

高等学校试用教材

汽车车身结构与设计

湖 南 大 学 黄天泽
吉林工业大学 黄金陵 主编

机械工业出版社

高等学校试用教材

汽车车身结构与设计

湖南大学 黄天泽 主编
吉林工业大学 黄金陵



机械工业出版社

前 言

随着现代汽车工业的发展, 车身工程愈来愈引起人们的重视和关注。为了适应当前这一发展的需要, 国内不少设置汽车与拖拉机专业的院校, 都争相开设汽车车身方面的课程, 迫切需要有一本教材, 而国内、外有关这方面的书籍和参考资料还很少, 本教材就是在这种情况下编写的。

根据原全国汽车专业教材编审委员会的决定, 委托黄天泽、黄金陵共同主编本教材, 并由黄金陵负责统稿。

本教材在长期教学与实践以及参考了大量国内、外文献的基础上, 全面介绍了车身及其部件的结构设计和计算方法, 取材力求反映当代先进的科技成果在车身上的应用, 理论密切结合实际。全书共分十二章, 黄天泽编写第一、二、三章, 黄金陵编写第七、八、九、十章, 其它各章分别由温吾凡 (第四章)、李卓森 (第五章)、秦德申 (第六、十一章)、孙婉娟 (第十二章) 等编写。

本教材由武汉工学院胡骅主审, 参加审稿的还有郭竹亭 (第一汽车制造厂)、梅世和 (第二汽车制造厂)、陈道煦 (北京汽车工业公司)、朱树珪 (武汉客车厂)、梁捷 (武汉轻型汽车制造总厂)、陈全世 (清华大学)、姜正根 (北京理工大学)、伍德荣 (湖北汽车工业学院) 等。

本教材为高等院校汽车与拖拉机专业“汽车车身结构与设计”课的教学用书, 也可作其他有关专业的教学参考用书, 并可供汽车制造厂和研究所的工程技术人员参考。

受水平和条件所限, 书中难免有错漏之处, 诚恳地欢迎使用本书的师生和广大读者批评指教, 以便再版时修正。

编者

1989年6月

目 录

第一章 车身概论	1	第八章 车体结构分析与设计	160
引言	1	§8-1 车体骨架	160
§1-1 车身的特点	2	§8-2 车体板壳零件	165
§1-2 车身及其名词术语	5	§8-3 车体结构的工艺性	167
§1-3 车身的承载类型和构造	7	§8-4 车体的耐腐蚀性	176
§1-4 “三化”问题	20	§8-5 车身的弹性振动与隔振	178
第二章 车身设计方法	25	§8-6 车内噪声与控制	183
§2-1 车身设计的特点	25	第九章 车身部件结构设计	191
§2-2 传统设计方法	25	§9-1 车门及其附件	191
§2-3 现代设计方法概述	32	§9-2 风窗设计	209
§2-4 电子计算机辅助设计(CAD)	33	§9-3 汽车前后板制件及铰链	214
第三章 车身总布置设计	47	第十章 车身有限元计算	223
§3-1 轿车车身的布置	47	§10-1 作用在车身、车架上的载荷	223
§3-2 大客车车身的布置	59	§10-2 车身、车架结构模型化	227
§3-3 货车车身的布置	68	§10-3 空间梁单元及坐标变换	228
第四章 人体工程学在车身设计 中的应用	76	§10-4 薄壁梁单元	231
§4-1 H点人体模型	76	§10-5 主、从自由度关系的处理	233
§4-2 汽车驾驶员眼椭圆	77	§10-6 弹性薄壳与空间薄壁刚架的组合 结构	234
§4-3 风窗玻璃刮扫面积及部位的校核	79	§10-7 支承结构的模拟	236
§4-4 驾驶员的手伸及界面	80	§10-8 载荷处理	237
第五章 汽车造型设计	84	§10-9 结构整体刚度方程	237
§5-1 汽车造型设计的特点以及对汽车 造型设计的要求	84	§10-10 计算结果及实例	238
§5-2 汽车造型设计的程序和方法	85	§10-11 车体的振动特性计算	242
§5-3 汽车造型的艺术性	94	第十一章 座椅设计	245
第六章 汽车的空气动力性能	104	§11-1 概述	245
§6-1 概述	104	§11-2 座椅的结构	245
§6-2 汽车行驶时所受到的气动力 和力矩	105	§11-3 座椅的动态特性	249
§6-3 空气的粘滞现象、汽车的流谱和 表面压强分布	115	§11-4 座椅的静态特性与几何参数 选择	255
§6-4 改善汽车空气动力性能的措施	124	§11-5 座椅的试验与评价	260
第七章 车身表面及空间曲梁 的绘制	133	第十二章 汽车的通风、采暖 与制冷	267
§7-1 车身表面的绘制	133	§12-1 通风	268
§7-2 空间曲梁作图原理	147	§12-2 采暖	271
§7-3 曲梁作图实例	149	§12-3 制冷	279
		§12-4 车身的隔热与密封	292
		参考文献	293

第一章 车身概论

引言

随着国民经济的蓬勃发展,汽车已一跃成为当前极为重要的交通运输工具。从全世界范围来看,目前还找不出一个无汽车的现代化社会的先例。因此,汽车工业在带动其它各行各业的发展中,已日益显示出其作为重要支柱产业的作用。

在扩大汽车的服务领域和满足各方面多样化要求的前提下,作为汽车上三大总成之一的车身,已后来居上越来越处于主导地位。据统计,客车、轿车和多数专用汽车车身的质量约占整车自身质量的40%~60%;货车车身质量约占整车自身质量的16%~30%;其各车型的车身占整车制造成本的百分比甚至还略超过以上给出的上限值。因此,仅从这个意义上来衡量汽车车身,其经济效益也远远高于其它两大总成。

如果从节能、节材(两者都与汽车的轻量化有关)等几方面来考虑,则其潜力更大。此外,纵观国内、外车身制造和装配等工艺流程,不难发现,尽管随着科学技术的进步,吸取了大量尖端技术,机械化和自动化程度很高,但是仍有两化无能为力而又必须由手工操作来完成的部分(特别是车身的内、外装饰和附件的装配等)。例如,国外很多车身制造厂对焊接件和车身钣金件,都逐个进行手工打磨、抛光和补焊。据国外某厂统计,平均每100台车身需花费23个修磨工时,浸第一道底漆后,需要用手工对接缝处涂密封胶。由此可见,手工细作往往是保证优质产品的重要一环。因此,从整个车身来看,又堪称为技术密集型和劳动密集型相结合的产品。

综观世界汽车工业沿革,可以看出,现代汽车是沿着“底盘”→“发动机”→“车身”逐步发展完善过来的。这个发展过程不以人们的主观意志为转移,而在很大程度上取决于当时的科学技术水平和物质生活条件。由于汽车与人们的日常生活息息相关,为了适应各种不同目的和用途乃至车辆的更新换代等,其关键在于车身。因此,车身工程是汽车工业中最年轻而又发展最迅速的一个分支。

建国以来,我国汽车工业从无到有、由小到大有了很大发展,但长期以来徘徊在货车(主要是中型)的生产水平上,车身技术一直是我国汽车工业中的薄弱环节。国外轿车工业发达,由于对轿车车身的要求很高,从而大大刺激了新技术和新设备的发展,由此可以全面带动其它各种车型车身技术的开发,日本轿车的发展对其汽车工业的促进起了举足轻重的作用就是明显的例证。从这个意义上来看,为了尽快振兴我国的汽车工业,必须结合国情量力而行地重视轿车的发展,而轿车发展的关键主要就在车身技术上。

国内、外汽车生产的实践一再表明:整车生产能力的发展取决于车身的生产能力;汽车的更新换代在很大程度上也决定于车身;在基本车型达到饱和的情况下,只有依赖车身改型或改装才能打开销路。凡此等等都足以说明,汽车工业发展到今天成为重要的支柱产业,而重

中之重则非车身莫属。

由于汽车使用功能的多样性, 车身设计、结构和制造等均有其特点, 其有关设备投资费用较高、技术难度也较大, 所以, 发达国家历来都极为重视车身技术的开发。

§1-1 车身的特点

一、车身的涉及面

虽然车身属于汽车上的三大总成之一, 但是, 除了只在整车总布置受制于汽车上的其它总成而外, 很多方面 (如: 外形、制图与结构设计计算方法、制造与装配工艺以及所采用的材料等) 均与其它总成大相径庭。汽车车身是载运乘客或货物的活动建筑物, 相当于一个临时住所或流动仓库, 但却又受到质量或空间的限制, 可以说“麻雀虽小, 肝胆俱全”, 从而带来了许多新的问题。其涉及面之广早已远远超出一般机械产品的范畴, 诸如: 车身造型艺术、内部装饰、取暖通风、防振隔音、密封、照明、座椅设计、人体工程等方面; 车身材料有逐渐扩大非金属化的趋势; 车身零部件的加工方法也是各式各样的 (如: 冷冲压、各种形式的焊接、喷漆、电镀、塑料成形等)。由此可见, 汽车车身的设计与制造需要综合运用各种不同领域的知识以及集各种行业之大成。因此, 可以毫不夸张地说, 汽车车身技术的发展状况足以直接反映出一个国家的工业水平和完备程度。

综合起来看, 由于汽车车身的独特性, 它使得生产工艺、结构力学、人体工程、技术美学、用户心理、交通运输工程、企业管理乃至供销等各种彼此分野很大的学科甚至很多非技术性领域的知识紧密地结合在一起。

二、车身造型

汽车已经发展成为一种普及的现代化的交通运输工具, 它以其具有动感的造型特点加上装饰和色彩, 既可以美化市容、点缀大自然环境, 又能给人以美的享受和强烈的精神感染, 它已成为人们喜闻乐见以及与人民日常生活息息相关, 不可缺少并具有双重功能的工艺美术品。

汽车车身造型是随着汽车工业的发展而逐渐发展起来的。它已由早期对汽车车身那种附加的美化工作逐步地发展成为探讨车身的整体艺术形象、研究和利用各种日新月异的材料的装饰性能及其生产方式的学科, 同时还需权衡车身造型对整车结构、性能和工艺的影响。

世界各国汽车 (特别是轿车) 车身造型的流行式样在不断更新、变幻莫测, 令人眼花缭乱、目不暇接, 但如果加以仔细琢磨, 总能找出其共同的基本趋势, 从而作出预测。车身造型的发展与车身的生产方式、使用要求以及时代特征等都有密切关系。可以认为, 汽车的更新换代 (主要是车身) 大体上为 8~10 年一个周期。考虑到当前汽车车身的造型, 就必须“以史为镜”回溯到 70 年代、60 年代、50 年代以至更早, 但是这种周期决不是简单的重复, 每一次变型都会在风格、线条、材料、装饰、色调等方面出现新的花样。例如: 上一世纪末在马车摩托化的基础上诞生了汽车, 在较长一段时间里, 汽车的外形基本上沿袭马车 (这时根本就谈不上有车身)。本世纪的 10 年代, 由简陋的帆布篷逐步发展成带有木质框架的箱形车身 (图 1-1)。进入 30 年代以后, 随着车速的增高, 车身造型较注重于流线型 (图 1-2), 其外形近似于甲壳虫, 给人以臃肿笨拙的感觉, 车身上的过渡表面较多, 覆盖件采用深拉延, 冲压工艺性差。40 年代

初, 由于第二次世界大战的影响, 民用汽车的生产几近停顿状态。50年代, 美国以战胜国的优越地位, 经济上迅速腾飞, 因受当时社会风气和时尚的影响, 生产的轿车过分讲究豪华的内外装饰, 车身造型失之矫揉造作, 过于堆砌, 给人以画蛇添足之感。为了改善空气动力稳定性, 其车身尾部还装设有尾翅(图1-3); 而欧洲大陆(以意大利和德国为代表)生产的轿车则崇尚朴素简炼, 车身上的棱线突出而形成浮雕式结构(图1-4)。60年代以来, 随着冷冲压技术水平的提高以及各种新型材料(塑料和复合材料)的涌现, 车身上去掉了多余的过渡表面, 整个车身外形朝向简单化方向发展, 车身覆盖件(如顶盖、侧后翼, 地板等)形成一较复杂的整体, 整个车身的造型既体现流线型而又更趋简炼含蓄、挺拔大方(图1-5)。70年代初以来出现的石油危机, 突出了轻量化和节能问题, 其后, 具有低空气阻力的紧凑型轿车(Compact car)(图1-6)就随之应运而问世了。

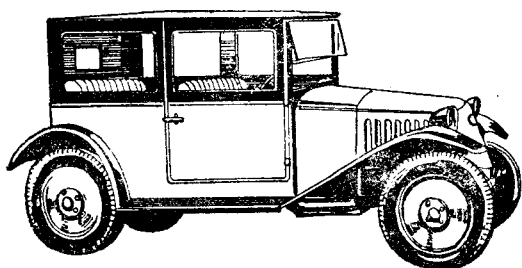


图1-1 捷克斯洛伐克产太脱拉(Tatra)轿车(1923年)

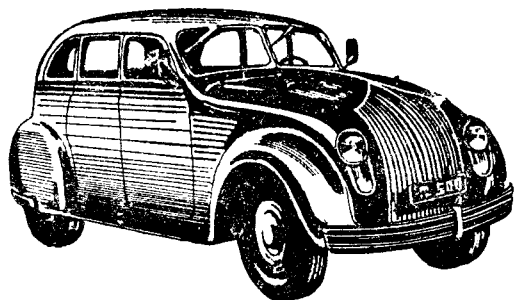


图1-2 美国产克莱斯勒(Chrysler)轿车(1934年)

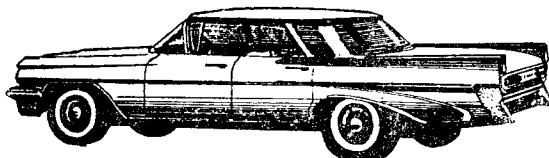


图1-3 美国产旁蒂克(Pontiac)轿车(1959年)

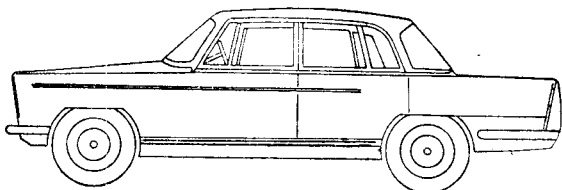


图1-4 意大利产阿尔法(Alfa)轿车(1958年)

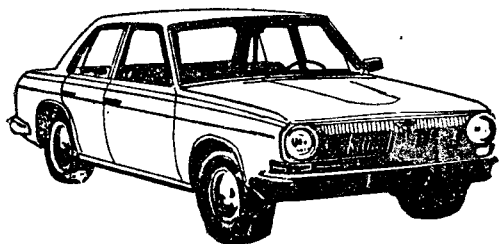


图1-5 苏联产伏尔加(Волга)轿车(1967年)

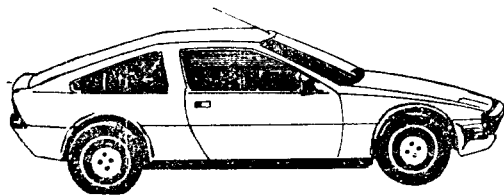


图1-6 法国产塔尔伯特·马特拉(Talbot·Matra)轿车

除了上述轿车以外, 回顾世界各发达国家其它各种车型车身的造型演变过程, 可以看出, 过去各国在车身造型上均有其特点, 即通常所谓的风格(Style)。例如: 意大利由于受14~16世纪欧洲文艺复兴运动的影响, 在诗歌、绘画、雕刻、建筑、音乐等方面产生了一大批代表人物, 其影响所及, 源远流长、本世纪中叶以来意大利就涌现了不少当代知名汽车造型设计师, 如贝通(Bertone)、齐亚(Ghia)、平宁·法里拉(Pinin Farina)等。菲亚特(Fiat)汽

车公司在70年代设计的一种典型的梯形造型的高级大客车(图1-7),其线型就继承了古罗马

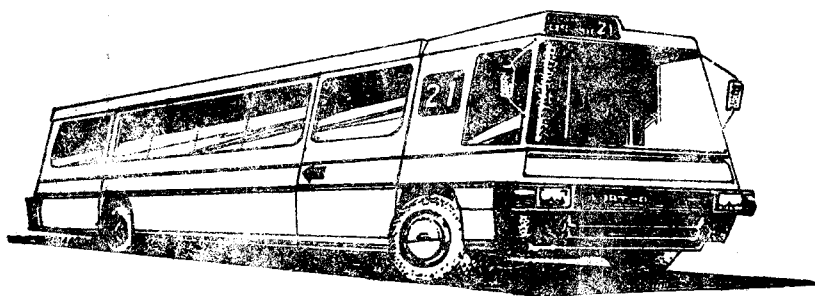


图1-7 70年代意大利菲亚特(Fiat)汽车公司生产的高级大客车

式建筑那种凝重、端庄的特点,即使用现在的眼光来看,仍具有新意。当然,德、法、英等其它欧洲国家的汽车的造型风格也或多或少受到其影响,同时还具有其本国的特点。从过去多次的国际汽车博览会上也能看出,各个国家所生产的汽车均具有不同风格。

三、车身材料

车身上所采用的材料品种很多,除金属和轻合金以外,还大量使用各种非金属材料(如:塑料、橡胶、复合材料、玻璃、油漆、纺织品和木材等)。车身覆盖件所用的钢板约占汽车材料构成的50%,这也就是车身上绝大部分零件的加工方法都采用先进的冷冲压加工的缘故。对于历史悠久、用量最大的结构钢来说,以前低碳钢的铁素体晶粒在 $20\sim 50\mu\text{m}$ 时屈服强度为 $200\sim 300\text{MPa}$ ($\approx 2000\sim 3000\text{kgf/cm}^2$),而目前微量合金化的低碳钢(含小于0.1%的Nb、Ti或V),由于晶粒细化至 $5\sim 10\mu\text{m}$,屈服强度可增至 $450\sim 500\text{MPa}$,钢的合金化(制成合金钢)以及热处理,可使钢的屈服强度提高到 $1000\sim 1600\text{MPa}$,有的甚至高达 2000MPa 而仍能保持相当的韧性。高韧性的超高强度钢正在不断问世,因此,钢在强度上的潜力还相当大,有待继续挖掘。

必须指出,在进行车身设计或改进车身结构时,为了提高车身的寿命,往往偏重于片面追求强度这个因素,但是仅靠提高车身强度是远远不够的,汽车是在大自然的各种气候条件和复杂工况下运行的,长期的使用实践表明,锈蚀常常是降低车身使用寿命的主要因素,因此,金属材料的防锈具有极为重要的经济价值。试验表明,镀锌钢板具有良好的防锈蚀性能。1972年美国汽车工业开始大量采用镀锌钢板;1975年联邦德国波尔舍(Porsche)公司首先制成全镀锌钢板(采用热镀法)车身的911型轿车;1985年联邦德国奥迪(Audi)公司在Audi-100型轿车上也采用了镀锌钢板,这种汽车车身上的暴露部件和一部分内部零件,都用两面电解镀锌钢板制造,其它零件则采用热镀锌钢板。当前的发展趋势表明,愈来愈多的厂家都已采用镀锌钢板。据悉,国外汽车车身镀锌钢板的镀锌层厚度一般为 $7.5\sim 10\mu\text{m}$ 。热镀锌钢板的制作工艺简单,钢板从 450C 的镀锌槽中通过即被镀上一层金属锌。这种特制钢板的价格仅比普通钢板高10%左右,但耐锈蚀能力却大为提高。

以非金属材料代替部分金属材料,在金属材料中又以非铁(有色)金属取代部分钢铁,看来已成为材料应用的总趋势。

1974~1980年期间,世界上年钢产量盘旋于7亿t左右,美国年钢产量徘徊在1.1亿t左右(苏联略有增长)。美国的高分子材料,1950年的年产量约90万t,1960年达360万t,1960~1970年期间,每年以14%的速度递增。1980年合成聚合物的世界产量已达1亿t,按体积计

算，已与钢等量齐驱。

按质量估计，汽车材料构成百分比的变化趋势如表1-1所示。

表1-1 汽车材料构成百分比

年 份	塑 料	铝 合 金	高 强 度 钢	非 高 强 度 钢
1978	5%	3%	3%	59%
1985	10%	8%	10%	49%

就非金属材料而言，以国产EQ240型货车为例，该车所用非金属材料制成的零件约有400多种，大概占整车零件总数的10%，如按质量估算，其非金属材料的质量约536kg，占汽车自身质量的12.5%。美国洛克威尔（Rockwell）公司的塑料分部研制了一种新型的轻型货车车身，其整体式发动机罩、翼子板、车门和驾驶室等都是用玻璃钢成形板制成的，从而使整车质量减少约227kg。美国通用动力（General Dynamics）公司的Convair分部为重型货车研制了一种用复合材料制成的槽形纵梁，其成分为玻璃纤维、石墨和环氧树脂，刚度和强度均与钢梁相似，而质量却减少了62%（钢梁为113kg，而它只有43kg）。国外一辆轿车所用的非金属材料，约占汽车自身质量的20%，如按材料体积计算，约占汽车材料总体积的60%以上。轿车碰撞试验研究表明，乘客室必须具有足够的刚性，以确保撞车时乘员的生命安全，而车辆的前部和后部相对于乘客室来说则应富有一定挠性，以起到吸能缓冲保护乘客室的作用，因此，轿车的前、后保险杠均趋向于采用复合材料（如聚氨酯或聚丙烯等）。

综上所述可见，从国外汽车车身上用材的发展来看，为了轻量化以及提高安全性和舒适性，非金属材料的用量逐年有所增加。这些材料的制成品涉及轻工业和化学工业的很多部门，其品种、性能多样，制备方法也各异。

随着复合材料在汽车车身上日益广泛的应用，迫使人们不得不去深入掌握复合材料的力学性能，新的车身强度和刚度问题被提到日程上来了。目前这方面尚属空白，这样就必然要求从事化工、力学和汽车等各种不同学科的研究人员共同协作来攻克新的难关。

§1-2 车身及其名词术语

一般来说，车身包括白车身及其附件。

白车身通常系指已经装焊好但尚未喷漆的白皮车身（Body in white），此处主要用来表示车身结构件和覆盖件的焊接总成，此外尚包括前、后板制件与车门，但不包括车身附属设备及装饰件等。

参照GB 4780—84、JB 3653—84、JB 4099—85等标准，车身覆盖件系指覆盖车身内部结构的表面板件，车身结构件则系支撑覆盖件的全部车身结构零件的总称。

车身结构件和覆盖件焊（或铆——如大客车车身）接在一起即成为车身焊（铆）接总成，该总成必须保证车身的强度和刚度，它可以划分为地板、顶盖、前围板、后围板、侧围板、门立柱和仪表板等分总成。

车身前板制件一般是指车头部分的零部件，包括水箱框架和前脸、前翼子板、挡泥板、发动机罩以及各种加强板、固定件等。

图1-8和图1-9所示分别为轿车白车身和货车平头驾驶室的结构分解图，图1-10所示为大客车车身骨架焊接总成。

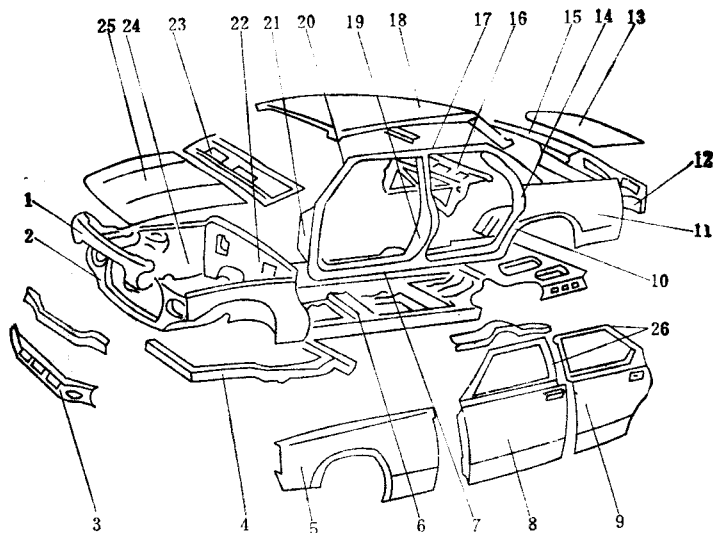


图1-8 轿车白车身

1—发动机罩前支撑板 2—水箱固定框架 3—前裙板 4—前框架 5—前翼子板 6—地板总成 7—门槛 8—前门 9—后门 10—车轮挡泥板 11—后翼子板 12—后围板 13—行李舱盖 14—后立柱(“C”柱) 15—后围上盖板 16—后窗台板 17—上边梁 18—顶盖 19—中立柱(“B”柱) 20—前立柱(“A”柱) 21—前围侧板 22—前围板 23—前围上盖板 24—前挡泥板 25—发动机罩 26—门窗框

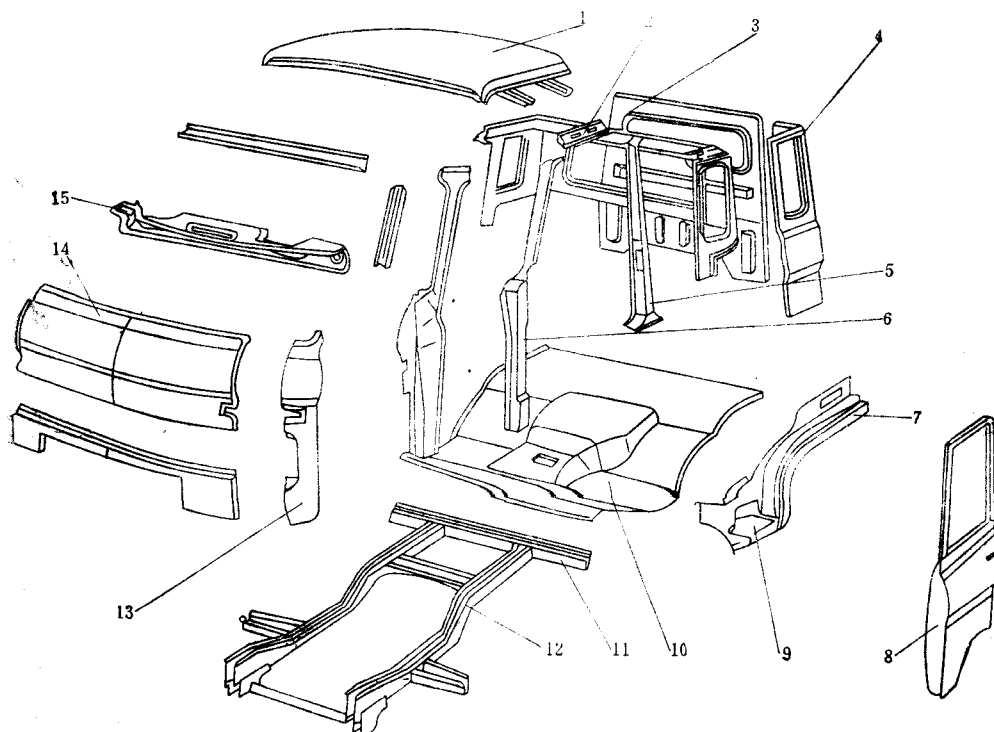


图1-9 货车平头驾驶室

1—顶盖 2—上边梁 3—后围板 4—后围角板 5—后框 6—前柱 7—门
槛 8—车门 9—脚踏板 10—地板 11—地板横梁 12—纵梁 13—前围
侧板 14—前围板 15—仪表板

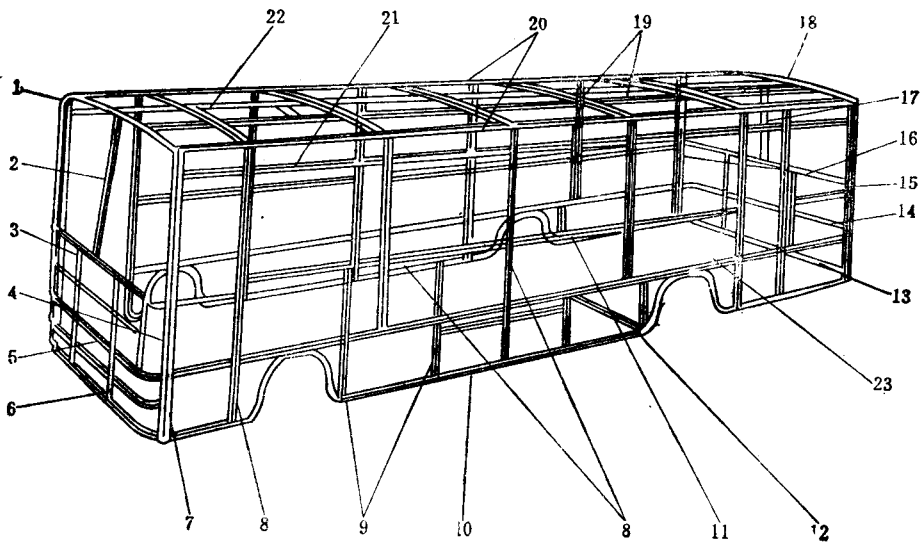


图1-10 大客车车身骨架

1—风窗框上横梁 2—风窗立柱 3—风窗框下横梁 4—前围立柱 5—前围捆梁 6—前围下横梁 7—门立柱 8—侧围立柱 9—裙立柱 10—侧围裙边梁 11—腰梁 12—斜撑 13—后围下横梁 14—后围捆梁 15—后围立柱 16—后窗框下横梁 17—后窗立柱 18—后窗框上横梁 19—顶盖纵梁 20—上边梁 21—侧窗上梁 22—顶盖横梁 23—侧围捆梁

§1-3 车身的承载类型和构造

出于各种不同的目的和要求，汽车的品种很多，车身的形式各异，特别是随着时间的推移和科学技术的迅速发展，设计经验和使用实践日益丰富，结构上不断推陈出新，虽然它离不开结构的继承性，但是新老结构型式交织在一起，难以确切下定义和予以统一命名，往往容易造成混淆，这样就给人们分门别类去认识它和研究它带来一定的困难。尽管一般也可按用途（例如：轿车、大客车、货车和专用汽车车身等）和所用材料（如金属、非金属和钢木混合等）来进行分类，然而，从结构和设计观点按车身承载型式来分类，可以认为是较为明确而又合理的。

按承载型式之不同，可将车身分非承载式、半承载式和承载式三大类。

一、非承载式（有车架式）

货车（除微型货车外）与在货车的三类或二类底盘基础上改装成的大客车和专用汽车以及大部分高级轿车（出于对舒适性的要求），都装有单独的车架，此时车身系通过多个橡胶垫安装在车架上，当汽车在崎岖不平的路面上行驶时，车架产生的变形由橡胶垫的挠性所吸收，载荷主要由车架来承担，因此，顾名思义，这种车身结构应是不承载的。但实际上，由于车架并非绝对刚性，所以车身仍在一定程度上承受着由车架弯曲和扭转变形所引起的载荷。

非承载式也称为有车架式。车架是跨装在汽车前、后轴上的桥梁式结构，其主要结构型式归纳起来不外乎框式、脊梁式和综合式等三大类。框式又可以划分为边梁式和周边式两种。

（一）框式车架

1. 边梁式（或梯形）车架

此式车架结构便于安装车身（包括驾驶室、车箱或其它专用车身乃至特种装备等）和布置其它总成，有利于满足改装变型和发展多品种的需要，所以被广泛采用在货车、大多数专用汽车和直接利用货车底盘改装的大客车以及早期生产的轿车上。

2. 周边式车架

周边式（图1-11）车架实际上是适应轿车车身地板从边梁式派生出来的，目的主要在于尽量降低地板高度，这种车架前、后两端的纵梁收缩，中部纵梁加宽，前端宽度取决于前轮最大转向角，后端宽度取决于后轮轮距，中部宽度则决定于车身门槛梁的内壁宽。这种车架的最大特点是：前、后狭窄端通过所谓的“缓冲臂”或“抗扭盒”与中部纵梁焊接相连，前缓冲臂位于前围板下部倾斜踏板前方，后缓冲臂位于后座下方。由于它是一种曲柄式结构，容许缓冲臂具有一定程度的弹性变形，它可以吸收来自不平路面的冲击和降低车内的噪声。此外，由于车架中部的宽度接近于车身地板的宽度，从而既提高了整车的横向稳定性，又减小了车架纵梁外侧装置件的悬伸长度。这种型式车架的缺点是结构复杂而且成本较高，所以仅广泛采用在高级和中级以上的轿车上。

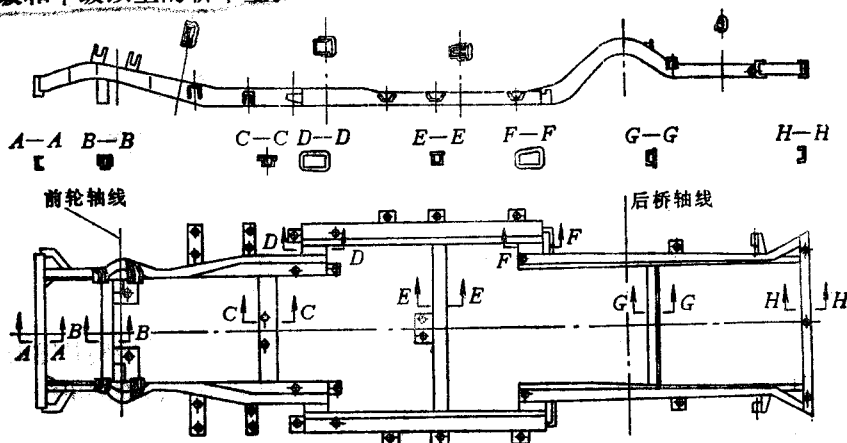


图1-11 周边式车架

（二）脊梁式车架

这种车架主要是由一根位于车身对称中心线上的较粗的纵向钢管和若干根横向悬伸托架所构成，其特点是具有很大的抗扭刚度，结构上容许车轮有较大的跳动空间，便于装用独立悬架，因此被采用在某些高越野性（如捷克斯洛伐克生产的Tatra111型、Tatra138型等）汽车上，但由于此种车架制造工艺较复杂且维修不便，故应用不广泛。

（三）综合式车架

它是综合上述两种型式而成的（图1-12），多采用于轿车上。车架的前、后端均近似于边梁式车架，中部为一短脊梁管，前、后两端便于分别安装发动机和后驱动桥。中部脊梁的宽度和高度较大，可以提高抗扭刚度，有时也称为X形车架。图1-13所示为装用此种车架的英国凯旋牌（Triumph）轿车车身。

货车驾驶室是最典型的非承载式车身的实例。图1-14所示为国产解放牌货车驾驶室的解体图，由图可见，它先由地板、前骨架和后骨架等组合件构成驾驶室骨架分总成，然后再装焊前围、后围、顶盖、门槛等外覆盖件以构成驾驶室总成。这种结构内有骨架、外覆盖蒙皮，故又称为有骨架式。

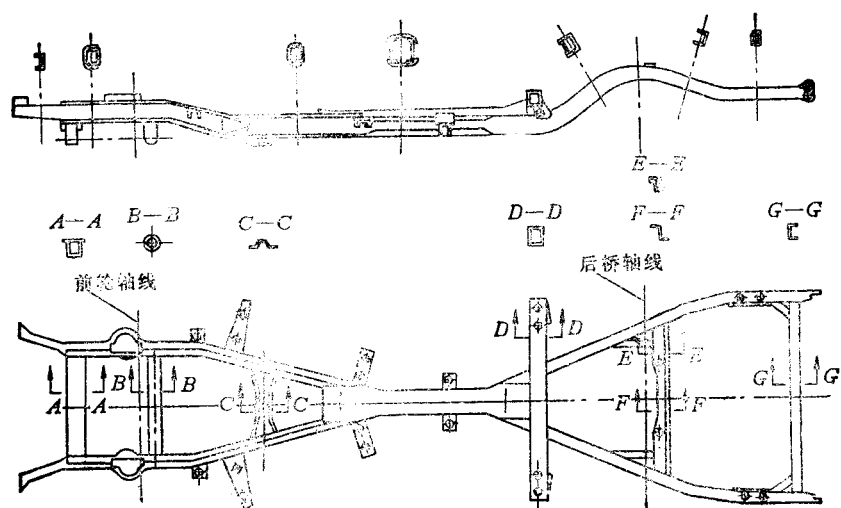


图1-12 综合式车架

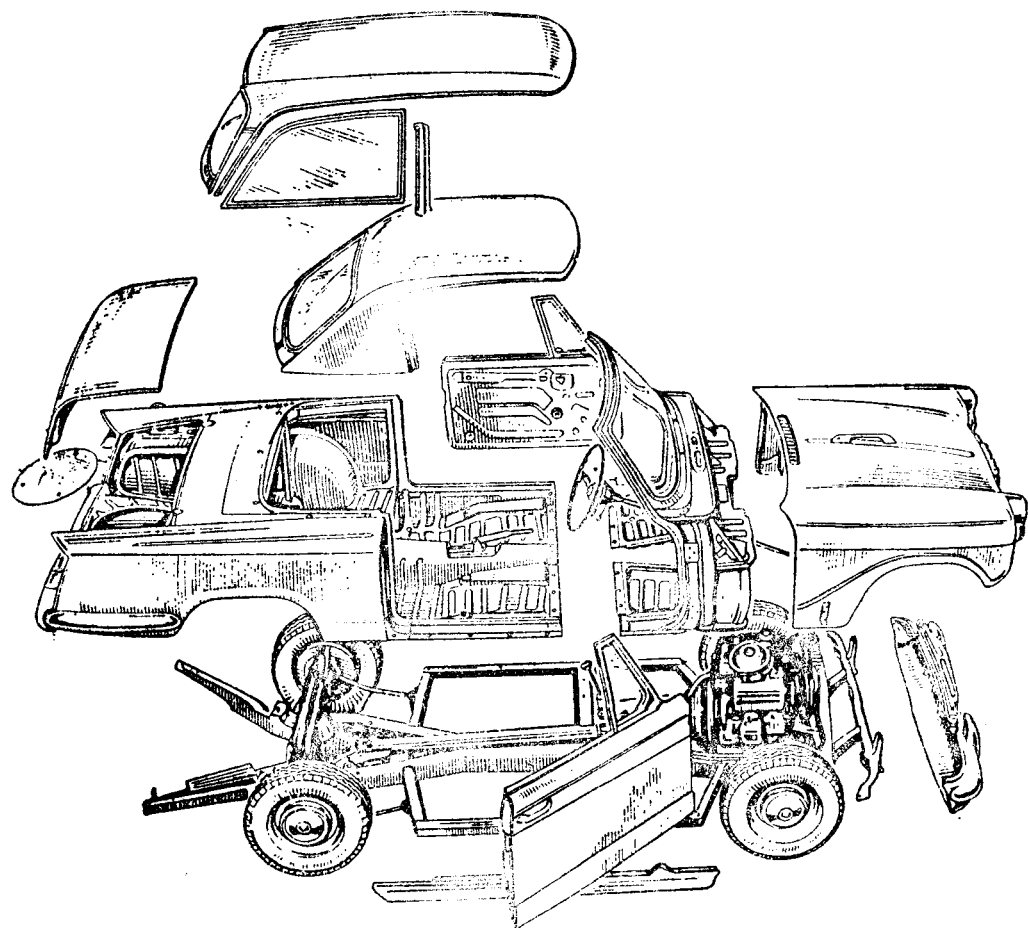


图1-13 英国凯旋牌(Triumph)轿车车身

图1-15和图1-16分别表示苏联产吉尔3ИЛ-130型货车驾驶室结构及其结构剖面。由图1-15可见，该驾驶室是利用各蒙皮板相互连接时所形成的加强肋来起骨架的作用，所以能适当减轻自重，这种结构也称为无骨架式。

非承载式车身结构的优点在于：

1) 除了轮胎与悬架系统对整车的缓冲吸振作用而外，挠性橡胶垫还可以起到辅助缓冲、适当吸收车架的扭转变形和降低噪声的作用，既延长了车身的使用寿命，又提高了乘坐舒适性，所以，目前此种车身结构型式仍较广泛地被采用于高级轿车和部分中级轿车上。

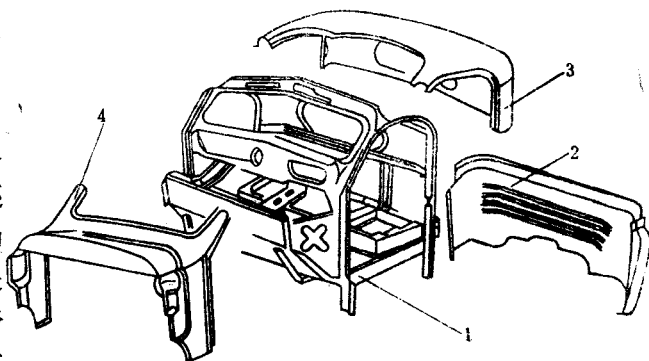


图1-14 CA10B型货车驾驶室解体图

1—骨架总成 2—后围板 3—顶盖总成 4—前围总成

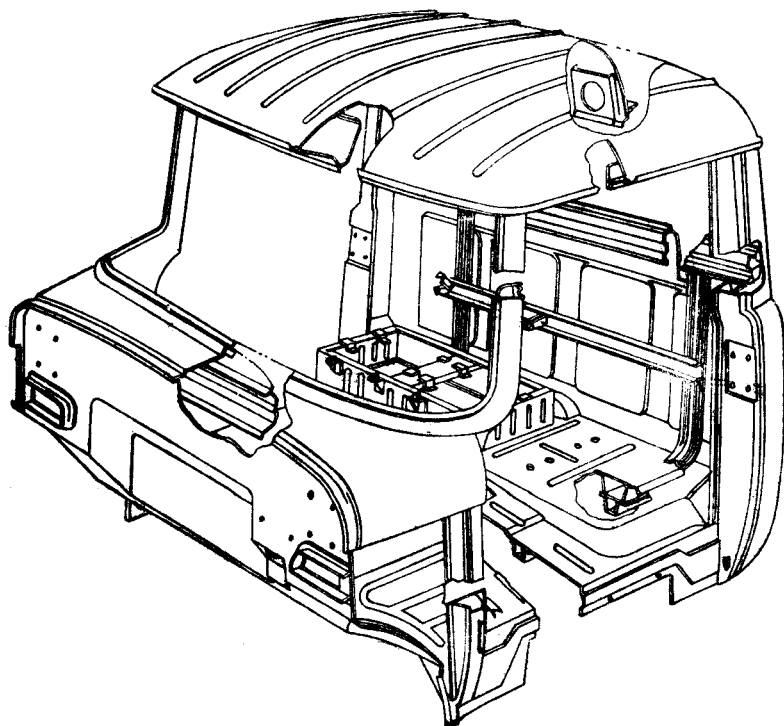


图1-15 ЗИЛ-130型货车驾驶室结构

2) 底盘和车身可以分开装配，然后总装在一起，这样既可简化装配工艺，又便于组织专业化协作。

3) 由于有车架作为整车的基础，这样就便于汽车上各总成和部件的安装，同时也易于更改车型和改装成其它用途的车辆，货车和专用汽车以及非专业厂生产的太客车之所以长期保留有车架，其主要原因也就在于此。

4) 发生撞车事故时，车架还可以对车身起到一定的保护作用。

其缺点是：

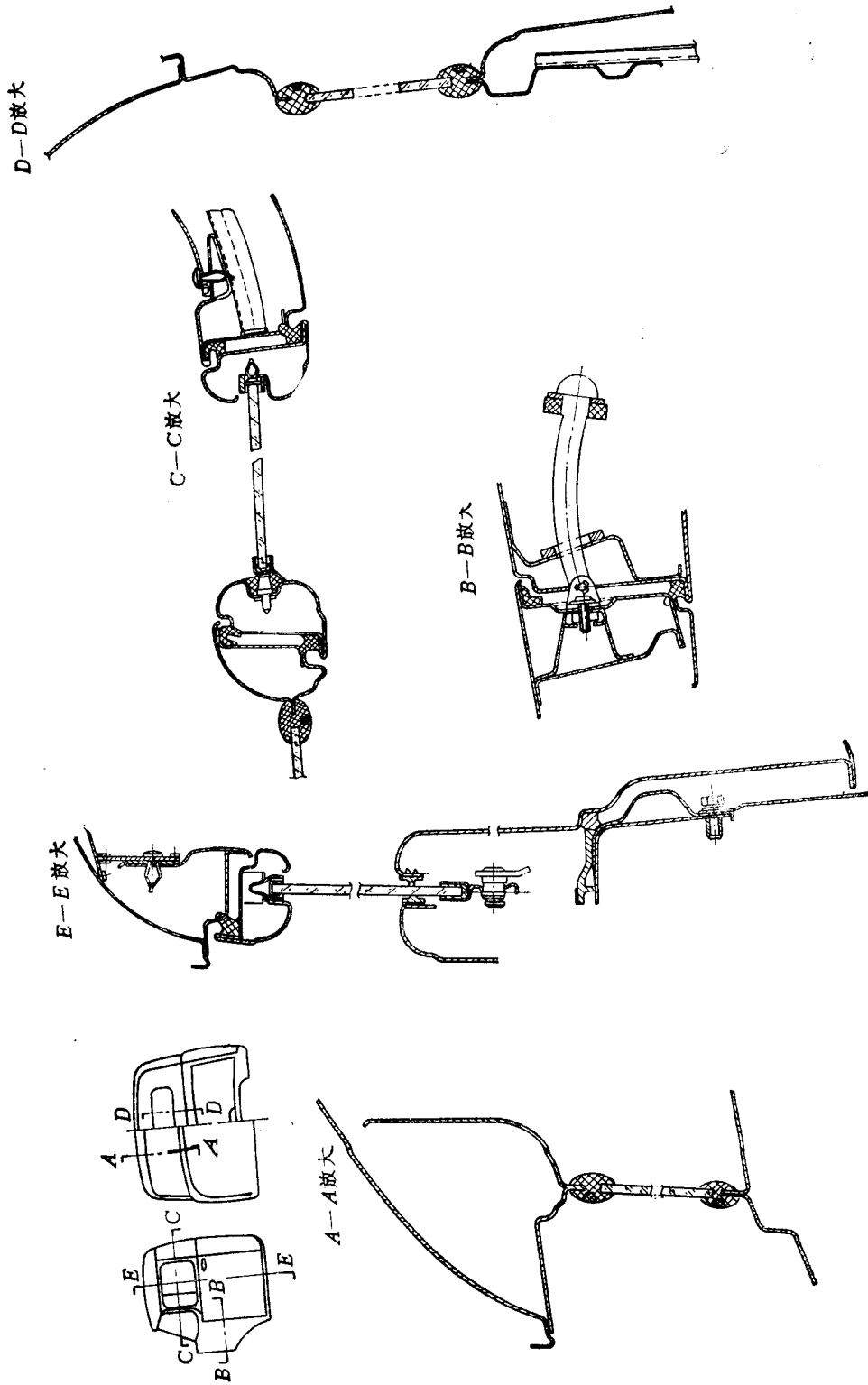


图1-16 3ИЛ-130型货车驾驶室结构剖面图

1) 由于设计计算时不考虑车身承载, 故必须保证车架有足够的强度和刚度, 从而导致整车自重力增加。

2) 由于底盘和车身之间装有车架, 使整车高度增大。

3) 车架是汽车上最大而且质量最大的零件, 所以必须具备有大型的压床以及焊接、工夹具和检验等一系列较复杂昂贵的制造设备。

二、半承载式

半承载式是一种过渡型的结构, 车身下部仍保留有“车架”, 不过它的强度和刚度可稍低于非承载式的车架, 为了有所区别起见, 一般可将它称之为“底架”。它之所以被命名为半承载式是出于以下考虑: 让车身也分担部分载荷, 以此来减轻车架的自重力。此种结构型式主要只出现在大客车上。图1-17所示为半承载式大客车车身, 车身骨架(立柱)的下端与底架纵梁两侧悬伸的横梁(俗称牛腿)刚性相连。这种结构的主要特点是: 车身下部与底架组合为一整体, 车身也能分担部分弯曲和扭转载荷。由于此种车身结构型式还保留有底架, 因此: 大客车的轻量化仍受到一定程度的限制。

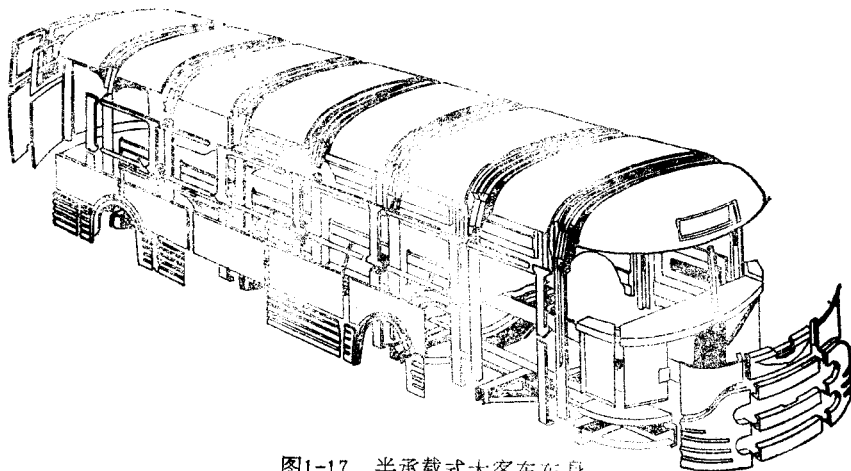


图1-17 半承载式大客车车身

三、承载式(无车架式)

为了进一步减轻汽车的自重力以及使车身结构合理化, 在大客车和轿车上采用无车架的承载式结构。

根据大客车车身上、下受载程度之不同, 又可以将承载式大客车车身分为基础承载式和整体承载式两种, 图1-18所示为其受力原则简图。

(一) 基础承载式

这种结构(图1-18a)是将车身侧围腰线以下部分(包括窗台梁以下到地板的侧壁骨架和底部结构)设计成车身的主要承载件, 顶盖则考虑为非承载件, 因此, 窗柱截面可以减细。这种结构的底部纵向和横向构件一般可采用薄壁型钢或薄板来制造, 其高度

可达0.5m左右, 故可充分利用车身地板下面的空间来作为行李舱, 但因底部结构的截面高度较大, 导致车身地板离地距离太高, 因此这种型式的车身只宜采用在长途或旅游大客车上。

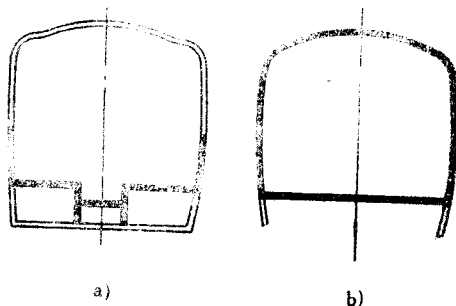


图1-18 承载式大客车车身受力原则简图

a) 基础承载式 b) 整体承载式

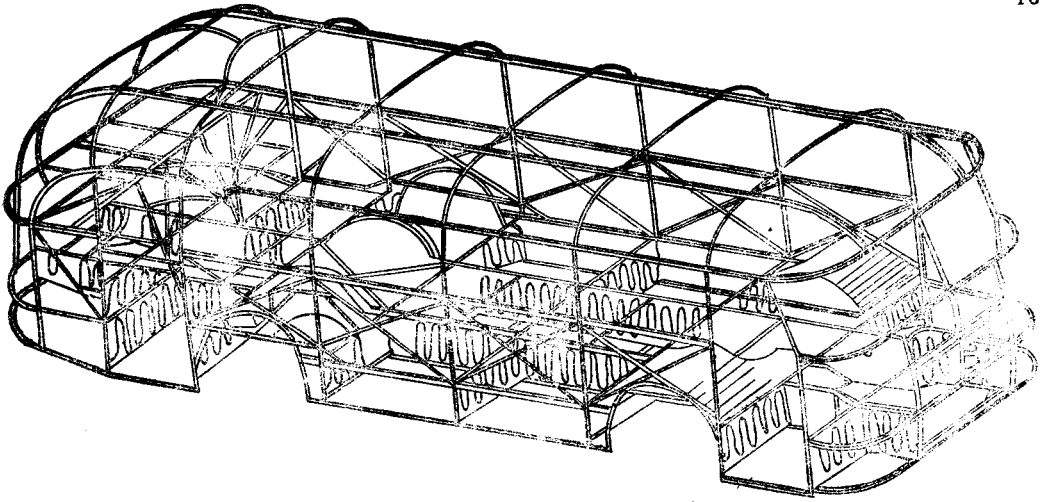


图1-19 苏式IKA3-695型大客车车身

50年代苏联生产的拉斯IKA3-695 (图1-19)、德国的默赛德Mercedes-O321H、英国的贝利叶Berliet-PLH、匈牙利的依卡露斯Ikarus-55和Ikarus-200系列以及70年代以来,日本生产的日野HINO、尼桑NISSAN、苏联生产的ЛИА3-677型、欧洲各国流行的大客车(如德国生产的尼奥普兰Neoplan、法国生产的雷诺Renault等)均可归属此种类型。

图1-20所示为日野牌发动机后置式大客车车身骨架,其侧窗很宽(达1770mm),窗柱较细,但横梁(为贯通式)以下设计成较强的框架结构,与地板下的支撑构件相结合而构成基础承载式车身结构。

目前欧洲不少国家的厂家生产的大型旅游客车,其地板以下为一较强的空间框架,一般称之为格栅式(Grille type)结构,它的特点是:

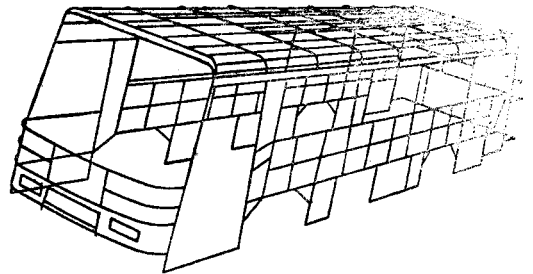


图1-20 日野牌大客车车身骨架

1) 该结构系由截面尺寸相近的冷弯型钢杆件所组成,易于建立较符合实际结构的有限元计算模型,从而可以提高计算精度。

2) 容许设法变动杆件数量和位置,有利于调整杆件中的应力,从而可以达到等强度设计的目的。

3) 作为基础承载件的格栅底架具有较大的抗扭刚性,可以保证安装在其上的各总成的相对位置关系及其正常工作。

4) 在承载相同的情况下,冷弯型钢的成本比无缝钢管约低40%~60%;冷弯型钢可以定尺或倍尺供应,故可提高材料利用率;以冷弯型钢代替钢板冲压件,既可简化构件的成形过程,又能节省部分冲压设备,同时也便于大客车的改型和系列化,为多品种生产创造了条件。

瑞典生产的斯堪尼亚Scania K 112型大客车车身堪称一构思独特的结构(图1-21),其底架是由如图1-22所示前、中、后三段相互连接而成的。前段副车架1(上装油箱)、前悬架(空气弹簧)和转向操纵机构等形成一单独的组件,后段副车架3(上装有动力总成)和后悬架(空气弹簧)等,也构成一单独组件。前、后两段的后端面和前端面分别与中段格框结构2刚性相连。格框结构的横向中部做成下凹形,以便于地板成凹形,这样既提高了车身的抗扭刚性,又降低了地板高度。格框结构随轴距长短之不同将地板下部分隔成几个行李舱。

这种前、后副车架也可根据需要予以延长(图1-23),从而改装成有车架式的车身结构。上述这些措施给广大用户提供了随意选购的方便性。

(二) 整体承载式

顾名思义,这种结构应是整个车身都参与承载,由于车身的上、下部结构形成一个统一的整体,在承受载荷时,以强济弱,可使整个车身壳体达到稳定平衡状态。因此,如果能够从理论分析和结构上进行深入探讨,以发挥材料最大潜力,就有可能设计出等强度的空间结构,使车身质量最轻而强度与刚度最大。前苏联早期生产的吉尔ЗИЛ-127、ЗИЛ-155和近期生产的拉斯ЛИА35255、ЛИ-А3-677、波兰生产的沙恩CAN、英国利兰(Leyland)公司生产的国民牌National与皇家虎王 Royal Tiger Doyen、美国通用汽车公司GMC生产的RTS I型和格鲁曼国际公司生产的Grumman Flexible870型以及瑞典生产的Scania K112等型大客车车身都可归属此种类型。

图1-24所示为英国生产的National牌大客车,其特点是顶盖上的弧形横梁与两侧的立柱(二者为贯通式)和地板下的槽形横梁构成一较强的封闭环,然后利用纵向构件(如顶盖纵梁、顶盖侧纵梁、腰梁和底圈梁等)将这些封闭环连接起来,从而构成一刚性很强的空间框架结构。据Leyland公司声称,该车车身结构能确保翻车时乘员的安全性,而且使用寿命长,但其缺点在于窗立柱太粗、柱距过窄,以致视野性较差,而且外蒙皮上铆钉累累、影响美观,整车造型也显得臃肿而不大方。因此,与欧洲各国时兴的大客车对比就显得难免有些相形见绌了。

该公司于1980年开始设计的Royal Tiger Doyen型高级大客车,原则上仍保留空间框架整体承载式结构,其特点是采用H形的地板(通道平面离地面高度为1276mm,乘客座椅下的平台比通道平面高出150mm),因此,在前、后和两侧等几个方向上撞车时,乘客们都处于遭受冲撞部位的上方。

轿车承载式车身如图1-25和图1-26所示,其前端由两根前纵梁、前围板、两侧挡泥板、

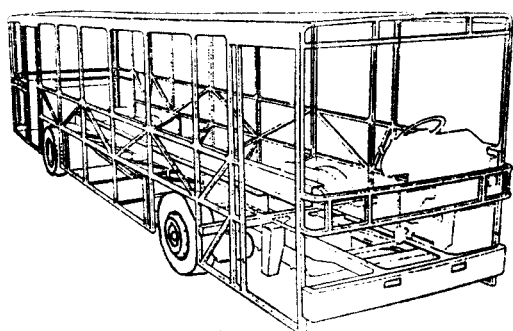


图1-21 瑞典产Scania K112型大客车车身

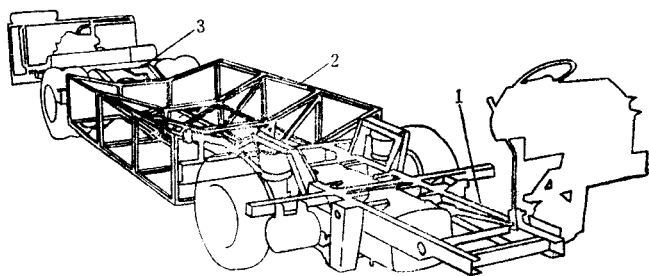


图1-22 Scania K112型大客车车身底架

1—前段副车架 2—中段格栅结构 3—后段副车架

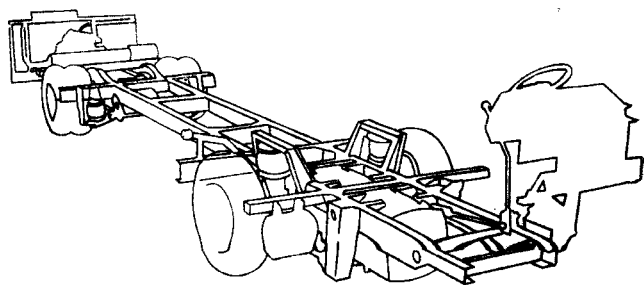


图1-23 Scania型大客车车架

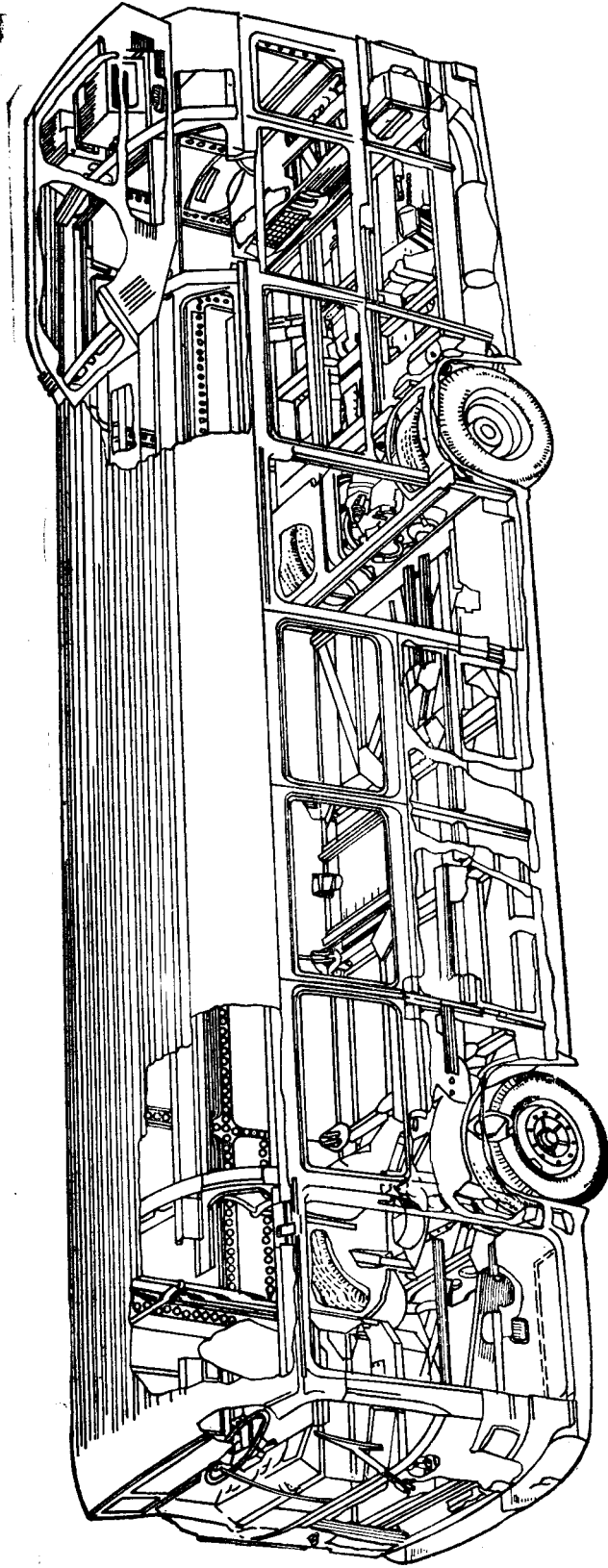


图1-24 英国Leyland公司生产的National牌大客车

前围内侧板等形成一刚性较强的框架；车身中部系由左、右侧围（包括车门上框、门槛梁和前、中、后立柱等）和地板、顶盖、前围板、前风窗框、行李舱围板、后窗框等构成的盒形结构；其后端则由与后纵梁相焊接的行李舱地板及后轮内、外轮罩所构成。由于改善视野性的需要，趋向于增大玻璃部分的总面积，相应地就要求减小腰线以上的立柱、门框和窗柱的截面尺寸以及采用扁平的顶盖，所以轿车承载式车身的强度和刚度通常主要由车身下部来予以保证。

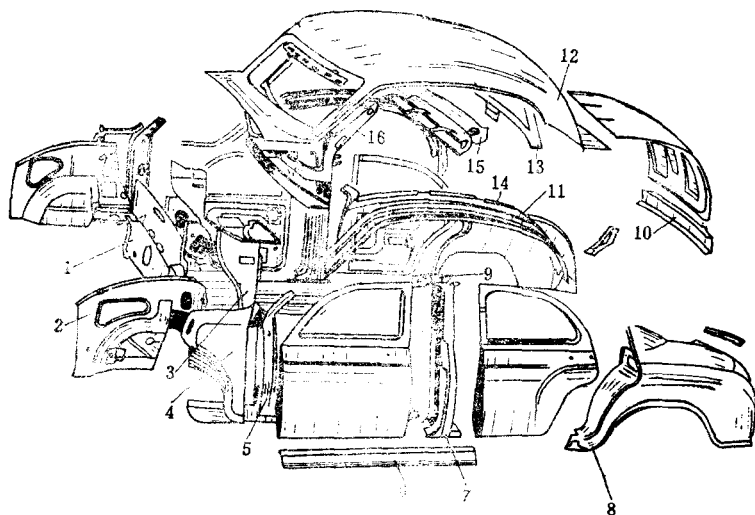


图1-25 轿车承载式车身上部

- 1—前围板 2—前轮挡泥板 3—前围内侧板 4—外围内侧板 5—前立柱 6—门下边梁
7—中立柱 8—后翼子板 9—中立柱内板 10—后围下板 11—车门上框加强板 12—顶盖
13—后风窗加强框 14—车门上框 15—后座隔板 16—前风窗加强框

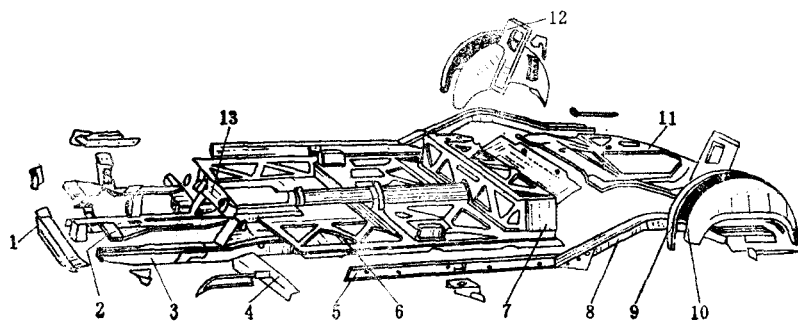


图1-26 轿车承载式车身下部

- 1—前横梁 2—轮罩裙板 3—前纵梁 4—地板前横梁 5—门槛 6—前地板总成 7—后座横梁
8—后纵梁 9—后轮内罩 10—后轮外罩 11—行李舱地板 12—后座支板 13—前围板下横梁

随着立体交叉道路和高速公路的普及，轿车车速不断增高，在轿车轻量化的同时，还必须从保护乘员人身安全的角度出发来仔细研究车身的结构设计。试验表明：在纵向撞车的情况下，车身各不同部位的刚性对其安全性的影响如图1-27所示，图中示出四种方案，剖面线部分表示刚性结构，无剖面线部分表示弹性结构。从图中第4方案可见：在车身前部和后部均为弹性结构而中部为刚性结构的情况下，能确保乘员安全。按照这种刚性匹配方案设计制

造的汽车称为安全汽车。图1-28所示西格马牌(Sigma)轿车车身即为其有代表性之一例。

德国生产的伏克斯瓦根Volkswagen K 70型轿车承载式车身(图1-29)也是遵照上述原则来设计的。车身上的各个部件基本上都是采用的传统结构。前保险杠到前轮罩和后保险杠到备胎轮罩这两段的刚性都很小,属于弹性结构,主要起缓冲吸能作用;前轮罩到前围板和备胎轮罩到后围板这两段的刚性中等。而中间载人的车厢部分的刚度则很大,此处的杆件均系采用封闭截面而且设置有加强板。

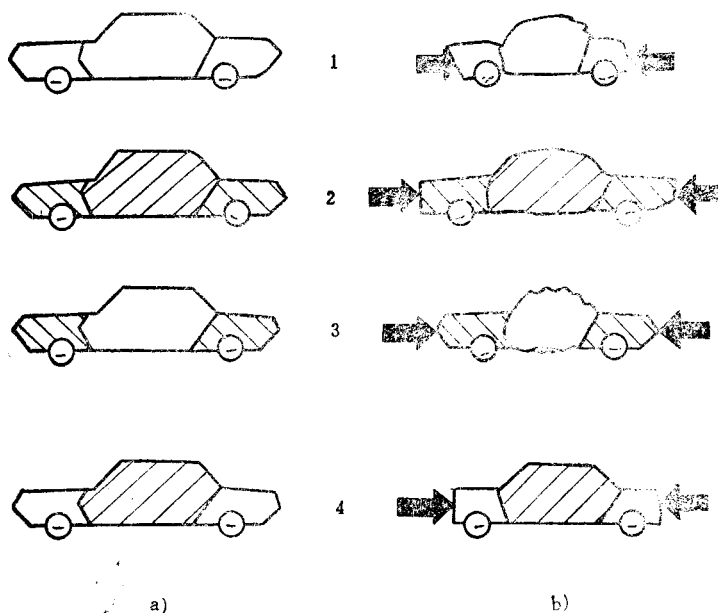


图1-27 轿车车身各不同部位刚性对其安全性的影响

a) 撞车前 b) 撞车后

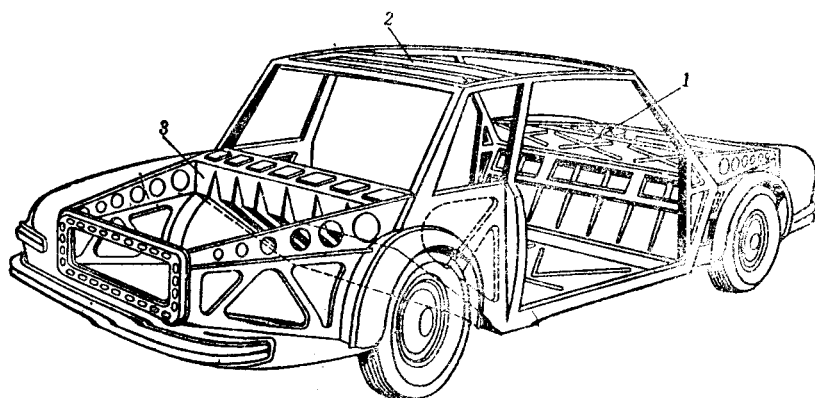


图1-28 Sigma牌轿车安全车身

1—前围板 2—顶盖加强梁 3—后围板

图1-30和图1-31所示法国生产的雷诺Renault 16型中级轿车承载式车身是一种设计上较为成功的结构。因其尾部造型为快背式(fastback),行李舱盖开口很大,因此,在车身设计

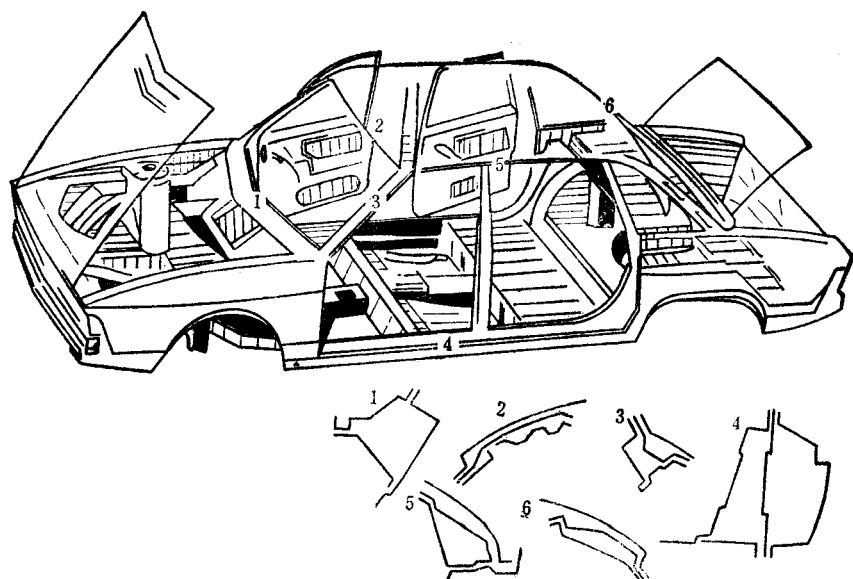


图1-29 Volkswagen K70型轿车车身
(图1-30所示为与图1-29各部位相应的横截面)

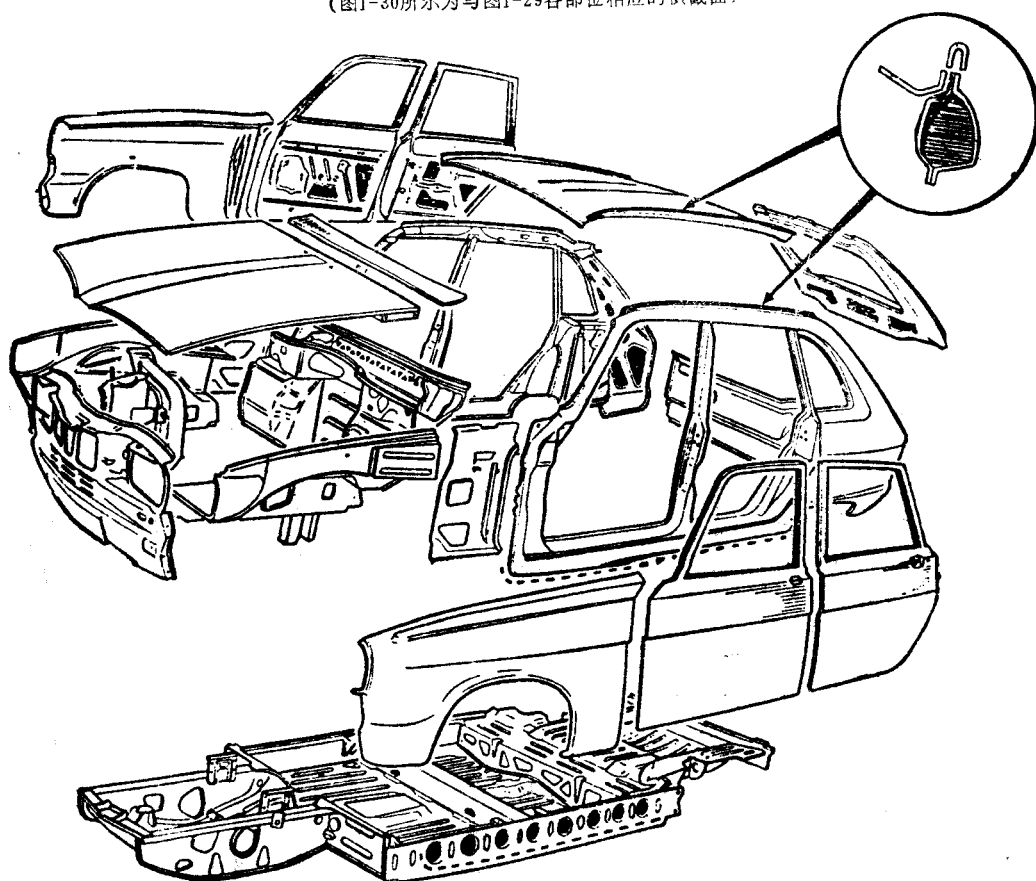


图1-30 Renault 16型轿车车身

上着眼于加强车身底部的刚性,将中部边梁和前、后起副车架作用的构件与地板组成一体而形成一平台式的结构。地板前横梁与车身前围板相连,门槛与车身侧壁相连,顶盖和侧壁采用装有密封条的铅垂夹板相连,这样处理可以收到排除雨水、增加顶盖刚性和造型挺拔别致等一举多得的效果。

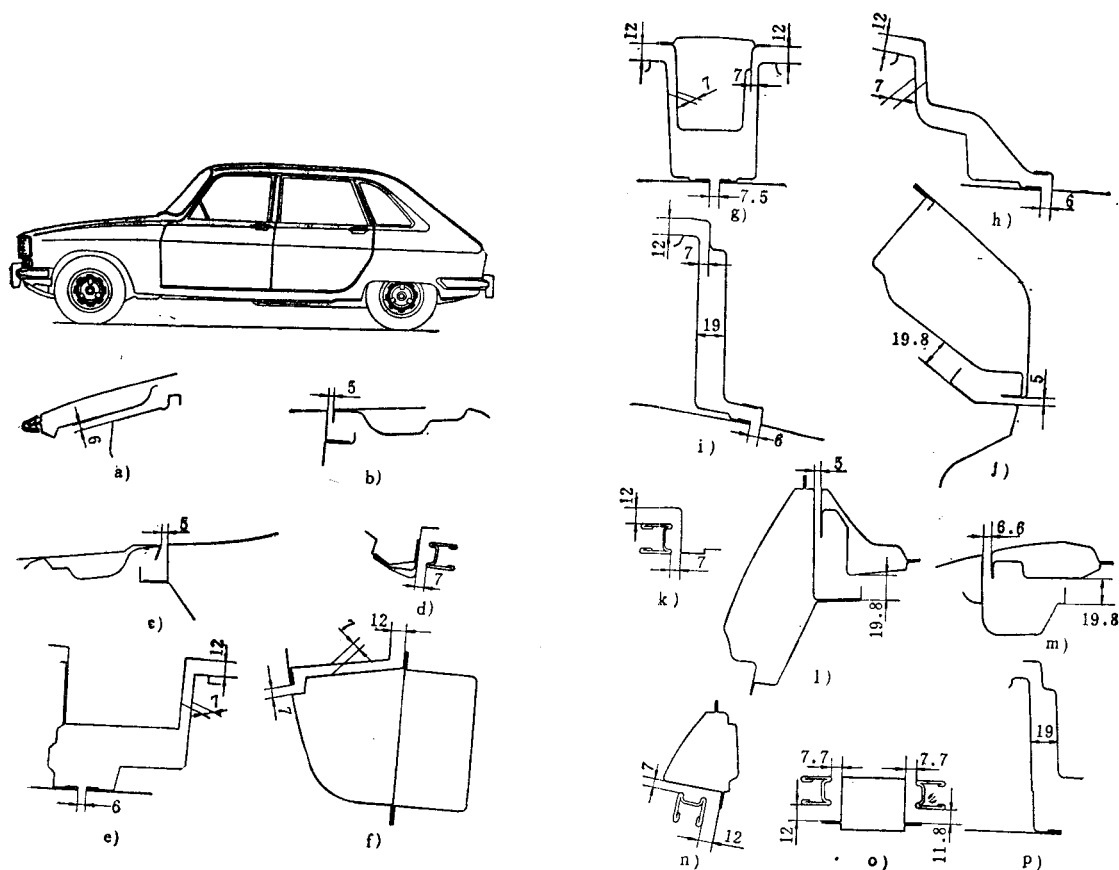


图1-31 Renault 16型轿车车身各部位剖面和间隙

承载式车身的主要缺点在于:

1) 由于取消了车架,来自传动系和悬架的振动和噪声将直接传给车身,而车厢本身又是易于形成引起空腔共鸣的共振箱,因此会大大恶化乘坐舒适性,为此,必须采用大量的隔声防振材料,从而成本和质量都会有所增加。

2) 改型较困难。

从节能、轻量化和降低车高的角度出发,展望轿车车身结构的发展趋势,似乎应是承载式车身,但是对于美国、日本、德国、法国、意大利、英国和苏联等发达国家,近年来他们生产的轿车结构分析的统计表明,即使是整体承载式车身,其前端和后端大多数仍加装副车架(Subframe),如图1-32所示,或是前端装有副车架(图1-33),后者也称为短车架或部分式车架(Stub frame),这主要是为了改善乘坐舒适性的缘故。因此,严格说来,这类车身似应归之于半承载式。

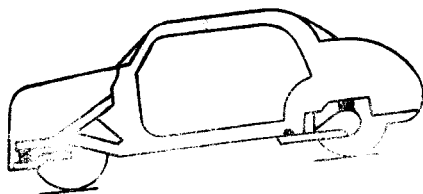


图1-32 前、后端均有副车架的轿车

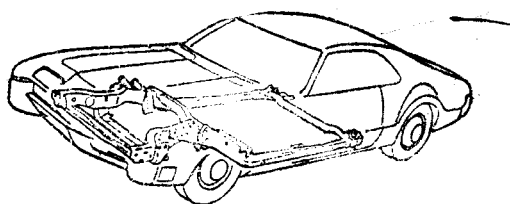


图1-33 装有短车架的轿车

§1-4 “三化”问题

汽车是大量生产的产品，由于其产量大，而为了满足国民经济各部门的需要，又要求其品种型号多种多样（据统计，我国目前需要专用车9大类，250个品种，而现在的生产尚不能满足其70%），因此，在设计上必须进行详细的技术经济分析，在生产上则应尽量实现“三化”，以简化生产，收到提高产品品质、降低成本的效果。

“三化”指的是产品系列化、²零部件通用化以及零件设计的标准化。国内外大量生产的企业中组织生产的实践表明：实行“三化”可以收到很大的经济效益。

产品系列化在于将产品进行合理分档、组成系列，并考虑各种变型，例如：货车可以按载质量划分为微型、轻型、中型、重型、超重型以及变型为自卸车等；大客车则可按总长度划分为小型、轻型、中型、大型以及变型为救护车、工程修理车等，以保证利用尽可能少的基本车型来满足各方面的需要。产品的系列化为零部件的通用化创造了条件，所谓通用化，就是在载重力（或载客量）接近或同一系列的车型上，尽量采用相同结构和尺寸的零部件。例如，吨位相近的长头、平头和双排座的货车驾驶室，其主体部分（驾驶室）的大多数零部件结构（如顶盖前部、风窗玻璃、侧窗、后围等）就可以互相通用（图1-34）。乘客量大致

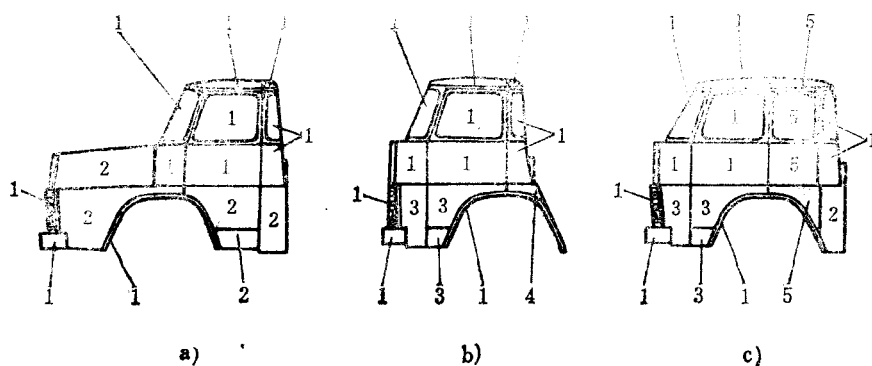


图1-34 驾驶室的通用化

a) 长头式驾驶室 b) 平头式驾驶室 c) 双排座平头式驾驶室

1—所有各型驾驶室都通用的组合件 2—仅供长头式驾驶室用的组合件 3—供平头式和双排座平头式驾驶室通用的组合件 4—仅供平头式驾驶室用的组合件 5—仅供双排座平头式驾驶室用的组合件

相同的各种用途（城市、长途、旅游等）的大客车，其车身骨架和前、后风窗玻璃等都应尽量考虑通用。由于零部件通用化的结果，可以减少不同车型上的零部件数，从而简化胎、模

具以及装焊夹具与台架等设备,使制造成本大为降低。例如,日本的汽车不仅在系列车种内要求车身零部件通用化,即使是在不同系列的车种间也力求做到结构部件通用,据称在降低成本方面,效果最显著的是车门与车身下部的通用。车身结构件的通用化,不但可以大大降低设备投资费用,提高投资效益和扩大自动化生产的范围,还可缩短研制新产品的周期以及减少研制工时与费用。当然,通用化应充分注意其合理性,如果两种车型的差别(如吨位、级别等)较大,而却勉强通用,则必然会出现“削足适履”或“张冠李戴”的现象,这样反而会得不偿失。

零件的标准化对汽车的大量生产也是很重要的。不言而喻,广泛采用标准件,有利于产品的系列化和零部件的通用化,便于组织生产、降低成本,对于使用维修也能带来很大方便。所以说,“三化”的本身就是相辅相成的。

在“三化”思想的启迪下,国外在设计轿车车身时,又发展了一种所谓的“从标准化元件→非标准化整体”的设计原则。设计轿车车身标准元件的困难性在于其外形的复杂和多样化。尽管如此,还是万变不离其载客这一条,所以,其基本思想是:因为轿车是供人乘坐的,它最终得保证人在车内的乘坐空间,具体说,就是首先应规定出容纳乘员的最小活动的框架,只有它才是汽车车身上最稳定的部分。驾驶员和乘客所占用的空间可利用“多边形样板法”来确定,然后根据轿车的总布置定出边界并确定此基础框架(图1-35)。图1-36a所示为在此基础框架上组合的微型轿车,它由以下几个主要构件装配而成:框架2,带风窗玻璃的发动机罩3,带后窗玻璃的后围板1,前脸4以及图1-36b所示的供变型用的构件5~8。图1-37所示为基础框架1与不同构件相组合后所获得的9种变型车身。

要想很好地满足系列化和通用化的要求,在开发一个新车型时,应对该车型的发展、变型和可能装用的发动机等进行全面考虑,并绘制出今后发展车型的总布置草图。现在以货车驾驶室系列化和通用化具体说明如下。

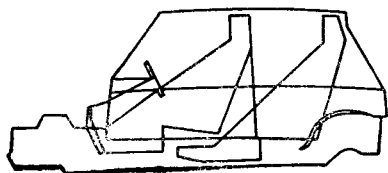


图1-35 微型轿车基础框架

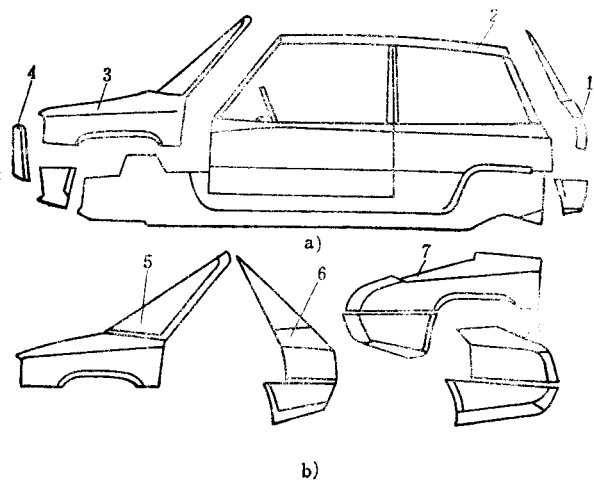


图1-36 微型轿车基础框架和组合构件

a) 在基础框架上组合的微型轿车 b) 供变型用的组合构件

1—后围板 2—框架 3—发动机罩 4—前脸

5~8—构件

一、平头驾驶室和长头驾驶室的通用化

因为这二者是两种型式完全不同的驾驶室,为妥善解决系列化和通用化问题,其设计的基本思想是:

1) 将平头驾驶室的内发动机罩移到驾驶室前面,而其驾驶室外形、结构、容积(长、宽、高)、附件等均不变。

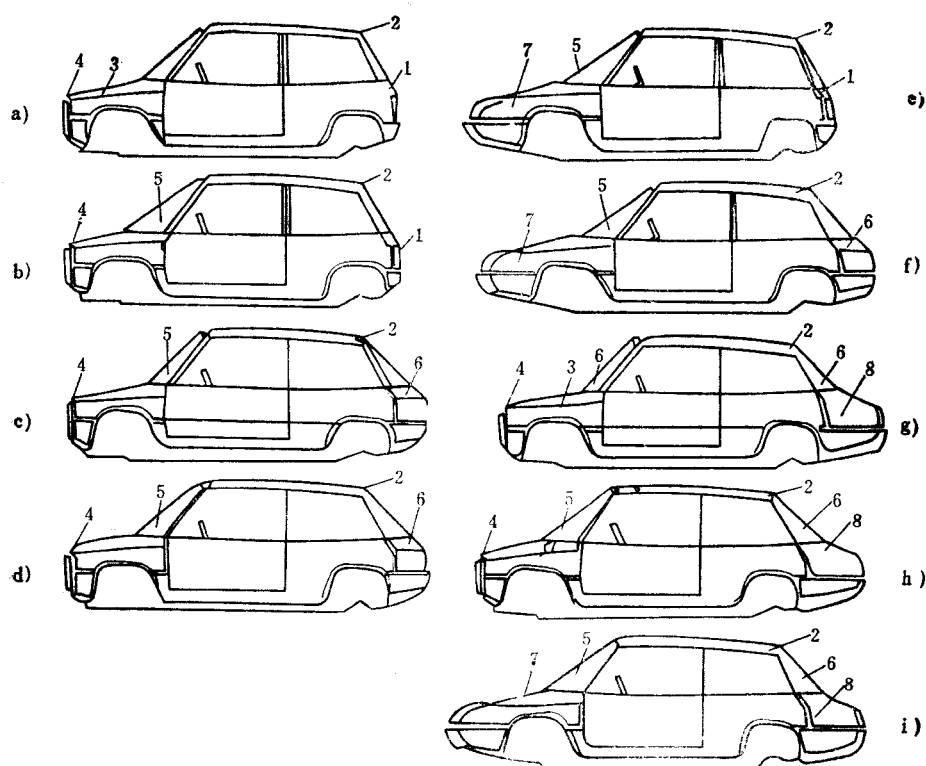


图1-37 在基础框架上组装成的9种变型车身图注见图1-36

2) 由于二者在底盘上布置的位置不同而引起的轮罩形状、位置的改变,将使部分总成(如车门、前围、后围、侧围)的外形尺寸不得不改变,因此,可采用同一冲模和不同的切边翻边模,以简化制造工艺,缩短生产周期和降低产品成本。

3) 对于某些必须改变的零部件或总成(如地板、前围盖板等),则尽可能采用非冲压件,以减少冲模的数量。

4) 对于某些必须冲压的零件(如发动机罩),应尽量使二者通用。

下面来看看几个主要零、部件的通用化问题:

(一) 前围

1) 前风窗玻璃、仪表板均相互通用。

2) 如图1-38所示,将前围上原来的直边形缺口改成圆弧缺口并焊上支承框架。

3) 根据长头驾驶室翼子板的不同位置和尺寸,选用一套切边模,将原来的平头驾驶室前围下部切去一部分,用一套新的压边模压边后与翼子板和地板相连。

(二) 车门

驾驶室相对于车轮的前、后位置和高度不同,车门下部的缺口位置和尺寸也会不一样。平头和长头驾驶室的车轮位置正好在车门下部的两个不同方向。为了解决车门的通用化问题,可采用同一车门外盖板,而根据需要在不同的侧面切取不同尺寸的车门缺口,以分别满足两种车型的要求(见图1-39)。与此同时,车门前、后立柱的长度也应作相应的改变,当然此时将

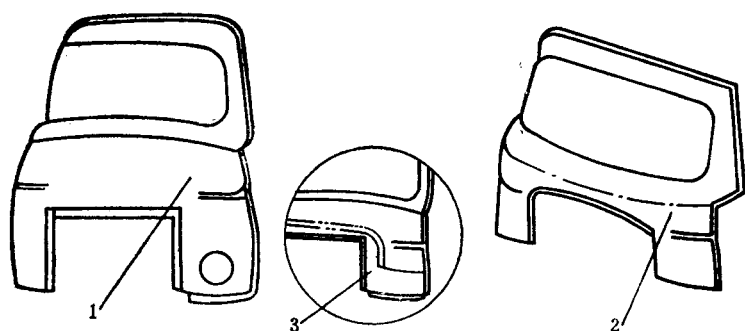


图1-38 平头与长头驾驶室前围的比较
1—平头 2—长头 3—长头驾驶室需切去部分

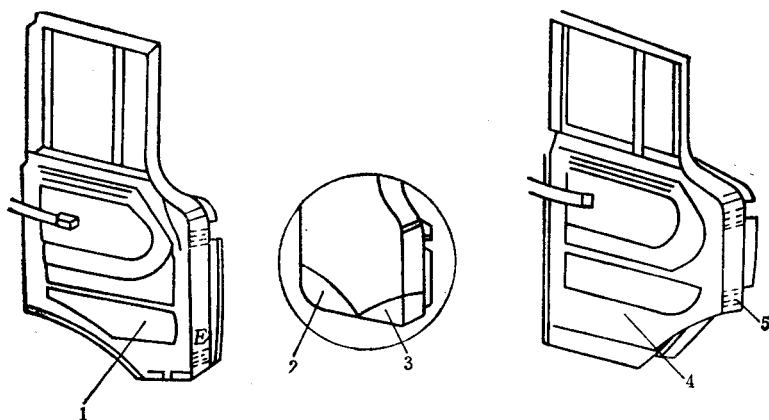


图1-39 不同型式驾驶室车门的比较
1—平头 2—平头切去部分 3—长头切去部分 4—长头 5—下铰链

会影响车门铰链的位置。对此两种驾驶室来说，上铰链位置可以保持不变，只需改变下铰链位置。此时应根据两铰链之间可能的最大距离来布置下铰链。

（三）后围

由于该两种驾驶室车轮前、后位置不同，也影响后围结构。平头驾驶室的车轮在侧后围下部，因此，侧后围与地板、翼子板相连；而长头驾驶室的车轮在前围下部，因此，其侧后围只与地板相连，故对侧后围可采取与车门相同的措施，即两者均采用同一外形尺寸并共用同一冲模生产，而平头驾驶室后围下部则按翼子板形状切一缺口。

对两种驾驶室的后围中间裙部也有不同要求。平头型的发动机在室内，为了排气、通风和散热，该处设置有栅栏以排除废气和热量。长头型由于发动机在驾驶室之前，此时为了保证驾驶室的密封性，应取消该处的栅栏，因此，省去了一道冲压栅栏的工序。

（四）地板

两种驾驶室都尽量设法采用平地板结构。平头型驾驶室地板分成左、右两部分，固定发动机罩处可用钢管加强，也可用冲压结构分别与两边组焊。长头型驾驶室则可采用由三部分组焊成一体的平地板。采用平地板结构，不需要用冲模，因而大大简化了工艺。

二、标准型驾驶室和卧铺型驾驶室的通用化

在标准型驾驶室的基础上改型为卧铺型驾驶室时,需要解决的主要矛盾在于如何加长和加宽驾驶室的问题。通常可采用镶块的措施,此时应注意:

(1) 合理选取镶块部位 从通用化的角度来看,加宽车门尺寸和延长前、后围尺寸的方案显然都是不可取的。

加长驾驶室时,可保留原驾驶室的分块形式,仅需在侧后围与车门接合面中间另加一个新的零件,而原有驾驶室的所有总成部件均可通用。

加宽驾驶室时,可在曲率最小的驾驶室正中处(车身对称中心线附近)增加一个镶块,这样既便于外形曲线圆滑过渡,同时又能保证驾驶室的对称。

(2) 保证曲面圆滑过渡 原驾驶室外形是一曲面,在加长和加宽驾驶室以后,切忌破坏原来的圆滑过渡曲线。因此,在开始设计驾驶室时,就应预先考虑到有使曲面延长的可能性,也就是说,在车门与侧后围接合面有一段近似于直线过渡,这样才能较易于解决加入镶块后如何保证曲面圆滑过渡的问题。图1-40所示为顶盖与后围上部以及车门与侧后围的接合面曲线。

有时往往会遇到这样的情况,即在设计时未曾考虑到以后的各种变型问题,例如,驾驶室的横向截面如系圆弧曲率较大的曲面,则在加入镶块后如何保证曲面仍能圆滑过渡将较为困难。为了解决这个问题,可使镶块部分的尺寸大于所需加宽部分的尺寸。如图1-41所示,某车型驾驶室只需加宽200mm,由于其曲率较大,可采用宽400mm的镶块,这样可使曲率变化平缓,曲面的过渡也较为圆滑。

对于保险杠和仪表板等零件都可采用类似的办法。

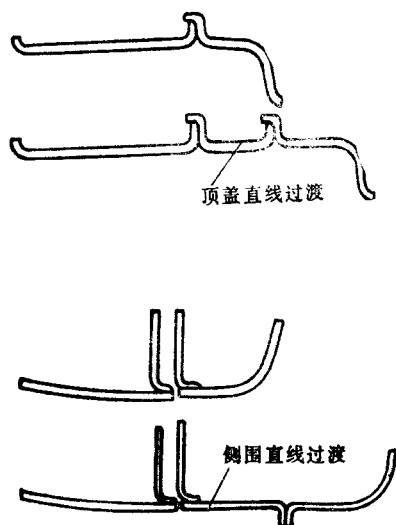


图1-40 加长驾驶室的镶块

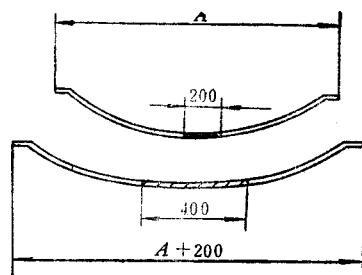


图1-41 加宽驾驶室的镶块

(3) 保证良好的装配连接关系 纵向加长部分均可按原驾驶室的连接关系进行装配,只不过在中间加入镶块作为过渡连接。

横向加宽部分除前围应考虑美观需采用对焊进行装配连接外,其它各部件的连接和纵向加长部分一样。对于风窗玻璃,如果尺寸过大,考虑到玻璃的制造和装配工艺,可分成两半,装配时中间用密封橡胶连成一体。

第二章 车身设计方法

§2-1 车身设计的特点

由前章所述可见, 车身无论在用材、加工、装配、结构乃至使用功能等各个方面都与汽车上的其它总成大相径庭。

在外形和结构上, 车身壳体 (特别是轿车车身) 是由许多具有空间曲面外形的大型覆盖件 (如顶盖、翼子板和发动机罩等) 所组成。对整车外形来说, 既要求其整体协调给人以美感, 又必须保证必要的流线型。在装合这些大型覆盖件时, 对互换性和装配准确度也有较严格的要求。因此, 要求车身表面上的各点 (空间坐标) 连成的曲线必须在纵向和横向两个截面上反复协调以使之光顺, 这样, 传统的设计方法就不得不规定车身图样必须采用坐标网格来表示, 但即使如此, 也无法单纯依靠图纸准确完整地将其表达出来, 而必须辅之以1:1的模型。也就是说, 对车身这样复杂的空间曲面外形采取了一整套特殊的实物 (如外形样板和主模型等) 模拟和“移形” (模拟量传递) 的办法。在产品设计和生产准备和投产等阶段中, 实物可以补充图样之不足, 保证成套工艺装备 (模具和装焊夹具等) 之间乃至零部件之间的协调验证。基于以上这些特点, 就决定了车身设计有别于汽车上的其它总成而自成一体系的工作方法。

§2-2 传统设计方法

传统的车身外形设计过程可用图2-1的框图来表示。

一、初步设计

为了减轻绘制车身布置图和制作模型过程中反复修改的工作量, 在初步设计中采用缩小的比例 (使用公制长度单位的国家多用1:5或1:10的比例, 采用英制长度单位的国家多用 $\frac{3}{8}$:1的比例)。

(一) 绘制1:5车身布置图

根据整车的初步控制尺寸 (如汽车的总长、总宽、总高、轴距、轮距等) 和总布置方案 (如发动机和传动系的布置等), 现以轿车为例, 绘制1:5车身布置的三视图 (图2-2)。

在此图中, 应初步确定车身的主要控制尺寸, 如:

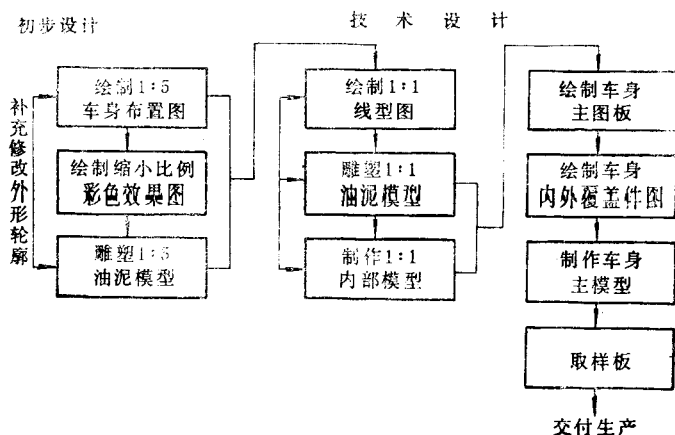


图2-1 传统的车身外形设计过程

前悬与后悬、前、后风窗位置及其倾角、前围板位置、发动机高度、地板高度、座椅布置、操纵机构布置以及内部空间的控制尺寸等。

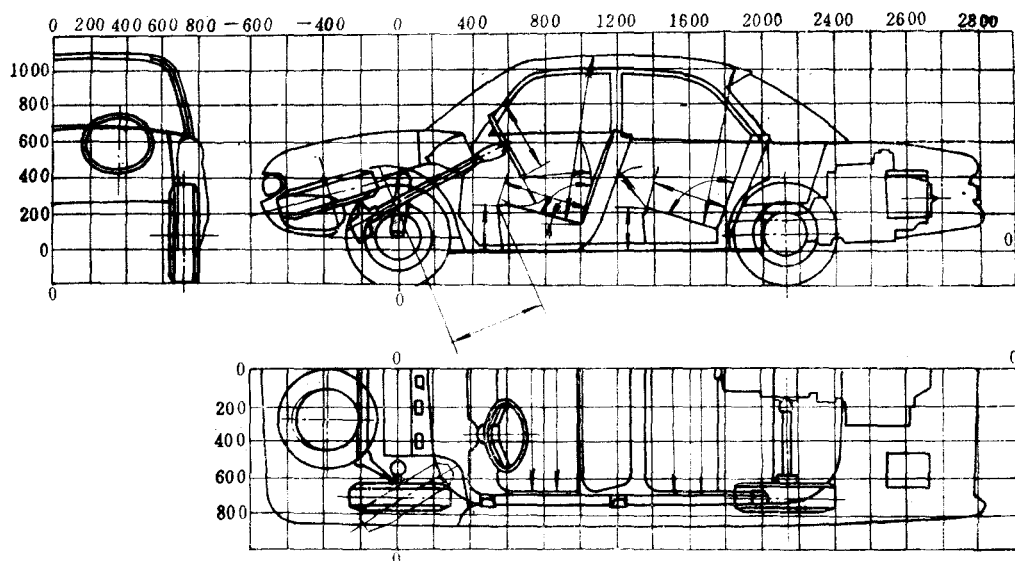


图2-2 1 : 5 车身布置图

(二) 绘制彩色效果图

在上述车身布置图的基础上绘制多方案的彩色效果图，此种图有多种表现形式：表示整车(图2-3)的，该图最好按照透视规律绘制并配以色彩，要求逼真、形象，以收到使未来新车型跃然纸上的效果；表示局部效果的，这时只要求细致刻划和突出需要琢磨的部位，如：车头、后尾、前脸以及内饰等等。在车身内饰图上应具体地反映出车身内部装饰(如仪表板、座椅、侧壁的覆饰和有关附件等)的效果。在绘制效果图的过程中，出于审美的要求，往往需要对上述车身布置图的线型作相应的修改。至此即可广泛征求意见，从中初步选定一种满意的方案。

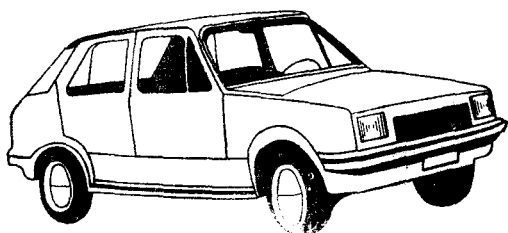


图2-3 轿车效果图

(三) 雕塑1 : 5模型

以1 : 5车身布置图的外形尺寸和彩色效果图的外观为依据，即可进行雕塑1 : 5油泥(或石膏)模型。此模型应定位安放在刻有坐标网格线(每格距离为200mm的1/5)的平台上，模型上也划分有相应的网格线(见图2-4)。模型的外表各部(如前脸、尾灯、门把手等)应力求细致，以便于观察其立体效果。

在雕塑此模型的过程中，出于审美实感的要求，还可能要对1 : 5车身布置图和彩色效果图作某些相应的非原则性的补充和小修改。由此可见，以上三步实际上是相辅相成、反复交叉进行的。

以上所进行的几步，无论是从平面到立体、从纸面到模型，其尺寸都是小比例(1 : 5)的。将小比例的模型放大成1 : 1的实物，不单纯是尺寸上的改变，同时还经历了由量到质的

变化,这里不妨借用我国的一句古语:“小时了了,大未必佳”,可以借喻为:中看的小模型经放大成实物以后,却不一定好看。之所以如此,可能是由于存在着比例不称、线型失调、微观藏瑕、宏观露疵的缘故。因此,尽管缩小比例的图纸和模型给初步设计工作带来了制作和修改上的方便,但还必须审查放大以后的效果,这就是下阶段技术设计的任务之一。

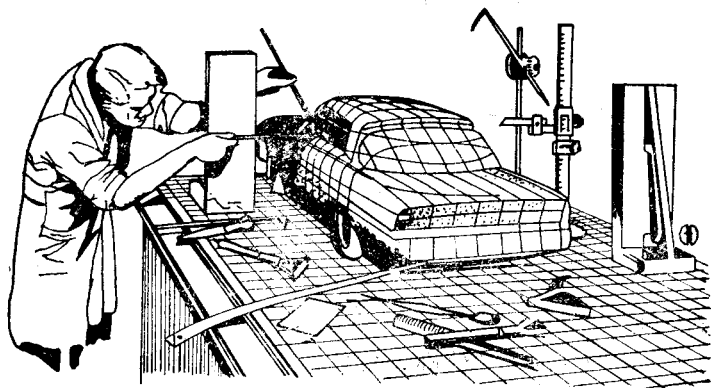


图2-4 雕塑 1 : 5 油泥模型

二、技术设计

(一) 绘制 1 : 1 线型图^①

此图是在初步设计的基础上进行绘制的,因为从线型图可以大致观察汽车的外形轮廓,所以这一步的目的在于发现和修正前一阶段初步设计中小模型上所暴露的问题。据此可以从各个角度面对竖置的线型图(图2-5)进行观测,这样可检验放大后的效果,以便作适当的修改,从而避免后续各步走弯路而导致不必要的返工。

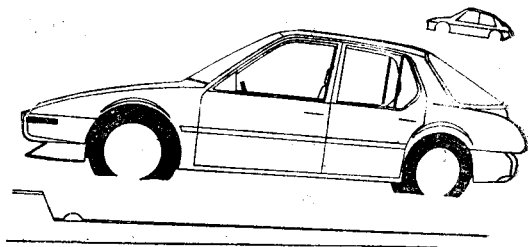


图2-5 1 : 1 线型图

(二) 雕塑 1 : 1 油泥模型

此模型实际上是经修改过后的 1 : 5 油泥模型的放大模型(如图2-6所示),它反映了未来新车的立体造型效果,模型上和平台上也都刻划有相应的坐标网格(每格距离为 200mm)。此模型要求表面光整、曲线连续、能较准确地反映出车身各部分曲面的外形。这样才能从模型上直接取得样板,以供绘制主图板作依据。

(三) 制作 1 : 1 内部模型

此模型一般均采用木制骨架如图2-7所示,其内部覆饰和装备(如仪表板、座椅和方向盘等)则尽量采用或借用实物。其目的主要在于检验内部布置尺寸(考虑操纵方便性、乘坐舒适性以及上、下车方便性和视野性等)及内部装饰效果。

根据 1 : 1 油泥模型和内部模型,可以确定车身表面和车身的结构、门窗位置以及钣金零件的分块等,这时就可着手转入绘制主图板(Master layout)的工作。

① 用它来取代以往的黑板图(参见吉林工业大学汽车教研室编《汽车设计》图10-18),目前国外均用宽1mm左右的色胶带,粘在画有网格线的聚酯薄膜上以形成线型图,比黑板图醒目而且简便。

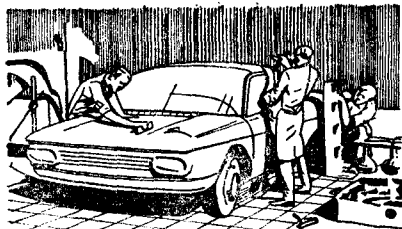


图2-6 雕塑 1 : 1 油泥模型

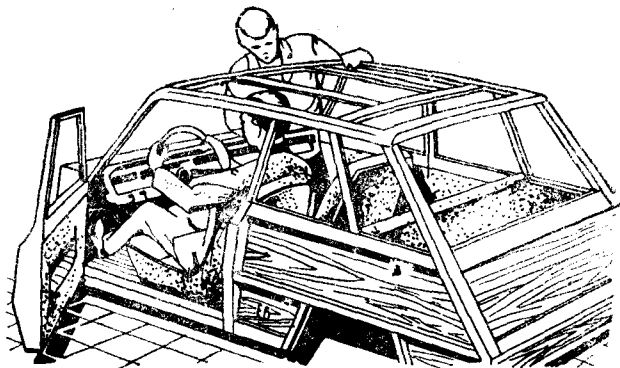


图2-7 1 : 1 车身内部模型

(四) 绘制车身主图板

如图2-8所示为车身主图板的大致轮廓。在车身主图板上应能反映出,

- 1) 车身上的主要轮廓线 (包括一系列的截面曲线)。
- 2) 车身上各零件的装配关系。
- 3) 车身上各零件的结构截面。
- 4) 可动件 (如车门、发动机罩和行李舱盖等) 运动轨迹的校核。

由上所述可见, 主图板是车身技术设计中最关键的一环。由于车身具有大型复杂的空间曲面, 必须用三维坐标来表示。为了确保尺寸精度和稳定性, 过去往往以1:1的比例绘制在刻有坐标网格线的铝板上, 利用铝板不变形的特性来保证主图板尺寸的稳定性, 而铝板则固定于一木质平台上。因此, “车身主图板”一词可以理解为车身主要轮廓和结构的图板。

随着新材料的不断涌现, 现在已普遍改用厚度为0.15~0.18mm的聚酯薄膜 (片) 来绘制原“车身主图板”的内容, 当然, 此时“车身主图板”这个专用名词就有待修正为“车身主图片”了, 改用聚酯薄膜来取代铝板, 有以下一系列优点、耐用、不变形、可利用化学感光法来进行复制、不占用很大空间、便于使用和保存等。

为了保证车身零件制造和装配的精度, 要求坐标网格线的精度为 $\pm 0.1\text{mm}$, 800mm见方的网格中二对角线的误差不超过0.2mm, 车身图的精度应保证为 $\pm 0.25\text{mm}$ 。

主图片上网格的零线可根据下述原则来选取。

(1) 高度方向的零线 一般取汽车满载时车架纵梁的上翼缘面、地板平面或通过前轮中心的水平线作为零线。

(2) 宽度方向的零线 毫无例外地取汽车的纵向对称中心线作为零线。

(3) 长度方向的零线 通常均选取汽车前轮中心的垂线作为零线 (图2-8所示例外)。

为了减小图面面积同时照顾到便于投影起见, 可将视图适当重叠, 但应注意尽可能使线条疏密搭配, 勿使其混淆不清, 以便于查找和修改。此外, 考虑到投影的方便, 前视图和后视图可采用第三象限的画法。

出于制造冲模的需要, 主图片上的轮廓线均以零件的内表面为依据 (亦即与实物差一料厚)。

(五) 绘车身零件图

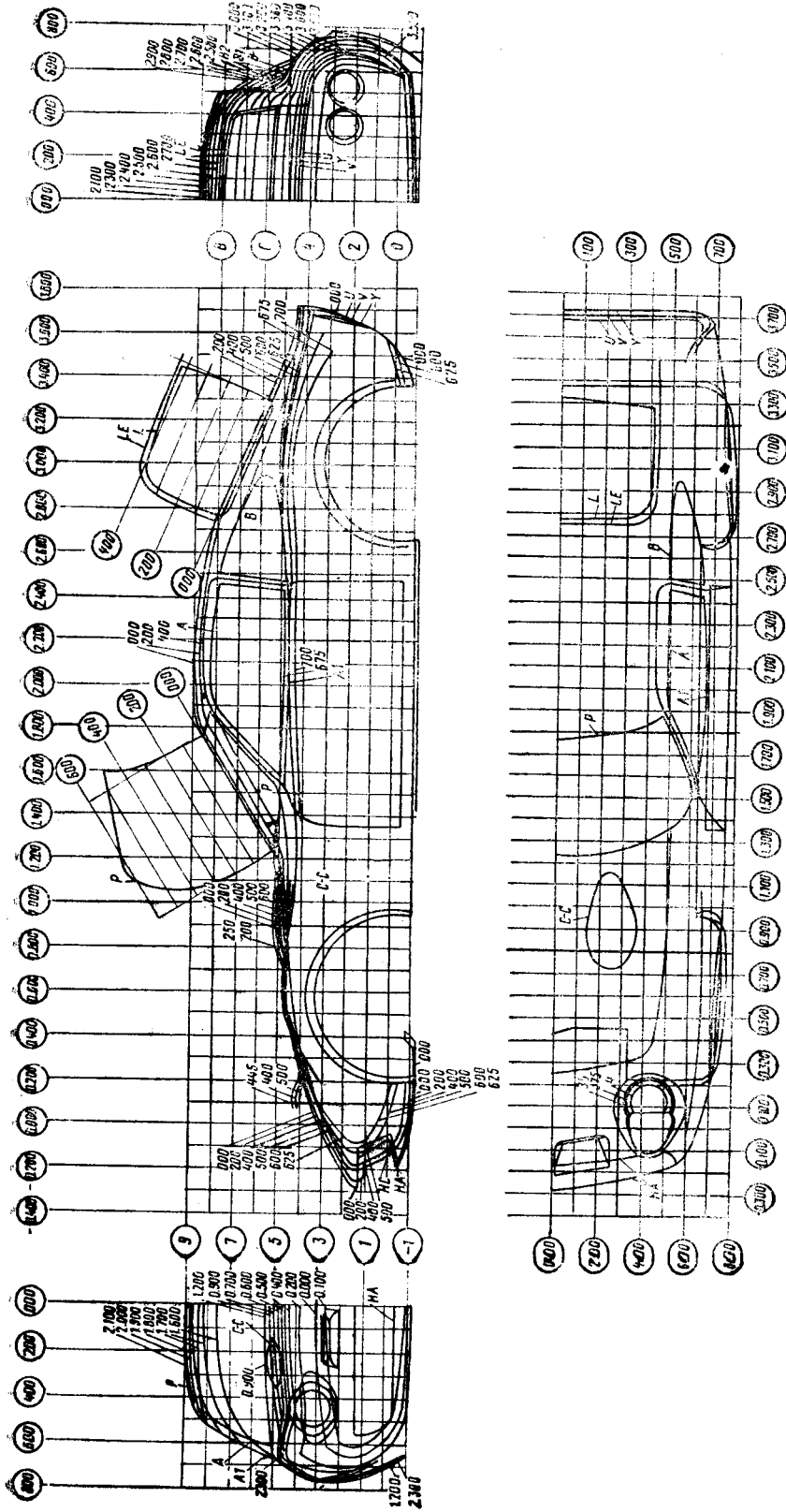


图2-8 车身主图板

车身上各个零件的边界条件可从主图片上获得,通过对零件的具体结构设计所确定的截面形状,又可用来充实主图片的内容。图2-9(见全书末页)所示为一典型的车身零件图。在车身零件图上也必须绘出相应的坐标网格线,零件的尺寸基准可按标注方便选取任一坐标线或另作辅助基准线,标注曲线上各点的标距应按曲率变化的大小不同选用5、10、15、25、50、100mm等几种,另一坐标则为诸点至基准线的距离,其准确度为0.25mm(即小数点以后只允许采用0.25、0.5、0.75等三种尾数)。为了与主图片取得一致,零件图上的尺寸应按零件的内表面标注。在零件图上无法表达的复杂曲面,应在图上标注“未注明的零件表面尺寸按主模型量取”。

必须指出,在普通机械的设计工作中,制图工作约占总工作量的50%~60%,而在传统的车身设计工作中,可以说几乎绝大部分时间都在从事这种繁琐的、重复性的工作。特别是由于车身覆盖件的装配关系是一环紧扣一环的,而车身图纸又都按坐标来标注尺寸,所以哪怕是局部外形和尺寸的改动,也会产生连锁反应,“牵一发而动全身”,导致制图工作的大量返工。

(六) 样车试制和试验

就车身来说,试制和试验的目的主要在于通过实践来具体检验车身外形和结构设计的合理性,考核其性能、强度和寿命,以及预先了解制造上的关键等。因此,试制样品应尽可能与产品一致,但由于试制的数量少,在制造方法上可以和定型产品有所不同。车身上的钣金零件(包括大型覆盖件)都只能借助于简单的模具和胎具用手工方式敲出来,显然,它与大量生产中利用正规模具经冷冲压加工而成的零件相比,其成形过程有着本质上的区别。以往就有过这样的经验,即用手工艺方式仿制参考样车上的零件,尽管外形尺寸和结构都完全相同,但却往往敲出废品,问题不在结构设计本身,而应归咎于加工方法之不当或用材上的差别,这在以后的大量生产中是会得到解决的。当然,这方面的问题比较复杂,具体情况有待进行具体分析,不能一概而论。

由于车身结构和受载工况的双重复杂性,尽管高速电子计算机的不断涌现和有限元法的采用,为计算复杂结构的近似解提供了方便,但是,目前尚存在着一定的局限性,车身结构设计暂时还难以直接完全依靠计算方法来加以预测。因此,样车试制和试验工作应认为是产品定型前很重要的一环。

国外的汽车设计人员根据经验并结合理论分析,往往将结构设计得尽可能轻巧些,试验时找到薄弱环节再予以加强,而国内则是强调设计一次性成功,设计人员为保险起见只能是“宁厚勿薄、宁大勿小”。对比之下,不难悟出,设计的主导思想应是使所设计结构的强度控制在必要强度的下限(即所谓的 Underdesign),然后通过试验来补充强度上的不足之处,以上所述可称之为“加法”设计。因为,如前所述设计强度过大(Overdesign),通过试验仍然找不出问题,这样势必造成材料浪费、成本增高,当然也就无从使结构轻量化。因此,无论从节约能源还是节省钢材等方面来看,后者(实际上是难以实现的“减法”设计)是不足为训的。

诚然,要想做到“加法”设计并非易事,这一方面要求设计师必须具备丰富的设计和实践经验,另一方面还要在工作中不断积累第一手资料,为汽车建立技术档案[参阅1982年初国家城市建设总局颁发的《城市公共交通企业技术管理制度》(公共汽车部分)第24条]。该档案应全面包括汽车的生、老、病、死的详细记载,具体说甚至连汽车各个零部件的制造、装配工艺和所用材质等都包括在内,此外还包括投入使用前的技术状况以及各种工况和条件下的营运记录等等。只有这样才能做到了如指掌,在设计时即能作出较符合实际的预测和判断。

总而言之，截至目前为止，对于汽车这样的产品，要想达到产品定型，暂时尚脱离不开严格的试制和试验。正如13世纪英国大思想家罗杰尔·培根（Roger Bacon, 1214~1294）所云：“试验科学无需从其它高级科学那儿获得真理，她是其它一切科学的主宰”。时至今日，这句名言仍具有十分重要的现实意义。

至此试制工作告一段落，待产品正式定型后即可转入制造车身主模型（Master model）。

（七）制造车身主模型

主模型是根据主图片、车身零件图和样板等制造的1:1实体模型，它是重要的设计资料之一，同时也是作为制造冲模、胎具、装焊夹具、检验样架的主要依据，它还是大批量生产汽车车身时不可缺少的依据。由于主模型的制造周期长、造价高，所以在定型以前不宜急于制造主模型。

主模型应按车身覆盖件分块，其分块原则上应当与车身零件一致，并应考虑制造工艺上的要求，如拉延深度、压床台面尺寸和板材规格等。为了便于制造冲模，主模型各块的外表面均系车身覆盖件的内表面。主模型可以按车身覆盖件在汽车车身中的位置分为外主模型和内主模型两部分，它们分别表示车身外覆盖件和内部零件的立体表面形状，图2-10所示为轿车前翼子板的主模型。外主模型的各块按一定基准面拼装在如图2-11所示的框架上，以构成一外形和汽车一模一样的外主模型。

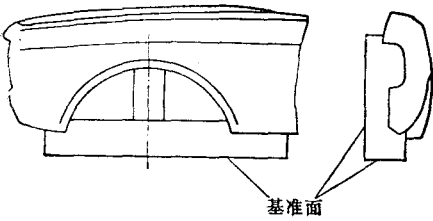


图2-10 前翼子板主模型

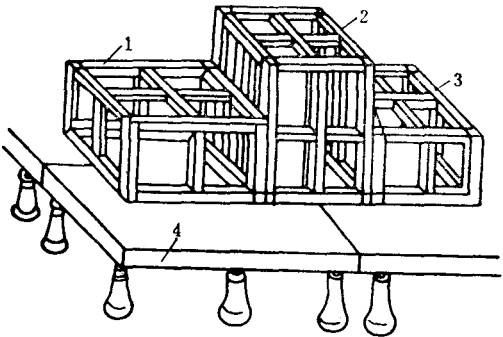


图2-11 轿车外主模型的框架

1—前架 2—中架 3—后架 4—金属平台

内主模型的结构型式和外主模型大致相同，图2-12所示为轿车地板通道的主模型。内主模型的特点是它大多与外主模型有配合关系或装配关系，如图2-13所示为发动机罩内板模型。

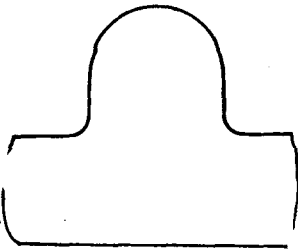


图2-12 地板通道模型

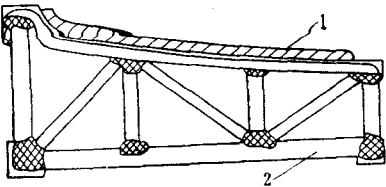


图2-13 发动机罩内板模型

1—镶嵌的发动机罩内板模型 2—按发动机罩外板翻制的反样架

因此,内主模型应尽量考虑组装,例如:轿车门框总成,可将前、中、后立柱与上、下边梁设计组装成一体;前、中、后地板与前围板、轮罩等也可以设计组装成一体,以便于直接协调验证。

在汽车的整个投产过程中,主模型有点相当于“米原器”(保存在法国巴黎的米尺标准模型)的作用。因此,要求其尺寸十分准确,并须采用优质木材(如楠木、柚木、红松、核桃木等)来制造,制造之前还必须先将木材进行干燥处理(湿度应控制在6%~8%范围内)。主模型应当存放在温度(10~25℃)和相对湿度(25%~40%)的室内予以妥善保管。

以上所述的各步,只不过是车身外形和主体结构的设计过程,按照传统设计方法,其设计工作量很大,设计周期也长。所以,应尽量利用电子计算机代劳,以使设计人员从繁琐、重复的劳动中解脱出来,去从事更高一级的工作。

§2-3 现代设计方法概述

当前国外的产品设计通常分为概念设计(Concept design)和工程设计(Engineering design)两阶段来进行,表面上看,大致相当于国内的技术任务书制订和技术设计两阶段,但在内容和做法上却存在较大差别。

一、概念设计

概念设计包括技术任务书的全部内容和一个批准的三维模型。概念设计是多部门(包括设计、研究、工艺等部门以及销售部门的市场预测)同时来进行的,此种做法也被称之为“同时工程”(Simultaneous engineering)。汽车的外形设计和内饰选定等主要来自用户的要求,在三维模型制作中,必须同时进行对同类车型的改进和模型风洞试验,以获得较符合实际的数据,并以此作为工程设计的雏形。

一般情况下,在技术设计阶段不能随意更改技术任务书中规定的参数,而概念设计则因其只不过是工程设计的雏形,故在随后的设计中,可以允许随工作需要和认识上的深化进行相应的修正。

二、工程设计

国外工程设计和国内的技术设计两者所需时间基本上差不多(都不少于3年),但生产准备到大量投产则国内花的时间比国外长得多。

在新车设计中,车身设计历来都是重点,而且所需周期最长。国外车身设计系以三维模型为基础,在整车总布置配合下,首先进行1:1内部模型和外部模型的设计和实物制作,与国内的传统做法是相类似的,稍有不同之处在于国内系从小比例的三维模型开始,但做得比较粗糙,而在审查内、外模型时,则只把它当作中间环节,这就难以避免走过场和讲形式,而最后的审查对象则是按模型绘制的图纸和试制出的样车,这时木已成舟,如果出了问题,就不得不重新大返工,连锁反应很大,极为被动,这种例子在过去的工厂实践中已属屡见不鲜。国外则是把这些模型作为最后审定外形内饰的对象,发现问题时得以及时修改,避免了欲速而不达的弊病。

其次则是车身试验工作(包括强度试验、风洞试验、振动噪声试验和撞车试验等),国外都尽可能在制作内、外模型的同时,利用各种模型以及利用现生产车改制或局部结构件等进行模拟试验。当车身内、外模型批准时,这些试验工作也基本上趋于完成,因而由此绘制

的车身图样，基本上就是定型图样，据此试制成的样车，只需经过一定的验证试验。对其进行适当的局部修改，就可以用来作为指导生产的图样。而国内则是在根据图样试制的样车上来进行试验，要想改动是十分困难的，这样势必拖延定型时间。

§2-4 电子计算机辅助设计(CAD)

一、概述

随着科学技术的突飞猛进，人类有史以来第一次用上了辅助脑力劳动的工具——电子计算机。正如美国《时代》周刊描述的那样：“要问电子计算机能用在什么地方，就象问电能用在什么地方一样”。

利用电子计算机进行信息处理和信息传递的方法，可以将车身外形的转移从模拟量的传递（“移形”）改变为数值量的传递。电子计算机的存贮器具有一定的“记忆能力”，可将车身的主要表面和特性线编组记忆在计算机磁盘内，而它的逻辑判断功能又使它具有一定的“思维能力”，因此，计算机在其迅速扩大的应用中，不单纯是一种高效的运算工具，而且日益成为人们进行创造性设计活动的得力助手。

如前所述，车身上的很多零件（特别是大型覆盖件）具有很复杂的空间曲面，但无论该曲面如何复杂，决定其图形的却只有4个因素即：坐标系、点、线和面。而本质上则不过只有坐标系和点两个因素，因为空间上的任何一点都可以用 x 、 y 、 z 三个坐标值来表示，点在空间作有规则的运动即可构成光顺的线和表面。利用装有电子探针的三向坐标测量仪（图2-14），可以快速、准确地测绘汽车车身模型的复杂曲面，依靠电子探针可将三个方向的坐标值记录在穿孔纸带或磁带上，将此数字信息送入计算机存贮在数据库内，这样一方面通过不同的坐标原点，可在荧光屏上显示出任一方向或角度上的投影图，以便于设计人员随时通过键盘和光笔修改车身外形和结构，以实现人—机对话（Man-computer interaction），另一方面可以把纸带或磁带上载有的信息（绘图指令和数据等）通过光电阅读机或磁带机阅读后送入微型计算机，经处理后输出信息给接口（Interface），由接口进行插补运算后，得到图形在 x 、 y 或 y 、 z 与 z 、 x 方向运动的指令脉冲，进而输入驱动系统，以控制自动绘图机画笔的运动，从而绘出所需的三向视图。这样，就大大减轻了设计人员手工测量绘图的劳动，使他们得以从烦琐、重复、枯燥无味的劳动中解放出来。

有了电子计算机，还可以使得在古典变分法基础上发展起来的有限元法获得新的生命力，有限元法的基础思想是分割近似原理，众所周知，方砖可以砌出圆井，直锯可以割出弯板，曲线或曲面可以细分为小段或小块，分段以直代曲就可以获得近似的折线和折面，分割得愈细，逼真度愈高，这就是分割近似原理。基于此种想法，可将任意形状的结构划分（即所谓“离散化”）为有限个“基本砖块”，亦即线、面、体等基本单元，这些单元只在有限个节点上相连，单元的划分可根据具体情况来决定。例如，在应力集中区可配置较密的节点，而在次要的求解区则配置较疏的节点。利用外力所引起的节点位移，可以获得单元的应变，从而求得应力。采用有限元法列出计算格式，再通过电子计算机求解，可以大大减轻设计人员的计算工作量。必须指出，由于实际结构非常复杂，影响因素也多，而且常存在于三维空间，有时建立的数学模型，难以较准确地反映实际情况，可能导致计算结果误差较大。因此，即使言之成理，也常在实践中得出错误的结论，最终往往还得通过试验来加以验证。以上所阐述

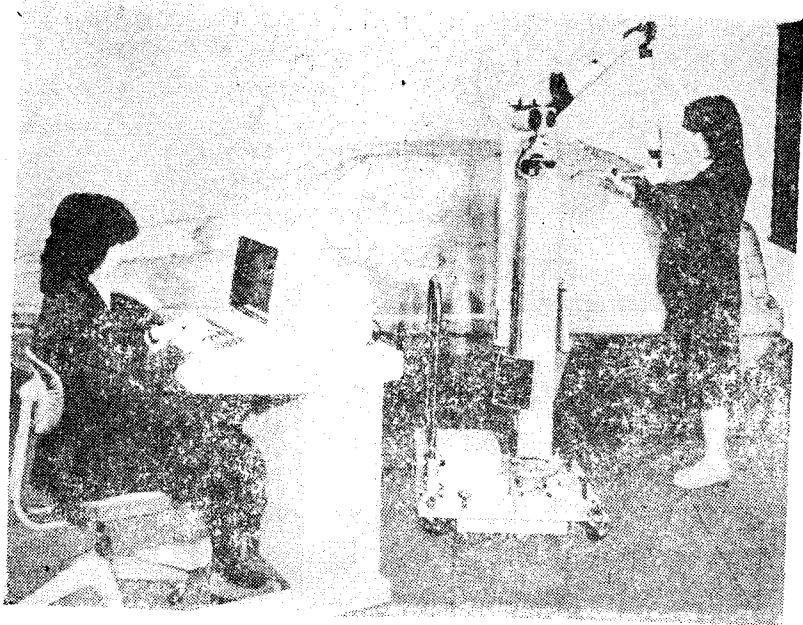


图2-14 三向坐标测量仪

的均属CAD的范畴。

由于电子计算机可以为任意曲线和曲面进行数字描述与计算，而数控设备（如三坐标数控铣床）的控制机的逻辑系统能自动从计算机上读取输入的数字信息，经过译码，向铣床的X、Y、Z轴输送相应数量的脉冲，驱动铣刀切削，也就是说，它能使一系列的数值量转换成位移量而加工出复杂的冲模曲面。这一过程属于电子计算机辅助制造（CAM）范畴。

从60年代开始，国外的汽车行业着手将汽车的外形设计和绘图、加工等后续生产环节在计算机程序上加以串通和衔接，形成汽车车身设计制造一体化（CAD/CAM）。例如：美国通用汽车公司（GMC）在60年代中期就研制了一种汽车车身的CAD/CAM系统；英国的PSF（Pressed Steel Fisher）公司的研究和发展部门于1966年前后实现了汽车车身设计制造一体化技术改革，大大提高了工效和产品品质。

当前，CAD仍在不断发展中，其效果还不能令人完全满意，例如，准备时间长，成本高以及车身设计的模糊性造成信息的输入、输出困难等，尽管计算机可以大大减轻设计人员的劳动，却未能涉及到设计人员感兴趣的创造性范畴，离人脑功能的水平还较远，它的功能程度完全取决于人所编制并装入的软件，它只能在软件范围内执行重复性的工作。因此，要彻底改变设计面貌，前面还存在不少难关有待攻克。但是，随着科学技术的不断发展，肯定会对长期以来沿袭的传统设计方法进行根本性的变革，以分析、综合、判断、优选为核心的现代系统设计方法，必将逐步获得推广应用。

二、机助外形设计的理论基础——计算几何

如前所述，传统的车身设计制造方法的主要特点，实际上是对复杂的空间曲面外形所采取的一整套特殊的实物模拟和“移形”。尽管传统方法有其直观、严格、可以长期保存等优点，在车身工程的发展过程中起过很大作用，但正因为利用实物来传递尺寸和外形，给设计和生产准备工作带来了很大的工作量，例如，雕塑1:1油泥模型、绘制主图片和车身零件图、制

作主模型等，都需要耗费大量的手工劳动和时间，致使设计和生产周期加长、影响产品的更新换代。

为了使设计人员从烦琐重复的制图和其它非创造性劳动中解放出来，长期以来，人们就在探求用数学方法来代替人工制图法，但过去由于受到计算工具的限制，仅限于采用较简单的数学方法，进展也较迟缓；随着电子计算机的广泛应用，为建立外形依据的计算方法的发展，提供了物质条件。现在已有可能采用数学方法（即用一组数学方程）来描述汽车车身的外形，这种用数学方法构成的外形的模型，就称为外形数学模型。实际上也就是把真实的对象（如汽车车身）设想成数学上的曲线和曲面，这样做，即便是初步的近似，也足以用来研究很多问题了。由此出现了一门新的数学分支——计算几何。这门学科推广应用于有关的工程技术领域，就称之为“计算机辅助几何设计”（CAGD——Computer Aided Geometric Design），简称为“机助几何设计”。

车身的某些截面可以用二次曲线、圆弧或直线等基本线条来构成，但是，由于结构、布置、气动和美感等方面的特殊要求，其外形曲线不可能都依赖于上述简单的基本线条，现在来探讨一下车身上还出现有其它什么样性质的外形曲线？这个问题得从实践当中去寻求解答。

在传统的车身设计方法中进行“移形”时，往往需要将1:1模型上测量下来的一批型值点（离散的）标注在主图板上，然后用有机玻璃或木质样条把这些点连成一条光滑曲线。在机助几何设计中则是需要用一组数学方程来描述所要求的车身外形。以上两者都存在着作一条完全通过或逼近给定型值点的光滑曲线的问题，通常称为曲线拟合（Curve fitting），实际上就是按曲线选择公式的问题。目前，广泛采用所谓的样条插值法（Spline interpolation）。

在主图板上绘制车身外形轮廓线时，通常采用一种所谓“样条尺”的工具（图2-15），它是一根富有弹性的木条或有机玻璃条，调整样条尺外形，尽量使之对准诸型值点，然后用压铁压住，沿着样条尺即可画出所需的曲线。如果将样条看成为弹性细梁，压块看成为作用在此梁上的集中载荷，则上述绘制曲线的过程，在力学上可以抽象为求弹性细梁在外加集中载荷作用下梁的弯曲，在小挠度情况下，由“材料力学”知，挠度 y 的二阶导数为：

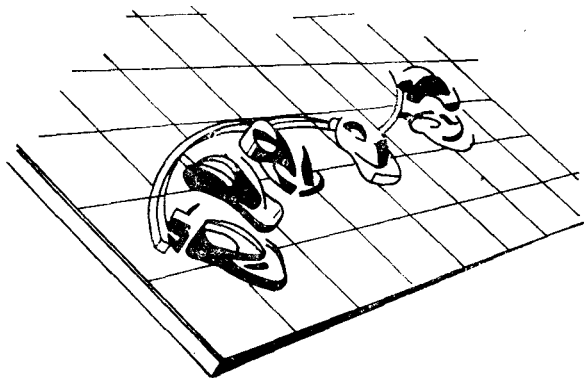


图2-15 样条尺

$$y'' = \frac{M(x)}{EI}$$

此时变形曲线 $y=f(x)$ 为分段三次多项式，且在压铁处的函数值（位移）、一阶导数（ θ ）和二阶导数（弯矩 M ）都是连续的，这些就是三次样条函数的力学背景，也就是说，这种挠度曲线就导致了数学上三次样条函数概念的建立。在建立较复杂的车身外形数学模型时，一般只涉及三次空间曲线就够了。

三、贝齐尔 (Bézier) 曲线和B样条 (B-Spline) 曲线

(一) 贝齐尔曲线

60年代初, 法国雷诺 (Renault) 汽车公司的工程师贝齐尔, 花了近10年的时间, 根据以“逼近”为基础的参数曲线表示法, 创造出一种适合于汽车外形设计的系统, 称为 UNI-SURF, 1972年在 Renault 汽车公司正式使用, 定名为Bézier曲线。

Bézier最初的想法是从以下简单方法得到启示的: 随手用折线勾画外形轮廓, 然后描绘若干光滑曲线段来逐步逼近, 以获得所需的外形。上述方法如图2-16所示, 这是美工人员速写绘画时常用的手法。

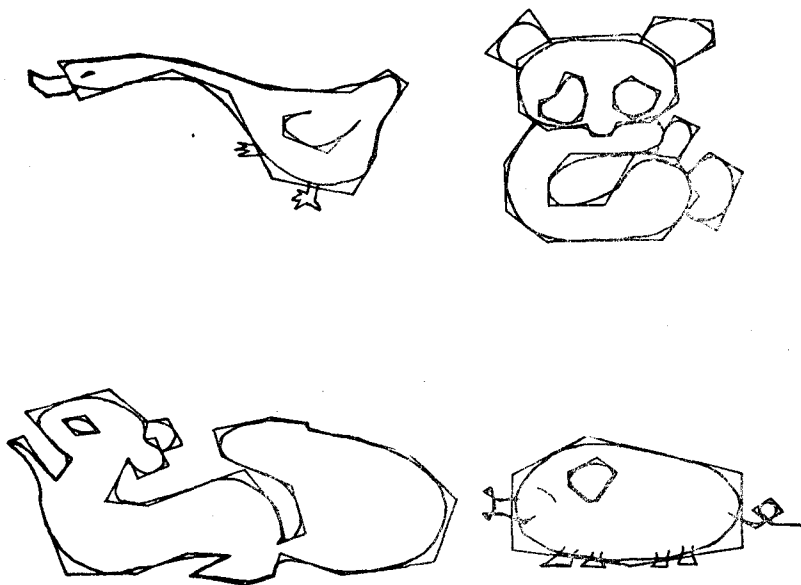


图2-16 速写绘画时常用的逐步逼近法

具体来说, 其外形设计过程大致如下: 从汽车的油泥模型或外形曲线上取来的数据, 以原尺寸大致描绘在图板上, 然后按此草图勾画出一个多边形, 再将各顶点坐标输入计算机, 经过计算后由数控绘图机画出一条相应的曲线; 对于空间曲线, 则可在两视图上分别加以逼近。一般来说, 只需对Bézier多边形的顶点稍加调整, 仅需几次迭代便可获得满意的结果。因此, 简而言之, Bézier法之精髓就在于: “将复杂曲线的描绘简化为多边形描绘”。此法提出后, 在计算机辅助几何设计领域中产生了很大影响, 美国通用汽车公司的W.J.Gorden和犹他 (Utah) 大学的R.F.Riesenfeld曾经评论说: “Bézier系统成功的要点在于, 它将近代逼近理论与几何结合到这样一种程度, 使得设计人员在计算机上实现起来, 就象他使用他的常规设计和作图工具一样得心应手”。

车身外形是由自由曲线和自由曲面构成的, 它很适合于前述用折线勾画外形轮廓那样一种“以直代曲”的设计意图, 而Bézier曲线正好能满足这种要求, 其优点在于计算简单, 一般计算机每秒钟可以插值Bézier曲线上百个点, 一旦它的特征多边形位置确定以后, 曲线就唯一确定了, 而且曲线的形状和特征多边形很相似。当生成的曲线不够理想时, 只要适当调整多边形的顶点就能奏效。以下简要介绍Bézier曲线的几何作图法。

当特征多边形之顶点 $b_i (i = 0, 1, \dots, n)$ 给定后, 可以这样来画出所对应的Bézier曲线。对于固定的区间 $t \in [0, 1]$, 在特征多边形以 b_i 和 b_{i+1} 为两端点的第 i 条边上找出一分点 $P_{i,1}(t)$, 将这条边分成比值为 $t : (1-t)$ 的两段, 于是得到分点为:

$$P_{i,1}(t) = (1-t)b_i + tb_{i+1} \quad (i = 0, 1, \dots, n-1)$$

这几个点组成一个 $(n-1)$ 边形, 对此新的多边形重复上述操作, 又可得到一个 $(n-2)$ 边形的顶点 $P_{i,2}(t) (i = 0, 1, \dots, n-2)$, 依此类推, 连续作 n 次以后, 只剩下一个单点 $P_{0,n}(t)$, 它就是Bézier曲线上对应于参数 t 的点 $P(t)$, 让 t 在 $[0, 1]$ 之间变动, 就可以求出Bézier曲线上的所有点。

现以 $n = 4$ 、 $t = 1/3$ 为例, 得 $P_{0,4}(t = 1/3)$ 点, 此过程可由计算机来进行 (参见图2-17)。

这种由特征多边形作出其对应曲线的方法是纯几何性的, 十分简便。

(二) B样条曲线

B样条的一般定义相当复杂, 但付诸实用的二阶和三阶B样条却比较简单。

(1) 二次B样条曲线的矩阵形式为:

$$P(t) = \sum_{i=0}^2 b_i F_{i,2}(t) = [t^2 \ t \ 1] \frac{1}{2} \begin{bmatrix} 1 & -2 & 1 \\ -2 & 2 & 0 \\ 1 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} b_0 \\ b_1 \\ b_2 \end{bmatrix}$$

$$0 \leq t \leq 1$$

由于它是参数的二次函数, 所以是一抛物线, 其端点为:

$$\begin{cases} P(0) = \frac{1}{2}(b_0 + b_1) \\ P(1) = \frac{1}{2}(b_1 + b_2) \end{cases} \quad \begin{cases} P'(0) = b_1 - b_0 \\ P'(1) = b_2 - b_1 \end{cases}$$

上式表明: 曲线段的两端点就是二次B特征二边形的两边上的中点, 且以两边为其端点切线 (图2-18a)。当改变一顶点 (如图2-18b中之 b_2 点) 的位置时, 仅影响由该顶点构成的二边形, 曲线只在局部产生变化, 这种局部化的特点是B样条优于其它曲线的独到之处。

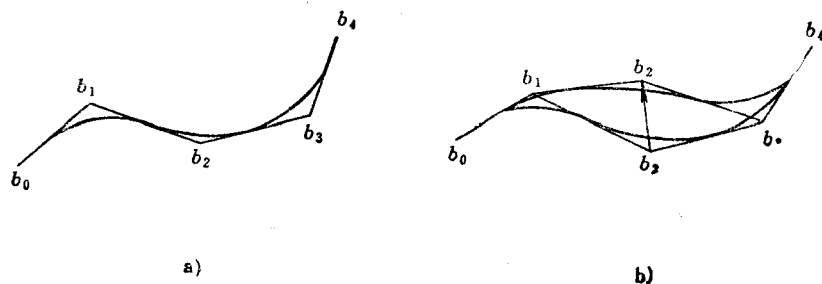


图2-18 二次B样条曲线的形成

(2) 三次B样条曲线的矩阵式为:

$$P(t) = [t^3 t^2 t 1] \frac{1}{6} \begin{bmatrix} -1 & 3 & -3 & 1 \\ 3 & -6 & 3 & 0 \\ -3 & 0 & 3 & 0 \\ 1 & 4 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} b_0 \\ b_1 \\ b_2 \\ b \end{bmatrix}$$

$$0 \leq t \leq 1$$

由于它是参数的三次函数，其两个端点具有以下性质：

$$P(0) = \frac{1}{6}(b_0 + 4b_1 + b_2) = \frac{1}{3}\left(\frac{b_0 + b_2}{2}\right) + \frac{2}{3}b_1$$

$$P(1) = \frac{1}{6}(b_1 + 4b_2 + b_3) = \frac{1}{3}\left(\frac{b_1 + b_3}{2}\right) + \frac{2}{3}b_2$$

$$P'(0) = \frac{1}{2}(b_2 - b_0)$$

$$P'(1) = \frac{1}{2}(b_3 - b_1)$$

$$P''(0) = (b_2 - b_1) + (b_0 - b_1)$$

$$P''(1) = (b_3 - b_2) + (b_1 - b_2)$$

因此，三次B样条曲线段的起点 $P(0)$ 落在 $\Delta b_0 b_1 b_2$ 的中线 $b_1 b_1^*$ 上离 b_1 的 $1/3$ 处。该点的切向量 $P'(0)$ 平行于 $\Delta b_0 b_1 b_2$ 的底边 $b_0 b_2$ ，长度为其一半。该点的二阶导向量 $P''(0)$ 等于中线向量 $b_1 b_1^*$ 的二倍（图2-19）。

终点与起点的情况相对称，此处不重复。

按此特点即可大体上确定这一段三次B样条曲线。如果在此特征多边形上增加一顶点 b_4 ，则 $b_1 b_2 b_3 b_4$ 可决定下一段三次B样条曲线。由于上一段的终点信息同下一段的始点信息仅与 $\Delta b_1 b_2 b_3$ 有关，且其位置向量、切向量与二阶导向量都分别相等。因此，三次B样条曲线具有二阶导数连续的特性。从这个角度来看，B样条是优于Bézier函数的。

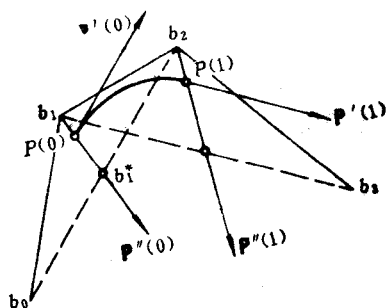


图2-19 三次B样条曲线的形成

三次B样条还具有保凸性，也就是说，如果特征多边形是凸多边形，则B样条也呈凸形而不会出现拐点和奇点。

此外，B样条还具有很强的表达能力，它不仅可以表示一般的平面曲线和空间曲线，还能表示奇点、重点以及直线与曲线衔接段，这些都是其它样条所无法比拟的。

从B样条曲线推广到B样条曲面与Bézier曲面的形成是完全类似的，只是函数表达形式不同：

$$P(u, w) = \sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^3 F_{i,3}(u) F_{j,3}(w) b_{ij}$$

$$0 \leq u \leq 1 \quad 0 \leq w \leq 1$$

B样条曲面的最大优点在于它能十分方便地做到曲面片之间的连接，而且理所当然地做到二阶导数连接。

四、机助外形设计的应用实例

如§2-2所述,传统车身设计过程中的车身制图是一项非常耗时费工、极为烦琐的工作,所以,国外几家大的汽车公司都选择车身外表面设计作为发展计算机辅助设计技术的突破口。以下着重介绍80年代以来机助外形设计在国内汽车工业中的开发应用。

1. 第二汽车制造厂研制的“计算机辅助车身外表面交互式设计系统”

实践表明,该系统可以满足车身外表面设计的要求。由于全部过程均可实现自动化,所以与原手工设计相比,工作效率可大大提高。

车身外表面设计首先还是由美工设计人员在1:5车身总布置图的基础上绘制多种方案的美术效果图,经过中选后,即可据此雕塑1:5油泥模型,这几步和传统设计方法基本相同。接着就利用三坐标测量仪直接从1:5油泥模型上测取三维坐标,然后输入计算机进行处理,再将1:5的数据放大为1:1。由于外表面设计系统中留有数控加工的接口,故易于在数控铣床上加工出1:1软材料车身模型,如果发现线型比例不合适时,还可以利用外表面设计系统进行修改。

外表面设计系统的硬件设备分为以下三部分。

(1) 测量系统 它是三坐标测量仪由PDP11/34计算机控制。

(2) 主机处理系统 它包括VAX11/750计算机和Tektronix图形显示终端。

(3) 绘图系统 它是由922控制器控制的Calcomp960绘图机。

图2-20所示为整个系统的硬件设备配置和数据流程图,其数据文件均分别由软盘和磁带来传递。

车身外表面设计系统的核心是曲线和曲面的几何造型。目前曲面造型可选用前述的贝齐尔法和B样条法。由于前者将近代逼近理论与几何很好地结合起来,且贝齐尔曲线计算简单(一般计算机每秒钟可以插值贝齐尔曲线上百个点),所以该法较为实用。如前所述,若欲获得一条曲线,只须先描绘一相似多边形边框,当生成的曲线不够理想时,可适当调整多边形顶点就能收到效果。在特征多边形的位置确定以后,曲线的外形就唯一确定了。利用贝齐尔方法的特性可以保证曲线和曲面的凸性和光顺性。

从油泥模型中测量得出的数据坐标为型值点的坐标。采用累积弦长的方法找出型值点对应的参数代入贝齐尔曲线和曲面方程。由于型值点数目与控制顶点数目不一致,因此,将得到一组矛盾方程。此时可采用RGS方法^①解矛盾方程以反求出曲线和曲面的控制顶点。该法计算速度快、逼近程度高。

以下介绍该系统的几何造型功能和处理技术。

(1) 曲面分块 它与设计上按照使用和结构工艺性的要求所确定的分块不同,此时应考虑到计算机绘图的方便,亦即它必须根据曲面的曲率、走向和延伸趋势来进行新的分块。贝齐尔经过多年的钻研和实践,在这方面取得了显著的成效。他利用汽车车身对称的特点并将车身上的特征线(如腰线、风窗窗框等)当作边界线(见图2-21),因此,一辆轿车用不到30块的主要曲面片(附加零件如门把凹槽、流水槽等不包括在内)即可完全确定。其分块遵循以下原则:尽量减少分块数;各曲面片内部的曲率变化均匀;尽可能不用异形曲面(指曲面边界数不等于4的曲面)。

① RGS(Rice-Gram-Schmidt)法是经Rice修改MGS(Modified-Gram-Schmidt)法后用于解最小二乘问题的方法,可参见C.L.Lawson,R.J.Hanson著《Solving Least Squares Problems》,1974 by Printice-Hall, Inc, Englewood Cliffs, N.J.

