



高职高专交通运输类“十五”规划教材



汽车底盘

徐安 陈德阳 主编

43



高职高专交通运输类“十五”规划教材

汽车底盘

徐安 陈德阳 主编
张西振 司景萍 主审



机械工业出版社

本书根据全国高等学校载运工具(汽车)运用工程专业教学指导委员会第二届六次会议确定的高职高专交通运输类“十五”规划教材编写计划编写。

本书系统地阐述了汽车底盘的结构、工作原理、故障检测诊断及维修,将传统的《汽车构造》、《汽车检测诊断》、《汽车维修》课程的内容有机地组合在一起,便于全面掌握汽车底盘方面的有关知识,提高综合分析和解决工程实际问题的能力。全书共分十三章,以典型轿车为主,兼顾典型的中、轻型货车,分别介绍与汽车传动系、行驶系、转向系、制动系、车身等相关的内容。

本书为高职高专交通运输类、汽车运用工程类和车辆工程专业教材,也可作为成人教育、职工培训等相同或相近专业的教材,还可供汽车设计、制造、使用、检测诊断和维修、车辆管理等工程技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

汽车底盘/徐安,陈德阳主编. —北京:机械工业出版社,2005.1

高职高专交通运输类“十五”规划教材

ISBN 7-111-15504-1

I. 汽... II. ①徐...②陈... III. 汽车-底盘-高等学校:技术学校-教材 IV. U463.1

中国版本图书馆CIP数据核字(2004)第109870号

机械工业出版社(北京市百万庄大街22号 邮政编码100037)

策划编辑:杨民强

责任编辑:蒋有彩 版式设计:霍永明 责任校对:张媛

封面设计:姚毅 责任印制:李妍

北京机工印刷厂印刷·新华书店北京发行所发行

2005年1月第1版第1次印刷

787mm×1092mm¹/₁₆·27.5印张·682千字

0 001—4 000册

定价:46.00元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

本社购书热线电话(010)68993821、88379646

68326294、68320718

封面无防伪标均为盗版

前 言

本教材根据全国高等学校载运工具（汽车）运用工程专业教学指导委员会第二届六次会议确定的高职高专交通运输类“十五”规划教材编写计划编写。

传统的《汽车构造》、《汽车检测诊断》、《汽车维修》课程，将本属于一个完整有机体的事物人为地割裂开来，分别设课，造成三门课程之间内容重复、交叉，既不利于学生综合能力的培养，又浪费了宝贵的教育资源，同时也不符合事物的认知规律。本教材按照高职高专人才培养目标的要求，在编写上打破传统教材分别设课的积习，实现了三门课程的有机整合。

本教材是编者长期从事汽车结构、检测诊断及维修的教学、科研、工程实践的经验和成果，在理论与实践的结合上有新的突破。教材体现了高职高专教育特色，贯彻了理论与实践相结合的方针，突出了新系统、新结构、新技术和新方法，注重了学生分析和解决工程实际问题能力和创新精神的培养。

本教材由山东交通学院徐安教授、陈德阳副教授担任主编。具体编写人员及分工如下：徐安教授编写前言和重点的第四章，陈德阳副教授编写第七章至第十二章的构造部分，张桂荣副教授编写第一、二、三章及第五、六章的构造部分，李清民副教授编写第五、六、七章至第十二章的检修部分和第十三章，冉广仁副教授编写第十一章和第十二章的检修部分。

经教学指导委员会推荐，张西振和司景萍担任本教材主审，对教材初稿进行了认真的审阅，并提出了许多宝贵的意见和建议，在此深表感谢。

在本教材的编写过程中，借鉴了国外教材成功的编写经验，先后参阅了大量的国内外文献资料，另外，还深入国内外汽车设计单位和制造、使用、检测诊断，维修企业进行了广泛的调研。在此，谨向为本教材编写提供帮助的各界人士表示衷心的感谢。

限于时间和水平，本教材难免存在一些不足或疏漏之处，恳请使用者提出宝贵的意见。

编 者

目 录

前言	
第一章 汽车传动系概述	1
第二章 离合器	8
第一节 离合器的功用和要求	8
第二节 摩擦片式离合器的工作原理	9
第三节 摩擦片式离合器的构造	12
第四节 离合器的操纵机构	22
第五节 离合器常见故障诊断与排除	27
第六节 离合器的维修	34
第三章 变速器与分动器	41
第一节 概述	41
第二节 变速器的变速传动机构	43
第三节 同步器	56
第四节 变速器的操纵机构	65
第五节 分动器	72
第六节 变速器的故障诊断与排除	76
第七节 变速器的维修	83
第四章 自动变速器	89
第一节 自动变速器概述	89
第二节 液力变矩器结构与工作原理	92
第三节 行星齿轮辅助变速器结构与工作原理	100
第四节 自动变速器离合器与制动器结构与工作原理	108
第五节 自动变速器液压控制系统	113
第六节 自动变速器的电子控制	123
第七节 自动变速器的检验	135
第八节 自动变速器故障诊断与分析	141
第九节 自动变速器就车检修	165
第十节 自动变速桥解体修理	175
第五章 万向传动装置	215
第一节 概述	215
第二节 万向节	217
第三节 传动轴和中间支承	224
第四节 常见故障与排除	230
第五节 万向传动装置的维修	231
第六章 驱动桥	234
第一节 概述	234
第二节 主减速器	235
第三节 差速器	246
第四节 半轴与桥壳	252
第五节 常见故障诊断与排除	256
第六节 驱动桥的维修	257
第七章 车架	264
第一节 车架的构造	264
第二节 车架的常见故障与原因分析	268
第三节 车架的修理	269
第八章 车桥	273
第一节 车桥的作用与分类	273
第二节 转向桥构造	273
第三节 车轮定位	275
第四节 转向驱动桥	278
第五节 转向桥常见故障诊断与排除	279
第六节 转向桥检修与调整	281
第九章 车轮与轮胎	288
第一节 车轮	288
第二节 轮胎	290
第三节 车轮和轮胎的常见故障与排除	294
第四节 车轮和轮胎的修理	297
第十章 悬架	301
第一节 悬架的功用和分类	301
第二节 钢板弹簧悬架	301
第三节 螺旋弹簧悬架	311
第四节 扭杆弹簧悬架	322
第五节 减振器	329
第六节 电子控制空气悬架	333
第十一章 转向系	335
第一节 概述	335
第二节 转向器构造	336
第三节 转向传动机构构造	339
第四节 动力转向	342
第五节 转向系常见故障的诊断与排除	348
第六节 转向器的维修	350
第十二章 制动系	354

