$

$$S_0 = -u_{20}$$

$$C = v_{10}$$

式中， m 为同型号汽车的质量； l 是由汽车前端至重心的距离； $2w$ 是车宽； i 是回转半径； x_c 是注明碰撞位置的尺寸等于被撞

车前端至碰撞车中心线的距离。

根据上述数值，用移动点 Q 表示的冲量 P_n 与 P_t 的变化，如图 3-26 所示。在实车试验中，为测定 P_n 和 P_t ，只要求出重心处的加速度矢量即可。一般的刚体在受到外力作用时，重心将沿着该力的方向产生加速度。因此，可由重心的加速度与质量的乘积求出碰撞力（注意：以上近似把汽车的碰撞看成是刚体碰撞，认为碰撞时间非常短促，几乎是瞬间完成的。在分析事故过程时，由于实际上汽车碰撞过程本身比碰撞后汽车的运动时间短得多，即使认为动量的交换在一瞬间完成也不会产生很大误差。但如以分析碰撞中乘员的运动情况等为主时，则必须考虑碰撞引起的加速度与时间的关系问题）。

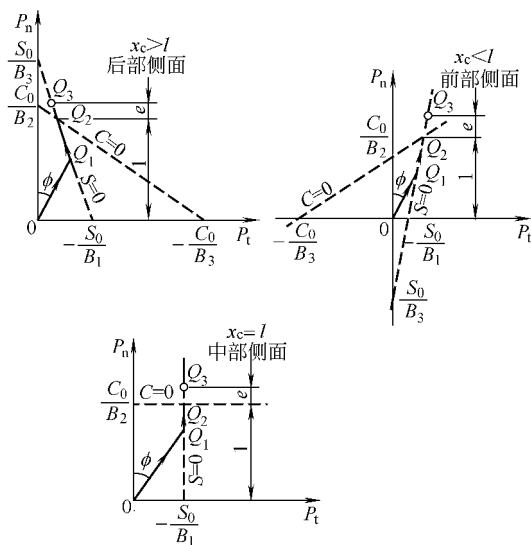


图 3-26 直角侧面碰撞时冲量 P_n 与 P_t 的变化

在侧面相撞时，两车之间的作用力，取决于碰撞车前部结构与被撞车侧面结构的变形特性。由于发动机前部结构的增强，前部强度必将显著大于侧面。因此，可以像追尾相撞时那样，认为侧面相撞时的加速度主要决定于被撞车侧面结构。按照一维碰撞时的考虑方法，把汽车看成是刚体，汽车的变形则相当于系在刚体上的塑性弹簧的变形。下面用在一维碰撞时用过的方法来求这一塑性弹簧的特性。设碰撞车与被碰撞车的重心加速度在碰撞面垂直方向（y 方向）上的分量为 a_{1y} 、 a_{2y} ，则碰撞过程中，重心在 y 方向上的速度 v_1 、 v_2 为

$$v_1 = v_{10} + \int_0^t a_{1y} d\tau$$

$$v_2 = v_{20} + \int_0^t a_{2y} d\tau$$

式中， v_{10} 、 v_{20} 为碰撞前 1 车与 2 车的速度；t 为从碰撞开始时记录的时间。如再积分一次，可以求得 y 方向的移动距离 y_1 、 y_2

$$y_1 = v_{10}t + \int_0^t \int_0^{\tau'} a_{1y} d\tau d\tau'$$

$$y_2 = v_{20}t + \int_0^t \int_0^{\tau'} a_{2y} d\tau d\tau'$$

碰撞过程中，加在汽车上的轮胎摩擦力等外力与碰撞力相比很小，可以忽略不计，所以式中 $\bar{a}_1$ 、 $\bar{a}_2$ 分别是 1、2 两车的重心加速度矢量。由此可得重心的相对移动距离为

$$\begin{aligned} y_1 - y_2 &= (v_{10} - v_{20})t + \left(1 + \frac{m_1}{m_2}\right) \int_0^t \int_0^{\tau'} a_{1y} d\tau d\tau' \\ &= (v_{10} - v_{20})t - \left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right) \int_0^t \int_0^{\tau'} a_{1y} d\tau d\tau' \end{aligned}$$

在侧面相撞时，重心在 y 方向上的相对移动距离等于两车车身变形之和。不过前面曾提到，碰撞车的前部结构因发动机而得到加强，在强度上比侧面结构大得多，这样便可近似地把侧面相撞中的碰撞车当作刚体，认为重心在 y 方向上的相对移动距离等于被撞车侧面的变形量。

重心的加速度与质量的乘积，等于刚体所受的外力。因此，与一维碰撞时一样，如果描绘出加速度与变形量的关系，就能求出代表车身侧面结构变形的塑性弹簧的特性。

根据上述分析结果，下面讨论在进行侧面相撞试验时，应该测定车上哪个位置的加速度。两车重心加速度的 x 分量及 y 分量与回转角加速度的关系如下

$$\begin{aligned} m_1 a_{1x} + m_2 a_{2x} &= 0 \\ m_1 a_{1y} + m_2 a_{2y} &= 0 \\ i_1^2 \frac{d\omega_1}{dt} &= B_1 a_{1x} + A_1 a_{1y} \\ i_2^2 \frac{d\omega_2}{dt} &= -B_2 a_{2x} + A_2 a_{2y} \end{aligned}$$

从以上各式可知，在发生侧面相撞的两车中，只要测出其中任一车重心的加速度矢量，就可以确定出两车的所有运动情况。用实车作的侧面相撞试验并不很多，并且就笔者所知，尚未见到发表过求重心加速度矢量的试验。

图 3-27 所示为直角侧面相撞试验的结果以及试验时加速度计在

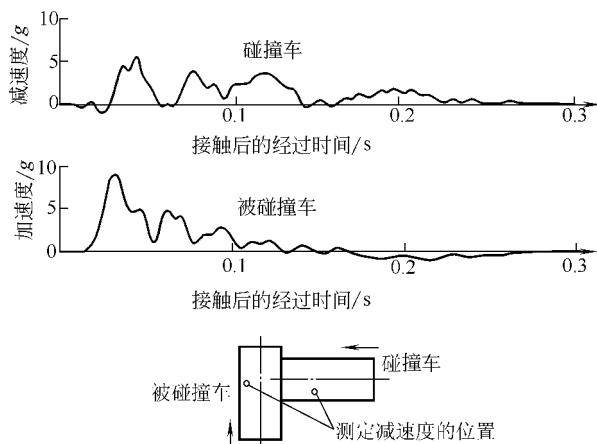


图 3-27 侧面相撞的实验结果

车上安装的位置。由于测定位置偏离了重心，所以测不出重心的加速度，也求不出车身侧面的变形特性。但因测定位置偏离重心不多，并且除此以外，再无其他资料了，所以把测得的加速度分别当成是两车重心的加速度，并描绘出 P_n - P_t 曲线图如图 3-28 所示。

在这个试验中所用的两车是同型号的，并且 $L = 5.10\text{m}$ ， $l =$

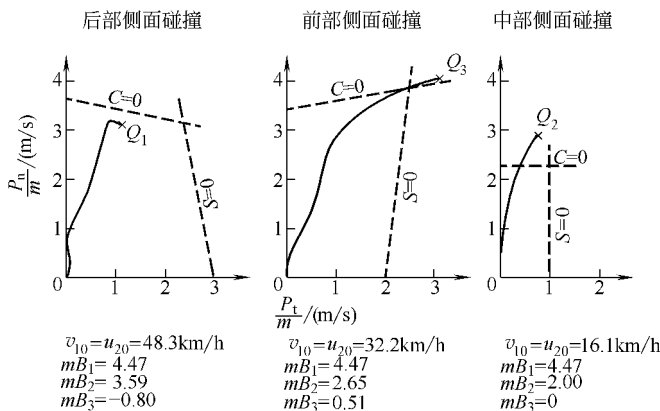


图 3-28 实车侧面碰撞实验结果

2. 19m, $w=0.96\text{m}$, $mg=15582\text{N}$ 。只有进一步用更多型号的汽车作试验, 才能得出明确的结论。但是由图 3-28 仍然可以看出, 恢复系数 e 正如所推测的那样, 在碰撞速度低时, $0 < e < 1$; 碰撞速度高时, 则几乎等于零。由此图还可看出, 车身之间的摩擦系数在开始时近于零, 随着时间的增加, 约等于 $0.5 (\tan 26.5^\circ)$ 。

2. 直角侧面碰撞时的碰撞速度经验公式

图 3-29 所示为 1 ~ 1.5t 级轿车以同一速度垂直碰撞和被撞车处于停车状态的垂直碰撞的碰撞速度与变形量之间关系的测定结果。图 3-29 中表明的变形量不仅有压坏的长度 (压坏部分的深度), 还有压坏面积 (压坏部分的水平投影面积) 以及压坏的体积。

变形趋势为:

① 碰撞点相对被撞车的偏心距离最短时, 前部碰撞的变形量最大;

② 由摩擦力所产生的剪切载荷与停车时的侧面碰撞情况相比, 由于挤压而附加压缩载荷的两车都在行驶时的变形量大。

从数据的误差来看, 分别研究前部碰撞、中部碰撞和后部碰撞是没有意义的。因此, 可把这些碰撞统一起来, 并用一个经验公式来表示 (用二次曲线表示)。

① 两车都在行驶时的垂直侧面碰撞的碰撞速度 v_1 (km/h)

总合压坏长度 L (m) 的经验公式

$$v_1 = 30(\sqrt{10L+1} - 1)$$

总合压坏面积 A (m^2) 的经验公式

$$v_1 = 49.7(\sqrt{3.9A+1} - 1)$$

总合压坏体积 C (m^3) 的经验公式

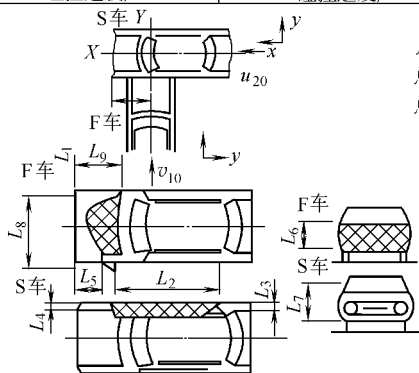
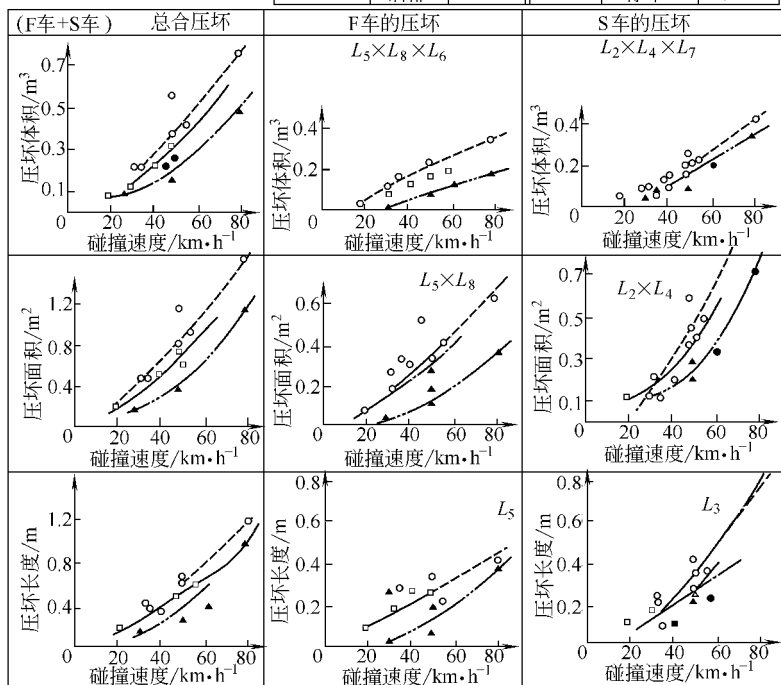
$$v_1 = 16.9(\sqrt{40C+1} - 1)$$

② 与停车的垂直侧面碰撞的碰撞速度 v_1 (km/h)

总合压坏长度 L (m) 的经验公式

$$v_1 = 7.12(\sqrt{93.6L+1} + 1)$$

两车行驶		停车	----	两车行驶	前部
○	前部	●	----	两车行驶	中部
△	中部	▲	----	两车行驶	后部
□	后部	■	----	停车	中部



总合压坏长度 $= L_5 + L_3$
 总合压坏面积 $= L_5 L_8 + L_2 L_4$
 总合压坏体积 $= L_5 L_8 L_6 + L_2 L_4 L_7$

图 3-29 垂直侧面碰撞时碰撞速度与变形量的关系

总合压坏面积 A (m^2) 的经验公式

$$v_1 = 10(\sqrt{75A + 1} - 1)$$

总合压坏体积 C (m^3) 的经验公式

$$v_1 = 15(\sqrt{80C + 1} - 1)$$

图 3-30 表示了被撞车的速度与冲撞车的剪切变形量的关系的实验实例。冲撞车的前部由于摩擦力所产生的剪切载荷的作用，产生如图所示的“歪鼻子”变形。

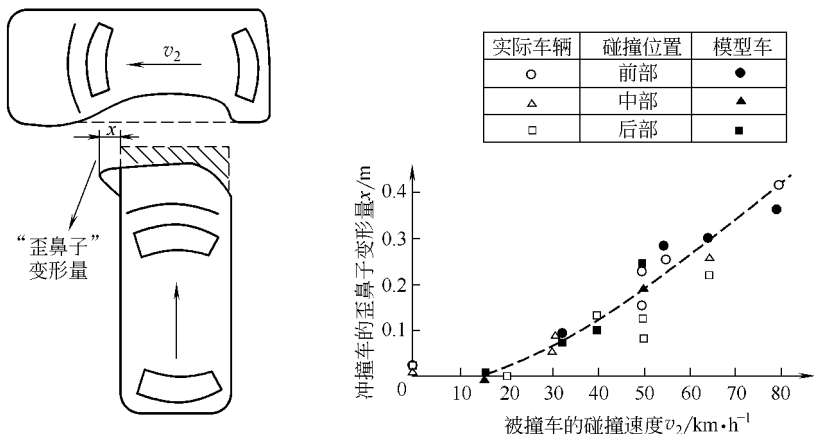


图 3-30 被撞车的碰撞速度与冲撞车“歪鼻子”变形量的关系

这个“歪鼻子”变形量 x (m) 与被撞车的速度 v_2 (km/h) 之间的关系为

$$v_2 = 17.8(\sqrt{70.3x + 1} - 1)$$

以上经验公式仅适用于轿车对轿车碰撞。

例：在交叉路口，A 车与 B 车迎头侧面碰撞，两车的损坏量按图 3-29 测量的结果为：总合压坏长度 $L = 0.38\text{m}$ ；总合压坏面积 $A = 0.50\text{m}^2$ ；总合压坏体积 $C = 0.25\text{m}^3$ 。B 车以相当速度行驶着，A 车在 B 车的行驶方向上产生 $x = 0.2\text{m}$ 的“歪鼻子”变形。试推算出碰撞时两车的速度。

解：根据以上计算公式，求得碰撞车（A 车）的碰撞速度为

$$v_1 = 30 \times (\sqrt{10 \times 0.38 + 1} - 1) = 36(\text{km/h})$$

$$v_1 = 49.7 \times (\sqrt{3.9 \times 0.50 + 1} - 1) = 36(\text{km/h})$$

$$v_1 = 16.9 \times (\sqrt{40 \times 0.25 + 1} - 1) = 39(\text{km/h})$$

被撞车 (B 车) 碰撞时的速度为

$$v_2 = 17.8 \times (\sqrt{70.3 \times 0.2 + 1} - 1) = 51(\text{km/h})$$

由此可推算出以 36 ~ 39km/h 行驶的 A 车垂直侧面碰撞以 51km/h 行驶的 B 车。

四、矢量分析法

假设：

① 不考虑汽车结构变形，将汽车简化为刚体，进而将其看成只有质量没有大小的质点；

② 作用在汽车上的摩擦力或附着力忽略不计，因为它们同冲力相比很小。

1. 基本原理

由于有上面假设，可使用经典力学的动量原理和动量守恒原理，对于具有代表性的两辆汽车斜碰撞事故（如图 3-31 所示），用动量原理组成向量方程为

$$\begin{cases} m_1(\vec{v}_1' - \vec{v}_1) = \vec{I}_{12} \\ m_2(\vec{v}_2' - \vec{v}_2) = \vec{I}_{21} \end{cases} \quad (3-1)$$

$$\vec{I}_{12} = \vec{I}_{21} \quad (3-2)$$

式中， $\vec{I}_{12}$ 和 $\vec{I}_{21}$ 分别为汽车 1 和汽车 2 获得的冲量。令 $\vec{P} = m \vec{v}$ ，则由式 (3-1) 和式 (3-2) 可得

$$\vec{P}_1 + \vec{P}_2 = \vec{P}_1' + \vec{P}_2' \quad (3-3)$$

为了完成上述计算，必须从事故现场测量给出以下参数：

- ① 碰撞前两汽车的运动方向（角度）；
- ② 碰撞后的两汽车的速度和方向（角度）。

后者可利用功能原理计算：汽车碰撞结束瞬间所具有的动能等于

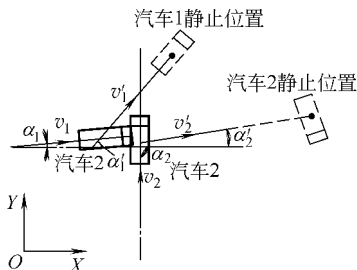


图 3-31 汽车斜碰撞简图

$$\vec{I}_{21} = \vec{I}_{21}(\parallel \vec{P}_1) + \vec{I}_{21}(\parallel \vec{P}_2)$$

$$\vec{I}_{12}(\parallel \vec{P}_1) = \vec{I}_{21}(\parallel \vec{P}_1) \quad (3-4)$$

$$\vec{I}_{12}(\parallel \vec{P}_2) = \vec{I}_{21}(\parallel \vec{P}_2) \quad (3-5)$$

式中, $(\parallel \vec{P}_1)$ 和 $(\parallel \vec{P}_2)$ 分别表示平行于 $\vec{P}_1$ 和 $\vec{P}_2$ 的分量。

冲量分量映像反射作图法的作图过程如下。

① 在 X-Y 平面上任选一点 O, 由该点作射线 $\vec{P}_1$ 与 X 轴成 α_1 角, 再由该点作射线 $\vec{P}_2$ 与 X 轴成 α_2 角。 $\vec{P}_1$ 和 $\vec{P}_2$ 的箭头方向指向 O 点。

② 在射线 $\vec{P}_1$ 上任选一点 A', 作线段 $\overline{A'B'} = \vec{P}_1$, 并与 X 轴成 α'_1 角。在射线 $\vec{P}_2$ 上任选一点 C', 作线段 $\overline{C'D'} = \vec{P}_2$, 并与 X 轴成 α'_2 角。

③ 过 B' 点作射线平行于 $\vec{P}_1$, 并在射线 $\vec{P}_1$ 的另一侧作另一直线与其对称 (映像反射)。过 D' 点作射线平行于 $\vec{P}_2$, 并在射线 $\vec{P}_2$ 另一侧作另一直线与其对称 (映像反射)。

④ 上述四条线相交成一个平行四边形。根据式 (3-4) 和式 (3-5) 显然有

$$\begin{aligned} \vec{I}_{12}(\parallel \vec{P}_1) &= \overline{EO} & \vec{I}_{12}(\parallel \vec{P}_2) &= \overline{FD} \\ \vec{I}_{21}(\parallel \vec{P}_1) &= \overline{BE} & \vec{I}_{21}(\parallel \vec{P}_2) &= \overline{OF} \\ \overline{OB} &= \overline{OD} \end{aligned}$$

⑤ 将 $\overline{A'B'}$ 平移至 $\overline{AB}$, $\overline{C'D'}$ 平移至 $\overline{CD}$ 。

⑥ $\overline{AO} = \vec{P}_1$, $\overline{CO} = \vec{P}_2$, $\overline{BO} = \overline{OD} = \vec{I}$ 。

从而可求出两汽车碰撞速度

$$v_1 = \frac{AO}{Mm_1}$$

$$v_2 = \frac{CO}{Mm_2}$$

由以上介绍可知, 依据动量原理的作图法比解析计算简单直观, 易于理解和掌握, 但仍为求解碰撞前瞬间车速的近似方法。

目前, 国外已有许多成熟的汽车交通事故再现软件, 不但能计算碰撞车速, 而且可以再现整个车辆碰撞过程, 在这方面日本和美国发

展尤为迅速。

五、二维碰撞后汽车的运动

在一维碰撞中，例如当正面相撞或追尾相撞时，因为恢复系数 e 近似等于零，所以碰撞后两车合为一体，以相同的速度作直线运动，其运动速度为

$$v_c = \frac{m_1 v_{10} + m_2 v_{20}}{m_1 + m_2}$$

式中， m_1 、 m_2 分别为 1 车与 2 车的质量； v_{10} 、 v_{20} 为碰撞前的速度。但对于侧面相撞这样的二维碰撞则不这么简单。碰撞前一般没有回转运动的两车在侧面相撞后，由于动量交换将发生回转。在动量交换完毕之后，两车互相分开，分别沿着不同的轨迹作滑移运动。碰撞结束时的平移动能与回转动能消耗在轮胎与路面的摩擦上，直到最后停车为止。下面，首先讨论碰撞引起的能量损失。

前面已经求得一维碰撞时的能量损失为

$$\Delta E = \frac{m_1 m_2}{2(m_1 + m_2)} (1 - e^2) (v_{10} - v_{20})^2$$

式中， e 为恢复系数，能量损失取决于 e 的大小。

在二维碰撞中，碰撞的能量损失不仅是恢复系数 e 的函数，而且还是车身间摩擦系数的函数，将取决于碰撞速度和碰撞物体的几何关系。能量损失相当于碰撞前后能量的差值，可由下式求出

$$\Delta E = \frac{1}{2} (m_1 v_{10}^2 + m_2 v_{20}^2) - \frac{1}{2} [(m_1 v_1^2 + I_1 \omega_1^2) + (m_2 v_2^2 + I_2 \omega_2^2)]$$

在这里设两车在碰撞前都无回转运动，其直线运动的速度分别为 v_{10} 和 v_{20} ，碰撞后 1 车与 2 车的重心移动速度为 v_1 和 v_2 ，而 I_1 、 I_2 是 1 车与 2 车围绕重心的转动惯量， ω_1 、 ω_2 是碰撞结束时的回转速度。碰撞结束时，上述各速度的求法已在前节中讲过了。

在同型号车发生侧面直角相撞时，设 $e=0$ ， $f=0.5$ ，则碰撞引起的能量损失与碰撞前能量之比的计算结果如下。

后部侧面相撞：21%；

中部侧面相撞：33%；

前部侧面相撞：29%。

根据上述比例来看，在中部发生碰撞时损失的能量最多，也就是说，在碰撞速度相同的条件下，如果与中部相撞，车身的变形最大，对乘员的冲击也最严重。因此，当被撞汽车的被撞部位不同时，即使车身产生同样程度的变形，也不能认为碰撞车的车速是相同的。碰撞后的剩余能量在直线与回转的滑移运动中，被轮胎表面的摩擦消耗掉。

碰撞以后汽车的运动情况取决于车轮是自由转动状态还是制动状态。

(1) 车辆自由转动时的运动轨迹

图 3-33 表示车轮没有制动时的汽车受力情况。作用在轮胎上的摩擦力与车轮平面成直角，摩擦力的方向与滑移速度相反。图中 ω 是绕重心回转的角速度， r 是重心至车轴中心的距离， v_c 是重心的平移速度， α 是回转角， $F = \mu mg$ 为总摩擦力， μ 是轮胎摩擦系数， m 是车辆的质量。根据 E. Marquard 首创的方法，当四轮车左右对称时，其运动情况可用等价的二轮车来分析。

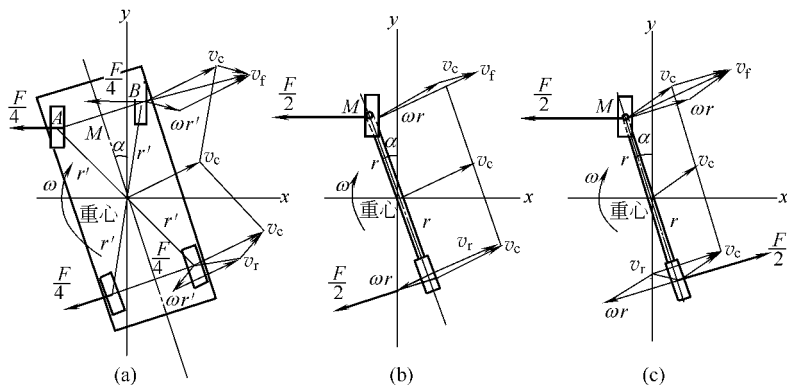


图 3-33 车轮可自由转动时汽车的受力情况

为简单起见，在图 3-33 (b) 中设重心位于前后轮的中间，并设轮胎的摩擦系数固定不变，不受滑移速度的影响。当轮胎有滑移时，轮胎摩擦力等于 $F/2$ ，如果轮胎不滑移，摩擦力将大于 $F/2$ 。

由图 3-33 可知，前后轮的速度 v_f 和 v_r 等于重心的平移速度 v_c 与对重心的相对速度 ωr 的矢量和。在图 3-33 (b) 中，前后轮的速度都指向车轮中心线的同侧，这时作用在轮胎上的摩擦力主要使车辆的行驶速度降低，不会降低回转速度。因此，这时车辆的回转速度近似于常量。

图 3-33 (c) 表示当前后轮速度相对于车辆中心线的指向相反时，轮胎上的摩擦力主要是降低汽车的回转速度，与平移速度几乎无关。在这种情况下，重心的运动轨迹基本上是直线。这样，车轮可自由转动的汽车在碰撞后，运动轨迹中交替地出现两种状态，一种是以回转运动减速为主，另一种则以平移运动的减速为主，不会出现两种运动同时都减速的情况。

这样，车轮可自由转动的汽车在碰撞后，运动轨迹中交替地出现两种状态，一种是以回转运动减速为主，另一种则以平移运动的减速为主，不会出现两种运动同时都减速的情况。

由图 3-33 可知，当前轮转角为零时，回转减速和平移减速这两种状态有明显的区别。在这种情况下，平移减速状态的重心减速度为

$$x_c'' = -\frac{F}{m} \cos \alpha$$

$$y_c'' = \frac{F}{m} \sin \alpha$$

因为在这种状态下回转减速度为零，所以回转速度不变。上式中 α 为车辆中心线与 y 轴的夹角，是时间的函数。由于这时回转速度 ω 不变，所以

$$\alpha = \omega t + \alpha_0$$

式中， α_0 是这种状态的 α 初始值； t 是进入这种状态后的时间。设轮胎与路面间的摩擦系数为 μ ，则 $F = \mu mg$ 。因此在这种状态下重心的运动方程为

$$x_c'' = -\mu g \cos(\omega t + \alpha_0)$$

$$y_c'' = \mu g \sin(\omega t + \alpha_0)$$

用 $t=0$ 时， $x_c' = u_0$ ， $y_c' = v_0$ ， $x_c = x_0$ ， $y_c = y_0$ 为初始条件，解此运动方程可求得重心的位置如下

$$x_c = x_0 + u_0 t + \frac{\mu g}{\omega^2} [(\omega t - \sin \omega t) \sin \alpha_0 - (1 - \cos \omega t) \cos \alpha_0]$$

$$y_c = y_0 + v_0 t + \frac{\mu g}{\omega^2} [(\omega t - \sin \omega t) \cos \alpha_0 + (1 - \cos \omega t) \sin \alpha_0]$$

重心的速度为

$$u_c = u_0 - \frac{\mu g}{\omega} [\sin \omega t \cos \alpha_0 - (1 - \cos \omega t) \sin \alpha_0]$$

$$v_c = v_0 + \frac{\mu g}{\omega} [\sin \omega t \sin \alpha_0 + (1 - \cos \omega t) \cos \alpha_0]$$

在平移运动减速状态时，前后轮的滑移速度均与汽车纵轴的指向相同，根据图 3-33 (b) 可知，这时必有

$$u \cos \alpha - v \sin \alpha > \omega r$$

如果

$$u \cos \alpha - v \sin \alpha < \omega r$$

也就是

$$(u_0 \cos \alpha_0 - v_0 \sin \alpha_0) \cos \omega t - (u_0 \sin \alpha_0 + v_0 \cos \alpha_0 + \mu g / \omega) \sin \omega t - \omega r < 0$$

则转变为回转运动减速状态。

其次，当前后轮滑移速度相对于汽车纵轴的指向相反时，作用在汽车上的力只形成力矩，这时，重心不产生减速度，只有回转运动减速度。在这种状态下

$$x_c'' = y_c'' = 0$$

重心作直线运动，运动速度的 x 分量与 y 分量 u_0 、 v_0 保持不变。回运动的减速度为

$$\alpha'' = -Fr/J = -\mu mgr/J$$

式中，J 为车辆对重心的转动惯量。回转角速度及回转角度分别为

$$\omega = \omega_0 - \frac{\mu mgr}{J} t$$

$$\alpha = \alpha_0 + \omega_0 t - \frac{\mu mgr}{2J} t^2$$

式中， ω_0 、 α_0 为回转减速状态下的回转角速度及回转角度初始值。和前述情况一样，如果

$$u_0 \cos(\omega t + \alpha_0) - v_0 \sin(\omega t + \alpha_0) > r \left(\omega_0 - \frac{\mu mgr}{J} t \right)$$

则回转减速状态将转变为平移减速状态。

综上所述，车轮可自由转动的汽车在碰撞以后，重心的运动描绘出一条直线与非直线交替组合的曲线。两种状态轮流出现，当回转速度较大时，表现为回转减速状态，平移速度较大时，表现为平移减速速度状态。

当前轮转角不为零时，平移减速与回转减速两种状态难以严格区别，关于车辆运动轨迹的分析也不如上面那样简单。这时需用计算机进行数值计算。图 3-34 所示为用相似模型所作的实验结果的一个例子，图中表现了前轮朝向正前方以及不朝向正前方时，碰撞后车辆的运动轨迹。

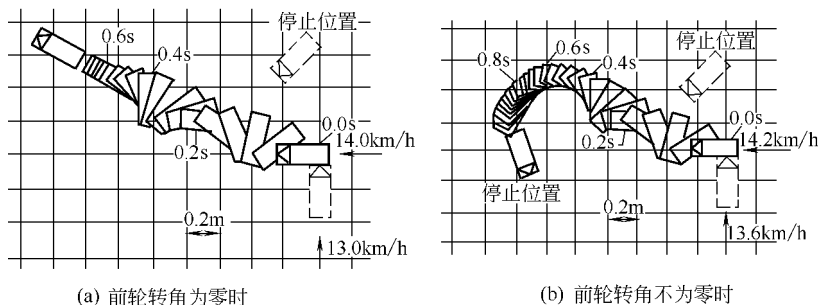


图 3-34 前轮转角对碰撞后运动轨迹的影响

由图 3-34 可知碰撞刚结束时，车辆的运动情况几乎是不受前轮方向影响的。但运动轨迹的后部受前轮方向的影响较大，这是因为当车轮可自由旋转时，沿着车辆纵轴的方向不能消耗动量，所以车辆始终可以沿这个方向运动。根据车辆在事故现场的停止状态进行事故分析时，必须结合前轮转角情况仔细考虑。

在侧面相撞时，碰撞车的前轮往往受被撞车的推动而转向被撞车的前进方向。例如在图 3-2 所示的侧面碰撞中，对于 A 车的前进方向来说，B 车是向左运动的，所以 A 车的前轮被推向左方，好像向左转动了方向盘一样。在作事故分析时，与前轮方向有关的问题很

多，在现场调查中，应该尽可能在搬动车辆以前确定出前轮的转角。

(2) 车轮被制动时的运动轨迹

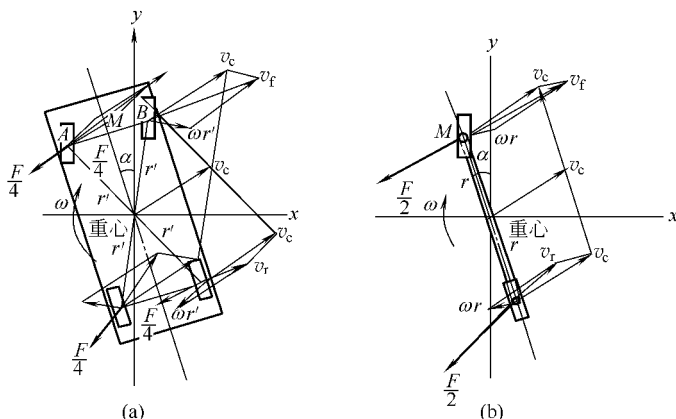


图 3-35 车轮全部制动抱死时汽车的受力情况

图 3-35 所示为车轮全部制动抱死时车辆的受力情况，轮胎上的摩擦力方向总是与滑移速度相反的，摩擦力的大小与轮胎的负荷成正比。与车轮可自由转动时的情况一样，如将汽车简化为等价二轮车来考虑，则可求出作用在汽车上的力，如图 3-35 (b) 所示。重心减速度的 x 分量及 y 分量分别为

$$\begin{aligned} -x'' &= \frac{\mu g}{2} \left[u \left(\frac{1}{v_f} + \frac{1}{v_r} \right) + \omega r \cos \alpha \left(\frac{1}{v_f} - \frac{1}{v_r} \right) \right] \\ -y'' &= \frac{\mu g}{2} \left[v \left(\frac{1}{v_f} + \frac{1}{v_r} \right) - \omega r \sin \alpha \left(\frac{1}{v_f} - \frac{1}{v_r} \right) \right] \end{aligned}$$

回转减速度为

$$-a'' = \frac{\mu g}{2i^2} \left[(u \cos \alpha - v \sin \alpha) \left(\frac{1}{v_f} - \frac{1}{v_r} \right) + \omega r \left(\frac{1}{v_f} + \frac{1}{v_r} \right) \right]$$

式中 μ ——轮胎与路面间的摩擦系数；

u 、 v ——重心速度的 x 分量及 y 分量；

r ——重心至车轴中心的距离；

ω ——围绕重心回转的角速度；

α ——回转角；

v_f ——前轮滑移速度， $v_f = \sqrt{(u + \omega r \cos \alpha)^2 + (v - \omega r \sin \alpha)^2}$ ；

v_r ——后轮滑移速度， $v_r = \sqrt{(u - \omega r \cos \alpha)^2 + (v + \omega r \sin \alpha)^2}$ ；

i ——车辆围绕重心回转的回转半径。

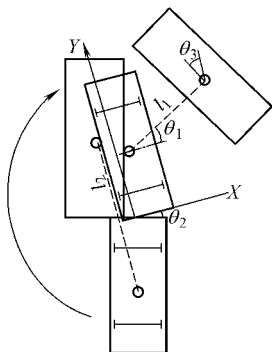


图 3-36 汽车碰撞实例

像车轮自由转动时的那样，用分析法来求解车轮制动时的轨迹是困难的，最好采用数值计算的方法求解。车轮制动以后，轮胎的摩擦力总是与滑移速度相反的，所以，前轮的方向不会使车辆的运动轨迹发生改变。

图 3-36、图 3-37 所示为汽车碰撞实例及碰撞后的运动轨迹。

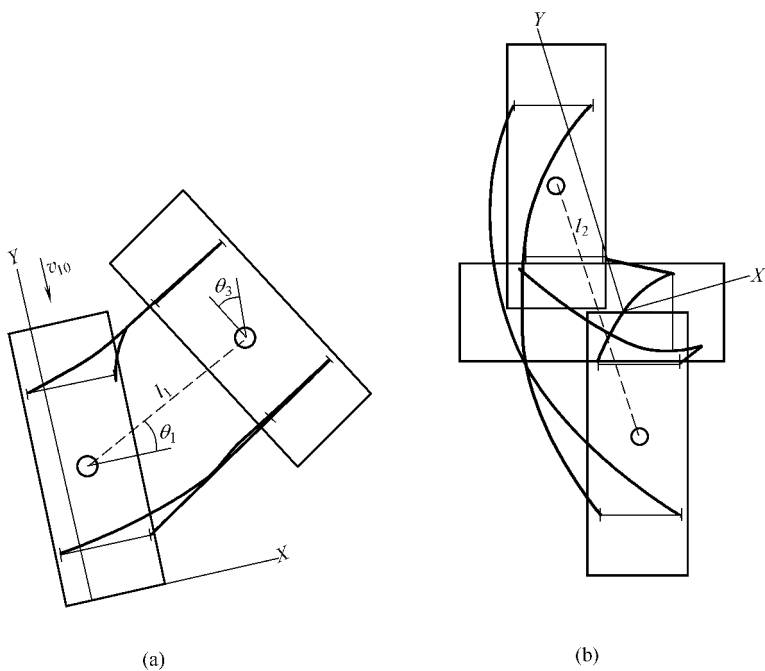


图 3-37 汽车碰撞后的运动轨迹

第四节 汽车与其他车辆的碰撞

一、轿车与大型车的碰撞

这里所谓其他车辆，是指轿车以外的客车、载货汽车、摩托车、自行车、电车、列车等车辆。从已发表的几个轿车对客车及载货汽车实车相撞的试验资料可知，由于轿车与大型车车身地板高度不同，当轿车对大型车追尾相撞时，会楔进大型车的下面（underride），轿车上乘员的头部将受到大型车车身地板的严重伤害。轿车的损坏情况因是否楔进大车的下面而完全不同。为了根据车辆损坏情况求碰撞速度，只能从轿车前部与顶部的变形量来推测。也就是说，轿车车身的变形强度可用试验方法求得，如果测出变形量，则可求出变形引起的能量损失，从而求得碰撞前的动能。如果大型车的重量比轿车大4~5倍以上，大型车的变形与加速度都将比轿车小得多，可以近似地把大型车看成是质量无限大的刚体。

二、轿车与摩托车、自行车的碰撞

摩托车与汽车、自行车与汽车的碰撞事故大多是：

- ① 摩托车在交叉路口与汽车的侧面迎头相撞（自行车没有动力，所以很少发生这类事故）；
- ② 汽车与摩托车或自行车的侧面碰撞；
- ③ 汽车从后面碰撞自行车（摩托车以与汽车相同的速度行驶，所以很少发生这类事故）。

摩托车垂直碰撞汽车侧面时，摩托车的驾驶员以车把为轴，上身向前弯，使上身旋转，头部撞在被撞车的车身上。由于人体的回弹系数几乎等于零，被撞车停车时，摩托车驾驶员就落在撞车的地方。被撞车在行驶时，由于摩擦力的作用，硬拉着摩托车驾驶员向被撞车的前进方向飞去。对方车辆车顶低时，也有发生摩托车驾驶员越过车顶，落在汽车另一侧的情况。

汽车撞摩托车的侧面时，摩托车的驾驶员以冲撞车的前面上边缘为轴横转，碰在发动机罩上，然后与行人（成人）事故时的情况一

样，飞到汽车前边。摩托车和自行车的车身重心低，被按原样撞回，或撞倒在地上滚动。

在摩托车与汽车相撞方面，根据载有模拟假人的实验来看，碰撞的角度及与摩托车相撞的汽车部位，对摩托车及乘员在碰撞中的运动有很大影响。因此，根据事故后的物证对事故过程的分析，就不像汽车互撞时那么简单。但因碰撞速度大时，摩托车的变形也大，所以，对于特定的碰撞状态，还是可以根据变形量来推测碰撞速度的。

（一）摩托车碰撞汽车侧面

据统计，摩托车与汽车相撞时，约有 30% 是撞在汽车的侧面。根据本田牌摩托车以各种不同的速度，沿直角方向与静止的普利茅斯

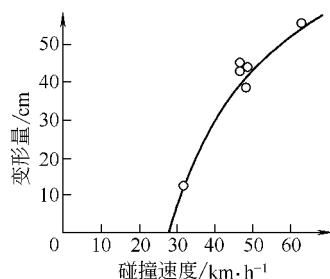


图 3-38 摩托车与轿车侧面相撞

牌轿车作一系列的侧面相撞试验，用以研究摩托车的变形量与模拟假人的运动情况，图 3-38 所示为变形量与碰撞速度的关系。由图可知，当碰撞速度大于 30 ~ 40 km/h 以上时，变形量急剧增加，而低于 25 km/h 以下时几乎不变形。摩托车的变形过程，首先是支撑前轮的前叉向后弯曲。碰撞速度增加，后退的前轮碰上发动机。由于发动机的刚度大，因此前轮变形。圆形的车轮在其前后方被压缩，向上伸长，变成椭圆形。发动机以后部分几乎没有变形。当发动机以前的部分变形完了之后，变形抗力急剧增加，当碰撞速度超过 60 km/h 以后，即使速度继续增加，变形量也不会有显著增大。

由试验可知，在碰撞之后，乘员冲向前方，腹部或腿部将挂碰在车把、燃料箱或其他部件上，上半身急剧向下翻，然后从车前方甩出去。乘员的致命多数是头部遭到撞击造成的，根据模拟假人的试验，头部有时是撞在地面上，有时是撞在前面的汽车上。头部撞在地面上又有两种情况，一种是身体先落地然后头部撞在地面上，另一种是头部触到地面后身体才落地。在试验中，模拟假人的运动情况也不是完全相同的，这说明撞前的状态稍有变化，就会对乘员的运动产生极大

的影响。

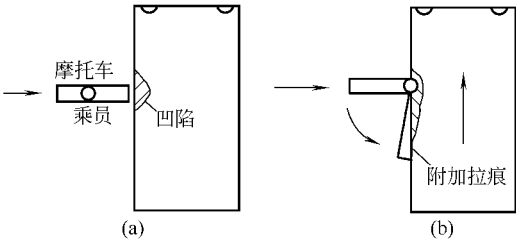


图 3-39 被摩托车侧面碰撞的汽车凹陷

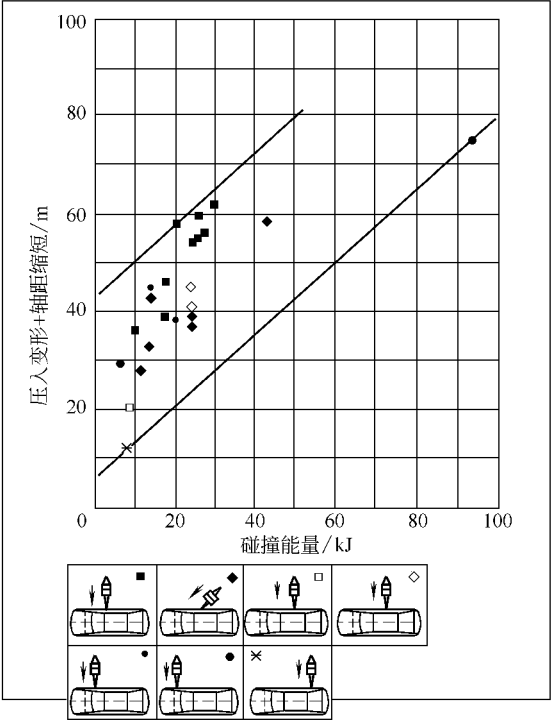


图 3-40 摩托车正面或斜碰撞汽车侧面时，轴距缩短与汽车的凹陷之和同碰撞能量的关系

当摩托车向静止的轿车侧面碰撞时，被碰撞车侧面留有凹形的纵沟，如图 3-39（a）所示。如果被撞车是在行驶状态，被撞车的侧面

不仅有凹形的纵沟，且附加有拉伤痕，如图 3-39 (b) 所示，这种情况摩托车要按图中箭头方向回转。

摩托车碰撞汽车侧面时，汽车的凹陷深度和摩托车轴距的缩短之和取决于摩托车碰撞汽车时刻，摩托车具有的动能，图 3-40 所示为摩托车正面或斜碰撞汽车侧面时，轴距缩短与汽车的凹痕之和同碰撞能量的关系。

摩托车垂直碰撞汽车侧面是小质量的物体（包括驾驶员体重在内，质量约 150 ~ 300kg）与大质量的物体（质量在 1000kg 以上）的碰撞。摩托车的碰撞中碰撞角度与所撞的汽车部位对乘员的运动情况有很大影响，因此很难根据事故后乘员的躺倒位置来推测事故前的状况。特别是乘员为了躲避碰撞而做过某些动作时，如转动一下车把或从摩托车上跳车等，其运动情况更是完全不同。在摩托车与汽车侧面直角相撞时，可以把全部运动过程都看成是二维的（如图 3-41 所示），这样便可对乘员的运动进行分析，分析的结果已被载有模拟假人的实车碰撞试验所证实。

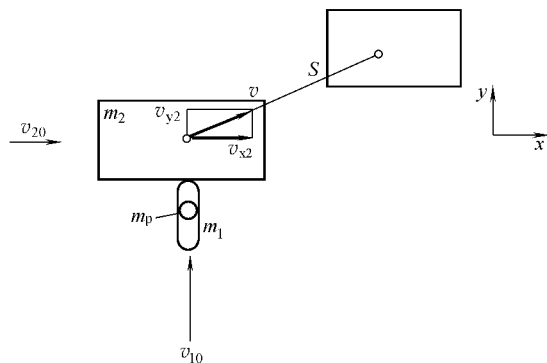


图 3-41 摩托车垂直碰撞轿车侧面

质量大的轿车碰撞后的速度在 x 轴上的分量为 v_{x2} 。一般摩托车和轿车的碰撞为非黏着碰撞，所以质量大的汽车碰撞后的车速在 x 轴上的分量为 v_{x2} ，就是其碰撞前的车速 v_{20} （见图 3-41），即 $v_{20} = v_{x2}$ 。另外，碰撞后汽车车速在 y 轴上的分速度（横向方向）为 v_{y2} 。由于

碰撞，驾驶员和摩托车在碰撞后一起被撞翻，有时也会发生驾驶员离开摩托车，越过汽车车顶而飞出去等现象。

驾驶员和摩托车通常都被撞翻在汽车跟前，因此，认为驾驶员和摩托车的回弹系数几乎为零。所以有

$$\begin{aligned}(m_1 + m_p)v_{10} &= (m_1 + m_2 + m_p)v_{y2} \\ v_{10} &= \left(1 + \frac{m_2}{m_1 + m_p}\right)v_{y2}\end{aligned}\quad (3-6)$$

式中 v_{10} ——碰撞前摩托车车速，m/s；
 v_{y2} ——碰撞后汽车车速在 y 轴向上的分速度，m/s；
 m_1 ——摩托车的质量，kg；
 m_2 ——汽车的质量，kg；
 m_p ——驾驶员的质量，kg。

假设驾驶员不受约束，越过车顶飞出去时，有

$$\begin{aligned}m_1 v_{10} &= (m_1 + m_2)v_2 \\ v_{10} &= \left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right)v_2\end{aligned}\quad (3-7)$$

汽车碰撞后的车速 v_2 可根据碰撞后的汽车滑行距离 S 求得

$$v_2 = \sqrt{2g\varphi S}\quad (3-8)$$

该车速在 x、y 方向的分速度分别为

$$v_{x2} = v_2 \cos\theta\quad (3-9)$$

$$v_{y2} = v_2 \sin\theta\quad (3-10)$$

式中 g ——重力加速度， 9.8m/s^2 ；
 φ ——轮胎与路面的摩擦系数；
 S ——碰撞后汽车的滑行距离，m；
 θ ——由碰撞引起的汽车偏向角，($^\circ$)。

这种方法对由摩托车引起的汽车偏向不能辨认清楚时是不适用的。被撞车的质量非常大时（如大型货车），不会发生偏向。

φ 的选用需要注意，应区分被撞车的驾驶员踩制动踏板的情况。

（二）汽车碰撞摩托车或自行车侧面

汽车碰撞摩托车或自行车侧面的事故，如图 3-42 所示，有三种

碰撞形式：

- ① A 型 轿车撞在二轮车（包括驾驶员）的重心处；
- ② B 型 轿车撞在重心后面；
- ③ C 型 轿车撞在重心前面。

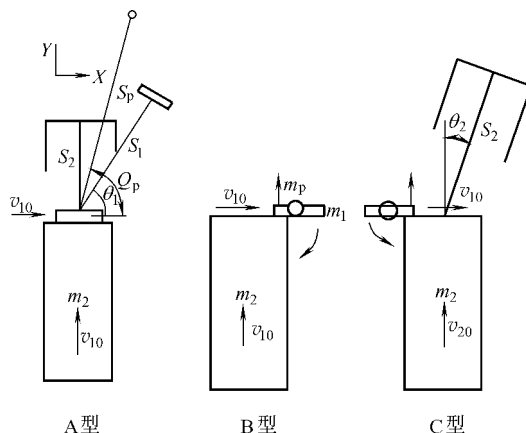


图 3-42 汽车碰撞摩托车或自行车侧面

对于 A 型，二轮车和驾驶员被轿车推到轿车的右前方。二轮车立刻翻倒在路面上滑行。驾驶员被撞出某一距离后在路面上翻倒滑行。

汽车驾驶员猛踩制动踏板，进行紧急制动，汽车滑行某一距离后停车。设：

- m_1 、 m_p 、 m_2 ——二轮车、驾驶员、汽车的质量，kg；
- v_{10} 、 v_{20} ——二轮车、汽车碰撞前的速度，m/s；
- S_1 、 S_p 、 S_2 ——二轮车、驾驶员、轿车碰撞后的移动距离，m；
- θ_1 、 θ_p ——二轮车、驾驶员的跳出角度，(°)；
- φ_1 、 φ_p 、 φ_2 ——翻倒的二轮车、翻倒的驾驶员和汽车轮胎与路面的摩擦系数；
- h ——碰撞时驾驶员的重心高度，m。

二轮车碰撞后的速度 $v_1 = \sqrt{2g\varphi_1 S_1}$

驾驶员碰撞后的速度

$$v_p = \sqrt{2g\varphi_p} \left(\sqrt{h + \frac{S_p}{\varphi_p}} - \sqrt{h} \right)$$

轿车碰撞后的速度 $V_2 = \sqrt{2g\varphi_2 S'_2}$

S'_2 为 S_2 减去空驶距离 (根据印痕判断)。

根据动量守恒定理有

$$v_{20} = \frac{m_1 v_1 \sin\theta_1 + m_p v_p \sin\theta_p + m_2 v_2}{m_2} \quad (3-11)$$

$$v_{10} = \frac{m_1 v_1 \cos\theta_1 + m_p v_p \cos\theta_p}{m_1 + m_p} \quad (3-12)$$

二轮车、驾驶员给予轿车的动量可忽略不计。

(三) 追尾碰撞

汽车追尾与二轮车相撞, 多为与自行车相撞。以速度 v_{20} 行驶的自行车, 被以速度 v_{10} 行驶的汽车尾撞, 自行车与骑车人分离, 分别跳向前方。

由于碰撞前后动量的总和不变, 有

$$\begin{aligned} m_1 v_{10} + (m_2 + m_p) v_{20} &= m_1 v_1 + m_2 v_2 + m_p v_p \\ v_{10} &= v_1 + \frac{m_2}{m_1} v_2 + \frac{m_p}{m_1} v_p - \frac{m_2 + m_p}{m_1} v_{20} \end{aligned} \quad (3-13)$$

式中 v_1 ——刚刚碰撞后汽车的车速, m/s;

v_2 ——刚刚碰撞后自行车的车速, m/s;

v_p ——刚刚碰撞后骑车人飞出的车速, m/s;

v_{10} ——将要碰撞前的汽车的车速, m/s;

m_1 ——汽车的质量, kg;

m_2 ——自行车的质量, kg;

m_p ——骑自行车人的质量, kg。

汽车驾驶员因怕撞上自行车, 而猛踩制动踏板, 在路面上留下轮胎的印痕。根据印痕的长度 L_1 (m)、 φ_1 (从后面冲撞车的摩擦系数), 有

$$v_1 = \sqrt{2g\varphi_1 L_1} \quad (3-14)$$

从后面碰撞后,自行车的移动距离根据以哪种状态运动而有很大变化,碰撞后自行车立刻翻倒在路面上滑行。根据滑行距离 L_2 (m)、 φ_2 (翻倒自行车的摩擦系数),有

$$v_2 = \sqrt{2g\varphi_2 L_2} \quad (3-15)$$

骑自行车人跳上发动机罩而飞向前方的速度为

$$v_p = \sqrt{2g\varphi_p} \left(\sqrt{h + \frac{x}{\varphi_p}} - \sqrt{h} \right) \quad (3-16)$$

式中 v_p ——人在路面上滑行时的摩擦系数;

x ——骑车人的移动距离;

h ——发动机罩的高度。

一般说来,自行车的速度大体可以选择为 20km/h。人体的恢复系数几乎为零。用式 (3-16) 求 v_p 缺乏自信时,可看作 $v_p = v_1$ 。

自行车与人体相比有弹性,所以恢复系数不是零。因此, v_2 比 v_1 多少大些,这时 m_2/m_1 为 1/30 左右,即使令 $v_2 = v_1$ 也不会产生很大的误差。因此可近似地用

$$v_{10} = \frac{m_1 + m_2 + m_p}{m_1} v_1 \quad (3-17)$$

来推算汽车的碰撞速度。

(四) 自行车和骑车人的抛距与碰撞速度的关系

1. 骑车人的抛距与碰撞速度的关系

在事故处理中,骑车人的抛距一般为已知。图 3-43 给出了骑车人的抛距与碰撞速度的关系。骑车人的抛距随着汽车碰撞速度而增加,它的分布带宽也明显随速度而增加。

2. 自行车的抛距

图 3-44 为自行车的抛距与碰撞速度的关系。自行车抛距的偏差随碰撞速度的增加而增加。自行车抛距的上界为限制最小碰撞速度的边界。

3. 骑车人的当量抛距

如果在事故再现时自行车和它的乘员的抛距均为已知,由两个抛

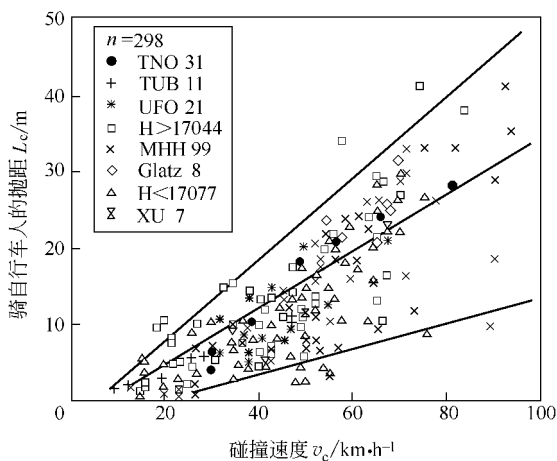


图 3-43 骑自行车人的抛距与碰撞速度的关系

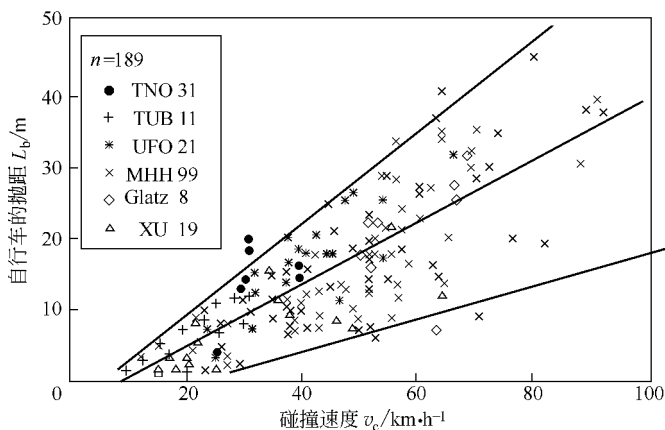


图 3-44 自行车的抛距与碰撞速度的关系

距作为输入参数，会得出两个不同的碰撞速度。在自行车事故中，自行车和它的乘员在碰撞接触阶段是互相影响的，为了引入自行车对它的乘员的作用，引入骑车人当量抛距 S_{eq} 的定义

$$S_{eq} = f_s + f_p S_p$$

式中 S ——自行车的抛距；

S_p ——骑车人的抛距；
 f ——自行车的质量系数， $f = m / (m + m_p)$ ；
 f_p ——骑车人的质量系数， $f_p = m_p / (m + m_p)$ ；
 m ——自行车的质量；
 m_p ——骑车人的质量。

图 3-45 所示为骑车人的当量抛距与碰撞速度的关系。统计表明，骑车人的当量抛距的分布带比自行车和骑车人的明显窄，骑车人的当量抛距偏差范围随速度增加而增加。

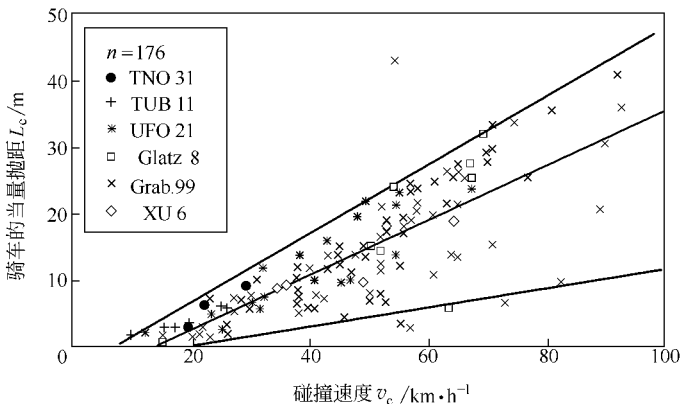


图 3-45 骑车人的当量抛距与碰撞速度的关系

4. 事故后骑车人与汽车间的距离

图 3-46 给出了交通事故后，骑（乘）车人与碰撞伙伴间的距离和碰撞速度的关系。在碰撞速度低于 30km/h 的较低速度时，两个碰撞伙伴的距离几乎不变。超过这个速度界限，它们的距离随碰撞速度而增加，它们的距离受汽车的制动强度影响。

5. 事故后自行车与汽车间的距离

图 3-47 给出了事故后，自行车和汽车间的距离与碰撞速度的关系。显然在试验速度下，碰撞对手的距离都有较大的偏差带。这种较大偏差带除了受汽车制动强度影响外，也受自行车第一次落地时的姿态影响。

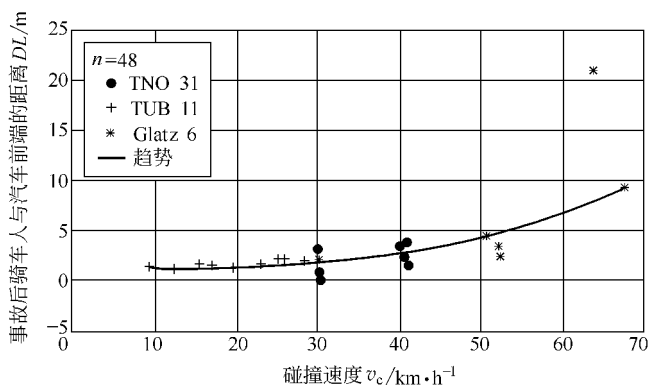
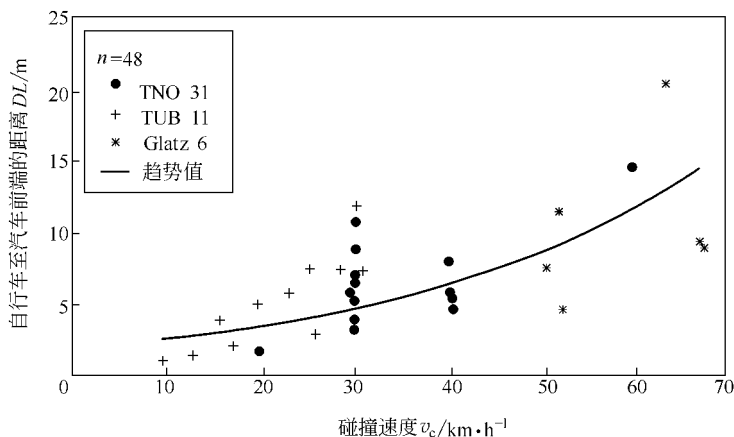


图 3-46 事故后骑车人与汽车间的距离与碰撞速度的关系



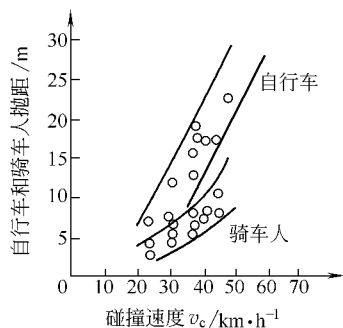


图 3-48 自行车和骑车人抛距与碰撞速度的关系

车人的抛距。但是，自行车事故现场的数据表明，两者间没有显著的差异。这是因为真实事故中包含了事故的不同碰撞形态及碰撞时骑车人的不同反应。

7. 自行车滑移路程与碰撞速度

图 3-50 所示为碰撞自行车滑移运动路程的长度与碰撞速度的关系。一些试验结果与上限基本吻合，而下限在碰撞速度为 40 ~ 70km/h 范围有较大的差别，但总体趋势基本

相同。

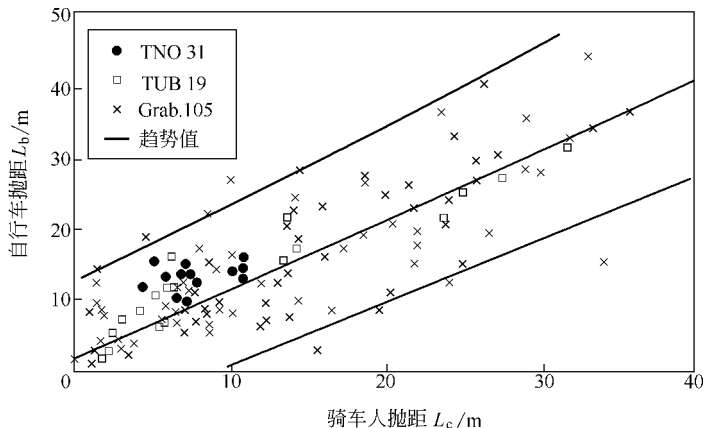


图 3-49 自行车与骑车人抛距间的关系

8. 骑（乘）车人滑移路程与碰撞速度

在碰撞后骑（乘）车人首先被抛落到地面上，然后滑移至静止位置，其运动状态与普通行人被撞后一样。图 3-51 给出了骑（乘）车人滑移运动与碰撞速度的关系。

9. 汽车碰撞速度对骑车人受伤程度的影响

通常，汽车的速度越高，对骑车人的伤害越重，但是，相同的碰

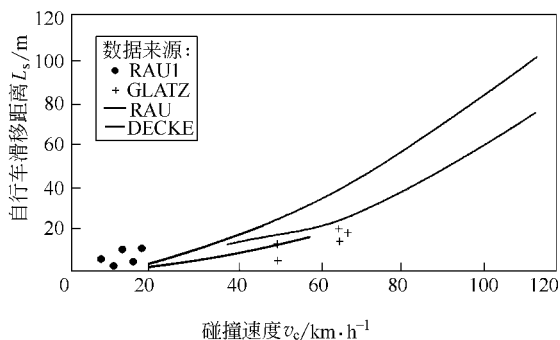


图 3-50 自行车滑移路程与碰撞速度的关系

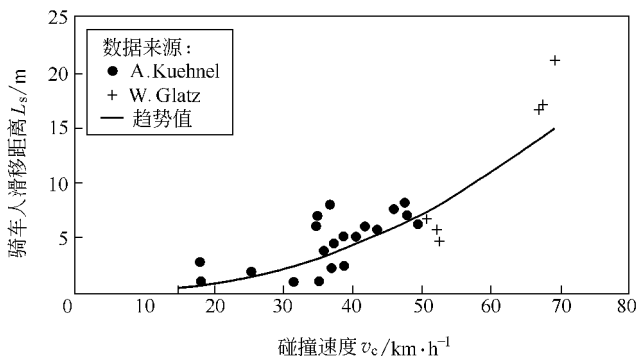
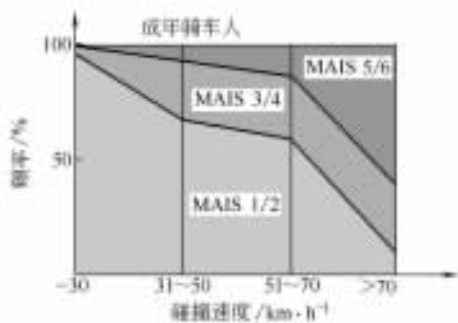


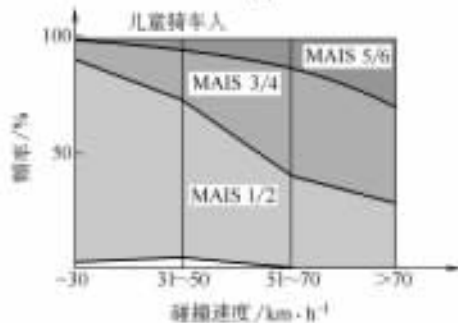
图 3-51 骑（乘）车人滑移运动与碰撞速度的关系

撞速度有时造成的伤害程度却不同，并且受伤程度与人的年龄有关（见图 3-52）。比较图 3-52（a）和图 3-52（b）可知：当碰撞速度范围为 51 ~ 70km/h 时，儿童的受伤严重程度比成年人要高；高于此速度，成年人的致命率（死亡率）比儿童高。

汽车不同部位造成的受伤机会不同，并受到车速的影响（图 3-53）。随着车速的增加，汽车风窗玻璃对成年人伤害占的比例也增加。



(a)



(b)

图 3-52 汽车碰撞速度对骑车人受伤程度的影响

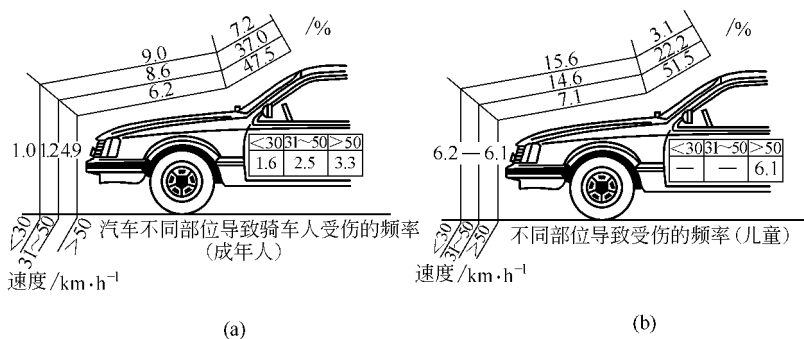


图 3-53 汽车不同部位致伤率与车速的关系

第五节 汽车对行人的碰撞

对于汽车撞行人的事故，首先是要确定汽车在什么地方撞上行人。对于汽车与汽车相撞的事故，根据印痕等，比较容易确定碰撞点。但对于汽车撞行人的事故，由于一般没有留下证据，所以不易确定碰撞点。第二是碰撞速度的问题，在碰撞点不清楚时，不可能计算出碰撞速度。

有发动机罩的轿车或小型货车撞了行人时，碰撞后行人的运动可用模型（人体模型）进行实验来搞清楚。图 3-54 为轿车以 20km/h、30km/h、40km/h 的碰撞速度碰撞成人模型时，调查模型的运动和姿势的变化情况。

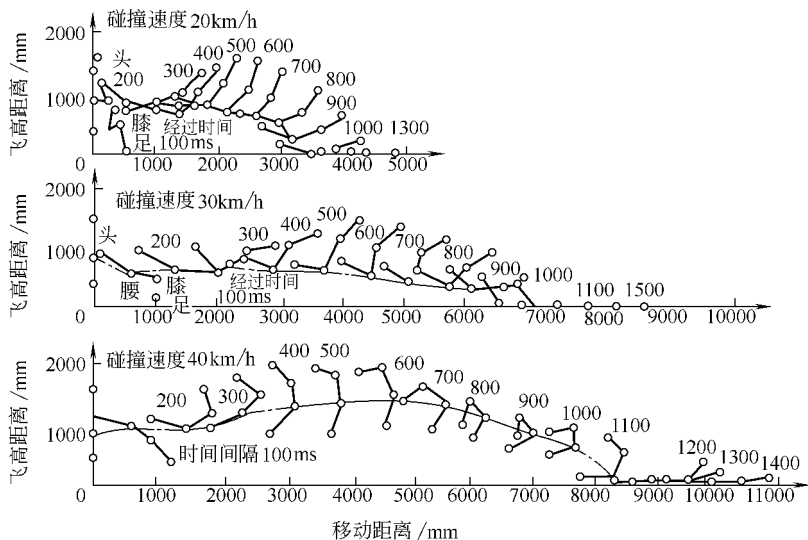


图 3-54 成年人与轿车碰撞后的人体模型运动姿态

模型首先从腰部到下腿部撞上汽车的前面。对于成人，其重心位于比汽车还高的位置，向后的旋转力作用在行人身体上，所以行人跳

到发动机罩上，头脸、胸、腹部撞在发动机罩上。模型以 20km/h 以下的低速从发动机罩上滑下去，落在汽车的前方。但是，在车速为 40km/h 以上的高速时，模型头部撞在前挡风玻璃上后，在发动机罩上跳起来，成倒立状态，一边旋转一边飞到汽车前方掉在路上。这时，是头先着地还是脚先着地，根据情况而异。掉在地上的行人模型，在路面上滑行后停止运动。其运动时间，大约在 2s 以内。

对于身材矮小的小孩模型，由于其重心位置比发动机罩低，所以不会被抛到发动机罩上来，总是被压倒，头部撞在路面上（见图 3-55）。小孩模型的这种运动时间短，约为成人模型的 1/2。当汽车减速不够充分时，将小孩撞倒后压上。

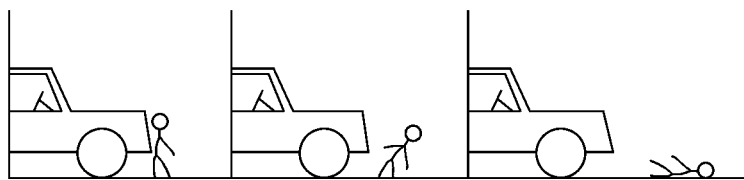


图 3-55 轿车碰撞儿童的情形

一、碰撞速度的推算

行人的质量与汽车的质量相比是很小的。所以，碰撞后，行人大致以汽车的碰撞速度沿水平方向被抛出，成抛物线轨迹掉在路面上，着地以后在路面上滑行，最后停止运动（图 3-56）。

汽车的碰撞速度为 v (m/s)。设抛出的瞬间行人离地面的高度（一般为发动机罩的高度 + 躯体半径）为 h (m) 时，抛物线公式为

$$\begin{aligned}x_1 &= vt \\h &= 0.5gt^2\end{aligned}$$

式中 t ——下落时间，s；

x_1 ——飞越距离，m。

因此，飞越距离 x_1 为

$$x_1 = v \sqrt{\frac{2h}{g}}$$

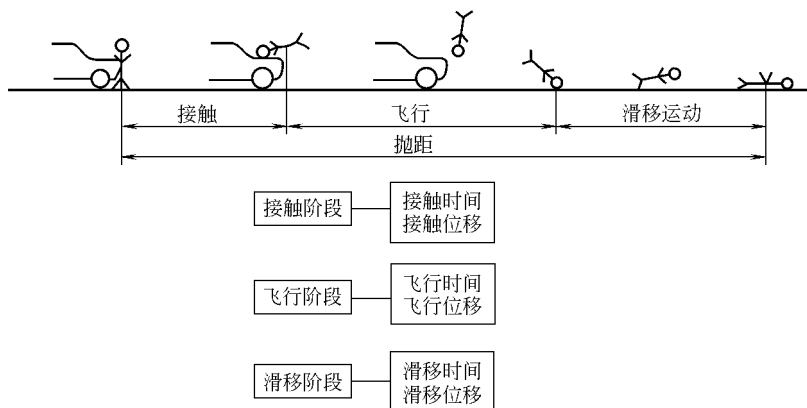


图 3-56 碰撞后行人的运动

从着地后到停止时的滑行距离 x_2 ，由下面的能量守恒定理关系式确定

$$\frac{1}{2}mv^2 = mg\varphi x_2$$

$$x_2 = \frac{v^2}{2g\varphi}$$

式中 m ——行人的质量，kg；

φ ——行人与路面之间的摩擦系数（干燥混凝土或沥青路面为 0.5 ~ 0.7）。

行人翻倒距离 x 为

$$x = x_1 + x_2 = v \sqrt{\frac{2h}{g}} + \frac{v^2}{2g\mu}$$

$$v = \sqrt{2g\mu} \left(\sqrt{h + \frac{x}{\mu}} - \sqrt{h} \right) \quad (3-18)$$

当汽车车速为 40km/h 以上的高速时，由图 3-56 得知，行人以仰角飞出。因此，如不考虑这种情况，可把碰撞速度估计得高些。但是，实际上要想测得仰角是困难的。所以，在推算碰撞速度时，应注意到这种情况。

二、汽车与行人的碰撞速度实验结果

1. 汽车碰撞速度与行人纵向抛距的关系

汽车与行人碰撞时一般均伴随汽车制动减速度。图 3-57 为在不同制动强度下，行人纵向抛距与碰撞速度间的关系。

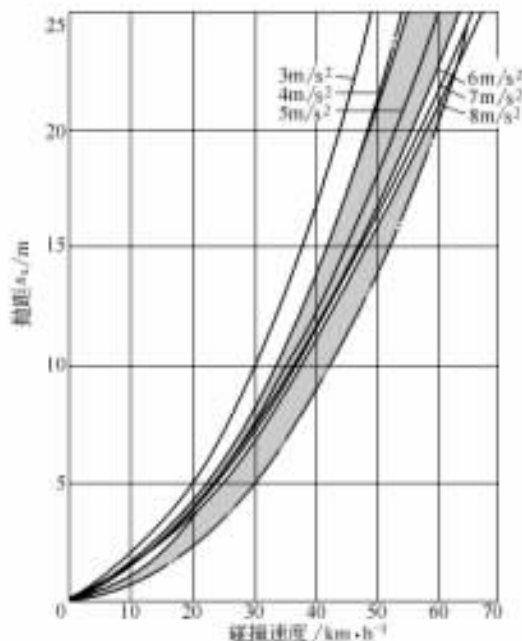


图 3-57 制动减速度不变情况下碰撞速度与抛距的关系

图 3-58 为行人模型与三种不同形状的轿车相撞，研究碰撞速度和行人翻倒距离的关系的实验例。模型实验结果与事故例完全相同。

该实验的经验公式为

$$x = 0.0075v^2 \quad (3-19)$$

$$v = 11.5 \sqrt{x} \quad (3-20)$$

式中 x ——跌倒距离，m；
 v ——碰撞速度，km/h。

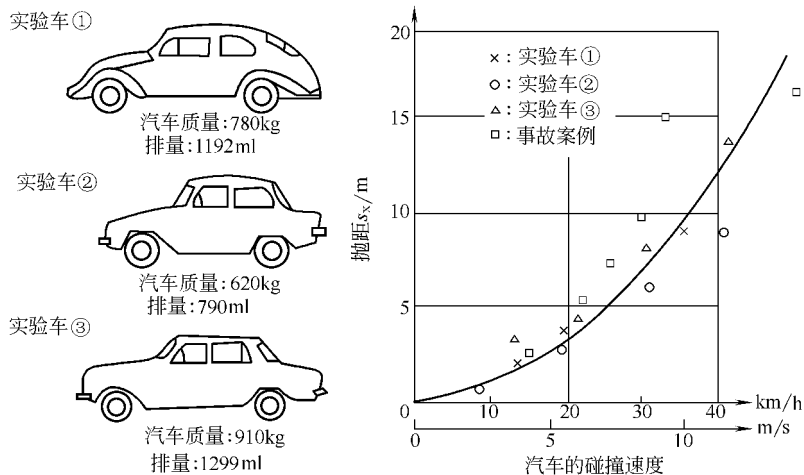


图 3-58 汽车的碰撞速度与行人翻倒距离的关系

2. 行人横向抛距与碰撞速度的关系

图 3-59 所示为行人横向抛距与碰撞速度的关系。与纵向抛距不同，横向抛距极限距离与碰撞速度成线性关系。

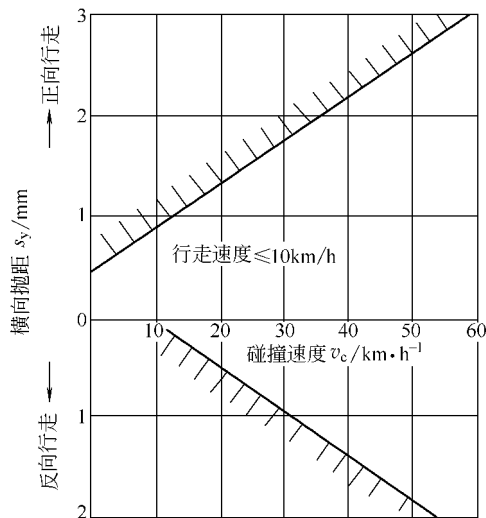


图 3-59 行人横向极限抛距与碰撞速度的关系

3. 行人上抛距与碰撞速度的关系

图 3-60 为行人上抛距和行人人体高度（成人或儿童）与汽车外形相对尺寸的关系。显然甲壳虫外形汽车的上抛距较大，这是因为这种汽车的发动机罩短，速度稍高，模拟假人（50% 分位点男人）就与汽车风窗下沿或风窗玻璃接触。

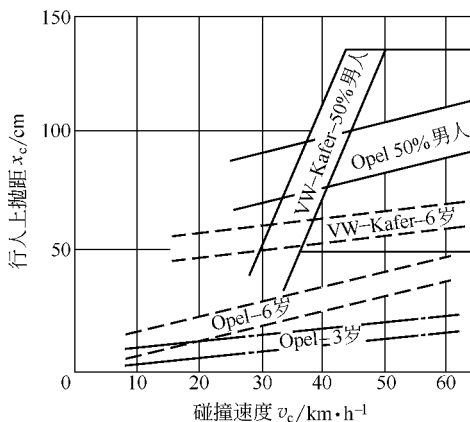


图 3-60 行人上抛距与碰撞速度的关系

4. 汽车碰撞速度与行人在车上的横偏（移）距

汽车碰撞速度越高，行人在车上的横偏（移）距越小，其变化分布范围如图 3-61 所示，车速增加，行人的横向偏（移）距缩小，

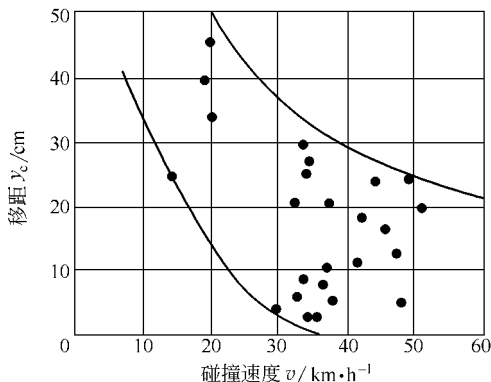


图 3-61 碰撞速度与行人在车上的横偏（移）距

但是分布宽增加。

5. 行人与车接触处凹陷变形与汽车碰撞速度的关系

汽车与行人碰撞时，一般会在碰撞接触处发生凹陷变形，变形深度通常与碰撞速度成比例关系（如图 3-62 所示）。

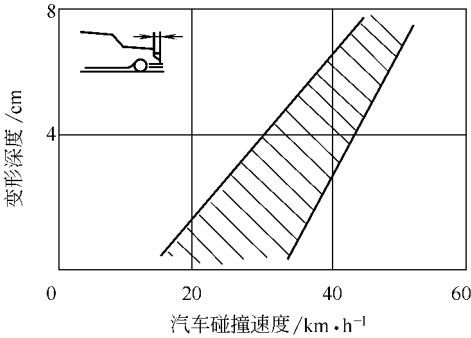


图 3-62 行人在车身上的压痕深度与碰撞速度关系

6. 行人撞碎的大灯或风窗玻璃碎片分布与碰撞速度的关系

行人事故时行人有可能将大灯或风窗玻璃击破，形成一定范围的玻璃碎块较均匀的分布场。Schneider 取上缘离地高度 600 ~ 830mm 的汽车大灯为试验对象，利用特制的击头，测定不同试验碰撞速度击碎的玻璃碎片的起点（最近抛距）和止点（最远抛距），如图 3-63 所示。

Kuehnel 取四种有代表性的汽车为试验对象，不但记录玻璃碎片的起点和止点抛距 [分布带宽，见图 3-64 (a)]，而且还

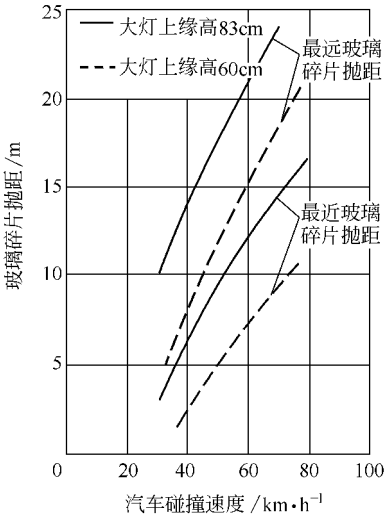


图 3-63 玻璃抛距与碰撞速度的关系

给出了主分布带宽与碰撞速度的关系 [见图 3-64 (b)]。

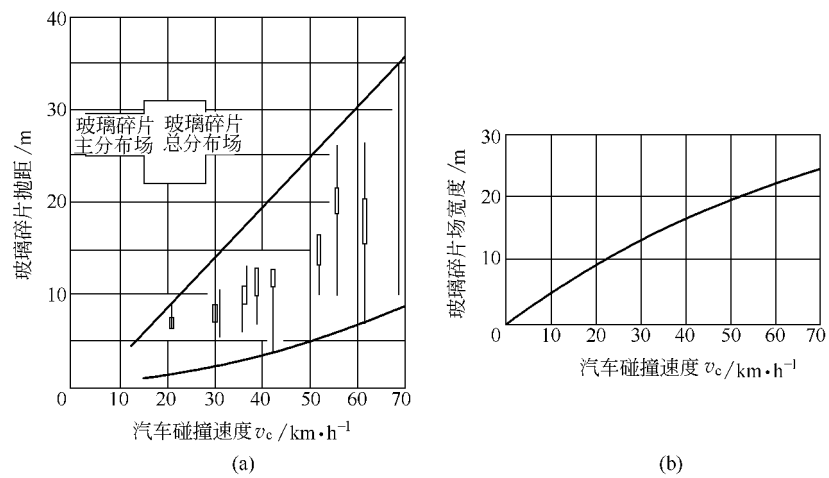


图 3-64 玻璃分布带宽与碰撞速度的关系

Braun 对汽车大灯、平头汽车以及长头车风窗玻璃进行了大量的试验，试验结果如图 3-65 所示。

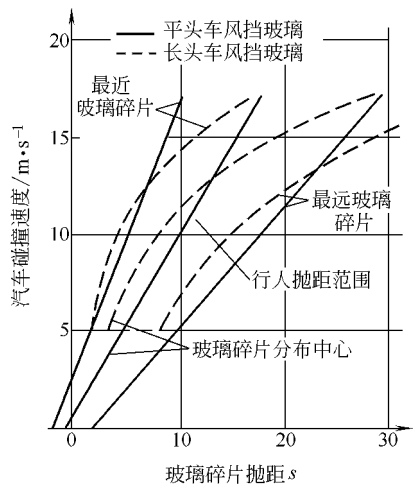


图 3-65 玻璃分布场与碰撞速度的关系

三、根据行人伤害判断的汽车碰撞速度

根据模型与轿车碰撞所得的结果，在与车身碰撞时，头部的冲击加速度和碰撞速度的关系如图 3-66 所示；与路面碰撞时，头部的冲击加速度和碰撞速度的关系如图 3-67 所示。

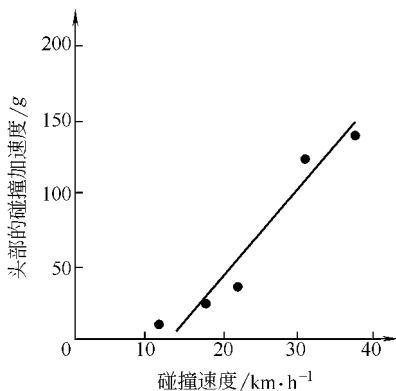


图 3-66 与车体碰撞时头部的冲击加速度与碰撞速度的关系

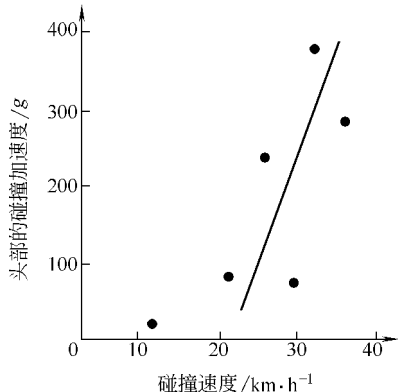


图 3-67 与路面碰撞时头部的冲击加速度与碰撞速度的关系

由图 3-66 和图 3-67 可知，在同样的汽车碰撞速度下，二次碰撞头所受的冲击加速度远大于一次碰撞，故头部和地面的冲击往往是致命的伤害。

冲击加速度越大，持续时间越长，人体的伤害程度就越大。冲击加速度和持续时间与头部骨折程度的关系，如图 3-68 所示。这是在“人头骨”的内部填充动物胶的水溶液，再进行表面处理，使总质量和人头相等（约为 5kg）的模型自由下落所做的研究结果。

因此，可以根据伤害程度笼统地判断碰撞时的车速，如行人被汽车撞击后头部着地无骨折，可以粗步推算出冲击加速度大致在 150g 以下，碰撞速度在 30km/h 以下。这种推断法可作为碰撞速度判断的补充。还可利用简明受伤标准 AIS 近似推断汽车的碰撞速度（见图 3-69）。由于不同的人体受伤的严重程度存在巨大差异，在行人的受伤严重程度（如用 AIS 表示）与汽车碰撞速度之间没有明显的对应关系，但是在欧洲一些国家总有一些事故分析者在评价实际事故时，用它来表示 AIS 和碰撞速度之间的概率关系。由图可知，虽然致命性

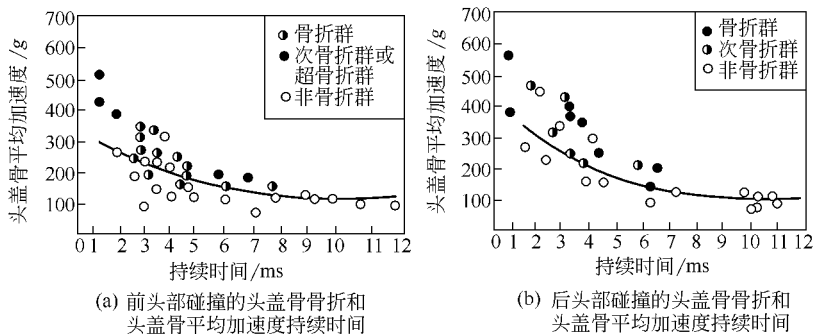


图 3-68 “人头骨”下落时的骨折极限

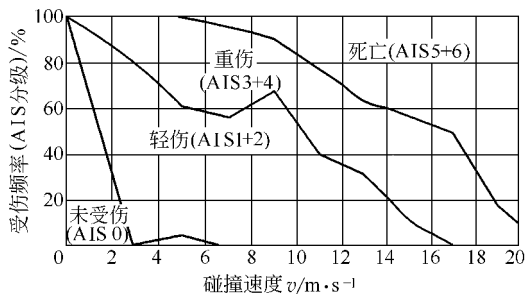


图 3-69 AIS 等级与碰撞速度概率关系

伤害的起始碰撞速度可从 25km/h 计起，但是，事故的死亡率仅为事故人数的 3.5%，而 50km/h 时致命性受伤的可能性为 37%，70km/h 时致命（死亡）率约为 83%，车速 60km/h 轻伤事故的可能性为 0，40km/h 时轻伤可能性为 40%，车速为 10km/h 时事故参与行人有 80% 的可能受轻伤。

第六节 汽车的单独事故

汽车的单独事故有汽车在路上碰撞驻车车辆、工作物，翻车，汽

车驶出滚落公路，碰撞护栏、电线杆、分隔带等类型。它不是两辆以上的汽车相撞的事件，而是由汽车的单独判断失误引起的事故现象。

汽车单独事故的机理可分为：路上碰撞型、驾驶失误型。碰撞驻车车辆或工作物，是由于错觉未能及时辨别路上静止物的尾撞现象。驾驶员的心理发生机理和尾撞相同。这时，没有发生驾驶操纵的失误，而是辨别的过失。但是，路上翻倒、滚落路外、与护栏和分隔带的碰撞，是由驾驶操纵失误引起的事故。驾驶操纵失误最典型的是如下所述的不规则旋转。

此外，汽车的单独事故还表现有：紧急制动时，制动器单侧起作用，或者由于左右车轮与路面摩擦系数差别较大而转动转向盘，驶出路外；转弯时，转的大了点，使外侧车轮撞在路缘石上，而翻到路外；为避免其他碰撞，而反应过敏，转向盘转的角度过大导致驶出路外；为躲避剧烈的阵风，转向盘转的角度过大而驶出路外；转弯时，看别的地方而驶出路外。

一、不规则旋转

在有雨水或积雪的较滑的道路上，一边转动转向盘，一边紧急制动，使后轮横向滑出，车身绕前轮的中心点旋转。一旦开始旋转，便不能控制。即使采用反向转动转向盘也不能制止这种旋转，这就是不规则旋转。驾驶员发现跑到路上的行人较晚时，一边突然转动转向盘，一边踏下制动踏板。这样，即使好容易避免了正面碰撞，但由于车身绕前轴中心点旋转，使车身的侧面撞上行人。

这种不规则旋转，是由于刹住后车轮，使横向滑动的摩擦力消失，同时围绕被制动的前轮车轴中心点，作用有如图 3-70 所示的惯性力矩 $F'l$ 而引起的。紧急制动时，汽车的重心处于离路面较高的位置，使前端点头现象的惯性力作用在车身上，结果前轮的载荷增加，后轮的载荷相应地减少，因此，后轮先抱死。轮胎在旋转期间横向阻力大。但是，车轮抱死时，摩擦系数急剧减小，横向阻力消失，汽车就开始旋转。一旦开始旋转，由于汽车重心相对于旋转中心（前轴的中心点）向外侧偏高，因而使车身旋转的力矩 $F'l$ 逐渐增大，直到使车身横过来为止。转角在 90° 以上时， $F'l$ 逐渐减小，转到 180° 时

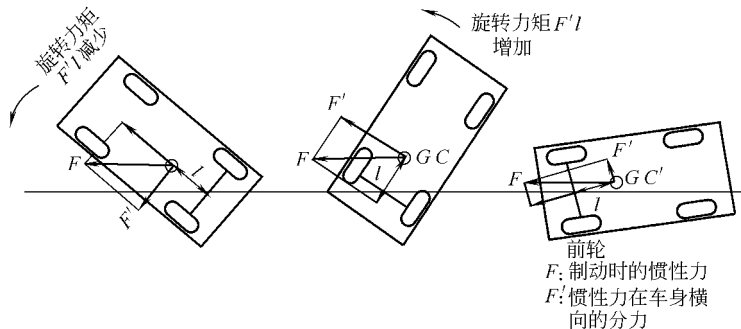


图 3-70 不规则旋转的机理

为零。因此，不规则旋转大致转到 180° 时停止转动。

防滑装置，是一种使作用于后轮制动器的油压低，而且不管前端低头现象如何，都不至于使后轮先抱死的装置。

二、与柱碰撞

碰撞电线杆等柱状固定物体时，由于载荷的受压面积小，因此即使碰撞速度相同，变形量（凹损部分的深度）也较大。

根据轿车正面碰撞直径为 25cm 的混凝土电线杆的实验例，有

$$v = 67x \quad (3-21)$$

式中 v ——碰撞速度，km/h；

x ——塑性变形，m。

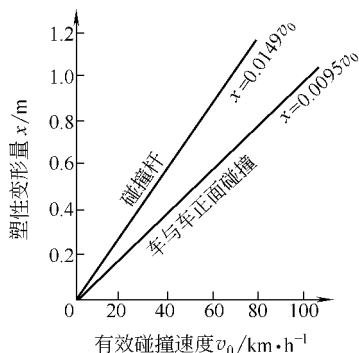


图 3-71 碰撞柱时的塑性变形量与有效碰撞速度的关系

与汽车对汽车正面碰撞时 $v_e = 105x$ 相比较，碰撞柱时，变形量大 1.6 倍。这种关系如图 3-71 所示。式 (3-21) 为塑性变形较小时的经验公式。

对于使发动机向后退的与柱碰撞的情况，由于发动机开始变形，因而刚性提高，所以与碰撞速度的上升相比，变形量增加很少。

对于形状相同的柱子，由于固

定方法和柱的能量吸收能力，这种关系就不同。柱子底部的土壤松，由于碰撞，杆的位置移动比较大时，即使碰撞速度相同，变形量也变小。

如果碰撞车的重心相对柱子偏心时（图 3-72），车身绕柱子做旋转运动，若路面与轮胎的摩擦或与车身侧面周围的物体二次碰撞，能量被吸收，变形量就更小。

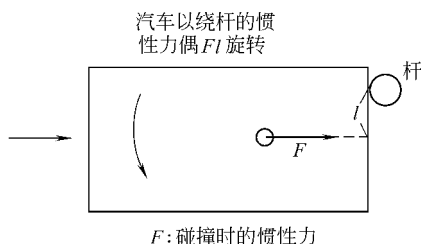


图 3-72 偏心碰撞柱

三、滚落路外

汽车从洼地或陡岸滚落时，最初以抛物线在空中飞行，着地或着水后，再滑移一段距离消耗了汽车的能量而最终停止。因此，事故车的飞出速度（见图 3-73）可由下式求得：

$$v = \sqrt{2g\mu} \left(\sqrt{h + \frac{x}{\mu}} - \sqrt{h} \right) \quad (3-22)$$

式中 v ——飞出速度，m/s；

x ——滚落后的移动距离，m；

h ——落下距离，m；

μ ——滚落后的汽车与地面或水的摩擦系数；

g ——重力加速度， 9.8m/s^2 。

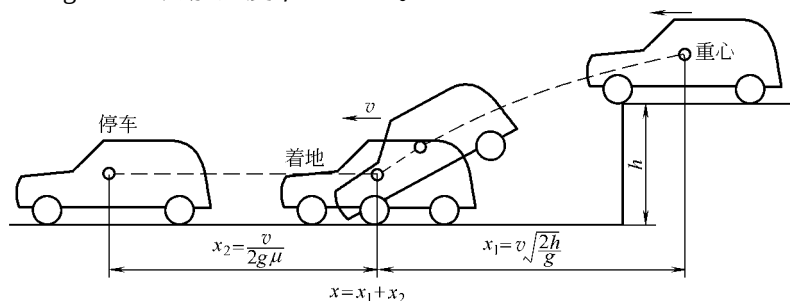


图 3-73 滚落路外

但是，崖下地面的形状是各式各样的， μ 不知道的情况比较多。对于农田， μ 当然很高。对于水的情况，车身下部全部受阻力作用，因此受到较大的摩擦阻力。对于这方面（ μ ）的数据，目前尚缺乏。假如在下落途中，车身没有擦到崖边，着地的痕迹在落下地点给人以明确的印象时，有以下关系存在

$$v = x_1 \sqrt{\frac{g}{2h}} \quad (3-23)$$

式中 x_1 ——从崖边到前轮落地点的距离，m。

汽车安全带

对碰撞的最有效的被动防护方法之一就是采用座椅安全带约束。安全带总成是用来保护车内乘员，限制乘员的突然移动，以防止或减轻在交通事故中或紧急制动时乘员所受伤害的一种束紧装置。早在 19 世纪后期，这种带式乘员约束设施已经出现，只是当时仅用于马车乘员的约束。直到 1964 年以后，在美国、日本等安全带应用较早的国家，才开始强制在轿车、轻型客车的驾驶座位装备二点式安全带。由于安全带的保护效果比较明显，后来就逐渐扩大了安全带的使用范围，从乘客车到载货车，从轻型车到中型车，从外侧座椅到中间座椅，装配安全带的形式也从二点式发展到三点式带紧急锁止卷收器的安全带。随着安全带使用率的大幅度提高，事故中乘员伤亡率也随之下降。统计数据表明，佩戴安全带使碰撞事故中的乘员伤亡率减少 15% ~ 30%。

我国汽车安全带生产和装用起步较晚，国内部分生产厂家从 1989 年才开始试制安全带，但发展很快，目前已有 60 多家生产厂家生产各种类型的汽车安全带。强制使用安全带条例于 1993 年 7 月开始实施，仅用几年时间就完成了从开发到在汽车上的普遍装用。汽车安全带与其他保护约束设施相比，具有安全可靠、价格低廉、安装简便等优点，已被各国生产厂家普遍采用。

交通事故分析表明：在不使用安全带时，即使是低速碰撞（20km/h）也可能出现乘员死亡；而如果使用三点式安全带，在 95km/h 以下的速度撞车时没有死亡事故，也没有甩出车外的事故。据统计，在美国从 1984 ~ 1990 年间由于佩戴了安全带，已挽救了约

2 万人的生命。

安全带是一条高强度的纤维编织带，具有良好的抗拉性、耐磨性、耐水性、耐寒性、耐热性、不退色性和能量吸收性，平时它缠绕在转轴上，并装在安全带卷收器内，当乘员使用安全带时，可缓缓地由卷收器内把安全带自由抽出，其抽出长度可依乘员身体的胖瘦而自己选定，然后将安全带端头的快速锁扣与安全带固定锁扣卡接在一起，于是乘员的身体便被安全带以适当的宽松度套住。安全带对乘员保护的原理是当碰撞事故发生时，安全带起作用，将乘员“束缚”在座椅上，乘员的头部、胸部不至于向前撞到方向盘、仪表板及风窗玻璃上，使乘员免受车内二次碰撞的危险，同时使乘员不被抛离座椅。事故证明，在正面碰撞、追尾碰撞及翻车事故中普通安全带对乘员保护效果很好，尤其是对乘员头部、胸部的保护。为了进一步降低碰撞时乘员下沉（即乘员沿座椅下滑）造成腹部伤害，目前很多汽车生产厂采用带预张紧器或织带夹紧装置的安全带。这种安全带同改进的座椅结构及气囊相结合，便可大大提高乘员的保护性能。

第一节 安全带结构

安全带按乘员的意志来分有主动式安全带和被动式安全带。现在汽车上装备的安全带绝大多数为主动式。

一、主动式安全带的种类

主动式安全带按安全带在车上的固定点，可分为以下几种。

1. 二点式安全带——腰带 [图 4-1 (a)]

这是适用范围最广的一种基本形式。其有两个固定连接点位于座椅下方，通过织带系在乘员的腰部，约束住乘员的重心使之在撞车时不能前移。这是最先发展的一种形式，对保证乘员安全，降低乘员的伤害程度确实起到很大的作用。但是一些事故结果表明，采用腰带约束，在撞车时，乘员头部及上躯体会绕被约束的腰、骨盆关节向前摆

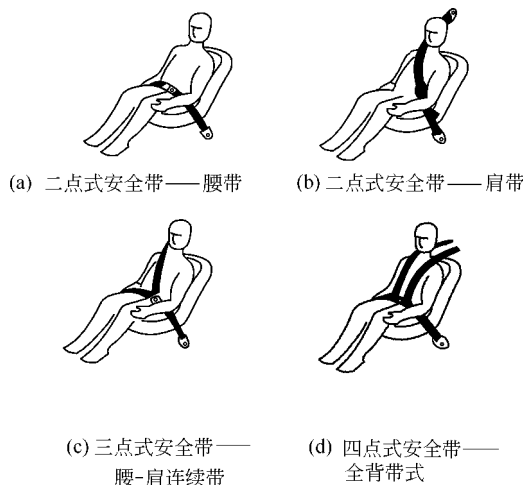


图 4-1 主动式安全带种类

动，容易造成头部伤害，甚至有人证明了在某种场合下，佩戴腰带防护的乘员比不佩戴安全带的乘员受伤程度更严重。因此，现在前排座椅很少使用腰带，主要在后排座椅上使用，用于防止乘员被抛出轨外。

2. 二点式安全带——肩带 [图 4-1 (b)]

这种形式在欧洲采用较多。其两个固定连接点一个位于车身侧围立柱上，一个位于座椅另一侧的下方。肩带是限制乘员上躯体运动的安全带。这种安全带克服了腰带的缺点，但由于在撞车时容易产生下半身向前方挤出等不良情况，在日本、澳大利亚等不允许采用这种方式。但肩带与膝部保护装置并用可弥补这一缺点，这一系统在美国也得到了承认。

3. 三点式安全带——腰-肩连续带 [图 4-1 (c)]

这种安全带是既限制腰部又限制胸肩运动的组合安全带。其有三个固定连接点，两个位于座椅下方，一个位于车身侧围立柱上。这种安全带综合了腰带与肩带的优点，乘员的保护性能优良，实用性也

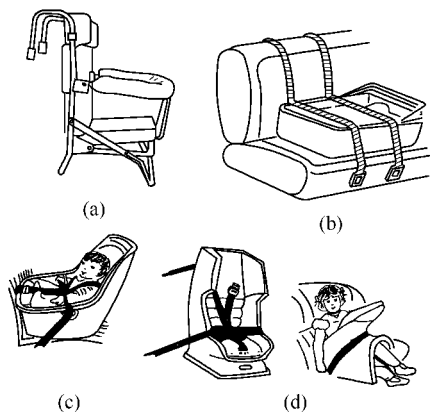


图 4-2 儿童座椅保护装置

高，作用效果最好，是前座乘员的主要约束形式。对于前碰撞、侧翻车和翻车有良好的保护作用，对后碰不起作用。

4. 四点式安全带——全背带式 [图 4-1 (d)]

其有四个固定连接点，两个在座椅下方，两个在座椅后方。这种安全带乘员保护性能最好。但其系带与脱出不便，在实用性方面还存在一定问题。这种形式主要用于赛车驾驶员约束或在一些

特殊场合下使用（如儿童座椅保护装置见图 4-2）。

二、安全带的主要零件及要求

图 4-3 所示为三点式安全带的装置图，其主要由织带、卷收器、带扣、高度调节器、导向板、支架、限位钮及安装部件等组成。其中，织带、卷收器、带扣及安装部件是安全带的重要组成部分。

（一）织带

织带是构成安全带的本体，是柔软且强韧的挠性窄幅编织带，其表面平滑，手感良好，无损伤、不均匀、斑点等编织缺陷。织带通常用聚酰胺、聚酯合成纤维的原丝织成宽约 50mm，厚约 1.5mm 的带子（随着卷收器的小型化，为确保织带的卷收量，现织带在逐渐薄形化，从 1.5mm 减少到了 1.2mm），利用原丝的根数和热处理方法的不同以得到要求的强度和延伸率。安全带的伸缩变形，可将佩戴者前冲的能量储存起来使之衰减。伸长率要求在一定范围之内，既不能太小，也不能太大。太小很可能因为不能伸缩而勒进乘员身体，引起骨折或压伤内脏器官；太大可能造成织带回弹，将乘员拉回座椅而受到冲撞，或使乘员产生过大的移动量而碰到车内部件。织带在其染制过程中加入了一定量阻燃剂，以满足织带阻燃性的技术

要求。

1. 对织带的要求

① 织带的宽度 为防止在撞车时胸部和腹部被织带伤害,织带必须具有一定的宽度。GB 14166 规定当拉伸载荷为 9810N 时,试样中部织带宽度不小于 46mm。

② 织带伸长量 为限制撞车时乘员的向前移动量,对安全带的伸长量作了规定。GB 14166 规定采用夹紧长度为 (220 ± 20) mm 的试样,当加载到 196N 时取中间 200mm 段为测量段,当加载到 11100N 时测定伸长率,该伸长率应满足表 4-1 的要求。

③ 织带的抗拉强度 GB 14166 规定采用夹紧长度为 (220 ± 20) mm 的试样,以 100mm/min 的速度加载至断裂时的载荷为安全带的抗拉强度。安全带的抗拉强度应满足表 4-1 的要求。

表 4-1 安全带织带抗拉强度及伸长率要求

类 型	抗拉强度/N	伸长率/%
腰带	26700	20
肩带	17700	40
腰-肩连续带	22300	30

④ 织带的能量吸收性 按照 GB 14166 规定的试验方法进行试验,织带单位长度(每米)所做的功及功比要求见表 4-2。

除此以外,对织带还应有表面质量、尺寸、耐磨、耐高低温、耐光、抗腐蚀、色牢度、耐湿性等要求,表 4-3 为织带的其他要求。

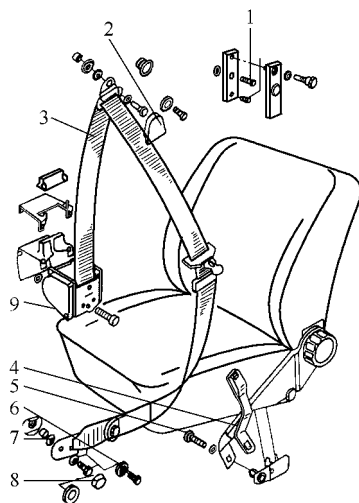


图 4-3 安全带结构

1—固定螺钉;2—安全带转向护板;3—织带;4—安全带锁扣支架;5—固定螺栓;6—螺塞;7—安全带紧固垫片;8—螺带头帽;9—卷收器

表 4-2 织带单位长度所做的功和功比要求

类 别	功 / J	功比 / %
腰带	539	50
肩带	1080	60
腰-肩连续带	784	55

表 4-3 织带的其他要求

项 目			指 标
耐光试验后拉伸强度 / (% 和 N/幅宽)	腰部用和连接用安全带	光照 180h	≥光照前后 60% 和 18000
		光照 300h	≥16000
	肩部用安全带	光照 180h	≥光照前后 60% 和 14000
		光照 300h	≥12000
染色牢度 / 级		光照 100h	≥4
		光照 180h	≥3
摩擦退色性 / 级		干布	≥4
		湿布	≥4
耐污染性 / 级		常态下	≥4
		老化后	≥4
燃烧性 / mm · min ⁻¹		常态下	≤80
		老化后	≤80

2. 织带的纱、单丝数值 (d/f 值)、纱线的性质及其能量吸收性

织带最初所用材料主要是尼龙,近些年来改用涤纶聚酯,也有用聚酰胺聚酯。尼龙与聚酯相比较,聚酯的价格较低且耐光性能良好,聚酯织带的低延伸率更易满足当前对安全带延伸率的要求。对安全带的强度要求比较严格,一般要求构成织带的纤维单丝强度不少于 8g。

织带的经线编织用的纱及单丝数值初期为 1000d/96f 和 1000d/72f,以后逐渐采用 1260d/96f、1260d/108f 和 1500d/108f。这种改进便于加工中在经纱架上的固定,并增强了织带的耐磨损性和韧性。织带的纬线编织用的纱及单丝数值多为 500d/96f、630d/72f、630d/96f 和 750d/72f。织带的纱和单丝数值的选择取决于经纱和纬纱之间强度平衡力的匹配及织带的厚度。

织带的伸长率和能量吸收性是其重要性能之一。目前世界各国标准对伸长率的要求均不相同。不同伸长率是通过在热熔胶染色过程中

调节织带的松紧度获得的。能量吸收性取决于织带的伸长率。一般编织织带用的聚酯纱线的各种应力-应变曲线如图 4-4 所示,其可用特性均在 C 线以下区域内。图 4-4 中的纱线特征曲线是具有较高抗拉强度的用于安全带的典型曲线。可根据使用目的和对产品性能要求来选择具有不同曲线特征的纱线。从图中还可以看出,当 DE 增加时,DT 通常降低。近年来研制的新型纱线,其曲线特性见图 4-4 纱线 B,其 DT 值尽可能多地保持了通用强度,而伸长率比普通纱线有所提高,吸能性得到改善。

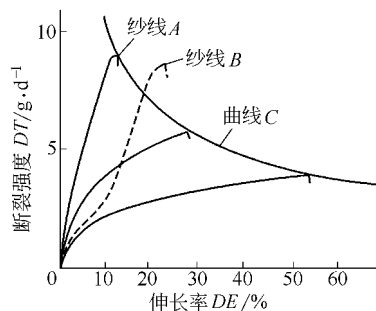


图 4-4 纱线的应力-应变曲线

3. 生产工艺流程

织带产品的生产工艺流程为：原料→整经→织造→清洗→染色→牵伸定形→检验→包装。

(1) 原料

主要进行原料的检验、挑剔,如果卷装形式不合,则经过络丝工序处理。

(2) 整经

原料为筒装,整经时丝线直接从筒子上退解后卷绕到经轴上。考虑到经丝较粗且密度特别高,一般卷绕成三只经轴上机。

(3) 织造

织带织物较多采用无梭高速带织机织制,工艺上要求平格控制经丝张力,通常采用消极送经装置,经丝依靠张力分别从三个经轴上退解,为防止经丝起毛,有利于织造,经丝在穿综前可经过一道上油装置,如在经丝上压有一层粘满油剂的棉花,以保证各组经丝张力一致。

纬丝从无边筒子上退解后,穿入无梭织带机的弧形引纬器末端孔眼内,每织一纬,引入两根丝线(即双纬织造),在织机另一侧,装有一舌针钩住纬线成网,形成纬平针结构的边组织。

(4) 清洗

织造后的织带先在煮沸的水中清洗，去除前道工序中所产生的油污等，便于后道工序加工。

(5) 染色

一般选用分散染料热熔轧染法染色。其染色工艺流程为：浸轧染液→烘干→热熔→水洗→皂洗→水洗。

织带先在染液中连续轧染，然后在 160 的热空气中经过烘干后，再在 200 ~ 210 左右的高温下进行干热处理（即固色），使染料很快熔入纤维内部，然后经皂洗、水洗去掉织带表面的浮色，使其光泽稳定，并保持良好的染色色牢度。

比较先进的涤纶聚酯织带的染色方法是热熔胶单件染色，即用分散性染料进行坯布热熔胶染色，用三原色染料混合成想要的颜色。在染色过程中，织带在设定加热温度时拉伸到预定的合适的长度，然后用特定化学试剂，如次氯酸钠、氢氧化钠等除去织带表面剩余染料。

(6) 牵伸定形

合纤原料在染色过程中有一定的收缩，为满足织带对伸长性能的严格要求，在后整理中必须对织带进行牵伸定形。根据工厂实际生产经验，一般控制在 160 左右牵伸定形，伸长约 7% ~ 8% 左右，以消除织带的部分伸长。

4. 精加工用树脂

织带最后加工所用树脂有聚氨酯、聚丙烯酸酯、硅酮等。要求在降低织带摩擦系数，改进耐磨性的同时，还要满足织带的耐光、热、冷及吸能性和强度要求，故在选用树脂时应考虑到各种树脂对织带性能的影响。几种树脂特性如下。

(1) 聚氨酯 (polyurethane)

由于聚氨酯可形成不同分子结构，所以选用它可获得想要的任意强度的织带。且耐光性、吸能性良好。

(2) 聚丙烯酸酯 (polyacrylate)

这种原料加工后的织带具有优良的抗拉强度，对酸碱稳定，透光性和柔性好，但摩擦系数高，加工困难。

(3) 硅酮

硅酮具有优越的耐热、耐冷性，但由于其分子结构中含有硅元素，其耐磨性和吸能性差些。织带进行树脂加工时必须严格控制树脂的浓度、树脂的抽出质量、pH 值及中工温度和稀释方法。

5. 织带边缘的形状

织带边缘应尽可能圆滑，以避免伤及佩戴者的颈部。织带边缘的形状各国均不相同，日本采用“3”形状，欧洲多为“3”形状，而美国产的一些织带为“J”形状。

(二) 卷收器

卷收器的作用是：①安全带不用时将织带收藏起来；②使用安全带时，乘员不必调节织带长度；③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，当承受 0.7g 以上的加速度时进行锁止，锁止之后不得松动。

用于腰带的卷收器的卷收力必须大于 2.6N，用于肩带或腰肩连续带的卷收器的卷收力必须在 1 ~ 7N 之间。卷收器可分为无锁止式（NLR 型）、自动锁紧式（ALR 型）和紧急锁止式（ELR 型）三大类。从锁止机构的布置来分，有外缘锁止式和中心锁止式。

1. 无锁止式卷收器

安全带在不使用时，卷收器的功能只是收卷织带，安全带的长度调节要由另外的调节机构来完成，因此其作用就是将织带全部拉出和卷入。其基本结构如图 4-5 所示。在用冷拉钢板冲压成型的 U 字形框架上穿上中心轴，将织带用夹子固定在中心轴上，施加卷带力矩的卷簧布置在框架的侧面。这是一种最基本的卷收织带的机构。

目前使用的卷簧多为弹簧钢制成的平卷簧，其作用是平衡地将拉出的部分织带卷回卷收器内。卷收力大小取决于卷簧的扭矩。卷收力过小不易于织带卷回，卷收力过大又影响乘员佩戴安全带的舒适性，造成不舒服的压迫感。

无锁止式卷收器织带残存伸出长度必须小于 6mm（肩带卷收器卷收力从 18N 降至 5N 时测量，腰带卷收器卷收力从 18N 降至 14N 时测量）；耐久性试验不得少于 10000 次，试验后卷收力不得低于试验

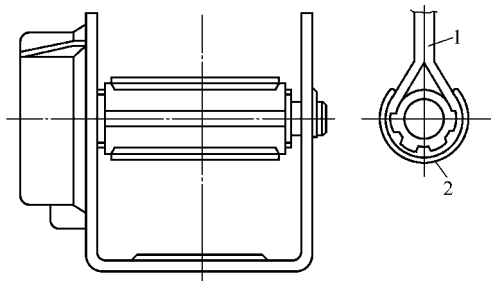


图 4-5 无锁止式卷收器

1—织带；2—夹子

前的 50%，残存伸出长度仍小于 6mm。

2. 自动锁紧式卷收器

自动锁紧式卷收器是可以从卷收器中连续拉出织带，一旦停止就由棘轮机构自动锁紧，织带不会继续伸出，可实现上述的①、②和④的目的。通常用于腰带，其缺点是如果在拉出织带时中途一旦停止动作，织带就无法继续拉出，为了使用安全带就必须先收卷一次再重新拉出。其结构如图 4-6 所示。在锁止部分，用开缝的管子代替无锁止式卷收器上使用的夹子，在管子的两端装有经过热处理的棘轮，与管子组成一个整体，和框架上的棘爪相啮合完成制动功能。棘爪是利用

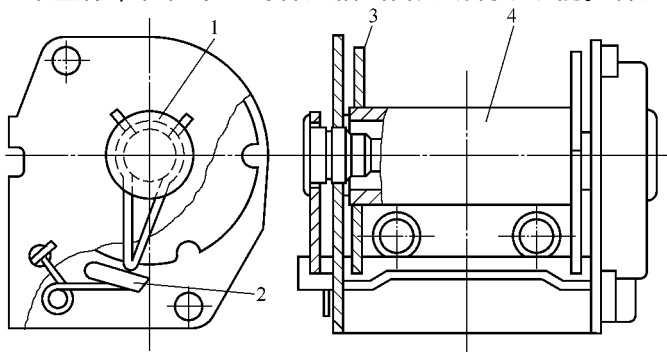


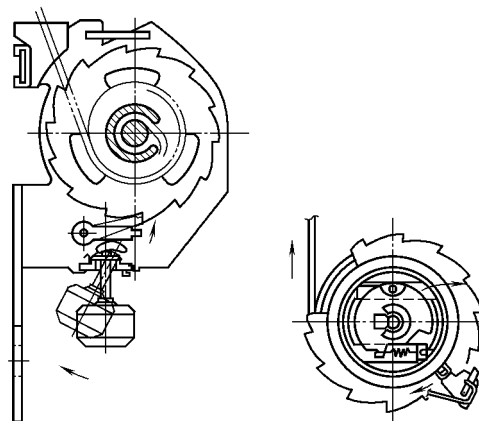
图 4-6 自动锁紧式卷收器

1—摩擦离合器；2—棘爪；3—棘轮；4—织带卷轴

摩擦离合器与织带的动作相适应的，乘员停止拉出织带后，织带稍稍卷上一点就锁止了。这种锁止状态在织带再一次收卷后才解除。这种结构要求有高精度的加工技术和良好的原材料。

自动锁紧式卷收器相邻两锁止位置间的织带移动量不得大于25mm，耐久性试验不得少于10000次，试验后的卷收力不得低于试验前的50%。

3. 紧急锁止式卷收器（图4-7）



(a) 感应车辆加速度型

(b) 感应织带拉出加速度型

图4-7 紧急锁止式卷收器

紧急锁止式卷收器是在紧急情况下锁紧的装置，上述的四个目的都可达到。这种形式有检测织带拉出速度的方式，当拉出速度超过设计速度时，内部飞轮开始动作，从而紧固安全带长度；有检测车体减速度以进行锁紧的方式 [一般用铅合金制的重锤来检测汽车的加速度，见图4-7(a)]；有检测织带拉出加速度的方式 [用织带轴上配置的惯性板检测织带的拉出加速度，见图4-7(b)]；有可同时检测汽车加速度和织带拉出加速度的方式；有利用电子传感器，以电力紧固安全带长度等其他的方式。从使用容易性看，检测车体减速度的方式用得较多。