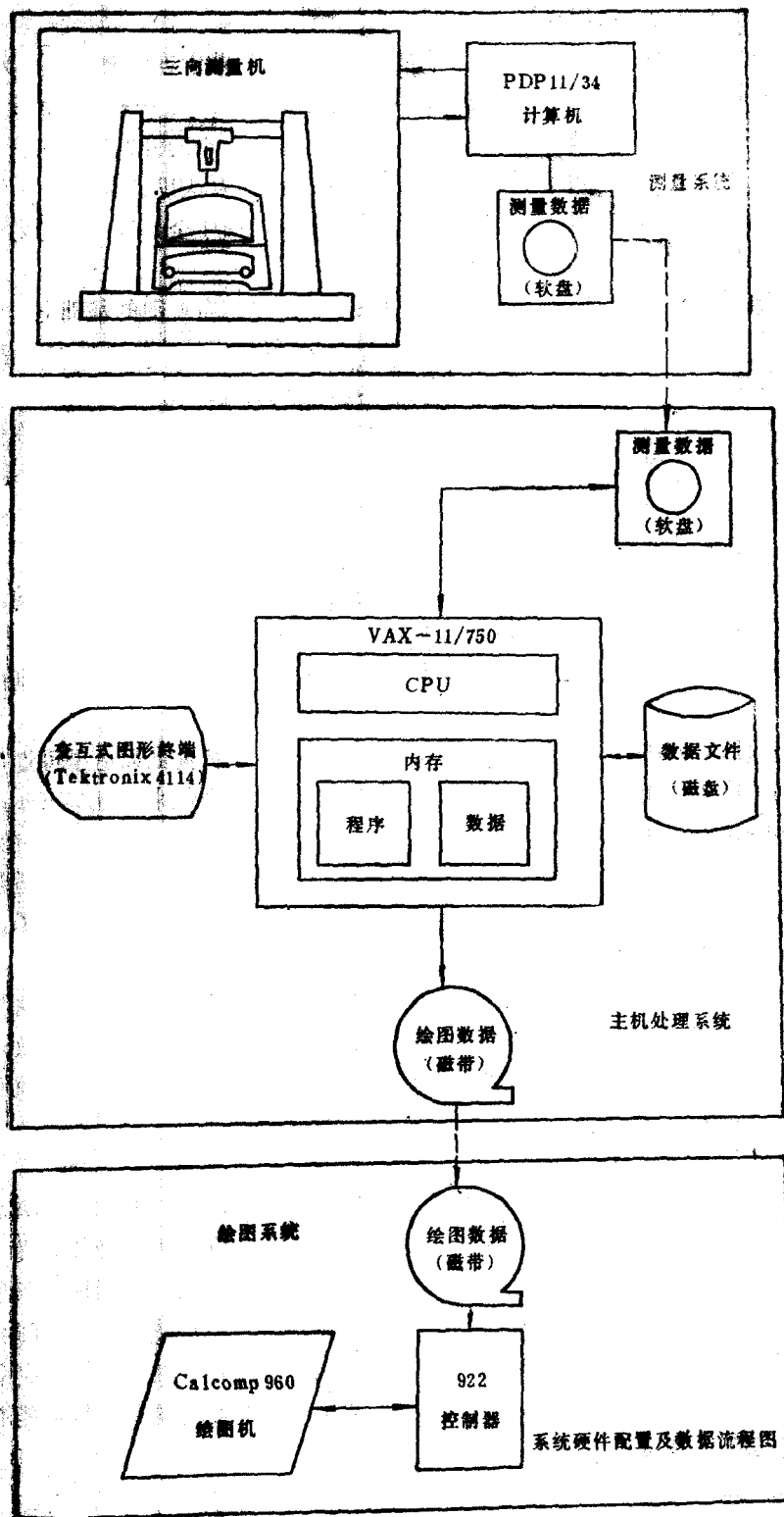


图2-20 外表面设计系统的硬件配置和数据流程

(2) 曲线与曲面的生成 它是几何造型中最基本的功能。采用RGS算法反求出曲线和曲面的控制顶点存入磁盘直接存取文件内，根据控制顶点就可以确定曲线和曲面的贝齐尔方程，从而求出曲线和曲面上的任意点坐标以及一阶和二阶导矢。设计过程中首先生成曲面的边界曲线，然后再生成整个曲面片。

(3) 寄生曲线和寄生曲面的生成 图2-22所示AB为一条完整的贝齐尔曲线，寄生曲线CD是AB上的一段，AB生成好以后再生成CD。

图2-23所示ABCD为一块贝齐尔曲面片，寄生曲面A'B'C'D'是该曲面片上的一块子曲面片，先生成ABCD然后再生成A'B'C'D'。

之所以要具备上述功能，是由于整个车身分成若干曲面片以后难以保证相邻的两块曲面片的边界对齐。如图2-24所示，I和II分别为两块主曲面，(u,v)的参数变化范围均为[0,1]。但II的边界A'B'寄生在AB上，因此，A'B'的参数变化范围为[t₁, t₂]，而0 < t₁, t₂ < 1。这样一来，在处理I、II两块曲面片的连续时将会产生困难。为此，可先在曲面I上生成寄生曲面III，然后处理II和III的C'连续。

由于寄生曲线上A'和B'点的坐标是已知的，由此可以求出两点分别对应的参数t₁和t₂，再利用前述贝齐尔曲线的几何作图法以求出A'B'寄生曲线的控制顶点。

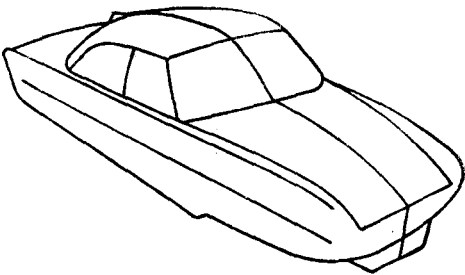


图2-21 轿车车身曲面分块

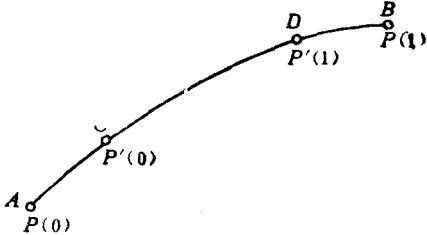


图2-22 寄生曲线的生成

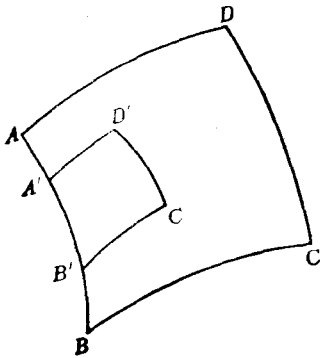


图2-23 寄生曲面的生成

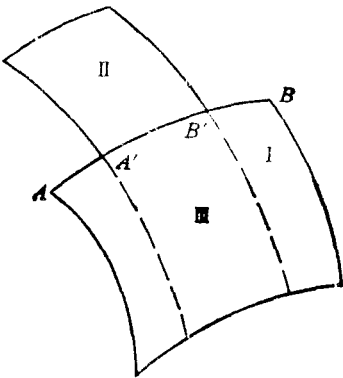


图2-24 利用寄生曲面III来处理曲面片I和II的连续

(4) 曲线之间和曲面片之间的C'连续 车身外表面设计要求整个表面光滑平滑。因此，在分解成单个的曲面片以后相连时，要求面和线之间是一阶连续的。处理线的一阶连续时可采用连接端点的切线共线的办法，而处理面的一阶连续时则采用边界线的切平面共面的办法。

(5) 曲面片之间过渡面的自动生成 过渡面是汽车车身外表面上经常出现的一类曲面, 如图2-25所示 I、II、III 分别为顶盖与前围、顶盖与侧壁、前围与侧壁之间的过渡面。这类曲面通常均为较狭长的曲面片, 造型时可不当作主曲面处理, 也无需在模型上造出理论交线, 而是在生成主曲面以后自动作出过渡面, 当然, 此过渡面应保证与主曲面是一阶连续的。

(6) 曲率半径 R 变化的过渡面的生成 图2-25所示前围与侧壁之间的过渡面 III 就是一种较典型的变 R 的过渡面, 令 R_1 和 R_2 分别表示该曲面上、下边界线的曲率半径, 此时 $R_2 > R_1$ 。处理此类曲面时可将 R 的变化看作沿参数方向作线性变化并用下式来描述

$$R(t) = (R_2 - R_1)t + R_1$$

当 R 确定以后, 即可推出过渡面的左、右边界而生成过渡面。

(7) 角域的生成 角域可以定义为三条边界曲线所围成的曲面 (图2-26), 如各类汽车车身 (包括货车驾驶室) 顶盖的四个角上的曲面。由于计算几何中三类曲面造型方法都要求曲面对应的参数域为一矩形区域 ($0 \leq u \leq 1$, $0 \leq v \leq 1$), 所以都不能处理这一类特殊的曲面, 这是曲面造型中的一大关键。第二汽车厂在研制该系统的过程中系采用以下两种措施: 其一是把曲面 D 看成为曲面 A 和 C 的圆过渡曲面, 并按此种曲面来生成, 然后校正 D 与 B 是否达到一阶连续; 另一个则是利用求出的理论顶点, 再用重点的办法来生成。北京汽车制造厂在处理 BJ122 型货车驾驶室的角域时, 则是在主模型上先做出理论交线或理论交点, 再按要求修成圆面或球面。

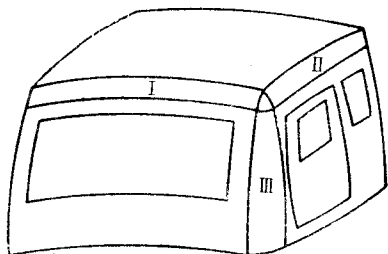


图2-25 过渡面 I、II 和 III 的生成

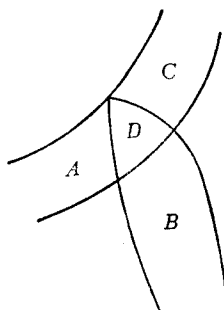


图2-26 角域的生成

(8) 法向等距曲线和曲面的生成 由于造型、刚度或结构上的不同要求, 车身外表面上往往会出现与原始主表面相似但却法向等距凹入或凸出的曲面 (如图2-27所示), 这时可在原始曲线或曲面生成以后, 沿法矢方向推出相等距离来获得。

(9) 任意给定的平面与车身外表面相切 所得到的截面线 这是检验曲面造型好坏并为今后模具设计和模具加工获得信息的手段, 所以是车身外表面设计必备的重要功能。

在编制这一功能程序时, 充分利用了贝齐尔曲线几何作图法的优点。首先用曲面的四个顶点代入平面, 以校验是否有交, 从而实现自动判别, 确定有交以后, 再决定有哪儿条曲面边界与平面有交点。用该法计算

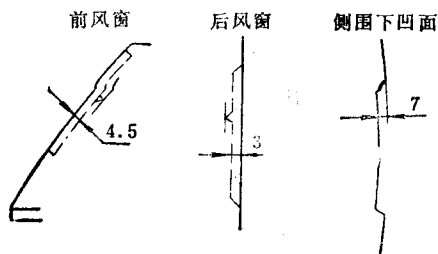


图2-27 法向等距曲线和曲面的生成

出交点的参数坐标,从而确定相交的参数范围,在该参数范围内的有限条等参线与平面再次求交。最后把求出的若干点作为型值点,拟合出一条新的贝齐尔曲线。该曲线就是所求的截面线。

(10) 车身上任意开缝线的生成 在车身外表面的所有曲面片生成完毕并连结成整体以后,还需在外表面上设计门缝和窗框等所谓的开缝线。这时只需在主要外表面上给出这些曲线的两个坐标,第三个坐标即可由计算机自动绘出。在一给定的曲面上由两个坐标找第三个坐标,或是在给定曲线上由一个坐标找其它几个坐标,这对计算机来说是轻而易举的。例如:知道了门玻璃的侧视坐标就可以求出其正视坐标和走向(图2-28),这样就为正确设计玻璃滑道和门外板形状、门锁和摇窗机的布置等提供了方便条件。又如图2-29所示,提供了前风窗玻璃的前视图 X 、 Z 的坐标,即可由计算机求得 Y 的坐标。

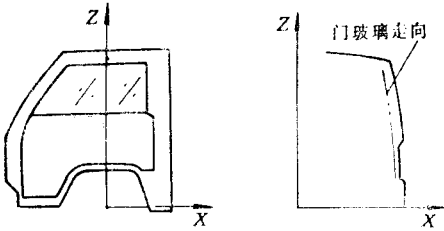


图2-28 计算机绘制的门玻璃走向

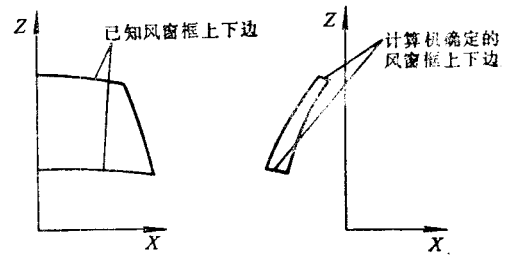


图2-29 风窗玻璃 Y 坐标的确定

最后再来介绍该系统中人机对话的交互设计功能。

此项功能分为以下两大部分:一是命令解释程序,二是图形显示和交互修改。

前者是设计人员在终端前发出系统中的功能命令,命令解释程序解释这些命令并调用相应的功能模块,以执行设计人员所要求的功能。当进入这些功能模块以后,又会反过来提示设计人员,要求其输入恰当的信息。因此,设计人员只须掌握少数英语命令就可以进行设计,命令解释程序内还有数据文件的处理能力,可以建立、修改、删除和拷贝数据文件。

后者是当程序完成几何算法处理以后,所生成的曲线和曲面可以立即显示在荧光屏上,供设计人员观察图形是否符合要求。首先显示的是曲线和曲面的平面透视图。曲面还需进行凸性检查,这可以在曲面上沿两个参数方向绘出截面线或等参数线,如认为不满意时,可发出显示三视图的要求,以便对各视图进行修改,修改完毕后再显示空间平行透视图以供校验。经过几次反复修改直至满意为止。修改过程中还为设计人员保留了修改前的版本,以便设计人员退回到原程序。修改时既可改变型值点(面向逼近),也可改控制顶点(面向设计)。由于有了交互设计手段,感觉上很直观,可以随时进行修改,故可保证在绘图机上最终绘出的图形的品质。

由于Calcomp960绘图机图面尺寸的限制,绘制1:1车身外表面图存在一定困难。图2-30所示为在该机上绘制的小比例的驾驶室外表面侧视图。

2. 南京汽车制造厂的车身机助几何设计

该厂在进行此项研究工作中,系采用造型能力较强的重节点非均匀 B 样条曲线与曲面作为几何设计的基础,取得了较好效果。

(1) B样条曲线 此种曲线具有 $C^{(m-2)}$ 阶连续性, 其中 m 为阶数。引入重节点后, 该点的连续性将降为 $(m-k-1)$ 阶, 其中 k 为节点的重复度, 在机助几何设计中利用这一特性可以带来很大方便。例如: 在不采用重节点($k=1$)的情况下, 三次B样条曲线为2阶连续(曲率连续); 在二重节点处($k=2$), 曲线1阶连续(仅斜率连续); 在三重节点处($k=3$), 为0阶连续(只曲线本身连续); 在四重节点处($k=4$), 为-1阶连续(即曲线断开)。因此, 可以利用这一特性来设计与拟合复杂组合曲线, 例如: 在曲线的曲率不连续而只有一阶导数连续处(如直线和圆弧相切处或半径不同的两段圆弧相切处), 可采用二重节点; 在需要出现尖点处, 则采用三重节点; 在曲线断开处, 采用四重节点等等, 以实现整幅图形的一次拟合。

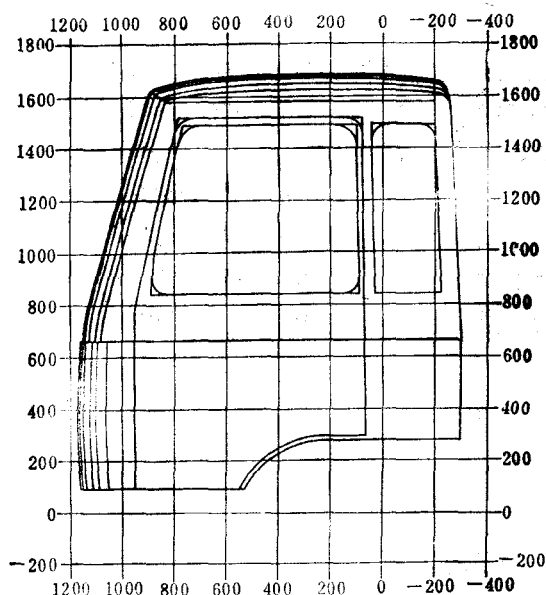


图2-30 在Calcomp960绘图机上绘制的小比例驾驶室外表面侧视图

由于是以各型值点间的累加弦长来确定节点序列, 因此, 在程序中生成重节点的方法是: 要想在哪里生成几重节点, 可相应地将该处型值点坐标重复几次, 如图2-31所示为一平头驾驶室车门的部分曲线。图中点A为整幅图形的起点, BC、GH、HI(点I与A重合)、KL均为列表曲线, 其余均为直线或圆弧; B、F、H为尖点, 故为三重节点; 曲线在点I处断开, 在点J处重新开始, 在点M处断开, 在点M处又重新开始, 故在点I和M处为四重节点; 在其它接合点处直线与圆弧或列表曲线相切, 故为二重节点。

因此, 只需按上述规定输入型值点数据, 就可采用重节点技巧, 用统一的表达式来设计与拟合复杂组合曲线, 这样就为机助几何设计与绘图提供了一种具有较大灵活性的方法。

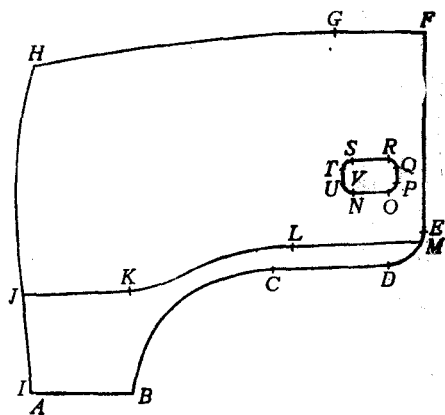


图2-31 在平头驾驶室车门曲线上生成不同的重节点

(2) B样条曲面 重节点非均匀B样条曲面在重节点处具有和前述重节点非均匀B样条曲线相同的性质, 可以利用它来构造复杂组合曲面, 将原来需要几次拼接的若干块曲面统一起来一次生成。图2-32所示为平头驾驶室左半部前围外板, 它主要由四块曲面所组成: I、II为复杂曲面(可用双三次曲面构造它们), IV为直纹曲面, III为过渡面。在两侧形状变化急剧处, 给出数据的平行截面比中间部分密得多, 因此, 每块曲面的中间部分与两侧还应分开造型, 然后拼接在一起。但若采用重节点非均匀B样条方法, 则可使这张原需由许多块曲

面拼接成的复杂组合曲面一次生成, 此时只需在尖角处采用三重节点就够了。

(3) 曲面拼接与追加造型 由于使用功能上的要求, 汽车车身外形较复杂而且轮廓也不规则, 它不可能由一整张曲面所构成, 因此, 还必须解决曲面之间的拼接问题, 其具体做法如下: 先从已生成的曲面上取出拼接边界的边界条件, 然后再构造另一张曲面。曲面在拼接处的连续性要求有 C^0 连续和 C^1 连续两种。图2-33所示曲面 A 和 B 在 u 向边界上拼接, 对于 C^0 连续来说, 要从已构造好的曲面 A 上, 根据相应的参数值求出拼接边界上的相应点 $P_0, P_1, \dots, P_n$ 的坐标及两端点处的 u 向偏导矢 $\partial P_0/\partial u$ 和 $\partial P_n/\partial u$; 而对于 C^1 连续, 则还应从曲面 A 上求出相应点处的 w 向偏导矢 $\partial P_i/\partial w$ (或法矢 $N_i = \frac{\partial P_i}{\partial u} \frac{\partial P_i}{\partial w}$), $i = 0, 1, \dots, n$, 及两端点处

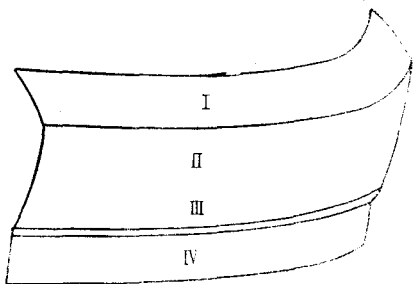


图2-32 平头驾驶室左半部前围外板

的混合偏导矢 $\frac{\partial P_0}{\partial u \partial w}$ 和 $\frac{\partial P_n}{\partial u \partial w}$; 然后再根据给出的 B 曲面数据以及从 A 曲面得到的边界信息构造 B 曲面。当有 A_1 、 A_2 和 B 三块曲面互相拼接时 (图2-34), 可先从已生成的曲面 A_1 上求得与曲面 A_2 的拼接边界信息, 构造曲面 A_2 , 再从曲面 A_1 和 A_2 上分别求得与曲面 B 的拼接边界的信息, 最后构造曲面 B 。

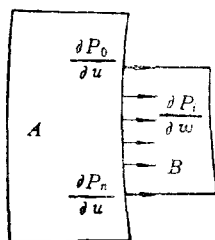


图2-33 曲面 A 和 B 的拼接

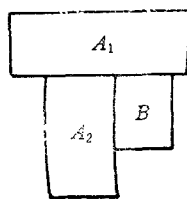


图2-34 曲面 A_1 、 A_2 和 B 的互相拼接

对于覆盖件上某些结构要素 (如鼓包、凹陷等) 的造型, 可采取以下两种方法。

其一是当结构要素相对于母体曲面并非很小, 对前者的边界并无严格要求而且二者之间非 C^0 连续时, 则可采用两者一次性造型。这样得到的结构要素和母体曲面将是一个 C^2 的连续整体, 二者之间自然过渡, 其缺点是前者的边界不能得到严格的控制。

其二是根据相应的参数值从已生成的母体曲面上取出结构要素的边界信息, 然后对结构要素进行局部追加造型。根据需要, 结构要素与母体曲面之间可以为 C^0 或 C^1 连续。取边界条件的做法与前述求拼接边界的边界信息相似, 不同之处在于前者只取一条边界的边界信息, 而追加造型则需取出四条边界的边界信息。此法允许对结构要素的边界给予严格的控制。

(4) 数控绘图 该厂利用前述重节点非均匀B样条方法编制了数控绘图程序, 在具有不同光顺要求的曲线间接合处以及曲线断开处, 可分别采用二、三或四重节点, 因此, 重节点处正好是曲线分段处, 藉此将前置和后置有机地结合起来, 用重节点的信息自动进行曲线分段, 以自动判断每段曲线的类型 (直线、圆弧或列表曲线), 然后给予分别处理, 以生成相应的绘图指令信息与控带。由于无需书写任何源程序, 只需按前述规定 (在重节点处按不

同重复次数)输入型值点数据,其它一切工作均由程序自动完成,故该绘图程序的使用是很方便的。

图2-35~图2-37所示均系采用上述数控绘图程序自动输出绘图纸带、在DC300/DM1830数控绘图机上绘制的图形,其中图2-35为货车驾驶室总成的侧视图,图2-36为风窗玻璃的三视图(包括纵、横截面线),图2-37为车门外板的二视图。

该程序系统还具有另一通道,即在一次拟合、曲线光顺、二次逼近的基础上,初步配了一些数据加工后置处理子程序,按照与上述相同的原理,利用重节点的信息进行判断和控制,以生成数控加工的指令信息和控带,用来加工带复杂组合曲线的样板和其它平面零件。由于重节点的引入,可以减少曲线分段、曲面分块以及增强造型能力、提高灵活性。对于具有复杂外形的产品的几何设计与制造,该法将是一种很有前途的方法。

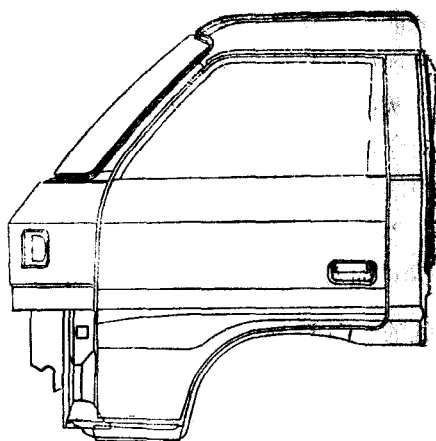


图2-35 在数控绘图机上绘制的货车驾驶室总成侧视图

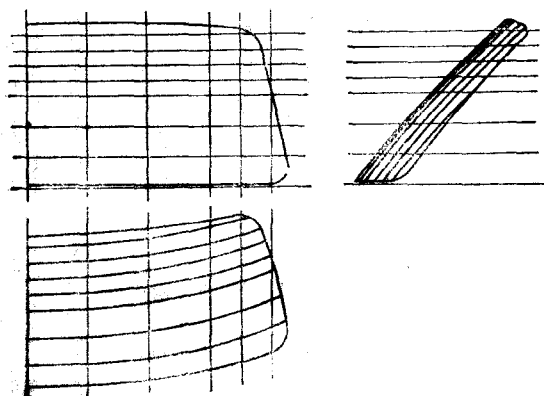


图2-36 在数控绘图机上绘制的风窗玻璃三视图

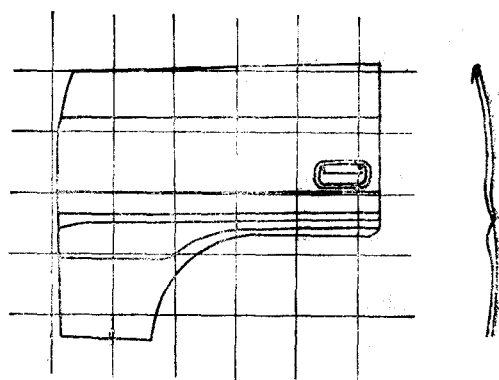


图2-37 在数控绘图机上绘制的车门外板的二视图

第三章 车身总布置设计

车身总布置属于汽车设计工作的一部分，它是在整车总布置的基础上进行的。整车的总布置提供了汽车的长、宽、高、轴距、轮距等的控制尺寸、轴荷分布范围以及水箱、动力总成、前后桥、传动轴与车轮等的轮廓尺寸和位置。据此再参考同类车型有关数据作为借鉴，即可初步确定前悬和后悬的长度，前后风窗位置和角度、发动机罩高度、地板平面高度、前围板位置、座椅布置、内部空间控制尺寸、方向盘位置角度与操纵机构和踏板的相互位置等；然后在此基础上，按满载情况绘制 1 : 5 车身总布置图。

§3-1 轿车车身的布置

一、轿车车身布置与底盘布置型式的关系

轿车车身的布置在很大程度上受底盘布置型式的制约。如所周知，轿车底盘有三种常见的布置型式（见图3-1）。

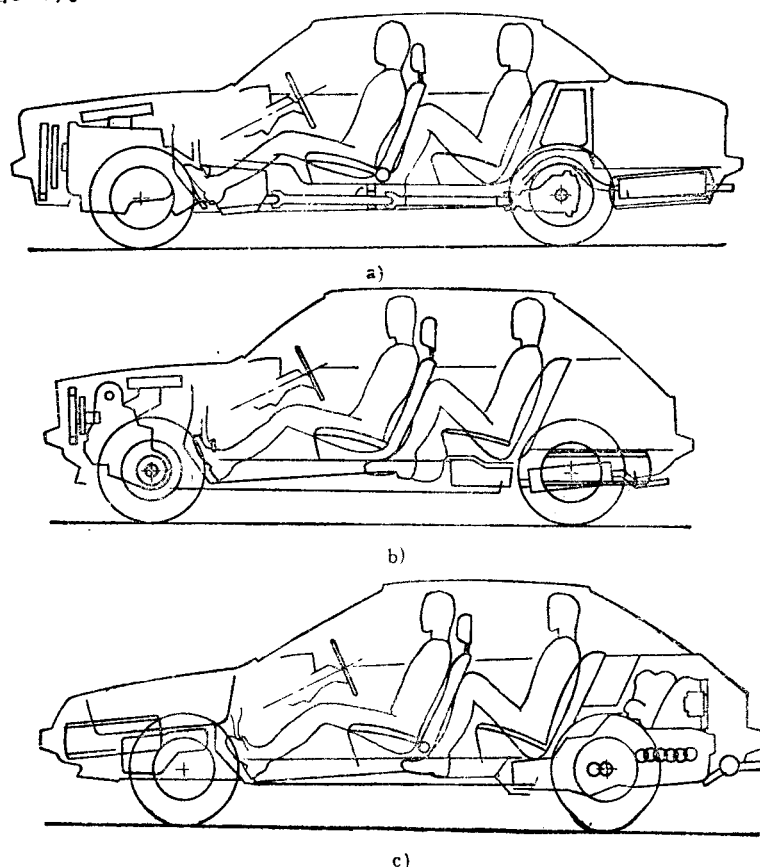


图3-1 三种常见的轿车底盘布置型式

a) 发动机前置，后轮驱动(传统式布置) b) 发动机前置，前轮驱动(前驱动布置) c) 发动机后置，后轮驱动

目前多采用传统式布置(发动机前置、后轮驱动,通常用FR表示)和前驱动布置(发动机前置、前轮驱动,通常用FF表示)两种型式。由于发动机后置、后轮驱动的布置型式缺点较严重,实际上已被逐渐淘汰。

传统式布置型式有利于车室内部(包括行李舱)布置,而且可以提高操纵稳定性以及行驶平顺性和乘坐舒适性,所以长期以来被广泛采用于中、高级轿车上。但其缺点在于地板中部出现凸包,影响踏板布置以及整车高度的降低和质量的减轻。

对于前驱动布置型式,由于取消了传动轴,可以降低地板和整车高度,如果采用横置式发动机,则更方便于车室内部布置。此种布置型式对车身总布置、降低风阻和整车轻量化等都是很有利的。60年代末至70年代初,德国前轮驱动轿车的产量在轿车总产量中仅占2%~4%,1986年即提高到60%以上,1990年西欧各国前轮驱动轿车的产量已达95%。美国克莱斯勒公司(包括收买的美国汽车公司)已完全转入前轮驱动轿车生产,福特和通用汽车公司从1987年开始即已把大部分生产线转入前轮驱动轿车的生产。1990年美国生产的轿车中也有85%~95%是前轮驱动的。由此可见,前轮驱动轿车应是当前轿车布置型式的主流。

二、动力总成的布置

初步设计时,必须确定车身与动力总成相对于前轮轴线的位置,在确定各总成相对于前轮的纵向位置之前,应预先估算轴荷分布(传统布置式轿车满载时最理想之轴荷分布为,前轴48%~49%,后轴52%~51%;前驱动布置式的轴荷分布则正好相反,如上海—桑塔纳轿车满载时的允许轴荷,前轴为51%,后轴49%),估算时可将汽车分成以下三部分:底盘、车身、动力总成(包括发动机、离合器与变速器或发动机与液力变扭器)。由于三者共存于一个统一体之内,彼此之间联系密切、相互制约,所以车身总布置和整车总布置工作是很难截然分开的,往往需要反复交叉进行。

动力总成相对于前轮轴线的位置与离地间隙值及轴荷分布有关。与此同时,还必须考虑前悬架和转向传动机构的布置。此外,装有空气滤清器的发动机的高度还受发动机罩高度(此值又与车身造型和腰线高低位置有关)的限制。在总布置草图上,动力总成的位置可由曲轴中心线与发动机气缸体前端面的交点 k 和曲轴中心线的倾角 α (一般为 $3^\circ\sim 4^\circ$)两个参数来确定(图3-2)。在发动机过高的情况下,往往容易出现发动机“顶天立地”的现象(即下面离地间隙达极限:上面碰发动机罩),这就需要整车总布置和车身总布置互相协调来处理矛盾,有时还不得不在发动机上挖掘潜力(如降低发动机高度或挪动空气滤清器的位置等)。

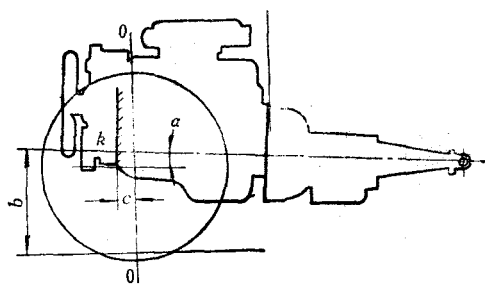


图3-2 确定动力总成位置的主要尺寸

就传统式布置而言,发动机的纵向倾斜应与传动轴位置较准确地一致,前纵梁之间所需的距离必须考虑吊装在发动机上的所有总成(如发电机、空调装置的压缩机等)以及将发动机从下面安装到汽车上的可能性。还应保证在修理和技术维护的情况下,从上面安装发动机的可能性。图3-3所示为布置发动机时所必须遵守的若干要求。对非独立式后悬架来说,应校核万向传动轴之间所有可能位置的夹角的极限值。

当动力总成在纵截面上定位以后,即可画下它的外形轮廓,接着确定前围板线,前围板

平面离发动机气缸盖后边缘点应留有足够间隙,以便于拆卸汽缸盖罩和接近气门;当配电盘装在发动机后部时,决定前围板位置的不是气缸盖而是配电盘。当车身通风系统的进气口用导气管布置在前风窗玻璃下边的前面时,车身前围板往往还必须适当后移。

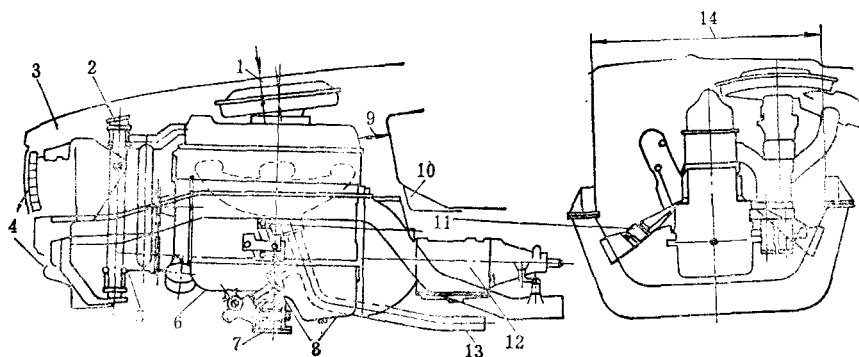


图3-3 动力总成布置简图

1—发动机罩与发动机的零件之间的间隙不小于30mm,必要时发动机可向一侧倾斜 2—水箱,应在其整个面积接受风扇的吹风 3—前横梁,采用箱形截面的型材,以改善撞车时的缓冲性能和保证必要的抗扭刚性 4—发动机舱的冷却和通风的进出孔。在水箱格栅下面的附加通气孔应使之布置在不在保险杠或牌照遮盖处 5—风扇护罩,用来增大其送风量并减小水箱尺寸,为了补偿发动机的位移,它与水箱之间的间隙不小于40mm;为了保证空气的畅通,水箱中心和风扇之间的距离不小于50mm,无护风罩时可减小到20mm 6—油底壳,在摘下它时不应拆卸其它部件 7—前悬置横梁,最好做成保护发动机的挡板型式 8—在发动机油底壳与横梁之间预留出足够间隙(至少20mm)。由发动机油底壳至路面之间的距离取决于满载状态下的最小离地间隙(160mm)以及机油的容量与悬置横梁的防护程度 9—发动机与前围板之间必须留有足够间隙,以防过热并保证其它零部件的安装,离合器壳与变速器应能同时摘下而无需拆卸或松开发动机的固定点,此时应特别注意离合器壳上面螺钉的接近性 10—在前围板下部设置的箱形截面横梁,可用来提高车身的抗扭刚性(因一般情况下,前围板上部难以做成双壁或箱形截面) 11—发动机前悬置点,应布置在动力总成重心附近,支座宜尽可能宽并安排在排气管之前 12—一曲轴中心的位置及其在空间的布置取决于水箱位置、离地间隙与轴结构以及万向节传动的型式(双向万向节轴和三万向节轴) 13—排气系统线路,通常装有两个消音器,为防止过热应尽量降低,但必须注意离地间隙以及能否布置辅助消音器 14—纵梁之间的距离,应考虑从上面和下面来安装与拆卸发动机的可能性,尽量避免拆卸其它辅助部件如空调装置的压缩机或转向加力器

三、地板凸包(传动轴通道)和传动轴的布置

为了保证车身地板凸包的高度最小以及后座凸包上的座垫有足够的厚度,通常采取在垂直平面内将传动轴布置成U形的方案(图3-4),这样可以降低传动轴的轴线,同时又能保证动力总成的外廓不致减小离地间隙,而且万向节叉轴线之间的夹角也不致超过允许值。

凸包与中间传动轴部分之间的最小间隙一般可取10~15mm。在绘出传动轴的最高轮廓线之后,即可据以决定传动系以上的凸包线。

进一步即可确定地板平面,在传统式布置的轿车上,根据车身承载型式之不同,可以绘出地板总成的横截面,如图3-5所示。由于传动轴作前述布置,所以前、后地板往往形成不大的阶梯。

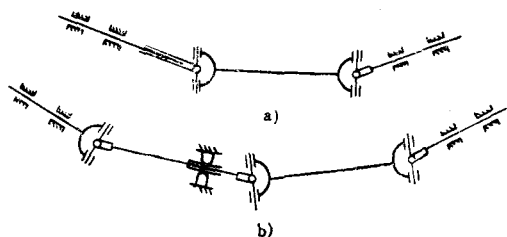


图3-4 U形布置万向节传动

a) 单根万向节传动轴 b) 装有中间支承的双根万向节传动轴

图3-6所示为装在周边式车架上具有两排座车身的两个不同位置之横截面。车架或地板

总成的型式取决于纵梁沿宽度方向的布置。地板高度取决于离地间隙以及纵梁和横梁（加强地板用）的截面高度。

车身地板的离地高度应在保持必要的离地间隙情况下尽可能减小，以降低汽车的重心，提高高速行驶的稳定性。

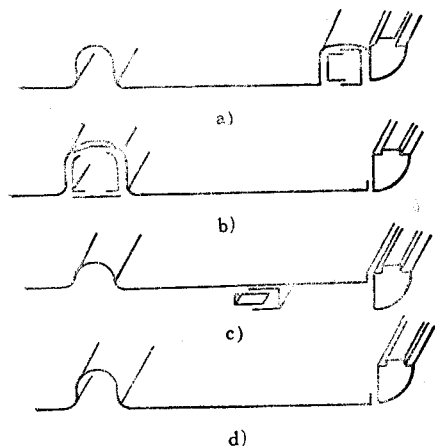


图3-5 各种不同车架型式下地板总成截面
a) 周边式车架 b) X形车架 c) 梯形车架 d) 承载地板

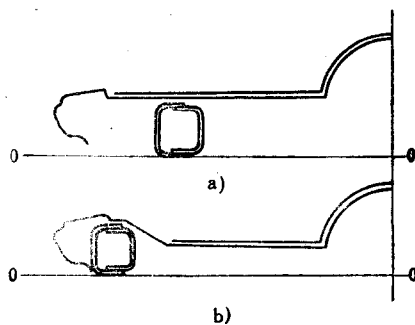


图3-6 车身地板总成的截面
a) 司机搁脚区 b) 乘客搁脚区

为了降低轿车的地板平面，可以采取如图3-7所示的措施：减小车架纵梁高度；后桥上的一段纵梁做成向上弯的形状；后桥采用双曲面齿轮传动以降低传动轴等，但尽管如此，车身中部仍免不了出现凸包，以致影响后座乘坐的舒适性；而其它两种布置型式就不存在这个问题。

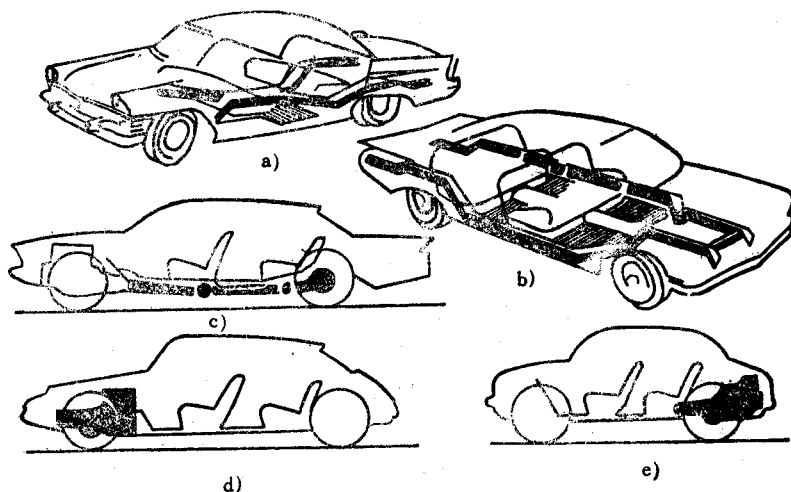


图3-7 降低车身地板平面的措施
a) X形车架 b) 周边式车架 c) 双曲面齿轮传动，传动轴分为两段 d) 前置前驱动 e) 后置后驱动

四、轮罩外形尺寸的确定和踏板的布置

地板平面确定以后，随之而来的问题就是确定车轮罩的外形和尺寸。为了绘制前轮罩表

面, 应先确定车轮跳动到极限位置 (一般情况下, 规定橡胶缓冲块压缩约为自由高度的 $2/3$, 对于只在良好道路上行驶的高级轿车而言, 可以允许缓冲块仅压缩为自由高度的 $1/3$) 和最大转向角时所占有的空间。如图3-8所示, 首先在侧视图上画出车轮跳动前后的位置, 其次在平面图上画出绕主销轴线转至最大转角的车轮, 然后将侧视图上的车轮极限位置用水平截面A—A、B—B、C—C、D—D划分, 并将每一截面的轮胎外形画在平面图上, 在车轮截面运动轨迹的周边作一条间隙为30mm的轮廓线, 这就是与上述水平截面相应的横截面, 它与平面图上翼子板外廓线的一系列交点, 投影到侧视图上, 即可据以确定翼子板的开口形状。

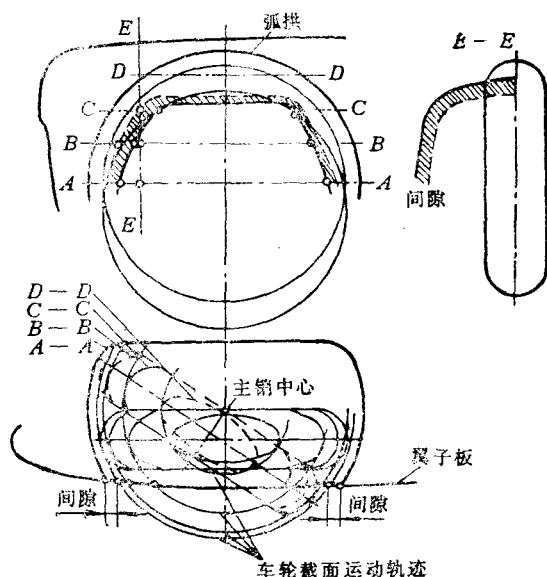


图3-8 轿车前轮轮罩外形和翼子板开口的确定

设计微型轿车车身时最突出的矛盾是要求车身内部宽敞舒适, 而外形又必须小巧紧凑, 在为其设计轮罩时, 就应采取“寸土必争”的原则, 因为此时哪怕是增加极小的空间也有可能提高乘坐的舒适性。如将轮罩做成圆滑的外形, 则可使后座加宽或前座的司机和乘客的搁脚空间加大; 又如, 后座只需相对于轮罩稍微升高并前移20~30mm, 即可使座垫宽度增加60~100mm。但如果仍保持为圆柱形轮罩, 就无法做到这一点。最明显的实例可用一后置发动机的微型轿车来加以说明, 如图3-9所示, 由于车轮转向时并不占用轮罩中部, 为了充分利用空间, 可以将其做成嵌入轮罩内的凹部, 腾出来的这一部分空间就可以用来布置离合器踏板或安放座垫的最宽部分, 这样就容许将座椅降低或前移。

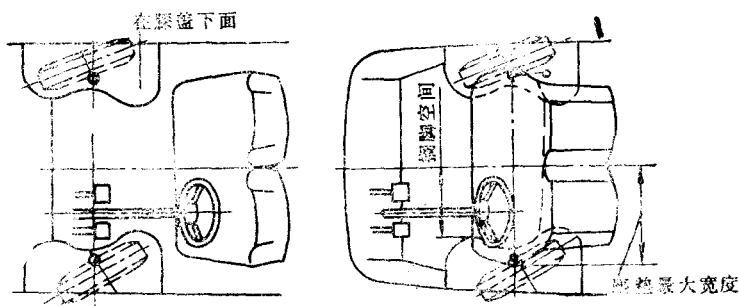


图3-9 容许加宽座垫宽度的轮罩外形

现在来看看踏板的布置。布置踏板所需空间受凸

包外廓和车身内侧壁二者宽度的限制。离合器踏板左侧应留出位置以容纳司机的左脚 (离合器在非工作状态时), 因此, 轮罩最好不凸出于乘客室内。图3-10所示为德国推荐的确定踏板布置的尺寸关系 (参见 DIN73001 标准)。

五、车身内部布置

轿车是运送乘客的, 其车身的内部布置应考虑人的因素第一, 也就是说, 既要保证安全性又要考虑舒适性, 因此, 人体工程学的知识在此就大有用武之地了。

除某些专用车辆 (如迎宾车、学童车、幼儿车等) 以外, 一般车辆内部布置均可按成年人的身体尺寸来考虑。我国地区辽阔, 各地区成年人身体尺寸存在一定差异, 由统计数据

知，我国人体身长可按自然地理区域由北向南大致划分为大个、中等个、小个等三种身材；东北、华北和西北等地区的人体多属大个；华东、华中和西部地区的人体属中等个；华南、西南地区的人体则为小个。图 3-11 和表 3-1 所示为我国各地区的人体尺寸测量和统计数据。

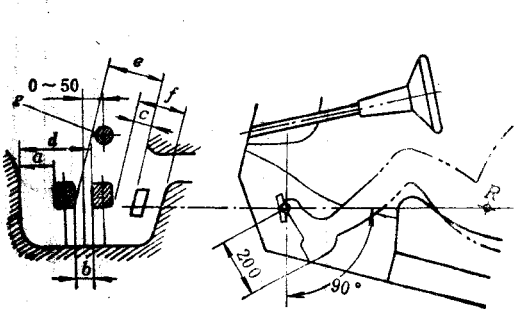


图3-10 DIN73001标准推荐的踏板布置
d—离合器踏板所占空间 e—制动器踏板所占空间
f—油门踏板所占空间 g—转向管柱
推荐的尺寸: a=130mm b=60mm
c=70mm d=260mm
e=200mm f=170mm

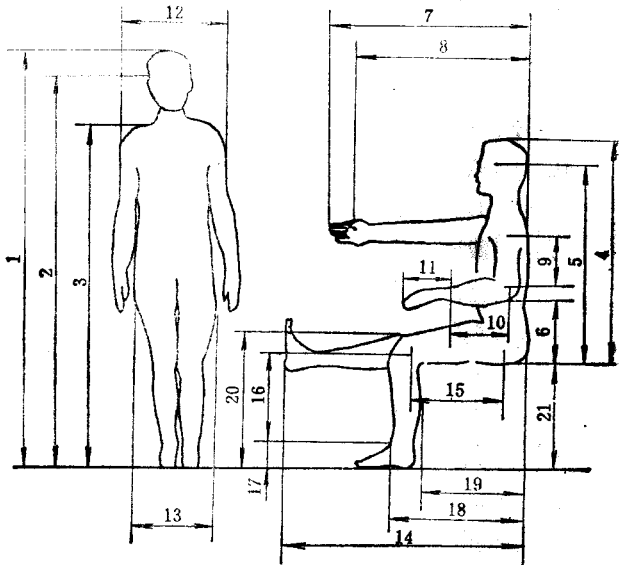


图3-11 人体基本尺寸

表3-1 人体基本尺寸 (mm)

序 号	测 量 项 目	男		女	
		均 值	标 准 差	均 值	标 准 差
1	身 长	1688.25	81.83	1586.17	51.29
2	眼 高	1585.32	61.61	1480.25	76.02
3	肩 高	1420.98	54.35	1320.26	60.96
4	座 高	896.53	36.12	848.52	31.58
5	坐姿眼高	794		74.3	
6	肘到座平面	245.23	41.81	238.63	25.63
7	上肢前伸长	837.78	36.81	784.50	37.98
8	拳前伸长	730.87	47.07	688.84	36.79
9	大臂长	269.21	16.36	260.74	19.79
10	小臂长	247.08	13.22	225.93	17.03
11	手 长	192.53	9.46	179.00	9.52
12	肩 宽	426.32	20.35	391.71	21.67
13	臀 宽	333.75	22.62	394.71	23.99
14	下肢前伸长	1015.91	58.91	976.79	50.84
15	大腿长	422.48	28.44	409.21	35.39
16	小腿长	401.34	21.57	368.60	22.21
17	足 高	70.69	5.46	65.78	6.94
18	膝臀间距	550.78	27.49	527.77	31.28

(续)

序 号	测 量 项 目	男		女	
		均 值	标 准 差	均 值	标 准 差
19	大腿平长	422.92	23.31	431.76	30.34
20	膝上到足底	515.08	24.67	479.89	23.61
21	膝弯到足底	405.79	19.49	382.77	20.83

车身内部空间和操纵机构的布置以及驾驶员与乘客座椅的尺寸和布置等参数均可以该统计数据作为依据，此时可综合利用均值和标准差，亦即以均值来决定基本尺寸，而以标准差来定调整量。例如：男子身长均值 μ 约为1688mm，标准差 σ 为81.83mm，取 $\mu \pm 1.645\sigma$ ，也就是说，男子总数的90%，其身长在1550~1820mm范围内，根据此项数据来设计上述参数，就能照顾到绝大多数人的身材。

车身设计师可根据表3-1所列人体基本尺寸，制作由赛璐珞或有机玻璃、密实的纸板或胶合板裁制成的人体外形（侧面）样板(图3-12)，其比例为1：5和1：1。在外形样板各段连接处装有铰链，以便于使该样板在相同比例的图板上能处于各种不同位置，如操纵方向盘的坐姿，仰靠的坐姿等等，借以在图纸上校核内部布置尺寸是否合适。

各种轿车的内部布置和有关参考尺寸 如图3-13和表3-2所示。

从人体工程学的观点出发，座椅在中间位置时，驾驶员最适宜的几何比例关系如图3-14所示。操纵件可及范围的轮廓线（根据德国汽车工业协会22号指令）则如图3-15所示。

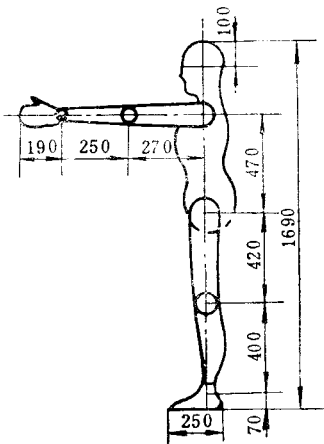


图3-12 人体样板尺寸

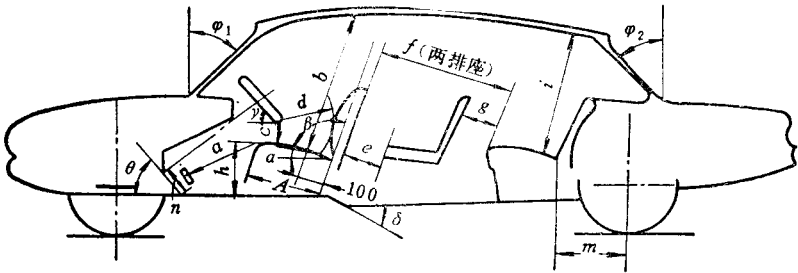


图3-13 轿车内部布置

表3-2 轿车内部布置和有关参考尺寸

轿 车 级 别	a/mm	b/mm	c/mm	d/mm	e/mm	f/mm	g/mm	h/mm	i/mm	m/mm
高 级	420~500	940~960	180~200	360~380	180~350	—	180~350	300~380	900~950	225~400
中 级	420~500	940~960	180~200	350~370	—	180~350	—	300~360	900~920	200~335
普 通 级	420~500	900~950	180~200	330~370	—	160~330	—	300~340	850~910	160~300

(续)

轿车级别	n/mm	A/mm	$\alpha/(^{\circ})$	$\beta/(^{\circ})$	$\gamma/(^{\circ})$	$\theta/(^{\circ})$	$\delta/(^{\circ})$	$\varphi_1/(^{\circ})$	$\varphi_2/(^{\circ})$
高级	≥ 300	450~500	15	96	55~70	40~60	10~15	40~55	40~65
中级	≥ 300	450~500	15	96	55~70	40~60	10~15	40~55	40~65
普通级	≥ 300	450~500	15	96	55~70	40~60	10~15	40~55	40~65

实际感受和试验都表明：乘客座椅靠近车身的中部振动最小，一般可取后座控制点（即座垫与靠背的拐点）到后轴的距离 m 作为评价其乘坐舒适性的指标之一（参见图3-13）。

座椅尺寸基本上定下来以后，即可确定顶盖的初步轮廓，顶盖后端可由后座中间乘客头部来控制，亦即按上述座椅至顶蓬的距离 i 加上隔热材料层20~30mm。

六、车门立柱的布置

在布置车门立柱时，首先应考虑上、下车的方便性，图3-16所示为轿车车门立柱与座椅相对位置的推荐值，图3-16a为前座不能翻倒的四门轿车车身；图3-16b为前座靠背或前座可以倾翻的两门车身；图3-16c为前座不能倾翻的两门车身。在两门车身中，倾翻驾驶员座椅的靠背时，将受到方向盘的限制，此时车门立柱的位置应保证后座入座的最小通道尺寸（如图3-17所示）。在四门车身中，当车门立柱直立时（如图3-18a所示），前、后座入座都会感到很别扭，如果将门立柱适当倾斜（图3-18b），则可大大改善入座的方便性。

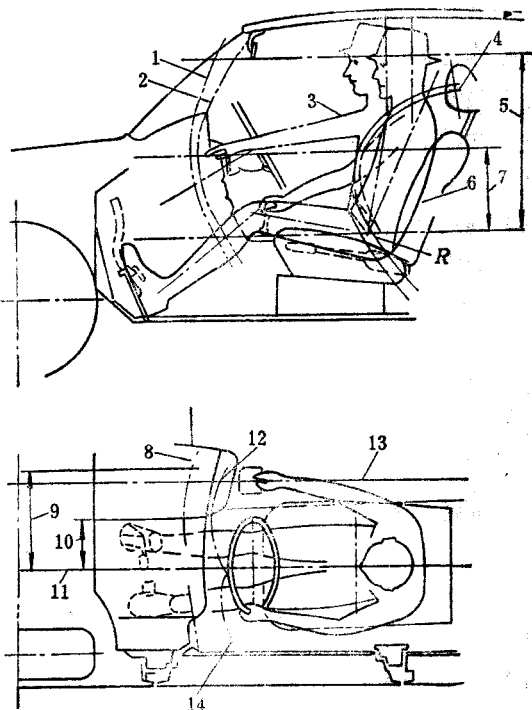


图3-15 操纵件可及范围的轮廓线(德国汽车工业协会22号指令)

1—距离驾驶员右侧200mm处可及范围的最大容许轮廓线 2—距离驾驶员右侧400mm处可及范围的最大容许轮廓线 3—右臂向前推约100mm 4—斜肩式安全带 5—点R之上700mm 6—第95百分位身材的人体模型 7—至点R为300mm 8—在R点上方高300mm处布置仪表板区操纵件的最大容许轮廓线 9—驾驶员中心右侧400mm 10—驾驶员中心右侧200mm 11—驾驶员和座椅的中心轴线 12—点R上方高700mm处的最大容许轮廓线(供布置内后视镜参考) 13—汽车的纵对称轴线 14—点R上方高700mm处的最大容许轮廓线(供布置遮阳板参考) R—座椅在最后端位置时骨盆关节中心

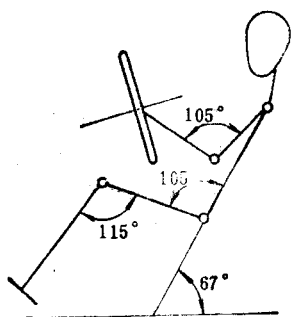


图3-14 座椅在中间位置时驾驶员最适宜的几何比例关系

① 为方便起见，人体尺寸通常系以百分位(Percentile)来表示其等级，一般可分为第5%、第50%、第95%三种百分位。其中第5%百分位系表示“小个子”，是指有5%的人体身材尺寸小于此值，而有95%的人体身材尺寸大于此值；第50%代表“中等个子”，指高于或低于此人体身材尺寸的各为50%；第95%则系表示“大个子”，是指有95%的人体身材尺寸均小于此值，而5%的人体身材尺寸大于此值。利用百分位表示的人体尺寸等级对车身设计人员来说是最为方便的。例如，设计驾驶室工作空间的尺寸就必须适合第95%百分位的驾驶员，而设计操纵机构的布置时，则应考虑人手和脚可及的活动范围，这时就必须适合第5%百分位身材的人。

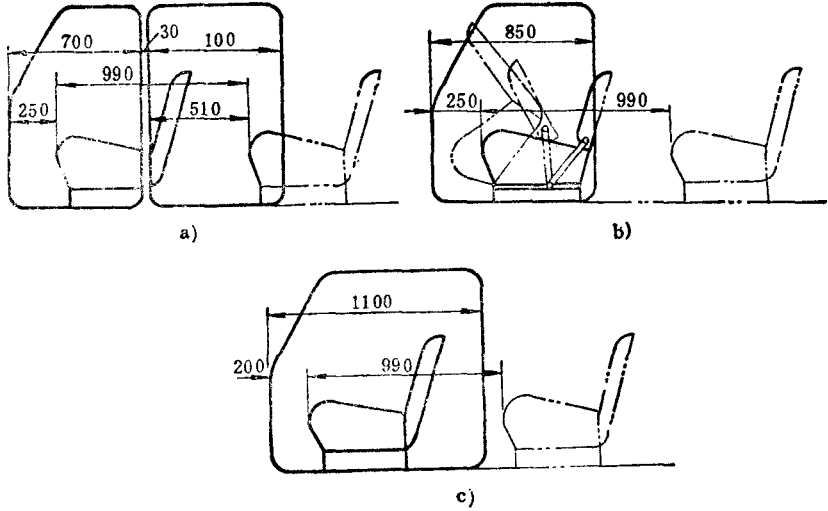


图3-16 门立柱与座椅相对位置的推荐值

在确定车身侧壁的倾斜度时，也应考虑上、下车的方便性。如图3-19 a 所示，当 k 值（车门上、下槛边缘之间的间距）为零时，乘客的上身必须倾斜达 30° 以上才能进入车内，入座甚为费劲，一般取 $k = 100 \sim 150\text{mm}$ （如图3-19b），则人的上身只需稍许倾斜即可入座。必须指出，当 k 值过大时，将由于上下比例失调而影响汽车的外观，同时内部空间利用也不好，下车时不方便，而且玻璃升降占用车门内腔的空间太大，使车门增厚（见图3-20）。

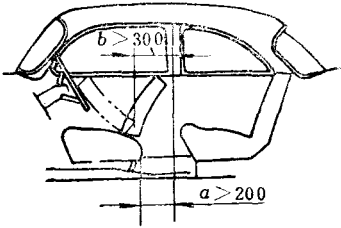


图3-17 最小通道尺寸

七、视野性

在驾驶员座椅上具有良好的视野性是保证汽车操纵方便和行驶安全的重要条件之一；对于乘客来说，也应提供良好的视野。视野性取决于座椅的布置、高度以及座垫和靠背的倾角，车窗的尺寸、形状和布置，立柱的结构，发动机罩和翼子板的形状等等，上述诸因素对大客车和货车来说也是大同小异的。升高座椅和减小座垫与靠背的倾角、布置驾驶员座椅接近汽车前端、加大车窗（主要是前风窗）、降低窗台、减小风窗玻璃倾角并尽量使之靠近驾驶员的眼睛、减薄立柱厚度并使其下端后移（图3-21）等，都可以在不同程度上改善视野性。但上述这些措施并非总是能实现的。这是因为：驾驶员座椅的高度与汽车的高度有关；窗台过低将会破坏汽车的外观；窗框的锐角则会削弱车身的刚度和强度。风窗离开驾驶员眼睛的最小距离应能保证风窗玻璃与方向盘前缘之间的间隙不小于 80mm ，以便于驾驶员在冬季戴较厚手套时仍能方便自如地转动方向盘。

轿车车身的强度计算表明：金属立柱可以做得很细很窄，但是窗框和橡胶密封条却增大了立柱的截面。立柱后端下移将会减小座垫前角到立柱的距离，从而使驾驶员和乘客进出困难，但在车身较宽的情况下，座垫无需占据整个车身内室的宽度，这样即使将立柱适当后移，仍能保证座垫前角和立柱之间形成足够容脚的空间而不致影响进出，同时也改善了视野性（参见图3-22）。

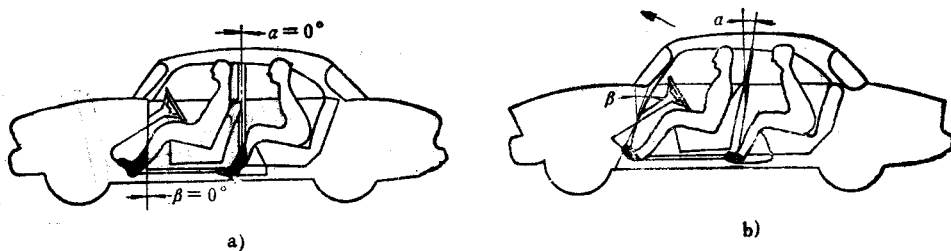


图3-18 车门立柱对入座方便性的影响

八、车身的横截面

轿车车身的横截面是由车门和顶盖的外形来形成的，其轮廓尺寸可按驾驶员和乘客位置上的尺寸数据来着手设计。如图3-23所示，车身内部主要的轮廓点取决于驾驶员头部和顶盖之间、肩部和玻璃之间、肘部与车门内表面之间的间隙；车身外表面上的各点则决定于顶盖厚度、玻璃下降的轨迹、门锁和玻璃升降的尺寸等。之后再在横截面上布置门框梁和顶盖梁，从而定下门框高度。

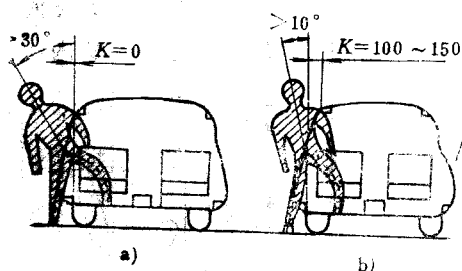


图3-19 车身侧壁的倾斜度对上下车方便性的影响

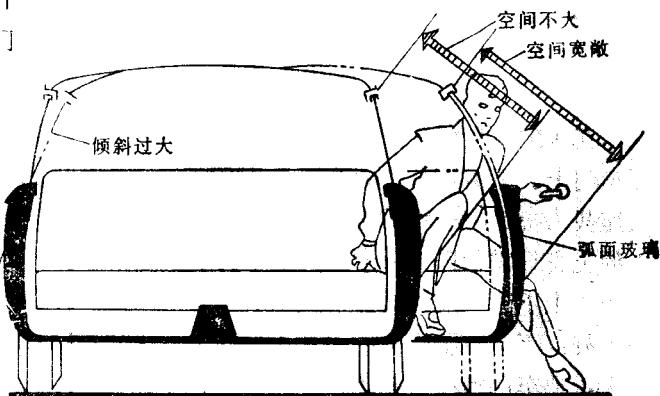


图3-20 K值对车门形状的影响

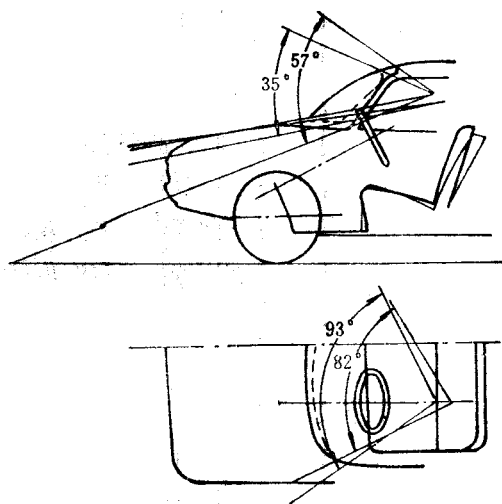


图3-21 轿车的视野角

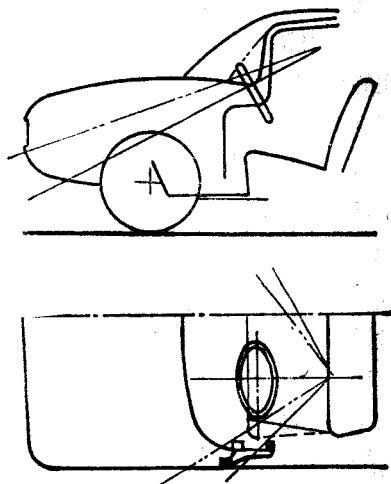


图3-22 在前立柱下端后移的同时减窄座垫前端，既改善了视野性，又保证了必要的进出空间

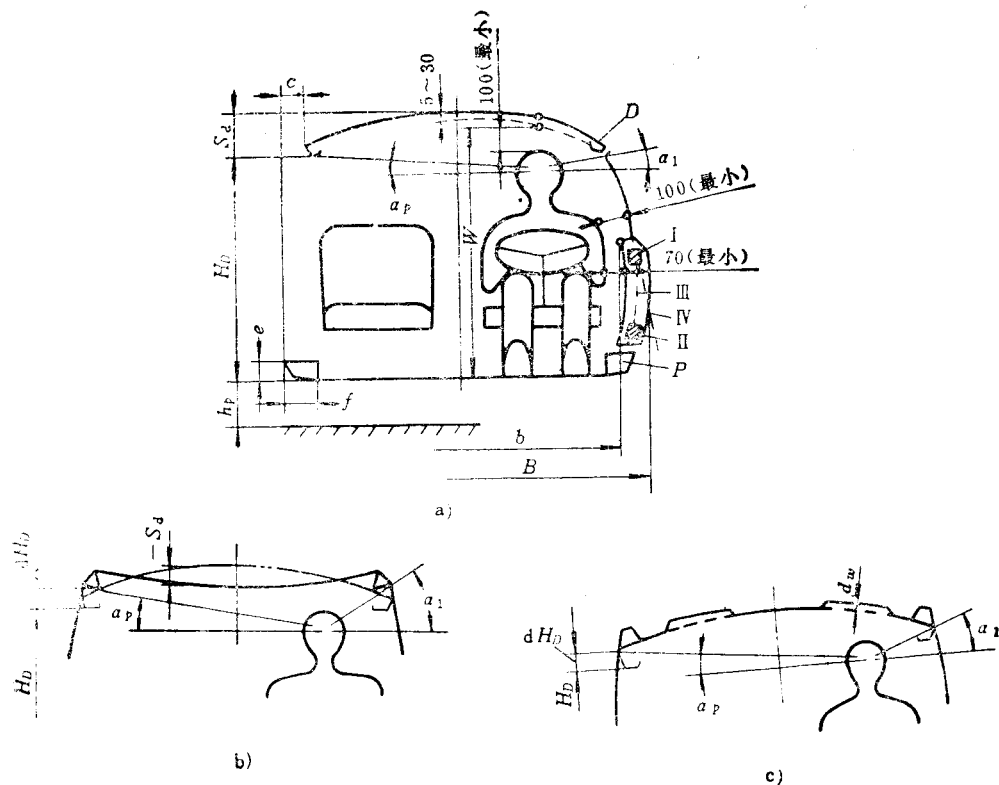


图3-23 轿车车身的横截面

a) 常见的外形 b) 凹顶盖 c) 鼓起式顶盖(顶盖梁在外)

I—门锁 II—玻璃升降器 III—弧面玻璃的运动轨迹 IV—装用平面玻璃的运动轨迹

D—顶盖梁 P—门槛梁 c—顶盖梁D与门槛梁P的横向偏移量

如果将顶盖做成凹形(图3-23b)或是将顶盖梁装在横截面以外(图3-23c),则可克服上述缺点,而从工艺性和结构的观点来看,又不致明显地减小顶盖的弧高。凹形顶盖较好地改善侧向视野性和将车门高度增大 dH_D 值(见图3-23b)。顶盖梁装在横截面以外时,可将顶盖表面做成局部鼓起(图3-23c),这样既能在外观上给人以浮雕式的美感,又能在结构上达到提高顶盖刚度的目的。

九、油箱和备胎的布置

在轿车上油箱和备胎的布置对车身的有效容积和汽车的轴荷分配都有很大的影响。为保证安全起见,油箱不应布置在发动机舱内,备胎则可根据需要任意布置。油箱和备胎往往同时布置在行李舱内,如图3-24 a~f所示。

当备胎布置在行李舱内时,应保证在装满行李的情况下仍能便于取出备胎。图3-24 a~c和f所示布置在行李舱地板下面的备胎就不能满足上述要求。因此,常将备胎紧贴侧壁或后壁垂直放置(如图3-24 d, e)。但此时要求行李舱侧壁的高度必须大于车轮直径。普通级和中级轿车由于受外形尺寸所限,在车身内难于获得最大可能的有效容积。在进行车身总布置设计时必须“见缝插针”,尽量利用一切可能利用上的空间来安置行李。以下介绍几种处理得较为成功的例子(图3-25),例如:在莫利斯微型汽车(Morris “Mini”)上,甚至连车门和侧壁之间的微小空间也被用来安放小件行李(图3-25 a);在伏克斯瓦根(Volkswagen

1600TL) 轿车上, 后置卧式发动机上面的一点空间也被充分利用来安放行李 (图 3-25 b)。在有些轿车上, 即使是座椅下面的空间也被用来放行李。

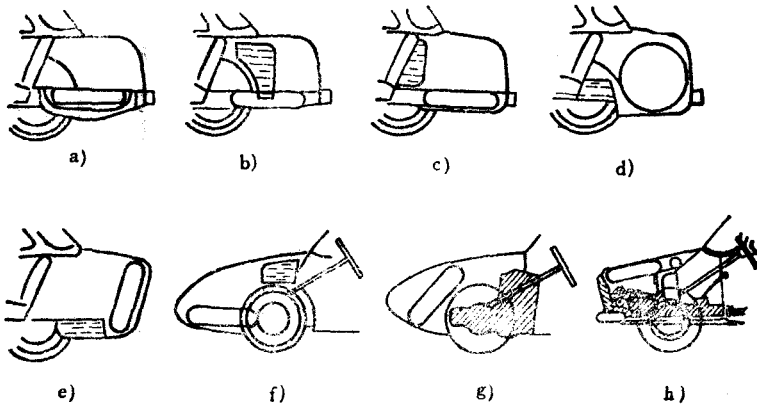


图3-24 油箱和备胎在轿车车身内的布置

a) 备胎装在油箱的凹部内 b) 油箱紧靠侧壁 c) 油箱紧靠后座靠背 d) 备胎沿行李舱侧壁垂直布置 e) 备胎紧靠后壁 f) 油箱装在前围板之前 g) 备胎装在发动机罩下面, 油箱后置 h) 备胎装在发动机上面, 油箱后置

行李舱的有效容积在中级轿车上为 $0.4\sim0.7\text{m}^3$, 在高级轿车上约为 $0.7\sim0.9\text{m}^3$ 。

在轿车及其变型车 (如客货两用车车身) 上, 如果将后座设计成倾翻式的, 则可大大增加行李舱容积 (见图3-26)。

发动机的布置对车身总布置的影响可由图3-27明显看出, 例如, 发动机后置可以使座椅前移一距离 P , 如果再将水箱倒置, 则还可使整车总长缩短 Z 。

十、排气系消音器的布置

为了避免地板过热, 地板和消音器之间应留有足够间隙 (至少 50mm)。排气系消音器的布置方式如图3-28所示。

由于排气管和消音器经常承受很大振动力的作用, 因此, 对于固定它们的弹性支承应给予特别的重视。为了预防振动, 固定支承应布置在振动中心, 也就是说, 尽量靠近刚性横梁。消音器弹性支承的典型结构如图3-29所示。

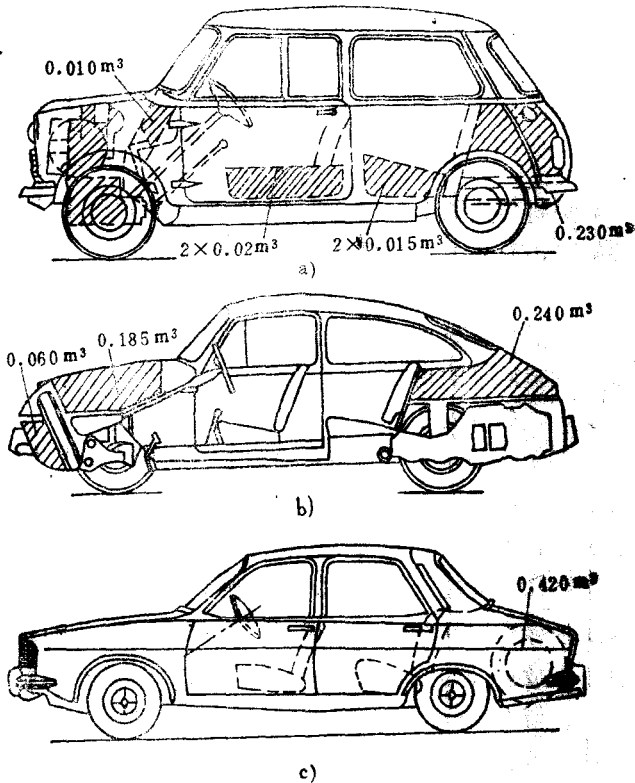


图3-25 轿车车身内行李的安放

a) Morris "Mini" b) Volkswagen1600TL c) Renault16

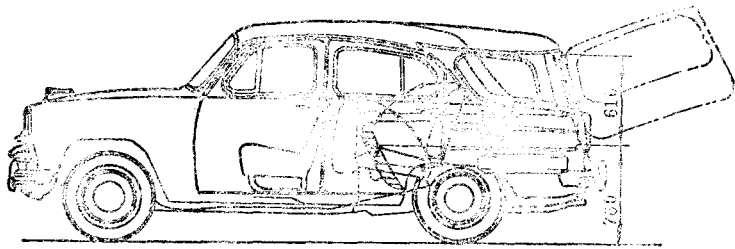


图3-26 客货两用车车身简图

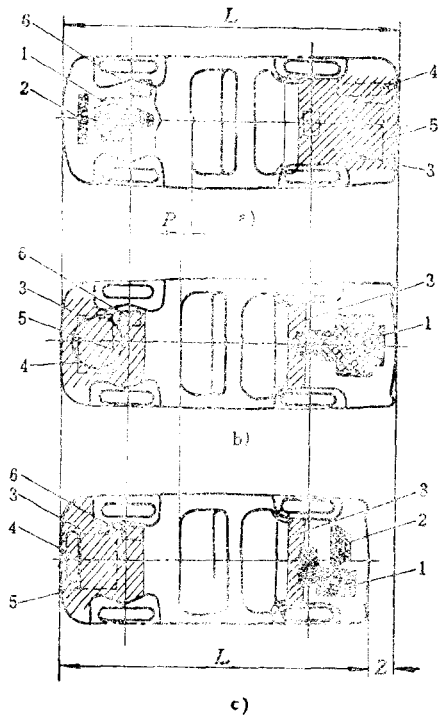


图3-27 发动机布置对车身总布置的影响

a) 发动机前置 b) 发动机后置 c) 发动机后置
(水箱倒置)

1—发动机 2—水箱 3—行李舱容积 4—备胎 5—油箱
6—蓄电池

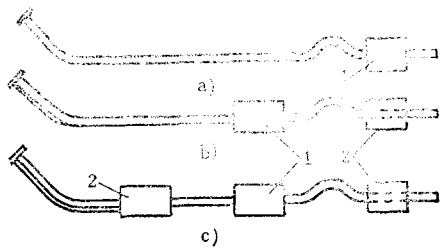


图3-28 排气系消音器的布置方式

a) 装有一个主消音器(从振动和声学以及反压的观点来看是不成功的结构) b) 装有双排气管以及主消音器和布置在其后的辅消音器(从反压的观点来看是令人满意的系统) c) 装有双排气管和一主消音器以及一辅消音器在其前而另一辅消音器在其后的系统(最合乎理想的消音器布置,能高效吸收噪声)

1—主消音器 2—辅消音器



图3-29 排气系消音器的弹性支承结构

1—弹性链(橡胶圈或带) 2—消音器 3—夹紧带
4—地板

§3-2 大客车车身的布置

大客车按其用途来说,基本上可以分为城市(包括近郊)大客车和长途(包括旅游)大客车两大类,由于使用条件不同,对其要求也各异。

一、车厢内的平面布置

城市大客车行驶的站距短、乘客流动频繁,所以主要应保证乘客上、下车方便和便于在车内走动。一般多采用单、双排座的布置方案,以增大过道宽度和立席面积。随着城市公共

交通的迅速发展,为了满足职工上、下班时刻客流高峰的需要,可以采取权宜之计,亦即沿两侧壁布置座椅,由于立席面积的显著增大,从而大大增加了载客量,这种纵向布置座椅的方案所带来的问题是:恶化了一般使用情况下的舒适性,此外,由于在进行汽车承载系统(包括车身骨架、底架和行走系)的强度计算中必须考虑高峰载荷,无疑将会使汽车的载重力相应有所增加,而在非高峰时刻(占大部分时间)使用则是强度大大过剩,这显然是很不经济的。图3-30所示为德国Mercedes O-37型30座城市大客车的平面布置。该车发动机装在地板下面,有效载客面积为 22.52m^2 ,乘客座椅面积占 10.82m^2 ,总容量为110人,客流高峰时刻可容纳120人以上。图3-31所示为一辆10m长的32座城市大客车(无售票员,由司机专营售票)的平面布置,此车发动机后置,有效载客面积为 18m^2 ,乘客座椅面积为 11.4m^2 ,总容量约80人,高峰时刻可容纳100人。图3-32所示为波兰生产的CAN33座城市大客车的座椅布置,该车发动机前置前开门,为了充分利用车厢面积,前、后轮拱上均布置两排面朝后的座椅。

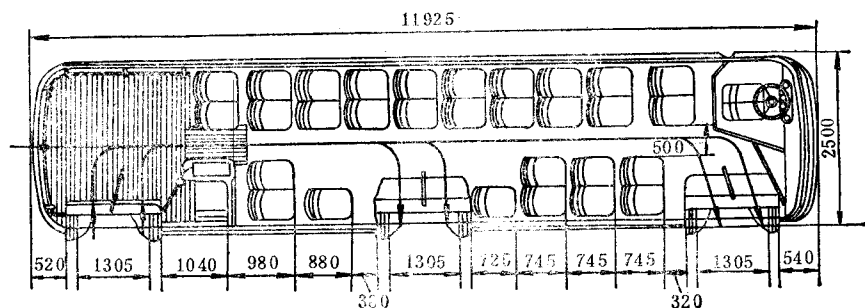


图3-30 德国Mercedes O-317型城市大客车的平面布置

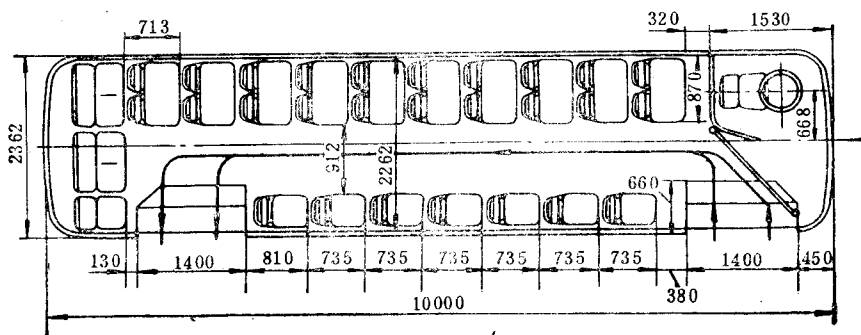


图3-31 长10m的城市大客车(无售票员)的平面布置

长途大客车由于乘客乘坐时间长,站距也远,客流量较稳定,所以主要应保证座椅的舒适性,而且座椅的布置应尽可能使乘客面朝前方,为了增加载客量,一般可在两排座中间的过道处增设活动座。图3-33和图3-34所示为两种发动机后置的豪华型长途(或旅游)大客车的平面布置,与城市大客车相比,其特点是仅开一扇乘客门,座椅间距较大(800mm和930mm,靠背高,通道窄,后者在车厢的右后角上还设置有卫生间。

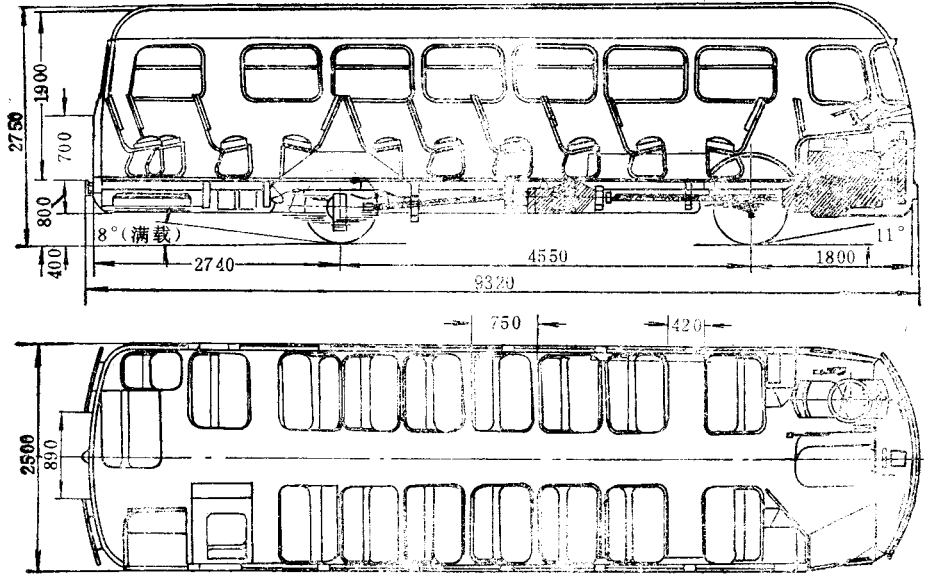


图3-32 波兰CAN牌城市大客车的座椅布置

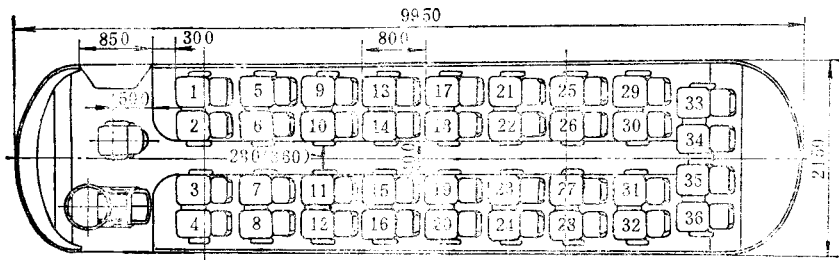


图3-33 长途(旅游)大客车的平面布置

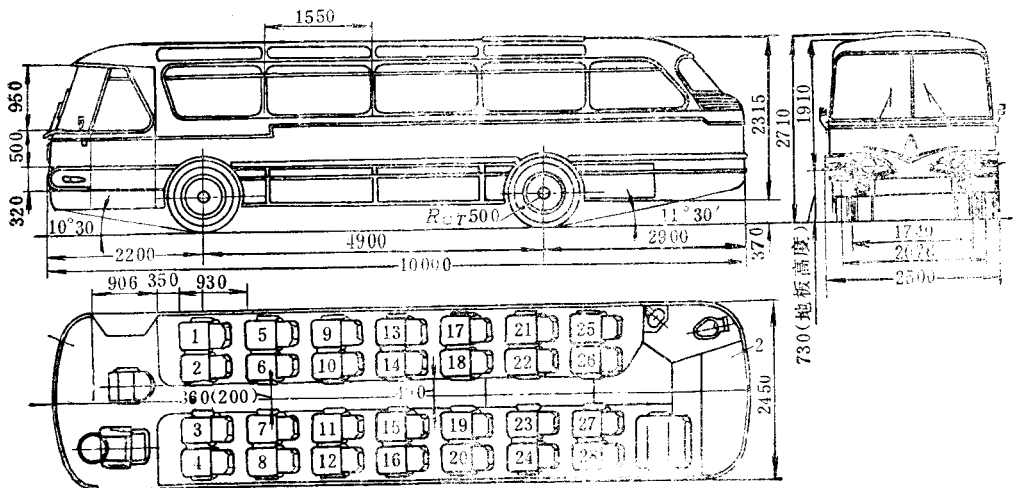


图3-34 长途(旅游)大客车的平面布置(带卫生间)

二、大客车的横截面

大客车的横截面也能反映出显著不同的作用。

在城市或市郊大客车上，车厢地板平面（0线）的高度决定了乘客上、下车的方便性（图3-35a）。内室高度应保证乘客在顶棚扶手栏杆下来回自由走动，而侧窗上梁（上大边）的高度还应保证站立乘客有足够的视野角 α_s 。综合这些要求就必须缩小尺寸 S_a 以减小顶盖的凸度，同时限制车身下部构件的高度。但上述这两项尺寸都会大大影响大客车壳体的承载特性。缩小尺寸 S_a 将会使侧壁立柱的高度增加，从而降低刚度和增大车身内的应力。因此，又不得不采取适当抬高窗台梁的措施来减小车窗高度。

在长途和旅游大客车（图3-35b）上，地板平面0线的高度是由给定的离地间隙来决定的，而后者又取决于纵向通过半径和布置在地板下面的行李舱高度。

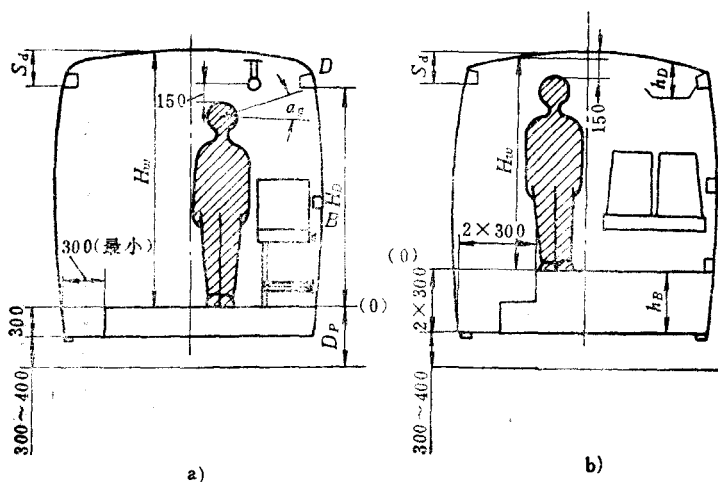


图3-35 大客车的横截面

a) 城市与郊区大客车 b) 长途和旅游大客车

长途大客车的特点是有较高的地板平面，因此，几乎可以完全消除轮罩凸包，这一点对于座椅布置来说是有利的。与此同时，行李舱的高度较大也是有利条件。但在此情况下，地板平面的高度接近于1m，故必须装置三级踏步。

三、地板平面高度

地板平面高度与发动机和传动系的布置有关。在利用与货车通用的标准后桥并采取前置发动机的布置方案的情况下，地板平面的高度 H 决定于下列诸参数：车轮半径 r_a 、后桥壳高度 k 以及包括悬架压缩动挠度、缓冲块压凹后的附加挠度与地板厚度在内的 c 值（参见图3-36）。

长度为9.5~12m的城市大客车，通常采用规格为9.00-20至12.00-20的轮胎，其半径为 $r_a=478\sim529\text{mm}$ ；后桥壳的高度 $k=200\sim250\text{mm}$ ，而 $c=100\sim170\text{mm}$ 。因此，一般来说，地板平面离地高度约为780~950mm。此高度范围就要求设置2~3级踏步。

大客车上、下车的方便性与安全性取决于踏步的高度、深度、级数、表面状态和能见度以及扶手位置和车门宽度等。

不言而喻，为了使乘客上、下车最方便，必须设法尽量降低地板高度，这样才有可能降

低踏步的离地高度，或是减少踏步的级数。欧洲经济共同体EEC的安全标准规定：城市大客车的一级踏步离地的最大允许高度不得超过400mm。德国和英、法等国则要求地板离地高度在700mm以下，一级踏步离地高度在350~370mm范围内。

日本的低地板城市大客车的地板离地高最大不能超过900mm，一级踏步离地高度在320~380mm范围内。美国在70年代所设计制造的大客车，就已经将地板离地高由863mm降低到432mm，从而可将三级踏步改为两级。1973年美国国会通过了一项“使残废者恢复正常生活”的法令，要求在公共交通工具和其它一些公用设施上，为老年人和乘轮椅的残废者提供方便，位于美国西海岸北端的西雅图（Seattle）市对此颇为重视，目前Seattle市的120条公共交通路线中，已有1/3以上路线的车辆配备了可供轮椅上下的举升器，这种举升器包括一个平台和两根牢固的扶手杆，平时，举升器的平台收缩在前乘客门的下部，需用时，可由驾驶员操纵液压缸，将平台从前车门下面推出，降落在地面上，此时乘轮椅的残废者即可将轮椅滚到平台上，然后在液压缸的作用下将平台从地面举升到与车厢地板平面相齐平的位置，轮椅即可方便而平稳地进入车厢。

为了达到将城市大客车地板尽量降低的目的，各国大客车制造厂家采取的主要措施是减小轮胎尺寸。例如：英国生产的National牌大客车就采用一种比一般大客车小100mm的轮胎；德国大客车上所采用的轮胎外径减小了160mm；美国则要求逐步采用一种截面宽约305mm且外径小的轮胎，使城市大客车的地板离地高度降到508mm以下。另一措施则是采用后置发动机的布置方案。

国际公共交通联盟UITP(Union International TransPort Public)所属的国际大客车研究委员会提出的“关于城市客车标准化的推荐性意见”，已于1979年在芬兰赫尔辛基（Helsinki）召开的UITP全体大会上予以采纳，其中第四条就明确指出“车厢地板应尽可能低一些，最高不应超过725mm”。

自1968年德国制订公共交通协会VÖV(Verband Öffentlicher Verkehrsbetriebe)标准以后，已逾20年了，地板高度由725mm降到了540mm，其演变过程如图3-37所示。

对长途大客车来说，情况则有所不同，由于乘客上下车不频繁，所以无需严格控制地板高度，而为了改善乘客的视野性，提高碰撞时的安全性以及出于布

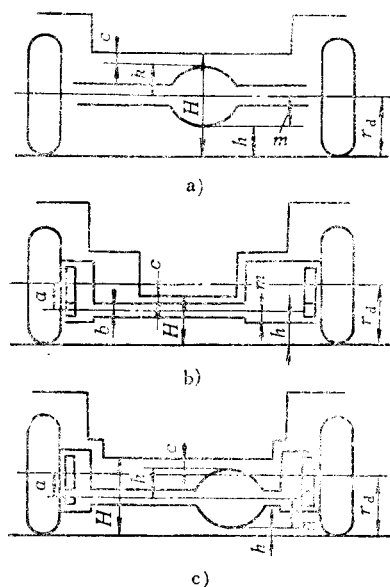


图3-36 驱动桥型式对城市大客车地板高度的影响

a) 标准货车驱动桥 b) 主减速器偏向一边并与轮边减速器一体的U形驱动桥 c) 带有轮边减速器的U形驱动桥

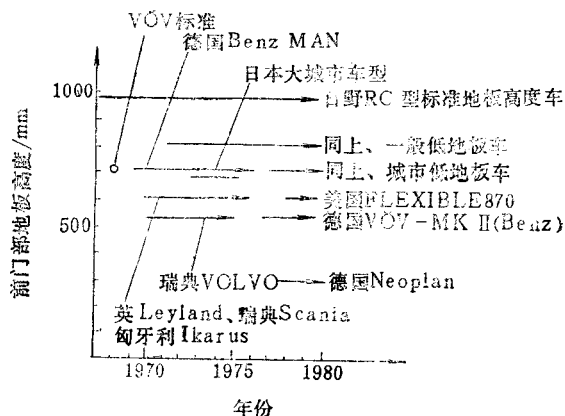


图3-37 大客车地板平面高度的演变

置行李舱和其它生活设施(如空调、暖风等)的需要,反而希望增加地板高度,因此,国外的长途大客车日益趋向于高地板布置。在此情况下,地板平面高度一般为1000~1300mm,整车总高可达3100~3500mm。高地板所带来的问题是车辆重心随行李舱内行李之多寡而转移,它直接影响行车的稳定性。试验表明,地板高度为1200mm的大客车,行李的质量最好能达到整车总质量的1/3。

四、座椅的布置和尺寸

大客车的高度只取决于地板距路面的高度(与车身的承载型式有关)和过道处地板距顶棚的高度,而却与座椅的高度无关。升高座椅高度就有可能缩短座椅之间的间距,从而可使大客车的面积得到更好的利用。目前的趋势是稍增加座垫距地板的高度,并相应改变座垫倾角和其它尺寸。图3-38所示为乘客座椅尺寸。对各型大客车的座椅来说,座垫前缘到搁脚支板(如果有的话)的距离以及座垫和靠背的倾角都可取为常数,但布置在轮拱或后置发动机上的座椅的高度往往还必须相应提高,这时就有必要为乘客设计一搁脚的台阶或是稍许改变座垫和靠背的倾角。座垫距地板的高度一般不宜超过500mm。

在长途大客车上确定座垫前缘距前排座椅靠背的距离(亦即乘客搁膝盖处)时,必须考虑前排座椅可能调整的倾角大小,该尺寸在靠背处于极限位置(后仰)的情况下,应取其等于城市大客车上所采用的尺寸(250mm)。有时为了增多座椅数而不得不减小座椅间距,在此情况下,为保证搁膝盖处的空间,局部减薄该处靠背的厚度(亦即不采用满靠背),应认为这是可取的措施。

在确定座椅宽度时,应取双人座椅作为原始尺寸。在车身制造实践中,对城市大客车来说,此值不得小于865mm;长途大客车上标准的双人座宽度约为960mm,单人座的宽度为480mm。三人座宽度可取为1300~1350mm;四人座宽度则可取1750~1800mm。视用途和级别不同,座椅间距可在650~800mm范围内选取。靠背高度可取为520~680mm。

驾驶员座椅的尺寸如图3-39所示。由试验研究结果可以查明驾驶员坐姿对其工作的影响,在座垫高度A选定的情况下,随着方向盘倾角 γ 的减小,驾驶员作用在方向盘上的力随之增大。因此,为了减轻驾驶员的劳动强度,应尽可能减小方向盘的倾角。此外,还应合理选择其它参数(如 α 与 β),以保证驾驶员的乘坐舒适性。由上所述可见,在载质量大的汽车上,应布置倾角很小的方向盘。

减小方向盘倾角之所以能够增大作用力,其原因在于当方向盘倾角很小时,从手臂直到肩膀的肌肉都参与工作;而当倾角很大时,则只有手臂到胳膊肘的这一段肌肉在用力。

驾驶员作用在踏板上的力也随座垫与靠背的倾角和座椅的高度而变化。座椅靠背以及座

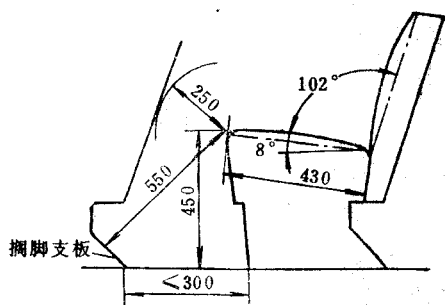


图3-38 大客车乘客座椅的布置和尺寸

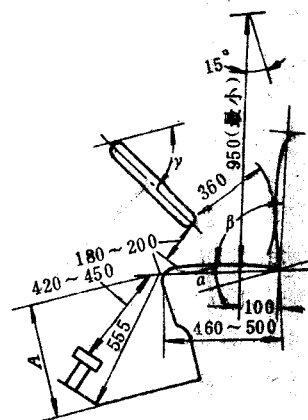


图3-39 驾驶员座椅标准尺寸

垫与靠背的倾角愈小,则此作用力也愈大。当座垫倾角 α 很小时,驾驶员几乎是将腿伸直来踩踏板;当靠背倾角 β 减小时(即靠背与座垫的夹角接近 90° 时),驾驶员就有了可靠的支承;当座椅增高时,驾驶员的腿和踏板支杆几乎可形成一直线,因此,在离合器或制动器传动机构沉重的汽车上,就应升高座椅而座垫和靠背倾角则宜选取较小值。

图3-39所示为座椅处于中间位置的情况,水平方向位移的调整量应为 $\pm 45\text{mm}$,垂直方向的位移量最好为 $\pm 30\text{mm}$ 。座垫高度A可在 $400\sim 500\text{mm}$ 范围内选取,其它角度推荐取: $\alpha=6^\circ$, $\beta=98^\circ$, $\gamma=5^\circ\sim 30^\circ$ 。在此种座椅尺寸情况下,驾驶员作用在踏板上的力可达 820N 。驾驶员座椅的宽度为 $560\sim 650\text{mm}$ 。图3-39中给出的方向盘至靠背和座垫的尺寸已考虑到驾驶员穿上冬装的情况,当采用较柔软的座垫和靠背时,该项尺寸尚可予以适当减小(一般可减小 $20\sim 30\text{mm}$)。

图3-40所示为踏板位置相对于座椅的高度和相对于座椅对称平面的横向位置对踏板力的影响,可供布置时参考。显然,使驾驶员可以施加最大作用力的踏板位置同时也是最舒适的位置。

油门踏板要求操纵轻便,由于在行驶过程中需要经常踩它,驾驶员通常总是习惯于将脚掌搁在它上面,所以脚后跟应支撑在地板上,而只靠改变小腿和脚掌的角度来进行操纵。因此,油门踏板均做成鞋底板形状,其摆动轴在下端,为了适应人的脚掌外张的特点,油门踏板前端也适当向外张开。在相当于发动机怠速运转的油门踏板位置,人体样板脚掌踩在踏板上,应使之大致垂直于小腿。图3-41所示为踏板的具体布置。

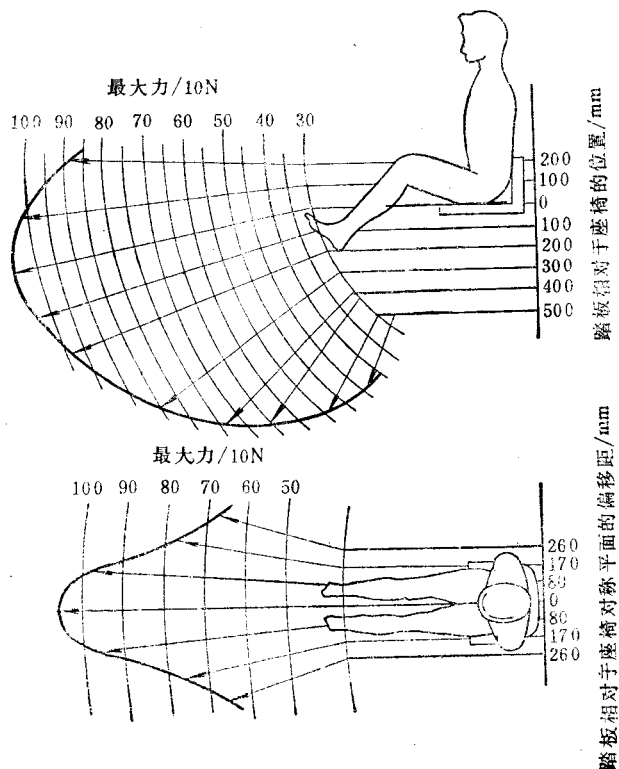


图3-40 踏板(相对于座椅)位置对驾驶员施于踏板上的力的影响

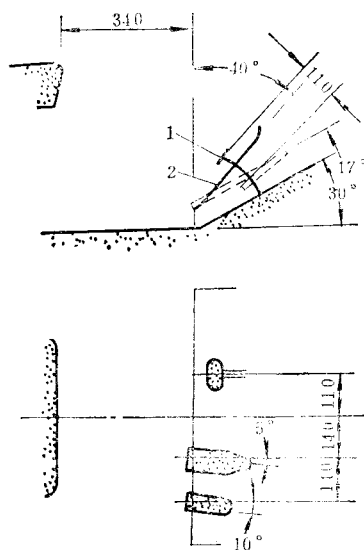


图3-41 踏板的布置

1—离合器踏板(只在装机械式变速器时设置) 2—制动踏板和油门踏板布置在同一平面上

五、过道宽度、高度和扶手

过道宽度、高度和扶手的布置直接影响乘客在车内走动的方便性和站立乘客的安全性。在外廓宽度为2500mm的大客车上,乘客室内座垫平面处的宽度约为2280~2390mm,此值与车身侧壁凸出的形状、骨架和内、外蒙皮板的厚度有关。

外廓宽度系数 α 可定义为在座垫平面上量得乘客室宽度 B' 与大客车外廓宽度 B 之比值,设计时应尽可能提高此值,以增大大客车的有效面积和过道宽度,通常

$$\alpha = \frac{B'}{B} = 0.912 \sim 0.954$$

车身内蒙皮板与座垫之间的间隙约为10~70mm,一般多选取30mm。

座垫平面处的过道宽度,在城市大客车上一般约为420~660mm,当座椅成三行布置时可达940~1060mm,长途大客车上约为310~540mm。

过道处的高度(地板至顶棚的距离)一般约取为1950mm,在容量较小的长途大客车上,过道处的高度允许取得小些(一般可取为1750mm),因为行车时售票员和所有乘客都有座位,只有在上、下车时乘客才通过过道而且距离不长。

在车门出入口和过道处都设置有扶手,以便于乘客上、下车以及行车时供站立乘客扶持。通常扶手系由直径为25~35mm的薄壁钢管或铝管制成,为了减小其导热性,有时在其表面覆盖上一层塑料。

六、备胎、油箱和蓄电池的布置

(一) 备胎

由于备胎的质量一般可达80~140kg,所以其安放位置在总布置开始阶段就应从以下两方面来加以考虑:轴荷分布以及驾驶员单独一人即能装卸备胎。

将备胎安放于垂直位置是最可取的,因为它便于驾驶员滚着推动车轮和固定到夹持架上并予以举升,而如果想要挪动平放的车轮并将其装到夹持架上则是相当费劲的。

(二) 油箱

通常油箱系布置在轴距范围以内的车身一侧。当发动机纵向布置在轴距范围以内时,油箱布置在其后端车架下面是比较合适的,这样还可以改善大客车的轴荷分配。必须指出,从防火安全的角度出发,油箱应尽可能远离排气管且不应布置在乘客车门附近。

城市大客车的油箱容量较其他用途大客车的油箱为小,该容量是根据行驶一昼夜而不需加油的条件来确定的。一般推荐:城市大客车的续驶里程约为400km,近郊大客车为450km,长途大客车为500km。各型大客车油箱容量约在100~250L范围内,燃油和油箱及其固定装置的总质量约为95~300kg。

除了轴荷分配和防火安全的要求以外,在布置油箱时还必须考虑加油的方便性。此外,还应考虑到添油的速度,它取决于加油管口颈部的尺寸,添油速度一般不应低于100L/min。靠右行驶车辆的油箱加油口应布置在车身左侧。

(三) 蓄电池

大客车上采用的铅酸蓄电池连带固定支架和导线一起,其质量约60~120kg。蓄电池通常由驾驶室內的远距离电磁开关来接通。在进行大客车总布置时,蓄电池的位置在一定程度上会影响轴荷分配。必须考虑到当蓄电池离开起动马达的距离较远时,电线的质量和电阻都会增大。

八、大客车的安全性

统计数字表明：相对来说，大客车的事故率远低于其它各型车辆（轿车、摩托车和自行车等），尽管如此，随着公路客运和旅游事业的迅速发展，长途客车的交通事故仍时有发生，即使是城市客车的事故也并不鲜见，因此，大客车的安全问题被提到日程上来了。

大客车的安全性在很大程度上与其车身的布置有关。例如，驾驶员工作区的所有构件的棱角和边缘都应采用半径较大的圆角；当正面撞车时，驾驶员的安全工作区应保证具有最起码的“生命空间”，为此，车身前部的变形应受到一定的限制，同时，该变形应能吸收冲击动能。此外，还应设置防止驾驶员被从座椅上甩出的措施。

在前述的UITP所属国际大客车研究委员会制订的“关于城市客车标准化的推荐性意见”中的第27条第2款（27.2）就明确指出：“当城市客车以低速运行时，车前端和车尾的‘包角’式保险杠应能吸收冲击而不致损伤车身。前、后保险杠不应対行人和骑自行车者构成危险”。在JB788—85“汽车保险杠的位置尺寸”中虽未对大客车的保险杠作出明确规定，但不妨参照轿车和小型客车的标准：“保险杠长度应不小于车辆宽的90%”。而某些国产大客车的生产厂家因无章可循，主观上为“保险”起见，其保险杠的长度往往超出车宽，因此，在狭窄拥挤的道路上行驶时，经常会出现不应有的事故（如刮伤其它车辆的车身或行人，被同向行驶的车辆刮弯反凹等）。

“推荐性意见”中的27.3款还对大客车的安全出口作了如下规定：安全出口（门、窗和天窗）的数目、位置和最小尺寸应符合1958年3月20日制订的日内瓦协议的附件（即联合国第36号规范）。安全出口必须易于接近。安全车门必须从车辆内部和外部都能方便地开启。安全窗口必须从车辆内部和外部都能方便、迅速地操作；或是在安全窗口上采用容易击碎的安全玻璃。安全出口均应在车厢内、外部都加以标明。

§3-3 货车车身的布置

货车车身系由驾驶室和货箱（俗称“货台”）两部分所组成，其布置也可分别按此二者来考虑。

现代货车驾驶室按其结构大体上可分为以下几类：驾驶室位于发动机之后的长头式；驾驶室部分地位于发动机之上的短头式；驾驶室全部位于发动机之上的平头式；此外，还有一种驾驶室偏于一侧的偏置式。

长头式驾驶室（图3-43a），由于其发动机位于驾驶室之前，可使驾驶室地板布置得较低，座椅布置也较宽敞，在发生撞车事故时，有发动机首当其冲，对驾驶员来说比较安全，但其主要缺点是整车面积利用差。短头式驾驶室（图3-43b）可以将发动机部分地伸入驾驶室内，如果布置得当，则既可缩短整车长度，又不致使地板过分抬高，还可以充分利用驾驶室的宽度，所以是一种较为理想的方案。平头式驾驶室（图3-43c~f），由于其发动机完全伸进驾驶室内，故可大大缩短整车长度，同时驾驶室内视野开阔，但其缺点是除夏季行车时驾驶室闷热以及发动机维修不方便外，由于发动机罩凸出于地板中部，致使座椅布置较为拥挤。如采用体积较小的发动机，将其布置在驾驶室后半部座椅下面（如BJ130型汽车），则上述矛盾可获得较好解决。图3-44所示为长头式和短头式驾驶室二者所占用车身长度的对比，由图可见，长头式驾驶室改为短头式以后约可增大货箱有效面积达30%。偏置式（图3-45）

的驾驶室偏置于发动机的一侧，它是平头式或长头式的一种变型。它具有平头式的优点，却又避免了驾驶室闷热的不足，而且便于发动机维修。在超宽的汽车上采用这种窄驾驶室，还可以进一步改善视野性。因此，偏置式驾驶室在超重型矿用自卸车上用得很普遍。

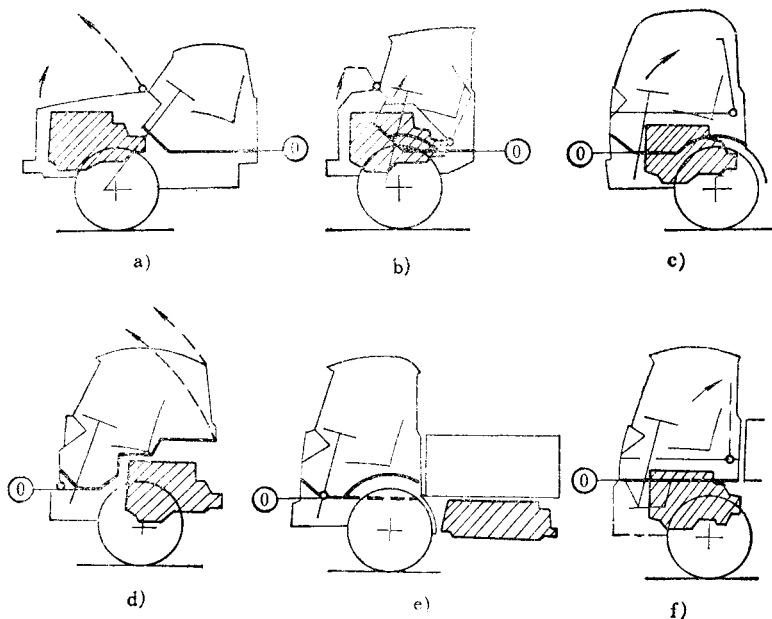


图3-43 货车驾驶室的几种型式

a) 长头式 b) 短头式 c)~f) 平头式

一、驾驶室的内部布置

驾驶室可按座位数分为单人座、双人座、三人座等几种。图3-46所示为驾驶室和座椅宽度尺寸，从整体协调的造型原则来看，驾驶室的宽度不应超出货箱的宽度。

货车驾驶员座椅及操纵机构的布置尺寸如图3-47和图3-48所示，有关数据参见表3-3。

座椅的布置直接影响驾驶员的视野性，为了改善此性能，可适当提高座椅高度并减小座垫与靠背的倾角，此外，还应尽可能使驾驶员的眼睛处于靠近玻璃的位置。对货车驾驶员的视野性有以下规定：驾驶员应能观察到离开汽车前端12m远、5m高处的交通指挥灯（图3-49）。

驾驶室的车门可以布置成顺开或逆开。为了便于上、下车，平头式驾驶室车门也有采用后一种型式的。

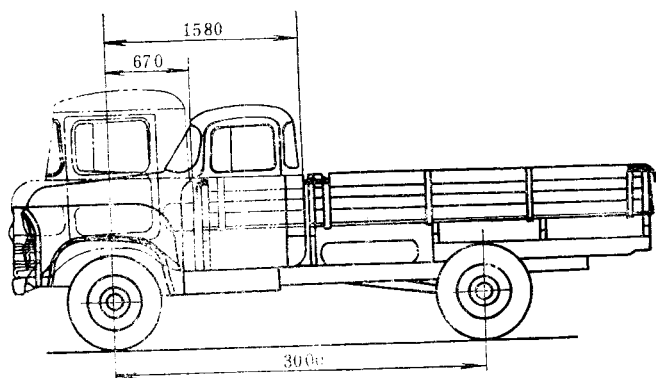


图3-44 长头式和短头式驾驶室的对比

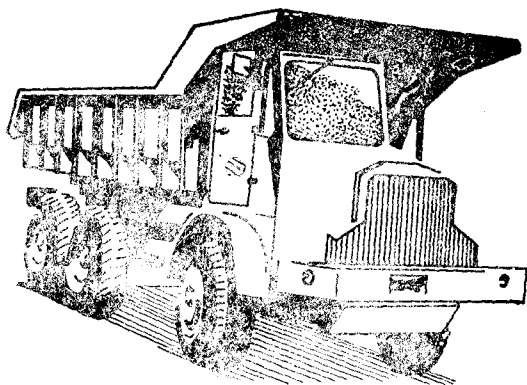


图3-45 偏置式驾驶室

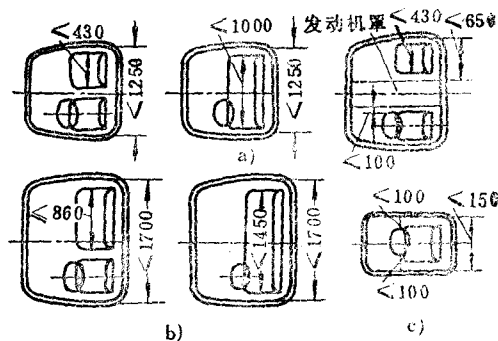


图3-46 货车驾驶室和座椅的宽度

a) 双人座 b) 三人座 c) 单人座

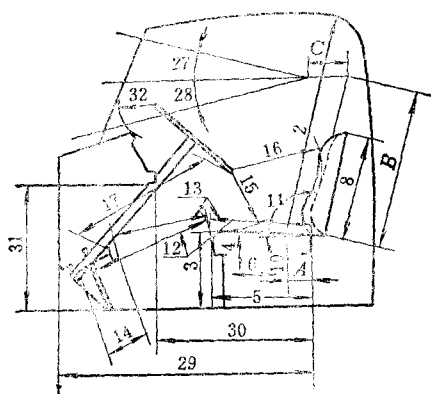


图3-47 货车驾驶员座椅布置尺寸

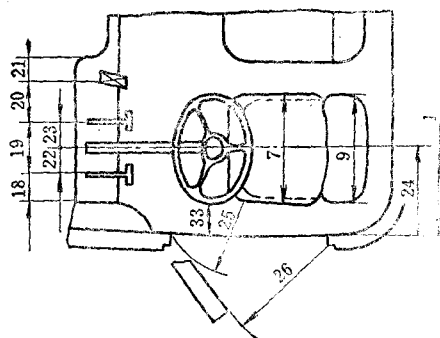


图3-48 货车驾驶室操纵机构的布置

如前所述,在车身总布置设计过程中,确定门,窗,顶盖,前、后围和侧壁的外形与尺寸时,应注意通用性问题,以尽量设法减少设备投资和降低成本。

二、货箱的布置

一般通用的栏板式货箱的尺寸可根据下列原始因素来确定。

主要因素是货箱的计算容积,该容积应能保证在运输散装货物和成包货物时,尽可能充分利用汽车的载质量。汽车的使用实践表明,为了保证正常可靠的运输,散装货物在货箱内的装载高度必须低于栏板高度约50mm,成包货物则容许高出栏板高度约100mm。因此,货箱的计算容积可根据车辆吨位和所运输货物之不同来选取。农产品和某些建筑材料等货物的容积质量为 $0.15 \sim 1.7 \text{ t/m}^3$,用途最广的散装货物的容积质量平均为 0.6 t/m^3 ,成包货物的容积质量约为 0.45 t/m^3 。表3-4所示为某些货物的容积质量。