第一节	概述	354
第二节	车轮制动器	356
第三节	驻车制动	371
第四节	液压制动传动装置	374
第五节	气压制动传动装置	389
第六节	制动防抱死系统 (ABS)	409

第十三章	汽车车身及其附件	421
第一节	车身壳体结构及门窗	421
第二节	车身附属装置	427
第三节	车身钣金与喷烤漆修复	431
第四节	车身的检查与保养	433

第一章 汽车传动系概述

一、传动系的组成与功用

汽车传动系的型式按结构和传动介质分，分为机械式、液力机械式、静液式（容积液式）、电力式等。

图 1-1 所示为普通汽车机械传动系的组成和布置示意图。它由离合器、变速器、万向传动装置（由传动轴和万向节组成）、驱动桥（由主减速器、差速器和半轴组成）。发动机纵向布置在汽车的前部，后轮为驱动轮。发动机的转矩经传动系，即经离合器 1、变速器 2、由传动轴 8 和万向节 3 组成的万向传动装置、安置在驱动桥 4 内的主减速器 7、差速器 5 和半轴 6，传给驱动轮。驱动轮得到的转矩便给地面一个向后的作用力，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。当驱动力足以克服行驶阻力时，汽车才会起步和正常行驶。

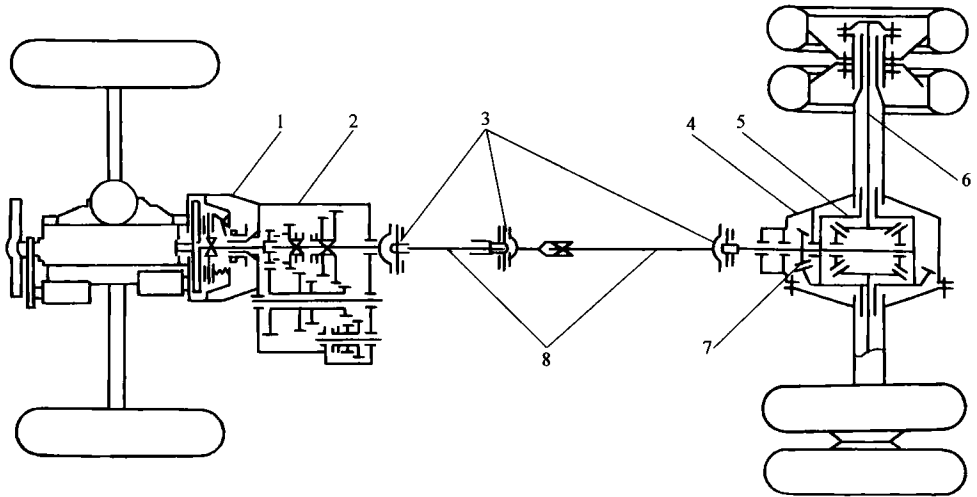


图 1-1 普通汽车传动系的组成及布置型式示意图

1—离合器 2—变速器 3—万向节 4—驱动桥 5—差速器 6—半轴
7—主减速器 8—传动轴

汽车传动系的基本功用是将发动机发出的动力传给驱动车轮，使路面对驱动车轮产生一个牵引力，推动汽车行驶。内燃发动机不能满足汽车各种行驶工况的要求，必须设置传动系来解决汽车各种行驶工况下对牵引力和行驶速度的要求与发动机的转矩和转速之间存在的矛盾。下面具体介绍传动系的功用。

1. 实现降速增矩

现代汽车发动机的特点是高转速、低转矩，这既可得到较大的输出功率又不会使发动机体积过大。这种发动机如直接驱动车轮，将不能使汽车行驶。只有当作用在驱动轮上的牵引力足以克服外界对汽车的阻力时，汽车才能起步和正常行驶。由试验得知，即使汽车在平直

的沥青路面上以低速匀速行驶，也需要克服数值约相当于 1.5% 汽车总重力的滚动阻力。以东风 EQ1090E 型汽车为例，该车满载总质量为 9290kg（总重力为 91135N），其最小滚动阻力约为 1367N。若要求满载汽车能在坡度为 30% 的道路上匀速上坡行驶，则所要克服的上坡阻力即达 2734N。东风 EQ1090E 型汽车的 6100Q—1 型发动机所能产生的最大转矩为 353N·m（1200~1400r/min 时）。假设将这一转矩直接传给驱动轮，则驱动轮可能得到的牵引力仅为 784N。显然在此情况下，汽车不仅不能爬坡，即使在平直的良好路面上也不可能匀速行驶。

另一方面，6100Q—1 发动机在发出最大功率 99.3kW 时，曲轴转速为 3000r/min。假如将发动机与驱动轮直接连接，则对应这一曲轴转速的汽车速度将达 510km/h。这样高的车速既不实用，也不可能实现，因为相应的牵引力太小，汽车根本无法起步。

为解决上述矛盾，必须使传动系具有减速增矩作用（简称减速作用）的主减速器，即使驱动轮的转速降低为发动机转速的若干分之一，相应地驱动轮所得到的转矩则增大到发动机转矩的若干倍。在机械式传动系中，若不计摩擦，则驱动轮转矩与发动机转矩之比，等于发动机转速与驱动轮转速之比。两者统称为传动比，以符号 i 表示。

