



“十二五”职业教育国家规划教材
经全国职业教育教材审定委员会审定

高等职业院校国家技能型紧缺人才培养培训工程规划教材·汽车运用与维修专业

汽车底盘构造与维修

(第4版)

金加龙 主 编

郭宏伟 王 芳 方栋华 副主编

文爱民 朱福根 主 审

电子工业出版社

Publishing House of Electronics Industry

北京 · BEIJING

内 容 简 介

本书既是普通高等教育“十一五”国家级规划教材，也是“十二五”职业教育国家规划教材。也是目前紧缺型人才培养培训工程汽车运用与维修专业的教材。主要内容包括绪论、汽车传动系概述、离合器、手动变速器、自动变速器、新型自动变速器、万向传动装置、驱动桥、电控驱动防滑系统、汽车行驶系概述、车架与车桥、车轮与轮胎、悬架、电控悬架系统、汽车转向系、动力转向系统与四轮转向系统、汽车制动系、电控防抱死制动系统与电子伺服制动系统。本书系统地讲解了汽车底盘各系统的结构、原理、检修与故障诊断等内容。

本书可作为高等职业院校汽车运用与维修、汽车营销与服务、汽车制造与装配技术、汽车检测与维修技术和新能源汽车运用与维修等专业教学用书，也可作为汽车检测、汽车维修技术人员学习参考使用。

未经许可，不得以任何方式复制或抄袭本书之部分或全部内容。

版权所有，侵权必究。

图书在版编目（CIP）数据

汽车底盘构造与维修 / 金加龙主编. —4 版. —北京 : 电子工业出版社 , 2016.9
高等职业院校国家技能型紧缺人才培养培训工程规划教材 · 汽车运用与维修专业

ISBN 978-7-121-29654-3

汽... . 金... . 汽车—底盘—结构—高等职业教育—教材 汽车—底盘—车辆修理—高等职业教育 - 教材 U463.1 U472.41

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2016) 第 187474 号

策划编辑：程超群

责任编辑：郝黎明

印 刷：

装 订：

出版发行：电子工业出版社

北京市海淀区万寿路 173 信箱 邮编 100036

开 本：787×1092 1/16 印张：21.75 字数：626.4 千字

版 次：2005 年 3 月第 1 版

2016 年 9 月第 4 版

印 次：2016 年 9 月第 1 次印刷

定 价：49.00 元

凡所购买电子工业出版社图书有缺损问题，请向购买书店调换。若书店售缺，请与本社发行部联系，联系及邮购电话：(010) 88254888, 88258888。

质量投诉请发邮件至 zlts@phei.com.cn，盗版侵权举报请发邮件至 dbqq@phei.com.cn。

本书咨询联系方式：(010) 88254577, ccq@phei.com.cn。

前　　言

截至 2016 年 6 月底，全国机动车保有量为 2.85 亿辆，其中汽车 1.84 亿辆。随着汽车产业的迅猛发展，新车销售、汽车维修、零部件供应、金融服务、保险服务、零部件销售等的市场空间急剧增大，形成了一个庞大的汽车售后市场。汽车服务市场是汽车产业链中最稳定的利润来源，可占总利润的 60%~70%。

今后汽车产量与汽车保有量仍将保持高速增长。随着汽车保有量的迅速增长，社会对汽车专业的人才需求也迅速增加。高等职业教育汽车运用与维修专业，被确定为技能型紧缺人才培养专业。为了适应并推动高等职业教育的发展，教育部制定了《高等职业教育汽车运用与维修专业技能型紧缺人才培养指导方案》，在该方案的指导下，电子工业出版社组织编写了汽车运用与维修专业规划教材。

本书的编写，坚持以“校企合作、能力为本位、就业为导向、针对职业岗位，体现教学内容的先进性和前瞻性”为原则，同时注重知识的应用价值、可操作性在教材中的科学体现，做到理论与实践的紧密结合，构筑汽车运用与维修、汽车营销与服务、汽车制造与装配技术、汽车检测与维修技术和新能源汽车运用与维修等相关专业具有高职高专特色的精品教材。

本书系统介绍了技能型高端汽车维修技术人员所必需的汽车底盘及各总成的结构、工作原理、维修、检测、调试、故障诊断与排除等知识。

课程内容为汽车构造的底盘部分、汽车维修与汽车故障诊断课程内容的综合与重组，并增加了轿车中的许多新结构及其故障的诊断与维修，如电控自动变速器（ECT）电控机械无级变速器（ECVT）电控悬架系统（EMS）电控四轮驱动（AWD）电控四轮转向（4WS）电控驱动防滑系统（ASR）电控制动防抱死系统（ABS）电控行驶平稳系统（ESP）制动辅助系统（BAS）与 GOA 车身技术等的结构、故障诊断与维修。另外，还新增了双离合变速器（DSG）刹车优先系统（BOS）与可变齿数比转向系统（VGRS）等内容。

本书由浙江交通职业技术学院金加龙主编，并编写绪论、第 1 章、第 4 章、第 5 章；云南交通职业技术学院张永杰编写第 2 章、第 14 章、第 16 章；浙江交通职业技术学院郭宏伟编写第 3 章、第 6 章、第 7 章；浙江交通职业技术学院方栋华编写第 8 章、第 17 章；浙江交通职业技术学院王芳编写第 9 章、第 10 章、第 11 章、第 12 章；吉林交通职业技术学院刘成编写第 15 章；浙江交通职业技术学院赵金祥编写第 13 章。

本书由南京交通职业技术学院文爱民和浙江交通职业技术学院朱福根担任主审。

在本书的编写过程中，得到了云南交通职业技术学院、湖南交通职业技术学院、吉林交通职业技术学院、南京交通职业技术学院、长安福特汽车公司、一汽丰田汽车公司和浙江交通职业技术学院等院校的大力支持和帮助，在此表示衷心感谢。

由于编者水平有限，书中难免存在缺点和错误，诚请读者及业内专家给予指正。

编　者
2016 年 9 月

目 录

绪论	(1)
实训 汽车底盘的认识	(2)
思考与练习	(2)
第 1 章 汽车传动系概述	(3)
1.1 汽车传动系的功用与组成	(3)
1.2 汽车传动系的布置形式	(3)
思考与练习	(5)
第 2 章 离合器	(6)
2.1 概述	(6)
2.2 离合器的构造	(8)
2.2.1 膜片弹簧式离合器	(8)
2.2.2 周布弹簧式离合器	(10)
2.2.3 中央弹簧式离合器	(11)
2.3 离合器的操纵机构	(11)
2.3.1 机械式操纵机构	(12)
2.3.2 液压式操纵机构	(12)
2.3.3 弹簧助力式操纵机构	(14)
2.4 离合器的维修	(14)
2.4.1 离合器的维护与检修	(14)
2.4.2 离合器操纵机构的检修	(16)
2.5 离合器的故障诊断	(17)
2.6 实训 离合器的拆装与维修	(19)
思考与练习	(19)
第 3 章 手动变速器	(20)
3.1 概述	(20)
3.2 手动变速器的变速传动机构	(22)
3.2.1 三轴式变速器	(22)
3.2.2 两轴式变速器	(24)
3.2.3 手动变速器的换挡装置	(27)
3.2.4 手动变速器的润滑与密封	(27)
3.3 同步器	(28)
3.3.1 无同步器的换挡过程	(28)

3.3.2 同步器的结构与工作原理	(29)
3.4 手动变速器的操纵机构	(31)
3.4.1 手动变速器操纵机构的功用、要求与类型	(31)
3.4.2 手动变速器操纵机构的构造	(32)
3.5 分动器	(35)
3.6 手动变速器的维修	(38)
3.6.1 手动变速器主要零部件的检修	(38)
3.6.2 手动变速器的装配与调整	(40)
3.6.3 手动变速器的磨合试验	(41)
3.7 手动变速器的故障诊断	(41)
3.8 实训 手动变速器的拆装与维修	(44)
思考与练习	(44)
 第4章 自动变速器	(45)
4.1 概述	(45)
4.2 液力变矩器	(50)
4.2.1 液力变矩器的功用与组成	(50)
4.2.2 液力变矩器的工作原理	(50)
4.2.3 液力变矩器的特性	(52)
4.3 变速齿轮机构	(54)
4.3.1 行星式变速齿轮机构	(54)
4.3.2 定轴式变速齿轮机构	(59)
4.4 液压控制系统	(60)
4.4.1 液压控制系统的功用与组成	(60)
4.4.2 油泵的功用、组成与工作原理	(60)
4.4.3 执行机构的功用、组成与工作原理	(62)
4.4.4 控制机构的功用、组成与工作原理	(64)
4.5 电子控制系统	(67)
4.5.1 电子控制系统的功用与组成	(67)
4.5.2 信号输入装置的功用、组成与工作原理	(67)
4.5.3 ECU 的功用、组成与工作原理	(70)
4.5.4 执行器的功用、组成与工作原理	(73)
4.6 电控液力自动变速器的维修	(74)
4.6.1 自动变速器的基本检查	(74)
4.6.2 电控液力自动变速器的性能试验	(76)
4.6.3 自动变速器的检修	(80)
4.7 电控液力自动变速器的故障诊断	(84)
4.8 实训 自动变速器的拆装与维修	(87)
思考与练习	(88)

第 5 章 新型自动变速器	(89)
5.1 电控机械无级变速器	(89)
5.1.1 无级变速器的组成与工作原理	(89)
5.1.2 无级变速器的结构与工作原理	(90)
5.1.3 电子控制系统的结构与工作原理	(94)
5.1.4 液压控制系统的结构与工作原理	(98)
5.1.5 换挡控制机构的结构与工作原理	(100)
5.1.6 无级变速器动力传递路线	(100)
5.1.7 无级变速器液压控制路线	(102)
5.2 双离合变速器	(103)
5.2.1 概述	(103)
5.2.2 DSG 变速器的结构	(105)
5.2.3 DSG 变速器工作原理	(106)
5.2.4 DSG 变速器的双离合器机构	(109)
5.2.5 DSG 变速器的内部换挡机构	(114)
5.2.6 DSG 变速器的 TCM	(117)
5.3 实训 新型自动变速器的拆装与维修	(122)
思考与练习	(122)
第 6 章 万向传动装置	(123)
6.1 概述	(123)
6.2 万向节	(123)
6.2.1 普通万向节	(124)
6.2.2 等角速万向节	(125)
6.2.3 柔性万向节	(128)
6.3 传动轴与中间支承	(128)
6.4 万向传动装置的维修	(129)
6.4.1 万向传动装置的维护	(129)
6.4.2 万向传动装置的检修	(130)
6.4.3 万向传动装置的装配	(131)
6.5 万向传动装置的故障诊断	(131)
6.6 实训 万向传动装置的拆装与维修	(132)
思考与练习	(133)
第 7 章 驱动桥	(134)
7.1 概述	(134)
7.2 主减速器	(135)
7.2.1 主减速器的功用和类型	(135)
7.2.2 主减速器的构造与工作原理	(135)

7.3 差速器	(140)
7.3.1 差速器的功用和类型	(140)
7.3.2 普通齿轮式差速器的结构与工作原理	(141)
7.4 半轴与桥壳	(143)
7.4.1 半轴	(143)
7.4.2 驱动桥壳	(144)
7.5 四轮驱动系统	(146)
7.5.1 四轮驱动 (4WD) 系统	(146)
7.5.2 全轮驱动 (AWD) 系统	(147)
7.6 驱动桥的维修	(149)
7.6.1 驱动桥的维护	(149)
7.6.2 驱动桥的检修	(150)
7.6.3 差速器的装配与调整	(151)
7.6.4 主减速器的装配与调整	(151)
7.6.5 驱动桥的磨合试验	(154)
7.6.6 轮毂轴承的润滑与调整	(154)
7.7 驱动桥的故障诊断	(154)
7.8 实训 驱动桥的拆装与维修	(156)
思考与练习	(156)
 第 8 章 电控驱动防滑系统	(157)
8.1 概述	(157)
8.1.1 电控驱动防滑系统的理论基础	(157)
8.1.2 驱动防滑的控制方式	(159)
8.2 电控驱动防滑系统	(159)
8.2.1 驱动防滑系统的基本组成与工作原理	(159)
8.2.2 驱动防滑系统的传感器	(161)
8.2.3 驱动防滑系统的电子控制单元	(163)
8.2.4 驱动防滑系统的执行机构	(164)
8.2.5 典型驱动防滑系统	(165)
8.3 电控驱动防滑系统的维修	(170)
8.4 防滑差速器 (ASD)	(170)
8.4.1 防滑差速器简介	(170)
8.4.2 电子控制式防滑差速器	(171)
8.5 实训 电控驱动防滑系统的拆装与维修	(172)
思考与练习	(172)
 第 9 章 汽车行驶系概述	(173)
思考与练习	(174)

第 10 章 车架与车桥 (175)

10.1 车架的功用、要求和结构形式	(175)
10.1.1 车架的功用与要求	(175)
10.1.2 车架的分类及结构	(175)
10.1.3 车架的维修	(177)
10.1.4 GOA 车身技术简介	(179)
10.2 车桥概述	(180)
10.3 转向桥	(180)
10.4 转向驱动桥	(182)
10.5 车轮定位	(183)
10.5.1 转向轮定位	(183)
10.5.2 非转向轮定位	(186)
10.6 车桥的维修	(186)
10.7 实训 车架和车桥的拆装与维修	(188)
思考与练习	(188)

第 11 章 车轮与轮胎 (189)

11.1 车轮	(189)
11.1.1 车轮的功用、组成与分类	(189)
11.1.2 车轮的结构	(189)
11.2 轮胎	(192)
11.2.1 轮胎的功用与类型	(192)
11.2.2 充气轮胎的结构	(192)
11.2.3 轮胎的规格	(194)
11.2.4 轮胎的性能	(196)
11.2.5 轮胎压力监控系统	(196)
11.3 车轮和轮胎的维修	(198)
11.3.1 轮胎的日常维护	(198)
11.3.2 一级维护轮胎作业项目	(199)
11.3.3 二级维护轮胎作业项目	(199)
11.3.4 轮胎的正确使用、换位和车轮动平衡检测	(200)
11.4 车轮和轮胎的故障诊断	(201)
11.5 实训 车轮和轮胎的拆装与维修	(202)
思考与练习	(202)

第 12 章 悬架 (203)

12.1 概述	(203)
12.2 弹性元件	(204)
12.3 减振器	(206)

12.3.1 概述	(206)
12.3.2 双向作用筒式减振器	(206)
12.4 非独立悬架	(207)
12.4.1 钢板弹簧式非独立悬架	(207)
12.4.2 螺旋弹簧式非独立悬架	(208)
12.5 独立悬架	(209)
12.5.1 横臂式独立悬架	(209)
12.5.2 纵臂式独立悬架	(211)
12.5.3 车轮沿主销轴线移动的独立悬架	(212)
12.5.4 横向稳定器	(213)
12.6 悬架系统的维修	(214)
12.6.1 非独立悬架的检修	(214)
12.6.2 独立悬架的检修	(214)
12.7 悬架系统的故障诊断	(215)
12.7.1 非独立悬架系统的常见故障	(215)
12.7.2 独立悬架系统的常见故障	(215)
12.8 实训 悬架的拆装与维修	(216)
思考与练习	(216)
 第 13 章 电控悬架系统	(217)
13.1 概述	(217)
13.2 电控悬架系统的结构与工作原理	(218)
13.2.1 电控悬架系统的组成与工作原理	(218)
13.2.2 传感器的结构与工作原理	(219)
13.2.3 电子控制单元	(222)
13.2.4 执行机构的结构与工作原理	(222)
13.2.5 典型电控悬架系统	(224)
13.3 电控悬架系统的维修	(226)
13.3.1 检修注意事项	(226)
13.3.2 功能检查与调整	(227)
13.3.3 自诊断系统	(228)
13.3.4 故障分析	(229)
13.3.5 电控悬架系统的电路连接	(230)
13.4 实训 电控悬架系统的拆装与维修	(232)
思考与练习	(233)
 第 14 章 汽车转向系	(234)
14.1 概述	(234)
14.2 转向器及转向操纵机构	(236)
14.2.1 转向器	(236)

14.2.2 转向操纵机构	(239)
14.2.3 安全转向操纵机构	(241)
14.3 转向传动机构	(243)
14.3.1 与非独立悬架配用的转向传动机构	(243)
14.3.2 与独立悬架配用的转向传动机构	(245)
14.4 转向系的维修	(246)
14.5 转向系的故障诊断	(249)
14.6 实训 转向系的拆装与维修	(252)
思考与练习	(252)
第 15 章 动力转向系统与四轮转向系统	(253)
15.1 概述	(253)
15.2 液压动力转向系统	(253)
15.2.1 组成与类型	(253)
15.2.2 滑阀式动力转向系统的基本工作原理	(254)
15.2.3 转阀式动力转向系统的结构与基本工作原理	(256)
15.3 电控动力转向系统	(257)
15.3.1 液压式电控动力转向系统	(258)
15.3.2 电动式电控动力转向系统	(260)
15.4 四轮转向控制系统 (4WS)	(263)
15.4.1 四轮转向汽车的转向特性	(263)
15.4.2 转向角比例控制	(264)
15.5 动力转向系统的故障诊断	(266)
15.6 实训 电控动力转向与四轮转向系统的拆装与维修	(267)
思考与练习	(268)
第 16 章 汽车制动系	(269)
16.1 概述	(269)
16.1.1 汽车制动系的功用与组成	(269)
16.1.2 制动装置的基本结构与工作原理	(270)
16.1.3 对制动系的要求	(271)
16.2 车轮制动器	(271)
16.2.1 鼓式车轮制动器	(271)
16.2.2 盘式车轮制动器	(277)
16.3 驻车制动器	(280)
16.3.1 中央制动器	(282)
16.3.2 强力弹簧驻车制动器	(282)
16.3.3 带驻车制动机构的鼓式制动器	(283)
16.3.4 带驻车制动机构的盘式制动器	(284)
16.4 制动传动装置	(285)

16.4.1 液压制动传动装置	(285)
16.4.2 气压式制动传动装置	(287)
16.5 制动力分配调节装置	(292)
16.5.1 限压阀与比例阀	(292)
16.5.2 感载阀	(293)
16.5.3 惯性阀	(294)
16.5.4 组合阀	(295)
16.6 电子制动力分配调节装置 (EBD) 简介	(296)
16.7 制动系的维修	(296)
16.7.1 气压制动系的检查与调整	(296)
16.7.2 液压制动系的检查与调整	(298)
16.7.3 液压制动系统的放气	(300)
16.8 制动系的故障诊断	(301)
16.8.1 气压式制动系的故障诊断	(301)
16.8.2 液压式制动系的故障诊断	(303)
16.9 实训 制动系的拆装与维修	(304)
思考与练习	(305)

第 17 章 电控防抱死制动系统与电子伺服制动系统 (306)

17.1 概述	(306)
17.1.1 电控防抱死制动系统 (ABS) 的理论基础	(306)
17.1.2 电控防抱死制动系统的类型	(307)
17.2 电控防抱死制动系统的结构与工作原理	(309)
17.2.1 电控防抱死制动系统的基本组成与工作原理	(309)
17.2.2 电控防抱死制动系统的控制方式	(311)
17.2.3 车轮转速传感器	(313)
17.2.4 减速度传感器	(313)
17.2.5 制动压力调节器	(314)
17.2.6 电子控制单元	(320)
17.2.7 典型的电控防抱死制动系统	(321)
17.3 车轮防抱死制动系统的维修	(322)
17.3.1 装备 ABS 系统的汽车常出现的现象	(322)
17.3.2 检修 ABS 的注意事项	(322)
17.3.3 ABS 的故障自诊断	(323)
17.3.4 ABS 故障的一般检查步骤	(324)
17.3.5 制动液的更换	(324)
17.3.6 制动系统的放气	(325)
17.4 电控行驶平稳系统 (ESP)	(326)
17.4.1 电控行驶平稳系统的功用与组成	(326)
17.4.2 电控行驶平稳系统的基本工作原理	(327)

17.5 制动辅助系统 (BAS) 简介	(327)
17.6 伺服制动系统	(328)
17.7 电子伺服制动系统简介	(331)
17.8 刹车优先系统 (BOS) 简介	(332)
17.9 实训 电控防抱死制动系统的拆装与维修	(333)
思考与练习	(333)
参考文献	(334)

绪 论

知识目标

- 熟悉汽车底盘的功用与组成;
- 了解电子控制技术在汽车底盘上的应用。

能力目标

能够正确识别汽车底盘的各大总成。

1. 汽车底盘的组成与功用

现代汽车由发动机、底盘、车身和电气设备四部分组成。而汽车底盘是构成汽车的基础，由传动系、行驶系、转向系和制动系四大系统组成。

(1) 传动系。传动系的功用是将发动机的动力传递给驱动轮。普通汽车采用的机械式传动系由离合器、变速器、万向传动装置、驱动桥等组成。现代汽车越来越多地采用液力机械式传动系，以液力机械变速器取代机械式传动系中的离合器和变速器。

(2) 行驶系。行驶系的功用是安装部件、支撑汽车、缓和冲击、吸收振动、传递和承受发动机与地面传来的各种力和力矩，并保证汽车正常行驶。行驶系由车架、车桥、悬架、车轮等组成。

(3) 转向系。转向系的功用是控制汽车的行驶方向。转向系由转向操纵机构、转向器、转向传动机构等组成。现代汽车越来越普遍地采用动力转向装置。

(4) 制动系。制动系的功用是使汽车减速、停车和驻车。一般汽车制动系至少应装设行车制动和驻车制动两套相互独立的制动装置，每一套制动装置由制动器、制动传动装置组成。现代汽车行车制动装置还装设了制动防抱死装置。

2. 汽车底盘技术应用与发展

从 1886 年德国人卡尔·本茨和戈特利布·戴姆勒发明内燃机汽车，汽车已经经历了 100 多年的发展历史。

1990 年以前，汽车底盘和车身各系统、各总成主要由机械零件构成，且主要采用机械控制，或部分总成采用了液力和液压传动，因而汽车还是一个相对比较单一的机械产品。

而 1990 年以后，在不断改进和应用液力、液压传动的同时，汽车上越来越广泛地应用电子控制技术。随着电子控制技术在汽车上的应用，现代汽车集机械、电子和液压于一身，而且电子产品在汽车中的比例越来越高。即使是单个部件或总成中的电子成分也不断增加，机械成分不断降低，因而汽车不再是一个单一的机械产品，而成为了一个带有机械装置的电子产品。

汽车底盘电子控制系统主要有电控自动变速器、电控机械无级变速器、电控制动防抱死系统、电控驱动防滑系统、电控悬架系统、电控动力转向系统等。

随着车载网络技术在汽车上的应用，将各个功能件连在一起构成了完整的网络系统，实现信息与数据的全车共享，并简化了车辆的线路，提高了可靠性，使汽车在控制方面更加智能、精确。如丰田汽车公司应用在雷克萨斯（LEXUS）、皇冠（CROWN）等轿车上的车辆动态综合管理系统（Vehicle Dynamics Integrated Management, VDIM），保证了汽车良好的起步表现、操控性和安全性，从而带给乘客愉快而安心的驾乘感受。

目前，汽车车载网络有 LIN、CAN、MOST 等。LIN（Local Interconnect Network）是一种低成本的局部互联网络，用于实现汽车中的分布式电子系统控制，传播速度较低；CAN（Controller Area Network）即控制器局域网，用于车载各电子控制装置 ECU 之间交换信息，传播速度能达到 500kbps；MOST（Media Oriented System Transport）多媒体定向系统传输，主要用于信息娱乐系统的多媒体信息传播，传播速度是 24 Mbps。

综合运用在线诊断技术、车载网络技术、液力机械传动与电子控制技术是现代汽车底盘的发展方向。

实训 汽车底盘的认识

1. 实训目的与要求

- (1) 了解汽车检修的安全基本规则 5S 现场管理；
- (2) 按规范正确使用汽车维修工具；
- (3) 掌握常见乘用车或商用车底盘的基本组成和构造；
- (4) 掌握进口轿车汽车底盘的基本组成和大致构造，并了解其先进性。

2. 实训内容简述

- (1) 汽车维修安全规则、5S 现场管理规则和常用工具的使用方法；
- (2) 认识驾驶室内仪表和操纵装置；
- (3) 认识汽车发动机舱的相关部件；
- (4) 认识转向系与转向系的组成；
- (5) 认识行驶系与制动系的组成；
- (6) 认识汽车车身的组成与附件。

思考与练习

1. 简述汽车底盘的组成与功用。
2. 电子技术在汽车底盘上的应用有哪些？
3. 简述汽车电子技术应用的发展趋势。

第1章 汽车传动系概述

知识目标

- 掌握汽车传动系的功用、组成与类型；
- 熟悉汽车传动系的布置形式与特点。

能力目标

- 能描述汽车传动系的功用与组成；
- 能描述汽车传动系的布置形式与特点。

1.1 汽车传动系的功用与组成

1. 汽车传动系的功用与类型

汽车传动系的功用是将汽车发动机发出的动力按需要传给驱动车轮，并改变扭矩的大小，以适应行驶条件的需要，保证汽车正常行驶。此外，还具有改变车速、倒向行驶、切断动力和差速等功用。

按结构和传动介质的不同，汽车传动系可分为机械式、静液式、液力机械式和电力式，其中机械式和液力机械式传动系的运用最为广泛，本书主要介绍的就是这两种传动系统。

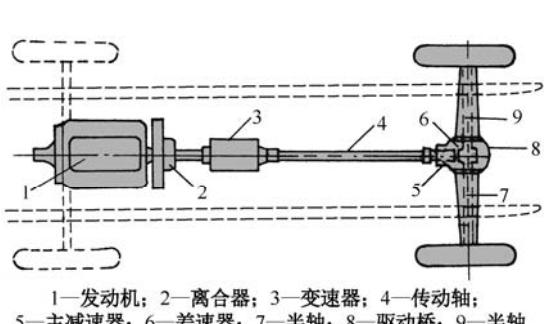
2. 汽车传动系的组成

汽车传动系的组成与传动系的类型、布置形式及汽车驱动形式等许多因素有关。

(1) 机械式传动系。图 1.1 所示的是一发动机前置、后轮驱动的机械式传动系示意图，常用于普通双轴货车上，它主要由离合器 2、变速器 3、万向节和传动轴 4 组成的万向传动装置、主减速器 5、差速器 6 和半轴 7 等组成。发动机的动力经过各总成传给驱动轮，驱动轮得到的转矩便给地面一个向后的推力，并因此而使地面对驱动轮产生一个向前的反作用力，这个反作用力称为驱动力或牵引力。当驱动力足以克服汽车行驶阻力时，汽车才会起步和正常行驶。

对于四轮驱动的汽车，在变速器与万向传动装置之间还装有分动器，其功用是将发动机的动力分配给前、后驱动桥。

(2) 液力机械式传动系。图 1.2 所示的是液力机械式传动系示意图。液力机械式传动系统主要由液力变矩器、自动变速器、万向传动装置和驱动桥组成。



1—发动机；2—离合器；3—变速器；4—传动轴；
5—主减速器；6—差速器；7—半轴；8—驱动桥；9—半轴

图 1.1 机械式传动系示意图

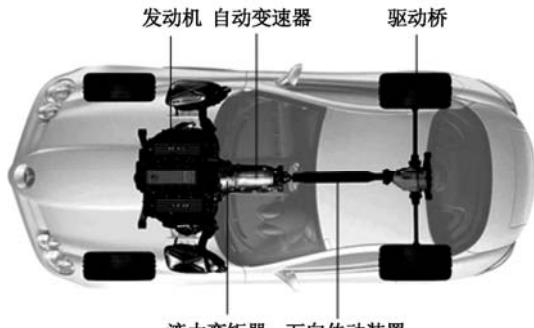


图 1.2 液力机械式传动系示意图

1.2 汽车传动系的布置形式

汽车传动系的布置形式取决于汽车的使用性质、发动机的安装位置和汽车的驱动形式。

汽车的驱动形式通常用汽车车轮总数×驱动车轮数来表示（其中车轮数按轮毂数计）。普通汽车大多装有四个车轮，其中只有两个驱动轮，其驱动形式为 4×2。越野汽车的全部车轮都可作为驱动轮，其驱动形式有 4×4 和 6×6 等。此外，汽车的驱动形式也可以用车桥总数×驱动桥数来表示，

如 2×1 和 2×2 等。

1. 发动机前置、后轮驱动布置形式

图1.3所示的是发动机前置、后轮驱动的传动系布置形式(Front-engine, Rear-wheel-drive layout, FR型)，是目前货车上广泛采用的一种传动系布置形式，如解放CA1092、东风EQ1090E汽车。它一般是将发动机、离合器和变速器连成一个整体安装在汽车的前部，而主减速器、差速器和半轴则安装在汽车后部的后桥壳中，两者之间通过万向传动装置相连。这种后轮驱动的布置形式，附着力大，易获得足够的驱动力，并且发动机散热条件好，驾驶员可直接操纵发动机、离合器和变速器，因而操纵机构简单，维修方便。

另外，因为这种布置使前后轴负荷接近 $50:50$ 的比例，具有较好的行驶安全性，所以，丰田雷克萨斯(LEXUS)LS400、奔驰和宝马等豪华型轿车也采用这种布置形式。

2. 发动机前置、前轮驱动布置形式

图1.4所示的是发动机前置、前轮驱动的传动系布置形式(Front-engine, Front-wheel-drive layout, FF型)，是轿车上普遍采用的一种传动系布置形式，如卡罗拉(COROLLA)、上海桑塔纳、奥迪A6、夏利、富康雪铁龙、广汽本田雅阁(ACCORD)和广汽丰田凯美瑞(CAMRY)240V等轿车，其中丰田系列轿车、夏利轿车为发动机横置，桑塔纳轿车为发动机纵置。这种布置形式在重心较低的微型、普通型轿车上得到了广泛的运用。

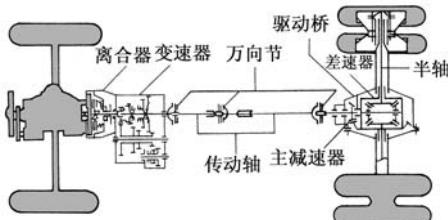


图1.3 发动机前置、后轮驱动的传动系布置示意图

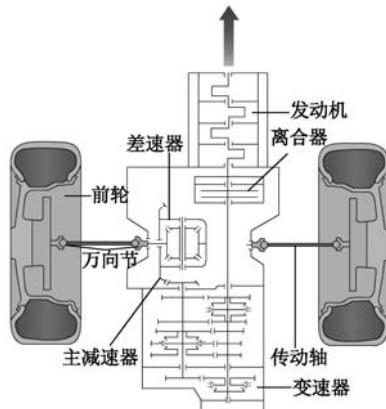


图1.4 发动机前置、前轮驱动的传动系布置示意图

这种布置形式，其变速器、主减速器和差速器装配成一个整体，并同发动机、离合器一起集中安装在汽车前部。它具有发动机散热条件好，整个传动系集中在汽车的前部，因而其操纵机构比较简单，操纵方便，传动轴短等优点。另外，传动系结构紧凑，整车重心降低，汽车高速行驶稳定性好。但前轮驱动的汽车，上坡时附着力减小，易打滑；下坡制动时，前轮载荷过重，高速行驶易发生侧翻现象。

3. 发动机后置、后轮驱动布置形式

图1.5所示的是发动机后置、后轮驱动的传动系布置形式(Rear-engine, Rear-wheel-drive layout, RR型)，是某些大型客车常采用的一种传动系布置形式，如厦门金龙、沃尔沃(VOLVO)客车和保时捷(PORSCHE)911等。这种布置形式，其发动机、离合器和变速器制成为一体布置在驱动桥之后，它大大缩短了传动轴的长度，从整个汽车具有较理想的总体布置设计出发，使汽车总质量能较合理地分配在前、后轴上，这样轴荷分配较合理，前轴不易过载，后轮附着力大；传动系结构紧凑，重心有所降低；车内布置趋于合理，车厢内地板平坦，能更充分地利用车厢面积。此外地板下可形成容积较大的行李舱。

但由于发动机后置，其散热条件差，且行车中的某些故障不易被驾驶员察觉。发动机、离合器、

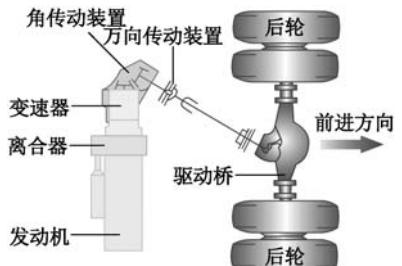


图1.5 发动机后置、后轮驱动的传动系布置示意图

变速器的远距离操纵使操纵机构变得复杂，造成维修调整不便。

4. 发动机中置、后轮驱动布置形式

图 1.6 所示的是发动机中置、后轮驱动的传动系布置形式 (Mid-engine, Rear-wheel-drive layout, MR 型)，基本上目前的赛车和超级跑车都使用 MR 的驱动方式。例如，F1 赛车、法拉利 (FERRARI) F360、兰博基尼 (LAMBORGHINI) 等。它的显著特点是将车辆中惯性最大的沉重发动机置于车体的中央，车身前后轴重量的比例为 50 : 50，也就是说车身的重心几乎在轴线中间的位置。因为 MR 车的车体重量分布接近理想平衡，这是使 MR 车获得最佳运动性能的主要保证。MR 车方向灵敏准确，刹车时不会出现头沉尾翘的现象。

MR 车存在直线稳定性较差的缺点。为解决这一问题，所有的 MR 车的车轮轮胎较宽，且后轮的尺寸均较前轮大。另外，MR 车的车厢太窄，空间小，一般只有两个座位。由于驾乘人员离发动机很近，因此噪声比较大。

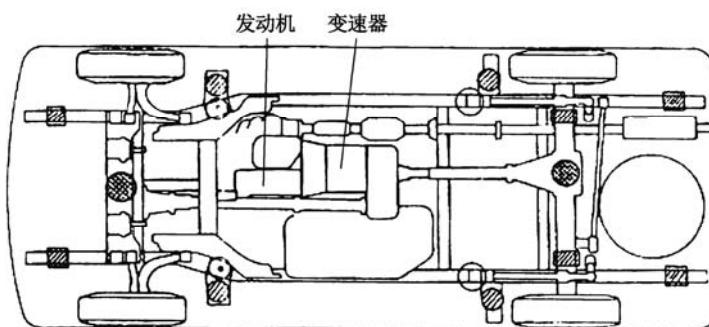


图 1.6 发动机中置、后轮驱动的传动系布置示意图

5. 越野汽车传动系布置形式

图 1.7 所示的是 4×4 越野汽车的传动系布置形式示意图 (Four-wheel-drive layout, 4WD 型)，其传动系统增加了分动器。越野汽车为了充分利用所有车轮与地面之间的附着条件，以获得尽可能大的牵引力，而采用四轮驱动。它在路面通过性方面与普通两驱车相比具有不可比拟的优势，所以现在的越野车和城市 SUV (Sport Utility Vehicle) 车型都大量使用四轮驱动，如切诺基、长城赛弗、丰田的陆地巡洋舰 (LAND CRUISER)、宝马 X 系列、雷克萨斯 (LEXUS) RX 系列汽车等。另外，某些大型三轴自卸车和牵引车也采用四轮驱动或多轮驱动。

常见的四轮驱动形式有分时四轮驱动 (Part-Time 4WD)、适时四轮驱动 (Real-Time 4WD) 和全时四轮驱动 (All Wheel Drive, AWD)。由于四驱技术的普及，并非只是越野车和 SUV 采用四驱技术，不少轿车也开始采用四驱技术，如奥迪 A4 3.0 quattro 轿车等。

思考与练习

1. 汽车传动系的基本功用是什么？
2. 普通载重汽车的传动系有哪些总成件？
3. 汽车传动系的布置形式与哪些因素有关？
4. 汽车传动系有哪几种布置形式？各有什么特点？

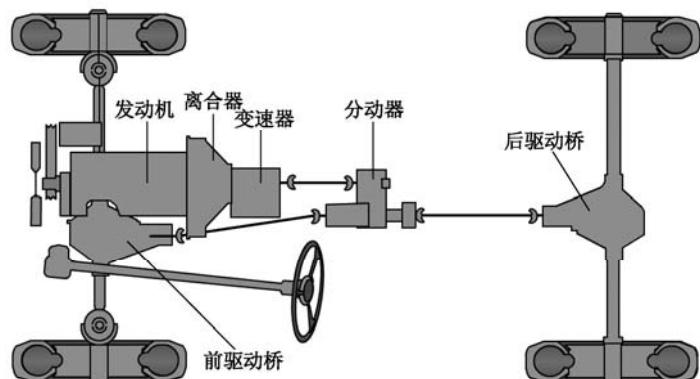


图 1.7 越野汽车的传动系布置示意图

第2章 离合器

知识目标

- 熟悉离合器的功用、要求与类型；
- 掌握离合器的结构与工作原理；
- 熟悉离合器调整内容与方法。

能力目标

- 能够正确选择与使用工具、设备，并规范进行离合器的拆卸、装配与检修；
- 能够分析、诊断与排除离合器的常见故障。

2.1 概述

1. 离合器的功用

离合器（Clutch）是传动系中直接与发动机联系的总成，其主动部分与发动机飞轮相连，从动部分与变速器相连。其主要功用如下。

- (1) 便于汽车平稳起步。
- (2) 便于换挡与临时停车。
- (3) 防止传动系过载。

2. 离合器的要求

根据离合器的功用，应满足下列要求。

(1) 具有合适的转矩储备能力，在保证能传递发动机输出的最大转矩而不打滑的同时，又能防止传动系过载。

- (2) 分离迅速彻底，以便于发动机启动和变速器换挡。
- (3) 接合平顺柔和，以保证汽车平稳起步。
- (4) 具有良好的散热能力，将离合器滑转产生的热量及时散出，保证离合器工作可靠。
- (5) 离合器从动部分的转动惯量要尽可能小，以减轻换挡时齿轮的冲击。
- (6) 操纵轻便，以减轻驾驶员的疲劳强度。

3. 离合器的类型

汽车离合器有液力耦合器、电磁式离合器、摩擦式离合器等几种。

(1) 液力耦合器。液力耦合器靠工作液（油液）传递转矩。泵轮是主动件，蜗轮与泵轮相对，是从动件。当泵轮转速较低时，蜗轮不能被带动，主动件与从动件之间处于分离状态；随着泵轮转速的提高，运动的油液冲击蜗轮，蜗轮被带动，主动件与从动件之间处于接合状态。

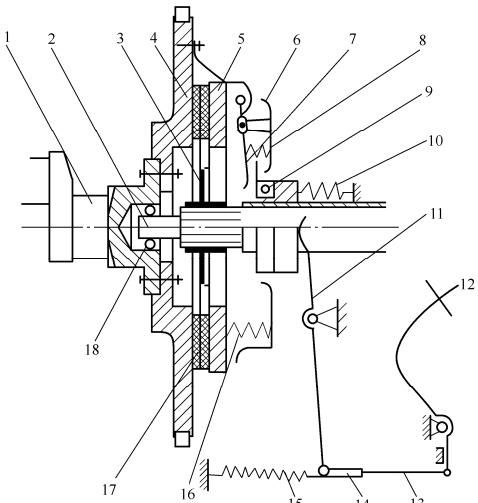
(2) 电磁式离合器。电磁式离合器靠线圈的通断来控制离合器的接合与分离。为了加强主动件与从动件之间的接合力，可以在两者之间放置磁粉。

(3) 摩擦式离合器。摩擦式离合器依靠摩擦原理传递发动机动力，因其结构简单、性能可靠、维修方便，而被广泛应用在轿车、客车与货车上。摩擦式离合器的类型较多，分类如下。

- ① 按从动盘的数目可分为单片式、双片式和多片式等。
- ② 按压紧弹簧的形式及布置形式可分为周布螺旋弹簧式、中央弹簧式、膜片弹簧式和斜置弹簧式等。
- ③ 按操纵机构可分为机械式（杆式和绳索式）、液压式、气压式和空气助力式等。

4. 摩擦式离合器的工作原理

摩擦式离合器的基本组成和工作原理如图 2.1 所示。



1—曲轴；2—从动轴；3—从动盘；4—飞轮；5—压盘；
6—离合器盖；7—分离杠杆；8—弹簧；9—分离轴承；
10、15—复位弹簧；11—分离拨叉；12—踏板；
13—拉杆；14—拉杆调节叉；16—压紧弹簧；
17—从动盘摩擦片；18—轴承

图 2.1 离合器的组成和工作原理示意图

合器分离机构的组成零件，分离杠杆外端与压盘相连；中间是支承点，装在离合器盖上；内端为受力点，处于自由状态。分离轴承安装在分离套筒上，分离套筒松套在变速器第一轴轴承盖前端的轴套上。分离轴承、分离套筒、分离拨叉、拉杆、离合器踏板组成离合器的操纵机构，分离拨叉是中部带支点的杠杆，内端与分离套筒相连，外端与拉杆铰接。离合器踏板中部铰接在车架上，一端与拉杆铰接。分离拨叉、分离套筒、分离轴承、分离杠杆同离合器主动部分及从动部分一起装在离合器壳（变速器壳）内。

(2) 摩擦式离合器的工作原理。

① 接合状态。离合器处于接合状态时，踏板处于最高位置，分离杠杆与分离轴承之间存在间隙，压盘在压紧弹簧的作用下压紧从动盘，发动机的转矩经飞轮及压盘传给从动盘，再由从动盘传给变速器第一轴。离合器所传递的最大转矩取决于从动盘摩擦表面的最大静摩擦力，它与摩擦表面间的压紧力大小、摩擦面积的大小及摩擦材料的性质有关。对一定结构的离合器而言，其最大静摩擦力是一个定值，若传动系传递的转矩超过这一定值，离合器就会打滑，从而起到过载保护的作用。

② 分离过程。离合器分离时，需踩下离合器踏板，通过拉杆、分离拨叉、分离套筒消除间隙后，使分离杠杆外端拉动压盘克服压紧弹簧的压力向后移动，压盘与从动盘之间产生间隙，摩擦力矩消失，离合器主、从动部分分离，中断动力传递。

③ 接合过程。当需要动力传递时，缓慢抬起离合器踏板，在压紧弹簧的作用下，压盘向前移动并逐渐压紧从动盘，摩擦力矩也渐渐增大。压盘与从动盘刚接触时，其摩擦力矩比较小，离合器主、从动部分可以不同步旋转，即离合器处于打滑状态。随着压紧力的逐步加大，离合器主、从动部分的转速也渐趋相等，直至完全接合而停止打滑。

(3) 离合器的自由间隙及自由行程。离合器处于接合状态时，分离轴承与分离杠杆内端之间预留的间隙称为离合器的自由间隙。其功用是防止从动盘摩擦片磨损变薄后压盘不能向前移动而造成离合器打滑。

消除离合器的自由间隙和分离机构、操纵机构零件的弹性变形所需要的离合器踏板的行程称为

(1) 摩擦式离合器的组成。离合器由主动部分、从动部分、压紧装置、分离机构和操纵机构五大部分组成。

离合器的主动部分包括飞轮 4、离合器盖 6 和压盘 5。飞轮用螺栓与曲轴 1 固定在一起；离合器盖通过螺钉固定在飞轮后端面上，压盖通过弹性钢片或凸台与离合器盖相连，相对于离合器盖可轴向移动。这样只要曲轴旋转，发动机发出的动力就可经飞轮、离合器盖传给压盘，使它们一起旋转。

从动盘 3 是离合器的从动部分，从动盘通过滑动花键与变速器第一轴 2（从动轴）相连。从动盘两面带有摩擦片 17，装在飞轮和压盘之间。

离合器压紧装置是装在压盘与离合器盖之间的压紧弹簧 16，用于对压盘产生压紧力，将从动盘夹紧在飞轮与压盘之间。常见的压紧弹簧有沿圆周均布的螺旋弹簧、中央螺旋弹簧及膜片弹簧等。

离合器的分离机构和操纵机构由踏板 12、拉杆 13、拉杆调节叉 14、分离拨叉 11、分离套筒、分离轴承 9、分离杠杆 7 及复位弹簧 10 和 15 等组成。分离杠杆是离合器分离机构的组成零件，分离杠杆外端与压盘相连；中间是支承点，装在离合器盖上；内端为受力点，处于自由状态。分离轴承安装在分离套筒上，分离套筒松套在变速器第一轴轴承盖前端的轴套上。分离轴承、分离套筒、分离拨叉、拉杆、离合器踏板组成离合器的操纵机构，分离拨叉是中部带支点的杠杆，内端与分离套筒相连，外端与拉杆铰接。离合器踏板中部铰接在车架上，一端与拉杆铰接。分离拨叉、分离套筒、分离轴承、分离杠杆同离合器主动部分及从动部分一起装在离合器壳（变速器壳）内。

④ 离合器的分离间隙。离合器分离时，需踩下离合器踏板，通过拉杆、分离拨叉、分离套筒消除间隙后，使分离杠杆外端拉动压盘克服压紧弹簧的压力向后移动，压盘与从动盘之间产生间隙，摩擦力矩消失，离合器主、从动部分分离，中断动力传递。

离合器踏板的自由行程，可以通过改变拉杆的工作长度对其进行调整。

2.2 离合器的构造

离合器一般由主动部分、从动部分、压紧装置、分离机构和操纵机构五部分组成。

2.2.1 膜片弹簧式离合器

膜片弹簧式离合器近年来在汽车上得到广泛应用，如桑塔纳轿车、捷达轿车、夏利轿车和解放CA1092汽车等都采用了这种形式的离合器。

图 2.2 所示的是桑塔纳 2000 系列轿车采用的膜片弹簧式离合器。

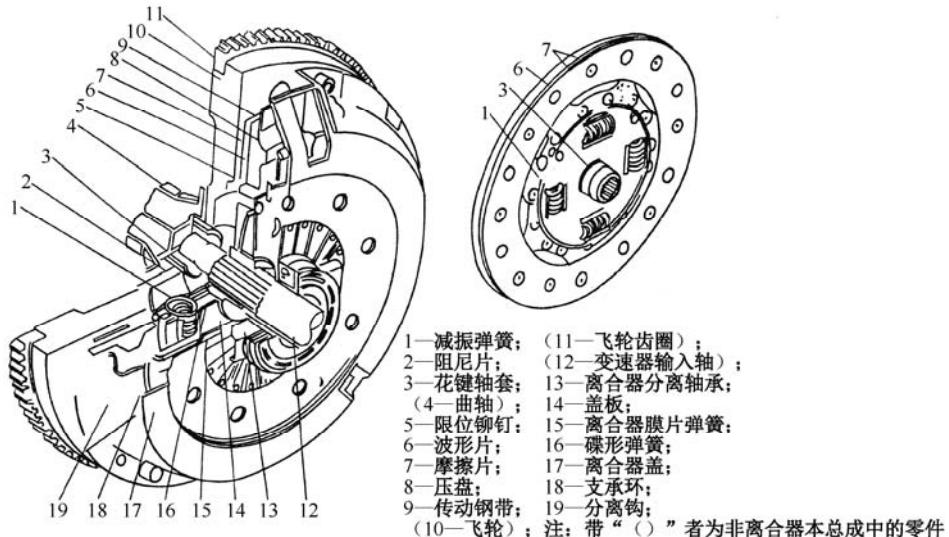


图 2.2 桑塔纳 2000 轿车膜片弹簧式离合器

膜片弹簧式离合器由主动部分、从动部分、压紧装置、分离机构和操纵机构五部分组成，如图 2.3 所示。

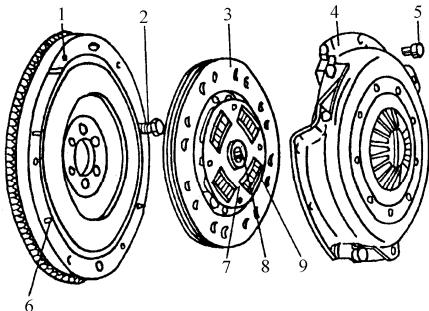
1. 结构

(1) 主动部分。包括飞轮 1 和离合器盖总成 4。离合器盖总成由螺栓固定在发动机飞轮 1 上，与发动机一起旋转。

离合器盖总成由压盘、离合器盖、膜片弹簧、支承圈、铆钉和传动片等组成，如图 2.4 所示。其中膜片弹簧的形状类似一个碟子，芯部开有许多径向切口，形成弹性杠杆。膜片弹簧两侧有钢丝支承环 5，借铆钉 7 将其安装在离合器盖 2 上。

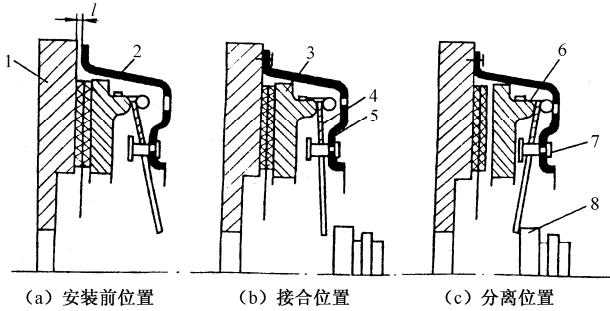
在离合器盖尚未固定到飞轮上时，膜片弹簧不受力，处于自由状态，如图 2.4 (a) 所示，此时离合器盖与飞轮安装面有一个距离 l 。当离合器盖用螺栓固定在飞轮上时，如图 2.4 (b) 所示，由于离合器盖靠向飞轮，钢丝支承环 5 压紧膜片弹簧 4，使之发生弹性变形。同时，膜片弹簧外端对压盘 3 产生压紧力而使离合器处于接合状态。当分离离合器时，分离轴承 8 左移，如图 2.4 (c) 所示，膜片弹簧被压在钢丝支承环上，以钢丝支承环为支点转动，于是其外端右移，并通过分离钩 6 拉动压盘，使离合器分离。

(2) 从动部分。包括两面带有摩擦衬片的从动盘与从动轴。轿车离合器从动盘带有扭转减震器，如图 2.3 所示。其主要特点是，铆有摩擦片的从动盘钢片与带有花键的从动盘毂不是用铆钉刚性连接，而是靠四周均布的减振弹簧弹性连接。当传递转矩时，由摩擦片传来的转矩首先传到从动盘钢片和扭转减震器盖上，再经减振弹簧传给从动盘毂，这时减振弹簧即被压缩，缓和了由发动机传来的扭转振动。



1—飞轮；2、5—螺栓；3—从动盘；4—离合器盖总成；
6—定位销；7—扭转减振器；8—从动盘毂；9—减振弹簧

图 2.3 膜片弹簧式离合器



1—飞轮；2—离合器盖；3—压盘；4—膜片弹簧；
5—钢丝支承环；6—分离钩；7—铆钉；8—分离轴承

图 2.4 离合器盖总成

(3) 压紧装置。包括膜片弹簧或若干螺旋弹簧。图 2.5 中，压紧装置由压盘、离合器盖、膜片弹簧、支承环、支承环定位铆钉、分离钩和传动钢片组成。通常情况下，上述各零件组成一个整体。传动钢片共三组，每组两片，各组均布于压盘周边，其两端分别与离合器盖和压盘连接。支承环在膜片弹簧的中部，左右各一根，作为膜片弹簧变形时的支点。在压盘的周边对称地固定有多个分离钩，把膜片弹簧的外边缘和压盘钩在一起，膜片弹簧的外缘就压在压盘的环形台上。

膜片弹簧如图 2.5 所示，形状为碟形，凹面进行喷丸处理，其上开有 18 个径向切槽，切槽内端开通，外端为圆孔，形成多个弹性杠杆，它既是压紧杠杆，又是分离杠杆。

(4) 分离机构。包括分离杠杆、分离轴承与分离拨叉。

(5) 操作机构。包括离合器踏板、拉杆与拉杆调节叉、回位弹簧等。

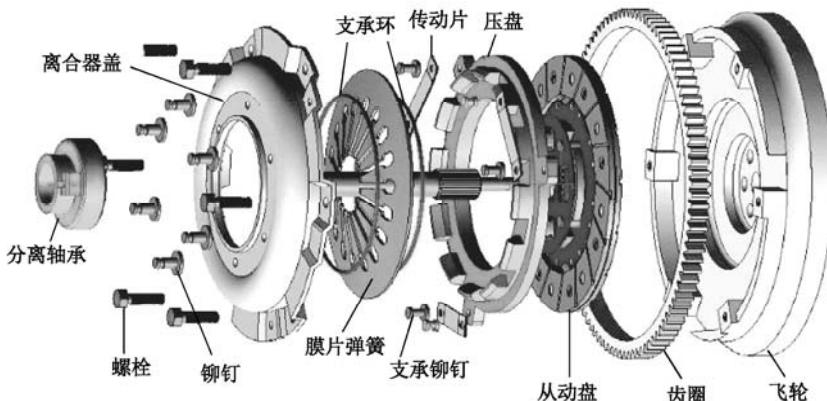


图 2.5 膜片弹簧离合器分解图

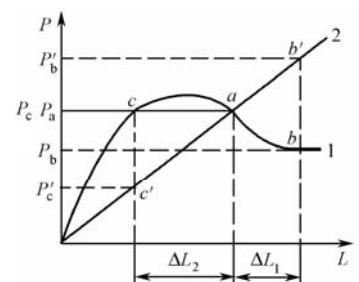
2. 工作原理

在压紧装置没有固定到发动机飞轮之前，离合器盖与飞轮端面之间有一距离 l ，如图 2.4 (a) 所示，此时膜片弹簧变形量最小。当离合器盖上安装螺栓被紧固之后，如图 2.4 (b) 所示，从动盘和压盘迫使膜片弹簧以右侧支承环为支点发生弹性变形，这样膜片弹簧的外缘对压盘和从动盘就产生了压紧力，此时离合器就处于接合状态。分离时，分离轴承推动膜片弹簧内端前移，膜片弹簧以左侧支点进一步变形，其外缘便通过分离钩将压盘向后拉动，使离合器分离，如图 2.4 (c) 所示。

为了避免共振，缓和传动系所受的冲击载荷，在从动盘中装有四个扭转减振弹簧。

3. 膜片弹簧的特性和特点

图 2.6 所示的是两种弹簧的特性曲线。曲线 1 为膜片弹簧特



1—膜片弹簧；2—螺旋弹簧； ΔL_1 —分离时弹簧变形量； ΔL_2 —磨损后弹簧伸长量

图 2.6 弹簧特性曲线比较

性曲线，呈非线性特性；曲线2为螺旋弹簧特性曲线，呈线性特性。

图2.6中a点表示两种弹簧离合器的接合状态，其压紧力都为 P_a 。分离时，两种弹簧都附加压缩变形量 ΔL_1 ，此时膜片弹簧的压力 P_b 小于螺旋弹簧的压力 P'_b ，且 $P_b < P_a$ ，即膜片弹簧分离时的压力小于接合时的压力，因而具有操纵轻便的特点。

当摩擦片磨损变薄使弹簧都伸长 ΔL_2 时，螺旋弹簧的压紧力由 P_a 直线下降为 P'_c ，而膜片弹簧的压力 P_c 却几乎等于 P_a 。因此，膜片弹簧离合器具有自动调节压紧力的特点。

另外，膜片弹簧不像多簧式的弹簧在高速下会因离心力产生弯曲而导致弹力下降，它的压紧力几乎与转速无关，即具有高速时压紧力稳定的特点。

由于膜片弹簧式离合器具有膜片弹簧的压力受摩擦片磨损的影响小、工作可靠、不易打滑，良好的弹性性能、能自动调节压紧力、操纵轻便、高速时压紧力稳定、分离杠杆平整无须调整等优点，因此在中小型汽车上广泛使用。

2.2.2 周布弹簧式离合器

图2.7所示的是东风EQ1090E型汽车所采用的单片周布弹簧式离合器。

(1) 主动部分。主动部分由飞轮、离合器盖2和压盘1等组成。离合器盖用低碳钢板冲压而成，通过螺钉与飞轮固定。离合器盖通过四组传动钢片将动力传递给压盘。传动片用弹簧钢片制成，沿圆周方向均匀分布，每组两片，一端用铆钉铆在离合器盖上，另一端则用螺钉与压盘连接，这样，在离合器接合和分离过程中，依靠弹簧钢片产生的弯曲变形，压盘相对于离合器盖可做轴向平行移动。为保证离合器拆装后不失动平衡，用定位销确保飞轮与离合器盖之间的安装位置。

(2) 从动部分。从动部分为带扭转减震器的从动盘，从动盘铆接在盘毂上，由薄钢片制成，故其惯性小。两面各铆有一片由石棉合成物制成的摩擦片。从动盘毂的花键孔套在从动轴的花键轴上，可轴向移动。

(3) 压紧装置。压紧装置由压盘和离合器盖之间周向均布的螺旋弹簧组成。为减小弹簧的受热，在压盘与弹簧处铸有筋条，以减少受热面积，并在接触处装有隔热垫。当离合器处于接合状态时，从动盘被飞轮和压盘压紧，发动机的转矩通过三者间的摩擦力传递给从动盘，进而通过花键轴输出。

(4) 分离机构。

① 分离叉。分离叉与其转轴制成一体，轴的两端靠衬套支承在离合器壳上。

② 分离杠杆。分离杠杆采用了支点移动、重点摆动的综合式防干涉机构，如图2.8所示，支承柱7前端松插入压盘1相应的孔中。分离杠杆6由薄钢板冲压制而成，分离杠杆的中部通过浮动销5支承在方孔的平面A上，并用扭簧使它们靠紧。凹字形的摆动支承片3用刀口支承于分离杠杆外端和压盘凸块之间。这样就可利用浮动销在平面A上的滚动和摆动支承片的摆动来消除运动干涉。这种方式结构简单，且分离杠杆的高度是通过调整螺母4调整支点高度来调整的。

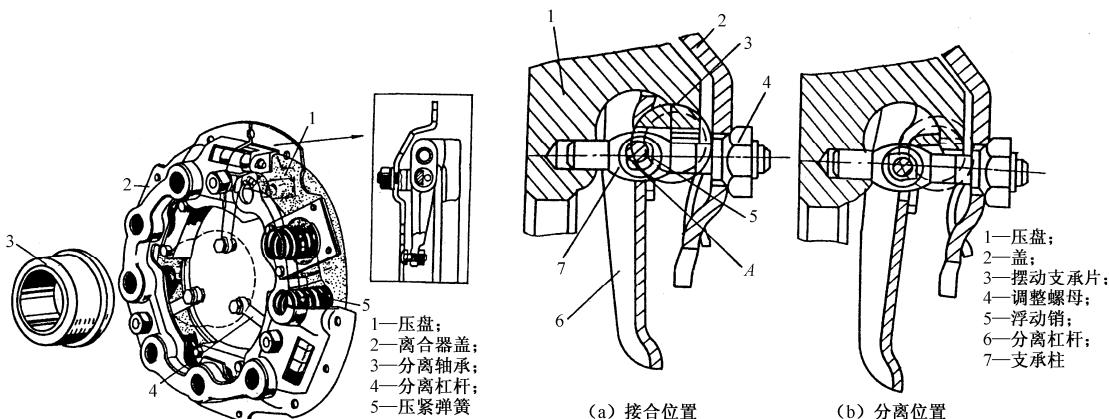


图2.7 周布弹簧式离合器

图2.8 综合式防干涉分离杠杆及其工作情况

2.2.3 中央弹簧式离合器

中央弹簧式离合器只采用一个或轴线重合的内外两个压紧弹簧，且位于离合器的中央。图 2.9 所示的是长征 XD2150 型汽车中央弹簧式双盘离合器。

(1) 主动部分。主动部分由飞轮 6、离合器盖 10、压盘 8 和中间压盘 2 等组成。这部分机件与发动机曲轴连在一起，并始终与曲轴一起转动。

(2) 从动部分。从动部分的主要部件为从动盘 5，它将主动部分通过摩擦传来的动力传给变速器的输入轴。

(3) 压紧装置。压紧装置主要包括中央压紧弹簧 13、弹簧座及压紧杠杆 17 等。压紧弹簧 13 的前端通过支承盘支于离合器盖 10 上，后端抵靠分离套筒 14。轴向安装的套筒上的三根压紧杠杆 17 的内端相连。压紧杠杆以支承销 16 为支点，外端则将弹簧的张力放大后作用于中间压盘 2，将离合器的主动和从动部分压紧。

(4) 操纵机构。操纵机构主要包括分离叉、分离套筒 14、分离摆杆 7、分离弹簧 9 等。操纵机构通过对压紧杠杆内端向前推移，使压紧杠杆外端后移而与压盘脱离。

中央弹簧式离合器多用于重型汽车，主要有以下特点。

(1) 双片离合器。双片离合器与单片离合器相比，主要区别是主动部分多了一个中间压盘 2 和从动部分多了一个从动盘，即有两个从动盘和两个压盘，摩擦面数为四个，因此可使传递的转矩增大一倍。

(2) 压紧力放大。中央压紧弹簧不是直接作用在压盘上，而是通过杠杆作用将弹簧的张力放大数倍后作用在压盘上。显然压紧杠杆的杠杆比就是弹簧张力的放大倍数，所以可用较小的弹簧张力获得较大的压盘压力。

(3) 压紧力的调整。中央弹簧式离合器的压紧力都是可调的。在中间压盘 2 和离合器盖之间有若干片厚度不等的调整垫片，当从动盘摩擦片磨损后，适当减薄调整垫片，使支承盘前移，其弹簧座则在压紧杠杆的作用下向前移动数倍于（压紧杠杆的杠杆比）支承盘的移动距离，从而使弹簧座与支承盘间的距离恢复到原规定值即可。由于弹簧座前移，便增大了与分离轴承的间隙，需要调整踏板自由行程。

2.3 离合器的操纵机构

离合器操纵机构是驾驶员可以使离合器分离，而后又使之柔和接合的一套机构。它起始于离合器踏板，终止于飞轮壳内的分离轴承。它由位于离合器壳内的分离机构和位于离合器壳外的离合器踏板及传动机构、助力机构等组成。离合器壳内的分离机构包括分离杠杆、分离轴承、分离套筒、分离叉、回位弹簧等机件。这里讨论的主要是其中位于飞轮壳外面的部分。

目前，汽车离合器广泛采用机械式和液压式操纵机构，在一些重型汽车上采用了助力式操纵机构。

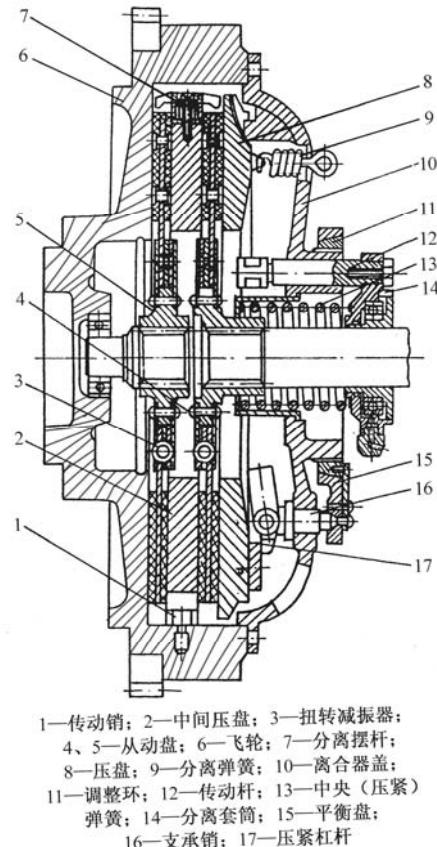


图 2.9 长征 XD2150 型汽车中央弹簧式双盘离合器

2.3.1 机械式操纵机构

机械式操纵机构有杆式传动和绳索式传动两种。

(1) 杆式传动操纵机构。图 2.10 所示的是东风 EQ1090E 型汽车采用的杆式传动操纵机构，主要由踏板 4、踏板支架、踏板轴 1、拉臂 2、拉杆 3、分离叉臂 5、分离叉、分离滑套及分离轴承、踏板回位弹簧 7 等组成。踏板伸在驾驶室内，踏板支架固定在车架上，分离叉安装在离合器壳上，其余机件相互连接。

杆式传动操纵机构中关节点多，因而摩擦损失较大，此外其工作会受到车身或车架变形的影响。在后置发动机汽车中离合器需要用远距离操纵时，合理布置杆系比较困难。

(2) 绳索式传动操纵机构。图 2.11 所示的是捷达轿车离合器采用的绳索式操纵机构，主要由离合器踏板、踏板支架、拉索、分离叉和分离轴承等组成。绳索式操纵机构结构简单紧凑、柔韧性好，而且可在一些杆式传动布置比较困难的情况下采用。它有可能采用便于驾驶员操纵的吊挂式踏板，但操纵绳索寿命较短，拉伸刚度较小，适用于轻型和微型轿车。

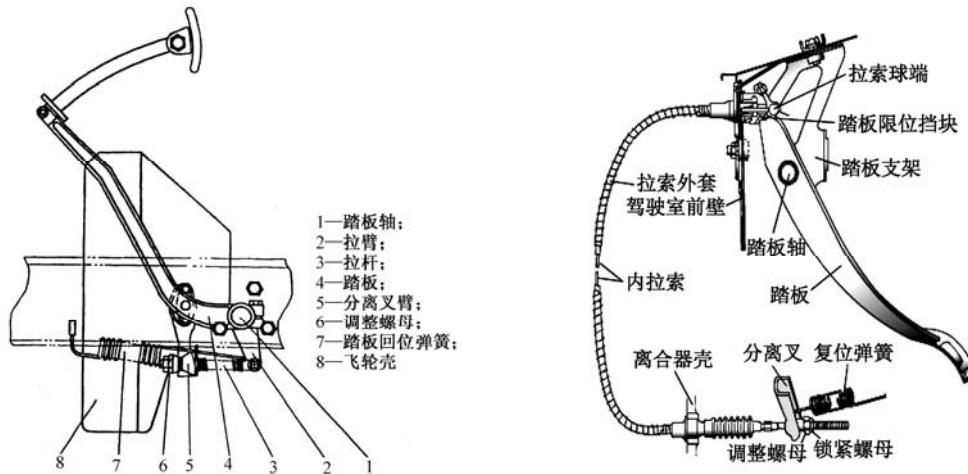


图 2.10 东风 EQ1090E 型汽车离合器杆式传动操纵机构

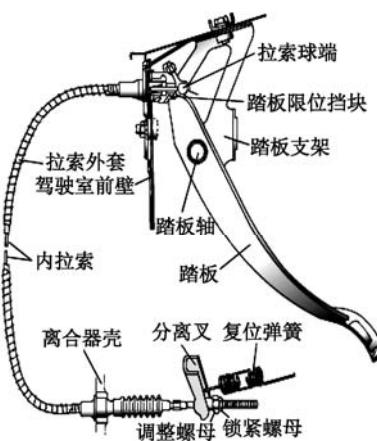


图 2.11 捷达轿车离合器的绳索式传动操纵机构

机械式操纵机构结构较简单，制造成本低，故障少，但是其机械效率低，而且拉伸变形会导致踏板行程损失过大。

2.3.2 液压式操纵机构

液压式操纵机构主要由主缸、工作缸及管路系统组成，如图 2.12 所示。液压式操纵机构具有摩擦阻力小、质量轻、布置方便、接合柔和等优点，并且不受车身车架变形的影响，因此应用较为广泛，桑塔纳 2000GSi、北京切诺基 2021、奥迪 100 等轿车离合器均采用液压式操纵机构。

如图 2.13 所示，桑塔纳 2000GSi 型轿车离合器液压操纵机构由离合器踏板 8、储液罐 4、进油软管 5、主缸 10、工作缸 3、油管总成 9 等组成。

储液罐有两个出油孔，分别将油液供给制动系统主缸和离合器液压操纵系统。

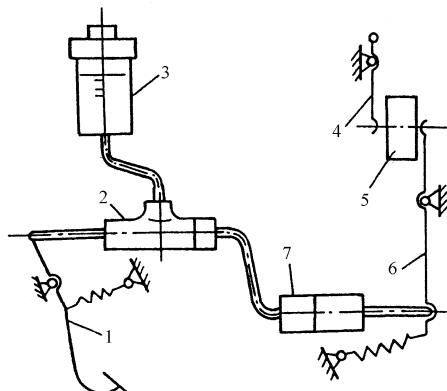
图 2.14 所示的是离合器液压式操纵机构的工作过程。

1. 主缸的构造和工作情况

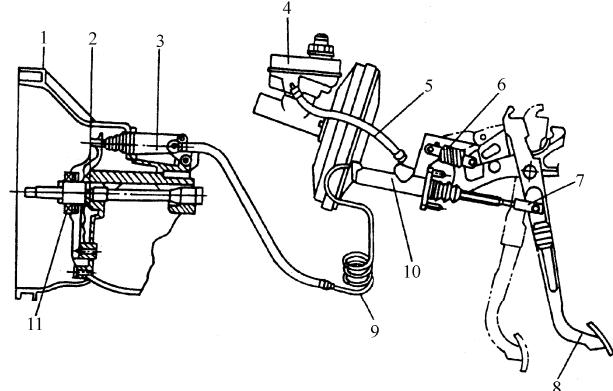
主缸的构造如图 2.14 上部所示。主缸上部是储油罐 13，并有孔与主缸相通，阀杆 8 后端穿在主缸活塞 5 的中心孔中，无配合关系。后弹簧座 7 紧套在活塞的前端并被轴向定位，它可单向拉动阀杆，在阀杆的前端装有橡胶密封圈的阀门 12，后端装有锥形的回位弹簧 10。前弹簧座 11 具有轴向中心孔和轴向径向的槽，回位弹簧 9 安装在前后弹簧座之间。

当抬起离合器踏板时，回位弹簧的一端使主缸活塞后移，另一端使前弹簧座压在主缸缸体的前

端，活塞后移到位时，通过后弹簧座拉动阀杆及杆端密封圈阀门，压缩锥形回位弹簧，打开储油罐与主缸通孔，并通过前弹簧座径向和轴向槽，使管路与工作缸相通，整个系统无压力。



1—踏板；2—主缸；3—储液罐；4—分离杠杆；
5—分离轴承；6—分离叉；7—工作缸



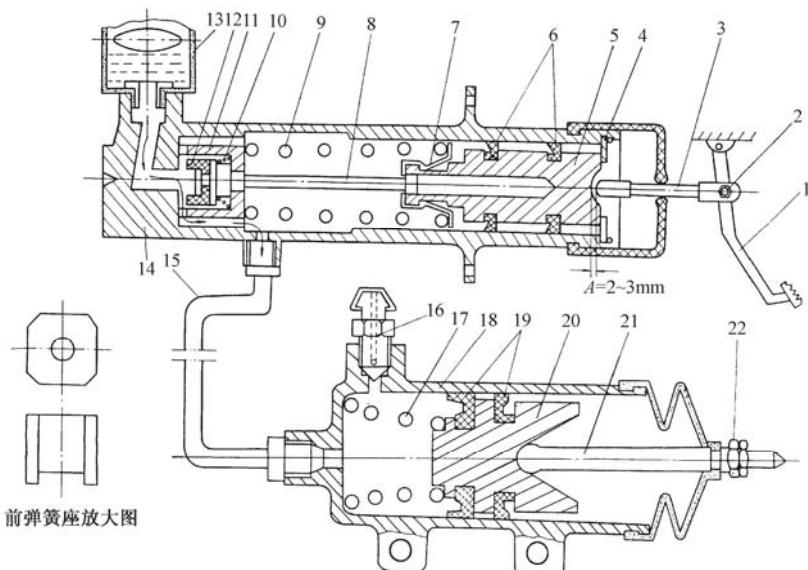
1—变速箱壳体；2—分离板；3—工作缸；4—储液罐；5—进油软管；6—回位弹簧；7—推杆接头；8—离合器踏板；9—油管总成；10—主缸；11—分离轴承

图 2.12 离合器液压式操纵机构示意图

图 2.13 桑塔纳 2000GSi 型轿车离合器液压操纵机构

踩下离合器踏板时，活塞左移，在压缩回位弹簧的同时，放松了阀杆，锥形回位弹簧使杆端阀门压紧在主缸的前端，密封了主缸与储油罐之间的通孔，继续踩下离合器踏板，则缸内油液就在活塞及皮圈的作用下，压力上升，并通过管路输向工作缸。这种结构有以下特点。

- ① 活塞密封皮圈在光滑主缸内滑动，无刮伤皮圈的现象；
- ② 由阀门控制回路的开启和关闭，油液通路断面大，回流通畅，离合器放松速度快；
- ③ 油路中的空气随时可自然排出。



1—踏板；2—偏心调整螺钉；3—推杆；4—挡圈；5—主缸活塞；6—皮圈；
7—后弹簧座；8—阀杆；9—主缸活塞回位弹簧；10—弹簧；11—前弹簧座；12—阀门；
13—储油罐；14—主缸壳体；15—管路；16—放气阀；17—弹簧；18—工作缸壳体；
19—皮圈；20—活塞；21—推杆；22—调整螺母

图 2.14 液压式操作机构

2. 工作缸的构造

工作缸的构造如图 2.14 下部所示。工作缸内装活塞 20、两皮圈 19、推杆 21 和放气阀 16。

两皮圈的刃口方向相反，其作用不同：左侧皮圈是用来密封油液防止泄漏的；右侧皮圈是防止

迅速抬起离合器踏板时，工作缸内吸入空气。放气阀的作用是放净系统内的空气。推杆 21 的长度一般做成可调的，或采用偏心螺钉连接推杆与踏板，以便通过调整使推杆与活塞保持一定的间隙（不踩踏板时），保证活塞彻底回位。此时分离轴承的自由间隙、阀门关闭间隙，以及活塞与推杆之间的间隙三者之和反映到踏板上的行程即为踏板的自由行程。

由系统的结构可知，液压传动的操纵机构摩擦阻力小，布置方便，其工作不受车身、车架变形及发动机位移的影响，适合远距离操纵和吊挂式踏板的结构。

2.3.3 弹簧助力式操纵机构

为了减轻离合器操纵的踏板力，减轻驾驶员的劳动强度，又不至于因传动机构杠杆比过大而增加踏板行程，可在机械和液压操纵机构基础上加设各种助力装置，比如弹簧助力式操纵机构。

图 2.15 所示的是弹簧助力式操纵机构，助力弹簧 5 的两端分别挂在固定于支架和三角板 3 上的支承销上，三角板可以绕其销轴 4 转动，当离合器踏板完全放松，离合器处于接合位置时，助力弹簧的轴线位于三角板销轴的下方。

当踩下踏板时，通过长度可调推杆 2 推动三角板绕其销轴逆时针转动。这时，助力弹簧的拉力对销轴的力矩实际上是阻碍踏板和三角板运动的反力矩，该反力矩随着离合器踏板下移而减小。当三角板转到使弹簧轴线通过销轴中心时，弹簧反力矩为零，踏板继续下移到使助力弹簧的拉力对三角板轴销的力矩方向转为与踏板力对踏板轴的力矩方向一致时，就能起到助力作用。在踏板处于最低位置时，这一助力作用最大。

助力弹簧的助力作用由负变正的过程是可以的，因为在踏板的前一段行程中，要消除自由间隙，离合器压紧弹簧的压缩力还不大，总的阻力也在允许范围内，在踏板后段行程中，压紧弹簧的压缩量和相应的作用力继续增大到最大值。在离合器彻底分离以后，为了变速器换挡或制动，往往需要将踏板在最低位置保持一段时间，由此导致驾驶员疲劳，因而最需要助力作用。

2.4 离合器的维修

摩擦式离合器在汽车行驶的过程中较高频率的接合与分离，造成技术状况的变化，产生打滑、分离不彻底、发抖和发响等故障现象。

离合器出现上述故障，说明在使用过程中，离合器各组成部分，如压盘、从动盘、压紧弹簧、分离机构和操纵机构都有可能出现损伤，需要进行维修才能恢复其技术状况。

2.4.1 离合器的维护与检修

1. 离合器的维护

国产中型载货汽车的离合器一级维护时，应检查离合器踏板的自由行程；二级维护时，还要检查分离轴承复位弹簧的弹力，如有离合器打滑、分离不彻底、接合不平顺、分离时发响、发抖等故障发生，还要对离合器进行拆检，以及更换从动盘、压盘、复位弹簧及分离轴承等附加作业项目。

对其他车型应根据用户手册推荐的行驶里程按离合器维护项目进行。

2. 离合器的检修

(1) 离合器从动盘的检修。

① 离合器从动盘轴向偏摆的检查。如图 2.16 所示，将离合器从动盘 1 装在定位轴上，用百分

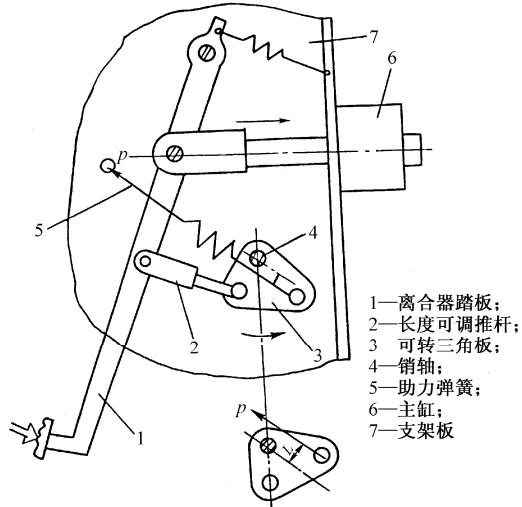


图 2.15 离合器弹簧助力式操纵机构

表 2 检查其轴向偏摆，在距边缘 25mm 处测量，标准值为 0.15mm，使用极限为 0.5mm，超过极限时，可以用修正工具 3 进行修正。

② 从动盘与变速器第一轴（输入轴）花键配合的检查。如图 2.17 所示，将离合器从动盘 1 装在变速器第一轴（输入轴）2 的花键轴上，检查从动盘 1 的花键孔与变速器第一轴 2 花键轴的配合，不能有明显的轴向摆动 3 与圆周摆动 4，但在轴上能顺利移动。

③ 从动盘磨损的检查。如图 2.18 所示，检查从动盘 2 的磨损，用游标卡尺 1 测量从动盘铆钉头至端面的深度 3，不能小于 0.3mm，否则应更换从动盘。

（2）离合器压盘组件的检修。

① 压盘端面跳动的检查。如图 2.19 所示，将压盘 1 固定在芯轴上，用百分表 2 检查其端面跳动，使用极限为 0.2mm。如压盘 1 铆接点损坏或开铆，应更换压盘。

② 膜片弹簧高度的检查。如图 2.20 所示，膜片弹簧高度 4 若发生变化，表示膜片弹簧 2 弹力不足，必须更换。可用游标卡尺 1 检查膜片弹簧 2 的高度 4，其与标准高度相差不应大于 0.5mm。

③ 膜片弹簧小端磨损的检查。如图 2.21 所示，用游标卡尺 1 检查离合器压盘上膜片弹簧 2 的小端与分离轴承接触磨损的痕迹，深度不应大于 0.6mm。

（3）飞轮的检查。如图 2.22 所示，飞轮 1 与离合器摩擦片的接触表面不允许有擦伤、机油及润滑脂。若齿圈损坏，需要用黄铜棒 4 抵住齿圈 2 的侧面，用锤击下。更换的新齿圈 2 需用喷燃器 3 均匀加热到 200℃后，装在飞轮 1 上，并保证齿圈 2 冷却后，应牢固地与飞轮 1 接合在一起。

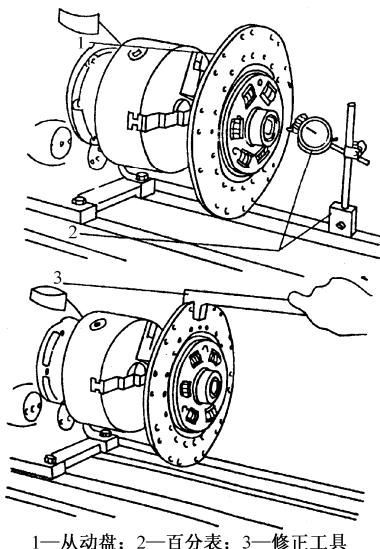
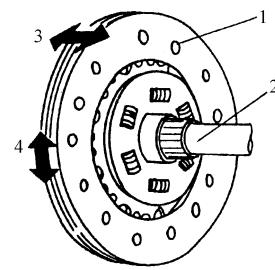


图 2.16 离合器从动盘轴向偏摆的检查



1—从动盘；2—变速器第一轴；
3—轴向摆动；4—圆周摆动

图 2.17 从动盘与变速器第一轴花键配合的检查

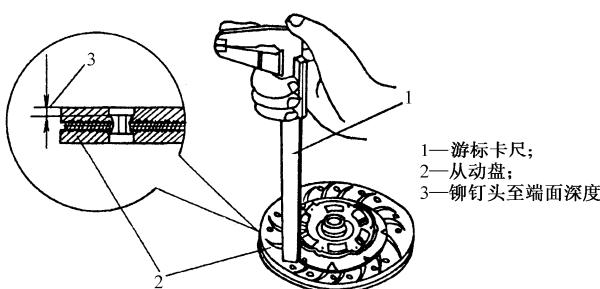


图 2.18 从动盘磨损的检查

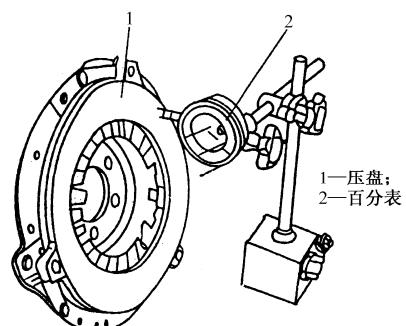


图 2.19 压盘端面跳动的检查

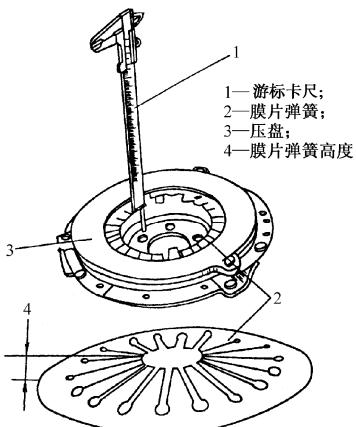


图 2.20 膜片弹簧高度的检查

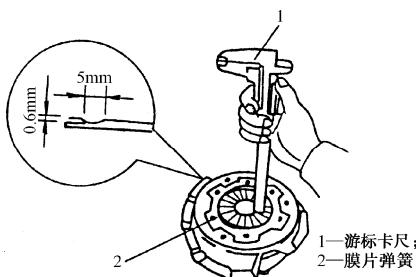


图 2.21 膜片弹簧小端磨损的检查

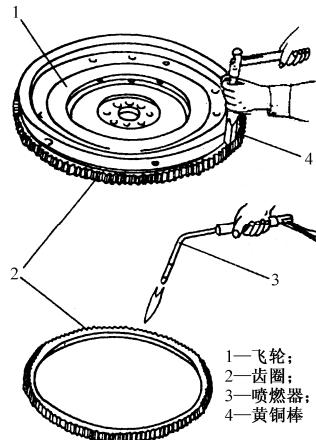


图 2.22 飞轮的检查

2.4.2 离合器操纵机构的检修

在这里以桑塔纳 2000 系列轿车离合器操纵机构为例说明离合器操纵机构的检修。

(1) 离合器分离轴承的检查。如图 2.23 所示, 用手转动分离轴承, 应灵活自如, 没有过大的噪声和阻力。分离轴承为封闭式, 不能拆卸清洗或充加润滑剂, 若损坏时必须更换。

(2) 离合器踏板衬套的检修。若衬套与踏板轴间隙过大, 应从踏板上冲出衬套, 并更换。压入衬套时, 先将橡胶衬套压入离合器踏板, 并涂以无酸润滑剂, 然后将塑料套(内衬套)压入, 使其与导管长的一端平齐。

(3) 离合器分离叉轴衬套的磨损检查。若离合器分离叉轴衬套与离合器分离叉轴的间隙过大时, 应更换衬套。

(4) 离合器拉索的检查。如图 2.24 所示, 检查离合器拉索的内线 3, 若有断股、开焊, 应更换。用拉索注油器 2 套住拉索内线 3, 用油壶 4 向拉索注油器 2 加油后, 再旋动注油器螺栓 1, 将机油压入拉索内, 并保证拉索内线 3 应在外皮内滑动自如。

(5) 离合器主缸、工作缸的检修。主缸和工作缸是离合器液压操纵系统的主要部件, 其工作性能的好坏直接影响离合器的工作性能。当出现缸筒内壁磨损超过 0.125mm、活塞与缸筒的间隙超过 0.20mm、皮圈老化及回位弹簧失效等情况时, 应更换相应零件。

(6) 离合器踏板高度与自由行程的调整。用直尺测量离合器踏板的高度应为 130~140mm, 踏板自由行程为 15~20mm。对于机械式离合器踏板的自由行程是通过绳索外套上的调整螺母改变绳索长度来进行调整, 如图 2.25 所示。如不符合要求, 可能是驱动臂变形或分离叉轴安装不当, 可松开螺栓重新调整。对于液压式离合器踏板的自由行程可通过转动 U 形叉达到, 调整好后将锁紧螺母拧紧。踏板在静止位置时, 不应与踏板支架触碰, 调整后应使离合器踏板高于制动踏板 10mm。

当 U 形叉调整正确, 但离合器踏板不能正常回位时, 其主要原因是液压系统中有空气或离合器踏板在支架上安装过紧。

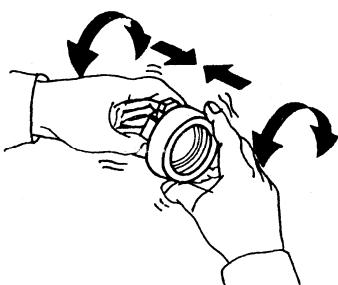


图 2.23 分离轴承的检查

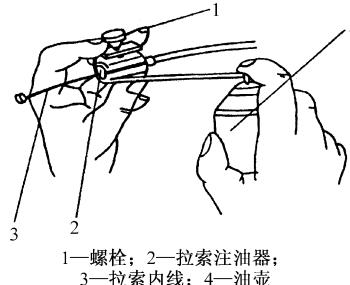


图 2.24 离合器拉索的注油

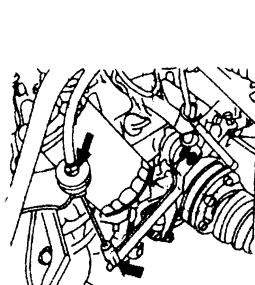


图 2.25 调整离合器踏板自由行程

(7) 离合器液压操纵系统中空气的排出。离合器液压操纵系统在经过检修之后，管路内可能进入空气，在添加制动液时也可能使液压系统中进入空气。空气进入后，由于缩短了主缸推杆行程即踏板工作行程，从而使离合器分离不彻底。因此，液压系统检修后或怀疑液压系统进入空气时，就要排出液压系统中的空气。排出空气的方法如下。

- ① 用千斤顶顶起汽车，然后用支架将汽车支住，将主缸储液罐中的制动液加至规定高度；
- ② 在工作缸的放气阀上安装一根软管，接到一个盛有制动液的容器内；
- ③ 排空气需要两个人配合工作，一人慢慢地踏离合器踏板数次，感到有阻力时踏住不动，另一人拧松放气阀直至制动液开始流出，然后再拧紧放气阀；
- ④ 连续按上述方法操作几次，直到流出的制动液中不见气泡为止；
- ⑤ 空气排干净之后，需要再次检查及调整踏板自由行程。

2.5 离合器的故障诊断

1. 离合器打滑

(1) 现象：

- ① 起步时，离合器踏板虽然抬起了很高，汽车还不行走，直至完全抬起时，才能勉强起步；
- ② 汽车行驶中，踏下加速踏板（油门）时，速度增加不明显；
- ③ 汽车上坡时动力不足，严重时离合器有烧焦的气味。

(2) 原因：

- ① 离合器踏板没有自由行程，分离轴承经常压在分离杠杆上，压紧弹簧不能压紧从动盘；
- ② 离合器盖与飞轮固定螺栓松动，膜片弹簧或压盘变形，弹簧弹力过弱；
- ③ 摩擦片表面沾有油污、硬化、铆钉头外露或严重烧蚀；
- ④ 液压操纵机构或机械绳索黏滞，分离叉变硬。

(3) 诊断与排除方法：

① 诊断方法：启动发动机，拉紧驻车（手）制动，挂上低速挡，慢慢抬起离合器踏板，逐渐加大油门起步，如果汽车不动，发动机也不熄火，说明离合器打滑。

② 排除方法：

- a. 如果踏板自由行程不符合标准，应予以调整，直至规定值。
- b. 检查液压及机械操纵机构是否有卡滞。如果有，根据卡滞出现的部位，予以排除。
- c. 若踏板自由行程正常，操纵机构无卡滞现象，应检查离合器盖与飞轮的固定螺栓是否松动。如果不松动，检查离合器盖与飞轮之间有无调整垫片，有垫片应拆去，然后按规定力矩拧紧螺栓。
- d. 检查摩擦片表面是否沾有油污、硬化或铆钉外露等现象。若有上述情况，应更换摩擦片，检查油污来源，予以排除。
- e. 如果摩擦片完好，则应检查膜片弹簧的弹力。若弹力过弱，应更换膜片弹簧。
- f. 若上述检查均未发现问题，应检查压盘和飞轮摩擦表面的磨损情况。若有伤痕或磨出台阶，可以修理；如果压盘翘曲过大，应更换新件。

2. 离合器分离不彻底

(1) 现象：

- ① 发动机在怠速运转时，完全踏下离合器踏板，挂挡感觉困难，变速器齿轮有撞击声；
- ② 挂上挡后，不等抬起离合器踏板，汽车就猛地向前蹿动或发动机熄火。

(2) 原因：

- ① 离合器踏板自由行程过大，使工作行程过小；
- ② 从动盘翘曲不平，或沾有油污、黏附物等；
- ③ 新摩擦片过厚；

④ 离合器从动盘毂与变速器输入轴花键磨损、锈蚀，使从动盘在轴上滑动困难；或者液压操纵机构中主缸、工作缸出现故障，无法推动分离轴承；或者机械式操纵机构中绳索及传动杆件损坏，也能使离合器分离不彻底。

(3) 诊断与排除方法：

① 诊断方法：将变速器挂入空挡，踩下离合器踏板，一人在下面用螺丝刀拨动从动盘。如果能轻轻拨动，说明离合器能分离；如果拨不动，则说明离合器分离不彻底。

② 排除方法：

a. 离合器踏板自由行程若过大，应按规定方法调整至标准值。

b. 检查主缸、工作缸的工作是否正常，机械绳索及传动杆件是否损坏、卡滞。

c. 如果上述调整、检查均无效，应将离合器拆卸并分解，检查各部件的技术状况。例如，从动盘是否翘曲不平或沾有油污，新摩擦片是否过厚，从动盘毂和变速器输入轴花键是否锈蚀等，如有故障应予排除。

3. 离合器接合不平顺

(1) 现象：汽车起步时，离合器接合不平稳，使车身发生轻微抖动。

(2) 原因：

① 膜片弹簧变形或弹力不均；

② 离合器从动盘翘曲不平或扭转减震器松动；

③ 摩擦片上有油污，铆钉头外露；

④ 离合器总成和踏板之间的液压操纵或机械操纵部件松动，从动盘花键毂严重磨损，变速器输入轴弯曲；

⑤ 发动机固定螺栓松动，变速器与飞轮壳的固定螺栓松动，飞轮固定螺栓松动等。

(3) 诊断与排除方法：

① 诊断方法：使发动机怠速运转，变速器挂低速挡，慢慢松开离合器踏板起步，如车身抖动，即为离合器发抖，接合不平顺。

② 排除方法：

a. 可用扳手检查和紧固变速器、发动机及飞轮的固定螺栓。

b. 检查离合器总成和踏板之间的液压操纵或机械操纵部件有无松动。如果松动，予以紧固。

c. 拆下离合器总成，检查各部件。例如，摩擦片上是否有油污，铆钉头是否外露；从动盘是否翘曲不平；从动盘钢片与从动盘间是否松动；膜片弹簧的高度是否在规定范围之内等，并对各损坏部件进行修理或更换。

4. 离合器异响

(1) 现象：离合器在工作中发出不正常的响声。这种响声多属部件严重磨损或损坏后，金属之间相互撞击造成的。

(2) 原因：

① 分离轴承磨损、脏污；

② 导向轴承磨损，分离套筒内零件松动；

③ 分离叉或传动装置卡住；

④ 离合器回位弹簧折断、过软或松脱；

⑤ 离合器从动盘毂与变速器输入轴花键磨损严重。

(3) 诊断与排除方法：

① 诊断方法：离合器接合时或踩下踏板少许，或在踩下离合器踏板过程中，若离合器发响，则说明离合器有异响。

② 排除方法：

a. 离合器接合时或踩下踏板少许，若离合器有响声，是由于离合器分离轴承损坏或脏污引起的。若损坏，应更换新轴承。离合器接合时若有响声，可能是分离套筒内零件松动，离合器从动盘毂与变速器输入轴磨损严重所致，根据需要进行检修或更换。

b. 在踩下离合器踏板过程中，离合器若有响声，应检查分离叉和传动装置是否卡住，如有，应予以检修。

2.6 实训 离合器的拆装与维修

1. 实训目的与要求

- (1) 能够对离合器及其操纵机构进行拆卸与分解；
- (2) 认识离合器主要零件的结构及相互装配关系；
- (3) 熟悉离合器压盘、从动盘等主要零件的检修标准与方法；
- (4) 掌握离合器及其操纵机构的装配与调整方法和技术要求；
- (5) 掌握离合器常见故障的诊断与排除方法。

2. 实训内容简介

- (1) 离合器及其操纵机构结构与组成的了解；
- (2) 离合器及其操纵机构的拆卸、分解与安装，并对零部件进行认识；
- (3) 离合器主要零件的检修；
- (4) 离合器的调整；
- (5) 离合器常见故障的诊断与排除。

实训以桑塔纳、捷达等国产常见车型离合器为对象，各学校可根据具体情况选择一种或两种车型进行实训。

思考与练习

1. 离合器的功用是什么？离合器分为哪些类型？
2. 叙述摩擦式离合器的基本组成和工作原理。
3. 什么是离合器踏板的自由行程？自由行程的功用是什么？如何测量？
4. 膜片弹簧离合器有何特点？
5. 离合器的操纵机构有哪些类型？各有何特点？
6. 离合器的常见故障有哪些？各故障产生的主要原因是什么？

第3章 手动变速器

知识目标

- 熟悉手动变速器的功用、构造和工作原理；
- 掌握同步器的功用、类型、结构与工作原理；
- 掌握手动变速器操纵机构的功用、构造和工作原理。

能力目标

- 能够正确选择与使用工具、设备，并规范进行手动变速器拆卸、检修、装配、调整与磨合。
- 能分析、诊断与排除手动变速器的常见故障。

3.1 概述

1. 变速器的功用

汽车上广泛采用的活塞式内燃机，其转矩和转速变化范围较小，而复杂的道路使用条件则要求汽车驱动力和车速能在相当大的范围内变化。为此，在汽车的传动系中装有变速器（Transmission），其功用如下。

(1) 实现变速、变矩。变速器通过改变传动比，扩大驱动轮转矩和转速的变化范围，以适应经常变化的行驶条件，同时使发动机在有利的工况下工作。

(2) 实现倒车。在发动机旋转方向不变的前提下利用变速器，使汽车能倒向行驶。

(3) 实现中断动力传递。利用变速器中的空挡中断动力传递，使发动机能够启动和怠速运转，满足汽车暂时停车或滑行的需要。

(4) 实现动力输出，驱动其他机构，如自卸车的液压举升装置等。

2. 变速器的分类

(1) 按传动比变化方式分

① 有级变速器。采用齿轮传动，具有若干个定值传动比，传动比成阶梯式变化。按采用轮系形式的不同，有轴线固定式变速器（普通齿轮变速器）和轴线旋转式变速器（行星齿轮变速器）两种。目前，轿车和轻、中型货车变速器通常有3~6个前进挡和一个倒挡。所谓变速器挡位是指其前进挡位数。

② 无级变速器。其传动比在一定范围内按无限多级地连续变化，常见的有电力式和液力式两种。电力式无级变速器的变速传动部件为直流串激电动机；液力式无级变速器的传动部件为液力变矩器。

③ 综合式变速器。由液力变矩器和齿轮式有级变速器组成的液力机械式变速器，其传动比可在几个区段内无级变化，为部分无级式。这种结构既可得到较大的传动比，又可实现无级变速，目前应用较多。

(2) 按操纵方式分

① 手动操纵式变速器。靠驾驶员直接操纵变速杆进行换挡。这种变速器的换挡机构简单，工作可靠，目前应用很广。

② 自动操纵式变速器。传动比的选择和换挡是自动进行的。它借助反映发动机负荷和车速的信号系统，来控制换挡系统的执行元件，实现机械变速机构传动比的变换。驾驶员只需操纵加速踏板以控制车速。

③ 半自动操纵式变速器。此种变速器有两种形式，一种是几个常用挡位可自动操纵，其余几个挡位由驾驶员操纵；另一种是预选式的，即驾驶员先用按钮选定挡位，在踩下离合器踏板或松开加速踏板时，接通自动控制和执行机构进行自动换挡。

3. 普通齿轮变速器的工作原理

(1) 变速、变矩原理。普通齿轮变速器是利用不同齿数的齿轮啮合传动实现转速和转矩的改变。当一对齿数不同的齿轮啮合传动时可以变速，而且齿轮的转速与其齿数成反比。

设主动轮转速为 n_1 、齿数为 z_1 ，从动轮转速为 n_2 、齿数为 z_2 ，则两轮传动比（主动轮转速与从动轮转速之比值） i_{12} 为

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

故

$$n_2 = n_1 \frac{z_1}{z_2}$$

如图 3.1 (a) 所示，当以小齿轮为主动轮（即 $z_1 < z_2$ ），其输出转速降低，即 $n_2 < n_1$ ，此时 $i > 1$ ，称为减速传动；如图 3.1 (b) 所示，当以大齿轮为主动轮（即 $z_1 > z_2$ ），其输出转速高，即 $n_2 > n_1$ ，此时 $i < 1$ ，称为增速传动。

若主动轮转矩为 M_1 ，从动轮转矩为 M_2 ，由齿轮传动的原理可知： $i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{M_2}{M_1}$ ，即降速则增矩，增速则降矩。齿轮式变速器在改变转速的同时也改变了输出转矩，传动比既是变速比也是变矩比，汽车变速器就是利用这一原理，通过改变各挡传动比来改变输出转速，从而改变其输出转矩，以适应汽车行驶阻力的变化。

一对齿轮传动只能得到一个固定的传动比，从而得到一种输出转速，并构成一个挡位。为了扩大变速器输出转速的变化范围，普通齿轮变速器通常都是采用多组大小不同的齿轮啮合传动，这样就构成了多个不同的挡位。对应于不同的挡位，均有不同的传动比值，从而可得到多种不同的输出转速。

汽车上使用的手动变速器可分为两轴式和三轴式两种。

图 3.2 所示的是两轴式变速器，其前进挡属于单级齿轮传动，由输入轴和输出轴两根轴及其齿轮组成。

图 3.3 所示的是三轴式变速器，其前进挡属于双级齿轮传动，由输入轴（第一轴）、输出轴（第二轴）和中间轴三根轴及其齿轮组成。输入轴与输出轴在同一条轴线上。输入轴上只有一个齿轮 1（为主动齿轮）与中间轴上的齿轮 2（为从动齿轮）相啮合，构成第一级齿轮传动；中间轴上的其他齿轮均作为主动齿轮分别与输出轴上相应的齿轮（为从动齿轮）相啮合，构成第二级齿轮传动。

由机械基础中的齿轮传动原理可知，多级齿轮传动的传动比 i 为

$$i = \frac{\text{所有各级从动齿轮齿数的连乘积}}{\text{所有各级主动齿轮齿数的连乘积}} = \text{各级齿轮传动比的连乘积}$$

(2) 换挡原理。变速器的换挡通常采用接合套、滑移齿轮或同步器等装置，使齿轮或齿圈啮合或脱开来实现。如在图 3.3 中，将齿轮 3 与 4 脱开，再将齿轮 5 与 6 喷合，传动比改变，输出轴 II 的转速、转矩也发生变化，即挡位改变。

在变速器中，把传动比值 $i > 1$ 的挡位称为降速挡，即其输出轴转速低于发动机转速； $i=1$ 的挡位称为直接挡，即其输出轴转速与发动机转速相等； $i < 1$ 的挡位称为超速挡，即其输出轴转速超过发动机的转速。习惯上把变速器传动比值较小的挡位称为高挡，传动比值较大的挡位称为低挡；由低挡向高挡变换称为加挡（或升挡），反之称为减挡（或降挡）。变速器就是通过挡位变换来改变传动比，从而实现多级变速。

(3) 变向原理。由齿轮传动原理可知，一对相啮合的外齿轮旋向相反，每经过一传动副，其轴改变一次转向。故两轴式变速器在输入轴与输出轴之间加装了一倒挡轴和倒挡齿轮（此为惰轮），

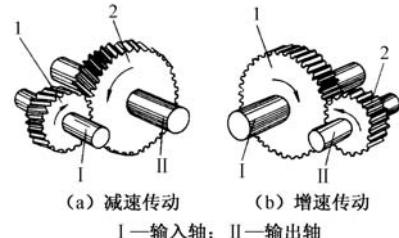


图 3.1 齿轮传动的基本原理

而三轴式变速器则在中间轴与输出轴之间加装了一倒挡轴和倒挡齿轮，就可使输出轴与输入轴转向相反，从而可使汽车倒向行驶。

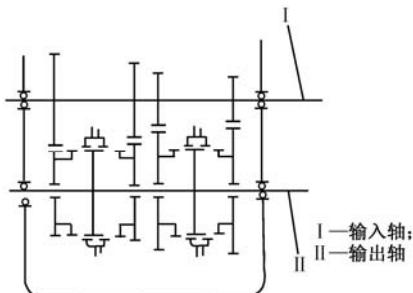


图 3.2 单级齿轮传动式变速器示意图

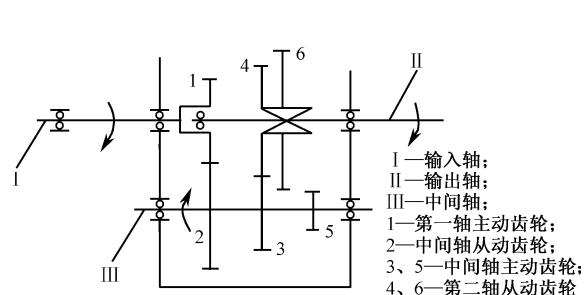


图 3.3 双级齿轮传动式变速器示意图

3.2 手动变速器的变速传动机构

手动变速器（Manual Transmission, MT）由变速传动机构和操纵机构两部分组成。

变速传动机构是变速器的主体，主要由一系列相互啮合的齿轮副及其支承轴，以及作为基础件的壳体组成，其功用是改变转速、转矩和旋转方向。

3.2.1 三轴式变速器

在发动机前置后轮驱动（FR 型）的汽车上，常采用三轴式变速器，如丰田皇冠、日产公爵及蓝鸟、大宇王子、超级沙龙、伏尔加等轿车，以及解放 CA1092 型和东风 EQ1090E 型等汽车，其特点是传动比范围较大，有直接挡，传动效率高。

1. 丰田皇冠轿车 W55 型变速器

(1) 基本结构。图 3.4 所示的是丰田皇冠轿车 W55 型变速器，它有五个不同传动比的前进挡和一个倒挡。变速器有互相平行的第一轴、第二轴、中间轴和倒挡轴，其中第一轴和第二轴轴线互相重合。

第一轴为输入轴，也是离合器的从动轴，其前端支承在曲轴的中心孔内，后端用球轴承支承在变速器壳体上，其后端制有常啮合齿轮 2 及齿圈。

第二轴为输出轴，其前端通过滚针轴承支承在第一轴后端的内孔中，后端则通过圆柱滚子轴承支承在变速器壳体上。第二轴上用花键套装着三挡、四挡与一挡、二挡同步器的花键毂和接合套 13、16，以及三挡、二挡、一挡齿轮（3、4、5）、倒挡齿轮 6 及五挡齿轮 7。在一挡齿轮与倒挡齿轮之间装有中间板，第二轴中间球轴承支承在中间板上。

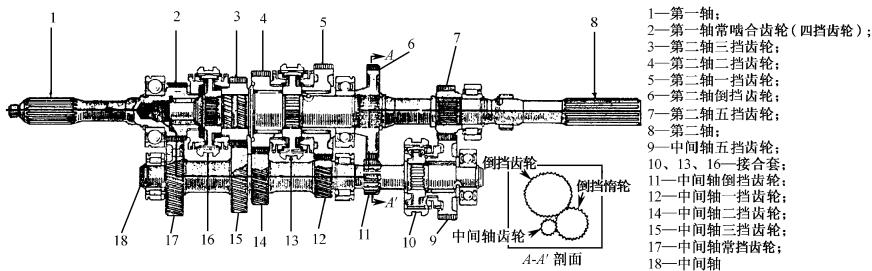


图 3.4 丰田皇冠轿车 W55 型变速器

中间轴的两端分别用圆柱滚子轴承和球轴承支承在变速器壳体上，中间轴承支承在中间板上，其上固装着中间轴常啮合齿轮 17、三挡、二挡、一挡齿轮（15、14、12）、倒挡齿轮 11、五挡齿轮 9，它们分别与第一轴和第二轴上的齿轮啮合传递动力。

倒挡轴是固定式轴，其轴端以过盈配合装配于壳体上的轴承孔内，其上套装有倒挡齿轮。

(2) 各挡齿轮传动过程。图 3.5 所示的是丰田皇冠轿车 W55 型变速器传动机构示意图, 各挡的动力传递路线如表 3.1 所示。

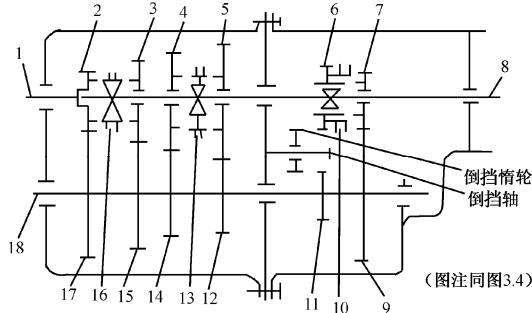


图 3.5 丰田皇冠轿车 W55 型变速器传动机构示意图

表 3.1 丰田皇冠轿车 W55 型变速器的动力传递路线

挡位	动力传递路线	传动比
空挡	操纵变速杆, 使各挡同步器接合套处于中间位置, 此时动力不传给输出轴	
一挡	操纵变速杆, 使接合套 13 右移与齿轮 5 的接合齿圈接合, 动力由第一轴 1 依次经齿轮 2、17、中间轴 18、齿轮 12、5, 再经过齿圈、接合套 13、花键毂传给第二轴 8	3.566
二挡	操纵变速杆, 使接合套 13 左移与齿轮 4 的接合齿圈接合, 动力由第一轴 1 依次经齿轮 2、17、中间轴 18、齿轮 14、4, 再经过齿圈、接合套 13、花键毂传给第二轴 8	2.056
三挡	操纵变速杆, 使接合套 16 右移与齿轮 3 的接合齿圈接合, 动力由第一轴 1 依次经齿轮 2、17、中间轴 18、齿轮 15、3, 再经过齿圈、接合套 16、花键毂传给第二轴 8	1.384
四挡	操纵变速杆, 使接合套 16 左移与齿轮 2 的接合齿圈接合, 动力由第一轴 1、接合套 16、花键毂传给第二轴 8	1.000
五挡	操纵变速杆, 使接合套 10 右移与齿轮 7 的接合齿圈接合, 动力由第一轴 1 依次经齿轮 2、17、中间轴 18、齿轮 9、7, 再经过齿圈、接合套 10、花键毂传给第二轴 8	0.850
倒挡	操纵变速杆, 使倒挡惰轮右移与齿轮 11 和齿轮 6 同时啮合, 动力由第一轴 1 依次经齿轮 2、17、中间轴 18、齿轮 11、倒挡惰轮、齿轮 6, 花键毂传给第二轴 8。此时动力反向输出	4.091

2. 东风 EQ1090E 型汽车变速器

(1) 基本构造。图 3.6 所示的是东风 EQ1090E 型汽车变速器的结构图。变速器通过四个螺栓固定在飞轮壳后端面上, 它有三根主要轴, 分别为第一轴、第二轴和中间轴, 另外还有倒挡轴。

第一轴的前、后端分别用轴承支承在曲轴后端及变速器壳前壁的轴承孔内, 利用轴承外圈上的弹性挡圈及轴承盖上的止口进行轴向定位, 其后端制有常啮合齿轮。中间轴两端均由轴承支承在壳体上, 齿轮 20、21、22、23 通过半圆键固定在中间轴上, 齿轮 18 与中间轴制成一体。第二轴后端通过凸缘与万向传动装置相连, 将动力输出。第二轴前端用滚针轴承支承在第一轴后端轴承孔内, 后端用滚柱轴承支承在壳体后壁的轴承孔内, 后端轴承外圈也装有弹性挡圈, 进行轴向定位。第二轴上的各挡齿轮与中间轴相应的各挡齿轮均为常啮合齿轮副, 所以第二轴上的齿轮都通过衬套或滚针轴承空套在轴上。为了使这些齿轮在挂挡后与第二轴连接起来传递动力, 在各齿轮的一侧均制有接合齿圈, 并在第二轴上相应地装有花键毂和接合套或同步器等换挡装置。为了防止各齿轮的轴向移动, 在第二轴与齿轮端面之间装有卡环, 对齿轮进行轴向定位。另外, 第二轴后轴承盖内还装有车速里程表驱动蜗杆及其蜗轮。

倒挡轴是固定式轴, 其轴端与壳体上的轴承孔为过盈配合, 以防止漏油, 轴外端还用锁片固定在壳体上, 防止其转动和轴向移动。倒挡中间齿轮 17、19 通过滚针轴承空套在倒挡轴上, 齿轮 17 与中间轴上的倒挡齿轮 18 相啮合。倒挡中间齿轮 17、19 作为惰轮置于齿轮 19 与齿轮 12 之间, 可

使第二轴旋转方向与第一轴旋转方向相反，即可实现倒向行驶。变速器中除一挡、倒挡齿轮为直齿轮外，其余齿轮均为斜齿轮。

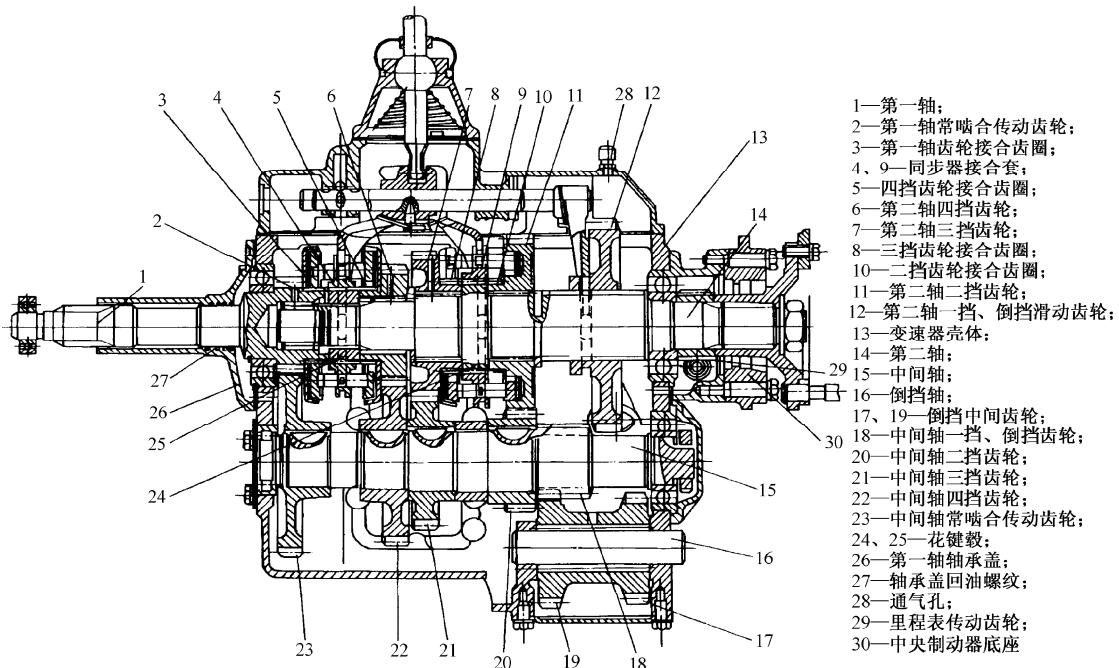
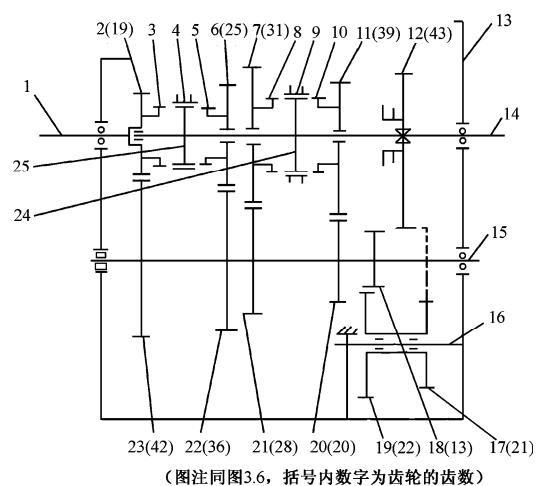


图 3.6 东风 EQ1090E 型汽车变速器

(2) 各挡传动路线及传动比。图 3.7 所示的是东风 EQ1090E 型汽车变速器的传动示意图，各挡的动力传递路线及传动比如表 3.2 所示。

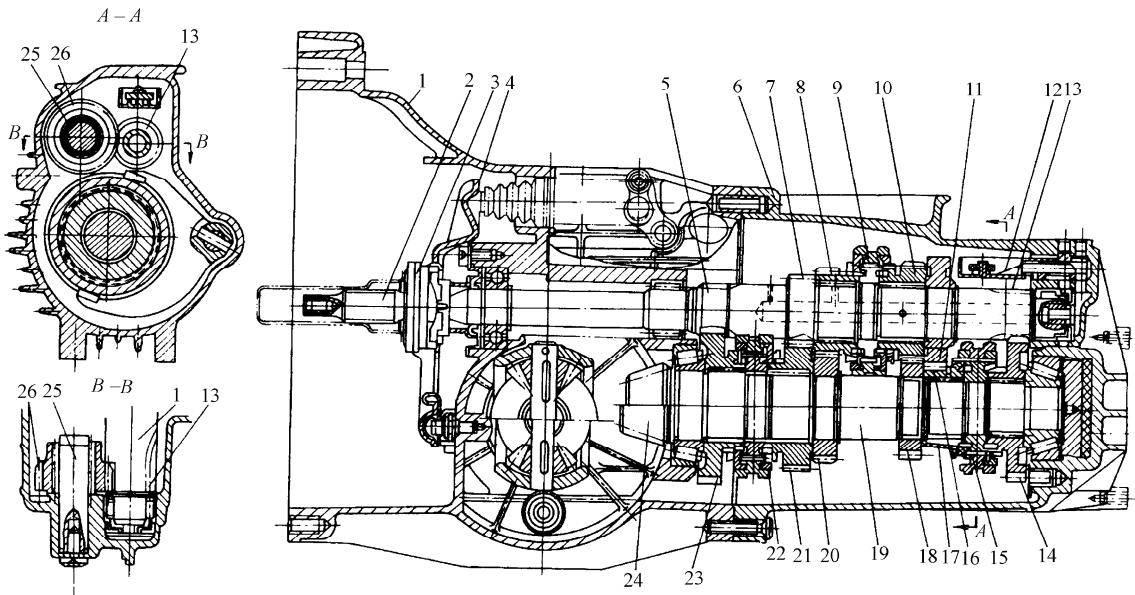


置的需要，采用了两轴式变速器，如奥迪 100 型、上海桑塔纳、神龙富康、天津夏利等轿车。其特点是只有输入轴和输出轴（不包括倒挡轴）两根轴，无中间轴，且输入轴与输出轴平行。

前置发动机又有纵向布置和横向布置两种形式，故与其配用的两轴变速器也有两种不同的结构形式。

1. 发动机前置纵向布置的两轴式变速传动机构

图 3.8 所示的是奥迪 100 型轿车变速器的结构图。它有五个前进挡和一个倒挡，全部采用同步器换挡；主减速器、差速器与变速器均装于同一壳体中。因发动机前置纵向布置，发动机旋转方向与车轮旋转方向垂直，所以主减速齿轮为一对圆锥齿轮。



1—变速器前壳体；2—输入轴；3—分离轴承；4—分离杠杆；5—输入轴一挡齿轮；6—变速器后壳体；7—输入轴二挡齿轮；8—输入轴三挡齿轮；9、15、22—接合套；10—输入轴四挡齿轮；11—输入轴五挡齿轮；12—集油器；13—输入轴倒挡齿轮；14—输出轴倒挡齿轮；16—输出轴五挡齿轮；17—隔离套；18—输出轴四挡齿轮；19—输出轴；20—输出轴三挡齿轮；21—输出轴二挡齿轮；23—输出轴一挡齿轮；24—主减速器主动齿轮；25—倒挡中间轴；26—倒挡中间齿轮

图 3.8 奥迪 100 型轿车变速器结构图

变速器的输入轴由一个球轴承和两个输入轴滚针轴承支承。一挡、二挡、倒挡主动齿轮与轴制成一体，三挡、四挡主动齿轮分别用滚针轴承空套在输入轴上，而五挡主动齿轮压入输入轴上。输入轴的花键上套有三挡、四挡同步器的花键毂。输入轴的油封装在离合器分离轴承的定位套筒上。

变速器的输出轴两端用圆锥滚子轴承支承在壳体上，且在后端轴承处有一控制轴热膨胀长度的调节器。输出轴前端与主减速器主动锥齿轮制成一体，一挡、二挡、五挡、倒挡从动齿轮分别用滚针轴承空套在轴上，并分别装有承受轴向力的卡环。五挡、倒挡和一挡、二挡同步器花键毂分别用花键和轴相连，且用卡环轴向定位。集油器将飞溅的润滑油收集起来，并通过孔道流至输入轴和输出轴右端的轴承处，以保证其充分润滑。

变速器壳体由铝合金的前壳体和后壳体（变速器盖）两部分组成。

奥迪 100 型轿车变速器传动示意图如图 3.9 所示，其各挡齿轮的动力传递路线及传动比见表 3.3 所示。

由上述分析可知，两轴式变速器挂前进挡时，从输入轴到输出轴只通过一对齿轮传动，而倒挡传动路线也只加一个中间齿轮，因而机械传动效率高，噪声小。

上海桑塔纳轿车变速器也是两轴式，目前主要有两个系列：普通型采用四挡或五挡变速器，桑

塔纳 2000 型轿车采用五挡变速器。图 3.10 所示的是桑塔纳轿车变速器的传动示意图，与奥迪 100 型轿车变速器结构和传动原理相似，故不再赘述。

表 3.3 奥迪 100 型轿车变速器的动力传递路线及传动比

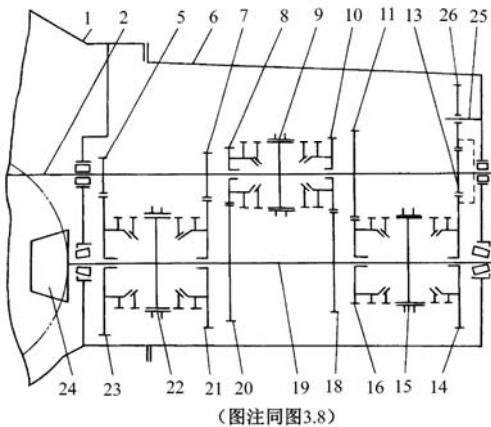
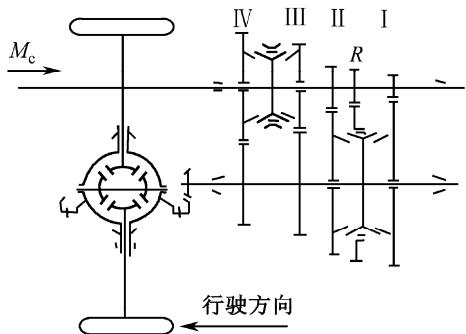
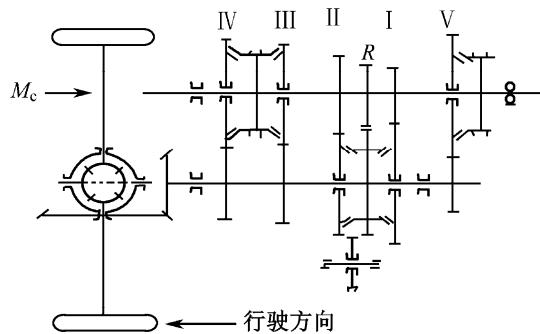


图 3.9 奥迪 100 型轿车变速器传动示意图

挡位	动力传递路线	传动比
空挡	操纵变速杆，使各挡同步器接合套处于中间位置，此时动力不传给输出轴	
一挡	操纵变速杆，将接合套 22 左移，动力由输入轴依次经齿轮 5、齿轮 23、同步器花键毂传给输出轴	39/11≈3.545
二挡	操纵变速杆，将接合套 22 右移，动力由输入轴依次经齿轮 7、齿轮 21、同步器花键毂传给输出轴	40/19≈2.105
三挡	操纵变速杆，将接合套 9 左移，动力由输入轴依次经同步器的花键毂、齿轮 8、齿轮 20 传给输出轴	40/28≈1.429
四挡	操纵变速杆，将接合套 9 右移，动力由输入轴依次经同步器花键毂、齿轮 10、齿轮 18 传给输出轴	35/34≈1.029
五挡	操纵变速杆，将接合套 15 左移，动力由输入轴依次经齿轮 11、齿轮 16、同步器花键毂传给输出轴	31/37≈0.838
倒挡	操纵变速杆，将接合套 15 右移，动力由输入轴依次经倒挡齿轮 13、倒挡中间齿轮 26、输出轴倒挡齿轮 14 及同步器花键毂传给输出轴，反向输出动力	35/10≈3.5



(a) 四挡变速器



(b) 五挡变速器

图 3.10 桑塔纳轿车变速器传动示意图

2. 发动机前置横向布置的两轴式变速传动机构

当发动机横置时，由于变速器的输出轴与驱动桥轴线平行，故主减速器采用一对圆柱斜齿轮，夏利轿车、捷达轿车的变速器均为这种形式。

图 3.11 所示的是捷达轿车五挡变速器传动机构的结构图。它有 5 个前进挡和一个倒挡，全部采用同步器换挡。输入轴 5 与输出轴 3 平行安装，每挡齿轮均由一对常啮合斜齿轮组成。输入轴与一挡、二挡和倒挡主动齿轮制成一体，三挡、四挡、五挡主动齿轮则用滚针轴承套装在输入轴上。三挡、四挡主动齿轮之间及五挡主动齿轮旁均装有同步器，同步器齿毂与输入轴上的花键呈紧配合。

输出轴与主减速器主动齿轮制成一体，并装有五个前进挡及倒挡的从动齿轮，一挡、二挡从动齿轮用滚针轴承空套在输出轴上，三挡、四挡、五挡从动齿轮采用紧配合花键与输出轴连成一体。在一挡、二挡从动齿轮之间装有同步器，倒挡从动齿轮兼起滑动换挡齿的作用。

捷达轿车五挡变速器的传动示意图如图 3.12 所示，其动力传递路线及传动比如表 3.4 所示。

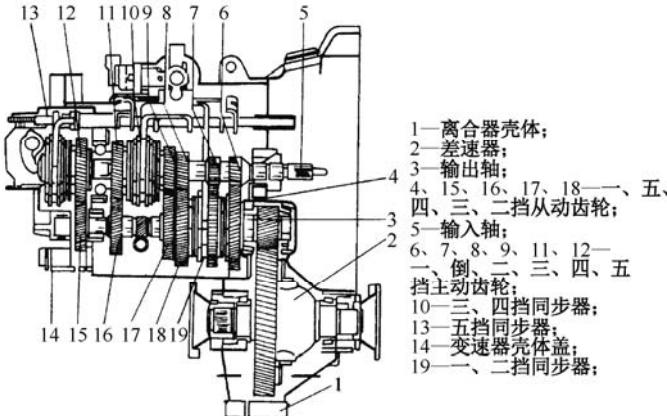


图 3.11 捷达轿车五挡变速器传动机构结构图

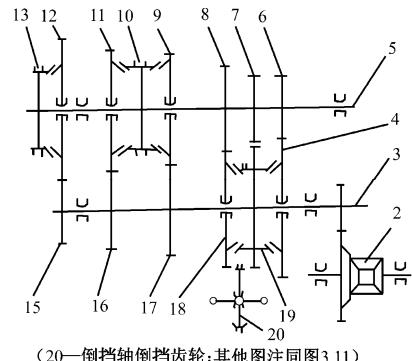


图 3.12 捷达轿车五挡变速器传动示意图

表 3.4 捷达轿车五挡变速器的动力传递路线及传动比

挡位	动力传递路线	传动比
空挡	操纵变速杆，使各挡同步器接合套处于中间位置，此时动力不传给输出轴	
一挡	操纵变速杆，将一挡、二挡同步器的接合套右移，动力由输入轴依次经输入轴一挡齿轮、输出轴一挡齿轮、输出轴上一挡、二挡同步器花键毂传给输出轴	$38/11 \approx 3.455$
二挡	操纵变速杆，将一挡、二挡同步器的接合套左移，动力由输入轴依次经输入轴二挡齿轮、输出轴二挡齿轮、输出轴上一挡、二挡同步器花键毂传给输出轴	$35/18 \approx 1.944$
三挡	操纵变速杆，将三挡、四挡同步器的接合套右移，动力由输入轴依次经输入轴上三挡、四挡同步器的花键毂、输入轴三挡齿轮、输出轴三挡齿轮传给输出轴	$37/27 \approx 1.370$
四挡	操纵变速杆，将三挡、四挡同步器的接合套左移，动力由输入轴依次经输入轴上三挡、四挡同步器花键毂、输入轴四挡齿轮、输出轴四挡齿轮传给输出轴	$32/31 \approx 1.032$
五挡	操纵变速杆，将五挡同步器的接合套右移，动力由输入轴依次经输入轴上五挡同步器花键毂、输入轴五挡齿轮、输出轴五挡齿轮传给输出轴	$34/40 \approx 0.850$
倒挡	操纵变速杆，将倒挡轴上的倒挡齿轮右移，动力由输入轴依次经输入轴倒挡齿轮、倒挡轴上倒挡齿轮、输出轴倒挡齿轮及同步器花键毂传给输出轴，反向输出动力	$38/12 \approx 3.167$

3.2.3 手动变速器的换挡装置

手动变速器的换挡装置有三种：直齿滑动式、接合套式和同步器式换挡装置。

(1) 直齿滑动式换挡装置。采用直齿轮传动的挡位（如某些变速器中的倒挡）常采用这种换挡装置。它是通过移动齿轮直接换挡，齿轮为直齿，内孔有花键孔套在花键轴上，由拨叉移动齿轮与另一轴上的齿轮进入啮合或退出啮合。由于直齿轮传动冲击大，噪声大，承载能力低，因此这种换挡装置应用得越来越少。

(2) 接合套式换挡装置。这种换挡装置用于常啮合斜齿轮传动的挡位，它利用移动套在花键毂上的接合套与传动齿轮上的接合齿圈相啮合或退出来实现换挡。该换挡装置由于其接合齿短，换挡时拨叉移动量小，故操作轻便，且换挡元件承受冲击的工作面积增加，使换挡冲击减小，换挡元件的寿命增长。

(3) 同步器式换挡装置。它是在接合套式换挡装置的基础上又加装了同步元件而构成的一种换挡装置，可以保证在换挡时使接合套与待啮合齿圈的圆周速度迅速达到同步，并防止二者同步前进入啮合，从而可消除换挡时的冲击，并使换挡操作简单，因而得到广泛应用。

3.2.4 手动变速器的润滑与密封

(1) 变速器的润滑。变速器中各齿轮副、轴及轴承等运动部件均有较高的运动速度，因此必须有可靠的润滑。普通齿轮变速器大都采用飞溅润滑，只有少数重型汽车采用压力润滑。

采用飞溅润滑的变速器，其壳体内注一定量的润滑油，依靠齿轮旋转将润滑油甩到各运动零件的工作表面。壳体一侧有加油口，通常润滑油平面应保持与加油口的下沿平齐。壳体底部有放油螺塞。为了润滑第二轴的前轴承和各个空套齿轮的衬套或轴承，有的齿轮钻有径向油孔，或在轮毂端面开有径向油槽，以便润滑油进入各衬套和轴承表面。

(2) 变速器的密封。为了防止润滑油泄漏，变速器盖与壳体及各轴承盖与壳体的结合面装有密封垫或用密封胶密封；第一轴和第二轴与轴承盖之间则用自紧油封或回油螺纹密封。在轴承盖下部一般制有回油凹槽，在壳体的相应部位开有回油孔，使润滑油流回壳体内。装配时应使凹槽与油孔对准。为了防止变速器工作时由于油温升高，使气压过大而造成润滑油渗漏，在变速器盖上装有通气螺塞。

3.3 同步器

3.3.1 无同步器的换挡过程

当采用直齿滑动式或接合套式换挡时，必须在待啮合的一对齿轮或接合齿圈的圆周速度相等（即同步）时进入啮合，才能保证换挡时齿轮之间无冲击、无噪声，达到平顺换挡。为了达到这一要求，驾驶员在换挡时必须采取合理的换挡操作步骤。在此以如图 3.13 所示的无同步器的两个挡位之间的换挡过程予以说明。

带有接合齿圈的齿轮 4 空套在第二轴上，接合套 3 通过花键毂与第二轴相连，接合套 3 向右移动与齿轮 4 上的接合齿圈相接合构成低速挡；接合套 3 向左移动与齿轮 2 上的接合齿圈相接合构成高速挡（即直接挡）。其换挡过程介绍如下。

1. 由低速挡换入高速挡

当变速器在低速挡工作时，接合套 3 与齿轮 4 上的接合齿圈接合，此时两者接合齿的圆周速度相等，即 $v_3=v_4$ 。欲由低速挡换入高速挡时，驾驶员应先使离合器分离，随即将变速器拨入空挡位置，使接合套 3 与齿轮 4 齿圈脱离接合。

刚拨入空挡瞬时， $v_3=v_4$ ，而低速挡齿轮 4 的转速低于齿轮 2 的转速，因而 $v_4 < v_2$ ，故有 $v_3 < v_2$ ，为了避免产生冲击，此时不能立即挂高速挡，而应在空挡位置稍停片刻。由于空挡位置时，已中断了发动机动力传递， v_2 和 v_3 都将会逐渐地下降，但两者下降的快慢程度不同： v_2 下降得较快（这是由于第一轴及其随动零件因动力中断，其转动惯量较小，加之中间轴齿轮有搅油阻力，故速度下降快）， v_3 下降较慢（因接合套 3 与第二轴及整个汽车相连接，其转动惯量大，要维持原速，故速度下降慢），两者因斜率不同而相交，其交点即为同步点 ($v_2=v_3$)，如图 3.14 (a) 所示，如果驾驶员恰好在此时将接合套 3 左移与齿轮 2 上的齿圈接合，就会使两者平顺地进入啮合而不会产生冲击。但这种依靠其惯性自然减速出现同步的时刻太晚，使换挡过程延长。为此，有经验的驾驶员在实际换挡操作时，会在踩下离合器踏板将变速器拨入空挡后，立即抬起离合器踏板使离合器重新接合，利用发动机的怠速迫使变速器第一轴及齿轮 2 等迅速减速，使 v_2 迅速下降，如图 3.14 (a) 中虚线所示，这样可尽早出现同步点，从而缩短了换挡时间。

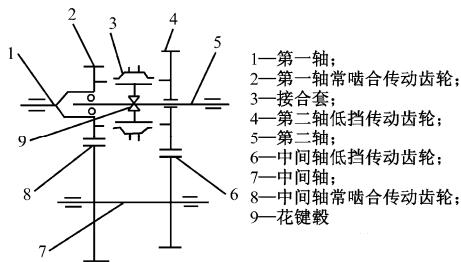


图 3.13 无同步器变速器的换挡机构示意图

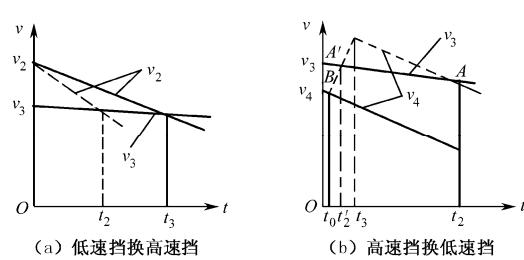


图 3.14 无同步器的换挡过程

2. 由高速挡换入低速挡

同样的道理，当变速器在高速挡工作时及刚刚由高速挡拨入空挡时，接合套 3 与齿轮 2 的接合齿圈的圆周速度相等，即 $v_3=v_2$ ，并且 $v_2>v_4$ ，因而 $v_3>v_4$ ，此时两者不同步，不能挂入低速挡。变速器在退入空挡后， v_4 与 v_3 也同时下降，但 v_4 比 v_3 下降快，两者不会自然地出现两者相交的同步点，如图 3.14 (b) 中实线所示。为此，驾驶员应在变速器由高速挡退入空挡时随即抬起离合器踏板，使离合器重新接合，同时踩一下加速踏板使发动机加速，并带动变速器第一轴及齿轮 4 等加速到 $v_4>v_3$ ，如图 3.14 (b) 中虚线所示。然后再踏下离合器踏板，使离合器分离并稍等片刻，待到 v_3 与 v_4 出现相交的同步点时即可挂入低速挡。

采用直齿滑动齿轮的换挡过程与上述的接合套换挡过程相同。由此可见，采用上述无同步器的换挡装置的变速器操纵起来相当复杂，不仅易使驾驶员产生疲劳，而且容易加速齿轮的损坏。因此，现代汽车齿轮式变速器越来越多地采用同步器换挡装置。

3.3.2 同步器的结构与工作原理

汽车同步器 (Automobile Synchronization Regulator) 的功用是使接合套与待接合的齿圈二者之间迅速达到同步，并阻止二者在同步前进入啮合；消除换挡时的冲击，缩短换挡时间；简化换挡过程，使换挡操作简捷而轻便。

同步器有多种结构形式，但均是由同步装置（包括推动件和摩擦件）、锁止装置和接合装置三部分组成。下面介绍几种目前广泛采用的惯性式同步器。

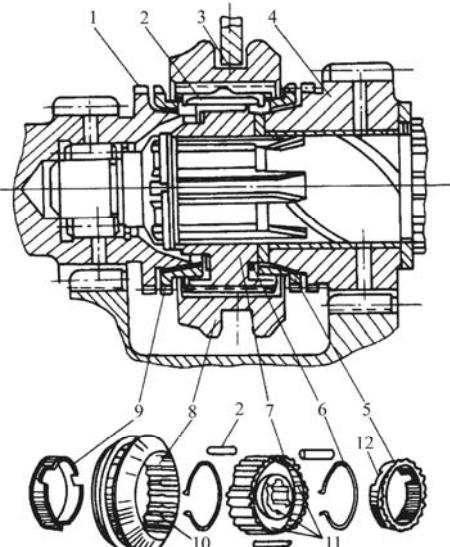
1. 锁环式惯性同步器

(1) 结构。图 3.15 所示的是北京 BJ2020 型汽车 3 挡变速器中的二挡、三挡同步器，它主要由花键毂 7、接合套 8、两个锁环（也称同步环）5、9、三个滑块 2 和弹簧圈 6 等组成。

花键毂 7 有内、外花键，内花键套装在第二轴上，并用垫圈和卡环轴向固定；外花键与接合套 8 相连，其圆周上有三个均布的轴向槽 11。接合套 8 的外圆有装拨叉的环槽，内孔有花键齿，齿的中部切有一环槽 10，齿的两端均制有倒角。锁环 5、9 分别装在花键毂 7 的两端，并置于接合套和接合齿圈之间。锁环具有内锥面，与接合齿圈 1、4 的外锥面锥角相同。锁环内锥面上车有细密的螺纹槽，用以两锥面接触后破坏锥面间的油膜，增加摩擦。锁环外圆上制有短花键齿，与接合套花键齿、接合齿圈、花键毂外花键齿均相同。接合齿圈及锁环上的花键齿在对着接合套 8 的一端都制有与接合套内花键齿端相同的倒角，称为锁止角。锁环在没有花键齿的圆周上均布有三个缺口 12。三个滑块 2 分别装在花键毂 7 的三个均布轴向槽 11 内，两个外涨式弹簧圈 6 将滑块压向接合套 8，使滑块中部的凸起部分正好嵌在接合套内花键孔中部加工出的环槽 10 内。滑块的两端伸入锁环的缺口 12 中，但滑块的宽度较缺口的宽度小，两者之差略大于锁环上的花键齿宽。滑块 2 可以在花键毂的轴向槽 11 内轴向移动。

(2) 工作原理。在此以该变速器由二挡换入三挡（直接挡）的换挡过程（如图 3.16 所示）为例说明锁环式惯性同步器的工作原理。

① 空挡位置。图 3.16 (a) 所示的是接合套 8 刚从二挡退到空挡时的情况，此时锁环 9 是轴向自由的，故其内锥面并不接触。在圆周方向上，接合套 8 通过滑块 2 靠在锁环缺口 12 的一侧（图中为下侧），推动锁环一起旋转。此时接合套 8、花键毂和锁环 9 随同第二轴旋转，



1—第一轴齿圈；2—滑块；3—拨叉；4—第二轴齿圈；5、9—锁环；6—弹簧圈；7—花键毂；8—接合套；10—环槽；11—三个轴向槽；12—缺口

图 3.15 锁环式惯性同步器

其转速分别为 n_8 、 n_9 。接合齿圈 1 则随同第一轴旋转，其转速为 n_1 。显然此时 $n_9=n_8$, $n_1>n_8$, 故 $n_1>n_9$ 。

② 锁环与待接合齿圈摩擦锥面接触，产生摩擦力矩。要挂入三挡时，通过变速器操纵机构向左推动接合套 8，并带动滑块 2 一起向左移动。当滑块 2 左端面与锁环 9 的缺口 12 的端面接触后，便同时推动锁环移向接合齿圈 1，使两者锥面相接触，如图 3.16 (b) 所示。由于接合齿圈 1 与锁环 9 转速不相等，即 $n_1>n_9$ ，所以两者一经接触便在其锥面之间产生摩擦力矩 M_1 。接合齿圈 1 便通过摩擦力矩 M_1 的作用带动锁环 9 相对于接合套 8 及花键毂 7 朝前转过一个角度，直到锁环缺口 12 的一侧（图中为上侧）压紧。

③ 锁止状态。当接合套继续向左推移，使得相对峙的接合齿端倒角与锁环齿端倒角恰好互相抵住（由设计保证），因而接合套不能再向左移动进入啮合，即被“锁止”，如图 3.16 (c) 所示。由于驾驶员始终作用在接合套上一个轴向推力，于是在相互抵触的倒角斜面上产生正压力 F_N 。 F_N 可分解为轴向分力 F_1 和切向分力 F_2 。 F_2 便形成一个力图拨动锁环相对于接合套向后倒转的拨环力矩 M_2 。同时 F_1 则使锁环 9 与齿圈 1 的锥面进一步压紧，产生更大的摩擦力矩 M_1 ，迫使待啮合的齿圈 1 相对于锁环 9 迅速减速，以尽早与锁环同步。由于齿圈 1 及与其相联系的第一轴等零件的减速旋转，便产生一个与其旋转方向相同的惯性力矩，作用到锁环上，阻止锁环相对于接合套向后倒转。在待接合齿圈 1 与锁环 9 未达到同步之前，摩擦锥面的摩擦力矩在数值上就等于此惯性力矩（即 M_1 ）。如果 $M_1>M_2$ ，锁环则不能倒转，并通过其齿端锁止角阻止接合套进入啮合，这就是锁环的锁止作用。由于锁环的锁止作用是依靠待啮合的齿圈及与其相联系的零件的惯性力矩而形成的，因此称为惯性式同步器。

拨环力矩 M_2 的大小取决于锁环及接合套齿端倒角（即锁止角）的大小，而惯性力矩 M_1 的大小则取决于摩擦锥面的锥角大小。在同步器设计时，经过适当地选择齿端倒角和摩擦锥面锥角，便能保证在达到同步之前始终保持 $M_1>M_2$ 。而且，无论驾驶员施加的轴向力 F_1 有多大，锁环都能够有效地阻止接合套进入啮合，从而使同步器起到锁止作用，防止在同步前挂上挡。

④ 达到同步完成换挡。随着驾驶员继续对接合套施加推力，摩擦锥面之间的摩擦力矩就会使接合齿圈 1 的转速迅速降低，直至与接合套和锁环同步，赖以产生阻止作用的惯性力矩也就消失。此时驾驶员还在继续向前拨动接合套，故拨环力矩 M_2 仍存在， M_2 使锁环及接合齿相对接合套向后退转一个角度，两锁止角不再接触，接合套得以继续左移，与待啮合的三挡接合齿圈 1 进入啮合，如图 3.16 (d) 所示。但是，如果此时接合套的花键齿恰好与接合齿圈 1 的花键齿发生抵触，则作用于接合套上的轴向力在接合齿圈 1 的倒角面上也将会产生一个切向分力，靠此切向分力便可拨动接合齿圈 1 及与其相联系的零件相对于接合套转过一个角度，从而使接合套 8 与接合齿圈 1 进入啮合，即最终完成换入三挡的过程。

锁环式惯性同步器其径向尺寸小，结构紧凑，故广泛用于轿车和轻型货车的变速器中。

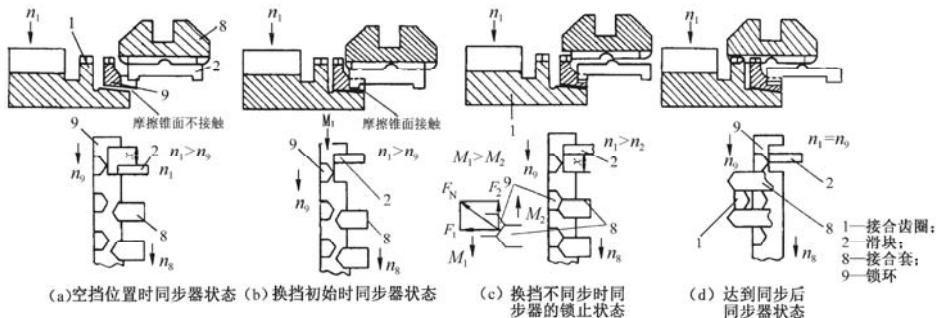


图 3.16 锁环式惯性同步器工作过程示意图

2. 锁销式惯性同步器

目前中型及大型载货车较普遍地采用锁销式惯性同步器。在此以东风 EQ1090E 型汽车变速器

的四挡、五挡同步器为例，介绍锁销式惯性同步器的基本结构和工作原理。

(1) 结构。图 3.17 所示的是东风 EQ1090E 型汽车变速器的四挡、五挡同步器。该同步器主要由两个摩擦锥环、三个均匀分布的锁销和定位销、接合套及花键毂等组成。

两个有内锥面的摩擦锥盘 2 分别固定在带有外花键齿圈的常啮合主动齿轮 1 和四挡从动齿轮 6 上。与之相配合的两个有外锥面的摩擦锥环 3，通过三个锁销 8 和三个定位销 4 与接合套 5 连接。锁销 8 的两端固定在摩擦锥环 3 的孔中，其两端的工作表面直径与接合套凸缘上相应的销孔的内径相等，其中部直径则小于孔径。只有在锁销与接合套孔对正时，接合套方能沿锁销轴向移动。锁销 8 中部和接合套 5 上相应的销孔两端有角度相同的倒角——锁止角。在接合套上定位销孔中部钻有斜孔(图 3.17 的左上图，即 A-A 剖面)，内装弹簧 11，把钢球 10 顶向定位销中部的环槽，以保证同步器处于正确的空挡位置。定位销 4 两端伸入锥环内侧面，但有间隙，故定位销可随接合套 5 轴向移动。

(2) 工作原理。与锁环式惯性同步器的工作过程类似，当接合套受到拨叉轴向前推力 F_N 作用时，接合套 5 便通过定位钢球 10 和定位销 4 推动左侧摩擦锥环 3 向左移动，使之与左侧摩擦锥盘 2 相接触。由于此时锥环 3 与锥盘 2 转速不相等，所以两者一经接触，便在其摩擦锥面之间的摩擦力矩作用下使锥环 3 连同锁销 8 一起相对于接合套 5 转过一个角度，使锁销与接合套相应销孔的中心线相对偏移，于是锁销中部环槽偏向接合套上销孔的一侧，锁销中部环槽倒角便与接合套销孔端倒角的锥面互相抵触，从而使锁销产生锁止作用，阻止接合套向左移动。与锁环式惯性同步器一样，在锁止倒角上的切向分力 F_2 也形成一个拨环力矩而力图使锁销和锥环倒转，但在锥盘与锥环未达到同步前，由锥盘 2 及与其相联系的旋转零件的惯性力矩所形成的摩擦力矩总是大于拨环力矩，因而可以阻止接合套 5 与齿轮 1 在同步之前进入啮合。而只有当达到同步后，惯性力矩消失，拨环力矩便可拨动锁销及摩擦锥环、锥盘和齿轮 1 等一起相对于接合套转过一个角度，使锁销重新与接合套的销孔对正，接合套便在轴向推力的作用下，压下定位钢球 10 而沿定位销和锁销向左移动，与五挡接合齿轮 1 进入啮合，即完成挂入五挡的换挡过程。

锁销式惯性同步器由于其摩擦锥面的摩擦半径大，摩擦力矩也就大，因而其同步容量大，故在中型以上的载货车上应用广泛。

3.4 手动变速器的操纵机构

3.4.1 手动变速器操纵机构的功用、要求与类型

(1) 变速器操纵机构的功用。变速器操纵机构的功用是保证驾驶员根据使用条件，准确可靠地使变速器挂入所需要的挡位工作，并可随时使之退入空挡。

(2) 对变速器操纵机构的要求。要使变速器操纵机构准确可靠地工作，应满足以下要求。

- ① 能防止变速器自动换挡和自动脱挡，为此，在操纵机构中应设有自锁装置。
- ② 能防止变速器同时挂入两个挡位，为此，在操纵机构中应设有互锁装置。
- ③ 能防止误挂倒挡，为此，在操纵机构中应设有倒挡锁装置。

(3) 变速器操纵机构的类型。变速器操纵机构根据其变速操纵杆(简称变速杆)与变速器相互位置的不同，可分为直接操纵式和远距离操纵式两种类型。

- ① 直接操纵式。直接操纵式变速器的变速杆及所有换挡操纵装置都设置在变速器盖上，驾驶

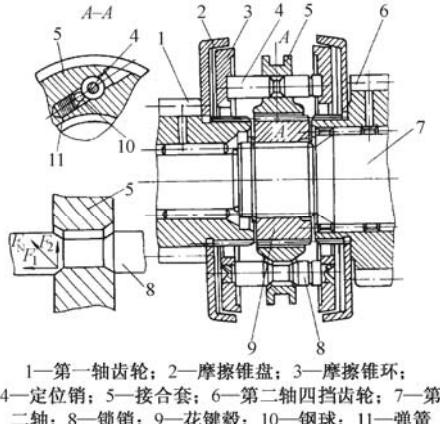


图 3.17 锁销式惯性同步器

员可直接操纵变速杆来拨动变速器盖内的换挡操纵装置进行换挡，如图 3.18 所示。它具有换挡位置易确定、换挡快、换挡平稳等优点。

② 远距离操纵式。在有些汽车上，由于其总体布置的需要，变速器的安装位置离驾驶员座位较远，因而变速杆不能直接布置在变速器盖上，为此在变速杆与变速器之间加装了一套传动杆件构成远距离操纵的形式，如图 3.19 所示。它具有变速杆占据的驾驶室空间小，驾驶室乘坐方便等优点，但换挡操作的准确性和可靠性稍差。

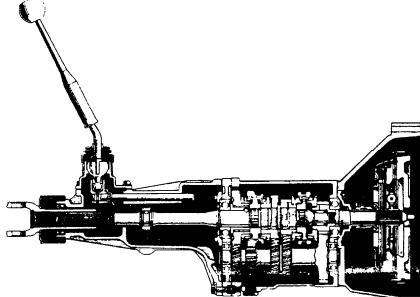


图 3.18 直接操纵式换挡机构

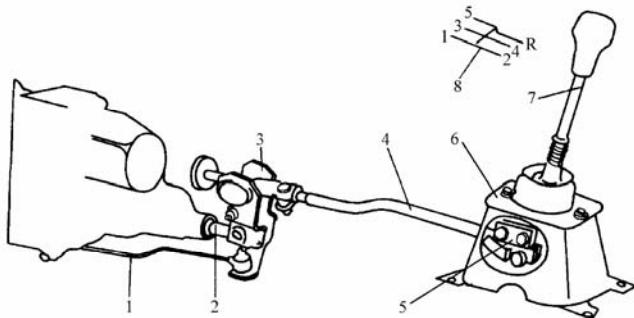


图 3.19 桑塔纳 2000 型轿车五挡变速器远距离操纵式换挡机构

3.4.2 手动变速器操纵机构的构造

手动变速器操纵机构通常由换挡拨叉机构和定位锁止装置两部分组成。

1. 换挡拨叉机构

换挡拨叉机构主要由变速杆、叉形拨杆、换挡轴、各挡拨块、拨叉轴及拨叉等组成。各种变速器由于挡位及挡位排列位置不同，其拨叉和拨叉轴的数量及排列位置也不相同。

图 3.20 所示的是解放 CA1092 型汽车六挡变速器操纵机构的组成与布置图。拨叉轴 7、8、9、10 的两端均支承于变速器盖的相应孔中，可以轴向移动。所有的拨叉和拨块都固定于相应的拨叉轴上。三挡、四挡拨叉 2 的上端具有拨块。拨叉 2 和拨块 3、4、14 的顶部制有凹槽。

变速器处于空挡时，各凹槽在横向平面内对齐，叉形拨杆 13 下端的球头则伸入这些凹槽中。选挡时，驾驶员首先操纵变速杆绕其中部球形支点横向摆动，则其下端推动叉形拨杆绕换挡轴 11 的轴线转动，从而使叉形拨杆下端对准所选挡位的拨块凹槽，然后操纵变速杆纵向摆动，带动拨叉轴及拨叉向前或向后移动，即可实现换挡。

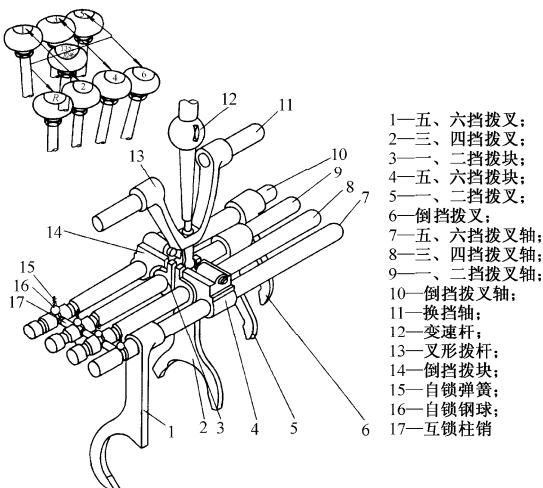


图 3.20 解放 CA1092 型汽车六挡变速器操纵机构

以进行选挡、换挡。变速杆以球形铰链为支点，可以直接左右、前后摆动。各连接杆应具有足够的刚度，且各连接点处间隙小，否则将会影响换挡时的手感。

图 3.21 所示的是奥迪 100 型轿车变速器的操纵机构。它由外操纵机构和内操纵机构组成。

(1) 外操纵机构主要由变速杆、铰链、限位及防护装置、中间连接杆件等组成。变速杆通过一系列中间连接杆件操纵变速器的内操纵机构，

(2) 内操纵机构主要由内换挡轴1、换挡横轴3、换挡拨叉轴及拨叉5、6、7、挡位锁止装置4、倒挡锁止装置2等组成,如图3.21(b)所示。内换挡轴1与换挡横轴3用球铰链连接,在外操纵机构作用下,可使内换挡轴做转动或轴向移动。当内换挡轴转动时,给换挡横轴以推力,可使换挡横轴3做轴向移动,选择不同挡位的拨叉轴,实现选挡动作。当内换挡轴做轴向移动时,给换挡横轴3以回转力矩,从而推动所选挡位的拨叉轴做轴向移动,拨叉轴上的拨叉推动同步器接合套进行换挡。换挡横轴3上有换挡拨叉,用于推动换挡拨叉轴做轴向移动,进行选挡、换挡。

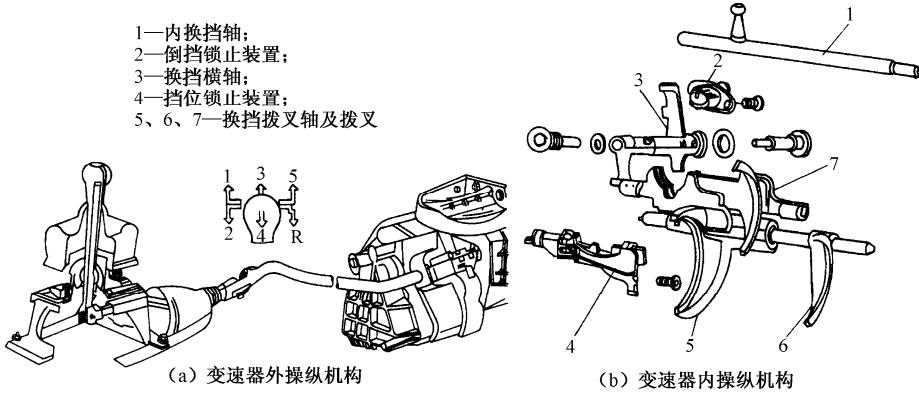


图3.21 奥迪100型轿车变速器操纵机构

2. 定位锁止装置

(1) 自锁装置。自锁装置的功用是对各挡拨叉轴进行轴向定位锁止,以防止其自动产生轴向移动而造成自动挂挡或自动脱挡,并保证各挡传动齿轮以全齿长啮合。

图3.22所示的是自锁装置,它一般由自锁钢球及自锁弹簧组成。这类自锁装置是在变速器盖的前端凸起部钻有三个深孔,在孔中装入自锁钢球及自锁弹簧,其位置正处于拨叉轴的正上方,每根拨叉轴对着钢球的表面沿轴向设有三个凹槽,凹槽的深度小于钢球的半径。中间的凹槽是空挡位置,相邻凹槽之间的距离正好等于滑动齿轮(或接合套)由空挡移至相应工作挡位并保证齿轮处于全齿长啮合或是完全退出啮合的距离。凹槽对正钢球时,钢球便在自锁弹簧的压力作用下嵌入该凹槽内,拨叉轴的轴向位置便被固定,其拨叉及相应的接合套或滑动齿轮便被固定在空挡位置或某一工作挡位置,而不能自动挂挡或自动脱挡。当需要换挡时,驾驶员通过变速杆对拨叉轴施加一定的轴向力,克服弹簧的压力而将自锁钢球从拨叉轴凹槽中挤出并推回孔中,拨叉轴便可滑过钢球进行轴向移动,并带动拨叉及相应的接合套或滑动齿轮轴向移动。当拨叉轴移至其另一凹槽与钢球相对正时,钢球又被压入凹槽(此动作传到手柄上,使驾驶员具有手感),此时拨叉所带动的接合套或滑动齿轮便被拨入空挡或被拨入另一工作挡位。

除了采用自锁装置防止自动脱挡外,往往还在换挡齿轮或花键齿的结构上采取一些措施来防止自动跳挡。常见的防止自动跳挡的结构有齿端倒斜面式和减薄齿式两种形式。

图3.23所示的是齿端倒斜面式防跳挡结构示意图。它是将接合套外齿2的两端及接合齿圈1、4的齿端都制有相同斜度的倒斜面。当接合套2左移与接合齿圈1接合时(图示位置),接合齿圈将转矩传到接合套的一侧,再经过接合套的另一侧传给花键毂3。由于接合齿圈1与接合套2齿端部为斜面接触,便产生一个垂直斜面的正压力 F_N ,其分力分别为 F_F 和 F_Q ,其轴向分力 F_Q 即可防止自动跳挡。

图3.24所示的是减薄齿式防跳挡结构示意图。它是在花键毂3的外齿圈两端齿厚各减薄0.3~

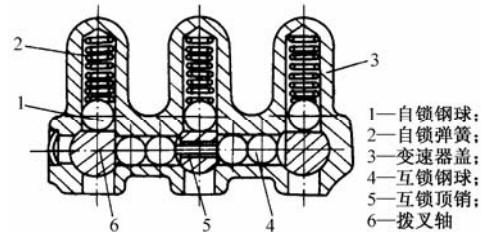


图3.22 变速器的自锁装置

0.4mm，使各齿中部形成一个凸台。当同步器的接合套2左移与接合齿圈1接合时（图示位置），接合齿圈将转矩传到接合套的一侧，再经接合套的另一侧传给花键毂。由于接合套的后端被花键毂中部凸台挡住，在接触面上便产生一个正压力 F_N ，其轴向分力 F_Q 即可防止自动跳挡。

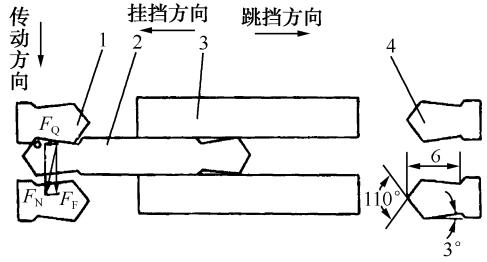


图 3.23 防止跳挡的齿端倒斜面式结构示意图

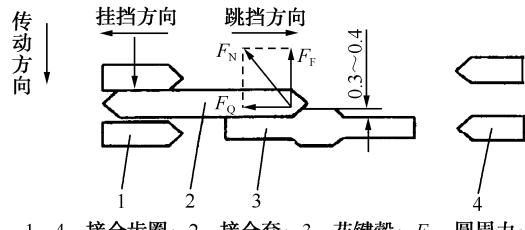


图 3.24 防止跳挡的减薄齿式结构示意图

(2) 互锁装置。互锁装置的功用是阻止两个拨叉轴同时移动，防止同时挂入两个挡位，避免因同时啮合的两挡齿轮其传动比不同而互相卡住，造成运动干涉甚至造成零件损坏。

互锁装置的结构形式很多，最常用的有锁球式、锁销式和转动钳口式互锁装置。

① 锁球式互锁装置。它由互锁钢球4和互锁顶销5组成，如图3.22所示。在变速器盖前端三根拨叉轴之间的孔道中装有两个互锁钢球，每根拨叉轴朝向互锁钢球的侧面上都制有一个深度相等的凹槽，中间拨叉轴的两侧都有凹槽，凹槽之间钻有通孔，互锁顶销就装在此孔中。两个互锁钢球的直径之和正好等于相邻两拨叉轴圆柱表面之间的距离加上一个凹槽的深度，互锁顶销的长度则等于拨叉轴的直径减去一个凹槽的深度。

图3.25所示的是互锁装置的工作过程。当变速器处于空挡位置时，所有拨叉轴侧面的凹槽同钢球都在一条直线上，此时拨叉轴和互锁钢球及顶销都处于自由状态，相互之间不卡紧，每一根拨叉轴都可以沿轴向拨动。但要挂挡，移动某一根拨叉轴[图3.25(a)中轴3]时，该轴两侧的钢球便从其侧面凹槽中被挤出，而两侧钢球则分别嵌入其他拨叉轴(轴1、5)侧面的凹槽中，因而将这些拨叉轴刚性地锁止在空挡位置，不能轴向移动。如欲拨动另一拨叉轴(即要想挂入另一挡位)时，则必须先将前一拨叉轴退回到空挡位置。由此可见，互锁装置的作用是当驾驶员用变速杆推动某一拨叉轴时，自动将其余拨叉轴锁止在空挡位置，因而可防止同时挂入两个挡位。

② 锁销式互锁装置。它是将上述相邻两拨叉轴之间的两个互锁钢球制成一个互锁销，互锁销的长度相当于两个互锁钢球的直径，其工作原理与钢球式互锁装置完全相同，如图3.26所示。

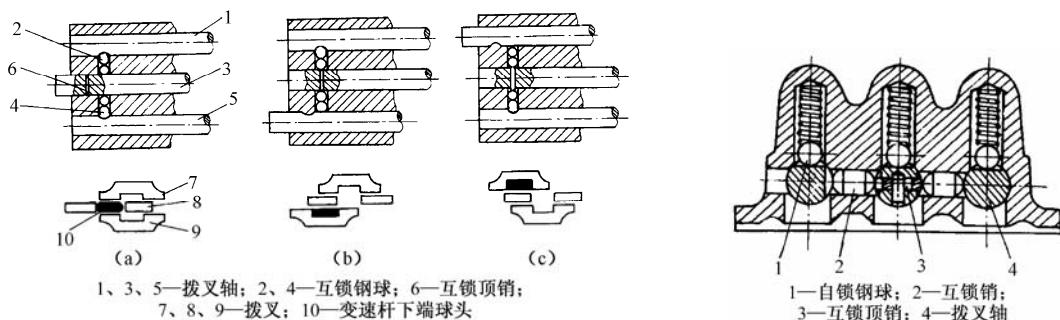


图 3.25 变速器互锁装置工作示意图

图 3.26 变速器的互锁装置

图3.27所示的是北京BJ2020型汽车变速器的自锁和互锁装置。它是三挡变速器，其操纵机构中只有两根拨叉轴，自锁和互锁装置合二为一。两根空心锁销1内装有自锁弹簧2。在图示的空挡位置时，两锁销内端面间的距离 a 等于一个槽深 b ，因而同时拨两根拨叉轴是不可能的。自锁弹簧

2的预压力使锁销1对拨叉轴具有自锁定位作用。

③ 转动钳口式互锁装置。如图 3.28 所示，变速杆下端球头置于钳口中，钳形板可绕 A 轴摆动。换挡时，变速杆先拨动钳形板处于某一拨叉轴的拨叉凹槽中，然后换入需要的挡位，其余两个换挡拨叉凹槽被钳形板挡住，将这两个换挡轴锁止在空挡位置，起到互锁作用。

(3) 倒挡锁装置。倒挡锁装置的功用是防止汽车在前进中因误挂倒挡而造成极大的冲击，使零件损坏，并防止在汽车起步时误挂倒挡而造成安全事故。它要求驾驶员必须进行与挂前进挡不同的操纵方式或对变速杆施加更大的力，才能挂入倒挡，起到提醒作用，从而防止无意中误挂倒挡。

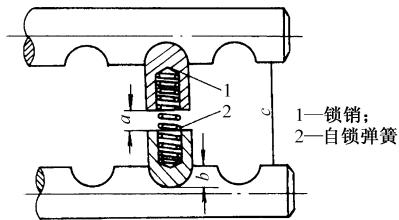


图 3.27 BJ2020 型汽车变速器锁止装置

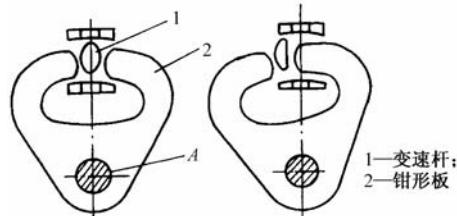


图 3.28 转动钳口式互锁装置

倒挡锁也有多种类型，最常用的是弹簧锁销式倒挡锁。它一般由倒挡锁销及倒挡锁弹簧组成，并将其安装于一挡、倒挡拨块相应的孔中，如图 3.29 所示。锁销内端与拨块的侧面平齐，锁销可以在变速杆下端球头推压下，压缩弹簧而轴向移动。当驾驶员要挂倒挡（或一挡）时，必须有意识地用较大的力向侧面摆动变速杆（从图上看为向左侧摆动），使其下端球头右移，克服倒挡锁弹簧的张力将锁销推入孔中，这样才能使变速杆下端球头进入拨块 3 的凹槽内，以拨动一挡、倒挡拨叉轴进行挂挡。