其次一个因素是选择货箱尺寸。虽然交通规则容许汽车有较大长度,但是为了减轻其自重力和提高机动性,设计时总是

力图缩短其长度。公路用汽车的最大容许宽度为2500mm,而货箱的内宽(由于必须考虑侧栏板厚度,所以稍小于以上值)。栏板高度 H 主要受载重力的限制,一般取为500~800mm。

表3-3 货车驾驶员座椅与操纵机构的布置尺寸及有关数据

序号	项 目	数 值	说 明
1	驾驶室内宽度	单人座不小于850mm 双人座不小于1250mm 三人座不小于1700mm	内宽是在高度为车门窗下缘及车门后立柱内侧量取 轻型货车三人座不小于1550
2	座垫上表面至顶棚高	不小于1000mm	平行靠背量取 轻型货车不小于960 图3-47中 $A=100$
3	座垫上表面至地板距离	370±70mm	
4	座椅上下最小调整范围	±20mm	以±35为佳。轻型货车允许不调
5	座垫深度	420±40mm	
6	座椅前后最小调整范围	±50mm	以±70为佳
7	座垫宽度	不小于450mm	
8	靠背高度	480±30mm	带头枕的靠背,此尺寸可以增加,但增加部分宽度应当减小
9	靠背宽度	不小于450mm	在最宽处测量
10	座垫角度(与水平面)	2°~10°	
11	靠背与座垫夹角至少应能在给出的范围内调整	90°~105°	在靠背平直部分测量
12	靠背下缘至油门踏板距离	900~1000mm	
13	靠背下缘至离合器、制动器踏板距离	800~900mm	气制动或带有加力器的离合器和制动器,此尺寸的增加不得大于100
14	离合器、制动器踏板行程	不大于200mm	
15	方向盘至座垫上表面距离	不小于180mm	
16	方向盘至靠背距离	不小于360mm	
17	方向盘至离合器、制动器踏板距离	不小于600mm	
18	离合器踏板中心至侧壁距离	不小于80mm	
19	离合器踏板中心至制动器踏板中心距离	不小于150mm	
20	制动器踏板中心至油门踏板中心距离	不小于110mm	
21	油门踏板中心至最近障碍物距离	不小于60mm	
22	离合器踏板中心至座椅中心面距离	50~150mm	
23	制动器踏板中心至座椅中心面距离	50~150mm	
24	座椅中心面至车门后立柱内侧(高度为车门窗下缘)距离	360±30mm	轻型货车不小于310
25	车门打开时,下部通道宽度	不小于250mm	
26	车门打开时,上部通道宽度	不小于650mm	

(续)

序号	项 目	数 值	说 明
27	上视角	不小于12°	此二项为推荐值 图3-47中: $B=750$ $C=180$
28	下视角	不小于12°	
29	靠背下缘至前围距离	不小于1050mm	脚能伸到的最前位置
30	靠背下缘至仪表板距离	不小于650mm	
31	仪表板下缘至地板距离	不小于550mm	此项是从安全角度出发来考虑的, 允许时建议在布置上尽量达到
32	方向盘到前面及下面障碍物最小距离	不小于80mm	
33	方向盘到侧面障碍物最小距离	不小于100mm	轻型货车不小于80
34	方向盘中心与座椅中心面偏移量	不大于40mm	
35	变速杆手柄在所有工作位置, 应位于方向盘下面和驾驶员座椅右边, 不低于座垫表面, 距靠背表面的 距离不小于100mm, 而在投影平面上距 a 点不得大于600mm(见图3-48),		
36	变速杆和手制动的手柄在任意位置时, 距驾驶室内其它零件或操纵杆的距离 不得小于30mm		

注: 1. 除第10和11项尺寸外, 所有座垫和靠背有关的尺寸, 都是按人体质量为65kg的情况下量取的。
2. 图3-47和图3-48系按座椅中间位置画出。

第三个因素是考虑给定的轴荷分配。通常货箱的质心（按载荷均布而考虑位于货箱的正中心）系位于汽车后轴线之前一定距离（约为轴距的 2 %~20 %）处，因此 货 箱 长 度 可 按 $L_x=2L_N$ 来确定(图3-50)， L_N 为货箱质心至驾驶室后围的距离减去前栏板厚度和驾驶室与货箱之间的间隙。初步确定货箱长度 L_x 之后，还必须校核是否能获得满意的有效容积，当需要加长 L_x 时应考虑离去角的限制。

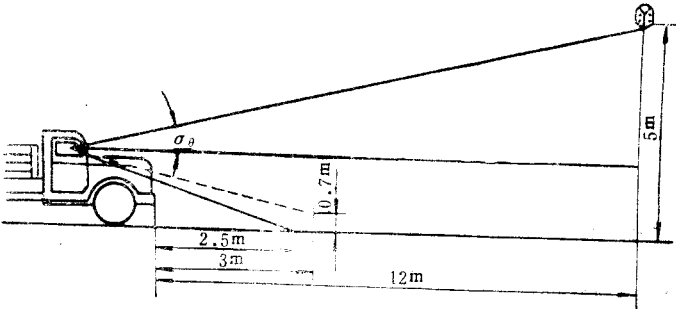


图3-49 对货车驾驶员视野性的要求

为了计算地板面积和栏板式货箱的容积，必须测量栏板内表面之间的长度 L_k 和宽度 B_k ，而栏板附件上的小零件（如螺钉、螺母、包角铁等）则不予计入。栏板高度可由货箱地板的上表面到栏板的上边缘来量取。

表3-4 某些货物的容积质量

货 物	容积质量/($t \cdot m^{-3}$)	货 物	容积质量/($t \cdot m^{-3}$)
干 煤	0.15	小 麦	0.74
雪	0.20	炉 渣	0.75
新鲜白菜	0.35	无 烟 煤	0.80
劈柴(引火)	0.50	冰 块	0.90
甜 菜	0.63	泥 土	1.30
土 豆	0.68	建筑用石头	1.50
谷物、粮食	0.72	沙 子	1.70

货箱距地面的高度（装载高度）通常取决于车轮直径及其跳动时所需的间隙，其值约为1000~1400mm，此高度与铁路上货台的高度大致相适应，以便于装卸货物。为了运输笨重货物和牲口等，有时希望降低货箱地板高度。此时就不得不使轮罩凸出于货箱地板以上，因而使货箱地板和底架的结构复杂化，同时还减小了有效容积。

三、前轮轮罩外形轮廓的确定

货车、大客车和大多数专用汽车的前悬架多采用非独立悬架（钢板弹簧），其前轮上跳时不象轿车

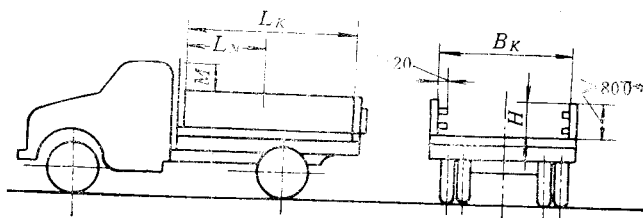


图3-50 货车车箱的尺寸

前轮（独立悬架）那样基本上直着上跳，而是斜跳（车轮平面倾斜向上）。当汽车行驶在坑洼不平路面上时，左、右前轮不在同一平面上，此时前轴会产生横向错动并绕某一点转动，因此，被压缩一侧的橡胶缓冲块同时受到垂直方向和侧向载荷，故应考虑缓冲块被撞掉以致钢板弹簧上盖板与车架纵梁下翼缘面接触（铁碰铁）的最严重工况，这样考虑问题虽然最保险，但却过于保守，因为前轮斜跳的运动空间大，轮罩必然相应增高，从而带来一系列连锁反应（如对长头驾驶室来说，视野性差和发动机维修接近性变坏等，而就平头车和大客车而言，则是驾驶员上、下车不便且座椅布置困难）。当然，对常在公路上行驶的车辆来说，如果橡胶缓冲块的外形合理、刚度合适以及固定可靠，则不妨考虑其被压紧为自由高度的1/3或1/2。

为了确定前轮轮罩的外形轮廓，一般可按以下绘制前轮跳动图的步骤来进行（图3-51）：

1）作汽车满载静止时一侧车轮的三视图（前轮外倾忽略不计）并在前视图上绘出车架纵梁截面、主销中心线、前轴中心线和汽车对称轴线。

2）在前视图和侧视图上沿轮胎直径最大的圆周标出等分点（为了作辅助投影曲线方便起见，个别点不要求都等分），得 $a_0, b_0, c_0, \dots, k_0$ 各点。

3）利用前视图和侧视图的投影关系，顺主销中心线方向（A向）作辅助视图，得 $a_0, b_0, c_0, \dots, k_0$ 各点，将诸点相连即得A向视图上的椭圆线。

4）在辅助投影面（A向视图）上绘出按汽车内轮绕主销中心 o 的最大转角 β 转向后的投影曲线 $a'_0 k'_0$ 。

5）将A向视图上的 $a'_0, b'_0, c'_0, \dots, k'_0$ 各点投影到前视图上。其作法是将A向视图上的 $a'_0, b'_0, c'_0, \dots, k'_0$ 各点向上作平行于主销中心线的投影线，再从前视图上的 $a_0, b_0, c_0, \dots, k_0$ 各点向左作垂直于主销中心线的投影线，二者的交点即为转向后轮胎最大外圆周上的各相应点，在前视图中仍以 $a'_0, b'_0, c'_0, \dots, k'_0$ 表示。

6）在前视图上绘车轮转向后再上跳的极限位置。此时必须先确定前轴摆动的回转中心 o' ，此点可视为位于前轴中心线上并向弹簧受压一侧偏离汽车对称中心线为 δ 之处， δ 之值与前钢板弹簧的中心距 d_s ，悬架和轮胎的侧向刚度等因素有关，需要通过试验来测定，据第一汽车制造厂对CA10型汽车的试验结果： $\delta \approx 0.15d_s$ 。定下了前轴回转中心 o' ，即可按前述原则来确定前轴斜跳后的极限位置，然后在前视图上绘出相应于前轮最大转角和极限上跳位置的投影曲线 $a'_0 k'_0$ 。

7) 将前视图上的 a_0k_0 曲线和A向视图上的 a_0k_0 曲线 $\ominus$ 分别按图中箭头线所示方向将相应的各点投影到侧视图和俯视图上, 即可求得轮胎最大外圆周的投影曲线 a_0k_0 。轮胎上的其它外圆在三个视图上的投影曲线均可按上述作图方法如法炮制。据此即可确定轮罩及其开口的外形轮廓。

必须指出, 由于车架并非绝对刚性, 在一侧车轮上跳使车架受扭时, 车架也会产生扭转变形。前苏联斯大林汽车厂早在50年代就曾对吉斯 3HC150型汽车进行过整车扭转试验, 此时前轮安放在可以横向摆动的平台上, 后轮则固定在水平台架上, 因此, 试验平台可以带着前轴一起在横向平面内扭转不同角度。试验结果如下:

	顺时针方向(前视)				逆时针方向
试验平台倾角	4°	8°	12°	16°	16°
保险杠倾角	2°23′	4°44′	7°10′	9°45′	9°45′
车架横梁倾角	5′	24′	26′	31′	25′
车架扭角	2°18′	4°20′	6°44′	9°14′	9°20′

由试验结果可见, 前轴摆动角愈大, 车架扭角也随之增大, 而轮罩(或翼子板)是装在车架纵梁上的, 当然它也会随着抬高; 但按车架无扭转变形来确定的前轮上跳极限位置与轮罩之间的间隙就会过大了, 由此也说明进行车架扭转刚度计算的必要性。

$\ominus$ 注意: 精确的作图法应是, 先将前视图上的 a_0k_0 曲线上的各点再投回到A向视图上, 找出相应的 $a_0', b_0', c_0', \dots, k_0'$ 各点; 然后再利用前视图和A向视图上的 $a_0'k_0'$ 曲线上的相应各点, 求出侧视图和俯视图上的投影曲线 $a_0''k_0''$ 。考虑到误差不大, 为简便起见, 故采用上述作图过程。

第四章 人体工程学在车身设计中的应用

在国外，人体工程学在汽车车身设计中的应用研究已有多项成果。研究内容日趋广泛和深入。这些研究对解决汽车及车身设计如何适应人体特点，提高人机系统工作效率均有重要意义。本章讲述汽车驾驶员眼椭圆及汽车驾驶员的手伸及界面，这仅是其中的一个部分，供车身设计用。

§4-1 H点人体模型

汽车设计与试验用的人体模型，视用途不同，种类也不一。如有撞车试验用人体模型（假人）、振动试验用的多自由度振动人体模型以及确定车身实际H点位置用的H点人体模型。这一节主要介绍H点人体模型。

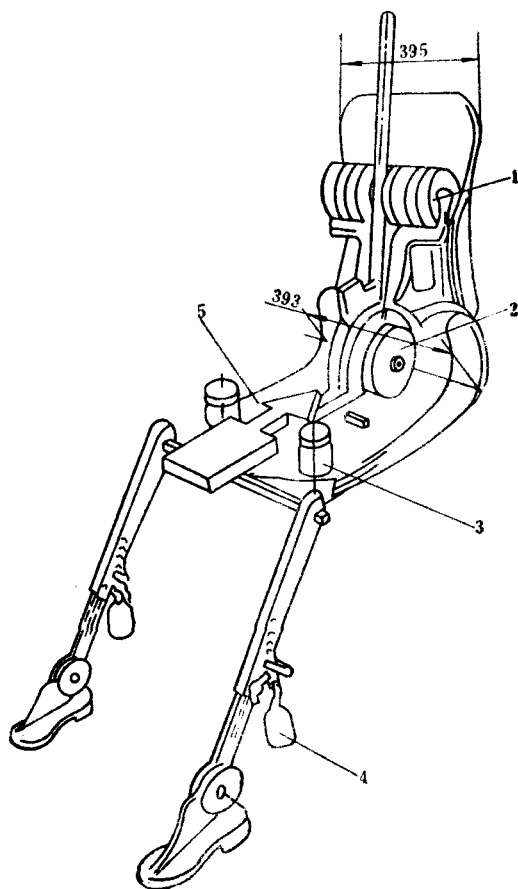


图4-1 H点人体模型

1—上躯干重块 2—臀部重块 3—大腿重块 4—小腿重块 5—加载方向

H点是人体身躯与大腿的交接点，即胯点(Hip Point)。

H点人体模型见图4-1。由背盘、臀盘、小腿杆及头部探杆等组成。各部尺寸、质量及质心位置均以人体测量资料为依据。臀盘模仿人体的臀部和大腿。背盘模仿人体的背部。它们的廓线形状是真实人体的统计反映。模型的背盘与臀盘交接处，在相当于人体胯点的位置上设有铰接副，铰接线的中点被定义为H点。

当H点人体模型按照有关标准的规定安放在汽车座椅上时，模型上H点在车身中的位置便是汽车实际H点的位置。

模型上装有的量角器是供安放模型时确定或调节各部之间的夹角用。

我国H点人体模型的标准见GB/T11559—89，国际标准组织的H点人体模型可参阅ISO 6549。

§4-2 汽车驾驶员眼椭圆

一、汽车驾驶员眼椭圆

汽车驾驶员眼椭圆是驾驶员以正常驾驶姿势坐在座椅中时其眼睛位置在车身中的统计分布图形(图4-2)。由于这种图形呈椭圆状，故称为眼椭圆。眼椭圆是车身设计中的几种工具性图形之一。

二、眼椭圆样板

汽车车身设计中，常将几种典型百分位的眼椭圆制成样板，以便设计或校核用。眼椭圆样板可根据表4-1~表4-3中的数据，按下述步骤来制作：

1) 参照图4-2先画出眼椭圆自身坐标线X-X、Y-Y及Z-Z。

2) 根据表4-1中H点水平调节量的大小，从表中查出眼椭圆中心在自身坐标系XYZ中的位置数据X，Z，Y_{左眼}，Y_{右眼}，从而确定了左右眼椭圆中心的位置。

3) 画长短轴。长轴在两视图上认为等长，由表4-2根据H点水平调节量及眼椭圆的百分位确定；短轴在两视图上并不相等，由表4-3查得。

长轴在侧视图上的倾角为 -6.4° ，在俯视图上的倾角为 5.4° 。

至此，两视图上的眼椭圆已画出，样板也就可以制作。

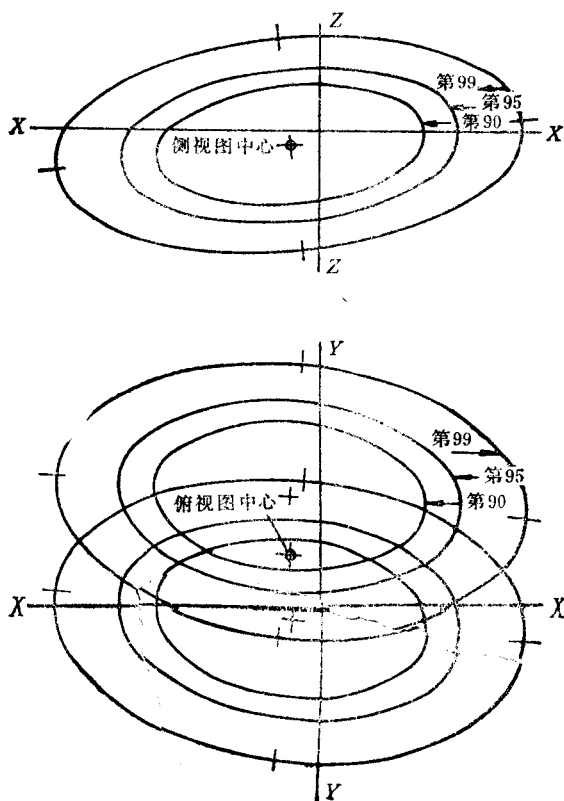


图4-2 汽车驾驶员眼椭圆

表4-1 眼椭圆中心在自身坐标中的距离

(mm)

H点水平调节量	X	Z	Y _{左眼}	Y _{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

表4-2 眼椭圆长轴

(mm)

H点水平 调节量	眼 椭 圆 百 分 位			H点水平 调节量	眼 椭 圆 百 分 位		
	90%	95%	99%		90%	95%	99%
102	109	147	216	140	147	185	254
114	122	160	229	152	155	193	262
127	135	173	241	165	160	198	267

表4-3 眼椭圆短轴

(mm)

短 轴	眼 椭 圆 百 分 位		
	90%	95%	99%
侧视图	77	86	122
俯视图	82	105	145

三、眼椭圆样板在车身侧视图上的定位

眼椭圆样板在车身侧视图上的定位步骤如下 (如图4-3):

1) 根据设计已确定的H点水平调节量及眼椭圆百分位, 在样板组中选取相应的样板。

2) 在车身侧视图上由最后H点向上作垂直工作线, 并量取635mm。在该处再作水平工作线。垂直工作线与水平工作线的交点是座椅靠背角为25°时眼椭圆自身坐标原点所在的位置。靠背角不等于25°时, 自身坐标原点相对于垂直工作线和水平工作线均有偏距。偏距大小可从表4-4中查得。

3) 为确定眼椭圆在车身俯视图上的位置, 应对轿车、货车或大客车分别定位, 见图4-4。

对于轿车, 汽车纵向中心线与眼椭圆样板的X-X轴之间的距离为 $0.15(a-b)$, 其中 a , b 的意义见图

对于货车、大客车或轿车的变型车, 如座椅为长条椅, 则定位方法与轿车的相同; 如为单人椅或挖斗型椅, 则上述距离按下述确定。即将左右眼椭圆中心连线的中点置于H点上, 且保持X-X轴与汽车纵向中心线相平行即可。

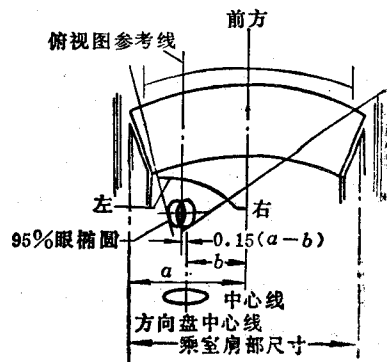
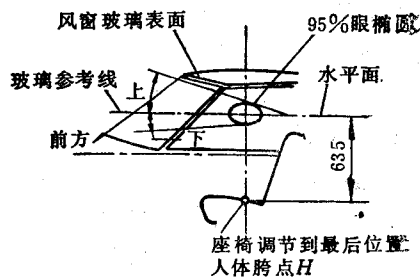


图4-3 眼椭圆在车身视图上的定位

表4-4 眼椭圆自身坐标的偏移量

靠背角/(°)	水平偏移/mm	垂直偏移/mm	靠背角/(°)	水平偏移/mm	垂直偏移/mm
5.0	-186.4	27.6	24.0	-8.5	2.5
6.0	-176.5	27.3			
7.0	-166.6	27.0	25.0	0.0	-0.0
8.0	-156.8	26.5	26.0	0.86	-2.6
9.0	-147.1	25.9	27.0	17.2	-5.4
10.0	-137.4	25.1	28.0	25.8	-8.2
11.0	-127.8	24.3	29.0	34.2	-11.2
12.0	-118.3	23.3	30.0	42.6	-14.3
13.0	-108.8	22.2	31.0	50.9	-17.5
14.0	-99.4	21.0	32.0	59.2	-20.8
			33.0	67.4	-24.3
15.0	-90.0	19.7	34.0	75.6	-27.9
16.0	-80.7	18.3			
17.0	-71.5	16.7	35.0	83.6	-31.5
18.0	-62.3	15.0	36.0	91.6	-35.4
19.0	-53.2	13.2	37.0	99.6	-39.3
20.0	-44.2	11.3	38.0	107.5	-43.3
21.0	-35.2	9.3	39.0	115.3	-47.5
22.0	-26.3	7.2	40.0	123.0	-51.8
23.0	-17.5	4.9			

§4-3 风窗玻璃刮扫面积及部位的校核

为保证雨雪天有良好的视野，汽车风窗玻璃刮扫系统不仅应有足够的刮扫能力，而且要有正确的刮扫部位和合格的刮净率。刮扫面积足够但部位过偏并不能认为合格。校核刮扫面积和部位时，须以眼椭圆为基准。

校核时，先在车身侧视图与俯视图上画出第95百分位的眼椭圆。再根据表 4-5 中的 规定分别作眼椭圆上下左右四个切平面。这四个切平面与风窗玻璃的交线构成了为视野要求的刮扫区域或部位，如图4-3。此区内的刮净率要求是：区域C为100%、区域A为80%，区域B为95%，如图4-4。

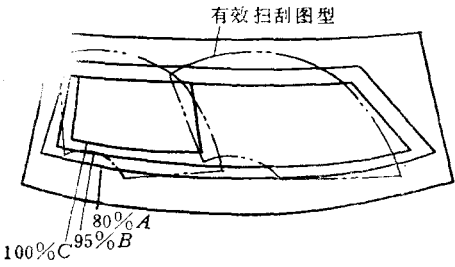


图4-4 各区域刮净要求

风窗玻璃除霜系统亦有同样的要求。在规定的除霜试验条件下，半小时内各种不同类型的汽车除霜要求分别见表4-5~表4-7。

表4-5 轿车风窗玻璃刮扫要求

区 域	刮 净 率	眼 椭 圆 百 分 位	角 度/(°)			
			左	右	上	下
A	80%	95%	18	56	10	5
B	95%	95%	14	53	5	3
C	100%	95%	10	15	5	1

表4-6 货车、大客车的除霜要求

风 窗 玻 璃	最 低 除 霜 率		
	A	B	C
整 块	80%	94%	99%
分 块	65%	70%	84%

表4-7 货车、大客车风窗玻璃刮扫部位的确定

车 型	H点离地高度/mm	刮 扫 部 位	角 度/(°)			
			上	下	左	右
CBE 和 CAE 型 货 车	0 ~1020	A	10	5	18	56
		B	5	3	14	53
		C	5	1	10	15
	1020 ~1270	A	8	7	18	56
		B	3	5	14	53
		C	3	3	10	15
	1270 以上	A	6	9	18	56
		B	1	7	14	53
		C	1	5	10	15
COE型 货 车	1020 以上	A	6	9	18	56
		B	1	7	14	53
		C	1	5	10	15
大 客 车 (操 纵 机 构 前 移)	1280 ~1520	A	7	14	18	65
		B	2	11	18	65
		C	1	11	18	25
轻 型 货 车 (多 用 途)	1280 ~1520	A	7	5	16	49
		B	4	3	13	49
		C	4	2	8	15

注：CBE—驾驶室在发动机之后；
CAE—发动机在驾驶室旁；
COE—驾驶室在发动机之上。

§4-4 驾驶员的手伸及界面

一、驾驶员的手伸及界面

汽车驾驶员的手伸及界面是指以正常驾驶姿势坐在座椅中、身系安全带、一手握住方向盘时另一手所能伸及的最大空间界面。实验结果表明，驾驶员手伸及界面是形如椭球的空间界面，如图4-5和图4-6。

二、驾驶室手操作钮件布置合理性检验

以下介绍如何利用国际标准ISO3958来检验驾驶室手操作钮件布置的合理性，即检验手操作钮件是否在驾驶员手伸及范围内。

ISO3958适用于以下尺寸范围的轿车（参阅图4-7）：

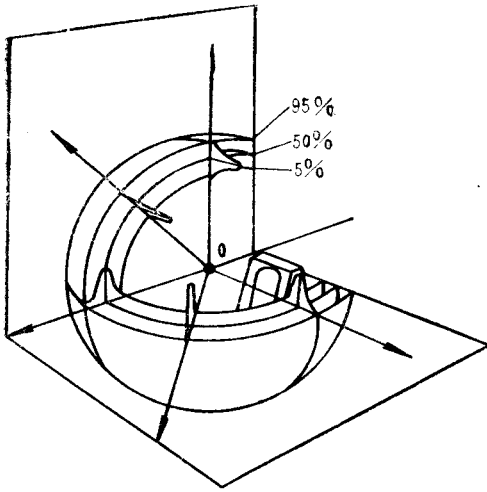


图4-5 手伸及界面的形状

座椅靠背角 β

最后 H 点至踵点的垂直距离 H_z

H 点水平调节量 (最小值) H_x

方向盘直径 D

方向盘倾角 α

方向盘中心至踵点水平距离 W_x

方向盘中心至踵点垂直距离 W_z

标准中以驾驶室尺寸综合因子 G 将各类驾驶室分成 7 档:

- $G < -1.25$
 $-1.24 < G < -0.75$
 $-0.75 < G < 0.24$
 $-0.24 < G < 0.24$
 $0.25 < G < 0.74$
 $0.75 < G < 1.24$
 $1.25 < G$

每档中根据使用车辆的男女驾驶员比例又分成三种情况, 即男女驾驶员比分别为 90/10, 75/25 及 50/50。这样共有 21 张表格可供查阅。

为节省篇幅, 这里仅摘录其中三张表格供读者参考, 见表 4-8~4-10。

检验的步骤为:

- 1) 测量出被检车辆驾驶室的以下几项尺寸: β 、 α 、 γ 、 H_z 、 W_x 、 W_z 及 D 。符号意义如前述。
- 2) 根据下式算出驾驶室尺寸综合因子 G :

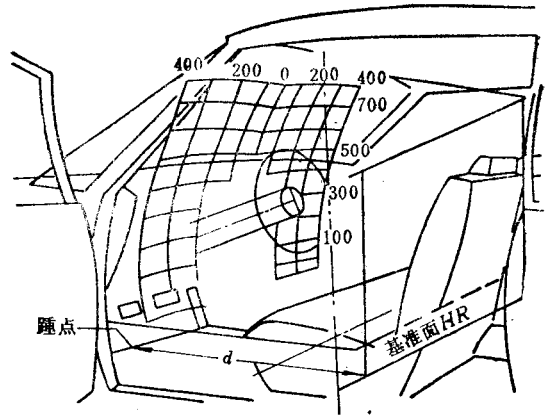


图4-6 手伸及界面在车身中的实际形状及位置

$9.0^\circ \sim 23.0^\circ$

$130 \sim 520 \text{ mm}$

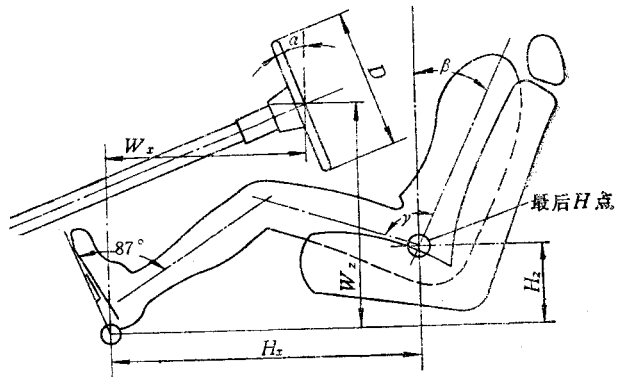
130 mm

$330 \sim 600 \text{ mm}$

$10^\circ \sim 70^\circ$

$660 \sim 152 \text{ mm}$

$530 \sim 838 \text{ mm}$

图4-7 与综合因子 G 有关的几何参数

$$G = 0.0018H_s - 0.0197\beta + 0.0027D + 0.0106\alpha \\ - 0.0011W_s + 0.0024W_s + 0.0027\gamma - 3.0853$$

3) 按下述公式算出基准面HR离踵点的距离 d (单位为mm), 见图4-6;

$$d = 786 - 99G$$

如果 $d - H_s \leq 0$, 基准面HR纵向地位于踵点之后 d 处; 如果 $d - H_s > 0$, 基准面HR纵向地位于最后H点处。

4) 建立以下三个正交平面: 基准面HR, 驾驶员座椅对称平面及通过最后H点的水平面。这三个平面构成了直角坐标系。

5) 测量出被检验的手操作钮件在这一坐标系中的坐标值。

6) 根据算得的 G 值和使用情况确定的男女驾驶员比, 从21张表格中选取相应的表格。

7) 将步骤5)中测得的钮件坐标值与表格中的对应值相对照, 若操作钮件离基准面HR的测量值(汽车前后方向)小于或等于表格中的值, 则认为可伸及, 否则为不可伸及, 应考虑重新布置其位置。

表4-8 手伸及界面

($0.25 < G < 0.74$, 男女驾驶员比: 50/50)

(mm)

超过H点的高度	驾驶员中心线外侧测量点								驾驶员中心线内侧测量点							
	400	300	250	200	100	50	0	0	50	100	200	250	300	400	500	600
800	401	453	471	486	507	514	520	521	531	535	525	513	498	460	412	—
700	474	518	534	545	561	567	572	575	590	595	586	576	563	531	489	—
600	529	566	579	589	599	601	600	612	628	635	632	624	614	585	544	476
500	564	596	608	617	623	618	607	632	648	658	662	658	650	622	578	511
450	575	604	616	626	629	620	602	636	651	662	671	669	663	634	587	521
400	582	608	621	630	631	—	—	—	—	662	677	678	672	642	592	528
350	584	608	622	632	629	—	—	—	—	657	679	682	678	646	591	530
300	582	604	618	629	624	—	—	—	—	648	678	683	680	646	585	528
250	576	595	611	624	616	—	—	—	—	635	672	681	679	642	575	522
200	565	583	600	614	604	—	—	—	—	617	664	676	675	633	559	512
100	531	546	567	585	—	—	—	—	—	—	635	655	657	605	515	480
0	481	494	520	542	—	—	—	—	—	—	593	621	625	561	451	—
-100	415	426	458	486	—	—	—	—	—	—	536	573	581	501	369	—

表4-9 手伸及界面

($0.25 < G < 0.74$, 男女驾驶员比: 75/25)

(mm)

超过H点的高度	驾驶员中心线外侧测量点								驾驶员中心线内侧测量点							
	400	300	250	200	100	50	0	0	50	100	200	250	300	400	500	600
800	440	490	508	522	542	549	555	555	566	570	560	548	534	496	449	—
700	511	553	568	579	594	600	605	607	621	627	618	608	596	565	522	—
600	562	599	611	621	631	632	631	641	657	665	662	654	644	616	574	507
500	596	627	639	647	652	646	635	659	675	685	690	686	678	650	605	538
450	606	634	646	655	657	647	628	661	676	688	698	696	690	661	613	548
400	611	638	650	659	656	—	—	—	—	686	703	703	698	668	616	553
350	612	637	650	660	656	—	—	—	—	681	704	707	703	671	614	554
300	609	632	646	657	650	—	—	—	—	670	701	707	704	669	607	551

超过H 点的高 度	驾驶员中心线外侧测量点							驾驶员中心线内侧测量点								
	400	300	250	200	100	50	0	0	50	100	200	250	300	400	500	600
250	602	623	639	650	640	—	—	—	—	656	695	704	702	664	595	544
200	590	610	627	640	626	—	—	—	—	637	685	698	697	654	579	533
100	553	571	593	610	—	—	—	—	—	—	655	675	677	623	531	499
0	500	517	544	565	—	—	—	—	—	—	610	638	643	576	464	—
-100	431	448	481	508	—	—	—	—	—	—	551	589	596	514	378	—

表4-10 手伸及界面
($0.25 < G < 0.74$, 男女驾驶员比: 90/10) (mm)

超过H 点的高 度	驾驶员中心线外侧测量点							驾驶员中心线内侧测量点								
	400	300	250	200	100	50	0	0	50	100	200	250	300	400	500	600
800	464	513	530	544	564	570	576	576	587	591	581	569	555	518	471	—
700	532	574	589	599	614	620	624	626	640	646	638	628	615	584	542	—
600	583	618	631	640	649	650	649	659	675	682	679	672	662	634	592	525
500	615	645	657	665	669	663	651	675	691	701	706	702	694	667	622	555
450	624	652	664	673	674	663	644	677	691	703	714	712	706	677	629	563
400	629	655	668	677	674	—	—	—	—	701	718	719	713	683	631	568
350	629	654	667	677	671	—	—	—	—	695	718	722	718	685	628	568
300	625	649	663	673	664	—	—	—	—	684	715	722	718	683	620	565
250	617	639	655	666	654	—	—	—	—	688	708	718	716	677	608	557
200	605	626	643	656	640	—	—	—	—	649	698	711	710	666	590	545
100	567	586	608	624	—	—	—	—	—	—	666	687	688	634	540	509
0	512	531	558	579	—	—	—	—	—	—	620	649	653	585	471	—
-100	441	461	494	521	—	—	—	—	—	—	560	598	605	521	383	—

第五章 汽车造型设计

§5-1 汽车造型设计的特点以及对汽车造型设计的要求

汽车造型设计是汽车设计过程中的一个重要组成部分。汽车造型设计是指汽车总布置和车身总布置基本确定之后进一步使汽车获得具体形状和艺术面貌的过程，它包括外形设计和室内造型设计。汽车造型设计师的工作是：参与汽车总布置设计和车身总布置设计，绘制效果图，塑制模型，将外形形体上的曲线表达在主图板上，制订室内造型和覆饰设计方案，最后协同结构设计师将造型形象体现在具体的车身结构上。

汽车造型设计不是那种附属的简单美化工作（例如在汽车制成之后才考虑加上装饰物和喷上油漆），而是独特的综合创作。因为汽车不仅是现代化的工业产品和交通工具，而且是一件精致的艺术品，是科学技术与艺术技巧高度融汇交织的结晶。汽车的造型既包含结构、性能、工艺等科学技术因素，也包含艺术因素和社会因素，需要加以综合分析，权衡各种因素的作用和影响。为了承担这项工作，汽车造型设计师应具备广泛的知识 和较高的艺术素质。

在国外，各厂商还把汽车造型设计视为占领市场、打开销路的竞争手段，对造型工作倍加重视。为了与瞬息万变的市场相适应，各厂商都制订较多的车型方案，以便从中选择适合市场销售形势的方案投产，因而需要大量的技术储备和庞大的技术班子。由于对造型人材的要求较高，需要精心培养和训练，他们有时甚至不惜重金聘请外国名师代行造型设计。

汽车造型设计应满足下列要求。

1. 使汽车具有完美的艺术形象

艺术通过典型形象反映社会生活。汽车的艺术形象应具有社会和时代的特色。我国汽车的艺术形象应表达出中国的社会精神面貌，反映我国先进的科学技术与文化水平以及人民的气质，艺术形象应为广大人民所理解、所利用，为群众所喜爱。

汽车的艺术形象，不仅表现在汽车本身的雕塑形体上，而且还表现在汽车上装置的诸如座椅、灯具、各种覆饰品、各种仪表、各种电器等许多部件和零件上，需要运用美学法则和构图原理对它们进行巧妙的艺术加工。在汽车造型设计过程中，还直接运用绘画、雕塑等艺术技巧。因此，各种艺术意识形态、各种艺术创作手法和技巧都会对汽车的艺术形象产生不同程度的影响。造型设计师应努力探讨各种工业产品的造型特点，研究各种艺术创作方法和技巧，作为借鉴，促进汽车造型设计。

2. 使汽车具有良好的空气动力性能

当汽车以高速穿过空气时，气流就象一股强劲的飓风作用在车身上，对汽车的行驶状态有很大影响。因此，使汽车外形具有良好的空气动力性能是十分重要的。首先，必须使汽车选择合理的外形以便尽量减小空气阻力，这不仅能改善汽车的动力性，而且还能提高汽车的燃料经济性。其次，还必须使汽车具有良好的空气动力稳定性，因为良好的空气动力稳定性是汽车发挥高速度而又保证行车安全的重要条件之一。

在汽车造型设计过程中,必须对汽车的整体形状以及各个细部反复推敲,制订出若干方案进行空气动力性能试验对比,使造型臻于完善合理。

3. 使汽车车身具有良好的工艺性

汽车车身由许多大型覆盖件构成。在汽车造型设计时,应充分考虑这些零件的制造工艺,例如尽量减小拉延深度,减少冲压工序,简化冲模结构,并使零件具有良好的装焊工艺性等。造型设计师在塑造外形模型时应与工艺师密切配合,做到互相深入了解和兼顾对方的要求,为设计完美的外形方案共同努力。

4. 应保证汽车良好的适用性

汽车造型设计必须保证汽车结构合理,保证乘坐安全舒适、操作方便、视野良好等性能,既要避免迁就产品功能,忽视艺术的偏向,也要避免脱离功能,严重损害功能的唯美偏向。造型设计师与结构设计师应密切配合,尽力使完美的艺术形象体现在具体的车身结构上。

5. 应考虑材料的装饰效果

汽车车身上采用种类繁多的材料:钢铁、有色金属、玻璃、纺织品、工程塑料、橡胶、木材、纸、油漆……。造型设计师必须深入了解各种材料的性能、工艺方式,正确选用,以表现其装饰效果。

室内造型设计的趋势是愈来愈广泛地采用软装饰材料。近年来,聚氨酯、聚氯乙烯、ABS等工程塑料、各种合成纤维以及各种复合材料等新型材料的普遍应用,既减轻重量、简化结构、安全舒适,又使汽车室内艺术面貌焕然一新。

对于有经验的造型设计师,既要避免固执己见、不愿听取合理建议,从而导至造型设计脱离生产、脱离实际的偏向,又要避免毫无主见、听任不合理意见干预,导至汽车的艺术形象支离破碎的偏向。因此,在汽车造型设计过程中,应采取深入实际调查研究的方法,以专家为主导,广泛地征求有关方面的意见,发挥各部门的协作精神,取长补短、互助互让,共同为创造完美的车型而努力。

§5-2 汽车造型设计的程序和方法

一、汽车造型设计的程序

汽车的外形取决于三个因素:形体构成,线形构成,装饰和色彩构成。

形体构成指汽车的基本形状和整体分块,取决于汽车总布置和车身总布置。

经过总布置设计,汽车各个总成的相对位置和乘客座位以及内部空间尺寸已经确定,按照这些总成的外部轮廓,并考虑适当的间隙,就可以定出汽车的基本形状。为了获得完美的汽车外形,在总布置设计阶段必须注意使汽车各块形体相互协调,符合比例规律。显然,汽车的总布置与匀称美观的比例之间有一定的距离,既不能使汽车追求完美的比例而严重损害汽车的功能,同样也不能想象在一个比例尺寸完全不协调的结构上可以塑造出完美的车身形体。在这个阶段中,通常由造型设计师集中各方面的意见绘制外形构思草图(数量较多),并协同总布置设计师解决汽车的结构性能与美观的形体之间的矛盾,做到顾大局、识整体,互相促进。

线形构成指赋予汽车外形覆盖件具体的形状,也就是形成汽车的雕塑形象。这是在总布置设计基本完成之后,进一步使汽车外形获得精确的曲线形状的阶段。在汽车外形构思草图

经过征集意见和讨论之后,选择若干优秀的图样绘成更完整的彩色效果图,并以这些效果图为依据着手雕塑汽车模型,起先是缩小比例的模型,如有必要,可放大成全尺寸(1:1)模型。

在塑制1:1外形模型的同时,还需要制造1:1内部模型,以便对汽车的适用性和室内造型设计进行探讨。室内造型设计包括仪表板、方向盘、座椅、各种附件等的造型设计以及室内覆饰材料的选择。汽车的室内是驾驶员工作的场所和乘客休息的地方,应充分重视室内造型设计,它与外形设计是相辅相成、互相促进的。

装饰和色彩构成是指散热器面罩、保险杠、灯具、车轮装饰罩、标志、浮雕式文字等的造型设计和位置布置以及车身的色彩设计。汽车的外部饰物及漆饰添加于汽车的雕塑形体上,使汽车整个艺术面貌更为完整,各部分比例更合理,更富于动感。汽车的实际美观主要由精美的线条和雕塑形体构成,外部饰物与漆饰则是用来强调这些线条和形体,使之更统一,主题更突出,而不可与整体脱离,更不可随便炫耀和滥用,以致喧宾夺主。

汽车装饰件的设计,常常需要绘1:1的彩色效果图(称为局部效果图)和雕塑1:1局部模型。在这个阶段中,造型设计师通常还绘制汽车外形的前视、侧视、后视彩色效果图(缩小比例的正投影图)和室内效果图,以便表达各种色彩方案和装饰件的艺术效果。

在汽车外形基本确定后,就可以复制成试验模型进行风洞试验,以检验汽车外形的空气动力性能,如发现形状不合理之处,则应及时提出修改意见。

二、汽车外形及室内效果图

在汽车造型设计的最初阶段,造型设计师常常以绘画形式绘构思草图,用以记录自己的灵感和构想。这种草图绘制较迅速,数量愈多愈好,以便充分反映不同的风格和各种观点。构思草图经过广泛征集意见与讨论,就可以选出若干优美的能体现时代精神的图样,从而绘制成完整的彩色效果图。

可以采用多种多样的绘画技法表达汽车的形象。构思草图多半是素描画(铅笔画、钢笔画等),彩色效果图则可采用水彩画或水粉画等技法。可以按照不同的技法选用不同的纸张:白纸、灰纸、黑纸或半透明的特制纸等。目前在国外最流行的效果图技法,是以彩色记号笔为主,描画、喷染、涂抹、遮挡并用的技法。这种技法具有快捷、明晰、表现力强等特点。

彩色效果图常常作为汽车造型设计的选型方案或定型的依据,除了要求较高的绘画技巧(正确反映汽车的结构和材料质感),还需要有严格的尺寸比例(亦即符合透视投影作图规律)。没有严格尺寸比例的效果图,往往给人以某种假象,因而在汽车选型过程中将失去其真实意义。

下面介绍一种实用的汽车透视作图法,它具有简单、准确、明了、易于布图,不借助灭点作图,不必绘出复杂的辅助投影图和省去许多辅助作图线条等优点。

透视投影是一种中心投影,视点(人的眼睛在作图时的位置)就是投影中心。如图5-1所示,通过视点P与物体的空间点A₁连接假想直线(称为视线)PA₁,与画面V的交点A即是空间点A₁在画面的透视。

首先给出成角透视的基本公式:

$$x = -\frac{d}{v+d}u = -\frac{h-y}{h}u \quad (5-1)$$

$$y = \frac{v}{v+d} h \quad (5-2)$$

$$z = \frac{h-y}{h} z_1 \quad (5-3)$$

$$u = x_1 \cos \varphi - y_1 \sin \varphi \quad (5-4)$$

$$v = x_1 \sin \varphi + y_1 \cos \varphi \quad (5-5)$$

式中 d ——视点至画面的距离 (视距) ;

h ——视点至物面的距离 (视高) ;

φ ——汽车侧面与画面的夹角。

以上 d 、 h 、 φ 值由作者自选。

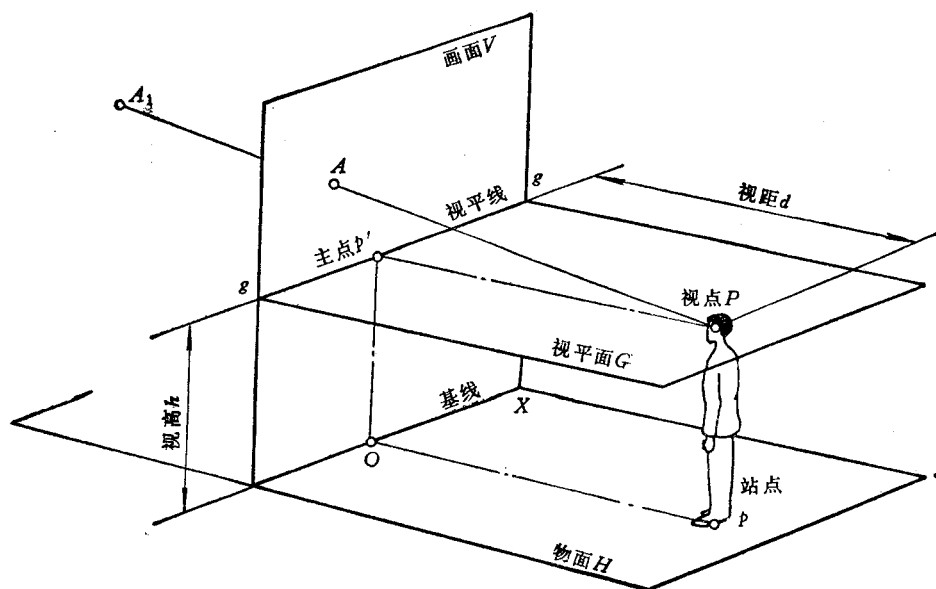


图5-1 透视投影概貌

x_1 、 y_1 、 z_1 为已知空间点在汽车正投影图上的原始坐标 (见图5-2)。 x_1 沿汽车的纵向, 其零点在汽车前端; y_1 沿汽车横向, 其零点在汽车侧缘; z_1 沿垂直方向, 其零点在地面。

x 、 y 、 z 为透视图上所得的坐标 (见图5-3)。 x 为 u 的透视 (横向长度), 从 O 点向右量取; y 为 v 的透视 (深度), 从基线垂直向上量取; z 为 z_1 的透视, 沿 y 方向叠加。

作图实例: 已知汽车的长、宽、高分别是3350, 1420, 1380mm, 若视高 $h=2\text{m}$, 视距 $d=10\text{m}$, 夹角 $\varphi=60^\circ$, 求汽车外接长方体的透视图。步骤如下:

1) 按表5-1的格式将长方体各顶点 A_1 、 B_1 、 C_1 的原始坐标 x_1 、 y_1 、 z_1 值依次填入表的左方。

2) 按式 (5-4) 与 (5-5) 计算出各相应的 u 、 v 值, 填入表的第4, 第5列。

3) 按式 (5-1)、(5-2) 和 (5-3) 计算得相应的 x 、 y 、 z 值, 填入表的右方。

4) 选取合适的比值, 根据求得的 x 、 y 、 z 值作图 (见图5-4)。

如果在作图时只需求出汽车一个侧面 (亦即 $y_1=0$ 的情况下) 的图形, 则作图方法可简

化如下:

- 1) 汽车侧面透视的底角 θ (见图5-3) 可按下面的公式计算:

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{h}{d} \operatorname{tg} \varphi \quad (5-6)$$

兹将 $d = 15\text{m}$ 的情况下常用的 θ 值列于表5-2。

- 2) 汽车侧面的透视长度 x 值, 可根据已知的 x_1 值借助于图5-5的格线求出 (应注意 x 值不受视高 h 变化的影响)。

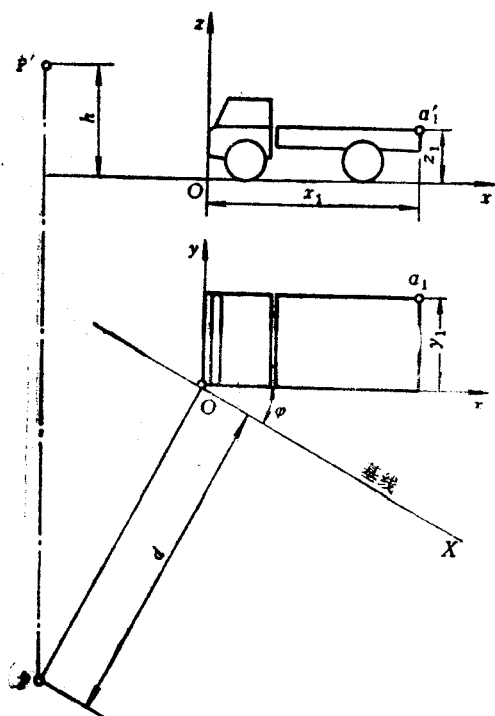


图5-2 汽车透视图的初始条件

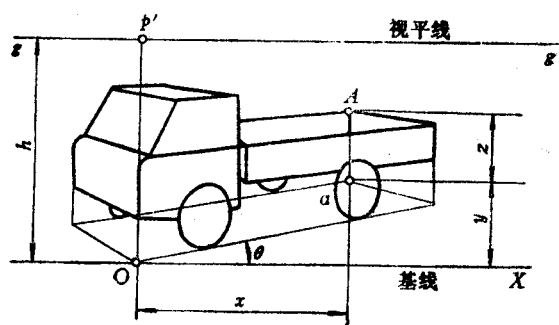


图5-3 汽车的成角透视图

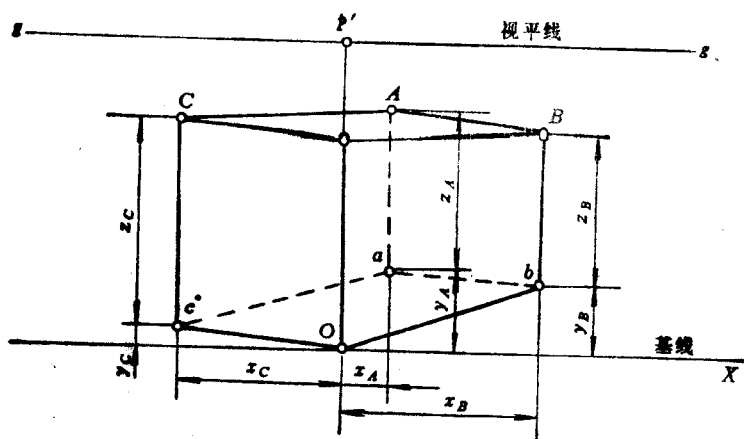


图5-4 用计算方法确定汽车的外接长方体各顶点的坐标

表5-1 计算实例 (mm)

$d=10000\text{mm}, h=2000\text{mm}, \varphi=60^\circ$								
点	已知原始坐标			变换计算		透视坐标计算		
	x_1	y_1	z_1	式(5-4)	式(5-5)	式(5-1)	式(5-2)	式(5-3)
				u	v	x	y	z
A	3350	1420	1380	445	3611	327	531	1014
B	3350	0	1380	1675	2901	1298	450	1070
C	0	1420	1380	-1330	710	-1241	132	1288

表5-2 成角透视的底角 θ
($d=15\text{m}, y_1=0$)

h/mm	$\varphi=15^\circ$	$\varphi=30^\circ$	$\varphi=45^\circ$	$\varphi=60^\circ$	$\varphi=75^\circ$
1600	1°38'14"	3°31'27"	6°5'19"	10°28'3"	21°42'24"
1200	1°13'41"	2°38'40"	4°34'26"	7°53'20"	16°37'25"
2000	2°2'46"	4°24'7"	7°35'41"	13°0'14"	26°27'19"
800	0°49'7"	1°45'49"	3°3'10"	5°16'40"	11°15'26"
2100	2°27'18"	5°16'40"	9°5'25"	15°29'23"	30°50'33"

例如： $d=15\text{m}, \varphi=30^\circ, x_1=1000\text{mm}$ ，可求得 $x=838\text{mm}$ 。

在 $\varphi=0$ 的特殊情况下，成角透视变为平行透视，与画面V垂直的空间直线，其透视的天点就在主点（心点） p' 上，作图较简便，关键是求出透视的深度变化。

因为 $\varphi=0$ ，式（5-4）与（5-5）中 $u=x_1, v=y_1$ ，则式（5-1）与（5-2）简化为：

$$x = \frac{d}{y_1 + d} \cdot x_1 = \frac{h - y}{h} \cdot x_1 \tag{5-7}$$

$$y = \frac{y_1}{y_1 + d} \cdot h \tag{5-8}$$

平行透视的深度 y 值可根据已知的 y_1 值借助于图5-6的格线求出。例如：已知 $d=5\text{m}$ ， $h=1.2\text{m}$ ， $y_1=2200\text{mm}$ ，可按格线求得 $y=367\text{mm}$ 。

图5-7是用这种透视作图法绘出的汽车外形。可知 $\varphi<45^\circ$ 时，汽车的侧面表达得较清楚，而 $\varphi>45^\circ$ 时，汽车的正面表达得较清楚；若同时要表达汽车的正面和侧面， φ 可取 45° 左右。

图5-8是用这种透视作图法绘出的汽车室内布置图。室内布置图采用平行透视方法绘制的效果较好，但是要仔细选择视点的位置才能更清晰地表达出各个细部的结构。例如图5-8视距选 5m ，若此值增大，则室内深度感会减小（一般选室内长度的两倍左右）；视高选 1.2m ，若此值过小，则座椅和地板表面将难以表达清晰。

三、汽车模型

汽车模型雕塑是汽车造型设计中一个必不可少的环节。汽车外形上的全部体面转折联系以及各个细部的形状，很难在平面效果图上表达清楚，只能在立体模型上反映出来。汽车模型的雕塑过程，是汽车外形在效果图的基础上进一步深入发展和完善的过程，也是汽车的艺术形象如何更好地与汽车的结构、性能和制造工艺有机地结合的讨论过程。

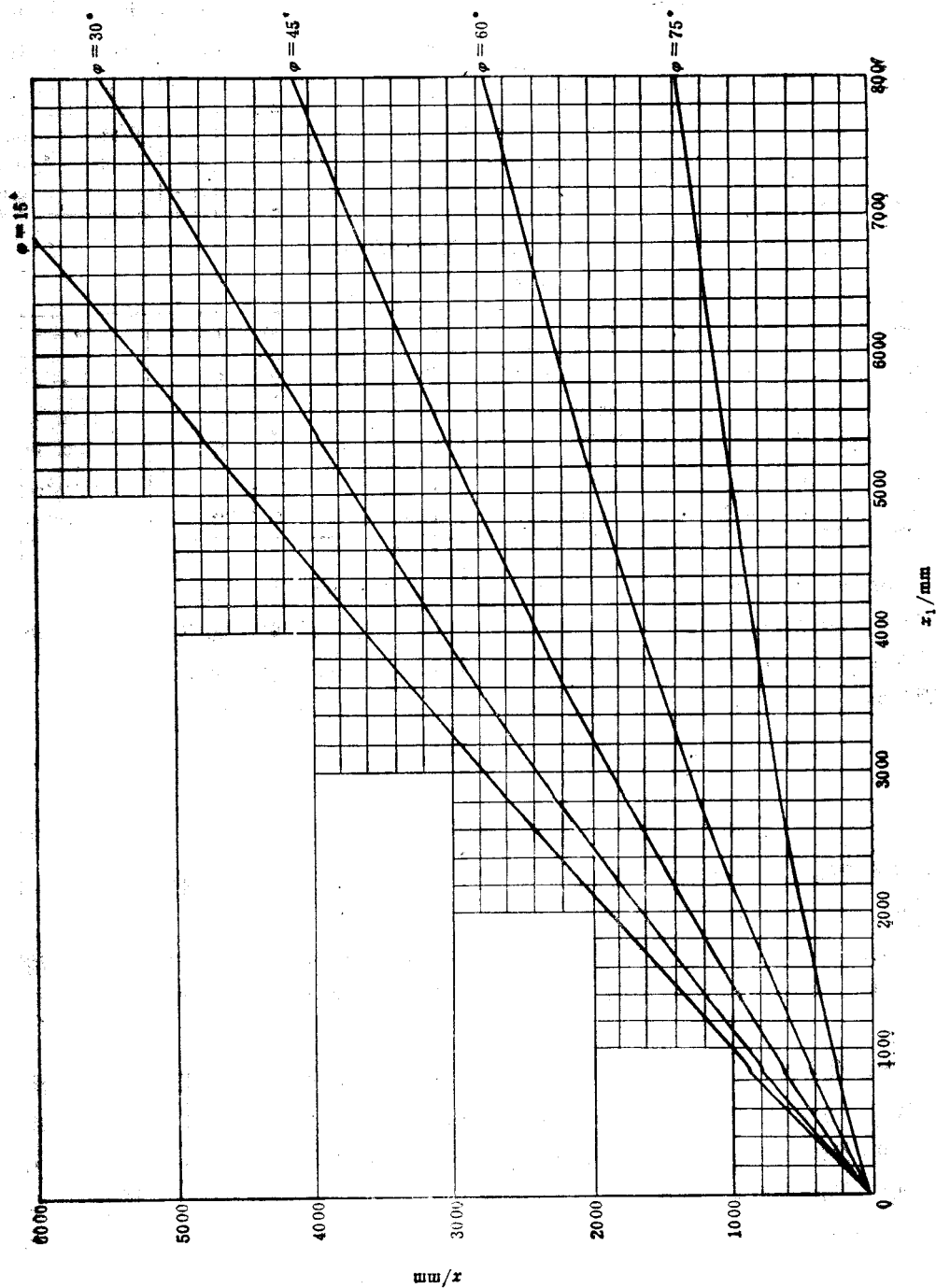


图5-5 成角透视($d = 15m$)长度 x 值与 x_1 值的关系图线

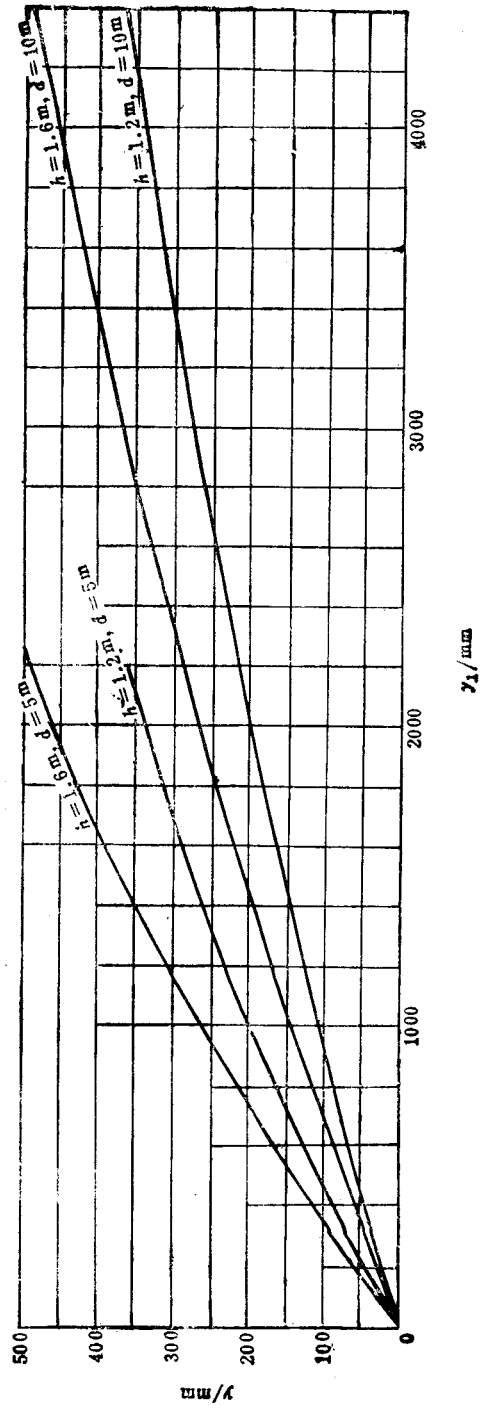


图5-6 平行透视的深度 y 值与 y_1 值的关系曲线

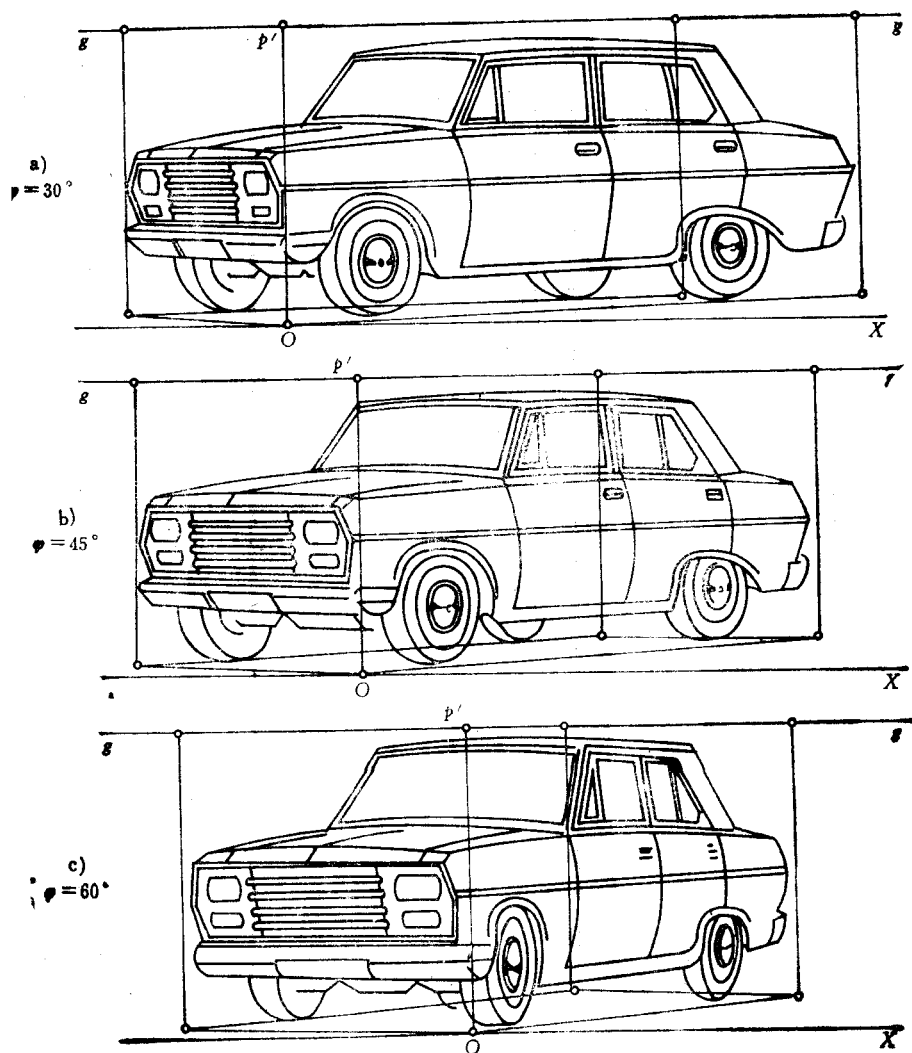
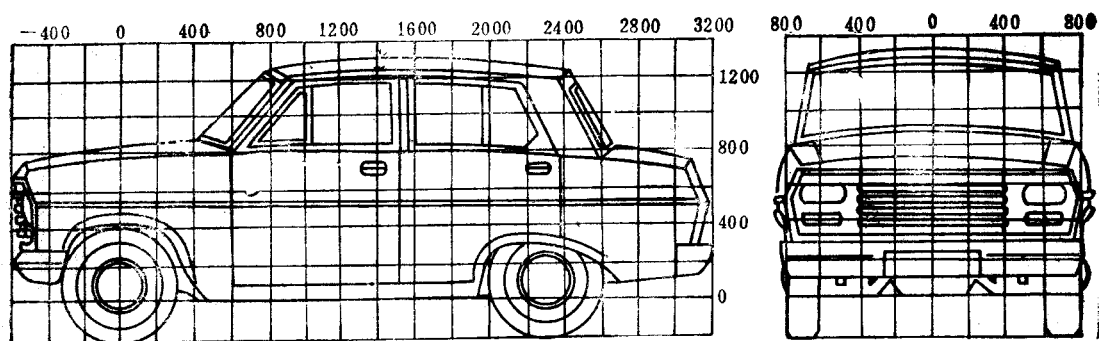


图5-7 三种不同角度的汽车成角透视

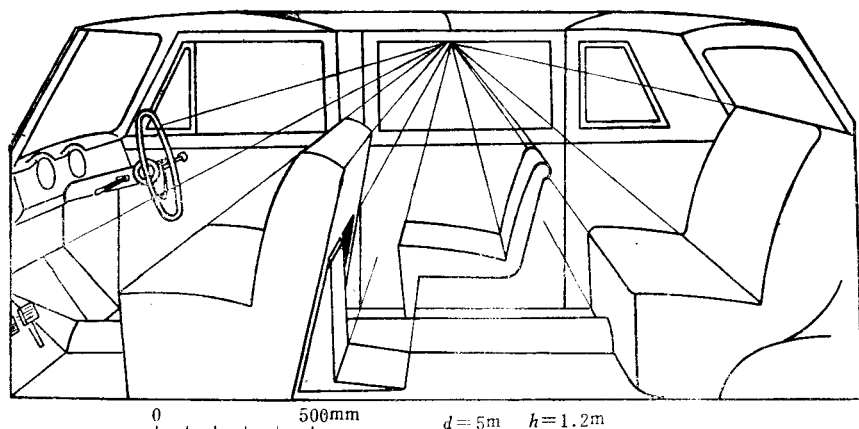


图5-8 用平行透视方法绘制汽车室内布置图

汽车外形的缩小比例模型（常用的比例是1 : 5）是以较完整的彩色效果图为基础雕塑成形的。它可以作为选定整个外形方案的依据。因此，整体比例、大曲线、曲面、各部形体联系等应当尽可能准确地在此1 : 5模型上反映出来（借助于一套较准确的量度工具）。在汽车外形选型过程中，有时为了比较各个不同的外形方案，有必要塑制若干个1 : 5模型。

在1 : 5模型基本选定以后，需要放大成1 : 1外形模型。因为缩小比例的模型没有原尺寸的真实感，某些曲线和曲面经过放大后，其艺术效果可能不够理想，此外，缩小比例模型也难以细致而准确地雕出车身外形某些曲面转折连接的地方和细部。由于这些原因，对于长期和大批生产的车型，就必须塑制1 : 1模型。

但是，在雕塑1 : 1模型之前，雕塑缩小比例模型的工作又不可省略，这是因为1 : 1模型的工作量很大，在放大之前必须使汽车外形经过充分反复讨论和征求意见，使1 : 1模型避免过多的修正与返工；另外，因为1 : 1模型的体积很大，对某些曲线和曲面不易直接雕塑得十分完整平滑与连续，而这在1 : 5模型上则较易做到，并成为1 : 1模型放大的依据，这些曲线经放大后，最后在1 : 1模型上修正。

在汽车外形模型的放大过程中，常常需要配合绘制1 : 1黑板图，以修整放大后的曲线以及验证整车尺寸和各部分的配合尺寸，并制取雕塑1 : 1模型的参考样板。

在国外，为了研究汽车外形的线条，常常用不干胶制成的细窄的彩色纸带粘贴在图板上，称为纸带图或胶带图。胶带可方便地粘贴成各种曲线，如感到线条不满意，只须将胶带揭起再重新粘贴或修改，因此使用时十分方便。

1 : 1模型雕塑完成后，可以认为汽车整车外形设计基本完成。但是，在所有的大曲线准确地画在主图板上以前，由于模型的误差，取样板的误差与样板的变形等问题还可能影响汽车造型效果，因而造型设计师还须协同有关人员对此1 : 1模型取下来的曲线仔细校正。

汽车外形模型需要有准确的尺寸与比例关系，就需要有一套较精确的量具。汽车模型的雕塑台面必须平整，常用铸铁经表面加工制成，台面刻有纵横坐标格线。普通的量度工具有钢尺、直角尺、内卡规、外卡规、画针盘、高度尺等，其规格可视模型的大小选定。某些工厂还备有龙门式雕塑台，它具有移动的龙门架和滑块，能方便地定出模型上任意点的空间坐标。最先进的量度工具是三度空间坐标测量仪，它由微型计算机控制，具有高精度的平台和在支架上滑动的探针，可用数字显示出探针与模型触点的三维坐标，也可将一系列的测量数

据存贮或打印输出。某些大型的三度空间坐标测量仪还可装置铣刀，按照缩小比例模型已知的外形和指令直接对模型进行加工，放大成 1 : 1 模型。

汽车外形形体大多是由平顺圆滑的曲线和曲面组成，不同于一般艺用雕塑体面转折较复杂，因此所使用的雕刻刀的刃口较平缓。雕刻刀常用钢板、有机玻璃板或竹片制成。

雕塑汽车模型最常用的材料是油泥。油泥是三种材料的混合物，制造一个 1 : 5 轿车模型需要预备大约 50kg 油泥，其成分如下：

填料——粘土干粉或滑石粉 30kg；

柔性粘结剂——滑脂（俗称黄油） 15kg；

固性粘结剂——石蜡 5 kg；

柔性与固性粘结剂的比例应视寒暖季节及南北地区气候不同而酌情增减。

配制方法是将粘结剂（滑脂与石蜡）置于大锅中用慢火煮融成液状，然后徐徐将粉状填料加入，积极搅拌至均匀，冷却后即成。

油泥是塑性较大的材料，单纯用油泥来塑造的汽车模型很容易走样，因而需要用木料或金属搭骨架。骨架的大小和形状视模型的大小和形状而定，要留出宽裕的雕塑厚度来敷油泥。模型的车轮常用木料旋制，1 : 1 的车轮也可用真实的车轮。

先将汽车模型的骨架放在地上，把油泥一块一块地敷在上面，用木槌捶打，以求粘合紧密。如油泥过硬，可将它烘烤变软。油泥敷设和捶打至大致形状时，将模型移至雕塑台后，使之固定。模型必须与雕塑台的格线对好，并借助于量度工具进行画线和测量，先用雕刻刀粗雕，然后进行精修，力求尺寸准确、左右对称、线型流畅圆滑，合乎规律。在精修最后阶段，油泥表面可涂少许滑油以便修整得更光滑。

有时为了简便起见，可制作半边汽车模型（左半边或右半边），然后将它贴在大镜子上，相映成整形。

油泥模型不能长期保存，如果认为该油泥模型（指缩小比例模型）所代表的外型有保存或交流价值，则应将它翻制成石膏模型。

某些工厂还制作“真实材料模型”，这种缩小比例的汽车模型具有真实材料的质感，与真实的汽车颇为相象。这种模型的车身常用木料、塑料等胶合，表面修整光滑，涂腻子然后喷油漆，玻璃可用透明塑料片代替，电镀件用金属箔制成，室内布置亦力求逼真。真实材料模型可以在定型前用以检验汽车的真实效果并常常被妥善保存起来作为造型资料。

§5-3 汽车造型的艺术性

汽车造型的艺术性，通过造型设计师的创作反映到汽车的形体上，造型设计师需要采取完美的艺术形式去反映一定的思想内容，就是说要有明确的目的和正确的创作态度，用高度的艺术技巧把正确的审美观和思想感情表达在汽车的艺术形象上。

尽管艺术不象科学那样具有严密的推理性，很难准确地下结论，尽管美的现象多种多样、人的审美观又是千差万别，但仍有一些共同的客观规律可以依循。在汽车造型设计过程中，既不应认为可以不遵循规律而随意发挥，又不能把客观规律视为僵化的教条，不分具体情况和场合到处套用，而应对客观规律仔细分析研究和总结，灵活运用。

一、整体感、比例规律和线型组织

(一) 整体感

汽车造型与其它艺术品一样,最重要的是具有整体感。统一完整是汽车造型首要的标准。

一个统一的整体,由各个局部构成,所有这些局部都必须有机地联系起来,相互呼应,才能反映一定的主题和一定的思想内容,才能具有美的感染力。反之,如果把各个互不联系的单元机械地堆砌在一起,尽管每一部分都很精美,却只会使这个整体显得繁琐和紊乱,达不到应有的艺术效果。

形象的重复与再现,能使一个整体的各部分互相联系起来。在汽车的形体上,常常使其各部分重复某一线条,重复某一形状或方向,使某一种比例划分重复再现等等,这都易于获得整体感。

显然,如果使上述这种重复与再现加以适当变化,则会使造型更为活跃,因为提倡整体统一,并不等于千篇一律地精确重复,并不是忽略对立与变化。没有鲜明的对比,就不可能烘托出明确的主题,正如单调的音响或平淡的造型不可能获得良好的效果一样,只有抑扬顿挫、分清缓急轻重的乐曲,鲜明多彩、分清明暗层次的绘画以及生动活泼、凹凸进退有分寸的塑型,才能给人以深刻的印象和鼓舞作用。

但是这种对立与变化不应是无限制的竞争,决不应导致主次不分的紊乱局面。因此,为了反映明确的主题,就必须突出某一艺术形象,例如使某种线条、形状、方向或色彩占优势,被充分地强调出来,而其余各部分有组织地围绕着它进行变化,这样便可达到分清主次,分清重点与陪衬,获得既多样又统一的艺术效果。

(二) 比例规律

为了使汽车造型获得整体感,首先应使汽车的三度空间具有均衡的比例,如长、宽、高的比例关系,头部与尾部的比例关系,门窗的比例关系,虚与实、宽与窄以及凸和凹等关系。在造型设计时,使汽车的各个尺寸重复一种或几种比例关系,或者以一个或几个数列为基础,往往能得到良好的效果。

这里可以举一个常用的比例划分的例子来说明问题:在古典装饰理论中,划分已知线段成两段的最佳方法是所谓“黄金分割”的方法,因为这样能产生统一性与多样性。图5-9中,如果将 A_1C_1 用 B_1 等分或将 A_2C_2 用 B_2 来划分,前者造成了等强的成分,而后者造成了过强的对比,因此都不能获得统一的效果。而黄金分割的多样性是由 AB 与 BC 的长度差别而获得的,其统一性则是由于 AB 与 BC 的长度又互相接近,更重要的是形成了比例的重复:

$$\frac{AB}{BC} = \frac{BC}{AC}$$

为了求得黄金分割的比值,设 $AB=a$, $BC=ga$, 则 $AC=a+ga$ 。

代入上式:

$$\frac{a}{ga} = \frac{ga}{a+ga}$$

整理后得二次方程:

$$g^2 - g - 1 = 0$$

此方程的两个解是:

$$g_1 = \frac{\sqrt{5} + 1}{2} = 1.618 \quad (\text{当 } BC > AB \text{ 时})$$

$$g_2 = \frac{\sqrt{5} - 1}{2} = 0.618 \quad (\text{当 } BC < AB \text{ 时})$$

因此:

$$\frac{AB}{BC} = \frac{BC}{AC} = \frac{1}{1.618} = 0.618$$

这就是黄金分割的比值。

黄金分割的比例造成形象的重复性,使物体各部分产生丰富多彩的、既多样又统一的尺寸变化。图5-10所示的长方形,是一种对平面形状最简单的黄金分割比例划分方法,产生如下有趣的效果。

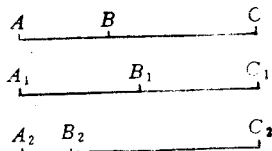


图5-9 线段的比例划分

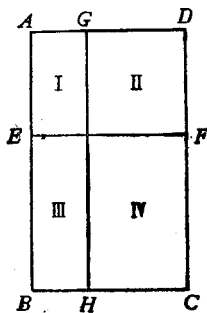


图5-10 黄金分割长方形

1. 尺寸的多样性兼有形状和方向的统一性

I 与 IV 在尺寸上有所对比,但具有相同的形状和方向,它们亦重复了母长方形 ABCD 的形状和方向。

2. 形状的多样性兼有尺寸的统一性

II 与 III 在形状上不同,而面积却相同。

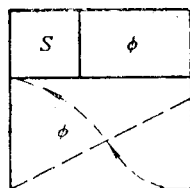
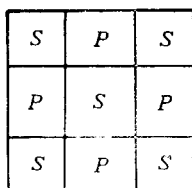
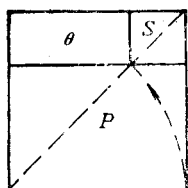
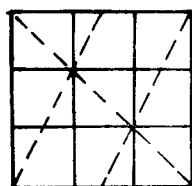
3. 黄金分割比值的重复性

$$\frac{AE}{EB} = \frac{EB}{AB} = \frac{BC}{AB} = \frac{AG}{GD} = \frac{GD}{AD} = 0.618$$

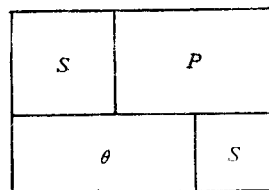
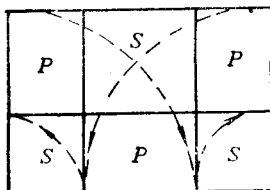
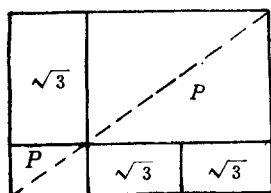
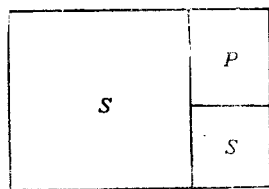
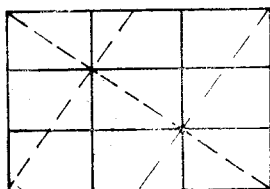
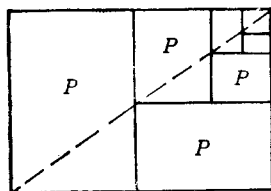
$$\text{面积} \frac{I}{II} = \frac{III}{IV} = \frac{II}{IV} = \frac{AEFD}{EBCF} = \frac{ABEG}{GHCD} = \frac{EBCF}{ABCD} = \frac{GHCD}{ABCD} = 0.618$$

黄金分割比例广泛地应用于物体或建筑物的造型中,实践表明,这些物体和建筑物产生了较之图5-10的长方形更为有趣、更含蓄多采而又易于统一的装饰效果。这一比率在某些汽车上也采用(见图5-12)。然而,黄金分割这一比率并不是绝对的和唯一的,在物体造型时,通常还采用其他一些比例划分方法,如简单的整数比、根号长方形以及其他级数关系等等,图5-11是某些比例划分的例子。事实上汽车的比例和各部分尺寸受很多复杂的因素——各总成和零件的尺寸与布置、合理的重量分配、汽车的行驶性能等的影响,造型设计师的任务是协同总布置设计师及结构设计师调整汽车各部分的尺寸,使比例关系合理,达到统一均衡、重复呼应的效果,而决不应严重地损害汽车的性能去追求某种结构上难以实现的比例关系。

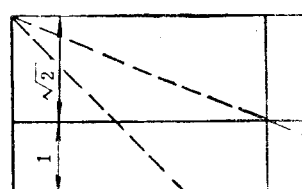
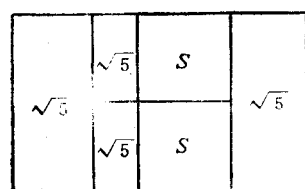
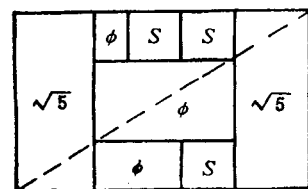
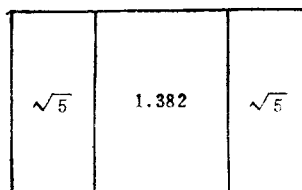
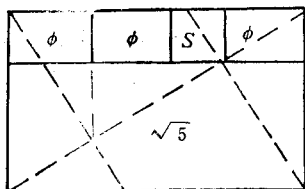
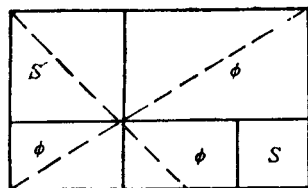
(S)



(P)



(M)



(F)

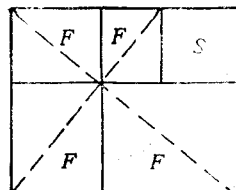
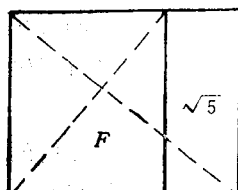
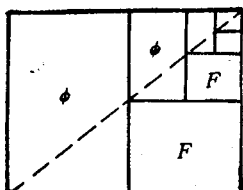


图5-11 某些典型的比例划分例子

图5-12所示是一种汽车比例的统计方法，图中的横坐标表示汽车的总长，纵坐标表示汽车的轴距，斜线表示轴距与总长的各种比值。对于每一车型都可在统计图上找到相应的一个点，可从大量的统计中找出汽车常用的比例作为参考。在汽车造型设计时，建议绘出汽车各部分的这种比例统计表，这将有助于分析与比较。

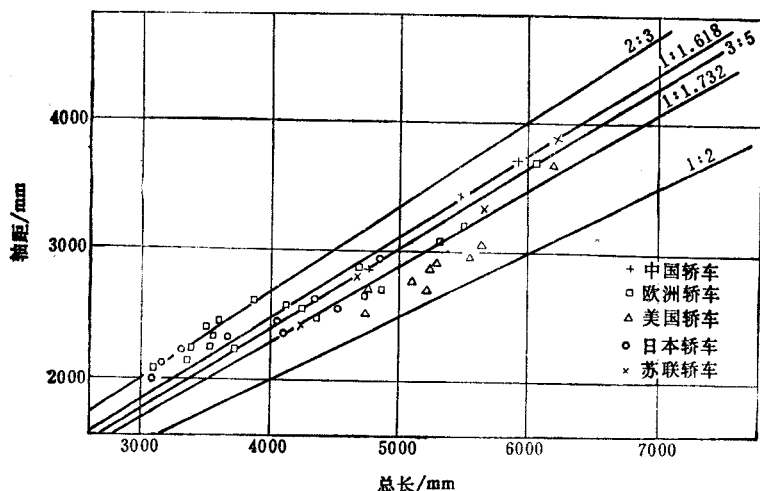


图5-12 典型的汽车比例统计表

(三) 线型组织

汽车造型的整体感，除了依靠正确的比例划分之外，还须依靠巧妙的线型组织。

第一种方法是在汽车上采用重复的形样和线条。例如，大客车常常采用一些重复的零件（窗及窗框等便是），使汽车各部分更加协调，不过这些标准零件的重复都属于精确的重复，因而显得不够活跃。图5-13是运用绘制“比例曲线”的方法得到有变化的重复线条和形状的例子。

图5-13 a 是轿车前翼子板切口的形状，为了使后翼子板

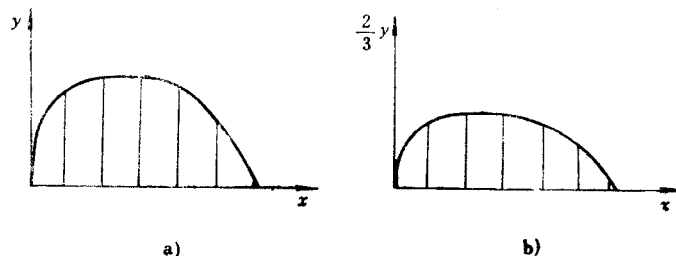


图5-13 前、后翼子板切口曲线的重复与变化

切口的形状与它相呼应，将它置于直角坐标中，然后将 y 坐标按比例压缩，从而求得后翼子板切口的形状（图5-13b）。用绘制“比例曲线”的方法派生出的曲线，它们与原始曲线有一定的内在联系，又有一定的差别，既有重复，又有变化，对美化汽车的艺术形象有很大作用。

第二种方法是在汽车上采用有组织的线条：放射的、相互平行的、相互垂直的、曲率相等的以及几何形状相似的等等。图5-14为典型的汽车外形线型组织的例子。

二、汽车造型的动感和视觉规律

人在从事劳动实践的过程中，通过其感官与客观事物接触和联系，从而认识事物并在人

的脑子里构成一定的概念。在汽车造型时,使其形状符合人观察事物的正常感觉规律是很重要的。

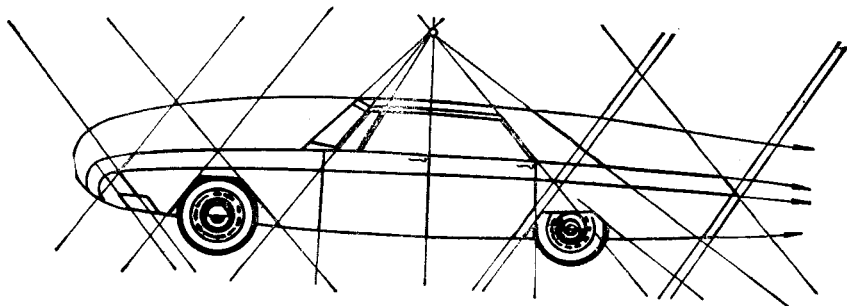


图5-14 汽车外形线型组织举例

静止与运动,是物体在自然界客观存在的形式,这亦在于物体内力和外力的对立统一。静的结构基于规则的重复形象,如等边三角形、规则的几何形和它们的派生形状,自然界如雪花、晶体等;动的结构是流畅的、变化的,并渐渐趋向高潮。静的结构沉寂而优雅,动的结构轻快而又活泼、欣欣向荣。

汽车的造型与建筑物及其他工艺品的造型有很多相近之处,但亦有区别,前者是活动的物体,而后者则是静止的。轻和快,是一切高速交通工具的特点,所以汽车的造型设计必须使汽车获得动感。

使汽车具有动感的方法有下面几种:

第一种方法是使汽车的外形与自然界运动物体的外形相象。例如苏联轿车格斯M-21“伏尔加”是摹仿小鹿形象的,意大利名师摹仿熊猫的轿车造型更显得含蓄优雅,有的汽车造型摹仿天鹅、美洲豹、野牛、奔马、雄狮等,还有的汽车甚至摹仿高速航空器——喷气飞机和火箭的形状。

第二种方法是使汽车具有活泼流畅的线条和光顺的车身表面。任何转接迟滞的形状和线条都会削弱汽车的动感。图5-15a所示的直线AC到CB的过渡是借助于两段圆弧AD、DB来完成的。直线AC在切点A处有无穷大的曲率半径,而圆弧AB在点A处的曲率半径为 R_1 ,所以这处的连接是不光顺的(曲率半径由无穷大突变为 R_1);当线型由圆弧AD向DB过渡时,曲率半径在切点D处又从 R_1 突变为 R_2 ;而当由圆弧DB向直线CB过渡时,曲率半径又从 R_2 突增为无穷大。这些突变破坏了线条的流畅,而且还会造成不连续的光学反射效果。如果这个过渡借助于双曲线或抛物线来实现,则这两种渐变的曲线对线形的适应性较强,因为它们分别在A和B处都有相当大的曲率半径,因此获得较光顺的过渡(图5-15b)。在车身制表面时,曲面的边界条件和制图用的曲线板最好也采用这两种线型。

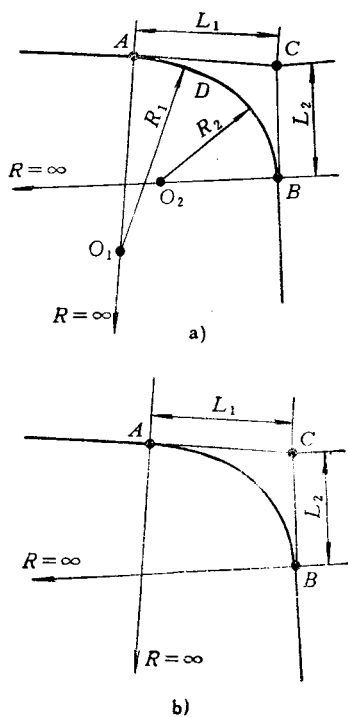


图5-15 线型的过渡

使汽车获得动感的另一种方法，即目前大多数汽车上所采用的，是强调水平划分线和削弱垂直划分线的方法。因为汽车的运动方向是水平方向，所以必须充分而突出地强调这个方向的线条。

强调水平划分线的方法有如下三种：

- 1) 在汽车的侧面镶上水平的装饰条。
- 2) 在汽车侧面的覆盖零件上刻出前后直通的浮雕线。
- 3) 用两种不同的色彩水平地划分汽车车身表面。

削减车身窗支柱的数目和宽度，增大支柱间的跨距是削弱垂直划分线的最好办法，但这种处理方法与保证车身结构强度、刚度有矛盾。例如，某些轿车在侧窗顶部和窗台上镶上两条水平的镀铬条，使人的视觉由垂直的窗支柱向两条亮度很大的水平镀铬条转移，从而起了削弱垂直划分线的作用。又例如，某些汽车采用茶色的侧窗玻璃并把垂直的支柱涂黑，使几块侧窗玻璃和支柱在视觉上溶合成和谐的整体，亦是近年来较流行的一种巧妙的处理手法。茶色的侧窗玻璃还能削弱室内造型和色彩对外形不必要的干扰。

显然，在汽车上随便地增加垂直线，或者在垂直的支柱上单独地镶上显眼的饰条，这都是错误的。

此外，使汽车获得动感，还可运用不同的色彩或不同的质感对比的方法，例如车身采用浅的、轻快的色彩，增加车身上部镶玻璃的面积等等。

从上面强调水平划分线和削弱垂直划分线的例子可知，人的视觉常常受物象吸引力的支配而起变化。此外，人还会把物象感知为歪曲的形象（错觉）。例如：白色的图形比同样尺寸的黑色的图形看起来要大些，因为白色反射的光量较多，属扩张性；黑色吸收的光量较多，属收缩性。光滑的表面比同样尺寸的粗糙表面看起来大一些，是因为光滑表面反射强烈而粗糙表面属漫反射的缘故。饱和红色的图形比饱和蓝色同样尺寸的图形看起来小一些，也是由于红色光比蓝色光的折射率小的缘故。

为了使汽车显得较大，就必须使汽车表面十分光滑并涂浅色漆。浅色漆可以避免太阳把车身晒得过热，而且还可以缓和高光点与车身色彩的强烈对比。此外，为了使汽车显得矮而长和重心低而稳，常常将汽车下部喷上深色；如果要使汽车显得短而轻，其下部可喷上浅色，如果汽车的各个总成和构件的比例由于汽车结构的限制而无法协调，则还可以巧妙地用不同的深或浅的色彩区域的对比纠正不匀称的感觉。

人眼生理局限性的简单例子，如人眼不可能辨别极细微的东西，即人在注视某一区域时，如果人眼的距离是这个区域直径的3450倍（相当于视角 $1'$ ）以上，则对这个区域内任何物体都看不清，而把这个区域内所有的东西都感知为一个“点”。因此，人眼要看清某一距离（例如20m）内车身上的任何图案纹样与字体，则字体笔划的粗细或间隙宽度应大于：

$$20\text{m} \times \frac{1}{3450} = 0.0058\text{m} = 5.8\text{mm}$$

应该指出，在光线较暗或背景对比较弱时，这个数字还要加大，特别是在汽车高速运动时，由于人眼有视觉暂留（亦即由于生理局限性，人眼对短于0.1s高速连续变化的形象无法辨清），这个数字还要增加若干倍。

由此可知，作为活动物体的汽车，它的外形感，车身线条的形状，在汽车高速运动时要产生某种变化，因为人眼对高速运动物体线型的感受要比它们静止时吃力得多。例如线型过

渡不光顺的车身，在汽车行驶时，往往由于人眼的惯性（视觉暂留）来不及转折而自然地将线型辗平，因而使汽车具有与静止时完全不同的外形感。

三、车身表面的光学艺术效果

汽车要讲究雕塑美，正如建筑物讲究体面凹凸进退、阴阳变化一样。不过汽车车身表面要比建筑物表面光滑得多，其反光效果更为强烈。

车身表面就象一面光亮的镜子，必须按照球面镜的光学规律去分析它的反射效果。曲线过渡得不光顺的车身，其光学效果极差。我们研究车身的光学规律，不仅是为了检验车身是否光滑，更重要的是赋予汽车合理的形状。譬如平面镜是很光滑的，但它却不能产生理想的反射效果，它只能如实地反映外界物象。当汽车转弯时或从楼房的阴影中驶出来时，平面车身的明暗层次将随外界物象产生较大的变化，使人觉得车身好象在扭动。为了避免这一缺陷，应该有意识地去组织车身表面的明暗层次。

使车身表面具有不同的曲率，从而使它具有不同的聚焦能力；使车身表面各区段具有不同的倾斜度，从而承受不同的光照量，这是有意识地组织车身表面明暗层次的关键。

从光学上可以知道，某一表面承受的光照量，与该表面的法线和投射光线夹角的余弦成正比。图5-16是将车身侧面分成三种不同的倾斜度，若光线按图示箭头方向投射，则区段1上单位面积承受的光照量最多，区段2次之，区段3最少。如果人站在汽车侧面观察，这时就看到车身侧面分成三条明暗不同的带状区域，如果使区域的尺寸符合一定的比例关系，就会获得较好的艺术效果。

图5-17的例子是a、b两种截面形状的镀铬装饰条，截面a的设计是正确的，它看起来光亮夺目，而截面b的设计则没有把光线反射到人眼内，因而未能充分利用电镀件强烈反射的特性，其光学设计是不成功的。

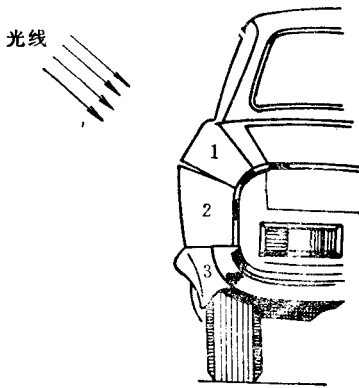


图5-16 使车身表面各区段具有不同的倾斜度从而承受不同的光照量

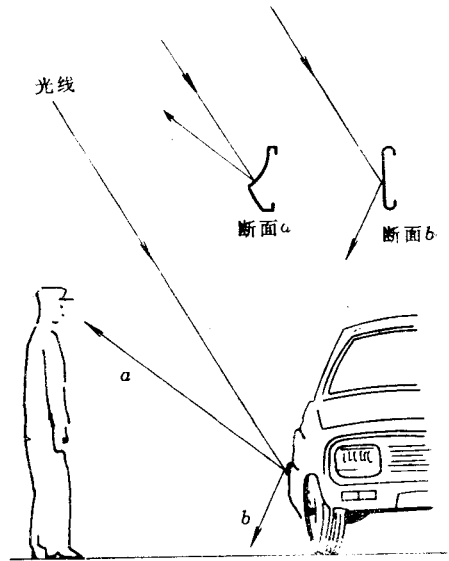


图5-17 两种截面形状镀铬装饰条的反射效果

车身表面不同曲率的区段，其聚焦能力是不同的。曲率大（曲率半径小）的区段，聚焦能力强，影像浓缩；曲率小（曲率半径大）的区段，聚焦能力弱，影像扩散。

近代轿车腰线以下都有一条“光亮线”，无论车身表面朝向什么环境，“光亮线”始终是这一车身表面亮度较大的地方。光亮线不仅要圆滑流畅，而且其宽度和亮度亦不应产生突

变。光亮线在曲率大的地方显得窄而明亮，在曲率小的地方显得宽而暗淡，而曲率很小的地方就消失了。在纵横光亮线相交处，亦即球面半径较小处可以找到光亮中心。

在车身侧面刻出浮雕，对各区段的曲率仔细设计，可使车身表面形成明暗不同的区段，或出现“最亮”和“次亮”的几条光亮线，这使车身的明暗层次更丰富，既朴素又含蓄，还有助于加强汽车的动感和车身刚度，因而这种方法在目前被广泛应用。

总之，在汽车外形设计时，正确地考虑车身表面的光学规律，就能使汽车外形获得良好的光学艺术效果。应指出，当我们注视着没有光泽的油泥模型时，不可能发现这个车型的光学缺陷，尽管油泥模型具有十分动人的雕塑美。因此，在雕塑模型时，决不可忽略对模型进行光学分析。

四、汽车的色彩设计

色彩与人的工作和生活有着极其密切的联系，因此必须深入地研究和掌握它，以便更充分地利用它。汽车是人们经常接触的一种重要交通工具，随着汽车工业的发展和汽车数量的不断增加，汽车的色彩对城市和道路的美化，对人民的精神感染已成为不容忽视的问题。

色彩视觉是人辨别不同波长的光波的能力。色彩的种类很多，色相、明度和纯度是用以描写和鉴别色彩的三个基本属性。

色相——色相是区别色彩种类的名称，不同的色相，其光波的波长亦不同。

明度——也称光度，是色彩的明暗程度，亦即物体色彩对光线的反射程度。大致近黄、白的色彩较亮，近蓝、紫的色彩较暗，同一色相加进白色则明度增大，反之加进黑色则明度减小。

纯度——又称饱和度或色度，也就是接近标准色（标准光谱色）的程度。标准色，就是不夹杂有黑、白、灰的色相。

由于自然界一切物体都具有色彩，人类在长期劳动和实践中逐渐地使色彩视觉与各种感觉器官通过大脑神经活动而建立了复杂的联系，形成对各种色彩的心理感觉——寒暖感（冷或热的感觉），进退感（近或远的感觉）以及各种不同的象征感。例如，看见了黄橙色就联想起炎热的太阳与火，看见了蓝紫色就联想起广阔的海洋和幽远的天空；又例如，看见了红色就联想起鲜血的颜色，看见绿色就联想起生气勃勃的原野。上面几个例子说明了黄色与橙色是“暖”的色彩，蓝色与紫色是“远”的色彩，红色象征流血牺牲，绿色象征欣欣向荣。象这样联想的例子，在人的日常生活实践中，在各种文学艺术作品中真是不胜枚举。

在色彩设计时，如何利用色彩给人的感觉规律对人产生心理影响，是一个需要反复推敲和研究的极其重要的问题。人对色彩的爱好，随着民族、地区、年龄、性别、职业、文化程度等因素的不同而千差万别，但对于特定的环境和大多数人，总会找到共同的想法。因此，可以通过大量的调查统计，确定某时期内的流行色彩。

进行汽车色彩设计时，首先要考虑的是主色调，即选择正确的色彩去反映主题思想。汽车其他各部分的色彩，应围绕主色调进行变化，以达到多样统一的效果。汽车的主色调要考虑下列问题。

1. 考虑汽车的用途

轿车大多数是单色的，但级别不同，其色彩应有差别。高级轿车多数采用较稳重的色彩（明度、纯度都较低），例如黑色、深蓝色、深灰色等等；中级及小排量轿车则可采用较活泼的浅色（明度较高），如淡蓝、淡绿、淡黄、灰白色等等。深色车身的光学效果特别明显，

如果车身表面质量不高,则采用浅色反而能掩盖某些光学缺陷。“统一”并不意味着色彩千篇一律地单调,而是赞成适度的对比。例如,在浅色车身上采用面积较小的饱和色彩会产生较活跃的效果,在深色车身上采用镀铬的装饰件往往会具有华美的感觉等等,这些都是轿车常用的艺术设计手法。客车由于体面转折较简单,大平面较多,因而更注意比例划分,采用双色最好,喷涂双色也适合客车小批量生产的工艺特点。两种色彩在色相上不应采取过强的对比,而在明度、纯度和面积几方面可以相差较大以便分清主次。载货汽车和越野车因用途较广,不宜用太浅的色彩,在装饰上应力求简洁朴素。利用车身外覆盖零件分块和装配的工艺特点,就可在这两种汽车上采用双色。

2. 考虑气候及地理条件

北方的汽车应采用暖的色彩,南方的汽车应采用冷的色彩。特别在炎热的地区,汽车不宜用深黄色或鲜红色。经常有雾的地区,汽车宜用明亮的色彩(例如黄色)。在黄土高原、沙漠或长期积雪的地方,采用绿色常常能给人愉快的感觉;相反地,在广阔的绿色原野上就不宜用绿色,而甚至可用红色。

3. 考虑城市及道路的美化

不同民族或不同地区的人民,其生活习惯是有差别的,他们总是用自己喜爱的色彩去美化生活环境,如街道、建筑物、服装以及装饰等,从而具有强烈的民族风格。汽车的色彩要与这种生活环境有密切的联系,与广大人民的爱好和思想感情相一致。但是,这并不是说汽车的色彩要与环境的色彩完全相同(变成保护色),正相反,汽车的色彩应该与街道、建筑物、城市绿化等色彩有适度的区别,但一般不采用鲜艳的色彩。只有一些需要引起交通警觉的专用汽车(如工程维修车、消防车)才采用与环境有强烈对比的色彩。

室内的色彩设计,要保证驾驶员工作方便,减少疲劳,并给乘客创造舒适、闲静的休息环境。此外,要注意室内色彩和外部色彩的关系,使之围绕汽车的主色调进行变化。因此,室内色彩的明度和纯度都不宜过高,在设计时应注意以调和为主。

为了避免刺目的光线反射,仪表板通常采用黑色或深暗的色彩,并禁止装置分散驾驶员注意力的饰物。地毯色彩的明度和纯度都应较低,纹样不应层层叠叠,并避免与底色有明显的对比。顶篷的色彩对人的心理影响较大,既不应过于浓重而产生沉闷抑郁之感,又不应过于明亮而失去闲静的气氛,一般用中等明度、中等纯度或明度稍高、纯度稍低的色彩较适宜。座椅的色彩要与顶篷、地板双方协调,但有时可采用纯度略高的色彩使室内稍添活跃气氛。采用茶色的侧窗玻璃会增加室内闲静的气氛。

第六章 汽车的空气动力性能

§6-1 概 述

当世界上第一辆汽车问世时,其速度仅为10km/h左右,车身承袭马车的结构,为轻便起见,还不设门窗和车篷。经过100多年的努力,汽车的结构和性能均有了质的变革和发展。如今对于人们来说,如果不是汽车的拥有者,至少也是汽车的使用者,汽车已成为人类生产和生活必不可少的交通工具,汽车工业已成为国民经济的支柱产业。汽车车身的造型与结构,也越来越深入地体现着机械工程学、人体工程学和空气动力学诸学科研究的成果。在当代汽车上,机械工程学 and 人体工程学要素,已达到了相当高的发展阶段,而空气动力学要素则还具有更大的发展余地。随着汽车车速的不断提高,以及在高速行驶时保证汽车的动力性、经济性、操纵稳定性和冷却通风、降低风噪声等的需要,汽车的空气动力性能越来越为人们所认识,已成为研究汽车车身设计中的基础学科之一,而且是评价汽车车身水平的重要依据。当今,不仅对于高速轿车要考虑降低风阻和保证气动稳定性问题,即使是货车和大客车以及厢式车和半挂车等的空气动力特性,也越来越被人们所重视,许多货车和半挂车加上了导流板等减阻装置,收到了较好的效果。同时,空气动力学特性的优劣也已成为汽车市场竞争的重要方面。在世界主要汽车生产国家中,对汽车空气动力学的研究十分活跃,召开了多次国际性学术会议,发表了大量研究成果。这些成果不仅对车型设计将产生重大影响,在改善汽车的空气动力性能,特别是在降低空气阻力系数 C_D 上也有显著效果。1950年轿车的 C_D 值约为0.45,1970年为0.4,1985年已降到0.32~0.35。最近德国制造了一种速度为190km/h的轿车,车体为流线型,用玻璃钢制造。前大灯、门把手、刮水器等都嵌入车身内,使 C_D 值降到0.25。日本日产和丰田公司也有类似的报导。

我国汽车工业目前已能制造多种系列型号的汽车,年产量已超过60万辆,但是我国汽车空气动力学的研究工作还处于起步阶段,未能与汽车工业同步发展。若干国产车型实车吹风试验结果表明,空气阻力普遍比国外同类车高15%~20%。随着对外开放、搞活经济政策的贯彻,特别是市场经济的发展,提高汽车车速以提高运输效率的要求也越来越迫切。近年来,我国的公路建设也有了重大发展。争论多年的高速公路建设问题已作出肯定的结论,

“沈大”、“京津塘”等高速公路已建成。“七五”期间我国已建成高速和一级公路1600多km,二级公路1万多km,这些都为国产汽车高速运行创造了条件。因此,深入开展汽车空气动力学的研究,改善国产汽车空气动力特性,以提高汽车高速性能、降低风阻、节约能源,这是当前的一项紧迫任务。

目前,汽车空气动力学所研究的内容,主要包括以下诸方面:

- 1) 汽车行驶中的气动力和力矩的研究。主要研究怎样使汽车具有较小的气动阻力以减少油耗;怎样使汽车具有较小的升力、侧向力和横摆力矩,以保证良好的操纵稳定性。
- 2) 汽车表面及周围的流谱和局部流场的研究,以分析作用在汽车上的气动力机理。同

时,有利于改善汽车表面雨水流的路径,减小表面尘土堆积、风噪声和面板颤振。

3) 发动机和制动装置的空气冷却问题的研究。目的是为了减小冷却通路和散热器的内部空气阻力,提高冷却效果。

4) 汽车内部自然通风和换气问题的研究。主要研究车身上进、出风口的合理位置,车内进出风量、风速及风路,使汽车具有良好的通风换气性能,以保证良好的舒适性。

汽车空气动力学的理论计算方法目前主要有两类:一类是以无粘流理论为基础,即不考虑空气的粘滞性,在运动方程中只有惯性项和压力项,所用的方程是欧拉(Euler)方程;另一类是以粘性流理论为基础,从纳维-斯托克斯(Navier-Stokers)方程出发,运动方程中考虑了惯性力、压力和粘滞力,通常用有限差分法来求解。随着电子计算机技术的高速发展,用计算机对汽车的空气动力性能可以进行模拟计算和数值计算。已发表的资料有用三维流动分析法(变形FLIC法及SIMPLE法)和应用流体分析的PHOENICS通用程序计算轿车外气流及预测轿车内部气流等。但是,由于汽车形状复杂及其使用条件和气流状态变化的随机性,所以精确建立恰当的物理模型和高精度的数学模型十分困难,以致目前的计算结果精度不高,距试验结果尚有一定差距,目前研究的手段主要靠风洞试验。

汽车的风洞试验分为全尺寸模型(或实车)风洞试验和缩尺模型风洞试验两类。风洞是一种按一定要求而设计建造的管道,可借助于动力装置产生可调节的气流以便模拟大气流场的作用。通过风洞试验,可对汽车进行空气阻力、升力、气动力稳定性、表面压强及其分布、通风、风噪声、散热、尘土、污染、附件功能以及流谱和气候适应性等方面的试验和研究,并对被试汽车的空气动力特性进行分析和评价。

§6-2 汽车行驶时所受到的气动力和力矩

一、气动力和气动力矩

汽车行驶时,若周围无风,则当汽车相对于地面作匀速运动时,相对于静止的空气也作匀速运动。有风时,情况就改变了。为研究方便起见,可先假定空气相对于地面是静止的,并假设汽车在水平道路上作匀速运动。然后,根据相对运动的原理,也可把汽车看成是静止的,空气绕汽车周围流过去。当相对速度不超过 100m/s 时,可近似地认为流经汽车周围的空气不受压缩,即空气密度 ρ 不受汽车运动的影响。

在空气动力学中,可把流经物体的气流的属性,如速度 v ,压强 p ,密度 ρ 等,表示为空间坐标 (x, y, z) 和时间 t 的函数,例如: $v = v(x, y, z, t)$; $p = p(x, y, z, t)$; $\rho = \rho(x, y, z, t)$ 等。分别称为速度场、压强场和密度场。所有这些场的总合,称为“流场”。随时间变化的流场,称为“非定常流场”;不随时间变化的流场,称做“定常流场”。为了研究气流的运动,可在气流中引入一条假想的曲线,认为它任何一点切线的方向都与该时刻气流质点速度向量的方向相同。该曲线称为“流线”。因此,流线所给出的,是在同一瞬时,线上各气流质点运动方向的图形。而在某一瞬时的流场中,许多流线的集合,称为该瞬时气流的流谱。可通过流谱来描述气体流动的全貌。

设有一个空气质点,在某一时刻通过图6-1a中的A点,并在汽车周围的流场中,沿着流线的轨迹运动。在匀速条件下,紧接着到达A点的空气粒子都沿着同样的轨迹运动。因此,可以认为流线在空间的位置是固定的,并隶属于流线族。流线族则构成汽车周围的流谱。汽

车的外形和车速决定着流谱。利用实车或模型进行风洞实验等方法,可将流谱显示出来。通过对空气质点运动的研究可以发现,在汽车前面较远处流线是平行的,空气质点间相对作匀速运动,没有受到干扰。但在汽车附近的流线则呈现出复杂的状况,形成所谓的“扰流区”,空气质点间的相对速度变化较大。

根据伯努利(Bernoulli)原理,气流的静压强 p 和动压强 p_v 之和应为常数,动压强 $p_v = \frac{\rho}{2}v^2$,则有:

$$p + p_v = p + \frac{\rho}{2}v^2 = H(\text{常数}) \quad (6-1)$$

式中 v ——空气流速,单位为m/s;

ρ ——空气密度,单位为 kg/m^3 ;在标准大气压($h_0=101.325\text{kPa}$)和 15°C 时, $\rho_0=1.2258\text{kg/m}^3$;在其他情况下,空气密度可按式计算:

$$\rho = \rho_0 \frac{h}{T} \frac{288.15}{101.325}$$

$$= 3.486 \frac{h}{T}$$

式中 h ——大气压,单位为kPa

T ——绝对温度,单位为K。

常数 H 可由汽车远前方处气流状态求得。

式(6-1)表明,当某处气流速度 v 改变时,此处静压强 p 也必将改变,而压强总和 H 不变。

将整个汽车外表面上压力合成而得到作用在汽车上的合力,称为**气动力 F** 。合力在汽车上的作用点称为风压中心,记作C. P.。由于汽车外形的对称性,压力中心在汽车的对称平面内。气动力 F 与气流速度的平方,迎风面积 S 以及车身形状系数 C_r 成正比,即:

$$F = p_v S C_r = \frac{1}{2} \rho v^2 S C_r$$

(6-2)

式中,迎风面积 S 为汽车正面投影面积,又称参考面积; C_r 与车身形状有关。

可将气动力 F 分解成气动阻力 F_x ,气动升力 F_z 及侧向分力 F_y 。由式(6-2)可知,

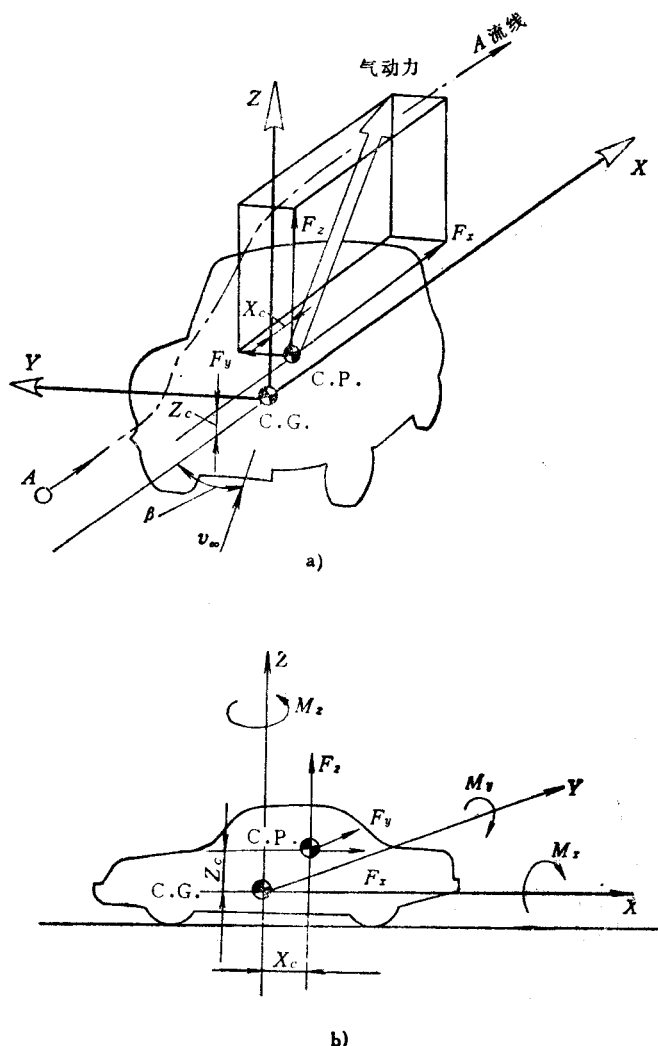


图6-1 汽车上的坐标系和气动力

a) 汽车周围流谱的A流线,汽车上的坐标系和气动力 b) 以质心(C.G.)为原点的xyz坐标系和气动力矩

$$F_x = -\frac{\rho v^2}{2} S C_D \quad (6-3)$$

$$F_y = -\frac{\rho v^2}{2} S C_y \quad (6-4)$$

$$F_z = -\frac{\rho v^2}{2} S C_z \quad (6-5)$$

相应的阻力系数 C_D ，侧力系数 C_y 及升力系数 C_z 为：

$$C_D = F_x / \left(\frac{\rho}{2} v^2 S \right) \quad (6-6)$$

$$C_y = F_y / \left(\frac{\rho}{2} v^2 S \right) \quad (6-7)$$

$$C_z = F_z / \left(\frac{\rho}{2} v^2 S \right) \quad (6-8)$$

若把气动力的三个分力转换到汽车的质心(记为C. G.)上，则有气动力矩如下(见图6-1b)⊖。

纵倾力矩又称俯仰力矩 M_y (以使汽车抬头为正)：

$$\begin{aligned} M_y &= F_x Z_c - F_z X_c = p_q S (C_D Z_c - C_z X_c) \\ &= p_q S L C_{My} \end{aligned} \quad (6-9)$$

式中 X_c, Z_c ——风压中心到质心的距离；

L ——特征长度，一般指汽车的轴距；

C_{My} ——俯仰力矩系数。

横摆力矩 M_z (以汽车右偏为正)：

$$M_z = F_y X_c = p_q S L C_{Mz} \quad (6-10)$$

式中 C_{Mz} ——横摆力矩系数

侧倾力矩 M_x (以汽车右倾为正)：

$$M_x = F_y Z_c = p_q S L C_{Mx} \quad (6-11)$$

式中 C_{Mx} ——侧倾力矩系数。

由式(6-6)可知，汽车的阻力系数 C_D 可定义为作用在迎风面积上的平均压力 F_x/S 与动压力 $\frac{1}{2}\rho v^2$ 的比值，可见， C_D 是一无因次量，它与汽车的尺寸无关，仅仅取决于形状，是衡量和评价车身外形空气动力特性的一项重要指标。同理，侧力系数 C_y 和升力系数 C_z 也是无因次量。

二、汽车的空气阻力

空气阻力 F_x 是与汽车运动方向相反的气动力。由式(6-3)可知，其大小与空气阻力系数 C_D ，迎风面积 S ，空气密度 ρ 及车速 v 的平方成正比。汽车的空气阻力由以下五部分组成。

(1) 形状阻力 它又称表面压差阻力，是由汽车前部的正压力和车身后部的负压力的压力差而产生的。它占气动阻力的60%左右，是气动阻力的主要部分。汽车车身各个表面的形状及其交接处的转折方式是影响形状阻力的主要因素。

(2) 摩擦阻力 它是由于空气的粘滞性在车身表面所产生的摩擦力，其数值取决于车身表面的面积和光滑程度，约占气动阻力的9%左右。

⊖ 力矩方向参考SAEJ1252。

(3) 诱导阻力 它是气动升力所产生的纵向水平分力, 一般约占气动阻力的5%~7%。要减小诱导阻力, 就应设法减小升力。

(4) 干扰阻力 它又称附件阻力, 是由暴露在汽车外部的各种附件引起气流相互干扰而形成的阻力。这些附件包括后视镜、门把手、雨刷、流水槽、前牌照、照明灯、前保险杠以及天线和装饰物等。它约占气动阻力的15%左右。

(5) 内部阻力 它又称内循环阻力, 是由冷却发动机等的气流和车内通风气流而形成的阻力, 约占气动阻力的10%~13%。

汽车的气动阻力是汽车空气动力学研究中首先关心的重要问题, 因为它直接影响到汽车的燃油消耗、加速性能和最高车速。

(一) 空气阻力与最大车速的关系

如果汽车在水平路面上作等速行驶, 牵引力 F_t 全部用来克服滚动阻力 F_r 和空气阻力 F_x , 滚动阻力系数为 f , 汽车总重力为 G , 则有:

$$\begin{aligned} F_t &= (G - F_z)f + \frac{1}{2} C_x \rho v^2 S \\ &= Gf + \frac{1}{2} \rho v^2 (C_x - C_z f) S \end{aligned} \quad (6-12)$$

若在具有最大牵引力 $F_{t\max}$ 时, 可获得最大车速, 则有:

$$v_{\max} = \sqrt{\frac{F_{t\max} - Gf}{\frac{1}{2} \rho S (C_x - C_z f)}} \quad (6-13)$$

可见, 当 $F_{t\max}$ 和 G 一定时, 减小空气阻力系数 C_x , 可使最大车速 $v_{\max}$ 提高。由于 C_x 的提高, 会降低牵引力 F_t [见式(6-12)], 且会影响汽车的操纵稳定性, 可见降低 C_x 值是关键。

(二) 空气阻力与汽车加速性能的关系

由汽车理论可知, 汽车行驶阻力所消耗的功率为 P_r , 则有:

$$P_r = \frac{1}{3600} (G - F_z)fv + \frac{1}{7200} \rho C_x S v^3 \quad (6-14)$$

发动机功率 P_e 与阻力功率 P_r 的关系为: $P_e \eta = P_r$, η 为传动系效率。由于正常作用在汽车上的升力 F_z 都不大, 如忽略升力项, 则有:

$$P_e = \frac{1}{\eta} \left(\frac{1}{3600} Gfv + \frac{1}{7200} \rho C_x S v^3 \right) \quad (6-15)$$

将式(6-15)对时间 t 求导数, 经整理后有:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{dP_e}{dt} \frac{3600\eta}{Gf + \frac{3}{2} \rho C_x S v^2} \quad (6-16)$$

式中, $\frac{dP_e}{dt}$ 表示发动机功率随时间的增长率, 取决于发动机的特性。由式(6-16)可见, 汽车的加速度 $\frac{dv}{dt}$ 与阻力系数 C_x 有近似反比关系。减小空气阻力和减小汽车的重力 G , 都可使汽车的加速能力提高。同时, 汽车的加速能力还与行驶速度 v 有关。当汽车从静止开始行驶时, $v = v_s = 0$, 其加速度的值可能为最大; 而当它达到最大车速 $v_{\max}$ 时, 加速能力将大为降低,

这是因为车速增加使空气阻力大大增加而导致加速能力下降。

(三) 空气阻力与燃油消耗量的关系

汽车的气动阻力是由发动机所产生的牵引力来克服的。一般说来,如能减小阻力,就可减小发动机所需功率,从而减小汽车的耗油量。一般以常用的计算百公里等速油耗的方法来进行初步分析。

若汽车以 v 等速直线行驶时,发动机相应工况的有效油耗率为 b_e [单位为 $g/(kW \cdot h)$], 行驶 100km 所消耗的功为 W (单位为 $kW \cdot h$), 则百公里油耗 Q (单位为 $L/100km$) 为:

$$Q = \frac{W b_e}{102 \rho} \quad (6-17)$$

式中 ρ ——燃油的密度。汽油为 $0.71 \sim 0.73 kg/L$, 柴油为 $0.81 \sim 0.83 kg/L$ 。

由于消耗的功 W 等于行驶阻力 F_r 与行驶距离的乘积除以效率 η , 行驶阻力 F_r (单位为 N) 此时是滚动阻力 F_r 与空气阻力 F_w 之和, 此时的百公里油耗 Q (单位为 $L/100km$) 为:

$$Q = \frac{(F_r + F_w) b_e}{3672 \rho \eta} \quad (6-18)$$

因此,降低 F_w 则可降低 Q 。当高速行驶时, F_w 比 F_r 大得多,故降低 F_w 所得到的节油效果更大。当然,空气阻力 F_w 对燃油消耗量 Q 的影响与汽车类型、道路状况、发动机特性及使用工况有关,并不能简单地一概用式(6-18)来计算,通常由试验来确定。试验统计表明,如能使汽车的平均空气阻力减小 2%,所需发动机功率大约可减少 0.5%; W. H. Hucho 的研究报告指出,轿车 C_D 值下降 0.2, 在公路上行驶可节油 22%; 在市内行驶节油为 6%; 而在综合循环条件下,节油约为 11%。Audi 100 轿车的试验数据表明, C_D 从 0.42 降到 0.30, 在混合循环时,燃油经济性可改善 9% 左右,而当以 150km/h 行驶时,燃油经济性改善达 25%。可见,空气阻力的降低对改善燃油经济性意义是很大的。

为了减小气动阻力 F_w , 主要应设法降低空气阻力系数 C_D 值。目前各型汽车的 C_D 值见表 6-1。

表 6-1 各型汽车的 C_D 值

车 型	C_D 值	车 型	C_D 值
小型赛车	0.23~0.45	货 车	0.40~0.60
轿 车	0.30~0.55	大 客 车	0.50~0.80
摩 行 车	0.40~0.57	重型货车	0.65~1.0

理论上讲,只要物体形状相同,就应有相同的 C_D 值。实际上,当考虑到空气的粘滞性时, C_D 值应是雷诺数 Re 的函数。但在车速较高、动压强较高而相应气体的粘滞性摩擦较小时,可以认为 C_D 值不随 Re 而变化。

三、汽车的气动升力

汽车的气动升力垂直于汽车的运动方向,即垂直于地面。升力向上为正,向下为负。气动升力对汽车是有害的,必须尽可能设法减小。因为它会降低轮胎的附着力从而影响汽车的驱动性、操纵性和稳定性,质量轻和质心靠后的汽车对升力特别敏感,例如某轿车以 160km/h 的速度行驶时,前轴上所受的正升力约占汽车质量的 20%~25%,大大降低了前轮与路面间的附着力,当其受到阵风的作用或转弯时,就可能出现失控的险情。因此,从安全角度考

虑,减小气动升力比降低气动阻力更为重要。

从式(6-5)可知,升力 F_z 与升力系数 C_z 成正比。升力系数 C_z 是汽车上、下表面曲率的函数,也是上、下表面压力差的函数。它反映了车身形状和位置状态对升力的影响程度,是评定汽车升力特性的重要指标。作用在汽车前轴上的升力称为前轴升力,其升力系数记为 C_{zF} ;同理,后轴升力系数记为 C_{zR} 。

理想的汽车流线型与飞机机翼剖面十分相似。机翼上下两个表面的曲率不同使得流经上表面的气流流速大于流经下表面的气流流速,由压力差而产生一个有利于飞机上升的升力。从汽车侧视图上反映出的上下表面,也可以粗略地看成两条曲线,出于同样的原因而产生升力。在判断汽车上的升力时,常用中线、弦长和拱度这类概念。中线指的是汽车横截面中心点的连线,见图6-2。中线与汽车前端面和后端面的交点,称为前缘和后缘。前缘和后缘的连线称为弦线。中线弧线高度与弦长之比称为拱度。显然,减少拱度可使中线变得平坦一些,从而改善升力状况。但对轿车来说,要想从车身造型上来减小拱度是十分困难的。评价车身外形与升力关系的指标为迎角。迎角系指弦线与水平线间的夹角。一般规定:前高后低的弦线,其迎角为正;反之为负。显而易见,在正迎角下,迎角越大升力越大,因此,为了减少升力,应使迎角为负值。这也就是前低后高的小旅行车或客货两用车升力较小的原因。在造型上,如果采用使汽车前部低矮而尾部肥厚上翘的措施,也可以获得较大的负迎角。

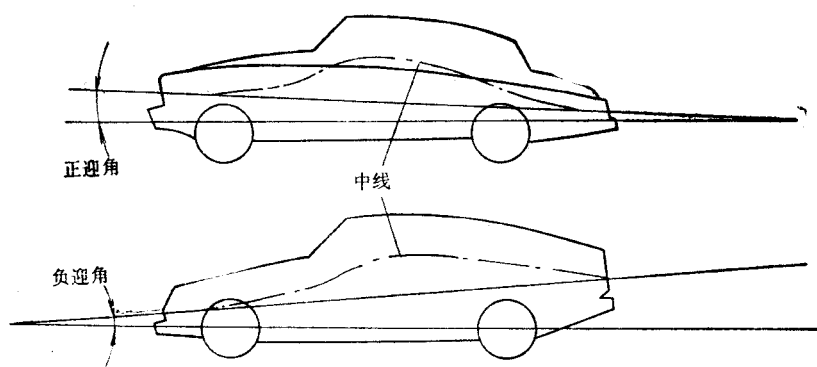


图6-2 汽车的中线和迎角

由试验得知,作用在汽车上的空气,有35%~40%在车身上部流过;10%~15%从底部流过;两侧面各流过25%。如果能设法提高汽车底部气流的速度而形成一种文氏(Venturi)喉管的气流,则可由此产生负升力,这是人们所期望的。由此可见,在车身造型和设计时,不应忽视汽车的底部。试验表明,当风向角 $\beta = 0$ 时,在汽车底部安装地板可使升力系数减少20%。

为了了解汽车底部与地面间的气流对升力系数的影响,可参考图6-3所示试验情况。第一个模型把前端离地间隙完全封闭起来,底部产生一个相当大的负升力;第二个模型直接放在平台上,此时产生了正升力;第三个模型把后部离地间隙完全封闭起来,产生了相当大的正升力。这个试验虽是极端情况,但却可提供一些有益的启示:

- 1) 采用负迎角造型,可使流入汽车底部的空气减少,避免底部气流阻塞,也有利于底

部空气向尾部低压区疏导，使底部气流保持一定的流速，从而减小升力。

2) 在汽车前端底部加一个扰流板，可减少进入底部的气流量，还能使底部气流顺利地
向尾部或侧面流动，并保持一定的流速，这样也可使升力系数下降。表6-2表示未加扰
流板和加装扰流板的汽车升力系数的变化情况。

3) 使汽车地板的尾部向上翘起一个角度以疏导底部气流，可降低升力系数。由图
6-4中对A型和B型两种结构进行的试验和比较可见，当 h_0 相同时，由于A型的后翘角
小于B型，使得A型的 C_D 值， C_z 值也小于B型；当 h_0 作适当变化时，A型的 C_D 值在一定
范围内较B型为小。综合起来考虑，A型对
减小升力更为有利。

4) 汽车地板还应向两侧面略为翘起，
使底部气流有一部分流向两个侧面。由于汽车的两侧面是对称的，不会形成压差，两侧面
的压力低于底部压力，当气流向两侧疏导时加快了底部的气流速度而使升力下降。

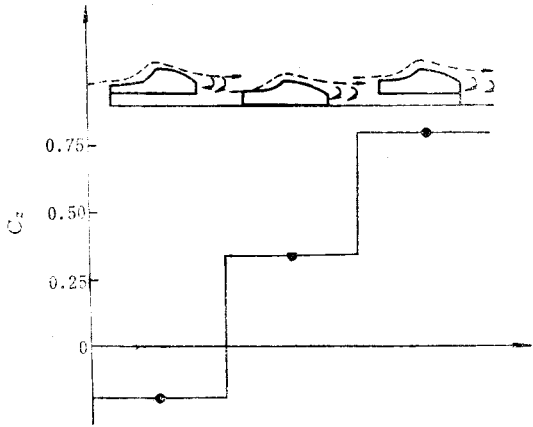
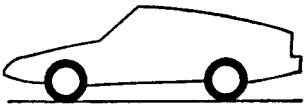
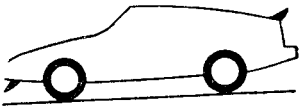


图6-3 阻塞底部气流对气动升力系
数 C_z 的影响

表6-2 汽车后部和前部加装扰流板对升力系数 C_z 的影响

车 型	前轮升力系数 C_{zF}	后轮升力系数 C_{zR}	总升力系数 $C_z = C_{zF} + C_{zR}$
 基本型	0.301	0.126	0.427
 后部装扰流板	0.313	0.007	0.320
 后部和前部装扰 流板	0.280	0.016	0.296