传动系传动比的最小值 i_{\min} ，应保证汽车能在平直良好的路面上克服滚动阻力和空气阻力，并以相应的最高速度行驶。轿车和轻型货车的 i_{\min} 一般为 3~6，中、重型货车的 i_{\min} 一般为 6~15。最小传动比通常是依靠装在驱动桥中的主减速器来实现的。在轿车和轻、中型货车中，广泛采用一对大小不等，轴线互相垂直的圆锥齿轮作为主减速器。大小两齿轮的齿数比即为主减速器的传动比 i_0 ，其数值一般应等于所要求的传动系最小传动比 i_{\min} 。东风 EQ1090E 型汽车的主减速器传动比 $i_0 = 6.33$ 。这样，即使发动机转速高达 3000r/min，相应的车速也只有 80.5km/h。当发动机转速为 1200r/min，相应的最大转矩为 353N·m 时，汽车的牵引力可达 4961N。这样大的牵引力可以使该车在沥青路面上，以 40km/h 的匀速爬越 4% 左右的坡度。

当要求牵引力足以克服最大行驶阻力，或要求汽车具有某一最低稳定速度时，传动系传动比就相应取最大值 i_{\max} 。 i_{\max} 在轿车上约为 12~18，在轻、中型货车上约为 35~50，EQ1090E 汽车的 $i_{\max} = 47.35$ 。由于驱动桥尺寸受到离地间隙要求的限制，单靠主减速器来实现 i_{\max} 是不可能的。因此，除了主减速器以外，在传动系中还应设置一对或两对减速齿轮组成的传动比为 i_g 的辅助减速机构，并与主减速器串联，这样，整个传动系的传动比便等于 i_g 与 i_0 的乘积。只要 i_g 值足够大，便可实现 i_{\max} 。

2. 实现变速变转矩

汽车的使用条件，诸如汽车的实际装载质量、道路坡度、路面状况，以及道路宽度和曲率、交通情况所允许的车速等，都在很大范围内不断变化。这就要求汽车牵引力和速度也有相当大的变化范围。另一方面，就活塞式内燃机而言，在其整个转速范围内，转矩的变化不大，而功率及燃油消耗率的变化却很大，因而保证发动机功率较大而燃料消耗率较低的曲轴转速范围，即有利转速范围是很窄的。因此，必须通过变速器的变转矩作用，使在车轮上获得变化范围较大的牵引力，以适应汽车不同行驶阻力的需要。

3. 实现汽车倒驶

汽车在某些情况下，如进入停车场或车库，在窄路上调头时，需要倒向行驶。然而，内燃机是不能反向旋转的，故与内燃机共同工作的传动系，必须在发动机旋转方向不变的情况

下，使驱动轮反向旋转。

4. 必要时中断传动

内燃机只能在无负荷情况下起动，而且起动后的转速必须保持在最低稳定转速上，否则即可能熄灭。所以在汽车起步之前，必须将发动机与驱动轮之间的传动路线切断，以便起动发动机。发动机进入正常怠速运转后，再逐渐地恢复传动系的传动能力，亦即从零开始逐渐对发动机曲轴加载，同时加大节气门开度，以保证发动机不致熄灭，且汽车能平稳起步。此外，在变换传动系传动比档位（换挡）及对汽车进行制动之前，也都有必要暂时中断动力传递。

5. 差速作用

当汽车转弯行驶时，左右车轮在同一时间内转过的距离不同，如果两侧驱动轮仅用一根刚性轴驱动，则两者角速度必然相同，因而在汽车转弯时，必然产生车轮相对于地面滑动的现象。这将使转向困难，汽车的动力消耗增加，传动系内某些零件和轮胎加速磨损。所以，驱动桥内装有差速器，使左右两驱动轮可以不同的角速度旋转。

6. 传递成夹角的两轴之间的力

由于发动机、离合器和变速器固定在车架上，而驱动桥和驱动轮一般是通过弹性悬架与车架联系的，因此在汽车行驶过程中，变速器与驱动轮经常有相对运动，使得主减速器与变速器之间的距离及两者轴线之间的夹角都经常发生变化。在此情况下，两者之间不能用简单的整体传动轴传动，而应采用万向传动装置。万向传动装置的长度是可以伸缩的，且万向节能够适应传动夹角的变化。

二、机械式传动系的布置型式

机械式传动系的常见布置型式，主要与发动机的位置及汽车的驱动型式有关。

汽车的驱动型式通常用汽车全部车轮数×驱动车轮数（其中车轮数按轮毂数计）来表示，如图 1-1 中共有四个车轮，其中两个后轮为驱动轮，则其驱动型式为 4×2。若四个车轮都是驱动的，则表示为 4×4。另外，也有用车桥数来表示的，即汽车全部车桥数×驱动桥数，如以上两例可表示为 2×1 和 2×2。

1. 发动机前置、后轮驱动的传动系

图 1-1 所示的传动系为这种型式的典型，是除越野汽车以外各种汽车中最为常见的一种布置型式。另外，它的变型形式有中桥驱动的 6×2 三桥铰接式客车，带负重轮的 6×2 大客车等。

2. 发动机后置、后轮驱动的传动系

在一些大型客车上，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，前轴不易过载，并能充分地利用车厢面积，采用发动机横向后置、后轮驱动的总体布置方案，如图 1-2 所示。发动机 1、离合器 2 和变速器 3 都横置在后驱动桥 6 之后，驱动桥采用非独立悬架。主减速器与变速器之间距离较大，其相对位置经常变化。由

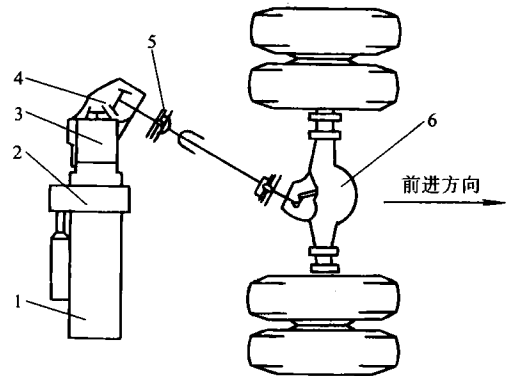


图 1-2 发动机后置后轮驱动的传动系示意图

1—发动机 2—离合器 3—变速器 4—角传动装置 5—万向传动装置 6—驱动桥

于这些原因，有必要设置万向传动装置 5 和角传动装置 4。发动机 1 的动力经离合器 2、变速器 3、角传动装置 4、万向传动装置 5 和后驱动桥 6 传到驱动轮上。为降低高度便于布置，常采用卧式发动机。