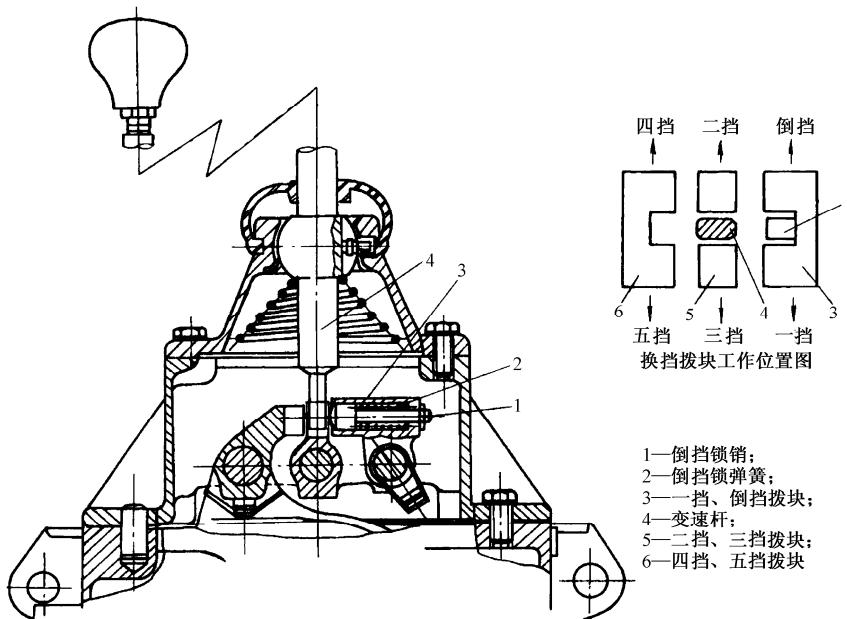


图 3.29 弹簧锁销式倒挡锁装置

3.5 分动器

1. 分动器的功用

越野汽车因多轴驱动而装有分动器 (Vehicle Actuator)，其主要功用是将变速器输出的动力分配到各个驱动桥。此外，由于大多数分动器都有两个挡位，所以它还兼起副变速器的作用。

分动器一般单独安装在车架上，其输入轴直接或通过万向传动装置与变速器第二轴相连，其输出轴则有若干个，分别经万向传动装置与各驱动桥连接。

2. 分动器的构造

分动器与变速器一样，也由齿轮传动机构和操纵机构两部分组成。

(1) 齿轮传动机构。分动器的齿轮传动机构是由齿轮、轴和壳体等零件组成，有的还装有同步器。

① 三个输出轴式分动器。图 3.30 所示的是东风 EQ2080 型三轴越野车的两挡分动器，其输入轴 1 用凸缘通过万向传动装置与变速器第二轴连接。输出轴 8、12、17 分别经万向传动装置通往后、中、前驱动桥。它的常啮合齿轮均为斜齿轮，轴的支承多采用圆锥滚子轴承。轴 1 前端通过锥轴承支承在壳体上，后端通过锥轴承支承在与轴 8 制成一体的齿轮 6 的中心孔内。齿轮 5 与轴 1 制成一体。齿轮 15 和齿轮 9 之间装有接合套 4，用来控制分动器高、低挡的变换。前桥输出轴 17 后端装有接合套 16，用来控制前桥驱动的接合与摘除。为了调整轴承预紧度，在轴 8 的两锥轴承之间（除装有里程表驱动齿轮和隔圈外）装有调整垫片；轴 1 前端、轴 11 两端、轴 12 后端和轴 17 前端的轴承盖处装有垫片，其作用是用来密封，也可调整轴承预紧度。另外，轴 11、12 两端轴承盖处的垫片可调整轴及齿轮的轴向位置，保证常啮合齿轮能全齿长啮合。

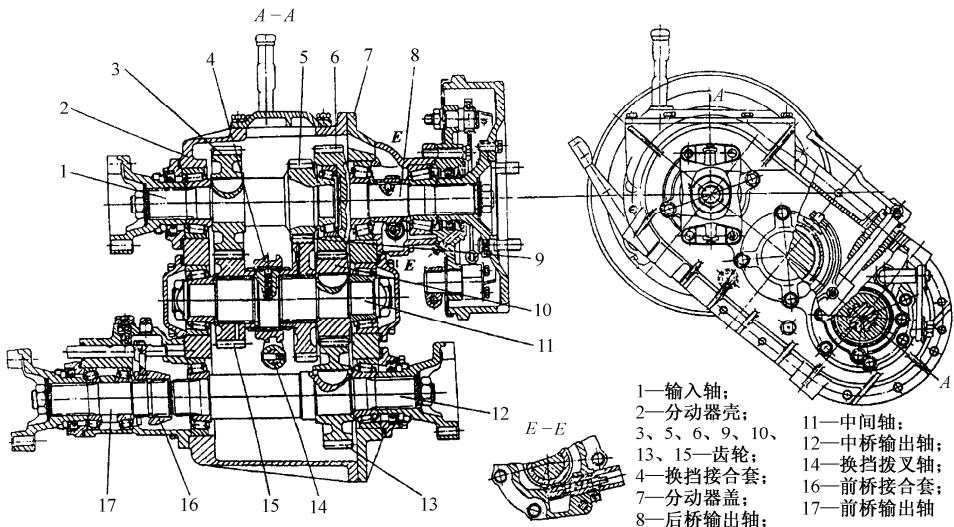


图 3.30 三个输出轴式分动器

该分动器变速传动机构简图如图 3.31 所示。当接合套 4 左移与齿轮 15 的齿圈接合时为高速挡。动力经输入轴 1、齿轮 3、15 和中间轴 11 传到齿轮 10，再分别经齿轮 6、13 传到输出轴 8（后桥）和 12（中桥）。因为齿轮 6 和 13 齿数相同，所以轴 8 和 12 转速相等。

当要挂入低速挡时，必须先将接合套 16 右移，轴 17 和 12 相连接，使前桥参与驱动后，再将接合套 4 右移与齿轮 9 的齿圈接合，动力由输入轴经齿轮 5、9 传到中间轴 11 和齿轮 10，再分别传到输出轴 8、12、17，使前、后、中桥三轴以相同的转速输出。

② 两个输出轴式分动器。两轴式分动器用于轻型越野汽车，即前、后桥都为驱动桥。齿轮传动机构常采用普通齿轮式和行星齿轮式两种。

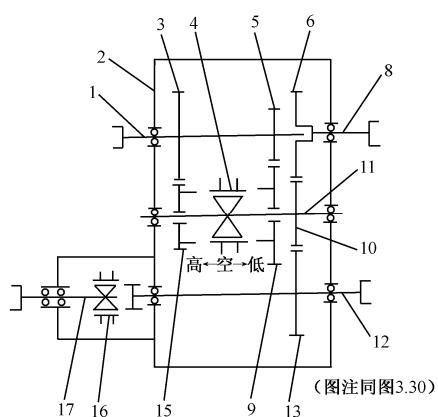


图 3.31 三个输出轴式分动器的结构简图

图 3.32 所示的是普通齿轮式分动器。它的高、低挡的变换通过拨动滑动齿轮 10 来实现，而前桥的接合和摘除是通过拨动接合套 6 来完成的，其传动原理与前述三轴式分动器类似，不再重述。在此只介绍行星齿轮式分动器。

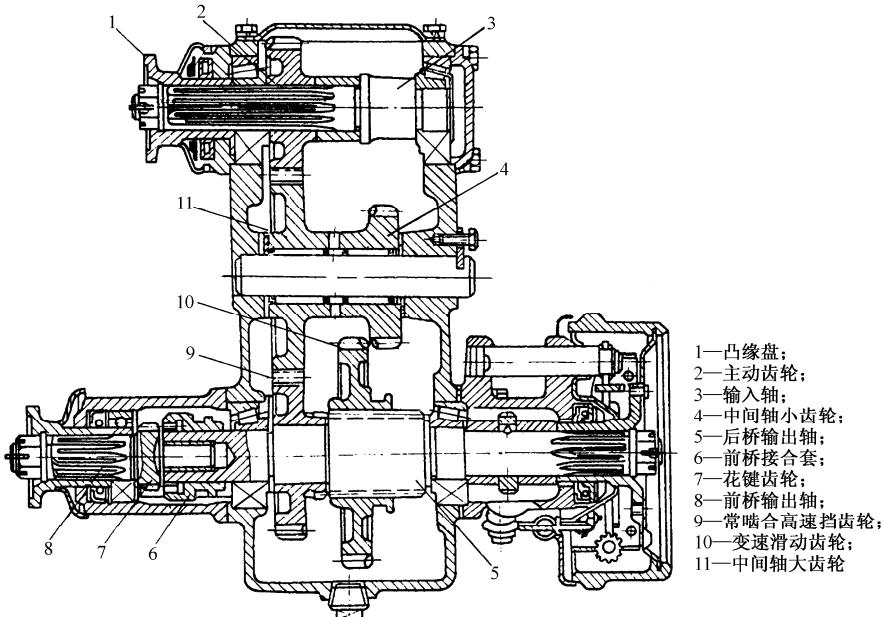


图 3.32 普通齿轮式分动器

图 3.33 所示的是行星齿轮式分动器的变速传动机构简图，它由齿圈 4（固定在壳体 2 上）、行星齿轮 3（装有三个或四个）及行星架 5、太阳轮 6 组成行星齿轮机构。

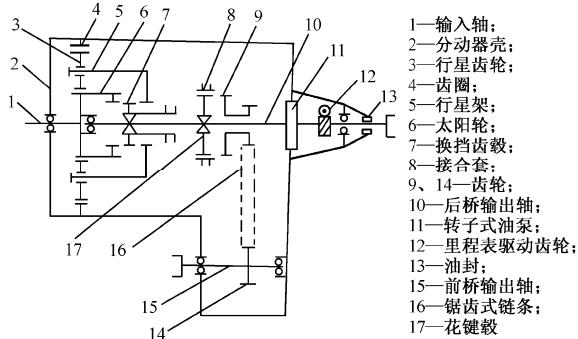


图 3.33 行星齿轮式分动器的变速传动机构简图

当换挡齿轮 7 左移与太阳轮 6 的内齿接合为高速挡（传动比为 1）。动力由输入轴 1、太阳轮 6、齿轮 7 传到后桥输出轴 10，此时行星齿轮 3 及行星架 5 空转（不传力）。上述过程称为两轮驱动高挡（2H），此分动器也可实现四轮驱动高挡（4H）。

当接合套 8 右移与齿轮 9 接合，齿轮 7 右移与行星架 5 接合，分动器处于四轮驱动低挡（4L）。动力传递情况如下。

输入轴 1→太阳轮 6→行星齿轮 3→行星架 5→换挡齿轮 7→输出轴 10→后桥花键毂 17→接合套 8→齿轮 9→锯齿式链条 16→齿轮 14→前桥输出轴 15→前桥。

另外，分动器的行星齿轮机构及后桥输出轴 10 所有零件采用压力润滑，油泵 11 的结构、工作原理与发动机润滑系的转子式机油泵相似。

(2) 操纵机构。

① 对操纵机构的要求如下。

a. 因为分动器换入低速挡时，输出转矩较大，为避免中、后桥超载，要求操纵机构必须保证：非先接上前桥不得换入低挡，非先退出低挡不得摘下前桥，所以须有互锁装置。

b. 能防止自动换挡和脱挡，所以须有自锁装置。

② 操纵机构的构造。分动器的操纵机构主要由高低挡操纵杆、前桥摘接操纵杆、拨叉、拨叉轴和一系列传动杆件及自锁和互锁装置等组成。自锁装置的结构、工作原理与变速器自锁装置相同。这里重点介绍互锁装置。

互锁装置有钉、板式，球销式和摆板滑槽凸面式。

a. 钉、板式互锁装置。这种装置在前桥操纵杆上装有螺钉或铁板，与换挡操纵杆互相锁止，多用于两拨叉轴距离较远的操纵机构。

图 3.34 所示的是螺钉式互锁装置。两个支承臂固定在变速器壳体上，轴与前桥操纵杆固定在一起可在支承臂上转动。换挡操纵杆松套在轴上。前桥操纵杆下端有互锁螺钉，其头部顶靠在换挡操纵杆的下部。只有前桥操纵杆向前移动接上前桥后，换挡操纵杆才能换低挡。同理，先退出低挡，才能摘下前桥驱动。这样可以避免中、后桥超载。

b. 球销式互锁装置。如图 3.35 所示，球销式互锁装置多用在两拨叉轴距离较近的情况。两根拨叉轴之间装有互锁销，与轴上的凹槽对准时（即接上前桥驱动后），轴才能向左移动换入低挡，同理，应先退出低挡后才能摘下前桥驱动。

c. 摆板滑槽凸面式互锁装置。如图 3.36 所示，摆板绕转轴的中心线转动，转轴与操纵杆（只有一根）相连；滑槽驱动高低挡拨叉，凸面驱动接、摘前桥驱动拨叉，两拨叉在同一根轴上前后移动，其中拨叉被一弹簧压靠在凸面上。各挡位两拨叉的相对位置已在图中表明，两运动关系是相互对应的，可见摆板兼起互锁作用。

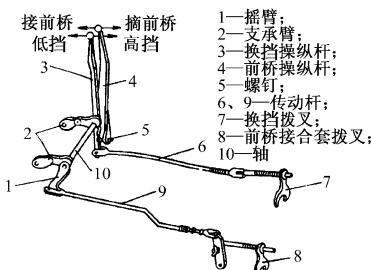


图 3.34 螺钉式互锁装置

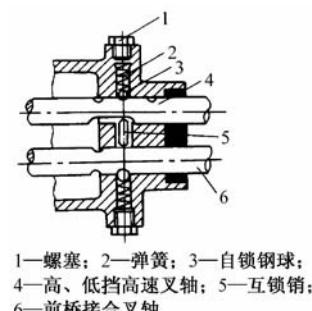


图 3.35 球销式互锁装置

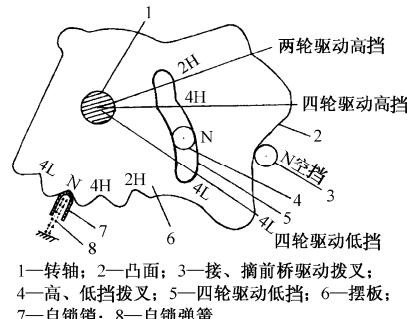


图 3.36 摆板滑槽凸面式互锁装置

总之，接上前桥驱动时，前、中、后桥的车轮同步转动，若前后轮胎磨损不同、气压不等或路面情况不同，易产生滑转或滑移。故在平坦路上使用高速挡行驶时应不接前桥，以免增加功率消耗、轮胎和传动系零件的磨损；在路况较差的条件下行驶时，为使汽车具备足够的牵引力，应接上前桥驱动用低速挡或高速挡行驶。

3.6 手动变速器的维修

3.6.1 手动变速器主要零部件的检修

1. 变速器壳体

变速器壳体的主要损伤形式有壳体的变形、裂纹及轴承孔、螺纹孔的磨损等。

(1) 变速器壳体不得有裂纹。对受力不大的部位的裂纹，可用环氧树脂粘结修复；重要和受力较大部位的裂纹，可进行焊修。对与轴承孔贯通的和安装固定孔处裂纹不能修理的，应更换变速器

壳体。

(2) 变速器壳体的变形将造成各轴轴线间的平行度误差，轴间距改变，导致齿轮副啮合精度的破坏。轮齿表面的阶梯形磨损不但使传动噪声加大，也会形成轴向力，当齿面上有冲击载荷时，就会形成变速器的早期自动脱挡的故障。检查时，对三轴式变速器用专用量具检查：各轴承孔公共轴线间的平行度、轴间距；上孔轴线与上平面间的距离；前后两端面的平面度。两轴式变速器的壳体一般由前、后两部分组成，其变形主要是检查输入轴与输出轴的平行度及前、后壳体接合面的平面度。当上述各项检查超过规定时应进行修复。

当变速器壳体轴承孔磨损超限、变形时，可在单柱立式镗床上，用长度规作定位导向镗削各轴承孔，以修正各轴线间的平行度。镗削扩孔时，常以倒挡轴的轴承孔为基准，因为此处的强度最大，其变形逾限率较低。扩孔后再镶套或刷镀修复，超过修理极限时应更换。当壳体平面度超差时，可采用铲、刨、锉、铣等方法修复或更换。

(3) 壳体上所有连接螺孔的螺纹损伤不得多于 2 牙，螺纹孔的损伤可用更换加粗螺栓或焊补后重新钻孔加工的方法修复。

2. 变速器盖

变速器盖的主要损伤形式有盖的裂纹、变形及拨叉轴孔的磨损等。

变速器盖应无裂纹，其与变速器壳体结合平面的平面度公差超限时，可采用铲、刨、锉、铣等方法修复或更换；拨叉轴与轴孔的间隙超限时应更换。

3. 齿轮与花键

齿轮的主要损伤形式有齿面、齿端磨损，齿面疲劳剥落、腐蚀斑点，轮齿破碎或断裂等。

(1) 齿轮的啮合面上出现明显的疲劳麻点、麻面、斑疤或阶梯形磨损时，必须更换。齿面仅有轻微斑点或边缘略有破损时，可用油石修磨后继续使用。

(2) 固定齿轮或相配合的滑动齿轮的端面损伤长度不得超过齿长的 15%。

(3) 齿轮的啮合面中线应在齿高中部，接触面积不得小于工作面的 60%。

(4) 齿轮与齿轮、齿轮与轴及花键的啮合间隙、径向间隙和轴向间隙应符合原厂规定。

4. 轴

轴的主要损伤形式有变形、裂纹、轴颈和花键齿的磨损等。

(1) 用百分表检查轴的变形，超过标准时应校正或更换。

(2) 花键齿损伤达到前述齿轮损伤的程度时应更换。

(3) 用千分尺检查各轴颈的磨损，超过规定值时，可堆焊、镀铬后修复或更换。

(4) 检查轴上定位凹槽的最大磨损量，超过规定值时应更换。

(5) 轴体上不得有任何性质的裂纹，否则应更换。

5. 轴承

轴承主要的损伤形式有磨损、疲劳点蚀及破裂等。

(1) 检查轴承应转动灵活，滚动体与内外圈滚道不得有麻点、麻面、斑疤和烧灼磨损或破碎等缺陷，保持架完好，否则应更换。

(2) 检查轴承的径向间隙不得超过规定值，滚动轴承与轴承孔、轴颈配合应符合技术条件要求，否则应更换。

6. 同步器

多数变速器采用锁环式或锁销式同步器。

(1) 锁环式同步器的检修。锁环式同步器的主要损伤是：锁环内锥面螺纹槽及锁止角磨损、滑块磨损、接合套和花键毂的花键齿损伤。锁环与滑块的磨损会破坏换挡过程的同步作用；锁环与接合套锁止角的磨损会使同步器失去锁止作用，这些都会造成换挡困难，发出机械撞击噪声。

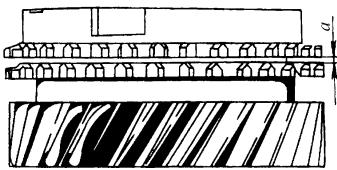


图 3.37 检查锁环式同步器间隙

锁环的检查如图 3.37 所示。将锁环压到换挡齿轮锥面上，按压转动锁环时要有阻力，用塞尺测量锁环与换挡齿轮端面之间的间隙 a 。该间隙的标准值：解放 CA1091 型变速器为 1.2~1.8mm，磨损极限是 0.3mm；奥迪、桑塔纳的变速器为 1.1~1.9mm，磨损极限为 0.5mm。超过极限值时，应更换。

同步器滑块顶部凸起磨损出现沟槽，会使同步作用减弱，必须更换。锁环、接合套的接合齿端磨秃，结合套和花键毂的花键齿磨损，都会导致换挡困难，都须更换。

(2) 锁销式同步器的检修。锁销式同步器的主要损伤是由于换挡操作不当、冲击过猛使锥盘外张，摩擦角变大造成同步效能降低；锥环锥面上的螺纹槽的磨损严重，使摩擦系数过低，甚至两者端面接触，使同步作用失效。

当锥环锥面螺纹磨损，使锥环端面与锥盘锥面接触，可用车削锥环端面修复，但车削总量不得大于 1mm。如有锥环外锥面螺纹槽的深度小于 0.1mm，而锥环端面未与锥盘接触，应更换同步器总成。更换新总成时，可保留原有的锥盘，但两者的端面间隙不得小于 3mm。

同步器的锁销和定位销松动或有散架，会引起同步器突然失效，应更换新同步器。

7. 操纵机构的检修

变速器操纵机构的主要损伤形式有磨损、变形、连接松动和弹簧失效等。

- (1) 检查操纵机构各零件的连接应无松动现象，否则应及时紧固。
- (2) 检查变速杆、拨叉、拨叉轴等应无变形，否则应校正或更换。
- (3) 检查拨叉与接合套、拨叉与拨叉轴、换挡轴等处的磨损，磨损逾限时应更换。
- (4) 检查定位钢球、定位锁销、锁止弹簧、复位弹簧，当出现磨损逾限或弹簧失效时，应更换。

3.6.2 手动变速器的装配与调整

变速器装配质量的好坏，对变速器的工作质量影响很大。在变速器装配时，应注意以下几个方面。

(1) 装配前，必须对零件进行认真清洗，除去污物、毛刺和铁屑等。尤其要注意第二轴齿轮上的径向润滑油孔的畅通。

(2) 装配轴承时，应涂质量优良的润滑油进行预润滑。总成修理时，应更换所有的滚针轴承。

(3) 对零件的工作表面不得用硬金属直接锤击，避免齿轮轮齿出现运转噪声。

(4) 注意同步器锁环或锥环的装配位置。装配过程中，如有旧件时应原位装复，以保证两元件的接触面积。因此，在变速器解体时，应对同步器各元件做好装配记号，以免装错。

(5) 组装中间轴和第二轴时，应注意各挡齿轮、同步器固定齿轮座、止推垫圈的方向及位置，以保证齿轮的正确啮合位置。

(6) 安装第一轴、第二轴及中间轴的轴承时，只许用压套垂直压在内圈上，禁止施加冲击载荷，并注意轴承的安装方向。

(7) 装入油封前，需在油封的刃口涂少量润滑脂，要垂直压入，并注意安装方向。

(8) 变速器装配后，要检查各齿轮的轴向间隙和各齿轮副的啮合间隙及啮合印痕。常啮合齿轮的啮合间隙为 0.15~0.4mm；滑动齿轮的啮合间隙为 0.15~0.5mm。第一轴的轴向间隙 $\leq 0.15\text{mm}$ ，其他各轴的轴向间隙 $\leq 0.30\text{mm}$ 。各齿轮的轴向间隙 $\leq 0.40\text{mm}$ 。

(9) 装配密封衬垫时，应在密封衬垫的两侧涂以密封胶，确保密封效果。

(10) 安装变速器盖时，各齿轮和拨叉均应处于空挡位置。必要时，可分别检查各个常用挡的齿轮副是否处于全长接合位置。

(11) 按规定的力矩拧紧各部位螺栓。

3.6.3 手动变速器的磨合试验

变速器装配后，应按规定进行变速器的磨合试验，以改善零件摩擦表面的接触质量状况，检查变速器的修理和装配质量。

变速器的零件经过修理后，由于加工、装配误差等影响，零件的实际接触面积远小于理论值。磨合的目的就在于通过使变速器在各种转速和负荷下，使工作表面逐渐加载，从而改善零件的接触状况，为零件的正常承载做好准备。

变速器的磨合应在试验台上进行，进行无负荷和有负荷条件下的各种转速的运转。磨合前，应按规定向变速器加注清洁的润滑油。磨合时，第一轴转速为 1000~2000r/min，各挡磨合时间的总和不得少于 1 小时。变速器进行有负荷试验时，其负荷为最大传递转矩的 30%，严禁加入研磨用的磨料进行磨合。

变速器磨合的过程中，油温应在 15~65℃。变速器的变速机构和操纵机构应轻便、灵活、迅速、可靠，不允许有自动脱挡现象；运转和换挡时不得有异常响声；变速杆不得有明显的抖动现象；所有密封部位不得有漏油现象。变速器经磨合试验后，应认真清洗，并按原厂规定加注润滑油。

3.7 手动变速器的故障诊断

手动变速器常见的故障为变速器跳挡、变速器换挡困难、变速器乱挡、异响及漏油等。

1. 变速器跳挡

(1) 现象：汽车在加速、减速或爬坡时，变速杆自动跳回空挡位置。

(2) 原因：

① 变速杆没有调整好或变速杆弯曲，远程控制杆机构磨损或调整不良。

② 拨叉轴向自由行程过大或凹槽位置不正确，拨叉轴凹槽磨损及拨叉磨损、变形。

③ 自锁钢球磨损或破裂，自锁弹簧弹力不够或折断。

④ 变速器轴、轴承磨损松旷或轴向间隙过大，造成轴转动时齿轮啮合不足而发生跳动和轴向窜动。

⑤ 齿轮或接合套严重磨损，沿齿长方向磨成锥形。

⑥ 同步器磨损或损坏。

⑦ 变速器壳松动或与离合器壳没对准。

(3) 诊断与排除方法。

① 诊断方法：使车辆行驶，反复加速、减速，检查在各挡位上变速杆是否容易脱出。如果这种方法效果不明显时，可在爬陡坡等条件下以发动机制动进行检查。

② 排除方法：

a. 发现某挡跳挡时，仍将操纵杆挂入该挡，将发动机熄火。先检查操纵机构调整是否正确，然后再拆开变速器盖检查齿轮啮合情况和同步器啮合情况。如果啮合情况不好，应检查轴承是否磨损松旷，拨叉是否变形，拨叉与接合套上的叉槽间隙是否过大，否则应更换或校正拨叉；如果啮合情况良好，应检查操纵机构锁止情况。如锁止不良，须拆下拨叉轴检查自锁钢球、弹簧，弹簧过弱、折断或拨叉轴凹槽磨损，应予以更换或修复。

b. 齿轮啮合和操纵机构均良好，应检查齿轮是否磨成锥形及轴是否前后移动。如果齿轮磨成锥形应更换，轴的前后移动应调整适当。

c. 对于变速器壳松动或与离合器壳没对准而引起的跳挡，须按规定拧紧固定螺栓。

2. 变速器换挡困难

(1) 现象：在进行正常变速操作时，变速杆不能挂入挡位，或者勉强挂上挡后又很难摘下来。

(2) 原因：

- ① 变速杆下端磨损或控制杆弯曲。
- ② 拨叉或拨叉轴磨损、松旷、弯曲。
- ③ 自锁或互锁弹簧过硬、钢球损伤。
- ④ 操纵机构动作不良（远距离操纵式机构）。
- ⑤ 同步器不良（磨损或损坏）。
- ⑥ 变速器轴弯曲变形或花键损伤。

(3) 诊断与排除方法。

① 诊断方法：首先应确认离合器分离状态正常，然后使发动机怠速运转，踏下离合器踏板，试进行各挡位变速动作，检查变速杆是否卡滞、沉重等。当用这种方法不易判断时，可进行实车行驶试验。

② 排除方法：

- a. 汽车行驶时发生换挡困难现象，首先检查离合器能否分离彻底，操纵机构能否工作。
- b. 如上述情况良好，应拆开变速器盖，检查拨叉是否弯曲，如果弯曲应校正或更换。如果拨叉轴与导向孔锈蚀，可用较细的砂纸磨光。
- c. 检查自锁和互锁装置是否良好，否则予以更换。
- d. 检查拨叉的固定螺栓是否松动，若松动应予以紧固。
- e. 检查变速器轴花键损伤情况或轴弯曲，酌情给予修复或更换。
- f. 检查同步器磨损或损坏情况，一般同步器可检查以下几个方面：同步环与锥体接触状态和制动作用：在锥体上涂齿轮油，再将同步环推上锥体并回转，如环与锥体可紧密接合即为良好；同步环油槽与锥体的磨损状态：测量同步环推到锥体上之后的间隙，如该值与规定值相等即为良好；同步环与接合套安装面的位置关系是否正确。

根据同步器损坏的部位酌情更换零件或整体更换。

3. 变速器乱挡

(1) 现象：在离合器技术状况正常情况下，变速器同时挂上两个挡或虽能挂上挡，但却不能挂入所需要的挡位，或者挂入后不能退出。

(2) 原因：主要为变速操纵机构失效。

- ① 变速杆球头定位销磨损、折断或球孔、球头磨损、松旷。
- ② 变速杆下端工作面或拨叉轴上导块的导槽磨损过度。
- ③ 拨叉槽互锁销、球磨损严重或漏装。

(3) 诊断与排除方法。

① 诊断方法：使车辆行驶，操纵变速杆进行换挡试验，检查是否有同时挂上两个挡或挂上的挡位不是所需要的挡位。

② 排除方法：

- a. 挂需要挡位时，结果挂入别的挡位：检查变速杆摆转角度，若其能任意摆，且能打圈，则为定位销损坏或失效。需更换定位销，调整变速杆。
- b. 当变速杆摆转角正常，仍挂不上或摘不下挡，则多为变速杆下端工作面磨损或导槽磨损，使变速杆下端从导槽中脱去。应予以修复或更换。
- c. 若同时挂上两个挡，则为互锁装置磨损或漏装零件。应进行零件更换或装复。

4. 变速器异响

(1) 现象：变速器工作时，发出不正常声响，如金属的干摩擦声，不均匀的碰撞声等。

(2) 原因：

- ① 变速器操纵机构各连接处松动，拨叉变形或磨损松旷。
- ② 变速器与发动机安装时曲轴与变速器第一轴轴线不同心，或变速器壳体变形。

③ 壳体轴承孔修复后，轴心发生变动或使两轴线不同心，变速器壳体前端面与第一轴、第二轴轴心线垂直度或第一轴、第二轴与曲轴同轴度超差。

④ 轴承缺油、磨损松旷、疲劳剥落或轴承滚动体破裂。

⑤ 第二轴、中间轴弯曲或花键与滑动花键毂磨损松旷。

⑥ 齿轮磨损严重，齿侧间隙太大，齿面有金属疲劳剥落或个别齿损坏折断等。

⑦ 齿轮制造精度差或齿轮副不匹配，维修中未成对更换相啮合的两齿轮。

⑧ 变速器缺油，润滑油过稀、过稠或质量变差。

⑨ 变速器内掉入异物或某些紧固螺栓松动。

(3) 诊断与排除方法。

① 诊断方法：当发动机怠速运转时，使变速杆处于空挡位，检查接合和分离离合器过程中有无异响，如离合器接合时发生异响，离合器分离时异响消失，说明异响发生在变速器。也可进行实车行驶，检查在变速挡位有无异响。此时，应区别驱动时与怠速的异响。

② 排除方法：在排除变速器异响时，要根据响声的特点、出现响声的时机和发响的部位判断产生响声的原因，然后予以排除。

a. 变速器换入某一挡位时，响声明显，应检查该挡齿轮和同步器的磨损及齿轮啮合情况，若磨损严重予以更换。齿轮接触不良，酌情更换一对新齿轮。

b. 发动机怠速运转，变速器空挡时有异响，多为常啮合齿轮有异响，应酌情修理或更换。

c. 变速器各挡均有异响，多为基础件、轴、齿轮、花键磨损使形位误差超限，应酌情修理或更换。

d. 变速器运转时有金属干摩擦声，多为变速器内润滑油有问题，应检查油面高度和油的质量。

e. 变速器工作时有周期性撞击声，则为齿轮个别齿损坏，应更换该齿轮。

f. 变速器工作时有间断性的异响，可能为变速器内掉入异物所引起。

5. 变速器漏油

(1) 现象：变速器壳体外周围有油泄漏，变速器箱的齿轮油减少。

(2) 原因：

① 油封磨损、变形或损伤。

② 变速器壳龟裂或损伤或延伸壳破裂。

③ 通气口堵塞、放油螺塞松动。

④ 变速器的盖与壳体之间安装松动或者密封垫损坏。

⑤ 齿轮油过多或齿轮油选用不当，产生过多泡沫。

⑥ 车速表接头锁紧装置松动或破损。

(3) 诊断与排除方法。

① 诊断方法：按油迹部位检查油液泄漏原因。

② 排除方法：

a. 检查调整变速器油量。检查齿轮油质量，如质量不佳，应更换合适的齿轮油。

b. 疏通堵塞的通气口。

c. 更换损坏的密封垫和油封。

d. 紧固松动的变速器盖、壳螺栓及放油螺塞。

e. 更换损坏的变速器壳和延伸壳。

f. 拧紧车速表接头锁紧装置，如果锁紧装置破损，应予以更换。

3.8 实训 手动变速器的拆装与维修

1. 实训目的与要求

- (1) 能够认识手动变速器主要零件的结构及相互装配关系;
- (2) 熟悉手动变速器的动力传递路线;
- (3) 熟悉自锁、互锁、倒挡锁止装置的结构及工作原理;
- (4) 掌握手动变速器的拆装要领;
- (5) 掌握手动变速器主要零件的检修标准和检修方法;
- (6) 掌握手动变速器的装配与调整。

2. 实训内容简述

- (1) 按照正确的拆装步骤进行手动变速器及其操纵机构的拆卸，认识变速器的结构与组成及其零部件；
- (2) 对手动变速器的动力传递路线及工作过程进行分析；
- (3) 根据手动变速器主要零件的检修标准和检修方法，对其主要零件进行必要的检修；
- (4) 根据手动变速器装配和调整要求，进行装配与调整；
- (5) 能正确分析手动变速器常见故障的原因，并进行诊断与排除。

思考与练习

1. 变速器有何功用？有哪些类型？
2. 两轴式和三轴式手动变速器各有何特点？各用于什么场合？
3. 同步器有何作用？有哪些类型？由哪几部分组成？
4. 对手动变速器操纵机构有哪些要求？各用什么装置和措施来保证？
5. 分动器有何作用？操纵时有什么要求？
6. 对变速器壳体的变形应如何检查和修理？
7. 锁环式和锁销式同步器主要的损伤形式有哪些？
8. 手动变速器装配时应注意哪些问题？
9. 手动变速器修理后为什么要进行磨合试验？试验时应注意什么？
10. 手动变速器常见的故障有哪些？试述自动跳挡的原因。
11. 手动变速器乱挡的原因是什么？如何诊断和排除？
12. 什么是手动变速器异响？如何诊断和排除？

第4章 自动变速器

知识目标

- 熟悉自动变速器的功用、类型、组成与工作原理；
- 掌握自动变速器的典型结构及工作原理；
- 了解自动变速器的常见故障诊断方法与性能试验内容及方法。

能力目标

- 能够正确选择与使用工具、设备，并规范进行自动变速器的拆卸、检验与装配；
- 能分析、诊断与排除自动变速器的常见故障。

4.1 概述

1. 自动变速器的发展及应用

1904年，美国通用汽车公司的凯迪拉克汽车采用了手操纵的三挡行星齿轮变速器，福特汽车采用了二挡行星齿轮变速器；1926年，别克小轿车上开始使用液力机械传动的变速器；1933年，美国的瑞欧汽车使用了一种半自动变速器；1938年，美国克莱斯勒汽车公司采用了液力耦合器，这为自动变速器的应用打下了基础，后来由液力变矩器代替液力耦合器；1940年，通用汽车公司在奥兹莫比尔汽车上采用了全自动变速器，它是由液力耦合器、四个挡位的行星变速器和自动换挡系统组成的；1948年，别克汽车上采用了全自动变速器，与此同时，英国、原联邦德国等国家生产的汽车也相继采用了自动变速器；自1950年以来，美国、英国、法国、意大利、原联邦德国、瑞典、日本等国都已成立了一批自动变速器的专业化生产公司和专业厂，如美国的阿利森、英国的伯格—伐努、原联邦德国的ZF、意大利的菲亚特和日本的丰田等，生产了大量的、多种型号的自动变速器。

随着自动变速器的发展，其结构和性能也在不断完善，特别是近年来随着电子技术和自动控制技术在汽车上的应用，出现了电控自动变速器，它包括电控液力机械传动的自动变速器和电控齿轮式机械传动的自动变速器。电控自动变速器可实现与发动机的最佳匹配，并可获得最佳的经济性、动力性、安全性及达到降低发动机排气污染的目的。

2. 自动变速器的特点

- (1) 自动变速器操作方便，消除了驾驶员换挡技术的差异性；
- (2) 自动变速器换挡平稳，改善了乘坐的舒适性；
- (3) 自动变速器提高了车辆的动力性和通过性；
- (4) 自动变速器可减轻驾驶员疲劳强度，提高了行车的安全性。
- (5) 自动变速器可减少发动机排气污染。

自动变速器除具有以上优点外，也存在一些缺点，其缺点主要有以下几点。

- (1) 结构复杂，制造精度要求高，加工量大，制造难度大，成本高。
- (2) 传动效率低。一般液力传动效率最高可达80%~90%，比机械传动效率低8%~12%，但从整车效率看，通过采用与发动机的最佳匹配，遵循最佳换挡规律，并采用变矩器的锁止，增加挡位数与采用超速换挡装置，可使其机械效率达到手动变速器的水平。
- (3) 维修技术也较复杂。要求有专门的维修人员，而且具有较高的修理水平和故障检查分析的能力。

3. 自动变速器的组成

自动变速器(Auto Transmission, AT)一般由液力变矩器、变速齿轮机构、液压控制系统、电子控制系统等组成。

- (1) 液力变矩器。液力变矩器主要由外壳、泵轮、导轮、蜗轮组成，如图4.1和图4.2所示。液力变矩器的外壳固定在发动机的飞轮上，将发动机的动力传给变矩器。泵轮由变矩器外壳驱动。蜗轮

以花键与自动变速器的输入轴相连，泵轮将油液抛射到蜗轮里，蜗轮带动变速器的输入轴。导轮引导从泵轮抛向蜗轮的油液，在最大转矩输出时由于油液方向的改变使导轮保持固定。

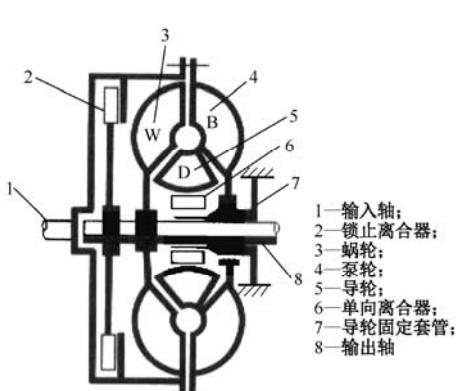


图 4.1 液力变矩器示意图 (1)

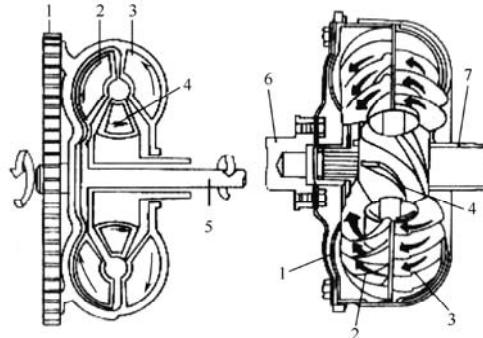
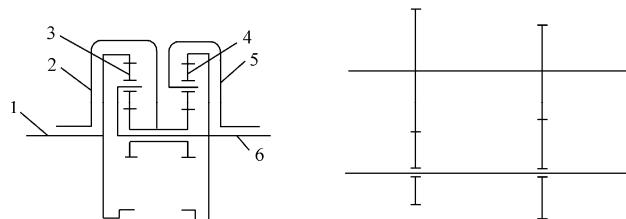


图 4.2 液力变矩器示意图 (2)

(2) 变速齿轮机构。变速齿轮机构为自动变速器提供不同的传动比，通常采用行星齿轮机构和定轴齿轮机构。单排的行星齿轮机构是由太阳轮、行星齿轮架、两个以上的行星齿轮和齿圈组成。单排行星齿轮机构可以产生三个正向传动比（减速、超速和直接传动）和一个反向传动比（倒转）。这些传动比的实现是通过约束行星齿轮机构中的某一部件而驱动其他部件来实现的，如图 4.3 所示。而定轴齿轮机构传动比的变化与手动变速器的工作原理相似。



1—前排齿圈；2—太阳轮；3—前行星轮；4—后行星轮；5—后行星架；6—前行星架和后齿圈组件

图 4.3 变速齿轮机构

(3) 液压控制系统。液压控制系统是由各种滑阀组成的。它是自动变速器的重要组成部分，可根据驾驶员和汽车行驶工况的要求，利用油液的压力使离合器和制动器在一定的条件下控制行星齿轮变速器的某一部件，从而达到行星齿轮机构自动换挡，如图 4.4 所示。

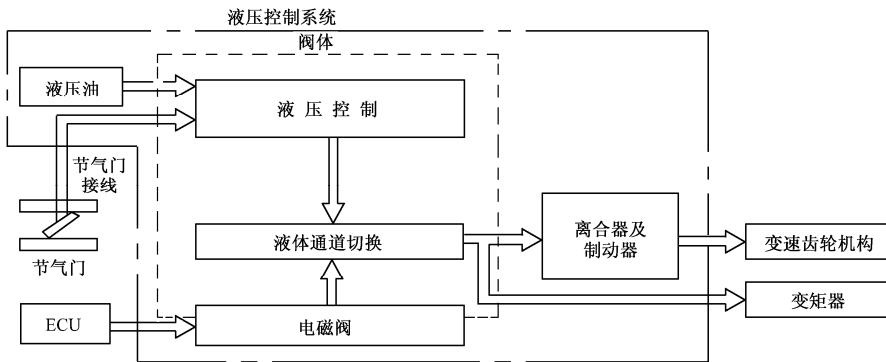


图 4.4 液压控制系统示意图

(4) 电子控制系统。早期的自动变速器是由液压系统控制的，现在许多自动变速器是由计算机

控制的，即电子控制的自动变速器。它由电子控制单元、各种传感器、各种执行器等组成。电子控制自动变速器示意图如图 4.5 所示。

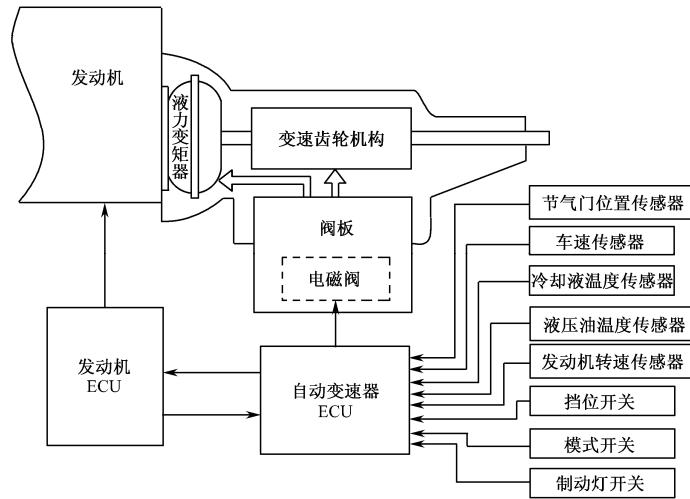


图 4.5 电子控制自动变速器示意图

4. 自动变速器的分类

(1) 按驱动方式分类。按照汽车驱动方式的不同，可分为自动变速器（FR 车）和自动变速驱动桥（FF 车）。

自动变速器的变矩器和齿轮变速器的输入轴及输出轴在同一轴线上，发动机的动力经变矩器、变速器、传动轴、后驱动桥的主减速器、差速器和半轴传给左、右两个后轮。

自动变速驱动桥在桥壳内还装有主减速器和差速器。纵置发动机的自动变速驱动桥的结构和布置与后驱动自动变速器基本相同。横置发动机的自动变速驱动桥由于汽车横向尺寸的限制，要求有较小的轴向尺寸，通常将输入轴和输出轴设计成两个轴线的方式，液力变矩器和齿轮变速器输入轴布置在上方，输出轴布置在下方，减少了变速器总体的轴向尺寸，但增加了变速器的高度。

(2) 按前进挡的挡位数分类。按前进挡的挡位数不同，自动变速器可分为 3 个前进挡、4 个前进挡、5 个前进挡等。新型轿车装用的自动变速器基本上都是 6 个前进挡。目前已经开发出装有 7 个前进挡，甚至 8 个前进挡自动变速器的轿车，如一汽丰田锐志（REIZ）轿车采用 6 SUPER ECT 手自一体自动变速器。

(3) 按齿轮变速器的类型分类。按齿轮变速器类型的不同，自动变速器可分为行星齿轮式自动变速器和定轴式自动变速器两种。行星齿轮式自动变速器结构紧凑，能获得较大的传动比，为绝大多数轿车所采用。定轴式自动变速器体积较大，最大传动比较小，只有少数几种车型使用，如本田雅阁轿车。

(4) 按控制方式分类。按控制方式不同，自动变速器可分为两种：全液压控制自动变速器，如图 4.6 所示；电子控制自动变速器，如图 4.7 所示。

全液压控制自动变速器主要由节气门阀和速控阀向换挡阀提供换挡信号，并控制换挡；而电子控制自动变速器是根据节气门开度信号、车速信号等电信号，由控制计算机按照设定的程序来控制换挡的。

5. 电控自动变速器的控制原理

自动变速器是通过传感器和开关监测汽车和发动机的运行状态，接受驾驶员的指令，将发动机转速、节气门开度、车速、发动机冷却液温度、自动变速器油温等参数转变为电信号，并输入电控单元（ECU）。ECU 根据这些信号，按照设定的换挡规律，向换挡电磁阀、油压电磁阀等发出电子

控制信号；换挡电磁阀和油压电磁阀再将 ECU 发出的控制信号转变为液压控制信号，阀板中的各个控制阀根据这些液压控制信号，控制换挡执行机构的动作，从而实现自动换挡，如图 4.8 所示。

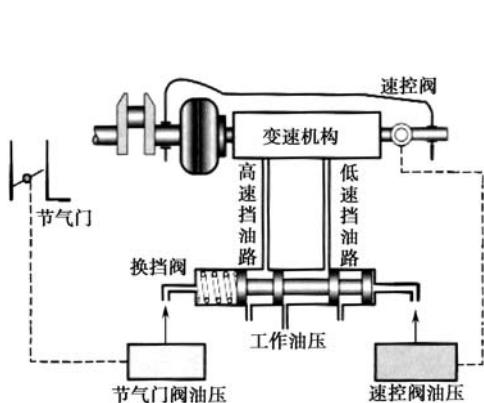


图 4.6 全液压控制自动变速器

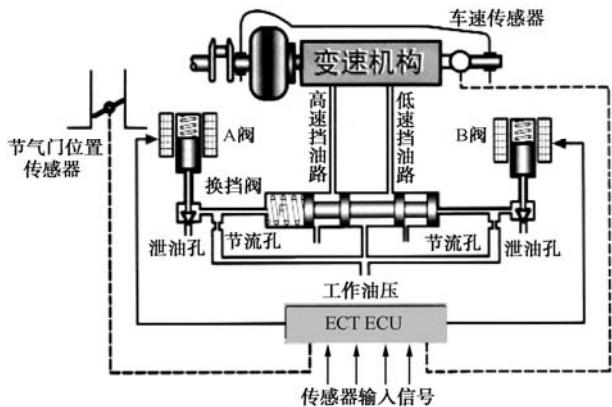


图 4.7 电子控制自动变速器

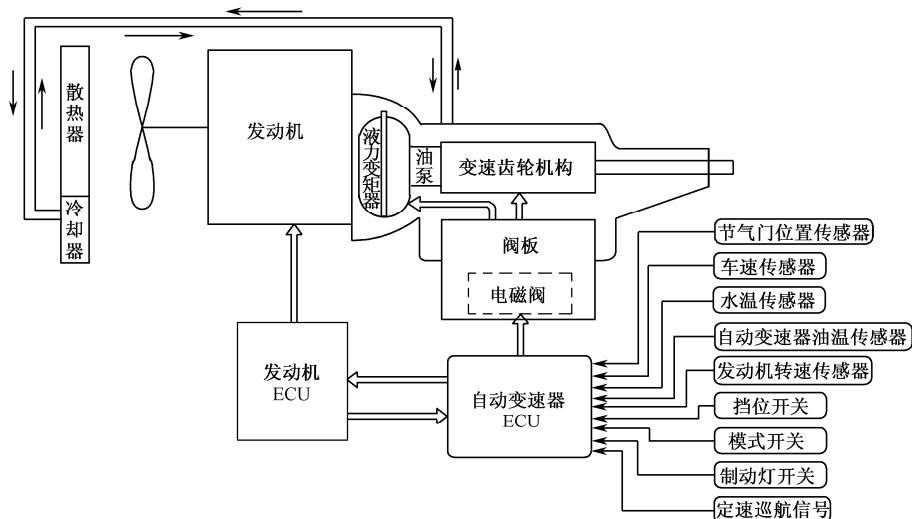


图 4.8 自动变速器的控制原理

在自动变速器中，自动换挡过程的实现主要是通过内部离合器与制动器来控制的。定轴式齿轮变速机构与手动变速器中的齿轮变速机构相比，最大的差别在于自动变速器中的齿轮与轴的连接通过多片式离合器实现：当前离合器接合，后离合器分离时，自动变速器为低速挡；当前离合器分离，后离合器接合时，自动变速器为超速挡，如图 4.9 所示。

由于手动变速器中的齿轮与轴是通过花键或接合套连接的，因此手动变速器要通过齿轮在轴上的滑动或接合套啮合来实现换挡，而自动变速器则是通过多片式离合器的接合与分离来实现换挡的。

6. 电控液力自动变速器的挡域与挡位

自动变速器的换挡操纵手柄通常有 4~7 个位置，如本田车系有 7 个位置，分别为 P、R、N、D₄、D₃、2、1；丰田车系操纵手柄的位置为 P、R、N、D、2、L；日产车系操纵手柄的位置为 P、R、N、D、2、1；欧美部分车系操纵手柄的位置为 P、R、N、D、S、L 和 P、R、N、D、3、2、1 等。常见换挡操纵手柄位置（本田轿车系列）如图 4.10 所示，挡位功能如表 4.1 所示。

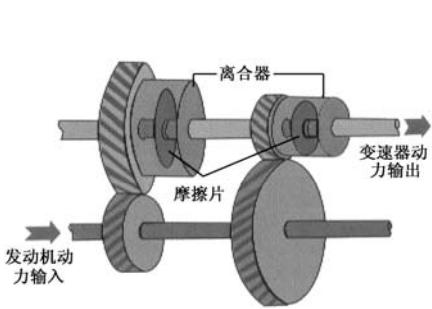


图 4.9 自动变速器的换挡原理

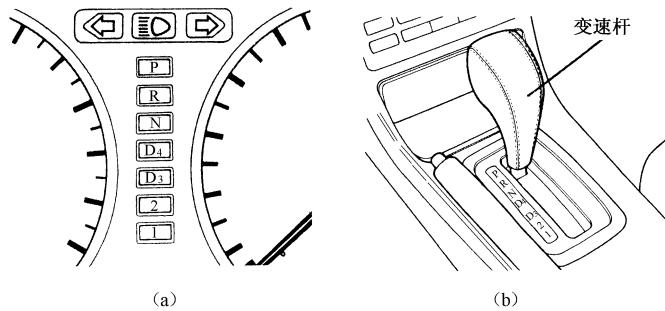


图 4.10 换挡操纵手柄位置示意图

表 4.1 自动变速器的挡域与挡位功能说明（广汽本田 ACCORD 2.0）

挡域	可用挡位与功能说明
P	驻车挡，前轮锁定，驻车制动锁块与中间轴上的从动齿轮啮合，所有的离合器均分离
R	倒挡，倒挡接合套与中间轴倒挡齿轮和四挡离合器啮合
N	空挡，所有离合器均分离
D ₄	自动挡（一挡至四挡），用于一般行驶。起步行驶时，变速器将从一挡开始，根据车辆的行驶速度和节气门位置（负荷），自动实现一挡~四挡的变换。减速停车时，则自动实现四挡至一挡的变换。在三挡和四挡时，锁止离合器控制机构起作用
D ₃	自动挡（一挡至三挡），用于高速公路上的快加速行驶、上下坡行驶及一般行驶。起步行驶时，变速器将从一挡开始，根据车辆的行驶速度和节气门位置自动实现一挡至三挡的变换。减速停车时则自动实现三挡至一挡的变换。在三挡时锁止离合器控制机构起作用
2	二挡，保持在二挡行驶，不换至高挡也不降至低挡。用于车辆利用发动机制动时或车辆在松软道路上的行驶，以使车辆获得更好的行驶性能
1	一挡，保持在一挡行驶，不换至高挡，用于车辆利用发动机制动时

目前，一些高档轿车或 SUV 上，配置了手动-自动一体变速器，图 4.11 所示的是广汽丰田汉兰达（HIGHLANDER）汽车的手柄位置。其中，“D”为自动换挡模式，“S”为手动换挡模式。换挡手柄前后摆动时，向前“+”为手动加挡，向后“-”为手动减挡：

- (1) S 模式挡域：驾驶员可通过向“+”位置或“-”位置移动换挡杆，选择需要的换挡范围；
- (2) “+”位置：增加换挡范围；
- (3) “-”位置：降低换挡范围；
- (4) 换挡杆在“+”位置保持 1s 以上，换挡范围增加到 S5 挡域；
- (5) 在 S3 或 S4 挡域时，如果 ATF 温度过高，自动换入 S5 挡域；
- (6) 默认的换挡杆由“D”到“S”的挡域是 S4。

表 4.2 所示的是广汽丰田汉兰达（HIGHLANDER）手动-自动一体变速器的挡域与挡位范围。

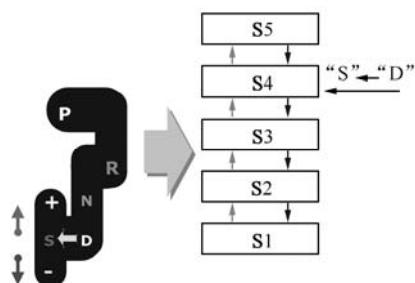


图 4.11 手动-自动一体变速器的挡域与挡位

表 4.2 手动-自动一体变速器的挡域与挡位范围

挡域	可用挡位
S5 (D)	五挡 ↔ 一挡
S4	四挡 ↔ 一挡
S3	三挡 ↔ 一挡
S2	二挡 ↔ 一挡
S1	一挡

4.2 液力变矩器

4.2.1 液力变矩器的功用与组成

液力变矩器（Fluid Torque Converter）是一个环形装置，其中内部充满自动变速器油，位于发动机和变速器之间，如图 4.12 所示。变矩器的功用如下。

- (1) 平稳地将发动机转矩传递给变速器；
- (2) 一定范围内的无级变速、增矩；
- (3) 使发动机运转平稳，起飞轮作用；
- (4) 驱动液压控制系统的油泵。

常用的汽车液力变矩器由泵轮、蜗轮和导轮等组成，如图 4.13 所示。它们都有提高液力变矩器效率的曲面叶片。

泵轮为主动件，与飞轮连接，引导液体冲击蜗轮叶片，使叶片转动而驱动蜗轮；蜗轮为被动件，与变速器输入轴连接；介于两轮液体之间的导轮是通过单向自由轮（单向离合器）与变速器导管连接。

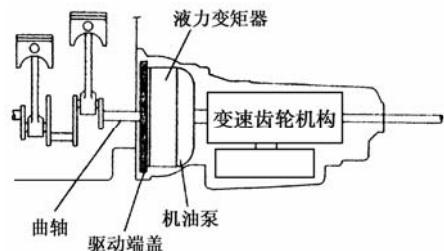


图 4.12 液力变矩器的安装位置

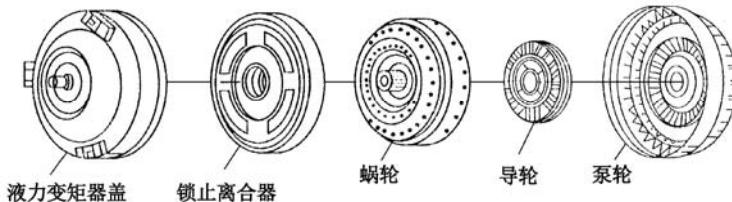


图 4.13 液力变矩器的组成

(1) 泵轮。泵轮在变矩器壳体内，许多曲面叶片径向安装在内。在叶片的内缘上安装有导环，提供一个通道使自动变速器油（Automatic Transmission Fluid, ATF）流动畅通。变矩器通过驱动端盖与曲轴连接。当发动机运转时，将带动泵轮一同旋转，泵轮内的 ATF 依靠离心力向外甩出。发动机转速加快时泵轮产生的离心力也随着增大，由泵轮向外甩射的 ATF 的速度也随着加快。

(2) 蜗轮。蜗轮也是有许多曲面叶片的圆盘，其叶片的曲线方向不同于泵轮的叶片。蜗轮通过花键与变速器的输入轴相啮合，蜗轮的叶片与泵轮的叶片相对而设，相互间保持非常小的间隙。

(3) 导轮。导轮是有叶片的小圆盘，位于泵轮和蜗轮之间。它安装于导轮轴上，通过单向离合器固定于导轮的固定套管上。导轮上的单向离合器可以锁住导轮以防止反向转动。这样，导轮根据工作液冲击叶片的方向进行旋转或锁住。

4.2.2 液力变矩器的工作原理

如图 4.14 所示，用两台电风扇做模拟试验，一台电风扇接通电源就像变矩器中的泵轮，另一台电风扇不接电源就像蜗轮。将两台电风扇对置，当接通电源的电风扇旋转时，产生的气流可以吹动不接电源的风扇使其转动。这样两个电风扇就组成了耦合器，它能够传递转矩，但不能增大转矩。如果添加一个管道，空气就会从后面通过管道，从没有电源的电风扇回流到有电源的电风扇。这样

会增加有电源电风扇吹出的气流。在液力变矩器中，导轮起到了这种空气管道的作用，增加由泵轮流出的 ATF 的动能。

液力变矩器中的三个元件的功用如下。

- (1) 泵轮：将发动机的机械能转变为自动变速器油的动能。
- (2) 蜗轮：将自动变速器油的动能转变为蜗轮轴上的机械能。

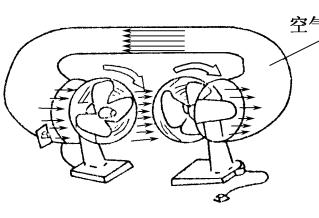


图 4.14 电风扇模拟试验

(3) 导轮：改变自动变速器油的流动方向，从而达到增矩的作用。

1. 液力耦合器的 ATF 流向

液力耦合器内自动变速器油的流动方向是由泵轮流向蜗轮的油液，再回到泵轮，油液在再回到泵轮时，其作用方向与泵轮转动方向相反，因此存在阻止泵轮正常运转的倾向，即泵轮的运动受到了蜗轮回流油液的阻碍。也就是液力耦合器无法增大转矩，这是液力耦合器的缺点。液力耦合器的 ATF 流向如图 4.15 所示。

2. 液力变矩器的 ATF 流向

在增加了导轮的液力变矩器中，自动变速器油的流动方向是变化的。自动变速器油先从泵轮流向蜗轮，再从蜗轮流入导轮，当流出导轮后方向会改变；油液从导轮流回到泵轮时，其流动方向变得与泵轮运动方向相同，这就加强了泵轮的转动力矩，进而也就增大了输出转矩，这就是液力变矩器可以增大转矩的原理。单向离合器的作用如图 4.16 所示。

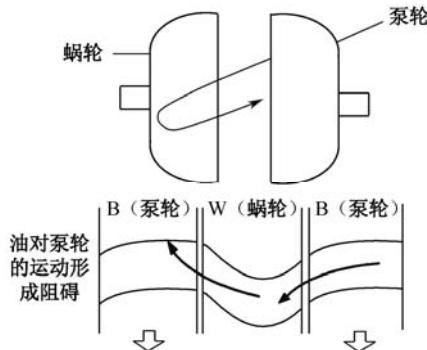


图 4.15 液力耦合器的 ATF 流向

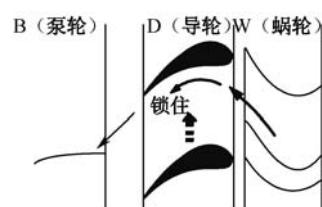


图 4.16 单向离合器的作用

导轮轴上装有单向离合器，使得导轮在受到来自蜗轮的油液冲击时能保持不动，这样才能使导轮改变经过它的油液流动方向，进而达到增矩的作用。

ATF 的具体流动过程如下。

- (1) 泵轮旋转时，ATF 在离心力的作用下向外甩而冲击蜗轮。
- (2) ATF 进入蜗轮后，在离心力的作用下推动蜗轮叶片，使蜗轮旋转。
- (3) 蜗轮旋转后，ATF 由其叶片导入蜗轮中心部位。由于蜗轮叶片呈曲线状，使 ATF 流入蜗轮和流出蜗轮的方向正好相反。

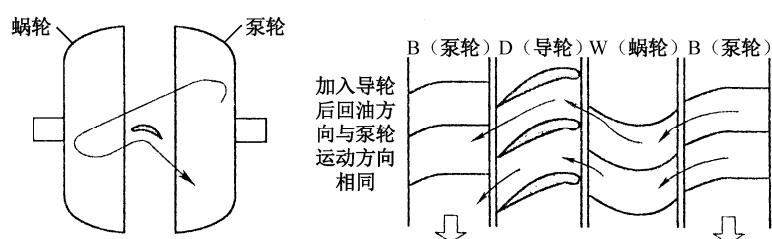


图 4.17 液力变矩器的 ATF 流向（导轮不转动）

(4) ATF 从蜗轮排出而流入导轮。

(5) 流过导轮的 ATF 在改变流动方向后，再回流至泵轮的中心部位。导轮的叶片使 ATF 流入导轮的方向与 ATF 流出导轮的方向再次相反，这样使 ATF 的流向与泵轮转动方向一致。

(6) ATF 回流至泵轮后，其残余的动能再次推动泵轮叶片，促使泵轮旋转，从而增大转矩。

在液力变矩器中 ATF 如上所述那样周而复始地反复循环，如图 4.17、图 4.18 和图 4.19 所示。

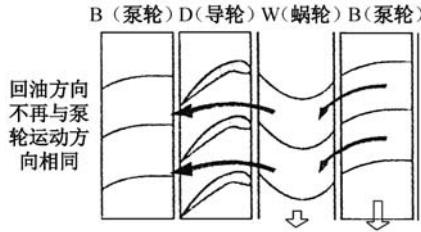


图 4.18 液力变矩器的 ATF 流向（变矩器成为耦合器）

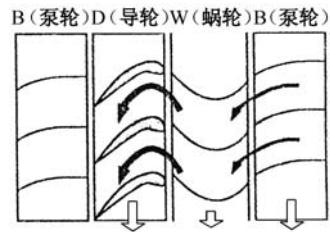


图 4.19 液力变矩器的 ATF 流向（导轮开始转动）

另外需要注意的是，前面所述是当泵轮已经转动而蜗轮还没有转动（即汽车还未起步）时的情况。如果蜗轮开始转动（即汽车起步）后，情况将有所改变。由于蜗轮开始转动，使得从蜗轮流入导轮的油液方向有所变化。在蜗轮转动产生的离心力作用下，油流不再直接射向导轮叶片的前表面，而是越过导轮流回泵轮。流回泵轮的油流方向不再与泵轮转动方向相同，因而失去了对泵轮的增矩作用，所以此时液力变矩器又变成液力耦合器，不再具有增矩的作用。

而蜗轮转速继续增加，使得从蜗轮进入导轮的油液冲击到了导轮叶片的后表面，从而使导轮开始与蜗轮和泵轮的相同方向转动。ATF 的整个流动过程如图 4.20 所示。

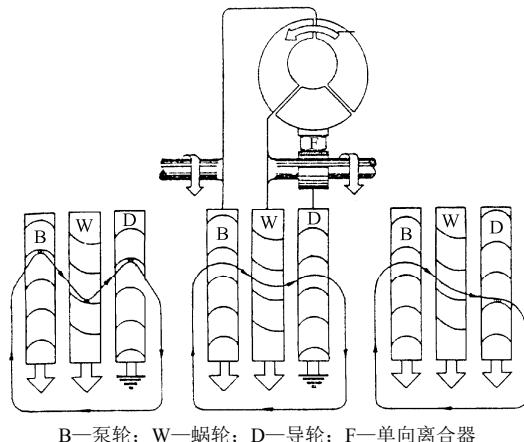


图 4.20 ATF 的整个流动过程

3. 液力变矩器的变矩效率与蜗轮转速

液力变矩器的变矩效率是随蜗轮转速的变化而变化的。

- (1) 蜗轮转速为零时，变矩器输出转矩最大，约为发动机输出转矩的 2.6 倍。
- (2) 当蜗轮转速从零开始逐渐增大时，液力变矩器的输出转矩逐渐减少。
- (3) 当蜗轮转速达到一定值时，蜗轮出油不再冲击导轮叶片的前表面，而是直接越过导轮叶片，与导轮叶片相切，此时液力变矩器变为液力耦合器。
- (4) 当蜗轮转速进一步提高，蜗轮出口油液开始冲击导轮叶片的后表面，此时液力变矩器的输出转矩开始小于输入转矩。
- (5) 当蜗轮转速与泵轮相接近时，液力变矩器将失去传递动力的功能。

4.2.3 液力变矩器的特性

(1) 液力变矩器的转矩比。液力变矩器转矩比是输出转矩与输入转矩之比，而液力变矩器的速比则是蜗轮转速与泵轮转速之比。

当蜗轮转速为零时，称为失速点，此时变矩器输出转矩最大，一般转矩比为 1.7~2.6。随着蜗轮转速的升高，速比增大，转矩比减小，这一段称为变矩区；当速比升为 0.85，转矩比为 1 时，即输入转矩等于输出转矩，此点为耦合点，而此时液力变矩器开始从变矩区进入耦合区。液力变矩器转矩变化规律如图 4.21 所示。

(2) 液力变矩器的效率。当液力变矩器的速比为零时，泵轮旋转而蜗轮不转，最大转矩传递到蜗轮，但因蜗轮没有转，故效率为零。当蜗轮开始转动后，蜗轮转矩成正比例上升，故效率陡然上升，在耦合点稍前一点时达到最大值，而后开始下降（因为部分油流开始冲击导轮叶片的背面），导轮开始旋转后，可以防止效率进一步下降。

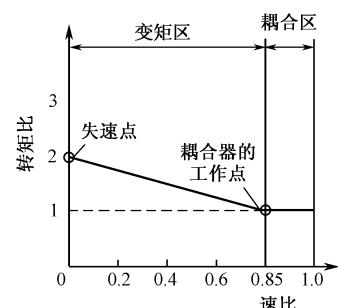


图 4.21 液力变矩器转矩变化规律

当液力变矩器开始变为液力耦合器时，此时转速比约为 1，在耦合区内效率与速比成正比例直线上升。当效率接近 100%（还不到 100%）时，蜗轮与泵轮的转速几乎相等，液力变矩器也就无法传递动力。

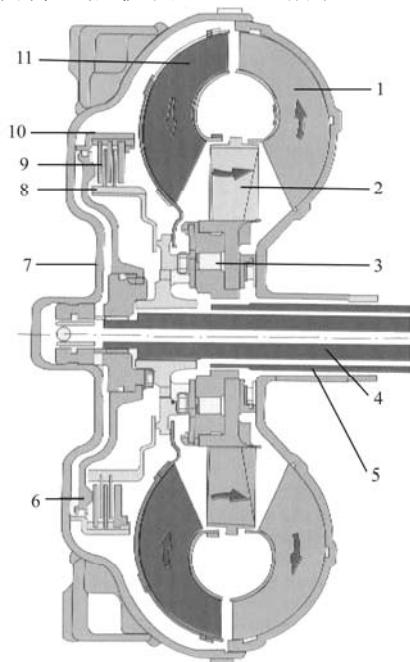
由于 ATF 升温消耗了动能等原因，液力变矩器效率永远也无法达到 100%，正常约为 95%。液力变矩器效率变化曲线如图 4.22 所示。

(3) 带锁止离合器的液力变矩器。由于泵轮与蜗轮之间的转速差最少也有 4%~5%，相当于泵轮与蜗轮之间存在有滑转现象，因而变矩器的效率无法达到 100%。所以采用带锁止离合器的液力变矩器可以解决泵轮与蜗轮的转速差问题，从而提高液力变矩器的效率，使之接近于 100%。

如图 4.23 所示，变矩器的锁止离合器与外壳相连，也就是与泵轮相接，而锁止离合器片与蜗轮相接，带锁止离合器的液力变矩器的活塞在油压的作用下，可以将多片式锁止离合器的盘与摩擦片压紧成为一体，使蜗轮与泵轮连接成一体，此时液力传动变为离合器传动，相当于刚性连接，这样就提高了传动效率，接近 100%，同时还避免 ATF 温度升高。

① 锁止离合器分离状态。当车辆低速行驶时，油液流至锁止离合器片的前端。锁止离合器片前端与后端的压力相同，使锁止离合器分离，如图 4.24 (a) 所示；锁止离合器分离状态及分离状态时的动力传递路线如图 4.24 (b) 所示。

② 锁止离合器接合状态。当车速以中速至高速行驶时，油液流至锁止离合器的后端。这样，锁止离合器处于接合状态，使锁止离合器片与前盖一起转动，如图 4.25 (a) 所示；锁止离合器接合状态时的动力传递路线如图 4.25 (b) 所示。



1—泵轮；2—导轮；3—单向离合器；4—输入轴；
5—导轮固定套管；6—活塞；7—外壳；8—锁止离合器轴；
9—锁止离合器片；10—离合器盘；11—蜗轮

图 4.23 带锁止离合器的液力变矩器

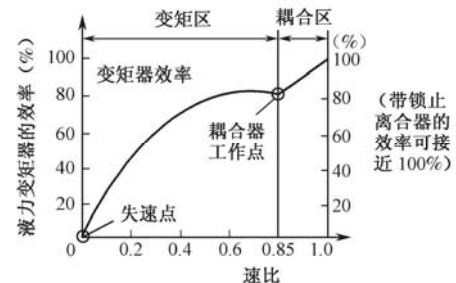


图 4.22 液力变矩器效率变化曲线

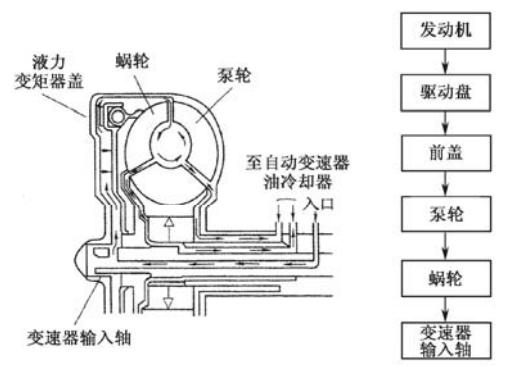


图 4.24 锁止离合器分离状态

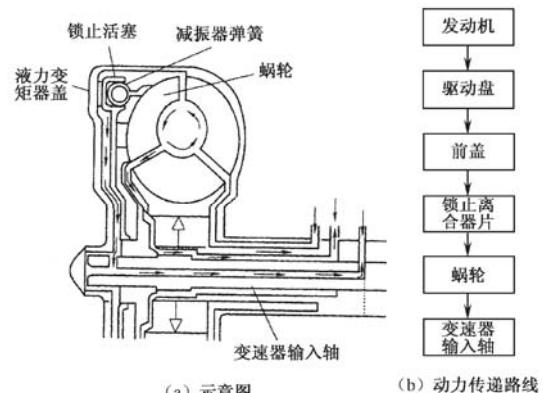


图 4.25 锁止离合器接合状态

4.3 变速齿轮机构

4.3.1 行星式变速齿轮机构

多数自动变速器是采用行星齿轮机构（Planetary Gear Mechanism）提供不同的传动比。传动比可以由驾驶员手动选择，也可以由电控系统或液压控制系统通过接合和释放换挡离合器和制动器自动选择。

1. 简单行星齿轮机构

简单行星齿轮机构（Simple Planetary Gear Mechanism）由太阳轮、齿圈和装有行星齿轮的行星架三元件组成，如图 4.26 所示。齿圈又称齿环，制有内齿，其余齿轮均为外齿轮。行星齿轮通过齿轮轴支撑在行星架上。整个行星齿轮机构装配好后，太阳轮位于中心，所有行星齿轮在与太阳轮外啮合的同时还与齿圈内啮合。

设太阳轮、齿圈和行星架的转速分别为 n_1 、 n_2 和 n_3 ，齿数分别为 z_1 、 z_2 和 z_3 ，齿圈与太阳轮的齿数比为 α 。根据能量守恒定律，可得单排行星齿轮机构一般运动规律的特性方程式

$$n_1 + \alpha n_2 - (1 + \alpha) n_3 = 0 \quad \text{其中: } \alpha = \frac{z_2}{z_1} > 1$$

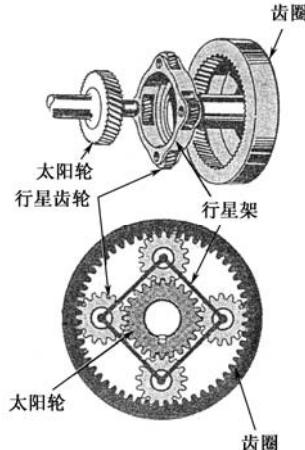


图 4.26 简单行星式齿轮机构

由上式可知，简单行星齿轮机构具有两个自由度。在太阳轮、齿圈和行星架这三个基本构件中，只有当任选两个分别作为主动件和从动件，而使另一元件固定不动，或使其运动受一定的约束时，机构才有一个自由度，轮系才可以传递动力，且轮系的传动比一定，否则轮系不能传递动力。

(1) 太阳轮为输入元件，行星架为输出元件，齿圈为固定元件。太阳轮带动行星齿轮沿静止的齿圈旋转，从而带动行星架以较慢的速度与太阳轮同向旋转，传动比为

$$i_{13} = 1 + \alpha$$

(2) 行星架为输入元件，太阳轮为输出元件，齿圈为固定元件，传动比为

$$i_{31} = \frac{1}{1 + \alpha}$$

(3) 齿圈为输入元件，行星架为输出元件，太阳轮为固定元件，传动比为

$$i_{23} = 1 + \frac{z_1}{z_2} = 1 + \frac{1}{\alpha}$$

(4) 行星架为输入元件，齿圈为输出元件，太阳轮为固定元件，传动比为

$$i_{32} = \frac{z_2}{(z_1 + z_2)} = \frac{\alpha}{1 + \alpha}$$

(5) 太阳轮为输入元件，行星架为固定元件，行星齿轮只能自转，并带动齿圈旋转输出动力，齿圈的旋转方向与太阳轮相反，传动比为

$$i_{12} = -\frac{z_2}{z_1} = -\alpha$$

(6) 齿圈为输入元件，行星架为固定元件，行星齿轮只能自转，并带动太阳轮旋转输出动力，太阳轮的旋转方向与齿圈相反，传动比为

$$i_{21} = -\frac{z_1}{z_2} = -\frac{1}{\alpha}$$

(7) 若三个元件中的任意两个元件被连接在一起，则第三个元件必然与这两者以相同的转速、相同的方向转动。

(8) 若所有元件均不受约束，则行星齿轮机构失去传动作用。行星齿轮机构的工作情况如表 4.3 所示。

表 4.3 行星齿轮机构的工作情况

状态	挡位	固定元件	输入元件	输出元件	旋转方向
1	降速挡	齿圈	太阳轮	行星架	相同方向
2	超速挡	齿圈	行星架	太阳轮	相同方向
3	降速挡	太阳轮	齿圈	行星架	相同方向
4	超速挡	太阳轮	行星架	齿圈	相同方向
5	倒挡位(降速)	行星架	太阳轮	齿圈	相反方向
6	倒挡位(超速)	行星架	齿圈	太阳轮	相反方向
7	直接挡	没有	任意两个	第三个元件	同向同速
8	空挡位	没有	不定	不定	不转动

2. 复合式行星齿轮机构

由于单排行星齿轮机构不能满足汽车行驶中变速变矩的需要，为了增加传动比的数目，可以通过增加行星齿轮机构来实现。在自动变速器中，两排或多排行星齿轮机构组合在一起，用以满足汽车行驶需要的多种传动比。目前，常见的复合式行星齿轮机构（Compound Planetary Gear Mechanism）有辛普森式齿轮机构、拉维娜式行星齿轮机构和 CR-CR 式行星齿轮机构等。

(1) 辛普森式齿轮机构。现代轿车自动变速器大多数采用辛普森式行星齿轮变速器，这种变速器由辛普森式行星齿轮机构和换挡执行元件组成。其中辛普森式行星齿轮机构由 4 个独立的元件组成：前齿圈、前后太阳轮组件、后行星架、前行星架和后齿圈组件，如图 4.27 所示。

辛普森式行星齿轮机构是双排行星齿轮机构，它由两个内啮合式单排行星齿轮机构组合而成，能提供三个前进挡和一个倒挡。

根据自动变速器挡数的不同，辛普森式行星齿轮变速器分为辛普森式 3 挡行星齿轮变速器和辛普森式 4 挡行星齿轮变速器。

① 辛普森式 3 挡行星齿轮变速器。辛普森式 3 挡行星齿轮变速器由 5 个换挡执行元件组成，它们是： C_1 —倒挡及高挡离合器， C_2 —前进离合器， B_1 —二挡制动器， B_2 —低挡及倒挡制动器， F_1 —低挡单向超越离合器。换挡执行元件的布置形式如图 4.28 所示。换挡执行元件的功用是：离合器 C_1 用于连接输入轴和前后太阳轮组件；离合器 C_2 用于连接输入轴和前齿圈；制动器 B_1 用于固定前后太阳轮组件；制动器 B_2 和单向超越离合器 F_1 都用于固定后行星架。制动器 B_1 和 B_2 采用带式或片式制动器。

这 5 个换挡执行元件组成具有 3 个前进挡和 1 个倒挡的行星齿轮变速器。这 5 个换挡执行元件换挡结合表如表 4.4 所示。由此表可知，当变速器在停车挡和空挡以外的任何一个挡位时，5 个换挡执行元件中有两个处于接合、制动或锁定状态，其余 3 个不参与工作，处于分离、释放或自由状态。在工作状态的两个换挡执行元件至少有一个离合器 C_1 或 C_2 ，以便输入轴与行星排连接。当变速器在一前进挡时， C_2 都处于接合状态，这时输入轴与前齿圈接合，使前齿圈成为主动件，所以 C_2 称为前进离合器。

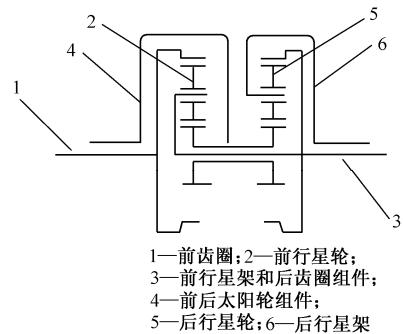


图 4.27 辛普森式行星齿轮机构啮合形式

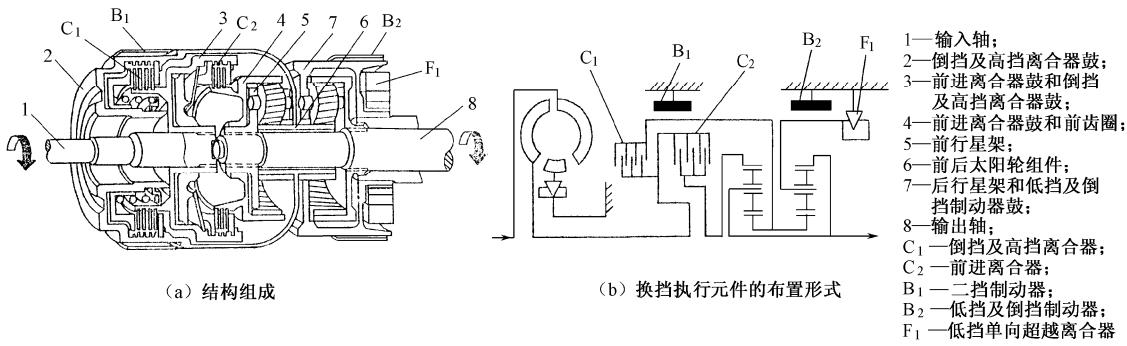


图 4.28 辛普森式 3 挡行星齿轮变速器

表 4.4 换挡执行元件换挡结合表

换挡手柄位置	挡位	换挡执行元件				
		C ₁	C ₂	B ₁	B ₂	F ₁
D	一		★			★
	二		★	★		
	三	★	★			
R	倒	★			★	
S、L或2、1	一		★		★	
	二		★	★		

注：★—接合、制动或锁止

在倒挡时, C_1 接合, C_2 分离, 这时输入轴与前、后太阳轮组件接合, 前、后太阳轮成为主动件; C_1 在三挡(直接挡)时也接合, 所以 C_1 称为倒挡及高挡离合器。制动器 B_1 仅在 2 挡工作, 称为 2 挡制动器。制动器 B_2 在一挡和倒挡时都工作, 称为低挡及倒挡制动器。通过以上分析可知, 换挡执行元件的不同结合决定了行星齿轮变速器所处的挡位。

辛普森式3挡行星齿轮变速器换挡手柄在D位的一挡时，发动机无制动作用；但换挡手柄在L位或1位或变速器在二挡时，发动机会产生制动作用。所以汽车在下陡坡时利用发动机怠速运转阻力实现发动机制动，可以迫使汽车减速。当使该自动变速器在三挡行驶时，发动机的动力经前行星排直接传递给输出轴，这时传动比为1，实现直接传动。此时自动变速器在直接挡行驶，可以很好地发挥发动机的动力性能和经济性能。

各挡动力传递路线如下。

- a. D 位一挡：前进离合器结合，前排齿圈成为输入元件，单向离合器使后行星架无法逆时针旋转。动力传递路线是输入轴、前排齿圈、太阳轮、后排齿圈、输出轴。
 - b. D 位二挡：前进离合器结合，使前排齿圈成为输入元件，二挡制动器将太阳轮固定。动力经输入轴、前排齿圈和行星架输出给输出轴。
 - c. D 位三挡：前进离合器和倒挡及高挡离合器工作，此时，前排太阳轮和齿圈均与输入轴相连，因此，行星架也与它们同速转动，形成直接挡，将输入轴的动力直接传给输出轴。
 - d. R 位：直接挡离合器结合，前排太阳轮成为输入元件，低挡、倒挡制动器固定后排行星架。动力经输入轴、太阳轮、后排行星齿轮和后排齿圈传至输出轴。由于行星架是固定元件，使输出轴的旋转方向与输入轴相反，变速器得到倒挡。

② 辛普森式 4 挡行星齿轮变速器。辛普森式 4 挡行星齿轮变速器的最高挡四挡是传动比小于 1 的超速挡。这种自动变速器燃油经济性好，发动机可以经常处于较低转速范围运转，因而运转噪声小，可以延长发动机的使用寿命。因此，带超速挡的这种自动变速器被许多高档轿车所采用。

辛普森式4挡行星齿轮变速器是在原3挡自动变速器的基础上发展起来的。这种变速器有以下两

种类型。

a. 在原有的辛普森式 3 挡行星齿轮变速器双行星排机构的基础上再增加一个行星排机构，成为 3 行星排 4 挡行星齿轮变速器；

b. 改进双行星排机构，通过改变前、后行星排基本元件的组合和增加换挡执行元件，使它成为带超速挡的 4 挡行星齿轮变速器。

由于篇幅的限制，在这里仅介绍 3 行星排 4 挡行星齿轮变速器。

4 挡行星齿轮变速器是在原辛普森式 3 挡行星齿轮变速器的基础上，再增加一个行星齿轮机构和相应的换挡执行元件来产生超速挡，所以这个行星齿轮机构称为超速行星排，它被安装在行星齿轮变速器的前端，如图 4.29 所示。它的行星架是主动件，与变速器输入轴相连接；齿圈为被动件，与后面的双排行星齿轮机构相连接。超速行星排的工作由 C_0 （直接离合器）和 B_0 （超速制动器）控制，直接离合器 C_0 用于连接超速行星排的太阳轮和行星架，超速制动器 B_0 用来固定超速行星排的太阳轮。在行星齿轮变速器传动过程中，超速制动器 B_0 放松，直接离合器 C_0 结合时，超速行星排直接传动，传动比为 1；而当超速制动器 B_0 制动、直接离合器 C_0 放松时，超速行星排处于增加转动状态，这时传动比小于 1，为超速挡。3 行星排辛普森式 4 挡行星齿轮变速器换挡执行元件共有 10 个，换挡结合表如表 4.5 所示。

辛普森式行星齿轮变速器的优点为：齿轮种类少、加工量少、工艺性好、成本低；以齿圈输入、输出，强度高，传递功率大；无功率循环，效率高；组成的元件转速低，换挡平稳；虽然是三自由度的变速器，每次换挡需操纵两个执行机构，但因安排合理，实际仅需更换一个执行机构。

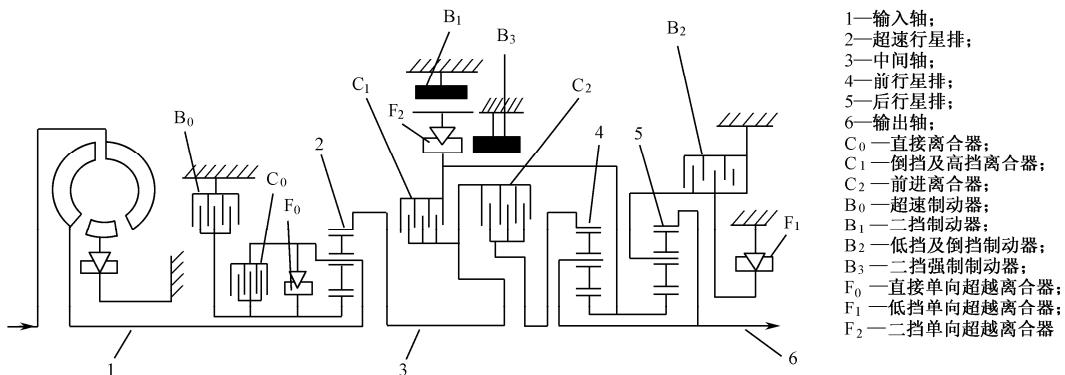


图 4.29 3 行星排辛普森式 4 挡行星齿轮变速器

表 4.5 3 行星排辛普森式 4 挡行星齿轮变速器换挡执行元件换挡结合表

换挡手柄位置	挡位	换挡执行元件									
		C_1	C_2	B_1	B_2	B_3	F_1	F_2	C_0	B_0	F_0
D	一		★				★		★		★
	二		★	★				★	★		★
	三	★	★	☆					★		★
	四	★	★	☆						★	
R	倒	★			★			★	★		★
S、L 或 2、1	一		★		★			★	★		★
	二		★	☆		★			★		★
		★	★						★		★

注：★—接合、制动或锁止；☆—接合或制动，但不传递动力

辛普森式行星齿轮变速器从 20 世纪 70 年代开始被通用、福特、克莱斯勒、丰田、日产等多家公司用于汽车自动变速器上。故从 40 多年前发明迄今，一直广泛为世界各国所采用，我国的 CA774、通用公司的 THM 25C、日产 3N71B 等均是这种结构。

(2) 拉维娜式齿轮机构。拉维娜式齿轮机构是由一小一大两个太阳轮、三个长行星齿轮和三个短行星齿轮组成两组行星齿轮，一个共用行星架和一个共用齿圈组成。

拉维娜式行星齿轮系统采用双行星排组合，其结构特点是：两行星排共用行星架和齿圈，小太阳轮 1、短行星轮 4、长行星轮 5、行星架 3 及齿圈 6 组成一个双行星轮式行星排，大太阳轮 2、长行星轮 5、行星架 3 及齿圈 6 组成一个单行星轮式行星排，如图 4.30 所示。具有四个独立元件：小太阳轮、大太阳轮、行星架和齿圈。行星架上的两套行星齿轮相互啮合，其中短行星齿轮与小太阳轮啮合，长行星齿轮与大太阳轮啮合的同时与齿圈啮合。

典型 3 挡拉维娜式行星齿轮变速器结构简图如图 4.31 所示，前进离合器用于连接输入轴和小太阳轮，倒挡及直接挡离合器用于连接输入轴和大太阳轮，2 挡制动器用于固定大太阳轮，倒挡及低挡制动器起固定行星架的作用，单向离合器对行星架逆时针方向旋转有锁止作用。

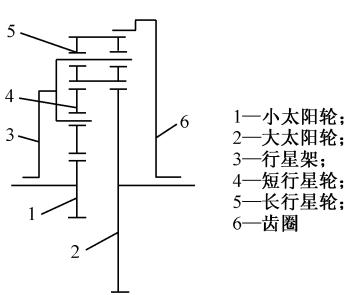


图 4.30 拉维娜式行星齿轮机构

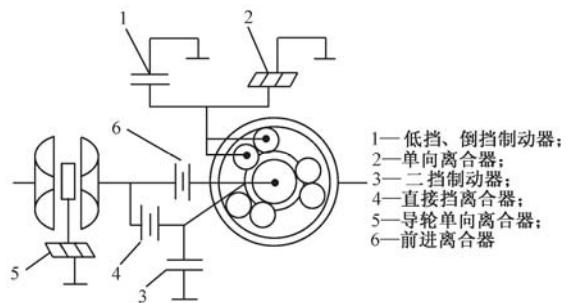


图 4.31 3 挡拉维娜式行星齿轮变速器结构简图

各挡传递路线如下。

① D 位一挡：单向离合器锁止行星架，使其无法逆时针旋转，前进离合器接合，小太阳轮成为输入元件。动力传递路线是第一轴、小太阳轮、短行星齿轮、长行星齿轮、齿圈。

② D 位二挡：前进离合器接合，二挡制动器将大太阳轮固定。动力传递路线是第一轴、小太阳轮、短行星齿轮、长行星齿轮、齿圈。

③ D 位三挡：前进离合器和直接挡离合器参与工作，大、小太阳轮被锁成一体，长、短行星齿轮同方向旋转，由于这两套行星齿轮处于常啮合状态而无法旋转，于是整个行星齿轮系统被联锁成一体，以直接挡传递动力。

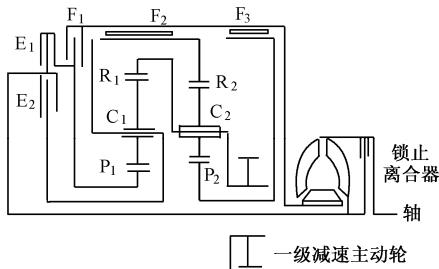
④ R 位：直接挡离合器工作，大太阳轮成为输入元件，低挡、倒挡制动器将行星架固定。动力传递路线是大太阳轮、长行星齿轮、齿圈。小太阳轮和短行星齿轮空转。

我国捷达、帕萨特选装的 AG4 变速器仅用了 3 个离合器、2 个制动器和 1 个单向离合器，同样也实现了 4 个前进挡变速，但结构简单。

(3) CR-CR 结构行星齿轮变速器。CR-CR 结构是指将两组单行星排的行星架 C 和齿圈 R 分别组配的变速器，其特点是变速比大、效率高、元件轴转速低。

福特公司的 CD4E 与通用公司的 THM440-T4 均属此型。THM440-T4 的特点是将辅助变速器与发动机平行安装，轴间尺寸短，有利于 FF 的布置；上海通用公司的 4T65E 与 THM440-T4 基本相同，只是增加了 1 个制动器。

我国神龙富康 988 系列中的 AL4 4 挡自动变速器是 1997 年投产的 CR-CR 型，如图 4.32 所示。



E₁、E₂—摩擦片式离合器; F₁—摩擦片式制动器;
F₂、F₃—带式制动器; C₁—第一排行星齿轮架;
C₂—第二排行星齿轮架; R₁—第一排齿圈;
R₂—第二排齿圈; P₁—第一排太阳轮; P₂—第二排太阳轮

图 4.32 AL4 4 挡自动变速器的示意图（一挡）

它与 4T65E 的结构与换挡操纵也完全相似，但是由于在液压系统中的电磁阀增加至 9 个，不仅对执行元件的油压进行控制，而且对压力蓄能器、节流孔等也实现电子控制；更主要的是，换挡时对发动机和变速器进行综合控制，以此代替单向离合器的作用，实现相同的功能，且各挡都具有发动机制动作用，结构简单。

4.3.2 定轴式变速齿轮机构

广州本田雅阁轿车采用的 PAX 型电控自动变速器，采用了定轴式齿轮变速传动机构，它主要由平行轴、各挡齿轮和湿式多片离合器（以下统称离合器）等组成，其结构如图 4.33 所示，剖面示意图如图 4.34 所示。

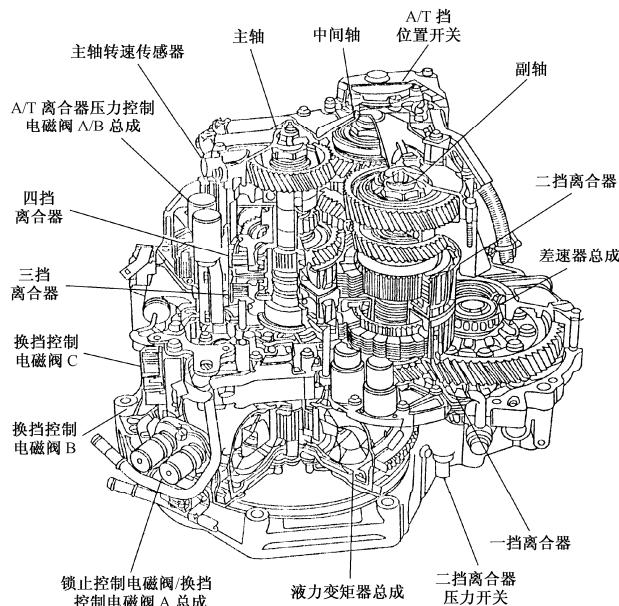


图 4.33 PAX 型电控自动变速器的结构图

平行轴有 3 根，即主轴、中间轴和副轴。主轴与发动机曲轴主轴颈轴线同轴。主轴上装有三挡和四挡离合器及三挡、四挡、倒挡齿轮和惰轮（倒挡齿轮、四挡齿轮制为一体）。中间轴上装有最终主动齿轮及一挡、三挡、四挡、倒挡、二挡齿轮及惰轮。中间轴四挡齿轮及其倒挡齿轮可在副轴中部锁止，工作时是锁止四挡齿轮还是倒挡齿轮则取决于接合套的移动方式。另外，主轴和副轴上的齿轮与中间轴上的齿轮保持常啮合状态。

行车中，当通过自动变速器控制系统使变速器中某一组齿轮啮合时，动力将从主轴和副轴传递到中间轴，并由中间轴输出，同时仪表板上的 A/T 挡位指示灯显示正在运行的挡位。

主要特点为采用平行定轴式齿轮变速传动机构，而不是采用通常的行星齿轮变速器，这种结构与普通的手动齿轮变速器很相似；除液压控制系统外，还增设有电子控制系统，使车辆在各种道路条件下驾驶均具有良好的平顺性和最佳的挡位选择；采用前轮驱动，变速与驱动合为一体，即为变速驱动桥，使动力传递路线短，结构更加紧凑。

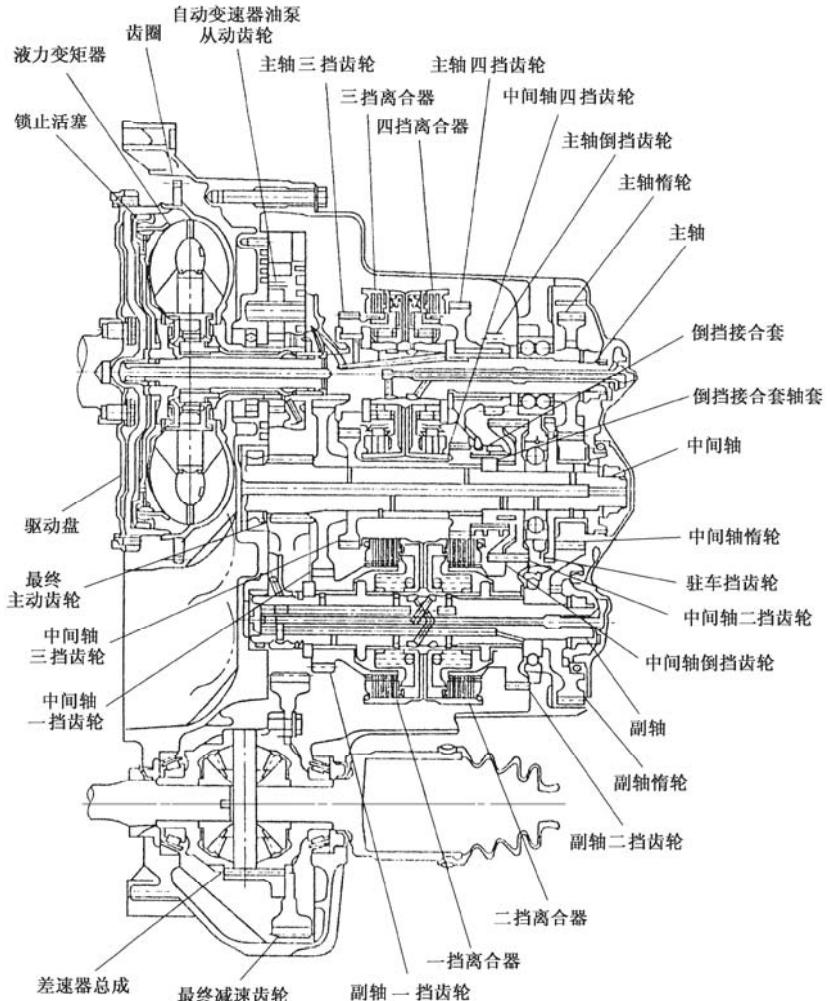


图 4.34 PAX 型电控自动变速器的剖面示意图

4.4 液压控制系统

4.4.1 液压控制系统的功用与组成

(1) 液压控制系统的功用。液压控制系统的功用是根据驾驶员的意图和行驶条件(节气门开度及车速信号等)的需要,利用液压油的输出或释放,操纵离合器和制动器的动作,控制行星齿轮机构,从而实现自动升挡、降挡。

(2) 液压控制系统的组成。自动变速器的自动控制是靠液压控制系统和电子控制系统完成的,而液压控制系统由油泵、执行机构和控制机构三部分组成。

4.4.2 油泵的功用、组成与工作原理

油泵(Oil Pump)是液压控制系统的动力源,它除了向控制机构、执行机构供给压力油以实现换挡外,还给液力变矩器提供冷却补偿油,向行星齿轮变速器供应润滑油。

油泵一般位于液力变矩器和行星齿轮系统之间,一般由液力变矩器外壳驱动。常用的油泵有三种类型:齿轮泵、转子泵和叶片泵,均为容积式油泵,如图 4.35 所示。

自动变速器常用的是内啮合齿轮泵,图 4.36 所示的是齿轮泵的典型结构。较小的外齿轮是主动齿轮,安装在较大的外齿轮中,外齿轮是从动齿轮,偏心地安装在泵体中,在内外齿轮之间安装

一个月牙形的隔板，将内外齿轮之间的容积分为两部分。

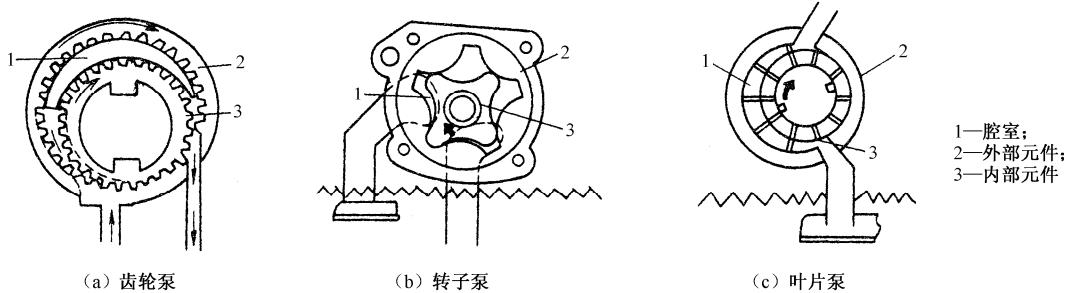


图 4.35 油泵的类型

齿轮泵主动齿轮由变矩器驱动，在齿轮转动时，月牙形隔板一侧的容积因齿轮退出啮合而增大进油腔，另一侧容积因齿轮进入啮合而减小出油腔。在进油腔产生一定的真空度将自动变速器油吸入机油泵内，油液充满齿槽，在齿轮转动时被带入月牙形隔板的另一侧，在出油腔内因齿轮进入啮合，齿轮之间的间隙减小，容积减小，使油液压力增加，从出油口排出进入液压回路。由于主动齿轮转动一圈油泵输出的油量是固定的，因此齿轮泵是一种定量油泵。

由于齿轮泵由变矩器驱动，其转速与发动机转速完全相同，则齿轮泵的输出油量和压力实际上在很大的范围内变化，在某些转速下齿轮泵的输出压力可能高于变速器工作需要的压力，这时除了齿轮泵消耗的发动机功率增加以外，过高的油压还会引起油液的渗漏。为避免这种现象的出现，在自动变速器的主油道上设置限压阀。限压阀与齿轮泵协调工作的情况如图 4.37 所示。

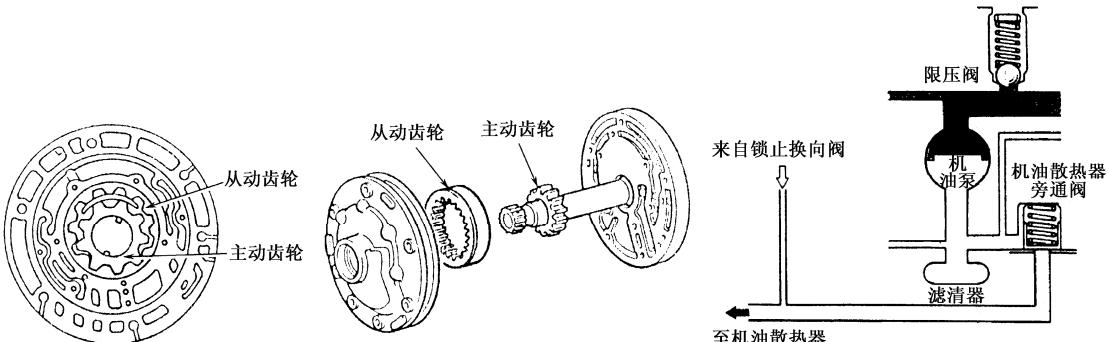


图 4.36 内啮合齿轮泵的典型结构示意图

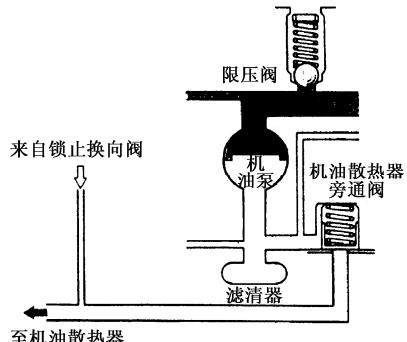


图 4.37 限压阀与齿轮泵协调工作

主油道的油压在允许范围内时，限压阀不参与工作。主油道的油压由其他元件控制。当主油压超过限制压力时，限压阀克服弹簧的作用打开原来被封闭的油道，液压油通过开启的油道流回油底壳，油压下降，当油压下降到安全数值以下后，限压阀关闭，油压仍然由其他元件控制。

转子泵与叶片泵都是齿轮泵的变形，工作原理与齿轮泵相同，但叶片泵可以是变量泵。

配置有自动变速器的汽车，在使用时应注意以下几点。

(1) 发动机不工作时，油泵也就不工作，变速器内无控制油压。想通过推车来启动发动机，即使变速器处于 D 位或 R 位，由于输出轴实际上是空转，因而发动机无法启动。

(2) 车辆被牵引时，发动机不工作，油泵无法运转，变速器内没有润滑油的循环流动。长距离牵引，齿轮系统无润滑油，使离合器和制动器磨损加剧。因此牵引距离不应超过 50km，牵引速度不得高于 30~50km/h。

(3) 车辆不能空挡滑行。因为车辆空挡滑行时，发动机处于怠速运转，油泵工作效率低，出油量少，不能对齿轮系统进行正常润滑，反而导致离合器和制动器磨损加剧。这样，既不安全又得不偿失。

(4) 变速器齿轮系统有故障或严重漏油时，牵引车辆时应将传动轴脱开或驱动轮悬空。

4.4.3 执行机构的功用、组成与工作原理

行星齿轮变速器中的所有齿轮都处于常啮合状态，挡位变换必须通过以不同方式对行星齿轮机构的基本元件进行约束（即固定或连接某些基本元件）来实现。能对这些基本元件实施约束的机构，就是行星齿轮变速器的换挡执行机构。

执行机构主要由离合器、制动器和单向离合器三种执行元件组成。离合器和制动器是以液压方式控制行星齿轮机构元件的旋转，而单向离合器则是以机械方式对行星齿轮机构的元件进行锁止。

1. 多片离合器

离合器（Clutch）的功用是将变速器的输入轴和行星排的某个基本元件连接，或将行星排的某两个基本元件连接在一起，使之成为一个整体转动。

自动变速器中所用的离合器常为湿式多片离合器（Disc Clutch），通常由离合器鼓、离合器活塞、回位弹簧、钢片、摩擦片、花键毂等组成，如图 4.38 所示。

离合器鼓通过花键与主动元件相连或与其制成一体，钢片通过外缘键齿与离合器鼓的内花键槽配合，与主动元件同步旋转。离合器花键毂与行星齿轮机构的主动元件制成一体，摩擦片通过内缘键齿与花键毂相连，钢片和摩擦片均可以轴向移动。压盘固定于离合器鼓键槽中，用以限制钢片、摩擦片的位移量，其外侧安装了限位卡环，活塞装于离合器鼓内，回位弹簧一端抵于活塞端面；另一端支撑在保持座上。

回位弹簧有三种不同形式：周置螺旋弹簧、中央布置螺旋弹簧和中央布置碟形弹簧。

当离合器处于分离状态时，活塞在回位弹簧的作用下处于左极限位置，钢片、摩擦片间存在一定间隙。当压力油经油道进入活塞左腔室后，液压力克服弹簧张力使活塞右移，将所有钢片、摩擦片依次压紧，离合器接合。该元件成为输入元件，动力经主动元件、离合器鼓、钢片、摩擦片和花键毂传至行星齿轮机构。压力油排出后，活塞在回位弹簧的作用下回位，离合器分离，动力传递路线被切断。

离合器处于分离状态时，活塞左端的离合器液压缸内不可避免地残留有少量变速器油。当离合器鼓随同主动元件一起旋转时，残留的变速器油在离心力的作用下被甩向液压缸的外缘，并在该处产生一定的油压。若离合器鼓的转速较高，该油压将推动活塞压向离合器片，力图使离合器接合，从而导致钢片和摩擦片间出现不正常滑磨，影响离合器的使用寿命。为了防止出现这种现象，在离合器活塞或离合器鼓左端的壁面上设有一个由钢球组成的安全阀，如图 4.39 所示。当压力油进入液压缸内时，钢球在油压的作用下压紧在阀座上，安全阀处于关闭状态，保证了液压缸的密封。当液压缸内的压力油通过油路排出时，缸体内的液压力下降，安全阀的钢球在离心力的作用下离开阀座，阀处于开启状态，残留在缸内的液压油因离心力的作用从安全阀的阀孔排出，使离合器得以彻底分离。

2. 制动器

制动器（Brake）的功用是固定行星齿轮机构中的基本元件，阻止其旋转。在自动变速器中常用的制动器有片式制动器和带式制动器两种。

(1) 片式制动器。片式制动器（Disc Brake）由制动器活塞、回位弹簧、钢片、摩擦片及制动器鼓等组成，如图 4.40 所示。结构和工作原理与湿式多片离合器基本相同，只是其钢片通过外花键齿安装在变速器壳体的内花键齿圈上，摩擦片则通过内花键齿和制动器鼓上的外花键槽相连，制动器鼓与行星齿轮机构的元件相连。当液压缸中没有压力油时，制动鼓可以自由旋转，当压力油进入制动器的液压缸后，通过活塞将钢片和摩擦片压紧在一起，制动器鼓及与其相连的行星齿轮机构的某一元件被固定而不能旋转。

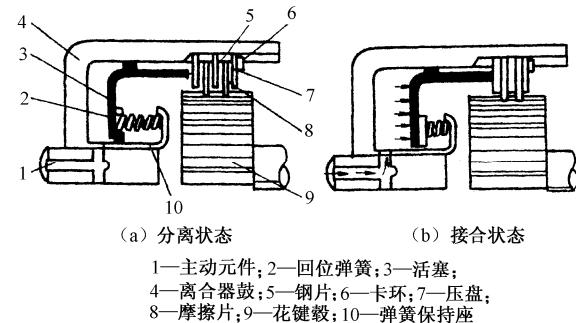


图 4.38 多片离合器

1—主动元件；2—回位弹簧；3—活塞；
4—离合器鼓；5—钢片；6—卡环；7—压盘；
8—摩擦片；9—花键毂；10—弹簧保持座

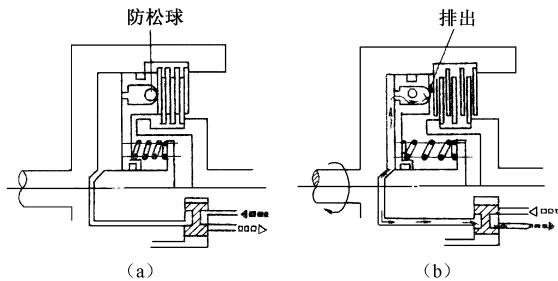


图 4.39 安全阀的功用

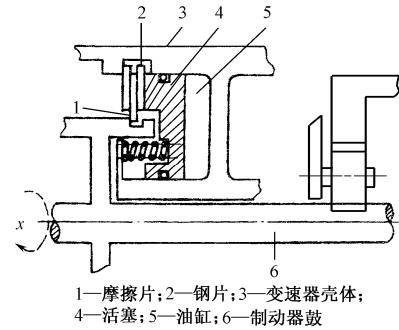


图 4.40 片式制动器示意图

钢片、摩擦片均由钢板冲压而成，摩擦片表面有厚度为 $0.38\sim0.76\text{mm}$ 的摩擦材料层。为保证分离彻底，钢片和摩擦片间必须有足够的间隙，标准间隙为 $0.25\sim0.38\text{mm}$ ，可通过选择适当的压盘、卡环及摩擦片厚度等方法调整该值。

片式制动器的工作平顺性较好，还能通过增减摩擦片的片数来满足不同排量发动机的要求，因此近年来在轿车自动变速器中使用得越来越多。

(2) 带式制动器。带式制动器 (Belt Brake) 由制动带及其伺服装置 (控制油缸) 组成。制动带是内表面带有镀层的开口式环形钢带，开口的一端支承在与变速器壳体固连的支座上，另一端与伺服装置相连。制动带按变形能力可分为刚性制动带和挠性制动带。刚性制动带比挠性制动带厚，具有较大的强度和热容性，但不能产生与制动鼓相适应的变形。挠性制动带在工作时可与制动鼓完全贴合，而且价格低廉。

制动器伺服装置 (Brake Servo Device) 有直接作用式和间接作用式两种类型。

直接作用式制动器结构如图 4.41 所示。制动带开口的一端通过摇臂支承于固定在变速器壳体的支承销上，另一端支承于油缸活塞杆端部，活塞在回位弹簧和左腔油压的作用下位于右极限位置，此时制动带和制动鼓之间存在一定间隙。制动时，压力油进入活塞右腔，克服左腔油压和回位弹簧的作用力推动活塞左移，制动带以固定支座为支点收紧，在制动力矩的作用下，制动鼓停止旋转，行星齿轮机构某元件被锁止。随着油压撤除，活塞逐渐回位，制动解除。若仅依靠弹簧张力，则活塞回位速度较慢，目前大多数制动器设置了左腔进油道。在右腔撤除油压的同时左腔进油，活塞在油压和回位弹簧的共同作用下回位，可迅速解除制动。

间接作用式伺服装置如图 4.42 所示。它与直接作用式结构的区别在于制动器开口的一端支承于推杆的端部，活塞杆通过杠杆控制推杆的动作，由于采用杠杆结构将活塞作用力放大，制动力矩进一步增加。制动解除后，制动带与制动鼓之间应存在一定间隙，否则会造成制动带过度磨损和制动鼓的滑磨，影响行星齿轮系统的正常工作。调整该间隙的常见结构有以下三种。

- ① 长度可调整的支承销。
- ② 长度可调整的活塞杆 (或推杆)。
- ③ 调整螺钉。

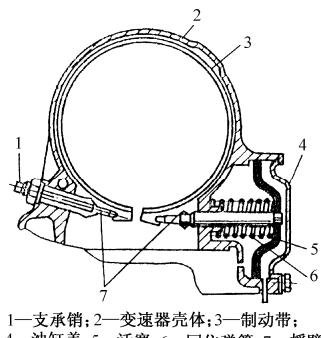


图 4.41 直接作用式伺服装置

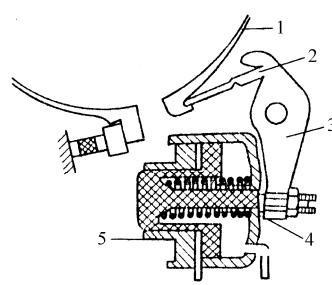


图 4.42 间接作用式伺服装置

3. 单向离合器

单向离合器 (One-way Clutch) 的作用是使某元件只能按一定方向旋转，在另一个方向上锁止。常见的单向离合器有楔块式和滚柱式两种结构形式。

楔块式单向离合器的构造和工作原理如图 4.43 所示，由内座圈、外座圈、楔块、保持架等组成。内、外座圈组成的滚道的宽度是均匀的，采用不均匀形状的楔块。当内座圈固定、外座圈逆时针转动时，外座圈带动楔块逆时针转动，楔块的长径与内外座圈接触。由于长径长度大于内、外座圈之间的距离，因此外座圈被卡住而不能转动。反之，当外座圈顺时针转动时，外座圈带动楔块顺时针转动，楔块的短径与内、外座圈接触。由于短径长度小于内、外座圈之间的距离，因此外座圈可以自由转动。

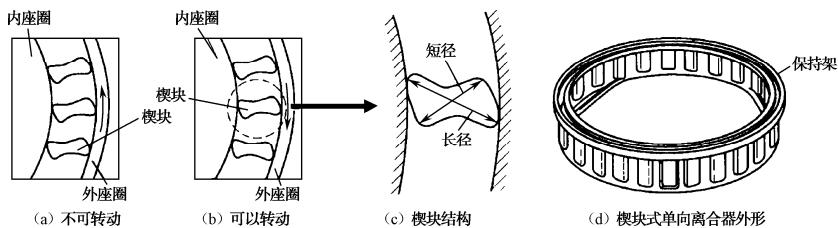


图 4.43 楔块式单向离合器

滚柱式单向离合器由内座圈、外座圈、滚柱、叠片弹簧等组成，如图 4.44 所示。外座圈的内表面制有若干偏心的弧形滚道，因此，由光滑的内座圈和外座圈构成的滚子滚道的宽度不均匀，滚子被弹簧压向小端。在内座圈固定的情况下，当外座圈顺时针转动时，滚柱进入楔形槽的宽处，内、外座圈不能被滚柱楔紧，外座圈可以顺时针自由转动。当导轮带动外座圈逆时针转动时，滚柱进入楔形槽的窄处，内、外座圈被滚柱楔紧，外座圈固定不动，单向离合器锁止。

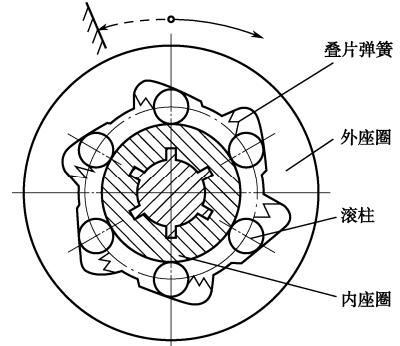


图 4.44 滚柱式单向离合器

控制机构包括主油路调压阀、手动阀、换挡阀及锁止离合器控制阀等，集中安装在自动变速器的阀体上，简称阀体总成。

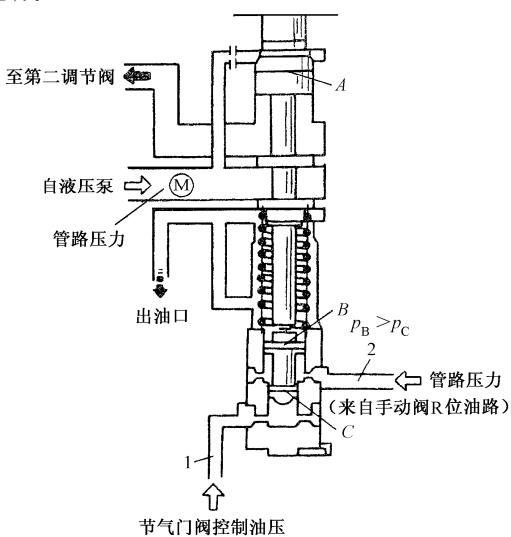


图 4.45 主油路调压阀的工作原理

1. 主油路调压阀

液压油从液压泵输出后，即进入主油路系统。当主油路压力过高时，会引起换挡冲击和增加功率消耗；而主油路压力过低时，又会使离合器、制动器等执行元件打滑，因此在主油路系统中必须设置主油路调压阀。

主油路调压阀 (Pressure Regulating Valve) 的功用是将液压泵输出压力调节到所需值后再输入主油路。

主油路调压阀通常采用阶梯形滑阀，如图 4.45 所示。它由上部的阀芯、下部的柱塞套筒及调压弹簧组成。在阀门的上部 A 处，受到来自液压泵的液压力作用；下端则受到柱塞下部 C 处来自调压电磁阀所控制的节气门油压力作用及调压弹簧的

作用力。共同作用的平衡，决定阀体所处的位置。

若液压泵压力升高，作用在 A 处向下的液压力大，推动阀体下移，出油口打开，液压泵输出的部分油液经出油口排回到油底壳，使工作油压力被调整到规定值。当加速踏板踩下时，发动机转速增加，液压泵转速随之加快，由液压泵产生的液压力也升高，向下的液压作用力增大。但此时节气门控制油压也增高，使得向上的作用力也增大，于是主调压阀继续保持平衡，满足了发动机功率增加时主油路油压增大的要求。

倒挡时，手动阀打开另一条油路，将压力油引入主调压阀柱塞的 B 腔，使得向上推动阀体的作用力增加，阀芯上移，出油口被关小，主油路压力增高，从而获得了高于 D、2、L 等前进挡位的管路压力。

2. 手动阀

手动阀（Manual Shift Valve）通过连杆机构与驾驶室内的变速器选挡操纵手柄相连，驾驶员操纵换挡操纵手柄带动手动阀移动，其功用是根据选挡杆位置的不同依次将管路压力导入相应各挡油路。图 4.46 所示的是丰田自动变速器手动阀。

3. 换挡阀

电液式控制系统换挡阀（Shift Valve）的工作完全由换挡电磁阀控制，其控制方式有两种：一种是加压控制，即通过开启或关闭换挡阀控制油路进油孔来控制换挡阀的工作；另一种是泄压控制，即通过开启或关闭换挡阀控制油路泄油孔来控制换挡阀的工作。加压控制方式的工作原理如图 4.47 所示，压力油经电磁阀后通至换挡阀的左端。当电磁阀关闭时，没有油压作用在换挡阀左端，换挡阀在右端弹簧力的作用下移向左端，如图 4.47 (a) 所示；当电磁阀开启时，压力油作用在换挡阀左端，使换挡阀克服弹簧力右移，如图 4.47 (b) 所示，从而改变油路，实现挡位变换。

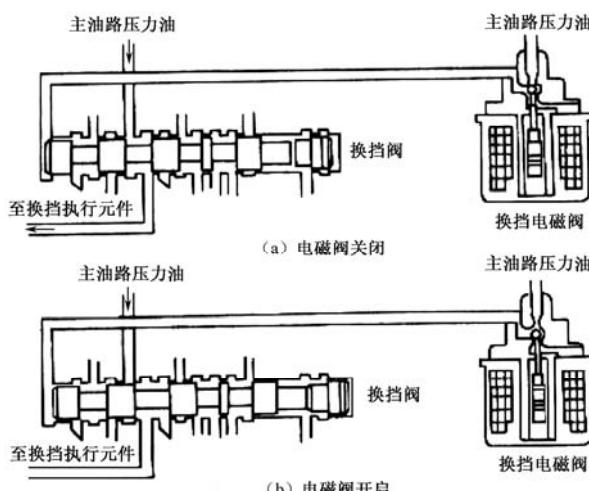


图 4.47 电液控制系统换挡阀的工作原理

电，电磁阀 B 通电，一挡～二挡换挡阀阀芯左移，关闭二挡油路；二挡～三挡换挡阀阀芯右移，关闭三挡油路。同时使主油路油压作用在三挡～四挡换挡阀阀芯右端，让三挡～四挡换挡阀阀芯停留在右位。

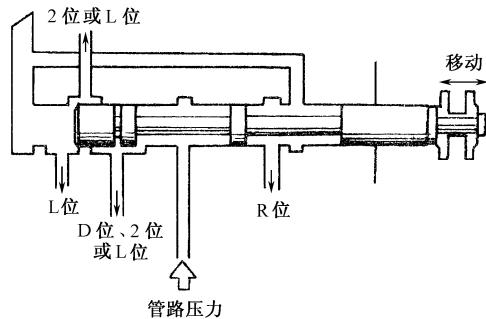


图 4.46 手动阀的结构与油道

自动变速器通常有三个换挡阀，分别由三个换挡电磁阀来控制，并通过三个换挡阀之间油路的互锁作用实现四个挡位的变换。目前大部分电子控制自动变速器采用由两个电磁阀操纵三个换挡阀的控制方式。这种换挡控制的工作原理如图 4.48 所示，它采用泄压控制的方式。由图中可知，一挡～二挡换挡阀和三挡～四挡换挡阀由电磁阀 A 控制，二挡～三挡换挡阀则由电磁阀 B 控制。电磁阀不通电时关闭泄油孔，来自手动阀的主油路压力油通过节流孔后作用在各换挡阀右端，使阀芯克服弹簧力左移。电磁阀通电时泄油孔开启，换挡阀右端压力油被泄空，阀芯在左端弹簧力的作用下右移。

图 4.48 (a) 为一挡，此时电磁阀 A 断

图 4.48 (b) 为二挡, 此时电磁阀 A 和电磁阀 B 同时通电, 一挡~二挡换挡阀右端油压下降, 阀芯右移, 打开二挡油路。

图 4.48 (c) 为三挡, 此时电磁阀 A 通电, 电磁阀 B 断电, 二挡~三挡换挡阀右端油压上升, 阀芯左移, 打开三挡油路。同时使主油路油压作用在一挡~二挡换挡阀左端, 并让三挡~四挡换挡阀阀芯左端控制油压泄空。

图 4.48 (d) 为四挡, 此时电磁阀 A 和电磁阀 B 均不通电, 三挡~四挡换挡阀阀芯右端控制压力上升, 阀芯左移, 关闭直接挡离合器油路, 接通超速制动器油路, 由于一挡~二挡换挡阀阀芯左端作用于主油路油压, 虽然右端有压力油作用, 但阀芯仍然保持在右端不能左移。

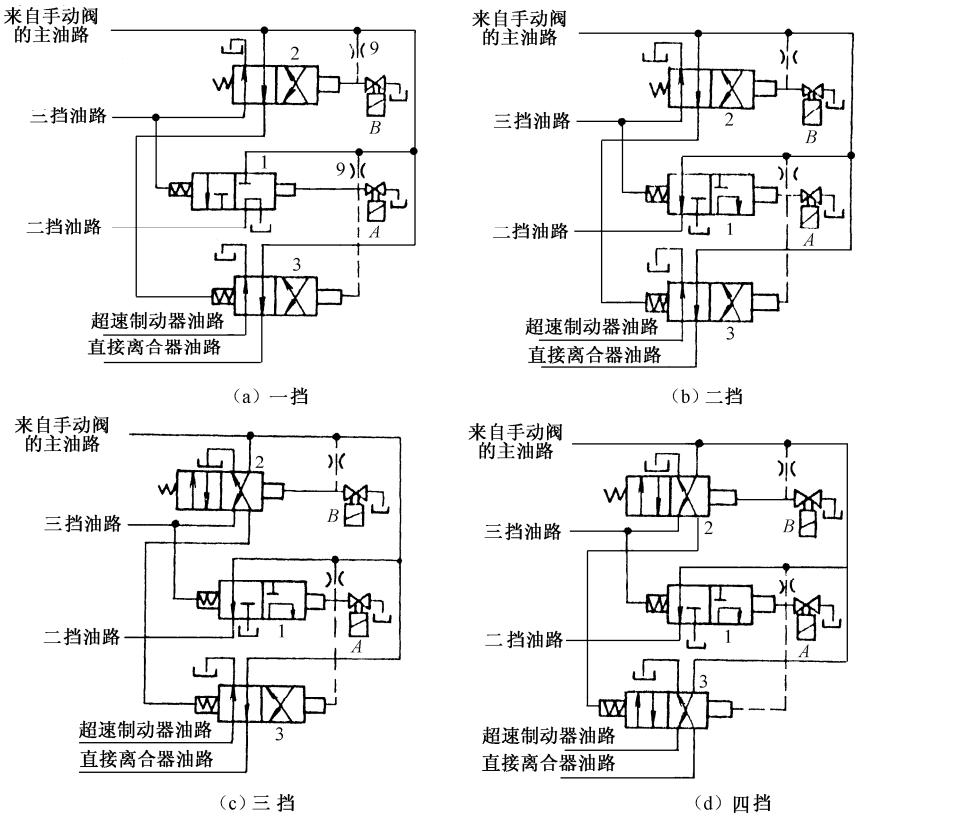


图 4.48 电控自动变速器换挡液压系统原理

4. 锁止离合器控制阀

目前大量电控自动变速器上, 锁止电磁阀 (Lock Solenoid Valve) 采用脉冲式电磁阀, ECU 可利用脉冲电信号占空比大小来调节锁止电磁阀的开度, 以控制作用在锁止离合器控制阀右端的油压, 由此调节锁止离合器控制阀左移时排油孔的开度, 从而控制锁止离合器活塞右侧油压的大小, 如图 4.49 所示。当作用在锁止电磁阀上的脉冲电信号的占空比为 0 时, 电磁阀关闭, 没有油压作用在锁止离合器控制阀的右端, 此时锁止离合器活塞左右两侧的油压相同, 锁止离合器处于分离状态。当作用在锁止电磁

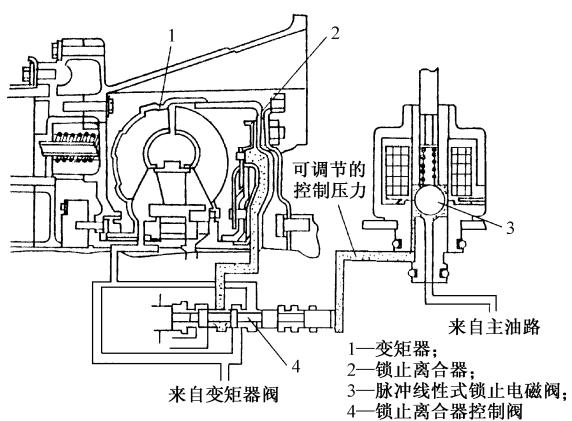


图 4.49 电控系统锁止离合器控制阀工作原理 (脉冲式电磁阀)

阀上的脉冲电信号较小时，电磁阀的开度和作用在锁止离合器控制阀右端的油压及锁止控制阀左移打开的排油孔开度均较小，锁止离合器活塞左右两侧油压差及由此产生的锁止离合器接合力也较小，使锁止离合器处于半接合状态。脉冲信号的占空比越大，锁止离合器活塞左右两侧油压差及锁止离合器接合力也越大。当脉冲信号的占空比达到一定数值时，锁止离合器即可完全接合。这样，ECU 在控制锁止离合器接合时，可以通过电磁阀来调节其接合速度，让接合力逐渐增大，使接合过程更加柔和。有些车型的自动变速器 ECU 还具有滑动锁止控制程序，也就是在汽车的行驶条件已接近但尚未达到锁止控制程序所要求的条件时，先让锁止离合器处于磨滑状态（即半接合状态），变矩器处于半机械半液力传动工况。

4.5 电子控制系统

4.5.1 电子控制系统的功用与组成

为了进一步改善工作性能，自动变速器除液压控制系统外，又增设了电控系统，由计算机根据行驶要求和负荷来控制换挡，使自动变速器内部元件结构简化，性能提高，换挡更精确、平顺，减少了排放，提高了燃油经济性，同时还具有电子自诊断功能，便于故障诊断和维修。

电子控制系统由信号输入装置、ECU 和执行器组成。

4.5.2 信号输入装置的功用、组成与工作原理

信号输入装置包括传感器和信号开关装置，其中常用的传感器有节气门位置传感器、发动机转速传感器、车速传感器、输入轴转速传感器和变速器油温传感器；常用的信号开关装置有超速挡开关、模式选择开关、多功能开关、空挡启动开关、制动灯开关等。

1. 节气门位置传感器

节气门位置传感器（Throttle Position Sensor, TPS）安装在发动机节气门体上并与节气门联动，其功用是检测发动机节气门的开度，向 ECU 提供发动机负荷信号，以控制自动变速器换挡时刻及主油路油压。

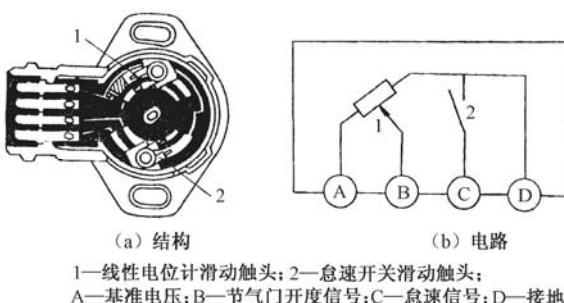


图 4.50 可变电阻式节气门位置传感器

常见的节气门位置传感器为可变电阻式，如图 4.50 所示，由一个线性电位计和一个怠速开关组成，节气门轴带动线性电位计及怠速开关的滑动触点。当节气门轴转动时，电位计所控制的线性电阻值发生变化，所对应的电位也发生变化，变化的电位信号输送给电控单元。当节气门关闭时，怠速开关闭合，将怠速信号输送给电控单元。

2. 发动机转速传感器

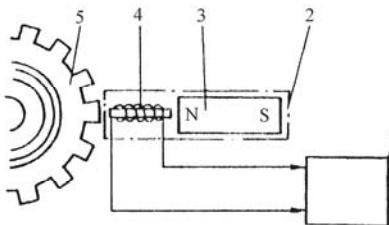
发动机转速传感器（Engine Speed Sensor）

一般安装在分电器内或曲轴后端的飞轮附近，通常为磁感应式，用于监测发动机的转速。

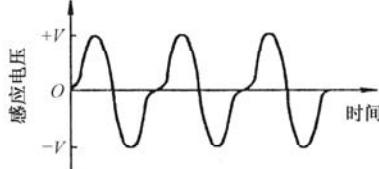
3. 车速传感器

车速传感器（Vehicle Speed Sensor, VSS）的种类较多，常用的有以下三种。

(1) 电磁感应式车速传感器，主要由永久磁铁和电磁感应线圈组成，如图 4.51 所示。该车速传感器一般安装在变速器输出轴附近，变速器输出轴上的停车锁止齿轮充当感应转子，当输出轴转动时，感应转子的凸齿不断靠近或离开车速传感器，使感应线圈内的磁通量发生变化，从而产生交流感应电压。车速越高，输出轴的转速越高，感应电压的脉冲频率也越大。电控单元根据感应电压脉冲频率的大小计算车速，作为换挡控制的另一主要依据。



(a) 结构



- 1—电子控制单元;
2—车速传感器;
3—永久磁铁;
4—感应线圈及铁芯;
5—感应转子

图 4.51 电磁感应式车速传感器

(2) 笛簧开关式车速传感器，舌簧开关由小玻璃管内安装的两个细长触点构成，触点由铁、镍等磁性材料制成。受玻璃管外磁极控制，触点可因互相吸引而闭合，也可因互相排斥而断开，具有开关作用。舌簧开关置于车速表的转子附近，当车速表软轴旋转时产生脉冲信号，如图 4.52 所示。

(3) 光电式车速传感器，如图 4.53 所示，由发光二极管、光敏元件及速度表软轴驱动的遮光板组成，其电路如图 4.54 所示，ECU 根据脉冲数计算出车速。

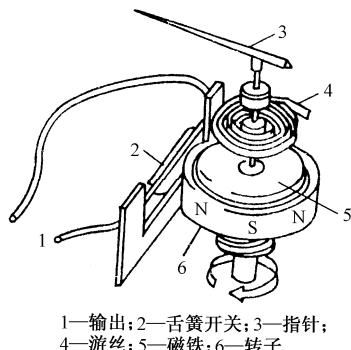


图 4.52 笛簧开关式车速传感器

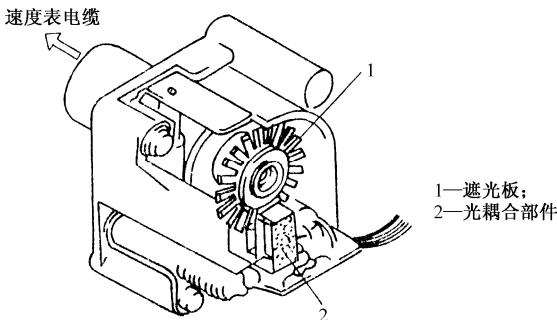


图 4.53 光电式车速传感器

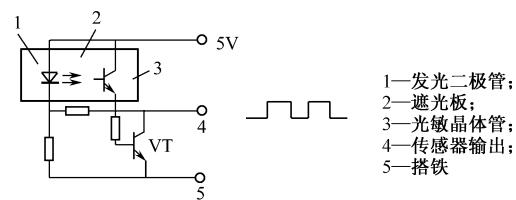


图 4.54 光电式车速传感器的电路

4. 输入轴转速传感器

输入轴转速传感器与车速传感器类似，也是一种电磁感应式转速传感器。它安装在行星齿轮变速器的输入轴（液力变矩器蜗轮输出轴）附近或与输入轴连接的离合器鼓附近的壳体上，用于监测输入轴转速，并将信号送入 ECU，以更精确地控制换挡过程。它还作为变矩器蜗轮的转速信号，与发动机转速即变矩器泵轮转速进行比较，计算出变矩器的转速比，以优化锁止离合器的控制过程，减小换挡冲击，改善汽车的行驶平顺性。

5. 变速器油温传感器

变速器油温传感器安装在自动变速器油底壳内的液压阀阀板上，用于连续监控自动变速器中变速器的油温，以作为 ECU 进行换挡控制、油压控制、锁止离合器控制的依据，内部结构为一个热敏电阻。

6. 超速挡开关

超速挡开关 (Overdrive Switch) 通常安装在自动变速器操纵手柄上，如图 4.55 所示，用于控制自动变速器的超速挡。如果超速挡开关打开，变速器操纵手柄处于 D 位，则自动变速器随着车速的提高而升挡时，可升到最高挡（即超速挡）；而开关关闭时，无论车速多高，自动变速器最多只能升至次高挡。

在驾驶室仪表板上,有“O/D OFF”指示灯显示超速挡开关的状态。当超速挡开关打开时,“O/D OFF”指示灯熄灭,而当超速挡开关关闭时,“O/D OFF”指示灯随之亮起。

7. 模式选择开关

模式选择开关又称程序开关,用于选择自动变速器的控制模式,即选择自动变速器的换挡规律,以满足不同的使用要求。图 4.56 所示的是安装在换挡操纵手柄旁的模式开关。常见的控制模式有以下几种。

(1) 经济模式 (Economy): 该模式以汽车获得最佳燃油经济性为目标设计换挡规律。当自动变速器在经济模式下工作时,其换挡规律使汽车在行驶过程中,发动机经常在经济转速范围内运转,降低了燃油消耗。发动机转速相对较低时就会换入高挡,即提前升挡,延迟降挡。

(2) 动力模式 (Power): 该模式以汽车获得最大动力性为目标设计换挡规律。当自动变速器在动力模式下工作时,其换挡规律使汽车在行驶过程中,发动机经常处在大转矩、大功率范围内运行,提高了汽车的动力性能和爬坡能力。只有发动机转速较高时,才能换入高挡,即延迟升挡,提前降挡。

(3) 普通模式 (Normal): 普通模式的换挡规律介于经济模式与动力模式之间,它使汽车既保证了一定的动力性,又有较好的燃油经济性。

(4) 手动模式 (Manual): 该模式让驾驶员可在一挡~四挡之间以手动方式选择合适的挡位,使汽车像装了手动变速器一样行驶,而又不必像手动变速器那样换挡时必须踩离合器踏板。

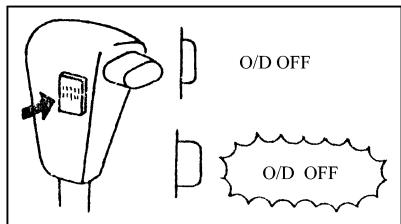


图 4.55 超速挡开关

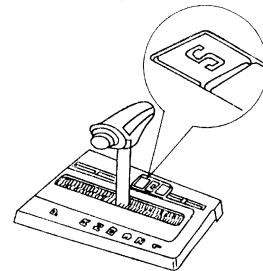


图 4.56 模式选择开关

8. 多功能开关

多功能开关装在变速器壳体的手动阀摇臂轴或操纵手柄上,由变速杆进行控制,如图 4.57 所示。多功能开关具有下列功能。

(1) 指示选挡操纵手柄位置: 选挡操纵手柄的位置是利用多功能开关传给变速器控制系统。多功能开关电路如图 4.58 所示,触点 2、3、4 通过多种组合(开和关)将换挡位置 P、R、N、D、3、2 和 1 传给变速器控制单元。

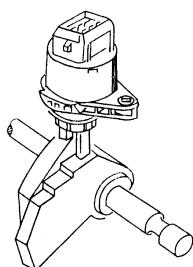


图 4.57 多功能开关

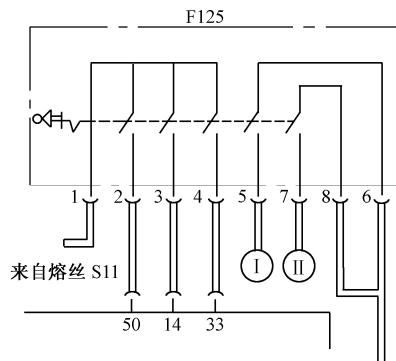


图 4.58 多功能开关电路

(2) 倒挡信号灯的开启: 当选挡手柄置于 R 位时,接通倒车灯继电器,倒挡信号灯开启。

(3) 空挡启动：发动机只有当选挡手柄在位置 P 或 N 时才能启动。多功能开关将选挡杆位置处于 P 或 N 时的信号传给启动继电器，使点火开关能工作。同时，在挂前进挡时中断启动机，即制止启动机在汽车进入行驶状态后啮合。

9. 空挡启动开关

空挡启动开关及其电路如图 4.59 所示，其作用与多功能开关相同。

10. 制动灯开关

安装在制动踏板支架上，踩下制动踏板时开关接通，通知 ECU 已经制动，松开变矩器锁止离合器，同时开启制动灯，还可以防止当驱动轮制动抱死时发动机突然熄火。

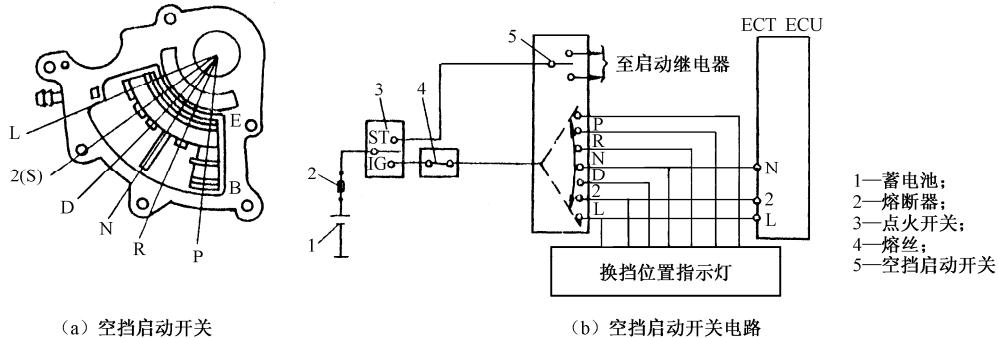


图 4.59 空挡启动开关与电路

4.5.3 ECU 的功用、组成与工作原理

ECU (Electronic Control Unit) 是电子控制系统的核心，由输入装置、控制器和输出装置三部分组成。输入装置接收各传感器与开关的输出信号，并对其进行放大或调节；控制器将这些信号与内存中的数据进行对比，根据对比结果做出是否换挡等决定；再由输出装置将控制信号输送给电磁阀，控制挡位的变化。ECU 具有以下控制功能。

(1) 控制换挡时刻。换挡时刻的控制是 ECU 最重要的控制内容之一，汽车在每一特定行驶工况都有一个与之对应的最佳换挡时刻，ECU 可以让自动变速器在任何行驶条件下都按最佳换挡时刻进行换挡，从而使汽车的动力性和经济性等指标综合起来达到最佳。

通常，ECU 将汽车在不同使用要求下的最佳换挡规律以自动换挡图的形式储存在存储器中。带有模式选择开关的电控式自动变速器在模式开关处于不同位置时，对汽车的使用要求不同，其换挡规律也不同，一般有普通、经济、动力等几种形式的换挡规律，图 4.60 所示的是选挡手柄在 D 位时的换挡规律，其中实线为升挡线，虚线为降挡线。

汽车在行驶时，ECU 根据模式选择开关和挡位开关的信号，从存储器中选出相应的自动换挡图，再将车速传感器、节气门位置传感器测得的车速、节气门开度与所选的自动换挡图进行比较，如在一定节气门开度下行驶的汽车达到设定的换挡车速时，ECU 便向换挡电磁阀发出电信号，由电磁阀的动作决定压力油通往各执行元件的流向，以实现挡位的自动变换。其原理框图如图 4.61 所示。

(2) 控制主油路油压。主油路油压应随发动机负荷增大而增高，以满足传递大功率时对离合器、制动器等执行元件液压缸工作压力的要求。

全液压式控制系统中的主油路油压是由主油路调压电磁阀调节的。

电控式自动变速器的电液式控制系统是以一个油压电磁阀来产生节气门油压。油压电磁阀是脉冲式电磁阀，ECU 根据节气门位置传感器测定的节气门开度，控制发往油压电磁阀的脉冲信号的占空比，使主油路油压随节气门开度而变化。

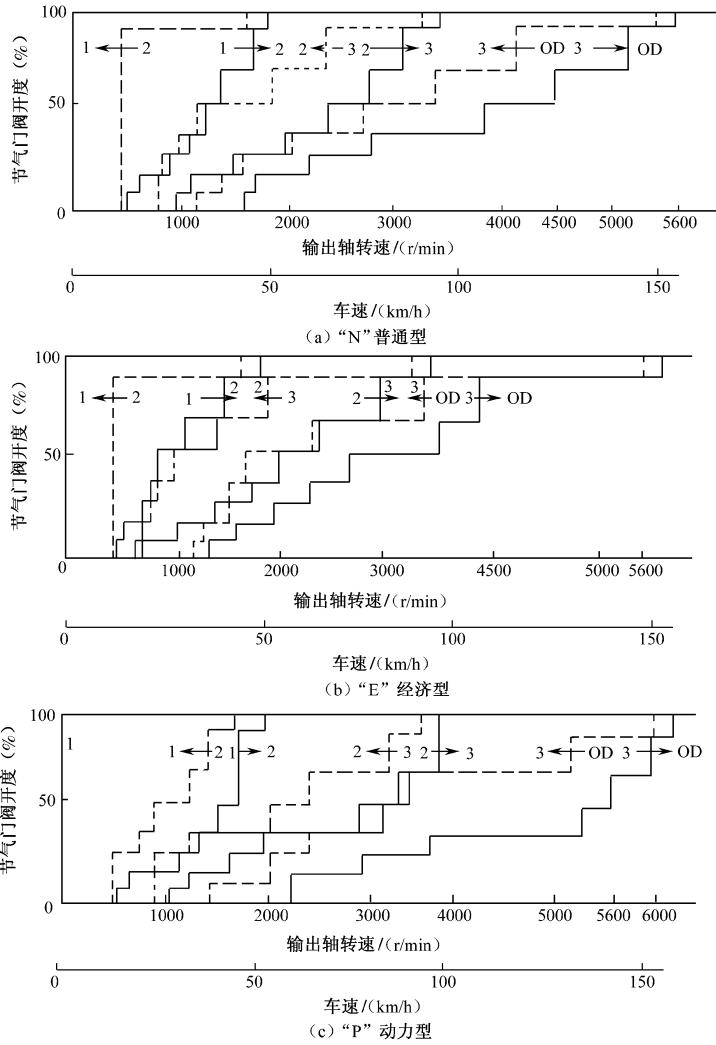


图 4.60 选挡手柄在 D 位时的换挡规律

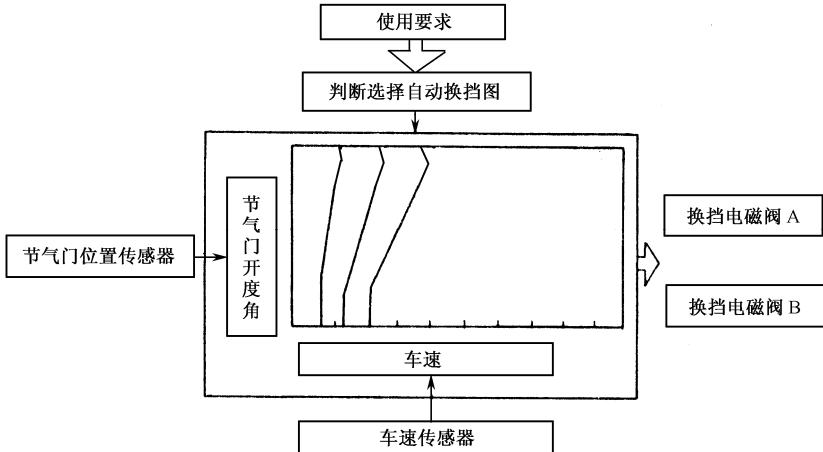


图 4.61 自动换挡控制框图

除正常的主油路压力控制外，ECU 还可以根据各个传感器测得的自动变速器的工作条件，在一些特殊情况下对主油路油压做适当修正，使油路压力控制获得最佳效果。

(3) 控制锁止离合器。电子控制自动变速器中液力变矩器的锁止离合器的工作也是由 ECU 控制的, ECU 按照设定的控制程序, 通过锁止电磁阀来控制锁止离合器的接合或分离。自动变速器在各种工作条件下的最佳锁止离合器控制程序被事先储存在 ECU 的存储器内, ECU 根据自动变速器的挡位、选取的控制模式等工作条件从存储器内选择出相应的锁止控制程序, 再将车速、节气门开度与锁止控制程序进行比较。当满足锁止条件时, ECU 即向锁止电磁阀发出电信号, 使锁止离合器接合, 液力变矩器按机械传动工况工作。

在以下几种情况下可强制解除锁止: 当汽车采取制动或节气门全闭时, 为防止发动机失速, ECU 切断通向锁止电磁阀的电路, 强行解除锁止; 在自动变速器升降挡过程中, ECU 暂时解除锁止, 以减小换挡冲击; 如果发动机冷却液的温度低于 60℃, 锁止离合器应处于分离状态, 加速预热, 提高总体驾驶性能。

早期锁止电磁阀采用开关式电磁阀, 由于接合与分离都是在一瞬间完成的, 对传动系造成较大冲击, 影响汽车的行驶平顺性。目前多采用脉冲式电磁阀, 使锁止离合器工作更柔和。

(4) 控制换挡品质。改善换挡质量, 提高汽车的乘坐舒适性, 目前常见的特殊控制功能有以下几种。

① 换挡油压控制: 在升挡或降挡的瞬间, ECU 通过油压电磁阀适当降低主油路油压, 以减小换挡冲击, 达到改善换挡质量的目的。也有一些控制系统是在换挡时通过电磁阀减小减震器活塞的背压, 以降低离合器或制动器液压缸内油压的增长速度, 达到减小换挡冲击的目的。

② 减小转矩控制: 在换挡的瞬间, 通过延迟发动机的点火时间或减少喷油量, 暂时减少发动机的输出转矩, 以减小换挡冲击和汽车加速度出现的波动。

③ N~D 换位控制: 在选挡手柄由停车位或空位 (P 或 N) 位置换至前进挡或倒挡 (D 或 R) 位置, 或相反地进行换挡时, ECU 通过调整发动机的喷油量, 将发动机的转速变化减至最小限度, 以改善换挡质量。

(5) 自动模式选择控制。ECU 通过各个传感器测得汽车行驶状况和驾驶员的操作方式, 经过运算分析, 自动选择采用经济模式、动力模式或普通模式进行换挡控制, 以满足不同的行驶要求。

ECU 在进行自动模式选择控制时, 主要参考换挡手柄的位置及加速踏板被踩下的速率高低, 以判断驾驶员的操作目的, 自动选择控制模式。

① 当操纵手柄位于前进低挡 (S、L 或 2、1) 时, ECU 只选择动力模式。

② 在前进挡 D 位, 当加速踏板被踩下的速率较低时, ECU 选择经济模式; 当加速踏板被踩下的速率超过控制程序中所设定的速率时, ECU 由经济模式转换为动力模式。ECU 将车速和节气门开度的组合分为一定数量的区域, 每个区域有不同的节气门开启速率的程序设定值。车速越低或节气门开度越大时, 其设定值越小, 也就越容易选择动力模式。

③ 在前进挡 D 位, ECU 选择动力模式时, 一旦节气门开度低于 1/8, 换挡规律即由动力模式转换为经济模式。

(6) 发动机制动作用控制。ECU 按照设定的控制程序, 在操纵手柄位置、车速、节气门开度等满足一定条件时, 向锁止离合器电磁阀或制动器电磁阀发出电信号, 打开相应的控制油路, 使之接合或制动, 让自动变速器具有反向传递动力的能力, 从而实现发动机制动。

(7) 使用输入轴转速传感器的控制。ECU 在进行换挡油压控制、减小转矩控制、锁止离合器控制时, 利用输入轴转速进行计算, 使控制的时间更加准确, 从而获得最佳的换挡感觉和乘坐舒适性。

(8) 超速行驶控制。只有当选挡操纵手柄位于 D 位且超速开关打开时, 汽车才能升入超速挡。当汽车以巡航方式在超速挡行驶时, 若实际车速低于设定值 4km/h, 巡航控制单元向 ECU 发出信号, 要求自动退出超速挡。还可以防止自动变速器在发动机冷却液温度低于 60℃ 时进入超速挡工作。

(9) 自诊断与失效保护功能。为了及时发现电子控制装置中的故障, 并在出现故障时尽可能地

使自动变速器保持最基本的工作能力，以维持汽车行驶，便于汽车进厂维修，ECU 具有故障自诊断和失效保护功能。

① 在汽车行驶时，仪表盘上的自动变速器故障代码指示灯闪亮，以提醒驾驶员立即将汽车送至修理厂维修。常见车型故障代码指示灯如表 4.6 所示。

表 4.6 常见车型故障代码指示灯

车型	故障指示灯
日本丰田（雷克萨斯、凯美瑞、皇冠）、日产	超速挡指示灯“O/D OFF”
日本本田（雅阁）	挡位指示灯“D4”或“S”故障代码指示灯
美国通用（凯迪拉克、别克、雪佛兰）、福特（林肯、天霸）	发动机的故障代码指示灯
欧宝	“S”故障代码指示灯
日本富士重工（斯巴鲁）	动力模式指示灯“POWER”

② 将检测到的故障内容以故障代码的形式存在 ECU 的存储器内，只要不切断蓄电池，被测到的故障代码就会一直保存在 ECU 内，即使是汽车行驶中偶尔出现的一次故障，ECU 也会及时地检测到并记录下来。在修理时，维修人员可以采用一定方法将储存在 ECU 内的故障代码读出，为查找故障部位提供可靠的依据。

③ ECU 按设定的失效保护程序控制自动变速器的工作，保持汽车的基本行驶能力。

a. 当某些传感器出现故障后，ECU 会采取失效保护功能。例如，节气门位置传感器出现故障时，ECU 根据怠速开关的状态进行控制。

车速传感器出现故障时，ECU 不能进行自动换挡控制，此时自动变速器的挡位可由选挡手柄的位置决定：手柄在 D 位或 S（或 2）位，变速器为超速挡或三挡；手柄在 L（或 1）位，为二挡或一挡；或无论选挡手柄为任何前进挡，变速器都为一挡，以保持汽车最基本行驶能力。

输入轴转速传感器出现故障时，ECU 停止减小转矩控制，此时换挡冲击会有所增大。

b. 执行器出现故障后，ECU 采取失效保护功能，不同的 ECU 有不同的失效保护功能。一种是无论有几个电磁阀出现故障，ECU 都将停止所有换挡电磁阀的工作，此时自动变速器的挡位完全由选挡手柄的位置决定：手柄在 D 位或 S（或 2）位时，变速器被固定为三挡，在 L（或 1）位时被固定为二挡。另一种是几个换挡电磁阀中有若干个出现故障时，ECU 控制其他无故障的电磁阀工作，以保证自动变速器仍能自动升挡或降挡，此时会失去某些挡位的功能，而且升挡或降挡规律有所变化，如可能直接由一挡升至三挡或超速挡。

强制离合器或强制制动器电磁阀出现故障时，ECU 停止电磁阀的工作，让强制离合器或强制制动器始终处于接合状态，使汽车减速时总可以利用发动机的制动作用。

锁止电磁阀出现故障时，ECU 停止锁止离合器控制，使锁止离合器始终处于分离状态。

4.5.4 执行器的功用、组成与工作原理

电磁阀（Solenoid Valve）是电子控制系统的执行元件，按其功用可分为换挡电磁阀、锁止电磁阀和调压电磁阀，按其工作方式可分为开关式电磁阀和脉冲式电磁阀。

（1）开关式电磁阀。开关式电磁阀（Switch Type Solenoid Valve）的功用是开启和关闭变速器油路，可用于控制换挡阀及液力变矩器的闭锁离合器锁止阀。

开关式电磁阀由电磁线圈、磁铁、阀芯和回位弹簧等组成，如图 4.62 所示。线圈不通电时，阀芯被油压推开，打开泄油孔，油路压力为零；线圈通电时，电磁力使阀芯左移，关闭泄油孔，油路压力上升。

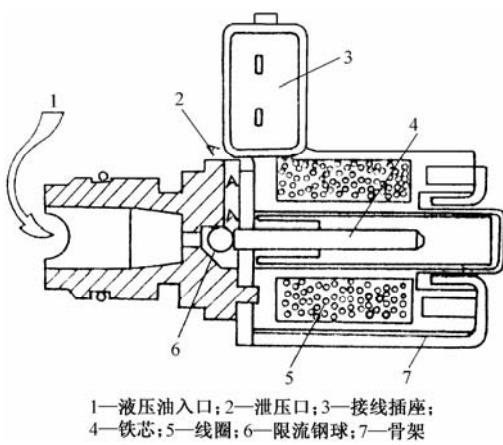


图 4.62 开关式电磁阀

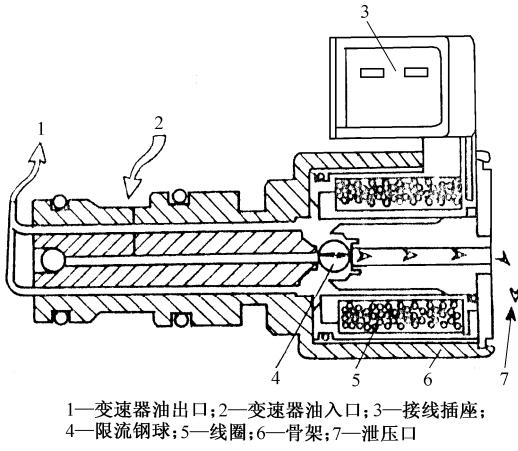


图 4.63 脉冲式电磁阀

(2) 脉冲式电磁阀。脉冲式电磁阀 (Pulse Type Solenoid Valve) 结构如图 4.63 所示，其功用是控制油路中油压的大小。控制信号是频率固定的脉冲电信号，电磁阀在脉冲电信号的作用下不断反复地开启和关闭泄油孔，ECU 通过改变每个脉冲周期内电流接通和断开的时间比例，即所谓占空比[在一个脉冲周期内，通电时间为 A，断电时间为 B，占空比= $A/(A+B) \times 100\%$]来改变电磁阀开启和关闭的时间比例，达到控制油路油压的目的。占空比越大，油路压力越低；反之，占空比越小，油路压力就越高，如图 4.64 所示。

脉冲式电磁阀一般安装在主油路中，在变速器自动升挡及降挡瞬间或在锁止离合器锁止及解除锁止动作开始时使油压下降，以减少换挡和锁止、解锁冲击，使车辆行驶更平稳。

4.6 电控液力自动变速器的维修

自动变速器检查和试验的目的是为了确定故障的原因和部位，从而确定相应的修理方法，一般包括基本检查、失速试验、时滞试验、油压试验、手动换挡试验和道路试验等。

4.6.1 自动变速器的基本检查

1. 油面检查

在对自动变速器进行检查前或故障诊断前，首先要对变速器油面高度进行检查，一般在车辆行驶 1 万公里后检查油面高度。其具体检查方法如下。

- (1) 将汽车停放在水平地面上，并拉紧手制动。
- (2) 让发动机怠速运转 1min 以上。
- (3) 踩住制动踏板，将操纵手柄拨至倒挡 (R)、前进挡 (D)、前进低挡 (S、L 或 2、1) 等位置，并在每个挡位上停留几秒，使液力变矩器和所有的换挡执行元件中都充满液压油。最后将操纵手柄拨至停车挡 (P) 位置。
- (4) 拔出自动变速器油尺，将其擦净后再全部插入原处后拔出，检查油尺上的油面高度。

液压油油面高度的标准是：如果自动变速器处于冷态（即冷车刚启动，液压油的温度较低，为室温或低于 25℃ 时），油面高度应在油尺刻线的下限附近；如果自动变速器处于热态（如低速行驶 5min 以上，液压油温度已达 70~80℃），油面高度应在油尺刻线的上限附近。

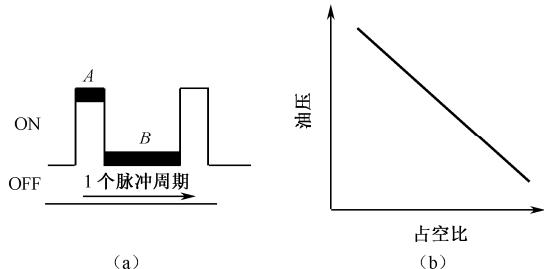


图 4.64 脉冲式电磁阀的原理

若油面高度过低，应从加油管处添加合适的液压油，直至油面高度符合标准为止。

2. 油质检查

正常液压油的颜色一般为粉红色，且无气味。如果液压油呈棕色或有焦味，说明已变质，应立即换油。

目前，国内进口轿车自动变速器通常使用 DEXRON-II 型液压油。这种油稳定性好，使用寿命长。需要注意的是，切不可用齿轮油或机油代替液压油，否则，会造成自动变速器的严重损坏。

3. 液压油的更换

液压油更换的具体方法如下。

(1) 车辆运行至自动变速器达到正常工作温度 70~80℃后停车熄火。

(2) 拆下自动变速器油底壳上的放油螺塞，将油底壳内的液压油放净。

(3) 拆下油底壳，将油底壳清洗干净。有些自动变速器的油底壳上的放油螺塞为磁性螺塞，也有些自动变速器在油底壳内专门放置一块磁铁，以吸附铁屑。清洗时必须注意将螺塞或磁铁上的铁屑清洗干净后放回。

(4) 拆下自动变速器液压油散热器油管接头，用压缩空气将散热器内的残余液压油吹出，再接好油管接头。

(5) 装好油管接头和放油螺塞。

(6) 从自动变速器加油管中加入规定牌号的液压油。一般自动变速器油底壳内的储油量为 4L 左右。

(7) 启动发动机，检查自动变速器油面高度。要注意由于新加入的油液温度较低，油面高度应在油尺刻线的下限附近。

(8) 让汽车行驶至发动机和自动变速器达到正常工作温度，再次检查油面高度是否在油尺刻线的上限附近。如过低，应继续加油直至满足规定要求为止。

(9) 如果不慎加入过多液压油，使油面高于规定的高度，切不可凑合使用，油面过高时应把油放掉一些。有放油螺塞的自动变速器只要把螺塞打开即可放油；没有放油螺塞的自动变速器在做少量放油时，可从加油管处往外吸。

一般自动变速器的总油量为 10L 左右。

4. 节气门拉索的检查和调整

发动机熄火后节气门应全闭，当油门踩死时节气门应全开。节气门全开时，节气门阀的拉索标记距其套管的距离为 0~1mm。拉索的松或紧是由于车身和自动变速器相对位置的移动所造成的，应及时检查与调整，如图 4.65 所示。若节气门拉索调整不当，会导致主油路压力异常，造成油压过低或过高，使换挡执行元件打滑或产生换挡冲击。其调整步骤如下。

(1) 推动油门踏板连杆，检查油门是否全开，如油门不全开，则应调整油门踏板连杆。

(2) 将油门踏板踩到底。

(3) 将调整螺母旋松。

(4) 调整油门拉线。

(5) 旋动调整螺母，节气门阀的拉索标记距其套管的距离为 0~1mm。

(6) 旋紧调整螺母。

(7) 重新检查调整情况。

5. 操纵手柄位置的检查和调整

操纵手柄调整不当，会使操纵手柄的位置与自动变速器阀板中手动阀的实际位置不符，造成不能挂停车挡或前进低挡，或操纵手柄的位置与仪表盘上挡位指示灯的显示不符，甚至造成在空挡或

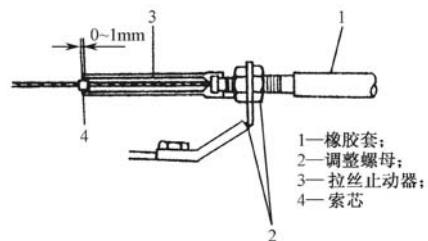


图 4.65 节气门拉索的调整

停车挡时无法启动发动机。操纵手柄的调整方法如下。

- (1) 拆下操纵手柄与自动变速器手动阀摇臂之间的连接杆。
- (2) 将操纵手柄拨至空挡位置。
- (3) 将手动阀摇臂向后拨至极限位置(停车挡位置)，然后再退回2格，使手动阀摇臂处于空挡位置。
- (4) 稍稍用力将操纵手柄靠向R位方向，然后连接并固定操纵手柄与手动阀摇臂之间的连接杆。

6. 急速检查

发动机怠速不正常，如怠速过高，会使自动变速器工作不正常，出现换挡冲击等故障；如怠速过低，轻则引起汽车车身振动，重则发动机熄火。因此，在对自动变速器做进一步检查之前，应先检查发动机的怠速是否正常。检查怠速时应将自动变速器操纵手柄置于停车挡(P)或空挡(N)位置。通常装有自动变速器的汽车发动机怠速转速约为800r/min。若发动机的怠速过低或过高，都应予以调整。

4.6.2 电控液力自动变速器的性能试验

自动变速器不宜拆装，当自动变速器出现故障或工作不正常时，首先应利用各种检测工具和手段，按照合理的程序和步骤查出故障原因，以便有针对性地进行维修。

对于有故障的自动变速器应先进行性能检测，以确认其故障范围，为进一步分解修理自动变速器提供依据。自动变速器在修理完毕后，也应进行全面的性能检验，以保证自动变速器的各项性能指标达到标准要求。

