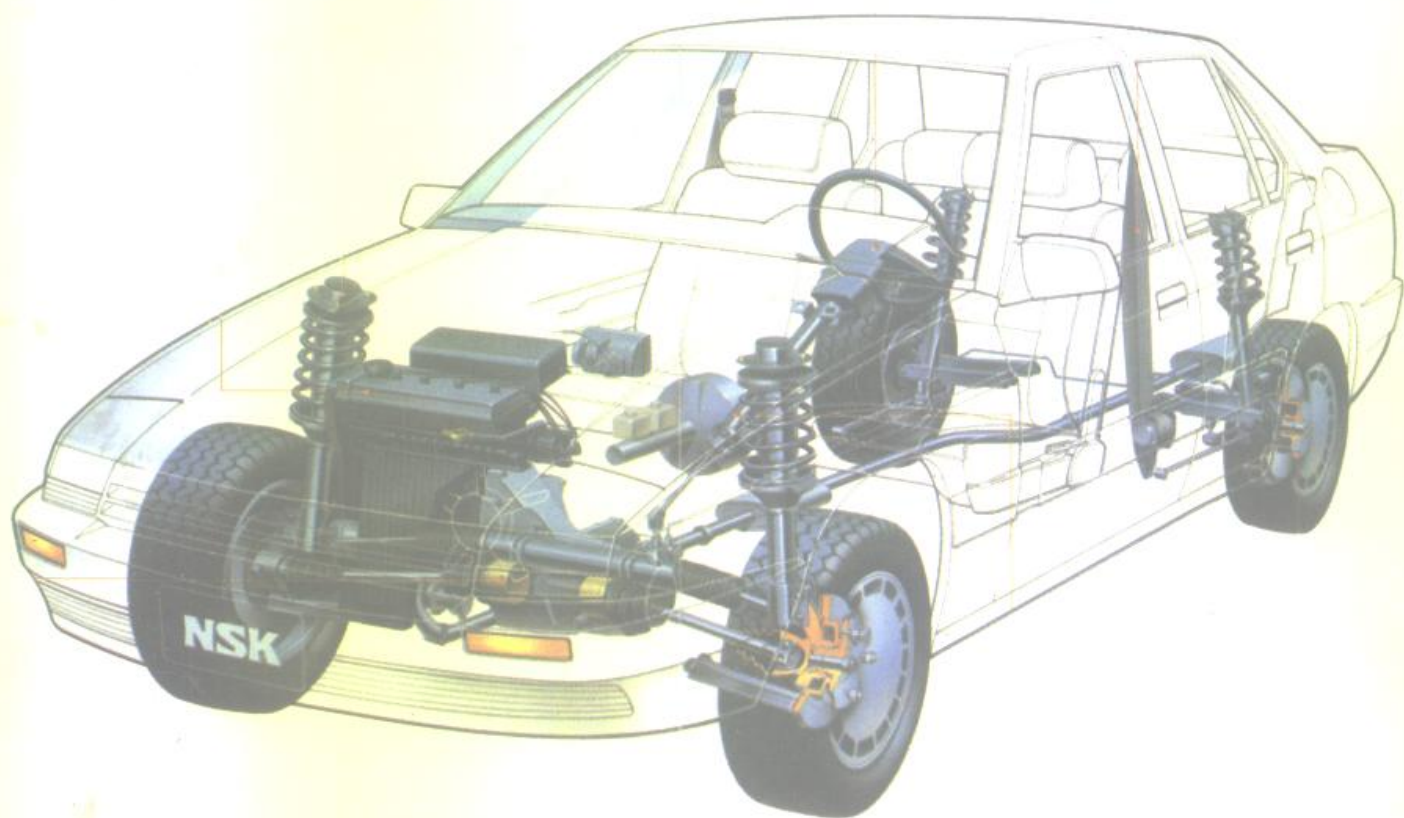


第 三 版

汽车构造

下册



吉林工业大学汽车工程系
陈 家 瑞

编著
主编

人民交通出版社

QICHE GOUZAO

汽车构造

下册

(第三版)