采用发动机后置、后轮驱动方案的传动系的缺点是发动机散热条件差，且行车中的某些故障不易被驾驶员察觉。

3. 发动机前置、前轮驱动的传动系

根据发动机布置的方向不同，分为横置和纵置两种型式。

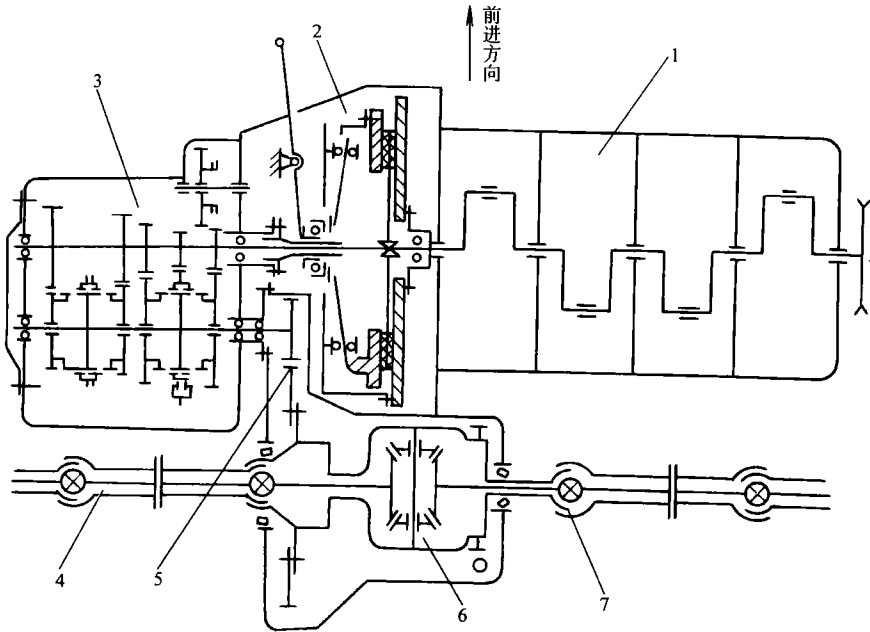


图 1-3 发动机前横置、前桥驱动的传动系示意图

1—发动机 2—离合器 3—变速器 4—半轴 5—主减速器 6—差速器 7—万向节

图 1-3 是一种发动机前横置、前轮驱动并采用独立悬架的轿车传动示意图。发动机 1、离合器 2 和变速器 3 都布置在驱动桥（前桥）的前方，而且三者与主减速器 5、差速器 6 装配成一个十分紧凑的整体，固定在车架或车身底架上。这样，在变速器和驱动桥之间就可省去万向节和传动轴。由于变速器的轴线与驱动桥的轴线平行，主减速器可以采用结构和加工较简单的圆柱齿轮副。由于取消了纵贯前后的传动轴，车身底板高度可以降低，有助于提高高速行驶的稳定性。整个传动系集中在汽车的前部，因而其操纵机构比较简单。

图 1-4 所示为发动机前纵置、前轮驱动并采用独立悬架的轿车传动示意图。与发动机横置不同之处是：主减速器齿轮和差速器齿轮布置在离合器 2 和变速器 3 之间，主减速器齿轮为螺旋锥齿轮。

两种方案中，半轴两端采用万向节，分别与差速器和驱动车轮轴连接，前轮既是驱动轮又是转向轮。这两种方案目前已在微型和轻型轿车上广泛应用，在中、高级轿车上的应用也日见增多。