1. 失速试验

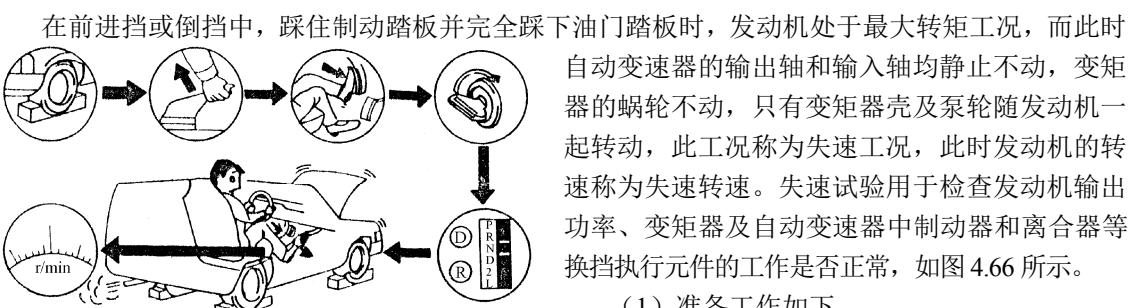


图 4.66 失速试验

② 检查汽车的脚制动和驻车制动，确认其性能良好。

③ 检查自动变速器液压油高度，应正常。

(2) 试验步骤如下。

① 将汽车停放在宽阔的水平路面上，前后车轮用三角木塞住。

② 拉紧驻车制动，左脚用力踩住制动踏板。

③ 启动发动机。

④ 将操纵手柄拨入D位。

⑤ 在左脚踩紧制动踏板的同时，用右脚将油门踏板踩到底，在发动机转速上升至稳定时，迅速读取此时发动机的转速。

⑥ 读取发动机转速后，立即松开油门踏板。

⑦ 将操纵手柄拨入P或N位置，让发动机怠速运转1min，以防止液压油因温度过高而变质。

⑧ 将操纵手柄拨至其他挡位(R、L或2、1)，做同样试验。

在失速工况下，发动机的动力全部消耗在变矩器内液压油的内部摩擦损失上，液压油的温度急

刷上升，因此在失速试验中，从油门踏板踩下到松开的整个过程的时间不能超过 5s，否则会使液压油温度过高而变质，甚至损坏密封圈等零件。在每一个挡位试验完成之后，不要立即进行下一个挡位的试验，要等油温下降之后再进行。试验结束后不要立即熄火，应将操纵手柄拨至空挡或停车挡，让发动机怠速运转几分钟，以便让液压油温度降至正常。如果在试验中发现驱动轮因制动力不足而转动，应立即松开油门踏板停止试验。

不同车型的自动变速器都有其失速转速标准，大部分自动变速器的失速转速标准为 2300r/min 左右。若失速转速与标准值相符，说明自动变速器的油泵、主油路油压及各个换挡执行元件工作基本正常；若失速转速高于标准值，说明主油路油压过低或换挡执行元件打滑；若失速转速低于标准值，则可能是发动机动力不足或液力变矩器有故障。例如，当液力变矩器中的导轮单向离合器打滑时，液力变矩器在液力耦合工况下工作，其变矩比下降，从而使发动机的负荷增大，转速下降。

2. 时滞试验

在发动机怠速运转时将操纵手柄从空挡拨至前进挡或倒挡后，需要有一段时间的时滞或延时才能使自动变速器完成换挡工作，这一时间称为自动变速器换挡时滞时间。时滞试验就是测出自动变速器换挡时滞时间，根据时滞时间的长短来判断主油路油压及换挡执行元件的工作是否正常，如图 4.67 所示。时滞试验步骤如下。

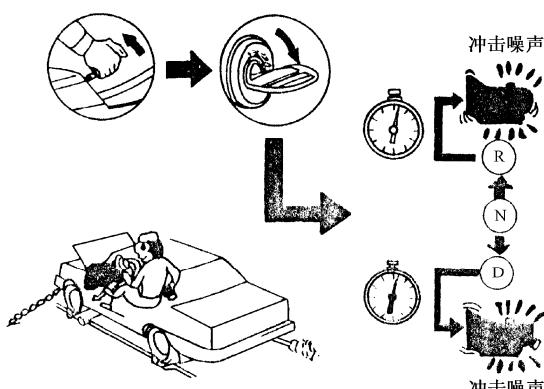


图 4.67 时滞试验

感觉到汽车振动为止所需的时间，该时间称为 N~D 延时时间；

⑤ 将操纵手柄拨至 N 位置，让发动机怠速运转 1min 后，再做一次同样的试验；

⑥ 上述试验进行 3 次，取其平均值；

⑦ 按上述方法，将操纵手柄由 N 位置拨至 R 位置，测量 N~R 延时时间。

大部分自动变速器 N~D 延时时间为 1.0~1.2s，N~R 延时时间为 1.2~1.5s。若 N~D 延时时间过长，说明油路油压过低，前进离合器摩擦片磨损过多或前进单向离合器工作不良；若 N~R 延时时间过长，说明倒挡主油路油压过低、倒挡离合器或倒挡制动器磨损过大或工作不良。

3. 油压试验

油压试验是在自动变速器运转时，对控制系统各油路中的油压进行测量，为分析自动变速器的故障提供依据，以便有针对性地进行修复。

(1) 油压试验的准备工作如下。

① 行驶汽车，使发动机及自动变速器达到正常工作温度。

② 将汽车停放在水平路面上，检查发动机怠速和自动变速器液压油的油面高度。如果不正常，应进行调整。

③ 准备一个量程为 2MPa 的压力表。

④ 找出自动变速器各个油路测压孔的位置。通常在自动变速器外壳上有几个用方头螺塞堵住的用于测量不同油路油压的测压孔。如果没有资料确定各油路的测压孔时，可用举升器将汽车升起，在发动机运转时分别将各个测压孔螺塞松开少许，观察各测压孔在操纵手柄位于不同挡位时是否有压力油流出，以此判断各油路测压孔的位置。

(2) 油压试验步骤：以丰田自动变速器主油路油压测试为例说明油压试验步骤，如图 4.68 所示。

① 前进挡主油路油压的测试。拆下自动变速器壳体上主油路测压孔或前进挡油路测压螺塞，接上油压表。启动发动机，将操纵手柄拨至前进挡位置，读出发动机怠速运转时的油压，该油压即为怠速工况下的前进挡主油路油压。用左脚踩紧制动踏板，同时用右脚将油门踏板完全踩下，在失速工况下读取油压，该油压即为失速工况下的前进挡主油路油压。将操纵手柄拨至空挡或停车挡，让发动机怠速运转 1min 以上。将操纵手柄拨至各个前进低挡位置，重复上述步骤，读出各个前进低挡在怠速工况和失速工况下的主油路油压。

② 倒挡主油路油压测试。拆下自动变速器壳体上主油路测压孔或倒挡油路测压孔螺塞，接上油压表。启动发动机，将操纵手柄拨至倒挡位置，读出发动机怠速运转时的油压，该油压即为怠速工况下的倒挡主油路油压。用左脚踩紧制动踏板，同时用右脚将油门踏板完全踩下，在失速工况下读取油压，该油压即为失速工况下的倒挡主油路油压。将操纵手柄拨至空挡或停车挡，让发动机怠速运转 1min 以上，将测得的主油路油压与标准值进行比较。

不同车型自动变速器的主油路油压不完全相同。若主油路油压不正常，说明油泵或控制系统有故障。

4. 手动换挡试验

自动变速器可采用手动换挡试验，确定故障出在电子控制系统还是其他部位。手动换挡试验是将电控自动变速器所有换挡电磁阀的线束连接器全部脱开，此时 ECU 不能控制换挡，自动变速器的挡位取决于操纵手柄的位置。不同车型电控自动变速器在脱开换挡电磁阀线束连接器后的挡位和操纵手柄的关系不完全相同。丰田轿车的各种电子控制自动变速器在脱开换挡电磁阀线束连接器后的挡位与操纵手柄位置的关系如表 4.7 所示。

表 4.7 挡位与操纵手柄位置的关系

操纵手柄位置	挡 位	操纵手柄位置	挡 位
P	停车挡	D	超速挡
R	倒挡	2	三挡
N	空挡	L	一挡

手动换挡试验的步骤如下。

- ① 脱开电控自动变速器所有换挡电磁阀的线束连接器。
- ② 启动发动机，将操纵手柄拨至不同位置，然后做道路试验。
- ③ 观察发动机转速和车速的对应关系，以判断自动变速器所处的挡位。
- ④ 若操纵手柄位于不同位置时自动变速器所处的挡位与表 4.7 中的相同，说明电控自动变速器的阀板及换挡执行元件工作正常。否则，说明自动变速器的阀板或换挡执行元件有故障。
- ⑤ 试验结束后接上电磁阀线束连接器。
- ⑥ 清除计算机中的故障代码，防止因脱开电磁阀线束连接器而产生的故障代码保存在计算机中，影响自动变速器的故障自诊断工作。

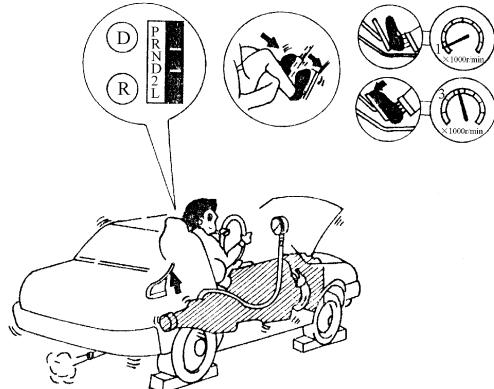


图 4.68 油压试验

5. 道路试验

道路试验是诊断分析自动变速器故障的最有效手段之一。此外，自动变速器在修复后也应进行道路试验，以检查其工作性能，检验修理质量。自动变速器的道路试验内容主要有检查换挡车速、检查换挡质量及检查换挡执行元件有无打滑。

在道路试验之前，应让汽车以中低速行驶 5~10min，让发动机和自动变速器都达到正常工作温度。在试验中，如无特殊需要，通常应将超速挡开关置于“ON”位置，并将模式选择开关置于普通模式或经济模式位置。道路试验的方法如下。

(1) 升挡检查。将操纵手柄拨至前进挡位置，踩下油门踏板，使节气门保持在 1/2 开度左右，让汽车起步加速，检查自动变速器的升挡情况。自动变速器在升挡时发动机会有瞬时的转速下降，同时车身有轻微的闯动感。正常情况下，汽车起步后随着车速的升高，试车者应能感觉到自动变速器能顺利地由一挡升入二挡，随后由二挡升入三挡，最后升入超速挡。

若自动变速器不能升入高挡，说明控制系统或换挡执行元件有故障。

(2) 升挡车速的检查。将操纵手柄拨至前进挡位置，踩下油门踏板并使节气门保持某一固定开度，让汽车起步并加速。当觉察到自动变速器升挡时，记下升挡车速。一般四挡自动变速器在节气门开度保持在 1/2 时，由一挡升至二挡的车速为 25~35km/h，由二挡升至三挡的车速为 55~70km/h，由三挡升至四挡的车速为 90~120km/h。由于升挡车速和节气门开度有很大的关系，即节气门开度不同时，升挡车速也不同，而且不同车型的自动变速器各挡传动比的大小都不同，其升挡车速也不完全一样，因此，只要升挡车速基本上保持在上述范围内，而且汽车行驶中加速良好，无明显的换挡冲击，都可认为升挡车速正常。若汽车行驶中加速无力，升挡车速明显低于上述范围，说明升挡车速过低（即升挡过早）；若汽车行驶中有明显的换挡冲击，升挡车速明显高于上述范围，说明升挡车速过高（即升挡太迟）。

(3) 升挡时发动机转速的检查。有发动机转速表的汽车在做自动变速器道路试验时，应注意观察汽车在行驶中发动机转速的变化情况，它是判断自动变速器工作是否正常的重要依据之一。在正常情况下，若自动变速器处于经济模式或标准模式，节气门应低于 1/2 开度，则在汽车由起步加速直至升入高速挡的整个过程中，发动机的转速都将低于 3000r/min。通常在加速至即将升挡时发动机转速可达到 2500~3000r/min，在刚刚升挡后的短时间内发动机转速下降至 2000r/min 左右。如果在整个行驶过程中发动机转速始终过低，加速至升挡时仍低于 2000r/min，说明升挡时间过早或发动机动力不足；如果在行驶过程中发动机转速始终偏高，升挡前后的转速为 2500~3000r/min，而且换挡冲击明显，说明升挡时间过迟；如果在行驶过程中发动机转速过高，经常高于 3000r/min，在加速时达到 4000~5000r/min，甚至更高，则说明自动变速器换挡执行元件打滑，应拆修自动变速器。

(4) 换挡质量的检查。换挡质量的检查主要是检查有无换挡冲击。正常的电控自动变速器的换挡冲击应十分微弱。若换挡冲击过大，说明自动变速器的控制系统或换挡执行元件有故障，其原因可能是油路油压过高或换挡执行元件打滑，应做进一步检查。

(5) 锁止离合器工作状况的检查。自动变速器变矩器的锁止离合器工作是否正常，也可通过道路试验进行检查。试验中，让汽车加速至超速挡，以高于 80km/h 的车速行驶，并让节气门开度保持在低于 1/2 的位置，使变矩器进入锁止状态。此时，快速将油门踏板踩下至 2/3 开度，同时检查发动机转速的变化情况。若发动机转速没有太大变化，说明锁止离合器处于接合状态；反之，若发动机转速升高很多，则表明锁止离合器没有接合，其原因通常是锁止控制系统有故障。

(6) 发动机制动作用的检查。检查自动变速器有无发动机制动作用时，应将操纵手柄拨至前进低挡位置，在汽车以二挡或一挡行驶时，突然松开油门踏板，检查发动机是否有制动作用。若松开油门踏板后车速立即随之下降，说明有发动机制动作用；否则，说明控制系统或前进强制离合器有故障。

(7) 强制降挡功能的检查。检查自动变速器强制降挡功能时应将操纵手柄拨至前进挡位置，保持节气门开度为 1/3 左右，在以二挡、三挡或超速挡行驶时突然将油门踏板完全踩到底，检查自动变速器是否被强制降低一个挡位。在强制降挡时，发动机转速会突然上升至 4000r/min 左右，并随着加速升挡转速逐渐下降。若踩下油门踏板后没有出现强制降挡，说明强制降挡功能失效。若在强制降挡时发动机转速上升过高，达 5000~6000r/min，并在升挡时出现换挡冲击，则说明执行元件打滑，应拆修自动变速器。

(8) P 挡的检查。车辆在倾斜坡道（斜率 9%）上停车，同时换入 P 挡，逐渐地放开驻车制动器操纵杆，检查制动效果，为了安全需要预防车辆滑移及溜车。

4.6.3 自动变速器的检修

1. 故障自诊断

电控自动变速器 ECU 内部有一个故障自诊断电路，它能在汽车行驶过程中不断检测自动变速器控制系统各部分的工作情况，并能将检测到的故障以代码的形式存储在 ECU 存储器中。维修人员可以通过读取故障代码确定故障部位，以便进行维修。

通过专用或通用的汽车计算机检测仪和汽车计算机解码器，可以对电子控制自动变速器的控制系统进行以下几种检测。

(1) 读取故障代码：使用汽车检测诊断仪可以很方便地读出储存在汽车自动变速器计算机内的故障代码，并显示出故障代码的含义，为检修自动变速器的控制系统提供可靠的依据。

(2) 进行数据传送：许多车型的计算机运行中会将各种输入、输出信号的瞬时值以串行输送的方式，经故障检测插座内的数据传输插孔向外传送。汽车检测诊断仪可以将这些数值以数据流的方式在检测仪的屏幕上显示出来，使整个控制系统的工作一目了然。检修人员可以根据自动变速器工作过程中控制系统各种数据的变换情况，来判断控制系统的工作是否正常或将计算机的指令与自动变速器的实际反应进行比较，以准确地分辨故障出在控制系统还是自动变速器的其他部分。

(3) 清除计算机储存的故障代码：清除故障代码的方法通常有三种，一是利用检测诊断设备进行清除；二是从蓄电池附近的仪表板熔断器中拆下发动机燃油喷射（EFI）熔断丝（15A）10s 以上的时间来清除；三是断开蓄电池的负极连接线，但是这样也会将其他电子部件存储的记录一同清除。

如果故障代码没有清除，它将一直存储在 ECU 的存储器中，以后发生故障读取代码时，将会与新故障代码一同显示。

清除故障代码后，进行道路试验，检查自动变速器原先发生故障时的症状是否消失，并通过故障代码指示灯看是否显示正常。否则，须再次进行诊断和修理。

2. 液力变矩器的检修

轿车自动变速器的液力变矩器的外壳是采用焊接式的整体结构，不可分解。液力变矩器内部除了导轮的单向超越离合器和锁止离合器压盘之外，没有互相接触的零件，因此在使用中基本上不会出现故障。液力变矩器的维修工作主要是清洗和检查。

(1) 液力变矩器的清洗。自动变速器的液压油污染多表现为在油中可见到金属粉末。这些金属粉末大多数来自换挡执行元件的磨耗。其清洗步骤如下。

- ① 倒出变矩器中残留的液压油。
- ② 向变矩器中加入干净的液压油，以清洗其内部，然后将液压油倒出。
- ③ 再次向变矩器中加入干净的液压油，清洗后倒出。
- ④ 用清洗剂清洗变矩器零部件，只能用压缩空气吹干。
- ⑤ 用压缩空气吹所有的供油孔或油道，确保清洁。

清洗时，也可加入专用的去污剂，在清洗台上一边旋转变矩器，一边不停地注入压缩空气，以便使清洗液作用得彻底。为取出清洗液，可在变矩器最外侧较平的面上，在两叶片之间打一个孔（用

钻床钻一个正圆的孔), 将孔向下放置 15min 后, 变矩器内的清洗液即可排出, 清洗后再用铆钉将钻孔封死。

(2) 液力变矩器的检查。液力变矩器的检查内容如下:

① 检查液力变矩器外部有无损坏和裂纹, 轴套外径有无磨损, 驱动油泵的轴套缺口有无损伤。如有异常, 应更换液力变矩器。

② 将液力变矩器安装在发动机飞轮上, 用千分表检查变矩器轴套的径向圆跳动误差, 如图 4.69 所示。如果在飞轮转动一周的过程中, 千分表指针偏摆大于 0.03 mm, 应采用转换角度重新安装的方法予以校正, 并在校正后的位置上做一记号, 以保证正确安装。若无法校正, 应更换液力变矩器。

③ 检查导轮单向超越离合器。将单向超越离合器内座圈驱动杆(专用工具)插入变矩器中; 将单向离合器外座圈固定器(专用工具)插入变矩器中, 并卡在轴套上的油泵驱动缺口内。转动驱动杆, 检查单向超越离合器工作是否正常。在逆时针方向上, 单向超越离合器应锁止, 顺时针方向上应能自由转动。如有异常, 说明单向超越离合器损坏, 应更换液力变矩器。

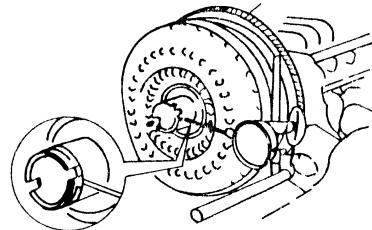


图 4.69 检查变矩器轴套的径向圆跳动

3. 换挡执行机构的检修

(1) 行星排、单向超越离合器的检修。

① 检查太阳轮、行星轮和齿圈的齿面, 如有磨损或疲劳剥落, 应更换整个行星排。

② 检查行星轮与行星架之间的间隙, 其标准间隙为 0.2~0.6 mm, 最大不能超过 1.0 mm, 否则, 应更换止推垫片或行星架和行星轮组件。

③ 检查太阳轮、行星架、齿圈等零件的轴径或滑动轴承处有无磨损, 如有异常, 应更换新件。

④ 检查单向超越离合器, 如滚柱破裂、滚珠保持架断裂或内外圈滚道磨损起槽, 应更换新件, 如果在锁止方向上打滑或在自由转动方向上卡滞, 也应更换。

(2) 多片离合器的检修。

① 离合器摩擦片的使用极限。摩擦片上的沟槽是用来存自动变速器油液的, 沟槽磨平后。自动变速器油就无法进入摩擦片与钢片之间。失去了自动变速器油的保护之后, 磨损速度会急剧上升, 沟槽磨平后必须更换。

摩擦表面上有一层保持自动变速器油的含油层。新拆下来的摩擦片用无毛布将表面擦干, 用手轻按摩擦表面时应有较多的自动变速器油流出。轻按时如不出油, 说明含油层(隔离层)已被抛光, 无法保持自动变速器油, 必须更换。

摩擦片上有数字记号的, 记号磨掉后也必须更换; 摩擦片出现翘曲变形的也必须更换; 摩擦片表面发黑(烧蚀)的也必须更换。

摩擦片表面出现剥落、有裂纹、内花键被拉毛(拉毛容易造成卡滞)、内花键齿掉齿等现象, 都必须更换。

② 离合器摩擦片装配前和装配时的注意事项:

a. 摩擦片还能继续使用的, 须单独进行清洗。离合器中其余的零件可以用工业酒精或化油器清洗剂清洗, 除密封件外, 还可以用煤油清洗, 但不可以用水清洗。用清洗剂做彻底清洗后, 要用清洁的水反复冲洗零件表面, 使其表面不含残存的清洗剂, 然后用干燥清洁的压缩空气将所有的零件吹干, 再在表面上涂一层自动变速器油, 等待装配。

b. 装配前, 摩擦片要在洁净的自动变速器油中浸泡。新摩擦片要浸泡 2h, 旧摩擦片要浸泡 15~30min。浸泡后每个摩擦片要膨胀 0.03mm, 工作时每个摩擦片还要膨胀 0.03mm。不浸油或浸油时间过短, 无法测得正确的离合器工作间隙。离合器刚开始工作时, 摩擦片因缺乏自动变速器油的保

护会加剧磨损。

- c. 旧摩擦片要换位。装配时如使用的是旧摩擦片，装配时最里边和最外边的摩擦片最好换一次位。
- d. 缺口要对正。部分离合器摩擦片花键上有一缺口，是动平衡标记，装配时注意将各摩擦片的缺口对正。

(3) 离合器其他元件的检查。

a. 离合器和制动器的回位弹簧中，最容易损坏的是低挡、倒挡制动器活塞的回位弹簧。它的工作行程和工作压力最大，所以最容易损坏。损坏后弹簧折断、弯曲变形，同时许多弹簧散落在弹簧座外边。维修时需整体更换回位弹簧。

离合器活塞回位弹簧工作行程和油压较小，很少损坏。拆卸离合器时，外观上看回位弹簧没有折断、散乱就不必拆回位弹簧的卡环。回位弹簧卡环安装时如没有专用工具，将十分困难。回位弹簧主要检查其自由长度，凡变形、过短、折断的弹簧必须更换。

b. 压盘和钢片上的齿要完好，不能拉毛，拉毛易造成卡滞。压盘和钢片表面如有蓝色过热的斑迹，则应在平台上用高度尺测量其高度，或将两片叠在一起，检查其是否变形。出现变形或表面有裂纹的必须更换。

(4) 离合器间隙的检查。离合器活塞的工作行程就是离合器的工作间隙。通常超速挡离合器和前进挡离合器的工作间隙为 0.8~1.5mm（具体间隙因车型而异）。高挡、倒挡离合器工作间隙通常为 1.6~1.8mm。前者使用极限为 2.0mm，后者使用极限为 2.2mm。检测离合器间隙时，需用空气压缩机、压缩空气枪、百分表和磁力表架。压缩空气保持 0.4MPa 的压力，将压缩空气枪对准进油孔，固定好离合器，将百分表抵住外侧压盘，开动压缩空气枪，从百分表摆差得到离合器间隙。如没有空气压缩机，也可以用塞规检查。将塞规片伸入卡环和压盘之间，即可测出离合器工作间隙。

(3) 制动器的检修。

① 制动带的检查。

a. 外观检查：外观上如有缺陷、碎屑，摩擦表面出现不均匀磨损，摩擦材料剥落，摩擦材料上印刷数字涂削的，或者有掉色、烧蚀痕迹的，只要有上述问题中的任何一项，就必须更换制动带。

b. 液体吸附能力检查：用无毛布将制动带表面的油擦掉后，用手轻按制动带摩擦表面，应能渗出油，渗出的油越多，说明摩擦表面含油性越好。如轻压后没有渗出油，说明制动带表面的含油层已被磨损，如继续使用将很快被烧蚀，必须更换。

② 制动鼓的检查：铸铁制动鼓的摩擦表面如有刻痕，可用 180 号石英砂布沿旋转方向打磨；钢板冲压的制动鼓，如磨损变形则必须更换。

③ 伺服装置的检修：用压缩空气枪将 0.4~0.8MPa 气压加到伺服装置的工作通道中，该伺服液压缸负责的制动带如能拉紧，则表明伺服液压缸工作正常，能满足拉紧制动带的需求。继续加压到伺服液压缸工作通道的同时，用另一把压缩空气枪加压到伺服装置的释放通道，此时伺服装置应松开制动带。

在检查制动带能否箍紧时，可用塞规在加压前先测一下制动带的开口间隙，加压箍紧后再测一下制动带的开口间隙，便可推算出伺服推杆实际的工作行程。

检查时如发现异常现象，应分解检查。检查伺服装置钢制或铝制活塞是否有裂纹、毛刺、划伤和磨损等缺陷。活塞与活塞孔的正常工作间隙应为 0.008~0.013mm。活塞与活塞孔间隙过大，会造成液压压力的损失。而活塞卡滞则会造成工作粗暴或制动带打滑。

④ 片式制动器的检修可参照多片离合器的检修。

4. 液压控制系统检修

(1) 液压泵的检修。

① 用塞尺检查齿轮与泵体之间的间隙，如图 4.70 所示。大部分自动变速器液压泵外齿轮和泵体之间的正常工作间隙为 0.08~0.15mm，该处间隙如超过 0.25mm，液压泵的工作油压就会过低，

主油路油压受其影响也过低，必须更换液压泵。

② 用塞尺检查液压泵内齿和月牙形隔板之间的间隙，如图 4.71 所示。该处正常工作间隙也为 0.08~0.15mm，该处间隙如超过 0.25mm，同样会造成主油路油压过低。

③ 用钢直尺和塞尺检测齿轮和泵壳之间的间隙，如图 4.72 所示。该处的正常工作间隙为 0.02~0.04mm，如超过 0.08mm，就会造成液压泵工作油压过低，最终导致主油路油压过低。



图 4.70 检查齿轮与泵体
之间的间隙



图 4.71 检查液压泵内齿和月牙形
隔板之间的间隙

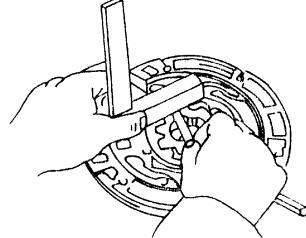


图 4.72 检测齿轮和泵壳
之间的间隙

(2) 阀体的检修。阀体是自动变速器中最精密的部件之一，它的性能好坏直接影响自动变速器的换挡规律是否正常。只有在自动变速器换挡规律失常，或摩擦片严重烧毁、阀板内沾有大量摩擦粉末时，才对阀板进行拆检修理。目前汽车生产厂家均严禁进行阀体维修。

(3) 变速器油冷却器的检修。

- ① 检查变速器油冷却器及油管各接头处有无漏油，漏油应更换相应接头处的“O”形密封圈。
- ② 如检查出冷却器或油管破裂，应更换或拆下焊修后装回。

③ 检查冷却器是否堵塞。冷却器堵塞后，自动变速器油无法进行大循环，使自动变速器油工作温度过高而发生氧化。如发现自动变速器油温度过高，应拆下自动变速器上的冷却管，以 200kPa 的压缩空气向冷却器的一侧加压（压力不能过大，过大会损坏冷却器），如压缩空气能将冷却器中的碎屑清除，冷却器就不用清洗或更换；如压缩空气不能将冷却器中的碎屑清除干净，冷却器就必须清洗或更换。

5. 电子控制系统检修

电控自动变速器电控系统中的传感器、执行器、开关等任何零部件产生故障，都会对自动变速器的工作产生影响。利用计算机检测仪读取故障码，可以找出控制系统大部分故障的大致范围，但要确定故障所在的具体部件，还必须进一步用万用表等简单工具，按照维修手册中提供的检测方法、检测步骤及标准数值，对各个零件进行检测。另外，一些执行器的机械故障无法被 ECU 故障自诊断电路检测出来，只有通过实际检测才能发现。

(1) 节气门位置传感器的检修。用万用表在节气门位置传感器接线插座上测量怠速开关的导通情况。当节气门全闭时，怠速开关应导通。当节气门开启时，怠速开关应不导通。否则，应调整或更换节气门位置传感器。

用万用表测量节气门位置传感器中电位计的电阻，该电阻应能随节气门开度的增大而呈线性增大。将测量结果与标准值进行比较，如有不符，应更换或调整节气门位置传感器。

(2) 车速传感器和输入轴转速传感器的检修。车速传感器和输入轴转速传感器的结构和工作原理相同，其检修方法也是一样的，即通过用万用表测量车速传感器或输入轴转速传感器两接线端之间的电阻值，判断感应线圈短路、断路或电阻值不符合标准等故障。

测量车速传感器和输入轴转速传感器的输出脉冲信号时，可用千斤顶将汽车一侧的驱动轮顶起，让操纵手柄位于空挡位置，用手转动悬空的驱动轮，同时用万用表测量车速传感器两接线柱之间有无脉冲感应电压。测量时，应将万用表选择开关转至 1V 以下的直流电压挡位置或电阻挡位置。若转动车轮时万用表指针有摆动，说明传感器有输出脉冲，其工作正常；否则应更换传感器。另外，

也可将传感器拆下，用一根铁棒或一块磁铁迅速靠近或离开传感器，同时用万用表测量传感器两接线柱之间有无脉冲感应电压。如果没有感应电压或感应电压很弱，说明传感器有故障，应更换。

(3) 冷却液温度传感器和液压油温度传感器的检修。冷却液温度传感器和液压油温度传感器的内部都是一个半导体热敏电阻，其检修方法为：拆下冷却液温度传感器或液压油温度传感器，将传感器置于盛有水的烧杯中，加热杯中的水，同时测量在不同温度下传感器两接线端之间的电阻值，将测量的电阻值与标准相比较，如果不符，应更换传感器。

(4) 多功能开关的检修。用举升器将汽车升起，拔下多功能开关的线束连接器。变换各个挡位，同时用万用表测量多功能开关线束插座内各插孔之间的导通情况。将测量结果与标准值进行比较，如有不符，应重新调整或更换多功能开关。

(5) 开关式电磁阀的检修。开关式电磁阀的就车检查：用举升器将汽车升起，拆下自动变速器的油底壳，拔下电磁阀的线束连接器，用万用表测量电磁阀线圈的电阻，其电阻一般为 $10\sim30\Omega$ 。若电磁线圈短路、断路或电阻值不符合标准，应更换。另外，将 $12V$ 电源施加在电磁阀线圈上，此时应能听到电磁阀工作时的“咔嗒”声，否则说明阀芯卡住，应更换电磁阀。

开关式电磁阀的性能试验：拆下电磁阀，将压缩空气吹入电磁阀进油口，当电磁阀不接通电源时，进油孔和泄油孔之间应通气，否则说明电磁阀损坏，应更换。另外，接上电源后，进油孔和泄油孔之间应不通气，否则说明电磁阀损坏，应更换。

(6) 脉冲线性式电磁阀的检修。脉冲线性式电磁阀的就车检查：用举升器将汽车升起，拆下自动变速器的油底壳，拔下电磁阀的线束连接器，用万用表测量电磁阀线圈的电阻，其电阻值较小，一般为 $2\sim10\Omega$ 。若电磁线圈短路、断路或电阻值不符合标准，应更换。

脉冲线性式电磁阀的性能检验：拆下脉冲线性式电磁阀，将蓄电池串联一个 $8\sim10W$ 的灯泡，然后与电磁阀线圈连接。通电时，电磁阀阀芯应向外伸出；断电时，电磁阀阀芯应向内缩入。如有异常，说明电磁阀损坏，应更换。

脉冲线性式电磁阀的另一种检验方法是采用可调电源。其方法是：将可调电源与电磁阀线圈连接。调整电源的电压，同时观察阀芯的移动情况。当电压逐渐升高时，阀芯应随之向外移动；当电压逐渐减小时，阀芯应随之向内移动。否则，说明电磁阀损坏，应更换。在检查中应注意保持电源的电流不超过 $1A$ 。

(7) ECU 及其控制电路的维修。ECU 及其控制电路的故障可以用该车型的电子检测仪或通用于各种车型的汽车计算机解码器来检测。这些仪器可以准确地检测出 ECU 及其控制电路的故障。由于不同车型 ECU 的结构及控制电路形式有很大差异，不同的计算机检测仪和计算机解码器的使用方法也不相同，因此在检测之前应熟练掌握车辆维修手册中所提供的有关被测车型的技术、检测范围、检测步骤等内容。只有在此基础上，才能充分发挥检测仪的作用，得到正确的检测结果。

如果不具备计算机检测仪或计算机解码器，或被修车型自动变速器的 ECU 不能采用计算机检测仪来检测，可采用另一种检测方法，即通过测量 ECU 连接器各接线端子的工作电压，判断 ECU 及其控制电路工作是否正常。用这种方法检测 ECU 及控制电路的故障，必须以被测车型的详细维修技术资料为依据。

上述检测方法只是对 ECU 及控制电路的一种辅助方法。因为 ECU 在工作中所接收或输出的信号有多种形式，如脉冲信号、模拟信号等，而一般的指针电压表只能测出电路的平均电压值，即使检测到 ECU 连接器各端子的工作电压都正常，也不能说明 ECU 绝对没有故障。

当自动变速器控制系统工作不正常时，如果用上述方法检测未发现异常，必须采用总成互换法来判断 ECU 是否有故障。

4.7 电控液力自动变速器的故障诊断

汽车自动变速器在使用中，随着技术状况的下降会出现一系列故障，常见的故障会通过一定的

现象特征表现出来。不同车型由于结构上有所不同，其故障原因会有所差异，但故障产生的常见原因和诊断排除方法是基本相同的。

1. 自动变速器油易变质

(1) 现象:

- ① 更换后的自动变速器油，短时间内即变质。
- ② 自动变速器温度太高，有焦味，从加油口处向外冒烟。

(2) 原因:

- ① 汽车使用不当，经常超负荷行驶，如经常用于拖车，或经常急速、超速行驶等。
- ② 自动变速器油散热器堵塞。
- ③ 通往自动变速器油散热器的限压阀卡滞。
- ④ 离合器或制动器自由间隙太小。
- ⑤ 主油路油压太低，离合器或制动器在工作中打滑。

(3) 诊断与排除方法:

① 让汽车以中低速行驶 5~10min，待自动变速器达到正常工作温度后，在发动机运转过程中检查自动变速器油散热器的温度。在正常情况下，散热器的温度可达 70~80℃。若散热器的温度过低，说明油管堵塞，或通往散热器的限压阀卡滞。这样，自动变速器油得不到及时的冷却，油温过高，导致变质。

② 若散热器的温度太高，说明离合器或制动器自由间隙太小。对此，应拆卸自动变速器，予以调整。

③ 若自动变速器油温度正常，应测量主油路油压。若油压太低，应检查节气门位置传感器的调整情况。若节气门位置传感器安装正常，应拆卸自动变速器，检查油泵是否磨损过多、阀板内的主油路调压阀和油压电磁阀有无卡滞、主油路有无漏油处。

2. 自动变速器打滑

(1) 现象:

- ① 起步时踩下油门踏板，发动机转速很快升高但车速升高很慢。
- ② 行驶中踩下油门踏板加速时，发动机转速升高但车速没有很快提高。
- ③ 平路行驶基本正常，但上坡无力，且发动机转速很高。

(2) 原因:

- ① 液压油油面太低。
- ② 液压油油面太高，运转中被行星排搅动后产生大量气泡。
- ③ 离合器或制动器摩擦片、制动带磨损过甚或烧焦。
- ④ 油泵磨损过甚或主油路泄漏，造成主油路油压过低。
- ⑤ 单向超越离合器打滑。
- ⑥ 离合器或制动器活塞密封圈损坏，导致漏油。
- ⑦ 减震器活塞密封圈损坏，导致漏油。

(3) 诊断与排除方法。打滑是自动变速器中最常见的故障之一。虽然自动变速器打滑往往都伴有离合器或制动器摩擦片严重磨损甚至烧焦等现象，但如果只是简单地更换磨损的摩擦片而没有找出打滑的真正原因，则会使修后的自动变速器使用一段时间后又出现打滑现象。因此，对于出现打滑的自动变速器，不要急于拆卸分解，应先做各种检查测试，以找出造成打滑的真正原因。

① 对于出现打滑现象的自动变速器，应先检查其液压油的油面高度和品质。若油面过高或过低，应先调整至正常后再做检查。若油面调整正常后自动变速器不再打滑，可不必拆修自动变速器。

② 检查液压油的品质。若液压油呈棕黑色或有烧焦味，说明离合器或制动器的摩擦片或制动带有烧焦，应拆修自动变速器。

③ 做路试，以确定自动变速器是否打滑，并检查出现打滑的挡位和打滑的程度。将操纵手柄

拨入不同的位置，让汽车行驶。若自动变速器升至某一挡位时发动机转速突然升高，但车速没有相应地提高，即说明该挡位有打滑。打滑时发动机的转速越容易升高，说明打滑越严重。

根据出现打滑的规律，还可以判断产生打滑的是哪一个换挡执行元件。

- a. 若自动变速器在所有前进挡都出现打滑现象，则为前进离合器打滑。
- b. 若自动变速器在操纵手柄位于 D 位时的一挡有打滑，而在操纵手柄位于 L 位或 1 位时的一挡不打滑，则为前进单向超越离合器打滑。若无论操纵手柄位于 D 位或 L 位或 1 位时，一挡都有打滑现象，则为低挡及倒挡制动器打滑。
- c. 若自动变速器只在操纵手柄位于 D 位时的二挡打滑，而在操纵手柄位于 S 位或 2 位时的二挡不打滑，则为二挡单向超越离合器打滑。若无论操纵手柄位于 D 位或 S 位或 2 位时，二挡都有打滑现象，则为二挡制动器打滑。

d. 若自动变速器只在三挡有打滑现象，则为倒挡及高挡离合器打滑。

e. 若自动变速器只在超速挡有打滑现象，则为超速制动器打滑。

f. 若自动变速器在高挡和倒挡时都有打滑现象，则为倒挡及高挡离合器打滑。

g. 若自动变速器在一挡和倒挡时都有打滑现象，则为倒挡及低挡制动器打滑。

④ 对于有打滑故障的自动变速器，在拆卸分解之前，应先检查自动变速器的主油路油压，以找出造成自动变速器打滑的原因。自动变速器无论前进挡或倒挡都打滑，其原因往往是主油路油压过低。若主油路油压正常，则只要更换磨损或烧焦的摩擦元件即可。若主油路油压不正常，则在拆修自动变速器的过程中，应根据主油路油压，相应地对油泵或阀板进行检修，并更换自动变速器的所有密封圈和密封环。

3. 自动变速器不能升挡

(1) 现象：

- ① 汽车行驶中自动变速器始终保持在一挡，不能升入二挡或高速挡。
- ② 行驶中自动变速器可以升入二挡，但不能升入三挡和高速挡。

(2) 原因：

- ① 节气门位置传感器调整不当。
- ② 车速传感器有故障。
- ③ 二挡制动器或高挡离合器有故障。
- ④ 换挡阀卡滞。
- ⑤ 挡位开关有故障。

(3) 诊断与排除方法：

① 应先进行故障自诊断。影响换挡控制的传感器有节气门位置传感器、车速传感器等。按所显示的故障代码查找故障原因。

- ② 按标准重新调整节气门位置传感器。
- ③ 检查车速传感器，如有损坏，应予以更换。
- ④ 检查挡位开关的信号，如有异常，应予以调整或更换。

⑤ 拆卸阀板，检查各个换挡阀，换挡阀如有卡滞，可将阀芯取出，用金相砂纸抛光，再清洗后装入。如不能修复，应更换阀板。

⑥ 若控制系统无故障，应分解自动变速器，检查各个换挡执行元件有无打滑现象，用压缩空气检查各个离合器、制动器油路或活塞有无泄漏。

4. 自动变速器无前进挡

(1) 现象：

- ① 汽车倒挡行驶正常，在前进挡时不能行驶。
- ② 操纵手柄在 D 位时不能起步，在 S 位、L 位（或 2 位、1 位）时可以起步。

(2) 原因：

- ① 前进离合器严重打滑。
 - ② 前进单向超越离合器打滑或装反。
 - ③ 前进离合器油路严重泄漏。
 - ④ 操纵手柄调整不当。
- (3) 诊断与排除方法:
- ① 检查操纵手柄的调整情况。如有异常, 应按规定程序重新调整。
 - ② 测量前进挡主油路油压, 若油压过低, 说明主油路严重泄漏, 应拆检自动变速器, 更换前进挡油路上各处的密封圈和密封环。
 - ③ 若前进挡的主油路油压正常, 应拆检前进离合器。如摩擦片表面粉末冶金有烧焦或磨损过多, 应更换摩擦片。
 - ④ 若主油路油压和前进离合器均正常, 则应拆检前进单向超越离合器, 检查前进单向离合器的安装方向是否正确及有无打滑。如有装反, 应重新安装; 如有打滑, 应更换新件。
- ### 5. 自动变速器无倒挡
- (1) 现象: 汽车在前进挡能正常行驶, 但在倒挡时不能行驶。
 - (2) 原因:
 - ① 操纵手柄调整不当。
 - ② 倒挡油路泄漏。
 - ③ 倒挡及高挡离合器或低挡及倒挡制动器打滑。
- (3) 诊断与排除方法:
- ① 检查操纵手柄的位置, 如有异常, 应按规定程序重新调整。
 - ② 检查倒挡油路油压, 若油压过低, 则说明倒挡油路泄漏。对此, 应拆检自动变速器, 予以修复。
 - ③ 若倒挡油路油压正常, 应拆检自动变速器, 更换损坏的离合器片或制动器片(制动带)。

4.8 实训 自动变速器的拆装与维修

1. 实训目的与要求

- (1) 了解自动变速器的类型;
- (2) 了解自动变速器常规检查的目的;
- (3) 了解自动变速器零件检查的主要内容和方法;
- (4) 熟悉自动变速器的结构和工作原理;
- (5) 熟悉自动变速器常规检查的内容与项目;
- (6) 熟悉自动变速器试验的内容与项目;
- (7) 掌握自动变速器的基本结构;
- (8) 掌握液力变矩器的结构和工作原理;
- (9) 掌握辛普森式行星齿轮机构的组成、连接关系、各挡动力传动路线;
- (10) 掌握自动变速器拆装工具的正确使用、自动变速器的解体和装配程序;
- (11) 掌握辛普森式改进型、拉维娜式行星齿轮和平行轴式齿轮机构的组成、连接关系、各挡动力传动路线;
- (12) 掌握液压控制系统的结构和工作原理;
- (13) 掌握电子控制系统的结构和工作原理;
- (14) 掌握自动变速器常规检查的项目和调整方法;
- (15) 掌握自动变速器液压、时滞、路试的内容和方法;
- (16) 掌握电控自动变速器故障代码的调取和读出方法;
- (17) 掌握自动变速器试验在变速器故障诊断中的作用。

2. 实训内容简述

- (1) 自动变速器的基本结构和组成的拆装;
- (2) 液力变矩器的结构和组成的拆装;
- (3) 辛普森式行星齿轮机构的结构和组成的拆装;
- (4) 自动变速器常规检查和调整;
- (5) 自动变速器失速、油压、时滞、路试试验;
- (6) 电控自动变速器故障代码的调取和读出;
- (7) 自动变速器的正确拆装;
- (8) 液力变矩器的拆装;
- (9) 辛普森式行星齿轮机构的正确拆装;
- (10) 自动变速器检修的标准和方法;
- (11) 自动变速器的调整方法;
- (12) 自动变速器常见故障的诊断和排除。

思考与练习

1. 自动变速器有什么优点？
2. 自动变速器由哪些部分组成？
3. 自动变速器的组成部分各起什么作用？
4. 液力变矩器三个主要元件的名称和各自的用途是什么？
5. 在液力变矩器中使转矩增大的工作原理是什么？
6. 锁止离合器是如何工作的？
7. 单排行星齿轮机构由哪些元件组成？
8. 辛普森式行星齿轮机构由哪些元件组成？它们是怎样连接的？
9. 4 挡辛普森行星齿轮自动变速器的 D1、OD 挡使用哪些元件？它们是如何工作的？
10. 单向离合器的作用是什么？
11. 液压控制系统中限压阀、主调节阀的作用是什么？它是如何工作的？
12. 换挡阀是如何控制换挡的？
13. 自动变速器的电子控制系统由哪几部分组成？
14. 电控系统的主要执行器是什么？
15. 自动变速器常规检查的主要方法是什么？
16. ATF 液面不符合要求会引起什么后果？
17. 自动变速器的试验包括哪些项目？
18. 失速试验的目的是什么？如何进行？试验过程中要注意什么？
19. 自动变速器的道路试验内容主要有哪些？
20. 如何进行锁止离合器工作状况的检查？
21. 电控自动变速器检查的原则是什么？
22. 自动变速器电控系统检修的常用方法有哪些？
23. 电控自动变速器检测注意事项是什么？
24. 电控自动变速器的检验应该按什么程序进行？
25. 如何读取和消除自动变速器的故障代码？

第5章 新型自动变速器

知识目标

- 掌握 CVT 与 DSG 的组成与基本原理。
- 熟悉 CVT 与 DSG 的典型结构及工作过程。

能力目标

能够描述 CVT 与 DSG 的基本原理。

5.1 电控机械无级变速器

5.1.1 无级变速器的组成与工作原理

1. 无级变速器的组成

无级变速器（Continuously Variable Transmission, CVT）是一种采用主动与从动带轮及钢带的电控自动变速器，它具有无级前进挡变速和二级倒挡变速功能，装置总成与发动机直列布置。

CVT 一般由变速器、电子控制系统、液压控制系统和换挡控制机构组成。下面以广州本田飞度 1.3L 轿车所选配的无级变速器 CVT 为例，介绍 CVT 的结构与工作原理。

广州本田飞度 1.3L 轿车无级变速器的挡位选择如表 5.1 所示。

表 5.1 无级变速器的挡位选择

位 置	说 明
PARK	前轮锁定；驻车止动爪与从动带轮轴上的驻车齿轮啮合；起步离合器和前进挡离合器均为分离状态
REVERSE	倒挡；倒挡制动器工作
NEUTRAL	空挡；起步离合器和前进离合器均为分离状态
DRIVE	一般行车挡；变速器自动进行调整，使发动机保持最佳转速，以便在所有条件下行驶
SECOND	快速加速；变速器选择较宽范围的传动比，以取得更佳的加速效果
LOW	发动机制动和爬坡动力性能；变速器变换至最低传动比范围

2. 无级变速器的工作原理

图 5.1 所示的是无级变速器的工作原理图。在无级变速器中，主动传动轮组和从动传动轮组都由可动盘和固定盘组成，与油缸靠近的一侧带轮可以在轴上滑动，另一侧则固定。可动盘与固定盘都是锥面结构，它们的锥面形成 V 形槽来与 V 形金属传动带啮合。可动盘的轴向移动量是由驾驶者根据需要，通过控制系统调节主动轮、从动轮液压缸压力来实现的。即主动轮和从动轮的带轮工作半径是依靠液压缸工作来改变的。

发动机输出轴输出的动力首先传递到 CVT 的主动轮，然后通过 V 形传动带传递到从动轮，最后经减速器、差速器传递给车轮来驱动汽车。

工作时通过主动轮与从动轮的可动盘做轴向移动来改变主动轮、从动轮锥面与 V 形传动带啮合的工作半径。传动带装在工作半径可变的带轮上，进而改变传动速比，从而实现了无级变速。

汽车开始起步时，主动轮的工作半径较小，变速器可以获得较大的传动比，从而保证驱动桥能够有足够的转矩来保证汽车有较高的加速度。随着车速的增加，主动轮的工作半径逐渐增大，从动轮的工作半径相应减小，CVT 的传动比下降，使得汽车能够以更高的速度行驶。

(1) 高挡传动比。主动带轮直径增大，从动带轮直径减小，使变速器得到较高挡传动比，

如图 5.2 所示。

(2) 低挡传动比。主动带轮直径减小, 从动带轮直径增大, 使变速器得到较低挡传动比, 如图 5.3 所示。

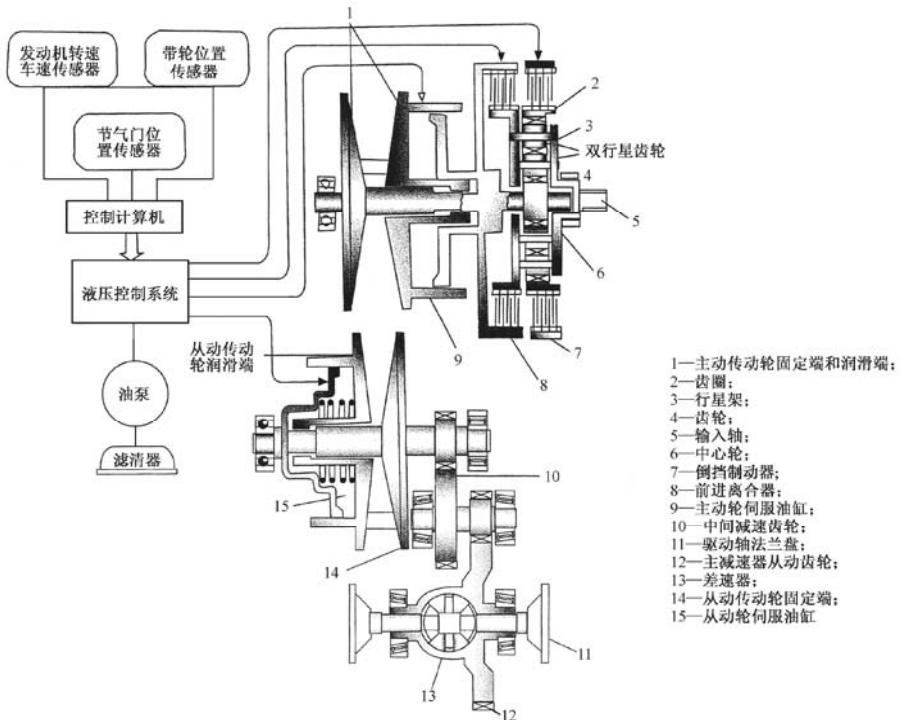


图 5.1 无级变速器的工作原理图

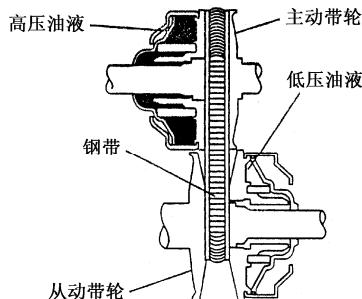


图 5.2 高挡传动比

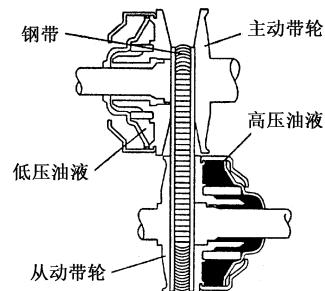


图 5.3 低挡传动比

3. 无级变速器的优点

- (1) 经济性好；
- (2) 动力性优；
- (3) 驾驶平顺性好；
- (4) 排放低；
- (5) 成本低。

5.1.2 无级变速器的结构与工作原理

无级变速器的齿轮箱由四根平行的轴组成：输入轴、主动带轮轴、从动带轮轴和主传动轴。输入轴和主动带轮轴与发动机曲轴呈直线布置。主动带轮轴和从动带轮轴上均由带活动和固定的两种轮面的带轮构成，两个带轮通过钢带连接，如图 5.4 所示。

输入轴与飞轮相连接，轴上有太阳轮、行星轮和行星架；主动带轮轴上有主动带轮和前进挡离合器；从动带轮轴上有从动带轮、起步离合器和中间主动齿轮；主传动轴上有中间轴从动齿轮和主减速器主动齿轮。

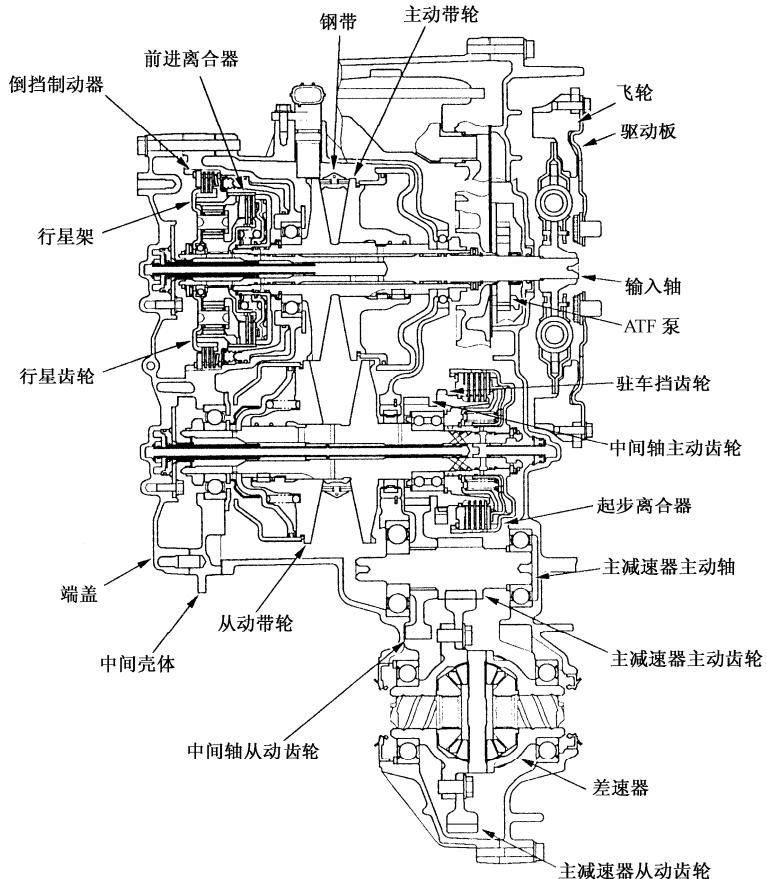


图 5.4 无级变速器的结构

中间从动齿轮用来改变转动方向，因为主动带轮轴与从动带轮轴的转动方向相同。当变速器的行星齿轮通过前进离合器和倒挡制动器接合后，动力即由主动带轮轴传递到从动带轮轴，从而提供了 L、S、D 和 R 挡位。

1. 带轮

每个带轮均有一个活动轮面和一个固定轮面。带轮有效传动比随接收到的来自车辆各种传感器和开关的信号而变化。主动带轮和从动带轮通过钢带连接在一起，如图 5.5 所示。

当需要得到低挡传动比时，从动带轮活动轮面上将被施加高压并减小主动带轮的有效直径，主动带轮的活动轮面上将受到较低的液压压力，以避免钢带打滑；需要得到高挡传动比时，主动带轮被施以高压并减小从动带轮的有效直径，同时从动带轮活动轮面上施用较低压力油，以避免钢带打滑。

2. 钢带

钢带可允许两个带轮之间进行高转矩传递。它由两组钢制环形带组成，每组环形带有 12 层，并采用大约 400 个钢制构件、连接件将它们组装在一起，如图 5.6 所示。

由于钢带是一种选配件，所以其钢制构件、连接件的实际数量可能有所变化。钢带构件因随主动带轮和从动带轮的运动载荷而被压缩在一起。但必须注意的是，通过构件压缩，这种钢带结构将产生挤压作用，而不像其他传动带那样产生拉伸作用，这样会增加带与带轮之间的摩擦力，从而减少了带的打滑。

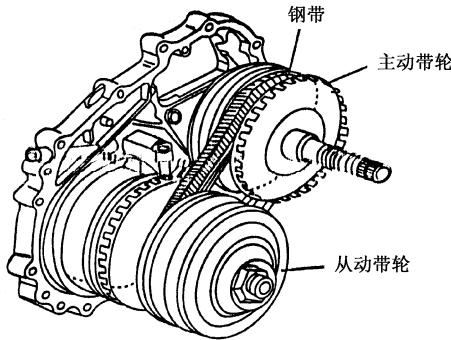


图 5.5 带轮

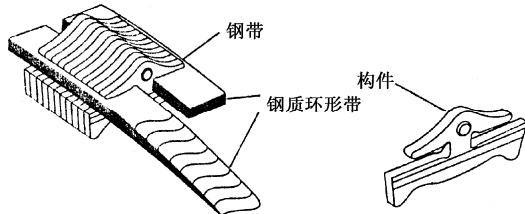


图 5.6 钢带

3. 行星齿轮机构

行星齿轮机构由太阳轮、齿圈、行星架和行星轮组成。行星齿轮机构的功用是仅用来变换主动带轮轴的旋转方向，实现倒车操作。

太阳轮通过花键与输入轴相连接，并且构成了前进挡离合器的内毂；行星轮安装在行星架上，并且行星架作为倒挡制动器的内毂；齿圈通过凸舌与前进离合器鼓相啮合；倒挡制动器的外鼓由变速器箱体构成。

在 L、S、D 挡位下，前进离合器在控制油压的作用下，使太阳轮与齿圈接合，此时行星齿轮不自转，绕太阳轮公转，行星架可以转动，而齿圈与太阳轮一起沿相同方向转动，太阳轮通过花键与输入轴连接在一起，它的旋转运动将通过离合器传递到主动带轮轴，其工作原理如图 5.7 所示。

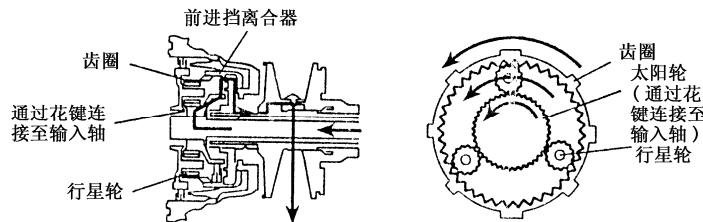


图 5.7 行星齿轮机构的工作原理（前进挡）

在 R 挡位时，前进离合器分离，倒挡制动器施加压力，倒挡制动器将行星架锁止在变速器箱体上无法旋转；太阳轮驱动行星齿轮转动，行星齿轮自转而不绕太阳轮公转，行星齿轮驱动齿圈，齿圈沿太阳轮相反的方向转动；输入轴通过花键与太阳轮啮合，其旋转运动通过前进挡离合器鼓传递至主动带轮轴，使其沿相反方向旋转，其工作原理如图 5.8 所示。

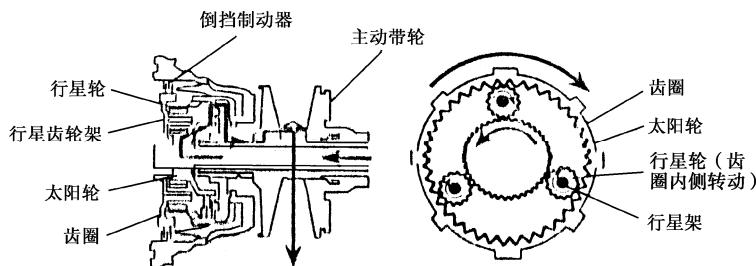


图 5.8 行星齿轮机构的工作原理（倒挡）

4. 前进挡离合器

前进挡离合器位于主动带轮轴的端部。前进挡离合器所需液压油通过位于主动带轮轴内的变速器油管提供。前进挡离合器与太阳轮啮合，从而主动带轮沿前进方向旋转，如图 5.9 所示。

前进挡离合器打滑将导致发动机高转速条件下的加速性丧失或不良。当前进挡离合器卡住无法分离时，车辆在任何前进挡、驻车及空挡下均表现正常，但变速器会在倒挡位卡住。

5. 倒挡制动器

倒挡制动器位于行星架周围的中间壳体内部，倒挡制动器盘安装在行星架上，而倒挡制动片安装在中间壳体上，倒挡制动器的压力油通过一个与内部液压回路相连的回路提供。

处于 R 挡位时，液压油作用于倒挡制动器活塞上时，倒挡制动器将行星架锁定，行星架无法旋转，输入轴通过花键与太阳轮相连接，其运动将被传递至行星轮，以驱动外圈沿相反方向旋转，如图 5.10 所示。

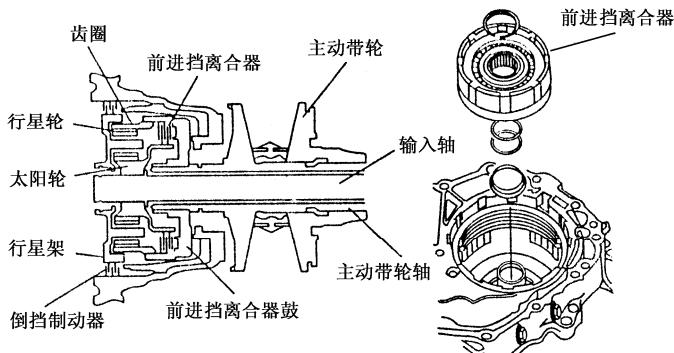


图 5.9 前进挡离合器

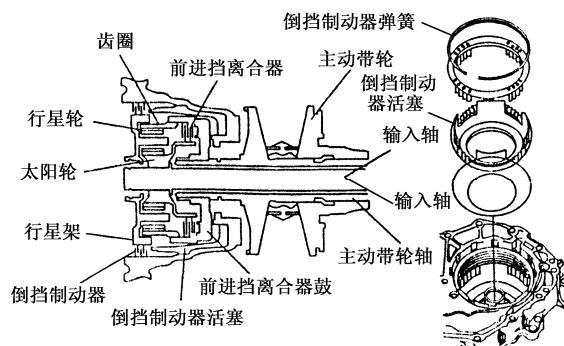


图 5.10 倒挡制动器

当倒挡制动器卡住无法分离时，将导致车辆在任何前进挡位下均无法移动，但在倒挡时表现正常。

6. 起步离合器

起步离合器安装在从动带轮轴上，位于从动带轮轴的端部；它与中间主动齿轮啮合或分离；起步离合器所处的位置允许它在起步离合器未接合的状态下，将带轮及钢带隔离开于前车轮；起步离合器毂与驻车齿轮及中间齿轮采用一体式设置；起步离合器的基本功用与变矩器相同。起步离合器所需液压油通过其位于从动带轮轴内的变速器油管提供。

(1) 起步离合器的功用：

- ① 打滑，以允许停车状态下发动机带挡怠速运转。
- ② 模拟一般自动变速器上的“爬行”。
- ③ 允许起步加速时的受控打滑。
- ④ 正常行车过程中完全锁定，以便最大限度地向车轮传递动力。

在有任何挡位处于接合状态时，如果起步离合器卡住不分离，将会导致发动机停转。起步离合器采用大流量压力润滑，离合器毂上钻制的孔道允许大流量液体流出，如图 5.11 所示。

(2) 起步离合器的构造。起步离合器的构造采用多弹簧结构，这种结构可以降低弹簧的偏心载荷，活塞能够平衡工作，离合器的可控制性得到了提高，但也导致了离合器鼓的变形，如图 5.12 所示。

(3) 起步离合器的检修要求。如果起步离合器发生故障，应更换起步离合器总成。

7. 驻车机构

驻车机构通过使驻车棘爪和与中间主动齿轮一体的驻车齿轮接合，可以锁定变速器。中间主动齿轮与通过花键连接到主传动轴的中间从动齿轮啮合。换入 P 挡位可使驻车锥（安装在驻车杆端部）将驻车棘爪压至驻车齿轮；即使驻车棘爪压在驻车齿轮的齿顶上，只要车辆有轻微的晃动，即可使驻车棘爪与驻车齿轮完全啮合，这是因为驻车锥受到驻车杆弹簧的拉力作用，驻车棘爪受到驻车棘爪弹簧的拉力作用（使驻车棘爪从驻车齿轮上分开），如图 5.13 所示。

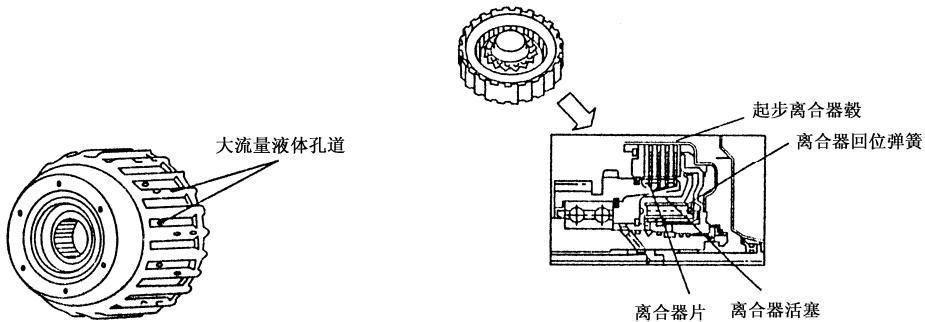


图 5.11 起步离合器鼓的孔道

图 5.12 起步离合器的构造

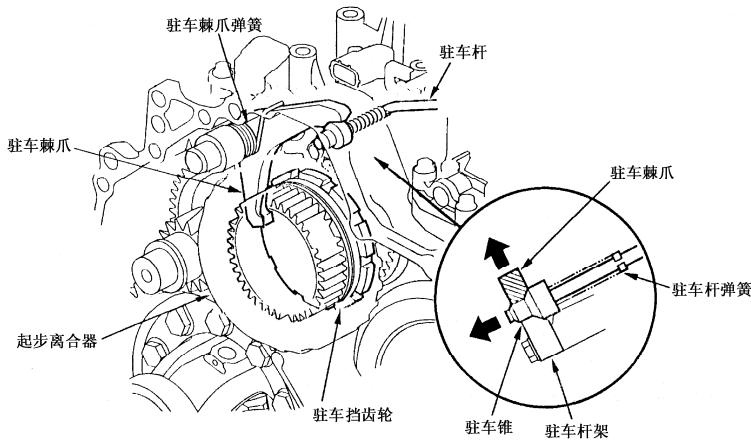


图 5.13 驻车机构

5.1.3 电子控制系统的结构与工作原理

无级变速器的电子控制系统由动力系统控制模块（Power System Control Module, PCM）、传感器和电磁阀等组成，其中 PCM 位于仪表板下部、杂货箱的后面，如图 5.14 和图 5.15 所示。

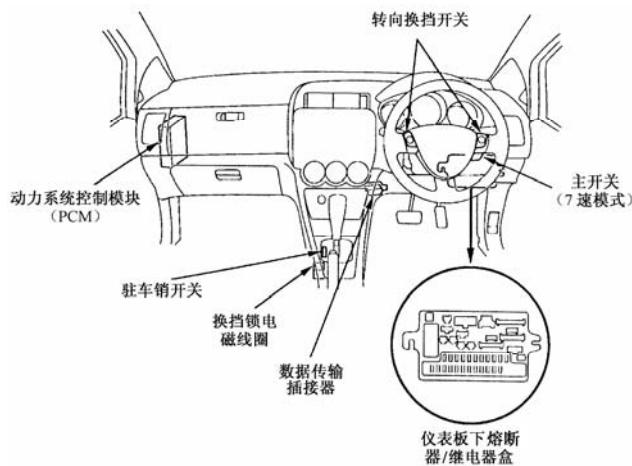


图 5.14 无级变速器电子控制系统的位置 (1)

电子控制系统的 PCM 接收传感器、开关及其他控制装置发送来的输入信号，经过数据处理后，输出用于发动机控制系统和无级变速器控制系统的信号。无级变速器的电子控制系统的控制内容主要包括换挡控制/带轮压力控制、7速模式控制、起步离合器压力控制、倒挡锁止控制及储存在动力

系统控制模块内的坡道逻辑控制。动力系统控制模块操纵电磁阀对变速器传动比的变换进行控制。

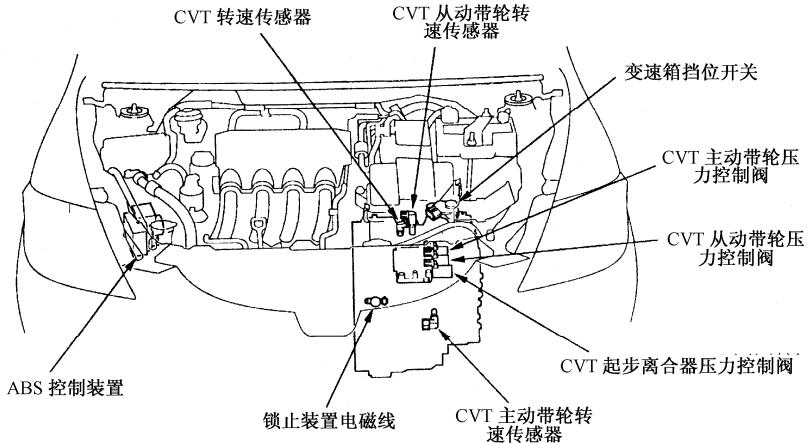


图 5.15 无级变速器电子控制系统的 position (2)

电子控制系统的控制框图如图 5.16 所示。

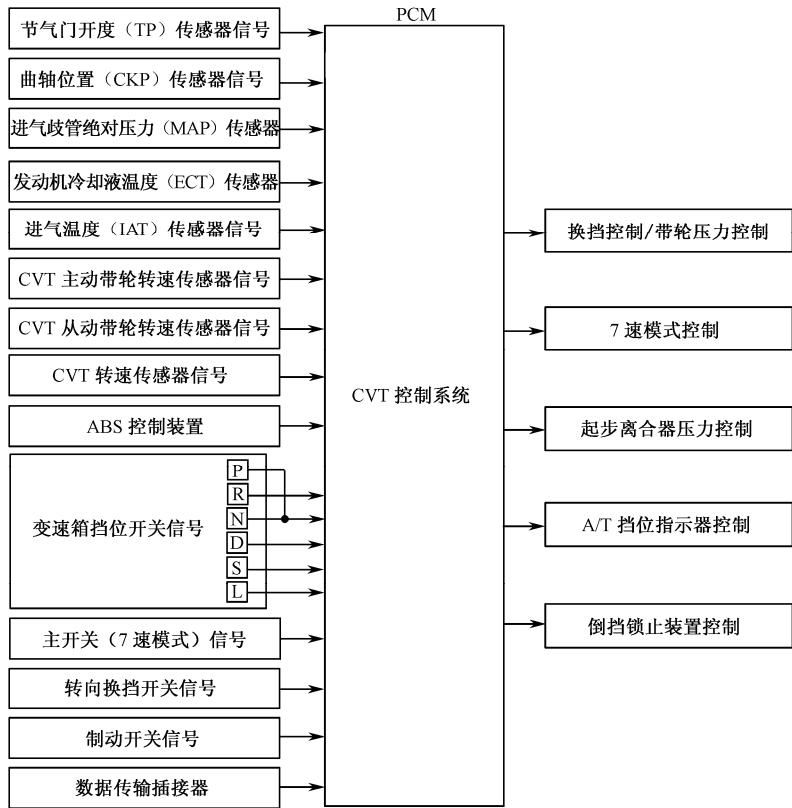


图 5.16 电子控制系统的控制框图

1. 换挡控制/带轮压力控制

动力系统控制模块将实际行驶条件与储存的行驶条件进行比较，以便进行换挡控制，并根据各种传感器和开关传来的信号，即确定一个主、从动带轮传动比。

处于 D 和 S 挡位时，从动带轮通过连接钢带在 2.367~0.407 的传动比范围内以无级方式驱动从动轮；在 R 挡位下，如果压下加速器，传动比被设定为 1.326，如果松开加速器，则设定为 2.367。

带轮传动比较大（车速较低）时，从动带轮受到高压作用，以使其保持大直径，而主动带轮承受低压，以保持与从动带轮成比例的直径；带轮传动比较小（车速较高）时，从动带轮受到低压作用，而主动带轮被施以高压。动力系统控制模块操纵带轮压力控制阀，对施加于各带轮的最佳压力进行调节，以减少钢带打滑，延长其使用寿命。换挡控制/带轮压力控制的框图如图 5.17 所示。

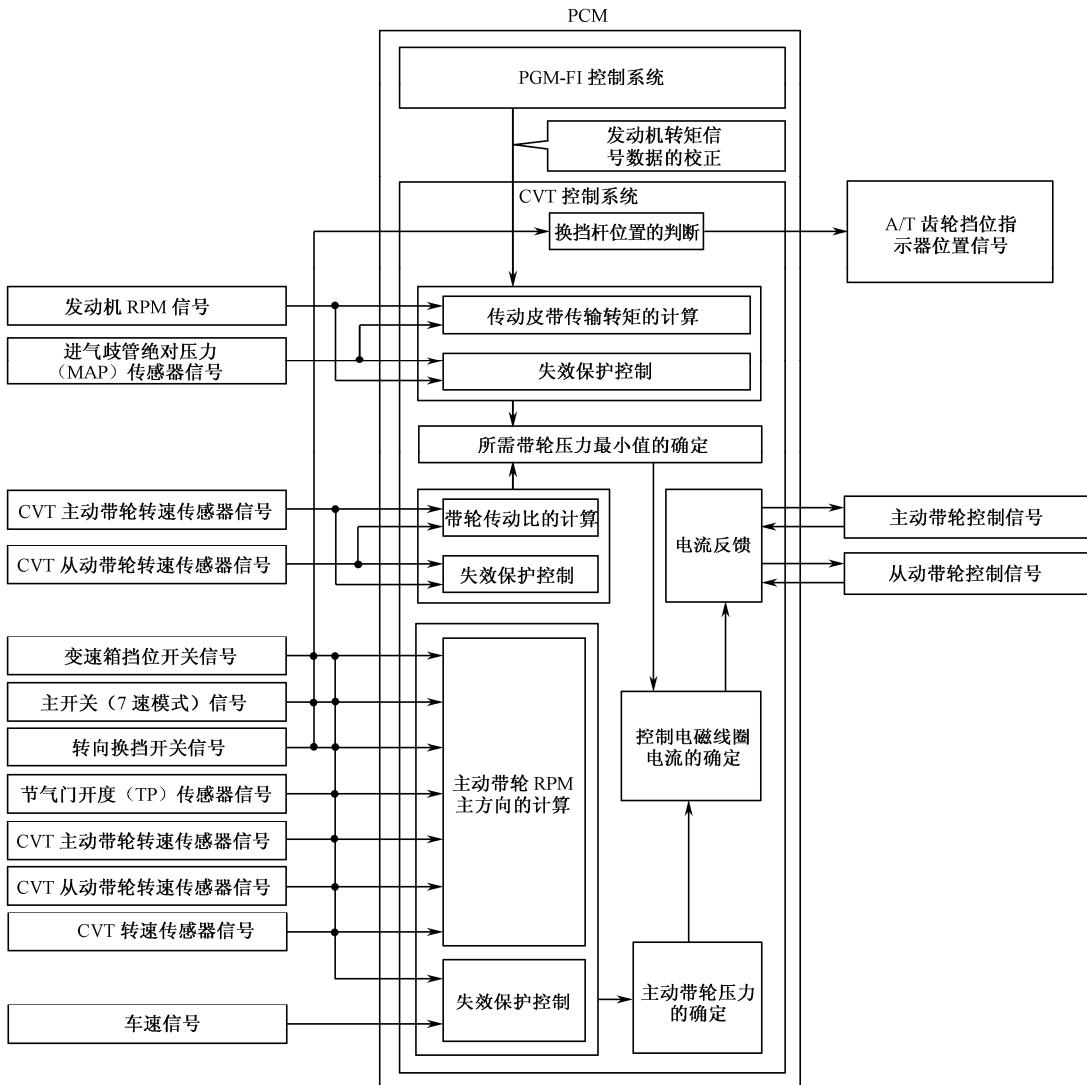


图 5.17 换挡控制/带轮压力控制的框图

2. 7 速模式控制

此型无级变速器在 D 和 S 挡位具备 7 速模式控制。7 速模式控制分以下两种模式：7 速自动模式和 7 速手动换挡模式。按下主开关（7 SPEED MODE），变速器切换到 7 速自动模式。在 7 速自动模式下，变速器可以在 7 级速比范围内上下变换，并且此时的转向换挡开关随时可被激活，如果此开关被激活，则 7 速自动模式随即被取消，并进入 7 速手动换挡模式。在 7 速手动换挡模式下，驾驶员可通过转向换挡开关以手动方式在 7 级速比范围内上下变换，这与手动变速器的情形相似。

再按下主开关（7 SPEED MODE）或将换挡杆移到其他挡位，即可取消 7 速模式。主开关（7 SPEED MODE）（A）和转向换挡开关（B）安装在转向盘上，驾驶员可以按动开关进行模式与速度

等级的选择，但无须将任何一只手移开转向盘，如图 5.18 所示。

换挡指示器（A）和**M**指示灯（B）均设置在仪表总成（C）内的自动驱动桥挡位指示灯（D）的旁边，如图 5.19 所示。

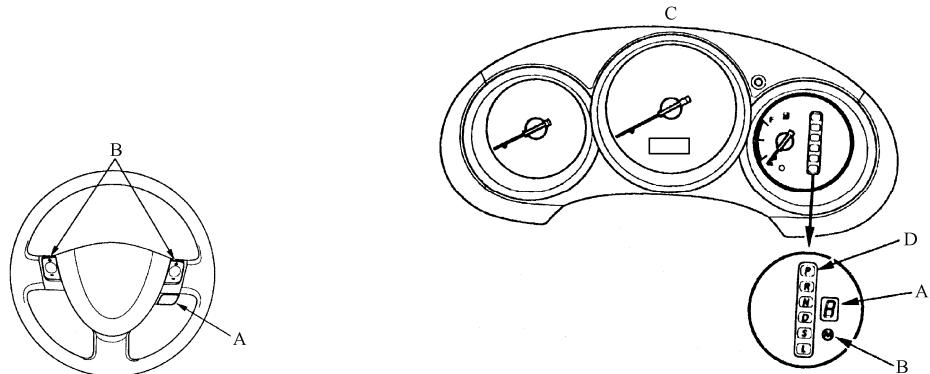


图 5.18 7速主开关（A）和转向换挡开关（B）
图 5.19 换挡指示器（A）和**M**指示灯（B）的位置
的安装位置

在 7 速自动模式下，换挡指示器显示出当前所选速度等级数字，此模式下**M**指示灯不亮。在 7 速手动换挡模式下，**M**指示灯亮，换挡指示器显示所选速度等级数字。

1) 7 速自动模式。以 D 或 S 挡位行驶时，如果按下主开关（7 SPEED MODE），将变速器切换到 7 速自动模式，则变速器将依据一定条件，如节气门开度和车速之间的平衡，自动设定最佳速度等级。在某些以 7 级车速滑行的情况下，变速器将换入超速挡位。

如果在 D 或 S 挡位下停车时，被切换到 7 速自动模式，则变速器将换入第 1 速度等级，且车辆以第 1 级车速起步，换挡指示器显示速度等级数字，如图 5.20 所示。

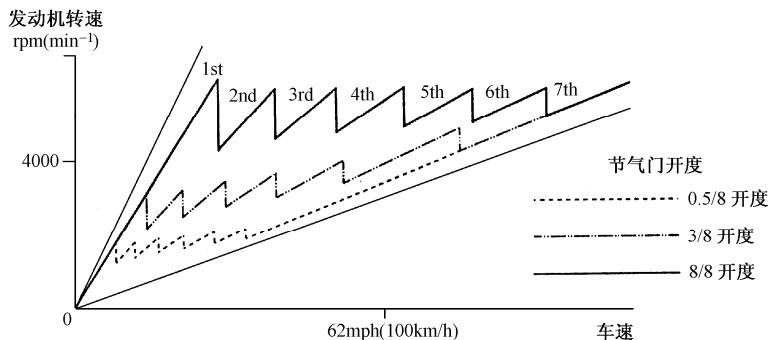


图 5.20 7 速自动模式的速度等级

(2) 7 速手动换挡模式。在 7 速自动模式下，按下转向换挡开关，变速器被切换到 7 速手动换挡模式，且**M**指示灯亮。按（+）号开关，变速器调速到下一更高速度等级；按（-）号开关，变速器调速到下一更低速度等级，换挡指示器显示所选速度等级数字。

车辆以某一速度滑行时，如果调低速会导致发动机超速，则变速器将无法调低速，直到车辆达到低速所允许的速度。此模式下也具有可以防止发动机超速的自动调高速区，以及使车辆平稳行驶并有更多动力准备加速的调低速区。在某些以 7 级车速滑行的情况下，变速器将换入超速挡位。

当车辆减速停车时，变速器自动换入第2级车速，而非第1级；车辆停下后，按(-)号开关，可将变速器换入第1级车速，并且车辆能够以第1级车速起步，如图5.21所示。

3. 起步离合器压力控制

像液力变矩器一样，液压控制的起步离合器在D、S、L和R位置时，使起步和慢行趋于平稳。PCM从传感器和开关接收信号，来激励起步离合器压力控制阀，从而调节起步离合器的压力，其控制框图如图5.22所示。

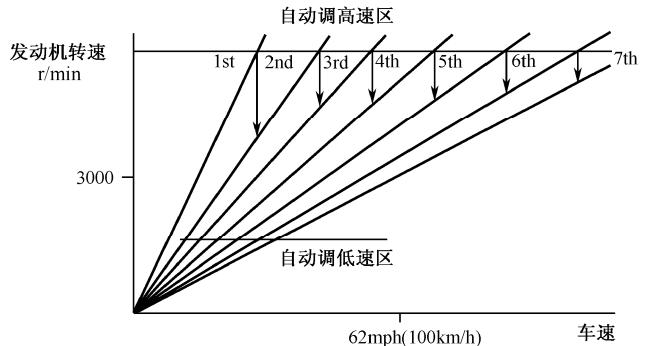


图 5.21 7 速手动换挡模式的速度等级

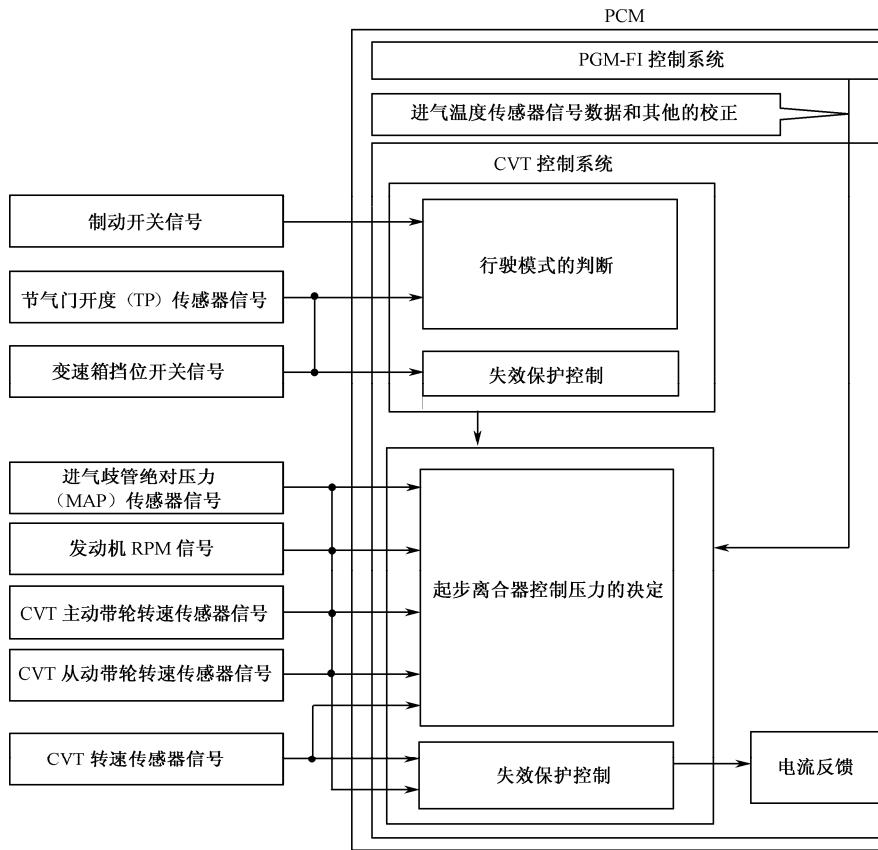


图 5.22 起步离合器压力控制的框图

5.1.4 液压控制系统的结构与工作原理

液压控制系统由控制阀体、主阀体、ATF油泵、手动阀体和ATF油道体等组成。

主阀体用螺栓固定在飞轮壳上；ATF油泵则用螺栓固定在主阀体上；控制阀体位于变速器箱体外部；ATF油道体在主阀体上，并与控制阀体、主阀体及内部液压回路相连；手动阀体在中间壳体上；ATF油泵为摆线式，其内转子通过花键与输入轴相连接。带轮和离合器分别由各自的供油管供油，倒挡制动器由内部液压回路供油。

1. 控制阀体

控制阀体位于变速器箱体外部，它包括无级变速器主动带轮压力控制阀、无级变速器从动带轮

压力控制阀、无级变速器起步离合器压力控制阀、主动带轮控制阀和从动带轮控制阀，如图 5.23 所示。

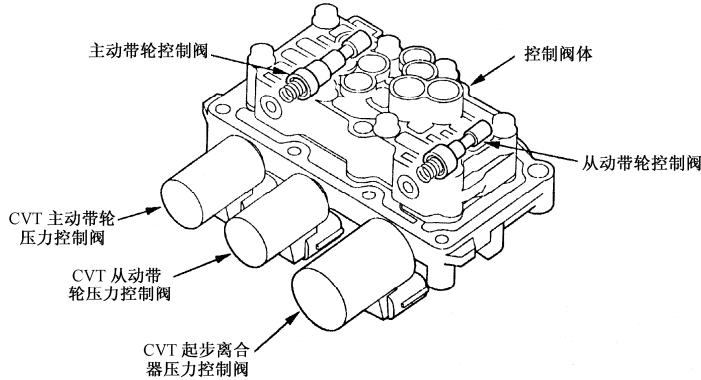


图 5.23 控制阀体

(1) 无级变速器主动带轮压力控制阀。由线性电磁阀和滑阀组成，并由动力控制模块（PCM）控制。无级变速器主动带轮压力控制阀向主动带轮控制阀提供主动带轮控制压力（DRC）。

(2) 无级变速器从动带轮压力控制阀。由线性电磁阀和滑阀组成，并由动力控制模块（PCM）控制。无级变速器从动带轮压力控制阀向从动带轮控制阀提供从动带轮控制压力（DNC）。

(3) 无级变速器起步离合器压力控制阀。由线性电磁阀和滑阀组成，并由动力控制模块（PCM）控制。无级变速器起步离合器压力控制阀根据节气门开度调节起步离合器的压力大小（SC），并向起步离合器提供起步离合器压力（SC）。

(4) 主动带轮控制阀。功用是对主动带轮压力（DR）进行调节，并向主动带轮提供压力。

(5) 从动带轮控制阀。功用是对从动带轮压力（DN）进行调节，并向从动带轮提供压力。

2. 主阀体

主阀体包括 PH 调节阀、PH 控制换挡阀、离合器减压阀、换挡锁定阀、起步离合器蓄压阀、起步离合器换挡阀、起步离合器后备阀和润滑阀，如图 5.24 所示。

(1) PH 调节阀。用于保持自动变速器油泵所提供的压力，并向液压控制回路与润滑回路提供 PH 压力。PH 压力是由 PH 调节阀根据 PH 控制换挡阀提供的 PH 控制压力（PHC）进行调节的。

(2) PH 控制换挡阀。向 PH 调节阀提供 PH 控制压力（PHC），以便根据主动带轮控制压力（DRC）和从动带轮控制压力（DNC）对 PH 压力进行调节。

(3) 离合器减压阀。接收来自 PH 调节阀的 PH 压力，并对离合器减压压力（CR）进行调节。

(4) 换挡锁定阀。用于切换油液通道，以便在电气系统发生故障的情况下将起步离合器控制从电子控制切换到液压控制。

(5) 起步离合器蓄压阀。对提供给起步离合器的液压油的压力具有稳定作用。

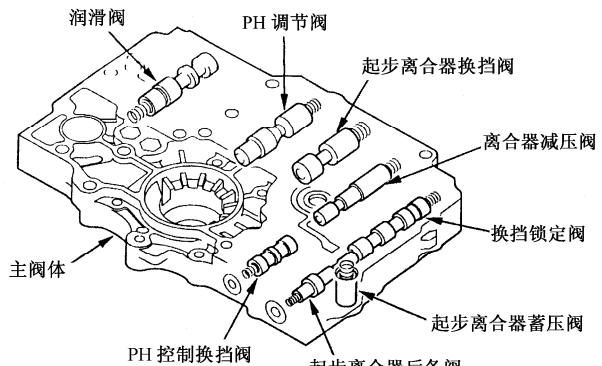


图 5.24 主阀体

(6) 起步离合器换挡阀。在电子控制系统发生故障的情况下，起步离合器换挡阀接受换挡锁定压力(SI)，并将润滑压力(LUB)旁路转换到起步离合器后备阀。

(7) 起步离合器后备阀。提供离合器控制压力(CCB)，以便在电子控制系统故障情况下对起步离合器进行控制。

(8) 润滑阀。用于稳定内部液压回路的润滑压力。

3. ATF 油泵

无级变速器油泵体用螺栓固定在主阀体上。油泵为转子式，其内转子通过花键与输入轴相连接，并由输入轴驱动。油泵的功用是向PH调节阀提供液压油，如图5.25所示。

4. 手动阀体

手动阀体通过螺栓固定在中间壳体上，它包括手动阀和倒挡限制阀，如图5.26所示。

(1) 手动阀。手动阀根据换挡杆位置，以机械方式开启或封闭油液通道。

(2) 倒挡限止阀。倒挡限止阀由倒挡限止装置电磁阀提供的倒挡锁定压力(RI)进行控制。当车辆以10km/h以上的车速向前行驶时，倒挡限止阀将截住通向倒挡制动器的液压回路。

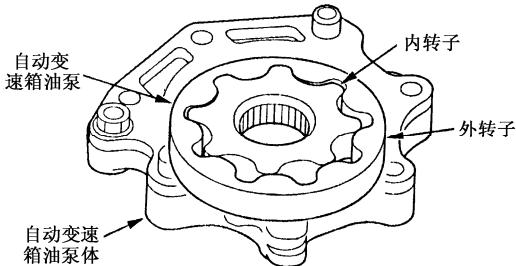


图 5.25 油泵

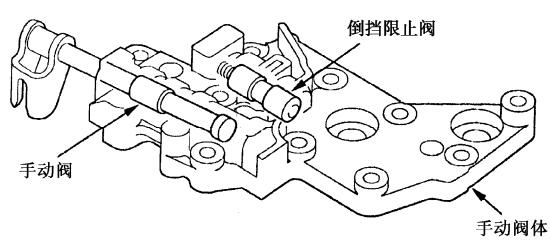


图 5.26 手动阀体

5.1.5 换挡控制机构的结构与工作原理

动力系统控制模块通过电磁阀，对带轮传动比变换进行控制，PCM接收来自车辆各种传感器和开关的输入信号。PCM操纵无级变速器主动带轮压力控制阀和从动带轮压力控制阀，以改变带轮控制压力；主动带轮控制压力施加于主动带轮上，从动带轮控制压力施加于从动带轮上，由此可以使带轮传动比在其有效范围内进行变换。

5.1.6 无级变速器动力传递路线

(1) P挡位。没有液压作用于起步离合器、前进离合器及倒挡制动器上。无动力传递到中间主动齿轮。中间主动齿轮被与驻车齿轮联锁的驻车棘爪锁定。

(2) N挡位。从飞轮传来的发动机动力驱动输入轴，但无液压作用于前进离合器和倒挡制动器。动力没有传递给主动带轮轴，并且也没有液压作用于起步离合器上。其动力传递路线如图5.27所示。

(3) D、S、L挡位(前进挡)。前进离合器啮合；倒挡制动器分离；起步离合器啮合；前进离合器和起步离合器上均有液压油作用，并且太阳轮驱动前进离合器；前进离合器驱动主动带轮轴，主动带轮轴又通过钢带驱动从动带轮轴；从动带轮轴通过起步离合器驱动中间主动齿轮；动力传递到中间从动齿轮和主减速器主动齿轮，而主减速器主动齿轮又驱动主减速器从动齿轮。其动力传递路线如图5.28所示。

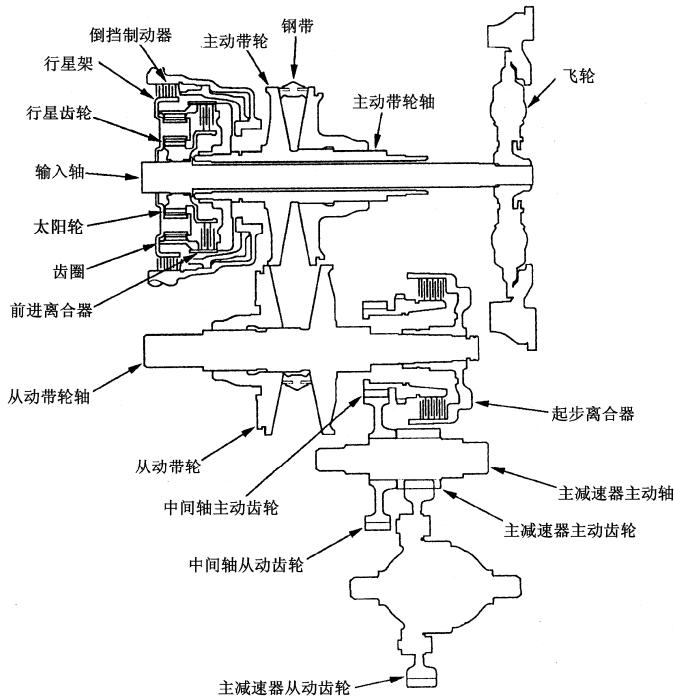


图 5.27 N 挡位动力传递路线

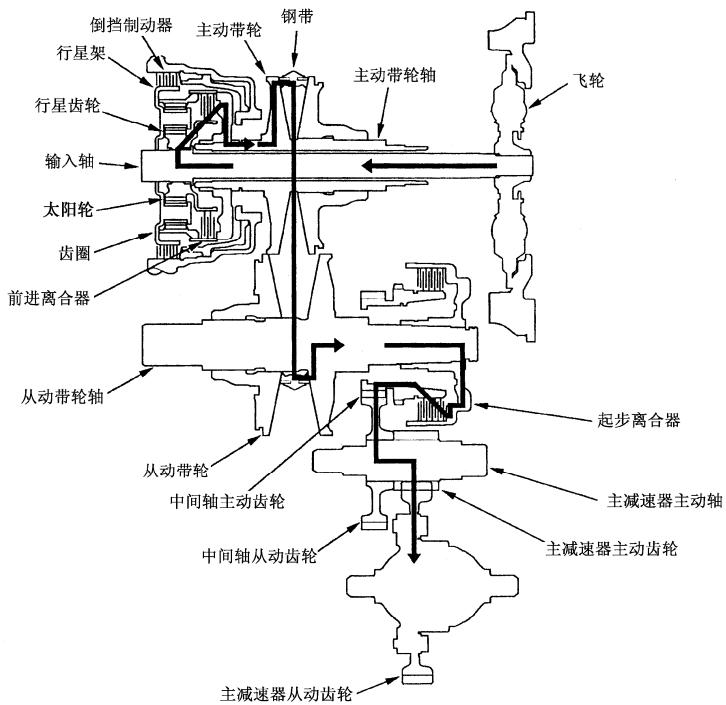


图 5.28 D、S 和 L 挡位动力传递路线

(4) R 挡位。前进离合器分离；倒挡制动器啮合；起步离合器啮合；倒挡制动器和起步离合器有液压油作用，行星架由倒挡制动器锁定；太阳轮驱动行星齿轮，行星齿轮自转，行星齿轮驱动齿圈沿与太阳轮相反的方向旋转；齿圈通过前进离合器鼓驱动主动带轮轴，主动带轮轴通过连接钢带驱动从动带轮轴；从动带轮轴通过起步离合器驱动中间主动齿轮；动力传递到中间从动齿轮和主减速器主动齿轮，然后再驱动主减速器从动齿轮。其动力传递路线如图 5.29 所示。

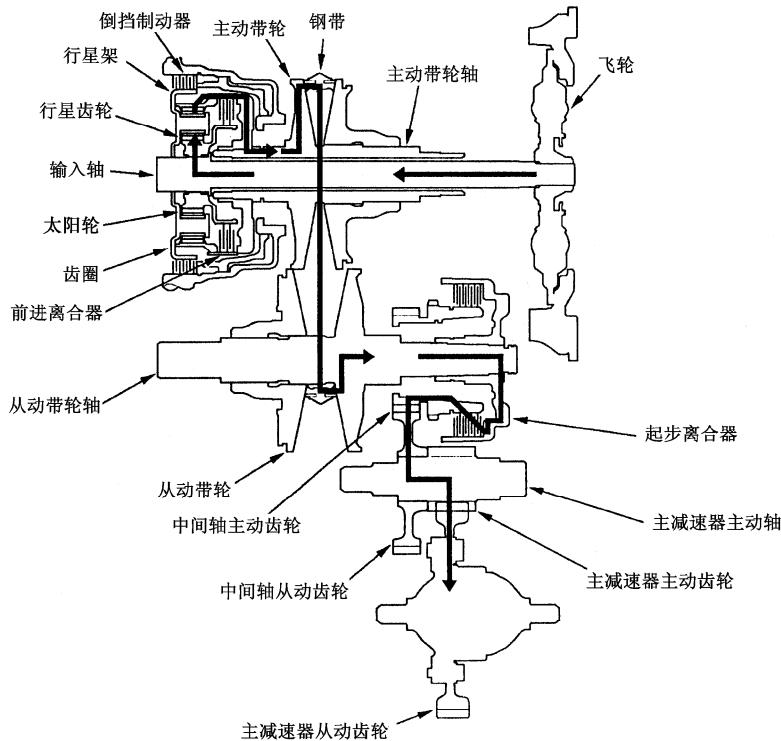


图 5.29 R 挡位动力传递路线

5.1.7 无级变速器液压控制路线

发动机旋转时，自动变速器油泵开始运转。ATF 通过自动变速器滤清器吸出，送入液压试回路。油液流到 PH 调节阀，并形成 PH 压力，然后 PH 压力传送到带轮控制阀，最终回到带轮。动力控制模块操纵电磁阀进行液压控制，实现带轮传动比变换及起步离合器的接合。其中液压油口代码和压力说明如表 5.2 所示。

表 5.2 油口代码和压力说明

油 口 代 码	压 力 说 明	油 口 代 码	压 力 说 明
CC	离合器控制	PH	高压
CCB	离合器控制 B	PHC	高压控制
COL	变速器油冷却器	RCC	循环
CR	离合器减压	RI	倒挡限止装置
DN	从动带轮	RVS	倒挡制动器
DNC	从动带轮控制	RVS'	倒挡制动器
DR	主动带轮	SC	起步离合器
DRC	主动带轮控制	SI	换挡锁定装置
FWD	前进离合器	X	排放
LUB	润滑	HX	高位排放
LUB'	润滑	AX	排气
LUB"	润滑		

液压系统控制图如图 5.30 所示。

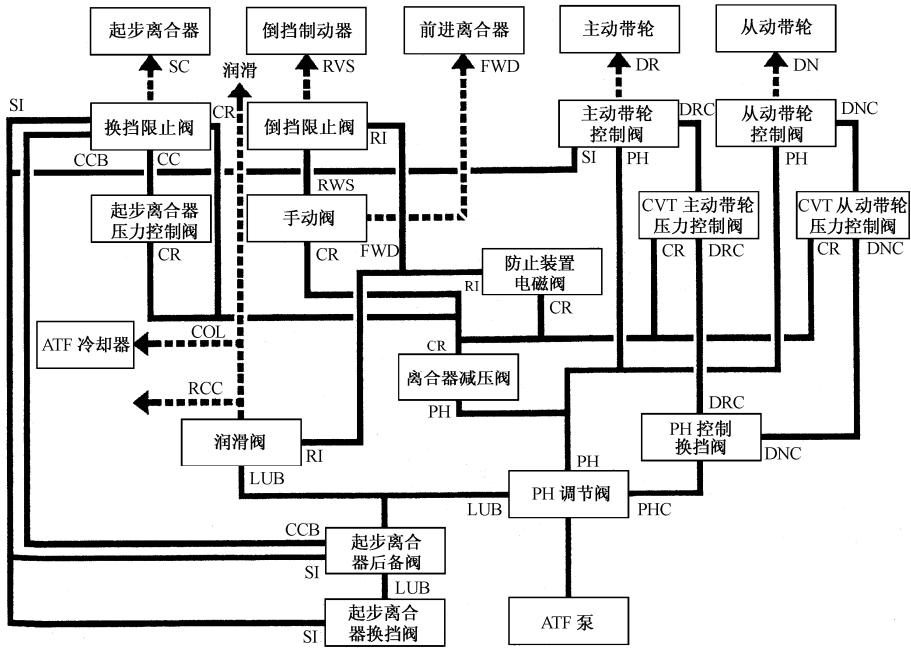


图 5.30 液压系统控制图

飞度无级变速器的液压控制路线有：N 挡位、D 挡位——低速范围；D 挡位——中速范围；D 挡位——高速范围；R 挡位——倒挡限止装置控制；P 挡位、D 挡位——电子控制系统发生故障的情况下；R 挡位——电子控制系统发生故障的情况下。由于篇幅关系，这里仅介绍 D 挡位——低速范围控制油路。

在 N 挡位下，主动带轮和从动带轮具有相同的液流回路，并且带轮保持在低传动比。手动阀换入 D 挡位，开启前进离合器（FWD）压力至前进离合器的油口。前进离合器压力传递至前进离合器，前进离合器接合。前进离合器驱动输入轴和主动带轮轴。动力系统控制模块操纵起步离合器压力控制阀，向换挡限止阀提供离合器控制压力（CC）。CC 压力在换挡限止阀处形成起步离合器压力（SC），并且将 SC 压力传递至起步离合器，起步离合器接合，车辆起步。

D 挡位——低速范围的液压系统图如图 5.31 所示。

5.2 双离合变速器

5.2.1 概述

双离合变速器（Dual Clutch Transmission, DCT）也称为直接换挡变速器（Direct-Shift Gearbox, DSG），是基于手动变速器发展而来的，其工作原理可以简单理解为一个离合器对应奇数挡，另一个离合器对应偶数挡，通过切换两个离合器的工作状态完成换挡动作。

当车辆挂入一个挡位时，另一个离合器及对应的下一个挡位已经处于预备状态，只要当前挡位分离就可以立刻接合下一个挡位，因此双离合变速器的换挡速度要比一般的自动变速器甚至手动变速器还快。

图 5.32 所示的是变速器的换挡过程，其中（a）图为手动变速器的换挡过程；（b）图为双离合自动变速器的换挡过程。手动变速器在换挡时会有一个明显的动力中断；双离合自动变速器在换挡时动力流只会受到轻微的下降，动力的传递是持续的。

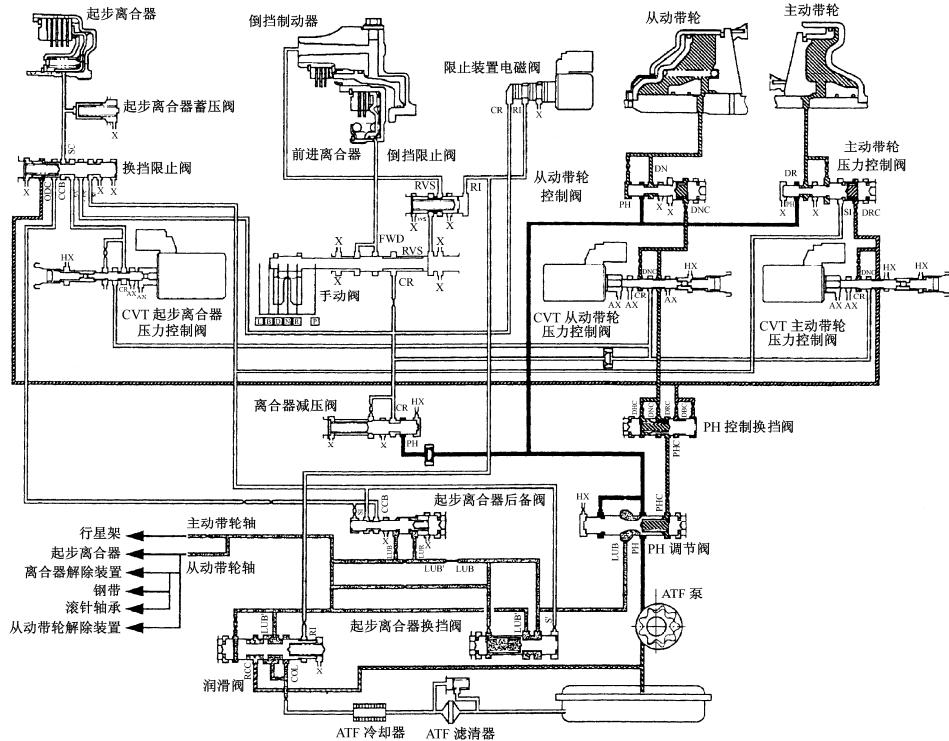


图 5.31 D 挡位——低速范围的液压系统图

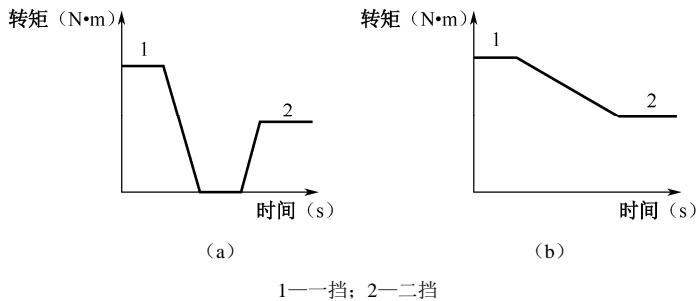


图 5.32 变速器的换挡过程

1. DSG 变速器的类型

双离合变速器分为湿式双离合自动变速器与干式双离合自动变速器两种。

湿式双离合变速器是指其双离合器为一大一小两组同轴安装在一起的多片式离合器，且都被安装在一个充满液压油的密闭油腔里，因此具有更好的调节能力和优异的热熔性，能够传递比较大的转矩。

干式双离合变速器是指其双离合器由 3 个尺寸相近的离合片同轴相叠安装组成，位于两侧的两个离合器片分别连接一、三、五挡和二、四、六及倒挡，中间盘在其间移动，分别与两个离合器片“接合”或者“分离”通过切换进行换挡，双离合器没有安装于密闭的油腔里，干式摩擦片相互结合可以带来最直接的传递效率，但是也更容易发热，所以它热熔性不如湿式离合器，因此所承受转矩也相对较小。

2. DSG 变速器的特点

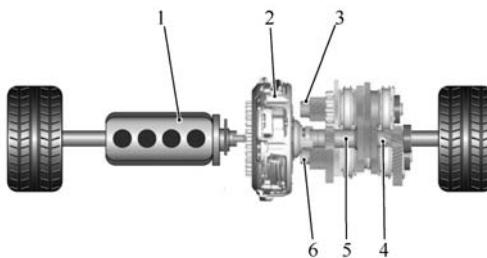
- (1) DSG 变速器没有变矩器，也没有离合器踏板；
- (2) DSG 变速器在传动过程中的能耗损失非常小，大大提高了车辆的燃油经济性；

- (3) DSG 变速器的反应非常灵敏，具有很好的驾驶感受；
- (4) 车辆在加速过程中不会有动力中断的感觉，提速更快更平顺，减轻了“顿挫”感，提高乘坐的舒适性；
- (5) DSG 变速器可以同时有两个挡位啮合，使换挡操作更加快捷。

5.2.2 DSG 变速器的结构

1. DSG 变速器的布置

以长安福特 DSG 6DCT250 变速器为例，图 5.33 所示的是 DSG 变速器在车上的布置。这个变速器被设计用于前置横向安装的发动机。它的结构特征是三轴布局。奇数挡输入轴连接到第一离合器上，同时倒挡和偶数挡输入轴连接到第二离合器上。双离合器包含两个单独的离合器片，通过并行布置，都是用于车辆起步和换挡。



1—发动机；2—干式双离合器；3—三挡、四挡和倒挡输出轴；4—输入轴（实心轴）；
5—输入轴（空心轴）；6—一挡、二挡、五挡和六挡输出轴

图 5.33 DSG 变速器在车上的布置

挡位的变换是通过两个无刷电机来控制的，每个电机控制一个换挡鼓。两个换挡鼓结构一致，并且每一个换挡鼓都有一个狭槽用于控制换挡拨叉。

双离合器壳体中安装有驱动盘、两个压盘和两个离合器片。驱动盘安装在变速器的输入轴（空心轴）上。转矩通过两个并行布置的离合器片来传递。变速器有故障时为了防止离合器接合，离合器设计了自动分离功能。双离合器只能作为一个整体元件进行更换。

2. DSG 变速器的组成

DSG 变速器主要由双离合器、三轴式齿轮变速机构、自动换挡机构、电子控制系统、液压控制系统组成。其中最具创意的核心部分是双离合器和三轴式齿轮机构，如图 5.34 所示。

双离合器变速器使用两个离合器，但没有离合器踏板。先进的电子系统和液压系统像控制标准自动变速器那样对离合器进行控制。但在双离合变速器中，各离合器单独运转。一个离合器控制奇数挡（一挡、三挡和五挡），另一个离合器控制偶数挡（二挡、四挡、六挡和倒挡）。这样，不需要中断从发动机到变速器的动力传送就可以换挡。

3.DSG 变速器外部结构

图 5.35 所示的是长安福特 DSG 6DCT250 (DPS6) 变速器。所有的传感器、执行器和 TCM (Transmission Control Module) 都位于变速器的外部。其中，电机 1 通过电动机械传动杠杆执行器

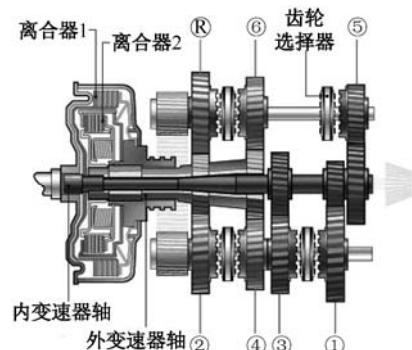
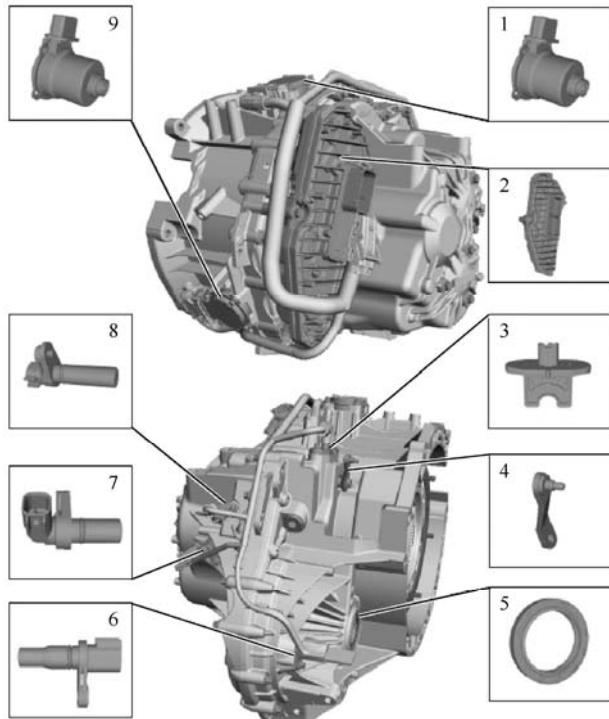


图 5.34 DSG 变速器的组成

来驱动用于控制一挡、三挡、五挡的离合器；电机 2 通过电动机械传动杠杆执行器来驱动用于控制二挡、四挡、六挡和倒挡的离合器。

5.2.3 DSG 变速器工作原理

如图 5.36 所示的是 DSG 变速器的齿轮机构。DSG 变速器在原理上，包含两个独立的齿轮传动组。在驾驶过程中，一个齿轮传动组处于接合状态，而另外一组轮系已经准备结合下一挡位（虽然对应这个挡位的离合器仍然处于不接合状态）。输入轴有两个部分，构成了这款变速器的核心，它包含外部输入轴（空心轴）和内部输入轴（实心轴）；外部输入轴（空心轴）驱动偶数挡和倒挡（通过一个中间齿轮）；内部输入轴（实心轴）驱动奇数挡；两根输入轴都是通过外花键连接离合器片。



1—电机 1；2—TCM；3—TR 挡位传感器；4—换挡转轴杠杆；5—半轴油封；6—输出轴转速传感器 (OSS)；

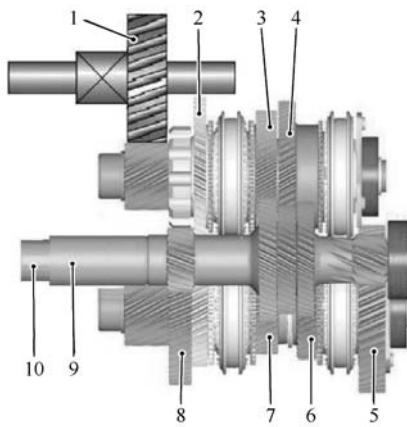
7—实心输入轴转速传感器 1 (ISS1)；8—空心输入轴转速传感器 2 (ISS2)；9—电机 2

图 5.35 长安福特 DSG 6DCT250 (DPS6) DSG 变速器

在 DSG 变速器的工作过程中总是有两个挡位是接合的，一个正在工作，另一个则为下一步做好准备。

DSG 变速器在降挡时，如果四挡正在工作，则三挡作为预选挡位而接合。DSG 变速器的升挡或降挡是由变速器控制模块进行判断的，踩油门踏板时，变速器控制模块判定为升挡过程，做好升挡准备；踩制动踏板时，变速器控制模块判定为降挡过程，做好降挡准备。

一般变速器升挡总是逐次进行的，而降挡经常会跳跃地降挡，DSG 变速器在手动控制模式下也可以进行跳跃降挡，如从六挡降到三挡，连续按三下降挡按钮，变速器就会从六挡直接降到三挡，但是如果从六挡降到二挡时，变速器会降到五挡，再从五挡直接降到二挡。在跳跃降挡时，如果起始挡位和最终挡位属于同一个离合器控制，则会通过另一离合器控制的挡位转换一下，如果起始挡位和最终挡位不属于同一个离合器控制，则可以直接跳跃降至所选挡位。



1—差速器；2—倒挡齿轮；3—四挡齿轮；4—三挡齿轮；5—一挡齿轮；6—五挡齿轮；7—六挡齿轮；
8—二挡齿轮；9—输入轴（空心轴）；10—输入轴（实心轴）

图 5.36 DSG 变速器的齿轮机构

1. 一挡传力路线

如图 5.37 所示的是 DSG 变速器在一挡时的动力传递路线图。转矩通过飞轮传递到双离合器，再通过双离合器的驱动盘、压盘 1 和离合器片 1 传递到实心输入轴；实心输入轴再将转矩传递给带有一挡齿轮的输出轴（一挡、二挡、五挡和六挡）；转矩最后通过输出齿轮传递给主减速器。

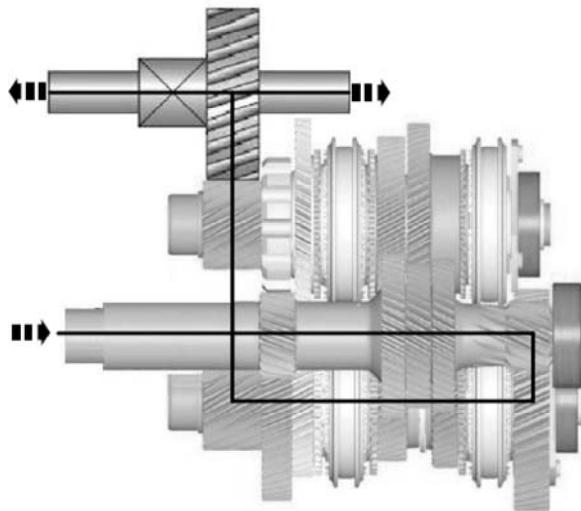


图 5.37 DSG 变速器在一挡时的动力传递路线图

2. 二挡传力路线

图 5.38 所示的是 DSG 变速器在二挡时的动力传递路线图。转矩通过飞轮传递到双离合器，再通过双离合器的驱动盘、压盘 2 和离合器片 2 传递到空心输入轴；空心输入轴再将转矩传递给带有二挡齿轮的输出轴（一挡、二挡、五挡和六挡）；转矩最后通过输出齿轮传递给主减速器。

3. 三挡传力路线

图 5.39 所示的是 DSG 变速器在三挡时的动力传递路线图。转矩通过飞轮传递到双离合器，再通过双离合器的驱动盘、压盘 1 和离合器片 1 传递到实心输入轴；实心输入轴再将转矩传递给带有三挡齿轮的输出轴（三挡、四挡和倒挡）；转矩最后通过输出齿轮传递给主减速器。

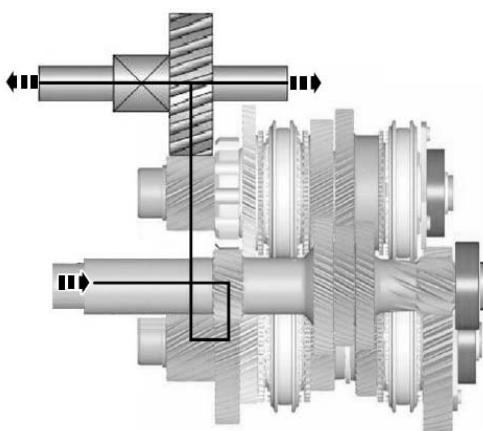


图 5.38 DSG 变速器在二挡时的动力传递路线图

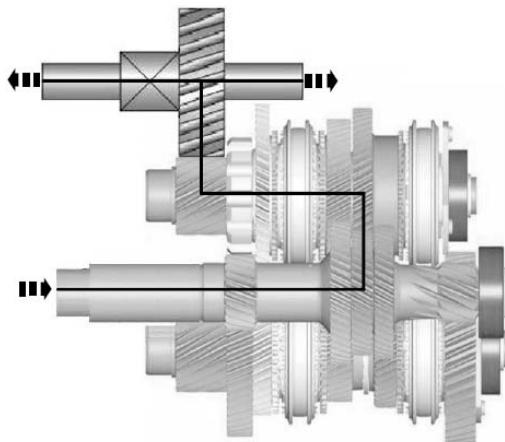


图 5.39 DSG 变速器在三挡时的动力传递路线图

4. 四挡传力路线

如图 5.40 所示的是 DSG 变速器在四挡时的动力传递路线图。转矩通过飞轮传递到双离合器，再通过双离合器的驱动盘、压盘 2 和离合器片 2 传递到空心输入轴；空心输入轴再将转矩传递给带有四挡齿轮的输出轴（三挡、四挡和倒挡）；转矩最后通过输出齿轮传递给主减速器。

5. 五挡传力路线

如图 5.41 所示为 DSG 变速器在五挡时的动力传递路线图。转矩通过飞轮传递到双离合器，再通过双离合器的驱动盘、压盘 1 和离合器片 1 传递到实心输入轴；实心输入轴再将转矩传递给带有五挡齿轮的输出轴（一挡、二挡、五挡和六挡）；转矩最后通过输出齿轮传递给主减速器。

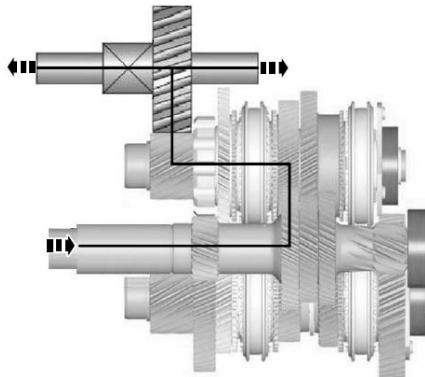


图 5.40 DSG 变速器在四挡时的动力传递路线图

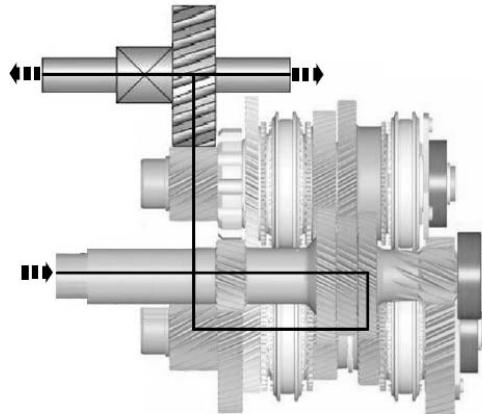


图 5.41 DSG 变速器在五挡时的动力传递路线图

6. 六挡传力路线

图 5.42 所示的是 DSG 变速器在六挡时的动力传递路线图。转矩通过飞轮传递到双离合器，再通过双离合器的驱动盘、压盘 2 和离合器片 2 传递到空心输入轴；空心输入轴再将转矩传递给带有六挡齿轮输出轴（一挡、二挡、五挡和六挡）；转矩最后通过输出齿轮传递给主减速器。

7. 倒挡传力路线

如图 5.43 所示的是 DSG 变速器在倒挡时的动力传递路线图。转矩通过飞轮传递到双离合器，再通过双离合器的驱动盘、压盘 2 和离合器片 2 传递到空心输入轴；空心输入轴再将转矩传递给二挡齿轮的输出轴（一挡、二挡、五挡和六挡）；与二挡齿轮固定连接在一起的还有一个中间齿轮，中间齿轮将转矩传递给带有倒挡齿轮的输出轴（三挡、四挡和倒挡）；转矩最后通过输出齿轮传递

给主减速器。

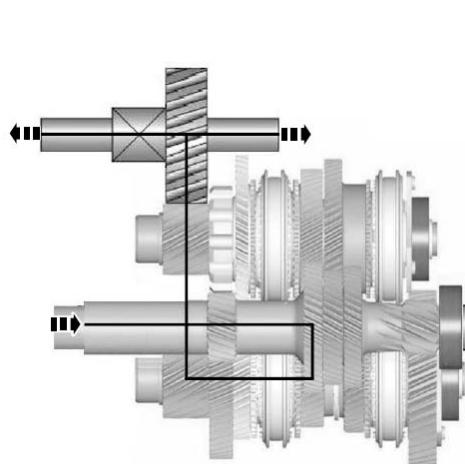


图 5.42 DSG 变速器在六挡时的动力传递路线图

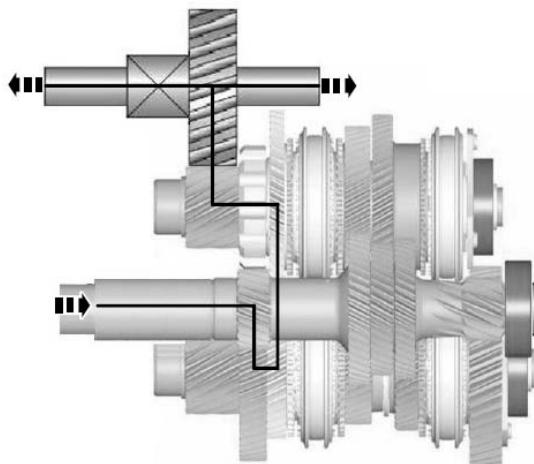
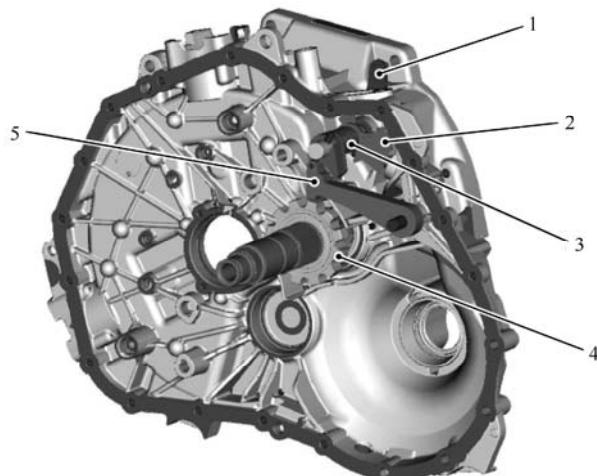


图 5.43 DSG 变速器在倒挡时的动力传递路线图

8. 驻车锁止

图 5.44 所示的是 DSG 变速器驻车锁止原理图。为了保证驻车时的安全，并防止车辆在没拉手刹时车辆发生滑移，在变速器的第二输出轴上有一个驻车锁止机构。因为当发动机熄火后两个离合器都处于分离状态，所以必须在变速器上装有驻车锁止机构。

当排挡杆移到 P 挡位置时，驻车锁止机构锁止。锁止的结果是，锁止棘爪卡到锁止轮的齿隙中。如果锁止棘爪正好位于锁止齿轮的顶面上，则驱动杆上的转力弹簧会处于拉紧状态，如果车辆发生移动，则转力弹簧的弹力会驱使棘爪卡在下一个齿的齿隙中。

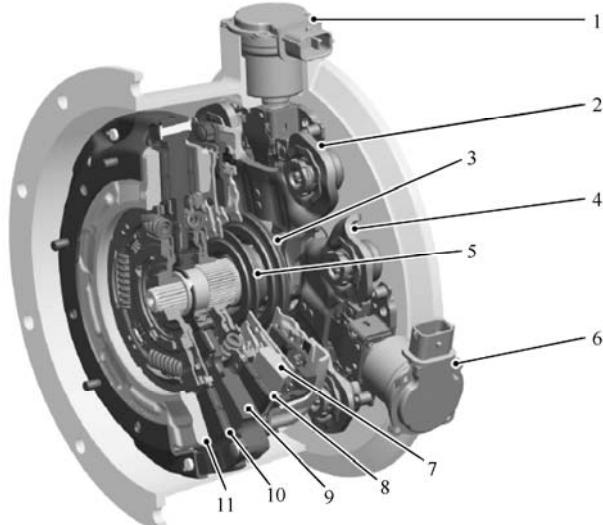


1—换挡杆；2—作动柄；3—转力弹簧；4—带齿的锁止轮；5—锁止棘爪

图 5.44 DSG 变速器驻车锁止原理图

5.2.4 DSG 变速器的双离合器机构

图 5.45 所示的是 DSG 变速器双离合器机构。此干式的双离合器带有独立的磨损调节系统。离合器在不工作状态时处于分离状态；双离合器是通过两个电动机械式传动杠杆执行器来控制的；离合器的驱动是通过一个包含两个接合轴承和两个接合盘组成的接合单元来控制的。



1—电机 1；2—电动机械式传动杠杆执行器 1；3—带接合轴承 1 的接合盘；4—电动机械式传动杠杆执行器 2；
5—带接合轴承 2 的接合盘；6—电机 2；7—压盘 2；8—离合器片 2；9—驱动盘；10—离合器片 1；11—压盘 1

图 5.45 DSG 变速器双离合器机构

图 5.46 所示的是 DSG 变速器双离合器系统组成。离合器系统由下列部件组成。



1—离合器单元；2—电动机械式传动杠杆执行器 1；3—导向轴套；
4—电动机械式传动杠杆执行器 2；5—接合单元；6—卡环

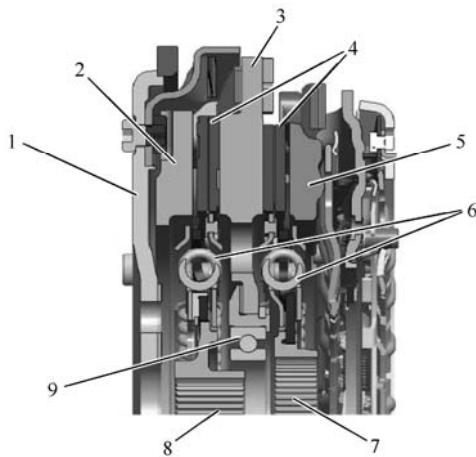
图 5.46 DSG 变速器双离合器系统组成

- (1) 离合器单元；
- (2) 离合器接合单元；
- (3) 两个电动机械式传动杠杆执行器，每个都是由直流无刷电机驱动的。

离合器单元连接到变速器的两个输入轴上，同时也通过螺栓固定在飞轮上。如果变速器要拆卸下来必须先将离合器的固定螺栓从飞轮上拆下来。

1. 离合器单元剖视图

如图 5.47 所示为 DSG 变速器离合器单元剖视图。出于安全性的考虑，离合器在不工作状态时是处于分离状态。这种离合器被称为主动式离合器。在主动式离合器上，如果膜片弹簧上没有施加力或者施加的力很小则离合器的接触压力为零。为了保持执行器的传动路径严格限制在规定的空间内，离合器装有一个内部行程控制磨损调节系统。为了降低扭转振动，转扭减震器被集成在离合器片上。双离合器的驱动盘安装在变速器的输入轴（空心轴）上。

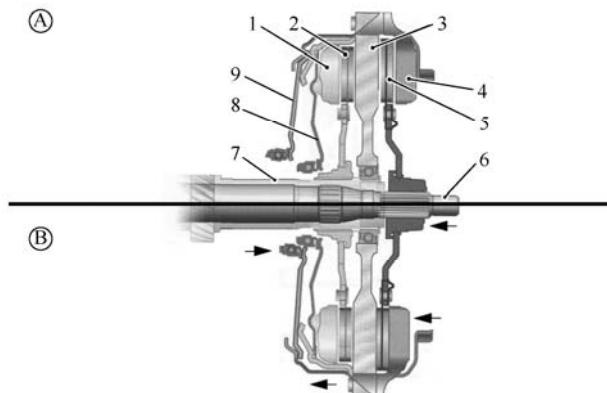


1—飞轮；2—压盘 1；3—驱动盘；4—离合器片；5—压盘 2；6—转转减震器；
7—空心输入轴花键毂；8—实心输入轴花键毂；9—驱动盘轴承

图 5.47 DSG 变速器离合器单元剖视图

2. 离合器分离和接合的示意图

图 5.48 所示的是离合器分离和接合的示意图。A 图为两离合器均处于分离状态；B 图为离合器 1 接合、离合器 2 分离状态。当离合器处于分离状态时，两个膜片弹簧不受力。当膜片弹簧受到压力时，相对应的压盘就会将离合器片和驱动盘压紧。



1—压盘 2；2—离合器片 2；3—驱动盘；4—压盘 1；5—离合器片 1；6—输入轴（实心轴）；
7—输入轴（空心轴）；8—膜片弹簧 2；9—膜片弹簧 1

图 5.48 离合器分离和接合的示意图

当离合器接合单元的接合轴承 1（图 5.49）推动离合器 1 的膜片弹簧右移；膜片弹簧与离合器盖外侧接触点为支点，膜片弹簧的外端拉压盘左移，压盘、离合器片与驱动盘相互压紧，离合器 1 接合。

当离合器接合单元的接合轴承 2（图 5.49）推动离合器 2 的膜片弹簧右移；膜片弹簧的外端以离合器盖内侧为支点，推压盘右移，压盘、离合器片与驱动盘相互压紧，离合器 2 接合。

而这两个接合轴承被安置在导管上，相互独立地在导管上移动，保证离合器 1 与离合器 2 不会同时接合。

3. 离合器的接合单元

图 5.49 所示的是离合器的接合单元。其中，接合轴承 2 用作动离合器 2 的膜片弹簧 2；接合轴承 1 用作动离合器 1 的膜片弹簧 1。这两个接合轴承被安置在导管上，它们可以相互独立地在导管

上移动。滑动套筒上开有沟槽与导管相配合。补偿元件用于补偿电动机械式传动杠杆执行器的执行杠杆的偏差。两个接合轴承都装有一个坚硬的接合片，用于接合轴承传递轴向力。

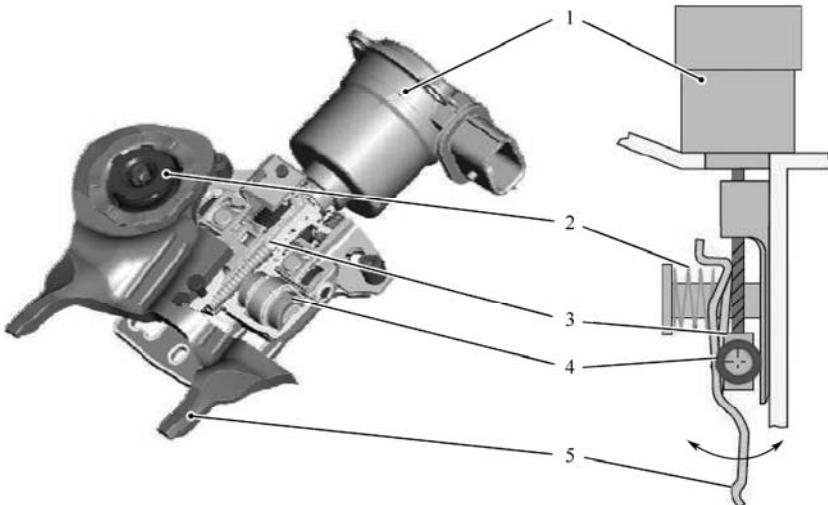


1—接合轴承 2—接合轴承 1；3—补偿元件；4—导管

图 5.49 离合器的接合单元

4. 电动机械式传动杠杆执行器

图 5.50 所示的是 DSG 变速器电动机械式传动杠杆执行器。离合器接合所需要的力是由压紧弹簧经由杠杆执行器的机械系统产生的，这个力作用在接合杠杆的外端，这就形成一个摇杆，滚柱形成了接合杠杆的中心接触点。无碳刷式直流电机直接安装在变速器的壳体上。电机通过丝杆的齿牙驱动滚柱的螺块。通过螺杆的旋转，循环球螺母和滚柱在轴向方向移动。由于滚柱的轴向移动，接合杠杆的中心支撑点会移动，从而导致杠杆作用的改变，接合杠杆外端像摇杆一样摆动。

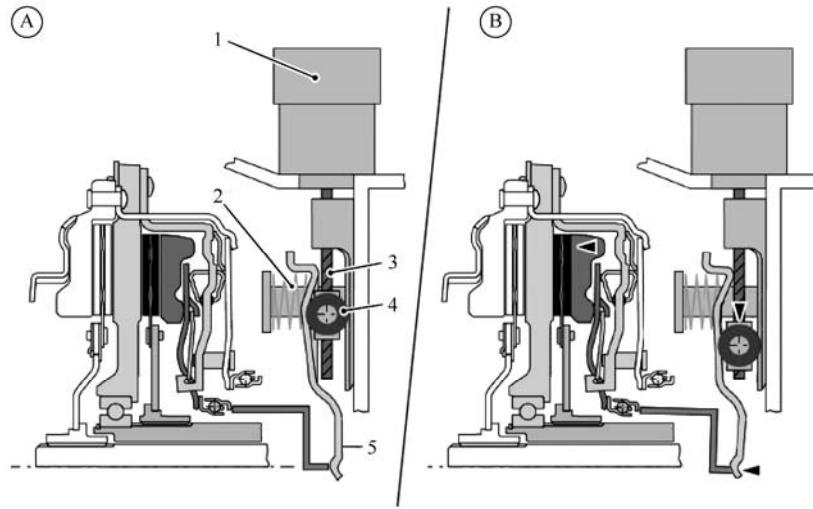


1—无碳刷直流电机；2—压紧弹簧；3—循环球螺母；4—滚柱；5—接合杠杆

图 5.50 DSG 变速器电动机械式传动杠杆执行器

5. 电动机械式传动杠杆执行器的功能

图 5.51 所示的是电动机械式传动杠杆执行器的工作原理图。A 图为离合器分离状态，无碳刷式直流电机不通电；B 图为离合器 2 接合状态，无碳刷式直流电机通电。



1—无碳刷式直流电机；2—压紧弹簧；3—丝杆；4—滚柱；5—接合杠杆

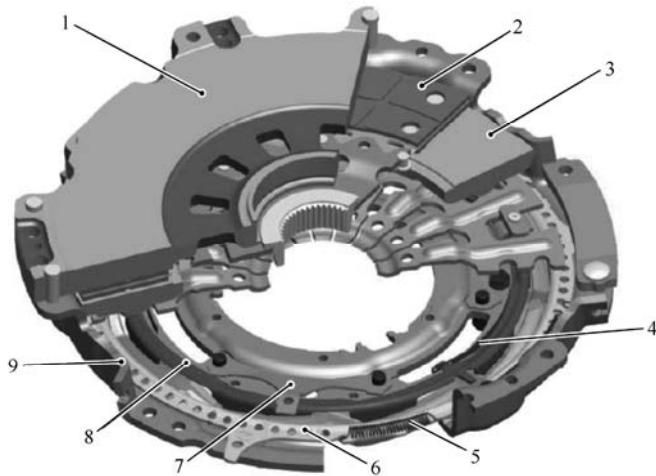
图 5.51 电动机械式传动杠杆执行器的工作原理图

当电机断电时离合器处于分离状态。为了让离合器接合，TCM 控制电机通电，由于丝杆的旋转，滚柱借助循环球螺母向下移动。由于滚柱的轴向运动，接合杠杆的中心支承点位置发生变化，从而导致杠杆作用的变化。由于杠杆作用的改变导致作用在接合杠杆和接合轴承上的力增加。这样，接合杠杆外端和接合轴承被提升。接合轴承压在膜片弹簧上，从而导致离合器被压在接合的位置。

为了将离合器保持在接合的位置，电机会一直被控制接通一个保持电流。一旦 TCM 控制切断保持电流，接合轴承和接合杠杆回到原来的初始位置，同时接合杠杆的形状会促使滚柱也回到它的起始位置；膜片弹簧上的压紧力释放后，使离合器分离。

6. 带磨损行程控制调节的双离合器

由于离合器片的磨损，可能导致膜片弹簧的位置改变，并且会依次影响离合器接触压力的特性曲线和离合器分离的控制力。这导致的后果是用于控制电动机械式传动杠杆执行器的直流电机的负荷会增大。



1—驱动盘；2—离合器片 2；3—压盘 2；4—滚子调整弹簧；5—拉伸调整弹簧；

6—锥形环式调整弹簧；7—压紧弹簧；8—锥形环；9—离合器盖

图 5.52 带磨损行程控制调节的双离合器

图 5.52 所示的是带磨损行程控制调节的双离合器。为了保持膜片弹簧的位置、离合器的接触

压力和分离控制力始终一致，双离合器有一个磨损行程控制调节的机械装置。

它包含下列主要部件：

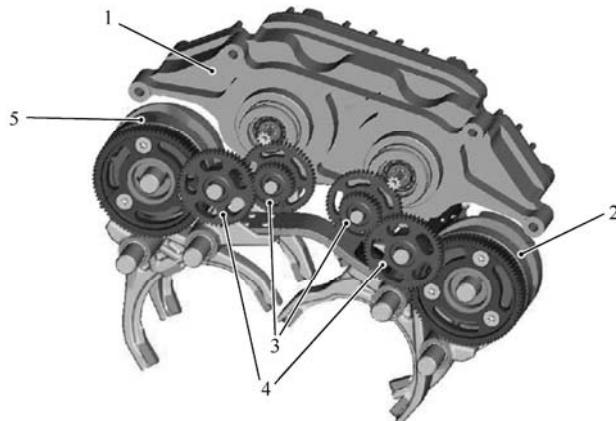
- (1) 带调整装置的离合器盖；
- (2) 离合器各部分的锥形环式调整弹簧；
- (3) 各部分的锥形环；
- (4) 各部分的压紧弹簧、拉伸调整弹簧和滚子调整弹簧。

如果磨损到离合器的内衬，膜片弹簧会产生一个朝向发动机方向的特定压力，则离合器的调整装置起作用。由于离合器片额外的磨损导致压紧弹簧会推动锥形环。而滚子调整弹簧上预加有负载，会推动锥形环旋转直到压紧弹簧和锥形环之间的间隙被补偿为止。

5.2.5 DSG 变速器的内部换挡机构

1. 内部换挡机构的布置

图 5.53 所示的是 DSG 变速器内部换挡机构的布置，包括控制二/六挡换挡拨叉和四/倒挡换挡拨叉；以及控制一/五挡换挡拨叉和三挡换挡拨叉。



1—集成在 TCM 中的电机；2—带传动齿的换挡鼓 2；3—双传动齿轮 1；
4—双传动齿轮 2；5—带传动齿的换挡鼓 1

图 5.53 DSG 变速器内部换挡机构的布置

挡位的变换是通过两个直流无刷电机（步进电机）的控制实现的，电机通过中间齿轮的两级减速来驱动换挡鼓。两个换挡鼓是一样的，并且每一个换挡鼓都有一个狭槽用于控制换挡拨叉。

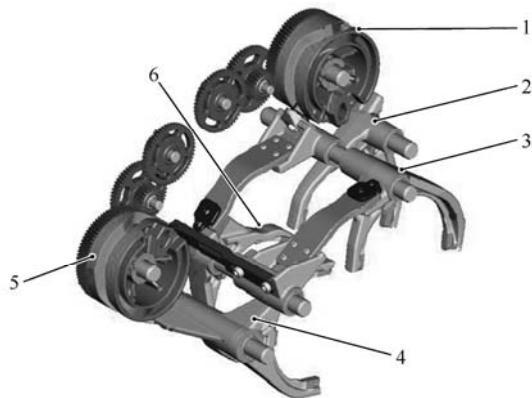
根据换挡鼓的换挡原理，这款变速器不需要额外的机械锁止机构，来防止在错误的情况下同一输出轴上的各个挡位同时挂上两个挡。

2. 内部换挡系统的布置示意图

图 5.54 所示的是 DSG 变速器内部换挡机构布置示意图。每个换挡鼓控制两个换挡拨叉，换挡鼓的旋转总角度依靠被铸造在变速器壳体上的两个停止装置限制。换挡鼓 1 的旋转角度是 200° ，控制三个挡位；换挡鼓 2 的旋转角度是 290° ，控制四个挡位。

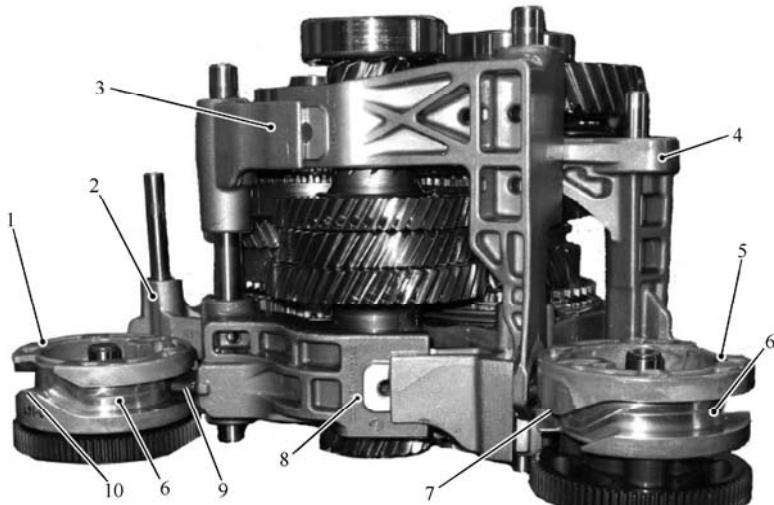
3. 内部换挡系统的实物图

图 5.55 所示的是 DSG 变速器内部换挡机构实物图。换挡鼓的换挡狭槽为两个相反方向的凸轮，它们是偏移 180° 相对布置的。如果滑块在凸轮上作上下移动，这时换挡拨叉也会相应地在轴向方向移动，这样同步器装置就可以控制挡位接合或者退到空挡位置。



1—带驱动齿的换挡鼓 2—倒挡/四挡换挡拨叉；3—三挡换挡拨叉；
4—一挡/五挡换挡拨叉；5—带驱动齿的换挡鼓 1；6—二挡/六挡换挡拨叉

图 5.54 DSG 变速器内部换挡机构布置示意图



1—带驱动齿的换挡鼓 2—倒挡/四挡换挡拨叉；3—三挡换挡拨叉；4—一挡/五挡换挡拨叉；
5—带驱动齿的换挡鼓 1；6—换挡狭槽；7—低位凸轮；8—二挡/六挡换挡拨叉；9—滑块；10—高位凸轮

图 5.55 DSG 变速器内部换挡机构实物图

DSG 变速器的换挡拨叉由两个步进电机控制，每个电机控制一个换挡鼓，一个换挡鼓控制两个拨叉。即一个换挡鼓驱动两个滑块，也就是驱动两个换挡拨叉，完成最多四个挡位的切换；换挡鼓是由步进电机驱动的，一个电信号脉冲走一步，即旋转一个角度，其信号来自变速器 TCM 计算机。

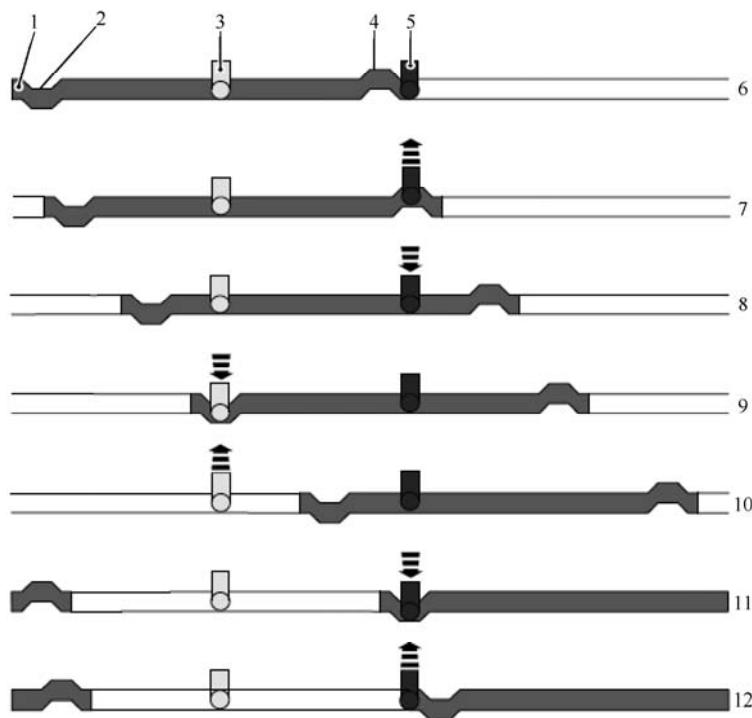
换挡鼓就是机械原理中的圆柱凸轮机构，换挡鼓的作用是将电机的旋转运动通过换挡狭槽的几何形状转换成滑块的往复直线运动，完成换挡。图 5.56 所示的是 DSG 变速器的换挡原理。



图 5.56 DSG 变速器的换挡原理

4. 换挡鼓 1 的工作过程

图 5.57 所示的是换挡鼓 1 的工作过程，控制三个挡位：一挡、三挡和五挡。其中，黑色区域为换挡鼓的 200° 的旋转角度范围。表 5.3 所示的是换挡鼓 1 的工作过程。



1—换挡鼓 1 的换挡狭槽；2—低位凸轮；3—带滑块的三挡换挡拨叉；4—高位凸轮；
5—带滑块的一/五挡的换挡拨叉；6—下终端位置（旋转角度为 0° ）；7—旋转 10° ；
8—旋转 55° ；9—旋转 100° ；10—旋转 145° ；11—旋转 190° ；12—上终端位置（旋转角度为 200° ）

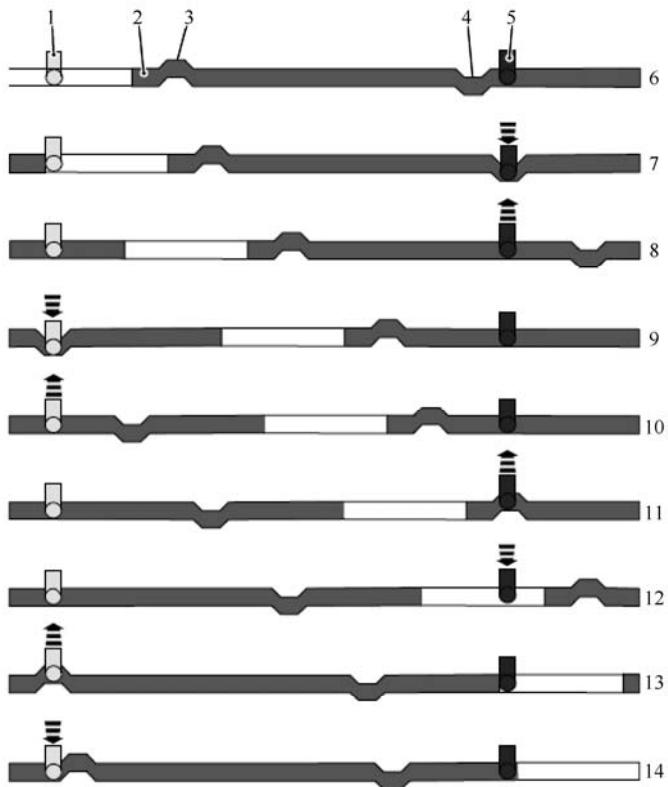
图 5.57 换挡鼓 1 的工作过程

表 5.3 换挡鼓 1 的工作过程

换挡鼓旋转角度	换挡拨叉位置
0°	下终端位置
10°	一/五挡的换挡拨叉轴向移动一挡接合的位置（一挡）
55°	一挡与三挡之间的空挡位置（空挡）
100°	三挡换挡拨叉轴向移动到三挡接合的位置（三挡）
145°	三挡与五挡之间的空挡位置（空挡）
190°	一/五挡换挡拨叉轴向移动到五挡接合的位置（五挡）
200°	上终端位置

5. 换挡鼓 2 的工作过程

图 5.58 所示的是换挡鼓 2 的工作过程，控制四个挡位：二挡、四挡、六挡和倒挡。其中，黑色区域为换挡鼓的 290° 的旋转角度范围。表 5.4 所示的是换挡鼓 2 的工作过程。



1—带滑块的二/六挡的换挡拨叉；2—换挡鼓 2 的换挡狭槽；3—高位凸轮；4—低位凸轮；
5—带滑块的倒/四挡的换挡拨叉；6—下终端位置（旋转角度为 0°）；7—旋转 10°；8—旋转 55°；
9—旋转 100°；10—旋转 145°；11—旋转 190°；12—旋转 235°；13—旋转 280°；
14—上终端位置（旋转角度为 290°）

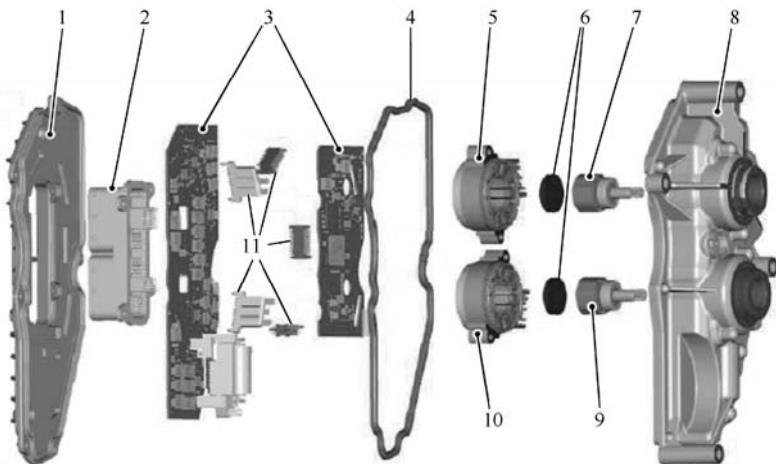
图 5.58 换挡鼓 2 的工作过程

表 5.4 换挡鼓 2 的工作过程

换挡鼓旋转角度	换挡拨叉位置
0°	下终端位置
10°	倒/四挡的换挡拨叉轴向移动到倒挡接合的位置（倒挡）
55°	倒挡和二挡之间的空挡位置（空挡）
100°	二/六挡的换挡拨叉轴向移动到二挡接合的位置（二挡）
145°	二挡与四挡之间的空挡位置（空挡）
190°	倒/四挡的换挡拨叉轴向移动到四挡接合的位置（四挡）
235°	四挡与六挡间的空挡位置（空挡）
280°	二/六挡的换挡拨叉轴向移动到六挡接合的位置（六挡）
290°	上终端位置

5.2.6 DSG 变速器的 TCM

图 5.59 所示的是 DSG 变速器 TCM (Transmission Control Module) 的分解图。TCM 的主要功能是接收传感器信号，对信号进行处理后控制相应的执行器工作。控制单元和两个用于换挡的无碳刷式的直流电机都集成在 TCM 内。售后服务中，TCM 只能以一个整体的总成零件进行更换。



1—后盖；2—连接器；3—控制单元；4—垫圈；5—定子线圈（电机1）；6—电机轴承；7—永磁转子（电机1）；

8—前盖；9—永磁转子（电机2）；10—定子线圈（电机2）；11—控制单元连接插头

图5.59 DSG变速器TCM的分解图

1. 变速器的工作原理

干式双离合变速器的电动机械控制系统可以控制两个挡位同时接合。在驾驶过程中，其中一个离合器接合，虽然下一个挡位已经预先选定，但其对应的离合器是处于分离状态。

根据加速踏板的位置和驾驶员的驾驶意图，换挡时，当前接合的离合器在分离的同时另一个先前处于分离状态的离合器接合，由于两个离合器工作时的重叠，在换挡时仅有少量的能量损失。

2. 控制项目

6DCT250 变速器的控制项目包括离合器系统和换挡系统。TCM 利用集成有位置传感器的 4 个无碳刷式的直流电机来控制离合器系统和换挡系统。

相对应的直流电机只有在离合器工作和换挡的时候工作。直流电机的位置信息是通过集成式的位置传感器传递给 TCM 模块的。基于这个信息，TCM 知道哪个挡位接合和哪个离合器在传递动力。

（1）换挡控制

换挡控制系统的软件控制策略是基于车辆的行车条件和驾驶员的操作意图来控制换挡的。TCM 是通过控制相关的直流电机来控制变速器自动换挡。基于变速器的控制程序，为了能精确地控制换挡点，TCM 须收到下列信息：

- ① 选择的挡位；
- ② 通过 HS-CAN 获得车速信息；
- ③ 通过 HS-CAN 获得发动机转速、转矩和节气门位置信息；
- ④ 通过 HS-CAN 获得发动机水温信息；
- ⑤ 通过 HS-CAN 获得外部环境温度，用于低温时判断变速器油的黏度；
- ⑥ 通过 HS-CAN 获得方向盘转角传感器的转角信息用于在车辆转弯时避免升挡或降挡；
- ⑦ 通过 HS-CAN 获得刹车信息；
- ⑧ 通过奇数挡输入轴和偶数挡输入轴的转速传感器获得各自的转速信息。

（2）自动模式，选挡杆处于 D 挡位置

为了适应相对应的驾驶条件，TCM 自适应控制换挡点。如果发现特殊的驾驶条件，TCM 切换到预先定义的程序。

(3) 运动模式，选挡杆处于 S 挡位置

在这种模式下，TCM 切换到另一套特性曲线控制程序。这个特性曲线的特点是挡位的控制更符合运动风格（如换挡点控制在更高的发动机转速）。

(4) 手动换挡模式

这个手动换挡模式只能在选挡杆处于 S 挡时才能使用，通过操作位于排挡杆边上的换挡开关，可以手动控制每个挡位的接合。

在降挡时，TCM 会检查发动机的转速的上限是否超过，如果超过上限，TCM 阻止换挡。

如果在加速的时候发动机的转速超过 6500r/min，变速器会上升到更高的挡位。

(5) 选挡杆从 N 移到 R

只有车速低于 14.5km/h 的时候，TCM 才允许挂上倒挡。

(6) 选挡杆在 N 挡位置

为了与 TCM 的校准程序一致，在排挡杆位于 N 挡位置时下列挡位接合：

- a. 当选挡杆从 R 移到 N 时，一挡和倒挡接合；
- b. 当选挡杆从 D 移到 N 时，一挡和 N 挡接合。

(7) 选挡杆在 P 挡位置

为了与 TCM 的校准程序一致，如果选挡杆处于 P 挡位置，则 TCM 控制 1 挡和倒挡接合。这保证了在启动过程中变速器响应迅速。

(8) 自适应控制

为了保证车辆在所有驾驶条件下能够换挡平顺，TCM 监测每个挡位。这样做，控制单元通过开环控制系统控制离合器和换挡系统的无刷式直流电机。

自适应学习值存储在控制单元的 RAM 中，这可以改善变速器的换挡平顺性和延长变速器的使用寿命。

(9) 高海拔校正

当车辆处于高海拔时由于大气压的下降发动机性能也会下降，PCM 模块可以发觉这种高海拔环境。为了补偿这种运行环境，TCM 改变换挡点。

(10) 速度控制系统

当车辆的速度控制系统开启，TCM 控制换挡。以 PCM 控制的节气门的开度位置为基础，TCM 控制换挡。

(11) 坡道辅助功能

配备 DPS6 双离合变速器的车型都具备坡道起步辅助功能。

(12) 防回转功能

当车辆上坡停在坡道上，在 P 挡和 N 挡时会预选一挡。在刹车系统中会一直保持有制动压力直到发动机的转矩足够推动车辆上坡。

(13) 过热模式

离合器的温度是通过 TCM 模块计算的。

过热模式的功能是用于防止离合器温度过高而导致离合器损坏。在这种模式下，离合器接合得更快并且发动机的输出力矩被限制降低，当计算的离合器温度超过 300°C 时，离合器不会接合。

一旦离合器已经冷却，仪表上会显示出“变速器准备运转”的信息。

(14) 跛脚回家模式

TCM 的软件包含当变速器严重故障时仍能控制变速器运行的功能。使用何种控制策略由故障特

性所决定。除非 TCM 本身或者 TR 挡位传感器有故障，否则车辆仍能受限制地行驶。

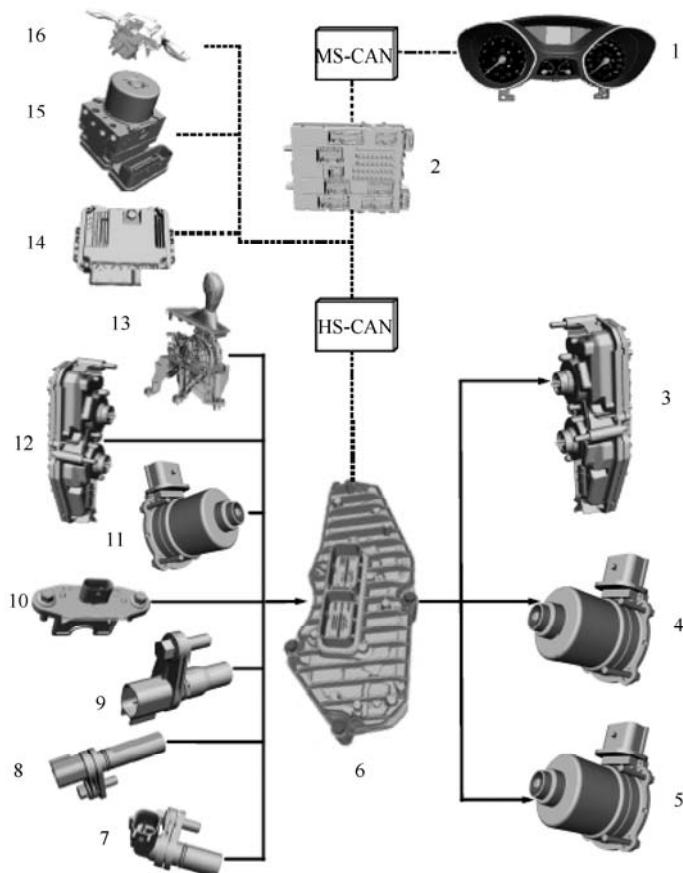
如果 TCM 有故障，则两个离合器都不能接合，同时车辆也不能够继续行驶。在 TR 挡位传感器故障的情况下，车辆就不能再启动，或者变速器被固定在 N 挡，这也会导致车辆不能继续行驶。

当发动机再次启动（点火开关关闭大约 15s），为了检查系统是否存在任何故障，会执行自检。如果故障仍然存在，跛脚回家模式会再次起作用。如果故障不再出现，则仪表上无故障显示，相应的故障指示灯也会熄灭。然而，故障码会仍然存储在 TCM 内部。

在故障情况下，如果有必要可以继续行使车辆，寻找最近的维修站进行维修处理。

3. 控制信号流程图

图 5.60 所示的是 DSG 变速器 TCM 控制信号流程图。



1—仪表；2—BCM；3—集成在 TCM 内的直流电机（用于控制换挡拨叉）；4—直流电机 1；5—直流电机 2；

6—TCM；7—输入轴转速传感器 1（实心轴）；8—输入轴转速传感器 2（空心轴）；9—输出轴转速传感器；

10—TR 挡位传感器；11—直流电机 1 和 2 的霍尔传感器；12—集成在 TCM 上直流电机的霍尔传感器；

13—换挡开关；14—PCM；15—ABS；16—方向盘转角传感器

图 5.60 DSG 变速器 TCM 控制信号流程图

(1) 输入轴转速传感器 (Input Shaft Speed Sensor, ISS) 1。

输入轴转速传感器 1 安装在变速器壳体上。调整垫片、调整传感器和变速器转轮之间的距离为规定的值。调整垫片的厚度是 $3.5\text{mm}\pm 0.05\text{mm}$ 。

传感器通过输入轴上（实心轴）的三挡齿轮来监测输入轴转速。它是一个磁感应式传感器，用于检测转速和旋转方向。信号传递到 TCM 进行处理。

(2) 输入轴转速传感器 (Input Shaft Speed Sensor, ISS) 2。

输入轴转速传感器 2 安装在变速器壳体上。调整垫片、调整传感器和变速器转轮之间的距离为规定的值。调整垫片的厚度是 $3.2\text{mm} \pm 0.05\text{mm}$ 。

传感器通过输入轴上（空心轴）的四挡齿轮来监测输入轴转速。它是一个磁感应式传感器，仅仅用于监测转速。信号被传递到 TCM 进行处理。

(3) 输出轴转速传感器 (Output Shaft Speed Sensor, OSS)。

输出轴转速传感器安装在变速器壳体上。传感器通过连接在差速器上的齿轮来监测输出轴转速。它是一个磁感应式传感器，仅仅用于监测转速。信号被传递到 TCM 进行处理。

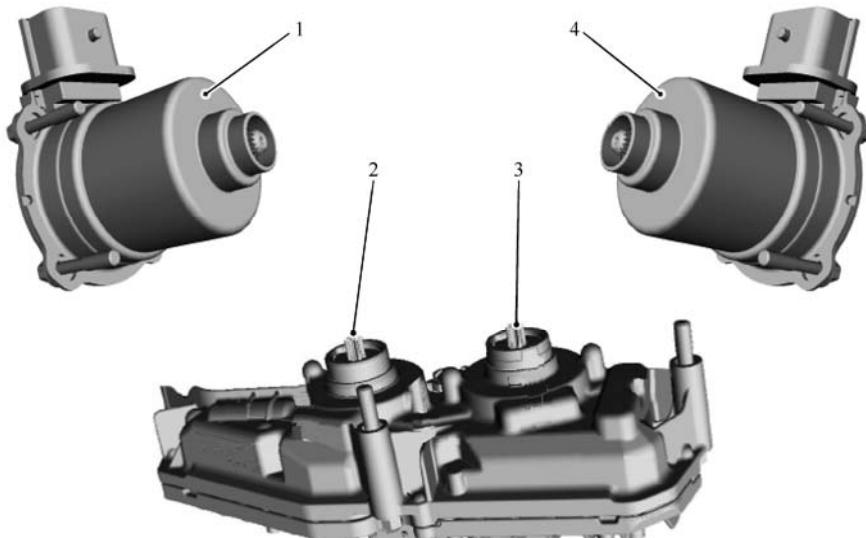
(4) TR 挡位传感器 (Transmission Gear Sensor)。

TR 挡位传感器安装在变速器壳体上。在 TR 挡位传感器的两个面上都配置有操纵杆盖板。移动选挡杆会驱使操纵杆和盖板移动。

TR 挡位传感器是一个双非接触式的感应式传感器。它的工作原理和变压器非常相似。首先，输入的直流电压被转换成模拟电压，当选挡杆移动时会造成盖板也移动，这导致磁场变化和次级线圈中的感应模拟电压也变化，这个模拟电压被集成电路处理并被转换成数字信号（PWM 信号）。TR 挡位传感器是通过硬线连接到 TCM 的。通过这两组 PWM 信号，TCM 监测到选挡杆的位置。