(1) 织带（拉出加速度）敏感式卷收器（见图 4-8）

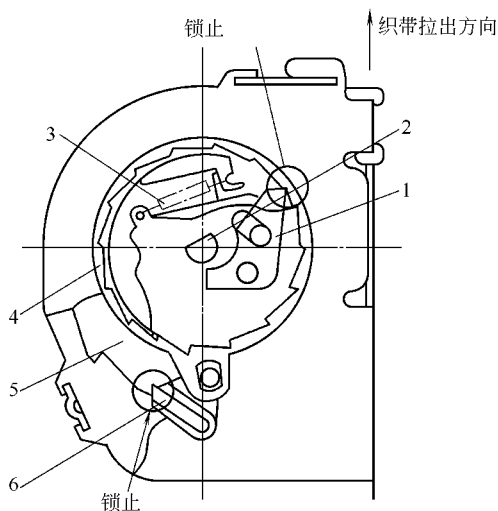


图 4-8 织带（拉出加速度）敏感式卷收器

1—锁止臂；2—芯轴；3—感应弹簧；4—接合齿圈；5—棘轮；6—棘轮止动杆

当织带拉出时，芯轴 2 随之旋转。织带拉出的速度变形值未超过规定值时，感应弹簧 3 的拉力刚好使锁止臂 1、惯性块和同步齿轮保持相对稳定，在这种平衡状态下一同随芯轴 2 转动，使织带能够顺利拉出。当由于碰撞或其他情况发生使织带拉出速度产生变化，随之旋转的芯轴 2 产生的加速度超过一定限值时，套在芯轴 2 上的同步齿轮将产生相应的角加速度，通过感应弹簧 3，与之相连的惯性块也随之被加速，这个加速度的产生是靠弹簧伸长产生的拉力实现的。弹簧一旦伸长，就改变了同步齿轮与惯性块的相对位置，惯性块上连着的锁臂被带动向外运动，锁在接合齿圈 4（CLUTCH）的内齿上，带动接合齿圈 4 产生一个逆时针方向转动，接合齿圈 4 将带动止动爪转动，使与之相连的棘轮止动杆 6 转动，锁住棘轮 5，使芯轴停止转动，织带被锁止在此位置上不能拉出。

(2) 车体（加速度）敏感式卷收器（见图 4-9）

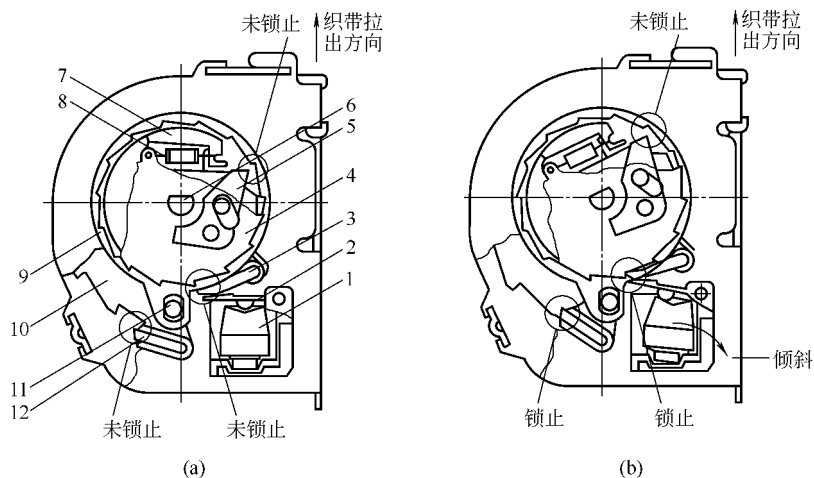


图 4-9 车体（加速度）敏感式卷收器

- 1—重块；2—驱动杠杆；3—导向臂；4—同步齿轮；5—锁止臂；
6—芯轴；7—惯性块；8—感应弹簧；9—接合齿圈；
10—棘轮；11—止动爪；12—棘轮止动杆

这种锁止机构的工作原理如下：其驱动装置称之为车体敏感锁止装置，包括重块 1、重块座、重块驱动杠杆 2。重块 1 上表面为一锥形表面。当车辆正常行驶，速度未发生急剧变化或卷收器未倾斜到一定程度，即速度变化或卷收器倾斜角度未超过规定值时，重块 1 处在垂直位置，重块 1 锥面上端的驱动杠杆 2 将不会碰上其上部的导向臂 3，车体敏感锁止装置不工作，此时织带可顺利拉出。但当车辆行驶速度急剧变化，卷收器感应到的加速度超过规定值时，车体敏感锁止装置进入工作状态。此时重块 1 将脱离正常的垂直位置，导致其上端的重块驱动杠杆 2 沿重块 1 锥形表面移动，杠杆的未固定端会向上翘起而推动它上面的导向臂的一端向上移动卡住同步齿轮 4，使其停止转动。导向臂的另一端支撑在接合齿圈 9 下部的凸缘的轴套里，同步齿轮 4 通过导向臂反作用给接合齿圈 9 的力使其产生逆时针转动，接合齿圈 9 下部的另一个凸起将带动止动爪 11 转动，

使与之相连的棘轮止动杆 12 转动，锁住棘轮 10，使芯轴 6 停止转动，织带被锁止在此位置上不能拉出。

(3) 复合敏感式卷收器

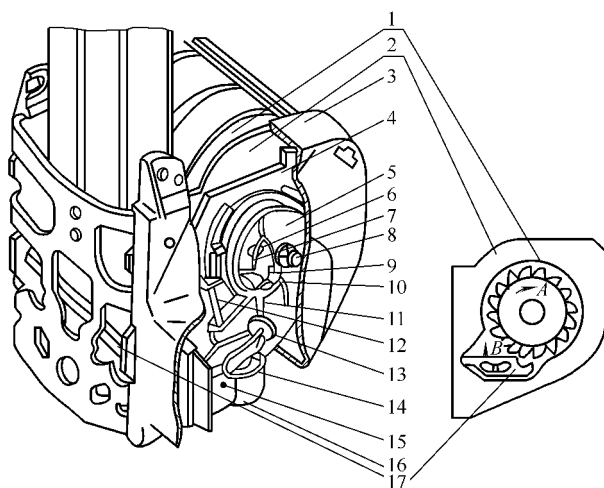


图 4-10 复合敏感式卷收器

- 1—织带卷轴；2—框架；3—锁止器罩；4—锁止器座；5—外棘轮；6—惯性轮；7—补偿弹簧；8—压帽；9—随动棘爪座；10—棘爪；11—锁止摆臂；12—锁止爪复位弹簧；13—外棘爪；14—钢球；15—铰链轴；16—底座；17—锁止爪

图 4-10 所示为某轿车复合敏感式卷收器结构。它既对织带拉出加速度敏感，也对汽车加速度敏感，同时还对车体倾斜状态敏感，织带可以因多种条件变化而锁止。其锁止工作原理如下。

① 当车体加速度达到一定值时，钢球 14 由于惯性力的作用从底座 16 及外棘爪 13 中的球窝内脱出，将外棘爪 13 顶起，卡在外棘轮 5 上，使在织带拉出时，外棘轮 5 不会随织带卷轴 1 一起转动，从而也使补偿弹簧 7 拖住惯性轮 6 不动。惯性轮 6 上的拨爪拨动随动棘爪座 9 上的棘爪 10 偏转而卡在锁止摆臂 11 的内棘轮上。由织带拉出的拉力通过棘爪 10 带动锁止摆臂 11 发生偏转，锁止摆臂 11 上的拨销在锁止爪 17 的槽中，带动锁止爪 17 如图中箭头方向 B 偏转，卡在织带

卷轴 1 的棘轮上，限制了织带卷轴 1 在织带拉出时沿箭头方向 A 的旋转，从而使安全带锁止。以上动作能够在瞬间可靠而准确地完成，所以可保证乘员在车速变化（指加速度或减速度超过一定值）时安全带紧急锁止。

② 当车体姿态发生变化、倾斜过大，其倾斜角度超过一定值时，钢球 14 同样将外棘爪 13 顶起，卡在外棘轮 5 上，原理同上，也使安全带紧急锁止。

③ 当织带拉出加速度超过一定值时，惯性轮 6 由于惯性的作用，将克服弹簧力使随动棘爪座 9 上的棘爪 10 偏转，卡在锁止摆臂 11 的内棘轮上。由织带拉出的力通过棘爪 10 带动锁止摆臂 11 发生偏转，从而带动锁止爪 17 如图中箭头方向 B 偏转，卡在织带卷轴 1 的棘轮上，限制了织带卷轴 1 沿 A 方向的旋转，同样也使安全带紧急锁止。

卷收器的收卷工作原理是：当织带拉出时，框架 2 的另一端有一个内端固定在织带卷轴 1 上，外端固定在框架 2 上的卷簧（图中未示出）被压缩，而储存能量。当拉力解除时，由于卷簧弹力的作用，使织带自动收回到织带卷轴 1 上。

（4）紧急锁止式卷收器的要求

织带敏感式卷收器 当织带拉出加速度为 2.94m/s^2 ($0.3g$) 时，卷收器不得在织带拉出长度不大于 50mm 的位置上锁止；当织带拉出加速度为 6.86m/s^2 ($0.7g$) 时，卷收器必须在织带拉出长度不大于 25mm 的位置上锁止。

车体敏感式卷收器 当卷收器的加速度为 6.86m/s^2 ($0.7g$) 时，卷收器必须在织带拉出长度不大于 25mm 的位置上锁止，卷收器向任何一个方向倾斜 12° 时不得锁止。

复合敏感式卷收器 当织带拉出加速度为 2.94m/s^2 ($0.3g$) 时，卷收器不得在织带拉出长度不大于 50mm 的位置上锁止；当织带拉出加速度为 19.60m/s^2 ($2.0g$) 时，卷收器必须在织带拉出长度不大于 50mm 的位置上锁止；当卷收器的加速度为 6.86m/s^2 ($0.7g$) 时，卷收器必须在织带拉出长度不大于 25mm 的位置上锁止。卷收器向任何一个方向倾斜 12° 时不得锁止。

卷收器耐久性试验不得少于 50000 次，其中至少 10000 次要使卷收器的锁止机构锁止，耐久性试验后的卷收力不得低于试验前的 50%。在对安装在 N 类汽车上的卷收器进行耐久性试验中的锁止性能试验时，可以将上述试验中的加加速度值 6.86m/s^2 ($0.7g$) 换成 14.70m/s^2 ($1.5g$) 进行试验。

(三) 带扣 (图4-11)

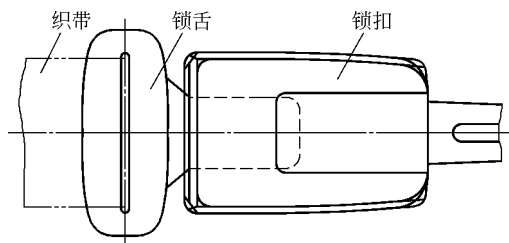


图 4-11 带扣

带扣是安全带总成的快速锁紧及松脱的连接部件。对带扣的基本要求是：

① 带扣外形优美、流畅，表面完整平滑，无锐利的棱角和过大的间隙，在汽车行驶及使用时，无摆动响声和其他干扰声；

② 带扣的所有金属件均涂漆或电镀，且不易退色和剥落，具有很高的防护耐蚀性能，非金属件具有耐光、耐热、耐寒和耐冲击性；

③ 它的尺寸和形状能够保证在事故发生时，对使用者避免不当的压力和伤害；

④ 操作元件简单方便，易于灵活系扣与脱扣，锁舌能在织带上轻易移动，锁舌端部的结合与松开都毫不费力，解扣力应在 137N 以下；

⑤ 带扣的位置处于座椅内侧，单手可以轻易系脱。在按钮表面涂以橘红色等鲜明颜色且注明易懂的“PRESS”或“按”字样，四周封闭型带扣锁开启按钮的面积不得小于 4.5cm^2 ，宽度不得小于 1.5cm，其他型带扣锁开启按钮面积不得小于 2.5cm^2 ，宽度不得小于 1.0cm；

⑥ 带扣锁经 5000 次开锁试验不得失效。

带扣的结构形式如下。

① 锁杆式 锁杆式如图4-12所示。这种结构形式防止锁舌拉出的力是由在带扣体里斜置的锁杆产生的，为了使锁舌脱开，通过按钮而施加在支撑杆的力矩是很大的。所以带扣体的外形尺寸较大，其优点是结构简单。

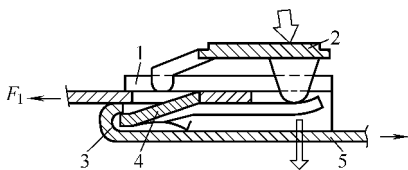


图 4-12 锁杆式带扣

1—锁舌；2—按钮；3—支点；
4—锁杆；5—带扣体

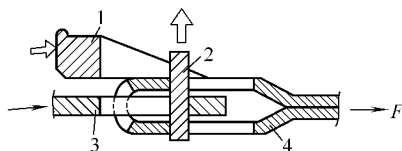


图 4-13 锁销式带扣

1—滑动按钮；2—锁销；
3—锁舌；4—带扣体

② 锁销式 锁销式如图4-13所示。这种形式的锁舌与带扣的锁止机构是通过销子来完成的，所以没有力矩产生，无须提高强度。其缺点是提出销子的按钮行程较大。由于其强度要求不高，容易实现轻量化，目前在世界上还在使用。

③ 间接锁止式 间接锁止式如图 4-14 所示。这种结构的锁止零件有两件以上，它包括与锁舌直接接触的主锁零件和与防止锁止部件回转的辅助锁止零件。因为辅助锁止部件对锁止产生间接的锁止功能，所以叫做间接锁止式。

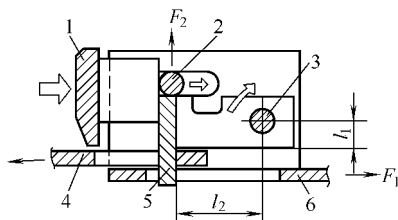


图 4-14 间接锁止式带扣

1—滑动按钮；2—辅助锁止部件；
3—支点；4—锁舌；5—主锁
部件；6—带扣体

（四）调节器

调节器是能够调节织带长度的部件或者是可根据不同身高的要求调节支撑点位置的部件。在没有卷收器的二点式安全带的带扣上，一般都带有织带长度调节器，其结构形式如图 4-15 所示。在汽车紧急制动时，虽然织带受拉力作用，但由于在织带与带扣之间有

摩擦力，不能使织带被拉出。在三点式安全带上，高度调节器设在肩部固定部件上，以根据不同身高的要求调节支撑点的位置（图 4-16）。织带长度调节器的调节力不得大于 49N。

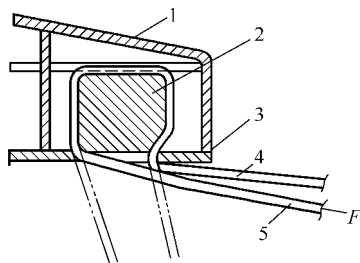


图 4-15 织带长度调节器

1—带扣罩；2—制动杆；3—带扣体；4—织带自由端；
5—织带作用端

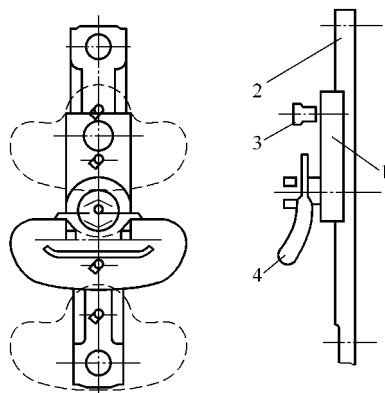


图 4-16 高度调节器

1—滑块；2—导轨；3—调节旋钮；4—柱型环

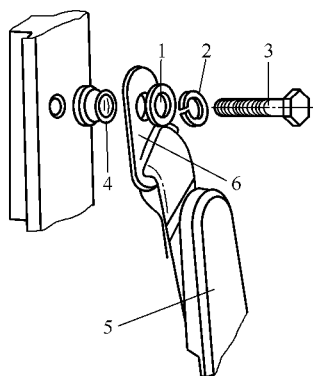


图 4-17 安全带固定点装置

1—垫圈；2—弹簧垫圈；3—螺栓；4—垫套；5—罩盖；
6—固定连接板

（五）安装固定点（图 4-17）

安装固定点时，每个单人座椅至少应有两个安全带固定点，且这两个固定点不可在乘员的同一侧。过两固定点所做的与汽车纵向中心平面平行的两个平面在水平面上的投影距离应不小于 350mm，且任一点到座椅中心面距离不得小于 120mm。

腰带固定点的位置规定如下：在座椅的所有调节位置，从 H 点向后下方引线，H 点与腰带固定点的连线必须与水平线形成一个 $20^\circ \sim$

75°的范围。固定点在此角度范围内是允许的，且与水平线 45°为最佳位置，见图 4-18。固定点一般设在地板上，有时根据结构要求，也可设在座椅框架上。

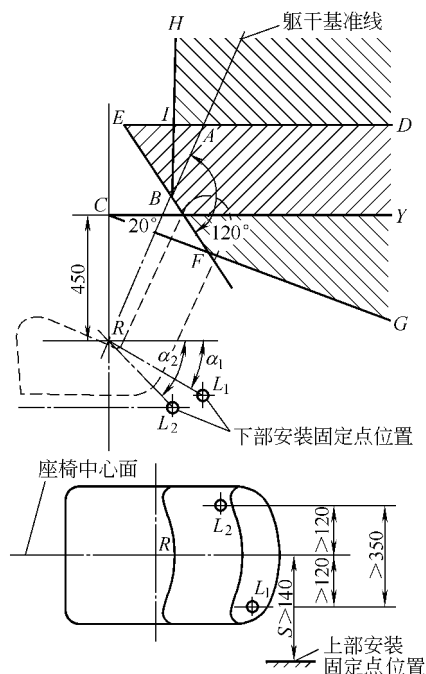


图 4-18 安全带安装固定点位置

对于 α_1 和 α_2 角为 H 点

肩带固定点的安装位置规定如下（见图 4-18）：肩带固定点位置应在下列各平面所围成的 D-E-F-G 范围内，各平面均垂直于汽车纵向中心面，且肩带固定点位置与座椅中心面的距离 S 不得小于 140mm。

ED 平面——通过躯干基准线上的 A 点的水平面，且 $AR = 315\text{mm} + 1.8S$ 。

EF 平面——通过躯干基准线上的 B 点，与躯干基准线成 120°

角, 且 $BR = 260\text{mm} + S$ 。

FG 平面——通过 R 点铅垂上方 450mm 处的 C 点与水平面成 20° 角。

但由于汽车结构所限, 肩带固定点位置可以在下列两平面所围成的 H-I-D 范围内。

HI 平面——通过 B 点的铅垂平面。

ID 平面——即 ED 平面。

如果肩带固定点在通过 C 点的水平面 CY 下方, 则座椅靠背上端与织带的切点应在 CY 平面的上方, 且必须装导向件, 使安全带不会从乘员肩部滑落。

对于限制座椅上的乘员下部躯体向前移动的第 I 类安全带, 安装固定点应能承受 $(22300 \pm 200)\text{N}$ 的载荷, 但对于 M_2 、 M_3 类汽车和 N 类汽车, 后排座位则应能承受 $(2940 \pm 200)\text{N}$ 的载荷。对于既能限制座椅上的乘员躯体向前移动, 又能限制其上躯体过度前倾的第 II 类安全带, 固定点应能承受上、下两人体模块分别施加 $(13500 \pm 200)\text{N}$ 的载荷, 但对于 M_2 、 M_3 类汽车和 N 类汽车, 后排座位则应能承受上、下两模块分别施加 $(2940 \pm 200)\text{N}$ 的载荷。此外, 安装附件和固定螺钉也应能承受规定的负荷。

三、安全带总成的性能要求

对安全带总成的性能要求如下: 在专用拉伸试验机上安装安全带总成, 调整好安全带总成的长度约为 1300mm (不足 1300mm 时, 取其最大长度), 通过试验架对安全带总成施加拉伸载荷。安全带总成拉伸载荷, 安全带总成试验架的载荷从 196N 增大到最大载荷时的移动量均应符合表 4-4 的规定。其中腰-肩连续带总成除应满足序号 3 的

表 4-4 安全带总成试验要求

序号	安全带形式	拉伸最大载荷 / N	试验架的移动量 / mm	各部件要求
1	腰带	22300	≤ 180	带扣锁不得自行开启, 总成不得失效
2	肩带	13300	≤ 250	
3	腰-肩连续带	26700	≤ 250	

要求外，还应分别进行腰带和肩带的性能试验，并满足序号 1、2 的要求。

第二节 新型安全带

前面谈到的安全带是比较传统且最常用的安全带，使用这些安全带已使交通事故伤亡率普遍得到降低，但这些安全带本身亦有不足之处。例如由于许多层织带缠绕在卷轴上，在层与层之间存在缠绕间隙，当碰撞发生时，卷收器开始锁止织带约束乘员，同时，为消除缠绕间隙，织带将额外多伸长 60 ~ 70mm 后才能完全被锁止，这就增加了乘员车内二次碰撞的危险。近年来，尤其在开发研制安全带历史较长的发达国家中，对安全带的机构、性能、安装方式等方面做了许多改进，使其具有更好的安全性、舒适性和方便性。

一、强力限制器

强力限制器设置在卷收器上 [如图 4-19 (a) 所示]，由扭杆来起到吸收能量的作用。当发生碰撞时，织带被紧急作用型卷收器卡住而无法继续拉出。此时，乘员作用在织带上的冲击力使扭杆发生扭转

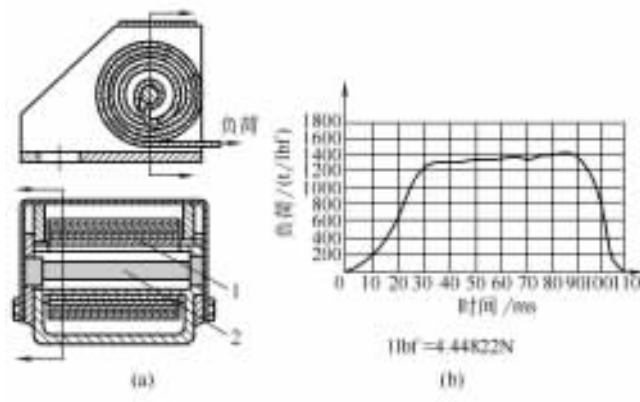


图 4-19 强力限制器
1—织带；2—扭杆

而吸收撞击能量，其特性曲线见图 4-19 (b)。

二、装有织带夹紧装置的安全带

最为常见的双作用式卷收器 (ELR) 达到了相当优越的安全性。车辆和织带的灵敏度和精度提高，锁止距离就会减少。而这些系统锁止原理存在着的先天性缺陷并未消除。这些缺陷是：①为使卷收器锁止机构动作需要拉出织带，因此推迟了卷收器的起动；②细细的卷轴扭转作用，进一步延缓了约束力的作用；③为消除收卷轴上织带间的间隙而使织带多拉出了一段。

标准的紧急作用型卷收器系统要克服这些缺点，利用低延伸率的织带来控制和限制向前的位移。这对乘员产生的影响是：①在最后 1/3 的位移时具有更高的约束力；②约束系统给乘员施以不必要的高载荷 (HIC，减速度等)。

由于车体内空间有限，在碰撞时不能够通过增加位移来进一步减少乘员载荷，显然只有在乘员刚开始位移时立刻施加适当的约束力，烟火式预加载荷安全带最能满足这一要求。然而，这些机构需要电子传感器、导线和为了提高安全性和设置的部分冗余系统，导致成本高。

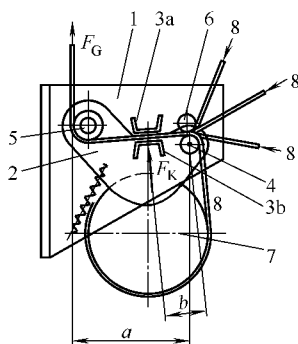


图 4-20 织带夹紧系统杠杆基本原理

- 1—壳体；2—夹紧杠杆；3a—夹紧装置固定件；3b—夹紧装置活动件；
4—固定铰接点；5，6—滚轮；
7—壳体卷轴；8—不同方向过来的织带

经良好设计并有效地装入约束系统的织带夹紧系统是一种可采用的方案，可直接达到其目标，而相对具有较低的成本及增加了很少的重量。

1. 织带夹紧装置工作原理

织带夹紧装置根据简单的杠杆原理。图 4-20 所示为其工作原理图。

夹紧装置固定件 3a 是装在壳体 1 上，通过固定铰接点 4，夹紧杠杆 2 安装在壳体 1 上，可以使夹紧装置活动件 3b 旋转。从壳体卷轴 7 上拉出的织

带通过导向滚轮或从其他方向 8 引过来时通过滚轮 5 或 6、夹紧装置 3a 和 3b 之间，接着通过装在壳体上的另一滚轮 5 向外拉出。通过滚轮 5，织带形成了 $60^{\circ} \sim 120^{\circ}$ 的夹角。

在图 4-20 夹紧状态：

F_G ——安全带拉力；

a —— F_G 的作用力臂；

F_K ——夹紧力；

b —— F_K 的作用力臂。

由乘员施加的安全带拉力 F_G 按照下列关系产生夹紧力 F_K

$$F_G a = F_K b$$

即
$$F_K = \frac{a}{b} F_G$$

假设安全带其余各支点间的摩擦力忽略不计，为使安全带可靠地夹紧，则应满足如下条件

$$F_K \mu - F_G > 0$$

式中 μ ——织带与夹紧装置间的摩擦系数。

即应满足

$$\mu - \frac{a}{b} > 0$$

因此，摩擦系数应当与机械杠杆比相适应，同时由夹紧位置 3a/3b 产生的夹紧力不应当对安全带材料施加很大的作用力。为了满足 ECE 或 FMVSS 循环试验要求，在设计中应尽可能使 $\mu = \frac{a}{b}$ 。

2. 三点式安全带卷收器织带夹紧装置

图 4-21 为几种卷收器织带夹紧装置图。以其中一种为例介绍其机构及工作原理（见图 4-22）。这种夹紧装置安装在普通紧急锁止卷收器上，其关键部件包括一夹紧杆和一个偏心夹紧滚轴。织带首先通过偏心夹紧滚轴，缠绕在卷收器卷轴上，织带和外包橡胶的夹紧滚轴之间存在卷绕摩擦，织带一旦受到载荷作用，靠摩擦力带动偏心的夹紧滚轴装置将织带夹在夹紧滚轴与夹紧杆之间，使

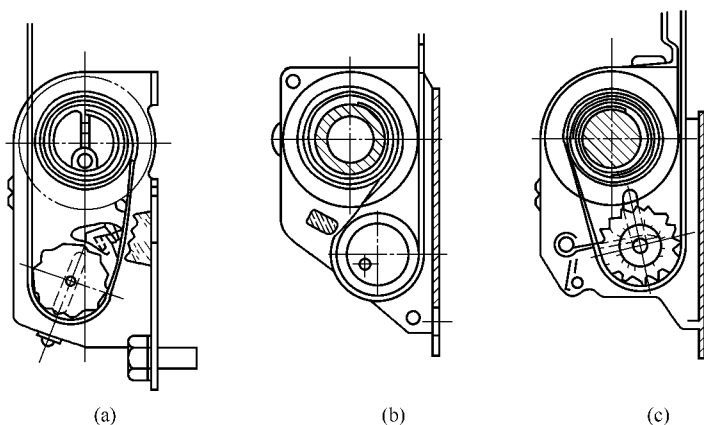


图 4-21 织带夹紧装置

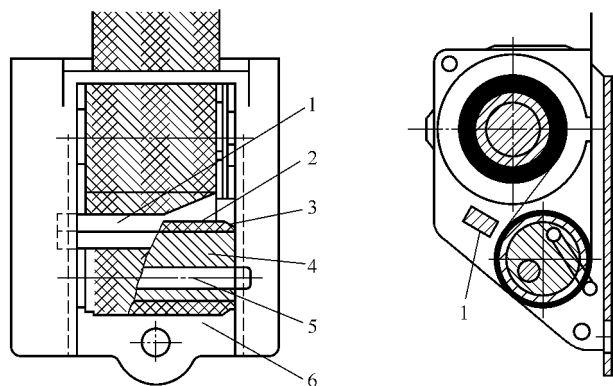


图 4-22 夹紧装置结构

- 1—夹紧杆；2—橡胶包层；3—夹紧滚轴套；
4—夹紧滚轴；5—偏心轴；6—织带

卷收器卷轴上的残留织带不再受载荷作用，从而消除了缠绕间隙的影响。这种机构的优点是夹紧作用比较缓和。

3. 三点式安全带 D 型环处织带夹紧机构

这种夹紧装置装于安全带上固定点导向件的 D 型环处，主要由

滑板和夹紧机构组成（见图 4-23）。当 D 型环受到一定载荷时，滑板随即压向夹紧机构中外包橡胶的偏心夹紧滚轴，靠摩擦力和压力把织带固定在夹紧滚轴和夹紧板之间，从而消除缠绕间隙的影响。图 4-24 是另一种结构形式。

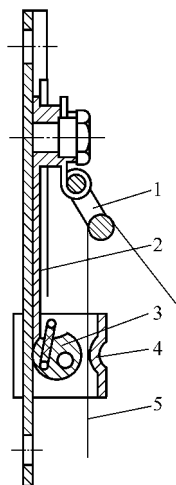


图 4-23 D 型环处织带夹紧机构（一）

1—D 型环；2—滑板；3—夹紧
滚轴（偏心）；4—夹
紧板；5—织带

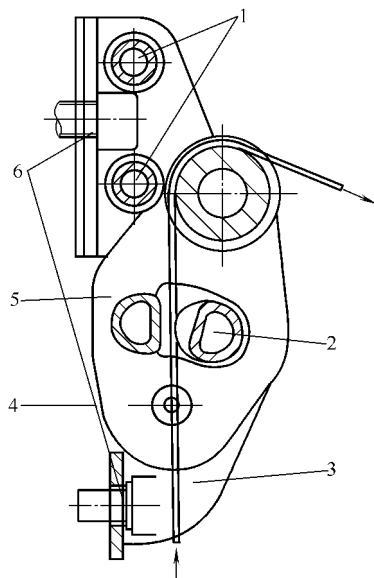


图 4-24 D 型环处织带夹紧机构（二）

1—高度调节滚轮；2—夹紧装置固定件；
3—基座；4—固定铰接点；5—夹
紧杠杆；6—安装螺栓

此外，还有一种安装在卷收器上的织带夹紧装置。当车辆行驶状态紧急变化时，卷收器敏感元件驱动锁止机构，直接锁住织带而不是锁住卷轴，从而可消除缠绕间隙的影响。其机构如图 4-25 所示。

4. 织带夹紧型与紧急作用型卷收器性能比较

图 4-26 表示了织带夹紧型与紧急作用型卷收器之间的织带作用力随约束时间的变化特性。

织带夹紧型约束系统的优良特性如下：

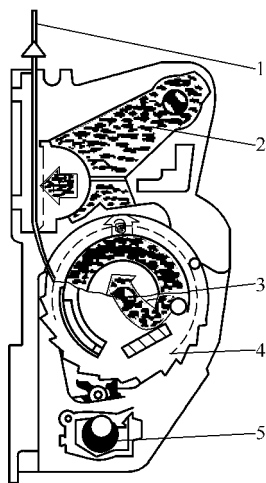


图 4-25 装在卷收器上的织带夹紧装置

1—织带；2—夹紧机构；3—卷
轴；4—棘轮；5—敏感元件

① 响应时间紧急作用型为 30ms，织带夹紧型为 15~20ms；

② 在响应中，织带夹紧型卷收器由于完全阻止了卷收轴的扭转及织带在卷收轴上的收紧作用而使安全带作用力曲线更陡，当然这种紧急作用型载荷特性的缓冲作用较好。

三、预加载荷（预张紧器）装置

预加载荷装置的作用是当发生撞车时，当乘员尚未向前移动时，通过卷收器收卷轴迅速旋转，将安全带卷回盒内，给安全带加载，将乘员身体拉紧，从而消除了卷收器锁紧过程中织带的拉出量及锁紧后消除卷收器中织带间的间隙时织带的拉出量，改

善了乘员的约束情况。要在乘员身体尚未向前移动时预加载荷装置就起作用，安全带快速收紧的时间仅为 0.02s 左右。各种预加载荷装置成功与否，主要看能否满足这一时间要求。

日本丰田汽车公司于 1980 年在少量的皇冠牌轿车上装用了自动式座椅安全带，1981 年才正式装备在 Gressida 牌轿车上。这些安全带的收紧装置是由肩带一端的小电动机驱动，在汽车发生事故时（突然碰撞），由于汽车加速度发生剧烈变化，碰撞传感器起作用，启动电动机将安全带卷回收紧。上述动作的完成，必须研制出能够更加快速反应的安全带收紧装置。大约在十多年前，德国的一部轿车上首先使用了炸药驱动式安全带收紧装置。由于炸药爆炸时，反应速度快，使安全带收紧动作极为迅速，能够更好的对乘员起到保护作用。另外，炸药驱动式收紧装置自身为一个独立系统，在汽车碰撞瞬间立即生效，不会像电动机驱动式那样受电源电压、电流或电动机故障等影响，能够安全、可靠、迅速、准确地投入工作，尤其反应速度快的这一特点，是其他结构所无法匹敌的。

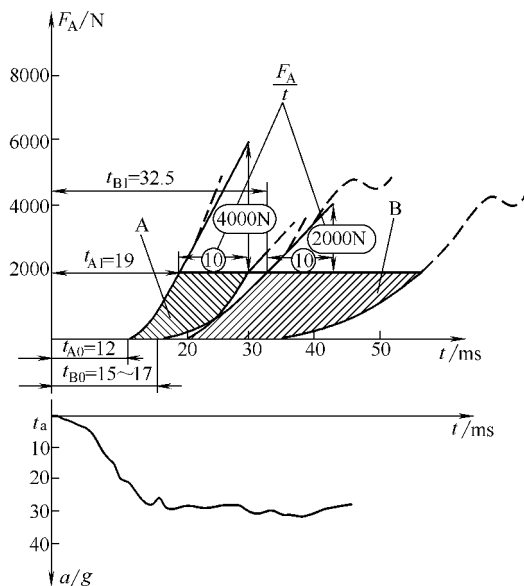


图 4-26 织带夹紧型与紧急作用型卷收器肩带载荷特性

A—织带夹紧装置特性；B—紧急作用型装置特性

1. 机械式预张紧器

图 4-27 为在碰撞事故中能够快速下拉带扣以消除织带缠绕间隙的预张紧器。图 4-28 为动作前、后的示意图。这种机构的设计原理很简单，用于启动机械装置的能量储存于横在椅背部的扭力杆中，扭力杆大约位于椅背与坐垫相会合的直线上，扭力杆中的张紧力利用膝型连接节保持，扭力杆由于碰撞中产生的减速度的作用向前摆动，继而引起膝型连接节断裂，下拉安全带带扣，安全带随之被向下拉紧。所有这一切

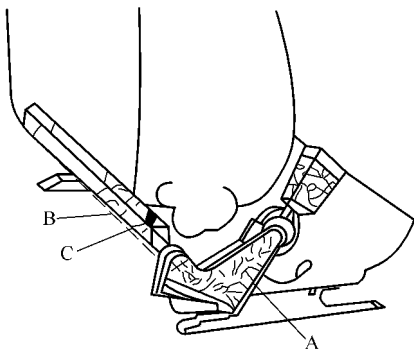


图 4-27 快速下拉带扣机构侧视图

A—操纵机构；B—扭力杆；C—塑料保护管

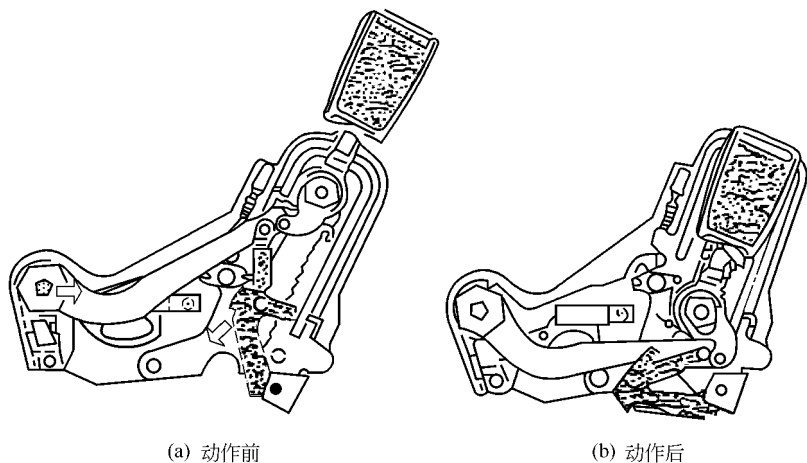


图 4-28 快速下拉带扣结构

动作都发生在 20ms 内，扭力杆扭矩一般在 $1000\text{N} \cdot \text{m}$ 左右。这种拉紧作用通过带扣同时作用于肩带和腰带上，能最大程度地束缚住佩戴者。

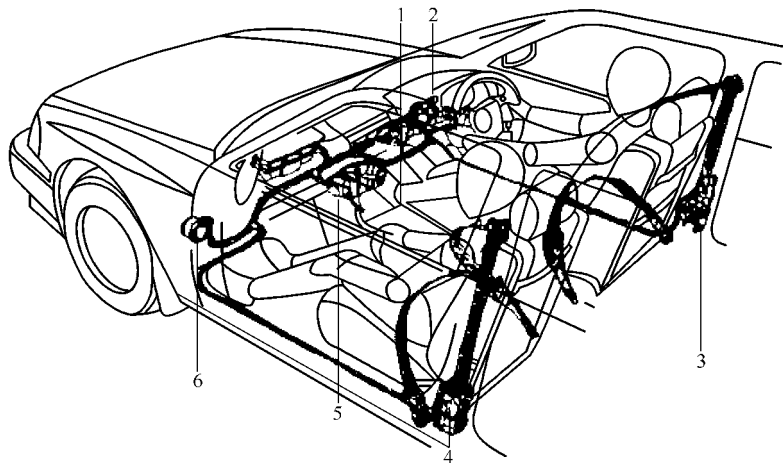


图 4-29 装有烟火式预张紧器安全带装置

1—右侧碰撞传感器；2—报警灯；3—右侧安全带卷收器；4—左侧安全带卷收器；5—自诊断系统；6—左侧碰撞传感器

2. 烟火式预张紧器

图 4-29 为装有烟火式预张紧器的安全带的装置图，其主要由左右侧碰撞传感器、左右侧安全带卷收器组成。

碰撞传感器可以在汽车发生碰撞时，由它来感知冲击力，从而触发预张紧装置进入工作状态。两个碰撞传感器分别装在汽车左右前轮减振器下方，在发动机罩内还装有自身诊断系统传感器，这两种传感器在汽车前方一定的冲击力作用下而触发工作，并迅速启动方向盘上的安全气囊充气 and 驱动安全带卷收器中的预张紧器拉紧安全带。

安全带卷收器由动力源、预张紧器和收卷机构等三部分所组成，这三个部分构成一个整体，安装在座椅的侧面，如图 4-30 所示。

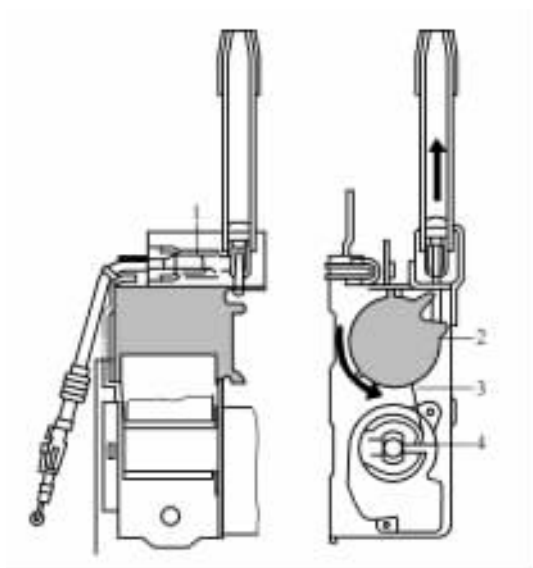


图 4-30 装有预张紧器的卷收器

1—动力源；2—预张紧器；3—织带；4—收卷轴防止倒转机构

(1) 动力源

动力源是使安全带产生预张紧的动力来源。它由点火发热器、引火药、工作炸药和活塞套筒等组成。

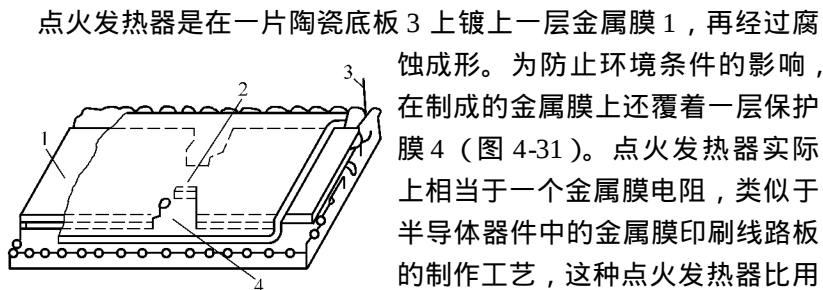


图 4-31 点火发热器

- 1—金属膜；2—发热部；3—陶瓷
底板；4—保护膜

点火发热器是在一片陶瓷底板 3 上镀上一层金属膜 1，再经过腐蚀成形。为防止环境条件的影响，在制成的金属膜上还覆着一层保护膜 4（图 4-31）。点火发热器实际上相当于一个金属膜电阻，类似于半导体器件中的金属膜印刷线路板的制作工艺，这种点火发热器比用细金属丝制成的发热器性能稳定，而且也适用于大量生产。点火发热器应保证将引火药可靠的点燃，为此引火药制成粉末状，经过高压填

充在发热器上部。引火药容易受潮，为保证工作的可靠性，引火药和工作炸药都要选防潮性、耐热性和耐久性好的化学药剂。

另外，为确保动力源工作可靠，工作炸药爆炸后的气体压力要稳定，炸药填充量的多少一定要准确无误的控制；同时，活塞与套筒之间的漏气量要少，在活塞下部装有树脂密封圈，在炸药爆炸的气体压力

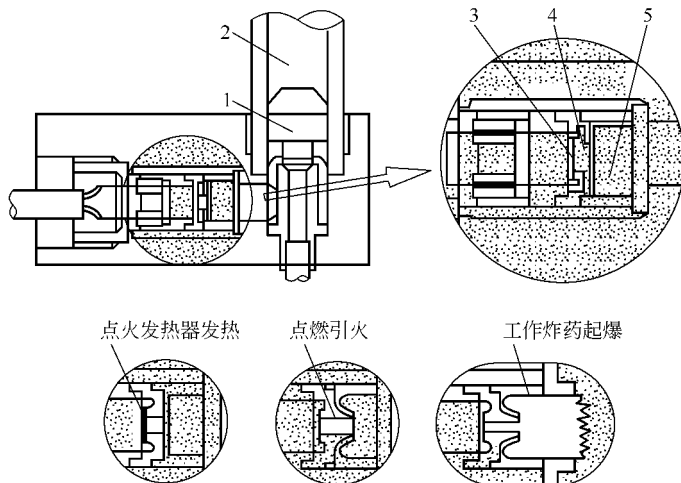


图 4-32 动力源点火过程

- 1—活塞；2—套筒；3—点火发热器；4—引火药；5—工作炸药

作用下，密封圈向外扩张，从而提高密封性。

动力源的工作过程是：当汽车与前方物体发生接触时，如果冲击力超过规定限度，碰撞传感器便将这一信号经过电路迅速传至动力源，使点火发热器发热，点燃引火药，继而使工作炸药在一瞬间起火爆炸，形成强大气体压力，推动活塞在套筒内向上移动牵引安全带预张紧器齿轮转动，将安全带拉紧（图 4-32）。

（2）预张紧器

预张紧器的作用是在汽车发生紧急情况（碰撞）时，将安全带卷回到转轴上，收紧安全带，把乘员以一定的拉力约束在座椅上。预张紧器中有一个固定齿轮和一个活动齿，安全带从这两个齿轮之间穿过。当缓缓拉动安全带时，这两个齿轮对安全带不产生阻力，安全带可以从中间自由抽拉。当汽车发生碰撞时，传感器触动力源工作，活塞在爆发气体压力作用下向上移，牵动可动齿轮转动一定角度，将安全带拉紧并不能再向外抽出（图 4-33）。

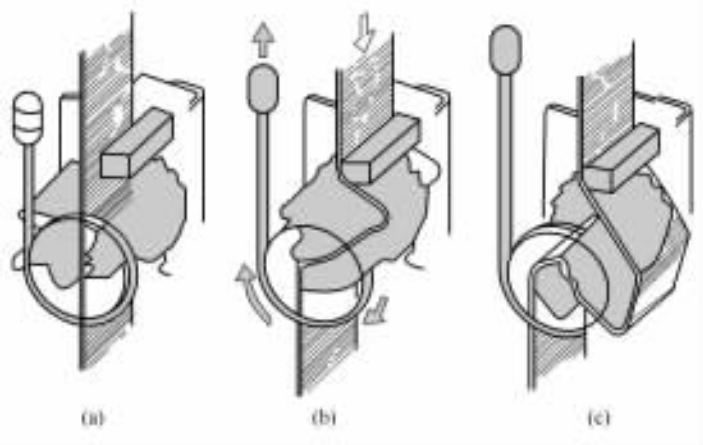


图 4-33 预张紧器工作过程

（3）锁止器

安全带锁止器实际上是一个防止倒转的机构，当安全带被预张紧器拉紧后，保证预张紧器不能倒转。在安全带预张紧器两端的固定板

侧边装有棘轮、棘爪机构，它可以防止预张紧器倒转。在平时状态下，棘爪由一个塑料销定位，它不与棘轮接触，从而不限制棘轮的转动。当紧急情况发生时，动力源活塞快速移动，一方面拉动收紧装置齿轮转动将安全带制动住，与此同时，也将塑料定位销剪切断，使棘爪落入棘轮齿槽内，从而限制棘轮倒转。在棘轮圆周上有四个棘爪，用它们来分别承担强大的拉力，以保证锁止工作可靠性（图 4-34）。图 4-34（a）、（b）、（c）为整个装置三个工作位置图，图 4-34（d）、（e）、（f）为局部视图。

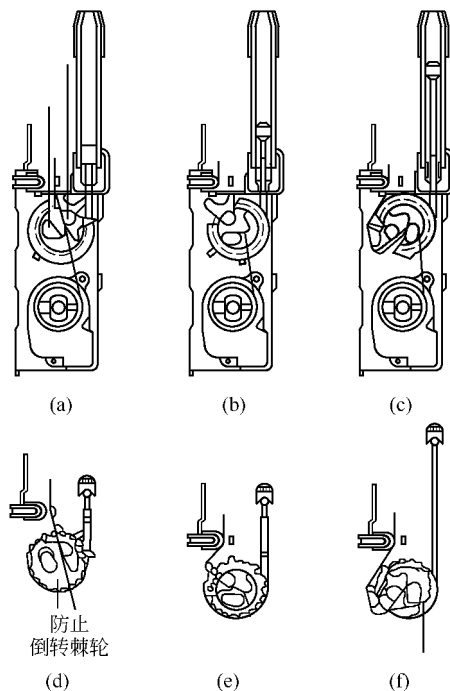


图 4-34 锁止器工作过程

在不同情况下发生的汽车碰撞，安全带收紧量也是不一样的，安全带的收紧量与动力源活塞的拉力和安全带被抽出的长度有关，每个乘员使用安全带时抽出的长短因人而异。在一般情况下，如果乘员装

着安全带后不太松旷，在紧急情况下安全带的收紧量约为 50mm；如果安全带装着后比较松旷，紧急情况下收紧量约为 100mm 左右。

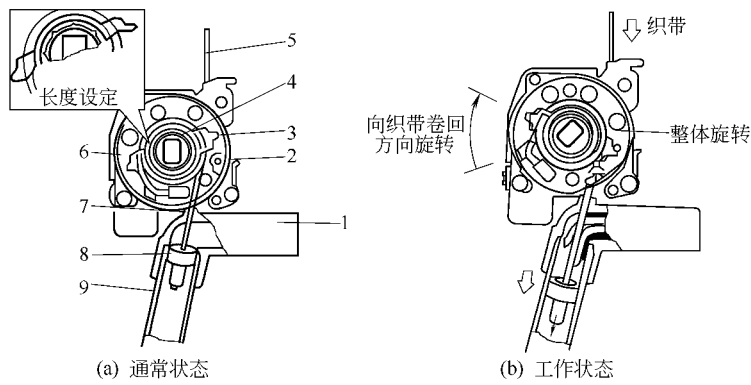


图 4-35 烟火式预张紧器机构

1—高压气体发生器；2—安全销；3—盘毂；4—多锁止轴；5—织带；
6—转盘；7—钢丝绳；8—活塞；9—活塞筒

图 4-35 所示为另一种烟火式预张紧器。这种预张紧器与前述烟火式预张紧器点火工作原理基本相同，但其活塞通过钢丝绳直接与收卷装置相连，通过使卷轴向卷回织带方向转动，达到预张紧织带的目的。

在发生碰撞时，无论是织带夹紧机构还是预张紧机构，其机构开始作用时间基本相同，大约 10ms 左右，消除织带缠绕间隙 40mm 左右。与普通卷收器相比，上述各系统的乘员保护性能明显得到改善。

3. 预张紧器的保护效果

图 4-36 所示为织带夹紧型与

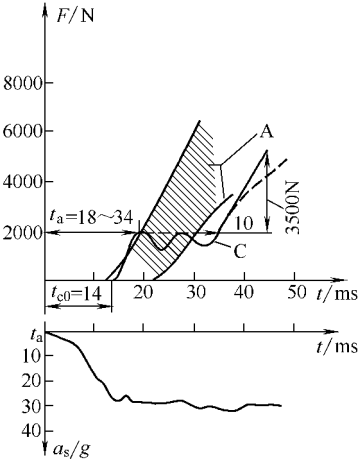


图 4-36 织带夹紧型与预张紧型
卷收器肩带载荷特性
A—织带夹紧型；C—预张紧型

烟火式预张紧型卷收器之间的织带作用力随约束时间的变化特性。由图 4-36 可知，两者的响应时间和安全带作用力曲线斜率两者相似。不过烟火式预张紧器安全带作用力的上升特性可以通过使用不同种控制和触发元件来适当调整而达到改变的目的。

图 4-37 所示为 30mile/h (1mile = 1609.344m) 对壁碰撞中预张紧型与织带夹紧型卷收器两种系统约束的假人的胸部位移和载荷比较。从图 4-37 可见，在 20ms 时，烟火式预张紧约束系统开始对织带施加拉力，在加载 3ms (加载约束系统总体时间为 27ms) 后，加速度达最大值，同时 (碰撞 20ms 时)，假人的位移引起织带夹紧系统的夹紧。在初期，烟火式预加载荷系统吸收的能量要稍大些，原因在于其完全消除了系统中的间隙。在 60ms 后，由于烟火式系统预收紧了一段织带，结果比织带夹紧式系统具有更小的位移。两个系统在最高加速度上具有相似的数值。

30mile/h 对壁碰撞中记录了与假人位移相关的轮廓线。烟火式预张紧系统约束的假人的腰椎移动角度及臀部向前的位移要小得多，其

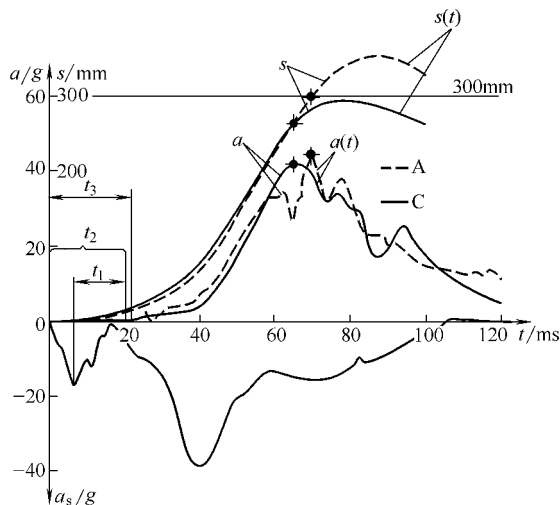


图 4-37 30mile/h 对壁碰撞两种系统约束的假人的胸部位移和载荷比较
A—织带夹紧型；C—预张紧型

原因似乎是预张紧装置能够消除腰带部分的松弛现象。表 4-5 是从假人序列运动图像中分析得到的数据。

表 4-5 30mile/h 碰撞试验假人运动轨迹数据 单位：mm

项目	时刻 t				胸部的最大加速度		最大位移	
	50ms		100ms					
形式	烟火式	织带夹紧式	烟火式	织带夹紧式	烟火式	织带夹紧式	烟火式	织带夹紧式
头部	139	157	535	550	539	552	546	564
胸部	135	142	328	285	296	268	346	292
臀部	107	132	214	264	139	207	239	268

织带夹紧式卷收器保护的假人臀部向前有更多的位移。然而，正如所期望的，在这种情况下，臀部的最大减速度要更低。织带夹紧式卷收器约束的臀部更深地陷入坐垫中，因此，在这种情况下，座椅吸收了更多的能量，减轻了腰带的载荷。结果发现织带夹紧式卷收器在吸收能量的作用上更令人满意，并且臀部和胸部的加速度和最大位移也使人满意。

两个假人头部运动轨迹十分相似，头部伤害指数烟火式为 $HIC = 617$ ，织带夹紧式为 $HIC = 555$ 。烟火式预张紧系统由于其织带碰撞后期具有更高的刚度，结果约束的假人颈部弯曲更厉害，头部伤害指数要高一些。

四、腰带部分折叠式安全带

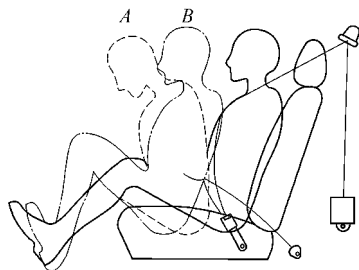


图 4-38 碰撞事故中乘员移动情况

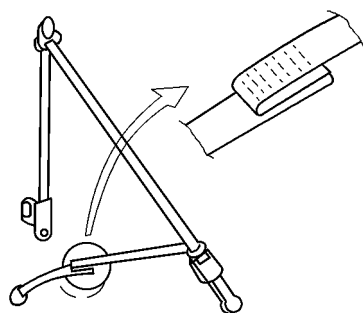


图 4-39 腰带部分折叠式安全带

在碰撞事故中，佩戴普通三点式安全带的乘员腰部移动量小，头部移动量大，如图 4-38 中 A 位置所示。为获得腰部和头部恰当的相互位移关系，开发了腰带部分折叠缝合一段的安全带，如图 4-39 所示。佩戴这种安全带的乘员在碰撞中移动情况如图 4-38 中 B 位置所示，其效果如表 4-6 所示。

表 4-6 折叠式与普通安全带性能对比

项 目	腰部	胸部	头部	乘员伤害值头部 HIC
普通安全带(A)	移动量小	移动量大	移动量大 转动量大	大 二次碰撞速度大
腰带部分折叠安全带(B)	移动量大	移动量小	移动量小 转动量大	小 二次碰撞速度小

这种结构在美国应用较多，其性能检验只能用动态试验进行。由于折叠部分会增加位移量，故折叠部分大小及强度大小需通过反复进行动态试验，选出既符合动态试验乘员腰部、肩部移动量规定值，又能解决碰撞时腰部移动量小，头部移动量过大的问题。一般情况下，

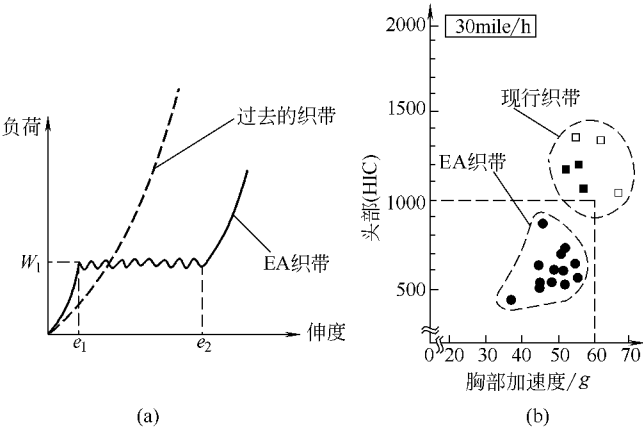


图 4-40 EA 织带性能及乘员保护效果 (1mile = 1609.344m)

e_1 —初期拉出的伸长度； e_2 —转折点的伸长度； W_1 —平坦部负荷

织带叠加部分断开力控制在 2940 ~ 4900N。折叠部分长度必须根据车辆形状,通过实车动态试验来确立。常见的折叠部分长为 50mm,打开长度为 100mm。

五、能量吸收式织带(EA 织带)

能量吸收式织带(EA 织带)采用特殊的编织方法,在一定负荷下伸长,这样不但能提高安全带的能量吸收效率,而且可以减小受约束乘员的负荷[图 4-40(a)]。使用能量吸收式织带的试验结果如图 4-40(b)所示。

上述结构的安全带均有效地提高了安全性。

六、张紧力降低型紧急锁

止卷收器

这种卷收器可减少安全带佩戴时的卷收力。这种卷收器装有两个扭矩不同的卷簧,如图 4-41 所示。佩戴时只有小扭矩卷簧工作,其他情况下(未佩戴时)大小两个卷簧一起工作。卷簧工作启动方式有机械式和电子式。机械式是当车门

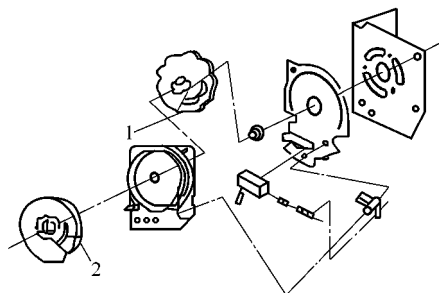


图 4-41 双卷簧卷收器

1—小卷簧;2—大卷簧

关闭时,通过机械传动形式,使小卷簧起作用;电子式一般是当锁舌插入带扣时,通过齿轮锁止机构动作,自动切换为小卷簧工作。双卷簧卷收器收卷性能曲线见图 4-42。

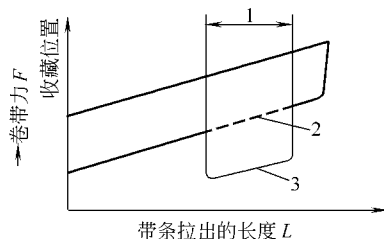


图 4-42 双卷簧卷收器性能

- 1—双卷簧卷收器工作时;
- 2—普通卷收器卷收力;
- 3—双卷簧卷收器卷收力

无张紧力减少装置的卷收力为 4.9N,有张紧力减少装置的卷收力为 1.47N。

七、织带导向臂

为使乘员方便地佩戴安全带,尤其是两座位轿车的乘员佩戴安

全带，可采用织带导向臂如图 4-43 所示。因为这类车内部空间较大，乘员要够到安全带上固定点处（未佩戴时带扣锁舌停留处）需要有向后或向左右转身的动作。采用导向臂就可解决这一问题。

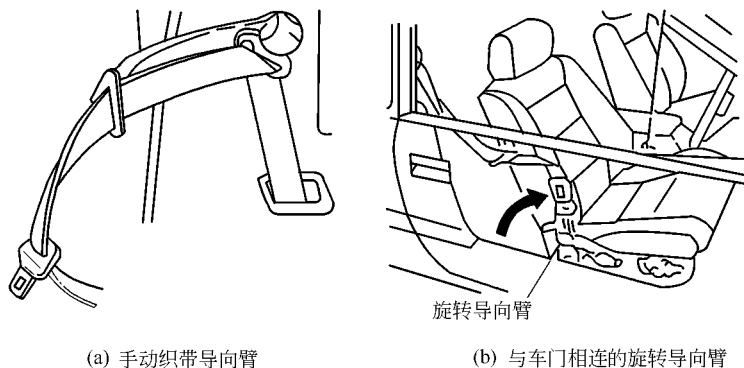


图 4-43 织带导向臂

八、空气安全带

空气安全带是美国联合公司研究的安全带。它的特点是在撞车时利用空气膨胀特性，使安全带膨胀，以分散乘员承受的冲撞载荷，提高安全带对乘员的初始控制性能。图 4-44 为空气安全带装置图。



图 4-44 空气安全带

九、座位安全带报警系统

轿车驾驶员座位安全带报警系统可对未系安全带的乘员发出警告。目前已开发了安全带联锁装置。安全带联锁装置的报警装置为蜂鸣器，与起动装置联锁。该联锁装置要求必须先系好安全带才能起动汽车，联锁装置的控制装置为一微电脑。

第三节 被动式安全带

尽管安全带对减轻事故和人员的伤害有着不容忽视的功效，但乘员却不愿意佩戴安全带。不使用安全带的大部分原因是安全带不大舒适，使用比较麻烦。主要问题有以下几点：①上半身活动的舒适性问题；②安全带产生的压迫感；③配合性不好；④上紧安全带时，寻找拉手，把带子拉长到搭扣的动作太麻烦；⑤安全带扭动；⑥收卷不够。解决上述问题，以使安全带使用方便是最大的课题。为此开发出了被动式安全带，以解决以上部分问题。

图 4-45 是结构形式为两点式肩带的被动式安全带，其左上部固定点和卷收器位于车门上，随着车门的打开，安全带自动解扣，车门一关上，安全带自动地系上。图 4-46 是结构形式为三点式肩腰带的被动式安全带，安全带的两个支点在门柱上，其工作过程与两点式的一致。

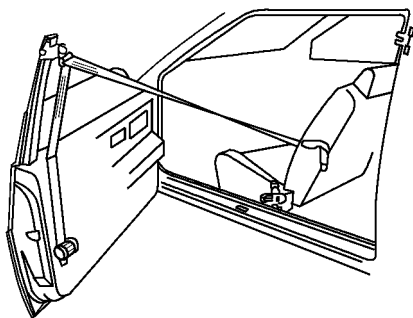


图 4-45 被动式安全带——
两点式肩带

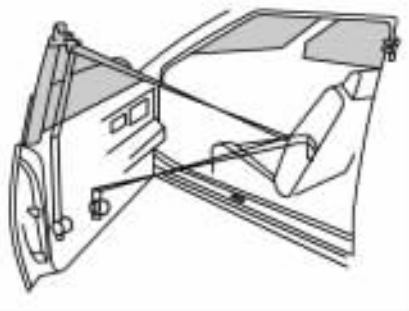


图 4-46 被动式安全带——
三点式肩腰带

为便于乘员上下车，还开发了几种在车门开闭时，利用驱动装置使织带和固定装置移动的被动式安全带，其装置如图 4-47 所示。该

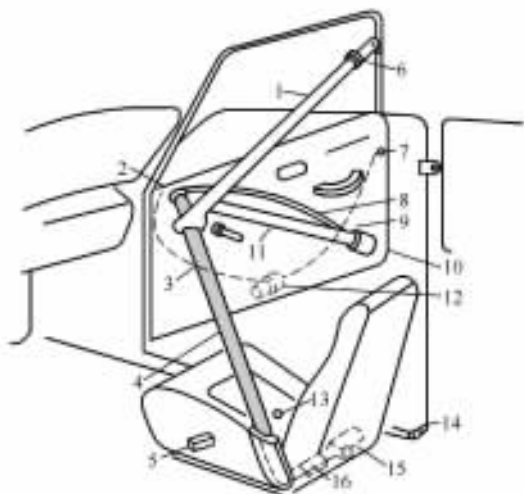


图 4-47 用于三点式安全带的带有安全带导向用驱动机构的形式

- 1—肩带；2—导向环；3—带齿钢丝；4—导向带；5—控制盒；6—紧急解除装置；7—限位开关；8—导向轨；9—限位开关；10—收卷装置；11—腰带；12—驱动电机；13—座椅开关；14—车门开关；15—收卷装置；16—安全带预张紧装置

安全带为三支点式结构。与安全带预张紧装置 16 成一体座椅支点，车门前有两个支点，与紧急解除装置 6 成一体的上支点（当发生紧急事件时，可以用手将上支点解开，以摆脱束缚），车门前与收卷装置 10 相重合的下支点是可移动的，当车门打开时，驱动电机 12 驱动带齿钢丝 3 使车门前导向环 2 沿着导向轨 8 向前向上移动，以便于乘员上下车。车门关闭后，驱动电机 12 驱动带齿钢丝 3 使车门前导向环 2 沿着导向轨 8 向后向下移动，以对乘员进行约束。

图 4-48 所示为用于两点式安全带的带有安全带导向用驱动机构的装置。该装置当车门打开后，安全带上固定点在电机的驱动下，自动沿着车门框上导轨向上、向前移动，当车门关上后，上固定点在电机的驱动下，自动沿着车门框上导轨向后、向下移动，从而起到使驾

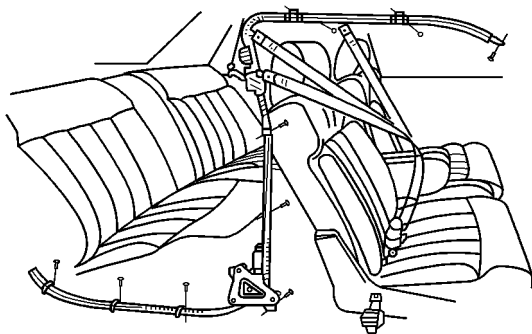


图 4-48 用于两点式安全带的带有
安全带导向用驱动机构的形式

驶员易于进出驾驶室的目的。

图 4-49 为带有安全带导向臂的被动式安全带。该安全带三点支承，当车门打开后，导向臂向前转动，带动安全带处于与仪表板相平行的位置，更便于驾驶员进出驾驶室。

另外，为了提高安全带使用率，开发出了不带安全带，汽车驾驶员就无法开车的装置。

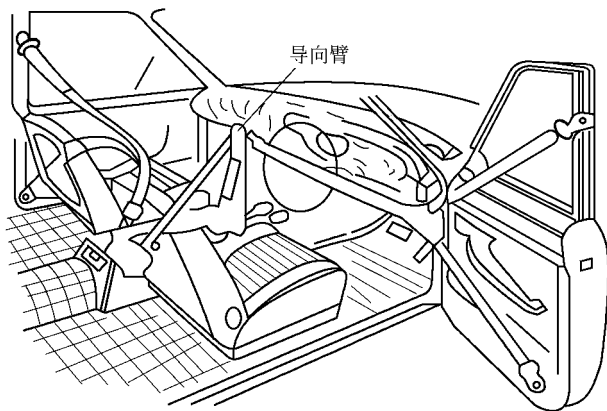


图 4-49 带有导向臂的被动式安全带

第四节 安全带的设计分析

在正面碰撞中，乘员约束和乘员生存空间是影响乘员伤害的主要因素。在由安全带组成的乘员约束中，乘员约束主要由安全带和座椅组成，主要影响因素有：①安全带参数，包括安全带固定点位置、织带纵向刚度、卷收器剩余卷绕量和卷收器锁紧特性；②座椅参数，包括靠背倾角、坐垫倾角、坐垫深度和坐垫刚度。乘员的生存空间在安全带设计分析中主要是指安全带约束的乘员的各肢体与汽车内部各构件间的距离。

汽车碰撞后，乘员各肢体与乘员约束系统接触、影响或与车内结构件发生“二次碰撞”是乘员伤害的主要原因，而乘员约束系统是为避免乘员产生“二次碰撞”而设置的。因此乘员约束系统与车体内部空间的合理匹配，是安全带设计中要解决的问题。

一、安全带当量刚度对人体响应的影响

根据相关研究可知，对于普通 ELR 安全带，安全带织带刚度对司机头部伤害指标影响较大，这也就是说织带刚度对安全带动态特性影响很大。这是因为织带刚度大，则织带在较小的变形时会产生较大的约束力，相对改善了肩带在碰撞初始阶段约束力较弱的不足。

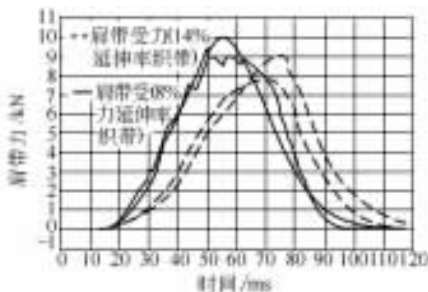


图 4-50 两种不同刚度织带司机肩带受力曲线对比

因此，采用一种大刚度织带进行了台车对比试验。图 4-50 为采用 8% 延伸率织带和采用 14% 延伸率织带的台车对比试验。图中共有 4 条曲线分别是 4 次台车试验（碰撞速度 49km/h）得到的肩带力曲线，其中 2 条实线是采用的大刚度织带（8% 左右延伸率）的肩带

力曲线，2 条虚线是小刚度织带（14% 左右延伸率）的肩带力曲线。由图 4-50 可见，试验中肩带受力曲线开始上升的时刻是基本相同的，都在碰撞后大约 10ms 左右，但刚度较大的织带的肩带力曲线峰值前移了约 20ms，这样，肩带的初始约束能力得到改善。

为了更好地对比两种带动态特性的差别，把假人肩部的前移量作为 X 轴，肩带力作为 Y 轴，可画出肩带力-前位移曲线，见图 4-51。可见假人肩部前移 20mm 的时候，肩带开始受力，其后大刚度织带的张力上升明显比小刚度织带快，大刚度织带的受力在整个肩部前移行程中分布得更加均匀，显然对假人的初始约束更为有效。

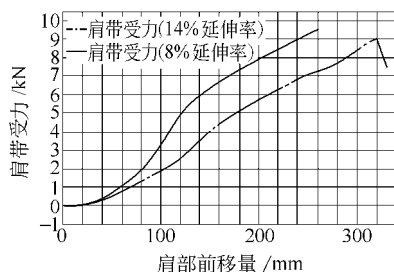


图 4-51 两种不同刚度织带司机肩带力-前位移曲线对比

再看假人的前位移（见图 4-52），大刚度织带与小刚度织带相比，假人的臀部参考点的最大前移量减小了 30mm，肩部参考点的最大前移量减小了近 80mm，而头部参考点的最大前移量则减小了 150mm。

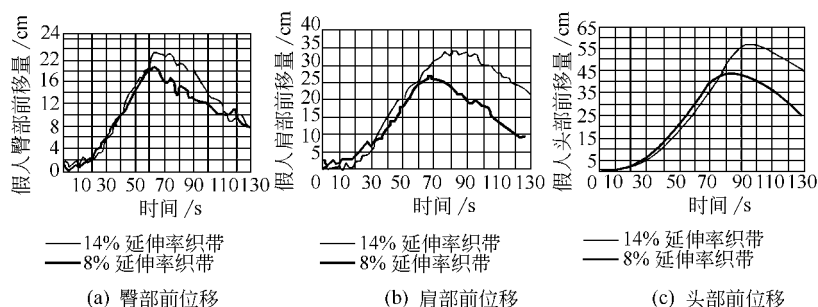


图 4-52 两种不同刚度织带的司机前移量曲线对比

由此可见，增加安全带织带刚度后，虽然乘员臀部最大前移量减小不多，但肩部和头部前移量有较大幅度的减小。对于该车型来说，

司机肩部和头部前移量的大幅减小有利 HIC 值的降低, 因为前移量的减小, 意味着头部与方向盘碰撞机率减小了, 即使仍然发生碰撞, 头部的瞬时加速度也减小了, 从而减轻司机头部与方向盘的碰撞程度, 降低了碰撞减速度, 使司机头部的 HIC 值因此也得以降低。同时, 测量分析表明, 对于两种刚度的织带, 乘员胸部减速度几乎没有变化, 表明安全带刚度的变化对安全带引起的胸部伤害影响较小。

用大刚度的安全带来代替原小刚度的安全带, 在实车碰撞试验时, 司机头部减速度曲线峰值有较大降低, 司机头部减速度峰值从改进前的 130g 降低到改进后的 60g, HIC 值也从改进前的 1362 降低到改进后的 662。而两次实车试验 B 柱下减速度峰值相差约 7%, 试验结果证明提高安全带的刚度有利于改善乘员约束系统的性能。

应当注意到, 以上试验分析结果是以驾驶室内部空间较小的轻型客车为基础进行研究的。由图 4-50 可见, 大刚度的安全带乘员肩部所受的载荷要比小刚度的大, 若驾驶室内部空间较大, 汽车碰撞时人体头部不与方向盘等车内构件相接触, 在这种情况下, 小刚度的安全带会对胸部产生更小的伤害, 更有利于保护乘员。因此, 安全带的刚度选择应与车体内部空间设计相适应, 即应考虑两者间的匹配。

二、安全带动态拉出量对人体响应的影响

由于普通安全带卷收器的锁止机构必须在安全带拉出一小段后方能锁止 (称锁止空行程), 而卷收器锁止后因消除织带卷绕间隙而又使安全带拉出一小段, 这些拉出量称为安全带动态拉出量。动态拉出量视卷收器的结构及制造而异, 一般在 10~90mm 之间。在安全带动态拉出时, 安全带几乎不能对乘员起到约束作用。

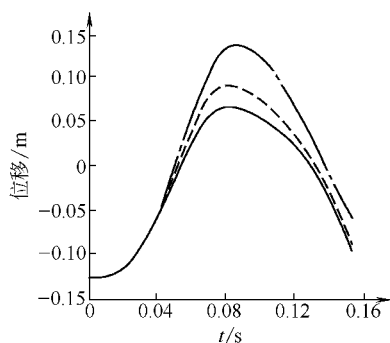


图 4-53 安全带动态拉出量对人体胸部 X 方向位移的影响

图 4-53 分别为安全带在不同的动态拉出量下胸部相对于车体 X 方向的位移, 实线对应于动态拉出

量 $s=0.00\text{m}$ ，虚线对应于 $s=0.04\text{m}$ ，点划线对应于 $s=0.10\text{m}$ 。

由图 4-53 可见，当安全带系统的动态拉出量增大时，人体胸部 X 方向的位移提高了，安全带的约束效率降低。这就是为什么目前所采用的安全带系统中都装有预张紧器的主要原因，其目的就在于消除安全带系统的间隙，使人体在碰撞开始时刻便获得安全带的约束作用。

三、安全带腰带与肩带刚度的匹配

目前所使用的三点式安全带一般均为腰肩连续带。对于腰肩连续带三点式安全带来说，其腰带与肩带的刚度是一致的。这种安全带试验测得肩带和腰带的受力情况见图 4-54。由图可以看出安全带肩带和腰带的受力是不同的，主要特征是肩带受力峰值大于腰带，而相位滞后于腰带。

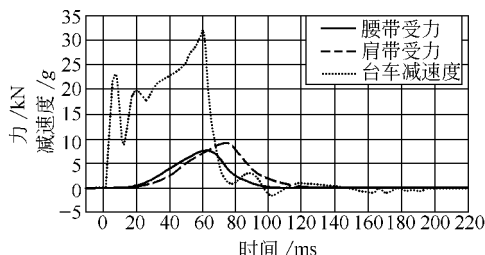


图 4-54 腰肩连续带三点式安全带肩带和腰带受力曲线

图 4-54 中肩带的受力在起始阶段（0 ~ 65ms）是小于腰带的，这是因为碰撞发生后，织带需要拉出一段距离，卷收器才能锁死织带，另外卷绕在卷收器内部的织带间也有间隙，为了消除间隙，织带也要拉出一个空行程，而腰带在碰撞初始阶段就能束缚得很紧，因此在图 4-54 中，肩带受力曲线要滞后于腰带。此后，因为人体上躯干质量较大，惯性也大，对肩带产生较大的张力，表现为肩带的受力以及人体肩部前移量的较快增长，而腰带受力则相对增长缓慢一些。碰撞 50ms 后，肩带和腰带的力上升到 5kN 左右，此时安全带的约束作用比较显著，表现在力曲线下的面积（跟吸能相关）增长较快。在 65ms 时刻，两条曲线交于一点，此时腰带力和肩带力大小相同。在 70ms 左右，腰带受力达到最大，图像分析表明，此时假人的臀部前

移量也达到最大值。图像分析还表明，此后假人肩部前移并未停止，所以肩带力继续增大，直到接近 80ms 时刻，肩带受力达到最大值，此时假人肩部前移量也达到峰值。

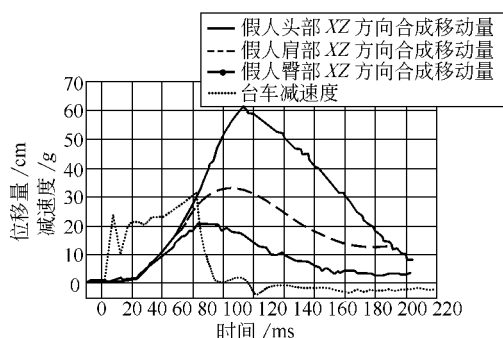


图 4-55 假人位移曲线

图 4-55 是试验中假人位移曲线，由图可见，假人的臀部参考点的最大前移量是 210mm，肩部参考点的最大前移量达到 340mm，而头部参考点的最大前移量则达到 610mm。

由以上分析可知，在汽车碰撞中，乘员的

上躯干位移大，而头部的位移最大。汽车碰撞中对人体伤害的一个重要因素是乘员头部移动量太大而与车体内部结构件发生“二次碰撞”。因此，可以通过提高肩带刚度，降低腰带刚度的措施，来改变碰撞后的乘员姿态，减少头部的位移量。采用腰带与肩带分别与锁扣锁止的结构和采用腰带部分折叠的结构可以达到这一目的。另外，对于预张紧式安全带，将预张紧位置设置在肩带上也能达到这一目的。

第五节 安全带的使用效果

一、对前排乘员的保护效果

D. Otte 从收集的汽车对汽车或汽车对其他物体（如树、墙、先导支持物等）碰撞事故的汽车中，对由座椅安全带保护的前排乘员的伤害进行分析。伤害程度采用伤害 severity（烈度）评价。接近 48% 的乘员在 $\Delta V \geq 30 \text{ mile/h}$ （1 mile = 1609.344m）以上的速度下承受碰撞，此时有 65.3% 的人未受伤害。在较重的汽车中的乘员比较

轻的汽车中的乘员常常受到较轻的伤害。

分析伤害原因，在前碰撞中 11.3% 的伤害是驾驶员与风窗玻璃（包括侧向邻近的金属框内护面结构）碰撞引起的（见表 4-7）。16%

表 4-7 引起伤害的因素

伤 害 原 因		伤害状况		伤害烈度 AIS 等级 / %			
		数量	百分比 / %	1 / 2	3 / 4	5 / 6	
侧碰撞（碰撞一侧的乘员）	总计	184	100.0	75.0	14.7	10.3	
	风窗	9	4.9	100.0	—	—	
	仪表板	18	9.8	88.9	11.1	—	
	方向盘	6	3.3	100.0	—	—	
	A 柱	7	3.8	85.7	14.3	—	
	仪表板下方	21	11.4	85.7	14.3	—	
	车门内板	76	41.3	75.0	19.7	5.3	
	B 柱	8	4.3	50.0	25.0	25.0	
	车身后围	—	—	—	—	—	
	车顶	—	—	—	—	—	
	安全带	11	6.0	100.0	—	—	
其他部件	28	15.2	39.3	14.3	46.4		
侧碰撞（碰撞相反一侧的乘员）	总计	117	100.0	90.6	6.8	2.6	
	风窗	13	11.1	100.0	—	—	
	仪表板	20	17.1	95.0	5.0	—	
	方向盘	9	7.7	88.9	11.1	—	
	A 柱	4	3.4	100.0	—	—	
	仪表板下方	6	5.1	100.0	—	—	
	车门内板	25	21.3	72.0	20.0	8.0	
	B 柱	3	2.6	100.0	—	—	
	车身后围	3	2.6	66.7	—	33.3	
	车顶	2	1.7	100.0	—	—	
	安全带	18	15.4	94.4	5.6	—	
	其他部件	14	12.0	100.0	—	—	
	前碰撞	总计	831	驾驶员 100 (631)	副驾驶员 100 (200)	87.5	10.3
风窗		103	11.2	16.0	94.2	4.8	1.0
仪表板		226	23.0	40.5	91.2	8.0	0.8
方向盘		128	20.3	—	73.4	18.0	8.6
A 柱		40	6.2	0.5	77.5	17.5	5.0
仪表板下方		117	15.5	9.5	81.2	17.9	0.9
车门内板		41	4.4	6.5	92.7	7.3	—
B 柱		—	—	—	—	—	—
车身后围		—	—	—	—	—	—
车顶		—	—	—	—	—	—
安全带		133	14.6	20.5	97.9	2.1	—
其他部件		43	4.8	6.5	86.0	11.7	2.3

的驾驶员承受较高伤害风险，然而，这些人中的 94.2% 仅受到次要的伤害（AIS 1/2）。最容易引起伤害的汽车部件是风窗内部、仪表板（40.5%）、方向盘（20.3%）及前仪表板下方（驾驶员为 15.5%，副驾驶员为 9.5%）。安全带引起 14.6% 的驾驶员的伤害和 20.5% 的副驾驶员的伤害。副驾驶员由于没有转向盘，由安全带引起了更多的软组织的伤害，这些伤害中仅有 2% 是 AIS 3/4 级严重伤害，这主要是由于构件侵入驾驶室所致。

在发生前碰撞交通事故时由于下沉而使安全带非正常佩戴造成的伤害为所有佩戴安全带伤害的 4.6%。在侧碰撞中，碰撞那一侧的乘员最易受伤害（75% 的乘员受 AIS 1/2 级伤害）。在碰撞中由于乘员舱大变形而造成伤害。在垂直侧碰撞中，安全带的保护作用被减弱了，特别是在碰撞侧。但是在侧碰撞中并不是所有的伤害都是由碰撞侧内壁引起的，在斜角碰撞中所受到的伤害也会由前部引起，特别在碰撞侧的乘员更是如此（例如在碰撞方向上的仪表板占 9.8%，碰撞另一侧的乘员占 17.1%）。在碰撞侧的乘员 41.3% 的伤害是由正对着碰撞位置的车内结构（如车门）引起的。结果，这些伤害十分严重（25% 的 AIS > 2）。乘员碰撞力的方向和相对运动的结果是伤害结果的决定性因素。在斜角碰撞方向，身体上部向前的折弯和头部区域的车内前部结构像 A 柱、仪表板和转向盘都有可能伤害乘员，而碰撞另一侧的乘员常常受到不那么严重的伤害（90.6% 的伤害为 AIS 1/2 级）。在碰撞另一侧座位有较大的空间允许在车内相对运动，但由于安全带阻止身体的运动，结果安全带成为严重伤害的来源（正对碰撞位置的乘员的伤害占 6%，远离碰撞位置的乘员的伤害占 15.4%）。

以上实际事故的研究清楚地表明，即使使用安全带，仍会产生各种形式的伤害。然而，由于安全带的保护，这些伤害出现的概率要低得多，主要表现在严重事故中。由安全带施加的压力引起的主要是勒进软组织，引起血肿造成的伤害。由安全带引起的腹内伤害主要是不正确的在骨盆区域使用安全带造成的，还有的是身体向前弯曲运动时由柔软的座椅支架或车体扭曲变形产生的。安全带在侧碰撞和多次碰撞中的保护作用不太有效。因此，汽车设计人员要求给乘员相对运动的各方向

提供宽大的空间，在碰撞接触到的车内侧部位进行特殊设计。

表 4-8 前排座乘员伤害形式及部位与使用安全带的关系

伤害的分类和部位		总 数		使用安全带		未使用安全带	
		数量	%	数量	%	数量	%
头部	脑软组织	507	44.2	170	29.8	337	58.7
	骨折	112	9.8	39	6.8	73	12.7
	大脑损伤	162	14.1	58	10.2	104	18.1
	眼睛损伤	115	10.0	45	7.9	70	12.2
	上下颌骨折	31	2.7	10	1.8	21	3.6
颈部	软组织伤害	59	5.1	30	5.3	29	5.0
颈椎	挫伤	34	3.0	25	4.4	9	1.6
	骨折	19	1.7	8	1.4	11	1.9
胸部	软组织损伤	269	23.5	147	25.7	122	21.2
	胸肋骨骨折	136	11.9	61	10.7	75	13.0
	胸骨骨折	24	2.1	15	2.6	9	1.6
	肺部伤害	44	3.8	21	3.7	23	4.0
	心脏胸腔损伤	30	2.6	13	2.3	17	3.0
	胸椎损伤	4	0.3	3	0.5	1	0.2
手臂	软组织损伤	281	24.5	125	21.9	156	27.1
	骨折	86	7.5	36	6.3	50	8.7
腹部	软组织损伤	63	5.5	31	5.4	32	5.6
	血管损伤	15	1.3	5	0.9	10	1.7
	mesentery 伤害	17	1.5	8	1.4	9	1.6
	肝 ,胆伤害	27	2.4	10	1.8	17	3.0
	milt 伤害	27	2.4	15	2.6	12	2.1
	肾脏伤害	15	1.3	8	1.4	7	1.2
	胃 ,内脏伤害	13	1.1	8	1.4	5	0.9
骨盆	软组织伤害	53	4.6	39	6.8	14	2.4
	骨折	53	4.6	23	4.0	30	5.2
	symphysis 断裂	11	1.0	2	0.4	9	1.6
下肢	软组织伤害	402	35.0	151	26.4	251	43.6
	大腿骨折	79	6.9	37	6.5	42	7.3
	膝关节骨折	37	3.2	11	1.9	26	4.5
	胫骨、腓骨骨折	42	3.7	22	3.9	20	3.5
	踝/脚骨折	10	0.9	6	1.1	4	0.7
总计		1147	100.0	571	100.0	576	100.0

安全带的使用效果见表 4-8。表 4-8 表明：

- ① 佩戴安全带可以减少乘员的死亡；
- ② 总的伤害等级 MAIS 会更低；
- ③ 单独一起事故受害者所受的伤害总数量要更低；
- ④ 有更少的人产生头部伤害，外伤程度及头部伤害范围要低得多；
- ⑤ 更少的人受到颈椎伤害；
- ⑥ 更少的人受到像大动脉破裂和肺部伤害那样严重的胸部伤害；
- ⑦ 腹腔及肝、脾、胆的伤害量更低；
- ⑧ 更少的人受到膝关节骨折和四肢软组织的伤害。

然而，不可以忽视的是颈椎的变形和骨盆、胸腔轻微的软组织伤害的数量在增加。

二、对后排乘员的保护效果

表 4-9 和表 4-10 是美国五个州中后排外侧三点式和两点式安全带有效性的比较。

表 4-9 三点式和两点式安全带对中等至死亡伤害有效性的比较

州	三点式安全带(目标组)					两点式安全带(匹配组)				
	系带		未系带			系带		未系带		
	总数 /人	伤亡数 /人	总数 /人	伤亡数 /人	伤亡 降低率 /%	总数 /人	伤亡数 /人	总数 /人	伤亡数 /人	伤亡 降低率 /%
得克萨斯 (1982 ~ 1988)	666	59	499	88	50	1995	150	1169	177	50
密执安 (1982 ~ 1988)	620	10	241	9	57	3756	104	1825	120	58
华盛顿 (1982 ~ 1988)	336	25	148	17	35	533	51	243	56	58
北卡罗莱纳 (1980 ~ 1990)	813	37	562	60	57	2084	113	1452	151	48
佛罗里达 (1986 ~ 1990)	887	59	545	95	62	3196	321	1814	362	50

表 4-10 三点式和两点式安全带对重伤至死亡有效性的比较

州	三点式安全带(目标组)					两点式安全带(匹配组)				
	系带		未系带			系带		未系带		
	总数 /人	伤亡数 /人	总数 /人	伤亡数 /人	伤亡 降低率 /%	总数 /人	伤亡数 /人	总数 /人	伤亡数 /人	伤亡 降低率 /%
得克萨斯 (1982~1988)	666	15	499	19	41	1995	13	1169	41	81
密执安 (1982~1988)	620	2	241	2	61	3756	24	1825	46	75
华盛顿 (1982~1988)	336	7	148	7	56	533	11	243	19	74
北卡罗莱纳 (1980~1990)	813	10	562	21	67	2084	26	1452	63	71
佛罗里达 (1986~1990)	887	16	545	31	68	3196	89	1814	114	56

由表 4-9、表 4-10 可知：①后排外侧乘员使用两点式安全带或三点式安全带与未使用安全带相比，发生车祸时可大大降低伤害的严重程度和死亡率；②在后排外侧的环境下，乘员系两点式或三点式安全带对降低发生车祸时的死亡率无显著差异，换句话说，在后排外侧配装两点式或三点式安全带均可，因为两者对乘员的保护效果基本上是等同的。

第六节 安全带的试验

一、安全带固定点试验

安全带是一种既便宜又有效的乘员保护装置。汽车发生交通事故时，仅安全带性能好是远远不够的，安全带固定点必须具备足够的强

度，才能确保安全带在事故中有效地保护乘员。本试验用于评价汽车撞车事故中安全带固定点应具备的最低强度，此外，安全带固定点的位置也应符合有关规定，以保证安全带能最有效地保护乘员。FMVSS219、ECER14、GB14167 等标准都对安全带固定点的位置及强度提出了要求。各标准对位置及强度要求相近，但强度试验的加载速度及载荷维持时间的要求不尽相同。

安全带固定点强度试验在汽车整车或车身构架上进行，允许保留

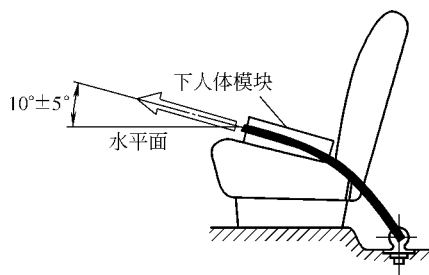


图 4-56 第 I 类安全带安装固定点强度试验加载方法

加强车身刚度的零部件。固定试验用整车或车身构架的方法不得对安装固定点或其周围区域起加强作用。固定装置应在距所试验的安装固定点前方 500mm 以外，或后方 300mm 以外处。座椅应装备完整并调节到设计基准位置。原则上同排座椅上的安全带固定点应同时试验。若安全带固定点布置在座椅上，则应同时考虑座椅固定点强度试验。试验中固定点不许脱落，但可以产生永久变形。

试验时应沿平行于汽车纵向中心面并与水平线成 $10^\circ \pm 5^\circ$ 的方向

(如图 4-56、图 4-57 所示) 向前施加载荷。加载用图 4-58、图 4-59 所示上、下人体模块进行加载，应在 60s 内达到规定载荷值，并持续至少 0.2s。

图 4-56 为第 I 类安全带（腰带）安装固定点的试验。试验时对下人体模块施加 (22300 ± 220) N 的载荷，但对 M_2 、 M_3 类汽车和 N 类汽车后排座位则施加

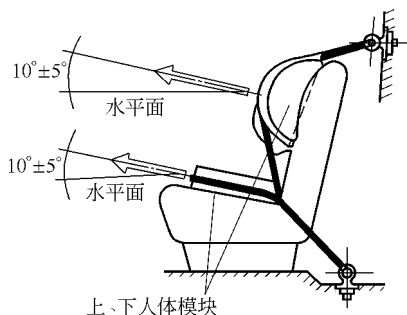


图 4-57 第 II 类安全带固定点强度试验加载方法

(2940 ± 200) N 的载荷。

图 4-57 为第Ⅱ类安全带安装固定点的试验，试验时对两人体模块同时各施加 (13500 ± 200) N 的载荷，但对 M_2 、 M_3 类汽车和 N 类汽车后排座位上下两模块则施加 (2940 ± 200) N 的载荷。

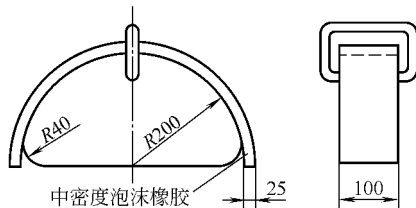
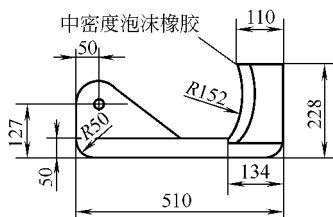


图 4-58 上人体模块

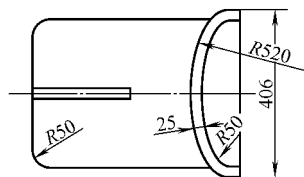


图 4-59 下人体模块

进行固定点强度试验时，要保证车身固定点位置与安全带固定点位置的距离前部大于 500mm，后部大于 300mm，且加载过程中车身或车体不得发生移动。

固定点强度试验一般采用液压缸加载，图 4-60 为固定点强度试验台的一个例子，上面 5 个缸用于安全带固定点试验，下面 2 个缸用于同时进行座椅固定点强度试验。

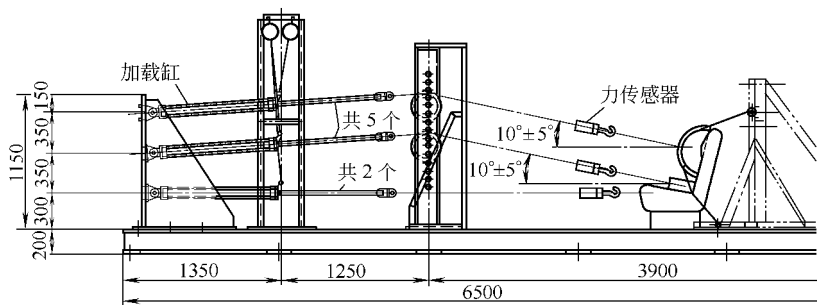


图 4-60 安全带固定点强度试验装置

二、织带性能试验

1. 标准状态试验

(1) 标准温湿态处理

从织带上截取两件足够长度的试样，然后把试样置于温度 (20 ± 5) 、相对湿度为 $(65 \pm 5)\%$ 的环境中，进行至少 24h 的标准温湿态处理。

(2) 抗拉强度试验

按标准温湿态规定处理过的试样应立即进行试验。把试样装夹在拉伸试验机上，夹紧部位的间距为 (220 ± 20) mm（见图 4-61），试验机以约 100mm/min 的速度加载，测出试样断裂时的载荷值。两件试样断裂时载荷值的平均值作为实际抗拉强度值。

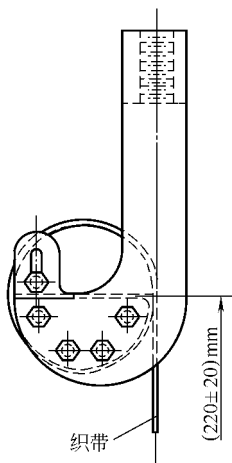


图 4-61 抗拉强度试验

(3) 宽度试验

当进行织带抗拉强度试验时，在试验机不停止拉伸的状态下，测定拉伸载荷为 9810N 时试样中间部位的宽度值。

(4) 伸长率试验

当进行织带抗拉强度试验时，在拉伸载荷达到 196N 状态下，在试样中间部位向两端各 100mm 处标明初始点（可用试验机的标示机构），测定拉伸载荷为 11100N 时两初始点间的距离。织带伸长率 s 按下式计算

$$s = \frac{L - 200}{200} \times 100\%$$

式中 L ——11100N 拉伸载荷时两初始点间的距离，mm。

(5) 能量吸收性

在伸长率试验中，当载荷从 196N 加至 11100N 时，以约 100mm/min 的速度将载荷从 11100N 降至 196N。画出载荷-伸长曲线图（见图 4-62）。用初始载荷（196N）至最大载荷（11100N）所围成的做

功面积 ($\triangle ABD$ 面积) 除以初始载荷时初始点间的距离, 便可得到织带单位长度 (每米) 的功 E (J/m), 即

$$E = \frac{S_{\triangle ABD}}{0.2}$$

功比 k 按下式计算

$$k = \frac{S_{\triangle ABC}}{S_{\triangle ABD}} \times 100\%$$

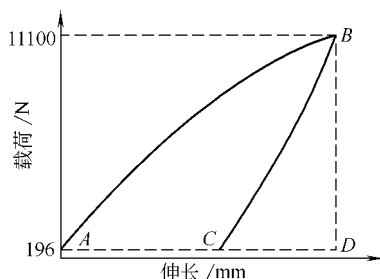


图 4-62 织带载荷-伸长曲线

2. 织带老化试验

(1) 耐磨试验

试验装置的结构特征尺寸应符合图 4-63 和图 4-64 的要求。图

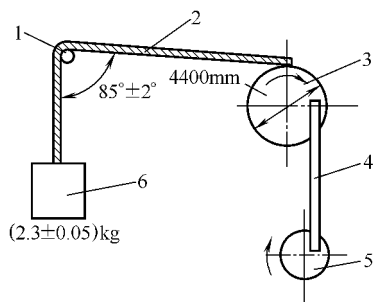


图 4-63 耐磨试验装置

1—六角棒; 2—织带; 3—摆轮;

4—曲柄臂; 5—曲柄; 6—配重

4-63中六角棒的表面硬度为 HRB 97 ~ 101, 材料为不锈钢, 棱边圆角半径为 $(0.5 \pm 0.1) \text{ mm}$, 两面间距为 $(6.35 \pm 0.03) \text{ mm}$, 表面为冷拉状态。图 4-63 中配重的质量为 $(2.3 \pm 0.05) \text{ kg}$, 图 4-64 中配重的质量为 $(1.36 \pm 0.05) \text{ kg}$ 。

a. 取两件试样按图 4-63 所示安装, 织带的一端加配重, 另一端绕过六角棒与摆轮连接, 摆轮以 $(30 \pm 1) \text{ 次/min}$ 的速率往复摆动, 使织带在六角棒的两个棱边上往复

摩擦 2500 次, 摩擦行程为 $(330 \pm 30) \text{ mm}$, 已使用过的六角棒棱边不得再次使用。

b. 对于穿过调节件的织带, 取两件试样按图 4-64 所示安装, 试样在调节件内以 $(17 \pm 1) \text{ 次/min}$ 的速率往复摩擦 2500 次, 摩擦行程为 $(175 \pm 25) \text{ mm}$, 将经摩擦试验后的织带, 以磨损部位作为夹紧间

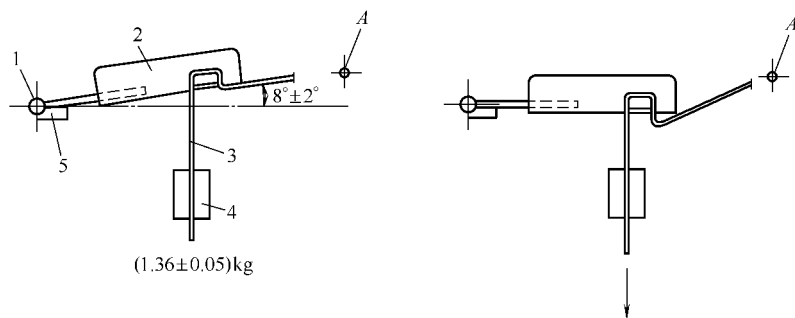


图 4-64 穿过调节件的织带耐磨试验装置

1—支点；2—调节件；3—织带；4—配重；5—挡块；A—基准点

距，并进行抗拉强度试验。

(2) 耐低温性试验

试验前，两件试样进行标准温湿态处理。经过处理后的试样应及时水平放置于温度为 (-30 ± 5) 的低温箱内，1.5h 后，将试样折叠，并在折叠处压上一个温度已降至 (-30 ± 5) 、质量为 (2 ± 0.05) kg 的重块。试样继续在上述低温环境中保持 30min，最后取出并展平试样进行抗拉强度试验。

(3) 耐高温性试验

将两件试样置于温度为 (60 ± 5) 环境中 3h，取出后进行抗拉强度试验。

(4) 耐湿性试验

将两件试样浸入 (20 ± 5) 的试验用水中 3h，试验用水由 1dm^3 水添加 1g 增湿剂配制而成，试样从水中取出后进行抗拉强度试验。

(5) 耐光性试验

耐光性试验装置中的炭精棒电弧应符合：电压为 208 ~ 250V，电弧电压 (50 ± 2) V，电弧电流 (6 ± 2) A，上炭精棒电极直径为 22.2mm，长度为 305mm，下炭精棒电极直径为 12.7mm，长度为 305mm。耐光性试验装置中的光学耐热滤光玻璃透光率在光波长为 255nm 时为零，在光波长为 360nm 时为 91%。滤光玻璃每使用 2000h

后或出现退色时就应更换，也可更换一半滤光玻璃，但每天必须用洗净剂和清水清洗。耐光性试验装置中的试样框架的直径为 958mm，框架转速约为 1r/min。耐光性试验装置中的温度控制器应保证试样架外侧 (25 ± 5) mm 处的温度为 (60 ± 2) ，感温元件应屏蔽。

耐光性试验方法是：将两件试样垂直悬挂在试样框架内侧，在无水喷淋状态下进行 100h 的光照射。为使试样表面光照均匀，每隔 20h 应上下调换试样的位置，100h 后，取出试样进行标准温湿态处理，经过处理的试样再进行抗拉强度试验。

三、带扣锁性能试验

1. 开启力试验

带扣锁开启力试验应在总成性能试验过程中进行。试样数量为 1 件。在总成性能试验中对总成施加 22300N 的拉伸载荷后，将载荷以约 100mm/min 的速度降至 (667 ± 39) N，从产生最大开启力的方向对带扣锁开启按钮施加开启力。对按钮式带扣锁，开启力的作用点应位于离按钮边缘至少 3.2mm 以上处。

2. 耐久性试验

按通常使用状态开启和锁止带扣锁各 5000 次。试样数量为 1 件。

四、调节件的调节力试验

对于装有调节件的安全带，取试样 1 件。将织带按使用状态装在调节件上，固定住调节件，然后将穿过调节件的一端固定在拉伸试验机上，以约 500mm/min 的速度拉动织带，当织带拉过调节件约 25mm 时测量拉伸力。安全带的拉长和缩短方向都必须测量其调节力。试验前，应先进行 10 次往复预拉。

五、卷收器性能试验

卷收器卷收性能试验是为了评价锁止机构在感受碰撞或倾斜信号时对织带拉出的锁止情况。卷收机构的工作性能主要包括：紧急锁止距离、倾斜锁止角、卷收力等。

1. 卷收力试验

取试样 1 件，将卷收器按在汽车上的安装状态固定住，把织带全部拉出来，然后以约 500mm/min 的速度将织带卷回卷收器内，当卷

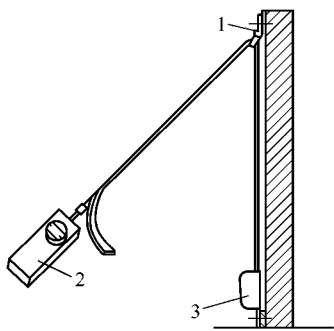


图 4-65 卷收器卷收力测量方法
1—上部导向件；2—测力计；3—卷收器

入的织带长度为织带有效长度的 $25\% \pm 50\text{mm}$ 时，测量卷收器的卷收力。对带有上部导向件的卷收器，应按图 4-65 所示方法测量卷收力。

2. 残存伸出长度试验

取试样 1 件，试验时，把卷收器固定住，使织带出口正对下方，在织带拉出方向施加 18N 的拉力将织带拉出。若为腰带卷收器则将拉力降至 14N，若为肩带卷收器则将拉力降至 5N，测量降低拉力时织

带拉出长度与织带有效长度之间的差值。

3. 自动锁止位置试验

取试样 1 件，从通常使用的方向把织带全部拉出来，然后使织带卷回卷收器内，当卷入的织带长度约为织带有效长度的 25% 时，取两个相邻的锁止位置依次锁止，测量相应的织带移动量作为在织带拉出方向上两个相邻锁止位置间的间隔。

4. 紧急锁止试验

卷收器紧急锁止距离试验是为了评价安全带锁止机构对织带的加速度紧急锁止性能。卷收器加速度锁止性能试验设备常采用凸轮加速方式和以橡皮盘为动力的加速方式等，如图 4-66 所示。根据标准（法规）要求，试验设备所产生的加速度应是可以调整的，这一要求可通过更换凸轮或更换橡皮盘实现。测量卷收器的对织带拉出加速度敏感的锁止距离时，应将卷收器牢固地固定在试验台架的安装基座上，而织带的拉出端应牢固地固定在活动台架上的织带固定装置上。测量卷收器对车体加速度敏感的锁止距离时，应将织带牢固地固定在试验台架的织带固定装置上，而卷收器应牢固地固定在活动台架上的安装基座上。测量锁止距离应在卷收器的织带拉出口进行。

取试样 1 件，试验装置应与图 4-66、图 4-67 所示结构相同或相

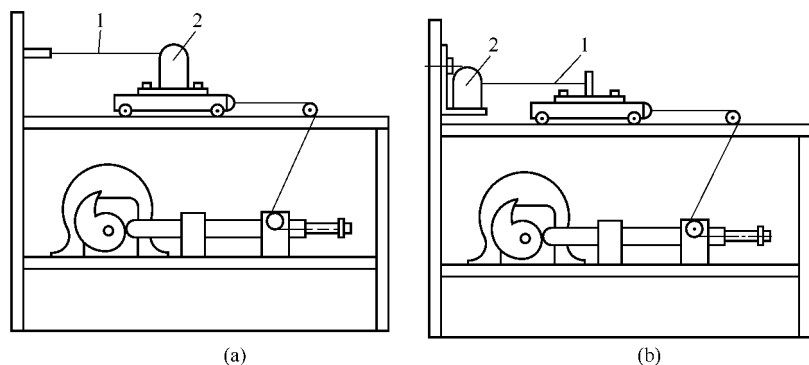


图 4-66 凸轮加速方式卷收器加速度锁止性能试验装置工作原理

1—织带；2—卷收器

类似，且能在 50ms 时间内使卷收器（或织带）达到试验中所规定的加速度值。将卷收器按其在汽车上的安装状态固定在试验装置上进行下述锁止试验时，织带的锁止位置应在卷收器卷入的织带长度约为织带有效长度的 25% 处。

(1) 织带敏感式卷收器

织带的加速方向为正常使用的拉出方向。在卷收器的卷轴与水平面成 0° 、 45° 、 135° 和 180° 角的状态下，分别检查织带拉出加速度为 2.94m/s^2 ($0.3g$) 和 6.86m/s^2 ($0.7g$) 时卷收器是否锁止，并测量织带的拉出长度。

(2) 车体敏感式

分别检查卷收器加速方向为汽车前、后、左、右方向，卷收器

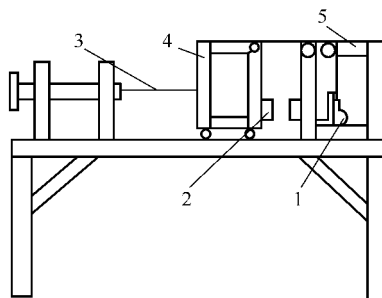


图 4-67 以橡皮筋为动力的卷收器加速度锁止性能试验装置工作原理

1—卷收器；2—电磁铁；
3—橡皮绳；4—移动台架；5—固定台架

的加速度为 6.86m/s^2 ($0.7g$) 时, 卷收器是否锁止, 并测量织带的拉出长度。此外, 把卷收器向汽车前、后、左、右方向倾斜 12° 并固定住, 用手将织带沿通常拉出方向缓慢拉出, 检查其是否锁止。

(3) 复合敏感式

① 分别检查织带加速方向为正常使用的拉出方向, 加速度为 2.94m/s^2 ($0.3g$) 和 19.6m/s^2 ($2.0g$) 时, 卷收器是否锁止, 并测量织带的拉出长度。

② 分别检查卷收器加速方向为汽车前、后、左、右方向, 加速度为 6.86m/s^2 ($0.7g$) 时, 卷收器是否锁止, 并测量织带的拉出长度。

③ 将卷收器向汽车前、后、左、右方向倾斜 12° 并固定住, 用手将织带沿通常拉出方向缓慢拉出, 检查其是否锁止。

对安装在 N 类汽车上的卷收器, 可以将上述的加速度值 6.86m/s^2 ($0.7g$) 换成 14.70m/s^2 ($1.5g$) 进行锁止性能试验。

六、卷收器耐久性试验

取一件试样按下述程序进行耐久性试验。

1. 卷收力

卷收器在进行耐久性试验前测定其卷收力, 并将测定值作为试验前实际卷收力值。卷收器完成耐久性试验后, 还应测定卷收力。

2. 锁止性能

卷收器在进行耐久性试验前后, 应进行锁止性能试验。

3. 耐腐蚀性试验

试验设备、试验溶液和试验方法均应符合 GB 6458 的规定。

试验应在卷收器内卷满织带的状态下进行。安装在汽车地板上或地板附近的卷收器, 试验时间为 48h (24h 为一个周期, 每个周期结束后, 卷收器应在室内自然干燥 1h); 安装在其他位置的卷收器, 试验时间为 24h (试验结束后, 卷收器应在室内自然干燥 1h), 经干燥处理后的卷收器应用水充分清洗, 然后将织带全部拉出在大气中干燥 24h, 用手拉出和回卷各 25 次, 检查其工

作情况。

4. 拉出和回卷试验

经腐蚀性试验后的卷收器安装在图 4-68 所示试验装置上, 以不大于 30 次/min 的拉出和回卷速率对卷收器进行各 5000 次以上拉出和回卷试验。织带拉出时所加载荷为 90N, 拉出和回卷的长度为织带全长。带有上部导向件的安全带, 拉出和回卷长度为织带有效长度。

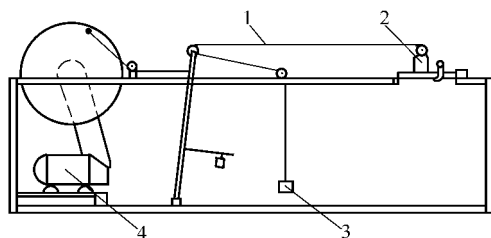


图 4-68 卷收器拉出和回卷试验装置

1—织带；2—卷收器；3—配重；4—电机

5. 耐粉尘试验

粉尘试验装置的尺寸应符合图 4-69 的要求。

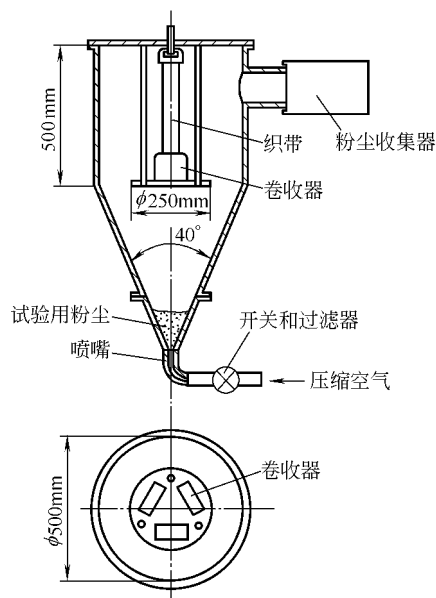


图 4-69 粉尘试验装置

压缩空气压力（表压）为 (550 ± 50) kPa，喷嘴直径为 (1.5 ± 0.1) mm。喷入试验装置内的压缩空气应不含油和水分。

试验装置中的粉尘质量为 0.9kg，化学成分和颗粒度应符合表 4-11 和表 4-12 的要求。

表 4-11 粉尘化学成分

化学成分	质量/%	化学成分	质量/%
SiO ₂	67 ~ 69	MgO	0.5 ~ 1.5
Fe ₂ O ₃	3 ~ 5	总碱量	3 ~ 5
Al ₂ O ₃	15 ~ 17	烧失量	2 ~ 3
CaO	2 ~ 4		

表 4-12 粉尘颗粒度

颗粒度/ μm	质量/%	颗粒度/ μm	质量/%
0 ~ 5	12 $\pm$ 2	20 ~ 40	23 $\pm$ 3
5 ~ 10	12 $\pm$ 3	40 ~ 80	30 $\pm$ 3
10 ~ 20	14 $\pm$ 3	80 ~ 200	9 $\pm$ 3

把卷收器固定在托架上，织带的端头用夹具夹紧，并拉至试验装置顶端，整个试验持续 5h。试验中，每隔 20min 由喷嘴喷出的压缩空气搅动粉尘 5s，每次粉尘搅动后，立即以 5 次/min 的速率把织带拉出和卷入卷收器 10 次，共计 2min，每次拉出和回卷的行程不得小于 300mm。此后，仍将织带置于开始位置，并放置 18min。试验结束后，取出卷收器，用手把织带全部拉出和回卷各 25 次，检查其工作情况。

6. 再次拉出和回卷试验

经粉尘试验后的卷收器应安装在图 4-68 所示的试验装置上，以不大于 30 次/min 的拉出和回卷速率对下述不同种类的卷收器进行试验。

① 对于无锁止式卷收器和自动锁止式卷收器，应再进行各 5000 次以上拉出和回卷试验。

② 对于紧急锁止式卷收器，应再进行各 45000 次拉出和回卷试验，总计拉出和回卷次数不少于 50000 次，织带拉出和回卷长度为织带拉出量的 50% ~ 100% 之间。在 45000 次拉出和回卷试验中应使卷

收器的锁止机构至少锁止 10000 次，锁止位置为拉出织带有效长度的 90%、80%、75%、70% 和 65% 处，每处至少各锁止 2000 次。

7. 卷收器的其他性能试验

在国家标准 GB 14166—93 中，对卷收器总成的性能要求仅仅是基本要求，并且提出的都是安全带静态下的性能要求。在实际使用过程中，卷收器经常会受到振动，且发出噪声，然而由于不同的车型有着不同的特性，因此对安全带的性能要求也不尽相同。例如在轿车上，由于对舒适性的十分重视，国外许多汽车厂家对安全带在织带拉出和收回时，以及在车辆行驶过程中所产生的噪声均有一定的限值。

(1) 卷收器的抗振动性能试验

在实际使用中，安全带总成随着汽车车身不停地振动着，尤其在载货汽车上，安全带受到的振动冲击更大，并且我国的道路质量又较欧美等国相差甚多，因此为确保安全带在实际使用中能发挥正常功能，对卷收器的抗振动性能提出要求是十分必要的。

参照德国大众公司标准 TL-VW471 《安全带系统总成和高度调节装置材料及功能要求》，提出以下试验条件和要求：

安装方式 模拟实车装配；

振动方向 与水平面垂直；

振幅 $\pm 1\text{mm}$ ；

频率 20Hz；

振动时间 100h。

在试验之后的卷收器，其部件不得松动或损坏，卷收器的性能保持不变。

(2) 卷收器的噪声试验

当织带从卷收器中拉出或收回时，以及在车辆行驶过程中，卷收器均可能产生噪声。为降低驾驶室内部的噪声，以提高驾乘人员的舒适性，因此有必要限定安全带在汽车行驶过程中和使用过程中所产生的噪声，尤其是在轿车上，更应该降低安全带的噪声，以提高整车质量。

对卷收器进行噪声试验的方法可参照大众公司标准 TL-VW471 实施，仅提出以下具体要求：

① 在使用初期和耐磨性试验之后，当汽车行驶时，安全带必须是无声的；

② 在佩戴安全带过程中，卷收器噪声应小于 90dB。

(3) 卷收器的耐高低温性能

在众多形式的卷收器中，除受力元件为金属制品之外，其他零件基本上均为塑料件，而塑料件经过一段时间老化后，其性能变化较大，如抗拉强度要下降 30% ~ 70%，而作为传感元件的塑料件如果性能变化太大，势必影响安全带本身性能的稳定性。因此，有必要对卷收器进行高低温耐老化试验，以保证安全带在经过长期使用之后，仍能确保其安全性能。

可参照大众公司标准 TL-VW471 提出下表 4-13 中所列的试验条件。

表 4-13 卷收器耐高低温性能试验条件

环境温度 T/ 80 (空气加 水)	放置时间 t/h	环境温度 T/ 100 - 40	放置时间 t/h
	24		6
	24		24

在经过上述试验之后，再进行耐久性试验，试验次数为 2500 次。上表中的低温试验环境温度采用 - 40，是考虑到我国北方寒冷地区的使用条件而定的。

七、安全带总成性能试验

安全带总成强度及移动量试验是为了防止安全带系统在前方撞车事故发生时，因其组成部件的断裂、脱开或织带伸长量、锁止机构锁止距离过大等因素造成车内乘员向前移动量过多而可能给乘员带来伤害所进行的评价试验。对安全带强度及移动量的评价方法分为静强度试验和动态性能试验。

1. 静强度试验

静强度试验是针对安全带的组成部件（如织带、带扣锁、锁止机构、安装附件等）和安全带总成来进行的，并可在材料拉伸试验机上完成。各个组成部件的静强度试验要借助过渡安装夹具将试验样件安装在材料拉伸试验机上来完成试验。安全带总成的静强度试验是通过上安装三角夹具和下安装夹具将安全带总成安装在材料试验机上

来进行的。在这项试验中，不但要考核安全带总成的静强度，同时还要测量安全带总成的移动量以及带扣开启力。另外，在我国、日本和澳大利亚等标准和法规中，还对织带的伸长率和能量吸收性给予了规定。织带伸长率和能量吸收性应在织带抗拉强度试验过程中进行测定。具体试验要求如下。

试架的结构尺寸应符合图 4-70 和图 4-71 的要求。试架上的滚动轮应安装在承载轴承座上。试架、滚轮和安装基座均不得有影响试验结果的变形。试验中，总成仅与滚轮接触。固定件的固定螺钉方向与织带成 0° 、 45° 或 90° 角，织带与安装基座之间的角度约为 90° 。如果总成是为特定汽车设计的，则其固定螺钉和固定件的安装方向和角度，可与其在汽车上的安装方向和角度相同。