北京空气动力研究所在对红旗牌轿车改型 试验 时，使升力系数 C_z 由原来的0.37降到
—0.13，主要措施有：

- ① “斜背”加“鸭尾”，使升力系数下降0.14。
- ② 车底加盖板，使升力系数进一步降低0.3。

可见，车底形状对降低升力系数 C_z 是大有潜力可挖的。

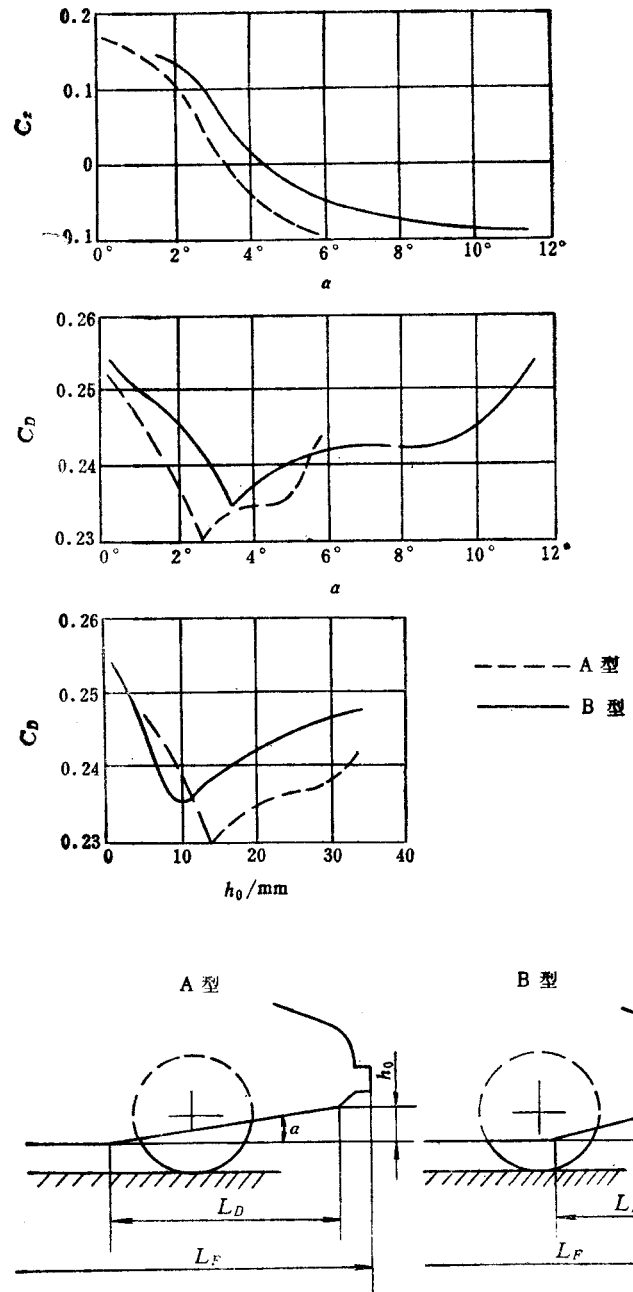


图6-4 车尾地板的后翘效应

四、汽车的空气动力稳定性

汽车行驶时，如果没有侧滑角，作用在汽车上的气动力只有阻力 F_x 、升力 F_z 和俯仰力矩 M_{y_0} 。在实际行驶情况下，由于侧向自然风的作用以及转弯、让车、超车等原因，汽车经常处于有一定侧滑角的运动状态。此时作用在汽车上的气动力还有侧向力 F_y 、横摆力矩 M_x 和侧倾力矩 M_z 。如果侧风强烈或汽车外形设计不正确，则在严重情况下会使汽车因稳定性恶化而

造成事故。因此，汽车的行驶稳定性主要表现为横摆运动的稳定性。

风压中心 $C.P.$ 的位置对汽车空气动力稳定性影响较大。设汽车风压中心 $C.P.$ 到质心 $C.G.$ 的距离在 X 轴的投影为 X_c 。当风压中心靠近汽车前轴时(图6-5a)，横摆力矩 $M_z = F_y X_c$ 使汽车绕 Z 轴顺时针方向转动，即顺侧向风转动，进一步增强侧向风力的作用，从而导致恶性循环使汽车失稳。若风压中心 $C.P.$ 在质心 $C.G.$ 之后(图6-5b)，则横摆力矩 M_z 使汽车产生逆时针方向转动，从而削弱侧向风力的作用，使汽车趋于稳定。因此，造型设计时，应尽量减小汽车前部侧面的投影面积，使风压中心靠近后轴。有些汽车的后部采用加尾翅的造型，这样，除了有动感外，还在于可提高侧风的稳定性，见图6-6。当然，是否加尾翅不能一概而论。近年来，广泛流行的长头短舱的跑车造型，行李箱保持较大高度的半快背式轿车造型以及尾部有较大厚度的割尾式快背轿车造型，是与其具有较好的空气动力稳定性有关的。试验表明，长度较小、宽度较大、车身低矮的汽车，由于其横摆力矩和侧倾力矩较小，因而对保证气动力稳定性更有利。

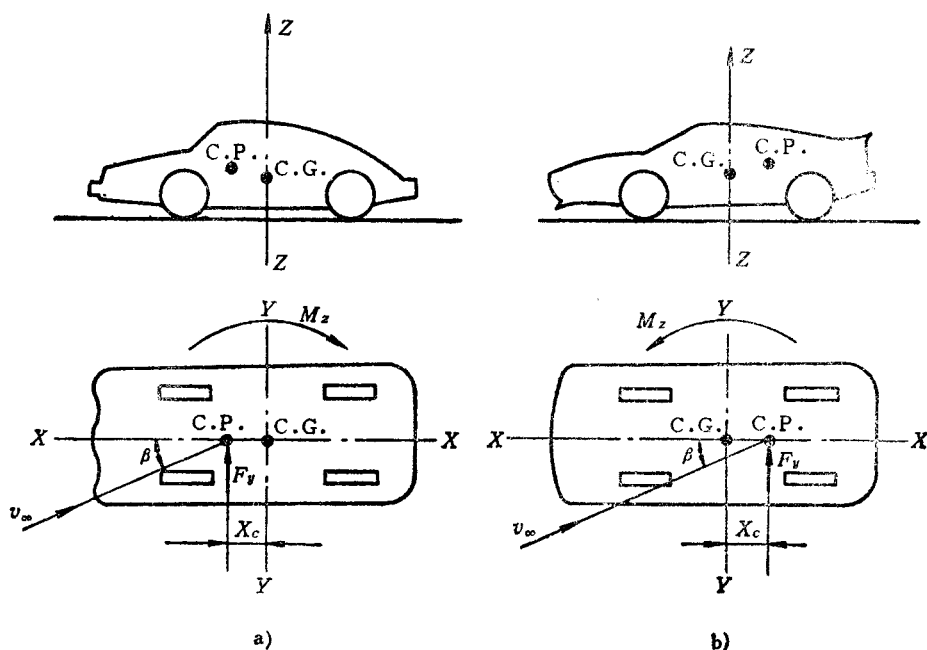


图6-5 汽车受侧向力影响示意图

研究汽车空气动力稳定性的方法，也可以从研究气动侧向力 F_y 对汽车横摆运动稳定性的影响入手。当等速直线行驶的汽车有前轮转角阶跃输入时，汽车转向运动的稳态和瞬态响应是评价汽车稳定性的重要特征。理论研究表明：

1) 当不考虑气动侧向力 F_y 时，在前后车轮侧偏刚度 $K_1 = K_2$ ，且其他值一定时，决定汽车转向特性的最基本因素是质心位置 $C.G.$ 。设质心至前轴的距离为 a ，至后轴的距离为 b ，则当 $a - b = 0$ 时，汽车具有中性转向特性；当 $(a - b) < 0$ 时，具有不足转向特性； $(a - b) > 0$ 时，呈过度转向特性。

2) 当计及侧向力 F_y 时，汽车的转向特性可看成由不计 F_y 的转向特性和转向增量相叠加而成。转向增量的性质由稳定性因数 k 的增量 Δk 的正负所确定。当其他参数值一定时， Δk

值主要取决于 F_y 的作用点 $C.P.$ 的位置,同时, Δk 还与行驶车速 v 有关。 $\Delta k > 0$ 为不足转向增量, $\Delta k < 0$ 为过度转向增量。

3) 设 d 为前轴到 $C.P.$ 距离在 X 轴的投影, v_{cs} 为当 Δk 变号时的速度,称为变号速度。在 $(a-d) > 0$ 时,当汽车车速 $v < v_{cs}$ 时, Δk 具有正值, F_y 的影响对汽车将产生不足转向增量;当车速 $v > v_{cs}$ 时, Δk 具有负值, F_y 将对汽车产生过度转向增量。在 $(a-d) < 0$ 时,当 $v > v_{cs}$ 时, $\Delta k > 0$; $v < v_{cs}$ 时, $\Delta k < 0$,情况正好与上述相反。

4) 一般说来,气动侧向力 F_y 对汽车转向特性有不可忽视的影响。因此,在进行汽车稳定性分析时,应计及 F_y 的影响。为使汽车不出现横摆失稳状态,总希望汽车具有不足转向特性。为此,当汽车前后车轮侧偏刚度 K_1 和 K_2 相近时,希望汽车做到 $(a-b) < 0$ 、 $(a-d) < 0$,即从结构上保证质心 $C.G.$ 在 $L/2$ 之前(L 为汽车轴距),风压中心 $C.P.$ 在质心 $C.G.$ 之后。由于影响汽车空气动力稳定性的因素较多,因此,在汽车造型设计完成之后,还需要在风洞中或在汽车试验场的横风路段中,对其空气动力稳定性进行较全面的试验和考核后才可作最后评价。汽车横风试验装置见图6-7。

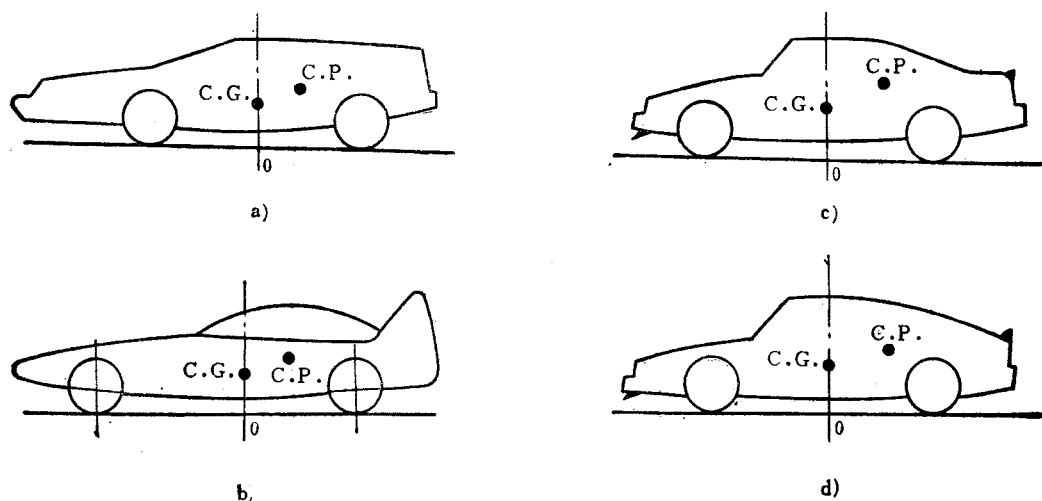


图6-6 从空气动力稳定性观点看较理想的车身外形

a) 长头短舱跑车 b) 带尾翅的跑车 c) 半快背式轿车 d) 快背式轿车

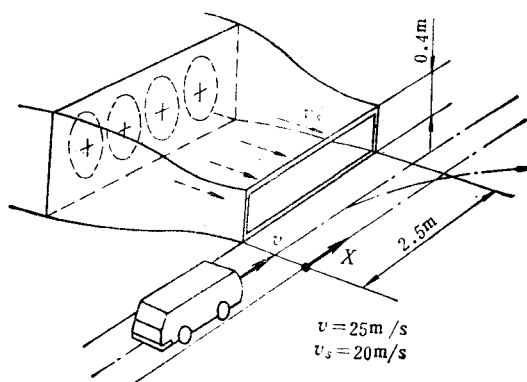


图6-7 VW汽车模型横风试验装置

§6-3 空气的粘滞现象、汽车的流谱和表面压强分布

一、附面层与分离点

理论上假设空气是非粘滞性的，而实际上空气具有粘滞性，即当气体相对于表面运动时会产生内摩擦作用。与物体表面接触的气体将受到该表面的阻滞使相对速度变为零。邻近该表面的空气层也被粘滞摩擦力所阻滞，其相对于表面的运动速度也随与表面的距离而变化。距离越大，空气粒子受粘滞性的影响越小，它们的运动也更快些。当与表面的距离超过一定数值时，空气粒子的运动已不受粘滞性的影响，其速度与外部气流速度相等。因此，围绕着运动物体的一个相对薄的空气层内，气流速度有着急剧的变化，存在着速度梯度。该气流层称为附面层，又称为边界层。可以根据速度梯度在附面层内的状况来区分附面层的类型。当气流速度不很大时，附面层内各层间速度变化小，各层间是以不同速度错动的，称之为“层流”。当附面层内各层间速度梯度较大时，整个附面层充满了涡流，称之为“湍流”。图6-8为附面层内的速度分布情况。其中 h 为附面层厚度。图6-9表示沿汽车表面的附面层。可见。仅在汽车前部有一个很小的层流区域，其余部分都是湍流，故可以认为汽车的所有表面实际上均由湍流附面层所覆盖。

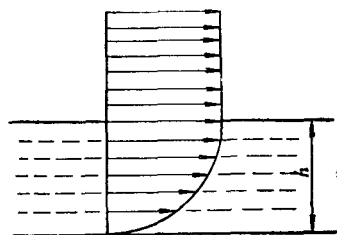


图6-8 附面层内的速度分布

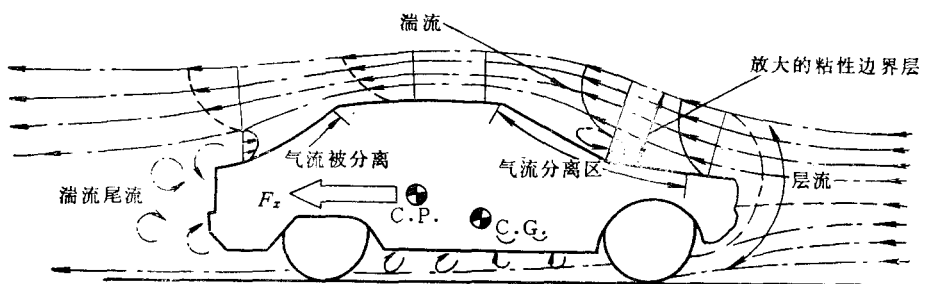


图6-9 汽车表面的附面层

汽车的外表面很少是平直的，大多在三个轴线方向均有不同的弯曲而形成二维或三维曲面。当汽车高速行驶时，迎面来的气流按伯努利原理，其速度在不同表面处是各不相同的。在凸起部分，气流速度升高而使该部分气压下降，同时还保持着一一定厚度的附面层。在凹下部分，气流速度变低而使该部分气压升高，同样在该表面也保持着一一定厚度的附面层。当气流从凸起部分向凹下部分流动时，气压由低升高，气流要克服压力的升高才能继续运动，气流速度也就变慢，这不仅对外部气流有影响，更重要的是对附面层的气流带来影响。由于附面层内的气流速度变慢而使附面层内的气体“堆积”起来并逐渐变厚，于是会在距物体表面某一点 K 处的气体粒子失去其动量，速度为零。气流在这一点与表面开始分离，该点称为分离点，如图6-10所示。而更靠近物体表面的气流方向变成负值，空气发生倒流。从 K 点起形成一个分离面 $K-K'$ ，在分离面后部，产生了一个个涡旋，涡旋被外层气流带走，同时又从分离面上卷进新的涡旋以补充被带走的部分，这种现象称为分离现象。

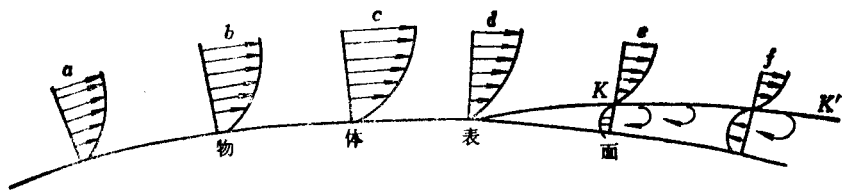


图6-10 涡旋的形成和分离现象

在研究汽车流谱时，汽车前部气流通常自发动机罩沿向上倾斜的表面移动，此时空气粒子速度增加。由于车身外形在发动机罩和风窗玻璃处出现转角，故流速会变慢，此处车身表面气流在S点出现分离现象，见图6-11。而后，气流压力逐渐升高，气流在风窗玻璃上的R点再次附着。由于汽车纵向往后逐渐变小，故使气流速度逐渐变慢，在汽车尾部，气流会再一次分离而形成汽车的尾流。汽车尾流可以认为是汽车通过空气与其表面间的粘滞性，将本身的动量给予了尾部的气体，并使其尾随着汽车运动。

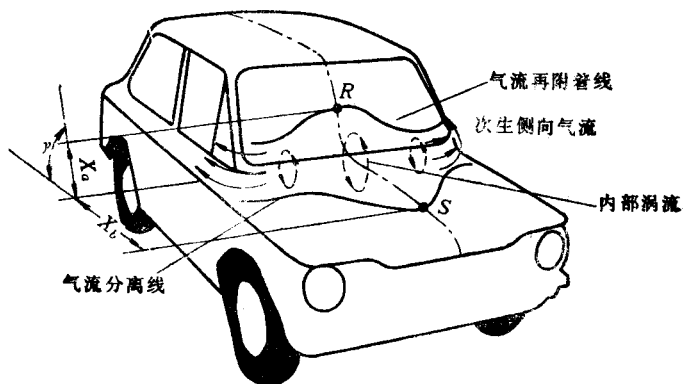


图6-11 汽车表面的气流

二、汽车前部的流谱

图6-11中所示汽车前部的流谱情况，可用两块平面玻璃来简单模拟，并在风洞中用油膜法试验以显示其表面流谱。由试验可以得到气流在发动机罩上的分离线和在风窗玻璃上的再附着线。试验结果表明，影响发动机罩和风窗玻璃转角部位气流的主要因素为：

- 1) 发动机罩 和风窗玻璃间的夹角 γ 。
- 2) 发动机罩 的三维曲率和结构。
- 3) 风窗玻璃 的三维曲率和结构。

图6-12所示为发动机罩上分离点S和风窗玻璃上再附着点R的位置与夹角 γ 的关系曲线及其经验公式。可见， γ 越大， x/d 越大，R点越往上移，而 x/c 越小，S点越往前移。试验研究还表明，发动机罩在水平方面的曲率越大，分离点

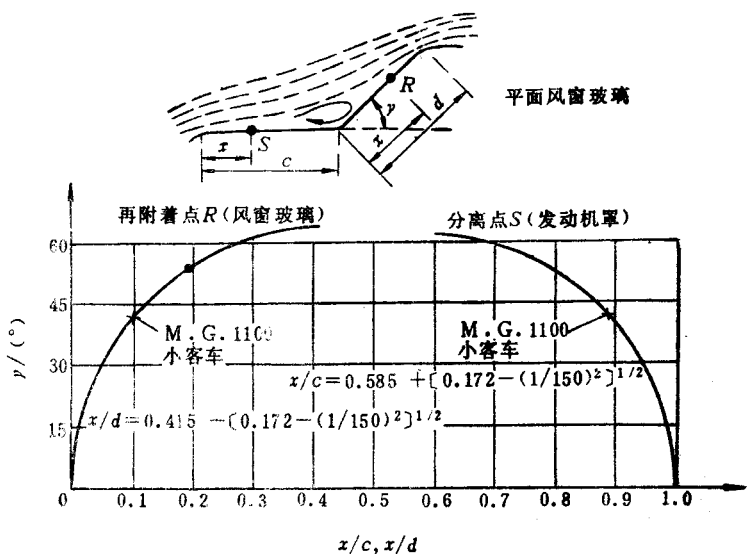


图6-12 发动机罩和风窗玻璃上分离点S和再附着点R的位置

S 越往前移动, 风窗玻璃法向曲率的增加也使再附着点 R 往下移动。现代轿车发动机罩曲率均较小, 对 S 点无显著影响。但发动机罩侧面不要设置凸起物以免阻碍气流流向两侧。在风窗玻璃下沿附近开设通风口, 有利于减小该处涡流的影响。二维圆柱曲面或其他曲面形状的风窗玻璃, 有利于气流向两侧流动, 使再附着线向玻璃下沿方向降低。气流运动还会受到玻璃上下沿的压条、凸边及刮水器等干扰的影响。图6-13是货车和厢式车辆前部的流谱。其与风窗玻璃的夹角 γ , 风窗玻璃上、下横梁的造型形式, 顶盖雨槽以及风窗玻璃上、下沿嵌条凸起高度等有关。改进前, 气流沿风窗玻璃上升到上横梁处, 气流急剧上升并与顶梁表面分离。经过适当修改局部形状, 气流状况可得到很大改善。

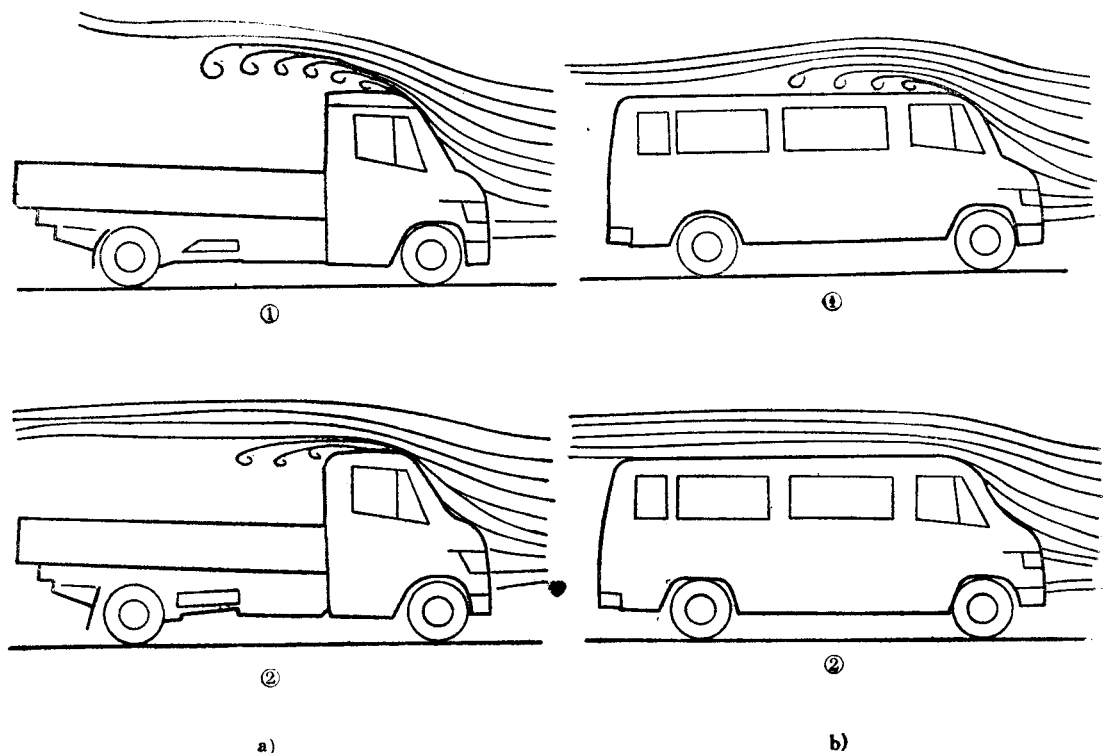


图6-13 货车和厢式车辆前部改善前后的流谱

a) 货车 b) 厢式车

① 改善前 ② 改善后

三、汽车尾部的流谱

当气流沿汽车表面流动到汽车尾部时, 气流分离而形成尾随在汽车后面的湍流尾流。常常可以看到路面上一些轻树叶或尘土被汽车尾流卷起沿着路面移动的情况。可以用一个简单的流线形体来研究尾流, 如图6-14所示。气流在其尾部的分离线呈圆环形, 尾流从此处形成。可以测得尾流区的局部气压相同而且低于大气压力。如果将该流线形体后部伸入尾流区的部分截掉, 则作用在其上的实际气动力合力并不改变。在轿车造型中的“短尾”造型方法, 就是将隐入尾流区的车身切短, 形成垂直于主轴线的后截面, 使气流在同一截面上自然分离。尾流中主要是负压, 系作用于后截面上的吸力, 从而产生运动阻力。一般称后截面为“基面”。在设计中, 应该设法使基面面积尽可能小, 以使尾流负压值减小, 从而减小车身

运动阻力。实际轿车的外形要比轴对称的流线体复杂得多。图6-15表示轿车周围的压强分布及尾部的流谱状况。精细的造型设计，首先应避免尾流涡漩造成对路面过大的紊流，以减少

尘土飞扬；其次应考虑到引导气流对后窗玻璃等部位有一定的冲刷作用，以防止尘土的沉积。图6-16为厢式车辆尾部流谱的示意图。图6-16a表示尾流将地面尘土扬起后，由于负压区紧靠着后窗，尘土在后窗玻璃和后围板上大量沉积，使后窗透明度降低，后围也弄得十分肮脏。图6-16b表示当在车尾部设置导流装置后，顶盖气流沿后窗向下流动冲刷后窗表面而不使尘土沉积，负压区向后部移动，尾部涡漩离后窗较远，使后窗上尘土沉积的机率降低，从而保持后窗有良好的透明度。

四、汽车底部的流谱

汽车在地面上行驶与飞机在空中的运动差异很大，这主要是由于汽车底部和地面之间气流的粘滞和干扰。进入汽车底部的气流可看作首先是以与汽车运动相反的方向相对于地面运动。然后，由于粘附到汽车底部上而随汽车一起运动。可见，车底的气流先是向后运动，当汽车驶过后，又向前运动。这种局部的阵风是一种分离气流，产生一种沿地面与汽车一起运动的“漩涡”。因此，汽车底部的流谱是一种相当复杂的、强烈的湍流，并对汽车的气动力影响很大。理论分析十分困难，常用试验方法来进行研究。一般认为，汽车底部和地面之间的气流状态受下列因素的影响：

- 1) 地面和底部间的距离(离地间隙)。
- 2) 车辆宽度、长度和高度之比以及车身造型。

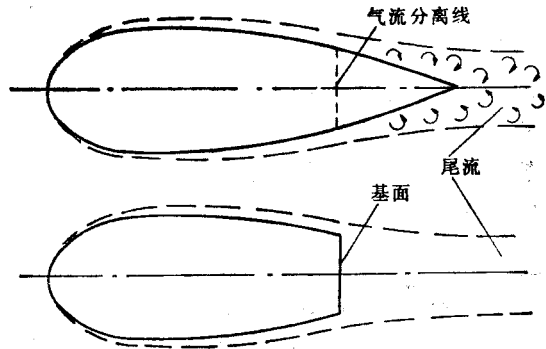
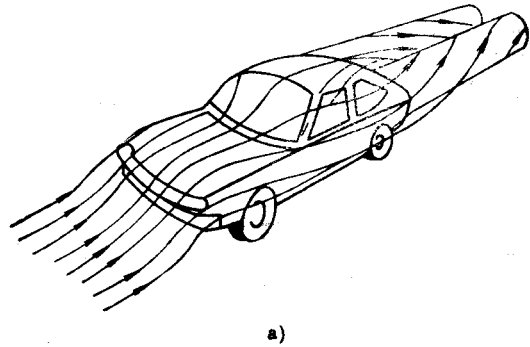
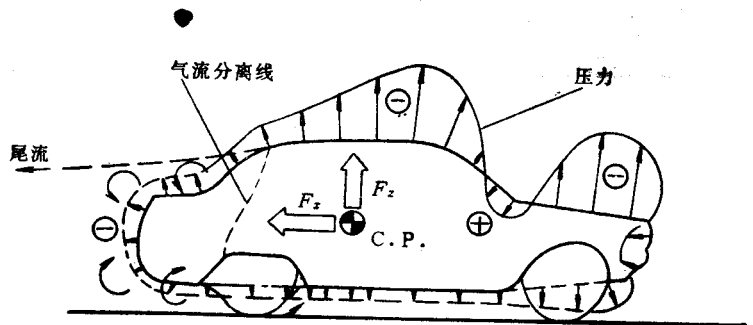


图6-14 “短尾”原理



a)



b)

图6-15 汽车周围的压强分布与尾部的流谱

a) 汽车尾部湍流涡漩 b) 与汽车周围压力分布有关的尾流和气流分离线

3) 底部的平稳程度。

4) 地板的纵向曲率和横向曲率。

图6-17为离地间隙和底部平整光滑程度对空气阻力和升力的影响。货车由于底部粗糙，底部气流有更大的自由度来产生涡流，从而使阻力随离地间隙的增高而加大。但具有光滑底部的轿车，由于其光滑底部减少了湍流及摩擦损失，故阻力将随离地间隙的增加而减小。离地间隙的增大还将使升力系数减小（见图6-17c）。空气动力学外形好的汽车， C_D 值小，则升力系数 C_L 随离地间隙增大而下降得更快。

图6-18表示汽车地板的形状对阻力与升力的影响。纵向曲率使底部平均流速增加，相应使平均压力降低而减小了升力。底部气流损失减小也使阻力系数降低。横向曲率有利于气流向两侧边缘流动，压力从中部向地板两侧逐渐降低而使气流总堵塞程度减小，这也有利于减小空气阻力。但曲率太大很可能引起过量的横向气流，并与侧面气流相干扰而产生额外的涡流和湍流。可见，通过对汽车地板的合理造型，力求使气流流畅，将有助于降低气动阻力和升力。

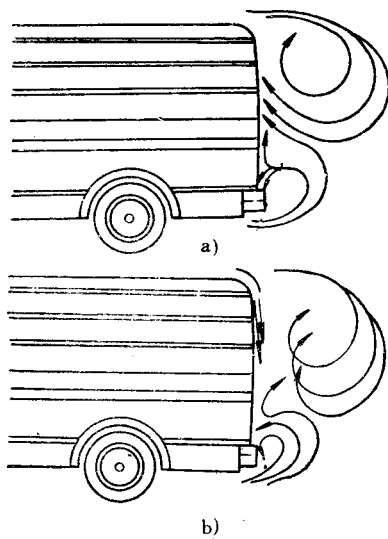


图6-16 厢式车辆尾部的流谱

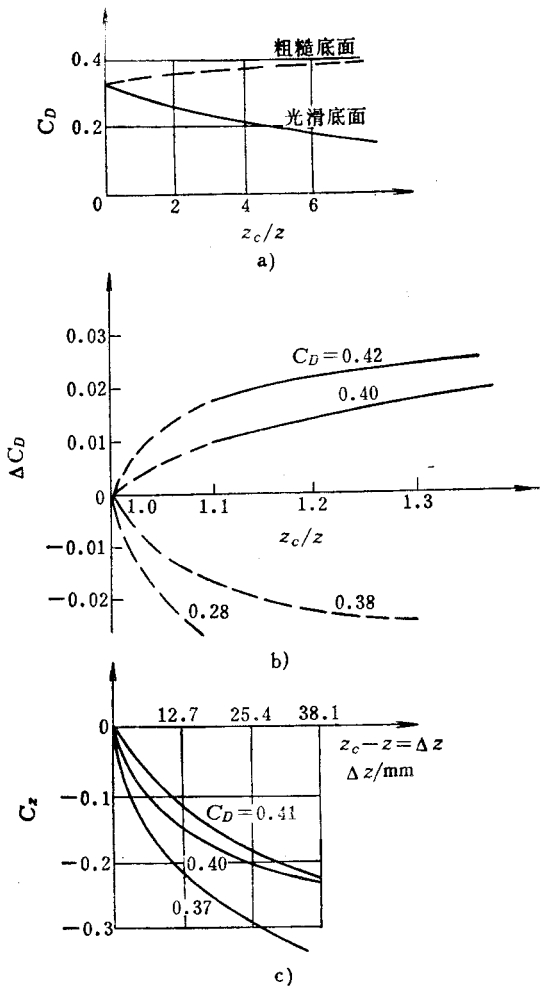


图6-17 汽车底部的气流特性
a) 离地间隙对气动阻力的影响 b) 光滑底部对气动阻力的影响 c) 离地间隙对气动升力的影响
 z_c —离地间隙实际值 z —离地间隙平均值

五、汽车周围的涡系

图6-19表示飞机翼端涡流状况，在气流作用下，上表面流速快而形成低压；下表面流速慢而产生高压。这两个区域沿边缘相连接。气流在边缘上自然会由高压区向低压区流动，这种交叉流动构成了两股气流间的空气动力学干扰而产生旋转的空气运动，称为“涡流”。

现代汽车的轮廓也可粗略地比作为一个翼展很短而厚度很大的机翼，因此在行驶中也会

产生“涡流”现象。在发动机罩和风窗玻璃转角处往往形成气流分离区。分离区中的气流运动是循环的，在适当的条件下会形成涡流并向风窗玻璃边缘发展，在侧面气流作用下使涡流增强并沿侧面向后移发展成为尾涡。发动机罩和风窗玻璃的造型将影响涡流的位置和强度，同时，底部气流沿地板曲面流向侧面，也能与侧面气流形成另一个涡流，并沿汽车侧面向后移动。上下两对涡流互相作用和吸引，形成随汽车移动并附在汽车侧面的两对附着涡流，并逐步合并成一对尾随涡流，如图6-15a及图6-20所示。货车驾驶室侧面的流谱表明，气流流向基本上也由底部高压区向顶部低压区流动，在驾驶室侧面形成上升和向后的气流。为减小和消除涡流和气体分离引起的摩擦阻力和动能损耗。有些轿车在车尾脊背部分装置导流翼来改变气流速度。在发动机后置的轿车车尾开吸气孔，可借助发动机散热器的吸气来加速气流速度，也可使涡流及分离现象减轻，见图6-21。改变车身侧面的形状，在后窗的两侧形成局部凸起使气流加速，以及采用由两侧后部的车内通风排气口所排出的气流来驱动车尾两侧的气流速度，也将起到同样的作用。

六、汽车的内部气流与表面压强分布

汽车的内部气流包括使发动机或制动器冷却气流及车厢内部通风气流两部分。内部气流对车外流谱有两个方面的影响：其一，由于一部分外部气流被引进车内而降低了外部气流作用于车身表面的压力。其二，外部气流在通过水箱、内部空气通道等处时，由于摩擦、涡流及漏气等而损失了动量。综合的结果出现了汽车的“内部气动阻力”。研究车内气流的目的在于如何恰当地引入外部气流以最有效地完成冷却、通风后再排出车外，并使气流的进出对整车气动性能的影响最小。

(一) 车身的表面压强分布与车内的通风

车身表面压强的大小及分布与汽车内流组织息息相关，它是选定车身通风的进出口位置及估计通风量的依据。车身表面的压强一般用压强系数 C_p 来表示：

$$C_p = \frac{p - p_0}{\frac{1}{2} \rho v^2}$$

(6-19)

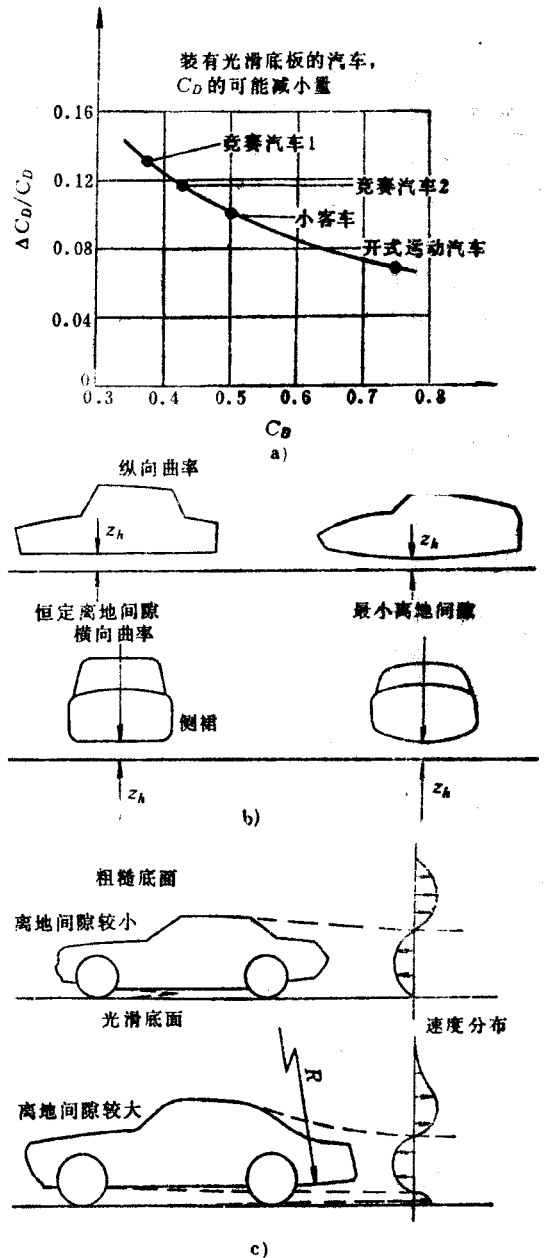


图6-18 汽车地板形状对阻力与升力的影响
a) 装有光滑地板的汽车， C_D 的可能减小量 b) 地板的纵向曲率和横向曲率 c) 地板造型对尾流的影响

式中 p ——车身表面压力, 单位为Pa;
 p_0 ——标准大气压, 单位为Pa;
 v ——气流速度, 单位为m/s;
 ρ ——空气密度, 单位为kg/m³。

图6-22示出了不同车型的车身表面压强分布特性。驾驶室前围板上的正值压力约占车

身总宽范围内压力的70%~80%, 左右对称断面附近的压强系数 $C_p=0.35\sim0.60$ 。可以在有高的正压强系数的前格栅处和驾驶室前围板附近以及发动机罩后部设置进风口。可设置出风口的部位及压强系数值如下:后柱 $C_p=-1.0\sim-0.3$;

后窗下方 $C_p=-0.3\sim+0.1$;
车顶后端 $C_p=-0.6\sim-0.3$;
地板下方 $C_p=-0.1\sim+0.1$ 。
近于流线型的汽车, 大的负压大多出现在后柱和车顶后端, 而流线型程度较差的车辆, 一般以后窗下方的负值压力较大。一般说来, 压强的数值还取决于通风孔附近的具体结构, 因车型及造型而异。轿车一般将进风口设在发动机罩后部, 出风口设在后窗柱下部, 见图6-23。货车一般将进风口设在前围上部(平头车)或发动机罩后部(长头车), 出风口设在后窗柱下部或后门柱侧面, 见图6-24。对大客车来说, 进风口常设在前围及前风窗上部及在车顶开设顶窗进风, 而出风口可设在后窗柱上。见图6-25。当然, 车内通风还会受到车窗开闭的影响, 所以对于不装进、排风扇及空调系统的汽车, 在设计通风系统时, 应进行综合考虑。

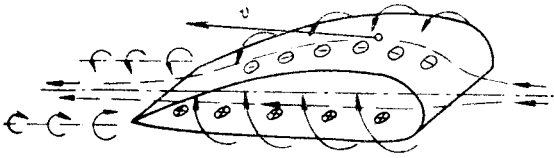


图6-19 飞机翼端涡流状况示意

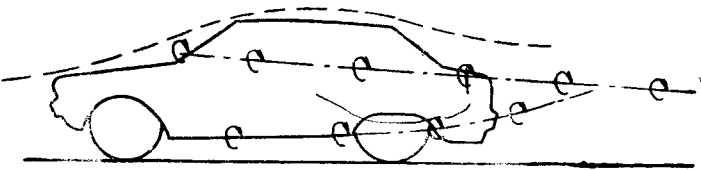


图6-20 汽车周围的涡流状况

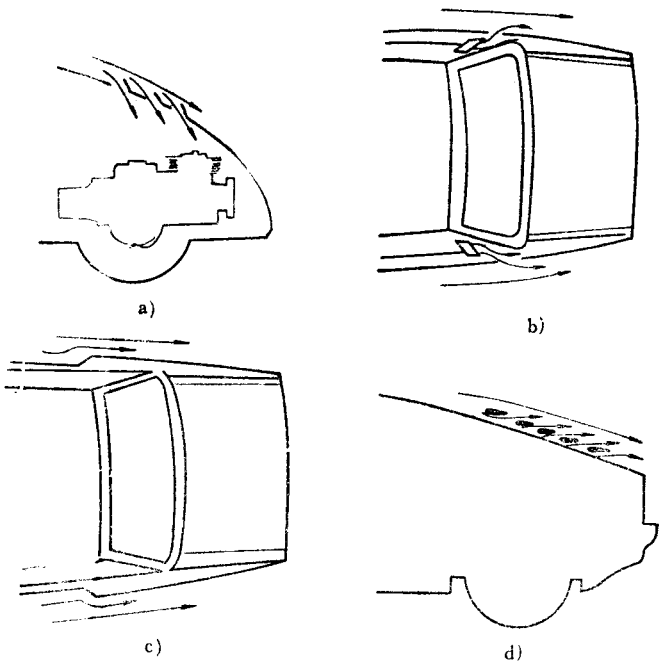


图6-21 使气流加速以便消除涡旋和分离现象的方法
a) 借后置发动机的吸气使气流加速 b) 借内部通风出口驱动气流
c) 局部突起使气流加速 d) 借导翼使气流加速

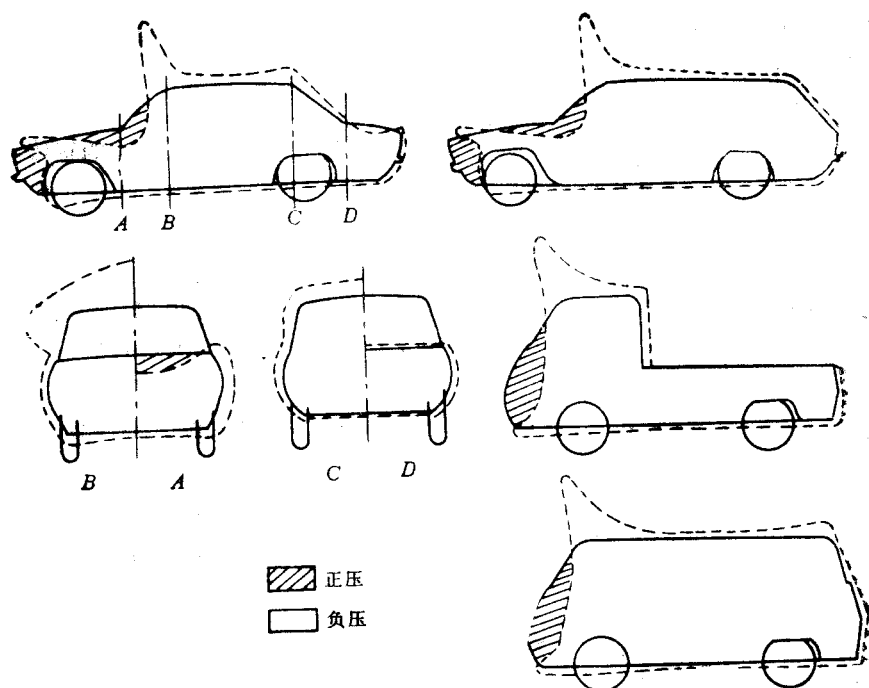


图6-22 不同车型的车身表面压强分布特性

(二) 发动机冷却

发动机冷却问题主要在于保证其散热效率。前置发动机可以较好地利用汽车前部气流来散热。冷却气流可从前围面罩的格栅、保险杠上部与格栅下条之间的间隙，以及保险杠上的开口或保险杠下部的间隙中

进入。一般说来，前围面罩格栅处的气流速度较弱，保险杠下部气流速度最强。特别在高速行驶时，该处气流对发动机冷却效果最好。对于后置发动机而言，慎重地设计才能可靠地将外部气流

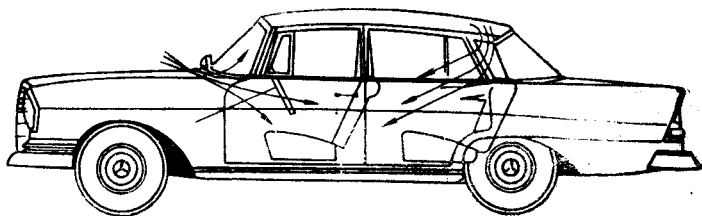


图6-23 轿车车内空气的流向

引进并取得良好的散热效果。有时因位置设计不当而引起冷却效果不佳，或将大量尘土带入而堵塞水箱。后置发动机应加大风扇功率，强制气流通过水箱来散热，通风道最好密封以防止气流逸散。有条件时还可装置电动风扇，使其冷却效率不受发动机转速变化的影响。

如何使汽车的阻力系数 C_d 最小而又能使冷却效率最大，是目前各国研究的热门课题，其关键在于控制水箱气流入口面积与出口面积。如设计得当，气流能迅速流过水箱并把热量带走。如入口面积过大，气流流速将减慢并在入口边缘形成小漩涡，气流因摩擦损失和动量损失而增大阻力；入口面积过小则因冷却风量不足而影响散热。如出口面积过大，气流流速减慢并会在出口边缘形成小漩涡而增加内流阻力；出口面积过小同样带不走足够的热量。对于

汽车的通风、散热情况，一般可在不同车速下，通过对发动机机舱内及车内的压强分布试验，测定车内的进气量和出气量以及测定车内各处的风速和风向来评定。有了各处的风速和风向数据，还可绘制车内的风路图。

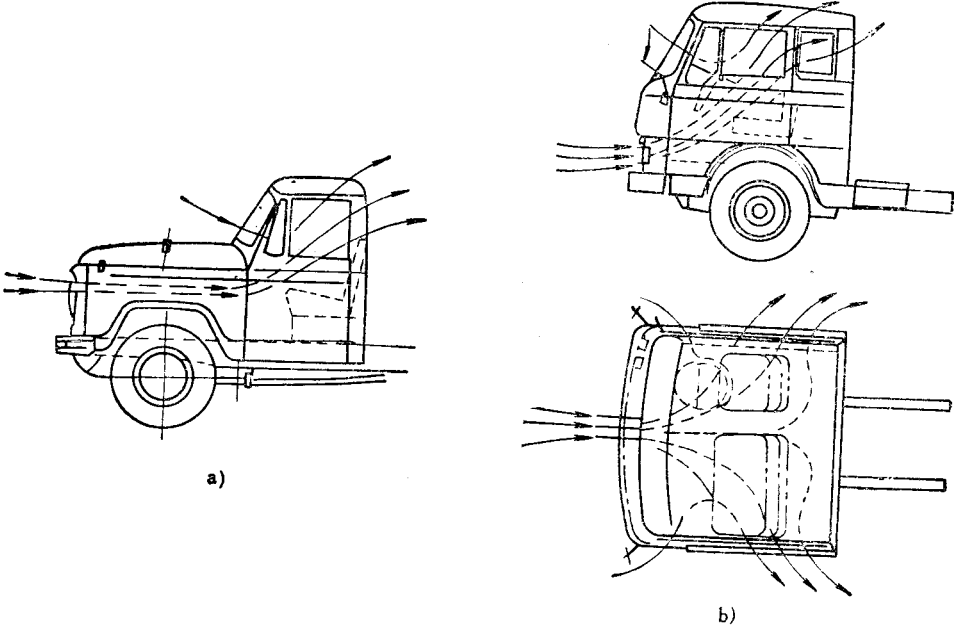


图6-24 货车驾驶室换气情况
a) 长头车 b) 平头车

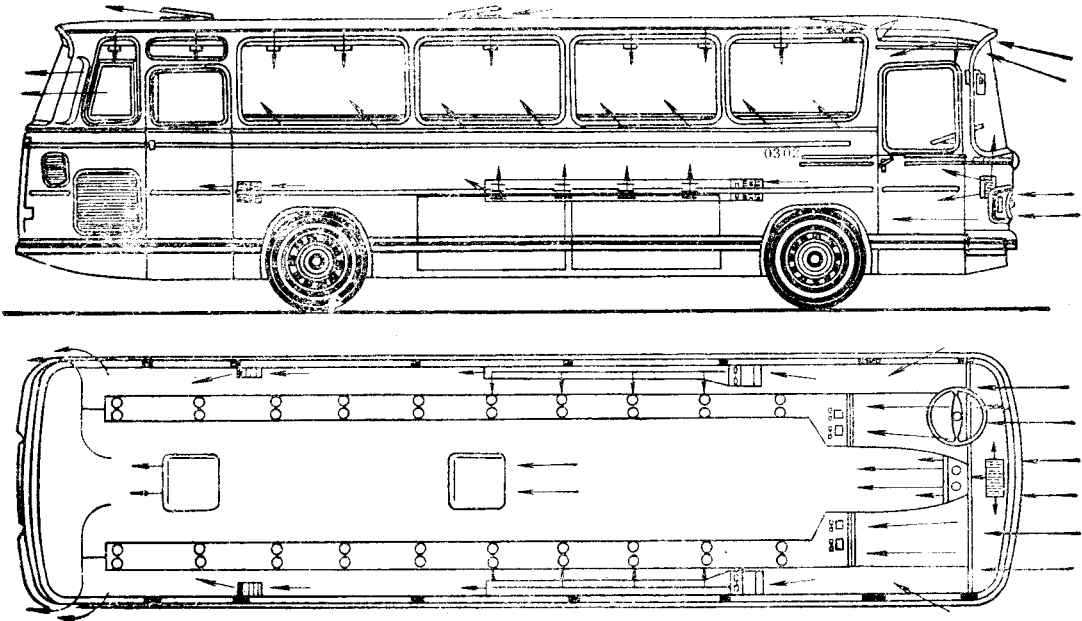


图6-25 公共汽车车身内部的气流流动情况

§6-4 改善汽车空气动力性能的措施

回顾汽车的发展史可知,汽车的外形从箱型、甲虫型、船型、鱼型到楔型,经过了五个发展时期。当今,公路行驶的实用车速已达到 $100\sim 150\text{km/h}$ 。为了保证小的空气阻力、升力和可靠的行驶稳定性,轿车的外形必然是在楔型的基础上不断改进;货车及各类厢式车辆,尤其是大型牵引挂车,它们巨大的车身一般为非流线型,要更换不仅费用极昂贵,有时根本不可能。解决办法是广泛使用各种减阻附加装置。

一、汽车外形设计的局部优化

(一) 车头部棱角圆化对阻力的影响

车头部棱角圆化可以防止气流分离和降低 C_D 值。图6-26所示为美国福特(Ford)汽车厂对3:8比例的汽车模型的风洞试验结果。试验表明,当圆角半径取为40mm时,即可防止气流在转角处的分离。轿车模型可使阻力下降40%~50%;厢式客车模型阻力下降幅度更大。图6-27记录了德国Barth·R的试验结果。由图6-27a可见,端面带圆角的物体③,④比不带圆角的物体①,②的 C_D 值小很多。同时, C_D 值还与物体的长度 l 有关。由于较长物体尾流区的空气流动情况较好,所以 C_D 值较小。当达到某一值后,随着长度 l 的增加,由于摩擦阻力影响的增加而使 C_D 值又上升。由图6-27b可见,只要有较小的圆角半径 r ,就可以使 C_D 值大为下降。而当圆角较大时,效果不显著。图6-28a表示,车头的不同流线型试样,其阻力减小量不同。图中下凸型方案最好。图6-28b示出车头边角局部圆化后的效果。尖的车头边角相当于一个气流分离触发器,气流遇尖角立即分离,在其后部形成涡流而增加阻力。由图6-29可见,将大客车车头整个流线型化的作用并不大,只需将其车头边角倒圆即可收到相当理想的结果。

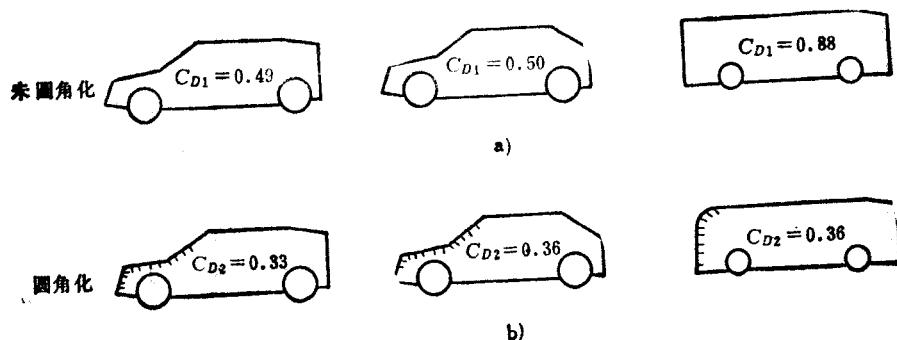


图6-26 圆角化的影响

a) 圆角化前 b) 圆角化后

$$\begin{aligned} C_{D1}/C_{D2} &= 1.48 & C_{D1}/C_{D2} &= 1.39 & C_{D1}/C_{D2} &= 2.41 \\ \Delta C_D &= 0.16 & \Delta C_D &= 0.14 & \Delta C_D &= 0.52 \end{aligned}$$

(二) 前风窗立柱及流水槽形状对阻力的影响

设在风窗玻璃与侧窗交接处的前风窗立柱,又称A立柱,正好在前方来流向两侧流动的拐角处。如A立柱的外形设计成直角形,则在拐角附近就会因产生气流分离而使阻力增加,故一般A立柱外形均设计成圆滑过渡形。但其上因制造、使用的原因,一般都有凹槽、凸面和小棱角,大多还有凸出的流水槽。它们都会影响到气流在侧窗上的分离,并造成气动噪声

和对侧窗的尘土污染，对 C_D 值的影响也很明显，故对A柱要进行精心的设计。图6-30示出了五种前立柱截面的形式及其对 C_D 值和侧窗分离区的影响。由图可见，第五种形式取消了突出的雨水槽，用一个长的凹槽收集雨水，侧窗与车身表面较平齐，气流几乎不受干扰，使其具有最小的阻力系数($C_D=0.37$)和侧窗分离区。

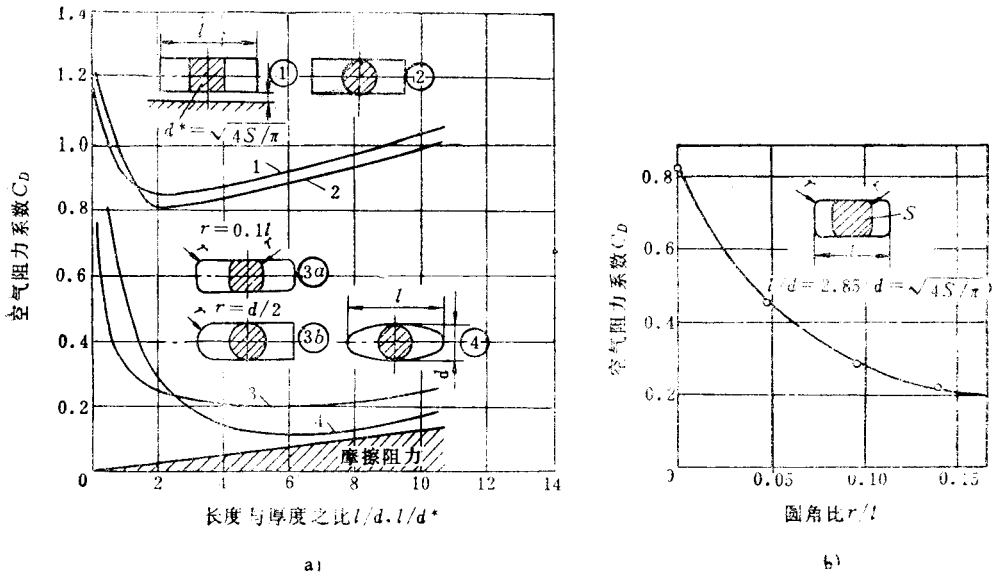


图6-27 不同形状及不同圆角对 C_D 值的影响

a) 不同形状物体的 C_D 值与其长度与厚度之比的关系 b) 不同圆角比 r/l 对 C_D 的影响

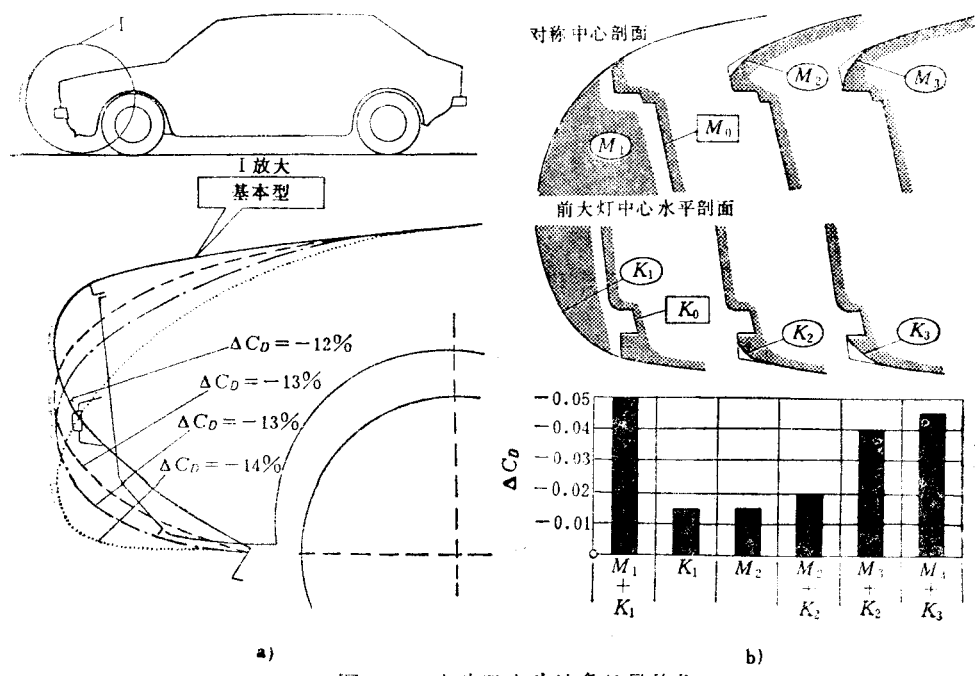


图6-28 车头及车头边角的最佳化

a) 车头的最佳化试验结果 b) 车头边角的最佳化试验结果，其中， M_0+K_0 为原车型， $M_1, K_1, M_2, K_2, M_3, K_3$ 为不同圆化方案

(三) 车身后部形状对阻力的影响

美国GM公司, 德国VW厂以及日本汽车研究所(JARI)都做过大量试验, 结论基本相同。图6-31是VW汽车厂所做的试验, 由图可知, 车身后部形状对尾部流谱有显著影响。当 $\varphi < 30^\circ$ 时, 气流的分离点在B点, 一般称为快背型流谱。当 $\varphi > 30^\circ$ 时, 分离点产生在A点, 一般称为方背型流谱。方背型汽车的后窗处在尾流之中, 涡流将雨水、尘土等脏物附着在上面, 既难看又影响视野。快背型后窗处在平顺气流中, 在气流冲刷下不易附着脏物。其尾流区也较小, 因而气动阻力较小。从减阻效应看, 快背型随着 φ 的减小, 使顶部平坦而使 C_D 下降; 方背型在 φ 继续增大时, 分离点后移, C_D 也有所下降, 但减少有限。 30° 时的 φ 角称为临界后倾角。此时, 由于车尾具有强大的纵向涡而使 C_D 值达最大。

不同的后车体形状因车后形成的尾涡不同而具有不同的阻力。试验表明, 设计合理的快背式车具有较小的阻力和升力, 方背式车具有中等程度的阻力和较低的升力, 常见的有专门后行李舱的阶梯背形式, 则阻力和升力均较大。后车体带有一定程度的横向收缩, 有益于降低阻力, 而过大的收缩则无必要。

(四) 表面的光洁程度

如果车身能有一个连续光滑的表面, 则可防止气流的分离而减小阻力。因此, 从造型和结构上尽量使装在车外的附件(如刮水器、门把手、车灯等)隐入车身内, 采用曲面玻璃并使它贴近车身表面, 注意车身底部的光滑程度等, 对于减小空气阻力都是有效的。对于必须设置在车身外的附件, 除应使其符合流线型外, 应尽可能安装在低压区, 并远离分离点, 以避免导致气流的过早分离而造成附加阻力。

二、采用各种气动附加装置

在汽车上安装各种气动附加装置, 也可以使汽车的气动性能得到明显的改善。

(一) 前部扰流器

在轿车车头下部安装扰流器, 如图6-32所示。它可使阻力系数和升力系数同时减小, 当然, 这需要选择合适的扰流器的高度和角度。VW厂在1600X型轿车上的试验表明, 前倾 40° 的120mm扰流器效果最明显。最近生产的一些新型轿车, 已把前扰流器和车身前部整体造型巧妙地结合起来, 不再是一种附件。起前扰流器作用的部分叫做“凸起唇”。在长头货车上安置前扰流器, 可使阻力系数由0.46降至0.40。当车速为20km/h时, 燃料消耗量可降低5%。

(二) 后扰流器

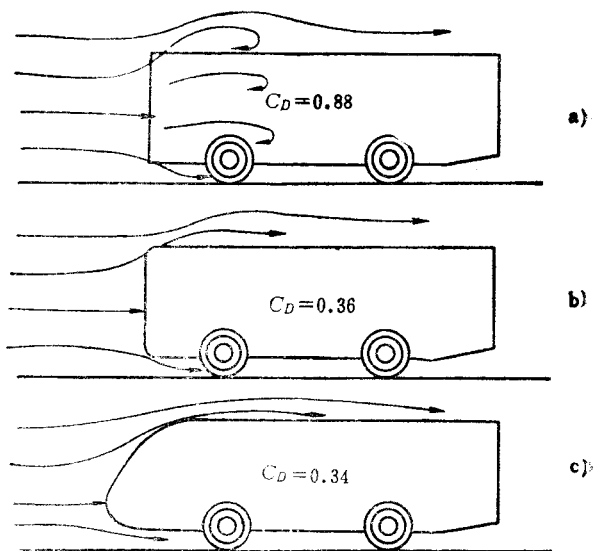


图6-29 大客车车头边角倒圆和流线型化对 C_D 的影响
a) 倒车角 b) 车头边角倒圆 c) 整个车头流线型化

在轿车车身后部设置后扰流器的目的在于推迟涡流的产生、减弱涡流的强度并形成局部正压以降低阻力系数和升力系数。图6-33是日本日产公司对装在行李舱盖后端上方的后扰流器的试验结果,可见,当高度 $z=45\text{mm}$ 时,阻力系数 C_D 及后轴升力系数 C_{zR} 都达到很低的数值。图6-34介绍了五种后扰流器的结构型式对 C_D 与 C_{zR} 值的影响。在后车体上是否需要装设扰流器,要视后车体的形状及在其上的具体气流流动状况而定。对具有平顺气流的快背形车,有可能起到较好的作用;对后窗框凸出的阶梯背车,由于气流早已分离,无需可在尾部装扰流板。方背式车有时在顶盖后缘装设扰流板,这有利于降低阻力与升力。有些车在下车体后部装设后下阻风板,可防止底部灰尘上卷以减少尘土沉积。

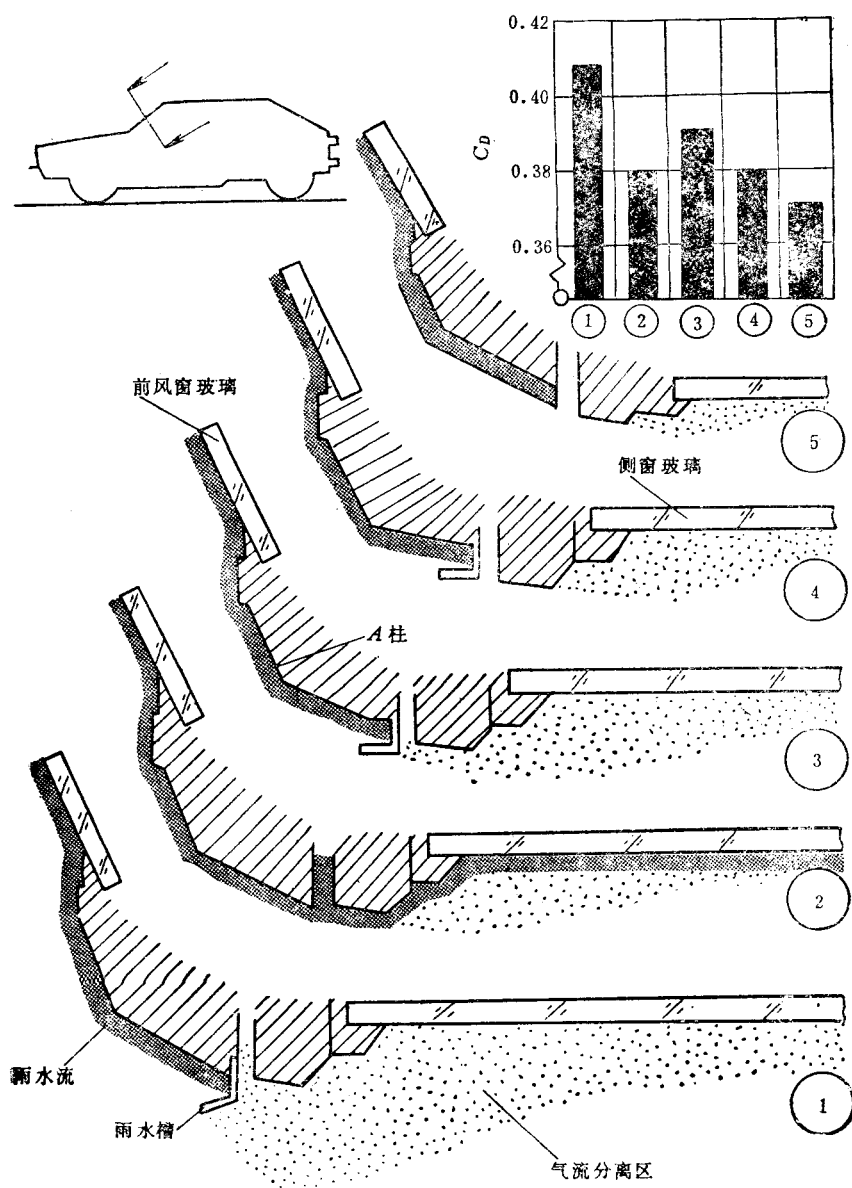


图6-30 轿车A立柱外形对阻力系数 C_D 的影响

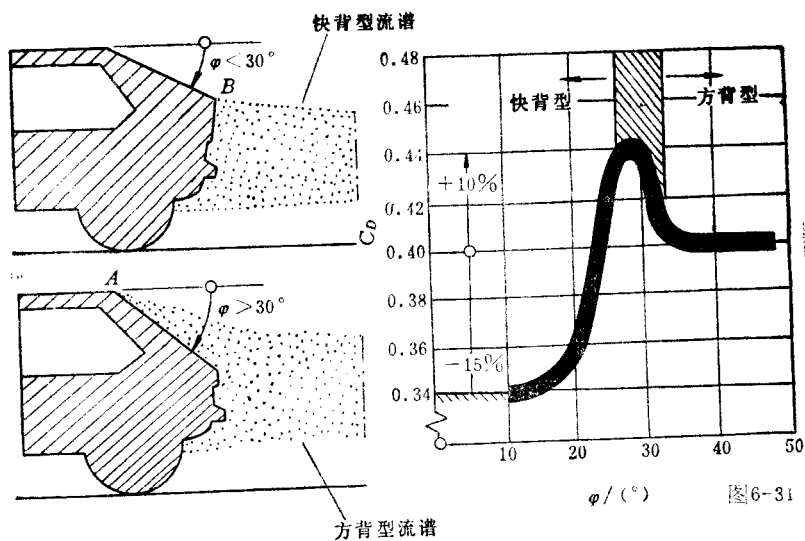
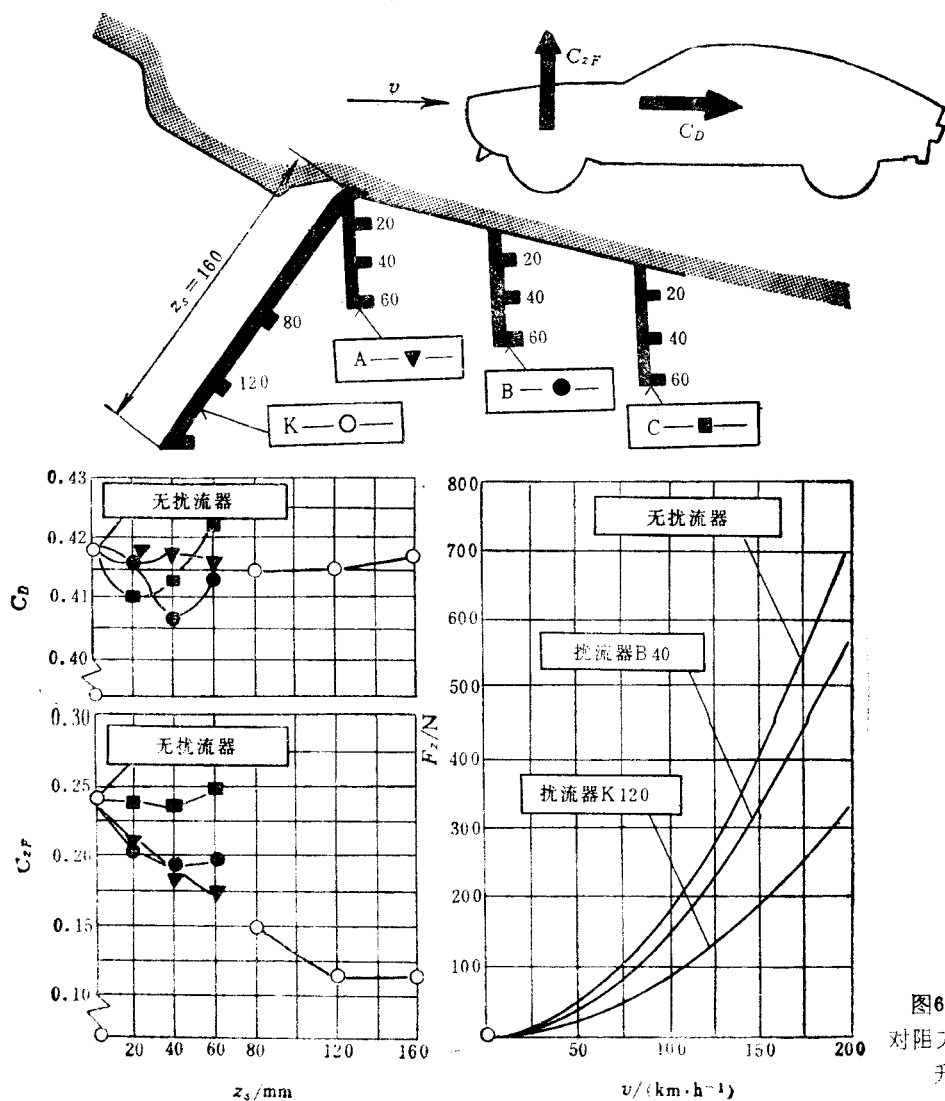


图6-31 车身后部形状对阻力的影响

图6-32 前扰流器对阻力系数 C_D 和前轴升力的影响

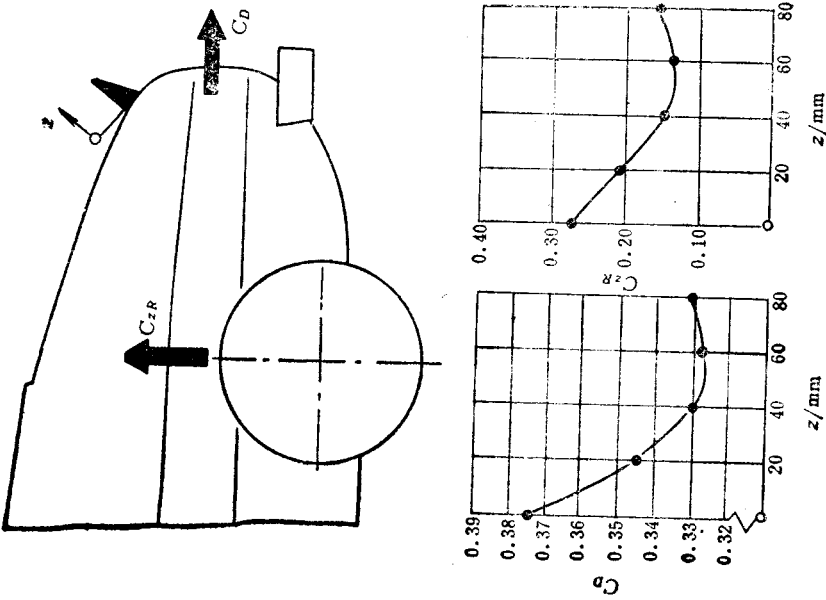


图6-33 后扰流器尺寸对阻力系数 C_D 及后轴升力系数 C_{zR} 的影响

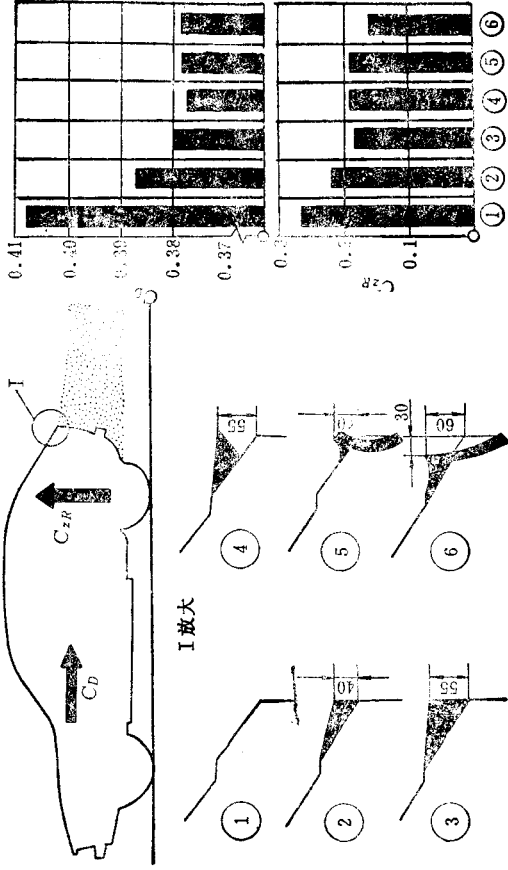


图6-34 后扰流器设计对 C_D 和 C_{zR} 的影响

(三) 导流罩

轿车的车体具有较简洁而完整的外形，而货车和大客车，尤其是半挂车等，车身形式繁多，在驾驶室和货厢之间还存在间隙，这些给降低风阻和改善气流增加了难度。目前多采用各种型式的导流罩及减阻装置来加以解决。

导流罩和减阻装置可分为三种基本类型：

- 1) 减阻型，目的为降低燃油消耗。
- 2) 调整压力分布型，目的在于改善气流状态，以利于发动机冷却及消除外观积垢。
- 3) 改善气流，以降低风噪声和防止积存灰尘。

图6-35为国产解放牌汽车采用导流罩的情况。8m×6m实车风洞试验表明：加蓬可使 C_d 下降12%；加导流罩可使 C_d 下降4.2%；加前阻风板可使 C_d 下降8%；加上全部上述装置可使 C_d 下降24%。图6-36是汽车模型的风洞试验结果。其中，A型导流罩为斜平面型；B型导流罩为圆弧面型。试验表明，B型导流罩可降低风阻23%。图6-37是意大利菲亚特 (FIAT) 研究中心所进行的牵引挂车车身细节和附加装置对 C_d 值影响的研究结果。由图可见，装不同气流偏转器可使 C_d 值下降22.6%~23.8% (图6-37b,c,d,e)；最好的导流罩使 C_d 值下降24% (图6-37f)；当它和侧裙及隔板连用时，可使 C_d 值下降到27.1% (图6-37g)，具有圆弧拐角导流器及平滑外板的集装箱，可使 C_d 值下降22% (见图6-37i)；当它和导流罩相匹配后， C_d 值可下降34% (见图6-37j)。由此可见，在货车、牵引车及半挂车上装置导流罩及各种附加装置，要取得综合最优效果，应进行优化组合。

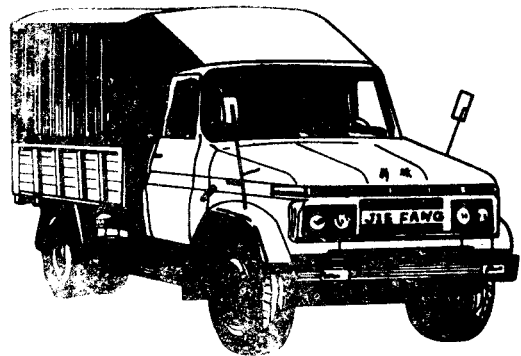


图6-35 解放牌货车加导流罩装置

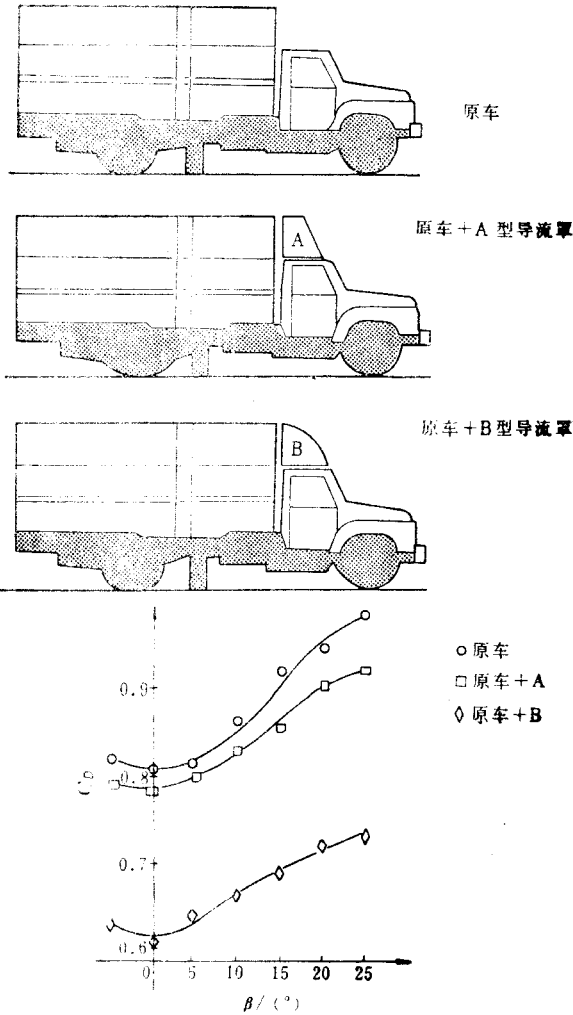


图6-36 导流罩对阻力特性影响的模型风洞试验结果

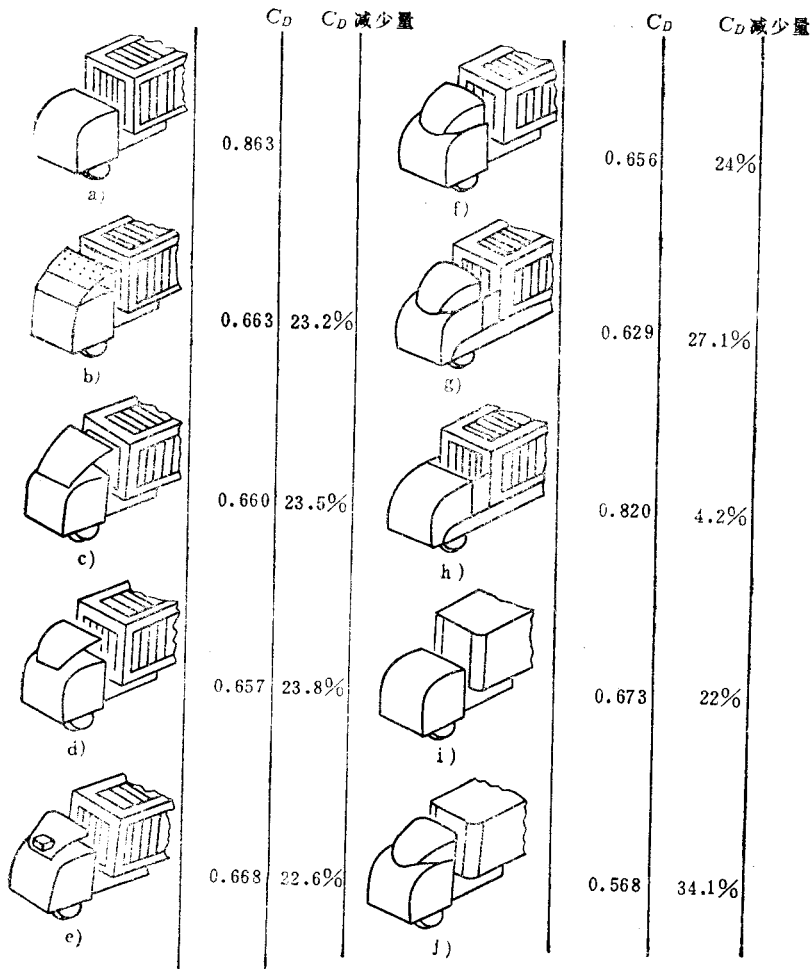


图6-37 牵引挂车的车身细节和附加装置对 C_D 值的影响

(四) 隔离装置

隔离装置是沿汽车中心线垂直地安装在牵引车和半挂车间的平板，如图6-38所示。该装置可改善因侧向风引起的通过牵引车和半挂车间间隙的水平气流，并减少由于该气流而产生的在半挂车前面的气流分离。当它与导流罩连用时，可稳定导流罩的尾流，从而保证导流罩的效能。

三、外形设计的整体优化

局部优化和气动附加装置都可部分地改进气动特性，取得良好的效果。但要使气动性能有较大的改变以达到更高的水平，则应当进行外形设计的整体优化，也就是将汽车空气动力学的各项研究成果及改进经验，系统地应用到整车外形设计中来。1976年，意大利著名的平宁·法利那(Pinin Farria)车身

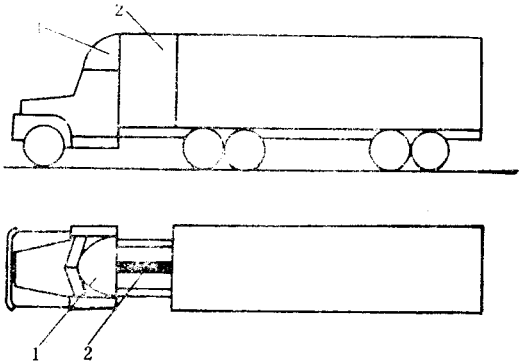


图6-38 利用导流罩与隔离装置的组合来降低牵引挂车的空气阻力
1—导流罩 2—隔离装置

工厂与国立科研咨询委员会共同研究设计出一种新型轿车(图6-39)。其特点是:具有较小的表面面积,以减小摩擦阻力;车身上有凸线型,可使总压差阻力最小,升力也很小。该模型风洞试验的 C_d 值为0.16。作为实用车型,还需作某些改动而使 C_d 值上升,但研究人员有信心将其限制在0.23以下。这些研究促进了所谓“未来车”或“概念车”的开发。“概念车”的特点是集新思想新技术于一身,通过反复的风洞试验使车身的空气动力性能极好,充分体现优化设计和高新技术的结合,并在不久的将来付诸实现。

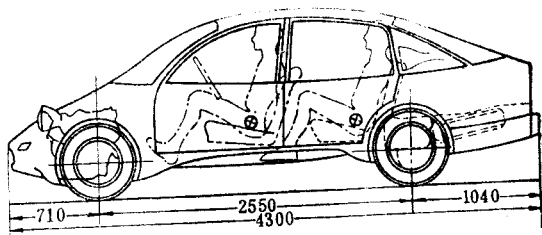


图6-39 平宁·法利那用风洞试验研制的一种新型轿车模型

汽车外形的空气动力学开发程序可归纳为:

- 1) 将完成初期造型的多个缩尺模型方案,按空气动力学的基本要求进行初期风洞试验,以用于选型;将选定的模型进行空气动力学修改后再进行风洞试验,如此反复多次优选直至定型。
- 2) 按定型方案制成1:1模型,并装上刮水器、后视镜等各种附件后再进行风洞试验予以改进。
- 3) 按改进后的模型制作样车,并完成最终的整车风洞试验。

图6-40所示为德国Audi 100型轿车的空气动力学开发项目。经过17项最佳化研究,使 C_d 值从0.45降到0.30。

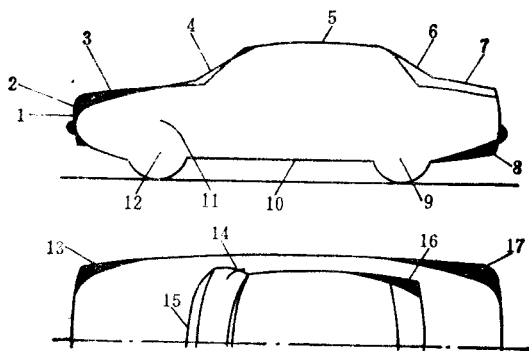


图6-40 Audi 100型轿车空气动力学开发项目

- 1—车头后倾、圆化 2—冷却气流入口最佳化 3—发动机罩倾斜 4—风窗玻璃倾斜 5—顶盖弯曲 6—后窗倾斜 7—加高行李箱 8—尾部翘起 9—车轮加罩 10—侧面下部平滑 11—轮腔圆化 12—轮辋平滑化 13—侧面圆化 14—A柱圆化 15—风窗玻璃圆化 16—C柱收缩 17—后车体收缩

第七章 车身表面及空间曲梁的绘制

在绘制车身主图板时，一项重要内容是确定轮廓线或分块线之间的车身表面。确定车身表面是外形设计的继续。只有唯一确定和制完车身表面以后，车身造型才算完成，才能最后确定零件的形状和轮廓，才能布置与车身表面有关的内部各种构件，才能提供制作主模型所需的整套样板。

车身构件中，有很多曲梁或类似曲梁的结构，其中有些曲梁，在其上能够代表其特性的某一曲线（或中心线）不在一个平面内，这样的曲梁称为空间曲梁。例如汽车前后风窗周围的边框和顶盖侧面的边梁多半是典型的空间曲梁。空间曲梁投影图形的表示，往往由于不注意而造成图纸绘制和零件制造的错误，并给装配带来不应有的困难。因此，必须掌握正确的求空间曲梁投影图形的作图方法。

本章着重介绍传统设计中车身表面及空间曲梁投影图形的制作和表达方法。

§7-1 车身表面的绘制

一、有关曲线、曲面和解图因子

1. 曲线

(1) 曲线的连续性和光滑性 过曲线上的每一个点，只能作出该曲线的一条切线的曲线，称之为连续曲线。在连续曲线上，如果任一点只有一个曲率半径，或者说在整个曲线长度范围内曲率半径是逐渐变化的则称之为光滑曲线。图7-1a中曲线AB在P点是连续的，因为过P点只能引出一条切线。但在P点曲率突变，因而不是不光滑的；而图7-1b中，曲线在Q点附近曲率均匀变化，逐步趋近为零，因而在Q点是连续光滑的。

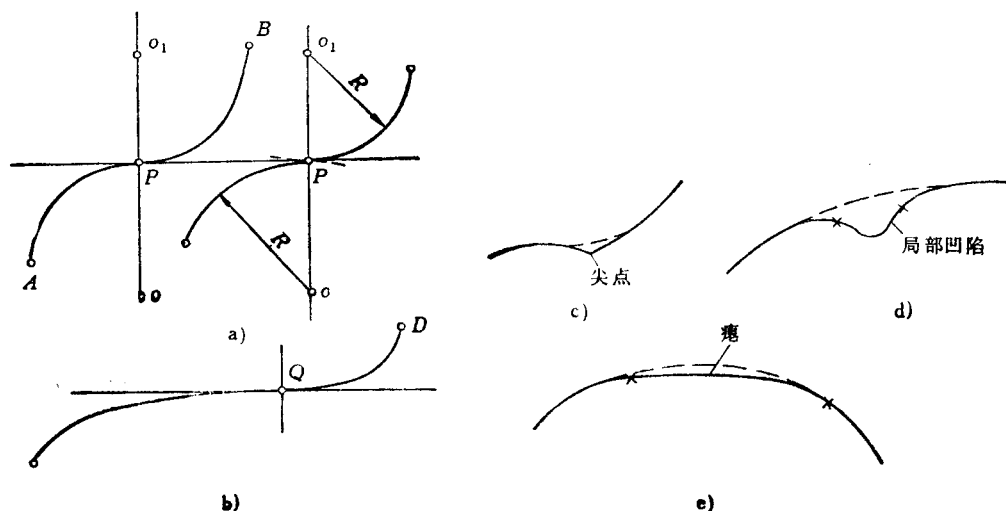


图7-1 曲线的连续、光滑与光顺

(2) 曲线光顺的概念 在车身设计中, 曲线光顺是指曲线应连续、光滑, 曲率变化均匀且无多余拐点。因此不会出现如图7-1c所示的尖点, 图7-1d所示的局部凹陷和图7-1e中所示臃肿的现象。

车身设计时, 设计师都自觉地运用上述原理来判断曲线性质。这在用计算机辅助设计时是很容易做到的。如果凭肉眼观察, 由于长曲线的光滑性和光顺性不容易判断, 可以把曲线的横坐标用缩小比例画出, 其曲率变化就明显了, 由此光滑性和光顺性的任何偏差都较易于发现。为了相同目的, 也可以把图纸放在水平面上, 眼睛贴近图纸沿水平方向观察, 感觉似乎是曲线缩短了, 因而也可以看出光滑性或光顺性的偏差, 见图7-2。

(3) 比例曲线 若两条曲线上所有对应点的纵坐标与各自的高之比相等, 并且横坐标与各自的底之比相等, 则此两曲线互为比例曲线。

在制表面中, 常常用到比例曲线。假定 AB 是一条位于弹性薄片上的连续曲线, 见图7-3a, 如果薄片沿着纵坐标轴和横坐标轴方向均匀拉伸或压缩, 就能得到另一条连续曲线 CD , 它与原来的曲线 AB 成比例; 曲线 AB 上 a 、 b 、 c 等点的纵坐标与曲线 AB 高 $\overline{AO}$ 之比等于曲线 CD 上 e 、 f 、 g 等点的纵坐标与曲线 CD 的高 $\overline{CP}$ 之比; 并且 a 、 b 、 c 等点的横坐标与曲线 AB 的底 $\overline{OB}$ 之比等于 e 、 f 、 g 等点的横坐标与曲线 CD 的底 $\overline{PD}$ 之比。当两条曲线高与底之比相等时, 则不仅是比例曲线而且是相似曲线。

曲线间比例关系的建立是通过各种解图因子来实现, 如极点解图、锥状面解图、柱状面解图等。图7-3a、b是在直角坐标系中, 采用极点解图 A_1PC 、 B_1PD 、 $C_1C_1B_1$ 、 $A_2O_2B_2$ 等得到的比例曲线, 而图7-3c和d则是在斜坐标系中的比例曲线。

2. 曲面

曲面可看作是由一条在空间运动的线段所有连续位置的总和。形成表面的线段为母线, 母线沿其运动的线为导线, 在每个位置的母线称为表面素线 (或表面因素)。

直母线形成的曲面为线性曲面 (直纹面), 它又可分为单曲面和扭曲面两种。单曲面为可展曲面, 如柱面、锥面, 在车身上如风窗玻璃表面, 大型厢式车身表面有时具有这种形状。

在直母线连续运动形成的曲面上, 任意相邻两素线彼此交叉时的曲面为扭曲面。扭曲面为不可展曲面。如柱状面和锥状面。

柱状面是直母线沿两根曲线且始终平行于一固定导平面连续运动所形成的曲面。锥状面是母线沿一根曲线且始终相交于一直导线而运动所形成的曲面。显然, 柱面是柱状面的特例, 锥面是锥状面的特例。

曲母线在空间连续运动所形成的轨迹, 称为非线性曲面。非线性曲面又可分为母线不变和母线可变两种。大部分车身曲面均为可变母线的复杂曲面 (自由曲面)。当限制曲面的边界条件一定时, 所能获得的表面形状, 决定于母线的选择。图7-4a所示是以曲线 $V-N$ 为母线,

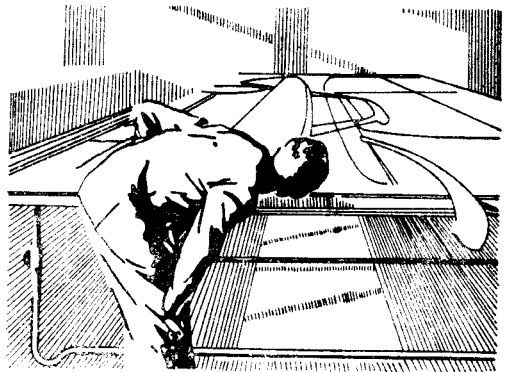


图7-2 检查曲线的光顺性

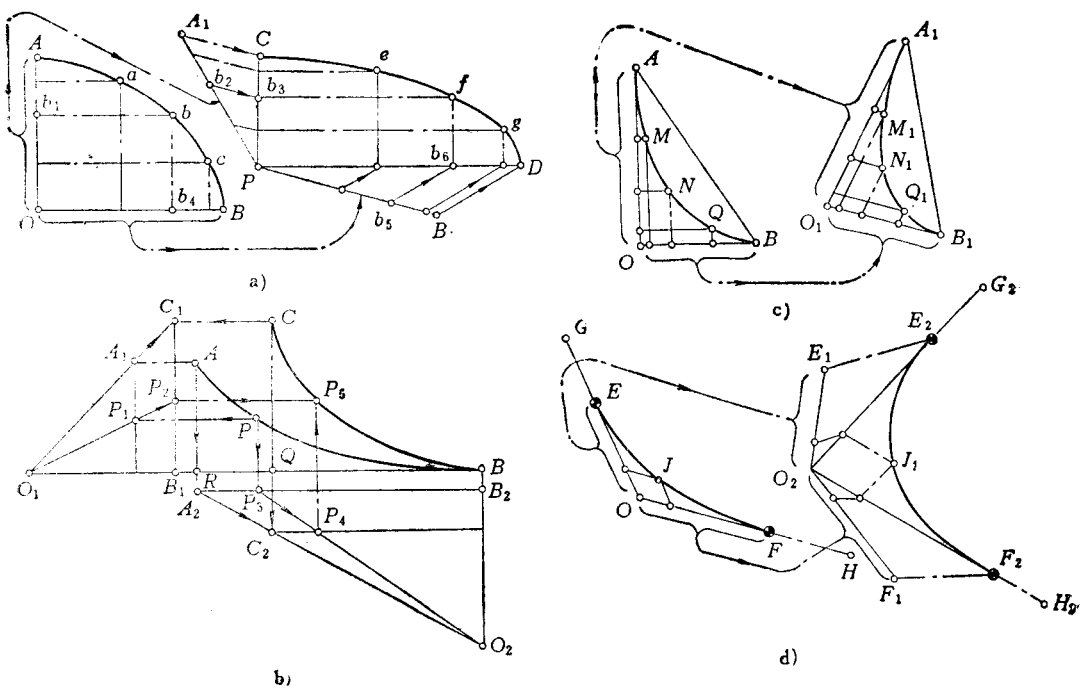


图7-3 比例曲线

形成带不变棱边的表面；图7-4 b 是以曲线 H 为母线，形成带逐渐消失棱边的表面；图7-4 c 是以曲线 W 为母线，形成带逐渐消失拐角的表面。图7-5 表示出车身前顶盖及部分风窗的表面。在这里，曲线 AC 为母线，曲线 AB 和 CD 是导线。曲线 1 ~ 7 是变形了的表面因素，是母线沿两根导线 AB 和 CD 滑动过程中的各个不同位置，同时母线在运动中逐渐消失曲线 AC 的特性而接近曲线 BD 的特性。表示表面的这一簇曲线绘制方法将在下面介绍。

3. 解图因子

前面提到，可以用解图因子来绘制成组的比例曲线。关于解图因子，见图7-6，是一些表面的投影。

图7-6a中，曲线 AB 、 EF 、 GH 和 CD 是一组在圆锥表面上截出的相似曲线，该表面的垂直投影和水平投影各是一个极点解图。

图7-6b中，曲线 AB 、 EF 、 GH 和 CD 则是一组在劈锥表面上截出的比例曲线，该表面的投影是以点 s'_1 和 s'_2 为极点的两个极点解图。

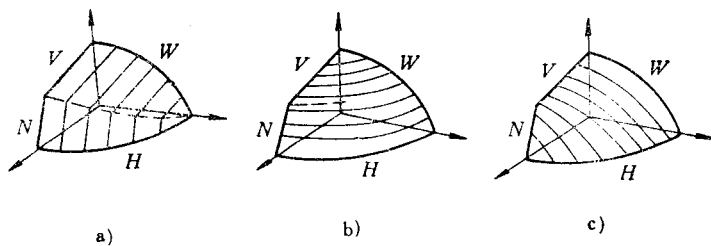


图7-4 母线的选择对表面的影响

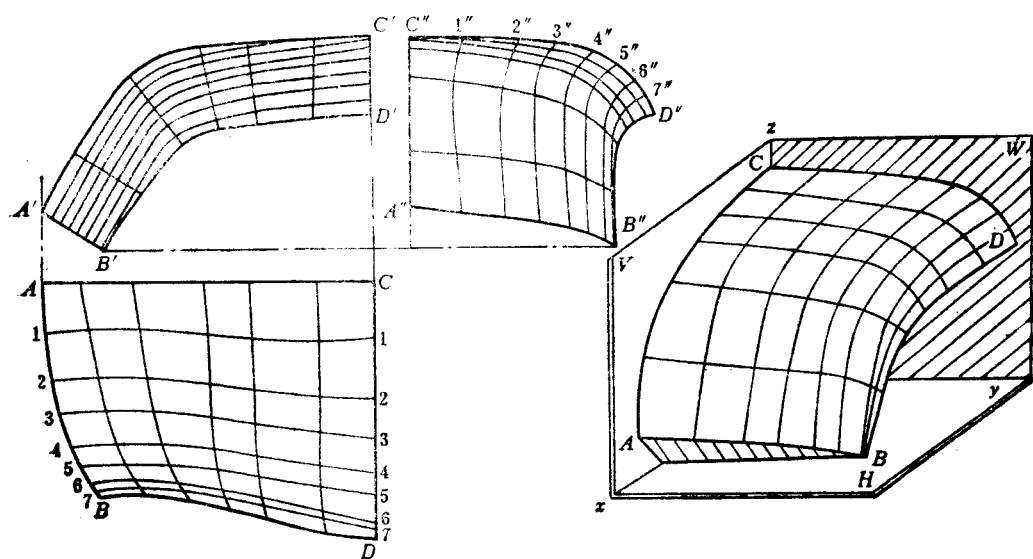
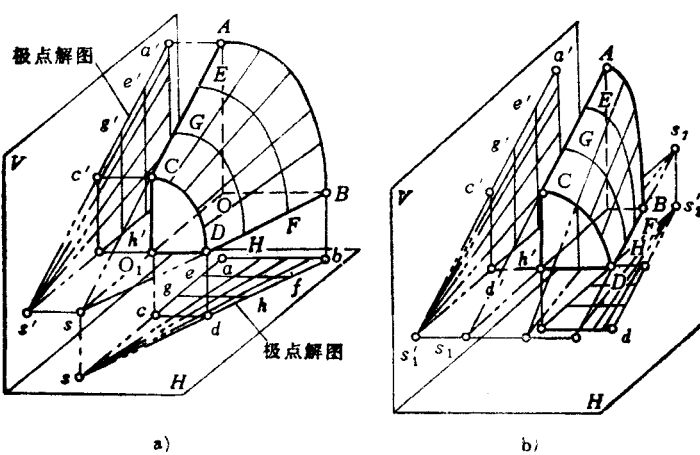
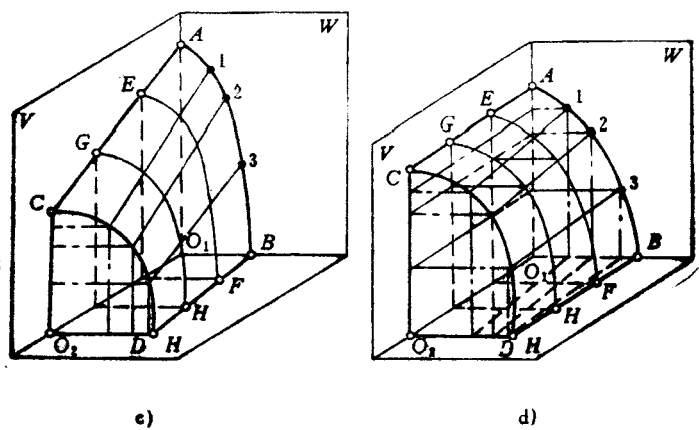


图7-5 前顶盖和部分风窗表面



a)

b)



c)

d)

图7-6 各种表面及其投影

在图7-6c中表示的是一组在锥状面上的曲线, 这些曲线不是比例曲线, 因为形成表面的导线 AB 和 CD 是任意给定的非比例曲线; 其对应的横坐标或者纵坐标成比例。在这里是选用了纵坐标成比例, 也就是线段 CO_2 和线段 AO_1 成比例, 但横坐标的划分是不成比例的, 该表面的水平投影是个锥状面解图。

在图7-6d上表示的是一个柱状面和它的一组截面。这里柱状面的母线在运动中始终与 H 平面保持平行, 因此其素线在 V 坐标面上的投影是一组平行线, 并且 $O_1A=O_2C$, $O_1B=O_2D$, 也就是 AC 线平行于 BD 线和 O_2O_1 线, 线段 O_1A 和 O_2C (即纵坐标) 上的分点划分出的线段不仅是成比例的, 而且是相等的。但 AB 和 CD 的特性彼此不同, 因为它们相对应的横坐标不等。这表面的水平投影是一个柱状面解图。

由于上述表面都是线性表面, 即连接 AB 、 GH 、 EF 和 CD 等截面上的对应点构成的表面素线是直线, 所以解图也是线性的。

上面引证出来的内容, 对于理解如何将线性表面转变成自由曲面 (非线性表面) 是很有用的。解图就是表面转变的“媒介”(英文是Scale)。

二、车身表面的绘制方法

为了确定各个复杂的空间曲面的形状, 传统的车身设计中采用几何变换的方法, 绘出通过已知边界范围的唯一确定的空间曲面的形状, 即所谓的“制表面”。通常表面是用位于曲面上的一系列截面线和素线的投影所组成的网状图形来表示, 如图7-5所示; 或者用一系列平行于坐标面的平面和曲面相截所得到的截面曲线的投影所组成的网状图形 (称表面补充图) 来表示, 如图7-11。利用这些图形便可解决汽车车身设计中有关的空间问题, 如制取曲面上任何截面曲线, 作为制造主模型和检验用的样板曲线, 也可由此给出车身表面的形状和尺寸等等。

在主图板上具体进行车身制表面时, 首先要分析它们的形成规律, 并将表面分成若干组, 分别地加以绘制。而对同组表面, 比方对某一部件表面, 必要时可根据其特点和作图方便进行分块, 分块线即曲面的边界条件。具体分块原则如下:

1) 车身的主要轮廓线, 如车身表面上的对称中心线, 车身的最宽截面线等, 必取为边界线。

2) 考虑曲面形成规律, 如图7-7中块④跨过数个零件, 使制出的表面保证车身侧面的连续性。

3) 车身表面造型设计要求的特殊线, 可取为分块线。

4) 表面分块应使表面单凸或单凹。

5) 边界条件尽量取为平面曲线。

图7-7表示的实例中, 分有以下各组表面: ①、②——顶盖的前部和后部表面; ③——发动机罩表面;

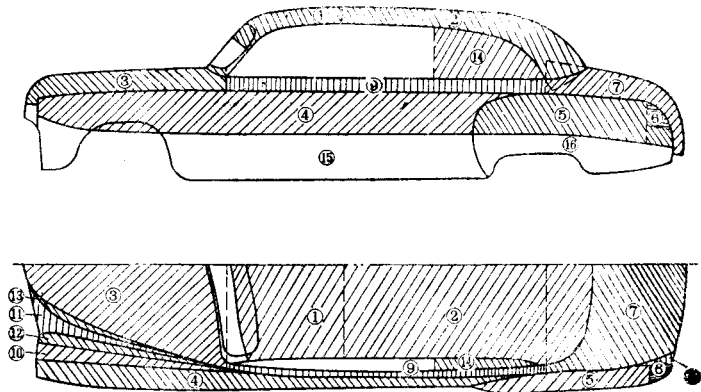


图7-7 表面分块

④——腰线上部光线反射面；⑤——后翼子板表面；⑥——后翼子板后部表面；⑦——行李舱盖表面；⑧——后翼子板和行李舱盖之间的过渡表面；⑨——腰带表面；⑩、⑪、⑫、⑬——翼子板与发动机罩之间的过渡表面；⑭——侧壁后部之表面，等等。

空间曲面制作理论范围很广，下面仅介绍基本方法和原理。

1. 逐渐近似法

最原始的制表面方法可称为逐渐近似法，它是用三组平行于投影面的平面去截所要制定的表面。所截曲线的获得，可以是利用模型修配样板，见图7-8a；或者是凭经验用徒手目测的方法在主图板上画出认为是合适的各组截面曲线的投影，即绘出一系列表面补充图的近似曲线。这种方法需要在三个视图上反复协调和校正它们的投影关系，如图7-8b所示，一系列平行于V平面的样板线（截面线）。若有误差 Δz_1 ，可通过平行于W平面的曲线来检验和修正，以求得较光滑的表面。因此这种方法需耗费大量时间，而且所制表面往往是不精确的，不能很好地指导主模型制造。但由于方法简单、灵活，设计者可根据不同构思在同一起条件下制定出不同表面，所以目前还有一些工厂沿用这种方法，但画出来的曲面只能作为参考。为了减少工作量，有时采用三坐标测量技术，直接将模型表面的坐标值测出，而后画出曲线。但这个方法也难以提高表面精度。

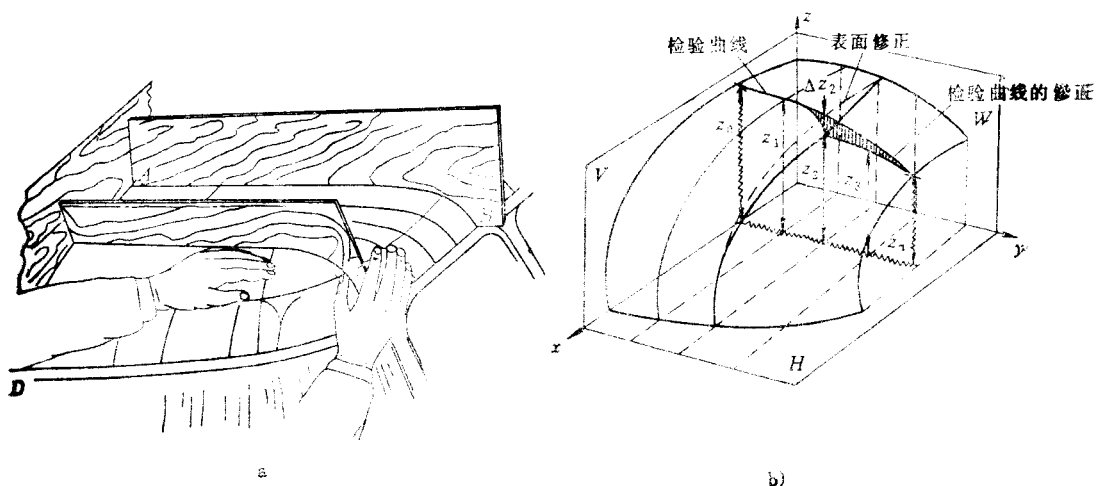


图7-8 逐渐逼近法修正表面
a) 修配样板 b) 表面修正

2. 派生表面原理

汽车车身表面可以看作是由弹性材料制成并带有简单的直线曲面（柱状面或锥状面）的物体（截柱体或截锥体），按一定的规律变形后（拉压、弯曲或扭转）派生而得到的。就象在一块橡皮上的直线，当橡皮扭转或弯曲时，直线变成了曲线。这种由原始物体的简单表面派生出来的曲面，称之为原始曲面的派生表面。

派生原理的实质清楚地表现在图7-9上。这里取原始表面为锥状面，见图7-9a，曲导线AB、CD为平面曲线，分别平行于和位于侧投影面W，两端点分别在V、H面上。所有素线相交轴是一铅垂线，故表面素线的水平投影相交于一点。若作一组垂直于底面OBD的截面

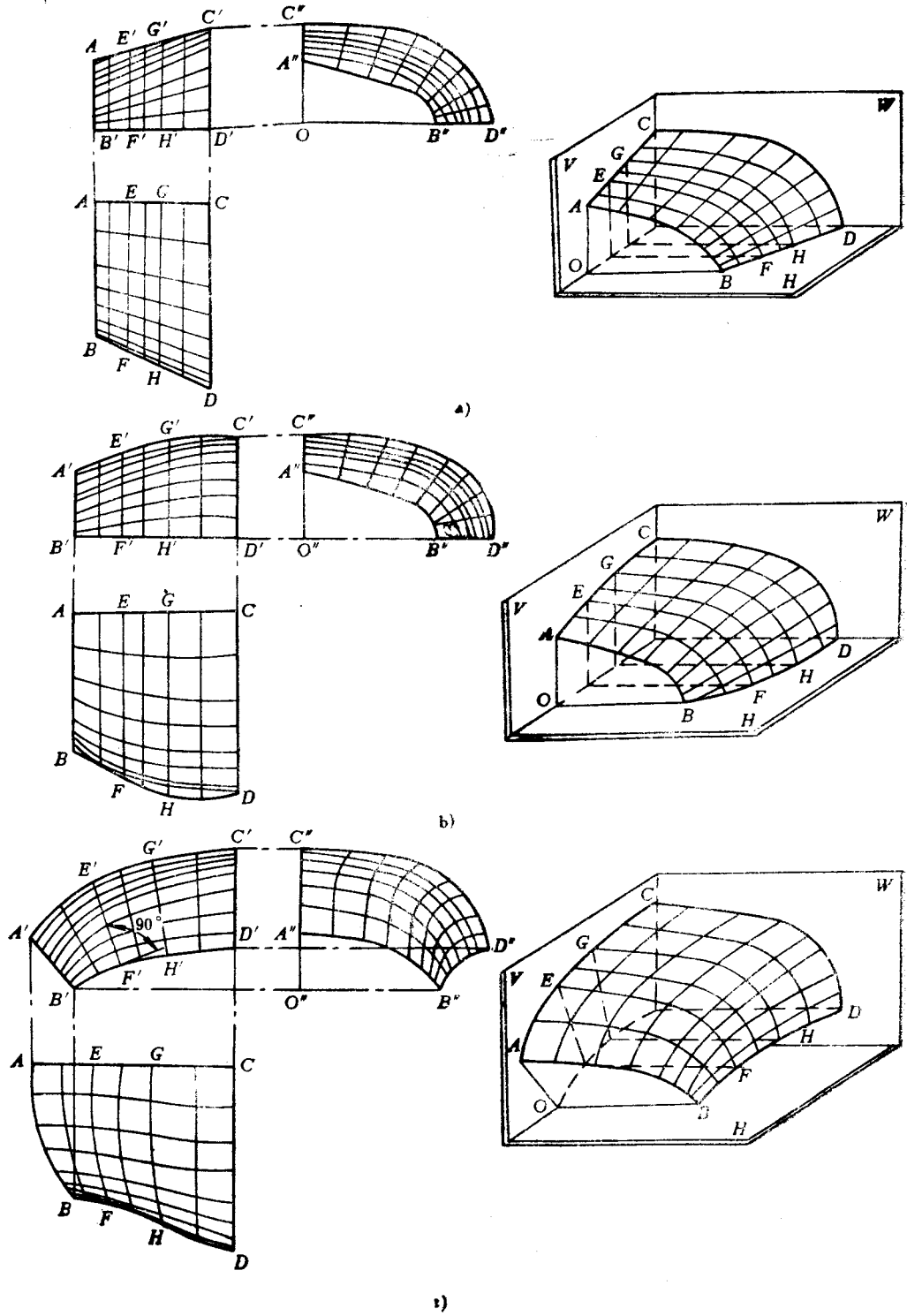


图7-9 曲面派生原理

(如图中之 EF 、 GH 等), 则各截面的底被表面因素的水平投影分成比例线段; 但这些截面曲线不是比例曲线, 因为垂直投影的划分不成比例。这就是原始表面的特性。此垂直投影就是一个锥状面解图。

派生过程也就是原始表面按人为规定的条件变形的过程。譬如可以将原始表面先是变宽拉长(相当于膨胀), 此时 AB 、 CD 形状保持不变, 素线 AC , ..., BD 等由直线变成光滑曲线, 中间截面的底和高都均匀地改变成如图7-9b所示。然后再进行弯曲变形, 如图7-9c所示。此时 AB 、 CD 形状仍不变, 但 AB 不在平行于 W 面的平面上了, 素线 AC 变得更弯曲, BD 则变为空间曲线。原来的底平面 OBD 变为柱面, 这柱面是由水平线 OB 沿空间曲线 BD 运动而成。原先相互平行的截面, EF , ..., GH 等不平行了, 但仍垂直于底面 OBD , 成为柱面 OBD 的法向截面。

按上述条件变形后, 派生出的表面保持着原始表面的特性: 同一截面的截面曲线在变形前后互为比例曲线。

由于有规律的变形结果, 一个简单的线性表面(锥状面)变成了复杂的派生表面。截面曲线 AB 移向截面曲线 CD 的过程中, 逐渐消失原曲线 AB 的特性, 而渐渐接近曲线 CD 。同样, 表面的纵向因素在沿导线 AB 和 CD 运动过程中, 也逐渐改变着自己的性质, 所形成表面的形状与 AB 和 CD 有着一定关系。

上述派生表面的理论, 实质上就是拓扑变换, 用一种解图作为几何辅助图来实现整个曲面的派生。它是汽车车身制表面法的基础。运用这种变形相似原理就能准确地制出派生表面因素, 而且基于不同的原始物体和不同的变形条件, 都能给出通过已知边界的唯一确定的表面。

3. 简化法制表面

以派生原理为基础构成的制表面的具体方法中, 上述的锥状面派生法是较简单的基本方法, 故又称简化法, 它是其它更为完善的制表面方法的基础。下面以绘制车身顶盖前部的表面图为例, 来说明简化法制表面的过程。

已知条件: 从模型上取下的截面线 AB 和 CD , 汽车对称面上的顶盖外形线 AC 以及顶盖与侧围表面的交线 BD 在三个视图上的投影, 如图7-10所示。

求作: 通过已知条件的表面, 也就是要求制出足以表达曲面的表面因素和中间截面线。

作法: 设想所求表面是由一个两端截面曲线的特性与已知轮廓线 AB 和 CD 的特性一致的原始截锥体, 通过有规律的变形(拉伸和弯曲)派生而来。因此作图步骤如下(参见图7-10)。

第一步, 确定中间截面的位置和个数。由于截锥体在弯曲变形过程中发散成一个扇形, 截平面的任何位置都应该具有与形成扇形的方向相垂直的特点, 为此先在曲线 $B'D'$ 上取一系列的点, 并由它们分别引出 $B'D'$ 线的法线, 如 $E'F'$ 、 $Z'Y'$ 等, 一般用目测法。为了能精确地绘制出截平面的位置, 给出一种截面误差曲线(图中 $D'W'$ 线, 是由截面边缘点, 例如 $E'F'$ 、 $Z'Y'$ 等分别引出的垂直线和水平线的交点 L' 、 X' , ...的连线)的方法。曲线 $D'W'$ 应当是连续光滑的曲线; 如果某处不光滑, 则应相应修改该处的截面方向, 并重复检验其光滑性。这条反映截平面发散规律的辅助线并不反映到模型表面上, 它只表明用几何作图方法能够确定出一系列所要求数量的截平面的正确位置, 这在制表面工作中极其重要。应该注

意, 所有截平面至少应与一个投影面垂直 (图中倾斜的截平面仅与 V 面垂直); 否则几何作图将显著地复杂化。

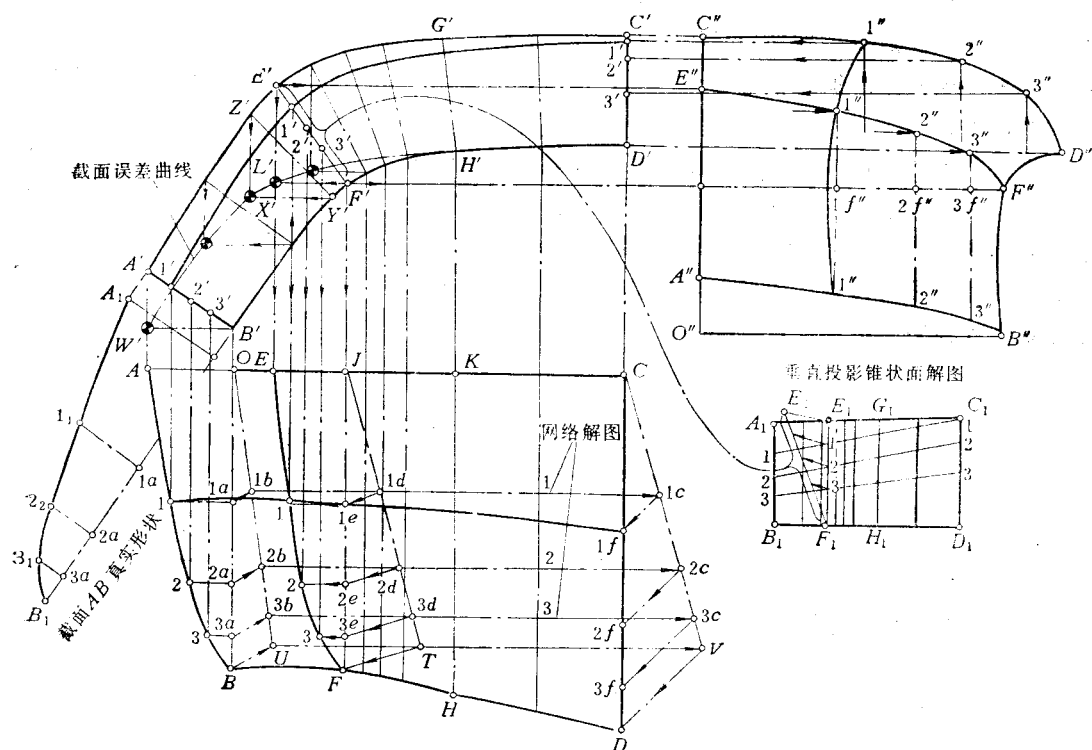


图7-10 顶盖前部表面的绘制

第二步, 求取已知边界条件上的各相应点 (在此取三点)。先由 $A'B'$ 线上取 $1'$ 、 $2'$ 、 $3'$, 投影到俯视图 AB 线上得出 1 、 2 、 3 。根据“各截面的底 (在柱面 OBD 上) 被表面因素的水平投影分成比例线段”, 通过网络解图可得俯视图上 CD 线上的对应点 $1f$ 、 $2f$ 、 $3f$, 再将其投影到侧视图和主视图上, 得 $C''D''$ 上的 $1''$ 、 $2''$ 、 $3''$ 和 $C'D'$ 上的 $1'$ 、 $2'$ 、 $3'$ 。

第三步, 通过作垂直投影的锥状面解图, 绘制主视图。其过程如下:

1) 在图的右下方或就近作解图底 B_1D_1 (任意长), 按中间截面 EF 和 GH 等分割 $B'D'$ 的水平投影 OC 的比例来分割解图底 B_1D_1 得 F_1 、 H_1 。

2) 由 B_1 和 D_1 分别引垂线 B_1A_1 和 D_1C_1 , 取 $B_1A_1 = A'B'$, $D_1C_1 = C'D'$, 且 A_1B_1 上的点 1 、 2 和 3 对应于 $A'B'$ 上的点 $1'$ 、 $2'$ 和 $3'$, C_1D_1 上的点 1 、 2 和 3 对应于 $C'D'$ 上的点 $1'$ 、 $2'$ 和 $3'$ 。分别把 A_1B_1 和 C_1D_1 上的这些点 $1-1$ 、 $2-2$ 、 $3-3$ 用直线相连, 就得到锥状解图。

3) 从中间点, 例如 F_1 、 H_1 等作 B_1D_1 的垂线 E_1F_1 、 G_1H_1 等, 利用锥状面解图中间各截面线 E_1F_1 和 G_1H_1 上被分点 1 、 2 、 3 分成的比例, 将其转化到垂直投影的主视图上, 相应的截面迹线 $E'F'$ 和 $G'H'$ 上各自得到它们的各分点 $1'$ 、 $2'$ 、 $3'$, ...。

4) 连接相应的 $1'-1'$ 、 $2'-2'$ 、 $3'-3'$, ..., 即得各表面因素在主视图上的垂直投影。

第四步, 作表面的水平投影图。过程如下:

1) 找出各截面之底的各分点 $1a, 2a, 3a, \dots, 1e, 2e, 3e \dots$ (由网络解图得到)。

2) 从主视图上截面迹线点 $1', 2', 3'$ 引垂直投影线与由 $1e, 2e$ 和 $3e$ 引出的水平线相交, 得交点 $1, 2$ 和 3 。连接 $E-1-2-3-F$, 即得截面曲线在俯视图上的水平投影线, 同时可得各表面因素的水平投影线, 如 $1-1-1f$ 等。

第五步, 求表面的侧面视图。有了垂直投影和水平投影, 就可以用一般的投影方法求取它们的侧视图。

这样就求得了由曲面的截面曲线与表面因素的投影线表示的确定的表面, 如图7-10上粗实线所示。有时则根据已制成的表面, 作出它们各投影面的“表面补充图”即三组平行于各投影面的曲线, 如图7-11上的 $I', II', III', \dots, P, Q, R, \dots, 1'', 2'', 3'', \dots$, 可用于制造主模型所需的样板, 也可由此求得任何截面曲线的实形, 如图7-11中 $X-X$ 截面线, 它是用变更一次投影而得到的。

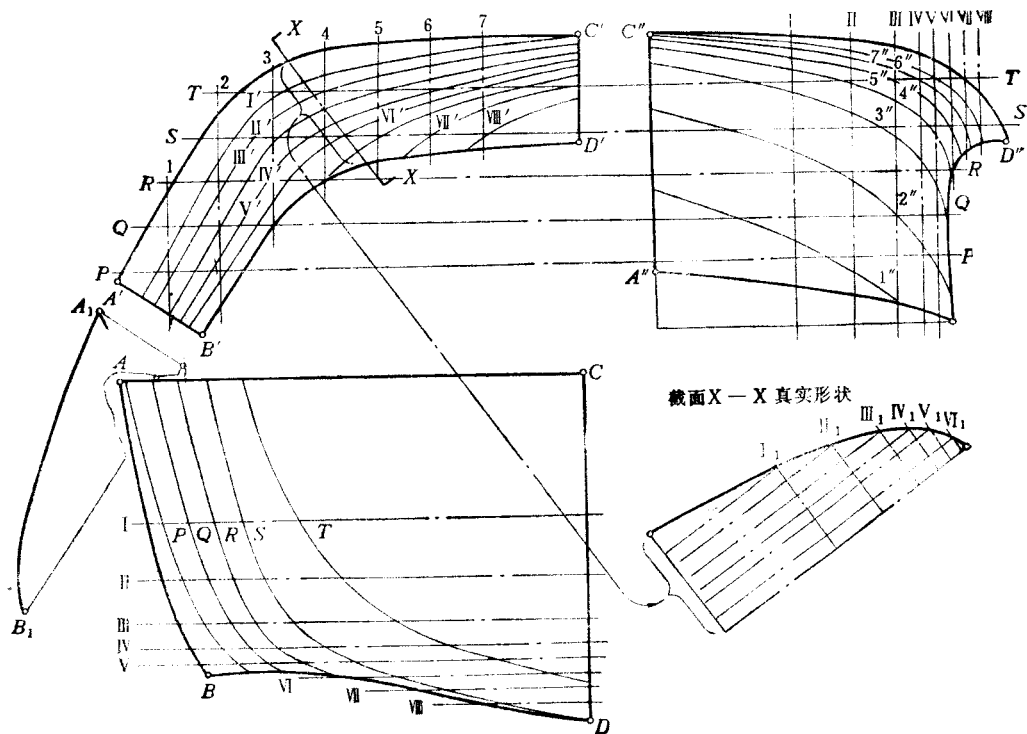


图7-11 表面补充图和求截面线实形

按上述方法引用锥状面解图, 在每一个具体情况下都能够制出一个确定的表面, 但所制表面往往与实际模型给定的表面形状有出入, 需要检查或采用更完善的方法, 如借助于塑性造型法, 能够得到更满意的效果。但简化法是基本方法, 是塑性造型法的基础。

4. 塑性造型法

塑性造型法和简化法的基本区别在于采用了派生解图，变形前的原始表面是柱状面而不是锥状面，而且最后利用的是由柱状面解图（直线解图）派生出来的“曲线解图”。

下面仍以绘制车身顶盖前部表面图为例，简要说明塑性造型法的制图过程。

图7-12中顶盖轮廓线 AB 、 CD 、 AC 和 BD 是从模型上取下的已知曲线，现在要求在这些曲线给定的范围内绘制一个符合模型的表面。为达到这个目的，需采用塑性造型法。

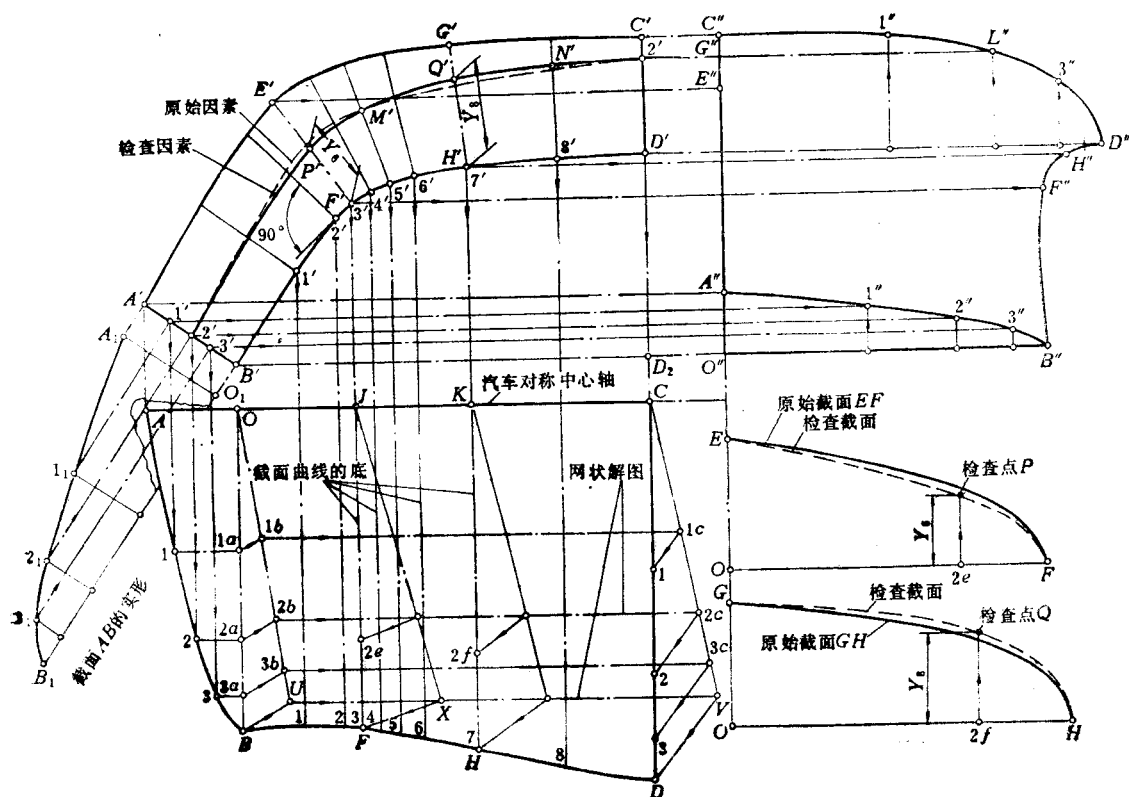


图7-12 塑性造型法实例

塑性造型法制表面时，采用柱状面解图。可取任意长度的水平线 BD_1 为解图的底，见图7-15，作垂线 AB 和 C_1D_1 ， $AB=C_1D_1$ ，并量取曲线 AB 和 C_1D_1 的垂直投影上的各分点1、2、3（表面因素的对应点），连接 A 和 C_1 点，及垂线上的对应点1、2、3，通过底线 BD_1 上的所有分点引垂线，即得柱状面解图。

实例中第一次变形利用柱状面解图（即相应图7-13所示截柱体的垂直投影。截柱体上的

曲线 AB 为已知线段, C_1D_1 具有与 AB 同样的高和底, 并与顶盖上的已知曲线 CD 成比例) 作出一些中间截面曲线(在这里称原始截面曲线)。这些曲线和表面因素所表达的派生表面(在这里称原始表面)的绘制过程与前面用锥状面解图的作图过程相同, 所得表面略有不同。

如果作出的表面满足设计要求, 则可以用通常的方法结束制表面。但是无论是用锥状面解图或是柱状面解图(即直线解图)派生表面, 都只能给出一种确定的表面, 而且往往难以与模型相符。更确切地说, 就是实际车身表面上各截面曲线的特性变化并不是象锥状面或柱状面中那样成简单的直线关系(它们的表面因素是直线), 往往是一种更复杂的关系, 表面因素变成了曲线, 进行分析如下。

从上述柱状面的派生表面中抽出 EF 和 GH 两个截面, 由图7-12的右下图或图7-13左下图可见, 原始截面曲线(实线所示)不符合从模型上取下的样板线(虚线所示, 即检查截面), 曲度有差异。我们选取检查截面上最能代表曲线几何特性的点 P 和 Q 为标准, 称检查点(一般取在靠近曲线的矢点——曲线上平行于联接曲线二端点之弦的切线之切点)。差异反应在它们对应检查点的纵坐标不相等。端截面曲线的检查点必须与解图上因素的端点相对应。由于解图上因素2-2具有最大的倾斜度, 选取截面 AB 和 CD 上的点2为检查点, 可以保证作图有最大的正确性。作出这些检查点的垂直投影, 并通过它们引出一条光滑曲线 $2'P'Q'2'$, 称检查因素。由图7-12可见, 这根曲线与截面 $5'$ 和 $8'$ 的交点是 M' 和 N' , 它同利用柱状面解图作第一次变形所得的原始因素是不同的。因此表面形状也不同。

由图7-13可以看出, 设计所要求的 EF 和 GH 截面曲线特性, 应是柱状面的 $E'F'$ 和 $G'H'$ 截面的曲线, 因为在 $E'F'$ 和 $G'H'$ 的位置上, 其对应检查点的纵坐标正是检查截面所要求的值 Y_1 和 Y_9 。因此, 为达到设计意图, 可将柱状面先进行预变形, 即将 $E'F'$ 和 $G'H'$ (称辅助截面)分别位移到 E_1F_1 和 G_1H_1 的截面位置上去, 即将其压缩(有时是要拉伸)。图7-14表示了预变形后的情况, 检查因素2-2以及其他表面因素都变形了, 直线解图变成了曲线解图, 又称派生解图。

图7-15表示了曲线解图的形成过程。为了把检查因素的垂直投影移到解图上, 需把解图上所有垂直线分割成与相应线段成比例, 而这些线段是检查因素的垂直投影分割截面的垂直迹线, 它们以 P_1 、 M_1 、 Q_1 、 N_1 表示在解图上(见图7-15b), 并通过它们连成曲线(从图7-15c可以看出, M_1 点是检查因素和直线5-5的交点, 而且在解图中垂线 C_1D_1 上点2引的切线是水平的, 这保证了顶盖表面的前后部分能光滑连结); 然后过解图上的 P_1 、 Q_1 点引水平线使其与直线2-2相交于 P'_1 、 Q'_1 点; 最后过 P'_1 和 Q'_1 点分别作垂线 $E'F'$ 和 $G'H'$, 称其为辅助截面。把辅助截面和解图上直线因素的交点投到相应的垂线上(见图7-15d), 连接这些投影点即完成派生解图(曲线解图)的作图, 见图7-15e。