吉林工业大学汽车工程系 编著
陈家瑞 主编

人民交通出版社

图书在版编目(CIP)数据

汽车构造 下册/陈家瑞编著. —3版. —
北京:人民交通出版社,1996 重印
ISBN 7-114-01833-9

I. 汽… II. 陈… III. 汽车-构造
IV. U463

中国版本图书馆 CIP 数据核字(96)第
16111 号

汽车构造

下册

(第三版)

吉林工业大学汽车工程系 编著

陈家瑞 主编

插图设计:高静芳等 正文设计:刘晓方 责任校对:王秋红

人民交通出版社出版发行

(100013 北京和平里东街 10 号)

各地新华书店经销

北京鑫正大印刷厂印刷

开本:787×1092 1/16 印张:25.5 字数:650 千

1976 年 4 月 第 1 版 1987 年 4 月 第 2 版

1994 年 6 月 第 3 版

1999 年 8 月 第 3 版 第 10 次印刷 总计第 23 次印刷

印数:815001—819500 册 定价:26.00 元

ISBN 7-114-01833-9

U · 01219

内 容 提 要

本书通过对典型实例的分析,系统阐述现代汽车的构造和工作原理。全书分五篇二十五章,上册包括总论及汽车发动机;下册包括汽车传动系、行驶系、转向系、制动系、车身及附属设备。本书可供汽车工业部门和汽车运输部门的工人和技术人员阅读,亦可作为大专院校汽车工程类专业的教材使用。

DWS 1/2822

第三版前言

本书是吉林工业大学汽车工程学院汽车工程系(原汽车教研室)为适应我国现代汽车工业的发展形势以及普及、提高汽车技术教育,应人民交通出版社的约请而编著的。本书一版于1976年2月问世,二版于1986年2月修订出版。本书的宗旨是全面而系统地阐述汽车整体及部件的结构及工作原理,以供汽车制造、汽车运用及修理、汽车运输管理等方面的工程技术人员,以及具有中等以上文化和科技理论基础的汽车修理工及驾驶员参考。本书也用作高等院校有关专业的教材。

汽车结构复杂,类型繁多。本书力图通过对有限几种典型实例的分析阐述,使读者较为深入地掌握汽车结构的一般规律,以期取得举一反三,触类旁通的效果。为此,本书采用了吉林工业大学汽车教研室多年来在“汽车构造”课程教学经验的基础上形成的教材体系。在讨论整车及其各个组成系统或部件时,都特别注意阐述整体功能要求,以及各组成部分之间在结构和功能上的有机联系。在介绍讨论各种不同结构型式时,首先通过一种比较常见的典型实例,说明在一般使用条件下,为满足主要功能要求而采取的一般结构措施,然后再介绍在某些特定条件下发展出来的某些型式的结构及功能特点。

本书自1976年2月问世以来,已重印13次,总发行量已逾百万册,深受广大读者的欢迎和关注,并蒙机械电子工业部高等学校汽车与拖拉机专业教学指导委员会和交通部高等学校汽运工程专业教学指导委员会选定为“汽车构造”课程教材。但是,本书第二版修订距今也已六年。几年来,国内在“改革”、“开放”的正确方针指引下,汽车工业得到了迅速发展,引进了国外的先进技术,尤其是轿车生产已初具规模。因此二版未能充分地反映当前汽车工业的新技术和汽车构造方面的新结构,有些内容也显得陈旧。对此,不少读者殷切地期望本书再次修订。人民交通出版社与吉林工业大学汽车工程学院汽车工程系于1990年即开始了《汽车构造》修订三版的准备工作,1991~1993年间广泛搜集国内、外汽车工业新技术、新结构的资料并迅速修订成稿。

第三版中本书在结构体系上未作大的变动,着重于更新大部分典型实例(轿车以一汽奥迪100型轿车为主,中型货车以解放CA1091型、东风EQ1090E型汽车为主),所有章节内容都有所充实。第二版中的第十一章三角活塞旋转式发动机和第十二章汽车燃气轮机两章,在三版中合并为一章“新型车用发动机”。新增订项目份量较大的有:总论;化油器构造;电子控制汽油直接喷射;点火系中的霍尔效应式无触点点火装置;前后驱动轿车的“托森”差速器;扭杆弹簧悬架;麦弗逊式悬架;制动系防抱死装置等。由于第二版中制动系篇幅过大,做了部分删减。