4. 越野汽车的传动系

越野汽车为了提高在无路和坏路地区越野行驶的能力，都采用全轮驱动。另外，某些大

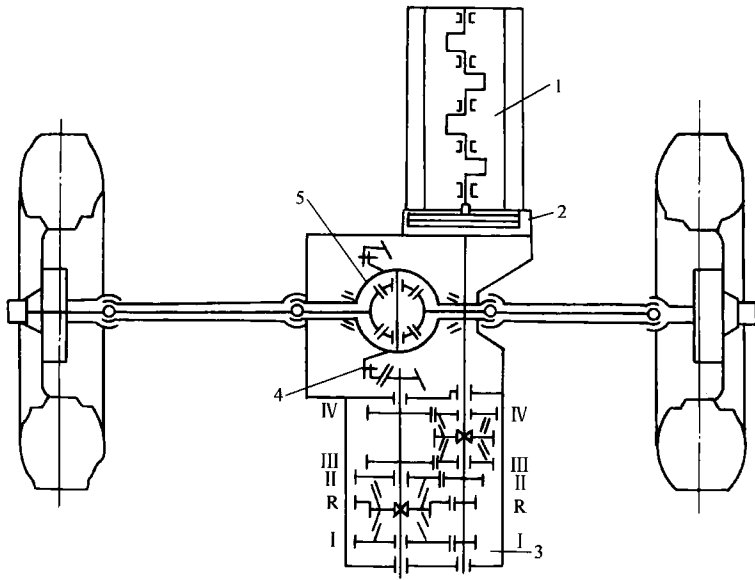


图 1-4 发动机前纵置、前轮驱动的传动系示意图

1—发动机 2—离合器 3—四档变速器（1、2、3、4 档有同步器）
4—主减速器 5—差速器

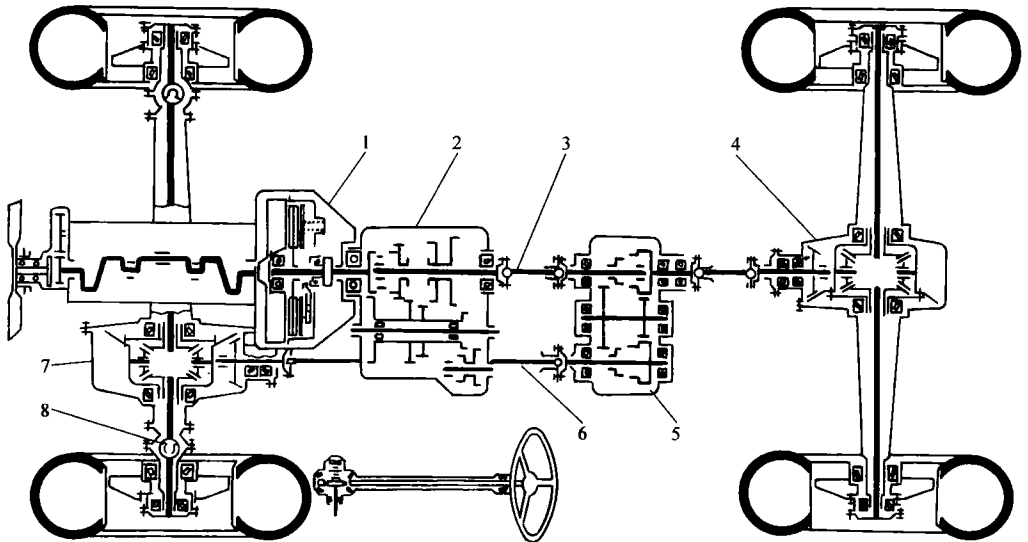


图 1-5 4×4 越野汽车传动系示意图

1—离合器 2—变速器 3、6—万向传动装置 4、7—主减速器和差速器 5—分动器 8—等角速万向节
型三轴自卸车和牵引车也采用全轮驱动。图 1-5 为 4×4 越野汽车传动系示意图。

这类传动系的特点是：由于有多个驱动桥，所以变速器后面加了一个分动器 5。其功用是把变速器输出的动力，经几套万向传动装置分别传给所有的驱动桥，并可进一步降速增矩，以适应越野条件下阻力变化范围更大的需要。分动器和变速器虽然固定在车架上，但两者之间一般有一段距离。考虑到安装误差及车架变形的影响等，在两者之间也有一套万向传动装置 3。由于前驱动桥同时又是转向桥，不能用整体式半轴，所以前驱动桥的两根半轴都

由两段组成，中间一般用等角速万向节 8 连接。

三、液力传动系的布置型式

1. 液力机械式传动系

液力机械式传动系的特点是组合运用液力传动和机械传动。此处，液力传动单指动液传动，即以液体为传动介质，利用液体在主动元件和从动元件之间循环流动过程中动能的变化来传递动力。

动液传动装置有液力偶合器和液力变矩器两种。液力偶合器只能传递转矩，而不能改变转矩的大小，可以代替离合器的部分功能，即保证汽车平稳地起步和加速，但不能保证在换挡时变速器中的齿轮不受冲击。液力变矩器则除了具有液力偶合器全部功能外，还能实现无级变速，故目前应用得比液力偶合器广泛得多。但是，液力变矩器的输出转矩与输入转矩的比值变化范围，还不足以满足使用要求，故一般在其后再串联一个有级式机械变速器，组成液力机械变速器，以取代机械式传动系中的离合器和变速器。液力机械传动系其他组成部件及布置方案均与机械传动系相同。

液力机械式传动系能根据道路阻力的变化，自动地在若干个车速范围内分别实现无级变速，而且其中的有级式机械变速器还可以实现自动或半自动操纵，因而可使驾驶员的操作大为简化。但是，由于其结构较复杂，造价较高，机械效率较低等缺点，目前除了高级轿车和部分重型汽车以外，中级以下轿车和一般货车采用者较少。

2. 静液式传动系

静液式传动系又称容积式液压传动系，如图 1-6 所示。它是通过液体传动介质的静压力能的变化来传动的，主要由发动机驱动的油泵 7，液压马达 2 和控制装置 6 等组成。油泵和液压起动机一般采用轴向柱塞式。发动机输出的机械能通过油泵转换成液压能，然后再由液压起动机又转换成机械能。在图 1-6 所示方案中，只用一个液压起动机将动力传给驱动主减速器，再经差速器和半轴传到驱动轮。另一种方案是每一个驱动轮上都装设一个液压起动机。采用后一种方案时，主减速器、差速器和半轴等机械传动件都可取消。

驾驶员通过变速操纵杆 5 操纵控制装置 6，以控制油泵输出的压力油的流量。汽车起步前起动发动机时，可以使油泵处于空转，即流量为零的状态，这相当于机械变速器的空档。汽车起步时所受阻力最大，故应将油泵流量控制在最小值，从而在系统中建立最大的液压，以使液压起动机的输出转矩和驱动轮上的牵引力最大。起步后，行驶阻力减小，故可逐渐加大油泵流量，使系统中的液压和液压起动机转矩逐渐减小，同时液压起动机和驱动轮转速逐渐升高，从而实现汽车加速。液

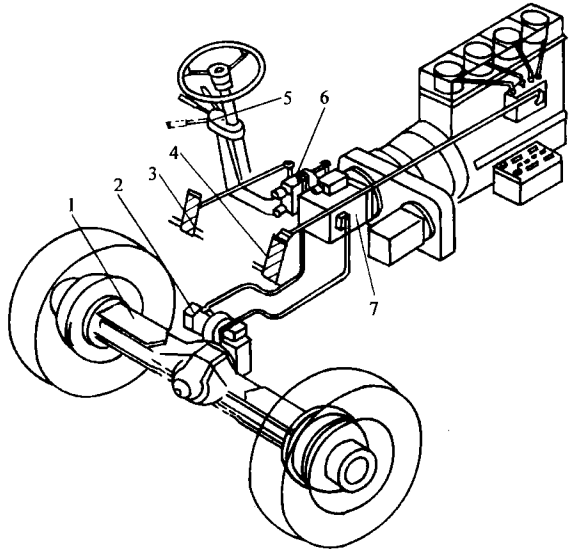


图 1-6 静液式传动系示意图

- 1—驱动桥 2—液压马达 3—制动踏板
4—加速踏板 5—变速操纵杆 6—液压
自动控制装置 7—油泵

压变化是渐进的，因而这种传动系可以在不中断传动的情况下实现无级变速。

轴向柱塞式油泵可在输入轴旋转方向不变的情况下，改变压力油在系统中的流动方向，从而改变液压起动机器的旋转方向，借此实现汽车倒向行驶。

静液式传动系存在着机械效率低、造价高、使用寿命和可靠性不够理想等缺点，故除了在某些军用车辆上开始采用外，如何克服这些缺点使之能在一般汽车上推广应用的问题，还有待进一步研究。