腰带总成应按图 4-70 (a) 所示方法安装在试验装置上，其余各类安全带总成按图 4-70 [三点式腰肩连续带按图 4-71 (a)、(b)、(c) 所示方法] 安装在试验装置上，并使总成构成的环形长度约为 1300mm (不足 1300mm 时，取其最大长度)，随后对总成施加拉伸载荷。对于腰带，拉伸载荷为 22300N，对于肩带，拉伸载荷为 13300N，对于三点式腰肩带并用时，拉伸载荷为 26700N。当达到上述载荷规定值时，检查各部位有无异常。试验过程中，测量从初始载荷 196N 至最大载荷 22300N (或 13300N 或 26700N) 时的滚轮移动量。

施加载荷时的拉伸速度约为 100mm/min。对装有无锁式卷收器的总成，在织带全部拉出状态下进行试验；对装有自锁式卷收器或紧急锁止式卷收器的总成，在卷收器锁止机构锁止状态下进行试验。总成通常按汽车上的安装方式进行安装，带扣锁最好位于滚轮之间或一侧，便于测定带扣锁的开启力。

2. 动态性能试验

动态性能试验是评价前方撞车时安全带各组成部件的综合强度和综合冲击缓和性不可缺少的试验。它是通过再现撞车时的减速度波形和撞车速度的模拟试验方法完成的。各公司的要求不尽相同。下面以 ECER16 为例，简单介绍一下模拟试验方法。

ECER16 规定，安全带动态试验采用模拟碰撞滑车进行，滑车质

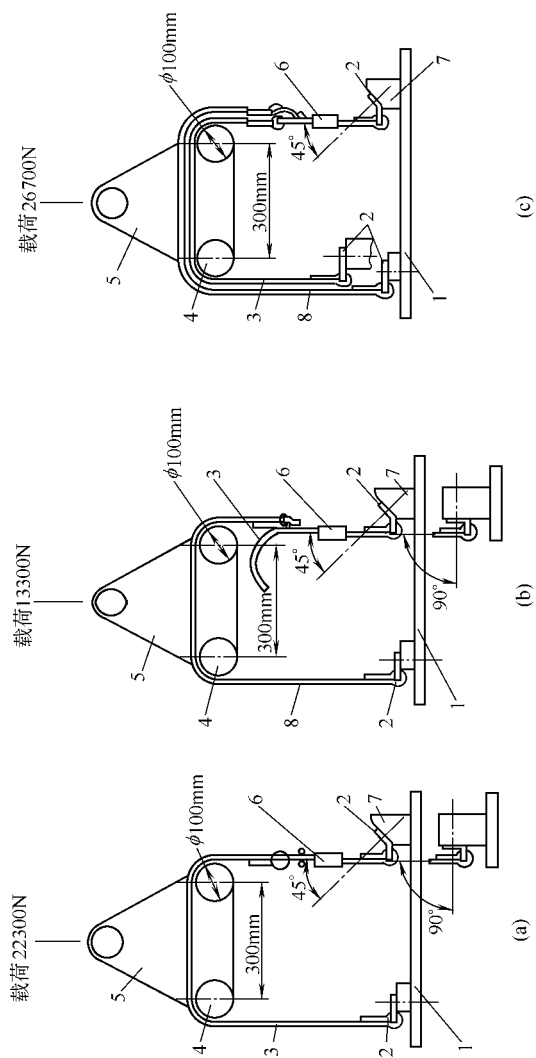


图 4-70 安全带总成静强度试验夹具及安装 (一)

1—安装基座；2—固定件；3—腰带；4—滚轮；5—试架；

6—带扣锁 (示例)；7—刚性连接垫块；8—肩带

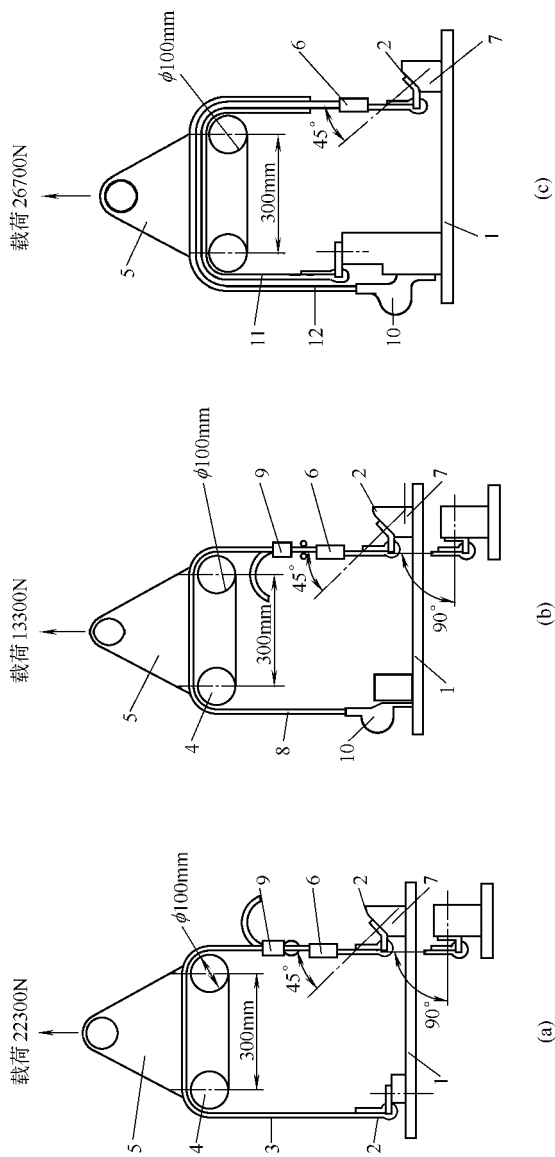
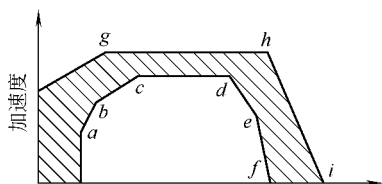


图 4-71 安全带总成静强度试验夹具及安装 (二)

1—安装基座；2—肩带；3—腰带；4—滚轮；5—试架；6—带扣锁（示例）；7—刚性连接垫块；8—肩带；9—织带夹；10—卷收器；11—连续带的腰带；12—连续带的肩带



	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

图 4-72 ECER16 标定滑车
减速度波形允许范围

量为 (400 ± 20) kg。正式试验前,要在滑车上安装 55kg 标定重块进行碰撞速度和碰撞减速度波形标定。标定的碰撞滑车速度为 (50 ± 1) km/h, 标定的减速度波形图应在图 4-72 所示的框图界限内。标定完成后,取一标定重块,装上 TNO-10 假人(见相关章节),使其按要求坐在刚性座椅上,同时按规定或按实际装车的固定方式将安全带固定在滑车上并为假人佩戴好,之后便可进行安全带动态试验。在试验过程中,用高速摄影机或高速录像机拍摄假人运动情况,用胶片分析仪或图像分析设备计算出假人躯干上参考点和臀部参考点的移动量(如图 4-73 所示)。标准规定躯干上参考点移动量应在 100 ~ 300mm 范围内,臀部参考点移动量应在 80 ~ 200mm 范围内。

此外,日本保安基准、JISD4604 和澳大利亚 ADR 等标准

对安全带动态试验方法也有相应的规定,但标定的滑车碰撞速度、减速度波形和测点限值略有不同。

3. 抗环境干扰性能试验

抗环境干扰性能试验是用于评价安全带的各主要组成部件在长期使用中对日照、高温、低温、大气等各种恶劣工作环境的抵抗能力,其中包括盐雾试验、高温试验、低温试验、光照试验等。具体要求各国的标准、法规略有不同。抗环境干扰试验的试验设备均为标准设备,其中包括盐雾试验箱、高温试验箱、低温试验箱、光照试验设备等。

量为 (400 ± 20) kg。正式试验前,要在滑车上安装 55kg 标定重块进行碰撞速度和碰撞减速度波形标定。标定的碰撞滑车速度为 (50 ± 1) km/h, 标定的减速度波形图应在图 4-72 所示的框图界限内。标定完成后,取一标定重块,装上 TNO-10 假人(见相关章节),使其按要求坐在刚性座椅上,同时按规定或按实际装车的固定方式将安全带固定在滑车上并为假人佩戴好,之后便可进行安全带动态试验。在试验过程中,用高速摄影机或高速录像机拍摄假人运动情况,用胶片分析仪或图像分析设备计算出假人躯干上参考点和臀部参考点的移动量(如图 4-73 所示)。标准规定躯干上参考点移动量应在 100 ~ 300mm 范围内,臀部参考点移动量应在 80 ~ 200mm 范围内。

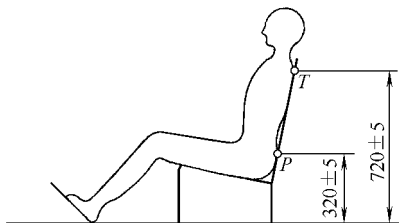


图 4-73 TNO-10 假人测量参考点位置

T 点位于假人中心线上,且在假人背部上面的躯干测量点;
P 点位于假人中心线上,且在假人背部下面的臀测量点

安全气囊

由于安全带使乘员担心火灾后不易脱出及佩戴不舒适，而使乘员佩戴率不尽如人意，虽然美国道路交通安全局（NHTSA）为此在制度、性能等方面作了一系列努力，但是收效不大。因此，不需乘员动作，与乘员的主观动作无关即可做出反应的安全气囊（英文缩写为SRS）应运而生。其功用是当撞车刚刚发生时，为防止乘员碰撞转向盘和仪表板，利用气压膨胀气囊使两者隔离，并使气囊吸收乘员的动能，以减轻二次冲击的伤害。到21世纪末，双气囊系统将成为美国汽车的标准装备。据保守的估计，普及安全气囊后，每年仅在美国就可挽救15000人的生命。气囊的缺点是成本高、结构复杂，而且仅适用于前碰，对于侧碰和翻车需配备侧面气囊。

有关气囊的第一个专利始于1958年，1970年有厂家开始研制减轻事故中乘员伤害程度的气囊。20世纪80年代后期，汽车生产厂家开始逐渐装用气囊，进入90年代后，气囊装用量急剧上升。美国从1995年10月开始新生产的乘用车驾驶员位置已全部装用气囊，日本及欧洲气囊装用率目前已达30%以上。21世纪末美国所有客车、轻型货车、篷车及多用途机动车将全部装用气囊。

佩戴安全带对减少事故死亡率效果最好，但是安全带佩戴率一直是一个令人头痛的问题，欧洲由于受保险公司的制约，安全带佩戴率可达到98%，因此他们开发气囊采用以安全带为主，气囊为辅的原则，较高车速碰撞时气囊才起作用，气囊的作用主要是保护乘员头部和面部，因此气囊的尺寸小，造价也便宜。美国和日本就不同了，据通用和德尔福公司介绍，美国安全带佩戴率为67%左右，而日本的

安全带佩戴率近几年仅为 20% 左右，因此他们开发气囊的思想就不同于欧洲，即不使用安全带，气囊也应该对乘员进行有效保护，而且不仅限于对头部保护，还应对膝部及胸部进行保护，这样势必造成气囊尺寸的增大，造价也昂贵，另外，较低车速碰撞时气囊也应该起作用。尽管如此，他们还是鼓励使用安全带，以使乘员在事故中得到更好的保护效果。

气囊又称为气袋，按分布位置可分为驾驶员用气囊、乘客用气囊、后排气囊、侧面气囊等。按大小可分为保护整个上身的大型气囊和主要保护面部的小型护面气囊，护面气囊成本较低，但一定要和座椅安全带配合使用才有保护作用。由于欧洲（尤其是德国）普遍使用安全带，所以欧洲汽车多采用小型气囊。美国汽车则按未使用安全带设计，采用了大型气囊。林肯“大陆”牌 1989 年型安全气囊的直径是 28in (711mm)，膨开后的体积大约是 2.3ft^3 (65L)。乘客用气囊由于离乘客的距离远一些，比驾驶员的气囊大，比如林肯“大陆”乘客用安全气囊膨开后的体积大约是驾驶员用气囊的 3 倍。目前，汽车上配置的气囊数量有增多的趋势，别克 1995 年推出的概念车 XP2000 型配备有 8 个安全气囊。

第一节 安全气囊的结构与工作原理

气囊从测出汽车碰撞开始到气囊完全膨开，整个过程只要 30 ~ 65ms 左右的时间即可完成，而人眨一次眼睛需要 100ms 时间。由此可见对气囊的要求之高。

气囊系统装置如图 5-1 所示。其由碰撞传感器、点火控制器、气体发生器（点火器、充气机）、气囊等组成。

碰撞传感器安装在前保险杠或前轮罩处，或在点火器一侧安装另一碰撞传感器以便传递碰撞信息。碰撞传感器将碰撞信号传递给点火控制器，点火控制器判断碰撞传感器所传递的信号达到预定的碰撞减

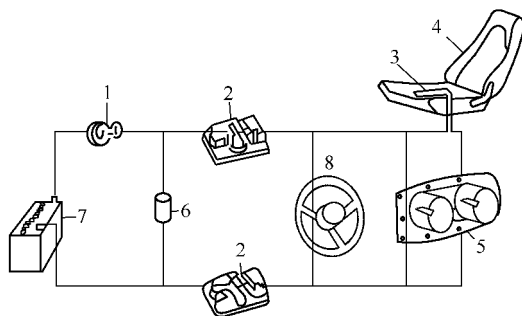


图 5-1 气囊系统装置

- 1—点火开关；2—加速度传感器；3—座椅传感器；4—副驾驶座；
5—副驾驶座气囊总成；6—电容器；7—蓄电池；8—驾驶员座
气囊总成（点火控制器、气体发生器、气囊等组成）

速度限值（如本田气囊系统为 12g、16km/h）以上时，向点火器输送电信号，点火器就会引发充气机，使氮气充入气袋，充起的气袋鼓破了聚氨酯制造的盖，瞬间产生一充气的气袋对驾驶员或乘员进行保护。而后由气袋背面的排气孔排气，以减轻气袋对脸、胸的冲击。气袋不工作时折叠放置，位于转向盘中心的气囊用于保护驾驶员（见图 5-2、图 5-3）。在转向盘另一侧，位于杂物箱的气囊用于保护前排乘员（图 5-4），各类前碰撞安全气囊形式见图 5-5。

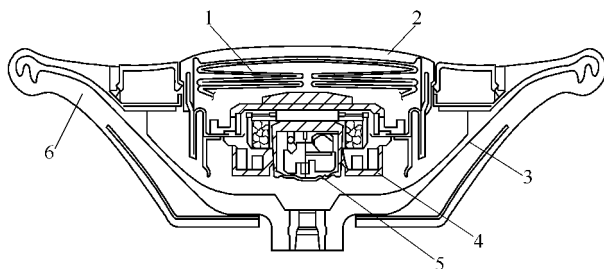


图 5-2 驾驶员用安全气囊装置

- 1—气袋；2—转向盘盖；3—转向盘骨架；4—
气体发生器；5—气囊碰撞传感器；6—转向盘

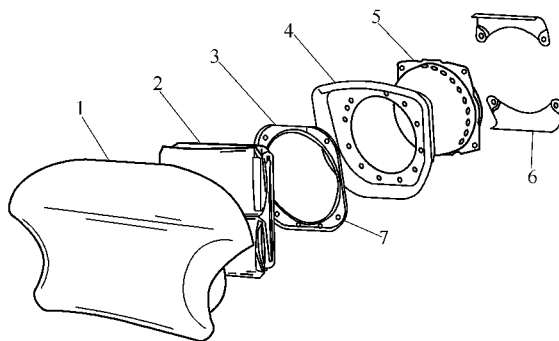


图 5-3 安全气囊展开示意图

1—转向盘盖；2—气袋；3—固定环；4—安装板；
5—气体发生器；6—固定罩板；7—安装孔

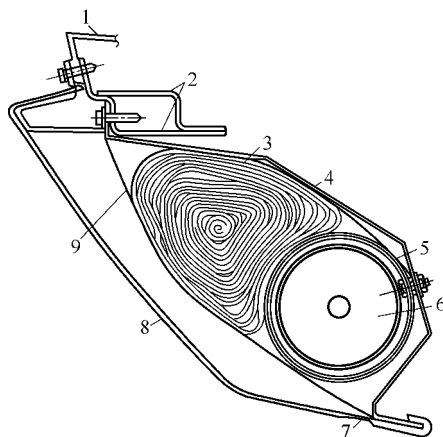


图 5-4 副驾驶员用气囊装置

1—仪表板支架；2—加强筋总成；3—气袋；
4—盖板；5—扩散器；6—气体发生器；
7—活动铰链；8—装饰罩；9—保护罩

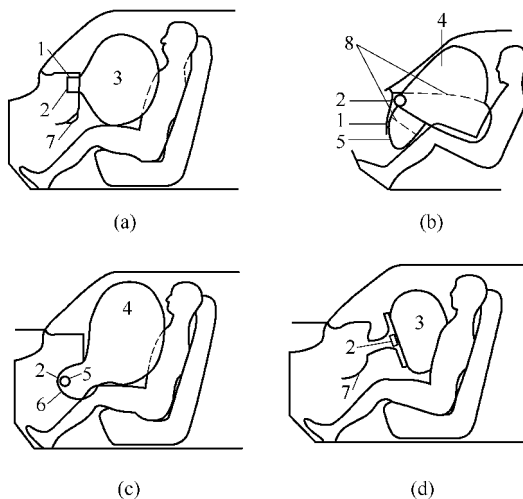


图 5-5 各类前碰撞乘员安全气囊

1—逻辑电路；2—气体发生器；3—气袋；4—上身气袋；
5—护膝气袋；6—气袋底板；7—护膝杆；8—拉线

事故过程中气囊工作过程如图 5-6 所示。

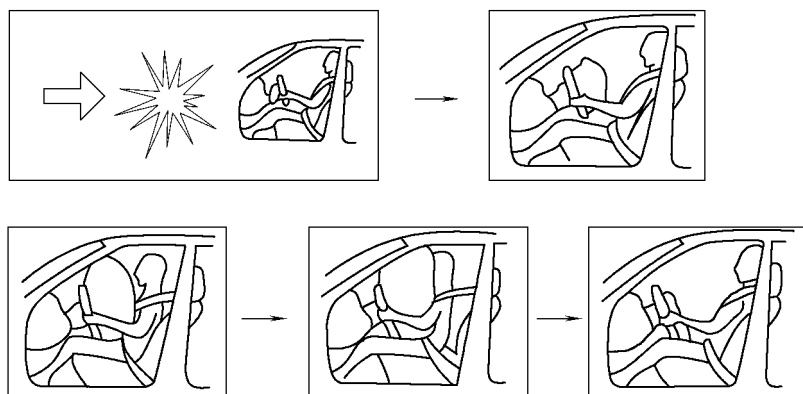


图 5-6 事故过程中气囊工作过程

发生碰撞→测出碰撞→点燃气体发生器→充气→气袋膨开→
气袋完全膨开→保护乘员→放气→结束

第二节 安全气囊碰撞传感器

碰撞传感器的功用是撞车时，向气囊系统发出信号，使该系统开始工作。安全气囊系统能否可靠地工作，碰撞传感器是第一个关键，同时碰撞传感器对安全气囊的成本高低也有很大影响。碰撞传感器从测出碰撞到接通电流只需 10 ~ 20ms 左右。碰撞传感器安装在前保险杠或前轮罩处，或在点火器一侧安装另一碰撞传感器以便传递碰撞信息。碰撞传感器有两种类型。

一、预知撞车传感器

预知撞车传感器就是预先感知碰撞的危险，并马上输出相应的行动信号，以便避免碰撞或展开约束来保护乘员免遭伤害的一种装置。

碰撞预感器有两个过程和两种功能。两个过程的第一步就是感知到碰撞的危险，发现了碰撞的目标；第二步就是据此发出指令来实施对策。两种功能在于实施的对策而有所区别。一种功能是避免碰撞；另一种功能是当碰撞已经不可避免时，只好采取减轻碰撞后果的措施。这两个功能的区别基于预感距离的长短。第一种功能的预感距离需要 10m 或 100m 的数量级，这样，在足够长的距离内，预感器就能够有时间发出指令，控制减速、制动和转向等动作，以便避开碰撞目标（此为主动安全的范畴）；而第二种功能的预感距离仅仅需要 1 ~ 3m。在这样短的距离内，采取措施避开碰撞目标是相当困难或者是根本不可能的，只能发出指令给气囊等约束系统，来获得保护乘员，减轻伤害的效果。但从实质上来讲，二者的基本原理还是一致的。碰撞预感器的这两个过程实际上代替了人的眼观察、脑判断、手脚采取相应措施的工作，是人的能力的发展。

1. 碰撞传感器的类型

（1）机械碰撞传感器

机械碰撞传感器只对短距离碰撞的预感有效。如探针式碰撞传感

器。碰撞传感器应对目标做出判断，以便预告即将到来的碰撞的严重程度。机械碰撞传感器的感应敏感程度取决于感应系统吸收能量的能力。即使是相当小的碰撞，也会使小尺寸碰撞传感器的探头遭受到相当严重的减速度。反之，要能够较好地判断碰撞的严重等级，就要有很大的结构尺寸，坚固的伸出部分，并且要能够伸缩。因此，这将是一个复杂的和高成本的装置。此外，这种碰撞传感器不可能具备预感器的第一个功能。因此机械式碰撞传感器应用范围较窄，只适于短距离、低速行驶的碰撞预感，倒车碰撞预感可采用这种碰撞传感器。

（2）报警传感器

电容式、电感式、磁场式的报警系统已经成功地用于其他方面的预警。然而，在瞄准、速度、尺寸以及目标性质区别方面，电容式和电感式传感器也要求有较大的结构。红外线辐射传感对环境会造成污染，并且利用温度辨别来感知碰撞目标也还存在很多问题。因此报警技术不适于碰撞的预告。

（3）光学瞄准系统

光学瞄准系统有可能对目标位置作有效的辨别，能聚焦在光学系统上来确定目标的尺寸，能够容易地测量接近速率。但是光学系统的致命弱点是不耐灰尘、雾和雪等，而正是在视认性差的气候下，容易发生撞车事故。因此，光学系统要应用于实际，还存在一些问题需要解决。

（4）超声波瞄准系统

超声波以空气为传播媒介，需要短波长和高分辨率系统，可避免产生噪声以及减少对环境噪声的灵敏性，但是大气稀薄限制了频率。因此，声学传感器最好的频率范围是 30 ~ 100kHz。大气稀薄对风和噪声的敏感也是个严重的问题。最后，声学系统的目标分辨能力较差。因此，超声波瞄准系统应用较少。

（5）雷达瞄准系统

雷达已广泛用于发现目标，特别是在航空和航海的应用中。频率、传播时间、相位、方向和反射雷达信号的偏振都能提供关于反射目标和它相对雷达系统运动的信息。对意义重大的方向性来说，天线

尺寸必须比雷达波长长，因此应采用 10GHz 和 10GHz 以上频率。该系统能确定位置和比例，但是目标的尺寸必须根据返回的信号大小做进一步的分析。然而，作为主要的分辨目标——汽车来说，通常能提供一个强的反射。因此，碰撞预感器大多数都使用雷达技术。

这种传感器可以在汽车实际撞车前预知撞车不可避免，以及撞车的严重程度，并向气囊发出信号。这类传感器用得最多的是利用电磁波的雷达传感器。对不可避免发生撞车的判断是利用安装在汽车前部的雷达，探明与障碍物的相对速度、相对距离及方位，从而进行判断。对撞车后损害的严重程度是利用反射强度的大小来判别的。但这种方法还存在一定问题，有的障碍物反射强度较大但撞车后损害反而较轻，有的则相反。另外，还有采用激光或者声波预知撞车的预知撞车传感器。这种方式的特点是可以延长气囊膨胀的时间，明显地减少膨胀时噪声，缺点是对障碍物种类的识别及鉴定有困难。

2. 雷达预感器的工作原理

由于全部系统工作仅有 25 ~ 35ms 的提前时间，因此感受距离就只需 1m。对于经常发生碰撞的行驶车速来说，减速和改变行驶方向已没有意义。因此，只需要以比最大碰撞速度大的接近速率发现汽车前方小区域中的危险目标即可。因此这基本的传感需要位置、速度（大于碰撞速度限值的接近速率）、物体的性质三个方面。

（1）位置分辨

简单地发现汽车前方的目标是很容易的事，只要将发送天线和接收天线分开布置，就可以辨别出目标的位置，见图 5-7。

日本丰田汽车公司已经开发了可以获得更近、更好的覆盖区的 4 天线系统。图 5-8 所示为 2 天线系统与 4 天线系统覆盖区域的比较。图 5-8（a）是 2 天线系统计算的感受区域，图 5-8（b）是

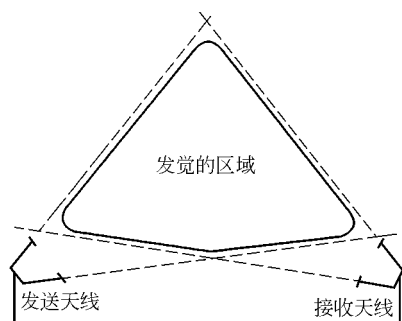


图 5-7 天线收发分置

4 天线系统计算的感受区域，可以看出 4 天线系统的覆盖区比 2 天线系统的要大。

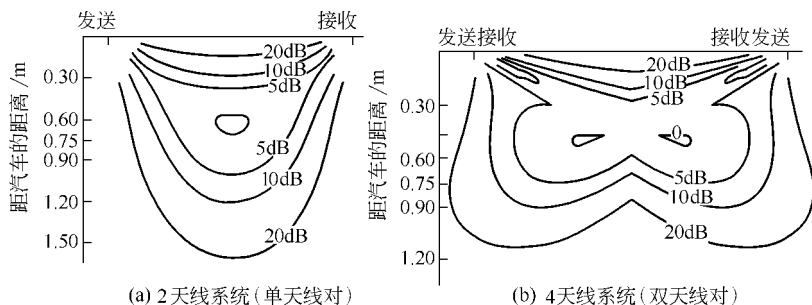


图 5-8 2 天线系统与 4 天线系统覆盖区域的比较

(2) 速度分辨

雷达传感器通常是多普勒系统。能发出不同频率的输出，其频率变化是与接近速率成比例的。多普勒输出以一个容易利用的频率： $19.3\text{Hz}/(\text{km} \cdot \text{h})$ 为一个 10GHz 系统。因此，能使用简单的音频分辨电路。

(3) 目标分辨

目标分辨是预感技术中最困难的课题。在原理上，可以从射程、相位、频率、传递时间、方向和反射微波信号的偏振来获得重要的信息，特别是检查时间间隔。然而，这需要精密且昂贵的系统来实现。因为汽车是良好的反射物，所以通常的处理办法是使用反射信号的射程来分辨目标。图 5-9 所示为典型的雷达碰撞预感器的结构。

二、检测冲击碰撞传感器

这种形式的碰撞传感器主要通过感知车身的变形及减速度，当减速度达到或超过设定值（如本田气囊系统为 12g 、 16km/h ）时即发出信号。这类传感器一般由检测冲击的敏感元件和故障诊断机构构成。

检测冲击传感器按功能可以分为两类。一种为碰撞传感器，负责检测碰撞的烈度，看是否需要发出起爆信号。另一种为安全传感器（又称为触发传感器），其闭合的减速度要稍小一些，起保险作用，

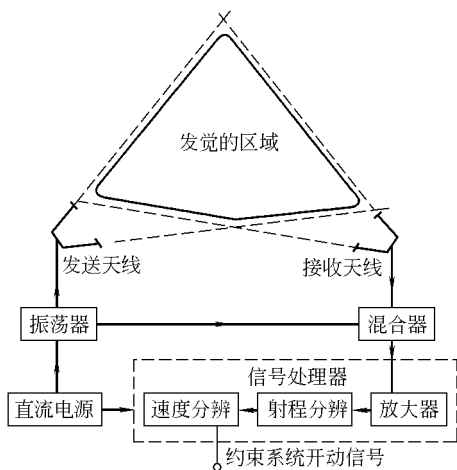


图 5-9 减轻碰撞传感器的结构

防止因碰撞传感器短路而造成错误动作。

对碰撞传感器的要求是：

- ①随着撞车速度的加快，动作时间也要加快；
- ②对不必使用气囊的低速撞车、侧面撞车、追尾撞车，敏感元件不动作；
- ③对非撞车产生的振动（坏路、爬路缘石、跳跃、槌打）不动作。

此外，碰撞传感器中敏感元件可利用接点间的距离、弹簧的特性等，使之具有加速度传感器的特性或检测撞车前

后速度差的速度传感器的特性。可是，实际的撞车有各种形态，因此必须进行撞车分析模拟和各种撞车试验，以使碰撞传感器与实车匹配。

检测冲击传感器按结构可分为全机械式、机电式和电子式三种形式。

1. 全机械式碰撞传感器

图 5-10 是一种全机械式碰撞传感器的结构，由感应块 1、撞针 2、偏置弹簧 3、D 轴 4、顶盖 5 等构件组成。图 5-10 所示为不工作状态。当汽车碰撞速度高于某一特定车速（称为 TBD 车速，其大小取决于汽车的特性）或汽车碰撞减速度达到某一设定值时，感应块 1 在惯性力的作用下向右移动，推动 D 轴 4 克服偏置弹簧的弹簧力的作用而顺时针旋转，使 D 轴的凸起脱

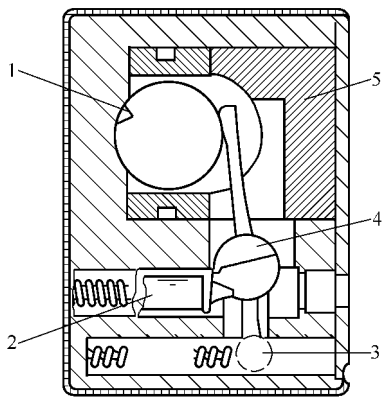


图 5-10 全机械式碰撞传感器

- 1—感应块；2—撞针；3—偏置弹簧；
4—D 轴；5—顶盖

离对撞针 2 的约束，撞针在弹簧力的作用下高速向右移动撞击点火雷管而使气囊作用。

图 5-11 为全机械式碰撞传感器设计过程框图。从图中可以看出，碰撞传感器的性能主要取决于敏感球的质量、位移、碰撞减速度、传感器机构杠杆比、系统阻尼等，通过改变这些参数，可设计出满足各种车型要求的气囊碰撞传感器。

图 5-12 给出了实车碰撞减速度（g）波形与碰撞传感器动作的对

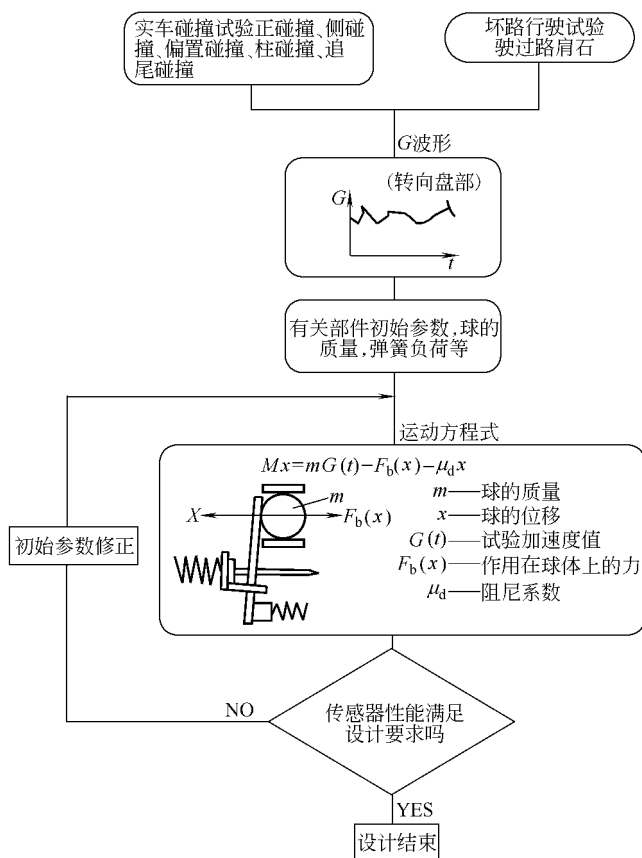


图 5-11 全机械式气囊碰撞传感器设计过程框图

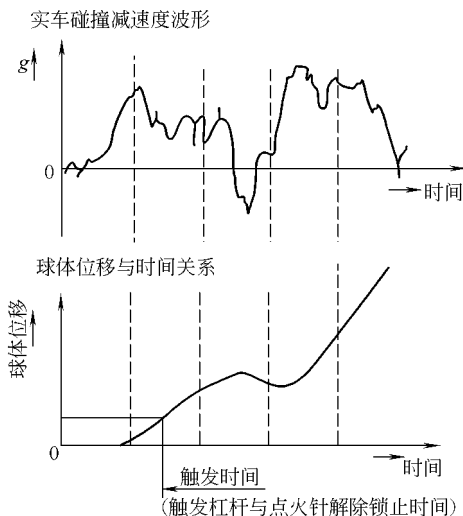


图 5-12 实车碰撞 g 波形与碰撞传感器球体动作关系

应关系。当碰撞减速度接近第一个峰值时，点火针已经脱离触发杠杆射出，气囊点火。

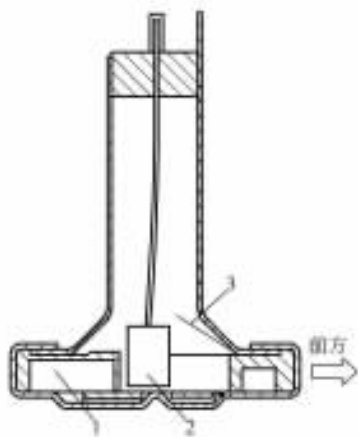


图 5-13 机电式碰撞传感器
1—磁铁；2—方块（移动接点）；
3—固定接点

2. 机电式碰撞传感器

机电式碰撞传感器是利用机械构件的重力、弹性能等来检测汽车碰撞程度，利用电子电路对气体发生器发出起爆指令。机电式碰撞传感器形式很多种。

图 5-13 所示机电式碰撞传感器由磁铁或弹簧 1、方块 2、固定接点 3 等组成。作为移动接点的方块 2 用弹簧或磁铁 1 拉住，使线路断开。当冲击减速度超过弹簧拉力或磁力时，方块 2 脱出，与固定接点 3 接触，使线路接通发出信号。这种碰撞传感器的特点是构造简单，动作可靠，缺点是

动作滞后，有一定的限制。图 5-14 所示 Breed 式碰撞传感器与图 5-15 所示 Techner 式碰撞传感器工作原理与此相似。

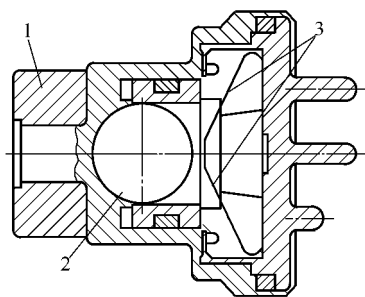


图 5-14 Breed 式碰撞传感器

1—磁铁；2—感应块；3—触点

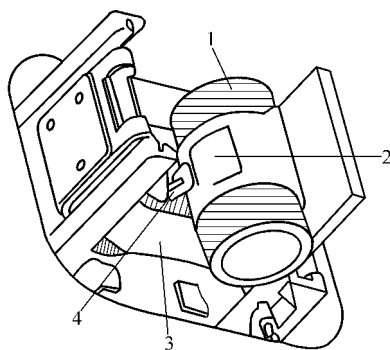


图 5-15 Techner 式碰撞传感器

1—滚轮；2—动触点；
3—卷簧；4—定触点

图 5-16 为偏心外向锤式机电碰撞传感器。其工作原理如下：汽车正常行驶时，扭力弹簧 2 将偏心锤 3、动触头 6、12、14 定在止点位置，传感器没有触发信号给中央控制器。当汽车碰撞时，减速度力克服弹簧的扭力而使偏心锤产生运动，带动触桥 5 转动，使动、静触

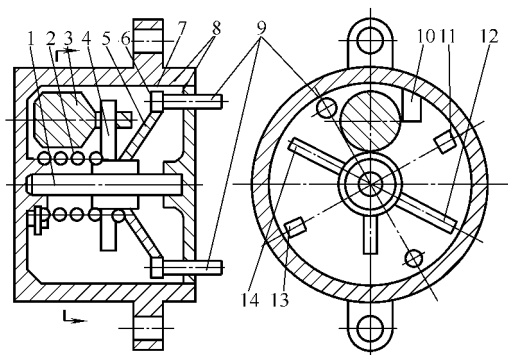


图 5-16 偏心外向锤式机电碰撞传感器

1—心轴；2—扭力弹簧；3—偏心锤；4—转盘；5—触桥；6、12、14—
动触头；7、11、13—静触头；8—外壳；9—插头；10—止位块

头接合。此时，传感器向中央控制器发出“接通”的信号，同时安全传感器也接通，CPU 发出引爆信号。

图 5-17、图 5-18 为另外两种机电式碰撞传感器。

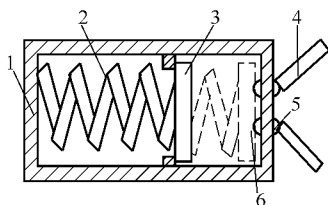


图 5-17 触发式开头

1—外壳；2—弹簧；3—圆盘（静止时）；
4—引线；5—电触点；6—圆盘（冲击时）

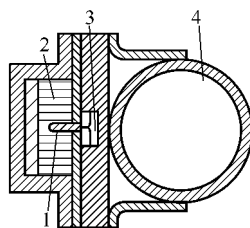


图 5-18 侧撞式开头

1—探测元件；2—能量吸收元件；
3—冲击力接收元件；4—管状门梁

3. 电子式碰撞传感器

电子式碰撞传感器对汽车的正向加速度值进行连续测量并将测量结果输送给中央处理器，由中央处理器决定是否及何时使气囊工作。

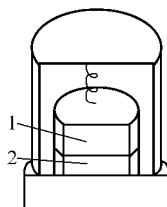


图 5-19 压电式电子碰撞传感器

1—惯性块；2—压电晶体

电子式传感器有多种形式，图 5-19 所示为压电式电子碰撞传感器，由惯性块 1 和压电晶体 2 组成。当传感器受到冲击时，质量块的惯性力作用在压电晶体上，压电晶体在力的作用下产生电荷，将电荷进行处理就可以得到电压信号，通过测量传感器的输出电荷就能测量传感器所承受的加速度。

图 5-20 所示为一种电阻式电子碰撞传感器结构示意图。在发生碰撞时，质量块 1 的惯性力使三角形板簧弯曲，贴在板簧 2 上的应变片 4 的电阻发生变化，根据这一变化量就能测量作用在传感器上的加速度。这种传感器对温度很敏感，测量时会因通过电流而发热，所以将其浸泡在油中（如图 5-21 所示）。另外，浸泡在油中也能增加传感器的阻尼，提高传感器的高频测量范围。

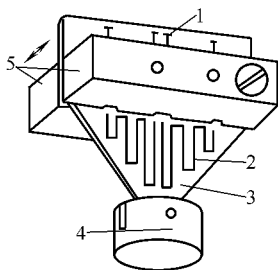


图 5-20 电阻式电子碰撞传感器（一）

1—质量块；2—板簧；3—基座；
4—应变片；5—绝缘层

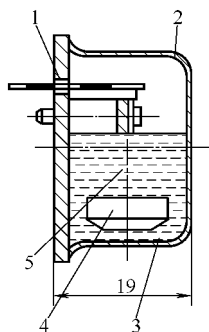


图 5-21 电阻式电子碰撞传感器（二）

1—导线；2—金属盖；3—阻尼油；
4—惯性块；5—电阻应变计

图 5-22 所示为悬臂梁式电子碰撞传感器。其主要由一根悬臂来感知汽车碰撞程度，悬臂两面贴着半导体应变片组成桥式电路。当汽车碰撞时，悬臂梁在减速度的作用下发生弯曲而使半导体应变片变形，造成应变片电阻值的变化而使检测电路中的输出电压变化。碰撞减速度越大，输出的电压越大。当电压达到某一限值时对气体发生器发出起爆指令。

图 5-23 所示为磁电式电子碰撞传感器。它由外壳（非磁性材料）2、质量块（非磁性材料）8、连接在惯性体上的软铁 3、支持和调节

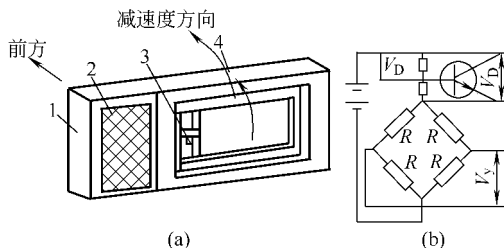


图 5-22 悬臂梁式电子碰撞传感器

1—传感器架；2—动态应变仪；
3—半导体应变片；4—悬臂架

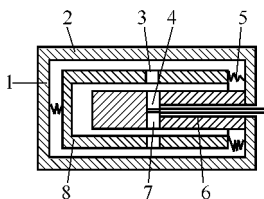


图 5-23 磁电式电子碰撞传感器

- 1—弹簧 1；2—外壳；3—软铁；
4—磁铁；5—弹簧 2；6—引线；
7—线圈；8—质量块

位移幅值的弹簧 1 和 5、安装在与外壳连接的凸柱内的永久磁铁 4、绕制在软铁上的线圈 7 及引线 6 组成。当传感器受到一加速度 a 时，质量块 8 产生一反向加速度，导致通过线圈 7 的磁通量发生变化，在线圈 7 及引线 6 两端产生钟形脉冲信号，如图 5-24 所示。图 5-24 (a) 为冲击加速度曲线，图 5-24 (b) 为感应电动势的变化曲线。当调整弹簧 1 和 5 的刚度时，可改变加速度信号的宽度。

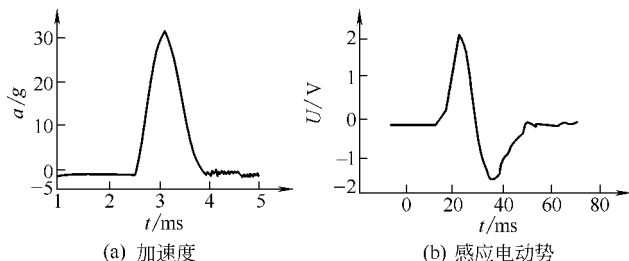


图 5-24 加速度和感应电动势曲线

图 5-25 为变极式差动工作电容传感器。该传感器在一个 9mm^2 集成了加速度传感器和它的模拟处理电路的芯片里，其中加速度传感器本身需要 1mm^2 。加速度传感器在芯片上悬挂一个可动部分，并通过 4 个弯曲梁 1 与芯片固定，弯曲梁长 $200\mu\text{m}$ ，宽 $2\mu\text{m}$ ，它被置于一叉指形状的单元结构槽内，叉指结构的中间部分即为加速度传感器的可动部分 2，该部分质量小于 $0.1\mu\text{g}$ 。在一个完整的汽车气囊加速度传感器系统

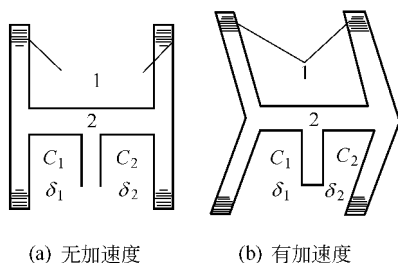


图 5-25 变极式差动工作电容传感器

- 1—弯曲梁；2—可动中间部分

中，由 42 个这样的叉指型结构组合，形成了由 C_1 和 C_2 组成的变极式差动工作电容传感器。

基本原理如下。

汽车中气囊加速度传感器的工作原理实质为一变极距差动工作电容。当没有加速度即汽车无外力碰撞时，电容 $C_1 = C_2$ ，中间间隙 $\delta_1 = \delta_2$ ，当有外力碰撞时会有加速度产生，叉指型结构中间可动部分偏离中间位置，电容 $C_1 \neq C_2$ ，间隙 $\delta_1 \neq \delta_2$ ，根据电容差动工作原理有

$$C_1 = C \left[1 + \frac{\Delta\delta}{\delta} + \left(\frac{\Delta\delta}{\delta} \right)^2 + \left(\frac{\Delta\delta}{\delta} \right)^3 + A \right]$$

$$C_2 = C \left[1 - \frac{\Delta\delta}{\delta} + \left(\frac{\Delta\delta}{\delta} \right)^2 - \left(\frac{\Delta\delta}{\delta} \right)^3 + A \right]$$

当汽车受外力碰撞后差动工作电容输出为

$$\Delta C = C_1 - C_2 = 2C \left[\frac{\Delta\delta}{\delta} + \left(\frac{\Delta\delta}{\delta} \right)^3 + \left(\frac{\Delta\delta}{\delta} \right)^5 + A \right]$$

由上式可见，在 ΔC 的测量中由于去掉了偶次项保留奇次项，所以在零点附近线性更好，且灵敏度也提高了一倍。控制仪表内的微控制器可以对 ΔC 进行监测，并结合可动部分的质量和弯曲梁的弹性系数，计算出作用于传感器上的加速度，根据这一值，微控制器将做出是否执行弹出气囊和气体发生器是否动作的判断，并对执行机构发出相应指令。

另外还有各种类型的光学加速度计，利用了弹簧块并配有各种光学系统用于感受运动。其中之一是将弹簧块安装在一个灯源和一个光检测仪射线之间，弹簧块的投影即落在检测元件上，检测仪可以是 ASIC 电路的一部分，加速度计与 ASIC 集成在一起。另外一种方法是利用弹簧块通过干涉光束或使用镜子，调制来自光纤电缆的光信号，这可以通过光纤电缆来保证远程加速度计与调制电路的

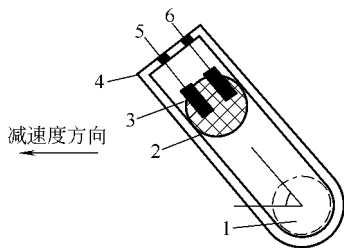


图 5-26 安全传感器

- 1—水银（正常位置）；2—水银（碰撞位置）；3—触头；4—外壳；
5—接电源；6—接电雷管

连接，这里加速度计无需电源供电。

4. 安全传感器

安全传感器是用来防止系统在非碰撞状态由于碰撞传感器短路发生错误动作而设置的。图 5-26 是安全传感器的一个实例。该安全传感器装在中央处理器内，是一个水银常开开关。当发生碰撞时，足够的减速度将水银抛上，接通雷管电路。

第三节 安全气囊气体发生器

汽车防撞气囊的有效作用是依靠该系统中的气体发生剂燃烧所产生的气体产物作为其动力源的。整个作用过程为汽车在外界碰撞信号的作用下，产生一脉冲点火源，使气体发生剂在瞬间点火燃烧，产生气固两相燃烧产物，该气固产物流经一层复合过滤冷却层，将固相产物留在过滤层或燃烧室，而被冷却的气体产物充入气囊，使气囊在瞬间膨胀，在人体和方向盘或车体的其他部位中间产生气垫从而保护人体的安全。可通过热分析、测量燃烧温度、测量其燃烧压力上升规律等多种方法对气体发生剂的燃烧特性进行各自角度的研究，这些研究有助于人们认识气体发生剂的燃烧特性。

一、气体发生器的类型

气体发生器的功用是发生气体，并供气袋充气。气体发生器有如下几种类型。

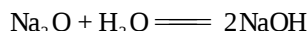
1. 气体式气体发生器

这种方式是将氮、氩等惰性气体压缩到 15MPa 以上的高压，把它在瞬间打开，以使气囊膨胀。压力容器的开口部分用封板密封，碰撞传感器动作时封板必须开封，采用这种手段时一般是用电气雷管来破坏封板。这种形式的优点是：①由于只考虑气体的物理变化，设计比较容易；②由于不伴随化学反应，性能比较稳定。其缺点是：①由于是绝热膨胀，气体温度极低，比容积很小；②由于气体喷出速度达

到音速，气囊的展开力过强，容易损坏，所以必须对展开速度加以控制。

2. 固体式气体发生器

这种方式是使火药等固体的气体发生剂燃烧，利用它的燃气将气囊胀开。主要气体发生剂是片状的叠氮化钠 [火箭燃料 NaN_3 及 FeO_2 (或 CuO_2) 等组成]，其装量决定了气体发生器密封筒的最高输出压力。点火后发生如下反应



将气体发生剂制成片剂除了是由于这种工艺比较成熟外，另一个原因是便于通过改变片剂厚度来调节气体发生器特性。由于产生的燃气达到 1000℃ 以上的高温，必须设置冷却层以降低气体温度。此外，在气体发生剂燃烧后产生固体残渣时，还必须有过滤层。图 5-27 是固体式气体发生器的构造。其由三层构成：最内层是装有火药的燃烧室，中间层是冷却层，最外层是过滤层。这种固体式气体发生器体积较小，在车上容易安装，特别适合作为装入转向盘的驾驶员座位用的气体发生器。图 5-28 为固体式气体发生器展开图，图 5-29 是副驾驶座气体发生器。

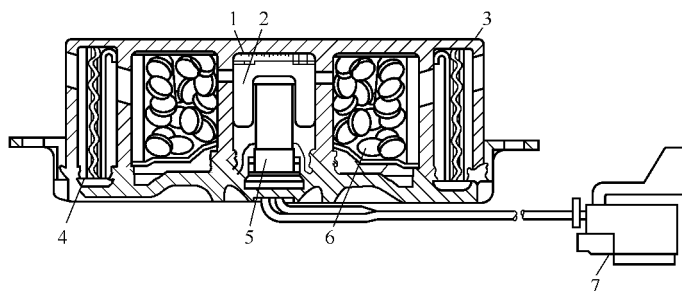


图 5-27 固体式气体发生器

1—点火系统；2—自动点充剂；3—充气器壳；4—过滤系统；

5—引发器；6—气体发生剂；7—中央控制器

这种气体发生器点火爆炸后有异味产生。另外，汽车报废后，气

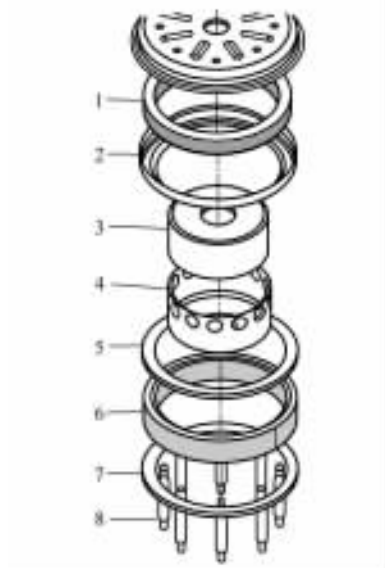


图 5-28 驾驶员气囊气体发生器展开图

- 1—混丝过滤器；2—过滤器气体挡板；
3—燃烧罐；4—燃烧杯；5—上密封垫；
6—终滤器；7—下密封垫；8—铆钉

体发生器是一个危险源， NaN_3 有毒，易造成环境污染。该种气体发生器体积大，气体转化率为 40% 左右。

目前正在研制新型的燃料，使气体转化率达到 60% ~ 98%，且对人体无毒，对环境无害，利于回收。另外，由于其气体转化率高，因而尺寸小，易于布置。

3. 混合式气体发生器

将气体式气体发生器和固体式气体发生器组合在一起，其方法是在破坏高压容器封板的同时，使少量火药燃烧产生气体，同时起到防止气体式发生器由于气体绝热膨胀而使比容降低的弊病。此外，也可能做成根据撞车的激烈程度增减气体发生量的双重系统，以得到良好的气体发生性能。与气体式相比，

体积小重量轻，但构成零部件较多，必须确保其可靠性。另外，还有采用 H_2 和 KClO_4 进行加热的装置。

图 5-30 是混合式气体发生器的结构图。当汽车碰撞时，SRS 中央处理器使点火器通电发热点燃雷管，雷管完成两件事情，即刺穿容器，同时加热逃逸的气体。图 5-31 为双头点火的混合式气体发生器。

4. 吸入空气式气体发生器

这种方式是利用从气体发生器出来的高速气流产生的真空度，使用单向阀，将车室内的空气吸入气囊。气体式、固体式、混合式气体发生器都可采用。这种方式的优点是：①气体发生器可做得较小；②气囊展开时的声音和车室内压的上升较小。其缺点是由于气囊内压

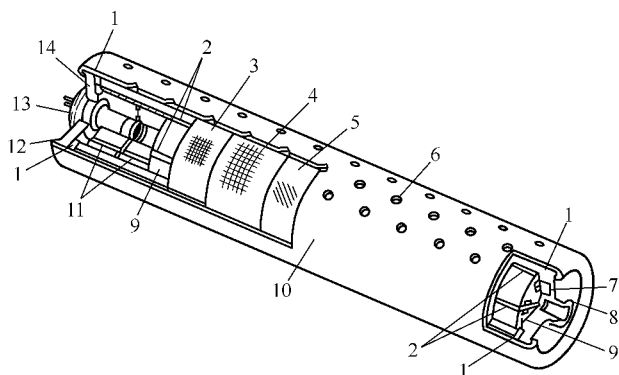


图 5-29 副驾驶座气囊气体发生器结构

1—密封垫；2—震荡管；3—过滤器；4—成型过滤器；5—爆炸片；
6—气体排出喷嘴；7—自点火火药；8—密封端塞；9—主气发生器；
10—壳体；11—轴气发生器；12—旋塞；13—起爆药；14—端封

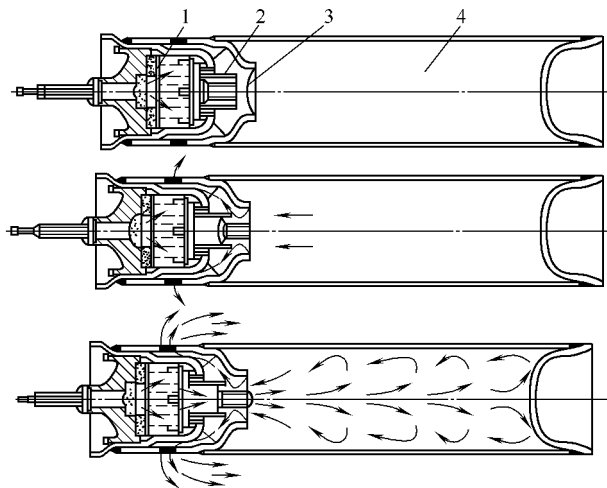


图 5-30 混合式气体发生器充气过程

1—点火器；2—活塞；3—膜片；4—压缩气体室

较低，特别在高速撞车时乘员保护性能较差。

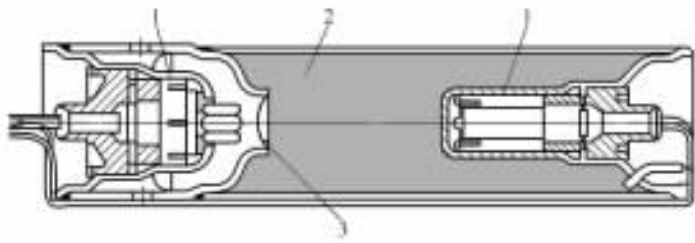


图 5-31 双头点火的混合式气体发生器

1—产气药；2—氩-氢混合气体；3—膜片

二、气体发生剂

气体发生剂是指燃烧后产生气体的各种物质，属于固体推进剂的一个种类，它一般由燃料、氧化剂、燃速调节剂、抗爆剂等添加剂组成。

汽车安全气囊用气体发生剂一般具有以下特点：①燃烧温度低，一般要低至 1500℃ 以下，以防烧伤乘员；②燃气“清洁”，少烟，低腐蚀，有毒组分一般要求小于 600×10^{-6} (V/V)；③产气量大，即单位质量推进剂燃烧后产生气体的体积大，从而燃气的做功能力大，有利于减轻结构重量；④燃烧速度快，如果燃烧速度慢则不足以使气袋瞬时膨胀，一般燃速要求大于 30mm/s；⑤相对低的燃烧速度压力指数，一般小于 0.6，从而降低了相应的气囊膨胀器器件的冲击可塑性。

（一）叠氮化钠气体发生剂

目前，用于汽车安全气囊的气体发生剂主要是含有叠氮化钠 NaN_3 的气体发生剂，其基本组成为叠氮化钠、氧化剂和黏合剂。氧化剂主要有氧化铁、氧化铜等金属氧化物及硝酸钾、硝酸钠、硝酸铯、高氯酸钾、高锰酸钾等盐类。黏合剂主要有二氧化硅、膨润土、高岭土以及有机高分子等。叠氮化钠气体发生剂具有燃烧温度低，燃烧速度快，燃烧后气体中含有大量的无毒的 N_2 等优点。

1. 叠氮化钠气体发生剂 p-t 曲线

图 5-32 分别为 91.7kg/m^3 、 125kg/m^3 、 158kg/m^3 三种不同的装

5. 氧平衡对叠氮化钠气体发生剂性能的影响

对几种不同氧平衡的配方进行试验, 结果见表 5-1。

表 5-1 氧平衡的影响

氧平衡/ $\text{g} \cdot \text{g}^{-1}$	+0.0881	+0.0909	+0.0444
$p_{\max}/\text{MPa}$	10.24	6.40	12.40
$t_{\max}/\text{ms}$	17.48	11.80	7.32
t_{+}/ms	>25.5	55.80	39.12
$(dp/dt)_{\max}$	0.593	0.504	1.699

试验结果表明, 配方愈接近零氧平衡, 所达到的最大压力愈高, 所需时间愈短, 因而其压力上升速度就愈快。由此可见, 在配方设计中, 应尽可能考虑零氧平衡的配方。

6. 第二氧化剂对叠氮化钠气体发生剂性能的影响

叠氮化钠 NaN_3 和氧化铁 Fe_2O_3 反应具有产气量大、燃烧放热少等优点, 但仅这两种物质组成的气体发生剂点火困难、燃速较低。因此, 常加入第二氧化剂以改善点火和燃烧性能。

第二氧化剂选用 NaNO_3 或 KClO_4 或 KMnO_4 , 其含量分别取 1%、3% 和 5% 三种水平。黏合剂选取二氧化硅或膨润土或高岭土, 选用三因素三水平的正交表进行试验。试验结果如下:

(1) 第二氧化剂为 KMnO_4 时的药剂的燃烧时间要比 NaNO_3 和 KClO_4 长, 而 NaNO_3 和 KClO_4 相差不大;

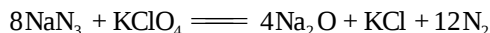
(2) 第二氧化剂的含量越高, 药剂的燃烧时间越短;

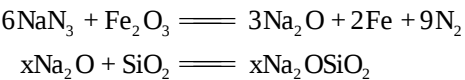
(3) 高岭土优于膨润土, 膨润土优于二氧化硅;

(4) 第二氧化剂含量对燃烧时间的影响最大, 第二氧化剂的种类次之, 附加物种类影响最小。

7. 叠氮化钠气体发生剂的热反应动力学特性

选择叠氮化钠为还原剂, 高氯酸钾为氧化剂以及三氧化二铁为高温高压催化剂, 以二氧化硅作为碱性吸收剂和固体残渣吸附剂组成气体发生剂。其化学反应式为





叠氮化钠气体发生剂的热反应动力学特性试验结果如下。

(1) 该叠氮化钠气体发生剂的化学反应分两步吸热、两步放热进行。

首先是 KClO_4 的吸热分解反应。由表 5-2 可见对吸热峰而言，不同含量的 KClO_4 ，两个吸热峰分别在 300 和 384 左右，其吸收热量随着 KClO_4 含量的减少而降低，起始分解温度和峰值温度，纯 KClO_4 比混合物高 5~6， KClO_4 含量对峰温的影响很小。因此，吸热峰的特征主要为 KClO_4 分解反应所致。

表 5-2 KClO_4 及其混合体系分析结果

KClO_4 /%	第一峰温/			第二峰温/		
	起始温度	峰温	吸热量 / $\text{J} \cdot \text{g}^{-1}$	起始温度	峰温	吸热量 / $\text{J} \cdot \text{g}^{-1}$
100	302.04	305.35	102.91	—	—	—
35	297.82	299.36	34.25	380.19	383.85	122.39
27	298.31	299.67	28.94	380.82	384.69	91.60

其次是与叠氮化钠的放热反应。对于放热峰而言，在加热速率为 10 /min 时，呈现多峰情况，因此分析较为复杂。经整理，将一些小的放热峰归纳起来形成两个大的放热峰进行研究。表 5-3 为 NaN_3 含量的变化对放热峰的影响。由表 5-3 可见， NaN_3 中加入其他氧化性物质，提高了反应体系的放热量，显著降低了反应活化能，因而有利于氧化还原体系的化学反应。

表 5-3 NaN_3 及其混合体系分析结果

NaN_3 /%	第一峰温/				第二峰温/			
	起始温度	峰温	放热量 / $\text{J} \cdot \text{g}^{-1}$	$E_a/\text{kJ} \cdot \text{mol}^{-1}$	起始温度	峰温	放热量 / $\text{J} \cdot \text{g}^{-1}$	$E_a/\text{kJ} \cdot \text{mol}^{-1}$
100	409.32	410.44	- 555.32	14083	—	—	—	
66	442.00	450.15	- 718.76	485	472.38	474.22	- 1379.98	2775

62	423.03	439.92	- 1297.17	455	467.43	475.23	- 1069.88	1690
----	--------	--------	-----------	-----	--------	--------	-----------	------

因此，具有较低分解温度的 KClO_4 的加入，有利于该体系的点火，其他物质的加入有利于降低 KClO_4 的分解温度。

(2) 体系中 Fe_2O_3 的加入提高第一步放热反应的能力，显著降低了第一步放热反应的活化能，但其放热量也随之有所减少，峰温后移，对第二反应峰的化学动力学参数影响较为复杂，这与混合体系的多种成分作用有关，总体来看对第二步放热反应的影响不明显。

(3) 体系中 SiO_2 的加入能显著降低反应体系的放热量，尤其是加入的量过大时，放热量减少很多，这有利于生成温度较低的生成物（气体），因而从热化学角度证实了 SiO_2 有降温作用。 SiO_2 的加入有利于第一峰化学反应，其活化能随着 SiO_2 的加入有所减小，对于第二峰的化学反应， SiO_2 的加入，活化能增加，不利于反应的进行，其含量的变化对化学反应活化能的变化没有明显的规律。

(4) 环境条件对体系的化学反应有影响。由表 5-4 可见，同一试样在不同的升温速率下，环境条件对混合物体系的化学动力学参数影响显著。升温速率增大，其吸热分解所需的热量增加，峰值温度后移，有利于体系反应，其活化能显著减小。对于放热的化学反应亦有相同的规律，随着升温速率增加，放热化学反应的放热峰值温度后移，放热量增加，放热反应的活化能减小。升温速率的增加本质上是外界热流量的增加。

表 5-4 不同升温速率对混合物体系化学动力学参数的影响

试样	升温速率 / $^{\circ}\text{C} \cdot \text{min}^{-1}$	起始温度 /	峰温 /	放热量 / $\text{J} \cdot \text{g}^{-1}$	E_a / $\text{kJ} \cdot \text{mol}^{-1}$
试样 1	10	410.7	420.8	- 233.19	614
	200	502.33	530.79	- 1264.92	462.65
试样 2	10	423.03	439.93	1182.01	455.5
	200	498.07	525.30	3034.52	255.22

由此可见，点火强度对含叠氮化钠的混合组分的化学反应有一定的影响。

叠氮化物气体发生剂存在着下述几个问题：①由于有因分解或燃烧而引起火灾的危险，在制造时（与氧化剂混合时，将制剂制成粒状时等）存在引起火灾的隐患，所以必须实行严格的安全管理；②分解时生成 Na，Na 与水反应产生 H_2 ，容易起火，还会产生有毒烟雾，因此处理上非常困难；③由于与氧化剂反应，产生 Na_2O 及其诱导物（如 NaOH）等有毒成分，制造时处理必须十分注意；④用作气体发生剂的粗制叠氮化钠有吸湿性，吸湿后燃烧性能降低，因此必须有防止吸湿的对策；⑤由于有毒性、危险性高的物质，因而需要有为确保安全而进行的设备投资；⑥叠氮化钠燃烧或分解所产生的气体由于氮浓度很高，有毒气体浓度非常低，因而在实用上没有问题，但人们仍然希望有毒成分的浓度降得更低。

鉴于叠氮化钠的这些问题，近十几年来，世界上各大气体发生器生产公司和研究机构纷纷研究各种非叠氮化物气体发生剂。

（二）含氮化合物气体发生剂

含氮化合物是指只要是在分子中有氮原子的有机化合物，包括氨基有机化合物、含硝胺有机化合物、含亚硝胺有机化合物等。对于氨基有机化合物包括偶氮二羧基酰胺、尿素、缩二脲、二氰基二酰胺、酰肼类（例如乙酰肼、1,2-双乙酰肼、十二酸酰肼、水杨酸酰肼、硝酸酰肼、碳酰肼、藻酸酰肼、癸二酸酰肼、十二烷酰肼、异苯二酸酰肼、甲基卡巴肼、半卡巴氮、甲酰肼、1,2-二甲酰肼基）等。含硝胺的化合物包括二硝基五亚甲基四胺、三亚甲基三硝基胺（RDX）、四亚甲基四硝基胺（HMX）等作为置换基的有一个至多个硝胺的脂肪族化合物及脂环式化合物。含亚硝胺的有机化合物包括二亚硝基五亚甲基四环素（DPT）等作为置换基的有一个至多个亚硝基的脂肪族化合物及脂环式化合物，如偶氮碳酰胺。此种气体发生剂氧化剂曾选用 $KMnO_4$ 、 MnO_2 、 $BaCrO_4$ 、 BaO_2 等，但使用 MnO_2 、 $KMnO_4$ 等氧化剂时冲击着火性、燃烧速度不能满足要求，而使用 $BaCrO_4$ 、 BaO_2 等氧化剂时气体中会生成有毒成分，且形成的残渣多。美国曾公布一种用氧络卤酸盐作为氧化剂并与含氮化合物配合使用的气体发生剂。氧络卤酸盐包括卤酸盐、过卤酸盐及其碱金属盐。碱金属卤酸盐可以举出

例如 KClO_3 、 NaClO_3 、 KBrO_3 、 NaBrO_3 等，而碱金属的过卤酸盐有 KClO_4 、 NaClO_4 、 KBrO_4 、 NaBrO_4 等。当改变含氮化合物与氧络卤酸盐的配合比例时，就能任意调整燃烧速度、燃烧温度、燃烧气体的组成等。此种氮化物气体发生剂具有冲击着火性好，燃烧温度低等优点，并且其燃烧速度及气体发生量也适合于安全气囊中。

(三) 非氮化物气体发生剂

此种气体发生剂的燃料不含氮化物，该类燃料包括各种含氮有机燃料如胍及胍的衍生物或唑类。胍及胍的衍生物主要包括硝酸胍、硝酸氨基胍、硝酸三氨基胍、硝基胍、氰基胍、三氮杂酮、硝基三氮杂酮等，其氧化剂一般选用 NH_4NO_3 及 NH_4ClO_4 。由于胍的衍生物含氮量高，含碳量低，化学稳定性好，燃烧速度快，产物中有毒气体 CO 含量低，被广泛应用于气体发生剂中。而使用 NH_4NO_3 氧化剂的优点是能降低烟雾，提高产气效率，但作为气体发生剂，只使用单一氧化剂会使气体发生剂存在相对低的燃烧速度、相对高的燃烧速度压力指数和相对高的吸湿性等缺点，因此常需要添加一种或多种添加剂（例如选用高能燃料成分或者加入助氧化剂，如 NH_4ClO_4 和 KClO_4 ），这可不同程度地提高含 NH_4NO_3 组合物的燃烧速度，但高能添加剂总体上均不能明显降低燃烧速度压力指数，而加入助氧化剂时，其流出气体可能具有毒性（如 HCl 气体），并难以从相应的膨胀器器件的气流中滤去某些不合需求的副产品（如碱金属氯化物），且 NH_4NO_3 在 32 存在相转变，即其晶体结构通常会发生各种变化，这种结构变化通常涉及固体材料的膨胀和缩小。即使相对小的这种变化也会对相应的造气材料产生强烈的影响，从而会对造气材料的燃烧速度产生强烈影响。因此，人们广泛使用相稳定的 NH_4NO_3 做氧化剂，即在 NH_4NO_3 中加入一种相稳定剂。实验表明，当含有大量硝酸铵合金属时，不仅能稳定硝酸铵通常发生的相变，还有助于提高燃烧速度并降低燃烧速度压力指数。此种非氮化物气体发生剂与氮化物气体发生剂相比，具有更高的单位体积气体产量，并具有所需的高燃烧速度以及低压力依赖性。

美国汽车系统实验室公司曾研制过另一种非氮化物气体发生剂，

由非氮化物燃料、氧化剂及其他添加剂组成。此气体发生剂燃料优先选自使燃料的氮含量最大和调节其碳和氢含量至中等数值的化合物，这种燃料通常选自吡咯化合物，尤其是四唑化合物，例如氨基四唑、四唑、5-硝基四唑、5-硝基氨基四唑、联四唑和三唑化合物，其氧化剂选自碱金属或碱土金属的无机硝酸盐、氯酸盐或高氯酸盐。与常规的基于叠氮化物的气体发生剂相比较，大多数非叠氮化物气体发生剂组合通常提供较高的气体收率（每克气体发生剂的气体摩尔数）。但目前，已知和使用的非叠氮化物气体发生剂在燃烧时都会产生不可接受的高含量的毒性物质，最难以控制的毒性气体是各种氮氧化物（ NO_x ）和 CO 。这主要是非叠氮化物气体发生剂的相对高的燃烧温度引起的。另外，较高的燃烧温度也使其难以形成易于聚结成熔渣的固体燃烧颗粒。为克服此缺点，有人提出在气体组合物中加入一种催化剂，催化剂包括四唑、联四唑或三唑的碱金属盐、碱土金属盐、过渡金属盐或过渡金属氧化物，直接与气体组合物混合的催化剂促进 CO 和 NO_x 向 CO_2 和 N_2 转化。更具体地说，以四唑、联四唑或三唑的盐的形式或以过渡金属氧化物形式存在的金属催化两个反应。例如典型主反应 $2\text{CO} + 2\text{NO} \longrightarrow 2\text{CO}_2 + \text{N}_2$ 。内在催化剂促进了如下的次分解反应 $2\text{NO} \longrightarrow \text{N}_2 + \text{O}_2$ 。另外，还可以加入一种熔渣形成剂使气体发生剂的燃烧产物易于形成熔渣。

还有人提出用单基或双基药作为产气物质，应用于安全气囊中，但它仍然存在着气体产物毒性大的缺点（产物中有 CO 、 NH_3 、 HCN 、 NO_x 、 HCl 等），此外其热稳定性差，也不适合用于安全气囊中。

南京理工大学也曾研制过几种非叠氮化物气体发生剂，如 PAK 气体发生剂。PAK 气体发生剂主要成分为 PAK（分子式为 $\text{C}_9\text{H}_8\text{N}_9\text{O}_{10}$ ，混合相对分子质量为 441，生成焓 1042.2kJ/mol ，含氮量 28.6%）和各种混合氧化剂。混合氧化剂由硝酸盐和金属氧化物组成，其优点是燃烧速度快，燃烧温度低，产气量适中，有毒气体含量低，烟雾小，价格便宜。

（1）PAK 气体发生剂的燃烧特性（见表 5-5）

由表 5-5 可见，当氧化剂不同时，PAK 气体发生剂的燃烧特性亦

不同。一般而言,含硝酸盐的气体发生剂燃烧热较大,燃烧时间短,燃烧产生的压力也大,而含金属氧化物的气体发生剂则燃烧热较小,燃烧时间变长,燃烧压力降低。

表 5-5 PAK 与氧化剂反应的燃烧特性

可燃物	氧化剂	燃烧热 /J · g ⁻¹	产气量 /ml · g ⁻¹	P _{max} /MPa	t _{max} /ms
PAK	MnO ₂	1285.7	256.7	4.5	170.1
PAK	CuO	1171.5	273.2	7.5	65.8
PAK	Fe ₂ O ₃	192.5	353.9	5.1	113.6
PAK	Sr(NO ₃) ₂	2764.8	461.9	18.1	33.5
PAK	NaNO ₃	2715.8	517.3	21.9	28.4
PAK	KNO ₃	2206.6	473.6	19.2	29.3

(2) 冷却剂含量对 PAK 气体发生剂燃烧性能的影响

含金属氧化物的 PAK 气体发生剂的燃烧热较小,但燃烧时间大于 45ms,且产气量较小,因此不能成为一个良好的气体发生剂。含硝酸盐的 PAK 气体发生剂的燃烧时间约 29.3ms,产气量约 473.6ml/g,但燃烧热达 2206J/g,表 5-6 中 Q 值显得偏高。为此,在含硝酸盐的 PAK 气体发生剂中添加适量的冷却剂,一方面可以继续调节它的燃烧时间,另一方面可以降低它的燃烧温度。综合各种因素,冷却剂选择 Na₂CO₃ 是比较合适的,其性能见表 5-6。

表 5-6 Na₂CO₃ 冷却剂含量对 PAK 气体发生剂燃烧性能的影响

PAK/%	Na ₂ CO ₃ 的 含量/%	Q/kJ · g ⁻¹	P _{max} /MPa	t _{max} /ms	u /mm · s ⁻¹
95	5	2.0	12.3	35.4	43.2
90	10	1.7	10.1	46.7	35.6
85	15	1.5	8.5	52.9	28.4
92	8	1.8	11.5	48.6	37.1

随着 Na₂CO₃ 在 PAK 气体发生剂中含量的增加,它的燃烧时间也逐步增加,燃烧热则渐渐下降。综合考虑 PAK-K-Na₂CO₃ 的各项指标,可以发现 PAK 中含有 10% 的 Na₂CO₃ 时,其性能是较好的。

(3) PAK 气体发生剂与其他气体发生剂的性能比较

根据实验和文献数据，将 PAK 气体发生剂与其他气体发生剂的性能数据作一比较，结果见表 5-7。

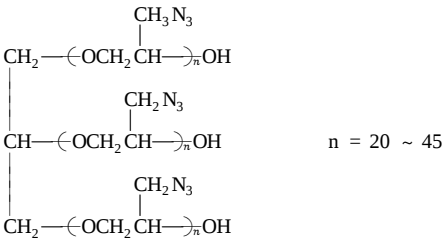
表 5-7 不同气体发生剂的基本性能

不同气体发生剂	Q/kJ · g ⁻¹	V/ml · g ⁻¹	T/K	u/mm · s ⁻¹
PAK	1.7	443	~ 1310	35
叠氮化钠	1.0 ~ 1.5	320 ~ 380	1100 ~ 1200	21 ~ 35
硝基胍类	2.0 ~ 3.6	450 ~ 550	1500 ~ 2300	8 ~ 22
唑类	2.0 ~ 3.5	440 ~ 540	1400 ~ 2100	10 ~ 27
偶氮类	1.9 ~ 3.4	410 ~ 450	1500 ~ 2500	10 ~ 25
黑索金	3.5 ~ 4.7	430 ~ 620	2200 ~ 3000	18 ~ 30

由表 5-7 可见，叠氮化钠尽管气体量较小，但其燃烧热和燃烧温度较低，而胍类、唑类、偶氮类和黑索金类气体发生剂的燃速较慢，为提高其燃速，主要途径是增加它们的反应热，而较高的燃烧温度会给气体发生器和气囊的设计带来众多的困难。与叠氮化钠气体发生剂相比，PAK 气体发生剂产气量大，而燃烧温度并不十分高。

(四) GAP 气体发生剂

GAP（聚叠氮缩水甘油醚）气体发生剂是 20 世纪 80 年代后期才开始研制的一种新型气体发生剂，其结构式为



GAP 可作为一种黏合剂及燃料或含能包覆层应用于安全气囊中，同时使用相对稳定的 NH_4NO_3 做氧化剂。此种气体发生剂清洁、无烟，但燃烧速度小，且点火性能差。所以，GAP 可以用多官能团的丙烯酸酯进行熟化，熟化后的 GAP 可提高此种气体发生剂的燃烧速度或点火性能。这是因为 GAP 中的 $-\text{RN}_3$ 和丙烯酸酯的双键发生交联反应可以形成三唑或三唑啉，而形成的 $\text{N}=\text{N}$ 相对较弱，使其能

量有所提高。另外，熟化后的 GAP 物理性能和机械性能也都得到了一定的提高，尤其是在高温时具有很好的机械性能，但它仍具有分解时产生大量的 NO_x 及比冲高和压力指数高的缺点。

（五）液态气体发生剂

美国曾研究了一种新型液态气体发生剂，它以 HAN 水溶液为氧化剂再另外加入一种燃料组成。20 世纪 70 年代中期，新型氧化剂硝酸羟胺在推进剂、发射药中得到了迅速的发展，这为研制安全气囊用高效率气体发生剂提供了崭新的思路。硝酸羟胺是羟胺的硝酸盐，英文名称为 hydroxylamine nitrate（简称为 HAN），分子式为 NH_3OHNO_3 ，分子质量为 96.052，白色针状结晶，熔点为 48℃，晶体具有强吸湿性，可以与水任意比例混合。硝酸羟胺晶体不稳定，它的水溶液相当稳定，考虑到硝酸羟胺的稳定性，其都是以水溶液的形式存在的。此种气体发生剂具有如下特点：①完全气体生成，燃烧产物中无任何残留物；②气体产物组成为洁净的 H_2O 、 CO_2 、 N_2 、 O_2 ，对人体和环境无毒害和污染；③燃烧温度低；④燃烧速度快，产气量大；⑤燃气的烧蚀性和腐蚀性小。

美国曾报道过几种以 HAN 为氧化剂的气体发生剂，一种为 HAN/TEAN/水体系（TEAN 为三乙醇胺硝酸盐），这种气体发生剂组合物已被应用于发射药中，但因为其燃烧压力太高，燃烧停留时间太短，从而导致 HAN/TEAN/水体系的不完全燃烧，以致于产生大量的有毒气体如 NO_x 和 CO，因此不能应用于汽车安全气囊中。为了克服此缺点，有人提出仍以 HAN 水溶液为氧化剂，燃料选一种水溶性的物质，如氨基四唑或氨基三唑的硝酸盐或 $\text{C}_2 \sim \text{C}_3$ 的烷基二肼的硝酸盐或上述硝酸盐的混合物。选用此燃料的原因是因为此种燃料内部有足够可以维持其自燃的氧，即在无氧条件下，也可以燃烧，因此它消除了 HAN/TEAN/水体系的燃烧不完全的问题。

另外，美国也报道过用聚乙烯醇作为凝胶剂及燃料，从而使 HAN 水溶液产生凝胶化反应而制成固溶胶形式。此种气体发生剂有良好的机械性能及极好的温度适应性，且压力指数小，燃烧速度高。

三、中心点火管

根据资料报道，气体发生器都有一个带若干传火孔的中心点火管，中心点火管中的点火药在外界能量作用下引燃，产生的气固产物冲破传火孔的密封材料，将气体发生器中的产气药在轴向方向上同时点燃，以便加快产气、充气速度，满足防撞系统的时间要求。由此可

见，点火药在中心点火管中的燃烧过程对实现气体发生器的可靠、有效、安全作用至关重要。

1. 燃烧过程的典型流场

对于一个长度为 50mm、直径为 10mm 的中心点火管，其典型的燃烧过程燃气流场见图 5-42 ~ 图 5-45。在图 5-42 中， x_1 、 x_2 、 x_3 分别为 10mm、25mm、40mm。由图 5-42 可见，各点处的压力上升速率不同，靠近点火端的压力上升速率比远离该端的上升速率小，在整个点火管内（较短），最大压力近乎同时达到最大值。在图 5-43 中， t_1 、 t_2 、 t_3 、 t_4 、 t_5 分别为 0.5ms、0.7ms、1.0ms、1.2ms、1.5ms。由图 5-42 可见，从点火到燃气从传火孔放完为止，压力在轴向的上升开始是点火端较高，达到最大压力时，远离点火端的压力值比点火端

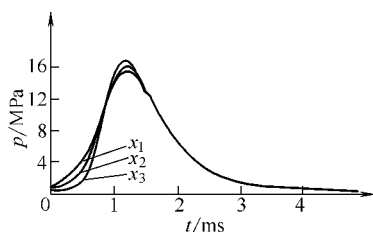


图 5-42 管内不同位置的
压力-时间曲线

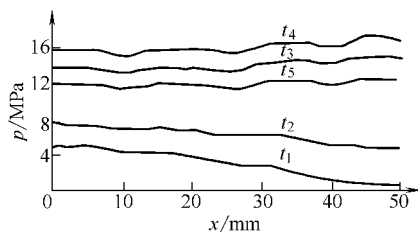


图 5-43 不同时刻的
压力分布计算值

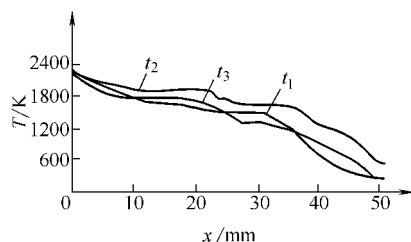


图 5-44 管内不同时刻和
温度分布计算值

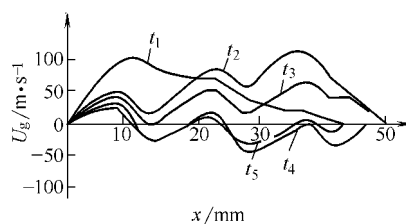


图 5-45 不同时刻的
速率分布计算值

更高，且在传火孔的位置处，压力呈马鞍形下降。温度分布是从点火端到另一端逐渐下降，如图 5-44 所示。在图 5-45 中， t_1 、 t_2 、 t_3 分别为 0.5ms、1.2ms、5.0ms。燃气速度分布如图 5-45 所示，在传火孔

处速率幅值变化较大。在图 5-45 中, t_1 、 t_2 、 t_3 、 t_4 、 t_5 分别为 0.1ms、0.5ms、0.7ms、1.0ms、8.0ms。

2. 影响中心点火管燃烧过程的因素

(1) 点火药装药密度

表 5-8 为点火药在不同装药密度条件下, 在传火孔 1、2 处的压力峰值 $p_{1\max}$ 、 $p_{2\max}$ 以及到达峰值时的时间 t_1 、 t_2 。由表 5-8 可见, 随着装药密度的增加, 压力峰值逐渐增大, 且达到峰值压力的时间偏短。在较高装药密度情况下, 远离点火端的传火孔处峰值压力的到达时间有滞后现象。

表 5-8 装药密度对传火孔处的压力峰值和时间的影响

点火药密度 / $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	$p_{1\max}$ /MPa	$p_{2\max}$ /MPa	t_1 /ms	t_2 /ms
300	17.1	17.8	1.5	1.5
400	28.8	30.2	1.2	1.2
500	28.8	30.2	1.2	1.2
600	41.5	44.1	1.0	1.0
800	65.9	72.1	0.8	0.7

(2) 点火药粒径

表 5-9 是在相同装填密度情况下, 不同粒径的装药燃烧时在传火孔 1、2 处的压力峰值 $p_{1\max}$ 、 $p_{2\max}$ 以及到达峰值时的时间 t_1 、 t_2 。由表 5-9 可见, 随着装药的粒径增加, 所能达到的峰值压力减小, 且达到峰值压力的时间增长。

表 5-9 粒径变化对传火孔压力峰值的影响

粒径/mm	$p_{1\max}$ /MPa	$p_{2\max}$ /MPa	t_1 /ms	t_2 /ms
0.5	38.4	41.7	0.8	0.8
0.8	33.9	36.0	1.0	1.0
1.0	28.8	30.2	1.2	1.2
1.5	17.6	18.3	1.7	1.7
1.2	10.3	10.7	2.4	2.4

(3) 传火孔数

表 5-10 是在相同条件下, 中心点火管的传火孔数对各传火孔处的峰值压力的影响。随着孔数增多, 燃气的压力下降, 所达到的最大

压力值的时间略有延长。

表 5-10 中心点火管传火孔数变化对峰值压力的影响

传火孔数 /个	$P_{1\max}$ /MPa	$P_{2\max}$ /MPa	$P_{3\max}$ /MPa	$P_{4\max}$ /MPa	t_1 /ms	t_2 /ms	t_3 /ms	t_4 /ms
4	28.8	30.2	—	—	1.2	1.2	—	—
6	15.5	15.7	16.5	—	1.2	1.2	1.2	—
8	10.3	10.3	10.5	10.9	1.3	1.3	1.3	1.3

(4) 密封材料强度

当密封材料的剪切强度为 $(100 \sim 500) \text{ kN} \cdot \text{m}^{-2}$ 时，对燃气压力的影响很小，但对各传火孔的破孔时间 t_{p1} 、 t_{p2} 有影响，结果见表 5-11。

表 5-11 密封材料的剪切强度对破孔时间的影响

剪切强度 / $\text{N} \cdot \text{m}^{-2}$	$P_{1\max}$ /MPa	$P_{2\max}$ /MPa	t_1 /ms	t_2 /ms	t_3 /ms	t_4 /ms
100000	28.8	30.2	1.2	1.2	0.000	0.000
200000	28.8	30.2	1.2	1.2	0.000	0.123
300000	28.8	30.2	1.2	1.2	0.000	0.174
400000	28.8	30.2	1.2	1.2	0.000	0.211
500000	28.8	30.2	1.2	1.2	0.000	0.237

第四节 安全气囊气袋

安全气囊气袋的功用是当接收到气体发生器送到的气体时，立即冲开气袋外部的盖板，迅速膨胀，在乘员与方向盘或仪表板之间形成气垫，同时吸收乘员的撞击能量，其工作情况如图 5-46 所示。气袋安装位置是：驾驶员座用气袋不工作时折叠装在转向盘内，容量约为 60 ~ 90L；副驾驶座用气袋装在仪表板的杂物箱内，在轿车上容量为 150 ~ 200L；有的在仪表板下方也装有气袋，以保护膝盖和腿骨。到目前为止，安全气囊气袋的发展共经历了四代。

(1) 第一代安全气囊气袋是美国通用汽车公司在 20 世纪 70 年代开始采用的。这种气袋是以氯丁橡胶为涂料的尼龙 66 织物。由于氯丁橡胶涂膜的密封性好，具有较强的抗燃性，且成本较低，因此，



图 5-46 展开的安全气囊气袋

长期以来一直占据一定的市场。然而实际使用证明，氯丁橡胶的涂膜耐用性差，涂层很厚，织物的柔软性能变化大，涂层织物易变质，不便于回收利用。为了解决这些问题，迫切需要开发一种新型涂

料，使得织物的涂膜不仅更轻薄，并且仍可获得良好的使用性能。

(2) 在 20 世纪 80 年代末期，日本成功地将有机硅应用到气袋上，代替了氯丁橡胶涂层，从而产生了第二代气袋。硅胶具有以下优点，这使它更适合用作气袋的涂层材料。

① 硅胶具有较高的环境稳定性，当环境变化时，可保持其特性不变，甚至在高温时其性能仍很稳定。

② 硅胶具有较高的耐久性和耐磨性。在耐久性实验中，硅胶涂层织物的强力损失率为 9%，比氯丁橡胶的涂层织物少了 5%；在磨损性实验中，硅胶涂层织物的质量损失为 6mg，氯丁橡胶涂层织物的质量损失为 27mg。

③ 硅胶涂层具有较低的摩擦系数及良好的耐热阻力，使得硅胶涂膜具有润滑性，织物柔软。硅胶的这些性能使其涂层织物既轻薄又柔软，为气袋的设计与使用提供了方便。

有机硅涂料的惟一缺点是成本较高。但当有机硅涂料熔融时，可与尼龙相融生成另外一种树脂，便于回收利用，这样就可以适当降低有机硅的高成本。因此，在涂层织物中，有机硅涂层的高强纤维织物是今后气袋的一个发展方向。

(3) 第三代气袋是非涂层织物。在 20 世纪 80 年代末与 20 世纪 90 年代初，气袋的主要研究对象是涂层织物。在织物上涂层的主要目的是降低织物的透气性，但却增加了气袋的生产成本。进入 20 世纪 90 年代中期，能否用非涂层织物代替涂层织物，从而降低气袋的生产成本，成为人们研究的重点。

通过提高经纬纱密度，并采取后整理加工途径，可以提高非涂层织物的阻气性能。这样不但可以降低成本，而且可以减少对车内的污染。涂层气袋在执行对人体的缓冲工作时，放气阀孔排放的废气会对车厢环境造成污染。而非涂层气袋通过织物的微透气性来达到缓冲效果，织物本身对排放的废气进行过滤，可使车内污染程度减低，但非涂层织物的缺点是易变形、脱丝，这给裁剪和缝纫都带来困难，必须采用激光切割技术及特殊的缝合技术，才能完成气袋的后期加工，这一缺点阻碍着非涂层织物的发展。

尽管非涂层织物还有很多缺点，但仍然占据着很大的市场。非涂层织物在欧洲市场上的销售相当好，美国主要用非涂层织物生产乘客用的气袋，日本也对非涂层织物积极研究。非涂层的气袋发展势头被看好，特别是美国正在研究一种冷充气技术，这是非涂层织物获得普遍推广的基础。

(4) 第四代气袋是一次全成型气袋。20 世纪 90 年代中期，非涂层织物的开发为降低气袋的生产成本开辟了一条有效的途径，但非涂层织物在后期加工制作上却遇到了困难。解决这一问题的方法有两种：其一是采用先进设备，目前这种生产技术比较成熟，被普遍采用；其二是开发一次全成形气袋，如果能在气袋的生产过程中完成袋状加工，不但可以圆满解决非涂层织物的后期加工困难，而且可以缩短加工流程，节省设备投资，更有效地降低成本。另外，由于采用了一次全成形气袋，避免了缝边给折叠带来的影响，对缩小折叠后的体积具有显著意义。目前，荷兰阿克苏公司已在专用的提花织机上实现一次全成形气袋的制织，其他国家也在积极研究。从长远的角度来说，非涂层、全成型的气袋会更有发展前途。

一、气袋的分类

根据不同的使用要求，气袋有不同的形式。一般说来，气袋有以下三种不同的分类方式。

1. 涂层型和非涂层型

涂层织物与非涂层织物相比较，最突出的优点是透气率低，气袋在充气时，能精确地控制气体泄漏。涂层织物的这一特点适用于司机

用气袋面料，但缺点是成本较高。非涂层织物由于省去了涂料和涂层工艺，使气袋的加工工艺简化，成本降低。与涂层织物比较，非涂层织物的透气率较高，只能达到低透气效果。考虑到乘客对气袋透气性要求较低，因此，非涂层织物适用于乘客用气袋面料。

2. 缝制型和非缝制型

按加工方法分，气袋可分为缝制型和非缝制型两种。缝制型气袋是指用平面布裁剪，缝纫加工成袋状，其优点是成形方法简单，容易生产。因此，目前市场上该产品占有相当大的比例，但由于缝边的存在，不但使气袋的气密性与均匀性较差，而且不易折叠，折叠后的体积也较大。而非缝制的气袋采用在织机上直接制成袋状的全成形原理，避免了缝边的影响，不仅省去了裁剪缝纫工序，降低了成本，而且气袋的气密性与透气均匀度均有改善，折叠体积降低。

3. 司机用气袋和乘客用气袋

气袋按用途分，有司机用气袋和乘客用气袋两种。司机用气袋与乘客用气袋的最主要区别是两者对透气性的要求不同。为避免充气时热气体逸出气袋而灼伤司机，要求朝向司机一侧的气袋织物不透气，朝向方向盘一侧的气袋织物既要保证充气时气袋的膨胀效果，又要有一定的透气性，以便气袋与人体碰撞时可缓冲对人体的冲击，而乘员用气袋对织物的透气性要求较低，一般为低透气效果即可。

二、汽车用气袋织物的主要性能与指标

1. 机械性能

气袋在充气时要承受较高的膨胀力，因此要求气袋织物不但要有较高的强度，同时还要有良好的伸长性能、较高的弹性和恢复能量吸收性，以保证气袋膨胀后既有弹性又不破裂。

断裂强力：2000 ~ 3200N/5cm；

断裂伸长率：25% ~ 55%；

接合部位撕裂强力：2100 ~ 3000N/5cm。

2. 透气性能

织物的气密性是由透气量来反映的，透气量是空气通过织物的能力。气袋织物的透气量大小是决定其能否张满的主要因素之一，另外

也是其形状稳定性的保证。

资料表明,从撞车到气袋完全展开,并保持一定的形状,这一工作时间在 50ms 以内,否则安全气囊的作用将减弱或失效。在如此短的时间内,要使其充满气体,则其透气量必须很小。另一方面,在人向前撞击时,将以其体重的几十倍力量撞击气袋,为防止身体反弹受挤压,又要求充入气袋的气体必须能够在设定时间内泄出,乘员与气袋的碰撞时间约为 10ms,因此又要求在碰撞后的 10ms 以内,气体必须基本泄出。故要求气袋具有一定的透气量。

对各种气袋织物的透气性能要求如下。

测试条件:使用中压透气仪测量,织物两面压差为 500Pa;

司机用:朝司机一面的气袋织物透气率小于 $5\text{L}/(\text{dm}^2 \cdot \text{min})$;

朝方向盘一侧的气袋织物透气率小于 $10\text{L}/(\text{dm}^2 \cdot \text{min})$;

乘客用:气袋织物的透气率为 $10 \sim 15\text{L}/(\text{dm}^2 \cdot \text{min})$;

要求整幅织物透气性均匀。

3. 耐热性、耐老化性

气袋在充气时,进气口附近的织物要承受高弹力与温度负载,气体把热能传给织物,使织物受到热负荷,在这个过程中,容易引起织物延伸和熔化。因此,气袋织物必须有一定的耐热性、耐老化性,以防止织物熔化或燃烧。

抗热能力:难燃,耐 100 高温。

抗冷能力:在零下 30 可折叠和弯曲。

抗老化能力:在 100 环境温度和最大压力下,存放 7 天;或者在温度为 40 和相对湿度为 92% 的条件下,存放 6 天,织物性能都不会有任何变化。

4. 轻薄柔软性

织物轻薄柔软,气袋易于折叠,折叠后体积小,装配性能好,减少充气时袋子向外的冲击力,以免对乘客造成伤害。

气袋织物的克重: $195 \sim 260\text{g}/\text{m}^2$ 。气袋织物的厚度: $0.28 \sim 0.38\text{mm}$ 。

5. 气袋耐压性

气囊的工作是在很短的时间内完成的，大约 20ms 内即充满气体（气囊的容积为 60L）。气囊在充气或因爆炸产生气体时，都有一定的压力，另外，当司乘人员在碰撞时以一定的冲力碰撞气囊，气囊要承受一定的冲击力。所以气囊应具有一定的耐压性能，耐压性能的大小反映其安全保证能力。一般气囊织物的耐压性能标准为 $1.7\text{kg}/\text{cm}^2$ 。

6. 气囊织物阻燃性能

气囊在工作展开瞬间，因本身高速运动产生高热，另一方面，在充气 and 散发热气体时，易将热能传导入气囊内，使气囊织物受到较大的热负荷，特别是在缝道附近，从而使气囊织物产生熔融，严重时会产生明火燃烧。这样，重者会导致起火，引起火灾，轻者会灼伤司乘人员的皮肤。所以，阻燃性是气囊织物的主要质量指标之一。

气囊织物阻燃性能的指标，美国 FMVSS 第 302 号法规中规定，汽车内气囊织物的燃烧率不得超过 $102\text{mm}/\text{min}$ ，GB 8410—94 规定汽车内织物燃烧率要小于 $100\text{mm}/\text{min}$ ，或火焰能在 60s 内熄灭，燃烧长度不得超过 50mm。对气囊织物的阻燃要求应高于汽车内其他织物的阻燃性能。

7. 气囊织物摩擦性能

气囊织物的摩擦性能主要反映在两个方面：一方面为气囊织物的耐磨性，反映其在工作时与机件之间及自身之间的磨损情况，此外有的气囊织物在后整理加工过程中需要经过磨绒工序，所以要求气囊织物在一定的摩擦后，其强力不能有明显的下降；另一方面，要求气囊织物的动摩擦系数要小，因为动摩擦系数越大，在高速展开时因摩擦而产生的热量越大，易导致燃烧，此外，动摩擦系数大，在乘员与其相碰撞时易擦伤人的皮肤，所以要求其动摩擦系数要小。

气囊摩擦性能的质量指标为：对磨损强度（耐磨性）要求，在磨 300 次后，不出现纱线绽开现象；动摩擦系数越小越好。

气囊织物除了以上所述的工作性能以外，还有使用寿命要求 15 年，要求其残留物含量小于 0.4% 等。

三、气囊用材料及其性能

用于气囊的纤维原料主要是聚酰胺、聚酯。此外，聚烯烃、聚丙烯

腈纤维、碳纤维、陶瓷纤维、玻璃纤维甚至经过适当处理的天然纤维也可用于气囊织物。对于综合性能要求较高的织物，可采用多组分原料。

1. 聚酰胺纤维

气袋织物发展的整个历史是以聚酰胺长丝纱为基础的，聚酰胺长丝纱具有的特性使它成为气袋织物最理想的材料。聚酰胺纤维具有初始模量低、弹性好、热焓量高等特点，其织物在动态载荷作用下具有应力分布均匀、吸收能力大及抗冲击性能好、耐热性和阻燃性较好等优点。此外，织物柔软性好，长期折叠时折痕不易变脆。

特别是 PA66 纤维具有良好耐热性，强度高，且有适当的延伸度，柔软性较好，因而在气袋这一市场获得巨大成功，在整个气袋用织物市场中，PA66 占据 95% 的份额，PA6 为 4%，剩余的是聚酯及其他纤维。

PA6 长丝的熔点、热焓均低于 PA66，但经特殊处理的 PA6 长丝也能成为较好的气袋用原料。例如 AlliedSignal 公司生产的 SatyGard-PA6 纱制作的气袋与使用 PA66 纱制作的气袋相比，有较大的抗撕裂性、较佳的可折叠性、优良的强度保持力，在冲击、老化和燃烧试验中表现出与 PA66 相同甚至更优的性能。

德国 Akzo. Nobel 公司与 DSM 公司共同开发了气袋用 PA46 长丝，其重量较轻，具有良好的耐高温性能。在热负荷苛刻的情况下，PA46 因其高热焓可满足用户的特定需求。与 PA66 相比，PA46 具有以下优点：可用非涂层 PA46 织物来代替涂层的 PA66 织物；可用纤度较细的长丝制成具有相同性能的织物，以减少其折叠体积；可用更热的气体填充气囊从而缩短气袋展开时间。

2. 聚酯纤维

随着非涂层气囊的发展及热轧阻气工艺的应用，聚酯纤维也已成为现今气囊原料的研究热点。聚酯长丝织物具有轻、薄、高强、耐磨、耐化学性等优点，并且不用上浆、上胶、水洗、定形等加工处理，成本低，易回收利用。由于聚酯的回潮率比聚酰胺低（聚酰胺 4.5%，聚酯 0.3%），在热轧后经过 5~10 年（相当于安全气囊的使用寿命），聚酰胺因回潮易恢复至轧光前的纱线构型，造成织物透气

性增加，而聚酯纤维在安全气囊的使用寿命内仍能保持较低的空气渗透率。现在，欧美汽车用纺织品市场上已普遍采用高强聚酯长丝。

对气袋织物用 PA66、PA6、PA46 及聚酯长丝的特性进行比较，见表 5-12。

表 5-12 PA66、PA6、PA46、PET 的物理特性比较

原料	PA66	PA6	PA46	PET
熔点/	258	216	285	256
热焓/ $\text{J} \cdot \text{g}^{-1}$	620	507	771	303
密度/ $\text{g} \cdot \text{cm}^{-3}$	1.14	1.13	1.18	1.31

3. 多组分原料

为改善气囊织物的综合性能，可以采用多组分原料来制备气袋织物。原料的多组分化包含以下三方面的内容。

① 由不同组分或不同结构的多种纱线构成织物。如在以聚酰胺或芳族聚酰胺为主的织物中加入 2% ~ 3%（重量比）的高伸长丝（其伸长率为 400% ~ 1000%，线密度为 11.1 ~ 111dtex，如聚氨基甲酸酯），可大大提高织物机械性能尤其是抗冲击性能，用来制备高柔软性及高耐用性的气囊织物。

② 由多种不同组分的纤维构成复合纱。如将热塑性纤维与耐热性纤维混合，热塑性纤维可使织物通过热处理而达到规定的气密性，而耐热性纤维用于承受充气时的高温作用，从而使织物同时具有较高的气密性及耐高温性能。

③ 由多种不同组分的聚合物构成复合纤维。如用聚酯作芯，聚酰胺作皮层的皮芯型复合纤维，对改进气囊织物的物理机械性能尤其是尺寸稳定性及耐热性有极大的作用。

四、气袋用纤维的规格

1. 标准织物

气囊织物常用长丝规格为 470dtex/120f，一般采用合纤长丝加工的工艺路线。为适应高紧密织物加工的需要，织机通常作一些改造。织物还布经后整理漂练加工，有时为达到极低的气密性，织物还需经热轧处理。在合纤长丝加工工艺路线中，可以选择整、浆、并路

线，亦可采用低捻、轴对轴上浆工艺路线。

用于气囊织物的聚酰胺长丝规格品种繁多，纱线线密度在110 ~ 940dtex 范围内都有应用，具体情况因国家（或地区）、应用场合（司机座还是前排客座）、织物（涂层织物还是非涂层织物）的不同而有所不同。

美国和欧洲的第一代司机座气囊由涂有聚氯乙烯的 940dtex 聚酰胺长丝织物缝制而成，由于纱线偏粗，气囊织物具有厚重及手感较硬的缺点，且不利于折叠，体积庞大。随着生产技术的不断提高，各地区的气囊织物原料在成本和使用性能上都有了很大的改善。美国司机座气囊涂层织物已由 940dtex 改为 470dtex 聚酰胺长丝，同时采用 470dtex/72f 及 350dtex/72f PA66 长丝开发了非涂层气囊织物。而前排客座气囊目前主要采用 700dtex 以及 470dtex PA66 长丝织制的低透气性非涂层织物，从而大大减轻了气囊的重量。欧洲低透气性非涂层气囊织物的标准织物是由在 EN445HRT 基础上开发的 470dtex 聚酰胺长丝织制的。与美国略有不同的是司机座气囊涂层织物仍有一定比重，并且除了由 470dtex 聚酰胺长丝替代第一代的 940dtex 长丝外，还有相当一部分是采用涂有硅酮的轻质的 235dtex 聚酰胺长丝制成的。至于前排客座气囊，通常采用 470dtex 聚酰胺丝织制的低透气性非涂层织物，当然，470dtex 聚酰胺长丝聚氯乙烯涂层织物及 235dtex 聚酰胺丝硅酮涂层织物也有使用。

日本早先用 470dtex PA66 涂层织物，涂层由原先的氯丁橡胶发展为硅橡胶。但现在已转向于非涂层织物，重点是采用 350dtex PA66 长丝作原料。日本每年用于制造气袋的 PA66 长丝达 5000 吨，其中东丽公司占 75%，其余为帝人和东洋纺。日本东洋纺公司以荷兰 Akzo 的 PA66 切片为原料，研制出了 333dtex 的高热收缩长丝，成功地开发了几近不透气的非涂层气囊织物。

聚酯纤维在非涂层热轧阻气工艺中有着极大的应用前景。赫司特公司曾开发 250 ~ 550dtex 的高强聚酯长丝，由于织物的空气渗透性低，织物可不经进一步处理，就供气袋使用。1995 年 Hoechst 公司推出了专用于气袋的 Trevira 高韧性的聚酯纤维：Trevira781、Trevi-

ra726。Trevira 比尼龙 66 具有较低的比热、较低的吸湿性、较低的保水性以及较高的抗拉强度，在环境模拟及汽车碰撞试验中表现出良好的性能。

2. 低旦单丝纱

随着气袋生产工艺的不断提高，人们对气袋的要求在安全性、可靠性保障的基础上，对舒适性、节约性有了更高的要求。一些气袋用低旦单丝（LDPF）纱应运而生。采用 LDPF 纱可使织物孔隙减小，有利于改善织物的阻气性，而且细纱可改善织物的柔软性，使低透气性的织物也有较好的弹性；同时，细的纱线在一定程度上降低了织物的面密度，减轻了气囊的重量，使得气囊展开时加速所需的能量减小，对人体的冲击减小，从而改善了整个气囊系统的性能。表 5-13 是标准纱与低旦单丝纱用于气袋织物的性能比较。

表 5-13 标准纱与低旦单丝纱的性能比较

项 目	EN445HRT 235dtex 标准	EN447HRT 235dtex 标准	EN445HRT 470dtex 标准	EN447HRT 470dtex 标准
规格	235dtex/36f	235dtex/72f	470dtex/72f	470dtex/144f
织物结构	平纹	平纹	平纹	平纹
面密度 / $\text{g} \cdot \text{m}^{-2}$	160	155	260	210
厚度 / mm	0.24	0.21	0.37	0.32
强度 / $\text{N} \cdot (5\text{cm})^{-1}$	2250	2100	3200	3100
伸长 / %	39	38	35	32
剪切强度 / N	76	82	120	130
渗透率 / $\text{dm} \cdot (\text{min} \cdot 500\text{Pa})^{-1}$	<10	<8	<10	<10

从表 5-13 可以看出用 EN447HRT（235dtex）聚酰胺丝代替标准 EN445HRT（470dtex）聚酰胺丝，可使织物面密度从 $240\text{g}/\text{m}^2$ 降至 $155\text{g}/\text{m}^2$ ，使单位面积的原料耗用量降低了 35%，充分地节约了原料。然而，纱线纤度降低造成织物面密度降低，会导致织物强度及单位面积热熔量（热熔量与织物面密度的乘积）的降低，故对热熔量紧张的情况，采用纱线纤度不变的 LDPF 不失为一种有效的措施，这

样可在保证织物强度及面密度基本不变的条件下改善织物的柔韧性，缩小包装体积，并改善阻气性。

五、气袋织物密封涂层

为了防止气体泄漏，气袋一般都采用密封性涂层。涂层材料主要有两种，一种是广泛采用的氯丁橡胶涂层，另一种是耐用性高的硅酮涂层。这两种涂层材料各有优缺点。气袋也有采用透气织物的（无涂层）。无涂层气袋与有涂层气袋所用织物的性能明显不同，如织物厚度、刚度及单位面积质量等均不相同，舒适性及装配性能也存在很大差异。表 5-14 给出了几种不同涂层织物的性能、价格对比情况表。

表 5-14 不同织物及涂层气袋的性能、价格对比情况表

序号	织物及涂层	耐热性	热稳定性	封装性能	价格	质量	接缝强度
1	840d 氯丁橡胶	3	1	2	3	1	1
2	420d 氯丁橡胶	4	1	4	2	2	4
3	630d 硅酮	5	5	4	3	3	4
4	420d 硅酮	6	5	5	1	3	5
5	630d 透明涂层	4	4	3	4	3	5
6	840d 无涂层	4	4	3	5	3	1
7	630d 无涂层	4	4	3	4	3	3
8	420d 无涂层	3	4	4	4	4	4
9	315d 无涂层	2	4	5	3	5	4

注：1 为最低，5 为最高。

1. 氯丁橡胶涂覆材料

最早用于安全气囊涂覆材料的是氯丁橡胶。氯丁橡胶具有环境适应性、化学稳定性及价格较低等优点，一直控制着市场。但氯丁橡胶加工困难，在高温下分解出氯气，产生一种酸性环境，使尼龙织物脆化；氯丁橡胶在高低温交变的条件下，在有臭氧和其他氧化剂存在的情况下，自身发生老化，一段时间后，合成织物变硬，失去原有性能。使用的氯丁橡胶涂覆织物仅符合通用工业标准，当时发明这种涂覆织物并不是专门考虑用于汽车安全气囊。根据安全气囊近年使用范围的规定，安全气囊应适用于从超微型车到重型货车的各种系列的车辆，其性能超过了通常用于轿车气囊的标准要求。如应用于重型汽车

的气囊，由于汽车的振动增加涂覆层的磨损、擦伤的频率；另外，由于尺寸、质量等方面的原因，这种涂覆气囊不适用于超微型轿车驾驶员侧气囊模件紧凑尺寸的要求。这也是当初美国把第一代及第二代的氯丁橡胶涂覆气囊装在微型和超微型轿车上，行驶时转向盘产生抖动的原因。从加工上考虑，氯丁橡胶与尼龙很难融合，在尼龙织物上涂覆氯丁橡胶费用也是昂贵的。有人试用过三元乙丙橡胶、聚氨酯橡胶或丁腈橡胶来代替氯丁橡胶，但总体效果并不明显。

2. 硅橡胶涂覆材料

在 20 世纪 80 年代，欧洲及北美制造商热衷于采用氯丁橡胶涂覆织物时，日本却青睐于硅橡胶涂覆织物，试验表明，硅橡胶涂覆织物具有很多优点。

① 硅橡胶具有优良的环境稳定性，在高、低温度下能长期地保持原有的性能。

② 硅橡胶化学性能稳定，和其他物质接触时，不会产生有害的影响。

③ 通过磨耗试验证明：硅橡胶涂覆织物仅磨损 6mg；而氯丁橡胶涂覆织物磨损达 27mg。

④ 耐久性能试验中，硅橡胶涂覆织物能保持 91% 的初始性能，而氯丁橡胶仅能保持 86%。

⑤ 硅橡胶涂覆层摩擦系数小，触感好，便于折叠后装入模件及充气后便于展开。

⑥ 硅橡胶耐极限热的能力强，比氯丁橡胶涂覆量小但可达到同样的耐热性。

⑦ 硅橡胶与尼龙 66 热融合性能好。在 121 ~ 149 （尼龙融化与涂覆层融合的温度），氯丁橡胶性能衰变，而硅橡胶却能保持原有的性能。如果织物有裂痕，在热融合过程中，硅橡胶能类似于无机填料那样会扩散以填补裂痕，从而弥补尼龙织物各处由于织物丝粗细不均造成强度不一致的缺陷。

硅橡胶涂覆尼龙织物比氯丁橡胶涂覆尼龙织物更接近不涂覆尼龙织物，其耐久性能更好。

3. 非涂覆织物

为了保证乘客安全需要开发一种用于乘客一侧的安全气囊，在设计这种气囊时，需要考虑经济和轻便问题。一般选用非涂覆织物，非涂覆织物具有节约成本，减轻重量，改善折叠装配性能等特点。

4. 最新涂覆材料

近期，人们又研究出一种既具有氯丁橡胶低成本、又具有硅橡胶涂覆织物的优良性能的新产品，该产品使用寿命长，适用于重型货车。折叠后尺寸更小，适用于超微型轿车。热融合性也进一步得到改善。

这种最新硅橡胶涂覆织物，涂覆层是由加成反应的液体硅橡胶、固化剂和黏合剂给予体制成。用含 0.5 份 1,3,5,5,7-五甲基-1-[2-(3-三甲氧基甲硅烷基丙氧羰基)] 丙基丁环四硅氧烷黏合改进剂的硅橡胶(YE5626) 以 40 μm 的厚度涂覆尼龙 66 织物。它具有质量轻、折叠尺寸小、成本低、再加工性能好、强度高、耐老化、耐磨、耐冲击吸收等特点。

六、气袋织物的透气性

气袋织物的透气性是其工作性能的主要指标。透气性的大小对其气动性能如展开可靠性，受冲击载荷，稳定性等方面都有重要影响。织物透气性过小，气袋展开时受到的冲击载荷就大，稳定性也差；透气性过大，气袋展开时不能迅速充胀，由此增大其展开时间，展开安全性差。所以气袋织物需具备适度的透气性。

1. 织物的外部环境条件

外部环境条件主要是指织物两面的压差。压差是空气赖以流动的条件，只有在织物两面保持一定的压差，才能在织物中产生空气流动。根据滤流阻力定律，可以推导出织物透气量 Q 与压差 Δp 的经验关系式

$$Q = e + a\Delta p^b$$

式中 e 、 a 、 b ——与织物性质有关的常数或系数。

由公式可知，随着压差 Δp 的改变，织物透气量 Q 随之变化。因此，描述织物的透气性必须指出一定的压差条件，对于非涂层气袋来

说,通常规定压差为 127Pa、500Pa 或 2500Pa。

2. 织物的内部结构条件

织物作为纤维集合体的常用形态,是一种典型的多孔介质材料。空气透过织物,相似于液体流经多孔介质的流动,纤维之间的孔隙截面相当于流体流动中所经流程之截面。尽管织物内部孔隙的截面形态极不规则,但它们的孔隙结构可以简化成平等毛细管束模型,从而将织物的多孔结构模拟为许多毛细管的平行集聚体。

一根细长圆管中的黏性流动符合哈根(Hagen Poiseuille)公式,在一定时间 dt 内流动的流体量 du_1 与管半径 r 的平方以及管两端的压差 Δp 成正比,与管长 L 及流体黏度 η 成反比,即

$$\frac{du_1}{dt} = \frac{\pi r^2 \Delta p}{8\eta L}$$

进而,可将一定时间 dt 内流经单位面积织物的流体量 du_2 表达为

$$\frac{du_2}{dt} = K \frac{\pi r^2 \Delta p}{8\eta L}$$

式中 K ——单位面积织物的模型中毛细管根数。

多孔介质材料中,孔隙的体积 V_1 与材料总体积 V_2 的比值称为孔隙率 φ ,即

$$\varphi = \frac{V_1}{V_2}$$

孔隙率 φ 表征了多孔介质材料内部流体的流动条件。在毛细管束模型条件下,令 $K\pi r^2 = F(\varphi)$,并且 φ 与 r 符合正相关关系。于是,可将一定时间 dt 内流经单位面积织物的流体量 du_2 表达为

$$\frac{du_2}{dt} = \frac{F(\varphi) \Delta p}{8\eta L}$$

公式表明,在其他条件不变的情况下,以 du_2/dt 表示的织物透气性主要与织物的内部结构条件——孔隙率有关,即与织物中的孔隙数及孔隙形态、尺度有关。

影响织物内部结构条件的因素有织物结构参数（纱线特数、长丝中单丝的根数、织物密度，织物组织及织物结构相等），织物后整理加工工艺（热收缩、热轧等）。

织物中经、纬纱线直径和织物经、纬纱密度通过孔隙率密度 φ ，对织物的透气性产生影响。在织物经、纬纱密度不变条件下，改变纱线特数，相应的纱线直径发生变化，于是织物的透气性得到改变，见表 5-15。

表 5-15 经、纬纱线特数与透气性关系

经、纬纱线特数	织物组织	透气量 / $\text{L} \cdot \text{dm}^{-2} \cdot \text{min}^{-1}$
127.5 × 2dtex	平纹	20.7
210 × 2dtex	平纹	16.0
250 × 2dtex	平纹	13.5

注：透气量测试时，织物两端的压差为 500Pa，以下各表类同；坯布已经热轧整理，经纬纱密度为 225 × 190 根/10cm。

对于相同的纱线特数，改变织物经、纬纱密度，织物的透气性也随之变化，见表 5-16。

表 5-16 织物经、纬纱密度与透气性关系

经、纬纱密度 / (根/10cm)	织物组织	透气量 / $\text{L} \cdot \text{dm}^{-2} \cdot \text{min}^{-1}$
200 × 160	平纹	19.8
225 × 190	平纹	16.0
240 × 200	平纹	14.6

注：坯布已经热轧整理，经纬纱线特数为 210 × 2dtex。

织物的紧度综合了织物中经、纬纱线特数和织物经、纬纱密度两方面因素，是织物相对密度的指标。它反映了织物的紧密程度。在相同纤维材料条件下，织物不同的紧度及经、纬紧度比对织物透气量的影响如表 5-17 所示。表 5-17 说明，非涂层气袋织物的总紧度越大，经、纬紧度比越接近 1，其透气量就越小，气密性也越好。

表 5-17 织物紧度及经、纬紧度比对织物透气量的影响

总紧度 / %	79.30	79.73	80.31	80.48	81.52	82.35	82.93	93.22	98.02	85.53
---------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

经、纬紧度比	1.41	1.40	1.38	1.32	1.25	1.28	1.26	1.16	1.09	1.04
透气量/L · dm ⁻² · min ⁻¹	30.5	30.9	22.8	22.8	22.3	20.9	20.8	16.0	13.5	12.5

在织造过程中，织造工艺（如经、纬纱线张力、后梁高度、织机打纬角等）配置不同，会引起形成织物几何结构相不同。织物几何结构相也会对织物概率透气性产生显著影响。即使以相同经、纬纱线特数和织物经、纬纱密度织造的两块织物，当织物结构相不同时，织物中的纱线屈曲波高有所不同。其织物中纱线之间的挤压程度、纱线中的孔隙程度不等，于是织物透气性明显差异，同样以 210 × 2dtex 经、纬纱线织造经、纬纱密度为 240 × 200 根/10cm 的两块织物，一块织物表面较多显现经纱（结构相为 7），另一块经、纬纱显现比较接近（结构相为 5 ~ 6）。前者的透气量为 16.6L/(dm² · min)，后者为 14.1L/(dm² · min)。

织物的平均浮长反映织物的松柔程度。当经、纬纱线特数和织物经、纬纱密度相同时，不同的织物组织对应着不同的平均浮长，它们的透气性也不同。表 5-18 指出，平均浮长较小的平纹组织的气袋织物，其透气量最小，气密性最佳，易于达到非涂层气袋织物对透气性的要求。因此，气袋织物通常采用平纹组织结构。

表 5-18 织物的平均浮长与气密性关系

织物组织	经纱平均浮长	纬纱平均浮长	透气量/L · dm ⁻² · min ⁻¹
平纹	1	1	20.8
$\frac{2}{2}$ 斜纹	2	2	36.8
$\frac{2}{2}$ 纬重平	1	2	28.8