本书还增添了主要国产汽车外型的彩色插页,以增强初学者对国产汽车的感性知识,并激发学生学习《汽车构造》的兴趣。

本书在第二版中就采用了1984年2月国务院颁布的我国法定计量单位。本版中又深入地贯彻了新的标准名词术语,例如“扭矩”一词按标准改为“转矩”,“机油盘”改为“油底壳”,“二行程”、“四行程”发动机改为“二冲程”、“四冲程”发动机等。

本书第二版的主编为吴植民,二版的编写者有:吴植民、马玉民、林明芳、陈家瑞、蒋兴阁、

李卓森、马淑芝。

本书第三版内容包括总论及五篇二十五章。由陈家瑞教授任主编,编写组成员(分工)是:李卓森副教授(总论、第二十四章)、林明芳教授(第一章、第二章、第三章、第四章、第十二章、第十三章)、左玉林副教授(第五章、第六章、第十四章、第十五章、第十六章)、陈家瑞教授(第七章、第八章、第二十一章、第二十二章、第二十三章)、马淑芝副教授(第九章、第十章)、蒋兴阁副教授(第十一章)、张宝生教授(第十七章、第十八章、第十九章、第二十章)、王占歧副教授(第二十五章)。全书分上、下两册出版,上册为总论、第一篇第一~十一章;下册为第二、三、四、五篇、第十二~二十五章。

第三版全书由本书第二版主编吴植民教授(现任云南工学院教授)主审。

在第三版编写过程中,承蒙第一汽车制造厂、第二汽车制造厂、济南汽车制造总厂、北京汽车摩托车联合制造公司、北京吉普汽车有限公司、北京轻型汽车有限公司、南京汽车制造厂、上海大众汽车有限公司、中国重型汽车集团公司技术发展中心、天津中国汽车技术研究中心、长春汽车研究所、第一汽车制造厂轿车厂、第一汽车制造厂化油器厂、沈阳金杯客车制造有限公司等单位大力支持和帮助,并提供了有关图纸及资料,谨在此致谢。

吉林工业大学汽车工程系
《汽车构造》第三版编写组

目 录

第 二 篇 汽车传动系

第十二章	汽车传动系概说	(1)
第十三章	离合器	(8)
第一节	离合器的功用及摩擦离合器的工作原理.....	(8)
第二节	摩擦离合器	(10)
第三节	离合器操纵机构	(26)
第十四章	变速器与分动器	(38)
第一节	变速器的变速传动机构	(38)
第二节	同步器	(51)
第三节	变速器操纵机构	(60)
第四节	分动器	(67)
第十五章	液力机械传动	(72)
第一节	液力偶合器	(72)
第二节	液力变矩器	(74)
第三节	液力机械变速器	(81)
第四节	液力机械传动的液压自动操纵系统	(91)
第十六章	万向传动装置	(108)
第一节	万向节.....	(110)
第二节	传动轴和中间支承.....	(119)
第十七章	驱动桥	(125)
第一节	主减速器.....	(126)
第二节	差速器.....	(144)
第三节	半轴与桥壳.....	(155)

第 三 篇 汽车行驶系

第十八章	汽车行驶系概说	(162)
第十九章	车架	(165)
第一节	边梁式车架.....	(165)
第二节	中梁式车架.....	(170)
第二十章	车桥和车轮	(173)
第一节	车桥.....	(173)
第二节	车轮与轮胎.....	(185)

第二十一章 悬架	(196)
第一节 概说.....	(196)
第二节 减振器.....	(198)
第三节 弹性元件.....	(203)
第四节 非独立悬架.....	(212)
第五节 独立悬架.....	(222)
第六节 多轴汽车的平衡悬架.....	(232)

第 四 篇 汽车转向系与制动系

第二十二章 汽车转向系	(238)
第一节 概说.....	(238)
第二节 转向器及转向操纵机构.....	(242)
第三节 转向传动机构.....	(249)
第四节 动力转向器.....	(252)
第五节 转向油罐与转向油泵.....	(268)
第二十三章 汽车制动系	(272)
第一节 概说.....	(272)
第二节 制动器.....	(274)
第三节 人力制动系.....	(299)
第四节 动力制动系.....	(306)
第五节 伺服制动系.....	(333)
第六节 制动力调节装置.....	(345)
第七节 辅助制动系.....	(354)