四、电力式传动系的布置型式

电力式传动系在组成和布置上与静液传动系有些类似，如图 1-7 所示。其主动部件是由发动机驱动的发电机，从动部件则是牵引电动机。可以只用一个电动机与传动轴或驱动桥相连接；也可以在每个驱动轮上单装一个电动机。在后一情况下，电动机输出的动力必须通过减速机构传输到驱动轮上，因为装在车轮内部的牵引电动机的转矩还不够大，转速则嫌过高。这种直接与车轮相连的减速机构称为轮边减速器。内部装有牵引电动机和轮边减速器的驱动车轮通称为电动轮。

早期采用的发电机和电动机都是直流的，因为直流电动机的特性可以直接满足汽车的无级变速要求。由于直流发电机太重，体积也过于庞大，故现在多用由专设的直流励磁发电机励磁的三相交流同步发电机。发电机发出的交流电通过晶闸管全波整流器整流后，输入装有直流串激电动机的电动轮。

这种电力传动系中设有操纵控制电路，其作用是根据驾驶员对加速踏板的操纵动作信号，通过各种电气元件和气动元件来控制发动机和发电机的转速和转矩，从而控制电动轮的转速和牵引力矩的大小和方向，以实现汽车的起步、加速和倒车。

为了使发动机基本保持在最有利工况下工作的同时，保证交流发电机安全工作，并具有接近理想的输出特性（输出电压与电流的关系曲线接近于双曲线，即输出功率接近恒定）。电力传动系中应设置作为自动调节系统的励磁控制电路，通过对励磁发电机输出电压的调节，使发电机输出功率与发动机输出功率相匹配。

目前的电力传动系发展趋势是将电动机也改成交流的。为此，应将经整流所得的直流电，再通过逆变装置转变为频率可变的交流电，以驱动装有交流电动机的电动轮，因而电动轮的转速和牵引力矩就可以通过改变交流电频率而得到调节。

电力传动系的性能与静液传动系相近，而且传动效率更高，但电动机质量比油泵和液压起动机大得多，故目前还只限于在超重型汽车上应用。

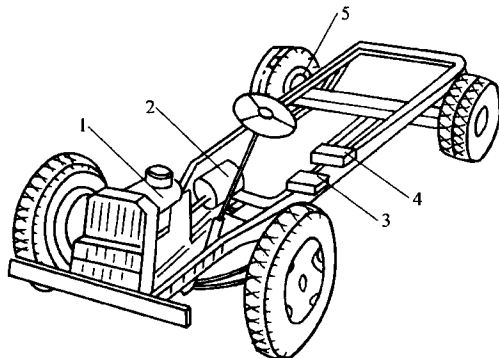


图 1-7 电力式传动系示意图

1—发动机 2—发电机 3—可控硅整流器 4—逆变装置 5—电动轮

第二章 离合器

第一节 离合器的功用和要求

一、功用

离合器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。离合器的具体功用有如下三个方面。

1. 使发动机与传动系逐渐接合，保证汽车平稳起步

汽车起步时，是从完全静止的状态逐步加速的。如果传动系与发动机刚性地联系，则变速器一挂上档，汽车将突然向前冲动一下，但并未能起步。这是因为汽车从静止到前冲时，产生很大惯性力，对发动机造成很大的阻力矩。在这惯性阻力矩作用下，发动机在瞬间转速急剧下降到最低稳定转速（一般为 300 ~ 500r/min）以下，发动机即熄火而不能工作，当然汽车也就不能起步。在传动系中装设了离合器后，在发动机起动后，汽车起步之前，驾驶员先踩下离合器踏板，将离合器分离，使发动机与传动系脱开，再将变速器挂上档，然后逐渐松开离合器踏板，使离合器逐渐接合。在离合器逐渐接合过程中，发动机所受阻力矩也逐渐增加，故应同时逐渐踩下加速踏板，即逐步增加对发动机的燃料供给量，使发动机的转速始终保持在最低稳定转速以上，不致熄火。由于离合器的接合紧密程度逐渐增大，发动机经传动系传给驱动车轮的转矩便逐渐地增加。到牵引力足以克服起步阻力矩时，汽车即从静止开始运动并逐步加速。因此，保证汽车平稳起步是离合器的首要功用。

2. 暂时切断发动机与传动系的联系，便于发动机的起动和变速器的换档

发动机在冷起动时，让离合器切断发动机与传动系的联系，就可除去部分阻力，有利于提高起动转速，提高起动成功率。

在汽车行驶过程中，为了适应不断变化的行驶条件，传动系经常要换用不同档位工作，实现齿轮式变速器的换档。即将原用档位的某一齿轮副退出传动，再使另一档位的齿轮副进入啮合。在换档前，也必须踩下离合器踏板，中断动力传递，便于使原用档位的啮合副脱开，同时有可能使新档位啮合副的啮合部位的速度逐渐趋向相等（同步），这样，进入啮合时的冲击可以大为减轻。

3. 限制所传递的转矩，防止传动系过载

当汽车进行紧急制动时，若没有离合器，则发动机将因和传动系刚性相连而急剧降低转速，因而其中所有零件将产生很大的惯性力矩，其数值可能大大超过发动机正常工作时所发出的最大转矩，对传动系造成超过其承载能力的载荷，而使其机件损坏。有了离合器，便可依靠离合器主动部分和从动部分之间可能产生的相对运动，以消除这一危险，从而防止传动系过载，起到一定的保护作用。