注：经纬纱特数为 210 × 2dtex，经、纬密度为 220 × 186.7 根/10cm。

影响织物透气性的织物结构参数还有经、纬纱线的捻度和长丝中每根纤维的细度等。

对于相同特数的纱线捻度越大，纱线的结构越紧密。形成相同经、纬纱密度的织物之后，捻度大所对应的织物中由纱线间隙形成的

孔隙率 φ_1 大，从而使气袋织物透气量增大，而且织物手感也硬挺。因此，从气密性和柔软性要求出发，用于气袋织物加工的纱线尽可能不要加捻。有时，受准备工序设备条件限制，可以略加弱捻（1 ~ 2 捻/cm），以 210 × 2dtex 的经、纬纱线加工织物经、纬纱密度分别为 260 × 190 根/10cm 的织物，纱线无捻时，其织物透气量为 10.4 L/(dm² · min)（试验压差为 127Pa），若对经纱加 8 捻/cm，则透气量为 13.6L/(dm² · min)（压差同前）。

相同特数的纱线中，纤维的细度不同，对织物透气性也会产生影响。纤维的细度越小，纤维之间、纱线之间的间隙越小，从而织物孔隙 φ 越低。因此，采用细纤维加工非涂层气袋织物是气袋技术的发展方向。有资料表明，在其他织物技术参数一致的条件下，以纤维细度不等的纱线形成 A、B 两块织物，其透气性有明显差异。

非涂层气袋织物的原料为聚酰胺纤维，聚酰胺纤维具有良好的热塑性，其热收缩率较高。织物经退浆处理后，织物的收缩率大，织物收缩后，其经、纬纱密度及织物厚度增加，于是织物孔隙率 φ 减小，气流的透过能力降低。另一方面，织物再经高温轧压，纱线的截面被压扁，纤维的皱缩填充织物内部间隙，从而织物孔隙率下降，气密性能提高。所以非涂层气袋织物的后整理工艺流程定为：退浆→热轧整理→定型→成晶。

热轧后的气袋织物的透气性与热轧温度、压力、热轧次数及滚筒的相对速度等有关。经轧压后气袋织物表面光滑，摩擦因数变小，因而在气袋展开时不易擦伤乘员的皮肤。热轧整理对气袋织物透气量的影响如表 5-19 所示。

表 5-19 热轧整理对织物透气量的影响

项 目	织物厚度/mm	透气量/L · dm ⁻² · min ⁻¹
熟坯未轧	0.443	> 32.6
熟坯已轧	0.358	19.8

注：织物规格为 210 × 2dtex，200 × 160 根/10cm，平纹组织；热轧温度 185℃，加压力 1960N，织物速度 20m/min，滚筒速度 25m/min，轧压次数为 1 次。

3. 气袋织物密度的选取

(1) 涂层织物

涂层织物的透气性与耐热性主要靠涂膜来实现,而强力与柔软性主要取决于经纬纱密度。在满足织物强力的要求下,应尽量采取小密度,以使织物柔软。

(2) 非涂层织物

与涂层型气袋织物相比,非涂层型气袋织物具有以下优点:

① 气囊系统工作过程中,气囊中灼热空气的排逸采取织物过滤方式,这对减少车厢污染、保护环境卫生十分有利;

② 减少涂层加工,使工艺流程缩短,成本降低;

③ 气囊织物使用之后可以回收,符合环保要求。

非涂层织物密度一般较大,其强力与耐热性远远超过使用要求。因此,设计织物经纬向密度时应主要考虑织物的透气性和柔软性。非涂层织物的透气性主要靠高密度与后整理来实现。当采取适当的后整理加工时,既可以满足织物的透气要求,也可以使经纬纱的密度降低,从而使织物更加柔软,并且增加织物上机织造的可行性。

(3) 一次全成形气袋

一次全成形气袋分为方形和圆形两种。

① 方形袋 由于方形袋要求在不同位置有不同的作用和不同的

4	3	4
2	1	2
4	3	4

性能,所以在一个完整的袋子上有四个不同的密度区。其示意图如图 5-47 所示。

图 5-47 方形安全气囊密度区示意图

图 5-47 中,1 区为双层织物区,上层为朝向司机的一面,下层为朝向方向盘的一面。

为了简化织造工艺,可使双层织物经纬纱密度一致,而上下两层织物的透气性差异则依靠不同的经纱密度来实现,且上层经密大于下层经密。

2 区为袋边织物,是单层织物区,在气袋上起到缝合作用。在这一区,纬向密度是单层组织的 2 倍,经向密度的选择主要考虑以下两点:保证布边强力;必须能够实现高纬密。气袋充气后,气体向外的压力使布边有可能撕裂或发生经纱松脱现象。因此,边布要有适当的

经向密度，以便能承受撕裂力，但要实现与较高的纬密交织，又要求有较小的经向密度。因此，2区经向密度的选择要综合上述两方面的因素。

3区是袋边织物，也是单层织物。3区的经向密度是1区上下两层织物之和。因此，3区主要选择的是纬密。气袋充气后，3区边布会受到与2区同样的撕裂力，因此，3区纬密的选择也要使3区边布能承受一定的撕裂力，以防止纬纱松脱或经向撕裂。

4区也是单层织物，其经向密度与2区相同，纬向密度与3区相同。4区织物几乎不承受什么外力，因此可以不予考虑。

② 圆形袋 圆形气袋理论上会有5个密度区，如图5-48所示。

图5-48中，1区为双层织物区，2、3、4、5区为边布区。其中，1区双层织物上下两层的经、纬纱密度可与方形气袋相同。理论上，2、3、4区也可以与方形气袋相同。圆形气袋与方形气袋的主要区别在5区织物。5区既是高经密区，又是高纬密区，而且不能换用较细的纬纱。在设计圆形气袋时，3区经密为双层经密之和，2区纬密为双层纬密之和。实际上，圆形气袋各个区的经纬纱密度都相同，且边布区都是高经、高纬密区。

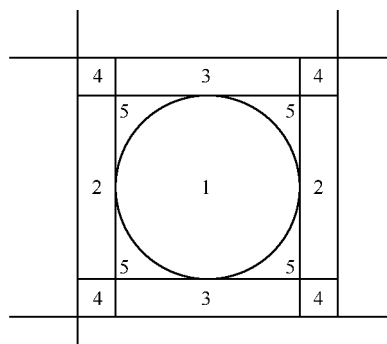


图5-48 圆形安全气囊密度区示意图

七、气袋的缝制

欧洲生产的聚酰胺气袋织物大多数是采用硅树脂作表面涂层。这一涂层可以保证气袋在极短的时间内充气，并且不至于因长期折叠存放在一个很小的空间内而产生相互粘连。亚洲或美国的气袋生产者较多的使用聚酯线来缝制，而气袋接缝处因要耐高温（几乎接近触发器出口处的温度）而用聚酰胺线缝制，由于气袋的安全原因，制造商在生产时必须严格控制工艺参数。任何织物损伤、纱线断裂或其他

接缝处的问题都会直接导致产品报废。因此，所有厂商必须遵循零缺陷的原则。因此，每只气袋都配有条形码以便每个生产步骤被存档记录和随后的质量跟踪。

在气袋缝制生产过程中最常见的问题是：跳针/断线；断针；织物受损；多余的线圈。

1. 缝制参数

保证质量最重要的因素是选择合适的针号和针脚的大小。针号取决于织物的类型、织物表面的光滑程度以及织物层数，但汽车制造商决定了气袋材料、缝纫线和线的粗细，从而限制了气袋采用更小针号进行缝制的可能性。气袋缝制一般只用圆形针或球形针，普通针会割断纱线而使织物受损，从而导致织物达不到气袋织物所要求的质量。

根据材料的层数和织物的组织结构，通常采用“R”型圆针或“SES”型球针缝制高密的聚酰胺机织物。与“R”型圆针相比，“SES”型球针结构上有一个小半球，可以避免钩断纱线。但是已经有了一种可以防止纱线钩断的替代品。跳针是气袋缝制时经常遇到的问题，当线圈没有被钩针钩住，上下线圈分离便出现了跳针。由德国 Schmetz 公司研制开发的 SERV7 型针是一种可以防跳针和防针断裂的特殊针型，它有许多型号和样式。SERV7 型针显著的特征是有驼峰状的外形和超强的强度，驼峰状针口拉直线圈以易于钩针钩住，这大大减少了跳针现象。增强型的 SERV7 型针稳定性好，不易弯曲和折断。这种特性对于多向缝制非常重要，有助于使断针率降到最低，并具有良好的中心穿刺度，从而保证接缝处的外观质量。降低针的故障率同样可以避免跳针现象。

2. 缝制线的选择

所有气袋用线在使用前，制造商按照 VDA6.1、QS9000 或 ISO/TS16949 等标准对它们进行一整套复杂的检测检验。这样做的理由是气袋所发挥的功能必须与所用于的汽车一样持久。一般而言，气袋的寿命周期为 15 年左右。聚酯和聚酰胺两种缝制线都具有高强度、高耐磨性，能够承受高热应力，这对接缝处的寿命和耐久性极其重要（PA6.6 熔点为 253℃，而 PA4.6 熔点是 285℃）。

接近气体发生器出口处（气袋的气体进出口）的气袋接缝，因承受极高的热应力，故必须使用耐热性好的特殊纱线。如采用聚酰胺纱线，在 370 °C 时不会燃烧只分解成灰渣。

在多向缝制操作中，当缝制一个紧密的圆形（气袋气孔）时，用黏合线比较合适。将 3~4 股纱线黏合在一起组成一根紧密的纱线，在缝制时不会松开，不容易出差错。

在气袋生产中经常采用两种缝制法：双锁式缝制法（即 301 型）和双链式缝制法（即 401 型）。双锁式缝制法是最佳选择，因为它十分安全。一般说来，只有经过多年储存之后才可能发生断线这类情况，即便如此，在实际运用中，气袋仍可打开，只是不能全部打开而已，接缝强度略微降低。这种缝制法要在特殊的缝纫机上完成。双链式缝制法主要在 CNC 自动缝纫机上使用，因为它可以提高产量，如缝制环形接缝。这两种缝制法常在 2 台以上的针式缝纫机上组合使用。每个气袋制造商选择不同的线圈密度，线圈密度取决于所用材料、织物层数、缝纫线、缝制法、接缝位置、接缝强度和每个汽车制造商所遵循的安全规则。

3. 用于气袋的缝纫机

在气袋产品生产中，主要使用 CNC 自动缝纫机，它可以像单针或双针系统一样运行。气袋缝制宜采用单针或双针系统。

气袋制造商可以获得无损伤的高质量产品，所有的缝制参数精确无误并且相互协调，而材料、针型、缝制线和机器是关键因素。

八、非涂层气袋织物的后整理方法

增加气袋织物的紧度可以提高气密性，但紧度的增加受到织造技术的限制，所以，气袋织物的气密性还要借助特殊的织物后整理技术才能达到。对织物进行适当的后整理加工，可以进一步降低气袋织物的微透气性能，控制气袋织物的微透气量。目前，常用的织物后处理方法有以下几种。

1. 轧光整理

轧光的过程是将合纤织物从一对或几对液压滚筒之间通过，滚筒可以是加热或冷却的，一对滚筒可以以相同或不同的速度回转。通过

加压轧光，不仅可以使纤维皱缩，填充织物间隙，达到光洁织物表面，提高织物阻气性能的效果，而且在发生撞车，司乘人员扑到充胀的气袋上时，由于气袋织物表面光滑，脸部的皮肤就不易被擦伤。

2. 热收缩处理

合纤都具有一定的热收缩性。利用这一特性，对非涂层织物进行热处理，可使织物产生收缩，达到提高阻气性能的效果。同时，由于消除了织造过程中纱线产生的内应力，从而使织物更加柔软。

3. 起绒整理

起绒整理不仅能降低气袋织物的微透气性能，而且使织物更加柔软，织物易于折叠，减少人员面部擦伤。起绒整理的缺点是技术要求较高，如果起绒整理不够，织物阻气性能就不好，而一旦起绒整理过度，纤维损伤过大，就易熔融，手感也下降，同时还会影响织物的抗冲击强度和断裂强度。

4. 浸润整理

选择适当的浸润剂，不但能使处理后的织物阻气性能提高，还可使织物更加柔软。

九、气袋试验

气袋是安全气囊的主要部件之一，它是一种轻质、高密高强、阻气性能和阻燃性能良好的机织物或编织物。由于其工作时间短、作用条件差，故对其质量要求非常高。在我国，气袋织物的研究和开发刚刚起步，为加快充气安全气囊在我国的发展，我们在研制气袋织物时，对其质量指标和实验方法作了初步探讨。

1. 气袋织物的透气量测试方法

我国 GB 5453—85 《织物透气性试验方法》与国际上多数先进工业国家的同类标准基本等效，因而可采用 GB 5453—85 规定的试验方法，选用 YG461 型织物中压透气量仪，并参照美国 ASTM D 5446—94 气袋测试标准进行测试。

在测试时，具体应注意以下几点。

① GB 5453—85 规定的透气量测试一般压差为 $13\text{mmH}_2\text{O}$ (127Pa)，而气袋在工作时，气体压力为 500GPa 左右，所以国际上

通行采用的压力差为 500Pa。为反映气袋工作状态下的透气性能及有利于对外交流,也应采取在两面压差为 500Pa 的条件下进行测试。所以在测试前应根据 GB 5453—85 标准的附录 B 的规定,调节其两面压差为 500Pa。

② YG461 中压透气量仪一般可测透气量的范围为 $20.7 \sim 11932 \text{ L}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$,而气袋织物透气量要小得多,因而应首先测量其流量曲线。

③ 取样。因测试值变异数尚未确定,故采用固定的试验次数 10 次,在试验时,应使取样分布均匀,注意取一定的边部试样进行测试。

2. 气袋织物的抗拉强度、弹性的测试方法

GB 2923—83 《机织物断裂强力和断裂伸长的测定》是参照 ISO 5081—77 《机织物断裂强力和断裂伸长的测定 (条样法)》制订的,所以此标准具有一定的权威性和通用性。接结部取样方法如图 5-49 所示。图中 a 表示取平行于经向的试样;b 表示取平行于纬向的试样;c 表示取平行于纹路方向的试样。接结部强力取经向、纬向、纹路方向三者的平均值。

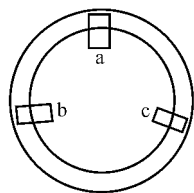


图 5-49 气袋接结部试验方法

3. 气袋织物耐压性能的测试方法

一般织物耐压性能的测试不能反映气袋的耐压性能。图 5-50 为设计的一种气袋整体的耐压性能测试装置。其作

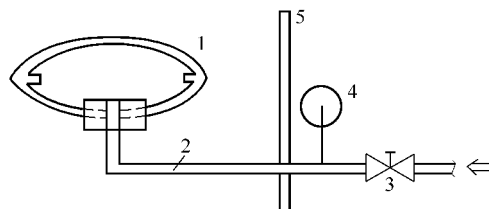


图 5-50 气袋耐压性能试验装置

1—气袋;2—管道;3—流量调节器;
4—压力计;5—阻挡板

用原理如下:管道 2 与气袋 1 的充气口相连接,用空压机将加压空气通过管道充入气袋,通过流量调节器 3 调节充入空气的流量(即调节气袋内气体的压力),从压力计 4 上读出气体的压力读数(即气袋内气体的压力),阻挡板 5 为保护装

置，压力计表上的读数值超过标准耐压压力值时，气袋的耐压性能为合格。

4. 气袋织物阻燃性能的测定方法

GB 5457—85 规定，阻燃性指材料所具有的减慢、终止或防止有焰燃烧的特性，气袋织物会由于在工作中热含量过高而造成自燃或灼伤乘员。所以，应根据 GB 5457—85 规定的方法，选用垂直燃烧试验仪来进行阻燃性能测试。

5. 气袋织物摩擦性能的测试方法

耐磨性的测试可根据 GB/T 13775—95 所规定的方法，用 Y582 型圆盘式织物平磨仪进行测试。

摩擦系数的测试，虽然可用 KES-F 风格仪来测定，但该仪器参数固定，不能任意调节，可选用中国纺织大学吕柏祥等研制的在电子强力仪的横梁上加装摩擦系数测定装置的方法来测试。其工作原理是由夹持器将试样夹持于金属平台上，试样另一端加重锤，以使试样平直，磨料装于滑块的底面，滑块一边用凯夫拉丝与传感器相连，另一边则连接重锤，使滑块能在横梁升降时作左右滑动。磨料分别用鹿皮和织物本身，由鹿皮与织物的摩擦来模拟织物与皮肤的摩擦，用织物与织物摩擦来反映织物自身的摩擦。滑块左右往复一次，强力仪的记录仪作出记录，然后求平均值得到摩擦系数。

安全气囊是被动保护装置，它的工作时间短，作用条件差，所以对质量应严格要求，指标不仅要平均值达到要求，关键要各试样的测试结果一致，使在整幅织物中均匀一致。

第五节 安全气囊中央控制器

中央控制器是安全气囊系统的控制中心，其功用是接收碰撞传感器及其他传感器输入的信号，判断是否点火引爆气囊充气，并对系统故障进行自诊断。

中央控制器由点火控制器、驱动电路、储存电路、诊断电路等组成。

1. 点火控制器

点火控制器的作用是根据多个碰撞传感器的信息决定是否起爆。对于安全气囊来说，准确判断碰撞强度并在最佳时刻点爆安全气囊是安全气囊控制系统的主要指标。早期的安全气囊系统大都采用多点传感方式，由机械式和电子式碰撞传感器配合使用，对正碰、斜碰、偏碰、碰桩等能较好地进行识别。现在的安全气囊控制系统大都采用单点传感方式，即使用安装在控制器内的一个或多个碰撞传感器测量汽车碰撞加速度信号，通过高效的算法识别碰撞的形式、强度并点爆气囊。实际上，点火控制器是一个晶体管开关电路。当碰撞传感器传来的信号电压足够大时，晶体管的发射极和集电极就导通，并将传来的信号与已经储存的信号（电阻、电压）相比较，确认是碰撞信号并达到预先设定值后，接通继电器，由驱动电路接通电源与电雷管的总开关电路，引爆气囊。

在点火控制器中关键是点火控制算法，其决定了气囊的点爆时间和粗糙路面抗干扰特性，这是气囊控制的核心技术。由于实际车辆结构各不相同，碰撞特性也不同，因此关于点火控制算法也发展了很多种，以适应于不同情况，而且还在继续发展。早期的机械式碰撞传感器集传感与算法于一体，由于自身对于信息采集、处理灵活性的限制，大部分采用加速度峰值法或速度变量法。自从采用电子式和集成式碰撞传感器以来，已发展了很多算法，现在使用的有速度变量法，加速度坡度法，比功率法等，并且还在不断地发展。

（1）加速度峰值法

通过测量汽车上的加速度信号，当加速度达到预定的阈值时就点爆气囊。由于加速度信号变化非常快，而且与汽车结构的振动有关，容易受到外界的干扰。一般用于机械式碰撞传感器的安全气囊系统，起爆车速定的比较高，以提高抗干扰性能。采用电子式碰撞传感器的安全气囊系统很少采用。

（2）速度变量法

通过对加速度信号进行积分运算得到碰撞过程中的速度变化量，当一定时间内的速度变化量大于预先设定的阈值时就发出点火信号。速度变化量可用下式计算

$$S(t, w) = \int_{-w}^t a(t) dt$$

式中 $a(t)$ ——减速度；

$S(t, w)$ —— w 时间内的速度变化量， w 为时间窗宽度。

由于速度变化量曲线比加速度曲线平滑的多，且一定时间内的速度变化量反映的是碰撞能量，所以这种算法有较强的抗干扰能力，在国外得到了广泛的采用。速度变化量法要求确定开始进行积分的时刻，一般是通过加速度阈值来确定碰撞的起始时刻。当检测到加速度值超过设定阈值时（一般为 $2 \sim 5g$ ），系统认为有碰撞发生，开始点火评价进行积分运算。当一定时间的速度变化量达到点火阈值时，气囊点火。有的厂家用 $5ms$ 内速度变化 $12.8km/h$ 及 $10ms$ 内速度变化 $19.2km/h$ 两个阈值来判断气囊是否需要点火，以增加点火的可靠性，而有的厂家采用一定时间的能量变化量来判断气囊是否需要点火，这种算法其实与速度变化量法是一致的，只不过是速度变化量进行乘方处理。

（3）加速度坡度法

该方法是美国 ASL 实验室首先提出的。使用加速度峰值法作为判断指标，抗干扰能力差（机械式碰撞传感器气囊）；而采用速度变化量作为阈值，虽然可很好判断碰撞是否发生，但对碰撞强度不够敏感。加速度坡度法对加速度信号求导，得到的加速度变化量（加速度上升坡度）作为点火判断指标。这种算法需对加速度进行很好的滤波，然后再求导，运算工作量大于速度变化量法，并且这种算法对锤子敲击汽车等较敏感。

（4）比功率法

碰撞过程中的动能为： $E(t) = 0.5mv^2$ 。对其求导得到功率

$$P(t) = dE(t)/dt = mv(t)A(t)$$

再求导得到比功率

$$dP(t)/dt = m[v(t)J(t) + A^2(t)]$$

式中 $P(t)$ ——碰撞过程中的功率；

$E(t)$ ——碰撞过程中的能量；

$A(t)$ ——碰撞过程的加速度；

$v(t)$ ——碰撞过程的速度；

$J(t)$ ——加速度坡度， $J(t) = dA(t)/dt$ ；

$dP(t)/dt$ ——比功率。

使用比功率作为指标量进行点火条件判断具有以下特点：该指标中综合了加速度、速度变化量、加速度坡度三个量，对不同碰撞波形具有更好的适应能力，但算法复杂，计算量大，同样要求对加速度进行较好的滤波。目前该方法仍处于研究阶段。

由于实际碰撞过程中初始车速是未知的，故碰撞算法中的实际车速 $V(t)$ 无法准确计算。设初始车速为 V_0 ，碰撞过程的速度变化量

$$\Delta V = \int_0^t A(t)dt, \text{ 则 } v(t) = V_0 + \Delta V. \text{ 有}$$

$$dP(t)/dt = m[v(t)J(t) + A^2(t)] = m[V_0J(t) + \Delta vJ(t) + A_2(t)]$$

计算中可将 $V_0J(t)$ 项去掉。

(5) 加速度对数法

这种算法的机理是，根据汽车各种不同的碰撞、坏路行驶及锤子敲击汽车等加速度曲线作出减速度与时间的对数关系点火控制曲线，当传感器感知汽车的减速度的对数值位于点火控制曲线之上时，则气囊点火。图 5-51 所示为各种碰撞形态及碰撞传感器运动图。从图中可以看出：修理汽车（锤子敲击）、坏路行驶及制动时减速度的对数值位于点火控制曲线的下方，即在这些情况下气囊不点火；而一定速度以上的碰撞减速度的对数值则位于点火控制曲线之上，即此时气囊点火。用这种算法可以很好地控制气囊的点火，不会发生误点火现象。这种算法的关键是设置合适的点火控制曲线。图中点划线为点火与不点火的界线。通过改变速度变化量 Gt ，可改变点火控制线的位置，从而改变气囊是否点火的碰撞速度界线。

对于正碰撞来说，碰撞传感器及控制系统一般需在 20ms 内判断

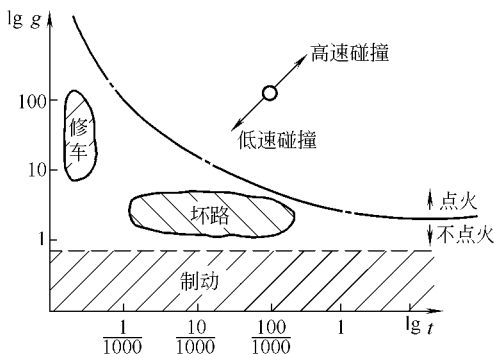


图 5-51 各种碰撞形态及碰撞传感器运动图

是否需要点火，且点火后 30ms 气囊必须完全充满气体。为保证气囊工作的可靠性，以前多采用 3 个或多个碰撞传感器，且布置于车身的不同位置。目前，随着科学技术水平的发展有逐渐采用一个碰撞传感器且与控制系统布置在一起的趋势。

(6) 神经网络算法

构造一个神经网络系统，利用神经网络的自学习功能，输入碰撞波形和点火条件，对网络进行训练。此种算法理论上是可行的，只要选择阶数适当，构造出的神经网络可适应任何系统。但由于实际碰撞试验的次数有限，输入的训练样本受到限制，实现起来有一定困难。

2. 诊断电路

诊断电路的作用是经常检查全系统的工作可靠性，若发现异常情况，即发出警报。同时还有记录气囊爆破、不发气等故障的电子回路。诊断项目有敏感元件的短路，线路的短路、断路等，如发现故障就点亮显示灯，发出警告。如果驾驶员无视警告继续行驶，在故障记录电路中记下它的时间，在发生撞车事故时，就可以判断事故在先，还是故障在先。

图 5-52 所示为凌志 (LEXUS) LS400 型轿车用安全气囊电路。

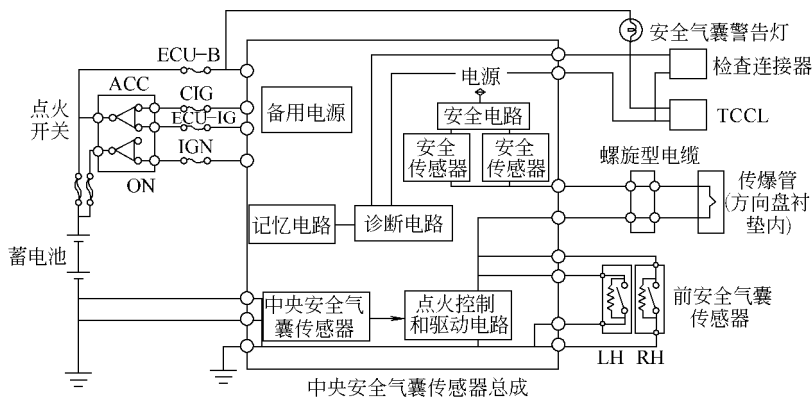


图 5-52 凌志 (LEXUS) LS400 型轿车用安全气囊电路

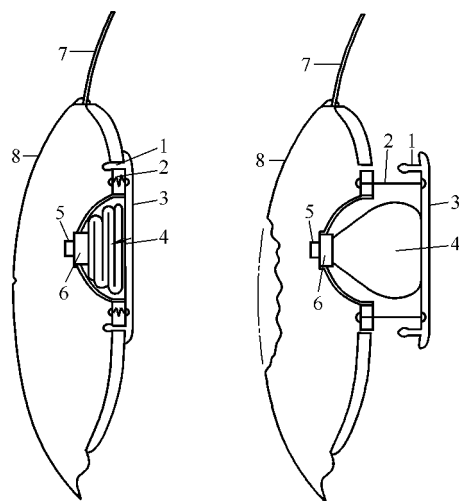
第六节 侧碰撞安全气囊

由于乘员一般紧贴在汽车的侧面位置乘坐，离汽车的侧面很近，因此，侧碰撞时对乘员的保护更困难一些。一般碰撞发生后 20 ~ 30ms 时间内气囊必须起作用，碰撞感知时间一般只有几毫秒，气囊展开充满气体的时间也只有十几毫秒，这是非常不容易实现的。根据气囊安装位置不同，侧碰撞气囊可分如下几类：

- ① 安装在座椅上的侧碰撞气囊；
- ② 安装在车门上的侧碰撞气囊；
- ③ 安装在车身立柱上的侧碰撞气囊；
- ④ 安装在车身上的充气幕帘；
- ⑤ 安装在车身上的充气管状结构等。

另外，根据保护乘员的部位不同又可分为保护头部、胸部及臀部的侧碰撞气囊等几种。

保护胸部的气囊大多安装在座椅和车门上，图 5-53 所示为安装在车门上的侧碰撞气囊结构。它主要由碰撞传感器 5、混合型气体发

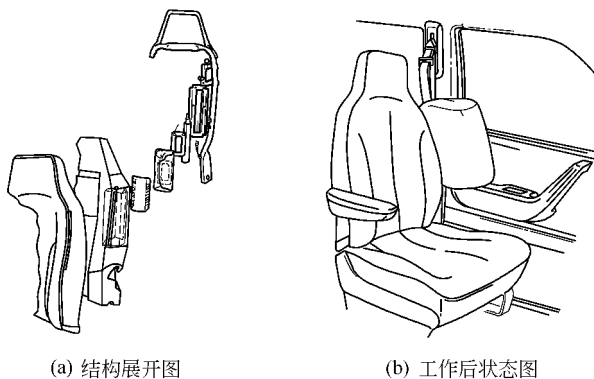


(a) 展开前

(b) 展开后

图 5-53 安装在车门上的侧碰撞气囊结构

1—锁止卡；2—束缚绳；3—展开板；
4—气袋；5—传感器；6—混合型气体
发生器；7—车门玻璃；8—车门



(a) 结构展开图

(b) 工作后状态图

图 5-54 安装在座椅上的保护胸部的侧碰撞气囊结构

生器 6、气袋 4、展开板 3、锁止卡 1（4 个）、束缚绳 2 等组成。与正碰撞气囊不同的是，气囊展开时，展开板并不破坏，而是打开锁止

卡。展开板由一些束缚绳 2 系住，展开时展开板 3 与气袋 4 一起向前移动，人体与展开板 3 接触，而不直接与气袋 4 接触。

图 5-54 所示为安装在座椅上的保护胸部的侧碰撞气囊结构。从结构上看，它与正碰撞气囊没有什么大的差别，也是由碰撞传感器、充气器、气囊、安装板等组成。保护胸部的侧碰撞气囊容积一般为 8 ~ 12L。

安装在座椅上的保护乘员臀部的侧碰撞气囊与保护胸部的侧碰撞气囊没有什么大的区别，只是安装位置不同，且前者气容积略小些，为 8 ~ 10L。

图 5-55 所示为安装在座椅上的保护头部的侧碰撞气囊。它的结构原理与保护胸部的侧碰撞气囊一样，只是气囊布置位置及容积不一样，该种气囊容积一般为 11 ~ 15L。



图 5-55 安装在座椅上的
保护头部的侧碰撞气囊

保护头部的侧碰撞气囊布置比较困难，因为发生侧碰撞时车窗玻璃发生破碎，气囊展开后往往无处支承。国外拟采用充气管状结构（ITS）来解决这一问题。图 5-56 所示为充气管状结构气囊。它布置于车门框（车身顶部）上，气囊部分的两端固定于车身上，发生侧碰撞时充气管状气囊从车身顶部的车门框处爆出，保护乘员头部以减轻伤害。

从发展趋势看，可同时保护头部和胸部的侧碰撞气囊——充气幕帘会得到越来越广泛的采用。图 5-57 为充气幕帘气囊结构图。它由

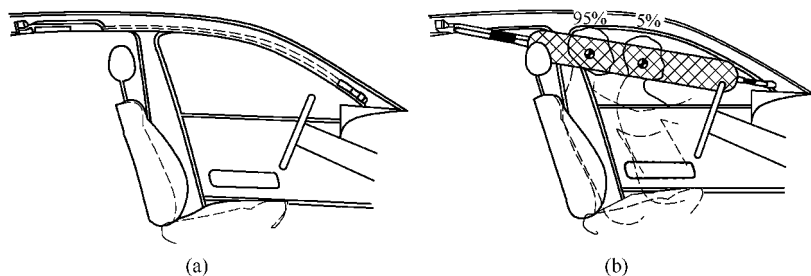


图 5-56 充气管状结构的气囊结构

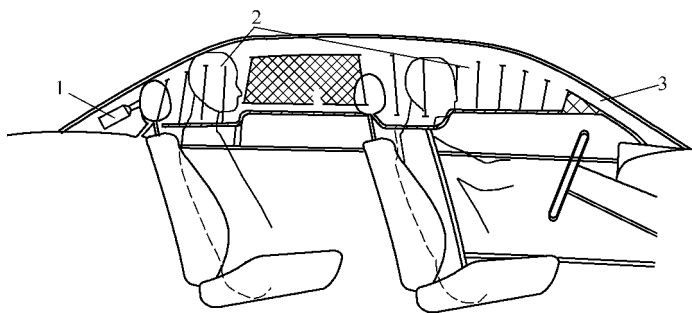


图 5-57 充气幕帘气囊结构

1—气体发生器；2—纤维管；3—在 A 柱和
顶部导轨处气体充气和保护的花纤维管槽

一组纤维管组成一个幕帘，布置于 A 柱及车顶处，发生碰撞事故时幕帘从中爆出保护乘员。该种气囊在翻车事故中对乘员头部也有保护作用，同时还可以保护后排乘员。它的充气时间为 25ms，容积为 25L，可保护乘员的时间长达 5s。当发生侧碰撞时，气体发生器可将管状幕帘充满气体布于乘员与车门之间，从而达到保护乘员头部和胸部的目的。

第七节 安全气囊设计分析

安全气囊对乘员保护作用的最理想情况是，当汽车发生碰撞时，乘员头部相对于方向盘或仪表板等运动到气囊张开最大位置时，恰好气囊张开到最大位置。若安全气囊提早打开，乘员撞到气囊时气囊已泄气，则起不到保护乘员的效果；或安全气囊打开过迟，乘员头部已接近气囊面板时气囊才打开，此时气囊的起爆会给乘员产生致命的伤害。因此，安全气囊需不需要打开、何时打开、打开到多大，是安全气囊设计的关键。

一、撞车时乘员运动特性

图 5-58 所示为车辆以 48km/h 的速度对固定壁碰撞时，乘员相对

车辆的移动量。由图 5-58 可见，撞车时乘员相对车辆的向前移动量与车型有关，汽车车体结构不同，乘员向前的位移不同；撞车时乘员相对车辆的向前移动量与时间有关，在约 25ms 以内，乘员位移量很小，当 $\geq 25\text{ms}$ 后，乘员的位移量几乎与时间成正比关系。

图 5-59 中实线是一个总质量为 907kg 的超小型轿车以不同碰撞初始速度对固定式障壁正面碰撞和斜碰的乘员舱的减速距离。虚线是伤害指数所规定的为了避免伤害乘员，不同的约束展开时间乘员质心所要求的最小位移。

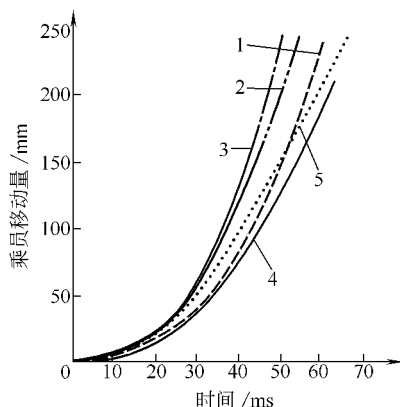


图 5-58 撞车时乘员相对车辆的向前移动量

1—大众牌汽车；2—美国紧凑型轿车；
3—小型前置发动机汽车；4—美国标准轿车；5—美国小型轿车

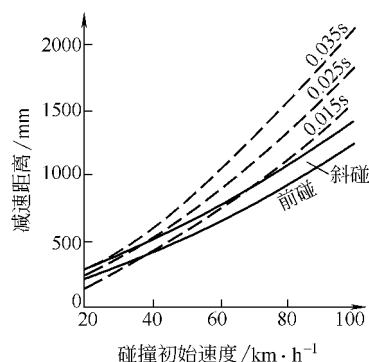


图 5-59 汽车（实线）和乘员（虚线）的减速距离与碰撞初始速度的关系

虚线规定了上躯干质心在减速过程中必需位移的最小值。如果乘员进一步位移，即约束较软，乘员会更安全。反之，如果位移减小，即约束较硬，乘员受到伤害的可能性就变大。虚线与实线之差，即乘员上躯干质心与乘员舱之间的位移差是最小的内部行程。为了乘员的安全，约束必须保证这个最小的内部行程。由图 5-59 还可知，随着碰撞速度的提高，乘员所需内部行程就越大。

二、汽车全碰撞行程

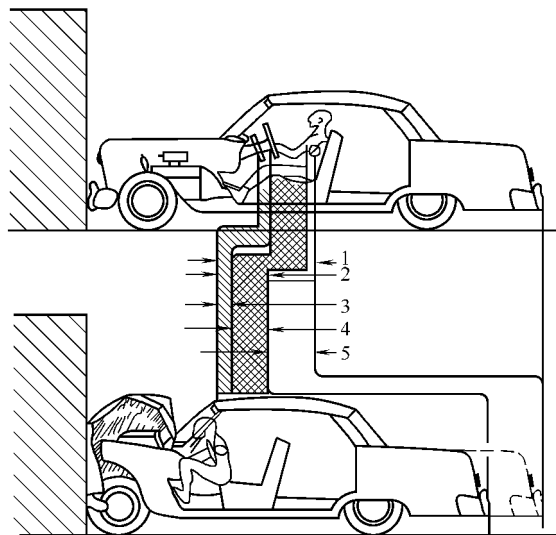


图 5-60 全碰撞行程

1—全碰撞行程；2—内部行程；3—内部碰撞变形；
4—自由空间；5—汽车压扁行程

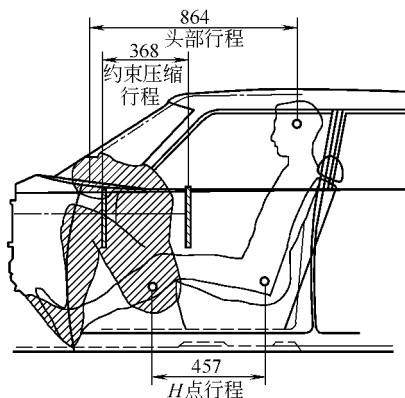


图 5-61 第 95 百分位男子驾驶员的头部、H 点和约束压缩行程

全碰撞行程即汽车的碰撞变形加上内部行程。汽车的碰撞变形即压扁行程，见图 5-60。内部行程就是驾驶员和乘员相对汽车内部前冲的距离。全碰撞行程见图 5-60。

图 5-61、图 5-62、图 5-63 分别是第 95 百分位男子驾驶员、第 50 百分位男子驾驶员以及第 5 百分位女子驾驶员的头部行程、H 点行程和约束压缩行程的图解。

以上三个图都是 1973 年 Gal-

axy 带有 80% 约束效率（指约束能停止乘员的理论最小距离与实际停止距离之比的百分数）的气囊约束的汽车下面固定式障壁 80km/h 碰撞的驾驶员内部行程的图解。

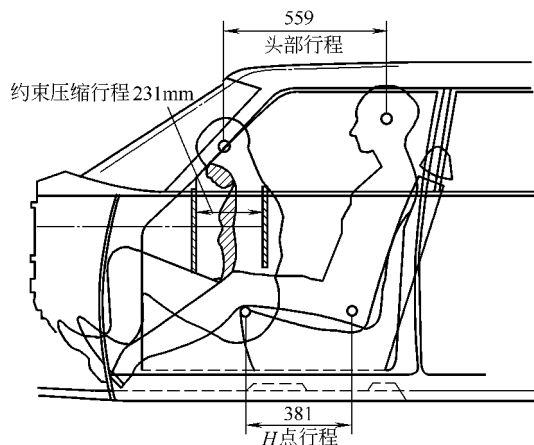


图 5-62 第 50 百分位男子驾驶员的头部、H 点和约束压缩行程

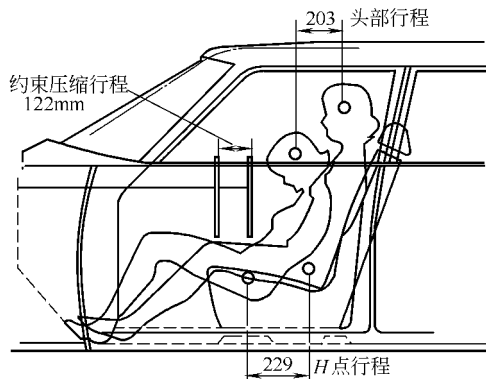


图 5-63 第 5 百分位女子驾驶员的头部、H 点和约束压缩行程

汽车的碰撞变形越小，就要求内部行程越大。反过来，如果汽车的碰撞变形大，吸收的碰撞能量较多，所要求的内部行程就小。两者

之和，也就是全碰撞行程太小，就要求约束展开要快，才能保护乘员。全碰撞行程大，约束展开就可以慢一些。

对于大型轿车来说，其压扁行程和内部空间都大，因此，约束系统可以有 80% 的约束效率，并有较好的负荷分配；对于小型轿车来说，其压扁行程和内部行程都小，因此，要求约束展开时刻要早。

三、气囊展开时间的选择

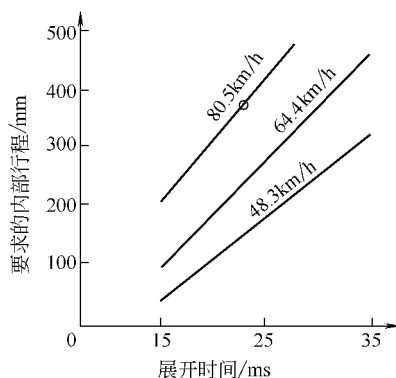


图 5-64 超小型轿车不同的约束展开时间所要求的内部行程

图 5-64 说明在正面固定式障壁碰撞中，改变约束展开时间依靠乘员舱内部空间来保证。在 Pinto ~ Vega 级的一个超小型轿车中，第 50 百分位男子约需 381mm 的内部行程，而第 95 百分位男子约需 305mm 的内部行程。若气囊展开时间为 35 ~ 45ms，由图可知，仅能在 48km/h 的碰撞中满足内部行程的要求。如果要对 80km/h 的碰撞进行保护，就需要 23ms 的约束展开时间。

四、对乘员的不同攻击率与汽车内部行程的关系

假定 1500 ~ 2000g/s 的攻击率是乘员可容忍的，则对于 48km/h 的碰撞，约需 152 ~ 229mm 的内部行程，对于 80km/h 的碰撞，就需要 381 ~ 483mm 的内部行程，见图 5-65。

攻击率的大小与气囊尺寸和膨胀技术有关。

综上所述，影响安全气囊点火时刻与汽车碰撞速度有关，与乘员身高等身体条件有关，与乘

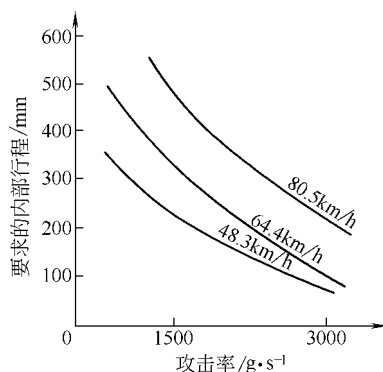


图 5-65 超小型轿车乘员的不同攻击率要求的内部行程

员乘坐姿势有关，与车体内部空间有关，与车体特性有关，还与气囊起爆时间有关。如何在更广泛的汽车碰撞速度范围内，满足更多乘员的要求，是气囊设计人员一直在追求的目标。

第八章 安全气囊使用效果分析

Wayne 州立大学对轿车上的驾驶员假人进行整车碰撞试验，试验汽车为 1969 年产雪佛兰 IMPALA，指出了与 FMVSS208 法规相一致的结论，见表 5-20。

表 5-20 Wayne 州立大学数据——驾驶员数据

项 目	试 验 号							
	45	60	65	70	71	15	19	49
假人类型 ^①	50M	50M	5F	95M	95M	50M	50M	50M
约束系统	气囊	气囊	气囊	气囊	气囊	连续带	腰带	无约束
碰撞速度 / km · h ⁻¹	48.6	51.8	47.8	47.6	48.6	49.1	49.2	40.2
碰撞类型	橇	障壁	橇	橇	橇	橇	橇	橇
头部加速度峰值 / g	75	87	78	51	34	—	—	58
胸部加速度峰值 / g	37	47	46	37	—	43 ^②	126 ^②	42
头部伤害指数	310	460	708	257	173	689	810	576
头部伤害标准	243	370	616	225	150	—	—	503

① 50M 指第 50 百分位成年男子；5F 指第 5 百分位成年女子；95M 指第 95 百分位成年男子。

② 仅纵向数据。

如表 5-20 指出的那样，气囊约束的头部伤害指数和头部伤害标准都很低，胸部加速度峰值也都低于允许的 60g 的峰值水平，这里都低于 50g。期望的头部加速度峰值水平是 80g，除 60 号试验超过这个水平之外，其他试验都低于这一水平。安全带试验结果数值都高于气囊。腰带试验结果不如连续带的试验结果。

无约束试验碰撞速度是 40.2km/h。速度是影响乘员所受负荷的

一个主要因素，而且能量是速度平方的函数。如果把 40.2km/h 换算到 48km/h，无约束就会有更高的试验结果，能量比大约是 1.44，即不考虑其他因素，能量差是 44%。再加上无约束乘员可能碰到内部凸出物上，较高负荷就会集中到脸部、头部和胸部，受伤就会相当严重，甚至死亡。

表 5-21 是 Agbabian 协会对超小型轿车（1972 年产 PINTO）正面固定式障壁 48km/h 碰撞得到的气囊、腰-肩连续带的的结果，包括驾驶员和乘员的数据。

表 5-21 Agbabian 协会数据——驾驶员、乘员数据

项 目		试 验 号						
		3	5	11	6	10	12	1
假人类型		50M	50M	50M	50M	50M	50M	50M
约束系统		气囊一型			气囊二型			连续带
碰撞速度/km·h ⁻¹		48.4	47.6	48.1	48.3	48.0	48.1	48.6
头部加速度 峰值/g	驾驶员	51	53	65	77	63	72	69
	乘员	129	52	—	44	43	47	—
胸部加速度 峰值/g	驾驶员	62	52	61	80	68	58	44 ^①
	乘员	51	51	46	54	52	55	41
头 部 伤 害 指数	驾驶员	516	510	705	533	433	532	689
	乘员	680	413	—	385	307	446	—
头 部 伤 害 标准	驾驶员	426	420	572	402	320	371	543
	乘员	442	277	—	313	250	357	—
右 大 腿 负 荷/N	驾驶员	5023	6001	7334	8112	8668	8712	—
	乘员	5112	—	4978	5534	4223	4223	1511
左 大 腿 负 荷/N	驾驶员	—	5112	6356	—	5290	5334	4978
	乘员	4000	—	4712	3511	5334	5112	—

① 仅垂直和纵向数据。

这一组数据全是对障壁实车碰撞，比 Wayne 州立大学的碰撞橇试验更接近实际情况。可以看出大腿负荷一般驾驶员比乘员高。

表 5-22 是安全试验车的正面固定式障壁碰撞试验结果。

表 5-22 安全试验车 (ESV) 的试验数据

项 目		试 验 号	
		1(AMF 车)	2(FAIRCHILD 车)
假人类型		50M	50M
约束系统		气囊	无约束
碰撞速度 / $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$		80.0	78.7
头部加速度峰值 /g	驾驶员	85	240
	右前乘员	119	219
	右后乘员	188	240
胸部加速度峰值 /g	驾驶员	67	164
	右前乘员	212	164
	右后乘员	146	176
头部伤害指数	驾驶员	1233	5626
	右前乘员	2747	7402
	右后乘员	3113	5623

从数据中可明显看出无约束的伤害程度远高于有气囊约束的,而且 2 号试验用车的乘员舱设计有能量吸收和平滑设计等,这只能在低速碰撞中有效,但是在 80km/h 的高速碰撞中显得就无能为力了。

从以上三组试验结果可得到一般结论:

① 前碰中气囊约束和腰-肩连续带保护效果较好,而且在减少严重伤害和致命伤害方面,气囊更有效;

② 单独使用腰带的保护效果并不理想;

③ 无约束在低速碰撞中,沿可依靠舱内的平滑设计和吸能部件获得一定的保护作用,但是在高速碰撞中无保护作用;

④ 对于侧面碰撞、翻车等,气囊约束不如安全带约束有效。

据国际交通事故调查协会副主席——通用汽车公司的 Leonardeuans 博士介绍,气囊可使事故死亡率下降 18% 左右,它与安全带配合使用可使事故死亡率下降 47% 左右,而单独使用安全带可使驾驶员事故死亡率下降 42% 左右。可见,安全带对乘员保护的效果要好于气囊。

另外,气囊与安全带比较,是在发生故障时才起作用的,所以应安装气囊故障预报指示器。该装置能以确定的方式预报装置发生故障,从而防止碰撞时由于气囊已经失效而造成的伤亡。

第九节 汽车座椅乘员识别系统

汽车安全气囊 (air-bag) 自从在轿车上广泛使用以来, 对防止乘员的伤亡确实起到了很大的作用, 拯救了无数人的生命。但是, 在使用过程中也发现了不少问题。例如由于控制不当, 在气囊释放时造成了一些意外的伤亡, 特别当前排座椅乘员是儿童时, 这种事故的发生频率更多些。为避免此类事故的发生, 国外已在 air-bag 的释放控制系统中, 增加一套乘员分类识别系统。依靠这套系统, 来识别座椅上占有物是物体还是人, 若是人的话, 还可以识别出是成人还是儿童, 从而来控制 air-bag 的安全释放。美国高速公路交通安全协会 (NHTSA) 制定了新的法规 (FVSSO28), 要求从 2003 年开始, 在美国销售的轿车上, 逐步安装这种系统, 在 2007 年以后, 所有的轿车上均要安装这种系统。

这种系统大致有三个子系统组成: 传感器系统、数据采集和处理系统、气囊安全释放控制系统。

一、传感器系统

目前正在研究和开发的传感器系统有多种形式 (见表 5-23), 其中垫式传感器系统用得最多。该系统安装在座椅面料和座椅泡沫之间。这种垫式传感器系统有三层组成: 上层为压力电阻传感膜, 中间层为隔离层, 下层为电极膜。压力电阻传感膜上分布有几十个或上百个压力电阻传感单元, 中间隔离层上有相应数量的孔, 下层电极膜有相应数量的电极。上层的压力电阻传感单元与隔离层上的孔以及下层的电极在位置上是一一对称的, 组成一个完整的垫式传感器系统。

在压力电阻传感膜上的传感单元受到压力后, 它与下层的电极层相接触, 共同构成一个完整的电路。电路中的输出电阻会随压力的增加而减小。这样就可以根据每个传感单元的输出电阻来确定整个坐垫上的压力分布情况。

表 5-23 座位人体自动识别技术

传感器技术	原 理	功 能
电阻式称重传感器	在压力下电阻改变	通过重量阈值判断座位上是否有人
压-重传感器	压力的变化产生电压	判断人体运动
皮带长度和座位位置电位计	通过皮带释放和座位位置确认电势	乘坐位置的确认
电容传感器	身体电容值	人体确认
RF(射频)	通过调频和多普勒效应确定运动和速度	通过运动确认座位上是否有人
超声	通过时间和多普勒效应确认距离和速度	通过距离和运动判断座位上是否有人
无源红外	热射线的变化	通过体热和运动判断是否为生命
有源红外	三角测量法测量距离和形状	通过距离、形状和运动判断座位上是否有人，其位置和方式
成像	视觉形态识别	

二、数据采集和处理系统

该系统由 4 部分组成：ASIC、微处理器、EEPOM 存储器和各部分之间的通讯接口电路（图 5-66）。

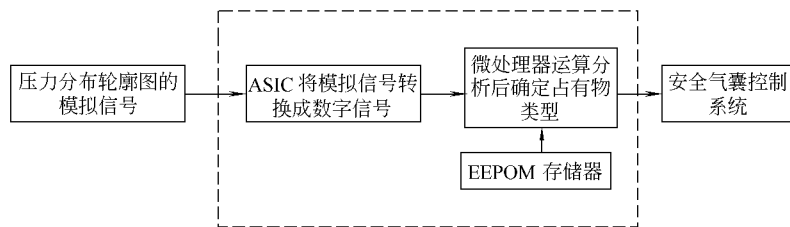


图 5-66 系统信号处理流程

ASIC 是传感器系统和微处理器之间的一个接口电路，功能是将传感器系统输出的座椅压力分布轮廓图的模拟信号转换成数字信号后，输出给微处理器。图 5-67 所示为一个典型的 ASIC 的输出特性

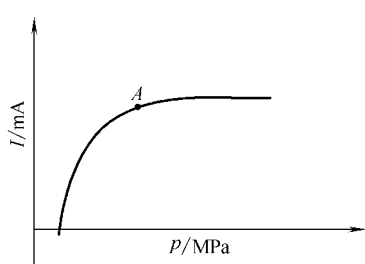


图 5-67 ASIC 输出特性曲线

曲线。

从该图中可以看出，当座椅上的压力大于一定值后（图中的拐点 A），ASIC 的输出值基本不变。这样就可以用 A 点值作为阈值，大于此阈值，输出高电平，传感单元被激发；小于此阈值，输出低电平，传感单元不被激发。

微处理器的主要功能是将 ASIC 输出的数字信号进行计算与分析，然后确定座椅上占有物的类型，最后输出给 air-bag 释放控制系统。微处理器接收到 ASIC 的数字信号后，要计算出以下参数。

① 形状参数 根据大量试验表明，人的臀部和座椅表面之间的压力分布是一种紧凑型的压力分布；而一般物体在座椅表面上的压力分布是分散型的。图 5-68 描述了三种不同类型的压力分布。

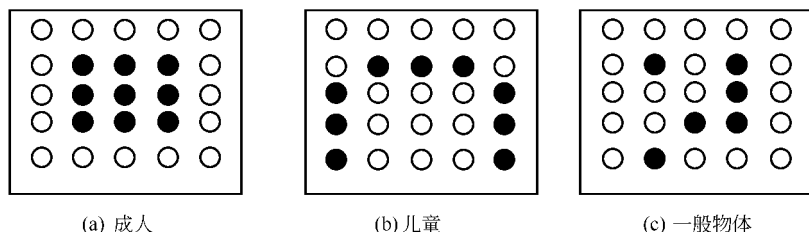


图 5-68 座椅传感单元激活状态的压力分布

这三种类型的压力分布图上都只有 9 个传感单元被激发了。图 5-68 (a) 所示的紧凑型压力分布是一种典型的成人乘坐时的压力分布；而图 5-68 (b) 所示为典型的儿童乘坐时的压力分布，此图激发点较分散。通过对座椅上压力分布图的拓扑学分析得到的形状参数，可以清楚地区分座椅上乘坐的是成人、儿童，还是一般物体。

② 附着参数 它也是一个用来表征座椅上压力分布类型的参数。图 5-69 表示该参数在乘员分类中的作用。图中两种分布图上传感单元被激发的数目是相同的。在图 5-69 (a) 中，激活的传感单元集中

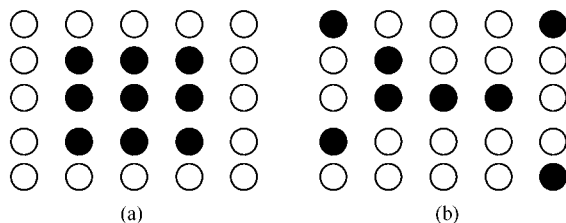


图 5-69 座椅传感单元激活示意图

在一起，而图 5-69 (b) 中，激活的传感单元较分散（非人）。根据这个参数的绝对值，很容易区分不同的压力分布类型。该参数的大小很大程度上取决于乘员的重量。

③ 宽度参数 主要根据压力分布图得到的一些类人体信息来对乘员进行分类，如图 5-70 所示。该参数表示和臀部压力轮廓有关的几何信息。假如座椅上乘坐的不是人的话，在数据处理的实际执行过程中，就不计算该参数。



④ 轮廓品质参数 当座椅上有占有物时，该参数能给出一个稳定的分类信息。该参数通过综合前述参数和座椅的特定参数，定量地给出整个座椅上的压力分布轮廓品质参数。

这样，系统识别程序就可以根据这些参数进行一系列数据处理，就能在任何时刻识别出座椅上坐的是成人、儿童，还是物体，而无需考虑乘员在座椅上某一时刻的位置。

EEPOM 存储器主要存储各种典型的成人、儿童和物体在座椅上的压力分布参数，为系统识别提供一些标准模式。

三、气囊安全释放控制系统

目前在轿车上安装的 air-bag 控制系统可以分成三类：单级控制系统、双级控制系统和安全抑制系统。

单级控制系统：根据安装在汽车前部的减速度传感器传来的信息，判断是否会发生撞车。当减速度超过一定值时，不管撞车的严重

程度如何，该系统将发出指令，释放安全气囊。

双级控制系统：根据减速度传感器测出的减速度大小来确定撞车的严重程度，将严重程度分为二级。它所控制的安全气囊有二级释放机构。在撞车不严重时，释放安全气囊的第一级，即慢速释放气囊。在撞车严重时，同时释放安全气囊的二级，即在第一级释放的同时释放第二级，达到快速释放的目的，或在第一级释放后间隔几毫秒再释放第二级。

安全气囊抑制系统：该系统能根据微处理器传来的座椅占有物类型信号，决定是否释放安全气囊。当占有物为物体或者是儿童时，就抑制气囊的释放。当占有物为大于一定重量的成人时，则不起抑制作用。该系统可以用于单级安全气囊控制系统，也可以用于双级安全气囊控制系统。

第十节 安全气囊试验

国外一般都对两个方面来对气囊提出性能要求，一个是对气囊本身的要求，另一个是从汽车的角度出发对气囊提出的性能要求。

目前世界上还没有一个关于气囊的标准法规，但 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/WG8ISO/WD12097 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》等则对气囊系统及其充气系统提出了性能要求。这些标准草案对气囊主要提出了两个方面的性能要求，一个是环境试验性能要求，另一个是机械试验性能要求。

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、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、气囊容积测量试验、气囊织物强度试验、缝线强度试验、织物透磁性及气密性测量试验、爆裂试验、机械碰撞试验等。

有些气囊生产厂家的气囊试验项目甚至有上百项，以确保气囊的性能及可靠性万无一失。另外，在气囊生产线上还要进行磁性检查及X光检查，以防止铁屑之类物品落入气囊内，在气囊展开时对乘员造成伤害。

除了要进行以上试验项目外，还要进行多项安装气囊汽车的试验，这些试验包括碰撞试验、坏路行驶试验、模拟修车的锤子敲击试验等。

FMVSS208《汽车乘员碰撞保护》标准中要求汽车必须配备不需乘员做任何动作就可对乘员进行保护的被动式乘员保护系统，而气囊是得到最广泛采用的这种被动式乘员保护系统之一。当然，FMVSS208等标准还对汽车以48.3km/h速度进行正面壁障碰撞、移动壁障碰撞等试验中乘员头、胸部及膝部等伤害值提出要求。在乘员佩带安全带时，即使不装用气囊，其伤害也可能达到标准要求，但装用气囊后一般可使这些伤害值降低，对乘员保护的效果会更好。

在国外，人们常利用NCAP5星图来评价汽车的乘员保护系统。NCAP5星图是用56km/h偏置40%正碰撞的乘员头部和胸部的伤害值来评价乘员保护效果是几星级，星级越高，保护效果越好。一般来说，装用气囊可使乘员保护系统的星级提高，容易得到用户的认可。图5-71是NCAP5星评价系统图。有些公司（Allied Signal等）采用6星评价图，达6星级时乘员受伤风险率可达5%以下，即乘员几乎不会受伤。达5星级时，乘员受伤风险率可达10%以下。可以认为，NCAP5星评价系统是目前气囊系统乘员保护效果的最佳评价方法。

图5-72是AUTOLIVE公司资料给出的气囊控制系统点火条件设定时所需进行的实车碰撞试验类型及车速。在点火条件设定时，一般用固定壁障碰撞车速衡量汽车碰撞强度。

此外，为避免汽车在坏路行驶时产生误点火，AUTOLIVE公司还

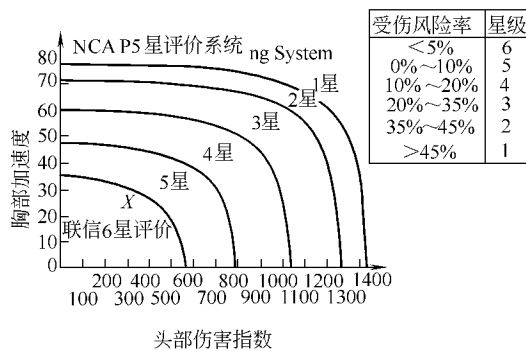


图 5-71 NCAP5 星评价系统图

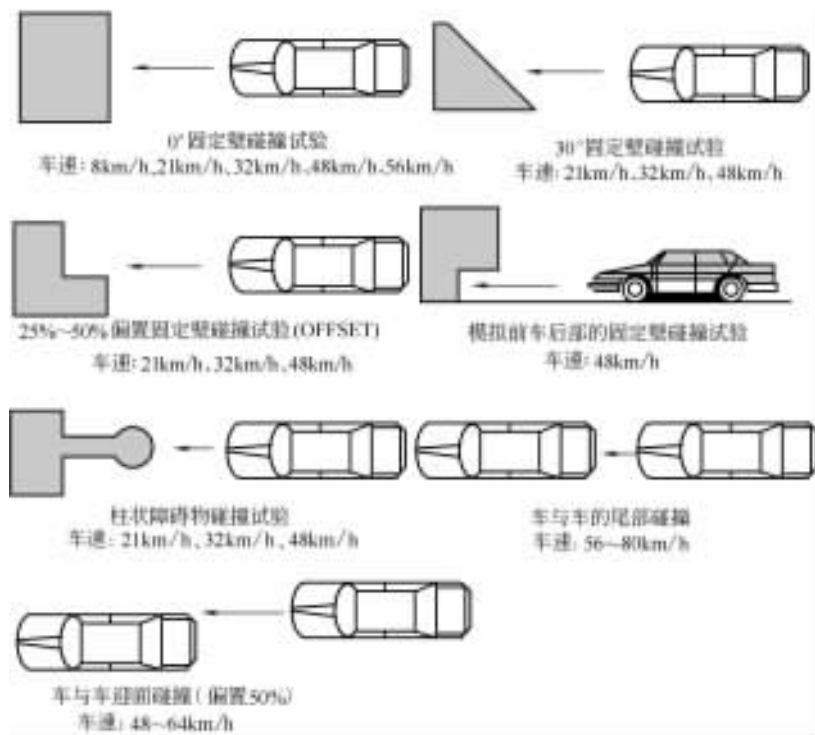


图 5-72 气囊系统点火条件设定所需进行的试验

要求汽车以 15km/h、25km/h、35km/h、45km/h 的速度驶过 110mm、

150mm 路肩进行气囊是否点火试验，还要求汽车以20km/h、30km/h、40km/h 速度驶过 270mm 深坑检验气囊是否点火，以确保气囊在非碰撞状态下不展开。

由于目前还没有一个正式的气囊标准（法规），因此各公司的气囊性能试验内容、试验方法等要求也不尽相同，但对气囊系统的可靠性要求都很高。

尽管安全气囊在国外已得到广泛采用，它可以减轻事故过程中乘员的伤害程度，但有一点所有汽车乘员须切记，安全带与气囊相比，安全带对乘员保护和效果更好一些，二者共同使用可达到较理想的乘员保护效果，因此乘车后的第一件事应是佩带安全带。

乘员舱内部保护乘员的其余措施

第一节 能量吸收式转向柱

国际上对防止转向柱对驾驶员的伤害都有法规要求。这些法规中

规定了汽车发生正面碰撞时，转向柱的向后水平位移量和碰撞力的要求。GB 11557—1998《防止汽车转向机构对驾驶员伤害的规定》中明确指出当汽车以 48.3 ~ 53.1km/h 的速度撞击固定壁障时，方向盘的水平后移量 $\leq 127\text{mm}$ ；当人体模块以 24.1 ~ 25.3km/h 的速度水平撞击转向盘时，作用在转向盘上的水平力不得大于 11123N。

国家标准对试验方法及试验装置、人体模块（见图 6-1）都作出了明确规定，其中人体模

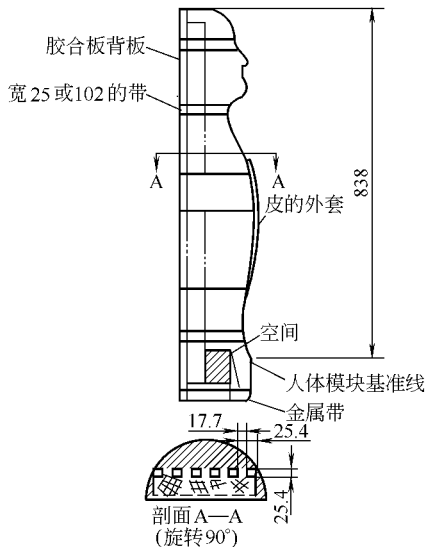


图 6-1 人体模块侧面（单位：mm）

块必须符合下述要求中的①、②、③三条：

- ① 结构尺寸方面的要求；
- ② 质量为 $34.0 \sim 36.3\text{kg}$ ；
- ③ 变形刚度为 $105 \sim 140\text{N/mm}$ ；
- ④ 质心距头顶 $(551 \pm 6)\text{mm}$ ；
- ⑤ 通过质心绕横轴的转动惯量为 $(226 \pm 22)\text{N} \cdot \text{cm/s}^2$ [$(23.0 \pm 2.3)\text{kgf} \cdot \text{cm/s}^2$]。

其中变形刚度的求法如下：把 $380\text{mm} \times 100\text{mm}$ 槽形梁置于图 6-2 的人体模块的胸部位置 [距头顶 $(457 \pm 6)\text{mm}$] 处，其槽形梁底部平行于背板。对槽形梁预加 22N 的载荷（包括槽形梁的重力在内），将此时槽形梁的位置定为基准点（见图 6-2），对槽形梁以 $(250 \pm 50)\text{mm/min}$ 的速度加压，测量由基准点位移量在 12.7mm 时的载荷压力。根据测量的载荷压力及位移量求出变形刚度（ N/m ）

变形刚度 = 载荷压力 / 位移量

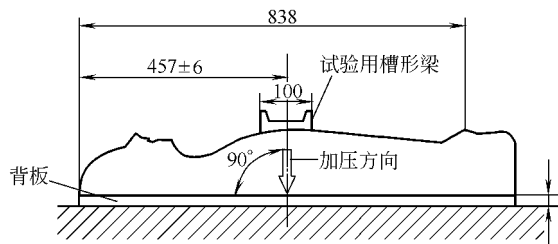


图 6-2 人体模块加载示意图

撞击试验机应具有如下功能：撞击试验机能够携带人体模型平移运动撞击汽车转向盘；可以记录试验中的撞击速度、撞击载荷、撞击瞬间。

转向机构按照设计基准位置如下安装（见图 6-3）。

为了满足法规的要求，广泛采用了能量吸收式转向柱。由于能量吸收的机理和形式不同，转向柱与车身受撞脱开方式及转向轴受撞压

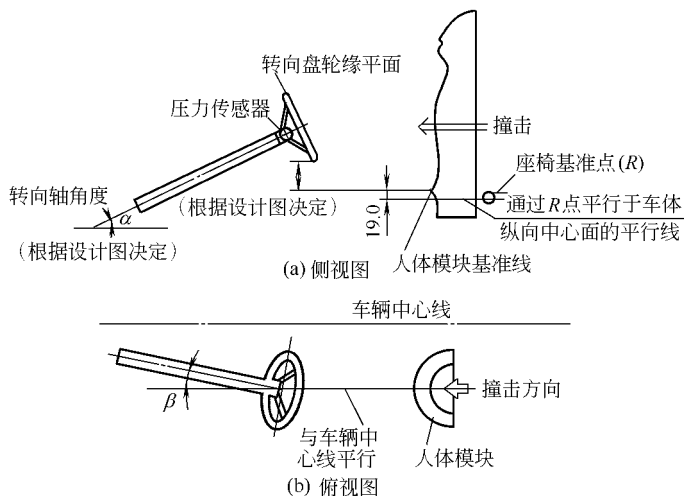


图 6-3 转向机构和人体模块的关系及撞击施力示意图

缩的形式不同，能量吸收式转向柱的种类很多，到目前为止新型的能量吸收式转向柱的专利还在不断出现。

图 6-4 所示为汽车发生正面碰撞时转向柱-驾驶员系统的碰撞关系。

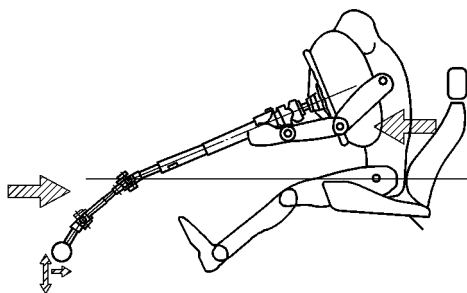


图 6-4 汽车正撞时转向柱-驾驶员系统的碰撞关系

在汽车发生正碰撞时（首次碰撞），碰撞能量使汽车的前部发生塑性变形，布置在汽车前部的转向柱及转向轴在碰撞力的作用下要向后即驾驶员胸部方向运动。这种运动的能量应通过转向柱以机械的方式吸收，防止或减少其直接作用于驾驶员身上，造成人身伤害。这就

是标准中汽车正面碰撞时要限制驾驶员位移量的原因。隔绝首次碰撞的影响可由转向中间轴在碰撞力的作用下向后运动来完成。

另一方面，在汽车发生正撞时，驾驶员受惯性的影响有冲向转向盘的运动（二次碰撞）。驾驶员本身的运动能量一部分由约束装置如安全带、气囊等加以吸收，另一部分传递给转向盘和转向柱系统。这部分能量也要通过转向盘及转向柱系统予以吸收，以防止超出人体承受能力的碰撞力伤害驾驶员。这就是标准中规定人体撞击方向盘时要限制撞击力的原因。能量吸收式转向柱吸收二次碰撞能量是解决问题的好方法。

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，防止或减少碰撞能量伤害驾驶员的转向柱叫做能量吸收式转向柱。

一、能量吸收式转向柱的结构原理与设计

能量吸收式转向柱的具体结构形式很多，但各种形式的能量吸收式转向柱所达到的目的是相同的，即有效地吸收汽车发生正撞时转向柱-驾驶员系统的两次碰撞能量。图 6-5 所示为一种典型的汽车转向柱系统。

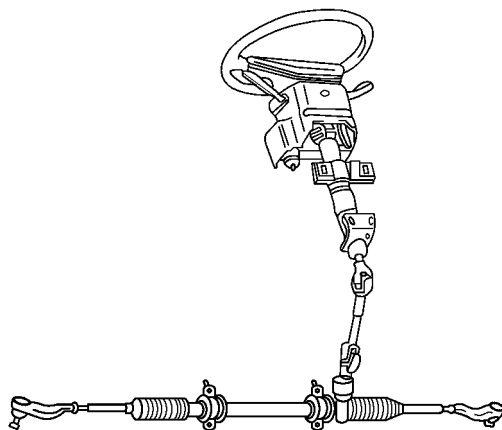


图 6-5 典型的汽车转向柱系统

1. 隔绝首次碰撞影响的对策

隔绝首次碰撞影响的方法是通过转向中间轴的防撞结构来实现

的。防撞型转向中间轴除了要保证汽车正常行驶时的传递转向扭矩外，当汽车正撞碰撞力达到一定值时，转向中间轴可以伸长、压缩、弯曲或断开以消除转向齿轮的后移影响，达到隔绝首次碰撞影响的目的。常见的能够隔绝首次碰撞影响的转向中间轴的结构形式有以下几种。

(1) 伸缩式转向中间轴（见图 6-6）

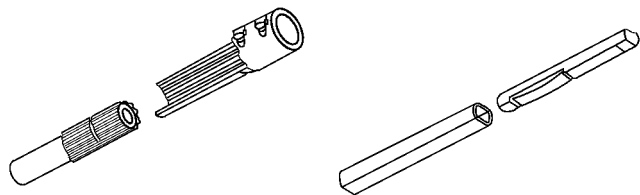


图 6-6 伸缩式转向中间轴

这种形式的转向中间轴上、下两个联轴节之间是花键轴、套式转向轴，或者是“D”形管、轴式转向轴。花键轴花键齿上一般要涂上一层塑料，形成一种可压塑料过盈配合，以消除花键配合的间隙。当汽车发生正撞时，通过花键轴套相对滑动来消除碰撞产生的转向器齿轮轴向后的位移，达到隔绝首次碰撞影响的目的。

(2) 波纹管式转向中间轴

这种形式的转向中间轴上、下两个联轴节之间是波纹管式转向轴。波纹管式转向轴除了可以正常地传递转向扭矩外，当汽车发生正撞时，通过波纹管的弯曲和压缩来消除碰撞使转向器齿轮轴产生向后的位移，达到隔绝首次碰撞影响的目的。

(3) 可脱开或可断开式转向中间轴

这种形式的转向中间轴的上或下联轴节为可脱开或断开式。当汽车发生正撞，碰撞力达到某一规定值时，联轴节中可脱开或断开零件便脱开或断开，使转向中间轴从转向器或上转向轴中脱离，消除转向器齿轮轴的向后位移量，达到隔绝首次碰撞影响的目的。

2. 保护驾驶员免受二次碰撞伤害的能量吸收式转向柱
能量吸收式转向柱应具有以下性能：

① 在汽车正常行驶时，转向柱及其中的转向轴有足够的强度和刚度以保证正常的转向力传递及安装于转向柱上的其他功能件（如变速杆、组合开关等）正常工作；

② 当汽车发生正撞时，转向柱系统能够从车身结构中以机械的方式脱离；

③ 当汽车发生正撞时，转向柱及其中的转向轴可以被压缩，并且转向柱系统中应具有能量吸收元件以吸收碰撞能量。

由于能量吸收式转向柱种类很多，不能一一列举，下面以最常见的套筒式及网状管柱式能量吸收式转向柱为例来说明能量吸收式转向柱的工作原理。

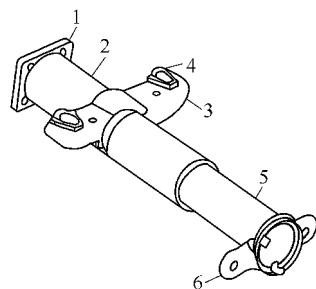


图 6-7 所示为套筒式能量吸收转向柱。组合开关等操纵件连接在转向柱上的连接板 1 上，上套筒 2 上的转向柱连接板 3 通过可受碰撞力脱开的连接盒 4 与车身相连接，下套筒 5 通过车身前围板的支撑板 6 连接在车身上。

图 6-7 套筒式能量吸收转向柱
1—操纵件连接板；2—上套筒；3—转向柱连接板；4—连接盒；5—下套筒；6—支撑板

图 6-8 为转向柱内的转向轴的结构。它由上下轴两个零件组成。上转向轴为实心轴，其下端铣出两个平台呈“D”形。下转向轴为管状，其上端也呈“D”形。上转向轴插在下转向轴的“D”形管中，并通过两个注塑销轴向锁住。

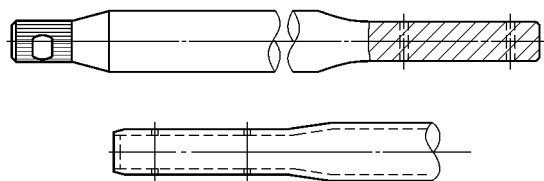


图 6-8 转向柱内的转向轴的结构

图 6-9 为可脱开连接盒的结构。压铸铝盒上有 2~4 个注塑孔，

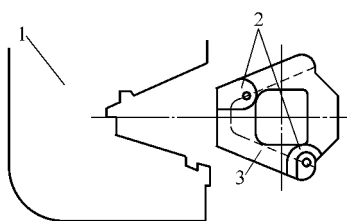


图 6-9 可脱开连接盒的结构

- 1—连接板；2—注塑销孔；
3—可脱开连接盒

连接盒通过注塑销与转向柱连接板相连。

网状能量吸收式转向柱除了能量吸收方式与套筒式能量吸收式转向柱不同外，其可压缩转向柱及从车身中脱离结构与套筒式吸能转向柱基本相同。当汽车正撞时，转向柱上的网状部分在碰撞力的作用下压缩变形，达到吸收碰撞能量的目的。图 6-10 所示

为网状能量吸收式转向柱结构。

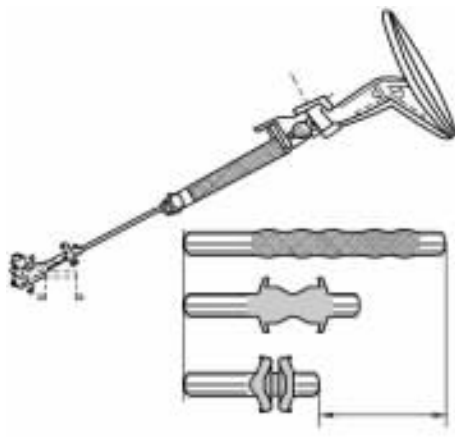


图 6-10 网状能量吸收式转向柱结构

图 6-11 所示为上、下套筒间的能量吸收装置。嵌在塑料支承架上的钢球被压入上、下套筒间。为了使上、下套筒总成有一定的抗弯曲刚度，塑料支承架应有一定的宽度，并且在前后同一轴线方向有两个钢球。这种结构的吸能装置有以下优点：通过调整钢球的直径和数目可以得到可预期的、重复性好的变形吸能能力，结构简单，成本低，易制造。

套筒式吸能转向柱的工作原理如下：当汽车发生正面碰撞时，碰撞力先使连接盒中的注塑销剪断，使转向柱系统从车身上脱开。大约

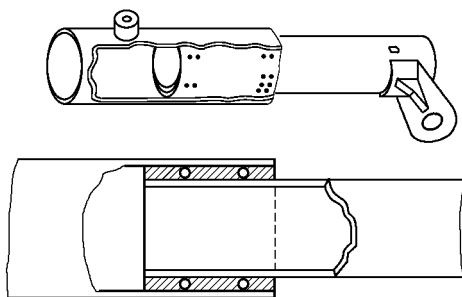


图 6-11 上、下套筒间的能量吸收装置

在 3~5ms 后，转向轴内注塑销被剪断，转向轴被压缩；同时，转向柱上、下套筒被压缩，上、下套筒壁表面被挤压变形，起到吸收碰撞能量的作用。

套筒吸能式设计灵活、方便，套筒的尺寸可以固定，只要改变小球的数量、位置，便可得到不同的力学特性，且其在相同的载荷下，其力学特性曲线（图 6-12）的波动性比网孔式转向柱要小。这种安全转向柱可以安装到不同的

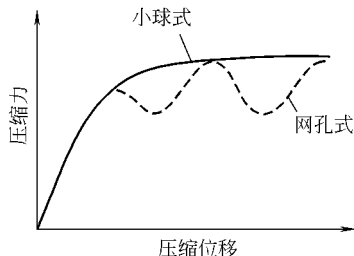


图 6-12 两种安全转向柱力学特性比较

车型，而整个转向系统的外形几乎无需作任何调整。通过小球位置的排列，可以加强转向柱纵向抗弯刚性，避免“弯曲”的出现，这在安全柱的设计中是十分重要的。美国研究学者通过比较采用小球式转向柱的汽车与未采用安全转向柱的汽车发生正面碰撞后驾驶员的损伤情况，得出采用这种新装置使死亡率和重伤率下降了 61% 的结论。

图 6-13 所示为由仿真获得的人体模块与转向盘最大刚度部位碰撞时上下套管收缩位移和速度的时间历程。从图中可以看出，当仿真进行到 38ms 时，连接上支架和脱开支座的尼龙销被剪断，上下套管之间开始收缩，套管在钢球的挤压作用下开始产生塑性变形并吸收撞击能量，随着时间的增加和碰撞力的增大，上下套管之间的收缩位移和速度迅速增大；当达到 42ms 时，上下套管之间的收缩速度达到最

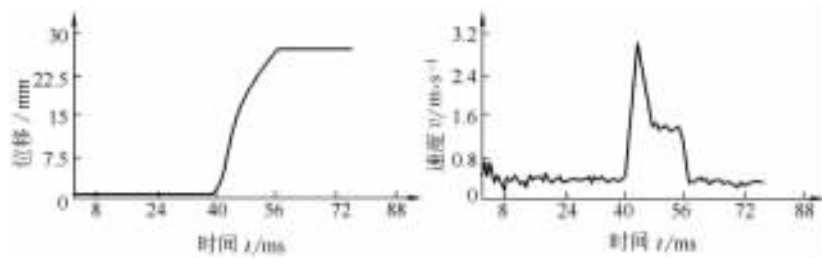


图 6-13 上下套管收缩位移和速度时间历程的仿真结果

大值，收缩位移继续增加；当到 56ms 时收缩位移达到最大值，收缩速度从最大值降到零，随着时间的继续增加，人体模块在碰撞反力的作用下反弹脱离转向盘，上下套管之间的塑性收缩位移维持最大值不变。当人体模块与转向盘最小刚度部位碰撞时，得到的仿真分析结果具有完全相同的变化趋势。

图 6-14 所示为人体模块分别与转向盘的最大和最小刚度部位碰撞时，上下套管收缩时作用在转向柱上碰撞力合力时间历程的仿真结果和试验结果。

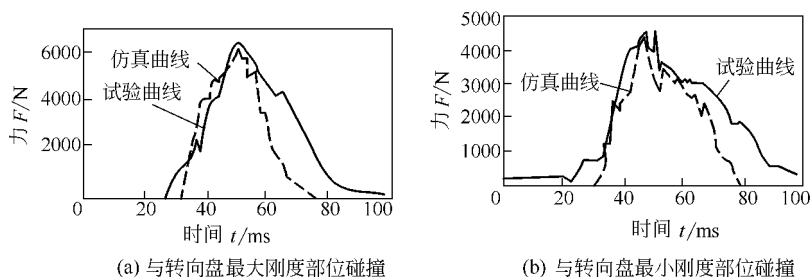


图 6-14 作用在转向柱上碰撞力合力的仿真与试验曲线

3. 能量吸收式转向柱设计中应注意的几个问题

(1) 能量吸收原理

能量吸收式转向柱系统主要通过采取以下方式吸收碰撞能量，以实现在碰撞压缩的最大设计位移或时间内对驾驶员胸部产生较小的不变的作用力。

- ① 材料的弯曲，如图 6-15 可变形支架。

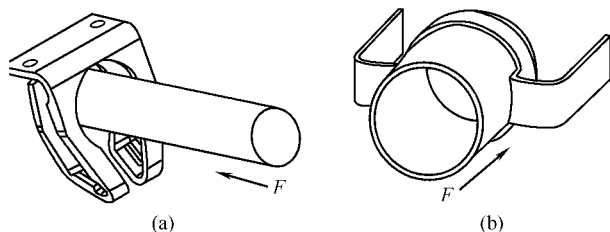


图 6-15 可变形支架

- ② 材料的变形，如图 6-10 网状转向柱。

- ③ 接触摩擦，如图 6-16 丁形板。

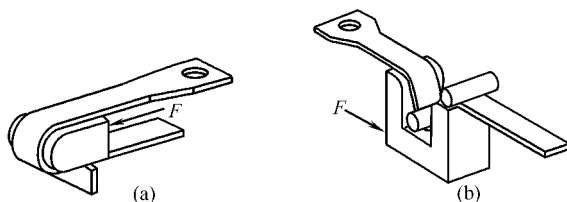


图 6-16 丁形板

- ④ 剪断。
⑤ 折断。
⑥ 以上几种形式的组合。

在以上各种吸能方式中，通过改变材料的厚度、截面形状、几何尺寸、摩擦系数及强度参数可得到所需要的吸能能力。

- (2) 转向柱的安装角度对吸能效果的影响

图 6-17 所示为转向柱-驾驶员系统的受力关系。

驾驶员胸部对转向柱系统的碰撞力即伤害驾驶员的碰撞力 F 可分解为沿转向柱轴线的使转向柱压缩吸能的分力 F_1 和使转向柱向上弯曲的分力 F_2 。

$$F_1 = F \cos \theta$$

$$F_2 = F \sin \theta$$

式中 θ ——转向柱安装角。

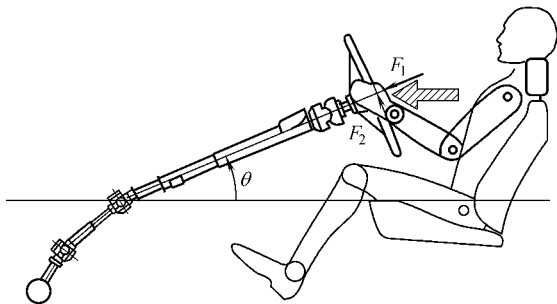


图 6-17 转向柱-驾驶员系统的受力关系

当碰柱力 F 不变而 θ 变大时，沿转向柱轴向的吸能力 F_1 略有下降，而使转向柱向上弯曲的分力 F_2 却大幅度上升。 F_2 的增大对降低碰撞力有两个不利的影响：当 F_2 较大时会影响转向柱从车身上脱离； F_2 增大使驾驶员胸部所受的碰撞分力加大，使吸能缓冲效果下降。一般来讲转向柱的安装角度在 $21^\circ \sim 23^\circ$ 时吸能缓冲效果最佳。

(3) 能量吸收式转向柱的主要参数

① 压缩行程 一般来讲，转向柱及其中的转向轴的可压缩行程应在 150mm 以上。

② 转向柱系统的最小临界压缩力 FMVSS203 法规规定不超过 11.11kN，一般临界压缩力在 1.1 ~ 2.5kN 之间，如美国通用汽车公司在 GM1967 年车型采用了网孔式安全转向柱，在大约 2000N 载荷下，可以压缩 200mm。

③ 转向柱断开连接盒分离力 连接盒上每个注塑销的破坏力为 500 ~ 600N，转向柱上每个可断开连接盒一般有 2 ~ 4 个注塑销。

④ 能量吸收式转向柱除了能保证规定的轴向压缩变形力外，还要有足够的抗弯曲强度以提高轴向吸收效果。

⑤ 能量吸收式转向柱压缩吸能部分的上、下端应分别连接在车身上强度和刚度有一定差异的部位，以保证压缩吸能力的传递。

二、自对正方向盘

近年来，通过大量的试验和事故分析，研究人员发现驾驶员的受伤程度与碰撞方向、碰撞严重程度、驾驶员与方向盘的位置对正程度

以及身体各部位的不同承受能力有关。在对方向盘研究过程中提出了“自对正方向盘”的概念。从一系列的台架试验数据（见表 6-1）中可以看到，自对正方向盘对驾驶员的保护性能大大提高了。进一步分析表明，此方案的成本-效益比是很高的。

表 6-1 自对正方向盘与普通方向盘的比较

碰撞角度和位置	速度 /km · h ⁻¹	方向盘	最小胸部压 缩量/mm	30ms 胸骨 加速度/g
与转向柱夹角 15°	27	固定线	42	28
	27	自对正	38	24
作用于方向盘中心	33	固定线	41	34
	33	自对正	41	30
与转向柱夹角 15°	27	固定线	33	29
	27	自对正	16	28
偏离方向盘中心 125mm	33	固定线	33	31

第二节 乘员约束系统——座椅、头枕与膝杠

一、座椅

在事故中，座椅作为减少伤害的安全部件起到了重要的保护作用，座椅已成为汽车安全性研究中的重要部件。汽车座椅结构由座椅支撑、坐垫、调节装置、靠背和头枕等零部件组成（如图 6-18 所示）。

汽车座椅按形状分有分离式座椅、库斗式座椅、半分离式座椅、长凳式座椅；按性能分有固定式、活动式、可折式、调节式（调节靠背倾斜角、前后、上下、整体角度）；按乘坐人数分有单人用椅、双人用椅、多人用椅、辅助座椅（包括儿童座椅），

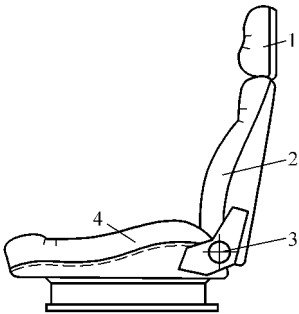


图 6-18 汽车座椅结构示意图
1—头枕；2—靠背；3—座椅
调节装置；4—坐垫

辅助座椅通常用于大客车、运动车、大型轿车和旅行车；按装置位置分有驾驶员座椅、前排乘客座椅、后排乘客座椅。

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、约束系统的佩戴及使用状态、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。

从安全角度讲，为了在撞车时不因座椅破损而产生伤害事故，还要考虑座椅对减少侧面碰撞时的车体的变形，从而确保乘员生存空间的作用。对座椅的强度要求已成为各国的汽车安全法规，如日本保安基准、美国 FMVSS207、我国 GB 15083—94 等都对汽车座椅强度做了规定。

近年来，我国在轿车被动安全性的法规、试验和研究方面已取得了一定的进展。相对于轿车，客车的乘员更多，因此，人们对客车乘员的保护和碰撞安全性的研究更为集中。我国在 2000 年正式实施了《关于正面碰撞乘员保护的设计规则》，这不仅对于汽车正面碰撞控制结构设计理论和方法的研究更具有现实意义，还极大地带动了我国微型客车的安全性设计研究与发展。国内几家大型的微型客车厂纷纷着手对现有车型进行不同程度的改进，以适应法规的要求。汽车后部碰撞安全性法规也有望在近期问世，这必将进一步推动汽车安全性尤其是座椅系统安全性研究工作的深入开展。

（一）座椅系统的安全性功能

大部分汽车交通事故都是正面碰撞与尾部碰撞。在事故中，座椅作为减少损伤的安全部件起决定性保护作用。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,以使其他约束系统能充分发挥其保护效能。

在正面碰撞时,阻止乘员移动的主要是安全带。如果座椅底部与车身连接强度不够,驾驶员在惯性作用下有可能撞到方向盘、仪表盘、风窗玻璃上,其他乘员撞到前排座椅上,引起乘员的头部及胸部损伤。如果安全带在腿部及腰部位置布置不合理,乘员就可能产生滑动,并引起腹部受伤(即所谓的“下潜”现象)。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。因此,座椅安全设计原则应使底部连接牢固,并严禁滑动,具有合适的座椅强度。

在尾部碰撞时,座椅也是主要的安全部件。如果头枕设计过低或头枕失效,就会造成乘员颈部严重伤害。如果座椅靠背强度设计不足,就会产生靠背断裂及坍塌现象,使乘员抛向后排座椅或车身后部,造成乘员头部及颈部损伤并伤及后排乘员。对于驾驶员来说,此现象可引起驾驶员失去转向控制。

(二) 汽车座椅的安全性设计

汽车座椅设计的首要任务是满足安全性的要求,座椅安全性设计必须要考虑座椅骨架、坐垫、靠背、头枕、滑轨、调节器和安全带固定装置等的强度,以及它们相互间的安装强度。

1. 靠背设计对安全性的影响

(1) 靠背形状

据国外有关文献介绍,在中低速追尾撞车时,不管靠背为何倾角,即使乘员没有佩带安全带,能左右约束乘员运动的桶式座椅均可有效地承载乘员,不使乘员抛出座椅,形成二次碰撞。采用桶式座椅可有效地抑止侧面碰撞时人体的侧向滑动,无论是直线行驶还是弯道行驶,驾驶员两侧均有稳定的支撑,可以减轻驾驶人员的压力,更加集中精力操纵汽车。随着车速的提高和安全性要求的严格,桶式座椅将广泛地用于汽车座椅设计中。

(2) 靠背倾角

汽车在发生严重的尾部撞车时，会发生乘员沿座椅靠背向上窜动的现象，这种现象有可能使乘员头颈部与汽车内部结构发生二次碰撞。乘员向上窜动的趋势与靠背倾角、碰撞的严重程度、乘员的初始位置等因素有关，靠背倾角越大，越容易发生上蹿现象。试验表明，佩带安全带后，可有效地抑止这种现象。从安全性考虑希望靠背的初始倾角取小些，驾驶员座椅靠背倾角约为 $95^{\circ} \sim 105^{\circ}$ ，乘客座椅靠背倾角约为 $100^{\circ} \sim 115^{\circ}$ 。

（3）靠背高度

靠背高度是指坐垫上平面（空载时）至靠背上端平行于靠背平面的尺寸，相关人体尺寸是坐垫上平面至肩高尺寸（女子 5 百分位为 518mm，男子 50 百分位为 598mm，男子 95 百分位为 641mm）。靠背高度过低，乘员得不到可靠的肩靠，靠背高度过高，影响驾驶员的后方视野。对于不带头枕的座椅而言，靠背高度应为 620mm，对于有头枕的座椅，头枕的设计高度为 780mm，并可以上、下调节高度，调节范围为 680 ~ 830mm。

2. 安全性对坐垫深度及坐垫倾角的要求

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、躯干基准线与大腿轴线间的夹角等。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。

（1）坐垫深度

坐垫深度设计的原则是在充分利用靠背的情况下，使臀部得到合理的支承。人体在坐姿状态下的支撑机构为：脊椎、骨盆、腿和脚，椎骨下为骨盆，骨盆由骶尾段与髌骨构成，髌骨下部为坐骨。如果安全带约束骨盆，则约束力通过骨盆传至坐骨，这样，骨盆下坐骨与小腿足部构成了稳定的人体支撑，因此，从舒适性和安全性考虑安全带应约束骨盆而不应约束腰椎。据上分析，垫深度不应该超过人的大腿长度。坐垫深度过大时，为使小腿着地，人体躯干不得不前移，结果腰部没有得到支承，且被安全带所束缚，易造成腰部疲劳；在发生撞车时，安全带在腰椎上作用一个很大的冲击力，使乘员严重受伤。因此，从安全性方面考虑，为适合大多数人的需要，坐垫深度应按臀部

至大腿表面全长 $3/4$ 的尺寸来设计。

对于坐垫深度不可调座椅，坐垫深度设计为 430mm；对于坐垫深度可调座椅，调节上限为 470mm，调节下限为 380mm。

(2) 坐垫倾角

驾驶员座椅一般采用三点式安全带，在发生正面撞车时，腰带对驾驶员的约束加紧，可以较好地保护乘员，而发生后部撞车时，情况则相反，此时腰带有下滑的趋势。为遏止这种趋势，驾驶员座椅坐垫倾角向上，撞车时，惯性力使大腿绕 H 点向上转动，这种运动阻止了腰带的下滑，这样，安全带就可以更好地约束人体。所以，从安全性考虑，希望坐垫倾角要大些，车速越高其驾驶员座椅坐垫倾角也就越大。但坐垫倾角过大，操纵力将减小，且对乘坐舒适性也不利，因此，坐垫倾角的选取应兼顾安全性和舒适性，一般坐垫倾角以选取 $4^{\circ} \sim 8^{\circ}$ 为宜。

3. 座椅总成强度设计

汽车座椅作为联系人-车的一个重要部件，承受着复杂的载荷。一方面，汽车行驶在凹凸不平的路面上，产生车体的随机振动，对汽车座椅产生随机动载荷，它是汽车座椅骨架疲劳破坏或其他破坏的主要原因；另一方面，汽车行驶的工况很复杂，如起步、加速、制动、减速、撞车等，在这些情况下，汽车座椅承受着很大的冲击载荷，尤其是撞车时，作用于座椅上的冲击力将非常大，很可能造成骨架断裂，严重变形或使调节机构失灵。因此，汽车座椅必须有足够的强度，以确保：①座椅上的人所受的伤害最小；②座椅的寿命应足够长，不致过早变形或损坏；③受冲击载荷作用时，座椅不应发生断裂、严重变形等损坏现象。所以，设计座椅时必须对汽车座椅固定强度、安全带固定点强度进行计算，必须对靠背加载座椅强度、头枕加载时的座椅强度进行试验，尽量以最少的材料、最小的质量满足强度要求。

座椅的刚度、强度应根据 GB 15083—94 中的要求，除 M_2 、 M_3 类车的乘客座椅外，每个乘员座椅必须满足下列要求。

① 铰接式可翻转座椅、折叠座椅（包括靠背可调节座椅）必须

装有自锁装置，调节装置和限位装置应便于操纵。

② 通过座椅质心，分别沿水平向前和向后各施加相当于座椅总成重力 20 倍的力，座椅总成与车身本体不得分离。对可调式座椅，调节装置在实验中应能使座椅保持原调节位置，在实验后允许失去调节功能。座椅背面如果有防止座椅后退的结构件时，仅向前加载。对于铰接式可翻转座椅，通过座椅总成质心，沿水平方向向前施加相当于座椅总成重力 20 倍的力；对于折叠座椅（包括靠背可调座椅），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，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 $373\text{N} \cdot \text{m}$ 力矩的力时，对于前向座椅该力水平向后，对于后向座椅该力水平向前，座椅骨架不应损坏，并且座椅总成与车身本体不应分离。对于可调式座椅，调节装置在试验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。

④ 折叠座椅（包括靠背可调座椅），铰链工可翻转座椅承受以下的力，其限位装置不得自动松脱和损坏。对于前向座椅，通过座椅铰接或折叠部分的质心，沿水平方向向后施加相当于座椅铰接或折叠部分重力 8 倍的力。

座椅骨架除了要达到静强度和刚度的要求外，还必须仔细考虑冲击强度和交变负载作用下的疲劳强度，特别是座椅弹簧装置部分和包装上的薄弱部分的疲劳强度。撞车事故发生，乘员和车室内部件发生二次碰撞时，座椅必须能保护人身安全。座椅总成及其安装件包括滑轨等的机械性能，各个国家都制订了相应的试验方法。GB 15083—94《汽车座椅系统强度要求及试验方法》中对汽车座椅系统强度的试验方法做了详细的规定。

（三）儿童座椅

根据美国国家公路交通安全局的调查报告显示，正确使用儿童汽车座椅可减少 71% 死亡率。根据日本交通事故统计，未使用儿童汽车座椅的死亡重伤率，是使用者的 3 倍，可见儿童汽车座椅对于婴幼儿童的重要性。

1. 儿童座椅结构

儿童适用的安全座椅通常是塑料模制，椅座与靠背均铺以软垫，幼儿坐在里面，再扣上座椅本身的儿童安全带系统（见图 6-19）。这样设计可提供相当的保护作用，能够把撞车所产生的力量分散于儿童身体的大部分，降低了受伤机率与严重性。



图 6-19 典型的车用儿童座椅

2. 儿童座椅在汽车座椅上的安装

儿童座椅可利用汽车上的安全带或使用专用儿童座椅连接装置安置于车座上，其安装方向有后向式和前向式两种。而婴儿座椅一般横置在后排座椅上（图 4-2 所示）。图 6-20 所示为后向式儿童座椅在汽车上的装置图。年龄还小的孩子应尽可能地使用后向式座椅，当儿童的体重达到座椅限定重量时或其头部超出座椅顶端时就可以换成前向式儿童座椅，建议在孩子 3 岁之前都使用后向式儿童座椅，或者使用更久。



图 6-20 后向式儿童座椅在汽车座椅上的装置图

国际标准组织为了避免儿童保护装置在汽车碰撞中翻转而危及儿童的安全，统一制定了 ISOFIX（儿童安全座椅固定系统安全标准），希望世界各国生产汽车座椅及儿童保护装置的厂商能遵循此规范，制

造符合共通规格及要求的固定装置，以达到产品通用的目标。相对于传统的以汽车座椅本身安全带固定的方式，ISOFIX 机构使座椅固定更为稳固，能使意外发生时儿童汽车座椅的位移量降至最低，大幅提升儿童乘坐时的安全。同时，因为操作简易，也降低了一般儿童汽车座椅错误操作的可能性。

ISOFIX 国际标准的内容是，位于汽车座椅靠背与坐垫之间可将婴儿/儿童安全座椅与车体本身结合起来的两个专用锚固点，可以参照这样一种标准来制造，并且婴儿/儿童安全座椅可以根据需要随意被安装或拆除，而另有一些 ISOFIX 婴儿/儿童安全座椅则被直接安装在锚固点之间，没有可分离的结构。

3. 儿童座椅的要求

儿童汽车安全座椅是根据儿童的生理特点特制的一种汽车座椅，在汽车发生突发事件时可有效地保护儿童免于伤害。国际上对儿童汽车安全座椅有一套严格的标准要求，合格的安全座椅必须经过逼真的碰撞测试，对儿童头部保护、安全带系统以及有关安全带开启等方面有严格的规定。适用国家最多的是欧洲儿童座椅安全标准，即 ECE-R44/03 标准和美国 FMVSS213 和 FMVSS215。依据这些标准和相关法律，根据儿童的年龄和体重采用不同的安全座椅，基本可以保证在车辆以 50km/h 行驶发生碰撞时，儿童不会负伤。

二、头枕

国外有关统计数据表明，追尾撞车事故占全部汽车事故的 12.1%，而人员伤亡则占伤亡总数的 23.3%，可见追尾撞车的伤亡率较高。因此，在靠背上加头枕正成为人们的共识。据报道，加上头枕后，可以减少尾部撞车事故中 10% ~ 20% 的乘员头颈伤害，其中整体式头枕比可分离式头枕作用更佳。

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。

头枕的设计目的是防止在后部碰撞中由于头部相对胸部过度后仰而引起头颈部内伤，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，在低速追尾碰撞时位置靠前且较高的头枕设计能减少颈部的损伤。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。

- (一) 座椅头枕结构
- 座椅头枕可分为固定式和可拆式两种。
1. 固定式
- 亦称为整体式，有两种结构，见表 6-2。

表 6-2 固定式头枕结构

种类	代号	结 构
S ₁ 种	S ₁	靠背上带有安装机构 ,头枕本体以插入式、螺纹式等进行安装的结构
S ₂ 种	S ₂	靠背的上部形成头枕 ,靠背和头枕成为整体的结构

固定式头枕的种类按头枕的宽度分类有两种，见表 6-3。

表 6-3 固定式头枕分类

种 类	头枕的宽度	适 用 座 椅
A 型	255mm 以上	乘员的坐姿横向变动比较容易的座椅
B 型	170mm 以上	乘员的坐姿受限定 ,横向不易变动的座椅

2. 可拆式
- 亦称为分离式。主要由头枕本体、支持架及固定架组成。支持架可根据结构要求可有可无。按固定架的形状及固定方法，可做如下分类，见表 6-4。

表 6-4 分离式头枕分类

种 类		固定架的形状及固定方法
第一种		固定架为鞍形,跨置于座椅靠背上固定
第二种		固定架为附着式,以螺钉等固定方式,将其固定于车内的嵌板、隔板等车体部件上
第三种		固定架为倒 L 形,插入座椅靠背与车体之间固定
第四种	A 型	固定架为插入式,螺钉固定式,固定于座椅靠背内的固定座
	B 型	固定架的形状及固定方法与 A 相同,只是已设定了乘员的坐姿,横向姿势不宜变动

头枕又可分为可调节型和不可调节型。可调节型头枕具有可以垂直和横向的调节机构,有手动调节和自动调节之分。

根据头枕所起的作用,在设计制造时,应考虑如下问题:

- ① 头枕本体对来自前方及上方的冲击,应具有防止弹回的性能;
- ② 连接部件等须牢固而坚实,不能因振动而松开、摇动、破损、脱落及产生噪声等缺陷;
- ③ 具有调节机构的各调节部件,应易于调整,能将头枕本体固定于任何位置。

此外,头枕总成应外观良好,加工优美。表皮的缝合处及粘接部位以及内部充填物,必须能充分承受反复的加压。头枕的前、后面都应柔软,能够吸收撞击能量,富有弹性,头枕的各使用部位及可能与前、后乘员接触的部位都不得有棱角和凸起,结构物及金属件不得有锐利的凸起部分,以免造成对乘员的伤害。对于可拆式头枕,其支持架须位于头枕本体与固定架之间并起连接作用,且能保持头枕本体的位置,固定架应容易固定于座椅靠背或嵌板、隔板等,且在受到振动及冲击时不脱落。

头枕本体通常采用能吸收冲击的发泡材料、缓冲材料等,头枕芯是半硬质聚氨酯泡沫原液,在聚氯乙烯等外皮里面发泡而成形的。其前部及上部的材质,必须柔软而强韧,不易滑动及粘住,且不得有污点及伤痕。若属于可拆式头枕中的第二种,具有需充以空气才能吸收冲击的结构,则须使用气密性的材料。结构物及金属件,应使用适当强度的材料。有可能触及乘员头部的金属或硬质部件,均应使用能吸收冲击的材料覆盖,金属部分除用耐蚀性材料外,均须进行防腐处理。支持架、固定架及各连接部分等,原则上均应使用能吸收冲击的材料覆盖。

（二）座椅头枕性能要求

汽车座椅头枕的性能直接影响头枕对乘员头部、颈部的保护作用。为此各国的汽车安全技术法规，对头枕的性能都作了强制性的规定。GB 11550—1995 中对头枕的性能提出了如下要求。

1. 位置和尺寸

位置和尺寸应满足：

① 沿平行于躯干基准线测量头枕的顶端到 R 点的长度，驾驶员座椅为 700mm 以上，其他座椅为 650mm 以上；

② 由头枕顶端沿平行于躯干基准线方向向下 65mm 处或者由 R 点沿平行于躯干基准线向上 635mm 处，头枕的外形宽度以座椅中心面为对称面，左右各应宽 85mm 以上；

对于位置可调的头枕应能固定在同时满足①和②要求的位置上，且其外形高度沿平行于躯干基准线方向测量为 100mm 以上。

2. 强度和性能

强度和吸能性应满足：

① 头枕按规定的试验方法试验时，头型移动量必须小于 102mm，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；

② 头枕按规定的试验方法试验时，加给摆锤（头型）的减速度，连续超过 80g 的时间必须小于 3ms。

三、膝杠

膝杠是用于保护前排乘员小腿和膝关节免受碰撞伤害的装置。该装置位于仪表板下方，由质轻、弹性较好的材料，如各种泡沫塑料及薄金属板等制造，可以吸收撞击能量。

第三节 乘员舱内部结构

一、轿车内饰件的分类

轿车的内饰件一般是指轿车车厢的隔板、门内装饰板、仪表板总

成、扶手、地毯等零部件和材料。相对于车上其他部件而言，它们对车辆的运行性能没有什么影响，但在车上一览无遗，代表了整部车子的形象，孰优孰劣，决定着轿车的声誉和档次，决定着人们选择轿车的意向。另外，对于轿车来讲，虽然内饰件只是一些辅助性的零配件，但它们要承担起减振、隔热、吸音和隔音等功能，对轿车的舒适性起到十分重要的作用。同时，内饰对车内乘员的碰撞保护特别是低速碰撞保护起着十分重要的作用。

轿车内饰件的质量取决于材料。以前轿车内饰件多用金属、木材和纤维纺织品等材料，外观和质感都不甚理想，而且随着环境保护意识日趋提高，寻找一些可以回收利用、材质安全性能高、加工方便的材料来代替传统的材料，已经成为各国汽车制造业的研究与开发的内容。目前，许多轿车的内饰件已经逐步使用 PP（聚丙烯）材料，这是一种工程热塑材料，它集结了韧性好、强度大、隔热好、质地轻、耐腐蚀、富有弹性、手感好和成本低等一系列优点，更重要的是 PP 材料是一种可以循环回收再用的塑料，对环境保护大有裨益，因此受到人们的欢迎。

内饰件最大的部件是仪表板总成，也是轿车车厢内最引人注目的地方。目前采用 PP 材料制造仪表板总成外壳已成主流，在欧洲每年生产仪表板要耗用 12 万吨热塑性材料，其中 PP 材料就占了 5 万吨，接近一半。据专家预测，这一比例还会继续扩大下去。目前欧洲已开发出一种气味小，不易老化，低密度和有更好的环境适应性的 PP 材料，应用在轿车上面。

二、轿车内饰件的特点

轿车内饰件根据不同用途，可采用不同材料制造，但每件内饰都由两部分构成：面料和骨架。面料大多为针刺地毯、簇绒地毯、布料等；骨架多采用麻纤维 + 聚丙烯（PP），棉纤维 + 聚丙烯（PP），废纤维 + 树脂，木粉板等。在制造过程中，面料不必加热，而骨架需预先加热软化成形，再与面料黏合，冷却成形。同时，为追求内饰件高雅的气质，面料一般采用浅色材料，因此，成形后不能有任何污迹黏附，而且就地毯、行李箱侧板、轮罩这些内饰件的形状而言，外形尺

寸较大，形面都为自由曲面，难以用传统二维图纸描述，形面起伏多变，高低落差悬殊。综合以上特点，传统的模具设计、制造工艺无法满足产品成形要求。

三、汽车内饰缓冲吸能特性

冲击能量吸收型内饰是提高汽车乘员舱内部保护乘员安全性的重要措施之一，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，以减轻对乘员的冲击伤害程度，有可能显著降低乘员头部 HIC 值。

1. 静态压缩试验

静态压缩试验装置如图 6-21 所示。静态压缩试验结果如图 6-22 及表 6-5 所示。

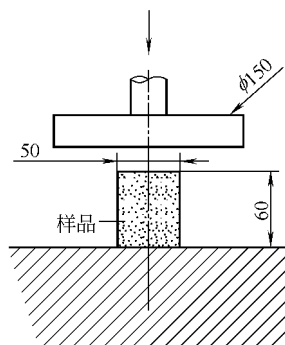


图 6-21 静态压缩试验装置与方法

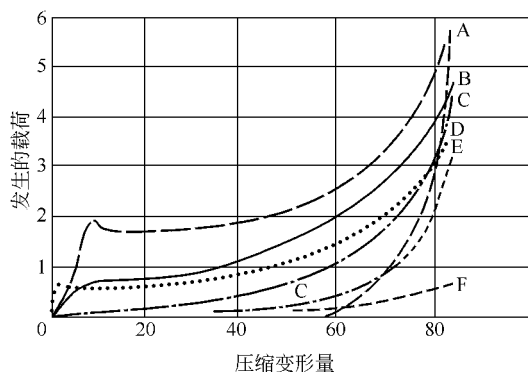


图 6-22 对各种冲击能量吸收型材料的静态压缩试验结果

A—聚氨酯；B—聚乙烯；C—胶体；D—聚丙烯发泡；E—橡胶；F—毡

2. 动态冲击试验

使用直线运动方式的头部冲击试验机，用头部模型（质量 6.8kg，前端球状直径约 165mm）以一定速度与试样进行冲击，动态冲击试验装置如图 6-23 所示。内饰材料变形速度与冲击力之间的关系如图 6-24 所示。

表 6-5 静态压缩试验时主要特性值

材 质	构 造	质量 $/\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	静态压缩试验结果 / MPa		
			压缩弹性率	压缩比例极限应力	最大压缩应力 (83% 压缩率)
PUP	发泡	100	3.58	0.65	1.24
PP(foam 泡沫)	发泡	60	1.00	0.17	1.26
PE	发泡	200	0.81	0.19	1.80
PET	毛毡质	170	0.05	0.05	0.24
NR	固态	950	0.30	0.39	11.80
V/SIS	固态(胶质)	1200	0.07	0.06	1.80
PP(blow 空心)	空心	250	0.29	0.63	1.57

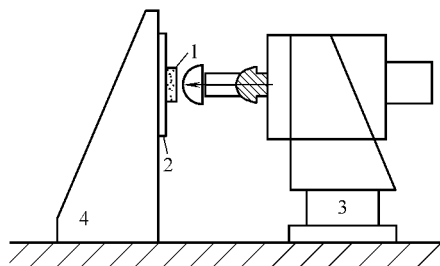
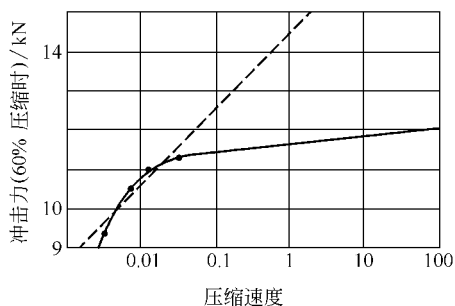


图 6-23 动态冲击试验装置与方法

1—样品；2—垫木；3—冲击试验机；4—夹具

图 6-24 动态试验中变形速度与冲击力之间的关系
(PS + S/MA 发泡体, 厚度 250mm)

冲击试验结果见表 6-6 和图 6-25。

表 6-6 动态压缩试验时主要特性值

材 质	构 造	质量 /kg · m ⁻³	动态压缩试验结果				
			冲击弹性率 /N · mm ⁻¹	HIC 值	HIC 降低 率/%	最大加速 度/g	冲击缓冲 率/%
直接冲击夹具时			5000	2965	0	485	0
PUP	发泡	100	600	740	75	146	70
PP(foam 泡沫)	发泡	60	300	614	79	131	73
PE	发泡	200	1000	901	69	199	59
PET	毛毡质	170	20	2187	26	391	19
NR	固态	950	2600	1429	52	234	52
V/SIS	固态(胶质)	1200	1700	1171	61	228	53
PP(blow 空心)	空心	250	400	431	85	85	82

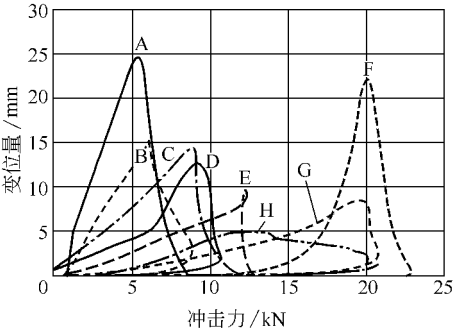


图 6-25 各种冲击吸能材料动态冲击试验结果

A—夹具；B—橡胶；C—胶体；D—聚乙烯；E—聚氨酯；
F—毡；G—聚丙烯发泡；H—聚丙烯空心

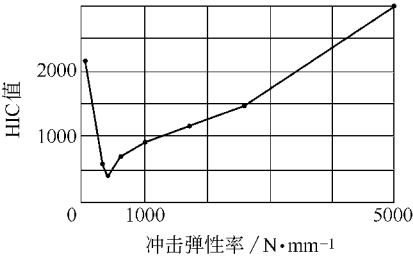


图 6-26 材料冲击弹性率与 HIC 值

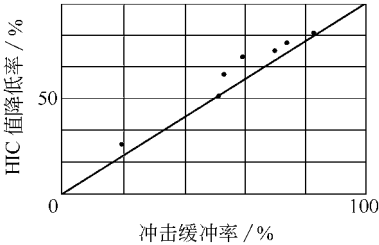


图 6-27 冲击缓冲率（加速度峰值）
与 HIC 值降低率

3. 在刚体表面覆盖冲击吸能材料分析

在刚体表面覆盖适当的冲击吸能材料可以显著降低 HIC 值，图 6-26、图 6-27 所示为表 6-6 的特性值与 HIC 值的比较结果。由图 6-26 可见，若使 HIC 值低于 1000，则材料的冲击弹性率 $\leq 850\text{N/mm}$ 。

乘员舱以外保护乘员的措施

乘员舱以外保护乘员的基本思想是利用车身的前、后部有效地吸收碰撞能量，车室要坚固可靠，确保乘员的有效生存空间。奔驰公司将这种思想称为安全室构造准则。图 7-1 所示为该准则的概念示意图，阴影线部分描述的是撞车时希望产生变形的区域。



图 7-1 安全室构造

具体地说，从车辆的安全角度划分，可把整个车身分三个部分：前撞部分、乘员乘坐部分和后撞部分。车身的三个部分的设计要求不尽相同。前、后撞部分结构设计要相对乘员乘坐部分“软”，当车辆发生碰撞时，“碰撞部分”应尽可能多变形以吸收撞击能量，剩余能量尽可能的传至大梁、立柱等处。换言之，通过良好的能量传递途径，尽可能少地将能量传至乘员乘坐部分，为了使车身头部和尾部的刚度较小，可以在粗大的构件或强固的部件上开孔或开槽来削弱其刚度，或者使构件在汽车碰撞时承受弯曲载荷。车身前部安装发动机和前悬架的纵、横梁都较粗大，因此某些现代轿车的前部纵梁不是平直的，而是有意弯折成 Z 字形以便在碰撞时折叠变形并吸收冲击能量。乘员乘坐部分的结构要设计得“硬”，从车辆的安全角度看，乘员区是车辆最重要的部分，为保证乘员安全，这部分应尽可能减少变

形，原因是车身变形可直接伤及乘员或直接影响乘员在发生事故后的逃逸性能。考虑撞车安全性的车身结构设计的基本思想是利用车身的前、后部有效地吸收撞击能量，乘员室要坚固可靠，确保乘员的有效生存空间，即从安全角度看，车身总的设计原则是：两头“软”，中间“硬”。

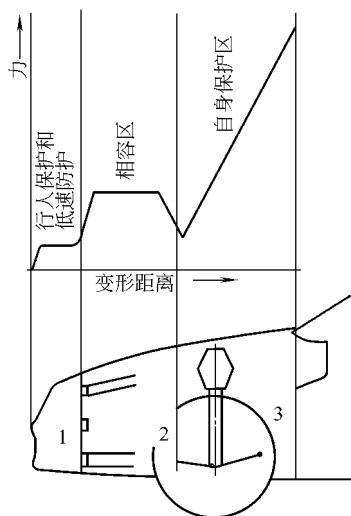


图 7-2 汽车头部理想变形特性曲线

- 1—行人保护和低速防护区；
2—相容区；3—自身保护区

所谓良好的能量吸收特性，包括两方面的含义：一方面，汽车的前部结构要尽可能多地吸收碰撞能量（图 7-2 所示为汽车头部理想变形特性曲线），使作用于乘员上的力和加速度降到规定的范围内；另一方面，控制受压各部件的变形形式，防止车轮、发动机、变速箱等刚性部件侵入驾驶室。

驾驶室坚固可靠是保证乘员生存空间的最直接、最有效的方法，特别是在发生侧面碰撞和翻车事故时，坚固的驾驶室是保障乘员安全的主要手段。

与正面碰撞相比，侧面碰撞车身变形空间小（见图7-3），对乘员的危害较大，因此，增加车室刚度，保证乘员的有效生存空间显得尤为重要。为了加强乘员保护，车门、门槛和立柱都要设计成刚性结构，并且越来越多的采用防侧碰安全气囊，来减轻乘员因二次碰撞造成的伤害。实现侧面碰撞防护的指导思想是：将侧碰力有效地转移到车身具有保护作用的梁、柱、地板、车顶及其他部件，使撞击力被这些部件分散、吸收，从而极大限度的把可能造成的损害降低到最小程度。