4. 电机

图 5.61 所示的是 DSG 变速器的电机。所有的电机为无碳刷式的直流电机。



1—电机 1；2—TCM 内的电机 2；3—TCM 内的电机 1；4—电机 2

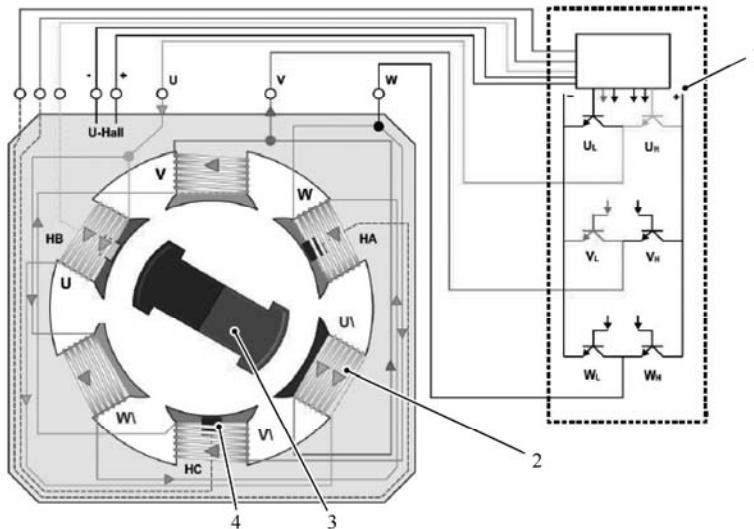
图 5.61 DSG 变速器的电机

电机 1 通过电动机械式传动杠杆执行器来驱动一、三挡和五挡的离合器；电机 2 通过电动机械式传动杠杆执行器来驱动二、四、六挡和倒挡的离合器。

而 TCM 内的电机 1 通过换挡鼓来控制一/五挡和三挡的换挡拨叉的运动；TCM 内的电机 2 通过换挡鼓来控制二/六挡和四/倒挡的换挡拨叉的运动。

图 5.62 所示的是 DSG 变速器电机控制电路图，其中，定子线圈由 TCM 控制。当控制定子线圈通电，则会产生一个圆形磁场；转子在磁场里旋转；通过霍尔传感器，TCM 收到转子位置信号并

且用于计算电机已经转了多少圈，而 TCM 需要这个信息用于控制换挡拨叉的工作。



1—TCM 内的控制电路；2—定子线圈；3—转子；4—霍尔传感器

图 5.62 DSG 变速器电机控制电路图

5.3 实训 新型自动变速器的拆装与维修

1. 实训目的与要求

- (1) 了解 CVT 与 DSG 变速器的发展、应用；
- (2) 熟悉 CVT 与 DSG 变速器的液压控制过程、动力传递的路线；
- (3) 掌握 CVT 与 DSG 变速器的工作原理、组成与主要部件的结构。

2. 实训内容简述

- (1) CVT 与 DSG 变速器的拆装；
- (2) CVT 与 DSG 变速器的检修；
- (3) CVT 与 DSG 变速器常见故障的诊断。

思考与练习

1. 简述 CVT 的功用与组成。
2. 简述 CVT 是如何来实现倒挡的。
3. 简述 CVT 起步离合器的功用。
4. 简述 CVT 驻车机构的工作过程。
5. 简述 CVT 的 D 挡位的动力传递路线。
6. DSG 为什么称为双离合变速器？
7. DSG 为什么需要两个输入轴？
8. DSG 为什么比普通自动变速器更省油？换挡更快？

第6章 万向传动装置

知识目标

- 熟悉万向传动装置的功用、组成和应用；
- 掌握典型万向节的功用、类型和构造；
- 熟悉万向传动装置的布置形式及装配特点。

能力目标

- 能够正确选择与使用工具、设备，并规范进行万向传动装置的拆卸、检验与装配；
- 能诊断与排除万向传动装置的常见故障。

6.1 概述

1. 万向传动装置的功用及组成

万向传动装置（Universal Driving Device）的功用是能在汽车上任何一对轴间夹角和相对位置经常发生变化的转轴之间传递动力。它一般由万向节和传动轴组成，对于传动距离较远的分段式传动轴，还需设置中间支承。

2. 万向传动装置的应用

万向传动装置在汽车上的应用主要有以下几个方面。

(1) 变速器（或分动器）与驱动桥之间。由于一般FR型汽车变速器（或越野车的分动器）的输出轴线与驱动桥的输入轴线难以布置重合，并且汽车在负荷变化及在不平路面行驶时引起的跳动也会使驱动桥输入轴与变速器输出轴之间的夹角和距离发生变化，故变速器输出轴与驱动桥输入轴之间必须用万向传动装置连接（图6.1）。

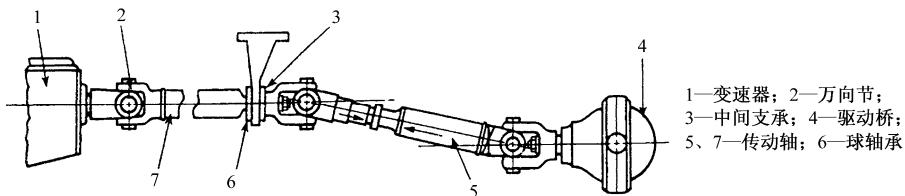


图6.1 变速器与驱动桥之间的万向传动装置

(2) 变速器与离合器或与分动器之间。虽然变速器、离合器、分动器等都支承在车架上，且它们的轴线也可以设计重合，但为消除车架变形及制造、装配误差等引起的轴线同轴度误差对动力传递的影响，其间也常装有万向传动装置。

(3) 转向驱动桥和断开式驱动桥中。汽车的转向驱动桥需满足转向和驱动的功能，所以其半轴是分段的，转向时两段半轴轴线相交且夹角变化，因此要用万向传动装置。在断开式驱动桥中，主减速器壳在车架上是固定的，桥壳上下摆动，半轴是分段的，也须用万向传动装置。

(4) 转向操纵机构中。某些汽车的转向操纵机构受整体布置的限制，转向盘轴线与转向器输入轴线不重合，因此在转向操纵机构中装有万向传动装置。

6.2 万向节

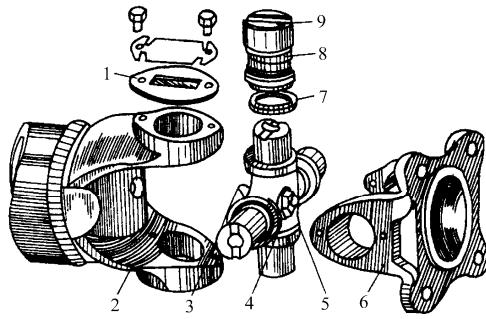
万向节（Universal Joint）按其速度特性可分为普通万向节、准等角速万向节和等角速万向节；按其刚度大小，可分为刚性万向节和柔性万向节。目前，汽车上常用的万向节为普通万向节和等角速万向节。

6.2.1 普通万向节

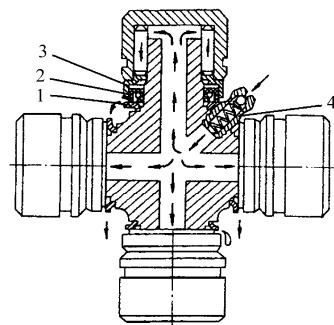
普通万向节又称十字轴式刚性万向节，它允许相邻两轴的最大交角为 $15^\circ \sim 20^\circ$ ，在汽车上应用最广。

1. 十字轴式万向节的构造

图 6.2 所示的是十字轴式万向节 (Cross Shaft Universal Joint) 的结构图。它主要由万向节叉 2、6 和十字轴 4 及轴承等组成。两个万向节叉分别与主、从动轴相连，其叉形上的孔分别套在十字轴的四个轴颈上。在十字轴轴颈与万向节叉孔之间装有滚针 8 和套筒 9，用带有锁片的螺钉和轴承盖 1 来使之轴向定位。为了润滑轴承，十字轴内钻有油道，且与润滑脂嘴 3、安全阀 5 和油封 7 相通，如图 6.3 所示。



1—轴承盖；2、6—万向节叉；3—油嘴；4—十字轴；
5—安全阀；7—油封；8—滚针；9—套筒



1—油封挡盘；2—油封；
3—油封座；4—润滑脂嘴

图 6.2 普通十字轴式万向节结构

图 6.3 十字轴润滑油道及密封装置

为避免润滑油流出及尘垢进入轴承，十字轴轴颈的内端套装带金属壳的毛毡油封（或橡胶油封）。安全阀的功用是当十字轴内润滑脂压力超过允许值时安全阀打开，润滑脂外溢，使油封不会因油压过高而损坏。现代汽车多采用橡胶油封，多余的润滑油从油封内圆表面与十字轴轴颈接触处溢出，故无须安装安全阀。

为防止轴承在离心力作用下从万向节叉内甩出，轴承应进行轴向定位。常见的定位方式除上述盖板式外，还有瓦盖式、U 形螺栓式和弹性卡圈固定等结构形式。

2. 十字轴式万向节的速度特性与等角速排列

十字轴式万向节在其运动中具有不等角速性，即当十字轴式万向节的主动叉是等角速转动时，从动叉是不等角速转动的，其运动情况通过图 6.4 来分析。

设主动叉轴 1 以等角速 ω_1 旋转，从动叉轴 2 与主动叉轴 1 有一夹角 α ，其角速度为 ω_2 ，十字轴旋转半径 $OA=OB=r$ 。

当万向节处于如图 6.4 (a) 所示位置时，由于主、从动叉轴在十字轴上 A 点的瞬时线速度相等，为

$$v_A = \omega_1 r = \omega_2 r \cos \alpha$$

所以

$$\omega_2 = \omega_1 / \cos \alpha$$

此时

$$\omega_2 > \omega_1$$

当主动叉轴转过 90° 至如图 6.4 (b) 所示位置时，主、从动叉轴在十字轴上 B 点的瞬时线速度相等，为

$$v_B = \omega_1 r \cos \alpha = \omega_2 r$$

所以

$$\omega_2 = \omega_1 \cos \alpha$$

此时

$$\omega_2 < \omega_1$$

综上所述，当主动叉轴以等角速旋转时，从动叉轴是不等角速旋转的，从图 6.4 (a) 所示位置

转到图 6.4 (b) 所示位置, 从动叉轴的角速度由最大值 $\omega_1/\cos\alpha$ 变至最小值 $\omega_1\cos\alpha$ 。主动叉轴再转 90° , 从动叉轴的角速度又由最小值变至最大值。可见从动叉轴角速度变化的周期为 180° , 且从动叉轴不等速度随轴间夹角 α 的加大而加大。但主、从动轴的平均转速是相等的, 即主动轴转一圈, 从动轴也转一圈。所谓不等速性是指从动轴在转动一周内其角速度的不均匀。

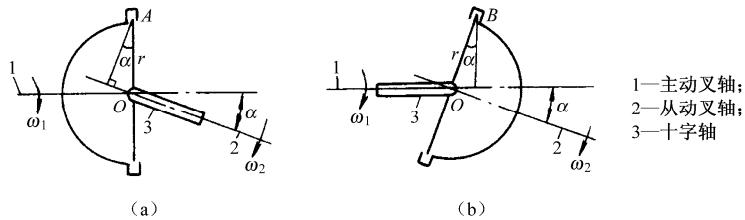


图 6.4 十字轴式刚性万向节传动的角速度分析

单个十字轴万向节的不等速性会使从动轴及与其相连的传动部件产生扭转振动, 产生附加的交变载荷及振动噪声, 影响零部件使用寿命。为避免这一缺陷, 在汽车上均采用两个普通万向节, 且中间以传动轴相连, 利用第二个万向节的不等速效应来抵消第一个万向节的不等速效应, 从而实现输入轴与输出轴等角速传动, 但要达到这一目的, 还必须满足以下两个条件。

- (1) 第一个万向节的从动叉和第二个万向节的主动叉应在同一平面内, 即传动轴两端的万向节叉在同一平面内;
- (2) 输入轴、输出轴与传动轴的夹角相等, 即 $\alpha_1=\alpha_2$, 如图 6.5 所示。

满足上述两个条件的等速传动有两种排列方式: 平行排列, 如图 6.5 (a) 所示; 等腰三角形排列, 如图 6.5 (b) 所示。

上述条件(1)通过正确的装配工艺可以保证与传动轴两端相连接的万向节叉在同一平面内。但条件(2)只有采用驱动轮独立悬架时, 才有可能通过整车的总体布置来实现。若驱动轮采用非独立悬架时, 由于弹性悬架的振动, 主减速器输入轴与变速器输出轴的相对位置不断变化, 不可能在任何情况下都保证 $\alpha_1=\alpha_2$, 此时万向传动装置只能做到使传动的不等速尽可能小。

所谓等速传动是指传动轴两端的输入轴和输出轴而言。对传动轴来说, 只要传动轴两端的输入轴和输出轴的夹角不为零, 它就是不等角速转动, 与传动轴的排列方式无关。

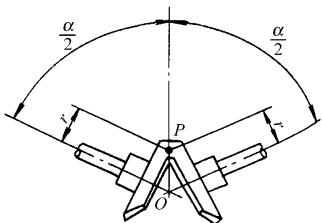


图 6.6 等角速万向节工作原理

6.2.2 等角速万向节

等角速万向节的基本原理是, 从结构上保证万向节在工作过程中其传力点始终位于两轴交点的平分面上。这一原理可用一对大小相同的锥齿轮传动来说明, 如图 6.6 中 P 处两齿轮的圆周速度相等, 因此两齿轮的角速度也相等。可见, 若万向节的传力点在其交角变化时, 始终位于两轴夹角的平分面上, 就能保证等角速传动。

等角速万向节 (Constant Velocity Universal Joint) 的常见类型有球叉式、球笼式和三叉式等。

1. 球叉式万向节

图 6.7 所示的是球叉式万向节 (Ball Fork Type Universal Joint) 的结构图。它主要由主动叉 5、从动叉 1、四个传动钢球 4、定心钢球 6、定位销 3、锁止销 2 组成。主、从动叉分别与内、外半轴制成一体, 两叉内各有四条曲面凹槽, 装合后形成两条相交的环槽, 作为钢球 4 的滚道, 定心钢球

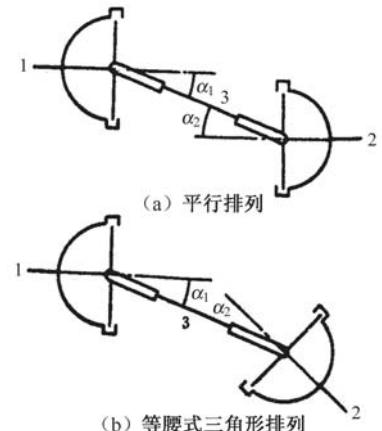


图 6.5 双万向节的等速排列方式

6 装在两叉中心凹槽内，以定中心。球叉式万向节等角速传动的原理如图 6.8 所示，主、从动叉曲面凹槽的中心线分别是以 O_1 、 O_2 为圆心的两个半径相等的圆，且圆心 O_1 、 O_2 到万向节中心 O 的距离相等，这样无论主、从动轴以任何角度相交，传动钢球中心都位于两圆的交点上，从而保证传动钢球始终位于两轴交角 α 的平分面上。

球叉式万向节结构简单，允许轴间最大交角为 $32^\circ \sim 38^\circ$ ，但由于工作时只有两个传动钢球传力，而另两个钢球则在反转时传力，因此钢球与滚道间的接触压力大，磨损快，影响其使用寿命，所以通常用于中、小型越野汽车的转向驱动桥上。

目前有些球叉式万向节中省去了定位销和锁止销，中心钢球也不铣凹面，而靠压力装配，这样结构简单，但拆装不方便。

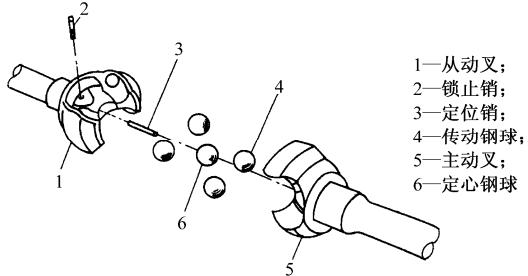


图 6.7 球叉式万向节

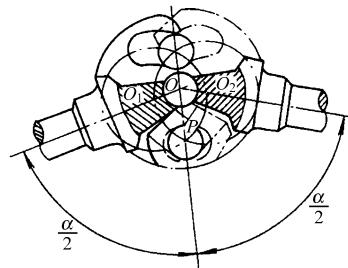


图 6.8 球叉式万向节等角速传动原理

2. 球笼式万向节

球笼式万向节 (Ball Basket Type Universal Joint) 按其内、外滚道结构不同又分为 RF 型球笼式万向节、VL 型球笼式万向节及球笼式双补偿万向节。

(1) RF 型球笼万向节。图 6.9 所示的是奥迪 100 型和上海桑塔纳轿车半轴外万向节所采用的 RF 型球笼式万向节。它主要由内球座 7、球笼 4、外球座 8 及钢球 6 等组成。内球座通过花键与中段半轴相连。内球座的外表面有六条曲面凹槽，形成内滚道。外球座与带外花键的外半轴制成一体，内表面制有相应的六条曲面凹槽，形成外滚道。六个钢球分别装于六条凹槽中，并用球笼使之保持在一个平面内。

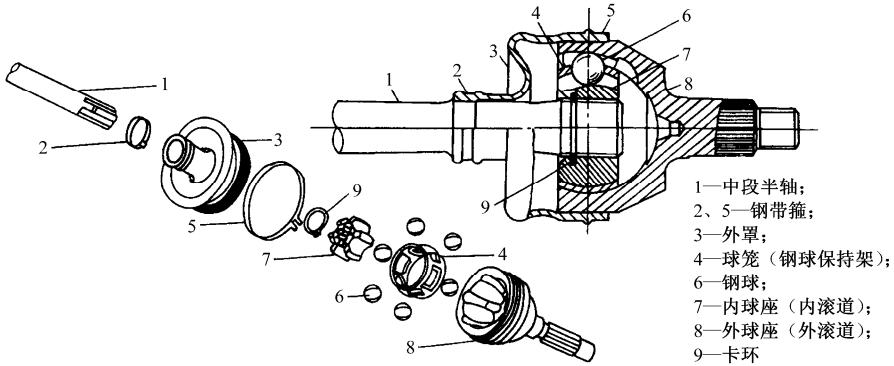


图 6.9 RF 型球笼式万向节

动力由中段半轴 1 传至内球座 7，经六个钢球 6、外球座 8 输出。当中段半轴 1（主动轴）和外球座 8 轴（从动轴）之间夹角 α 发生变化时，传力钢球中心始终位于两轴交角的平分面上，并且到两轴线的距离相等（图 6.10），从而保证了主、从动轴以相等的角速度旋转。

RF 型球笼式万向节工作时，六个钢球全部参与工作，因而磨损小，寿命长，承载能力强。此外，它允许的两轴相交角较大 ($42^\circ \sim 47^\circ$)，灵活性好，故应用越来越广泛。

(2) VL 型球笼式万向节。图 6.11 所示的是奥迪 100 型和上海桑塔纳轿车转向驱动桥半轴内万向节（靠近主减速器处）所采用的 VL 型球笼式万向节。VL 型球笼式万向节又称为伸缩型等速万

向节，其内、外滚道为圆筒形，且内、外滚道不与轴线平行，而是以相同的角度相对于轴线倾斜着。装合后，同一周向位置内、外滚道的倾斜方向刚好相反，即对称交叉，而钢球则处于内、外滚道的交叉部位。当内半轴 7 与中半轴 1 以任意夹角相交时，所有传动钢球都位于轴间交角的平分面上，从而实现等角速传动。在动力传递过程中，内、外球座可以沿轴向相对移动。因此，采用这种万向节可以省去万向传动装置中的滑动花键。

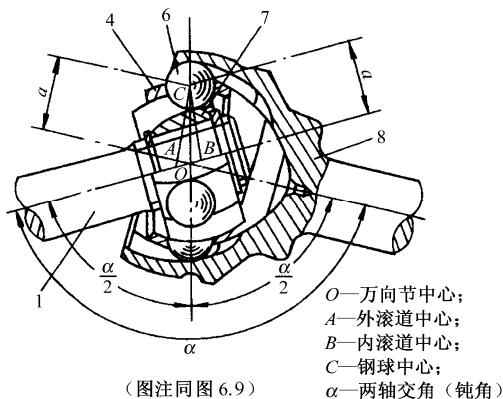


图 6.10 RF 型球笼式万向节等速性分析

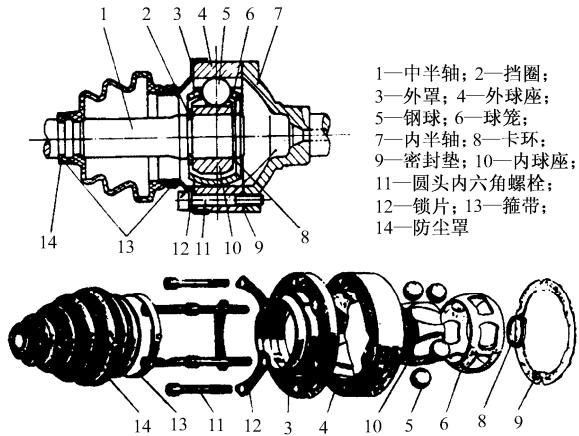


图 6.11 上海桑塔纳轿车转向驱动桥所用 VL 型万向节

VL 型球笼式万向节允许两轴最大交角为 $15^\circ \sim 21^\circ$ ，且具有轴向滑动的特性（轴向伸缩量可达 45mm），寿命长，强度高，不但满足了车轮转向性能的要求，还具有结构简单、尺寸小、质量轻等优点。

(3) 球笼式双补偿万向节。图 6.12 所示的是球笼式双补偿万向节。球笼式双补偿万向节又称球笼式万向节的滑动式，其外球座 4 为圆筒形，内、外滚道是与轴线平行的直线凹槽（即圆筒形）。在传递转矩过程中，内球座 2 与外球座 4 可以相对轴向移动。球笼 3 的内外球面在轴线方向是偏心的，内球面中心 B 与外球面中心 A 分别位于万向节中心 O 的两边，且 $OA=OB$ 。同样，钢球中心 C 到 A、B 的距离相等，以保证万向节做等角速传动。

由于这种万向节能轴向相对移动，因此可省去万向传动装置中的滑动花键等伸缩机构，使结构简化，且轴向位移是通过钢球沿内、外滚道的滚动来实现的。与滑动花键相比，滚动阻力小，磨损轻，寿命长，故最适用于断开式驱动桥。

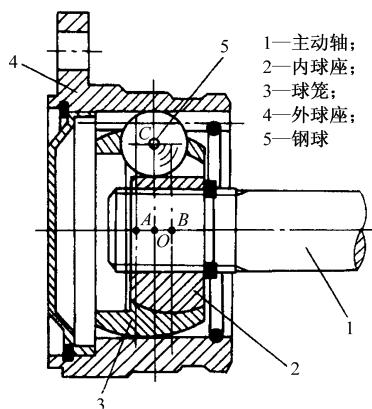


图 6.12 球笼式双补偿万向节

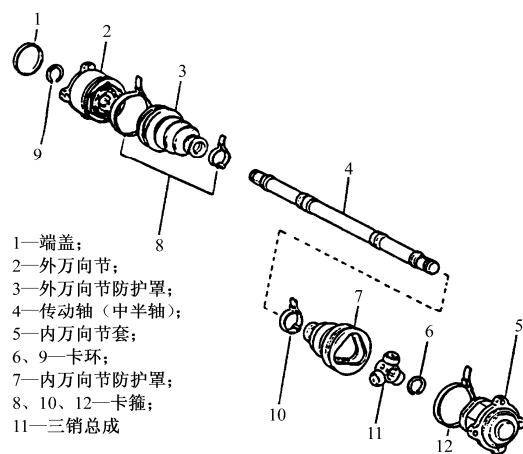


图 6.13 三叉式等速万向节

3. 三叉式等速万向节

图 6.13 所示的是三叉式等速万向节 (Tripod Universal Joint)。它主要由三销总成 11 和内万向节套 5 组成。三销总成的花键孔与传动轴内花键配合，三个销轴上均装有轴承，以减小磨损。内万向节套的凸缘用螺栓连接，为防止润滑脂外露，万向节由防护罩 3、7 封护，并用卡箍 8、10、12 紧固。

三叉式等速万向节结构简单，磨损小，拆装方便，并且可以轴向伸缩，在轿车中的应用也逐渐增多，如一汽丰田卡罗拉 (COROLLA) 轿车。

6.2.3 柔性万向节

图 6.14 所示的是柔性万向节的结构图。它依靠其弹性件的弹性变形来保证在相交两轴间传动时不发生机械干涉。弹性件采用橡胶盘、橡胶金属套筒、六角形橡胶圈等结构。因弹性件的弹性变形有限，故柔性万向节适用于两轴间夹角不大 ($3^\circ \sim 5^\circ$) 和微量轴向位移的万向传动装置。如有的汽车发动机与变速器之间、变速器与分动器之间装有柔性万向节，以消除制造安装误差和车架变形对传动的影响。

6.3 传动轴与中间支承

1. 传动轴

传动轴 (Drive Shaft) 是万向传动装置中的主要传力部件。传动轴的作用是用来连接变速器 (或分动器) 和驱动桥，在转向驱动桥和断开式驱动桥中，则用来连接差速器和驱动桥。

汽车行驶过程中，变速器与驱动桥的相对位置经常变化，为避免运动干涉，传动轴上设有由滑动叉和花键轴组成的滑动花键连接 (图 6.15)，使传动轴的长度能随传动距离的变化而伸缩。

传动轴在工作过程中处于高速旋转状态，其转速和所传递的转矩都在不断发生变化。为了避免由于离心力引起传动轴的振动，在传动轴和万向节装配后，必须进行动平衡试验，以满足动平衡的要求。平衡后在滑动花键部分还制有箭头标记，以便重装时保持两者的相对位置不变。

传动轴有实心轴和空心轴之分。为了减轻传动轴的质量，节省材料，提高轴的强度、刚度及临界转速，传动轴多为空心轴，一般用厚度为 $1.5\sim3.0\text{mm}$ 且厚薄均匀的钢板卷焊而成，超重型货车则直接采用无缝钢管。而转向驱动桥、断开式驱动桥及微型汽车的传动轴通常制成实心轴。

当传动距离较远时，为了避免因传动轴过长而使自振频率降低，高速时产生共振，将传动轴分为两段：前段称为中间传动轴，其后端部设有中间支承；后段称主传动轴，都用薄钢板卷焊而成。中间传动轴的两端用止口定位，分别焊有万向节叉和带花键的轴头，花键轴头与凸缘连接，并用螺母紧固。主传动轴前端用花键轴头与万向节滑动叉套合形成滑动连接，使主传动轴可以轴向伸缩。

由于万向传动装置中润滑脂嘴较多，为了加注方便，装配时应保证所有润滑脂嘴处于同一条直线上，且十字轴上的润滑脂嘴朝向传动轴。

2. 中间支承

传动轴分段时须加设中间支承，通常将其安装在车架横梁上。中间支承除对传动轴起支撑作用外，还应能补偿传动轴轴向和角度方向的安装误差，以及汽车行驶过程中由于发动机窜动或车架变形等引起的位移。

普通中间支承通常用弹性元件来满足上述要求。它主要由轴承、带油封的轴承盖、支架和使轴承与支架间成弹性连接的弹性元件所组成。图 6.15 中采用双列圆锥滚子轴承式中间支承，这种支承

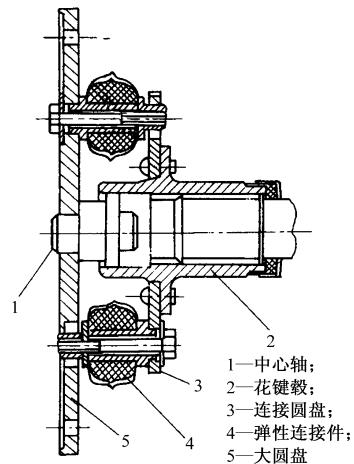


图 6.14 柔性万向节结构

的特点是承载能力大，轴承轴向间隙可调（磨削轴承内圈之间的隔圈），使用寿命长。

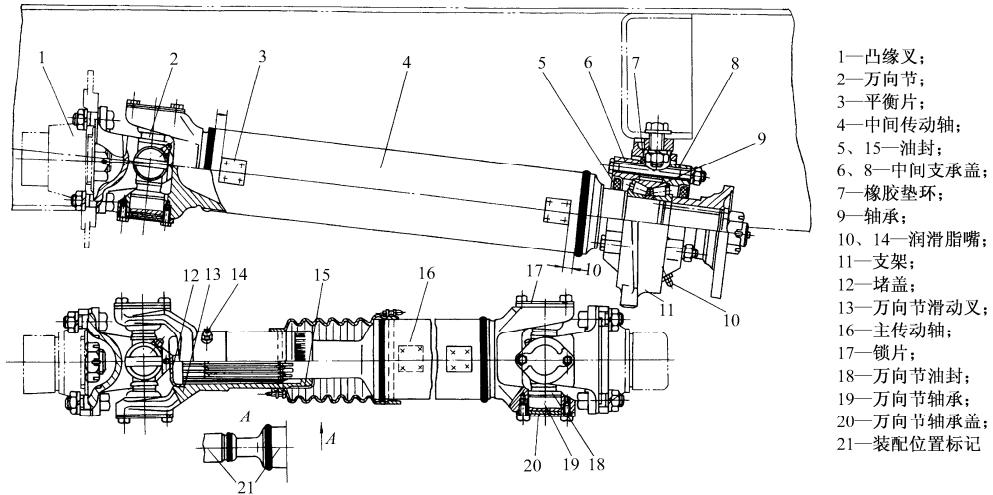


图 6.15 传动轴和中间支承

此外，常用的中间支承还有蜂窝软垫式中间支承、摆动中间支承及轴式中间支承等多种形式。

3. 断开式驱动桥的万向传动装置

有的轿车和越野汽车采用断开式驱动桥和独立悬架，其主减速器壳体固定在车架或车身上，车轮可随悬架的变形做上下摆动，故在车轮和主减速器间需用万向传动装置，如图 6.16 所示。

6.4 万向传动装置的维修

万向传动装置在使用过程中会出现各种损伤，尤其是那些传动轴管长度大、工作条件恶劣、润滑条件极差、行驶在不平坦道路上的汽车，冲击载荷的峰值往往超过正常值的一倍，以致造成万向传动装置的弯曲、扭转和磨损，产生振动异响等故障，破坏万向传动装置的动平衡特性、速度特性，使万向传动装置技术状况变差，传动效率降低，从而影响汽车的动力性和经济性。

6.4.1 万向传动装置的维护

一级维护时，应进行润滑和紧固作业。对万向节的十字轴、传动轴滑动叉、中间支承轴承等加注润滑脂（通常为锂基 2 号润滑脂）；检查传动轴各部螺栓和螺母的紧固情况，特别是万向节叉凸缘连接螺栓和中间支承支架的固定螺栓等，应按规定的力矩拧紧。

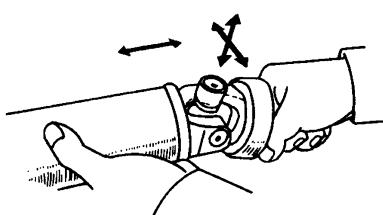


图 6.17 十字轴轴承配合间隙的检查

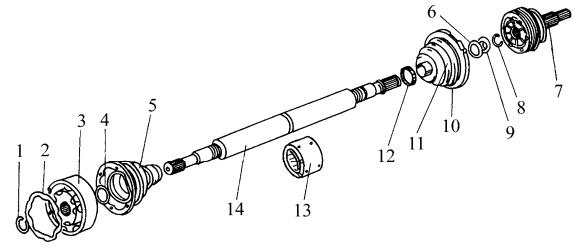


图 6.16 断开式驱动桥的万向传动装置

二级维护时，应按如图 6.17 所示的方法检查十字轴轴承的间隙。十字轴轴承的配合应用手不能感觉出轴向移动量。对传动轴中间支承轴承，应检查其是否松旷及运转中有无异响，当其径向松旷超过规定或拆检轴承出现黏着磨损时，应更换中间支承轴承。

拆卸传动轴前，车辆应停放在水平的路面上，楔住汽车的

前后轮，防止拆卸传动轴时汽车的移动造成事故。同时按如图 6.18 所示的方法，在每个万向节叉的凸缘上做好标记，以确保作业后的原位装复，否则极易破坏万向传动装置的平衡性，造成运转噪声和强烈振动。

拆卸传动轴时，应从传动轴后端与驱动桥连接处开始，首先将与后桥凸缘连接的螺栓拧松取下，然后将与中间传动轴凸缘连接的螺栓拧下，拆下传动轴总成。接着松开中间支承支架与车架的连接螺栓，最后松下前端凸缘盘，拆下中间传动轴。

维护后的传动轴按记号原位装复。

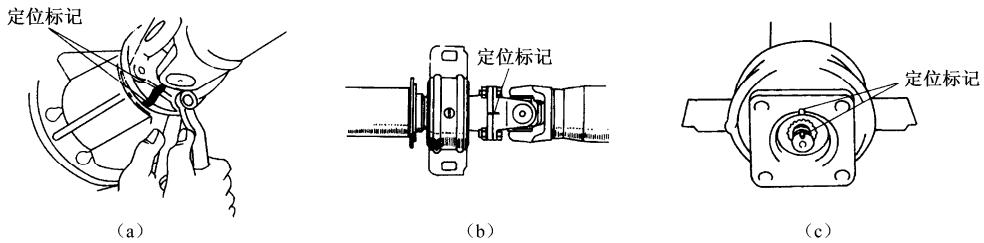


图 6.18 传动轴拆卸前的标记

6.4.2 万向传动装置的检修

万向传动装置主要零部件检修情况如下。

1. 传动轴

传动轴的主要损伤形式有弯曲、凹陷或裂纹等，主要检修以下几个方面。

(1) 传动轴轴管不得有裂纹及严重的凹瘪，否则应更换传动轴。

(2) 检查传动轴弯曲程度，如图 6.19 所示，用 V 形铁架起传动轴，使其水平，而后旋转，用百分表在轴的中间部位测量。径向全跳动公差应符合表 6.1 中的规定，否则应更换或校正传动轴（轿车传动轴径向全跳动公差应比表 6.1 中相应减小 0.2mm）。

(3) 检查中间传动轴支承轴颈的径向圆跳动公差不应超过 0.10mm，否则应更换或镀铬修复。

(4) 检查传动轴花键与滑动叉花键、凸缘叉与所配合花键的间隙：轿车应不大于 0.15mm，其他类型的汽车应不大于 0.30mm，装配后应能滑动自如。若超过限值，则应更换传动轴或滑动叉。

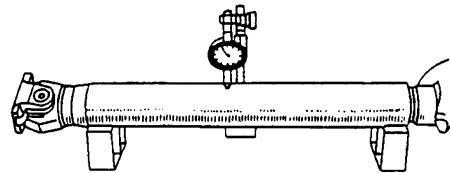


图 6.19 传动轴弯曲程度检查

表 6.1 传动轴轴管的径向全跳动公差 (mm)

轴 长	≤600	600~1000	>1000
径向全跳动公差	0.6	0.8	1.0

2. 万向节叉、十字轴及轴承

(1) 检查万向节叉和十字轴不得有裂纹，否则应更换。

(2) 检查十字轴颈表面，若有疲劳剥落，磨损沟槽或滚针压痕深度在 0.10mm 以上时，应换新。

(3) 检查出滚针轴承的油封失效、滚针断裂、轴承内圈有疲劳剥落时，应换新。

(4) 检查十字轴与轴承的最小配合间隙应符合原厂规定，最大配合间隙应符合表 6.2 中的规定。

(5) 检查十字轴及轴承装入万向节叉后的轴向间隙，剖分式轴承孔为 0.10~0.50mm，整体式轴承孔 0.02~0.25mm，轿车为 0~0.05mm。

表 6.2 十字轴轴承的配合间隙 (mm)

十字轴轴颈直径	≤18	18~23	>23
最大配合间隙	符合原厂规定	0.10	0.14

3. 中间支承

中间支承的常见故障是橡胶老化和轴承磨损所引起的振动和异响等。

(1) 检查中间支承轴承的旋转是否灵活，油封和橡胶衬垫是否损坏，否则应更换。

(2) 拆下中间支承前，可以在中间支承周围摇动传动轴，检查中间支承轴承的松旷程度，分解后可进一步检查轴承的轴向和径向间隙应符合原厂规定。

中间支承经使用磨损后，需及时检查和调整，以恢复其良好的技术状况。

4. 传动轴管焊接组合件

传动轴管焊接组合件经修理后，原有的动平衡已不复存在。因此，传动轴管焊接组合件（包括滑动套）应重新进行动平衡试验，传动轴两端任一端的动不平衡量：轿车应不大于 $10\text{g}\cdot\text{cm}$ ，其他车型应不大于表 6.3 中的规定。传动轴管焊接组合件的平衡可在轴管的两端加焊平衡片，每端不得多于 3 片。

表 6.3 传动轴管焊接件的允许动不平衡量 ($\text{g}\cdot\text{cm}$)

传动轴轴管外径	≤58	58~80	>90
允许动不平衡量	30	50	100

6.4.3 万向传动装置的装配

万向传动装置装配时，应注意装配位置对其传动速度特性的影响，装配时应注意以下问题。

(1) 清洁零件。待装零件应彻底清洗，特别是十字轴的油道、轴颈和滚针轴承，最好用清洁的煤油清洗后，再用压缩空气吹干。装配时，在轴颈和轴承上涂适量的润滑脂；应避免磕碰，并注意传动轴管两端点焊的平衡片是否脱落。

(2) 核对零件的装配标记。应认真校对十字轴及万向节叉、十字轴及短传动轴和滑动叉及花键轴管等的装配标记，按原标记装配。在安装滑动叉时，要保证传动轴两端万向节叉的轴承孔轴线位于同一平面上，其位置误差应符合原厂规定。

(3) 十字轴的安装。十字轴上的润滑脂嘴要朝向传动轴以便注油；两个偏置油嘴应间隔 180° ，以保持传动轴的平衡。剖分式轴承孔的 U 形固定螺栓的力矩严格执行原厂规定。

(4) 中间支承的安装。将中间支承轴承对正后压入中间传动轴的花键凸缘内。压入时，不允许用手锤敲打轴承，以防止轴承内圈挡边破裂。紧固中间支承的前后轴盖上的三个紧固螺栓时，应支起后轮，边转动驱动轮边紧固，以便自动找正中心；也可以先不拧紧到规定力矩，待走合一段时间，自动找正中心后再按规定力矩拧紧。但在走合中，一定要注意紧固螺栓的松脱。

(5) 加注润滑脂。用油枪加注汽车通用的锂基 2 号或二硫化钼锂基脂。注油时，既要充分又不过量，以从油封刀口处或中间支承的气孔能看到有少量新润滑脂被挤出为宜。

6.5 万向传动装置的故障诊断

万向传动装置由于经常受汽车在复杂道路上行驶的影响，使传动轴在其角度和长度不断变化的情况下传递转矩，因此常出现传动轴动不平衡、万向节与中间支承松旷、发响等故障。

1. 传动轴动不平衡与异响

(1) 现象：在万向节和伸缩叉技术状况良好时，汽车行驶中发出周期性的响声；速度越高响声越大，甚至伴随有车身振动，握转向盘的手感觉麻木。

(2) 原因：

- ① 传动轴上的平衡块脱落。
- ② 传动轴弯曲或传动轴管凹陷。
- ③ 传动轴管与万向节叉焊接不正或传动轴未进行过动平衡试验和校准。
- ④ 伸缩叉安装错位，造成传动轴两端的万向节叉不在同一平面内，不满足等角速传动条件。
- ⑤ 中间支承吊架固定螺栓松动或万向节凸缘盘连接螺栓松动，使传动轴偏斜。

(3) 诊断与排除方法：

- ① 检查传动轴管是否凹陷，有凹陷，则故障由此引起；无凹陷，则继续检查。
- ② 检查传动轴管上的平衡片是否脱落，如脱落，则故障由此引起；否则继续检查。
- ③ 检查伸缩叉安装是否正确，不正确，则故障由此引起；否则继续检查。
- ④ 检查中间支承吊架固定螺栓和万向节凸缘盘连接螺栓是否松动，若有松动，则异响由此引起，应紧固。
- ⑤ 拆下传动轴进行动平衡试验，动不平衡，则应校准以消除故障。弯曲应校直。

2. 万向节、伸缩叉松旷及异响

(1) 现象：在汽车起步和突然改变车速时，传动轴发出“吭”的响声；在汽车缓行时，发出“咣当、咣当”的响声。

(2) 原因：

- ① 万向节凸缘盘连接螺栓松动。
- ② 万向节主、从动部分游动角度太大。
- ③ 万向节轴承、十字轴磨损严重。
- ④ 万向节、伸缩叉磨损松旷。

(3) 诊断与排除方法：

- ① 用榔头轻轻敲击各万向节凸缘盘连接处，检查其松紧度。太松旷则故障由连接螺栓松动引起，否则继续检查。
- ② 用双手分别握住万向节、伸缩叉的主、从动部分转动，检查游动角度。万向节游动角度太大，则异响由此引起；伸缩叉游动角度太大，则异响由此引起。

3. 中间支承松旷

(1) 现象：汽车运行中出现一种连续的“呜呜”响声，车速越高响声越大。

(2) 原因：

- ① 滚动轴承缺油烧蚀或磨损严重。
- ② 中间支承安装方法不当，造成附加载荷而产生异常磨损。
- ③ 橡胶圆环损坏。
- ④ 车架变形，造成前后连接部分的轴线在水平面内的投影不同线而产生异常磨损。

(3) 诊断与排除方法：

- ① 给中间支承轴承加注润滑脂，响声消失，则故障由缺油引起；否则继续检查。
- ② 松开夹紧橡胶圆环的所有螺钉，待传动轴转动数圈后再拧紧，若响声消失，则故障由中间支承安装方法不当引起。否则故障可能是：橡胶圆环损坏，或滚动轴承技术状况不佳，或车架变形等引起。

6.6 实训 万向传动装置的拆装与维修

1. 实训目的与要求

- (1) 认识、了解万向传动装置在汽车上的布置；
- (2) 熟悉万向传动装置主要零件的结构和相互装配关系；

- (3) 熟练掌握万向传动装置的解体与组装；
- (4) 掌握万向传动装置主要机件的检修标准和检修方法。

2. 实训内容简述

- (1) 认识万向传动装置在汽车上的布置；
- (2) 按照正确的拆卸步骤进行万向传动装置的拆卸与解体；
- (3) 分析认识万向传动装置主要零件的结构、装配关系和动力传递方式；
- (4) 根据万向传动装置的检修标准和检修方法，对其主要零件进行必要的检修；
- (5) 按照正确的装配顺序进行万向传动装置的装配；
- (6) 能正确分析万向传动装置常见故障的原因，并进行诊断与排除。

思考与练习

1. 汽车万向传动装置的功用是什么？主要应用在汽车哪些地方？
2. 十字轴式万向节有何传动特点？如何实现其等角速传动？
3. 等角速万向节有哪些结构形式？各有何特点？
4. 传动轴什么情况下需要分段制造？目的何在？
5. 何时需要设置中间支承？它有哪些功用？
6. 万向传动装置在装配时应注意哪些问题？
7. 传动轴有哪些常见损伤形式？应如何检修？
8. 万向传动装置常见的故障有哪些？试述传动轴动不平衡及异响的原因及排除方法。
9. 中间支承松旷有何故障现象？如何诊断排除？

第7章 驱动桥

知识目标

- 熟悉驱动桥的功用、组成和类型；
- 掌握主减速器、差速器、半轴和桥壳的结构与工作原理；
- 熟悉驱动桥的检修方法。

能力目标

- 能够正确选择与使用工具、设备，并规范进行驱动桥的拆卸、检修、装配与调整；
- 能分析、诊断与排除驱动桥的常见故障。

7.1 概述

1. 驱动桥的功用及组成

驱动桥（Driving Axle）的功用是将万向传动装置（或变速器）传来的动力经降速增矩、改变动力传递方向后，分配到左、右驱动轮，使汽车行驶，并允许左、右驱动轮以不同的转速旋转。

驱动桥由主减速器（Final Drive）、差速器（Differential）、半轴（Half Axle）和桥壳（Axe Housing）等组成，如图 7.1 所示。

2. 驱动桥的类型

按悬架结构不同，驱动桥分为整体式驱动桥（Un-divided Axle）和断开式驱动桥（Divided Axle）两种。

(1) 整体式驱动桥。整体式驱动桥采用非独立悬架，如图 7.1 所示。其驱动桥壳为一刚性的整体，驱动桥两端通过悬架与车架连接，左、右半轴始终在一条直线上，即左、右驱动轮不能相互独立地跳动，整个车桥和车身会随着路面的凸凹变化而发生倾斜。这种结构多用于汽车的后桥上。

(2) 断开式驱动桥。有些汽车为了提高行驶平顺性和通过性，全部或部分驱动轮采用独立悬架，如图 7.2 所示。其主减速器 4 固定在车架上，驱动桥壳 1 制成分段并用铰链连接，半轴 2 也分段并用万向节 6 连接。驱动桥两端分别用悬架与车架连接。这样，两侧的驱动轮 7 及桥壳可以彼此独立地相对于车架上下跳动。

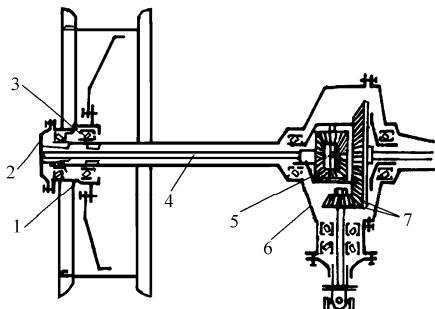


图 7.1 整体式驱动桥结构示意图

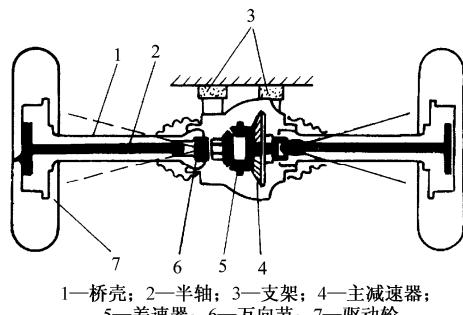


图 7.2 断开式驱动桥结构示意图

另外，有些汽车断开式驱动桥还省去了桥壳，如图 7.3 所示，主减速器 1 与驱动轮 5 之间通过摆臂 6 铰链连接，半轴 2 分段并用万向节相连接。

发动机前置前轮驱动轿车的驱动桥将变速器、主减速器、差速器安装在一个三件组合的外壳(常称为变速器壳)内,如图 7.4 所示。由于取消了贯穿前后的传动轴,简化了结构,有效地减小了传动系的体积,使轿车的自重减轻,而且动力直接传给前轮,提高了传动效率。

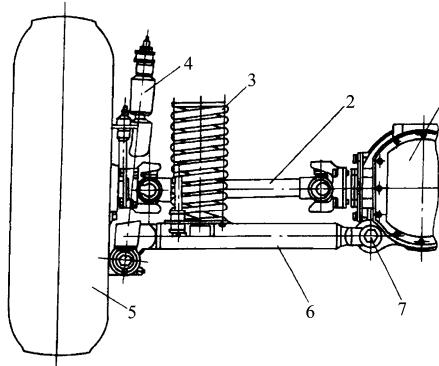


图 7.3 断开式驱动桥的构造

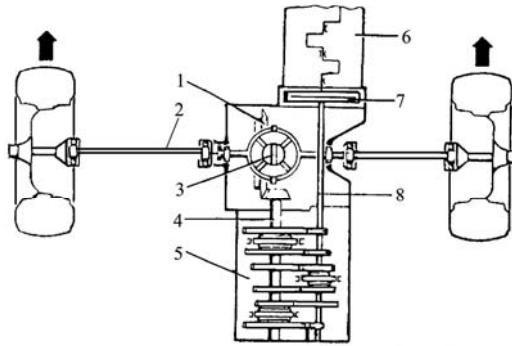


图 7.4 普通轿车驱动桥示意图

7.2 主减速器

7.2.1 主减速器的功用和类型

主减速器(Final Drive)的功用是将输入的转矩增大,转速降低,并将动力传递方向改变后(横向布置发动机的除外)传给差速器。

按参与减速传动的齿轮副数目分,有单级式主减速器和双级式主减速器。有些重型汽车又将双级式主减速器的第二级齿轮传动设置在两侧驱动轮处,称为轮边主减速器。

按主减速器传动速比个数分,有单速式和双速式主减速器。前者的传动比是固定的,而后者有两个传动比供驾驶员选择。

按齿轮副结构形式分,有圆柱齿轮式(又可分为定轴轮系式和行星轮系式)主减速器和圆锥齿轮式(又可分为螺旋锥齿轮式和双曲面锥齿轮式)主减速器。

7.2.2 主减速器的构造与工作原理

1. 单级主减速器

单级主减速器具有结构简单、质量和体积小、传动效率高等特点,且动力性能满足中型以下货车及轿车的要求。因此,单级主减速器在这些车型上得以普遍采用。

在发动机纵向布置的汽车上,由于需要改变动力传递方向(一般为 90°),单级主减速器都采用一对圆锥齿轮传动。

图 7.5 所示的是东风 EQ1090E 型汽车单级主减速器,它由一对双曲面锥齿轮 18 和 7 及其支承调整装置、主减速器壳 4 等组成。主动锥齿轮 18 的齿数为 6,从动锥齿轮 7 的齿数为 38,故其传动比 $i_0=38:6\approx6.33$ 。

为了保证主动锥齿轮有足够的支承刚度,改善啮合条件,主动锥齿轮 18 与主动轴制成一体,并通过三个轴承以跨置式支承在主减速器壳 4 上。其中前端采用两个圆锥滚子轴承 13 和 17,后端采用一个圆柱滚子轴承 19。轴承内圈用隔套和轴肩定位,外圈用轴承座 15 内孔上的台阶限位。轴承座依靠凸缘定位,用螺钉固定在主减速器壳体的前端,两者之间有调整垫片 9。轴承盖上装有防漏油的油封 12,凸缘上焊有防水的防尘罩 10。

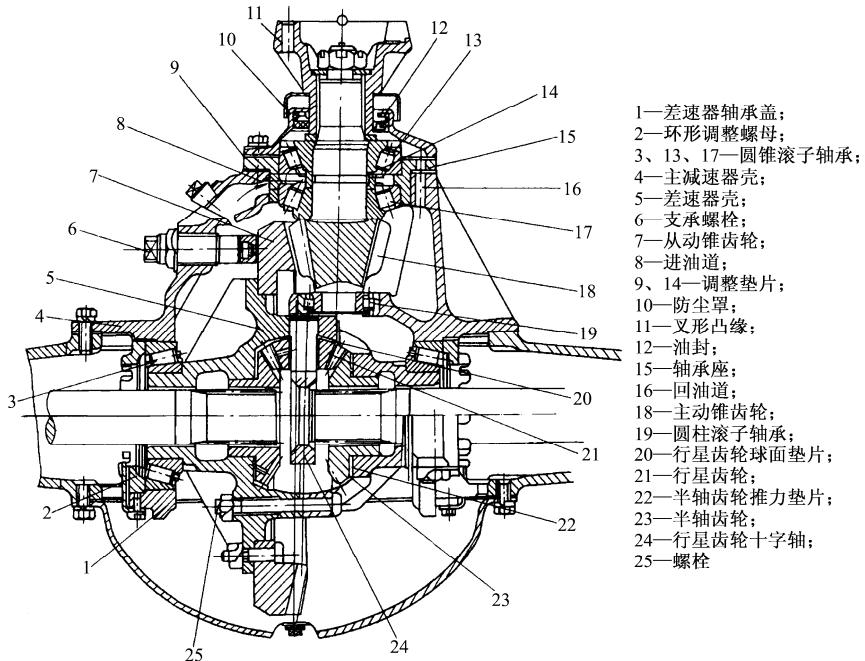


图 7.5 东风 EQ1090E 型汽车单级主减速器

从动锥齿轮 7 靠凸缘定位，用螺栓紧固在差速器壳 5 上，而差速器壳则用两个圆锥滚子轴承 3 支承在主减速器壳的瓦盖式轴承座孔中。轴承盖 1 与壳体是装配在一起加工的，不能互换，二者之间有装配记号。轴承座孔外侧装有环形调整螺母 2。在从动锥齿轮啮合处背面的主减速器壳体上装有支承螺栓 6，用以限制大负荷下从动锥齿轮过度变形而影响正常啮合。装配时，应在支承螺柱与从动锥齿轮背面之间预留一定间隙（0.3~0.5mm），转动支承螺柱可以调整此间隙。

圆锥滚子轴承一般须成对使用，装配时应使其具有一定的预紧度，以减小锥齿轮在传动中因轴向力而引起的轴向位移，提高轴的支承刚度，保证锥齿轮副的正确啮合。但轴承预紧度也不能过大，否则摩擦和磨损增大，传动效率降低。为此，设有轴承预紧度的调整装置。主动轴上两圆锥滚子轴承 13 和 17 的预紧度用调整垫片 14 来调整。增加垫片 14 的厚度，轴承预紧度减小，反之轴承预紧度增加。支承差速器壳的一对圆锥滚子轴承 3 的预紧度则用环形调整螺母 2 来调整。拧入调整螺母，轴承预紧度增加，反之轴承预紧度减小。

为了保证齿轮传动工作正常、磨损均匀，延长其使用寿命，主减速器还设置了齿轮啮合的调整装置。锥齿轮啮合的调整是指齿面啮合印痕和齿侧啮合间隙的调整，它们是通过锥齿轮轴的轴向移动，从而改变主、从动锥齿轮的相对位置来得到的。所以，主、从动锥齿轮的啮合印痕可通过增减调整垫片 9 的厚度来调整：增加垫片厚度，主动轴及主动锥齿轮前移，反之则后移。啮合间隙则通过拧动环形调整螺母 2 来调整：一端螺母拧入，另一端螺母拧出，即可使从动锥齿轮轴向移动。

主减速器的主、从动锥齿轮多采用双曲面锥齿轮。这是因为它与螺旋锥齿轮相比，不仅具有重叠系数大，同时参与啮合的齿数多，传动平稳，噪声小，承载能力大的特点，还具有主动锥齿轮的轴线可相对从动锥齿轮轴线偏移的特点。

为了减小主减速器齿轮、轴承等的摩擦和磨损，在主减速器壳体内储有一定量的齿轮油。从动齿轮旋转时，将齿轮油飞溅到各齿轮、轴及轴承上进行润滑。主动轴前端的两个圆锥滚子轴承靠壳体进油道 8 飞溅进的油润滑，润滑过轴承的油经回油道 16 流回主减速器内。为防止主减速器内温度升高使气压增大而造成齿轮油外溢，在主减速器壳上装有通气塞。此外，还装有加油螺塞和放油

螺塞。

图 7.6 所示的是上海桑塔纳轿车单级主减速器，因采用发动机纵向前置前轮驱动，整个传动系都集中布置在汽车前部，因此其主减速器装于变速器壳体内，没有专门的主减速器壳体。变速器输出轴即为主减速器主动轴，动力由变速器直接传递给主减速器，省去了变速器到主减速器之间的万向传动装置。

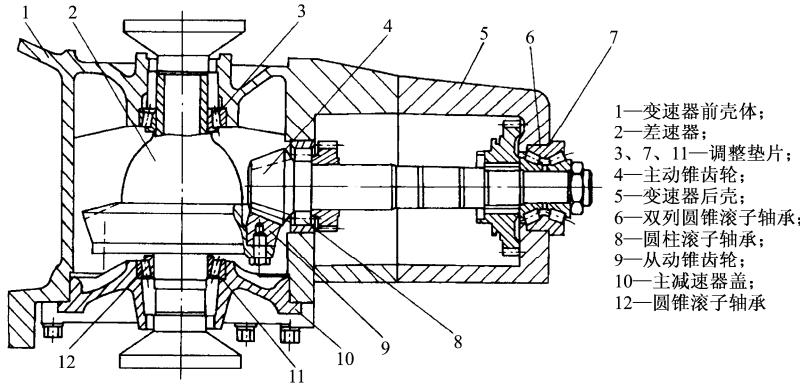


图 7.6 上海桑塔纳轿车单级主减速器

其主减速器由一对双曲面锥齿轮组成。主动锥齿轮 4 与变速器输出轴制为一体，用双列圆锥滚子轴承 6 和圆柱滚子轴承 8 支承在变速器壳体内。环状的从动锥齿轮 9 靠凸缘定位，并用螺钉与差速器壳连接。差速器壳由一对圆锥滚子轴承 12 支承在变速器壳体上。

主动锥齿轮轴上的轴承预紧度无须调整。圆锥滚子轴承 12 的预紧度可通过调整垫片 3 和 11 来调整。齿轮啮合的调整通过调整垫片 3、7 和 11 进行，即增减垫片厚度，使主、从动锥齿轮轴向移动。

若发动机横向前置，由于主减速器主动齿轮轴线与差速器轴线平行，因此主减速器采用一对斜齿轮传动即可，无须改变动力的传递方向。

2. 双级主减速器

当汽车要求主减速器具有较大的传动比时，由一对锥齿轮构成的单级主减速器已不能保证足够的离地间隙，这时需要采用两对齿轮降速的双级主减速器，以使其既能保证足够的动力，又能减小其外廓尺寸，提高汽车的通过性。

图 7.7 所示的是解放 CA1092 型汽车双级主减速器，第一级为锥齿轮传动，第二级为圆柱斜齿轮传动。

该双级主减速器具有下述主要结构特点。

(1) 第一级传动为一对螺旋锥齿轮，它具有单级锥齿轮的基本调整装置——轴承的预紧度调整装置（调整垫片 8、调整螺母 3）和齿轮啮合状况的调整装置（调整垫片 7、调整螺母 3）。主动锥齿轮通常采用悬臂式支承。

(2) 第二级传动为一对斜齿圆柱齿轮。

(3) 多了一个中间轴，因此也多了一套调整装置（调整垫片 6、13）。但该调整装置只能使第二级圆柱齿轮轴向移动，调整齿的啮合长度，使啮合副互相对正，不能调整啮合印痕和间隙。

(4) 双级主减速器的传动比等于两级齿轮传动比的乘积，即 $i_0 = i_{01} \times i_{02}$ 。如 CA1092 型汽车的主减速器的主减速比 $i_{01} = 25/13$ ， $i_{02} = 45/15$ ， $i_0 = (25/13) \times (45/15) \approx 5.76$ ，此外，该车有两种传动比的主减速器可供选装，即 $i_0 = (25/12) \times (45/15) \approx 6.24$ 或 $i_0 = (25/11) \times (47/14) \approx 7.63$ 。

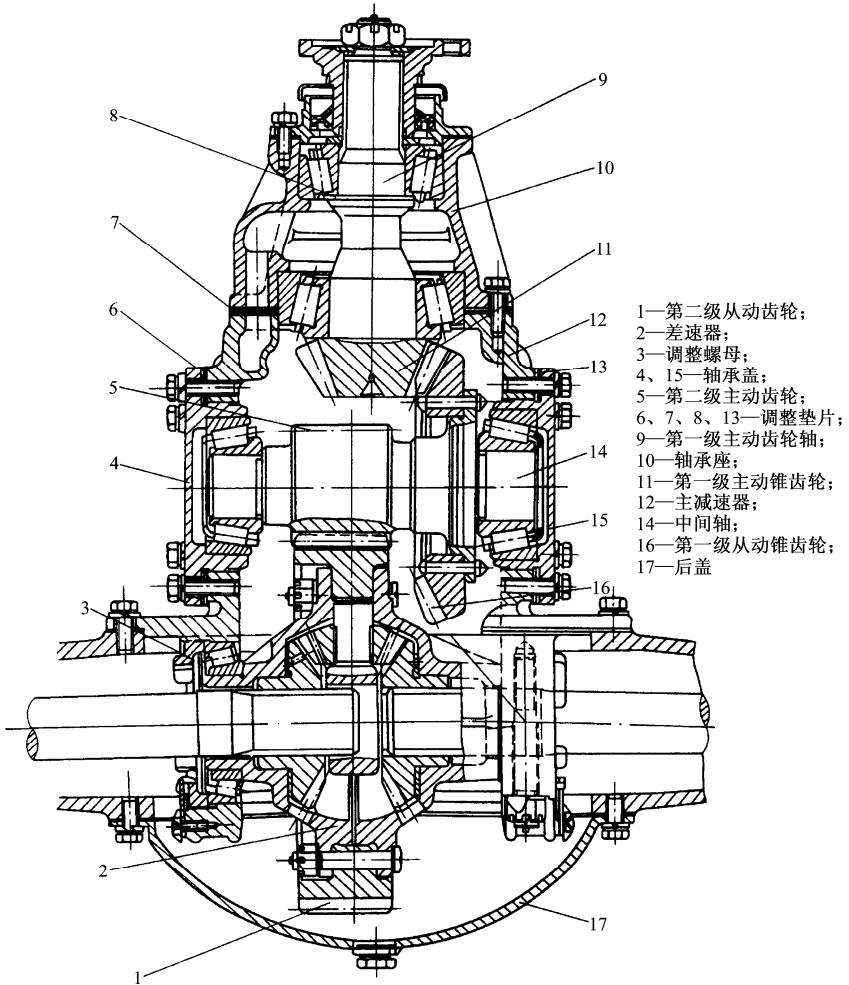


图 7.7 解放 CA1092 型汽车双级主减速器

3. 双速主减速器

为了提高汽车的动力性和经济性，有些汽车的主减速器具有两个挡（即两个传动比），可根据行驶条件的变化改变挡位，这种主减速器称为双速主减速器。

图 7.8 所示的是行星齿轮式双速主减速器传动示意图，它由一对圆锥齿轮、一套行星齿轮机构及其操纵机构组成。

当需要在高速挡行驶时，通过拨叉 3 使接合套的长齿圈 D（中心齿轮）左移，将行星架内齿圈 C 与行星齿轮 4 连成一体[图 7.8 (a)]，行星齿轮不能自转，因此行星齿轮机构不起减速作用，即差速器壳与从动锥齿轮 7 一起以相同转速旋转，传动比等于 1（即直接传动）。这时，主减速器相当于单级圆锥齿轮传动，主减速器的传动比等于圆锥齿轮传动的传动比。

当需要在低速挡行驶时，通过操纵拨叉 3 拨动接合套右移，使接合套上的短接合齿 A 与主减速器壳体上的固定齿圈 B 套合，接合套 1 即被固定。此时接合套上的长接合齿 D（随接合套 1 一起被固定）与内齿圈 C 脱离而仅与行星齿轮 4 喷合[图 7.8 (b)]。与从动锥齿轮 7 连成一起的齿圈 8 带动行星齿轮 4 转动，行星架 9 及与之相连的差速器壳将因行星齿轮 4 的自转而降速。此时行星齿轮机构的传动比为

$$i_{02} = 1 + i_{02} = 1 + \frac{\text{中心齿轮 } D \text{ 的齿数}}{\text{齿圈 } 8 \text{ 的齿数}}$$

主减速器的传动比 i_0 为圆锥齿轮副的传动比 i_{01} ($=Z_7/Z_5$) 与行星齿轮机构传动比 i_{02} 的乘

积，即

$$i_0 = i_{01} \times i_{02}$$

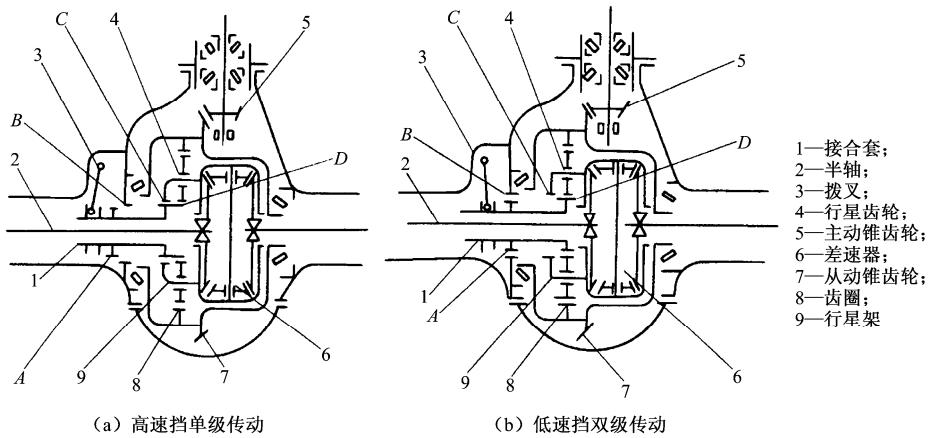


图 7.8 行星齿轮式双速主减速器传动示意图

4. 贯通式主减速器

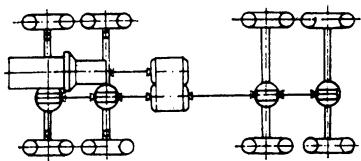


图 7.9 贯通式主减速器示意图

有些多轴驱动的越野汽车，为了简化结构，增大离地间隙，分动器到同一方向的两驱动桥之间只有一套万向传动装置。这样，传动轴须从离分动器较近的驱动桥中穿过，再通向离分动器较远的驱动桥。这种被传动轴穿过的驱动桥称为贯通式驱动桥（图 7.9），相应的主减速器称为贯通式主减速器。

图 7.10 所示为延安 SX2150 型 6×6 越野汽车贯通式双级主减速器（中驱动桥上）。第一级传动为斜齿圆柱齿轮 8 和 1，传动比为 1.19。主动斜齿圆柱齿轮 8 用花键套装在贯通轴 12 上，

贯通轴穿出驱动桥壳通向后驱动桥。第二级传动为双曲面锥齿轮 15 和 13，传动比为 5.43。故主减速器传动比 $i_0 = 1.19 \times 5.43 = 6.46$ 。从动准双曲面齿轮 13 用铆钉铆接在差速器壳上。在某些汽车贯通式主减速器结构中，也有第一级用锥齿轮传动、第二级用圆柱齿轮传动的。

5. 轮边减速器

有些重型汽车为了增加最小离地间隙，同时获得大的传动比，以提高通过能力和动力性，将双级主减速器的第二级齿轮减速机构放在两侧车轮近旁，称为轮边减速器。

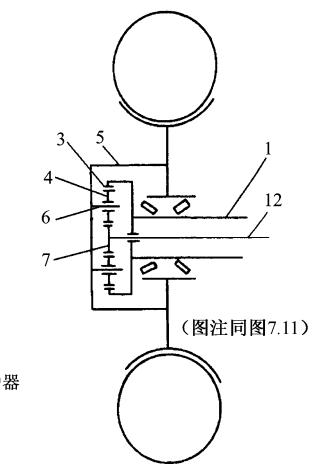
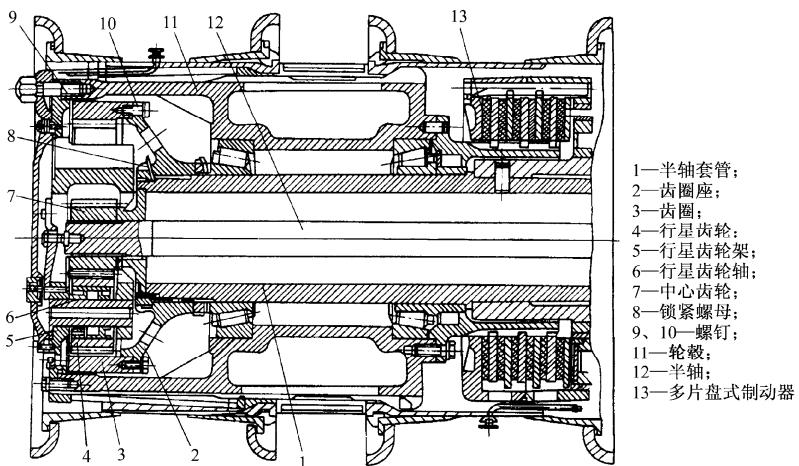
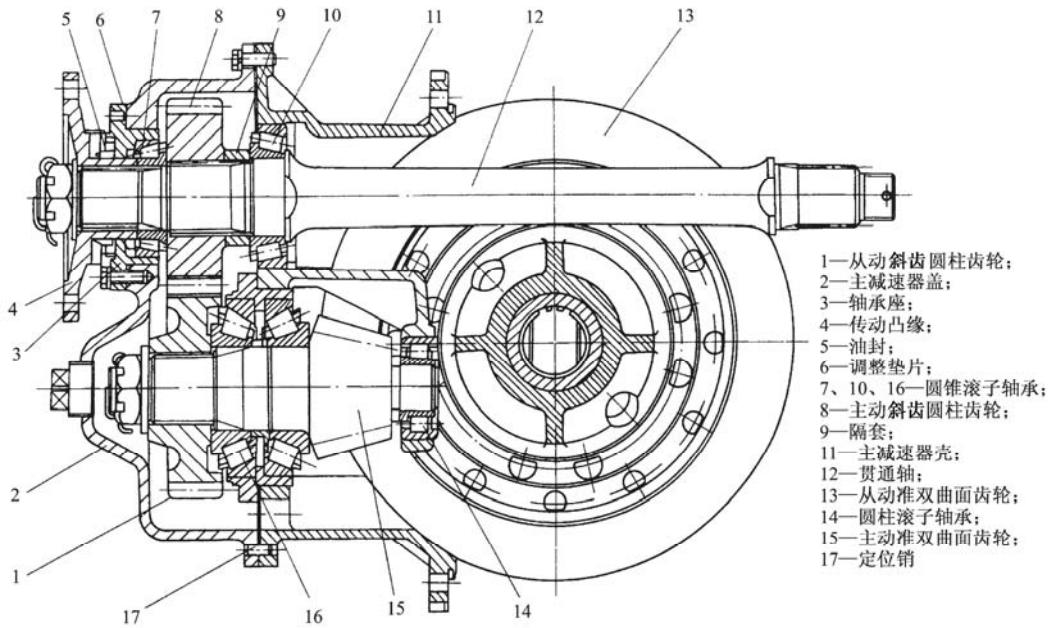
轮边减速器又有定轴轮系和行星轮系两种结构形式。定轴轮系轮边减速器用一对外啮合（或内啮合）圆柱齿轮减速。

图 7.11 所示的是上海 SH3540A 型汽车行星齿轮式轮边主减速器，其传动示意图如图 7.12 所示。齿圈 3 与半轴套管 1 固定在一起，中心齿轮 7 与半轴 12 连成一体，行星齿轮轴 6、行星齿轮架 5 与轮毂 11 连成一体。行星齿轮轴上松套着行星齿轮 4。半轴 12 传来的动力经中心齿轮 7、行星齿轮 4、行星齿轮轴 6 及行星齿轮架 5 传给驱动轮，因行星齿轮 4 的自转使行星齿轮轴及与之相连的行星齿轮架和车轮得以降速，行星齿轮机构的传动比为

$$i_{02} = 1 + i_{02} = 1 + \frac{\text{齿圈3的齿数}}{\text{中心齿轮7的齿数}}$$

主减速器的传动比 i_0 为第一级齿轮副的传动比 i_{01} 与行星齿轮机构传动比 i_{02} 的乘积，即

$$i_0 = i_{01} \times i_{02}$$



7.3 差速器

7.3.1 差速器的功用和类型

1. 差速器的功用

差速器 (Differential) 的功用是将主减速器传来的动力传给左、右两半轴，并在必要时允许左、右半轴以不同转速旋转，以满足两侧驱动轮差速的需要。

2. 差速器的类型

差速器按其用途可分为轮间差速器和轴间差速器。轮间差速器装在同一驱动桥两侧驱动轮之间，而轴间差速器装在多轴驱动汽车的各驱动桥之间。

无论是轮间差速器还是轴间差速器，按其工作特性均可分为普通差速器和防滑差速器两大类。

7.3.2 普通齿轮式差速器的结构与工作原理

1. 差速器的结构

普通齿轮式差速器有锥齿轮式和圆柱齿轮式两种。由于锥齿轮式差速器结构简单、紧凑，工作平稳，因此目前应用最为广泛。

图 7.13 所示的是行星锥齿轮差速器，它由四个行星锥齿轮 4、一个十字形行星锥齿轮轴 7、两个半轴锥齿轮 2、差速器壳 1 和 5、垫片 3 和 6 等组成。主减速器的从动锥齿轮用铆钉或螺栓固定在差速器壳 1 左半部的凸缘上。装配时，十字形的行星锥齿轮轴 7 的四个轴颈嵌在差速器壳两半端面上相应的半圆槽所形成的孔中，差速器壳的剖分面通过行星齿轮轴各轴颈中心线。行星锥齿轮 4 分别松套在四个轴颈上，两个半轴锥齿轮 2 分别与行星锥齿轮啮合，以其轴颈支承在差速器壳中，并以花键孔与半轴连接。行星锥齿轮背面和差速器壳的内表面均制成球面，以保证行星齿轮的对正性，使其与两个半轴锥齿轮能正确啮合。行星齿轮和半轴齿轮的背面与差速器壳之间装有推力垫片，用以减轻摩擦面间的摩擦和磨损，提高差速器的使用寿命。使用中还可以通过更换垫片来调整齿轮的啮合间隙。

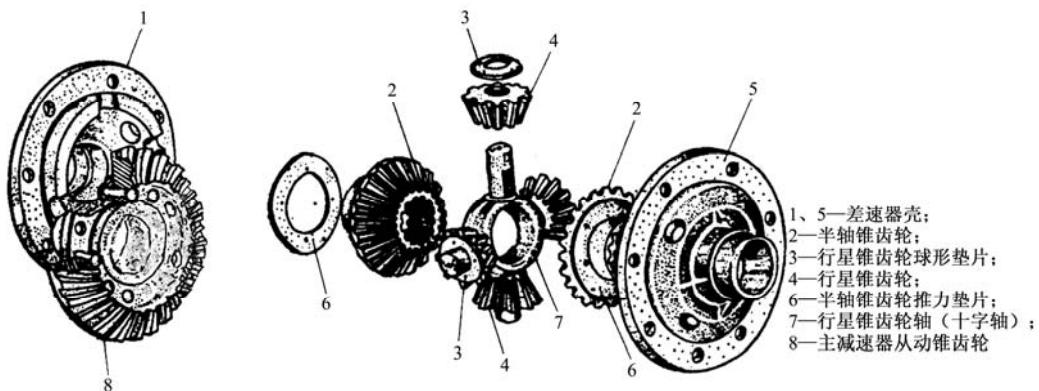


图 7.13 行星齿轮差速器

十字轴的四个装配孔是左、右两半差速器壳装合后加工成形的，装配时不应周向错位。

差速器靠主减速器壳内的齿轮油来润滑，因此差速器壳上开有供润滑油进出的孔。为了保证行星齿轮与十字轴轴颈之间的润滑，在十字轴轴颈上铣有平面，并在行星齿轮的齿间钻有油孔与其中心孔相通。同样，半轴齿轮齿间也钻有油孔，与其背面相通，以加强背面与差速壳之间的润滑。

工作时，主减速器的动力传至差速器壳，依次经十字轴 7、行星锥齿轮 4 和半轴锥齿轮 2 传给半轴，再由半轴传给驱动车轮。

在中型以下的货车或轿车上，因传递的转矩较小，故可用两个行星齿轮，相应的行星齿轮轴为一直轴。上海桑塔纳轿车差速器即采用这种结构，如图 7.14 所示。差速器壳 9 为一整体框架结构。行星齿轮轴 5 装入差速器壳后用止动销 6 定位。半轴齿轮 2 背面也制成球面，其背面的推力垫片与行星齿轮背面的推力垫片制成一个整体，称为复合式推力垫片（图 7.14 中的 1）。螺纹套 3 用来紧固半轴齿轮。

2. 差速器的工作原理

(1) 差速器的运动特性。图 7.15 所示的是行星锥齿轮差速器的运动原理图。差速器壳 3 与行星齿轮轴 5 连成一体并由主减速器从动齿轮 6 带动一起转动，是差速器的主动件，设其转速为 n_0 。半轴齿轮 1 和 2 为从动件，设其转速分别为 n_1 和 n_2 。A、B 两点分别为行星齿轮 4 与半轴齿轮 1 和 2 的啮合点。C 点为行星齿轮 4 的中心点。A、B、C 点到差速器旋转轴线的距离 r 相等。

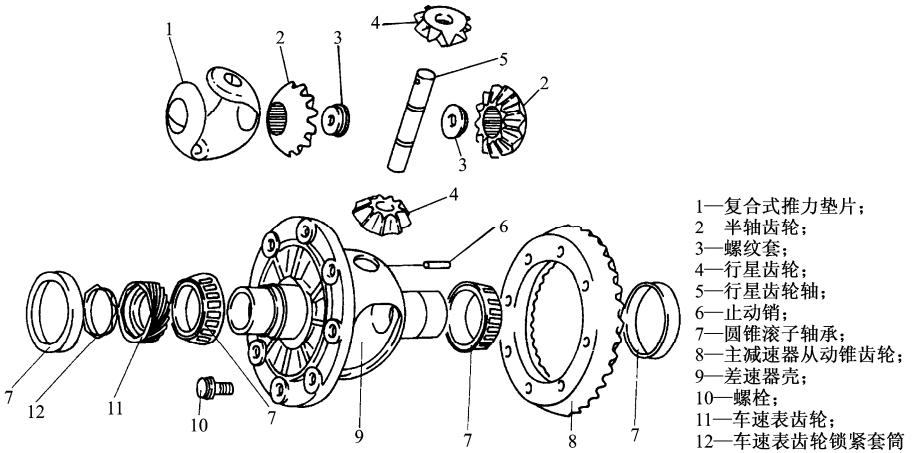


图 7.14 上海桑塔纳轿车差速器

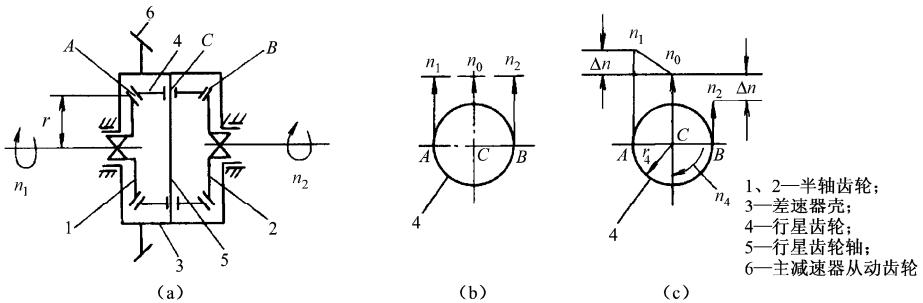


图 7.15 差速器运动原理

当两侧驱动轮没有滑转和滑移趋势，即两侧车轮转速相等（如汽车直线行驶，两侧车轮所受的行驶阻力相等）时，两侧车轮施加于半轴齿轮反作用力相等，由于两半轴齿轮的直径相等，均为 r ，故通过两啮合点 A 、 B 施加于行星齿轮上的力也相等。行星齿轮相当于一个等臂的杠杆保持平衡，即行星齿轮不自转，而只随行星齿轮轴5及差速器壳体一起公转，所以两半轴无转速差[图 7.15(b)]，差速器不起作用。

即

$$n_1 = n_2 = n_0$$

且

$$n_1 + n_2 = 2n_0$$

当汽车转弯（或两侧驱动轮条件不同）时，通过半轴及半轴齿轮反作用于行星齿轮两啮合点 A 、 B 处的力将不相等，从而破坏了行星齿轮的平衡，使得行星齿轮除了随差速器壳一起公转外，还要绕行星齿轮轴自转。设其自转速度为 n_4 ，方向如图 7.15(c) 所示。则半轴齿轮 1 的转速加快，而半轴齿轮 2 的转速减慢。因 $AC=CB$ ，所以半轴齿轮 1 转速的增加值等于半轴齿轮 2 转速的减小值。设半轴齿轮转速的增减值为 Δn ，则两半轴的转速分别为

$$n_1 = n_0 + \Delta n$$

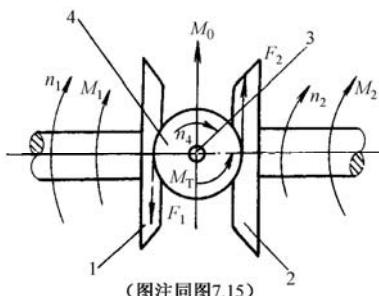
$$n_2 = n_0 - \Delta n$$

这就是差速器的差速作用。即汽车在转弯或其他情况下行驶，两侧车轮有滑转和滑移趋势时，行星齿轮即发生自转，借行星齿轮的自转，使两侧车轮以不同的转速在地面上滚动。

显然此时仍有

$$n_1 + n_2 = 2n_0$$

图 7.16 差速器转矩分配示意图



上式即为行星锥齿轮差速器的运动特性方程式。它表明，差速器无论差速与否，都具有两半轴齿轮转速之和始终等于差速器壳转速的两倍，而与行星齿轮自转速度无关的特性。

差速器的运动特性为：当任何一侧半轴齿轮的转速为零时，另一侧半轴齿轮的转速为差速器壳转速的两倍；当差速器壳转速为零时，若一侧半轴齿轮受其他外来力矩而转动，则另一侧半轴齿轮以相同的速度反转。

(2) 差速器的转矩特性。图 7.16 所示的是行星锥齿轮差速器的转矩分配示意图。设主减速器传至差速器壳的转矩为 M_0 ，经行星齿轮轴和行星齿轮传给两半轴齿轮，两半轴齿轮的转矩分别为 M_1 和 M_2 。

当行星齿轮不自转时，即 $n_4=0$, $M_T=0$ (M_T 为行星齿轮自转时，其内孔和背面所受的摩擦力矩)，行星齿轮相当于一个等臂杠杆，均衡拨动两半轴齿轮转动。所以，差速器将转矩 M_0 平均分配给两半轴齿轮，即 $M_1=M_2=M_0/2$ 。

当行星齿轮按图 7.16 中 n_4 方向自转时（即 $n_1>n_2$ ），行星齿轮所受摩擦力矩 M_T 与其自转方向相反，从而使行星齿轮分别对半轴齿轮 1 和 2 附加作用了大小相等而方向相反的两个圆周力 F_1 和 F_2 ， F_1 使传到转得快的半轴齿轮 1 上的转矩 M_1 减小，而 F_2 却使传到转得慢的半轴齿轮 2 的转矩 M_2 增加，且 M_1 的减小值等于 M_2 的增加值，等于 $M_T/2$ 。所以，当两侧驱动轮存在转速差时 ($n_1>n_2$)

$$M_1=(M_0-M_T)/2$$

$$M_2=(M_0+M_T)/2$$

即转得慢的车轮分配到的转矩大于转得快的车轮分配到的转矩，差值为差速器的内部摩擦力矩 M_T 。由于 M_T 很小，可忽略不计，则

$$M_1=M_2=M_0/2$$

差速器的转矩特性为：差速器都具有转矩等量分配的特性。

差速器转矩等量分配的特性对于汽车在平坦路面上行驶是有利的，但汽车在不平坦路面上行驶时却会严重影响其通过能力。当汽车的一个驱动轮处于泥泞路面因附着力小而原地打转时，由于差速器等量分配转矩的特性，附着力好的驱动轮也只能分配到打滑车轮同样小的转矩，以至于总的牵引力不足以克服行驶阻力，使得汽车不能前进。

为了提高汽车通过不平坦路面的能力，可采用防滑差速器（见 8.4 节）。当汽车某一侧驱动轮发生滑转时，差速器的差速作用即被锁止，并将大部分或全部转矩分配给未滑转的驱动轮，充分利用未滑转车轮与地面之间的附着力，以产生足够的牵引力使汽车继续行驶。

7.4 半轴与桥壳

7.4.1 半轴

半轴（Half Axle）的功用是将差速器传来的动力传给驱动轮。因其传递的转矩较大，常制成实心轴。半轴的结构因驱动桥结构形式的不同而异。整体式驱动桥中的半轴为一刚性整轴。而转向驱动桥和断开式驱动桥中的半轴则分段并用万向节连接。半轴内端一般制有外花键与半轴齿轮连接。半轴外端结构形式，有的直接在轴端锻造出凸缘盘；也有的制成花键与单独制成的凸缘盘滑动配合；还有的制成锥形并通过键和螺母与轮毂固定连接。

半轴的受力情况由半轴与驱动轮的轮毂在桥壳上的支承形式而定。现代汽车常采用全浮式半轴支承和半浮式半轴支承两种半轴支承形式，如图 7.17 所示。

1. 全浮式半轴支承

全浮式半轴支承广泛应用于各型货车上。图 7.18 所示的是全浮式半轴支承的结构示意图。它表明汽车半轴外端与轮毂及桥壳的连接情况。半轴 2 外端锻有凸缘 4，用螺栓紧固在轮毂 6 上，轮毂用两个圆锥滚子轴承 3 和 5 支承在半轴套管上。半轴套管与空心梁压配成一体，组成驱动桥壳。

这种半轴支承形式，半轴与桥壳没有直接联系。半轴的内端用花键与差速器的半轴齿轮连接，半轴齿轮的毂部支承在差速器壳两侧轴颈的孔内，而差速器壳又以两侧轴颈直接支承在桥壳上。

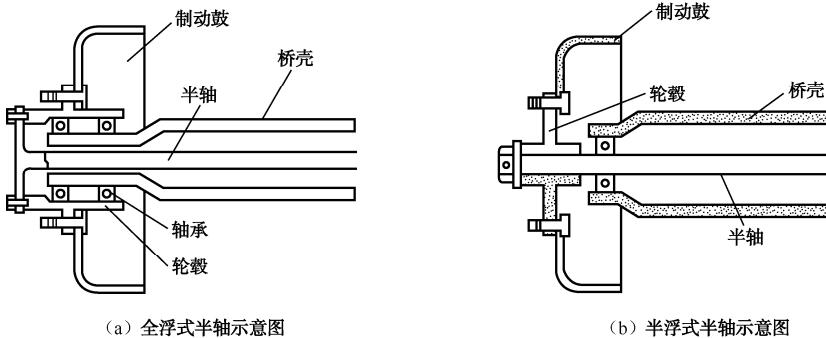


图 7.17 半轴支承结构示意图

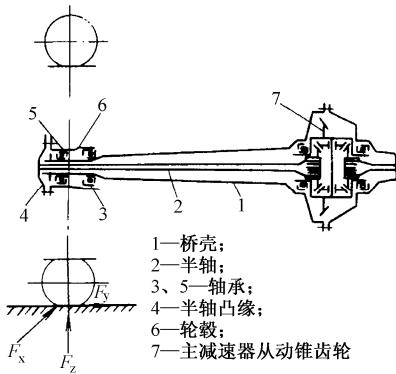


图 7.18 全浮式半轴支承结构示意图

由图 7.18 可知，在半轴外端，路面对驱动轮的作用力（垂直反力 F_z 、切向反力 F_x 、侧向反力 F_y ）及由它们形成的弯矩，直接由轮毂通过两个圆锥滚子轴承传给桥壳，完全由桥壳承受，半轴只承受转矩。同样，在内端作用在主减速器从动锥齿轮上的力及其形成的弯矩，全部由差速器壳直接承受，半轴内端也只承受转矩。这种使半轴只承受转矩，而两端均不承受其他任何反力和反力矩的半轴支承形式称为全浮式半轴支承。所谓“浮”是指半轴不承受弯曲载荷而言。

全浮式半轴支承便于拆装，只要拧下半轴凸缘上的螺钉，即可将半轴抽出，而车轮和桥壳照样能支承住汽车。

2. 半浮式半轴支承

图 7.19 所示的是红旗 CA7560 型高级轿车半浮式半轴支承形式的驱动桥。半轴内端通过花键与半轴齿轮连接，其支承方式与全浮式半轴支承方式相同，即半轴内端只承受转矩，不承受弯矩。半轴外端制成锥形，锥面上铣有键槽，最外端制有螺纹。轮毂 6 以其相应的锥孔与半轴上的锥面配合，并用键 5 连接，用锁紧螺母 4 紧固。半轴用一个圆锥滚子轴承 3 直接支承在桥壳凸缘 7 的座孔内。车轮与桥壳之间无直接联系，而支承于悬伸出的半轴外端。因此，路面作用于车轮的各种反作用力及其反力矩都须经半轴外端的悬伸部分再传给桥壳，使半轴外端不仅要承受转矩，而且还要承受各种反力及其反力矩。这种只能使半轴内端免受弯矩，而外端却承受全部弯矩的半轴支承形式称为半浮式半轴支承。

为了对半轴进行轴向限位，差速器内装有止推块，以限制其向内轴向窜动；而半轴向外的轴向窜动则通过制动底板对轴承限位来限制。

半浮式半轴支承结构简单，但半轴受力情况复杂且拆装不方便，多用于反力、弯矩较小的各类轿车上。

7.4.2 驱动桥壳

驱动桥壳 (Axe Housing) 既是传动系的组成部分，同时也是行驶系的组成部分，其功用是用来安装并保护主减速器、差速器和半轴及用来安装悬架或轮毂，与从动桥一起支承汽车悬架以上各部分质量，承受驱动轮传来的反力和力矩，并在驱动轮与悬架之间传力。因此，要求桥壳应具有足够的强度和刚度，质量小，便于制造，便于主减速器的拆装和调整。

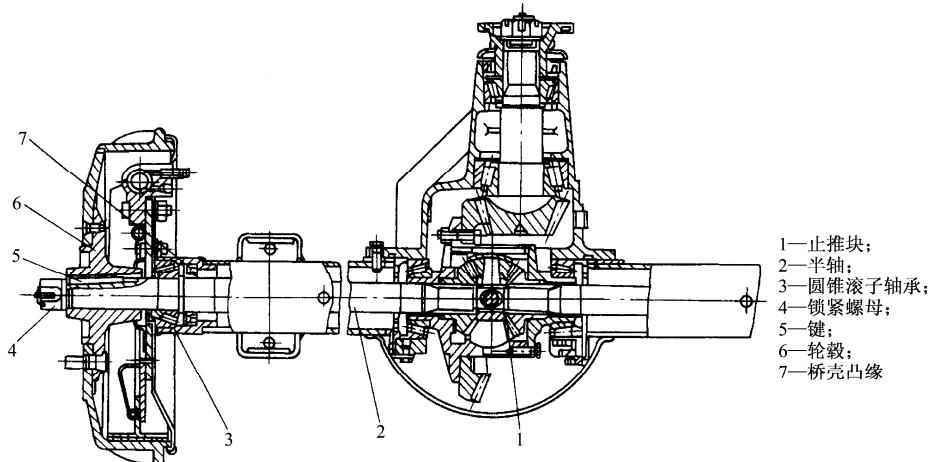


图 7.19 红旗 CA7560 型高级轿车半浮式半轴支承形式的驱动桥

驱动桥壳可分为整体式桥壳和分段式桥壳两种类型。分段式桥壳由于拆装、维修主减速器和差速器十分不便，必须把整个驱动桥从车上拆下来，现已很少使用。现在一般多采用整体式桥壳，整体式桥壳因制造方法不同又有多种形式，常见的有整体铸造、中段铸造压入钢管、钢板冲压焊接等形式。

图 7.20 所示的是解放 CA1092 型汽车的整体式驱动桥壳，它由空心梁、半轴套管、主减速器壳及后盖等组成。空心梁用球墨铸铁铸成，中部有一环形大通孔，前端用以安装主减速器及差速器总成，后端用来检视主减速器及差速器的工作情况。后盖 6 用螺钉装于后端面，后盖上装有检查油面用的螺塞 5。空心梁上凸缘盘 1 用来固定制动底板，两端压入钢制半轴套管 8，并用止动螺钉 2 限定位置。半轴套管外端轴颈用来安装轮毂轴承。为了对轴承进行限位及调整轴承预紧度，最外端还制有螺纹。

这种铸造的整体式桥壳具有较大的强度和刚度，且便于主减速器的拆装和调整。缺点是质量大，铸造质量不易保证。因此，适用于中型以上货车。

图 7.21 所示的是北京 BJ1040 型汽车钢板冲压焊接的整体式驱动桥壳。它主要由冲压成形的上下两个桥壳主件 1、四块三角形镶块 2、前后加强环 5 和 6、后盖 7 及两端半轴套管 4 组焊而成。

这种冲压焊接的整体式桥壳具有质量小、工艺简单、材料利用率高、成本低等优点，广泛应用于中型及中型以下的汽车上。

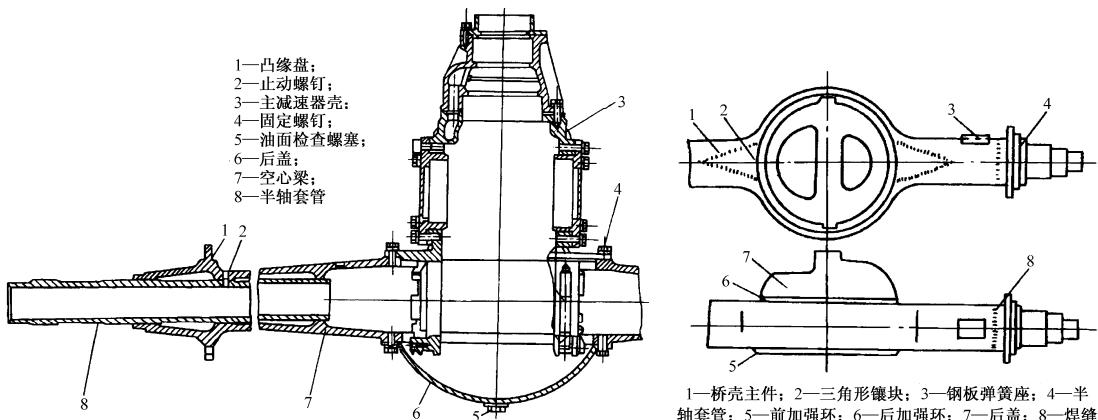


图 7.20 解放 CA1092 型汽车的整体式驱动桥壳

图 7.21 北京 BJ1040 型汽车的钢板冲压焊接的整体式驱动桥壳

7.5 四轮驱动系统

为了改善汽车在越野时或在泥泞、雪地中行驶时的通过性，越野汽车可将四个车轮全部作为驱动轮。一些高性能的轿车也装备了四轮驱动来改进汽车的操控性能。

对于四轮驱动系统，发动机动力可以传给四个车轮，在路况不好的情况下行驶，这种功能可以极快地增加汽车的牵引力，同时在汽车转弯时能改善操控性能，形成更好的行车稳定性，使动力作用在路面上的四个车轮上。

四轮驱动（4WD）系统装有分动器并由驾驶员控制，来选择将动力传到两轮或四轮，如图 7.22（a）所示。这种传动系统当选择四轮驱动模式时前、后轮系直接连接，可确保前、后轮的驱动力输出，因此，此种系统属于适合越野的 4WD 系统。

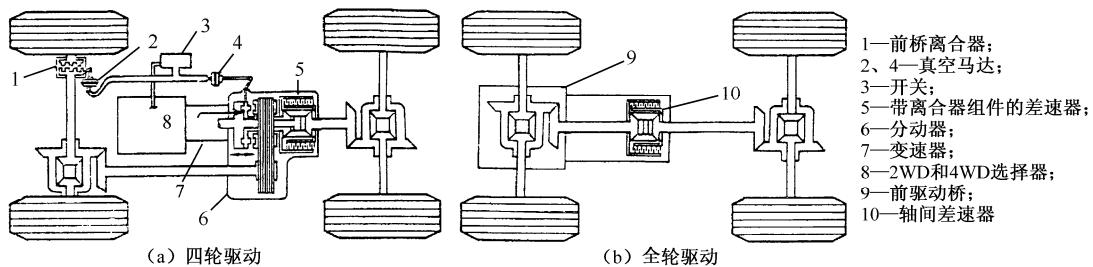


图 7.22 四轮驱动与全轮驱动

而全轮驱动（AWD）系统不使用分动器，驾驶员不能选择两轮或四轮驱动。发动机的动力通过轴间差速器、黏液耦合器将动力同时送给前桥和后桥，始终为四轮驱动行驶，如图 7.22（b）所示。这种传动系统可经由前后驱动力的分配，达到更完美的驱动力及转向力的最佳化配置，属于高性能传动系统，除了配置于一般的越野、吉普车外，也常用于一些高性能的轿车、跑车。

7.5.1 四轮驱动（4WD）系统

图 7.23 所示的是典型的四轮驱动系统，由前置发动机、变速器、前后传动轴、前后驱动桥及分动器等组成。分动器有一电子开关或操纵杆，用来由驾驶员选择控制分动器将动力传至四个车轮或两个车轮。为了改善汽车的驱动条件，许多分动器均设有高、低挡。

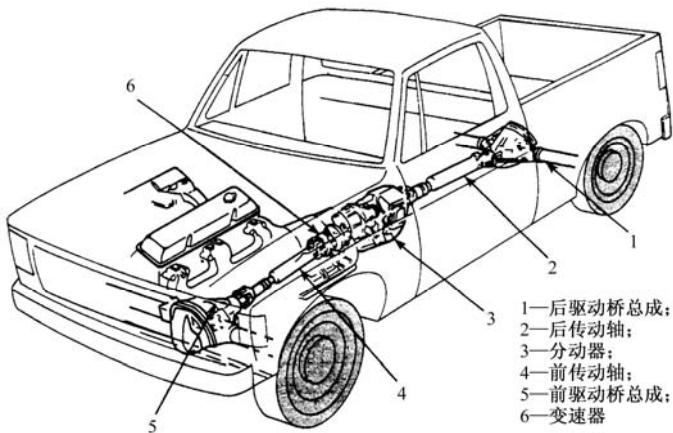


图 7.23 典型的四轮驱动汽车主要部件的位置

四轮驱动系统可以分为两种使用状态：一种是两轮驱动，驱动力只传递给两个车轮，这种状态是目前绝大多数轿车采用的；另一种是四轮驱动，动力以 50:50 的比例平均分配给前后传动轴。四轮驱

动系统可通过操作分动器实现两驱与四驱的切换（工作原理见第3章的分动器）。

目前大多数的四轮驱动汽车前轮使用了可锁止和分离的锁定毂，即当两轮驱动时，它可以使前轮毂与前轴、前差速器、前减速器、前传动轴脱离接合，使它们停止转动，此时前轮只作为自由轮转动，这样减少了这些部件的磨损，降低了行驶阻力，改善了燃油经济性。而当四轮驱动时，前毂则被锁定。

锁定毂有两种类型：手动型和自动型。手动锁定毂必须把汽车停下来，在每一个前轮毂端转动小控制手柄，当转动该控制手柄至锁定或自由位置时（图7.24），可锁定轮毂或使轮毂脱离锁定，该控制手柄施加或释放在毂离合器上的弹簧张力。当毂处于锁定位置时，弹簧压力使离合器接合到与半轴相连的内毂（图7.25）。由于离合器连接到内毂，则离合器的接合将半轴与毂连接起来。在脱离锁定的位置，离合器不与内毂接合，车轮可以在轴承上自由旋转。

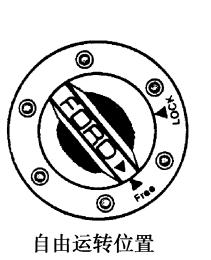


图7.24 手动锁定毂的旋钮位置



锁定位置

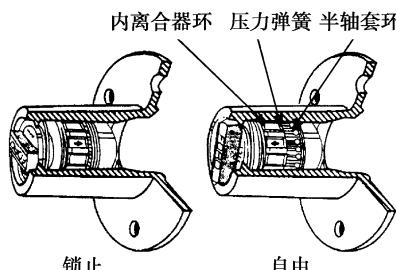


图7.25 锁定毂的动作

由于四轮驱动的分动器内没有中央差速器，无法调整前后桥的转速差，当汽车转弯时，前轮转弯半径比同侧的后轮要大，路程走得多，因此前轮的转速要比后轮快。所以四轮驱动的汽车不适宜在铺设沥青、水泥等路面上使用四驱，以避免在弯道上不能顺利转弯。而在通过恶劣路况车轮打滑的时候，才可以切换到四驱状态，以便让不打滑的车轮具有驱动力，摆脱困境。

7.5.2 全轮驱动（AWD）系统

图7.26所示的是典型的全轮驱动系统，由发动机、变速器、轴间差速器、传动轴及前后驱动桥等组成。

全轮四驱系统内有三个差速器：除了前、后桥各有一个差速器外，在前后驱动桥之间还有一个中央差速器。这样就解决了四轮驱动系统无法在铺设路面上行驶的问题，前、后轮的转速差会被中央差速器吸收。有些汽车的全轮驱动系统也采用黏液耦合器来使驱动桥的速度产生变化。

轴间差速器可使前、后驱动桥之间产生速度差的机构，防止因前、后轮速度不同而使轮胎产生跳跃或拖曳。对于四轮驱动的汽车，装有轴间差速器还可以防止分动器的损坏。

目前有许多车辆上用黏液耦合器来代替轴间差速器。一旦需要改进车轮驱动力时，黏液耦合器便自动运行。图7.27所示的是黏液耦合器。黏液耦合器基本上是由一个内装若干紧配合的薄圆钢盘并充满黏稠液体（硅油）的圆筒而组成。一组圆盘连于前桥，另一组与后桥连接，如图7.28所示。两轴中具有外花键的一根轴与黏液耦合器壳的内花键接合，同时也与黏液耦合器内盘接合，黏液耦合器的外盘则通过外花键齿与黏液耦合器壳的内花键接合。另一轴在壳内带有密封的滚动轴承上旋转。这些盘为钢制，上面开有专门的槽。内盘有从外径边缘开的槽，外盘有从其内径边缘开的槽。盘的数目和尺寸设计依据取决于黏液耦合器的转矩传送能力。当一个车桥明显要求更大转矩时，液体变热并立刻改变黏度。这种黏性变化在圆盘上发生反应，转矩根据驱动桥的实际需要被分流。前、后桥通过黏液耦合器中黏性的硅油连接而非机械刚性连接，它允许两桥之间存在转速差。

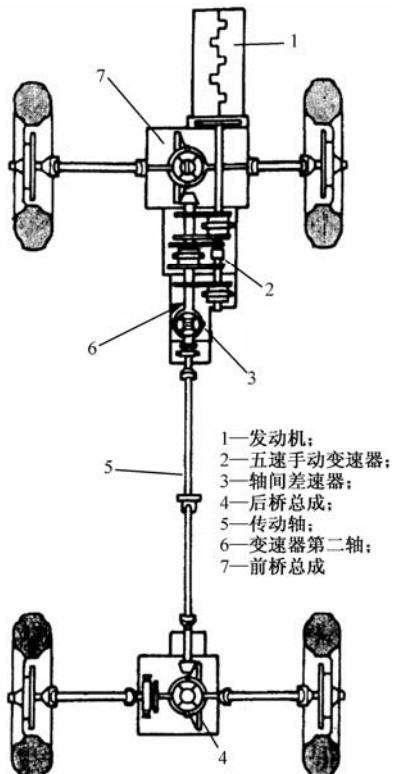


图 7.26 典型的全轮驱动系统

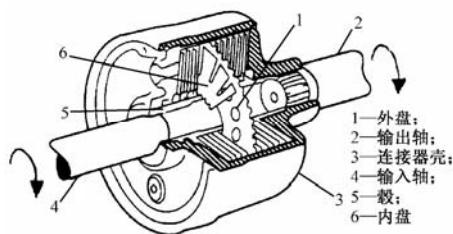


图 7.27 典型的黏液耦合器

黏液耦合器也可以用于四轮驱动系统，在前桥、后桥中用做防滑装置（图 7.29）。与防滑差速器一样，当一车桥上车轮有较小驱动力时，黏液耦合器把转矩传递到具有更大驱动力的另一车桥的车轮上。

高性能的全轮驱动汽车在轴间和前差速器中使用黏液耦合器来改进处于高速的转弯和操纵性能。轴间差速器黏液耦合器与开式前、后差速器的组合可改进汽车制动力的分配，并与防抱死制动系统一致。

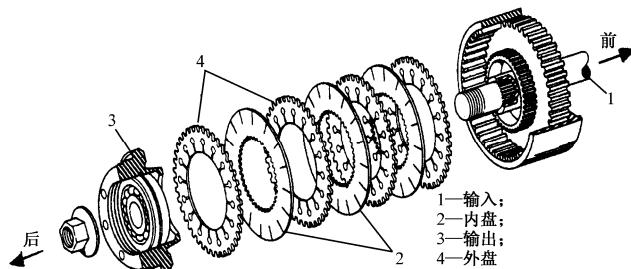


图 7.28 黏液耦合器的分解图

许多全轮驱动系统是由电子自动控制的，并以前轮驱动传动系为基础。后传动轴从变速驱动桥延伸至后驱动桥。为把动力传递到后部，使用了多盘离合器，这种离合器与轴间差速器配合使用，如图 7.30 所示。它通过传感器检视前、后驱动桥的速度、发动机速度，以及发动机和动力传动系统上的负荷。当前、后驱动桥之间产生速度差时，电子控制装置接收来自传感器的信号，并根据此转速差控制多盘离合器的接合力，从而控制前、后轮的转矩分配。它可使动力从 95% 前轮驱动和 5% 后轮驱动分流至 50% 前轮驱动和 50% 后轮驱动。这种动力分流发生得相当迅速，以致驾驶员意识不到驱动力的问题。

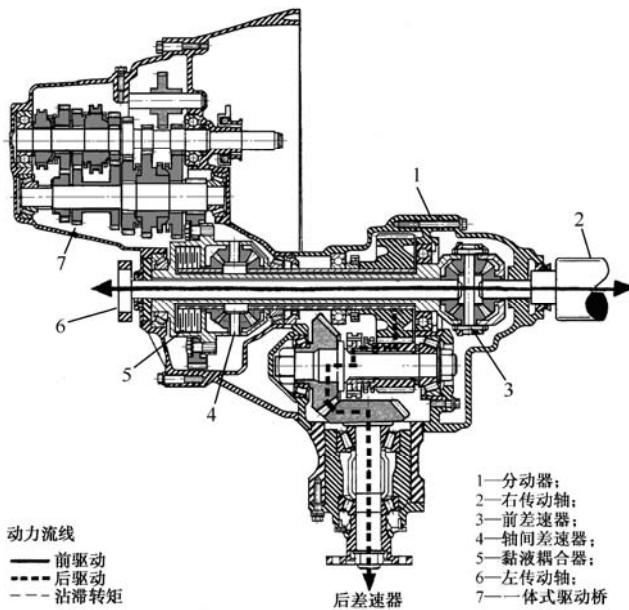


图 7.29 装有黏液耦合器和轴间差速器的全轮驱动系统

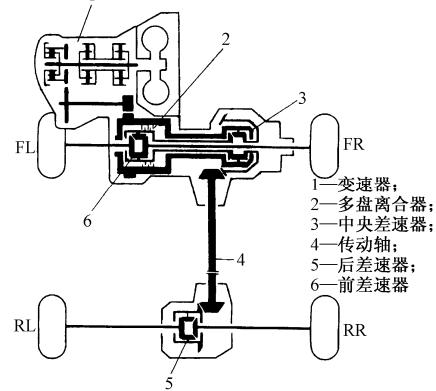


图 7.30 电控式全轮驱动系统

7.6 驱动桥的维修

汽车行驶时，驱动桥的受力情况十分复杂。各传递动力的零件由于接近最终传动，其所受的各种应力远远大于传动系的其他部位。后轮驱动的汽车，其驱动桥壳要承受相当一部分的载重质量；前轮为驱动轮的汽车，半轴暴露在外，两端万向节的防尘套长期使用后的老化都会影响驱动桥的技术状况，造成传动间隙增大而出现异响、主减速器和差速器壳体温度过高、漏油等现象，影响汽车的正常使用。在汽车维护和维修时，应对驱动桥进行有针对性的作业。

7.6.1 驱动桥的维护

1. 一级维护

一级维护时，对驱动桥和车轮应进行下述的维护作业。

- (1) 检查后桥壳是否有裂纹及不正常的渗漏。如有渗漏，应查明原因，予以排除。
- (2) 检查各部螺栓、螺母的连接是否可靠。
- (3) 后桥壳体内的润滑油量是否合适，其油面应不低于检视孔下沿 15mm 处。
- (4) 后桥壳的通气塞应保持畅通。
- (5) 用推动轮毂来检查轴承的紧度时，应无明显手感的旷量。
- (6) 检视轮胎和半轴上的外露螺栓、螺母，不得有松动。

2. 二级维护

二级维护除进行一级维护的所有项目外，还应进行以下内容。

- (1) 检查半轴。半轴应无弯曲、裂纹，键槽无过度磨损。如有可视的键槽磨损时，应进行左右半轴的换位。
- (2) 拆下轮毂，检查半轴套管是否有配合松旷和裂纹，各螺纹的损伤不得超过 2 牙。
- (3) 检视后桥壳是否有裂纹。
- (4) 放油后，拆下后桥壳盖，清除油污并检视齿轮、轴承及各部螺栓紧固情况，必要时可以更换齿轮和轴承。
- (5) 检视主减速器的油封有无漏油，凸缘螺母是否松动，检查主减速器连接螺栓的紧固。

- (6) 检查轮毂轴承的紧固情况，必要时按技术条件的要求拧紧。
二级维护时，还要根据有无下列现象，决定后桥维护的附加作业项目。
(1) 主减速器有无异响，主减速器的啮合间隙是否过大。如有上述现象，说明轮齿磨损或啮合间隙过大，应调整啮合间隙并检查齿面接合状况。
(2) 检查后桥在正常工作时的油温是否超过 60℃并伴有异响。如有此现象说明齿轮啮合不当或轮齿有断齿，也可能是由于轴承预紧度过大，应拆检主减速器和差速器。
上述作业结束后，装复后桥壳后盖，按规定加注符合原厂规定的齿轮油至规定油面。

7.6.2 驱动桥的检修

1. 桥壳和半轴套管

- (1) 桥壳和半轴套管不允许有裂纹存在。各部螺纹损伤不得超过 2 牙。
(2) 钢板弹簧座定位孔的磨损不得大于 1.5mm，超限时先进行补焊，然后按原位置重新钻孔。
(3) 整体式桥壳以半轴套管的两内端轴颈的公共轴线为基准，两外端轴颈的径向圆跳动误差超过 0.30mm 时应进行校正，校正后的径向圆跳动误差不得大于 0.08mm。
(4) 分段式桥壳以桥壳的接合圆柱面、接合平面及另一端内锥面为基准，轮毂的内外轴颈的径向圆跳动误差超过 0.25mm 时应进行校正，校正后的径向圆跳动误差不得大于 0.08mm。
(5) 桥壳承孔与半轴套管的配合及伸出长度应符合原厂规定。如半轴套管承孔的磨损严重，可将座孔镗至修理尺寸，更换相应的半轴套管。
(6) 滚动轴承与桥壳的配合应符合原厂规定。如配合处过于松旷，可用刷镀修复轴承孔。

2. 半轴

- (1) 半轴应进行隐伤检查，不得有任何形式的裂纹存在。
(2) 半轴花键应无明显的扭转变形。
(3) 以半轴轴线为基准，半轴中段未加工圆柱体径向圆跳动误差不得大于 1.3mm；花键外圆柱面的径向圆跳动误差不得大于 0.25mm；半轴凸缘内侧端面圆跳动误差不得大于 0.15mm。径向圆跳动超限，应进行冷压校正；端面圆跳动超限，可车削端面进行修正。
(4) 半轴花键的侧隙增大量较原厂规定不得大于 0.15mm。

3. 主减速器壳

- (1) 壳体应无裂损，各部位螺纹的损伤不得多于 2 牙，否则应更换。
(2) 差速器左、右轴承孔同轴度公差为 0.10mm。
(3) 圆柱主动齿轮轴承（或侧盖）孔轴线及差速器轴承孔轴线对减速器壳前端面的平行度公差：当轴线长度在 200mm 以上，其值为 0.12mm；当轴线长度小于或等于 200mm，其值为 0.10mm。
(4) 主减速器壳纵轴线对横轴线的垂直度公差：当纵轴线长度在 300mm 以上，其值为 0.16mm；纵轴线长度小于或等于 300mm，其值为 0.12mm；纵、横轴线应位于同一平面（双曲线齿轮结构除外），其位置度公差为 0.08mm。

4. 主减速器齿轮副

- (1) 锥齿轮副
① 齿轮不应有裂纹，齿轮工作表面不得有明显斑点、剥落、缺损。否则应更换。
② 以圆锥主动齿轮壳后轴承孔轴线为基准，前轴承孔的径向圆跳动及各端面的端面圆跳动公差为 0.06mm。圆锥从动齿轮端面对其轴线的圆跳动公差为 0.10mm。圆锥主动齿轮花键与凸缘键槽的侧隙不大于 0.20mm。逾限时，可酌情修理或更换。
③ 圆锥主、从动齿轮啮合齿隙为 0.15~0.50mm。否则应进行调整。
④ 圆锥主动齿轮轴承预紧力应符合原设计规定或圆锥主动齿轮轴承的轴向间隙不大于 0.05mm。否则应进行调整。
⑤ 主动圆锥齿轮：轮齿锥面的径向圆跳动公差为 0.05mm；前后轴承与轴颈、轴承孔的配合应

符合原厂规定；从动锥齿轮的铆钉连接应牢固可靠；用螺栓连接的，连接螺栓的紧固应符合原厂规定，紧固螺栓锁止可靠。

⑥ 齿轮若需更换时，必须成对更换。

(2) 圆柱齿轮副

① 齿轮不应有裂纹，齿轮工作表面不得有明显斑点、剥落、缺损。否则应更换。

② 圆柱主动齿轮轴承与轴颈的配合间隙不得大于原设计规定 0.012mm。

③ 圆柱主、从动齿轮啮合齿隙为 0.15~0.70mm。逾限时应更换齿轮副。

5. 差速器

(1) 差速器壳产生裂纹，应更换。

(2) 差速器壳与行星齿轮、半轴齿轮垫片的接触面应光滑、无沟槽。如有小的沟槽，可用砂纸打磨，并更换半轴齿轮垫片。

(3) 行星齿轮、半轴齿轮不得有裂纹，工作表面不得有明显斑点、脱落和缺损。

(4) 差速器壳体与轴承、差速器壳与行星齿轮轴的配合应符合原厂规定。

6. 滚动轴承

(1) 轴承的钢球（或柱）和滚道上不得有划痕、剥落、严重黑斑或烧损变色等缺陷，否则应更换。

(2) 轴承架不得有缺口、裂纹、铆钉松动或钢球（或柱）脱出等现象，否则应更换。

7. 轮毂

(1) 轮毂应无裂纹，否则应更换。轮毂各部位螺纹的损伤不得多于 2 牙。

(2) 轮毂与半轴凸缘及制动鼓的结合端面对轴承孔公共轴线的端面圆跳动公差均为 0.15mm，超值可车削修复。

(3) 轮毂轴承孔与轴承的配合应符合原厂规定。轴承孔磨损可用刷镀或喷焊修理。

7.6.3 差速器的装配与调整

差速器装配时，应按下述顺序进行，并注意各步骤的注意事项：

(1) 装差速器轴承。安装差速器轴承内圈时，应用压力机平稳地压入，不得用手锤敲击，以免损伤轴承的工作表面或刮伤轴承表面或破坏配合性质。

(2) 装齿轮。在与行星齿轮和半轴齿轮配合的工作表面上涂以机油，先装入垫片和半轴齿轮，然后装入已装好行星齿轮及垫片的十字轴，并使行星齿轮与半轴齿轮啮合。

在行星齿轮上装入另一侧半轴齿轮及垫片，扣上另一侧的差速器壳。装入另一侧壳体时，应使两侧壳体上的位置标记对正，以免破坏齿轮副的正常啮合。

(3) 从动齿轮的安装和差速器的装合。将主减速器从动齿轮装在差速器壳体上，将固定螺栓按规定方向穿过壳体，套入垫片，用规定力矩交替拧紧螺母，锁死锁片。

7.6.4 主减速器的装配与调整

主减速器装配中的调整包括主、从动圆锥齿轮轴承预紧度的调整（含差速器轴承预紧度的调整），主、从动圆锥齿轮啮合印痕和啮合间隙的调整等项目。由于主减速器的调整质量是决定主减速器圆锥齿轮副使用寿命的关键，因此，在进行调整作业时，必须遵守以下主减速器的调整规则。

(1) 先调整轴承的预紧度，再调整啮合印痕，最后调整啮合间隙。

(2) 主、从动圆锥齿轮轴承的预紧度必须按原厂规定的数值和方法进行调整与检查，在主减速器调整过程中，轴承的预紧度不得变更，始终都应符合原厂规定值。

(3) 在保证啮合印痕合格的前提下，调整啮合间隙。啮合印痕、啮合间隙和啮合间隙的变化量都必须符合技术条件，否则应成对更换齿轮副。

(4) 准双曲面圆锥齿轮、奥利康圆锥齿轮（等高齿）和格利森圆锥齿轮（圆弧非等高齿）啮合

印痕的技术标准不尽相同，调整方法也有差异。前两种齿轮往往以移动主动圆锥齿轮调整啮合印痕，以移动从动圆锥齿轮调整啮合间隙；而对格利森齿轮的调整则无特殊的要求。

1. 轴承预紧度的调整

主、从动锥齿轮轴的轴承，安装时都应具有一定的预紧力，以消除轴承多余的轴向和径向间隙，平衡一部分前、后轴承的轴向负荷，这对主、从动锥齿轮工作时保持正确的啮合和前、后轴承获得较为均匀的磨损，都是十分必要的。

(1) 主动锥齿轮轴承预紧度的调整。主动圆锥齿轮轴承预紧度的调整方法有以下两种。

① 通过增减调整垫片进行调整，如图 7.31 所示。如在两轴承之间隔套前装有调整垫片 3[图 7.31 (a)]或在轴肩前有调整垫片 3[图 7.31 (b)]，增减调整垫片的厚度即可改变两轴承内圈压紧后的距离，从而使轴承预紧度得到调整。预紧度是否符合要求，可用测量转动凸缘盘的力矩来判断，若所测得的力矩大于标准值，说明轴承的预紧度过大，应增加调整垫片的厚度。另外，也有的两轴承内圈之间的距离已定，在主减速器油封后面装有调整垫片 3[图 7.31 (c)]，增减此垫片厚度即可改变两轴承之间的距离，以调整轴承预紧度。与此类似，有的汽车不用调整垫片，而是通过精选隔套长度来调整。

② 用一个弹性隔套来调整主动锥齿轮轴承的预紧度，如图 7.32 所示。装配时，在前、后轴承内圈之间放置一个可压缩的弹性薄壁隔套，按规定力矩拧紧凸缘盘固定螺母时，隔套产生弹性变形，其张力自动适应对轴承预紧度的要求。但采用这种方法，因隔套的弹性衰退，每次都必须换用新的隔套。

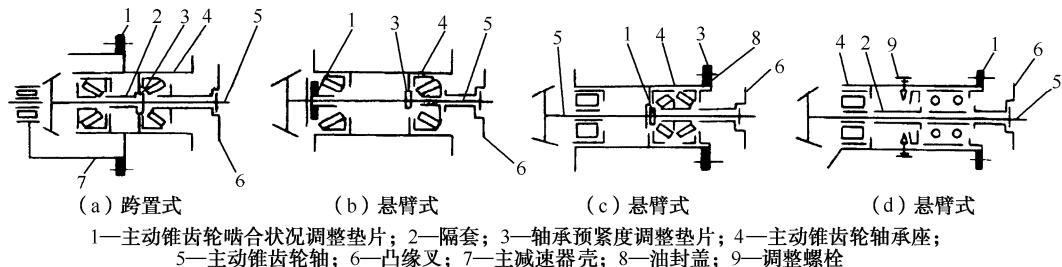


图 7.31 主动锥齿轮的支承形式及调整装置

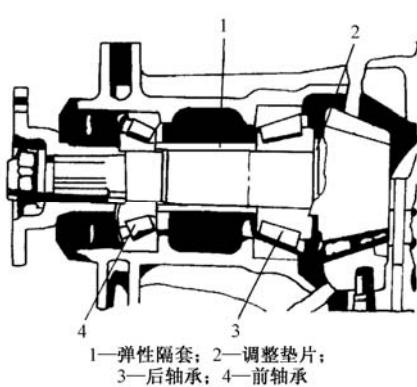


图 7.32 主动锥齿轮轴承预紧度的调整装置

(2) 从动锥齿轮轴承预紧度的调整。从动锥齿轮轴承预紧度的调整因驱动桥的结构分为以下两种。

一种为单级主减速器，其从动锥齿轮固定在差速器壳上，从动锥齿轮轴承就是差速器轴承，调整从动锥齿轮轴承预紧度就是调整差速器轴承的预紧度。此外，双级主减速器差速器轴承预紧度的调整与此相同。

在图 7.5 中，差速器轴承两侧都有调整螺母。装配时，将差速器轴承外圈套在轴承上，将差速器总成装入差速器壳内，将两侧调整螺母装在座孔内的螺纹部分(螺纹一定要对好)，然后将两侧轴承盖装复(左、右两轴承盖不得互换)，装好锁片用螺栓紧固轴承盖。

调整轴承预紧度时，缓慢转动两侧调整螺母，同时缓慢转动差速器总成，使轴承的滚柱处于正确位置。预紧度调整后，应将调整螺母锁片锁住。

另一种为双级主减速器，从动锥齿轮与二级减速的主动圆柱齿轮固定在同一根轴上，两端用轴承支承在主减速器壳上。轴承预紧度的调整可参照图 7.7，选择适当厚度的调整垫片 6 和 13，安装

在主减速器与轴承盖之间。拧紧轴承盖紧固螺栓后，用转动从动圆锥齿轮的力矩来衡量预紧度是否合适。如所需力矩过大，说明预紧度过大，应增加垫片的厚度。

此外，有些汽车采用组合式桥壳，其从动圆锥齿轮轴承预紧度可通过轴承与差速器壳之间的垫片厚度来调整（见图 7.6 中的垫片 3）。增加垫片的厚度，轴承预紧度增加。

2. 主、从动锥齿轮啮合印痕与齿侧间隙的调整

锥齿轮副必须有正确的啮合印痕与齿侧间隙才能正常工作和达到正常的使用寿命。正确的啮合印痕与齿侧间隙是通过齿轮的轴向移动改变其相对位置来实现的，因此锥齿轮传动机构都有轴向位置调整装置，即啮合印痕与齿侧间隙调整装置。

对主、从动锥齿轮啮合印痕与齿侧间隙的调整要求是：主、从动锥齿轮应沿齿长方向接触，其位置控制在齿轮的中部偏向小端，离小端端部 $2\sim7\text{mm}$ ，接触痕迹的长度不小于齿长的 50%，齿高方向的接触印痕应不小于齿高的 50%，一般应离齿顶 $0.80\sim1.60\text{mm}$ （图 7.33），齿侧间隙为 $0.15\sim0.50\text{mm}$ ，但每一对锥齿轮副啮合间隙的变动量不得大于 0.15mm 。

如果主、从动圆锥齿轮的啮合印痕和齿侧间隙不符合要求时，应按表 7.1 所示的方法进行调整，这种方法可简化为如下的口诀：大进、小出从；顶进主、根出主。用这种方法调整时，要注意保证齿侧间隙不得小于最小值。

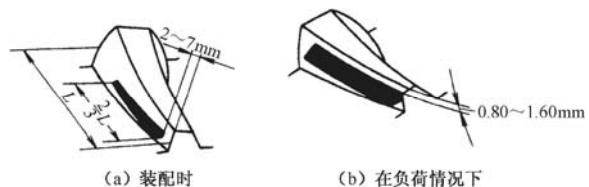


图 7.33 从动锥齿轮的正确接触情况

表 7.1 锥齿轮副啮合印痕与齿侧间隙的调整方法

从动齿轮面接触区		调 整 方 法	齿 轮 移 动 方 向
向 前 行 驶	向 后 行 驶		
		当啮合印痕偏向大端时，将从动齿轮向主动齿轮移近；若此时齿侧间隙过小，则将主动齿轮向外移开	
		当啮合印痕偏向小端时，将从动齿轮自主动齿轮移开；若此时齿侧间隙过大，则将主动齿轮向内移近	
		当啮合印痕偏齿顶时，将主动齿轮向从动齿轮移近；若此时齿侧间隙过小，则将从动齿轮向外移开	
		当啮合印痕偏齿根时，将主动齿轮自从动齿轮移开；若此时齿侧间隙过大，则将从动齿轮向内移近	

实现齿轮位移的具体方法与车辆的结构有关。

(1) 主动圆锥齿轮的移动。

① 通过增减主动锥齿轮轴承座与主减速器壳之间的调整垫片厚度来调整，如图 7.31 (a) 中的垫片 1 所示。当增减此垫片厚度时，就可实现主动锥齿轮轴向移动。

② 通过增减主动锥齿轮背面与轴承之间的调整垫片厚度来调整，如图 7.31 (b) 中的垫片 1 所示。这种结构若轴承预紧度调整垫片是靠在轴肩上的，则调整锥齿轮轴向移动的同时，也必须等量增减轴承预紧度的调整垫片。否则由于轴肩轴向位置的移动将改变已调好的轴承预紧度。该调整方

式，每次调整都需将主动锥齿轮上的轴承压下来，维修调整不方便。

③ 通过增减主动锥齿轮轴肩前面的调整垫片厚度来调整，如图 7.31 (c) 中的垫片 1 所示。

④ 用调整螺栓配合调整垫片来调整，如图 7.31 (d) 所示。通过增减调整垫片 1 并使前端锥度的调整螺栓 9 旋进或旋出，就可调整前轴承的轴向位置，也就调整了主动锥齿轮的轴向位置。

(2) 从动圆锥齿轮的移动。从动圆锥齿轮轴向位置的调整装置与轴承预紧度的调整装置是共享的。因此，在轴承预紧度调整好后，只需将左、右两侧的调整垫片从一侧调到另一侧（见图 7.6），或左、右侧的调整螺母一侧松出多少另一侧就等量紧进多少，就可以在不改变轴承预紧度的前提下，改变从动圆锥齿轮的轴向位置。

7.6.5 驱动桥的磨合试验

驱动桥装配后进行磨合试验的目的在于改善零件相配合表面的接触状况和检查修理装配的质量。驱动桥的修理和装配质量可从三个方面进行检验：齿轮的啮合噪声、轴承区的温度和渗漏现象。

驱动桥装配后，应按规定加注润滑油进行磨合试验。磨合转速一般为 1400~1500r/min (EQ1090E 型汽车原厂规定转速为 800~1200r/min)。在此转速下进行正、反转试验，各项试验的时间不得少于 10min。

在试验过程中，各轴承区温升不得超过 25℃，齿轮的啮合不允许有敲击声和高低变化的响声，各结合部位不允许有漏油现象。试验后，应进行清洗并换装规定的润滑油。

7.6.6 轮毂轴承的润滑与调整

轮毂轴承的润滑和调整状况对车辆的动力性、经济性和行驶安全性有很大影响。一、二级维护中都有轮毂轴承的作业项目。

(1) 轮毂轴承的润滑。在二级维护时，拆检轮毂轴承后，应对其进行润滑。采用汽车通用的锂基润滑脂 2 号，轴承缝隙间应充满润滑脂，加油时可采用专用加注机，也可以边转动轴承边涂抹润滑脂。轮毂内腔不需加注其他的润滑油。

(2) 轮毂轴承的调整。将加注好润滑脂的内轴承装入半轴套管上，装入轮毂和外轴承，边调整螺母边正反两个方向转动轮毂，使轴承滚子正确就位。以规定力矩拧紧调整螺母，并将螺母按規定退回一定角度。然后装上油封和锁紧垫圈，并使调整螺母上的销子穿入锁紧垫圈的孔内。最后将锁紧螺母以规定力矩拧紧。调整后，轮毂应能自由旋转，无明显的轴向松动和摆动现象。

7.7 驱动桥的故障诊断

驱动桥的主要故障为驱动桥过热、漏油和异响等，下面主要介绍这些故障的诊断及排除方法。

1. 过热

(1) 现象：汽车行驶一段里程后，用手探试驱动桥壳中部或主减速器壳，有无法忍受的烫手感觉。

(2) 原因：

- ① 齿轮油变质、油量不足或牌号不符合要求。
- ② 轴承预紧度过大或齿轮啮合间隙过小。
- ③ 止推垫片与齿轮背隙过小。
- ④ 油封过紧或各运动副、轴承润滑不良而产生干（或半干）摩擦。

(3) 诊断及排除方法：

检查驱动桥中各部分受热情况：

① 局部过热：

- a. 油封处过热，则故障由油封过紧引起，更换合适的油封。
- b. 轴承处过热，则故障由轴承损坏或调整不当引起，应更换损坏的轴承或调整轴承。

c. 油封和轴承处均不过热，则故障由止推垫片与齿轮背隙过小引起，应调整好背隙。

(2) 普遍过热：

a. 检查齿轮油面高度：油面太低，则故障由油量不足引起，应将齿轮油加至规定高度。

b. 若油量充足，则应检查齿轮油规格、黏度或润滑性能，如检查结果不符合要求，则故障由齿轮油变质或牌号不符引起，应排尽原来的齿轮油，清洗桥壳内部，更换规定型号的润滑油。

c. 若不是上述问题，则应检查齿轮啮合间隙。先松开驻车制动器，变速器置于空挡，然后轻轻转动主减速器的凸缘盘：若转动角度太小，则故障由主减速器齿轮啮合间隙太小引起；若转动角度正常，则故障由行星齿轮与半轴齿轮啮合间隙太小引起。应重新调整上述齿轮啮合间隙。

2. 漏油

(1) 现象：从驱动桥加油口、放油口螺塞处或油封、各接合面处可见到明显漏油痕迹。

(2) 原因：

① 加油口、放油口螺塞松动或损坏，通气孔堵塞。

② 油封磨损、硬化，油封装反，油封与轴颈磨成沟槽。

③ 接合平面变形、加工粗糙，密封衬垫太薄、硬化或损坏，紧固螺钉松动或损坏。

④ 桥壳有铸造缺陷或裂纹。

(3) 诊断及排除方法：

① 检查加油口、放油口螺塞是否松动；密封垫是否损坏；通气孔是否堵塞。对松动的螺塞按规定力矩拧紧或更换密封垫；对堵塞的通气孔进行疏通。

② 检查油封是否磨损，损坏或装反，对磨损、损坏的予以更换，对装反的油封重新安装。

③ 检查桥壳，视情况进行修理或更换。

3. 异响

(1) 现象：驱动桥在运行时发出不正常的响声，可分为驱动时发出异响、滑行时发出异响及转弯行驶时发出异响等。

(2) 原因：

① 齿轮油油量不足、油质变差，特别是油内有较大金属颗粒。

② 各类轴承损伤、严重磨损松旷或齿轮齿面磨损、点蚀、轮齿变形或折断。

③ 主减速器锥齿轮严重磨损、啮合面调整不当、啮合间隙不符合标准（太大或太小），啮合间隙不均或未成对更换。

④ 差速器壳与十字轴和行星齿轮轴孔与十字轴配合松旷。

⑤ 半轴齿轮与行星齿轮啮合间隙不符合标准（过大或过小）或半轴齿轮与半轴花键配合松旷。

(3) 诊断和排除方法：

① 汽车挂挡行驶、脱挡滑行均有异响：

a. 检查油量不足或油质、齿轮油型号不符合要求时，按规定高度加注齿轮油或更换齿轮油。

b. 检查主减速器滚动轴承或差速器轴承松紧度的预紧度不足时，按规定调整轴承的预紧度。

c. 若不是上述故障，则检查主减速器锥齿轮啮合间隙、轮齿变形、齿面磨损、齿面点蚀、轮齿折断，对此应酌情进行修理、调整或更换。

② 挂挡行驶有异响，脱挡滑行声响减弱或消失：故障一般由主减速器锥齿轮齿面的正面磨损严重、齿面损伤或啮合面调整不当等引起，而齿的反面技术状况良好，应酌情修复，调整或更换。

③ 转弯行驶有异响，直线行驶时声响减弱或消失：故障一般由半轴齿轮或行星齿轮的齿面严重磨损、齿面点蚀、轮齿变形或折断、行星齿轮轴磨损、半轴弯曲等引起，对损伤严重的齿轮、行星齿轮轴应予以更换，对弯曲的半轴应进行校正或更换。

④ 汽车起步或突然变换车速时发出“吭”的一声，或汽车缓速时发生“克啦、克啦”的撞击声，则故障由驱动桥内游动角度太大引起，应予以调整。

⑤ 若异响时有时无，或有时呈周期性变化，则故障一般由齿轮油中有杂物引起，应更换或滤

清齿轮油。

7.8 实训 驱动桥的拆装与维修

1. 实训目的与要求

- (1) 认识驱动桥中各总成、零件的结构及相互装配关系；
- (2) 熟练掌握驱动桥的拆卸与解体；
- (3) 掌握驱动桥中各总成及其主要零件的检修；
- (4) 掌握驱动桥及各总成的装配与调整。

2. 实训内容简述

- (1) 按照正确的拆卸步骤进行驱动桥的拆卸与解体，认识其各组成零部件的结构；
- (2) 分析主减速器、差速器的工作过程和动力传递关系；
- (3) 根据驱动桥的检修标准与检修方法，进行主减速器、差速器中主要零件及半轴与桥壳的检修；
- (4) 按照正确的装配步骤进行驱动桥的装配，并按要求进行主减速器、差速器的调整；
- (5) 能正确分析驱动桥及各总成常见故障的原因，并进行诊断与排除。

思考与练习

1. 驱动桥有何功用？主要由哪几部分组成？
2. 主减速器常用的类型有哪些？
3. 驱动桥中为什么要设差速器？普通差速器的速度特性和转矩特性如何？
4. 常用的半轴支承形式有哪些？各有何特点？
5. 何谓四轮驱动和全轮驱动？
6. 主减速器有哪些调整项目？调整时应注意什么问题？
7. 试述主减速器齿轮啮合调整口诀“大进从、小出从；顶进主、根出主”的调整方法。
8. 驱动桥发热的原因有哪些？如何进行诊断？
9. 试述驱动桥漏油的主要原因和诊断排除方法。
10. 试分析造成汽车挂挡行驶时驱动桥异响较大，而滑行时异响减弱或消失的故障原因。

第8章 电控驱动防滑系统

知识目标

- 熟悉驱动防滑系统的组成和工作原理；
- 掌握驱动防滑系统的传感器的构造和工作原理；
- 熟悉防滑差速器的构造和工作原理。

能力目标

- 能够正确选择与使用工具、设备，并规范进行驱动防滑系统检修；
- 能够使用检测仪器对驱动防滑系统进行故障诊断。

8.1 概述

防滑控制系统主要包括制动防滑系统和驱动防滑系统两种。前者的功用是防止汽车在制动过程中车轮被抱死滑移，使汽车的制动力达到最大，缩短车辆的制动距离，并且能提高汽车在制动过程中的方向稳定性和转向操纵能力，被称为制动防抱死系统（Anti-Lock Brake System, ABS）；但是当汽车在驱动过程（如起步、转弯、加速等）中，ABS系统不能防止车轮的滑转，因此针对这个问题又出现了防止驱动车轮发生滑转的驱动防滑系统（Acceleration Slip Regulation, ASR）。由于驱动防滑系统是通过调节驱动车轮的驱动力来工作的，故它也常被称为驱动力控制系统（Traction Control System, TCS），日系车也称为TRC。

8.1.1 电控驱动防滑系统的理论基础

在驾驶员、汽车、道路三者组成的行车系统中，影响车辆行驶状态的基本因素是车轮与路面之间的作用力，而该作用力又是由车辆行驶方向的纵向作用力和垂直于车辆行驶方向的水平横向作用力组成。驾驶员对车辆的控制其实质是控制车轮与路面之间的作用力，而该作用力又受车轮与路面间的附着条件（即附着系数）的限制。车辆纵向驱动力受纵向附着系数限制，而抵抗外界横向力则是受横向附着系数限制。

在硬质路面上，车轮与路面之间的附着力就是车轮与路面之间的摩擦力。由摩擦定律可推知，车轮与地面之间的附着力取决于车轮的垂直载荷与附着系数。即

$$F_\varphi = G \cdot \varphi$$

式中， F_φ 为车轮与地面之间的附着力（N）； G 为车轮与地面之间的垂直载荷（N）； φ 为车轮与地面之间的附着系数。

在汽车实际行驶过程中，车轮与地面之间的垂直载荷和附着系数都会随着很多因素的变化而变化，所以，车轮与地面之间的附着力也是变化的。假设忽略车轮垂直载荷的影响，那么，附着力就只取决于车轮与地面之间的附着系数，而附着系数主要取决于道路状况（道路种类、干湿程度等）、车轮状况（车轮的类型、气压、新旧程度等），以及车轮相对于路面的运动状态。而要设法对驱动轮进行控制，道路状况与车轮状况是不能随时改变的，因此只有从车轮相对于地面的运动状态进行考虑。

1. 车轮滑动率对附着系数的影响

在汽车的整个行驶过程中，在汽车的纵向行驶方向上，车轮相对于地面的运动形式可以分为三种，即纯滑动、纯滚动和边滚边滑。而边滚边滑的运动中又有两种情况：一种是车轮滚过的计算距离大于汽车纵向实际走过的距离（即车轮存在着原地打转的情况）；另一种是车轮滚过的计算距离小于汽车纵向实际走过的距离（即车轮存在着被拖着向前的情况）。人们习惯把前一种称为滑转，而后一种称为滑移。汽车驱动防滑系统研究的就是车轮滑转的情况。车轮的滑移将在第17章的ABS

系统中阐述。

下面引入一个表征车轮滑转时滑动部分所占比例的概念——滑动率。汽车在驱动过程中，滑动率由以下公式确定

$$S_{\text{驱}} = (r\omega - v) / r\omega \times 100\%$$

式中， $S_{\text{驱}}$ 为车轮相对于地面的滑动率； r 为车轮的滚动半径 (m)； ω 为车轮的转动角速度 (rad/s)； v 为车轮中心点的纵向移动速度 (m/s)。

若 $S_{\text{驱}} = 0$ ，说明车轮中心的纵向速度与车轮滚动的计算速度相等，即车轮做自由滚动(纯滚动 $r\omega=v$)；若 $S_{\text{驱}}=100\%$ ，说明车轮中心点的纵向移动速度为零 (纯滑动 $v=0$)；若 $0 < S_{\text{驱}} < 100\%$ ，说明车轮处于边滚动边滑转状态，且 $S_{\text{驱}}$ 值越大，车轮滑转得越严重。

经试验测得，在硬质路面上，弹性车轮与路面之间的附着系数 φ 和滑动率 $S_{\text{驱}}$ 之间存在着如图 8.1 所示的关系。

从图 8.1 可以看出，当车轮的滑动率为 20% 左右时，纵向附着系数达到最大，说明此时驱动车轮有最大的驱动力。表 8.1 列出的是各种路面条件下车轮与路面间的最大纵向附着系数与滑动附着系数的平均值。

从图 8.1 还可以看出，当车轮在地面上做纯滚动 ($S_{\text{驱}}=0$) 时，其与路面之间的横向附着系数达到最大，随着车轮的滑动率的增大，横向附着系数迅速减小；当车轮在路面上产生纯滑动时，横向附着系数减到几乎为零，因此车轮与路面之间的附着系数也接近于零，车轮将完全失去抵抗外界横向干扰力的能力，此时，若车轮上存在外界横向的干扰力 (如汽车重力的横向分力、路面不平产生的横向力及横向风力等)，车轮将会发生横向滑移。

表 8.1 最大纵向附着系数和滑动附着系数

路面种类及状况	最大纵向附着系数	滑动附着系数
沥青路面和水泥路面 (干)	0.8~0.9	0.75
沥青路面 (湿)	0.5~0.7	0.45~0.6
水泥路面 (湿)	0.8	0.7
石子路面	0.6	0.55
土路面 (干)	0.68	0.65
土路面 (湿)	0.55	0.45~0.5
雪路面 (压实)	0.2	0.15
冰路面	0.1	0.07

当车轮的滑动率处于 $S_{\text{驱m}}$ ($S_{\text{驱m}}$ 为最大附着系数时的滑动率) 左右时，横向附着系数达到了其最大值的 50%~70%。如果能把车轮的滑动率控制在 $S_{\text{驱m}}$ 左右，则车辆能达到最佳的行驶效果，因为此时纵向方向上的附着力最大，车轮具有最大的驱动力，而此时横向的附着力也较大，有利于车辆的操纵和抵抗横向的滑移。

2. 驱动防滑系统的功用

为了使汽车获得较大的纵向和横向附着力，现代汽车中有很多都已经装备了驱动防滑系统，其功用就是使汽车能够自动地将车轮控制在纵向和横向附着系数都比较大的滑动率范围内，一般在 20% 左右。

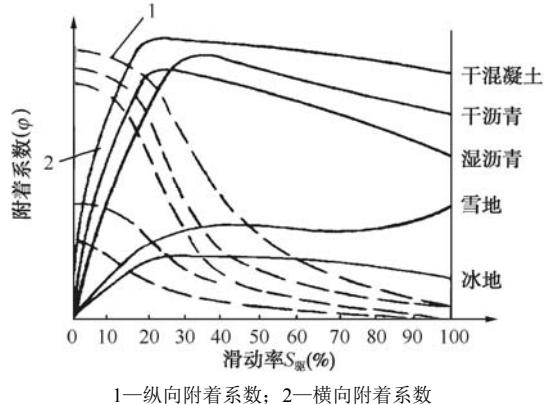


图 8.1 附着系数与车轮滑动率之间的关系

前面在讨论最大附着力时，假设车轮垂直载荷是不变的，而在车辆的实际运行过程中，垂直载荷不但与汽车实际装载质量及静态分布有关，还与汽车的行驶状态有关。例如，汽车上坡时，后轮的垂直载荷会增大，而前轮的垂直载荷会减小；汽车下坡时，情况的变化与上坡时刚好相反；汽车转弯时，内侧车轮的垂直载荷会减小，而外侧车轮的垂直载荷会增大；汽车加速时，前轮的垂直载荷会减小，而后轮的垂直载荷会增大；此外，空气的作用和路面干扰引起的车轮跳动也会使车轮的垂直载荷发生变化。

综上所述可知，实际车轮附着力的影响因素是很多的，它是一个随机的变量。因此，为了控制车轮的滑动率，就要对作用于车轮上的力矩进行实时的自适应调节，即要求防滑控制系统具有足够快的反应速度和足够高的调节精度，否则，就难以将车轮的滑动率控制在最理想的范围内。

8.1.2 驱动防滑的控制方式

驱动防滑控制系统通常是通过调节发动机的输出转矩（常采用延迟点火时间的方式）、传动系的传动比、差速器的锁紧系数等方式控制作用于驱动轮上的驱动力矩；或者是通过调节驱动车轮的制动轮缸（或制动气室）的制动压力来控制作用于驱动车轮的制动力矩（如雷克萨斯 LS400 轿车），来实现对驱动车轮牵引力矩的控制，将驱动车轮的滑动率控制在最理想的范围内。

8.2 电控驱动防滑系统

8.2.1 驱动防滑系统的基本组成与工作原理

1. 基本组成

驱动防滑系统（ASR）是制动防抱死系统（ABS）功能的延伸，驱动防滑系统与制动防抱死系统存在着许多联系。ASR 系统判定车轮的运动状态往往采用的是与 ABS 系统共用的车轮转速传感器；而 ASR 系统的电子控制单元（ECU）既可以是与 ABS 系统共用的，也可以是独立的；ASR 系统的制动压力调节器也通常是与 ABS 系统的制动压力调节器共用。在发动机输出功率的控制中，节气门开度的控制通常是通过副节气门和节气门位置传感器（TPS）；最佳点火提前角的控制是通过发动机电子控制单元对点火系统的控制来实现的。因此 ASR 系统并非独立，它的工作过程往往与 ABS 系统及发动机电子控制系统交织在一起。ASR 有自己的警告装置（故障指示灯）。

图 8.2 所示的是一种较为典型的具有制动防抱死和驱动防滑功能的 ABS/ASR 防滑控制系统，其中，ABS 与 ASR 共用电子控制单元和车轮转速传感器，只是在通往驱动车轮制动轮缸的制动管路上增设了一个 ASR 制动压力调节器，在由加速踏板控制的主节气门的前方增设了一个由步进电动机控制的副节气门，并在主、副节气门轴的一侧各设置了一个节气门位置传感器。

2. 工作原理

该系统的工作过程如下：汽车在驱动过程中，ABS/ASR 电子控制单元（ECU）根据各车轮转速传感器发出的车轮转速信号，通过计算、分析、比较确定驱动车轮的滑动率和汽车的参考速度。当 ABS/ASR 电子控制单元判定驱动车轮的滑动率超过设定的极限值时，它就发出指令，驱动副节气门的步进电动机开始工作，以减小副节气门的开度。这个过程中，虽然主节气门的开度不变，但发动机的进气量也由于副节气门的开度减小而下降，发动机的输出功率随即减小，驱动车轮的滑动率也跟着减小。ABS/ASR 电子控制单元通过车轮转速传感器随时监测着车轮的运动状况，当它认为驱动车轮的滑动率还未降低到设定的范围时，ABS/ASR 电子控制单元（ECU）又会控制 ASR 制动压力调节器和 ABS 制动压力调节器，向驱动车轮施加一定的制动压力，使驱动车轮受到制动力矩的作用。

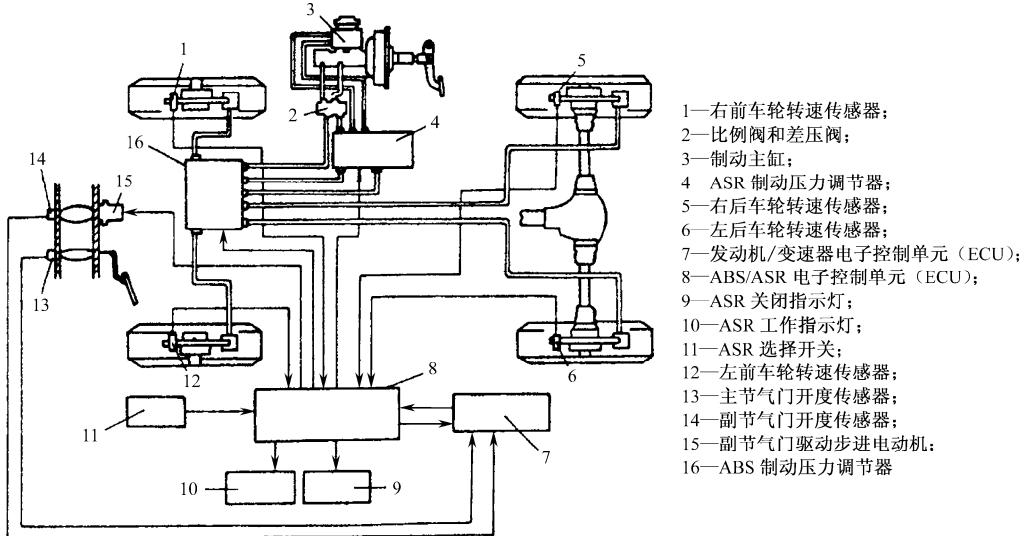


图 8.2 典型 ABS/ASR 系统的组成

ABS/ASR 中的 ASR 制动压力调节器主要由制动供能装置和电磁控制阀总成两部分组成。制动供能装置主要由电动泵和储能器组成；电磁阀总成中有三个二位二通电磁阀。ABS 制动压力调节器与 ASR 制动压力调节所组成的制动液压系统如图 8.3 所示。

当 ABS/ASR 电子控制单元判定要对驱动车轮施加制动力矩时，ABS/ASR 电子控制单元就让 ASR 制动压力调节器中的三个二位二通电磁阀都通电，电磁阀 III 把制动主缸至后制动轮缸的制动管路切断，电磁阀 II 打开储能器至 ABS 制动压力调节器的制动管路，电磁阀 I 打开储液室与 ABS 制动压力调节器的制动管路。储能器中具有一定压力的制动液就会经过处于开启状态的电磁阀 II、电磁阀 IV 和电磁阀 V 进入两后制动轮缸，驱动车轮的制动力矩随着制动轮缸制动压力的增大而增大；当 ABS/ASR 电子控制单元判断对两驱动车轮施加的制动力矩合适时，ABS/ASR 电子控制单元就让 ABS 制动压力调节器中的两个三位三通阀 IV 和 V 通以较小的电流，这时，电磁阀处于中间位置，两后制动轮缸的进、出油液管路都被切断，两后制动轮缸的制动压力就处于保持状态；当 ABS/ASR 电子控制单元判断两驱动车轮的制动力矩需要减小时，它就让电磁阀 IV 和 V 通以较大的电流，这时，两个电磁阀把两后制动轮缸的进油管路切断，而出油管路打开，两后制动轮缸中的制动油液就通过电磁阀 IV、V 和 I 流回到制动主缸，两后制动轮缸中的制动压力下降。

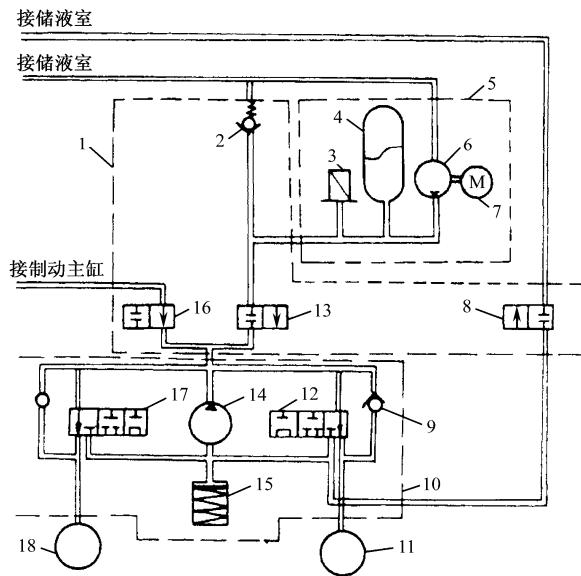
以上在 ASR 的整个制动压力调节过程中，ABS/ASR 电子控制单元随时接收车轮转速传感器的信号，对驱动车轮的滑动率实施监控，并且通过控制流过电磁阀 IV、V 中的电流的情况，来实现驱动轮缸中制动压力进行以下循环：增大—保持—减小，从而使驱动车轮的制动力矩满足要求。如果 ABS/ASR 电子控制单元确定需要对两驱动车轮实行不同控制时，它就分别调节通过电磁阀 IV 和 V 中的电流，使两驱动车轮的制动力矩进行独立的调节。

如果 ABS/ASR 电子控制单元判断无须对驱动车轮实行防滑转控制，它就让所有的电磁阀都不通电，各电磁阀回到图 8.3 所示的状态，两后制动轮缸中的制动油液通过电磁阀 IV 和 V 流回到制动主缸，制动力矩完全消除，在 ABS/ASR 电子控制单元解除驱动车轮的制动力矩的同时，它还控制步进电动机，使副节气门打开。

尽管不同车上的 ASR 系统的具体结构有所差别，但它们都具有以下特点。

(1) ASR 系统是否进入工作状态可以由驾驶员通过操纵 ASR 选择开关进行控制。当 ASR 系统工作时，ASR 系统工作指示灯就会自动亮起；如果关闭 ASR 系统，则 ASR 关闭指示灯就会自动亮起。

(2) 当 ASR 系统处于关闭状态时，副节气门就会自动处于打开状态；ASR 系统的制动压力调节器也不会影响车辆制动系统的正常工作。



1—ASR 电磁阀总成；2—单向阀；3—压力开关；4—储能器；5—制动供能装置；6—泵；7—电动机；8—电磁阀 I；9—单向阀；
10—ABS 制动压力调节器；11—左后驱动车轮；12—电磁阀 IV；13—电磁阀 II；14—回油泵；15—储液器；16—电磁阀 III；
17—电磁阀 V；18—右后驱动车轮

图 8.3 ASR 制动液压系统

(3) 当 ASR 系统处于工作状态时, 若需要驾驶员踏下制动踏板, ASR 系统就会自动退出工作状态, 而不会影响车辆的正常制动过程。

(4) ASR 系统的工作是有速度条件的, 当车速超过某一值(一般为 120km/h 或 80km/h) 后, ASR 系统就会自动退出工作状态。

(5) ASR 系统在其工作范围内具有不同的优先选择性, 当车速较低时, 以提高牵引力为优先选择; 此时, 对两驱动轮所加的制动力矩可以不一样, 即对两后制动轮缸进行独立调节。当车速较高时, 以提高行驶的方向稳定性作为优先选择; 此时, 对两驱动车轮所加的制动力矩是相同的, 即对两后制动轮缸进行统一调节。

(6) ASR 系统具有故障自诊断功能, 当 ASR 系统发生故障时, 它将会自动关闭, 同时向驾驶员发出警告信号。

8.2.2 驱动防滑系统的传感器

驱动防滑系统中的传感器主要由车轮转速传感器和主、副节气门位置传感器组成。前者的功用是检测车轮的速度, 并把它转变为电信号送入 ASR 系统的电子控制单元。目前, 汽车上用的车轮转速传感器主要有两种类型, 即电磁式和霍尔式。节气门位置传感器的功用是检测节气门的开度, 并将开度的大小转换成电信号送入 ECU。

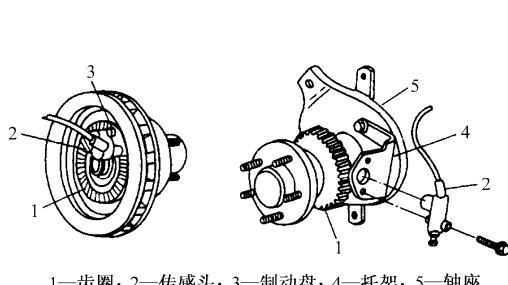
1. 车轮转速传感器

(1) 电磁式车轮转速传感器。电磁式车轮转速传感器的工作原理是通过改变磁通量来产生感应电动势, 它的结构主要由传感头和齿圈两部分组成, 如图 8.4 所示。

齿圈一般安装在轮毂或轴座上, 对于后轮驱动且后轮采用一同控制的汽车, 齿圈也可以安装在差速器或传动轴上。齿圈与车轮或传动轴一起转动, 传感头通过固定在车身上的支架安装在齿圈附近, 传感头与齿圈之间的间隙约为 1mm, 传感头的安装必须可靠, 否则在汽车的制动过程中容易由于振动而产生干扰信号。

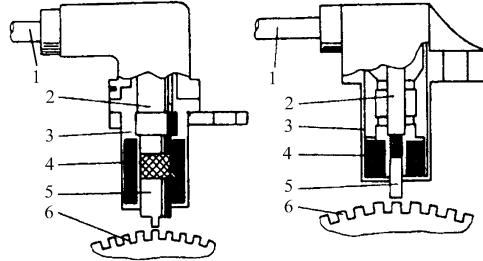
图 8.5 所示的是传感头的构造。它主要由永磁体 2、极轴 5 和感应线圈 4 组成, 永磁体与极轴相连, 感应线圈套在极轴的外面, 极轴头部有齿式和柱式两种。齿圈 6 旋转时, 齿顶和齿隙交替对向极轴, 当齿顶与极轴相对时, 磁路中的空气间隙最小, 磁阻也最小, 通过感应线圈的磁通量就最

大；反之，当齿隙与极轴相对时，磁路中的空气间隙最大，磁阻最大，通过感应线圈的磁通量就最小。如此反复，在齿圈的旋转过程中，通过感应线圈的磁通量产生交替变化，因而在其内部产生感应电动势，该项信号通过感应线圈末端的电缆 1 输入 ASR 系统的电子控制单元，当齿圈（车轮）转速发生变化时，感应电动势的频率也就发生变化（图 8.6），ASR 系统的电子控制单元就是根据信号的频率来检测车轮的转速。



1—齿圈；2—传感头；3—制动盘；4—托架；5—轴座

图 8.4 车轮转速传感器在车轮上的安装位置



1—电缆；2—永磁体；3—外壳；4—感应线圈；5—极轴；6—齿圈

图 8.5 电磁式车轮转速传感器传感头的构造

电磁式车轮转速传感器的主要优点在于：结构简单，制造成本低。而它的主要缺点在于：输出电压信号的幅值随转速的变化会发生变化，一般在规定的转速下，输出信号的幅值范围为 1~15V。当车速过慢，车轮转速过低时，其输出的信号会低于 1V，太低的信号电压将导致电子控制单元无法检测；当车速过高，车轮转速过快时，传感器频率的响应跟不上，容易产生误信号（信号失真）；抗电磁波的干扰能力差，尤其是在其输出电压信号幅值较小时。

目前国内外防滑控制系统的控制速度范围一般为 5~160km/h，以后的控制范围要求达到 8~240km/h，甚至更大，很显然，电磁式车轮转速传感器就很难适应，因此，霍尔式车轮转速传感器的应用将越来越广泛。

(2) 霍尔式车轮转速传感器。霍尔式车轮转速传感器主要由传感头和齿圈组成，如图 8.7 所示，传感头由永磁体、霍尔元件及电子电路组成，永磁体的磁力线穿过霍尔元件通向齿圈。

当齿圈转到如图 8.7 (a) 所示的位置时，穿过霍尔元件的磁力线比较分散，磁场相对较弱；而当齿圈位于如图 8.7 (b) 所示的位置时，穿过霍尔元件的磁力线比较集中，磁场相对较强。如此，当齿圈在转动过程中，穿过霍尔元件的磁力线密度发生变化，使得霍尔电压发生改变，于是霍尔元件就输出一个毫伏级的准正弦波电压，该电压信号再由电子电路转换成标准的脉冲电压。

以上转换过程可由如图 8.8 所示的框图来表示。霍尔元件输出的电压经运算放大器放大为伏级的电压信号再输送到施密特触发器，施密特触发器将正弦波信号转换成标准的脉冲信号，再输送到输出级经放大后再输出。

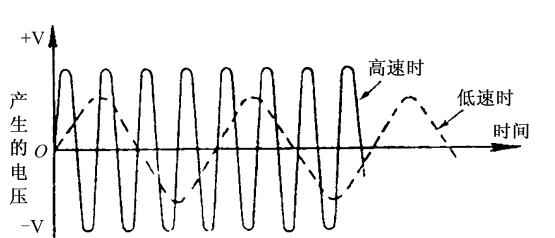


图 8.6 车轮转速传感器产生的电压信号

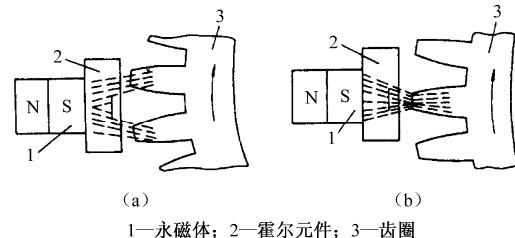


图 8.7 霍尔式车轮转速传感器示意图



图 8.8 霍尔式车轮转速传感器电子线路框图

霍尔式车轮转速传感器相对于电磁式具有以下优点：输出电压信号的幅值不受发动机转速的影响，在电源电压正常情况下，其输出信号电压为 11.5~12V，即使车速降到接近零，该值也基本不变；它的频率响应高，可达 20kHz，相当于车速为 1000km/h 时所检测的信号频率；抗电磁波干扰能力强，这是因为其输出的信号电压不随转速而变化，且幅值较高的缘故。

2. 主、副节气门位置传感器

节气门位置传感器一般有开关型和线性式两种，以雷克萨斯 LS400 轿车为例，它属于线性式节气门位置传感器，安装位置在节气门轴的一侧，其结构和信号特性如图 8.9 所示。

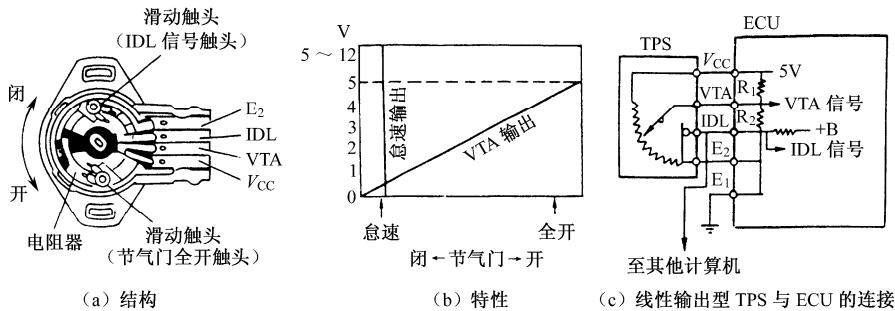


图 8.9 线性式节气门位置传感器结构与信号输出特性

传感器的芯是可以转动的，它与节气门轴联动，在传感器芯部周围设置有固定的怠速触点 (IDL)、信号输出触点 (VTA)、接地点 (E₁)、电源接头 (V_{CC})，其内部电路实质是一个滑动电阻。当节气门全开时，节气门位置传感器中的 IDL 触点闭合，此时 IDL 上的电压为 0V，VTA 上的电压约为 0.7V；当节气门全关时，IDL 触点断开，此时 IDL 上的电压为 ECU 的参考电压 (5V)，而 VTA 上的电压随节气门开度变化而成正比例变化；当节气门全开时，该电压为 3.5~5.0V，ECU 根据 VTA 端子和 IDL 端子输入的信号判断节气门的开度，从而进行空燃比修正、功率修正的断油控制。

8.2.3 驱动防滑系统的电子控制单元

电子控制单元 (ECU) 是 ASR 系统的中枢，它的功用是接收传感器的信号，并对信号进行放大、分析、运算、比较、处理，得出驱动车轮的滑动率，再发出指令，从输出级输出，控制制动压力调节器、点火系及副节气门电动机。

电控单元由输入级电路、运算电路、输出级电路、安全保护电路等组成。

(1) 输入级电路。输入级电路的功用是把车轮转速传感器输入的正弦交流信号转换成方波脉冲信号，经调整放大后输入运算电路，输入级电路主要由低通滤波器和用以抑制干扰并放大输入信号的输入放大器组成。

(2) 运算电路。运算电路的主要功用是进行车轮线速度、初速度、滑动率、加减速度的运算，以及调节电磁阀控制参数的运算和监控运算。把放大处理后的车轮转速传感器信号输入运算电路，由电路运算出车轮的瞬时速度。对瞬时速度进行积分、比较运算，得出车轮的初速度、滑动率及加减速度，电磁阀控制运算电路根据滑动率、加减速度，计算出电磁阀控制参数。

电子控制单元一般都有两套运算电路，同时进行运算和传递数据，利用各自的运算结果进行比较，相互监督，以确保工作的可靠性。

(3) 输出级(电磁阀控制)电路。输出级电路的功用是接受运算电路输入的电磁阀控制参数信号,控制大功率三极管向电磁阀提供控制电流。

(4) 安全保护电路。安全保护电路的功用是将汽车电源系的电压(12V或24V)转变为计算机标准电压5V,对电源电压是否稳定进行监控,同时对车轮转速传感器输入放大电路、运算电路及输出级电路的故障进行监控。当系统出现故障时,安全保护电路将停止系统的工作,车辆转入正常的驱动状态,警告指示灯亮起,并自动将故障以代码的形式存入存储器中。

8.2.4 驱动防滑系统的执行机构

驱动防滑系统的执行器主要由ASR制动压力调节器和辅助节气门执行器组成。

1. ASR 制动压力调节器调压方式

ASR制动压力调节器可以采用流通调压方式或变容调压方式进行防滑转制动压力调节,因此,ASR制动压力调节器有循环式和可变容积式两种。

(1) 循环式防滑转制动压力调节器。循环式防滑转制动压力调节器一般与ABS制动压力调节器组合成一个整体,它主要由供能装置和电磁阀组成,供能装置包括电动泵、储能器和储液室,如图8.10所示。

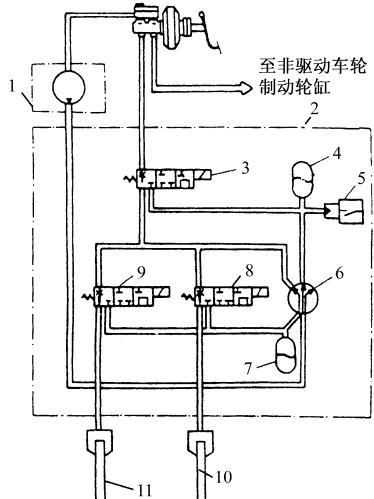
当ASR系统不工作时,电磁阀I将制动主缸与电磁阀II和III相通;当ASR系统工作时,分为对两驱动车轮一同控制和分别控制两种情况。