二、对离合器的要求

根据离合器的功用，它应满足下列主要要求：

1) 有合适的储备能力。既能保证传递发动机最大转矩，又能防止传动系过载。

- 2) 接合平顺柔和, 以保证汽车平稳起步。
- 3) 分离迅速彻底, 便于换档和发动机起动。
- 4) 具有良好的散热能力。由于离合器接合过程中, 主、从动部分有相对的滑转, 在使用频繁时会产生大量的热量, 如不及时散出, 会严重影响其使用寿命和工作的可靠性。
- 5) 操纵轻便, 以减轻驾驶员的疲劳。
- 6) 从动部分的转动惯量应尽量小, 以减小换档时冲击。

第二节 摩擦片式离合器的工作原理

摩擦片式离合器因其结构简单、性能可靠、维修方便, 目前为绝大部分汽车所采用。

一、离合器的组成

如图 2-1 所示, 离合器由主动部分、从动部分、压紧装置、分离机构及操纵机构五部分组成。

离合器盖 6 用螺钉固定于飞轮 4 上, 压盘 5 沿圆周上的凸起伸入盖 6 的窗孔中, 并可沿窗孔作轴向滑动。这样, 曲轴旋转时, 便通过飞轮、离合器盖带动压盘一起转动, 构成离合器的主动部分。双面带摩擦衬片 17 的从动盘 3 是从动部分, 通过滑动花键套在从动轴 2 (变速器输入轴) 上, 轴前端通过轴承 18 支承于曲轴 1 后端的中心孔内。沿圆周均布的压紧弹簧 16 装在离合器盖 6 和压盘 5 之间, 把压盘和从动盘压向飞轮。分离杠杆 7 外端和中部分别铰接于压盘和离合器盖上。分离轴承 9 和分离套筒压装成一体, 松套在从动轴 2 的轴套上。分离叉 11 是中部有支点的杠杆。从分离杠杆到分离叉是分离机构, 踏板 12 到拉杆调节叉 14 是操纵机构, 或两者合称为操纵机构。

二、离合器的工作原理

1. 接合状态

离合器接合状态时, 弹簧将压盘、飞轮及从动盘互相压紧。发动机的转矩经飞轮及压盘, 通过摩擦面的摩擦力矩传至从动盘, 再经从动轴向传动系输出。

离合器除了在结构与尺寸上保证传递最大转矩外, 设计时还考虑到离合器在使用过程中, 因摩擦系数的下降、摩擦件磨损变薄和弹簧本身的疲劳, 致使弹力下降等因素的影响, 造成离合器所能传递的最大转矩下降, 因此离合器所能传递的最大转矩 M_c 应适当的高于发动机的最大转矩 M_{emax} 。

2. 分离过程

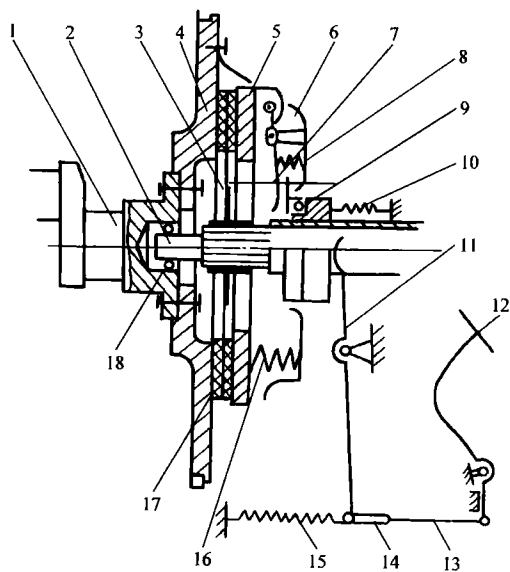


图 2-1 离合器的基本组成和工作原理示意图

- 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—回位弹簧 11—分离叉
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

踏下踏板时，拉杆 13 拉动分离叉 11 外端向右（后）移动，分离叉内端则通过分离轴承 9，推动分离杠杆 7 的内端向前移动，分离杠杆外端便拉动压盘 5 向后移动，使其在进一步压缩压紧弹簧 16 的同时，解除对从动盘的压力。于是离合器的主、从动部分处于分离状态而中断动力的传递。

3. 接合过程

当需要恢复动力的传递时，缓慢地抬起离合器踏板，分离轴承 9 减小对分离杠杆内端的压力，压盘 5 便在压紧弹簧 16 作用下逐渐压紧从动盘 3，并使所传递的转矩逐渐增大。当所能传递的转矩小于汽车起步阻力时，汽车不动，从动盘不转，主、从动摩擦面间完全打滑；当所能传递的转矩达到足以克服汽车开始起步的阻力时，从动盘开始旋转，汽车开始移动，但仍低于飞轮的转速，即摩擦面间仍存在着部分打滑的现象。随着压力的不断增加和汽车的不断加速，主、从动部分的转速差逐渐减小，直到转速相等，滑磨现象消失，离合器完全接合为止，接合过程即结束。

由上可知，汽车平稳起步是靠离合器逐渐接合过程中滑磨程度的变化来实现的。

接合后，在回位弹簧 15 的作用下，踏板回到最高位置，分离叉内端回至最右位置。分离轴承则在回位弹簧 10 的作用下离开分离杠杆，向右紧靠在分离叉上。

三、对几个问题的分析

由离合器的工作原理，可以分析以下几个问题。

1. 压盘的传力、导向和定心

在主动件中，压盘是靠离合器盖（或飞轮）来驱动的，并能作一定量的轴向移动，但在移动过程中不允许产生径向位移。这些问题都是由离合器盖（或飞轮）对压盘的驱动部位来解决的。因此，驱动部位具有传力、导向和定心的作用。驱动部位的形式有离合器盖和压盘的窗孔与凸台、传动片、传动销等。应用较广泛的是传动片式。