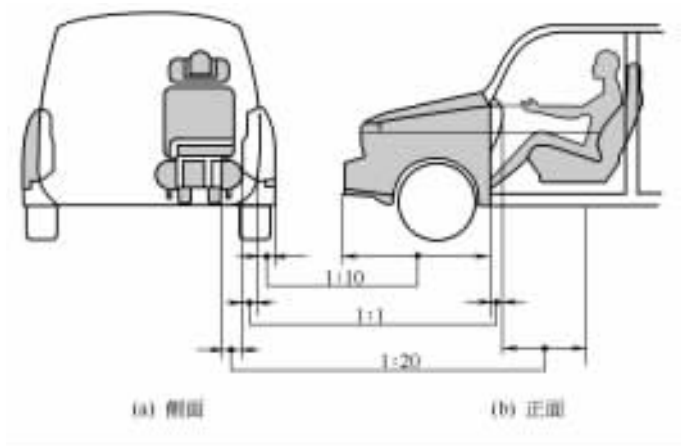


图 7-3 正面和侧面碰撞的变形范围比较

提高侧面碰撞性能可以采取的措施有：

① 增加车门强度，例如采用高强度钢板镀锌板（比传统钢板轻 26%）或抗凹陷钢板、增加防撞横梁与刚性车身结合为一体，提高侧面抗撞能力，车门内板采用分体结构，前部加厚，满足受力要求并增加刚性，后部变薄减轻重量；

② 增加侧围钣金件的强度，包括增大 A、B、C 立柱的截面形状，以及局部加强侧围与门加强件的接触部位、立柱与门槛和车顶纵梁连接部位的强度，保证侧碰力有效地传递到整个车身；

③ 增加门槛梁强度，增强措施包括增大承载面积，在梁内增加加强板，以及填充发泡树脂等；

④ 在车身 B 柱上安装横梁系统，在仪表板下面以及后风窗下面安装加强横梁；

⑤ 对于前置后驱车辆，合理设计地板中间的传动轴通道，对提高汽车抗弯强度有一定作用；

⑥ 合理设计门锁及门铰链，既要防止汽车发生侧面碰撞时车门自动打开，又要保证碰撞后车门不借助工具能够开启，同时，增强车门铰链有利于车门所受的撞击力有效地传给立柱。

碰撞保护的外部结构有前、后吸能式保险杠、前防护格栅、前围、

车门加强梁、A（前）柱、B（中）柱、C（后）柱、车顶纵梁、翻车保护杆、车架和承载式车向等，见图 7-4。对于货车，还有车厢保险架。

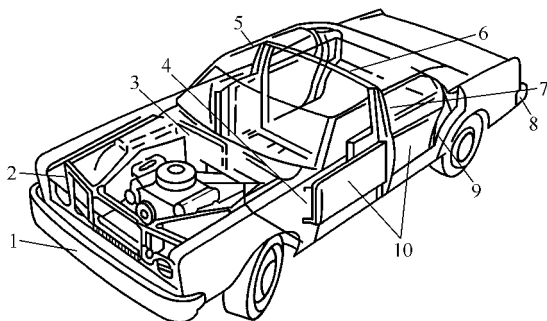


图 7-4 碰撞保护的外部结构

1—前保险杠；2—格栅；3—前围；4—A 柱；5—车顶纵梁；
6—翻车保护杆；7—B 柱；8—后保险杠；9—C 柱；10—门梁

图 7-5 所示为一轿车的原结构 and 对其外部结构改进后的整车试验数据的比较。由图可见外部结构对于碰撞特性的重要程度。

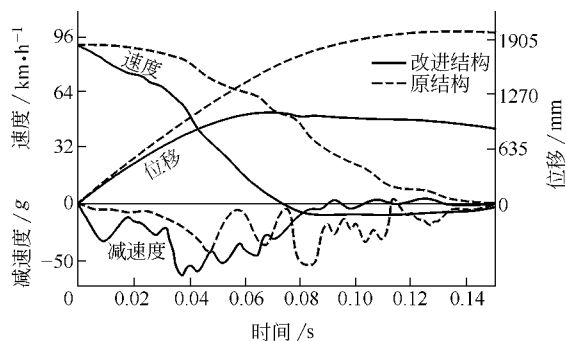


图 7-5 对柱障碍正面碰撞中，改进前后结构和乘员舱纵向运动的数据比较

第一节 吸能式保险杠

碰撞中占比例最大的是前后碰撞。在前后碰撞中首先遭受撞击的就是前后保险杠。因此，在乘员舱以外的汽车防撞结构设计中，对保险

杠的研究较多。对保险杠的基本要求是，尺寸应超出轮罩及轮胎，并弯向侧面。对保险杠的动态性能要求见表 7-1。

表 7-1 保险杠动态性能要求

项 目	美国 Part581 (强制性的)	加拿大 CFVSS215 (强制性的)	欧洲 ECE-R42 (非强制性的)
摆锤撞击保险杠前方的速度/ $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$	4	8	4
摆锤撞击保险杠的转角处(与前方成 30° 夹角)的速度/ $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$	2.5	4.8	2.5
整车撞墙的速度/ $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$	4	8	—
法规要求简述	除保险杠表面外,其余地方没有损伤	允许保险杠与车身的有限度损伤,但汽车功能未受损害	汽车的功能未受损害,允许更换汽车灯泡

提高安全性与轻量化是当代汽车设计的发展趋势。然而研究表明，汽车的碰撞安全性与汽车的质量成反比。如何既满足轻量化设计要求，又保证碰撞安全性能，是汽车设计的重要课题。一个重要途径就是采用比吸能（单位重量吸收的能量）较高的材料和结构作为碰撞能量的耗散装置。

一、吸能式保险杠基本结构

图 7-6 是几种吸能式保险杠的结构形式。

① 图 7-6 (a) 所示保险杠面板 1 背后衬有一个氨基甲酸乙酯泡沫弹性条 10，弹性条安装在车架的第一道横梁上，前碰或后碰的低速碰撞能量可通过弹性条来吸收。

② 图 7-6 (b) 所示保险杠用金属板加强的聚合材料制成。除支架外，保险杠中部还有辅助固定点，此固定点就是吸能元件。此元件在碰撞时能缓冲保险杠传给承载系统的负荷，该元件不但在水平面内具有一定弹性，而且在垂直方向有很大的刚性，以便起辅助固定的作用。结构如下：保险杠面板 1 背后两端用螺栓与半圆弧形的弹性板 11

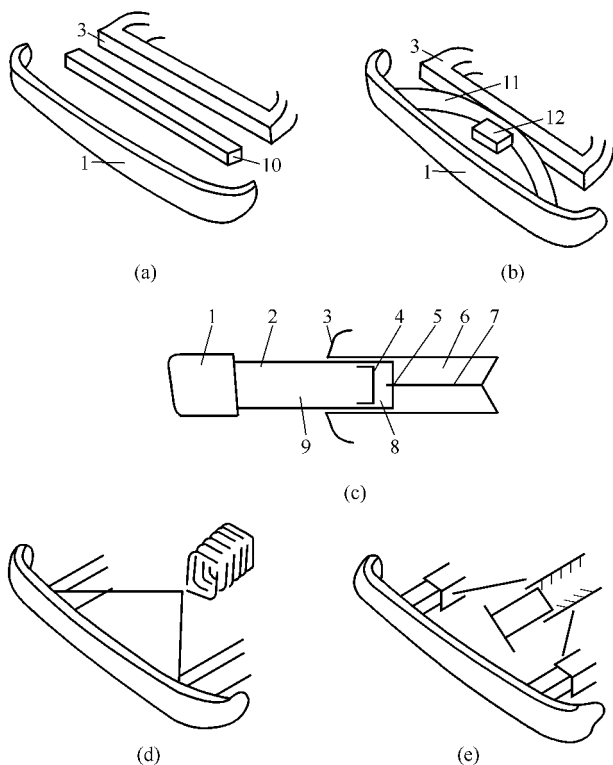


图 7-6 几种吸能式保险杠

1—保险杠面板；2—活塞；3—车架；4—密封装置；5—阻尼孔；
6—液体；7—杆；8—后腔；9—压缩氮；10—弹性条；11—弹性板；12—胶垫

连接，弧形板中部开一矩形孔，孔内装有弹性胶垫 12，弹性胶垫的上下平面与弧形板的矩形孔缘配合紧密，保证保险杠面板在垂直方向没有大的移动。碰撞时，保险杠与弧形缓冲元件一起压向车身，继而与弹性胶垫接触，碰撞能量靠弧形缓冲元件和弹性胶垫吸收。

③ 图 7-6 (c) 所示装置包括装在保险杠面板 1 和车架 3 之间的缓冲器。缓冲器的壳体固定在车架上，活塞 2 连接在保险杠上。活塞内装有将活塞容积分成两部分的滑动密封装置 4，密封装置的前侧为压缩氮 9，后侧为液体 6，平时用限制环限制伸缩。碰撞时，保险杠

推缓冲器向后运动，液体自壳内经杆 7 和活塞阻尼孔 5 流入活塞后腔 8，部分吸收了碰撞的能量。进一步活塞内的液压增大，密封装置移动，使压缩氮气体推回缓冲器并在前室液化，这就又吸收了一部分碰撞能量。在碰撞以后，被压缩的气体将液体推回原室并使缓冲器复位。图 7-7、图 7-8 分别为配有筒状能量吸收装置的保险杠结构示意图和筒状能量吸收装置结构示意图。

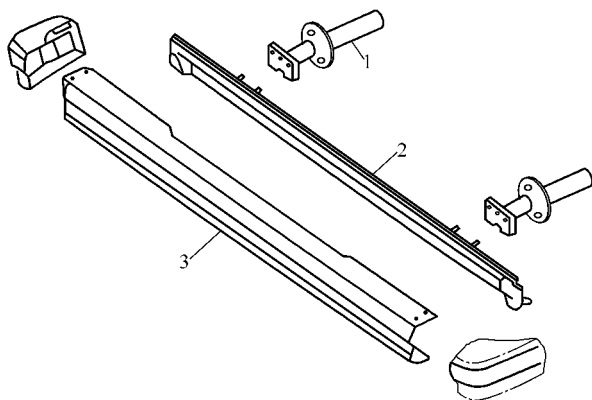


图 7-7 配有筒状能量吸收装置的保险杠结构示意图

1—筒状能量吸收体；2—骨架；3—保险杠

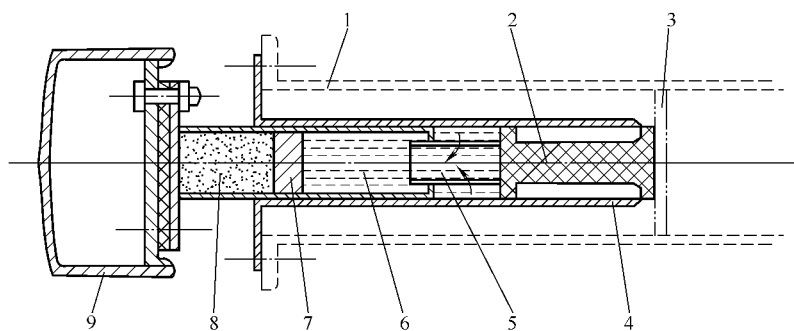


图 7-8 筒状能量吸收装置结构示意图

1—车身纵梁；2—塑性变形元件（钢管）；3—车身纵梁内台阶；4—液压缸；
5—节流孔；6—机械油；7—浮动活塞；8—氮气；9—保险杠横梁

④ 图 7-6 (d) 所示为美国 1984 年的专利。这种保险杠是一个矩形断面的薄壁结构, 内装两个可以变形的矩形波纹短管, 波纹管前后紧抵住保险杠前后薄壁, 两个管的左、右位置正对着保险杠安装到车架纵梁的区域内。当碰撞时, 保险杠前薄壁后移, 压缩两个波纹管, 使波纹管变形, 从而达到吸收碰撞能量的目的。

⑤ 采用 RIM 工艺生产的聚氨酯泡沫塑料来制造的柔性保险杠, 具有强度高、耐久性好、重量轻、吸收冲击性好的特性。外包一层玻璃纤维增强塑料外皮或其他材料的外皮。目前的设计多

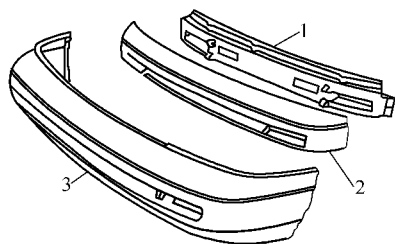


图 7-9 装有吸能泡沫的保险杠

1—骨架；2—吸能泡沫；3—保险杠面板

为一个注射成型的外壳以及吸收能量的聚氨酯泡沫塑料底板, 见图 7-9。

⑥ 图 7-6 (e) 所示为连续切削式吸能保险杠。保险杠与

车架之间有一导管伸缩装置, 保险杠与导管连接, 车架与套筒连接, 导管插在套筒内, 套筒内壁上加工出切削刃边, 刃边迎着导管方向。当碰撞时, 保险杠压导管向后移动, 导管连续切掉套筒表层金属, 以此吸收碰撞能量。

⑦ 蜂窝状能量吸收装置 (图 7-10)。该结构能量吸收体是由蜂窝

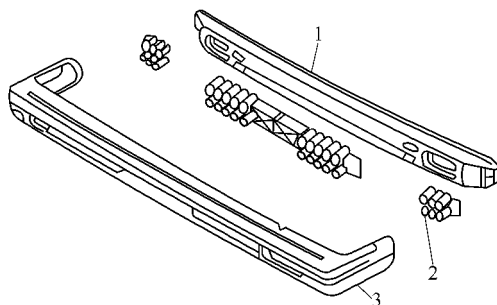


图 7-10 装有蜂窝状能量吸收体的保险杠

1—骨架；2—蜂窝状能量吸收体；3—保险杠面板

状的聚乙烯等树脂制成，其特点是能量吸收效率较高，但开模费用大，变形后修复困难。

二、吸能式保险杠设计

(一) 汽车保险杠用泡沫金属铝的能量吸收特性

泡沫金属铝是一种良好的能量吸收体，单位体积吸收的能量可达 $6\text{J}/\text{cm}^3$ 。将泡沫金属铝用于保险杠中，可提高保险杠的吸能能力。

采用密度约为 $0.36\text{g}/\text{cm}^3$ 的泡沫金属铝，选择的冲击速度分别为 $1.75\text{m}/\text{s}$ 和 $3.39\text{m}/\text{s}$ ，试样尺寸为 $75\text{mm} \times 75\text{mm} \times 80\text{mm}$ ，采用 120kg 的锤头进行落锤试验。得出如下结论。

由图 7-11、图 7-12、图 7-13、图 7-14 可以看出，泡沫金属铝作为缓冲材料有一定的优越性。在动态冲击的情况下，当冲击力大于泡沫金属铝的动态变形力后，它就开始发生连续的变形，直到能量全部被泡沫金属铝吸收为止。在变形过程中，力的大小基本保持一致。这样，随着位移的增大，泡沫金属铝的吸收能量线性增大。因此，可以根据设计需要来确定泡沫金属铝的厚度。

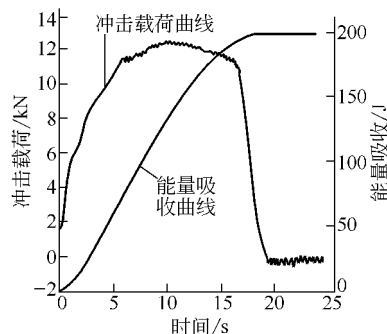


图 7-11 1号试样最大载荷及能量吸收随时间的变化曲线

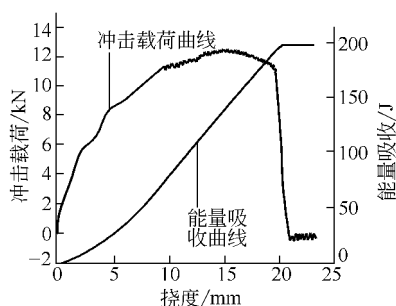


图 7-12 1号试样最大载荷及能量吸收随挠度的变化曲线

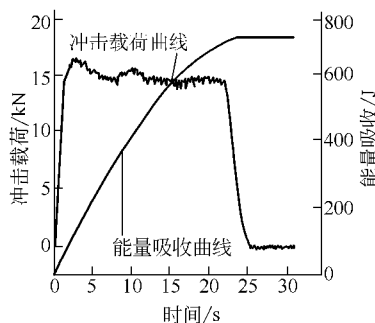


图 7-13 2号试样最大载荷及能量吸收随时间的变化曲线

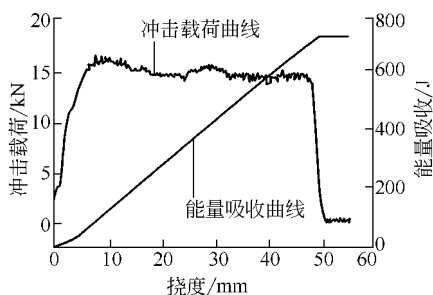


图 7-14 2 号试样最大载荷及能量吸收随挠度的变化曲线

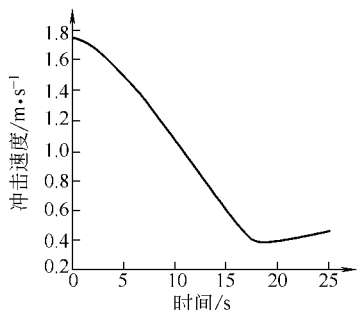


图 7-15 1 号试样冲击速度随时间的变化曲线

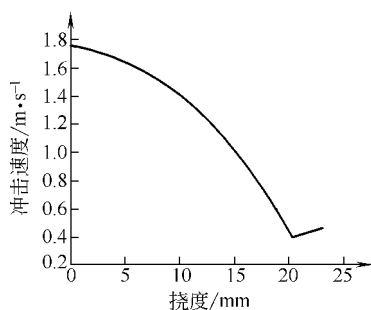


图 7-16 1 号试样冲击速度随挠度的变化曲线

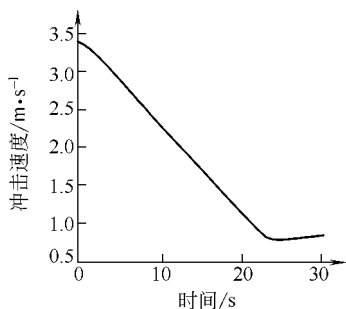


图 7-17 2 号试样冲击速度随时间的变化曲线

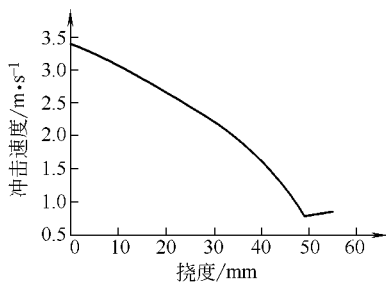


图 7-18 2 号试样冲击速度随挠度的变化曲线

将图 7-11 与图 7-13 相比较可见, 冲击过程中的最大载荷与初始冲击速度有一定关系, 初始冲击速度越大, 最大载荷越大。

由图 7-15、图 7-16、图 7-17、图 7-18 可见, 冲击锤头的速度随时间的变化也呈直线减少。这说明, 从碰撞物体接触到泡沫金属铝开始,

碰撞物体的加速度基本保持不变，而且泡沫金属铝没有反弹现象，这与当前的一些保险杠相比是一大优点。根据撞击后对泡沫金属铝变形部分的测量和吸收的总能量，可以计算出泡沫金属铝单位体积的能量吸收约为 $6 \sim 9\text{J}/\text{cm}^3$ 。

以轿车质量和乘客质量之和来计算，一般总质量约为 $1500 \sim 2000\text{kg}$ 。根据相关标准（美国 CFR581 和欧洲 ECER42）的有关规定，汽车以 $4 \sim 4.25\text{km}/\text{h}$ 碰撞时，除试验相关表面外，汽车其他部位无任何损害。

从目前来看，城市交通事故中，绝大多数为汽车追尾事故。在汽车追尾时，一般车速也只有几千米每小时到十几千米每小时。若以总质量 2000kg 、速度为 $20\text{km}/\text{h}$ 计算，车辆碰撞时的动能约为

$$E = mv^2 / 2 = 31360 \text{ (J)}$$

按泡沫金属铝单位体积吸收的能量 $6\text{J}/\text{cm}^3$ 计算，将碰撞能量完全吸收也只需约 5000cm^3 的泡沫金属铝，也就是用 3 块 $15\text{cm} \times 15\text{cm} \times 10\text{cm}$ 的泡沫金属铝就能将碰撞能量完全吸收，这样 3 块泡沫金属铝，其价格也只有几十元。若碰撞的两辆车均有泡沫金属铝缓冲材料，则吸收的能量更大。

通过以上分析可知，泡沫金属铝作为一种缓冲材料用于冲击能量的吸收，是一种非常理想的材料。

（二）保险杠壁厚对碰撞性能的影响

对比、分析不同厚度保险杠的加速度曲线（图 7-19），发现随厚度的增加，加速度的极值由 1.3g 减至 1.18g 。上述的对比分析都说

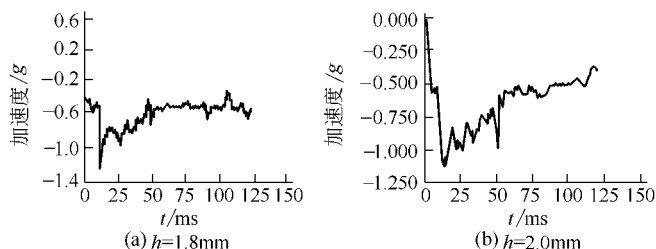


图 7-19 不同厚度保险杠加速度-时间历程曲线

明厚度对碰撞试验的结果具有一定影响，增加厚度，可以提高保险杠系统的刚度，可以减小加速度的危险值，增强汽车的耐撞性，而且增加保险杠系统的材料厚度，对整体质量的影响很小，但却可以显著提高碰撞强度。

（三）保险杠支架对碰撞性能的影响

保险杠的支架对碰撞性能有很大的影响，保险杠的承载能力往往由于曲形支架曲率较大的中部在碰撞中形成了塑性铰（见图 7-20），并以塑性铰为转动中心发生塑性变形而削弱。显然，保险杠支架强度过小，对保险杠系统吸收碰撞能量和保护车身都是不利的。

对上述保险杠支架易于形成塑性铰的部位进行加强（如图 7-21 阴影部位所示），通过计算机仿真所得加速度变化（见图 7-22）表明：支架被加强后，相同的摆锤碰撞速度（8km/h）下，受撞车的平均加速度与加强前相比有明显提高。

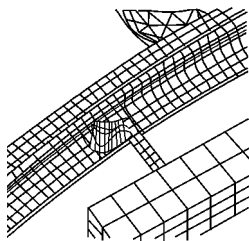


图 7-20 曲形支架在碰撞中产生塑性铰

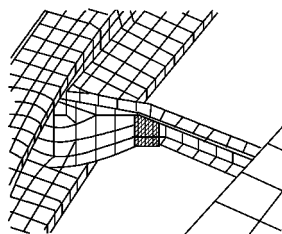


图 7-21 将易于形成塑性铰的部位改为闭口加强型结构

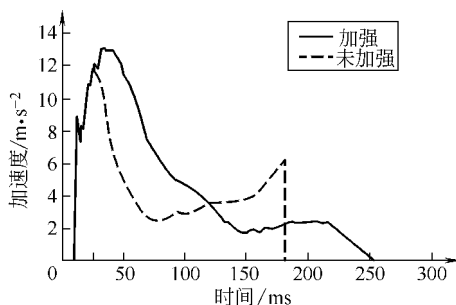


图 7-22 将保险杠支架加强后的效果

第二节 车架及承载式车身结构

一、车架及承载式车身结构

保险杠承受的碰撞能量大部分传至车架或承载式车身，车架及承载式车身结构的设计会在很大程度上影响汽车的碰撞特性。下面介绍几种能较好地吸收碰撞能量的车架及承载式车身的结构。

1. X 形车架

这种车架纵梁的 X 形以及向上拱起的形状，在碰撞时依靠变形来吸收正面碰撞能量。第三道横梁的斜置对侧面碰撞起作用，见图 7-23 (a)。

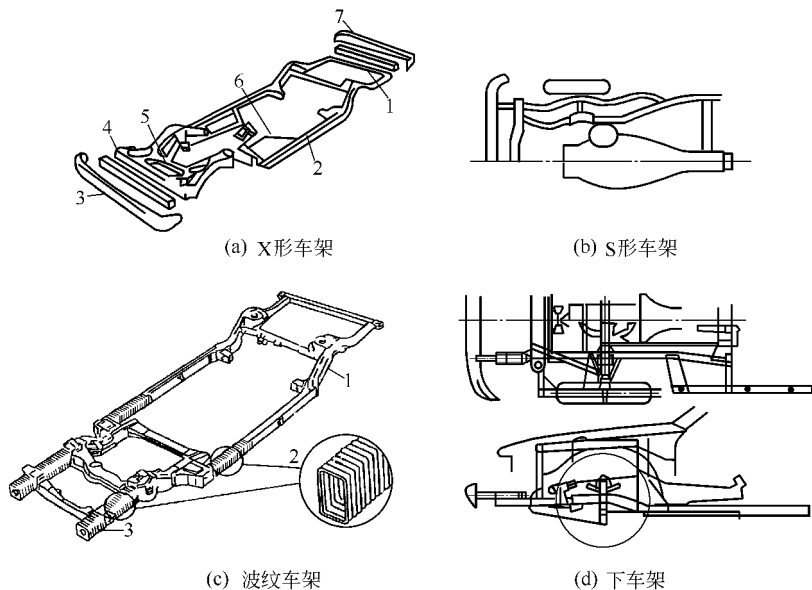


图 7-23 车架及承载式车身的防撞结构

1—第五道横梁；2—车架边梁；3—前保险杠；4—第一道横梁；
5—第二道横梁；6—第三道横梁；7—后保险杠

具有相似原理的结构还有一些，如 S 形车架，见图 7-23 (b)。

2. 波纹车架

这种车架主要用于正面碰撞中的保护，依靠碰撞时波纹的轴向压缩来减轻车辆的振动，见图 7-23 (c)。

3. 设有缓冲器的车身结构

前后缓冲器端部分别与前后保险杠相接，缓冲器尾部连在承载式车身底板框架上。碰撞时保险杠推动缓冲器，缓冲器压缩，吸收能量。这是美国汽车公司安全试验车 (ESV) 的结构。

4. 下车架

下车架也可称作副车架。设计该下车架到前门之下，用于吸收正面碰撞能量，增加压扁行程，保证乘员舱的完整，下车架的结构如图 7-23 (d) 所示。

二、车架吸能设计

目前我国轻型客车主要还是采用非承载式车身形式，保留比较明显的车架、车身结构。对于轿车来说，为使轿车在正面碰撞时吸收更多的能量，常在车体前部左右各设置一根纵梁，如图 7-24 所示。一般这种结构的汽车发生正面碰撞时，车架吸收的碰撞能量可以占到总碰撞能量的 $2/3$ 或者更多。图 7-25 所示为车架冲击试验减速度曲线与整车减速度曲线。由图 7-25 可见，车架曲线与实车曲线十分接近，



图 7-24 轿车前部吸能式纵梁

说明发生正面碰撞时主要能量由车架吸收。所以通过控制车架变形、减速度峰值,在不影响其他结构性能的情况下,充分利用车架变形吸收撞击能量,可以提高整车的耐撞性。

汽车碰撞能量主要依靠车体前部构件的弯曲变形和压溃变形来吸收,且这两种吸能方式往往同时存在。从吸能角度而言,压溃变形比弯曲变形能够吸收更多的能量。

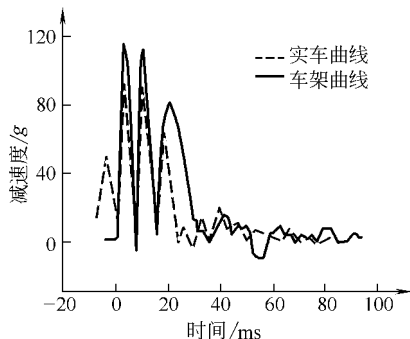


图 7-25 车架正面碰撞试验与整车正面碰撞试验减速度对比

1. 轿车前边梁截面对吸能的影响

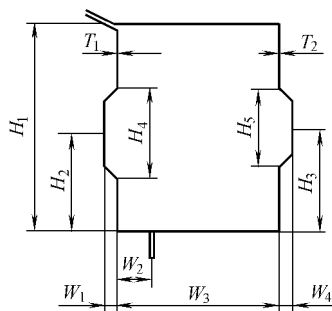


图 7-26 轿车前边梁截面参数

W_1 —宽度; W_2 —下部凸缘的位置/宽度;
 W_3 —纵向左凸(凹)台的宽度; W_4 —纵向右凸(凹)台的宽度; H_1 —高度; H_2 —纵向左凸(凹)台的位置/高度; H_3 —纵向右凸(凹)台的位置/高度; H_4 —纵向左凸(凹)台的宽度;
 H_5 —纵向右凸(凹)台的宽度; T_1 —左板厚度; T_2 —右板厚度

图 7-26 所示为轿车前边梁截面参数示意图,图 7-27 给出了不同参数的能量吸收能力曲线。

图 7-28 所示为不同截面形状的抗碰撞能力,图 7-29 所示为同一截面不同焊接形式的抗碰撞能力。

2. 车架纵梁凸(凹)台对吸能的影响

在车架纵梁设计中,在纵梁上布置凸(凹)台(以下统称为突台)可以增加能量吸收能力,有效地控制纵梁的变形。图

7-30所示为有突台和无突台两种情况下的纵梁变形过程的模拟计算结

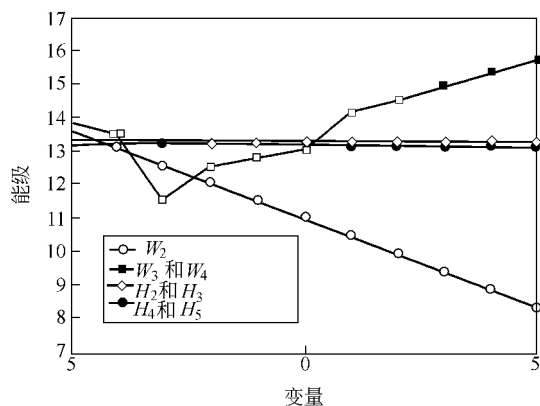


图 7-27 与几个参数相关的能量吸收情况

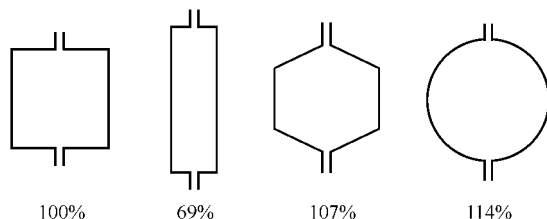


图 7-28 不同截面形状的抗碰撞能力

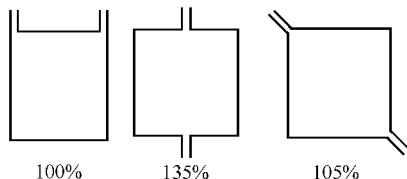


图 7-29 同一截面不同焊接形式的抗碰撞能力

果，无突台的边梁在 15s 时发生明显的弯曲变形，使其能量吸收能力显著下降。图 7-31 是这两情况的载荷变化曲线。设计突台应注意：

- ① 突台的轴线必须为直线，否则在振动时会引起扭转；
- ② 必须沿支撑之间最短距离布置突台；
- ③ 采用突台时，应考虑在交叉点容易产生应力集中，相对减小

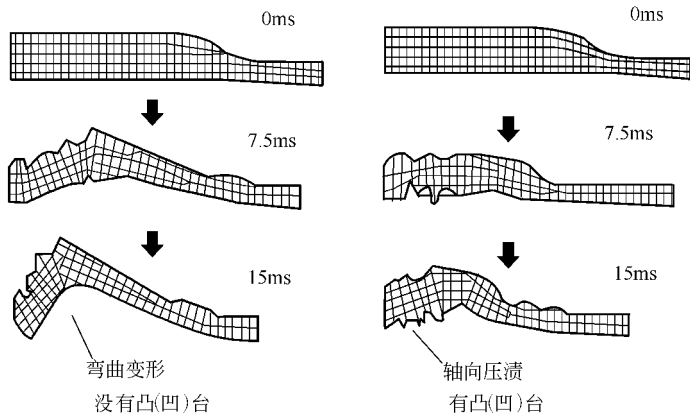


图 7-30 模拟结果——压溃模式

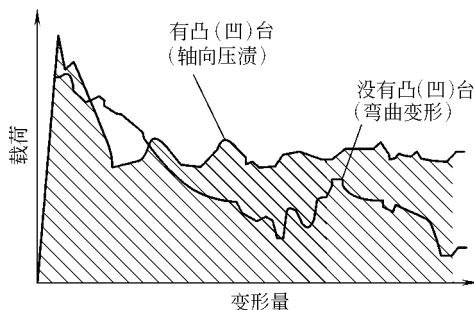


图 7-31 模拟——载荷曲线

了交叉点的刚性，所以在交叉点要注意圆角过渡，圆角半径应大于突台宽度的两倍；

④ 突台的形状在平的或稍凸起的零件上，突台应沿零件对角线布置，在深弯曲的零件上应垂直于零件的弯曲轴线。

图 7-32 所示为三种突台的截面形状。若无突台，S 形纵梁主要是弯曲变形，能量吸收能力相对较差，而且变形也较大。设计这类梁的指导思想就是使其尽可能地沿着轴向压溃变形，控制其弯曲变形量。因此，在纵梁的前部布置了突台，在弯曲部分增加了板厚。表 7-2 所列为采用不同措施时的纵梁能量吸收能力的对比。由表中可以

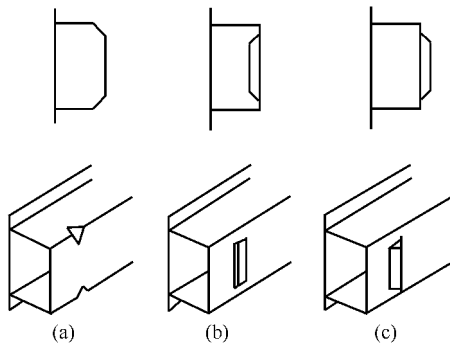


图 7-32 突台的三种形式

看出，第 7 种和第 8 种方式具有很好的能量吸收特性。

表 7-2 不同类型的前边梁凸台与增强部位的能量吸收对比

编号	类 型			
	(V) 	(I) 	(t) 	NEA
标准				1.00
1			0.75	1.02
2			1.50	1.52
3	3 			0.88
4	3 		1.60	1.1
5	3 			0.9
6	3 		0.70	1.00
7	3 		1.00	1.51
8	3 		1.60	1.71
9	4 			1.04

注：V—角台的布置与编号；I—凹台的布置与编号；t—增强厚度；NEA—能量吸收比。

3. 车架纵梁前部局部削弱对吸能的影响

汽车车架纵梁设计中为使工艺简化,常使车架纵梁前部断面尺寸过大,致使车体前部刚度过大,使其吸能性变差。为此,可通过在车架纵梁上开孔或其他削弱车架纵梁前端刚度的方式以改善其吸能性。图 7-33 所示为在车架纵梁前部依次打上若干个圆孔来削弱车架刚度。图 7-34 所示为改进前后正面碰撞车体质心位移(前部变形)和车体质心加速度时间历程。

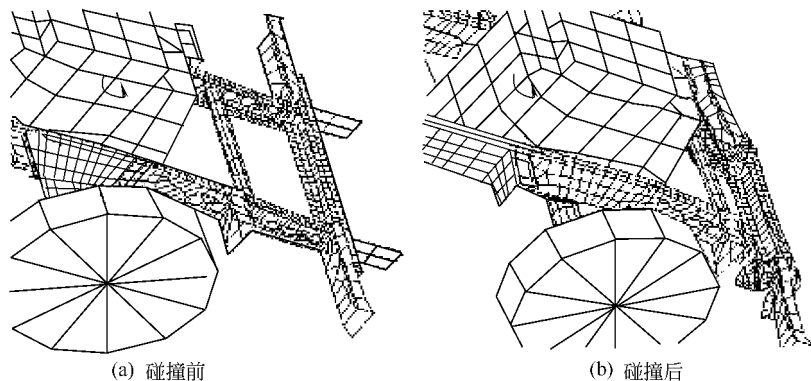
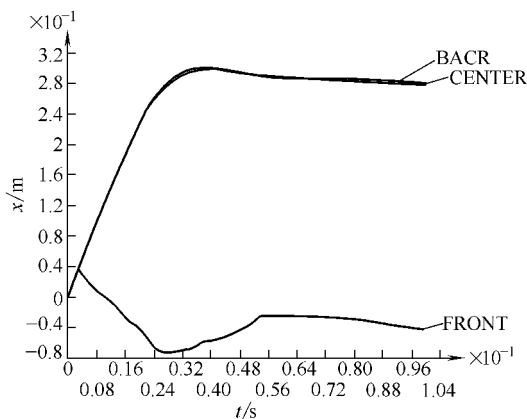


图 7-33 改进后的车架图和正面碰撞变形示意图



(a) 改进前位移曲线

图 7-34

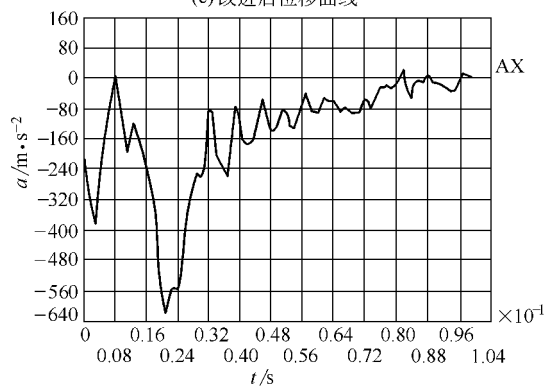
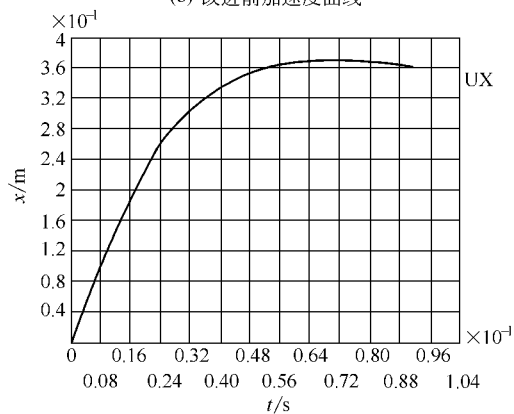
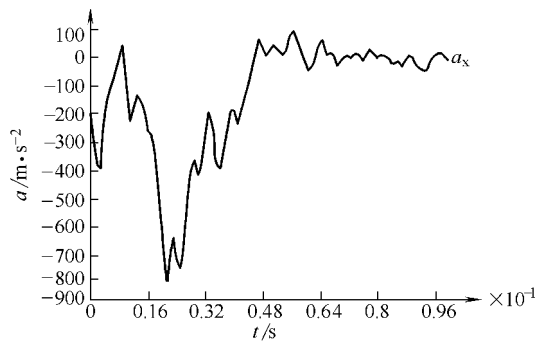


图 7-34 改进前后的时间历程曲线

由图 7-34 可见，改进前后碰撞时间从原来的 40ms 增加到 80ms，加速度峰值从 86g 减小到 61g。可见车架纵梁小小的改进却取得相当好的效果。

4. 车架纵梁局部加强对碰撞吸能的影响

车架纵梁常因总布置的需要，呈 S 形（如图 7-35 所示）。这种车架在碰撞时因折弯位置易于弯曲失效而大大降低了吸能效果。为此在折弯处进行局部加强（如图 7-36 所示），加强前后车架纵梁有限元分析见图 7-37。

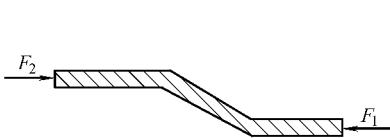


图 7-35 S 形车架受力示意图

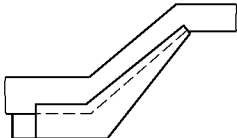
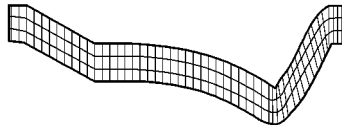
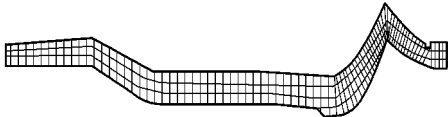


图 7-36 S 形车架纵梁
局部加强示意图



(a) 未加强的车架纵梁



(b) 加强后的车架纵梁

图 7-37 加强前后车架纵梁有限元分析变形示意图

表 7-3 是车架纵梁加强前后碰撞试验结果。试验结果表明，转向盘水平后移量、车架弯折程度大幅度减小，车身减速度明显降低。

表 7-3 车架纵梁加强前后碰撞试验结果

项 目	结构改进前	结构改进后
车架结构水平长度变化量/mm	357	320
车架结构下弯点弯角变化量/(°)	30	6
转向盘水平后移量/mm	299.5	119.6
车身加速度峰值/g	45.8	32.8

第三节 车门

车门是车身上相对独立的总成，与车身组成一个有机的整体。因此，在车门设计过程中，应充分考虑结构要素的完整统一和与车身其他相关要素的协调匹配。

一、车门的类型

车门有多种类型（表 7-4）。不同类型的车门可分为车门本体、车门附件两部分。车门本体属白车身范畴，指作为一个整体涂漆、未装备状态的钣金焊接总成，包括车门内外板、加强板和窗框等，是实现车门整体造型效果、强度、刚度及附件安装的基础框架。而附件则是为满足车门的各项功能要求，在白车身上装配的零件及总成，其中包括车门锁、铰链、限位器、玻璃、拉手、操纵钮、出风口、密封件及内外装饰件等，另外还有一些其他的在车门上装备的附件，如烟灰盒、扬声器、放物袋、限位块和行程开关等。车门的基本结构，如图 7-38 所示。

表 7-4 车门分类

分类方式	类 型	特点及常用车型
开启方式	旋转门	用于大多数汽车
	折叠门	多用于客车
	拉门	多用于轻型客车
结构	整体式车门	刚度好、质量高、随形性好
	分开车门	钣金件减小，材料利用率高，视野性能好
窗框	有窗框车门	用于大多数汽车，可为独立窗框或整体式车门
	无窗框车门	敞篷车、硬顶车、运动车使用
旋转方向	逆开门	较少采用，仅为方便上、下车
	顺开门	安全性好，车门误开时，不会因为气流作用而开门，较常用
	上开门	用于轿车和轻型车的背门，也用于低矮的汽车

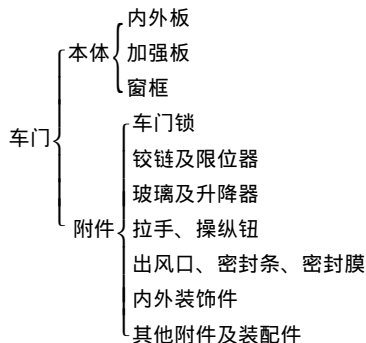


图 7-38 车门基本结构组成

对车门的功能要求详见表 7-5。对车门总成的功能要求，一方面，车门作为车身结构中的重要组成部分，其造型风格、强度、刚度、可靠性及工艺性等必须满足车身整体性能要求；另一方面，车门开关及上下车的方便性又是车门结构首要满足的要求，而车门结构自身的视野性、安全性、密封降噪等性能，又对整个车身结构性能影响较大，也是车门功能要求的重要部分。

表 7-5 车门功能要求

功能	要 求
使用方便性	1. 开关方便性 :灵活、轻便、自如 ,有最大、中间两档开度 ,并能可靠限位 2. 上下车方便性 :开度应足够 ,一般不低于 60°或开度不小于 650mm
视野性	1. 尽量加大车门窗口及玻璃尺寸 2. 合理布置三角窗位置、大小、形状
可靠性 安全性	1. 足够的强度、刚度 ,不允许因变形、下沉而影响车门开关可靠性 ,开关车门时不允许有振动噪声 2. 部件性能可靠、不干涉 3. 撞、翻车时不能自行开门 ,以确保乘员安全 4. 满足侧撞时对乘员的保护要求
密封性	雨、雪、尘不能进入车内 ,应具备良好的气密封性
工艺性 维修性	1. 易于生产制造 2. 拆装方便

表 7-6 中列出了车门主要附件的结构形式、功能要求等,其中铰链与门锁是车门承力件,开门时两铰链受力,关门时两铰链和门锁三点受力。因此,铰链、门锁的强度和刚度要求更重要,车门限位器虽然不直接承受车门重力,但起开关限位作用,与门锁和铰链在寿命、可靠性方面要求应一致。另外,玻璃升降器、锁操纵手柄、按钮等的可靠性、耐久性也不可忽视,其他附件的结构和功能一般应与主要附件的要求相一致。

表 7-6 车门附件形式及功能要求

车门附件	结 构 形 式	功 能 要 求
车门锁	1. 机械门锁(舌簧锁、钩簧锁、卡板锁)——手动开闭锁 2. 中控门锁:利用控制按钮或点火锁,由驾驶员集中控制开闭的门锁 3. 防盗门锁:根据声、光、电、磁等原理,在遇强行开门时,以蜂鸣器或灯光报警	1. 车内外开闭锁功能及防误锁功能,有全锁和半锁两档位置,在锁止状态下,内外手柄打不开车门,开锁时,车内用按钮,车外用钥匙,有的也设计保险锁 2. 开闭耐久性 1×10^6 次 3. 承受纵横向载荷能力,全锁时纵向 11110N,横向 8890N,半锁时纵向 4450N,横向 4450N 4. 互开率 1000 种不同钥匙牙花数以上 5. 耐惯性力:全锁状态承受 30g 加速度作用
玻璃升降器	1. 臂杆式,其中单臂式、交叉式、四杆式常用 2. 绳轮式(无论臂杆式、绳轮式都有电动和手动两种形式)	1. 操作方便,摇手柄力矩不大于 $2\text{N} \cdot \text{m}$ 2. 结构可靠,制动力矩足够,在臂杆滚轮处沿玻璃切线方向加 300N 反力无逆转,在上升行程任意位置,玻璃下沉量不大于 5mm 3. 强度:上止点,在手柄上加 150N 负荷,各部位不扭曲,运动自如 4. 寿命 4×10^5 次耐久试验,无异常
铰链	铰链有明铰链和暗铰链,暗铰链常用,且有内让和外让两种(铰链具体结构形式很多,主体采用冲压件的较多)运动方式	1. 运动范围阻力矩小于 $2.45\text{N} \cdot \text{m}$ 2. 处于关闭角度时余留角 3° 以上 3. 强度:纵向力 11110N,横向力 8890N 4. 垂直刚度:距回转中心 1000mm 加载荷 980N,持续时间 1min,永久变形小于 0.5mm,开关无异常 5. 耐久性 1×10^6 次,无异常

车门附件	结构形式	功能要求
限位器	有些铰链带有限位功能,也有独立安装的限位器,限位器应有两个挡位,以实现全开和半开两个限位	1. 耐久性 5×10^5 次,试验后限位力矩不小于初始值 50% (3×10^5 次后测量) 2. 限位器承受 $180\text{N} \cdot \text{m}$ 以下力矩不损坏

二、车门安全性能要求

对车门的法规要求,美国联邦机动车辆安全标准 FMVSS214 和欧洲的 ECER95 标准是不同的。FMVSS214 要求进行准静态挤压试验和移动吸能壁障侧面碰撞试验。准静态挤压试验要求施加固定的负载以达到偏移距离。在动态测试中,从假人身上测试相应的伤害指数。对于这些要求,参见图 7-39。

FMVSS214 的碰撞测试中,移动吸能壁障以 27° 的角度侧面撞向试验车,撞击的速度必须高于 48km/h ,在移动壁障前部安装了蜂窝铝吸能壁,在实验车内的前排座椅上放置了模拟假人 US-SID。要求试验中,肋骨处最大加速度(上部和下部)

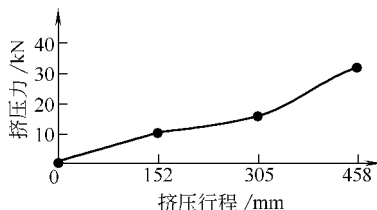


图 7-39 FMVSS214 标准

和胸部处的最大加速度的平均值不能超过 $85g$,骨盆处的最大加速度不能超过 $130g$ 。

根据 FMVSS214 车门准静态挤压测试,在这项静态测试中,车门被安装在固定的车体上,在车体横向方向上受到圆柱形刚体(半柱面)的侵入,直到偏移量 $s = 457.2\text{mm}$ 。法规规定,必须保证最小的横向刚度。在最初的 152.4mm 的侵入量中,必须保证挤压抗力达到 10kN ;在 304.8mm 的侵入量中,要保证 15.6kN 的抗力;当车重小于 1590kg 时,最大的抗力值应大于整车重的两倍。参见图 7-39。

三、车门上的安全性结构

车门是汽车车身设计中的一个相对独立的零部件。在车门设计中

其安全性尤为重要，它必须保证在车辆发生碰撞时，尽可能地减少对行人和乘员造成的伤害，因此必须要求车门外覆盖件表面光洁、有韧性，门锁、门铰链以及车门门体必须能够按照 A 柱-B 柱-C 柱的路线传递碰撞冲击力，碰撞后的车门必须能够轻松地不借助任何辅助工具用手打开。鉴于侧面碰撞对乘员造成的危险性，在设计车门时，必须注意将车门的变形限制在一定范围内，为乘员提供一个有效的生存空间。这些都要求车门必须具备足够的强度和刚度。

1. 对窗口部位的加强

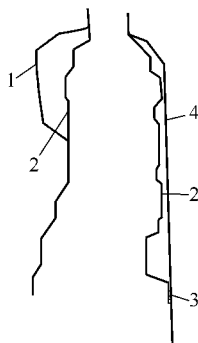


图 7-40 窗口部位加强

1—内板；2—加强板；
3—粘接；4—外板

对车门本体而言，内、外板构成一个封闭的箱体结构，而窗口线部位为实现玻璃升降必须提供一个通道，为非封闭结构。这一部分的刚度明显低于其他封闭结构处的刚度，易产生变形而影响玻璃升降及该处密封性。因此，一般应在该处分别对内、外板进行加强。如图 7-40 所示，为增强刚度，加强板一般都有横的压筋，类似“瓦楞板”形状。加强板与内、外板的焊接方式不同，与内板沿接触处采用焊接，但与外板除窗口翻边处（有窗口密封条装饰）可焊接外，为确保外表面质量，与外板下部不能用焊接方式

而采用粘接。

2. 外板刚度的加强

因车门外板是车身外表面件，中部不应该有焊点，以免影响外观质量，这样，外板中部刚度就较差，行车时易产生振动噪声，因此必须对外板刚度进行加强，采取的措施有：在外板内侧粘贴磁性沥青板，设计加强梁，与外板柔性粘接。一般缓冲件通常采用毛毡或泡沫，双面胶带粘贴，以起支撑作用。如图 7-41 所示，加强梁下部可与内板下部焊接，上部与外板加强板焊接，若结构允许也可与内板焊接，以不影响玻璃升降为原则，例如，带有三角窗的车门在三角窗下部，或无升降玻璃的拉门窗及旅行车背门等。另外，车门外装饰条也

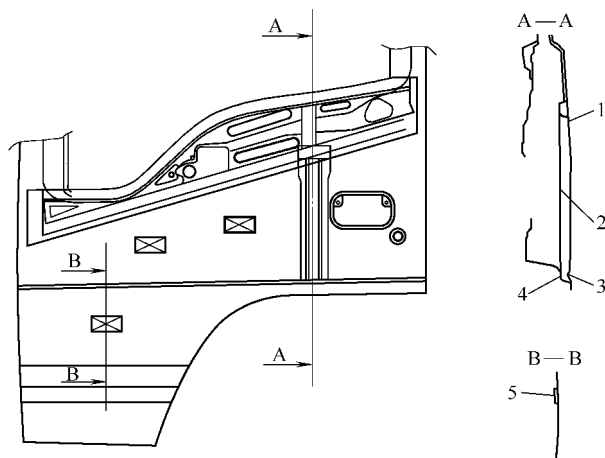


图 7-41 外板刚度的加强

1—粘接；2—加强梁；3—压印；4—焊接；5—沥青板

可设计为加强件，也可利用外板压印及外形装饰线加强外板刚度，通常在门腔内部设计纵向的管状或方形加强梁。

(1) 槽形门梁结构

槽形梁强度、刚度都较高，碰撞时可以减小闯入深度。槽形梁应采用高强度钢板制造，槽形门梁结构见图 7-42 (a)。

(2) 蜂窝状门内结构

在车门的内部装有铝制的蜂窝板，既可保证车门的强度，又能吸收侧碰的能量。图 7-42 (b) 表示出了这种结构。

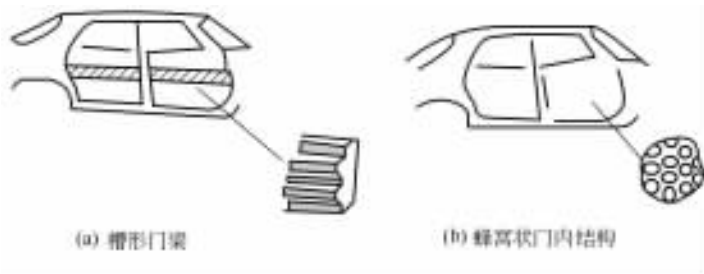


图 7-42 车门防撞结构

3. 门锁和门铰链

在现代汽车上, 门锁和门铰链都应有足够的强度, 在汽车碰撞时, 能同时承受纵、横两个方向的载荷而不致使车门开启, 从而避免了乘员被甩出车外, 减少受重伤或死亡的危险。此外, 在事故结束后, 门锁应不致失效而使车门仍能开启。目前, 不能承受纵向载荷的舌簧式、钩簧式、齿轮转子式等门锁已经过时, 而能同时承受纵横向载荷的转子卡板式门锁则被广泛采用。

四、增强纤维复合材料车门

车身轻量化设计包括考虑选用增强纤维塑料 (FRP)。如果应用这种材料时, 既能降低车重, 又能减少油耗, 将是非常合适的。当然还需要考虑降低其生产成本, 并同时满足汽车其他各方面的性能, 如提高汽车行驶性和被动安全性等。

与通常钢结构的车门相比, FRP 车门有车身噪声减弱、能量吸收率提高、车重减轻的优点, 如果能批量生产的话, 生产成本也较低。

1. 增强纤维复合材料车门设计

关于如何稳定薄板结构有许多不同的办法: 对于车门来说, 可以通过连接内外板使之成为紧凑的结构, 或者镶装一个框型结构。

(1) 采用热塑性 FRP 的二板式车门设计

车门内板和外板在外部边上连接, 形成了承载式结构 (见图 7-43)。内外板采用的是热塑成形的多层轴向纤维材料。通过内板带状加强件, FRP 抗拉件可以相当于内板加强筋的作用。如果采用较好的加工工艺的话, 生成的纤维走向可以提供较强的抗力, 这使得车门在受撞时有较好的表现。

这项设计理念增加了结构的刚度, 因为在内外板之间有大范围的连接区域存在。在较大的局部侵入时, 抗拉件能在前后确保较强的连接。除此之外, 抗拉件结构也能实现窗调节装置和其他电动装置的功能。

(2) 采用热固性 FRP 的夹板式门结构

夹板式门板也是由内外板相连, 但其中通过黏合连接装有预先成形的泡沫材料 (见图 7-44)。内外板也是由热塑成形的多层轴向纤维

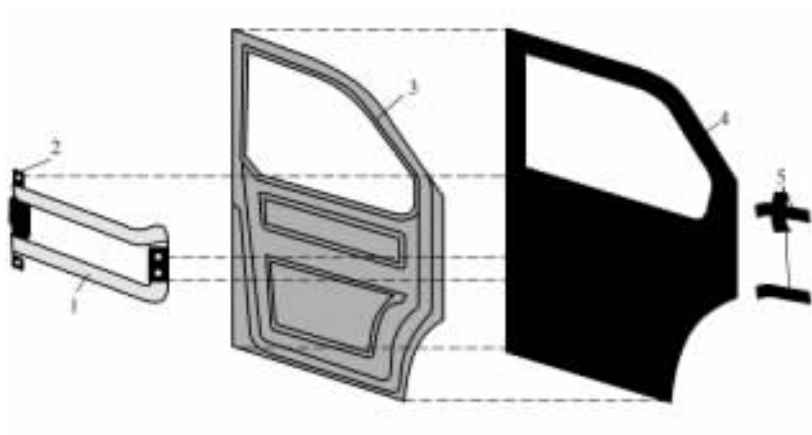


图 7-43 热塑成型 FRP 的设计

1—FRP 拉伸件（加强件）；2—门锁固定装置；3—内门板；
4—外门板；5—铰链固定装置

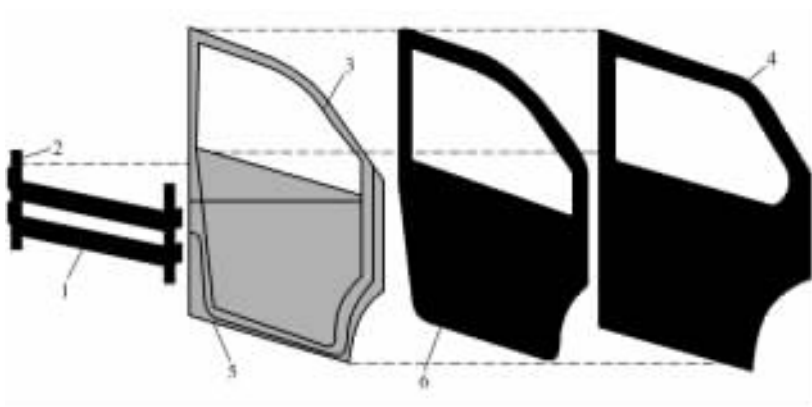


图 7-44 热固性 FRP 的夹板式门结构

1—FRP 拉伸件（加强件）；2—门锁固定装置；3—内门板；
4—外门板；5—铰链固定装置；6—泡沫夹板

材料形成，泡沫材料采用 PUR 泡沫。带状加强件由网状玻璃纤维制成，被置于夹板式结构的内侧，相当于内加强筋的功能。这项设计理念的最大特点是由于夹板的构造，所以能提供较大的弯曲刚度。在较大的局部侵入时，抗拉件能在前后确保较强的连接。但与热塑性二板

式车门结构相比，在此类门板中还必须增加结构以承载窗调节器和其他的电动装置。

(3) 承载结构上的概念设计

在这两项车门的设计理念中，对铰链和门锁上的负荷进行了严格的测量。正因为侧碰时，这些地方存在较大的负荷并有大变形发生，所以在承载区绕有增强纤维材料，将负荷承载区与 FRP 抗拉件结构整体化。此外，可将预先成形的编制物绕在金属管之外，来使得铰链和门锁被整体化（见图 7-45）。

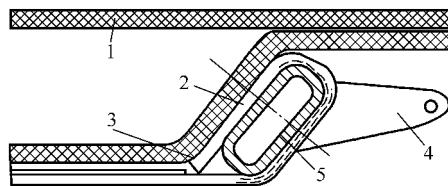


图 7-45 整体式门板结构

1—外板；2—拉伸件（加强件）；3—内板；4—铰链；5—金属管

2. 增强纤维复合材料车门动态分析

根据 FMVSS214 的准静态试验规范，在 Pam-crash 软件中，进行有限元分析，在模拟中发现 FRP 车门在较小或中等强度碰撞冲击下表现良好，车门内部连接的情况以及对加载的处理都将影响模拟结果。

第四节 强化 A、B、C 柱、门槛、车顶纵梁及防护格栅和前围

一、强化 A、B、C 柱、门槛、车顶纵梁

这些结构都对侧碰有保护作用，其中部分对翻车亦有保护作用。

下面举例说明各部分的加强作用。

1. 对 A 柱的加强

A 柱由于受到驾驶员视野要求的限制，其断面尺寸不能加大，图 7-46 所示为用硬氨基甲酸酯泡沫加强的 A 柱，通过强化，其弯曲强度可增加大约三倍。

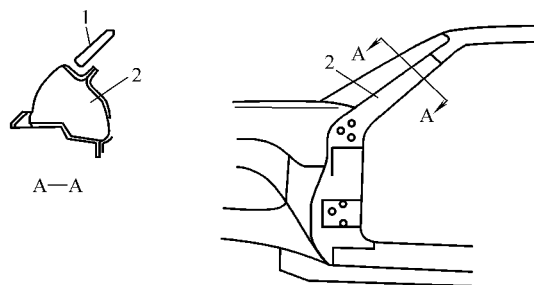


图 7-46 加强 A 柱

1—风窗玻璃；2—硬氨基甲酸酯泡沫

2. 局部结构改进后对侧面碰撞性能的影响

在改进汽车结构，提高其侧面碰撞安全性的时候，主要从以下两方面考虑：①尽可能地降低侧面碰撞过程中传递给假人的撞击，即降低二次碰撞速度；②尽可能减少车门的陷入量，保证碰撞后假人盆骨附近有足够的空间，变形量应小于假人与侧围间的距离。

要减少车身变形量，可以对窗台加强板、车门防撞杆、座椅横梁、门槛加强梁以及座椅进行加强，同时要保证 B 柱与顶盖、门槛的接合良好。改进方案为：前门窗台加强板板厚由原先的 1.2mm 增加至 1.5mm，前门防撞杆板厚由原先的 2.5mm 增加至 3mm，座椅横梁板厚由原先 0.7mm 增加至 1mm，门槛加强梁板厚由原先的 0.6mm 增加至 1mm，其他零件模型保持不变。

图 7-47 为汽车车门中部的变形轮廓比较，改进后的车门变形轮廓与改进前完全一致，但变形量有明显减小，说明加强地板和车门对减少车身侧面变形有显著效果。图 7-48 为改进前后 B 柱的变形及变形速度的分布曲线，从中可以发现，尽管没有对 B 柱进行改进，但通过地板和车门的加强，使得 B 柱的变形减小，而且 B 柱的变形速度也明显降低了，尤其是 B 柱下部的变形速度。

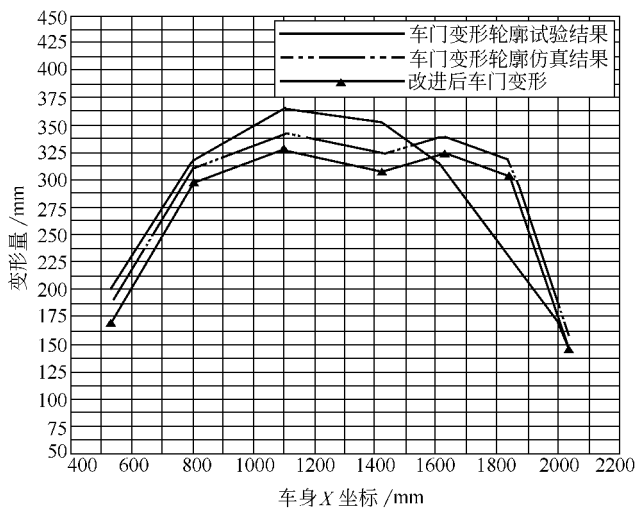


图 7-47 改进后车身变形轮廓

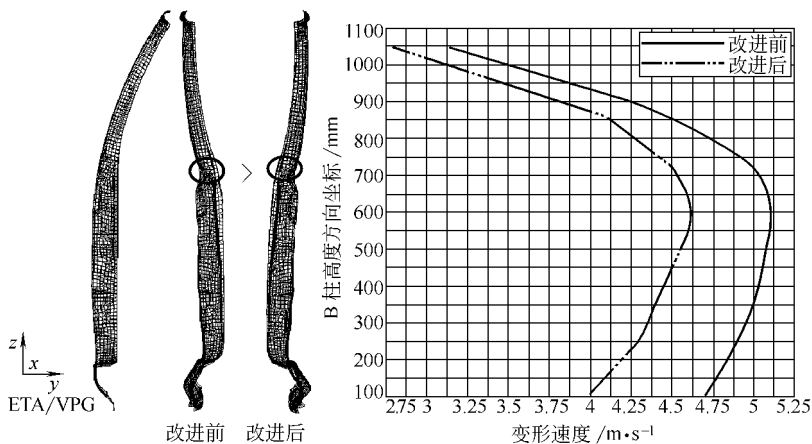


图 7-48 改进后 B 柱变形及速度分布曲线

图 7-49 所示为改进后假人头部合成加速度-时间曲线的比较；图 7-50 所示为改进后假人中肋骨位移-时间曲线的比较；图 7-51 所示为改进后假人腹部合力-时间曲线的比较；图 7-52 所示为改进后假人耻

骨合力-时间曲线的比较。从这些仿真结果可以发现，车身侧面的加强会导致人体头部伤害值增加，体现在假人头部加速度峰值的增加；但能有效降低碰撞对人体胸部、腹部和骨盆的伤害，体现在假人胸部位移量的减小、腹部合力及耻骨合力峰值的降低。

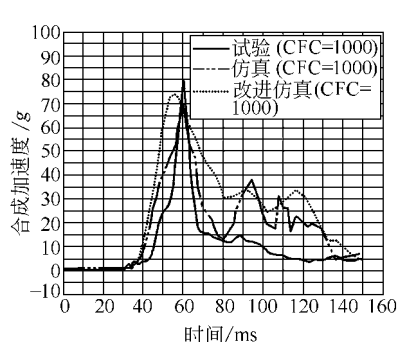


图 7-49 改进后假人头部合成
加速度-时间曲线

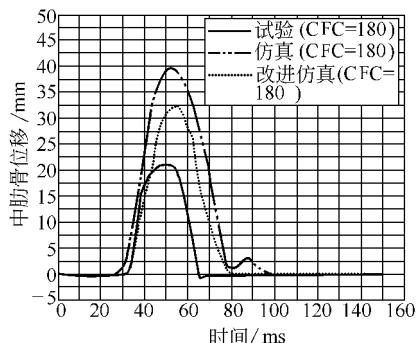


图 7-50 改进后假人中肋骨
位移-时间曲线

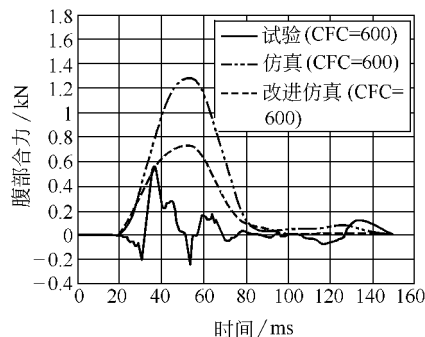


图 7-51 改进后假人腹部
合力-时间曲线

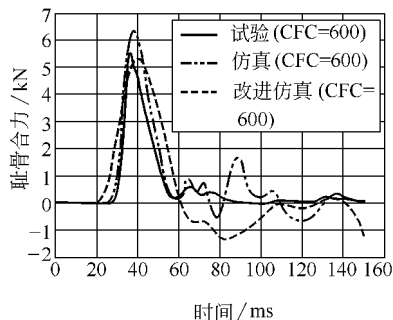


图 7-52 改进后假人耻骨
合力-时间曲线

二、防护格栅和前围

包括前防护格栅、前围在内的一体防护结构在正面碰撞发生时，前格栅可将压溃量的一部分均匀地传至发动机舱侧围及乘员舱前围，吸收掉部分碰撞能量，类似结构还有波纹状的侧围。

在正面碰撞中，为了允许汽车前部结构有适当的变形，发动机必须能向后移动。将前围设计成三段，使它的中间部分 C 可与两侧部分分开，在发动机后移的同时进入乘员舱，而前围的两侧部分仍保留在原来的位置上。这样就达到了既允许变形吸能的目的，又保证了乘员舱完整的要求，见图 7-53。

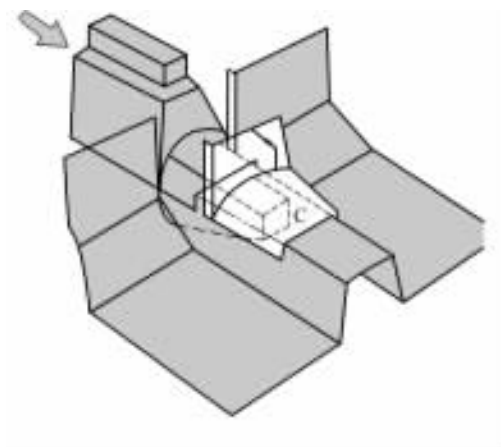


图 7-53 三段式前围

第五节 其他车身结构件

一、翻车保护杆

翻车保护杆如图 7-54 所示。用于在翻车事故中对乘员舱内的乘员进行保护，以免外部物体压溃车顶闯入乘员舱，翻车保护杆应采用高强度钢，截面设计成不易变形的结构。

二、保险架

载货汽车的货箱保险架最基本的功能是防止货物前冲或下压闯入驾驶室。当汽车紧急制动或前部碰撞时，汽车的减速度很大，车厢上货物由于惯性作用撞向前方，因此要求保险架有足够的刚度和强度；

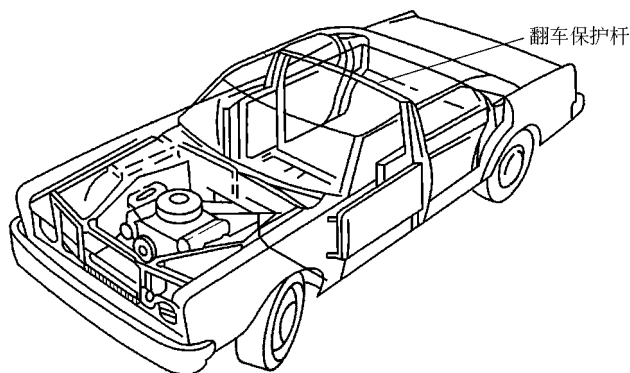


图 7-54 翻车保护杆

当载运长货物时，可将长货物前端搭在保险架上，因此要求保险架上横梁要高出驾驶室顶 70 ~ 100mm；此外，在翻车时，保险架可以有效地支撑地面，保护驾驶室顶，使其免于或减轻凹陷压扁。

第六节 典型车身结构件能量吸收特性

一、扩孔管变形

该结构采用一根管子膨胀的方法来吸能，见图 7-55。它吸收能量的能力大，并可通过适当地选择管子的尺寸来改变其负荷特性。

二、翻转管变形

此结构由管的翻转来达到吸收能量的目的，见图 7-56。这种结构吸能的能力比扩孔管要小。翻转管吸能与设计参数间的关系如下

$$P = \frac{2}{\sqrt{3}} \pi \sigma_b t \left[2r + R \ln \left(2 + \frac{t}{2r} \right) \right]$$

式中 σ_b ——材料的抗拉强度，MPa；

t ——壁厚，mm；

r ——翻转半径，mm；

R ——管壁平均半径, $R = (D + d)/2$, mm;
 D 、 d ——管外径和内径, mm。

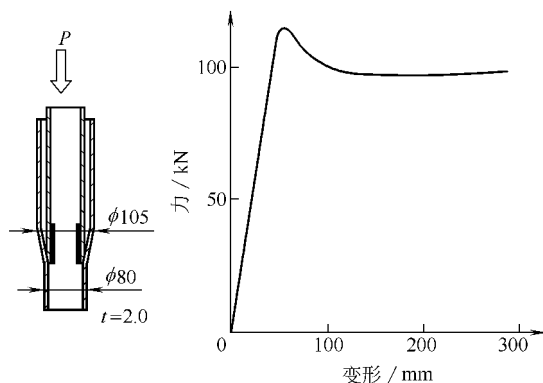


图 7-55 扩孔管的载荷-变形曲线

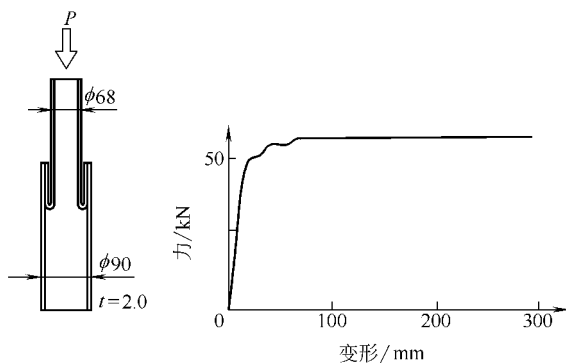


图 7-56 翻转管的载荷-变形曲线

翻转管吸能时的变形力与材料的机械性能 σ_b 、管材直径 D 、翻转半径 r 和管壁厚度 t 有关, 其中影响最大的是 t 。因此, 通过改变管壁厚度达到所需变形力是最有效的途径。

三、点焊连接薄壁梁碰撞性能

点焊从工艺上来看属于压力焊中的电阻焊, 其工艺特点决定了焊接接头的强度达不到母材的性能指标。国外有些文献根据焊点熔核的

直径来估算焊点的抗拉抗剪强度极限，这种方法估算出来的强度极限比焊点的实际情况要高。实际点焊接头的拉伸强度及抗剪强度要低，对于钢来说，拉伸强度约为抗剪强度的 60% ~ 75%。这是因为点焊接头在受到拉伸时，熔核边缘将产生极为严重的应力集中和拉力垂直作用于薄弱界面上。

采用薄壁梁的壁厚为 1.5mm，焊点的极限剪切承载能力 $S_s = 5.6\text{kN}$ ，极限抗拉承载能力 $S_n = 3.92\text{kN}$ 。对焊点强度达到要求和只有要求 40% 的薄壁梁进行碰撞性能分析，分析结果如图 7-57 所示。焊点强度达到要求的一组变形结果显示，梁板和腹板首先在碰撞

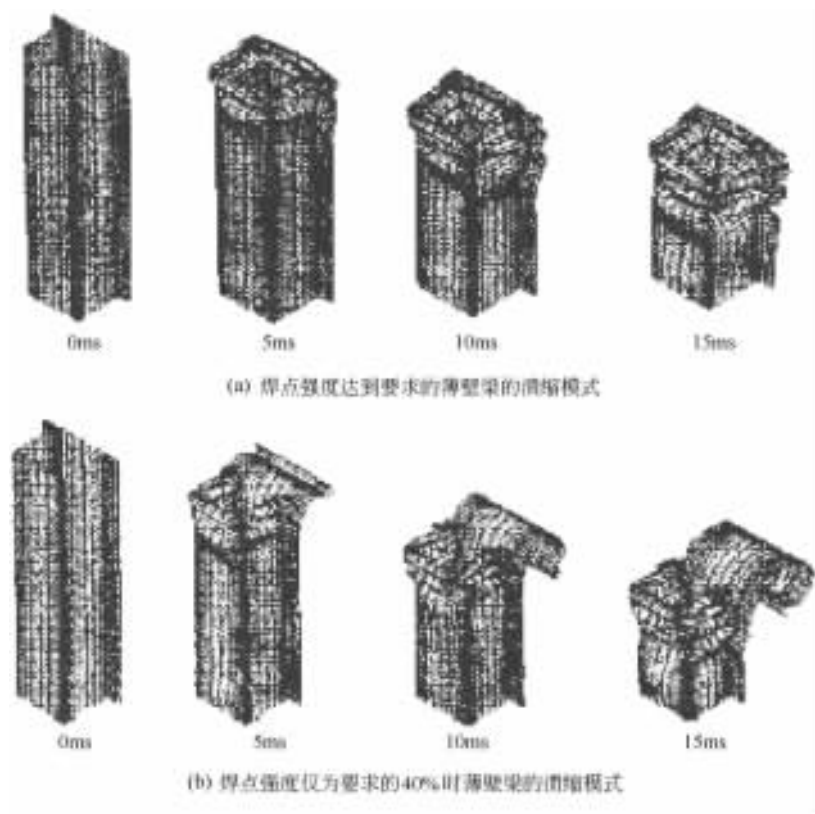


图 7-57 薄壁梁溃缩模式

端发生局部屈曲，进而向另一端扩展，呈现波纹管式的溃缩模式，没有焊点开裂。在焊点的凸缘处，梁板和腹板同向屈曲。由图 7-57（b）可见，由于焊点强度过低而导致焊点在碰撞初期就开裂，计算结果显示所有焊点全部开裂。梁板的变形结果与图 7-57（a）类似，腹板由于焊点开裂，失去约束作用。

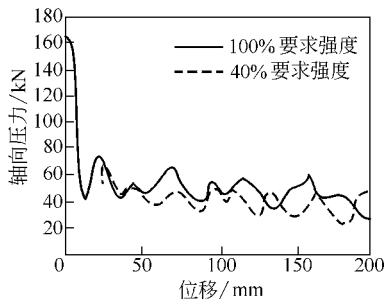


图 7-58 两种焊点强度下的位移-轴向压力曲线

图 7-58 所示为两种模式的轴向压力和位移的变化曲线，可以看出焊点未开裂的结果要比焊点开裂的结果轴向承受了更多的压力，也就是说吸收了更多的能量。计算结果表明，对于位移在 200mm 以内的平均轴向压力，焊点未开裂的为 51.90kN，而焊点开裂的只有 45.78kN，比未开裂的情况要低 12%。

这两种情况下薄壁梁吸能情况也截然不同。梁板和腹板的能量吸收比例在焊点未开裂的情况下和焊点开裂的情况下也有很大不同。表 7-7 列出这两种情况的差别。

表 7-7 薄壁梁溃缩前 200mm 变形能研究

项 目	焊点未开裂	焊点开裂
压缩 200mm 所需时间 /ms	19.5	18.8
梁板内能 /J	867.6	8217.7
腹板内能 /J	1940.2	577.5
梁/腹板内能比	4.16	14.23

由此可见，焊点开裂导致了梁板吸收能量大幅下降。

四、复合材料管的缓冲吸能研究

1. 复合材料管轴压破坏机理

轴压下复合材料管的破坏机理较金属管要复杂得多。裂纹的扩展

机理有三种宏观破坏模式：①分层模式；②类似于薄壁金属和 PVC 管的屈曲破坏；③混合模式，兼有①、②两种特征。

复合材料管压缩过程可分为稳态压缩过程、非稳态压缩过程和混合压缩过程，相应的典型试验曲线见图 7-59。对于稳态压缩过程，压缩载荷 P 由零点逐步增大到 P_{cr} ，载荷稍有减小，此后压缩载荷在一个较小的范围内波动，并且保持较高的值 [见图 7-59 (a)]。当试件端部存在人为初始缺陷（如倒角处理）时，首次到达的载荷峰值将降低 [见图 7-59 (a)]，但初始缺陷的引入对结构的吸能影响不大。稳态压缩过程又分为三个阶段：①弹性压缩阶段；②渐进压碎阶段；③碎片压实阶段。结构吸收能量主要在 ①、②阶段完成，各种吸能机理的讨论只有在这两个阶段才有意义。

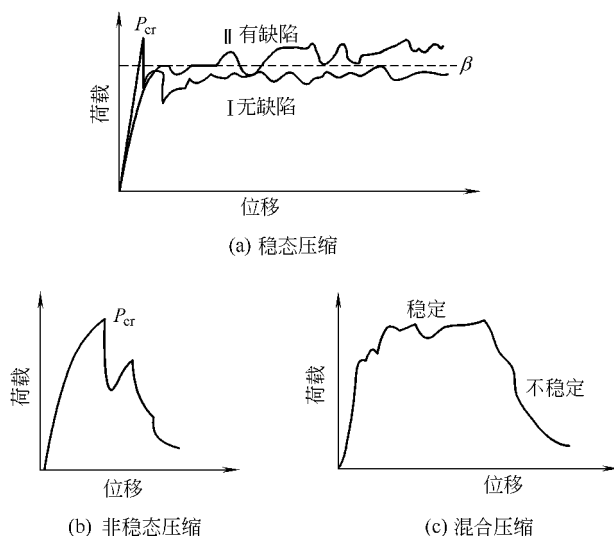


图 7-59 典型压缩过程试验曲线

压碎过程有三种主要破坏模式：横向剪切、铺层弯曲和局部屈曲。

① 横向剪切 如图 7-60 (a)。这种破坏模式的主要特征是在管壁上有大量短的层间裂纹和纵向层内裂纹生成，它的吸能机理是层束

的断裂和层内裂纹的扩展。因此，它通常与压缩速率无关。

② 铺层弯曲 如图 7-60 (b)。这一破坏模式与 Mamalis 的分层模式相类似，其主要特征是在管壁上有大量平行于纤维方向的层间裂纹和层内裂纹生成。这种压碎模式的吸能机理是基体中裂纹的扩展，另外，还与摩擦有关。它通常与冲压速率相关。

③ 局部屈曲 如图 7-60 (c)。这种破坏模式类似于延性金属材料圆管受轴向压缩时的失稳屈曲破坏，与 Mamalis 的破坏模式②相近。它主要发生于韧性纤维（如 Kevlar）增强复合材料管，脆性纤维增强复合材料发生局部屈曲破坏则必须满足下列条件：层间应力相对基体强度较小，基体比纤维有更高的应变极限，在高应力下基体发生塑性变形。

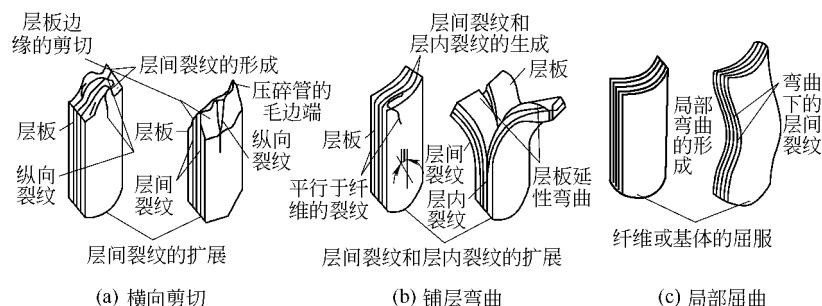


图 7-60 三种主要破坏模式

事实上，上述破坏机理均是针对准静态压缩过程提出的，而对于撞击下的玻纤/环氧试件，主要是 $[\pm 45]$ ，还存在类似动力屈曲的破坏模式，其主要特征是纤维的局部屈曲并伴有脱层的发生。纤维的屈曲使层间剪切应力增大，导致了层间 II 型裂纹的生成、扩展，因而引起管壁的其他层间开裂。这种破坏模式的吸能机理主要是纤维的微屈曲和折曲。由于这种缠绕方式试件拉压与弯曲耦合效应较显著，所以结构抗压能力较弱，能量吸收较小。

2. 复合材料管吸能特性的影响因素

复合材料管的吸能特性与试件的结构尺寸、纤维的铺设方式、组

分材料的力学性能及加载速率相关。

(1) 试件外形尺寸及铺层方式

管径壁厚比 (D/t) 是复合材料管的主要结构参数之一, 随着 D/t 增大, 结构在压缩载荷下趋于失稳破坏, 能量吸收能力降低。圆管与方管的临界稳定边界 ϕ_c 分别为 0.025 和 0.075。其中, ϕ 为相对密度, 是 D/t 的函数, 组分材料与纤维铺层方式不同, ϕ_c 也不同, 超过临界值 ϕ_c , 相同 ϕ 值圆管吸能优于方管。石墨纤维管破坏单位质量的材料吸收的能量 (比吸能) E_s^c 为

$$E_s^c = a\phi + b$$

这一关系对脆性的玻纤/环氧管同样适用, 而对韧性纤维增强复合材料管需谨慎使用。Kevlar/环氧的能量吸收能力和管径壁厚成双线性关系。当 D/t 减小时, 因为层间开裂的减弱, 能量吸收能力有所增加; 但当 D/t 很小时, 一些试件不是被逐渐压碎破坏, 而是突然失稳破坏, 缓冲作用较差。当试件外径较大时, 管状结构的曲率效应减弱, 破坏模式差别减小, 特别地, 当 D/t 超过 100 时能量吸收能力几乎保持不变。因此, 在研究纤维增强复合材料管能量吸收能力时必须选择适当外形尺寸的试件。

纤维的铺层方式不同, 导致复合材料的刚度不同, 材料的破坏机理不同。 0° 铺层在外时提高了弯曲刚度, 层间剪应力较大, 材料主要表现为分层破坏, 吸收能量较低; 而在内层时, 材料破坏为横向剪切模式, 吸能较大。对 $[\pm\theta]_s$ 铺层的玻纤/环氧复合材料圆管的破坏分别代表了三种典型的破坏过程, 即稳态压缩、非稳态压缩和混合压缩过程。 $[\pm 45]_s$ 管在准静态压缩表现为非稳定破坏, 落锤加载时表现为类似动力屈曲的混合压缩破坏过程, $[\pm 15]_s$ 、 $[\pm 75]_s$ 为稳定破坏, 动态准静态破坏模式基本相同。特别地, 动态情况 $[\pm 75]_s$ 吸能能力优于其他试件。

(2) 纤维和基体的性能

纤维和基体的应变极限、纤维的刚度等对复合材料管的能量吸收能力均有影响, 其中纤维和基体的应变极限影响较大。设计吸能元件时应选择基体的破坏应变高于纤维应变。在刚度为 75 ~ 210GPa 时,

随纤维刚度增加,复合材料吸能能力增加,而在210~5252GPa时,吸能能力明显减小。纤维刚度在75~210GPa时,试件破坏主要是层束弯曲,其次是断裂破坏。当纤维刚度较大时,则使层束弯曲和层间裂纹扩展的驱动力较大,吸能较多。纤维刚度在210~5252GPa时,试件破坏模式是脆性断裂向横向剪切破坏模式的转变,这种转变导致了吸能能力的降低。

另外,结构的吸能特性不仅与材料相关,而且与纤维的缠绕方式等有关,不能简单地认为选择韧性纤维或脆性纤维作增强材料适于缓冲吸能需要,基本原则应是顾及材料与结构两方面的因素。

(3) 压缩速率

复合材料是一类应变率敏感的材料,它的吸能能力应与压缩速率相关。压缩速率是否对复合材料管的吸能特性有较大影响较为合理的分析是:复合材料管吸收能量能力与压缩速率是否相关,取决于控制压碎过程的破坏机理是否与应变率相关。对于 $[0/\pm\theta]_2$ 复合材料管,纤维力学性能控制压碎过程,偏轴纤维对层束提供支撑,并且控制层间裂纹的扩展,层束中 0° 纤维随轴向压缩载荷,因为纤维力学性质对应变率变化不敏感,所以这种管的吸能能力与速率无关。对于 $[\pm\theta]_3$ 复合材料管,基体的力学性质控制破坏过程,而其又对应变率变化敏感,因此它的能量吸收与速率相关。

五、泡沫铝动态力学性能

泡沫铝(foamed aluminum)是近年来出现的一种新型工程材料,它具有其他吸能材料所无法比拟的优点,具备较高的缓冲应力、耐高温、散热(开孔)、隔热(闭孔)、超轻质结构等特点。泡沫铝作为吸能材料已经表现出潜在的广阔应用前景。目前,泡沫铝制造技术的日益成熟和制造成本的大幅度降低正使其获得广泛应用成为可能。

1. 泡沫铝静、动态特性基本描述

泡沫铝的静、动态力学压缩曲线都表现出了泡沫材料所具有的三阶段特性,即弹性区、屈服平台区以及致密区。但是它的屈服平台阶段并不像泡沫塑料那么平缓,随着试件不断被压缩(应变的增大),应力也在逐渐增大,屈服平台区和致密区没有很明显的界限(如图

7-61 所示)。

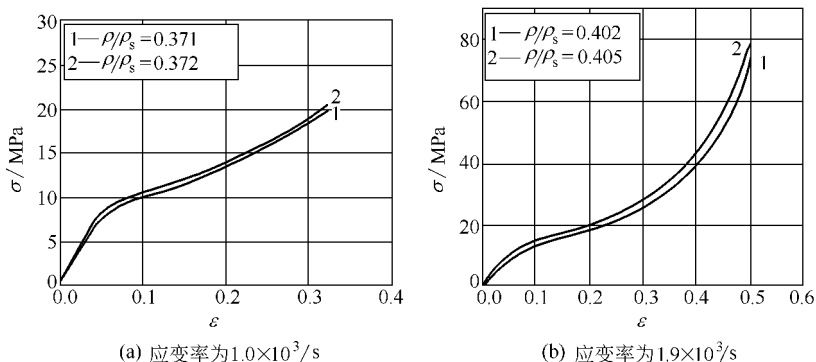


图 7-61 动态压缩实验结果

2. 泡沫铝强度特性

图 7-62 是泡沫铝和它的基体纯铝的静态压缩实验的应力应变曲线。由图可见，尽管泡沫铝的相对密度有 40%，但它的强度仅为其基体纯铝的 9% 左右。若我们用比强度来衡量的话，泡沫铝的比强度反而比实体的小，这从另一个角度说明推广应用泡沫铝材料绝非是将其作为结构支撑物且可提高材料的使用效率，而主要是利用其缓冲吸

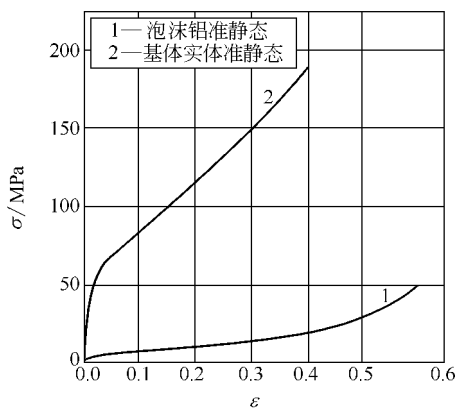


图 7-62 泡沫铝 ($\rho/\rho_s = 0.4$) 与纯铝静态实验结果的比较

收以及吸音降噪等其他优越性能。

开孔的泡沫材料杨氏模量 E 、屈服强度 σ_y 同相对密度 ρ/ρ_s 的关系为

$$\frac{E}{E_s} = \left(\frac{\rho}{\rho_s} \right)^2$$

$$\frac{\sigma_y}{\sigma_{ys}} = C_1 \left(\frac{\rho}{\rho_s} \right)^{3/2} \quad \left(\frac{\rho}{\rho_s} < 0.3 \right)$$

$$\frac{\sigma_y}{\sigma_{ys}} = C_2 \left(\frac{\rho}{\rho_s} \right)^{3/2} \left[1 + \left(\frac{\rho}{\rho_s} \right)^{1/2} \right] \quad \left(\frac{\rho}{\rho_s} > 0.3 \right)$$

式中 E 、 E_s ——泡沫和基材的杨氏模量；

σ_y 、 σ_{ys} ——泡沫和基材的屈服强度；

ρ 、 ρ_s ——泡沫和基材的密度。

对于泡沫铝， $C_1 = 0.3$ ， $C_2 = 0.23$ 。

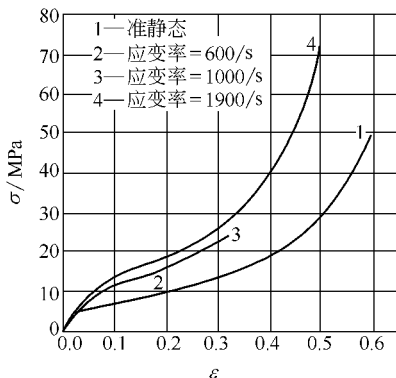


图 7-63 泡沫铝在不同应变率下的应力应变曲线

3. 泡沫铝应变率特性

图 7-63 为动、静态压缩实验的应力应变曲线比较。比较泡沫铝动态应力应变曲线和准静态应力应变曲线可知：泡沫铝具有明显的应变率 ($\dot{\varepsilon}$) 效应，具体表现为屈服应力和流动应力随着应变率的增大而增大。

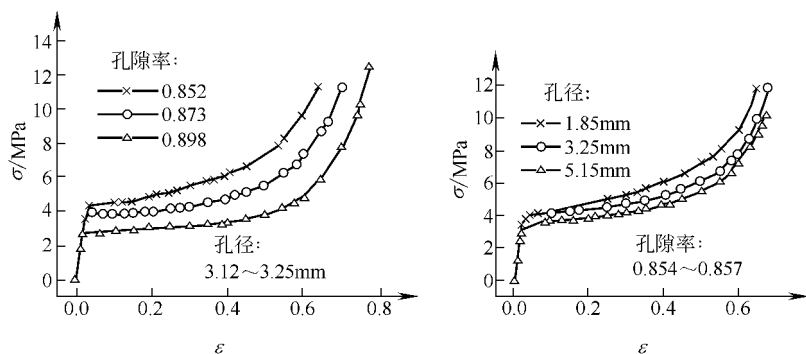
泡沫铝的 $\dot{\varepsilon}$ 敏感性主要是泡沫结构特性而不是基体纯铝。泡沫铝在冲击载荷作用过程中试件内部形成冲击阵面，冲击阵面后方为已变形部分，前方为尚未变形部分。随着应变率的增加，冲击阵面附近的孔壁互相挤压愈加紧密，从而导致应力平台的抬高。另外，从微观角度分析，是由孔壁扭曲产生挤压带的惯性效应导致的。

4. 闭孔泡沫铝（胞状铝）孔隙率和孔径对吸能性能的影响

不同孔隙率和不同孔径的胞状铝试样的应力应变曲线的测量结果

如图 7-64 所示。

图 7-64 表明, 当胞状铝试样的孔径相近 (3.12 ~ 3.25mm) 时, 随着孔隙率的增大, 相同应变量的应力值减小, 曲线明显下移, 屈服平台段延长 [图 7-64 (a)]; 当孔隙率相近 (0.854 ~ 0.857) 时, 随着孔径的增大, 应力应变曲线下移 [图 7-64 (b)], 但不及孔隙率的影响显著。



(a) 孔径相近时, 不同孔隙率的测试结果

(b) 孔隙率相近时, 不同孔径的测试结果

图 7-64 胞状铝试样的单向压缩应力应变曲线

对胞状铝的压缩性能分析如下。

(1) 线弹性变形阶段

图 7-64 表明, 胞状铝在压缩过程中的线弹性变形区存在于较小的应变范围内 (一般为 $\epsilon < 0.05$), 此区间内其应力应变为直线, 直线的斜率为胞状铝的表观弹性模量 E 。弹性变形过程中, 胞状铝的胞壁发生弹性弯曲, 试验表明, 其表观弹性模量 E 随试样的孔隙率和孔径的不同而变化, 见图 7-65 (a)。

胞状材料的孔隙率 P 、孔径 D 和胞壁厚度 t 之间存在如下关系

$$(1 - P) \propto \frac{t}{D}$$

在胞状铝的孔隙率不变的情况下, 孔径增大则孔数减少, 导致胞壁厚, 试样组织中的气、固界面减少, 界面强化效应减弱, 因此 E 相应降低。

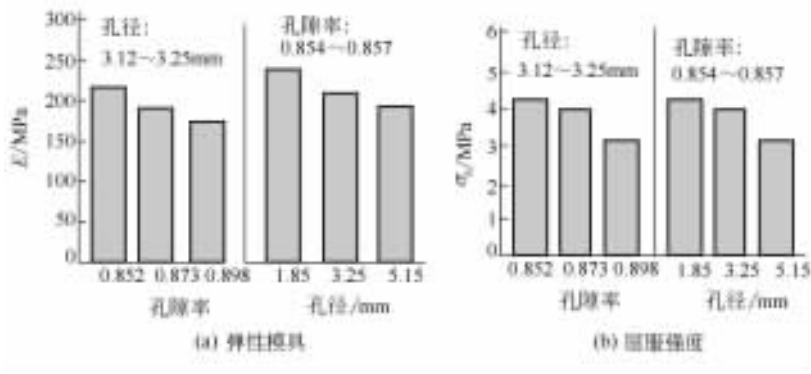


图 7-65 胞状铝试样的表观弹性模量、屈服强度随孔隙率、孔径的变化

(2) 塑变屈服阶段

当弹性应变增大到塑变屈服点 ε_s 时，胞状铝的压缩应力应变曲线进入塑变屈服阶段，所对应的应力为胞状铝的屈服应力，用 σ_s 表示。图 7-64 表明，不同结构参数的胞状铝试样的屈服点 ε_s 不尽相同（一般介于 0.03 ~ 0.05 之间），相应的屈服应力 σ_s 亦随之变化。胞状铝的压缩屈服应力 σ_s 和试样的孔隙率、孔径的关系如图 7-65 (b) 所示，与表观弹性模量 E 的变化趋势相近。

作用于胞状铝试样上的压缩应力超过其屈服应力 σ_s 时，胞状铝的骨架部分所受的应力超出其弹性极限，于是胞壁由弹性弯曲转为塑性弯曲、折叠，从而使部分应力在形变过程中被消耗掉。在随后的压缩过程中，应变逐渐增大而应力却很少增加，表现为应力应变曲线的塑变屈服阶段。

(3) 致密化阶段

当胞状铝试样中几乎所有的“胞”都被压垮，以致于胞壁相互接触时，进一步的应变量越来越多地为基体材料本身所承受，于是压缩应力随应变的增大而急剧升高，表现为应力应变曲线的致密化阶段。图 7-65 (a) 表明，试样的孔隙率和孔径增大均使其表观弹性模量 E 降低，从而使得塑变屈服阶段的应力值减小，进入致密化阶段的应变量 ε_D 增大。

5. 胞状铝的压缩吸能性能

胞状铝在压缩过程中逐层塑性变形的特点赋予其优越的压缩吸能性能。试验观察表明,在屈服阶段试样的压缩变形主要通过胞壁的弯曲、折叠和破裂进行,压缩应力所做的功大部分为试样的塑性变形所消耗,其中主要包括胞壁的塑性弯曲及破裂所消耗的能量和胞壁折叠接触时滑移摩擦发生的热能消耗。压缩应力应变曲线的塑变屈服段“平台”的长短标志其吸能性能的优劣。

(1) 吸能能力和吸能效率

一般认为,胞状铝的压缩吸能性能用吸能能力和吸能效率来表征。对试验曲线(图7-64)逐点积分,可获得压缩过程中相应于不同应变变量 ε 的吸能能力 W 和吸能效率 E 曲线($W-\varepsilon$, $E-\varepsilon$),如图7-66、图7-67所示。可以看到,胞状铝的吸能能力随应变量的增加而提高,

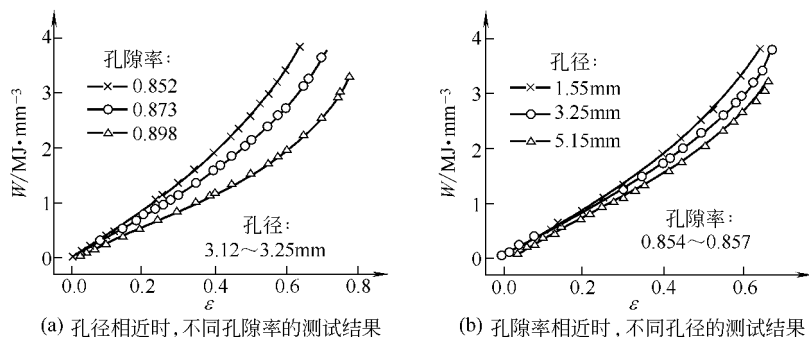


图 7-66 胞状铝试样的单向压缩吸能能力曲线

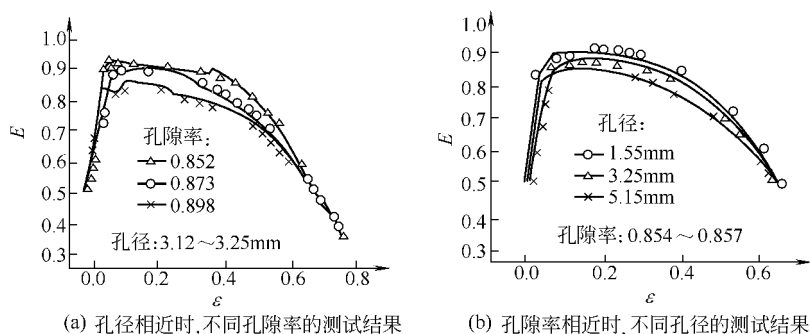


图 7-67 胞状铝试样的单向压缩吸能效率曲线

吸能效率随应变量的增加很快达到峰值，随后出现一基本稳定的阶段，当应变增大到一定程度后，吸能效率快速回落。

孔隙率、孔径对吸能能力和吸能效率的影响有着相反的趋势，在相同的应变变量时，低孔隙率、小孔径的胞状铝试样具有相对较高的吸能能力（图 7-66），但吸能效率较低（图 7-67）。这是因为低孔隙率、小孔径的胞状铝试样在一定应变变量时承受较大的应力的缘故。

（2）胞状铝吸能性能的综合评判方法

胞状铝作为吸能防护材料应用时，其任务是通过自身的塑性变形吸收能量，从而使直接作用于被保护对象上的应力衰减到某一允许的临界应力值（ σ_c ）之下。此时，胞状铝的孔隙率和孔径有一个与工况要求相适应的最佳值。孔隙率和孔径过小时，在较小的应变变量下“胞”即被压瘪，胞壁相互接触，压缩能量来不及被充分吸收，应力急剧增大超过 σ_c 而无法起到保护作用；反之，孔隙率和孔径过大时，其吸能能力过小，即外加的能量尚未被完全吸收时自身的应变变量已达最大值，同样使作用于被保护对象上的应力超过 σ_D 。一般来说，作为吸能防护材料时，理想的胞状铝应该是：应力应变曲线上屈服平台段的应力最大值 σ_D 略小于 σ_c ，直至致密化阶段开始点 ε_D 的曲线下面的面积（即与 ε_D 对应的吸能能力 W ）刚好等于所要求吸收的动能。因而，胞状铝在压缩过程中的吸能能力 W 随所受应力 σ 的变化曲线，即能量吸收图，为不同孔结构的胞状铝的吸能性能的综合评判提供了依据。

图 7-68 所示为不同孔隙率和不同孔径的胞状铝试样单位体积的吸能能力 W 与应力 σ 的关系曲线（据相应的应力应变曲线计算获得），即能量吸收示意图。

可以看到，随着应力的增大，胞状铝的吸能能力先快速提高，至一定值后升速明显减慢，即曲线出现一个明显的“肩”，曲线的一般形状如图 7-69 所示。该“肩”所对应的应力 σ_D 为试样的压缩应力应变曲线上致密化段的开始点的应力值， W_D 为相应于 σ_D 和 ε_D 的吸能能力。它表征胞状铝相应于一定应力状态下的能量吸收水平，即被保护对象的允许临界应力 $\sigma_c \geq \sigma_D$ 时，就能得到有效的吸能防护。图

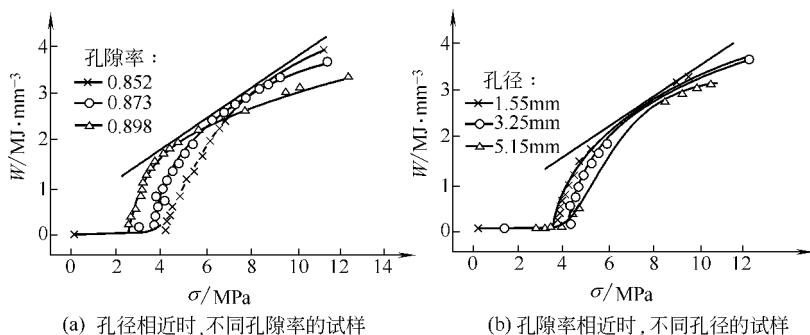


图 7-68 不同孔隙率、孔径的胞状铝试样的能量吸收示意图

7-68 (a) 表明, 随着试样孔隙率的增大, 吸能曲线的“肩”向左下方移动, 说明高孔隙率的胞状铝能够提供更小的 σ_D , 满足能够承受外界应力临界值 σ_c 更小的被保护对象的要求。但孔隙率较小时, 其单位体积的吸能能力 W 也相应减小, 要得到较高的能量吸收值可通过增加其体积来实现。从图 7-68 (b) 可以看到, 孔径对吸能性能的影响与孔隙率的作用相似, 但不及孔隙率的影响显著。

从图 7-68 (a)、(b) 可以看到, 随着试样孔隙率、孔径的增大, 能量吸收曲线的“肩”逐渐向左下方移动, 其轨迹近似成线性关系。过各曲线的“肩”点作一条直线, 即各曲线的包络线。该包络线在工程应用中具有重要的意义, 可以用它来确定不同孔隙率及孔径的胞状铝的 W_D 和 σ_D , 从而根据实际情况选择最佳孔隙率和孔径的胞状铝作为吸能防护材料。

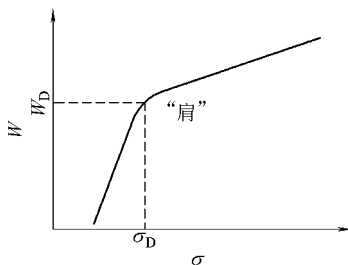


图 7-69 胞状铝的能量吸收曲线模型

六、圆柱形波纹管吸能特性

圆柱形波纹管是常用的吸能元件, 其吸能特性与设计参数有关。波纹管的形状如图 7-70 所示, 其中夹角 α 、壁厚 t 、波距 H_1 、总长度

L、直径 D ($D=2R$)、过渡圆弧半径 r 这六个参数惟一确定了波纹管的几何形状，再加上材料共 7 个影响因素决定了波纹管的吸能特性。

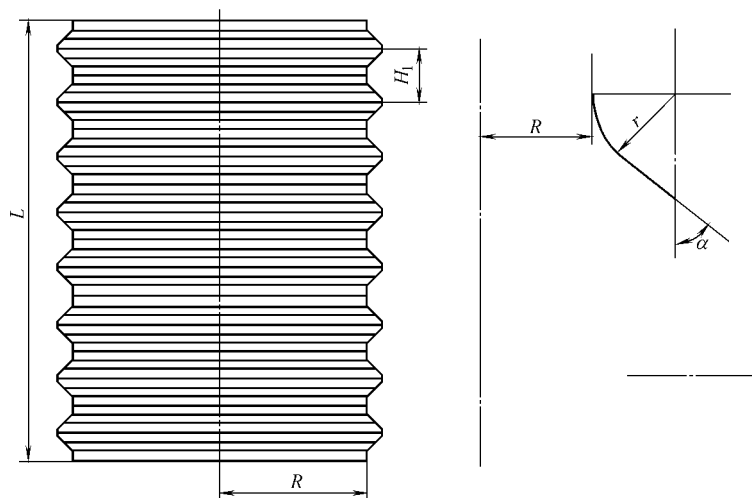


图 7-70 波纹管形状示意图

1. 材料对波纹管吸能特性的影响

从理论上来说，屈服强度高，也就是使其产生塑性变形的力要大，所以材料的吸能也要多。对 A3、16Mn、0Cr18Ni9 三种材料（材料特性如表 7-8 所示）进行对比计算，计算结果如图 7-71 所示。从表 7-8 可以看出，它们的密度、泊松比与杨氏模量基本相同，但屈服强度有较大的不同，图 7-71 显示它们的加速度曲线也有较大的不同。0Cr18Ni9 与 A3 钢的屈服强度大致相等，其加速度时间历程曲线也基本相同，但是 16Mn 的屈服强度比以上两种材料高很多，其加速度时间历程曲线的均值也比上两种材料高得多。可以粗略算得：16Mn 的屈服强度/0Cr18Ni9（或 A3 钢）屈服强度 = 1.78（1.58），而 16Mn 的加速度平均值/0Cr18Ni9（或 A3 钢）加速度平均值 $\approx 103/61.6$ （64.8）= 1.67（1.59），可见波纹管的加速度平均值与材料的屈服强度大小大致成正比。

表 7-8 几种不同材料的材料特性

材 料	密度 $\rho/\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	泊松比 μ	杨氏模量 E/GPa	屈服强度 σ_b/Mpa
0Cr18Ni9	7800	0.3	200	205
A3(Q235A)	7860	0.288	212	231
16Mn	7870	0.31	212	365

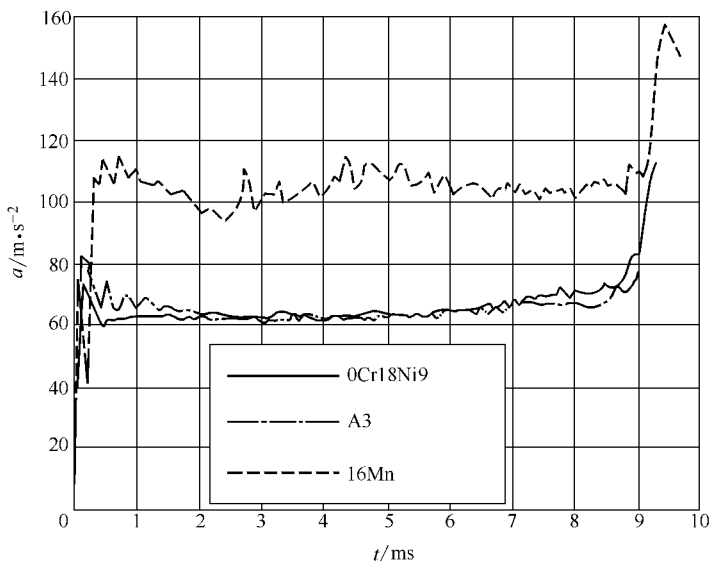


图 7-71 不同材料的加速度时间历程曲线

2. 夹角 α 对波纹管吸能的影响

夹角 α 对波纹管吸能影响如图 7-72 所示。从图 7-72 可以看出，波纹管的加速度时间历程曲线的振荡随 α 角的变化明显，随着夹角 α 的增大，其加速度时间历程曲线趋于平稳。当 $\alpha = 0$ 时（即薄壁圆管），其最大加速度值高出了均值一倍多。曲线振荡得相当厉害，当 $\alpha = 15^\circ$ 和 30° 时，其加速度时间历程曲线的振荡得以大大的改善，而当 $\alpha = 45^\circ$ 及更大的角度时，其吸能曲线已经相当平稳了。因此，用波纹管来代替薄壁圆管，可以大大减小加速度峰值的影响，这是波纹管和直管相比最大的优点；从均值来说，随着夹角 α 的增大，其均

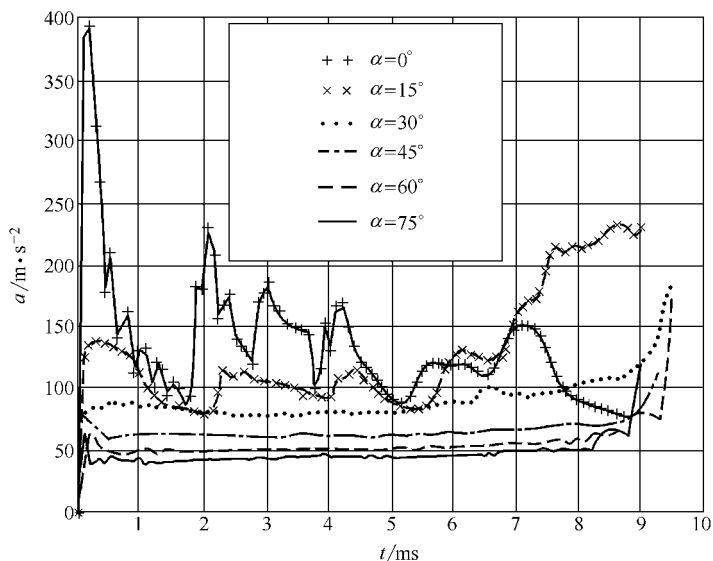


图 7-72 不同夹角 α 的加速度时间历程曲线

值越来越小，也就是吸能的能力越来越小。因此，夹角 α 在实际运用中，也不能取得太小，一般夹角 α 不要大于 30° 。

3. 壁厚对波纹管吸能的影响

壁厚 t 对波纹管吸能的影响如图 7-73 所示。可以看出，壁厚 t 对均值的影响相当大。增加壁厚能够显著地增加其吸能能力，与减小 α 角的方法不同，增加厚度并没有导致加速度时间历程曲线的剧烈振荡，因此这是一种提高波纹管的吸能能力很有效的方法，但是增加厚度也有不足之处，第一是增加了制造工艺的困难，其次是增加了重量。

4. 波距对波纹管吸能的影响

波距对波纹管吸能的影响如图 7-74 所示，容易看出，波距的影响与夹角 α 的影响相似，即随着波距的减小，其最大加速度值、均值都增大，因此减小波距有利于吸能。但是，曲线的振荡随着波距的减小而加大，特别是波距为 10mm 的波纹管初始峰值是均值的 1.8 倍，所以波距也不能取得太小。

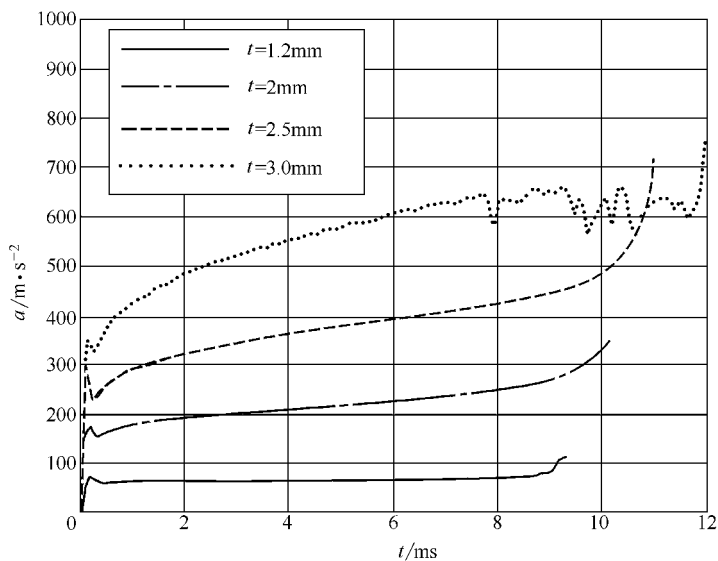


图 7-73 不同壁厚的加速度时间历程曲线

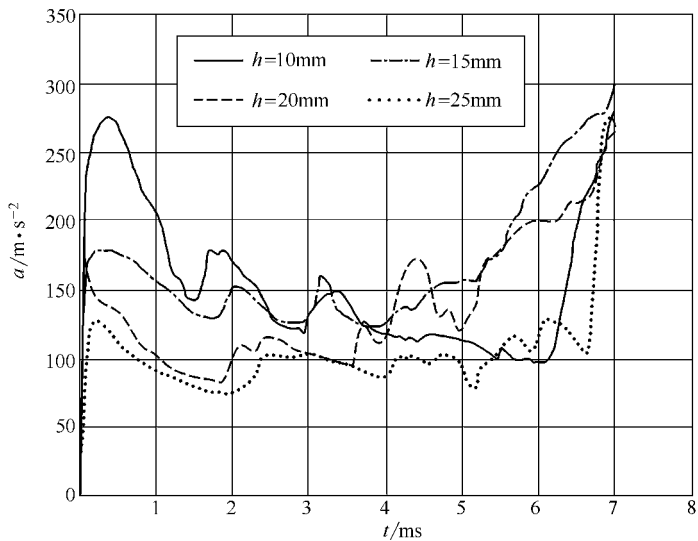


图 7-74 不同波距的加速度时间历程曲线

5. 直径对波纹管吸能的影响

为了研究直径对波纹管吸能的影响,本文计算了 80mm、108mm、120mm 三种直径的某波纹管的加速度时间历程。其加速度时间历程曲线如图 7-75 所示,容易看出,随着直径的增大,其均值也有较大的增加。因此,增加直径能够增加波纹管的吸能能力,曲线的振荡也不是特别明显。这种情况是容易理解的。

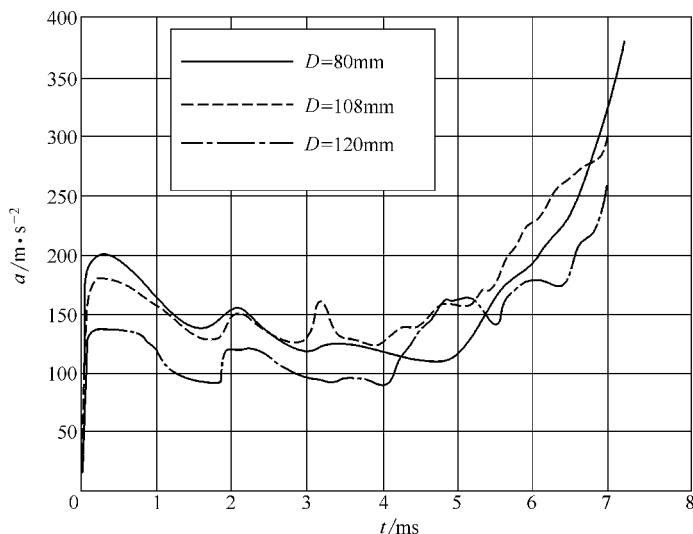


图 7-75 不同直径的加速度时间历程曲线

6. 过渡圆弧半径对波纹管吸能的影响

过渡圆弧半径对波纹管吸能的影响如图 7-76 所示,可以看出,过渡圆弧半径对均值没有什么影响,因此对波纹管的吸能也没有什么影响,只是加速度峰值随着半径的增大而显示出增大的趋势。

7. 总长对波纹管吸能的影响

为了研究总长对波纹管吸能的影响,本文计算某种情况下总长为 200mm 与 120mm 的波纹管的加速度时间历程,结果如图 7-77 所示,可以看出,总长对最大加速度、均值没有什么影响,但是增加了总长就等于增加了波纹管被压缩的长度,因此也就提高了吸能能力。