为了作图简单, 只要在解图上作出一个检查因素(例如2-2), 并找出辅助截面, 就可用直线因素直接分割截面垂直迹线, 见图7-15f。

利用曲线解图, 按照前述一般方法, 即可制出表面的三个视图, 完成制表面的工作。所得到的表面将是符合或者大致符合我们的设计意图, 因为这样的表面至少在检查截面(如 EF 和 GH)的截面曲线, 具备了所要求的曲线特性。

很显然, 由于塑性造型法利用了柱状面解图的可变性, 可以根据设计的要求给出不同的曲线解图, 从而制出不同的表面, 显示了很大的优越性。

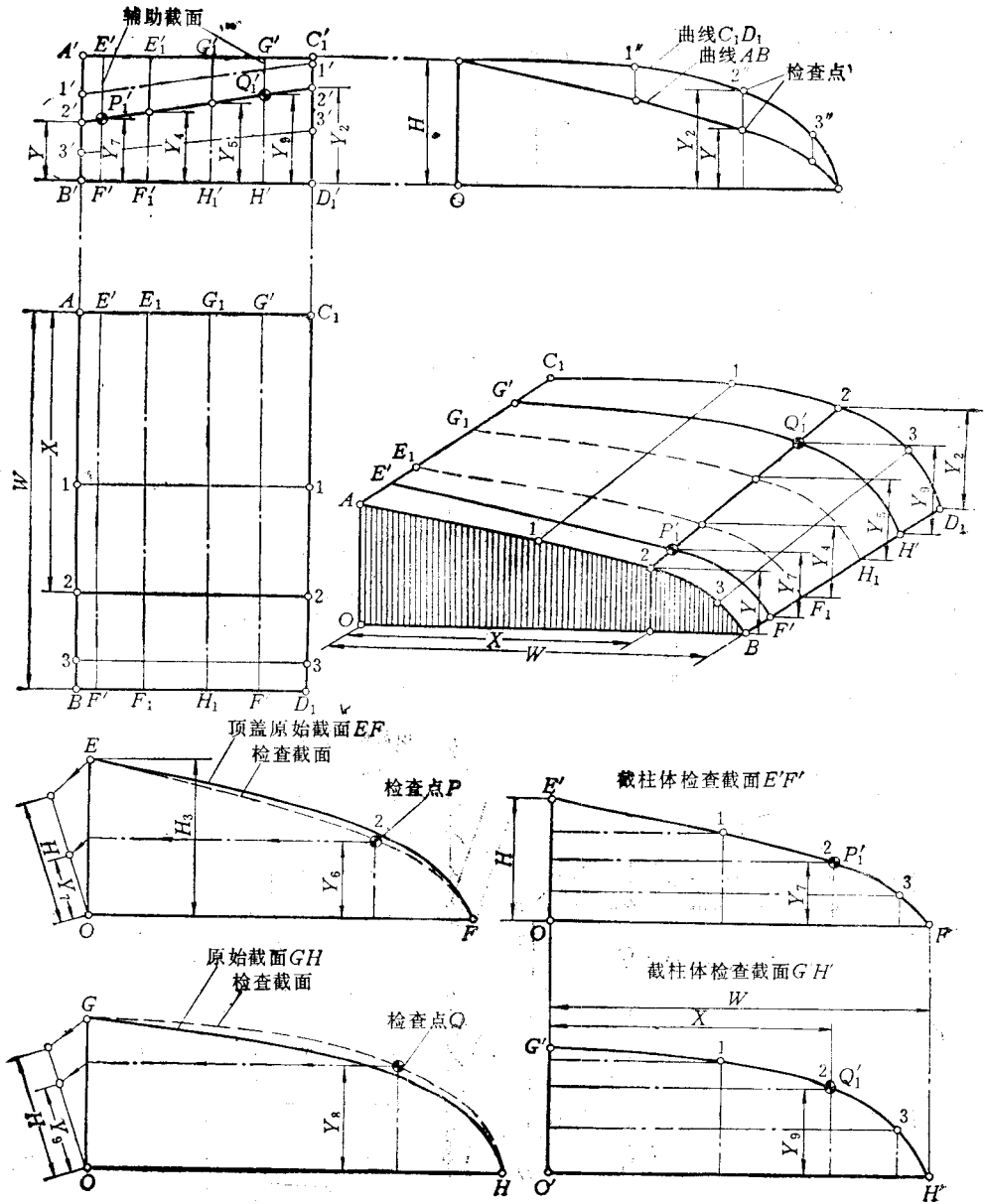


图7-13 求辅助截面

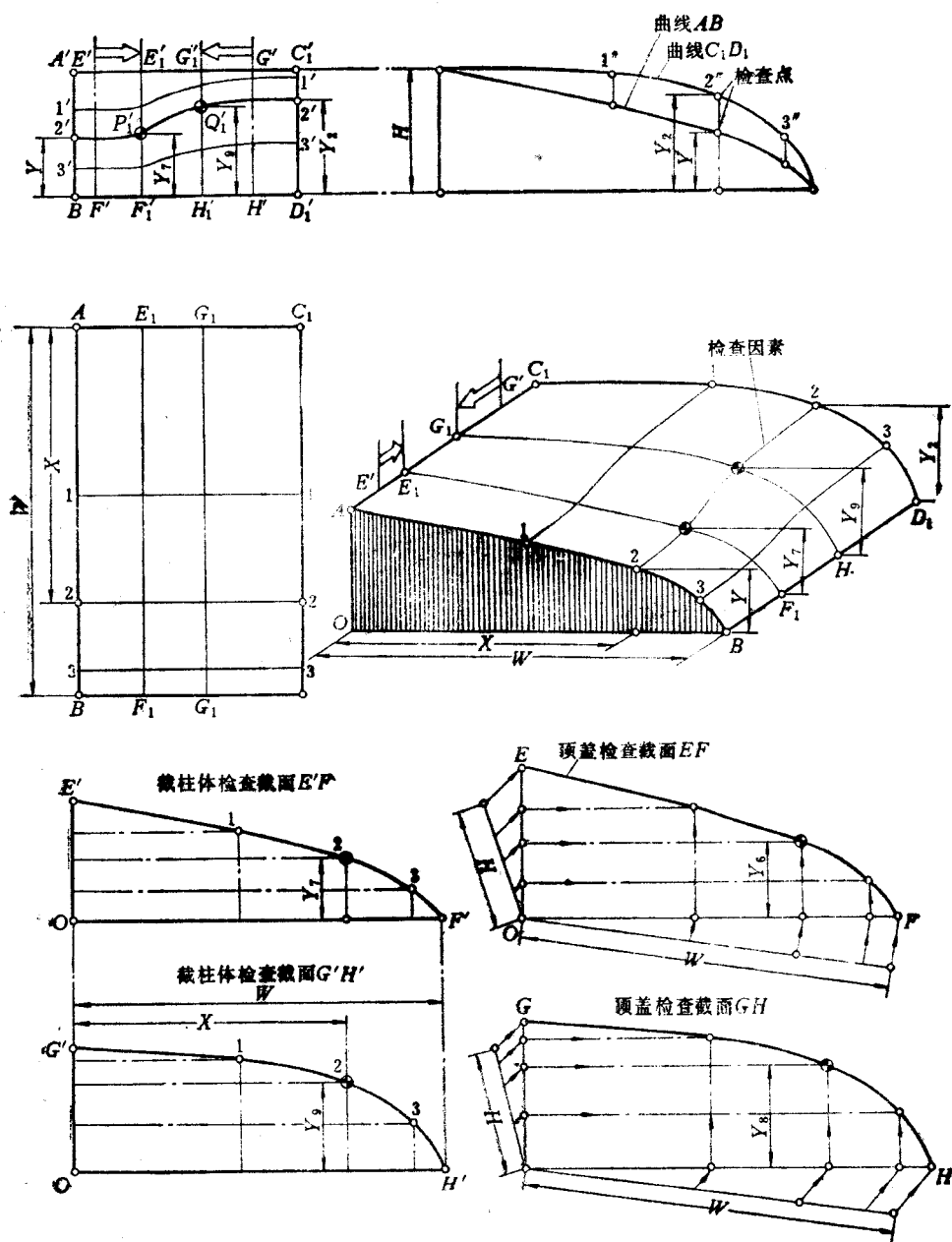


图7-14 曲线解图及检查截面

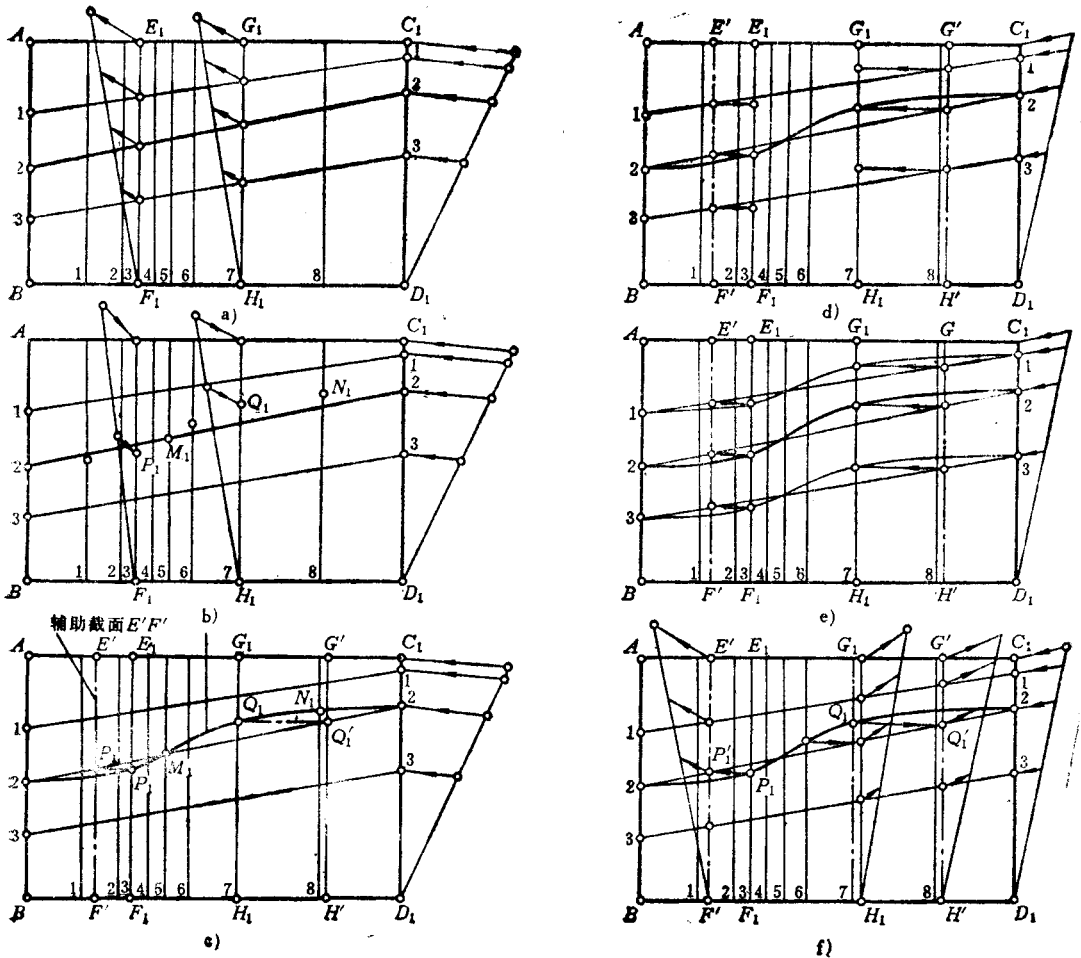


图7-15 曲线解图的形成过程

a) 柱状面解图 b)、c) 检查因素 d)、e) 派生解图 f) 简化的派生解图

§7-2 空间曲梁作图原理

空间曲梁作图的内容是：根据已知空间曲梁的某些因素，按照需要部分地或全部地求出曲梁的其他因素。

空间曲梁作图主要应用于主图板设计阶段。往往是先从主图板上取得空间曲梁类构件的某一根反映某特征的空间曲线，再从相邻的车身表面上取得另一些已知条件（如车身制表面所获得的表面因素），或者根据结构设计确定采用的构件法向断面图，然后在主图板上用作图法完成所需的该构件完整的或部分的投影图形。

如图7-16所示, 已知空间曲梁上一条曲线 C 的垂直投影及沿曲线 C 的法向截面图形 $abcde$, 且截面中的 ab 、 ed 在沿曲线 C 的任何一个法向截面中都处于水平位置。现在要求曲梁的完整图形。

对于这样一个问题, 若不涉及其他构件, 仅对曲梁本身而言, 则只需给出曲线 C 和截面 $abcde$ 的尺寸, 应该说设计这个零件的条件是完备的。如果要求不严, 再把曲梁的其他线条按大致的位置, 用所谓的“平行曲线”方法估计画出, 也是可以的。但尺寸不全, 不能制作工装。而且在主图板作业中, 绘制此曲

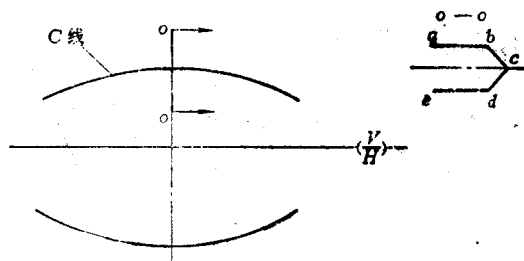


图7-16 空间曲梁已知条件

梁的全部图形不仅仅是为了提供该构件本身的工作图所需的形状和尺寸, 更重要的是为了求得与其相关的构件形状和尺寸, 以及它们之间的相互位置关系或相关线、交点等结构要素。因此, 不允许将曲梁线条的投影图形任意估计画出, 必须求出其准确的投影图形。

一、作图原理

空间曲梁作图的基本原理就是“画法几何”中的“投影变换”。其实质是改变几何元素与投影面的相对位置, 使之处于特殊位置(平行或垂直于投影面), 以便解决其定形(如求实形、实长)、定位(如相互距离、夹角)的问题。具体方法有转换投影面法和旋转投影法两种。下面以转换投影面法为例简要地叙述其原理。转换投影面法就是用新的投影面代替原有的投影面。设置的新投影面必须与保留的原投影面垂直, 并且要有助于解决问题。例如设置的新投影面平行于某直线段或某平面图形, 则在新面上的投影就反映了图形的实形。如果设置的新投影面是垂直于某直线或平面的, 则可方便地确定它们的定位问题。在转换了投影面后, 几何元素的投影应遵循以下规律。

几何元素上各点在新投影面上的投影与保留下来的原投影对应点的连线垂直于新投影轴(即新投影面在留下的原投影面上的迹线)。并且, 新投影点到新投影轴的距离等于被换掉的投影点到原投影轴的距离。这一规律可简称为“隔图量取法”。

现在再回到图7-16所示的例子来。要求此曲梁的完整投影图, 只要将 C 线上每一点(或足够的点)处法向截面上 a 、 b 、 c 、 d 、 e 五点的位置确定下来, 然后分别将各同名点圆滑地连成曲线即可。因此, 空间曲梁作图的关键就是求作已知曲线上任一点处法向截面的投影。为此, 引用这样一个概念: 连续而光滑的空间曲线上, 任一点处只有一条切线, 此切线在任何投影图上与曲线保持相切关系, 于是总可以找到过这一点的唯一的垂直于此切线的平面——法向截面。这样求法向截面的问题就归结为直线与平面的定位问题。这正是转换投影面的方法所能解决的问题。如图7-17所示, M 为曲线 C 上的任一点, AB 为过 M 点的切线。如果作一新的投影面 V' , 使其平行于切线 AB , 则过 M 点且垂直于切线 AB 的平面——法向截面也一定会垂直于新的投影面 V' , 亦即这个法向截面在新的投影面 V' 上集聚为一直线(即图中的 H' 面投影轴)。利用这一特性就容易得到被这个法向截面所截取的空间曲梁法向截面的实形。反之, 也可在这个能表达实形的法向截面上作出所需的图形, 再把这个图形的各点投影回至原来各视图里去。借助于这个办法, 就可完成求空间曲梁投影图形的全部作图。

二、作图方法与步骤

对于图7-16所示例子, 参见图7-18。过曲线 C 上任一点 M 作法向截面投影图形, 其步骤如下:

- 1) 作 M 点的切线 AB 。
- 2) 立一新的投影面 V' (这里是立在 H 面上), 使 $V' // AB$ (这里 V' 与 AB 重合)。
- 3) 将 M 点及其相切线 AB 投到新的投影面 V' 上, 得到 $M_{V'}$ 及 $A_{V'} \cdot B_{V'}$ 。
- 4) 过 $M_{V'}$ 点作 $A_{V'} \cdot B_{V'}$ 的垂面 H' (即图中 H' 面投影轴)。
- 5) 在 H' 面上, 根据已知条件作所需要的图形 $a_{H'}, b_{H'}, c_{H'}, d_{H'}, e_{H'}$ 。
- 6) 将所作图形各点 $a_{H'}, b_{H'}, c_{H'}, d_{H'}, e_{H'}$ 投至 H' 面投影轴上。

7) 将 H' 投影轴上所得各点投至 H 面上得 a_H, b_H, c_H, d_H, e_H 各点 (各点距 V' 面投影轴的距离等于 H' 面上相应各点距 H' 面投影轴的距离)。

8) 将 H 面上各点再投至 V 面上得 a_V, b_V, c_V, d_V, e_V (各点距 V 面投影轴的距离等于 V' 面上相应各点距 V' 面投影轴的距离)。

如上述步骤在 C 线上选定若干点作出它们的法向截面, 同样可得若干组点的投影位置。将所得各同名点的对应投影圆滑连接起来, 即可得到曲梁的完整形状。

利用这一作图方法, 则对于任何形状的空间曲梁都可以正确地画出它的完整的投影图形。反之, 如果已知空间曲梁的投影图形, 也容易地求得其上任一点的法向截面的真实形状。通过上述例子可见, 虽然是等截面曲梁, 但其曲线的投影一般都不是平行的, 而投影为平行曲线的曲梁, 其法向截面则一般也都是不等的。

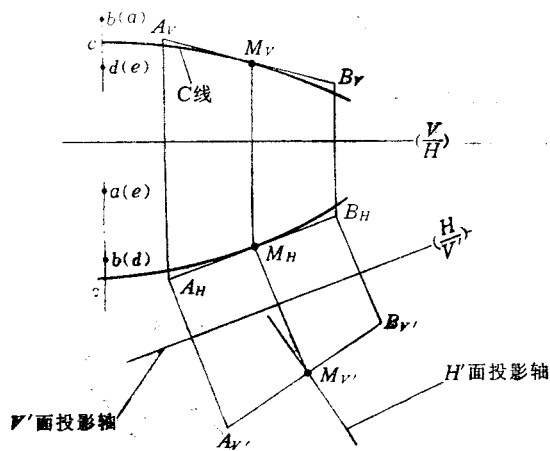


图7-17 作法向截面

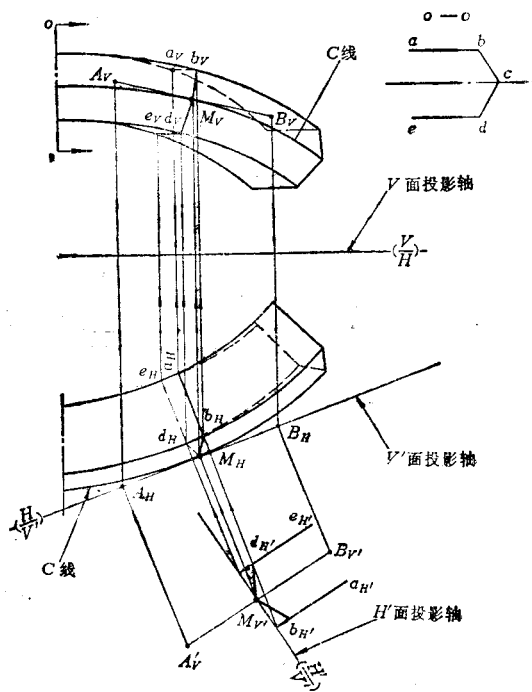


图7-18 空间曲梁作图

§7-3 曲梁作图实例

车身中空间曲梁的截面形状和尺寸, 并不都是象上述例子中那样可以预先人为地设定,

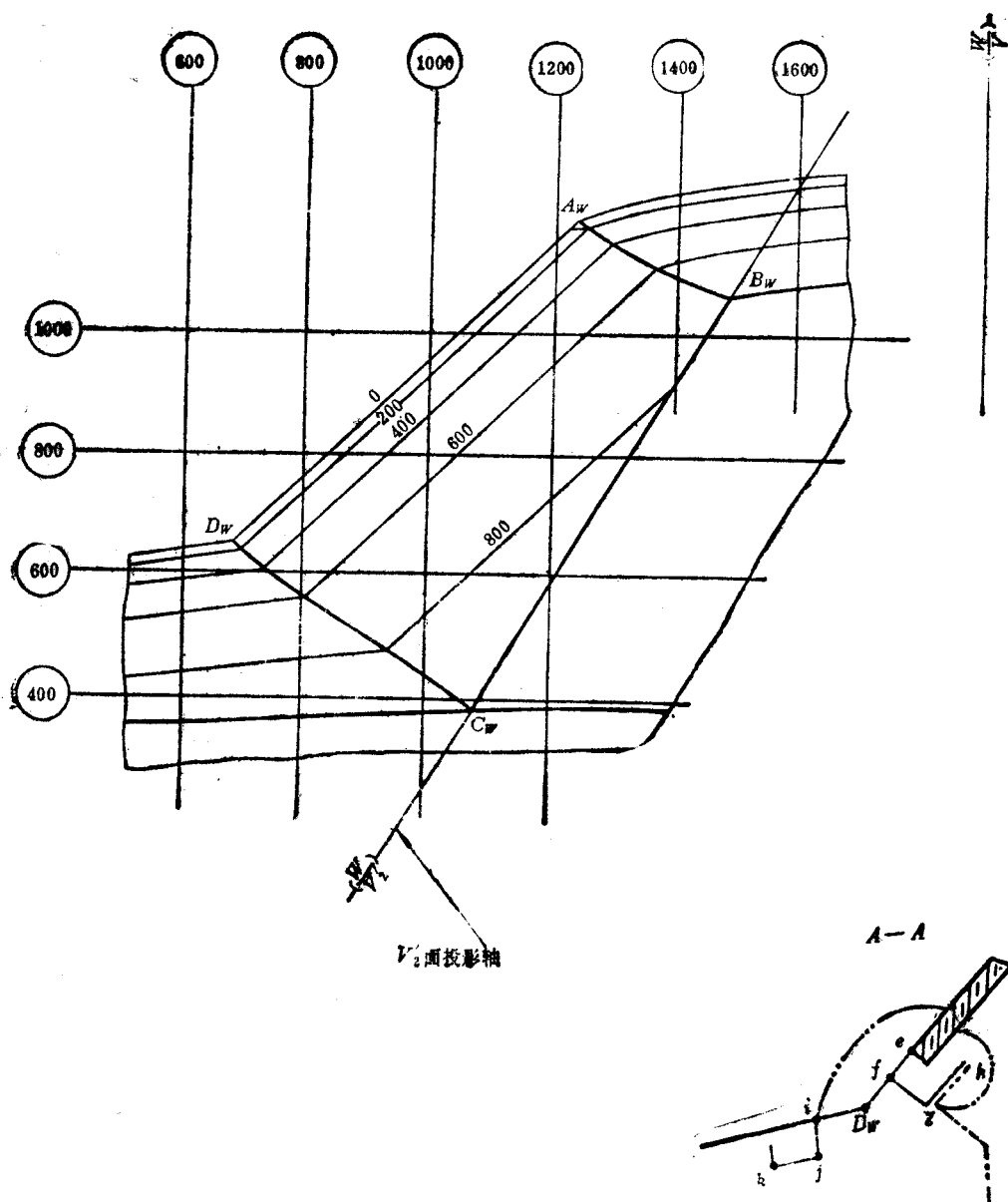
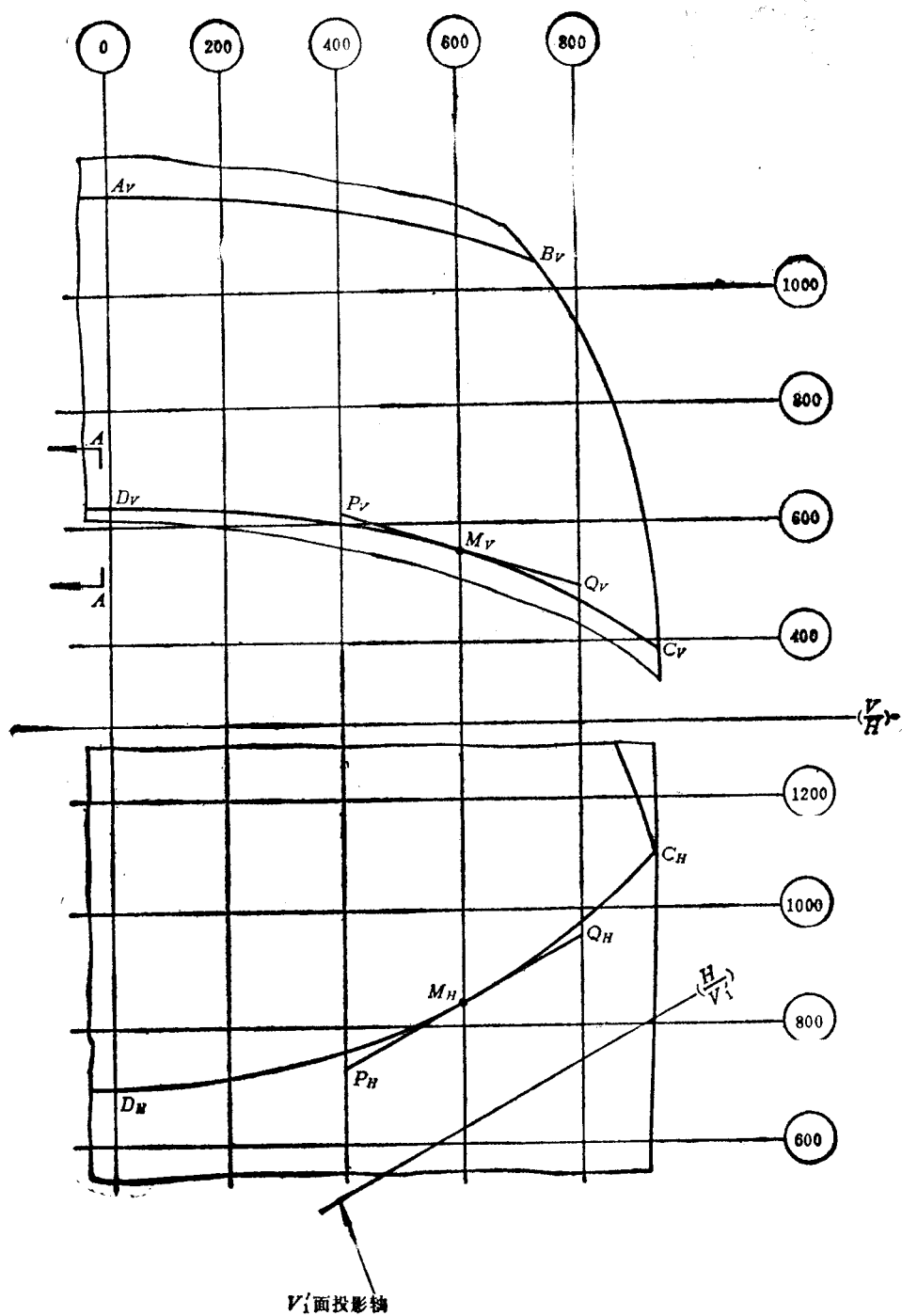


图7-12 风窗侧边框架的扶向



截面的剖切(一)

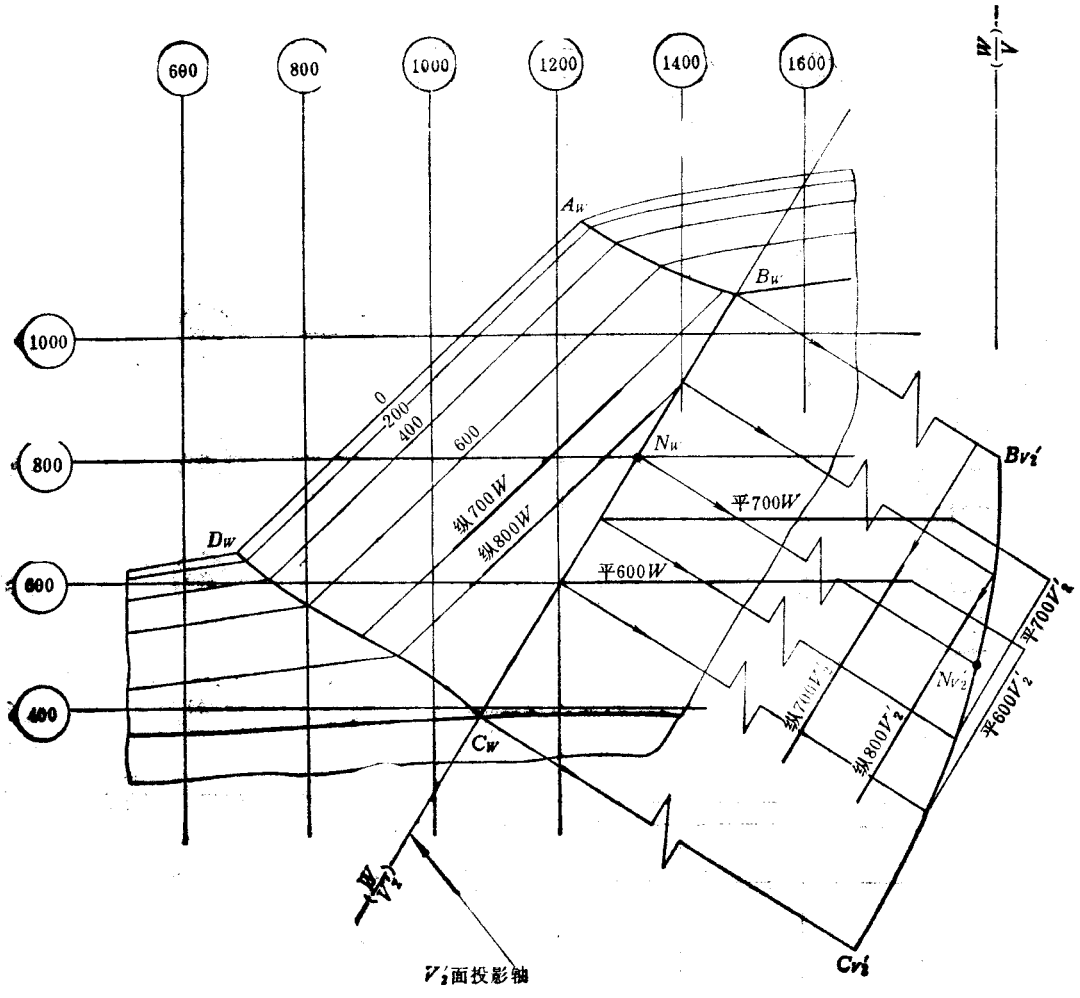
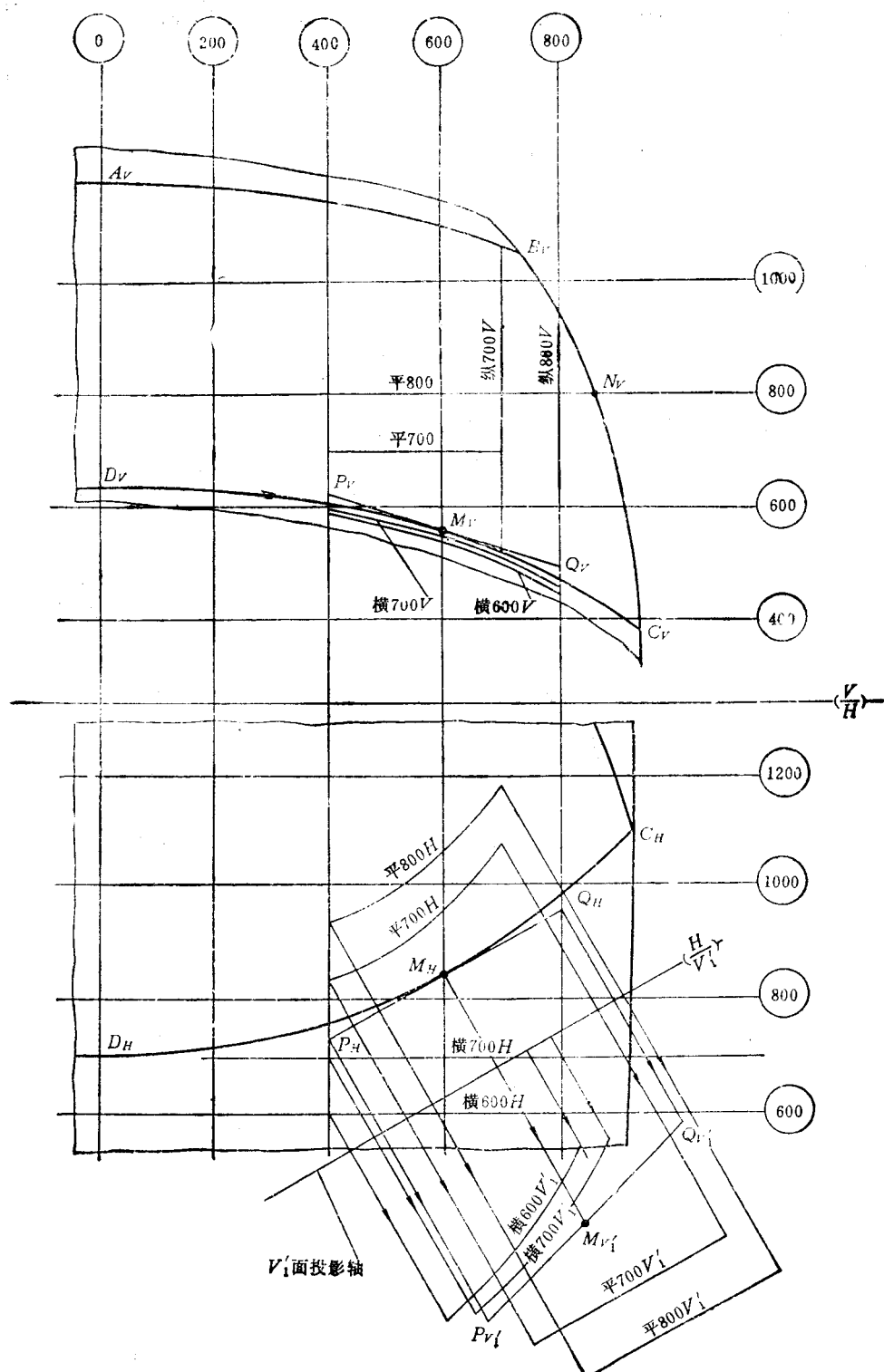
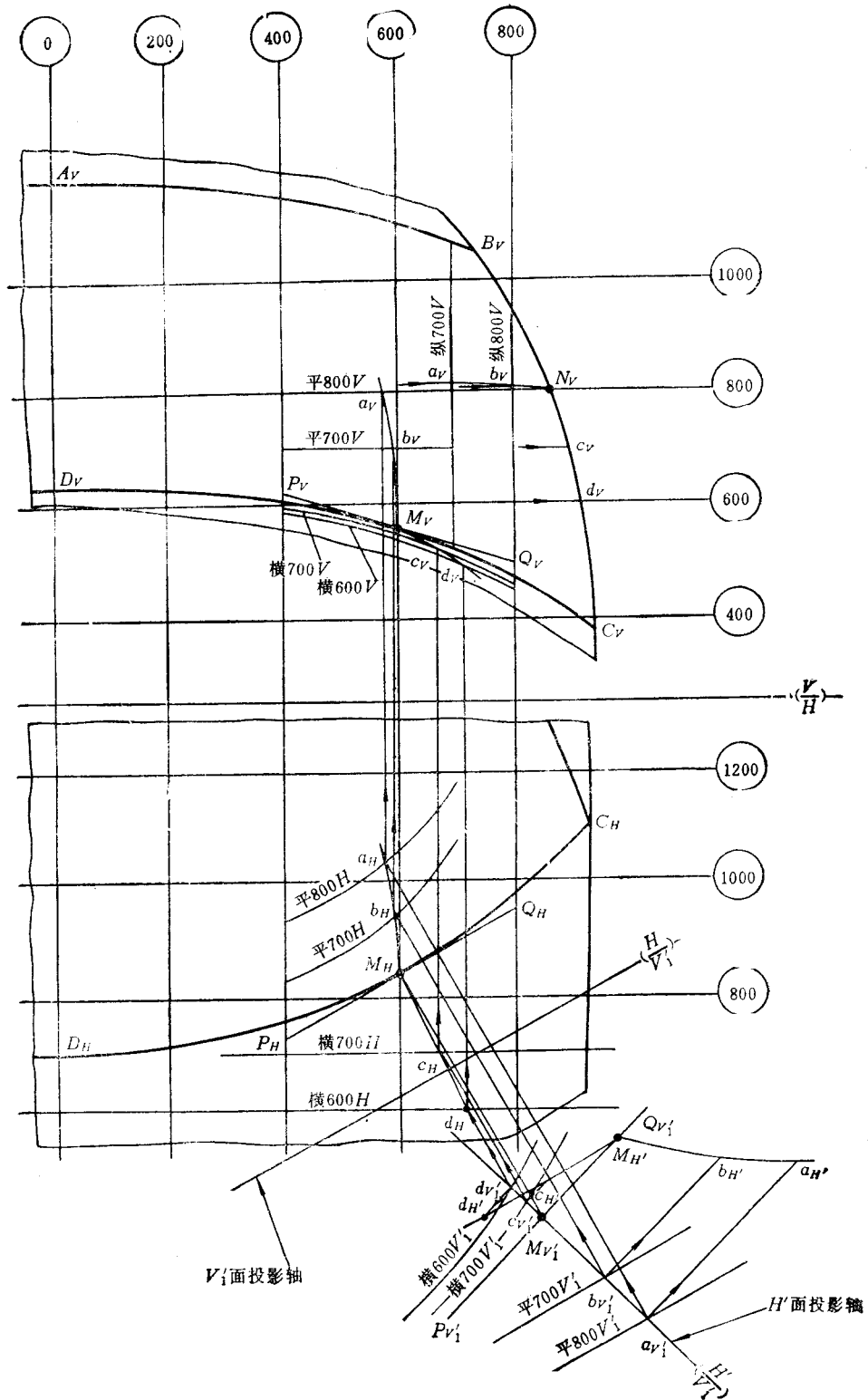


图7-20 风窗周边框架的投影



截面的剖切(二)



截面的剖切(三)

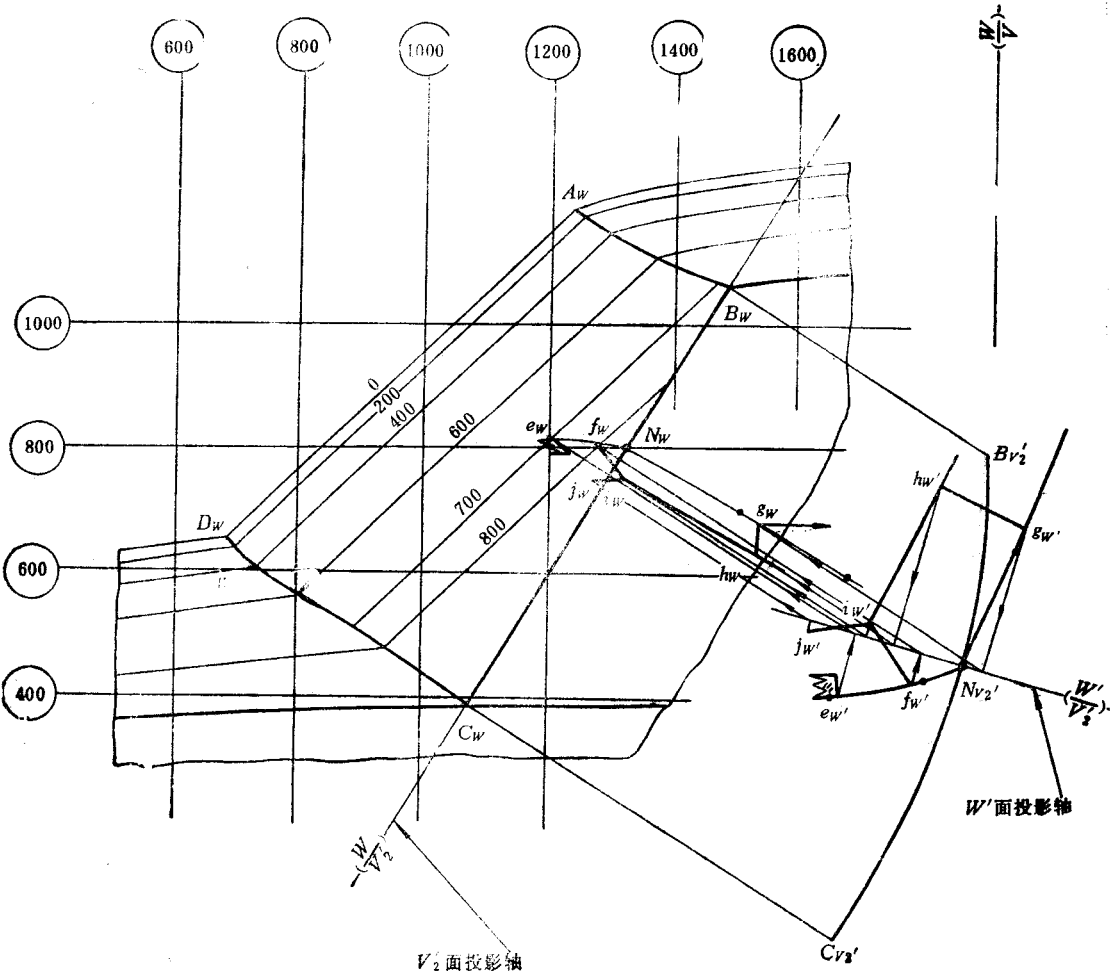
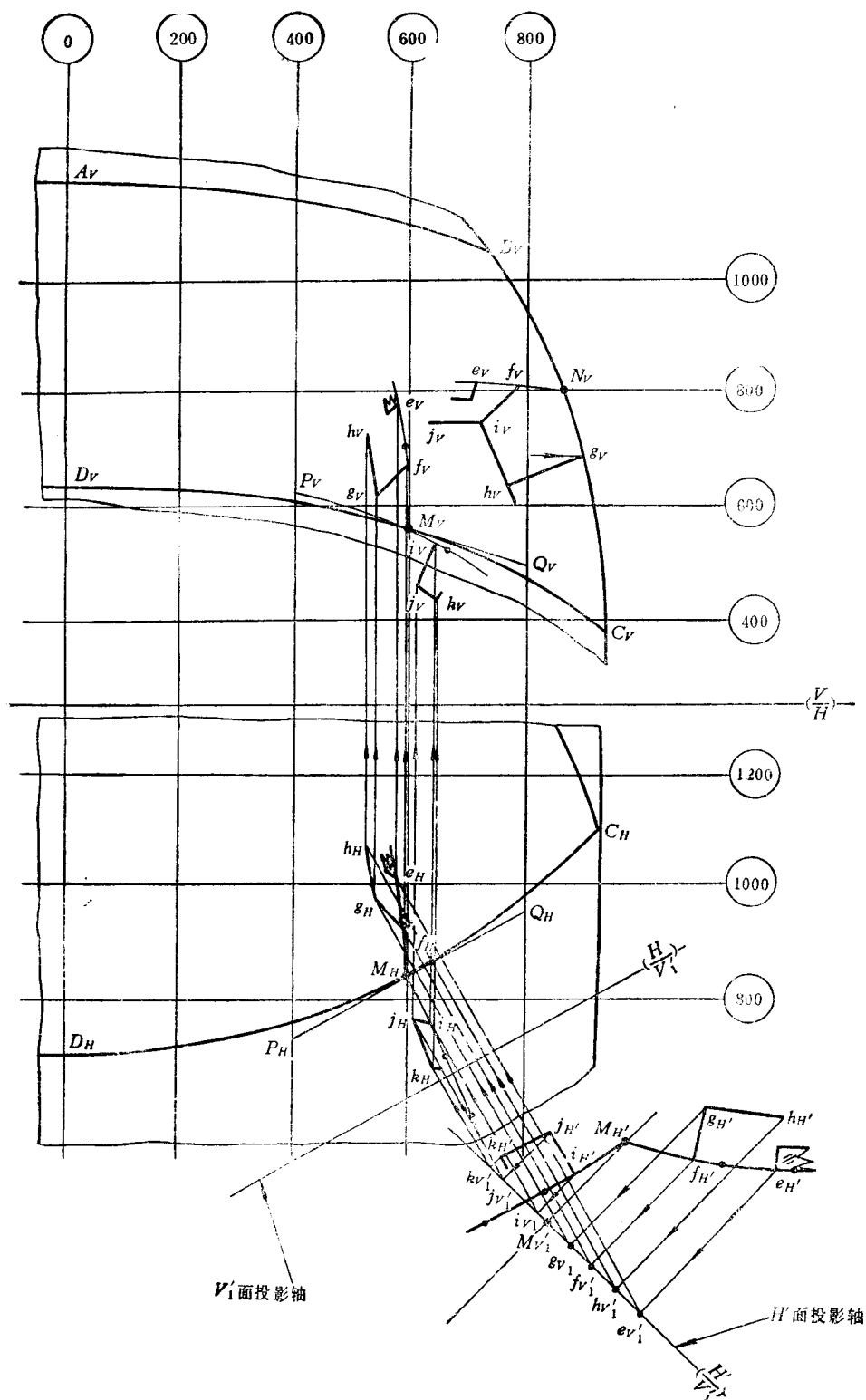


图7-22 风窗周边框架法向



截面的剖切(四)

而且是等截面的。更多的场合是不等截面的，而且截面形状决定于相毗邻的车身表面形状。前风窗边框就是这种空间曲梁的实例。在这种情况下，车身表面因素就成了空间曲梁作图的已知条件。

图7-19所示某轿车的前风窗延伸表面与其周围表面的交线 AB 、 BC 、 CD 、 DA 及外廓线均为从主图板上取得的。表面因素线是经过制表面确定的。现在的任务是进行各种构件的结构设计，即要画出构成风窗周边框的上下横梁、左右立柱的全部投影图。由图可见，风窗表面上缘曲线 AB 及下缘曲线 CD 皆为空间曲线，而立柱 BC 是平面曲线（因为在主视图中投影是一直线）。对于平面曲线，通过转换投影面的方法易于将其转变为真实形状，然后在其上的任一点可直接剖切法向截面。而对于空间曲线，则必须逐点转换，逐点剖切。但它们的作图原理是相同的。平面曲梁是空间曲梁的特例。

现以风窗框下横梁为例，它是一个空间曲梁，已知玻璃理论表面与发动机罩表面的交线 CD 以及玻璃边界线 E ，还知道空间曲梁的法向截面图形 $hgfD_{wi}k$ ，而且此曲梁的部分表面同时也是车身表面的一部分。即 D_{wi} 段应与玻璃表面协调一致； D_{wi} 段要与发动机罩表面协调一致，而且为了保证玻璃的正确装配位置、橡胶密封条的形状以及装配工艺要求等，玻璃边界线上的 e 点应与曲梁截面上各点保持适当的距离（参见图7-19A-A断面）。

作图时首先必须通过投影变换求得曲线 CD 上任意点 M 处的法向截面上的外形线，也就是法向截面与车身表面的交线。它是通过求过 M 点的法向截面与毗邻的风窗玻璃表面、发动机罩表面上各表面因素线的交点，并圆滑地连接各点而获得的；然后再在此外形线的真实投影图上按照该曲梁与毗邻车身表面的关系确定出其法向截面图形上各点的位置。具体作法如下：

1) 过 M 点作曲线 CD 的切线 PQ 。在 H 面上立一新投影面 V'_1 ，使 $V'_1 \perp PQ$ ，见图7-19。

2) 将 M 点及其附近表面因素同时投至新的投影面 V'_1 上，见图7-20。

为此，首先按一般的投影规律分别将水平面、横截面与车身表面的截交线的三个视图投影补全，如图中平800，平700就是高度坐标分别为700，800的水平截面与前风窗表面的交线；图中的横600，横700是纵向坐标分别为600，700的横截面与发动机罩表面的交线；纵700，纵800是横向坐标分别为700，800的纵向截面与前风窗表面的交线。这些表面因素线投到 V'_1 上得到平800 V'_1 、平700 V'_1 ，横600 V'_1 、横700 V'_1 。 M 点及其切线 PQ 投到 V'_1 上为 $M_{V'_1}$ ， $P_{V'_1}$ — $Q_{V'_1}$ 。

3) 在 V'_1 面上过 $M_{V'_1}$ 点作法向截面 H' ，分别与各表面因素线平800 V'_1 ，平700 V'_1 ，横700 V'_1 ，横600 V'_1 相交于 $a_{V'_1}$ 、 $b_{V'_1}$ 、 $c_{V'_1}$ 、 $d_{V'_1}$ 。见图7-21。

4) 将各交点投回至 H 面和 V 面得 a_H 、 b_H 、 c_H 、 d_H 和 a_V 、 b_V 、 c_V 、 d_V 。同时将各点投到二次新投影面 H' 上得 $a_{H'}$ 、 $b_{H'}$ 、 $M_{H'}$ 、 $c_{H'}$ 、 $d_{H'}$ 。分别在各投影面上将这些点顺次圆滑连接，就得到法向截面与车身表面截交线的真实图形（在 H' 面上）和水平、垂直投影（在 H 、 V 面上）。

5) 在 H' 面上以车身表面线 a_H 、 b_H 、 M_H 、 c_H 、 d_H 为基础，根据风窗玻璃安装的要求以及前围上盖板与风窗玻璃、发动机罩表面的相互关系（参照图7-19中A-A剖面放大图）作所需要的图形，玻璃边缘点 $e_{H'}$ 及其相邻的断面 $f_{H'}$ 、 $g_{H'}$ 、 $h_{H'}$ 和 $i_{H'}$ 、 $j_{H'}$ 、 $k_{H'}$ ，见图7-22。

6) 将所作图形各点逐次投回原投影面 H 、 V ，得 e_H ，…， k_H 和 e_V ，…， k_V 。

用上述同样方法作出 CD 曲线上其它若干点的法向截面，得到若干组法向截面图。将各同名点的投影圆滑地连接起来，则得到风窗下横梁的投影。风窗上横梁作图方法完全相

洞。对于平面曲线的风窗立柱 BC 的法向截面的作图，除第一步是将其转变成真实形状而无需作各点的切线外，其余步骤均与空间曲线的法向截面的作图方法相同。以平面曲线 BC 上的 N 点为例，其基本步骤如下：

- 1) 立新的投影面 V_2' （这里 V_2' 过 $B_W C_W$ ）见图7-19。
- 2) 将 N 点及其附近的表面因素同时投至 V_2' 面上，见图7-20。
- 3) 在 V_2' 面上作 N 点的法向截面 W' 并获得图形 $a_{W'}, b_{W'}, c_{W'}, d_{W'}$ ，见图7-21。
- 4) 在法向截面 W' 上作所需图形 $e_{W'}, \dots, j_{W'}$ ，见图7-22。
- 5) 将所作图形各点投至各视图中去，见图7-22。

因此，最终可完成除上、下三接头（曲梁拐弯处）外的全部风窗边框梁的投影图形。至于三接头的作图则较繁琐，但其法向截面的剖切方法是相同的。

第八章 车体结构分析与设计

车身总体尺寸和形状以及承载的结构型式确定后,即可着手进行细致的结构分析与设计。设计车体结构大致按以下步骤进行:

1) 确定整个车体应由哪些主要的和次要的构件组成,使其成为一个连续的完整的受力系统;确定主要杆件采取怎样的截面型式——闭式的或开式的。

2) 确定如何构成这样的截面,截面与其他部件的配合关系,密封或外形的要求,壳体上内外装饰板或压条的固定方法以及组成截面的各部分的制造方法及其装配方法等。

3) 对各个截面的初步方案制定以后,可以绘制由一个截面过渡到另一个截面的草图、杆件连接结构草图以及与此同时所形成的外覆盖件(壳体、蒙皮)草图。

4) 将车体分成几个分总成,如地板、顶盖、侧壁、前围、后围等;按分总成着手划分壳体(即进行分块),并在主要的大型冲压件间的接缝处画线和注明连接型式,以便与制造部门进行商榷。

5) 同时进行应力分析计算。

6) 进行详细的主图板设计,并画出零件图。

在进行上述具体设计前,首先要了解对车身结构设计的要求以及如何实现这些要求,下面各节分别进行讨论。

§8-1 车体骨架

车体骨架设计应满足车身刚度和强度的要求。刚度不足,将会引起车身的门框、窗框、发动机舱口及行李箱口等的变形,导致玻璃破裂,车门卡死;低刚度必然伴随有低的固有振动频率,易发生结构共振和声响,并削弱结构接头的连接强度。此外,还会影响安装在底架上的总成的相对位置。而结构强度不够则将引起构件早期出现裂纹和疲劳断裂。

一、杆件的设置

在设计车体时,无论是全骨架车身或半骨架车身,都应认真考虑杆件的设置。骨架杆件可分为三类:

1) 功能所要求设置的,如门柱、窗柱、门槛、门框上横梁、风窗框上下横梁等。

2) 加强用的,如大客车顶盖上的纵梁和底架周边的搁梁,在后悬架处底架上设置的加强横梁等。

3) 为安装附件而设置的非承载件,如顶盖上为安装顶窗而设置的框架等。

显然,1)、2)类是车身的主要承载件,应有足够的刚度和强度,并构成一个连续完整的受力系统。薄壳式车身结构虽无完整的骨架,但壳体与各结构件组装后,也应是一个完整的受力框架。

图8-1所示为承载式轿车车体结构件及覆盖件焊接总成实例,其骨架简图见图8-2。车体

骨架结构主要由两部分组成，即封闭式主体（供乘坐的车厢）和敞开的前部（安置发动机的部位）；大多数车身后部都有行李箱。

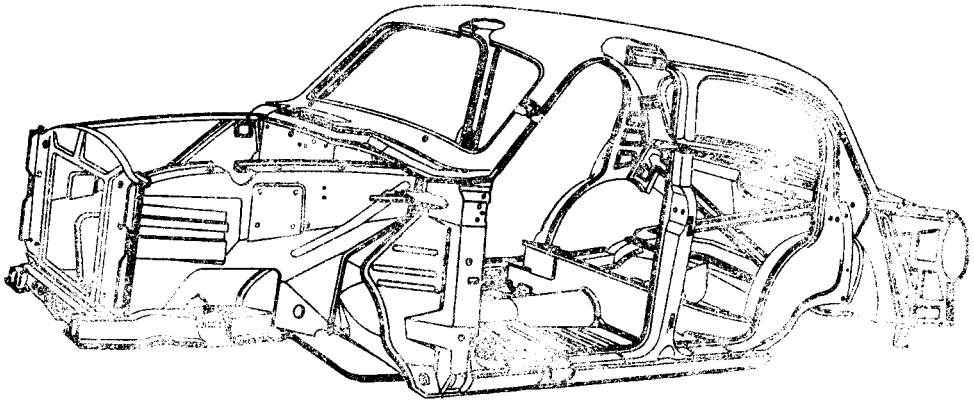


图8-1 承载式轿车车体焊接总成

车体的纵向受力元件是前纵梁1及斜撑2、地板边梁4（门槛）、传动轴通道5和顶盖9及其边梁；横向受力元件是前围板10，前部斜地板3，前后座椅支撑梁6，后壁8（有些结构以后座靠背后面的对角斜撑代替后壁），后横梁7或后围板等，顶盖也是横向受力元件。

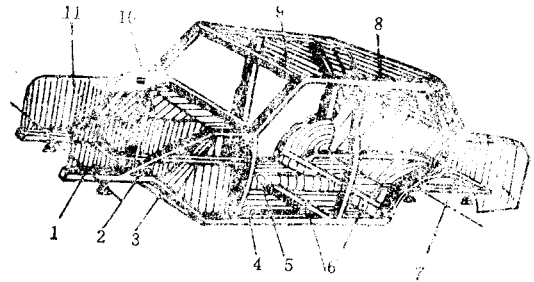


图8-2 骨架简图

1—前纵梁 2—斜撑 3—斜地板 4—地板边梁 5—传动轴通道 6—座椅支撑梁 7—后横梁 8—后壁 9—顶盖
10—前围板 11—前挡泥板

车体前部敞开部分主要是由前挡泥板11和固定散热器框架的前纵梁1和斜撑2等组成。这部分承受比较大的集中力，如发动机、散热器、车前钣金件（翼子板，发动机罩等）的重力和前悬架支承反力等，而车厢部分主要承受分散在地板上的重力，如车体自身的重力、乘客重力和悬挂在门柱上的车门重力等等。行李箱承受油箱、备胎和行李等集中重力。

因此，车体结构中易出现载荷分配不均衡和刚度不适应载荷要求的情况，这将影响系统的总变形。设计时应注意车厢与前部敞开部分相连接区域刚度的逐步过渡，加大接头圆角或设置斜撑。

现在的发展趋势是扩大车身光照部分的总面积，所以必然要减小腰线以上支柱的截面；考虑到提高空气动力性能的要求，前风窗支柱后倾角更加大了。因此，为加强支柱，除了采用闭口截面外，在风窗支柱和车体前围侧板之间，在很多结构上采用了上面与风窗柱连接，下面与侧板连接的加强板；此外，还必须通过仪表板和风窗上横梁加强左右支柱的横向联系。所谓半承载式或底架承载式车身，系统的总刚度主要是由车身下部（底架）保证，下部刚度不足时，可以在门槛内侧用附加的U形截面的纵梁来加强，参见图8-3。

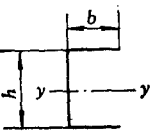
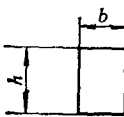
二、杆件截面形状与刚度的关系

薄壁杆件的截面形状对其截面特性有很大影响，与刚度有关的截面特性是弯曲惯性矩 I ，扭转惯性矩 J_t 等。

薄壁杆件的截面形状可分为闭口和开口两类，它们的截面特性有较大差别。例如，对于闭口截面，扭转惯性矩 $J_t = 4A_s^2 t / s$ ，式中 A_s 为板料厚度中线所围成的面积。可见，中线周长 s 一定，材料厚度 t 一定，抗扭惯性矩 J_t 与 A_s 的平方成正比，而截面形状无独立意义，所围面积大小则很重要。圆形截面对抗扭最有利。矩形截面中，正方形抗扭能力最高，当矩形两边之比 $h/b > 2$ 时，扭转刚度明显下降。

表8-1为材料面积 A 相等（周边的长度 s 和料厚 t 均相等）而形状不同的截面特性的比较示例。表中 I_y 和 W_y 分别表示对主惯性轴 y 的抗弯惯性矩和抗弯断面系数， W_t 为抗扭断面系数。

表8-1 截面特性比较

截面形状	截面尺寸/cm	A	J_t	I_y	W_y	W_t
	$h = 12.8$ $b = 4.8$ $t = 0.4$	1	0.0044	1	1	0.0043
	$h = 6.4$ $b = 4.8$ $t = 0.4$	1	0.59	0.69	0.733	0.768
	$h = 7.13$ $t = 0.4$	1	1	0.691	0.656	1

注：表中各截面参数的数值是归一化后的数值，即分别以三种截面的最大值为1。

可见，在材料面积 A 和壁厚 t 保持不变的情况下，闭口截面的抗弯性能稍次于开口截面，但闭口截面的扭转惯性矩要比开口截面大多了。

因此，从提高整个车身和构件的扭转刚度出发，宜多采用闭口截面，但是还需要考虑构成截面的其他因素，如结构功能、配合关系以及制造工艺等等。因此，实际车身骨架构件的截面形状往往是比较复杂的。

图8-3为承载式轿车车身骨架截面示例。为了提高扭转刚度，全部采用闭口截面。而大客车车身的主要构件，则通常采用异型钢管。

当对车身骨架初步设计方案进行有限元分析后，可根据计算得到的内力分布情况，适当调整构件的截面形状和尺寸。

五、骨架结构中的应力集中

当受力杆件的截面发生突变时，就会由于刚度突变引起截面变化处应力集中。在经常承受交变应力的汽车车身上，应力集中可能诱发进展性裂缝，导致疲劳损坏。这是车身结构损

坏的原因之一。因此，在结构设计时要避免截面急剧变化，特别是要注意加强板和接头的设计。

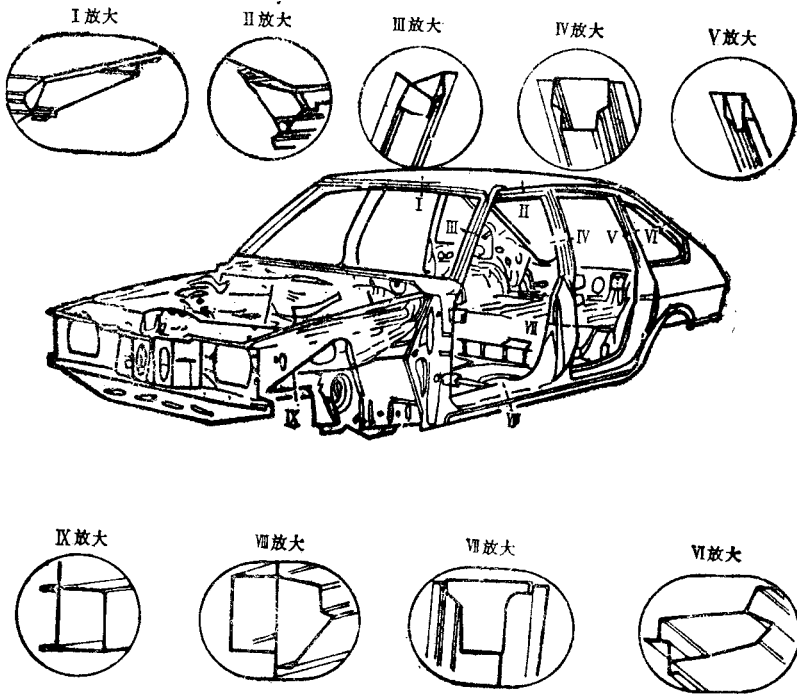


图8-3 承载式车身骨架构件的截面

例如图8-4a，为了加强底架纵梁的弯曲部分，在梁上装一加强梁，但由于在加强梁两端 a - a 和 b - b 处刚度突变，易出现应力集中而断裂。若将加强梁两端的形状改为类似双曲线形（如虚线所示），则这种加固会使应力均匀些。当纵梁从封闭截面过渡到开口截面时，加强梁端部也应作类似处理，或者由纵梁腹板逐渐过渡到加强梁腹板，如图8-4b所示。如果不采用加强梁，而将纵梁截面逐渐加高，从加强的观点看效果最好，并可减轻质量，如图8-4c所示，梁上冲孔也可减轻质量。

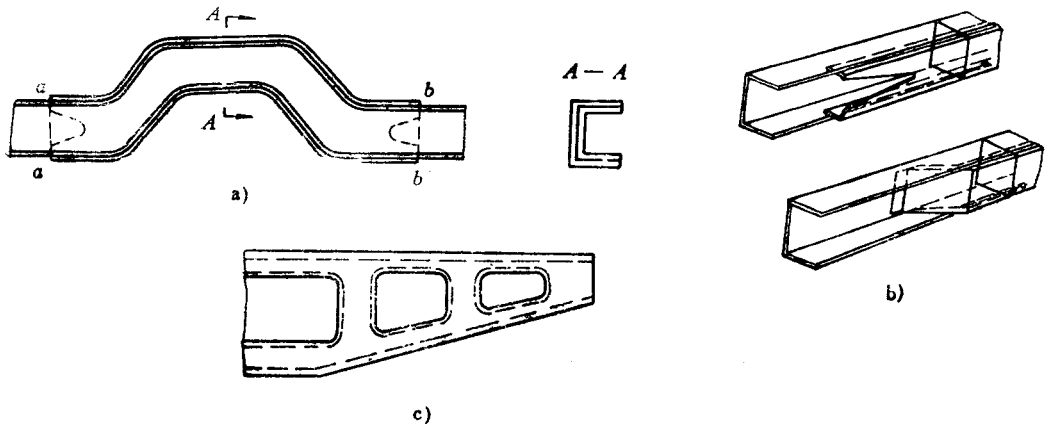


图8-4 避免截面急剧变化

在车身上有许多受有集中力需要使用加强板的部位，如固定车门铰链的地方、悬挂操纵踏板处等。但是应合理设计加强板的大小和厚度。加强板太小，则不足以将集中载荷通过加强板分散到较大的面积上；加强板太大则会增加质量。一般加强板的厚度比被加强件的板料为厚，但厚度不宜相差太悬殊，否则，不仅在加强板边缘由于刚度突变会引起应力集中而出现裂纹，而且对焊接强度也是不利的。

车身承载杆件上往往需要开一些孔洞，以便安装各种导线、管道和机构等。显然，由于这些孔洞将产生应力集中，应尽可能将孔位选在应力较小的部位。如截面中性轴附近。此外，开一个大孔要比开数个小孔应力集中更严重。

纵、横杆件的连接点即通常所谓的“接头”，诸如车架纵梁与横梁的交接处、横梁与立柱的连接点、窗框以及门框的四个角等，这些部位一般都易出现应力集中，如设计不当很可能造成车身的隐患。从提高扭转刚度来看，纵梁与横梁应以翼缘相连，但一般翼缘的弯曲应力和约束扭转正应力都最大。因此，必须认真设计接头的形状和连接强度。可用角板等各种连接方式(见图8-5)，以扩大连接的面积，减小应力集中。还需指出，过分地加强接头，也

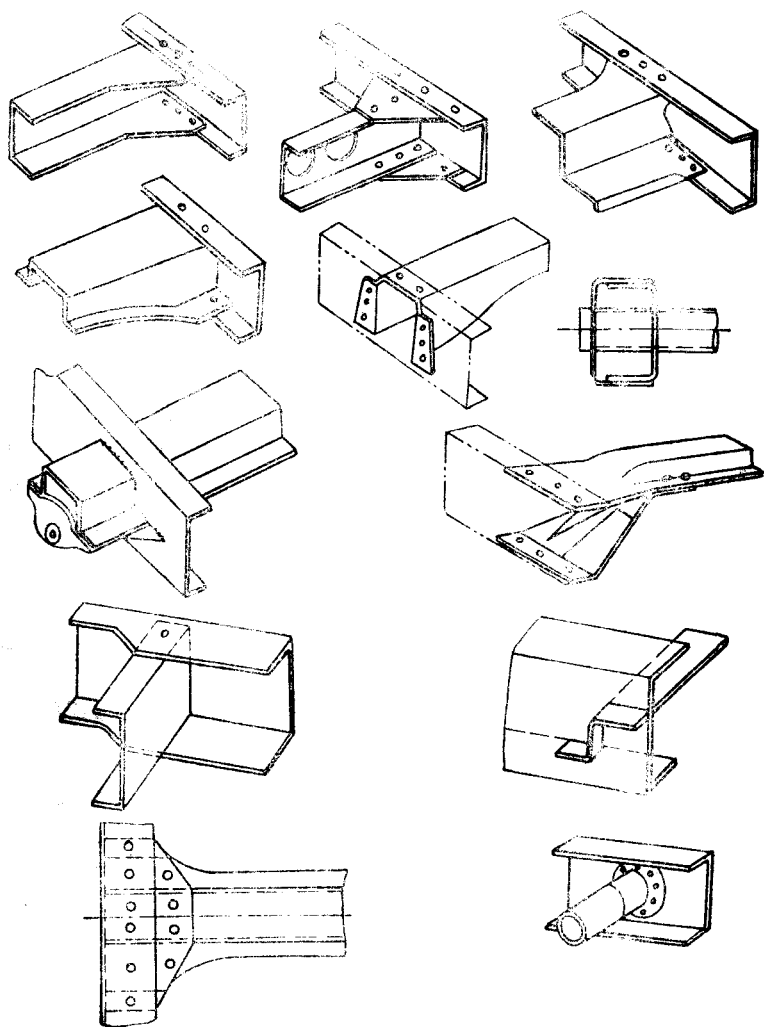


图8-5 车架构件的各种连接方法示例

可能由于接头刚度太大而使接头边缘的被加强梁上产生应力集中，或者由于接头约束程度过大致使约束扭转正应力加大而损坏。因此，接头的铆钉数量和布置、焊缝长短和布置都应当适当。此外，理论上，各杆截面的弯曲中心的轨迹最好相交于一点，以免产生附加载荷。

§8-2 车体板壳零件

车身的大型板壳零件可分为三类：

1) 外覆盖件，如车身顶盖、发动机罩外板、门外板、翼子板等。对这些零件的要求是：表面光滑，棱角线条清晰，与相邻部件棱线吻合，完全符合造型要求，而且要有一定的刚度。

2) 内覆盖件，如前围内板(发动机挡板)、地板、门内板等，即在车身外面看不见的内部大零件。这些零件的刚度要足够，零件上的装配尺寸要准确。

3) 骨架零件，它们在车身上起支撑作用，如支柱、门窗框以及各种纵、横梁等。

上述这些零件轮廓尺寸都较大，零件形状多为空间复杂曲面，有各种各样的截面和翻边型式以及不规则的轮廓尺寸，使用的材料大多是具有良好拉延性能的优质钢板，钢板厚度为 $0.7\sim 1.2\text{mm}$ 。由于形状复杂，冲压制造这些零件往往需要好几道工序才能完成，大量生产的准备周期长，投入成本高，投产后产品图样略有变动便影响甚大。因此，在设计车身大型零件时，要充分考虑到各方面的要求。

一、板壳的构造、过渡和连接

在车身表面线的控制下，绘制由一个截面过渡到另一个截面的壳体草图，构造壳体与骨架或其他覆盖件之间的连接形式，以便进一步进行细致的主图板设计。图8-6表明顶盖与风窗支柱及前围上盖板之间曲面的过渡关系和翻边的型式，由A-A、B-B、C-C三个截面可见翻边的衔接关系。

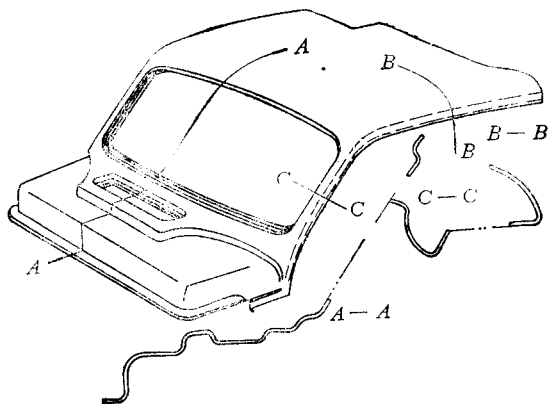


图8-6 壳体草图

二、板壳的合理分块

图8-7给出了驾驶室两种结构划分方案。方案a主要组合件和板的接缝布置在前后柱的腰线上、风窗柱上和门槛上(顶盖和前围上外板所示“B”为冲压深度)，这样窗框被分成两部分，装配时要用夹具定位以免发生窗框翘曲和错移，接缝是在显见的表面区域。方案b的顶盖是与风窗外板和前围上板构成一整体(由于风窗是斜的，“B”比较浅)，整个前风窗框是在一块板上冲压出来的，所需板材和压床台面较大；接

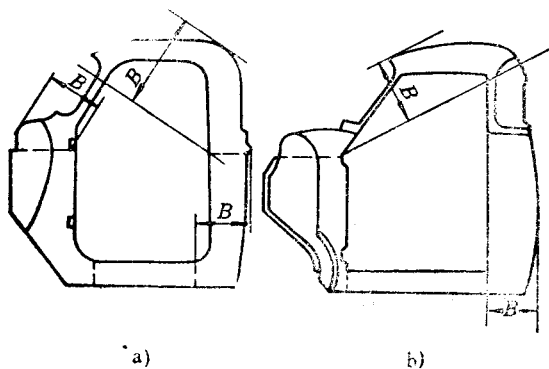


图8-7 驾驶室分块

缝是布置在不显眼的地方。

确定分块方案应尽量满足制造工艺要求, 考虑产量、工装设备和成本等许多因素, 在下一节中将专门讨论。

三、提高零件的刚度

刚度差的大型覆盖件容易在振源的激励下引起板的强迫振动。板的振动将使车身内部产生很大的噪声, 尤其是发生共振现象时令人感觉很不舒适, 还会造成部件的疲劳损坏。此外, 零件刚度差, 给生产、搬运等都带来困难。因此, 设计壳体零件尤其要注意提高零件的刚度。

提高板壳零件刚度的措施:

- 1) 曲面和棱线等的造型, 及拉延成型过程零件材料的冷作硬化, 对提高刚度极为有利, 平直的零件造型是不可取的。
- 2) 在内覆盖件和不显露的外覆盖件上设置各种形状的加强肋 (参见图8-8)。设计加强肋应注意如下几点:

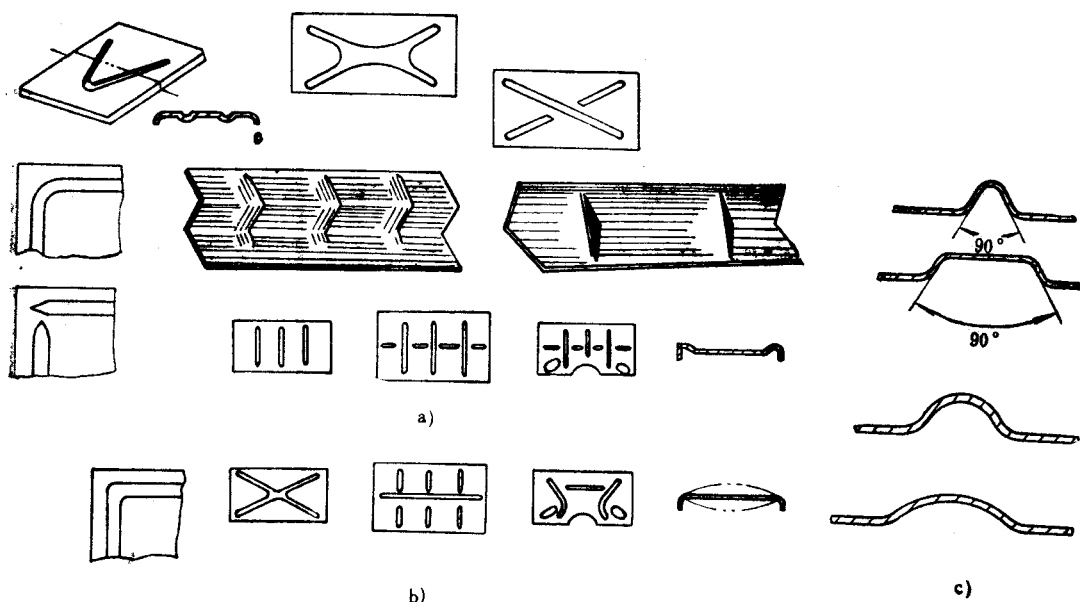


图8-8 加强肋的布置和肋的形状

a) 好 b) 不好 c) 肋的形状

①在平的或稍鼓起的零件上, 加强肋应沿着零件的对角线布置。最好不用交叉肋。如果采用交叉肋, 则应避免交叉处因应力集中而丧失刚性, 为此, 在交叉处用半径大于2倍肋宽度的圆弧来过渡。

②为减轻弯曲零件的回弹, 可以在弯曲部位局部压出三角肋; 对弯曲半径很大的零件, 应垂直于零件的弯曲轴线方向布置条形肋。

③加强肋的轴线宜直, 否则在运动时会引起扭转。

④加强肋应沿支撑之间的最短距离布置。

⑤肋的刚性主要取决于它的深度，但为防止破裂，深度不宜过大，原则上应满足板料拉延成型所允许的条件(见下节)。

3) 大客车承载式车身上的板壳零件——蒙皮，可分为两种，一种是应力蒙皮，它是将薄板先点焊定位于骨架上，再进行铆接，使蒙皮与骨架一起承载，故称应力蒙皮，是沿袭飞机壳体的结构；另一种为预应力蒙皮，即在车身侧壁的窗下梁至地板边梁之间，由一张长度自车身上前端第二立柱至最后第二立柱相应大小的薄板，放在平台上由专用胎夹具压平并拉伸约1%左右，然后将胎夹具及贴实紧固的薄板，整个吊装至骨架侧围相应部位的外边，进行贴合并将四周点焊，而蒙皮与中间各立柱不焊接，其间只加装衬垫物。撤去胎夹具后的蒙皮仍处于张拉应力状态，故又称张拉蒙皮。

张拉蒙皮不参与承载，只在骨架承载式客车车身上起装饰作用(无铆钉、无接缝、表面光洁)，由于蒙皮受有张拉应力，垂直于板面的刚度得以提高。

§8-3 车体结构的工艺性

结构工艺性指的是所设计的产品既要满足使用要求，又要能够在一定的生产条件和规模下，使加工方法最简单、最经济。

汽车的造型会影响车身结构的工艺性，例如，轿车车身常采用外形曲线急剧变化的手法(以显示出棱角清晰的特性)以及车身上连续很长的棱线，都会使制造和维修冲模，乃至车身装配调整困难。车身的艺术造型应充分考虑其与制造工艺的矛盾。

由于汽车车身大多是由低碳优质钢板经冲压成各种形状的零件后焊接而成，因此本节围绕与车身设计有关的冲压工艺性和焊接装配工艺性，扼要讨论如下。

一、车身的分块

将车身整体形状分成数块能够制造和装配起来的零件称为分块。分块决定了零件的结构形状和轮廓尺寸，对零件的冲压工艺和装配工艺有很大的影响。

车身分块必须考虑如下几个方面：

(1) 分块应考虑钢板材料的尺寸规格 一般在钢板宽度足够、冲压工艺允许以及设备条件具备的情况下，应尽可能使零件分块大些。大型覆盖件对减少表面可见焊缝和焊接工作量，提高车身结构的制造精度、外观完整性以及节约钢材都十分有利。

(2) 分块应考虑拉延工艺性 拉延工序是车身制造中的关键工序，而零件分块直接影响拉延工艺，必须遵循如下几点：

1) 应考虑零件的拉延方向，保证凸模进入凹模的可能性。如果零件在某一部位有内凹，如图8-9所示，有凸模达不到的死角，则无法拉延出所需的零件形状。

2) 分块应使零件的形状尽量简单匀称，以便在拉延过程中得到大致相同的变形量，使应力均匀。如果拉延深度相差很多，则在拉延过程中，深的部分拉伸应力很大，易破裂，而浅的部分金属可能得不到拉伸而起皱，成为废品。

3) 覆盖件的拉延深度要恰当，争取一次拉延成型。

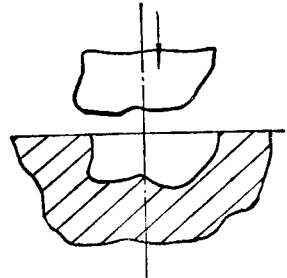


图8-9 零件有凸模达不到的死角

这不仅是由于二次拉延易损坏覆盖件表面品质，而且对组织生产也很不方便。

对于形状简单的圆柱形或矩形拉延件，其拉延深度可通过计算和试验获得。由于车身覆盖件形状复杂，只能通过试验来检验一次拉延所允许的拉延深度。

4) 对于具有反拉延的覆盖件，由于反拉延部分的成型在相当程度上是依靠金属本身的局部延伸，因此，为了增加变形分布区域，防止破裂，零件设计时应尽可能加大这部分的圆角半径。

5) 在汽车车身的内覆盖件上都装有许多附件，如在车门内板上装玻璃升降器，门锁，前围板上装有刮水器，在地板上固定一些支架等等，这些附件往往要求在相应的制件上成型出各种形状的鼓包，以便安放螺钉等固定件。此外，车身上还有些装饰性标记或线条，以及局部加强肋等，都是在拉延快终了时成型到图纸所要求的尺寸。这也是在得不到外部金属补充的情况下，全靠材料本身延伸和变薄而达到的，应注意防止破裂。例如，加强肋不破裂的条件是延伸比

$$\frac{L_1 - L}{L} \leq 0.75\eta$$

式中 L_1 ——成型后剖面的材料长度，参见图8-10， $L_1 = a + b + c$ ；

L ——成型前剖面的材料长度；

η ——材料允许的伸长率。

如果不符合这个条件，则必须增加工序。但是大型覆盖件为此增加工序是极不合适的，所以应更改设计。例如深度改浅，加大斜度或加大圆弧半径。

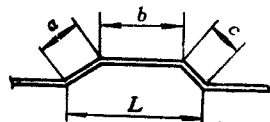


图8-10 成型前、后材料长度的变化

(3) 分块对制造精度的影响 不正确地划分结构将影响产品的装配精度，例如门与门框之间的间隙要求，前、后风窗框与玻璃的配合尺寸等等，可能难以保证。

图8-11和图8-12所示为两种划分结构的方法。前者零件尺寸小，零件制造可以简单些，但划分件数多，总装配的工作量增加；后者将前、后窗框，侧门框都分别划分为一个分总成，对保证强度和门窗框的制造装配精度都是有利的，总装配工艺也简单，而且便于组织大量生产，便于机械化和自动化。因此，零件大型化，结构整体化是发展的趋势。图8-13为苏联生产的ГАЗ-24“ВОЛГА”轿车整体冲压的门框外板。

分总成划分正确，但零件分块不合理，同样会影响装配精度，所以对需要严格控制尺寸和形状的部件，在零件分块时应考虑装配基准的需要。如果结构是由内、外板两层组成，则分块时应使内层及外层分块线错开，其中一层若为整体冲压结构则更好。

此外，分块线应尽可能与外部造型线相适应，并避免在圆弧面上分块。

(4) 分块应考虑易损件 车身易损件必须单独划分出来，并做成可拆卸的，以便损坏后更换。例如轿车前翼子板、平头驾驶室左右角前围侧板常做成用螺钉连接于车身上。

二、有关零件冲裁、压弯等工艺要求

车身上有许多装配附件的小孔或连接用孔等，应尽可能采用规则形状，如圆孔、方孔，避免用细长孔；因为规则形状的孔，加工成本低，细长孔则对模具强度不利。

孔位的分布必须恰当，例如孔与孔之间，孔与边之间，距离太小则冲裁时可能引起孔周围材料变形或破裂。

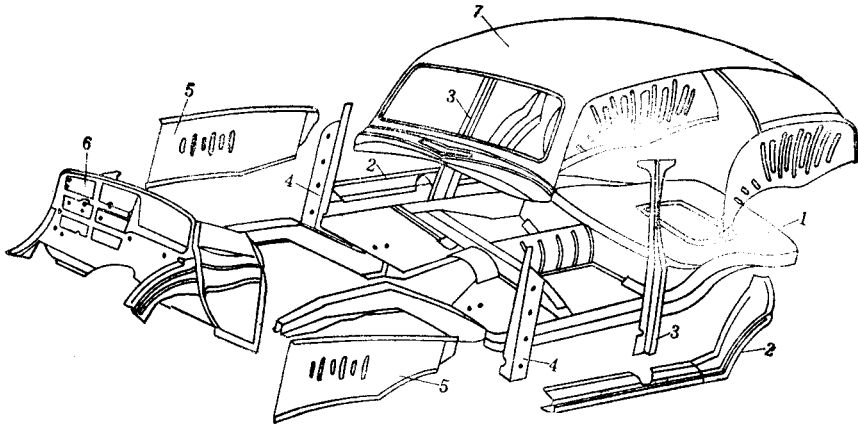


图8-11 结构划分(一)

1—底架总成 2—门槛 3—中柱 4—前柱 5—前轮罩 6—前围 7—顶盖总成

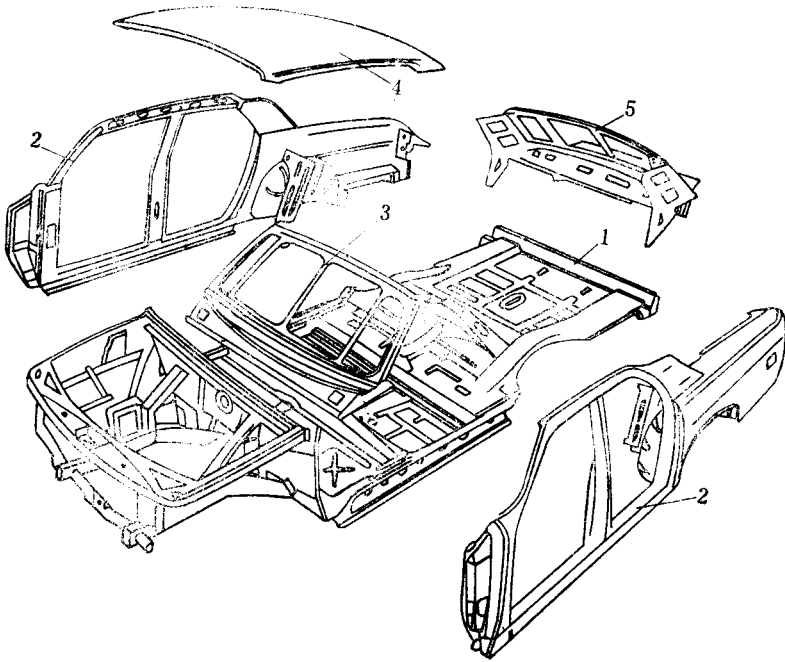


图8-12 结构划分(二)

1—底架 2—侧壁 3—前风窗框 4—顶盖 5—后风窗框

带孔的弯曲件，孔离弯边远，则可复合落料与冲孔工序后再压弯，如果孔与弯边距离太近，为保证孔形和孔位，就必须压弯后再冲孔，从而增加了一道工序。

弯曲零件的弯曲角大于 90° 时，弯曲半径影响不大；但如小于 90° ，则由于外层纤维延伸加剧，弯曲半径 r 应相应增大，最好取 $r \geq t$ 。局部压弯的零件，为避免在压弯处撕裂，必须预先切出深度为 k 的槽，且 $k > r$ ，见图8-14，或将压弯线外移一定距离。

翻边成型几乎是每个车身覆盖件所必经的工序。翻边可用于加强零件刚度，而大多数用于与其它零件连接。

曲面上翻边，或平面上翻曲边，将在边缘上产生压应力或拉应力；当翻边过宽时会引起皱纹或破裂，见图8-15。设计时应按曲率的大小使翻边的宽度相应地减小，例如车门外板拐角处的翻边宽度 b_1 小于平直部分的宽度 b_2 ，或切有切口；此外，孔的翻边高度不应超过孔径的30%，见图8-16。

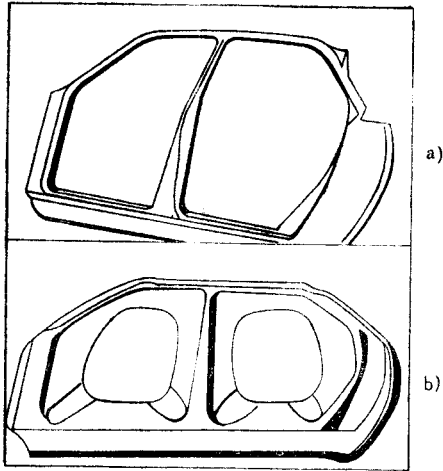


图8-13 整体冲压的门框外板
a) 整体冲压的门框外板 b) 拉伸时圆角处工艺补充余量的配置

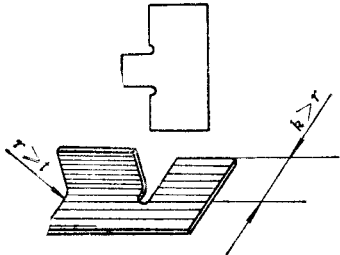


图8-14 零件压弯工艺要求
(t —板料厚度)

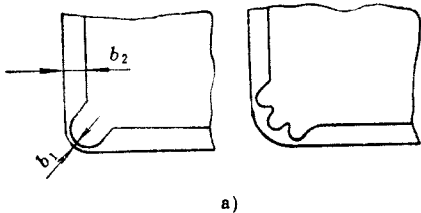
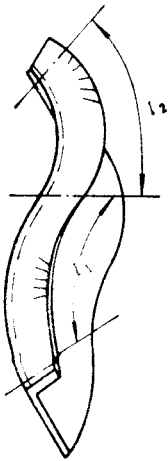


图8-15 曲面翻边

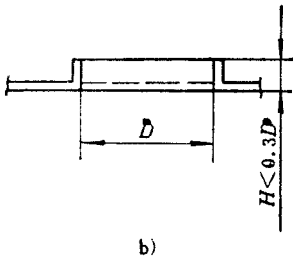


图8-16 车门外板翻边和孔的翻边

此外，应注意减少工序和简化工艺。例如，当零件上既有翻边，又有局部鼓包和凸起肋等，应尽可能设计成使凸起的方向与翻边压弯方向一致，以便在一道工序中冲压出来。图8-17所示为驾驶室地板，如果变速箱检视孔的翻边设计成垂直于斜面，如图8-17a，而不是

垂直于地板的主平面，与地板的鼓包和凸起肋的方向以及其他翻边方向都不一致，则为了实现这一方案，必须专设一道弯边工序。如果设计在不影响结构功能的情况下略加改动，将翻边方向也垂直于地板主平面，如图8-17b所示，则所有鼓包、凸起肋和翻边可同时压出，使工序得到简化。再如，将图8-21a所示的顶盖侧边改进设计成向外翻，如图8-21b所示，则在切边时一次成型，既简化了工序，又免于采用笨重复复杂的楔形冲模（折边模）；此外，外翻边也便于与流水槽双面点焊。

三、车体的焊接装配工艺性

车身的装配过程是：零件→合件→分总成→总成。在车身设计时需相应地画出零件图、合件图、分总成图、车身焊接总成图和车身装配总成图。

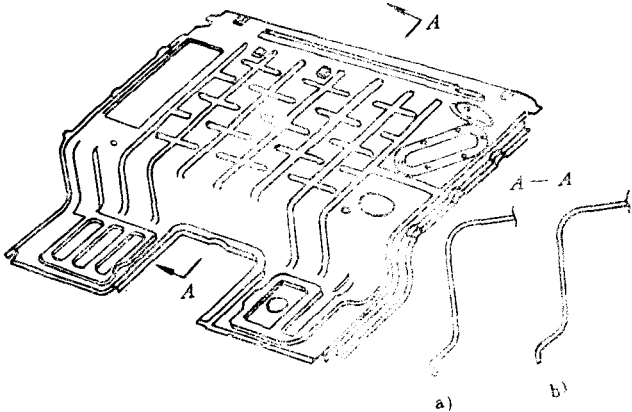


图8-17 驾驶室地板

车身结构设计对焊接装配工艺性的影响主要是两方面：

- 1) 车身结构的划分。
- 2) 焊接接头型式的设计。

如前所述，车身结构的划分与零件的冲压工艺性和提高制造装配精度都有很大关系。此外，结构划分还影响产品的系列化、标准化，影响生产率、生产组织、工时的平衡和装配夹具的复杂程度等，设计时必须全面考虑。下面列举一实例。

日本某厂家为了解决车型品种多样化与生产产量增加之间的矛盾，曾对大客车车体组装的方式和部件划分的方法进行过多次改进。最初的组装方式如图8-18a所示，窗立柱与顶盖相连，前、后围上部同顶盖结合后再与侧围组装；图8-18b为改进方案，侧窗立柱均包括在侧围上，顶盖独立，前、后围的上、下部先组成一体，而后与侧围和顶盖组装。两种方案对比可见，方案a要求侧窗柱的间距与顶盖横梁保持一致，而方案b则无此要求，故可实现顶盖标准化，且侧窗距的变化、车门的增减和移位等车身规格的改变都变得容易，此外，还可减少总装配工时和提高装配精度。

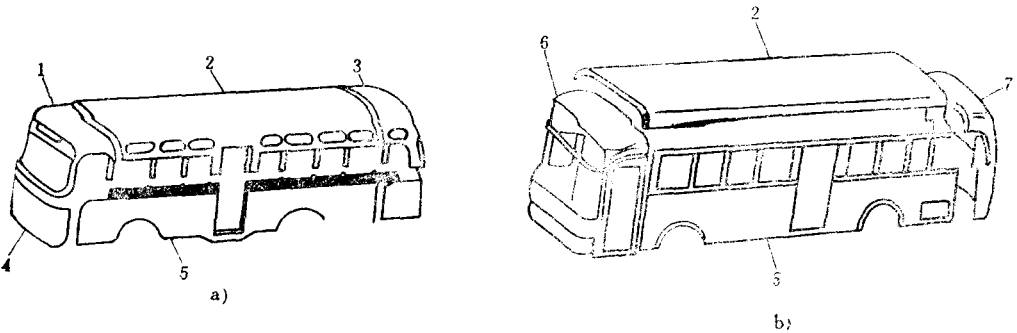


图8-18 客车车身结构划分与组装方式的改变

1—前围上部 2—顶盖 3—后围上部 4—前围下部 5—侧围 6—前围 7—后围

下面讨论焊接接头的设计。

(一) 焊接接头型式

在汽车车身上广泛采用的焊接方法是接触焊，包括点焊、凸焊、缝焊等。点焊在薄板结构中应用最多，如“红旗”轿车车身上焊点多达上万个，“解放”牌汽车驾驶室也有焊点两千多个。

点焊的型式很多，见图8-19，由于单面双点焊接近性好、生产率高，过去多为大量生产中多点焊接的主要型式。近来由于单面双点的回路形式存在着占总电流20%~40%的分流而影响焊接品质，故尽可能采用双面点焊。但单面双点焊在地板等大型零件难以接近的中心部位焊接时仍采用。

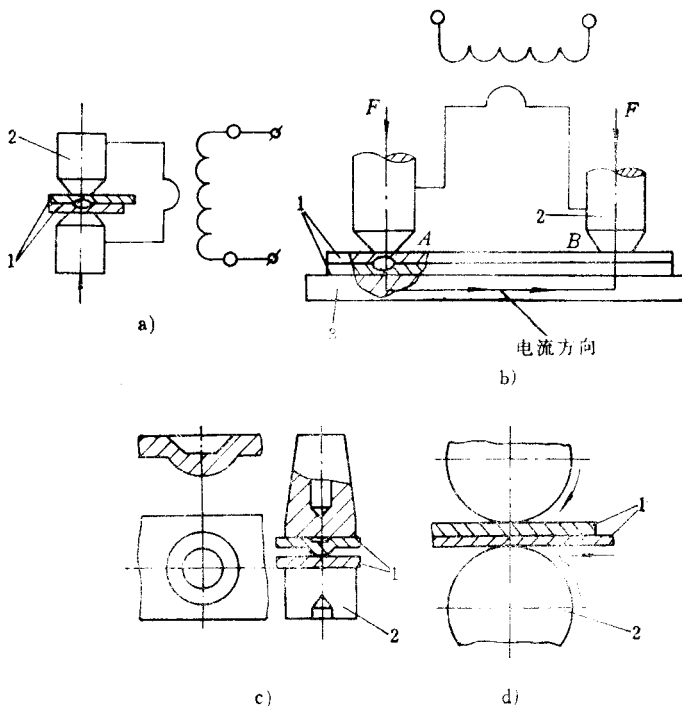


图8-19 点焊型式
a) 双面点焊 b) 单面双点焊 c) 凸焊 d) 缝焊
1—工件 2—电极 3—铜垫板

在设计车身零件的连接型式时，应保证悬挂式焊钳或固定式焊极对连接部位的接近方便性，因此连接件的结构形状和接头型式的选择极为重要。对于难以接近的接头，则必须采用特殊形状的电极。

车身上较多采用翻边连接或搭接(见图8-20)，因为这两种连接型式焊接品质好，且便于大量生产。闭口截面焊接型式必须将焊缝引外，否则焊接品质最不易保证，应尽量避免采用。

图8-21a为ΓA3-20胜利牌汽车流水槽在顶盖上的焊接型式，焊枪引入困难，采用间接搭接的型式，焊接品质难以保证；而图8-21bΓA3-21伏尔加牌汽车顶盖和流水槽采用双面点焊

连接型式则较好,且流水槽相对顶盖的位置固定不变,还可用缝焊焊枪很容易就将顶盖与流水槽焊接起来。

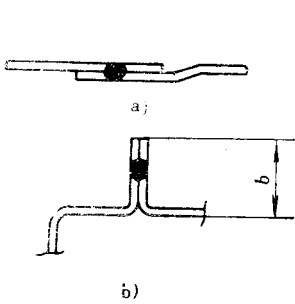


图8-20 点焊连接型式

a) 搭接 b) 翻边连接

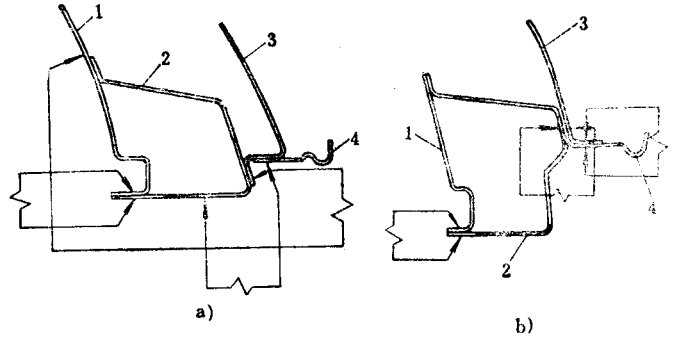


图8-21 流水槽与顶盖的连接

1—内边槽 2—外边梁 3—顶盖 4—流水槽

总之,设计车身冲压件接头型式时,尽可能采用开式翻边连接或搭接。从装配精度看,采用搭接接头装配时前后易错位,如改为翻边接头则能控制两个零件的相对位置。但是从补偿零件的制造误差看,采用搭接更有利。

零件设计时还应考虑焊件的定位问题。车身分总成的焊接装配尺寸靠分装焊接夹具来控制。简单合件的焊接,可以采用各种方法使零件自动定位。如图8-22a为孔定位,b为凸起肋定位,c为冲压件形状定位。

此外,被焊接的板料厚度的比值不应大于3,否则焊核将偏移向薄板一边,容易击穿。

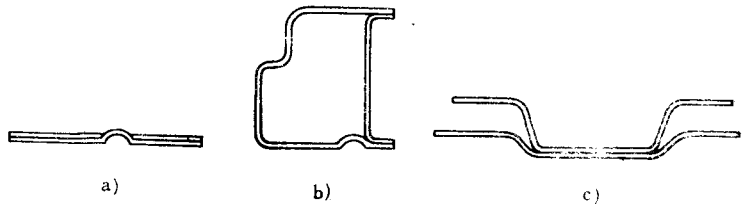


图8-22 焊件定位

(二) 焊点的布置

1) 在产品的合件或总成

图纸上,要规定焊点的直径和点距。并非焊点之间的距离越近,焊点数越多,连接强度就愈高。因为点距越小,则分流越大,焊接品质就不易保证。

对于车身薄板零件,焊两层的最小点距为15~25mm,最好在30mm以上。在多点焊机焊接,考虑到焊枪外径尺寸,点距不宜小于50mm。

2) 焊点布置离板边太近会使加热了的金属被挤压向一边,从而削弱焊接强度。翻边接头的边宽一般取 $6t+8\text{mm}$ 最佳, t 为板料厚度。翻边太宽或焊点离板边太远,不仅增加质量、浪费材料,而且使翻边边缘应力提高。

3) 焊点不应布置在圆角拐弯处或不甚平整的部位。

4) 尽可能少采用三层板的焊接结构。当需要三层板叠焊时,从强度考虑,最好不要当作工作(受力)焊缝;其点距也应比焊二层板时大些。对于焊件厚度为1~2mm的三层板焊接时,其最小点距应为20~30mm。

5) 较大型的点焊结构,其焊点应尽可能布置得对称些,否则容易产生不规则变形和应

力集中。

(三) 其他焊接型式的应用

在大量生产中凸焊应用也很广，例如车身上的固定件，如螺钉、螺栓、螺母与板件的焊接，或某些支架与板件的焊接等都可采用凸焊型式。凸焊焊接品质稳定，生产率高，但被焊件需要预先加工凸起部分。

缝焊在大量生产中也有采用，尤其适用于要求密封的部位。

四、车体的其他连接方法

除上述焊接型式外，车身构件的连接还广泛采用二氧化碳保护焊、点焊、铆接，现在又发展了粘接技术。

二氧化碳保护焊多用于骨架构件的连接。蒙皮与骨架的连接则多用点焊和铆接，为了改善车身外观，用装饰条将板的接缝压住。而铆接的方法则常用空心铆钉进行单枪拉铆，见图8-23，这种铆接方法可以将蒙皮铆于闭口的骨架型材上，铆接品质好，效率高。

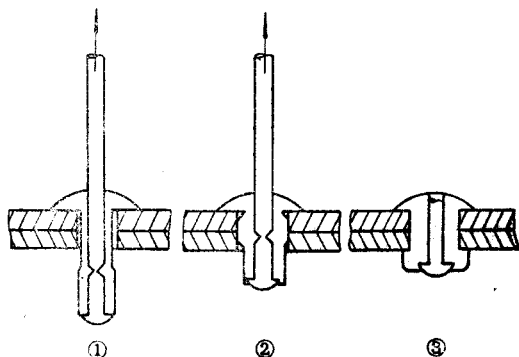


图8-23 空心拉铆

①、②、③为拉铆顺序

为实现侧壁外蒙皮的光滑美观和无铆钉化，可以采用预应力蒙皮。但为达到轻量化的目的，应加强大客车上焊接

及粘接技术的研究。如德国Neoplan大客车采用粘接蒙皮工艺，蒙皮为铝板或玻璃钢，用特制的高强度粘接剂粘在骨架上，密封性好，振动噪声也小。

在汽车生产中使用粘接剂与点焊相比有很多优点：没有焊痕，外观平整，不产生焊接形；粘接面的应力比点焊均匀；不能焊接的部位可用粘接方法代替；不同材料可用粘接法；此外还可起加强、密封和防锈作用。缺点是：易污染；需要固化时间，因而影响工艺流程；对气候适应性差等。

五、产品的设计精度和制造精度

为获得大量生产时零部件的互换性和满足对产品的要求，设计应该对制造精度提出要求，即根据使用要求和生产条件，制定公差和技术条件。

设计覆盖件时，其轮廓尺寸是在主图板上精确确定的。零件图标注尺寸时要准确反映主图板上的图形，其偏差应控制在0.25mm之内。

覆盖零件的最后形状决定于冲模。冲模是根据主模型加工出来的，而主模型又是按图纸尺寸和样板制作的。因此，必须控制这一系列“移形”过程的积累误差，否则将给合件或总成的装配带来困难。

车体各部分，如门框、窗框等的装配尺寸精度是由装配夹具来保证的，只有严格控制装配夹具的精度，才能保证车体总装后的尺寸精度。

设计时应应对车体总装后的尺寸精度提出要求，如门与门框的配合间隙，车身表面零件接缝处的高低不平度等。但是过于精确的规定将给制造装配工艺带来很大困难，所以零件设计公差、装配调整公差和技术条件制定得应该合理。

图8-24所示为我国“红旗”轿车装配调整时，对门和门框配合间隙的要求的实例。

§8-4 车体的耐腐蚀性

汽车经常处于容易使钢板锈蚀的环境中，如雨水的浸蚀、工业区的大气污染以及沿海地区氯化钠的侵蚀等，影响着汽车的使用寿命。近代为了减轻车身质量，用于车身结构的钢板有日益减薄的倾向，加之车身形状和结构复杂，焊接接头多，易受腐蚀的部位也随之增加，所以必须很重视防止车身锈蚀的问题。

改善车身的抗蚀性能一般通过二种途径：

- 1) 改进车身结构。
- 2) 采用各种保护膜，改善材料的抗蚀性。

车身结构设计，可采取以下防腐性措施：

1) 使车身结构不能积存水、泥等，在闭口截面和凹洼处应设置排水孔，设计成易排水和易干燥的结构是至关重要的。例如，大客车上靠近轮胎的横梁做成图8-25a所示形状较好，如果由于结构上有困难，则最好设法堵住横梁的下转角，如图8-25b所示；又如图8-25c所示结构易积水，而图8-25d的结构则较好，只要设计时稍加注意。

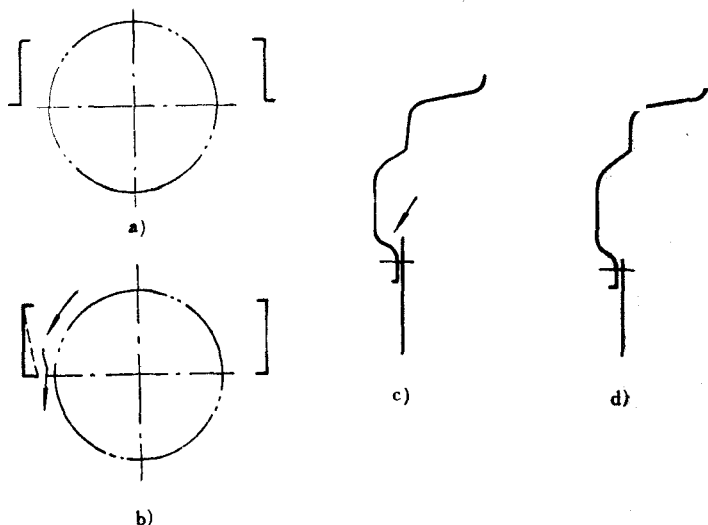


图8-25 不积水的结构

图8-26和图8-27为车门和纵梁下部的排水孔示例。前围上盖板操纵板式通风装置，送入干燥空气使地板纵梁闭口截面经常保持干燥，

从而防止锈蚀。对于闭口截面，当然也可采取完全密封防止水汽和灰尘进入腔内的措施，例如地板闭口梁在完成车身喷漆后用橡皮塞堵住排水孔，也有在梁的空腔内浇铸热石蜡防腐的。

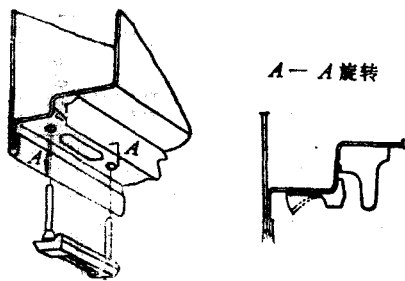


图8-26 车门下部的排水孔

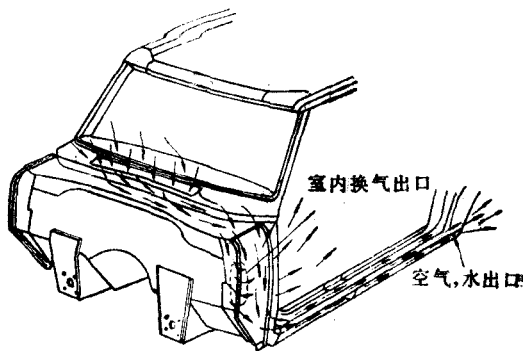


图8-27 操纵板式通风装置

2) 设计时要全面检查并确定容易锈蚀的部位, 并采取特别的防腐措施。

车身抗锈蚀的薄弱处如焊点贴合部位和铆接处, 该处不能全部涂到漆料, 两层板料之间既不能密封, 也不能通风; 又如钢板切割边, 由于毛刺和振动, 边缘漆层将被破坏; 此外, 在汽车行驶时易被碎石撞击的部位, 或相邻板件的摩擦, 均会损坏漆层。

图8-28所示为车身上使用密封胶密封并防锈的典型部位。其中, I 为车门内板上摇窗机的调整孔, IV 表示风窗密封采用异丁烯类密封剂; III 表示车门内、外板以粘接代替焊接; II 为顶盖流水槽板边密封, VI 表明车身主体边缘部位均用以聚氯乙烯为基本材料的糊状密封胶 (是在涂漆工序中施工并在烘干过程中硬化); V 表明在地板搭接缝隙处采用点焊密封胶, 由于密封胶中含有石墨, 故具有导电性。此外, 在地板和轮罩下表面应喷涂1~1.5mm厚的聚氯乙烯层等防腐防震涂料。

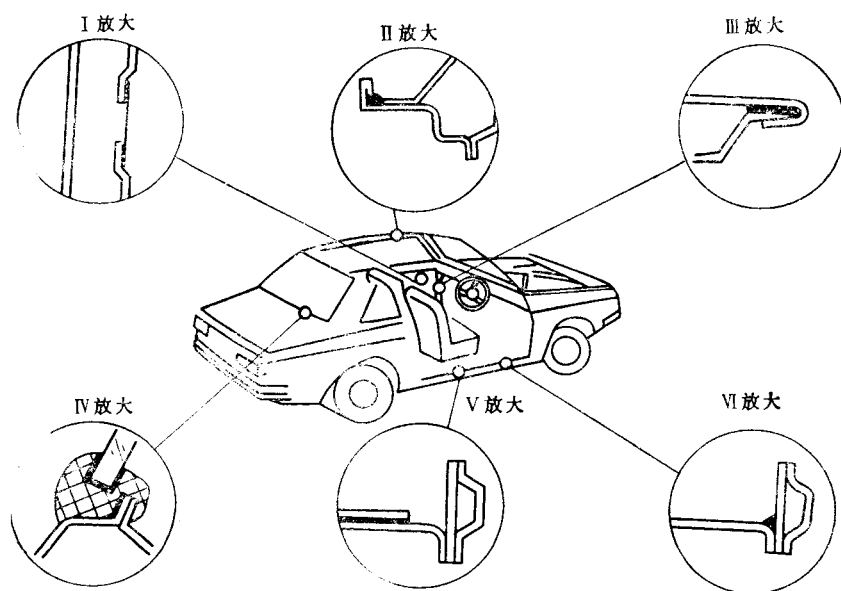


图8-28 使用密封胶的部位示意图

两种金属之间的接合, 特别易发生电化学反应, 应尽量避免。当必须采用时, 应在两层板之间使用塑料隔层。

在采用保护膜方面, 为了提高车身的耐蚀性和漆膜的密着性, 通常先进行磷化处理, 再涂以防锈底漆。一般用水溶性油漆进行车身浸渍涂漆, 使车身下部和底板等的闭口截面内侧以及极难漆到的板料接合处的狭窄间隙都能得到浸渍, 见图8-29。车身进入涂覆槽时, 车身作为阴极接在电路中, 与阳极槽内的电压差可达250~350V, 在这样大的电压作用下, 溶解于水中的带正电荷聚合物流向阴极, 即流向车身, 与电解水产生的氢氧根离子反应生成不溶于水的薄膜。

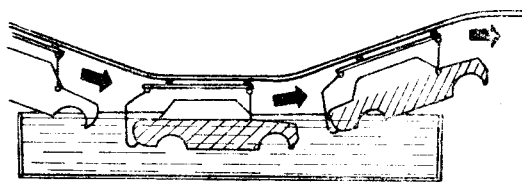


图8-29 采用水溶性油漆的浸渍涂漆

轻合金和玻璃钢等是良好的防腐性材料，但由于材料来源和加工方法方面的原因，这些材料的使用受到限制。有些国家正在对易受腐蚀的车身部件采用镀锌钢板，例如，1985年起陆续投放市场的奥迪(Audi)80、100和200轿车，其车身由镀锌钢板制成，美国、日本也纷纷效仿。因为锌的防蚀性能好，其腐蚀率大约是钢的1/10，镀锌钢板的延展性很好， $10\mu\text{m}$ 厚的锌层在车身部件成型时不会出现镀层损伤，采用镀锌钢板车身生产设备不必作大的变动。

§8-5 车身的弹性振动与隔振

一、车身的振动

车身是一个多自由度的弹性系统，在外界力的激励下将产生变形，引起系统的振动。当外界激振频率与系统固有频率接近，或成倍数关系时，将发生共振。共振不仅使乘员感到很不舒适，而且带来噪声和部件的疲劳损坏，还会破坏车身表面的防护层和车身的密封性，从而削弱抗腐蚀性能。

图8-30为轿车各部分的激振频率和固有振动频率的分布图。由图可见，车身振动频率大致在20~50Hz。汽车在轮胎上的振动频率及发动机在其悬置上的振动频率等，与车身低阶频率很接近，因此应注意提高车身的刚度。

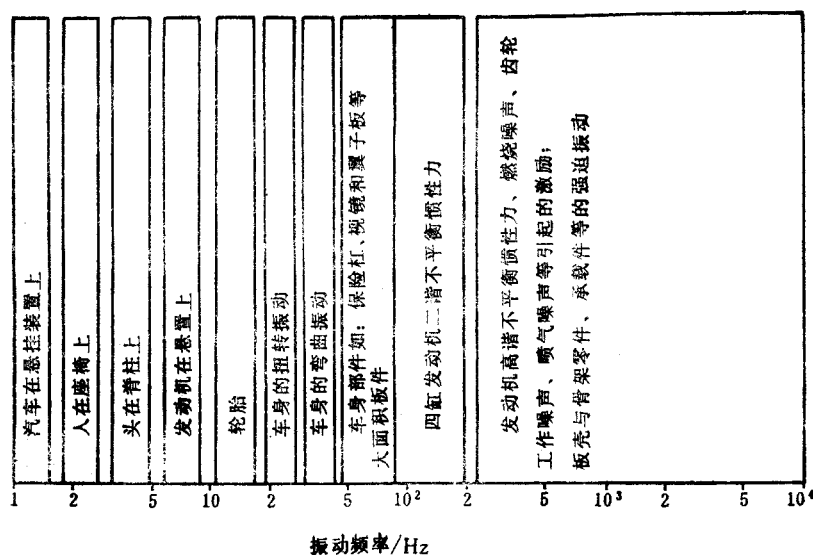


图8-30 轿车激振频率与固有振动频率

由振动理论可知，无阻尼单自由度系统，由于初始激励的作用，将以其固有频率在某一种自然状态下进行振动。对于多自由度系统，它的自然状态是指整个系统在运动过程中的某一位移形状。多自由度系统不仅具有一种位移形状，而且具有与自由度数目相等数量的位移形状。这些位移形状称为系统的固有振型。对于不同的初始激励，系统可以按这些振型中的某一种进行振动（此时所有质点都同步运动，各质点的位移比始终不变），而且对应有一个固有频率。

系统的振动特性可用固有频率和固有振型来表示。无阻尼线性系统的一般运动都可以表达为各阶固有振型的线性组合。对应于较低频率的固有振型(低阶振型),对构件的动力影响大于高阶振型,也就是说,低阶成分的能量比较大。

车身的低阶振型可能是扭转振型或弯曲振型。某些大型轿车及大客车,由于车身尺寸较大,整体扭转刚度相对下降,最低阶的振动多半是低于20Hz的扭转振动。而整体扭转刚度较大的车身结构,则最低阶振型往往是车身的弯曲振型,图8-31所示为车身一阶弯曲振型(有两个节点-位移为零的点,频率为20~40Hz)及二阶弯曲振型(有三个节点,频率为30~50Hz)。而且由于车身刚度分布不均衡,例如轿车前车身(车头)部分和车厢部分连接处弯曲刚度较弱,其共振频率就会下降。当不平路面激励或前轮偏心和轮胎不平衡引起的汽车在轮胎上的振动频率,与车身固有振动频率一致时,就会产生前车身抖动(弯曲振型的复合)。严重时可从方向盘上感受到或用眼睛看出前车身的位移。

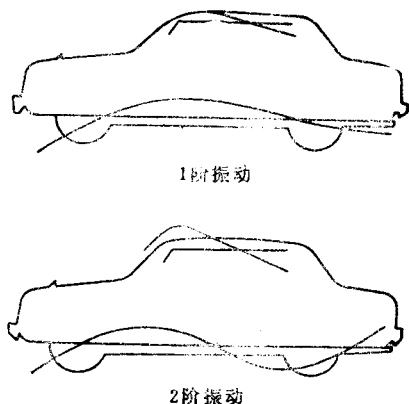


图8-31 车身的弯曲振型

具有开口截面纵横梁的货车车架,由于扭转刚度较低,最低阶振动多为频率低于10Hz的一阶扭转振动。如“解放”牌货车车架的一阶频率约为6Hz。我国“红旗”轿车车架是由闭口的矩形截面梁组成,车架的扭转刚度较高,因此最低阶振动是频率约为20Hz的一阶弯曲振动。

通常可以通过测试方法,即用电磁激振器对车身激振的方法,找出共振频率及产生共振的原因。例如,在车身前端的左、右纵梁上,以同方向力激振,即激起车身弯曲振型;或者以相反方向的力激起车身扭转振型;得到激振频率与振动速度的关系(频率响应)如图8-32所示。由曲线可见,该车身出现数个共振频率,尤其是在扭转振动时。这说明,为要避开这些共振点,需要对结构进行修改设计。

图8-33所示为承载系统底架的振型(频率为37Hz,同相位激励作用于左、右前纵梁上)。

采用有限元法进行振动分析,可迅速而经济地选择最佳结构方案,其计算原理将在第十章涉及。

二、车身板壳的局部振动

刚度差的大型覆盖件容易在振源(例如发动机的振动,汽车行驶时传动系的共振及噪声波的冲击等)的激励下,引起板壳(如轿车前后地板等)的强迫振动。同理,当激振频率接近车身内外板的固有振动频率时将发生板壳共振。车身大型板件的共振频率通常在40~300Hz,或更高的范围。板件振动造成的辐射声和车厢体积的变化(从而引起气压变动),是产生车内噪声的重要原因。例如轿车地板的共振频率在50~60Hz左右,共振时发生敲鼓式的声响。

由薄板振动理论可知,四边简支长方形板,其固有振动频率 ω_n 可由下式求得:

$$\omega_n = \pi^2 \sqrt{\frac{D}{\rho t^3}} \left(\frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2} \right)$$

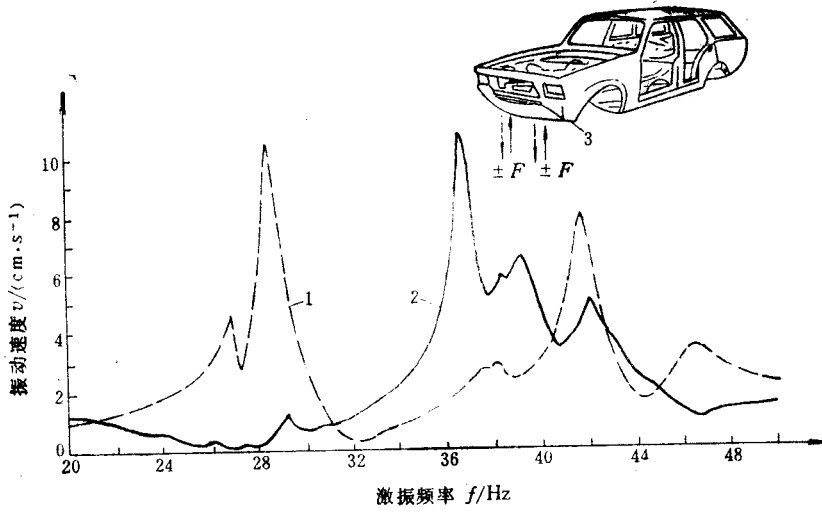


图8-32 车身频率响应

1—车身前部的扭转振动 2—车身弯曲振动 3—左前梁的测点

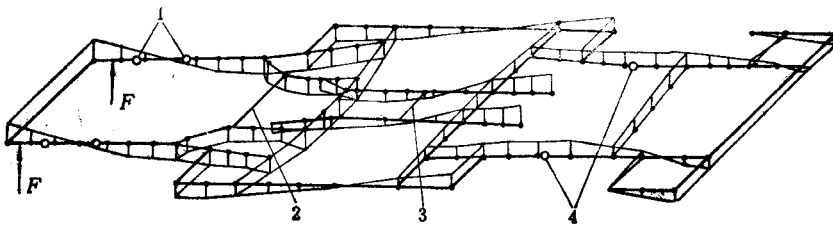


图8-33 底架的振型

1—前附加横梁(副车架)固定点 2—发动机后悬置横梁 3—传动轴中间支承点 4—后悬架支点

式中 m 和 n ——沿板边 a 方向和板边 b 方向的阶数; a 和 b ——板的长度和宽度; ρ ——材料的密度; g ——重力加速度; t ——板的厚度; D ——表示板的弯曲刚度或抗挠刚度;

$$D = \frac{Et^3}{12(1-\mu^2)}$$

式中 μ ——泊松比; E ——材料弹性模数。

对应不同的 m 和 n 值可计算出相应的各阶固有振动的频率和振型(参见图8-34), 最低阶的振动频率是最主要的, 因为大部分噪声是由最低阶的振动引起的。

长方形板的最低阶频率 f_1 (即 $m=1, n=1$ 时) 应为:

$$f_1 = \frac{\omega_n}{2\pi} = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{D}{\rho t} \left(\frac{1}{a^2} + \frac{1}{b^2} \right)}$$

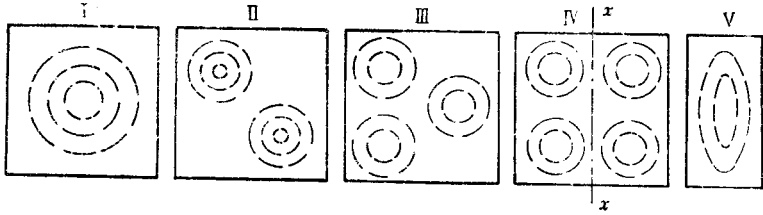


图8-34 板壳的各阶振型

I——一阶振型 II、III、IV——高阶振型 V——沿xx方向冲压筋或棱线后的振型

由式中可知，如果材料厚度不变，则固有振动频率与板边尺寸的平方成反比。因此，可以用改变板边尺寸的办法来避免共振。最有效的办法是在板上冲压肋。因为振动波总是朝刚性最差的方向前进，冲压肋和棱线能切断路径，使振动受到抑制。在图8-34中，沿xx方向冲筋相当于改变了板边尺寸，如图8-34 V所示。

三、隔振—悬置的设计

来自路面或发动机等的激励而引起的振动，通过悬架或发动机悬置(带阻尼的弹性元件)传给车架，然后经过车身(或驾驶室)在车架上的悬置点传到车身。因此，悬架应具有良好的减振性能，并应选择恰当的悬置结构和位置，以减少振动的传递，起到隔振作用。

对于承载式轿车车身，为防止振动直接传入车身，在中、高级轿车上常采用将悬架和发动机动力总成装置在单独的附加横梁(副车架)上的结构，附加横梁通过橡胶垫与底架的纵梁相连，如图8-35所示，这种结构可以减弱发动机和悬架振动对车身的影响。动力总成和前悬架等装在单独的副车架上形成一个组装部件，在生产和使用上也带来好处。

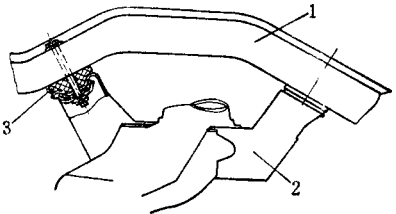


图8-35 附加横梁与纵梁的连接
1—纵梁 2—附加横梁 3—橡胶垫

由振动理论可知，系统对激励的动力响应决定于系统的传递特性。传递特性常用传递率 β_0 来表征。它是响应 $x(t)$ (即输出)的幅值 x 与支承激励 $f(t)$ (即输入)的幅值 A 之比，故又称放大因子。传递特性可用试验方法测定出，也可由计算方法求得。单自由度有阻尼弹簧质量系统的传递率为：

$$\beta_0 = \frac{x}{A} = \left[\frac{1 + (2\psi\lambda)^2}{(1 - \lambda^2)^2 + (2\psi\lambda)^2} \right]^{1/2}$$

式中 $\lambda = \frac{\omega}{\omega_n}$ ；

ω ——激励频率；
 ψ ——相对阻尼系数。

传递率与 ω/ω_n 的关系如图8-36所示。由图可见，当 $\omega = \omega_n$ ，即 $\lambda = 1$ 时，系统发生共振。弹性元件愈软， λ 愈大，则传递率就愈小；但当 $\lambda > \sqrt{2}$ 时，阻尼太大是不利的。隔振就是为了减小传递率。

因为质量 m 在悬置上的固有频率 f_n 与悬置的静刚度 C 的关系如下：

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C}{m}} \sqrt{1 - \psi^2}$$

当 $\psi \leq 0.2$ 时, $f_n \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C}{m}} = \frac{5}{\sqrt{x_s}}$

式中 x_s ——悬置弹性元件的静挠度 (静态压缩量), 单位为 cm。

可见, 固有频率的选择应归结为静挠度的选择。

为使悬置结构能吸收振动能量和适应车架变形的要求, 悬置的垂直方向的刚度应较小, 而横向刚度应较大 (至少在部分悬置点上, 防止驾驶室或车身在水平方向窜动)。但是车身与车架连接的悬置件大多采用橡胶元件, 承受着很大的负荷, 如果刚度低, 则挠度大, 而从橡胶元件的寿命考虑, 其允许应变不应大于 15%~20%, 也就是说悬置刚度不得太低, 所以要割断 50Hz 以下的低频振动的传递是困难的。

悬置的橡胶元件, 按所受力的方向可分为压缩型和剪切型, 如图 8-37 所示实例, 剪切型具有垂直刚度低和横向刚度高等优点, 当悬置的侧向负载要求很高时, 最好采用有预压的剪切型橡胶元件, 但从寿命和使用方便来说不如压缩型, 故后者较多采用。

压缩型悬置的动刚度系数 R 用下式表示 (参见图 8-38),

$$R = R_0 + R_r$$

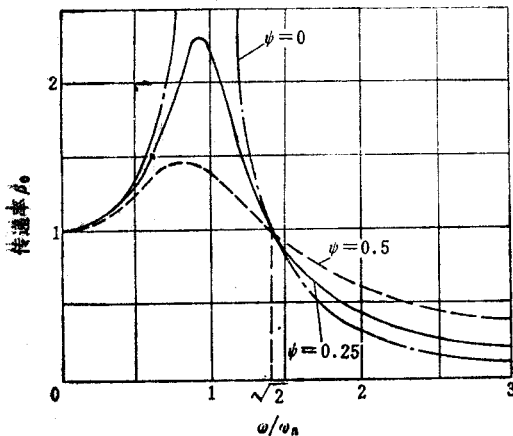


图 8-38 传递率 β_0 与 ω/ω_n 的关系

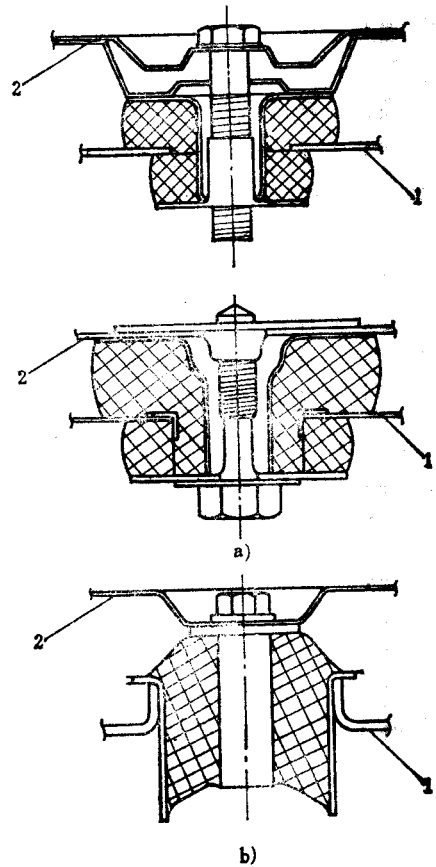


图 8-37 车身悬置实例

a) 压缩型 b) 剪切型
1—车架 2—车身

当车架上跳时, 上面的弹跳橡胶垫受压, 下面的回弹橡胶垫放松, 但无论是弹跳还是回弹, 橡胶垫始终处于压缩状态, 不应出现零挠度的情况。

车身的动力响应随着在车架上悬置点的数目、位置和刚度而有所不同。为了减少车架变形和振动对车身的影响, 应尽可能减少悬置点, 并将它布置在车架振动的节点附近, 图 8-39

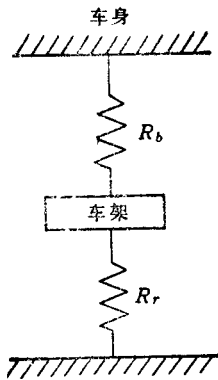


图8-38 压缩型车身悬置的模型

R_b —弹跳橡胶刚度系数 R_r —回弹橡胶刚度系数

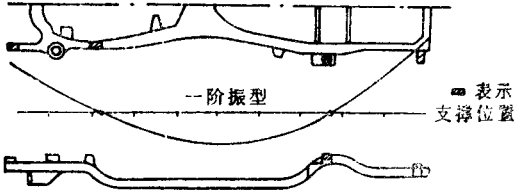


图8-39 节点支承的例子

所示为轿车车身的支承点。汽车上振源（如发动机）的悬置也尽可能布置在靠近节点处。为正常发挥悬置的作用，车身在支承部位应有足够的刚度。

驾驶室的悬置点数与布置要根据驾驶室的型式来确定。如长头驾驶室采用四点、五点或六点悬置，布置成菱形；而平头驾驶室则用四点悬置，见图8-40。

在不同装载情况下，重型货车的车身总质量变化很大，对驾驶室的平顺性有很大影响。因此，出现半浮式或全浮式驾驶室悬置装置，通过用螺旋弹簧、钢板弹簧或空气弹簧将驾驶室部分地或全部地悬置在车架上。有时还装有减振器，构成一套完整的悬架结构。

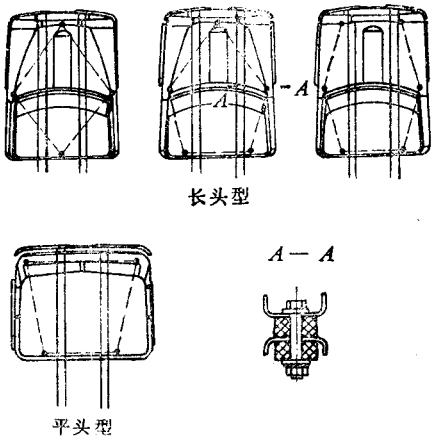


图8-40 驾驶室的悬置点布置

§8-6 车内噪声与控制

汽车噪声包括车外噪声和车内噪声。车内噪声与车身结构关系密切，它是影响汽车舒适性、语言清晰度、听觉损害程度、行车安全性以及人在车内对车外各种音响讯号识别能力的重要因素。试验表明，普通谈话声约为60dB(A)；当噪声级达到65dB(A)以上时，就必须提高噪音才能交谈；若是噪声级超过90dB(A)，即使大声叫喊也难听清，经常置身于此环境将损伤听觉。在现代环境学科中，噪声控制的研究已成为一个重要分支。

一、噪声的强度及评价指标

噪声是不受欢迎的声音的总称。它既具有一切声波运动的特性与性质，又包含着主观上的和心理上的因素，并不是一个单独的物理量。但是为了能够客观评价，人们规定了适当包含主观因素在内的近似物理量作为评价噪声的指标。