在对两驱动车轮进行一同防滑转控制时,电磁阀处于图8.10所示的状态。当需要增大两驱动车轮的制动力时,ECU通过控制三位三通阀I切断制动主缸与制动轮缸之间的油路,而连通制动轮缸与储能器之间的油路,于是,储能器中具有一定压力的制动液就进入制动轮缸,两制动轮缸的制动压力增大;当驱动车轮的滑动率处在比较理想的范围时,ECU通过控制电磁阀I切断制动主缸与制动轮缸及储能器与制动轮缸之间的油路,两制动轮缸的制动压力就保持不变;当需要减小两制动轮缸的制动压力时,ECU就通过控制电磁阀I使制动轮缸与制动主缸的油路相通而与储能器的油路切断,制动轮缸中的压力油就流回制动主缸,其制动压力随之下降。储液室中的制动液先由供油泵供给回油泵,再由回油泵泵入储能器,使储能器中的制动液保持有一定的压力,以作为防滑转制动压力调节的能源。

在对两驱动车轮进行分别防滑转控制时,ECU通过控制电磁阀I将制动主缸与制动轮缸之间的油路切断,而储能室与两个三位三通电磁阀II和III相通,再通过分别控制电磁阀II和III对两制动轮缸的制动压力进行分别增大、保持和减小的调节,在制动压力减小的过程中,制动轮缸流入储液室的制动液再由回油泵入储能器。

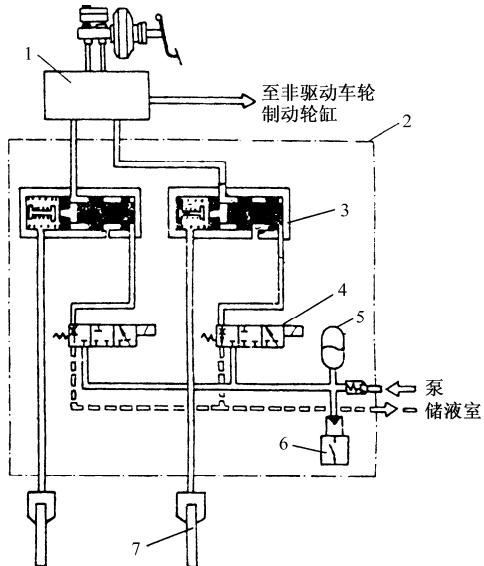
(2) 可变容积式防滑转制动压力调节器。可变容积式防滑转制动压力调节器中的ASR制动压力调节器与ABS制动压力调节器分开,其工作原理如图8.11所示。

ASR制动压力调节器主要由调压缸、电磁阀和供能装置组成,而供能装置与ABS系统共用,ASR系统制动压力调节器位于ABS制动压力调节器至车轮制动轮缸的制动管路中。在ASR制动压力调节器不工作时,三位三通电磁阀将调压缸右腔与储能器之间的油路切断,而与储液室的油路相通,此时,调压缸中的调压柱塞在弹簧预紧力的作用下处于右极限位置,调压缸左端中央的通液孔打开,使制动轮缸与ABS制动压力调节器相通,故ASR制动压力调节器不会影响汽车的制动过程。



1—供液泵；2—ABS/ASR 制动压力调节器；
3—三位三通电磁阀Ⅰ；4—储能器；5—压力开关；
6—回油泵；7—储液器；8—三位三通电磁阀Ⅱ；
9—三位三通电磁阀Ⅲ；10—驱动车轮制动器Ⅰ；
11—驱动车轮制动器Ⅱ

图 8.10 循环式防滑转制动压力调节器工作原理



1—ABS 制动压力调节器；2—ASR 制动压力调节器；3—调压缸；
4—三位三通电磁阀；5—储能器；6—压力开关；7—驱动车轮制动器

图 8.11 可变容积式防滑转制动压力调节器工作原理

在 ASR 系统制动压力调节器过程中，当需要增大驱动车轮制动压力时，ECU 通过控制三位三通电磁阀使调压缸右腔与储能器的油路相通，而与储液室的油路切断，储能器中一定压力的制动液就进入调压缸右腔，调压柱塞在油压的推动下左移，当柱塞左端中央的通液孔被截止阀关闭后，调压缸左腔中的制动液就进入驱动车轮制动轮缸，制动轮缸的制动压力就增大；当需要保持驱动车轮的制动压力时，ECU 通过三位三通电磁阀将调压缸右腔与储能器及储液室的油路都切断，调压柱塞的位置不变，制动轮缸的制动压力也就保持一定；当需要减小驱动车轮的制动压力时，ECU 通过三位三通电磁阀将调压缸右腔与储能器的油路切断，而将调压缸右腔与储液室的油路相通，此时，调压柱塞右移，制动轮缸中的制动液就流回调压缸的左腔，制动压力随之减小。

2. 辅助节气门执行器

具有 ASR 系统的汽车发动机一般有两个节气门（主节气门和辅助节气门），如图 8.12 所示，主节气门与加速踏板相连，由驾驶员控制其开度大小；辅助节气门由执行器控制，它实际上是一个步进电动机，受控于 ECU。当 ASR 系统不工作时，辅助节气门处于全开状态，进入气缸的空气量完全取决于驾驶员操纵的主节气门开度；当 ASR 系统工作时，ECU 发出指令驱动步进电动机工作，通过凸轮齿轮机构控制辅助节气门的开度；在步进电动机发生故障时，电动机电源被切断，辅助节气门在弹簧的作用下处于全开状态。

辅助节气门开度变小时，进入气缸的空气量减少，喷油量也随之下降，致使发动机的输出功率及转速都降低，从而减轻驱动轮的打滑程度。

8.2.5 典型驱动防滑系统

下面以丰田雷克萨斯 LS400 轿车的驱动防滑系统（TRC）为例简述其工作过程。雷克萨斯 LS400 轿车为后轮驱动型车，它采用发动机功率/制动器制动力并用的驱动防滑控制方法，发动机控制就是通过控制辅助节气门的开度来控制发动机的输出转矩；制动器控制就是通过控制制动器的制动压力源，分别独立制动两后驱动车轮。

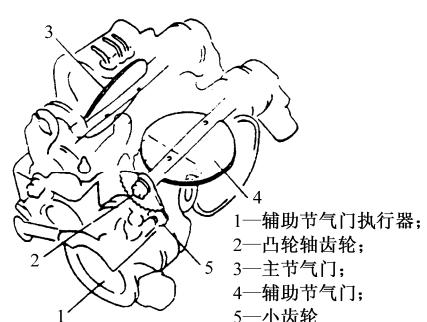


图 8.12 辅助节气门执行器

该车型 TRC 系统的零部件在车上的位置如图 8.13 所示，其构成如图 8.14 所示。该系统主要由 TRC/ABS ECU、TRC 制动执行器、ABS 执行器、车轮转速传感器、副节气门位置传感器和副节气门执行器组成。

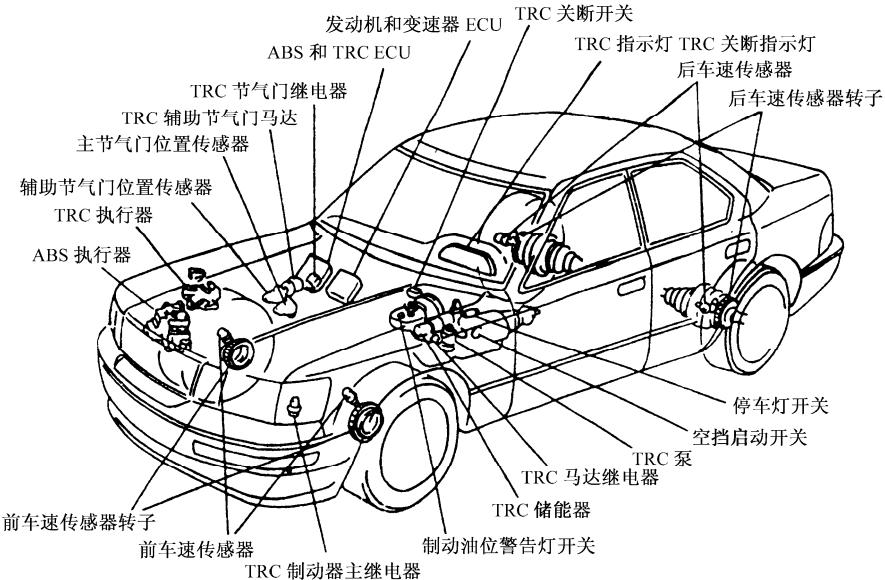


图 8.13 雷克萨斯 LS400 轿车 TRC 系统的零部件在车上的位置

当 TRC 系统处于工作状态时，TRC/ABS ECU 监测车轮转速传感器，从而得知驱动车轮的滑动率，然后发出信号控制 TRC 执行器、ABS 执行器和副节气门执行器，来控制发动机的输出功率和驱动车轮的制动力。

该系统中的车轮转速传感器、辅助节气门执行器、主副节气门位置传感器的工作原理前面已做介绍，这里不再重复。

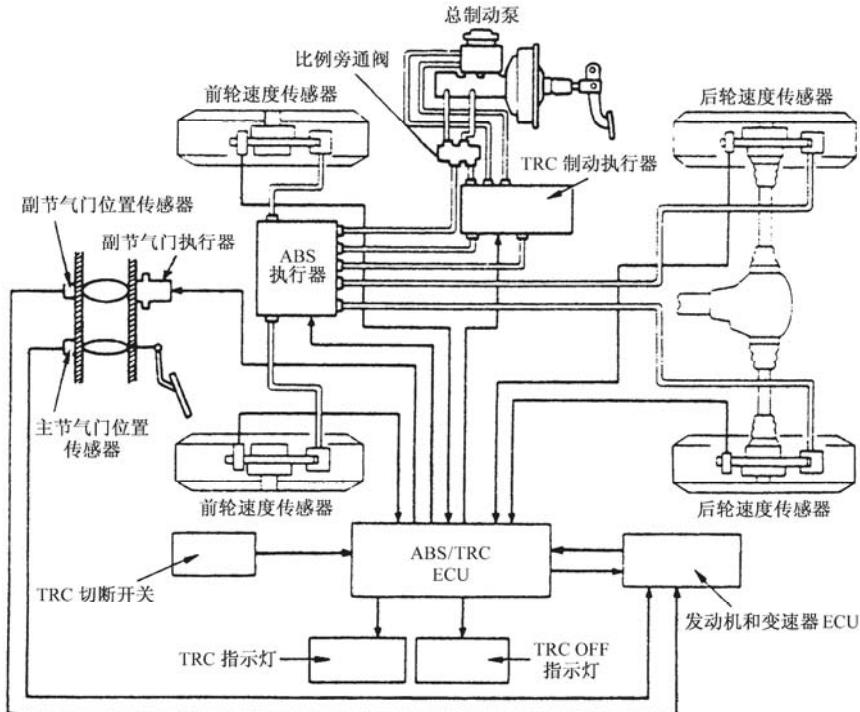


图 8.14 雷克萨斯 LS400 轿车 TRC 系统的构成

1. TRC 制动执行器

当 TRC/ABS ECU 发出制动驱动轮信号时, TRC 系统通过 TRC 泵和 TRC 制动执行器来抑制车轮的打滑, TRC 泵的功用是产生油压, 其结构如图 8.15 所示; TRC 制动执行器用来控制制动分泵的油压, 其控制回路如图 8.16 所示。

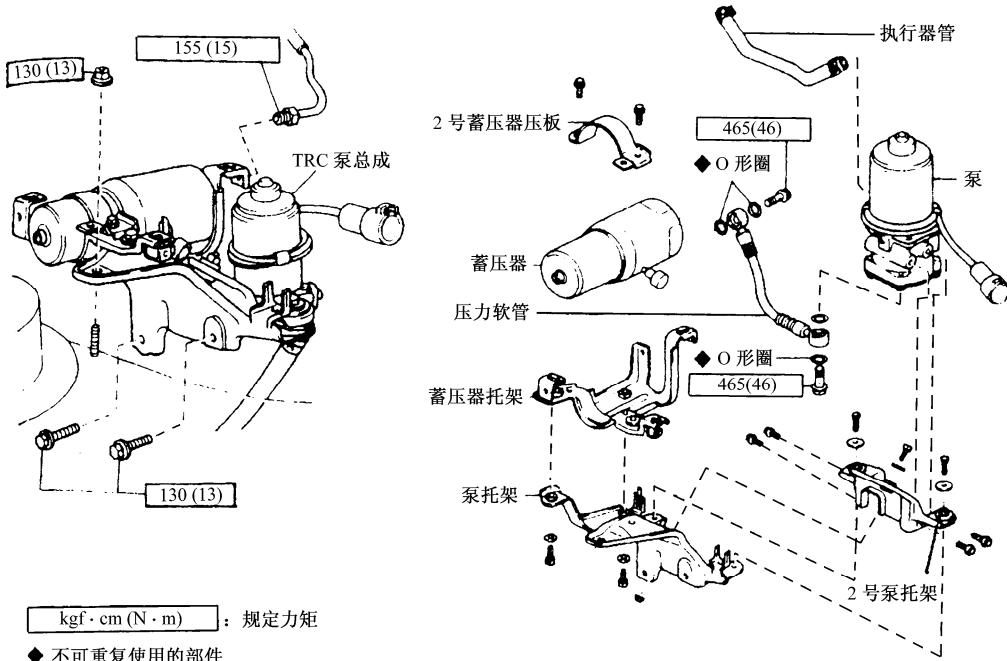


图 8.15 TRC 泵的结构

工作过程如下。

(1) TRC 系统不工作。当主制动油缸关闭电磁阀 M/C、储能器开关电磁阀 ACC、储液室切断电磁阀 RSV 不通电时, TRC 执行器通过 M/C 端口处于常开状态, 该项系统不工作。

(2) TRC 系统工作。分为以下三种情况。

① 增压状态: 当驱动轮开始打滑时, M/C、ACC 电磁阀通电, ACC 端口打开, 从储能器来的一定压力的制动液通过防抱死系统执行器内的三位电磁阀, 对制动轮缸加压, 使车轮产生制动, 同时当压力传感器监测到油压低于规定值时, 控制信号驱动液压泵 (TRC 泵) 对储能器内制动液加压。

② 保压状态: 当驱动车轮滑动率处于理想状态时, TRC/ABS ECU 使 M/C、ACC、RSV 都通电, ABS 执行器中的三位电磁阀进入保压工况, 制动分泵内的制动压力不变。

③ 减压状态: ABS 执行器内的三位电磁阀仍处于减压状态, TRC 的三个电磁阀也接通, 制动分泵中的油压从 ABS 执行器的三位电磁阀经 RSV 流回到制动主缸。

2. 故障保护功能

当 TRC/ABS ECU 监测到系统出现故障后, 会立即切断 TRC 节气门继电器电流及 TRC 主继电器电流, 使辅助节气门执行器和 TRC 执行器停止工作, 同时把故障信号存入内存。

雷克萨斯 LS400 轿车 TRC 系统的控制电路如图 8.17 所示, TRC/ABS ECU 的端子排列如表 8.2 所示。

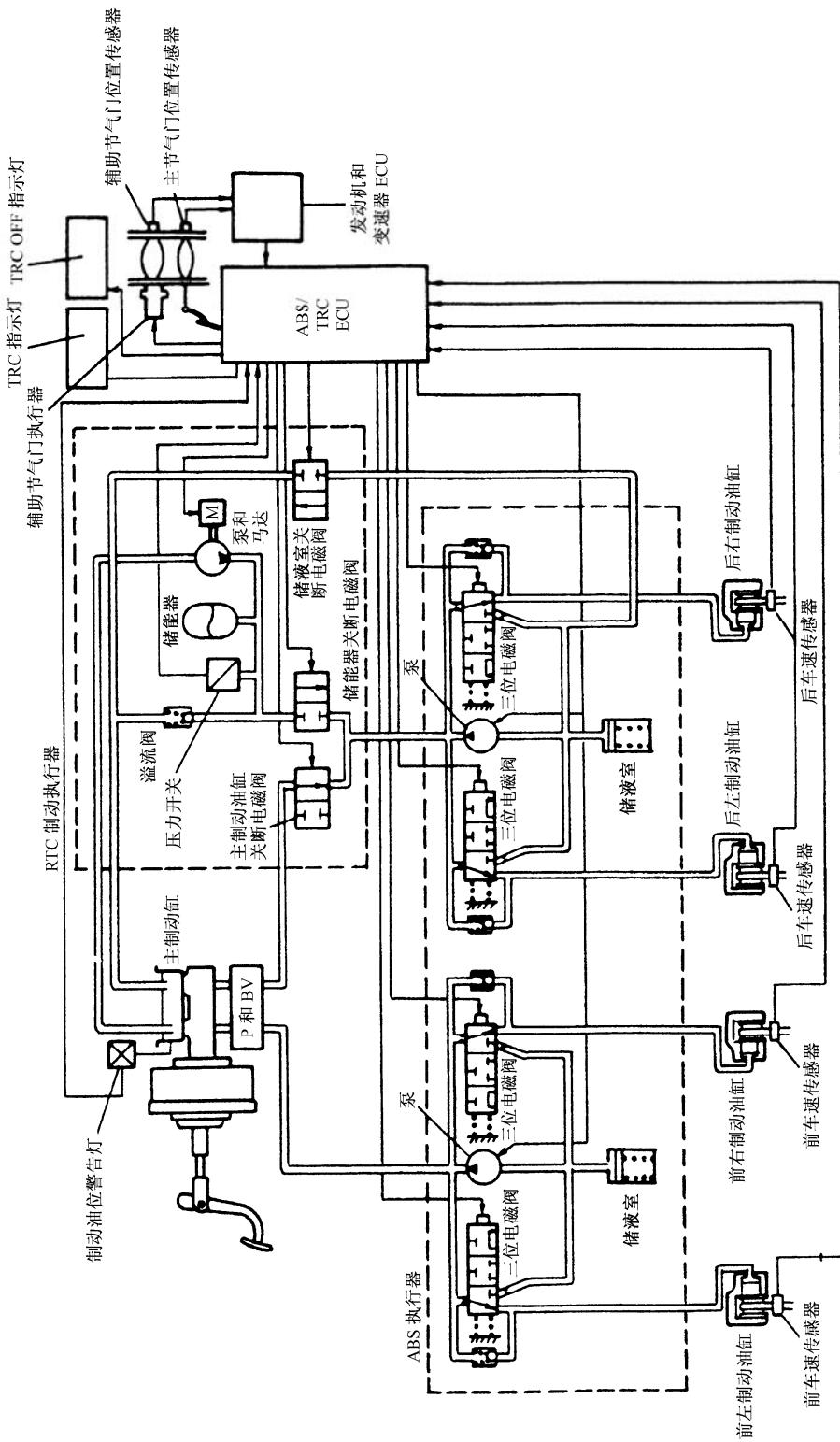


图 8.16 雷克萨斯 LS400 轿车制动控制回路

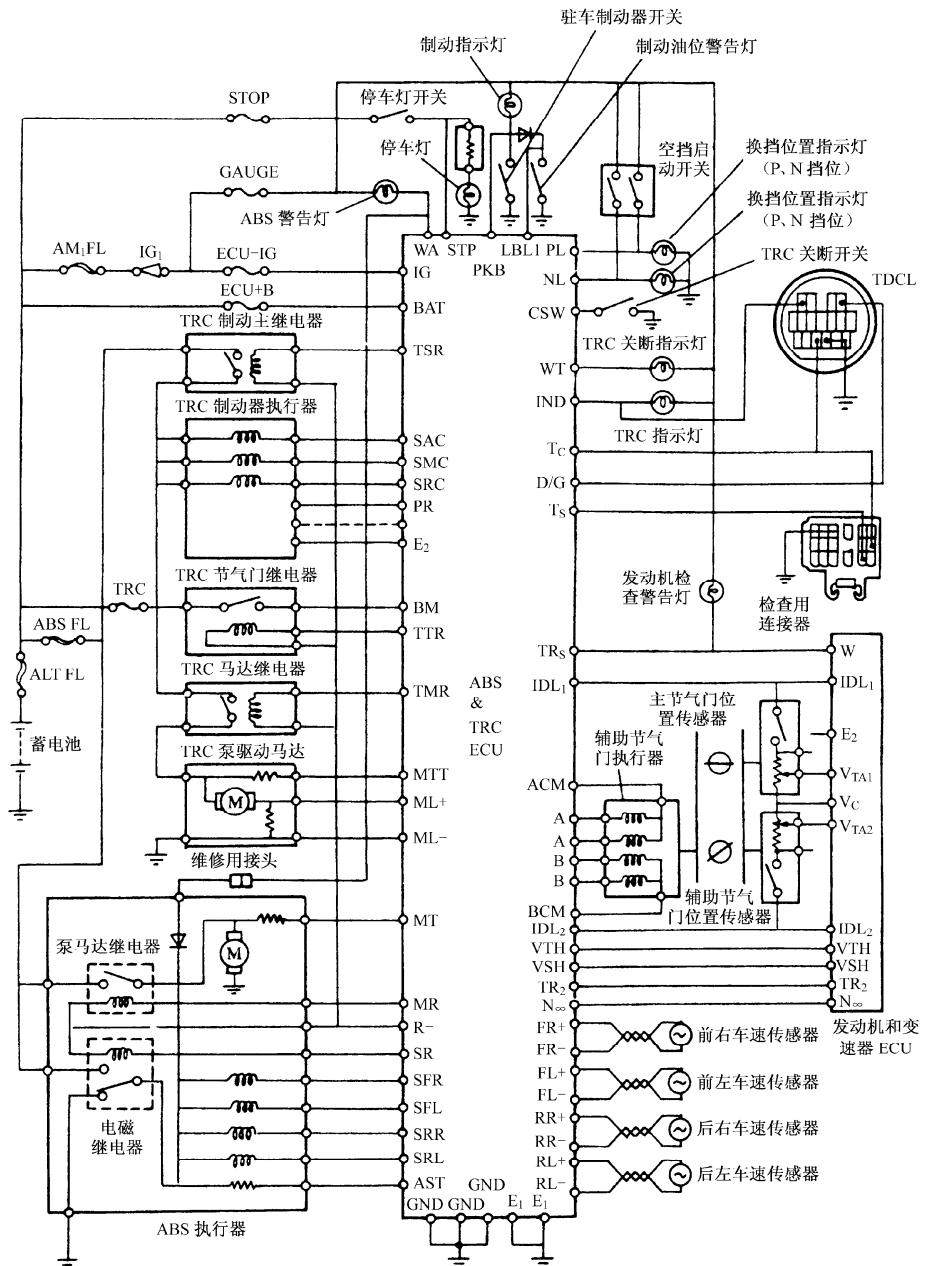


图 8.17 雷克萨斯 LS400 轿车 TRC 系统控制电路

表 8.2 雷克萨斯 LS400 轿车 TRC/ABS ECU 端子排列及名称

端子编号	符号	端子名称	端子编号	符号	端子名称
A18-1	SMC	M/C 切断线圈	A19-7	TR ₂	发动机通信
2	SRC	储液室切断线圈	8	WT	TRC OFF 指示器
3	R-	继电器搭铁线	9	TR ₅	发动机检查警告灯
4	TSR	TRC 线圈继电器	10	LBL ₁	制动油位警告灯
5	MR	ABS 马达继电器	11	CSW	TRC 切断开关
6	SR	ABS 电磁继电器	12	VSH	辅助节气门位置传感器
7	TMR	TRC 马达继电器	13	D/G	诊断
8	TTR	TRC 节气门继电器	14		
9	A	步进电动机	15		
10	A-	步进电动机	16	IND	TRC 指示灯

续表

端子编号	符号	端子名称	端子编号	符号	端子名称
11	BM	步进电动机	A20-1	SFR	前右线圈
12	ACM	步进电动机	2	GND	搭铁
13	SFL	前左线圈	3	RL+	左后车速传感器
14	SAC	ACC 切断开关	4	FR-	右前车速传感器
15	VC	ACC 压力开关(传感器)	5	RR+	右后车速传感器
16	AST	ABS 电磁继电器监控器	6	FL-	左前车速传感器
17	NL	空挡开关	7	E ₁	搭铁
18	IDL ₁	主节气门怠速开关	8	MT	ABS 电动机继电器
19	PL	空挡开关	9	ML-	TRC 电动机闭锁传感器
20	IDL ₂	辅助节气门怠速开关	10	PR	ACC 压力开关
21	MTT	TRC 泵电机继电器监控器	11	IG	电源
22	B	步进电动机	12	SRL	后左线圈
23	B-	步进电动机	13	GND	搭铁
24	BCM	步进电动机	14	RL-	左后车速传感器
25	GND	搭铁	15	FR+	右前车速传感器
26	SRR	后右线圈	16	RR-	右后车速传感器
A19-1	BAT	备用电源	17	FL+	左前车速传感器
2	PKB	驻车制动器开关	18	E ₂	搭铁
3	TC	诊断	19	E ₁	搭铁
4	Neo	Ne 信号	20	TS	传感器检查用
5	VTH	主节气门位置传感器	21	ML+	TRC 电动机闭锁传感器
6	WA	ABS 警告灯	22	STP	停车灯开关

8.3 电控驱动防滑系统的维修

电控驱动防滑系统的检修首先是进行故障的确诊，一般不对具体的零部件进行拆开修理，而是进行故障总成的更换。修理过程中的常见作业是对车轮转速传感器、制动压力调节器和电子控制单元的修理，其内容与 ABS 系统相近，在第 17 章中将做详细介绍。

8.4 防滑差速器 (ASD)

8.4.1 防滑差速器简介

普通差速器使汽车通过不良路面的行驶能力受到限制，为了提高汽车在不良路面上的通过能力，一些越野汽车、高速小客车和载重汽车装配了防滑差速器 (Anti-Skid Differential, ASD)。

汽车上常用的防滑差速器有人工强制锁止式和自锁式两大类，近年来又发展了电子控制式防滑差速器。人工强制式差速器是人为地将差速器暂时锁住，使差速器不起差速作用。而自锁式差速器是在汽车行驶过程中，根据路面情况自动改变驱动轮间的转矩分配。自锁式差速器又有摩擦片式、滑块凸轮式和托森式等多种形式。下面简单介绍人工强制式差速器及摩擦片式自锁差速器的工作原理。

(1) 人工强制锁止式差速器。强制锁止式差速器是在普通差速器上设计了差速锁，图 8.18 所示的是奔驰 20026A 型汽车上用的强制锁止式差速器。它的差速锁由牙嵌式接合器及操纵机构两大部分组成。牙嵌式接合器的固定接合套 26 用花键与差速器壳 24 左端连接，并用弹性挡圈 27 套轴向限位。滑动接合套 28 用花键与半轴 29 连接，并可轴向滑动。操纵机构的拨叉 37 装在拨叉轴 36 上并可沿导向轴 39 轴向滑动，其叉形部分插入滑动接合套 28 的环槽中。

当汽车在平坦路面上行驶时，牙嵌式接合器的固定接合套 26 与滑动接合套 28 不嵌合，即处于分离状态，此时为普通行星锥齿轮差速器。

当汽车通过不良路面时，通过驾驶员的操纵，压缩空气由进气管接头 30 进入气动活塞缸左腔，推动活塞 31 右行，并经调整螺钉 33 和拨叉轴 36 推动拨叉 37 复位弹簧 38 右移，从而拨动滑动接合

套 28 右移，与固定接合套 26 接合，将左半轴 29 与差速器壳 24 连成一个整体，则左右两半轴被锁成一个整体转动，即差速器锁死不起差速作用，这样发动机转矩就直接分配给了平坦路面上的车轮。

当需要解除差速器的锁止时，通过操纵机构，放出气缸内的压缩空气，拨叉 37 及滑动接合套在复位弹簧 38 的作用下左移，接合器分离，差速器恢复差速作用。

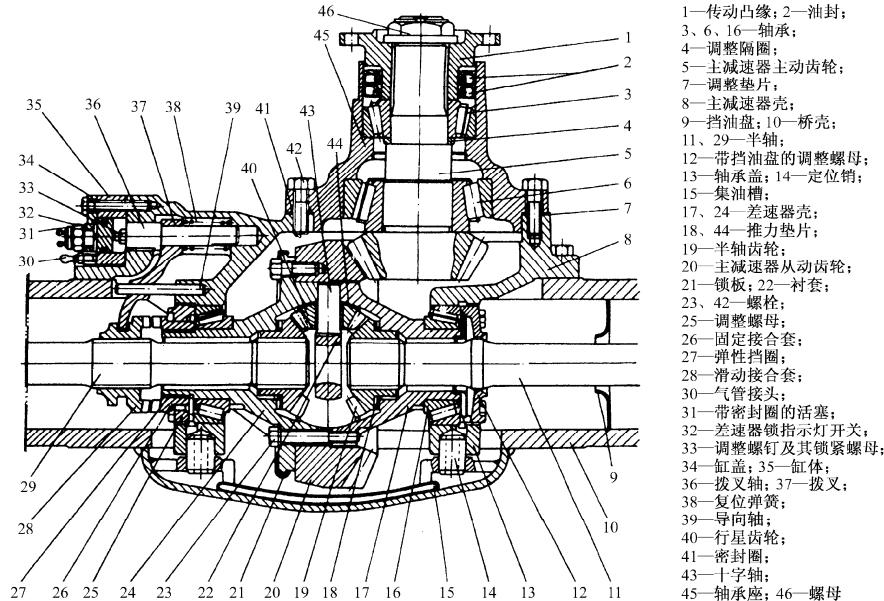


图 8.18 奔驰 20026A 型汽车强制锁止式差速器

强制锁止式差速器结构简单，制造方便，但要在停车时才能操纵。

(2) 摩擦式自锁差速器。摩擦式自锁差速器是在普通差速器基础上发展起来的，其结构如图 8.19 所示，两半轴齿轮背面与差速器壳 1 之间各安装了一套摩擦式离合器，用以增大差速器内部摩擦阻力矩。摩擦式离合器由推力压盘 4，主、从动摩擦片 3 和 2 组成。推力压盘的内花键与半轴相连，而其外花键与从动摩擦片 2 的内花键连接。主动摩擦片 3 的外花键与差速器壳 1 的内花键连接。主、从动摩擦片及推力压盘均可做微小的轴向移动。十字轴 6 由两根互相垂直的行星齿轮轴组成，其轴颈的端部均切有凸 V 形斜面，两根行星齿轮轴是反向安装的。

在汽车直线行驶过程中，两根半轴的转速相等，发动机的转矩平均分配给两根半轴。由于差速器壳是通过 V 形斜面驱动行星齿轮轴，在传递转矩时，斜面上产生的平行于差速器轴线的轴向分力迫使两根行星齿轮轴分别向左、右方向略微移动，通过行星齿轮推动压盘压紧摩擦片。此时，转矩经两条路线传给半轴：一条经行星齿轮轴，行星齿轮和半轴齿轮将大部分转矩传给半轴；另一条则由差速器壳，主、从动摩擦片，推力压盘传给半轴。

当汽车转弯或其中一侧的车轮在不良路面上滑转时，两根半轴的转速不等，即其中一侧半轴的转速高于差速器壳的转速，而另一侧低于差速器壳的转速。这样，由于转速差及摩擦力的存在，主、从动摩擦片间将产生摩擦力矩，且经从动摩擦片及推力压盘传给两半轴的摩擦力矩方向正好相反：与快转速半轴的转向相反，而与慢转速半轴的转向相同。因此，慢转速半轴所分配到的转矩大于快转速半轴所分配到的转矩，且摩擦作用越强，两半轴的转矩差越大，最大可达 5~7 倍。

摩擦式自锁差速器具有结构简单、工作平稳的特点，常被应用于轿车和轻型货车上。

8.4.2 电子控制式防滑差速器

电子控制式防滑差速器目前主要是装有湿式差速器（Vehicle Tracking Control System, V-TCS）的防滑控制和主动防滑控制（Limited Slip Differential, LSD）差速器两种。其电子控制均采用模糊控制技术。

V-TCS 型防滑差速器是根据汽车驱动轮的滑移量，通过电子控制装置来控制发动机转速和汽车制动力进行工作的；也有按照左、右车轮的转速差来控制转矩，并采用提高转向性能的后湿式防滑差速器与后轮制动器相结合的方法，最优分配后轮的驱动力，同时减少侧向风力的影响，从而实现增强车辆行驶的稳定性。这种防滑差速器已在日本日产（Nissan）公司生产的总统（President）牌和公爵（Cedric）牌轿车上得到应用。

LSD 型防滑差速器的工作是利用车上某些传感器，掌握各种道路情况和车辆运动状态，通过操纵加速踏板和制动器，采集或读取驾驶员所要求的信息，并按照驾驶员的意愿和要求来最优分配左、右驱动车轮的驱动力。LSD 型防滑差速器控制系统结构框图如图 8.20 所示。这种防滑差速器 1993 年 8 月投入市场，已在日本日产（Nissan）地平线牌轿车上使用。

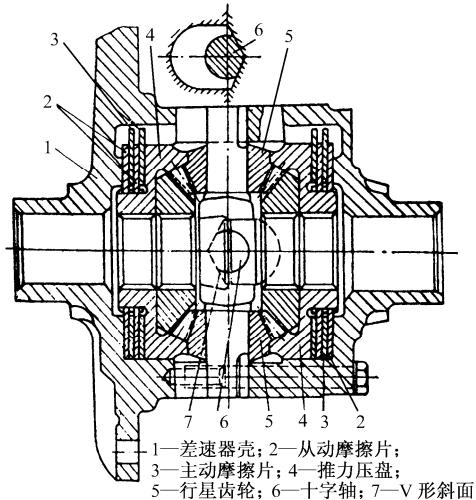


图 8.19 摩擦式自锁差速器结构

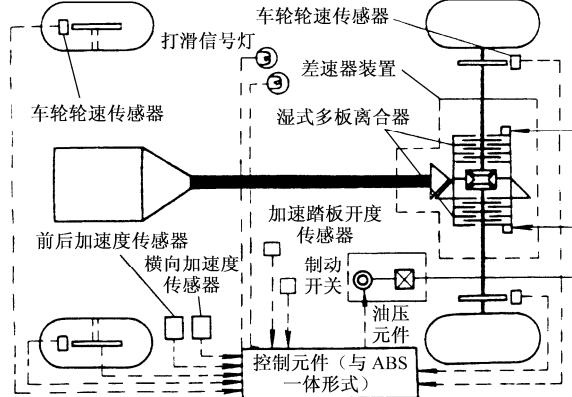


图 8.20 LSD 型防滑差速器控制系统结构框图

8.5 实训 电控驱动防滑系统的拆装与维修

1. 实训目的与要求

- (1) 了解驱动防滑控制系统的布置及种类；
- (2) 了解各零部件的位置、结构、原理；
- (3) 会描述驱动防滑控制系统的组成及工作原理；
- (4) 熟悉各种诊断仪器的使用；
- (5) 能进行故障代码的读取与消除方法。

2. 实训内容简述

- (1) 根据具体的车型认识驱动防滑控制系统的组成及在车上的位置；
- (2) 按照正确步骤拆装各零部件；
- (3) 对驱动防滑系统进行检查和调整；
- (4) 分别用故障警告灯和检测仪器读取故障代码，并予以排除，最后清除故障代码。

思考与练习

1. 什么是驱动防滑系统？
2. 试述驱动防滑系统的组成和工作原理。
3. 简述驱动防滑系统的优点。
4. 试述驱动防滑系统控制驱动轮最佳滑移率的方式。
5. 试述电子防滑系统各零部件的功用。

第9章 汽车行驶系概述

知识目标

- 掌握汽车行驶系的功用、组成和工作原理；
- 熟悉汽车行驶系的类型。

能力目标

能正确识别汽车行驶系的主要零部件及相互连接关系。

常见汽车多采用轮式行驶系，其结构特点是通过轮胎直接与地面接触，通过车轮支承整个车辆，并通过车轮的滚动驱动汽车行驶。

(1) 汽车行驶系的功用

① 接受发动机经传动系统传来的力矩，利用驱动车轮与路面之间的附着作用产生驱动力来保证汽车行驶；

② 支承全车并承受和传递各种力、力矩；

③ 缓和冲击、衰减振动，保证汽车行驶的平顺性；

④ 保证车轮相对车架的运动轨迹，实现汽车行驶方向的正确控制，保证汽车操纵稳定性。

(2) 轮式行驶系的组成

轮式行驶系一般由车架（或承载式车身）、车桥（前后车桥）、车轮和悬架（前后悬架）等组成，如图 9.1 所示。车架 1 是全车装配与支承的基础，它将汽车的各相关总成连接成一个整体，并与行驶系共同支承汽车的质量，车轮 4 与 5 分别安装在驱动桥 3 和从动桥 6 上，支承着车桥和汽车。为了减少汽车在行驶中受到的各种冲击与振动，车桥与车架之间通过弹性系统（悬架）2 和 7 进行连接。

(3) 汽车行驶系的受力情况

汽车行驶系的受力情况如图 9.1 所示。受力情况分析如下：在垂直方向上，汽车的总质量为 G_a ，并通过车架、悬架、车桥和车轮传到地面，同时引起的地面垂直反力 Z_1 、 Z_2 分别作用于前后车轮上；在水平方向上，发动机输出的动力通过传动系传到驱动轮 4 上，产生转矩 M_k ，通过轮胎与地面的附着作用，产生推动汽车前进的纵向反力——驱动力 F_t ；汽车在制动时，同样产生一个与 M_k 方向相反的制动转矩，作用于车轮上，产生一个与汽车行驶方向相反的制动力，迫使汽车减速或停车。

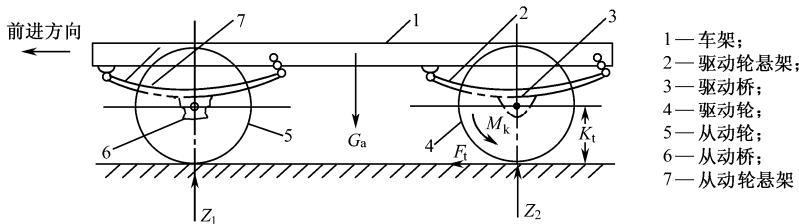


图 9.1 轮式行驶系的组成和受力情况

汽车的驱动力 F_t 须克服驱动轮本身所遇到的滚动阻力，由车架经从动轮悬架 7 传给从动桥，使从动车轮克服其滚动阻力；另外通过驱动桥、驱动悬架传给车架，最后经车身克服空气阻力、坡道阻力、加速阻力。只有当驱动力足以克服上述各种阻力之和时，汽车才能保持前进。

由于驱动力作用在驱动轮与地面接触处，驱动力对车轮中心产生的力矩使汽车前部具有向上抬起的趋势，从而使作用于前轮上的垂直载荷减小，后轮上的垂直载荷增加。汽车突然加速行驶时，这种作用更加明显。

同样，汽车制动时，地面将作用于车轮一个与汽车行驶方向相反的制动力，制动力对车轮中心

产生的力矩同样有使汽车后部向上抬起、前部下沉的趋势，从而使作用于后轮上的垂直载荷减小，前轮上的垂直载荷增大。紧急制动时，这种作用更加明显。

汽车在弯道上或路面坡度较大的道路上行驶时，由于离心力或汽车质量 G_a 在横向坡道上的分力的作用，使汽车具有侧向滑动趋势，路面将阻止车轮侧滑而产生路面作用于车轮的侧向力，这些力由行驶系来传递和承受。

(4) 汽车行驶系的类型

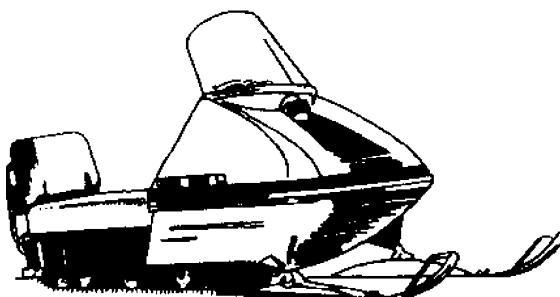


图 9.2 半履带式汽车行驶系

汽车行驶系的类型有轮式、半履带式、全履带式和车轮-履带式等几种类型。

① 轮式汽车行驶系如图 9.1 所示。

② 半履带式汽车行驶系如图 9.2 所示。前桥装有滑撬或车轮，用来实现转向，后桥上装有履带，以减少对地面的压力，控制汽车下陷，同时履带上的履刺也加强了附着作用，具有很高的通过能力，主要用在雪地或沼泽地带行驶。这样的行驶系称为半履带式行驶系，这种车称为半履带式汽车。

③ 全履带式汽车行驶系如图 9.3 所示。如果汽车前后桥上都装有履带，则称为全履带式行驶系，这种车称为全履带式汽车。

④ 车轮-履带式汽车行驶系如图 9.4 所示。行驶系中直接与路面接触的部分有车轮和履带，故称为车轮-履带式行驶系，这种车称为车轮-履带式汽车。

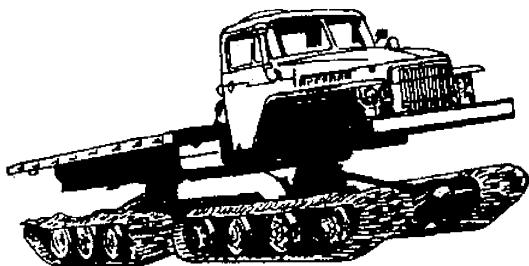


图 9.3 全履带式汽车行驶系

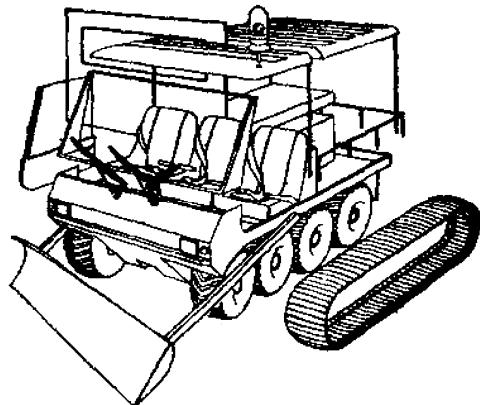


图 9.4 车轮-履带式汽车行驶系

思考与练习

1. 汽车行驶系的功用是什么？由哪些总成组成？这些总成各起什么作用？
2. 汽车行驶系主要受到哪些作用力？
3. 汽车的驱动力和制动力是如何起作用的？
4. 各种汽车行驶系各有什么特点？

第 10 章 车架与车桥

知识目标

1. 掌握车架和车桥的功用与类型；
2. 熟悉工字梁式和管式转向桥，转向驱动桥构造与工作原理；
3. 熟悉转向轮定位的定义、内容与作用。

能力目标

1. 能够正确选择与使用工具、设备，分析车架和转向桥的常见损伤及原因，并规范进行检修；
2. 能够按技术标准，检查和调整前轮定位。

10.1 车架的功用、要求和结构形式

车架是连接在各车桥之间形似桥梁的一种结构，是整个汽车的安装基础。

10.1.1 车架的功用与要求

1. 车架的功用

车架（Frame）的功用是用来安装汽车的各总成和部件，并使它们保持正确的相对位置，同时承受来自车上和地面的各种动、静载荷。

2. 车架的要求

车架应满足以下要求。

- (1) 车架的结构首先应满足汽车总体布置的要求；
- (2) 车架应具有足够的强度和合适的刚度；
- (3) 质量应尽可能小；
- (4) 车架结构要简单，并有利于降低汽车质心和获得大的转向角，以提高汽车行驶的稳定性和机动性，这一点对轿车和客车更为重要。

10.1.2 车架的分类及结构

现代汽车绝大多数都装有独立的车架，而部分轿车和大客车的车身同时兼起车架作用，这种车身称为承载式车身（也称为无梁式车架）。

目前，汽车车架按其结构形式可分为边梁式、中梁式、综合式和平台式四种类型。

1. 边梁式车架

边梁式车架由两根位于两边的纵梁和若干根横梁组成，如图 10.1 所示。通常用铆接或焊接将纵梁和横梁连接成坚固的刚件构架。纵梁常用低碳合金钢板冲压而成，采用抗弯能力较强的槽形断面，也有的制成“Z”字形或箱形断面。根据车型不同及总成结构布置的要求，纵梁可以制成长在水平面内或纵向垂直平面内弯曲的形状，其横断面可以是等断面的，也可以是不等断面的。

横梁的设置不仅需要车架具有扭转刚度和承受一定的纵向载荷，还需要承担连接汽车上的各主要部件及总成的任务。因此，横梁的数量、结构形式在纵梁上的布置应该满足汽车总体布置的需要和对车架刚度、强度的要求。通常载重汽车上采用五根或五根以上的横梁。采用边梁式车架有利于汽车的改装变形，因而广泛用在载货汽车、改装客车和特种车辆上。

轿车车速较高，为保证其高速行驶的稳定性，应使其重心高度尽量降低，为此应从车架着手将重心高度降低。同时，为不影响前轮转向时的转角空间，车架的前端做得比较窄，后端局部向上弯曲。横梁多采用 X 形，以提高车架的扭转刚度，如图 10.2 所示。

纵梁的结构形式很多，多数纵梁上翼面平直，以便安装车身。常见纵梁断面形状如图 10.3

所示。

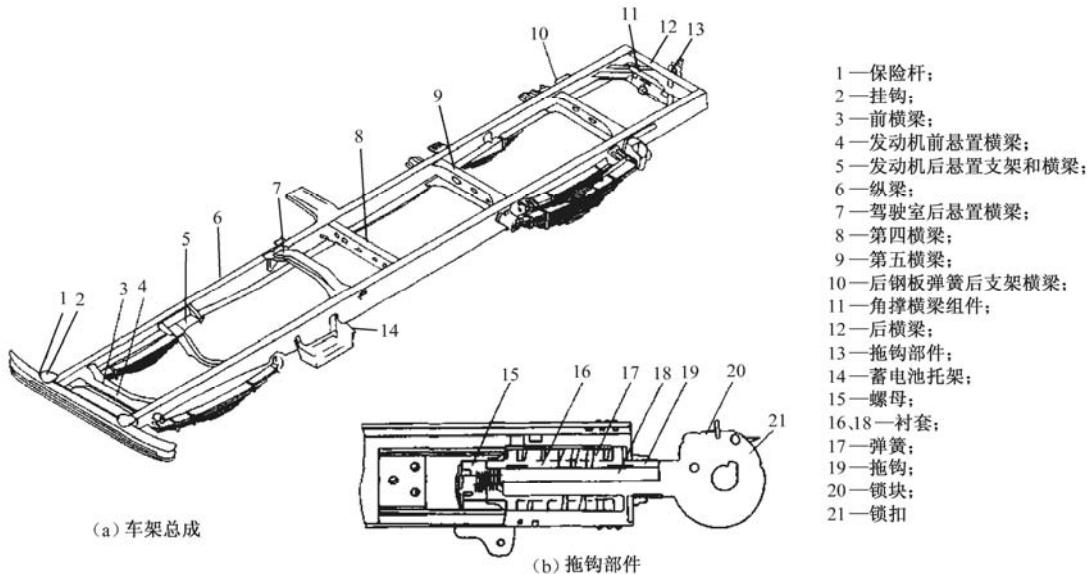


图 10.1 东风 EQ1090E 型汽车边梁式车架

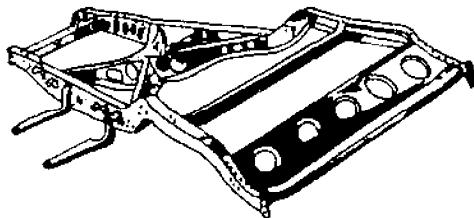


图 10.2 X 形轿车车架

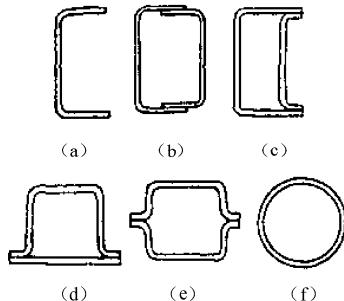


图 10.3 纵梁断面形状

纵梁一般采用槽形断面，其抗弯强度较高。由于纵梁中部受弯曲力矩最大，因此槽形纵梁沿长度方向不等高度，中部断面宽，由中部至两端逐渐减小，从而构成近似等强度梁。

在货车车架前端或轿车车架的前、后两端装有一缓冲件——保险杠。当汽车受到撞击时，它可以保护车身、翼子板及散热器，使之免受损伤。轿车上的保险杠还同时起着美化汽车外观的作用。汽车车架前端还装有简单的挂钩，以便在汽车发生故障或陷入泥坑时可以由别的汽车来拖带。

2. 中梁式车架

边梁式车架有结构简单、部件的安装固定方便等优点，但也存在扭转刚度小的缺点。为提高车架的扭转刚度，在部分轿车和载货汽车中采用了中梁式车架（也称脊梁式车架）的结构形式，如图 10.4 所示。

这种梁的特点是中部由一根大断面（圆形或矩形）的纵梁和副梁托架等组成。传动轴由中梁内孔通过。纵梁的前端做成叉形支架，用来安装发动机。主减速器壳固定在中梁的尾端，形成断开式驱动桥。这种车架质量轻、质心低，刚度和强度较大，行驶稳定性好，而且车轮运动空间足够大，便于采用独立悬架系统。但这种车架制造工艺复杂，精度要求高，维护不便。另外，横梁是悬臂梁，弯矩大，易在根部处损坏。

图 10.5 所示的是轿车上采用的中梁式车架。中梁为管形，传动轴装在管内。主减速器固定在

中梁的尾部并形成断开式驱动桥。中梁的前端用于固定变速器。发动机就安装于前端伸出的专门支架上。这种车架具有扭转刚度大、质量轻、转向轮有较大转向空间，并且支架位置很低等优点。但由于其制造工艺较复杂，精度要求高，维护不便，因而并不广泛采用。

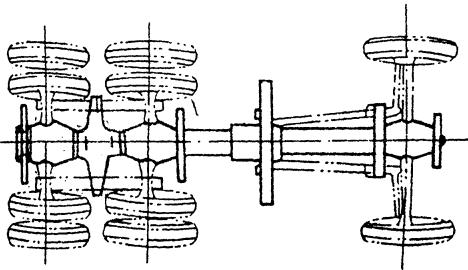


图 10.4 中梁式车架

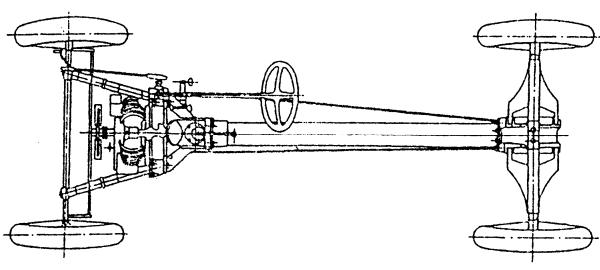


图 10.5 轿车上采用的中梁式车架

3. 综合式车架

综合式车架是中梁式车架的一种变形，纵梁前段是边梁式的，用以安装发动机；中后部是中梁，悬伸出来的支架可以固定车身，如图 10.6 所示。

许多轿车和公共汽车没有单独的车架，而以车身代替车架，主要部件连接在车身上，称为承载式车身，如图 10.7 所示。

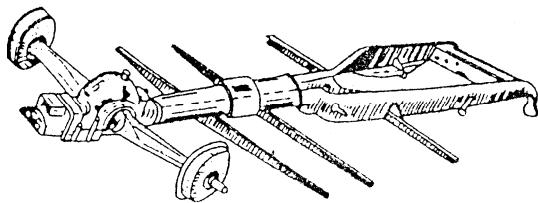


图 10.6 综合式车架

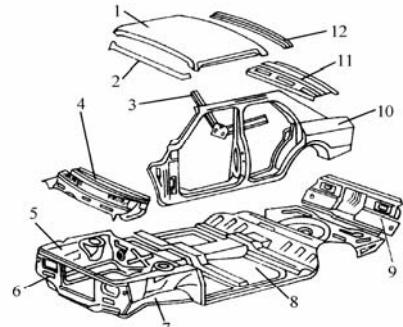


图 10.7 承载式轿车车身壳体零件分解图

10.1.3 车架的维修

1. 车架常见的损伤及其原因

车架常见的损伤形式有变形、裂纹、腐蚀和连接松旷。车架的变形形式有如下几种：

(1) 车架侧向弯曲。车架前部或后部的侧向弯曲通常是指车辆受到撞击，使车架前后发生侧向变形的结果。弯曲会使汽车自行向轴距较短的一侧跑偏。

(2) 车架向下弯曲(下陷)。车架向下弯曲通常是因为车架前部或后部直接受到撞击所致。这种情况发生时，车架边梁的前部或后部相对于车架中心有向上拱起的变形。

(3) 车架纵弯曲。车架发生纵弯曲时，发动机罩与前保险杆之间的距离小于规定值，或者后轮与后保险杆的距离小于规定值。车架纵弯曲是由于车架正前方或正后方受到撞击引起的，会造成车架的一侧或两侧的轴距变小。

(4) 车架扭曲。车架扭曲是指车架一个角翘曲，高于其余的角，车架扭曲通常由翻车事故引起。

2. 车架的检修

车架通常在汽车大修时进行总成修理，修理前应清除旧涂层。轿车车架检修的先进设备已经同车身的整形合并，兼容车架和车身的两种检修功能，由计算机控制完成。但国内多数企业仍采用“对角线”法及常规的拉、压器具检修车架，按照检验、校正、重铆及断裂修理的基本顺序进行。

(1) 变形的检修。双桥汽车的平行边梁式车架，以钢板弹簧支座上钢板销承孔的轴线为基准，构成三个矩形框，如图 10.8 所示。通过测量每个矩形框两条对角线的长度差及其位置度误差来判断车架在垂直方向和水平方向上的变形。

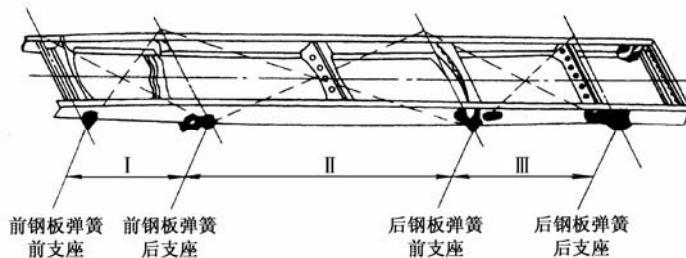


图 10.8 对角线矩形分段

① 检修车架变形的准备：

a. 左、右同名钢板弹簧支座上的钢板销孔同轴度误差不大于 2mm，否则应先进行校正。

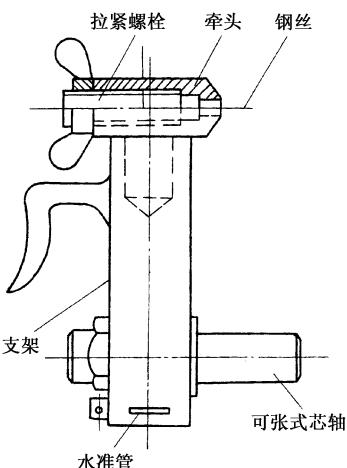


图 10.9 对角线牵具

b. 车架宽度公差为 -3~+4mm。

c. 纵梁上翼面与腹面的直线度公差为 1000:3，纵梁全长不大于 1%。

d. 纵梁腹面对于上翼面的垂直度公差为腹面高度的 1%。

② 两对角线的技术条件：

a. 用细钢丝作对角线，并用专用工具牵引，如图 10.9 所示。

b. 两对角线长度差不得大于 5mm，否则表示车架有水平扭曲。

c. 两对角线交叉，其位置度误差不得大于 2mm。否则，表示车架垂直方向上发生翘曲变形。

车架变形后，应进行校正。待校正合格后再进行修理，以减小校正应力。

(2) 车架裂纹的焊修。车架的焊修宜选用成本低的快捷焊接法，但必须严格焊接工艺，否则将会影响焊接质量。其步骤如下。

① 认真清洁除锈，必须彻底清除接头两侧的旧漆层。

② 在裂纹两端打止裂口，开坡口。

③ 选用碱性的低氢焊条。

④ 采用直流电源，大电流。

⑤ 电源反接。

⑥ 多层多道焊。采用多层多道焊有利于获得很好的效果，同时用锤击效应，可适当降低焊速，以防止产生淬硬组织，配合大电流又可提高生产效率。

⑦ 在环境温度低于 0℃ 条件下焊接，接头周围应预热至 100℃。

(3) 车架补块的应用。补块挖补法宜用于修理车架产生的腐蚀和纵梁腹面上的短裂纹，以及翼面和腹面过渡处的贯通性裂纹。常用的补块有椭圆形和三角形，可从旧车架上割取。椭圆形补块用于修补腹面上的裂纹，三角形补块用于修补贯通性裂纹，如图 10.10 所示。

(4) 覆板的应用。覆板紧贴在纵梁外侧的上翼面和腹面上，用于加强纵梁完全断裂或接近完全

断裂处，以加强纵梁局部的强度，与纵梁铆接或焊接。对使用覆板的要求有以下几点。

- ① 覆板长度为400~600mm，只能覆焊一层，禁止焊多层，以防止局部刚度过大，影响纵梁的弹性。
- ② 使用覆板后，不得形成新的危险断面。
- ③ 覆板翼面与腹面的过渡处和纵梁上翼面与腹面的过渡处不能贴合，覆板边缘较纵梁边缘小5mm，如图10.11所示。
- ④ 只覆上翼面和腹面，不得覆下翼面。
- ⑤ 腹面端面尖角处不得有裂纹。

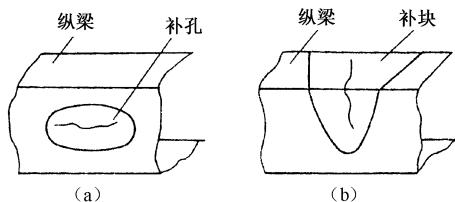


图 10.10 补块的应用

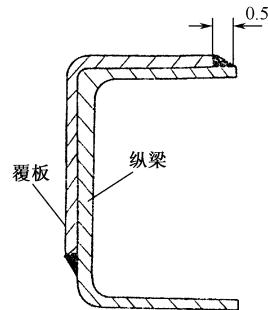


图 10.11 覆盖截面

(5) 车架的重铆。车架纵、横梁连接铆钉松动后，将影响车架的刚度和弹性，车架修理时应取掉松动的铆钉。重铆的具体要求如下。

- ① 直接将旧铆钉的直径扩大0.5~1mm，更换加大的新铆钉。

$$L=1.1\Sigma\delta+1.4d$$

式中， L 为铆钉的长度； $\Sigma\delta$ 为板料总厚度； d 为铆钉的直径。

- ② 铆接质量：

- a. 铆接头的飞边不大于3mm。
- b. 铆接头与板料缝隙不大于0.1mm。
- c. 钢板弹簧座、拖车钩支座等铆成后，允许与板料局部有缝隙，但不得大于0.3mm。

10.1.4 GOA 车身技术简介

GOA (Global Outstanding Assessment) 车身技术是丰田汽车公司独有的安全车身，是根据世界多数国家汽车的安全基准，结合汽车实际事故的发生状况，并在多年反复进行的碰撞试验后研究开发出来的一种被动安全技术。

GOA 车身技术包括三个方面：一是高强度的座舱；二是高效吸收动能车身；三是合适的乘员约束系统，如广汽丰田凯美瑞的预紧三点式 ELR (Emergency Locking Retractor) 安全带、WIL (Whiplash Injury Lessening) 概念座椅等。前两者保证车辆在碰撞时前车身的柔性结构吸收并分散碰撞能量，并将其分散至车身各部位骨架，使驾驶室的变形减到最小，确保乘员安全。而后者则在碰撞中将成员牢牢约束在座椅上，避免乘员因激烈碰撞脱离座椅而遭到伤害。

GOA 车身技术的优点为：位于车前后的可溃缩车体，不仅能应对撞击事故，而且能全方位加强座舱防护，缓和二次撞击，利于驾驶者逃逸或被救，如图10.12所示；车身在被撞击时，有效将撞击力分散至全车各部位，并以能量吸收材质与多处强化钢梁保护座舱空间，再搭配 ABS、气囊等多项安全防卫，可以确保车上驾乘人员的安全，如图10.13所示。

目前，丰田公司的主流车辆均采用GOA设计，如一汽丰田锐志(Reiz)、卡罗拉(COROLLA)、广汽丰田凯美瑞(CAMRY) 240V等轿车，部分其他厂商生产的高档车辆也采用类似设计，如奥迪

A6 轿车等。

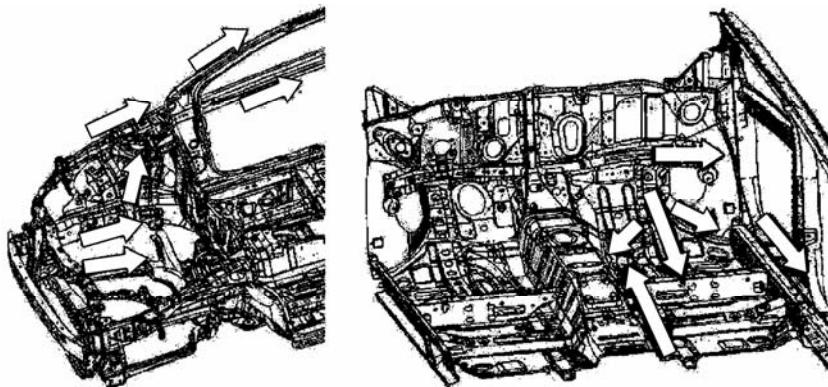


图 10.12 可溃缩车体

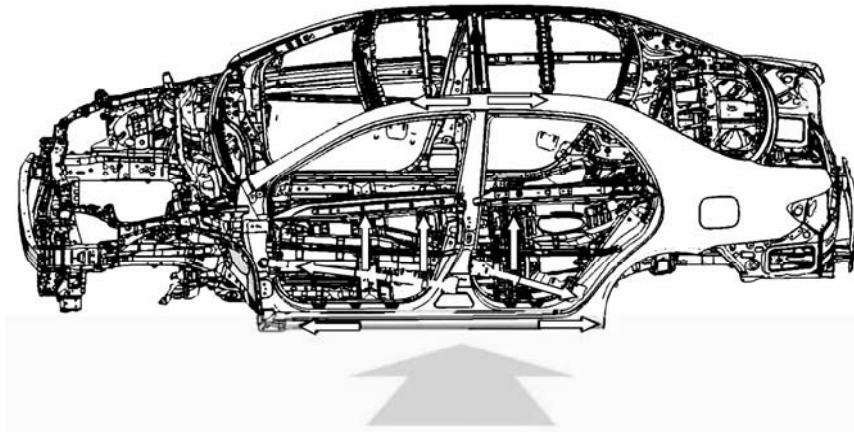


图 10.13 车体撞击力的分散

10.2 车桥概述

(1) 车桥的功用。车桥 (Axe) 通过悬架与车架相连，两端安装车轮，其功用是传递车架与车轮之间的各种力和力矩。

(2) 车桥的类型。车桥的结构形式与悬架结构及传动系的布置形式有关。

① 按配用悬架结构不同，车桥分为整体式和断开式两种。整体式车桥的中部是刚性实心或空心梁，与非独立悬架配用；断开式车桥为活动关节式结构，与独立悬架配用。

② 按车桥上车轮的作用不同，车桥分为转向桥、驱动桥、转向驱动桥和支持桥四种类型，其中转向桥和支持桥都属于从动桥。

在后轮驱动的汽车中，前桥不仅用于承载，而且兼起转向作用，称为转向桥；后桥不仅用于承载，而且兼起驱动的作用，称为驱动桥。

越野汽车和前轮驱动汽车的前桥，除了承载和转向的作用外，还兼起驱动作用，所以称为转向驱动桥。

只起支承作用的车桥称为支持桥。支持桥除不能转向外，其他功能和结构与转向桥相同。

10.3 转向桥

转向桥 (Steering Axe) 能使装在前端的左、右车轮偏转一定的角度来实现转向，还应该能承受垂直载荷和由道路、制动等力产生的纵向力和侧向力及这些力所形成的力矩。因此，转向桥必须

有足够的强度和刚度；车轮转向过程中相对运动的部件之间摩擦力应该尽可能小；保证车轮正确的安装定位，从而保证汽车转向轻便和方向的稳定性。

汽车的转向桥结构大致相同，其主要由前轴、转向节、主销和轮毂等部分组成。按前轴的断面形状分为工字梁式和管式两种。

(1) 工字梁式转向桥。图 10.14 所示的是解放 CA1092 型货车的转向桥，其前轴的断面形状是“工”字形。前轴 12 工字梁在两端加粗的拳部有通孔，通过主销与转向节 10 连接。转向节前端用内、外两个推力滚子轴承 6、7 与轮毂 5 和制动鼓 8 连接，并通过锁止螺母、前轮毂轴承调整螺母与转向节 10 安装成一体。前轴工作时主要承受垂直弯矩，因而前轴采用“工”字形断面以提高前轴的抗弯强度，同时减轻自重。另外在车辆制动时，前轴还要承受转矩及弯矩。因此，从安装钢板弹簧处逐渐由“工”字形断面过渡到方形（卵形或圆形）断面，以提高其扭转刚度，同时保持断面的等强度。在前轴上平面加工有钢板弹簧座，其平面略高于前轴平面，并通过 U 形螺栓将钢板弹簧固定。左、右两端安装转向节，转向节两耳部有通孔，通过主销与前轴相接。车轮通过转向节可绕转向主销偏转，从而实现汽车转向。转向节内端两耳部通孔内压入减磨青铜衬套，销孔端部用盖板加以封住，并通过转向节上的润滑脂嘴注入润滑脂。下耳与前轴拳部之间装有止推轴承，用来减少转向阻力，使转向轻便，止推轴承的结构类型如图 10.15 所示。上耳与前梁拳部之间装有调整垫片，用来调整转向节叉的轴向间隙。靠转向节根部有一方形凸缘，用以固定制动底板。左转向节两耳上端的锥形孔用来安装转向节上臂，下端的锥形孔分别用以安装左、右转向梯形臂。

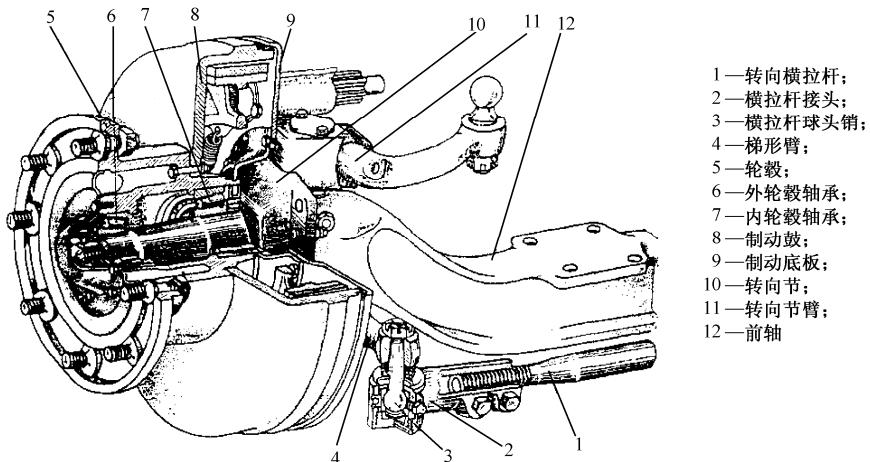


图 10.14 工字梁式转向桥

(2) 管式转向桥。一些轻型和中型货车的前轴采用钢管组焊式的结构，图 10.16 所示的是北京 BJ1040 型汽车转向桥。前梁 1 内两端拳形部分 8 与一无缝钢管焊接成一体。此种结构质量轻，加工制造时无须用大型的锻压设备，其结构原理与以上解放 CA1092 型汽车相似。不同之处是 BJ1040 前转向桥是由转向节上耳的油嘴处注入润滑脂，由油孔进入主销和衬套之间的摩擦表面进行润滑。另外，转向节臂 4 与梯形臂连在一起，固定于转向节下耳部位，这样简化了转向节的结构。转向车轮的最大转角靠限位螺钉 6 来限制。

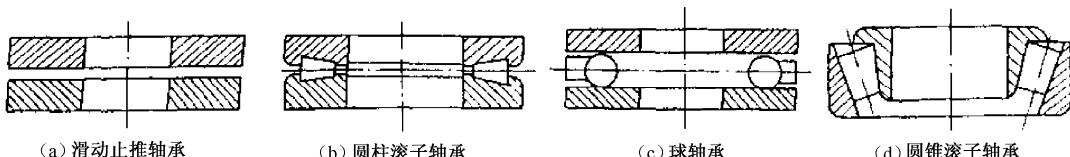


图 10.15 转向节止推轴承的结构形式

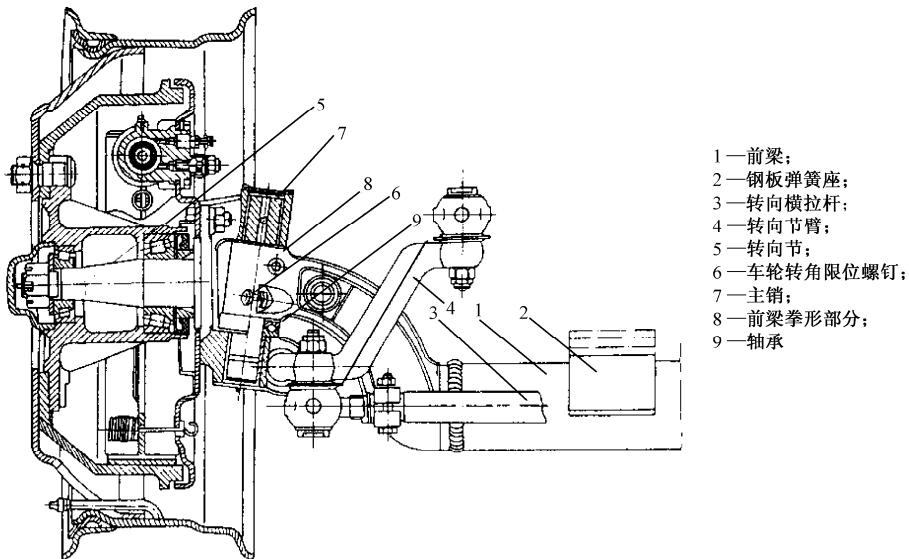


图 10.16 北京 BJ1040 型汽车转向桥

10.4 转向驱动桥

发动机前置前轮驱动及全轮驱动的汽车，其前桥既作为转向桥，还兼起驱动桥的作用，这种类型的车桥称为转向驱动桥（Steering Drive Axle）。转向驱动桥的示意图如图 10.17 所示，它既具有主减速器 1、差速器 3 和半轴，也有一般转向桥所具有的转向节、轮毂 9 和主销 12 等。但为了保证既能转向又能驱动的需要，所以与车轮相连的半轴必须分成两段：内半轴 4（与差速器 3 相连）和外半轴 8（与轮毂 9 相连），两者之间用等速万向节 6 连接。另外，主销 12 也同样分制成上、下两段，固定在万向节的球形支座 14 上，转向节轴颈 7 制成中空的，以便外半轴 8 通过。为防止转向与驱动之间产生运动干涉，主销的轴线必须通过万向节的中心。

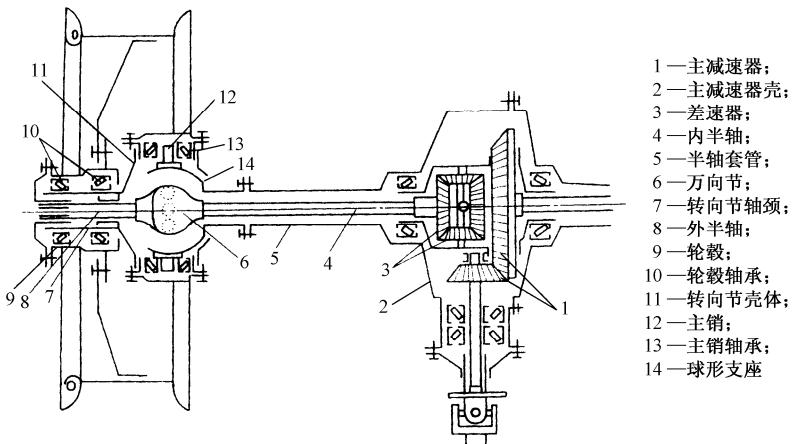


图 10.17 转向驱动桥示意图

图 10.18 所示的是上海桑塔纳轿车前转向驱动桥总成。图中主减速器和差速器未画出来，动力经主减速器和差速器至左、右两半轴（传动轴）3、9 和左、右内等角速万向节，到左、右外等角速万向节，再到左、右外半轴凸缘，最后经轮毂带动驱动车轮旋转。

当转动方向盘时，通过齿轮齿条式转向器 14 和横拉杆 16 带动转向车轮偏转，实现转向。捷达、奥迪、红旗等轿车的前桥结构与上述结构相似。

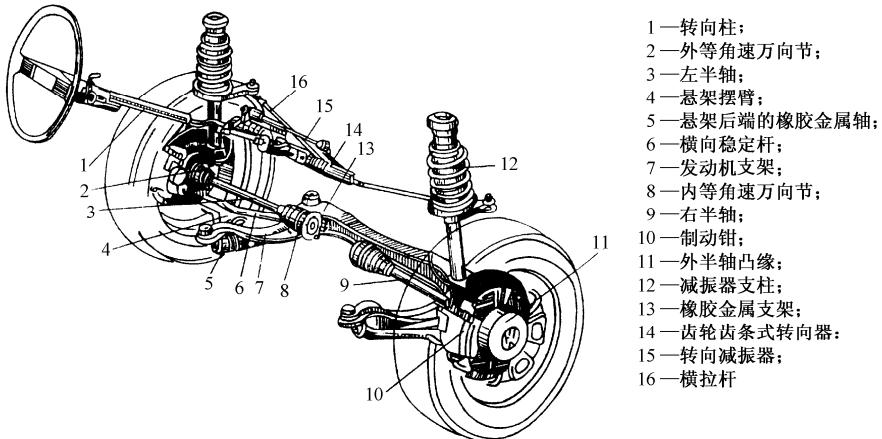


图 10.18 上海桑塔纳轿车前桥（转向驱动桥）

10.5 车轮定位

10.5.1 转向轮定位

为了保证汽车直线行驶的稳定性和操纵的轻便性，减少轮胎和其他机件的磨损，转向轮、转向节和前轴三者与车架的安装应保持一定的相对位置关系，这种安装位置关系称为转向轮定位，也称前轮定位。

对于两端装有主销的转向桥，汽车转向时，转向车轮会围绕主销轴线偏转，如图 10.19 (a) 所示。但在大多数断开式转向桥中没有主销，采用上、下球头销代替主销，上、下球头销球头中心的连线相当于主销轴线，如图 10.19 (b) 所示。

转向轮定位 (Steering Wheel Alignment) 包括主销后倾、主销内倾、前轮外倾及前轮前束 4 个参数。现以有主销的转向桥为例说明转向车轮定位。

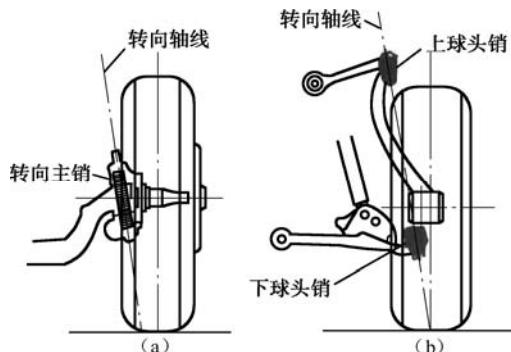


图 10.19 主销的不同形式

1. 主销后倾

主销安装在前轴上，其上端略向后倾斜，这种现象称为主销后倾。在垂直于汽车支承平面的纵向平面内，主销轴线与汽车支承平面垂线之间的夹角 γ 称为主销后倾角，如图 10.20 所示。

主销后倾的功用是形成回正力矩，保证汽车直线行驶的稳定性，并使汽车转向后回正操纵轻便。主销后倾角越大，车速越高，回正力矩越大，转向轮偏转后自动回正的能力也越强。但主销后倾角也不宜过大， γ 角一般不超过 $2^\circ \sim 3^\circ$ ，否则在转向时为了克服此力矩，驾驶员需在方向盘上施加较大的力，使转向沉重。

主销后倾使主销轴线的延长线与地面的交点 a 位于车轮与路面的接触点 b 之前, a 、 b 两点之间的距离称为主销后倾距。设 b 点到主销轴线延长线之间的距离为 l , 汽车直线行驶时, 若转向轮偶然受到外力作用而偏转(图 10.20 所示的是向右偏转), 汽车将偏离行驶方向而右转弯。由于汽车本身离心力的作用, 在轮胎与路面接触点 b 处将产生一个路面对车轮的侧向反作用力 F_Y , 由于反作用力 F_Y 没有通过主销轴线, 因而形成了一个使车轮绕主销轴线旋转的力矩 $F_Y \cdot l$, 其方向正好与车轮偏转方向相反。在力矩作用下, 车轮具有了回复到原来中间位置的能力, 从而保证了汽车直线行驶的稳定性。同理, 在汽车转向后的回正过程中, 此力矩具有帮助驾驶人员转向车轮回正的作用, 使汽车转向后回正操纵轻便。

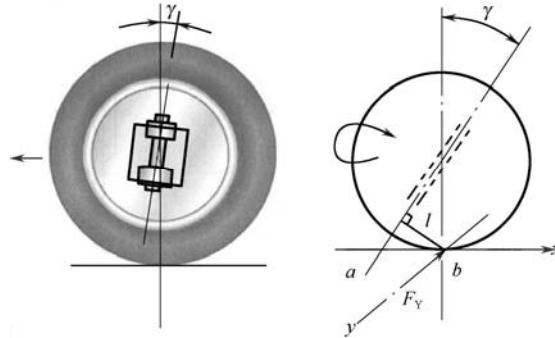


图 10.20 主销后倾

此外, 有些汽车由于采用超低压扁平轮胎, 弹性增加, 转向时因轮胎弹性变形而使轮胎与路面的接触点后移, 使回正力矩增加, 故主销后倾角可以减小, 甚至为负值(即主销前倾)。

主销后倾角一般是将前轴和悬架安装在车架上时, 使前轴向后倾斜而形成的。

2. 主销内倾

主销安装在前轴上, 其上端略向内侧倾斜, 这种现象称为主销内倾。在垂直于汽车支承平面的横向平面内, 主销轴线与汽车支承平面垂线之间的夹角 β 称为主销内倾角, 如图 10.21 所示。

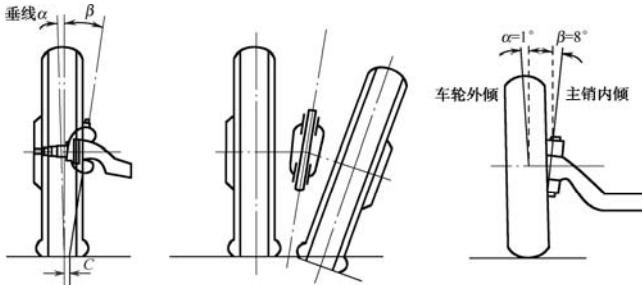


图 10.21 主销内倾

主销内倾的功用是使转向轮自动回正, 并使转向操纵轻便。

由于主销内倾, 转向时, 路面作用在转向轮上的阻力对主销轴线产生的力矩减小, 从而可减少转向时驾驶员施加在转向盘上的力, 使转向操纵轻便。同时还可以减小因路面不平而从转向轮传到转向盘上的冲击力。

当转向车轮在外力作用下由中间位置偏转一个角度时, 由于主销内倾, 车轮的最低点将陷入路面以下, 但实际上车轮下边缘不可能陷入路面以下, 而是将转向轮连同整个汽车前部向上抬起一个相应的高度; 一旦外力消失, 转向轮就会在汽车前部重力作用下自动回正到旋转前的中间位置, 即能自动回正。主销内倾角越大、转向轮偏转角越大, 汽车前部就抬起得越高, 转向轮自动回正的作用就越大。

主销内倾角既不宜过大, 也不宜太小, 主销内倾角过大, 转向时, 车轮在滚动的同时将与路面

产生较大的滑动，增加轮胎与路面的摩擦阻力，这不仅使转向沉重，而且加速了轮胎的磨损，故一般内倾角不大于 8° ，距离C一般为40~60mm。主销内倾角过小，汽车行驶的稳定性和制动稳定性将变差。在一些发动机前置前轮驱动的汽车上，为了使汽车具有良好的行驶稳定性，特别是制动稳定性，其主销内倾角均较大。

主销内倾角通过前梁的设计来保证，由机械加工来实现，加工时将前梁两端的主销孔轴线上端向内倾斜。

主销后倾和主销内倾都具有使车轮自动回正及保证汽车直线行驶稳定性的作用，但区别在于：主销后倾角的回正作用随着车速的增高而增大，而主销内倾的回正作用几乎与车速无关。

3. 前轮外倾

转向轮安装在转向节上时，其旋转平面上端向外倾斜，这种现象称为前轮外倾。车轮旋转平面与垂直于车辆支承面的纵向平面之间的夹角 α 称为车轮外倾角，如图10.22所示。

车轮外倾的功用是提高车轮工作的安全性和转向操纵的轻便性。

由于主销与衬套之间、轮毂与轴承等处都存在着装配间隙，若空车时车轮的安装正好垂直于路面，则满载时上述间隙将发生变化，车桥也因承载而变形，从而引起车轮向内倾斜。车轮内倾将使路面对车轮的垂直反作用力的轴向分力压向轮毂外端的小轴承，使该轴承及其锁紧螺母等零部件承受的载荷增大，降低了它们的使用寿命，严重时会损坏锁紧螺母而使车轮脱落。为此，安装车轮时要预先留有一定的外倾角，以防止上述不良影响。此外，车轮有一定的外倾角也可以与拱形路面相适应。但车轮外倾角不宜过大，否则会使轮胎产生偏磨损。

车轮前轮的外倾角是在转向节的设计中确定的，设计时使转向节轴颈的轴线与水平面成一角度，该角度即为前轮外倾角(α 约为 1°)。

4. 前轮前束

车轮安装在车桥上，两前车轮的中心平面不平行，其前端略向内侧收束，这种现象称为前轮前束。两前轮后端距离A大于前端距离B，其差值A-B称为前轮前束值，如图10.23所示。

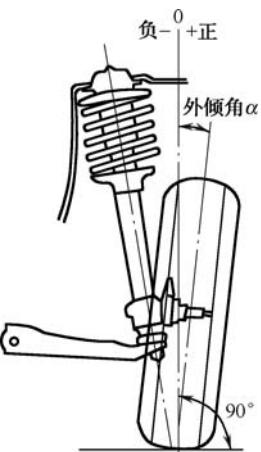


图 10.22 前轮外倾

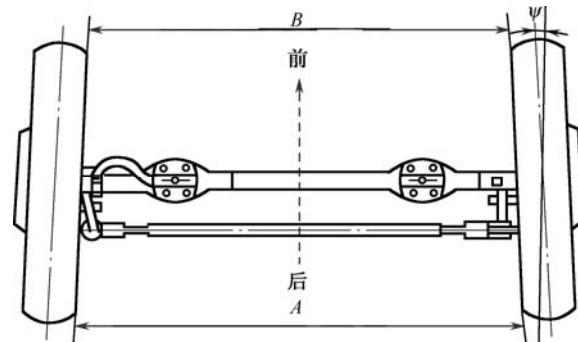


图 10.23 前轮前束

前轮前束的功用是消除因车轮外倾所造成的不良后果，保证车轮不向外滚动，使车轮在滚动时方向接近于向着正前方，防止车轮侧滑并减轻轮胎的磨损。

由于车轮外倾，汽车行驶时，两个车轮的滚动类似于两个锥体的滚动，其轨迹不再是直线而是逐渐向各自的外侧滚开，如图10.24所示。但因受车桥和转向横拉杆的约束，两侧车轮不可能向外滚开，这样，车轮在路上滚动行驶的同时又被强制地拉向内侧，产生向内的侧滑，从而加剧轮胎的磨损。有了前束，车轮滚动的轨迹向内侧偏斜，只要前束值与车轮外倾角配合适当，车轮向内、

外侧滚动的偏斜量就会相互抵消，使车轮每一瞬间的滚动方向都朝着正前方，从而消除了侧滑，减轻了轮胎的磨损。

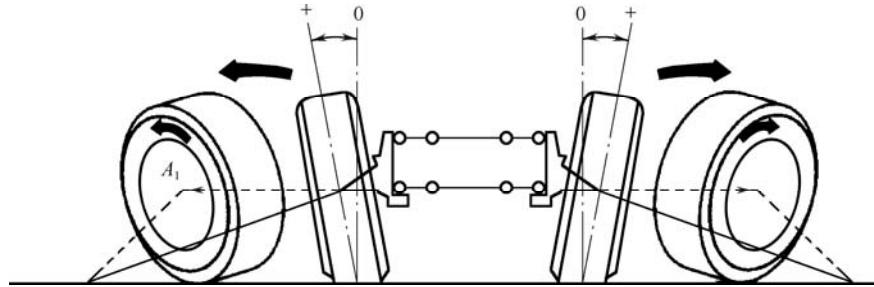


图 10.24 前轮外倾产生的车轮运动示意图

前轮前束值可以通过改变转向横拉杆的长度来调整，一般前束值为 0~12mm。

10.5.2 非转向轮定位

后轮与后轴之间的相对安装位置关系，称为后轮定位。随着车速的不断提高，为了提高汽车高速行驶的稳定性，在结构设计上应确保汽车具有不足转向特性。为此，转向轮定位的内容已扩展到非转向轮（后轮）。汽车后轮具有一定度的外倾角和前束。

后轮定位内容主要包括后轮外倾角和后轮前束。

(1) 后轮外倾角。为了对载荷进行补偿，采用独立后悬架的大多数车辆常带有一个较小的正后轮外倾角。

(2) 后轮前束。后轮前束的作用与前轮前束基本相同。一般前驱汽车，前驱动轮宜采用正前束，后从动轮宜采用负前束；对于后驱汽车，前从动轮宜采用负前束，后驱动轮宜采用正前束。

10.6 车桥的维修

汽车的车桥包括驱动桥、转向桥、转向驱动桥和支持桥四种形式，本节只介绍转向桥的维修。

转向桥直接关系到汽车行驶的稳定性和安全性，在长期的运行中转向桥因承受路面传来的各种力和力矩及冲击载荷，转向桥的各零件会发生各种损耗，如磨损、变形、裂纹和车轮定位参数改变等。这些都会影响汽车的正常运行，使汽车在行驶中出现不同程度的转向沉重、方向不稳、行驶跑偏、前轮摇摆等故障，增加了驾驶员的劳动强度，甚至影响到行驶的安全性。

1. 前轴的检修

前轴的耗损形式主要是主销孔、钢板弹簧座、定位孔的磨损及前轴的变形与裂纹。

(1) 前轴的磨损：

① 钢板弹簧座平面磨损大于 2mm，定位孔磨损大于 1mm，应堆焊后加工修复或更换新件。

② 主销轴承孔的磨损。主销轴承孔与主销的配合间隙：轿车不大于 0.10mm；载货汽车不大于 0.20mm。磨损超过极限值后，可采用镶套法或修理尺寸法修复。主销承孔端面磨损后可采用堆焊进行加工修理或更换新件。

(2) 前轴变形的检修。前轴不但容易变形，而且几何形状复杂，变形后影响汽车的操纵稳定性。在检验、校正前轴变形时，合理地选择检验、校正基准极为重要又比较困难。GB 8823—1988《汽车前桥及转向系修理技术条件》所推荐的基准有三个：以两钢板弹簧座平面的公共平面为基准，前轴主销孔轴线内倾角的大小应符合原设计规定；以垂直于该公共平面并通过两钢板弹簧座定位孔轴线的平面为基准，前轴主销孔轴线扭转角不得大于 30°，该轴线在基准平面法线方向的位置度公差为 4mm；前轴两主销孔轴线间的距离应符合原设计规定。

2. 转向节的检修

转向节的重点检修内容是磨损与隐伤。

(1) 隐伤的检验。转向节的油封轴颈处，因其断面的急剧变化，容易产生应力集中，是一个典型的危险断面，易产生疲劳损坏，造成转向节轴颈断裂。因此，二级维护和修理时要对转向节轴颈进行隐伤检验，一旦发现疲劳裂纹，只能更换，不许焊修。

(2) 磨损的检修。

① 转向节轴颈磨损的检修。轴颈与轴承的配合间隙：轴颈直径不大于 40mm 时，配合间隙为 0.04mm；轴颈直径大于 40mm 时，配合间隙为 0.05mm。转向节轴颈磨损超标后应更换新件。

② 转向节轴锁止螺纹的检验。损伤不多于 2 牙。锁止螺母只能用扳手拧入，若能用手拧入，说明螺纹中径磨损松旷，应予以修复或更换转向节。

(3) 主销衬套的更换。主销衬套与主销的配合间隙大于 0.15mm 时必须更换，以免引起汽车前轮摆振等故障。

3. 轮毂的检修

(1) 轮毂轴承孔磨损的检修。轮毂轴承孔与轴承座的配合过盈不得小于 0.009mm。

(2) 轮毂变形的检修。轮毂变形会引起车轮的不平衡，影响汽车行驶的稳定性和制动性。轮毂变形可通过测量凸缘的圆跳动来检测，其圆跳动公差不超过 0.15mm。

4. 前轮定位参数的调整

前轮定位是保证汽车行驶稳定性的重要因素，因此前轮定位参数检测和调整是汽车总装后的一项重要作业，同时在汽车二级维护时也必须进行检查和调整。常见车型前轮定位参数值如表 10.1 所示。

(1) 整体式车桥前束值的调整。整体式的车桥中其主销内倾角、主销后倾角、前轮外倾角这三个定位参数由车桥的结构保证，其大小一般不可调，但其前束值可通过改变横拉杆的长度予以调整。

(2) 断开式车桥前轮定位参数的调整。断开式转向桥的主销内倾角及主销后倾角一般由结构来保证，一般不需要也不能进行调整，但前轮外倾角是可以调整的。通常前轮外倾角与主销内倾角的调整同时进行，前轮外倾角调整好了，则主销内倾角也调整好了。前束值的调整仍然靠调整横拉杆的长度来实现。

5. 前轮最大转向角的检查和调整

将前轮转向角调到最大的目的是为了获得最小的转弯半径，以保证汽车的通过性和机动性。最大转向角如表 10.1 所示。

转向角最简易的检查调整方法是：将方向盘向左或向右打到底，前轮胎不与翼子板、钢板、直拉杆等机件碰撞，并有 8~10mm 的距离为宜。各种车辆规定不同的最大转向角，是以既能保证转向的灵活性，又能保证轮胎不与其他机件碰撞而定的。

表 10.1 汽车前轮定位参数

型 号	主销后倾	主销内倾	车 轮 外 倾	车 轮 前 束	最大转向角
解放 CA1092	1° 30'	8°	1°	2~4mm	左 38°
东风 EQ1090E	2° 30'	6°	1°	1~5mm	右 30° 30'
红旗 CA7220	-0° 30'±30'	14.16°	1.16°	0° ±5'	
普通桑塔纳	-30'±30'	14° 12'	前轮-30'±20' 后轮-1° 40'±20'	前轮+5'±5' 后轮+25'±15'	
桑塔纳 2000	-1° 30'±30'		前轮-40'±30' 后轮-1° 40'±20'	前轮-10'±5' 后轮+25'±15'	
捷达前卫	1° 30'±30'		前轮-30'±20' 后轮-1° 30'±10'	前轮 0° ±10' 后轮-1° 30'±10'	

续表

型 号	主销后倾	主销内倾	车 轮 外 倾	车 轮 前 束	最大转向角
富康	1° 30'±30'	10° 45'±40'	0° 30'±30'	空载-2~0mm 满载-3~1mm	外 31° 40' 内 38° 50'
天津夏利	2° 55'	12°	前轮 0° 20' 后轮-40'	前轮 0~2mm 后轮 4~8mm	
依维柯	30° ±30'	6° 30'	1°	1~3mm	外 36° 内 43°
切诺基	6°		0°	0mm	外 33°
丰田皇冠	-45° ±45'	7° 20'	空载 25'±30' 满载 30'±30'	4±1mm	
本田雅阁	3° ±1°		前轮 0° ±1° 后轮-0° 25'±30'	0±3mm	内 39° ±2° 外 30°

调整方法是旋出或旋入转向节上的转向角限位螺栓，或转动转向节壳上的一个调整螺栓进行调整，调整完毕后必须旋紧锁紧螺母。

6. 轮毂轴承预紧度的调整

车轮应能灵活地在轮毂轴承上旋转而无卡滞，且在轴向松动量不能过大或过小。过大，是由于车轮轮毂轴承间隙过大或转向节衬套磨损产生的；轴向松动量过小，使车轮旋转卡滞发热。

调整车轮轮毂轴承间隙时用千斤顶将车轮顶起，拆去轮毂盖，拧下锁止螺母，取下锁片与锁止垫圈，同时向前、后两个方向转动车轮，使轴承的圆锥形滚柱正确地坐于轴承圈的锥面上。拧紧后，反方向旋松调整螺母约1~2个锁紧垫片的孔位，使调整螺母上的止动销与销环上的邻近孔相重合，再装上锁紧垫圈与锁紧螺母。

10.7 实训 车架和车桥的拆装与维修

1. 实训目的与要求

- (1) 能够认识车架、转向桥、转向驱动桥各总成的类型；
- (2) 熟悉转向桥、转向驱动桥各零件的结构及相互装配关系；
- (3) 能够正确进行转向桥、转向驱动桥的拆装；
- (4) 掌握转向桥、转向驱动桥主要零件的检修内容和方法；
- (5) 掌握转向桥、转向驱动桥的装配方法和步骤；
- (6) 掌握转向桥、转向驱动桥的调整项目与调整方法；
- (7) 掌握转向桥、转向驱动桥的维护。

2. 实训内容简介

- (1) 转向桥、转向驱动桥的拆装及零部件认识；
- (2) 转向桥、转向驱动桥主要零件的检修；
- (3) 转向桥、转向驱动桥的维护；
- (4) 转向桥、转向驱动桥的常见故障诊断与排除。

思考与练习

1. 汽车车架有何作用？对汽车车架有何要求？
2. 常用汽车车架有哪些类型？各自的特点是什么？
3. 汽车转向桥由哪些部件组成？其装配关系如何？
4. 前轮定位的概念是什么？前轮定位的参数有哪些？各自的定义和功用是什么？
5. 转向驱动桥与转向桥结构上有何区别？
6. 车桥常见的损耗形式有哪些？
7. 车架的变形如何检测？

第 11 章 车轮与轮胎

知识目标

- 掌握车轮和轮胎的功用、类型与结构；
- 掌握车轮和轮胎规格的表示方法。

能力目标

- 能够正确选择与使用工具、设备，并规范进行车轮和轮胎的拆装、维护与检测；
- 能正确识别轮胎的型号与规格。

车轮与轮胎是汽车行驶系中的重要部件，位于汽车车身与路面之间，起支承汽车和装载质量，传递汽车与路面之间的各种力和力矩，缓冲车轮受路面颠簸时所引起的振动，保持汽车的行驶方向等作用。

11.1 车轮

11.1.1 车轮的功用、组成与分类

车轮（Wheel）介于轮胎和车桥之间，其功用是安装轮胎并传递和承受轮胎、车桥之间的各种力和力矩。

车轮是外部装轮胎、中心装车轴并承受负荷的旋转部件，它是由轮毂、轮辋和轮辐组成的。按照轮辐的结构形式不同，车轮分为辐板式和辐条式两种主要形式。在辐板式车轮中，又根据所用材料的不同分为钢板型和合金型。车轮如图 11.1 所示。

11.1.2 车轮的结构

1. 辐板式车轮

目前汽车上普遍采用辐板式车轮，车轮中的轮辋和辐板根据其连接形式，可以分为组合式结构和整体式结构。组合式结构将轮辋和辐板用焊接或铆接方式进行连接，整体式结构将轮辋和辐板用铸造成型或锻造成型方式进行连接。前者主要用于钢制车轮，而后者则用于铝合金制车轮。

图 11.2 所示的是典型的货车辐板式车轮。它由挡圈 1、轮辋 3、辐板 2 和气门嘴伸出口 4 组成。轮辋 3 与辐板 2 通过焊接方式连接成一体，辐板 2 通过中心孔和周围分布的螺栓孔安装在轮毂上。为了方便安装时车轮与轮毂中心重合，辐板 2 上的螺栓孔和螺栓及紧固螺母的端面部加工有定位曲面（凸面或凹面）。此外，为了减轻车轮的质量，有利于制动毂（盘）散热，方便拆装，还在辐板的外边缘制成几个通孔。

一些货车为了使后轮轮胎承受负荷时不致超负荷，货车的后桥通常装用双式车轮，如图 11.3 所示，即在轮毂上安装两个可以互换的辐板式车轮。两轮连接关系如图 11.4（a）所示。内轮的辐板 3 紧靠在轮毂 4 的凸缘上，用套状内外螺纹螺母 1 拧紧在轮毂的螺栓 5 上。外轮的辐板 2 紧靠着内轮辐板，并用锁紧螺母 6 拧紧在套状内外螺纹螺母 1 的外螺纹上。

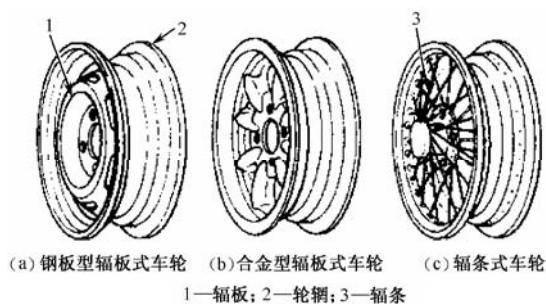
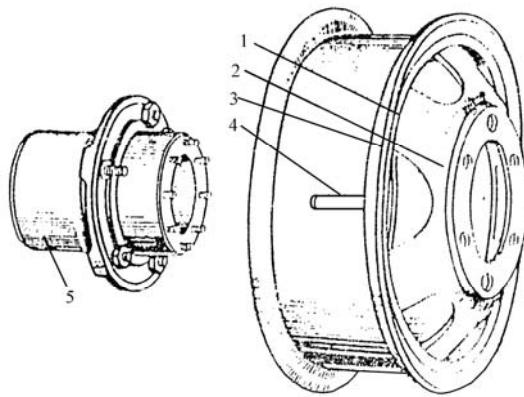
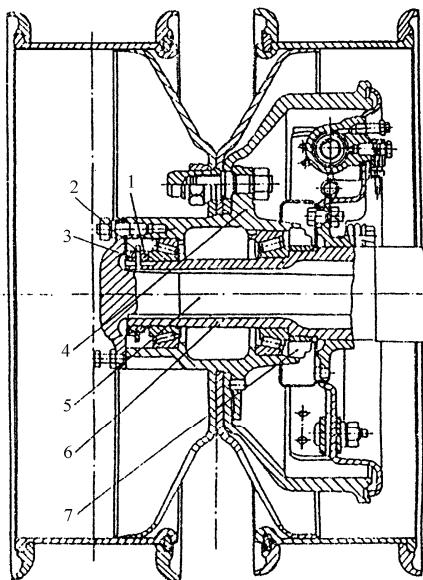


图 11.1 车轮



1—挡圈；2—辐板；3—轮辋；4—气门嘴伸出口；5—轮毂

图 11.2 货车辐板式车轮



1—调整螺母；2—锁止垫片；3—锁紧螺母；
4—轮毂；5—半轴；6—半轴套管；7—油封

图 11.3 货车双式车轮

汽车车轮是高速旋转部件，为了防止行驶中固定车轮的螺母自行松脱，造成交通事故，汽车左、右两侧车轮上的固定螺栓、螺母一般采用旋向不同的螺纹，即左轮使用左旋螺纹，右轮使用右旋螺纹。拆装时都是向汽车前进方向是紧，向汽车倒车方向是松。

目前由于轿车和一些货车使用了螺母防松脱结构，如图 11.4 (b) 所示，因此左、右两侧车轮上的固定螺母均采用右旋螺纹。

2. 辐条式车轮

现在还有用轮辐将轮辋和轮盘组装在一起的辐条式车轮。辐条可以用铸造件或钢丝制成。铸造辐条常用于装载质量大的重型汽车上，而钢丝辐条主要用于极少数追求独特的车辆上。图 11.5 所示的是铸造件辐条式车轮，它的轮辐是与轮毂 6 铸成一体的辐条 4，轮辋 1 用螺栓 2 和特殊形状的衬块 3 固定在辐条上，为了使轮辋与辐条的中心重合，在两者接合处都制有相应的配合锥面 5。

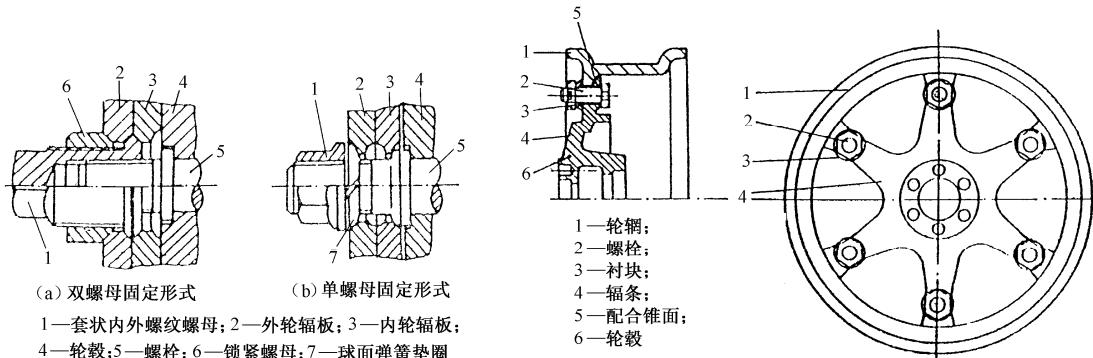


图 11.4 双式辐板式车轮的固定

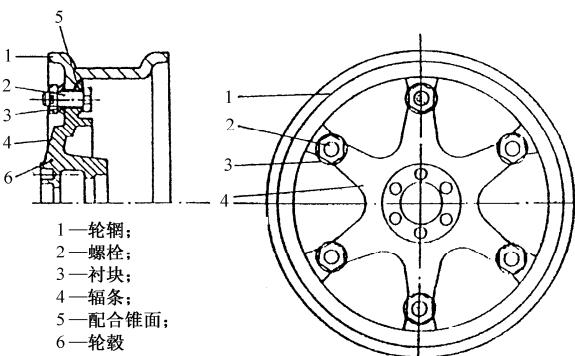


图 11.5 铸造件辐条式车轮

3. 轮辋

在车轮中轮辋的外部须安装上轮胎，当轮胎装入不同轮辋时，就会使轮胎变形，影响轮胎的性能。因此，不同规格的轮胎应该配用相应规格的标准轮辋。

(1) 国产轮辋规格。国产轮辋规格按国家标准用轮辋名义宽度、轮缘高度代号、轮辋结构形式

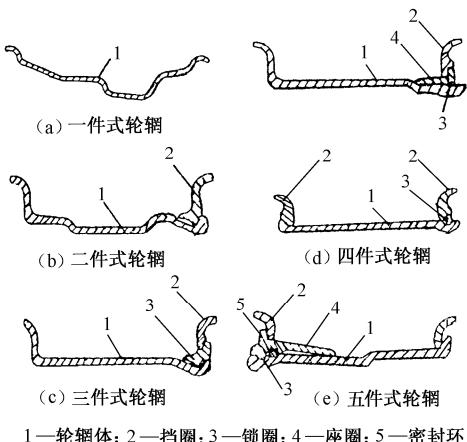
代号、轮辋名义直径和轮辋轮廓类型代号来表示。轮辋名义宽度和轮辋名义直径均用数字表示，单位为 in（英寸）（以 mm 表示时，要求轮胎与轮辋的单位一致）。轮辋高度代号用一个或几个拉丁字母表示，常用代号及对应高度如表 11.1 所示。

轮辋结构形式代号用符号“×”表示一件式轮辋；用“-”表示多件式轮辋，如图 11.6 所示。

轮辋轮廓类型代号用字母表示。不同代号所表示的轮辋轮廓类型如图 11.7 所示。

表 11.1 轮缘高度代号及其高度值

字母	C	D	E	F	G	H	J	K	L	P	R	S	T
高度 (mm)	15.88	17.45	19.81	22.23	27.94	33.73	17.27	19.26	21.59	25.40	28.58	33.33	38.10



1—轮辋体；2—挡圈；3—锁圈；4—座圈；5—密封环

图 11.6 轮辋结构形式

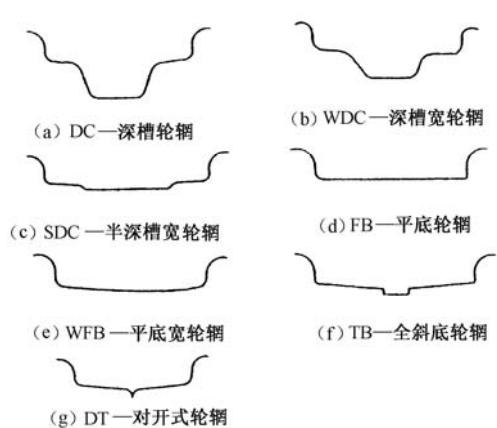


图 11.7 轮辋轮廓代号

例如，解放牌 CA1092 型汽车轮辋规格为 6.5-20，说明是轮辋名义宽度为 6.5 英寸、轮辋名义直径为 20 英寸的多件式轮辋；上海普通型桑塔纳轿车轮辋规格为 5.5J×13，说明是轮辋名义宽度为 5.5 英寸、轮辋名义直径为 13 英寸、轮缘高度为 17.27mm 的一件式轮辋。

(2) 常用轮辋的形式。轮辋的类型有 7 种，最常见的轮辋有深槽轮辋、平底轮辋和对开式轮辋，如图 11.8 所示。

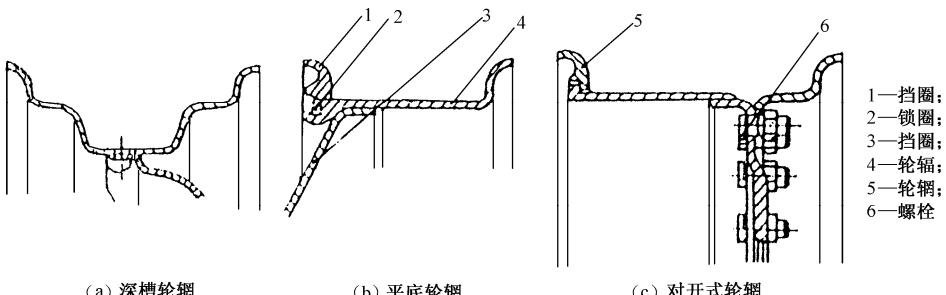


图 11.8 常见轮辋的形式

深槽轮辋主要用于轿车及越野车上。它有带肩的凸缘，用以安放外胎的胎圈，其肩部通常略向中间倾斜，断面中部的深凹槽是为便利外胎拆装而设的。深槽轮辋的结构简单，刚度大，质量较轻，对于小尺寸、弹性较大的轮胎最适宜，而尺寸较大的、较硬的轮胎则不适宜装进这种整体轮辋内。

平底轮辋有多种结构形式，主要用于货车上。挡圈 1 是整体的，而用一个开口锁圈 2 来限制挡圈的脱出。在安装轮胎时，先将轮胎套在轮辋上，而后套上挡圈，并将它向内推，直至越过轮辋上的环形槽，再将开口的弹性锁圈嵌入环形槽中。平底轮辋适用于尺寸较大而弹性较小的轮胎。

对开式轮辋多用于越野车，由内、外两部分组成，其内、外轮辋的宽度可以相等或不相等，两者通过螺栓连接。拆装轮胎时相对较方便，只要拆卸连接螺栓上的螺母，将轮辋内、外分开，轮胎即可拆下。

11.2 轮胎

11.2.1 轮胎的功用与类型

(1) 轮胎的功用。轮胎(Tyre)由橡胶制成，安装在轮辋上，并与轮辋组成车轮与地面接触，其功用是：支承汽车及货物的总质量；保证车轮和路面的附着，以提高汽车的牵引性、制动性和通过性；与汽车悬架一同减少汽车行驶中所受到的冲击，并衰减由此而产生的振动，以保证汽车有良好的乘坐舒适性和平顺性。因此，轮胎内部通常充有气体，以具有一定的承受载荷的能力和适宜的弹性；轮胎的外部有较复杂的花纹，以提高与路面的附着性。

(2) 轮胎的类型。按胎体结构的不同，轮胎可分为充气轮胎和实心轮胎两种，现代汽车绝大多数采用充气轮胎。

按轮胎内空气压力的大小可分为高压胎(0.5~0.7MPa)、低压胎(0.15~0.5MPa)和超低压胎(0.15MPa以下)。低压胎弹性好，断面宽，接地面积大，壁薄散热好，从而提高了汽车行驶的平顺性、稳定性，同时提高了轮胎的使用寿命，所以汽车上几乎全部都使用低压胎。

按保持空气方法的不同，充气轮胎分为有内胎轮胎和无内胎轮胎两种。无内胎轮胎在轿车上广泛采用，并开始在货车上使用。它没有内胎，空气直接压入外胎中，因此要求外胎与轮辋之间密封性要好。其优点是消除了内、外胎之间的摩擦，且散热性好，胎温低，有利于车速的提高，结构简单，质量小，寿命长，耐刺穿性好。但材料、工艺要求高，途中维修困难。

按胎体帘布层的结构不同，还可分为斜交轮胎和子午线轮胎。

11.2.2 充气轮胎的结构

1. 普通充气轮胎

普通充气轮胎由外胎、内胎和垫带组成，使用时安装在汽车车轮的轮辋上，如图11.9所示。

在深槽轮辋上使用的有内胎的轮胎没有垫带，无内胎的轮胎既无内胎也无垫带。

(1) 外胎的结构。外胎由胎面、帘布层、缓冲层和胎圈组成，如图11.10所示。

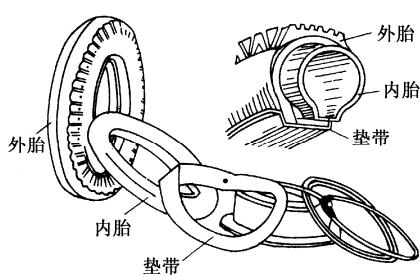


图 11.9 普通充气轮胎的组成

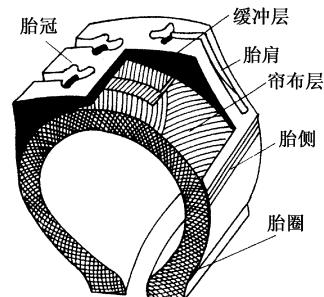


图 11.10 外胎的结构

① 胎面。胎面是轮胎的外表面，可分为胎冠、胎肩和胎侧三部分。

胎冠的外部是耐磨的橡胶层，用于保护帘布层和内胎免受路面造成的磨损和外部损伤。胎冠与路面直接接触，并产生摩擦阻力，使车辆行驶和制动。为使轮胎与地面有良好的附着性能，防止纵、横向滑移，在胎面上制有各种形状的花纹，主要有普通花纹（包括纵向折线花纹和横向花纹）、混合花纹、越野花纹等。普通花纹[如图11.11(a)所示]的特点是花纹细而浅，花纹块接地面积大，因而耐磨和附着性较好。其中纵向折线花纹滚动阻力小，操纵性能好，噪声小，适合于在较好的硬路面上高

速行驶，广泛用于轿车、客车及货车等各种车辆；横向花纹有耐磨性好、不易夹石等优点，但滚动阻力大，所以仅用于货车。混合花纹由纵向折线花纹和横向花纹组合而成[如图 11.11 (b) 所示]，在好路面和不良路面上都可提供稳定的驾驶性能，广泛用于客车和货车。越野花纹[如图 11.11 (c) 所示]的凹部深而粗，在软路面上与地面对着性好，越野能力强，适用于矿山、建筑工地及其他一些在松软路面上使用的越野汽车轮胎。

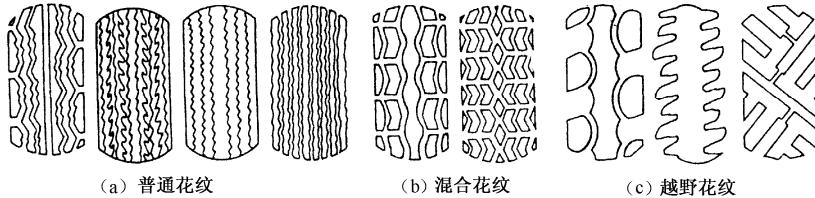


图 11.11 胎面花纹

胎肩是较厚的胎冠和较薄的胎侧间的过渡部分，一般也制有各种花纹，以提高该部位的散热性能。

胎侧又称胎壁，它由数层橡胶构成，覆盖轮胎两侧，保护内胎免受外部损坏。胎侧在行驶过程中不断地在载荷作用下弯曲变形。胎侧上标有厂家名称、轮胎尺寸及其他资料。

② 帘布层。帘布层是外胎的骨架，用以保持外胎的形状和尺寸，并使其具有足够的强度。帘布层通常由成双数的多层帘布用橡胶贴合而成，相邻的帘线交叉排列。帘布层数越多，轮胎的强度越大，但弹性下降。帘线可以是棉线、人造丝、尼龙和钢丝。

③ 缓冲层。缓冲层夹在胎面和帘布层之间，由两层或数层较稀疏的帘布和橡胶制成，弹性较大。其作用是加强胎面与帘布层之间的结合，防止汽车紧急制动时胎面与帘布层脱离，并缓和汽车行驶时所受到的路面冲击。

④ 胎圈。胎圈使外胎牢固地安装在轮辋上，有很大的刚度和强度，由钢丝圈、帘布层包边和胎圈包布组成。

(2) 内胎。内胎是一个环形的橡胶管，上面装有气门嘴，以便充入或排出空气。为使内胎在充气状态下不产生褶皱，其尺寸应稍小于外胎的内壁尺寸。

(3) 垫带。垫带是一个环形的橡胶带，它垫在内胎与轮辋之间，保护内胎不被轮辋和胎圈磨伤。

2. 普通斜交轮胎、子午线轮胎和无内胎轮胎的特点

(1) 普通斜交轮胎的结构和性能特点。帘布层和缓冲层各相邻层帘线交叉，且与胎面中心线呈小于 90° 排列的充气轮胎为普通斜交轮胎，常称斜交轮胎，如图 11.12 (a) 所示。普通斜交轮胎是一种老式的结构，由于帘布层的斜交排列，给轮胎胎面和胎侧增加了强度，在适当充气时，会使驾驶员感到较为柔软、舒适。接触地面时使胎面平整，减少了扭曲，汽车行驶平稳，牵引效果好，防穿透性有所改善，延长了轮胎的使用寿命。

(2) 子午线轮胎的结构及特点。子午线轮胎是用钢丝或纤维植物制作的帘布层，其帘线与胎面中心的夹角接近 90° ，并从一侧胎边穿过胎面到另一侧胎边，帘线在轮胎上的分布好像地球的子午线，所以称为子午线轮胎，如图 11.12 (b) 所示。由于子午线轮胎具有帘布成子午线环形排列、胎体与带束层帘布线形成许多密实的三角网状结构的特点，子午线轮胎帘线的强度得到充分利用，从而使帘布层可大量地减少，降低了轮胎的质量，并大大地提高了胎面的刚性，减少了胎面与路面的滑移现象，提高了轮胎的耐磨性。与普通斜交轮胎相比，子午线轮胎质量轻，轮胎弹性大，减振性能好，具有良好的附着性能，滚动阻力小，承载能力大，行驶中胎温低，胎面耐穿刺，轮胎使用寿命长。其缺点是轮胎成

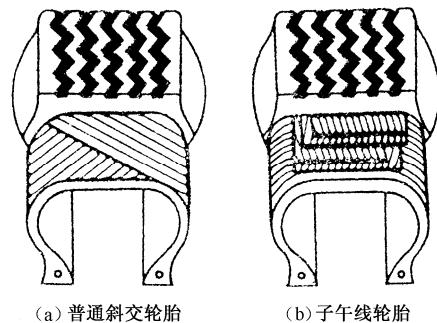


图 11.12 轮胎的结构形式

本高，胎侧变形大，容易产生裂口，且侧向稳定性相对较差。

(3) 无内胎轮胎的结构及特点。无内胎轮胎就是没有内胎和垫带, 充入轮胎的气体直接压入无内胎的轮胎中, 要求轮胎与轮辋之间有良好的密封性。其结构如图 11.13 所示。

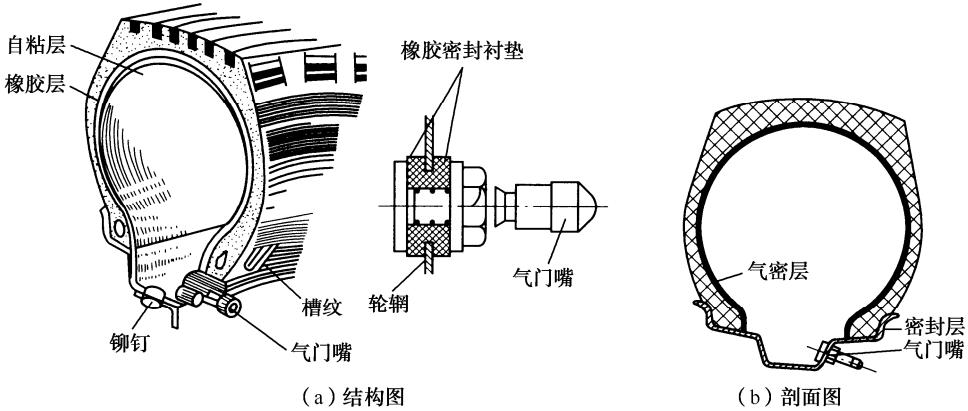


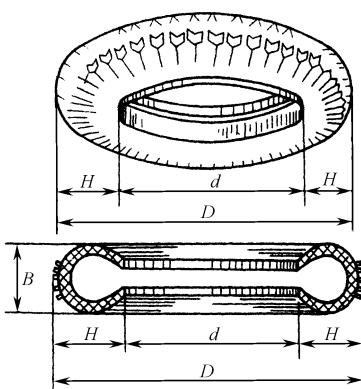
图 11.13 无内胎轮胎

无内胎轮胎为了保证密封性，与有内胎轮胎所不同的是在无内胎轮胎的内壁上附加了一层2~3mm厚的橡胶密封层，它是用硫化的方法黏附上去的。在密封层正对着胎面下面还贴有一层自粘层，起到自行将刺穿的孔上做出多道同心的环形槽纹，作用是在轮胎内空气压力的作用下，槽纹使轮圈紧紧地粘在轮辋边缘上，从而保证轮胎和轮辋之间的气密性；另外，气门嘴用橡胶密封垫直接固定在轮辋上，铆接轮辋和轮辐的铆钉外面涂上一层橡胶从内部塞入。

无内胎轮胎穿孔时压力不会急剧下降，仍然能继续安全行驶。无内胎轮胎中由于没有内胎故不存在内外胎的摩擦和夹卡而引起的损坏；它可以直接通过轮辋散热，所以轮胎工作温度低，使用寿命长；无内胎轮胎结构简单，质量较小。其缺点是材料、工艺要求高；轮胎爆破失效时，途中修理比较困难。无内胎轮胎近年来应用非常广泛，轿车几乎均使用无内胎轮胎，并开始在货车上使用。

11.2.3 轮胎的规格

轮胎的规格可用外胎直径 D 、胎圈内径或轮辋直径 d 、断面宽 B 和断面高 H 的名义尺寸代号表示，如图 11.14 所示。



D —外胎直径; d —胎圈内径或轮辋直径;
 B —轮胎断面宽度; H —轮胎断面高度

(1) 斜交轮胎规格。我国采用国际标准, 斜交轮胎的规格用 $B-d$ 表示。载重汽车斜交轮胎和轿车斜交轮胎的尺寸 B 和 d 均用 in (英寸) 为单位。 B 为轮胎名义断面宽度代号; d 为轮辋名义直径代号。示例如下: 9.00-20 表示轮胎名义断面宽度 9.00in, 轮辋名义直径 20in。

(2) 子午线轮胎规格。国产子午线轮胎规格用 BRd 表示，其中 R 代表子午线轮胎。

国产轿车子午线轮胎断面宽 B 已全部改用公制单位 mm, 载货汽车轮胎断面宽 B 有英制单位 in (英寸) 和公制单位两种, 而轮辋直径 d 的单位仍为 in (英寸)。

随着轮胎的扁平化，仅用断面宽 B 和轮辋直径 d 已不能完全表示轮胎的规格。即在断面宽 B 相同的情况下，断面高 H 随不同扁平率而变化。轮胎按其扁平率——高宽比 H/B 划分系列，目前国产轿车子午线轮胎有 80、75、70、65、60 五个系列，数字分别表示断面高 H 是断面宽 B 的 80%、75%、70%、65% 和

60%。显然，数字越小，轮胎越矮，即轮胎越扁平。

子午线轮胎规格示例如下：175/70HR13 表示轮胎断面宽度为 175mm、扁平率为 70%、速度等级为 H、轮辋直径为 13in 的子午线轮胎。

(3) 无内胎轮胎规格。按国标《载重汽车轮胎规格、尺寸、气压与负荷》(GB 2977—2008) 规定，载货汽车普通断面子午线无内胎轮胎规格用 *BRd* 表示。有些子午线轮胎采用在规格中加“TL”标志。例如，轮胎 195/70SR14TL，表示轮胎的断面宽度为 195mm，扁平率为 70%，表示轮胎速度等级为 S 级，子午线轮胎，轮辋直径为 14in，最后的“TL”表示无内胎轮胎。目前国产轿车均使用子午线无内胎轮胎。

(4) 速度等级。近年来，汽车和轮胎的性能都有很大的提高，要求轮胎的速度性能和汽车的最高速度相匹配。为此，轮胎需标明其速度等级。国际标准化组织 (International Organization for Standardization, ISO) 制定的并且已为一些国家所采用的速度符号标志 (表 11.2) 的特点是对各种速度均给一个代号。该表规定的速度等级既适用于轿车轮胎，也适用于货车轮胎，但是它们的含义不完全相同。对于轿车轮胎 (P 到 S 级)，是指不许超过的最高速度；对于货车轮胎 (F 到 N 级)，是指随负荷降低可以超过的参考速度。

我国采用了国际标准化组织规定的速度标志。根据《轿车轮胎规格、尺寸、气压与负荷》(GB 2978—2014) 规定，轿车轮胎采用表 11.2 中 L~H 10 级速度标志符号及对应的最高速度。同时还要求对于不同轮辋直径的轮胎，最高速度应符合表 11.3 中的规定。

表 11.2 速度标志表

速度标志	速度(km/h)	速度标志	速度(km/h)
A ₁	5	J	100
A ₂	10	K	110
A ₃	15	L	120
A ₄	20	M	130
A ₅	25	N	140
A ₆	30	P	150
A ₇	35	Q	160
A ₈	40	R	170
B	50	S	180
C	60	T	190
D	65	U	200
E	70	H	210
F	80	V	240
G	90	W	270

表 11.3 不同轮辋直径轮胎的最高速度

轮胎结构	速度级别	不同轮辋直径轮胎的最高速度(km/h)		
		10	12	≥13
斜交轮胎	P	120	135	150
子午线轮胎	Q	135	145	160
子午线轮胎	S	150	165	180
子午线轮胎	H		195	210

例如，轿车子午线轮胎 185/70SR13 规格中的 S 即表示速度等级为 S，允许的最高速度为 185km/h。

11.2.4 轮胎的性能

轮胎设计要为其特殊使用目的提供最佳性能。反过来，特定条件下行驶的汽车就要采用性能最合适的轮胎。

轮胎的性能包括：滚动阻力、轮胎所产生的热量、轮胎的制动性能、胎面花纹噪声、驻波、浮滑现象、轮胎磨损。

(1) 滚动阻力。轮胎的滚动阻力与轮胎的气压和弹性变形量有关。轮胎的气压越低和弹性变形量越大，轮胎的滚动阻力越大，但附着能力好，行驶的方向稳定性好；反之则小，但附着能力差，行驶的方向稳定性差。

(2) 轮胎产生的热量。轮胎产生的热量是因为轮胎变形时非弹性变形产生的，轮胎非弹性变形时吸收能量并将其转化为热量，因为它们都是不良导体，不能使产生的热量快速散发，因此热量积聚在轮胎材料内部，造成轮胎内部温度上升。过量的热量积聚，削弱了各橡胶层与轮胎帘线之间的贴合力，最终导致各橡胶层分离，甚至使轮胎爆裂。积聚在轮胎之间的热量因充气压力、载荷、车速、胎面纹槽深度及轮胎结构等因素而异。

(3) 制动性能。轮胎与路面之间所产生的制动力可使汽车减速和停车。制动力的大小取决于路面条件、轮胎类型、轮胎结构及轮胎工作的其他条件。轮胎的制动性能可由其摩擦系数评估。摩擦系数越小，则轮胎所产生的摩擦力越小，制动距离越长。

(4) 胎面花纹噪声。胎面花纹噪声是轮胎最突出的工作声音。与路面接触的胎面纹槽中含有空气，这些空气密封在纹槽与路面之间，并受到压缩，当胎面离开路面时，受到压缩的空气便从纹槽中突然冲出，产生噪声。

(5) 驻波。车辆行驶过程中，随着胎面新的部分与路面接触，轮胎便不断地变形。当该部分胎面离开路面时，轮胎内的空气压力及轮胎本身的弹性便要将轮胎恢复原状。但当车速较高时，轮胎旋转速度快得没有足够的时间来完成这一复原过程，在如此短暂的时间间隔中不断地重复这一过程，会使胎面振动，这些振动被称为驻波。储存在驻波中心的能量大部分转化为热量，使轮胎温度急剧升高。在某些情况下，这种储存的热量会导致爆裂，甚至在几分钟内将轮胎毁坏。一般来说，轿车轮胎的最大允许速度由出现驻波时的车速决定。

(6) 浮滑现象（水滑现象）。如果车速太高，胎面没有足够的时间从路面上排开积水，不能附着在路面上，车辆便会在积水路面上打滑，这种现象称为浮滑现象。这是因为，当车速升高时，水的阻力也相应增大，迫使轮胎“浮”在水面上。其效果与滑水运动相似：滑水运动员会在低速时沉入水中，而当速度升高时，它便开始在水面上滑行。横向花纹轮胎的排水性能比纵向花纹轮胎的排水性能好。

(7) 轮胎磨损。轮胎与路面之间的滚动和滑动摩擦力会使轮胎磨损，磨损程度与充气压力、载荷、车速、路面条件、温度有关。

11.2.5 轮胎压力监控系统

轮胎的使用状况直接影响汽车的行驶安全性，轻者导致爆胎，重者导致车辆失控，造成重大交通事故。因此，轮胎压力监控预警系统显得非常重要。

在汽车行驶时，轮胎压力监控系统（Tire Pressure Monitor System，TPMS）是对轮胎内空气压力和温度实时地进行自动监测的安全装置，当轮胎内气压过低或过高、漏气、温度过高、电池电压过低、传感器有故障时，系统都会立刻发出报警，提醒司机及时对轮胎进行检查和处理，以保障行车安全。

保持标准的轮胎气压行驶和及时发现轮胎漏气是防止爆胎的关键。而汽车轮胎压力监控系统（TPMS）毫无疑问将是理想的工具。

1. 类型

TPMS 的基本形式主要有以下两种。

(1) 直接式 TPMS (Pressure-Sensor Based TPMS, PSB TPMS)。这种系统利用安装在每一个轮胎里的压力传感器来直接测量轮胎的气压，利用无线电发射器将压力信息从轮胎内部发送到射频接收器系统，然后仪表会显示轮胎气压数据或者直接使用报警指示灯。

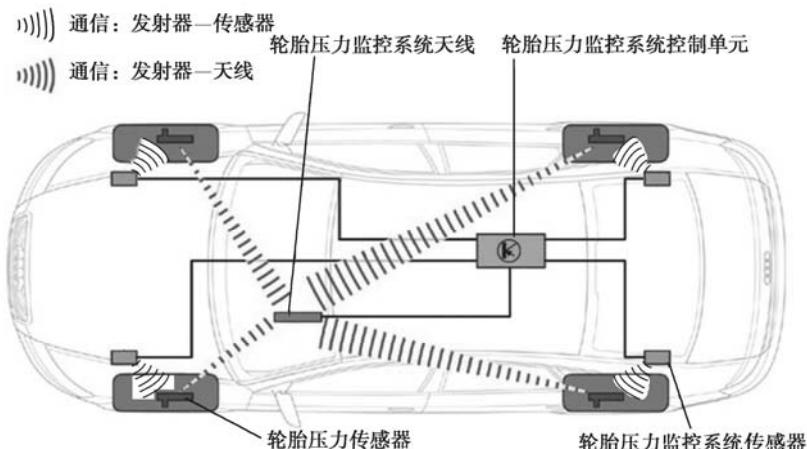
(2) 间接式 TPMS (Wheel-Speed Based TPMS, WSB TPMS)。这种系统是通过汽车本身 ABS 系统的轮速传感器来比较轮胎之间的转速差别，以达到监测胎压的目的。当轮胎压力降低时会使轮胎直径变小，在同等车速下这个轮胎会与其他正常轮胎转速不一样，这种变化即可触发系统报警。

由于 PSB TPMS 从功能和性能上均优于 WSB TPMS，因而，目前一般汽车所配置的 TPMS 大都采用直接式 TPMS。

2. 组成

汽车的典型直接式 TPMS 由传感器、控制单元、无线电发射器、射频接收器和锂电池等部分组成。

图 11.15 所示的是奥迪 A6 轿车轮胎压力监控系统示意图。轮胎压力监控系统控制单元连接在 CAN 总线上。每个车轮还有一个轮胎压力传感器，每个车轮罩内都安装了一个轮胎压力监控发射器。发射器、接收器和天线通过 LIN 总线与控制单元相连。



3. 工作过程

传感器用来检测轮胎的压力与温度，轮胎压力传感器上装有离心力传感器，该传感器可以识别出车轮是否在转动。传感器与发射器模块连接在一起，固定在气门芯、轮胎轮毂或放置在轮胎中，它将测量到的压力与温度信号转换为电信号，通过无线发射装置将信号发射出来，如图 11.16 所示。

传感器发射出来的无线电信号由接收器接收。由于发射出的无线电信号中含有传感器的 ID，这样控制单元就可识别出是哪个传感器发出的信息及其位置。经控制单元处理后，再由安装在驾驶台上的显示器显示出来，在行驶过程中实时地进行监视。其中显示方式可以采用如 LED、LCD 或语音提示等方式，如图 11.17 所示。





图 11.17 轮胎压力监控系统的显示

正常情况下，发射器每隔约 30s 就发射一次信号。如果传感器发现压力变化较快($>0.2\text{bar/min}$)，那么传感器会自动切换到快速发送模式，这时每隔 1s 就发送一次当前测量值。

有两种不同的警报显示方式，以 Audi A6 轿车为例。

压力损失较小（低于规定值超过 0.3bar）时，出现的是“弱警报”（黄色显示），如图 11.18 所示。

压力损失较大（当按压力规定值调整冷充气压力时，压力低于规定压力超过 0.5bar）时，出现的是“强报警”（红色显示），如图 11.19 所示。

如果与规定值的偏差不低于 0.3bar，那么控制单元就会“观察”一会儿这个偏差，但不立即发出警报。如果这个不低于 0.3bar 的偏差持续的时间超过 17min，那么控制单元就会发出“弱报警”。

如果控制单元识别出两次连续压力测量值都与规定值相差至少 0.5 bar 的话，那么就会发出“强报警”。除了显示屏上有光学显示以外，还有一个声音报警信号（锣声）。



图 11.18 “弱报警”的显示



图 11.19 “强报警”的显示

11.3 车轮和轮胎的维修

车轮和轮胎的维护应结合车辆的维护强制执行。本节主要介绍轮胎的维护。轮胎维护可分为日常维护、一级维护和二级维护。

11.3.1 轮胎的日常维护

日常维护包括出车前、行车中和收车后的检视，主要是检视轮胎气压和有无不正常的磨损和损

伤，并及时消除造成不正常磨损和损伤的因素。轮胎日常维护的作业内容如下。

(1) 出车前检视：

① 用气压表检查轮胎气压是否符合规定，气门嘴是否漏气，气门帽是否齐全，气门嘴是否碰擦制动鼓。

② 检查轮胎螺母是否紧固，翼子板、挡泥板、货厢等有无碰擦轮胎现象。

③ 检查随车工具，如撬胎棒、千斤顶、轮胎螺母套筒扳手、气压表、手锤、挖石子钩等是否齐全。

(2) 行驶中检视：

① 行驶途中检视结合途中停车、装卸等各种机会进行。

② 检查轮胎螺母有无松动，翼子板、挡泥板、货厢等有无碰擦轮胎现象。

③ 及时发现并取出轮胎夹石和花纹中的石子及杂物。

④ 检查轮胎气压，摸试轮胎温度。

⑤ 检查轮胎胎面及胎侧有无不正常的磨损和损伤，以及轮辋有无损伤。

(3) 收车后检视：

① 停车场地应干燥清洁、无油污，严寒地区应扫除停车场上的冰雪，以免轮胎与地面冻结。

② 停车后应注意检查轮胎有无漏气现象，并查找漏气原因，予以排除。

③ 检查花纹并取出夹石和花纹中的石子、杂物。

④ 检查轮胎螺母是否松动，备胎架装置是否牢固，以及车辆机件有无碰擦轮胎的现象。

⑤ 如途中换用备胎，收车后应将损坏的轮胎及时送修。

11.3.2 一级维护轮胎作业项目

(1) 紧固轮胎螺母，检查气门嘴是否漏气、气门帽是否齐全，如发现损坏或缺少应立即修理或补齐。

(2) 取出夹石和花纹中的石子、杂物，如有较深划痕应用生胶填塞。刺伤后若不及时修补，水气进入胎体锈蚀钢丝帘线，造成早期损坏。

(3) 检查轮胎磨损情况，如有不正常磨损或起鼓、变形等现象，应查找原因，予以排除。

(4) 如需检查外胎内部，应拆卸解体，如有损伤应及时修补。

(5) 检查轮胎搭配和轮辋、挡圈、锁圈是否正常。

(6) 检查轮胎（包括备胎）气压，并按标准补足。

(7) 检查轮胎有无与其他机件刮碰现象，备胎架是否完好、紧固，如不符合要求，应予排除。

(8) 必要时（如单边偏磨严重）应进行一次轮胎换位，以保持胎面花纹磨耗均匀。

完成上述作业后应填写维护记录。

11.3.3 二级维护轮胎作业项目

除执行一级维护的各项作业外，还应进行以下各项维护项目。

(1) 拆卸轮胎，按轮胎标准测量胎面花纹磨耗、周长及断面宽的变化，作为换位和搭配的依据。

(2) 轮胎解体检查：

① 胎冠、胎肩、胎侧及胎内有无内伤、脱层、起鼓和变形等现象。

② 内胎、垫带有无咬伤、褶皱现象，气门嘴、气门芯是否完好。

③ 轮辋、挡圈和锁圈有无变形、锈蚀，并视情况涂漆。

④ 轮辋螺栓孔有无过度磨损或裂纹现象。

(3) 排除解体检查所发现的故障后，进行装合和充气。

(4) 高速车应进行轮胎的动平衡检测。

(5) 按规定进行轮胎换位。

(6) 发现轮胎有不正常的磨损或损坏，应查明原因并予以排除。

完成上述作业后应填写维护记录。

11.3.4 轮胎的正确使用、换位和车轮动平衡检测

1. 轮胎的正确使用

(1) 保持轮胎气压正常。轮胎的气压是决定轮胎使用寿命和工作良好与否的重要因素。轮胎的气压受到充气时气压、使用条件和气体缓慢泄漏等影响。保持轮胎气压的关键是定期检查轮胎气压。

轮胎气压过低时，造成胎侧变形加大，胎冠部向内凸起，胎面接地面积增大，滑移量增加，使胎肩部位磨损加剧，如图 11.20 (c) 所示；由于轮胎变形大，轮胎帘布层中的帘线应力增加，使得轮胎温度升高，加速橡胶老化和帘布与橡胶脱层，帘布松散，甚至帘线折断。轮胎气压过低，会使滚动阻力增大，燃料消耗增加。

轮胎气压过高时，轮胎内部压力增加，接地面积减小，使轮胎的胎冠部位向外凸起，造成胎冠磨损加剧，如图 11.20 (b) 所示；由于轮胎的橡胶、帘布等材料过度拉伸，气压高使轮胎刚性增加，一旦遇到冲击，极易造成轮胎的爆破。但是，轮胎气压略高，有利于降低行驶阻力，节约燃料。

(2) 防止轮胎超载。轮胎承受负荷的高低对使用寿命影响较大。轮胎承受的负荷较小时，使用寿命会大大地提高，但是不利于提高运输生产效率。轮胎承受的负荷较大时，使用寿命随负荷的增加而缩短。其原因是轮胎超载后，帘布和帘线应力增大，容易造成帘布与橡胶脱层和帘线松散、折断，同时因为变形加大使轮胎接地面积增加，致使轮胎胎肩磨损加剧；轮胎超载后，变形加大使轮胎温度升高，一旦遇到障碍物时极易引起轮胎爆破。

防止轮胎超载的关键是按标定的载量载货载客，不得超载。另外更需要注意货物装载的平衡，否则，会造成偏载后的局部超载，如图 11.21 所示。

(3) 合理搭配轮胎。合理搭配轮胎的目的是使整个汽车上的几条轮胎尽量磨损一致，使其有同等寿命。搭配轮胎的原则如下：装用新轮胎时，同一车轴上配同一规格、结构、层级和花纹的轮胎；货车双胎并装的后轮还需加上同一品牌。装用成色不同的轮胎时，前轮尽量使用最好的轮胎，备用轮胎使用较好的轮胎，直径较大的轮胎应该装在双胎并装的后轮外侧，翻新轮胎不得用于转向轮。

(4) 精心驾驶车辆。驾驶车辆技术的好与坏直接影响到汽车的使用寿命，轮胎也是如此。精心地驾驶车辆从而节省轮胎的驾驶操作要领是：起步平稳，避免轮胎滑转；均匀加速，中速行驶，避免急加速和急减速；转弯减速，避免高速转弯引起的轮胎横向滑移；以滑代制，避免紧急制动造成轮胎拖磨。

(5) 保持良好的底盘技术状况。轮胎的异常磨损与底盘技术状况有关，如前轮定位中的前轮外倾与前轮前束配合不当、轮毂轴承松旷、转向传动机构间隙过大、车轮不平衡、轮辋变形、悬架与车架变形或制动技术状况不良等都会引起轮胎的不正常磨损，因此保持良好的底盘技术状况对防止轮胎的不正常磨损很关键。

2. 轮胎的换位

按时正确的轮胎换位可使轮胎磨损均匀，可延长 20% 左右的使用寿命。轮胎换位应结合车辆的

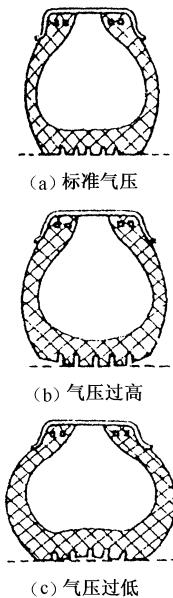


图 11.20 轮胎气压与轮胎接地面积的关系

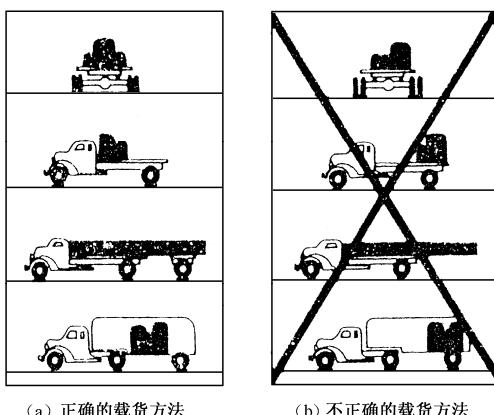


图 11.21 载货汽车装载货物分布

制动技术状况不良等都会引起轮胎的不正常磨损，因此保持良好的底盘技术状况对防止轮胎的不正常磨损很关键。

二级维护定期进行。

常用的换位方法有交叉换位法和循环换位法，如图 11.22 所示。装用普通斜交轮胎的六轮二桥汽车常用图中的交叉换位法，并在换位的同时翻面。

四轮二桥汽车采用斜交轮胎也可用交叉换位法，如图 11.23 (a) 所示；子午线轮胎宜用单边换位法，如图 11.23 (b) 所示。

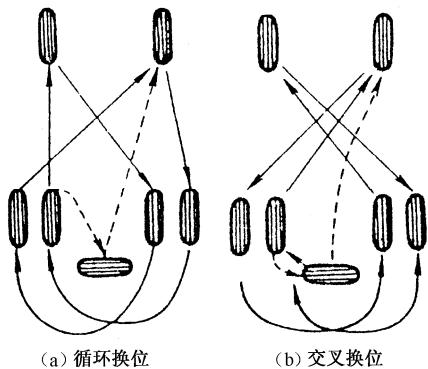


图 11.22 六轮二桥轮胎换位

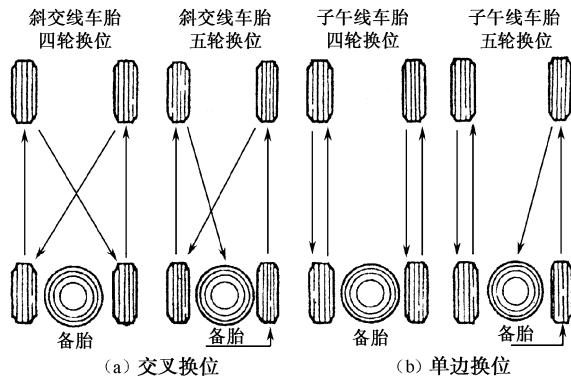


图 11.23 四轮二桥轮胎换位

3. 车轮平衡的检测

(1) 车轮动不平衡的危害。车轮动不平衡时，造成车轮的跳动和偏摆，使汽车的有关零件受到损坏，使用寿命下降。对于高速行驶的汽车来说，还容易造成行驶不安全。

(2) 车轮动不平衡的原因。车轮动不平衡的主要原因是质量分布不均匀；轮辋、制动鼓变形；轮毂与轮辋加工质量不佳，如中心不准、轮胎螺栓孔分布不均、螺栓质量不佳、安装位置不正确等。

(3) 车轮动不平衡的检测和调整。车轮动不平衡对汽车的危害很大，因此必须对车轮进行动不平衡的检测和调整，车轮动不平衡的检测和调整要在专用的仪器上进行，如图 11.24 所示。具体方法和步骤不再赘述。

11.4 车轮和轮胎的故障诊断

1. 车轮常见故障诊断

车轮常见故障为轮毂轴承过松或过紧。轮毂轴承过松会造成车轮摆振及行驶不稳，严重时还能使车轮甩出。此时，可将车轮支起，通过用手横向摇晃车轮，即可诊断出轮毂轴承是否松旷。一旦发现轴承松旷，必须立即修理。轮毂轴承过紧会造成汽车行驶跑偏。全部轮毂轴承过紧时，会使汽车滑行距离明显下降。轮毂轴承过紧会使汽车经过一段行驶后，轮毂处温度明显上升，有时甚至使润滑脂溶化而容易甩入制动鼓内。将车轮支起后，转动车轮将明显感到费力沉重。

2. 轮胎常见故障诊断

发动机通过传动系统带动轮胎旋转，这意味着轮胎属于传动系的一部分。前轮轮胎还会根据转向盘的运动，改变车辆的运动方向，因此，轮胎也属于转向系统的一部分。此外，由于轮胎也用于支承车重及吸收路面振动，所以，轮胎还是悬架系统的一部分。因此在进行轮胎的故障诊断排除分析时，一定要考虑轮胎与车轮、转向、悬架之间的关系。同样重要的是，轮胎的使用和维护不良也可能导致轮胎本身及相关系统的故障。因此，轮胎故障诊断排除分析的第一步便是检查轮胎，应该

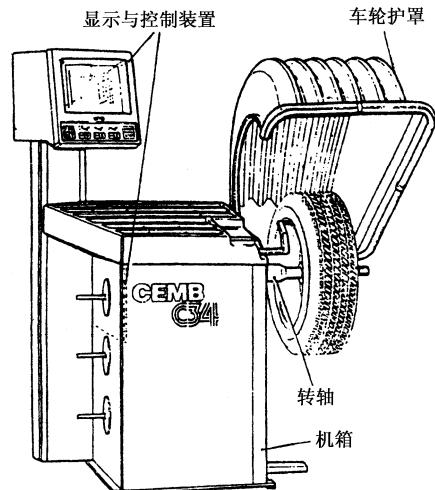


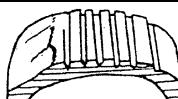
图 11.24 离车式车轮动平衡仪

使用正确，维护恰当。

轮胎的主要故障是轮胎花纹的异常磨损。检查轮胎花纹的异常磨损，可以发现故障的早期征兆和原因，以便及时排除影响轮胎寿命的不良因素，防止早期磨损和损坏。

轮胎异常磨损，除磨损过快外，还有其他种种特征。轮胎异常磨损的原因除气压过高过低外，主要是底盘技术状况变坏，如前轮定位不良、轮毂轴承松旷、横拉杆球节和主销衬套间隙过大，车轮不平衡，轮辋变形或不配套，车桥或车架变形和钢板弹簧技术状况不良等。轮胎异常磨损的特征与原因如表 11.4 所示。

表 11.4 轮胎花纹异常磨损的特征与原因

特 征	原 因	特 征	原 因
 胎冠过度磨损	气压过高	 单边磨损	前轮外倾角失准，后桥壳变形
 胎肩过度磨损	气压过低	 杯形(贝壳形)磨损	悬架部件和连接车轮的部件(球节、车轮轴承、减震器、弹簧衬套等)磨损，车轮不平衡
 锯齿(羽毛)状磨损	前束失准，主销衬套或球节松旷	 第二道花纹过度磨损 (只出现在子午线上)	轮辋太窄而轮胎太宽，不配套

11.5 实训 车轮和轮胎的拆装与维修

1. 实训目的与要求

- (1) 能够正确进行车轮和轮胎的拆装；
- (2) 能够认识车轮和轮胎的结构类型及规格；
- (3) 掌握车轮和轮胎维护与检修及车轮的动平衡试验；
- (4) 掌握车轮和轮胎常见故障的诊断与排除方法。

2. 实训内容简述

- (1) 车轮和轮胎的拆装及结构类型认识；
- (2) 车轮和轮胎的维护、修理及车轮的动平衡试验；
- (3) 车轮和轮胎的故障诊断与排除。

思考与练习

1. 车轮有何作用？由哪几部分组成？常见的类型有哪几种？
2. 车轮安装在轮毂上要不要定位？如何定位？
3. 轮辋有几种类型？国产轮辋是如何表示的？
4. 轮胎有何作用？有几种形式？
5. 轮胎由哪几部分组成？
6. 不同花纹的轮胎有何特点？
7. 子午线轮胎与普通斜交轮胎相比有何优点？
8. 轮胎规格是如何表示的？轮胎有哪些性能？
9. 汽车轮胎的保养和维护有哪些内容？轮胎换位要如何进行？

第12章 悬架

知识目标

- 熟悉悬架的功用、基本组成、结构和工作原理；
- 掌握各种弹性元件与减震器的结构特点和作用原理；
- 熟悉非独立悬架和独立悬架的类型与特点。

能力目标

- 能够正确选择与使用工具、设备，并规范进行悬架系统的拆装、检测与维护；
- 能分析、诊断与排除悬架系统的常见故障。

12.1 概述

汽车悬架（Suspension）是车架（或车身）与车桥（或车轮）之间一切传力连接装置的统称，它弹性地连接车桥与车架（或车身）。

（1）悬架的功用：

- 缓和行驶中车辆受到的由不平路面引起的冲击力，保证乘坐舒适和货物完好。
- 传递垂直、纵向、侧向力及其力矩。
- 迅速衰减由于弹性系统引起的振动。
- 起导向作用，使车轮按一定轨迹相对于车身运动。

悬架的功用可以概括为传力、缓冲、减振、导向。

（2）悬架的组成。悬架一般由弹性元件、减震器、导向装置和横向稳定杆等组成，如图 12.1 所示。

弹性元件用来承受并传递垂直载荷，缓和不平路面、紧急制动、加速和转弯引起的冲击。减震器用来衰减由于弹性系统引起的振动。导向装置用来使车轮按一定运动轨迹相对车身运动，同时起传递力的作用，通常导向装置由摆臂式控制杆件组成。有些轿车和客车上，为防止车身在转向等情况下发生过大的横向倾斜，在悬架系统中加设有横向稳定杆，目的是提高侧倾刚度，改善汽车的操作稳定性和行驶平顺性。

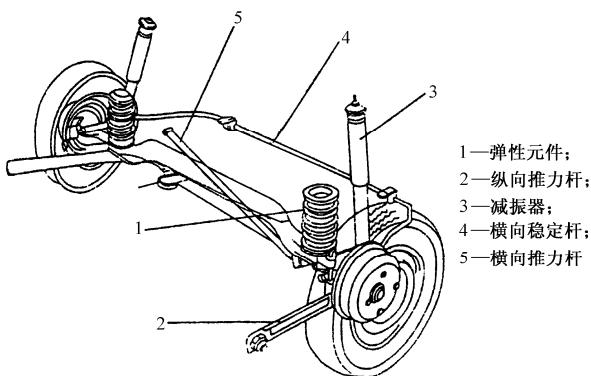


图 12.1 被动悬架的组成

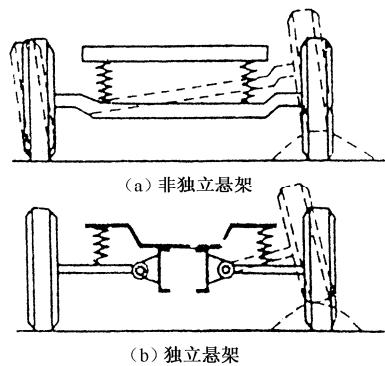


图 12.2 悬架的类型及示意图

（3）悬架的类型。悬架的类型因分类方式不同而不同。

按照控制形式不同，悬架可分为被动式悬架和主动式悬架两大类。目前多数汽车上采用被动式悬架。被动式悬架的含义是汽车姿态（状态）只能被动地取决于路面行驶状况和汽车的弹性元件、导向装置及减震器这些机械零件。主动悬架则可以根据路面和行驶状况自动调整悬架刚度和阻尼，从而使车辆能主动地控制垂直振动及其车身的姿态。

根据导向装置的不同，悬架又可分为独立悬架和非独立悬架，如图 12.2 所示。

非独立悬架的特点是两侧车轮安装于一整体式车桥上，车轮连同车桥一起通过弹性元件悬挂在车架或车身下。当一侧车轮受到冲击时会直接影响到另一侧车轮。非独立悬架由于簧载质量比较大，特别是汽车高速行驶、悬架受到较大的冲击载荷时，汽车平顺性较差。

独立悬架的两侧车轮分别独立地与车架或车身弹性地连接。当一侧车轮受到冲击时，几乎不会直接影响到另一侧车轮。独立悬架簧载质量小，地面对车身和车架的冲击小。

12.2 弹性元件

悬架采用的常见弹性元件有钢板弹簧、螺旋弹簧、扭杆弹簧、空气弹簧和油气弹簧等。

1. 钢板弹簧

钢板弹簧（Leaf Spring）是在汽车悬架中使用最为广泛的弹性元件。钢板弹簧是由若干不等长的合金弹簧片叠加在一起组合成一根近似等强度的梁，其构造如图 12.3 所示。钢板弹簧最上面的一片（最长的一片）称为主片，其两端弯成卷耳 1，内装青铜（或塑料、橡胶、粉末冶金等）材料制成的衬套，用销与固定在车架上的支架或吊耳做铰链连接。钢板弹簧的中心部位用 U 形螺栓与车桥固定。

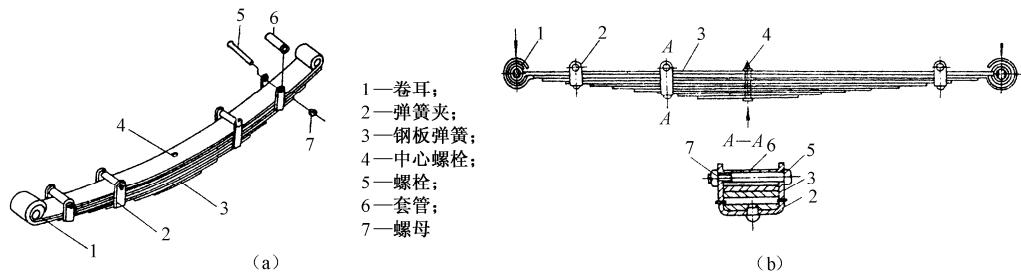


图 12.3 钢板弹簧

中心螺栓 4 用来连接各种弹簧片，并保证各片装配时的相对位置。为了增加主片卷耳的强度，有些钢板弹簧将第二片末端也弯成半卷耳，包在主片卷耳的外面，但留有较大的间隙，使得弹簧在变形时，各片间有相对滑动、伸缩的空间。

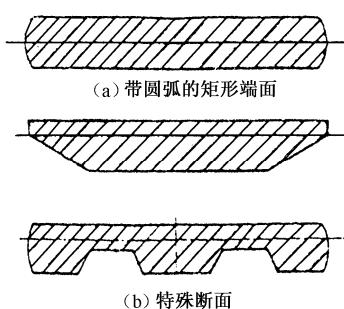


图 12.4 钢板弹簧断面形状

钢板弹簧在载荷作用下变形，各片之间相对滑动而产生摩擦，可使车架的振动衰减，所以可以没有减震器，为防止片间干摩擦，各片之间应涂上较稠的石墨润滑脂进行润滑，并应定期维护。钢板弹簧本身还起导向装置的作用，可不必再单独设置导向装置，因此结构简单。所以，有些高级轿车的后悬架也采用钢板弹簧作为弹性元件。目前一些汽车上采用变厚度的单片或二至三片的钢板弹簧，它可以减小片与片之间的干摩擦，同时减轻质量，如图 12.5 所示。

2. 螺旋弹簧

螺旋弹簧（Spiral Spring）大多应用在独立悬架上，尤其是前轮独立悬架中。在有些轿车上，后轮非独立悬架上也使用螺旋弹簧作为弹性元件，如图 12.1 所示。

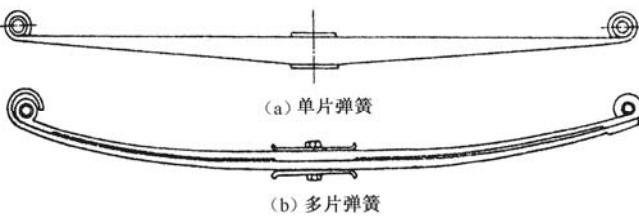


图 12.5 钢板弹簧断面形状

与钢板弹簧相比，螺旋弹簧有无摩擦、占用纵向空间小及弹簧本身质量小等特点，因此在现代轿车上广泛采用。

3. 扭杆弹簧

扭杆弹簧（Torsion Bar Spring）用铬钒或硅锰合金与具有扭曲刚性的弹簧钢制成，扭杆断面如图 12.6 所示，常用的为圆形，少数是矩形或管状。为保护扭杆表面，可在其上涂抹环氧树脂，并包一层玻璃纤维，再涂一层环氧树脂，最后涂上沥青和防锈油漆，以防磨蚀和损坏表面，从而提高扭杆弹簧的使用寿命。

如图 12.7 所示，扭杆弹簧是一根由弹簧钢制成的杆。扭杆的一端固定在车架上，另一端通过摆臂与车轮相连。当车轮跳动时，摆臂便绕着扭杆轴线摆动，使扭杆产生扭转弹性变形，在车轮与车架之间起弹性连接的作用。

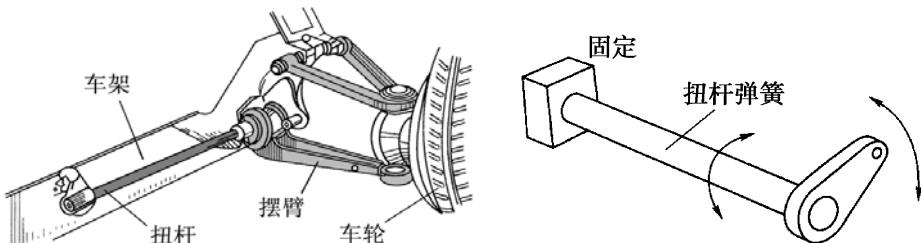


图 12.7 扭杆弹簧

扭杆弹簧在制造时，经热处理后施加一定方向的扭转力矩载荷，使它有一个永久变形，从而具有一定的预应力，以提高其弹性极限。左、右扭杆由于施加的预应力有方向性，装在车上时扭转的方向应与所预加的应力方向相一致，因此在左、右扭杆做有标记，安装时应加以注意。

采用扭杆弹簧做弹性元件的悬架需设导向装置和减震器。扭杆弹簧与钢板弹簧相比，质量较轻，不用润滑，保养维修简便，刚度可变且车身高度调节方便，而且扭杆弹簧可以节省纵向空间。

4. 气体弹簧

气体弹簧（Gas Spring）主要有空气弹簧和油气弹簧两种。气体弹簧是以空气做弹性介质，即在一个密闭的容器内装入压缩空气，利用气体的可压缩性实现弹簧的作用。

油气弹簧以化学性质不太活泼的气体（如氮或惰性气体）作为弹性介质，用油液作为传力介质，利用气体的可压缩性实现弹簧作用，从而弹性地连接车桥和车架，结构原理如图 12.8 所示。球形室 1 固定在工作缸 6 上，橡胶隔膜 3 将油与气隔开，充入高压氮气 2 的一侧为气室，与工作缸相同而充满油液 4 的一侧为油室。工作缸 6 内装有活塞 7 和阻尼阀 5 及阀座。

螺旋弹簧用弹簧钢料卷制而成，有刚度不变的圆柱形螺旋弹簧和刚度可变的圆锥形螺旋弹簧两种。

螺旋弹簧只能承受垂直载荷，用它做弹性元件的悬架必须加设导向装置，同时螺旋弹簧变形时不产生摩擦力，所以必须有减震器，用于衰减因冲击而产生的振动。

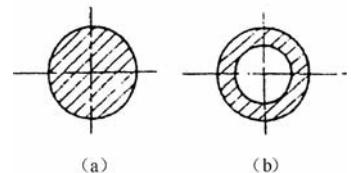


图 12.6 扭杆断面形状

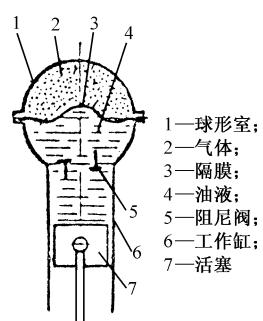


图 12.8 油气弹簧结构原理

当汽车受到载荷增加变化时,活塞7向上移动,使工作缸内油压升高,打开阻尼阀5进入球形室下部,推动隔膜3向气室方向移动,气室受到压缩压力升高,使油气弹簧刚度增加。当载荷减小时,气室内的高压氮气膨胀,隔膜向下方(油室)移动,油液通过阻尼阀流回工作缸,活塞下移使油压降低,同时气室容积变大、压力下降,使油气弹簧刚度降低。油气弹簧具有可变刚度的特性,刚度与载荷呈正比关系,正好满足车身自振频率保持不变的要求。

油气弹簧体积小,质量轻,但是对密封性要求很高,维护较麻烦。

由于空气弹簧和油气弹簧只能承受垂直载荷,因此采用这种弹簧的悬架也必须加设导向装置和减震器。

12.3 减震器

12.3.1 概述

为加速汽车车架和车身振动的衰减,改善汽车行驶的平顺性,悬架系统中有减震器(Shock Absorber)。减震器与弹性元件并联安装,如图12.9所示。其工作原理如图12.10所示,当车架或车身与车桥间受振动出现相对运动时,减震器内的活塞上下移动,使油液反复地通过活塞上的阀门与量孔从一个腔经过不同的孔隙流入另一个腔内,利用孔壁与油液间的摩擦和油液分子间的内摩擦消耗振动的能量,而对振动形成阻尼力,从而衰减振动。减震器阻尼力随车架与车桥之间的相对运动速度的增减而增减,并与油液黏度、孔道的多少及孔道的大小等因素有关。

减震器若阻尼力过大,振动衰减变得过快,使悬架的弹性元件的缓冲作用变差,为此必须满足以下要求。

(1) 在悬架压缩行程(车桥和车架相互靠近),减震器阻尼力较小,以充分发挥弹性元件的弹性作用来缓和冲击,这时弹性元件起主要作用。

(2) 在悬架伸张行程(车桥和车架相互远离),减震器阻尼力应较大,以迅速减振,此时减震器起主要作用。

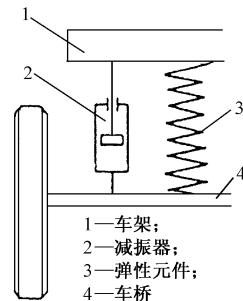


图12.9 减震器和弹性元件
并联安装示意图

(3) 当车桥与车架的相对运动速度过大时,减震器应能自动加大油液流通通道截面面积,使阻尼力始终保持在一定限度之内,以避免承受过大的冲击载荷。

在压缩行程和伸张行程都能起减振作用的减震器称为双向作用式减震器,只在伸张行程能起减振作用的减震器称为单向作用式减震器。目前汽车上多采用双向作用筒式减震器。

12.3.2 双向作用筒式减震器

双向作用筒式减震器(Cylinder Shock Absorber)的工作原理如图12.11所示。双向作用筒式减震器上连车架、下连车桥,有三个同心钢管组成。最外面的为防尘罩10,中间的是储油缸5,最里面的是工作缸2。工作缸筒中活塞3固定在与防尘罩制成一体的活塞杆1上,活塞上有伸张阀4和流通阀8,在工作缸筒下端的支座上有压缩阀6和补偿阀7。流通阀和补偿阀的弹簧都很软,压缩阀和伸张阀的弹簧都很硬。

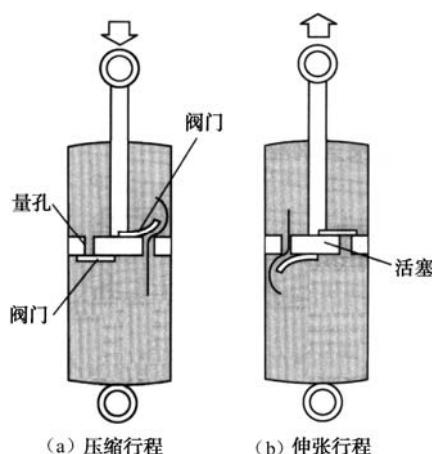


图12.10 液压减震器的基本原理

其工作过程及工作原理如下。

(1) 压缩行程。车桥靠近车架(或车身),减震器压缩,活塞下移,活塞下方腔室容积减小,油压升高,将流通阀顶开进入活塞上方腔室。因活塞杆占用部分容积,使上腔室增加的容积小于下腔室减小的容积,部分不能进入上腔室的油液打开压缩阀流回储油缸。利用油液与孔之间的摩擦来衰减振动,车身剧烈振动时下腔室油压剧增,压缩阀的开口增大,这样油压和阻尼力不会过大,可使弹性元件的缓冲作用充分发挥。

(2) 伸张行程。车桥远离车架(或车身),减震器受拉活塞上移,活塞上方腔室油压升高,推开伸张阀流回活塞下方腔室。因活塞杆的存在,使上腔室减小的容积小于下腔室增加的容积,储油缸中的油液在真空度的作用下流经补偿阀进入下腔室来补偿。由于伸张阀的弹簧刚度和预紧力大于压缩阀,且伸张行程的通道截面比压缩行程的通道截面小,因此伸张行程产生的阻尼力大于压缩行程产生的阻尼力,从而达到迅速减振的要求。

12.4 非独立悬架

非独立悬架(Dependent Suspension)由于结构简单,工作可靠,被广泛用于一般货车和客车的悬架上,而用在轿车上往往只作为后悬架。最为常见的是用钢板弹簧做非独立悬架的弹性元件,也有采用螺旋弹簧做非独立悬架的弹性元件。