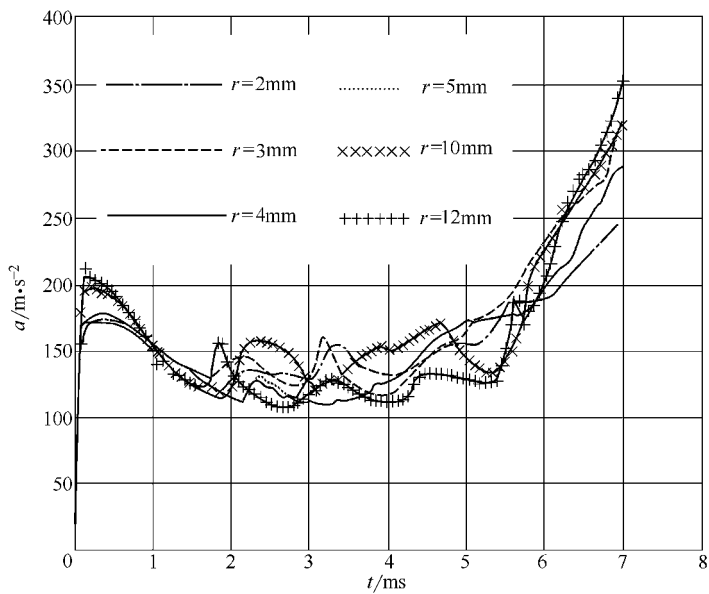


图 7-76 不同过渡圆弧半径的加速度时间历程曲线

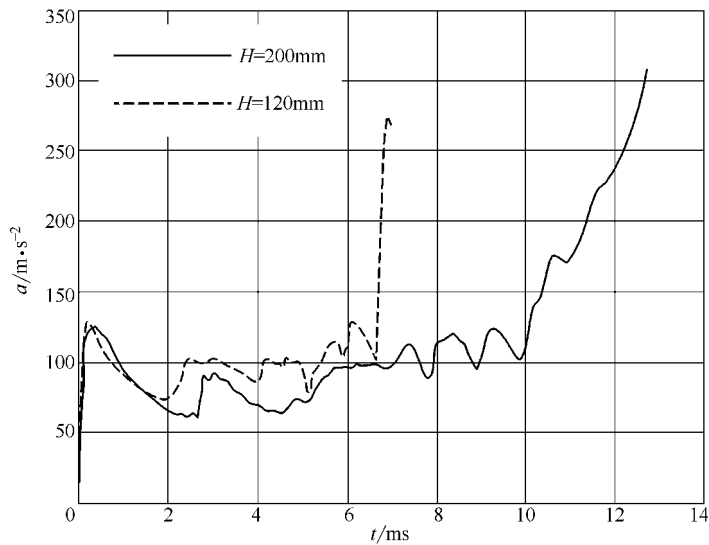


图 7-77 不同总长的加速度时间历程曲线

七、方形截面波纹管吸能特性

方形截面波纹管形状见图 7-78。构件的各部分并不均等地吸收能量，构件的角比平面吸收更多的能量。方形截面波纹管的力-变形特性见图 7-79。

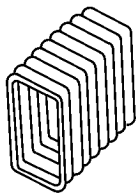


图 7-78 波纹管形状

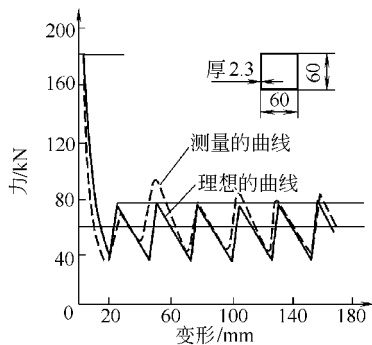


图 7-79 波纹压扁构件的力-变形曲线

对行人及其他车辆的保护措施

第一节 车辆前端对行人的保护作用

在机动车辆造成的人员伤亡事故中，行人伤亡的人数仅次于车内乘员伤亡人数而位居第2位。在汽车工业发达的国家，这个问题显得尤为突出。在美国，每年大约5000名行人在机动车辆事故中丧生，而有69000名左右的行人则受到不同程度的伤害；在日本，行人伤害在交通事故伤害中的人数占到了将近27%；在欧盟，每年在交通事故中的死亡的行人人数约为7000，比例也已经达到了约14%。

通过对事故数据的研究发现，大部分的行人碰撞事故是行人与车身前部发生碰撞。大多数的严重伤害是因为行人与车辆的发动机罩、车窗以及车顶发生碰撞而造成的，而行人的头部、骨盆以及腿部则是受到严重伤害最常见的部位。表8-1所列各个国家或地区行人在碰撞事故中受伤害部位的分布情况。

表8-1 行人伤害部位的分布

单位：%

伤害部位	美国	欧洲	日本	平均
头部	32.7	29.8	28.6	30.9
面部	3.7	5.3	2.4	4.3
颈部	0.0	1.8	4.5	1.4
胸部	9.5	11.6	8.5	10.3
腹部	7.7	3.8	4.8	5.6
骨盆	5.3	7.9	4.5	6.4
手臂	7.9	8.1	9.0	8.1
所有腿部	7.9	0.7	2.1	3.9

伤害部位	美国	欧洲	日本	平均
大腿骨	3.2	4.0	9.3	4.3
膝盖	3.0	3.4	4.2	3.3
小腿骨	18.1	19.8	17.2	18.8
脚部	1.1	3.4	2.9	2.4
未知	0.0	0.5	2.1	0.5
其他	0.0	0.0	0.0	0.0

从表 8-1 中可以看出，头部和下肢是行人最频繁受伤害的部位。下肢膝盖的伤害通常被认为是最严重的伤害，因为它可能导致人员长期的残疾，而头部的伤害则有可能造成被撞人员的死亡。车身前部区域碰撞导致行人的伤害中有 15.6% 是风挡及其框架导致的，13.3% 由发动机罩造成，而发动机罩斜边（Leading Edge）与保险杠造成的伤害则分别占到了 6.9% 和 15.3%，剩下的 31.9% 则是由于行人在碰撞后被抛至路面而造成的伤害。而对行人身体各部位伤害原因的研究表明，36.4% 的行人头部伤害是因其与车身风挡碰撞所导致的，17.3% 是其与发动机罩碰撞导致的，行人臀部的伤害中有 40.1% 是因其与发动机罩斜边碰撞造成的，44.2% 的腿部伤害则是由于腿部与保险杠发生碰撞而导致的。因此，如果合理地设计车身前部区域的结构，则有可能大大地降低行人与车辆发生碰撞所造成的伤害。由此可见，行人的伤害一般包括保险杠和一次碰撞时产生的下肢伤害，与发动机罩、风窗玻璃等二次碰撞时的伤害以及与路面的三次碰撞产生的伤害。设计车身时，应从这三方面产生的伤害采取相应的措施。

行人碰撞保护方面的研究是目前汽车安全性研究的最新领域，其主要的研究方法分为试验和计算机模拟两大方面。

1987 年，欧共体所属的欧洲车辆安全委员会（EEVC）成立了工作组 WG10，负责行人保护指令中肢体模块试验的评价研究，于 1994 年 11 月提交了一个评价汽车前部表面与行人碰撞的推荐试验方法。1994 年以后，EEVC 又成立了行人安全工作组 WG17，继续对 WG10 提出的试验方法进行分析研究，并于 1998 年 12 月提出了改进后的试验方法。目前，该试验方法已经被世界各国普遍采用。该试验方法主

要包括以下几项试验：

- ① 腿部模块和保险杠的碰撞试验；
- ② 大腿模块和发动机罩前端的碰撞试验；
- ③ 头部模块和发动机罩上表面的碰撞试验。

一、行人与车辆碰撞的位置分布

英国伯明翰大学曾在 1971 年对伯明翰市的行人交通事故及车辆接触位置做了详细的统计研究。该市人口密度约为 5000 人/平方公里，大约每 5 个居民有 1 辆轿车。表 8-2 所示为行人接触到车辆的第一位置的统计。

表 8-2 行人接触到车辆的第一位置（包括所有车辆）

部 位		年 龄 组							
		0 ~ 14		15 ~ 59		60 以上		全部	
		N	%	N	%	N	%	N	%
前 部	右角	6	3.9	7	7.1	5	5.8	18	5.3
	右边	9	5.9	6	6.1	15	17.6	30	8.9
	中心	55	36.2	39	39.4	23	27.0	117	34.8
	左边	26	17.1	16	16.2	15	17.6	57	17.0
	左角	21	13.8	8	8.1	11	12.9	40	11.9
	不清楚	4	2.6	0	—	2	2.4	6	1.8
左 侧	前翼子板	14	9.2	3	3.0	2	2.4	19	5.6
	乘员舱	4	2.6	2	2.0	3	3.5	9	2.7
	后翼子板	1	0.7	2	2.0	0	—	3	0.9
	不清楚	0	—	2	2.0	2	2.4	4	1.2
右 侧	前翼子板	4	2.6	1	1.0	1	1.2	6	1.8
	乘员舱	2	1.3	1	1.0	1	1.2	4	1.2
	后翼子板	1	0.7	1	1.0	0	—	2	0.6
	不清楚	0	—	0	—	1	1.2	1	0.3
后部		1	0.7	1	1.0	2	2.4	4	1.2
压过		1	0.7	4	4.0	0	—	5	1.5
其他和不清楚		3	2.0	6	6.1	2	2.4	11	3.3
总计		152		99		85		336	

由表 8-2 可得出一般结论：车辆碰撞行人部位，以车辆前端中部为最多，并从前端中心部位开始，向两侧及车辆后部分开，依次递

减,并且车辆左侧碰撞行人的数量多于右侧。据分析,这是由于行人更习惯于从道路左侧向道路右侧横穿,并且英国车为右置转向盘,左侧视认性不好的缘故。

由统计数据可知,当行人与汽车发生碰撞时,绝大多数情况(68%)为汽车从侧面撞击行人,此时行人可能处于静止或水平运动状态。根据调查统计数据,行人行走速度一般为 $1.15 \sim 1.6\text{m/s}$;奔跑速度一般为 $4.5 \sim 5.5\text{m/s}$ 。

汽车前部碰撞行人时,与行人最初接触部位是保险杠和发动机罩(后置发动机为前行李箱罩)前边缘。保险杠与行人的小腿或膝部接触,发动机罩前边缘与行人的大腿或骨盆部位接触,接触的精确位置取决于行人与保险杠和发动机罩前边缘的相对高度。然后行人被撞倒,或者绕发动机罩前边缘转动,直到头、肩或胸、背撞击发动机罩、前风窗玻璃或前风窗框。在较高的碰撞速度下,行人可能绕头或肩继续翻转,腿部撞击汽车棚顶,这时行人将会以一个与车速相当的速度飞出。如果汽车紧急制动,行人将被车辆推向前方,并且在车辆前方倒地。如果碰撞速度很低,则行人仅接触到保险杠和发动机罩前边缘,然后倒地,并不与发动机罩和前风窗接触。

行人撞击的速度因车型大小而有所不同,对于大车,头与发动机盖的碰撞速度为车辆行驶速度的 $0.7 \sim 0.9$,对于小车,头与挡风玻璃的碰撞速度为车辆行驶速度的 $1.1 \sim 1.4$ 。行人损伤通常是由于身体受到直接碰撞或身体各部分受到传递的力造成的。

二、行人碰撞试验法规

行人碰撞模拟试验由于目前并没有专门的行人碰撞试验假人(Pedestrian Dummy),EEVC提出了基于子系统试验(Sub-System Tests)或称为部件试验(Component Tests)的试验程序,来评价车身在行人碰撞保护方面的相关性能。所谓的子系统试验是指采用单独的试验部件——冲击器(Impactor)对车身前部的典型部位进行碰撞试验。冲击器代表了行人身体最容易受到伤害以及伤害最严重的部位,并具有与行人相应身体部位类似的生物力学特性,共分为成人和儿童头部冲击器(Headform Impactor)、腿部冲击器(Legform Impactor)

以及大腿冲击器（Upper Legform Impactor）4 种冲击器，如图 8-1 所示。

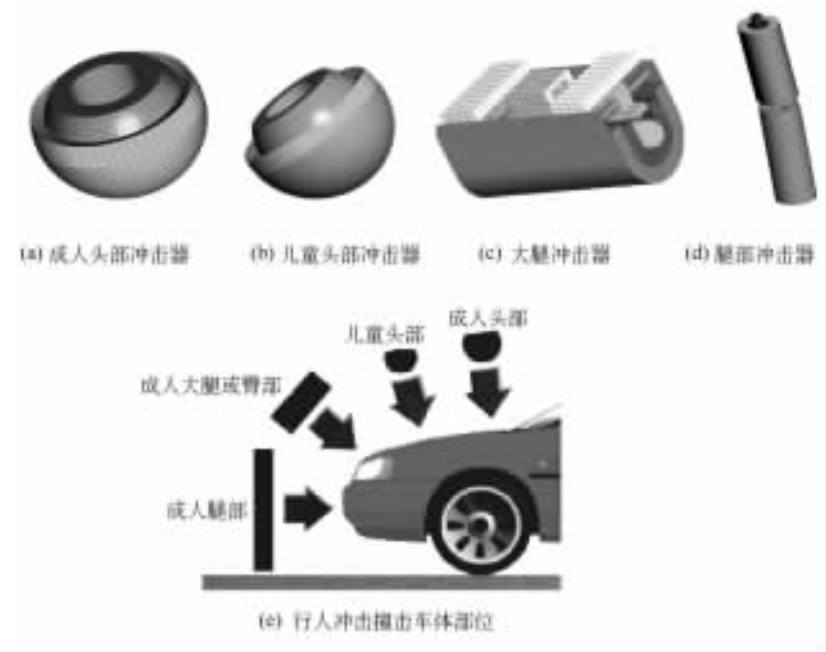


图 8-1 EEVC 行人保护试验系统

上述 4 种冲击器分别代表了成人的头部、儿童的头部、成人的大腿或臀部以及成人的腿部。试验的目的是研究在车辆与行人碰撞的过程中影响行人运动的车身前部的结构性能。试验条件相当于行人与 40km/h 行驶的车辆相碰撞时的事故情况。具体的试验方法和评价指标参见表 8-3。

表 8-3 行人保护试验方法及评价指标

试验程序	内容	EEVC 建议	
儿童头部对发动机罩冲击试验	试验条件	冲击器质量	2.5kg
		冲击速度	40km/h
		冲击角度	50°
	评价指标	HIC	≤1000

试 验 程 序	内 容	EEVC 建议	
成人头部对发动机罩冲击试验	试验条件	冲击器质量	4.8kg
		冲击速度	40km/h
		冲击角度	65°
	评价指标	HIC	≤1000
腿部对保险杠冲击试验 (下保险杠参考线高度 ≤500mm)	试验条件	冲击器质量	13.4kg
		冲击速度	40km/h
		冲击角度	0°(垂直)
	评价指标	加速度	≤150g
		弯曲角度	≤15°
		剪切	≤6mm
大腿对保险杠冲击试验,可选 (下保险杠参考线高度 >500mm)	试验条件	冲击器质量	9.5kg
		冲击速度	40km/h
		冲击角度	0°(垂直)
	评价指标	总力	≤5kN
		弯矩	≤300N·m
大腿对保险杠斜边冲击试验	试验条件	冲击器质量	可变(9.5 ~ 18kg)
		冲击速度	可变(20 ~ 40km/h)
		冲击角度	可变(10° ~ 47°)
	评价指标	总力	≤5kN

最近的研究结果表明,行人保护部件试验的方法由于是单独进行的,因而不可避免地存在着一定的局限性,无法全面地了解行人与车辆发生碰撞后的运动情况以及与不同外形车身的具体接触部位。因此,各个研究机构正在积极地制造专门的行人碰撞试验假人,而采用行人试验假人进行全方位的行人碰撞试验规范也正在积极的讨论之中。

头部模型采用包含脑浆的颅骨球壳上加了一层皮层组织,假定皮层、颅骨组织都是均匀、各向同性体,头皮具有线性黏弹性特性,是撞击吸能组织。

人体腿部仿形器的结构如图 8-2 所示。腿部仿形器由股骨、胫骨

和连接它们的膝关节变形元件组成（利用一个弹簧和阻力器组成的结构，以模拟人体的膝关节），仿形器的胫骨部分包括了脚的质量，其膝关节变形元件有类似于人的膝关节能承受侧向载荷的剪切和弯曲刚度的作用。仿形器的外层有 25mm 厚的吸能泡沫 [CF-45 型 Confor(tm) 泡沫] 和 6mm 厚的尼龙层（氯丁橡胶），分别代表人体腿的肌肉和皮肤。尽管腿部仿形器的外形和实际的人体腿和膝关节不完全一样，但其长度、质量、重心和惯性矩等生物力学特性参数则代表了第 50 百分位成年男性的相关特性。腿部仿形器的特征参数见表 8-4。膝关节处安装有传感器用于测量膝关节的弯曲角度和剪切位移，一个单向加速度传感器安装在胫骨段不受撞击的一侧，其测量轴向为碰撞方向。

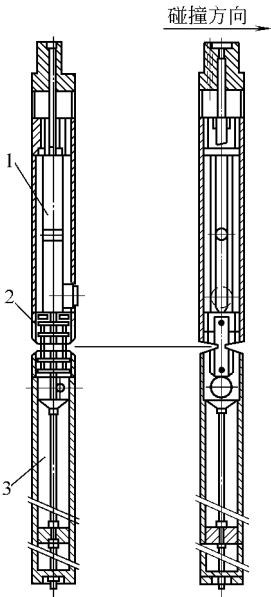
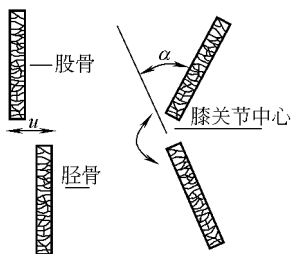


图 8-2 腿部仿形器结构示意图
1—股骨；2—膝关节变形元件；
3—胫骨

表 8-4 腿部仿形器特征参数

参 数	胫 骨	股 骨
长度/mm	494	432
质量/kg	4.8	8.6
距膝关节中心的质心尺寸/mm	233	271
惯性矩/kg·m ²	0.120	0.127
直径(不包括表皮层)/mm	70	70

在受汽车保险杠碰撞的侧向碰撞力作用下，膝关节受到剪切力和弯曲力矩并产生相应的剪切变形和弯曲变形，而造成膝关节的损伤。对于给定的碰撞方向，膝关节的剪切变形和弯曲变形如图 8-3 所示，图中， u 为膝关节部位的股骨和胫骨之间的相对剪切位移变形量（ $\leq 6\text{mm}$ ）， α 为膝关节部位的股骨和胫骨之间的弯曲变形角度



(a) 剪切变形 (b) 弯曲变形

图 8-3 膝关节的侧向碰撞变形

($\leq 15^\circ$)。表 8-3 中的数值可看作是评价侧向碰撞下人体腿及膝关节是否遭受大于 AIS2 级损伤的临界值。

三、行人腿与膝关节保护

(一) 行人腿与膝关节的伤害机理

人体膝关节及其连接部位的结构如图 8-4 所示。

Ashton 等研究了行人下肢伤害的伤害机理，指出在车辆与行人的侧向碰撞过程中，侧向作用力和轴向扭转载荷的综合作用，会导致下肢的多重伤害，图 8-5 给出了下肢的主要伤害模式，包括：长骨骨折、膝关节伤害、踝关节脱臼和骨折。Nyquist 和 Kajzer 更进一步指出，行人下肢与保险杠碰撞过程中，横向剪切和横向弯曲是与下肢伤害相关的两种最重要的响应。

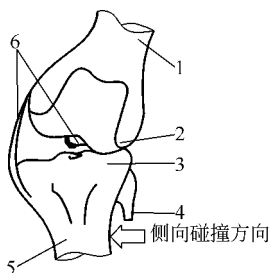


图 8-4 膝关节部位解剖示意图

1—股骨；2—股骨髌；3—腓骨髌；
4—腓骨；5—胫骨；6—韧带

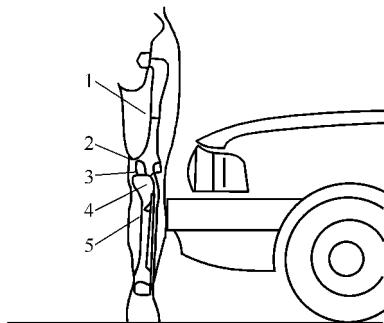


图 8-5 行人下肢伤害的主要模式

1—股骨骨折；2—股骨髌骨折；
3—韧带撕裂；4—胫骨髌骨折；
5—胫骨/腓骨骨折

大多数的胫骨伤害都归因于保险杠碰撞而引起的弯曲力矩，弯曲导致胫骨在发生撞击的一侧出现压缩应力，而另一侧则出现拉伸应力。当应力超过极限时，胫骨发生骨折。股骨和腓骨也具有同样的伤

害机理。

Kajzer 对膝关节受到横向碰撞时的伤害机理进行了详细的研究，指出膝关节伤害主要是由于横向平移位移导致的剪切以及角位移导致的弯曲两种伤害机理造成的。行人腿部膝关节位置通常是直接受到车辆保险杠的撞击，由于股骨运动的滞后使得关节面间发生剪切错位。这种剪切错位导致了膝关节韧带的拉伸，并在股骨髁和胫骨髁间隆凸间产生横向压缩力。横向压缩力导致关节接触表面出现集中应力，当应力超过其容忍极限时，胫骨髁间隆凸或股骨髁就会发生横向骨折。当膝关节横向弯曲时，关节一侧的韧带受到拉伸力的作用发生拉伸变形，与此同时，关节表面的另一侧则会受到轴向压缩力作用，导致集中应力的出现。当集中应力超过骨的压缩强度时，也会出现骨折伤害，如图 8-6 所示。

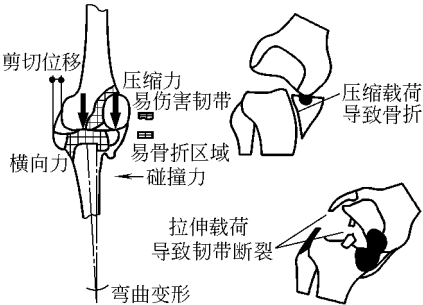


图 8-6 膝关节伤害机理

而膝关节韧带的伤害则主要来源于关节弯曲转动时

韧带内的拉伸力。当拉伸载荷超过韧带的拉伸强度时，韧带束就会发生撕裂或断裂。

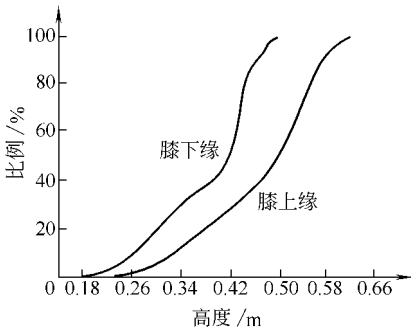


图 8-7 1974 年英国受较重伤害的行人膝上、下缘高度的累积分布

(二) 造成行人腿及膝关节伤害的影响因素分析

1. 保险杠高度及面宽对腿及膝关节变形、加速度和损伤程度的影响

改变保险杠距地面高度和保险杠面宽可以大大减少行人受较重腿伤的比例。

图 8-7 是伯明翰大学在 1974 年对受较重伤害的行人与

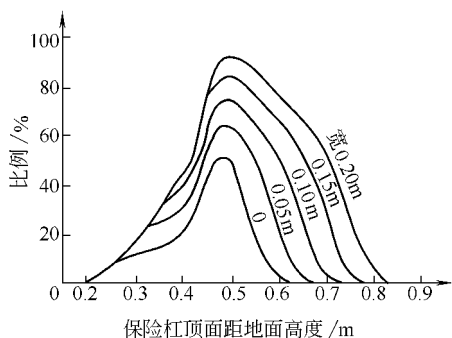


图 8-8 改变保险杠尺寸的膝接触行人受伤比例变化

保险杠接触的膝部上、下边缘高度的统计。

图 8-8 是改变保险杠顶部距地面高度和保险杠面宽以后，直接与膝部接触的受较重伤害的行人的比例变化。

图 8-7 和图 8-8 都是在假定不发生汽车制动点头和行人不穿鞋的条件下得到的。如果考虑这两个因

素，就减小了保险杠的有效高度约 10cm。SAE 建议保险杠设计高度应为 500mm 左右，由图 8-8 可以看出，加上鞋厚与制动点头的因素，保险杠面宽 20cm 与 15cm 效果相同，而 10cm 也没有减小多少受伤比例。综合考虑保险杠的功能，保险杠面宽以 13 ~ 18cm 为宜，太窄则负荷分配不好，太宽则受伤比例增加。由于膝部受伤比腿部其他部位受伤严重，从这一点来考虑，保险杠高度低一些为宜，以便避开膝关节。研究还表明，保险杠高度降低使腿的碰撞位置过低，也会对腿与膝关节产生较大的伤害。图 8-9 所示为保险杠下部（副保险杠）比上部（主保险杠）伸出 100mm 时膝关节剪切变形、膝关节弯曲角和膝

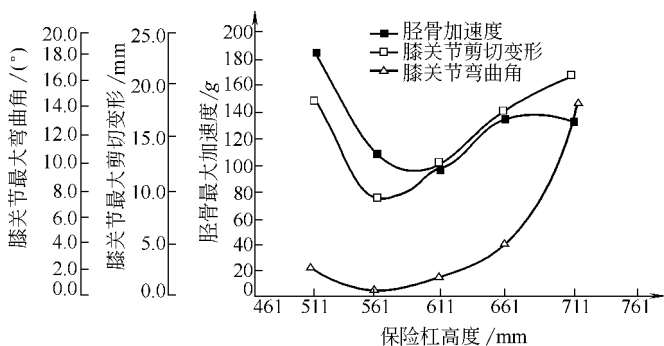


图 8-9 保险杠高度对膝关节剪切变形、弯曲角和胫骨加速度的影响

关节以下 66mm 处胫骨的加速度与保险杠高度变化的关系。

2. 保险杠形状对腿及膝关节变形、加速度和损伤程度的影响

图 8-10 所示为保险杠下部（副保险杠）相对于主保险杠后缩的保险杠形状。图 8-11 所示为副保险杠相对于主保险杠后缩或前伸时对膝关节剪切变形、弯曲角和膝关节以下 66mm 处胫骨加速度的最大值的影响。

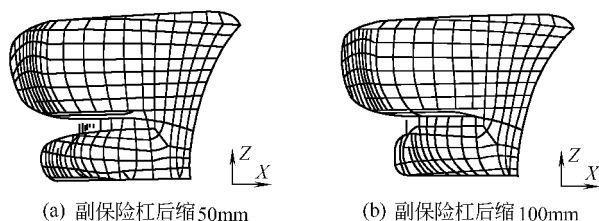


图 8-10 保险杠形状

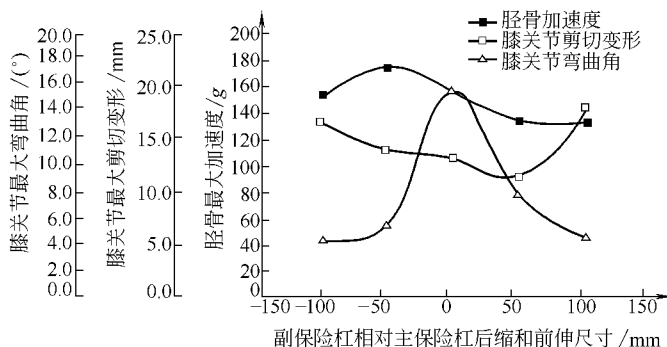


图 8-11 保险杠形状对膝关节剪切变形、弯曲角和胫骨加速度的影响

3. 吸能式保险杠对膝关节剪切变形、弯曲角和胫骨加速度的影响

吸能型保险杠如图 8-12 所示。图 8-12 (b) 是原缓冲式保险杠，它是通过保险杠骨架与保险杠蒙皮间的距离来缓冲；图 8-12 (a) 是在原保险杠蒙皮和骨架间填充 60mm PUR 泡沫（Polyurethane 聚氨酯）用于吸收碰撞能量；图 8-12 (c) 是在保险杠蒙皮和骨架间填充 120mm 阶梯状泡沫，使其在碰撞的初期，碰撞力不再集中作用于膝关节位置，而是靠近胫骨的重心，当保险杠蒙皮变形与上端泡沫接触时，下端的泡沫已经吸收了一定的碰撞能量，而上端泡沫的作用除了

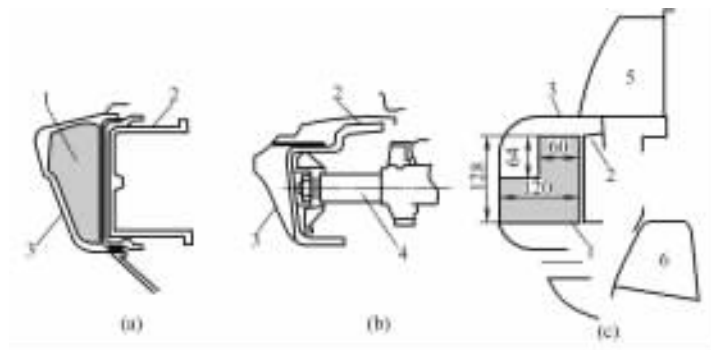


图 8-12 保险杠结构

1—吸能泡沫；2—保险杠骨架；3—保险杠蒙皮；4—保险杠支架；
5—车头大灯；6—散热器下横梁

吸收后期的碰撞能量外，还可以防止膝关节过度的剪切变形。计算结果如图 8-13 所示。计算结果表明，保险杠采用 120mm 阶梯状吸能泡沫的结构改进方案对行人腿部以及膝关节保护效果是十分明显的，各项伤害指标均很好地满足了试验法规的要求。

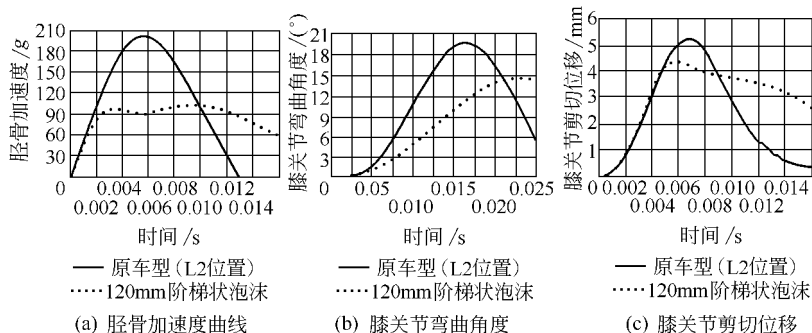


图 8-13 120mm 阶梯状泡沫吸能式保险杠与原保险杠计算结果对比

除此之外，适当降低保险杠硬度，使下钝边尽可能低，也可减缓对膝部造成的损伤。另外，保险杠长度应超出车轮和翼子板并弯向后方，以防止行人被卷入轮下。

四、行人头部保护

在行人交通事故中，伤害部位以头部和腿部居多，分别占 32%

和 40%。虽然腿部在碰撞事故中最容易受到伤害，但腿部伤害基本上不会造成受害者死亡，而头部伤害致死占行人死亡总数的 64%，所以头部伤害是造成行人死亡的主要原因。

按照 EEVC 推荐的试验方法，在进行头部模块和发动机罩上表面的碰撞试验时，用儿童头部模块和成人头部模块分别撞击发动机罩的前、后试验区。将前、后试验区沿宽度方向分成 3 等份，分别对每个小区域内容易造成头部伤害的点进行试验。撞击方向位于与汽车纵向对称面平行的平面内，并与地面分别呈 50° （儿童头部模块）和 65° （成人头部模块）夹角。

造成行人头部损伤的因素是多方面的。数学模型分析中可以看出：影响头部伤害指标 HIC 值的因素有发动机罩板的厚度，头部撞击速度、撞击位置、撞击角度，头部的直径、质量等因素。

1. 头部撞击发动机罩板的位置的影响

图 8-14 表示了试验的对应位置在发动机罩板的位置坐标。表 8-5 表示了对应的 HIC 值。由试验可以知道，头部撞击位置的不同，HIC 值差别很大，在撞击板的中心部位，板的弯曲变形大，对头部撞击力缓冲较大，头部质心受到板的反

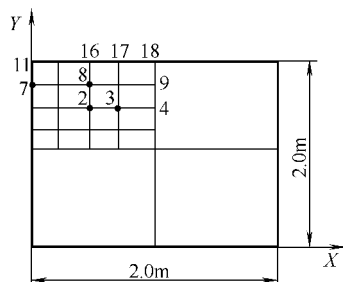


图 8-14 撞击点的位置

表 8-5 撞击位置对 HIC 值的影响

节 点	坐标值	HIC 试验值
2	(0.5 1.5)	1131
3	(0.75 1.5)	795
4	(1 1.5)	805
7	(0 1.75)	6663
8	(0.5 1.75)	1548
9	(1 1.75)	1064
11	(0 2)	4706
16	(0.5 2)	2438
17	(0.75 2)	1733
18	(1 2)	2256

冲击力较小。因此，HIC 值比板的边缘低了很多。

2. 发动机罩板厚度对 HIC 值的影响

一般车身覆盖件是用 0.0008 ~ 0.0018 低碳钢板冲压成形，板厚对撞击加速度的影响如图 8-15 所示，板厚对 HIC 值的影响如图 8-16 所示。可见，板的厚度对撞击加速度及头部 HIC 影响较大，为了达到保护头部的目的，在满足其他设计要求的情况下，厚度应尽可能薄。

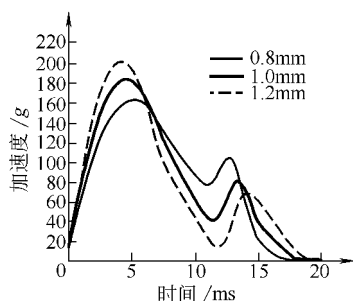


图 8-15 板厚对撞击加速度的影响

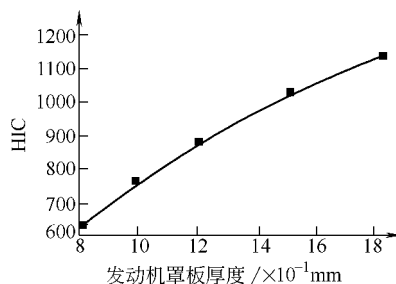


图 8-16 板的厚度对头部 HIC 值的影响

3. 撞击速度对 HIC 值的影响

撞击速度分别设定为 50km/h、40km/h、30km/h，头部的伤害指标 HIC 值如图 8-17 所示，速度对 HIC 值影响很大，速度控制在 40km/h 以内，HIC 值容易保持在 1000 以内。

4. 撞击角度的影响

头部的撞击角度对撞击加速度和 HIC 值影响也较大，撞击角度

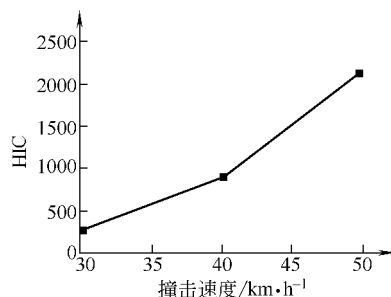


图 8-17 撞击速度对头部 HIC 值的影响

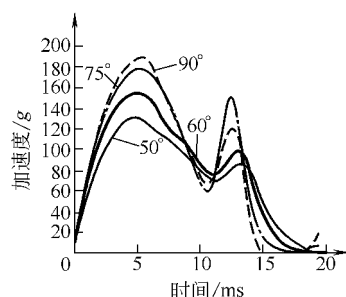


图 8-18 撞击角度对撞击加速度的影响

是指撞击速度与水平面的角度，图 8-18 为设定 50°、60°、75°、90° 时撞击角度对撞击加速度的影响，图 8-19 为设定 30°、50°、65°、90° 时撞击角度对头部 HIC 值的影响。分析中忽略水平运动对垂直接触的影响，只有垂直方向的速度 $v \sin \theta$ 决定垂直接触力的大小。因此，撞击角度越大，垂直方向的速度分量越大，撞击接触力也就越大。图 8-19 中的网柱线代表试验值，白色柱线代表本模型计算值。由图中可以看出，随着撞击角度的增大，加速度与 HIC 值增大很多。法规中规定撞击试验的角度为 65°。

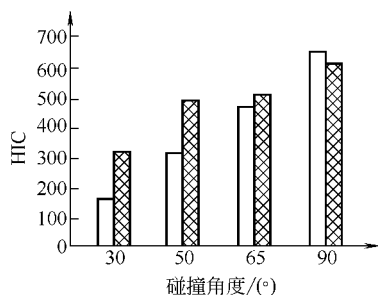


图 8-19 撞击角度对头部 HIC 值的影响

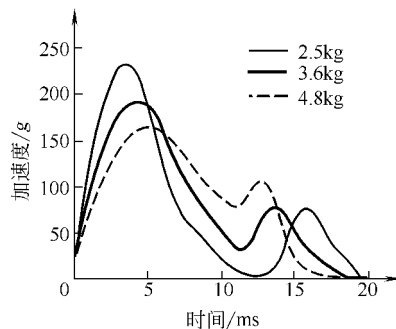


图 8-20 撞击物质量对撞击加速度的影响

5. 头部质量、直径对 HIC 值的影响

头部质量对撞击加速度的影响如图 8-20 所示，头部质量、直径对 HIC 值影响如图 8-21、图 8-22 所示，质量减少，HIC 值相反增大，而直径对 HIC 值影响较小，试验值基本不变。

五、行人碰撞保护研究动态

最近开发了一种主动防护装置，即撞人缓冲安全装置，安装在汽车前部保险杠上，当驾驶员发现情况紧急制动时，就可带动撞人缓冲安全装置，柔性的缓冲安全板可将倒在车前的行人轻拨向车的侧面，从而起到了安全防护的作用。

图 8-23 所示的是从保护行人出发的汽车头部“软”外形。另外，发动机罩四周由于车体的支撑作用，其刚度很大，使行人头部与发动

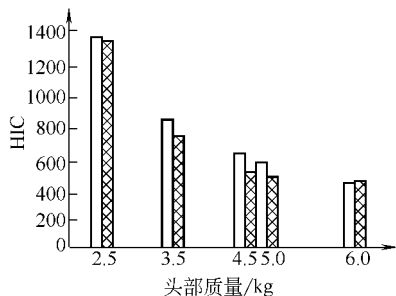


图 8-21 头部质量对头部 HIC 值的影响

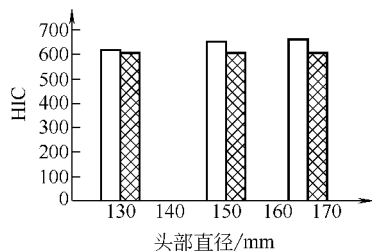


图 8-22 头部直径对头部 HIC 值的影响

机罩边缘碰撞时产生很严重的伤害，难于保证头部伤害 HIC 值的要求。因此国外正在研究使车体对发动机罩支撑柔性化问题。

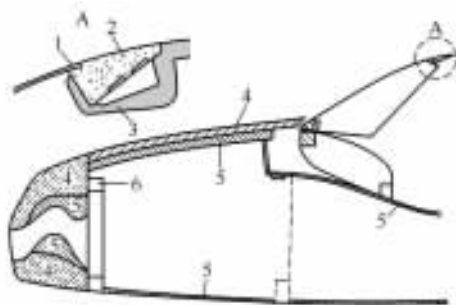


图 8-23 汽车头部的“软”外形

1—风窗玻璃；2—缓冲垫；3—内衬；4—吸收能量的泡沫；
5—隔声材料；6—挡板

第二节 车辆外部凸出物

对车辆外部凸出物的限制主要是针对行人保护的。车外凸出物包括：保险杠、后视镜、后视镜支架、门把手、流水槽、脚踏板、翼子板、轮胎、轮胎螺栓、灯具、天线、货箱等。

前、后保险杠长度应超出车轮和翼子板，并向车身侧面弯曲包住车身。这样设计首先可减轻正面或后面碰撞，也可对斜碰撞有防护作用。其次，对于行人、自行车等，可免得被保险杠尖角刮伤以及卷入轮下。由于保险杠向侧面弯曲并包住车身，与行人、自行车接触的是保险杠的圆滑部位，就可有效地减轻伤亡程度。

后视镜应具有缓冲作用，特别是在后视镜下边缘高度低于 1.8m 时，不应设计成固定式的，应使后视镜具有脱落或移位的功能。

车门把手最好为内陷式。即使是凸出式，也不得超过 40mm。对于旋转式车门手柄，其自由端必须朝向后方并向里弯曲。

流水槽前端应圆滑，不得挂衣服。

脚踏板外边缘不应处在最宽位置，不允许凸出于翼子板和前保险杠，不允许有尖角凸起结构。

翼子板、挡泥板不允许有尖锐凸出物，结构上不允许挂衣服，行驶方向上不允许有冲压边缘。

轮胎、轮辋螺母、车轮装饰罩等都应在翼子板之内，不允许凸出，以防刮碰行人、自行车。

车身侧面的灯具应无尖角和凸起，结构上不允许挂衣服等物。

货车驾驶室与货箱的宽度差，单侧不允许超过 100mm。货箱前端角如果宽出驾驶室，最好设计成带有一定的圆角半径，或者安装保护板过渡。

货箱表面、铰链和货箱挂钩等应无尖角凸起，结构上不允许挂衣服。货箱板前部挂钩凸出货箱外侧面应在 25mm 以下。

第三节 汽车外部防护装置

一、汽车外部防护装置的分类

汽车外部防护装置主要针对大型货车而言，分为侧下部防护装置和前后下部防护装置两种。

侧下部防护装置是指汽车能有效地防止人、畜和自行车等卷入汽车后轮的装置，形状可以是整体板式、网状或棒状。前后下部防护装置是指汽车能有效地防止轿车等低矮车辆从大型货车后方楔入的装置。通常是由横梁组成的安装或连接在车架边梁或车辆其他结构件上的装置。

我国法规要求轴距为 4m 以上的各种汽车（客车以及具有相应功能的车辆除外）必须安装这两种装置。欧洲 ECE 法规体系中分别颁布了 ECE R93 和 ECE R58，强制大型载货汽车装备前下部防护装置和后下部防护装置，以提高大型载货汽车对小型汽车追尾碰撞时对小型汽车的保护能力。

二、汽车前后下部防护装置的设计要求

大型汽车下部防护装置主要用于对小型车的保护，因此其研究的焦点聚集在防护装置的离地高度和缓冲吸能性这两个方面。离地高度的确定要权衡车辆安装下部防护装置后的通过性能和充分发挥轿车前端结构的碰撞吸能能力这一对矛盾；缓冲吸能性需要权衡防止轿车钻入和改善大型载货汽车与轿车的碰撞相容性这对矛盾。

1. 车身变形率评价指标

下部防护装置最客观的评价是用小型车上假人的伤害指标进行。但由于假人的伤害指标受各种因素影响，尤其是轿车的乘员约束系统的性能对假人伤害指标影响十分显著，并且相互之间的作用关系十分复杂，所以不采用假人伤害作为评价指标，而采用轿车前端结构的车身变形率作为指标。

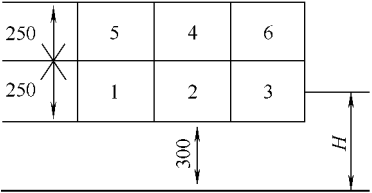
车身变形率的定义是车辆前端变形量与前端长度（保险杠到前风挡玻璃下部的水平距离）之比。交通事故统计结果表明，当车身变形率达到 100% 时车内乘员将大部分死亡，车身变形率达到 80% 时死亡事故明显增加，当车身变形率达到 60% 时就会造成严重的伤害。

轿车的车身变形率与轿车车内乘员的死亡率直接相关，并且很容易计算和测量，对于研究下部防护装置的防护效果是一个很好的评价指标。

2. 侧面碰撞中可变形壁障为研究用轿车替代物

由于轿车各种车型的结构尺寸、刚度分布都不相同，如果选用某一个车型的轿车进行分析则研究结果没有代表性。在侧面碰撞法规中，为了评价车辆在侧面碰撞中的安全性，开发了移动可变形壁障，作为代表 M_1 类车型的“平均车”。在侧面碰撞中，移动可变形壁障（Moving Deformable Barrier，MDB）的质量、尺寸、前端刚度能代表 M_1 类车。日本为了开发侧面碰撞的 MDB，对轿车的整备质量、轿车前端尺寸和前端刚度进行了调查统计。数据采用日本 1993 年通过所销售的车辆所占的比例对统计参数进行加权得到第 50 百分位的整备质量、前端尺寸及前端刚度值。

选用该 MDB 作为轿车模型讨论后下部防护装置的离地高度和最佳刚度问题。



如图 8-24 所示，ECE R95 的 MDB 上的蜂窝铝块结构共分 6 个区域，每个区域的刚度不同。在计算中假设：

图 8-24 不同 H 值时 MDB 的示意图

- ① MDB 在宽度上与下部防护装置能全部接触；
 - ② 在高度方向，各块按与下部防护装置接触的面积将抵抗力等比例折减；
 - ③ MDB 上每一块的刚度取 ECE R95 所规定的刚度区间的中间值。
- 图 8-25 所示为不同 H 值时 MDB 的刚度曲线。

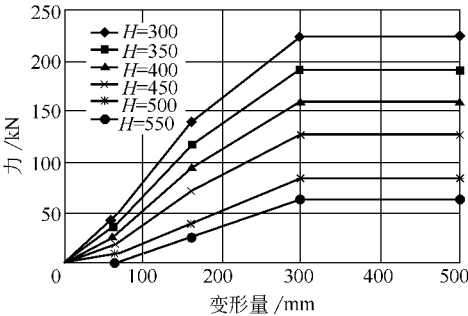


图 8-25 不同 H 值时 MDB 的刚度曲线

3. 下部防护装置不同离地高度对车身变形率的影响分析

图 8-26 所示为轿车前端结构与不同离地高度的下部防护装置碰撞时接触区域的示意图。

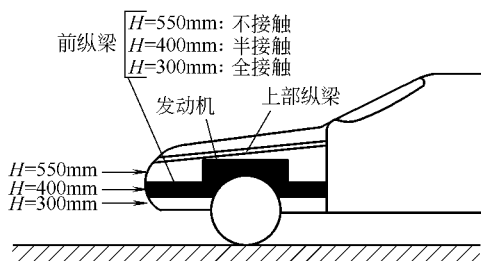


图 8-26 轿车前端结构接触区域示意图

MDB 以 40km/h 与上述下部防护装置发生碰撞时分析不同离地高度的变形量。将 950kg 的 MDB 以 40km/h 运动的动能全部由 MDB 的塑性变形吸收，根据能量守恒可计算出 MDB 的变形量。

图 8-27 所示为 MDB 以 40km/h 与下部防护装置碰撞时的车身变形量-H 值曲线。

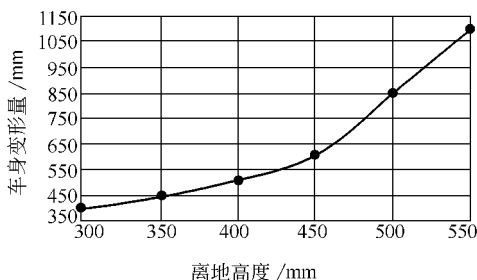


图 8-27 车身变形量-H 值曲线

如果下部防护装置的离地高度能低到 300mm，则轿车的前端结构全部参加能量吸收，能起到最佳的保护效果，但是 H 值过小会严重影响载货汽车的通过性能。图 8-27 所示的曲线其上升斜率分为两个区域，从 300 ~ 450mm 的区域上升较缓，H = 450mm 处是一个拐点，超过 450mm 后曲线上升斜率明显增加。

4. 下部防护装置刚度对防护效果的影响

荷兰 TNO 重点研究了改进载货汽车前下部防护装置,改善轿车与大型载货汽车迎面碰撞时轿车内乘员的保护效果。研究表明,通过改进载货汽车前端结构的刚度,65km/h 车速的轿车对能量吸收型下部防护装置的 40% 偏置碰撞的后果能降低到相当于 50km/h 车速的轿车对刚性下部防护装置 40% 偏置碰撞的伤害程度。可见,通过改进下部防护装置的刚度对于改善轿车与大型载货汽车的碰撞相容性的效果十分明显。

如图 8-25 所示,车辆在碰撞中的抵抗力随变形量的变化基本上是前段几乎呈线形上升,上升到极限负荷后为一个平台。对于大型载货汽车的下部防护装置,为了确保防止钻入碰撞的阻挡功能,下部防护装置的极限负荷水平必须高于轿车前端刚度的极限负荷水平(下部防护装置的刚度是指抵抗力曲线前端上升的斜率)。

图 8-28 所示为离地高度为 450mm 时 MDB 的刚度与下部防护装置刚度的示意图。由 MDB 的刚度曲线可见,当碰撞力达到 F_D 以后,碰撞能量全部由 MDB 吸收。MDB 的变形量越大,即碰撞中轿车的变形量越大,则轿车内乘员伤害的可能性就越大。所以,最佳刚度应该是使下部防护装置在保证阻止钻入碰撞的前提下由下部防护装置尽可能多地吸收碰撞能量。

在 ECE R58、ECE R93 及 CMVDR258 中都是以下部防护装置变形量 $\leq 400\text{mm}$ 作为防止钻入碰撞的限值的。所以,如图 8-28 所示,

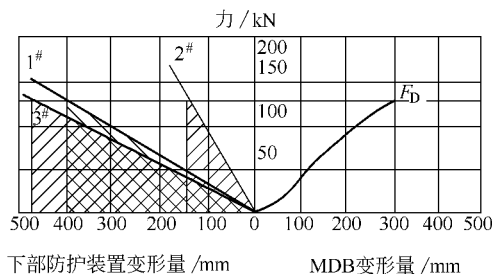


图 8-28 下部防护装置与 MDB 刚度示意图

1[#]下部防护装置的刚度对于离地高度是 450mm 的下部防护装置来说，其刚度值是最佳的，即达到 F_D 时要求下部防护装置的变形量为 400mm。

如果下部防护装置的刚度高于 1[#]防护装置的刚度，则碰撞中下部防护装置吸收的能量减少，如 2[#]防护装置在碰撞中吸收的能量将少于 1[#]防护装置所吸收的能量。在极端情况下，对于刚性的下部防护装置，在碰撞中装置吸收的能量为零，所有碰撞能量全部由轿车吸收，从而增加了载货汽车对轿车的伤害。反之，如果下部防护装置的刚度低于最佳刚度，如图 8-28 中的 3[#]防护装置，这时碰撞中防护装置吸收的能量将增加，但是下部防护装置的变形量将超过 400mm，从而无法实现对钻入碰撞的防护，使碰撞中轿车受到更大的伤害。

可见，合理的下部防护装置的刚度是大于并尽量接近最佳刚度值。表 8-6 所列为不同离地高度的下部防护装置的最佳刚度值。

表 8-6 不同离地高度的下部防护装置的最佳刚度值

H/mm	最佳刚度值/ $\text{kN} \cdot \text{m}^{-1}$	H/mm	最佳刚度值/ $\text{kN} \cdot \text{m}^{-1}$
300	$255.5/0.4 = 563.75$	450	$128.9/0.4 = 321.75$
350	$193.3/0.4 = 483.25$	500	$85.7/0.4 = 214.5$
400	$161.1/0.4 = 402.75$	550	$64.5/0.4 = 161.25$

5. 后下部防护装置的其他要求

后下部防护装置的宽度应为汽车总宽的 60% 以上，但不可大于后轴宽度（轴宽按车轮最外点计，但不包括轮胎变形量，双后轴车按最后轴宽计算）。后下部防护装置的横梁端部不得弯向后方，尖锐部分不得朝后，端头外部圆角半径不得小于 2.5mm，横梁截面高度不得小于 100mm。

后下部防护装置在车辆后部可以被设计成具有不同的安装位置。此时，应具有可靠的方法以保证其安装后在安装位置上不会随意移动。

三、侧下部防护装置的设计要求

侧下部防护装置的前、后端一般都设有圆弧段，前、后端分别距前、后车轮的距离为 400mm，是从前后端的平面部分算起的。对于长头驾驶室的货车，如解放 CA1091 型和东风 EQ1090 型货车，前轮

后部有驾驶室脚踏板，并且脚踏位置很低，因此不适于此条规定。另外，还应注意，对于通过燃油箱外侧的防护装置，最好不采用棒状结构，而是采用网状结构，其原因是，如遭到侧碰时，棒状结构很可能对燃油箱构成集中负荷源。防护装置应安装牢靠，并且具有足够的抗弯强度。

无疑，汽车列车对行人更容易构成威胁。因此，汽车列车也应安装侧下部防护装置。对于半挂汽车列车，由于有后回转半径的缘故，即牵引车车架后端绕鞍座轴转动，有可能扫到侧下部防护装置的前端，为此应注意留有充分余地，不能产生干涉；对于全挂汽车列车，除挂车前、后轴之间应安装侧下部防护装置外，牵引车与挂车之间也应安装防护装置。由于转弯、调头等操作，牵引车与挂车之间的防护装置不能做成刚性的，而只能是可伸缩的弹性防护网。

第四节 汽车与行人碰撞模拟

对行人碰撞保护研究的另一个重要手段是计算机模拟。随着计算机技术的发展，计算机模拟在工程辅助分析中占有越来越突出的地位。适当的理论建立人体和车辆的计算模型，可以在计算机中虚拟地呈现行人与车辆碰撞的各种工况，从而全方位地把握行人在碰撞后的运动情况以及伤害情况。而且，通过计算机模拟可以快速地了解车辆外形、尺寸的变化对行人碰撞性能的影响，大大地节约了研究的时间和费用。

目前，关于行人碰撞保护模拟所采用的理论主要有多刚体动力学理论和有限元理论，所对应的计算模型分别为行人多刚体模型（见图 8-29）以及行人有限元模型（见图 8-30）。采用多刚体计算模型的优点是计算模型的建立较为方便，工作量小，计算时间快捷，可以高效率地了解行人的运动情况，但是对行人具体伤害情况的掌握却比较困难。有限元计算模型则可以精确地了解行人不同身体部位的伤害情况，

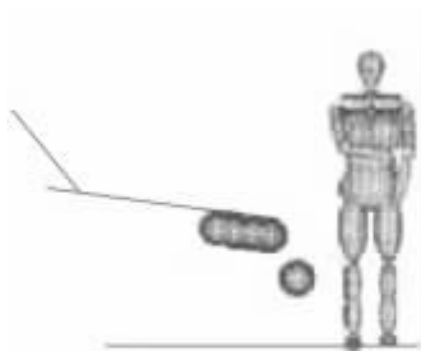


图 8-29 行人多刚体模型



图 8-30 行人有限元模型

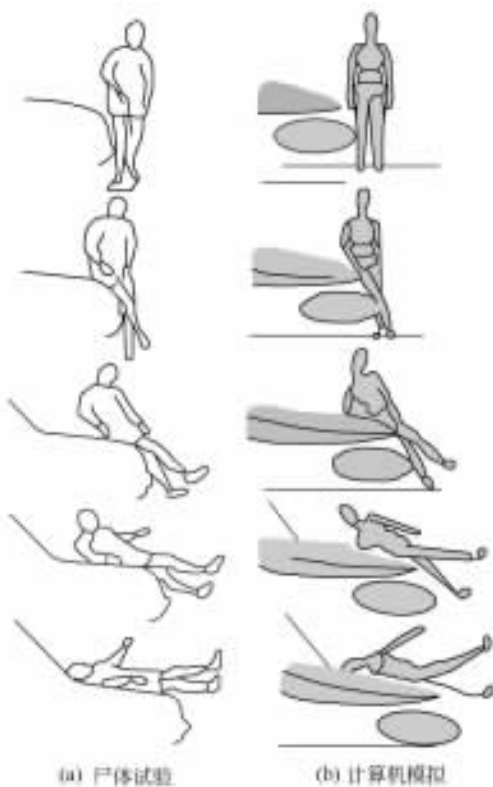


图 8-31 行人碰撞计算机模拟与尸体试验对比

从而更准确地评价车辆在行人保护方面的性能。但是人体有限元模型的建立十分复杂，涉及到生物力学和人机工程学等领域的复杂理论和试验数据，工作量很大，而且计算时间也相对较长。图 8-31 所示为采用有限元行人计算模型模拟的行人碰撞计算机模拟与尸体试验对比示意图。

图 8-32、图 8-33 和图 8-34 所示分别为试验与模拟计算的行人头部、臀部、小腿部的加速度时间历程曲线。

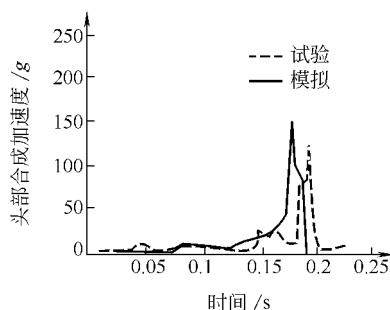


图 8-32 头部加速度响应曲线

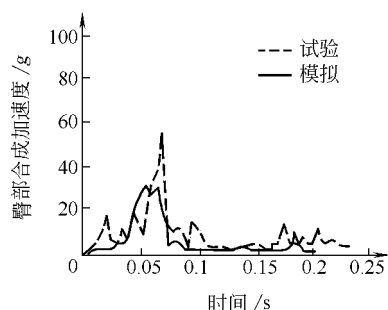


图 8-33 臀部加速度响应曲线

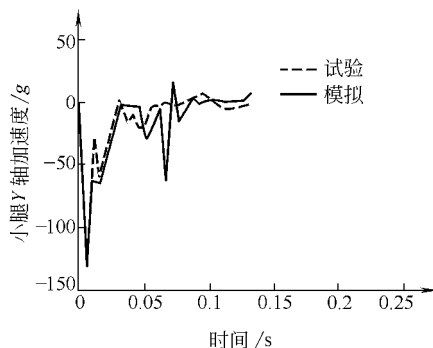


图 8-34 腿部加速度响应曲线

汽车碰撞试验

汽车工业发达国家都有自己的汽车被动安全标准（法规），且都形成了各自的标准体系。从内容看，各国的标准不尽相同，因此，其性能的评价方法与使用的设备也不完全相同，但归纳起来，被动安全性试验方法可分为如下三类：

- ① 台架试验；
- ② 台车冲击试验（模拟碰撞试验）；
- ③ 实车碰撞试验。

实车碰撞试验与事故的情况最接近，是综合评价车辆安全性能的最基本方法，其试验结果说服力最强，但试验费用非常昂贵。其他两种试验方法基本上都是以实车试验的结果为基础，确定其试验条件，适合于评价零部件或由零部件组成的安全系统，试验费用较低，试验稳定性好。

由于实车碰撞试验的造价及复杂性，发展了台车。台车试验主要是模拟实车碰撞的减速速度波形，以进行乘员保护装置的性能评价和零部件的耐冲击力试验。台车能以较低的成本获得实车试验的某些结果，因此有较高的效益成本比。台车对实车碰撞试验，台车作为移动的障碍具有固定障碍同样的重复试验能力。台车还可根据不同的试验要求改变质量以及质量分布。此外，台车还可以装配上被试部件或总成，对各种障碍型式进行碰撞试验。

台架试验包括冲击试验及静态强度试验。冲击试验用于评价零部件冲击能量吸收性能；静态强度试验主要用于评价对速度不敏感零部件的安全性能，可用作动态试验的补充。

第一节 整车碰撞试验

实车碰撞试验是综合评价汽车碰撞安全性能的最基本、最有效的方法。它是从乘员保护的观点出发，以交通事故再现的方式，来分析车辆碰撞前后的乘员与车辆运动状态及操作状况，并以此为依据改进车辆结构安全性设计，增设或改进车内外乘员保护装置。同时，它还是滑车模拟碰撞、计算机模拟计算等试验研究的基础。虽然，实车碰撞试验费用昂贵，周期较长，但却是不可替代的试验方法。

实车碰撞试验可分为以下几种：正面固定式障壁碰撞试验；斜面固定式障壁碰撞试验；柱障碍碰撞试验；移动障壁碰撞试验；车对车碰撞试验；台车对车碰撞试验；翻车试验；变刚性障壁碰撞试验；变刚性台车对车碰撞试验。

正面固定式障壁碰撞试验主要用于评价汽车前部结构的碰撞特性和乘员保护。

斜面障壁碰撞基本上是正面障壁碰撞变化，主要用于评价汽车遭受集中负荷的碰撞特性。

柱障碍在结构碰撞性能的研究中广泛用于集中闯入负荷条件下的汽车碰撞试验。应用该试验技术模拟汽车与大树、电线杆和桥墩等柱形障碍前碰或侧碰时，具有较高的精度。

侧向移动障壁是模拟侧向碰撞，考核汽车侧面结构的碰撞特性及乘员保护的试验装置。

车对车碰撞有几种不同类型，包括前对前、前对后以及前对侧碰撞。车对车碰撞试验是车对车真实碰撞最接近的模拟方法。在这些试验中，可获得实际的结构之间的相互作用情况。主要缺点是试验的高成本和试验的复杂性。

翻车试验包括以下几种类型：山坡翻滚；落下试验；倾斜行驶翻车；撬翻试验；车顶跌落碰撞。车顶跌落试验仅用于评价车顶的碰撞

强度，而前四种可以提供运动学和动力学信息，能够用于评价汽车的结构特性和乘员冲出的可能性。

倾斜行驶翻车的缺点是试验重复性差，优点是能提供一个向前的速度分量，这更接近于实际的事故环境，对乘员冲出及外表结构强度是一个好的试验。倾斜行驶翻车是在翻车区域设置一逐渐升高的倾斜台，被试汽车由外部操纵向前行驶达规定的速度，转向后内侧车轮驶上倾斜台，横向倾斜达一定角度时，汽车侧翻。

由 Mercedes-本茨发明的橇翻技术具有较好的试验重复性，并且试验容易执行，可以评价车顶结构和乘员冲出的可能性。它的主要缺点是试验过程中没有向前的速度分量。如仅研究翻车时的加速度和车内乘员对乘员舱内部的动力学和运动学时，可采用此项试验。美国联邦法规 FMVSS208 和我国 GB/T 11551 《汽车乘员碰撞保护》都采用标准的橇翻试验装置。

实车碰撞试验按碰撞形态可分为：正面碰撞、侧面碰撞、追尾碰撞、角度碰撞。其中正面碰撞、侧面碰撞为主要碰撞形态，这是从交通事故统计分析中得出的结论。

目前，我国的汽车强制性标准体系共有标准项目 77 项，其中汽车 66 项，摩托车 11 项，已经发布的标准 46 项，其中汽车 40 项，摩托车 6 项，目前已正式实施的标准为 34 项。该体系在技术内容上主要参照欧洲 ECE/EEC 汽车技术法规体系，少数项目参照美国 FMVSS 和日本安全基准。

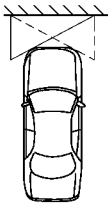
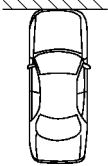
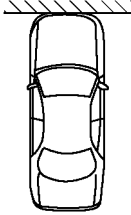
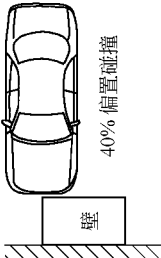
一、碰撞试验类型

（一）正面固定式障壁碰撞试验

交通事故统计表明，现在的交通事故中正面碰撞事故是最常见且造成乘员伤害最多的事故形式，所以各国对汽车正面碰撞试验都很重视，作为法规由政府强制实施。表 9-1 列出了美国、日本、欧洲的正面碰撞法规试验方法及评价指标的概况。

1989 年，我国参照美国联邦法规 FMVSS208 制订了 GB/T 11551—89 《汽车乘员碰撞保护》标准。由于当时我国不具备试验条件，因此该标准一直没有执行。1999 年 10 月，我国参照欧洲 ECER

表 9-1 正面碰撞法规试验方法及评价指标概况

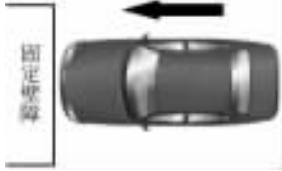
法规号	FMVSS 208(美国)	TRIAS 11-4-30(日本)	ECER94(欧洲)
碰撞形式	 30°角左右倾斜壁障碰撞  正面碰撞	 正面碰撞	 40% 偏置碰撞
碰撞速度	48.3km/h	50km/h	56km/h
试验车质量	空车质量+行李+假人(2个)	空车质量+假人(2个)	空车质量+假人(2或3个)
试验假人	Hybrid III第50百分位男性	Hybrid III & II第50百分位男性	Hybrid III第50百分位男性
假人位置	前排座位(2个)	前排座位(2个)	前排座位(2个) 驾驶员座位后排位置(1个)
安全带	系和不系安全带两种情况	系安全带	系安全带
座椅位置	中间位置	可适当向后调节	中间位置
座椅靠背位置	设计标准位置	设计标准位置	设计标准位置
转向盘位置	中间位置	中间位置	中间位置

续表

法规号	FMVSS 208(美国)	TRIAS 11-4-30(日本)	ECER94(欧洲)
制动系统	驻车制动松开	驻车制动松开	驻车制动松开
变速器挡位	空挡	空挡	空挡
门窗位置	门窗关闭但不锁止	门窗关闭但不锁止	门窗关闭但不锁止
评价指标	头部(HIC)	≤1000	≤1000
	颈部(NIC)	—	向前、向后弯曲弯矩及剪切载荷低于规定极限载荷-时间曲线
	胸部(3ms)	≤60g	—
	胸骨挤压变形量	≤76.2mm	≤50mm (黏性指标 VC≤1.0m/s)
	大腿骨轴向力	≤10kN	低于规定极限载荷-时间曲线
	膝部	—	小腿骨相对大腿骨位移<15mm
	小腿	—	胫骨力≤8kN 小腿指数 TI≤1.3
其他性能要求	假人不被甩出车外	保证安全带不解脱,假人不损坏	试验后在无工具情况下能将车门打开;约束系统解脱力不超过 60N;燃油泄漏每分钟不超过 30g

94 制订了第一个机动车设计法规 CMVDR294 《关于正面碰撞乘员保护的设计规则》。该法规与 ECER94 的区别是将 ECER94 中的碰撞壁角度由 30° 的斜碰撞改为 0° 的正面碰撞。碰撞的车速、试验用假人以及其他各项要求都与 ECER94 一致。同时考虑到微型轿车在使用 Hybrid III 假人时出现的问题,将日本碰撞标准 TRIAS 11-4-30 中假人及座椅位置的调整等有关部门引入到 CMVDR294 法规中。我国在 2000 年 4 月 1 日已经对新生产的 M_1 类汽车实行了该项法规,而对再生产的 M_1 类汽车在 2002 年 7 月 1 日起必须满足该项法规要求。表 9-2 概括了我国 CMVDR294 正面碰撞法规试验方法及评价指标。

表 9-2 CMVDR294 正面碰撞法规试验方法及评价指标

内 容	要 求	备 注
碰撞形式		① 固定壁障由钢筋混凝土制成,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 70t,壁障前表面应铅垂,其法线应与车辆直线行驶方向成 0° 夹角 ② 壁障表面应覆以 2cm 厚状态良好的胶合板 ③ 试验场地应足够大,以容纳跑道、壁障和试验必需的技术设施,在固定壁障前至少 5m 的跑道应水平、平坦和光滑
碰撞速度	50km/h	通过牵引或弹射装置将试验车辆加速至 (50 ± 1) km/h(当然,如果试验在更高的碰撞速度下进行并且车辆满足要求,也认为试验合格)
试验车质量	空车质量 + 假人(2 个)	提交试验的车辆质量应是整备质量
试验假人	Hybrid III 第 50 百分位男性	
假人位置	前排座位(2 个)	具体安放参见 CMVDR294 附件 5
安全带	系安全带	消除腰带松弛量,给腰带施加 8.9 ~ 17.8N 拉力

内 容		要 求	备 注
	座椅位置	中间位置	具体安放参见 CMVDR294 附件 6
	座椅靠背位置	设计标准位置	
	转向盘位置	中间位置	
	制动系统	驻车制动松开	
	变速器挡位	空挡	
	门窗位置	门窗关闭但不锁止	
评价 指 标	头部(HIC)	≤ 1000	通道频率等级 CFC = 1000
	胸骨挤压变形量	$\leq 75\text{mm}$	通道频率等级 CFC = 180
	大腿骨轴向力	$\leq 10\text{kN}$	通道频率等级 CFC = 600
其他性能要求		① 试验中车门不得开启,前车门不得发生锁止 ② 碰撞试验后,不用工具应能:对于每排座椅,若有门,至少打开一个门,将假人从约束系统中解脱,如发生锁止,通过在松脱装置上施加不超过 60N 的压力能打开约束系统 ③ 碰撞过程中燃油系统不允许发生泄漏,碰撞后若发生泄漏,泄漏速率应 $\leq 30\text{g/min}$	

(二) 侧面移动式障壁碰撞试验

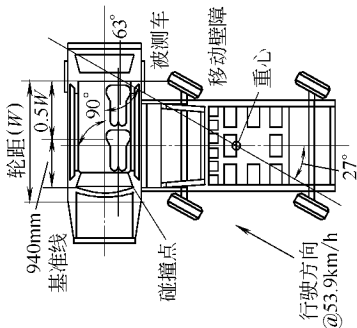
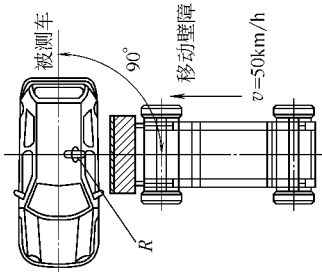
侧面碰撞试验方法目前尚处于研究阶段,美国与欧洲的现有侧面碰撞实验方法不同点较多:①移动壁障的台车质量、尺寸,壁障尺寸、形状不同;②碰撞形态不同;③试验用假人不同;④碰撞速度不同;⑤碰撞点的位置不同;⑥乘员伤害指标也略有不同。表 9-3 列出了美国、欧洲的侧面碰撞法规试验方法及评价指标的概况。

我国 CMVDR295 《机动车侧面碰撞中乘员保护认证规定》的制定工作已经纳入我国“十·五”规划。2002 年,法规草案已经通过了国内专家的讨论和修改。CMVDR295 的制定主要依据 ECER95 法规,试验方法和评价指标与 ECER95 法规完全相同。

(三) 侧翻(橇翻)试验

侧翻试验需要一放置汽车的平台(橇),该平台与水平面呈 23°

表 9-3 侧面碰撞法规试验方法及评价指标概况

法规号	FMVSS 214(美国)	ECER95(欧洲)
碰撞形式		
碰撞速度	53.9km/h	50km/h
试验车质量	空车质量+假人(2个)	空车质量+假人(1个)
安全带	系安全带	系安全带
座椅位置	中间位置	中间位置
座椅靠背位置	设计标准位置	设计标准位置
转向盘位置	中间位置	中间位置
制动系统	驻车制动松开	驻车制动松开
变速器档位	空挡	空挡
门窗位置	门窗关闭但不锁止	门窗关闭但不锁止
试验假人	SID 第 50 百分位男性	EuroSID-I 第 50 百分位男性

续表

法规号	FMVSS 214(美国)	ECER95(欧洲)
假人位置	驾驶员座位(1个) 驾驶员座位后排位置(1个)	驾驶员座位(1个)
评价指标	头部(HIC)	≤1000
	胸部伤害指数 TTl	—
	胸部	≤42mm
	肋骨挤压位移量	≤1.0 m/s
	VC	≤2.5kN 内力(等于 4.5kN 的外力)
	腰部载荷	—
	骨加速	—
盆	≤130 g	≤6kN
移动变形壁障		

续表

法规号	FMVSS 214(美国)	ECER95(欧洲)
外形尺寸(宽×高×厚)	1676×559×483	1500×500×500
材料	蜂窝铝(2部分)	蜂窝铝或其他同性能的材料(6部分)
离地间隙	279mm	300mm
变形刚度特性	规定了静态特性: 后部蜂窝铝刚度(3.14±0.17)kg/cm ² 前部蜂窝铝刚度(17.1±1.05)kg/cm ²	规定了动态特性,具体特性
其他性能要求	① 被撞击的任何侧不能与车完全脱开 ② 未撞击的任何侧面:不能离开锁住位置,锁不能与撞针分离,门铰链部分彼此不应分开或脱离固定在车上的连接机构,门锁与铰链均不应脱离其固定点 ③ 移动变形壁障左(或右)侧切平面偏离碰撞基准线平面在±50.8mm内	① 试验过程中车门不应打开 ② 试验后不用工具能:打开足够多的车门,将假人从约束系统中释放出来,将假人移出车辆 ③ 内部构件不应露出锋利突出或锯齿边 ④ 燃油泄漏每分钟不超过30g ⑤ 移动变形壁障对称面偏离碰撞基准线在±25mm之内

角，其下边缘有一高 100mm 且与平台垂直的凸缘，凸缘长度要足以挡住与其相靠的轮胎，如图 9-1 所示。

试验路面应水平，坚硬且结构均匀，路面附着系数应不小于 0.7，其面积要足够车辆侧翻一周。

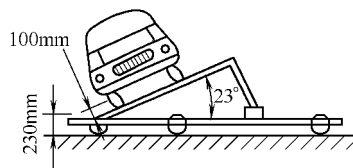


图 9-1 橇翻试验装置

FMVSS208 和 GB/T 11551—89

规定侧翻试验时，被试验车辆的制动系统应松开，变速器挂空挡，当车辆放置在试验平台上后，假人应尽可能接近正面碰撞中规定的状态。

平台在受到减速度脉冲前，应沿垂直车辆纵轴的水平方向以 48km/h 的速度匀速平移一段时间，然后在不大于 0.9m 的距离内，平台急剧减速为零，使车辆侧翻。减速度至少为 20g，持续时间至少为 40ms。在减速和车辆侧翻过程中，平台应产生侧向和旋转运动。在车辆侧翻的过程中，假人的各部分自始至终都应在车厢内。

(四) 无碰撞翻车试验

SAE J857 推荐实施这一试验。试验的目的是为了产生相当于没有遭受到碰撞的事故车辆翻车时，汽车和乘员的运动学和动力学参数，以及对翻车过程中乘员舱安全保护性能的评价。

典型的 80km/h 试验的道路全长为 457.2m，其中 365.8m 为加速

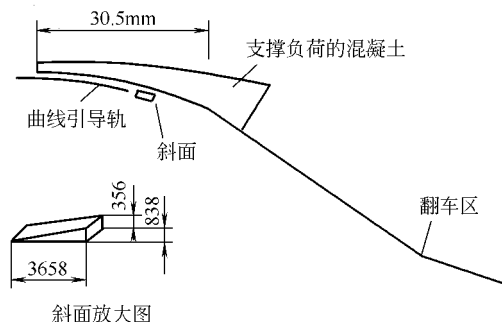


图 9-2 翻车试验地点

段，91.4m 用于减速牵引汽车。道路表面应光滑，加速段的引导轨道应该是直的，在轨道末端的曲线段表示在表 9-4 中和图 9-2 中。

表 9-4 翻车引导轨的曲率

直线区 间/m	偏离直 线的距 离/mm	直线区 间/m	偏离直 线的距 离/mm	直线区 间/m	偏离直 线的距 离/mm	直线区 间/m	偏离直 线的距 离/mm
0	0	4. 8768	68. 3	9. 7536	157. 2	14. 6304	584. 2
0. 3048	2. 4	5. 1816	73. 0	10. 0584	165. 1	14. 9352	628. 6
0. 6069	4. 8	5. 4864	76. 2	10. 3632	171. 5	15. 2400	679. 4
0. 9144	7. 9	5. 7912	82. 6	10. 6680	190. 5	15. 5448	730. 2
1. 2192	11. 1	6. 0960	87. 3	10. 9728	206. 4	15. 8496	781. 0
1. 5240	15. 9	6. 4008	88. 9	11. 2776	222. 2	16. 1544	844. 6
1. 8288	20. 6	6. 7056	101. 6	11. 5824	247. 6	16. 4592	895. 4
2. 1336	25. 4	7. 0105	106. 4	11. 8872	266. 7	16. 7640	958. 8
2. 4384	30. 2	7. 3152	111. 1	12. 1920	292. 1	17. 0688	1016. 0
2. 7432	34. 9	7. 6200	114. 3	12. 4968	317. 5	17. 3736	1082. 7
3. 0480	38. 1	7. 9248	123. 8	12. 8016	355. 6	17. 6784	1149. 4
3. 3528	41. 3	8. 2296	127. 0	13. 1064	381. 0	17. 9832	1219. 2
3. 6576	47. 6	8. 5344	136. 5	13. 4112	412. 8	18. 1991	1270. 0
3. 9624	54. 0	8. 8394	139. 7	13. 7160	454. 0	—	—
4. 2672	57. 2	9. 1440	152. 4	14. 0208	495. 3	—	—
4. 5720	63. 5	9. 4488	155. 6	14. 3256	536. 6	—	—

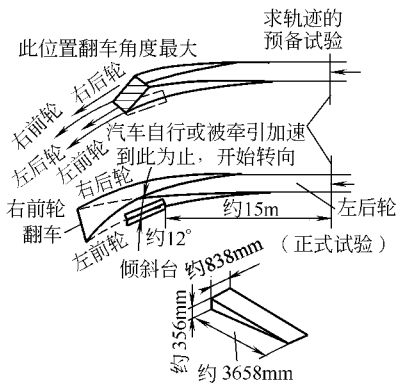


图 9-3 无碰撞翻车试验装置

图 9-2 表示的是向右转弯的曲线轨道，同样，也有向左转弯的曲线轨道。

一个翻车转向杆和导引靴应连接到车辆上，见图 9-3。车辆上还应安装 1 个棘轮来防止汽车开出导引靴之后转向回正。考虑到仅仅依靠急剧转向不会产生足够的翻滚力矩来引起汽车翻车，为此使用 1 个斜面来抬高汽车的前内轮，由此提供

附加的翻滚力矩，见图 9-2。

试验时试验汽车靠自身动力（使用速度控制装置）或被牵引到要求的试验速度。一般为 $72.7 \sim 80.5 \text{ km/h}$ 。在引导轨道直线段的末端释放试验汽车，并测量进入曲线轨道段之前的速度。

汽车的翻车加速度由安装在地板上或车架上的三轴加速度计来测量。假人的三轴加速度计安放在头、胸和骨盆中。乘员约束装置的负荷应采用合适的传感器来测量。乘员的碰撞部位、碰撞面积采用在假人身体部位涂颜色等方法辅助辨认，并由在汽车内部安置的防震广角镜头高速摄影机摄影。在试验区两侧也应布置摄影机，这些摄影机应包括 24 帧/s 和 125500 帧/s 的各种速度的摄影机，翻车之后，应对汽车变形进行测量记录。该项试验的优点是重复性好，接近真实翻车的情况。

（五）翻转汽车跌落试验

SAE J996 推荐实施这一试验，目的是为了获得汽车顶盖和翻车保护杆结构的碰撞性能信息，试验车为整备质量状态。试验时，汽车被翻转升高到跌落底座之上，跌落底座具有卵石地基、沥青混凝土层和胶合板覆盖层，能够反复使用。然后对汽车高速定位，使其纵向与水平线有 $5^\circ \pm 0.5^\circ$ 的仰角，并且侧向与水平线有 $25^\circ \pm 0.5^\circ$ 的侧倾角，见图 9-4。角度调整之后，把汽车高速到希望的跌落高度。在所有的准备工作做好之后，跌落被试汽车。

这个试验的优点是：试验结果的可比性好，可对各种汽车类型以

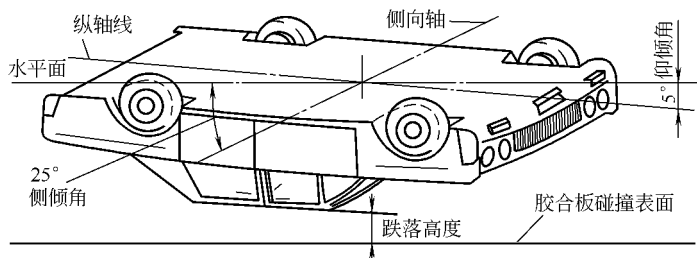


图 9-4 翻转汽车的定位调整

及各种顶盖结构和翻车保护杆设计进行有效的对比。

（六）后面移动式障壁碰撞试验

国际标准 ISO 3984 规定了这一试验方法。试验场地应足够大，地面坚硬、水平，碰撞地点长度至少 15m。应该提供碰撞后车与障壁转移的窠以便车辆变形，还应该提供照相的位置。碰撞区接近道路应平直，且足够长。移动障壁全部质量为 (1100 ± 20) kg 或 (1800 ± 30) kg。在碰撞瞬间，移动障壁应与任何推进装置脱开。

美国 FMVSS301 《燃料系统的完整性》中采用后面移动式障壁碰撞试验，使用的障壁质量及尺寸与 ISO 3984 规定的稍有差别。

障壁以 48.3km/h 的速度从后部正碰撞被试空车，从碰撞到车辆停止运动，燃料泄漏量不得超过 40ml；车辆停止运动 5min 之内，燃料泄漏量总计不得超过 200ml；在以后的 25min 之内，每隔 1min 燃料泄漏量不得超过 40ml。试验时变速器置空挡，解除驻车制动。为安全起见，燃料油箱中应注入要求的非燃性液体来代替燃料，注入量为其容量的 90% ~ 95%。

（七）车辆静态翻转试验

在 FMVSS301 中规定，碰撞试验后分别测量 0° 、 90° 、 180° 和 270° 各个位置的燃油泄漏，如图 9-5 所示。为了实现这项检验要求，在碰撞区附近应建造静态翻转试验台，以便能对碰撞后试验车及时地进行燃油泄漏试验。

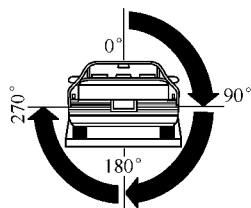


图 9-5 车辆静态翻转试验

（八）其他实车碰撞试验

在汽车碰撞安全性研究中，政府强制的法规试验是最重要的评价依据。但在试验方法研究中则需要在试验室用真车再现事故中的车与车碰撞，在安全气囊开发中，除了法规试验外还需进行各种不同碰撞形态、不同碰撞车速的碰撞试验，用于安全气囊电控单元传感系统控制参数的设定。如图 9-6 (a)、(b)、(c)、(d) 所示。

为了再现在路上实际发生的事故，采用车与车的碰撞试验，可以选用与事故车型号完全相同的车辆。在车对车的碰撞试验中，双方车

辆都发生变形，参与能量耗散和吸收。这样比一方是刚性固定壁障的碰撞试验更真实，如图 9-6 (e)、(f) 所示。

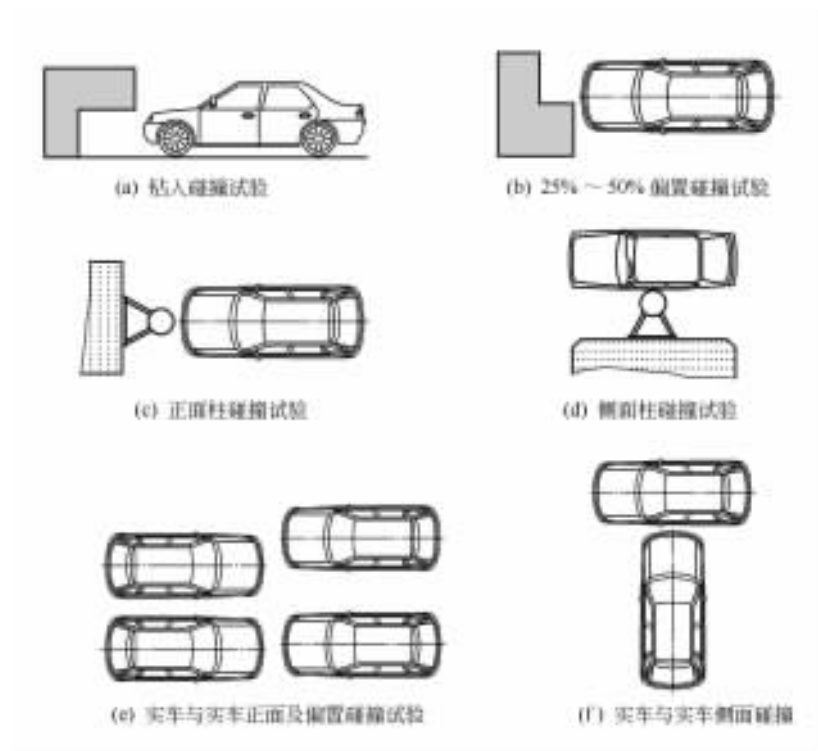


图 9-6 其他形式的碰撞试验

二、实车碰撞试验程序

实车碰撞试验是在 0.1s 内完成不可重复再做的试验。它综合了机械运动学、电子学、光学、计算机等学科技术，且试验要用真实车辆和许多一次性消耗材料，成本很高，任何小的失误都可能造成巨大的损失。因此，实车碰撞试验不但要求试验仪器设备有很高的精度，而且对试验人员的技术及经验也要求很高，试验准备工作也要做到精细认真。下面将根据美国 FMVSS208 法规正面碰撞的标准程序中的规定，介绍可供读者和有关人员参考的主要试验程序，即从准备到完成试验的主要步骤。

① 试验车辆质量：空载质量 + 行李质量 + 假人质量（两具假人质量）。

② 燃油箱：抽出全部燃油，加入 92% ~ 94% 油箱容积的水或其他不易燃液体。

③ 被试车辆的制动液、冷却液、机油应全部放出（这一点没有专门规定），防止溅洒到壁障表面和下部的高速摄影机上。

④ 轮胎气压调到规定值。

⑤ 车辆质量的调整：当车辆未达到上述①条规定的质量时，应加配重（质量块），加装位置应选择不影响车辆碰撞和乘员保护的地方。

⑥ 加速度传感器安全和目标标志纸的设置。

⑦ 座椅位置和靠背角度的调整。

⑧ 试验车辆的基本条件：车门全闭不锁，驻车制动释放，变速器处于空挡位置，钥匙锁处于接通位置。

⑨ 假人着座姿势检查：头、腿和其他部位按需要涂些油彩，以帮助确认假人碰撞部位。

⑩ 试验：在距碰撞点之前 300mm 处测量车速，碰撞试验后进行静态翻转检验，检查泄漏情况。

侧面碰撞试验与正面碰撞试验程序相似，只是在正面碰撞基础上加上移动壁障的准备。图 9-7 所示为实车碰撞试验的程序框图。

三、实车碰撞用主要试验设备

由于实车碰撞试验的瞬时性、复杂性和综合性，就决定了它所用的各种仪器设备，必须准确无误地实现预先设定的碰撞，并精确地记录车辆与乘员碰撞时的运动状态。因此，建造一个整车标准实车碰撞系统需要较大的资金。

实车碰撞试验设施通常包括六个基本方面：碰撞区；导轨和道路；牵引系统；试验紧急终止系统；数据采集系统；试验控制系统。

一般碰撞试验场有四种类型的碰撞区。这些碰撞区是：固定障壁碰撞区，包括平面障壁、斜障壁和柱障碍；移动障壁碰撞区，包括侧向移动障壁和后移动障壁；车对车碰撞区，这个碰撞区允许一车静止

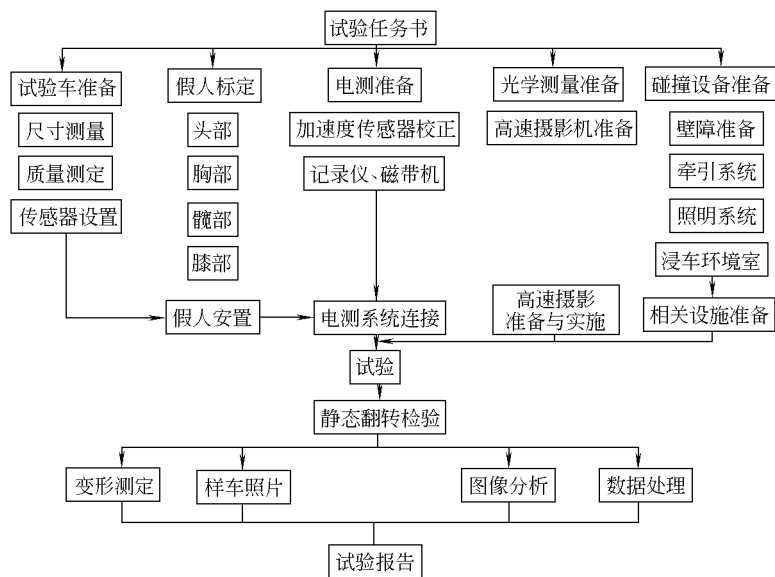


图 9-7 实车碰撞试验程序框图

由另一车碰撞或两车相互碰撞移动；翻车试验区。在碰撞区相应地点应提供照相机或摄影机位置。图 9-8 所示为等速侧面车对车侧面碰撞

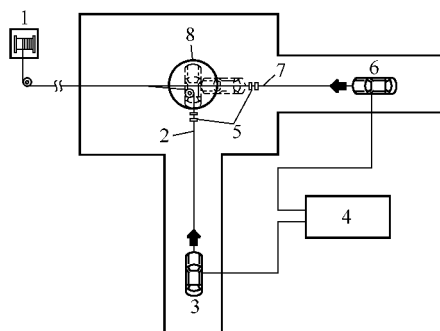


图 9-8 等速侧面车对车侧面碰撞试验实例

- 1—绞盘；2—牵引索；3—被撞车；4—紧急停车装置作用开关；
5—脱离装置；6—碰撞车；7—牵引索；8—撞车地点

试验实例。

(一) 壁障

实车碰撞试验系统中，碰撞时与试验车辆相作用物体的表面称为壁障。

1. 正面碰撞用固定壁障

正面碰撞用固定壁障是一个混凝土主体和可拆装的硬表面的组合体。固定障壁一般由钢筋混凝土浇筑而成，壁面覆盖一层 (20 ± 1) mm 厚的胶合木板或钢板。障壁尺寸至少为 3m 宽、1.5m 高、0.6m

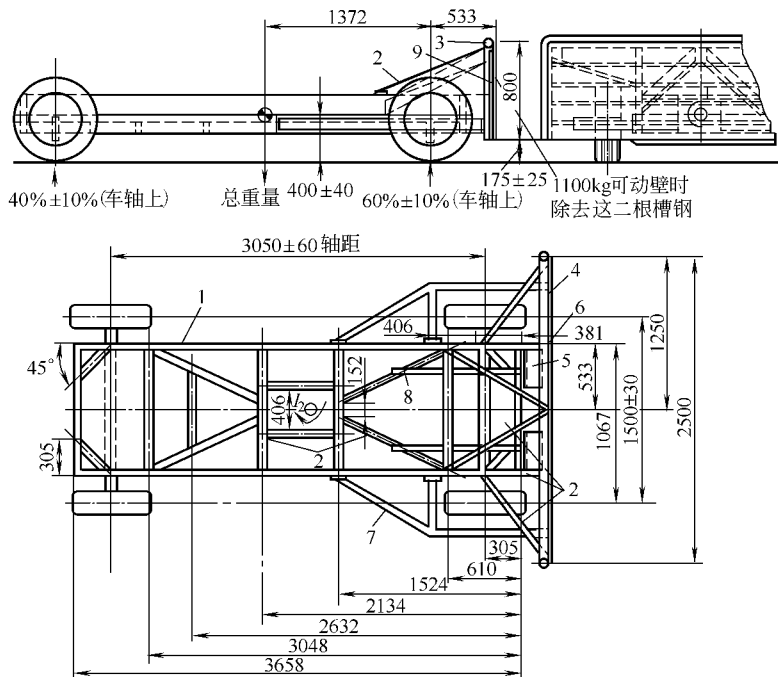


图 9-9 侧面移动式壁障 (单位: mm)

1—152×51×5；2—102×51×5；3—内径 76、壁厚 5；4—厚 10；5—宽 175、壁厚 25 的箱形断面；6—胶合板 (厚 20)；7—102×51×5；8—压块固定部；9—127×38×5.5 (槽钢)，1800kg 可动壁槽钢 5 根，1100kg 可动壁槽钢 3 根，轮胎尺寸为 G7815 或同等型号，气压为 (197 ± 30) kPa ($1\text{Pa} = 1.01972 \times 10^{-7} \text{kgf/mm}^2$)

厚。障壁有效质量不少于 70t。障壁后侧用砂土或其他等效物充实。对于大尺寸、大吨位的车辆，可以根据需要变更尺寸和质量，但要保证壁面的面积足以容纳被试车辆的前部撞车面积。

通常在固定壁表面安装若干载荷传感器，用来测量碰撞载荷。日本汽车研究所的固定壁障表面分为三大部分，共装有 12 个载荷传感器，也有在固定壁障表面装有 36 ~ 50 个载荷传感器装置，多用于新车开发。

按欧洲和美国碰撞法规要求，固定壁障表面与被试车辆前端面成左或右 30°角，这要借助于可拆装部件实现。

2. 侧面碰撞用带有吸能表面的移动式障壁

侧面碰撞用带有吸能表面的移动壁障如图 9-9 所示。

侧面移动式障壁包括碰撞面、支撑结构和车架，总质量为 1820kg。碰撞面是 1980mm 宽、1520mm 高的刚性、矩形平面，与移动方向垂直，下边缘应水平，距地面 130mm 高。

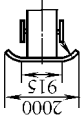
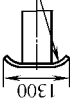
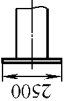
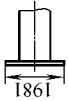
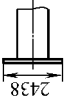
3. 追尾碰撞用带有吸能表面的后面移动式障壁

追尾碰撞用带有吸能表面的后面移动式障壁如表 9-5 所示。

后面移动式障壁全部质量为 (1100 ± 20) kg 或 (1800 ± 30) kg。后面移动式障壁是一个对称于轴向垂直平面的坚硬的结构，带有不可转向的前后轴，直接安装在车架上，无弹簧，无其他悬架系统，有轮胎。后面移动式障壁具有一个平的碰撞表面和下列主要参数：至少高 800mm，宽 2500mm；质量分配为前轴 $60\% \pm 10\%$ ，后轴 $40\% \pm 10\%$ ；质心高度 $400\text{mm} \pm 40\text{mm}$ ；轮距 $1500\text{mm} \pm 30\text{mm}$ ；轴距 $3050\text{mm} \pm 60\text{mm}$ ；表面边缘应以 $45\text{mm} \pm 10\text{mm}$ 的曲率半径圆整；碰撞表面应覆盖 $20\text{mm} \pm 2\text{mm}$ 厚的胶合板；碰撞表面下缘距地面间隙为 $175\text{mm} \pm 25\text{mm}$ 。

移动壁障有两种冲击表面。一种是 FMVSS301 规定的用于后碰撞试验的平面刚性表面；另一种是 FMVSS214 规定的用于侧面碰撞试验的吸能表面。这两种表面均可装在一个可移动车辆前端。侧碰撞用的吸能表面由一块平板上固定吸能缓冲部分构成。按 FMVSS214 规定，移动壁障为质量 1360kg，离地间隙 279mm，高

表 9-5 可动障壁形状

序号	可动壁形状		标准	重量	备注
	顶视图	侧视图			
1			① ISO 953E ② SAE J972a ③ FMVSS No. 301	① (1800±30) kg 或 (1100±20) kg ② (4000±50) lb ③ (1814±23) kg	向被撞车前柱 45° 方向撞车时的可 动壁 作为法规没有规定 FMVSS No. 301 用于追尾撞车 ISO 953E 未最后定稿
2			① ISO 953E ② ECE 草案侧面撞车	① (1100±20) kg ② (1100±20) kg	ECE 现在尚是草案, 在欧洲用于侧 面撞车试验
3			① ISO 3984 ② ECE 32	① (1800±30) kg 或 (1100±20) kg ② (1100±20) kg	ECE 32 为未定稿, 尚无批准国, 用 于追尾撞车试验
4			FMVSS No. 208 FMVSS No. 301	(4000±50) lb 或 (1814±27) kg	FMVSS No. 301 用于追尾、侧面撞 车试验 FMVSS No. 208 用于侧面撞车
5			SAE J972a	(4000±50) lb 或 (1814±27) kg	

注: 1 lb = 0.45359237 kg。

度 559mm，宽度 16679mm，厚度 483mm，材料为蜂窝状铝材（Honeycomb）。后碰撞试验移动壁障纵向垂直平面与被试车纵向垂直平面倾斜角不应大于 3° ，并且在后碰撞开始时，二者中心线处的纵向垂直平面不重合度应小于 $\pm 76\text{mm}$ 。

另外，还有偏置碰撞用壁障、柱状壁障和轿车钻入卡车后部试验用的钻入式壁障等。试验时，可根据不同的碰撞形式选用不同形式的壁障。

（二）牵引系统

1. 牵引系统类型

试验车需要借助于牵引系统进入碰撞区。通常牵引系统的类型有：静止动力系统、牵引汽车系统、试验车动力系统。

最经常使用的系统是静止动力。这包括大功率内燃机或电动机，内燃机或电动机借助于缆索牵引汽车进入碰撞位置。静止动力系统有两种基本的形式：单端缆系统和连续缆系统。

单端缆系统简单地将牵引缆缠绕在一个驱动鼓上，这个驱动鼓直接连接到内燃机或电动机上，或通过变速器与内燃机或电动机相连，单端缆的另一端与汽车相连。图 9-10 为单端缆系统一例。

连续缆系统则是借助于一个绞盘鼓系统驱动。这鼓系统与单端缆

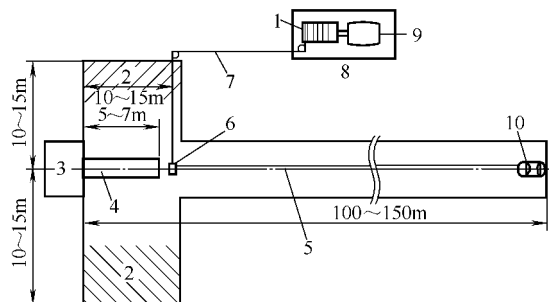


图 9-10 单端缆牵引系统一例

1—卷筒；2—拍摄区；3—固定壁；4—地坑（用于车辆下面拍摄）；5—导轨导杆；6—钢索脱离装置；7—牵引钢索；8—绞盘；9—直流电动机；10—试验车

系统相同，也是直接连接内燃机（电动机）或通过变速器与内燃机（电动机）相连。连续缆紧边用于在轨道上牵引试验汽车，并借助于一个返回滑轮返回下轨道。这个系统的一个主要优点是车对车碰撞可借助于同一条牵引缆来牵引汽车进入碰撞区，这可保证碰撞点的正确控制以及两车具有同一碰撞速度，此系统需要一个松边缆张紧装置。

一些单端缆系统采用牵引汽车作为牵引系统。牵引汽车应具有较大的功率，牵引汽车最大的缺点就是功率不够大，这一点在高负荷、高速碰撞试验中尤为重要。此外，就是碰撞速度难于控制。因此牵引汽车系统只限于低速碰撞试验时使用。

试验车动力系统仅在有限的场合下使用。这通常要求碰撞前的道路要很长，如果助跑道路不够长，则只能限于低速碰撞。这个系统同样难于控制汽车的碰撞速度，其他明显的缺点是必须操纵试验汽车，并且碰撞车上必须有燃油，这就增加了碰撞的危险性。

2. 牵引装置要求

牵引装置的要求有：①高精度的速度控制，例如日本保安基准规定正面碰撞速度 50 ~ 52km/h；②牵引被试车辆加速过程中，要保证假人姿势不致发生变化，因此牵引加速度要求恒定且不能过大，FMVSS208 规定加速度不超过 0.5g，一般采用 0.2g 比较普遍；③安全可靠且节能。

3. 试验紧急终止系统

试验紧急终止系统是碰撞试验设施的最重要的组成部分，必须具有决定试验是否继续进行以及自动终止的能力。当开始牵引后的试验车辆发生异常或牵引加速度超过规定值或绞车发生故障钢丝绳拉断等情况发生时，必须终止试验。

试验紧急终止系统有三种类型：拖鼓紧急终止系统、车上紧急终止系统、牵引紧急终止系统。

拖鼓紧急终止系统与单端缆牵引系统没有太大的区别。该系统的一个缆缠在鼓上放出，并且与汽车后部连接，在加速和拖进到试验碰撞区期间，如果需要试验紧急终止时，就切断动力并且制动转鼓，给试验车提供减速力。这个系统能提供良好的紧急终止能力。如与车上

紧急终止系统同时应用，就会得到更大的终止制动能力。

车上紧急终止系统使用汽车的制动器来获得紧急终止功能。这个系统受到汽车制动能力的限制，只能在试验车速的极限制动距离之前做出终止决定并马上实施，否则就会失控，造成损失并导致试验失败。

牵引紧急终止系统利用一个制动蹄，骑在单轨引导系统上，并且连接在试验车下面，紧急终止时，制动蹄夹在引导轨上并传递制动力给试验车。这个系统能发出高达 3g 左右的制动力水平，可使试验车在短距离内停车，终止能力是车上紧急终止系统的 3 倍左右。此外，该系统还能使汽车在碰撞点处改变速度，这可模拟碰撞前紧急制动的实际事故环境。

4. 脱钩装置

脱钩装置用于拖挂且引导车辆，由两部分组成，一部分是连接车辆部分，另一部分是引导部分，与钢丝绳相连，这两部分通过一个底板安装在一起（见图 9-11）。有的脱钩装置在车辆前后端拖拉车辆，前端用于拖挂，后端用于紧急制动。

脱钩装置在车辆碰撞前约 30m（或按适合的规定距离）处与被试车辆脱开，以保证被试车辆一段匀速行驶距离，与车辆脱开的过程是通过一固定在导轨侧面的挡块来实现的。当然，还有其他形式的脱钩机构，这里不一一介绍了。

（三）观测地坑

要了解碰撞试验过程中车辆的损伤状况，需要分析车辆损坏的过程，特别要注意从车辆下部观测。因此，在固定壁障前下部设置一观测井并称之为观测地坑。地坑内设反光镜、高速摄影机和照明灯（见图 9-12）。地坑上盖为一角钢钢筋焊接网格状盖板，既可防止被试车辆掉入坑内，又对摄影无遮挡作用。

（四）轨道

轨道是被试车辆或移动壁障实现动力驱动的通道，导轨有单轨、多轨等形式。

日本汽车研究所碰撞试验场有六条轨道，每间隔 15° 有一条轨

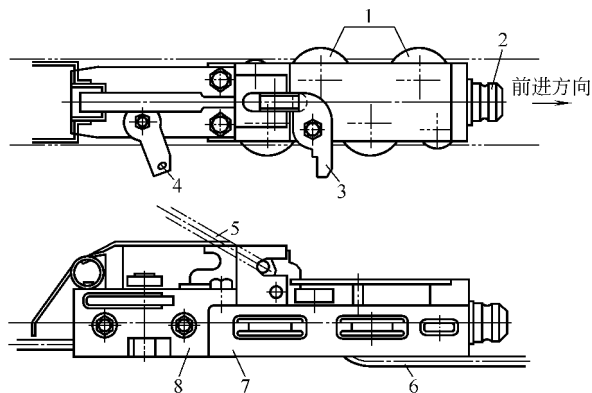


图 9-11 脱钩装置

- 1—导向滑轮；2—缓冲橡胶；3—与车连接的钢丝绳分离杠杆；
4—牵引钢丝绳分离杠杆；5—与车连接的钢丝绳；6—牵引
钢丝绳；7—导向零件；8—连接零件

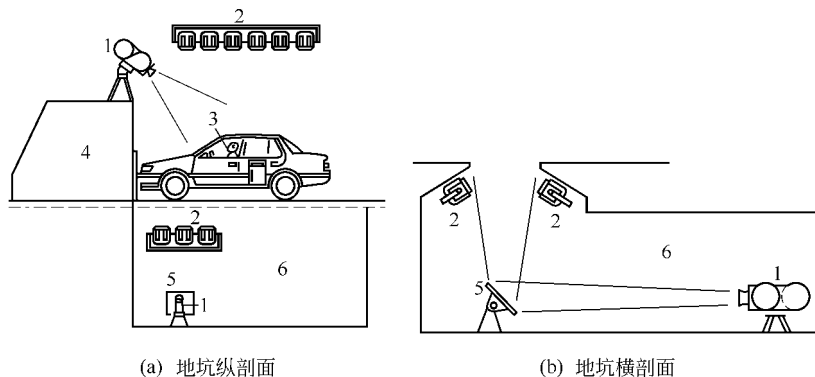


图 9-12 观测地坑

- 1—高速摄影机；2—照明装置；3—假人；4—固定障壁；5—反光镜；6—地坑

道。这可以方便地进行正面碰撞、侧面碰撞和其他形式的碰撞事故（诸如步行者与车辆碰撞事故，自行车与车辆碰撞事故）的模拟，如果要实现 FMVSS208 和 214 标准试验，单轨道就足够了。

(五) 浸车环境室

碰撞试验需用假人，假人的皮肤、颈部和胸部等采用了许多塑料部件，这些塑料部件的特性是随着温度的变化而改变的，要正确测量假人各部位伤害值，必须保证在专门设定的温度下进行试验。在实车碰撞试验法规中要求碰撞前在规定的环境中浸车 4h 以上，以确保试验的精度。表 9-6 所列为常见的几项法规规定的实车碰撞试验的环境要求。

表 9-6 浸车环境要求

试验内容	使用假人	温度要求	湿度要求
FMVSS208	Hybrid III	20.6 ~ 22.2	10% ~ 70%
FMVSS214	SID	18.9 ~ 25.6	10% ~ 70%
ECER94	Hybrid III	19 ~ 22	—
ECER95	EuroSID- I	18 ~ 26	—
TRIAS 11-4-30	Hybrid II	18 ~ 26	—
	Hybrid III	20 ~ 23	—
CMVDR294	Hybrid III	19 ~ 22	—
CMVDR295	EuroSID- I	18 ~ 26	—

(六) 照明系统

在高速摄像或高速摄影时，为了提高影像的清晰度，要求曝光时间非常短。因此，在碰撞区应该设置专用的照明设施，保证很高的照明亮度，图 9-13 所示为一照明系统的布置示意图。在实际的设计中，对于摄像区的照明，同时考虑了高速摄像和摄影的要求，地面（照明车身部分）最高照度按高速摄影设计为 100000 lx，地下（摄像坑内）按高速摄像设计要求为 30000 lx，碰撞前方（碰撞壁上方）按高速摄像设计要求为 30000 lx。

(七) 数据采集与分析系统

汽车碰撞试验所用仪器基本上可分两大类，即电测系统和照相（摄像）机。此外，试验现象的观察和试验表格的记录也是相当重要的。

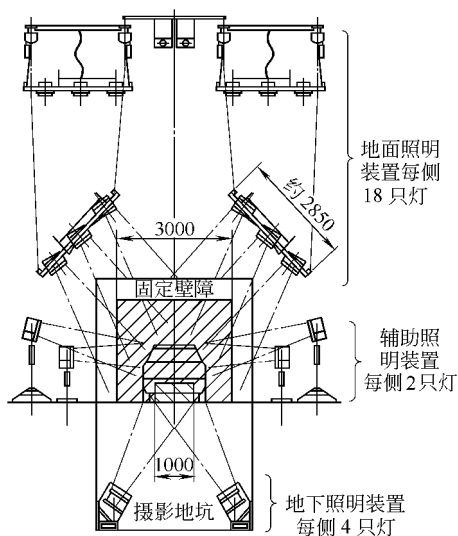


图 9-13 照明系统布置示意图

1. 高速摄像机

高速摄像机敏感元件感光度较高，在影像获取时自动化程度高，有许多优点，因此近年来得到迅速发展，目前，国内外实车碰撞试验室基本都采用高速摄像机。使用摄像机，可提高影像获取过程的自动化程度，但图像仍然是以模拟量形式存储在磁带上。定帧时，静态图像的质量受到磁带质量的影响。由于计算机不能直接处理模拟量的图像，所以，图像分析过程的自动化程度仍然较低。随着多媒体计算机技术的发展，计算机数字图像的处理和分析能力越来越强，直接获取数字图像的实时摄影测量系统是较理想的光学测量分析系统。全数字高速图像运动分析系统是近几年才发展起来的，为电子高新技术产品，目前已经开发出来的产品大体有下述三种结构形式：①分体式系统（如柯达公司的 KODAK EktaPro 1000 HRC 系统）；②一体式结构（如 NAC 公司的 MEMRECAM Ci 和柯达公司的 KODAK HG 2000 等机型）；③微机插卡式结构（如瑞士 WEINBERGER 公司的 SPEEDCAM Pro）。表 9-7 所列为上述几种全数字高速图像运动分析

表 9-7 几种全数字高速图像运动分析系统的性能参数

机 型	EktaPro 1000 HRC	MEMRECAM Ci	KODAK HG 2000	SPEEDCAM Pro
最高拍摄速度/(帧/s)	1000	全分辨率 500 ,1000 ,2000	全分辨率 1000 ,2000	1000
最大记录容量	5456 幅	3.2 ~ 66.2s	4096 幅	2s
摄像机分辨率	640 × 480 彩色	580 × 434 彩色	512 × 384 彩色	512 × 512 彩色
模拟量输出	NTSC ,PAL	Y/C ,NTSC ,PAL	NTSC ,PAL	NTSC ,PAL
数字量输出	GPIO 接口	活动硬盘	活动硬盘 ,网线	微机插卡

系统的性能参数。

运动分析工作站是从影像中提取信息，为了进行定量分析，系统要求从影像中提取测点的信息，而后进行处理，并以曲线、图表等方式输出。运动分析工作站大多是以微型计算机为主，按影像获取设备的不同可分为三种类型。一类是仅读取测点的数据信息，微机不直接处理图像，如 NAC 公司的 MOVIAS 分析系统；随着微机图像处理能力的增强，第二类运动分析工作站是将模拟量的图像或胶片的影像转换成微机的数字图像，而后进行图像处理，如 Image Express 分析系统；第三类全数字高速图像运动分析系统直接获取的是数字图像，故这类系统的运动分析工作站可直接对数字图像进行分析处理。

2. 电测量系统

(1) 测量项目

汽车碰撞试验中的电测量项目大体可分为车体加速度响应信号、固定壁障碰撞力和假人动力学响应三个方面。

① 碰撞过程中车体加速度响应信号 为了了解车辆的碰撞性能，一般在试验车车身的非压皱区安置加速度传感器，用于测量车辆的冲击波形。碰撞试验中汽车上加速度信号的测点没有统一的规定，可根据试验目的设置测点，但为了保证测量的成功，一般都将测点安装在局部刚度较大的位置，以免传感器安装点的压缩变形造成测量失败或损坏传感器。图 9-14 所示为某车型实车正面碰撞中车身加速度传感器布置点，表 9-8 所列为测量位置和安装方向。

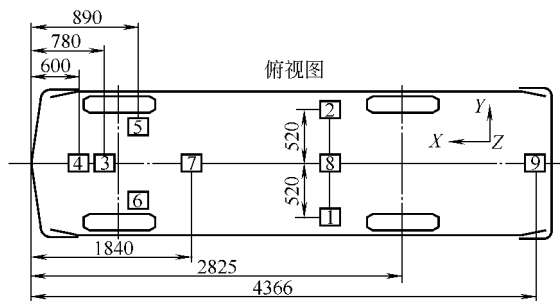


图 9-14 车身加速度传感器的安装位置

表 9-8 车体上加速度传感器的安装位置及方向

传感器 编号	传感器 位置	安装方向			传感器 编号	传感器 位置	安装方向		
		X	Y	Z			X	Y	Z
1	左侧后座椅 十字梁			×	6	左侧盘式制 动器制动钳			×
2	右侧后座椅 十字梁			×	7	仪表板	×		
3	发动机 顶部			×	8	后排座椅 十字梁			×
4	发动机 底部			×	9	车身中心线			×
5	右侧盘式制 动器制动钳			×					

② 固定壁障碰撞力 汽车的安全车身在事故中应确保乘员的生存空间并有效地缓和冲击，从而在安全车身研究中，人们对汽车车身结构的碰撞性能十分关注。通过测量固定壁障碰撞力分布状况对车身结构刚度分布、吸能性分析及验证计算机碰撞仿真模型等工作都十分有用。所以，在大多数实车碰撞试验系统上都装备有固定壁测力墙，用于测量碰撞力，从而了解汽车前端结构的刚度分布。目前，使用最广泛的固定壁障碰撞力测量墙由 36 个测力单元构成，如图 9-15 所示。

③ 假人动力学响应的测量 电测量系统可以测量碰撞过程中安

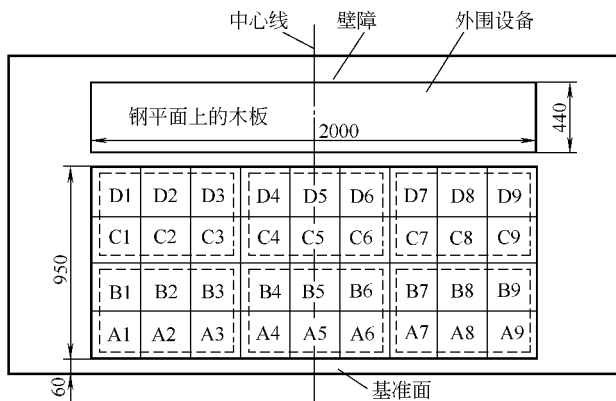


图 9-15 固定壁障测量墙示意图

全带的张力及其试验假人身体各部位的动力学响应信号，用于定量地分析和评价乘员的伤害程度。图 9-16 所示为 Hybrid II 假人测量传感器的位置示意图，图 9-17 所示为 Hybrid III 假人测量传感器的位置示

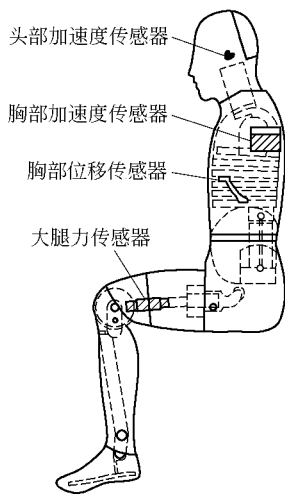


图 9-16 Hybrid II 假人

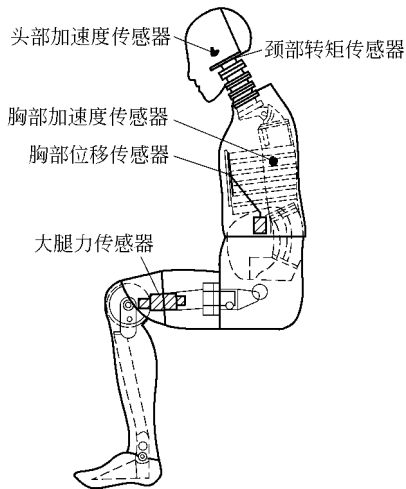


图 9-17 Hybrid III 假人

意图，图 9-18 所示为 SID 假人测量传感器的位置示意图，图 9-19 所示为 EuroSID- I 假人测量传感器的位置示意图。

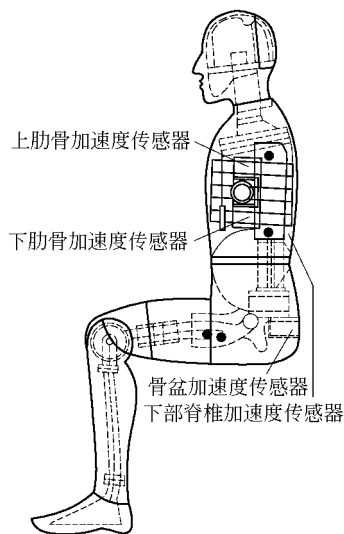


图 9-18 SID 假人

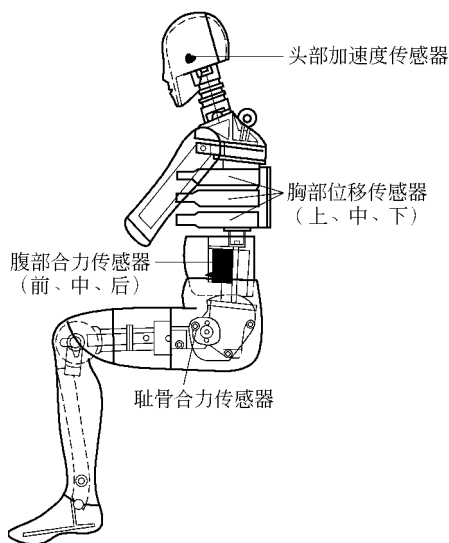


图 9-19 EuroSID- I 假人

我国目前使用的假人有 Hybrid II 假人、Hybrid III 假人和 EuroSID- I 假人。

（2）电测量系统要求

为使碰撞试验在不同的试验室所获得的数据具有可比性，在 SAEJ211、ISO 6487 中对汽车碰撞试验中使用的测量系统提出了必要的要求。

① 通道的频率等级 所谓数据通道是指从包括传感器一直到分析程序在内的整个测量系统。数据通道频率等级 CFC 是用一个特征频率表示该数据通道的频率响应特性，不同的数据通道频率等级要求的数据通道的动态频率响应范围是不同的，SAEJ211 和 ISO 6487 标准中规定了 CFC1000、CFC600、CFC180、CFC60 四个数据通道频率等级，如图 9-20 和表 9-9 所示。