2. 压紧弹簧的三次压缩

离合器在接合状态下，压紧弹簧应有足够的压紧力，以保证传递发动机的最大转矩。压紧弹簧的三次压缩如下：第一次压缩——离合器总成装配时；第二次压缩——离合器总成和从动盘安装在飞轮上，即离合器处于接合状态；第三次压缩——离合器处于分离状态。离合器在接合状态时，压紧弹簧不能压死，否则造成分离不彻底。

3. 离合器分离时曲轴的窜动

在离合器分离过程中，分离轴承通过分离杠杆内端对离合器、飞轮和曲轴这一组合件整体向前施加一个轴向推力，将使曲轴向前窜动。这一轴向力经曲轴传至曲轴止推轴瓦（片）。这就是曲轴需要轴向定位和曲轴止推轴瓦后片磨损严重的主要原因。

由此可知，若曲轴轴向窜动量过大，会严重影响分离杠杆的有效行程，造成离合器不能彻底分离。

4. 分离杠杆的运动干涉及其防止措施

如图 2-2 所示，从离合器的分离过程看，若分离杠杆 4 的中间支承是固定铰链，则其外端与压盘 1 的铰接处的运动轨迹将是一弧线，而压盘上该点只能作轴向直线运动，两者要产

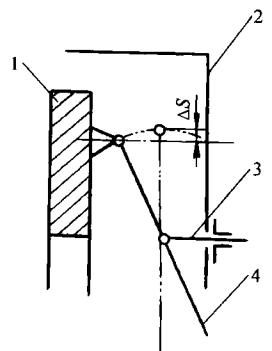


图 2-2 分离杠杆的运动干涉

1—压盘 2—离合器盖
3—支架 4—分离杠杆

生一个距离差 ΔS ，这就使分离杠杆产生运动干涉而不能正常运动。

要防止这种干涉，在结构上就得使支点或杠杆与压盘连结点（重点）处，能沿径向移动（平移或摆动），图 2-3 示出了几种防干涉结构形式。

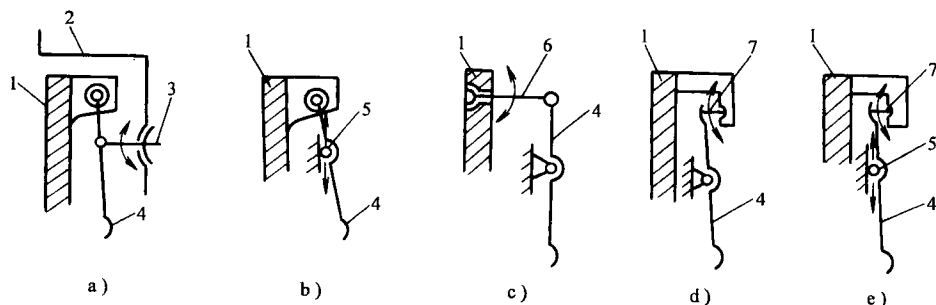


图 2-3 分离杠杆防干涉的结构措施

a) 支点摆动式 b) 支点移动式 c)、d) 重点摆动式 e) 综合式

1—压盘 2—离合器盖 3—支承螺柱 4—分离杠杆 5—滚销 6—分离螺钉 7—摆动片

5. 自由间隙与踏板自由行程

由于离合器接合过程中存在着滑磨现象，从动盘、压盘和飞轮长期使用磨损后，压盘会向前（飞轮方向）移动，分离杠杆内端相应的要向后移动。如果安装时，分离杠杆内端与分离轴承间不留间隙，则磨损后分离杠杆内端将由于压在分离轴承上而不能自由的后移，使外端牵制压盘不能前移，从而不能压紧从动盘。这将造成离合器打滑，不能保证传递发动机的最大转矩，摩擦副和分离轴承也会很快磨损和烧坏。因此离合器接合状态下，分离杠杆内端与分离轴承间留有一个自由间隙（图 2-1），这个间隙反映到离合器踏板上去，使踏板产生了一个空行程，称为踏板的自由行程。

为了保证自由间隙值，踏板自由行程都是可以调整的。利用图 2-1 的拉杆调节叉 14，调整拉杆 13 的长度，就可调整踏板的自由行程。这是最简单的机械式操纵机构的调整装置。

6. 压盘移动距离和踏板有效行程

由于从动盘有一定的弹性，飞轮、压盘和从动盘的接触面积也会有一定的翘曲变形。要使离合器彻底分离，就必须使压盘向后移动有充分的距离（1~3mm）。这一距离通过一系列杠杆放大，反映到踏板上就是踏板的有效行程。有效行程与自由行程之和就是踏板的总行程。

7. 分离杠杆高度调整的必要性及调整装置型式

由于制造上的偏差，分离杠杆各支点磨损的差异，以及分离杠杆的变形等原因，会导致分离杠杆内端沿离合器轴线方向出现高度不一的现象。这将使压盘分离时不能平行移动，从而不能彻底分离。另外，当摩擦片磨损时，分离杠杆内端将向后移，并随其后移，分离杠

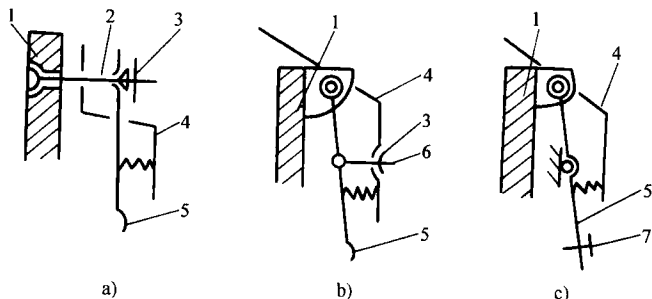


图 2-4 分离杠杆高度调整装置的形式

a) 重点可调式 b) 支点可调式 c) 力点可调式

1—压盘 2—分离螺钉 3—调整螺母 4—离合器盖

5—分离杠杆 6—支承螺柱 7—调整螺钉