(一) 声压级与声强级

声压是指有声波时, 空气中压强超过静压力的值。声压 p 越大, 听到的声音越强。正常人刚刚能听到的频率为1000Hz的声音的声压是 $2 \times 10^{-5} \text{Pa}$ (称听阈声压)。使人耳产生痛感的声压是20Pa以上(称痛阈声压)。可见人耳可听声压范围很宽, 绝对值相差百万倍以上, 故用绝对值表示就显得很不方便, 而宜采取级的概念, 其量度单位是dB(称分贝)。常用的级有: 声压级、声强级等。

1. 声压级 L_p

$$L_p = 20 \lg(p/p_0)$$

式中 p_0 ——参考声压, 取 $2 \times 10^{-5} \text{Pa}$ (听阈声压)。

$$\text{对可听阈声压级: } L_p = 20 \lg \frac{2 \times 10^{-5}}{2 \times 10^{-5}} = 0 \text{dB}$$

$$\text{普通谈话声压级: } L_p = 20 \lg \frac{2 \times 10^{-2} \sim 7 \times 10^{-2}}{2 \times 10^{-5}} = 60 \sim 70 \text{dB}$$

$$\text{痛阈声压级: } L_p = 20 \lg \frac{20}{2 \times 10^{-5}} = 120 \text{dB}$$

可见, 引入级的概念后, 就把数百万倍变化范围变为 $0 \sim 120 \text{dB}$ 的变化范围来度量, 计算极为方便。而且人耳对声音强弱的感觉实际上是不成正比的, 当声强增加一倍时, 听觉仅增加0.3倍。声强增加两倍时, 听觉仅感到增加0.5倍, 故用上述对数表示声音强弱更符合人对声音的听觉规律。

2. 声强级 L_I

声强 I 是指在单位时间内垂直通过单位面积的声的能量。声强级 L_I (单位为dB) 的表达式为:

$$L_I = 10 \lg(I/I_0)$$

式中 I_0 ——参考声强, 取 10^{-12}W/m^2 (听阈值)。

对平面波而言, 声强 I 与声压 p 的关系为 $I = p^2 / (\rho v_0)$; 式中 ρ 为空气密度, v_0 为空气中的声速。据此可获得 L_I 与 L_p 之间的关系。

(二) 响度级与等响曲线

人耳是一种特定的听觉器官, 它对各种频率的声音有不同的选择性和响应。为了有效地控制噪声, 应很好地了解人耳的听觉特性。若将听到的同样响度的声音用同一数值表示时, 其大小可用响度级 L_N , 单位用“方”(phon)度量。我们取频率1000Hz的纯音作为基准音, 其声压级作为它的响度级, 其它各频率的声音与基准音进行比较, 找出同响度的声压级, 这样所画出的曲线称为等响曲线。图8-41是国际标准化组织(ISO)推荐的等响曲线。

研究等响曲线, 可得两点结论:

1) 人耳对高频声, 特别是2000~5000Hz噪声更敏感而对低频声不敏感。

2) 在声压级小和频率低的区域, 声压级对响度级影响大。这一特点对控制噪声有重要意义, 因通常控制低频声比高频声难。可设法稍许降低其声压级, 获得响度级明显的降低。

在常用的噪声测量仪器——声级计中, 从听觉补偿意义上设置了“A”、“B”、“C”等计权网络, 使声级计所接受到的声音按不同的听觉需要进行滤波。A计权网络模拟40phon等响

曲线设计，它对低频有较大衰减，使其与人耳的听觉特性相似，即对高频敏感，对低频不敏感；故测定值很接近人耳对声音的感觉，测量也很方便，无需再进行频率分析，所以现在一般就用A计权网络测得的声级来代表噪声的大小，称A声级，记作dB(A)。C计权网络是模拟80phon等响曲线设计的，在主要可听的频率范围内对各种频率声音几乎等同对待，不加滤波，因此它代表总声压级。由于车内噪声多为典型的低频性噪声，因此最好是采用“A”、“C”两个计权声级来评价车内噪声。

(三) 评价指标

为了有效地控制噪声。各国制定了评价指标，尽管细节上有所差别，但原则上却是相同的。

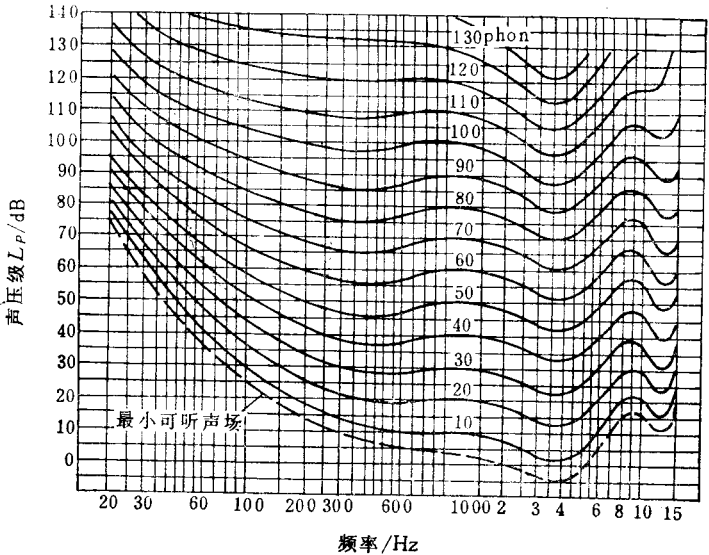


图8-41 等响曲线

美国汽车工程师协会(SAE)，根据大量调查，从保护听力不受损害的角度，提出货车驾驶室内噪声不应超过88dB(A)，并推荐了驾驶室各频带声压级数值（表8-2）。

表8-2 美国SAE推荐值

倍频带中心频率/Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
声压级/dB	103	97.5	92	86.5	81	75.5	70	70

各类轿车车内噪声差别较大，行驶条件影响也很大。从语言交谈清晰度要求，车内噪声应低于70dB(A)。表8-3给出了轿车在不同条件下车内噪声值的范围。

表8-3 轿车车内噪声的统计值

行驶条件	加速行驶	匀速行驶(70km/h混凝土路面)	匀速行驶(35km/h碎石路面)
噪声级/dB(A)	70~84	66~74	63~77

表8-4给出了苏联的车内噪声标准，它是在低速档急剧加速工况下测定的。

表8-4 苏联车内噪声标准

汽 车	轿 车	大 客 车		货车,客货两用车,汽车列车
		市 内 用	游览和长途用	
噪声级/dB(A)	78	82	80	82

我国国家标准GB4992—85对城市客车规定的车内允许最大噪声为：车长6m以下的不超过78dB(A)，车长大于6m的不超过82dB(A)，游览客车不超过75dB(A)。

二、车内噪声产生的机理

车内噪声按其成因，大致可分为三类：

1. 空气动力性噪声（简称空气噪声）它由气体振动而产生，包括：

1) 由车身外部传入的噪声，如发动机及其附件的工作噪声，排气噪声，传动系噪声，轮胎、悬架等行走系统的噪声，它们主要通过前围板及地板传入车室，此外还有从汽车周围传入的各种环境噪声。

2) 风噪声，是2000Hz左右高频成分形成的。从感觉来说属“吹笛声”、风啸声等，人耳对其特别敏感。产生的部位，对轿车、货车和客车各不相同，就轿车而言，易产生的风噪声区域如图8-42所示。当汽车高速行驶时，除了关闭门窗时从门窗框周围以及车身地板和前围板上的孔隙中透进空气时的风啸声，和冷暖风通风口的风啸声外，还有由于空气流经车身表面的局部突起物（如流水槽、视镜、手柄等不光顺表面）产生的涡流而引起的噪声。

一般是前者更严重。为了找出噪声的发生部位，要利用风噪声频率高的特点，采用高频发生器在车内移动，仪表可准确探出噪声所在。

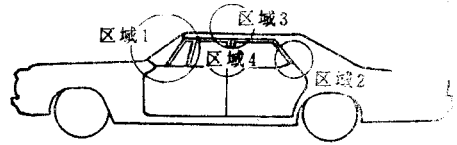


图8-42 容易产生风噪声的区域(由1~4表示产生噪声的难易程度)

2. 机械性噪声

机械性噪声是由固体振动而产生的。

如上节所述，车身受到振动激励后会产生车身总体的弯曲振动、扭转振动或各种振动的复合型式；同时还会引起板件或结构产生局部振动。尤其是当激励频率与结构固有频率吻合或接近时，将发生共振，这种振动会造成车内噪声中最不易消除的低频噪声（隆隆声）。此外，由于机械的撞击、摩擦以及交变载荷的作用，车室内的装备（如刮水器马达、空调设备等）的运动部件，以及车身结构连接件等都会产生振动和车内噪声，都是机械性噪声源。

3. 空腔共鸣

有人曾经研究过，由于车身振动而向车内辐射的声波，在遇到障碍物反射回来时，若恰好与原来的声波相同，则这部分声波被增强，且作为一种激励加剧结构的振动，这种二次激励诱发结构的振动本身就是一个噪声源，称车厢（空腔）共鸣。有时车身各部振动级并不大，但是噪声级偏大，就是这种共鸣作用。

车身作为共鸣箱，对于低频声，其作用尤其明显。对于小轿车，共鸣箱甚至有两个：一个是车厢，一个是行李箱，而且两者互相影响。对于共鸣频率的确定，虽然已经可用有限元计算，但因形状复杂，多数还是靠试验。

最简单的情况是把车身简化成一个长、宽、高分别为 L_x 、 L_y 、 L_z 的立方体，则用计算Helmholtz共鸣箱的方法可以算出其共鸣频率 f ，则：

$$f(n_x, n_y, n_z) = \frac{v_0}{2} \sqrt{\left(\frac{n_x}{L_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{L_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z}{L_z}\right)^2}$$

式中 v_0 ——声速；

n_x, n_y, n_z ——振型阶次，依次取1, 2, 3, …。

因此实际车身不是立方体，可将 L_x 、 L_y 、 L_z 分别取成当量值，例如取轿车的前后风窗玻

璃中心点之间的距离为 L_z 值,则可算出频率的近似值。

有关资料表明,对于轿车,一阶共鸣频率常在70~90Hz,二阶常在130~160Hz,在车室的前后方向是70~90Hz,上下方向是120~130Hz。一般情况下后座声级较前座大,四壁的声级较中央大。此外,前风窗的玻璃倾角、车室内饰材料都对频率和声级有较明显的影响。

车辆行驶时所产生的涡流与开窗的窗框相冲突产生的边缘声音,会引起空气压力的变动,当达到某一频率作用于开窗部位时,也可能引起车身空腔共振。

三、车内噪声的控制

由上述车内噪声的成因可见,要控制噪声,首先要从减小声源着手,例如,对于发声的部件采用消声器,对于振动的部件采用减振器,结构设计要使固有频率相互错开并避开激励频率;为了抑制风噪声,有效的办法是消除泄漏气流的间隙或采取改进密封元件,增加密封压力等将缝隙堵塞。为了避免空腔共鸣,可以通过改变车室的形状和尺寸,避免产生空腔共振的频率输入等。

然而,在实际当中直接从声源上治理噪声往往受到限制,还需要采取防振、隔振、吸声、阻尼等办法来补充,这在车身设计时不可忽视。关于隔振措施,在上节已涉及,下面就简要介绍隔声、吸声与阻尼的机理及应用。

1. 隔声

对于发动机的噪声和车外噪声,可用各种隔声材料和结构措施来隔离。表示隔声效果用透射损失 TL 评价, TL 的单位为dB,其定义为:

$$TL = 10 \lg(W_i/W_t)$$

式中 W_i ——射到隔声壁的声能量;

W_t ——透过隔声壁的声能量。

对于垂直入射的声波,单层隔壁的透射损失 TL_0 可按下式近似公式计算:

$$TL_0 \approx 20 \lg mf - 47.5$$

式中 m ——隔壁单位面积的质量,单位为 kg/m^2 ;

f ——声频率,单位为Hz。

这个公式称做单层壁的质量定律。可见,隔壁面密度愈大,声频率愈高,则隔声效果愈好。

前置发动机的工作噪声对车内噪声影响最大,它主要是通过前围挡板传入车内,但由质量定律可知,单位面积质量或频率大1倍,隔声量仅增加6dB,发动机最大转速时噪声可达110dB左右,如果希望 TL_0 为40~50dB,则前围挡板的质量要相当大。

由于在汽车上质量受到限制,加之隔壁本身的振动还会增加透过声能,所以采用单层隔壁的隔声效果往往不好。在结构工艺允许时,用双层隔壁会显著提高隔声效果。

实际上,象汽车的前围板、地板,由于其上有许多穿线孔、安装孔等,既能引起风啸声又会大大降低透射损失,所以应努力给予密封。图8-43给出了几种穿线胶套的隔声效果比较实例。

城市大客车的发动机罩位于车厢内,最好设计成双层结构,内层表面涂阻尼材料,两层之间填充吸声隔热材料,四周密封性要好。

由质量定律可知,大多数隔声结构,对高频的隔声效果较好,低频的较差。图8-44是货车的发动机噪声与由其引起的驾驶室内噪声的比较,可见要进一步降低车内噪声,应研究提高隔壁在250Hz以下的透射损失。

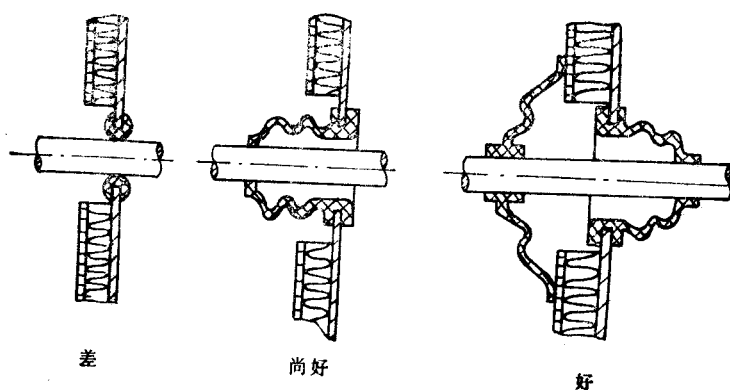


图8-43 三种穿线胶套的隔声效果比较

2. 吸声

对传入车内的噪声，常辅以吸声处理。即利用吸声材料作内饰，吸收入射到其上的声能，减弱反射的声能，从而降低车内的噪声。吸声效果可用吸声系数 α 表示：

$$\alpha = 1 - \frac{E_{\text{反}}}{E_{\lambda}} = \frac{E_{\text{吸}}}{E_{\lambda}}$$

式中 E_{λ} ——吸声材料接受入射的声能；

$E_{\text{反}}$ ——吸声材料反射的声能， $E_{\text{反}} = E_{\lambda} - E_{\text{吸}}$ 。

在汽车上使用的吸声材料有如下几类：

1) 多孔性吸声材料，其机理是当声波进入材料表面的空隙，引起空隙中空气和材料微小纤维的振动，由于内摩擦和粘滞阻力，使相当一部分声能转化为热能。汽车上常用的这类吸声材料有玻璃棉、毛毯、聚胺酯泡沫塑料等，它们的吸声系数如图8-45曲线1所示， α 随频率增加而增加，故常用于中、高频吸声。

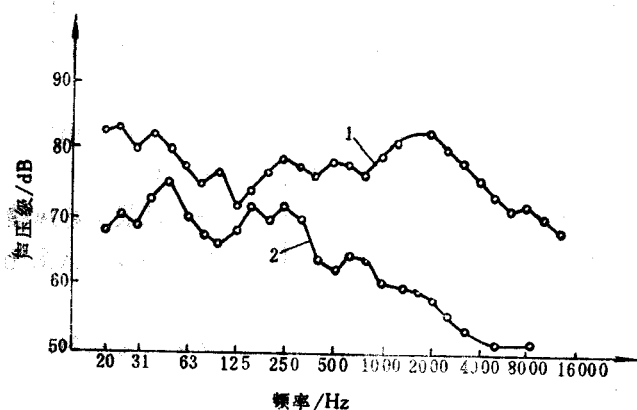


图8-44 驾驶室内噪声与发动机噪声的比较
1—发动机噪声 2—车内噪声

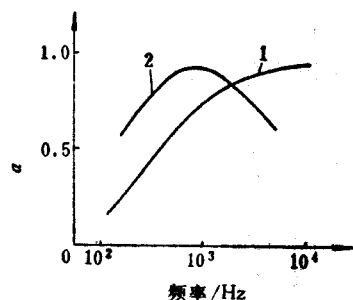


图8-45 吸声系数

2) 开孔壁吸声材料。为了提高中、低频声的吸声系数,往往在材料上开很多小孔,小孔背后保存有一定的空气层,使其能产生共振而消耗能量。它往往与多孔性吸声材料混合使用,例如车身顶篷内饰面是开孔的背后贴有一层薄泡沫塑料的人造革,其吸声系数见图8-45曲线2。吸声性能与孔径和穿孔率有关。

吸声处理主要用于吸收反射声,对直达声无明显效果,故在车身上有利于抑制车内共鸣噪声。同时,吸声处理往往与隔声、防振(阻尼)等处理一起采用。

3. 衰减处理

在一些容易引起振动的钣金件上,如地板、顶盖、前围挡板等,应涂以防振阻尼材料来减少噪声辐射,即衰减处理。阻尼材料是一种内损耗大的材料,如沥青基物质和其他高分子涂料(橡胶、树脂等)。进行衰减处理后,板及阻尼材料的综合损耗系数 η_1 可由下式近似求出:

$$\eta_1 \propto \left(\frac{\eta_2 E_2}{E_1} \right) \left(\frac{t_2}{t_1} \right)^2$$

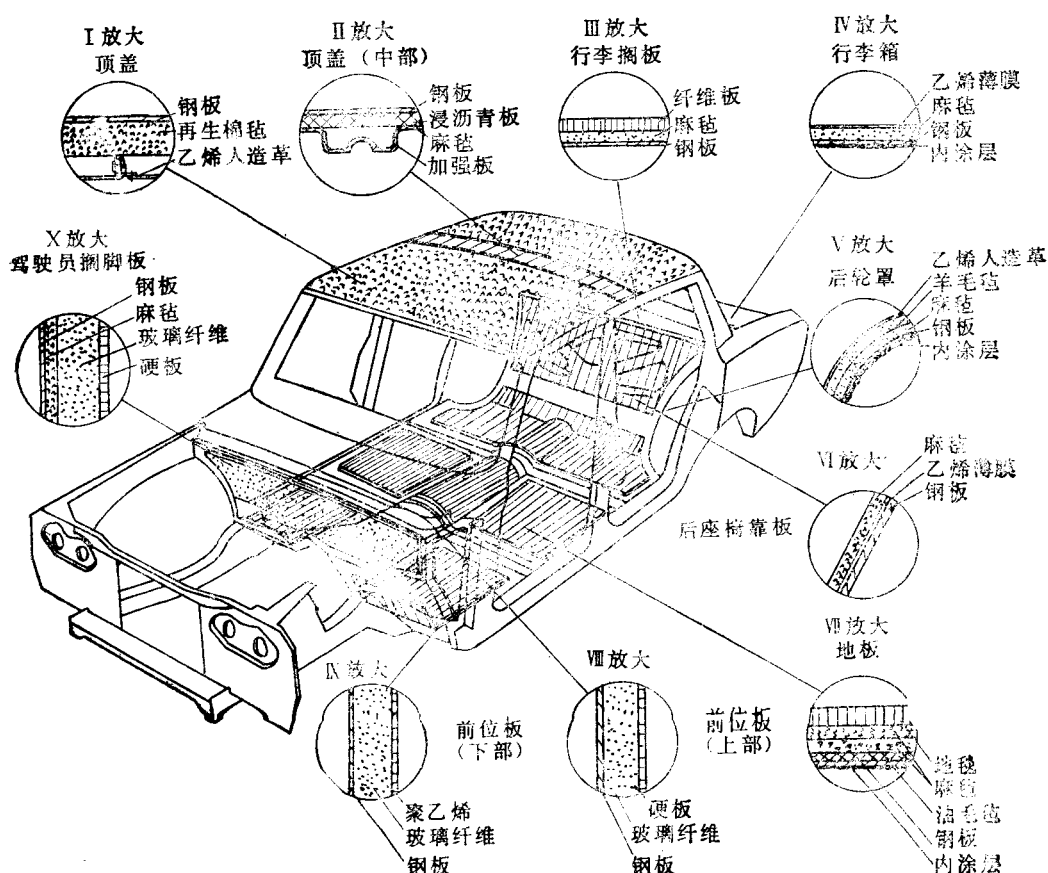


图8-46 防振防声材料的应用

式中 η_2 ——阻尼材料的损耗系数；
 E_1 ——板的杨氏弹性模量；
 E_2 ——阻尼材料的杨氏弹性模量；
 t_1 ——板厚；
 t_2 ——阻尼材料厚度。

由上式可知， t_2/t_1 对衰减特性有很大影响，一般涂料厚度应为金属板料厚度的2~3倍，而且必须粘附紧密方有效。

图8-46是防振、隔声、吸声和阻尼材料综合应用的实例。在设计车身内饰时，既要考虑艺术造型及安全性对室内软化的要求，又要满足控制振动和噪声的要求。

第九章 车身部件结构设计

§9-1 车门及其附件

车门的结构型式很多，有旋转门、拉门、折叠门和外摆式车门。后两者主要用于大客车上。各类车型的驾驶员用门，货车及轿车车门，大多采用旋转门，开门时旋转方向可以是往前（顺开门）或往后（逆开门），顺开门在行车时比较安全。

对车门的要求：

- 1) 具有必要的开度，并能使车门停在最大开度上，以保证上、下车方便。
- 2) 安全可靠。车门能锁住，行车或撞车时门不会自动打开。
- 3) 开关方便，玻璃升降方便。
- 4) 具有良好的密封。
- 5) 具有足够的刚度，不易变形下沉，行车时不振响。
- 6) 制造工艺性好，易于冲压并便于安装附件。
- 7) 外形上与整车协调。

一、车门（旋转门）的结构

车门是由壳体、附件和内饰盖板三部分组成。壳体按其结构可分为整体式或框架式。整体式车门的玻璃窗框是与门内、外板一体冲压的（图9-1），其优点是车门零件数少，组装方便，车门刚性好并便于设两道密封条，但需要压床台面和吨位都较大，造型也受到一定限制。框架式车门，玻璃窗框是用螺钉固定或焊接在门体上的。

车门壳体是由厚度 $0.8\sim 1.0\text{mm}$ 的钢板冲压的外板和内板等焊接而成。外板外形与整车协调，外板包着内板，沿着门的边缘形成一刚性箍，其型式见图9-1截面A—A的a和b。

内板是车门的主要零件。在内板上冲有各种形状的窝穴、加强筋和孔洞，以便安装附件。在安装完附件之后，用内饰板将其遮盖。根据需要在内板上焊有加强板和支架等，以便将局部集中载荷有效地传到内板较大的垂直面上。

图9-2是框架式车门壳体的分解图。

框架式的玻璃窗框大多是滚压成型的。决定窗框形状时要考虑窗框的刚

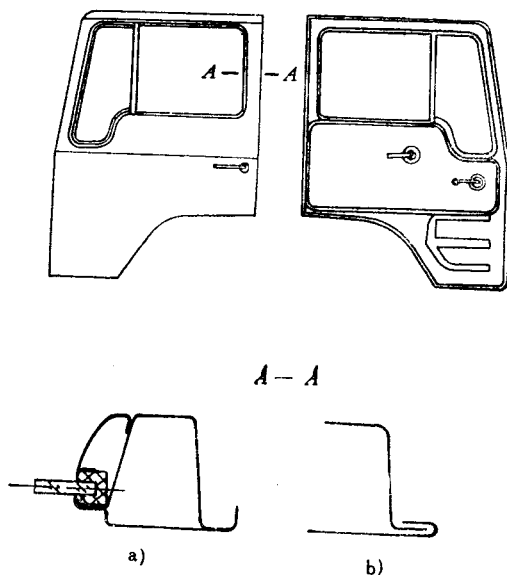


图9-1 整体式车门壳体

度、密封条的布置与固定、窗框与门内板的连接与安装等。图9-3为窗框断面形状实例。

车门附件包括车门铰链、车门开度限制器、带有内、外操作手柄的门锁、定位器、车门密封条，在门内、外板之间还装有玻璃、玻璃导槽和导轨及玻璃升降器等。有的还有旋转窗，见图9-4。

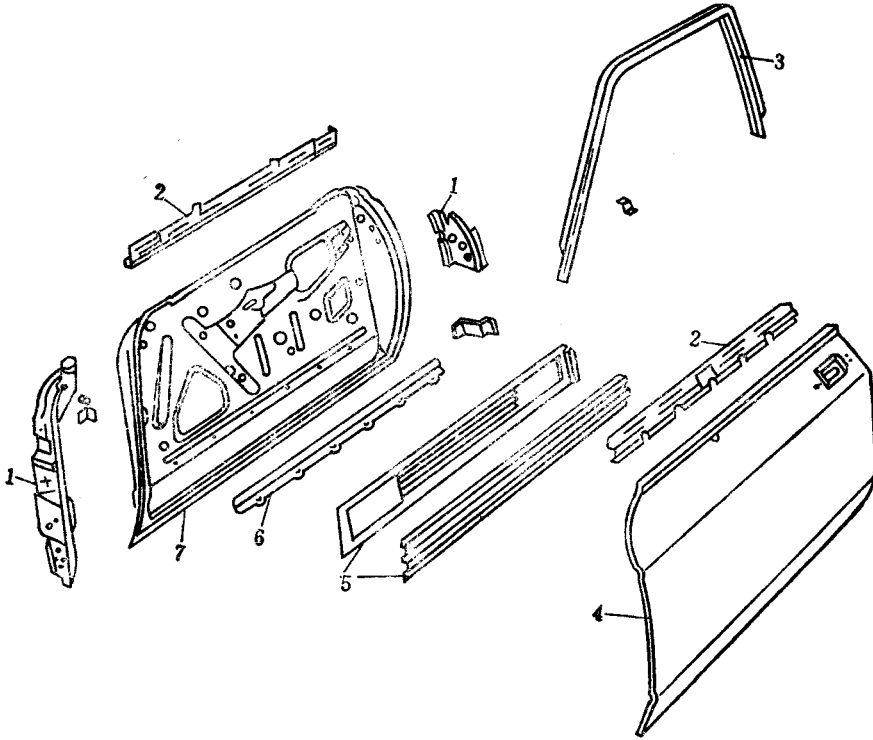


图9-2 框架式车门壳体分解图

1—安装铰链和门锁的加强板 2—玻璃横向密封条夹持板 3—玻璃窗框 4—门外板 5—抵抗车身受横向冲击的加强板 6—玻璃升降的导板 7—门内板
其中，1，3，5与内板焊接或螺钉连接 4，7彼此沿周边焊接或粘接。

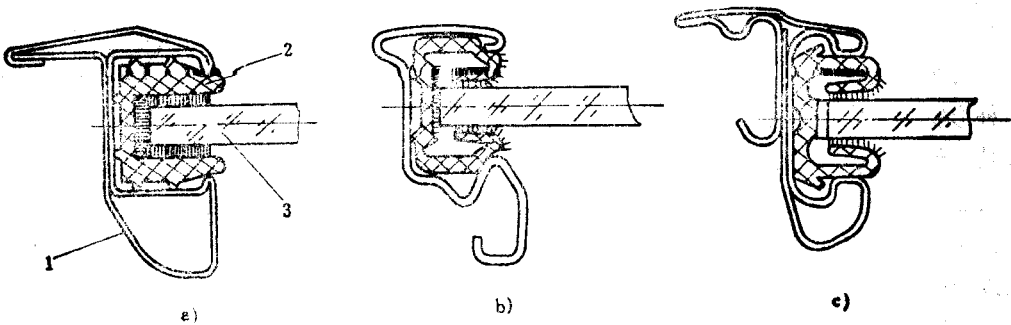


图9-3 框架式车门窗框形状实例

1—窗框 2—导槽 3—玻璃

二、车门铰链及限位器

铰链主要包括固定部分（即铰链座，固定在门框上）、活动部分（安装在车门上）和轴。为了改善车身的外形和减小空气阻力，现代汽车大多使用暗铰链。

车门铰链有合页式和臂式两种（图9-5）。臂式的铰链轴安装在门柱内，所以要求门柱粗大，其优点是轴相对车门的位置较远，开门时能使门往外移，因而不易与门框或车身其它部分干涉，见图9-6a。合页式的铰链轴线在门柱以外，见图9-6b，它与臂式相比，不但质量轻、刚度好、结构紧凑，而且装配关系也简单，现在广泛采用。

车门是靠两个铰链悬挂在门柱上的，整个车门的质量及任何作用在车门上的力，在车门关闭状态下，是由两个铰链、门锁及定位器来支承；而在车门打开时，则全由铰链支承。实际车门的下垂，可能是由于在载荷作用下铰链变形或铰链连接部位的变形所致。

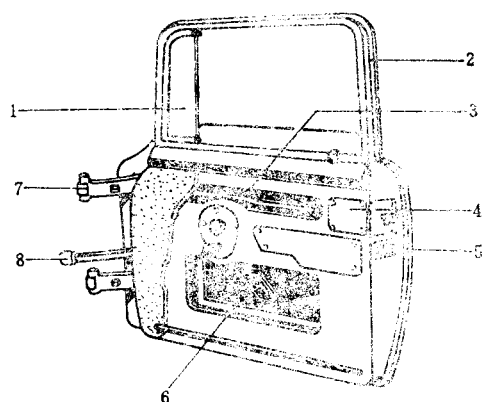


图9-4 车门和窗

1—旋转窗 2—窗框 3—门锁拉杆 4—门锁 5—导向楔 6—玻璃升降器 7—铰链 8—开度限制器

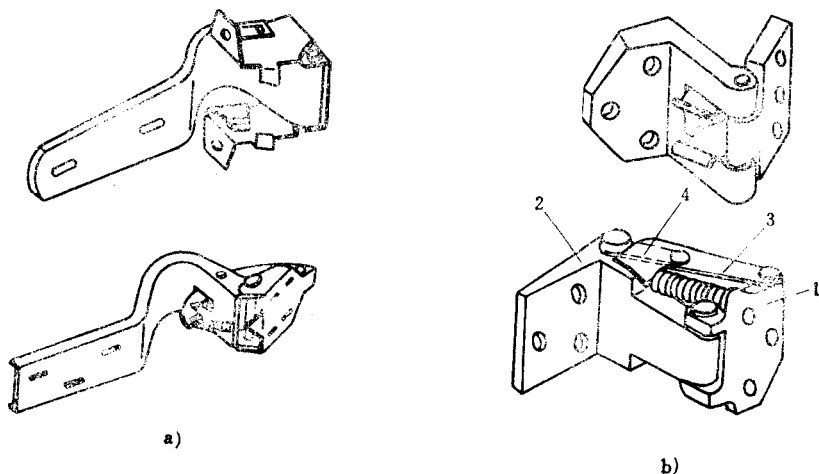


图9-5 车门铰链

a) 臂式 b) 合页式

1、2—合页 3—连杆 4—二力构件

假设当车门打开时，作用在车门外手柄上有垂直载荷 F_1 。由于 F_1 和车门重力 G 的作用，铰链受力 F_2 和 F_3 ，如图9-7a所示，则

$$F_3 = \frac{G + F_1}{2} \quad F_2 = \frac{Ga + F_1d}{b}$$

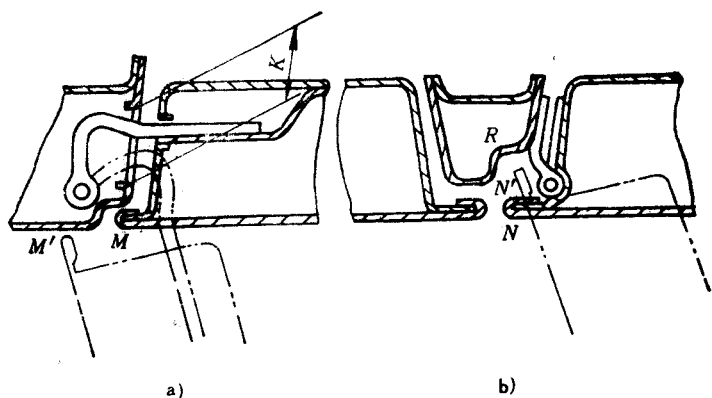


图9-6 两种铰链的开门位置

由图9-7 b中B-B截面可见, $h \gg t$, 故可不考虑 F_3 的作用。而 F_2 作用在铰链的固定合页3上(臂式铰链见图9-7c, $F'_2 = F_2$), 使其产生弯曲应力:

$$\sigma_1 = \frac{6F_2 l}{ht^2} = \frac{6(Ga + F_1 d)l}{bht^2}$$

当 $\sigma_1 > \sigma_s$ 时, 合页3产生永久变形, σ_s 为材料屈服限。由于上、下铰链变形方向相反, 造成车门下垂, 如图9-7a双点划线所示。

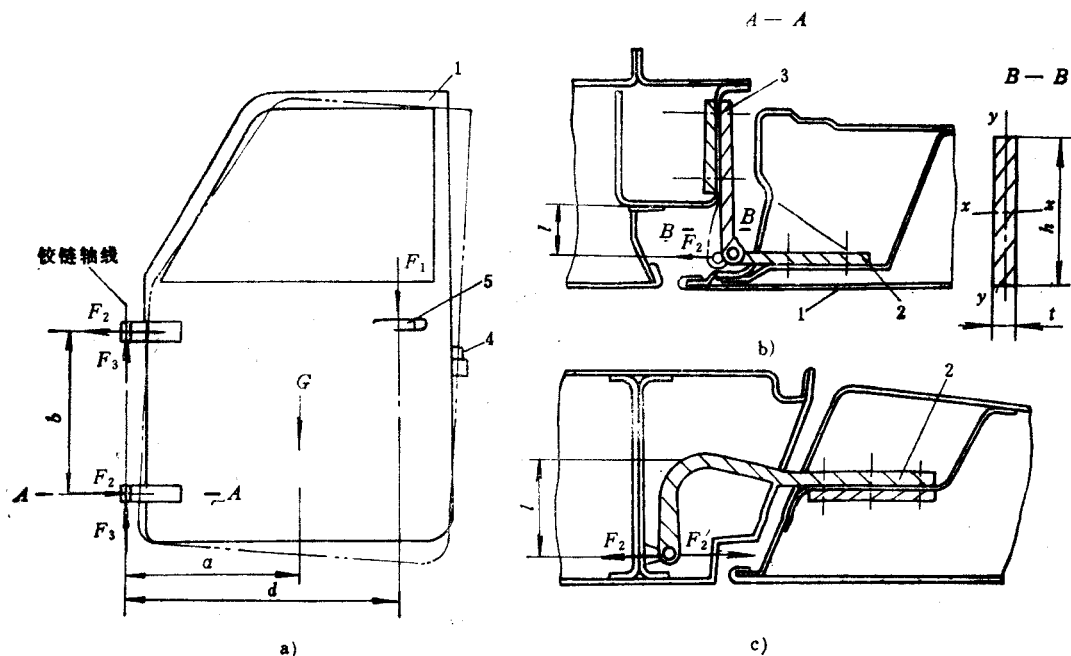


图9-7 车门在垂直载荷作用下铰链的受力分析

1—门外板 2—活动合页 3—固定合页 4—定位器 5—门外手柄

车门或门框与铰链的连接刚度不足往往是车门下垂的主要原因。因此, 除了可在门和门柱固定铰链处设置加强板外, 在布置铰链时要注意加大上、下铰链的间距。间距越大, 铰链处受力越小。但间距大小受车身外形的制约。

为了保证门与门框的相对位置，必须在固定铰链时能够调整位置；为此，一般将门柱或门侧板上通过螺钉的孔径加大或做成长孔。

车门的开度限制器用以限制车门的最大开度，防止车门外板与车体相碰，还必须能使车门停留在最大开度，起着防止车门自动关闭的作用。如图9-8所示，由于弹簧力作用，滚轮压住限位杆，当门的开度到滚轮被拉过限位杆上的凸起时，由于限位杆端头的橡胶缓冲块与限位盒壳相碰而使门限制在最大开度。

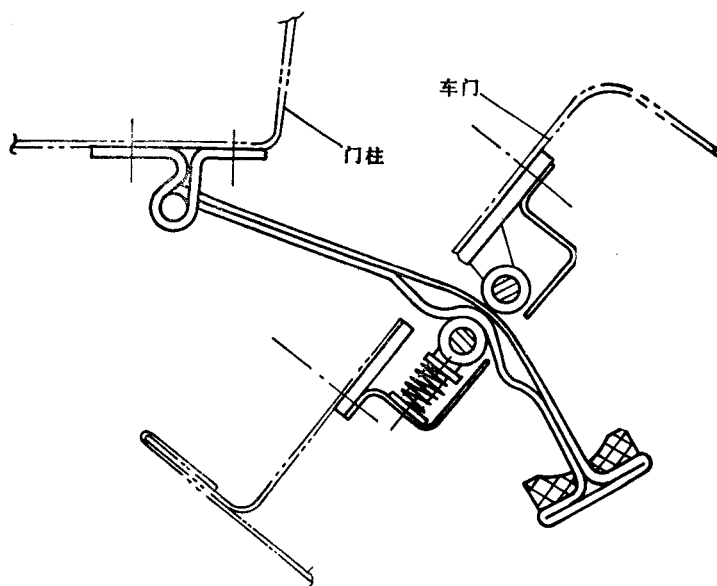


图9-8 车门开度限制器(拉带式)

车门的最大开度一般在 $65^{\circ} \sim 70^{\circ}$ ，这要根据上、下车方便，上车后关门方便以及车门与车身不干涉等条件而定。

现在常采用限制器与铰链结合在一起的结构，如图9-5合页式下铰链，就是采用压缩弹簧和连杆机构与铰链组合成一体的实例，其运动分析如图9-9所示。合页2（固定在支柱上），合页1（安装在车门上）与连杆3和二力构件4形成一个四连杆铰链机构，见图9-9b。在弹簧力作用下，机构对车门产生绕固定轴 O_1 转动的力矩 M_1 ，当车门开启到超过中间位置时，此力矩驱动车门自动打开。下面分析此力矩特性。

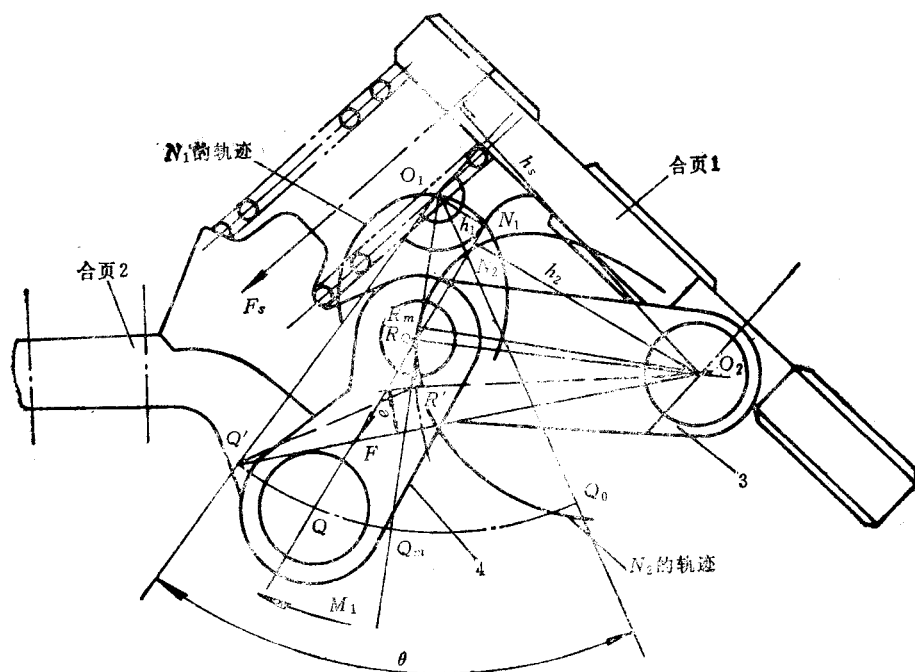
为分析方便，假设合页1不动，合页2绕 O_1 转动，其最大开度为 θ （由合页上的凸块限位）。

由于弹簧力 F_s 的作用，合页2上受力 F ， $M_1 = Fh_1$

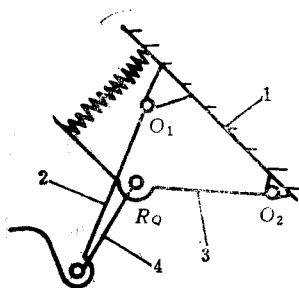
以连杆3为分离体，对 O_2 取矩， $M_2 = F_s h_s - Fh_2 = 0$ ；因此， $F = \frac{F_s h_s}{h_2}$ ， $M_1 = \frac{h_1}{h_2} \cdot h_s F_s$ ；其中 h_1 、 h_2 分别为 O_1 及 O_2 至 F 作用线的垂臂； h_s 为 O_2 至 F_s 作用线的垂臂。

作图可得不同开度时的 h_1 、 h_2 、 h_s 及弹簧变形量，从而求得相应的 F_s 、 F 和 M_1 。

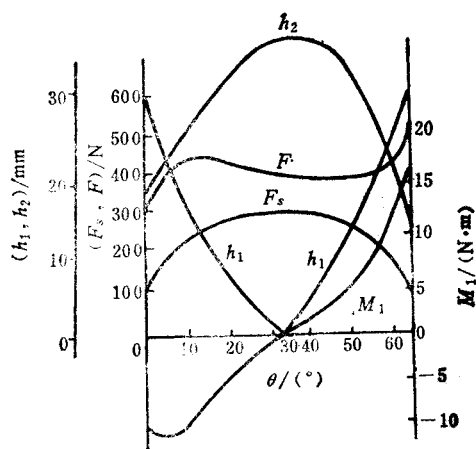
图9-9c所示曲线表明，在开度过 Q_m （大约 32° ）以后， M_1 使该铰链自动开启，并使车门保持在最大位置。



a)



b)



c)

图9-9 铰链运动分析

1、2—合页 3—连杆 4—二力构件

 O_1 —铰链中心 O_2 —连杆中心 F_s —弹簧力 F —连杆结点力 M_1 —绕 O_1 的力矩 N_1 — O_1 点至作用线的垂足 N_2 — O_2 点至 F 作用线的垂足

设计时,根据空间位置和对 $M_1-\theta$ 特性曲线的要求,可适当选择弹簧和连杆等各杆件的尺寸参数。

为了操纵方便,车门维持在最大开度位置的力矩以 $20\sim 30\text{N}\cdot\text{m}$ 为宜。

为考核轴和连杆的磨损与弹簧的耐久性,最好与门锁一齐进行耐久性试验。试验方法见部标JB4048.2—85,应满足 10^5 次的要求。

三、门锁装置

1. 对车门锁装置的要求

1) 操纵内、外手柄时,车门能轻便地打开,关闭时门锁装置具有对车门运动的导向和定位作用(不仅在开门方向,而且上下也要定位)。

2) 门锁应具有两档锁紧位置——全锁紧和半锁紧,以防止汽车行驶时车门突然打开,起安全保险作用。

3) 设有锁止机构。当锁止时(如按下锁钮或内手柄,处于锁止状态时),在车外只有用钥匙才能打开车门,在车内必须先解除锁止状态才能打开车门。

4) 具有防误锁作用。当前门开着而锁钮被按下时,若关闭车门撞动锁爪,即可通过联动杆解除锁止状态,从而防止由于钥匙遗忘在车内而打不开车门。

5) 强度要求:当车门处于全锁紧状态时,车门锁能经受一定的纵向载荷、横向载荷和冲击惯性力的作用,从而不因汽车碰撞、翻车、颠簸而使门锁失灵。

纵向载荷是使汽车前后方向上门柱拉开门锁与档块的载荷,按日本和美国SAE标准规定,进行纵向载荷试验时,在垂直于车门板的方向上,应施加900N的横向作用力,以不超过5mm/min的速度,在处于啮合状态的门锁与档块结合面的垂直方向施加纵向载荷,直至破坏。

横向载荷,是使汽车车门从关门位置到开门位置,拉开门锁与档块的负荷。

美国SAEJ839和J934分别规定:轿车门锁和门铰链处于锁紧状态时,承受汽车纵向载荷的能力应不小于11000N,横向载荷应不低于8900N。我国新订专业标准ZBT26004—87汽车门锁技术条件中也规定了此要求和静态试验法。

SAE还要求整个门锁系统(包括门锁、档块、手柄及任何连接机构)处于全锁紧位置,在任何方向上承受30g(g ——重力加速度)惯性负荷时,仍能保持锁紧位置。为满足此要求,则必须尽量减少门锁手柄等各可动部分的质量,并在设计门锁时进行验算。

2. 门锁结构类型

门锁按其结构大致可分为舌式、棘轮式和凸轮式。舌式锁结构简单,安装容易,对车门的装配精度要求不高;缺点是只有横向(开门方向)的定位,不能承受纵向载荷,故可靠性差,加之关门沉重,噪声大,锁舌与挡块易磨损,因而在现代汽车上几乎已经淘汰。

棘轮式锁现在广泛采用。其特点是锁内部有一套由锁钩(棘爪)和棘轮组成的制楔机构(见图9-10)。由于位于门腔外部的锁闩和门柱上的档块形式不同,有转子式门锁、卡板式门锁等等。图9-11所示为转子式锁装于车门上的外部型式的实例,由转子3(小齿轮)与定位器挡块6(齿条)啮合,保持车门锁紧状态。

棘轮与转子装在同一根轴上,通过一系列杠杆机构可以从门内、外操纵锁钩12,使其脱离棘轮,如图9-12所示位置,则门可打开;当放松按钮5时,锁钩上的弹簧趾8在弹簧6的作用下,将锁钩卡进棘轮顶住一个齿,使棘轮和转子只能在一个方向,即关闭门的方向转动,因此门不能打开。

在颠簸的道路上行驶时,压紧锁钩的弹簧力只要能保证锁钩不会因惯性力作用而脱钩即可,所以轻便省力是转子式锁的结构特点。其缺点是齿轮齿条的啮合间隙要求严格,因而对车门的安装精度要求较高。这种锁主要用于路面较好的车辆。

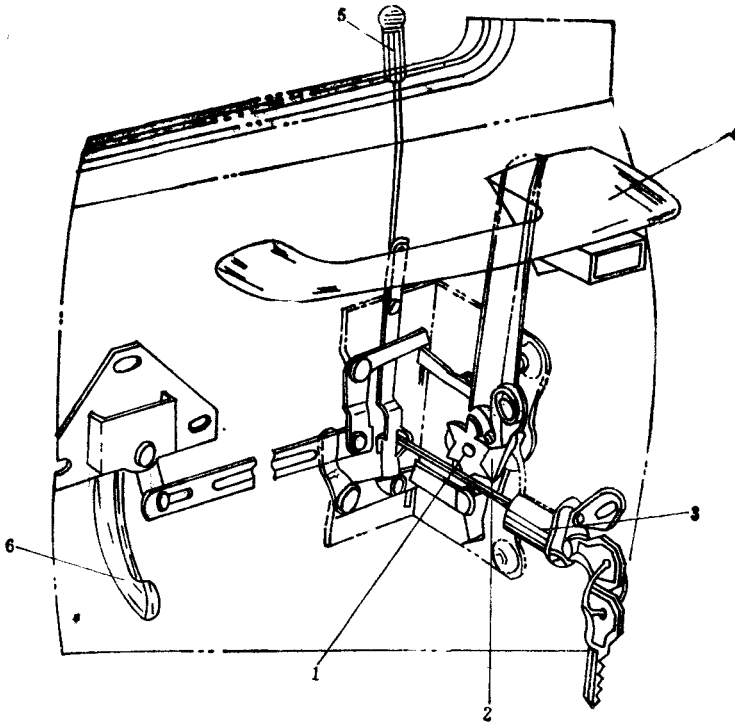


图9-10 装在车身上的棘轮式门锁(内部)

1—棘轮 2—锁钩(棘爪) 3—锁芯 4—门外手柄 5—锁钮 6—门内手柄

卡板式门锁的锁紧原理与转子式锁相似，所不同的是卡板式门锁是以U形卡板与车身立柱上的环形锁扣结合，见图9-13，它既可承受纵向载荷，又能承受横向载荷，安全可靠。该锁适用于各种车辆。

在设计门锁装置的联动机构时要确定各杆件的尺寸，校核其位移量，保证各操纵手柄的位移在合适的范围内（如图9-12所示，按钮的行程不大于15mm，还应有适当的空行程）；同时避免各杆件在动作时发生干涉。

机械设计用压力角表示机构的传力情况。压力角即从动件所受的力 F 与其绝对速度 v 之间的夹角 α ，如图9-14所示， α 愈小传力情况愈好。 α 角是变化的，希望 $\alpha_{\max} \leq 50^\circ$ 。

联动杆的传动比应使外手柄处开门所需的力在30N以下，需考虑在门锁安装处车门反力的作用，反力与开门所需力之间的关系大致为线性关系。车门反

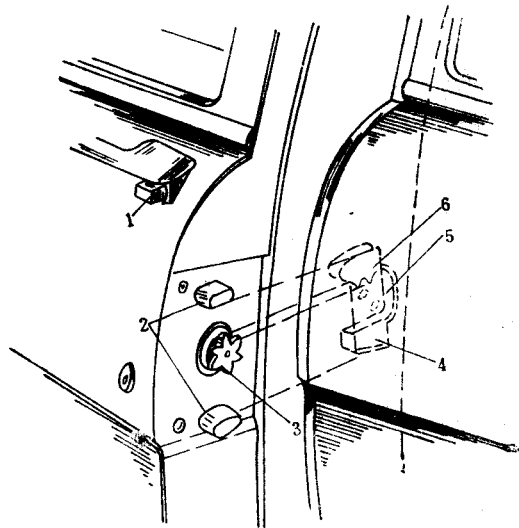


图9-11 装在车身上的转子式门锁(外部)

1—按钮 2—导向楔 3—转子 4—定位器滑销
5—定位器 6—定位器挡块

力是由于车门密封条和门铰链弹簧等弹性变形所引起的对车门压开的力，其值随车门大小和密封条的差别而各有不同，即使是同一种车型，也随各因素的变化而有很大差别，但大致在200~600N之间。

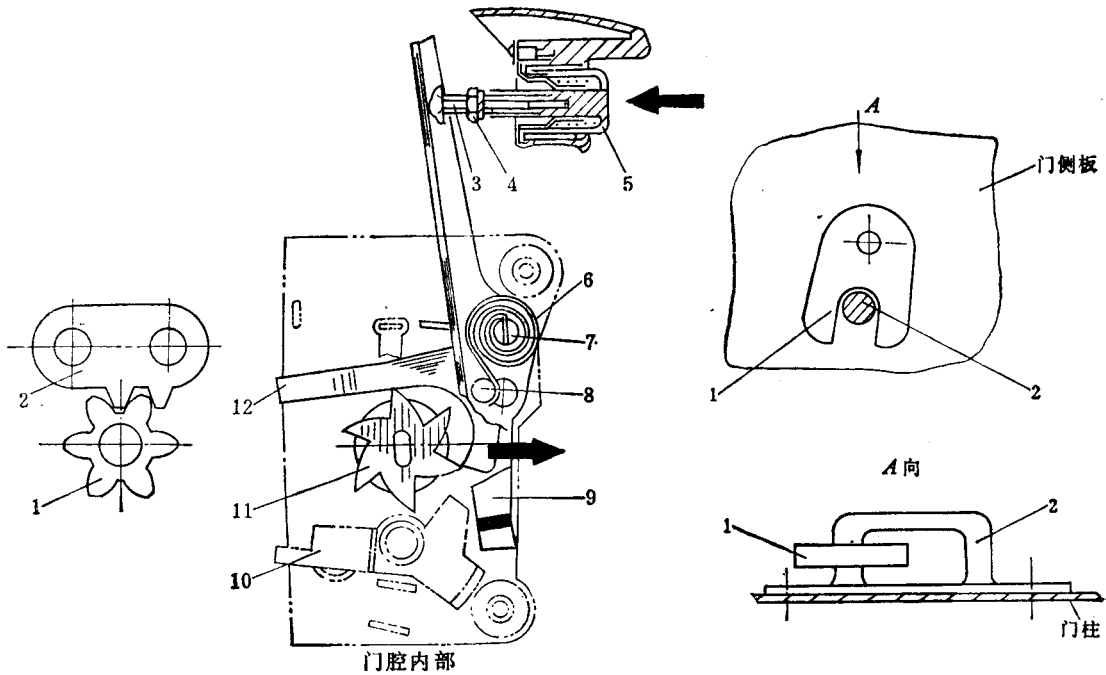


图9-12 转轮式锁工作原理

图9-13 卡板锁

1—卡板 2—锁扣

门锁的内、外手柄有旋转式、掀拉式和手扳式，外手柄还有按钮式，见图9-15。从不会碰伤人以及不会由于冲击加速度使门自动打开等安全角度看，手扳式比较好，它凹陷在车门板内，也有利于减小空气阻力，但手扳式外手柄质量较大，成本也高些。

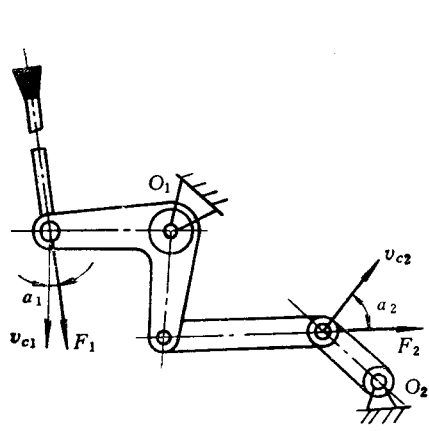


图9-14 联动杆压力角

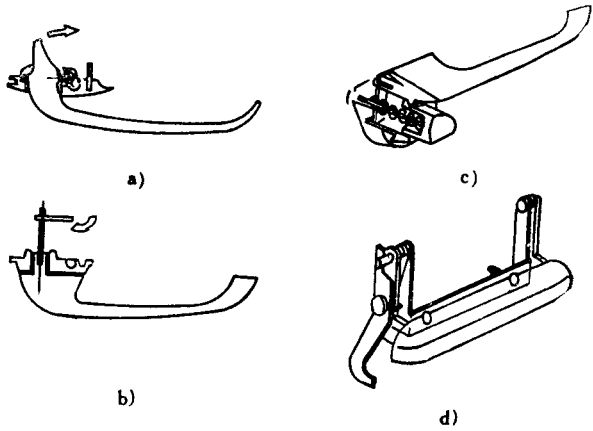


图9-15 外手柄型式

a) 掀拉式 b) 旋转式 c) 按钮式 d) 手扳式

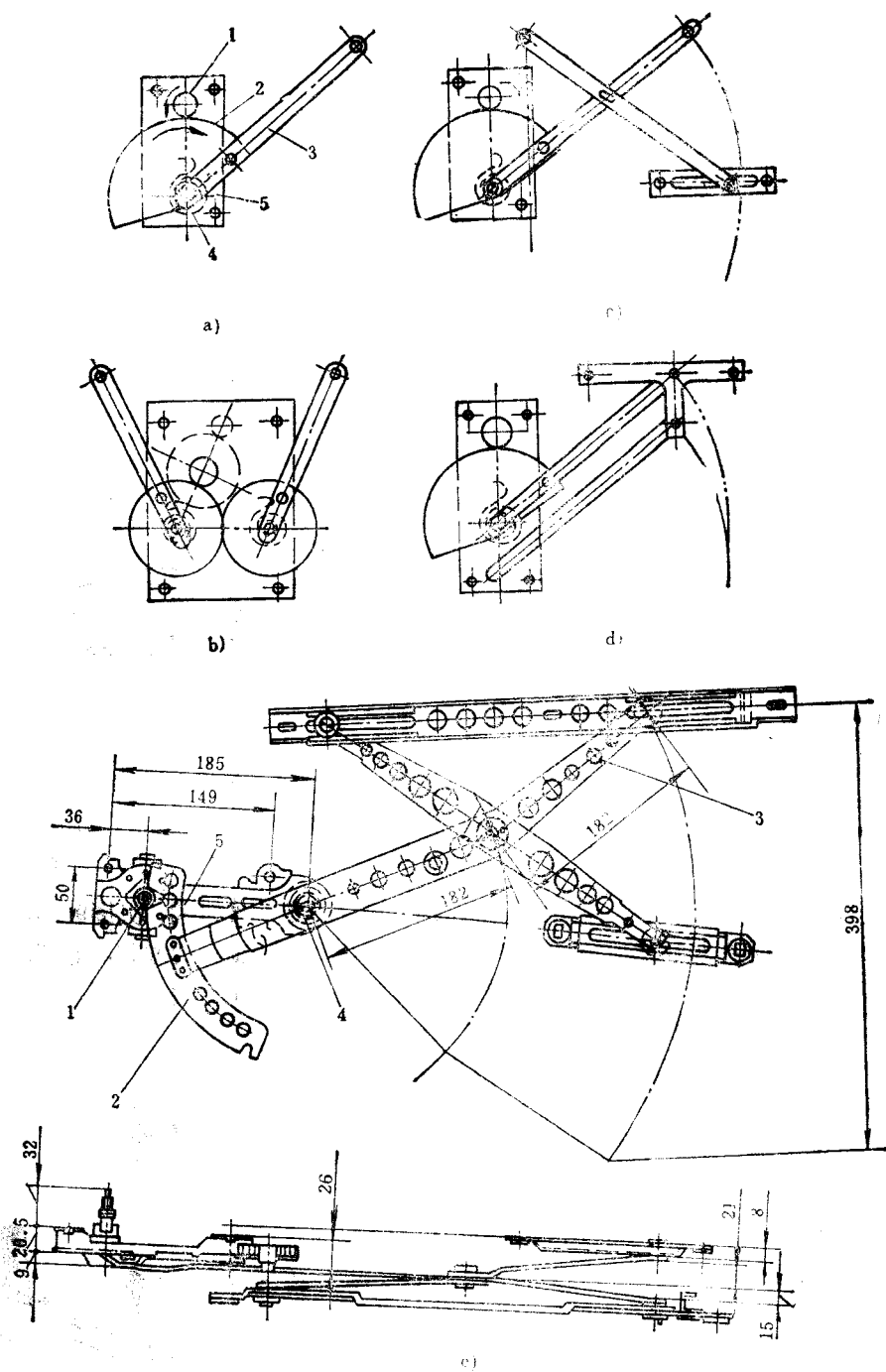


图9-16 臂式玻璃升降器

a) 单臂式 b) 双臂式 c) 交叉双臂式 d) 平行双臂式 e) 实例
 1—驱动小齿轮 2—被动扇形齿板 3—传动臂 4—平衡弹簧 5—底板

四、玻璃升降器

车门玻璃的升降大多是靠手动的玻璃升降器。对升降器的要求:

- 1) 升降平顺, 工作可靠, 无冲击和阻滞现象, 无辗轧声。
- 2) 操纵轻便省力, 在正常载荷下(相当于玻璃质量)摇动升降器的最大力矩不应大于 $2 \text{ N}\cdot\text{m}$ (日本有些轻型车要求为 $0.8 \text{ N}\cdot\text{m}$); 各臂开始运动前, 手柄的自由转动空行程量应恰当, 一般不应大于 60° 。
- 3) 具有防止手压玻璃时升降器发生逆转的制动机构。日本轻型车要求在玻璃升降范围内, 主动臂滚轮中心加 200 N 的载荷时不发生逆转。

有各种类型的玻璃升降器, 其中采用最多的是臂式传动的玻璃升降器, 如图9-16所示。图9-16 a ~ d 为示意图, 图9-16 e 为交叉双臂式的实例, 图中标示了车门布置时所需要的安装尺寸。臂式升降器的典型部件和作用原理如下所述。

1. 防止玻璃升降器倒转的制动机构

这种机构通常采用弹簧涨圈式摩擦原理。如图9-17所示, 它是由制动鼓1、制动弹簧3、传动轴2和联动盘6等元件组成的。制动鼓用铆钉7固定在底板8上, 是不动件; 制动弹簧是一个螺旋形扭力弹簧, 自由状态时, 外径稍大于制动鼓内径, 在给予一定预紧而径向变形的情况下装进制动鼓中。传动轴与手柄连接, 而联动盘则通过铆死在盘上的小齿轮5、扇形齿板4和传动臂与玻璃相连接。当摇动手柄时, 传动轴转动过间隙 b (空行程), 继而带动弹簧(使弹簧直径缩小)一起旋转; 当转过了留有的间隙 a (使弹簧离开制动鼓的最小值)以后, 又推动联动盘旋转, 此时玻璃升或降。反之, 当外力作用于玻璃时, 联动盘推动弹簧使其扩张, 于是弹簧与制动鼓内壁之间的压紧力增大, 并产生与运动方向相反的摩擦力矩, 阻止联动盘继续转动, 因而玻璃不会下降。

2. 平衡机构

平衡机构的主要元件是一个扁平的螺旋扭簧, 扭簧的外端固定在底板上, 是不动端, 内端固定在扇形齿板的轴心上, 随齿板转动而转动。当摇动手柄, 主动小齿轮带动齿板而使玻璃下降时, 弹簧被旋紧, 玻璃下降的势能部分转化为扭簧的变形能而被储存起来。当再摇动手柄使玻璃举起来时, 弹簧放出能量, 起平衡玻璃部分重量的作用, 使举升玻璃轻便。

良好的平衡特性取决于扭簧的 $M_\varphi - \varphi$ 特性曲线 (φ ——扭簧轴心转角) 和玻璃所受重力对传动臂固定端的作用力矩特性曲线之间的关系, 如图9-18所示。特性曲线可通过分析计算或试验的方法获得。

3. 传动机构

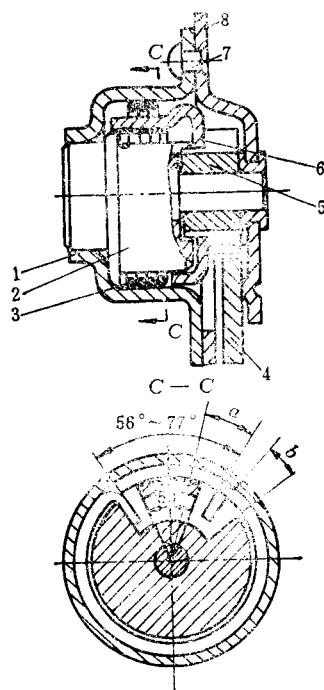


图9-17 制动机构

- 1—制动鼓 2—传动轴 3—制动弹簧
4—扇形齿板 5—小齿轮 6—联动盘
7—铆钉 8—底板

传动机构包括小齿轮、扇形齿板和传动臂。齿数和传动臂的长度等参数决定了传动机构的传动比 i ，因而影响摇动手柄的圈数与玻璃升程之间的关系，以及操作手柄所需的力矩大小。显然，传动比越大，则摇动也越省力，但加大传动比使玻璃升降速度降低。一般取 i 在 12~28 范围内，目前趋向于较大的传动比。摇动手柄的圈数 n 则在 3~4.5 为宜。我国 JB2882—81 要求摇动升降器的最大力矩不得大于 $2 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

传动臂有单臂式、平行双臂式、交叉双臂式等。臂式传动结构紧凑，体积小，安装布置较方便，与车门的关联少，但单臂式只有一点支承玻璃，支承点与玻璃质心的相对位置在升降玻璃时变化较大，会使玻璃歪斜，影响与玻璃导槽的正常配合，升降不平稳，故适用于两根导轨都较长的矩形玻璃上。平行双臂式的 T 形连杆在工作过程中始终保持水平状态，能较好地支承玻璃。

交叉臂式是由两交叉臂端部支承玻璃升降的，在运动过程中，支承中心始终接近玻璃质心，因此升降较平稳。这种结构可适用于形状不规则的（导向槽短的）玻璃升降。

传动臂的强度和刚度应以能在臂的端部经受 500 N 的载荷为宜。

传动臂是通过滚轮 1、支承玻璃的滑轨 2 与夹持玻璃的托槽 3 连接的，参见图 9-19。对于平面玻璃或曲率不大的曲面玻璃，玻璃导槽中心线横向的安装误差或曲面玻璃（导槽是弧形的）在升程范围内的弦弧高，可以借助弹簧片 4 的变形来补偿；但是当曲面玻璃的曲率较大（因而弦弧高也大）时，则需采用带球头的滚轮轴 5，使玻璃中心线可相对传动臂 6 摆动较大的角度。

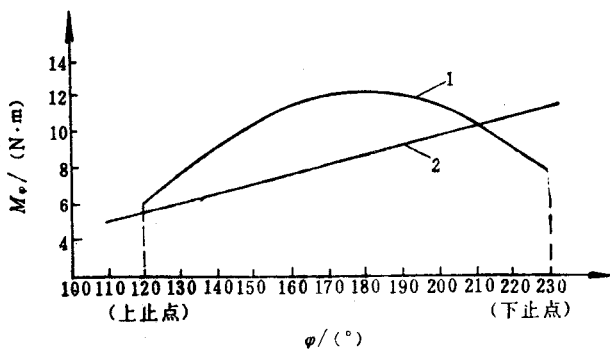


图9-18 玻璃升降器平衡特性
1—玻璃重力矩特性 2—弹簧特性

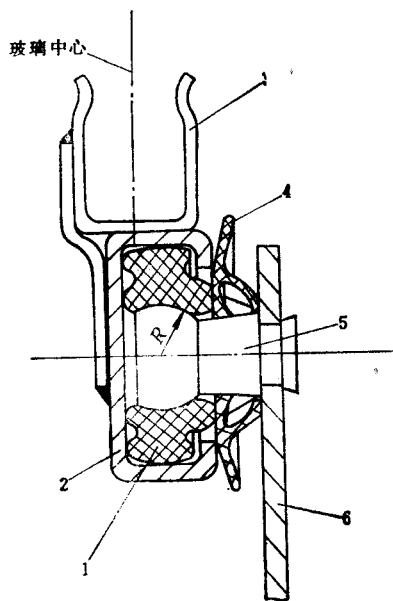


图9-19 窗玻璃的支承部分
1—滚轮 2—滑轨 3—托槽 4—弹簧片
5—球头滚轮轴 6—传动臂

表 9-1 列出有关玻璃升降器操纵手柄上阻力产生原因的实测结果。可见，玻璃与玻璃导槽的摩擦状态是运动阻力的主要成分。通过调整导轨或改善导槽的尺寸形状和材质，可以大大减小操纵手柄所需的力。

钢丝绳式的玻璃升降器在现代轿车上也常有采用。其优点是占位置小，重量轻，成本低，易于安装布置（可通过改变钢丝长度来任意确定手柄轴的位置），尤其适用于曲面玻璃，

缺点是安装精度要求较高，需设有钢丝拉紧装置。这种玻璃升降器又可分为四滑轮两点支承玻璃的和三滑轮一点支承沿中央导轨滑动的，后者更适用于玻璃较宽或形状不规则（两侧玻璃导槽短）的情况，如上海-桑塔纳轿车就是采用这种玻璃升降器，见图9-20。

表9-1 升降器各部分阻力的百分率实例

主要因素	阻力百分率(%)	主要因素	阻力百分率(%)
玻璃升降	30.2	玻璃支承部分	11.5
玻璃质量	28.2	升降臂的质量和齿扇的摩擦	6.4
齿轮部分	27.6	平衡弹簧的作用	-3.9
		合 计	100

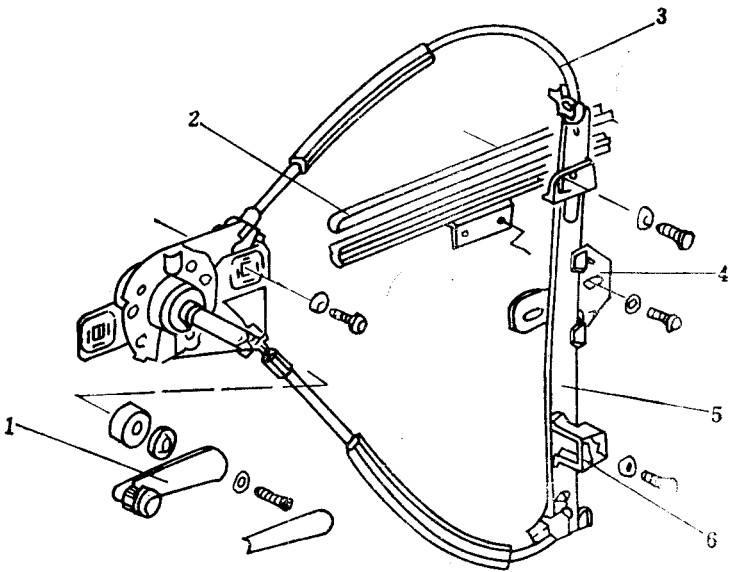


图9-20 钢丝绳式玻璃升降器

1—内手柄 2—夹持玻璃的托槽 3—钢丝绳 4—滑动器 5—中央导轨 6—固定支架

有些高级轿车上采用电动或液压等方式驱动玻璃升降器，见图9-21（钢丝绳式或臂式）。可逆直流串绕电动机的动力经由减速装置传给钢丝滑轮或驱动齿轮，通过减速机构来防止倒转。

五、车门的密封

车门的密封包括车门与车身之间间隙的密封和窗玻璃的密封。

车门和门框之间的间隙是用密封条将其填充，以防雨水、灰尘侵入车内，同时在开关车门时起缓冲作用，在汽车行驶时防止车门振动。

密封条的材料一般采用表面具有合成橡胶护膜的海绵橡胶，也有

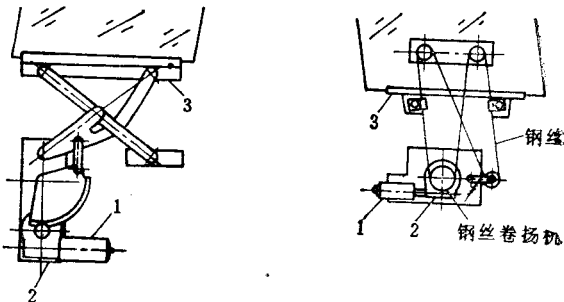


图9-21 动力驱动玻璃升降器

1—电动机 2—减速装置 3—玻璃支承托槽

采用硬质橡胶或SBR海绵的。表面护膜是采用氯丁二烯或氯磺化聚乙烯类的合成橡胶，护膜厚度0.1~0.5mm，它不仅改善了密封条的耐候性和耐磨性，且使密封条外形美观。

对密封条材料的要求：

- 1) 弹性好，永久变形小。
- 2) 良好的耐候性和耐老化性能，低温下不发硬。
- 3) 具有一定强度和表面护膜的耐磨性。
- 4) 吸水率低。
- 5) 便于成型（挤压成型或模具成型）和装配（如与油漆表面能牢固粘接且无污染性）。

密封条的布置型式有布置在车门上的，布置在车身门框上的以及双重布置的，见图9-22。采用什么型式可视结构和工艺水平而定。

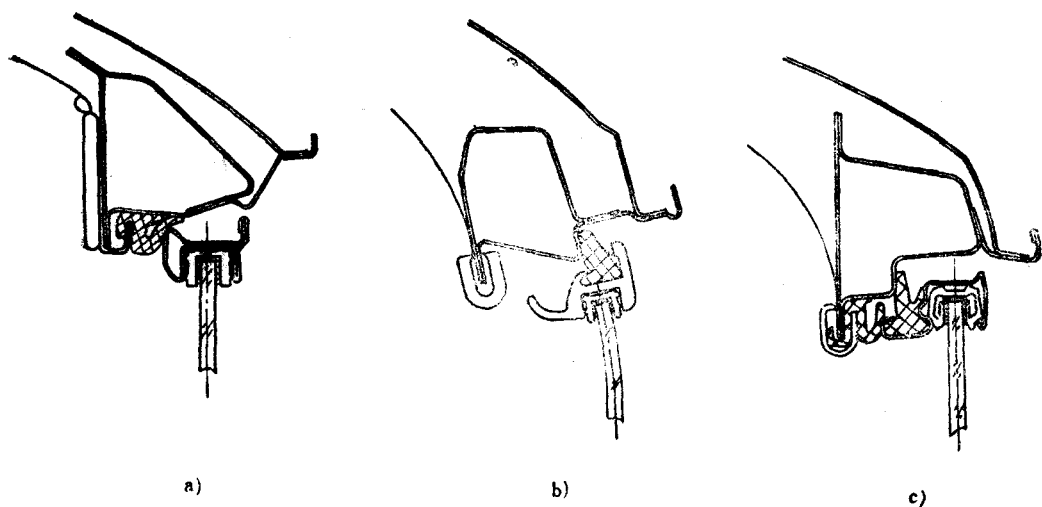


图9-22 车门密封条装配方式实例

a) 车身装配型 b) 车门装配型 c) 双重装配型

密封条的截面形状按其变形情况可分弯曲型、压缩型、复合型和空心压缩型，见图9-23。弯曲型密封时接触面小，其特性参见曲线Ⅱ，优点在于在载荷变化不大的区段可得到较大的变形，因此有利于弥补车门和门框之间间隙的误差；缺点是容易产生永久变形。压缩型密封时接触面大，在同样变形量时，其载荷变化比弯曲型要大（见特性曲线Ⅱ），因此密封效果好些；但车门反力增大，使开、关车门时费力且振响声大。

现在广泛采用的空心压缩型密封条如图9-23 d、是由起密封作用的海绵橡胶部分和起夹紧于门框作用的夹持部分所组成，其尺寸随车型的不同而不同；非线性的弹性特性使关门时消耗能量小，密封效果也好。为降低压缩密封条的载荷，可在密封条上加工排气孔，孔径一般为3~4mm，孔距约为200mm。

图9-24为车门密封示例。

设计时应考虑到沿整个车门四周密封条的接触面是有所变化的。在关门时，密封条变形的方向也是有所不同的。对于模具成型的整体式密封条，可以把截面形状设计成变化的，尤

其是在铰链的附近和窗框部分的密封条，接触面与其它部分明显不同。设计时要尽可能使门四周与门框之间间隙均匀，密封条与门框接触面及贴合方向一致，以便获得均匀的压力，并防止密封条因受力方向变化而扭曲、撕脱。

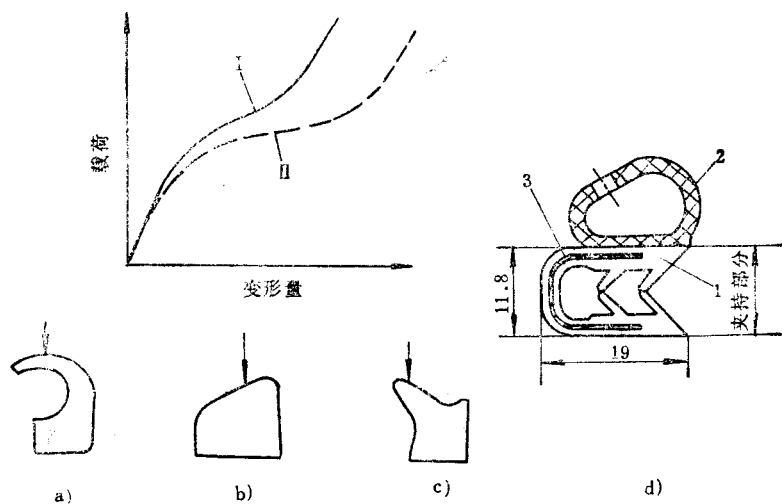


图9-23 密封条断面型式与弹性特性
a) 弯曲型 b) 压缩型 c) 复合型 d) 空心压缩型
1—硬质橡胶 2—海绵橡胶 3—金属骨架

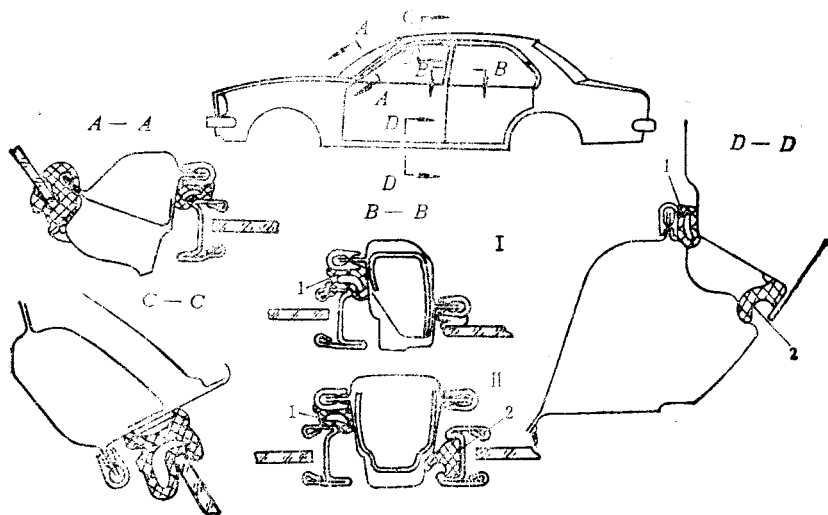


图9-24 车门密封示例
I—两门轿车 II—四门轿车
1—内密封条，空心压缩型 2—外密封条，弯曲型

密封条的固定方式（参见图9-25和图9-24）有：

- 1) 粘接。用粘接剂，如图9-25 a。
- 2) 机械固定。多用卡扣或卡槽，如图9-25 b 和 c。

3) 夹持。带金属骨架的密封条可直接夹持在门框上,如图9-24所示内密封条1。这种密封条制造工艺较复杂。为了使车门框在拐角处也能保持密封条夹紧,拐角处弯曲半径不能太小或密封条在拐角处采用模压接头。

当车门玻璃升起时,门窗应有良好的密封,门窗玻璃的密封是靠玻璃导槽和横向密封条。

车门玻璃导槽采用在挤压成型的橡胶上用粘结剂贴上一层植有绒毛的底布(参见图9-3 a),或采用直接在挤压成型的橡胶上静电植绒(图9-3 b和c)。后者可选择比较复杂的截面形状,靠导槽上的两舌片的弯曲弹性压在玻璃上起密封作用,所以适应性好且滑动阻力小;这种密封条还可以采取连续加工的方法,生产率高。

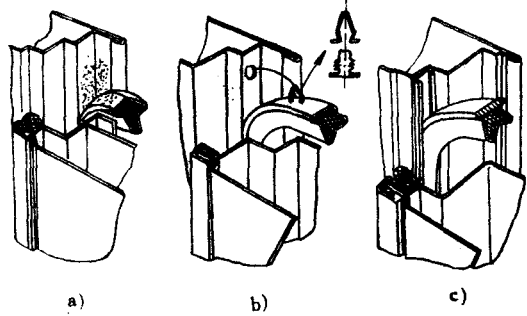


图9-25 密封条的固定方式

导槽的橡胶材料同样应具有良好的耐候性、耐臭氧性和非污染性;要求吸水率低,硬度 $H_s=60^\circ$,拉伸强度大于 0.8MN/m^2 。静电植绒的毛长为 $0.8\sim 1.0\text{mm}$ 较合适。

几种玻璃窗横向密封条结构如图9-26所示。图9-26 a 采用绒毛,只有防尘作用而不能防水;图9-26 b 把外密封条改成橡胶条压在玻璃上,防水性好,但玻璃升降阻力略有增大;图9-26 c 和 d 在玻璃夹槽上压入成型的密封条,当玻璃升到上止点时起密封作用,而不增加玻璃升降时的阻力。

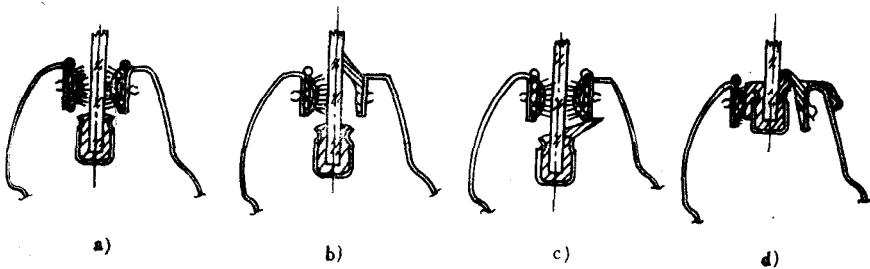


图9-26 玻璃横向密封条

设计横向密封条和玻璃导槽时还应考虑固定方法。为了便于更换,一般应设计成可拆式结构。

六、车门布置及运动校核

当汽车外形和车门附件初步选型完成后,即应着手细致地布置工作,因为往往由于布置上的问题而需要重新考虑结构方案和外形。

铰链轴线的布置会影响车门开度或门柱的尺寸以及车门开缝线位置和形状。

为了避免在打开车门时车门与车身其它部分干涉,铰链轴线应尽可能外移(使靠近车身表面);但是车身外形曲线一旦确定,铰链轴线的外移将受到加大上下铰链间距的要求的限制。一般轿车,上铰链的上端到下铰链的下端的间距大约在 $350\sim 500\text{mm}$ 之间,大多保持在

400mm左右。

由于车身外形的原因,有时铰链轴线的内倾将有利于布置(见图9-27 a),并使车门有自动关闭的趋势,以便克服停在横坡上,或由于其它原因使车门自动打开的趋势。

确定铰链轴线的位置后,必须进行运动校核,检查车门在最大开度时,有无与车身其他部分(如门柱或翼子板)发生干涉的现象,检查图9-27 b所示的实际间隙 Δ 有多少,从而验证车门开缝线的位置和形状定得是否合理。

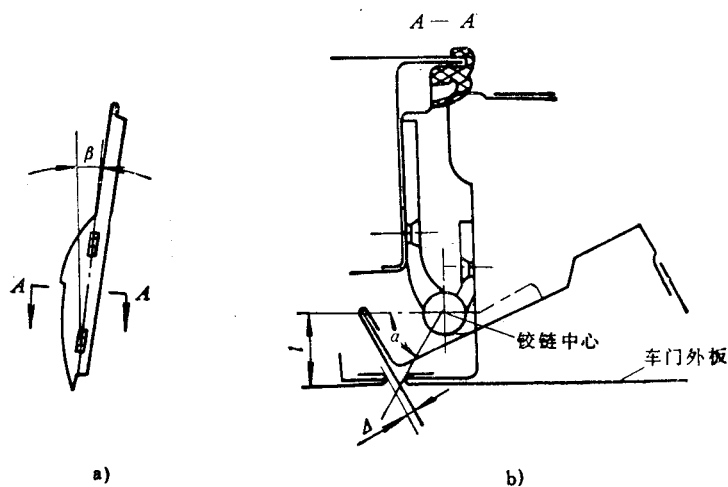


图9-27 铰链轴线与运动校核
 l —车门外形离铰链轴线的最大距离

例如,采用合页式铰链时,图9-27 b中 α 角最好小于 45° 。如果铰链轴线往门柱方向前移(α 角增大),则开车门时,即使车门外板的宽度有较小的误差,也可能碰到前门或前翼子板的后端(对顺开门而言)。如果铰链轴线往车内移(α 角也加大),则该门柱就要变细,而且开门时车门的前端仍旧有可能干涉。总之,铰链布置后应对车门轮廓在开门时可能出现干涉的部位(如图9-28上小圆圈所示)作运动校核。

以臂式升降器为例来说明玻璃升降机构的布置。图9-29为升降机构的平面布置图。主动臂摆动中心8的垂直位置设在靠近玻璃,升程的一半处,可使滚轮的水平移动量最小。主动臂在水平位置时应使玻璃的支承中心与玻璃质心相近,以求升降平稳。升降器底板在门内板平面上的固定位置和角度,则决定于主动臂摆动中心和手柄位置(应满足操纵方便的要求)。主动臂的长度根据玻璃升程和玻璃大小决定。

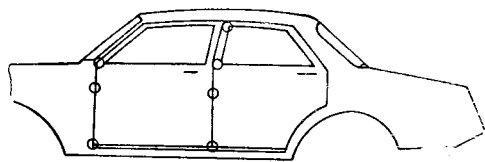


图9-28 需注意校核的部位

升降器在门厚度方向上的位置,应在门的侧向布置图(图9-30)上确定。此时以玻璃中心线为基础,根据升降器总成图上(参见图9-16)底板安装平面到滚轮或滑槽的尺寸,即可定出安装平面到玻璃中心线的距离 A 。由车门内板上冲压出的平台 D 来保证这个距离。

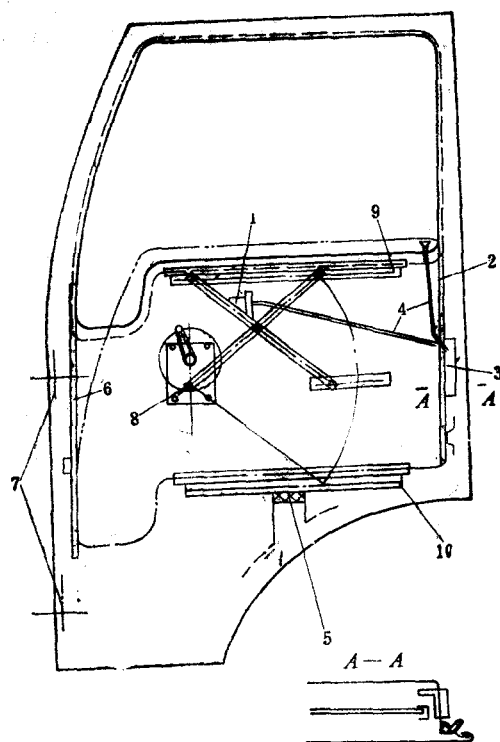


图9-29 车门升降机构平面布置图

1—门锁内手柄 2—玻璃后导槽 3—门锁 4—联动杆 5—玻璃限位块 6—前导槽 7—门铰链中心线 8—主动臂摆动中心 9—滑槽上止点位置 10—滑槽下止点位置

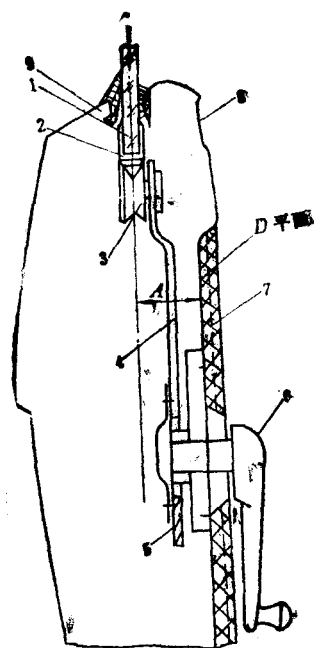


图9-30 车门侧向布置图

1—玻璃中心线 2—玻璃托架 3—滚轮 4—主传动臂 5—齿扇 6—升降器手柄 7—门内饰盖板 8—门内板 9—门外板

玻璃中心线的倾斜度（或形状）主要决定于外形需要，它影响车门厚度和车室宽度。还需要检查玻璃的升程以及是否能拆卸。

门锁大多布置在玻璃升降机构的内侧，见图9-29A-A截面，这有利于联动杆的布置；为了安装门锁，玻璃的导轨需向后倾斜一个角度；此时密封条从门锁外面通过，这有利于防止灰尘进入门框和引起风哨声。

车门密封条的截面形状和尺寸选定后，要细致地布置密封条的走向，要确定密封条的受压方向、压缩量和门与门框之间的间隙大小，以保证密封效果和正常的开关车门的操纵力，并最后确定密封条的固定方式以及车门内板与门柱的截面形状。

为了减小汽车的空气阻力，在Audi100轿车上采用了图9-31所示玻璃在门窗框外面的结构方案，使门玻璃表面与车身表面很接近，仅凹进 $5 \pm 1\text{mm}$ （见图9-31A-A截面），玻璃是通过玻璃导销2在门窗框3中滑动的（见图9-31D-D截面，图中玻璃密封条没有画出）。车门内板通过螺钉与门侧板连接（见图9-31B-B截面和C-C截面）。

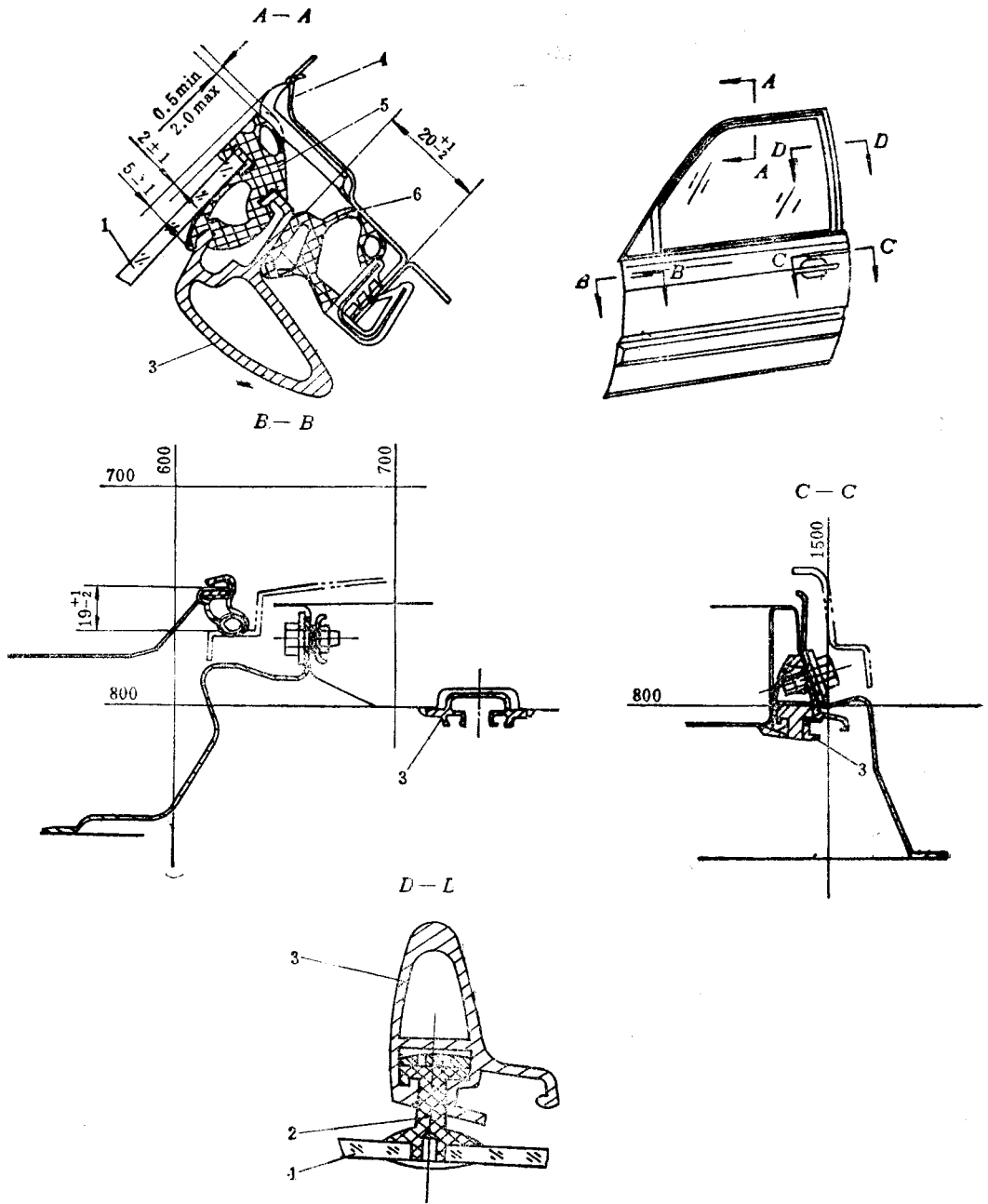


图9-31 Audi轿车车门

1—玻璃 2—玻璃导销 3—门窗框 4—车身门框 5—窗玻璃密封条 6—门密封条

§9-2 风窗设计

风窗设计对驾驶员和乘员的视野、安全和舒适等性能以及汽车的外形、空气阻力等都有较大影响。

风窗详细设计前，1 : 1 的车身油泥模型和内部模型，车身主要结构型式和截面尺寸。

形状, 覆盖件的分块和结构的相互关系都已大致拟定, 因此为风窗的详细设计提供了必要条件。

一、风窗表面形状及玻璃边界的确定

现代汽车上大多采用变母线的曲面风窗表面, 即母线不是直线, 而是曲率均匀变化的曲线, 以满足造型的要求。但有时为了作图方便而按直纹面进行设计。如整个风窗是柱面的, 其导线 (即玻璃的法向截面线) 的曲率半径 R 在中间段较大, 两侧逐渐均匀变小; 或者风窗中间较大部分区域采用柱面, 两侧比较弯曲的区域采用柱状面、锥面或锥状面。

由于光线的折射和反射, 使驾驶员通过风窗玻璃看到的图象有所失真。图9-32所示为一物像 O 通过一倾斜的玻璃时, 由于光的折射和反射所形成的一次成像 I_1 和二次成像 I_2 。一次成像使物像偏离, 偏离角 α_1 ; 二次成像使物像离散而形成重影, 离散角 α_2 。物像偏离角和重影离散角受玻璃形状 (曲率、厚度)、折射率及驾驶员眼睛到玻璃之间的距离和视线角度等因素影响。由于风窗玻璃曲率半径改变所引起的离散角变化的试验结果表示在图9-33上。由三种不同曲率的风窗玻璃的对比值可见, 由于 I. 型和 II. 型曲面玻璃两侧的曲率半径减小, 离散角增加得很快; 偏离角的变化规律也类似。因此, 风窗玻璃的曲率半径不宜太小。

英国 BS857 标准有关“陆上运输工具的安全玻璃”明确规定, 偏离角 α_1 不得大于 $8.4'$, 离散角 α_2 不得大于 $15'$; 日本 JIS R3211—1985 也作了相应的规定。在确定风窗玻璃形状时应注意到玻璃的这一光学特性。

变母线的风窗曲面的表面 (即自由表面), 可按第一章所述的制表面方法来绘制。在图9-34中, 曲线 ab 是顶盖表面与风窗表面的交线, cd 是风窗表面与发动机罩表面的交线, bc 是侧面的门窗表面与风窗表面的交线。这些表面均用其上的网状素线来表示, 如纵向的200线 (2-2-2-2), 400线 (4-4-4-4), ..., 横向的800线, 1000线, 1200线, ..., 高度方向的800线, 1000线, 1200线, ...。常用的方法是在制表面时将曲面延伸出一块, 然后再求得交线。只要这些曲面是确定了的, 那么这些交线就是唯一的; 如果这些曲线形状不令人满意, 则可通过适当修改这些曲面, 直至满意为止。

如果风窗表面是直纹面, 则作图就简单些。例如当采用柱面时, 在图9-35 a 中, A 向视

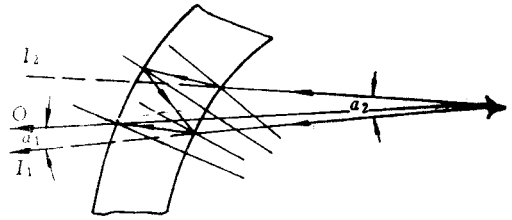


图9-32 物像的偏离和离散

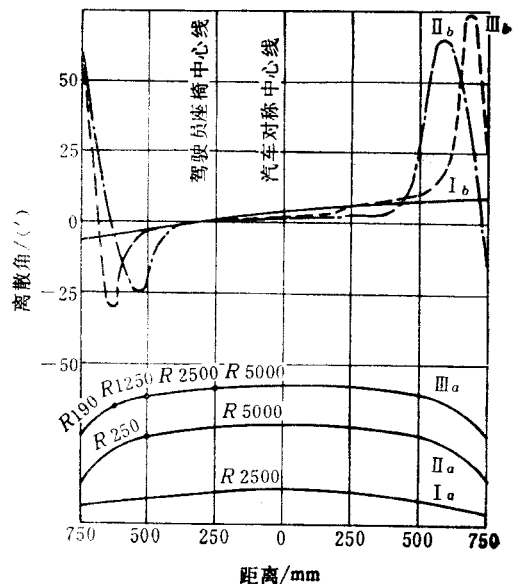


图9-33 不同曲率半径的玻璃引起的离散角
I. a. II. a. III. a. 分别表示了三种玻璃的曲率半径
I. b. II. b. III. b. 分别对应玻璃 I. a. II. a. 和 III. a. 的离散角

图上风窗表面的全部点都应集聚于一圆滑曲线 dc 。有时中间部分采用柱面，两侧采用其它直纹面，如图9-35 b就是两侧采用柱状面的例子；此时A向视图上曲面上下缘曲线 ab 和 cd 从点4开始分离，分离以后的曲面为柱状面。根据柱状面的定义，母线两端沿曲导线（ ab 和 dc ）运动，在运动中的每一个位置（即素线）皆平行于一导平面（这里是主视图中过 ad 且垂直于纸面的平面，所以其素线在主视图中是平行的）。在作图时，根据需要将风窗曲面的上缘曲线 ab 顺势延长，如图中 be 一段，作为母线运动时的辅助曲导线。然后将A向视图中所作素线2-2，4-4，…，8-8， $e-c$ 投回至主视图和侧视图中。

以上工作都在主图板上进行。实际图纸规定的曲面风窗玻璃的母线都是弧线而不是直线，在图纸上标出汽车纵向对称面上玻璃内表面的弧高，一般弧高与弦长之比大约取0.01，以避免制造时出现相反曲率的可能。

风窗表面确定后，即可根据结构、造型和视野的要求，在其主视图上勾画出一条光滑连续的玻璃边界轮廓线，并将玻璃边界线与风窗表面素线的交点投至侧视图上，顺连各点即可完整表示出玻璃边界轮廓线。

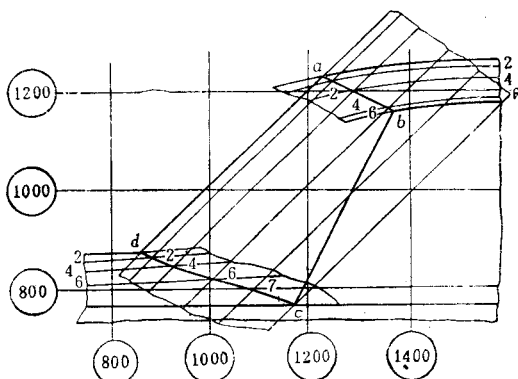


图9-34 曲面及其交线

二、风窗密封结构和玻璃

1. 风窗的密封

曲面风窗均为闭式的。在车身的风窗框与风窗玻璃之间，用橡胶密封条连接。密封条起着密封与缓冲作用，可以防止车身受扭转使窗框变形时损坏玻璃。

图9-36所示是风窗密封条的装配型式。图9-36 a是最简单的形状，在车身上装好玻璃和密封条后，嵌入楔1，挤开上、下缘2和3，使它们与玻璃和窗框贴合；图9-36 b是用得最多的形状；c是装有装饰条的例子，其密封条的截面示于图9-37。密封条和玻璃装配到车身上的过程见图9-38。图9-38 a是嵌装好密封条和装饰条的玻璃总成结构断面，并夹有辅助装配用的细绳；图9-38 b将玻璃总成送入风窗框中，并逐步抽出细绳，如图9-38 d所示；最后的装配结构见图9-38 c。

选择风窗密封条材料时，应考虑到密封条形状复杂、小圆弧截面和尺寸精度的要求以及挤压成型工艺和成本等。一般采用硬度为50~70HS，拉伸强度大于6~8MPa，伸长率大于30%的橡胶材料，密封条表面是一层耐候性好的合成橡胶膜。应特别注意避免密封条在装配状态或使用状态下受到大的张力。图9-39表示臭氧龟裂开始的时间与伸长率的关系，由图可见，即使是耐候性很好的材料，由于设计不当而使它承受较大张力，它的抗氧化能力也变得很差。

用挤压加工方法制成的密封条，其风窗拐角部分的最小半径一般为60mm，半径小于此值或成尖角时，转角部分就需采用模具成型方法加工。

为了防止水和灰尘渗入车室内，最好在密封条和玻璃及风窗框之间填有不干的密封胶，如JN-8胶。

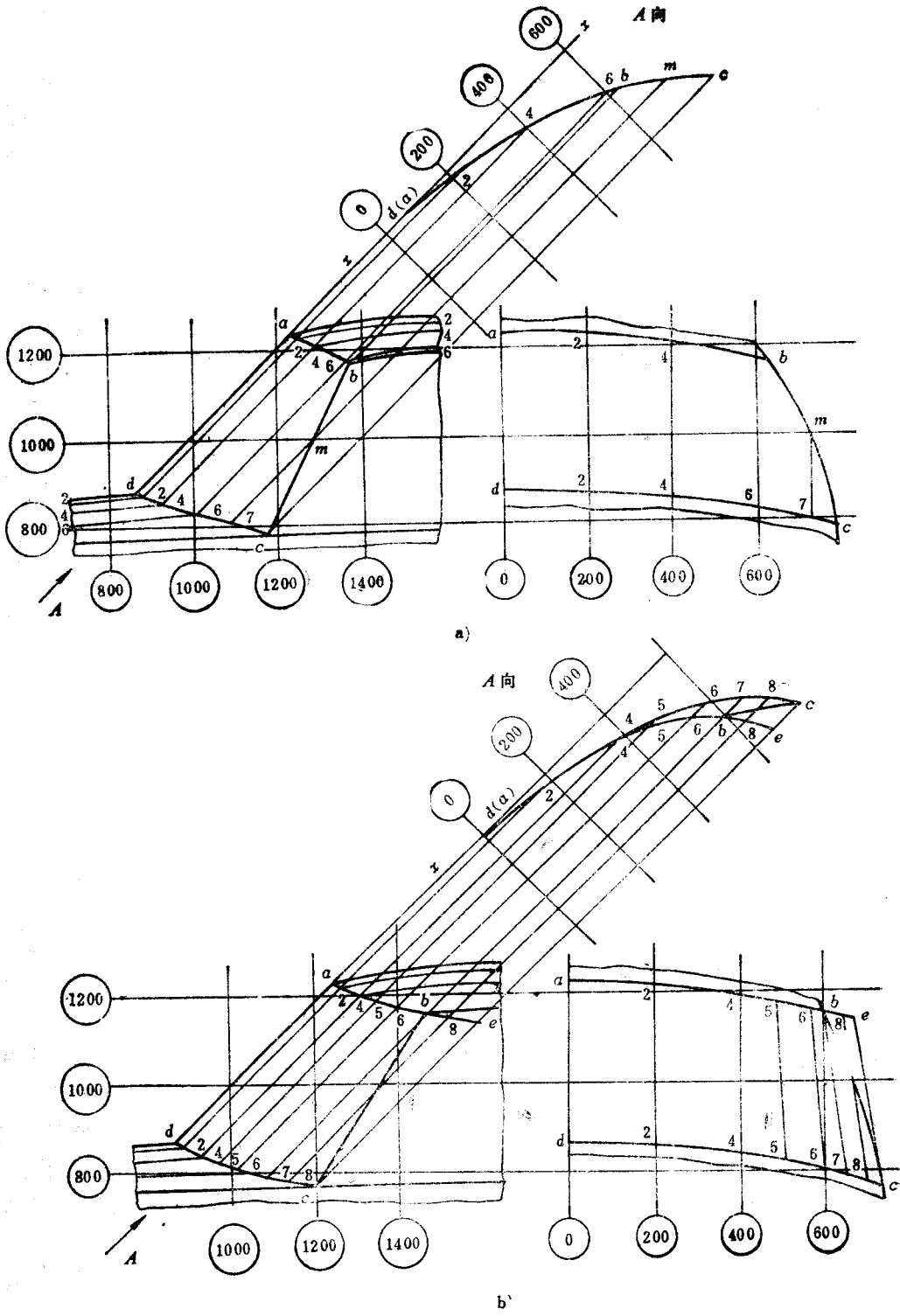


图9-35 柱面和柱状面风窗

a) 柱面 b) 柱状面

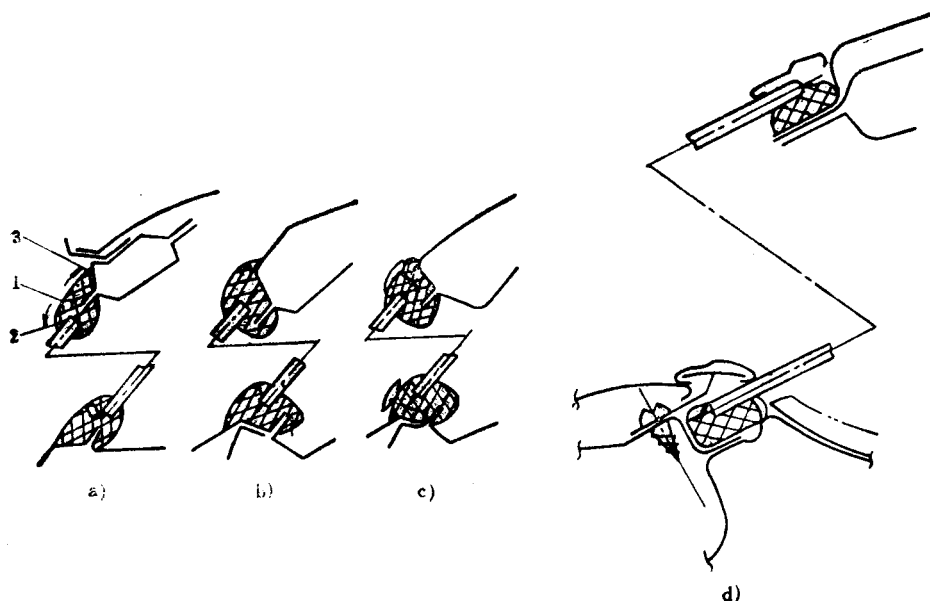


图9-36 风窗密封条装配型式

1—框 2—上缘 3—下缘

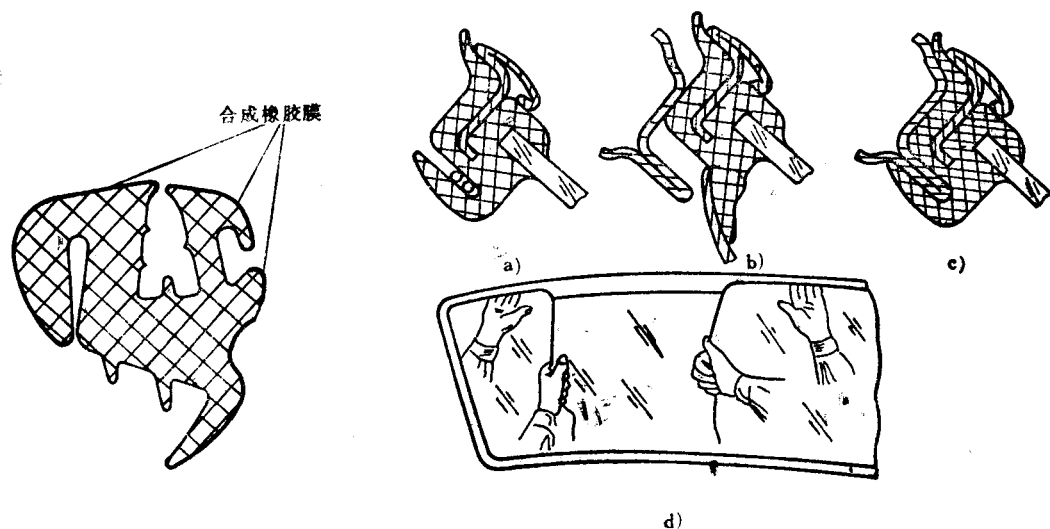


图9-37 风窗密封条截面结构实例

图9-38 风窗密封条装配过程

近来，已由上述窗框橡胶条嵌接式转向直接粘接式，这种方法不用橡胶密封条，而是采用聚硫橡胶密封层或丁基胶带来装配玻璃，工艺先进，多用于轿车。

图9-36 d 所示采用聚硫橡胶密封胶JLC-2或JN-10挤涂在玻璃边缘和窗框法兰边之间，对玻璃加压，在室温下即可粘牢。硬化时间可通过密封胶的成分来控制。硬化后成橡胶状弹性物质。

丁基胶带是在丁基橡胶中添加炭黑和胶粘剂，用挤压成型的方法制成正方形或矩形截面的胶带，再把这种胶带压装在玻璃和风窗框的法兰边之间。用手工或夹具施加 $7\text{N}/\text{cm}^2$ 的接

触压力, 经20~30 s即可粘牢。这种快速而简便的玻璃装配工艺对风挡玻璃与窗框吻合度的要求较高, 否则不能一次得到全面密封, 而需用其它丁基密封胶或JN-10胶等二次密封。但与采用橡胶密封条相比, 制造精度的要求可略为放宽。

直接粘接法的优点是密封性好, 装配时不易损坏玻璃, 外观也比用橡胶密封条嵌接式好, 而且粘接式还使车身刚度得以提高。例如

“红旗”牌轿车用JLC-2胶粘接后, 比用橡胶密封条(不涂胶)时车身扭转刚度提高约6%。而日本中、小型FF轿车试验表明, 这种风窗玻璃支承法与无风窗玻璃的车身相比, 车身扭转刚度平均增长约30%, 但对弯曲刚度影响不大。

为固定玻璃的位置, 需要在玻璃与窗框之间采用硬质橡胶隔离块来支承玻璃的重力。

2. 风窗玻璃

据英国和美国的调查统计资料, 在发生撞车或紧急刹车时, 因头部撞击玻璃而致伤

者占头部受伤者的1/3。许多国家都明文规定汽车的前风窗玻璃必须采用安全玻璃。

目前用于汽车上的安全玻璃有两类: 钢化玻璃和夹层玻璃。

钢化玻璃是将普通玻璃加热到高温, 而后用压缩空气急剧冷却, 如此经过淬火后的玻璃, 其强度大为提高, 而且由于玻璃表面形成残余压应力层, 当玻璃受力超过抗张强度时, 首先从内层开始破裂, 并迅速发展成龟裂, 使玻璃碎成无锋利边缘的小块, 飞出的动能很小。钢化玻璃的缺点是, 当撞车破坏时, 或由于热处理后残余应力过大突然发生自爆的一刹那, 玻璃将会失去透明度。玻璃的失透性使驾驶员无法辨认方向, 很不安全。因此又出现了局部钢化玻璃, 即主要视野区不钢化, 碎片呈大片状, 能确保视野, 而其周围是钢化区。

夹层玻璃是将两层普通玻璃板用聚甲基丙烯酸甲酯(HPR)或其他透明塑料薄膜热压而成。玻璃破碎时不会造成整个成碎块而影响视野。薄膜还能吸收撞击时的剩余能量, 因而能减轻伤亡, 所以国际上趋向于认为夹层玻璃比钢化玻璃更安全。但在有些国家, 局部钢化玻璃与夹层玻璃同样受到重视。

目前汽车玻璃在向轻型化发展。由于钢化玻璃技术的提高, 世界各主要玻璃厂已掌握了3mm厚钢化玻璃的生产技术。日本工业标准JIS R3211—1985中规定厚度为3.1~6mm。一般认为当玻璃厚度太小(接近3mm)时, 就会过分降低刚度、强度和隔声性能, 还会影响外观上的安全感等。

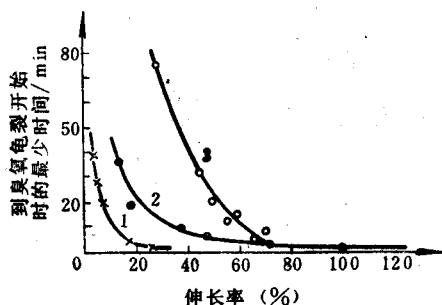


图9-39 出现臭氧龟裂的时间与伸长率的关系

1—丁腈(NR)橡胶, 臭氧浓度0.0033% 2—丁苯(SBR)橡胶, 臭氧浓度0.0027% 3—氯丁二烯(CR)橡胶, 臭氧浓度0.0010%

§9-3 汽车前后板制件及铰链

一、前、后板制件

汽车前板制件是指散热器框架和面罩、前翼子板、挡泥板、发动机罩及一些连接板等。车头即由前板制件各部分组成。

在轿车上，有车架的非承载式车身，其车头板制件（见图9-40）几乎全是与车身本体或车架用螺钉连接的。无车架的承载式轿车车身，其车头直接承受发动机等总成的质量以及由悬架传来的各种载荷，因此应保证有足够的强度和刚度；一般除翼子板和发动机罩等外覆盖件是可拆卸的以外，其它部件与地板前框架的两根纵梁和一根横梁焊装在一起，如图9-41所示，形成内部刚性结构，并与车体的前围刚性连接；有时前翼子板也做成不可拆卸的，如此增加焊接部件，可提高车头刚度，但维修性能较差。

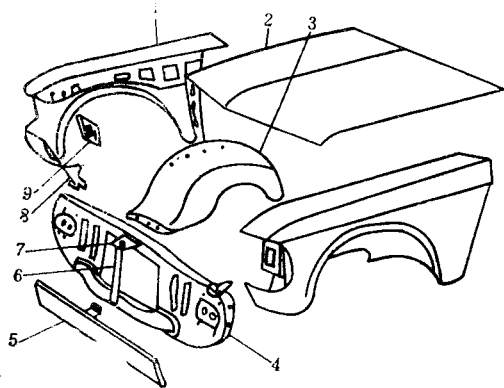


图9-40 有车架式轿车的车头板制件

1—前翼子板 2—发动机罩 3—翼子板挡泥板 4—散热器框架及前挡泥板 5—保险杠安装板 6—罩锁支架 7—罩锁销板 8—散热器框架连接板 9—翼子板连接板

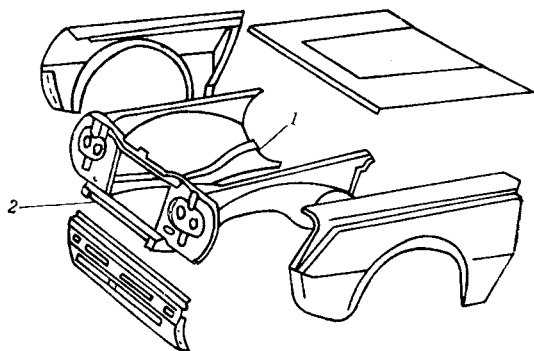


图9-41 无车架式轿车的车头板制件

1—前纵梁 2—第一横梁

载货汽车一般都是有车架的，其车头的结构型式有如下几类。

· 托架式结构

这种结构的翼子板用托架固定在车架上，在老式的结构中采用。其特点是：车头各部件（如散热器框架和翼子板等）都分别用螺钉与车架相连，它们相互之间没有刚性联系，各自组成单独的分总成，因此便于拆装和维修；在坏路上行驶时，由于车架扭转而引起车头板制件撕裂的情况较少。但是由于车架变形时各部分相对位移大，出现间隙不均匀或部件相互摩擦的现象。整个车头刚性差，常有部件抖动（如翼子板抖动并引起灯光抖动）、振裂等现象。这种车头结构曾在CA-10解放牌汽车上采用过，如图9-42 a 所示，现已淘汰。

2. 整体式结构

现在的汽车中广泛采用这种结构。其特点是：散热器框架和面罩、翼子板、挡泥板等连成一个整体，前部通过散热器框架与车架柔性相连，后部与驾驶室刚性连接，翼子板无托架，如图9-42 b 所示，其整体刚性好，各部件相对位置稳定，间隙均匀，零件数少，车头流线型较好，也便于造型，但车头装配精度要求高。由于板制件相互刚性联系，如果车头悬置点的结构和位置选择不当，容易发生零件撕裂的现象。

3. 翻转式结构

如图9-43，在新型的汽车中采用这种结构。其特点是：发动机罩、翼子板、挡泥板等焊装成一个整体，通过一套翻转机构安装在车架上。开启时，车头绕回转点前翻；关闭时，伏在驾驶室前围上，由橡胶定位块、包皮锁拉住。为使前翻轻便，翻转机构中设有平衡弹簧。我国的CA141“解放”牌载货汽车采用了这种结构。优点是发动机接近性好。但由于多了一套翻转机构而使成本提高。

总之, 车头结构型式的选择要考虑到汽车总体布置与外形的要求以及方便使用和维修, 结构设计应注意以下几点:

1) 应有必要的强度和刚度。因为车头受力复杂, 易发生变形或撕裂, 尤其要注意减小车架变形对车头的影响, 因此车头悬置的结构和布置要恰当。既要防止因连接刚度不足而产生抖动和响声, 又要减小刚性连接部位的应力集中。为了减小车架变形对车头的影响, 如果整体式车头后端与驾驶室刚性连接, 则其前端散热器框架的悬置点应具有必要的柔性, 而且为一点前悬置。如果需用两点悬置时, 也要尽量缩小两点间的距离。

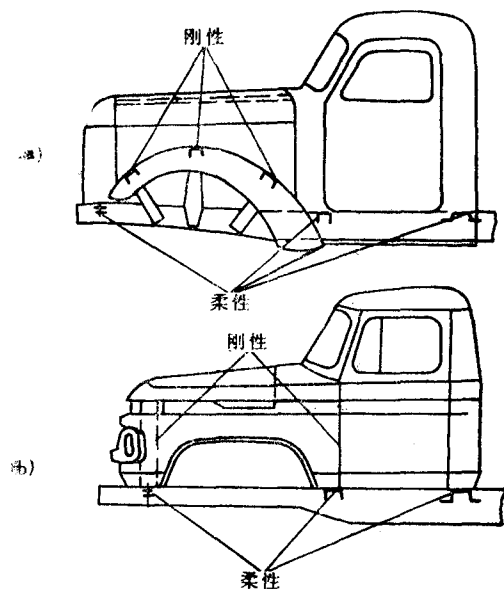


图9-42 载货汽车车头
a) 托架式结构 b) 整体式结构

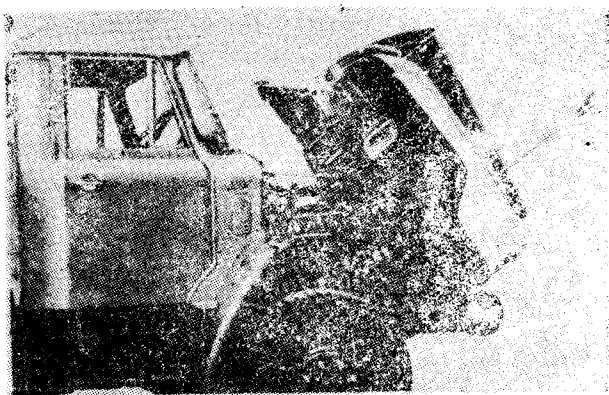


图9-43 翻转式车头

车头板制零件面积较大, 为获得必要的刚度, 应尽可能设计成拉延件。

2) 外形设计应与整体协调, 为了改善空气动力性能和视野性, 尽量压低车头高度和缩短车头长度。

3) 车前板制件用于保护发动机及其附件免受泥水侵蚀, 并为发动机提供足够的散热通风面积, 所以应考虑防雨、流水、挡泥、密封和通风系统。此外还应保证接近和维修发动机的方便性。

4) 当撞车时, 前后板制件总是首当其冲, 在容易碰瘪或变形的部位, 设计时应考虑修复的可能性, 尽量避免不可拆的双层结构。当必须采用双层结构时, 其中一层应开孔洞, 以便伸进修理工具, 或将其做成可拆式的。

(一) 发动机罩

发动机罩有如下几种悬挂形式:

- 1) 悬挂在车体的前围上, 发动机罩是往后开的。
- 2) 发动机罩由左右两半组成, 悬挂在中间纵向铰链上, 如解放CA-10B。
- 3) 悬挂在前端散热器面罩上, 发动机罩是往前开的, 这种型式多用于竞赛车上。

大多数汽车发动机罩采用第一种型式。它是一个大覆盖件, 为增加其刚度, 并使它可靠地固定在车身上, 一般都设有内加强板; 内加强板设在发动机罩轮廓部分, 或成交叉形。内、外板的结合方法有如图9-44所示几种。

发动机罩的后部是用两个铰链悬挂在车体前围上，前部用锁固定。为避免由于周边的大部分不与其他零件接触而产生振响，沿周边设有许多附加的发动机罩的支点——橡胶缓冲块。为保证发动机罩与其他部件之间间隙均匀，发动机盖的位置应是可以调整的，所以往往在铰链杠杆或车体上做有椭圆孔，而铰链与壳体的连接是通过螺钉和活动螺母板。采用这种发动机罩，与其配合的部件是由翼子板、前围板、散热器框架等形成的一个刚性周边。这对加强承载系统的刚度来说是有益的。

(二) 散热器面罩

散热器面罩的功能是保护散热器不受冲击，并为散热器提供足够的通风面积。其外形必须满足造型要求，是汽车的重要装饰件。因此，对于散热器面罩的设计，无论是材料的选择，还是加工方法及表面处理，都在不断探索和提高。

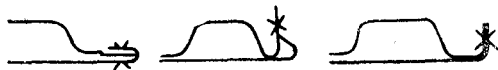


图9-44 发动机罩内、外板结合方法

目前散热器面罩的主要材料和加工方法是铜板或铝合金冲压成型和塑料注射成型等。锌合金压铸由于重量大、成本高，已经逐渐被塑料所取代。

钢板冲压的散热器面罩为大部分货车广泛采用，其特点是适于大量生产，成本低，可以获得必要的刚度、强度及表面粗糙度；但由于受成型工艺的限制，难于满足更高的造型要求，所以目前轿车上已很少采用。

铝合金材料曾在大客车及部分货车散热器面罩上采用，其特点是质量轻；耐腐蚀、冲压工艺性好，但焊接较钢板困难。

塑料中常用的有ABS树脂、PP及聚丙烯等。ABS树脂是A（丙烯腈）、B（丁二烯）、S（苯乙烯）三种单体构成的热塑性树脂。它除了具有机械强度好、耐冲击的优点之外，还具有较好的尺寸稳定性和二次加工性（即电镀、涂料、粘结）的特点，所以适应于制造散热器面罩。这种散热器面罩质量轻、耐腐蚀，可以采用塑料注射成型等高效率大量生产方式，尤其不像钢板冲压件那样受拉延深度、冲压圆角等限制，所以能充分满足造型的要求。为提高装饰效果，还可在表面进行花纹处理。

(三) 翼子板

翼子板包容车轮，防止泥水飞溅，并应满足外观要求。结构设计时需校核车轮跳动到极限位置时是否与翼子板或轮罩相碰。

由于翼子板外形较复杂，设计时应仔细考虑其分块与工艺性、外观的关系。

(四) 后板制件

轿车后端板制件是由后翼子板、后围板、翼子板加强板、护板以及支撑板等组成一个刚性框架，固定在车身后端的地板上，形成行李箱。它们全部由焊接连接。

行李箱盖和发动机罩一样，也是由外板和内加强板组成，前端悬挂在两个铰链上，后端用锁固定。为了保护行李，在关闭状态，整个行李箱盖的周边应该紧紧地压在行李箱框架的橡胶密封条上。由于轿车上行李箱口几乎是沿水平布置的，更应注意密封性。图9-45 a所示为密封条固定在行李箱口上，图9-45 b为密封条固定在行李箱盖上。后者当气温很低时，密封条会与箱口冻结在一起，打开行李箱盖时密封条可能从胶结面上被拉下来，所以必须在沿箱口侧设有流水槽。

设计车身结构时，要特别注意行李箱开口处的外形，尽量使行李箱开口部的四周在一个

平面上。

二、发动机罩和行李箱盖的铰链机构

铰链机构用以悬挂发动机罩和行李箱盖（以后都简称盖）并使其开关自如。从使用观点应满足下列基本要求：

1) 要保证盖能有足够的开度，并在开启过程中不与车身其他部分干涉。

2) 开闭盖轻便灵活，因此采用平衡弹簧（或其它弹性元件）；平衡弹簧的特性应使盖在关闭位置时弹簧力能够

平衡盖的质量，而在盖开启至最大位置时，弹簧力应略大于平衡盖的质量所需要的力。

3) 有足够的强度和刚度，以保证运动正确、可靠耐久。

铰链机构的型式：

发动机罩与行李箱盖的铰链有明的和暗的两类。一般旧式汽车上多用明铰链，其优点是结构简单，零件少，重量轻；其缺点是操纵笨重，铰链外露，既不美观也不利于减小空气阻力，更主要的是当盖口是一空间曲线时，在开启过程中盖与盖口容易发生干涉，或摩擦密封条，所以现在很少采用。

暗铰链一般都带有平衡盖体重力矩的弹性元件，故可称平衡铰链。平衡铰链有绕固定轴旋转的简单铰链和连杆式的两种。

对于简单平衡铰链，如图9-46所示，可通过恰当选择轴线位置及铰链臂的形状，以免盖在开启过程中与车身干涉，并保证一定的开度。由于结构简单，故较多采用，如Benz600，CA-774“红旗”轿车均用此类型铰链。但有些车身因为结构布置或车身外形等原因，不宜采用这种简单铰链。

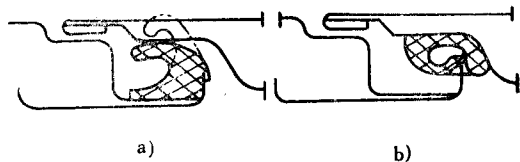


图9-45 行李箱盖密封条的装配方法

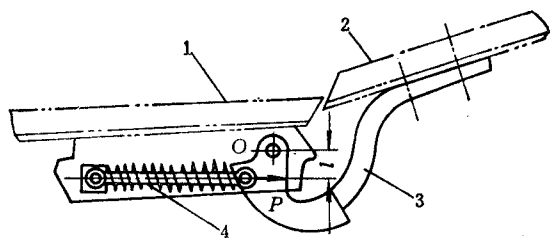


图9-46 简单平衡铰链

1—车身 2—盖 3—铰链 4—弹簧

采用连杆式（四杆或六杆）铰链机构，开启盖时，其瞬时旋转中心是不断变化的，可以通过改变机构杆件尺寸来实现所要求的任何运动轨迹和开度，所以现在许多汽车采用连杆式平衡铰链。图9-47为CA-770“红旗”轿车六连杆平衡铰链。

用于平衡铰链的弹性元件有多种，如气力元件、螺旋式压力弹簧和拉力弹簧、平卷簧以及扭杆弹簧等。如Audi 100、Dodge 600等轿车采用气动杆，机构工作可靠、性能柔和。它们由专业厂生产，可以选用。CA-770“红旗”轿车行李箱盖是采用扭杆弹簧的连杆机构，如图9-48所示。由于扭杆弹簧占用有效空间小，易于安装和调节平衡力矩，因此也是一种较好的结构型式。

行李箱盖的开度一般在 $40^{\circ}\sim 50^{\circ}$ 左右，发动机罩的开度有时则达 90° ，主要是为了拆装发动机方便。

平衡铰链设计步骤：

1) 首先从主图板上取出车身与盖相配合部分的结构尺寸与形状，而后确定铰链机构的位置，一般希望左右两个铰链的跨距远些，使盖横向稳定。

2) 根据机构和所要求的盖运动轨迹(由关闭状态到最大开度时盖所扫过的轨迹), 试定机构尺寸。以图9-48所示, 采用扭杆弹簧的行李箱平衡铰链为例分析如下。

3-4-5-12组成四连杆机构, 12是铰链支架, 4是联动杆, 3和5是长、短支撑杆。同理, 1-2-3-12组成另一四连杆机构, 1扭杆臂, 2是驱动杆, 3是长支撑杆。因此可简化为图9-49所示机构简图。

首先确定机构中的连杆长度(最短杆——CE的长度), 已知连杆的两个位置——关闭时连杆位置CE(转动副C和E)和开启到最大位置时的C'E', 则固定铰链点D和F必在CC'及EE'的垂直平分线上(无穷多解)。

再考虑其他给定条件, 例如摆动角度的限制或机构布置的限制等, 即可初步确定D和F。

在确定各杆之间长度的比例关系时(实际上也确定了各杆之间的夹角), 需要考虑各杆所承受的力

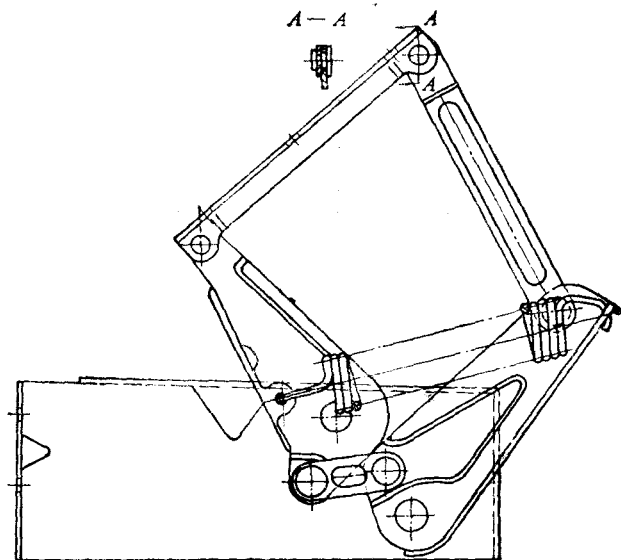


图9-47 CA-770 “红旗”轿车发动机罩铰链

(可用力多边形图解法或分析法求得), 设计过程要掌握这些力的分配情况及调整规律。并希望将原动杆上的力借连杆的作用最有效地传递到从动杆上, 而使从动杆得到最大的作功力。如图9-50所示, 因为AB杆为主动杆, 若不考虑摩擦, 原动力借连杆的作用传到从动杆CD上, 此力F与其作用点B的速度方向成一夹角 α (压力角), 力F在B点速度方向的分力 $F\cos\alpha$ 是从动杆的作功力; 显然, α 愈小, 则传力情况愈好。力 $F\sin\alpha$ 是不作功的力, 此力愈大, 则转动副E中的摩擦也愈大, 从而使磨损加速, 同时机构效率也低, 有时甚至自锁。同理 α' 也不得太大。

3) 进行平衡计算。平衡铰链机构所承受的力, 有由于盖体受重力作用所引起的力矩和扭杆弹簧的平衡力矩。这两个力矩值随着开启度的不同而变化。若已知盖的质量和各种开度时质心位置(初设计时可以估算), 根据机构的几何关系, 即可算出相应的为了平衡盖的重力矩所需的扭杆力矩 M_1 。

假设盖所受重力为W, 扭杆对铰链的驱动力为 F_{sc} , 则如图9-51所示, 对瞬时中心O取矩, 平衡条件是:

$$L_1 \frac{W}{2} = L_2 \frac{F_{sc}}{2}$$

因此

$$M_1 = F_{sc} L_3 = \frac{W L_1 L_3}{2 L_2} \quad (9-1)$$

4) 作运动图, 求出各种开度时的 L_1 、 L_2 、 L_3 值, 及弹簧扭转角的增量 θ (即AB的摆动角), 并根据式(9-1)算出各位置时的 M_1 。以 M_1 为纵坐标, θ 为横坐标作曲线, 如图9-52所示曲线1。

作与曲线1接近的直线2, 并以此直线 $M_2-\theta$ 作为平衡弹簧的特性线, 即可确定弹簧刚度C。由图9-52可见, 在开启或关闭盖时都需适当施加人力, 弹簧特性的设计应考虑到既要使