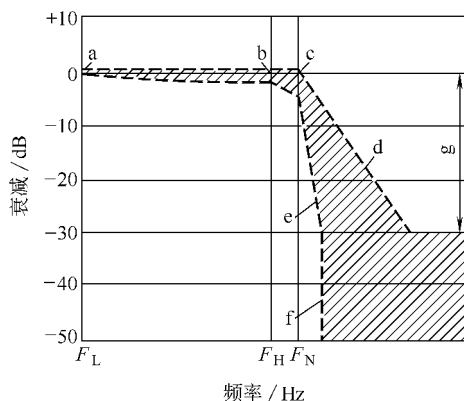


图 9-20 电测量系统频率

表 9-9 四个频率等级的特征频率

CFC	F_L / Hz	F_H / Hz	F_N / Hz	对数标尺
1000	0.1	1000	1650	a : ± 0.5 dB b : $+0.5 \sim -1$ dB c : $+0.5 \sim -4$
600	0.1	600	1000	d : -9 dB/倍频程
180	0.1	180	300	e : -24 dB/倍频程
60	0.1	60	100	f ; g : -30 dB

② 采样频率 标准中推荐采样频率不小于给定数据通道频率等级对应的 F_N 的 5 倍。CFC1000 是系统中要求最高的频率等级，其要求的采样频率为 8.25kHz。一般在汽车碰撞试验中常常采用 2kHz 抗混滤波，10kHz 采样，而后使用数字滤波的方法获得各个频率等级的测量信号。

③ 幅值分辨率 为了保证数据处理过程中精度要求，SAEJ211 规定数字化位数的长度应不小于 10 位（含一个符号位），ISO 648 规定应不小于 8 位（含一个符号位），一般选用 12 位的数据采集系统。

④ 通道间的时间差要求 各个数据通道之间的相对时间差不得

超过 1ms（不包括由于数字滤波相移造成的相位迟滞）。

（3）测量传感器

汽车碰撞试验测量传感器主要有加速度传感器、安全带张力测量传感器及其为碰撞假人开发的专用传感器。

为了满足汽车碰撞电测量系统对低频率响应的要求，加速度传感器常选用压阻式加速度计（Piezoresistive Accelerometer），这种加速度传感器测量频域达到 0 ~ 4000Hz，能满足标准的要求。

Hybrid III 假人的头部、胸部、臀部等处的加速度传感器要使用配套的传感器安装支架，这些传感器安装支架要在购买假人时根据所选的加速度传感器型号选配。

（4）数据采集处理系统

由于碰撞过程是一个猛烈的冲击过程，普通的电测量仪器无法安装到试验车上。目前，在汽车碰撞试验中常用的测量系统有下列三类。

① 拖线式测量系统 将测量系统中的放大器、滤波器及数据采集处理系统放置在地面上，通过很长的拖线与试验车上的传感器连接。这种系统的优点是测量系统可以选用普通的电测量仪器，对仪器没有耐冲击性要求，但是拖线测量的缺点是拖线太长，使用不方便，加大了试验准备的工作量。近年来，碰撞试验假人的测量通道越来越多，一般实车碰撞试验系统大多配置 40 ~ 200 个电测量通道，随着测量通道的增加，信号传输用拖线的质量很大，并且为了保证试验的可靠性，对接头、拖线牵引等要十分小心，并要定期检修和更换，加大了系统的使用费用。

② 车载式测量系统 随着微电子技术的发展，计算机固体储存技术的应用日益广泛。日本的共和电业公司、德国的 KAYSER-THREDE 公司为汽车碰撞试验开发了车载式测量系统。车载式电测量系统分车载部分和地面数据处理系统两部分。车载部分是由信号适调、放大、滤波、数据采集、记录系统构成的一体式耐冲击测量单元，试验后，通过通讯接口与地面的数据处理系统连接，数据处理系统可以选用微机系统或工作站。

③ 智能假人数据采集系统 智能假人数据采集系统 IDDAS (Intelligent Dummy Data Acquisition System) 是为 Hybrid III 第 50 百分位男性假人开发的产品, 该系统最多可采集 48 个通道, 采样频率高达 20kHz。系统安装在假人的胸部, 也可安装在车上作为车载式数据采集系统使用。该系统的优点是可靠性高且大大减少了试验准备工作时间。

第二节 部件碰撞试验

零部件台架试验主要是指车顶及侧门强度、安全带固定点、门锁及门铰链、安全带、座椅及头枕、燃油箱、安全方向柱、内部凸出物等零部件的台架试验。

一、车顶及侧门强度试验

1. 轿车车顶抗压强度试验

车顶强度试验是评价汽车发生滚翻事故时, 为了确保乘员的生存空间, 车顶应具备的最低强度。试验目的在于减少翻车事故中因车顶挤压闯入乘员舱而产生的伤害。FMVSS216 规定了车顶强度的试验方法及性能要求。此标准适用于轿车, 不适用于具有被动约束的满足 SMVSS208 标准的翻车试验要求的车或活动顶车。

图 9-21 为车顶强度试验装置的安装和使用图。试验时将车体或车辆固定在试验装置前的铁地板上, 用 762mm × 1829mm 的刚性平板对车顶规定位置加载, 加载角度为前倾 5°, 侧倾 25°, 加载初始点在加载装置下表面中心线上并距中心线最前端 254mm。在垂直于加载平板下表面向下方向, 以 12.7mm/s 速度加载, 直至载荷达到空车质量 1.5 倍或 22246N 力中的较大者为止, 此时加载平板的位移不应超过 127mm, 试验应在 120s 内完成。

被试车固定方法要保证不妨碍车顶的变形, 且加载过程中车体或车辆不得发生移动, 加载装置要有导向机构, 以保证加载过程中加载

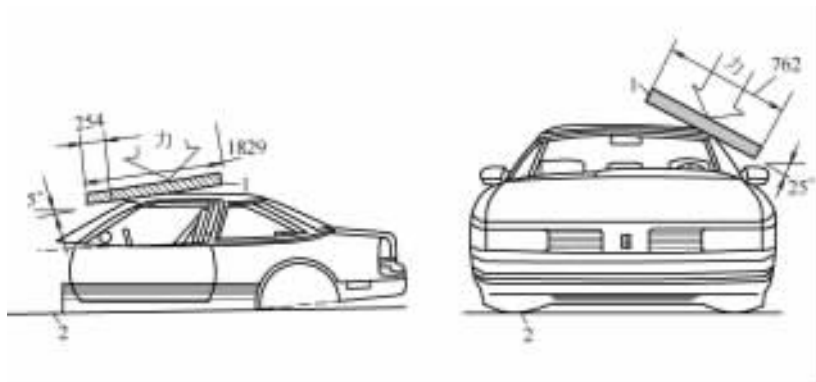


图 9-21 车顶强度试验装置的安装和使用

1—加载板；2—车体固定平台

方向不变。

2. 侧门强度试验

侧门强度试验是评价汽车在侧面撞车时，为了使侧门进入车室产生的危险减到最低，侧门应具有的最低强度。GB 15743—1995《轿车侧门强度》规定了对侧门强度的试验方法及性能要求。

图 9-22 为侧门强度试验装置的安装和使用图。试验时将车体或车身固定在试验装置前的地板上，用直径为 305mm、棱边圆角半径为 13mm 的刚性圆柱或半圆柱体进行加载，柱体长度应保证超出车窗下边缘至少 13mm，但又不接触车窗上边缘，下端在车门最低点以上

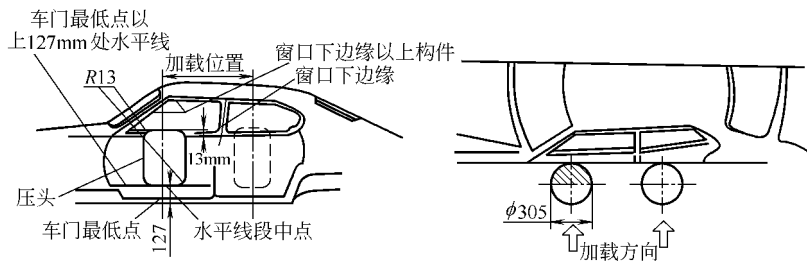


图 9-22 侧门强度试验装置的安装和使用

127mm 处，用不大于 13mm/s 速度连续加载，直到加载装置移动 460mm，试验应在 120s 内完成，也可以不大于 25.4mm/s 或 890N 的增值逐级加载，记录载荷-变形曲线。检测限值参照采用美国联邦法规 FMVSS214 《侧门强度》，见表 9-10。

表 9-10 侧门强度试验性能要求

座 椅 情 况	载 荷 抗 力 下 限		
	初始挤压耐力 (从 0 ~ 152mm 挤压距离)	中间挤压耐力 (从 0 ~ 305mm 挤压距离)	最大挤压耐力 (457mm 全部 挤压距离)
从车内搬出可能影响加载的座椅	≥10000N	≥15560N	不小于整车整备质量的 2 倍 或 31120N(取二者中较小值)
座椅在车内处于任意可调位置	≥10000N	≥19450N	不小于整车整备质量的 3.5 倍 或 53340N(取二者中较小值)

试验时车辆固定方法要保证不妨碍车门的变形，且加载过程中车体或车辆不得发生移动，加载装置要有导向机构，以保证加载过程中加载方向不变。另外，试验中门锁应处于锁紧状态。

二、门锁及门铰链试验

为了在汽车发生撞车事故时，把由于车门被打开或脱开而造成乘员抛出室外的可能性降至最低限度，应对车门及门铰链的强度进行评价试验。FMVSS206、GB 15084 等标准对门锁及门铰链强度提出了要求，各标准对其强度要求及试验方法基本一致，只是有些标准未对滑动门提出要求。

汽车门锁主要性能试验包括静态纵向负荷试验、静态横向负荷试验、开闭耐久性试验和耐惯性力分析。车门铰链试验包括静态纵向载荷试验、静态横向载荷试验和耐久性试验。

1. 汽车门锁静态强度试验

图 9-23 所示为门锁静态强度试验用夹具实例，试验时将门锁按实际装车状态安装在夹具上，进行纵向及横向加载。

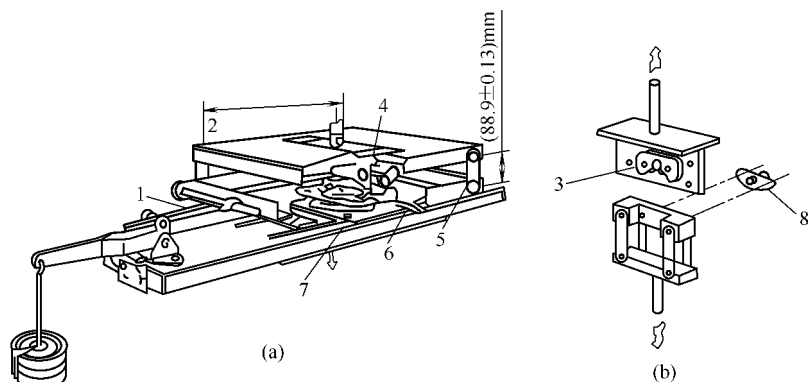


图 9-23 门锁静态强度试验用夹具

1—890 N 的载荷；2—轴心线之间的距离 (203.2 ± 0.13) mm；3—锁体；4—试验设备要与待试门锁及挡块（或锁扣）的形式相适应；5—平衡连接片；6—可互换的门锁安装板 [推荐厚度 (3.05 ± 0.25) mm]；7—可互换的挡块（或锁扣）安装板 [推荐厚度 (3.05 ± 0.25) mm]；8—挡块

对于门锁，应在车门全锁紧及半锁紧两个状态进行试验，不同的加载方向及不同的锁紧状态要求的载荷也不尽一致。门锁及门铰链静态强度试验一般均在材料试验机上进行。

静态纵向负荷试验是将锁体和挡块安装在静态负荷试验夹具上，使其相互啮合，并先后处于全锁紧和半锁紧位置，然后先利用砝码施加 890 N 的横向负荷于锁体和挡块上，再开动拉力试验机施加纵向负荷（平行于车门且垂直于铰链轴），以不超过 5 mm/min 的速度增加负荷，直到车门锁破坏为止。要求全锁紧位置能承受 11 kN 的纵向负荷，半锁紧位置能承受 4.45 kN 的纵向负荷。

静态横向负荷试验所用设备与纵向负荷试验相同，但是没有砝码施加预载这一步骤。施力速度不超过 5 mm/min，直至门锁破坏。要求全锁紧位置能承受 8.9 kN 的横向负荷，半锁紧位置能承受 4.45 kN 的横向负荷。

2. 车门开闭耐久性试验

车门开闭耐久性试验用内手柄和外手柄各做 5×10^4 次往复开关试验, 要求锁体与挡块啮合开闭的次数应保证 10^5 次正常工作循环。

3. 耐惯性力分析

门锁耐 30g 加速度惯性力试验可用算法或滑车试验法进行, 在全锁紧位置时纵向及横向在 30g 加速度惯性载荷作用下, 门锁不应打开。

4. 车门铰链静态强度试验

静态纵向、横向载荷试验的试验装置都采用拉力试验机和试验用夹具, 图 9-24 为门铰链静态强度试验用夹具实例。试件也都采用未经耐久性试验和经过耐久性试验后的两种铰链。加载速度不大于 5mm/min, 直至铰链出现断裂或产生永久变形, 测定其最大载荷值。要求铰链承受的纵向载荷值应不低于 11.12kN, 横向载荷值应不低于 8.9kN。

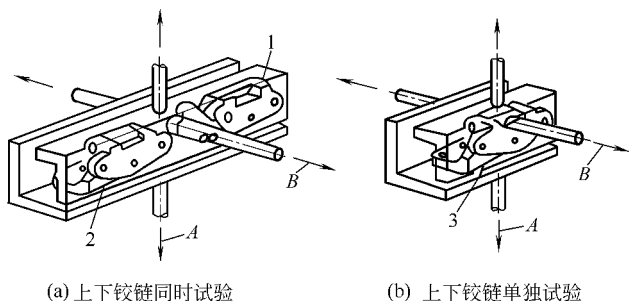


图 9-24 门铰链静态强度试验用夹具

1—下铰链; 2—上铰链; 3—铰链; A—横轴方向; B—纵轴方向

5. 车门铰链耐久性试验

对铰链进行 10^5 次耐久性试验后, 铰链仍应能正常工作, 并能满足强度要求。

三、座椅及头枕试验

一个完整的座椅主要由座椅骨架、头枕、调节器等部分组成。座椅试验的目的是为了考核在前面和追尾撞车事故发生时, 座椅固定装

置、调节装置等部件的强度，座椅头枕和座椅靠背对乘员头部的缓冲保护作用以及座椅头枕的强度和刚度。座椅试验主要包括强度试验、能量吸收性试验和头枕强度及后移量试验。座椅强度试验包括：座椅固定强度试验、向靠背加载的座椅强度试验、向头枕加载的座椅强度试验和座椅限位器强度试验。

（一）座椅强度试验

座椅强度试验的目的是为了评价在前碰撞事故或车追尾事故发生时座椅安装固定点、座椅骨架以及座椅调节器等各个部分的变形及破坏情况，座椅强度试验分为静强度试验和动态强度试验。

1. 座椅静强度试验

静强度试验分为座椅总成试验、座椅靠背强度试验和座椅调节件的强度试验。这些试验是分别在静强度加载试验装置上进行的。该试验装置应在座椅总成强度试验和座椅调节件强度试验的加载过程中能保持载荷方向不变且加载高度随着加载过程的进行能自动调节，以始终保持所加载荷通过座椅总成或靠背总成的质心。在座椅靠背强度试验的加载过程中，应随着加载力臂的变化，随时调整加载负荷的大小，以保持相对座椅设计 R 点所加力矩始终不变。

（1）座椅静强度试验

静态试验时，首先把座椅调到设计基准位置，测定座椅的质量和质心，然后将座椅安装在车身上或试验台架上，如果座椅上无适当的着力点，允许通过座椅质心加一水平加强梁。施加载荷分为向前和向后两种。当座椅承受向前的载荷时，座椅应调到最后和最上方的设计位置。通过座椅质心沿水平方向向前或向后加载，缓慢加载到座椅总成重量的 20 倍，并在该值停留 0.5s 以上，检查座椅固定点部位和座椅调节机构。要求座椅骨架不应与座椅调节机构分离，座椅调节机构不应损坏、失灵，座椅总成与汽车本身不应分离。

（2）靠背加载静强度试验

把座椅调到最后位置，确定座椅的 R 点。沿座椅靠背上横梁的中点，水平向后缓慢施加一力 P，使 $P \times D = 373\text{N} \cdot \text{m}$ ，并在该值停留 0.5s 以上，见图 9-25。如从 R 点起向上 600mm 内无横梁时，允许

在 450mm 高度上加一坚固的加载横梁,但是对座椅骨架强度影响应尽可能小。检查座椅骨架、座椅固定点部位和座椅调节机构,要求座椅骨架不应与座椅调节机构分离,座椅调节不应损坏、失灵,座椅总成与汽车本身不应分离。

(3) 头枕加载的座椅静强度试验

把座椅调到最后位置,确定座椅的 R 点。把靠背加载板放在试验靠背上,使靠背加载板的 R 点与座椅的 R 点对正。通过靠背加载板施加一绕 R 点的向后力矩 M , M 值大小为 $373\text{N} \cdot \text{m}$, 标定此时的躯干线,即移位躯干线,见图 9-26。取下靠背加载板,用头型对头枕缓慢加载,加载方向与移动后躯干线垂直且向后。加载位置在座椅中心平面内头枕顶部向下 65mm 处或 R 点向上 635mm 处,见图 9-27。加载大小为绕 R 点 $373\text{N} \cdot \text{m}$ 的力矩。测量移位躯干线到极端位置的距离 d ,要求此头型移动量不超过 102mm。然后用头型继续加载,直到载荷达 $890\text{N} \cdot \text{m}$ 。检查座椅骨架和头枕支撑部位,要求座椅骨架和头枕不应损坏。

2. 座椅动态强度试验

座椅动态强度试验是通过模拟、再现实际撞车时所产生的加速度波形对座椅系统施加重力载荷来综合地评价整个座椅系统的强度。试验可用模拟碰撞滑车或其他加速度发生装置来进行。试验前应将座椅按实际装车位置和固定力矩固定在所装车身上或模拟车身的试验台架上,再将该车身或试验台架牢固地固定在模拟碰撞滑车或加速度发生装置上。有关模拟碰撞试验设备的详细介绍可见第一节。试验过程中,不搭乘假人,座椅的各调节装置应分别调节在各自设计范围内的最不利于座椅强度的位置。在 ECE 法规、FMVSS 法规、日本车辆认证标准以及澳大利亚标准中,要求模拟碰撞滑车或加速度发生装置所产生的

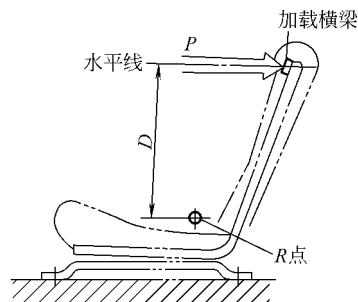


图 9-25 座椅强度试验——向靠背加载

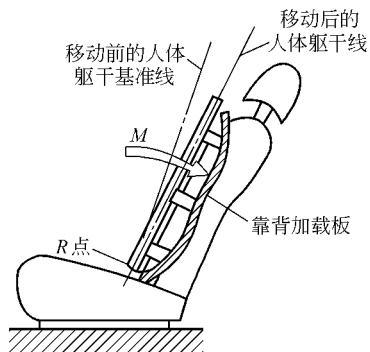


图 9-26 靠背加载板对座椅加载

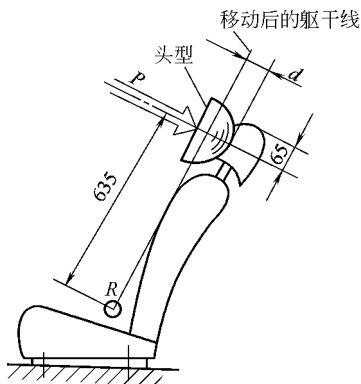


图 9-27 头型加载位置

加速度应不得小于 $20g$ ，作用时间应不得大于 $30ms$ ，而其他标准或法规中则无这项规定。检查座椅固定点部位和座椅调节机构，要求座椅骨架不应与座椅调节机构分离，座椅调节机构不应损坏、失灵，座椅总成与汽车本身不应分离。

(二) 头枕试验

头枕性能试验分触感试验、耐久试验、静态试验和动态试验。

1. 触感试验

触感试验是用手掌对头枕的前面部、上面部和后面部依次施加至 $300N$ 的力，检查触感，要求不能有局部凸起、尖棱等感觉。

2. 耐久试验

耐久试验是按使用要求，对头枕的每个调节部位进行 200 次调节操作后，检查各调节部位，要求应无松动、变形、摩擦、失灵及其他妨碍操作等异常现象。

3. 静态试验

静态试验时，将座椅调至最后位置，对可调式头枕，应将头枕调至最高、最后位置。加载方式与座椅靠背加载静强度试验加载方法相同（见图 9-26）。用直径为 $165mm$ 的头部模型对头枕加载，加载方法及评价指标与头枕加载的座椅静强度试验方法相同（见图 9-27）。

4. 动态试验——能量吸收性试验

能量吸收性试验是用于考核座椅靠背或座椅头枕对冲击能量的吸收性，即对乘员的头部缓冲保护能力。常采用的试验设备有发射式冲击试验机和摆式头型冲击试验机等。发射式冲击试验机如图 9-28 所示，在摆臂的前端装有一个头部模型，当摆臂回转时，头部模型便与试验样件进行碰撞。该设备是利用高压气体将推杆射出，快速推动摆杆使其获得试验要求的发射速度。摆式头型冲击试验机也是在其摆臂的前端装有一个头部模型，当摆臂回转时，头部模型便与试验样件进行碰撞，与前一种试验机不同的是摆臂速度的产生是利用将摆臂提到一定高度然后释放，将势能转化成动能实现的。试验用头部模型，各国法规均采用 SAE J984 标准规定的直径 165mm、质量 6.8kg 的金属制半球状钢体。

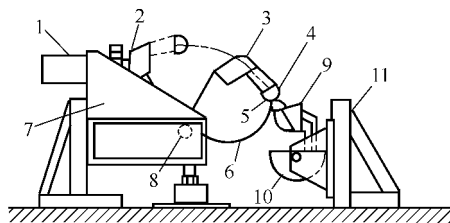


图 9-28 发射式冲击头型试验装置

- 1—加速用发射器；2—推杆；3—摆臂；4—头部模型；5—加速度计；
6—磁带开关；7—发射装置本体；8—测定冲击速度和动态最大位移量
的编码装置；9—试验零部件；10—试验品安装架；11—安装框架

在进行座椅靠背能量吸收性试验时，是用如图 9-29 所示的方法来确定座椅的试验碰撞点和碰撞方向的。

在座椅头枕能量吸收性试验中，头枕前表面冲击试验时，座椅调至最后位置，头枕调至最低、最后位置，使摆锤撞击中位于座椅纵向中心平面内，且距头枕上端面 65mm 以下的躯干线上，见图 9-29。撞击方向为座椅纵向中心面内躯干基准线垂线下方 15° 的方向，撞击头的撞击速度为 24.1km/h。

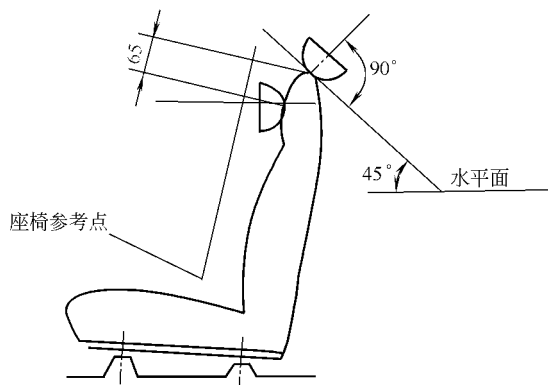


图 9-29 座椅头枕冲击点及冲击方向

头枕后表面冲击试验时，座椅调至最后位置，头枕调至最低、最前位置。在座椅纵向中心平面内，从座椅后方向头枕做一与水平面成 45° 角的切线，头枕切点即为撞击点，见图 9-29。撞击速度为 24.1 km/h ，撞击方向在座椅纵向中心平面内，向前倾斜 45° 方向。

碰撞加速度信号是通过安装在头部模型内部的加速度传感器来取得的。

5. 头枕后移量及强度试验

头枕后移量及强度试验是为防止在车辆追尾撞车事故发生时因乘员头部后倾而造成颈部伤害，评价座椅在受到向后负荷时座椅头枕及座椅靠背的变形量和破坏情况等。在我国标准中，如图 9-27 所示，首先通过三维 H 点坐标测量装置的靠背加载板对座椅靠背施加相对座椅设计 R 点 $373\text{ N} \cdot \text{m}$ 的力矩来测得移动后躯干线，然后取下靠背加载板，装上加载用头部模型，用它在座椅头枕顶端向下 65 mm 处相对座椅设计 R 点对座椅靠背施加 $373\text{ N} \cdot \text{m}$ 的力矩，测得此时加载头部模型最前端到移动后躯干线的距离，即为头枕后移量。继续加载至 890 N ，以考核座椅头枕的强度。若在加载过程中座椅骨架或调节装置等先于座椅头枕破坏，则应终止加载，并认为座椅头枕强度满足强度要求。各国在有关头枕强度及后移量试验的试验方法和加载负荷大

小等方面的标准规定并不相同，只有 ECE 法规规定在头部模型加载过程中不要求取下靠背加载板。

（三）座椅限位器强度试验

座椅限位器是限制座椅或座椅靠背向前翻转的机构。对限位器的试验分静态试验和动态试验。

静态试验时，首先把座椅调到设计基准位置测定折叠部分的质量和质心，然后把座椅安装在夹具上，过质心水平向前缓慢加载，加载量为折叠部分重量的 20 倍，并在该值停留 0.5s 以上，要求限位器不应脱开或损坏。

动态试验时，把座椅总成固定在加速装置上，使座椅折叠方向与加速方向相反，使座椅总成承受水平向后 20g 的加速度，限位器不应脱开或损坏。

四、燃油箱试验

为了在汽车发生撞车事故后，把由于燃油泄漏而发生火灾的可能性降至最低限度，应对燃油箱的强度、耐冲击、防火、耐高温等性能进行评价试验。CFR E393.67、ECE R34、日本道路车辆安全标准 11-4-11 等标准对汽车金属燃油箱、塑料燃油箱的安全性能均提出了要求。各标准对金属燃油箱的要求相差较大，而对塑料燃油箱的要求基本一致。

1. 燃油箱落地冲击性能试验

落地后一般要求燃油泄漏量不超过 30g/min。

2. 燃油箱冲击性能试验

燃油箱冲击试验一般要求角锤的有效质量为 15kg，冲击能量为 30N·m。角锤由钢制造，顶部及棱边需倒圆。冲击试验前，燃油箱内应充入额定容量的低冰点液体，并将其冷冻至 -40℃，然后用角锤顶部对燃油箱最薄弱的几个部位进行冲击试验，冲击试验后，燃油箱不得产生泄漏现象。

3. 燃油箱耐火性能试验

对塑料燃油箱来说，耐火性是其主要安全性能之一，燃油箱耐火试验台一般由燃烧盘、防火屏、油箱支架及导轨等组成。燃烧试验一

般分为三个阶段：

- ① 预热阶段，将燃烧盘内燃油点燃燃烧 60s；
- ② 直接燃烧阶段，将燃烧盘移至燃油箱下进行包围火焰燃烧 60s；
- ③ 间接燃烧阶段，用防火屏盖住燃烧的燃烧盘，继续燃烧 60s，试验后将燃烧盘移开，燃烧过程中燃油箱不得产生泄漏或破裂现象，允许产生永久变形。

五、转向柱试验

为了评价汽车正面碰撞事故中可能发生的转向系统对驾驶员的伤害的程度，应对撞击时转向盘向后窜动量及转向盘受撞击时的吸能能力进行评价试验。我国 GB/T 11557—89、欧洲 ECER12、74/29/EEC 及美国 FMVSS203、204 等标准均对撞击时转向盘向后窜动量及转向盘吸能性提出了要求。各标准对上述两项性能要求及试验方法基本一致，只是美国将其分为两个标准。

1. 正面碰撞试验中转向盘后移量要求

进行正面撞击试验时，试验车辆应为整备状态并装备有测试仪器。试验车以 48.3km/h 的撞击速度正面撞击障碍壁，车内的测量仪器记录下转向柱上端选定点相对于参考点的位置变动量，之后通过计算求出转向盘向后窜动量。转向盘向后窜动量限值要求不大于 127mm。

2. 转向盘吸能性试验

转向盘吸能性试验通过胸块发射试验装置进行，图 9-30 为转向盘吸能性试验用的胸块发射装置图。试验时将转向盘按与实车相同的安装位置和几何尺寸安装在试验台架上，转向盘与转向柱之间装有测力传感器。采用第 50 百分位的成年男子模拟人体上躯体的胸块，质量为 $34.0^{+2.3}$ kg，以 24.1km/h 撞击速度正面撞击转向盘。转向盘与转向柱之间的力传感器记录下转向盘反作用于胸块上的水平力值，此力限值要求不大于 11123N。

六、内部凸出物试验

为了在汽车发生碰撞事故时，使汽车内部凸出物对乘员的伤害降

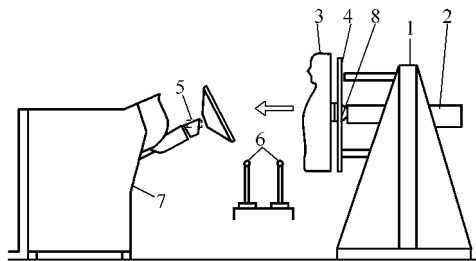


图 9-30 胸块发射装置图

1—试验装置台架；2—速度发生器；3—胸部模型；4—防止反弹装置；
5—测力传感器；6—光电管式速度计；7—切开的车身；8—推杆

至最小，应对内部凸出物的凸出高度、圆角及材料吸能性等进行评价试验。我国 GB 11552—89、欧洲法规 ECER21、74/60/EEC 及美国机动车安全法规 FMVSS201 均对汽车内部凸出物提出了要求。上述 4 个标准中对材料吸能性的要求及试验方法基本一致，对凸出高度及圆角性能和测量方法的规定中，美国与我国及欧洲法规略有差异，欧洲法规要求比较详尽。

图 9-31 所示为我国及欧洲法规规定的内部凸出物凸出高度测量

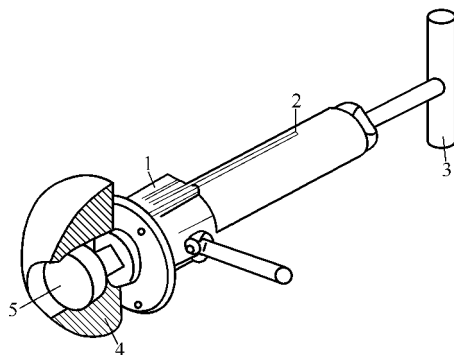


图 9-31 凸出高度测量仪

1—刻度尺；2—作用力指示器；3—手柄；4—球体；5—压头

仪。当测量车内开关、按钮等构件的凸出高度时，将测量仪罩在被测凸出物上，以一定大小的力使测量仪上的球头模型接触凸出物周围表面，然后推动杖头与被测凸出物接触，通过刻度尺读出凸出高度值。

吸能材料的试验方法如下：

对于需进行试验的头部碰撞区内的吸能材料，应使其安装在装车的结构支撑件上或直接在车身上进行试验。试验装置一般为一摆锤撞击装置，也可可能产生等效试验结果的装置。摆锤锤头是一个直径为165mm的刚性球头模型，并在内部装备有加速度传感器和速度传感器。摆锤在撞击中心处的质量为6.8kg。试验时，摆锤以24.1km/h的速度撞击在头部碰撞区内选定的冲击点，试验结果应满足锤头的减速度大于80g的连续时间不超过3ms。

内饰件材料的碰撞吸能性试验所使用的试验设备、头型碰撞试验方法及评价方法与座椅头枕、靠背碰撞吸能性试验相同，也是使用直径165mm、质量6.8kg的刚性头型对内饰件进行碰撞试验。各国内部凸出物试验标准的对比见表9-11。在美国FMVSS201中，对内部凸出物碰撞吸能性试验进行了修订，新修订的标准使用头型冲击车内各个目标点，头型采用经过修改的Hybrid III的头型（没有鼻子），头型内安装有三个加速度传感器，使用HIC作为评价指标，由于头型是自由飞行的，在计算时，按照下式进行修正。

$$HIC(d) = 0.75446 \times HIC(f) + 166.4$$

式中 HIC(d)——修正后的HIC值；

HIC(f)——自由飞行头型的HIC值。

表9-11 内部突出物标准对比

标准名称		GB 11552—89	FMVSS201	ECER21、74/60/EEC
吸能性	减速度 限值	同 FMVSS201	头部模型的减速度 超过 80g 的持续时间 不得超过 3m/s	头部模型的减速度再大于 3ms 时间内不得超过 80g
	碰撞速度	24.1km/h	24.1km/h	24.1km/h
突出高度		同 ECER21	无	有要求

七、保险杠性能试验 (FMVSS215)

汽车在出入库及路上驻车时常常会发生轻微的碰撞，本试验用于评价汽车在发生轻微的正面碰撞、轻微的角碰撞及追尾碰撞时保险杠系统的冲击缓冲性能和对车体、车灯的保护能力，以使汽车不至于由于轻微碰撞而失去运营能力。

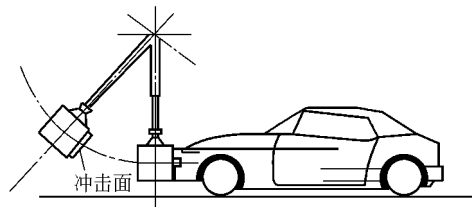


图 9-32 保险杠的重锤冲击试验

摆碰试验和固定式障壁碰撞试验。重锤碰撞如图 9-32 和图 9-33 所示。试验时,重锤的质量应与汽车的质量相等,前后保险杠都应试验。

首先进行两次 8km/h 速度的纵向摆碰试验, 保险杠被撞击点位于距地面 40cm 和 50cm 高度处; 然后进行两次 5km/h 速度的 30°角

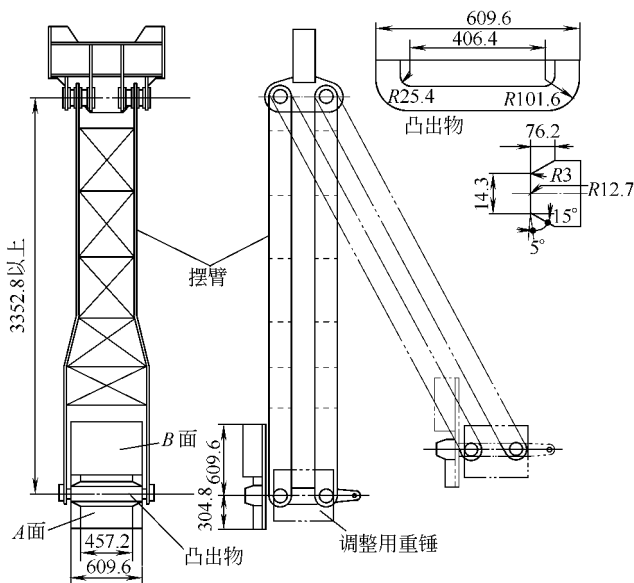


图 9-33 摆式保险杠冲击试验机 (单位: mm)

摆碰试验，一个角撞击点在 50cm 高度处，另一个角撞击点在 40 ~ 50cm 高度处；最后，汽车进行正面固定式障壁碰撞，速度为 8km/h，前、后各碰撞一次。

八、货车驾驶室的碰撞试验

此项试验是 ECEN0. 29 (01) 规定的试验方法，目的是考察货车驾驶室在遭受碰撞和翻车时，是否能确保生存空间。试验分正面撞击试验和顶棚加压试验，此外，还有驾驶室后壁的强度试验。试验对象是最大总质量超过 1000kg 的货车，特别是平头驾驶室货车。

对于总质量不同的汽车，在进行正面碰撞时，摆的碰撞能量见表 9-12。

表 9-12 摆的碰撞能量

汽车总质量/kg	1000 ~ 7000	> 7000
碰撞能量/J	29400	44100

碰撞试验装置如图 9-34 所示。撞击高度在距空车状态下驾驶员座椅 R 点下方 (150 ± 10) mm 的位置。当此高度超过地面 1400mm 时，应控制在 1400_{-20}^{+0} mm 之内。撞击点应在汽车纵向中心平面内，偏移量不超过 ± 50 mm。撞击方向应为水平方向，且与汽车纵向中心平面平行。

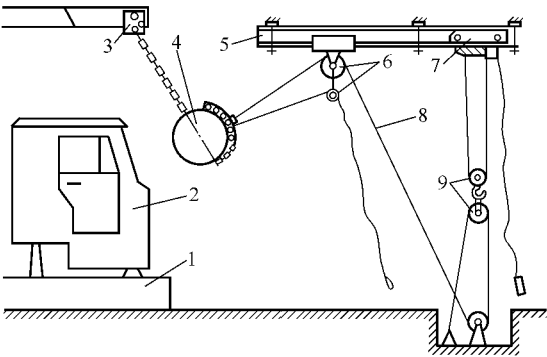


图 9-34 摆锤撞车试验装置

- 1—平台；2—被试样品；3—摆锤梁；4—摆锤；5—起吊梁；6—滑轮；7—卷筒机；8—降落绳；9—滑轮

撞击后，要求简化假人模型在变形后的驾驶室内，应保证其生存空间。驾驶室内肖氏硬度 50 以上的非弹性件不得与简化假人模型接触，驾驶室不允许与底盘、车架脱离，在试验过程中车门不得自开启。

顶棚加压试验采用与顶棚形状相符的加压板对顶棚加压，加压板大小以能够覆盖顶棚为准，加载方向与地面垂直。加载载荷为试验车的最大装载状态下的前轴载荷，但最大不得超过 98kN，达到规定的载荷后马上卸载。

九、行人碰撞保护试验

行人是交通事故中最脆弱的一方，即使在较低车速的汽车与行人碰撞事故中，车体对行人产生的碰撞载荷也会给行人造成极大的伤害。在美国，交通事故中汽车与汽车碰撞的事故所占比例很大；在我国，由于道路条件所限制，大部分城市交通都是混行的交通模式，行人伤害事故占有很大比例。

行人保护策略与乘员保护策略不同。对于乘员保护而言，在碰撞过程中有效地控制乘员的运动，从而降低乘员的伤害程度。对于降低行人的伤害程度，则是从降低车体外部对行人的“进攻性（aggressiveness）”着手，特别是车体前部的外形及刚度等参数十分重要。通过改进汽车前部的外形及结构，可降低“人-车”碰撞事故中车体对行人的损伤程度，具体的措施包括：增加保险杠宽度、降低发动机盖及其前缘刚度、增大发动机盖与动力总成之间的空间、降低翼子板及挡风玻璃的刚度等。

针对行人事故的机理，欧洲共同体颁布了行人保护试验方法 74/483/EEC，提出使用代替行人下肢和头部的冲击锤撞击车体的前保险杠、发动机盖的前沿和上表面。

1. 腿部撞击保险杠的试验

如图 9-35 所示，模拟大腿、小腿的腿部模型以 40km/h 速度自由飞行，垂直撞击前保险杠，要

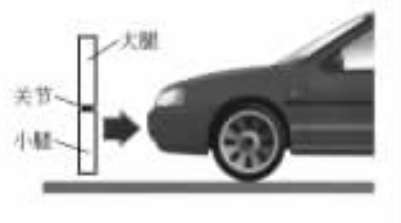


图 9-35 腿部撞击保险杠试验

求膝部弯曲角小于 15° 、膝部剪切位移小于 6mm、小腿部的加速度小于 150g。

2. 大腿部撞击发动机盖前沿的试验

使用大腿模型撞击发动机盖的前沿，如图 9-36 所示，撞击速度为 20 ~ 40km/h。撞击速度、方向等参数与汽车的前部结构尺寸相关，试验时根据发动机盖前沿高度、保险杠突出长度确定碰撞方向、碰撞速度及冲击锤的质量。评价指标为冲击锤上测量获得的载荷，剪切力要求小于 4kN，弯矩要求小于 $220\text{N} \cdot \text{m}$ 。

3. 头部撞击发动机盖上表面的试验

对发动机盖上表面的撞击试验分别使用代表儿童和成年人的头部模型进行，如图 9-37 所示，头部模型以 40km/h 的速度与水平面成 65° （成年人）或 50° （儿童）的方向自由地撞击到发动机盖上表面确定的范围内，评价指标是头部 HIC 小于 1000。

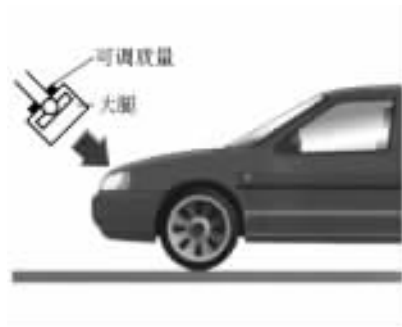


图 9-36 大腿撞击发动机盖前沿试验



图 9-37 头部撞击发动机盖上表面试验

第三节 零部件模拟碰撞试验方法与设备

为试验各种汽车安全部件（例如座椅安全带、座椅、转向柱等）和制品的耐冲击性，美、日、英、德及荷兰等国一些制造厂和科研机

构已广泛应用 HYGE 冲击试验装置或者有导轨的短驱动长度的模拟碰撞试验装置。这种模拟试验具有不损坏实车、经济、重复性好等优点。

模拟碰撞试验通常是以实车撞车实验中，在车身上测得的减速度波形为依据，采用与其近似的梯形波或半正弦波为标准波形。但各国标准不仅对不同的零部件（如安全带、座椅等）规定的滑车碰撞速度和减速度波形不完全一样，而且对同一种部件规定的标准值也不完全一样。为实现各种标准要求既可用冲撞式模拟实验设备，也可用发射式模拟试验设备进行模拟。因此可以说，模拟碰撞试验方法和形式是多种多样的。

从试件响应和零部件损伤来看，对这种模拟试验有重要影响的是下述三个参数：冲击时的速度、加速度峰值、到峰值加速度的上升时间或总的脉冲持续时间。试验结果表明，这三个参数是有一定相关的，因此理想的模拟试验装置应能对速度、加速度峰值和上升时间或脉冲持续时间进行单独的控制或调整，也就是必须能改变脉冲波形，以满足不同标准要求。

下面以日本汽车研究所（JARI），中国汽车技术研究中心（CATARC），荷兰国家技术研究院（TNO），法国汽车、摩托车、自行车联合会（UTAC），德国莱茵技术监护顾问服务有限公司（科隆TUV），万国材料试验机公司（MTS）以及福特汽车公司的满足标准要求的试验装置为例做一些介绍。

一、HYGE 试验装置

HYGE 是美国本迪克斯（Bendix）公司生产的一种广泛应用的较先进的冲击试验装置。图 9-38 是日本汽车研究所使用的直径为 300mm 的 HYGE 系统示意图。表 9-13 为该装置性能表，其组成如下：

- ① 动力部分 包括高压压缩机、氮气贮气筒和气液油缸（内设改变冲击波形的活塞针阀）；
- ② 执行部分 包括控制台、导轨和滑车；
- ③ 数据采集部分 包括车上高速摄影机、灯光照明装置及记录分析系统。

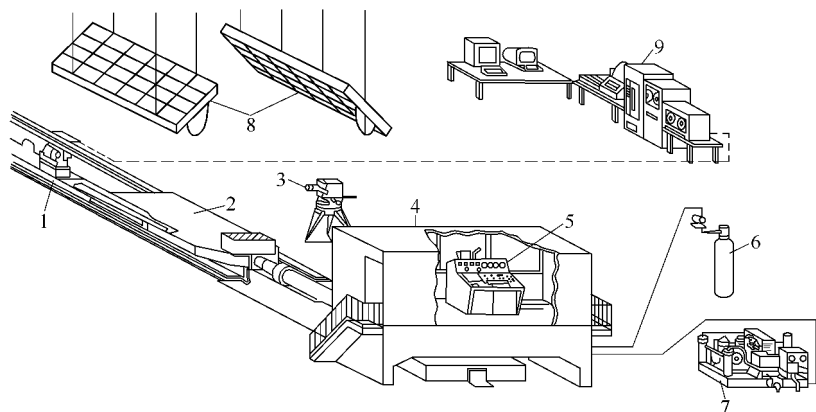


图 9-38 HYGE 试验装置

- 1—车载高速摄影机；2—台车；3—地上高速摄影机；4—控制室；5—操作台；
6—氮气瓶；7—高压压缩机组；8—照明装置；9—数据采集分析设备

表 9-13 HYGE 性能表

试件质量 /kg	最大加速度 / $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	持续时间 /ms	最高速度 / $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$	最大推力 /tf	最大试件质量 /kg
560	50	97	106	102	2300
2300	24	138	74	102	2300

注：1tf=9.80665kN。

为了测量滑车和试件或假人的速度、减速度、位移和力等信号，还可以在滑车上、试件或假人上安置相应的传感器及信号记录装置。

该装置主要参数：缸内径 300mm，长 7.314m；滑车宽 1.219m，长 3.657m；滑车质量 996kg；导轨长度 36.6m；控制装置可实行程序控制或顺序控制；高压气源有五个贮气筒，四级空压机 2 台，最高压力 21.6MPa。

照明装置用 1.5kW 的卤素灯泡，每侧 6 行 14 列，共计有 168 个灯泡。照明面积为 $1.2\text{m} \times 6\text{m} = 7.2\text{m}^2$ ，平均照度为 120000 lx。启动方式既可手动也可自动。

该种 HYGE 能实现的波形为半正弦波形和梯形波，加速度和持续时间可任意设定。图 9-39 所示为 HYGE 本身结构原理图。图 9-40

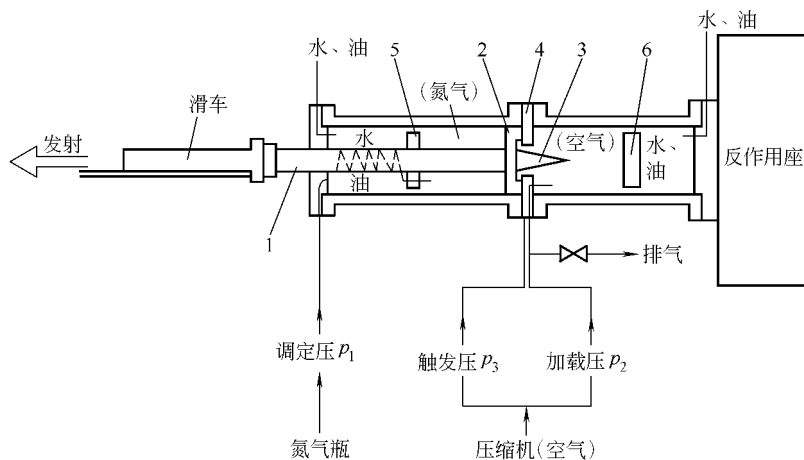


图 9-39 HYPE 结构原理图

1—推杆；2—主活塞；3—量针；4—量孔板；5，6—浮动活塞

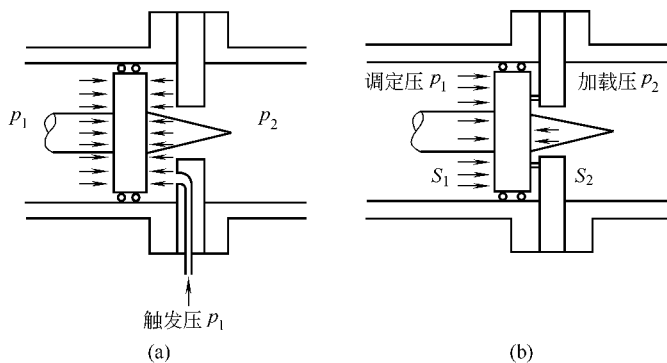


图 9-40 HYPE 针阀结构

是其针阀（量针）结构。其工作原理如下：HYPE 缸内有 4 个室，从左向右各室充入水（或油）、氮气、空气、水（或油）。图示位置为准备发射状态，封入的加载压力 p_2 约为调定压力 p 的 16 倍，但由于

主活塞承受调定压力测的面积 S_1 比承受加载压力测的面积 S_2 大得多, 故 $S_1 p_1 > S_2 p_2$, 主活塞压在量孔板上不动。当将触发压力 p_3 加到主活塞和量孔板之间的小气室时, 变成 $p_3 (S_1 - S_2) > p_1 S_1 - p_2 S_2$, 平衡状态被破坏, 主活塞稍稍向左移动, 于是在一瞬间 $S_1 = S_2$, 由于 $p_2 S_2 > p_1 S_1$, 因此主活塞立刻移向左测, 台车被发射出去。反作用力 $p_2 S_2 - p_1 S_1$ 由反作用座承受。发射的台车借助于高压气体实现制动。应该提及的是利用这种装置做模拟减速工况试验时, 被试件 (包括假人) 必须反装于滑车上。

此外, 美国运输部交通研究中心 (TRC) 使用的 HYGE 缸直径为 600mm, 滑车上可放置 4.5t 试件, 最大速度可达 160km/h, 最大加速度可达 85g, 为世界上三个最大的 HYGE 之一。

二、CATARC、UTAC 和 TNO 模拟碰撞试验装置

这三个试验装置基本相同, 图 9-41 所示为 CATARC 模拟碰撞装置示意图。装置前端装有塑料管吸能器, 以此产生符合标准要求的波形。滑车碰撞所产生的减速度波形必须落在规定的两条折线之间。装置的动力源为橡皮绳。驱动导轨, TNO 为槽形断面钢轨, CATARC 和 UTAC 为工字形钢轨, 均用滚轮导向。驱动长度, CATARC 和 TNO 为 17m, UTAC 为 15m。这三个装置均用卷扬机拉紧橡皮绳。TNO 装置的最大冲击速度可达 65km/h, 在该速度下允许的最大质量为 1000kg。CATARC 和 UTAC 装置的最大速度和可装质量均符合 ECE R16 的要求。

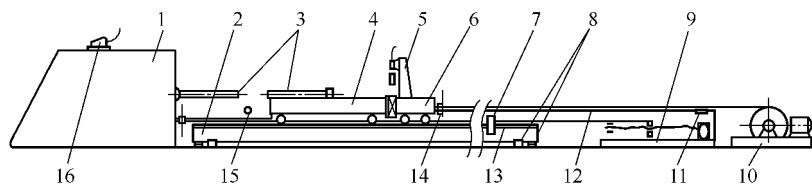


图 9-41 CATARC 模拟碰撞装置示意图

- 1—壁障；2—导轨；3—吸能器；4—滑车；5—安全销（推杆架）；6—拖车；7—导轨移块；8—导轨支架；9—绳索固定架；10—卷扬机；11—力传感器；12—钢丝绳卷扬机；13—橡胶绳；14—导向滑轮；15—光电测速仪；16—警灯

应该指出,欲改变减速度波形,必须改变塑料吸能器和其配对橄榄头的直径尺寸。显然,使用这类装置不易随便调整波形,但其造价较低,易于推广。

上述的模拟碰撞装置可用于 ECE R16、ECE R17、ECE R44、ECE R80、FMVSS213、ADR 等法规试验。

三、德国 TUV 零部件模拟碰撞试验装置

该试验装置是由一个带 4 个车轮的类似汽车底盘的长方形框架作为碰撞车。被试件直接装在车上,车的导向装置为埋在地面以下的一个 V 形导轨(见图 9-42)。碰撞车下面中间部分有两个与 V 形导轨相接触的滚轮和一个插入 V 形导轨直槽中的导板,以此实现导向,其牵引装置为直流电机和钢索。

该装置的吸能机构是不同形状的钢板,钢板的厚度约为 10 ~ 12mm。根据试验要求,试验前应准备好合适的钢板。试验时,将钢板放入两排滚柱之间。碰撞车前端固定一冲击臂,当冲击臂同碰撞车一起以高速冲击钢板时,钢板形状就变成如图 9-43 所示的样子,同时产生阻尼吸能作用,使减速度波形达到标准要求。为了摸索出适合某一特定试验条件、符合标准要求的钢板,需要做大量的试验研究工作。

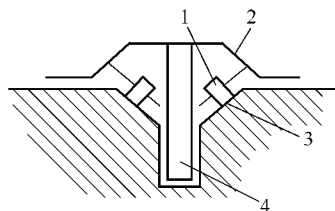


图 9-42 TUV 滑车导向机构示意图
1—滚轮;2—滑车;3—导轨;4—导板

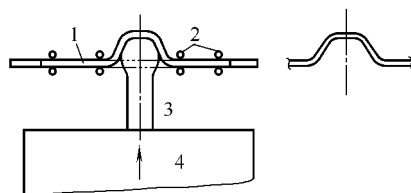


图 9-43 TUV 冲击吸能机构示意图
1—钢板;2—滚柱;3—冲击臂;4—滑车

日本 NSK 公司也应用了类似的钢板吸能机构,只不过 NSK 公司用的钢板厚度增加了,宽度变小了,其断面形状接近正方形。

四、美国 MTS 模拟碰撞试验设备

MTS 公司制造的碰撞试验设备与上面介绍的装置工作原理不同,

其吸能装置为反弹式的程序控制器。当滑车冲击壁障（固定壁）时，程序控制器被压缩，一直到将滑车所有动能吸收完为止，同时使滑车减速到零速度。而后，程序控制器伸展至原有长度，将所贮存的能量还给滑车，同时使滑车向回加速，使其返回到碰撞开始位置。图 9-44 所示为滑车冲击和反弹速度变化特性曲线，曲线的前半部发生在滑车碰撞至停止时间内，而后半部分发生在反弹的时间内，从曲线可见，滑车反弹最大速度近似等于碰撞前的最大速度，但方向相反。反弹速度随使用的程序控制器恢复系数不同而改变。图 9-45 所示为滑车减速度变化曲线。

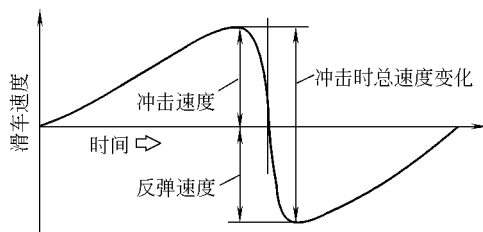


图 9-44 MTS 滑车冲击和反弹速度变化特性曲线

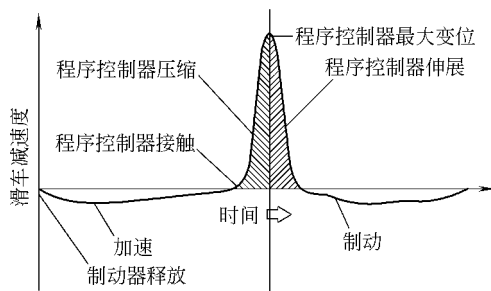


图 9-45 MTS 滑车减速度变化曲线

具有反弹性能的碰撞设备主要优点是相对路面的实际试验速度约为模拟速度的一半。因此，实际动能等于模拟动能的 $1/4$ ，这是该类设备特有的使碰撞安全性提高了的优点。此外，滑车驱动长度可以缩

减到前面述及的各类碰撞装置所需长度的 1/4。

这类模拟碰撞设备的核心部件是程序控制器。程序控制器有两种，即反作用力气缸程序控制和恒定力气缸程序控制器。

反作用力气缸程序控制器（见图 9-46）由气缸、弹性缓冲器及充气阀组成。气缸装在滑车上，弹性缓冲器装在壁障上。

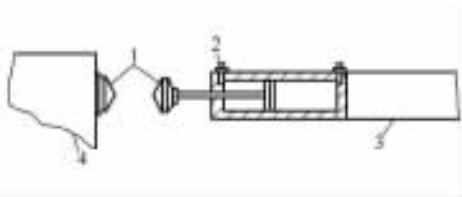


图 9-46 MTS 反作用力气缸程序控制器
1—弹性缓冲器；2—充气阀；3—滑车；4—壁障

反作用力气缸能使半正弦、半正矢脉冲变化范围很大。加速度峰值、持续时间和波形均可单独调整。其工作原理如下。

由图 9-46 可见，气缸的两个气室对活塞产生反作用力，形成气体弹簧。由于气体的绝热压缩及膨胀，每个气体弹簧的力与变形关系呈非线性特性。因为作用在活塞上的两个力方向相反，为产生近似线性或不同程度的非线性的变形特性，可以调节压力。力-变形特性曲线将决定碰撞脉冲的波形。为了改变程序控制器的有效刚度，也可以调节两腔的容积。刚度大小将决定脉冲的持续时间和加速度峰值。程序控制器的预充压力是用仪表板上的压力控制阀控制，仪表上有两套充放气手动阀，用来控制压力。

恒定压力气缸程序控制器（见图 9-47）由气缸、弹性缓冲环形

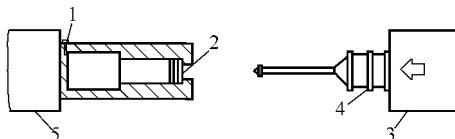


图 9-47 MTS 恒定压力气缸程序控制器
1—充气阀；2—弹性缓冲环形物；3—滑车；4—弹性模件；5—壁障

物、弹性模件及充气阀组成。气缸装在壁障上，弹性模件装在滑车上。其工作原理如下。

由于弹性模件上的推杆同气缸活塞碰撞，弹性模件被压缩，一直压缩到所产生的力等于气缸预充力为止。而后活塞以近似恒力移动，因此弹性模件可控制滑车减速度增加的速率和延迟时间，并且气缸可控制脉冲持续时间和减速度大小。用改变滑车加速度距离、气缸预充压力和弹性模件数量与刚度的办法，就可以控制减速度脉冲的所有参数。

恒定压力气缸程序控制器能实现方波和梯形波。

MIS 这种模拟碰撞试验设备的导轨为圆形镀铬导轨，并使用直线轴承。滑车带有 4 个制动器，在滑车反弹后用其刹住滑车，以防止第二次冲击。

MIS838.05 型水平模拟碰撞设备基本参数如下：

- ① 滑车台面（长×宽） 1.2m×1.2m；
- ② 滑车质量 450kg；
- ③ 最大试件质量 900kg；
- ④ 在 450kg 时最大速度 55km/h；
- ⑤ 最小脉冲持续时间 10ms；
- ⑥ 设备占地面积 14m×3m。

五、VIA 碰撞试验装置

这是一种由美国 VIA 公司设计制造的改进型水平碰撞装置。它在做汽车前、后实际模拟碰撞试验时，能以 72km/h 的速度将 1044kg 质量加速到壁障前。

VIA 系统由导轨、壁障、滑车、带推进车的气动推进装置、滑车减速装置以及有关的其他装置组成。全长近 22m，滑车导轨宽 0.914m，滑车上表面离地高 0.61m。壁障基础长×宽×深 = 7.62m×2.13m×1.52m，钢筋混凝土超过 45t。

VIA 有两个可换的安装试件用的滑车，一个滑车质量为 45.359kg，另一个滑车质量为 131.54kg。滑车装有 4 个低摩擦系数轴承组件，利用它们在两根工字形钢轨上行驶。

推进车是用于碰撞前推动滑车沿导轨移动的装置。它沿两个主导轨中间的第三根导轨移动，并允许滑车滑行。

推动装置用于加速推进车或滑车沿导轨移动。实际上它是由活塞和气缸组成的线性气动马达。气缸位于导轨中间，活塞直接与推进车相连，当气压进入气缸时，活塞便推动推进车沿导轨向壁障方向前进。为使滑车加速到期望的速度，装置设有三个射点，即在 15.48m、6.096m、0.2m 处。

此外，还有一个气动凸轮锁死机构。当滑车被拖到发射点时，该机构自动锁死，以确保发射、拖曳机构是一个气压作动缸，它可将滑车或推进车从壁障前拖到发射点。

滑车减速装置类似前面介绍的液压缓冲器。主减速装置有 1.218m 最大冲程，用来缓冲正在加速的滑车，使其减速，减速波形可调。还有一个冲程较短的事故减速装置，在主减速装置损坏或整个试件损坏时，它能使滑车停止。

壁障结构件是用螺栓固定于导轨和壁障支承部分上，安装载荷传感器的钢板（高×宽×厚=916mm×1828.8mm×25.4mm）连接到壁障结构件的安装平面上。钢板上可布置 3 排 15 个载荷传感器，支承结构能承受 113.5t 静载。

该装置具有两种工作模式：一种用滑车加速汽车结构部件或总成做与壁障碰撞试验；另一种做非破坏性试验，大部分是与约束系统有关的试验，包括假人同转向部件和风窗玻璃撞击试验研究以及在研究约束系统时，进行 FMVSS 第 527B 部分的假人动力学研究。

六、模拟碰撞试验装置滑车驱动方式

归纳起来，模拟碰撞试验装置滑车驱动方式有如下几种。

（一）发射型（液、气式）

① HYGE 型：模拟准确，高速方便，价格昂贵。

② 伺服液压油缸驱动型：德国申克公司为上海交通装卸机械厂制造的碰撞试验机就属此类。该试验机通过使用高斯迭代法可使实验曲线与设计曲线误差小于 5%，原则上，可以实现任意给定的碰撞曲线的模拟，但价格昂贵。

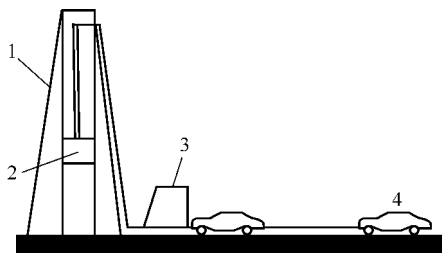


图 9-48 重力牵引法

1—重锤塔；2—重锤；3—壁障；4—试验车

③ 重力牵引法。英国 MIRA 应用重块自由下落的动力牵引滑车实现碰撞。图 9-48 所示为重力牵引法示例。

(三) 直流电机和钢索式（见图 9-49）

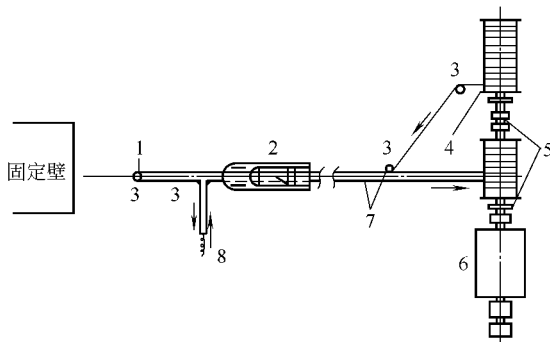


图 9-49 直流电机和钢索式

1—钢索脱离位置；2—试验车；3—导轮；4—卷筒；5—制动器；
6—直流电动机；7—牵引用钢索；8—钢索拉紧

这种系统冲撞前要切断动力源与滑车的直接联系。日本 NSK 公司的小尺寸模拟碰撞装置就是使用这种驱动形式。

七、模拟碰撞试验设备的吸能装置

吸能装置是产生符合要求的波形的控制器，是模拟碰撞试验设备

(装置)的关键部件,归纳起来有如下几种。

(一) 无反弹式

1. 塑料管吸能器

塑料管吸能器广泛应用于欧洲,也广泛应用于日本和中国,如 CATARC、东风汽车工程研究院、天津益中安全带厂等单位均使用塑料管吸能器。这种吸能塑料管的材料为聚氨酯。聚氨酯的性能和温度关系十分密切,因此,使用前要按规定的温度进行 24h 标态处理。另外,同一尺寸塑料管和不同尺寸的橄榄头相配合可产生不同形状的减速度波形。一支塑料管能重复使用多次,因而,它具有使用费用较低的优点。

图 9-50 示出了 ECE R16 推荐的塑料管和橄榄头的形状。CATARC 参考 ECE R16 推荐的塑料管尺寸和 UTAC 提供的样品开发出的塑料管吸能器生成的曲线基本符合 ECE R16、ECE R17 和 ECE R80 要求。

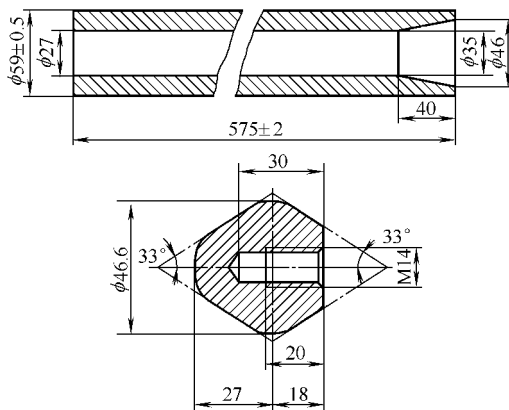


图 9-50 ECE R16 推荐的塑料管与橄榄头的形状

2. 不同形状钢板

如 TUV 和 NSK 使用的。

3. 液压缓冲器

该种吸能器在日本和美国得到广泛应用。图 9-51 是日本萱场工

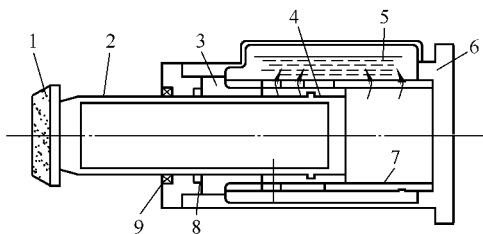


图 9-51 液压缓冲器结构示意图

- 1—橡胶缓冲块；2—活塞杆；3—轴承；4—活塞；
5—油缸；6—外缸；7—阻尼孔；
8—U形环；9—油封

业株式会社制造的液压缓冲器原理图，实际上它是一个阻尼油缸。根据需要缸壁上开有数个阻尼孔，缸的上边设有油池。当活塞杆受到冲击后，活塞前部推动油液通过阻尼孔进入油池，从而产生阻尼作用，使减速度具有相应波形。同时，油液进入活塞后端，以避免形成真空。

装有这种液压缓冲器滑车的冲击减速度值可在 $20 \sim 80g$ 范围变化，并可实现三种波形：近似正弦波、近似梯形波和近似锯齿波（三角波）。当滑动质量为 $1.5t$ ，速度为 $30km/h$ 时，可产生 $30 \sim 40g$ 减速度。

（二）反弹式

如 MTS 公司制造的程序控制器。

（三）惯性式

借助于滑动质量（包括滑车、试件或假人等）产生的与滑车加速度方向相反的惯性力（相当于阻尼力）来实现所要求的减速度波形，如发射型驱动装置就是以此原理完成试验的。

八、滑车与拖车间的联结及脱钩机构

模拟碰撞试验本身具有安全性问题。一般来说，给拖车或滑车施加拉力后，试验现场不得有人，以防因停电或机构失灵，滑车产生不

希望的碰撞，造成意外伤害。因此滑车与拖车的联结、脱钩机构应能实现自动释放或自动脱钩。归纳起来，联结与脱钩机构有如下几种形式。

1. 电磁铁吸合、释放机构

图 9-52 所示为 CATARC 电磁铁吸合、释放机构。该机构由电磁铁偶件和驱动安全销的小电机及电动推杆组成。电磁铁直径为 300mm 装 2 对，总吸力为 3t（实测为 4t）。为确保安全采取了一些互锁措施。只有具备下述 3 个条件，卷扬机才能拉动拖车：①按下操纵台上的拖车电磁铁吸合按钮，电磁铁吸合；②电动安全销插入滑车和拖车孔中；③告诉他人模拟碰撞试验即将开始的警报灯点亮，或警报喇叭发出响声。缺一个条件，卷扬机无法启动。如果在卷扬机牵引过程中停电，由于安全销仍插在滑车和拖车孔中，滑车不会自动释放，从而保证不发生不必要的碰撞。当卷扬机将滑车拉到设定的挡块和停车开关位置，自动停车，等待释放。释放时，由操作员按拔销按钮，后按电磁铁释放按钮（只有安全销完全从孔中拔出，才能释放电磁铁），同时借助多根橡胶绳牵引滑车实现碰撞。因此，系统确保了整个过程的安全。

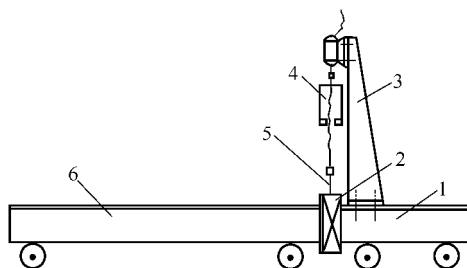


图 9-52 CATARC 电磁铁吸合、释放结构

1—拖车；2—电磁铁；3—支架；4—电动推杆；5—安全销；6—滑车

电磁铁吸合、释放机构结构简单、布置方便、易于操作。

2. 机械式联结、脱钩机构

图 9-53 所示为东风汽车工程研究院模拟碰撞试验设备采用的联

结、脱钩机构。图示位置为锁住状态（即推送车与牵引装置联结状态），这是借助锁块 3 压住上卡钳实现的。当牵引钢丝绳向后拉滑轮 5 和承载架 4 到止动装置处（图中未示出），锁块 3 被止动装置挡住而逆时针转动，当转到一定角度时，上下卡钳便立刻自动打开，菌形拉杆被释放，于是推送车推动滑车冲向壁障。在壁障前一定距离处设有液压阻尼器，以使推送车止动，而滑车借助惯性实现最终碰撞。

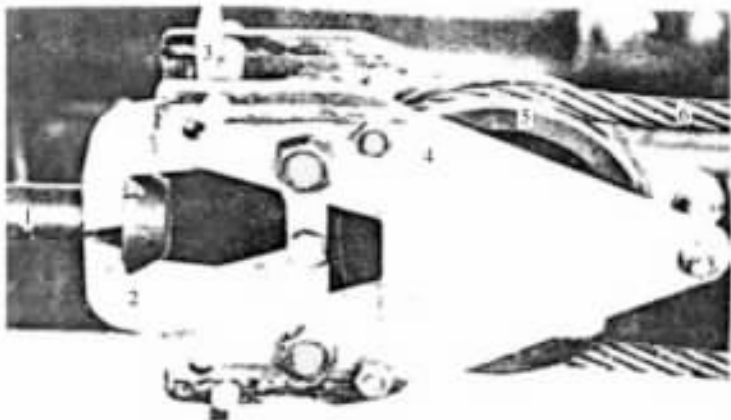


图 9-53 机械式联结、脱钩机构

1—与推送车相连的菌形拉杆；2—自张式卡钳；3—锁块；
4—承载架；5—滑轮；6—牵引钢丝绳

这种机构结构简单，造价低，但卡钳与菌形头接触部分容易磨损。

3. 液压（或气压）驱动的联结、脱钩机构

法国 UTAC 曾用过这种结构。这种机构的缺点是机构复杂，造价高。

第四节 汽车碰撞模拟

有限元方法出现于 20 世纪五六十年代，后来得到迅速发展，但是由于当时的理论尚处于初级阶段，再加上当时的计算机软硬件也均

处于相对较低的水平，有限元法并没有在工程上得到普及。直到 20 世纪 60 年代末 70 年代初，出现了大型的通用有限元程序，它们以功能强大、使用方便、计算结果可靠、计算效率高而逐渐形成规模，并逐步商业化，成为结构工程强有力的辅助分析工具。目前，有限元方法已经在现代结构力学、热力学、流体力学和电磁学等诸多领域得到了十分广泛的应用。

汽车碰撞模拟在有限元方法应用领域里具有非常重要的位置，近些年来发展非常迅速。目前，在世界范围内广泛应用的此类大型软件有多刚体软件 MADYMO，有限元软件有 LS-DYNA3D、PAM-CRASH 和 MSC/DYTRAN 等，基本上是以 DYNA3D 为基础。湖南大学也于 2003 年 4 月推出了我国第一个汽车碰撞模拟分析软件，并且已经投入商业用途。

最初的汽车碰撞模拟有限元模型的规模相当小，只有几千个单元，随着相关理论和计算机的发展，模型规模（单元数）从几万到几十万，不久的将来就会突破 100 万，虚拟原型的表达愈加精细，甚至接近实车的水平，在模拟的精度上也有很大提高，为汽车安全性的设计提供了更详实、更有效的参考数据，成为了汽车设计开发过程中不可缺少的虚拟手段。

从汽车出现的那一刻起，汽车的安全问题一直受到普遍关注，各大汽车生产商及研究机构不断投入大量的财力、物力进行相关研究。最初，汽车技术集中于着重提高动力性、舒适性、操纵稳定性、制动性等主动安全性，随着人类生活水平和汽车业的飞速发展，被动安全性逐步提上研究日程，并取得长足发展，目前，已经成为汽车研究开发过程中必不可少的一个重要环节。

在早期的汽车被动安全性研究中主要是采用反复试验的方法，汽车结构耐撞性和乘员保护系统性能的检测主要依靠试验手段和经验，这需要相当长的研究周期，而且需要花费大量的人力、物力和财力，即便如此，得到的结果也不一定理想。

计算机技术和现代计算力学的深入发展为汽车碰撞模拟软件的发展及应用提供了良好的基础。虚拟试验的主要优点是：在汽车产品的

设计阶段就可以进行模拟分析，并且可以很方便的进行当前实车试验手段无法实现的碰撞形式的分析研究，全面的发现并解决问题，从而缩短开发周期，降低研制费用；另外，汽车的零部件繁多、结构复杂，即使是采用非常先进的三维高速摄像手段，也很难得到汽车内部关键部件的应力变形情况，而数值模拟则可以得到虚拟模型中任意零部件的应力变形情况，为设计开发人员提供丰富而重要的参考数据，以改善设计，为人们提供更安全的汽车，占据更有利的市场位置。

实践证明，采用计算机模拟作为一种分析手段用于汽车产品设计和安全性分析，能够部分代替汽车碰撞试验，从而提高效率、降低成本、缩短开发周期，已被公认为高效而经济的方法。汽车碰撞模拟已经不再只是应用于科研，并且在安全性车身开发、碰撞受害者保护、人体生物力学、碰撞试验用标准假人开发等领域中发挥了重大作用，计算机碰撞模拟技术在汽车安全性设计中的应用所产生的经济效益十分显著。将各种材料数据、运动参数等输入 CAE 系统并对各种不同试验条件进行计算机模拟从而得出车辆碰撞过程中的各种参数及其规律，是实际生产中再好不过的指路明灯。

一、汽车碰撞计算机模拟的基本理论

汽车碰撞模拟仿真是建立在有限元技术的基础上的，它结合了结构力学、运动学、工程计算等学科的先进技术，是有限元方法的一个重要的应用领域。首先要将被分析物体离散成为若干小单元，该技术离不开建立在固体流动变分原理基础之上的有限元理论的支持，因此要对相关的基本理论有一个全面的了解，使之更有效地服务于我们的相关研究与工程。

汽车碰撞模拟软件有以下几个主要特点：三维、有限元、拉格朗日函数、显式算法、矢量化、多任务以及结构的动态分析。下面就对这些相关的主要理论分别进行阐述。

（一）有限元方法概述

1. 非线性有限元法的基本概念

有限元法是将一个连续的系统减弱为一个空间离散的系统，方程

中每一个单元的运动均由构成单元的节点来表示。

在碰撞模拟的许多结构中，最主要的有限元形式是薄壳单元，薄壳单元是一种基于 Mindlin-Reissner 板理论的双线性四节点四边形单元。最高效的一种薄壳单元最初由 Belytschko 发展而来，Mindlin-Reissner 板理论把板的横向剪切变形考虑在内，并且假设指向板中间面的直线法线保持平直，但是不必垂直。在经典的 Kirchhoff-Love 板理论当中，指向板中间面的法线要同时保持平直和垂直，横向剪切变形的影响被忽略。

Kirchhoff-Love 理论保持指向板中间面的法线垂直。该理论的引入要求在一个复杂的有限元方程式中得到的斜率兼容性横穿单元边缘 (C^1 连续)。另一方面，Mindlin-Reissner 理论仅要求在形态方程中 C^0 连续以保证内部单元变形的完全兼容，这样极大的简化了 FE 方程。

一点求积分的简化积分法用来计算在 Belytschko 单元情况下由板和壳单元所产生的节点作用力。该方法避免了“薄壳锁定”，但是允许单元的一定的零能量或者运动学变形模式，由此不加入阻应力，这种零能量模式称为沙漏 (hourglass)，如果激发有可能通过不受控制的乱真振荡导致数字计算的不稳定性，为了避免沙漏情况，采用了内嵌的沙漏控制算法，有效的避免了与一点求积分壳单元相关的数字计算不稳定性问题。

有限元网格具有通过以下方式建立物理结构的数字化模型的优点：简单而真实的离散化；简单而真实的表达边界条件。

2. 数值积分法

对任意几何形状的 3D 结构使用体 (SOLID)、壳 (SHELL)、杆 (BAR)、梁 (BEAM) 等有限元形式进行离散化。通常的碰撞模型中壳单元用于建立薄壁金属或者是塑性元件，杆和梁用来建加强结构、车轮悬架、传动轴以及一些特殊的连接或者是二级元件等，块体单元可以用于建立可压碎的泡沫元件。

有限元的应用引出了每个自由度上的离散化、共轭的、非线性的运动方程。这些方程可以在时间域内使用隐式算法进行积分，也可以使用显式算法进行积分，这两种算法均采用时间离散算子通过前一个

时间离散点的已知的结构状态来求解给定的时间离散点处每个自由度上未知的位移、速度、加速度。标准的隐式算法需要对非线性运动方程组进行线性化，导出共轭的代数方程组，必须进行迭代运算以达到所要考虑的时间点的动力平衡。

另一方面，标准的显式算法并不需要进行线性化，假定集中的质量矩阵存在的情况下导出非共轭的代数方程组。这种系统的解算以及每个时间步长的计算时间相对于可能非常巨大的隐式算法的方程系统解算来说是微不足道的。

然而，显式算法的时间增量受计算稳定性的制约，而原则上在无条件的隐式算法时间增量的大小是不受限制的。但是，在典型的碰撞研究中，持续时间相对较短，并且伴随有结构部件的大幅度变形，这种优势就显得无关紧要了，这是因为，为了能够准确的表现碰撞事件中复杂的物理现象并描述材料和几何的非线性，许多离散时间点的结构状态都必须已知。

因此，在碰撞研究中显式时间积分算法已经证实具有明显的计算优势。

(1) 显式积分法

在碰撞的模拟计算中采用的是显式积分的方法，而显式积分法采用的是中心差分的方法。节点的位移为已知量，内力为已知量，通常的质量矩阵是非对角矩阵，如果质量矩阵为对角矩阵，可采用集总技术加以处理使之对角化，则可得到非关联的微分方程组，免去了求解联立方程组的繁杂过程，使计算变得简单、迅速。

为了保证碰撞模拟中接触的有效性，不穿透最小的单元，显式积分法要求要有足够小的时间积分步长。对于线性弹性材料来说，声速是材料的弹性特性和密度的函数，临界时间步长依赖于最小单元的尺子以及模型的材料密度和弹性特性。一般情况下，非线性系统得不到通用的稳定准则。

(2) 显式和隐式算法的比较

典型情况下，隐式分析中的时间步长会比显式分析大 100 ~ 1000 倍。使用隐式算法，对于大系统而言，一个时间步长上的解算可能非

常昂贵，尤其是当需要大量时间步长以精确描述所研究的自然现象时。在显式分析中，时间增量比较小，因此一个时间步长之内调整的位移近似值很小，对于隐式算法就不是这么回事了。隐式算法中非线性方程组的解算需要迭代和收敛准则，而在显式算法中并非如此，时间步长足够小，可以假设对于每个时间步都是收敛的。

隐式算法可以直接解算静态问题，显式算法则不行。静力学需要同时满足所有节点的所有边界条件。这在显式算法中是不可能的，因为边界条件或载荷的作用在每个时间步长传播给一排单元。

因此，显式算法在本质上就适合解决震动波问题和高速瞬时间题，但是在有些情况下，用显式算法来解算准静态问题可能是有利的。

下面把各项特征整理成一个列表，以便清晰的了解显式和隐式算法各自的优缺点，如表 9-14 所示。

表 9-14 显式算法与隐式算法的对比

项 目	显 式	隐 式
自然现象	高速动态瞬时 高速震荡响应 高速动态加载和高度非线性行为	静态和低速动态 低频响应 简单加载函数和模式率依赖性非线性行为
软件程序	简单逻辑 内核	复杂逻辑 外核
时间步长	小	大
代数方程系统的解算	集总质量的求解微不足道	是
收敛迭代	否	是
精密转动	每个小时间步长小转动	大时间步长要求有限转动
存储需求	低	高
I/O 需求	低	高

- 根据显式算法的特点，它主要应用于以下情况：
- ① 为了准确描述高度非线性物理现象计算时间步长必须很小的时候，例如碰撞事件中的弹塑性加载；
 - ② 当事件是高度动态的或者波的传播现象占主导地位；

③ 事件的持续事件相对较短。

3. 三维 (3D)

在三维实体模型中每个节点有 3 个平动自由度。在三维薄壳数字化模型中每个节点具有 6 个自由度, 即 3 个平动和 3 个转动。在三维薄板数字化模型中每个节点具有 5 个自由度, 即 3 个平动和 2 个转动。碰撞模型主要是单元的三维空间模型, 可以通过平面应力条件 (薄板和薄壳理论) 分成多个层, 通常情况下没有专门的二维选项。

4. 拉格朗日函数

该项涉及对问题的独立参变量的选择, 在拉格朗日公式里, 每个质点通过它的初始坐标进行表征, 并且它的实际坐标被选为问题的自变量

$$\left. \begin{aligned} x &= x(x_0, y_0, z_0, t) \\ y &= y(x_0, y_0, z_0, t) \\ z &= z(x_0, y_0, z_0, t) \end{aligned} \right\}$$

这种选择的推论如下: 空间离散化后得到的常差分方程描述了代表原始连续的材料质点的动态平衡, 例如

$$M\ddot{x} + Kx = F_{\text{ext}}$$

这是线性情况下的运动离散方程式, 在这个方程式中 M 是质量矩阵, K 是刚度矩阵, F_{ext} 是施加载荷的矢量。

质点的加速度等于速度的材料 (material) 导数并且等于速度的偏导数, 因为 x_0 、 y_0 、 z_0 是常数

$$\frac{dv}{dt} = \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial v}{\partial x_0} \times \frac{\partial x_0}{\partial t} + \frac{\partial v}{\partial y_0} \times \frac{\partial y_0}{\partial t} + \frac{\partial v}{\partial z_0} \times \frac{\partial z_0}{\partial t} = \frac{\partial v}{\partial t}$$

网格节点和材料节点一致, 具有时间依赖性坐标。这样 FE 网格将随着材料而变形, 这将限制分析的持续时间, 因为经验表明随着网格扭曲变形的增长, 时间步长通常会下降。

巨大的变形有可能导致违背单元方程式中所做的假设, 有单元倒象的危险 (负或零雅可比行列式), 这导致如下的重要结论: 拉格朗

日 FE 网格必须用于变形的结构。

5. 矢量化、多任务

随着汽车工业的飞速发展, 计算机辅助手段在汽车开发中占据日益重要的地位, 三维有限元模型日趋接近实车, 单元数量成倍增长, 而且对模拟精度的要求不断提高, 计算机碰撞模拟计算量相当大, 因此, 此类软件允许进行多 CPU 并行计算, 以便根据需要缩短计算时间, 加快开发进程。根据存储方式的不同, 可将并行计算分为共享式内存和分布式内存, 并行计算机平台中占主要地位的是超级计算机和 workstation, 具有非常高的计算性能, 但是此类硬件十分昂贵, 近年来 LINUX 机群因其价格低廉也得到了较好的发展, 有些软件甚至实现了 Windows 操作系统上的并行计算, 取得了较好的性价比, 但缺点是计算效率相对较低。

(二) 各类型单元

1. 实体单元

有限体单元可以用来对体材料进行离散化。节点 $N_1 \sim N_8$ 定义出 8 节点体单元的顶点, 少于 8 个节点的体单元通过重复一个或几个节点实现。通常情况下, 使用如下的表示方法

$$\left. \begin{array}{l} 4 \text{ 节点: } N_1 \ N_2 \ N_3 \ N_4 \ N_4 \ N_4 \ N_4 \ N_4 \\ 5 \text{ 节点: } N_1 \ N_2 \ N_3 \ N_4 \ N_5 \ N_5 \ N_5 \ N_5 \\ 6 \text{ 节点: } N_1 \ N_2 \ N_3 \ N_4 \ N_5 \ N_5 \ N_6 \ N_6 \end{array} \right\}$$

8 节点、4 节点和 6 节点的体单元 (R、S 和 T 构成一个右手坐标系) 如图 9-54 所示。

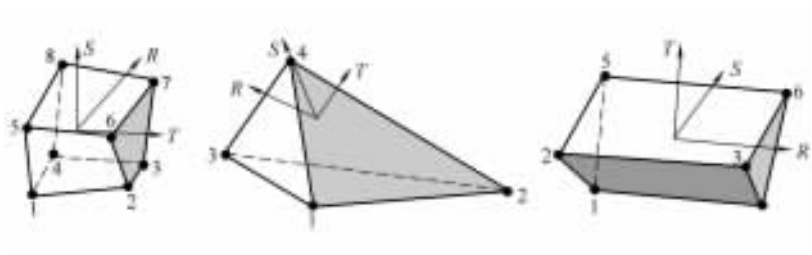


图 9-54 体单元的定义

8 个节点的体单元的节点之间的连接须遵循以下规则：

第一个面（节点 1、2、3、4）的法向用右手定则指向内侧；

第二个面（节点 5、6、7、8）的法向用右手定则指向外侧。

对于 4 个节点和 6 个节点的体单元，所定义的第一个面的法向用右手定则必须指向内侧。

体单元基于三线形态函数进行坐标插值，为了保证自动满足收敛和完全性准则，需要采用等参数方程式，因此，坐标和位移的插值使用相同的形态函数。

所用的等参数三线性体单元是一阶 C^0 实体，因此，单元内的位移场是平滑的，即位移场及其梯度场都是连续的。穿过单元边界位移是连续的，然而它们的梯度在单元边界之间可能是不连续的，一阶单元在计算上比较高效，当出现局部问题（塑性、震动……）时，它们能够得到比较好的结果。显式计算中，时间步长由尺寸较小的单元的稳定性条件所决定， C^0 实体是非常高效的。

等参数实体单元运用 Gaussian 积分法进行数字积分。两种数字方法可以应用可选的和简化的积分法。未经更改的等参数实体方程式的完全 8 节点积分能够准确的评价节点数量，但是全积分 C^0 单元在运动约束导致的剪切所引起的挠曲中有锁死的趋势，而且在受约束的介质中，诸如不可压缩的或几乎不可压缩的材料和偏塑性，由离散化网格所得到的近似值非常差，不依赖于网格尺寸。要克服这些问题，可以采用选择性或简化积分法取积分值的近似值。因此，选择性和简化积分单元在受约束介质中均具有良好的性能，并且，能够得到良好的挠曲结果，简化积分单元的开销更小。

简化积分的一个缺陷是单元等级缺乏，这种结果在零能量模式中叫做沙漏模式。零能量模式由特别的位移场产生，这种位移场使得单元的变形不受内力限制。沙漏导致非自然响应，这对数字解算非常不利，如果不加控制甚至会破坏解算进程。现在通常使用 Flanagan 和 Belytschko 方法来控制实体单元的沙漏模式，简化积分单元等级缺乏，但是选择性积分实体具有正确的等级，而且不会表现出任何零能量模式。

2. 壳单元

薄壳有限单元可以用来离散化板和壳结构，通过 3 个或 4 个节点的壳单元离散化厚度为 t 的壳表面，由于增塑作用所引起的或者是层叠壳中厚度方向的非线性应力分布需要在厚度方向进行数值积分。壳单元定义如图 9-55 所示。

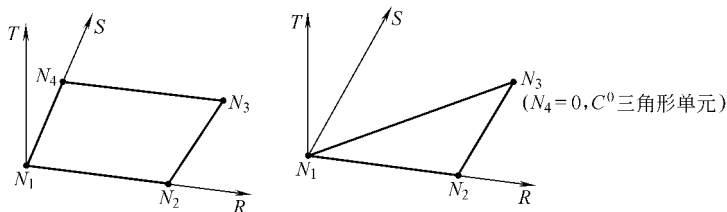


图 9-55 壳单元定义

除了多层复合材料之外，积分点在厚度方向上是等距的，对于多层复合壳，通常是每一层一个积分点，壳的厚度由层的厚度计算而来。

在大多数情况下，3 个积分点足够用来对挠曲和薄膜效应进行积分。在特别情况下，可以用 4 个或 5 个积分点来提高精度，需要注意的是这会增加计算时间。

把节点 N_4 设置为零，则得到 C^0 三角形单元。 $N_4 = N_3$ 是退化的四边形单元，在一定情况下会出现锁死，因此，这种三角形单元应该尽量少用。

通常有 3 种不同的壳单元公式，即 U_1 、 T_1 和 BW 。这些壳单元公式的主要特点是： C^0 连续和对刚体运动的客观性。壳单元公式基于 Mindlin 壳理论，因此，平面的截面仍然是平面，但不必与壳的中间面垂直。

Belytschko-Lin-Tsay (U_1) 单元是一种简单而高效的单元类型，它基于一致简化积分概念。这种单元在碰撞和冲击问题中极具优越性。为了避免由不完全积分所引起的沙漏，建议采用 Hughes-Tezduyar 全积分单元 (T_1)，使用插值程序以得到横向剪切场，这个假设

的应变场避免了全积分壳单元中的剪切锁定。 T_1 单元具有正确的秩 (比如无沙漏模式), 在振荡和冲击波占主导的问题中能够得到良好的结果, 当出现过度的沙漏时用它来取代 U_1 单元。

为了提高 U_1 和 T_1 单元在翘曲结构中的性能和精确度, 可以采用 Belytschko-Wong-Chiang 单元 (BW), 该单元公式基于更好的运动场 (也通过节点投影计算剪切应变)。沙漏控制方法同于 U_1 壳单元, 附加的投影方案使得它像 6 个自由度的壳单元一样, 在翘曲结构中能够取得非常精确的结果。该投影方法迫使刚体运动和螺旋转动具有恒定性, 因此, U_1 和 T_1 单元不能正确计算的问题, 如扭梁, 使用 BW 单元则可以取得很好的结果。

3. C^0 三角形壳单元

Mindlin 类型的三角形壳单元只使用平面内一个积分点, 并且不会产生零能量模式, 即具有满秩而且不存在沙漏模式。这种单元比 4 节点壳单元刚度大, 应该只用在因网格剖分的限制而无法用 4 节点单元取代三角形单元的情况下。

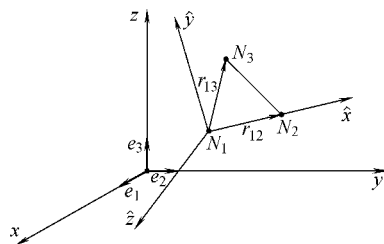


图 9-56 三角形壳单元的跟随转动坐标系

对于由三个节点构成的三角形壳单元跟随转动坐标系如图 9-56 所示。

三角形平面的当地法向定义为单元坐标系的当地 z 轴

$$e_3 = \frac{r_{12} \times r_{13}}{\| r_{12} \times r_{13} \|}$$

当地 x 轴定义为三角形的

边 12

$$e_1 = \frac{r_{12}}{\| r_{12} \|}$$

随之可以构建出 y 轴, 坐标系 (x, y, z) 是一个右手正交系统

$$e_2 = e_3 \times e_1$$

单元的当地坐标系是跟随转动的, 它随着单元变形、移位和转

动，每个时间步长重新计算一次。在跟随转动坐标系中，客观应力率等于应力率：

$$\overset{\nabla}{\sigma} = \dot{\sigma}$$

4. 薄膜单元

薄膜有限单元用来离散化由薄而柔软的薄膜材料所构成的结构，比如织物，具有零弯曲刚度，厚度方向的应力分布恒定不变，并且在厚度方向上不需要进行数值积分。薄膜单元的定义如图 9-57 所示。

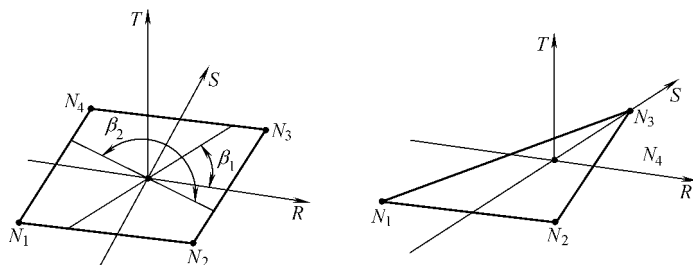


图 9-57 薄膜单元的定义

薄膜三角形单元通过重复节点 N_3 获得，薄膜材料由一个各向同性的主体（表层材料）和一层或两层纤维构成。在单元的当地坐标系（ R, S, T ）中，纤维角度定义为纤维和 R 轴之间的夹角。

5. 梁单元

梁有限单元用来离散化梁和框架结构，可以传递轴向力、切向力、弯矩和扭矩。根据不同复杂程度的表达式可以使用全局应力合成或截面积分点的当地积分来计算其响应。梁单元定义如图 9-58 所示。当地坐标系的定义如下：

当地坐标轴 R 轴沿直线（ N_1 ， N_2 ）方向；

当地坐标轴 S 轴在（ N_1, N_2, M_1 ）平面上并与 R 垂直；

当地坐标轴 T 轴根据右手定则确定（ R, S, T ）。

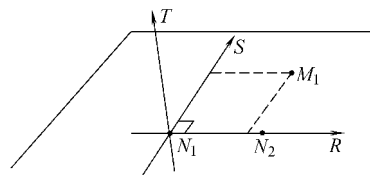


图 9-58 梁单元的定义

梁有限单元通常是基于 Belytschko-Schwer 表达式和 Euler-Bernoulli 梁理论, 这种单元的主要特点是能够有效地处理大位移、大变形问题。

由 Belytschko 和 Schwer 引入梁单元的跟随转动技术把位移场细分为一个刚体场和一个形变场, 引用有关刚体运动的客观有限元公式, 因此, 刚体的平动或转动不会产生应变。但是, 原始的 Belytschko-Schwer 梁单元的每个单元局限于小变形或小应变, 需要采取一些特别的数值处理方法使每个单元能够有相对较大的变形。

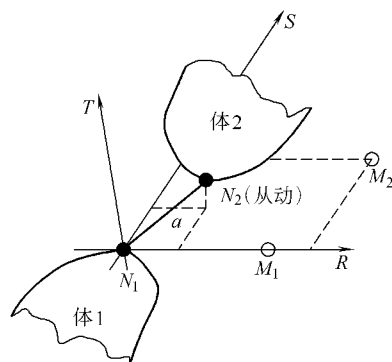


图 9-59 6 自由度弹簧/减震器单元的定义

6. 6 自由度弹簧/减震器单元

6 自由度弹簧单元连接两个空间位置相同或离开一定距离 a 的节点。在完全刚性约束情况下, 6 自由度弹簧/减震器单元通过一个长度为 a 的刚体连杆连接一个从动节点 N_2 和一个主动节点 N_1 , 如图 9-59 所示。

如果在时间 $t = 0$ 时 N_2 的坐标和 N_1 相同, 长度 a 的值也可以是零。实际上, 从动节点和主动节点之间的 6 自由度弹簧单元

连接并不是完全刚性的, 对于当地坐标系 (R, S, T) 中的相对位移和转动, 具有有限非线性主机械阻力曲线和卸载机械阻力曲线, 当地坐标系 (R, S, T) 刚性连接在主动节点 N_1 上。

对于一定的相对位移 (转动), 阻力 (力矩) 可以是零, 这样就能构造不同类型的铰链装置, 急剧增大相应的机械阻力曲线可以使该装置停止运动。

7. 运动铰链

运动铰链单元对应于非线性弹簧/减震器单元, 它连接两个空间位置相同或离开一定距离 a 的节点。在完全刚性约束情况下, 6 自由度弹簧/减震器单元通过一个长度为 a 的刚体连杆连接一个从动节点 N_2 和一个主动节点 N_1 , 如图 9-59 所示。

实际上，从动节点和主动节点之间的运动铰链单元连接并不是完全刚性的，对于在当地坐标系（R，S，T）中的相对位移和转动，它具有有限刚度，是通过被连接体或节点的质量/惯量和特性计算而来，当地坐标系（R，S，T）刚性连接在主动节点 N_1 上。

8. 时间步长

时间步长包括单元时间步长和节点时间步长，一般情况下，节点时间步长大于或等于单元时间步长。在一些剧烈的接触冲击问题中，为了避免穿透而采用较大的惩罚值或非线性接触刚度，此时使用节点时间步长可以有效地保持计算的稳定性。

单元和节点的时间步长原则上用图 9-60 所示方法计算。

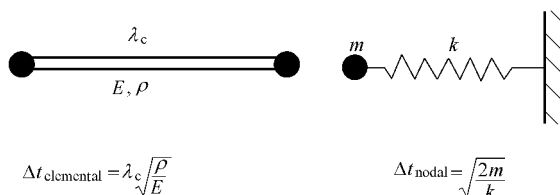


图 9-60 单元和节点时间步长

其中， λ_c 是特征长度；E 是弹性模量； ρ 是单元的质量密度；m 是节点质量；k 是节点刚度。节点刚度 k 与单元种类、接触刚度等有关。

9. 沙漏（hourglass）控制

碰撞仿真计算对四边形及实体单元通常使用单点积分以获得较短的计算时间和避免单元锁死，但是单点积分可能引起零能模式，或称沙漏模式。沙漏是一种以比结构全局响应高得多的频率震荡的零能变形模式，是单元刚度矩阵中秩不足导致的，而这些是由于积分点不足导致的。沙漏模式导致一种在数学上是稳定的，但在物理上无法实现的状态。它们通常没有刚度，变形呈现锯齿形网格，四边形及实体单元的沙漏模式如图 9-61（a）、（b）所示。其总体表现形式如图 9-61（c）、（d）所示。

在分析中沙漏变形的出现使结果无效，所以应尽量减小和避免。

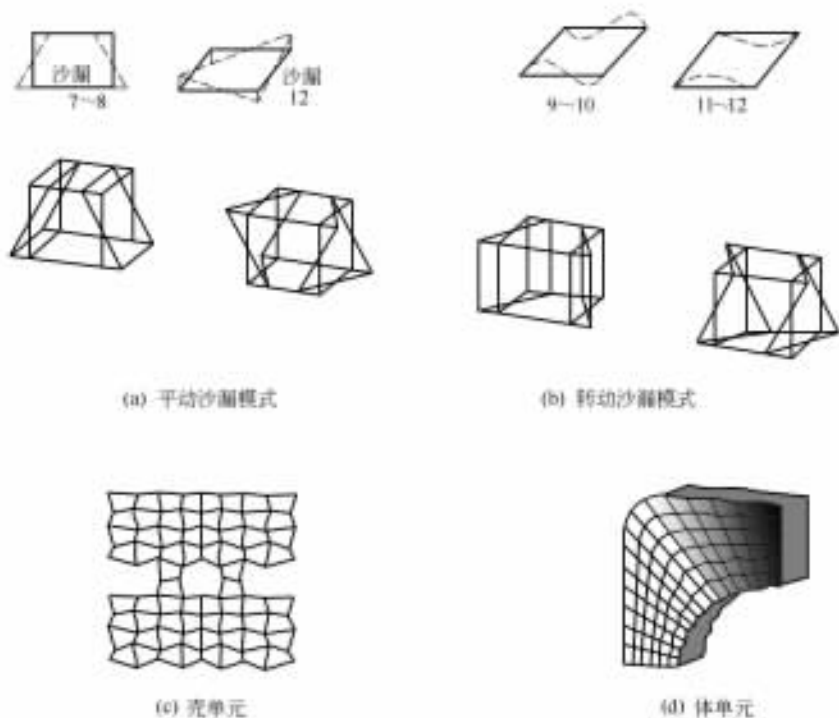


图 9-61 沙漏模式及其总体表现形式

如果总体沙漏能超过模型总体内能的 10%，那么分析可能就是无效的，有时候甚至 5% 的沙漏能也是不允许的，所以有必要采取特殊的技术对它进行控制。

沙漏控制的方法主要有：

① 沙漏控制可以通过调整模型的体积黏度、刚度或两者同时使用的方法来控制，不管是线性的或非线性的；

② 沙漏越严重，表明结构越软，沙漏会导致过早或严重的褶皱变形，如果发现严重的沙漏，应仔细检查模型，采用调整沙漏控制参数来调整结构性能的做法是不提倡的；

③ 使用全积分单元，由于沙漏是单点积分导致的，所以可以使

用相应的全积分单元来控制沙漏，此时没有沙漏模式，但在大变形情况下模型过于刚硬；

④ 通过使用好的模型方式可以减少沙漏的产生，如网格的细化、避免施加单点载荷，在易产生沙漏模式的部件中分散一些全积分的“种子”单元，从而减少沙漏。

10. 接触界面

接触冲击现象存在于应用力学的许多领域，在汽车碰撞模拟计算中接触问题的处理是一个重点。接触不仅发生在车与外界环境之间、汽车的各个部件之间，甚至汽车的某一个部件都可能发生接触碰撞。然而，由于计算经济性的问题，通常要区别处理可变形结构撞击刚性墙、远距离的两个结构部件相撞和结构部件内部的自接触。包含刚体的接触冲击模拟也需要区别对待，防撞性模拟分析的计算时间可能受制于所使用的接触算法，因此，提高接触算法的计算效率非常重要，许多人都在不懈努力来解决这个问题。

有限元可变形体离散化的接触冲击模拟问题可以分成两个部分：接触搜索和接触界面。接触搜索算法确定结构的哪一个部分最有可能与刚性墙、结构的其他部分或自身接触，搜索一旦发现接触临近，接触界面算法就会检查穿透并确立接触。基本的接触约束方程不同程度地应用于拉格朗日因子和接触乘法方法，这是有限元程序中使用的主要的接触界面数字算法。

(1) 变形体的接触处理

回顾防撞性模拟中一般的准静态接触和动态冲击问题的解算方法，并讨论其在防撞性模拟程序里的适用性和执行性。结构之间和结构内部（自接触）的接触冲击问题具有不同的算法，结构冲击算法分为接触搜索和接触界面两部分，接触搜索确定接触冲击边界，并且接触冲击算法强加接触冲击条件：滑动、摩擦和脱离。

下面首先对变形结构的离散有限元薄壳模型中通常涉及的一些相关概念进行简单解释。

① 刚性墙 刚性墙是一种屏障，不允许结构中的节点穿透。刚性墙可以拥有质量、有限或无限延伸，也可以是简单的不能穿透的几

何体。

② 接触体和接触面 接触体及其接触面由结构、内表面和外表面来表示，它们可以通过接触界面与其自身发生接触或者与接触体发生接触，比如一个中空的立方体是一个具有内部和外部接触面的接触体。

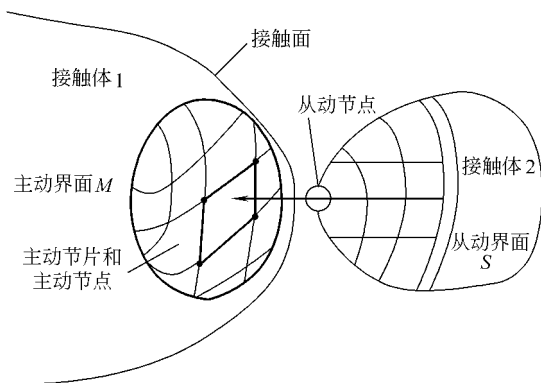


图 9-62 单面接触

③ 接触界面 接触界面是在接触体的内接触面或外接触面定义的一个子区域，在该范围内可能发生接触。图 9-62 和图 9-63 所示为单面和双面接触。一个接触体的所有内外表面可以定义成一个接触界面，但是把这些表面的一个或几个不同的子区域分别定义接触界面会更加经济。一个接触界面由一组接触节片组成。

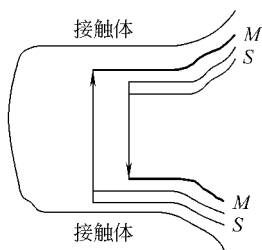


图 9-63 双面接触

④ 接触节片 大多数有限元程序中接触节片被视为单独（实体或壳）的有限单元的表面。接触节片可以与从动节点发生接触。

⑤ 从动和主动节点 从动和主动节点是属于接触界面和接触节片的一系列有限元网格节点。在单面接触的定义中，从动节点属于从动界面，主动节点属于主动界面；双面接触中，从动界面和主动界面之

间没有差别，接触界面对称处理，即首先从动节点是从动节点，主动节点是主动节点，然后从动节点作为主动节点，而先前的主动节点作为从动节点。主、从动界面的对称处理如图 9-64 所示。

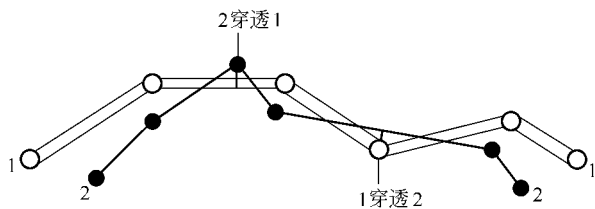


图 9-64 主、从动界面的对称处理

(2) 接触冲击算法

现代接触冲击算法把这个问题分成了两个子问题：接触搜索算法和接触界面算法。在接触搜索算法中，对有接触趋势的结构部分进行扫描以确定初始接触，而接触界面算法是在发现接触后施加接触冲击条件。接触冲击的模拟方法如图 9-65 所示。

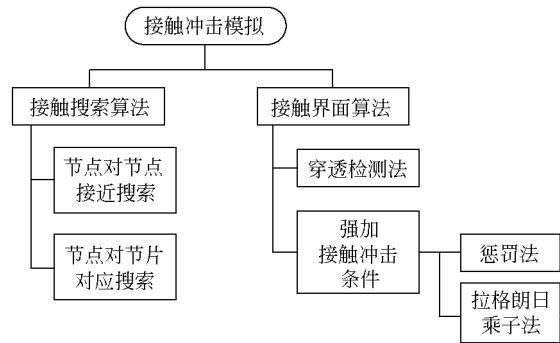


图 9-65 接触冲击的模拟方法

二、汽车碰撞模拟研究内容

1. 汽车零部件碰撞模拟

需要进行零部件碰撞模拟的主要包括车内饰件（仪表板等）、座椅头枕、安全带、安全气囊和转向系（方向盘、转向柱等）等，一般情况下，它们的碰撞模拟是由相应的零部件供应商来完成的。汽车

的安全部件或局部总成大都是由独立的零部件供应商生产，然后为汽车生产商提供配套，其设计开发过程中也离不开计算机模拟手段，提高自身产品的性能，以得到汽车生产商的认可。

车内饰件、头枕与乘员身体的某个部位发生冲撞如图 9-66 ~ 图 9-68 所示。



图 9-66 头部冲击
仪表板模拟



图 9-67 腿部冲击
仪表板模拟



图 9-68 座椅头枕
冲击模拟

安全带与汽车车型的匹配如图 9-69 所示。

安全气囊的控制和匹配如图 9-70 ~ 图 9-72 所示。



图 9-69 安全带滑车模拟

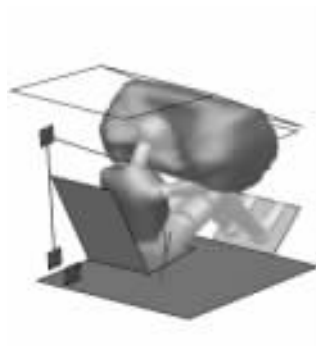


图 9-70 约束系统滑车模拟

2. 汽车结构耐撞性碰撞模拟

对汽车的局部（主要结构件）或整体结构进行正碰、侧碰、翻滚等多种形式的碰撞模拟（如图 9-73 ~ 图 9-77 所示），计算得出各个部



图 9-71 正面气囊滑车模拟



图 9-72 侧气囊滑车模拟



图 9-73 正面碰撞模拟



图 9-74 侧面碰撞模拟



图 9-75 动态翻滚模拟



图 9-76 偏置碰撞模拟



图 9-77 两车正面碰撞模拟

件的变形、吸能等情况，依此改进或筛选结构设计方案。汽车结构的耐撞性是汽车碰撞研究中的重中之重，因为车是碰撞中的主体，不仅要保证碰撞发生后车内乘员有足够的逃生空间，还要具有优越的吸能性，避免加速度过大对人体产生伤害。因此，汽车的强度、刚度要和其吸能特性综合考虑，把汽车碰撞时的压溃区域控制在一定范围之内，既有效减少乘员区域的变形量，又在一定程度上降低碰撞的剧烈性，尽量提高乘员安全的可能性。

3. 整车碰撞模拟

将假人、乘员安全系统装配入整车模型中，然后加入壁障，构成

一个接近实际的碰撞环境，最终分析评价汽车的整体碰撞安全性，其中包括汽车结构的变形特性，安全带、气囊的匹配性，人体的各项伤害指标等。这是对汽车碰撞安全性的一个综合评价，更接近实际，也更具有说服力，是汽车碰撞模拟分析中不可缺少的一环。图 9-78 所示为多种形式的整车碰撞模拟。

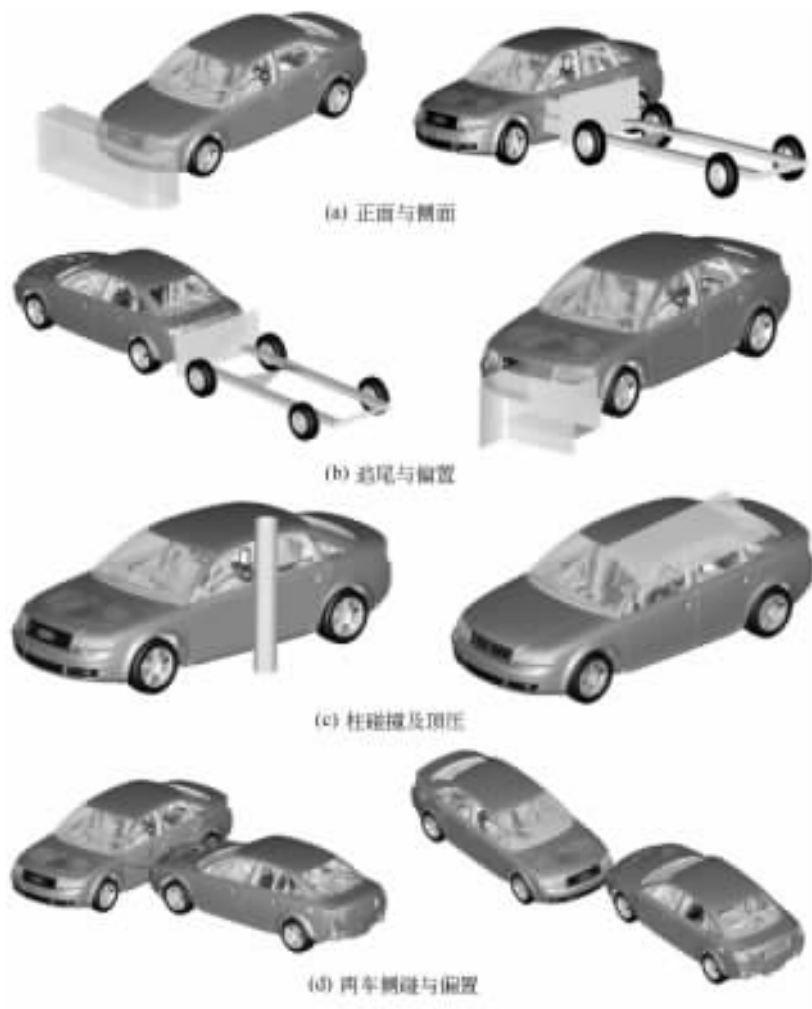


图 9-78 多种形式的整车碰撞模拟

4. 行人保护

在日常的道路交通中行人是弱者，即使在碰撞车速较低的情况下，车体对行人产生的碰撞载荷也可能超过人体的承受极限，造成比较严重的伤害。乘员保护一直是汽车被动安全研究的核心内容，相比之下，汽车设计在行人保护方面的技术发展却相对缓慢。

通过多次的车撞行人的碰撞模拟，改进汽车前部的外形、结构及其刚度，降低车体对行人的进攻性，比如增加保险杠宽度、降低发动机盖及其前缘刚度、增大发动机盖与动力总成之间的空间、降低翼子板及风挡框的刚度等，这样可以有效降低车撞行人的事故中对行人所造成的伤害。

根据有关法规的规定，计算机模拟分析也通常采用人体头部、大腿、腿部等部位的冲击器模型，以一定速度撞击相应的车体部位，从而得出各项评价指标。这些冲击锤通常也是标准模型，如图 8-1 所示。

三、汽车碰撞模拟研究方法

汽车碰撞计算机模拟就是将连续体离散化之后，给定所需的材料特性、边界条件、载荷等，然后对一系列的线性或非线性方程组进行求解运算，得出位移、速度、加速度、应力、应变、作用力、能量等结果，并对结果进行处理分析，用以解决实际的工程问题。进行汽车碰撞模拟分析的基本流程如图 9-79 所示。

汽车碰撞模拟分析是建立在三维 CAD 模型基础上的，它的第一个步骤就是物体离散化，即通常所说的网格剖分。汽车碰撞模拟软件通常分为三大块：前处理、求解器和后处理，用来建立完整的计算模

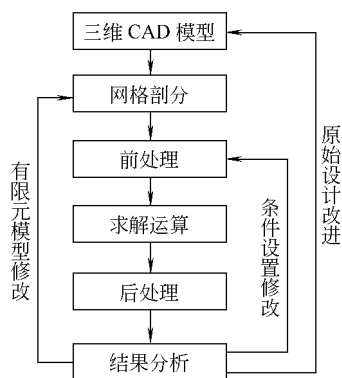


图 9-79 汽车碰撞模拟分析
基本工作流程

型，并对其进行求解，从而输出各种结果数据。下面就对计算机汽车碰撞模拟的各个环节分别加以论述。

1. 网格剖分

将连续结构体离散成由各种单元组成的有限元模型，为模拟计算分析做好准备工作。离散后单元与单元之间通过节点相互连接，单元的属性及数量等应该根据所要解算的问题的具体情况进行确定。有限元分析中的结构已经不再是原始的物体或结构体，而是由众多单元以一定方式连接所构成的离散物体，因此，用有限元分析方法所得到的计算结果只是近似的，如果所划分的单元数目足够多，则所获得的结果就会与实际情况相吻合。图 9-80 所示为几个网格剖分的例子。

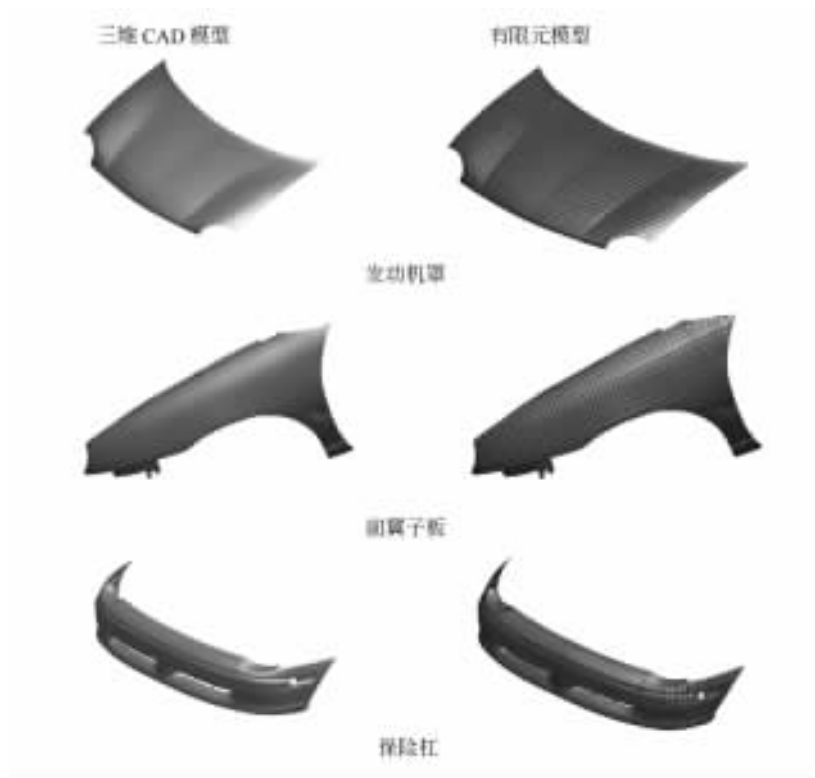


图 9-80 三维 CAD 模型离散化

一般情况下，单元划分越细，对物体的描述就越精确，计算所得的变形结果也就越接近实际情况，但是，不能为了所谓的精确度而盲目细分模型，因为这样会导致计算模型单元数量巨大、单元时间步长小等结果，从而使计算量急剧增加，很有可能无法正常完成计算。网格剖分要根据所要研究的问题的规模、周期、侧重点以及所拥有的计算机硬件等条件权衡考虑，力求计算精度与计算时间的最佳搭配。图 9-81 所示为网格过渡的例子。一般为了缩短计算时间，可以在碰撞区域采用细小的单元（10 ~ 15mm），而碰撞区域外的其他部分采用粗大的单元（20 ~ 30mm），这不失为一个方便而有效的解决方法。在网格剖分时通常需要过滤掉 CAD 模型中细小的边角，比如倒角、翻边等，以避免出现过小的单元，影响整个模型的质量，尤其是计算速度。图 9-82 所示为较差的网格划分例子。

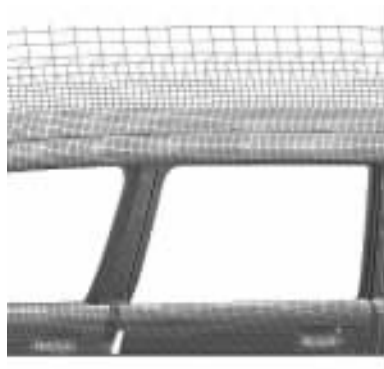


图 9-81 网格过渡

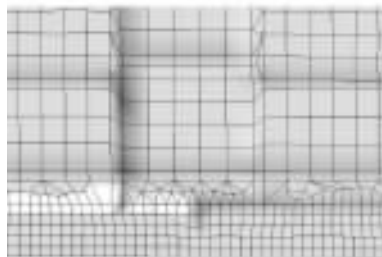


图 9-82 较差网格质量

因为种种因素的影响，网格的划分通常不会一蹴而就，需要人的参与，调整、修改网格使之具有较高的品质，从而有效保证模拟计算的稳定性与精确性。划分网格要遵循一定的质量要求，比如最大内角、最小内角、长宽比、翘曲等，操作过程中要不断加以检查，有问题的及时修正，为计算打下坚实基础。汽车碰撞模拟中用的最多的是四边形壳单元，实践证明，这种单元类型也是比较适合的。一些 CAD 软件会带有网格剖分模块，给用户提供了很大方便，但对一些

复杂问题还需要专业的网格剖分软件来完成。目前，广泛使用的网格剖分软件有 HYPERMESH、NASTRAN、PATRAN、ANSYS、IDEAS 等，这些软件功能较为完备，各有特点。

2. 前处理

输入有限元模型，对各种材料特性、边界条件、初始条件等进行定义，完整或近似的表达出实际的汽车碰撞环境，以便进行解算，主要包括以下内容。

(1) 定义材料

有限元模型导入后，首先要对材料进行定义，材料模型的准确与否，是仿真模拟的关键要素之一，碰撞模拟分析软件中通常只是提供各种材料本构模型，根据金属、塑料、复合材料等不同的材料特性加以选择，常用的材料模型如表 9-15 所示。

表 9-15 材料模型

一维材料及铰链模型	杆,梁,弹簧,减震器,承扭铰链,万向节.....
二维材料模型	弹塑性模型 带破坏校验的弹塑性模型 多层纤维/复合材料 各向异性材料.....
三维材料模型	弹塑性材料模型 非线性高分子泡沫 黏弹性模型 复合材料 正交各向异性弹塑性材料 超弹性材料.....