12.4.1 钢板弹簧式非独立悬架

钢板弹簧(Leaf Spring)被用作非独立悬架的弹性元件,由于它起导向装置的作用,并有一定的减振作用,使得悬架系统简化。

在使用钢板弹簧为弹性元件的非独立悬架中,由于钢板弹簧是纵向布置,所以又称为纵置板簧式非独立悬架。如图12.12所示,悬架中部用两个U形螺栓3将钢板弹簧固定在车桥上,悬架前端为固定铰链,也称为固定吊耳。它由钢板弹簧销15将钢板弹簧前端卷耳部与钢板弹簧前支架1连接在一起(图中B-B),为减小磨损,前端卷耳孔中装有减磨衬套。后端卷耳通过钢板弹簧吊耳销14与后端吊耳9和吊耳支架10相连,后端可以自由摆动,形成活动吊耳,从而保证弹簧变形时两卷耳中心线间的距离是变化的,减少汽车受到的颠簸。

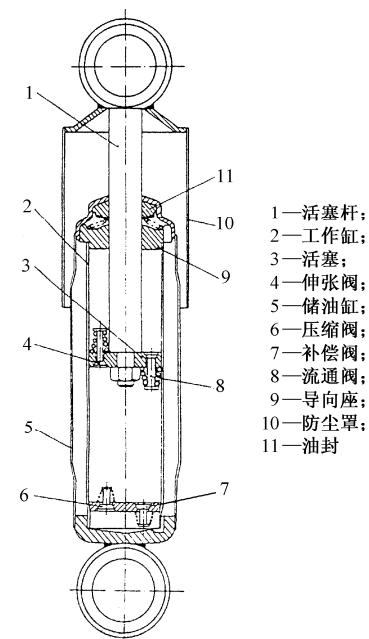


图 12.11 双向作用筒式减震器

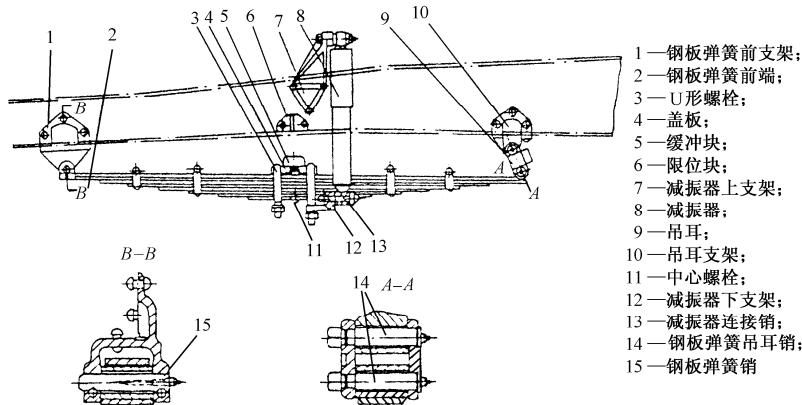


图 12.12 钢板弹簧式非独立悬架

中型货车的悬架在主钢板弹簧上加装副钢板弹簧,成为变刚度的钢板弹簧,如图12.13所示。在空载或装载质量不大的情况下,副簧不承受载荷,仅由主簧来承受。在重载或满载的情况下,车

架相对车桥下移，使车架上的副簧滑板式支座与副簧接触，即主簧与副簧共同发挥作用，悬架刚度得到提高。这类悬架的特点是副簧逐渐随载荷增加到一定程度时而参加工作，由于悬架刚度变化较突然，对汽车行驶平顺性不利。

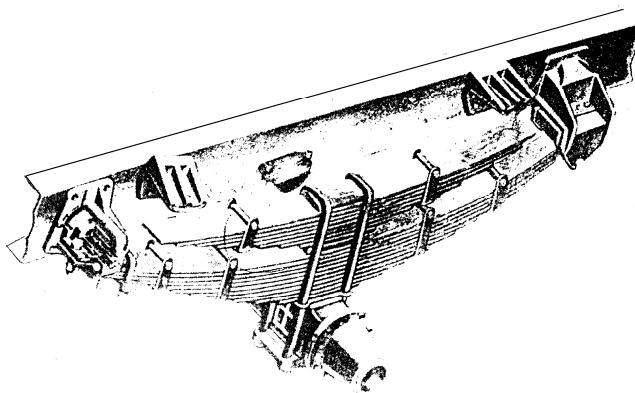


图 12.13 东风 EQ1090E 型汽车后悬架

为了改善汽车行驶的平顺性，如南京依维柯（IVECO）汽车的后悬架，将副钢板弹簧加装在主钢板弹簧下，成为渐变刚度的钢板弹簧，如图 12.14 所示。主钢板弹簧 3 由五片较薄的钢板弹簧片组成，副钢板弹簧 4 由五片较厚的钢板弹簧片组成，用中心螺栓 6 固定在一起。在小载荷的情况下，仅由主簧起作用，而当载荷增加到一定值时，副簧开始与主簧接触，悬架刚度得到提高，弹簧特性变为非线性的。当副簧全部参与工作后，弹簧特性又变成线性的。这类悬架的特点是副簧逐渐随载荷增加而参与工作，由于悬架刚度逐渐变化，从而提高了汽车行驶平顺性。

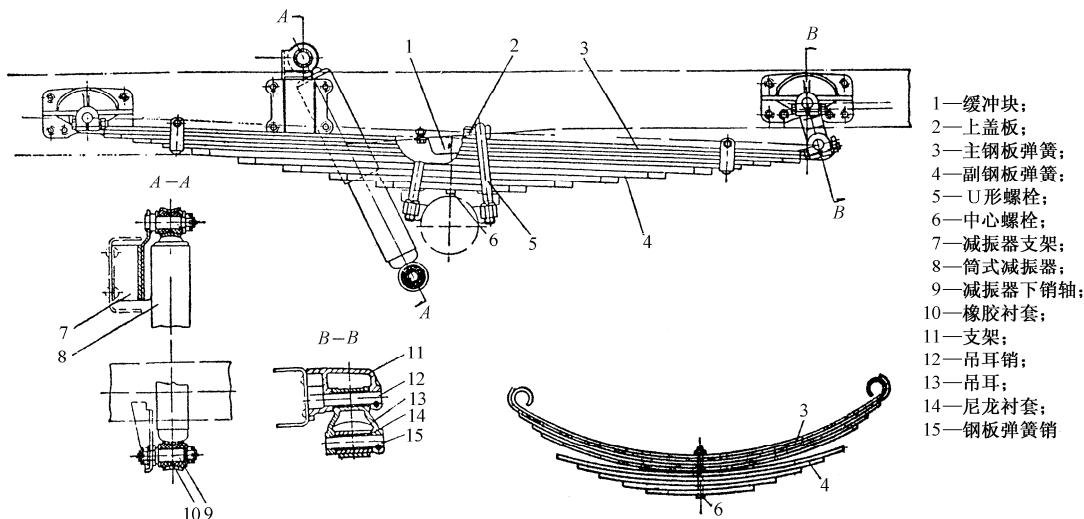


图 12.14 渐变刚度钢板弹簧后悬架

12.4.2 螺旋弹簧式非独立悬架

螺旋弹簧（Helical Spring）非独立悬架常用于轿车的后悬架，由于使用螺旋弹簧作为弹性元件，只能承受垂直载荷，因此，其悬架系统中需要安装导向装置和减震器，如图 12.1 所示。

上海桑塔纳轿车的后桥为螺旋弹簧非独立悬架，其结构如图 12.15 所示。左右纵向推力杆 2（其形状为变截面管轴）的前端通过带橡胶支承座 7 与车身铰链连接，后端与轮毂相连接，中部与后桥 1 焊接成一体。纵向推力杆 2 可以传递纵向力及其力矩。整个后桥、纵向推力杆与车轮可以绕支承座 7 的铰接点连线相对于车身上下摆动。螺旋弹簧 5 的上端装备在弹簧上座 6 中，下端支承在减震器 3 外壳上的弹簧下座 4 中，因而只承受垂直力。减震器 3 的上端与弹簧上座 6 一起装在车身底部的悬架支座中，下端与纵向推力杆 2 相连接。使用这种结构，当两侧车轮上的螺旋弹簧因路面不平而产生不同的变形时，后桥 1 会发生相应的扭转变形，可以起到横向稳定器的作用。

为了提高行驶的平顺性，适应载荷和路面的变化，要求悬架刚度随之变化。当空车时车身被抬高，满载时车身则被压得很低。对于轿车要求在平坦路面上时降低车身高度，提高行驶速度；在不平坦路上时提高车身，可以提高通过能力。因此，不同行驶状况对汽车提出不同的要求，而空气弹簧（Gas Spring）非独立悬架可以通过改变气体压力来满足载荷对悬架刚度的要求。

12.5 独立悬架

独立悬架（Independent Suspension）在轿车上广泛应用，有些轿车全部车轮都采用独立悬架，图 12.2（b）所示的是其示意图，与非独立悬架相比它有以下优点。

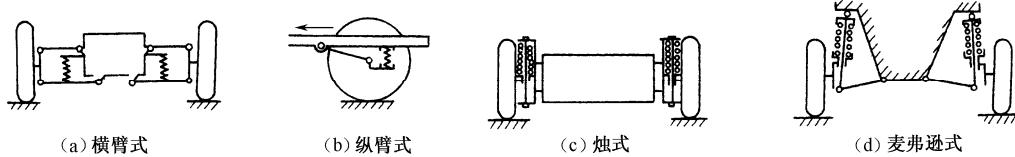
(1) 在一定的变形范围内，两侧车轮可以单独运动而互不影响，减小了行驶中车架和车身的振动，可以防止转向轮的偏摆。

(2) 汽车的非簧载质量小，悬架受到的冲击载荷小，行驶的平顺性好。

(3) 配用断开式车桥，可以降低汽车的重心，提高高速行驶的稳定性。

但是独立悬架的结构复杂、成本高、维修不便，且车轮跳动时轮距（或轴距）会发生变化，引起轮胎与路面之间产生滑动摩擦，轮胎磨损严重。

独立悬架按车轮的运动方式分为三种类型，如图 12.16 所示：车轮在横向平面内摆动的横臂式、车轮在纵向平面内摆动的纵臂式、车轮沿主销轴线移动的烛式和麦弗逊式。



1—后桥；2—纵向推力杆；3—减振器；4—弹簧下座；
5—螺旋弹簧；6—弹簧上座；7—支承座

图 12.15 上海桑塔纳轿车的后桥螺旋弹簧非独立悬架

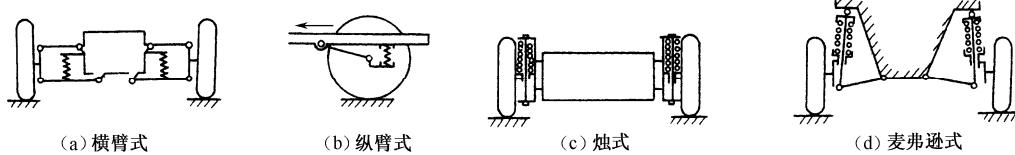


图 12.16 独立悬架基本类型示意图

12.5.1 横臂式独立悬架

横臂式独立悬架可分为单横臂式和双横臂式（双叉臂式）两种，双横臂式又有双横臂等长和不等长两种。单横臂式在车轮摆动时轮距会发生变化，从而出现轮胎与路面之间滑移，摩擦增大，轮胎磨损严重，且主销内倾角和车轮外倾角变化比较大，影响汽车的操纵稳定性；等长双横臂式在车轮摆动时虽然主销内倾角和车轮外倾角不变化，但轮距变化大，轮胎磨损严重；不等长横臂式通过合理的杆件长度设计，可将主销内倾角、车轮外倾角、轮距的变化控制在允许范围内，因此在汽车上使用比较广泛，如图 12.17 所示。

图 12.18 所示的是不等长双横臂式独立悬架。上摆臂 11 和下摆臂 4 的一端分别通过上摆臂轴 15 和下摆臂轴 1 与车架 16 连接，另一端分别通过上球头销 14 和下球头销 3 与转向节 9 相连。上摆臂 11 与上球头销 14 铆接成一体，内部装有螺旋弹簧 13，能自动消除球头销与销座间磨损后的间隙。下摆臂 4 与下球头销 3 是可以拆卸的，通过减少垫片 2 来消除球头销处的磨损间隙。螺旋弹簧 5 的两端分别通过橡胶垫圈 7 支承在车架 16 上的支承座和下摆臂 4 上的支承盘内。减

震器 6 的两端分别通过橡胶衬垫与车架 16 和下摆臂 4 上支承盘相连。垂直力是通过转向节 9、下球头销 3、下摆臂 4 和螺旋弹簧 5 传递给车架，而纵向力、侧向力及其力矩是由转向节 9，上摆臂 11、下摆臂 4（导向机构），上球头销 14、下球头销 3 传递给车架。由于此种悬架使用上、下球头销来代替主销，属于无主销式悬架。



图 12.17 双横臂式前悬架

主销后倾角可以通过纵向移动上摆臂 11 来调整，上摆臂轴 15 的外表面上带有螺纹，转动该轴即可使上摆臂沿着上摆臂轴纵向移动（即改变了臂在轴上的轴向位置）。车轮外倾角则可以通过横向移动上摆臂来调整：增、减上摆臂轴与固定支架之间的调整垫片来调整。主销内倾角和车轮外倾角的关系已被转向节 9 的结构所确定，故调好车轮外倾角后，主销内倾角自然正确。

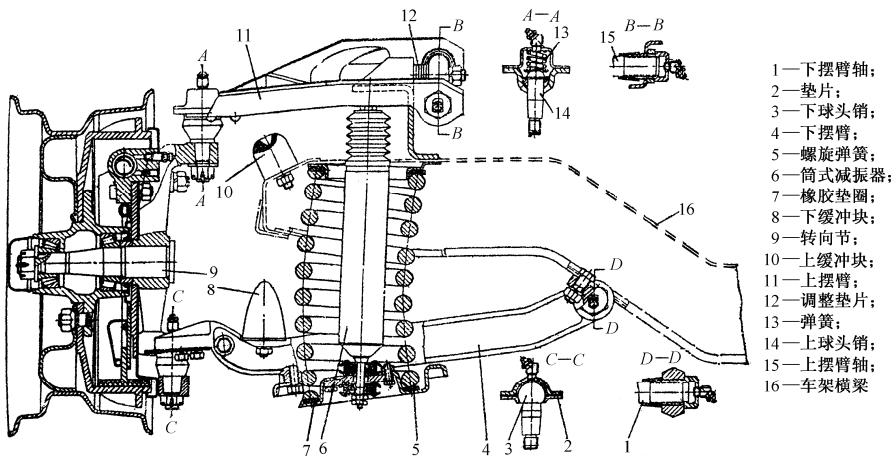
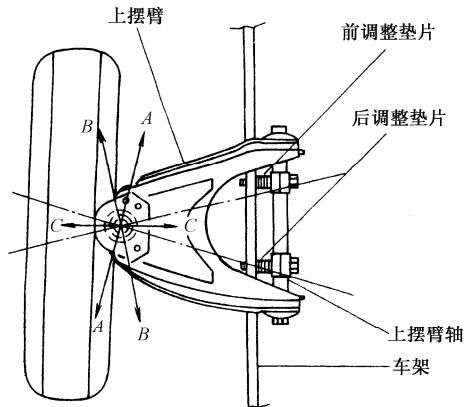


图 12.18 红旗 CA7560 轿车前悬架

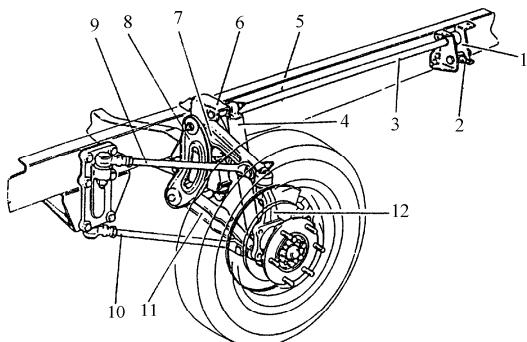
有些采用不等长双横臂独立悬架的汽车，其车轮外倾角和主销后倾角的调整有相同的规律，如图 12.19 所示。上摆臂内端通过上摆臂轴用螺栓与车架相连。上摆臂轴与车架之间夹有前、后调整垫片，改变前、后垫片的厚度，可以改变上摆臂外端与转向节相连的上球头销的位置。同时增加或减少前、后垫片的厚度，可以调整车轮外倾角；前、后垫片厚度一处增加或另一处减少，可以调整主销后倾角。丰田皇冠、雷克萨斯 LS400 等轿车的前悬架均采用此结构。

双横臂独立悬架也有采用扭杆弹簧作为弹性元件的情况，其扭杆弹簧可以纵向也可以横向安装。南京依维柯 S 系列轻型货车的前悬架属于不等长双横臂式扭杆弹簧独立悬架，其结构如图 12.20 所示。



A-A—前调整垫片厚度增加或减少时上球头销中心的运动
B-B—后调整垫片厚度增加或减少时上球头销中心的运动
C-C—前后调整垫片厚度同时增加或减少时上球头销中心的运动

图 12.19 车轮外倾角和主销后倾角调整（俯视）



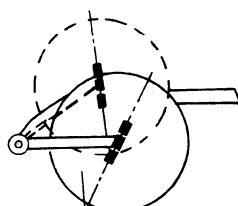
1—扭杆弹簧固定支架；2—扭杆弹簧预加载荷调整螺栓；
3—扭杆弹簧；4—减振器；5—车架纵梁；6—减振器上支架；
7—上摆臂；8—支架；9—上支撑杆；10—下支撑杆；
11—下摆臂；12—转向节

图 12.20 南京依维柯 S 系列轻型货车的前悬架

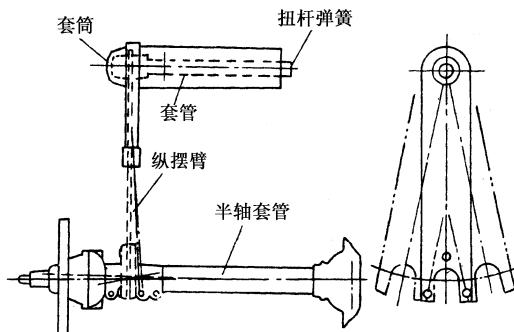
12.5.2 纵臂式独立悬架

纵臂式独立悬架分为单纵臂式和双纵臂式两种。

(1) 单纵臂式独立悬架。单纵臂式独立悬架不能用于转向桥，因为在车轮跳动时主销后倾角变化很大，如图 12.21 (a) 所示。图 12.21 (b) 所示的是后桥所用的扭杆弹簧式单纵臂独立悬架，摆臂为一宽而薄的钢板，一端与半轴套管铰链，另一端通过套筒的花键与扭杆弹簧外端相连。扭杆弹簧装在套管中，内端固定在车架上。当车轮跳动时，摆臂绕套筒和扭杆的中心线纵向摆动，利用扭杆弹簧来缓冲。富康-雪铁龙 ZF 型轿车的后桥即采用单纵臂式独立悬架。



(a) 单纵臂式独立悬架



(b) 单纵臂式扭杆弹簧后独立悬架

图 12.21 单纵臂式独立悬架

(2) 双纵臂式独立悬架。图 12.22 所示的是双纵臂扭杆弹簧式悬架。转向节与两个纵摆臂做铰链式连接，纵臂通过纵臂轴与扭杆弹簧连接，扭杆弹簧内端固定在车架上。车轮所受的纵向力、侧向力及力矩由车架上的管状横梁传递给车架。这种悬架的两个纵摆臂一般长度相等，形成平行四连杆机构，因此车轮上下跳动时车轮的定位参数保持不变，可用作转向桥。

(3) 单斜臂式独立悬架。图 12.23 所示的是单斜臂式独立悬架，其特点是：当车轮上下跳动时，摆臂的摆动轴线与车轴轴线斜交叉，故称为单斜臂式独立悬架。选择好摆臂的摆动轴线与车轴轴线的夹角，可使这种悬架接近单横臂式或单纵臂式独立悬架，兼有两者的特点，适用于轿车的后悬架。

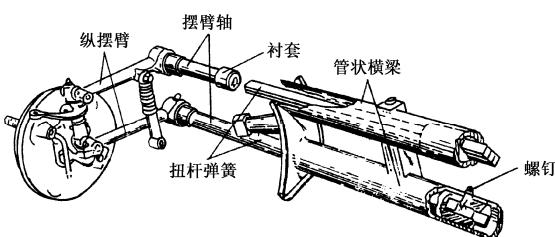


图 12.22 双纵臂式独立悬架

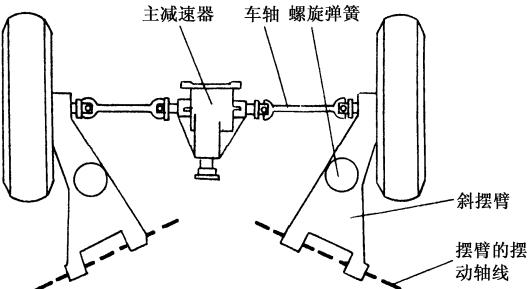


图 12.23 单斜臂式独立悬架

12.5.3 车轮沿主销轴线移动的独立悬架

(1) 烛式独立悬架。图 12.24 所示的是烛式独立悬架，主销上、下两端刚性固定在车架上，套在主销上的套筒固定在转向节上。套筒的中部固装在螺旋弹簧的下支座。筒式减震器连接车架和转向节。悬架的摩擦部分套着防尘罩，通气管与防尘罩内腔相通，以免防尘罩内空气被密封而影响悬架的弹性。

不平路面产生冲击时，车轮、转向节和套筒一起沿主销的轴线移动，纵向力、侧向力及力矩由转向节、套筒经主销传递给车架。

这种悬架在车轮跳动时，轮距和轴距稍有改变，但前轮定位参数不变，有利于汽车的转向操纵性和行驶稳定性。缺点是主销和套筒之间相对运动时的摩擦阻力大，磨损严重。

(2) 麦弗逊式独立悬架。图 12.25 所示的是麦弗逊式独立悬架的结构示意图，这种悬架由减震器、螺旋弹簧、横摆臂和横向稳定杆等组成。螺旋弹簧与减震器装于一体，构成悬架的弹性支柱，支柱上端与车身挠性连接 (A 点)，支柱下端与转向节刚性连接，横摆臂的外端与转向节下端铰链 (B 点)。它没有传统意义上的主销，主销的轴线为 AB 连线，车轮跳动时轮距、车轮外倾角、主销的倾角都有变化，合理的杆系布置可将其控制在很小的范围内。因麦弗逊式独立悬架结构简单，布置紧凑，用于前悬架时能增大两前轮的内侧空间，故目前广泛应用于发动机前置前轮驱动轿车的前悬架中。

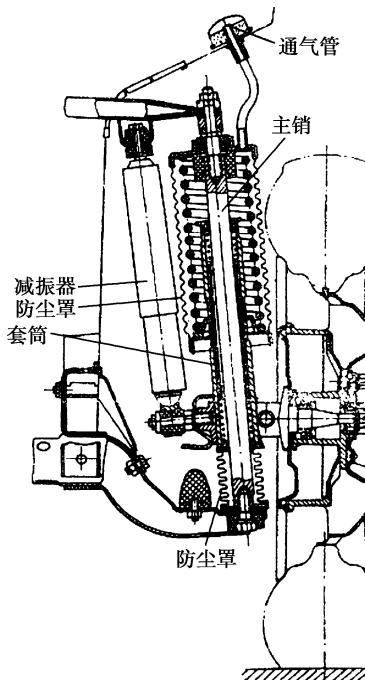


图 12.24 烛式独立悬架图

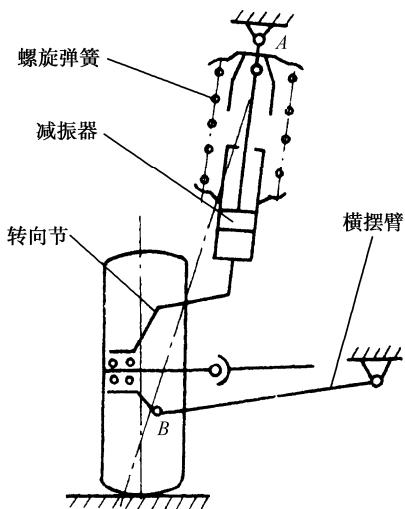
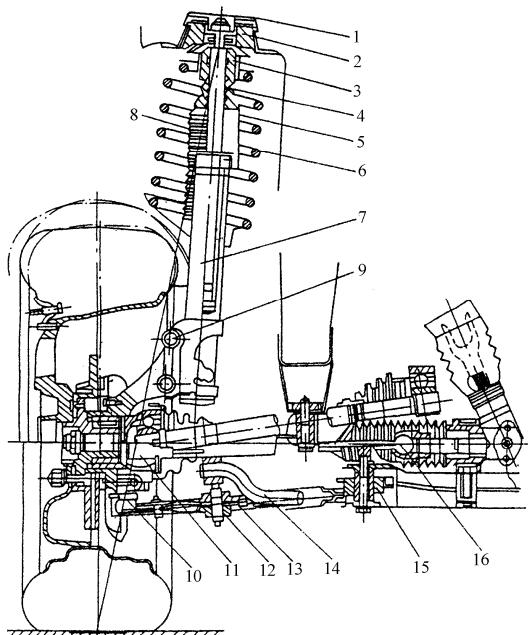


图 12.25 麦弗逊式独立悬架结构示意图

捷达轿车的前悬架也是麦弗逊式独立悬架，如图 12.26 所示。富康轿车前悬架也是麦弗逊式独立悬架，如图 12.27 所示，此悬架带有三角形下横臂及横向稳定杆。

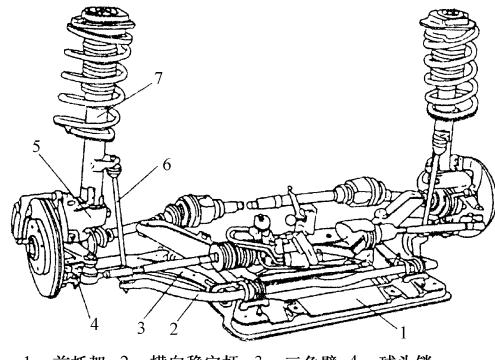
12.5.4 横向稳定器

现代轿车悬架很软，即固有频率很低。汽车高速行驶转弯时，车身会产生较大的侧向倾斜和侧向角振动。为了提高悬架的侧倾角刚度，减小侧倾，常在悬架中加设稳定器。图 12.28 所示的是杆式横向稳定器（Stabilizer Bar）。



1—上连接板总成；2—隔振板及轴承总成；3—弹簧上托板；4—缓冲块；
5—防尘罩；6—悬架弹簧；7—减振器；8—防尘罩；9—螺栓；
10—控制臂球头销；11—转动轴；12—橡胶缓冲块；13—下连接板总成；
14—稳定杆；15—控制臂内铰链；16—转向拉杆内铰链

图 12.26 捷达轿车前悬架



1—前托架；2—横向稳定杆；3—三角臂；4—球头销；
5—转向节；6—连接杆；7—前减振器

图 12.27 富康轿车前悬架

由弹簧钢制成的横向稳定器（杆）呈 U 形，安装在汽车紧靠悬架的前端或后端（有的轿车前、后都装横向稳定器）。稳定杆的中部自由支承在两个固定于两个橡胶套筒内，而套筒通过杆固定在车架上，稳定杆两侧纵向部分的末端通过支杆与悬架下摆臂上的减震器支座相连。

当车身受到振动而两侧悬架变形相同时，横向稳定杆在套管内自由转动，此时横向稳定杆不起作用。

当两侧悬架变形不等，车身相对路面发生侧向倾斜时，弹性的稳定杆产生扭杆内力矩就阻碍了悬架弹簧的变形，从而减小了车身的侧倾和侧向角振动。即车架的一侧移近弹簧下支座，稳定杆的同侧末端就相对车架向上抬起。而另一侧车架远离弹簧座，相应一侧横向稳定杆的末端应相对车架下移。同时，横向稳定杆中部对于车架没有相对运动，而稳定杆两边的纵向部分向不同方向偏转，于是稳定杆被扭转。具有弹性的稳定杆抵抗扭转的内力矩就阻碍了悬架弹簧的变形，因而减小了车身的横向倾斜和横向角振动。横向稳定器还可起平衡两侧车轮载荷的作用。



图 12.28 杆式横向稳定器

12.6 悬架系统的维修

悬架技术状况变差，使汽车的冲击载荷变大，加剧了零件的磨损，影响汽车的行驶平顺性和操纵的可靠性。悬架的主要损耗形式是弹簧弹力下降、弹簧断裂和减震器失效。

12.6.1 非独立悬架的检修

非独立悬架的检修主要是弹性元件和减震器的检修。

1. 弹性元件的检修

非独立悬架的常用弹性元件是钢板弹簧，也有些采用螺旋弹簧。

(1) 钢板弹簧的检修。钢板弹簧长期使用会产生弹性下降甚至折断，钢板销、支架与吊耳磨损等现象。

① 钢板弹簧不能有裂纹、折断，如有应更换新件。

② 钢板弹簧弹性下降表现在钢板弹簧的弧高减小，一般在弹性试验器上检查有负荷或无负荷下弧高的减小。钢板弹簧弹性下降也表现在叶片的曲率半径变化，可用新片来进行靠合试验。

③ 左、右两侧的钢板弹簧的总片数要相等，总厚度差不大于 5mm，弧高差不大于 10mm。

④ 钢板弹簧的夹子、夹子螺栓应完整，U 形螺栓要按规定的力矩拧紧。

⑤ 装配好并压紧的钢板弹簧，片与片之间应紧密配合，相邻两片在总接触长度的 1/4 长度内，间隙不大于 1.2mm。

(2) 螺旋弹簧的检修。螺旋弹簧的检修主要是检查螺旋弹簧的自由长度，如自由长度比标准长度缩短了 5%，则表示该弹簧已经永久变形，刚度变差，必须更换。更换时要同时更换左、右两个螺旋弹簧，以保持车辆两侧高度相同。若螺旋弹簧上有裂纹也要更换。

2. 减震器的检查

减震器在检查时应固定住减震器，上下运动活塞杆时应有一定阻力，而且向上比向下的阻力要大一些。若阻力过大，应检查活塞杆是否弯曲；若无阻力，则表示减震器油已漏光或失效，必须更换。

车辆行驶时，有缺陷的减震器会发出冲击噪声，因此应更换减震器。减震器为免维护机构，减震器外面有轻微的油迹，不必更换减震器。如有大量油迹即漏油时，减震器在压缩到底或伸展时会产生跳动现象，这时只能更换减震器。

12.6.2 独立悬架的检修

独立悬架常用在汽车的前桥上，独立悬架的检修包括弹性元件、减震器、横向稳定杆等的检修。其弹性元件多为螺旋弹簧，因在非独立悬架的检修中已涉及螺旋弹簧和减震器的检修，故不再重复。

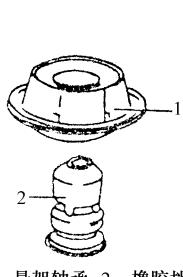
1. 前减震器悬架轴承主橡胶挡块的检查

(1) 检查前减震器悬架轴承 1 的磨损与损坏情况，支持应能灵活转动，损坏时必须整体更换；
(2) 检查橡胶挡块 2 的损坏与老化情况，如损坏应及时更换，如图 12.29 所示。

2. 副车架、横向稳定杆和梯形臂的检查

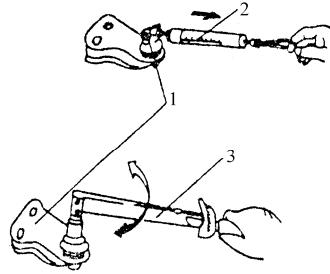
首先检查副车架（前托架）、横向稳定杆和梯形臂（下摆臂）有无变形或裂纹。若存在变形或裂纹，不允许在前悬架支承装置和导向装置部件上进行焊接和矫直修复，只能更换新件。另外，需要检查横向稳定杆的橡胶支座和橡胶衬套、梯形臂（下摆臂）前衬套和后衬套的损坏和老化情况，若损坏需要及时更换。

对于梯形臂（下摆臂）下球铰，首先应检查下球铰 1 的轴向间隙，标准为 0，用弹簧秤 2 检查下球铰 1 的拉力应为 10.8~73.6N，用扭力扳手 3 检查下球铰 1 的扭力应为 1.5~3.4N·m，如图 12.30 所示。



1—悬架轴承；2—橡胶挡块

图 12.29 前减震器悬架轴承和橡胶挡块的检查



1—梯形臂下球铰；2—弹簧秤；3—扭力扳手

图 12.30 梯形臂下球铰的检查

12.7 悬架系统的故障诊断

12.7.1 非独立悬架系统的常见故障

非独立悬架系统的常见故障是车身倾斜、异响、行驶跑偏和行驶摆振等。

1. 车身倾斜

(1) 现象：汽车调整后停放在平坦地面上，车身横向或纵向歪斜，汽车行驶中方向自动跑偏。

(2) 原因：

- ① 钢板弹簧、螺旋弹簧断裂；
- ② 弹簧弹力下降；
- ③ 弹簧刚度不一致；
- ④ U形螺栓松动。

(3) 诊断与排除方法：车身横向歪斜，通常是由于弹簧折断、弹性减弱及钢板销、衬套和吊耳磨损过甚等引起的；若车身歪斜，且汽车行驶中自动跑偏，则多属某侧前钢板弹簧或螺旋弹簧不良使前桥移位所致，应检查钢板弹簧是否折断或螺旋弹簧弹力是否下降；如钢板销、衬套和吊耳磨损过甚，除上述现象外还可以造成汽车行驶摆振；若车身纵向歪斜，则多属某侧后钢板弹簧或螺旋弹簧不良使后桥位移所致，可测量两侧轮距是否一致，不一致则表明车桥移位。

2. 异响

(1) 现象：汽车在行驶过程中，特别是道路颠簸、突然制动、转弯时从悬架部位发出噪声。

(2) 原因：

- ① 减震器漏油，造成油量不足；
- ② 活塞与缸筒磨损，配合松旷；
- ③ 连接部位脱落；
- ④ 铰链点磨损、松旷；
- ⑤ 橡胶衬套磨损、老化或损坏；
- ⑥ 弹簧折断。

(3) 诊断与排除方法：首先应检查悬架与车架或车桥的连接部位，看是否脱落，其胶垫是否损坏或松旷。如良好，用手按下保险杠，放松后如汽车有 2~3 次跳跃，说明减震器良好，可路试减震器效能。当汽车缓慢行驶并不断制动减速时车身跳跃强烈，或行驶一段路程后，减震器外壳温度高于其他部位，均说明减震器工作正常。如减震器工作不正常应予以更换。

12.7.2 独立悬架系统的常见故障

独立悬架系统的常见故障是车身倾斜、异响、前轮异常磨损等。车身倾斜和异响的故障现象和原因基本类同于非独立悬架系统，前轮的异常磨损与车架、车轮、悬架等系统的技术状况变坏有关，与悬架相关的是悬架磨损后因配合间隙变大而使前轮定位参数改变所致。

独立悬架总成主要由螺旋弹簧、上下摆臂、横向稳定杆及减震器等组成。总成铰接点多，独立悬架总成常见的故障有如下几项。

(1) 现象：

- ① 异响，尤其在不平路面上转弯时；
- ② 车身倾斜，汽车在转弯时车身过度倾斜等；
- ③ 前轮定位参数改变；
- ④ 轮胎异常磨损；
- ⑤ 车辆摆振及行驶不稳。

(2) 原因：

- ① 螺旋弹簧弹力不足；
- ② 稳定杆变形；
- ③ 上、下摆臂变形；
- ④ 各铰接点磨损、松旷。

当汽车产生上述现象时，应对悬架系统进行仔细检查，即可发现故障部位及原因。

12.8 实训 悬架的拆装与维修

1. 实训目的与要求

- (1) 能够认识悬架系统结构与类型；
- (2) 掌握前轮定位参数的作用；
- (3) 熟悉前轮定位参数检测仪器使用与前轮定位参数的检测；
- (4) 掌握悬架系统维护、检修及性能试验方法；
- (5) 能对前轮定位参数进行分析、调整和故障排除；
- (6) 掌握悬架系统常见故障的诊断与排除方法。

2. 实训内容简述

- (1) 悬架系统的拆装及结构类型认识；
- (2) 前轮定位参数的检测；
- (3) 前轮定位参数的调整方法；
- (4) 前轮定位参数检测仪器的使用；
- (5) 悬架系统的维护、修理及减震器的性能试验；
- (6) 悬架系统的故障诊断与排除。

思考与练习

1. 悬架的定义是什么？有何作用？由哪几部分组成？
2. 独立悬架、非独立悬架的定义是什么？各有何特点？
3. 常见的弹性元件有哪些？
4. 钢板弹簧有何特点？当其用作弹性元件时如何与车架和车桥连接？
5. 减震器有何要求？其工作原理如何？
6. 独立悬架有哪些类型？各自的特点是什么？
7. 横向稳定器有何作用？如何起作用？
8. 悬架的检修内容有哪些？
9. 悬架的常见故障有哪些？引起的原因是什么？

第 13 章 电控悬架系统

知识目标

- 掌握电控悬架系统的组成与工作原理；
- 熟悉汽车典型电控悬架系统工作过程。

能力目标

能够正确选择与使用工具、设备，并规范进行电控悬架系统的拆装、检测与维护。

13.1 概述

电控悬架系统(Electronic Control Suspension System, ECS)又称为电子调节悬架系统(Electronic Modulated Suspension System, EMS)，其刚度、减震器的阻尼系数、车身高度能随汽车载荷、行驶速度、路面状况等行驶条件变化而变化，使悬架性能总是处于最佳状态附近，同时满足汽车行驶平顺性、操纵稳定性等方面的要求。

1. 电控悬架系统的功用

电控悬架系统通常采用空气弹簧代替金属弹簧，用液压减震器和空气弹簧中的介质进行减震器阻尼系数与悬架刚度的有级调节和车高的自动调节控制。

电控悬架系统具有以下 3 个功能。

- (1) 车身高度的调节；
- (2) 减震器阻尼系数的调节；
- (3) 悬架刚度系数的调节。

表 13.1 所示的是电控悬架系统的控制功能综述。

表 13.1 电控悬架系统控制功能

控制项目	功 能
防侧倾控制	使弹簧刚度和减振力变成“坚硬”状态，能抑制侧倾而使汽车的姿态变化减至最小，以改善操纵性
防点头控制	使弹簧刚度和减振力变成“坚硬”状态，能抑制汽车制动时点头而使汽车的姿态变化减至最小
防下坐控制	使弹簧刚度和减振力变成“坚硬”状态，能抑制汽车加速时后部下坐而使汽车的姿态变化减至最小
高车速控制	使弹簧刚度变成“坚硬”状态或使减振力变成“中等”状态，能改善汽车高速时的行驶稳定性和操纵性
不平整路面控制	使弹簧刚度和减振力视需要变成“中等”或“坚硬”状态，以抑制汽车车身上下跳动，从而改善汽车在不平坦路面上行驶时的乘坐舒适性
颠动控制	使弹簧刚度和减振力变成“中等”或“坚硬”状态，抑制汽车在不平坦路面上行驶时的颠动
跳振控制	使弹簧刚度和减振力视需要变成“中等”或“坚硬”状态，能抑制汽车在不平坦路面上行驶时的上下跳振
自动高度控制	无论乘客和行李质量情况如何变化，都使汽车高度保持某一恒定的高度位置，操作高度控制开关使汽车的目标高度变为“正常”或“高”的状态
点火开关 OFF 控制	当点火开关关闭后，因乘客和行李质量变化而使汽车高度变为高于目标高度时，能使汽车高度降低至目标高度，从而改善汽车驻车时的姿态

当汽车在高低不平的路面行驶时，电控悬架使弹簧刚度和阻尼系数根据需要变成“中等”或“坚硬”状态，以控制车身跳动或前后颠动；当汽车急转弯时，电控悬架使弹簧刚度和阻尼系数变成“坚硬”状态，以控制车身的横向侧倾或摇摆；当汽车急加速或紧急制动时，又使弹簧刚度和阻尼系数变成“坚硬”状态，以控制车身出现后部下沉（下坐）或车身的前倾（点头）；当汽车上的质量发生变化时，电控悬架能使汽车保持一恒定的高度；当汽车高速行驶时，又使车高降低，以减少空气

阻力；当汽车驻车时，电控悬架会降低车高，改善汽车驻车的姿态。因此，汽车在各种条件下，电控悬架均具有车高调节、悬架刚度和减震器阻尼系数“软→中→硬”有级转换控制的功用，从而改善汽车的乘坐舒适性和操纵稳定性。图 13.1 所示的是电控悬架系统的控制功能示意图。

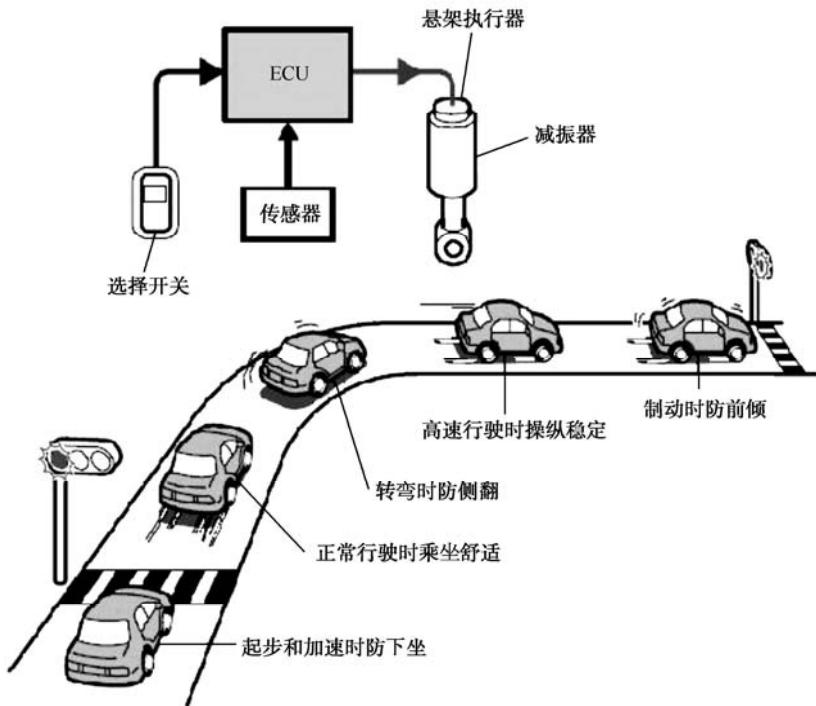


图 13.1 电控悬架系统的控制功能示意图

2. 电控悬架系统的类型

现代汽车电控悬架系统有多种形式。

(1) 根据控制目的不同，可分为车高控制系统、刚度控制系统、阻尼控制系统、综合控制系统等形式。

(2) 根据悬架系统结构形式不同，可分为电控空气悬架系统和电控液压悬架系统。

(3) 根据控制系统有源或无源，可分为半主动悬架系统和全主动悬架系统。主动悬架是一种能供给和控制动力源的装置，它根据各传感器检测的信号，自动调整悬架的刚度、阻尼力及车身高度，从而显著提高汽车的操纵稳定性和乘坐舒适性。半主动悬架不需要外加动力源，因而消耗的能量小，成本低。其中全主动悬架的各种性能都明显优于半主动悬架和被动悬架。

13.2 电控悬架系统的结构与工作原理

13.2.1 电控悬架系统的组成与工作原理

电控悬架系统由传感器、开关、电子控制单元（ECU）与执行机构等组成。图 13.2 所示的是电控悬架系统的组成示意图。

电控悬架系统所用的传感器与开关如表 13.2 所示。电子控制单元一般由微机和信号放大电路组成。执行元件由电磁阀、步进电动机和气泵电动机等组成。

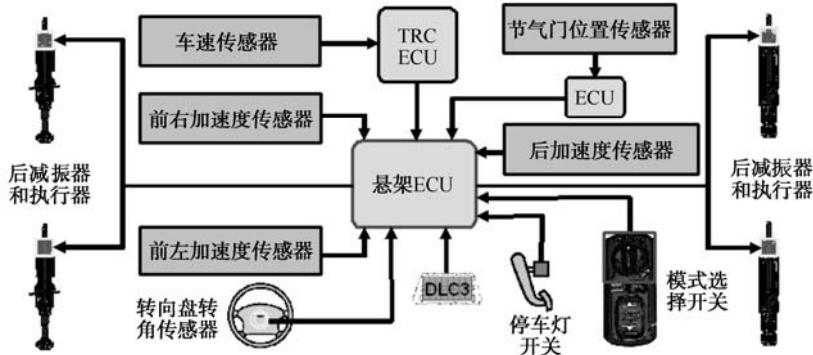


图 13.2 电控悬架系统的组成示意图

表 13.2 常用传感器与开关

传感器名称	传感器用途
车身加速度传感器	检测车身的摆动，可间接反映汽车行驶的路面情况
车身高度传感器	检测车身相对车桥的位移，可反映车身的平顺性和车身的高度
车速传感器	检测车轮的速度，可反映车速和用于计算车身侧倾程度
转向盘转角传感器	检测转向盘转角，用于计算车身侧倾程度
加速踏板传感器	检测加速踏板的动作，提供汽车加速信号
节气门位置传感器	检测节气门的开度，提供汽车加速度信号
模式选择开关	检测选择的模式，提供汽车行驶模式信号
制动压力开关	检测制动管路的制动液压力，提供汽车制动信号
制动灯开关	检测制动灯电路的通断，提供汽车制动信号

传感器和开关将汽车行驶的路面情况（汽车的振动）和车速及启动、加速、转向、制动等工况转变为电信号，输送给电子控制单元，电子控制单元将传感器送入的电信号进行综合处理，输出对悬架的刚度和阻尼及车身高度进行调节的控制信号。执行机构按照电子控制单元的控制信号，准确地动作，及时地调节悬架的刚度和阻尼系数及车身的高度。

13.2.2 传感器的结构与工作原理

汽车电控悬架系统的传感器在车上的布置如图 13.3 所示。

1. 转向盘转角传感器 (Steering Wheel Angle Sensor)

转向盘转角传感器的功用是检测转向盘的转角信号，检测转向盘的中间位置、转动方向、转向角度和转动角度，从而间接得到汽车转向程度（快慢、大小）信息，以判断转向时侧向力的大小和方向，控制车身的侧倾。该传感器安装在转向轴上。

一般多采用光电式转向盘转角传感器。在转向轴的带开槽的圆盘上装有两组光电耦合器，转向盘转动时，可输出两组脉冲信号。根据此信号可判断转向盘的转角与转速，通过两组信号的相位来判断转向的方向。

光电式转角传感器的结构和工作原理如图 13.4 所示。在转向轴的圆盘中，压入带有缺口的信号盘，信号盘的两面分别有两个发光二极管和两个光敏晶体管，组成两对光电耦合器。当信号盘随转向轴转动时，两个光电耦合器的输出端即可进行 ON/OFF 变换。电子控制单元根据两个光电耦合器输出端 ON/OFF 变换的速度，检测出转向轴的转动速度，同时由于两个光电耦合器 ON/OFF 变换的相位错开约 90°，通过判断哪个光电耦合器首先转变为“ON”状态即可检测出转向轴的转动方向。

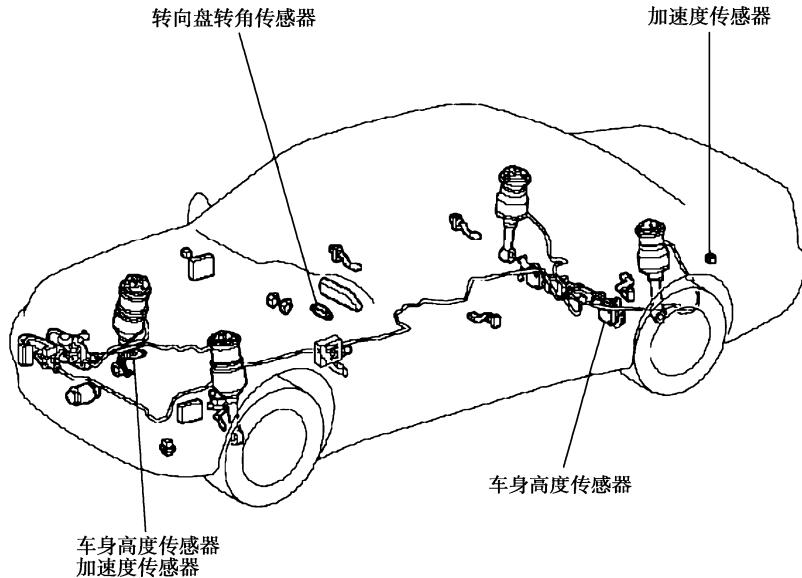


图 13.3 传感器在车上的布置

2. 车身高度传感器 (Vehicle Body Height Sensor)

车身高度传感器的功用是检测汽车行驶时车身高度的变化情况（汽车悬架的位移量），并将车身与车桥之间的相对高度变化转换为电信号并送给 ECU。该传感器安装在车身与车桥之间。

车身高度传感器的类型有片簧开关式、霍尔式、光电式。目前广泛使用的是光电式车身高度传感器。

光电式车身高度传感器，工作原理与光电式转向盘转角传感器相似。它有一根靠连杆带动转动的转轴，转轴上固定一个开有许多窄槽的圆盘，圆盘两边装有四组光电耦合器。当车身高度变化时，通过连杆可使转轴转动，因而四组光电耦合器可感应出四组脉冲信号，通过这四组脉冲信号的不同组合，可反映车高的高度范围。

光电式车身高度传感器安装位置和工作原理如图 13.5 所示。在传感器内部有一根由连接杆 4 带动的传感器轴 1，轴 1 上固定一个开有许多窄槽的信号盘 3。信号盘 3 两侧对称安装有四组发光二极管和光敏三极管，组成四对光电耦合器。当车身高度变化时，车身与车轮的相对运动使车身高度传感器的连接杆转动，通过传感器轴带动遮光盘转动。当信号盘上的槽对准耦合器时，发光二极管发出的光线通过该槽使光敏三极管受光，输出“通”(ON) 信号，反之则输出“断”(OFF) 信号。信号盘上的槽适当分布，利用这四对光电耦合器通与断的组合，对车身高度的变化进行检测。

3. 车身加速度传感器 (Vehicle Body Acceleration Sensor)

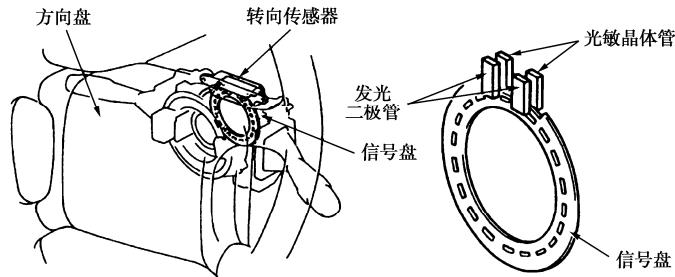
车身加速度传感器的功用是检测车身横向加速度或纵向加速度。横向加速度传感器主要用于检测汽车转向时，汽车因离心力的作用而产生的横向加速度，以判断悬架系统阻尼力改变的大小及空气弹簧中空气压力的调节情况，以维持车身的最佳姿势。

4. 车速传感器 (Vehicle Speed Sensor)

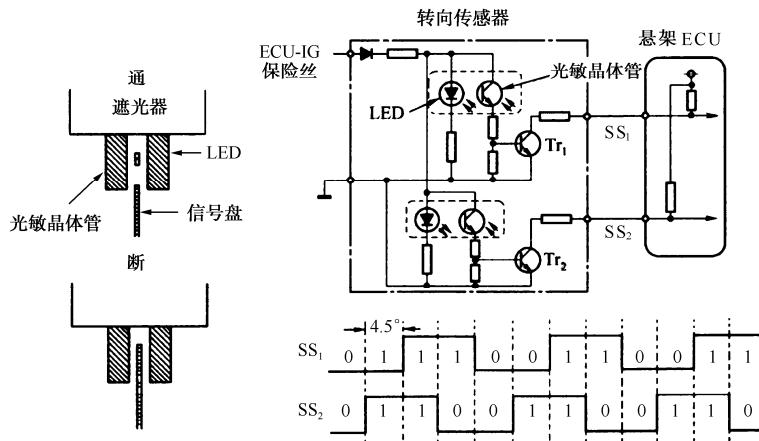
车速传感器的功用是检测出车轮的转速信号，ECU 接收该信号与方向盘转动角度信号，计算出车身的侧倾程度，该传感器安装在车轮上。

5. 节气门位置传感器 (Throttle Position Sensor)

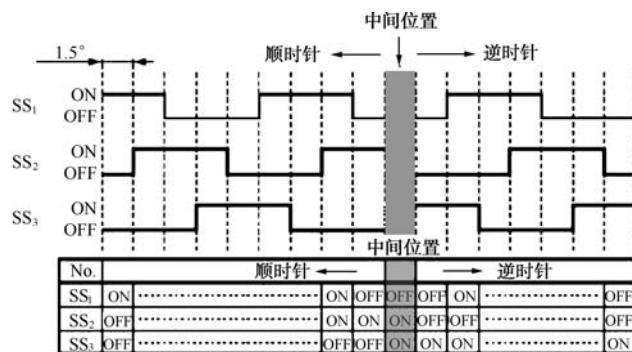
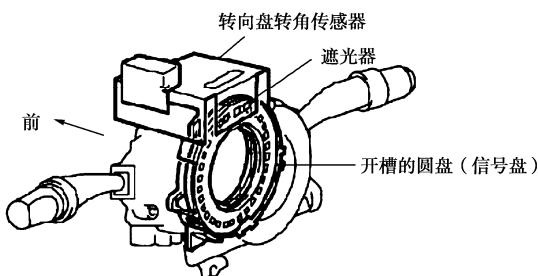
节气门开度传感器的功用是可以间接检测汽车加速度信号。ECU 利用此信号作为防下坐控制的一个工作状态参数。



(a) 光电式转角传感器的结构和工作原理 (1)



(b) 光电式转角传感器的结构和工作原理 (2)



(c) 光电式转角传感器的结构和工作原理 (3)

图 13.4 光电式转向盘转角传感器

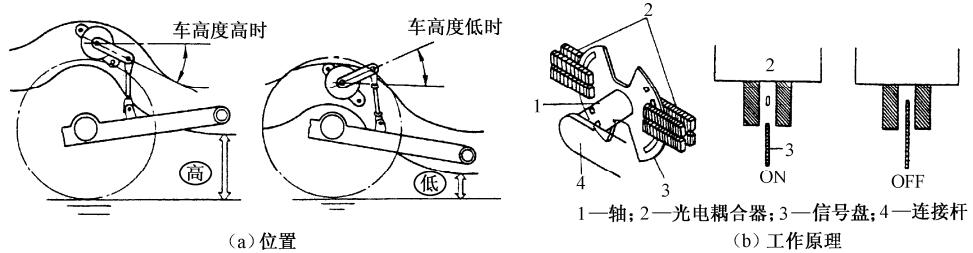


图 13.5 光电式车身高度传感器安装位置和工作原理

6. 车门传感器 (Door Sensor)

车门传感器的功用是为了防止行驶过程中车门未关闭而设置的。

7. 高度控制开关 (Body Height Control Switch)

高度控制开关的功用是用来选择与改变汽车高度，ECU 检测高度控制开关的状态和相应信号使汽车高度升高或下降。有的车辆上还有高度控制 ON/OFF 开关，用于停止车高控制。

8. 模式选择开关 (Mode Selector Switch)

模式选择开关的功用是用来选择悬架的“软”、“中”或“硬”状态，ECU 检测到开关的状态后，操纵悬架控制执行器，从而改变减震器的弹簧刚度和阻尼系数。

9. 制动灯开关 (Brake Light Switch)

制动灯开关的功用是当踩下制动踏板时，停车灯开关便接通，ECU 接收这个信号作为防点头控制用的一个起始状态。

13.2.3 电子控制单元

电子控制单元 (ECU) 是电控悬架系统的控制中枢。它由数字电路构成，各传感器传来的信号经输入电路整形变换后，以数字信号的形式通过输入电路送入悬架 ECU，ECU 对这些信号进行分析、比较和判断处理，经精确计算后输出控制信号。控制信号有变换减震器阻尼力和空气弹簧刚度的执行器信号及表示阻尼力和空气弹簧刚度状态的指示器驱动信号，这些信号从悬架 ECU 经输出电路输出。悬架 ECU 根据各种传感器的信号和悬架模式选择开关所确定的工作模式，控制减震器的阻尼力、悬架刚度和车身高度。

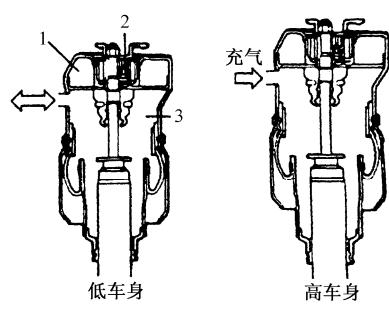
ECU 还具有故障自诊断功能，当电子控制系统出现故障时，ECU 将以故障代码的形式存储故障，并使指示灯亮起。ECU 还具有对系统的保护功能，即在控制系统出现故障时暂时切断对悬架的控制。

13.2.4 执行机构的结构与工作原理

1. 空气悬架刚度的调节

电控悬架用空气弹簧代替传统悬架的螺旋弹簧或钢板弹簧，空气悬架的构造如图 13.6 所示。主、副气室设计成一体，悬架的上端与车架相连，下端与车桥相连。主气室与副气室之间有一个通道供气体相互流动。改变主、副气室气体通道的大小，就可以改变空气悬架的刚度。主、副气室之间的气体通道由空气阀阀芯控制，开关空气阀的控制杆由悬架控制执行器驱动。当空气阀阀芯处于不同的位置时，可实现空气弹簧低、中、高三档状态的刚度调节。

悬架刚度的调节原理如图 13.7 所示。主、副气室之间的气阀 6 上有大小两个气体通道。由悬架控制执行器带动空气阀控制杆 2 转动，使空气阀阀芯 8 转过一个角度，从而改变气体通



1—副气室；2—控制阀；3—主气室

图 13.6 空气悬架构造

道的大小，就可以改变主、副气室之间的气体流量，使悬架刚度发生变化。

当阀芯的开口转到对准如图 13.7 所示的“低”位置时，主、副气体通道的大孔被打开。主气室的气体经过阀芯的中间孔，阀体的侧面通道与副气室的气体相通，两气室之间的气体流量变大，悬架刚度处于“低”状态。当阀芯开口转到对准如图 13.7 所示的“中”位置时，气体通路的小孔被打开，主、副气室的气体流量变小，悬架刚度处于“中”状态。当阀芯开口转到如图 13.7 所示的“高”位置时，主、副气室的通路被切断，只有主气室单独承担缓冲任务，悬架刚度处于“高”状态。

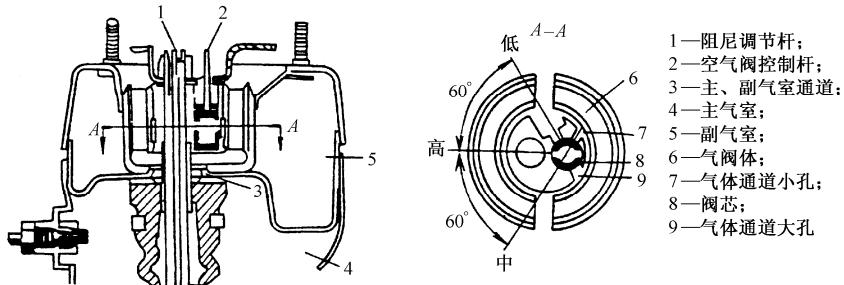


图 13.7 悬架刚度的调节原理

2. 悬架阻尼的调节

悬架阻尼的调节是通过改变减震器阻尼孔截面积的大小来实现的，其基本原理如图 13.8 所示。与减震器阻尼调节杆 1 连接的回转阀 2 上共有三个阻尼孔，悬架控制执行器驱动阻尼调节杆转动，从而使回转阀转动，开闭三个阻尼孔，改变油路截面积，实现“高”、“中”、“低”三种状态的调节。

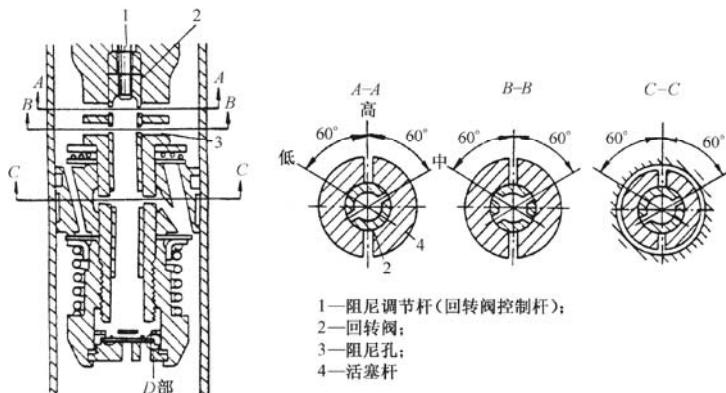


图 13.8 悬架阻尼的调节原理

当 A、B、C 三个截面的阻尼孔全部被回转阀封住时，只有减震器下面的主阻尼孔 (D 部) 工作，减震器的阻尼最大（阻尼处于“高”状态）；回转阀从“高”状态顺时针转动 60°，则 B 截面的阻尼孔打开，A、C 截面阻尼孔仍关闭，减震器的阻尼处于“中”状态；回转阀从“高”状态逆时针转动 60°，则三个截面的阻尼孔全部打开，减震器处于“低”状态。

3. 悬架控制执行器

悬架控制执行器的功用是驱动主、副气室的空气阀阀芯和减震器阻尼孔的回转阀转动。驱动装置的基本构造和工作原理如图 13.9 所示。

步进电动机带动小齿轮驱动扇形齿轮转动，与扇形齿轮同轴的阻尼调节杆带动回转阀转动，使阻尼孔开闭的数量变化，从而调节减震器阻尼；同时阻尼调节杆驱动齿轮带动空气阀驱动齿轮转动，空气阀控制杆转动，随着阀芯角度的改变，悬架的刚度也得到调节。

电磁线圈 3 控制的电磁制动开关松开时，制动杆处于扇形齿轮的滑槽内，扇形齿轮可以转动；当电磁制动开关吸合时，制动杆往回拉，各齿轮处于锁止状态，各转阀均不能转动，使悬架的参数

保持在稳定的状态。

4. 车身高度的控制

图 13.10 所示的是车身高度调节装置。它由空气压缩机、直流电动机、高度控制电磁阀、排气电磁阀、空气干燥器等组成。悬架 ECU 根据车高传感器送来的信号和控制模式指令，向高度控制阀发出指令。当车高需要升高时，高度控制阀打开，压缩空气进入空气弹簧的主气室，车身升高；达到规定高度时，高度控制阀关闭，空气弹簧主气室的空气量保持不变，车身维持一定的高度不变；当车身需要降低时，高度控制阀和排气阀同时通电打开，悬架主气室中的空气通过高度控制阀、管路，最后由排气阀排出，车身高度下降。

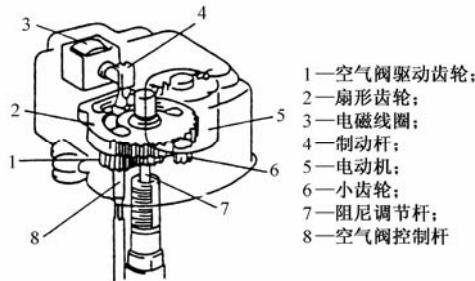


图 13.9 悬架控制执行器基本构造与工作原理

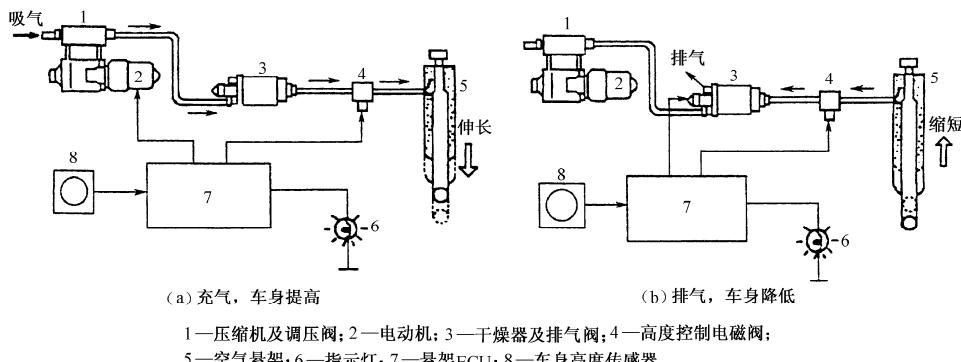


图 13.10 车身高度调节装置

13.2.5 典型电控悬架系统

下面以丰田雷克萨斯 LS400 轿车电控空气悬架系统为例予以介绍。该车电控悬架系统为主动式空气弹簧悬架，弹簧刚度和汽车高度控制可根据驾驶条件自动控制。减震器阻尼力的大小由电子控制，以抑制车辆侧倾、制动时前部点头和高速行驶时后部下坐等汽车行驶状态的变化，因此能明显改善乘坐舒适性和操纵稳定性。

1. 系统组成及工作原理

电控悬架系统由空气压缩机、干燥器、排气阀、高度控制阀、高度控制继电器、高度传感器、悬架控制执行器、转向传感器、悬架 ECU、悬架刚度调节装置和减震器阻尼力调节装置等组成。悬架系统零部件在车上的位置如图 13.11 所示。

(1) 汽车高度控制。汽车高度控制系统由空气压缩机、干燥器、排气阀、1号高度控制阀、2号高度控制阀、1号高度控制继电器、2号高度控制继电器、前后左右4个气压缸、4个车身高度传感器及悬架 ECU 等组成。图 13.12 所示的是车高控制系统空气流通图；图 13.13 所示的是 1 号、2 号高度控制阀控制电路图；图 13.14 所示的是空气压缩机控制电路图。

当点火开关接通时，ECU 使 2 号高度控制继电器线圈通电，2 号高度控制继电器触点闭合，使前、后、左、右 4 个高度传感器接通蓄电池电源。当汽车高度需要上升，从 ECU 的 RCMP 端子送出一个信号，使 1 号高度控制继电器接通，1 号高度控制继电器触点闭合，压缩机控制电路接通产生压缩空气。ECU 使高度控制电磁阀通电后，电磁线圈将高度控制阀打开，并将压缩空气引向气压缸，从而使汽车高度上升。

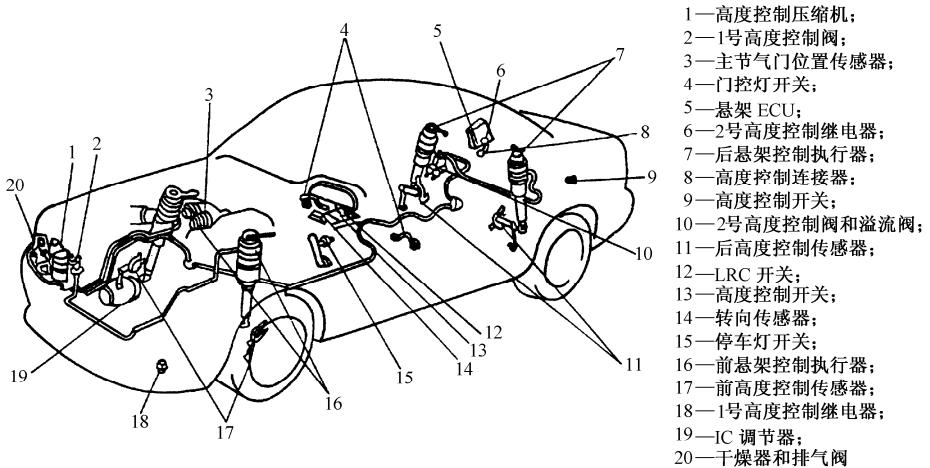


图 13.11 雷克萨斯 LS400 轿车电控空气悬架系统零部件在车上的位置

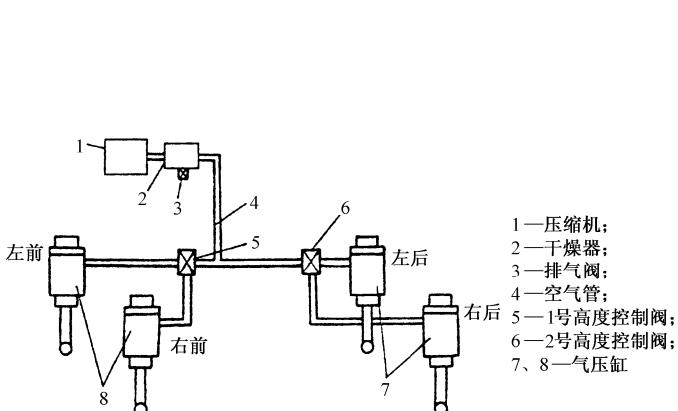


图 13.12 车高控制系统空气流通图

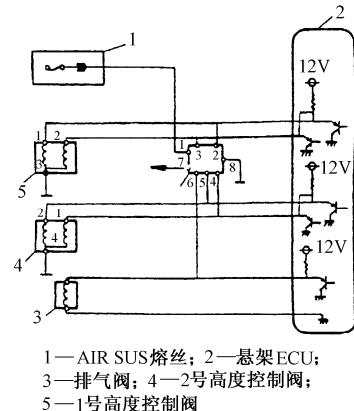


图 13.13 1号和2号高度控制阀控制电路

当汽车高度需要下降时，ECU 不仅使高度控制阀电磁线圈通电，而且还使排气阀电磁线圈通电，排气阀电磁线圈使排气阀打开，将气缸中的压缩空气排到大气中。

1号高度控制阀用于前悬架控制，它有两个电磁阀分别控制左、右两个气压缸。2号高度控制阀用于后悬架控制，它与1号高度控制阀一样也采用两个电磁阀。为了防止空气管路中产生不正常的压力，2号高度控制阀中采用了一个溢流阀。

悬架系统的车身高度传感器采用了光电式传感器，为了检测汽车高度和因道路不平而引起的悬架位移量，在每个悬架上都装有一只车身高度传感器，用于连接检测车身与悬架下臂之间的距离。每只传感器由一个带槽圆盘和4对遮光器组成，带槽圆盘发光管在每个遮光器的光敏晶体管之间旋转。传感器利用遮光器通断信号的输出组合，用16个选择脉冲检测汽车高度，并将它们转换成串行数据送至ECU。图13.15所示的是LS400轿车悬架系统的车身高度传感器与ECU之间的连接电路图。

(2) 弹簧刚度和减震器阻尼力控制。图13.16所示的是电控空气悬架系统气压缸的结构，悬架系统弹簧刚度和减震器阻尼力控制执行器安装在气压缸的上部。悬架控制执行器电路如图13.17所示，ECU将信号送至悬架控制执行器以同时驱动减震器的阻尼调节杆和气压缸的空气阀控制杆，

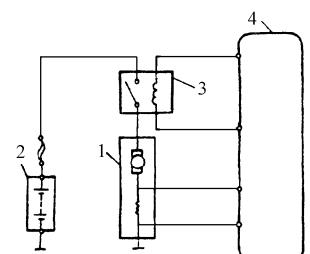
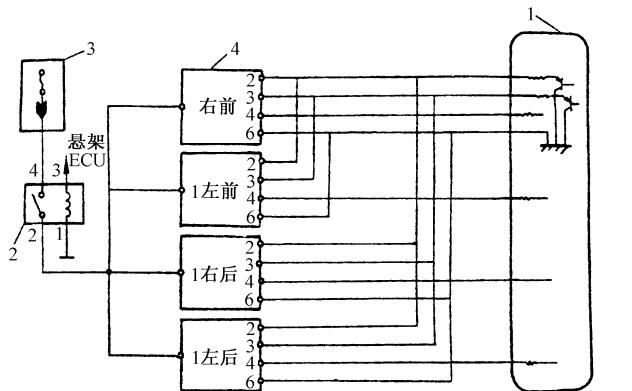


图 13.14 空气压缩机控制电路

从而改变减震器的阻尼力和悬架弹簧刚度。

2. 系统操作

电控空气悬架系统有3个操作选择开关：平顺性开关、高度控制开关和高度控制ON/OFF开关。



高度控制ON/OFF开关安装在汽车尾部后备箱的左边。当高度控制ON/OFF开关处于“ON”位置时，系统可按选择方式进行车身高度自动控制；当该开关处于“OFF”位置时，系统不执行车身高度控制。高度控制开关和平顺性开关安装在驾驶室内变速操纵杆的旁边。高度控制开关用于选择控制车身高度。当高度控制开关处于“HIGH”（高）位置时，系统对车身高度进行“高值自动控制”；当高度控制开关处于“NORM”（常规）时，车身高度则进入“常规值自动控制”状态。平顺性开关用于选择控制悬架的刚度、阻尼力参数。当平顺性开关处于“SPORT”（运动）位置时，系统进入“高速行驶自动控制”；当平顺性开关处于“NORM”位置时，系统对悬架刚度、阻尼力进行“常规值自动控制”。此时，悬架ECU根据车速传感器等信号，使悬架的刚度、阻尼力自动地处于平顺性软、平顺性中或平顺性硬3个位置。

13.3 电控悬架系统的维修

13.3.1 检修注意事项

- (1) 维修过程中，当点火开关在打开状态下，不要随意断开蓄电池，否则会丢失控制模块中存储的信息，也不要拆卸或安装控制模块及其电子插头。
- (2) 吊起、支起或拖动汽车之前，应该将悬架控制开关置于“OFF”位置或断开蓄电池负极。
- (3) 在开动汽车之前，必须启动发动机使汽车高度恢复到正常状态。
- (4) 如果汽车生产厂的维修手册没有指明，就不要将系统的任何电路或元件加电压或接地。
- (5) 如果汽车装有安全气囊系统，在维修电控悬架前，应先将安全气囊系统断开，否则可能造

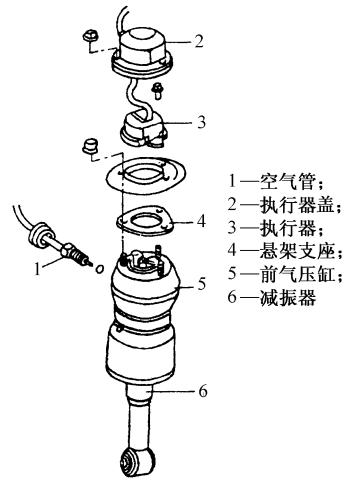


图 13.17 悬架控制执行器电路

成人生命伤害或财产损失。

(6) 在控制系统的检测中，必须用生产厂在维修手册中提到的检测工具，否则可能损坏控制系统的零部件。

13.3.2 功能检查与调整

1. 车辆高度功能的检查

操作高度控制开关检查汽车高度的变化。

(1) 检查轮胎气压是否正常（前轮 230kPa，后轮 250kPa）；

(2) 测量车身高度；

(3) 启动发动机，将高度控制开关从“NORM”转换到“HIGH”位置，高度的变化量应为 10~30mm，从操作高度开关到压缩机启动的时间应为 2s，从压缩机启动到高度调整完成的时间为 20~40s；

(4) 使车辆处于“高”状态，启动发动机，将高度调整开关从“HIGH”位置转换到“NORM”位置，车辆高度变化应为 10~30mm，从操作高度开关到开始排气的时间为 2s，从开始排气到高度调整结束时间应为 20~40s。

2. 溢流阀的检查

当压缩机工作时，检查溢流阀能否工作。

(1) 如图 13.18 所示，将点火开关置于“ON”位置，连接高度控制连接器的端子 1 与 7，迫使压缩机工作。

(2) 待压缩机工作一段时间后，检查溢流阀是否放气，如图 13.19 所示。若不能放气，应检查压缩机、溢流阀是否工作不良及管路是否漏气。

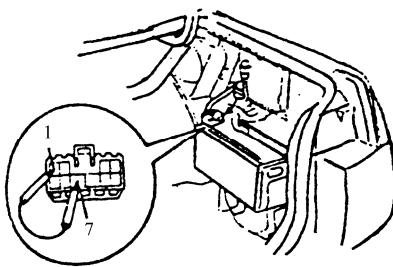


图 13.18 高度连接器端子连接

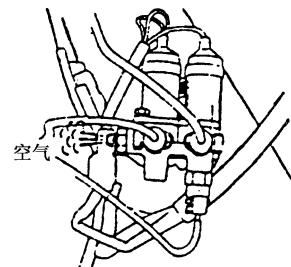


图 13.19 溢流阀放气

(3) 将点火开关转到“OFF”位置，清除故障代码（迫使压缩机工作时，ECU 中将记录一个故障代码）。

3. 管路漏气的检查

将高度控制开关置于“HIGH”位置以使车辆高度升高，然后使发动机熄火，用中性肥皂水检查压缩机空气管路及接头有无泄漏现象。

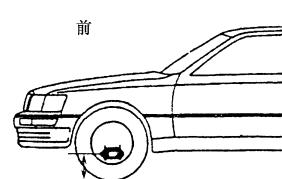
4. 车辆高度检查

将高度控制开关置于“NORM”位置，车辆置于水平位置。

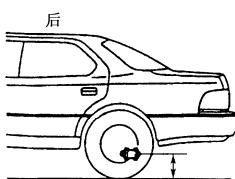
(1) 检查车身高度。测量点如图 13.20 所示。前端：地面一下悬臂安装螺栓中心；后端：地面一下悬臂安装螺栓中心。

(2) 调整：松开高度传感器连接杆上的两个螺母，转动该连接杆调节其长度（连接杆每转一圈，车身高度变化 4mm），如图 13.21 (a) 所示。

(3) 检查车高传感器连接杆的尺寸：如图 13.21 (b) 所示，前后均为 13mm。调好后，拧紧锁紧螺母。



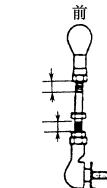
(a) 车身前端高度测量



(b) 车身后端高度测量



(a) 车身位移传感器连接杆的调节



(b) 车高传感器连接杆尺寸检查

图 13.20 车身高度测量点

图 13.21 车高传感器连接杆尺寸调节与检查

13.3.3 自诊断系统

1. 指示灯的检查

当点火开关在“ON”位置时，仪表板上的 LRC (Lexus Riding Control, 雷克萨斯乘坐控制，即模式选择开关) 指示灯和高度控制指示灯应亮 2s 左右，如图 13.22 所示。2s 后，各指示灯的亮灭则取决于其控制开关的位置。

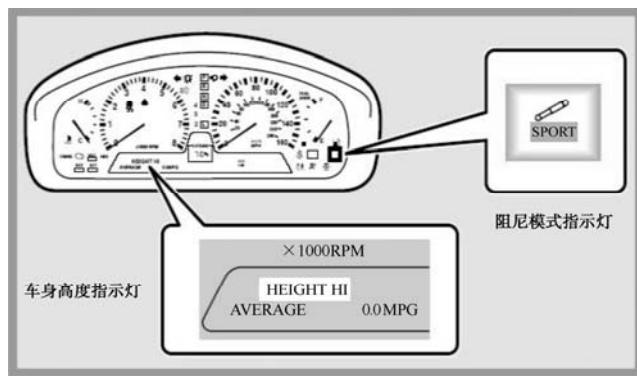


图 13.22 悬架控制指示灯的显示

2. 故障代码的读取

- (1) 接通点火开关；
- (2) 用跨接线将诊断盒 (TDCL) 或检查连接器的端子 Tc 与 E_i 连接；
- (3) 根据仪表板高度控制 NORM 或 HI 指示灯的闪烁情况，读取故障代码。

3. 故障代码的清除

- (1) 关闭点火开关，拆下 2 号接线盒中的 ECU-B 熔丝 10s 以上，即可清除故障代码；
- (2) 关闭点火开关，用跨接线将高度控制连接器的端子 9 与端子 8 连接，同时使检查连接器的端子 Tc 和 E_i 连接。保持在这一状态 10s 以上，然后接通点火开关，并脱开以上各端子，也可以清除故障代码。

4. 故障代码表

故障代码如表 13.3 所示。

表 13.3 雷克萨斯 LS400 轿车电控悬架系统故障代码

故障代码	故障部位	故障原因
11	右前高度传感器电路	高度传感器电路短路或断路
12	左前高度传感器电路	
13	右后高度传感器电路	
14	左后高度传感器电路	
21	前悬架控制执行器电路	悬架控制执行器电路短路或断路

续表

故障代码	故障部位	故障原因
22	后悬架控制执行器电路	
31	1号高度控制阀电路	
33	2号高度控制阀电路(用于后悬架)	高度控制阀电路短路或断路
34	2号高度控制阀电路(用于左悬架)	
35	排气阀电路	排气阀电路短路或断路
41	1号高度控制继电器电路	1号高度控制继电器电路短路或断路
42	压缩机电动机电路	压缩机电动机电路短路或被锁住
51	至1号高度控制继电器的持续电流	供至1号高度控制继电器的通电约8.5min以上
52	至排气阀的持续电流	供至排气阀的电流通电约6min以上
61	悬架控制信号	电控单元失灵
71	悬架控制执行器电源电路	悬架控制执行器电源电路断路; AIR SUS熔丝烧断
72	高度控制ON/OFF开关电路	高度控制ON/OFF开关在“OFF”位置 高度控制ON/OFF开关电路断路

13.3.4 故障分析

1. 悬架刚度和阻尼系数控制失灵

(1) 操作 LRC 开关时, LRC 指示灯的状态不变, 可能的故障部位有:

- ① LRC 开关电路。
- ② 悬架控制系统计算机。

(2) 悬架的刚度和阻尼控制不起作用, 可能的故障部位有:

- ① 悬架控制执行器及电路。
- ② Tc 端子电路。
- ③ Ts 端子电路。
- ④ TRC 开关电路。
- ⑤ 气压缸或减震器。
- ⑥ 悬架控制系统计算机。

(3) 只有防侧倾控制不起作用, 可能的故障部位有:

- ① 转向传感器及其电路。
- ② 悬架控制系统计算机。

(4) 只有防俯仰不起作用, 可能的故障部位有:

- ① 节气门位置传感器及其电路。
- ② 悬架控制系统计算机。

(5) 只有防点头不起作用, 可能的故障部位有:

- ① 车速传感器及其电路。
- ② 制动灯开关及其电路。
- ③ 悬架控制系统计算机。

(6) 只有在高速时不起作用, 可能的故障部位有:

- ① 车速传感器及其电路。
- ② 悬架控制系统计算机。

2. 汽车车身高度控制失灵

(1) 车身高度控制指示灯不随高度控制开关的动作变化, 可能的故障部位有:

- ① 车身高度控制开关及其电路。
- ② 发电机调节器电路。
- ③ 车身高度控制电源电路。

④ 车身位移传感器。

⑤ 悬架控制系统计算机。

(2) 汽车高度控制不起作用, 可能的故障部位有:

① 发电机调节器电路。

② 汽车高度控制电源电路

③ 汽车高度控制开关及其电路。

④ 车身位移传感器。

⑤ 汽车高度控制 ON/OFF 开关及其电路。

⑥ 悬架控制系统计算机。

(3) 只有高速时不起作用, 可能的故障部位有:

① 车速传感器及其电路。

② 悬架控制系统计算机。

(4) 汽车车身高度出现不规则变化, 可能的故障部位有:

① 有空气泄漏。

② 车身位移传感器。

③ 悬架控制系统计算机。

(5) 汽车高度控制能起作用, 但汽车高度变化不均匀, 可能的故障部位有:

① 高度控制阀、排气阀及其电路。

② 车身位移传感器连接杆。

(6) 汽车高度控制能起作用, 但汽车高度控制在常规 (NORM) 状态时, 汽车高度与标准值不符, 可能的故障部位是: 汽车车身位移传感器连接杆。

(7) 在汽车高度调整时, 汽车高度超高或超低, 可能的故障部位是: 汽车车身位移传感器。

(8) 汽车高度控制 ON/OFF 开关在 “OFF” 位置时, 汽车高度控制仍起作用, 可能的故障部位有:

① 高度控制 ON/OFF 开关及其电路。

② 悬架控制系统计算机。

(9) 点火开关 OFF 控制不起作用, 可能的故障部位有:

① 门控灯开关及其电路。

② 汽车高度控制电源电路。

③ 悬架控制系统计算机。

(10) 在车门打开时, 点火开关 OFF 控制仍起作用, 可能的故障部位有:

① 门控灯开关及其电路。

② 悬架控制系统计算机。

(11) 汽车停车时车身高度很低, 可能的故障部位有:

① 有空气泄漏。

② 气压缸或减震器。

(12) 压缩机电动机持续运转, 可能的故障部位有:

① 有空气泄漏。

② 1号汽车高度控制继电器及其电路。

③ 压缩机电动机电路。

④ 悬架控制系统计算机。

13.3.5 电控悬架系统的电路连接

图 13.23 所示的是雷克萨斯 LS400 轿车电控空气悬架系统的线路连接图; 图 13.24 所示的是悬架系统 ECU 连接器; 表 13.4 所示的是连接器各接线端子与 ECU 连接对象的对应关系。

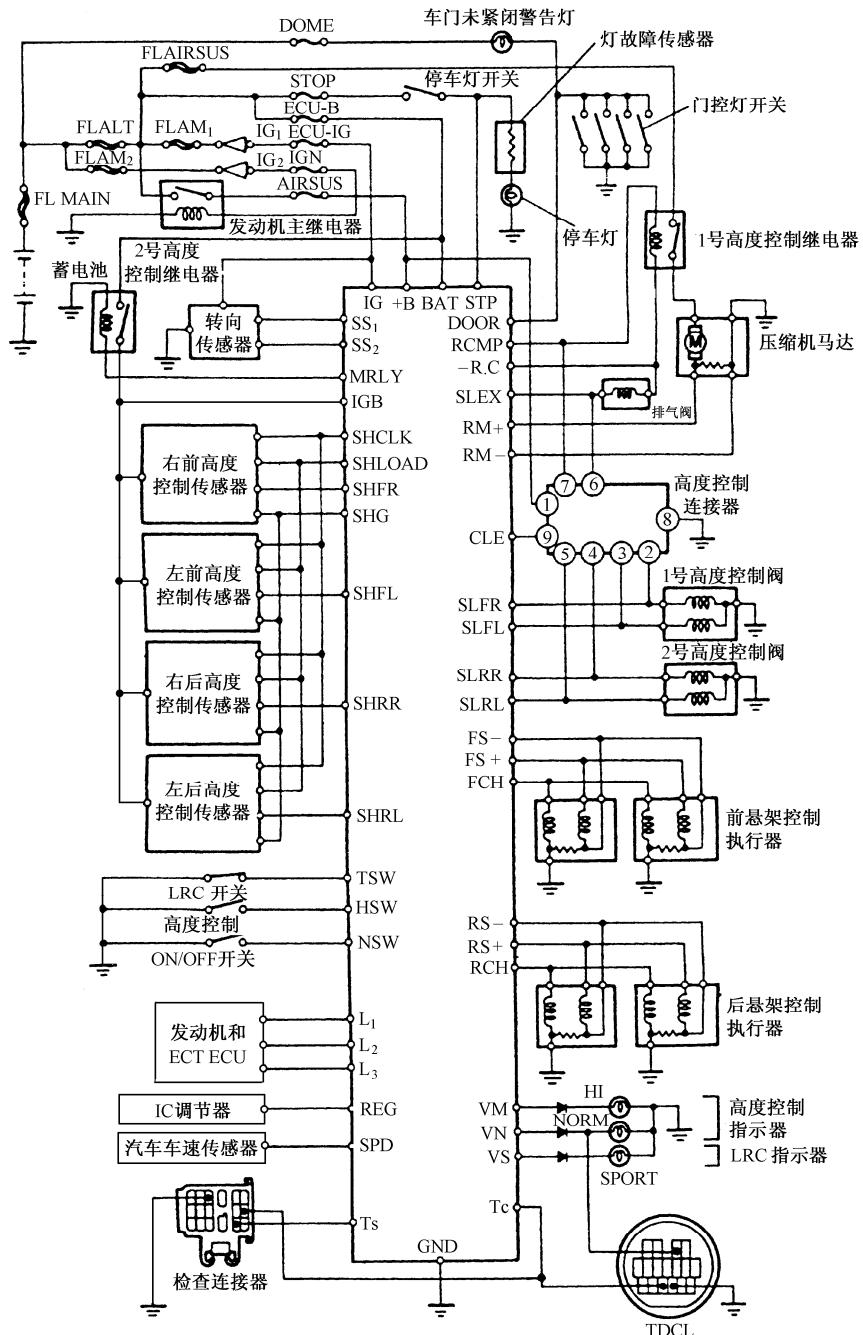


图 13.23 雷克萨斯 LS400 轿车电控空气悬架系统的线路连接图

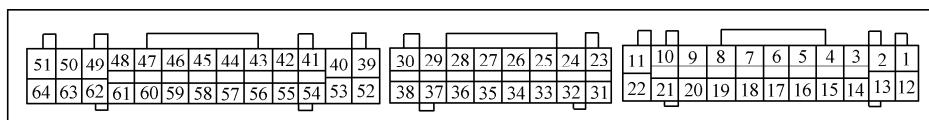


图 13.24 悬架系统 ECU 连接器

表 13.4 雷克萨斯 LS400 轿车电控悬架系统连接器各接线端子与 ECU 连接对象的对应关系

序号	代号	连接对象	序号	代号	连接对象
1	SLFR	1号右高度控制阀	33	无	无
2	SLRR	2号右高度控制阀	34	CLE	高度控制连接器
3	RCMP	1号右高度控制继电器	35	无	无
4	SHRL	左后高度控制传感器	36	无	无
5	SHRR	右后高度控制传感器	37	无	无
6	SHFL	左前高度控制传感器	38	RM-	压缩机电动机
7	SHFR	右前高度控制传感器	39	+B	悬架控制执行器电源
8	NSW	高度控制 ON/OFF 开关	40	IGB	高度控制电源
9	无	无	41	BATT	备用电源
10	TSW	LRC 开关	42	无	无
11	STP	停车灯开关	43	SHLOAD	高度控制传感器
12	SLFL	1号左高度控制阀	44	SHCLK	高度控制传感器
13	SLRL	2号左高度控制阀	45	MRLY	2号高度控制传感器
14	无	无	46	VH	高度控制 HIGH 指示灯
15	无	无	47	VN	高度控制 NORMAL 指示灯
16	无	无	48	无	无
17	无	无	49	FS+	前悬架控制执行器
18	无	无	50	FS-	前悬架控制执行器
19	无	无	51	FCH	前悬架控制执行器
20	DOOR	门控灯开关	52	IG	点火开关
21	HSW	高度控制开关	53	GMD	ECU 搭铁
22	SLEX	排气阀	54	-RC	1号高度控制继电器
23	L ₁	发动机和 ECT ECU	55	SHG	高度控制传感器
24	L ₃	发动机和 ECT ECU	56	无	无
25	Tc	TDCL 和检查连接器	57	无	无
26	Ts	检查连接器	58	无	无
27	SPD	汽车车速传感器	59	VS	LRC 指示灯
28	SS ₂	转向传感器	60	无	无
29	SS ₁	转向传感器	61	无	无
30	RM+	压缩机传感器	62	RS+	后悬架控制执行器
31	L ₂	发动机和 ECT ECU	63	RS-	后悬架控制执行器
32	REG	IG 调节器	64	RCH	后悬架控制执行器

13.4 实训 电控悬架系统的拆装与维修

1. 实训目的与要求

- (1) 熟悉电控悬架系统在汽车上的布置及各总成之间的连接关系;
- (2) 熟悉电控悬架系统主要部件的结构;
- (3) 掌握电控悬架系统常见故障诊断与检修, 熟悉各种诊断设备、仪器的性能及使用方法。

2. 实训内容简述

- (1) 认识电控悬架系统在汽车上的总体布置及各总成之间的连接关系;
- (2) 电控悬架系统主要部件的拆装;
- (3) 典型电控悬架系统主要部件的检修;
- (4) 典型电控悬架系统常见故障的诊断与排除;

(5) 各种诊断设备、仪器的性能及使用方法。

思考与练习

1. 简述半主动、主动悬架系统的区别。
2. 电控悬架系统常用传感器有哪几个？其功用是什么？
3. 试述电控悬架系统的组成和工作原理。
4. 空气悬架刚度如何调整？
5. 电控悬架检修的注意事项有哪些？
6. 如何诊断、排除悬架刚度和阻尼系数控制失灵的故障？

第 14 章 汽车转向系

知识目标

- 熟悉汽车转向系的功用、组成和工作原理；
- 掌握典型转向器构造、特点和工作原理；
- 熟悉转向系基本参数含义。

能力目标

- 能够正确选择与使用工具、设备，并规范进行转向器的拆装与检修。
- 识别汽车转向系的主要零部件及相互连接关系；

14.1 概述

1. 汽车转向系的功用

汽车转向系是指由驾驶员操纵，能实现转向轮偏转和回位的一套机构。

汽车转向系的功用是改变和保持汽车的行驶方向。

2. 汽车转向系的基本组成

汽车转向系由转向操纵机构、转向器和转向传动机构三个部分组成。

(1) 转向操纵机构 (Steering Control Mechanism): 驾驶员操纵转向器的工作机构，主要由转向盘、转向轴和转向管柱等组成。

(2) 转向器 (Steering Gear): 将转向盘的转动变为转向摇臂的摆动或齿条轴的直线往复运动，并对转向操纵力进行放大的机构。转向器一般固定在汽车车架或车身上，转向操纵力通过转向器后一般还会改变传动方向。

(3) 转向传动机构 (Steering Transmission Mechanism): 将转向器输出的力和运动传给车轮 (转向节)，并使左、右车轮按一定关系进行偏转的机构。

3. 汽车转向系的分类

按转向能源的不同，转向系可分为机械转向系和动力转向系两大类。

(1) 机械转向系。机械转向系是以人力作为唯一的转向动力源，其中所有传力件都是机械的。

图 14.1 所示的是机械式转向系的示意图。

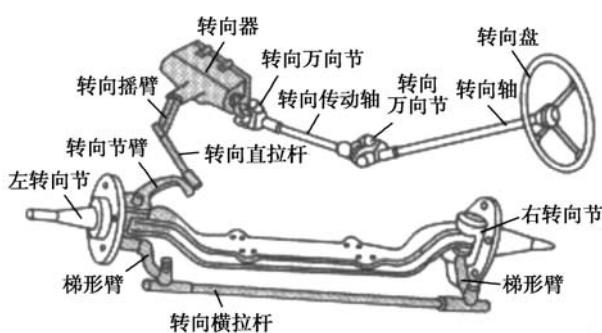


图 14.1 机械式转向系示意图

汽车转向时，驾驶员转动方向盘，通过转向轴、万向节和转向传动轴，将转向力矩输入转向器。从方向盘到转向传动轴这一系列部件即属于转向操纵机构。转向器中有 1~2 级啮合传动副，具有减速增矩作用。经转向器减速后的运动和增大后的转矩传到转向摇臂，再通过转向直拉杆传给固定于左转向节上的转向节臂，使左转向节及装于其上的左转向轮绕主销偏转。左、右梯形臂的一端分别固定在左、右转向节上，另一端则与转向横拉杆作球铰链连接。

当左转向节偏转时，经梯形臂、横拉杆和梯形臂的传递，右转向节及装于其上的右转向轮随之绕主销同向偏转相应的角度。

转向摇臂、转向直拉杆、转向节臂、梯形臂和转向横拉杆总称为转向传动机构。梯形臂、转向横拉杆和前轴构成转向梯形，其作用是在汽车转向时，使内、外转向轮按一定的规律进行偏转。

(2) 动力转向系。兼用驾驶员体力和发动机（或电动机）的动力为转向能源的转向系，它是在

机械转向系的基础上加设一套转向加力装置而形成的。在正常情况下，汽车转向所需能量只有一小部分由驾驶员提供，而大部分是由发动机（或电动机）通过转向加力装置提供的。

图 14.2 所示的是一种液压式动力转向系的示意图。其中，转向油罐、转向油泵、转向控制阀和转向动力缸为构成转向加力器的各部件。

采用动力式转向系的汽车，在正常情况下转向时，驾驶员操纵机械式转向系，一方面提供转向所需的一小部分能量，另一方面则同时带动转向加力器工作，由发动机通过转向加力器提供转向所需的大部分能量。在转向加力装置失效时，一般还能由驾驶员独立承担汽车转向任务。

4. 汽车转向系的基本参数与概念

(1) 两侧转向轮偏转角之间的理想关系式。为了避免在汽车转向时产生的路面对汽车行驶的附加阻力和轮胎过快磨损，要求在汽车转向时所有车轮均做纯滚动。显然，这只有在所有车轮的轴线都相交于一点时方能实现，此交点 O 称为转向中心，如图 14.3 所示。由图可见，内转向轮偏转角 β 应大于外转向轮偏转角 α 。在车轮为绝对刚体的假设条件下，角 α 与角 β 的理想关系式应是

$$\cot\alpha = \cot\beta + B/L$$

式中， B 为两侧主销轴线与地面相交点之间的距离； L 为汽车轴距。

为此，必须精心确定转向传动机构中的转向梯形的几何参数。

由转向中心 O 到外转向轮与地面接触点的距离称为汽车转弯半径。转弯半径越小，则汽车转向所需场地就越小，汽车的机动性就越好。

由图 14.3 可知，当外转向轮偏转角达到最大值 α_{\max} 时，转弯半径 R 最小。在图示的理想情况下，最小转弯半径 R_{\min} 与 α_{\max} 的关系为

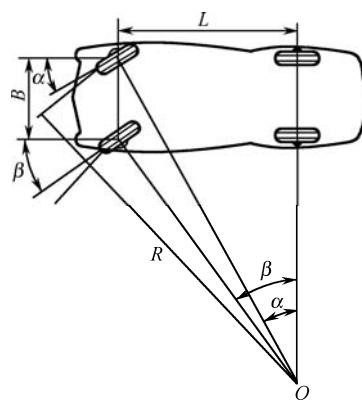


图 14.3 双轴汽车转向的两侧转向轮偏转角的关系

$R_{\min} = L / \sin\alpha_{\max}$

汽车内侧转向轮的最大偏转角一般为 $35^{\circ} \sim 42^{\circ}$ 。载货汽车的最小转弯半径为 $7 \sim 13m$ 。

(2) 转向系角传动比。转向盘的转角增量与转向摇臂转角的相应增量之比 i_{ω_1} 称为转向器角传动比。转向摇臂转角增量与转向盘同侧的转向节的转角相应增量之比 i_{ω_2} 称为转向传动机构角传动比。转向盘转角增量与同侧转向节相应转角增量之比则称为转向系角传动比，以 i_{ω} 表示，显然 $i_{\omega} = i_{\omega_1} \times i_{\omega_2}$ 。

转向系角传动比 i_{ω} 越大，则为了克服一定的地面转向阻力矩所需的转向盘上的转向力矩便越小，从而在转向盘直径一定时，驾驶员应加于转向盘上的力也越小。但 i_{ω} 过大，将导致转向操纵不够灵敏，即为了得到一定的转向节偏转角所需的转向盘转角过大。所以，选取 i_{ω} 时应适当兼顾转向省力和转向灵敏的要求。

转向传动机构角传动 i_{ω_2} 的数值较小，对于一般汽车而言， i_{ω_2} 大约为 1。在转向过程中， i_{ω_2} 虽

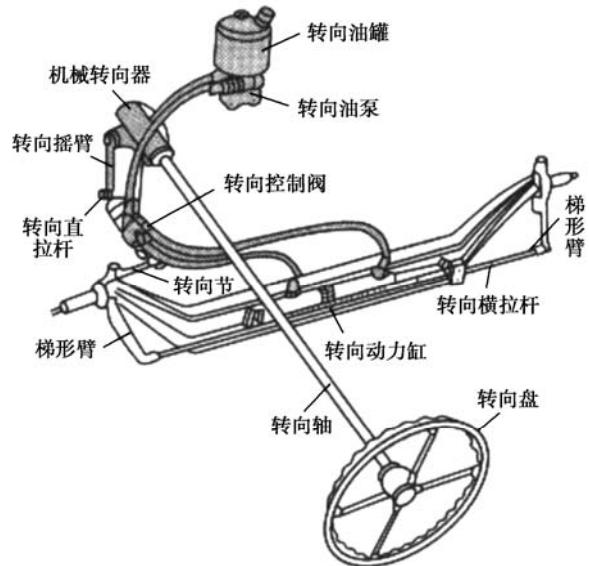


图 14.2 液压式动力转向系示意图

然会随转向节转角不同而有所变化，但一般来说变化幅度不大。转向器角传动比 i_{ω_1} ，货车为 16~32，轿车为 12~20。由此可知，转向系角传动比 i_{ω} 主要取决于转向器角传动比 i_{ω_1} 。有些转向器的 i_{ω_1} 是常数，有些则是可变的。

机械转向系同时满足转向省力和转向灵敏要求的程度是很有限的，因此中型以上的货车和中级以上的轿车的转向系均普遍采用动力转向系。

14.2 转向器及转向操纵机构

14.2.1 转向器

1. 转向器的功用

转向器（Steering Gear）是转向系中降速增矩装置，其功用是增大由转向盘传到转向节的力，并改变力的传动方向。

2. 转向器的类型

转向器按照转向动力源的不同分为机械转向器和动力转向器。其中机械转向器的结构形式很多，通常按转向器中传动副的结构形式分类。常用的转向器有齿轮齿条式、循环球式和蜗杆曲柄指销式等几种。

3. 转向器的传动效率与转向盘的自由行程

转向器的输出功率与输入功率之比称为转向器的传动效率。当功率由转向盘输入从转向摇臂输出时，所求得的传动效率称为正效率，反之则称为逆效率。

由于转向系各传动件之间都存在着装配间隙，而且这些间隙将随零件的磨损而增大，因此在一定的范围内转动转向盘时，转向节并不立即同步转动，而是在消除这些间隙并克服机件的弹性变形后才做相应的转动，即转向盘有一空转过程。转向盘为消除间隙、克服弹性变形所空转过的角度称为转向盘自由行程。

转向盘自由行程对于缓和路面冲击及避免驾驶员过度紧张是有利的，但过大的自由行程会影响转向灵敏性。一般规定，转向盘从直行中间位置向任意一侧的自由行程为均不应超过 $10^\circ \sim 15^\circ$ ，否则必须进行调整。

通常是通过调整转向器传动副的啮合间隙来调整转向盘的自由行程。

4. 机械转向器的结构与工作原理

(1) 齿轮齿条式转向器。齿轮齿条式转向器分两端输出式和中间（或单端）输出式两种。

图 14.4 所示的是两端输出的齿轮齿条式转向器，它主要由转向器壳体、转向齿轮和转向齿条等组成。作为传动副主动件的转向齿轮轴 11 通过轴承 12 和 13 安装在转向器壳体 5 中，其上端通过花键与万向节叉 10 和转向轴连接；与转向齿轮啮合的转向齿条 4 水平布置，两端通过球头座 3 与转向横拉杆 1 相连；弹簧 7 通过压块 9 将齿条压靠在齿轮上，保证无间隙啮合。弹簧的预紧力可用调整螺塞 6 调整。当转动转向盘时，转向齿轮轴 11 转动，使与之啮合的齿条 4 沿轴向移动，从而使左右横拉杆带动转向节左右转动，实现汽车转向。

中间输出的齿轮齿条式转向器如图 14.5 所示。其结构及工作原理与两端输出的齿轮齿条式转向器基本相同，不同之处在于它在转向齿条的中部用螺栓 6 与左右转向横拉杆 7 相连。

采用齿轮齿条式转向器可以使转向传动机构简化（不需要转向摇臂和转向直拉杆等），齿轮齿条无间隙啮合无须调整，而且逆传动效率很高，故多用于前轮为独立悬架的轿车和微型及轻型货车，如奥迪、捷达、桑塔纳和夏利等轿车，部分小型货车及南京依维柯轻型货车等都采用了齿轮齿条式转向器。

(2) 循环球式转向器。图 14.6 所示的是解放 CA1092 型汽车的循环球式转向器。循环球式转向器是目前国内外应用最广泛的结构形式之一。它由两级传动副组成，第一级是螺杆螺母传动副，第

二级是齿条齿扇传动副。

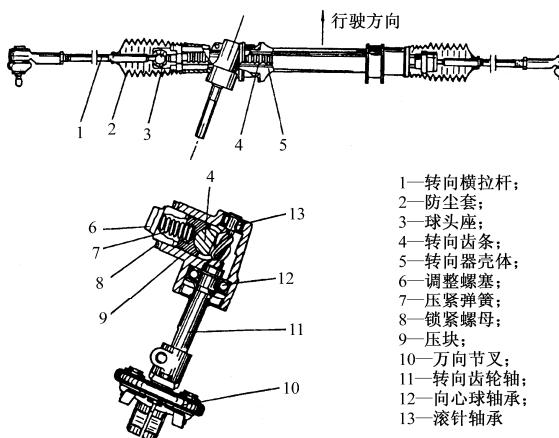


图 14.4 两端输出的齿轮齿条式转向器

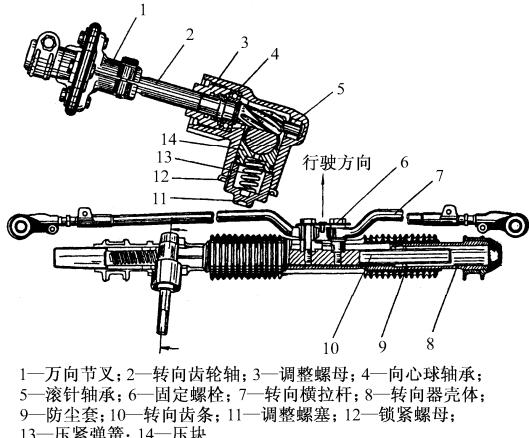
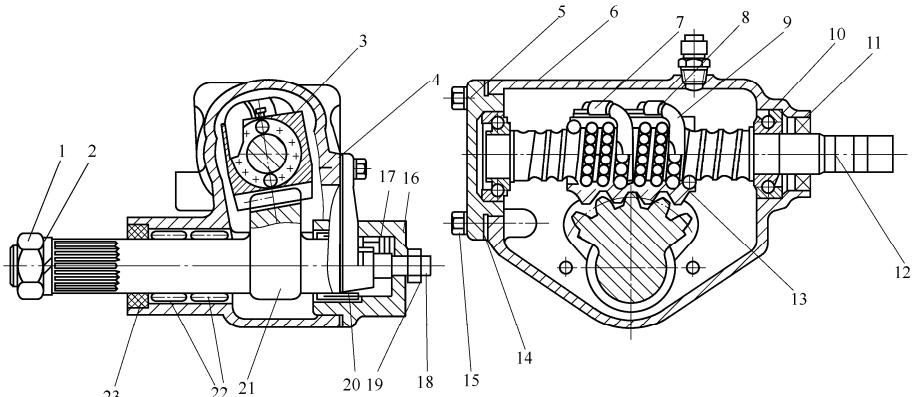


图 14.5 中间输出的齿轮齿条式转向器

转向螺杆 12 的轴颈支承在两个推力球轴承 10 上，轴承预紧度可用调整垫片 14 调整。转向螺母 3 的下平面上加工成齿条，与齿扇轴（即摇臂轴）21 内端的齿扇部分啮合。可见转向螺母既是第一级传动副的从动件，也是第二级传动副（齿条齿扇传动副）的主动件。通过转向盘和转向轴转动转向螺杆时，转向螺母不能转动，只能轴向移动，并驱使齿扇轴转动。

为了减小转向螺杆 12 和转向螺母 3 之间的摩擦，两者的螺纹并不直接接触，其间装有多个钢球 13，以实现滚动摩擦。转向螺母的内径大于转向螺杆的外径，故能松套在螺杆上。转向螺杆和螺母上都加工出断面轮廓为两段或三段不同心圆弧组成的近似半圆的螺旋槽，两者的螺旋槽能配合形成近似圆形断面的螺旋管状通道。螺母侧面有两对通孔可将钢球从此孔塞入螺旋形通道内。转向螺母外有两根钢球导管 9，每根导管的两端分别插入螺母侧面的一对通孔中，导管内也装满了钢球。这样，两根导管和螺母内的螺旋管状通道组合成两条各自独立的封闭的钢球“流道”。



1—螺母；2—弹簧垫圈；3—转向螺母；4—转向器壳体垫片；5—转向器壳体底盖；
6—转向器壳体；7—导管卡子；8—加油螺塞；9—钢球导管；10—球轴承；11、23—油封；
12—转向螺杆；13—钢球；14—垫片；15—螺母；16—侧盖；17—垫片；18—调整螺钉；
19—锁紧螺母；20、22—滚针轴承；21—齿扇轴（摇臂轴）

图 14.6 解放 CA1092 型汽车循环球式转向器

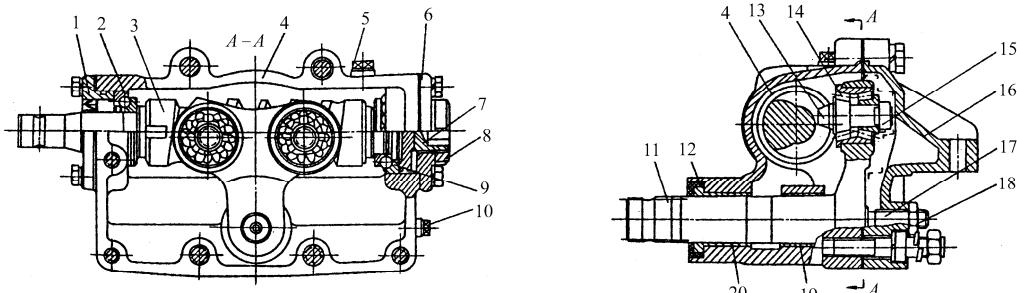
转向螺杆转动时，通过钢球将力传给转向螺母，螺母即沿轴向移动。同时，在螺杆及螺母与钢球间的摩擦力作用下，所有钢球便在螺旋管状通道内流动，形成“球流”。钢球在管状通道内绕行两周后，流出螺母而进入导管的一端，再由导管另一端流回螺旋管状通道。故在转向器工作时，两

列钢球只是在各自的封闭流道内循环，而不致脱出。

转向螺母上的齿条平面相对于齿扇轴线是倾斜的，因此与之啮合的齿扇应当是分度圆上的齿厚沿齿扇轴线按线性关系变化的变厚齿扇。只要使齿扇轴 21 相对于齿条做轴向移动，即能调整二者的啮合间隙。调整螺钉 18 旋装在侧盖 16 上。齿扇轴 21 内侧端有切槽，调整螺钉 18 的圆柱形端头即嵌入此切槽中。将螺钉 18 旋入，则啮合间隙减小，反之则啮合间隙增大。

循环球式转向器的正传动效率很高（最高可达 90%~95%），故操纵轻便，使用寿命长。但其逆传动效率也很高，容易将路面冲击力传到转向盘。不过，对于较轻型的、前轴载质量不大而又经常在平坦路面上行驶的汽车而言，这一缺点影响不大。因此，循环球式转向器广泛应用于各类各级汽车。

(3) 蜗杆曲柄指销式转向器。图 14.7 所示的是东风 EQ1090E 型汽车的蜗杆曲柄指销式转向器，它主要由转向器壳体、转向蜗杆、转向摇臂、指销等组成。蜗杆曲柄指销式转向器的传动副以转向蜗杆 3 为主动件，其从动件是装在摇臂轴 11 曲柄端部的指销 13。转向蜗杆转动时，与之啮合的指销即绕摇臂轴轴线沿圆弧运动，并带动摇臂轴转动。



1—上盖；2、9—向心推力球轴承；3—转向蜗杆；4—转向器壳体；5—加油螺塞；6—下盖；7—调整螺塞；8—螺母；10—放油螺塞；
11—摇臂轴；12—油封；13—指销；14—双排圆锥滚子轴承；15—螺母；16—侧盖；17—调整螺钉；18—螺母；19、20—衬套

图 14.7 东风 EQ1090E 型汽车蜗杆曲柄指销式转向器

具有梯形截面螺纹的转向蜗杆 3 支承于转向器壳体两端的两个向心推力球轴承 2 和 9 上。转向器盖上装有调整螺塞 7，用以调整上述两轴承的紧度，调整后用螺母 8 锁紧。蜗杆与两个锥形的指销 13 相啮合，两个指销均用双排圆锥滚子轴承 14 支于摇臂轴 11 内端的曲柄上，其中靠指销头部的一排无内座圈，滚子直接与指销轴颈接触。这样，所受的剪切载荷最大的这段轴颈的直径可以做得大一些，以保证指销有足够的强度。指销装在滚动轴承上可以减轻蜗杆和指销的磨损，并提高传动效率。螺母 15 用以调整轴承 14 的紧度，以使指销能自由转动且无明显的轴向间隙为宜。摇臂轴 11 用粉末冶金衬套 19 和 20 支承在壳体中。指销同蜗杆的啮合间隙用侧盖 16 上的调整螺钉 17 调整，调整后用螺母 18 锁紧。

这种双指销式转向器在中间及其附近位置时，其两指销均与蜗杆啮合，故单个指销所受载荷较单指销式转向器的指销所受载荷为小，因而其工作寿命较长。当摇臂轴转角相当大时，一个指销与蜗杆脱离啮合，另一指销仍保持啮合，因此双指销式的摇臂轴转角范围较单指销式为大。但双指销式结构较复杂，对蜗杆的加工精度要求也较高。

5. 可变齿数比转向器

可变齿数比转向器根据汽车速度和转向角度来调整转向器传动比，当汽车开始处于停车状态、汽车速度较低或者转向角度较大时，提供小的转向器传动比，使方向盘转动更加轻盈省力；而当汽车高速行驶或者转向角度较小时，提供大的转向器传动比，车辆转向不再像低速时那样灵敏，车辆的方向变得容易控制，从而提高汽车行驶的稳定性。因而，可变齿数比转向器提高了汽车的转向灵活性和转向舒适性。

丰田雷克萨斯 (LEXUS) 与皇冠 (CROWN) 汽车上使用了可变齿数比转向系统 (Variable Gear Ratio Steering, VGRS)。

目前主要有两种方式实现这种功能，一种方式是依靠特殊的齿条实现，原理简单，成本也相对较低；而另一种相对比较复杂，是通过行星齿轮结构和电子控制系统实现的。

(1) 机械式可变转向比系统

机械式可变转向比系统是通过特殊工艺加工齿距间隙不相等的齿条，齿条的齿距是变化的，齿距中间密，两头疏。

转动方向盘时，通过齿轮与齿距不相等的齿条啮合，转向比就会发生变化，中间位置的左右两边齿距较密，齿条在这一范围内的位移较小，所以在小幅度转向时（如变线、方向轻微调整时），车辆会显得沉稳；而齿条两侧远端的齿距较疏，在这个范围内，转动方向盘，齿条的相对位移会变大，所以在大幅度转向时（如泊车、掉头等），车轮会变得更加灵活。

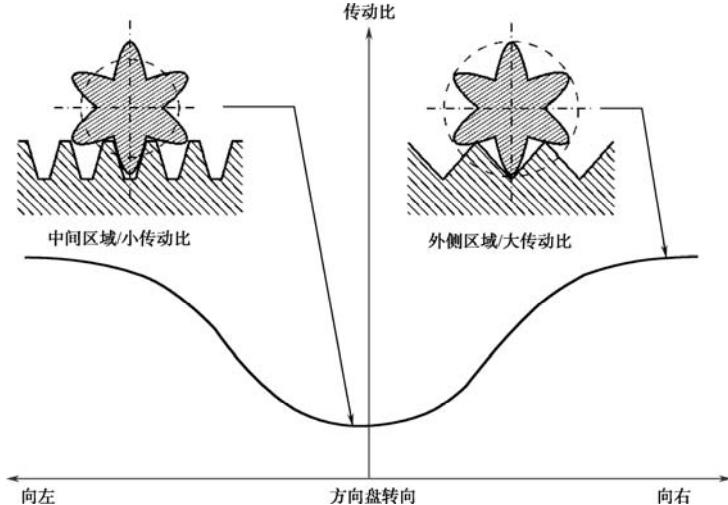


图 14.8 可变齿数比系统的传动比分布曲线

采用 E65 底盘的宝马 735Li 轿车，其转向器的传动比是可变的，当方向盘每转一圈，转向器齿条就会移动 47.0~59.0 mm，即汽车直线行驶时的转向传动比为小传动比，而方向盘转角最大时的转向传动比为大传动比。

机械式可变转向比系统的优点是整个系统是完全的机械结构，结构简单，可靠性较高，耐用性好；其缺点是齿数比变化范围有限，且变化的灵活性不够。

(2) 电子式可变转向比系统

电子式可变转向比系统由集成在转向柱内的行星齿轮组和电动马达组成。电动马达根据车辆的实际速度，按比例调节前轮转向角度。

汽车低速行驶时，如在城市交通中、驻车时或者行驶于蜿蜒的山路时，增大前轮转向角度，使前轮针对方向盘的小幅转动，立刻作出响应，确保驾驶员能够穿过紧凑的空间，而不需要多次转动方向盘，汽车转向灵活性得到了加强。

汽车高速行驶时，要求较小的转向角度，保证转弯更加渐进。因此，系统降低针对方向盘所有转动的转向角变化量。使驾驶员在高速时获得更为精准的转向，并享受更多的稳定性和舒适性。从而，汽车能够更好地实现“低速时轻盈灵敏，高速时稳健厚重”的转向需求。

14.2.2 转向操纵机构

图 14.9 所示的是东风 EQ1090E 型汽车转向操纵机构与转向器布置图。转向操纵机构（Steering Control Mechanism）包括转向盘 1、转向柱管 2、转向轴 15、上万向节 8、下万向节 11 和转向传动轴 9 等。转向柱管 2 中部用橡胶垫 3 和半圆形冲压支架 4 固定在驾驶室前围板上，下端插入铸铁支座 5 的孔中。支座 5 则固定在转向操纵机构支架 6 上。

穿过转向柱管的转向轴 15 上端借衬套 16 支承，下端则支承在转向柱管支座 5 中的圆锥滚子轴承上，其轴向位置由限位弹簧 7 限定。转向轴通过双万向节万向传动装置与转向器中的转向蜗杆相

连。下万向节 11 与转向传动轴 9 用滑动花键连接。

为了保证转向器摇臂轴在中间位置时从转向摇臂 13 起始的全套转向传动机构也处于中间位置，在摇臂轴的外端面和转向摇臂上孔外端面上各刻印有短线，作为装配标记。装配时，应将两个零件上的标记短线对齐。

1. 转向盘

包括我国在内的许多国家规定车辆右侧通行，相应地应将转向盘安置在驾驶室左侧，这样驾驶员的左方视野较广阔，有利于两车安全交会。相反，在一些规定车辆左侧通行的国家或地区使用的汽车上，转向盘则应安置在驾驶室右侧。

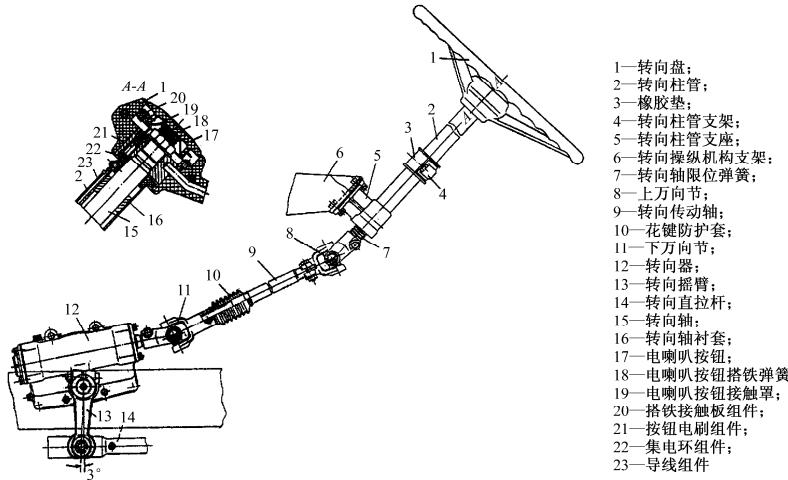


图 14.9 东风 EQ1090E 型汽车转向操纵机构与转向器布置图

转向盘的构造如图 14.10 所示，它主要由轮毂 3、轮辐 2 和轮圈 1 等组成。轮辐 2 和轮圈 1 的中心部位有钢、铝或镁合金制的骨架，外表通过注塑方法包覆有一定形状的塑料外层或合成橡胶，以改善操纵转向盘的手感并提高驾驶员的安全性。转向盘与转向轴一般是通过花键或带锥度的细花键连接，端部通过螺母轴向压紧固定。

汽车喇叭开关一般装在转向盘上，可以随转向盘相对车身转动，而与喇叭连接的导线固定在车身和转向管柱上，不能旋转。因此，与喇叭连接的导线必须与转向盘的旋转部分进行电气连接。目前，大多数汽车在转向盘上都装有集电环，如图 14.11 所示。固定不动的转向管柱上端设有带弹性触片 2 的下圆盘 1，与喇叭开关相连的集电环端子装在上圆盘 3 上。转向盘安装到转向轴上后，上、下圆盘紧密接触，集电环端子则与弹性触片形成电气接触。

由于这种集电环是机械接触，长时间使用会因触点磨损而影响导电性，从而发生喇叭不响的现象，尤其是引起电动安全气囊在汽车发生碰撞时不能正常工作。为此，现在装备安全气囊的汽车开始采用电缆盘，如图 14.12 所示。电缆盘将导线卷入盘内，在转向盘旋转的范围内，导线靠卷筒自由伸缩。采用这种结构后，可利用无机械接触的导线与转向盘的电气装置连接，可靠性大大提高。

2. 转向轴

转向轴是将驾驶员作用于转向盘的转向操纵力传给转向器的传力轴，它的上部与转向盘固定连接，下部装有转向器。转向轴与转向器连接的方式有两种：一种是与转向器的输入轴直接连接；另

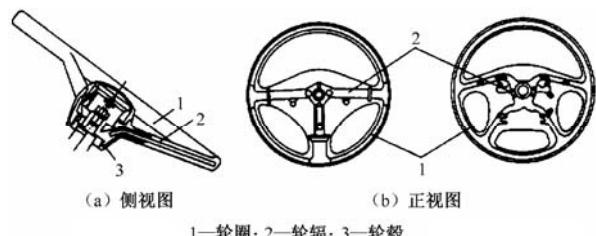


图 14.10 汽车转向盘的结构

一种是通过十字轴万向节或者挠性万向节间接与转向器的输入轴相连接。

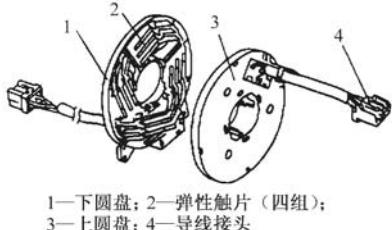


图 14.11 转向盘集电环

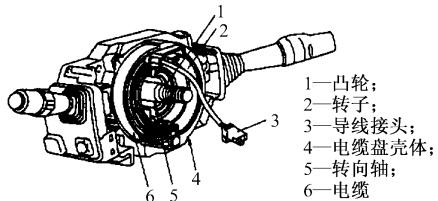


图 14.12 电缆盘结构图

现代汽车的转向轴除装有柔性万向节外，有的还装有能改变转向盘工作角度（即转向轴的传动方向）和转向盘高度（即转向轴轴向长度）的机构，以方便不同体型驾驶员的操纵。图 14.13 所示的是一种转向盘倾斜角度调整机构。转向管柱 2 的上段和下段分别通过倾斜调整支架 7 和下托架 6 与车身相连，而且转向管柱由倾斜调整支架夹持并固定。倾斜调整用锁紧螺栓 5 穿过调整支架 7 上的长孔 3 和转向管柱，螺栓的左端为左旋螺纹，调整手柄 4 即拧在该螺纹上。当向下扳动手柄时，锁紧螺栓的螺纹缓扣，转向管柱即可以下托架上的枢轴 1 为中心在穿有螺栓的支架长孔范围内上下移动。确定了转向管柱的合适位置后，向上扳动调整手柄，从而将转向管柱定位。

转向轴伸缩机构如图 14.14 所示。转向轴分为上下两段，二者通过花键连接。上转向轴 2 由调节螺栓 4 通过楔状限位块 5 夹紧定位。调节螺栓的一端拧有调节手柄 3。当需要调整转向轴的轴向位置时，先向下推调节手柄 3，使限位块松开，再轴向移动转向盘，调到合适的位置后向上拉调节手柄，将上转向轴锁紧定位。

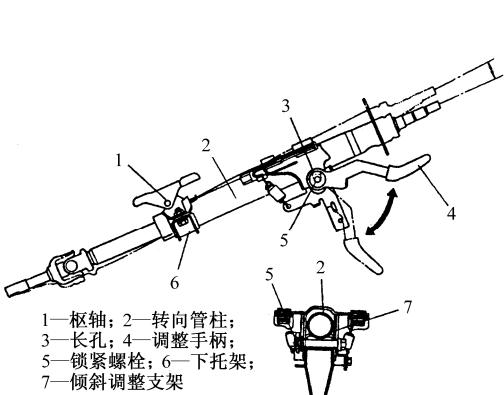


图 14.13 转向盘倾斜角度调整机构

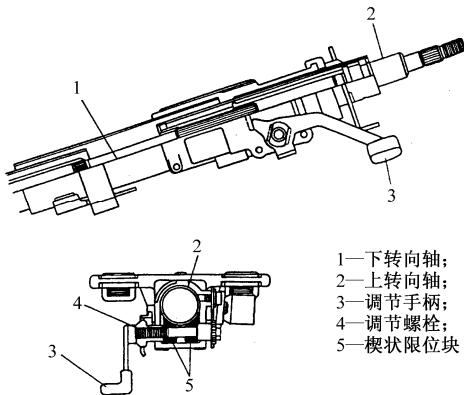


图 14.14 转向轴伸缩机构

14.2.3 安全转向操纵机构

1. 可分离式安全转向操纵机构

图 14.15 所示的是奥迪轿车的转向操纵机构。此类转向操纵机构的转向管柱分为上、下两段，当发生撞车时，上、下两段相互分离或相互滑动，从而有效地防止转向盘对驾驶员的伤害。但这种转向操纵机构本身不包含有吸能装置。正常行驶时，上、下转向轴 2 和 3 通过销钉 5 配合来传递转向力矩；当撞车时，上、下转向轴及时分开，避免了转向盘随车身后移，从而保证了驾驶员的安全。桑塔纳轿车、红旗轿车的转向操纵机构与此类似。

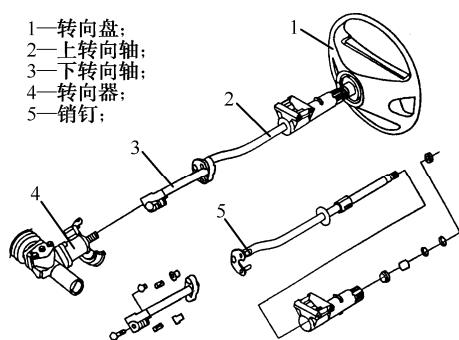


图 14.15 奥迪轿车转向操纵机构

2. 缓冲吸能式转向操纵机构

汽车撞车时，首先车身被撞坏（第一次冲击），转向操纵装置被向后推，从而挤压驾驶员，使其受到伤害；接着，随着汽车速度的降低，驾驶员在惯性力的作用下向前冲，再次与转向操纵机构接触（第二次冲击）而受到伤害。缓冲式转向操纵机构对这两次冲击都具有吸收能量、减轻驾驶员受伤程度的作用。

缓冲式转向操纵机构从结构上能使转向轴和转向管柱在受到冲击后，轴向收缩并吸收冲击能量，从而有效地缓和转向盘对驾驶员的冲击，减轻其所受伤害的程度。下面介绍该机构的几种主要结构形式。

(1) 钢球滚压变形式。如图 14.16 所示，钢球滚压变形式结构的转向管柱也分为上、下两段，上转向管柱 3 比下转向管柱 2 稍细，可套在下转向管柱的内孔中，二者之间压入带有塑料隔套 6 的钢球 5，隔套起钢球保持架的作用。钢球与上、下转向管柱压紧并使之结合在一起。这种转向操纵装置的转向轴也分为两段，上转向轴 4 和下转向轴 1 通过安全销 7 相连。

当汽车碰撞时，加在转向管柱上的轴向压力首先使安全销 7 破坏，接着使上、下管柱轴向移动收缩，这时钢球边转动边在上、下转向管柱的壁上挤压出沟槽，使之变形并消耗冲击能量。

(2) 波纹管变形吸能式。这种转向操纵机构的结构如图 14.17 所示。它的转向轴和转向管柱都分成两段，上转向轴 3 和下转向轴 1 之间通过细花键结合并传递转向力矩，同时它们二者之间可以做轴向伸缩滑动。在下转向轴 1 的外边装有波纹管 6，它在受到冲击时能轴向收缩变形并消耗冲击能量。下转向管柱 7 的上端套在上转向管柱 4 里面，但二者不直接连接，而是通过管柱压圈和限位块 2 分别对它们进行定位。

当汽车发生碰撞时，下转向管柱 7 向上移动，在第一次冲击力的作用下限位块 2 首先被剪断并消耗能量，与此同时转向管柱和转向轴都做轴向收缩。当受到第二次冲击时，上转向轴 3 下移，压缩波纹管 6 使之收缩变形并消耗冲击能量。

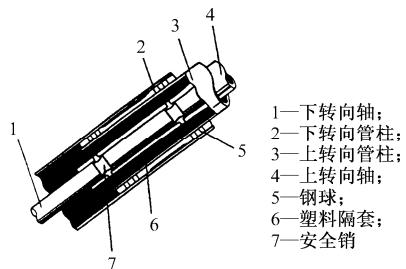


图 14.16 钢球滚压变形式转向管柱

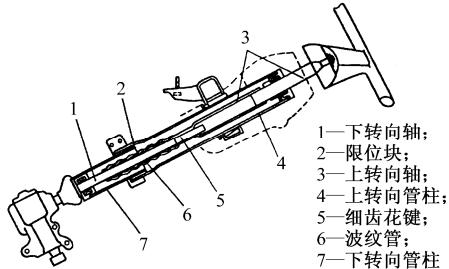


图 14.17 波纹管变形吸能式转向操纵机构

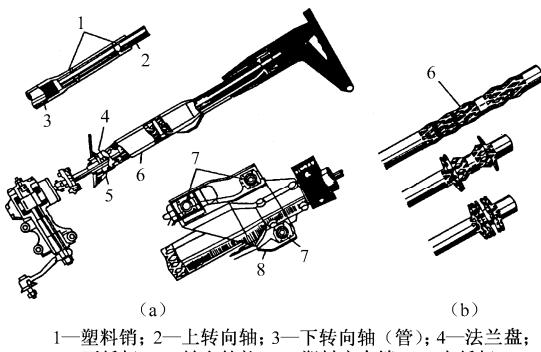


图 14.18 网状管柱变形式转向操纵机构

(3) 网状管柱变形式。这种转向操纵机构的转向轴分为上、下两段，如图 14.18 (a) 所示。上转向轴 2 套装在下转向轴（管）3 的内孔中，二者通过塑料销 1 结合在一起（也有采用细花键结合的），并传递转向力矩。塑料销的传力能力受到严格限制，它既能可靠地传递转向力矩，又能在受到冲击时被剪断，因此它起安全销的作用。

这种转向操纵装置的转向管柱 6 的部分管壁制成网格状，这种网格状管柱在受到压缩时很容易轴向变形，并消耗一定的变形能量，如图 14.18 (b) 所示。另外，车身上固定管柱

的托架 8 也是通过两个塑料安全销 7 与管柱连接的，当这两个安全销被剪断后，整个管柱就能前后自由移动。

当汽车遇到障碍物碰撞时，转向器对转向轴就产生一个向上的推力，转向轴在受到这个推力（第一次冲击力）的作用时，连接上、下转向轴之间的塑料销 1 被剪断，上转向轴 2 将沿下转向轴 3 的内孔滑动伸缩。与此同时，转向管柱上的网格部分也被轴向压缩而变形。在第一次冲击过后，驾驶员会在惯性力的作用下向前冲（第二次冲击）并压在转向盘上，这时固定转向管柱的塑料安全销 7 会被剪断并使转向管柱和转向轴的上端能自由移动。

在此过程中，塑料销被剪断和转向管柱上的网格被压缩变形都会消耗一部分冲击能量，同时，当转向管柱受到来自上端的冲击力后，会再次被轴向压缩变形并消耗冲击能量。从而阻止了转向管柱整体向上移动，避免了转向盘对驾驶员的挤压伤害，为驾驶员保留一定的生存空间。

14.3 转向传动机构

转向传动机构（Steering Transmission Mechanism）的功用是将转向器输出的力和运动传到转向桥两侧的转向节，使两侧转向轮偏转，且使两转向轮偏转角按一定关系变化，以保证汽车转向时车轮与地面的相对滑动尽可能小。有的汽车，如切诺基、奥迪、桑塔纳等，其转向传动机构中还装有转向减震器。转向传动机构的组成和布置因转向器结构形式、安装位置及悬架类型而异。

转向传动机构按照悬架的分类可分为与非独立悬架配用的转向传动机构和与独立悬架配用的转向传动机构两大类。

14.3.1 与非独立悬架配用的转向传动机构

图 14.19 所示的是与非独立悬架配用的转向传动机构示意图。它主要包括转向摇臂 2、转向直拉杆 3、转向节臂 4 及由梯形臂 5 和转向横拉杆 6 组成的转向梯形。在前桥仅为转向桥的情况下，由转向横拉杆 6 和左、右梯形臂 5 组成的转向梯形一般布置在前桥之后，如图 14.19 (a) 所示。当转向轮处于与汽车直线行驶相应的中立位置时，梯形臂 5 与横拉杆 6 在与道路平行的水平面内的交角 $\theta > 90^\circ$ 。在发动机位置较低或转向桥兼充驱动桥的情况下，为避免运动干涉，往往将转向梯形布置在前桥之前，此时上述交角 $\theta < 90^\circ$ ，如图 14.19 (b) 所示。若转向摇臂不是在汽车纵向平面内前后摆动，而是在与道路平行的平面内向左右摆动，则可将转向直拉杆 3 横置，并借球头销直接带动转向横拉杆 6，从而推动两侧梯形臂转动，如图 14.19 (c) 所示。

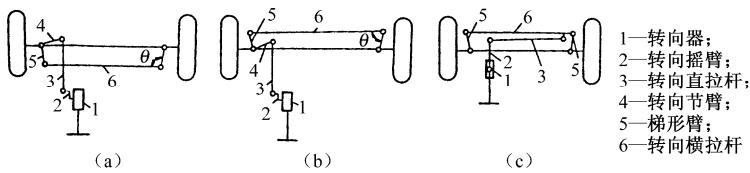


图 14.19 与非独立悬架配用的转向传动机构示意图

下面具体介绍转向传动机构主要组成零件的结构。

1. 转向摇臂（Rocker Arm）

转向摇臂的功用是把转向器输出的力和运动传给直拉杆或横拉杆，进而推动转向轮偏转。转向摇臂的典型结构如图 14.20 所示，它多采用铬钢之类的优质钢经锻造和机械加工制成，上端加工出带细齿花键的锥孔与转向摇臂轴连接，下端通过球头销与直拉杆连接。转向摇臂与球头销的结合有两种形式：一种是与球头销制成一个整体；另一种是将它们分别制造，然后通过焊接或者通过螺栓连接在一起。球头销的球面部分必须耐磨损，并且能承受较大的冲击负荷，因此球头用球面部一般都应进行表面强化和硬化处理。转向摇臂的摆动方向随转向传动机构的布置方式不同而不同，有前

后方向摆动的，也有左右方向摆动的。

为了保证转向摇臂轴在中间位置时从转向摇臂起始的全套转向传动机构也处于中间位置，在摇臂轴的外端面和转向摇臂上孔的外端面上刻印有短线，作为装配标志，装配时应使两个零件上的标记对齐。

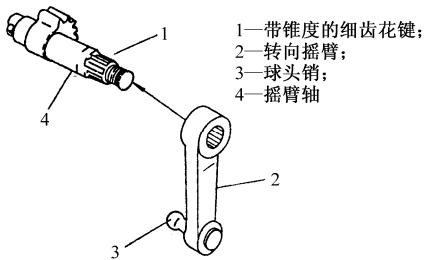


图 14.20 转向摇臂和摇臂轴

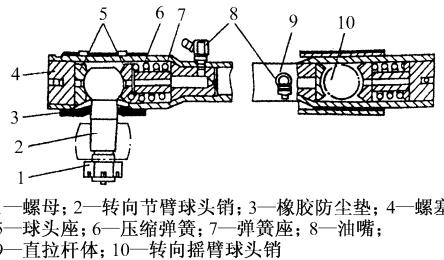


图 14.21 转向直拉杆

2. 转向直拉杆 (Steering Drag Link)

转向直拉杆的作用是将转向摇臂传来的力和运动传给转向梯形臂或转向节臂。它所受的力既有拉力也有压力，因此直拉杆都是采用优质特种钢制造的，以保证工作可靠。直拉杆的典型结构如图 14.21 所示。在转向轮偏转或因悬架弹性变形而相对于车架跳动时，转向直拉杆、转向摇臂及转向节臂的相对运动都是空间运动，为了不发生运动干涉，三者间的连接都采用球头销。

直拉杆体 9 是一段两端扩大的钢管，其前端（图 14.21 中为左端）带有球头销 2，球头销的尾端可用螺母 1 固定于转向节臂的端部。两个球头座 5 在压缩弹簧 6 作用下将球头销的球头夹住。为保证球头与座的润滑，可从油嘴 8 注入润滑油，使其充满直拉杆体端部管腔。装配时，供球头出入的孔口用耐油的橡胶防尘垫 3 封盖。压缩弹簧 6 随时补偿球头及球头座的磨损，保证二者间无间隙，并可缓和经车轮和转向节传来的路面冲击。弹簧预紧力可用螺塞 4 调节，调好后用开口销固定住螺塞的位置。当球头销作用在内球头座上的冲击力超过压缩弹簧预紧力时，弹簧便进一步变形而吸收冲击能量。弹簧变形增量受到弹簧座 7 自由端的限制，这样可以防止弹簧超载，并保证在弹簧折断的情况下球头销不致从管腔中脱出。直拉杆体后端（图 14.21 中为右端）可以嵌装转向摇臂的球头销 10。这一端的压缩弹簧也装在球头座后方（图 14.21 中为右方）。这样，两个压缩弹簧可分别在沿轴线的不同方向上起缓冲作用。自球头销 2 传来的向后的冲击力由前压缩弹簧承受，当球头销 2 受到向前的冲击力时，冲击力即依次经前球头座、前端部螺塞 4、直拉杆体 9 和后端部螺塞传给后压缩弹簧。

3. 转向横拉杆 (Steering Tie Rod)

转向横拉杆的作用是联系左、右梯形臂并使其协调工作。它在汽车行驶过程中反复承受拉力和压力，因此多用高强度冷拉钢管制造。如图 14.22 (a) 所示，转向横拉杆由横拉杆体 2 和旋装在两端的接头 1 组成。两端的接头结构相同（但螺纹的旋向相反），如图 14.22 (b) 所示。其中球头销 14 的尾部与梯形臂（或转向节臂）相连。上、下球头座 9 用聚甲醛制成，有很好的耐磨性。球头座的形状如图 14.22 (c) 所示，装配时，两球头座的凹凸部互相嵌合。弹簧 12 保证两球头座与球头紧密接触，并起缓冲作用，其预紧力由螺塞 11 调整。两接头借螺纹与横拉杆体连接，因其螺纹部分有切口，故具有弹性。接头旋装到横拉杆体上后，用夹紧螺栓 3 夹紧。横拉杆体两端的螺纹，一为右旋，一为左旋，因此在旋松夹紧螺栓以后，转动横拉杆体，即可改变转向横拉杆的总长度，从而调整转向轮前束。

4. 转向减震器 (Steering Damper)

随着车速的提高，现代汽车的转向轮有时会产生摆振，即转向轮绕主销轴线往复摆动，进而引起整车车身的振动。这不仅影响汽车行驶的稳定性，而且还影响汽车的舒适性，加剧前轮轮胎的磨

损。在转向传动机构中设置转向减震器是克服转向轮摆振的有效措施。

转向减震器的一端与车身或前桥铰接，另一端与转向直拉杆或转向器铰接。转向减震器的结构类似于悬架减震器。

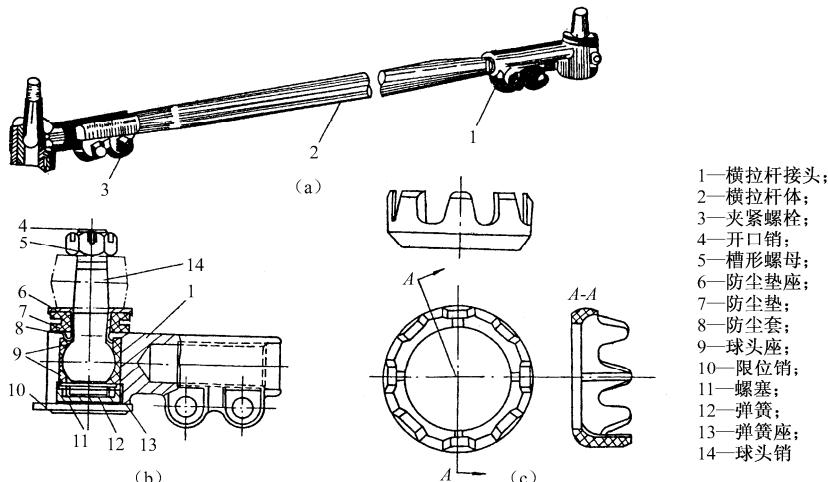


图 14.22 转向横拉杆

14.3.2 与独立悬架配用的转向传动机构

当转向轮采用独立悬架时，每个转向轮都需要相对于车架做独立运动，因而转向桥必须是断开式的。与此相应，转向传动机构中的转向梯形也必须是断开式的。图 14.23 所示的是几种与独立悬架配用的转向传动机构示意图。其中图 14.23 (a) 和图 14.23 (b) 所示的是机构与循环球式转向器配用，图 14.23 (c) 和图 14.23 (d) 所示的是机构与齿轮齿条式转向器配用。

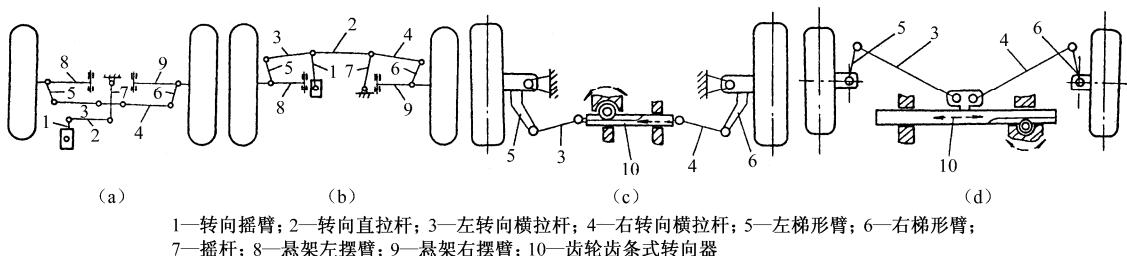


图 14.23 与独立悬架配用的转向传动机构示意图

图 14.24 所示的是红旗 CA7560 型轿车的转向传动机构，它采用了如图 14.23 (a) 所示的结构方案。摇杆 7 前端固定于车架横梁中部，后端借球头销与转向直拉杆 2 和左、右横拉杆 3、4 连接。转向直拉杆外端与转向摇臂球头销 1 相连。左、右横拉杆外端也用球头销分别与梯形臂 5、6 铰接，故能随同侧车轮相对于车架和摇杆在横向平面内上下摆动。转向直拉杆 2 仅在外端有球头座，故有必要在两球头座背面各设一个压缩弹簧，分别吸收由横拉杆 3 和 4 传来的两个方向上的路面冲击，并自动消除球头与座之间的间隙。

当采用齿轮齿条式转向器时，相应的转向传动机构应采用如图 14.23 (c) 和图 14.23 (d) 所示的形式。若齿轮齿条式转向器为两端输出式，转向器齿条本身就是转向传动机构的一部分，转向横拉杆的内端通过球头销与齿条铰接，外端通过螺纹与连接转向节的球头销总成相连。图 14.25 所示的是与两端输出的齿轮齿条式转向器配用的转向横拉杆，当需要调前束时，松开锁紧螺母 5，转动横拉杆体 4，达到合理的前束值时再将锁紧螺母锁死。

图 14.26 所示的是与中间输出的齿轮齿条式转向器配用的转向传动机构。横拉杆总成 9 的内端

通过托架 2、8 和螺栓 7 与转向器齿条的一端相连，外端通过球头销总成 4 与转向节铰接。由于横拉杆体 6 不能绕自身轴线转动，为调整前束，在横拉杆体与球头销总成 4 之间装有调节螺栓 3，螺栓两端的螺纹旋向相反，并各旋装一个锁紧螺母 5。当需要调前束时，先拧松两端的锁紧螺母，然后转动调节螺栓，达到合理的前束值时再将锁紧螺母锁死。

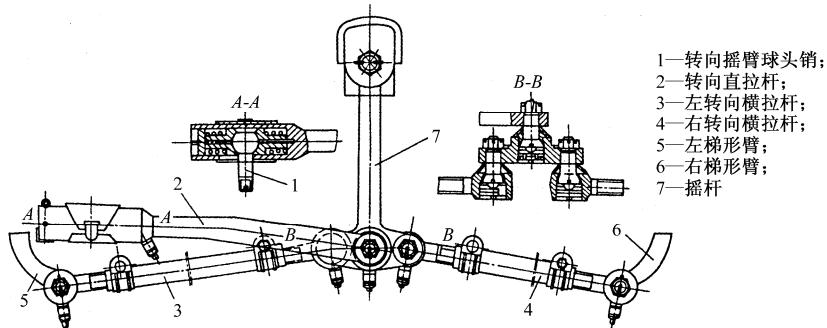


图 14.24 红旗 CA7560 型轿车转向传动机构

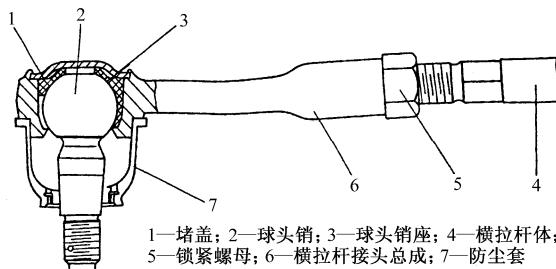


图 14.25 与两端输出的齿轮齿条式转向器配用的转向横拉杆

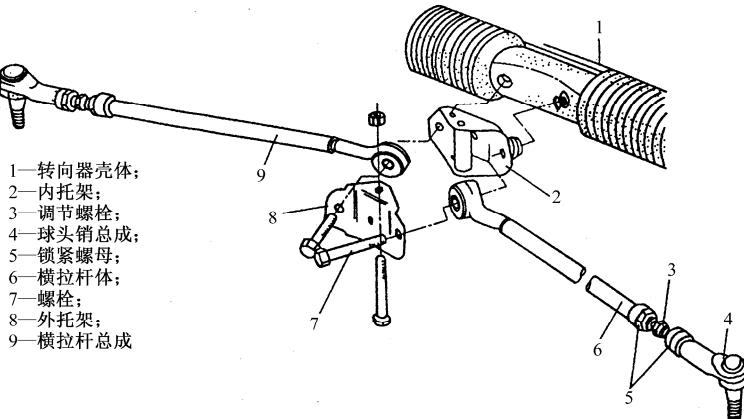


图 14.26 与中间输出的齿轮齿条式转向器配用的转向传动机构

14.4 转向系的维修

转向系零部件不但数量多，而且铰接配合多。汽车使用过程中，会出现转向系零件的磨损、变形，引起前轮定位失准。众所周知，汽车的操纵稳定性主要是由前轮定位保证的，前轮定位失准及其他耗损必然引起前轮摆动、前轮跑偏、转向沉重及转向盘振抖等故障，甚至发生“甩轮”而引起重大交通事故。

《机动车运行安全技术条件》(GB 7258—2012) 规定转向系技术状况的主要评价参数有以下三项。

(1) 汽车的侧滑量。对前轴采用非独立悬架的汽车(前轴采用双转向轴时除外), 其转向轮的横向侧滑量, 用侧滑台检验时侧滑量值应在 $-5\sim+5\text{m/km}$ 之间, 否则表明汽车的操纵性能已变差。

(2) 施加于方向盘外周缘的最大圆周力。按规定的检测规范, 施加于方向盘外缘的最大切向力不得大于 245N , 否则表明汽车操纵的轻便性变差。

(3) 转方向盘的最大自由转动量。机动车转向盘的最大自由转动量应小于等于: 最大设计车速大于等于 100km/h 的机动车为 15° 。若自由转动量过大, 说明转向系配合松旷, 会引起前轮摆动、前轮跑偏、转向盘沉重、转向盘振抖等多种故障。

汽车各级维护、修理竣工、转向系技术状况必须符合《机动车运行安全技术条件》(GB 7258—2012) 的要求。

转向系分为机械转向系和动力转向系, 这里只介绍机械转向系的检修。

1. 转向系的调整

(1) 方向盘转矩的测定与调整。如图 14.27 所示, 将轮胎充气到正确压力的车辆, 停放在水平干燥的水泥路面上, 将车轮位置由直线行驶位置开始转动至 360° 时, 用弹簧秤 1 测定方向盘 2 的转动力, 与新车相比应在 $-5\sim+5\text{N}$ 之间(使用动力转向器时, 在发动机怠速运转下, 方向盘转动力应小于 40N)。若达不到此值, 应调整转向器 3 上的调整螺杆 4(先松开螺杆 4 上的锁母再进行调整), 也可以在干燥水平的路面上进行道路试验, 转向器 3 如能自行回到直线位置, 则把调整螺杆 4 拧松一点, 转向器 3 如果还有间隙, 则把调整螺杆 4 拧紧一点。

(2) 方向盘空行程量的检查。如图 14.28 所示, 将车辆停放在水平、干燥的水泥路面上, 并让车轮处于直行位置上, 在车轮不动的条件下, 用游标卡尺 1 检查方向盘 2 的转动量, 方向盘 2 的空程量应不大于 20mm 。若超过时, 可能是有的螺栓(母)松动或转向万向节、转向横拉杆球头销有故障。

2. 转向系的检修

(1) 转向柱与转向管柱的检查:

① 检查转向柱与转向管柱的变形与损坏情况。不允许补焊或矫正, 若变形或损坏严重必须更换。检查转向柱轴承的磨损与烧蚀情况, 严重时应更换。

② 转向传动轴万向节的检查。如图 14.29 所示, 用手检查万向节在十字轴 1 的两个方向的径向间隙, 若发现有间隙时, 应更换万向节的轴承 3。拆卸万向节时, 先将轴承 3 拆下, 再拆下十字轴 1(拆前做好万向节 2 与传动轴 4 的对正标记)。装配时, 应先将万向节 2 与传动轴 4 的对正标记对准, 先装上十字轴 1, 然后用台钳压入轴承 3。

③ 转向柱支承环的检查。检查转向柱上支承环的磨损与损坏情况, 严重的应更换。

④ 安全柱销及橡胶支承套的检查。桑塔纳轿车安全柱销及橡胶支承套的检查如图 14.30 所示, 检查转向柱 9 上的安全销是否损坏, 橡胶衬套 13 及聚氯乙烯套管 14

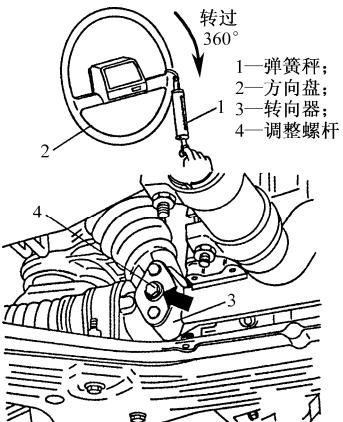


图 14.27 方向盘转矩的测定与调整

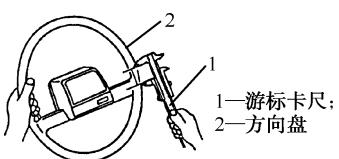
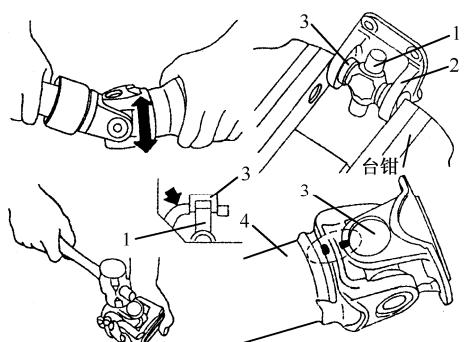


图 14.28 方向盘空行程量的检查



1—十字轴; 2—万向节; 3—轴承; 4—转向传动轴

图 14.29 转向传动轴万向节的检查

是否损坏。检查橡胶支承环 6 是否老化、损坏。检查弹簧 19 是否损坏或弹力减弱。

(2) 转向器的检查:

① 转向器的检查。检查转向小齿轮与齿条有无磨损与损坏，转向器壳体上是否有裂纹，并注意转向器上的零件不允许焊接或矫正，只能更换。还要检查轴承及衬套的磨损与损坏，以及油封、防尘套的磨损与老化情况，并及时更换。

② 转向减震器的检查。桑塔纳轿车转向减震器的检查如图 14.31 所示。

a. 检查转向减震器是否漏油。

b. 检查转向减震器的行程。工作行程 L 应为最大长度 (L_{\max}) 556mm 与最小长度 (L_{\min}) 344.5mm 之差，为 211.5mm。行程不足时应更换。

c. 检查转向减震器的阻尼力。最大阻尼载荷为 560N，最小阻尼载荷为 180N（在试验台上进行）。

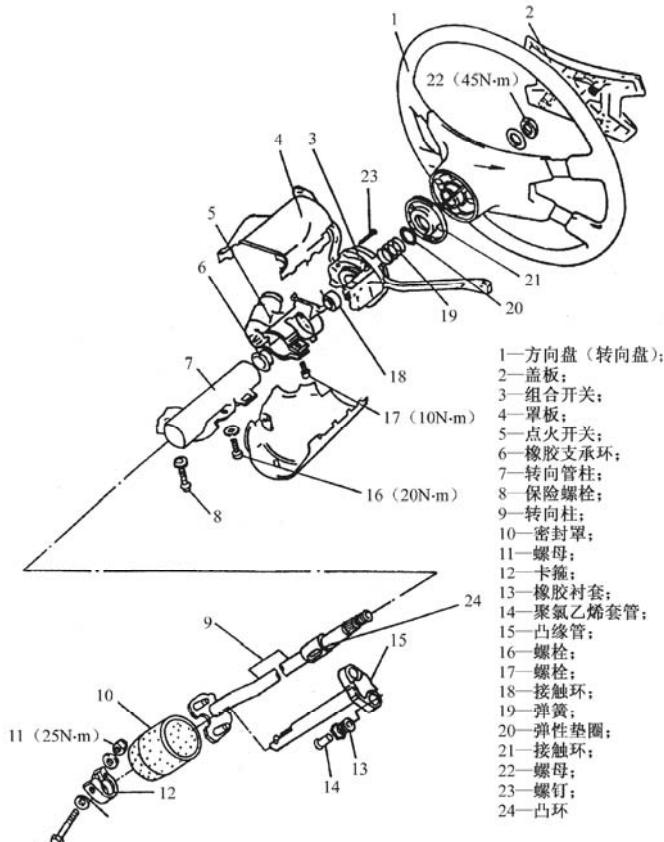


图 14.30 桑塔纳轿车转向管柱的构造

d. 检查转向减震器的支承是否开裂。

e. 检查转向减震器端部的橡胶衬套是否损坏老化。

(3) 转向横拉杆的检查:

① 检查横拉杆是否弯曲。必要时校正。检查调整螺栓的螺纹有无滑牙现象。

② 转向横拉杆球头的检查。如图 14.32 所示，检查转向横拉杆内、外球接头（球头销）的转动力矩和摆动力，用弹簧秤 3 检查内头销 2 和外球头销 1 的摆动力分别应为 5.9~51N 和 6.9~64.7N。用扭力扳手 4 检查转向横拉杆外球头销 1 的轴向间隙应为 0，转动力矩应为 0.3~4.0N·m，若达不到要求，则应更换球头销。

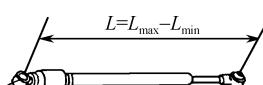


图 14.31 转向减震器行程的检查

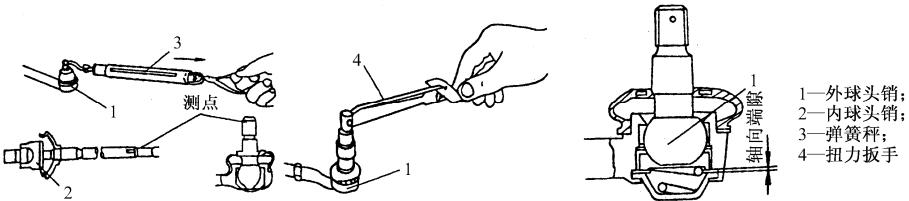


图 14.32 转向横拉杆球头销的检查

③ 连接支架的检查。以桑塔纳轿车连接支架的检查为例,如图 14.33 所示,检查连接支架 10、连接板 9 和减震器支架 3 有无断裂和变形现象,检查转向横拉杆内衬套是否损坏和老化。

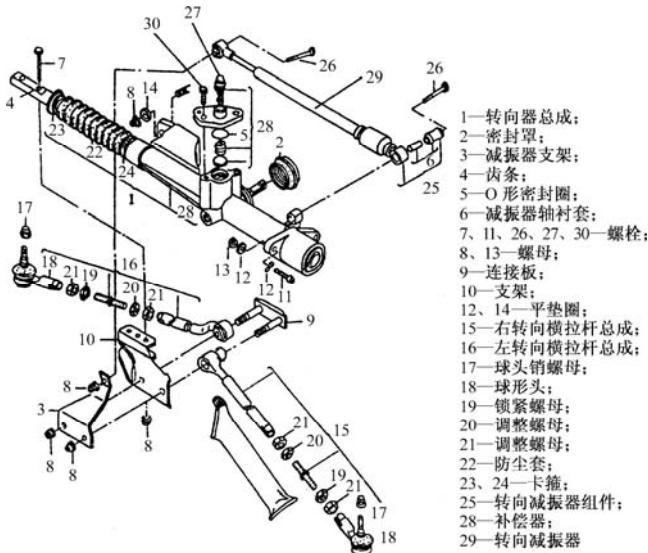


图 14.33 桑塔纳轿车转向减震器与转向横拉杆的构造

14.5 转向系的故障诊断

汽车转向系技术状况的好与坏对汽车的行驶安全性有着极其重要的影响。对汽车转向系故障进行诊断、排除具有极其重要的意义。转向系最常见的故障有转向盘自由行程过大、转向沉重及动力转向助力不足等。

1. 转向盘自由行程过大

(1) 现象: 汽车保持直线行驶位置静止不动时,轻轻来回晃动转向盘,感到游动角度很大。

(2) 原因:

- ① 转向器内主、从动啮合部位松旷或主、从动部位的轴承松旷;
- ② 转向盘与转向轴的连接部位松旷;
- ③ 转向器摇臂轴与摇臂连接部位松旷;
- ④ 纵、横拉杆球头连接部位松旷;
- ⑤ 纵、横拉杆与转向节臂的连接部位松旷;
- ⑥ 转向节与主销松旷;
- ⑦ 轮毂轴承松旷。

(3) 诊断与排除方法:

- ① 应先检查转向盘与转向轴是否松旷;
- ② 检查转向器内主、从动部分的轴承或衬套是否松旷;
- ③ 检查转向器内主、从动部分的啮合是否松旷;

④ 若故障不在以上部位，则应检查摇臂与摇臂轴，纵、横拉杆球头连接及转向节与主销是否松旷；

⑤ 若以上部位均无故障，则故障是由轮毂轴承或拉杆臂松旷所造成的。

2. 转向沉重

(1) 现象：汽车行驶中驾驶员向左、右转动方向盘时，感到沉重费力，无回正感；当汽车以低速转弯行驶或掉头时，转动方向盘非常吃力，甚至打不动。

(2) 原因：

- ① 轮胎气压不足；
- ② 转向节与主销配合过紧或缺油；
- ③ 纵、横拉杆球头连接调整过紧或缺油；
- ④ 转向器主动部分轴承预紧力太大或从动部分与衬套配合太紧；
- ⑤ 转向器主、从动部分的啮合调整得太紧；
- ⑥ 转向器无油或缺油；
- ⑦ 转向节止推轴承缺油或损坏；
- ⑧ 转向器转向轴弯曲或其套管凹瘪造成刮碰；
- ⑨ 主销后倾过大、主销内倾过大或前轮负外倾；
- ⑩ 前梁、车架变形造成前轮定位失准。

(3) 诊断与排除方法：

① 检查轮胎气压、轮毂轴承松紧程度，前轮定位等；

② 顶起前桥，使前轮悬空，转动方向盘。若感到明显轻便省力，则故障在前轮、前桥或车架。若转向仍然沉重费力，应将摇臂拆下，继续转动方向盘，若明显轻便省力，则故障在转向传动机构；若仍沉重费力，则故障在转向器；

③ 对转向器进行检查。先检查外部转向轴，有无变形凹陷等。再检查啮合间隙是否过小，轴承间隙是否过小，是否缺油，有无异响等；

④ 对转向传动机构进行检查。检查各部连接处是否过紧而运动发卡，检查各拉杆及转向节有无变形，检查转向节主销轴向间隙是否过小；

⑤ 必要时，还应对前轮及车架是否变形进行检查。

3. 汽车行驶自动跑偏

(1) 现象：汽车行驶中自动跑向一边，必须用力把住方向盘才能保持直线行驶。

(2) 原因：

- ① 两前轮轮胎气压不等、直径不一或车厢装载不均；
- ② 左右车架前钢板弹簧挠度不等或弹力不一；
- ③ 前梁、后桥轴管或车架发生水平平面内的弯曲；
- ④ 车架两边的轴距不等；
- ⑤ 两前轮轮毂轴承或轮毂油封的松紧度不一；
- ⑥ 前、后桥两端的车轮有单边制动或单边拖滞现象；
- ⑦ 两前轮外倾角、主销后倾角或主销内倾角不等；
- ⑧ 前束太大或负前束；
- ⑨ 路面拱度较大或有侧向风。

(3) 诊断与排除方法：

① 应先检查跑偏一侧的车轮毂和制动器是否温度过高，若温度过高，则为轮毂轴承过紧和制动拖滞；

② 检查轮胎气压、轮毂轴承松紧程度；

③ 新换轮胎出现跑偏，多为轮胎规格不等；

- ④ 检查钢板弹簧有无松动、断裂，车桥有无歪斜移位，车架有无变形等；
- ⑤ 检查前轮定位情况。

4. 转向不灵、操纵不稳

(1) 现象：在汽车转向操纵转向盘时感觉旷量很大，需要用较大幅度才能转动转向轮；汽车在直线行驶时又感到行驶不稳。

(2) 原因。根本原因是由于磨损和松动导致各部位间隙过大所致，主要有以下原因。

- ① 转向器啮合间隙过大，安装松旷；
- ② 转向轴与转向盘配合松旷；
- ③ 主销与转向节衬套孔间隙过大；
- ④ 主销与转向节轴向间隙过大；
- ⑤ 转向传动机构各球头销处配合松旷；
- ⑥ 前轮毂轴承间隙过大；
- ⑦ 汽车前轮前束过大。

(3) 诊断与排除方法：

- ① 先检查转向盘的自由转动量，若过大，说明转向系内存在间隙过大的故障；
- ② 若转向盘的自由转动量正常，故障原因可能是前轮毂轴承间隙过大、主销与转向节衬套孔间隙过大、主销与转向节轴向间隙过大及前束过大等；
- ③ 检查前轮毂轴承、主销等处，找出松旷部位；
- ④ 由一人原地转动转向盘，另一人观察摇臂摆动，当摇臂开始摆动时转向盘自由转动量不大，说明是转向传动机构松旷，否则为转向器松旷；
- ⑤ 必要时应检查前束，前束值过大时，会伴随有轮胎异常磨损。