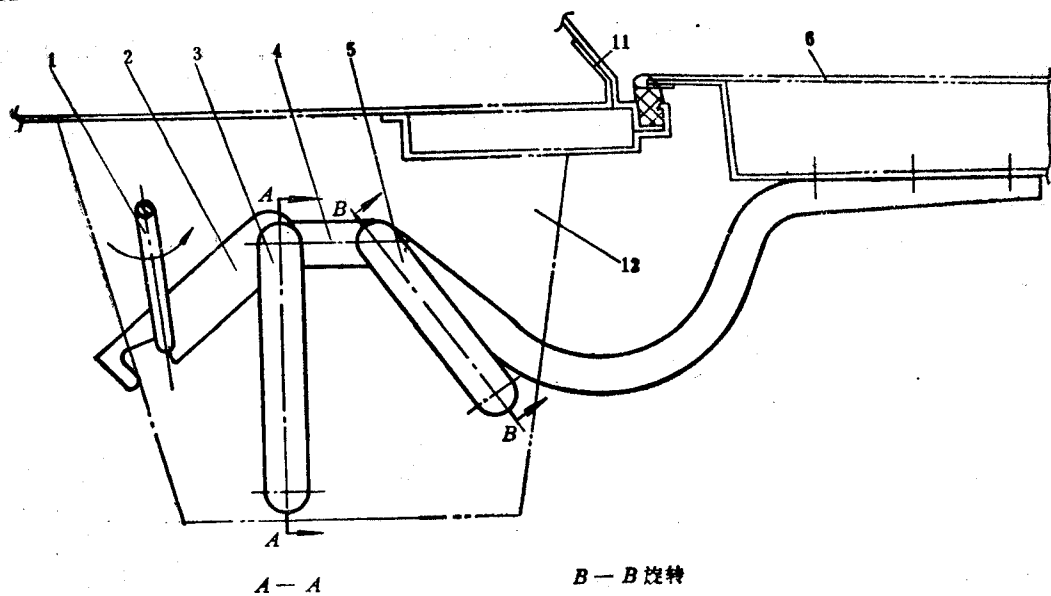


图9-48 CA-770 “红旗”轿车行李箱盖铰链机构

1—平衡弹簧(扭杆) 2—驱动杆(原动杆) 3—长支撑杆 4—联动杆 5—短支撑杆 6—行李箱盖 7—联动杆销钉 8—联动杆衬套 9—支撑杆衬套 10—支撑杆销钉 11—车身后围 12—铰链支架

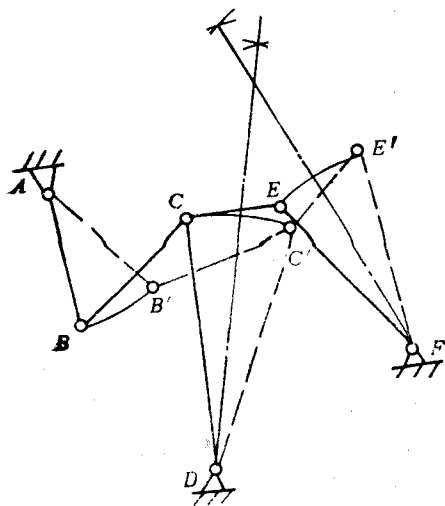


图9-49 机构简图

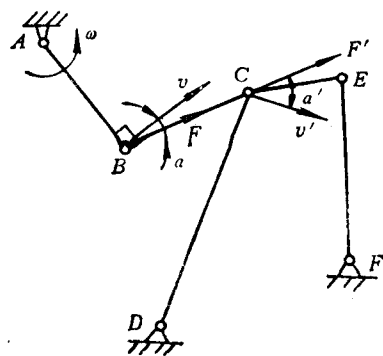


图9-50 机构运动分析

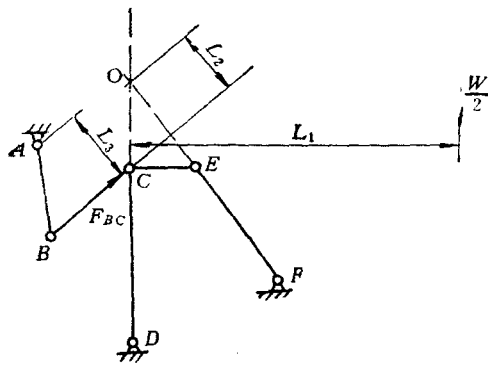


图9-51 机构平衡计算

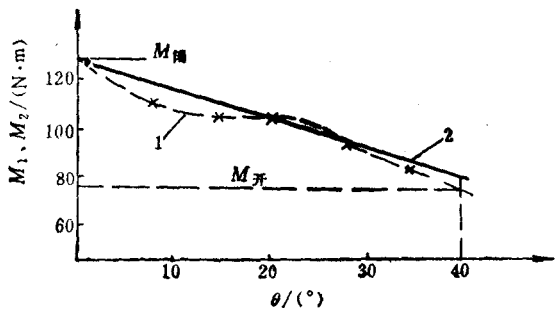


图9-52 特性曲线

开关省力，又要防止当锁钩脱开时盖容易自动掀开的危险。下面介绍测得的三种车型启闭盖所需的力，供参考。

表9-2 开启和关闭盖所需力的实例

车 型	开盖需力/N	闭盖需力/N
林肯	140	80
Audi100	170	120
Benz600	50	90

扭杆弹簧的实际力矩 M 为

$$M = \frac{GJ_p}{L} \times \frac{\pi}{180} = C\phi \tag{9-2}$$

式中 G ——材料的剪切弹性模量；

J_p ——截面的抗扭 惯性矩， $J_p = \frac{\pi}{32}d^4$ ， d 为扭杆直径；

ϕ ——扭杆变形角；

L ——扭杆有效长度。

由式 (9-2)即可求得扭杆直径 d 。

5) 进行强度验算。对于扭杆： $\tau_{max} = \frac{M_{max}}{J_p} \cdot \frac{d}{2}$

如果强度不够，则需增大 d ，并为保证所需的刚度调整弹簧的长度。有时则需要通过调整机构的几何尺寸，来改变所需的扭杆刚度。

考虑到对盖的质量和质心位置等估计不准确，以及制造上的误差，应使扭杆弹簧的变形角是可以调节的，以保证良好的平衡。

当用简单平衡铰链或四连杆机构来实现运动和所要求的开启位置比较困难时，可利用六连杆机构的铰链。下面用图解法来说明机构的设计方法。

如图9-53所示，假设发动机罩铰链机构的固定点 A 、 B 的位置（在发动机挡板支架上、）发动机罩的关闭位置 $\overline{C_0D_0}$ 和开启最大的位置 $\overline{C_1D_1}$ 都是给定的。机构各杆长和铰链点的位置可按如下方法来选取：

1) 初步选取铰链点 E ，即确定杆长 DE 和 EB ，则其初 始位置在 E_0 ，终 止位置在 E_1 。当由 E_0 转至 E_1 时，为保证杆件 DC 由 D_0C_0 达到 D_1C_1 ，需要先设定铰链点 F 和 G 。

2) 为求得 F 点的位置，将机构作如下处理：把 $BE_0D_0C_0$ 视为刚体并绕 B 点 按图示方向转

ϕ_{01} 角, 使 E_0B 与 E_1B 重合, 此时机构 $BE_0D_0C_0$ 转至 $BE_1D_1C_1$ 的位置, 如图虚线所示。作 $\overline{C_1C_2}$ 的中垂线 C_{12} , F 点应在此中垂线上取, 是无穷多解。

3) 为确定 AG 杆长, 可应用等视角定理, 即从回转极点 P_{01} 观察铰链四连杆机构, 其中相对两杆件的视角应相等, 故应分别作 $\overline{F_0F_1}$ 和 $\overline{C_0C_1}$ 的中垂线 F_{01} 和 C_{01} , 得 F_{01} 和 C_{01} 的交点(极点 P_{01})。 G 点位置只要满足 $\angle AP_{01}G_1 = \angle BP_{01}F_1$ 即可, 故也是无穷多解。只要再检查一下盖的运动是否存在干涉现象, 是否适应盖锁的关闭动作, 则六杆机构的杆长和铰链点的位置即可全部确定。

平衡弹簧的设计方法与四连杆铰链的弹簧计算相同, 可以分别画出各种开启位置时的铰链形状, 并将各杆分解成几个“分离体”, 然后根据已知条件(罩的质量和质心位置等), 用图解法或分析法计算各杆所受的力的大小和方向, 以及各种开启位置时所需的弹簧平衡力, 据此选择弹簧参数。

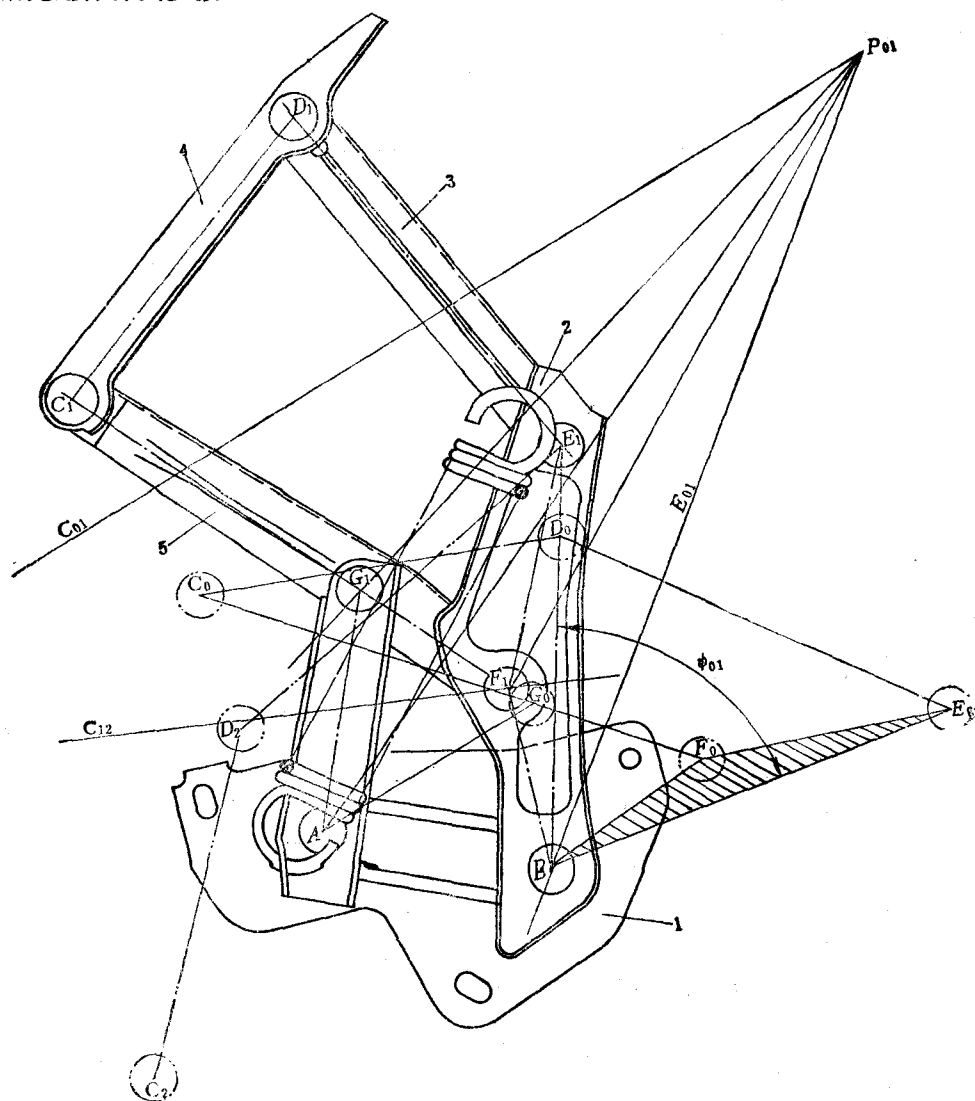


图9-53 六连杆铰链机构作图

1—支架 2、3、5、6—构件 4—发动机盖连接支架

第十章 车身有限元计算

§10-1 作用在车身、车架上的载荷

汽车在不平道路上行驶时所激起的振动，都带有随机性质。因此，汽车的车身和车架承受的是随机载荷，该载荷会导致汽车结构产生疲劳损坏。载荷大小及其特性与路面情况、使用条件和汽车的结构参数等各种因素均有密切关系，故确定车身、车架（统称汽车的承载系统）所承受的载荷是一项相当复杂的工作。随着科学技术的突飞猛进，诸如随机振动理论、分析技术和测试技术的迅速发展，为深入开展此项研究赋予了强大的生命力。

造成疲劳破坏的随机载荷，又称疲劳载荷。对它只能进行统计的描述。可通过汽车在典型路面上进行短距离实测，然后用数理统计原理对测得的资料进行整理和推断，最后编制疲劳载荷谱的方法来取得载荷资料。这是道路试验方法。也可用数字分析方法，即通过积累的路面不平度的测量统计资料（路面功率谱密度）和反映结构参数的系统频率响应函数，来求得相应的输出功率谱和均方值；从而求出构件的载荷方差和均方值。这方面的内容，可见有关书籍。

疲劳载荷适用于计算零部件的疲劳强度，估算疲劳寿命。此外，汽车行驶在各种工况下，也会因偶然的大载荷，使构件工作应力超过材料的屈服限或强度极限而破坏。迄今为止，我国尚未制定出车身计算载荷的标准规范。经验表明，如果结构的尺寸选择正确，使该结构能承受最大的偶然载荷的作用，那么它的疲劳强度也就足够了。因此下面对车身、车架在各种路况下所受的载荷及动荷系数进行分析。

一、静载荷

它包括汽车悬挂着的自身载荷 G_s 和车身有效载荷 G_e 。前者是指由悬架的弹性元件所承受的那些部件，如车身、车架以及固定在车身或车架上的所有总成和设备重力；后者系指额定装载时，乘员及行李或货物的重力。所有这些重力都按集中载荷 F_i （或均布载荷）分布在车身、车架的适当位置 i （ $i=1, 2, \dots$ ）上，即 $G_s+G_e=\sum F_i$ 。

二、动荷系数

就悬挂质量而言，取通过其质心的坐标系 xyz ，并将承载系统视为刚体，则在悬架系统上有六个自由度，即沿 x 、 y 、 z 轴的线位移和绕这三个轴的角位移；相应地有沿 x 、 y 、 z 轴方向的三个力 F_x 、 F_y 、 F_z ，和绕三个坐标轴的转矩 T_x 、弯矩 M_y 和 M_z ，见图10-1。

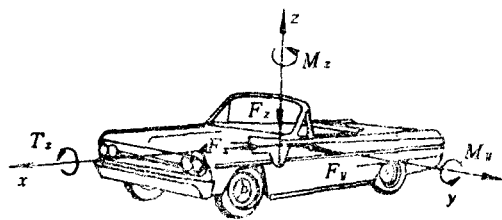


图10-1 作用在车身上的外力

汽车行驶时，一般作用在车身上的力为：

$$F_m = \frac{(G_r + G_e)}{g} a_m = k_m (G_r + G_e) = k_m \Sigma F_i$$

$$(m = x, y, z)$$

式中 k_m ——在 x 、 y 、 z 方向的动荷系数, $k_m = a_m/g$;

a_m ——沿 x 、 y 、 z 方向的汽车加速度;

g ——重力加速度。

应该指出, 实际汽车行驶时, 由于承载系统在六个自由度方向运动, 而且系统并非刚体, 所以各点的位移不同, 加速度是不相等的。

动荷系数主要决定于三个因素: 道路条件, 汽车行驶状况 (如车速) 和汽车的结构参数 (如悬架弹性元件的刚度, 轮胎刚度, 汽车的质量分布等)。如前所述, 由于这些因素很复杂, 使动荷系数难以用数学分析法确定。因此, 在分析时往往分别对某些简单的路面情况进行研究, 动荷系数则取一些理论研究与试验修正相结合的半经验数值。

图10-2示意性地表示了路面最简单的基本类型。路段 I 由 n 个高度为 h 的对称不平度组成, 不平度间距 t 的选取使汽车质量只承受垂直加速度的作用, 从而产生对称于汽车纵向对称面的垂直力 F_{zs} ; 路段 II 具有半径为 r 的垂直方向的曲率, 所产生的加速度与速度平方成正比, 与曲率半径成反比; 路段 III 的特点是具有高度为 h_n 的非对称不平度, 致使左右车轮的垂直加速度不同; 路段 IV 是具有高度为 h_p 的障碍物的平坦路面, 当汽车碰撞到这个障碍物时, 将产生垂直加速度和纵向力 F_z ; 路段 V 具有半径为 ρ 的水平曲率, 汽车质量由于惯性离心力产生侧向加速度和侧向力 F_y 。而路段一定, 加速度大小主要取决于行驶速度。

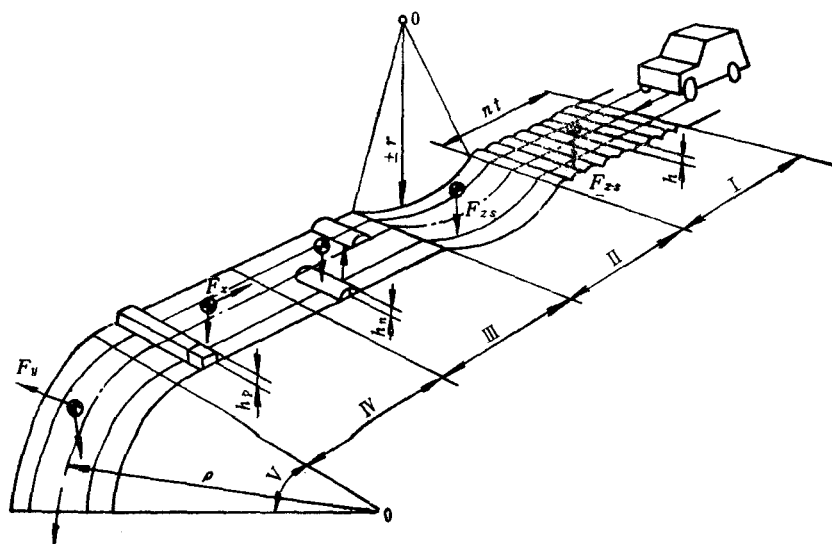


图10-2 道路路面模型

I 和 II——对称垂直载荷 III——非对称垂直载荷 IV——纵向载荷 V——侧向载荷

实践表明, 在上述载荷中, 影响车身和车架强度的基本载荷有以下两类。

1. 对称垂直载荷

当汽车行驶在 I 和 II 路段上, 前后车轮同时驶过相同高度的凸起或洼坑时, 承载系统将经受与汽车纵向轴线相对称的垂直作用力 F_{zs} , 它是汽车正常行驶情况下的主要动载荷成分。

$$F_{zs} = k_{zs} \Sigma F_i$$

式中 k_{zs} ——对称垂直动荷系数。日本推荐, 汽车前、后轮同时驶上具有相等凸起高度的地面时, 动荷系数 k_{zs} 用下式表示:

$$k_{zs} = 1 + \frac{(C_1 + C_2)}{G_a} \left(\frac{h}{1 + \frac{\lambda}{v_a^2}} \right)$$

式中 C_1 、 C_2 ——前、后悬架与轮胎的合成刚度, 单位为N/mm;

$$C_1 = C_{i1} C_{s1} / (C_{i1} + C_{s1}) \quad C_2 = C_{i2} C_{s2} / (C_{i2} + C_{s2})$$

式中 C_{i1} 、 C_{i2} ——前、后轮胎刚度, 单位为N/mm;

C_{s1} 、 C_{s2} ——前、后悬架刚度, 单位为N/mm;

h ——路障高度, 在计算中对普通货车取 $h = 100\text{mm}$, 对轿车及客车取 $h = 80\text{mm}$;

λ ——经验系数, 取 $1000(\text{km/h})^2$;

v_a ——车速, 单位为km/h;

G_a ——汽车总重力, 单位为N。

以上半经验公式说明了动荷系数与路面不平度、车速、汽车结构参数的关系。例如, 动荷系数随车速增大而增大, 但当 $v_a > 100\text{km/h}$ 时, 式中 $\lambda/v_a < 0.1$, 此时动荷系数将趋于一定值。当路面凸起高度增大, 或悬架系统刚度提高时, 动荷系数都将随之增大。

由试验和计算得, 在强度校核时, 各类车型的对称垂直动荷系数可取如下数值:

轿车和客车	$k_{zs} = 2.0 \sim 2.5$
货车	$k_{zs} = 2.5 \sim 3.0$
越野汽车	$k_{zs} = 3.5 \sim 4.0$

2. 非对称垂直载荷

当汽车在图10-2路段Ⅲ上行驶时, 任一车轮从平坦路面驶上凸起物或进入凹坑, 而使左右车轮接地点出现高度差 h , 则承载系统上将作用有非对称于汽车纵轴线的垂直载荷。这时的载荷可分解为装载下的对称垂直作用力 F_{zs} (弯曲工况) 和由于路面凸起而产生的反对称于汽车纵轴的垂直载荷, 后者形成车身绕 x 轴的转矩 T_x (扭转工况) (见图10-3)。

(扭转工况) (见图10-3)。

$$F_{zs} = k_{zs} \Sigma F_i$$

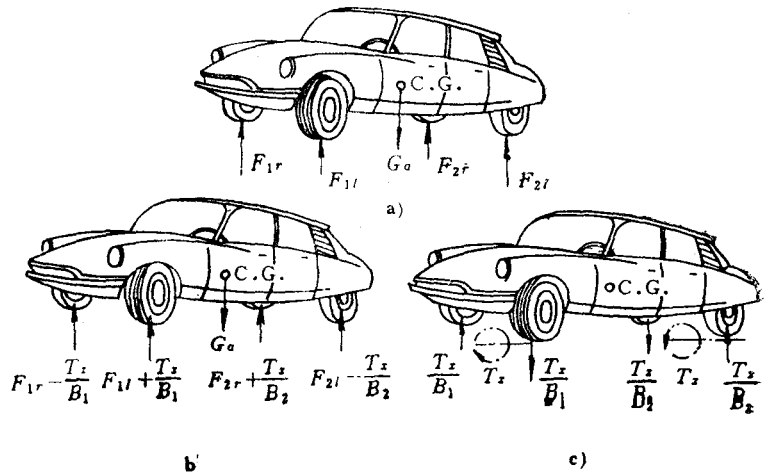


图10-3 非对称垂直加载

a) 一般工况 b) 弯曲工况 c) 扭转工况

$$T_x = k_{zs} (F_{1l} - F_{1r}) \frac{B_1}{2}$$

式中 F_{1l} 、 F_{1r} ——左、右前轮上的作用力, $F_{1l} + F_{1r} = F_1$, F_1 是前轴总载荷;

B_1 ——前轮轮距;

k_{zn} ——非对称垂直动荷系数, 由于在这种复杂工况下不允许车速太高, 故可取如下值;

轿车和客车 $k_{zn} = 1.3$

货车 $k_{zn} = 1.5$

越野车 $k_{zn} = 1.8$

当左、右前轮上力的差数 $(F_{1l} - F_{1r}) = F_1$ 时是极限情况, 右边车轮脱离地面。使一个车轮开始脱离地面的凸起高度值的大小, 取决于悬架弹簧和轮胎的弹性变形、轮距和悬架弹簧的布置以及车身的扭转刚度。一般来说, 车身扭转变形与悬架弹性元件和轮胎的变形相比, 很少超过 10%, 可以略去不计。这样就可以使分析大为简化。也就是说, 可以在假定车身是刚性的情况下, 由悬架和轮胎的变形几何关系, 来求得使前轴一个车轮开始脱离地面的凸起高度值 h_1 , 其表达式如下 (参见图 10-4):

$$h_1 = f_{s1} + B_1(f_{s1}/s_1) + B_1(f_{s2}/B_2) + B_1(f_{s2}/s_2)$$

(10-1)

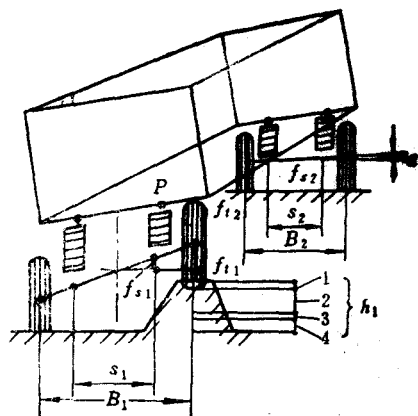


图 10-4 汽车悬架和车身的位移

式中 f_{s1} 、 f_{s2} ——前、后轮胎的变形, 通常是悬架变形的 10%~20%;

f_{s1} 、 f_{s2} ——前、后弹簧的变形;

B_1 、 B_2 ——前、后车轮的轮距;

s_1 、 s_2 ——前、后弹簧的左、右弹簧间的距离。

式(10-1)第一项和第二项表示点 P 的升起, 其值取决于前轮与前悬架装置的参数; 第三项和第四项表示产生于后轮的相应的反作用力矩所引起的后轮与后悬架变形的结果。

将式(10-1)变换后可得到更有用的形式如下:

$$h_1 = F_1 \left[\frac{1}{C_{t1}} + B_1^2 \left(\frac{1}{C_{s1}s_1^2} + \frac{1}{C_{t2}B_2^2} + \frac{1}{C_{s2}s_2^2} \right) \right] \quad (10-2)$$

式中 F_1 ——前轴载荷。

可将算出的凸起高度与实际路面不平度进行比较。根据统计资料, 各类型汽车行驶道路的实际不平度 H 可参考如下:

轿车 $H = \pm 200 \text{ mm}$

客车 $H = \pm 250 \text{ mm}$

货车 $H = \pm 300 \text{ mm}$

越野车 $H = \pm 400 \text{ mm}$

其中, 正号表示路面凸起, 负号表示路面凹陷。

如果计算出的高度 $h_1 < H$, 则出现一个车轮离开路面的极限情况。这时, 根据力矩平衡方程式可求得作用于车轮的力和转矩为:

$$\left. \begin{aligned} F_{1r} &= 0 \\ F_{1t} &= k_{zn} F_1 \\ F_{2r} &= k_{zn} \left(\frac{F_2}{2} + \frac{F_1}{2} \frac{B_1}{B_2} \right) \\ F_{2t} &= k_{zn} \left(\frac{F_2}{2} - \frac{F_1}{2} \frac{B_1}{B_2} \right) \\ T_z &= k_{zn} F_1 \frac{B_1}{2} \end{aligned} \right\} \quad (10-3)$$

式中 F_2 ——后轴上载荷。

作用于承载系统上的最大转矩发生于荷重较小的车轴上的一个车轮离开路面时，所以上述公式是基于 $F_1 < F_2$ 的情况。

如果悬架设计得有足够行程，使车轮不致离开路面，即 $h_1 > H$ ，则作用在车轮上的力和汽车上的转矩为：

$$\left. \begin{aligned} F_{1r} &= k_{zn} \left(\frac{F_1}{2} \right) \left[1 - \frac{H}{h_1} \right] \\ F_{1t} &= k_{zn} \left(\frac{F_1}{2} \right) \left[1 + \frac{H}{h_1} \right] \\ F_{2r} &= k_{zn} \left[\left(\frac{F_2}{2} \right) + \left(\frac{F_1}{2} \right) \left(\frac{H}{h_1} \right) \left(\frac{B_1}{B_2} \right) \right] \\ F_{2t} &= k_{zn} \left[\frac{F_2}{2} - \left(\frac{F_1}{2} \right) \left(\frac{H}{h_1} \right) \left(\frac{B_1}{B_2} \right) \right] \\ T_z &= k_{zn} F_1 \left(\frac{B_1}{2} \right) \left(\frac{H}{h_1} \right) \end{aligned} \right\} \quad (10-4)$$

实践证明，大多数汽车不会发生车轮脱离路面的现象。可以用上述方法进行验证，并计算作用在汽车上的力。

在进行结构计算时，也可以根据驶过路面凸起时车轮的抬起高度所求得的车身支承处的位移，作为车身计算的已知条件。

§10-2 车身、车架结构模型化

如上所述，汽车车身和车架是复杂的承载结构系统，它承受着来自道路及装载的各种载荷作用。若用经典力学方法计算其强度和刚度，或进行动力分析，则需要作很多简化和假设，计算冗长繁杂，精度也很差。因此，长期以来设计工作存在一定盲目性，影响结构合理化和轻量化。有限元法是近代随着高速电子计算机的勃兴而发展起来的一种新兴的数值计算方法，它尤其适用于计算复杂结构，所以是计算车身、车架的一种有效而实用的工具。

计算复杂结构一般需要初步给出结构的几何尺寸，并按照已知的结构载荷工况来进行分析计算；根据算得的变形、内力或动态参数来修改几何尺寸，而后再进行分析；如此反复，以便选取最佳方案。有限元法则为这种分析和计算提供了条件。

有限元计算的第一步是结构的模型化，即将工程问题离散化为有限元计算模型。而模型化的关键是选择合适的单元来模拟结构。

车身由板壳和骨架组合而成。骨架是主要的承载件，各种载荷通过骨架将力传递到车身

的各部分。板壳的承载作用决定于板壳与骨架的连接方式。例如，当板壳与骨架是自攻螺钉的方式连接时，板壳不能分担载荷；当板壳与骨架是焊接或铆接时，则板壳能承担一部分载荷。

一般轿车车身、货车驾驶室和有些小型客车，往往没有完整的骨架，壳体与部分骨架被焊成不可分割的整体，它们一起受力和变形，在计算时就必须考虑壳体的作用。而另一类，如有些大客车车身，其骨架与底架焊成一体，成为独立的薄壁杆系结构；板壳（蒙皮）与骨架不是紧密结合时，板壳不起加强构件的作用，则认为全部车身的载荷由骨架承受。

因此，可供车身结构模型化使用的单元主要有（空间梁单元）、空间薄壁梁单元、空间膜单元、薄板弯曲单元和壳单元等。有时还用到一些模拟支座或其它复杂结构用的某些特殊单元，如边界元，人工刚度元，主从关系元等。在具体选用时，是以力求反映车身结构的力学特性为前提，同时尽可能选用简单的单元，使得模型既合理，又节约计算费用。

例如，计算车身骨架和车架，可采用空间梁单元和空间薄壁梁单元。当需要计及壳体（蒙皮）作用时，宜以空间膜元或壳单元来模拟它。空间膜元对结构提供膜向拉伸、压缩和剪切刚度，计算较简单，适用于形状比较平的薄板结构。而壳单元除有膜向刚度外，还提供弯曲刚度，多用于壳体形状复杂、曲率较大的曲面。又有些车身骨架构件形状复杂，不宜采用梁单元，为了详细计算各点的应力，常用板壳单元来模拟，见图10-11，其结点和单元数量大大增加，划分网格等计算前的准备工作量和计算结果的处理工作量很大，需要采用自动划分网格和数据处理的计算机软件。

§10-3 空间梁单元及坐标变换

空间等截面直梁单元在结构整体坐标系中的位置，是由其两端的结点 i 和 j 的坐标确定的。如按图10-5取单元坐标系 $x'y'z'$ ，即 i 点为坐标原点， x' 轴通过梁截面的弯曲中心，并平行于杆轴；而 y' 轴和 z' 轴为横截面的主惯性轴，其位置由第三参考点 k 来确定。 k 点必须在某一主惯性平面内（设在 $x'y'$ 平面内），且不在 x' 轴或其延线上，在已知 i 、 j 、 k 三点的坐标后，即可根据矢量叉乘法确定 y' 和 z' 轴。

令 $ij = x'$ ， $ik = g$ ，则 $z' = x' \times g$ ， $y' = z' \times x'$ 。

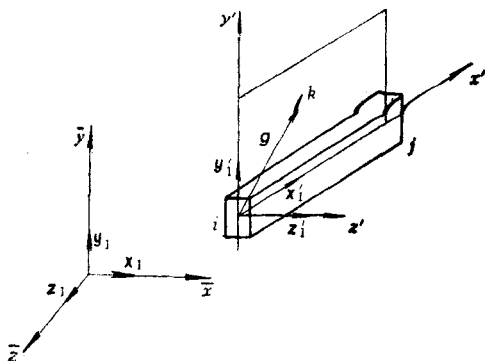


图10-5 单元坐标系的确定

若用 x_1, y_1, z_1 分别表示整体坐标系 $\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}$ 轴上的单位向量, x'_1, y'_1, z'_1 表示单元坐标系 x', y' 和 z' 轴上的单位向量, 则有

$$x' = A_1 x_1 + A_2 y_1 + A_3 z_1 \quad (10-5)$$

$$g = B_1 x_1 + B_2 y_1 + B_3 z_1 \quad (10-6)$$

其中

$$A_1 = x_j - x_i, \quad A_2 = y_j - y_i, \quad A_3 = z_j - z_i$$

$$B_1 = x_k - x_i, \quad B_2 = y_k - y_i, \quad B_3 = z_k - z_i$$

并且可写单位向量

$$x'_1 = \lambda_{11} x_1 + \lambda_{12} y_1 + \lambda_{13} z_1 \quad (10-7)$$

$$g_1 = g_x x_1 + g_y y_1 + g_z z_1 \quad (10-8)$$

这里

$$\lambda_{11} = A_1/AA, \quad \lambda_{12} = A_2/AA, \quad \lambda_{13} = A_3/AA$$

$$g_x = B_1/BB, \quad g_y = B_2/BB, \quad g_z = B_3/BB$$

$$AA = \sqrt{A_1^2 + A_2^2 + A_3^2}, \quad BB = \sqrt{B_1^2 + B_2^2 + B_3^2}$$

而且

$$z'_1 = x'_1 \times g_1 = \lambda_{31} x_1 + \lambda_{32} y_1 + \lambda_{33} z_1 \quad (10-9)$$

$$y'_1 = z'_1 \times x'_1 = \lambda_{21} x_1 + \lambda_{22} y_1 + \lambda_{23} z_1 \quad (10-10)$$

于是

$$\begin{Bmatrix} x'_1 \\ y'_1 \\ z'_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \lambda_{11} \lambda_{12} \lambda_{13} \\ \lambda_{21} \lambda_{22} \lambda_{23} \\ \lambda_{31} \lambda_{32} \lambda_{33} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{Bmatrix} = [\lambda] \begin{Bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{Bmatrix} \quad (10-11)$$

$[\lambda]$ 体现了整体坐标与单元坐标之间的关系, 只要已知单元 i, j, k 三点的坐标值, 就能确定 $[\lambda]$ 。

在一般情况下, 梁单元每个结点有六个位移分量, 参见图10-6, 即沿三个单元坐标方向的线位移 u, v, w 和绕三个轴的转角 $\theta_x, \theta_y, \theta_z$ 。

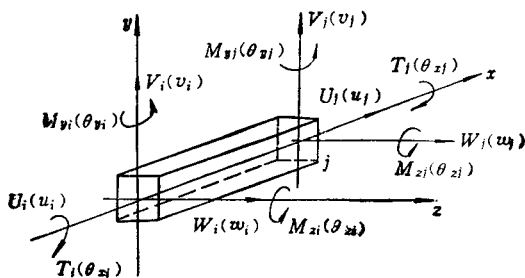


图10-6 梁单元

单元的结点位移向量

$$\{\delta\}^e = [u_i \ v_i \ w_i \ \theta_{xi} \ \theta_{yi} \ \theta_{zi} \ u_j \ v_j \ w_j \ \theta_{xj} \ \theta_{yj} \ \theta_{zj}]^T$$

其对应的结点力向量

$$\{F\}^e = [U_i \ V_i \ W_i \ T_i \ M_{yi} \ M_{zi} \ U_j \ V_j \ W_j \ T_j \ M_{yj} \ M_{zj}]^T$$

单元刚度方程为

$$\{F\}^e = [k]^e \{\delta\}^e \quad (10-12)$$

其中单元刚度矩阵 $[k]^e$ 见式 (10-13):

$$[k]^e = \begin{bmatrix} \frac{EA}{l} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12EI_z}{l^3(1+\phi_z)} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{12EI_y}{l^3(1+\phi_y)} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{GJ_x}{l} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{6EI_z}{l^2(1+\phi_z)} & 0 & \frac{(4+\phi_z)EI_z}{l(1+\phi_z)} & 0 \\ 0 & \frac{6EI_z}{l^2(1+\phi_z)} & 0 & 0 & 0 & \frac{(4+\phi_z)EI_z}{(1+\phi_z)l} \\ -\frac{EA}{l} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{12EI_z}{l^3(1+\phi_z)} & 0 & 0 & 0 & -\frac{6EI_z}{l^2(1+\phi_z)} \\ 0 & 0 & -\frac{12EI_y}{l^3(1+\phi_y)} & 0 & \frac{6EI_y}{l^2(1+\phi_y)} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{GJ_x}{l} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{6EI_z}{l^2(1+\phi_z)} & 0 & \frac{(2-\phi_z)EI_z}{l(1+\phi_z)} & 0 \\ 0 & \frac{6EI_z}{l^2(1+\phi_z)} & 0 & 0 & 0 & \frac{(2-\phi_z)EI_z}{l(1+\phi_z)} \end{bmatrix} \quad \text{对}$$

式中

$$\phi_y = \frac{12EI_z}{GA_y l^2} \quad \phi_z = \frac{12EI_y}{GA_z l^2}$$

ϕ_y 、 ϕ_z ——对 y' 和 z' 轴方向的剪切影响系数；

G 、 E ——剪切和拉伸弹性模量；

A_y 、 A_z ——截面在 y' 和 z' 方向的有效抗剪面积；

I_y 、 I_z ——截面对 y' 和 z' 轴的惯性矩；

J_x ——截面对 x' 轴的扭转惯性矩；

l ——单元长度；

A ——梁单元截面积。

若记 $[k]^e$ 为整体坐标系下的单元刚度矩阵，则整体坐标系下单元的结点力向量 $\{F\}^e$ 与位移向量 $\{\delta\}^e$ 之间的关系为

$$\{F\}^e = [k]^e \{\delta\}^e \quad (10-14)$$

式中

$$[k]^e = [T]^T [k]^l [T] \quad (10-15)$$

而

$$[T] = \begin{bmatrix} [\lambda] & 0 & 0 & 0 \\ 0 & [\lambda] & 0 & 0 \\ 0 & 0 & [\lambda] & 0 \\ 0 & 0 & 0 & [\lambda] \end{bmatrix} \quad (10-16)$$

$[T]$ 为单元坐标变换矩阵。

称

(10-13)

$\frac{EA}{l}$					
0	$\frac{12EI_x}{l^3(1+\phi_x)}$				
0	0	$\frac{12EI_y}{l^3(1+\phi_y)}$			
0	0	0	$\frac{GJ_x}{l}$		
0	0	$\frac{6EI_y}{l^2(1+\phi_x)}$	0	$\frac{(4+\phi_x)EI_x}{l(1+\phi_x)}$	
0	$-\frac{6EI_x}{l^2(1+\phi_y)}$	0	0	0	$\frac{(4+\phi_y)EI_y}{l(1+\phi_y)}$

§10-4 薄壁梁单元

车身骨架和车架，大多是由薄壁构件组成，对于开口截面薄壁短梁，当它受转矩作用，或受不通过弯曲中心的横向载荷作用而产生约束扭转时，用一般梁单元来计算车身、车架的扭转问题，必然会有较大误差。这是因为根据薄壁杆件的约束扭转理论，薄壁梁单元每个结点的位移自由度不同于上述的一般单元，除了结点六个位移分量外，还需引入一个由于约束扭转而产生的端面翘曲位移 u ； $u = -\theta'_x \omega(y, z)$ ，而主扇性坐标 $\omega(y, z)$ 与 x 无关，所以截面上的翘曲位移是与扭转角 θ_x 的导数成正比的，故可用 θ'_x 来表示这第七个自由度。与 θ'_x 相对应的广义力则是双力矩 B 。图10-7表示薄壁梁单元在约束扭转情况下，在结点 i 和 j 上所受到的转矩和双力矩，即 T_i 、 B_i 和 T_j 、 B_j ；与之相对应的结点位移为 θ_{xi} 、 θ'_{xi} 和 θ_{xj} 、 θ'_{xj} 。

可以推得开口截面薄壁梁的约束扭转刚度方程为：

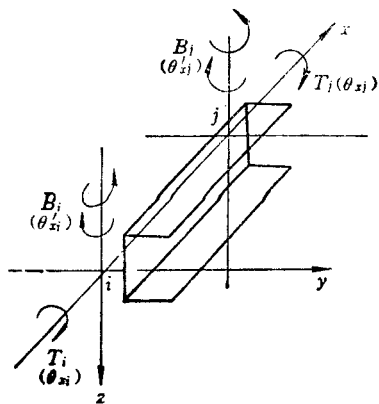


图10-7 薄壁梁约束扭转

$$\begin{Bmatrix} T \\ B \\ T \\ B \end{Bmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{GJ_s K \operatorname{sh} Kl}{P} & & & \\ \frac{GJ_s (\operatorname{ch} Kl - 1)}{P} & \frac{GJ_s (Kl \operatorname{ch} Kl - \operatorname{sh} Kl)}{KP} & & \\ -\frac{GJ_s K \operatorname{sh} Kl}{P} & -\frac{GJ_s (\operatorname{ch} Kl - 1)}{P} & \frac{GJ_s K \operatorname{sh} Kl}{P} & \\ \frac{GJ_s (\operatorname{ch} Kl - 1)}{P} & \frac{GJ_s (\operatorname{sh} Kl - Kl)}{KP} & -\frac{GJ_s (\operatorname{ch} Kl - 1)}{P} & \frac{GJ_s (Kl \operatorname{ch} Kl - \operatorname{sh} Kl)}{KP} \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_{s1} \\ \theta'_{s1} \\ \theta_{s2} \\ \theta'_{s2} \end{Bmatrix} \quad \begin{matrix} \text{对} \\ \\ \text{称} \\ \end{matrix} \quad (10-17)$$

式中 K ——约束扭转特性数, $K = \sqrt{\frac{GJ_s}{EJ_o}}$;

J_o ——截面的扇性惯性矩;

$$P = 2 - 2\operatorname{ch} Kl + Kl \operatorname{sh} Kl.$$

而薄壁梁单元刚度矩阵的建立, 只要将式 (10-13) 中有关轴向和弯曲刚度方程式, 与式 (10-17) 组合成为 14×14 阶方阵; 它的坐标变换矩阵只要在式 (10-16) 中相应位置加入第七个自由度 θ'_s 的变换系数 1 即可 (θ'_s 不因坐标的变换而改变)。

若将式 (10-17) 中扭转刚度系数 $\frac{GJ_s K \operatorname{sh} Kl}{P}$ 与式 (10-13) 中 $\frac{GJ_s}{l}$ 相比, 可见附加了乘数项 $\frac{K \operatorname{sh} Kl}{P}$, 且此系数项总是大于 1; 这说明杆件端部翘曲受到限制时, 增加了杆的扭转刚度。开口截面薄壁杆件计算时这个特点是不可忽略的。

应当指出的是, 反映截面翘曲位移的 θ'_s 并不是独立的位移, 它依附于扭角 θ_s 。因此, 有时结点保留一般梁的六个自由度, 而采用约束扭转当量惯性矩的方法来计算翘曲约束的影响。

由约束扭转理论可知, 在外转矩 T 作用下应满足下列关于扭角 θ_s 的微分方程:

$$EJ_o \theta_s'' - GJ_s \theta_s' = -T \quad (10-18)$$

将式 (10-18) 积分, 并用相应的边界条件定出积分常数, 即可得到扭角 θ_s 及其导数 θ'_s 和 θ''_s 。表 10-1 列出两种常见的边界条件下的梁端值。

表 10-1 梁端值

边界条件	$x = 0$ 端	$x = l$ 端
两端约束翘曲	$\theta_0 = 0, \theta'_0 = 0$ $\theta''_0 = \frac{TK \operatorname{ch} Kl - 1}{GJ_s \operatorname{sh} Kl}$	$\theta'_l = 0$ $\theta_l = -\frac{T}{KGJ_s \operatorname{sh} Kl} (2 + Kl \operatorname{sh} Kl - 2\operatorname{ch} Kl)$ $\theta'_l = -\frac{TK}{GJ_s} \left(\operatorname{sh} Kl - \frac{\operatorname{ch} Kl - 1}{\operatorname{th} Kl} \right)$
一端自由翘曲, 一端约束翘曲	$\theta_0 = 0, \theta'_0 = 0$ $\theta''_0 = \frac{T}{GJ_s} \frac{\operatorname{ch} Kl - 1}{\operatorname{ch} Kl}$	$\theta'_l = 0$ $\theta_l = -\frac{T}{KGJ_s} (Kl - \operatorname{th} Kl)$ $\theta'_l = -\frac{TK}{GJ_s} \operatorname{th} Kl$

由一般梁单元刚度方程, 附加翘曲约束条件, 则可得

$$\theta_1 - \theta_0 = \frac{Tl}{GJ_s}$$

式中 J_s ——约束扭转当量惯性矩，其值由表10-1可求得。

在两端约束翘曲条件下：

$$J_s = \frac{KlshKl}{P} J_s \quad (10-19)$$

如前， $P = 2 - 2chKl + KlshKl$

在一端自由翘曲，另一端约束翘曲时

$$J_s = \frac{Kl}{Kl - thKl} J_s \quad (10-20)$$

因此，在按式(10-13)进行计算时，只要用 J_s 代替 J_s ，即可照每个结点六个自由度进行刚度计算。但这种采用当量惯性矩的方法，与前面介绍的引入端面翘曲位移 θ_s ，每个结点七个自由度的薄壁梁相比，扭转刚度计算结果可能会偏高，这是因为实际结构并不存在端部翘曲完全约束的情况。

§10-5 主、从自由度关系的处理

用位移法求解代数方程组时，如果其中两个方程的系数差值过大，或者说系数矩阵中出现行向量的范数相差很大，就会影响计算精度，这类方程在数值方法中称做病态方程。在结构计算模型中，若存在刚度差特别大的单元相连接时，总刚度矩阵中刚度系数的值必然相差很大，就会产生病态问题；此时结构模型是病态的。应用主、从自由度关系的处理，可以避免病态结构。

主、从关系元是由主、从两结点组成的单元。主、从关系是指主、从两结点存在刚体的约束关系。此时从属结点的六个自由度均为从属自由度。

如图10-8a所示， m 和 s 分别为一刚性连杆上的两个结点。 m 为主结点， s 为从结点。从结点的位移向量 $\{\delta_s\}$ ，可以用主结点的位移向量 $\{\delta_m\}$ 表示如下：

$$\{\delta_s\} = [C] \{\delta_m\} \quad (10-21)$$

式中

$$\begin{aligned} \{\delta_s\} &= [u_s \ v_s \ w_s \ \theta_{xs} \ \theta_{ys} \ \theta_{zs}]^T \\ \{\delta_m\} &= [u_m \ v_m \ w_m \ \theta_{xm} \ \theta_{ym} \ \theta_{zm}]^T \\ [C] &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & z_s - z_m & y_m - y_s \\ 0 & 1 & 0 & z_m - z_s & 0 & x_s - x_m \\ 0 & 0 & 1 & y_s - y_m & x_m - x_s & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (10-22)$$

$[C]$ 就是主结点 m 和从结点 s 之间的位移变换矩阵。

如果包含 s 结点的梁单元 e 的另一结点 r (如图10-8b所示) 从属于另一主结点 n ，则有：

$$\begin{Bmatrix} \delta_s \\ \delta_r \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [C] & 0 \\ 0 & [D] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \delta_m \\ \delta_n \end{Bmatrix} \quad (10-23)$$

$[D]$ 就是主结点 n 与从结点 r 之间的位移变换矩阵。

如果把 $m-s$, $n-r$ 都看成梁单元, 则由于其长度远比其他梁单元短, 因此刚度系数就会大得多。为防止方程病态, 可将 $m-s$ 和 $n-r$ 两段梁均看成刚体。

这样, 包含从结点 s 、 r 的单元刚度矩阵 $[k]_{rs}$ 就可转换为对于包含主结点 m 、 n 的单元 $(m-s-r-n)$ 刚度矩阵 $[k]_{mn}$, 即:

$$[k]_{mn} = \begin{bmatrix} [C]^T & 0 \\ 0 & [D]^T \end{bmatrix} [k]_{rs} \begin{bmatrix} [C] & 0 \\ 0 & [D] \end{bmatrix} \quad (10-24)$$

这时, 参加组装总刚度矩阵的是主结点的主自由度, 从结点的从属自由度不参加组装。因此, 将方程组中相应的从属位移向量去掉, 从而避免了方程病态; 同时又得到方程降阶的效果。这种主、从自由度处理的办法, 还常用在模拟一些支承, 如钢板弹簧托架, 或板梁组合结构中结点偏离的情况等, 参见图10-12。

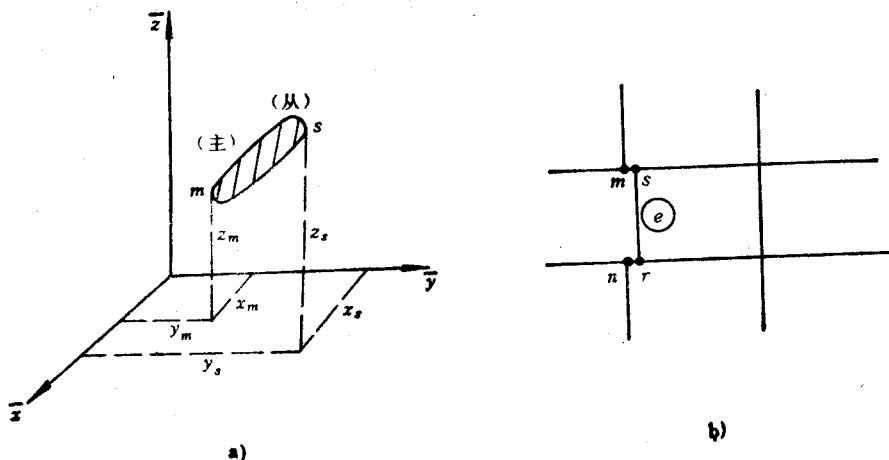


图10-8 主、从结点

§10-6 弹性薄壳与空间薄壁刚架的组合结构

当必须考虑车身壳体的承载作用时, 可将车身简化为由弹性薄壳与空间薄壁刚架的组合结构。其中空间薄壁刚架可用前面介绍的薄壁梁单元来模拟, 而薄壳可采用壳体单元或空间膜元。

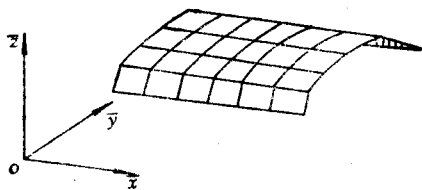


图10-9 四边形单元

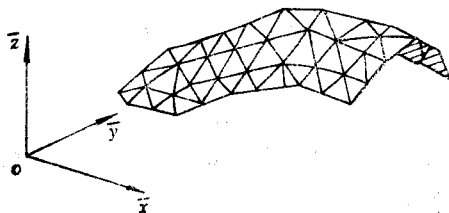


图10-10 三角形单元

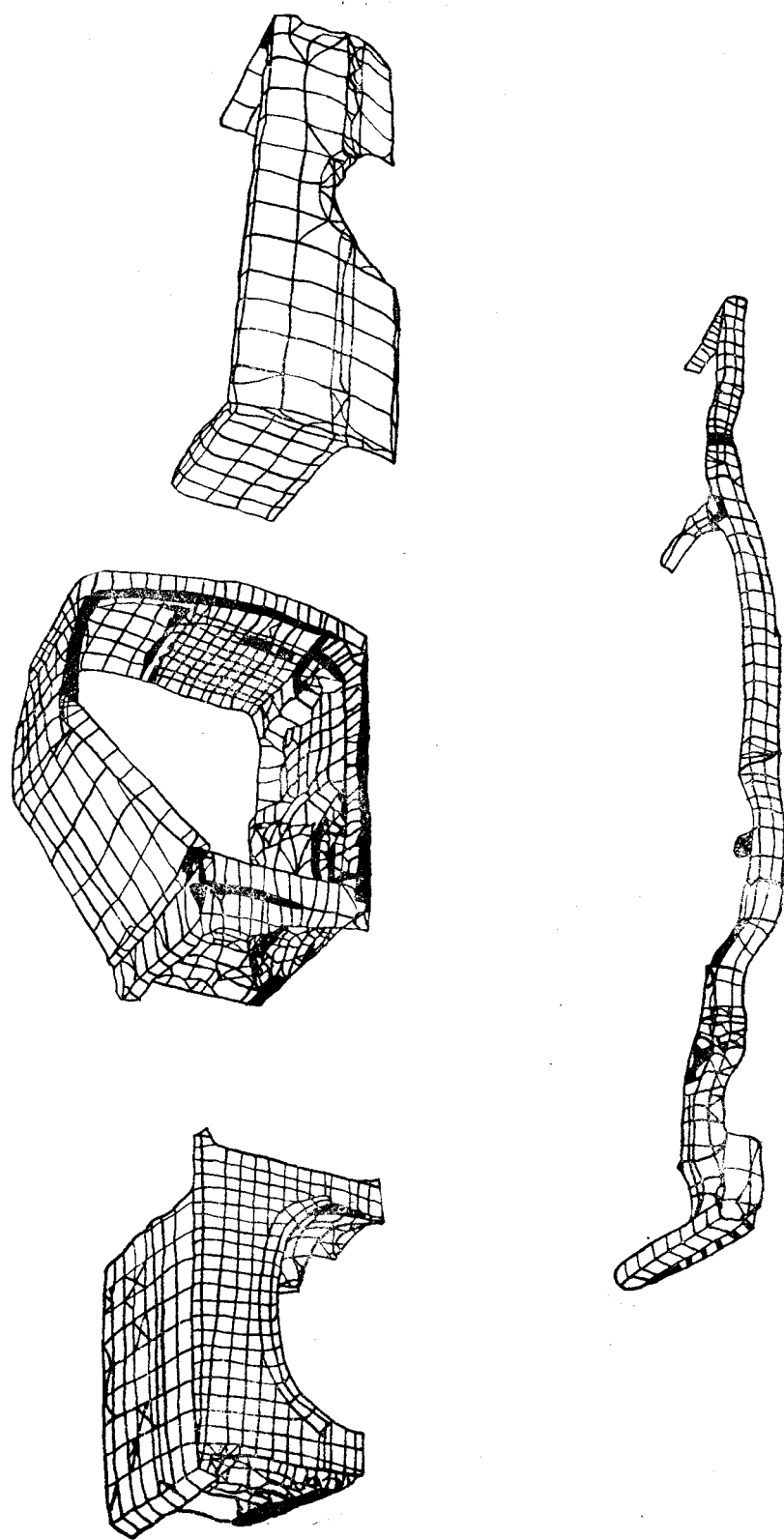


图10-11 有限元模型

壳体单元有平面的和曲面的两类。当将壳体曲面划分为有限个单元时,它们都是曲面单元。但是在单元细分时,用平面单元组成的一个单向或双向折板来近似模拟壳体的几何形状,也能得到良好的效果。平面单元简单,便于使用。如果在壳体上容易找到同一平面上的四个点,且具有正交边界时,可以采用平面四边形单元,如图10-9所示。但对于一般的双曲壳体,及具有斜边界或曲线边界的壳体,采用三角形单元比较方便,如图10-10。显然,采用四边形单元可以大大减少单元数目,精度也高于三角形单元。图10-11所示为混合采用四边形和三角形薄板单元的车身各部分和车架的有限元模型。

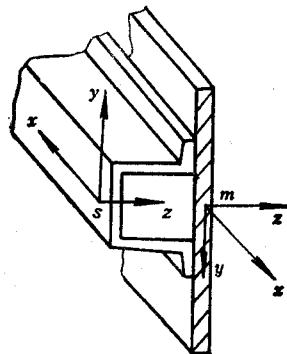


图10-12 板梁组合结构上主、从结点的应用

当车身壳体单元(或空间膜元)与薄壁梁单元组合时,由薄壁梁单元的结点取在截面的弯曲中心(或形心)的轴上,而壳体单元的结点位于其中面上,两者是不重合的,见图10-12。这时可以认为两种单元的相邻结点存在刚体的约束关系;可将其中一个结点(如板单元上的结点 m)看成是主结点,而另一结点(梁单元上的结点 s)视为从结点,按前述主、从自由度关系进行处理。如果为了简单,也可以将两个结点合并为一个结点;当然这将会影响模型的精度。

§10-7 支承结构的模拟

模型化的一个重要内容是车身或车架支承系统的模拟。支承模拟的正确与否也是计算成败的关键。

支承模型化的原则是:

- 1) 要有足够的约束,使结构消除刚体运动的可能,才能获得位移的确定解。
- 2) 不得有多余约束。因为多余约束会使结构产生实际不存在的附加约束力。

车身或车架是通过悬架系统、车桥和车轮支承在地面上的。为了使计算更加符合使用工况,可将悬架元件与车身或车架组合起来进行计算分析。图10-13所示为带钢板弹簧的支承模型。可以将钢板弹簧模拟成两个竖放的弹簧和一个刚度较大的平衡杠杆5支承在铰支点(1~4)上。模型中竖放的弹簧元(或杆单元)的轴向刚度应等效于钢板弹簧的刚度 C ,即 $C = C' + C''$,

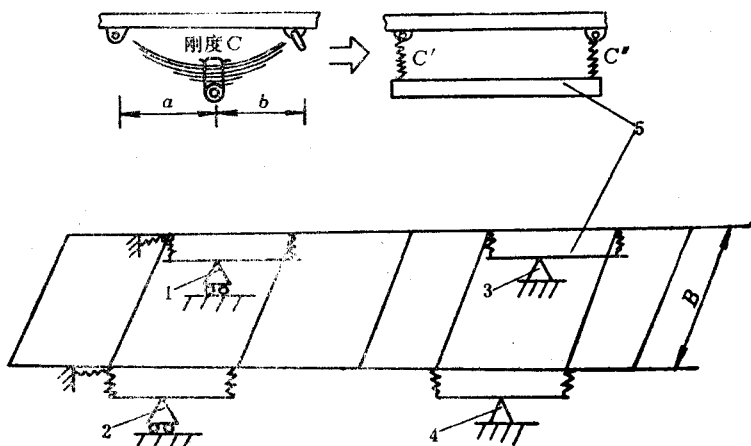


图10-13 模拟支承

1~4—支点 5—平衡杠杆

组 $C' = \frac{bC}{a+b}$, $C'' = \frac{aC}{a+b}$; 水平安置的弹簧元的作用是防止系统的几何可变性。如果要

使模型同时适用于计算弯曲工况和扭转工况, 则可用大刚度弹簧来代替支座, 路面不平度体现在给予平衡杠杆的支点处已知位移。例如, 以 H_1 、 H_2 、 H_3 和 H_4 分别表示 1、2、3、4 各点 (如图 10-13) 的已知位移; 若给出 $H_1=H_2=H_3=H_4=0$ 的约束条件, 并假设载荷是左右对称的, 则表示汽车在平坦路面上的弯曲工况; 若约束条件为 $H_1=h$, $H_2=-h$, $H_3=H_4=0$, 则意味着一个车轮驶上凸起物, 另一车轮落入凹坑, 这时车架或车身受到扭转, 为扭转工况。

§10-8 载 荷 处 理

上述各节, 均为在建立有限元计算模型时需要充分考虑的方面和方法。下面就是如何处理载荷的问题。在车身计算模型中, 载荷可按如下方式处理:

- 1) 车身自重力, 视具体结构可作为均布载荷分布到结构的相应结点上。
- 2) 安放在车身或车架上的汽车总成、设备的重力, 如发动机总成、备胎、蓄电池、油箱等, 可作为集中载荷。按安放点的实际位置及各位置所分担的重力, 作用于相应的结点上。
- 3) 载重力, 如乘员及座椅的重力, 行李及行李架的重力, 可作为集中载荷, 按支点跨距分配于相应梁的结点上。在大客车上站立乘员者, 可按每平方米实际站立人数, 作为均布载荷作用于地板并传到底架梁单元上。在货车上, 车厢里的货物重力传递到车架上的方式有两种: 如果车厢系通过其纵梁固定在车架上, 则货物与车厢的重力是按均布载荷作用到车架大梁上; 如果车厢底板的横梁直接或通过角撑板与车架连接, 则货物和车厢的重力按集中载荷作用到车架与货厢横梁的连接点上。

由于在有限元法中认为内力或外力均由结点来传递, 在整体刚度方程中的载荷项均为结点载荷。因此, 当梁单元受有均布载荷或其他非结点载荷 (称单元载荷) 时, 必须将其向结点移置, 即将非结点载荷换算成作用在结点上的效果相当的集中载荷 (称等效结点载荷)。

非结点载荷移置方法如下:

- 1) 将有非结点载荷作用的单元的两端位移完全约束住, 再根据材料力学中求支反力的方法, 求得梁单元两端的反力, 称固端力, 记作 $\{F_0\}^e$ 。
- 2) 将固端力反号, 并进行坐标变换, 即得整体坐标系中的等效结点载荷, 可将它直接送入结构整体刚度方程的载荷向量中去进行计算。

§10-9 结构整体刚度方程

在有限元法位移法 (位移为未知数) 中, 可以根据结点的位移协调原理和力的平衡条件, 将离散的各单元刚度方程组集成结构的整体刚度方程。结构的整体刚度方程就是作用在结构上的结点载荷向量与结点位移向量之间的关系式。组集时, 可以先将整体坐标系下的单元刚度方程均予以扩展为:

$$\{\bar{F}\}^{(e)} = [K]^{(e)} \{\bar{\delta}\}^{(e)} \quad (10-25)$$

式中 $\{F\}^{(e)}$ 、 $\{\delta\}^{(e)}$ ——按结点顺序排列，并扩展为 $n \times 1$ 阶的单元 e 的结点力向量和结点位移向量， $n = Hm$ ；

m ——结点总数；

H ——每个结点的自由度数；

$[K]^{(e)}$ ——扩展后的 $n \times n$ 阶 e 单元刚度矩阵。

符号上的“—”表示是在整体坐标系下的。

由结点力的平衡条件可知，汇交于某一结点 i 的各单元的结点力（内力）的总和，应该等于作用在该结点上的外力，即：

$$\Sigma \{F_i\}^{(e)} = \{F_i\}^{(1)} + \{F_i\}^{(2)} + \dots = \{P_i\} \quad (10-26)$$

对于整个结构，则有

$$\Sigma \{F\}^{(e)} = \{F\}^{(1)} + \{F\}^{(2)} + \dots = \{P\} \quad (10-27)$$

所以

$$[\Sigma K]^{(1)} + [\Sigma K]^{(2)} + \dots \{\delta\} = \{P\}$$

或写成

$$[K]\{\delta\} = \{P\} \quad (10-28)$$

这就是结构整体刚度方程， $[K]$ 为整体坐标系下的总刚度矩阵， $[K] = [\Sigma K]^{(1)} + [\Sigma K]^{(2)} + \dots$ 。

对整体刚度方程引入边界条件，进行约束处理，得到以结点位移为未知数的基本方程组。解此方程组即可求得整个结构的结点位移向量 $\{\delta\}$ 。

上述全部计算工作均由计算机来完成。

§10-10 计算结果及实例

在对车身结构的许多要求中，强度和刚度是基本要求。因此研究车身和车架的变形和应力分布状态，是有限元计算的主要目的。

一、刚度计算

根据求解整体刚度方程所得到的 $\{\delta\}$ ，可作出结构变形后的图形，并算出弯曲刚度和扭转刚度。

车身或车架的变形，大部分是由于构件的弯曲和扭转产生的，各构件的长度变化很小，可以忽略。

当车身或车架上作用有对称垂直载荷时，结构处于弯曲工况，其整体的弯曲刚度可以由车身底架或车架的最大垂直挠度来评价。为方便起见，也可以按在车身或车架上的中央一点加上集中力，计算车身底架或车架的挠度，并假定车身或车架整体是具有均匀的弯曲刚度的简支梁，用下式大致求出车轴之间的弯曲刚度值 EI （单位为 $N \cdot m^2$ ）：

$$EI = \frac{Fax(L^2 - a^2 - x^2)}{6Lz} \quad (10-29)$$

式中 F ——集中力；

L ——轴距；

a ——从支承点到载荷的距离；

x ——从支承点到计算 z 值点的距离；

z ——垂直挠度。

当车身或车架上作用有反对称垂直载荷时，结构处于扭转工况。计算结构扭转工况时，

可以把车架或车身整体当作具有均匀扭转刚度的整体梁来考虑,用下式求出前后轴间的扭转刚度值 GJ (单位为 Nm^2/rad):

$$GJ = T_x L / \alpha \quad (10-30)$$

式中 T_x ——转矩,作用于前后轴处,可由悬架对车架或车身的支反力求得;

α ——前后轴处相对扭转角,可由前后轴处车身底架或车架的左右纵梁上的结点垂直位移求得。

必须注意的是,当对不同车身或车架的刚度进行比较时,所采用的计算方法应该一致。

二、梁单元内力和应力计算

由整体刚度方程求解出的位移,经坐标变换后,可以按式(10-12)求得由于单元变形而引起的梁端内力 $\{F\}^e$ 。但是应当指出,对于有非结点载荷的单元,梁端内力中还需要加进由于结点位移被约束住时的梁端内力——固端力 $\{F_0\}^e$ 这一项,即:

$$\{F\}^e = [k]^e \{\delta\}^e + \{F_0\}^e \quad (10-31)$$

在求得梁单元内力 $\{F\}^e$ 之后,即可进行应力计算。正应力:

$$\sigma = \sigma_0 + \sigma_y^b + \sigma_z^b + \sigma_x \quad (10-32)$$

式中 σ_x ——拉伸正应力, $\sigma_x = \frac{U}{A}$;

σ_y^b 、 σ_z^b ——弯曲正应力, $\sigma_y^b = -\frac{M_y}{I_y} z$, $\sigma_z^b = \frac{M_z}{I_z} y$;

σ_0 ——约束扭转正应力,由薄壁杆件理论可知, $\sigma_0 = \frac{B\omega}{J_\omega} = E\omega\theta'_0$ 。

剪应力: $\tau_k = \frac{GJ_k\theta'_x}{W_k}$ (10-33)

式中 W_k ——抗扭截面系数。

当采用约束扭转当量惯性矩时,需要根据求得的单元转矩,并按表10-1中的公式,来计算梁端 θ'_0 和 θ'_x 。这时要注意,计算应力与计算约束扭转当量惯性矩时所取的边界条件应一致。

在计算时还要注意上述各应力值在截面上的变化规律。以仅承受垂直载荷的车架为例,大梁的槽型截面正应力 $\sigma = \sigma_0 + \sigma_y^b$ 。 σ_0 在截面上的变化规律决定于 ω 图(与 ω 值成正比),而 σ_y^b 在截面上的变化规律决定于 z 图。因此,对槽形截面梁,在翼板内侧或外侧边缘的正应力较大,如图10-14所示,而这里的剪应力则最小,一般都忽略不计。

静力计算实例

实际计算时,首先要选好适合于车身计算的有限元程序。根据程序要求来准备数据。具体步骤如下:

1) 简化模型。由于车身骨架和车架结构复杂,在建立计算模型时,应适当采取一些简化措施,例如:将次要的构件略去,将相邻很近的结点合并或处理成主、从结点,将曲杆简化成儿段直杆的组合等等。

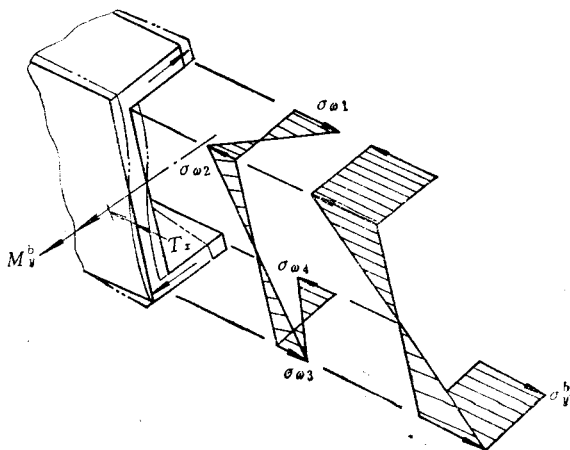


图10-14 槽形截面上的应力分布

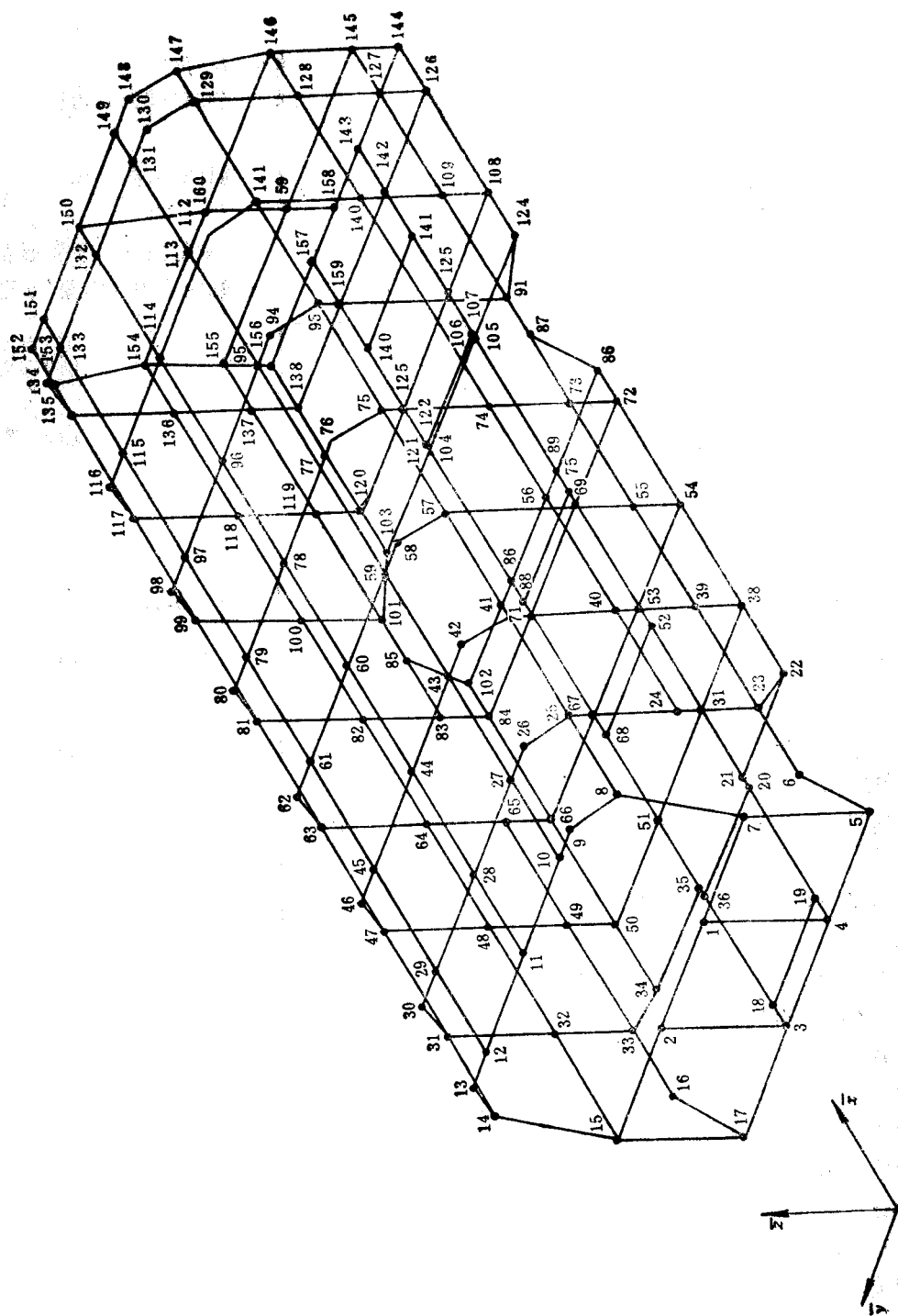


图10-15 客车骨架有限元计算简图

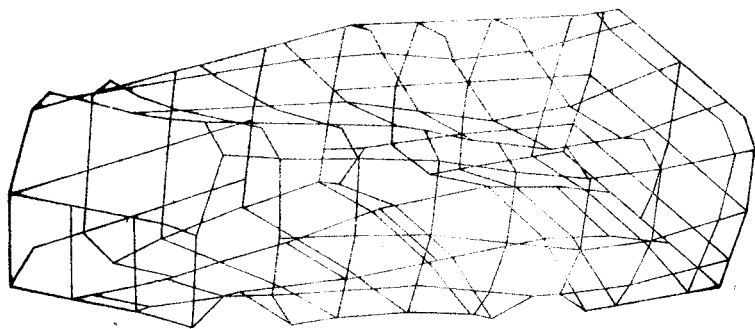
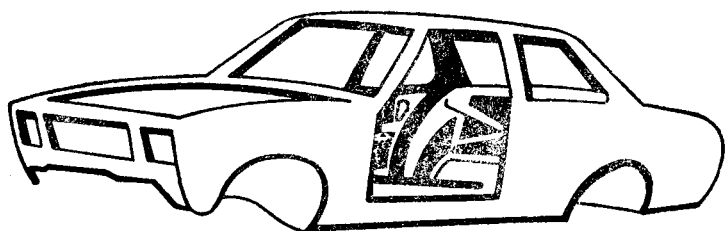
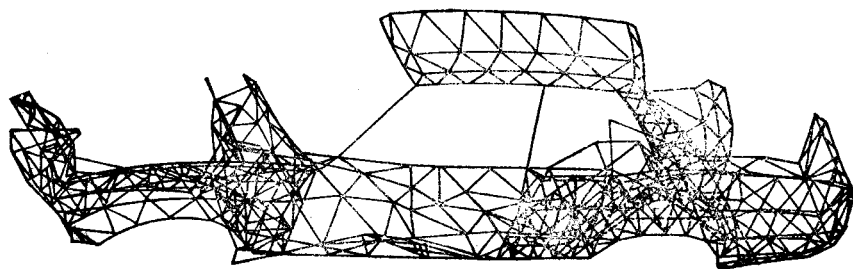


图10-16 变形后的骨架简图



a)



b)

图10-17 两门轿车左侧车体有限元模型

2) 准备数据。将简化后的模型化分为单元, 并对所有单元及结点进行编号, 列出结点和单元信息表。单元信息包括单元在整体坐标系中的方位、几何参数、材料性质等; 结点信息包括结点坐标、各结点的约束信息等。

计算出各结点的作用载荷, 作为输入信息。

这些数据是大量的, 必须严格按照程序要求, 不得有误。

图10-15所示为客车骨架有限元计算简图, 图10-16是按计算结果绘出的非对称垂直载荷下骨架变形后的图形。

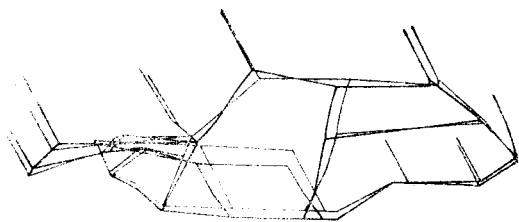


图10-18 变形前与变形后的图形

图10-17所示为某两门轿车左侧车体的有限元模型，其变形前与变形后的图形示于图10-18。图10-19为其计算挠度与实测挠度的比较。

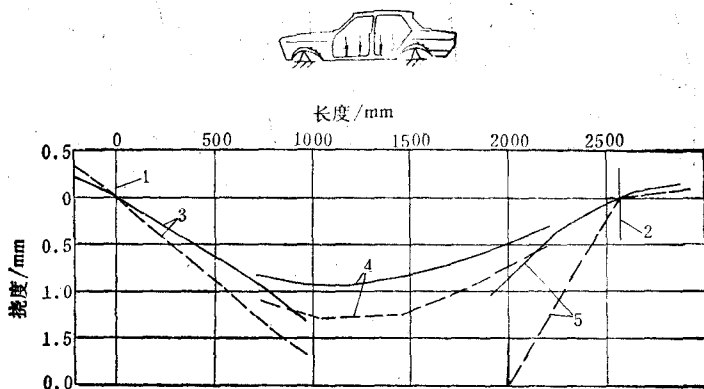


图10-19 挠度的计算值与试验值

1, 2—对应前、后轴的位置 3, 5—分别指前、后纵梁 4—一门坎
实线——计算值 虚线——试验值

§10-11 车体的振动特性计算

车体的振动特性（固有频率及振型）的计算，基于有限元法和线性振动理论。因此，动力模型仍按本章上述方法划分单元，组合整体刚度矩阵 $[K]$ ；同时将各单元的均布质量和阻尼集中到单元的各结点上，组合成结构总质量矩阵 $[M]$ 以及结构的总阻尼矩阵 $[C]$ 。随时间变化的外载荷也都移置到相应的结点上，形成载荷列阵 $\{P(t)\}$ 。如此具有有限个自由度的弹性系统的运动方程，可应用虚功原理写出，其形式为：

$$[M]\{\ddot{\delta}\} + [C]\{\dot{\delta}\} + [K]\{\delta\} = \{P(t)\} \quad (10-34)$$

由于要计算的是结构的固有特性，取 $\{P(t)\} = 0$ ；同时因车架结构阻尼很小，对固有频率和振型影响很小，可略去不计，则式(10-34)就成为如下所示的无阻尼自由振动方程：

$$[M]\{\ddot{\delta}\} + [K]\{\delta\} = 0 \quad (10-35)$$

这是一个常系数齐次微分方程，设它的解为：

$$\{\delta\} = \{\delta_M\} e^{j\omega t} \quad (10-36)$$

式中 $\{\delta_M\}$ ——振幅列向量；

$j^2 = -1$ ；

t ——时间；

ω ——振动的固有频率，令 $\omega^2 = \lambda$ 。

将式(10-36)代入式(10-35)，则可得到一个代数方程组：

$$([K] - \lambda[M])\{\delta_M\} = 0 \quad (10-37)$$

式(10-37)就是数学上的广义特征方程。可见，系统自由振动特性的求解(又称模态分析问题)，就是求特征值 λ 和特征向量 $\{\delta_M\}$ 问题。

式(10-37)要有非零解的条件是系数行列式必须等于零，即：

$$P(\lambda) = \det([K] - \lambda[M]) = 0 \quad (10-38)$$

$P(\lambda)$ 为 λ 的 n 次多项式 (n ——总自由度), $[M]$ 为正定阵, 只要 $[K]$ 也为对称正定阵, 则 $P(\lambda)$ 必有 n 个正实根 $0 < \lambda_1 \leq \lambda_2 \leq \dots \leq \lambda_n$, 使:

$$P(\lambda_i) = \det([K] - \lambda_i[M]) = 0 \quad (i = 1, 2, \dots, n)$$

参照式(10-37), 于是由

$$([K] - \lambda_i[M])\{\delta_M\}_i = 0 \quad (10-39)$$

可以解得 $\{\delta_M\}_i$ 。 $\{\delta_M\}_i$ 是特征值 λ_i 所对应的第 i 阶特征向量, 即对应于各阶固有频率 $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$, 有固有振型 $\{\delta_M\}_1, \{\delta_M\}_2, \dots, \{\delta_M\}_n$ 。

对于高阶特征值系统的求解, 势必化费大量计算机时。一般大型工程结构, 只需求头几阶较低的振动频率和振型, 因为低阶振动对结构的动力影响最大。

用按上述原理编制的动力有限元程序, 对某客车骨架进行计算的结果列于表10-2。

图10-20为客车骨架的一阶扭转振型。为了清晰起见, 将骨架上部与底架分别表示于图10-20a和b。图10-21和图10-22分别为底架一阶水平弯曲振型和一阶垂直弯曲振型。

表10-2 客车骨架的振型与频率

阶数	振 型	频率/Hz	阶数	振 型	频率/Hz
1	一阶扭转	8.328	4	顶盖平移和弯曲	19.287
2	一阶水平弯曲	13.646	5	二阶水平弯曲和扭转	21.420
3	一阶垂直弯曲	17.123	6	垂直弯曲和扭转	21.877

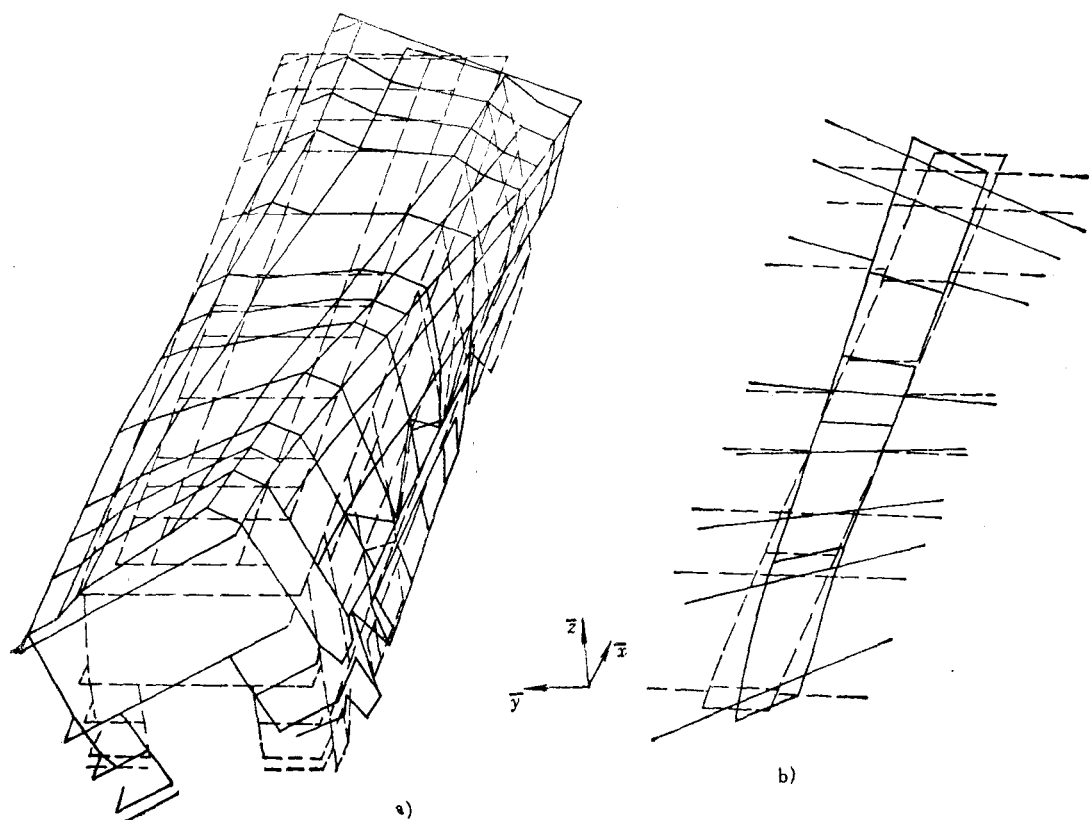


图10-20 一阶扭转振型

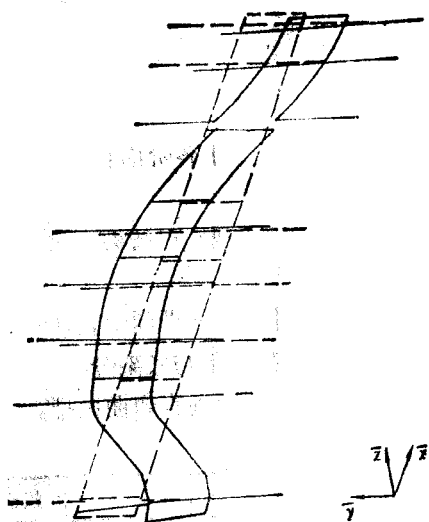


图10-21 一阶水平弯曲振型

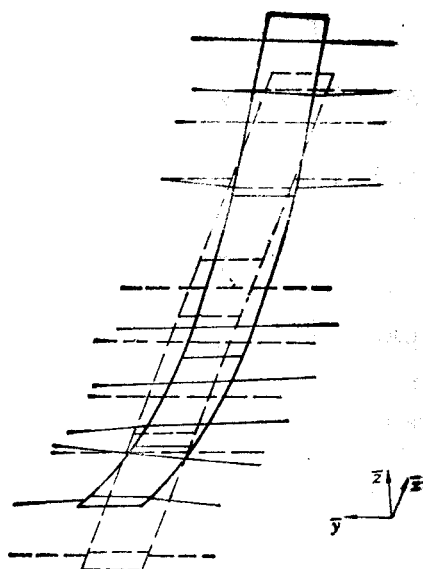


图10-22 一阶垂直弯曲振型

第十一章 座椅设计

§11-1 概 述

汽车座椅用于：支承乘员的质量；缓和和衰减由车身传来的冲击和振动；给驾驶员提供良好的工作条件；并为乘客创造舒适和安全的乘坐条件。由此可见，座椅设计的好坏，将对汽车的平顺性、乘坐舒适性、安全性及操纵方便性等产生很大的影响。因此，掌握汽车座椅的特性和设计方法，是车身设计中的重要环节之一。

汽车座椅的设计应满足如下要求：

1) 应有良好的静态特性，即：座椅的尺寸和形状应使人体具有合适的坐姿，良好的体压分布，触感良好，并能调整尺寸与位置，以保证乘坐稳定、舒适，操作方便，视野良好。

2) 具有良好的动态特性，以缓和与衰减由车身传来的冲击和振动，保证驾驶员能较长时间工作而不感到疲劳；乘客能感到乘坐舒适愉快。

3) 有足够的结构强度、刚度和寿命，并能在发生交通事故时尽量减少乘员的受伤程度，亦即具有足够的安全性。

4) 结构紧凑，外形与色彩应美观、大方，与车身内饰相协调，并尽可能减轻质量，降低成本，有良好的结构工艺性。

汽车座椅按结构型式可分为整体式，分开式，席斗式，长凳式，可调式、折叠式，可翻式等数种；按乘员数可分为单人式，双人式及多人式等；按功能可分为驾驶员座椅，乘客座椅，乘务员座椅及附加座椅等。对于不同类型的汽车，其座椅的设计要求各有不同的侧重。例如：高级客车的座椅当然要保证各项设计性能良好，而城市客车则要求座椅的质量轻、结构紧凑、结实耐用，价格低廉。对于驾驶员用的工作座椅，主要应保证视野良好、操作方便、调节灵活、长时间工作不感到疲劳；而乘客座椅则以保证乘员的舒适和安全为主。

§11-2 座椅的结构

汽车座椅一般由骨架、座垫、靠背和调节装置等组成。如图11-1a~d是带金属弹簧的，图11-1e~i是带海绵橡胶弹性元件的。

一、骨架

骨架固定在车身地板上，用以支撑整个座椅和人体质量。骨架可分为座垫骨架和靠背骨架两部分。将两者做成一个整体的，或用螺栓或靠背倾斜角调节装置等连在一起的，均称为整体式骨架。两者可以完全分开的称为分开式骨架，如轿车后座；也可以铰接，称可翻式骨架，常见于双门小轿车或微型轿车的驾驶员座椅及旅行车上的附加座椅。

骨架应有足够的强度和刚度，才能承载和保证安全。它可用钢管弯曲而成，也可用冲压

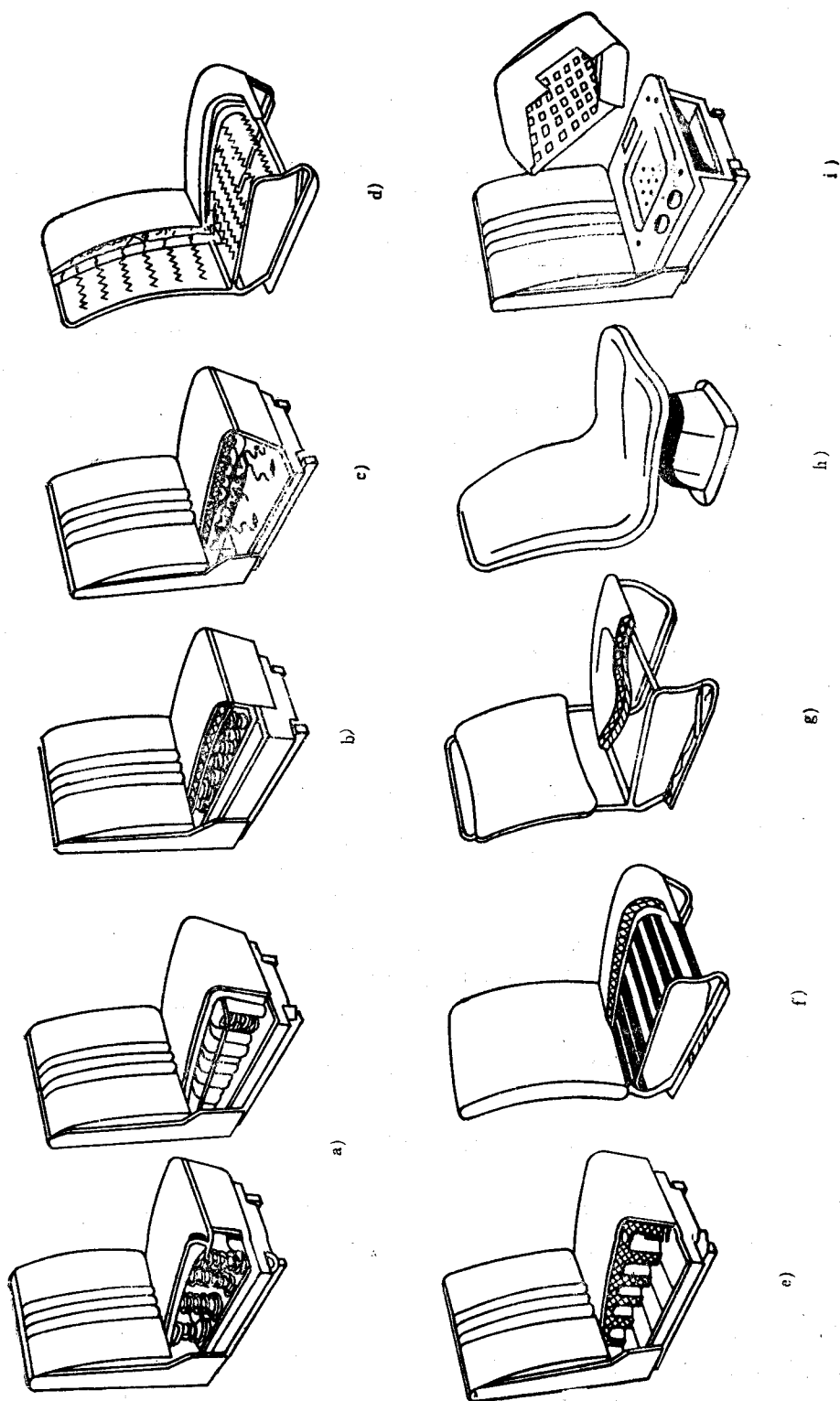


图11-1 座椅的基本类型

a) 带圆柱压缩弹簧 b) 带编织弹簧 c) 带蛇形弹簧 d) 带拉伸弹簧 e) 带海绵橡胶软垫 f) 弹性基座上带刚性骨架和海绵胶条 g) 半刚性基座上带海绵橡胶 h) 刚性座椅 i) 刚性框架上带弹性软垫

结构做成座形。材料可用钢管、铝板、树脂板、木材等。设计 requirements 是：当座垫上垂直载荷为800N时，允许挠度 $<10\text{mm}$ ；当载荷增至1200N时，允许永久变形 $<5\text{mm}$ 。当垂直靠背蒙皮作用载荷为1500N时，允许挠度 $<50\text{mm}$ ；当载荷增至2000N时，允许永久变形 $<12\text{mm}$ 。

二、弹性元件

弹性元件用以缓和由车身传来的冲击，通常用直径为1.2~4mm的弹簧钢丝加工而成，也有用泡沫塑料作弹性元件的。

金属弹性元件有：圆柱压缩螺旋弹簧、编织弹簧、蛇形弹簧和圆柱拉伸弹簧等，见图11-2。

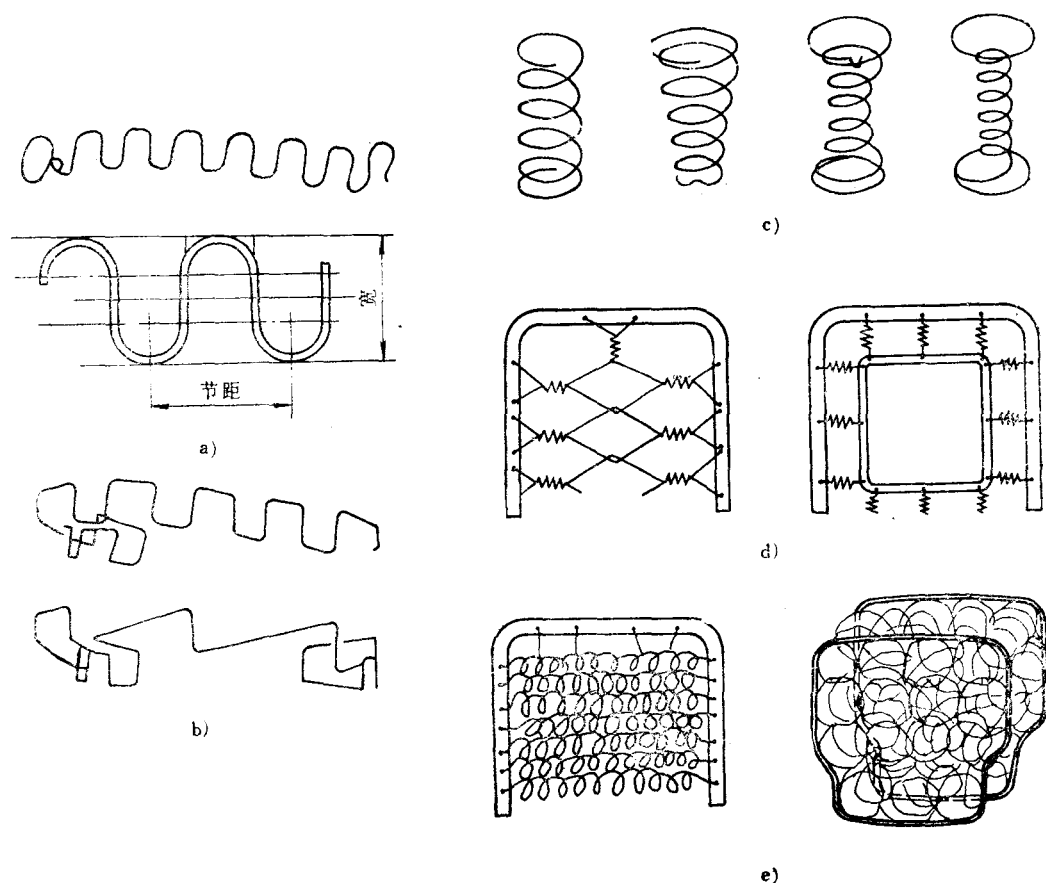


图11-2 各种座椅弹簧结构

a) 蛇形弹簧 b) 成型钢丝弹簧 c) 螺旋弹簧 d) 小型拉簧 e) 其他形状的弹簧

座椅中常将若干个弹簧排列组成弹簧架，使得当乘客质量不同时，弹簧变形的变化不太大，并有较好的横向稳定性，压力分布均匀，无局部陷落现象。螺旋弹簧常做成两端直径大，中间直径小的变刚度弹簧。为了防止振动时金属碰撞而产生的噪声，可采用编织弹簧，其结构简单、成本低、质量比上述螺旋弹簧轻20%~30%。蛇形弹簧用钢丝弯成S形，固定在框架上，形成承载面积，可用改变节距和宽度的办法来调节刚度，钢丝越长越软。其优点是结构紧凑、材料节省以及可使座垫和靠背厚度减薄。水平布置固定的小螺旋拉簧的结构紧凑，特别适用于很薄的靠背中。座椅用弹簧参数见表11-1。

表11-1 座椅用弹簧参数

弹簧类型	位置	座椅在0.5m宽度上的弹簧数	排数	主要螺圈的直径或弹簧宽度mm	每个弹簧的圈数	平均节距mm	钢丝直径mm	每个弹簧的钢丝长度mm
螺旋弹簧	座垫	16~20	4	54~60	5~8	15~30	4~5	1600~1600
	靠背	12	4	54	4~5	20~35	2.8	800~1600
编织弹簧	座垫	100	9~10	52	7	25~35	1.6	—
	靠背	60	7~8	65	5	30~40	1.6	—
蛇形弹簧	座垫	7~9	—	54	—	58~60	3.5~3.75	—
	靠背	5~6	—	54	—	58~60	3.5~3.75	—
水平弹簧		—	—	12~15	多	2.5~3	2~2.5	—

三、褥垫

当采用金属弹簧时，在蒙皮与弹簧架之间常加一层褥垫，用以分散弹簧和人体间的压力，使座椅表面具有柔软的触感。同时，它还具有吸收振动和噪声的功能，所以要求褥垫应柔软、平坦、具有一定弹性，且无明显永久变形。它常用棉絮、海绵、黄麻毡、泡沫塑料等材料做成适应人体的形状，有一定的尺寸和厚度。在褥垫和弹簧架之间，一般还有一层用麻布或橡胶垫做成的支承座，用以将负荷传至整个座垫，防止褥垫嵌入支承座而引起局部变形。

采用褥垫和弹簧架的座椅是一种传统结构，其缺点是工艺复杂、成本高、性能不佳以及振幅大且不易衰减。随着工程塑料的不断发展，在汽车座椅上已日益广泛地采用橡胶海绵、聚氨酯和泡沫塑料等作为弹性元件，这是因为其质量轻(相对密度为0.12~0.2)、弹性好、内部的大量气孔有良好的阻尼作用。相对阻尼系数在0.25左右，固有频率在3Hz左右，且能模塑成形，容易实现座椅的体形化，满足合理的体压分布要求。图11-1c所示为设有气室的全海绵泡沫塑料座垫。它无需另设褥垫，只要改变气室尺寸和形状，就可调节座垫的弹性。

四、蒙皮

蒙皮是包在座垫和靠背总成外表面的一层材料，可用它来修饰座垫的表面。其色彩应符合车身内饰的统一要求。蒙皮应包得很结实，以加强褥垫的作用，使载荷能均布在弹簧上。蒙皮材料常用棉布、毛织品、皮革、人造革、塑料和粘胶织品等。由于蒙皮直接与人体接触，其品质特性将直接影响到乘坐者的感觉，因而要求蒙皮面料有足够的强度和耐磨性。蒙皮表面有桔子、鸡皮等花纹以增加摩擦系数。摩擦系数应选得适当，过大会使人背部肌肉很快疲劳；过小又会造成乘客在座位上滑动。面料还应耐脏并有良好的透气性、去湿性、尺寸稳定性和阻燃性。要求其在-50~70℃范围内保持一定弹性，不脆裂、不发粘。当车速为40km/h时，蒙皮的传热系数 h 应在2.3~3.5W/(m²·K)范围内。乘坐3小时后，舒适的蒙皮表面温度为18~22℃，湿度为50%~60%。

五、调节机构

调节机构用以适应不同身材的乘员对乘坐和操作的不同要求。其结构型式有：前后调节式、上下调节式、靠背倾角可调式、整座倾角可调式和六向(上下、左右、前后)均可调式等几种。

前、后方向和上、下方向的调节装置装在座垫骨架和地板之间。前、后方向的调节量一般在90~140mm之间,大多不大于120mm;上、下调节量一般在30~60mm之间。靠背倾角装置装在座垫骨架与靠背骨架之间。它的调节范围不仅限于驾驶姿势的要求($3^{\circ}\sim 8^{\circ}$),而且应可适应乘客从坐姿到睡眠的状态($6^{\circ}\sim 65^{\circ}$)。在整体座椅倾斜角可调的结构中,座椅底面和水平面间夹角的变化范围为 $5^{\circ}\sim 10^{\circ}$ 。当人的脊椎与垂直面的夹角超过 25° 后,座椅应设置头枕。座椅前后调节装置可用无滚珠滑轨式和丝杠式等几种,上、下调整装置可用丝杠式、弹簧式和液压式等几种,如图11-3所示。其中,图11-3a所示结构简单,但摩擦阻力大,易生锈,调节费力;图11-3b所示结构调节轻便、寿命长,但尺寸大、成本高;图11-3c则调节速度慢,但寿命长、工作可靠;图11-3d所示为螺旋弹簧式,它调整方便、调节量大、速度快且可在行车中调整,但结构较复杂、稳定性差。图11-3e为油缸式,它调整方便、乘坐舒适,但结构复杂、成本高。此外,还有连杆式等结构。

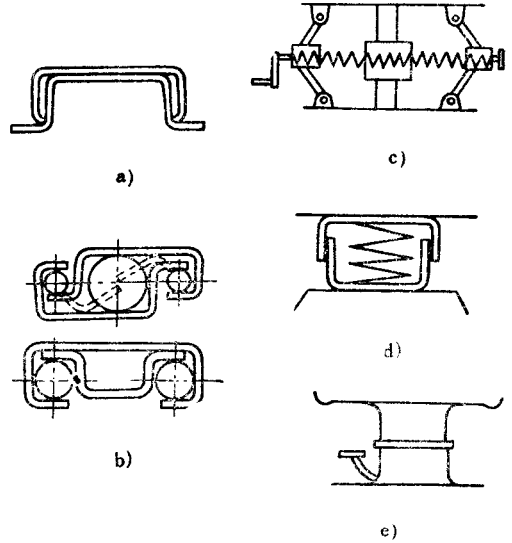


图11-3 座椅的调节机构

座椅靠背角度调节装置常用滑槽式或液压式以及棘轮式结构。调节机构大多为手动式,也有用电动机或机械蓄能器作为动力源的。在设计时,应充分考虑到安装关系和锁止装置的可靠性,要求调节轻便,调节手柄应设在易操作的部位。

§11-3 座椅的动态特性

座椅的动态特性是指座椅对从汽车的悬架、车轮、车身等振动系统传来的冲击和振动所能起到的缓冲作用和消振特性。动态特性的研究主要应从座椅的弹性特性和减振特性两方面来考虑,即从作用在座椅上的载荷及其变形求出座垫的刚度 C 值(反映座垫的软硬程度),以及从乘员质心在座椅上垂直振动的衰减曲线来确定乘员在座椅上的振动频率和振幅的衰减值。随着研究的深化,目前趋向于把“路面—汽车—人”作为一个整体系统来考虑,研究由道路状态所产生的原始振动和传到人体的实际振动之间,在频率和振幅方面的差别以及在心理和生理上的感觉反应。

一、振动对人体的影响

在路面—汽车—人系统中,人是振动的承受者。人体对振动的反应,是评价汽车平顺性的基础。当汽车在不平路面上行驶时,将承受不规则的随机振动,从而导致乘员在不同程度上产生疲劳和不舒适。当然,由于各人的身体素质、年龄以及生理和心理上的千差万别,对振动的敏感程度会有很大不同,这给研究工作带来很大困难。近年来,国际标准化协会(ISO)在综合大量资料的基础上所提出的《人体承受全身振动的评价》(ISO 2631/1—1985),已得到许多国家的承认和采纳。该标准用垂直和水平两个方向的加速度均方根值给出了在

1~80Hz振动频率范围内,人体对振动反应的三种不同感觉界限,即暴露极限、疲劳—降低工作效率界限和舒适降低界限。在座椅研究中,主要应用疲劳—降低工作效率界限曲线,如图11-4和图11-5所示。

由图可知,人对振动的反应特点主要表现为:

1) 忍受垂直振动的能力大于忍受水平振动的能力。因此,除要考虑垂直振动外,还应注意水平振动的影响。

2) 随着受振时间的增加,忍受振动的能力下降。

3) 在不同振动频率下,人的忍受能力不同。人最敏感的频率范围为:对于垂直振动是4~8Hz;对于水平振动,在2Hz以下。

4) 在相同的持续时间内,在2.8Hz以下,水平振动允许的振动加速度的均方根值小于垂直振动的相应值,而在2.8Hz以上,情况则相反。

对振动舒适性的评价,涉及到工程学、物理学、生理学、心理学等多方面科学。过去对舒适性的评价主要靠人的感觉,主观成分大,难以获得客观标准。支配人的舒适性的因素大体可分为外因和内因两类。外因主要指外界噪声、气味、视觉、周围环境和路面状况等;内因则系指人的精神状态、身体素质和经历等。《ISO2631》标准发表后,为定量评价舒适性提供了较可靠的依据。为了求得准确的座椅的

动态参数,可以用真人坐在座椅上来进行试验测定。但是,由于人体的弹性和阻尼在振动过程中也在变化,故必须进行大量的试验和统计分析,否则得不到确切的结果。有人曾用假臀和真人进行台架试验和道路试验,对比试验结果表明,用两自由度人体模型代替真人得到在座椅上的响应与真人在座椅上的响应很接近,可以用来评价舒适性。由于人体模型的振动特性参数不会改变,故可避免真人各种因素的影响;加上在振动过程中假臀的运动较单纯,测量结果比较准确,有良好的可比性。因此,用假臀或两自由度的机械模型来代替真人,利用测定幅频特性求座椅的固有频率和相对阻尼系数,用以评价座椅特性,可以认为是一种简单

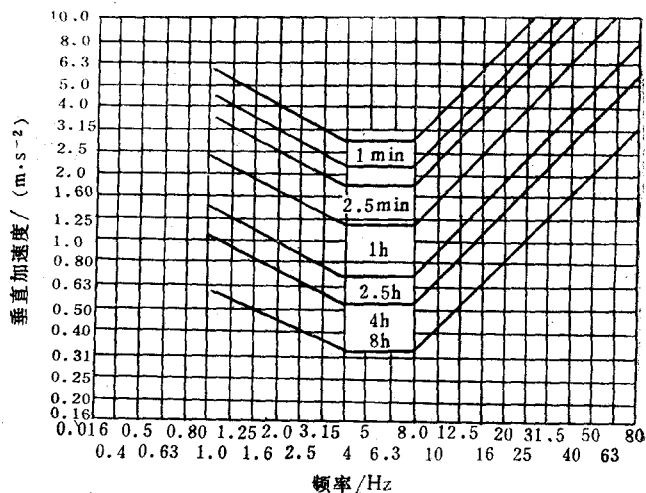


图11-4 垂直方向振动时人的疲劳界限

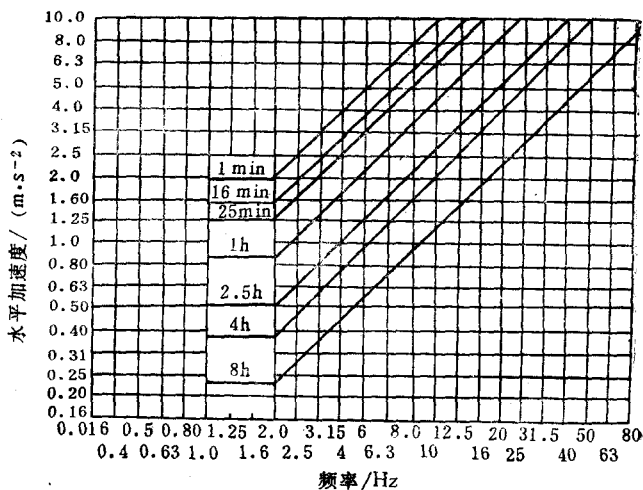


图11-5 水平方向振动时人的疲劳界限

而有效的方法。

二、座椅的振动参数与选择

分析汽车的振动系统可见, 主要减振环节有三个, 即: 轮胎、悬架和座椅。它们构成一个串联系统。降低轮胎和悬架的刚度, 虽可改变舒适性, 但改动余地不大, 因为这样会使轮胎承载能力下降, 寿命降低; 而且还会由于悬架刚度的下降, 使汽车的制动稳定性和操纵性恶化。因此, 改变座椅的振动参数对于改善舒适性有特殊作用。其一是可以进行单独改进, 不影响整车的其它性能而获得良好的效果; 其二是座椅制造方便、成本低, 改进周期短、见效快。

(一) 座椅的振动参数

汽车座椅的振动参数主要有两个, 一个是刚度 C , 它决定了座椅的固有圆频率 ω_n , 由振动理论知:

$$\omega_n = \sqrt{C/m} \quad (11-1)$$

式中 C ——座椅刚度;

m ——座椅与人的质量。

因为质量 m 变化范围不大, 所以固有圆频率 ω_n 的平方与刚度 C 成正比。

另一个是阻尼系数 k , 它决定了座椅的振动衰减特性, 对阻尼的评价常用相对阻尼系数 ψ 表示。由振动理论知:

$$\psi = \frac{k}{2\sqrt{Cm}} \quad (11-2)$$

式中 k ——座椅系统的阻尼系数;

C ——座椅的刚度;

m ——人体与座椅的质量。

(二) 座椅的传递特性

人坐在行驶中的汽车座椅上时, 始终是处于有弹性有阻尼的状态下, 如图11-7所示。其臀部运动不同于车身地板的运动。由大量道路试验结果所获得的臀部加速度 ($\omega^2 y$) 相对于车身地板垂直加速度 ($\omega^2 x$) 的放大因数 (y/x) 与激振频率 ($\omega/2\pi$) 的关系曲线, 表示在图11-6上。该图即表示汽车座椅的传递特性。用传递率 β_0 来表示, 即:

$$\beta_0 = \frac{y}{x} = \frac{\omega^2 y}{\omega^2 x} = \frac{\ddot{y}}{\ddot{x}} \quad (11-3)$$

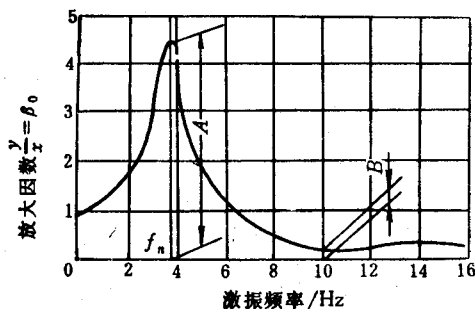


图11-6 人在座椅上的振动传递

式中 ω ——激振圆频率;

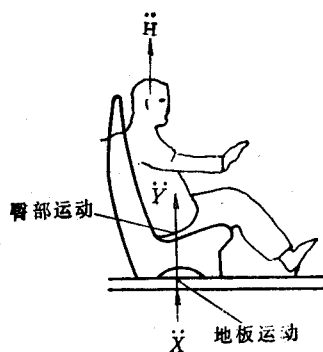


图11-7 行驶时测得的座椅的传递特性

η ——臀部加速度;
 r ——地板加速度。

图11-6的横坐标是激振频率 $f = \frac{\omega}{2\pi}$ 。

可见, 座椅的传递特性就是座椅振动的传递率随激振频率而变化的特性, 它直接反映了座椅衰减振动的能力。由图11-6可见, 当激振频率在4Hz附近时, 将产生共振, 此时的振幅出现峰值。

(三) 座椅相对阻尼系数 ψ 的选择

相对阻尼系数 ψ 对振动特性的影响如图8-36所示, 可见:

- 1) 当 $\lambda = 1$ 时, $\omega = \omega_n$, 将发生共振。
- 2) 共振区域范围为 $0.75 \leq \lambda \leq \sqrt{2}$, 此区域内 $\beta_0 > 1$ 。在此区域, 相对阻尼系数 ψ 越大, 则 β_0 越小, 即抑制共振效果越好。
- 3) 当 $\lambda > \sqrt{2}$ 时, 属于减振区, 此时 $\beta_0 < 1$, 振动被衰减。在减振区域, 相对阻尼系数 ψ 越大, β_0 越大, 减振效果反而要差些。

综上所述可见, 在设计汽车座椅时, 应充分利用 $\lambda > \sqrt{2}$ 区域的减振效果。但相对阻尼系数 ψ 不宜取太大值, 也不宜太小; 应使座椅 (主要是座垫) 的共振频率 ω_n 尽量避开人体最敏感的4~8Hz频率区, 故一般希望 $\omega_n < 3\text{Hz}$, $\psi = 0.25$ 左右。

泡沫塑料的弹性元件, 可接近这一要求。而用金属弹簧的座垫, $\psi = 0.1$ 左右, 为了增加阻尼, 可采用带减振器的“悬挂座椅”。图11-8所示为悬挂座椅与一般座椅舒适程度的比较。图中, 横坐标为激振频率 $\omega/2\pi$, 纵坐标为传递率 β_0 。由图11-8可见, 悬挂座垫隔振能力最好。国外的平路机和运土机等, 由于没有悬架装置, 故几乎全部采用悬挂座椅。某些重型车辆, 尤其是矿用车, 也都装了悬挂座椅, 例如美国的WABCÖ-120C, 意大利的PERLIN IT-20, 国产SH-330型矿用车等。这样可以改善驾驶员的劳动条件, 提高生

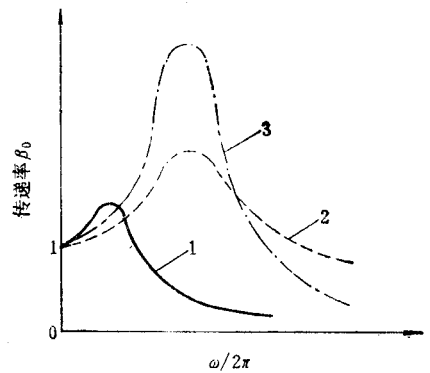


图11-8 不同座垫的弹性特性
 1—悬挂座垫 2—全泡沫座垫 3—双曲金属弹簧座垫

产率。有的驾驶员座椅还可根据人体质量调整刚度, 并采用液压减振器, 使隔振性能大大提高。

(四) 座椅刚度 C 的选择

由人一车一路系统的振动传递分析可知, 座椅、悬架、车轮构成了一个串联的弹性系统。因此, 座椅刚度 C 的选择, 要从座椅的固有频率与悬架、车轮的固有频率相匹配来考虑, 既要避免与悬架、车轮的固有频率相重合, 又要避开人体最敏感的4~8Hz的频率范围。由统计分析知, 一般车身在悬架上的固有频率为1.2~2Hz, 车轮(轮轴)的固有频率为9~11Hz。当主要考虑垂直振动时, 座椅的刚度与车身刚度、轮轴刚度相互作用的试验结果可见图11-9。图11-9a表示车身加速度的放大因数与激振频率的关系; 图11-9b表示座椅的传递率与激振频率的关系; 图11-9c表示它们共同作用即叠加(表现为幅频特性的乘积)的结果, 反映了某汽车座椅上人所承受传递率与激振频率(路面不平度)之间的关系。由图11-9a知, 当激振频率分别达到1.42Hz和9.95Hz时, 车身幅频特性将出现共振峰值。由图11-9b知, 当

激振频率达到人体一座椅的固有频率2.9Hz时，座垫垂直位移的放大因数也出现共振峰值。当它们共同作用时，由图11-9c看出，人所承受的座椅加速度的放大因素在轮轴固有频率9.95Hz下的共振峰大为减小，即达到减振的效果，但在车身固有频率1.5Hz及座垫固有频率3Hz附近，车身加速度却给放大了，没能起到减振作用。因此，在设计座椅弹性元件时，一定要综合考虑它的影响。至于座垫的刚度选择，以使其固有频率 ω_n 在2~3Hz范围为佳。因为频率太高(大于8Hz)的座垫太硬，影响舒适性；而频率太低(小于1Hz)，则不仅因座椅太软，挠度太大，使布置不便，而且在坏路上行驶时，还会造成更大的冲击；同时，过低的频率还会使人产生晕车的感觉。现代汽车用的座垫刚度：轿车为78~118N/cm，货车为147~196N/cm。

三、座椅振动参数的优选

由上述分析知，座椅振动参数的合理选择必须与整车振动参数相匹配，才能获得最佳效果，而关键在于如何获得最佳匹配。有人提出利用五自由度振动模型和优化方法，通过电子计算机模拟计算来寻找座椅振动参数的最佳匹配方法，计算结果已为试验所证实。因此，该方法为确定座椅振动参数提供了有效的现代化方法。

五自由度力学模型考虑了汽车

前、后轴振动的耦合及纵向角振动对人体的影响，考虑了座椅在不同位置时的振动特性和从路面激励到座椅的整个汽车振动系统的传递特性以及座椅参数与悬架的匹配，因而使人一座椅系统的分析更接近实际工况。该项研究表明，座椅刚度 C 和阻尼以及车速不同，座椅加速度加权的均方根值 σ 也不同。随着车速的增加， σ 呈一根下凹的曲线，有最低值，见图11-10。图中3号座椅刚度小，阻尼大， σ 值最小、舒适性最好。图11-11表示，在不同的相对阻尼系数 ψ 下座垫刚度 C 与 σ 的关系。可见，要使座垫刚度 C 与相对阻尼系数 ψ 进行合理匹配。可在相应的 σ 曲线上找最小极值点对应的刚度值。图11-12是座椅平顺性评价指标的等值线图，表

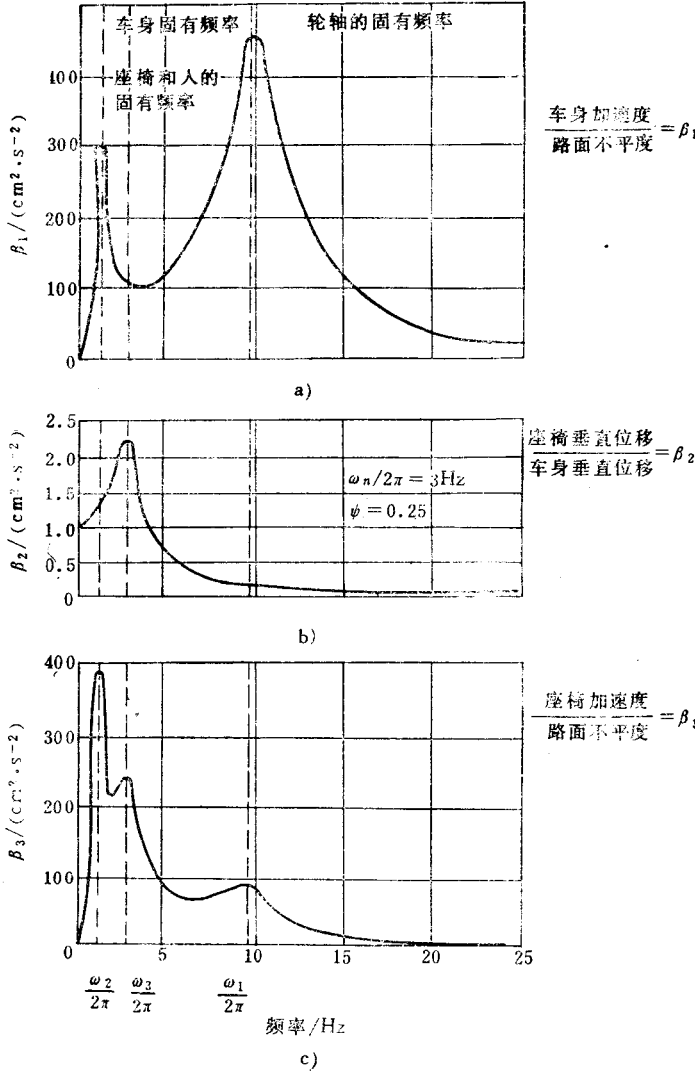


图11-9 座椅的隔振作用

a) 车身的幅频特性 b) 座椅的幅频特性 c) 车身上座椅的幅频特性

示座垫的相对阻尼系数与其刚度间应有的相互关系,可由此图中找出在可行范围内座椅平顺性的最佳点。以BJ212汽车为例,取座垫刚度 C 为 78.4N/cm , $\psi=0.3$ 时,座椅平顺性最好。图11-13表示座椅位置沿汽车纵轴线改变时, σ_a 值的改变情况。由图可见,不同 ψ 对 σ_a 的影响远小于座椅位置距前轴的距离 L 的影响。可见,在汽车上存在着一段“舒适区”,在该区段两侧的座椅,平顺性将变坏。该结论说明,对于象大客车这类必须安排多排座椅的车辆,应对不同位置的座椅选用不同的振动参数,才可能使每个座位均获得良好的振动特性。当然,这样做会给座椅的生产及安装带来较大的困难。

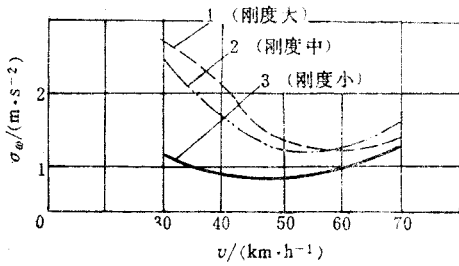


图11-10 不同刚度和阻尼座椅的加速度加权均方根值与车速的关系

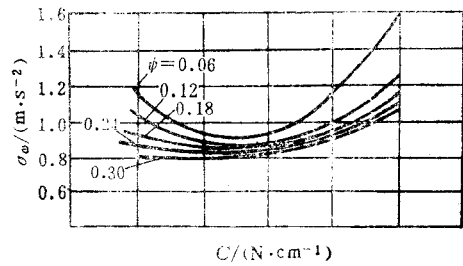


图11-11 不同阻尼座椅的加速度加权均方根值与座垫刚度的关系

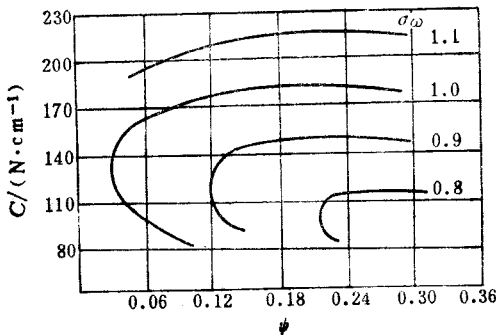


图11-12 座椅平顺性评价指标的等值线图

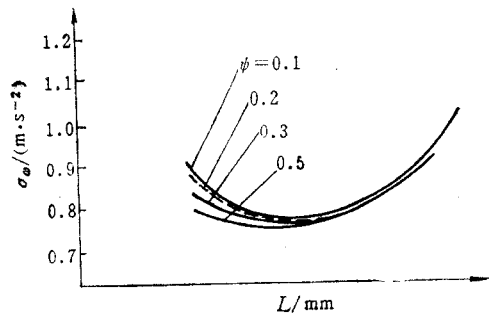


图11-13 座椅位置对平顺性的影响

四、座椅动态特性的简便计算

为了较简便地定量评价各种座椅的动态特性,80年代初,国外有人提出测量和计算座椅的“乘坐舒适性数 R ”的经验评价方法:

$$R = \frac{K_0}{ABf_n} \quad (11-4)$$

式中 K_0 ——座椅舒适性常数。不同座椅有不同的推荐数值。估算时可暂取 $K_0=1$;

A ——座椅共振频率所对应的振动传递率;

B ——10Hz时的振动传递率;

f_n ——座椅的固有频率,单位为Hz。

对具体座椅来说,只要测得 A 、 B 、 f_n ,即可算出 R 值。 R 越大,说明动态特性越好。

传递特性曲线见图11-6。

由大量统计分析表明, R 值与67%的主观评价相等。对于特定的座椅(例如凹背式)来说,该值可靠程度能达80%,究其原因,是由于 A 、 B 、 f_n 均在分母上。 A 小,则反映共振

时, 传给乘员的振动能量小; B 小, 则表示能减少由共振频率为10Hz的非悬挂质量传递上来的高频振动。因此, R 大的座椅减振性能好。

§11-4 座椅的静态特性与几何参数选择

座椅的静态特性是指座椅的结构型式、几何参数、人体接触座垫和靠背的体压分布以及由此而形成的受载轮廓等技术参数对乘坐舒适性的关系特性。

一、人体的乘坐姿势

人体究竟应保持怎样的乘坐姿势才能获得舒适感, 这是座椅设计中应掌握的内容。

日常生活经验告诉我们, 人体站立时的腰曲接近于生理弧形, 变形较小。直坐和弯腰活动等姿势都使腰曲弧形受到拉伸变形(椎骨和骶骨的前部受压、后部受拉), 迫使中间的椎间盘受到一向后的推力, 压向韧带使之绷紧而引起腰酸等不舒适的感觉。只有保持正常的腰曲弧形而不受拉压变形才能使人体感到舒适。在座椅设计中, 使乘坐者的腰曲弧形保持正常, 腰背部肌肉处于松弛状态, 从腹部通向大腿的血管不受压迫, 保持血液循环正常, 则可获得舒适的乘坐姿势。

图11-14所示的舒适姿势特点是: 臀部离开靠背稍向前移, 保持上体在腰椎以上的

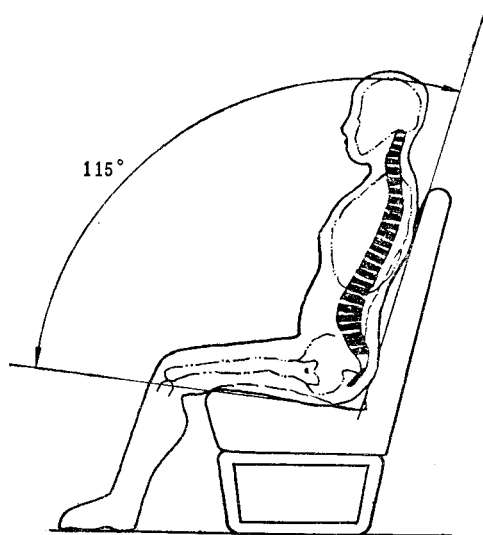


图11-14 舒适的乘坐姿势

肩部与大腿下平面之间达到 $100^{\circ} \sim 115^{\circ}$ 角。根据“人体工程学”的研究, 舒适坐姿时人体关节角度范围如图11-15所示。可据此去确定座椅的有关参数。

二、座椅的体压分布与受载轮廓

人体质量作用在座椅座垫和靠背上的压力分布称为体压分布, 它和乘坐的姿势密切相关, 因此, 在座椅设计中必须予以足够的重视。根据“人体工程学”的研究, 最舒适的乘坐姿势时的体压分布应保证:

1) 人体的大部分质量应以较大的支承面积、较小的单位压力合理地分布到座垫和靠背上。

2) 压力分布从小到大平滑地过渡, 避免突然变化。

图11-16所示为人体在靠背和座垫上最适宜的体压分布。由图可见, 人体质量作用在座椅上的压力并非均布, 而应根据各部位在产生不舒适感觉以前所能承受压力的大小予以合理的分布。座垫上的体压分布应使坐骨部分承受的压力最高, 由坐骨周围扩展到臀部外围, 压力逐渐降低, 直到与座垫前缘接触的大腿下平面趋于最低值。靠背

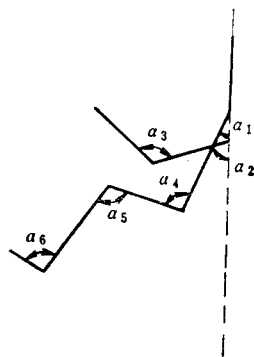


图11-15 舒适坐姿时人体的关节角度范围(SAE267C)

$\alpha_1 = 10^{\circ} \sim 20^{\circ}$	$\alpha_2 = 15^{\circ} \sim 30^{\circ}$
$\alpha_3 = 80^{\circ} \sim 90^{\circ}$	$\alpha_4 = 85^{\circ} \sim 100^{\circ}$
$\alpha_5 = 100^{\circ} \sim 120^{\circ}$	$\alpha_6 = 85^{\circ} \sim 95^{\circ}$

上的体压分布则应以肩胛骨和腰椎骨二部位的压力最高。这就是靠背设计中所强调的“两点支承”。

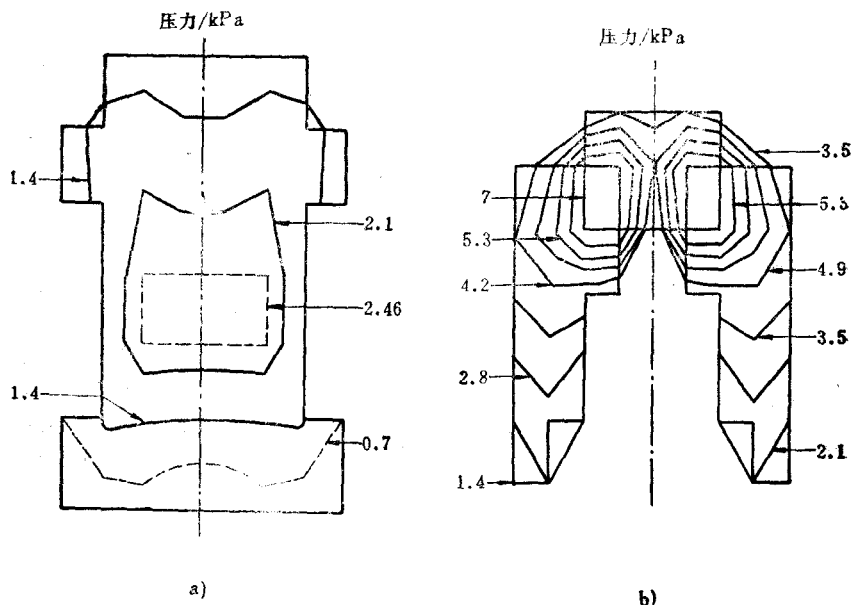


图11-16 人体在靠背和座垫上最适宜的体压分布

a) 靠背 b) 座垫

两点支承的上面一点，是为胸部部分的肩胛骨提供凭靠，称为“肩靠”。其位置相当于第五至第六节胸椎之间的高度。下面一点是为腰曲部分提供凭靠，称为“腰垫”，它对保持正常腰曲弧形和保护易损的腰椎具有决定性的作用。至于靠背的倾角，它和两点支承是相互依存的，但由于使用要求不同而各有侧重。以乘坐休息为主的座椅，应着重保证舒适的乘坐姿势，此时靠背与座垫之间的倾角以 115° 较为合适（当然，座垫与水平面也需有一定夹角），两点支承则以肩靠起主导作用。对于以直坐工作为主的座椅，由于直坐时人体背部几乎接触不到靠背，两点支承只剩下腰垫能起到支承作用。此时，腰垫不仅在直坐工作时起到支承作用，从而保护腰椎，缓和腰曲拉伸，而且在需要休息而向后舒展上体时，由于有腰垫的合理支承，还能起到迅速恢复工作时所受到的腰曲变形的作用。综上所述可见，对乘客椅来说，肩靠起主要作用，而驾驶员座椅则应着重于腰垫设计。

为了能用具体数据来表达座椅设计的要求，可以采用如图11-17所示的试验装置，根据被试者的生理、精神、习惯和爱好等各方面的综合要求，把符合最舒适乘坐姿势时的座椅受载状态记录下来，经过统计分析，供设计参考。该试验装置具有2个自由度，图中用箭头分别表示座椅高度、座垫及靠背角度、方向盘与脚踏板的位置及角度等参数的调整情况。在座垫和靠背上还分别设置了多个传感器，用来测量人体作用在座椅上的压力分布。其中，相对于人体的腰部和肩部两处支承，还可以沿导柱上下移动，用以找出人体在最佳坐姿时的背部体压分布。试验时，被试人员的身体在装置上的位置和方位，可通过电机和随动装置，在试验者直接支配下，由微型计算机调节。当被试人员感到坐姿舒适、操作轻便时，各种参数即可由计算机记录下来。为了确定座椅的受载轮廓曲线，有资料介绍还可以用一种所谓“万能测试椅”来测量。图11-18即为一身高为1720mm，体重为68kg的被试者在万能测试椅上测

得的结果。其中，细实线表示座垫和靠背的基准线，粗实线表示受载轮廓线，虚线表示厚为38mm的衬垫上平面。该图可以较清楚地反映座椅的静特性。

当乘员坐在座椅上时，其最终姿势的支持点在脚、臀部和背部三部分。这三部分的支持条件配合得如何，对人体的疲劳有很大的影响。图11-19a、b、c为坐姿良好的支持条件，而图11-19d、e、f反映了由于地板或靠背的倾角与座位高度配合不当而引起肌肉紧张的支持状况，将造成乘员的疲劳。