实际应用的材料特性因产地、供应商不同而各不相同，比较难以标准化，需要根据实际材料试验的测试结果，同时经过合理的简化假设，由用户进行输入密度、弹性模量、泊松比、应力-应变曲线等参数，必要时应选择具有失效校验的材料模型。这些材料模型结合了全面的非线性应变、硬化性质理论，但是必须选择合理，才能构造出更接近实际性质的材料库。

(2) 有限元模型质量检查

使用 CAD 软件绘制立体图形, 然后利用网格生成器或网格划分软件把实体图形离散化, 但由于 CAD 图形的复杂性, 离散化后所获得的有限元网格模型难免有些缺陷, 这样会影响到模拟计算, 而且有些缺陷可能是致命的。

碰撞模拟软件的前处理器中通常会提供一定模型检查及修改功能, 检查的内容包括单元形状 (内角、边长比……)、负体积、翘曲、法向、时间步长、初始穿透等。单元的内角过大、过小, 或者边长比过大等情况均视为品质低劣, 应该及时加以修正; 负体积以及翘曲较大的单元具有很高的不稳定性, 因此, 有必要特别注意此类单元, 最好将其删除重新构建; 由于离散化的几何损失、装配误差等因素而引起零部件之间的初始穿透, 比较严重的穿透会对计算产生极其不利的影响, 导致结果失真, 这就需要修改相应部位的网格节点坐标以消除穿透; 对时间步长的检查有利于全面了解整个计算模型的时间步长分布情况, 对计算时间有个初步的概念, 如果时间步长过小, 就必须采取措施修改相应的单元。下面给出一个粗略估算模型计算所用 CPU 时间的公式

$$T_{\text{CPU}} = \text{TZC} N_{\text{Elements}} N_{\text{Cycles}}$$
$$N_{\text{Cycles}} = \frac{T_{\text{Termination}}}{\Delta t}$$

式中, TZC (time per zone cycle) 是指每个单元每次循环所花费的 CPU 时间, 与 CPU 速度有关; N_{Elements} 是模型的单元总数; N_{Cycles} 是整个计算过程的循环数; $T_{\text{Termination}}$ 物理过程结束时间; Δt 是时间步长。

对局部网格单元的调整不外乎节点和单元的删除、重建、合并、坐标修改等, 要根据具体情况选择合适的方法。通过上述的检查与修改, 可以有效的控制计算稳定性以及计算时间, 提高计算模型的可行性, 为模拟分析奠定良好的模型基础。

(3) 碰撞环境的建立

模拟自然现象当然需要把相应的条件数字化, 根据实际情况为计算模型建立各种必需的条件。位移、速度、加速度等边界条件或初始条件, 刚性墙、焊点、刚体等约束, 载荷, 接触等, 这众多条件构成

一个完整的碰撞系统，当然，不同碰撞问题所用到的条件不尽相同，要遵照符合实际情况的原则，有时则需对自然现象加以数字简化，在不失真的前提下合理降低建模的繁杂程度。

刚性墙是一个很有用的功能，一般软件会根据法规要求内置不同形状（平面、立方体、球体、圆柱等）的刚性墙，只需简单定义即可建立一个刚性墙约束，当然，也可以自己建立一个物体，定义为刚性墙。刚性墙体的质量、大小、运动速度及方向、接触摩擦系数等属性也可根据需要设定，灵活运用刚性墙定义功能可以很方便的实现多种形式的碰撞模拟。

接触形式除了常规的面面接触、点面接触，还有智能自接触，根据接触强度、单元属性等因素确定最佳的接触区域、接触形式。图9-83所示为不同接触搜索形式。自接触可以实现接触搜索处理的自动化，无需用户进行繁琐的判断设置，简化了建模，但是这种方式会消耗较多的接触处理时间，需要合理的采用。

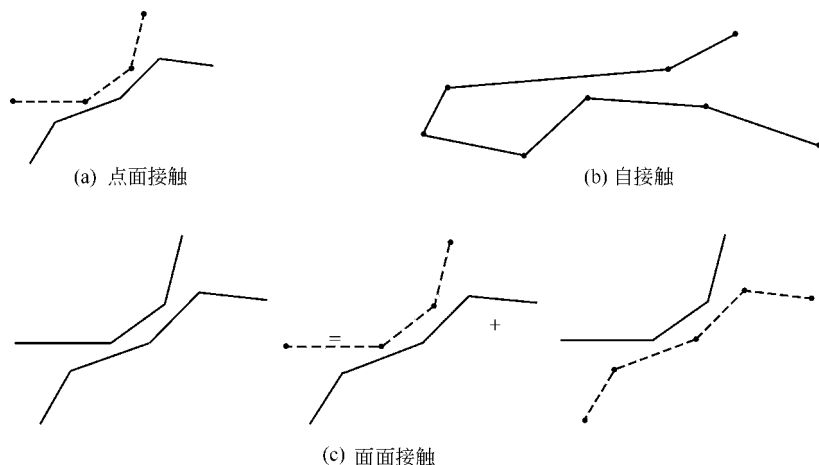


图9-83 不同接触搜索形式

同实车碰撞试验一样，传感器不可或缺，灵活设定数字传感器，用时间、接触力、加速度、相对位移等物理参数以及逻辑函数来控制某一项设置，以实现动态的复杂的模拟计算控制。

(4) 乘员的定位及其约束系统的建立

如果碰撞模拟中需要乘员,则应该把乘员置入车内,放在座椅的正确位置,并调整其坐姿使之达到要求,之后定义好乘员的各项边界条件、初始条件等及其与座椅等车内部件之间的相互关系(如接触)。

乘员约束系统是用以保护乘员免受剧烈冲击伤害的重要部件,包括气囊、安全带等,这些模型的建立通常都由专门的模块来完成,但有些软件提供的做法比较繁琐而费时。安全带模型的建立包括固定环、滑动环、卷收器等附属装置的定义(见图9-84),完成后,要赋



图 9-84 安全带系统

以相应的材料,并定义安全带与假人之间的约束关系。

安全带按其单元类型可以分为两类:快速安全带和标准安全带(见图9-85)。快速安全带是用杆单元来建立的,是一种简化方法,

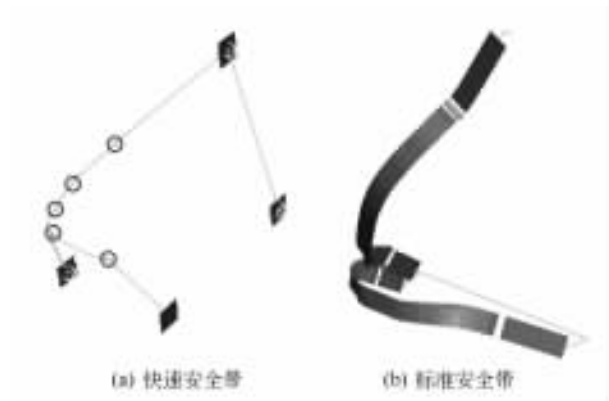


图 9-85 安全带

可以快速建模，多用于对多刚体假人的约束；标准安全带是用薄壳单元建立的一种柔性织带，更接近真实的安全带形式，多用于对有限元假人的约束。

气囊都是折叠后放入车内的相应位置，在计算机模拟中，气囊的折叠是个难点，如果折叠不佳，会带来很多负面影响，致使气囊充气膨胀失真。根据气囊的构造可将气囊分为两类：二维气囊和三维气囊。三维气囊的折叠较为繁琐，需要丰富的建模经验。图 9-86 所示为气囊折叠与展开示意图。气囊的折叠大致有两种途径：先离散化后折叠和先折叠后离散化。前者是先把气囊模型进行网格剖分，然后折叠，并调整其节点，这种做法工作量比较大，但对复杂气囊目前还没有很好的解决办法；后者则先折叠气囊的几何型面，然后再定义属性、划分网格，这样剖分后的网格会自动与折叠线相适应，通过引入初始矩阵（initial metric）或自动生成初始矩阵文件，把它作为参考网格，在计算初始化时对气囊模型进行修正，这样能够使气囊展开后

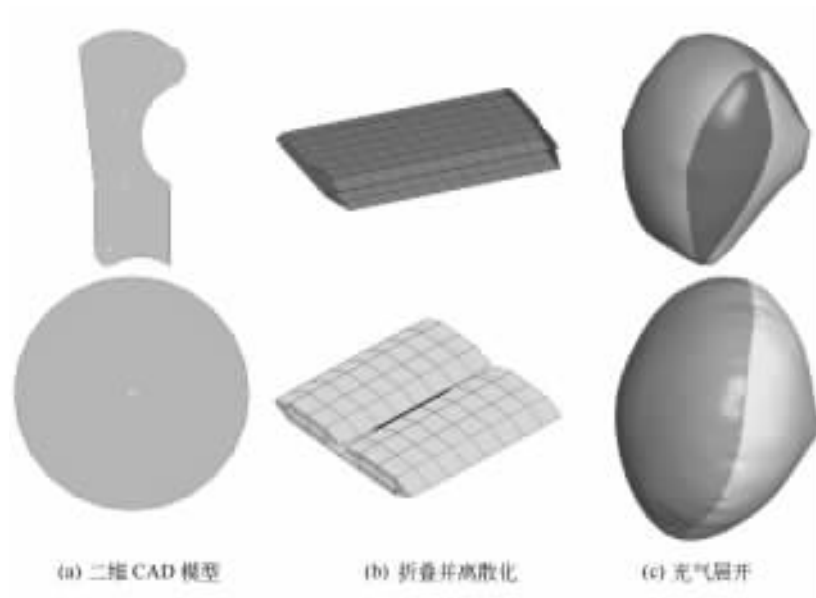


图 9-86 气囊折叠与展开

与实际的几何形状相吻合，这就是通常所称的初始矩阵法，它使得安全气囊模型的建立更加方便快捷，大大缩短了建模时间。

(5) 时间历程输出

通常软件默认输出一些基本变量的时间历程，可以自行设定不同对象（节点、单元等）的相关变量输出，输出参数有位移、旋转角度、速度、角速度、加速度、角加速度、接触力、应力、应变、材料厚度、温度、能量密度等等，以便在后处理时能够得到完整的数据，提高结果文件的有效性。

(6) 计算控制参数

要完成一个计算，必须有时间控制参数，即物理过程结束时间、时间历程曲线采样点、图形运动变形状态输出等。另外，还有一些控制选项，将会对计算起到很大的帮助作用，它们是时间步长控制、沙漏控制、节点阻尼等。

对于模拟计算来说，时间步长关系到计算精度、计算时间，为同时保证精度与时间的要求，有时需要用户人为控制时间步长，设定时间步长的数值，然后由程序自动做相应处理。通常情况下有以下三种时间步长的控制措施。

① 初始时间步长放大 通过修改材料的密度来提高初始时间步长的值，而材料的硬度不变（为避免对材料修改过大，应在计算后检查质量增加的情况）。

② 最小时间步长设定 通过修改材料的弹性模量，来限制计算步长随网格变形不断下降，同时，系统的能量吸收不会受到影响。

③ 节点质量动态放大 根据计算步长的下降程度，动态增大节点质量，从而保证计算稳定进行（为避免对材料修改过大，应在计算后检查质量增加的情况）。

在计算机碰撞模拟计算中，沙漏的控制以及节点阻尼是一个难题，各个软件的设定也不尽相同，很难得到广泛适用的相应参数值，经验因素很大，需要使用者在不断研究加以积累。我们要尽量提高有限元模型的质量，选择合适的单元积分法、沙漏控制模式，以有效遏制沙漏、乱真震荡的出现，确保计算的稳定而有效。

以上步骤正确完成后，碰撞模拟分析模型就可以投入计算了。

3. 求解

求解器是碰撞模拟软件的核心部分，直接决定着模拟分析的有效性。解算进程可以分为两大阶段：初始化阶段和求解阶段。

首先，求解器要读入模型的所有信息，诸如控制参数、材料数据、节点数据、单元数据、边界条件、接触界面数据、气囊、安全带、多体系统数据等，把这些数据压入一个单独的工作数组。紧接着求解器进行数组初始化以及一些基本的计算，并完成各项必要准备工作，主要的初始化内容有以下方面：设定初始速度边界条件；初始化滑移和空逻辑；初始化单元数组和壳单元节点主惯量坐标系；初始化节点质量和惯量；计算总质量、重心和总转动惯量；初始化刚体的质量、重心、张量和主惯量；初始化多体系统；初始化图形文件；输出质量、惯量信息。

然后，求解器进行正式解算，采用中心差分显式算法进行基于时间步长的动态循环计算，每个时间增量循环一次，同时输出碰撞过程的计算结果以及各种必要的变量数据，为后处理提供数据来源。

计算过程中，最好实时监控求解进度，查看已经输出的计算结果，分析能量、运动状态等，做到及时发现并解决问题，避免不必要的时间、资源浪费。

4. 后处理

后处理模块是可视化仿真的一个重要组成部分，用以查看计算所得出的变形、损坏结果，对参数曲线、图形等进行操作，输出相关的云图、参数曲线、评价指标等，通过对这些数据的综合评估，来鉴定结果的有效性或者设计的可行性。如果由于前处理的疏忽或错误而导致了不合理的计算结果，则需要对前处理的相关内容加以修正，然后再进行计算分析；在确定了计算结果的有效性之后，就要对碰撞模拟计算结果进行详细深入的分析对比，以便为改进设计提供充足的数据。后处理是非常重要的一个环节，其核心技术是要确定正确的评价方法和评价指标，后处理

的准确与否将直接影响整个开发设计过程，甚至会造成不必要的经济损失，应该引起足够的重视。

第五节 碰撞试验中乘员的替代物

碰撞试验为了模拟碰撞真实环境的严重性，人在车中往往是很危险的。这就决定了通常不用真人来进行试验。替代真人进行试验有假人、动物、死尸。除此之外，在低速碰撞中，可采用真人志愿者进行试验，但要异常小心，制订严格的防护措施，以便保证志愿者的安全。

一、假人

（一）假人发展史

1951年 Swearingen 开发了第一个用于评价约束系统的“人类”——假人。为了模拟人的行为，这个假人提供了能调节的关节摩擦，一定的重量分配，模拟人的向前和侧向弯曲，以及柔软的颈部。20世纪60年代美国制造试验飞行器弹射座椅的人的代用品公司（ARL）开发了假VIP，1971年 Hybrid I型假人由 ARL 公司和 Sierra 工程公司标准化。1972年，美国汽车产业界同美国第一技术安全公司（FTSS）合作，在 Hybrid I 型基础上，开发制造出 Hybrid II 型假人，并且美国政府决定将其作为汽车碰撞试验用标准假人。从1976年开始，美国第一技术安全公司同 SAE 和用户集团共同开发了 GM 公司设计的 Hybrid III 型（混合 III 型）假人。这是一更加完善的试验装置，不但包括成年人假人，还有不同年龄的儿童假人，这些假人已被世界各国采用。

为满足标准要求，在美国运输部（DOT）的支持下，美国密执安大学于1980年开发了侧碰撞假人 SID。1990年 SAE 同 GM 合作对 SID 进行了改进，开发出 BIOSID 假人。此外，在欧洲经济共同体试验车辆委员会（EEVC）资助下，欧洲经济共同体多国政府在荷兰

TNO 联合开发了侧碰撞假人 EUROSID。

现在，美国正在研究开发更接近人体工程学的新一代假人，包括孕妇假人。我国也在研究符合国情的中国假人。

（二）第50百分位Hybrid II型和Hybrid III型男性假人

1. Hybrid II 第 50 百分位男性试验假人

实际上该假人由 Alderson 研究试验室完成原始设计，后由 GM、FTSS 和 NHTSA（美国国家公路交通安全局）使用 Alderson 和 Sierra 工程部件改进而成，其尺寸和质量代表美国成年男子人口的平均值，设计包括部件运动范围、质心和质量等，这些均由人体研究决定。

用 Hybrid II 假人进行汽车碰撞性研究，能够给出具有足够生物仿真度的数据。1973 年，NHTSA 指令该假人用于汽车约束系统试验，以满足 FMVSS208 要求。此外，还可用于改装车辆、轮椅、医用装备、运动机构和其他可能引进伤害的环境人员伤害程度的研究。

为保证 Hybrid II 假人符合试验规范，假人需进行标定试验。NHTSA 要求 Hybrid II 假人进行头冲击试验、颈部摆锤试验、胸部冲击试验、腰部弯曲试验、腹部压缩试验、膝盖冲击试验（左、右）等标定试验。

2. Hybrid III 第 50 百分位男性试验假人

美国 GM 为了就前碰撞伤害程度评价汽车内部约束系统设计了 Hybrid III 假人，参见图 9-87。Hybrid III 与 Hybrid II 相比具有更高的生物仿真度和仪器测量能力，NHTSA 已指定将 Hybrid III 作为试验汽车的标准假人，用于 FMVSS208 标准。

美国机动车法规第 572 部分规定了试验用假人的设计标准和性能指标。NHTSA 要求 Hybrid III 假人几个主要部件的标定要求有：头部标定试验、颈部标定试验、胸部标定试验、膝部标定试验。

有关假人标定的试验规程、试验条件和仪器可参见美国机动车法规第 572 部分。

表 9-16 列出了 Hybrid II 和 Hybrid III 第 50 百分位男性假人主要尺寸和质量参数。

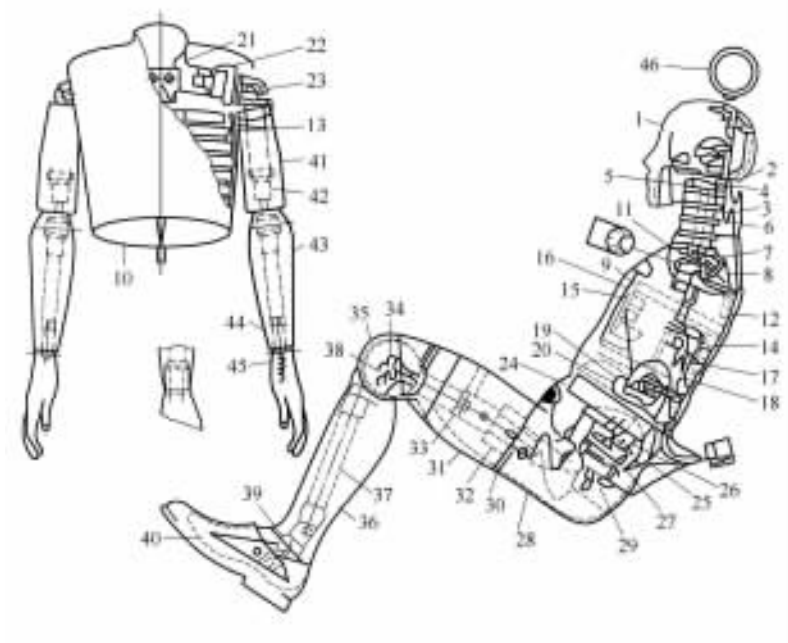


图 9-87 Hybrid III 假人结构示意图

1—头部件；2—可换构件，颈部3轴向传感器，颈部6轴向传感器；3—颈部；4—节点块；5—节点铰；6—颈钢索；7—颈上托架；8—颈下托架；9—胸部件；10—胸肌肉和皮肤组件；11—护喉组件；12—胸脊柱；13—整体肋骨装置；14—肋骨后支承；15—前端加强板；16—前肋骨端穿线带；17—接头组件、测量仪器；18—胸重心配重；19—躯干弯曲止动器；20—胸腔变形传感器组件；21—锁能链环（左/右）；22—锁骨（左/右）；23—肩架；24—腹部衬垫；25—腰椎；26—腰部钢索；27—腰椎托架组件；28—骨盆；29—骨盆仪器腔盖；30—股骨和凸缘组件（左/右）；31—大腿肌肉和皮肤（左/右）；32—大腿骨（左/右）；33—载荷传感器模拟装置；34—可滑动的膝盖组件；35—橡胶膝盖衬垫；36—小腿肌肉和皮肤（左/右）；37—不装仪器胫骨（左/右）；38—膝盖U形夹组件；39—踝转动部件；40—脚部件（左/右）；41—上臂部件；42—上臂下端零件；43—前臂部件；44—前臂下端零件；45—手部件（左/右）；46—提起环

表 9-16 Hybrid II 和 Hybrid III 第 50 百分位男性假人主要参数

类 型	Hybrid III	Hybrid II	类 型	Hybrid III	Hybrid II
-----	------------	-----------	-----	------------	-----------

名 称	尺 寸/mm		名 称	质 量/kg	
头圆周长	59.7	57.2	头	4.54	5.08
头宽	15.5	15.5	颈	1.54	
头长	20.3	19.6	上躯干	17.19	18.82
直立坐高	88.4	90.7	下躯干	23.04	16.28
肩到肘关节长	33.8	35.1	上臂	3.99	4.35
肘背到腕枢轴长	29.7		下臂和手	4.54	4.35
肘到指尖长		46.0	大腿	11.97	16.69
臀到膝盖长	59.2	51.8	小腿和脚	11.34	8.8
膝关节高	49.5	49.8	总质量	78.15	74.37

(三) 其他类型正碰撞假人

1. Hybrid III 第 95 百分位的男性试验假人

第 95 百分位的男性假人是按 Hybrid III 第 50 百分位男性试验假人成比例增大的具有生物仿真性的一种假人形式，其尺寸和质量代表美国成年人口上极端情况。这种装置可用于很大的成年乘员试验汽车内饰和约束系统性能，也可用于军事工程技术试验以及其他有可能造成人员伤害的环境的试验研究。其结构特点、所用材料和试验仪器等与 Hybrid III 第 50 百分位的男性假人基本相同，产品检验标定只增加一项骨盆压缩试验。

2. Hybrid III 第 5 百分位的女性试验假人

第 5 百分位的女性试验假人是按 Hybrid III 第 50 百分位男性试验假人成比例缩小的具有生物仿真性一种假人形式，其尺寸和质量代表美国成年人口下极端情况。最初，这种假人仅用于很小的前后座椅成年乘员试验汽车内饰和约束系统性能，实际上这种新开发的女性假人还可用于评价座椅安全带对女性骨盆下沉的影响以及可能造成售货员伤害的环境的试验研究。

3. 儿童假人

(1) CRABI 6 个月婴儿假人

新的 6 个月婴儿假人是由美国第一技术安全公司为了评价汽车各种碰撞条件下小孩约束系统而开发的。该假人质量为 7.8kg，颈和腰椎侧向开了槽，以降低横向刚度。为具有耐久性和似人的性能，其肩部有充实的肌肉，座椅安全带可放在此处。另外，在每个铰链处安置

了橡胶元件，以改善其生物仿真性，使 CRABI 具有似婴儿的运动范围。

(2) CRABI 1 岁婴儿假人

1 岁假人质量 9.7kg，站立高 747mm，坐高 488mm，为了降低横向刚度，颈部和腰椎处也侧向开槽，其他部位改动同上。

(3) CRABI 18 个月婴儿假人

该假人结构特点、测量能力与 6 个月假人相似。18 个月的假人质量为 11.2kg，站立高 813mm，坐高 505mm。

(4) 3 岁儿童假人

3 岁儿童假人 1979 年被美联邦法规采用，用于试验儿童约束系统，以满足 FMVSS213。其坐立结构适用于研究行人撞击，也可用于家具、特种车辆和其他可能引起人员伤害的环境的安全评价。

(5) 6 岁儿童假人

6 岁儿童假人是一个 Hybrid II 第 50 百分位男性假人按比例缩小的变形。其人体测定学符合 NHTSA 对于 6 岁儿童的要求。试验参数是根据 3 岁儿童按比例定的，并按 NHTSA1983 年和 1984 年提出的试验程序检验，其用途同 3 岁假人。

除上述儿童假人外，荷兰 TNO 也开发了 9 个月、3 岁、6 岁和 10 岁系列假人。

(四) 侧碰撞假人

1. 美国侧碰撞假人 (SID)

美国侧碰撞假人是由 Hybrid II 型第 50 百分位男性试验假人修改而成，目的是在试验汽车侧碰撞的耐撞性时，能提供似人的侧向响应。该 SID 满足 FMVSS214（侧碰撞保护）标准要求。

NHTSA 要求 SID 假人进行颈部摆锤试验、腰部弯曲试验、腹部压缩试验、胸部冲击试验、骨盆冲击试验等标定试验。

除 SID 假人外，美国还有 BioSID 侧碰撞假人。该假人是由 GM 同 SAE 合用开发而成，NHTSA 正在考虑也用 BioSID 作为 FMVSS214 试验假人。

图 9-88 所示为侧碰撞假人结构示意图。

2. 欧洲侧碰撞假人 EUROSID - I

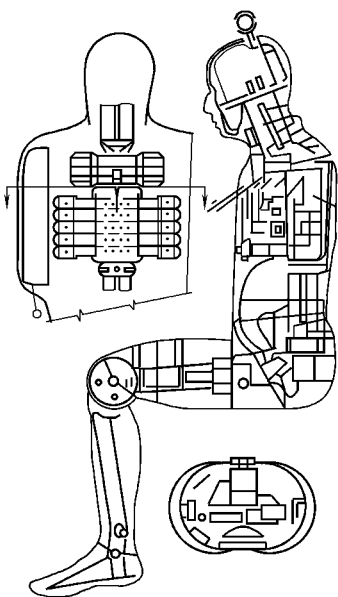


图 9-88 侧碰撞假人结构示意图

EUROSID - I 代表第 50 百分位成年男性假人，是由模拟肌肉的泡沫和橡胶包裹的金属和塑料骨架组成。肋骨笼子由钢性脊柱和 3 个独立的挠性肋骨模型组成，后者具有似人的变形特性。臂和肩部件在承受侧面碰撞时具有似人的回旋方式。该假人可以很容易由左向侧碰变成右向侧碰用的假人。图 9-89 所示为 EUROSID - I 侧碰假人外形。

(五) TNO-10 假人

TNO-10 假人（图 9-90）是由荷兰 TNO 为按 ECE R16 技术法规做座椅安全带动态试验专门开发的试验假人。它由头、颈、一个上体块、2 个臀大腿部件及单个小腿组

成，其结构比较简单。每部分质量见表 9-17。

表 9-17 TNO-10 假人各部分质量

部件名称	质量/kg	部件名称	质量/kg
头和颈	4.6 ± 0.3	小腿和脚	9.0 ± 0.5
上体块	40.3 ± 1.0	总质量	75.5 ± 1.0
臀和大腿	16.2 ± 0.5		

二、动物

在某些碰撞问题的探讨中，假人就显得无能为力了。例如为了考察乘员碰撞后的脑震荡等的组织伤害，就不能用假人来代替真人，只能使用动物作为代用品。但是动物与人类的一个明显差别是身体尺寸和重量的不同。这就需要开展人与动物试验效果之间的相关性方面的工作。这些工作由 Ommaya 等（1967 年），Mc Elhaney 等（1971 年）



图 9-89 EUROSID-I侧碰假人外形

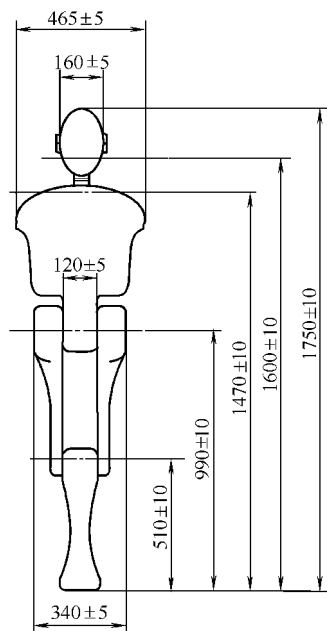


图 9-90 TNO-10 假人 (单位: mm)

以及其他一些人先后开发。动物代用品的缺点在于被其复杂性所限制，也就是由于成本高限制了试验的次数，由于样本的生物变换导致可比性和置信度等受到影响，而且必须有用于动物的特殊试验装置，例如特殊的约束，这种特殊的约束会具有不同于普通约束系统的特性，这就必须在评价试验结果时要充分估计到。

R. Quincy 和 M. Dejeammes 为了分析安全带约束的预紧技术效果，使用狒狒作为代用品进行试验。狒狒的行为类似人类。碰撞试验由一个碰撞橇以 30km/h 和 47km/h 的速度进行碰撞，狒狒坐在橇上的硬座椅上，并用四点吊带约束，肩带施加预紧负荷。此试验目的是为了解决胸部受压的问题，以便改进三点式连续带约束。

三、死尸

尸体替代物主要也是为解决假人所不能做的一些工作，如组织损

坏等。尸体与动物比较，优点在于人体尺寸和体重相同，不需动物所要顾及的尺寸技术，但是由于很难征集到自愿献出尸体用于试验者，并且由于尸体的保存和防腐技术的原因，使得尸体代用品试验很难在较大规模上展开。随着防腐技术的发展，这方面问题可以得到部分的解决。

1971年由 Voigt 和 Lange 以及其他有关售货员使用的死尸模拟压力技术和染色观察伤害的技术证明了柔软组织损坏方面的问题。

G. D. Webste 和 J. A. Newman 为了研究摩托车驾驶员戴头盔的伤害减轻程度，采用一些拟人头形做试验。为了比较哪种头形最接近人类，使用了死人头作为参照物，以便考核头盖骨的刚度、头形的几何尺寸和柔软组织特性等。

采用的死人头情况见表 9-18。

表 9-18 死人头情况

死人头 编 号	性别	年龄	种族	头尺寸 /cm	头皮情况	死亡到试验之间的时间
1	男	约 70	白	55.2	干、头皮能移动	6 个月(防腐)
2	男	约 70	白	55.9	潮湿、无发	2 个月(防腐)
3	女	72	白	58.4	潮湿、有剪过的头发	1 个月(防腐)

试验装置是用于头型和死人头碰撞的 0.5 ~ 2.5m 高度的具有 5kg 质量的跌落塔。一个负荷传感器安装在碰撞地面上，用来测试头部碰撞力，一个加速度计固定在跌落的撞击器上，用来指示输入的加速度，示波器或磁带机用于记录加速度和负荷的信号。

试验结果表明，美洲头型最接近死人头试验结果。还指出，美洲头型的外皮刚度应减少，美洲头型的表皮摩擦特性应更接近于人头的特性。

通过试验结果发现，影响带头盔的头型性能的主要因素是：

- ① 头型刚度；
- ② 头型几何尺寸（碰撞点的曲面）；
- ③ 摩擦效果（特别是碰撞时头盔和头型之间相对运动时的摩擦）。

四、志愿者

最符合人体特性的是活生生的人本身。为了验证假人及在一些低速碰撞试验中，力求使用真人志愿者进行试验，但应保证志愿者的安全。在美国新墨西哥州霍尔曼空军基地，已经采用志愿者进行了约束系统的碰撞试验，试验速度从 24km/h 到 50km/h，减速度高达 22g，完成了 63 次碰撞试验，没有一例受伤。

第六节 伤害标准

了解和制定伤害标准对于改进汽车结构和乘员保护装置，具有重要的意义。

一、伤害标准的发展

1950 年由 Ruff 叙述的，对短暂的加速度的忍受是把生物力学技术应用到人体碰撞忍受上的第一个重要的尝试。这项研究包括人和动物的动力学试验以及死尸脊柱的机械骨折性质的确

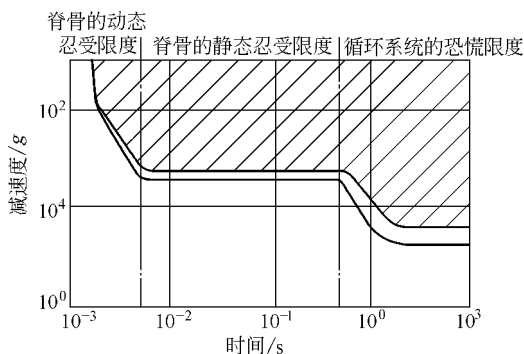


图 9-91 Ruff 表达的人对垂直碰撞的忍受。这些试验的结果之一就是忍受加速度水平对时间关系的认识。见图 9-91。

基于质量-弹簧系统的启示，认为人体能适当地被模拟成一个简单的质量-弹簧系统。由此可将质量-弹簧系统的敏感曲线用于人体。1962年 Kornhauser 和 Gold 提出了从 329 例动物试验得到的数据来支持敏感曲线存在于人体上的可能性，如图 9-92 所示。图 9-93 所示为志愿者（男子）和猴、猪所做冲击试验的结果，它表示全身的耐冲击性。

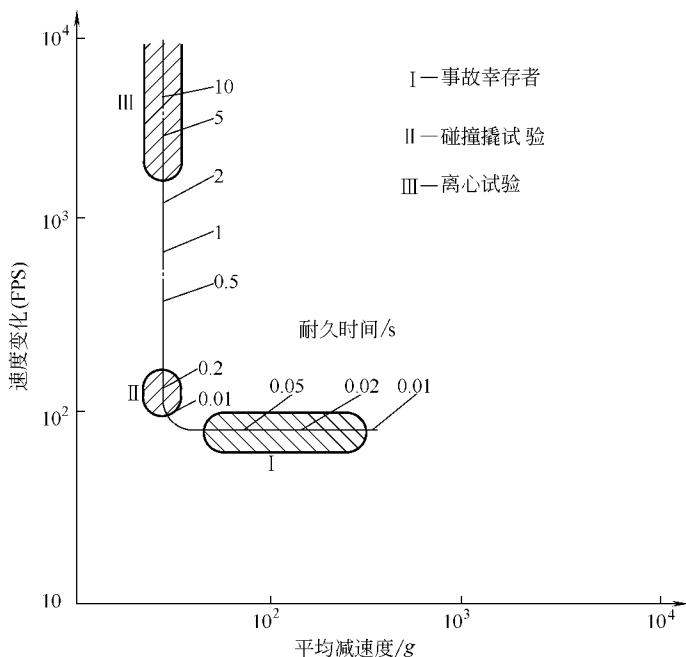


图 9-92 敏感曲线分析的人体忍受碰撞的预言

图 9-92 和图 9-93 说明，汽车在碰撞时，乘员的伤害与加速度的大小及作用的时间有关，短暂的输入加速度，再加上一定的耐久作用时间，两者共同作用的数值大就可能对人体造成伤害。折线右上方的面积是危险区。尽管这简单的参数模拟给出了较好的伤害预言，但是还不能用来叙述伤害机理。表 9-19 所列为全身耐冲击值等级。

表 9-19 人全身的耐冲击值等级

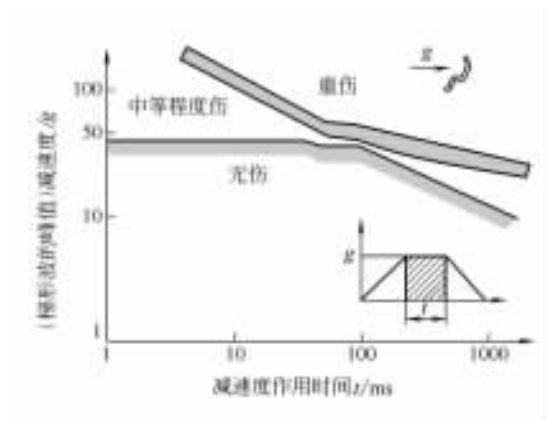


图 9-93 全身的耐冲击试验结果

冲击加速度 /g	冲击方向 (尾撞为 +)	冲击持续 时间 /ms	受伤程度
300	—	8	受伤界限
200	—	13	受伤界限
175 ~ 200(停止距离 3.05m)	- ($V_e = 103.6\text{m/s}$)	75	一般抢救耐性界限
175 ~ 200(停止距离 0.30m)	- ($V_e = 33.5\text{m/s}$)	12	一般抢救耐性界限
175 ~ 200(停止距离 0.003m)	- ($V_e = 10\text{m/s}$)	8	一般抢救耐性界限
175 ~ 200(停止距离 0.006m)	- ($V_e = 5.2\text{m/s}$)	6	一般抢救耐性界限
170	-	40	重伤
145	+	20	重伤
100	-	26	受伤界限值
50	-	50	受伤界限值
45	-	40	中等伤
40	-	100	中等伤
39	+	100	重伤
35	+	20	中等伤
35	+	65	中等伤
35	+	100	中等伤
31	+	125	中等伤
30	-	22.5	明显碰撞症状
30	-	59	结膜、虹膜出血
30	-	75	损伤界限值

续表

冲击加速度/g	冲击方向 (尾撞为+)	冲击持续时间/ms	受伤程度
27	-	200	中等伤
25	-	1000	重伤
22	+	190	中等伤
20	-	130	无伤
12	-	1000	中等伤
10	-	7.4	明显碰撞症状
10	-	20	结膜、虹膜出血
7	-	5.1	明显碰撞症状
7	-	15	结膜、虹膜出血

二、头部伤害标准

表 9-20 所列为人头部的耐冲击性实验值。

表 9-20 人头部耐冲击性实验值

冲击加速度/g	冲击持续时间/ms	受伤程度
180	2	生命危险界限
155	3	生命危险界限
110	4	生命危险界限
100	5	生命危险界限
90	6	生命危险界限
85	7	生命危险界限
80	8	生命危险界限
74	10	生命危险界限
60	不明	脑震荡界限
57	20	生命危险界限

1965 年 Patrick、Lissner 和 Gardjian 在报告中形成了对头部伤害的 Wayne State 忍受曲线 (如图 9-94 所示)。这条曲线是基于动物和死尸的额头对一个刚性平面碰撞,以颅骨产生线状骨折为界限得到的,即线状骨折与脑震荡的发生几乎同等。像 Kornhauser 敏感曲线一样,曲线以上的点假定是危险的,曲线以下的点假定是安全的。

1966 年 Gadd 建议,当画在双对数坐标中,近似于 Wayne State 忍受曲线的一段直线对预言伤害是有效的。使用这个假设,他定义了

一个伤害界限

$$I = \int_0^T a^{5/2} dt = 1000$$

式中 a ——头部加速度；

t ——时间；

T ——加速度作用时间。

这一界限最后成了著名的 Gadd 严重伤害指数 (Gadd Severity Index, GSI)，并由 SAE 在 1966 年采纳作为头部伤害标准。

1971 年 Versace 对严重伤害指数和 Wayne State 忍受曲线作了一个广泛的回顾，并且建议以下式作为忍受限度的替换公式

$$T. L. = \frac{1}{T^{3/2}} \left(\int_0^T a dt \right)^{5/2}$$

这也就是美国道路交通安全局采用的在 FMVSS208 项法规中的头部伤害标准 (Head Injury Criterion, HIC)

$$HIC = \left(\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a dt \right)^{5/2} (t_2 - t_1)$$

式中 a ——假人头部质心的合成加速度，表示重力加速度 g 的 a 倍，
 g ；

t_1 ——碰撞过程中任意时刻，ms；

t_2 ——相对于 t_1 ，使 HIC 达到最大的时间，ms。

伤害标准要求 Hybrid III 假人头部伤害标准 (HIC) 值不得大于 1000。

我国国家标准 GB/T 11551—89 《汽车乘员碰撞保护》也采用这一伤害标准。

三、胸部伤害标准

胸部的耐冲击性可按两种伤害形式来考虑。一种是加害部贯穿胸

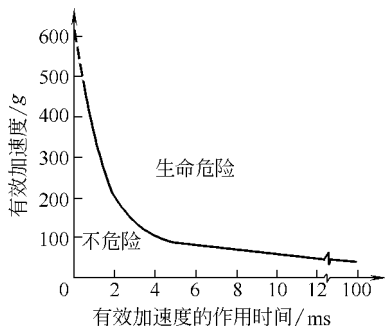


图 9-94 头部伤害的 Wayne State 忍受曲线

壁，直接对脏器造成伤害；另一种是没有贯穿，只是压迫胸部，产生包括肋骨骨折在内的间接内部伤害。一般胸部伤害标准讨论仅针对后一种情况而言。

表 9-21 为人胸部耐冲击试验值。图 9-95 所示为冲击体速度为 18.3 ~ 22.6km/h 对 10 具尸体进行试验所得结果。

表 9-21 人胸部耐冲击试验值

冲击加速度 /g	受 伤 程 度
30 ~ 35	由于全身约束 ,在男性全身碰撞试验中 ,35g 的正碰峰值时 ,产生血管损伤在男性的界限中 ,脉搏慢 ,随着负压程度升高而变重
20 ~ 25	全身约束的男性尾撞试验中 ,肺不会产生损伤
15	由男性的转向操纵碰撞试验 ,可看出脉搏慢转向快
5	正碰试验 ,产生快脉搏(100 次 /min 以上)

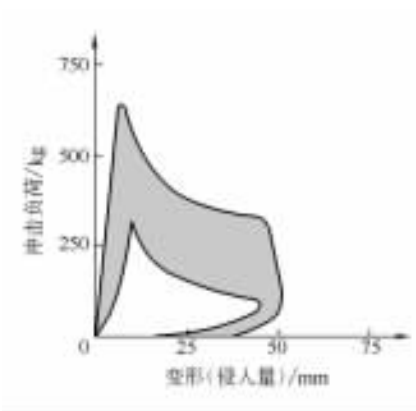


图 9-95 胸部的动负荷、变形特性

汽车遭受碰撞时乘员的胸部可能受到转向盘和仪表板的撞击，佩带安全带还会受到安全带压迫，约束效率过高的气囊，即气囊过硬，也会对乘员的胸部和面部产生撞击。

美国 FMVSS208 项法规以及我国国家标准 GB/T 11551—89 规定，当作用时间超过 3ms 时，假人胸部质心处的合成加速度应不大于 60g，胸部挤压变形量 ≤76mm。

四、大腿伤害标准

大腿受伤的起因是很明显的，当正面碰撞时，车辆减速度很大，车内乘员受到惯性力的作用，身体前倾。大腿支撑身体前倾的瞬时冲力，这个力很大，往往造成膝关节、大腿骨的损伤。

Viano 和 Khalil 分析了在轴向负荷作用下的大腿的应力分配，认

为施加的负荷在位置上的微小移动，就会大大地影响峰值大腿应力的
大小和位置，并据此提出了大腿的伤害标准。

由 King 等提出的标准是

$$F = A - B \lg T$$

式中 F ——允许的峰值压缩大腿力；

A ——等于 6.09kN；

B ——等于 960N；

T ——脉冲时间，s。

由 Viano 提出的标准是

$$F = \begin{cases} A - BT (T < 20\text{ms}) \\ C (T > 20\text{ms}) \end{cases}$$

式中 F ——允许的峰值压缩大腿力；

A ——等于 23.1N；

B ——等于 710N；

C ——等于 8.9kN；

T ——脉冲时间，ms。

1965 年 Patrick 测得的数据表明，大腿骨的受伤限度约为 10000N
左右。

美国法规 FMVSS208 以及我国 GB/T 11551—89 都规定大腿的受
伤标准为：假人每条大腿轴向的合力应不大于 10000N。

五、侧面碰撞伤害指标

在侧面碰撞试验中引入了两个评价指标。

1. 胸部伤害指数 TTI

TTI 为假人肋骨处加速度峰值与脊椎最下端加速度峰值之和的
一半。

2. 黏性指数 VC

VC 指标是用来评价碰撞对人体软组织的损伤程度，VC 为假人躯
干的压缩变形速度 $V(t)$ 和躯干瞬时压缩量 $C(t)$ 乘积的时域函数，

可表示为

$$VC = V(t)C(t) = \frac{D(t)}{D_0} \times \frac{dD(t)}{dt}$$

式中 $D(t)$ ——沿冲击方向假人躯干的瞬时压缩变形；

D_0 ——在正面碰撞时为假人胸部的初始厚度，侧面碰撞时为假人躯干初始厚度的一半。对于不同类型的假人其值见表 9-22。

表 9-22 不同类型假人的参数

碰撞类型	假人类型	D_0 /mm
正面碰撞	5% Hybrid III	187
	50% Hybrid III	229
	95% Hybrid III	254
侧面碰撞	BioSID	175
	EuroSID	140

FMVSS214 中侧面碰撞试验伤害评价指标值为：

- ① $TTI \leq 90g$ （2 门车）， $TTI \leq 85g$ （4 门车）；
- ② 臀部合成加速度 $\leq 130g$ 。

ECER95 中侧面碰撞试验伤害评价指标为：

- ① $HPC \leq 1000$ （HPC 的定义与 HIC 相同）；
- ② $VC \leq 1.0m/s$ ；
- ③ 腹部载荷 $\leq 2.5kN$ ；
- ④ 臀部载荷 $\leq 6kN$ 。

六、面部的耐冲击性

面部伤害可分为表面伤害和面部骨折损伤。根据 Kulowski 的临床数据，把面部分成眼以上、从眼下到上唇、上唇以下三个区域，则各个部位的受伤频率各为 33%、53%、14%，中央部位受伤频率最高。Swearington 把加速度计安装在尸体面部的各个部位，与盖有衬垫的刚性板碰撞，求出产生骨折的加速度，表 9-23 所列为人脸部骨的耐冲击性实验值。如用冲击负荷表示，则前额骨约为 5900kN，颧骨约为 1800kN。

表 9-23 人脸部骨的耐冲击性实验值

冲击加速度 / g	受 伤 程 度
150	前头部骨折(接触面积 25.8cm ²)
100	牙折损(接触面积 23.2cm ²)
80	前头部骨折界限(接触面积 6.5cm ² 3ms)
50	颧骨骨折界限
100	上颌骨骨折界限
40	下颌骨骨折界限
30 ~ 40	意识障碍(10 ~ 40ms)
30	脸面骨骨折界限(鼻)

对于表皮层的耐冲击性，可以作为软组织的一部分来处理。

七、颈部的耐冲击性

颈部具有非常复杂且精巧的构造。在汽车事故中作为致命部位不超过 4%。但由于这是一个通过大量神经、血管、食道、气管等的重要部位，即使极轻的冲击也容易留下很麻烦的后遗症，即人们熟知的颈拉伤(鞭梢性拉伤)症。可是虽经大量研究，它的耐冲击值还不太清楚。这是由于通过颈椎周围的大量神经的微妙

构造平衡对冲击力极不稳定，还必须有待今后的研究。Mertz 和 Parreick 用静态试验得到了颈部的弯曲特性如图 9-96 和图 9-97 所示。根

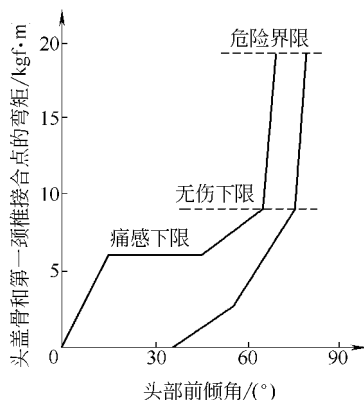


图 9-96 前倾时颈部的弯曲特性
(1kgf = 9.80665N)

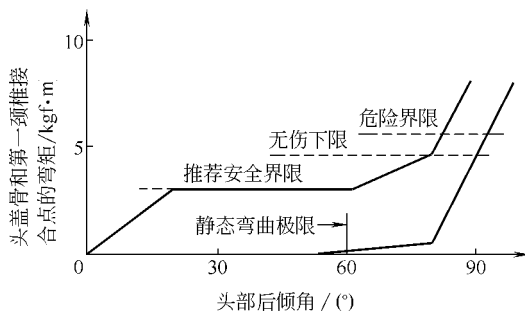


图 9-97 后倾时颈部的弯曲特性 (1kgf = 9.80665N)

据这个特性可知，头的后倾界限约为 60° ，这在座椅和安全头枕的设计中可加以应用。

八、综合的伤害标准

对于医务工作者和交通管理人员来讲，关心的并不是身体每个部位的伤害限值，而是关心伤情的轻重。这对事故受伤者的医务处理以及交通事故的调查和处理都是非常必要的。为这个目的的分类方法世界上有很多，现在国际上通用的最严密且实用性高的分等标准是 AIS (Abbreviated Injury Scale) 和把它进一步细化的综合伤害分析标准 CRIS (Comprehensive Research Injury Scale)。

1968 年以美国医学协会 (AMA) 为中心、SAE 和美国汽车工会参加共同组成的特设伤害等级委员会制定了简化伤害程度 AIS 权威标准。它把腹部、胸部等人体各个部位所有的外伤名称列出，对各种伤害用五种观点评定为五个等级 (CRIS)，进一步再对其进行简化，单纯作五个等级评价 (AIS)。等级 6 以上为死亡，用从受伤到死亡的时间和受伤范围来尺度化。

代码 1 为轻伤，包括较轻的破口或跌碰，仅需现场处理；

代码 2 为中伤，包括较大的划伤、擦伤、骨折和其他需要医药处理的伤害；

代码 3 为重伤，但没有生命危险；

代码 4 为重伤，有生命危险，存活可能性大；

代码 5 为危重，有死亡危险；

大于等于代码 6 为死亡。

美国 CAISPAN 组织、公路安全研究所 (HSRI)、西南研究所 (SWRI) 曾对 1973 ~ 1975 年美国轿车的 12996 例事故进行了调查，用 AIS 统计得到了图 9-98 所示结果。

综合伤害分析标准 CRIS 是把每一种伤害都分 5 个方面

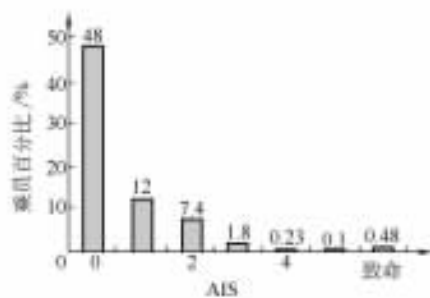


图 9-98 前排外侧乘员 AIS 分配

进行评价。这 5 个方面是：

- ① 能量消耗 ED (Energy Dissipation) ——即伤害消耗能量的度量；
- ② 生命威胁 TL (Threat to Life) ——即对生命安全构成威胁的度量；
- ③ 永久损伤 PI (Permanent Impairment) ——即后遗症的度量；
- ④ 治疗时间 TP (Treatment Period) ——即治疗时间的长短的度量；
- ⑤ 发生率 IN (Incidence) ——即伤害发生概率的度量。

以上每一方面又从小到大细分为 5 个等级。每种伤害都用这 5 个方面的其中 1 个等级评价。例如小脑内出血的 CRIS 分析为：ED——4；TL——5；PI——4；TP——5；IN——1。前 4 个方面都为 4 或 5，说明伤势严重，需长时间治疗，并有可能留下后遗症。IN 为 1 说明此种伤害不容易发生。

每种伤害的 AIS 和 CRIS 分级已有标准表，可参阅有关文献。

汽车碰撞后的对策

据美国密执根公路安全研究大学 1974 年的研究成果，在美国汽车火灾事故约占汽车总事故数的 0.1%，而由于汽车火灾的死亡人数每年约为 450 ~ 650 人，占汽车乘员死亡总数的 1% ~ 1.5%。可见汽车火灾事故的起数尽管很少，但是伤亡率相当高，同时，经济损失在各种交通事故中也是最大的。因此，世界上许多国家都在研究和采取措施，预防汽车火灾的发生。

造成汽车火灾发生和火灾骤升的原因是多方面的，比如车内高压电路短路、漏电、松动、化油器回火、油路漏油或蓄电池过热都极易导致火灾的发生。加之汽车的内装修、轮胎为可燃、易燃材料，很容易使火迅速蔓延并发生危险。汽车火灾的起因有自发的和碰撞引起的两种。自发火灾的起因有烟头、火柴、燃油泄漏、排气管火星和高温以及电气系统的火花等；碰撞引起燃油泄漏，进而导致火灾发生。

火灾预防主要有汽车燃料系统、排气系统和电气系统三者之间的布置关系，汽车内饰材料的阻燃特性，燃油箱的布置，碰撞后燃料泄漏的防止等。

当车辆发生火灾时，还有一个乘员紧急撤离的问题。

第一节 燃料系、点火系和电气系统的防止火灾要求及布置

一、燃料系的火灾预防

燃料系以及各种油料的火灾预防主要有以下方面：

① 燃油箱加油口位置有的朝向排气尾管开口，应距离排气尾管开口 300mm 以上，燃油箱加油应距裸露的电气接头及电气开关 200mm 以上；

② 燃油箱的加油口和通气孔不允许朝向车厢内；

③ 燃油箱盖应密封良好，在加满油箱或接近加满时，不应因振动、离心力等从加油口处漏油或渗油；

④ 燃油箱应安装牢靠，在各种恶劣的行驶条件下，不应窜动、移位，以防止燃油管接头处因拉扯而渗油，以及燃油箱受到摩擦；

⑤ 加注燃油或润滑油溢出时，不允许漏在排气系和电气部件上；

⑥ 发动机排气支管不得在化油器下方，以免化油器漏油，滴在排气支管上而引起火灾，如果结构上难以分开，则应在两者之间增设隔离盘，并且隔离盘上应有导流沟，可将渗漏的燃油引开；

⑦ 燃料、润滑油管路不得与刚性部件干涉，在与刚性部件有可能干涉摩擦的部位，应包上橡胶等保护装置；

⑧ 燃料、润滑油管路接头下方不能有排气系高温部件和电气接头。

二、排气系的火灾预防

排气系火灾的引起原因是其高温和火星可能将渗漏的燃油和其他可燃物点燃。预防措施主要有以下方面：防漏油、漏气。要注意油箱、汽油滤清器、汽油泵、化油器及气门室垫、排气管垫等处是否有漏油、漏气的现象，防止排气管过热或排出火星、化油器回火等点燃汽油而着火。

车辆在行驶状态或启动时，有时会发生化油器回火现象。这是由于混合气燃烧延续到进气行程开始，使火焰通过进气门传到进气歧管以至化油器喉管内引起的一种拍击声。主要原因是可燃混合气的比例调节不当、点火过早或者点火顺序错乱等。在这种情况下，车辆常出现加速不灵，如急剧加油也会产生化油器回火或排气管放炮，甚至排出火星。发现回火要检查油路和电路，油路可能是混合气过稀、点火时间过晚等造成，需进行调整，也有可能是气缸垫击穿、进气歧管垫漏气造成。

在进排气系统设计中应注意以下事项：

① 排气部件与可燃物之间的最小距离应为 100mm，检查化油器是否回火、油路是否漏油、排气管是否放炮，如有问题，应立即检修；

② 在消声器进气管凸缘法兰、消声器两端等排气系接合处，不允许漏气，在这些部位附近，应尽量避免穿过燃油管路和电线；

③ 排气尾管在各种行驶状态下不应冒火星；

④ 在排气尾管排出废气方向上不应有可燃物，不应正对轮胎、后桥等；

⑤ 油罐车等运送危险物品的车辆应将排气管布置在车辆前部。

三、电气系统的火灾预防

电气系统引起火灾的原因是其所造成的火花，因此火灾的预防措施应从以下方面考虑。

① 点火系防漏电。

发动机工作时，点火线圈的温度很高，使高压点火导线的绝缘层软化、老化、裂损，点火高压电易击穿绝缘层，很容易产生高压电漏电，引发漏电处温度不断升高，引燃发动机进气系统泄漏的汽油，导致着火燃烧。

汽油发动机上都有火花塞，一个气缸有一个，个别的高速汽油发动机每缸还装有两个火花塞。火花塞基本上有两大功用：一是在燃烧室内产生火花，点燃混合气产生动力；二是密封火花塞孔，以维持气缸内的压力。通常从点火线圈透过分电盘经导线而供给火花塞的高压电约 2 万 ~ 3 万伏特，再加上火花塞的电极必须经常处于高温的燃烧室中和约 45 倍大气压力以上的环境，而且还要保持极高的气密性。由于工作环境十分恶劣，火花塞绝缘体被击穿、电极积炭失效的情况常会发生，若有油垢、脏物，最容易着火。车内的电气接头适当屏蔽，不得裸露，并且不能设在乘员容易接触的地方，应该用塑料线夹固定在车身上。

蓄电池应安装牢靠，蓄电池支架应有足够的强度和刚度，以避免蓄电池的火线及搭铁因拉扯、摩擦而引起火花，要保持蓄电池通气孔畅通。

② 正确搭铁。

在因线路故障引发的自燃事故中，主要原因是搭铁。特别是很多新购车的用户，对自己刚购置的爱车疼爱有加，可能会给车辆添加防盗器，换装高档音响，改进造型，还可能会添加空调等等，但由于不在专业化的修理店改装，没有分析车辆的线路布置和具体的结构，没有进行线路功率复核。为此，也就出现了随便乱引电线，负荷大的地方不加保险，易摩擦处也未有效固定等多种错误改装、维修。一旦出现线路老化、过载、断路、接触不良或磨损搭铁的问题，搭铁处便会产生大量的热能，再加之电线质量差或周围有易燃物品，自燃事故将不可避免。

常见的故障有：电缆线与车架、线夹之间由于震动摩擦产生“破皮”；尾灯、制动灯导线等由于震动摩擦而产生“破皮”；灯座安装处由于震动、连接件的破损而使绝缘件松脱、损坏等。这些都会在车辆行驶或停车时自行搭铁而长时间跳火、产生高温，引起电器、开关、导线的绝缘（或包皮）破坏，进而加大跳火范围，扩大高温区域，最后导致与油漆、泄漏的汽油、易燃物品等接触而自燃着火。

③ 地线应连接可靠。

地线接头应去掉漆层，并使用带齿垫圈。

④ 灯具内不得积水。

⑤ 防电线短路。

即使在电源接通的情况下，电器接头与车身接触也不应发生短路。因此，插座式接头的凹端应为电源的正极，凸端应为电源的负极。

应防点火线圈的错接。点火开关至点火线圈的“+”号接线柱与起动机开关接线柱不能接错，如果接错，点火线圈的低压电流得不到控制，长时间通电会使点火线圈过热而发生爆炸，引起火灾事故。

在单线制的汽车上，如果输送电流的带绝缘皮的导线与导线搭铁或电器搭铁直接接触都会造成短路，严重时会引起火灾。所以，一旦发现电流表指示大电流放电，闻到胶皮臭味或见到从仪表盘内和机罩盖间隙处冒出白烟时，应立即切断全车总电源，及时查找原因并排除故障。

⑥ 导线独立固定。

导线不应与燃油管路、润滑油管路、液压制动管路等固定在一起。

⑦ 导线与易燃部件保持距离。

导线不得布置在燃油管下方、蓄电池下方或排气系接头周围，应距排气管消声器 100mm 以上，导线与可动零件的距离应在 20mm 以上。

⑧ 导线与固定零件等不得因振动等摩擦干涉。

⑨ 保险丝不应因振动而脱落，更换保险丝不得有发生短路的危险。

⑩ 防电器失效短路。

常见启动开关由于触点烧结而发生熔焊，启动机磁力开关无法释放，导致启动机长时间起动（启动机安全启动时间为 5s），造成启动机发热起火。车辆熄火后，电流表应回零位，但由于发动机调节器的逆流断电器触点由于某种原因仍处于闭合状态，致使蓄电池电流倒流到发电机及其电器线路上引起火灾。一些单线制的汽车上，火线的绝缘体破损搭铁或电器搭铁都会造成短路，尤其是一些使用时间比较长，线路残旧和线路排列混乱的车辆。车上电线的“保护神”就是保险丝，一旦电线短路瞬间产生大电流时，保险丝会迅速熔断，从而使电流断路。但如果保险丝太大，例如有人图方便使用铜线代替标准保险丝导致丧失保护功能，就有可能使电线短路而酿成火灾。另外，单线制车辆上的蓄电池火线（正极线）与车上金属接触短路，也会产生火灾。所以，一旦发现电流表指示很大的放电电流、电器工作突然中断（例如大灯、空调电机等大负荷用电设备）、闻到胶皮臭味或见到机罩盖边隙处和仪表台附近冒烟时，应迅速靠边停车熄火，断开全车总电源开关，查原因排除故障。

⑪ 防接触电阻过大。

线路接点不实、局部电阻过大产生热能，使导线接点发热引起可燃材料起火。造成这种情况的，大多是车辆在行驶中由于长时间震动或冷热变化，使线路接点松动而造成的。特别是，当蓄电池表面或接线柱有杂质，油污长时间腐蚀，造成连接点松动打火，发热起火。车辆在装饰时，增加音像和通讯设备、自动报警装置、空调等，由于乱接电源和增大负载或接点不实，都将不可避免地发生火灾。

第二节 汽车内饰材料的燃烧特性

在汽车材料中，具有易燃性质的有燃料、润滑油、油漆、轮胎和内饰材料，其中油料、油漆和橡胶因其工作性质和构成元素不可能或难以控制其可燃性。因此，只能要求内饰材料具有阻燃性质。由于内饰阻燃材料种类很多，此处仅摘要介绍几种。

一、内饰材料的定义

汽车内饰材料指的是：驾驶室及乘客舱内零件所用的单一型或层积复合型有机材料，包括坐垫、座椅靠背、座椅套、安全带、头枕、扶手、活动式折叠车顶、所有内饰性衬板（包括车门内护板、前围护板、侧围护板、后围护板、车顶棚衬里等）、仪表板、杂物箱、室内货架板（包括后窗台板）、窗帘、地板覆盖层、遮阳板、轮罩覆盖物、发动机罩覆盖物、撞车时用来吸收碰撞能量的填料、缓冲装置等所用有机材料，如图 10-1 所示。

二、内饰材料的分类

层积复合材料是指若干层相似或不同材料，其表面之间由烧结、粘接、焊接等不同方法全面紧密结合在一起的材料；单一材料是指由同种材料构成均匀的整体材料。对于不同材料断续连接在一起（例如由缝纫、高频焊、铆接），不认为是层积复合材料，每种材料均属单一材料。

三、内饰材料燃烧特性的评价指标及试验方法

为了避免或延缓燃烧的扩展，使乘员能够有一定的时间安全地离开可能即将发生火灾的汽车，燃烧特性是汽车内饰材料的重要特性指标之一。为此，发达国家针对汽车内饰材料的燃烧特性制定了严格的法规，如美国联邦法规 FMVSS302、国际标准化组织 ISO 3795—76 以及欧洲议会与理事会指令 95/28/EC 作了严格的规定，对汽车内饰材料的燃烧特性实施认证。我国于 1987 年制定了相应的标准 GB 8410—87，1994 年又对该标准进行了修订，形成了 GB 8410—1994，

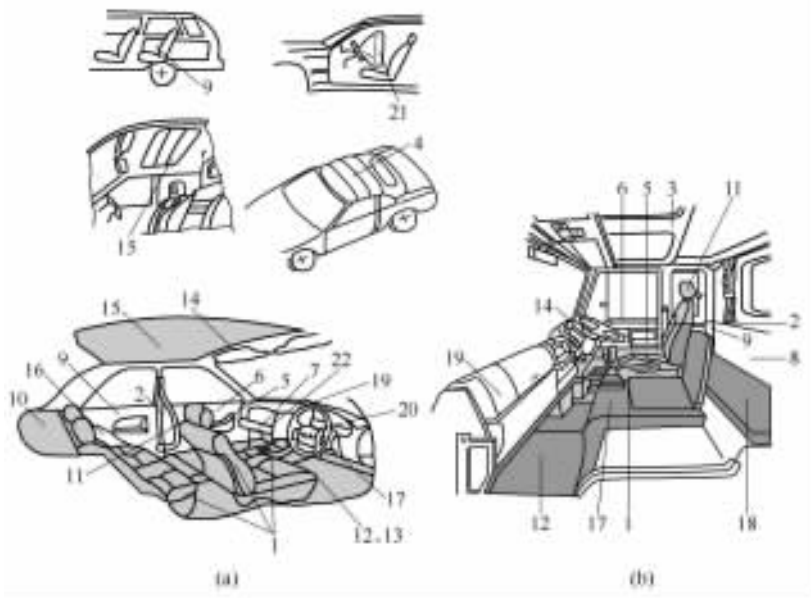


图 10-1 汽车用阻燃内饰件

1—座椅；2—座椅安全带；3—车顶蒙皮；4—折叠式车顶；5—座椅扶手；6—前车门内饰；7—前车内饰；8—侧围内饰；9—后车门内饰；10—后行李箱内饰；11—头枕；12—地毯；13—尼龙和橡胶地板；14—遮光板；15—遮阳帘；16—后围内饰；17—发动机舱与车厢隔板内饰；18—汽车卧铺用遮盖罩；19—仪表板软垫；20—转向盘中心软垫；21—气囊用气袋；22—护膝垫

该标准与 FMVSS302、ISO 3795—76 技术等效。该标准是国家强制性标准，是目前我国汽车行业实施的强制性标准之一。

内饰材料在小火焰作用下水平方向燃烧速率分三个等级：

I 级的燃烧速率为 0；

II 级的燃烧速率 $\leq 100\text{mm/min}$ ；

III 级的燃烧速率 $\geq 100\text{mm/min}$ 。

GB 8410—1994 中规定了汽车内饰材料燃烧特性的试验方法和评价指标。其合格的标志为：不燃烧、可以燃烧但燃烧速度不大于 100mm/min 、火焰在 60s 内自行熄灭且燃烧距离不大于 50mm。从保

证乘员安全的角度来讲，不燃烧当然是最好，而燃烧速度能够靠材料本身保证在一定的范围之内，也可以为乘员提供一定的生存时间和逃生的时间。在实际的试验操作过程中，以在规定时间内不能引燃或在第一个标志柱之前自行熄灭的情况视为不燃烧。

内饰材料燃烧特性试验在一个专门设计的燃烧箱内进行。燃烧箱的组成及结构见图 10-2。它由箱体、引火源（煤气灯）、火焰高度标志板、试样支架导轨及燃烧熔融物收集盘等主要部件构成，另外还有箱内温度测量装置、燃烧箱通风设施、观察窗等。

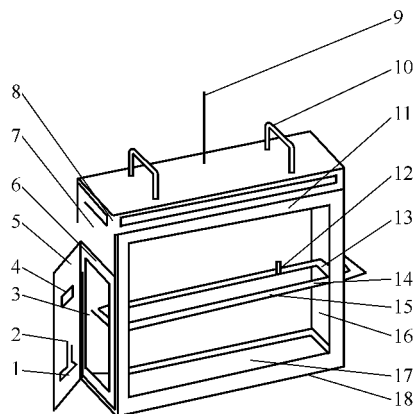


图 10-2 燃烧箱示意图

- 1—煤气灯底座；2—煤气灯；3—试样支架导轨；4—火焰高度标志板；5—门；
6—门框；7—燃烧箱本体；8—通风槽；9—温度计；10—提手；11—观察
窗窗框；12—支架销；13—上支架；14—试样；15—下支架；
16—玻璃观察窗；17—收集盘；18—支脚

评价试验程序如图 10-3 所示。

中国科学技术大学的吴志新对部分汽车内饰材料进行了阻燃试验，试验结果见表 10-1。在实际检验过程中，发现有些泡沫塑料与其他材质的面料复合而成的内饰材料中，泡沫塑料的燃烧特性不符合标准要求，后经添加阻燃剂后达到要求。因此，对材料进行阻燃处理是非常重要的。

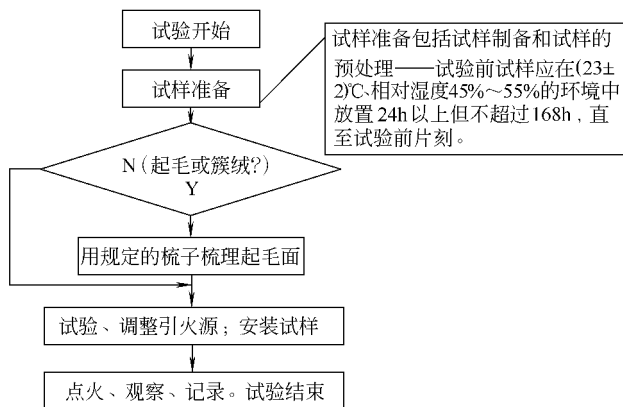


图 10-3 评价试验程序

表 10-1 汽车内饰材料的检验结果

序号	样品名称	型号规格	结构	材料	厚度 /mm	检验结果 /mm·min ⁻¹
1	雪佛兰汽车座椅面料	石墨灰色水牛皮	单一	水牛皮	1	不燃烧
2	雪佛兰汽车座椅面料	织物主料	复合	化纤+海绵+底纱布	12	不燃烧
3	雪佛兰汽车座椅面料	织物辅料	复合	化纤+海绵+底纱布	4	燃烧速度为55.0
4	雪佛兰汽车座椅面料	PVC 合成革	复合	合成革+海绵	4	不燃烧
5	雪佛兰汽车座椅面料	复合海绵	复合	海绵+无纺布	11	燃烧速度为95.4
6	座椅面料	BJ1028AE2 车用	单一	化纤	1	不燃烧
7	门内护板	BJ1028AE2 车用	单一	改性 PP	2.5	燃烧速度为37.6
8	顶棚衬里	BJ1028AE2 车用	单一	PVC	0.35	自行熄灭
9	地毯	BJ1028AE2 车用	单一	PVC	2.5	燃烧速度为69.1
10	前门内护面	6486H	单一	硬质塑料	4	燃烧速度为26.7
11	地毯	6486	单一	人造革	2	不燃烧
12	顶棚	6486	复合	无纺布+硬质塑料异性材	5	燃烧速度为25.5

续表

序号	样品名称	型号规格	结构	材料	厚度 /mm	检验结果 /mm · min ⁻¹
13	车门内饰板	1020SN 车用	复合	ABS + PVC	3	燃烧速度为 19.4
14	机盖隔热板	1020SN 车用	复合	无纺布 + 离心棉	4	燃烧速度为 59.0
15	地毯	1020SN 车用	复合	涤纶	4	不燃烧
16	车门内护板	TQJ7081 车用	单一	纤维板	2.5	燃烧速度为 14.0
17	座椅面料	2039-12	复合	化纤 + 海绵	8	不燃烧
18	座椅面料	2038-2	复合	化纤 + 海绵	3	不燃烧
19	座椅面料	2038-1	复合	化纤 + 海绵	10	燃烧速度为 82.3
20	EVA 阻燃隔板	—	单一	EVA	20	不燃烧
21	PS 阻燃隔板	—	单一	玻纤 PS	10	不燃烧
22	车用地毯	QCJ7081	单一	PVC	2	不燃烧
23	顶棚衬里	QCJ7081-570210	复合	PP 木粉板 + 复合 面料	4.5	燃烧速度为 27.8
24	座椅面料	Z-I	单一	经编布	1	不燃烧
25	座椅面料	CH-I	复合	机织布聚氨酯泡沫 底布三层复合	4	不燃烧
26	ABS 板材	—	单一	ABS	2.2	燃烧速度为 33.8
27	ABS 板材	—	单一	ABS	3	燃烧速度为 28.1
28	座椅面料	T005-2#	复合	涤纶丝 + 聚氨酯泡 沫 + 底纱布	4	燃烧速度为 89.8
29	顶棚(1)	SY6480 轻型车用	复合	无纺布 + PP 白 网格	5	燃烧速度为 43.3
30	顶棚(2)	BJ1028AE2 车用	复合	无纺布 + PP 白 条格	5	燃烧速度为 40.7
31	座椅面料	9719-1#	复合	涤纶丝 + 聚氨酯泡 沫 + 底纱布	8	不燃烧
32	座椅面料	6432-2#	复合	涤纶丝 + 聚氨酯 泡沫 + 底纱布	5	自行熄灭
33	座椅面料	6437#	单一	化纤	2	不燃烧
34	座椅面料	2038	复合	化纤 + 海绵	6	不燃烧

序号	样品名称	型号规格	结构	材料	厚度 /mm	检验结果 /mm · min ⁻¹
35	前门内护面	1027A	单一	硬质塑料	3	燃烧速度为 43.6
36	地毯	1027A	复合	人造革(泡)+ 再生毡	9	不燃烧
37	顶棚	1027A	复合	层积复合材料	3	燃烧速度为 23.7

四、阻燃纤维

为了适应市场的需求,世界化纤工业耐高温阻燃纤维新品种不断涌现。自 20 世纪 60 年代以来,国际市场上先后出现了芳族聚酰胺纤维、聚苯并咪唑纤维(PBI)、聚苯硫醚纤维(PPS)、聚四氟乙烯纤维(PTFE)、聚醚醚酮纤维(PEEK)、酚醛纤维、三聚氰胺纤维、陶瓷纤维、改性自熄聚丙烯腈纤维、聚氯乙烯醇纤维和 Visil 纤维等。这些耐高温阻燃纤维的研制成功,为非织造布阻燃产品开发提供了良好原料。以下仅介绍 Visil 阻燃纤维。

Visil 纤维是一种新型耐高温阻燃黏胶纤维,但这种黏胶纤维不再是单纯的纤维素成分,而是由纤维素和硅酸盐组成的纤维。它是在黏胶纤维生产工艺的基础上,采用先进的双相自然再生工艺,以纤维素为核心,在大分子内部形成硅酸盐分子网络和大量的化学结合水,这就使 Visil 纤维在保持原黏胶纤维性能的基础上,又形成了一个天然的耐高温防火屏障,从而具有了特殊的性能。虽然黏胶纤维自身是可燃的,但是 Visil 纤维中高比例的硅酸盐起到了屏蔽火焰的作用,使碳化燃烧过程中的热和烟不易扩散。当 Visil 纤维最终碳化时,只产生极少量的烟雾和 CO 及 CO₂ 气体。与其他阻燃纤维相比较,Visil 纤维不产生有毒气体,如 HCl 和卤素气体。另外,Visil 纤维在高温火焰下不变形、不熔融,这就防止了火焰的扩散。因此,它的耐温阻燃性能能够满足汽车的需要。

通常所说的耐高温纤维,是指在 200 ℃ 以上的温度具有足够抗热

性能的纤维，它可以连续使用而不会出现分解，而且保留着主要物理性能。阻燃和低导热性是选择耐高温纤维的重要因素，但是仅仅具备这些还不能称之为优质耐高温纤维。许多阻燃纤维的生产是采用惰性阻燃剂或利用氰化酸、盐酸、溴和含磷混合物以及其他如卤素类等有副作用的产品进行阻燃处理的。而 Visil 纤维的阻燃剂是由游离硅酸分子链和部分结合键铝所组成，这些游离硅酸分子链在纤维基的内部。游离硅酸和结合键铝的分子网络在纤维脱水强化过程中，由于水蒸发的能量释放产生了一种惰性稀释剂，从而可以控制易燃物挥发的速度。也就是说，这些非晶区分子网络降低了纤维素的结晶度，从而影响了分解过程。硅酸盐与化学水结合使纤维素的燃烧性能发生了变化，尤其是结合键铝改变了硅酸表面特性。在热解过程中无机部分的表面有助于束缚原子团，因此阻滞了燃烧。正是这种原因以及化学水的释放作用，使得其燃烧速度变得缓慢。如果从火源中移开，其具有自熄能力。化学水的释放也是 Visil 纤维阻燃的一个重要因素。

Visil 纤维的物理性能与普通黏胶纤维相类似，不但具有吸湿、透气、易染色性能，而且耐酸碱和虫蛀、成本低、无污染，可加工成各种耐高温阻燃纺织品。Visil 纤维可自然生物降解成为有机和无机的混合土壤，如果在高温条件下碳化，它会在燃烧中形成无毒气的 SiO_2 。Visil 纤维分子结构的特殊性决定了它的基本性能，根据 ISO 4589 标准测定，Visil 纤维的极限氧指数为 28% ~ 31%，纤维的回潮率为 9% ~ 11%，吸水能力为 50% ~ 60%，单纤维强度可达 1.5 ~ 1.9cN/dtex，伸长率 18% ~ 25%，硅酸盐含量（ $\text{SiO}_2 + \text{Al}_2\text{O}_3$ ）30% ~ 33%。Visil 纤维具有多种用途，不仅能纺纱织布，还可用于生产各种耐高温阻燃的非织造布产品。

五、非织造布阻燃汽车衬垫毡

目前，非织造布所采取的阻燃改性措施通常有三种：共聚改性、共混改性、后整理改性。

对于不同原材料，不同品种的非织造布所采取的阻燃方法有所不同。非织造布汽车衬垫毡是一种具有蓬松度高、柔软性好、弹性好、保暖性好等特点的非织造布产品，应用到汽车中能起到隔声、吸声、

防震等功效。其原材料主要是棉纤维。棉纤维是一种易燃纤维，主要应用后整理改性法。由于对棉纤维进行阻燃整理，阻燃剂的使用会使汽车衬垫毡的游离氨含量大大增加，必须选择含氮量低而阻燃性能好的阻燃剂来整理棉纤维。

研究所用的阻燃剂为：ANP 阻燃剂、BU 阻燃剂、WA 阻燃剂、FH 型系列阻燃剂。

把普通再生棉纤维放进阻燃液中浸渍，然后挤干，放进烘箱中烘干，烘干后取出阻燃棉，用于汽车衬垫毡的制备。

1. 阻燃剂与衬垫毡游离氨含量的关系

表 10-2 所列经不同阻燃剂处理的衬垫毡的含氮量。

表 10-2 经不同阻燃剂处理的衬垫毡的含氮量					
阻燃剂名称	ANP 阻燃剂	BU 阻燃剂	WA 阻燃剂	FH-01 阻燃剂	FH-03 阻燃剂
吸光度 A	0.271	0.802	0.040	0.050	0.036
含氮量 / $\times 10^{-6}$	740	2200	60	75	54

汽车衬垫毡散发的游离氨的主要来源有：①含氮阻燃剂；②酚醛树脂含的固化剂；③回收棉纤维中含氮氮化合物。降低汽车衬垫毡的游离氨主要在于阻燃剂的选择。从表 10-2 可以看出，五种阻燃剂中，BU 阻燃剂和 ANP 阻燃剂的含氮量较高，WA 阻燃剂和 FH 系列阻燃剂的含氮量较少。根据日本轿车业的资料报道，轿车衬垫毡中游离氨含量不得大于 180×10^{-6} ，所以，以上的阻燃剂中 WA 阻燃剂和 FH 系列阻燃剂作为汽车衬垫毡阻燃剂较为合适。

2. 阻燃剂浓度对阻燃性能的影响

选择含氮量较低的 WA 阻燃剂对再生棉进行了整理，对阻燃棉作了测试。阻燃剂是无色透明的液体磷系阻燃剂，阻燃剂的浓度与阻燃整理的效果见表 10-3。由表 10-3 可以看出，虽然以阻燃剂：水为 1：0、1：1 和 2：3 浓度配制的阻燃剂进行整理时阻燃性能较好，但是阻燃棉颜色变黄，而阻燃剂：水为 2：5 的比例配制的阻燃剂整理的阻燃棉阻燃性能较差，阻燃剂：水为 1：2 的比例较为合适。

表 10-3 阻燃剂浓度与阻燃整理的效果

阻燃剂: 水	阻燃整理效果
1: 0	阻燃棉颜色变黄,阻燃性能好,续燃时间、阴燃时间均为 0,极限氧指数 34
1: 1	阻燃棉颜色变黄,阻燃性能好,续燃时间、阴燃时间均为 0,极限氧指数 33
2: 3	阻燃棉颜色稍变黄,阻燃性能较好,续燃时间、阴燃时间均为 0,极限氧指数 32
1: 2	阻燃棉颜色不变,阻燃性能较好,续燃时间为 0、阴燃时间 $\leq 3s$,极限氧指数 30
2: 5	阻燃棉颜色变黄,阻燃性能较差,极限氧指数 26

六、胶黏剂的阻燃

有机胶黏剂是以有机高分子化合物(如树脂和橡胶等),或能形成聚合物的单体为基料,它们有易燃、难燃、不燃之分,通常以氧指数进行评价。所谓氧指数即是在规定的条件下,试样在氧氮混合气流中,维持平稳燃烧所需的最低氧气质量浓度,以氧所占体积分数表示。表 10-4 列出了部分高分子材料的氧指数。

表 10-4 部分高分子材料的氧指数

名 称	氧指数	名 称	氧指数
聚甲醛	15.7	尼龙-6	29.0
聚乙烯醇缩醛	16.1	氯化聚乙烯	30.0
聚氨酯	16.5	聚芳酰胺	30.0
SBS	16.9	聚苯醚	31.0
聚甲基丙烯酸甲酯	17.3	聚砜	32.0
聚乙烯	17.4	酚醛树脂	35.0
聚丙烯	17.5	聚酰亚胺	41.0
聚苯乙烯	17.8	聚苯并咪唑	41.0
天然橡胶	19.0	硅橡胶	44.0
聚对苯二甲酸乙二醇酯	20.6	聚氯乙烯	45.0
ABS	20.0	聚苯硫醚	50.0
环氧树脂	21.0	环氧玻璃钢	47~60
丁苯橡胶	21.0	酚醛玻璃钢	50~80
聚碳酸酯	25.0	聚偏二氯乙烯	60.0
氯磺化聚乙烯	25.1	高氯化聚乙烯	74.5
氯丁橡胶	27.0	聚四氟乙烯	95.0

一般来说,氧指数低于 21 为易燃材料,高于 27 则具有难燃自熄性,氧指数越高,阻燃性越好。而氧指数为 16~21 的高分子材料,如 ABS、SBS、聚甲基丙烯酸甲酯、环氧树脂、天然橡胶、丁苯橡胶等,则在空气中容易燃烧。为使所配制的胶黏剂能安全使用,加入适当的阻燃剂以达到阻燃目的。

对于有机胶黏剂而言,不仅要求固化后的胶层(膜)阻燃,而且在施工过程中也应阻燃。溶剂型胶黏剂的溶剂大多数易燃,溶剂挥发后的胶膜都有不同程度的燃烧性,因而溶剂和胶膜基本上都需阻燃。水基胶黏剂在施工和贮运过程中不会燃烧,但固化后的胶层应具阻燃性。只有无溶剂型胶黏剂(液态或固体)的阻燃在施工过程和实际使用是一致的。

1. 阻燃性树脂和橡胶

① 溴代环氧树脂有溴代双酚 A 型环氧树脂和溴代酚醛环氧树脂,它不仅有一般环氧树脂的优良特性,而且因分子中含有阻燃性能最强的溴,则有很好的阻燃自熄性。溴代环氧树脂的阻燃性与其溴质量分数有关,随着溴质量分数的增加,阻燃性提高,阻燃性还依赖于溴代环氧树脂的用量,当加入量超过 10% 时,便有自熄性。需要指出,溴代环氧树脂在阻燃过程中分解出有毒气体和烟雾,有害于人体健康和破坏大气臭氧层。

② 酚氧树脂是一种结构类似环氧树脂,而几乎不含环氧基的热塑性聚醚,具有自熄性,无毒,还有溴代酚氧树脂。

③ A-95 三聚氰酸环氧树脂本身不燃,耐 250℃ 以上的高温。

④ FB 树脂是阻燃耐高温的热固性酚醛树脂,氧指数 48.5,不燃、无烟、气味小。

⑤ 阻燃不饱和聚酯树脂有 FR-922 和 L-116 透光阻燃不饱和聚酯树脂,氧指数 >31。

⑥ 高氯化聚乙烯具有良好的阻燃性,氧指数 74.5。

⑦ 聚氯乙烯、过氯乙烯树脂、氯乙烯、偏氯乙烯共聚物等都具有难燃性和自熄性。

⑧ 芳杂环质量分数高的树脂具固有阻燃性,如聚酰亚胺(PI)

不燃，聚苯硫醚（PPS）氧指数 46 ~ 53，聚醚砜（PES）耐燃，聚苯醚（PPO）难燃，离火自熄。

⑨ 聚四氟乙烯（PTFE）完全无燃烧性。

⑩ 阻燃性橡胶有氯化橡胶（CNR）具有不燃性，氯丁橡胶（CR）有一定的阻燃性和良好的自熄性，氯醇橡胶（ECO）不易燃烧，氟橡胶（FPM）有一定的阻燃性，氯磺化聚乙烯（CSM）离火即熄。

2. 阻燃固化剂

阻燃固化剂有四溴邻苯二甲酸酐（TBPA）、四氯邻苯二甲酸酐（TCPA）、氯菌酸酐（HET）、80#阻燃液体酸酐等。

3. 阻燃增塑剂

阻燃增塑剂品种很多，如磷酸三甲酚酯（TCP）、磷酸三苯酯（TPP）、磷酸三异丙基苯酯（IPPP）、磷酸三（2-氯乙基）酯（TCEP）、磷酸二苯基甲酸酯（DPK）、氯化石蜡（42、52）、四氯邻苯二甲酸二辛酯（DOTCP）等。

4. 阻燃稀释剂

阻燃稀释剂有 JX-28 活性阻燃环氧稀释剂、JX-40 活性阻燃环氧稀释剂、BDGE-48 二溴苯基缩水甘油醚等。

5. 阻燃偶联剂

KH-550、WD-30 有机硅烷偶联剂遇明火不燃。

6. 阻燃溶剂

可用的阻燃溶剂基本是氯化溶剂，如二氯甲烷不易燃烧，低毒，无致癌性；三氯甲烷不燃，被认为是致癌物质；1,1-二氯乙烷遇火不燃，很快熄灭，无毒；1,2-二氯乙烷不燃，高毒；1,1,1-三氯乙烷不燃，低毒；1,1,2-三氯乙烯不燃，中等毒性；四氯化碳不燃，毒性极大，不应使用。

7. 有机阻燃剂

有机阻燃剂品种较多，如有机磷阻燃剂 DMMP、QD 系列氮系阻燃剂、六溴环十二烷、四溴苯酚、十溴二苯醚、磷酸三（2,4-二溴苯基）酯、FR-2、FR-101、全氯戊环癸烷、氯化石蜡 70、溴蜡 75

(SBC)、溴代聚醚、821 阻燃剂等。

8. 无机阻燃剂

常用的无机阻燃剂有三氧化二锑、氢氧化铝、氢氧化镁、聚磷酸铵、硼酸锌、偏硼酸钡、包覆红磷等。

七、阻燃聚丙烯

聚丙烯是塑料加工业的主要原料之一，为使其在汽车行业应用，研制了阻燃聚丙烯。

聚丙烯燃烧过程属于氧化-裂解自由基连锁反应。聚丙烯在空气中燃烧会发生激烈的氧化反应，裂解产生大量的羟基自由基，羟基自由基与大分子反应，产生大分子自由基和水，在氧存在下又产生羟基自由基，如此，燃烧反应即可循环下去。在聚丙烯降解过程中所产生的羟基自由基浓度，是决定燃烧速度的要素。

维持燃烧的必要条件是：燃烧热的积累足以使可燃物保持在燃点以上；有维持燃烧链反应的羟基自由基；有足够的氧。阻燃的途径就是要排除这三个因素中的一个或几个，使聚丙烯阻燃的方法是在其中引入阻燃剂体系，它的作用是：切断燃烧的链反应，即捕捉羟基自由基；形成隔氧与隔热的表层；促进脱水碳化。

1. 阻燃剂的选择

阻燃剂的种类有卤系、氮系、磷系及无机阻燃剂。其中卤系阻燃剂中的溴阻燃剂和氮系（含氮）阻燃剂应用比较广泛。将聚丙烯中含溴和含氮阻燃剂进行比较，结果见表 10-5。从中可见，含溴阻燃剂和含氮阻燃剂对聚丙烯都具有阻燃效果。另外，阻燃剂结构不同，在加入量相等时，阻燃效果也不同，结果见表 10-6。

表 10-5 阻燃剂种类对聚丙烯阻燃性能的影响

聚丙烯编号	阻燃剂种类	燃烧试验
90-Z-PP-01	含溴阻燃剂 1	Ⅲ级
90-Z-PP-02	含溴阻燃剂 2	Ⅲ级
90-Z-PP-04	含氮阻燃剂	Ⅲ级

表 10-6 阻燃剂结构对聚丙烯阻燃性能的影响

聚丙烯编号	阻燃剂种类	燃烧试验
90-Z-PP-05	15% 含溴阻燃剂 1	I 级
90-Z-PP-06	15% 含溴阻燃剂 2	III 级

表 10-6 中 90-Z-PP-05 配方阻燃剂 1 的阻燃元素含量为 70%，具有与聚丙烯类似的组成结构；90-Z-PP-06 配方阻燃剂 2 的阻燃元素含量为 82%，组成结构与聚丙烯完全不同。由此可见，虽然 90-Z-PP-06 配方中阻燃剂的阻燃元素含量较高，但是由于 90-Z-PP-05 配方中阻燃剂具有与聚丙烯类似的组成结构，与基材聚丙烯之间有良好的相容性，混合效果好，从而获得了良好的阻燃性。

2. 阻燃剂的复合

不同阻燃剂复合产生的阻燃效果见表 10-7。可以看出，不同阻燃剂复合后，可以提高阻燃效果（见 01 和 06 号配方），这是因为不同阻燃剂具有不同的阻燃机理，它们在聚丙烯燃烧过程中，或吸热降温，或生成惰性气体隔绝氧气，或在聚丙烯表面生成覆盖层使之与热和氧隔绝，或是捕捉燃烧分解出来的活性自由基，所以多种阻燃剂复合，可以通过多种途径，或复合反应生成阻燃效率更高的产物，阻止聚丙烯燃烧，从而提高阻燃性能，减少阻燃剂用量，也可减少阻燃剂对聚丙烯其他性能的影响。但并不是所有的阻燃剂复合后都有协同效应，有些阻燃剂之间复合不但不增效，反而降低原阻燃剂的阻燃效果 [见 07（5）和 17 号配方]。这可能是阻燃剂之间发生了反应，从而失去了原有的阻燃作用，或是一种阻燃剂发生作用时，妨碍了其他阻燃剂的阻燃效果。

表 10-7 阻燃剂的复合对聚丙烯阻燃性能的影响

聚丙烯编号	阻燃剂种类	燃烧试验
91-Z-PP-01	10% 单一阻燃剂	III 级
91-Z-PP-06	10% 两种复合阻燃剂	I 级
91-Z-PP-07（5）	21% 两种复合阻燃剂	I 级
91-Z-PP-17	35% 三种复合阻燃剂	III 级

3. 阻燃助剂的作用

阻燃助剂对聚丙烯阻燃性能的影响见表 10-8。可以看出, 加入微量阻燃助剂可以显著提高阻燃剂的阻燃作用。称这种阻燃助剂为阻燃增效剂, 其作用可能是提高了含溴阻燃剂释放 HBr、捕捉自由基的能力, 或是进一步提高了阻燃剂与聚丙烯之间的相溶性, 合阻燃剂与聚丙烯充分混合, 从而提高了阻燃剂的阻燃效率。

表 10-8 阻燃助剂对聚丙烯阻燃性能的影响

聚丙烯编号	阻燃剂种类	燃烧试验
90-Z-PP-01	15% 含溴阻燃剂(01 配方)	Ⅲ级
90-Z-PP-05	在 01 配方基础上加 0.5% 助剂 ^①	I 级

① 助剂本身无阻燃性。

4. 聚丙烯尺寸对阻燃聚丙烯阻燃性能的影响

阻燃剂体系确定以后, 采用颗粒和粉末状聚丙烯分别试验。结果表明, 用前者制备的阻燃聚丙烯, 阻燃性能不稳定, 而用后者, 阻燃性能稳定, 这是因为采用粉末聚丙烯, 基体与阻燃剂易混合均匀, 使阻燃剂的阻燃作用充分、稳定地发挥。

5. 阻燃剂体系对聚丙烯性能的影响

阻燃剂体系的引入将影响材料的机械性能和加工性能, 试验结果见表 10-9。可见, 阻燃剂体系的引入使聚丙烯机械性能有所下降, 但不同的阻燃剂体系对聚丙烯机械性能的影响程度不同。这是因为阻燃剂体系引入后, 相当于杂质的作用, 所以, 聚丙烯的机械性能有所下降。不同结构和性能的阻燃剂对聚丙烯机械性能的影响当然不同, 通过试验筛选, 可以得到机械性能与聚丙烯树脂接近的阻燃聚丙烯。加入低熔点阻燃剂或少量其他无机助剂可起一定的增塑作用, 从而使聚丙烯的流动性提高, 更易于加工。

表 10-9 阻燃剂体系对聚丙烯性能的影响

性 能	纯聚丙烯	阻燃聚丙烯 1	阻燃聚丙烯 2
拉伸强度 /MPa	35.3	26.5	32.6
弯曲强度 /MPa	55.0	44.1	55.6
缺口冲击强度 /kJ · m ⁻¹	5.36	5.32	5.10
熔体流动速率 /g · (10min) ⁻¹	3.1	3.6	9.5

第三节 燃油箱的布置及防止燃料泄漏的要求

一、燃油箱的布置

由碰撞导致燃料泄漏，很容易引起火灾事故的发生。这就要求对燃料系加以保护，特别应注意燃油箱的布置。

对于轿车，大多为前置发动机，燃油箱一般布置在汽车的后部。在后碰中很容易触及燃油箱。较有利的位置是布置在后桥上方，车轮内侧，这样可借助于车轮和车桥进行保护。但是，在一般情况下，从总体布置的权衡考虑，很难将燃油箱布置在这里。不管布置在哪里，设计的原则是要求碰撞结果应保证燃油箱的完整。

设计时需要综合考虑以下问题：

- ① 燃油箱周围的地板不允许变形；
- ② 避免燃油箱与后桥壳、悬架等碰撞；
- ③ 降低减速度 g 水平所需要的最大的后车身压扁行程；
- ④ 避免乘员舱闯入的最小的车身变形；
- ⑤ 有目的地加强边梁，使得地板及地板边梁在后碰时的弯曲程度减小，有利于燃油箱的完整。

载货汽车基于同样考虑，燃油箱大多布置在侧面，考虑与其他车辆的碰撞机会一般是左侧多（左置转向盘），因此燃油箱布置在右侧较为安全。而排气管布置在燃油箱的对面，即左侧，这除了增大燃油箱与排气管的距离以外，还可避免排出的废气将地面上的尘土吹起，妨碍慢车道上的自行车、行人正常通过。此外，对于货车，燃油箱外侧不应有可能造成集中负荷的零部件。例如，从燃油箱防撞角度考虑，可设置防护栏。如果此防护栏是由角钢等棒状物构成，在碰撞时，此防护栏就会成为集中负荷源，其危险程度可能还要超过不设此防护装置的情况。因此，燃油箱防护栏以网状为好。燃油箱不应布置在车辆的最低位置，周围应有比它低的刚性部件，以便汽车在凹凸不

平路面上行驶时，燃油箱不致拖地，受到地面的碰撞或摩擦。此外，燃油箱的位置还应注意不受轮胎甩起的飞石撞击。

二、碰撞后防止燃料泄漏的要求

车辆碰撞或翻车后很容易导致燃料泄漏，并可能由此而引起火灾。因此，许多国家都对此制订了法规加以限制。美国联邦法规 FMVSS571 部分 301 号标准就是这方面比较完整的一个法规。

FMVSS301 号法规要求最大总质量不大于 4536kg 的轿车、客车以及货车，在进行正面固定式障壁 48.3km/h 碰撞、后移动障壁 48.3km/h 碰撞或横向移动障壁 32km/h 碰撞试验时，从碰撞到车辆停止运动，燃料泄漏量不得超过 40ml；在车辆停止运动后 5min 之内，燃料泄漏量不得超过 200ml；在以后的 25min 之内，每隔 1min，燃料泄漏量不得超过 40ml。

试验车进行以上碰撞试验后，做绕其轴的静倾翻试验。旋转时，纵轴保持水平，在 1 ~ 3min 之内旋转 90°，连续增至 90°、180°和 270°，每达到一个 90°旋转增量，车辆在此位置停止 5min。在第一个 5min 之内，每完成一个 90°翻转增量，燃料泄漏总量不得超过 200ml。在以后的试验过程中，在 1min 之内，每完成一个 90°翻转增量，燃料泄漏量不得超过 40ml。

试验时，为了避免引起火灾，需要以代用液体代替燃油。这种液体的黏度、密度等应与燃油相近。为了便于观察，在碰撞、翻转后燃油渗漏的部位涂漆，并且在试验代用液体中加入容易辨别的颜料。在碰撞或翻转之后，尽快分头目视检查，并立即收取渗漏的液体。

第四节 汽车事故后乘员的紧急撤离

当车辆由于碰撞或其他原因起火时，乘员需要紧急撤离。为此，大客车除正常用于乘客上下车的车门以外，往往还设置有紧急安全门或安全出口。此安全门或安全出口平时不用，只是在车辆着火或翻车

以及掉入水中等紧急情况才使用。一般安全门设在车辆的左侧（左置转向盘），也有设在车辆后部和顶部的。安全门或安全出口在受到碰撞、翻车等负荷作用下，仍应能够打开。

国家标准 GB 7258—87《机动车运行安全技术条件》中规定：车长大于 8m 或乘员座位数多于 40 人的客车，如本身右侧仅有一个供乘客上下的车门，应设有安全门或安全出口。需用安全门时，不用其他器具即可将其向外推开。安全门（安全出口）上应有明显的红色标志，并有开启警报装置，并备有便于取用的击碎出口玻璃的专用工具。安全门的净宽一般不小于 550mm，净高不小于 1400mm。

除此之外，汽车还应装备灭火器。这对运送易燃物品、危险物品的车辆尤其重要。灭火器应安放在驾驶员容易拿取的地方。另外，对点烟器、烟灰盒也有要求，点烟器周围不应有易燃品；烟灰盒应能密闭，带火的烟头放在盒内，密闭后，烟头应在 3min 之内熄灭；在坏路上行驶时，不得将烟灰盒振动脱落；在开窗行驶以及打开暖风机、空调装置时，烟灰盒内的烟灰不能四处飞散。

汽车火灾的扑救措施及逃生方法如下。

① 当汽车发动机发生火灾时，驾驶员应迅速停车，让乘车人员打开车门自己下车，然后切断电源，取下随车灭火器，对准着火部位的火焰正面猛喷，扑灭火焰。

② 发现汽车车厢货物发生火灾时，驾驶员应将汽车驶离重点要害部位（或人员集中场所）停下，并迅速向消防队报警。同时，驾驶员应及时取下随车灭火器扑救火灾。当火一时扑灭不了时，应劝围观群众远离现场，以免发生爆炸事故，造成无辜群众伤亡，使灾害扩大。

③ 当汽车在加油过程中发生火灾时，驾驶员不要惊慌，要立即停止加油，迅速将车开出加油站（库），用随车灭火器或加油站的灭火器以及衣服等将油箱上的火焰扑灭。如果地面有流散的燃料时，应用库区灭火器或沙土将地面火扑灭。

④ 当汽车在修理中发生火灾时，修理人员应迅速上车或钻出地沟，迅速切断电源，用灭火器或其他灭火器材扑灭火焰。

⑤ 当汽车被撞倒后发生火灾时，由于撞倒车辆零部件损坏，乘车人员伤亡比较严重，首要任务是设法救人。如果车门没有损坏，应打开车门让乘车人员逃出，以上两种方法也可同时进行。同时驾驶员可利用扩张器、切割器、千斤顶、消防斧等工具配合消防队救人灭火。

⑥ 当停车场发生火灾时，一般应视着火车辆位置，采取扑救措施和疏散措施。如果着火汽车在停车场中间，应在扑救火灾的同时，组织人员疏散周围停放的车辆。如果着火汽车在停车场的一边时，应在扑救火灾的同时，组织疏散与火相连的车辆。

⑦ 当公共汽车发生火灾时，由于车上人多，要特别冷静果断，首先应考虑到救人和报警，视着火的具体部位而确定逃生和扑救方法。如着火的部位在公共汽车的发动机，驾驶员应开启所有车门，令乘客下车，再组织扑救火灾。如果着火部位在汽车中间，驾驶员开启车门后，乘客应从两头车门下车，驾驶员和乘车人员再扑救火灾、控制火势。如果车上线路被烧坏，车门开启不了，乘客可从就近的窗户下车。如果火焰封住了车门，车窗因人多不易下去，可用衣物蒙住头从车门处冲出去。当驾驶员和乘车人员衣服被火烧着时，如时间允许，可以迅速脱下衣服，用脚将火踩灭；如果来不及，乘客之间可以用衣物拍打或用衣物覆盖火势以窒息灭火，或就地打滚滚灭衣服上的火焰。

参 考 文 献

- 1 [日] 佐藤武. 汽车的安全. 吴关昌, 陈倩译. 北京: 机械工业出版社, 1988
- 2 [德] J. 维滕伯格著. 多刚体系系统动力学. 谢传锋译. 北京: 北京航空学院出版社, 1986
- 3 [日] 林洋. 上山, 胜. 大慈弥雅弘. 机动车事故鉴定方法. 梁恩忠, 梁明译. 北京: 群众出版社, 1988
- 4 [日] 江守一郎. 汽车事故工程. 刘晔柏译. 北京: 人民交通出版社, 1987
- 5 [日] 林洋著. 实用汽车事故鉴定学. 黄永和译. 北京: 人民交通出版社, 2001
- 6 赵新才. 道路交通事故人身伤害与赔偿. 成都: 四川辞书出版社, 1991
- 7 杨松涛编著. 汽车安全性能. 长春: 吉林科学技术出版社, 1992
- 8 刘正兴编著. 结构分析程序设计基础. 上海: 上海交通大学出版社, 1988
- 9 王瑄, 李宏光等. 现代汽车安全. 北京: 人民交通出版社, 1998
- 10 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
- 11 傅以诺. 交通事故处理与车辆保险. 北京: 北京理工大学出版社, 2001
- 12 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
- 13 吕子强. 轿车安全气囊结构原理与维修. 北京: 中国物资出版社, 1996
- 14 郭竹亭. 汽车车身设计. 长春: 吉林科学技术出版社, 1992
- 15 段里仁, 翟双合. 道路交通安全手册. 北京: 档案出版社, 1988
- 16 黄世霖, 张金焕等. 汽车碰撞与安全. 北京: 清华大学出版社, 2000
- 17 美国的国家公路安全局报告: NHTSA Fatal Analysis Reporting System. 1999
- 18 中国汽车技术研究中心编. 汽车碰撞安全标准手册. 2002
- 19 许洪国等. 推算汽车碰撞速度的两种图解法. 汽车工程, 1996 (5): 297 ~ 300
- 20 刘学军, 黄世霖. 行人保护研究的回顾. CSAE'97. 北京: 1997
- 21 雷正保, 钟志华等. 受冲薄壁结构动力效应的显式有限元分析. 力学学报, 1999 (5): 70 ~ 77
- 22 葛如海, 刘星荣. 轻型汽车前部偏置碰撞特性研究. 中国公路学报, 2000 (3): 110 ~ 112
- 23 葛如海, 刘星荣等. 轻型汽车前部偏置碰撞吸收能量研究. 江苏理工大学学报, 2001 (3): 26 ~ 28
- 24 葛如海, 刘星荣. 汽车车身对壁正面碰撞安全性评价指标的研究. 江苏理工大学学报, 2001 (4): 29 ~ 31
- 25 王金刚. 汽车安全气囊和材料的发展. 上海: 上海汽车, 1996 (1)
- 26 雷正保, 钟志华等. 结构碰撞分析中的动态显式有限元方法及其应用. 振动与冲击, 1999 (4): 71 ~ 76

- 27 朱西产, 钟荣华. 薄壁直梁件碰撞性能计算机仿真方法的研究. 汽车工程, 2000 (2): 85 ~ 89
- 28 周忠干, 刘伟香. 汽车车身结构的布设与安全性研究. 机械设计与制造, 2003 (4): 92 ~ 93
- 29 张觉慧, 谭敦松. 汽车碰撞的有限元法及车门的抗撞性研究. 同济大学学报, 1997 (4): 450 ~ 454
- 30 郑巍. 行人保护——汽车安全性研究的新领域. 城市车辆, 2003 (2): 21 ~ 23
- 31 郑巍. 汽车安全性行人碰撞腿部保护研究. 城市车辆, 2004 (3): 26 ~ 29
- 32 程秀生, 张吉国等. 汽车保险杠参数对人体腿部损伤程度的影响. 吉林大学学报, 2003 (2): 25 ~ 31
- 33 程秀生, 周刚等. 碰撞仿真技术在人体腿及膝关节与汽车保险杠碰撞研究中的应用. 公路交通科技, 2001 (3): 83 ~ 87
- 34 赵立军, 赵桂范. 头部与大挠度弹性板的撞击响应特性分析. 力学与实践, 2004 (6): 31 ~ 34
- 35 赵桂范, 宋宏伟等. 头颅撞击发动机罩板的危害性研究. 汽车技术, 2001 (9): 19 ~ 22
- 36 张金换, 顾光. 某轻型客车安全带的动态特性分析及改进. 公路交通科技, 2004 (6): 81 ~ 83
- 37 王金刚, 冯星野等. 两点式与三点式安全带有效性的比较. 汽车研究与开发, 1996 (1): 39 ~ 40
- 38 王国和. 产业用织物——汽车安全带的研究与开发. 丝绸, 1997 (1): 36 ~ 40
- 39 李忠海. 国产汽车安全带性能要求的改进. 汽车技术, 1997 (12): 49 ~ 51
- 40 Tack Hollingum. 汽车安全系统及其传感器. 传感器世界, 1997 (2): 14 ~ 19
- 41 贾石峰. 汽车安全气囊加速度传感器的研究. 甘肃科学学报, 2002 (4): 91 ~ 93
- 42 张河, 翟性泉等. 汽车安全气囊磁电式传感器的设计与研究. 南京理工大学学报, 1999 (4): 324 ~ 327
- 43 黄寅生, 沈瑞琪等. 汽车防撞气囊气体发生剂燃烧示性参数的实验研究. 兵工学报, 1996 (2): 36 ~ 38
- 44 成一, 陈守文. PAK 气体发生剂的燃气特性研究. 固体火箭技术, 2001 (4): 59 ~ 61
- 45 曲艳斌, 萧忠良. 汽车安全气囊用气体发生剂. 华北工学院学报, 2003 (6): 428 ~ 431
- 46 黄寅生, 戴实之等. 汽车防撞气囊系统用气体发生剂燃烧特性探讨. 火工品, 1996 (1): 9 ~ 12
- 47 黄寅生, 沈瑞琪等. 气体发生器中心点火管燃烧过程的数值计算. 火工品, 1996 (3): 17 ~ 20
- 48 黄寅生, 戴实之等. 含叠氮化钠气体发生剂热动力学试验研究. 火炸药学报, 1997

- (2): 47 ~ 48
- 49 陈守文, 成一. 汽车安全气囊用非叠氮化物气体发生剂的研究. 汽车研究与开发, 2002 (4): 55 ~ 58
- 50 侯大寅, 朱苏康. 汽车用非涂层安全气囊织物的透气性研究. 中国纺织大学学报, 1997 (5): 6 ~ 9
- 51 李婕, 储才元. 汽车用安全气囊及其织物 (上) ——发展历程现状与前景. 纺织科学研究, 1998 (4): 33 ~ 37
- 52 李婕, 储才元. 汽车用安全气囊及其织物 (下) ——性能要求与纺织技术. 纺织科学研究, 1998 (4): 38 ~ 42
- 53 缝制型安全气囊. 吴一知译. 国际纺织导报, 2003 (4): 31 ~ 33
- 54 侯大寅. 产业用织物——汽车充气安全气囊织物的研究与开发. 丝绸, 1998 (8): 31 ~ 34
- 55 王叔丽. 国外汽车安全气囊涂覆织物的进展. 特种橡胶制品, 2001 (1): 9 ~ 11
- 56 杨锁廷, 李济群等. 用高密度非涂层织物研制汽车空气安全袋. 天津纺织工学院学报, 1998 (4): 9 ~ 14
- 57 毕海峰, 张玉梅等. 汽车安全气囊的技术发展. 现代纺织技术, 2001 (1): 53 ~ 56
- 58 王登峰, 曾迺立. 汽车吸能转向机械与驾驶员碰撞的仿真与试验. 汽车工程, 2003 (1): 20 ~ 24
- 59 周小强, 王泉. 汽车转向系统的安全性设计. 重型汽车, 2001 (5): 18 ~ 19
- 60 武一民, 阎世竟. 从安全性谈汽车座椅系统参数设计. 汽车研究与开发, 1999 (3): 26 ~ 27
- 61 毛向阳, 施杰等. 不同角度前撞对乘员保护影响的研究. 汽车技术, 1997 (8): 13 ~ 18
- 62 葛龙, 金先龙等. 小客车保险杠低速碰撞仿真研究. 机械, 2002 (3): 6 ~ 7
- 63 鲁彦平. 汽车保险杠用泡沫金属铝的能量吸收特性. 汽车技术, 1999 (12): 32 ~ 33
- 64 力强, 赵亦希等. 轿车保险杠耐撞性结构设计的研究. 机械设计与研究, 2001 (3): 26 ~ 29
- 65 王立志, 孔凡忠等. 轻型客车正面碰撞车架吸能结构优化设计. 公路交通科技, 2004 (2): 119 ~ 122
- 66 王春雨, 李一兵等. 应用有限元法研究车架结构的耐撞性. 汽车工程, 1997 (6): 336 ~ 341
- 67 费叶森. 汽车车门结构中增强纤维复合材料. 北京汽车, 2002 (5): 13 ~ 17
- 68 姜连勃, 王绍春. 汽车车门设计 (一). 汽车技术, 1999 (4): 14 ~ 19
- 69 姜连勃, 王绍春. 汽车车门设计 (二). 汽车技术, 1999 (5): 10 ~ 13
- 70 吴照金, 何德坪. 胞状铝的压缩变形和吸能性能研究. 应用科学学报, 2001 (4): 357 ~ 361

- 71 谢志民, 万志敏等. 复合材料管的缓冲吸能研究. 玻璃钢/复合材料, 1999 (2): 15 ~ 20
- 72 王晓, 刘星荣等. 波纹管碰撞性能的试验研究. 中国公路学报, 2001 (4)
- 73 葛如海, 王晓等. 波纹管碰撞吸能件与整车的匹配研究. 中国公路学报, 2002 (4): 105 ~ 108
- 74 潘艺, 胡时胜等. 泡沫铝动态力学性能的实验研究. 材料科学与工程, 2002 (3): 341 ~ 343
- 75 李广宇, 于敏等. 阻燃胶粘剂及其应用. 当代化工, 2001 (3): 166 ~ 169
- 76 吴志新, 张虹等. 汽车内饰材料燃烧特性的评价方法及试验分析. 火灾科学, 2001 (4): 217 ~ 221
- 77 冷纯廷, 唐淑娟等. Visil 纤维在非织造布中的应用. 非织造布, 1999 (2): 23 ~ 25
- 78 程博闻, 洪雪梅等. 阻燃汽车衬垫毡的研制. 产业用纺织品, 2002 (10): 9 ~ 11
- 79 范慧俐等. 阻燃聚丙烯的研制. 化学工程师, 1997 (5): 5 ~ 7
- 80 薛量. 汽车碰撞仿真中的连接失效模拟. 机械科学与技术, 2000 (2): 304 ~ 306
- 81 朱西产, 程勇. 载货汽车防护装置最佳离地高度和刚度的分析. 汽车工程, 2002 (5): 419 ~ 425
- 82 王春雨. 应用有限元方法研究碰撞过程中车架结构的变形及动态响应: [学位论文]. 北京: 清华大学汽车工程系, 1996
- 83 郭九大. 汽车乘员多体系统碰撞动力学仿真研究: [学位论文]. 长春: 吉林工业大学汽车学院, 1996
- 84 龚友. 汽车非正面碰撞特性研究: [学位论文]. 镇江: 江苏大学汽车与交通工程学院, 2000
- 85 王晓. 汽车碰撞吸能元件的理论与试验研究: [学位论文]. 镇江: 江苏大学汽车与交通工程学院, 2001
- 86 陈晓东. 轿车侧面碰撞试验方法与计算机仿真技术研究: [学位论文]. 镇江: 江苏大学汽车与交通工程学院, 2003
- 87 朱茂桃. 汽车及薄壁构件碰撞特性的数值分析与实验研究: [学位论文]. 镇江: 江苏大学汽车与交通工程学院, 2002
- 88 American ANSYS inc. ANSYS 非线性分析指南. 2000
- 89 American ANSYS inc. ANSYS/LS-DYNA 使用指南. 2000
- 90 American ANSYS inc. ANSYS/LS-DYNA 培训手册. 2000
- 91 American ANSYS inc. ANSYS 结构动力学分析培训手册. 2000
- 92 American ANSYS inc. ANSYS 非线性基础培训手册. 2000
- 93 American ANSYS inc. ANSYS 高级非线性培训手册. 2000
- 94 American ANSYS inc. ANSYS 动力学培训手册. 2000
- 95 American ANSYS inc. ANSYS 接触分析培训手册. 2000

- 96 American ANSYS inc. ANSYS 高级分析指南. 2000
- 97 American ANSYS inc. ANSYS 基本过程手册. 2000
- 98 American ANSYS inc. ANSYS 建模与分网分析指南. 2000
- 99 American ANSYS inc. ANSYS 单元手册摘要. 2000
- 100 LSTC Int. LS-DYNA EXAMPLES MANUAL. 1998
- 101 LSTC Int. LS-DYNA THEORETICAL MANUAL. 1998
- 102 Engineering Technology Associates inc. VPG/Safety Applications Manual VPG. Version2. 0. 2001
- 103 van Ratingen M , Waagmeester C , et al. Harmonising the European Side Impact Dummy. SAE 20005318. JSAE Conference. Yokohama : 2000
- 104 ES-2 Prototype User Manual. TNO Automotive Crash Safety Center. 2000
- 105 ISO WorldSID Task Group Report. WorldSID. 2001
- 106 Altair Engineering inc. Altair HyperGraph Training
- 107 Altair Engineering inc. Altair HyperView Basic Training
- 108 eta/VPG User ' s Processor Manual , An LS-DYNA Based Full-Vehicle Simulation Solution Package. Version 2. 0. 1998
- 109 eta/VPG Training Manual , An LS/DYNA based Full Vehicle Simulation Solution Package. Version 1. 0. 1998
- 110 eta/VPG Applications Manual , An LS/DYNA based Full Vehicle Simulation Solution Package. Version 2. 0. 1998
- 111 Thomas J Trella. A moving Deformable Barrier with Dynamic Force and Deflection Spatial Measurement Capability for Full Scale Tests. SAE 2000 World Congress Detroit. Michigan : 2000
- 112 ISO WorldSID Task Group Report. WorldSID. 2001
- 113 Waagmeester C D , Twisk D , et al. Status of Side Impact Dummy Developments in Europe. EEVC-WG12. 2000
- 114 Amsterdam. EEVC Status report. 17th ESV conference. 2001
- 115 Chou C C , Zhao Y , et al. Comparative Analysis of Different Energy Absorbing Materials for Interior Head Impact. SAE 950332
- 116 Deborah J Locke , christopher L Clark. Energy-absorbing thermoplastics in head impact applications. SAE 960154
- 117 Faruque M O , Dhulipala S , Chou C C. Characterization of foam under impact loading. SAE 960156
- 118 Michael L Kerman , Woodbridge Group. Dynamic force deflection Curves of cellular plastics versus impact head shapes. SAE 960158
- 119 Tautenhahn U , Heinz M , Brandsch H. Side Protection Systems-State of the Art and Outlook

- on Future trends. SAE 945171
- 120 Bjorn Lundell , Mikael Edvardsson , Lennart Johansson , et al. SIPSBAG-The Seat-Mounted Side Impact Airbag System. SAE 950878
- 121 Ron Stutsman , Barri Chamberlain , Mike Evans. The design of an experiment to choose an aluminum die casting alloy for energy absorbing automotive components. SAE 960159
- 122 Kurt Lilley , Mani A. Roof-crush strength improvement using rigid polyurethane foam. SAE 960435
- 123 Sadeghi M M , Mellander H. Alternative passenger car seat belt design for crash safety. SAE 880900
- 124 日本汽车研究所第三研究部. 実车衝突試験に关する手順书. JARI. 1994
- 125 大前晴雄他. 自动车の安全规の规动向. JARI. 1994
- 126 樋口和雄 , 奥原久和. 衝突安全性の现状と将来. 自动车技术 , 1989