5. 前轮摆头

(1) 现象：汽车在某低速范围内或某高速范围内行驶时，有时出现两前轮各自围绕主销进行角振动的现象。尤其是高速摆头时，两前轮左右摆振严重，握转向盘的手有麻木感，甚至在驾驶室内可看到整个车头晃动。

(2) 原因：

- ① 前轮轮胎、轮辋、制动鼓或盘、轮毂等旋转质量不平衡；
- ② 前轮径向圆跳动或端面圆跳动太大；
- ③ 前轮使用翻新胎；
- ④ 前轮外倾角太小、前束太大、主销负后倾或主销后倾角太大；
- ⑤ 两前轮的主销后倾角或主销内倾角不一致；
- ⑥ 前梁或车架弯、扭变形；
- ⑦ 转向系与前悬挂的运动互相干涉；
- ⑧ 转向系部件刚度太低；
- ⑨ 转向器主、从动部分啮合间隙或轴承间隙太大；
- ⑩ 摆臂与其轴配合松旷；
- ⑪ 纵、横拉杆球头连接松旷；
- ⑫ 转向节与主销配合松旷或转向节与前梁拳形部沿主销轴线方向配合松旷；
- ⑬ 前轮轮毂轴承松旷；
- ⑭ 转向器在车架上的连接松旷；
- ⑮ 前悬挂减震器失效或左、右两边减震器效能不一；
- ⑯ 左、右车架前悬挂高度或刚度不一。

(3) 故障诊断与排除方法：

- ① 若摆振随车速提高而增大，多为车轮动不平衡和轮辋变形所致，应检查轮胎平衡和轮辋变

形情况；

② 若在某一转速时摆振出现，则情况比较复杂，应对转向系、前桥及悬挂等进行全面检查，以发现造成摆振的原因。

14.6 实训 转向系的拆装与维修

1. 实训目的与要求

- (1) 能够对转向器和转向传动机构进行拆卸与分解；
- (2) 认识转向系主要零件的结构及相互装配关系；
- (3) 熟悉转向系主要零件的检修标准与方法；
- (4) 掌握转向系装配与调整的方法和技术要求；
- (5) 掌握转向系常见故障的诊断与排除方法。

2. 实训内容简述

- (1) 转向系结构与组成的了解；
- (2) 机械转向系的拆卸、分解与安装；
- (3) 机械转向系主要零件的检修；
- (4) 机械转向系的调整；
- (5) 机械转向系常见故障的诊断与排除。

思考与练习

1. 叙述汽车转向系的功用、组成及类型。
2. 简要分析转向时车轮的运动规律。
3. 常见转向器的主要调整项目有哪些？如何调整？
4. 什么是转向器的传动效率？什么是转向盘的自由行程？
5. 简述转向操纵机构的组成。
6. 与独立、非独立悬架配用的转向传动机构各有何特点？
7. 试分析汽车转向系常见故障的产生原因及诊断与排除方法。

第 15 章 动力转向系统与四轮转向系统

知识目标

1. 掌握动力转向系统的结构和工作原理；
2. 熟悉动力转向器的结构与工作原理；
3. 熟悉四轮转向系统的结和工作原理。

能力目标

1. 能识别不同类型的动力转向器；
2. 能够正确选择与使用工具、设备，并规范进行动力转向系的拆装与检修。

15.1 概述

汽车动力转向系统是在驾驶员的控制下，借助于汽车发动机产生的液体压力或电动机驱动力来实现车轮转向，因此动力转向系统也称为转向动力放大装置。相对于机械转向系，对动力转向系统的要求是：在保证转向灵敏性不变的条件下，有效地提高转向操纵轻便性，提高响应特性，保证高速行车安全，减少转向盘的冲击，因此已在各国的汽车制造中普遍采用。

动力转向系统按控制方式的不同，可分为液压动力转向系统（Hydraulic Power Steering, HPS）和电控动力转向系统（Electronic Control Power Steering, EPS）。液压动力转向系统按液流形式又可分为常压式和常流式两种，其中液压常流式动力转向系统应用广泛。电控动力转向系统根据动力源不同又可分为液压式电控动力转向系统（液压式 EPS）和电动式电控动力转向系统（电动式 EPS）。此外，四轮转向系统正逐步地得到应用，它可以让汽车的前轮和后轮同时发生偏转，在低速时，前轮和后轮的偏转方向相反，可提高汽车转向灵敏性；高速时，前轮和后轮的偏转方向相同，可提高汽车操纵稳定性。

动力转向系统应具有如下功用：

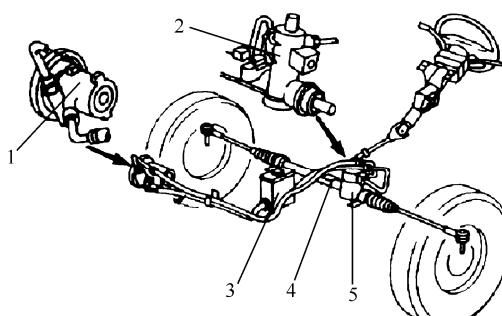
- (1) 汽车转弯时，减少驾驶员对转向盘的操纵力；
- (2) 限制转向系统的减速比；
- (3) 在原地转向时，能提供必要的助力；
- (4) 限制车辆高速或在薄冰上的助力，具有较好的转向稳定性；
- (5) 在动力转向系统失效时，能保持机械转向系统的有效工作。

15.2 液压动力转向系统

15.2.1 组成与类型

液压动力转向系统由机械转向器、转向控制阀、转向动力缸、转向油泵和转向油罐等组成，如图 15.1 所示。

液压动力转向系统按转向控制阀阀芯的运动方式不同，可分为滑阀式动力转向系统和转阀式动力转向系统两种。



1—转向油泵；2—转向控制阀；3—转向油罐；4—转向动力缸；5—机械转向器

图 15.1 液压动力转向系统组成

15.2.2 滑阀式动力转向系统的基本工作原理

图 15.2 所示的是液压常流滑阀式动力转向装置的工作原理图。

系统各总成与部件的组成及功用如下：转向油罐 14 用来储存、滤清油液。转向油泵 15 将油罐 14 内的油吸出，压送入转向控制阀，其功用是将发动机输出的部分机械能转换为油液的压力能。固装在车架（或车身）上的转向动力缸 8 主要由缸筒和活塞组成。活塞的伸出端与转向摇臂 7 中部铰接。动力缸的功用是将油液的压力能转换成机械能，实现转向助力。由阀体 4、滑阀 1、反作用柱塞 2 和滑阀复位弹簧 3 等组成的转向控制阀是动力缸的控制部分，用来控制油泵输出油液的流向，使转向器与动力缸协调动作，转向控制阀通过油管分别与油泵 15、油罐 14 和动力缸 8 连通。

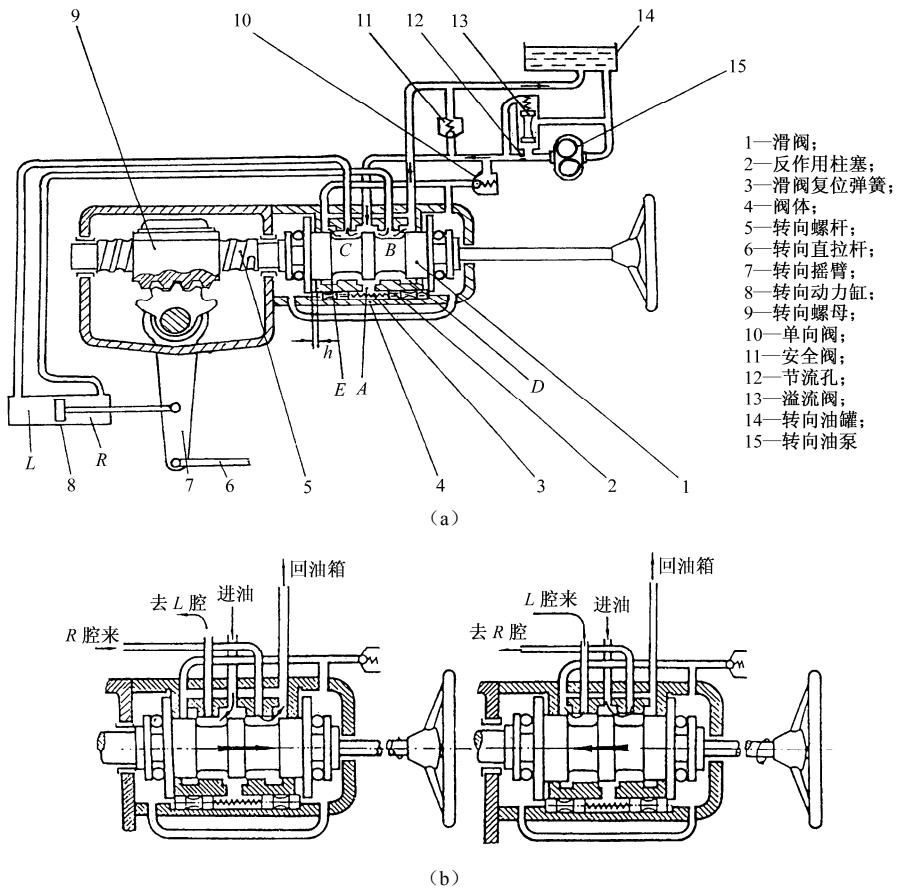


图 15.2 液压常流滑阀式动力转向装置工作原理图

滑阀 1 与阀体 4 为间隙配合。在阀体 4 的内圆柱面上开有三道环槽：环槽 A 是总进油道，与油泵 15 相通；环槽 D、E 是回油道，与油罐 14 相通。在滑阀 1 上开有两道环槽：B 是动力缸 R 腔的进、排油环槽；C 是动力缸 L 腔的进、排油环槽。阀体内装有反作用柱塞 2，两个柱塞之间装有滑阀复位弹簧 3。滑阀通过两个轴承支承在转向轴上，它与转向螺杆 5 的轴向相对位置固定不变。但滑阀处于中间位置（相当于汽车直线行驶的位置）时，滑阀两端与阀体 4 的端面均保持 h 的间隙，因而滑阀随同转向螺杆 5 可以相对于阀体 4 自中间位置向两端做微量的轴向移动。

(1) 汽车直线行驶时。如图 15.2 (a) 所示，汽车直线行驶时，滑阀 1 在复位弹簧 3 的作用下保持在中间位置。转向控制阀内各环槽相通，油泵 15 出来的油液进入阀体环槽 A 之后，经环槽 B 和 C 分别流入动力缸 8 的 R 腔和 L 腔，同时又经环槽 D 和 E 进入回油管道流回油罐 14。这时，滑

阀与阀体各环槽槽肩之间的间隙大小相等，油路畅通，动力缸 8 因其左、右两腔油压相等而不起助力作用。油泵泵出的油液仅需克服管道阻力流回油罐 14，故油泵负荷很小，整个系统处于低压状态。

(2) 汽车右转向时。汽车右转向时，开始由于转向车轮的偏转阻力很大，转向螺母 9 暂时保持不动，而具有左旋螺纹的转向螺杆 5 却在转向螺母 9 的轴向反作用力推动下向右轴向移动，同时带动滑阀 1 压缩复位弹簧 3 向右轴向移动，消除左端间隙 h ，如图 15.2 (b) 所示。此时环槽 C 与 E 之间、A 与 B 之间的油路通道被滑阀和阀体相应的槽肩封闭。而环槽 A 与 C 之间的油路通道增大，油泵送来的油液自 A 经 C 流入动力缸的左腔。而动力缸右腔的油液则经环槽 B、D 及回油管流回油罐 14。这样左、右动力腔产生油压差，在压力差作用下，动力缸的活塞向右移动，并通过活塞杆使转向摇臂 7 逆时针转动，从而起转向助力作用。当这个推力与驾驶员通过转向器传给转向摇臂 7 的力合在一起，足以克服转向阻力时，转向螺母 9 也就随着转向螺杆 5 的转动而向左轴向移动，并通过转向直拉杆 6 带动转向车轮向右偏转。由于动力缸左腔的油压很高，所以汽车转向主要靠活塞的推力。

(3) 转向盘转过一定角度保持不动时。只要转向盘和转向螺杆 5 继续转动，上述液压助力作用就一直存在。当转向盘转过一定角度保持不动时，转向螺杆 5 作用于转向螺母 9 的力消失，转向螺母 9 不再相对于转向螺杆 5 左移。但动力缸 8 中的活塞在油压差作用下，仍继续向右移动（转向摇臂 7 继续逆时针方向转动），从而使得转向螺母 9 在转向摇臂 7 上端的拨动下，带动转向螺杆 5 及滑阀 1 一起向左移动，直到滑阀 1 回复到中间稍偏右的位置。此时滑阀中间槽肩右边的缝隙小于左边的缝隙，由于节流作用，使进入左腔的油压仍高于右腔的油压。此压力差在动力缸活塞上的作用力用来克服转向轮的回正力矩，使转向轮的偏转角维持不动，这就是转向的维持过程。

(4) 解除转向时。由维持转向位置松开转向盘时，滑阀就会在复位弹簧 3 的张力和反作用柱塞 2 上油压的推力作用下回到中间位置，转向控制阀中各环槽槽肩间的缝隙相等，动力缸左腔与右腔间的油压差随之消失，动力缸停止工作，转向轮在回正力矩的作用下自动回正，并通过转向螺母 9 带动转向螺杆 5 反向转动，使转向盘回到直线行驶位置。在此过程中，转向螺母 9 作用在转向螺杆 5 上的轴向力小于复位弹簧 3 的预紧力，故滑阀 1 不再轴向移动，所以在转向轮自动回正过程中不会出现自动加力现象。

(5) 汽车直线行驶，遇路面不平，转向轮可能左右偏转而产生振动时。这种振动将迫使转向摇臂 7 摆动，使动力缸活塞在缸筒内轴向移动，动力缸左右两腔的油液便对活塞移动起阻尼作用，从而吸收振动能量，减轻了转向轮的振动。若路面冲击力很大，迫使转向轮偏转（设向右偏转，而驾驶员仍保持转向盘处于直线行驶位置），此时转向螺杆 5 将受到一个向左的轴向力，这个力使滑阀 1 向左移动，于是反向接通动力缸油路，动力转向装置的助力方向与转向轮偏转方向相反，使转向轮回正，抵消路面冲击的影响。

(6) 汽车左转向时，动力转向装置的工作原理与上述相同。

(7) 动力转向装置失效时。若动力转向装置失效，则动力转向装置不但不能使转向省力，反而会增加转向阻力。为了减小这种阻力，在转向控制阀的进油道和回油道之间装有单向阀 10。在正常情况下，进油道的油压为高压，回油道为低压，单向阀 10 在弹簧张力和油压差作用下关闭，进、回油道互不相通。当油泵失效后靠人力强制进行转向时，设向右转，进油道变为低压（油罐中的油液已不能通过失效后的油泵流入进油道），而回油道却因动力缸中活塞移动而具有稍高于进油道的油压。进、回油道的压力差使单向阀 10 打开，两油道相通，动力缸活塞两侧油腔也相通，油液便从动力缸受活塞挤压的右腔，流向活塞移动后产生低压的左腔，从而减小了人力转向时的油液阻力。可见单向阀 10 的功用是将不工作的油泵短路。

动力转向装置工作时，动力缸活塞的移动速度除随转向盘的转动速度而变化外，还取决于油泵

的输出油量。如果油泵输出油量不足，会使转向速度慢（转向轮的偏转明显滞后于转向盘的转动）而不灵敏，且转向沉重。若油泵输出油量过大，又会使转向过分灵敏，转向盘“发飘”。油泵的输出油量受发动机转速的影响很大。为了保证发动机怠速时供油充足，而在发动机高速运转时供油量不致过大，油泵中装有节流孔 12 和溢流阀 13。当油泵输出油量超过一定值时，油液在节流孔 12 节流作用下产生的油压差把溢流阀 13 打开，使多余的油液流回到油泵入口处。安全阀 11 的功用是限制油泵及系统内的最高压力值。

15.2.3 转阀式动力转向系统的结构与基本工作原理

1. 主要部件结构

图 15.3 所示的是桑塔纳轿车整体转阀式动力转向系统，它是由齿轮齿条式机械转向器、转阀式转向控制阀、转向动力缸、储油罐、叶片泵、进回油管及横拉杆等组成。转阀式转向控制阀主要由阀芯、阀套、扭力杆等部件组成。转向盘与转向轴以花键连接，转向轴通过柔性万向节与扭力杆 6 以花键连接，扭力杆上端部又以销钉与阀芯连接，阀芯与阀套能相对转动，而阀套下部又以销轴与小齿轮连接，扭力杆下部与小齿轮刚性连接。阀套 8 内壁开有 6 个纵向槽，相应地在阀芯 7 外表有 6 个凸肩，每个凸肩左、右与阀套纵向槽配合处有间隙，称为转阀的预开隙。

2. 转阀式动力转向器的工作过程

(1) 当汽车直线行驶时，转阀处于中间位置，如图 15.3 (b) 所示。来自转向油泵 2 的工作液向阀套 8 的 3 个进油孔供油，油液通过预开隙进入阀芯 7 的凹槽，再通过阀芯的回油孔进入阀芯 7 与扭力杆 6 间的空腔，再经过阀套 8 的回油孔通过回油管流回油罐 1，形成油路循环。另一回路是由叶片泵 2 压入阀套 8 的油经过预开隙进入阀套左右两侧的出油孔，其中一路进入转向器活塞缸 10 的左油缸，另一路进入转向器活塞缸的右油缸。由于左、右油缸均进油，且油压相等，更由于油路连通回油道而建立不起高压，因此转向助力器没有助力作用，这即是直线行驶状态。

(2) 当汽车右转弯时，转向盘带动转向轴转动并带动扭力杆 6 顺时针转动 (图 15.3 (a))，扭力杆端头与阀芯 7 以销钉连接，因而带动阀芯转动一个角度，这时阀套 8 的进油口一侧的预开隙被关闭，另一侧的预开隙开度变大，压力油压向转向器右缸，活塞向伸出转向器方向移动，也即将齿条推出转向器，从而起到了转向助力的作用，汽车向右转弯。活塞左缸的油液被压出，通过阀套孔、阀芯及阀芯与扭力杆间的间隙流回转向油罐 1。

(3) 当汽车左转弯时，转向盘带动转向轴转动并带动扭力杆 6 逆时针转动 (图 15.3 (c))。扭力杆端头与阀芯 7 连接，因而带动阀芯转动一个角度，这时阀套 8 的进油口一侧的预开隙被关闭，另一侧的预开隙开度变大，压力油压向转向器左缸，活塞向缩进转向器方向移动，也即将齿条推进转向器，从而起到了转向助力作用，汽车向左转弯。活塞右缸的油液被压出，通过阀套孔、阀芯及阀芯与扭力杆间的间隙流回转向油罐 1。

当转向盘停在某一位置不再继续转动时，阀套随小齿轮在液力和扭杆弹力的作用下，沿转向盘转动方向旋转一个角度，使之与阀芯的相对角位移量减小，左、右油缸油压差减小，但仍有一定的助力作用。此时的助力转矩与车轮的回正力矩相平衡，使车轮维持在某一转向位置上。

在转向过程中，如果转向盘转动的速度快，阀套与阀芯的相对角位移量也大，左、右动力腔的油压差也相应加大，前轮偏转的速度也加快，如转向盘转动得慢，前轮偏转得也慢，若转向盘停在某一位置不变，对应的前轮也停在某一位置不变。此即称动力转向的“渐进随动作用”。

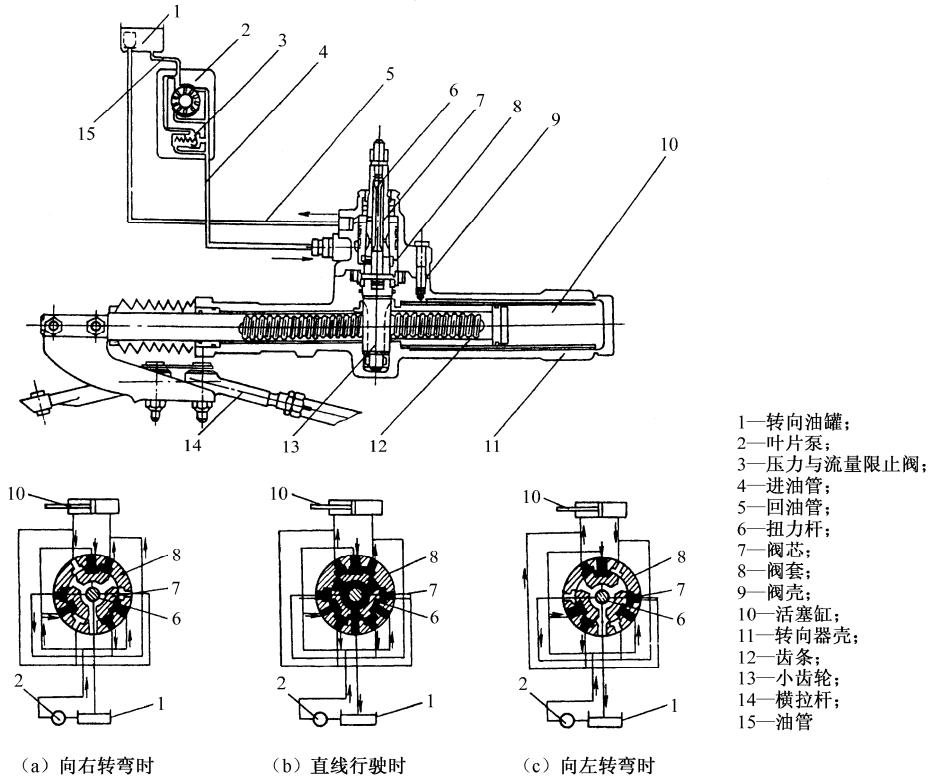


图 15.3 桑塔纳轿车整体转阀式动力转向系统

如果驾驶员放松方向盘，阀芯回到中间位置，失去了助力作用，此时转向轮在回正力矩的作用下自动回位。

当汽车直线行驶偶遇外界阻力使转向轮发生偏转时，阻力距通过转向传动机构、齿轮齿条转向器、阀套下部销轴作用在阀套上，使之与阀芯之间产生相对角位移，这样使动力缸左、右腔油压不等，产生了与转向轮转向方向相反的助力作用。在此力的作用下，转向轮迅速回正，保证了汽车直线行驶的稳定性。

一旦液压助力装置失效，该动力转向器即变成机械转向器。此时转动方向盘，通过转向柱带动阀芯转动，阀芯下端边缘有弧形缺口，转过一定角度后，带动小齿轮转动，再通过齿条传给左右横拉杆，即可实现汽车转向。

15.3 电控动力转向系统

液压动力转向系统因其操纵灵活、轻便，目前已经广泛应用。但它的缺点是具有固定的动力放大倍数，如果设计时选择这个放大倍数的目的是为了减小汽车在停车或低速行驶时转动方向盘的力，则当汽车高速行驶时，这一放大倍数的动力转向系统会使转动方向盘的力显得太小，不利于高速行驶时对汽车的方向控制。反之，如果设计时选择这个放大倍数的目的是为了增加汽车在高速行驶时的转向力，则当汽车在停车或低速行驶时，转动方向盘就会非常吃力。而电控动力转向系统因具有可变的动力放大倍数，既可在低速时使转向轻便、灵活，又能在高速时保证稳定的转向手感，所以其驾驶舒适性、操纵稳定性更高。

电控动力转向系统按动力源的不同可分为液压式电控动力转向系统（液压式 EPS）和电动式电控动力转向系统（电动式 EPS）两种。液压式 EPS 是在普通动力转向系统的基础上增设了控制液体流量的电磁阀、车速传感器及电子控制单元。电子控制单元依据车速信号控制电磁阀，使动力转向的助力程

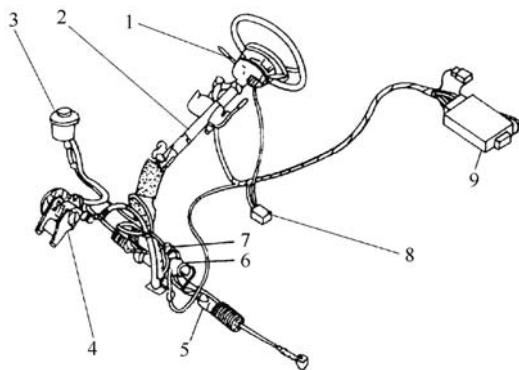
度实现连续可调，从而满足高、低速时的转向要求。电动式 EPS 用电动机作为动力源，电子控制单元依据转向参数和车速传感器信号控制电动机转矩的大小和方向，加在转向机构上，使其得到一个相应的转向作用力。

15.3.1 液压式电控动力转向系统

根据控制方式的不同，液压式电控动力转向系统又可分为流量控制式、反力控制式和电阀灵敏度控制式三种形式。

1. 流量控制式 EPS

流量控制式电控动力转向系统是一种通过车速传感器信号调节向动力转向装置供应压力油，改变油液的输入、输出流量，以控制转向力的方法，其基本结构如图 15.4 所示，这是在日本蓝鸟轿车上使用的流量控制式动力转向系统。它是在一般液压动力转向系统上增加了旁通流量控制阀、车速传感器、转向盘转角传感器、电子控制单元和控制开关等元件。在转向油泵与转向器本体之间设有旁通管路，在旁通管路中又设有旁通油量控制阀。按照来自车速传感器、转向角速度传感器和控制开关的信号，电子控制单元向旁通流量控制阀发出控制信号，控制旁通流量，从而调整向转向器供油的流量，如图 15.5 所示。当向转向器供油流量减少时，动力转向控制阀灵敏度下降，转向助力作用降低，转向力增加。



1—转向角速度传感器；2—转向柱；3—转向油罐；4—转向油；
5—转向齿轮联动机构；6—电磁线圈；7—旁通流量控制阀；
8—转向角速度传感器增幅器；9—电子控制单元；

图 15.4 蓝鸟轿车电控动力转向系统

图 15.6 所示的该系统旁通流量控制阀的结构示意图。在阀体内装有主滑阀 1 和稳压滑阀 2，在主滑阀的右端与电磁线圈柱塞 3 连接，主滑阀与电磁线圈的推力成正比移动，从而改变主滑阀左端流量主孔 6 的开口面积。调整调节螺钉 4 可以调节旁通流量的大小。稳压滑阀的功用是保持流量主孔前后压差的稳定，以使旁通流量与流量主孔的开口面积成正比。当因转向负荷变化而使流量主孔前后压差偏离设定值时，稳压滑阀阀芯将在其左侧弹簧张力和右侧高压油压力的作用下发生滑移。如果压差大于设定值，则阀芯左移，使节流孔开口面积减小，流入到阀内的机油量减少，前后压差减小；如果压差小于设定值，则阀芯右移，使节流孔开口面积增大，流入到阀内的机油量增多，前后压差增大。流量主孔前后压差的稳定保证了旁通流量的大小只与主滑阀控制的流量主孔的开口面积有关。

流量控制式电控动力转向系统的优点是在原来液压动力转向功能上再增加一个压力油流量控制功能，所以结构简单，成本较低。但是，当流向动力转向机构的压力油降低到极限值时，对于快速转向会产生压力不足、响应较慢等缺点，故其推广应用受到限制。

2. 反力控制式 EPS

反力控制式动力转向系统是能根据车速大小，控制反力室油压，改变输入、输出增益幅度从而控制转向力大小的方法。

图 15.7 所示的是反力控制式动力转向系统的工作原理图。该系统主要由转向控制阀、分流阀、电磁阀、转向动力缸、转向油泵、储油箱、车速传感器（图中未画出）及电子控制单元等组成。转向控制阀是在传统的整体转阀式动力转向控制阀的基础上增设了油压反力室而构成。扭力杆的上端通过销子与转阀阀杆相连，下端与小齿轮轴用销子连接。小齿轮轴的上端部通过销子与控制阀阀体相连。转向时，转向盘上的转向力通过扭力杆传递给小齿轮轴。当转向力增大，扭力杆发生扭转变形时，控制阀体和转阀阀杆之间将发生相对转动，于是就改变了阀体和阀杆之间油道的通、断关系。

和工作油液的流动方向，从而实现转向助力作用。

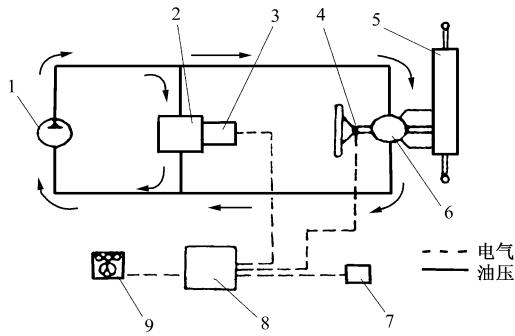


图 15.5 电控动力转向系统原理示意图
1—转向油泵；2—旁通流量控制阀；3—电磁线圈；
4—转向角速度传感器；5—转向器；6—控制阀；
7—车速传感器；8—电子控制单元；9—选择开关

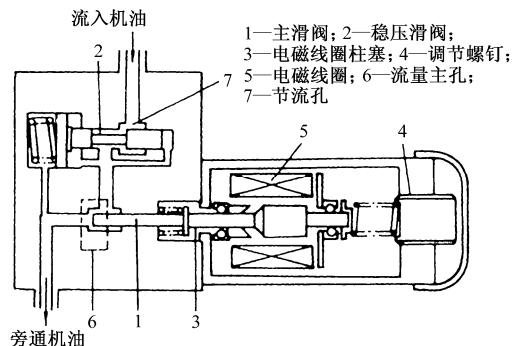


图 15.6 电控动转向系统旁通流量控制阀结构

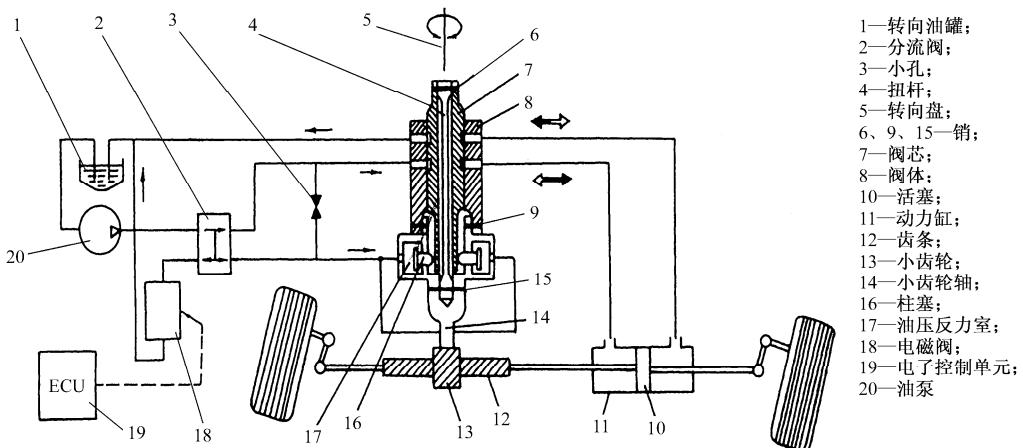


图 15.7 反力控制式动力转向系统的组成

分流阀是将来自转向油泵的机油向控制阀一侧和电磁阀一侧进行分流的阀。按照车速和转向要求，改变控制阀一侧与电磁阀一侧的油压，确保电磁阀一侧具有稳定的机油流量。固定小孔的作用是将供给转向控制阀的一部分流量分配到油压反力室一侧。电磁阀的功用是根据需要让油压反力室一侧的机油流回储油箱。电子控制单元（ECU）根据车速的高低，线性控制电磁阀的开口面积。当车辆停驶或速度较低时，ECU 使电磁线圈的通电电流增大，电磁阀开口面积增大，经分流阀分流的机油通过电磁阀重新回流到储油箱中，所以作用于柱塞的背压（油压反力室压力）降低。于是柱塞推动控制阀转阀阀杆的力（反力）较小，因此只需较小的转向力就可使扭力杆扭转变形，使阀体与阀杆发生相对转动而实现转向助力作用。

当车辆在中高速区域转向时，ECU 使电磁线圈的通电电流减小，电磁阀开口面积减小，所以油压反力室的油压升高，作用于柱塞的背压增大，于是柱塞推动转阀阀杆的力增大，此时需要较大的转向力才能使阀体与阀杆之间做相对转动（相当于增加了扭力杆的扭转刚度）而实现转向助力作用，所以在中高速时可使驾驶员获得良好的转向手感和转向特性。

反力控制式动力转向系统的优点是具有较大的选择转向力的自由度，转向刚度大，驾驶员能确实感受到路面情况，可以获得稳定的操作手感。其缺点是结构复杂，价格较高。

3. 电阀灵敏度控制式 EPS

电阀灵敏度控制式 EPS 是根据车速控制电磁阀直接改变动力转向控制阀的油压增益（阀灵敏度）来控制油压，从而控制转向力的大小。这种转向系统结构简单、部件少、价格便宜，而且具有

较大的选择转向力的自由度，可以获得自然的转向手感和良好的转向特性。

图 15.8 所示的是 89 型地平线牌轿车所采用的电阀灵敏度控制式动力转向系统。该系统对转向控制阀做了局部改进，并增加了电磁阀、车速传感器和电子控制单元等。

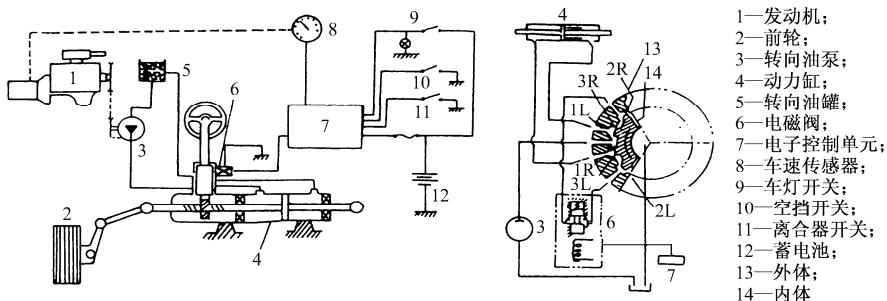


图 15.8 89 型地平线牌轿车电阀灵敏度控制式动力转向系统

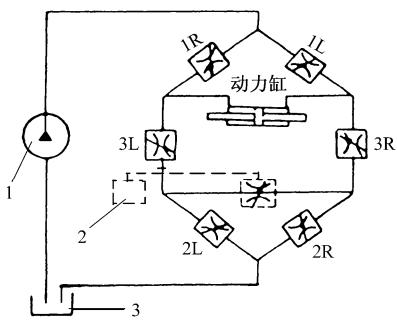


图 15.9 阀体等效液压回路

转子阀的可变小孔分为低速专用小孔（1R、1L、2R、2L）和高速专用小孔（3R、3L）两种，在高速专用可变孔的下边设有旁通电磁阀回路。图 15.9 所示的是该系统的阀体等效液压回路，其工作过程如下：

当车辆停止时，电磁阀完全关闭，如果此时向右转动转向盘，则高灵敏度低速专用小孔 1R 及 2R 在较小的转向转矩作用下即可关闭，转向油泵的高压油液经 1L 流向转向动力缸右腔室，其左腔室的油液经 3L、2L 流回储油箱，所以此时具有轻便的转向特性。而且施加在转向盘上的转向力矩越大，可变小孔 1L、2L 的开口面积越大，节流作用越小，转向助力作用越明显。

随着车辆行驶速度的提高，在电子控制单元的作用下，电磁阀的开度也线性增加，如果向右转动转向盘，则转向油泵的高压油液经 1L、3R 旁通电磁阀流回储油箱。此时，转向动力缸右腔室的转向助力油压就取决于旁通电磁阀和灵敏度低的高速专用可变孔 3R 的开度。车速越高，在电子控制单元的控制下，电磁阀的开度越大，旁路流量越大，转向助力作用越小；在车速不变的情况下，施加在转向盘上的转向力越小，高速专用小孔 3R 的开度越大，转向助力作用也越小，当转向力增大时，3R 的开度逐渐减小，转向助力作用也随之增大。由此可见，阀灵敏度控制式动力转向系统可使驾驶员获得非常自然的转向手感和良好的速度转向特性。

15.3.2 电动式电控动力转向系统

液压式动力转向系统由于工作压力和工作灵敏度较高，尺寸较小，因而获得了广泛应用。在采用气压制动或空气悬架的大型车辆上，也有采用气压动力转向的。但这类动力转向系统的共同缺点是结构复杂，消耗功率大，容易产生泄漏，转向力不易有效控制等。近年来随着微机在汽车上的广泛应用，出现了电动式电控动力转向系统，简称为电动式 EPS。其具有如下优点。

- (1) 电动机、离合器、减速装置、转向杆等各部件装配成一个整体，既无管道也无控制阀，使转向系统结构紧凑、质量减轻。
- (2) 没有液压式动力转向系统所必需的转向油泵，电动机只是在需要转向时才接通电源，所以可节省燃料。
- (3) 省去了油压系统，所以不需要给转向油泵补充液压油，也不必担心漏油。
- (4) 可以比较容易地按照汽车的需要设置和修改转向助力特性。

1. 电动式 EPS 的组成和原理

(1) 组成。电动式 EPS 通常由转矩传感器、车速传感器、电子控制单元 (ECU)、电动机、电磁离合器和减速机构组成, 如图 15.10 所示。

转矩传感器的功用是测量转向盘与转向器之间的相对转矩, 以作为电动助力的依据之一。图 15.11 所示的是无触点式转矩传感器的结构及工作原理图。在输出轴的极靴上分别绕有 A 、 B 、 C 、 D 四个线圈, 转向盘处于中间位置 (直驶) 时, 扭力杆的纵向对称面正好处于图示输出轴极靴 AC 、 BD 的对称面上。当在 U 、 T 两端加上连续的输入脉冲电压信号 U_i 时, 由于通过每个极靴的磁通量相等, 所以在 V 、 W 两端检测到的输出电压信号 $U_o=0$ 。转向时, 由于扭力杆和输出轴极靴之间发生相对扭转变形, 极靴 A 、 D 之间的磁阻增加, B 、 C 之间的磁阻减少, 各个极靴的磁通量发生变化, 于是在 V 、 W 之间就出现了电位差。其电位差与扭力杆的扭转角 θ 和输入电压 U_i 成正比。如果比例系数为 K , 则有

$$U_o = K U_i \theta$$

式中, U_o 为输出电压; K 为比例系数; U_i 为输入电压; θ 为扭力杆扭转角。

所以, 通过测量 V 、 W 两端的电位差就可以测量出扭力杆的扭转角, 于是也就知道了转向盘施加的转动转矩。此外, 转矩传感器也有采用滑动可变电阻式的。图 15.12 所示的是 Alto 汽车转矩传感器的输出特性。

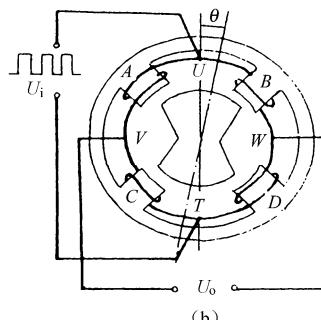
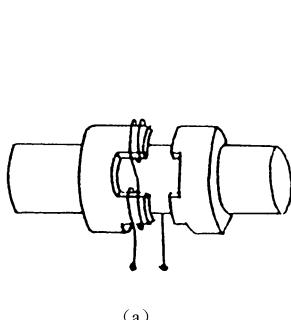


图 15.11 无触点式转矩传感器的结构及原理图

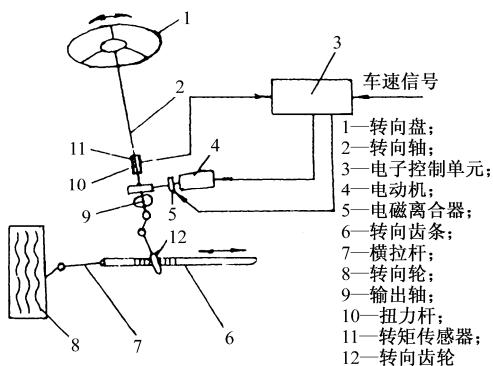


图 15.10 电动式 EPS 的组成

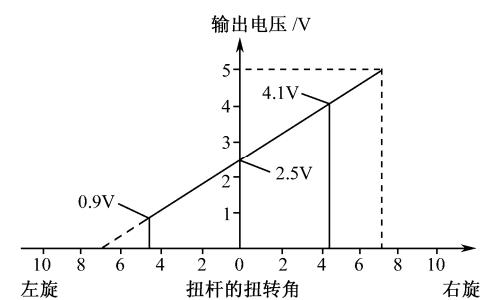


图 15.12 Alto 汽车转矩传感器的输出特性

电动式 EPS 采用的电动机与启动用直流电动机原理上基本相同, 但一般采用永磁磁场。其最大电流一般为 30A 左右, 电压为 DC 12V, 额定转矩为 10N·m 左右。

电动式 EPS 一般都设定一个工作范围。例如, 当车速达到 45km/h 时, 就不需要辅助动力转向, 这时电动机就停止工作。为了不使电动机和电磁离合器的惯性影响转向系的工作, 离合器应及时分离, 以切断辅助动力。另外, 当电动机发生故障时, 离合器会自动分离, 这时仍可利用手动控制转向。

减速机构是电动式 EPS 不可缺少的部件。目前实用的减速机构有多种组合方式, 一般采用蜗轮蜗杆与转向轴驱动组合式, 也有的采用两级行星齿轮与传动齿轮组合式。为了抑制噪声和提高耐久性, 减速机构中的齿轮有的采用特殊齿形, 有的采用树脂材料制成。

根据电动机布置位置的不同, 直接助力式电动转向系可以分为转向轴助力式、齿轮助力式和齿条助力式三种类型, 如图 15.13 所示。



图 15.13 电动式电控动力转向系统的类型

(2) 工作原理。当操纵转向盘时, 装在转向盘轴上的转矩传感器不断地测出转向轴上的转矩信号, 该信号与车速信号同时输入到电子控制单元。电控单元根据这些输入信号, 确定助力转矩的大小和方向, 即选定电动机的电流和转向, 调整转向助力的大小。电动机的转矩由电磁离合器通过减速机构减速增转后, 加在汽车的转向机构上, 使之得到一个与汽车工况相适应的转向作用力。

2. 电动式 EPS 实例

图 15.14 所示的是 Alto 汽车电动式 EPS 配件布置图。该系统由转矩传感器、车速传感器、电子控制单元、电动机和减速机构组成。转矩传感器(滑动可变电阻型)、电动机和减速机构制成一个整体(图 15.15), 安装在转向柱上, 电磁离合器安装在电动机的输出端旁, 电子控制单元安装在司机座位下面。

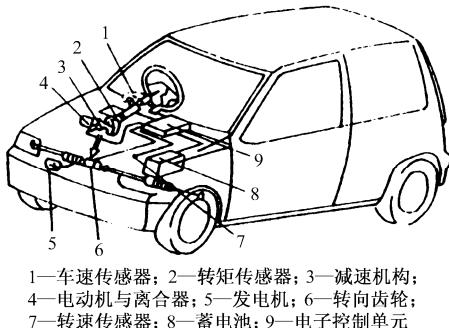


图 15.14 Alto 汽车电动式 EPS 配件布置图

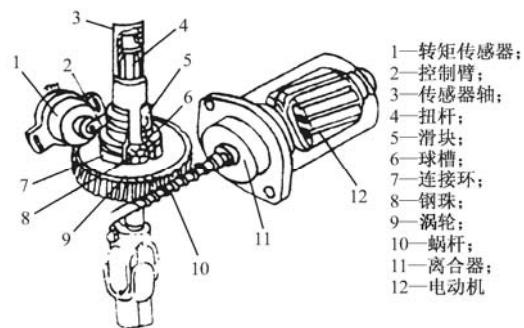


图 15.15 Alto 汽车电动式 EPS 内部结构

图 15.16 所示的是 Alto 汽车电动式 EPS 控制框图。其控制内容如下。

(1) 电动机电流控制。电子控制单元根据转向力矩和车速信号确定并控制电动机的驱动电流方向和大小, 使其在每一种车速下都可以得到最优化的转向助力转矩。

(2) 速度控制。当车速高于 52km/h 时, 停止对电动机供电的同时, 使电动机内的电磁离合器分离, 按普通转向控制方式工作, 以确保行车安全。

(3) 临界控制。这是为了保护系统中的电动机及控制组件而设的控制项目。在转向器偏转至最大(即临界状态)时, 由于此时电动机不能转动, 所以流入电动机的电流达最大值, 为了避免持续大电流使电动机及控制组件发热损坏, 每当较大电流连续通过 30s 后, 系统就会控制电流使之逐渐减小。当临界控制状态解除后, 控制系统就会再逐渐增大电流, 一直达到正常的工作电流值为止。

(4) 自诊断和安全控制。该系统的电子控制单元具有故障自诊断功能, 当电子控制单元检测出系统存在故障时都可显示出相应的故障代码, 以便采取相应的措施。当检测出系统的基本部件如转矩传感器、电动机、车速传感器等出现故障而导致系统处于严重故障的情况下, 系统就会使电磁离合器断开, 停止转向助力控制, 确保系统安全、可靠。

图 15.17 所示的是上海大众途安 (TOURAN) 的电动式电控助力转向系统。

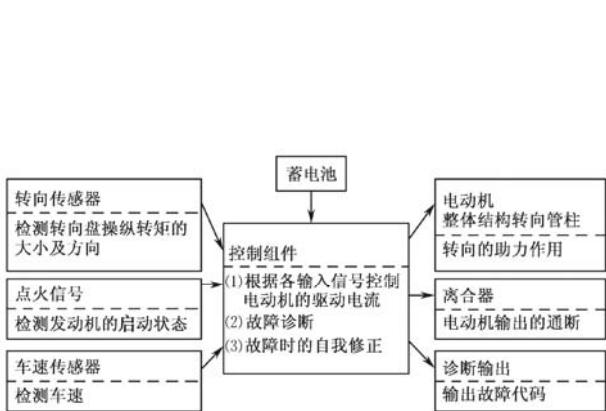


图 15.16 Alto 汽车电动式 EPS 控制框图

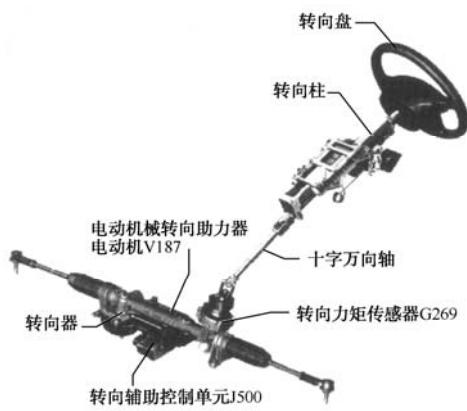


图 15.17 上海大众途安 (TOURAN) 的电动式电控助力转向系统

带双小齿轮的电动式电控助力转向系统主要包括转向盘、带转向角度传感器 G85 的组合开关、转向柱 G527、转向力矩传感器 G269、电动机械转向助力器电动机 V187、转向器、转向辅助控制单元 J500 等。转向器由一个转向力矩传感器 G269、一根扭转棒、一个转向齿轮和一个驱动小齿轮、一个蜗轮传动装置，以及一个带控制单元的电动机组成。电动机械转向助力的核心部件是一根齿条，它由两只花键啮合在转向器中。

如图 15.18 所示，在带双小齿轮的电动转向助力器上，需要的转向力是通过转向小齿轮和驱动小齿轮传送到齿条上。转向小齿轮负责传送驾驶员施加的转向力矩，驱动小齿轮则通过一个蜗轮传动装置，传送由电动机械转向助力器电动机提供的助力力矩。

该电动机具有用于转向助力的控制单元和传感装置，并安装在第二个小齿轮上。这种结构可以使转向盘和齿条之间形成机械连接。所以，当伺服电动机失灵时，可以确保车辆仍能够进行机械转向，但此时不具备转向助力的功能，转向时会感到很沉重。

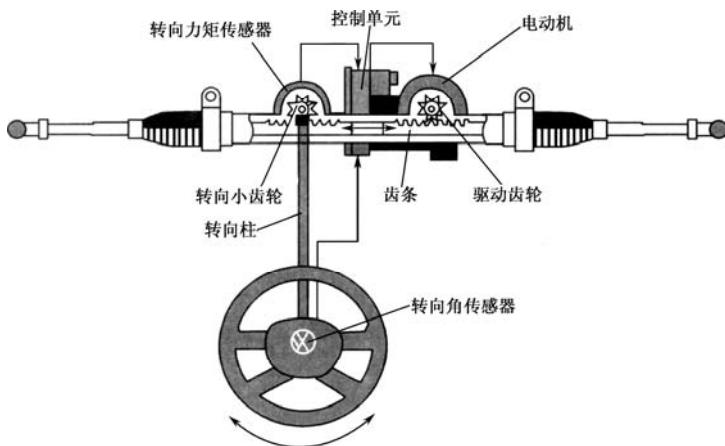


图 15.18 电动式电控助力转向系统的布置

15.4 四轮转向控制系统 (4WS)

15.4.1 四轮转向汽车的转向特性

1. 低速时逆向转向特性

图 15.19 所示的是低速转向时的行驶轨迹，可知 2WS (2 Wheel Steering) 车的情况是后轮不转

向，所以转向中心大致在后轴的延长线上。4WS(4 Wheel Steering)车的情况是对后轮进行逆向转向操纵，转向中心就比2WS车超前并在靠近车体处。在低速转向时，若前轮转向角相同，则4WS车的转向半径更小，内轮差也减小，所以转向性好。如果后轮逆向转动 5° ，则可减小最小转弯半径约0.5m，内轮差0.1m。

2. 高速时同向转向特性

直行汽车的转向是由下列两个运动合成的，即车辆的质心点绕改变前进方向的转向中心的公转和绕质心点的自转运动。

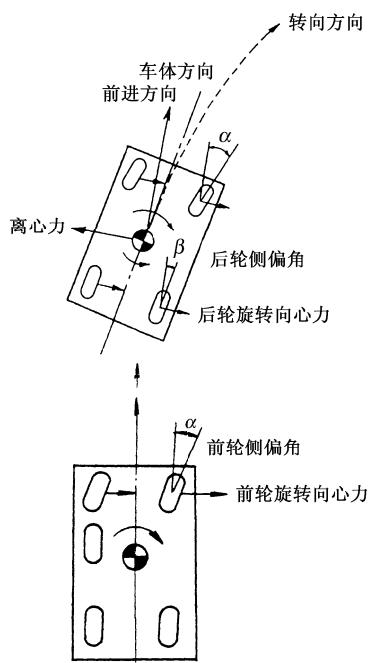


图 15.20 2WS 车高速转向时车辆的运动状态
时路面的干扰，车身变化小，便于驾驶员修正方向盘，如图 15.22 所示。

15.4.2 转向角比例控制

转向角比例控制就是后轮转角和转向盘转角成比例变化，在低速区是逆向而在中高速区是同向地对后轮进行转向操纵控制。

1. 系统组成

图 15.23 所示的是丰田 4WS 转向角比例控制的系统图。该方式是在机械式 4WS 的结构上增加了电子控制装置，前后轮都有齿轮机构，中间由连接轴连接。转向时，转向盘的旋转传递到齿轮齿条转向器，由齿条带动横拉杆左右运动，使前轮转向。同时，小齿轮向后输出动力，通过连接轴传给后轮齿轮机构。

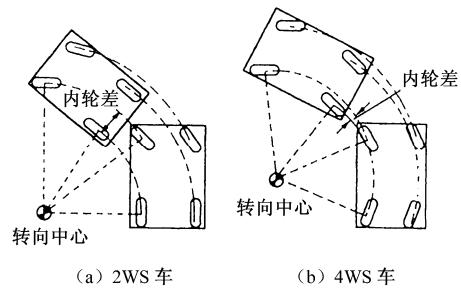


图 15.19 低速转向时的行驶轨迹

图 15.20 所示的 2WS 车高速转向时车辆的运动状态。前轮转向时，前轮产生侧偏角 α ，且产生旋转向心力使车体开始自转。当车体出现偏转时，后轮也出现侧偏角 β ，且产生旋转向心力。四个车轮分担自转和公转的作用力，一边平衡一边转向。但是，车速越高，离心力就越大，所以必须给前轮更大的侧偏角，使它产生更大的旋转向心力。为了使后轮也产生与此相对应的侧偏角，车体就会产生更大的自转运动。但是，车速越高，车体的自转运动就越不稳定，容易引起车辆的旋转或侧滑。

理想的高速转向的运动状态是尽可能使车身的倾向和前进方向一致，以防多余的自转运动。在 4WS 的车上通过对后轮的同向转向操纵，使后轮侧偏角和前轮相同，使它与前轮的旋转向心力相平衡，抑制自转运动，从而提高在高速时汽车变换车道的操纵稳定性。这样就有可能得到车身方向与车辆前进方向相一致的稳定转向状态，如图 15.21 所示。此外，4WS 车对于直线行驶

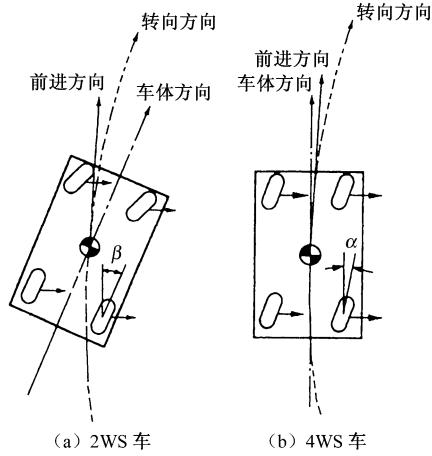


图 15.21 高速转向时 2WS 车和 4WS 车同向转向操纵的比较

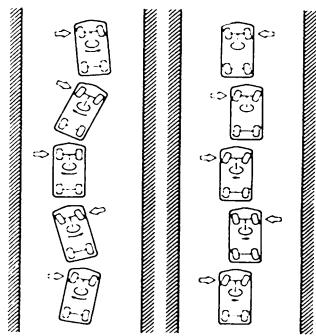


图 15.22 直行时 2WS 车和 4WS 车的比较

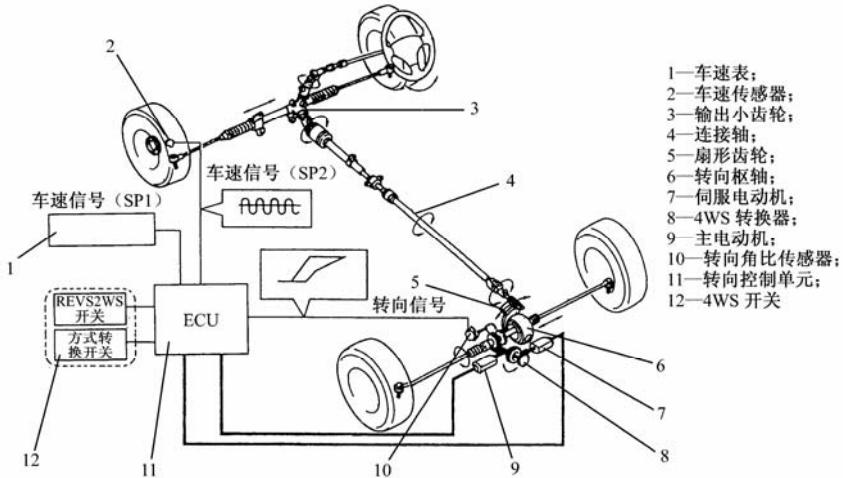


图 15.23 丰田 4WS 转向角比例控制原理简图

(1) 转向枢轴。如图 15.24 (a) 所示, 后转向齿轮箱的转向枢轴是一个大轴承。其外圈与扇形齿轮成为一体, 围绕枢轴可左右转动; 内圈与连杆突出的偏心轴相连接, 连杆由 4WS 转换器的电动机带动绕其自身轴线做正反转动。偏心轴在转向枢轴机构内可上下回转约 55°。转向时, 通过连接轴的输入使小齿轮向左或向右旋转时, 旋转力就传递到扇形齿轮, 再由转向枢轴通过偏心轴使连杆向左右方向移动。连杆带动后转向横拉杆和后转向节臂实现后轮的转向。图 15.24 (b)、图 15.24 (c) 和图 15.24 (d) 所示的是由于枢轴与偏心轴的运动, 形成后轮的同向和逆向的转向原理图。偏心轴的前端与枢轴左右旋转中心重合时, 即使转向枢轴左右转动, 连杆也完全不动, 后轮处于中立状态。随着偏心轴前端位置与枢轴的旋转中心上下方向的偏离, 枢轴左右转动时的连杆移动量就变大。偏心轴前端位置在转向枢轴的上侧时为逆向转向, 而下侧时为同向转向。

(2) 4WS 转换器。图 15.25 所示的是 4WS 转换器部分的结构。转换器由主电动机、副电动机、行星齿轮的减速机构等组成。通常主电动机转动, 副电动机就处于停止状态。副电动机的输出轴与行星齿轮的中心齿轮相连, 齿圈就是 4WS 转换器的输出轴, 通常中心齿轮固定不动, 而与主电动机相连的小齿轮旋转。因此, 小齿轮围绕着中心轮进行公转和自转, 以此带动 4WS 转换器的输出齿圈。主电动机不工作时, 小齿轮就变成空转齿轮, 并将副电动机旋转传递到齿圈, 使连杆同相位方向旋转。

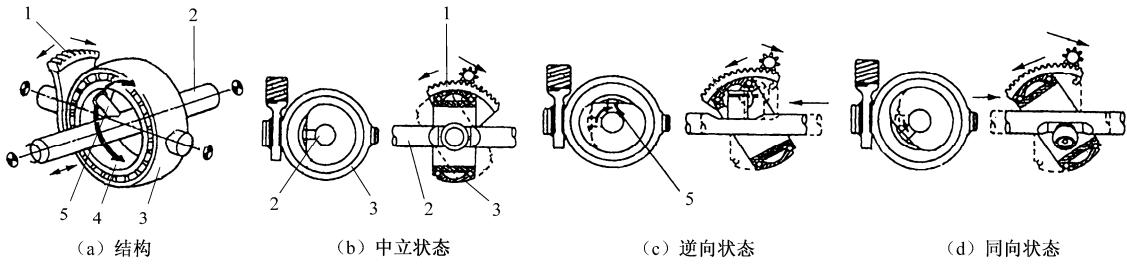


图 15.24 转向枢轴

2. 控制逻辑

ECU 通过转向角传感器、车速传感器等输入信号，进行以下控制。

(1) 转向角控制。如图 15.26 所示，驾驶员通过 4WS 方式转换开关，可选择常规模式(NORMAL)和运动模式(SPORT)。车速主要由车速表的传感器提供，作为辅助信号用 ABS 车速传感器中的前轮的一个传感器输入信号。转向角传感器是监测后转向齿轮箱内的连杆的旋转角度，根据滑动阻力相应于旋转角的模拟电压输入到 ECU。此外，倒车时停止 4WS 的工作，便于司机驾驶。

(2) 安全性控制：

① 转向角传感器异常时，通过副电动机驱动到同向方向最大值时停止控制。此时，若是副电动机异常，则用主电动机进行同样的控制。

② ECU 异常时，通过副电动机驱动到同向方向最大值为止，然后停止控制。此时，能避免出现逆向状态。

③ 主电动机异常时，驱动副电动机只在同向方向上，以常规模式(NORMAL)按照车速进行转向角比例控制。

④ 车速传感器异常时，采用车速传感器 SP1 和 SP2 中车速高的值，通过主电动机对后轮进行同向转向角比例控制。

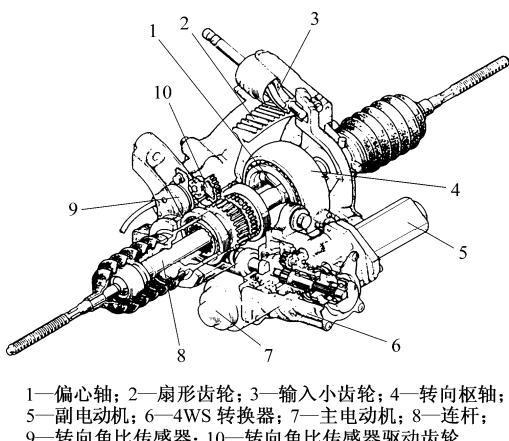


图 15.25 4WS 转换部分的结构

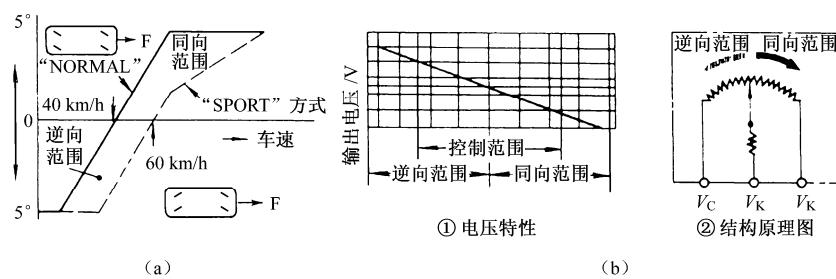


图 15.26 转向角比例控制图

15.5 动力转向系统的故障诊断

1. 转向沉重或助力不足

主要原因：

(1) 转向油泵皮带松弛；

- (2) 储液罐内油面过低;
- (3) 转向器内部泄漏过大;
- (4) 转向油泵磨损严重，导致压力过低或者油液泄漏过甚;
- (5) 转向控制阀发卡。

2. 转向时有噪声

转向器发出严重的“嘶嘶”声，是由于控制阀性能不良所致。尤其当转向盘处于极限位置时或原地转动转向盘更为明显。

当油面过低时，油泵会在工作时吸进空气而产生噪声。

油泵皮带过松，也会使油泵发出“嘶嘶”的皮带啸叫声。

3. 发动机工作时转向，转向盘颤抖或振动

主要原因：

- (1) 油面过低;
- (2) 油泵皮带松弛;
- (3) 油泵泵油压力不足;
- (4) 转向油泵流量控制阀卡住。

4. 转向盘回正过度

主要原因：

- (1) 转向液压系统内有空气;
- (2) 转向器固定松动;
- (3) 转向器啮合间隙过大。

5. 左右转向时轻重不同

主要原因：

- (1) 控制阀的滑阀偏离中间位置;
- (2) 滑阀内有脏物，使左右移动时阻力不一样。

6. 转向盘不能自动回到中间位置

主要原因：

- (1) 转向油泵流量控制阀有卡滞;
- (2) 转向器转阀有阻塞或卡滞;
- (3) 回油软管扭曲阻塞;
- (4) 转向系其他方面故障等。

7. 转向时转向盘瞬间转向力增大

主要原因：

- (1) 油面过低;
- (2) 转向泵皮带打滑;
- (3) 转向泵内泄漏量过大。

15.6 实训 电控动力转向与四轮转向系统的拆装与维修

1. 实训目的与要求

- (1) 了解普通动力转向系统的组成，四轮转向系统的基本工作过程;
- (2) 熟悉电控动力转向系统的工作原理;
- (3) 掌握转阀式和滑阀式动力转向系统的结构和工作原理。

2. 实训内容简述

(1) 结构与组成认识：具体情况各校根据实际情况确定，重点掌握转阀式动力转向系统和滑阀式动力转向系统的结构和工作原理。

(2) 动力转向系统的拆装：

- ① 转阀式动力转向系统的拆装；
- ② 滑阀式动力转向系统的拆装；
- ③ 转向油泵的拆装。

(3) 常见故障诊断与排除：动力转向系统的常见故障有转向沉重、前轮摆振、转向盘回正能力差、转向盘单侧沉重、转向油泵噪声、系统压力不正常和电控系统故障等。

思考与练习

1. 简述动力转向系统的功用。
2. 简述普通液压式动力转向系统的组成。
3. 简述液压常流滑阀式动力转向系统直行时、左转时、右转时的工作过程。
4. 简述液压常流滑阀式动力转向系统直行受路面冲击时的工作过程。
5. 简述液压常流滑阀式动力转向系统油泵不转时的工作过程。
6. 简述转阀式动力转向系统直行时、左转时、右转时的工作过程。
7. 简述转阀式动力转向系统直行受路面冲击时的工作过程。
8. 简述流量控制式 EPS 的工作原理、特点。
9. 简述反力控制式 EPS 的工作原理、特点。
10. 简述电阀灵敏度控制式 EPS 的工作原理。
11. 简述电动式 EPS 的组成和工作原理。
12. 简述四轮转向汽车的转向特性、工作过程。
13. 简述转向枢轴的工作原理。

第 16 章 汽车制动系

知识目标

1. 掌握制动系统的功用、类型、组成和工作原理；
2. 熟悉车轮制动器与驻车制动器的类型、组成和工作原理；
3. 熟悉制动传动装置与制动力分配调节装置的作用、类型、组成和工作原理；

能力目标

1. 能够正确选择与使用工具、设备，并规范进行制动系的拆装与检修；
2. 能分析、诊断与排除液压制动系与气压制动系的常见故障。

16.1 概述

16.1.1 汽车制动系的功用与组成

1. 制动系的功用

汽车制动系的功用：

- (1) 使行驶中的汽车按照驾驶员的要求进行强制减速甚至停车；
- (2) 使已经停驶的汽车在各种道路条件下（包括在坡道上）稳定驻车；
- (3) 使下坡行驶的汽车速度保持相对稳定。

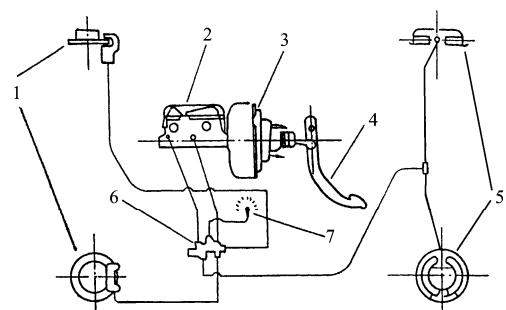
2. 制动系的基本组成

汽车上装有彼此独立的多套制动系统，它们起作用的时刻不同，但结构却是相似的，制动系统一般由供能装置、控制装置、传动装置和制动器 4 个部分组成，如图 16.1 所示。

- (1) 供能装置。供给、调节制动所需能量及改善传能介质状态的各种部件，如真空助力器 3、气压制动系中的空气压缩机、液压制动系中的人力等。
- (2) 控制装置。产生制动动作和控制制动效果的各种部件，如制动踏板机构 4、制动组合阀 6 等。
- (3) 传动装置。将驾驶员及其他动力源的作用力传到制动器，同时控制制动器的工作，从而获得所需制动力矩的各种部件。它包括将制动能量传输到制动器的各个部件，如制动主缸 2、制动轮缸和制动管路等。
- (4) 制动器。产生阻碍车辆的运动或运动趋势的制动力的部件。

汽车上常用的制动器都是利用固定元件（图 16.2 中的制动蹄 10）与旋转元件（图 16.2 中的制动鼓 8）工作表面的摩擦而产生制动力矩，称为摩擦制动器。它有两种常见的结构形式：一种是鼓式制动器，如图 16.1 中的后轮鼓式制动器 5；另一种为盘式制动器，如图 16.1 中的前轮盘式制动器 1。

较为完善的制动系中还包括制动力调节装置、制动报警装置与压力保护装置。如用以提醒驾驶员制动系中某些元件已经出现故障，如制动管路漏油、摩擦片磨损达到极限值等。图 16.1 中的制动警告灯 7 点亮则表明制动管路漏油。



1—前轮盘式制动器；2—制动主缸；3—真空助力器；
4—制动踏板机构；5—后轮鼓式制动器；6—制动组合阀；
7—制动警告灯

图 16.1 制动系组成示意图

3. 制动系的类型

(1) 按制动系的作用分类。按制动系的作用分类，可将其分为行车制动系统、驻车制动系统、应急制动系统、安全制动系统及辅助制动系统等。

- ① 行车制动系统。使行驶中的汽车降低速度甚至停车的制动系统；
- ② 驻车制动系统。使已停驶的汽车驻留原地不动的制动系统；
- ③ 应急制动系统。当行车制动系失效的情况下，保证汽车仍能实现减速或停车的制动系统；
- ④ 安全制动系统。安全制动装置是一种可以自动瞬时执行制动命令，使行驶中的汽车能自动瞬时制动的安全制动系统。

⑤ 辅助制动系统。是汽车下长坡时，为了减轻行车制动器的磨损而设的辅助装置，应用最广的方式是利用发动机排气制动。

上述各制动系中，行车制动系统和驻车制动系统是每一辆汽车都必须具备的，是汽车的基本制动装置。

(2) 按制动系操纵的能源分类。按制动系操纵的能源分类，制动系可分为人力制动系统、动力制动系统和伺服制动系统等。

- ① 人力制动系统。以人力作为唯一制动动力源的制动系统；
- ② 动力制动系统。由发动机动力转化而成的气压或液压形式势能进行制动的制动系统；
- ③ 伺服制动系统或助力制动系统。兼用人力和发动机动力进行制动的制动系统。

(3) 按制动能量的传输方式分类。按制动能量的传输方式分类，制动系可分为机械式、液压式、气压式和电磁式等，同时采用两种以上传能方式的制动系统称为组合式制动系统。

16.1.2 制动装置的基本结构与工作原理

制动系是利用与车身或车架相连的非旋转元件和与车轮或传动轴相连的旋转元件之间的相互摩擦来阻止车轮的转动或转动的趋势，并将运动着的汽车的动能转化为摩擦副的热能耗散到大气中。

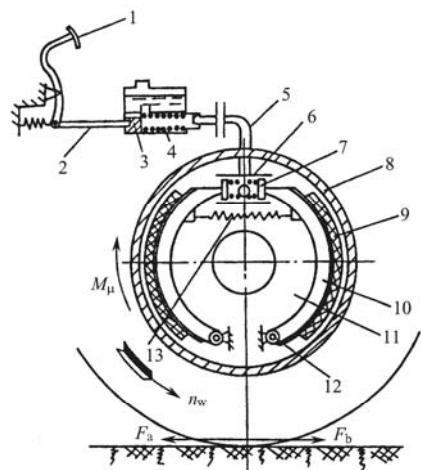
1. 基本结构

图 16.2 所示的是液压行车制动装置，由车轮制动器和液压制动传动装置两部分组成。它的车

轮制动器由旋转部分、固定部分、张开机构和定位调整机构组成。旋转部分是一个以内圆面为工作表面的金属制动鼓 8 固定在车轮轮毂上，随车轮一同旋转。在固定不动的制动底板 11 上，有两个支承销 12，支承着两个弧形制动蹄 10 的下端，制动蹄的外圆面上装有摩擦片 9。制动底板上还装有液压制动轮缸 6，用油管 5 与装在车架上的液压制动主缸 4 相连通。主缸中的活塞 3 可由驾驶员通过制动踏板机构 1 来操纵。

2. 工作原理

制动系不工作时，制动鼓的内圆面与制动蹄摩擦片的外圆面之间保持一定的间隙，使车轮和制动鼓可以自由旋转。要使行驶中的汽车减速或停车，驾驶员应踩下制动踏板 1，通过推杆 2 和主缸活塞 3，使主缸内的油液在一定压力下流入轮缸，并通过两个轮缸活塞 7 推动两制动蹄绕支承销转动，上端向两边分开而以其摩擦片压紧在制动鼓的内圆面上。这样，不旋转的制动蹄就对旋转着的制动鼓作用一个摩擦力矩 M_{μ} ，



1—制动踏板；2—推杆；3—主缸活塞；4—制动主缸；
5—制动油管；6—液压制动轮缸；7—轮缸活塞；
8—制动鼓；9—摩擦片；10—制动蹄；
11—制动底板；12—支承销；13—制动蹄回位弹簧

图 16.2 液压行车制动装置

其方向与车轮旋转方向相反。制动鼓将该力矩 M_μ 传到车轮后，由于车轮与路面间有附着作用，车轮对路面作用一个向前的周缘力 F_a ，同时路面也对车轮作用着一个向后的反作用力，即制动力 F_b 。制动力 F_b 由车轮经车桥和悬架传给车架及车身，迫使整个汽车产生一定的减速度。制动力越大，则汽车减速度也越大。当放开制动踏板时，回位弹簧 13 即将制动蹄拉回原位，摩擦力矩 M_μ 和制动力 F_b 消失，制动作用即行终止。

显然，阻碍汽车运动的制动力 F_b 不仅取决于制动力矩 M_μ ，还取决于轮胎与路面间的附着条件。如果完全丧失附着，则这种制动系事实上不可能产生制动汽车的效果。在讨论制动系的结构问题时，一般都假定具备良好的附着条件。

16.1.3 对制动系的要求

为了保证汽车能在安全的条件下发挥出高速行驶的能力，制动系统必须满足下列要求。

(1) 具有良好的制动效能。其评价指标有：制动距离、制动减速度、制动力和制动时间。制动效能可以用制动试验台来检验，常用制动力来衡量制动效能。而在实际使用过程中，往往用制动距离来衡量整车的制动效能。制动距离是以某一速度开始紧急制动（如 40km/h 或 60km/h），从驾驶员踩上制动踏板起直至停车为止汽车所走过的距离。

(2) 操纵轻便。即操纵制动系统所需的力不应过大。对于人力液压制动系最大踏板力不大于 500N（轿车）和 700N（货车）。踏板行程货车不大于 150mm，轿车不大于 120mm。

(3) 制动稳定性好。即制动时，前后车轮制动力分配合理，左右车轮上的制动力矩基本相等，汽车不跑偏、不甩尾；磨损后间隙应能调整。

(4) 制动平顺性好。制动力矩能迅速而平稳地增加，也能迅速而彻底地解除。

(5) 散热性好。即连续制动时，制动鼓的温度高达 400℃，摩擦片的抗“热衰退”能力要高（指摩擦片抵抗因高温分解变质引起的摩擦系数降低）；水湿后恢复能力快。

(6) 对挂车的制动系，还要求挂车的制动作用略早于主车；挂车自行脱钩时能自动进行应急制动。

16.2 车轮制动器

车轮制动器（Wheel Brake）是指制动器旋转元件固装在车轮或半轴上，即制动力矩直接分别作用于两侧车轮上的制动器。目前，汽车上使用的车轮制动器可分为鼓式和盘式两种。它们的区别在于：前者摩擦副中的旋转元件为制动鼓，其工作表面为圆柱面；后者的旋转元件则为圆盘状的制动盘，以端面为工作表面。

旋转元件固装在车轮或半轴上，制动力矩直接作用于两侧车轮上的制动器称为车轮制动器。旋转元件固装在传动系的传动轴上，其制动力矩经过驱动桥再分配到两侧车轮上的制动器称为中央制动器。车轮制动器一般用于行车制动，有的也兼用于应急制动和驻车制动。中央制动器一般只用于驻车制动。

16.2.1 鼓式车轮制动器

一般鼓式制动器（Drum Brake）都采用带摩擦片的制动蹄作为固定元件。位于制动鼓内部的制动蹄在一端承受促动力时，可绕其另一端的支点向外旋转，压靠到制动鼓（旋转元件）内圆面上，产生摩擦力矩（制动力矩）进行制动。

对制动蹄加力使蹄转动的装置统称为制动蹄促动装置。常用的促动装置有制动轮缸、凸轮促动装置及楔形促动装置，相应的鼓式制动器称为轮缸式制动器、凸轮式制动器和楔式制动器。

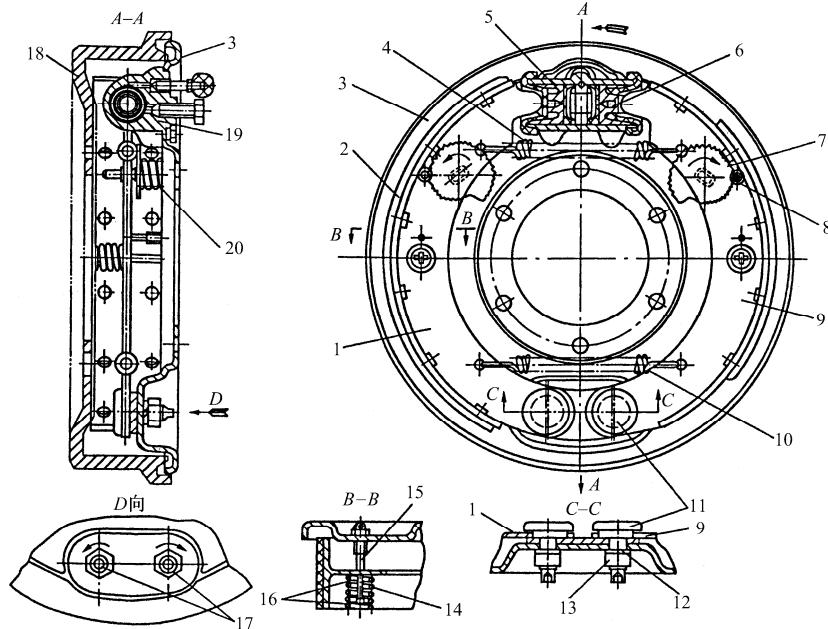
根据制动过程中两种制动蹄产生制动力矩的不同，鼓式制动器可分为领从蹄式、双领蹄式、双

向双领蹄式、双从蹄式、单向自动增力式和双向自动增力式等几种形式。下面对这几种制动器分别加以介绍。

1. 领从蹄式制动器的结构及工作原理

(1) 结构。领从蹄式制动器如图 16.3 所示, 它由旋转部分、固定部分、张开机构和定位调整机构组成。

旋转部分的制动鼓 18 多用灰铸铁制成。它以鼓盘中部的制口和端面定位, 并用螺栓固装在轮毂的凸缘上, 随同车轮旋转。制动鼓的边缘有一个用于检查蹄与鼓间隙的检查孔。



1—前制动蹄；2—摩擦片；3—制动底板；4、10—回位弹簧；5—轮缸活塞；6—活塞顶块；7—调整凸轮；
8—锁销；9—后制动蹄；11—支承销；12—弹簧垫圈；13—螺母；14—限位弹簧；15—制动蹄限位杆；
16—弹簧盘；17—标记；18—制动鼓；19—制动轮缸；20—压紧弹簧

图 16.3 领从蹄式制动器

固定部分是制动底板 3 和制动蹄 1、9。冲压的制动底板固装在车桥的凸缘盘上, 通过其支承销 11 与制动蹄相连。制动蹄多用钢板焊接, 其截面呈“T”形, 有的制动蹄用铸铁或铝合金压铸, 以增大其刚度。蹄的下端孔与支承销 11 上的偏心轴颈作动配合, 上端顶靠在轮缸 19 的活塞顶块上。摩擦片 2 多用塑料石棉压制, 用埋头铝铆钉铆接于制动蹄上, 以增大蹄鼓间的摩擦系数。为了提高摩擦片的利用率, 有些轻型车采用了树脂胶黏结剂将其与蹄黏结。

张开机构是轮缸 19 用螺钉与制动底板固接, 顶块 6 压入活塞的外端, 制动蹄即嵌入顶块的切槽中。制动蹄利用活塞的位移来促动, 活塞直径相同时, 促动两个蹄片的推力始终相等。

定位调整机构用来保持和调整制动蹄和鼓正确的相对位置。调整凸轮 7 装在制动底板上, 用压紧弹簧 20 来定位, 凸轮的工作表面为凹弧槽, 与腹板上的锁销 8 靠接, 在回位弹簧 4、10 的作用下, 能保持凸轮的正确位置和蹄鼓间隙。限位杆 15 固装在制动底板上, 是制动蹄的横向限销。限位弹簧 14 的拉杆在其相应位置穿过制动底板和制动蹄腹板上的大孔将弹簧压缩, 使制动蹄的腹板紧靠在限位杆 15 的端部, 以防止制动蹄横向的偏摆和振动。

制动蹄通常有两处调整部位: 转动凸轮 7 可使蹄内外摆动, 蹄鼓间隙按上大下小的规律变化, 使间隙合理恢复; 转动偏心的支承销 11, 可使蹄上下、内外运动, 不仅改变了蹄鼓间隙, 而且还可使摩擦副的实际工作区域发生变化, 有利于蹄鼓间全面贴合。在支承销尾部端面上打有标记 (D

向视图), 用以指明偏心轴颈轴线的偏移方向。协调地使用上述两处调整部位, 便可得到规定的蹄鼓间隙值, 间隙一般为 $0.25\sim0.5\text{mm}$, 使蹄片张开时的外圆与鼓的内圆同心, 即全面贴合的理想位置。为此, 修理制动鼓内圆柱工作表面时, 应以轮毂轴承定位, 才能保证蹄、鼓和毂三者同心而全面贴合。

(2) 助势、减势作用。由图 16.4 可知, 该制动器的特点是: 两制动蹄的支承点都位于蹄的下端, 而张开力作用点在蹄的上端, 并用一个轮缸张开, 且轮缸活塞直径相等, 制动时, 制动蹄 1 和 2 在相等的张力 P 的作用下, 分别绕各自的支承销 3 和 4 向外偏转, 直至其摩擦片压紧于制动鼓内圆工作面。与此同时, 制动鼓对两制动蹄分别作用有法向反力 Y_1 和 Y_2 , 以及相应的切向反力, 即摩擦力 X_1 、 X_2 。为简化起见, 假设这些反力都集中作用于摩擦片的中央, 则前制动蹄 1 所受的摩擦力 X_1 的方向向下; 而后制动蹄 2 所受的摩擦力 X_2 的方向向上。摩擦力 X_1 产生的绕支承销 3 的力矩与蹄 1 张开力 P 产生的绕支承销 3 的力矩同向, 使前蹄对制动鼓的压紧力增大, 从而使该蹄所产生的制动力矩(摩擦力矩)自动增大, 称这一作用为“助势”作用, 制动蹄 1 可称为助势蹄或转紧蹄。摩擦力 X_2 则有使制动蹄 2 离开制动鼓的倾向, 它与该蹄张开力 P 所产生的绕支承销 4 的力矩反向, 使蹄对鼓的压紧力减小, 从而使该蹄的制动力矩自动减小, 即起了“减势”作用, 制动蹄 2 称为减势蹄或转松蹄。

综上所述, 虽然前后两蹄所受张开力 P 相等, 但因摩擦力 X_1 和 X_2 所起的作用是正负值关系, 且两轮缸活塞又是浮动的, 结果使两蹄所受到制动鼓的法向力却不等, 且 $Y_1 > Y_2$ 。

相应的摩擦力 $X_1 > X_2$, 因而两制动蹄对制动鼓作用的制动力矩是不相等的。助势蹄的制动力矩为减势蹄的 $2\sim2.5$ 倍。

汽车倒车制动时, 由于制动鼓旋转方向(即摩擦力方向)的改变, 原为转紧蹄变为转松蹄, 原为转松蹄变为转紧蹄, 但制动效能仍与汽车前进制动时相同。这个特点称为制动器的制动效能“对称”, 因而普遍使用。

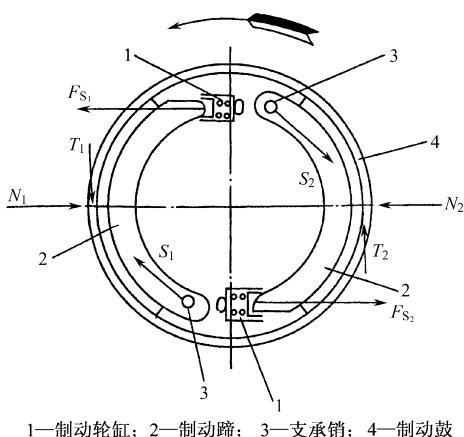


图 16.4 领从蹄式制动器示意图

领从蹄式制动器结构简单, 制动蹄张开力的大小决定于轮缸的液压, 多用于轻型汽车的后轮制动。因为两制动蹄与制动鼓之间的法向力不等而不能平衡, 力差将使车轮的轮毂轴承承受附加载荷, 故称为简单非平衡式制动器。为了使前、后蹄摩擦片所受的单位面积压力一致, 前蹄摩擦片长于后蹄, 使两片的寿命尽量接近, 便于维修。

2. 单向双领蹄式制动器

在制动鼓正向旋转时, 两蹄均为领蹄的制动器称为双领蹄式制动器, 如图 16.5 所示。双领蹄式制动器与领从蹄式制动器在结构上主要有两点不相同: 一是双领蹄式制动器的两制动蹄各用一个单活塞式轮缸, 而领从蹄式制动器的两蹄共用一个双活塞式轮缸; 二是双领蹄式制动器的两套制动蹄、制动轮缸、支承销在制动底板上的布置是中心对称的, 而领从蹄式制动器中的制动蹄、制动轮缸、支承销在制动底板上的布置是轴对称的。

图 16.6 所示的是双领蹄式制动器的结构。两个轮缸可借连接油管 13 连通, 使其中油压相等,

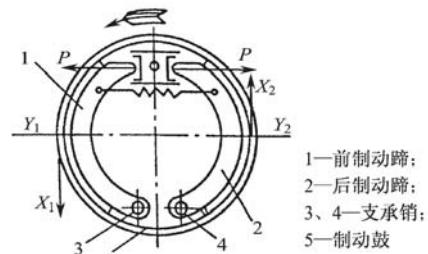


图 16.5 双领蹄式制动器示意图

这样，在前进制动时，两蹄都是领蹄，制动器的效能因而得到提高。但在倒车制动时，两蹄将都变成从蹄。

制动器不工作时，制动蹄的摩擦片与制动鼓之间应有合适的间隙，其设定值由汽车制造厂规定，一般在0.25~0.5mm之间。任何制动器摩擦副中的这一间隙（以下简称制动器间隙）如果过小，就不易保证彻底解除制动，造成制动拖滞；过大又将使制动踏板行程太长，导致驾驶员操作不便，同时也会推迟制动器开始起作用的时刻，造成制动不灵。但是，在制动器工作过程中，摩擦片的不断磨损必将导致制动器间隙逐渐增大，此情况严重时，即使将制动踏板踩到下极限位置也产生不了足够的制动力矩。目前，大多数轿车都装有制动器间隙自调装置，但也有一些载货汽车仍采用手工调节。

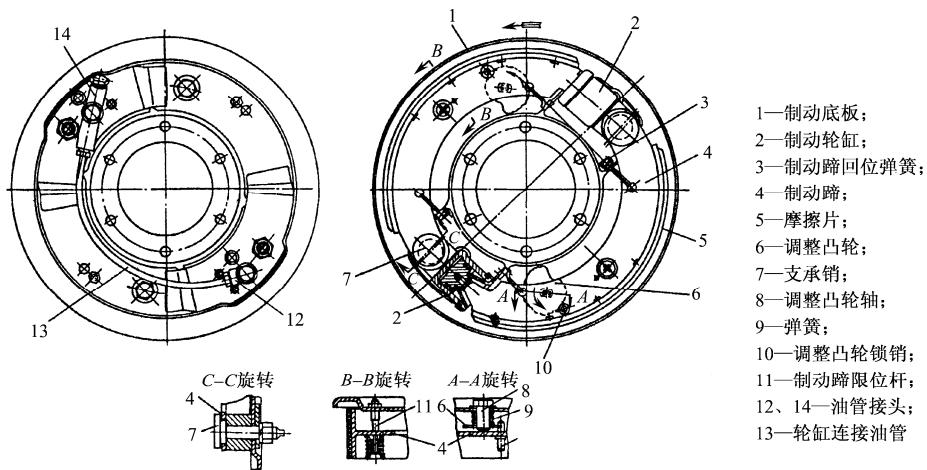


图 16.6 单向双领蹄式制动器

(1) 局部调整。如图16.6所示的制动器，制动间隙手工调节时，一般在制动鼓腹板外边缘处开有一个检查孔（本图上未标出），以便将厚薄规插入制动器间隙中检查。若发现间隙已增大到对制动器工作产生明显影响时，即应用调整凸轮6进行局部调整。使调整凸轮朝箭头所示方向转动，沿摩擦片周向各处的间隙即减小。图示制动器的调整凸轮6的工作表面上铣出了许多内凹的小圆弧面，凸轮每转过一个小弧面，都可被焊在制动蹄腹板上的锁销10锁住，再加上弹簧9的压紧力，即能更可靠地防止凸轮6自行转动。

(2) 全面调整。当摩擦片磨损到铆钉头将要露出时，必须将制动器解体并更换摩擦片。制动鼓磨损到一定程度时，也需要重新加工修整其内圆面。在进行上述或其他项目的修理作业后重新装配和安装制动器时，为保证蹄鼓之间的正确接触状态和间隙值，都应进行全面调整。全面调整除了靠转动调整凸轮外，还要转动支承销7。从C-C剖面图可以看出，支承制动蹄的轴颈是偏心的。支承销的尾端伸出制动底板外，并铣切出矩形截面，以便用扳手夹持使之转动。一般在支承销的尾端面上打有标记，指明偏心轴颈轴线偏移方向。将支承销朝箭头方向转动，各处（特别是摩擦片下端处）的间隙即行减小。

3. 双向双领蹄式制动器

无论是前进制动还是倒车制动，两制动蹄都是领蹄的制动器称为双向双领蹄式制动器，图16.7所示的是其结构示意图。与领从蹄式制动器相比，双向双领蹄式制动器在结构上有三个特点：一是采用两个活塞式制动轮缸；二是两制动蹄的两端都采用浮式支承，且支点的周向位置也是浮动的；三是制动底板上的所有元件，如制动蹄、制动轮缸和回位弹簧等都是成对的，而且既按轴对称，又按中心对称布置。

图 16.8 所示的是双向双领蹄式制动器的结构。在前进制动时，所有的轮缸活塞 8 都在液压作用下向外移动，将两制动蹄 6 和 11 压靠到制动鼓 1 上。在制动鼓的摩擦力矩作用下，两蹄都绕车轮中心朝箭头所示的车轮旋转方向转动，将两轮缸活塞外端的支座 7 推回，直到顶靠到轮缸端面为止。此时两轮缸的支座 7 成为制动蹄的支点，制动器的工作原理与图 16.6 所示的制动器相同。

倒车制动时，摩擦力矩的方向相反，使两制动蹄绕车轮中心逆箭头方向转过一个角度，将可调支座 10 连同调整螺母 9 一起推回原位，于是两个可调支座 10 便成为蹄的新支承点。这样，每个制动蹄的支点和促动力作用点的位置都与前进制动时相反，其制动效能同前进制动时完全一样。

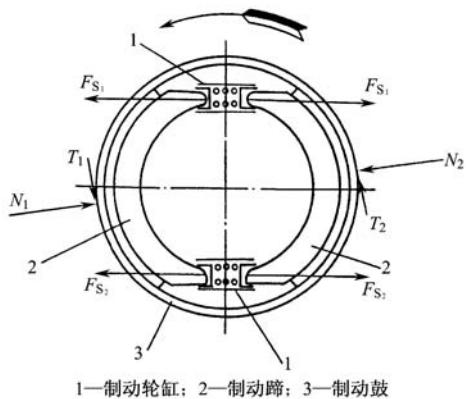
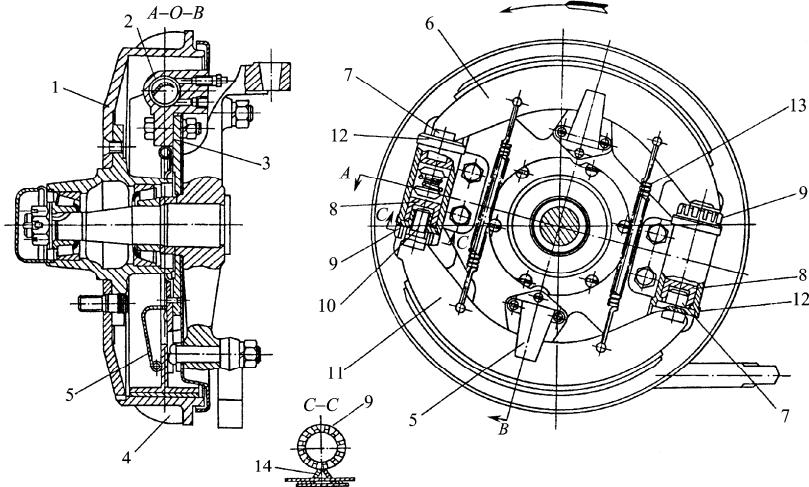


图 16.7 双向双领蹄式制动器结构示意图



1—制动鼓；2—制动轮缸；3—制动底板；4—制动鼓散热肋片；5—制动蹄限位弹簧片；6—上制动蹄；7—支座；8—轮缸活塞；9—调整螺母；10—可调支座；11—下制动蹄；12—防尘套；13—回位弹簧；14—锁片

图 16.8 双向双领蹄式制动器结构

双向双领蹄式制动器的间隙可以用制动轮缸一端的调整螺母 9 来调整。拨动调整螺母头部的齿槽，使螺母转动，带螺杆的可调支座 10 便向内或向外做轴向移动。间隙调整好以后，将锁片 14 插入调整螺母的齿槽中，使螺母的角位置固定。

制动器工作时，摩擦所产生的热绝大部分传给了制动鼓，使其温度升高。制动鼓升温后将膨胀而使制动器间隙增大。为了减小温升，应当使制动鼓有较大的热容量，因此制动鼓都具有足够大的质量。图示制动器在制动鼓外表面上铸出若干肋片 4，以增加散热面积和制动鼓刚度。

4. 双从蹄式制动器

前进制动时两制动蹄均为从蹄的制动器称为双从蹄式制动器，如图 16.9 所示。这种制动器与双领蹄式制动器结构很相似，两者的差异只在于固定元件与旋转元件的相对运动方向不同。虽然双从蹄式制动器的前进制动效能低于双领蹄式和领从

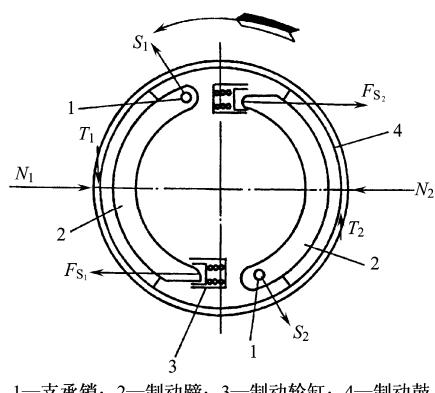


图 16.9 双从蹄式制动器示意图

蹄式制动器，但其效能对摩擦系数变化的敏感程度较小，即具有良好的制动效能稳定性。

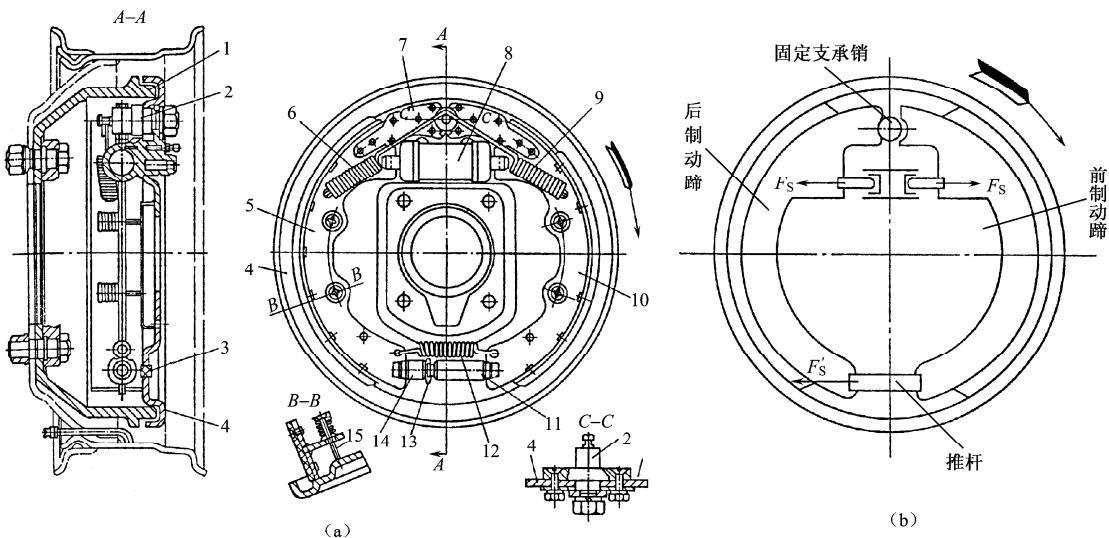
双领蹄、双向双领蹄、双从蹄式制动器的固定元件布置都是中心对称的。如果间隙调整准确，则其制动鼓所受两蹄施加的两个法向合力能互相平衡，不会对轮毂轴承造成附加径向载荷。因此，这三种制动器都属于平衡式制动器。

5. 自动增力式制动器

将两蹄用推杆浮动铰接，利用液压张开力促动，使两蹄产生助势作用，还充分利用前蹄的助势推动后蹄，使总的摩擦力矩进一步增大，此即为“自动增力”。

自动增力式制动器可分为单向和双向两种。单向自动增力式制动器只在前进方向起增力作用，而在倒车制动时制动效能还不如双从蹄式制动器，已很少采用。双向自动增力式制动器在车轮正向和反向旋转时均能借助制动蹄与制动鼓的摩擦起自动增力作用。它的结构不同于单向自动增力式制动器之处主要是采用双活塞式制动轮缸，可向两蹄同时施加相等的促动力 F_s 。下面只介绍双向式结构。

图 16.10 所示的是双向自动增力式制动器。制动蹄 5 和 10 的上端两侧铆有夹板 7，用弹簧 6 和 9 将夹板拉靠在支承销 2 上。两蹄下端由拉紧弹簧 12 拉靠在可调推杆两端直槽的底平面上。可调推杆是浮动的，它与制动底板无直接的支承关系。制动蹄限位杆 15 用来控制蹄的轴向位置。它的轮缸 8 处在支承销 2 稍下的位置上。



1—制动鼓；2—支承销；3—调整孔；4—制动底板；5—后制动蹄；6—回位弹簧；7—夹板；8—制动轮缸；9—回位弹簧；
10—前制动蹄；11—可调推杆体；12—拉紧弹簧；13—带齿调整螺钉；14—可调推杆套；15—制动蹄限位杆

图 16.10 双向自动增力式制动器

前进制动时，两制动蹄在促动力 F_s 的作用下张开压向制动鼓，此时两蹄上端的夹板 7 都离开支承销 2，沿图中箭头方向旋转的制动鼓对两蹄产生摩擦力矩，带动两蹄沿旋转方向转过一个不大的角度，直到后蹄夹板又顶靠到支承销 2 上为止，然后蹄与鼓就进一步压紧。前蹄 10 是助势蹄，但其支承是浮动的推杆。制动鼓作用在前蹄上的摩擦力和法向力的一部分对推杆形成一个推力 F'_s ，推杆又将此推力 F'_s 完全传到后蹄的下端。后蹄在推力 F'_s 的作用下也形成助势蹄，并在轮缸液压促动力 F_s 的共同作用下进一步压紧制动鼓。推力 F'_s 比促动力 F_s 要大得多（大 3 倍左右），从而使后蹄产生的制动力矩比前蹄更大。从此，浮动推杆便将前后蹄连为一体，整体地压在制动鼓上，支承销 2 承受着全部的制动力矩的载荷。为使摩擦片磨损均匀，后蹄的摩擦片做得较长。

倒车制动时，两个制动蹄以支承销 2 的另一面为支点，作用过程相反，与前进制动时具有同等

的自动增力作用。

改变可调推杆的工作长度，即可调整蹄鼓间隙，调整螺钉 13 上有带齿的圆盘，以便拨动调节，并利用拉紧弹簧 12 锁止定位。

6. 鼓式制动器制动间隙自动调整装置

桑塔纳轿车后轮制动器为领从蹄式，行车制动与驻车制动共同使用的制动器，行车制动传动机构为液压式，驻车制动传动机构为机械促动式，制动器制动间隙是自动调整的，其调整原理如图 16.11 所示。

桑塔纳轿车后轮制动器的间隙调整装置为在推力板上装楔杆的自调装置，其结构和工作情况如下：两个制动蹄之间连有一根制动压杆，楔杆垂直弹簧的弹力使楔杆有下移的趋势，但楔杆的水平弹簧使楔杆与制动压杆之间产生摩擦，防止楔杆下移。如果制动间隙正常时，楔杆静止不动。

当制动间隙大于规定值时，制动蹄张开的行程加大，垂直弹簧的弹力 F_2 也增大，此 F_2 大于摩擦力 F_1 ，迫使楔杆下移，同时制动压杆的水平弹力也被加大，摩擦力 F_1 也相应增大，楔杆与制动压杆在新的位置处于静止平衡状态。

放松制动后，制动蹄在回位弹簧作用下收拢，由制动压杆变长，只能被顶靠在新的位置，不可能恢复到制动前的位置，只能在新的位置上，所以磨损变大的制动间隙便得到了补偿，恢复到初始的间隙，保持规定的制动间隙值不变，实现制动间隙自动调整。

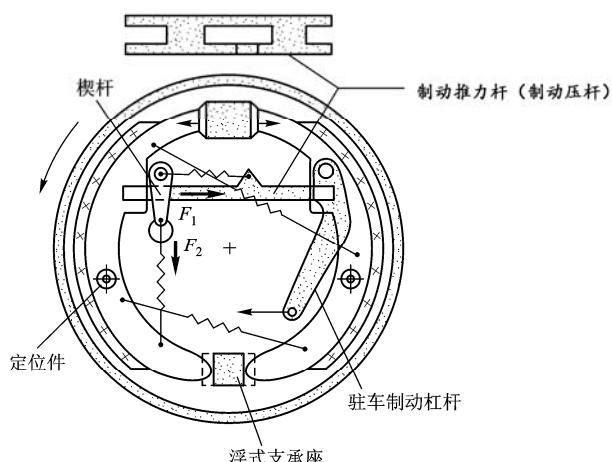
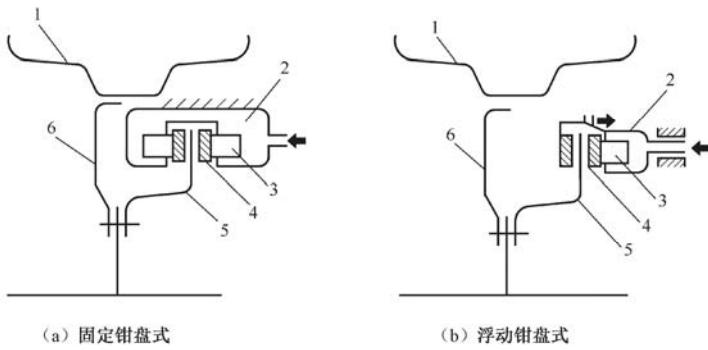


图 16.11 鼓式制动器制动间隙自动调整示意图

16.2.2 盘式车轮制动器

盘式制动器（Disc Brake）摩擦副中的旋转元件是以端面工作的金属圆盘，被称为制动盘。其固定元件则有着多种结构形式，大体上可分为两类。一类是工作面积不大的摩擦块与其金属背板组成的制动块，每个制动器中有 2~4 个。这些制动块及其促动装置都横跨在制动盘两侧的夹钳形支架中，总称为制动钳。这种由制动盘和制动钳组成的制动器称为钳盘式制动器。另一类固定元件的金属背板和摩擦片也呈圆盘形，制动盘的全部工作面可同时与摩擦片接触，这种制动器称为全盘式制动器。钳盘式制动器过去只用作中央制动器，但目前则越来越多地被各级轿车和货车用作车轮制动器。全盘式制动器只有少数汽车（主要是重型汽车）将其作为车轮制动器。本书只介绍钳盘式制动器。

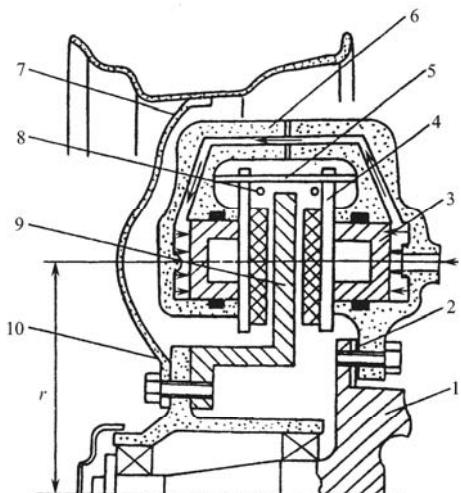
现代汽车上使用的钳盘式制动器有两种：一种是固定钳盘式制动器；另一种是浮动钳盘式制动器，如图 16.12 所示。



1—轮毂；2—制动钳；3—活塞；4—制动衬块；5—制动盘；6—轮辋

图 16.12 钳盘式制动器示意图

1. 固定钳盘式制动器



1—转向节或桥壳；2—调整垫片；3—活塞；
4—制动块总成；5—导向支承；6—钳形支架；
7—轮盘；8—复位弹簧；9—制动盘；10—轮毂；
 r —制动盘摩擦半径

图 16.13 固定钳盘式制动器

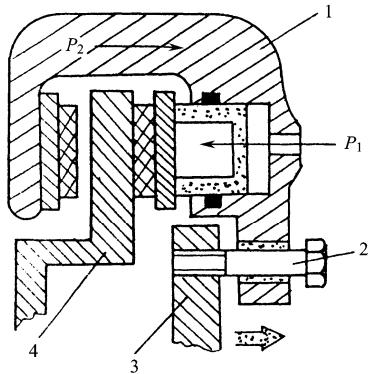
图 16.13 所示的是固定钳盘式制动器 (Fixed Caliper Disc Brake)。旋转元件是固定在车轮上以端面为工作面，用合金铸铁制成的制动盘 9。固定的摩擦元件是面积不大的制动块总成 4。制动钳的钳形支架 6 通过螺栓与转向节 (前桥) 或桥壳 (后桥) 固装，并用调整垫片 2 控制制动钳与制动盘之间的相对位置。另外还有防尘护罩等元件。

制动时，制动油液被压入内外两液压缸中，在液压作用下两活塞 3 带动两侧制动块 4 做相向移动，压紧制动盘 9，产生摩擦力矩。在活塞移动过程中，矩形橡胶密封圈的刃边在活塞摩擦力的作用下随活塞移动而产生微量的弹性形变。解除制动时，活塞和制动块依靠密封圈的弹力和复位弹簧 8 的弹力回位。由于矩形密封圈的刃边变形量很小，在不制动时，制动块摩擦片与制动盘之间的间隙每边都只有 0.1mm 左右，以保证解除制动。制动盘受热膨胀时，厚度方面只有微小的变化，故不会发生“拖滞”现象。但盘式制动器不能使用受热易膨胀的醇类制动油液，要求使用特制的合成型制动液。

2. 浮动钳盘式制动器

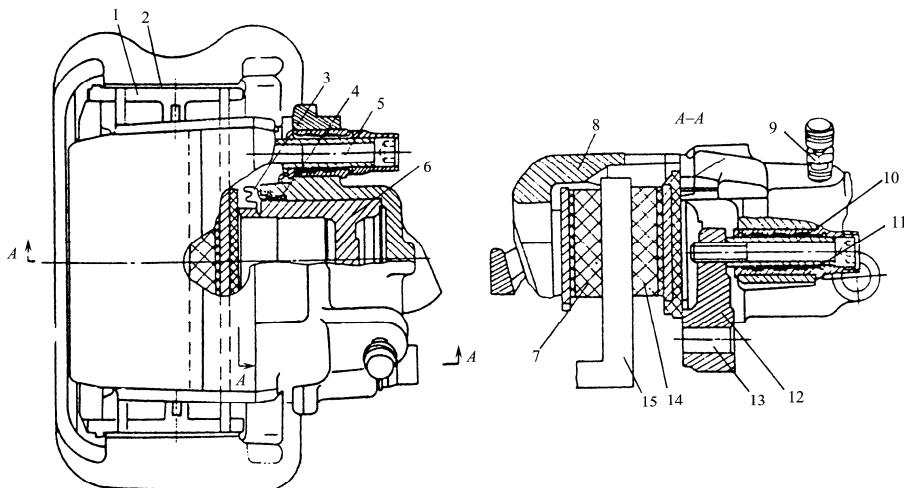
图 16.14 所示的是浮动钳盘式制动器 (Floating Caliper Disc Brake) 示意图。它与固定钳盘式的不同之处在于：制动钳体 1 可以相对于制动盘 4 做轴向滑动，而且制动油缸只装在制动盘 4 的内侧，数目只有定钳盘式的一半，而外侧的制动块则固装在钳体 1 上。制动时液压作用力 P_1 推动活塞，使内侧制动块压靠制动盘 4，同时钳体上受到的反力 P_2 ，使钳体连同固装在其上的外侧制动块靠到制动盘 4 的另一侧面上，直到两侧制动块受力均等为止。与固定钳盘式相比，浮动钳盘式的优点是：它的外侧无液压件，单侧的油缸结构不需要跨越制动盘的油道，故不仅轴向和径向尺寸小，能够布置得更接近车轮轮毂，而且不易产生气阻。此外，浮动钳盘式制动器在兼充行车和驻车制动器的情况下，不用加装驻车制动钳，只需在行车制动钳油缸附近加一些用以推动油缸活塞的驻车制动机械传动零件即可。浮动钳盘式制动器的缺点是刚度较差，摩擦片易产生偏磨损。

图 16.15 所示的是上海桑塔纳轿车前轮浮动钳盘式制动器。制动盘 15 用合金铸铁制成，用两个螺栓固定在轮毂上，随轮毂一起转动。固定支架 12 上有两根导轨 2，通过两根特制弹簧片 1 安装内、外摩擦片 14 和 7，内、外摩擦片可沿导轨 2 做轴向平行移动，并通过导轨将制动力传到固定支架 12 上。带有制动油缸的浮动支架 8 用两个内六角螺栓 5 弹性连接在固定支架 12 上，并可沿塑料导管 10 和橡胶套 11 做轴向移动和微量的转动，其轴向移动能使内摩擦片 14 和外摩擦片 7 对制动盘 15 做浮动定位，而微量转动可起到一定的缓冲作用。浮动支架 8 还与固定支架 12 上的导轨 2 接触，起辅助支撑作用。内、外摩擦片分别安装于活塞 6 和浮动支架 8 上。



1—钳体；2—滑销；3—制动钳支架；4—制动盘；
 P_1 、 P_2 —液压的作用力和反作用力

图 16.14 浮动钳盘式制动器示意图



1—弹簧片；2—固定支架上的导轨；3—外油封；4—内六角螺栓；5—活塞；6—外摩擦片；7—内摩擦片；8—浮动支架；
9—放气螺钉；10—塑料套管；11—橡胶套；12—固定支架；13—螺栓孔；14—内摩擦片；15—制动盘

图 16.15 上海桑塔纳轿车前轮浮动钳盘式制动器

制动时，活塞 6 在制动液压作用下，推动内摩擦片 14 压向制动盘 15 的内端面。由于制动盘不能轴向移动，因此当液压进一步上升时，液压反力推动缸体和浮动支架 8 并带动外摩擦片 7 压向制动盘的外端面，从而实现制动。橡胶油封 4 在活塞移动时变形，解除制动时便回复原状，使活塞回位。

3. 盘式制动器制动间隙自动调整装置

钳盘式制动器也可自动调整制动间隙。如图 16.16 所示，制动缸体内壁槽内安装有活塞密封圈，其作用是防止制动液从活塞与制动缸体间的间隙中流出，对活塞起密封作用。液压使活塞运动，靠近活塞端的密封圈也随活塞一起变形，但槽内的密封圈不变形。当液压消失后，密封圈在橡胶恢复力的作用下往回运动，同时带动活塞往回运动，因此制动摩擦块和制动盘之间的间隙一般为定值。

若制动摩擦块与制动盘的间隙因磨损加大，制动时活塞密封圈变形达到极限后，活塞仍可在液压作用下，克服密封圈的摩擦力继续移动，直到摩擦块压紧制动盘为止。但解除制动时，矩形密封圈所能将活塞推回的距离与摩擦块磨损之前是相同的，即摩擦块与制动盘间隙仍保持标准值。由此可知，矩形密封圈能兼起活塞回位弹簧和自动调整制动器间隙的作用。

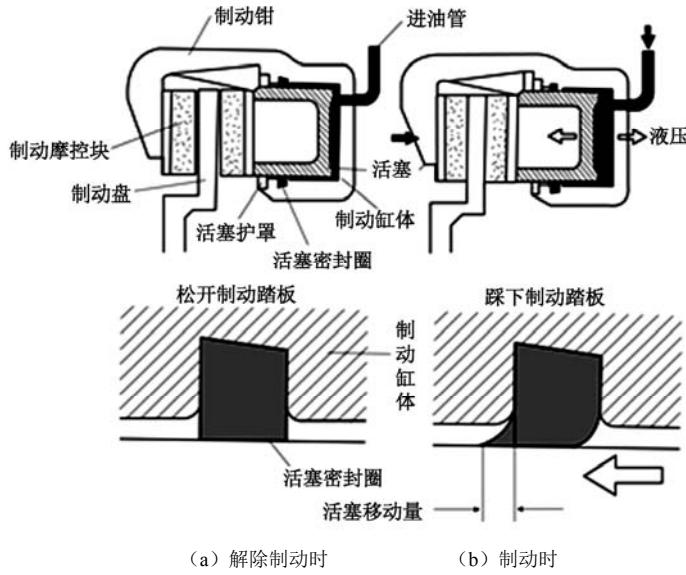


图 16.16 盘式制动器制动间隙自动调整示意图

4. 盘式车轮制动器的特点

盘式车轮制动器的优点：

- (1) 散热能力强，热稳定性好；
- (2) 抗水衰退能力强；
- (3) 制动时的平顺性好；
- (4) 结构简单，维修方便；
- (5) 制动间隙小，便于自动调节。

盘式车轮制动器的不足：

- (1) 制动时无助势作用，因此要求管路液压较高；
- (2) 防污性差，制动衬片磨损较快。

16.3 驻车制动器

1. 驻车制动器的作用

驻车制动器（Parking Brake）的作用：

- (1) 汽车停驶后，防止汽车溜滑；
- (2) 便于汽车在坡道上顺利起步；
- (3) 行车制动器失效后临时使用或配合行车制动器进行紧急制动。

2. 驻车制动器的分类

根据驻车制动器的安装位置，可将其分为中央制动器和车轮制动器两种。前者安装在变速器或分动器的后面，制动力矩作用在传动轴上；后者与车轮制动器共用一个制动器总成，只是传动机构是相互独立的。驻车制动传动装置一般采用力机械式，通过钢索或杠杆来驱动。

根据制动器结构形式的特点可将其分为鼓式、盘式、带式和弹簧式驻车制动器。鼓式制动器由于可采用高制动效能的自动增力式制动器，且其外廓尺寸小，易于调整，防泥沙性能好，停车后没有制动热负荷，因而得到广泛应用。

根据驻车制动器操纵方式的不同，可分为脚踩式和拉柄式两种。图 16.17 所示的都是利用拉索式机械操纵机构使后制动器（FF 车为前制动器）的制动蹄压紧在制动鼓上。手柄式驻车制动器通

过棘轮机构实现锁止，当棘轮齿轮与锁止钩脱开时，驻车制动解除。对于脚踩式，脚踩一次驻车制动踏板驻车制动，再踩一次驻车制动踏板驻车制动解除。驻车制动器只在汽车停止后才能工作，或用于紧急情况下的紧急制动。

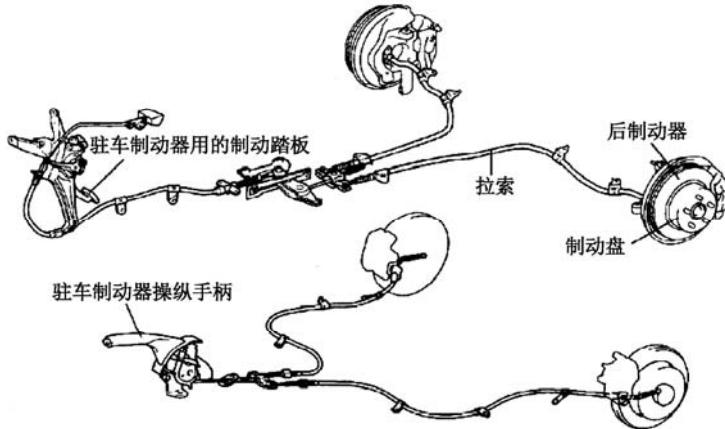


图 16.17 脚踩式和拉柄式驻车制动器

目前，许多汽车上采用了电子手刹，即电子驻车制动系统（Electrical Park Brake, EPB）是由电子控制方式实现停车制动的技术。其工作原理与机械式手刹相同，均是通过刹车盘与刹车片产生的摩擦力来达到控制停车制动，只不过控制方式从之前的机械式手刹拉杆变成了电子按钮。

电子手刹从基本的驻车功能延伸到自动驻车功能的 AUTO HOLD。AUTO HOLD 自动驻车功能技术的运用，使得驾驶员在不需要长时间踩着刹车，也能够避免车辆不必要的滑行。尤其在坡起时可以防止溜车。只要系了安全带，并打开了 AUTOHOLD 功能，行驶中停车，驾驶员踩下刹车停车后，AUTOHOLD 会自动刹住车。当需要解除制动状态（比如起步），也只需轻点油门即可解除制动，驾驶员只管起步，系统会自动关闭刹车功能的。

3. 驻车制动系统的工作原理

驻车制动装置主要由驻车制动操纵杆、制动拉索及后轮制动器中的驻车制动器等组成。

图 16.18 所示的是驻车制动系统的工作原理。驻车制动时，拉起驻车制动操纵杆，操纵杆力通过操纵机构使驻车制动拉索收紧，拉索则拉动驻车制动杠杆的下端，使之绕上端支点顺时针转动，制动杠杆转动过程中，其中间支点推动驻车制动推杆左移，使前制动蹄压向制动鼓。前制动蹄压制动鼓后，制动推杆停止运动，则驻车制动杠杆的中间支点变成其继续移动的新支点，于是驻车制动杠杆的上端右移，使后制动蹄压靠在制动鼓上，产生制动力。此时，驻车制动操纵杆上棘爪嵌入齿扇上的棘齿内，起锁止作用。

解除驻车制动时，按下驻车制动操纵杆上的按钮，使棘爪脱离棘齿，将操纵杆回到释放制动位置，松开驻车制动拉索，则制动蹄在复位弹簧的作用下复位。

对于 4 个车轮都采用盘式制动器的轿车来说，驻车用的小型鼓式驻车制动器内置于后轮盘式制动器中，并通过拉索和连杆等机构固定在盘式制动器上。

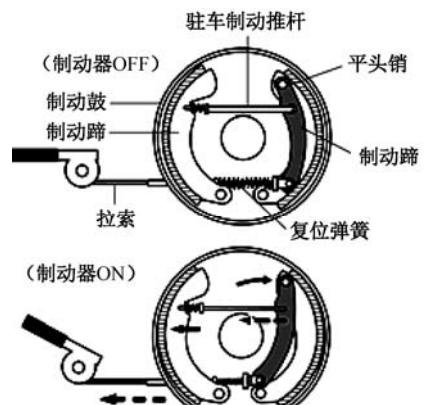


图 16.18 驻车制动系统的工作原理

16.3.1 中央制动器

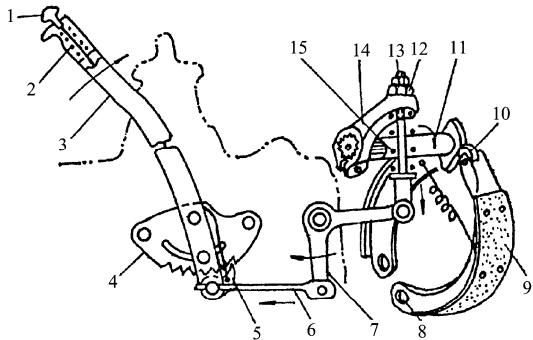


图 16.19 东风 EQ1090E 型汽车凸轮张开鼓式中央制动器
1—按钮；2—拉杆弹簧；3—驻车制动杆；4—齿扇；5—锁止棘爪；
6—传动杆；7—摇臂；8—偏心支承销孔；9—制动蹄；10—滚轮；
11—凸轮轴；12—调整螺母；13—拉杆；14—摆臂；15—压紧弹簧

图 16.19 东风 EQ1090E 型汽车凸轮
张开鼓式中央制动器

要的间隙，则需要拆下摆臂 14，错开一个或数个花键齿安装后再利用螺母 12 进行调整。此时，不应松动驻车制动蹄偏心支承销的锁紧螺母和改变支承销的位置，否则有可能破坏摩擦片和制动鼓的良好贴合状态。当需要进行全面调整时，方可改变偏心支承销的位置。

16.3.2 强力弹簧驻车制动器

强力弹簧驻车制动器采用了气压操纵，并将制动气室和后轮行车制动气室组合在一起，构成一个组合式制动气室。

图 16.20 和图 16.21 所示的是强力弹簧驻车制动器的制动气室总成和工作原理图。驻车制动气室 25 由隔板 9 与后制动气室 22 隔开。制动器的制动臂与推杆 18 外端通过连接叉 17 相连。将驻车制动活塞 6 保持在驻车制动气室的右端，后制动气室活塞复位弹簧 14 被压缩，制动器产生制动作用。螺塞 4 和活塞 6 的导管用螺纹连接在一起，拧出传力螺杆 3 即可使推杆 11 和 18 回到左端位置而放松制动。空气经滤网 2 与活塞 6 的左腔相通，以保证毡圈 7 和密封圈 8 正常工作。后制动气室 22 由行车制动控制阀控制，驻车制动气室 25 则由驻车制动操纵阀控制。

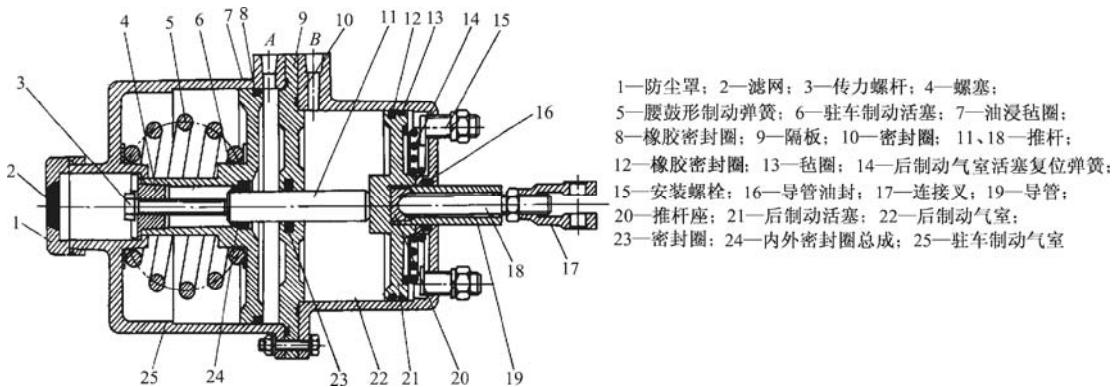


图 16.20 强力弹簧驻车制动器的制动气室总成（驻车制动时）

不制动时，腰鼓形弹簧 5 被经 A 口充入驻车制动气室的压缩空气压缩，活塞 6 被推到左端不制动位置，后制动活塞 21 也在复位弹簧 14 作用下处于不制动位置，如图 16.21 所示。

进行行车制动时，驾驶员踏下行车制动踏板。压缩空气经行车制动阀自通气孔B充入后制动气室。此时，驻车制动活塞处于左端的不制动位置。

进行驻车制动时，驾驶员拉出驻车制动操纵杆，制动气室的压缩空气便被放出。这时孔A和孔B与大气相通，腰鼓形弹簧伸张，依次经活塞6、螺塞4、传力螺杆3和推杆11将后制动活塞21推到制动位置，完全压缩后制动气室活塞的锥形复位弹簧14。

若汽车因气源或气路故障而不能对驻车制动气室充气时，腰鼓形弹簧始终处于伸张状态，驻车制动活塞6和推杆11处于最右端而保持汽车制动。故这种结构又称安全制动或自动紧急制动装置。

16.3.3 带驻车制动机构的鼓式制动器

图16.22所示的是带驻车制动的鼓式车轮制动器。制动蹄的上、下支承面均加工成弧面，下端支靠在支承板31上。前、后制动蹄的腹板卡在驻车制动推杆11两端的切槽中。驻车制动杠杆26上端与后制动蹄27由平头销24连接，上部卡入驻车制动推杆11右端的切槽中作为中间支点，下端与拉绳连接。推杆内弹簧12左端钩在推杆11的左弯舌上，右端钩在后制动蹄27的腹板上，推杆外弹簧25的左端钩在前制动蹄15的腹板上，而右端则钩在推杆11的右弯舌上。

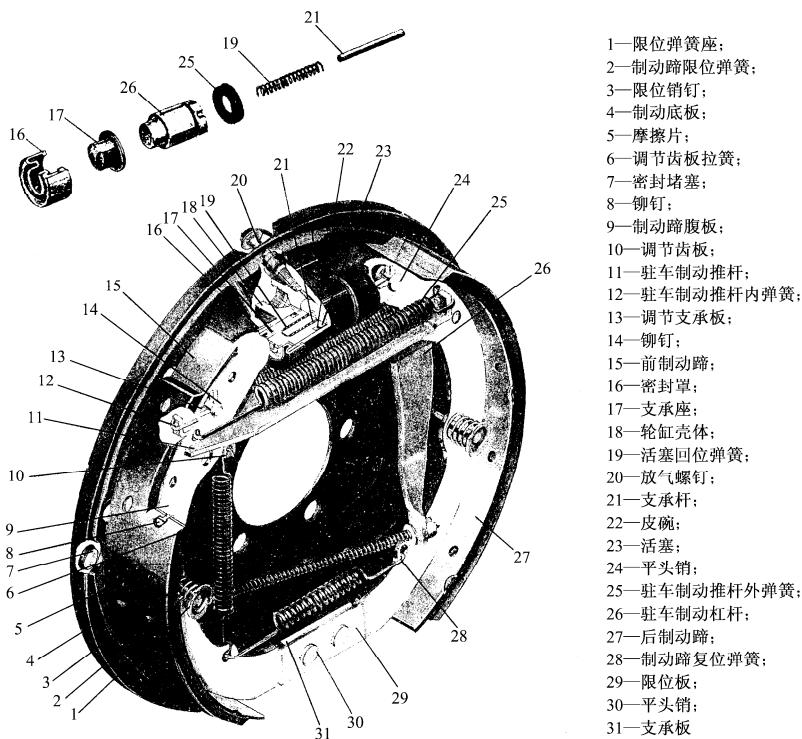


图16.22 带驻车制动机构的鼓式车轮制动器

进行驻车制动时，将手动驻车制动操纵杆拉到制动位置，将驻车制动杠杆26的下端向前拉，使之以平头销24为支点顺时针转动。在转动过程中，其中间支点推动制动推杆11左移，将前制动蹄15推向制动鼓，前制动蹄压靠到制动鼓上之后，推杆11停止运动，则驻车制动杠杆26的中间支点成为其继续转动的新支点。于是驻车制动杠杆26的上端右移，使后制动蹄27压靠到制动鼓上，

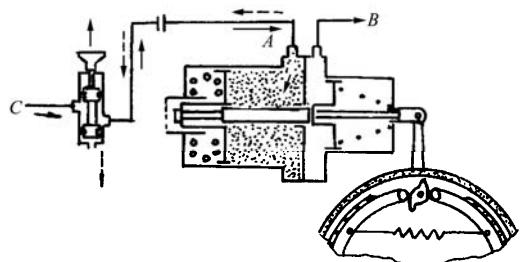


图16.21 强力弹簧驻车制动器工作原理图（不制动时）

进行驻车制动。

解除制动时，先将操纵杆扳动少许，再压下操纵杆端头的压杆按钮，将操纵杆向下推到解除制动位置，驻车制动杠杆 26 在弹簧作用下回位，复位弹簧 28 将两蹄拉回。推杆内弹簧 12 和外弹簧 25 除可将两蹄拉回到原始位置之外，还可以防止制动推杆 11 在工作时窜动，碰撞制动蹄而发出噪声。

这种以车轮制动器为驻车制动器的驻车制动系可用于应急制动。上海桑塔纳轿车后轮制动器的结构与上述类似，如图 16.23 所示。

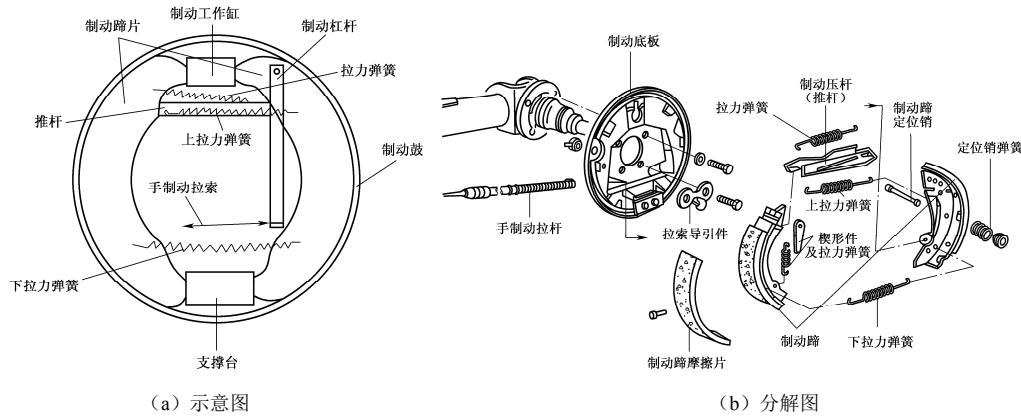


图 16.23 上海桑塔纳轿车带驻车制动机构的后轮制动器

16.3.4 带驻车制动机构的盘式制动器

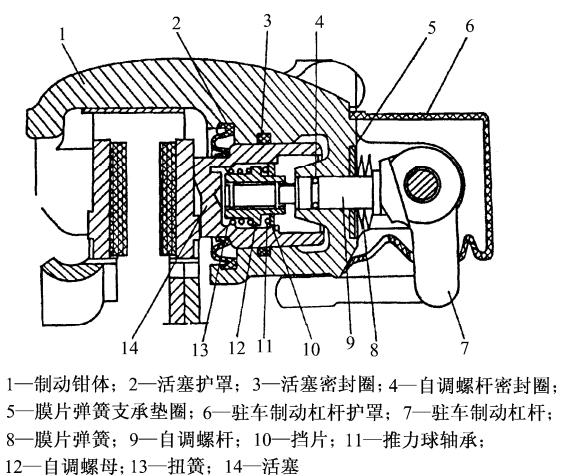


图 16.24 带驻车制动机构的盘式制动器

推力便通过推力球轴承作用在自调螺母 12 的凸缘上。这一轴向推力便迫使自调螺母 12 转动，并且随活塞 14 相对于自调螺杆 9 左移到制动器过量间隙消失为止。

由于此时扭簧 13 张开，且其螺圈直径略有增大。撤除液压后，活塞密封圈 3 使活塞退回到制动器间隙为标准值的位置，而扭簧 13 的自由端则由于所受摩擦力矩的消失而转回原位。这样，自调螺母 12 即保持在制动前的轴向位置不动，从而保证了挡片 10 与推力球轴承 11 之间的间隙为原值。

进行驻车制动时，在驻车制动杠杆 7 的凸轮推动下，自调螺杆 9 连同自调螺母 12 一起左移到

图 16.24 所示的是带驻车制动机构的盘式制动器。自调螺杆 9 穿过制动钳体 1 的孔。螺杆左端切有粗牙螺纹的部分悬装着自调螺母 12。螺纹的凸缘左边部分被扭簧 13 紧箍着。膜片弹簧 8 使螺杆 9 右端斜面与驻车制动杠杆 7 的凸轮斜面始终贴合。扭簧的一端固定在活塞 14 上，而另一端则自由地抵靠螺母。推力球轴承 11 固定在螺母凸缘的右侧，并被固定在活塞 14 上的挡片 10 密封。

在制动间隙大于标准值的情况下进行行车制动时，活塞 14 在液压作用下左移。由于自调螺杆 9 受凸轮斜面和膜片弹簧 8 的限制，不能转动，也不能轴向移动，当挡片 10 与推力球轴承 11 间的间隙消失后，活塞所受液压

自调螺母 12 接触活塞 14 底部。此时，由于扭簧 13 的阻碍，自调螺母不可能倒转着相对于螺杆向右移动。于是轴向推力通过活塞传到制动块上而实现制动。

解除驻车制动时，自调螺杆 9 在膜片弹簧 8 的作用下随着驻车制动杠杆回位。

16.4 制动传动装置

汽车制动传动装置（Braking Transmission Device）的功用是将驾驶员施加于踏板上的力放大后传到制动器，并控制制动器的工作以获得所需要的制动作用。

制动传动装置按传力介质的不同，可分为机械式、液压式和气压式制动传动装置；按制动回路的不同，可分为单回路和双回路制动传动装置。

由于机械式已被淘汰，故只介绍液压式和气压式制动传动装置。

16.4.1 液压制动传动装置

1. 组成及工作原理

图 16.25 所示的是液压传动装置示意图。液压传动装置主要由制动踏板机构、制动主缸、制动轮缸、液压管路、车轮制动器和油管等组成。制动踏板机构和制动主缸装在车架上，主缸与轮缸由油管连接，油管采用金属管（钢管）及特制的橡胶制动软管，车轮通过弹性悬架与车架联系，各液压元件及各段油管之间由各种管接头连接，整个液压系统中充满特制的制动液。

制动踏板机构 4 将驾驶员所施加的力传到制动主缸 5，制动主缸 5 为活塞式油泵，将来自制动踏板机构 4 的机械能转换成液压能，液压能通过油管 3、6、8 输入前、后轮制动器 1 和 7 中的制动轮缸 2，制动轮缸 2 将油管传来的液压能转换成机械能，使制动器产生制动效果。

液压传动装置工作原理：当制动踏板 4 被踩下，制动液由主缸 5 中的活塞推动到制动轮缸 2 中，将制动蹄或制动块推向制动鼓或制动盘。在制动器间隙消失的过程中，管路中的油压不高，仅能克服制动蹄回位弹簧的张力及油液在管路中的流动阻力；在制动器间隙消失并开始产生制动力矩时，液压与踏板力继续增长，直到完全制动。当松开制动踏板，制动蹄和轮缸活塞在回位弹簧作用下回位，将制动液压回主缸，制动作用随之解除。

制动管路的油压和制动器产生的制动力矩与踏板力呈线性关系。如果附着力足够大，则汽车所受到的制动力也与踏板力呈线性关系。制动系的这项性能称为制动踏板感（或称路感），驾驶员可因此而直接感觉到汽车制动的强度，以便及时加以必要的控制和调节。

从制动踏板到轮缸活塞的制动系的传动比等于踏板机构杠杆比乘以轮缸与主缸的面积之比。传动比越大，则为获得

同样大的制动力矩所需的踏板力越小，但踏板行程却因此而越大，使得制动操作不便。故要求液压制动系的传动比要合适，保证制动踏板力较小，同时踏板行程又不太大。对于人力液压制动系，在制动器允许磨损量的范围内，踏板全行程不应超过 150mm（轿车）或 180mm（货车）。制动器间隙调整正常时，从踩下踏板到完全制动的踏板工作行程不应超过全行程的 50%~60%，最大踏板力一般不应超过 350N（轿车）或 550N（货车）。

2. 制动主缸

制动主缸（Brake Master Cylinder）分为单腔和双腔两种，分别作用于单回路和双回路制动系统。按交通法规的要求，现代汽车的行车制动系都必须采用双回路制动系统，因此液压制动系都采用串

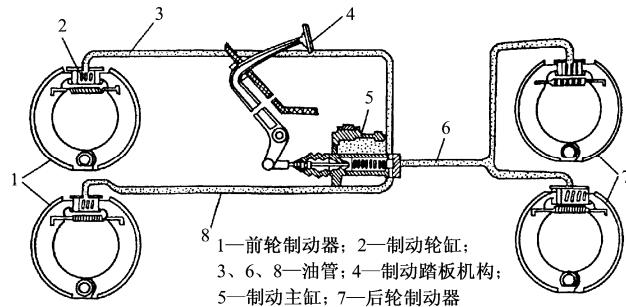


图 16.25 液压传动装置示意图

列双腔制动主缸。

图 16.26 所示的是串列双腔制动主缸。缸体 11 内有两个活塞 3 和 9，将主缸分成左、右两个工作腔 12 和 17。每个工作腔内产生的液压经各自的管路分别传到前、后轮制动器。每个工作腔和管路又分别通过补偿孔 18 和回油孔 19 与储液室相通。第二活塞 9 由右弹簧保持在初始位置，使补偿孔 18 和回油孔 19 与缸内相通。第一活塞 3 在左弹簧的作用下压靠在套 1 上，使其处于补偿孔 18 和回油孔 19 之间。密封套 2 用来防止主缸漏油。每个活塞上的密封圈用来保证密封以建立两腔油压。

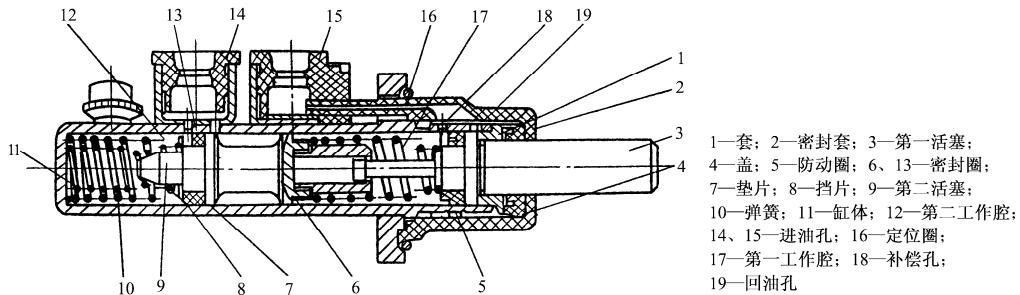


图 16.26 串列双腔制动主缸

制动时，推杆推动第一活塞 3 左移，直到密封圈盖住补偿孔 18 后，第一工作腔 17 中油压升高，油液一方面通过腔内出油口进入右前和左后制动管路，一方面又推动第二活塞 9 左移。在此推力及第一活塞 3 左弹簧力的作用下，第二活塞 9 向左移动，第二工作腔 12 压力也随之提高，油液通过腔内出油口进入右后和左前制动管路，使前、后制动器产生制动。

解除制动时，活塞在弹簧作用下回位，油液从制动管路和轮缸流回制动主缸。如活塞回位迅速，工作腔容积迅速增大，油压迅速降低，由于管路阻力的影响，管路中的油液来不及充分流回工作腔以使工作腔中形成一定的真空度，储液室中的油液便经进油孔和活塞上面的小孔推开密封圈进入工作腔。当活塞完全回位时，补偿孔开放，工作腔多余油液经补偿孔流回储液室。若液压系统损坏或由于温度变化引起主缸工作腔、管路和轮缸中的油液膨胀或收缩漏油，都可通过补偿孔进行调节。

综上所述，双回路液压制动系统中任一回路失效时，主缸仍能工作，只不过所需踏板行程加大，将导致汽车的制动距离增长，制动效能降低。

3. 制动轮缸

制动轮缸 (Brake Wheel Cylinder) 有单活塞式和双活塞式两类。

图 16.27 所示的是单活塞式制动轮缸，由活塞端面凸台保持的间隙形成轮缸内腔。放气阀 1 的中部有螺纹，尾部有密封锥面，平时旋紧压靠在阀座上。与密封锥面相连的圆柱面两侧有径向孔，与阀中心的轴向孔道相通。

需要放气时，先取下橡胶护罩 2，再连踩几下制动踏板，对缸内空气加压，然后踩住踏板不放，将放气阀旋出少许，空气即可排出。空气排尽后再旋紧放气阀。

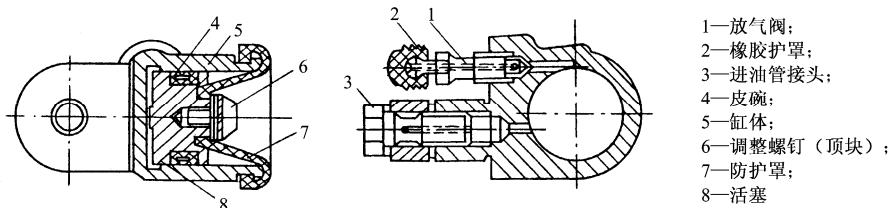


图 16.27 单活塞式制动轮缸

图 16.28 所示的是双活塞式制动轮缸。缸体 1 用螺栓固定在制动底板上，缸内有两个活塞 2，每个活塞上装有一个皮碗 3 以密封内腔，两者之间的间隙形成轮缸内腔。

制动时，制动液经油管接头和进油孔 10 进入内腔，活塞 2 在液压作用下外移，通过顶块 5 和支承盖 7 推动制动蹄，使车轮制动。调整轮 4 保证皮碗、活塞、制动蹄的紧密接触，并保持两活塞之间的进油间隙。防护罩 6 可防止水分进入，以免活塞和轮缸生锈而卡住，还可防尘。

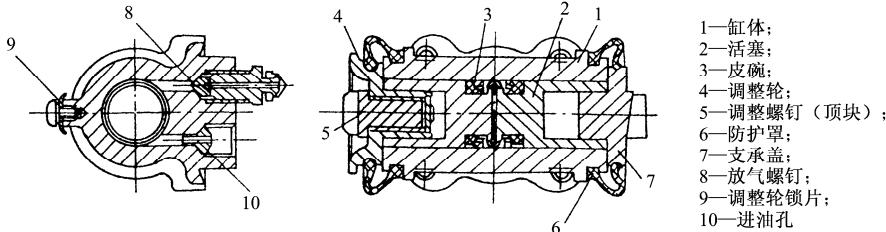


图 16.28 双活塞式制动轮缸

4. 制动液

制动液 (Brake Fluid) 是保证液压系统工作可靠的重要组成部分。对制动液有如下要求。

- (1) 高温下不易汽化，否则将在管路中产生气阻现象，使制动系失效；
- (2) 低温下有良好的流动性；
- (3) 不会使与之经常接触的金属件腐蚀或橡胶件发生膨胀、变硬和损坏；
- (4) 能对液压系统的运动件起良好的润滑作用；
- (5) 吸水性差而溶水性良好，即能使渗入其中的水汽形成微粒而与之均匀混合，否则将在制动液中形成水泡而大大降低汽化温度。

以前，国内使用的汽车制动液大部分是植物制动液，用 50% 左右的蓖麻油和 50% 左右的溶剂（丁醇、乙醇或甘油等）配成。用乙醇作为溶剂的制动液黏度小，但汽化温度只有 70℃ 左右；用丁醇作为溶剂时，汽化温度可达 100℃。但植物制动液的汽化温度都不够高，而且在 70℃ 的低温下都易凝结，蓖麻油又是贵重的化工原料。

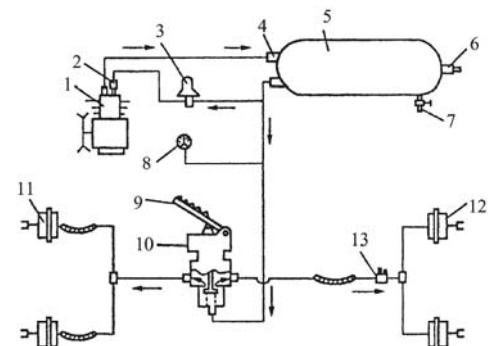
现在，汽车制动液已逐步被合成制动液和矿物制动液所取代。我国生产的合成制动液的汽化温度已超过 190℃，在 -35℃ 的低温下流动性良好，适用于高速汽车制动器，特别是盘式制动器。此外，合成制动液对金属件（铝件除外）和橡胶件都无伤害，溶水性也很好，但目前成本较高。矿物制动液在高温和低温下性能都很好，对金属也无腐蚀作用，但溶水性较差，且易使普通橡胶膨胀，故用矿物制动液时，活塞皮碗及制动软管等都必须用耐油橡胶制成。

16.4.2 气压式制动传动装置

气压式制动传动装置是以驾驶员的体力作为控制源，以空气压缩机的压缩空气作为动力源，使制动器产生制动。气压制动传动装置按制动回路的布置形式可分为单回路气压制动传动装置和双回路气压制动传动装置，目前，汽车上多采用双回路气压制动传动装置。

1. 气压或制动传动装置的组成与工作原理

图 16.29 所示的是气压制动装置的组成。气压制动装置由两大部分组成：控制部分，包括制动踏板 9、



1—空气压缩机；2—卸荷阀；3—调压阀；4—单向阀；
5—储气筒；6—安全阀；7—油水放出阀；8—气压表；
9—制动踏板；10—制动控制阀；11—前制动气室；
12—后制动气室；13—制动灯开关

图 16.29 气压制动装置的组成

制动控制阀 10、控制管路、制动气室 11、12 及制动灯开关 13 等部件；气源部分，包括空气压缩机 1、储气筒 5、调压机构（卸荷阀 2 和调压阀 3）、气压表 8 和安全阀 6 等部件。双回路控制系统还包括泵类、阀类装置。

工作原理：空气压缩机由发动机通过皮带轮或齿轮驱动，将高压空气压入储气筒，筒内气压利用调压机构保持在 $0.7\sim1\text{MPa}$ ，用气压表指示气压。储气筒通过制动控制阀和管路与前、后制动气室连通。通过制动踏板来操纵制动控制阀，使制动气室在制动时与储气筒相通，而在解除制动时与大气相通。

不制动时，前、后制动气室分别经制动阀和快放阀与大气相通，而与来自储气罐的压缩空气隔绝，因此所有车轮制动器均不制动。

制动时，驾驶员踩下制动踏板，制动阀首先切断各制动气室与大气的通道，并接通与压缩空气的通道，于是储气筒经制动阀向前、后制动气室供气，促动前、后制动器产生制动。此时，制动气室内的气压与踏板行程成正比。踏板踩到底时，通过对制动控制阀的控制作用，使制动气室内最高气压保持在 $0.5\sim0.8\text{MPa}$ ，而储气筒内的气压在任何时候都始终高于或等于此值。

2. 双回路气压制动传动装置的组成和管路布置

双回路气压制动传动装置的基本组成包括空气压缩机、双腔制动控制阀、储气筒、制动气室、管路等。

图 16.30 所示的是解放 CA1092 型汽车双回路气压制动传动装置示意图。空气压缩机将压缩空气经单向阀输入湿储气筒进行气水分离，之后分成两个回路：一个回路经过前桥储气筒、双腔制动控制阀的后腔而通向前制动气室；另一回路经后桥储气筒、双腔制动控制阀的前腔和快放阀而通向后制动气室。

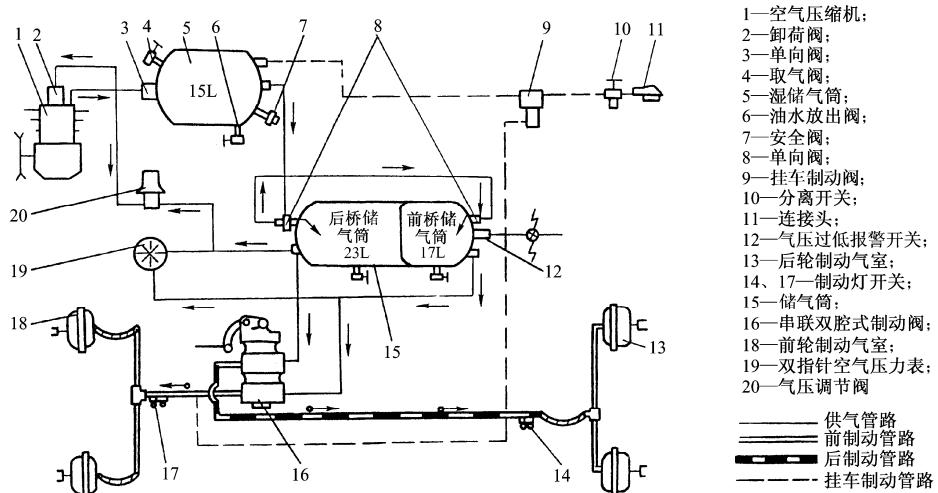


图 16.30 解放 CA1092 型汽车双回路气压制动传动装置示意图

当其中一个回路发生故障失效时，另一回路仍能继续工作，使汽车仍具有一定的制动能力，从而提高了汽车行驶的安全性。当松开制动踏板时，装在制动阀至后制动气室之间的快放阀可使后轮制动气室放气路线及时间缩短，保证后制动器迅速解除制动。

3. 气压式制动传动装置主要总成的构造及工作原理

(1) 空气压缩机。空气压缩机多为空气冷却往复活塞式，固定在发动机气缸体的一侧，由发动机通过皮带或齿轮来驱动，具有与发动机相似的曲柄连杆机构。按其缸数可分为单缸和双缸两种。

图 16.31 所示的是东风 EQ1090E 型汽车单缸空气压缩机。铸铁制成的缸体下端用螺栓与曲轴箱连接，缸体外表面铸有散热片。铝制气缸盖 4 用螺栓紧固于气缸体上端面，其间装有密封缸垫。缸

盖上装有进、排气阀，进气阀 9 经进气道与进气滤清器 13 相通。排气阀 3 经排气管接头与储气筒相通。进气阀上方设有卸荷柱塞 7，将储气筒气压调整保持在规定值。

当空气压缩机工作时，活塞由上往下行，吸开进气阀，外界的进气即经进气滤清器 13、进气道、进气阀 9 被吸入气缸。活塞由下往上行时，缸内空气即被压缩，压力升高，当压力升高到足以克服排气阀弹簧的张力与排气室内压缩空气的压力之和时，压缩空气即压开排气阀，经排气室和管路送至湿储气筒。当储气筒内的气压达到规定值（0.7~0.74MPa）后，调压机构使卸荷阀开启，使空气压缩机与大气相通，不再泵气，以减小发动机功率损失。

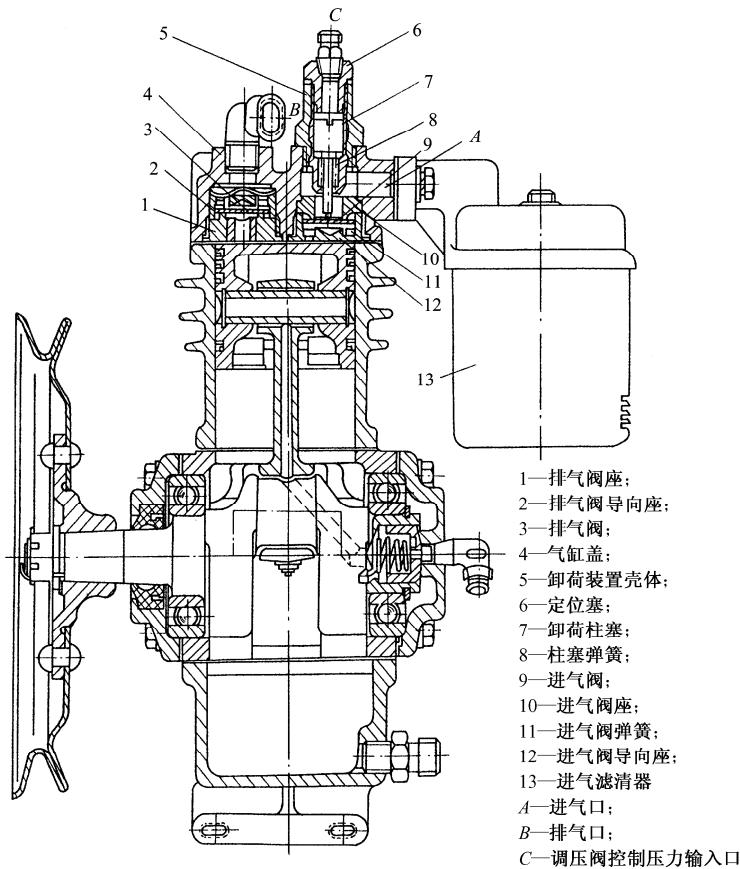


图 16.31 东风 EQ1090E 型汽车单缸空气压缩机结构图

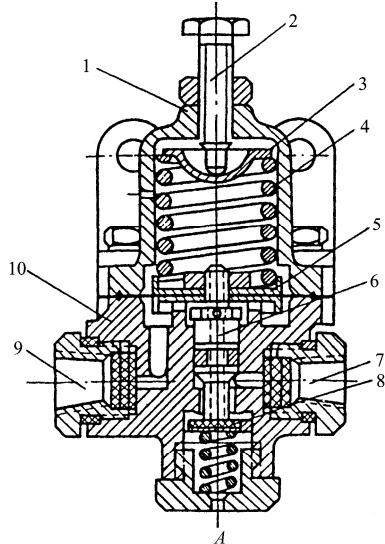
(2) 调压器。调压器是用来调节供气管路中压缩空气的压力，使之保持在规定的压力范围内，同时使空气压缩机能卸荷空转，减小发动机的功率损失。

图 16.32 所示的是东风 EQ1090E 型汽车调压器。调压阀壳体 10 上装有两个带滤芯的管接头 7、9，分别与空气压缩机上的卸荷室和储气筒相通。膜片 5 弹簧夹持在盖 1 与壳体之间，将调压阀分成上、下两腔室。膜片中心用螺纹连接着空心管 6，空心管外圆柱面的中段与壳体的中心导向孔滑动配合，其间有密封圈。空心管的中心孔经上部的径向孔与膜片的下腔室相通，壳体下端腔室内装有排气阀 8 及压紧弹簧，并经孔 A 与大气相通。调节阀调节气压值可通过旋转盖上的调压螺钉，改变调压弹簧的预紧力进行调整。

图 16.33 所示的是东风 EQ1090E 型汽车调压器工作原理图。当储气筒内气压未达到规定值时，膜片 2 下腔气压较低，不足以克服调压弹簧 3 的预紧力，膜片连同空心管及排气阀被调压弹簧压到底极限位置，此时，由储气筒至卸荷室的通路被隔断，卸荷室与大气相通，卸荷阀 7 杆在最高位置，进

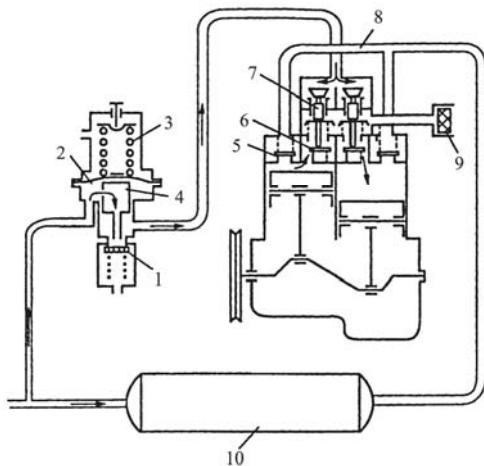
气阀 6 处于封闭状态，空气压缩机对储气筒正常充气。

当储气筒气压升高到规定值 $0.7\sim0.74\text{MPa}$ 时，膜片下方气压作用力克服调压弹簧 3 的预紧力而推动膜片 2 向上拱，空心管 4 和排气阀随之上移，到排气阀压靠阀座而关闭，切断卸荷室与大气通路，并且空心管下端面也离开排气阀，出现相应的间隙，使得压缩空气便经气管充入卸荷室，迫使进气阀门开启。这时气缸与大气相通，空气压缩机卸荷空转。



1—盖；2—调压螺钉；3—弹簧座；4—调压弹簧；
5—膜片；6—空心管；7—接卸荷室管接头；
8—排气阀；9—接储气筒管接头；10—壳体；
A—通大气

图 16.32 东风 EQ1090E 型汽车调压器



1—排气阀；2—调压膜片；3—调压弹簧；4—空心管；
5—排气阀；6—进气阀；7—卸荷阀；8—出气管；
9—空气滤清器；10—储气筒

图 16.33 东风 EQ1090E 型汽车调压器工作原理图

随着储气筒内的压缩空气不断消耗，调压膜片 2 下面气压降低，膜片和空心管在调压弹簧的作用下相应下移，当气压为 $0.56\sim0.6\text{MPa}$ 时，空心管下端将排气阀打开。卸荷室与储气筒的通路被切断，与大气相通，卸荷室内的压缩空气即排入大气，卸荷阀在其弹簧的作用下复位，进气阀又恢复正常，空气压缩机恢复对储气筒正常供气。

(3) 制动控制阀。制动控制阀是汽车气压制动的主要控制装置，是用来控制从储气筒进入制动气室和挂车制动控制阀的压缩空气量，并有渐进变化的随动作用，保证制动器上的力与施加于制动踏板上的力成正比例关系。

制动控制阀的结构形式有单管路单腔式和双管路双腔式等，其结构随汽车的所用管路不同而不同，但工作原理基本相同。双管路双腔式制动控制阀有两种形式：双腔串联式和双腔并联式。在实践中，双腔串联式工作的协调性和稳定性都比双腔并联式可靠，因而得到广泛应用。下面以双腔串联活塞式制动控制阀为例介绍制动控制阀。

图 16.34 所示的是解放 CA1092 型汽车串联双腔活塞式制动控制阀。制动阀以螺栓固定于车架上，由上盖、上壳体、中壳体、下壳体、上活塞总成、小活塞总成等组成。上盖与上、中、下壳体通过螺钉连接，其间设有密封垫，构成两个独立的阀腔。中壳体上的通气口 D 和 A 分别接后桥储气筒和后桥制动气室，下壳体上的通气口 E 和 B 分别接前桥储气筒和前桥制动气室。

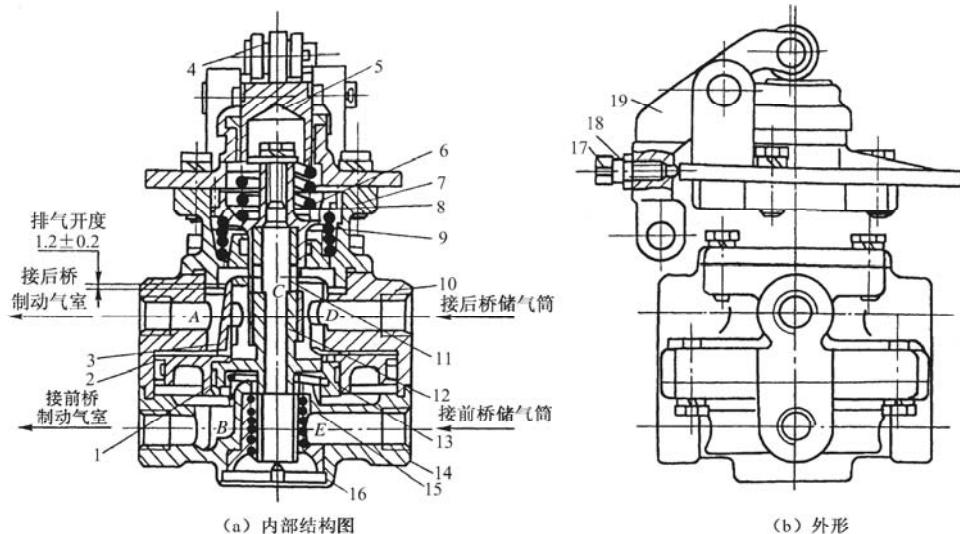


图 16.34 解放 CA1092 型汽车串联双腔活塞式制动控制阀

图 16.34(a) 内部结构图

图 16.34(b) 外形

1—小活塞复位弹簧；2—大活塞；3—通气孔；4—滚轮；5—推杆；6—上盖；7—上壳体；8—上活塞总成；9—上活塞复位弹簧；10—中壳体；11—上阀门；12—卡环；13—小活塞总成；14—下壳体；15—下阀门；16—排气阀；17—调整螺钉；18—锁紧螺母；19—拉臂；A、B、C、D、E—通气口

图 16.34 解放 CA1092 型汽车串联双腔活塞式制动控制阀

图 16.35 所示的是串联双腔活塞式制动控制阀制动时的工作情况示意图。制动时，驾驶员踩下制动踏板一定距离，使拉臂绕销轴转动，其上端通过滚轮、推杆使平衡弹簧、上活塞芯管下移，消除上阀门的排气间隙后，排气阀（上两用阀门）关闭，进而推开进气阀（上两用阀门）。此时，从储气筒前腔传来的压缩空气从通气口 D 进入通气口 A，充入后桥制动气室。同时进入通气口 A 的空气从气孔进入下腔大活塞及小活塞上方，使其下移推开下两用阀门，此时从储气筒后腔传来的压缩空气经下两用阀门和下壳体阀座间的进气间隙进入通气口 B，输入到前桥制动气室。

当驾驶员踩下制动踏板保持在某一位置（即维持制动状态）时，压缩空气在进入上阀腔的同时由通气孔进入上腔活塞的下方，并推动上腔活塞上移，使上腔中的气压作用力与上活塞复位弹簧的弹力之和与平衡弹簧的压紧力相平衡。此时，下腔中的气

压作用力与小活塞复位弹簧的弹力之和与大活塞上方的气压作用力相平衡，此时上下两用阀门均关闭，制动阀处于平衡位置。

当放松制动踏板时，上活塞及芯管受上活塞复位弹簧的压力而上升，上两用阀门随之上移与中壳体的阀座接触，即所谓进气阀关闭。芯管继续上移，上阀门端面出现排气间隙，即所谓排气阀打开，后制动气室的压缩空气经 A 及排气阀、通气口 C 排入大气。此时，下腔大活塞及下腔小活塞受小活塞复位弹簧的压力上升，下两用阀门关闭进气阀后打开排气阀，前制动气室的压缩空气经通气口 B 及排气阀、通气口 D 排入大气，制动解除。

当前制动管路断裂时，制动阀上腔仍能按上述方式工作，因此后制动器仍能起作用。当后制

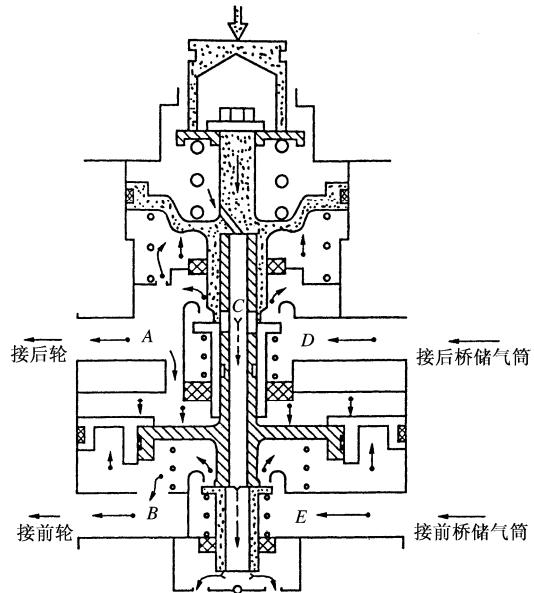


图 16.35 串联双腔活塞式制动控制阀制动时的工作情况示意图

动管路断裂时，通过制动阀上腔平衡弹簧、上活塞及芯管可直接推动下腔小活塞，使前轮制动器起作用。

为了消除上活塞与上阀门间的排气间隙（图示 $1.2\text{mm}\pm0.2\text{mm}$ ）所踩下的踏板行程，称为制动踏板自由行程。排气间隙可通过操纵臂上的调整螺钉进行调整。

(4) 制动气室。制动气室的功用是将送来的压缩空气的压力转变为制动凸轮的机械力而输出，使车轮制动器产生制动力矩。

制动气室可分为膜片式和活塞式两种。膜片式制动气室结构简单，活塞式制动气室结构复杂，成本高。解放 CA1092 型汽车和东风 EQ1090E 型汽车都采用膜片式制动气室。

图 16.36 所示的是膜片式制动气室。夹布橡胶膜片 1 的周缘用卡箍 7 夹紧在壳体 3 和盖 2 的凸缘之间，盖 2 与膜片 1 之间的腔室为工作气室，借橡胶软管与制动控制阀接出的钢管连通，膜片的右方则与大气相通。弹簧 4 通过推杆 5 上的支承盘 10 将膜片 1 推到紧靠盖 2 的极限位置。推杆 5 的右端经连接叉 6 与制动器的制动臂相连。

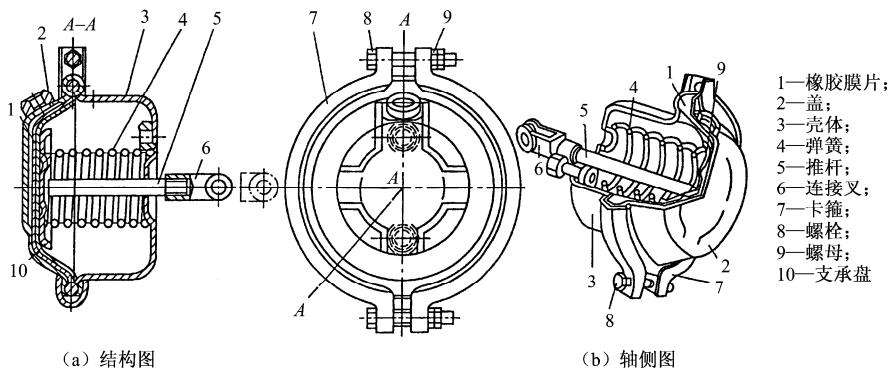


图 16.36 膜片式制动气室

当踩下制动踏板时，从制动阀传来的压缩空气充入制动气室的工作腔，使膜片向右拱曲，将推杆推出，使制动调整臂和制动凸轮转动而实现制动。当放松制动踏板时，工作腔则经制动阀的排气口通大气，膜片与推杆都在复位弹簧作用下回位而解除制动。