三、座椅的几何参数选择

(一) 乘客座椅的几何参数

对乘客座椅的设计要求，主要在于应能满足乘坐时的舒适性与安全性。座椅的高度要保证双脚能自如地踩在地板上，双腿要能自如地前伸后屈；座椅深度不宜过大，并应与座椅高度成反比；座垫弹簧不宜过软，要使大部分人体质量支撑在坐骨部分；座垫与水平面之间应有一定倾角，前缘应带有圆弧，靠背与座垫之间要有合适的角度，保证肩部和腰部有稳妥的凭靠；空载轮廓应符合两点支承的要求。图11-20示出乘客座椅主要参数和相应的部位。常用数据如表11-2所示。由表中看出，这些参数还随车型及旅途长短的不同而有差异。其划分标准为：持续行驶里程为20km的作为短途；超过200km的作为长途；二者之间为中途。

靠背倾角是为了保证必要的体腿夹角，当靠背支承条件较好时，倾角可小些；长途乘坐时则宜大些。同时，倾角应随座椅高度增加而适当减小。倾角调节范围为 $6^{\circ} \sim 65^{\circ}$ 。当脊椎与垂直面的夹角超过 25° 后，应设置头枕。座椅上装上头枕(又称靠枕)后，可使乘员的后脑部得到支承，以减少头颈部的疲劳。靠枕可以与靠背做成一体，称为高靠背；也可以单独制造，与靠背本体插接，以便根据需要来调节头枕的高度。对头枕强度要求的国外标准是：

1) 在胯点施加 $373\text{N} \cdot \text{m}$ 的力矩下，头枕后倾量不超过102mm。

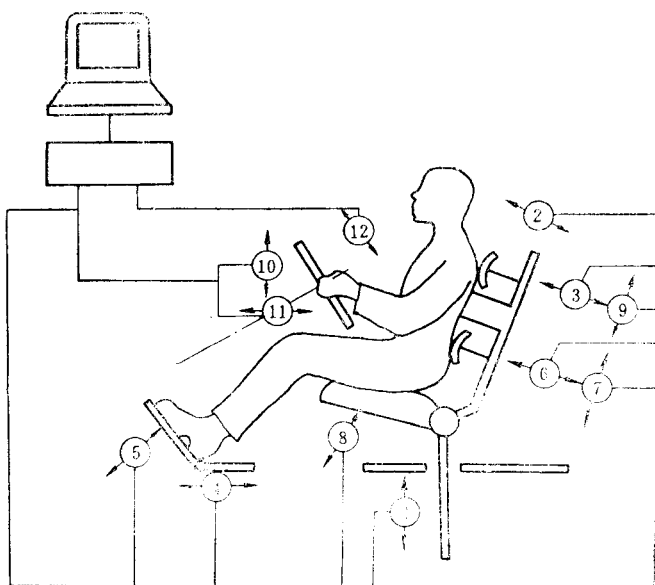


图11-17 人体坐姿的试验装置示意图

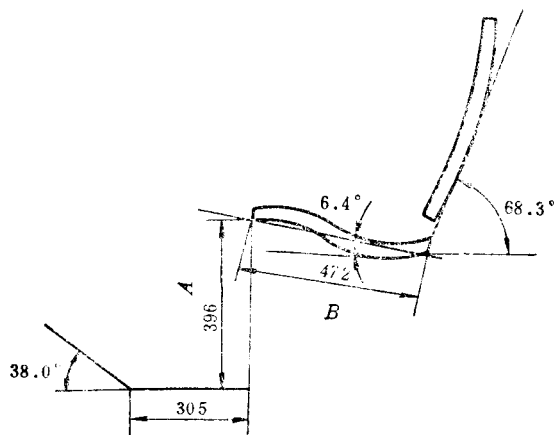


图11-18 座椅的受载轮廓和几何参数

2) 头枕及其固定件应能承受890N负荷而无损坏。

3) 用直径165mm的钢球以24.1km/h的速度投击头枕, 过3ms以上时间, 所测球的减速度不应超过80g。

4) 前苏联资料推荐头枕尺寸为: 宽254mm, 高305mm。

座垫倾角是为了防止臀部向前滑动。该角度也应随座椅高度的增加而适当减小。座垫有效深度的选取, 既要使腰曲部分能贴合腰垫, 又要能使乘员膝盖下面留有空间, 使小腿能方便地前伸或后屈。有些座垫的左右两边做成稍凸起, 或者使座垫两侧刚度较大, 中间刚度低, 目的是当汽车高速行驶时, 防止乘员侧摆。靠背两侧也应有些凸起, 以提高凭靠的稳定性。图11-21是两边凸起的泡沫塑料座垫的截面示意图。凸起部分的刚度稍大, 与中间密度小的泡沫塑料浇注为一体。

(二) 驾驶员座椅的几何参数

驾驶员座椅不仅要满足舒适的乘坐姿势, 更重要的是应为驾驶操作提供轻便、安全的工作条件, 亦即要保证驾驶员视野良好, 操作方便、调节轻便可靠、长时间工作不感到疲劳以及具有足够的安全性。

有关对乘客座椅的设计要求, 原则上都适用于驾驶员座椅, 但其几何参数又有所不同。图11-22表示在保持尺寸A、B满足JB2667—80要求条件下, 转向器安装角 γ 与座椅高度H, 座垫倾斜角 β 、靠背倾斜角 α 之间的相互位置。几何参数的常用数据列于表11-2。它们既与乘坐舒适程度, 也与操作轻便性、视觉效应等相关, 相互之间既有矛盾又有制约。按照舒适性要求, γ 角应稍小, α 角较大而H略低, 以使驾驶员

在操作时处于比较舒适的姿势。但按转动方向盘的轻便性要求, γ 角又应增大。从图11-23所示曲线可见, γ 越大, 所施于方向盘的力愈大, 因为此时驾驶员可利用从手臂到臂膀的肌肉同时转动方向盘; 而当 γ 角小时, 只能靠手臂部分的肌肉施加力量。可见, 为了提高方向盘的操纵轻便性, 就得适当地降低乘坐舒适性。

按照踏板轻便性的要求, 从图11-24所示曲线可见, α 和 β 愈小, H愈大, 驾驶员所能施于踏板的力愈大。这表明, 为了提高操纵踏板的轻便性, 同样乘坐舒适性也会有所降低。

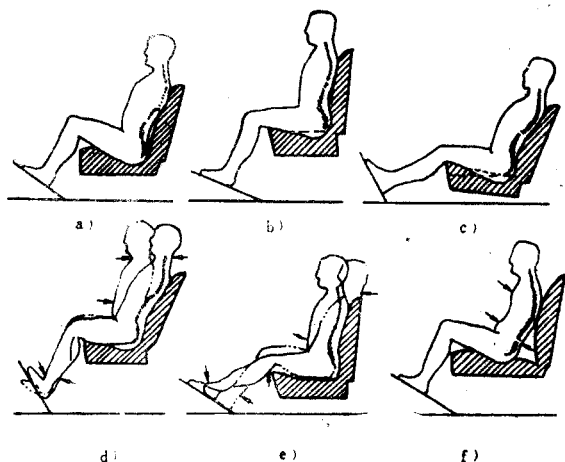


图11-19 各种坐姿的支持状况

a)、b)、c) 坐姿良好的支持条件 d)、e)、f) 坐姿不好的支持状况(虚线表明当支持条件不好时, 驾驶员力图获得的姿势, 箭头指出人体肌肉紧张的部位)

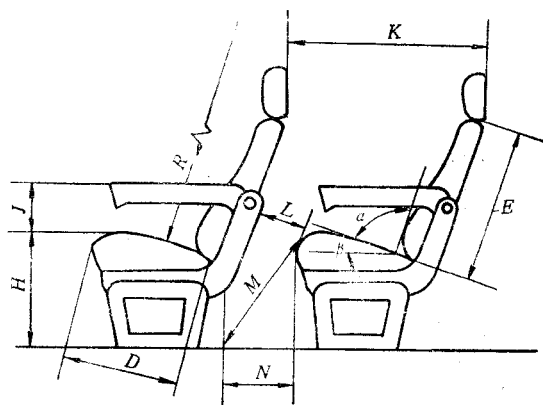


图11-20 乘客座椅的主要几何参数

表11-2 乘客座椅参数的常用数据

符号	参 数 和 部 位	短 途	中 途	长 途	轿 车
α	靠背与座垫之间的夹角($^{\circ}$)	105	110	115	97~105
β	座垫与水平的夹角($^{\circ}$)	6~7			8~13
D	座垫有效深度/mm	420~450			420~530
H	座椅高度/mm	480	450	440	340~410
E	靠背高度/mm	530~560			510~660
	座垫宽度(单座)/mm	440~450	470~480	490~550	480~530
	靠背宽度/mm	一般与座垫宽度相同			
J	扶手高度/mm	230~240			
K	前后座椅间距/mm	650~700	720~760	750~800	
L	后椅座垫前缘至前椅靠背后面的最小距离/mm	260	270	280	
M	后椅座垫前缘至前椅后脚末端的距离/mm	550	560	580	
N	后椅前脚至前椅后脚的垂直距离/mm	不小于300			
R	座垫上平面至车顶内壁距离/mm	1300~1500		950~1000	

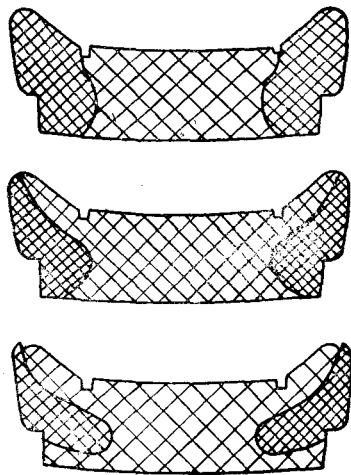


图11-21 由两种不同密度泡沫塑料浇注成的座垫

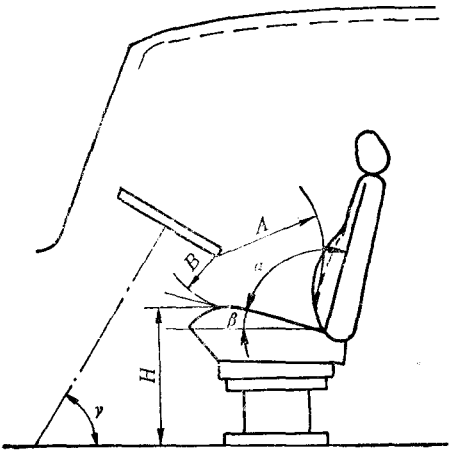


图11-22 转向器安装角度及座椅参数

从视觉效应方面看，驾驶员总希望自己的视线垂直于被观察的目标，本能地要求头部处于直立位置。如果 α 角太大，就不得不使颈部弯曲，从而引起疲劳。因此，只有适当降低乘坐舒适性而减小 α 角，才能使上体接近于直立位置，保持胸部挺起，两肩微垂的合理姿势。

表11-3列出这四个参数在不同类型汽车中的常用数值。

座垫宽度应大于乘客座椅，一般不小于480mm，因为此时需满足驾驶员操作时两腿展开的宽度以及长途操作后为解除疲劳而稍有移动或改变乘坐姿势所需要的附加宽度。座垫深度应略小于乘客座椅，一般选取400~420mm。靠背高度可稍低于乘客座椅，一般选取450~

500mm，靠背的宽度则应大于乘客座椅。

为了适应不同身体驾驶员工作的需要，驾驶员座椅应有调节装置。

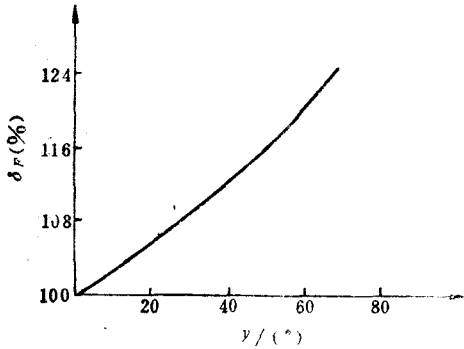


图11-23 驾驶员施于方向盘的力的增长率 δ_F 与转向器安装角 γ 的关系曲线

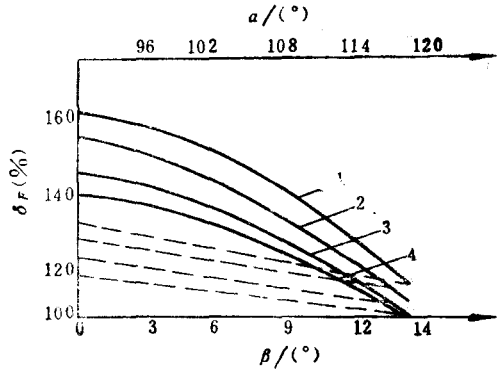


图11-24 驾驶员施于踏板的力 F 的增长率 δ_F 随 β 变化的关系曲线
1— $H=500\text{mm}$ 2— $H=450\text{mm}$
3— $H=400\text{mm}$ 4— $H=350\text{mm}$

表11-3 驾驶员座椅的特性参数

类 型	$\gamma/(^{\circ})$	$\alpha/(^{\circ})$	$\beta/(^{\circ})$	H/mm	方向盘直径/ mm
轿 车		100	12	300~340	—
轻型货车	20~30	98	10	340~380	≥ 350
中型货车(长头)	40~45	96	9	400~470	400~530
重型货车(平头)	60~65	92	7	430~500	400~530
大 客 车	70~80	92	7	450~500	400~530

§11-5 座椅的试验与评价

评价与鉴定汽车座椅的优劣，主要应考虑下述几点：

- 1) 座椅的静态特性，如体压分布、人的乘坐姿势与触感等。
- 2) 座椅的动态特性，即垂直、纵向与侧向的振动特性。
- 3) 座椅的调节方式与范围，即其适应性能。
- 4) 座椅的结构强度、外观造型与品质、成本等。

一个好的座椅应是上述诸项性能的最佳匹配。对于被评价的座椅，可以先测定其各项性能，再作出综合评价。

一、座椅振动参数的测试

测试的目的在于测定其刚度和阻尼系数。

(一) 座垫刚度的测定

座椅的刚度有静刚度与动刚度之分。由于动刚度与静刚度值差别不大，且不易测定，故工程上主要测静刚度。常用方法是在座垫上放置一个人体假臀模型，对其施加缓慢的均匀递增的垂直载荷，量取臀形板高度的变化，取载荷变化与高度变化的比值，即为座椅座垫在该

载荷下的静刚度。试验装置见图11-25，臀形板尺寸见图11-26，典型刚度曲线见图11-27。由于弹性材料的非线性及迟滞作用，加载及卸载均为曲线且不重合。可分段测量，然后取平均值，用取平均值的办法确定刚度。座椅静刚度的测定方法还有用三角波作为激励信号，其频率为0.05Hz，速度为150~300mm/min，用 $x \cdot y \cdot$ 记录仪画下图形，送入图象计算机，经积分、微分而求得座垫及靠背的迟滞率和刚度。

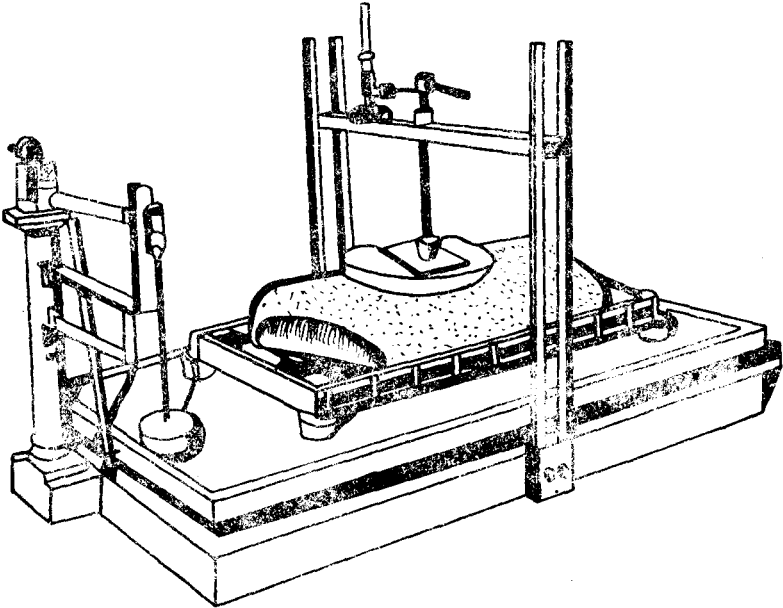


图11-25 座垫刚度测试装置

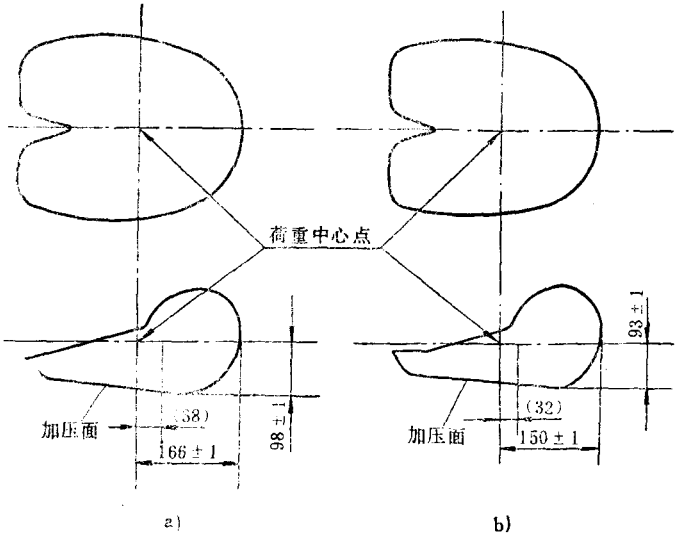


图11-26 臀形板的形状及尺寸
a) 美国标准 b) 日本标准

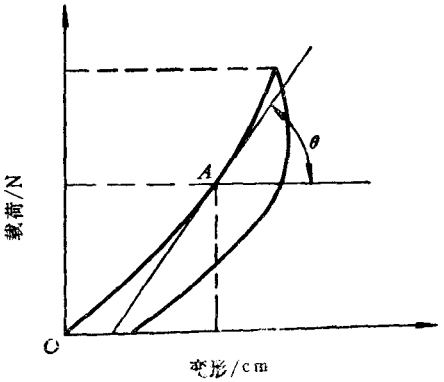


图11-27 座垫载荷-变形曲线

(二) 座垫阻尼系数的测定

在已有载荷的座垫上施加一个突发力，或施加一个初始位移后突然释放，用装在座垫上

的加速度传感器测量座垫的自然衰减振动曲线, 见图11-28。量取振动曲线中部相邻两个峰值高度 A_1 和 A_2 , 其比值为 $d = A_1/A_2$, 则座垫的相对阻尼系数 ψ 和阻尼系数 k 为:

$$\psi = \frac{1}{\sqrt{1 + 4\pi^2/(\ln d)^2}} \quad (11-5)$$

$$k = 2\psi\sqrt{Cm} \quad (11-6)$$

式中 C ——座椅刚度;

m ——人—座垫系统的质量;

$$d = A_1/A_2.$$

二、座椅的传递特性的测试

传递特性指座椅对振动的传递率 β_0 随振动频率而变化的特性(频响函数)。它直接反映了座椅衰减振动的能力:

$$\beta_0 = \frac{Y}{X} \quad (11-7)$$

式中 Y ——人—椅响应的振幅值, 单位为mm;

X ——人—椅输入的振幅值, 单位为mm。

有时为了测试方便, 也可用振动加速度之比或响应的加速度与输入的位移之比来表示传递率。 Y 和 X 一般可表示成频率的函数 $Y(\omega)$ 、 $X(\omega)$, 这时的传递率 $\beta_0(\omega)$ 也是频率的函数, 称为传递函数, 也可由频率响应函数得到。

座椅传递特性测试简图如图11-29所示。这时, 将座椅置于振动台的激振器上, 在座椅下及座垫上分别安装加速度传感器。试验时, 振动台以各种频率激振, 记录座椅上下部位的加速度值 y 和 x , 求出在各个频率下的 y/x 的值即为其传递特性。

座垫的频响函数测量, 也可用白噪声作为激励信号, 其激励幅值的均方根值约为 $0.2g$, 数据采样时间为 $5ms$, 低通滤波为 $20Hz$, 取30段平均。

三、座椅的随机振动台架试验

该试验是在模拟被测座椅在车身地板处实际随机振动输入条件下, 测量座垫上的加速度均方根值。输入谱可在典型路段上采集。设 $\sigma_{p.01}$ 和 $\sigma_{p.02}$ 分别为地板上和座垫上总加权加速度均方根值(单位为 m/s^2), 即可用 $T = \sigma_{p.02}/\sigma_{p.01}$, 作为座椅减振性能的评价指标。 T 越小越好。

四、座椅平顺性的实车道路试验

该试验可用来评价座椅与悬架的匹配关系。

被测试车辆在规定载荷和车速条件下, 在平直、良好、坡度小于1%的路面上匀速行驶。至少应在车桥、车架、座椅下的地板上及座垫上安装加速度传感器, 有条件时还可在脚踏板及座椅靠背上安装传感器。座垫上的传感器应装在ISO5008—1979(E)推荐的半刚性

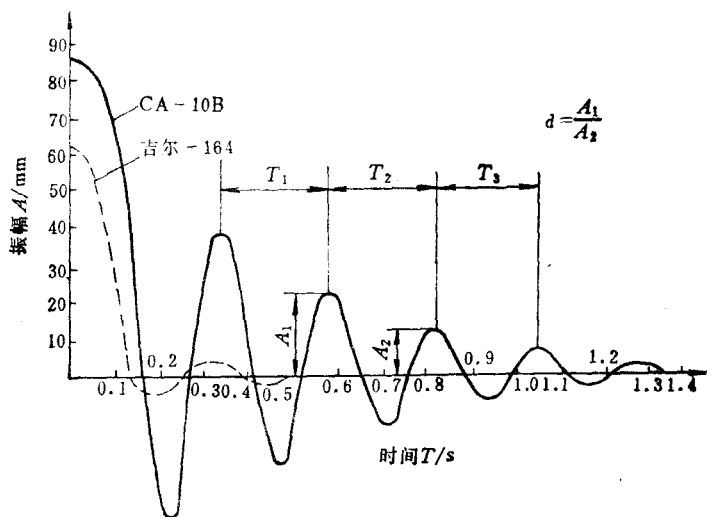


图11-28 座垫垂直振动特性曲线

盘上。乘客座椅上的载荷最好采用65kg的人体模型，或选择身高为 $1.70\pm0.02\text{m}$ ，质量为 $65\pm5\text{kg}$ 的驾驶员。试验车速至少应包括常用车速在内的三种车速。当试验车匀速驶过试验路段时，用磁带机记录传感器传来的信号，记录样本长以3min为宜。在对记录信号进行概率分布性、平稳性和随机性检验合格后，可用计算机进行数据处理，得到各有关测定的加速度自功率谱曲线。评价分析可以按ISO—2631标准推荐的 $\frac{1}{3}$ 倍频带分别评价方法和总的加速度加权均方根值评价方法。图11-30绘出了不同刚度座椅加速度 $\frac{1}{3}$ 倍频带均方根谱及ISO—2631的“疲劳—降低效率界限”的几条允许界线曲线。该图不仅可直观地评价各座椅平顺性的优劣，还可分析其影响因素，为改进设计提供依据。

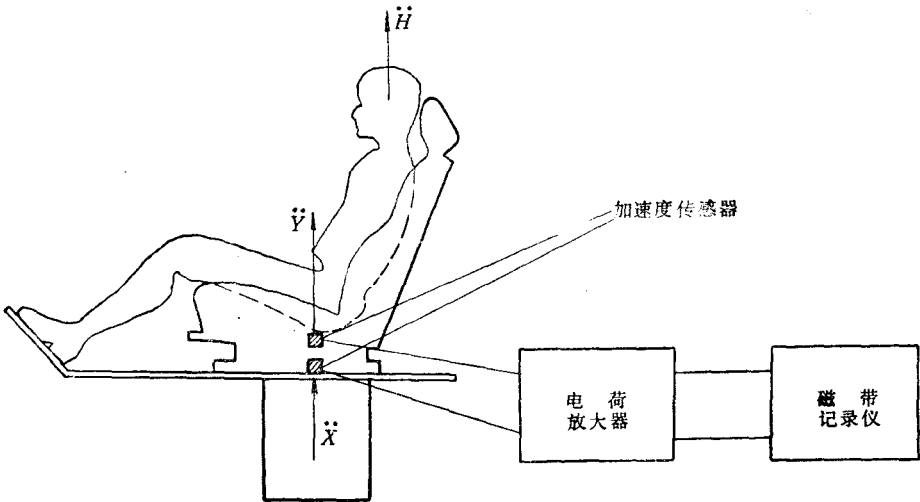


图11-29 振动传递特性测试系统

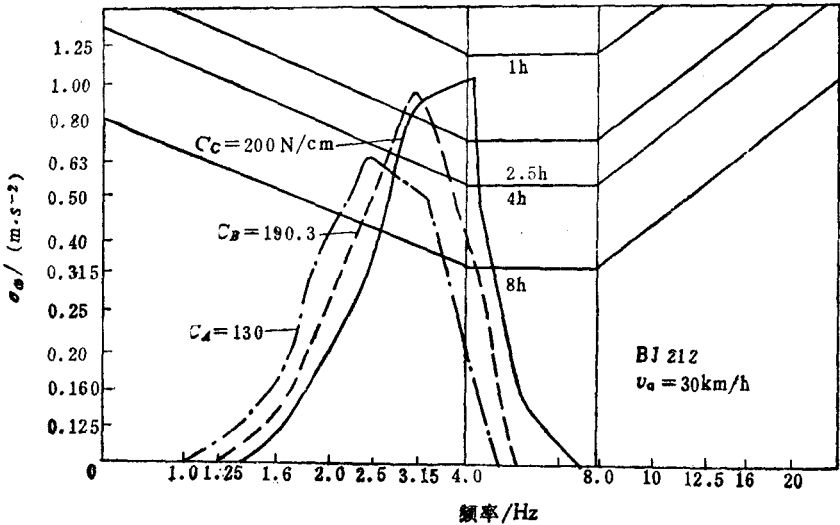


图11-30 三种座椅的平顺性评价

五、座椅的静压特性试验

(1) 座椅表面形状测试 这种测试是在座垫指定部位以不大于1000mm/min的速度缓慢加载到规定载荷(座垫为200N, 靠背为100N), 然后测试加载点的变形。试验装置的加载位置如图11-31所示。可用端部有倒角的 $\phi 50 \pm 1$ mm的圆柱形加压板加载。测量部位是以座垫和靠背的基准点为起点, 前后左右每隔50mm测一点, 即图11-31上的划“×”处。测量结果可绘制成曲线, 即“最终姿势”曲线, 如图11-32所示。

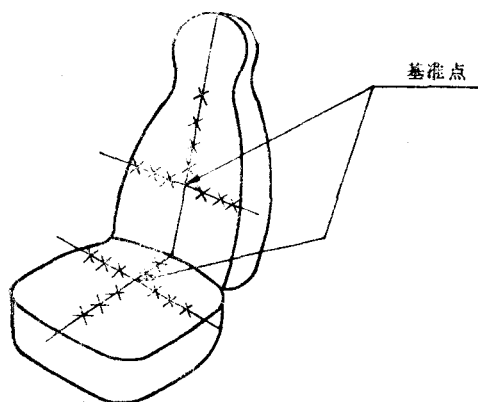


图11-31 座椅上的加载位置

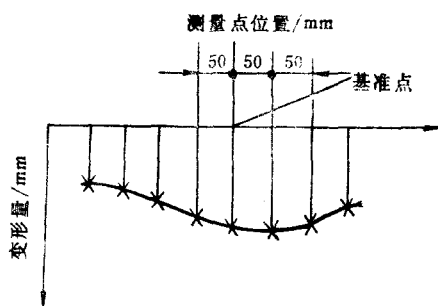


图11-32 座椅表面形状的测试曲线

(2) 体压分布试验 实践证明, 座椅的舒适与否和体压分布有明显的相互关系。测试时, 可在座垫上画出11行15列坐标网格, 每个交点上安装一个压力传感器, 则座垫上可布置165个测定点。同理可在靠背上布置11×13=143个测点, 人体压力经传感器变换成电信号, 由磁带机记录, 然后经电子计算机处理成图形、表格及数据, 画成人体压力的等压线图。如此, 可由体压分布等压线图来评价座椅舒适性的优劣。图11-16即是理想的等压线图。当然, 体压分布还与乘坐姿势有关。图11-33是良好姿势时的体压分布。

六、座椅的适应性能试验

该试验主要包括测量座椅的几何尺寸、角度及调整范围。要求的调整范围应根据人体尺寸的测量数据来决定。座椅上的驾驶员能否发挥最大工作效率, 可通过测量驾驶员的精神及肉体两方面的负担来评价。精神负担可根据脉搏、呼吸、皮肤电反射等一系列的神经反应测得; 肉体反应常用以能量代谢为中心的测量法, 例如测量氧气消耗量等来检验。驾驶员的疲劳程度可用闪光融断仪检查人对光信号的辨别能力来测量。

七、座椅的强度试验

座椅的强度试验包括座椅骨架固定强度试验, 向靠背加载的强度试验, 向

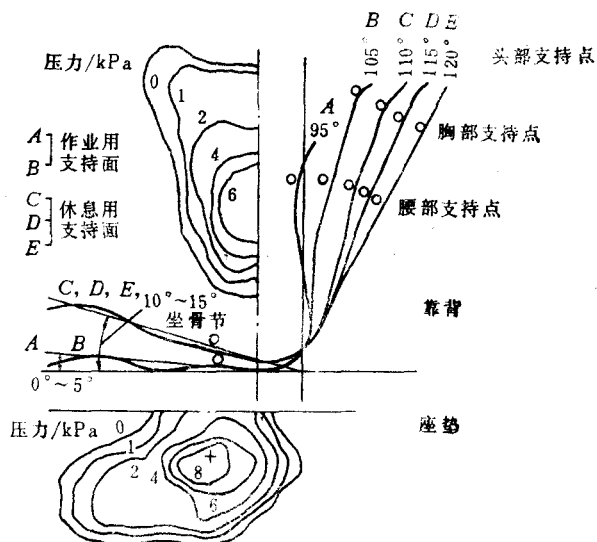


图11-33 良好的最终姿势时的体压分布

头枕加载的强度试验, 靠背的疲劳试验和座垫的疲劳试验等五大项:

1) 座椅骨架固定强度试验是在座椅骨架上施加相当于20倍座椅质量的水平载荷, 然后测试记录其变形量。

2) 靠背骨架强度试验是在靠背上横梁中心处施加一向后的力, 此力对座椅参考点“R”(跨点)的静力矩为 $373\text{N} \cdot \text{m}$, 然后测量并记录其变形量。

上述两种试验后, 骨架整体完好, 各焊点无开裂、折断等现象为合格。

3) 向靠枕加载的强度试验要求: 当靠枕承受相当于“R”点为 $373\text{N} \cdot \text{m}$ 力矩的载荷时, 靠枕移动量不超过 102mm ; 靠枕及其固定件应能承受 890N 的负荷而无损坏。

4) 靠背的疲劳试验是在靠背骨架横梁上施加相当于“R”点的力矩 $M_0 \pm M = 49 \pm 147\text{N} \cdot \text{m}$ 的交变载荷, 当循环加载达到 10^5 次后无损坏现象为合格。

5) 座垫的疲劳试验是在座垫上假臀的“H”点向靠背方向 32mm 处施加往复载荷 $F_0 \pm F = 471 \pm 235\text{N}$, 经循环加载 10^5 次后, 座垫各部无损坏为合格。

八、座椅的安全性试验

安全性试验包括撞车试验和座椅安全带试验两方面。在撞车试验中, 可由装在假人各部位及车上的加速度传感器得到减速度及其随时间变化的信号, 并用高速摄影机拍下撞车变形过程。对安全性座椅的要求是:

- 1) 座椅应能承受等于座椅20倍质量的纵向载荷。
- 2) 座椅靠背应能承受 10kN 纵向载荷而不变形。
- 3) 用人体模型头部冲撞前靠背时, 头部减速度在 3ms 内不得超过 $80g$ 。
- 4) 用吸能材料制造的扶手应能在压弯 5cm 时, 还不与其中刚性骨架相接触。

安全带的作用在于限制乘员在撞车时的位移, 以防止二次冲撞和被甩出车厢。汽车安全带按其固定点及其约束形状可分为: 固定在腰部或斜挂在肩部的两点固定式、固定于腰部和肩胸部的三点固定式和固定于腰部和两肩的四点固定式(马夹式)三种, 如图11-34所示。两点式从腰部两侧挂至腹部者可限制和保护腰部, 但撞车时上体会前倾而受伤。斜挂式可限制上体转动, 但对上体控制不稳定, 撞车时身体可能从带中滑出而被撞伤。三点式是一种为了弥补两点式的缺陷的改进型式。四点式也称降落伞吊带式, 一般用于赛车。汽车安全带是由用尼龙或涤纶织布做成的织带、能迅速而方便地扣上和打开的锁扣、织带的卷曲器以及调节和安装构件等组成。对安全带的试验侧重于检查安装带固定点的强度。试验表明: 撞车时安全带施加在车身上的力可达 $2t$ 之多。受力最大的是下边内固定点, 可达总负荷的 $40\% \sim 60\%$; 与门柱固定的上固定点受力为 $30\% \sim 50\%$; 而在门槛上的安全带下边外固定点仅承受 $10\% \sim 20\%$ 。安全带的检验要求可见部标JB4074—85。

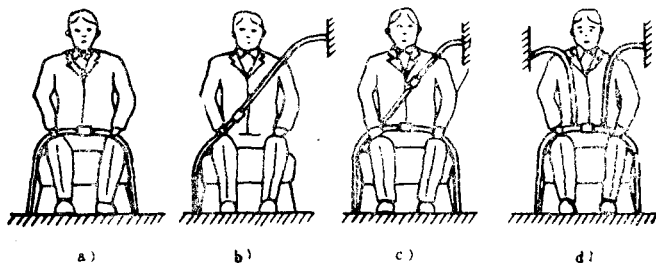


图11-34 安全带的安装方式

a) 两点式 b) 斜挂式 c) 三点式 d) 马夹式

九、座椅性能的综合评价

座椅试验还有表面硬度试验；温度、湿度特性试验等等。由于各类车辆不同，乘员对座椅的要求各异，加上座椅性能受多种因素的影响，其结构型式及尺寸参数也不尽相同。从系统的观点来看，系统只有作为一个整体才能充分发挥其功能。一个好的座椅应该是各项性能的综合效果最优。但是这并不等于要求各项试验结果都要达最优。起关键作用的应是具体的使用条件对座椅的要求。因此，对座椅的综合评价，可以采用总评分的方法，即先进行前述各项单项试验，以确定座椅的单项得分 P_i （最好为5，最差为1），再考虑针对具体使用条件而确定的各个评分项目的不同的加权系数 G_i ，然后将它们的乘积累加得总分，总分=

$$\sum_{i=1}^n P_i G_i, \text{ 总分越高的座椅性能越好。}$$

第十二章 汽车的通风、采暖与制冷

汽车在行驶过程中,前置发动机的排气、燃油蒸气和路面扬起的尘土都会进入车厢或驾驶室。此外,乘客还会排出二氧化碳(CO_2),这些都会污染车内的空气。如果车内空气过热、过冷或污染,必然会干扰驾驶员的注意力和反应能力,并且影响乘客的舒适性。

随着人民生活水平的提高和旅游事业的发展,为了能对乘员提供舒适的乘坐条件,必须在车内进行空气调节,使车厢里的空气温度、湿度、流速和清洁度等项指标,保持在一定的范围之内。

影响人体舒适的因素是:噪声、振动、减速度、一氧化碳浓度、二氧化碳浓度、温度、湿度和风速。其中温度、湿度和风速称为舒适感觉的三要素。三要素与舒适感的关系如图12-1所示的ASHRAE舒适图。

为了保证车厢内有良好的气候条件,车身设计应满足以下要求:

1) 车内有足够的新鲜空气,以防止乘员疲劳、头痛和

恶心。对于每一乘客所需的空气更换量,冬季约为 $20\sim 30\text{m}^3/\text{h}$,夏季的空气更换强度应比冬季高 $2\sim 3$ 倍。如果没有足够的空气更换,车厢内很快会聚集水汽、二氧化碳和发动机排气中的有害成分。车厢里一氧化碳的含量不应超过 0.01mg/L ,二氧化碳的含量则不宜超过 1.5mg/L 。

2) 车内空气流动应均匀,车厢内各部分的空气流速差不应太大,无穿堂风和大的涡流循环,只能在车厢上部允许有局部涡流。在乘客头部水平位置的空气流速,冬季(车内温度 22°C 时)希望不大于 0.15m/s ,夏季(车内温度 26°C 时),不大于 0.5m/s 。

3) 冬季车厢内温度,对于轿车以及货车的驾驶室,希望能保持在 10°C 以上;对于城市客车,希望能保持在 $0\sim 5^\circ\text{C}$ 以上;对于高级轿车和长途客车,则希望能保持在 17°C 以上。车厢内各处的温差,不宜大于 $10\sim 15^\circ\text{C}$ 。本着“头凉脚暖”的原则,头部气温应比车厢内平均温度低 $2\sim 3^\circ\text{C}$,腿以下部分应高 $2\sim 3^\circ\text{C}$ 。

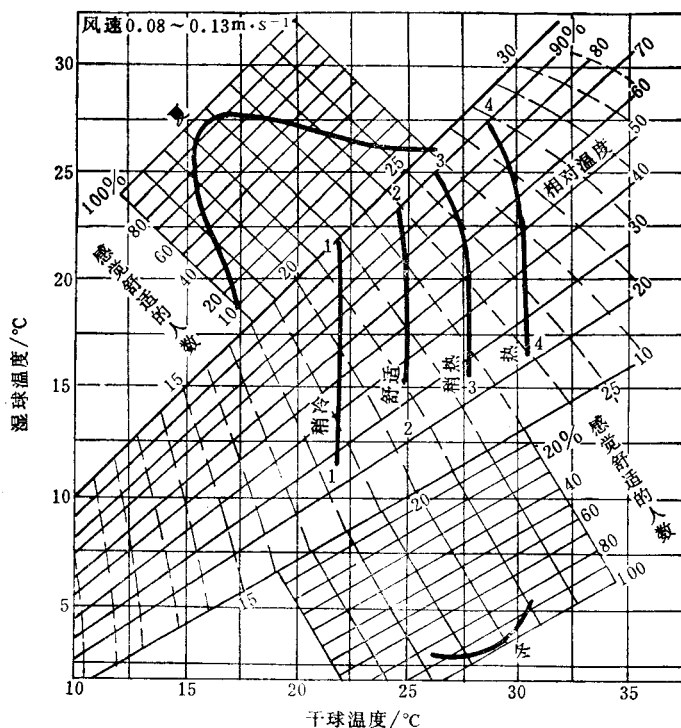


图12-1 舒适图

- 4) 车厢内的相对湿度，一般以保持在30%~70%为宜(温度高时取上限)。
- 5) 车内气压应比车外稍高，以防止进入缝隙风和灰尘。

§12-1 通 风

通风系统的作用是向车厢内输送新鲜空气，并把污浊空气排到车厢外，使车厢里的空气满足设计要求。通风系统是汽车上不分季节、长期运转的系统。

二氧化碳(CO₂)是最常见的一种气体，是人体的正常成分之一。在通常的吸入气体中，CO₂浓度只占0.033%。CO₂具有刺激呼吸中枢的作用，其浓度不宜太高，否则就会产生有害作用。当空气中CO₂的含量达到2.25%时，由于O₂相应减少，会使乘客疲倦无力，温度愈高，此现象愈严重。因此必须规定CO₂的允许值，特别是对乘客较多的大客车更有必要。表12-1为各种大客车车内空气中二氧化碳的允许浓度。表12-2为不同地区空气粉尘含量及车内允许浓度。

表12-1 车内空气中二氧化碳的允许浓度

车 辆 类 别	二 氧 化 碳 允 许 浓 度	
	$\rho_{CO_2}/(g \cdot m^{-3})$	容积百分比
旅游车、长途客车	1.86	0.1%
市郊客车	3.72	0.2%
城市客车	2.32	0.125%

表12-2 不同地区空气粉尘含量及车内允许浓度

类 别	空气中粉尘质量浓度/($mg \cdot m^{-3}$)	车内允许浓度/($mg \cdot m^{-3}$)
大城市	0.8~1.6	不带空调<8 带空调<3
工矿城市	1.6~3.0	
碎石路	>4~5	

若以每人每小时呼出的CO₂为20~23L计，车外空气中CO₂含量为0.3~0.5L/m³，为使车厢内CO₂的含量稀释到允许值以下，每人所需的空气量约为15~21m³/h，则

城市客车 $V = \frac{23}{2.0-0.5} m^3/h \approx 15 m^3/h$

长途客车 $V = \frac{20}{1.25-0.5} m^3/h \approx 21 m^3/h$

车身的通风系统有自然通风和强制通风两种型式。

一、自然通风

自然通风是利用行车时相对运动所产生的气流压力差形成的。自然通风不需要消耗能源且结构简单。但其缺点是通风不均匀，易造成车厢内的穿堂风，靠近窗口或风口处风速会很大。自然通风的进风量取决于车速，而车速变化将会影响通风量。

组成自然通风系统的车窗有以下几种结构型式：

- 1) 曲面玻璃的前风窗一般是固定的(不可开的)，这类车厢前部的通风靠装置在风窗前

的前围外盖板上的通风阀或平头车前围上的通风阀。在顶盖上带有帽檐的情况下,通风阀还可以开在帽檐下面。通风阀的不足之处是通风作用有限。

在军用越野车和一些货车上则采用可开式的平面玻璃风窗。

2) 旋转窗。其结构如图12-2所示,通风窗绕垂直或倾斜的轴转动。当打开旋转窗行车时,空气从旋转窗的前面进入车厢,从后面带出,形成自然通风。这种空气循环不是穿堂风,因此效果较好,对驾驶员尤其适宜。在许多轿车和货车上,同时采用旋转窗与前围板上通风阀调节的方案。

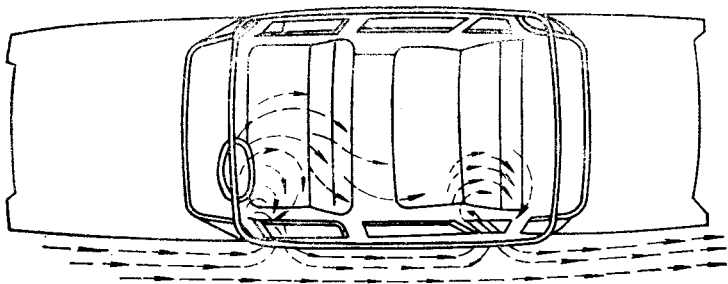


图12-2 旋转窗通风

3) 侧窗。轿车和货车驾驶室车门上一般均采用升降玻璃。

大客车的侧窗玻璃有密封式和开启式两种。前者用于带空调的车,后者又可分为升降式和推拉式两种。升降式的玻璃窗可以全部开启,故通风效果好,但其严重缺点是摇窗机构复杂,使用不方便,密封性较差。推拉式则可克服上述弊病,但其不足之处是开度较小,通风量不够。因此,往往采取在顶盖上开窗的办法来加以补偿。目前,推拉式在一般大客车上已有逐渐取代升降式的趋势。

根据需要,有时还可以在驾驶员身旁开通风口或加抽风机。但通风口绝不能设在对着驾驶员腿部关节的地方。

二、强制通风

强制通风是用换气扇将空气送入车内,这种措施需要有能源和设备。在备有冷暖气设备的车身上,多半采用通风,采暖和制冷的联合装置。苏联ЛІА3-5255大型旅游客车的强制通风系统,是用6个换气扇将空气压到两个风道内,然后再分别输送到每个乘客的座椅上。

布置通风装置时,应把行驶中车身的表面压力分布特性和车身结构结合起来一起考虑。测定车身表面压力分布时,一般系用车身模型或实车进行风洞试验。图12-3所示是用普通轿车车身的模型进行风洞试验时偏转角为 0° 的表面压力分布。图12-3中的车身侧视图是通过汽车中心的纵截面的表面压力分布,俯视图是表示I和II两个截面的表面压力分布。车身外形线的内侧表示正压,外侧表示负压。图12-3表明,车身外部大多受到负压,只有前部的散热器面罩部

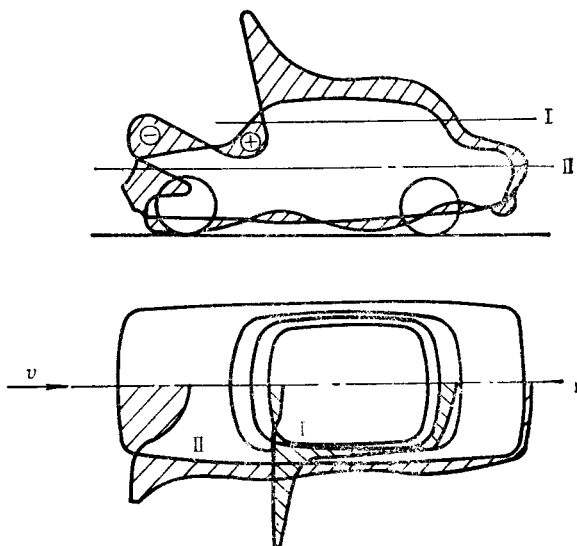


图12-3 轿车车身表面压力分布

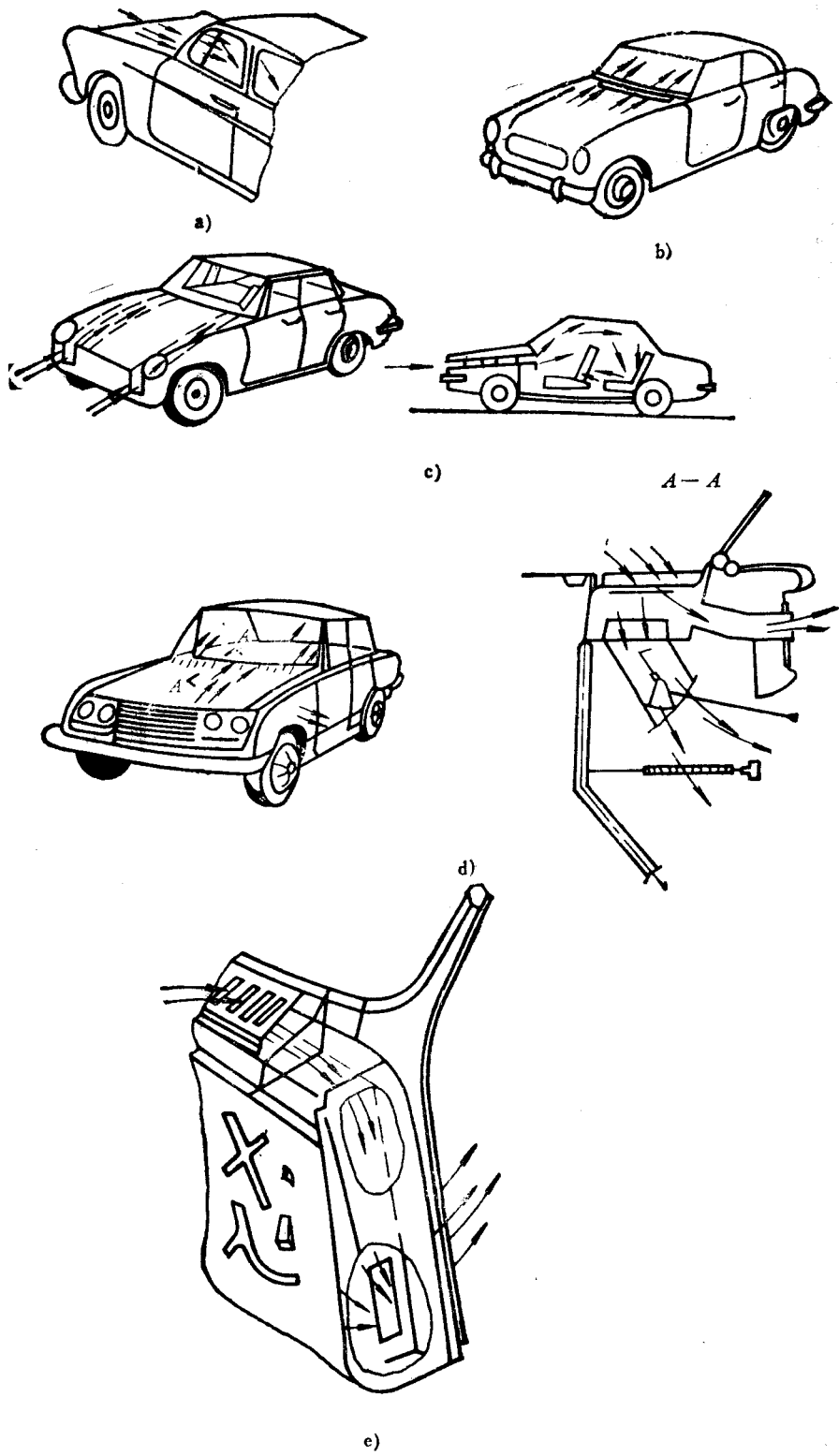


图12-4 各种通风装置的进风口位置

分, 前风窗玻璃和前围上面的--部分受到正压。因此, 布置通风装置时, 必须充分研究车身的空气动力特性。

图12-4所示为各种通风装置的进风口位置, 图12-4a表示用打开前部车门三角窗的方法导入外气; 图12-4b表示从前围上部直接导入外气; 图12-4c表示用设在散热器面罩两侧的通风口经过通风道导入外气(这种方式最近已用得较少, 因为通风道成本高, 并要占去一定的空间, 同时容易吸入灰尘和废气); 图12-4d表示从前围上部的狭缝导入外气, 从乘客的脚下和仪表板的两侧进入车内; 图12-4e表示从前围导入外气, 自前面两侧进入车内。

前围上面通风孔的最佳宽度, 在车身外形审定后才能决定, 一般占车宽的70%是有效的。汽车行驶时, 如果在前风窗中心处的静压 p 与风压 p_z 之比(称为压力系数 c) 在0.35~0.5之间, 那么通风效果就算比较好的。

至于出风口装置, 也需考虑前述的车身表面压力分布特性, 然后再决定它的有效位置和结构。图12-5为各种后出风口的位置及其压力系数 c 。

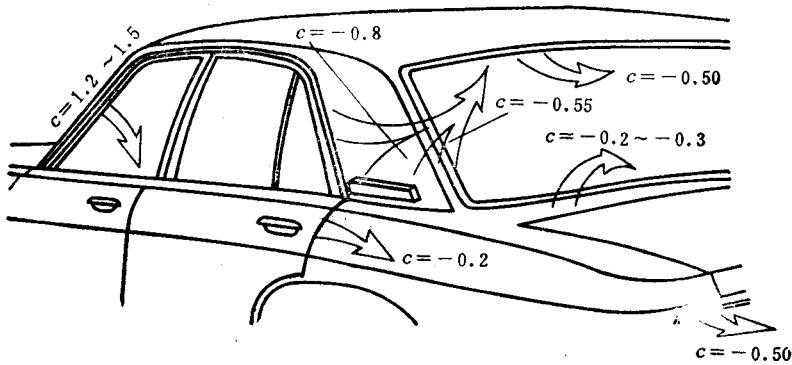


图12-5 各种后出风口位置及其压力系数 c

无论是自然通风或是强制通风, 为了提高通风效果, 通风口的设置都应利用汽车行驶产生的气动压力。进风口应设计在正压力较大的地方, 例如前围的正面和前风窗下部。出风口应选在负压区域或正压极低的区域, 例如顶盖侧面和后风窗的上端及下端, 但轿车行李舱上部的负压区域不宜选作出风口, 因为有带着灰尘的涡流。设计出风口时还要注意防尘, 在清洗车辆或下雨时, 保证水不致流入车内。

§12-2 采 暖

汽车暖气装置主要用于冬季给驾驶室和车厢供暖, 风窗玻璃除霜以及改善发动机的低温起动性能, 以改善驾驶员的劳动条件和提高乘坐舒适性。

一、暖气装置的种类

暖气装置可以根据热源分为以下几种:

(1) 非独立式 利用汽车发动机工作时的剩余热量。其中又有两种: 利用发动机冷却水的热量, 称为水暖式; 利用发动机排气系统的热量, 称为气暖式。

(2) 独立式 利用燃料在燃烧器中燃烧所产生的热量。

如按交换空气的循环方法分类, 又可分为如下几种:

- (1) 内气式 利用车内空气循环。
- (2) 外气式 利用车外空气循环。
- (3) 内外气并用式。

为了保证车内空气湿度以及有害气体的浓度能控制在允许范围内，客车上应尽可能采用外气式，至少应采用内外气并用式。

(一) 非独立式暖气装置

1. 水暖式

采用水冷式发动机的冷却水作为热源，将冷却水引入车厢内的热交换器中，由风机将车厢内的空气（内气式）或外部空气（外气式）吹过热交换器而使之升温。由于这种取暖方式简单、经济、所以各类汽车都广泛应用。尤其是轿车和货车驾驶室等容积较小的车身，其效果较好。表12-3为轿车、货车用水暖式暖风装置的参数。

表12-3 轿车、货车用水暖式暖风装置的参数

发动机排量/L	加热功率/kW	送风量/(m ³ ·h ⁻¹)	电机功率/W
0.36	1.9~2.1 (1600~1800kcal/h)	120~160	20~25
0.8~1.5	2.3~2.9 (2000~2500kcal/h)	150~220	30~40
1.9~2.0	3.5~3.7 (3000~3200kcal/h)	270~290	65~90

暖风装置的暖风应该流经驾驶员座位左右的空间，在车内应均匀分布。为了防止风窗玻璃上结霜，还应使暖风通过风窗玻璃下面的出风口，使暖风吹到风窗玻璃上，以保持风窗玻璃内侧温度在露点之上。

水暖式暖风装置示意图如图12-6所示。

发动机冷却系散热器中的热水由进水管从发动机水套引出，再通过出水管返回发动机冷却系。进、排风系统是由进、出风筒，出风口和控制风门组成。暖风机本体由直流电动机、鼓风机、散热器、本体进风口、机箱和本体出风口以及螺旋室等组成。

水暖式暖风设备的控制可有以下四种方案：

- 1) 利用电动机的变速来改变风量。
- 2) 利用改变暖风设备进、出口阀的开度来增减送风量。
- 3) 利用进水阀门控制流量。
- 4) 利用热交换前机箱上的空气旁通管理机构或冷风进风口阀门，控制暖气（内气）和冷风（外气）的混合比。

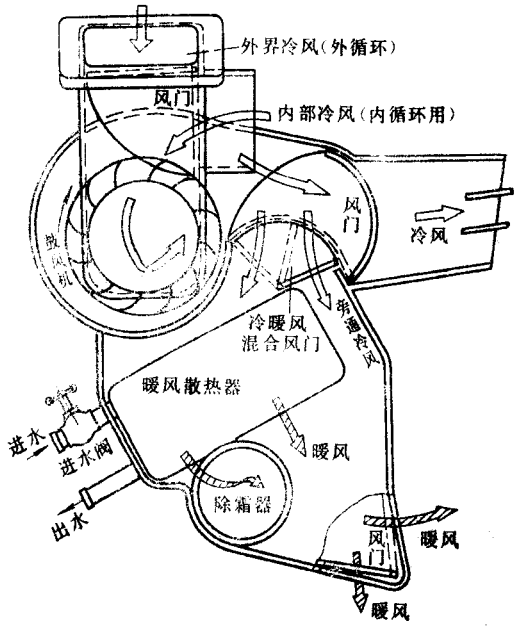


图12-6 水暖式暖风装置

图12-7为1986年以后生产的伏尔加24-10轿车的通风取暖装置。车厢内取暖是利用发动机冷却系的热水。供给取暖的热水流量由手柄6操纵开关2来控制。车外的空气经过风窗架下的集气板栅格进入取暖装置。引向取暖装置的空气数量，可由手柄7纵操空气阀4来控制。

制。当手柄在最左边位置时，阀 4 全部关闭，没有空气引入取暖装置；当手柄在最右位置时，阀 4 全开，全部空气流入取暖装置；当手柄在中间位置时，一部分空气流向取暖装置，另一部分空气绕过取暖装置，然后两者再混合。伏尔加 24-10 轿车的取暖装置是要求发动机水温达到 80°C 之后再打开手柄 7。

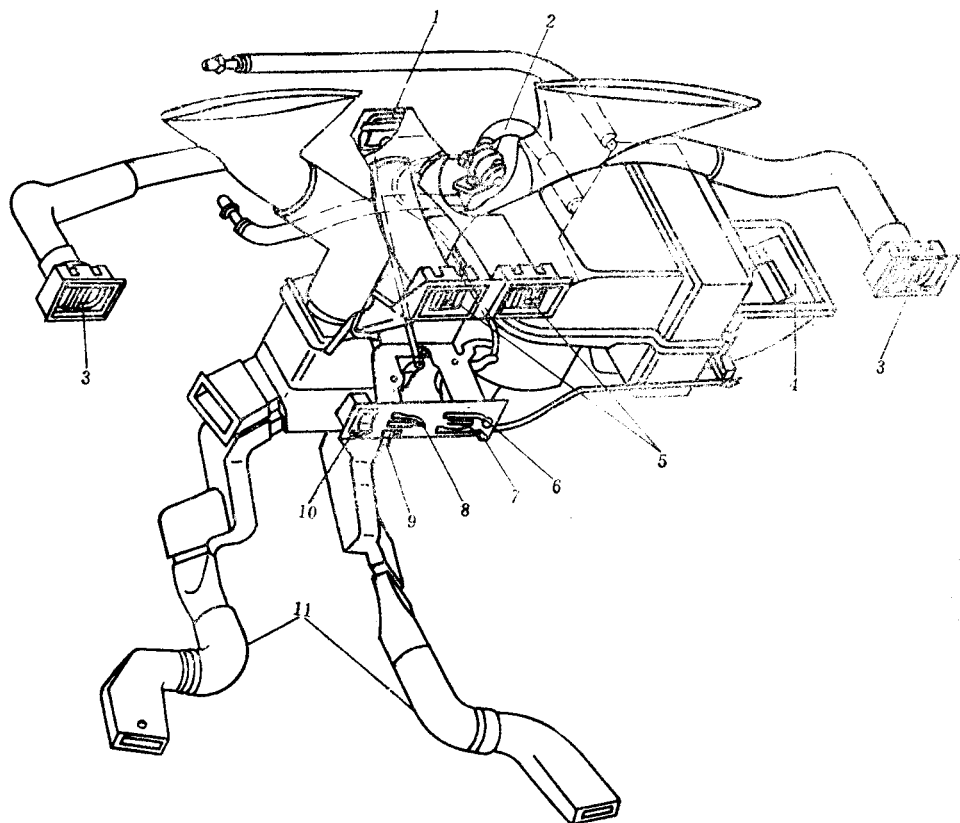


图12-7 伏尔加轿车(1986年以后生产)通风取暖装置

1—自然通风阀 2—供热水开关 3—前门玻璃热风导向栅 4—进空气阀 5—通风导向栅 6、7、8、9—手柄 10—风扇电机开关 11—后部通风软管

车身内通风强度由双速风扇电机和手柄 6 和 7 的开度来共同调节。热气流由手柄 9 来分配。当手柄在最左边时，热气只供给加热前风窗玻璃和前门玻璃；当手柄在最右位置时，热气既加热窗玻璃也加热车厢内乘客区。

伏尔加轿车装有自然通风和强制通风装置，将手柄 8 移到最右边时，就打开了自然通风阀 1，气流方向可用通风导向栅 5 来调节。当汽车行驶在多尘的道路上需要关闭车窗和自然通风装置时，可采取强制通风方式使室内空气循环。

伏尔加 24-10 轿车的后侧壁上还装有栅罩，这是为了保证车厢里的空气能抽出去，沟通车厢内、外的气流。

2. 气暖式

利用发动机工作时排出高温废气取暖的装置称为气暖式暖风装置，它特别适用于安装风冷发动机的汽车。采暖措施是把冷空气导入串联于排气管的热交换器里，使其接受发动机排

气带出的热量,通过热交换器使其温度升高,然后导入车厢内。

气暖式暖风装置除了存在体大而复杂的缺点之外,暖气效果会随车辆行驶速度而变化。此外,如果排气漏入车厢是很危险的。气暖式装置的结构和耐久性要有充分的保证,排气的阻力对发动机的性能也有较大的影响,这类问题都较难解决。因此,气暖式暖风装置用得很少。

非独立式暖气装置的优点是:既不需要在汽车上增加热源,又不增加发动机本身热量的消耗,成本较低,经济性好,使用方便。其缺点是:发热量的大小直接受汽车发动机工况的影响,例如:汽车下长坡发动机处于怠速情况下,发热量很小;当发动机停止工作时,热源就没有了。

水暖式暖风装置受水温限制,只在水温高于 80°C 时恒温器打开之后才起作用。我国JB2883—81标准《汽车用水暖式暖风装置技术条件》中规定,加热功率的系列为 1.86kW (1600kcal/h)、 2.3kW (2000kcal/h)、 2.9kW (2500kcal/h)和 3.7kW (3200kcal/h)四种规格。水暖式暖风装置发热量较小,主要用于风窗玻璃除霜以及取暖容积较小的货车和轿车。大客车车厢取暖容积很大,采暖负荷远大于货车和轿车,因此在寒冷地区使用时采暖效果不好。

(二) 独立式暖气装置 (又称汽车加热器)

独立式暖气装置具有单独的热源。它与发动机工况无关,冬季还可用来预热发动机。

独立式暖气装置采用水或空气作为传热介质。它可分为空气加热器、水加热器以及空气与水的综合加热器等几种。

一台加热功率为 5.2kW (4500kcal/h)的独立式空气加热器(日本M-50H型空气加热器)和加热功率为 3.7kW (3200kcal/h)的非独立式水暖式暖风装置,图12-8为把它们分别装在同一台客车上所作的性能对比试验。被试验的客车长 7m ,乘客 $25\sim 29$ 人,车速 65km/h ,室外温度 $-3\sim -4^{\circ}\text{C}$,水温为 $70\sim 75^{\circ}\text{C}$,由图12-8可知,一台独立式暖气装置(曲线1)—— 5.2kW (4500kcal/h)的空气加热器,比两台非独立式暖气装置(曲线2)—— 3.7kW (3200kcal/h)的水暖式暖气装置的取暖效果还要好得多(曲线3为一台非独立式暖气装置)。对于专用汽车来说(如野外作业宿营车、工程车、修理车、售货车、电源车等),当其驶达工作地点之后,汽车发动机已毋须再运转,而如果车上只装有非独立式暖气装置,则为了取暖又必须开动发动机,这样就不经济,因此,必须采用独立式暖气装置——汽车加热器。汽车加热器可以根据需要灵活地安装在汽车的各个位置。目前最小的汽车加热器加热功率为 1.4kW (1200kcal/h),最大的加热功率可达 25.5kW (22000kcal/h)以上。

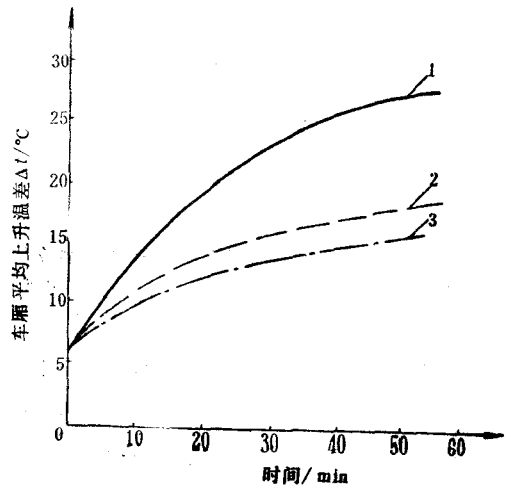


图12-8 独立式与非独立式空气加热器性能

1——一台独立式暖气装置 2——两台非独立式暖气装置 3——一台非独立式暖气装置

二、汽车加热器的设计特点

汽车本身空间有限,要求加热器体积和质量小、燃料省以及耗电少。

汽车种类繁多,内部空间大小和各部位对供暖的要求不尽相同,因此,加热器在汽车上的安装位置也各异。

图12-9为独立式暖风装置的结构,采用直流电源,电压为6V、12V和24V,可直接由汽车蓄电池供电。

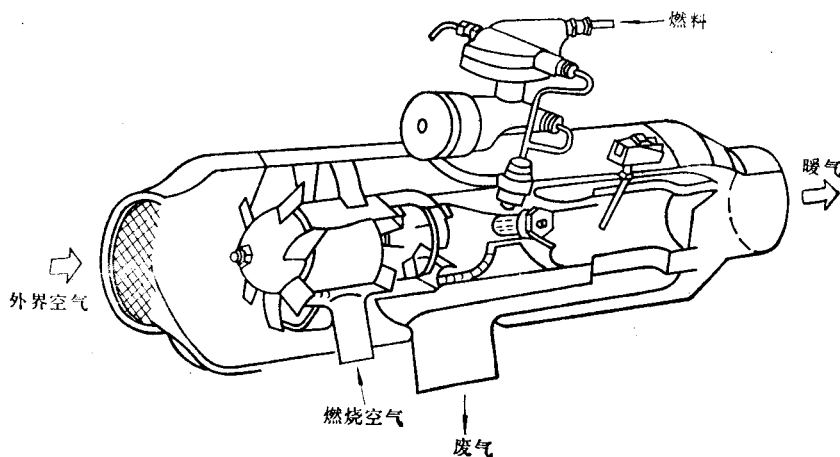


图12-9 独立式暖风装置的结构

(一) 汽车加热器的工作原理

汽车加热器实质上是燃烧器和热交换器的组合体。燃烧器中的燃料燃烧时产生的热量被介质(空气或水)所吸收,传热介质通过管道或散热器释放出热量,以达到提高车厢温度的目的。

(二) 汽车加热器的基本组成

汽车加热器由燃烧室、热交换器、供给系统和电气控制系统四部分组成。

燃烧室是燃料进行燃烧产生热量的场所。要求其结构简单、制造方便、装拆容易、燃烧效率高、燃烧稳定性好、燃烧热强度高(在单位时间内、单位容积燃烧空间中释放出的热量称为容积热强度。在单位时间内、单位燃烧截面上能够释放出的热量,称为面积热强度)。由于燃烧室内温度高达800℃以上,故要求燃烧室的材料能耐高温,不起氧化皮,一般采用不锈钢(1Cr18Ni9Ti)。

热交换器是进行热传递的设备。通过流经热交换器的介质(空气或水)吸收燃烧室释放的热量,即将冷态介质转换为热介质,然后送到需要暖气的空间。一般热交换器与燃烧室之间是双层结构,要求密封性好、不漏气、不漏水。

供给系统包括燃料供给系统、助燃空气供给系统和热交换介质的供给系统。燃料供给系统随燃料种类之不同,结构也各异。燃用液体燃料(柴油或煤油)时,燃料供给系统主要由液压泵电机、液压泵(柱塞泵或齿轮泵)、燃油电磁阀和油箱等组成。也有采用提高油箱高度的方法,靠重力自流供油,油量靠开关调节。为了节约石油资源,也可用液化天然气或液化人造煤气作燃料。助燃空气供给系统主要由风扇电机和风扇组成。热交换介质(空气或水)的供给系统,根据介质的不同又可分为空气供给系统和水供给系统。空气供给系统由冷空气风扇和风扇电机组成。水供给系统由水泵电机和水泵组成。也有极少数水加热器靠水自

身的热量对流循环,省去了水泵和水泵电机。

电气控制系统有手动控制和自动控制两种型式。为了保证汽车加热器正常工作,该系统可用来控制各种电机(如风扇电机、液压泵电机和水泵电机)、电磁阀、点火器(如电热塞或高压电弧点火器)以及各种自动控制元件(如火焰感温器、过热保护器、定时继电器等),图12-10是大客车上暖气系统的布置。

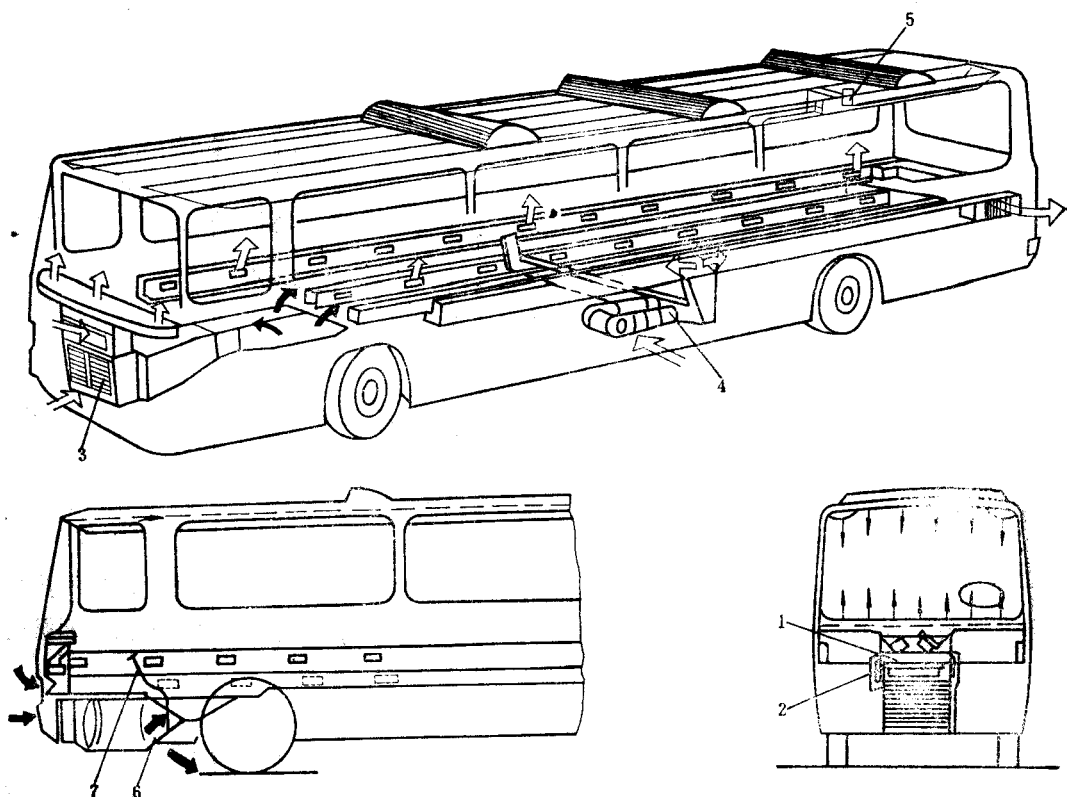


图12-10 大客车暖气系统的布置

1—风窗玻璃加热器 2—阀 3—发动机冷却系的散热器 4—独立式暖气装置 5—暖气管
6—空气门 7—空气门位置调节器

汽车加热器按热交换介质又可分为下列三种。

1. 空气加热器

热交换的介质为空气的汽车加热器称为空气加热器。空气加热器的用途较广,冬天可以取暖、除霜,还可改善发动机的启动性能。夏天可以不点火、不燃烧,只启动风扇电机作为通风机使用,以加速车厢内的空气循环。

2. 水加热器

热交换器的介质为水的汽车加热器,称为水加热器。水加热器主要用于预热水冷式发动机,改善发动机的启动性能,也用于驾驶室和车厢的取暖。

冬天发动机难于启动,可先开动水加热器,使汽车发动机直接受热(热水散热器的风扇电机暂不工作)。当发动机启动之后,再启动热水散热器的风扇电机,使车厢内得到暖气。

水加热器与空气加热器的燃烧室和供给系统基本相同。但水加热器的热交换器结构较复

杂，质量较大，而且管内易结水垢，影响热交换效率。

为防止冬天水加热器被冻裂，当汽车停驶后应将水放掉，使用前再加热水，否则必须在水中加防冻液。

目前国内使用的长效防锈防冻液是由乙二醇、防锈剂、防氧化的消泡剂、水和着色剂（少量）等五种成分组成。乙二醇用来提高沸点和降低冰点；防锈剂一般采用亚硝酸钠（占整个溶液质量的1.5%~2.5%），再加0.3%~1%的硼砂，可以钝化金属表面、提高防锈能力；防氧化消泡剂则是防止氧化、消除泡沫，通常系采用少量磷酸三丁酯；水的作用在于传递热量。乙二醇在水中的含量不同，其冰点也各异(表12-4)。可根据环境温度来选定容积的冰点，使容积的冰点比环境温度再低5~10℃。

表12-4 乙二醇的含量与冰点的关系

乙二醇/%	容积的冰点/℃	乙二醇/水	容积的冰点/℃
40/60	-22	62/38	-60
50/50	-32	65/35	-64
55/45	-42	70/30	-70
60/40	-55	80/20	-76

3. 空气和水综合加热器

热交换器的介质是既有空气又有水的汽车加热器称为空气和水综合加热器。

前面所提到的空气加热器和水加热器，其共同的优点是结构紧凑、质量小、成本低，因此广泛用于各种车辆。但它们有一共同的缺点——发热量的大小只考虑了被传热介质（空气或水）所吸收的热量。其热流量计算如下。

空气加热器的热流量Φ_a(单位为W)：

$$\Phi_a = q_{ma} c_{pa} (t_{a2} - t_{a1}) \tag{12-1}$$

水加热器的热流量Φ_w(单位为W)：

$$\Phi_w = q_{mw} c_{pw} (t_{w2} - t_{w1}) \tag{12-2}$$

- 式中 q_{ma} ——空气的质量流量，单位为kg/h；
 c_{pa} ——空气的比热容，单位为kJ/(kg·℃)；
 t_{a2} ——暖气出口处的温度，单位为℃；
 t_{a1} ——冷空气进口处的温度，单位为℃；
 q_{mw} ——水的质量流量，单位为kg/h；
 c_{pw} ——水的比热容，单位为kJ/(kg·℃)；
 t_{w2} ——热水出口处的温度，单位为℃；
 t_{w1} ——冷水进口处的温度，单位为℃；

燃料燃烧发出的热流量Φ_L的计算：

$$\Phi_L = \Phi_u + \Phi_{ee} \tag{12-3}$$

式中 Φ_L——燃料燃烧所发出的热流量，单位为W；

Φ_u——被利用的热流量，单位为W；

$$\Phi_u = \Phi_a \tag{12-4}$$

或

$$\Phi_u = \Phi_w \tag{12-5}$$

Φ_{loss} ——损失的热流量, 单位为W;

$$\Phi_{\text{loss}} = \Phi_{\text{was}} + \Phi_0 \quad (12-6)$$

式中 Φ_{was} ——被加热器排出的废气所带走的热流量, 单位为W;

Φ_0 ——加热器其它损失的热流量, 单位为W。

加热器的热效率 η ;

$$\eta = \frac{\Phi_u}{H_L} \quad (12-7)$$

即

$$\eta = \frac{\Phi_a}{H_L} \quad (12-8)$$

或

$$\eta = \frac{\Phi_w}{H_L} \quad (12-9)$$

加热器热流量损失的原因:

1) 被废气带走约20%~30% Φ_L 。

2) 燃料未完全燃烧。

3) 被加热器外壳吸收一部分热量, 使外壳表面的温度高于环境温度, 外壳的热量散失到大气中。

从以上分析可知, 损失的热流量 Φ_{loss} 以废气带走的热流量为最多。若把20%~30% Φ_L 的废气带走的热流量利用起来, 加热器的热效率就可以提高。基于此原因, 又研制出一种利用空气和水两种介质的综合加热器。其结构相当于空气加热器和水加热器组合在一起。它利用了热交换介质空气吸收的热量(暖风)和水吸收的热量(热水), 还用上了废气带走的热量。

表12-5为日本按车型和地区划分的独立式暖气装置性能参数。

表12-5 按车型和地区划分的汽车加热器性能参数

车型或地区	加 热 功 率/kW	送风量/($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	消耗电力/W	质量/kg
大型客车	8.7~15(7500~13000)	300~750	120~160	30~37
小型客车	4(3500)	130	45	16
轿 车	1.5~2.7(1300~2300)	80~90	25	4~5.5
严寒地区	19.8~23(17000~20000)	600	270	43

注: 括号中数值的单位为kcal/h。

(三) 国内汽车加热器生产情况

我国汽车加热器的研制工作, 从70年代以来有了较大的发展。空气加热器的品种多于水加热器。加热器的燃烧室大多采用雾化杯和电热塞的结构型式。只有120ZJD型水加热器采用多孔陶瓷蒸发器和电热塞的结构。大多数加热器采用人工按钮操作, 使用的燃料为轻柴油, 大都采用汽车蓄电池为电源。加热器主要用于大型客车和工程车的车厢及货车驾驶室的取暖、风窗玻璃的除霜和汽车蓄电池的保温。

表12-6和表12-7为我国生产的汽车加热器。表12-6为国产空气加热器的品种, 表12-7为国产水加热器的品种。

三、除霜器

除霜器用于消除严寒季节在前窗和后窗上集结的霜和冰雪。目前大多数汽车除霜去雾是采用暖气装置的热空气吹向玻璃的方法。

表12-6 空气加热器

型 号	加热功率/kW	工作电压/V	燃油消耗/L·h ⁻¹	质量/kg	外形尺寸/mm (长×宽×高)
FJ-10/2-2	11.6(10000)	24	1.4	25	850×270×380
FJ-1/1-2	8.1(7000)	12	1.0	21	680×270×350
FJ-1/1-2	8.1(7000)	12	1.0	21	680×270×350
QRJ40	4.4/3.5(3800/3000)	12/24	0.75	10	550×220×360
QRJ60	7/4.7(6000/4000)	12/24	1.2	18	660×225×300
QRJ150	18/10.5(15000/9000)	12/24	2.0	21	758×220×370
FJ-4/1-2	4.7(4000)	12	—	—	—
FJ-14/2-2	16(14000)	24	—	—	—

注：括号内数值的单位是kcal/h。

表12-7 水加热器

型 号	加热功率/kW	工作电压/V	燃油消耗/(L·h ⁻¹)	质量/kg	外形尺寸/mm 长×宽×高	附 注
YJ-Q12/2	16(14000)	24	2.05	35	830×240×380	
YJ-D12/2	16(14000)	24	2.05	27	650×240×380	不带水泵
YJ-D7/1	8.1(7000)	12	1.1	15	540×180×270	不带水泵
120ZJQ	14(12000)	12	2.0	10	518×200×275	无油泵无水泵

注：括号内数值的单位是kcal/h。

除霜器喷口安装在风窗玻璃下部。喷口长度、形状和喷口角度的推荐尺寸见图12-11。

向风窗上吹热空气需要较长时间，而且不可能很快将整个风窗玻璃上的冰霜熔化。

近年来试用真空蒸镀法，在玻璃上镀氧化铟导电薄膜，通电加热除霜。消耗功率500~700W，玻璃表面温度可达70~90℃。这种玻璃还可降低反射率，提高透明度。还可以用氟化锑、氟化镁等材料作为玻璃的镀膜材料。

美国福特汽车公司还在进行新型风窗除霜器的研制。在夹层玻璃中夹入透明电阻膜，通电使之产生热量，利用此热量溶化风窗上的冰霜。福特公司将这种镀银和锌的氧化物合金安装在1986年

生产的Mercury Sable和Taurus牌汽车上，但此方案耗电较多，必须具备柴油车用的大容量蓄电池。美国通用汽车公司也准备在凯迪拉克牌（Cadillac）汽车上采用。

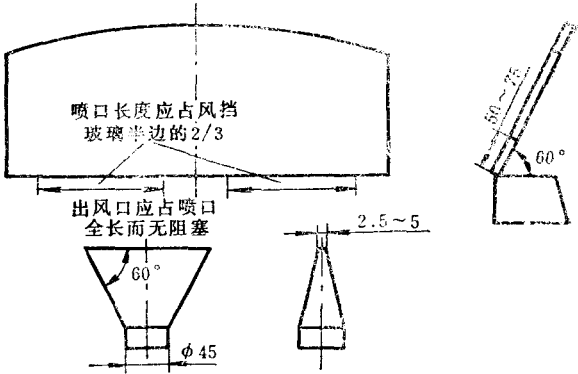


图12-11 除霜器喷口推荐参数

§12-3 制 冷

冷气装置是专为解决汽车在炎热季节进行空气调节用的一种制冷装置，以便在汽车车厢

或驾驶室里建立一舒适的环境，减轻乘员的疲劳。图12-12是CA770冷气装置在整车上的布置。

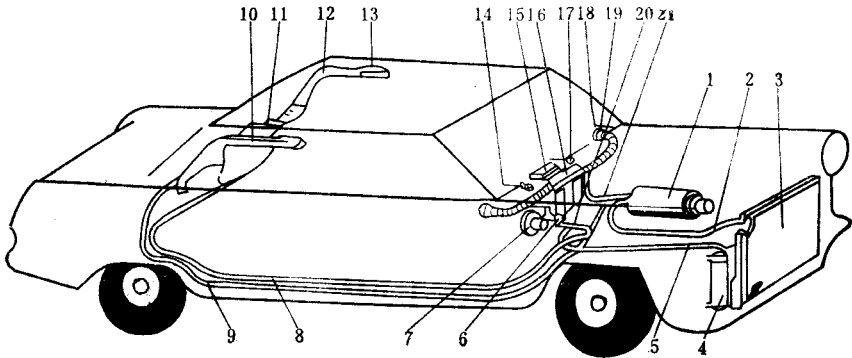


图12-12 CA770冷气装置在整体上的布置

1—制冷压缩机 2—高压排气管路 3—冷凝器 4—贮液器 5—主高压管路 6—前膨胀阀 7—前鼓风机 8—分离高压管路 9—后低压管路 10—后蒸发器 11—左后鼓风机 12—左后风道 13—左后出风口 14—后冷风开关 15—前冷风中出口 16—前蒸发器 17—前冷风开关 18—前冷风左风挡开关 19—前冷风左出风口 20—管路系统连接三通 21—前低压管路

一、汽车冷气系统的设计特点

(一) 制冷原理

汽车冷气系统设计是利用制冷剂蒸发时需吸收蒸发潜热的基本原理。制冷剂从液体转变为气体时会吸收热量，该过程是在蒸发器中发生的，蒸发器位于乘客车厢内，其作用是吸走热量。制冷剂从气体转变为液体时需要放热，这个过程是在冷凝器中进行的。通常轿车的冷凝器位于发动机散热器的前面，而客车冷凝器的安放位置则有多种方案。

从热力学中已知，逆卡诺循环是理想的制冷循环。蒸汽压缩制冷循环就是按照逆卡诺循环原理进行的。图12-13为制冷系统的循环图。制冷系统主要由压缩机、冷凝器、流量控制器(即膨胀阀)和蒸发器等组成。

制冷剂在每一个过程中都处于不同的状态。正是由于制冷剂这种状态的变化，才能吸收来自汽车车厢的热量，并把热量排出于车厢之外。

(二) 制冷剂

在冷气系统中，将被冷却物体的热量连续不断地转移到环境介质(空气或水)中去的工作物质称为制冷剂。

根据汽车的特点，制冷剂需具有以下性能：

- 1) 在大气压力下，沸点应低于室温。
- 2) 在液体状态下，易于控制其沸点，

因而容易控制其吸热能力。

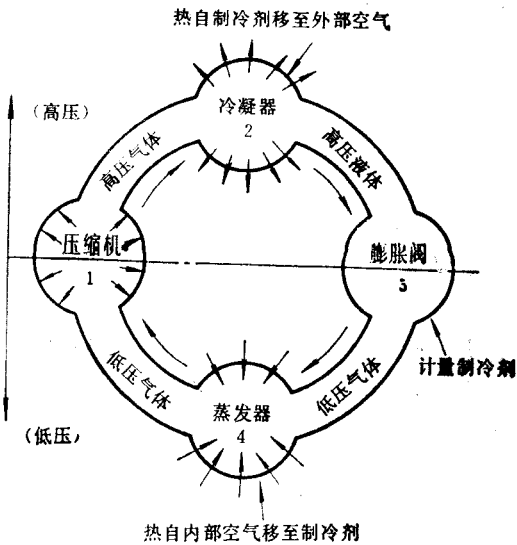


图12-13 制冷系统循环图

3) 蒸发潜热要大。蒸发潜热愈大, 则制冷剂单位质量所吸收的热量会越多。

4) 无毒无味, 不易着火, 不易燃烧。

5) 化学稳定性好, 在制冷剂的工作温度和工作压力范围内, 应不分解、不聚合, 无燃烧和爆炸的危险。

6) 对管道和普通金属无腐蚀性, 使各种零件能经久耐用。

7) 不会降低润滑油的作用。

8) 凝固点要低于蒸发器的工作温度。

根据汽车制冷装置的工作温度范围, 目前绝大部分汽车采用氟里昂12(Freon12, 代号为F-12或R12, 学名为二氯二氟甲烷 CCl_2F_2)。F-12无色无味, 在空气中含量不超过30%的情况下, 一般对人体无害。它能在合适的压力下凝结, 有较宽的制冷温度范围, 在大气压力下, 沸点为 -29.8°C , 既不易燃烧, 也不易爆炸。

但是, F-12渗透性非常强, 易于漏泄, 又因其无色无味, 漏泄时不易察觉。可用皂泡或卤素喷灯进行检查。当火焰呈蓝绿色时, 即说明有渗漏现象。

(三) 制冷系统的结构

汽车制冷系统与建筑、船舶和机车上的制冷系统有很大的差异。汽车制冷系统的主要特点是:

1) 汽车车厢容积小, 要求制冷的负荷大。

2) 制冷压缩机的动力不能用电力, 而要用汽车发动机或专门安装的辅助发动机来驱动。

3) 汽车上的空间紧凑, 制冷装置布置很困难。要想设计各种汽车都能通用, 而且质量小、结构紧凑的冷气装置, 难度极大。

4) 由汽车发动机直接驱动压缩机时, 制冷的能量受车速影响较大。

5) 车厢高度较低, 送风困难, 车厢内的温度分布不易均匀。

1. 汽车冷气系统的布置

图12-12是冷气系统CA770上的布置图。冷气系统主要由四个部分组成: 压缩机、冷凝器、膨胀阀和蒸发器。

2. 压缩机

压缩机是压缩和输送制冷剂蒸汽的装置。

图12-14为汽车制冷用的两种压缩机。图12-14a是用于轿车的旋转斜盘双作用活塞式压缩机。图12-14b是用于大客车的V型单作用活塞式压缩机。

(1) 压缩机的驱动 各种汽车压缩机的驱动方式有所不同。轿车制冷用的压缩机基本上都是用汽车发动机来驱动的。而对大客车来说, 则有四种驱动方案:

1) 由发动机直接驱动(非独立式)。

2) 装备辅助发动机驱动(独立式)。

3) 由汽车发动机发电, 使用电动机驱动。

4) 使用油泵和油马达驱动。

在以上四种驱动方案中, 前两种驱动方案是常用的, 方案3) 被用来驱动蒸发器的风机, 方案4) 仅在美国有少量车辆采用。因此, 以下仅对前两种驱动方案进行比较。

压缩机和冷凝器的冷却风扇等部件由汽车发动机直接驱动的方案, 制冷装置的结构比较

简单, 质量小、造价也低。但是, 其制冷能量随发动机的转速而变化。当汽车的车速变化时, 很难使制冷能量的稳定。城市大客车怠速运转的比率约占总行驶时间的1/3。旅游客车要考虑行驶在较差路面上而且经常爬坡, 制冷装置需要消耗发动机10%~15%的动力。此方案会影响汽车的动力性, 影响加速和爬坡的能力。然而, 随着高速公路的发展, 在公路上行驶的客车装备的发动机功率较大, 发动机的转速、汽车的车速都较稳定, 制冷能量也就能保持稳定。

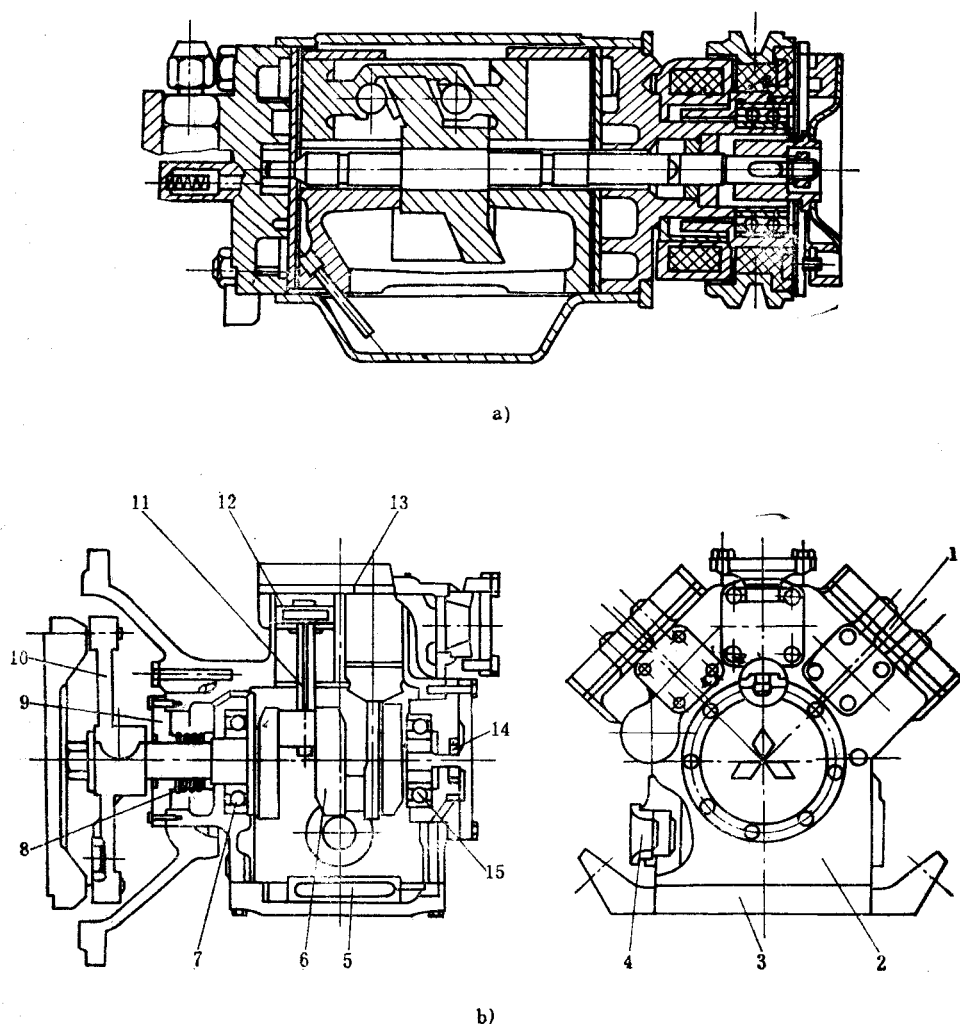


图12-14 汽车制冷用压缩机

a) 旋转斜盘双作用活塞式压缩机 b) V型单作用活塞式压缩机

1—汽缸盖 2—曲轴箱 3—底座 4—观察玻璃 5—油过滤器 6—曲轴 7—轴承 8—轴密封 9—密封盖
10—联接器 11—连杆 12—活塞 13—气阀 14—油泵 15—轴承

压缩机和冷凝器的冷却风扇如果用辅助发动机驱动, 则辅助发动机一般应选用小型发动机, 尽可能与汽车发动机使用同类燃油。独立式制冷装置的能量与汽车车速无关, 即使汽车停驶, 也能进行预冷和空调。制冷装置不会影响汽车的行驶性能, 当汽车低速行驶时, 也不会出现压缩机排出压力上升的现象。但是这种驱动方案会使制冷装置的质量和成本, 比利用

汽车发动机直接驱动的方案要高得多。

(2) 压缩机设计 对于大客车的制冷装置,一般都选用或设计转速在 $2000\sim 3000\text{r/min}$ 范围内的四缸或六缸活塞式压缩机,制冷量在 $23\text{kW}(20000\text{kcal/h})$ 左右。

设计轿车制冷装置的压缩机时,还应考虑以下因素:

1) 气缸排量。一般设计的排量在 $0.078\sim 0.164\text{L}$ 范围内。但为了在汽车怠速时提高制冷装置的性能,活塞排量应选得略高些。

2) 外形尺寸。现代轿车的发动机罩高度趋向于降低,而装在其中的各种电动机等附件却在增多,布置上会发生困难。因此,要求压缩机的外形尺寸必须小,结构要紧凑,尤应严格控制压缩机的长度和高度。

3) 压缩机的转矩特性。压缩机的最大转矩值直接影响到皮带轮的质量、离合器转矩的大小和运转的平稳性,也影响到机组的振动。现在轿车使用的压缩机一般是双缸活塞式压缩机。当汽车在怠速运转时,会出现不正常的高压压力上升现象,最大转矩可达 $96\text{N}\cdot\text{m}$,此时即使压缩机装有飞轮也不起作用。因此,为了使制冷装置平稳地运转,如果所需的压缩机排量较大时,应考虑压缩机设计成三缸或四缸的结构。图12-15表示压缩机在不同的排出压力时最大的转矩值。图12-15中曲线的数值是压缩机的排出压力,括弧中是对应的吸入压力,单位为 10^4Pa 。

4) 质量。压缩机的质量一般应控制在 $7\sim 14\text{kg}$ 内。

3. 冷凝器

冷凝器就是热交换器。用来除去蒸发器中被制冷剂所吸收的热量以及压缩机压缩制冷剂所产生的热量。通过冷凝器散热可把制冷剂蒸汽变成液体。

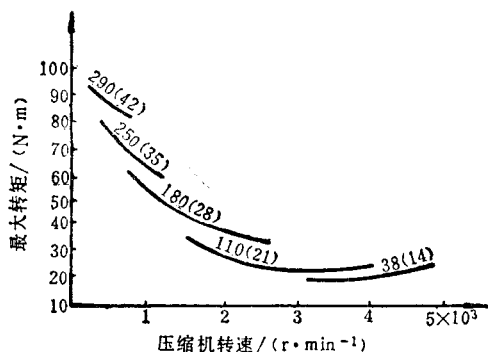


图12-15 压缩机的转矩值

图12-16a为冷凝器的结构,图12-16b所示为每千克制冷剂F-12通过冷凝器中所发生的热量变化,亦称为制冷剂F-12的热传递图。

1) 点a代表压力为 $0.96\text{MPa}(9.55/\text{kgf}\cdot\text{cm}^{-2})$ 温度为 60°C ,此时为过热气体状态。

2) 点a'(35℃)代表部分冷却的气体,此点称为饱和蒸汽状态。如果再冷却,就会形成雾或降水滴。

3) 线a-a'表示移去热量 $13\text{kJ}(3.11\text{kcal})$ 过热的F-12气体下落到饱和状态。此过程称为过热回降。

4) 线a'-b'表示不论移去多少热量,制冷剂的温度不变。沿此线表示F-12从气体状态变化为液体状态,即F-12气体被冷凝。在点a'处F-12全部是气体,越往左变,沿着a'-b'线F-12变成更多的液体。

5) 点b'表示F-12已全部变成液体,此处F-12的温度仍为 35°C 。由此可知,为了要使F-12在冷凝器中变成液体,每千克F-12制冷剂需要移去的热量是 $125\text{kJ}[(48.65-18.6)\text{kcal}=30.05\text{kcal}]$ 。

6) 线b'-b表示制冷剂的额外冷却,称为F-12制冷剂的过冷却。

7) 点 b 表示F-12制冷剂离开冷凝器。此时F-12制冷剂是液体, 低于饱和温度 35°C 。

冷凝器应有足够的表面和容量, 使F-12制冷剂从开始冷凝到离开冷凝器能产生 $3\sim 6^{\circ}\text{C}$ 的过冷却, 因为这样才能保证将F-12制冷剂液体送到膨胀器。如果没有过冷却, F-12液体管中只要遇到一点点升温, 就会使液态F-12制冷剂反回到气态, 因而降低了制冷系统的性能。

设计汽车制冷系统冷凝器时, 必须考虑以下几点:

1) 冷凝器的传热面积, 按大气温度为 45°C 时自然对流传冷却的传热系数来计算。

2) 确定冷凝器厚度时迎风面积要大、厚度要薄, 使空气易于流过。

3) 安装冷凝器后, 会使汽车发动机冷却系统的散热器风量减少, 其减少量不应超过 25% 。

4) 为了改善低速行驶时冷凝器的冷却性能, 防止空气从发动机侧面倒流向发动机冷却系统的散热器, 散热器风扇应安装防护罩。

5) 冷凝器材料应进行耐腐蚀处理。

4. 蒸发器

蒸发器是使液态制冷剂在低压下蒸发, 并用其蒸发潜热起到冷却空气作用的设备。图12-17为日本三菱大客车的蒸发器, 它采用了热交换面积大的散热片, 以便有效地除掉空气中的热量。

热而湿的空气通过蒸发器时, 碰到冰冷的管芯和传热片, 空气骤冷下来, 空气中的水汽被凝结附在金属壁而流走, 冷而干的空气被送入车厢内, 使车厢里环境舒适。

汽车制冷装置的蒸发器与其他空调的蒸发器相比, 设计上难度较大, 因为设计时既要考虑到炎热天气汽车以怠速运转的工况, 又要考虑到一般情况下汽车高速行驶的工况, 其制冷量的变化范围是相当宽的。而且蒸发器的安装和尺寸受到严格的限制, 设计时应注意结构的紧凑性。

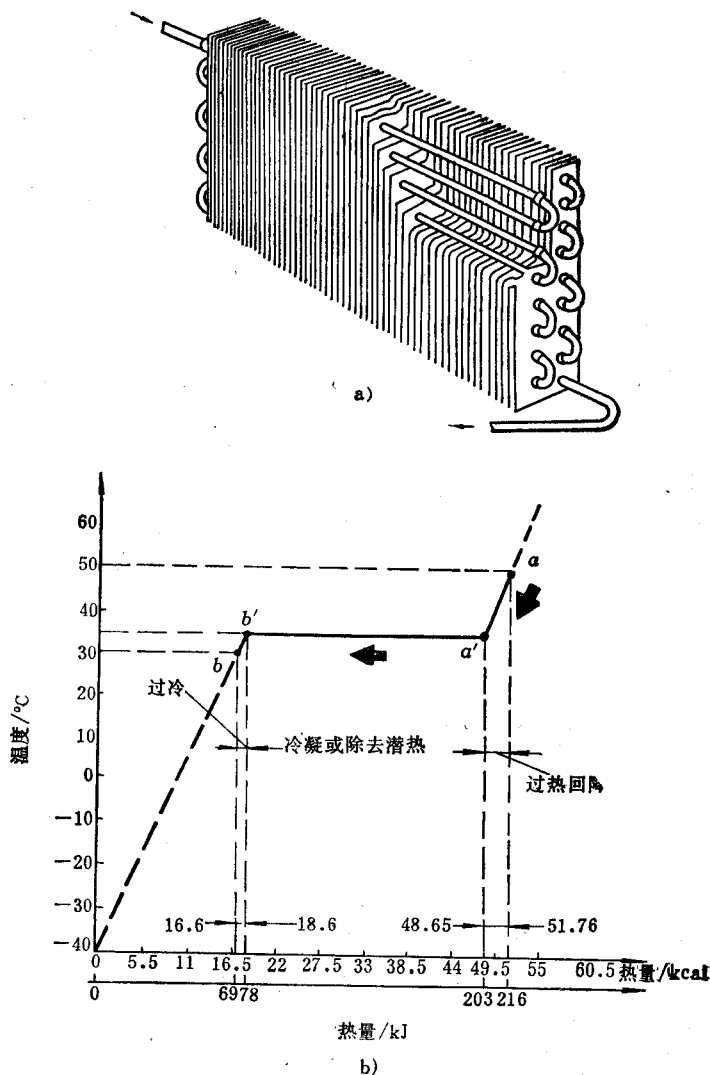


图12-16 冷凝器

a) 冷凝器的结构 b) F-12在冷凝器中的变化

5. 膨胀阀

膨胀阀的作用在于根据车内负荷自动调节输入蒸发器的制冷剂流量。

膨胀阀装配在蒸发器的进口处。膨胀阀一般是由感温筒、膜片、针阀、弹簧和阀体等组成。

膨胀阀的结构如图 12-18 所示。感温筒起着传感器的作用，其内部装着密封的气体。当汽车制冷装置蒸发器的出口处温度发生了变化，则感温筒内气体的膨胀程度也会变化，作用于膜片的气体压力就不一样。

在膨胀阀的针阀上作用着两个力系，一个是感温筒内气体压力 p_p 和制冷剂进入压力 p_1 ，二是调节的弹簧力和制冷剂的蒸发压力 p_0 。当感温筒与蒸发器出口处之间没有温度差时，则第二力系大于第一力系，针阀就关闭；反之，则针阀开启。

当压缩机不运转时，喷雾口因弹簧作用而处于闭合状态，防止液态制冷剂向压缩机逆流。当压缩机运转时，针阀才能被推开，制冷剂开始在蒸发器内蒸发，开始制冷。

感温筒装在蒸发器的出口端，受该处温度影响。如果蒸发器出口端温度变高，感温筒内气体受热开始膨胀，并向膜片施加压力，使针阀开启，增加制冷剂流量。如果蒸发器出口端温度变低，则会使制冷剂流量减少。如果膨胀阀的喷出量过小，会使车厢里得不到足够的冷气。但喷出量过大，又会使蒸发器结霜而降低制冷能力，可以根据各种有关参数，调整弹簧的预紧力，即调整喷雾口的大小。

此外，还有贮液器，可贮存制冷剂。其内部放有干燥剂可以吸水去污，其上部装有易熔塞，可防超压，一般还装有观察窗，可供观察制冷剂用。

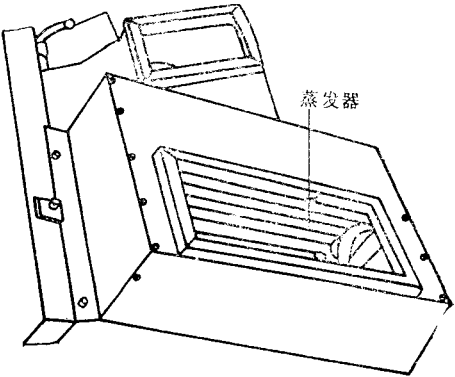


图12-17 蒸发器

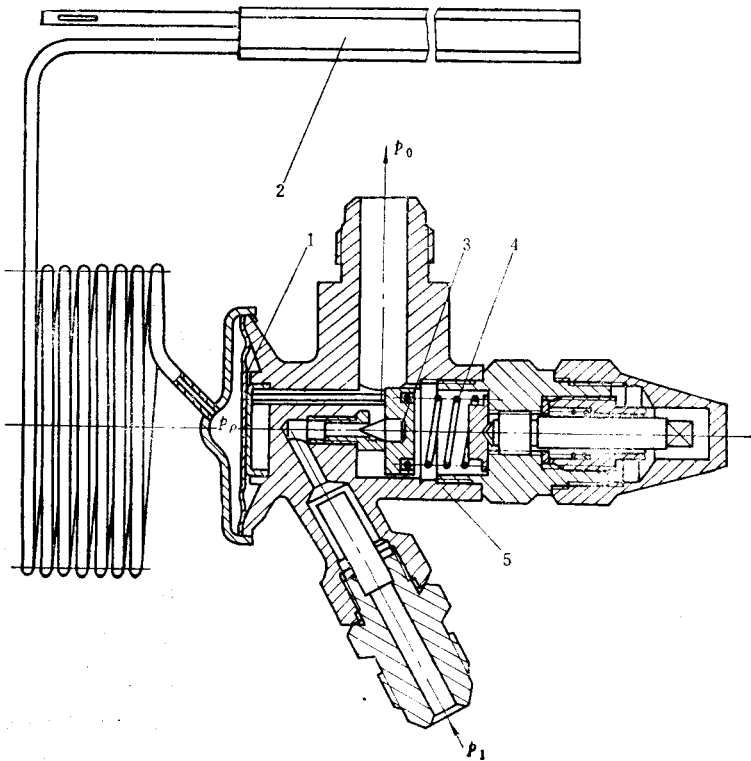


图12-18 膨胀阀的截面图

1—膜片 2—感温筒 3—针阀 4—弹簧 5—阀体

(四) 国内汽车制冷装置生产情况

我国最早的汽车制冷装置是由第一汽车制造厂生产的, 用来为红旗高级轿车配套。1976年以来, 上海、南京、广东等地开始生产汽车冷气装置, 但生产的产品也多是为轿车配套的。上海内燃机油泵厂生产的SH760A轿车空调装置, 可供轿车和东风、解放牌货车驾驶室之用。我国大客车的冷气装置大多引进国外组件。近年来上海、湖南等地正在进行生产客车冷气装置的工作, 为汽车配件国产化创造了条件。表12-8为某制冷设备厂所生产的汽车冷气装置的品种。

表12-8 某制冷设备总厂生产的汽车冷气装置

型 号	制 冷 功 率/W	适 用 车 型
K86-CAR	3488(3000)	各种轿车
K85-TRU	5582(4800)	载货车、工程车、130双排座
K82~K83-MBS	9302(8000)	旅行车
K74-BS	18605(16000)	中型客车 (独立整体冷气装置)
K76-BS	18605(16000)	中型客车 (独立顶置)
K75-BS	18605(16000)	中型客车 (非独立冷气装置)
K69~K73-BS	25580(22000~25000)	各种大客车 (独立式、非独立式)

注: 括号中制冷量的单位是kcal/h。

(五) 汽车制冷系统的发展趋势

目前, 从市场方面要求, 希望制冷装置进一步降低成本, 提高燃油经济性; 从车身制造方面要求, 需进一步提高各组成装置的紧凑性和效率; 从乘客和驾驶员角度要求, 车内温度应合理分布, 要求操作简便。汽车空调系统在向全季节型和全自动化型发展。

汽车制冷系统的设计动向如下。

1. 小型化、轻量化

进一步降低制冷装置的质量和外形尺寸, 要做到这一点, 必须提高各组成装置的结构紧凑性和效率。为此国外正致力于改进各部件的结构, 完善各部件的制造工艺, 改进制冷装置的布置, 提高性能。

当前冷凝器、蒸发器的改进目标是提高传热特性。例如热交换器的结构, 已从平板形散热片改为皱纹形散热片。材料方面, 以铝代铜, 采用铝挤压成形技术, 滚轧加工铝散热片, 管道也趋向薄壁化。有的还在蒸发器的散热片上进行表面处理, 涂上亲水的胶质保护膜, 以改善蒸发器的滴水性能。制冷压缩机的结构, 除了传统的活塞式之外, 目前已出现涡旋式和螺杆式等新结构。若与传统型式相比, 不但结构简单、质量小而且噪声低。

制冷装置的各部件在大客车上的布置方式, 随着底盘和车身技术的发展, 也出现了多种多样的型式。例如, 目前国外有的车型把冷气管道布置在大客车的前门和驾驶员座椅后部, 据说能提高车内空间布置的合理性和提高制冷效率。冷凝器的结构尺寸和安装位置有多种选择方案。蒸发器的安装部位也出现了分散布置、前置、布置在车后顶等型式。这些新布置方案, 都是为了使冷气装置的部件在客车上的空间布置更为合理、气流组织得更好, 制冷效果最佳以及使车轮的载荷合理分布。

2. 节能

从汽车节能的观点出发,汽车制冷装置在不断提高单位耗功的制冷能力。美国通用汽车公司和日本电装公司开发了制冷能力可变化的变排量型压缩机,可以根据压缩机吸气压力的大小来控制压缩机气缸的排量。这样不仅减少了压缩机的动力消耗,还降低了气流噪声,美国通用汽车公司计划于1989年在各种车型上采用此种新结构。

3. 操作自动化

冷气装置的调节操作正在向自动化方面发展,微型电子计算机的使用使空调系统的控制有了较大的变化。利用微机之后,显示部分可以数字化。微机还有多种功能,例如:压缩机运行的最佳控制,内外气流和送风口的微小变换,风量的无级控制等等。目前,国外有的汽车自动操作的措施就是在车厢内外安装测定温度的传感器,根据使用者选定的温度,由微机选择最佳方式控制各部件的动作。把各部件的动作划分得很细(例如:制冷程度分六档、送风量分二档、采暖程度分五档),驾驶员只要合上开关,选定所需的温度,就毋须再调冷气装置而专心于驾驶。日本三菱客车可以在 $18\sim 32^{\circ}\text{C}$ 范围内任意选定所需的温度,选定后,微机即能控制各部件的动作,使之恒定在所选的温度值。

4. 提高舒适性

汽车空调装置在向全季节型发展。当前不少汽车空调系统的制冷与采暖是各自独立的系统。每当梅雨季节,车窗玻璃上常蒙上雾气,若去掉雾气,必须启动冷气装置,但这样一来将会使车厢内过冷。为了克服此缺点,正在开发一种全季节型的汽车空调系统,此系统具有换气—采暖—除湿—制冷等所有功能。热天由辅助发动机驱动制冷系统,冷天由加热器采暖,过渡期(如梅雨季节)则采用制冷与采暖混合吹出的温和风进行除湿,使车厢内换气情况达到最佳状态。

5. 研制新型汽车空调装置

如何使车厢内的气候稳定在舒适区,怎样妥善组织气流,使之保持合理的温度分布,很多问题都涉及到基础理论。国外有人提出,今后汽车空调的研究,要以生物化学为中心,把人体工程学中提出的各种要求和电子控制结合起来,使汽车空调装置的研究不限于机械和电气方面,而必须闯入新的领域。

由于F12会破坏大气臭氧层,为了保护环境而研制的不用F12而用新型制冷剂的汽车空调装置就成为值得探讨的方向。

二、汽车空调制冷量的计算

根据车厢内外所确定的空气参数,按汽车结构、车厢容量和乘客数等因素计算车厢的热负荷,用人工制冷的方法将车厢内的热量向外转移。

车厢热负荷就是制冷装置的负荷,也就是所需的制冷量。车厢热负荷可以按传热学原理进行计算,也可以根据车型和座位数加以选用。

目前国外轿车、客车所选用的热负荷约有以下几种:

轿车	$3.5\sim 9.3\text{kW}$ ($3000\sim 8000\text{kcal/h}$)
30座客车	$10\sim 14\text{kW}$ ($10000\sim 12000\text{kcal/h}$)
40座客车	$16.3\sim 21\text{kW}$ ($14000\sim 18000\text{kcal/h}$)
60座客车	$23.3\sim 33.8\text{kW}$ ($20000\sim 25000\text{kcal/h}$)
双层大客车	29.6kW (25500kcal/h) 以上

如应用传热学原理计算,有稳定传热计算法和非稳定传热计算法两种。稳定传热就是指隔热壁中的温度分布和热流大小始终保持在一定数值并不随时间变化而变化。实际上,真正的稳定传热是不存在的,此计算方法虽较简单,却存在有10%~20%的偏差。非稳定传热算法考虑了汽车实际运行条件,较为精确,但计算条件较复杂,计算工作量大,计算时还需要进行许多简化和假定,也有偏差。为了简化计算起见,装冷气系统的汽车实用的热工计算,一般采用热稳定近似算法。在热稳定计算中,只要选定的参数接近实际工况,其计算结果基本上是可靠的。

(一) 平均传热系数的计算 (单位为 $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$)

1. 车厢结构传热系数 K 的计算

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_H} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B}} \quad (12-10)$$

式中 δ_i ——各层材料厚度,单位为m;

λ_i ——各层材料的导热系数,单位为 $W/(m \cdot ^\circ C)$;

α_B ——内表面传热系数,单位为 $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;当车内空气自然循环时, α_B 值为 $6.98 \sim 9.30 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ($6 \sim 8 kcal/(m^2 \cdot h \cdot ^\circ C)$);当车内空气强制循环时, α_B 值为 $17.45 \sim 23.26 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ($15 \sim 20 kcal/(m^2 \cdot h \cdot ^\circ C)$);

α_H ——外表面传热系数,单位为 $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;如果靠近外表面的空气相对速度小于 $2.56 m/s$ 时, α_H 取 $29.08 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ($25 kcal/(m^2 \cdot h \cdot ^\circ C)$);

如果空气相对速度更高, α_H 可按式(12-11)确定,单位为 $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ 。

$$\alpha_H = 1.35(4.2 + 13\sqrt{v}) \quad (12-11)$$

式中 v ——空气相对速度,单位为 m/s 。

2. 传热面积 A 的计算

根据设计图样确定传热面积,通常不考虑压筋的影响而取平均值。按国际惯例,传热面积 A (单位为 m^2)可取几何平均值:

$$A = \sqrt{A_H A_B} \quad (12-12)$$

式中 A_H ——总的外表面积,单位为 m^2 ;

A_B ——总的内表面积,单位为 m^2 。

3. 平均传热系数 K_{cp} (单位为 $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$)的计算

$$K_{cp} = \frac{K_{kp} A_{kp} + K_{ct} A_{ct} + K_n A_n + K_l A_l}{A} \quad (12-13)$$

式中 K_{kp} 、 K_{ct} 、 K_n 、 K_l ——分别为顶盖、侧壁和前后围、地板和玻璃窗的传热系数,单位为 $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;

A_{kp} 、 A_{ct} 、 A_n 、 A_l ——分别为顶盖、侧壁和前后围、地板和玻璃窗的传热面积,单位为 m^2 。

(二) 空调制冷设备(制冷功率)的计算

车厢制冷时热流量的确定,主要有以下八个部分。

1. 通过车厢壁传入车厢的热流量 Φ_1 (单位为W)

$$\Phi_1 = A_T K_T (t_H - t_B) \quad (12-14)$$

式中 A_T ——传热计算面积, 单位为 m^2 ;

K_T ——传热系数, 单位为 $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;

t_H ——车厢外空气的计算温度, 单位为 $^\circ C$;

t_B ——车厢内空气温度。据我国有关资料统计, 我国人民感到舒适与不舒适的分界点为 $28^\circ C$, 推荐 $24 \sim 28^\circ C$ 为我国汽车冷气系统的车厢内空气参数。

2. 太阳辐射入车厢的热流量 Φ_2 (单位为W)

$$\Phi_2 = A_F K_F (t_M - t_B) \quad (12-15)$$

式中 A_F ——车厢承受太阳辐射的面积, 单位为 m^2 , 计算时可取传热面积的 $30\% \sim 40\%$;

K_F ——传热系数, 单位为 $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;

t_M ——在太阳照射下 A_F 表面的平均温度, 单位为 $^\circ C$, 计算时取:

$$t_M = t_H + 20^\circ C \quad (12-16)$$

3. 从门窗缝隙渗透的热流量 Φ_3 (单位为W)

由于门窗缝隙的宽度不一, 风向和风速的差异, 所以由门窗缝隙渗入的空气量很难准确计算, 参考有关手册, 可按下式估算:

$$\Phi_3 = L l \rho c (t_H - t_B) \quad (12-17)$$

式中 l ——门窗缝隙长度, 单位为m;

c ——空气的比热容单位为 $kJ/(kg \cdot ^\circ C)$;

ρ ——空气密度, 单位为 kg/m^3 ;

L ——流经每米窗缝隙所渗入的空气量, 单位为 m^3/h , 此值随风速而异, 可参考民用建筑的数值, 其值列于表12-9。

表12-9 每米门窗缝隙渗入的空气量 L (m³/h)

风 速/(m·s ⁻¹)	1	2	3	4	5	6
单层钢窗	0.8	1.8	2.8	4.0	5.0	6.0
门	2.0	5.0	7.0	10.0	13.0	16.0

4. 车厢通风换气带入车厢的热流量 Φ_4 (单位为W)

$$\Phi_4 = n \rho c v_0 (t_H - t_B) \quad (12-18)$$

式中 n ——乘坐人数;

c ——空气的比热容, 单位为 $kJ/(kg \cdot ^\circ C)$;

v_0 ——每人每小时所需的新鲜空气量, 单位为 m^3/h , 可参考工业企业采暖、通风和空调规范TJ1975第154条, 在无窗无缝全密封的空间中, 需供应每人每小时新鲜空气 $30m^3$ 以上, 因此应取 $V > 30m^3/h$ 。

5. 通过车窗玻璃传入车厢的热流量 Φ_5 (单位为W)

$$\Phi_5 = A_B K_B (t_H - t_B) \quad (12-19)$$

式中 A_B ——车窗玻璃总面积, 单位为 m^2 ;

K_b ——车窗玻璃的总传热系数, 单位为 $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ 。

从图12-19单层玻璃温度表明, 不但车窗玻璃的温度沿传热方向的各个位置在变化, 而且靠近玻璃的空氣的边界层温度也在变化。从图中的温度曲线可知, 通过玻璃传热的热阻由三个单独的热阻所组成。

1) 热量从车外空气传到玻璃表面的热阻, 该热阻称为传热热阻 R_H , 它所引起的温度降为 $t_H - \tau_H$ 。

2) 热量通过玻璃本身的导热热阻 R_L 所引起的温度降为 $\tau_H - \tau_B$ 。

3) 热量由玻璃的外表面传给车厢內的空气的传热热阻 R_b , 所引起的温度降为 $\tau_B - t_B$ 。

通过车窗玻璃传入车厢的总传热热阻是 R_H 、 R_L 和 R_b 三者之和。传热系数是单位面积传热热阻的倒数因此可以写出内边界层的传热系数 α_b 和外边界层的传热系数 α_H 计算式(单位均为 $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$):

$$\alpha_b = \frac{1}{R_b} \quad (12-20)$$

$$\alpha_H = \frac{1}{R_H} \quad (12-21)$$

按传热系数公式可写成 K_b (单位为 $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$):

$$K_b = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_H} + \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_b}} \quad (12-22)$$

式中 α_H ——外边界层的传热系数, 通常以下式计算:

$$\alpha_H = 1.35(4.2 + 13\sqrt{v})$$

式中 v ——相对风速, 单位为 m/s ;

λ_i ——玻璃的导热系数, 单位为 $W/(m \cdot ^\circ C)$;

α_b ——内边界层的传热系数, 单位为 $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;

δ_i ——玻璃的厚度, 单位为 m 。

车窗玻璃的总传热系数 K_b 与玻璃外边界的风速有关。实际上外边界层的风速是变化的, 而且玻璃本身与车身是通过金属框架连接的, 其中还应考虑热桥的损失。因此, 玻璃窗的传热系数很难准确确定。一般可参考《建筑手册》, K_b 取 $6.38 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ($5.5 (kcal \cdot m^2 \cdot h \cdot ^\circ C)$)。

6. 人体散发热流量 Φ_6 (单位为 W)

$$\Phi_6 = 0.277n\Phi_q \quad (12-23)$$

式中 n ——乘坐人数;

Φ_q ——单个人体所散发的总热流量, 单位为 kJ/h , Φ_q 值随室温而异, 其值见表12-10。

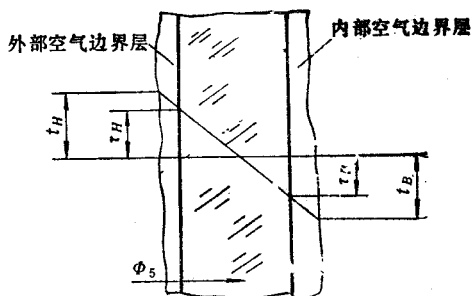


图12-19 单层玻璃的温度分布

表12-10 人体所散的总热流量

(kJ/h)

热流量 \ 室温/℃	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
显 热 流 量	334 (80)	322 (77)	297 (71)	276 (66)	250 (60)	230 (55)	217 (52)	196 (47)	180 (43)	155 (37)	134 (32)
潜 热 流 量	196 (47)	209 (50)	230 (55)	250 (60)	272 (65)	293 (70)	305 (73)	326 (78)	343 (82)	368 (88)	389 (93)
总 热 流 量	531 (127)	531 (127)	523 (126)	523 (125)	523 (125)	523 (125)	523 (125)	523 (125)	523 (125)	523 (125)	523 (125)

注：括号中数值的单位为kcal/h。

表12-10中，显热流量是通过人体皮肤表面散给周围空气的热流量；潜热流量是人体的皮肤和肺蒸发水分时所吸收的人体热流量。

因此，空气在增加湿度的同时，还增加了水蒸汽所含的潜热流量。人体散发的总热流量应是显热流量和潜热流量的总和。

7. 车厢其他热源的热流量 Φ_7 (单位为W)

其他热源包括照明电灯及用于车内空气循环的风机。

(1) 白炽灯的热流量 Φ_{L1} (单位为W)

$$\Phi_{L1} = 1000P \quad (12-24)$$

式中 P ——白炽灯的功率，单位为kW。

(2) 荧光灯的热流量 Φ_{L2} (单位为W)

$$\Phi_{L2} = 1000(P_1 + P_2) \quad (12-25)$$

式中 P_1 ——荧光灯的功率，单位为kW；

P_2 ——整流器的消耗功率，一般取 P_1 的20%。

(3) 荧光灯(灯管装在吊灯的玻璃罩内)的热流量 Φ_{L3} (单位为W)

$$\Phi_{L3} = 1000\xi P_1 \quad (12-26)$$

式中 ξ ——考虑玻璃反射、顶盖内部通风等情况的系数，一般取0.5~0.8。

如果在白天，不需开灯照明，则可以不计算照明灯的热流量。

(4) 驱动风机的电动机热流量 Φ_m (单位为W)

$$\Phi_m = 1000(1 - \eta)P_m \frac{t_s}{24} \quad (12-27)$$

式中 η ——电动机的效率；

P_m ——电动机的功率，单位为kW；

t_s ——每昼夜风机工作的时间，单位为h。

$$\Phi_7 = \Phi_{L1} + \Phi_{L2} + \Phi_{L3} + \Phi_m \quad (12-28)$$

8. 车身预冷消耗的热流量 Φ_8 (单位为W)

$$\Phi_8 = m_{\tau} c_{\tau} \frac{\Delta t}{3} \quad (12-29)$$

式中 m_{τ} ——车厢内部金属制件的质量，单位为kg；

c_{τ} ——金属制件的平均比热容，单位为kJ/(kg·℃)；

Δt ——每小时平均降低的温度，单位为℃/h。

汽车制冷装置总的制冷功率 Φ_s (单位为W)

$$\Phi_s = \Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 + \Phi_4 + \Phi_5 + \Phi_6 + \Phi_7 + \Phi_8 \quad (12-30)$$

§12-4 车身的隔热与密封

为了使车厢的温度保持在一定的温度范围内,除了装备加热和制冷设备之外,还要求车厢具有一定的隔热和密封性能。

一、隔热

车厢的隔热是很重要的。如果车厢隔热性能差,热(冷)损失将会变大,这样势必消耗加热(或制冷)设备更多的能量。而且,隔热性能差,会使车厢内表面对人体的热辐射增加,甚至由于车厢内外壁面温度差太小而出现结露现象,从而影响旅客的舒适性。

汽车车身的隔热一般是采用隔热层。隔热层由玻璃纤维、胶合板、毛毯、泡沫塑料等材料所组成。

车身设计时,必须考虑以下隔热措施:

1) 顶盖受太阳辐射影响最大,顶盖隔热层必须保证一定厚度。表12-11列出了不同车顶表面状况所得到的辐射热量和进入车厢的热量。

表12-11 顶盖不同状况与进入车厢热量的关系

表面状况	表面黑度 (近似值)	隔热层 δ/m $\lambda/(W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1})$	车速 $/(kmh^{-1})$	表面温度 $^\circ C$	得到的辐射热量 $/(kJ \cdot h^{-1} \cdot m^{-2})$	向大气的放热量 $/(kJ \cdot h^{-1} \cdot m^{-2})$	进入车厢内的热量 $/(kJ \cdot h^{-1} \cdot m^{-2})$
黑磁漆	0.9	0.05/0.05	0		3010 (720)	2759 (660)	230 (55)
			30	53.3	3010 (720)	2926 (700)	88 (21)
		无	0	78	3010 (720)	2006 (480)	1003 (240)
			30	50.7	3010 (720)	2592 (620)	410 (98)
铝粉漆	0.5	0.05/0.05	0	67	1672 (400)	1546 (370)	134 (32)
			30	43	1672 (400)	1630 (390)	54 (13)
		无	0	57	1672 (400)	1128 (270)	543 (130)
			30	41.5	1672 (400)	1421 (340)	242 (58)
铝金属面	0.5	0.05/0.05	0	33.5	167 (40)	146 (35)	25 (6)
			30	31.5	167 (40)	150 (36)	17 (4)
		无	0	32	167 (40)	84 (20)	84 (20)
			30	30	167 (40)	100 (24)	63 (15)

注:括号中数值的单位为 $kcal/(h \cdot m^2)$ 。

- 2) 车身表面尽量选用浅色,可以减少太阳辐射热的作用。
- 3) 车厢内部装饰材料不应粗糙。
- 4) 发动机罩要有较好的隔热措施,机罩与发动机接触表面最好加一层铝铂。
- 5) 尽量选用隔热性能好的材料。以前大多选用毛毯作为轿车的隔热材料,但毛毯比重大、成本高,而且易受虫蛀。现在大多选用泡沫塑料代替。

二、密封

车身的密封性能是整车品质的一项重要指标。车身密封性不好,不但不能使汽车保持所需的温度,而且尘土、雨水都会侵入车内。

车身设计时必须注意门窗缝隙,采用较好的密封条截面形状。发动机位于车厢内的客车发动机罩应采取密封措施。汽车空调装置管路多处穿过地板,管路通过的孔洞也应进行密封。

密封条在前、后风窗以及车门、行李舱和发动机罩等开口部的周围,用来防止风雨和灰尘的侵袭和隔声、隔热。一般采用弹性橡胶或海绵橡胶,其截面形状应根据该部位的结构作相应的设计。

参 考 文 献

- 1 吉林工业大学汽车教研室编. 汽车设计. 北京: 机械工业出版社, 1981
- 2 吉林工业大学汽车教研室编. 汽车车身结构与设计. 长春: 吉林工业大学, 1976
- 3 黄天泽编著. 大客车车身. 长沙: 湖南大学出版社, 1988
- 4 黄天泽编. 车身设计. 长春: 吉林工业大学, 1983
- 5 黄金陵主编. 汽车车身结构与设计. 长春: 吉林工业大学, 1985
- 6 黄金陵编. 汽车车身有限元法基础. 长春: 吉林工业大学, 1984
- 7 机械工业手册编辑委员会. 机械工程手册. 北京: 机械工业出版社, 1980
- 8 [日]自动车技术会 小林 明等编. 汽车工程手册(一至四册). 汽车工程手册编译委员会译. 北京: 机械工业出版社, 1985
- 9 [波]扬·巴甫洛夫斯基著. 汽车车身. 王述之等译. 北京: 人民交通出版社, 1983
- 10 Ю А Долматовский. Основы конструирования автомобильных кузовов. Москва: МАШ-ГИЗ, 1962
- 11 Werner K Strobel. Die moderne Automobilkarosserie. Stuttgart, Franksch'sche Verlagshandlung, W keller & Co, 1980
- 12 Jan P Norbye. Car Design (Structure and Architecture). USA, Tab Books Inc, 1984
- 13 Robert E Barnhill, Richard F Riesenfeld. Computer Aided Geometric Design. New York, Academic Press, 1974
- 14 SAE J826. Device for the Use in Defining and Measuring Motor Vehicle Seating Accommodation. SAE Handbook, 1984
- 15 SAE J941. Motor Vehicle Driver's Eye Range. SAE Handbook, 1982
- 16 ISO 3958. Driver Hand Control Reach
- 17 SAE 650464. Automobile Driver Eye Position
- 18 ISO 2631/1—1985. Evaluation of human exposure to whole-body vibration
- 19 C M Harris and C E Crede. Shock and Vibration Handbook. New York, Mc Gran Hill,

1976

- 20 No 820309. SAE Paper
- 21 Jacklish H W. Human Reaction of Vibration. SAEJ. 39(1936)S401
- 22 中国汽车技术研究中心标准化研究所. 汽车标准汇编(4. 车身及附件). 天津: 中国汽车技术研究中心, 1986
- 23 武汉汽车车身附件研究所编译. 汽车车身附件国外标准资料汇编. 武汉: 汽车车身附件研究所, 1984
- 24 黄余平. 百年汽车图集. 北京: 人民交通出版社, 1987
- 25 陆佑德. 计算机辅助汽车车身外表面交互设计系统. 汽车工程, 1986(1)
- 26 周儒荣等. 汽车车身计算机辅助几何设计的初步研究. 汽车工程, 1984(4)
- 27 黄金陵. 汽车车架结构元件的优选. 汽车技术, 1984(1)
- 28 黄金陵. 承载式客车车身结构分析. 汽车工程, 1990(2)
- 29 黄天泽. 汽车车身索隐. 湖南大学学报, 1989(3)
- 30 A. J. 赛伯等著. 汽车空气动力学. 杨尊正, 周仲贤译. 北京: 人民交通出版社, 1984
- 31 梁子安. 现代工业产品艺术造型设计. 长沙: 湖南科学技术出版社, 1984
- 32 敏泽. 中国美术思想史(第一卷). 济南: 齐鲁书店, 1987
- 33 李卓森. 汽车造型艺术. 长春: 吉林工业大学, 1983
- 34 李卓森. 汽车造型基本技法. 长春: 吉林工业大学, 1988
- 35 庄国华. 对汽车座椅设计的探讨. 汽车技术, 1978(5、6)
- 36 张洪欣, 林逸. 汽车座椅的性能、设计与试验. 长春: 吉林工业大学, 1988
- 37 曾天辉. 粘接密封剂在汽车车身上的应用. 汽车技术, 1985(1)
- 38 任开明. 汽车车身制图. 长春: 吉林工业大学, 1983
- 39 陈孟湘. 提高汽车空调经济性和舒适性的探讨. 专用汽车, 1985(2)

(京)新登字054号

本书系按原汽车专业教材编审委员会修改通过的“编写大纲”编写。它全面介绍汽车车身及其部件的结构设计和计算方法。全书共分十二章，内容涉及造型、计算机辅助设计、人体工程、空气动力学和有限元计算等基础理论和方法。

本书力求反映当代先进科技成果在汽车车身上的应用，理论密切结合实际，取材丰富扼要，阐述深入浅出。本书为高等学校汽车与拖拉机专业的教材，也可供汽车厂、汽车研究所的工程技术及研究人员参考。

汽车车身结构与设计

湖 南 大 学 黄天泽 主编
吉林工业大学 黄金陵

*

责任编辑：赵爱宁 责任校对：贾立萍
封面设计：郭景云 版式设计：胡金瑛
责任印制：王国光

*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)
(北京市书刊出版业营业许可证出字第117号)
机械工业出版社京丰印刷厂印刷
新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 $787 \times 1092^{1/16}$ ·印张 $18^{3/4}$ ·插页1·字数462千字
1992年10月北京第1版·1992年10月北京第1次印刷
印数 0 001—3 400·定价：5.30 元

*

ISBN 7-111-03243-8/U·101(课)