16.5 制动力分配调节装置

在本章 16.1 节内已经阐述过，地面制动力 F_b 受车轮与路面间的附着条件限制，一旦车轮上的制动力 F_b 达到了附着力 F_φ 的数值，车轮即完全停止旋转（车轮被“抱死”），只是沿路面做纯滑移。

若前轮抱死而后轮滚动，会使汽车失去操纵性能而无法转向；若后轮抱死而前轮滚动，会使汽车侧滑而发生甩尾的危险，进而造成极为严重的后果。为此，在一些汽车上采用各种压力调节装置，来调节前后轮制动器的输入压力，以改变前后轮制动力分配，使之接近理想分配，以获得尽可能高的制动性能。

目前制动力调节装置有限压阀、比例阀、感载阀和惯性阀等。

16.5.1 限压阀与比例阀

1. 限压阀

限压阀是一种最简单的压力调节阀，串联于液压或气压制动系统的后制动管路中。其功用是当前、后制动管路压力由零同步增长到一定值后，即自动将后制动管路压力限制在该值不变，防止后轮抱死。

图 16.37 所示的是限压阀结构原理图。阀体上的 A 口与制动主缸连通， B 口分别与两个后轮制动器制动轮缸相连。阀体 1 内部有滑阀 3 和弹簧 2，弹簧将滑阀顶靠在阀体内左端位置。轻踩制动

踏板时, 制动主缸产生一定的油压 p_1 , 滑阀左端面推力为 $p_1 S$ (S 为滑阀左端有效面积), 滑阀右端面受弹簧力 F 。此时由于 $F > p_1 S$, 因而滑阀不动, 所以 $p_2 = p_1$, 限压阀还不起限压作用。当踏板压力增加, p_2 与 p_1 同步增长到一定值 p_s (开始限压的油压) 后, 活塞左端压力超过右端弹簧的预紧力, 即 $p_s S > F$, 于是滑阀向右移动, 关闭 A 腔与 B 腔的通路。此后, 即使 p_1 再增高, p_2 也不会再增高。

2. 比例阀

比例阀与限压阀的区别在于油压达到 p_s 以后, 输出与输入的油压按一定比例增加, 使后制动管路压力 p_2 的增量小于前制动管路压力 p_1 的增量。

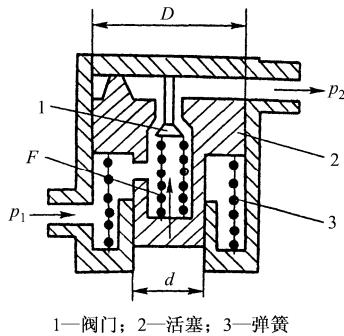


图 16.38 比例阀的结构原理

图 16.38 所示的是比例阀的结构原理图。不工作时, 弹簧 3 将活塞 2 推压到上极限位置, 使阀门 1 开启。轻微制动时, 输入控制压力 p_1 与输出压力 p_2 从零同步增长的初始阶段, $p_2 = p_1$ 。但是压力 p_1 的作用面积为 $A_1 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$, 压力 p_2 的作用面积为 $A_2 = \frac{\pi}{4} D^2$, 由于 $A_2 > A_1$, 故活塞上方液压作用力大于活塞下方液压作用力。随着 p_1 、 p_2 同步增长, 当活塞上、下两端液压作用力之差超过弹簧 3 的预紧力时, 活塞便开始下移, 当 p_1 和 p_2 增长到一定值 p_s 时, 阀门 1 关闭, 进油腔与出油腔即被隔绝, 此即比例阀的平衡状态。若踏板力增大时, p_1 进一步提高, 活塞将回升, 阀门重新开启, 油液继续流入出油腔, 使 p_2 也升高, 但由于 $A_2 > A_1$, p_2 尚未增加到新的 p_1 值时活塞又下降到平衡位置。

16.5.2 感载阀

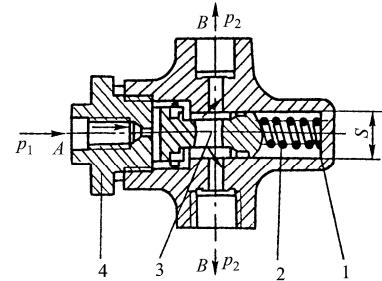
有的汽车 (特别是中、重型货车) 在实际装载质量不同时, 其总重力和质心位置的变化较大, 因而满载和空载下的理想促动管路压力分配特性曲线差距也较大。若采用一般的特性曲线不变的制动力调节装置, 则不能保证汽车制动性能符合法规的需要, 有必要采用其特性能随汽车实际装载质量而改变的感载阀。

液压系统用的感载阀有感载比例阀和感载限压阀两类。

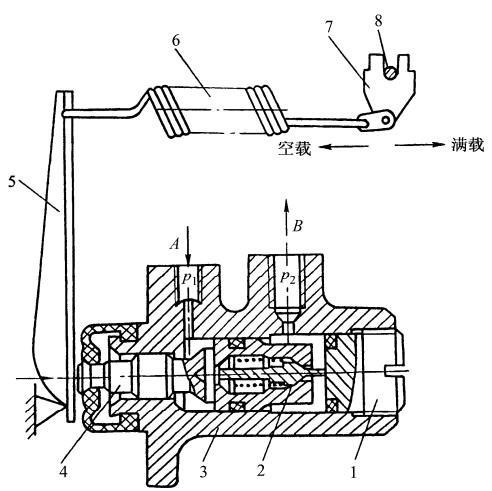
1. 感载比例阀

图 16.39 所示的是液压感载比例阀。阀体 3 安装在车身上, 活塞 4 右端的空腔内有阀门 2, 杠杆 5 的一端由感载拉力弹簧 6 与后悬架连接, 另一端压在活塞 4 上。

不制动时, 活塞 4 在感载拉力弹簧 6 通过杠杆 5 施加的推力 F 的作用下处于右端极限位置, 阀门 2 右端杆部顶触螺塞 1 处于开启状态。



1—阀体；2—弹簧；3—滑阀；4—接头
图 16.37 限压阀的结构原理



1—螺塞；2—阀门；3—阀体；4—活塞；5—杠杆；6—感载拉力弹簧；
7—摇臂；8—后悬架横向稳定杆

图 16.39 液压感载比例阀

制动时, 具有压力 p_1 的来自制动主缸的制动液由进油孔 A 进入, 并通过阀门从出油口 B 输出到后制动管路。此时的输出压力 $p_2=p_1$ 。由于活塞右端承压面积大于左端承压面积, 所以活塞将不断地向左移动, 最后将阀门关闭, 达到平衡状态。此后 p_2 的增量将小于 p_1 的增量。

感载比例阀的特点是: 作用于活塞上的轴向力 F 是可变的, 调节作用起始点控制压力值 p_1 随汽车的实际装载质量的变化而变化。汽车上是利用轴载荷变化时, 车身与车桥间的距离发生变化来改变弹簧预紧力。拉力弹簧 6 右端经吊耳与摇臂 7 相连, 而摇臂则夹紧在后悬架的横向稳定杆 8 的中部。当汽车的轴载荷增加时, 后桥向车身移近, 后悬架的横向稳定杆便带动摇臂 7 逆时针转过一个角度, 将弹簧 6 进一步拉紧, 作用于活塞 4 上的推力 F 增加; 反之, 轴载荷减小, 推力 F 便减小。这样, 调节起作用点的压力值 p_s 就随轴载荷而变化。

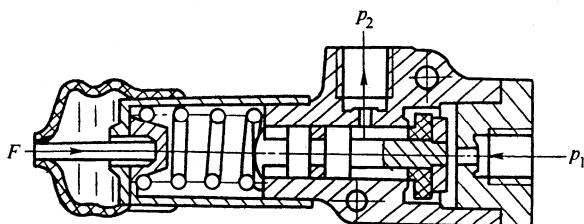


图 16.40 液压感载限压阀

2. 感载限压阀

图 16.40 所示的是液压感载限压阀。弹簧力 F 与弹簧压缩量有关, 从而与推杆行程有关, 并可由感载控制机构控制。压力值取决于感载比例阀的活塞弹簧预紧力。因此, 只要使弹簧预紧力随汽车实际载荷的变化而变化, 就能实现感载调节。通过感载控制机构向感载阀输入的控制信号一般是有关悬架的变形量。

16.5.3 惯性阀

惯性阀是一种用于液压系统的制动力自动调节装置, 其形状与感载阀相似, 但其调节作用起始点的控制压力值 p_s 取决于汽车制动时作用在汽车质心上的惯性力, 即 p_s 不仅与汽车总质量或实际装载质量有关, 而且与汽车制动减速度有关。

惯性阀也分为惯性比例阀与惯性限压阀。

1. 惯性比例阀

图 16.41 所示的是惯性比例阀。阀座 8 位于惯性球 7 的前方, 惯性球兼充阀门。阀体上部有两个同心但直径不等的油腔 E 和 G , E 腔与出油口 B 连通, 而 G 腔通过油道 H 与进油口 A 连通。 E 腔中直径较大的第一活塞 2 与 G 腔中直径较小的第二活塞 4 组成异径活塞组。

在输入压力 p_1 和输出压力 p_2 同步增长的初始阶段, 惯性球保持在后极限位置不动, 进油口 A 与出油道 C 、 D 相通, 因而 $p_2=p_1$ 。此时异径活塞组两端的液压作用力不等, 其差值由弹簧 3 承受。当该力超过弹簧预紧力时, 异径活塞组便进一步压缩弹簧 3 而右移。

当 p_1 、 p_2 同步增长到某一定值 p_s 时, 惯性球沿倾斜角为 θ 的支承面向上滚到压靠阀座 8, 油腔 E 和 G 便互相隔绝, 异径活塞组停止右移。此后, 继续增长的输入压力 p_1 对第二活塞 4 的作用力 $N_1=\frac{\pi}{4}d^2p_1$ 与弹簧力 F 之和作用于第一活塞 2 上, 使 E 腔压力 p_2 也随之增长。

当汽车实际装载量不同时, 其总质量也不同。在总制动力相同的情况下, 满载汽车的减速度比空车的小。但是使同一惯性阀开始起作用的减速度值只与仰角 θ 有关, 而与汽车装载量无关。因此, 汽车满载时, 相应于调节作用起始点的控制压力值 p_s 比空载时的高。

在某些情况下不需要惯性比例阀起作用时, 可将旁通锥阀 9 旋出, 使旁通油道 H 与出油道 D

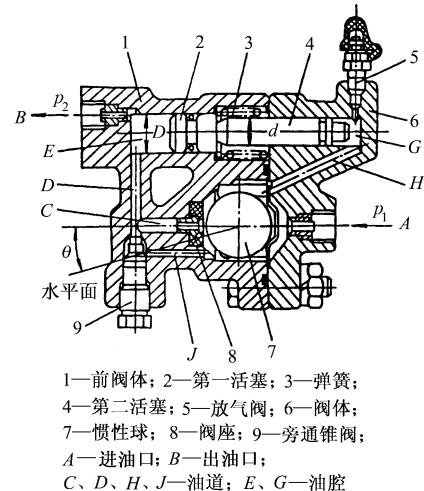


图 16.41 惯性比例阀

连通。于是阀门被短路，异径活塞组也失效。

2. 惯性限压阀

图 16.42 所示的是惯性限压阀。阀内有一个惯性球 2，惯性球的支承面相对于水平面的仰角 θ 大于零，惯性阀才能起作用。汽车在水平路面上时， θ 应为 $10^\circ \sim 13^\circ$ 。通常惯性球在其本身重力作用下处于下极限位置，并将阀门 4 推到与阀盖 5 接触，使得阀门与阀座 3 之间保持一定间隙。此时进油口 A 与出油口 B 连通。

在水平路面上制动时，来自主缸的压力油即由进油口 A 输入惯性阀，再从出油口 B 进入后促动管路，输出压力 p_2 即等于输入控制压力 p_1 。当路面对车轮的制动力使汽车产生减速度时，惯性球也具有相同的减速度。当控制压力 p_1 较低、减速度较小时，惯性球向前的惯性力沿支承面的分力不足以平衡球的重力沿支承面的分力，阀门便仍然保持开启， p_2 也依然等于 p_1 。当 p_1 增高到某一定值 p_s 时，制动力和减速度增大到足以实现上述二力平衡，阀门弹簧便通过阀门将球推向前上方，使阀门得以压靠阀座，切断液流通路。此后 p_1 继续增高，前轮制动力也即汽车总制动力继续增高时，球的惯性力使球滚到前上极限位置不动，阀门对阀座的压紧力也因 p_1 的增高而加大，故 p_2 就此保持 p_s 值不变。

在上坡路上制动时，由于支承面仰角 θ 增大，惯性球重力沿支承面的分力也增大，使得惯性阀开始起作用所需的控制压力值 p_s 也更高，即所限定的输出压力 p_2 值更高，这正与汽车上坡时后轮附着力加大相适应。相反，在下坡路上制动时，后轮附着力减小，惯性阀所限定的 p_2 也正好相应地降低。

16.5.4 组合阀

近年来，不少前盘后鼓式制动系统的汽车，在主缸与轮缸之间装用了多功能组合阀。图 16.43 所示的是组合阀，融计量阀、故障警告开关及比例阀为一体。组合阀左端是计量阀，中间是制动故障警告开关，右端是比例阀。

通常，盘式制动器动作快，而鼓式制动器需要克服弹簧拉力和杆系间隙，制动动作较慢。计量阀的功用是使后轮鼓式制动器开始工作后，制动管路中建立起一定压力并推动计量阀杆 5 左移，此时前盘式制动器才开始工作。

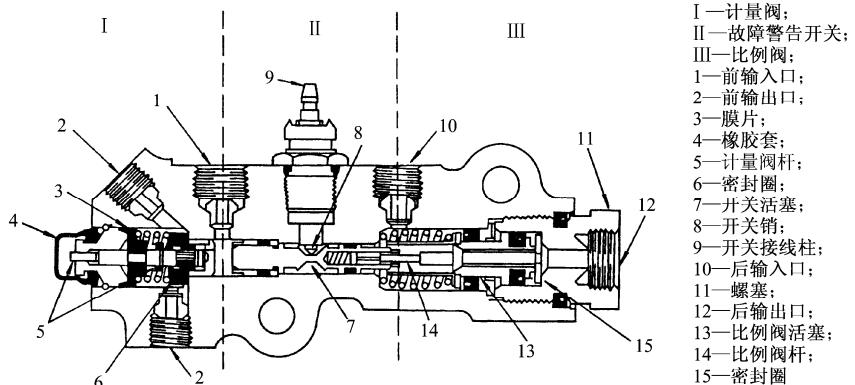


图 16.43 组合阀

当前、后制动管路压力相等时，开关销 8 位于开关活塞 7 中部的轴颈中，开关销与开关接线柱 9 不接触，故障警告灯灭。当前、后制动管路压力不相等时，如果后制动管路压力高于前制动管路

压力，则开关活塞 7 左移，从而将开关销 8 顶起，使之与开关接线柱接触，故障警告灯被点亮。右端的比例阀也是异径活塞结构，工作原理在前面已有叙述。

16.6 电子制动力分配调节装置（EBD）简介

电子制动力分配调节装置（Electric Brake force Distribution, EBD）就是电子制动力分配调节装置。那么，有了 ABS（Anti-lock Brake System，即制动防抱死装置），还要电子制动力分配调节做什么？EBD 起到了什么作用呢？

汽车制动要强调稳定性，避免制动跑偏。避免制动跑偏，关键在后轮。汽车高速行驶时制动出现后轮侧滑（即横向滑动）是最危险的情况，它会令整辆汽车发生无法控制的回转运动，极易发生碰撞事故。

汽车在制动过程中，如果车轮未抱死，车轮本身具有承受一定侧向力的能力，汽车在横向干扰力不大的情况下不会发生侧滑现象。但一旦车轮被抱死，车轮就会立即丧失承受侧向力的能力，哪怕是很小的横向干扰力的作用，汽车都会发生侧滑。

对于装配普通制动器的汽车而言，制动时车轮被抱死滑移是不可避免的。理论与实践证明，在平直道路上，汽车制动过程中若前轮先抱死滑移，汽车能够维持直线减速停车，汽车处于稳定状态。如果后轮比前轮提前先抱死，哪怕快半秒，汽车在横向干扰力作用下也将发生甩尾或回转运动，制动手速越高这种现象越严重。所以，后轮先抱死极易导致车辆失去制动的平稳性。

为了防止汽车制动时后轮先制动的情况发生，工程师就研制了一种专门检测后轮制动情况的系统——EBD。EBD 可依据车辆的质量和路面条件来控制制动过程，自动以前轮为基准去比较后轮轮胎的滑动率，如发觉前后车轮有差异，而且差异程度必须被调整时，它就会调整汽车制动液压系统，使前、后轮的液压接近理想化制动力的分布。因此，踩制动后，在 ABS 动作启动之前，EBD 已经平衡了每一个轮的有效地面对地力，防止出现后轮先抱死的情况，改善制动力的平衡并缩短汽车制动距离。

EBD 实际上是 ABS 的辅助功能，它可以改善、提高 ABS 的效用。

16.7 制动系的维修

汽车制动系技术状况的好与坏对行车的安全是至关重要的。汽车在使用过程中，制动系的零件由于磨损、变形、断裂、老化和调整不当等，将导致制动不良、制动跑偏、制动拖滞、制动失效等故障，严重影响行车的安全。因此，应高度重视制动系的检修，保证制动系的维修质量。

汽车制动系的检修应执行《机动车运行安全技术条件》（GB 7258—2012）和相应的地方技术标准。

16.7.1 气压制动系的检查与调整

1. 空气压缩机皮带松紧度调整

(1) 皮带松紧度检查：以 29.4~49N 的力垂直压下皮带，皮带挠度应为 15~20mm，如果过松应进行调整。

(2) 皮带松紧度的调整：将空气压缩机的固定螺栓松开，拧动调整螺钉，待皮带达到合适松紧度后，将固定螺栓紧固即可。

2. 制动阀密封性检查

如图 16.44 所示，在上、下进气腔与储气筒之间接一个容积为 1L 的容器和一个阀门，通入压力为 784kPa 的压缩空气。

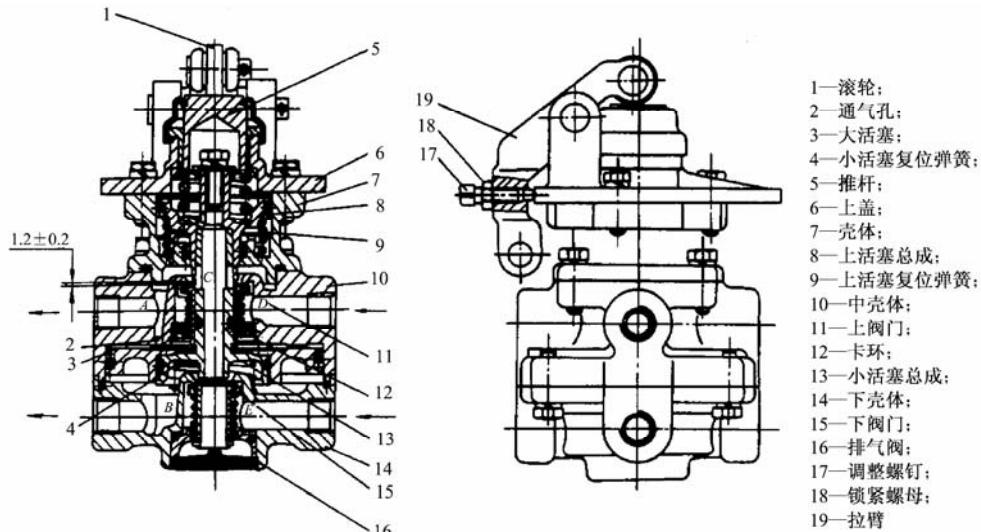


图 16.44 串联双腔活塞式制动阀

首先关闭阀门，检查 D、E 腔的密封性。要求在 5min 内气压表指针下降不大于 24.5kPa。

将拉臂拉到极限位置，检查 A、B 腔的密封性。要求在 1min 内气压表指针下降不大于 49kPa。

3. 制动气室的检查

制动气室在制动时应无漏气现象，推杆不歪斜，运动无卡滞。前、后制动器推杆伸出长度应合适，不得超过规定值。各制动器推杆应协调一致，不得长短不一。

推杆变形时应进行校直，长度不合适时应调整其长度。

4. 车轮制动器的调整

(1) 局部调整。经过一段时间使用后，制动蹄片因磨损变薄，导致制动间隙增大。制动时，制动气室的推杆行程增大，当推杆行程超过 40mm 时，即应进行局部调整，以减少制动间隙。

调整时，拧动调整臂上的蜗杆，在推杆长度不改变的前提下，使凸轮轴转过一定的角度，以改变制动间隙。

为使两侧制动器有合适一致的制动间隙，调整时，首先通过转动螺杆（前轮面向调整臂蜗杆顺时针拧动时制动间隙减小；后轮面向调整臂蜗杆逆时针拧动时制动间隙减小）将制动间隙调为零。然后，反方向拧动两侧蜗杆相同的角度，使两侧制动器出现制动间隙，并且制动间隙一样。

(2) 全面调整。在二级维护、更换摩擦片及拆卸制动器后，应对制动器进行全面调整。调整时的步骤如下。

① 将车桥支起，车轮离地。

② 取下制动器上的检视孔盖。

③ 松开制动蹄支承销的固定螺母，转动制动蹄支承销，使两个销端的标记朝内相对，即两制动蹄支承端互相靠近。

④ 分别向外旋转两支承销，使两个制动蹄完全与制动鼓贴合，车轮转不动为止。

⑤ 拧紧制动蹄支承销固定螺母，并将锁母锁紧。

⑥ 将蜗杆轴拧松 3~4 响 ($1/2 \sim 2/3$ 转)，制动鼓应能转动而无摩擦、拖滞现象。

⑦ 检查制动间隙：支承销端为 $0.25 \sim 0.40\text{mm}$ ；凸轮端为 $0.40 \sim 0.55\text{mm}$ ；同一端两蹄之差不大于 0.1mm 。通入压缩空气后，制动气室推杆的行程应为 $25\text{mm} \pm 5\text{mm}$ 。

若上述检查不符合规定，应重新调整。

⑧ 应逐个车轮进行调整，直至全部调整完。

(3) 两蹄间隙相差较大时的调整。若两蹄制动间隙相差过大时，应将凸轮轴支架紧固螺钉松开，采用下面的方法进行调整。

① 直接在旋转支承销时，利用制动蹄顶动凸轮轴，使其达到合适位置。

② 踩下制动踏板，凸轮张开，利用制动蹄反作用力而使凸轮轴达到合适位置。

(4) 制动跑偏时调整。发生前轮制动跑偏时，可以用加大跑偏另一侧制动间隙（或减小跑偏侧制动间隙）的方法来调整，这样做可以相对增大跑偏另一侧的推杆行程。

5. 制动蹄厚度及制动间隙的测量

制动间隙与制动蹄摩擦片厚度都是通过制动鼓上的检视孔测量的。制动间隙检测时，将车桥支起，车轮悬空，利用塞尺来测出制动蹄各处与制动鼓之间的间隙。

制动蹄摩擦片厚度也应定期测量，当摩擦片过薄时，铆钉会外露，使制动力下降。过薄的制动蹄片还会使制动间隙调整困难。尤其对于间隙自调的制动器来说，当蹄片过薄时将不能自动调整出合适的制动间隙。

6. 制动踏板自由行程的检查与调整

(1) 检查方法同离合器踏板自由行程，用钢板尺测出自由行程。

(2) 调整：自由行程是由制动阀的排气间隙产生的。因此，调整排气间隙即可调整踏板自由行程。排气间隙由制动阀上相应的调整螺钉来调整。

16.7.2 液压制动系的检查与调整

在这里以桑塔纳轿车制动系为例来介绍液压制动系的检查与调整。

1. 主缸的检查

桑塔纳轿车的液压制动主缸不允许分解和修理，若有损坏，更换主缸，更换时主缸与真空助力器之间的“O”形密封胶圈必须更换新件。若须检查，主缸缸体内径可用内径百分表测量，其标准值为20.64mm。与活塞的标准配合间隙为0.04~0.09mm，极限间隙为0.15mm，超过极限值时应更换主缸。

2. 真空助力器的检查

(1) 检查单向阀。如图16.45所示，将单向阀装在真空软管中，当单向阀失效时，制动踏板会变沉重。按阀体上箭头方向，压缩空气可通过；与箭头方向相反时，阀应关闭。也可用嘴吹来检查，从真空助力器一侧吹时是通的，从进气歧管一侧吹时则不通。

(2) 检查真空助力器。若有仪器时，可用仪器进行检查，如图16.46所示。

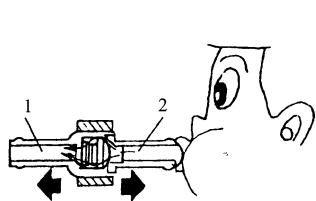


图 16.45 单向阀的检查

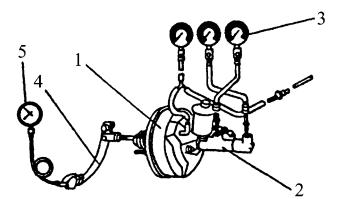


图 16.46 真空助力器试验仪器

① 检查真空助力器密封性。启动发动机，运转2min，此时还没有建立起真空，踩几次制动踏板，若依次制动踏板的高度逐渐升高，表示其密封性好；若几次踩制动踏板，其高度没有变化，其密封性不好。

② 检查真空助力器作用。发动机停止运转，反复踩几次制动踏板，然后踩下踏板（不完全踩到底），启动发动机，若制动踏板有轻微的下降，表明真空助力器起作用。

③ 在有负荷时检查真空助力器的密封性。启动发动机，踩下制动踏板不动并使发动机熄火，保持 30s，若踏板高度无变化，表明其密封性好；若踏板降低，表明其密封性不好，应更换真空助力器，或检查真空管路是否有漏气或堵塞。

3. 前制动器的检查

(1) 检查前制动盘。如图 16.47 所示，检查制动盘的摆差（端面跳动量），其最大摆差为 0.06mm，否则应予以更换。在制动盘的圆周上选择六个点测量其厚度和厚度差，最大厚度差值为 0.013mm。桑塔纳 YP 制动盘标准厚度为 10mm，使用极限为 8mm；JV 型制动盘标准厚度为 12mm，极限厚度为 10mm。小于极限值时应更换，并且同一轴两个制动盘应同时更换。其测量方法如图 16.48 所示。

(2) 检查摩擦片厚度。在不拆下前轮制动器时，可通过车轮检视孔进行检查。摩擦片带底板的厚度为 14mm（标准值），使用极限为 7mm，小于极限值 7mm 时应更换。检查时可按如图 16.49 所示的方法进行。

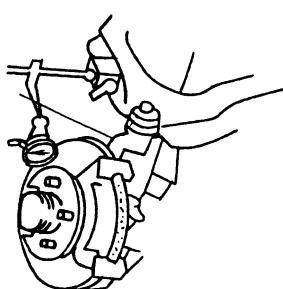


图 16.47 测量制动盘的摆差

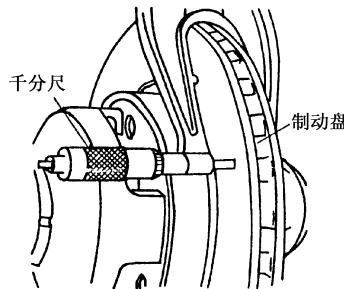


图 16.48 测量制动盘厚度

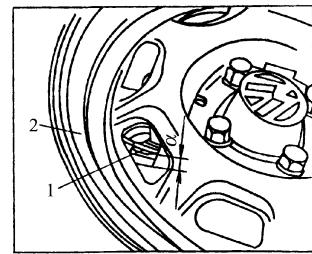


图 16.49 在不拆前制动器时检查摩擦片厚度

(3) 检查轮缸。如图 16.50 所示，用内径表检查前制动钳缸体内径，标准值为 48mm。用千分尺检查活塞的外径，其标准配合间隙为 0.06~0.10mm，使用极限间隙为 0.06mm。检查活塞和缸体内表面有无刮伤，否则应更换其轮缸。

(4) 检查密封圈及防尘罩。若有损坏或老化时应更换。

4. 后制动器的检查

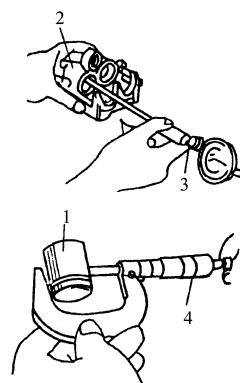
(1) 检查制动鼓的磨损。如图 16.51 所示，用卡尺 2 检查后制动鼓 1 的内径。桑塔纳 YP 制动鼓标准内径为 180mm，使用极限为 181mm；JV 制动鼓标准内径为 200mm，使用极限为 201mm。

(2) 检查制动鼓的端面跳动量，其端面跳动量（摆差）不超过 0.2mm，制动鼓径向跳动量不超过 0.05mm。

(3) 检查摩擦片，检查其磨损的均匀程度，是否沾有油污，磨损后的厚度是否超过极限值。厚度的标准值为 5mm，使用极限为 2.5mm。

(4) 新换的后制动蹄与衬片及后制动鼓内表面相接触状况的检查。如图 16.52 所示，将制动蹄与衬片靠在鼓的内表面来回拉动，检查其靠合状况，主要是衬片两端接触应良好。

(5) 如图 16.53 所示，检查上回位弹簧、定位弹簧、楔形调节块拉簧的自由长度，标准值分别为 130mm、120mm 和 113mm。



1—轮缸活塞；2—制动轮缸；3—内径表；4—千分尺

图 16.50 前制动钳活塞与缸体的间隙检查

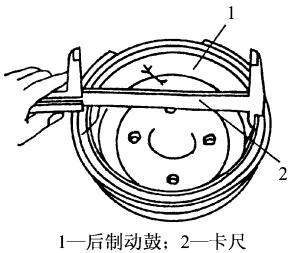


图 16.51 后制动鼓内径的检查

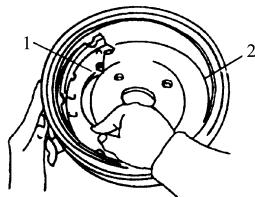


图 16.52 后制动蹄衬片外表面形状的检查

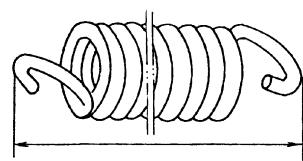


图 16.53 检查弹簧

(6) 检查后制动轮缸，检查轮缸的密封圈、防尘罩是否损坏或老化，检查缸筒与活塞的配合间隙，标准间隙为 0.04~0.09mm，使用极限间隙为 0.15mm。

5. 制动踏板行程的检查与调整

(1) 制动踏板总行程和制动踏板板面到转向盘垂直距离的检查。制动踏板的总行程小于等于 180mm，若不合规定时，应再次调整连接叉，改变助力器推杆的长度。踏板板面到转向盘最低点的最小距离为 598mm。

(2) 制动踏板自由行程的检查。停止发动机运转，踩几次制动踏板，使真空助力器无真空。用手压下制动踏板，感到有阻力时，压下制动踏板的距离为自由行程。标准自由行程为 4~5mm。若不合规定，首先消除真空助力器与制动总泵之间的间隙而排除空气。

(3) 制动踏板有效行程的检查。用 400N 的力踩制动踏板时，踏板的有效行程不大于 135mm 或距底板距离不小于 45mm。若达不到此规定时，应检查后制动蹄与鼓之间的间隙，以及主缸与分缸的密封情况。

16.7.3 液压制动系统的放气

制动系统维修、更换制动液后，或者踩下制动踏板软绵无力有弹性，都要对制动系统进行放气。以桑塔纳轿车为例，放气可借助于上海大众汽车公司的 VW1238-1 型制动液充放机进行，也可以人工进行放气。

1. 使用专用工具放气

(1) 接通 VW1238-1 型制动液充放机。

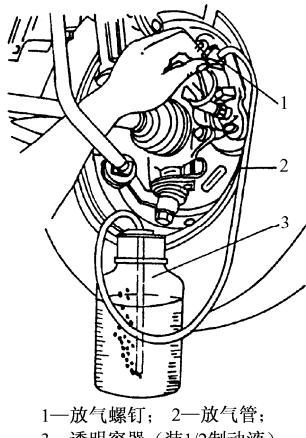


图 16.55 液压制动系统人工放气

(2) 按规定顺序打开放气螺钉，如图 16.54 所示。

(3) 排出制动钳和制动分泵中的空气。

(4) 用专用容器盛放排出的制动液。

2. 人工放气

(1) 将一根软管一头接在放气螺栓上，一头插入容器中，如图 16.55 所示。

(2) 一人用力迅速踩下并缓慢放松制动踏板，如此反复数次后，踩下制动踏板，并保持一定高度使之不动。

(3) 另一人拧松放气螺钉，管路中空气随着制动液顺着胶管排出制动系统，排出空气后再将放气螺钉拧紧。

(4) 重复上述步骤多次，直至容器中制动液里无气泡为止，但同时注意主缸上储液罐是否有制动液。

(5) 取下胶管，套上防尘罩，将主缸储液罐内的制动液添加到规定的高度。

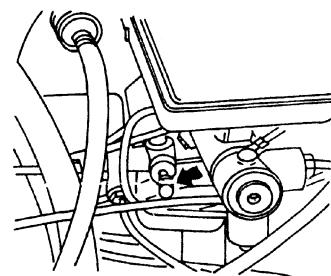


图 16.54 液压制动系统使用专用工具放气

制动系统放气的原则应先远后近，其顺序是：右后轮轮缸→左后轮轮缸→右前轮轮缸→左前轮轮缸。

16.8 制动系的故障诊断

汽车制动系的常见故障有制动不灵、制动失效、制动拖滞和制动跑偏等。

16.8.1 气压式制动系的故障诊断

1. 制动不灵

(1) 现象：汽车制动时，驾驶员感到减速度不足；汽车紧急制动时，制动距离太长。

(2) 原因：

① 储气筒内压缩空气达不到规定气压；

② 制动踏板自由行程过大；

③ 制动阀故障，如最大气压调整不当而导致制动气压太低、平衡弹簧预紧力太小使维持制动来得过早、膜片破裂或排气阀关闭不严；

④ 制动器故障，如制动蹄摩擦片与制动鼓（盘）接触不佳、制动鼓磨损过甚或制动时变形或制动凸轮轴在支承套内锈蚀或发卡；

⑤ 制动间隙调整不当；

⑥ 制动管路凹瘪、软管内孔不畅通或漏气；

⑦ 制动气室膜片漏气。

(3) 诊断与排除方法：

① 首先观察气压表。若气压足够，则说明空气压缩机、储气筒正常；如气压不足，而且长时间行驶也不会上升，可能是下述原因所致：

a. 气压上升缓慢或长时间不上升，发动机熄火后气压也不下降，多为压缩机故障，如皮带打滑、压缩机泵气不足、压缩机卸荷压力过低及储气筒安全阀放气压力过低等；

b. 气压上升缓慢，发动机熄火后气压不断下降，说明存在漏气处，如储气筒安全阀漏气、制动踏板自由行程过小所导致的进气阀关闭不严而漏气，以及进气阀密封不严等。

② 踩下制动踏板。观察气压表指针，若气压下降过少，说明制动阀不良，如进气阀开度过小或平衡弹簧过软等；若踩住踏板后气压不断下降，说明有漏气处，如排气阀关闭不严、制动气室漏气、制动软管漏气等。

③ 寻找漏气部位。踩住制动踏板，靠听的方法找到漏气处。

④ 查看制动气室推杆外伸情况：

a. 外伸过短，说明气管有堵塞或者凸轮轴有锈蚀卡滞；

b. 若外伸过大，很可能是制动间隙过大。

⑤ 上述检查均正常，则故障原因在制动器，如制动蹄黏油、太薄、铆钉外露，制动鼓失圆、磨出沟槽等，应拆开制动器检查。

2. 制动失效

(1) 现象：踩下制动踏板，车辆不减速，即使连续几脚制动也无明显减速作用。

(2) 原因：

① 储气筒无压缩空气；

② 制动踏板至制动控制阀的连接脱开；

③ 制动控制阀故障，如进气阀打不开或排气阀严重关闭不严、膜片破裂；

- ④ 制动气室膜片严重破裂；
- ⑤ 制动管路内结冰或油污严重而阻塞、制动软管断裂。

(3) 诊断与排除方法：

- ① 气压制动失效，应先观察气压表有无气压。

② 若气压正常，可检查制动踏板与制动控制阀拉臂是否脱节，制动控制阀调整螺钉是否正常。若均正常，则需拆检进气阀。

③ 若无气压，应拆下空气压缩机出气管，启动发动机听察有无泵气声。如泵气声正常，应查明出气管经储气筒到气压表一段有无严重漏气。如无泵气声，则应检修空气压缩机。

3. 制动拖滞

(1) 现象：抬起制动踏板后，全部或个别车轮的制动作用不能立即完全解除，以致影响了车辆重新起步、加速行使或滑行。

(2) 原因：

- ① 制动踏板自由行程过小，导致制动控制阀的排气阀开启程度不够；
- ② 制动踏板复位弹簧疲劳、拉断、脱落或拉力太小；
- ③ 制动间隙调整不当，放松制动后，摩擦片与制动鼓（盘）仍局部摩擦；
- ④ 制动控制阀故障，如排气阀弹簧疲劳、折断或弹力太小，排气阀橡胶阀面发胀、发黏或阀口上堆集的油污、胶质太多；
- ⑤ 制动气室膜片（活塞）复位弹簧疲劳折断或弹力太小；
- ⑥ 制动凸轮轴在其套内缺油、锈蚀或卡滞；
- ⑦ 制动蹄与支承销锈蚀；
- ⑧ 轮毂轴承松旷。

(3) 诊断与排除方法：

- ① 汽车行驶拖滞，多为制动踏板无自由行程所致。
- ② 抬起制动踏板时制动控制阀排气缓慢或不排气，多属制动控制阀故障，表现为各轮制动鼓均发热。若排气声快或断续排气而制动拖滞，一般为个别轮制动拖滞，应用手摸试各轮制动鼓温度做进一步判断。
- ③ 观察车轮制动鼓发热情况，若全部车轮发热，则为制动阀故障；若部分车轮发热，则为制动器故障。

④ 单个车轮拖滞时，可进行以下的检查：

- a. 检查制动间隙是否过小；
- b. 检查制动踏板，观察制动气室推杆的回位情况。若回位缓慢或者不回位，可能是制动凸轮轴锈蚀或变形所致的运动发卡；若回位正常，则可能是制动间隙过小或制动蹄回位弹簧过软所致。

4. 制动跑偏

(1) 现象：汽车制动时，车辆行驶方向向一边发生偏斜。

(2) 原因。汽车制动跑偏的根本原因是左、右车轮制动力不相等，具体表现如下。

- ① 左、右车轮制动间隙不一；
- ② 左、右车轮轮胎气压、直径、花纹或花纹深度不一；
- ③ 左、右车轮制动蹄摩擦片与制动鼓（盘）的接触面积、材料或新旧程度不一；
- ④ 左、右车轮轮缸的技术状况、制动气室推杆外露长度、伸张长度不等，造成起作用时间或张开力大小不等；
- ⑤ 左、右车轮制动蹄复位弹簧拉力不一；

- ⑥ 左、右车轮制动鼓的厚度、直径、变形和磨损程度不一；
- ⑦ 单边制动管凹瘪、阻塞或漏油，单边制动管路或轮缸内有气阻，单边制动器进水或油污；
- ⑧ 单边制动蹄与支承销配合紧或锈蚀；
- ⑨ 两边钢板弹簧刚度不等，两边轴距不等，车架变形及前束不对。

(3) 诊断与排除方法。汽车路试制动，根据轮胎印迹（非 ABS 车辆或 ABS 不工作时）情况查明制动效能不良的车轮，并做如下检查。

先检查该轮制动管路是否漏油、轮胎气压是否充足。若正常则检查制动蹄与制动鼓的间隙是否符合规定，否则应予以调整。如果仍无效，可检查轮缸内是否渗入空气，若没有渗入空气，则应拆下制动鼓，按照原因逐一检查制动器各部件。

若各轮胎印迹基本符合要求，但制动仍跑偏，说明故障不在制动系，而应检查车架和前轴的技术状况。

16.8.2 液压式制动系的故障诊断

1. 制动不灵

(1) 现象：同气压制动系“制动不灵”。

(2) 原因：

- ① 制动踏板自由行程太大；
- ② 储液室内存油不足或无油；
- ③ 制动管路内进入空气、水和其他液体或产生气阻；
- ④ 制动主缸、轮缸管路或管接头漏油；
- ⑤ 制动液变质（变稀或变稠）或管路内壁积垢太厚；
- ⑥ 主缸、轮缸皮碗老化，活塞或缸筒磨损过度，配合松旷、密封不良；
- ⑦ 主缸进油孔、补偿孔或储液室通气孔堵塞；
- ⑧ 主缸出油阀、回油阀不密封，活塞复位弹簧预紧力太小，活塞前端贯通小孔堵塞；
- ⑨ 油管凹瘪或软管内孔不畅通；
- ⑩ 制动器方面的原因，基本同气压制动系一样。

(3) 诊断与排除方法：

- ① 连续几次踩制动踏板，直至踩不动时，有下面几种情况。
 - a. 踏板高度正常，踩住踏板，踏板高度不下降，则多为制动间隙过大或者踏板自由行程过大；
 - b. 踏板高度正常，踩住踏板，踏板高度逐渐下降，则说明制动管路有泄漏处，如皮碗不密封、某处管路破裂或接口松动等。
- ② 连续几脚踩制动，制动踏板高度仍然过低，可能是制动主缸活塞复位弹簧过软，或者主缸皮碗破裂。
- ③ 连续几次踩制动踏板，每次都能将踏板踩到底，而且无反力，说明制动液严重亏损。
- ④ 连续几次踩制动踏板，踏板高度有增高，但始终有弹性感，说明制动管路内进空气或者产生气阻。

⑤ 若踏板行程及感觉正常，而制动力不足，很可能是制动蹄与制动鼓之间摩擦力过小所致，如蹄片黏油、制动器进水、制动鼓失圆及磨出沟槽等。

⑥ 若制动管路存在泄漏时，经仔细检查总能找到漏油之处。短时间内大量制动液泄漏而且制动效能不良甚至失效，很可能是由于主缸和轮缸皮碗被踩翻所致。若连续发生皮碗踩翻现象，很可能是制动液对天然橡胶腐蚀所致，此时应使用耐油橡胶皮碗。

2. 制动失效

(1) 现象：同气压制动系“制动失效”。

(2) 原因：

- ① 储液室内无制动液；
- ② 制动软管或金属管断裂；
- ③ 制动踏板至主缸的连接脱开；
- ④ 主缸皮碗严重破裂或制动系有严重的泄漏；
- ⑤ 主缸皮碗被踩翻。

(3) 诊断与排除方法：首先检查主缸储液室内制动液是否充足，若不足则观察泄漏之处；若主缸推杆防尘套处的制动液泄漏严重，多属主缸皮碗踩翻或严重损坏；若车轮制动鼓边缘有大量制动液，则说明该车轮轮缸皮碗压翻或严重破损。

3. 制动拖滞

(1) 现象：同气压制动系“制动拖滞”。

(2) 原因：

- ① 制动踏板没有自由行程；或踏板复位弹簧脱落、拉断及拉力太小等使踏板回位困难；
- ② 制动主缸、轮缸故障，如皮碗发胀、活塞变形甚至粘住、活塞复位弹簧折断或预紧力太小、主缸补偿孔被污物堵塞等；
- ③ 通往各轮缸的油管凹瘪或堵塞；
- ④ 不制动时增压器辅助缸活塞中心孔打不开；
- ⑤ 制动蹄复位弹簧脱落、折断或弹力下降；
- ⑥ 制动蹄与支承销锈污；
- ⑦ 制动蹄与制动鼓（盘）的间隙调整不当，制动放松后仍局部摩擦；
- ⑧ 轮毂轴承松旷；
- ⑨ 制动器方面的原因基本同气压制动系一样。

(3) 诊断与排除方法。

① 先判断故障是在主缸还是车轮制动器：行车中出现拖滞。若所有制动鼓均过热，则表明主缸有故障。若个别制动鼓过热，则表明该车轮制动器工作不良。

维修作业后出现制动拖滞。可将汽车举升，变速器置于空挡并放松手制动，然后转动各车轮再踩下制动踏板。若抬起制动踏板后，各轮均难以立即扳转，则故障在主缸，如个别轮不能立即转动，说明该轮制动器有故障。

② 若故障在主缸时，应先检查踏板自由行程。若自由行程正常，可拆下主缸储液盖，踩制动踏板，观察回油情况，如果不回油，则为回油孔堵塞；如果回油缓慢，可检查制动液是否太脏、黏度太大。如制动液清澈，则应拆检制动主缸。

③ 个别车轮制动器拖滞。可架起该车轮，旋松其轮缸放气螺钉，如制动液随之急速喷出且车轮即刻旋转自如，说明该轮制动管路堵塞，轮缸未能回油。如旋转车轮仍拖滞，则应检查制动间隙。

④ 如上述均正常，则检修轮缸。

4. 制动跑偏

液压制动跑偏的现象、原因及故障诊断与排除方法同气压制动系，在此不再赘述。

16.9 实训 制动系的拆装与维修

1. 实训目的与要求

- (1) 能够对制动系进行拆卸与分解；
- (2) 认识制动系主要零件的结构及相互装配关系；

- (3) 熟悉制动系主要零件的检修标准与方法;
- (4) 掌握制动系装配与调整的方法和技术要求;
- (5) 掌握制动系常见故障的诊断与排除方法。

2. 实训内容简述

- (1) 制动系结构与组成的了解;
- (2) 制动系的拆卸、分解与安装，并对零部件进行认识;
- (3) 制动系主要零件的检修;
- (4) 制动系的调整;
- (5) 制动系常见故障的诊断与排除。

实训以桑塔纳、捷达等国产常见车型制动系为对象，各学校可根据具体情况选择一种或两种车型进行实训。

思考与练习

1. 汽车制动系的作用是什么？它由哪些主要部分组成？汽车制动系应满足哪些基本要求？
2. 车轮制动器有哪些类型？各有何特点？
3. 试分析制动器的助势与减势作用。
4. 试述车轮制动器的调整部位及调整方法。
5. 盘式车轮制动器与鼓式车轮制动器相比有何特点？
6. 以解放 CA1092 型汽车为例，说明双腔串联气压制动控制阀的工作过程。
7. 制动力调节装置有几种形式？各有何特点？试说明感载比例阀的构造及工作原理。
8. 驻车制动有几种形式？分别列出一种所应用的车型并说明调整部位。
9. 如何装配浮钳盘式车轮制动器？
10. 如何检修制动主缸、轮缸？
11. 试述常规制动系统的空气排放方法。
12. 汽车制动系常见故障有哪些？以液压制动系为例说明常见故障的诊断与排除方法。

第 17 章 电控防抱死制动系统与电子伺服制动系统

知识目标

- 掌握制动防抱死系统的组成、类型和工作过程；
- 熟悉伺服制动系统的组成、类型和工作过程；
- 了解 ESP、BAS 与 BOS 等的基本工作原理。

能力目标

- 能够正确选择与使用工具、设备，并规范进行制动防抱死系统的拆装与检修；
- 能够使用检测仪器对制动防抱死系统进行故障诊断。

17.1 概述

17.1.1 电控防抱死制动系统（ABS）的理论基础

汽车在驱动过程中，车轮的运动状态有三种，即纯滑动、纯滚动和边滚边滑。地面对车轮的驱动力取决于两者之间的附着力（附着系数），而附着力（附着系数）又主要取决于车轮的运动状态。汽车在制动过程中也有同样的情况。地面对车轮的制动力 $F_{\text{地}}$ 的变化如图 17.1 所示，其中 $F_{\text{制}}$ 为制动器的制动力，在踏下制动踏板的过程中，起始阶段，地面对车轮的制动力与车轮制动器的制动力同步增长，当经历时间 t_1 后，制动器制动力还会随着制动踏板力的增大而增大，而地面制动力已不再增大，达到了最大值，该值即为地面与车轮之间的附着力 F_φ 。

从式 $F_\varphi = G \cdot \varphi$ 及其分析中可以得知，车轮与地面之间的附着力取决于它们之间的附着系数 φ ，同样引入汽车制动过程中车轮滑动率 $S_{\text{制}}$ 的定义

$$S_{\text{制}} = (v - r\omega) / v \times 100\%$$

式中， $S_{\text{制}}$ 为车轮相对于地面的滑动率； r 为车轮的滚动半径（m）； ω 为车轮的转动角速度（rad/s）； v 为车轮中心点的纵向移动速度（m/s）。

当 $S_{\text{制}} = 0$ 时，车轮处于纯滚动状态；当 $S_{\text{制}} = 100\%$ 时，车轮处于纯滑动状态；当 $0 < S_{\text{制}} < 100\%$ 时，车轮处于边滚边滑移状态。图 17.2 所示的是汽车制动过程中附着系数与滑动率之间的关系。

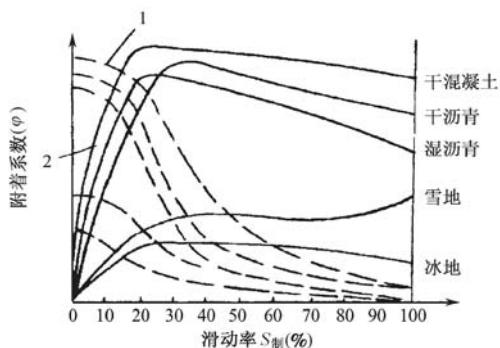
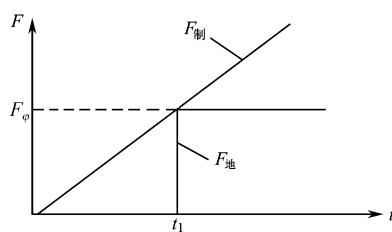


图 17.1 制动过程车轮制动力与地面制动力的变化关系 图 17.2 附着系数与车轮滑动率之间的关系

当 $S_{\text{制}}$ 保持在 20% 左右时，汽车纵向的附着系数达到最大，而横向附着系数也有较大的值，此时车辆抵抗横向干扰力的能力较强，且车辆有最短的制动距离，是车辆紧急制动的一种理想状态。

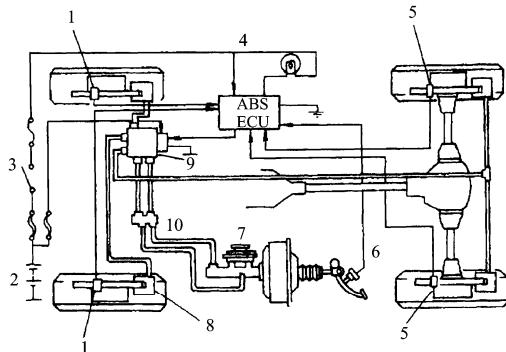
因此，制动防抱死系统（Anti-locked Braking System, ABS）的功用就是在汽车紧急制动过程中，通过瞬态调节制动器的制动力，把车轮的滑动率控制在较为理想的范围内，使轮胎处于边滚边

滑状态，制动力最大，保证了汽车的方向稳定性，防止产生侧滑和跑偏。

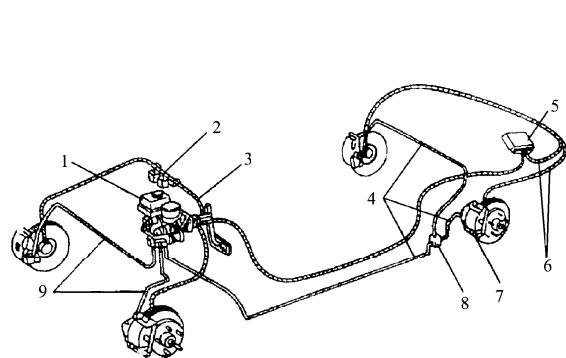
17.1.2 电控防抱死制动系统的类型

1. ABS 系统的类型

ABS 系统按照制动压力调节器与制动主缸之间的关系可以分为分置式 ABS 系统和整体式 ABS 系统。分置式 ABS 系统中的制动压力调节器是独立的结构，通过液压管路与制动主缸相连，其布置如图 17.3 所示；而整体式 ABS 系统是将制动主缸、液压助力器、制动压力调节器组合成一个整体，形成液压件总成，其布置如图 17.4 所示。



1—前速度传感器；2—蓄电池；3—点火开关；4—ABS警告灯；
5—后速度传感器；6—停车灯开关；7—制动总泵；8—制动分泵；
9—ABS执行机构；10—P&BV



1—液压件总成；2—继电器；3—前轮传感器电路；4—后制动管路；
5—电控单元；6—后轮传感器电路；7—盘式制动器；8—比例阀；
9—前制动管路

图 17.3 分置式 ABS 系统的组成

图 17.4 整体式 ABS 系统示意图

2. 控制通道

在 ABS 系统中，独立进行制动压力调节的制动管路称为控制通道，若某车轮的制动压力可以进行单独调节，这种控制称为独立控制；若两个或两个以上车轮的制动压力进行同时控制，则称为一同控制。在对两个车轮的一同控制中，如果以保证附着力较大的车轮不发生制动抱死为原则进行制动压力调节，这种控制方式称为按高选原则一同控制；反之则称为按低选原则一同控制。ABS 系统按照控制通道的数量可以分为以下几种。

(1) 四通道 ABS 系统。该种类型适用于双制动管路的 H 型（前后）或 X 型（对角）两种布置形式，如图 17.5 (a) 和图 17.5 (b) 所示，每个车轮都有一个转速传感器，且通往每个制动轮缸的管路上都有一个制动压力调节通道，这种控制方式能最大限度地发挥每个车轮的附着力进行制动，因此制动效能较好。但是在左右车轮附着系数不等的路面上制动时，由于两侧车轮的制动力不相等，极易产生制动跑偏，因此，ABS 系统一般不对四个车轮的制动力进行分别独立调节。

(2) 三通道 ABS 系统。该种控制类型较为常见，它对两前轮的制动力进行分别控制，而对两后轮的制动压力按低选原则一同控制，其布置形式如图 17.5 (c)、图 17.5 (d) 和图 17.5 (e) 所示，图 17.5 (c) 中虽然每个制动轮缸的管路上都有一个制动压力调节通道，但两个制动压力是由 ECU 进行一同控制的。三通道 ABS 系统装于后轮驱动的汽车时，可以只在变速器或差速器中设置一个转速传感器来检测两后轮的平均转速。由于在汽车紧急制动时，前轴负荷增大而后轴负荷减小，对两前轮进行分别控制可以充分发挥它们的制动附着力，缩短制动距离。虽然这可能导致两前轮的制动力不相等，但它对于汽车行驶时的方向稳定性影响很小，并且可以通过转向操纵来进行修正。对两后轮进行按低选原则一同控制，在左右车轮附着力不等的情况下，两边车轮的制动力都被限制在较小的水平，制动力损失不大，却换来了汽车方向稳定性的大大改善。

(3) 双通道 ABS 系统。如图 17.5 (f) 所示的双通道 ABS 系统，在按前后布置的双管路制动系统的前后制动管路中各设置一个制动压力调节通道，分别对两前轮和两后轮进行一同控制，两前轮可以根据附着条件进行高选和低选转换。当两前轮附着力相差较大时，按高选原则一同控制；当两

前轮附着力相差不大时，按低选原则一同控制；而两后轮则按低选原则一同控制。对于后轮驱动的汽车，可以在两前轮和传动系中各设置一个传感器。

图 17.5 (g) 所示的双通道 ABS 系统多用于制动管路对角布置的汽车上，两前轮进行独立控制，制动液通过比例阀 (PV 阀) 按一定比例减压后送到对角后轮的制动轮缸。这样，在左右前轮附着系数不等的路面上，高附着系数的前轮产生大的制动压力，制动压力通过管路容易使对角低附着系数的后轮抱死；而低附着系数的前轮产生小的制动压力，使高附着系数的后轮不会抱死，从而提高了汽车制动时的方向稳定性。当进入左右车轮附着系数相等的路面上时，原先处于低附着系数路面的前轮的制动力，因制动压力逐渐增大，在达到原先处于高附着系数路面的前轮制动力的过程中，驾驶员有足够的时间进行转向轮的回正，使汽车的行驶方向得到控制。

相对而言，双通道 ABS 系统很难兼顾方向稳定性、转向操纵性和制动效能，因此很少被采用。

(4) 单通道 ABS 系统。该种布置方式就是在前后布置的双管路制动系统的后制动管路中设置一个制动压力调节装置，对于后轮驱动的汽车只需在传动系中安装一个转速传感器，如图 17.5 (h) 所示。它一般是对两后轮按低选原则一同控制，目的是提高汽车的制动效能，在左右车轮附着系数不等的路面上进行紧急制动时，两后车轮的制动力就会相对较低，制动距离增加。而由于两前轮的制动压力没有进行控制，因此有可能发生抱死，失去制动时的转向能力，但该种控制形式在很大程度上能提高汽车制动时的方向稳定性，且结构简单，制造成本低，因此在轻型货车上还是被广泛应用的。

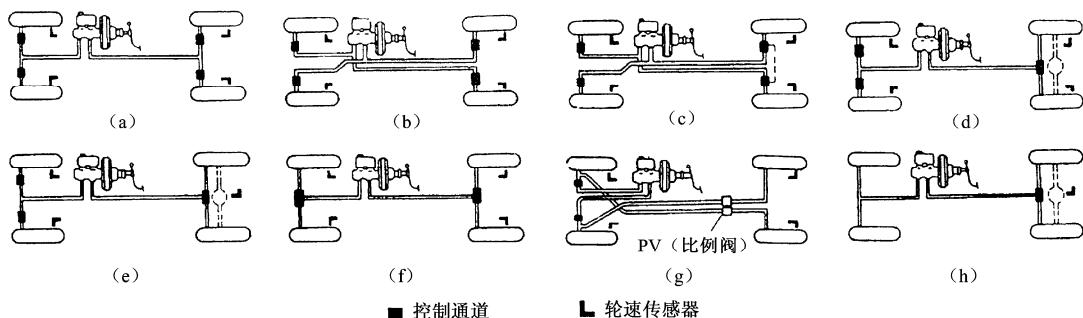


图 17.5 ABS 系统布置示意图

评价 ABS 系统，应该从以下三个方面综合考虑：制动时的转向性能、制动时的方向稳定性和制动距离。而不同布置形式的 ABS 系统有其不同的侧重。表 17.1 所示的是轿车用不同形式 ABS 系统在汽车制动过程中的区别。

表 17.1 轿车用不同形式 ABS 系统在汽车制动过程中的区别

系统名称	传感器数量	通道数	适用车种	控制方法	转向性能	方向稳定性	制动距离
四通道	4	4	X 型配管车 前后配管车	四轮独立控制	★★ ★★	★★ ★★	★★ ★★
			X 型配管车	前轮：独立控制 后轮：低选控制	★★ ★★	★★★ ★★★	★★★ ★★★
		3+PLG	X 型配管车	前轮：独立控制	★★	★★★	★★★
三通道	4	3	前后配管车	后轮：近似低选控制	★★	★★★	★★★
		3	前后配管车	前轮：独立控制 后轮：对应于对角前轮压力	★★ ★★	★★★ ★★★	★★★ ★★★
	2	2+SLV	X 型配管车	前轮：独立控制 后轮：低选控制	★★ ★★	★★★ ★★★	★★★ ★★★
双通道	4	2		前轮：独立控制 后轮：对应于对角前轮压力	★★ ★★	★★★ ★★★	★★★ ★★★

续表

系统名称	传感器数量	通道数	适用车种	控制方法	转向性能	方向稳定性	制动距离
X型配管车 (机械式)	2	2	前轮: 独立控制 后轮: 对应于对角前轮压力	★★ ★	★★	★★	★★
			前轮: 独立控制 后轮: 对应于对角前轮压力	★★ ★★	★★	★★	★★
单通道	1	1	前后配管车	前轮: 无控制 后轮: 近似低速控制	★ ★	★★ ★	★★

注: ★—不装 ABS 系统; PLG—柱塞; SLV—低速阀

17.2 电控防抱死制动系统的结构与工作原理

17.2.1 电控防抱死制动系统的基本组成与工作原理

电控防抱死制动系统由传感器、电子控制单元 (ECU)、执行器和 ABS 警示装置等组成。其中传感器主要指车轮转速传感器，执行器主要是指制动压力调节器。

如图 17.6 所示的 ABS 系统中，每个车轮都有一个转速传感器，各自的信号都送入电子控制单元 (ECU)，由电子控制单元进行分析计算，判断车轮的运动状态，并发出控制指令。制动压力调节器主要由电磁阀总成、电动油泵总成和储液室等组成一个独立的整体，通过制动管道与制动主缸和制动轮缸相连，电子控制单元通过对电磁阀总成的控制来对各个制动轮缸的制动压力进行调节。

汽车的制动分为普通制动和紧急制动。在普通制动过程中，ABS 系统不工作，电磁阀总成不通电，各进油电磁阀均处于开启状态，各出油电磁阀均处于关闭状态，电动油泵也不工作，受制动踏板控制的制动液压由主缸直通轮缸，各制动轮缸到储液器的制动管路都处于封闭状态，如图 17.7 (a) 所示。

在紧急制动过程中，ABS 系统参与工作，电子控制单元根据车轮转速传感器送入的信号对制动压力进行增大、保持、减小的循环控制。

(1) 当一只车轮 (右前轮) 趋于抱死时，电子控制单元就使右前轮制动轮缸的进油电磁阀通电，使电磁阀关闭，制动主缸输出的制动液不再进入右前制动轮缸，而此时右前制动轮缸的出油电磁阀仍未通电而处于关闭状态，该轮缸的制动液也不会流出，使其制动压力保持一定，而其他未趋于抱死的车轮的制动压力仍随主缸输出压力的增大而增大，如图 17.7 (b) 所示。

(2) 如果右前轮的制动压力保持一定时，电子控制单元判定其滑动率太大，ECU 就控制右前出油电磁阀也通电而使阀门处于开启状态，右前制动轮缸中的制动液就会经过出油电磁阀流到储液室。右前制动轮缸的制动压力处于减小状态，车轮的滑动率下降，抱死趋势开始消除，如图 17.7 (c) 所示。

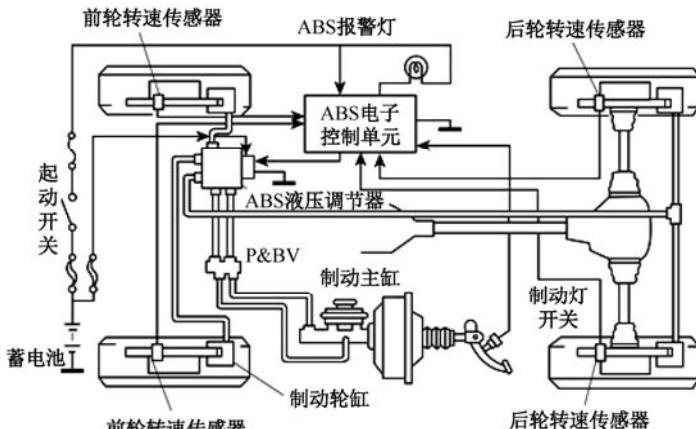
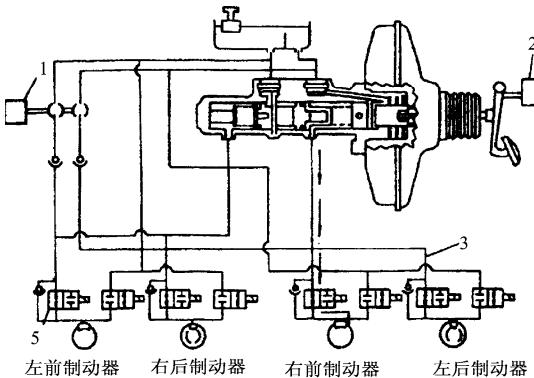
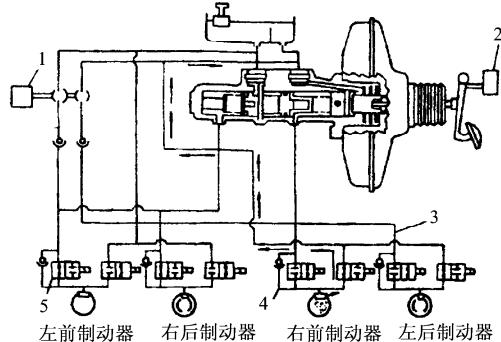


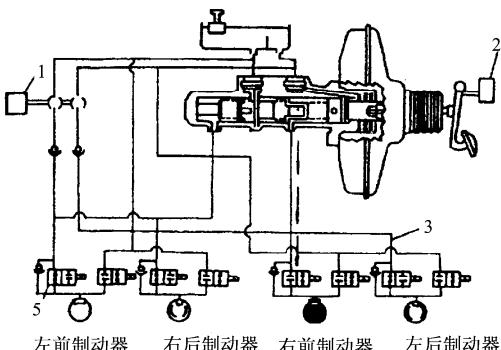
图 17.6 ABS 系统的组成



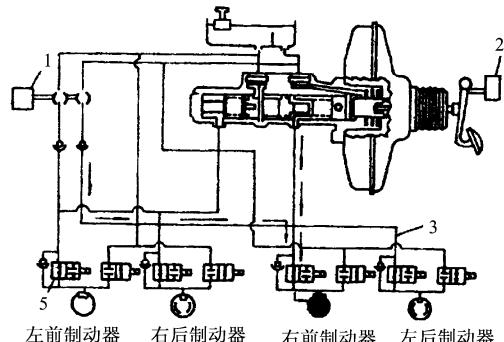
(a) 常规制动阶段



(c) 制动压力减小阶段



(b) 制动压力保持阶段



(d) 制动压力增大阶段

1—电动油泵；2—制动开关；3—高压管路；4—低压管路；5—电磁阀

图 17.7 ABS 系统的工作过程

(3) 在右前轮缸制动压力减小的过程中，右前车轮因汽车的惯性而逐渐加速，当电子控制单元根据车轮转速传感器输入的信号判定右前轮的抱死趋势已完全消除后，即控制进油电磁阀通电使其转入开启状态，而出油电磁阀进入封闭状态，从制动主缸来的制动液经处于开启状态的电磁阀进入右前轮缸，使右前轮缸的制动压力增大，滑动率上升，如图 17.7 (d) 所示。

ABS 系统就是通过调节趋于抱死车轮的制动压力进行着“保持—减小—增大”的循环，而将车轮的滑动率控制在最大附着系数滑动率附近的范围内，直至汽车速度很低或制动主缸的输出液压不再使车轮趋于抱死时为止。该循环可达每秒 3~20 次（视具体车型而定）。以上 ABS 系统的每个制动轮缸都有一个进油电磁阀和出油电磁阀，它们都由电子控制单元分别进行控制，因此，各制动轮缸的制动压力能够被独立地调节，从而使四个车轮都不会发生制动抱死拖滑的现象。

各种 ABS 系统在具体结构和布置上存在着差别，但它们的控制对象和目的都一样。控制的对象是趋于抱死的制动车轮，控制的目的是使车轮的滑动率调节在最大附着系数的范围内。对于电控防抱死系统，以下是它们的共性。

(1) ABS 系统在车速较低时不起作用（一般小于 10km/h），车速较低时，汽车的制动过程与普通制动相同，此时若进行紧急制动，车轮仍然可能被抱死。这是因为车速较低时，车轮抱死拖滑对汽车的制动性能和行驶稳定性影响很小，而且此时车轮抱死制动能达到最短的制动距离。

(2) 在紧急制动过程中，只有当制动的车轮趋于抱死时，ABS 系统才会对车轮的制动压力进行调节；反之，制动车轮没有趋于抱死时，制动系统的动作过程与普通制动相同。

(3) 具有自诊断功能。该系统的电子控制单元能随时对系统的工作情况进行监测，一旦系统产

生故障，电子控制单元将自动关闭 ABS 系统，同时点亮 ABS 警告灯，并且将故障信号以代码的形式存入其内存。此时，汽车进入普通制动状态。

综上分析可以看出，ABS 系统具有以下一些优点。

(1) 增强了汽车行驶的方向稳定性。由于制动时，车轮未被抱死，车轮与地面之间具有较大的附着系数，因此车轮有较强的抵抗横向干扰力的能力，很大程度上减小了汽车紧急制动时侧滑现象的发生。据资料统计，装备 ABS 系统的车辆能使因制动侧滑引起的事故下降 8% 左右。

(2) 增强了制动效能，缩短了制动距离。因为装备 ABS 系统的车辆在紧急制动时，由于对车轮的滑动率进行即时调节，使车轮与地面之间的纵向附着系数达到最大，所以车轮制动力最大。但有一点需要指出的是，当汽车在积雪路面或地面上有一层砂石时，车轮抱死反倒能缩短制动距离，改善制动效果，这是由于此时车轮抱死拖滑，车轮前的楔状积雪（或砂石）可阻止汽车前进。

(3) 延长了轮胎的使用寿命。汽车制动时，若车轮被抱死，则其磨损加剧，而且轮胎胎面的磨耗也不均匀，增加了汽车的使用成本。经测定，装备 ABS 系统的成本超过了因此而节省的轮胎使用成本，所以，装备 ABS 系统具有一定的经济效益。

(4) 使用方便，工作可靠。装备 ABS 系统的车辆在制动操作上与普通的制动系统几乎没有什区别，ABS 系统能够自动确定是否进入工作状态及进入何种工作状态。特别是在冰雪路滑情况下，没有 ABS 系统的车辆必须采用一连串的点刹方式来进行制动，而装备 ABS 系统的车辆能够自动将制动效果保持最佳。

17.2.2 电控防抱死制动系统的控制方式

电控防抱死制动系统的控制方法一般可分为电控液压式、电控气压式和气控液压式。

(1) 电控液压式防抱死系统的典型结构如图 17.3 所示，它的特点是在制动主缸与制动分泵之间加装一个液压制动压力调节器，由电子控制单元控制液压制动压力调节器，再由液压制动压力调节器来控制制动轮缸的制动压力，以达到车轮的防抱死效果，提高制动效能。

(2) 电控气压式防抱死系统应用于大中型汽车、牵引车及挂车等采用气压制动系统的车辆，它们的 ABS 系统直接控制制动分泵的气压，无须在制动系统中加装其他的部件，能比较方便地控制各制动车轮的制动力。

图 17.8 所示的是后轮驱动中型汽车气压制动系统所用的 ABS 系统的基本组成，图 17.9

所示的是牵引车（4×2）和单轴半挂车组成的汽车列车气压制动系统采用的 ABS 基本组成。

(3) 气控液压式 ABS 系统主要安装在以下车型中：中、大型载货车；中、大型客车；其他中、大型特殊车辆等。

气控液压 ABS 系统有两种控制方法：一种是通过控制制动轮缸的输入气压间接地控制液压主缸的输出油压；另一种是直接控制液压主缸的输出油压。无论哪种控制方法都需要在前后轴原有的制动管路中各装一个空气液压增力器，间接控制输入端空气压力。

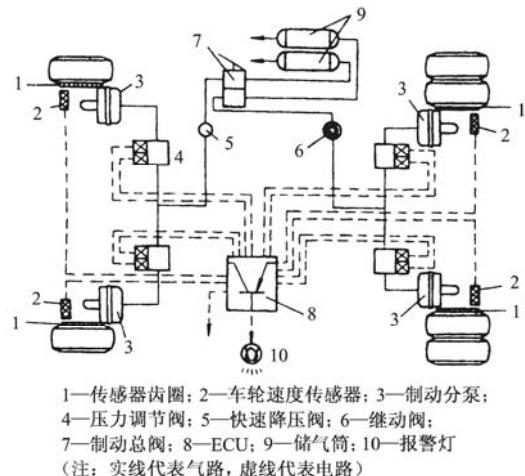
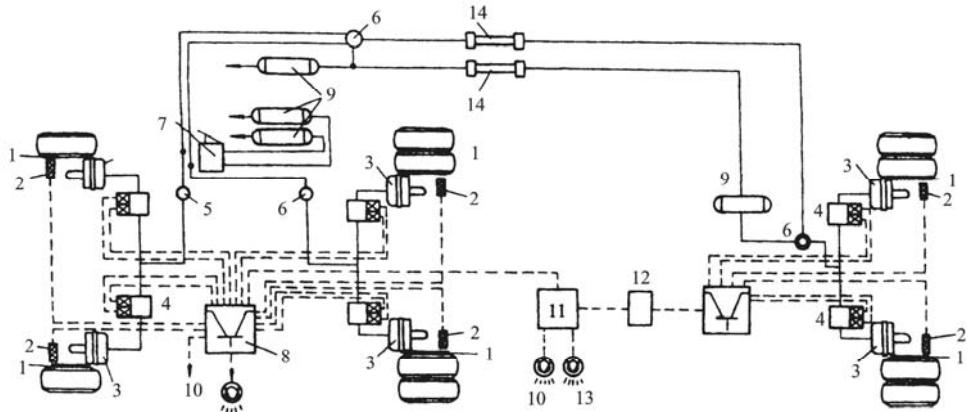


图 17.8 双轴商用车气压制动防抱死系统配置图



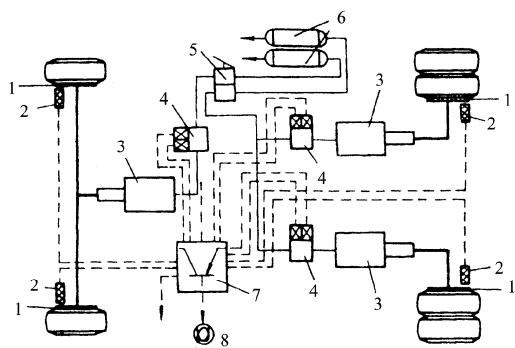
1—传感器齿圈；2—车轮速度传感器；3—制动气分泵；4—压力调节阀；5—快速降压阀；6—继动阀；7—制动阀；8—ECU；9—储气筒；10—报警灯；11—信息控制单元；12—连接插件(跨接缆线)；13—信号灯；14—空气软管

(注：实线代表气路，虚线代表电路)

图 17.9 挂车牵引车（双轴 4x2）与挂车（单轴）连接车用 ABS 配置图

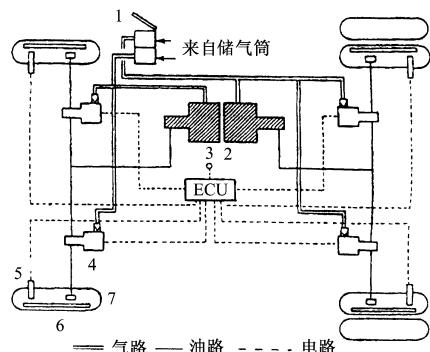
① 图 17.10 所示的是气控液压增力器的输入气压控制方式。

② 图 17.11 所示的是气控液压增力器的输出气压控制方式。



1—传感齿圈；2—转速传感器；3—气控液压增力器；
4—压力控制器；5—制动总阀；6—储气筒；7—ECU；8—报警灯

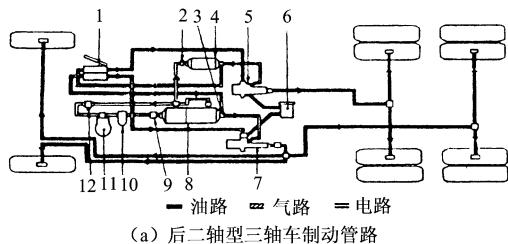
图 17.10 气控液压制动输入气压控制式 ABS 系统组成



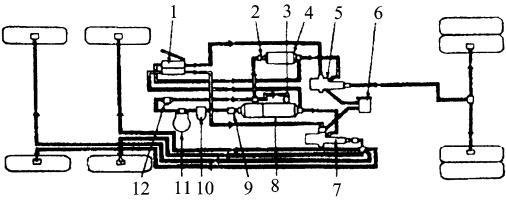
1—制动总阀；2—空气液压增力器；3—警报灯；4—压力调节器；
5—传感器；6—传感齿圈；7—制动分泵

图 17.11 气控液压制动输出气压控制式 ABS 系统组成

③ 气控液压制动三轴用 ABS 系统。一般多轴（三轴以上）车都采用气控液压增力器的输入气压控制方式。其结构布置如图 17.12 (a)、图 17.12 (b) 和图 17.13 (a)、图 17.13 (b) 所示。



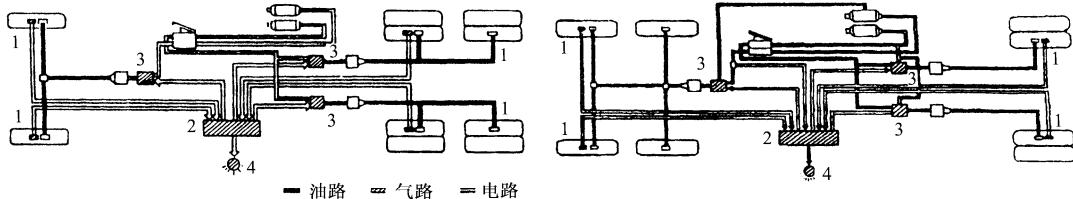
(a) 后二轴型三轴车制动管路



(b) 前二轴型三轴车制动管路

1—制动总阀；2、3、9—单向阀；4、8—储气筒；5、7—气控增力器；6—储油筒；10—空气干燥器；11—空气压缩机；12—气压调压器

图 17.12 二轴型三轴车制动管路



(a) 后二轴型三轴车ABS制动管路

(b) 前二轴型三轴车ABS制动管路

1—传感器；2—电子控制单元；3—调节阀；4—警报灯

图 17.13 二轴型三轴车 ABS 制动管路

17.2.3 车轮转速传感器

ABS 系统中用的车轮转速传感器的作用是检测车轮的速度，并将速度信号输入 ABS 的电子控制单元（ECU）。目前，车轮转速传感器主要有电磁式和霍尔式，其结构与工作原理见 8.2 节内容，这里不再重复。

17.2.4 减速度传感器

目前在一些四轮驱动的越野汽车上装有减速度传感器（Reduced Speed Sensor）（简称 G 传感器，G-sensor），其功用是检测汽车的减速度，并将减速度的信号输入防抱死系统的电子控制单元，电子控制单元据此来判定道路的状况，从而采取适当的控制动作。

目前所用的减速传感器一般有三种：光电式、水银开关式和差动变压器式。此处仅介绍前两种。

1. 光电式减速传感器

光电式减速传感器的结构如图 17.14 所示，它主要由两个发光二极管、两个光电三极管、一个透光板和信号转换电路组成，其工作原理如图 17.15 所示。透光板的功用是使发光二极管到光电三极管之间的光线穿过或将其阻断，由此来控制光电三极管的开和关。两对发光二极管和光电三极管的组合可以将汽车的减速度分为四个等级，如表 17.2 所示。

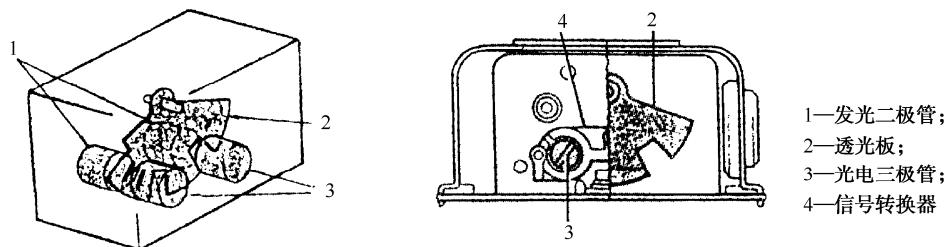
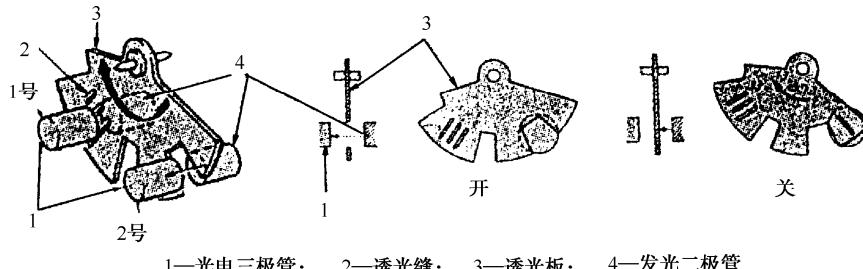


图 17.14 光电式减速传感器的结构



1—光电三极管；2—透光缝；3—透光板；4—发光二极管

图 17.15 光电式减速传感器的工作原理

表 17.2 减速度等级

减速度	低减速度1	低减速度2	减速度	高减速度
光电三极管1	开	关	关	开
光电三极管2	开	开	关	关
透光板位置	光电三极管1(开) 光电三极管2(开)	关 开	关 关	开 关

汽车行驶时光电式减速传感器的工作情况如图 17.16 所示，当汽车匀速行驶时，传感器的透光板静止不动；当汽车减速行驶时，透光板随减速速度的变化而沿汽车的纵向方向摆动。日本丰田系列的佳美和塞利卡等四轮驱动车上都采用这种减速速度传感器。

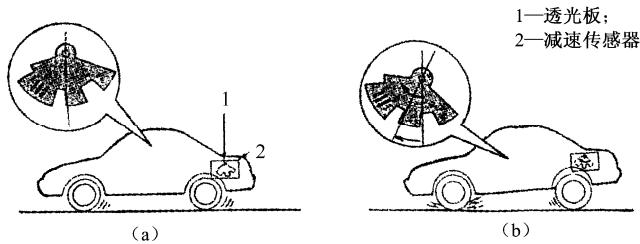


图 17.16 汽车行驶时光电式减速传感器透光板的工作状态

2. 水银开关式减速传感器

图 17.17 所示的是水银开关式减速传感器的剖视图，水银开关如 A-A 剖面所示，与水平面之间有一定的夹角，当汽车处于水平位置时，水银开关处于“ON”状态；当汽车在低附着系数路面上制动时，由于制动减速度较小，开关内的水银不移动，开关仍处于“ON”状态；当汽车在高附着系数路面上制动时，由于制动减速度较大，开关内的水银离开触点，开关处于“OFF”状态。这样就可以识别出路面的附着系数并将信号送入电子控制单元。

17.2.5 制动压力调节器

制动压力调节器（Brake Pressure Regulator）的功能是接受电子控制单元（ECU）的指令，通过电磁阀的动作来实现车轮制动器制动压力的调节，它一般是在普通制动系统的液压装置基础上加装而成。普通制动系统的液压装置一般包括助力器、双腔式制动主缸、储液室、制动轮缸和双液压管路等。以分置式制动压力调节器为例，它装于制动主缸与轮缸之间，除了普通制动系统的液压部件以外，制动压力调节器主要由电动油泵、储能器、主控制阀、电磁控制阀等一些控制开关组成。下面分别介绍它们的功用和工作情况。

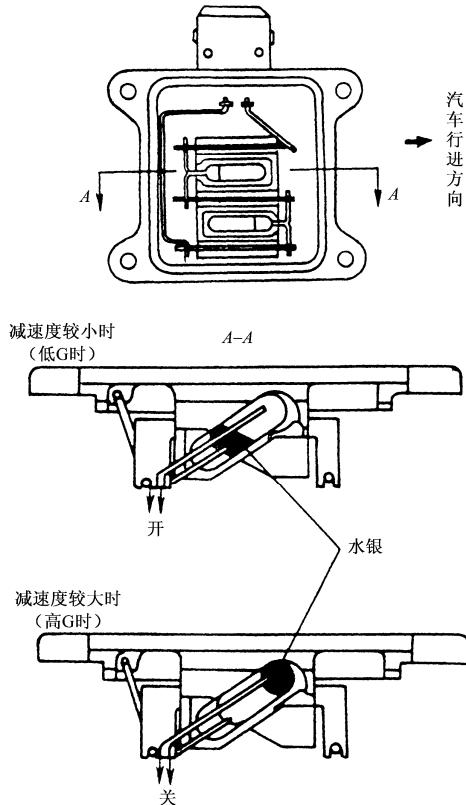
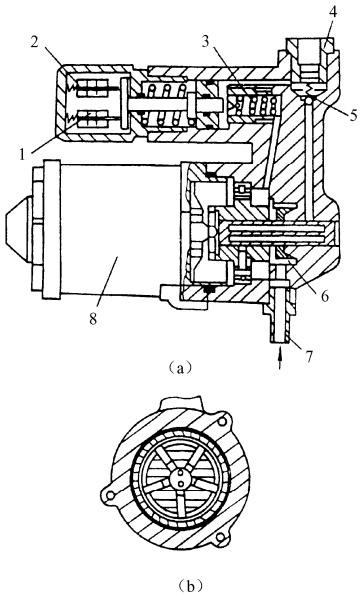


图 17.17 水银开关式减速传感器的剖视图

1. 电动油泵

电动油泵是一个高压泵，它能够在短时间内将制动液加压至 14~18 MPa（在储能器中），并给整个液压系统提供高压制动液，该工作能在汽车启动后 1 min 内完成。图 17.18 所示的是一种由直流电动机和径向柱塞泵组合在一起的电动泵。



1—控制开关；2—警告开关；3—限压阀；4—出油口；
5—单向阀；6—滤芯；7—进油口；8—电动机

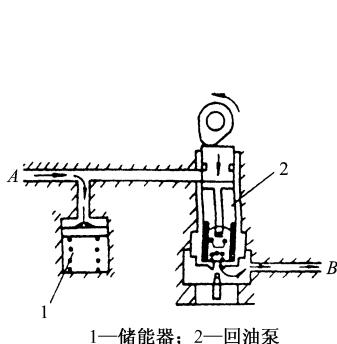
图 17.18 电动油泵

电动机由压力控制开关控制，当柱塞泵出油口的压力低于设定的控制压力时，压力控制开关闭合，电动机驱动柱塞泵运转，将制动液泵入储能器中；当柱塞泵出油口的压力高于设定的控制压力时，压力控制开关即断开，电动机断电，于是柱塞泵也停止运转，柱塞泵出油口的压力就保持在控制范围内。

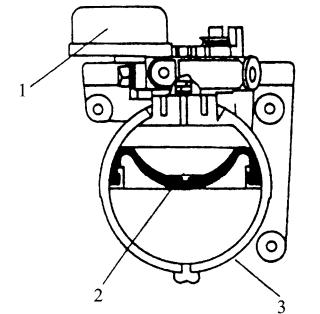
2. 储能器

储能器（Energy Storage Device）的结构类型很多，图 17.19 所示的是活塞-弹簧式储能器示意图，它位于电磁阀和回油泵之间，从制动轮缸来的制动液进入储能器，进而压缩弹簧使储能器液压腔容积变大，暂时储存制动液。

图 17.20 所示的是一气囊式储能器，内部充有氮气，可储存高压和向制动系统提供高压。储能器被一个隔膜分成上、下两个腔，上腔充满氮气，下腔充满来自电动油泵的制动液，该种储能器禁止拆卸、分解，因为储能器中的氮气在平时有较大的压力（8MPa 左右），而下腔的制动液压力始终保持在 14~18 MPa，若储能器中的压力低于 14 MPa 时，电动油泵就向其下腔泵入制动液，使隔膜上移，其上腔的氮气被压缩后产生压力；当储能器中的压力达到 18 MPa 时，电动泵停止向储能器泵油。



1—储能器；2—回油泵
1—储能器；2—压力开关；3—隔膜



1—压力开关；2—隔膜；3—储能器壳

图 17.19 活塞-弹簧式储能器

图 17.20 气囊式储能器

3. 电磁控制阀

电磁控制阀（Solenoid Control Valve）的功用是实现对各个车轮制动力的控制，它是 ABS 系统中一个很重要的部件，一般 ABS 系统中都有一个或两个电磁阀体，其中有若干对电磁控制阀，分别对前、后轮的制动进行控制。常用的电磁阀有三位三通阀和二位二通阀。

三位三通阀的内部结构如图 17.21 所示，它主要由阀体、供油阀、卸荷阀、单向阀、弹簧、无磁支承环和电磁线圈等组成。滑动柱塞的两端由无磁支承环导向，主弹簧和副弹簧相对布置，但主弹簧的弹力大于副弹簧的弹力，为了关闭进油阀和打开卸荷阀，滑动支架有约 0.25mm 的移动行程。无磁支承环被压进阀体中，这样磁通在线圈中穿行时必须通过支架，并经工作气隙 a 穿出，以保证磁路有稳定的电磁特性。单向阀和进油阀并行设置，其功用是当解除制动时，

单向阀打开，增加了一个由轮缸到主缸的附加的回油大通道，使轮缸的液压能迅速下降，即使在主弹簧断裂或支架被卡死的情况下也能使车轮制动器松开而解除制动。

该电磁阀的工作过程如下（图 17.22）。

(1) 当电磁线圈中无电流通过时，由于主弹簧弹力大于副弹簧弹力，进油阀被打开，卸荷阀关闭，制动主缸与制动轮缸的油路接通，此时，轮缸的制动力能在没有 ABS 系统参加的普通制动情况下增大，也能在 ABS 系统参加工作的情况下增大。

(2) 当电子控制单元向电磁线圈输入 $1/2$ 最大工作电流时，电磁力使柱塞向上的力与弹簧力的综合作用使柱塞保持在中间位置，同时将进油阀关闭，而卸荷阀仍处于关闭状态，此时，三孔间相互密封，轮缸内的制动压力保持一定值。

(3) 当电子控制单元向电磁线圈输入最大工作电流时，电磁力足以克服两个弹簧的弹力使柱塞进一步上移，此时卸荷阀打开，轮缸通过卸荷阀与储液室相通，于是轮缸中的制动液就流入回油管，制动压力降低。图 17.23 所示的是用符号表示的示意图，图中上段表示电流为零，中段表示电流小，下段表示电流大。

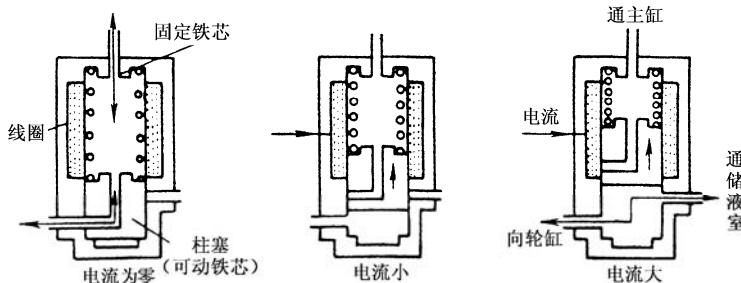


图 17.22 三位三通电磁阀工作原理

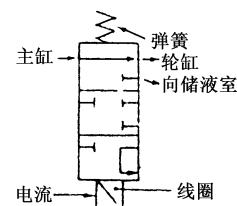


图 17.23 三位三通电磁阀示意图

图 17.24 所示的是一种常开式二位二通阀的内部结构。当电磁线圈 3 中无电流通过时，在复位弹簧 7 的作用下，铁芯 12 被推至限位杆 9 与缓冲垫圈 11 相抵触的位置。此时，与铁芯相连的顶杆 10 没有将球阀 6 顶靠在阀座 5 上，电磁阀的进油口 A 和出油口 B 相通，电磁阀处于开启状态；当电磁线圈中通以一定电流时，铁芯在电磁吸力的作用下，克服弹簧力的作用，带动顶杆一起右移，顶杆将球阀顶靠在阀座上，电磁阀进油口与出油口之间的通道被封闭，电磁阀处于关闭状态。限压阀 4 的功用是限制电磁阀的最高压力，避免由于压力过高而损坏电磁阀。

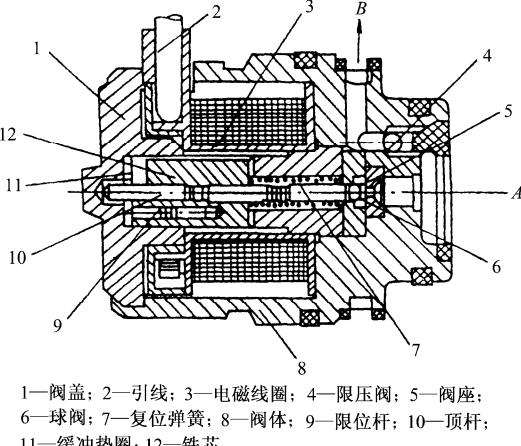


图 17.24 常开式二位二通电磁阀内部结构

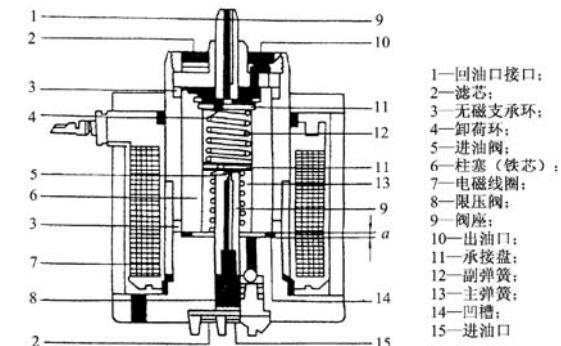


图 17.21 三位三通电磁阀内部结构

4. 制动压力调节器的调压方式及工作原理

制动压力调节器（Brake Pressure Regulator）的功用是通过电磁阀直接或间接地控制轮缸的制动压力。一般地，把电磁阀直接控制轮缸制动压力的调节器称为循环式制动压力调节器；把间接控制制动压力的调节器称为可变容积式制动压力调节器。

(1) 循环式制动压力调节器。循环式制动压力调节器由电磁阀、液压泵和电动机等部件组成。

调节器直接装在汽车原有的制动管路中，通过串联在制动主缸和制动轮缸之间的三位三通电磁阀直接控制轮缸的压力，可以使轮缸的工作处于常規制动状态、增压状态、减压状态或保压状态，如图 17.25 所示。三位是指电磁阀有 3 个不同位置，分别控制轮缸制动压力的增压、减压或保压，三通是指电磁阀上有 3 个通道，分别通制动主缸、制动轮缸和储液器。

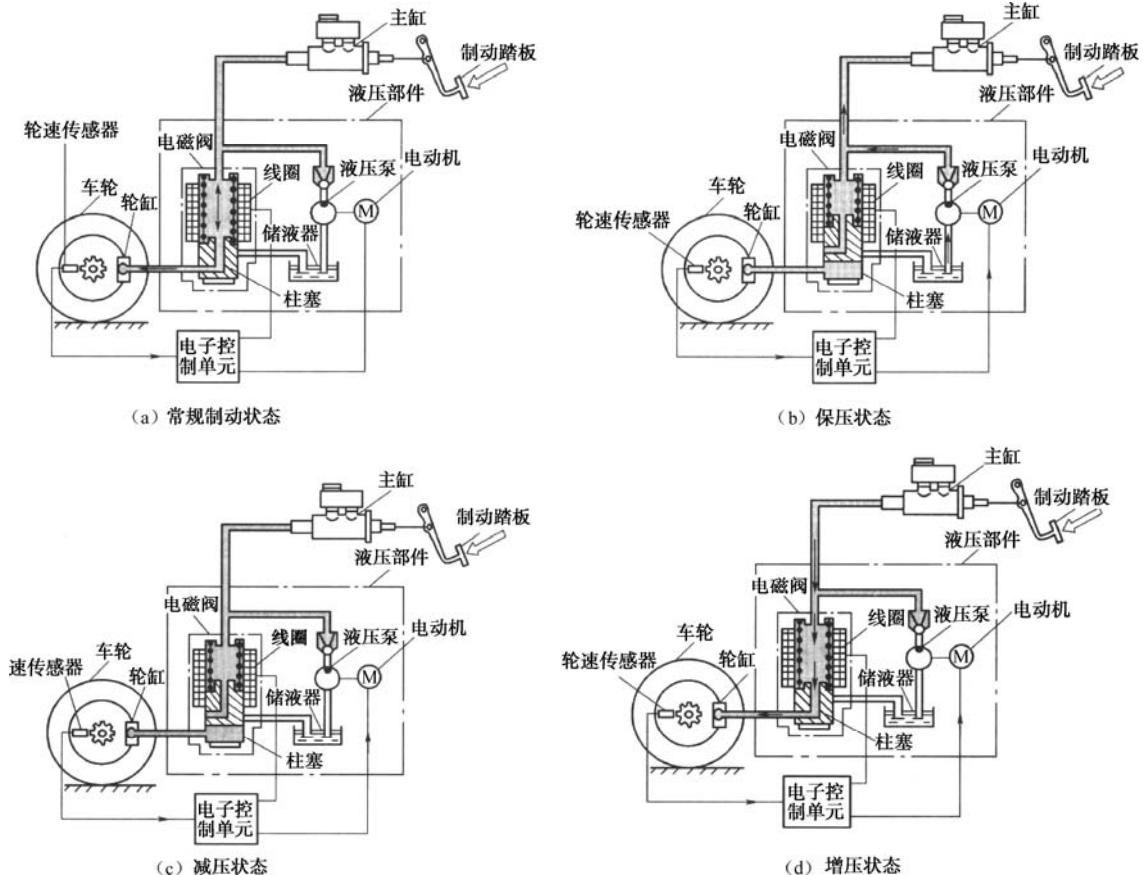


图 17.25 循环式制动压力调节器的工作原理

压力调节系统的特点是制动压力油路与 ABS 压力控制油路相通，是在制动主缸与制动轮缸之间串联一个电磁阀，直接控制轮缸的制动压力。该系统的工作过程如下。

① 常規制动状态。在常規制动过程中，ABS 系统不工作，电磁线圈中无电流通过，制动主缸与制动轮缸直接相通，从制动主缸来的一定压力的制动液直接进入轮缸，轮缸的制动压力随主缸压力而变化，此时回油泵不工作。

② 保压状态。汽车紧急制动时，ABS 系统开始工作。当电子控制单元检测到车轮滑动率在理想范围内时，ECU 向电磁线圈输入一个较小的电流（约是 1/2 最大电流），电磁阀就处于保压位置，此时，主缸、轮缸和回油孔相互密封，轮缸中的制动压力保持一定。

③ 减压状态。当电子控制单元检测到车轮滑动率过大，车轮趋向抱死时，ECU 向电磁线圈输入一个较大的电流，柱塞移到上端，使电磁阀处于“减压”状态，此时，电磁阀将轮缸与

回油通道或储液室接通，轮缸中的制动液经电磁阀流入储液室，轮缸中的制动压力下降。同时，电子控制单元驱动电动机启动，带动液压泵工作，将制动液经加压后送入主缸，为下一个控制循环做好准备。这种液压泵也称为再循环泵，它的功用是将减压过程中轮缸流回的制动液送入高压端，这样可以防止 ABS 系统工作时制动踏板行程发生变化，因此，在 ABS 工作过程中液压泵必须常开。

④ 增压状态。当减压过程中轮缸的制动压力下降得太快，电子控制单元检测到车轮的滑动率过小，车轮转速太快时，ECU 就切断通往电磁阀的电流，主缸与轮缸再次接通，主缸中的高压制动液就再次流入轮缸，轮缸制动力上升。

汽车紧急制动过程中，ABS 系统就是通过控制轮缸的制动压力进行“保压—减压—增压”的循环，将车轮的滑动率控制在理想的范围内，以达到最佳的制动效果。

(2) 可变容积式制动压力调节器。可变容积式制动压力调节器主要由电磁阀、控制活塞、液压泵和储能器等组成，是在原液压制动系统中增设的一套液压控制装置，控制制动管路中容积的增减，轮缸侧管路的容积增大时制动压力减小，轮缸侧管路的容积减小时制动压力增大，以此来控制车轮的制动力。可变容积式制动压力调节器有 4 个不同工作状态：常规制动状态、减压状态、轮缸保压状态和轮缸增压状态，如图 17.26 所示。

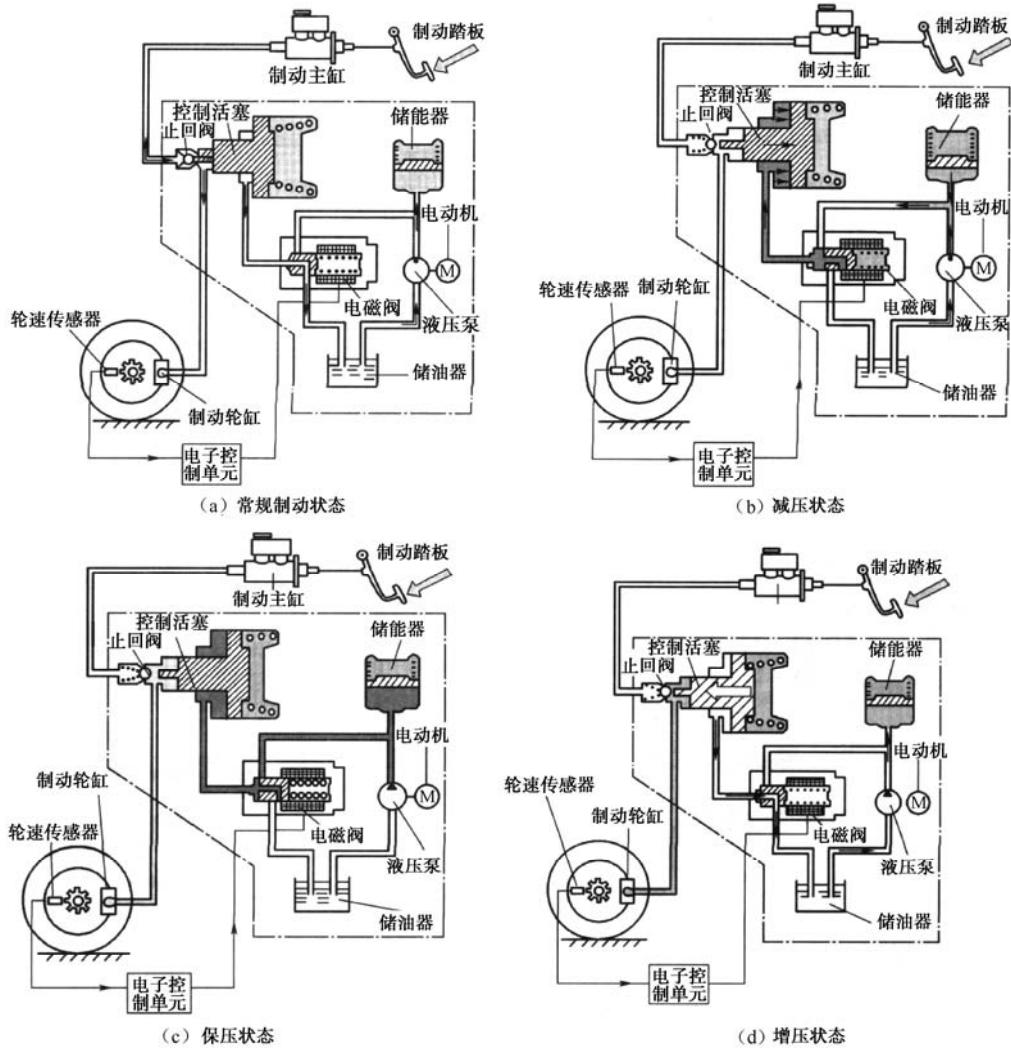


图 17.26 可变容积式制动压力调节器的工作原理

这种压力调节系统的特点是制动压力油路与 ABS 控制压力油路是相互隔开的。

该系统的工作过程如下。

① 常规制动状态。汽车在常规制动过程中，ABS 系统不工作，电磁线圈中无电流通过，电磁阀将控制活塞的工作腔与回油管路接通，控制活塞在强力弹簧的作用下被推至最左端，活塞顶端推杆把单向阀打开，使制动主缸与制动轮缸的管路接通，从主缸来的制动液进入轮缸，轮缸的制动压力就随主缸而变化。

② 减压状态。汽车紧急制动时，ABS 系统工作。当电子控制单元（ECU）检测到车轮滑动率过大时，ECU 就向电磁线圈输入一大电流（最大工作电流），电磁阀内的柱塞在电磁力的作用下克服弹簧的弹力移到右边，将储能器与控制活塞的工作腔接通，制动液进入控制活塞工作腔推动活塞右移，单向阀关闭，主缸与轮缸的管路被切断，此时，由于控制活塞的右移使轮缸侧的容积增大，于是制动压力下降。

③ 保压状态。当电子控制单元检测到车轮滑动率在理想范围内时，ECU 向电磁线圈输入一个较小的电流（约是 1/2 最大电流），使电磁线圈的电磁减小，柱塞在弹簧力的作用下左移，把储能器、回油管和控制活塞工作腔的管路相互隔离，此时，控制活塞左侧的油压保持一定，控制活塞在油压和强力弹簧的共同作用下保持在一定的位置，单向阀仍处于关闭状态，轮缸侧的容积不变，其制动压力也保持一定。

④ 增压状态。当电子控制单元检测到车轮的滑动率过小时，ECU 就切断通往电磁线圈的电流，柱塞回到左端的初始位置，使控制活塞工作腔与回油管路接通，控制活塞左侧的控制油压解除，控制活塞左移至最左端时，单向阀被打开，轮缸制动压力就随主缸压力的增大而增大。

(3) 其他可变容积式制动压力调节器。

① 旁通式。图 17.27 所示的是旁通式制动压力调节器，正常情况下旁通阀受储能器的高压作用，不让主缸的制动液直接进入轮缸，而是通过衰减阀和旁通阀后再进入轮缸。

在减压状态时，通过衰减阀的激磁线圈关闭 A 通道，打开 B 通道；增压时正好相反。若液压泵产生故障，储能器高压消失时，衰减阀和旁通阀的球阀同时移至左端而关闭（此时旁通阀右室的右阀打开），主缸压力经旁通阀的右室直接传到轮缸，恢复到普通制动方式。这种结构相当于带有安全装置。

② 本田式。图 17.28 所示的是本田（HONDA）式制动压力调节器的工作原理。普通制动时，输入、输出阀上的电磁线圈断电，将输出阀打开，输入阀关闭，此时调节器下端 C 腔与储油箱相通，活动活塞在其上端主弹簧弹力作用下移动，直至顶开开关阀，将 B 腔与 A 腔接通，制动主缸经过 A 腔和 B 腔与轮缸导通，轮缸的制动压力随主缸而增减。

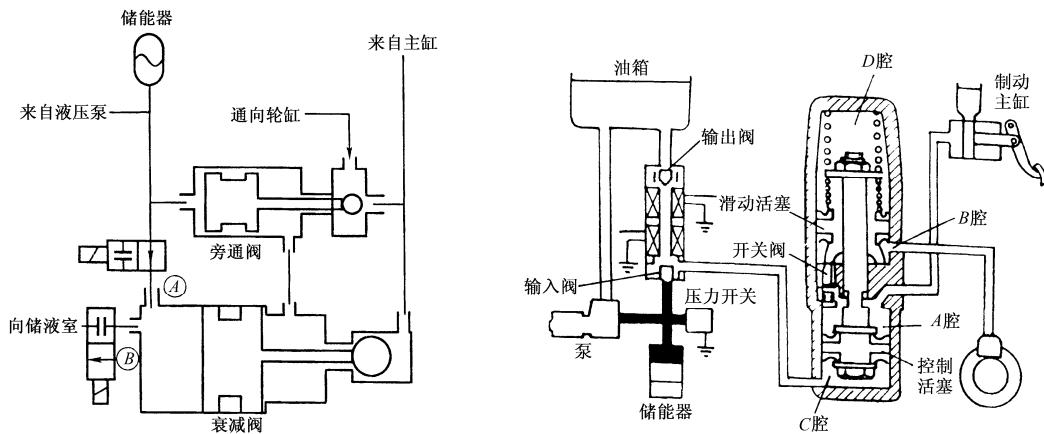


图 17.27 旁通式制动压力调节器

图 17.28 本田（HONDA）式可变容积制动压力调节器

在开关阀未顶开以前，通过对输入、输出阀线圈的通断电控制来调节 C 腔的压力，靠改变

滑动活塞的位置来改变 B 容积的大小，实现对轮缸制动压力的调节。

在 ABS 处于减压状态时，ECU 同时给输入和输出阀通电，将输入阀打开，输出阀关闭，由油泵和储能器提供的控制压力进入 C 腔，推动控制活塞的滑动活塞上移， B 腔容积增大，轮缸压力下降。

在 ABS 处于保压状态时，ECU 将输入阀电磁线圈的电流切断，让输出阀电磁线圈仍然通电，即输入和输出阀同时关闭，此时由于 C 腔油压保持一定，滑动活塞不动， B 腔容积不变，轮缸的制动压力就保持不变。

在 ABS 处于增压状态时，ECU 同时切断输入和输出阀的电磁线圈，将输出阀打开，输入阀关闭， C 腔压力下降，使控制活塞和滑动活塞下移， B 腔容积减小，轮缸制动压力增大。

17.2.6 电子控制单元

ABS 系统电子控制单元的基本组成与 ASR 系统相同，也是主要由输入级电路、运算电路、输出级电路及安全保护电路组成，这里不再重复，而仅就一些外围电器（继电器、故障指示灯等）做简单介绍。

图 17.29 所示的是 ABS 电子控制单元的外观图，其内部结构原理如图 17.30 所示。

ABS 系统中一般有两个继电器，灰色的为主继电器，棕色的为电动泵继电器。主继电器通过点火开关给 ABS 系统电控单元供电，只要发动机启动，ABS 电控单元就启动自检程序，检查该系统是否工作正常，若主继电器发生故障，电控单元就使 ABS 系统停止工作（此时车辆仍能进行普通制动）；电动泵继电器主要给电动泵供电，当接通点火开关后，电流便通过压力控制开关（接通状态）使电动泵继电器导通，控制电动泵的触点闭合，蓄电池就给电动泵供电使其工作，若电动泵继电器发生故障，电动泵就不能运行，整个系统就会因压力下降而无法工作，此时车辆应该停止运行，对电动泵继电器进行修复。

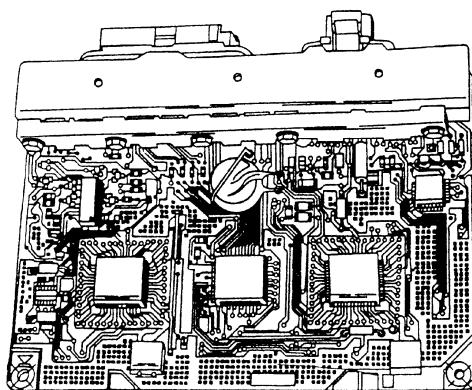


图 17.29 ABS 电子控制单元外观图

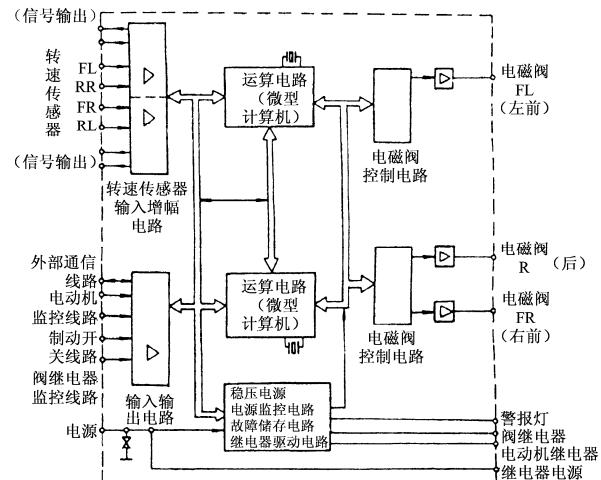


图 17.30 ABS 电子控制单元内部结构原理图

ABS 计算机保护二极管起保护计算机的作用，它装在主继电器与琥珀色 ABS 故障警告灯之间，能防止电流由蓄电池的正极通过主继电器直接流向计算机而引起计算机损坏。

ABS 系统一般带有两个故障警告灯，红色的为制动故障警告灯，琥珀色（或黄色）的为 ABS 故障警告灯，如图 17.31 所示。若系统正常，则当点火开关打开时，两个警告灯同时点亮，制动故障警告灯点亮的时间较短，ABS 故障警告灯亮的时间长一点（一般为 2~3s）；启动发动机后，储能器要建立系统油压，此时两个故障警告灯会再亮一次，时间可达十几秒或几十秒。红色制动灯在停车驻车制动时也应点亮。若上述情况下灯不亮，则说明故障警告灯本身有故障或其连接线路有故障。

若红色制动故障警告灯常亮，则说明制动液面过低或储能器中的压力下降（低于 14MPa），此时普通制动与 ABS 系统均不能正常工作，应查明故障原因并予以排除。

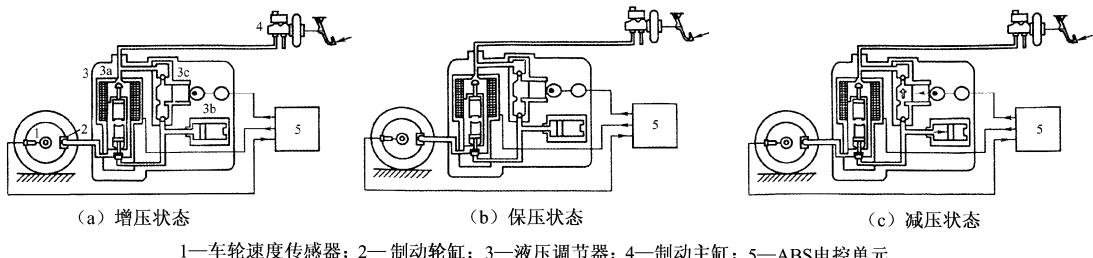
若 ABS 故障警告灯常亮，说明电子控制单元发现 ABS 系统有故障，也应及时检修。

17.2.7 典型的电控防抱死制动系统

1. BOSCH ABS 系统

图 17.32 所示的是德国 BOSCH ABS 系统的工作原理，其中的制动压力调节器由电磁阀 3a、储液室 3b 和油泵 3c 等组成。

普通制动时，ABS 系统不工作，上面的输入阀开启，下面的输出阀关闭，主缸 4 的液压油直接通向轮缸 2，轮缸制动力随制动踏板踩下的程度而变，如图 17.32 (a) 所示。当车轮趋于抱死时，ABS 电子控制单元发出指令使液压调节器 3 的电磁线圈通电，由于电磁阀的衔铁上装有一个预紧弹簧，其弹簧力限制了衔铁在不同控制电流下的行程，因此，当 ABS 电子控制单元给电磁线圈通以 1/2 最大工作电流时，只有上面的输入阀关闭，如图 17.32 (b) 所示，主缸与轮缸之间的通道被切断，使车轮的制动压力保持不变；若车轮继续趋于抱死，ABS 电子控制单元就会给电磁线圈通以最大工作电流，此时，下面的输出阀开启，如图 17.32 (c) 所示，轮缸与回油通道接通，车轮制动力下降，转速上升。然后 ABS 电子控制单元再给电磁线圈断电，车轮制动力又会上升，如此反复，把车轮滑动率控制在 20% 左右。



1—车轮速度传感器；2—制动轮缸；3—液压调节器；4—制动主缸；5—ABS电控单元

图 17.32 BOSCH ABS 系统的工作原理

2. 达科 (VI) ABS 系统

图 17.33 所示的是达科 (VI) ABS 系统，系统的结构与工作原理同上面介绍的一样，只是其制动压力调节器的结构与工作原理有一定的特点。

达科 (VI) ABS 系统制动压力调节器位于主缸与轮缸之间，与主缸组合成一体，其内部装有电磁阀，两个前轮各一个，两个后轮共用一个，由电子控制单元控制，单向阀靠活塞的上下移动来控制开启和关闭，而活塞的上下移动由电动机中的驱动齿轮带动螺栓来驱动。

图 17.34 所示的是控制前轮的制动压力调节器。普通制动时，电磁阀不工作，活塞位于上方，单向球阀打开，主缸的制动液通过电磁阀、单向阀到前轮制动器轮缸，此时电磁制动器 (EMB) 不通电，即处于制动状态，电动机不转。在紧急制动时，电磁阀通电，油路被切断，此时电磁制动器 (EMB) 通电，电动机转动，活塞在电动机驱动下向下移动，单向阀关闭，球阀与活塞之间出现小的空间。ABS 电控单元根据车轮的运转情况来控制电动机旋转，通过减速机构减速后传给螺栓，使活塞上下移动。当活塞上移时，空间变小，油压变大，制动力增加，即处于增压状态；当活塞不动

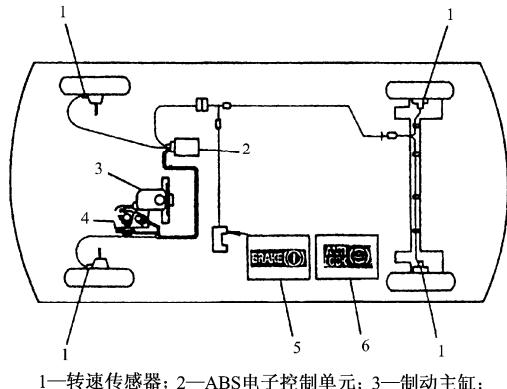


图 17.31 达科 (DELCO) ABS 系统故障警告灯

1—转速传感器；2—ABS电子控制单元；3—制动主缸；
4—制动压力调节器；5—制动故障指示灯（红色）；
6—ABS故障指示灯（琥珀色或黄色）

时，油压不变，即处于保压状态；当活塞下降时，油压变小，即处于减压状态。如此反复循环，使车轮制动保持在最佳状态。

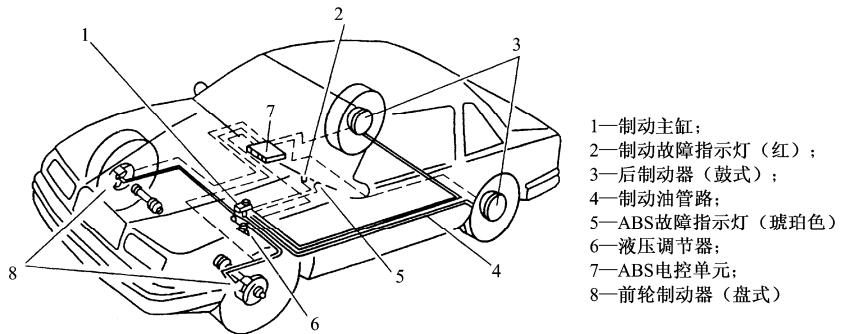


图 17.33 达科 (VI) ABS 系统

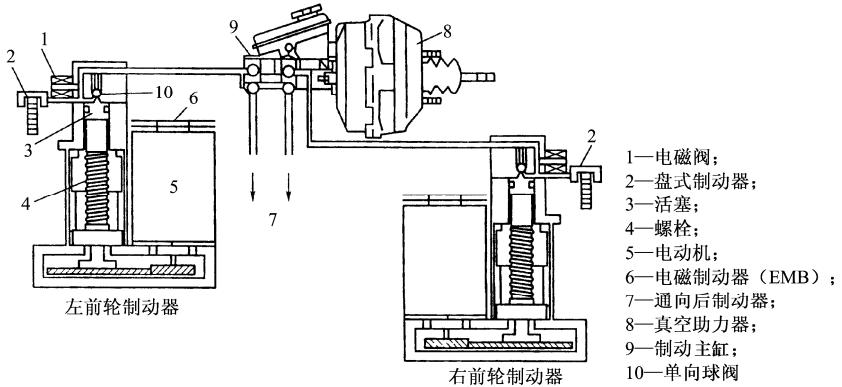


图 17.34 控制前轮的制动压力调节器

图 17.35 所示的是控制后轮的制动压力调节器，工作过程与前轮相同。电动机驱动螺栓旋转，再通过一个平板控制两个活塞的上下移动，使两个单向阀与活塞间的小空间发生变化，从而实现后轮制动压力的增加、保压和减压。控制后轮的调节器中没有电磁阀，结构比较简单。

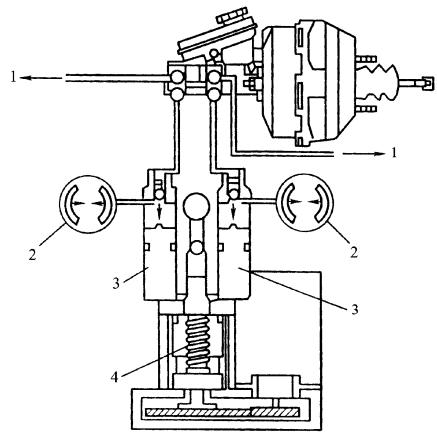
17.3 车轮防抱死制动系统的维修

17.3.1 装备 ABS 系统的汽车常出现的现象

装备 ABS 系统的汽车行驶过程中常会发生警告灯常亮、紧急制动时出现车轮明显的抱死拖滑的印痕等现象，这些故障现象大多是由于系统内的接线插头松脱或接触不良、导线短路或断路、电磁阀线圈短路或断路、电动泵电路短路或断路、车轮转速传感器电磁线圈短路或断路、继电器内部发生短路或断路，以及制动开关、液位开关和压力开关等不正常工作而引起。另外，蓄电池电压过低、车轮转速传感器与齿圈之间间隙过大或受到泥污污染、储液室液位过低等也会影响系统的正常工作。

17.3.2 检修 ABS 的注意事项

(1) ABS 系统与普通制动系统是不可分的，普通制动系统一旦出现故障，ABS 系统也就不能



1—液压油流向；2—后制动器；3—活塞；4—螺栓

图 17.35 控制后轮的制动压力调节器

正常工作，故当车辆制动系统出现问题时，应首先判明是 ABS 系统故障还是普通制动系统故障，而不能只把注意力集中在传感器、电控单元和制动压力调节器上。

(2) ABS 电控单元对电压、静电非常敏感，维修中稍有不慎就可能会损坏电控单元，因此，点火开关接通时，不可以拔或插电控单元上的连接器；确实需要在车上电焊时，应戴好防静电器（也可用导线一头缠在手腕上，一头缠在车身上），拔下电控单元后再进行。

(3) 维修车轮转速传感器时应特别小心，不要碰伤传感器头，不要用传感器齿圈做撬面，以免损坏，安装时不可用力敲击，磁隙可以调整的，在调整时应用非磁性工具。

(4) 维修达科 ABS 液压控制装置时，应先进行泄压，以免高压油喷出伤人。

(5) 制动液至少每两年更换一次。因为 DOT3 乙二醇型制动液的吸湿性很强，含水分的制动液将会腐蚀制动系统。注意不要使用 DOT5 硅酮型制动液，更换制动液时，应注意器具的清洁，制动液不要沾到电控单元及导线上。最后应按规定进行放气。

(6) 要注意不能让电子控制装置受碰撞或敲击。

(7) 不能让电控单元处于高温环境中，一般 ECU 只能短时间承受 90℃左右的温度，或在一定时间（约 2h）承受 85℃的温度，有的要求不超过 82℃。

(8) 当蓄电池电压过低时，ABS 系统将不能工作，所以特别在汽车停驶长时间后启动时，应检查蓄电池电压。

(9) 具有 ABS 系统的制动系应使用专用的管路，因为该系统往往具有很高的压力。

(10) 一般对于 ABS 系统中的传感器、电子控制单元的制动压力调节器都是不能修复的，若发生损坏应进行整体更换。

(11) 应尽量选用生产厂家推荐的轮胎，否则会影响防抱死制动效果。

(12) 装备 ABS 系统的汽车，操纵上与没有装备 ABS 系统的汽车一样，但 ABS 系统工作时制动踏板会有些轻微的振动，也可能会听到一点“咔嚓、咔嚓”的声音，这属于正常现象，并非故障出现。

17.3.3 ABS 的故障自诊断

ABS 系统大多具有自诊断功能，当点火开关开始处于点火位置时，电子控制单元会进行静态自检，在此期间，警告灯点亮；若系统正常，警告灯一般只持续 3~5s 后熄灭；若系统存在故障，则警告灯持续点亮，并且系统不进入工作状态，汽车变为普通常规制动。

当车速达到一定值后，电子控制单元还将对系统中的一些元件（车轮转速传感器、电磁阀、电动油泵）做动态检测，若检测到存在故障，ECU 将会以代码的形式将故障情况存入内存，同时点亮警告灯，并使系统退出工作状态。另外，ABS 系统工作过程中产生故障，ECU 也将进行同样的动作。值得注意的是，并非所有故障都可以由 ECU 检测出来。

ABS 故障码的读取最方便的是利用汽车故障诊断仪；也可以通过跨接诊断插座中相应的端子，根据仪表板上警告灯的闪烁来读取故障代码（DTC），再从维修手册中找到故障的具体情况。下面以广汽本田雅阁轿车 ABS 系统为例说明用警告灯读取故障代码的方法。

1. 故障代码的读取

(1) 从位于前排乘客一侧仪表板下的接头盖上拔出诊断接头，将 SCS 短路插头连接到 2 引脚接头上，如图 17.36 所示。

(2) 在没有踩下制动踏板的情况下接通点火开关，否则系统将转入故障代码清除模式。

(3) 若系统有故障，警告灯闪烁以显示故障代码，若存储器中无故障代码，警告灯就会熄灭。

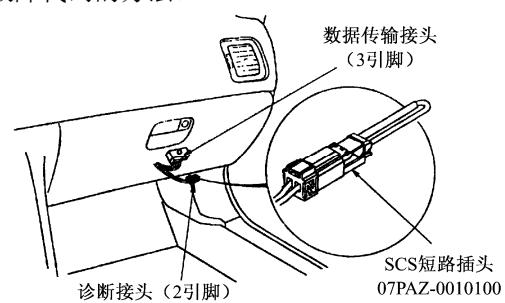


图 17.36 连接 SCS 短路插头到诊断接头上

(4) 根据警告灯闪烁的情况读取故障代码, 如图 17.37 所示。

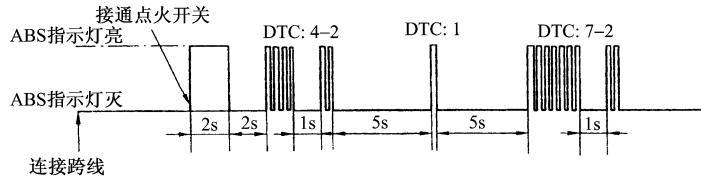


图 17.37 ABS 警告灯闪烁故障代码

(5) 关闭点火开关, 并取下 SCS 短路插头。如果 SCS 短路插头未取下, 则发动机启动后警告灯会一直点亮。

2. 故障代码的清除

ABS 若显示故障代码, 应立即进行检修并在修复后清除故障代码。以广汽本田雅阁轿车为例, 清除故障代码时, 可使用 HONDA PGM 检测诊断仪; 也可以通过跨接诊断插座中相应端子的方法, 具体步骤如下:

(1) 将 SCS 短路插头连接到位于驾驶席侧脚踏板后的诊断接头 (2 引脚) 上。

(2) 踩下制动踏板后, 接通点火开关。同时保持制动踏板在踩下的位置不动。

(3) 在 ABS 警告灯熄灭后, 松开制动踏板。

(4) 在警告灯亮起后, 再次踩下制动踏板, 在警告灯熄灭后再次松开制动踏板。

(5) 几秒后, ABS 警告灯会闪烁两次, 表明故障代码已清除。如果警告灯不是闪烁两次, 则需重复步骤 (1) ~ (4)。若 ABS 警告灯闪烁两次后仍亮着, 需再次检查故障代码, 因为在转换到故障代码清除模式之前的诊断期间已检测到故障。

(6) 关闭点火开关并拆下 SCS 短路插头。

17.3.4 ABS 故障的一般检查步骤

当 ABS 系统警告灯点亮或感觉系统工作不正常时, 应及时进行故障的诊断与排除, 其一般的检查步骤如下:

(1) 确认故障情况和故障症状。

(2) 先对 ABS 系统进行直观检查, 检查制动液渗漏、导线破损、插头松脱、制动液液位过低等情况。

(3) 利用自诊断系统读取故障代码, 既可以用解码器读取, 也可以通过警告灯的闪码进行读取, 然后根据维修手册查找故障代码代表的故障情况。

(4) 根据故障情况, 利用必要的工具和仪器对故障部位进行具体的检查, 确定故障部位和故障原因。

(5) 修理或更换部件以排除故障。

(6) 清除故障代码。

(7) 检查故障警告灯是否仍然持续点亮, 故障灯仍然持续点亮则可能是系统仍存在故障, 也可能是故障已经排除, 但故障代码未被清除。

(8) 若警告灯不再持续点亮, 则对车辆进行路试, 确认 ABS 系统是否恢复正常工作。

17.3.5 制动液的更换

1. 对制动液的要求

当 ABS 系统工作时, “减压—保压—增压” 的循环动作以很高的频率进行, 因此对制动液的要求比普通制动系要高。一般有以下基本要求。

(1) 沸点要高 (不低于 260°C), 以保证制动系不会产生“气阻”。

- (2) 运动黏度要低，以保证 ABS 系统工作时循环控制动作能反应及时。
- (3) 对金属、橡胶等无腐蚀作用。
- (4) 性能稳定，能长期保存，当工作温度频繁变化时其化学性能应无大的变化。
- (5) 吸湿沸点（制动液在含水量为 3.5% 时的沸点）要高。

表 17.3 所示的是美国运输部（DOT）的制动液标准，目前美、日、韩等国的轿车一般都推荐使用 DOT3 或 DOT4，不推荐使用硅酮型制动液 DOT5。

表 17.3 DOT 制动液标准

制动液规格	沸点（℃）	吸湿沸点（℃）	运动黏度（cst）
DOT 3	205 以上	140 以上	1500 以下
DOT4	230 以上	155 以上	1800 以下
DOT5	260 以上	180 以上	900 以下

2. 制动液的更换与补充

制动液的更换周期一般为 2 年/6 万 km（以先到的为准）。对具有液压助力的 ABS 系统进行制动液更换或补充时，由于蓄压器中可能蓄积有制动液，因此，在更换或补充制动液时应按如下步骤进行。

- (1) 先将新制动液加至储液器的最高液位标记（MAX）处。
- (2) 如果需要对 ABS 系统中的空气进行排除，应按规定的步骤进行放气。
- (3) 将点火开关打到点火位置，反复踏上和放松制动踏板，直到电动泵开始工作为止。
- (4) 待电动泵停止运转后，再对储液器中的液面进行检查。
- (5) 如果储液器中的制动液液位在最高液位标记以上，先不要泄放过多的制动液，而应重复(3)和(4)的过程。
- (6) 如果储液器中的制动液液位在最高液位标记以下，应向储液器再次补充新的制动液，使其液位达到最高液位标记处，但切不可超过最高液位标记。否则，当蓄压器中的制动液排出时，制动液可能会溢出储液室。

在 ABS 系统中，ABS 系统电控单元会对储液室的制动液面进行监测，当液面过低时，ABS 系统将会自动关闭，因此，应定期对储液室液面进行检查，并视具体情况及时补充制动液。

17.3.6 制动系统的放气

当 ABS 系统中有空气时，会严重干扰制动压力的调节，而使 ABS 功能丧失，对于普通制动系统，会使制动踏板发软，制动效果下降，制动反应迟缓。因此，在对 ABS 系统进行维护、液压装置修理后，必须按规定进行放气。很多装备 ABS 系统的车辆，可使用助力放气器等专用设备或手动放气方法进行放气。对液压制动调节器，一般应该用专用仪器按照特殊程序将空气放出，如有的需用扫描仪使调节器和电磁阀顺序通电工作，以排出空气。

1. 达科（VI）ABS 系统的放气

达科（VI）ABS 系统的放气需用 TECH-2 专用设备，将液压制动调节器的马达定位，以使单向阀顶在开通位置，让空气完全产生释放。

- (1) 找到调节器上的前轮放气螺栓。
- (2) 在前轮放气螺栓上安一泄漏管。
- (3) 慢慢拧松放气螺栓 1/2~3/4 转。
- (4) 制动液流出，当无气泡时就可关闭。
- (5) 按(1)~(4)的步骤进行后轮放气螺栓上的放气。
- (6) 最后按普通制动系统程序放气，放气顺序为右后轮→左后轮→右前轮→左前轮。

2. 不带 TRC (Traction Control System) 的雷克萨斯 LS400 轿车 ABS 系统的放气

(1) 制动主缸的放气 (如图 17.38 所示):

- ① 从制动主缸中脱开制动软管。
- ② 缓慢踩下制动踏板并踩住不放。
- ③ 用手指堵住出油管, 松开制动踏板。
- ④ 重复步骤②和③3~4 次。

(2) 制动管路放气 (如图 17.39 所示):

- ① 把乙烯管接到制动轮缸上。
- ② 踩下制动踏板数次, 然后在踩下制动踏板时松开放气塞。
- ③ 当制动液停止流出时拧紧放气塞, 然后放开制动踏板。
- ④ 重复步骤②和③, 直到制动液中的空气完全放出为止。
- ⑤ 对每个车轮进行以上步骤作业, 放出制动管路中的空气。

注意, 在对制动系统放气之前, 应先向储液室加注制动液, 放气结束后, 重新检查液位, 必要时进行添加。

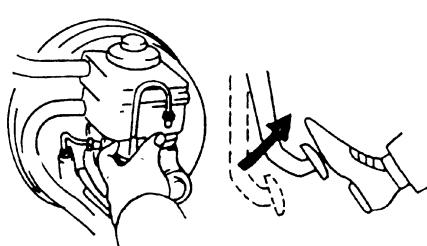


图 17.38 制动主缸放气

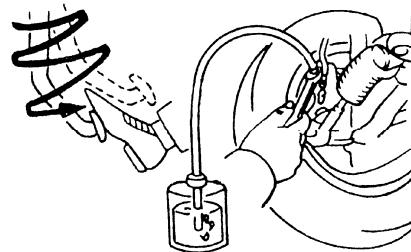


图 17.39 制动管路放气

17.4 电控行驶平稳系统 (ESP)

17.4.1 电控行驶平稳系统的功用与组成

电控行驶平稳系统 (Electronic Stability Program, ESP) 是改善汽车行驶性能的一种控制系统, 是 ABS 和 ASR 两种系统在功能上的延伸。利用与 ABS 一起的综合控制, 可防止汽车在制动时车轮抱死; 利用 ASR 可阻止汽车在起步时驱动轮滑转 (空转)。ESP 可以通过有选择性地控制各车轮上的制动力, 保持车辆在各种情况下的行驶稳定性, 防止车辆滑移, 因此, ESP 是一个主动安全系统。

ESP 系统在不同的车型中有不同的名称, 但其功用是一致的, 如奔驰、奥迪称为 ESP, 宝马称其为 DSC (Dynamic Stability Control, 即动态稳定性控制), 丰田、雷克萨斯称其为 VSC (Vehicle Stability Control, 即汽车稳定性控制系统), 三菱称为 ASC/AYC (Active Stability Control/Active Yaw Control, 即主动稳定控制/主动横摆控制系统), 本田称为 VSA (Vehicle Stability Assist, 即车身稳定性辅助系统), 而 VOLVO 汽车称其为 DSTC (Dynamic Stability and Traction Control, 即动态循迹防滑控制系统)。

电控行驶平稳系统主要由传感器 (轮速传感器、减速度传感器、横摆率传感器、转向角度传感器、制动液压传感器、节气门位置传感器)、电子控制单元 (ECU)、执行器及警示装置等组成。

下面以丰田雷克萨斯 LS400 轿车上的汽车稳定性控制系统 (VSC) 为例, 简述各零部件的功用。

- (1) 轮速传感器: 装在每个车轮上, 用于检测车轮旋转的角速度。
- (2) 减速度传感器: 水平安装于汽车重心附近地板下方的中间位置, 用于检测汽车的纵向和横向加速度。
- (3) 横摆率传感器: 装在汽车行李箱前部, 与汽车垂直轴线平行, 用于检测汽车横摆率 (汽车

绕垂直轴旋转的角速度)。

- (4) 转向角度传感器：装于转向盘后侧，检测转向盘的转向与角度。
- (5) 制动液压传感器：装于 VSC 液压控制装置上部，检测驾驶员进行制动操作时的制动液压力。
- (6) 节气门位置传感器：装于节气门体上，检测节气门的开度。
- (7) 电子控制单元：收集各传感器信息并进行计算处理，发出指令控制车轮制动力及发动机输出功率。
- (8) VSC 液压控制装置：正常情况下执行制动助力功能；当车轮在加速或减速中出现滑移时，执行 TRC 和 ABS 功能；当汽车出现侧滑时，把受到控制的制动液压加到每个车轮上。
- (9) 节气门执行器：在 VSC 系统控制发动机功率时，由它来启闭节气门。

17.4.2 电控行驶平稳系统的基本工作原理

在汽车行驶过程中，转向盘转角传感器监测驾驶员转弯方向和角度，轮速传感器监测车轮转速，节气门位置传感器监测节气门开度，制动主缸压力传感器监测制动力，而减速度传感器与横摆率传感器则监测汽车的纵向加速度、横向加速度、横摆和侧倾速度。ECU 根据这些信息，通过运算后判断汽车要正常安全行驶和驾驶员操纵汽车意图的差距，然后由 ECU 发出指令，调整发动机的转速和车轮上的制动力，修正汽车的过度转向或不足转向，以避免汽车打滑、转向过度、转向不足和抱死，从而保证汽车的行驶安全。

汽车在转弯过程中会出现打滑现象，当后轮出现打滑时产生转向过度(Over Steer)，当前轮出现打滑时产生转向不足(Under Steer)。当以上两种情况出现时，电控行驶平稳系统就开始工作，其工作过程如下。

(1) 转向过度(Over Steer)。当汽车在行驶过程中，由于意外造成转向过度，而使后轮打滑，车辆抛出转弯曲线，此时 ESP 系统把制动力加到外侧前轮，使车辆的转弯力量减小，同时使后轮的打滑现象也减少，如图 17.40 所示。

(2) 转向不足(Under Steer)。当汽车行驶过程中，如果出现前轮打滑，电子控制单元会发出指令降低发动机转矩，并给内侧后轮加制动力，使其向内侧移动，以达到驾驶稳定的目的，如图 17.41 所示。

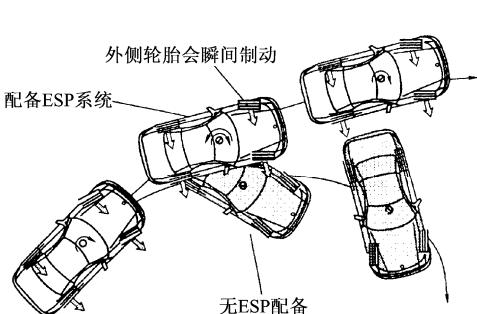


图 17.40 转向过度(Over Steer)

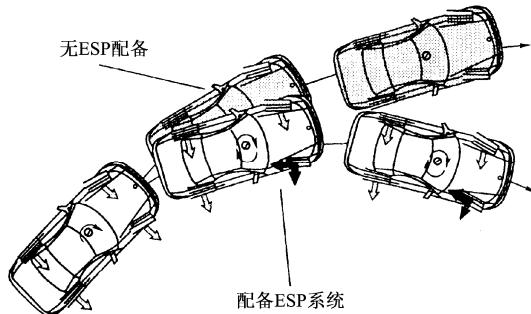


图 17.41 转向不足(Under Steer)

17.5 制动辅助系统(BAS)简介

传统的制动系统，其设计是将驾驶员施加于制动踏板上的力以固定的倍数加以放大。因此对于体力较弱的驾驶员而言，其可能面临制动力不足的问题。

目前，已开发出制动辅助系统(Brake Assist System, BAS)，以补充体力的不足，让驾驶员均能产生足够的制动力，预防意外。

BAS 系统有以下功能。

- (1) 根据作用于制动踏板的速度和力量，系统自动判断是否为紧急制动；

(2) 紧急制动时,即使驾驶者踩制动踏板的力量较弱,系统也能通过自动控制产生强大的制动力,从而缩短制动距离。

BAS 系统的工作过程:在车辆行驶的过程中,BAS 系统会利用传感器感应驾驶者对制动踏板踩踏的力度与速度大小,全时监测制动踏板的动作。当传感器侦测到制动踏板以极快的速度踏下,通过 ECU 判断,若将其判定为驾驶员需要进行紧急制动的动作时,BAS 系统便会对制动系统进行加压,控制制动系统产生更高的油压使 ABS 发挥作用,从而使制动力快速产生,使其产生最大的制动力,减少制动距离,让车辆能有最佳的制动效果,以提高行车的安全,如图 17.42 和图 17.43 所示。

图 17.42 中曲线的含义如下。

① 某些驾驶员在紧急制动时,踩制动踏板的力并不一定很大,有时汽车输出的制动力很小;

② 此外,这时的驾驶员并不是一直死死地踩住制动踏板的,有可能造成制动力降低;

③ BAS 系统在驾驶员急速踩制动踏板时,自动判断驾驶员是否在紧急制动,即使驾驶员的力量不够,也会加大制动力的输出;

④ BAS 系统在驾驶员有意识地停止制动时,会自动减少辅助制动力,减缓制动时带来的唐突感。

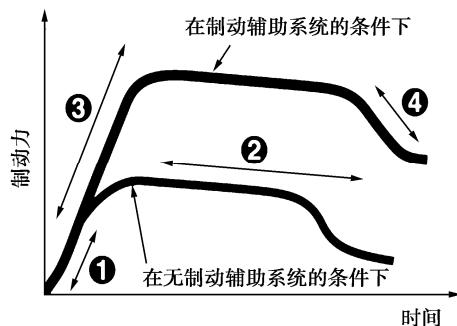


图 17.42 制动辅助系统 (1)

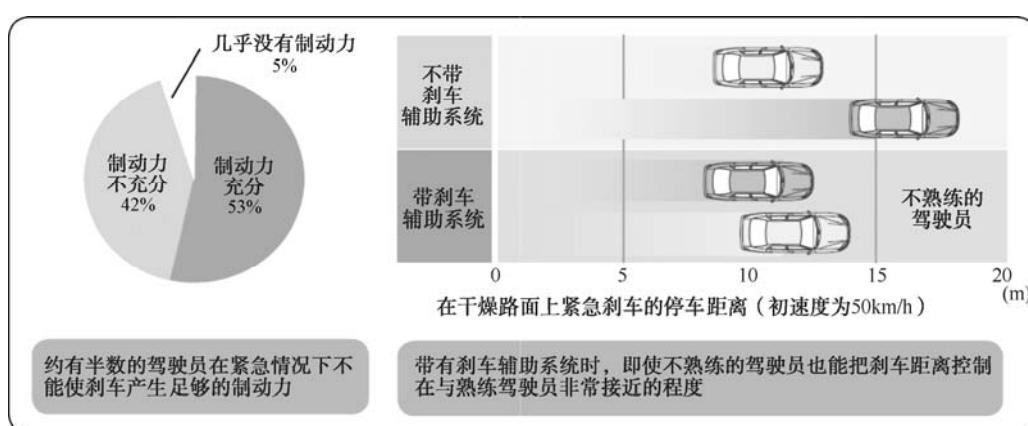


图 17.43 制动辅助系统 (2)

17.6 伺服制动系统

1. 伺服制动系统的功用

伺服制动系统 (Servo Brake System) 是在人力液压制动的基础上附加一套动力伺服系统而成,即兼用人力和发动机动力作为制动的动力源,它能减轻驾驶员施加于制动踏板上的力,增加车轮制动力,达到操纵轻便、制动可靠的目的。

2. 伺服制动系统的类型

伺服制动系统按助力部位和控制装置的操纵方式不同,可分为助力式和真空式两类,前者的控制装置由制动踏板机构直接操纵,助力作用在制动主缸上;后者的控制装置由主缸输出的液压力操纵,且伺服系统的输出力与主缸液压共同作用于一个中间传动缸,使该缸向轮缸输出的压力远高于主缸液压。

伺服制动系统按伺服能量形式不同又可分为气压伺服式、真空伺服式和液压伺服式三种。

3. 真空助力式伺服制动系统

图 17.44 所示的是双管路真空助力式伺服制动系统，串联双腔制动主缸的前腔通向左前轮制动器的轮缸 10，并经感载比例阀 9 通向右后轮制动器轮缸 13。主缸的后腔能向右前轮制动器的轮缸 12，同样经感载比例阀 9 通向左后轮轮缸 11，加力气室 3 和控制阀 2 共同组成真空助力器。制动主缸直接装在加力气室的前端，真空单向阀 7 装在加力气室上，进行制动时，踏板力与真空气室产生的推力一起作用在主缸 4 的活塞推杆上。

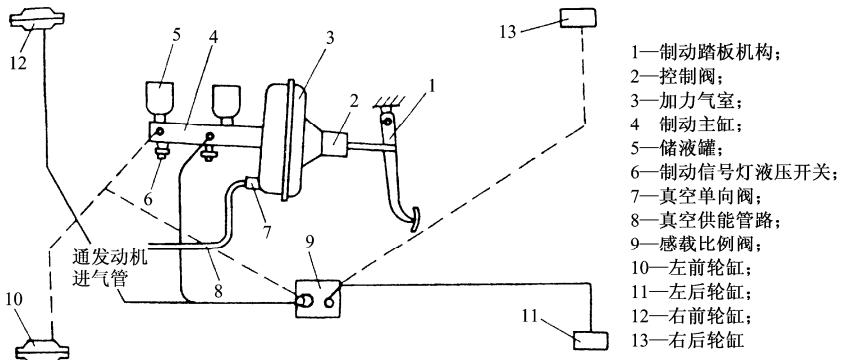


图 17.44 双管路真空助力式伺服制动系统

图 17.45 (a) 所示的是上海桑塔纳和一汽奥迪轿车所用的真空助力器，其中图 17.45 (b) 和图 17.45 (c) 所示的是放大的控制阀。加力气室用螺栓 5 和 17 固定在车身的前围板上，并通过调整叉 13 与制动踏板相连，发动机进气管经单向阀通到加力气室的前腔。外界空气经过滤环 11 和毛毡过滤环 14 滤清后腔。

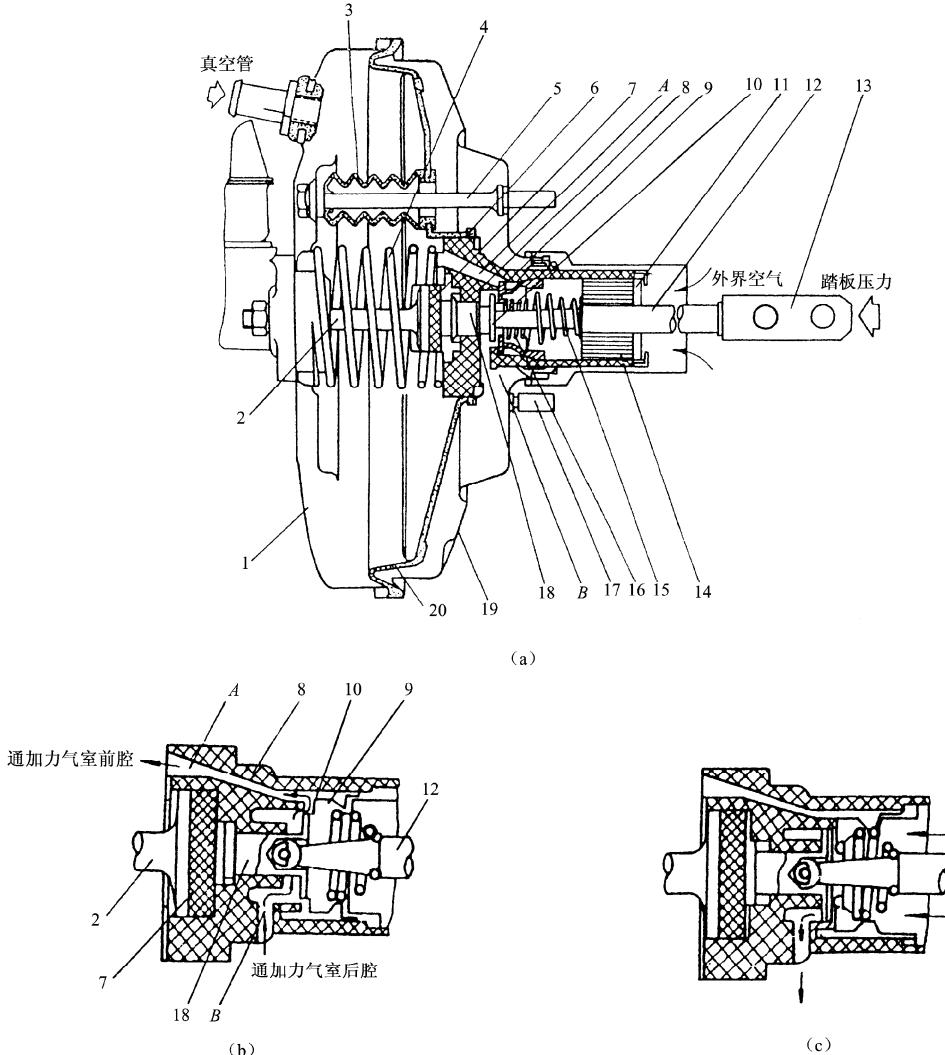
加力气室膜片座内的通道 A 连接到加力气室前腔和控制阀室；通道 B 连接到加力气室后腔和制动阀，带有密封套的橡胶阀门 9 与加力气室膜片座 8 上加工出来的阀座组成真空阀；又与控制阀柱塞 18 的大气阀座 10 组成大气阀，控制阀柱塞 18 借推杆 12 的球头铰接。

当制动踏板未踩下时，控制阀推杆弹簧 15 将推杆 12 连同柱塞 18 推至右极限位置（真空气室开启），橡胶阀门 9 被弹簧 16 压靠在大气阀座 10 上（大气阀关闭）。加力气室前、后腔经通道 A、控制阀腔和通道 B 连通，并与大气隔绝。发动机启动后，真空单向阀被吸开，加力气室左右两腔内都有一定的真空气度。

当踩下制动踏板时，加力气室还未起作用，膜片座 8 固定不动，踏板力推动推杆 12 和柱塞 18 相对于膜片座右移，当柱塞与橡胶反作用盘 7 之间的间隙消除后，踏板力就经反作用盘传给制动主缸推杆 2，如图 17.45 (c) 所示。

橡胶反作用盘 7 装在控制阀柱塞 18、加力气室膜片座 8 和推杆 2 形成的密闭空间内，显然，柱塞加于反作用盘上的力小于盘对推杆的力，但柱塞的位移量大于推杆，因此，主缸内一定压力的制动液流入制动轮缸，与此同时，橡胶阀门 9 在橡胶阀弹簧 16 作用下左移，直到与膜片座 8 上的真空阀接触，封闭通道 A 和 B，使之隔绝，然后，推杆 12 继续推动柱塞 18 左移直到其后端的大气阀座 10 离开橡胶阀门 9 一定距离。于是经过过滤的外界空气经控制阀腔和通道 B 充入加力气室的后腔，使其真空气度下降，于是，在加力气室的前、后腔之间就产生一个压力差。在此过程中，膜片和阀座不断左移，直到阀门重新与大气阀座接触而达到平衡状态为止。因此，在任何一个平衡状态下，加力气室后腔中的稳定真空气度都与踏板行程成递增函数关系，从而体现控制阀的随动作用。

加力气室两腔真空气度差值产生的作用力，除一部分被复位弹簧 4 平衡外，其余都作用在反作用盘上。因此制动主缸推杆所受的力为膜片座 8 和柱塞 18 二者的合力，而经反作用盘反馈过来的力，使驾驶员有一定的踏板感。



1—加力气室前壳体；2—制动主缸推杆；3—导向螺栓密封套；4—膜片复位弹簧；5—导向螺栓；6—控制阀；7—橡胶反作用盘；
8—加力气室膜片座；9—橡胶阀门；10—大气阀座；11—过滤环；12—控制阀推杆；13—调整叉；14—毛毡过滤环；15—控制阀推杆弹簧；
16—阀门弹簧；17—螺栓；18—控制阀柱塞；19—加力气室后壳体；20—加力气室膜片

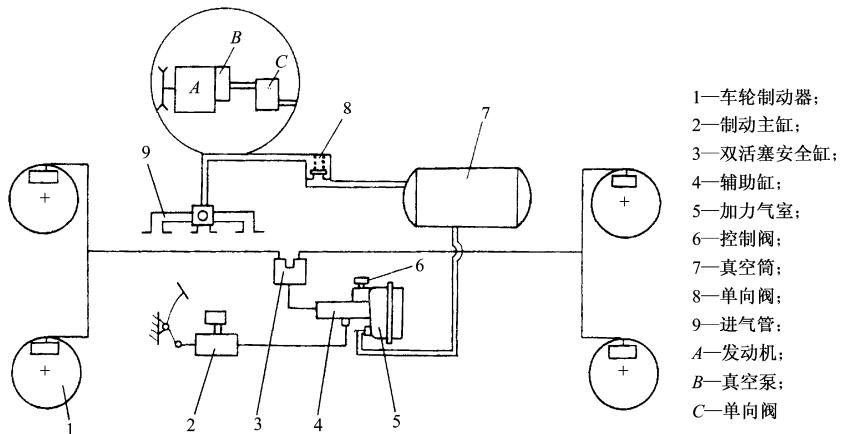
图 17.45 上海桑塔纳和一汽奥迪所用的真空助力器示意图

4. 真空增压式伺服制动系统简介

下面以跃进 NJ1061A 型汽车装用的真空增压式伺服制动系统为例说明其组成与工作过程。如图 17.46 所示，它是在普通制动装置的基础上加了一套真空增压系统，其中包括：

- (1) 供能装置：由发动机进气管 9、真空单向阀 8、真空筒 7 组成。
- (2) 控制装置：控制阀 6。
- (3) 传动装置：加力气室 5、辅助缸 4。

当发动机工作时，在进气歧管 9 真空度的作用下，真空筒中的空气经真空单向阀 8 被吸入发动机，因而真空筒中具有一定的真空度，柴油发动机由于进气管真空度低，需要另装一个真空泵。单向阀 8 的作用是：当进气歧管真空度大于真空筒中的真空度时，单向阀打开，加力气室与真空筒中的空气被吸出；当发动机熄火或因工况变化使进气管真空度低于真空筒真空度时，单向阀关闭，以保持加力气室及真空筒中的真空度。



当汽车制动时，制动主缸 2 输出的制动液先进入辅助缸 4，由此一边传入前、后轮制动轮缸，另一边又作为控制压力输入控制阀 6，控制阀 6 使真空加力气室 5 起作用，真空加力气室 5 输出的压力与主缸传来的液压一起作用于辅助缸活塞上，使辅助缸输送到轮缸的液压比主缸液压高。

17.7 电子伺服制动系统简介

1. 电子伺服制动系统的功用

在电子伺服制动系统中，制动踏板和车轮制动器之间并没有机械或液压的连接，驾驶者的踏板力由传感器转换成一个电信号，并将此信号传送到 ECU，再由 ECU 结合其他数据确定各个车轮所需的制动力，最后由相应的执行器实施制动，提高了车辆的制动性能、制动时的车辆稳定性能及舒适性能。与以往的制动系统相比，电子伺服制动系统具有制动响应时间短、摩擦片磨损轻、装配测试简单迅速、易于升级、利于环保等优点。电子伺服制动系统开发中面临的主要问题是制动时执行机构所需能量的获取，如盘式制动器需要 1kW 的电能，对于目前的 12V 电气系统来说，提供这样的制动能量比较困难。

2. 电子伺服制动系统的组成与类型

电子伺服制动系统主要由若干个传感器、电子控制单元和执行器组成，按照其控制方式可以分为以下几种类型：电控液压制动系统（EHB）、电子制动系统（EBS）、机电一体化制动系统（EMB）。

3. 电子伺服制动系统的基本工作原理

(1) 电控液压制动系统（Electronic Controlled Hydraulic Brake System, EHB）。如图 17.47 所示，电控液压制动系统（EHB）通过高压储液缸产生制动力。在制动时，EHB 的 ECU 根据踏板力的大小，并结合汽车的其他数据（如滑动率等）来计算各个车轮所需的制动压力，然后由车轮制动压力调节器来控制各车轮的制动压力。在电控液压制动系统中，仍将保留液压的车轮制动器，不过在正常工作情况下，它们与制动踏板是相互独立的，而当 EHB 系统失效时，驾驶者的踏板力会按照传统的液压制动方式经制动主缸传递到前轮制动器上。EHB 系统最主要的优点是提高了制动的舒适性。与 ABS 相比，EHB 系统的控制器可以提前介入制动过程，从而进一步提高制动时汽车的稳定性。在湿路面上，EHB 系统会定期自动地实施微弱的脉冲制动，以去除制动盘上的水膜，确保汽车具有完全的制动能力。EHB 系统还可实现一些“交通辅助”功能，比如当驾驶者将脚从加速踏板上移开后，系统会让汽车按照预定的加速度减速。此外，该系统的结构还具有很强的灵活性，如果在系统中加入转向变化率传感器、横向加速度传感器及转向角传感器，就可实现电子稳定系统（ESP）的自动稳定功能。

(2) 电子制动系统（Electronic Braking System, EBS）。如图 17.48 所示，电子制动系统（EBS）是在气压外力制动系统的基础上开发的。EBS 的 ECU 根据来自制动阀门、压力控制模块和负载传感

器的信号及其他车辆数据来计算各车轮所需的制动压力，而气压外力制动系统中的各种机械式气动部件全部由电子控制的执行器取代，而且电控执行器除进行压力调节外，还承担一定的传感器数据处理的任务。在突发情况下（如断电等），辅助的气动回路开始工作，确保汽车的制动效能几乎不减。

EBS 可以避免车轮制动器的单独抱死，使制动距离实现最优化，并可显著改善挂车的稳定性，而且还将减速器、发动机制动与操纵制动连为一体，实现了汽车广泛的制动控制。

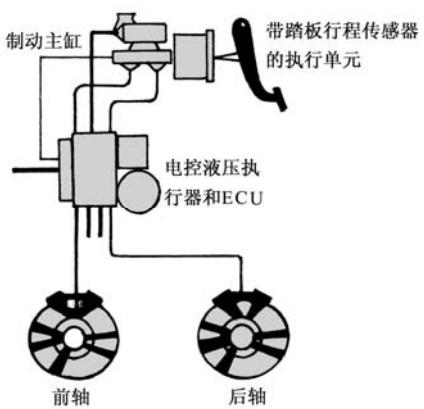


图 17.47 电控液压制动系统

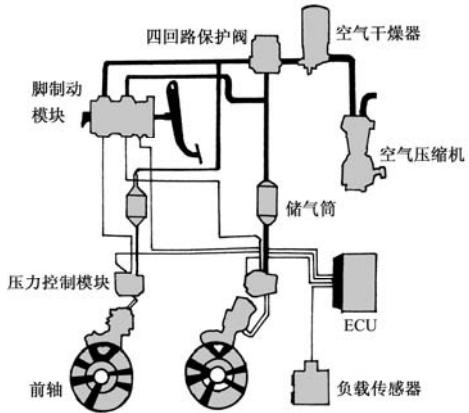


图 17.48 电子制动系统

(3) 机电一体化制动系统 (Electromechanical Brake system, EMB)。机电一体化制动 (EMB) 取代依靠液压和气压执行部件的制动系统的进程，长期以来就备受人们关注。如图 17.49 所示，EMB 把电动机直接集成在车轮制动器中，以产生制动压力，从而完全避免了通过气压和液压机构进行传力。EMB 通过导线来传递信号和能量，这就使得系统装配变得非常简单，不过由于电动机消耗的电能很多，故系统需专门配备给制动系统供电的蓄电池。

目前 EMB 系统距实用阶段还有一定的距离，其主要原因在于执行器的研制。由于执行器要安装在轮辋内的狭小空间内，工作环境的机械和热负荷都很大，使得研制体积小、质量轻、强度大、成本低的执行器非常困难。

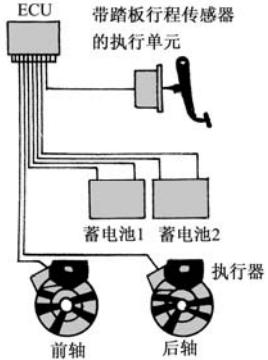


图 17.49 机电一体化制动系统

17.8 刹车优先系统 (BOS) 简介

刹车优先系统 (Brake Override System, BOS) 是一套用来优先保障车辆制动效果的系统。无论汽车油门开度处在什么位置，即使在油门全开（即油门踏板踩到底）的情况下，只要驾驶员踩下制动踏板，就能使发动机的供油系统立刻把供油量减小到最小，发动机随之降至怠速状态，并让汽车制动停止，从而避免发动机的牵引力影响车辆制动效果。也就是说刹车优先系统在监测到驾驶员试图实施制动时，会自动将发动机工作切换到怠速状态。

刹车优先系统就是在任何情况下，只要驾驶员踩下刹车踏板，制动系统就必须首先工作，让车辆减速停车，同时当汽车的刹车踏板被踩下时，发动机的油门立即处于怠速状态。

刹车优先系统的工作原理是，正常行车减速情况（特别注意：是正常行车减速，而不是车子原地不动，空挡、同时踩油门和制动踏板），ECU 先接收到油门减少的信号，后接收到制动信号，即驾驶员右脚先离开油门踏板再去踩制动踏板。此时发动机供油的减少是因为油门踏板被松开后上移，ECU 发出缓慢减少供油信号。

但是当油门卡住或不正常供油的情况下，ECU 首先接收到刹车信号而没有接收到油门减小

的信号，“刹车优先系统”判断刹车优先并立刻执行。撤销油门踏板信号（无论油门信号在什么状态，全部撤销），同时 ECU 发出立即减少供油的信号，发动机供油量锐减，发动机转速迅速下降，使进气管真空度迅速提高，给真空助力系统提供最大制动助力。同时，发动机转速低也成为制动器，即利用发动机制动，帮助制动系一起制动，提高了汽车行车安全性。

刹车优先系统的本质是当制动请求和发动机动力输出产生矛盾时，ECU 判断制动请求优先，并迅速减少发动机输出功率。

汽车停车或空挡滑行时，ECU 不会启动“刹车优先”指令；ESP 系统工作时，制动控制单元也不会向 ECU 发出刹车优先请求。

17.9 实训 电控防抱死制动系统的拆装与维修

1. 实训目的与要求

- (1) 了解 ABS 系统的布置及种类；
- (2) 了解各零部件的位置、结构、原理；
- (3) 掌握 ABS 系统的工作原理；
- (4) 熟悉故障代码的读取和清除；
- (5) 掌握诊断仪器的使用。

2. 实训内容简述

- (1) 根据具体的车型认识 ABS 系统的组成及在车上的位置；
- (2) 按照正确步骤拆装各零部件；
- (3) 对 ABS 系统进行检查和调整；
- (4) 分别用故障警告灯和检测仪器读取故障代码并予以排除，最后清除故障代码。

思考与练习

1. 汽车上为什么要设置制动防抱死装置？
2. 试述制动防抱死系统的组成和工作原理。
3. 制动防抱死系统按照控制通道分为哪几类？各有什么特点？
4. 制动防抱死系统使用时应注意哪些事项？
5. 试述汽车制动防抱死系统检查和故障诊断的一般方法。
6. 简述 ESP 的工作原理。
7. 简述 BAS 的功能。
8. 简述 BOS 的工作条件。

参 考 文 献

- [1] 陈家瑞. 汽车构造(5版) [M]. 北京: 人民交通出版社, 2009.
- [2] 曾鑫. 汽车行驶·转向·制动系统检修 [M]. 北京: 人民邮电出版社, 2014.
- [3] 张俊宾. 汽车底盘维修 [M]. 北京: 人民邮电出版社, 2014.
- [4] 黄林彬. 汽车自动变速器构造与检修 [M]. 上海: 同济大学出版社, 2010.
- [5] 周林福. 汽车底盘构造与维修(第2版) [M]. 北京: 人民交通出版社, 2011.
- [6] 丛树林. 汽车底盘构造与维修(新编版) [M]. 北京: 人民交通出版社, 2011.
- [7] 信悦. 汽车底盘构造与维修 [M]. 北京: 科学出版社, 2010.
- [8] 白红村. 汽车底盘构造与维修 [M]. 北京: 北京大学出版社, 2011.
- [9] 卢嗣之. 汽车底盘构造与维修 [M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2011.
- [10] 蒋运劲. 汽车底盘构造与维修 [M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2011.