第 五 篇 汽车车身及附属设备

第二十四章 汽车车身	(361)
第一节 概说.....	(361)
第二节 车身壳体结构及门窗.....	(362)
第三节 车身内部装备.....	(367)
第四节 安全防护装置.....	(371)
第五节 车箱.....	(373)
第二十五章 汽车附属设备	(377)
第一节 汽车仪表.....	(377)
第二节 照明装置及信号装置.....	(382)
第三节 风窗刮水器与风窗洗涤器.....	(387)
第四节 汽车防盗装置.....	(392)
第五节 自卸汽车货箱举倾机构.....	(394)
参考文献	(400)

第二篇 汽车传动系

第十二章 汽车传动系概说

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。

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

传动系的组成及其在汽车上的布置型式,取决于发动机的型式和性能、汽车总体结构型式、汽车行驶系及传动系本身的结构型式等许多因素。目前广泛应用于普通双轴货车上,并与活塞式内燃机配用的机械式传动系的组成及布置型式一般如图 12-1 所示。发动机纵向安置在汽车前部,并且以后轮为驱动轮。图中有标号的部分为传动系。发动机发出的动力依次经过离合器 1、变速器 2,由万向节 3 和传动轴 8 组成的万向传动装置,以及安装在驱动桥 4 中的主减速器 7、差速器 5 和半轴 6 传到驱动轮。

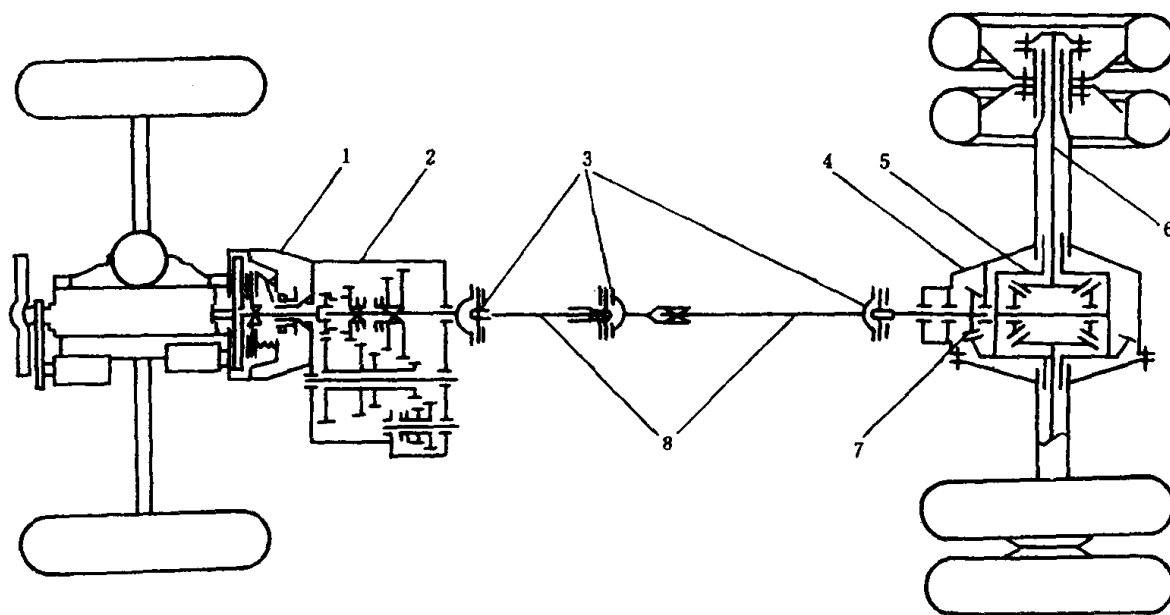


图 12-1 机械式传动系一般组成及布置示意图

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

传动系的首要任务是与发动机协同工作,以保证汽车能在不同使用条件下正常行驶,并具有良好的动力性和燃料经济性。为此,任何型式的传动系都必须具有如下功能:

1. 减速和变速

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,汽车方能起步和正常行驶。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。今以东风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 $353\text{N}\cdot\text{m}$ (1200~1400r/min时)。假设将这一转矩直接如数传给驱动轮,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时的曲轴转速为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),亦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。二者统称为传动比,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。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(如图12-1中标号7所指)。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 $353\text{N}\cdot\text{m}$ 时,汽车牵引力可达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 $i_{\max}=47.35$)。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。故除了主减速器以外,在传动系中还应设置由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} 。

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,从第一章可知,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。为了使发动机能保持在有利转速范围内工作,而汽车牵引力和速度又能在足够大的范围内变化,应当使传动系传动比能在最大值与最小值之间变化,即传动系应起**变速**作用。

若传动比在一定范围内的变化是连续的和渐进的,则称为**无级变速**。无级变速可以保证发动机保持在最有利工况下工作,因而有利于提高汽车的动力性和燃料经济性。但对机械式传动系而言,实现无级变速有一定难度。因此机械式传动系多数是**有级变速**,即传动比档数是有限的。一般轿车和轻、中型货车的传动比有3~5档,越野汽车和重型货车的传动比可多达8~10档。实现有级变速的结构措施,大多数是只在主减速器之前的辅助减速机构中设置并联的若干对

减速齿轮,其传动比 i_g 各不相同,而且任何一对齿轮都可以在驾驶员操纵下,加入或退出传动。在汽车行驶过程中,驾驶员可根据需要,选用其中一对齿轮与主减速器串联传动,以获得不同的传动系总传动比 $i=i_o \cdot i_g$ 。这种辅助减速机构即称为变速器(如图 12-1 中标号 2 所指)。在良好道路上欲使汽车以较高速度行驶时,可选用变速器中传动比较小的档位(高速档,简称高档);在艰难道路上行驶或爬越较大坡度时,则可选用变速器中传动比较大的档位(低速档,简称低档)。绝大多数变速器的最高档传动比为 1,即变速器不起减速作用,仅依赖主减速器实现减速。

有些汽车在变速器与主减速器之间还加设一个辅助变速机构一副变速器,必要时还将主减速器也设计成多档的,借以增加传动系传动比档数。

2. 实现汽车倒驶

汽车在某些情况下(如进入停车场或车库,在窄路上掉头时),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保证在发动机旋转方向不变的情况下,能使驱动轮反向旋转。一般结构措施是在变速器内加设倒档(具有中间齿轮的减速齿轮副)。

3. 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以上,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(换档)以及对汽车进行制动之前,也都有必要暂时中断动力传递。为此,在发动机与变速器之间,可装设一个依靠摩擦来传动,且其主动和从动部分可在驾驶员操纵下彻底分离,随后再柔和接合的机构—离合器(图 12-1 中标号 1 所指)。

在汽车长时间停驻时,以及在发动机不停止运转情况下,使汽车暂时停驻,或在汽车获得相当高的车速后,欲停止对汽车供给动力,使之靠自身惯性进行长距离滑行时,传动系应能长时间保持在中断传动状态。为此,变速器应设有空档,即所有各档齿轮都能自动保持在脱离传动位置的档位。

4. 差速作用

当汽车转弯行驶时,左右车轮在同一时间内滚过的距离不同,如果两侧驱动轮仅用一根刚性轴驱动,则二者角速度必然相同,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 5(图 12-1),使左右两驱动轮可以不同的角速度旋转。动力由主减速器先传到差速器,再由差速器分配给左右两半轴 6,最后传到两侧的驱动轮。

此外,由于发动机、离合器和变速器都固定在车架上,而驱动桥和驱动轮一般是通过弹性悬架与车架相联系的。因此在汽车行驶过程中,变速器与驱动轮二者经常有相对运动。在此情况下,二者之间不能用简单的整体传动轴转动,而应采用如图 12-1 所示的由万向节 3 和传动轴 8 组成的万向传动装置。

图 12-1 所示的发动机前置,后轮驱动方案是 4×2 型汽车的典型总体布置方案。除此以外,还有发动机前置,前轮驱动和发动机后置、后轮驱动等方案。

图 12-2 是一种发动机前置、前轮驱动而且采用独立悬架的轿车传动系示意图。在图示的布置方案中,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

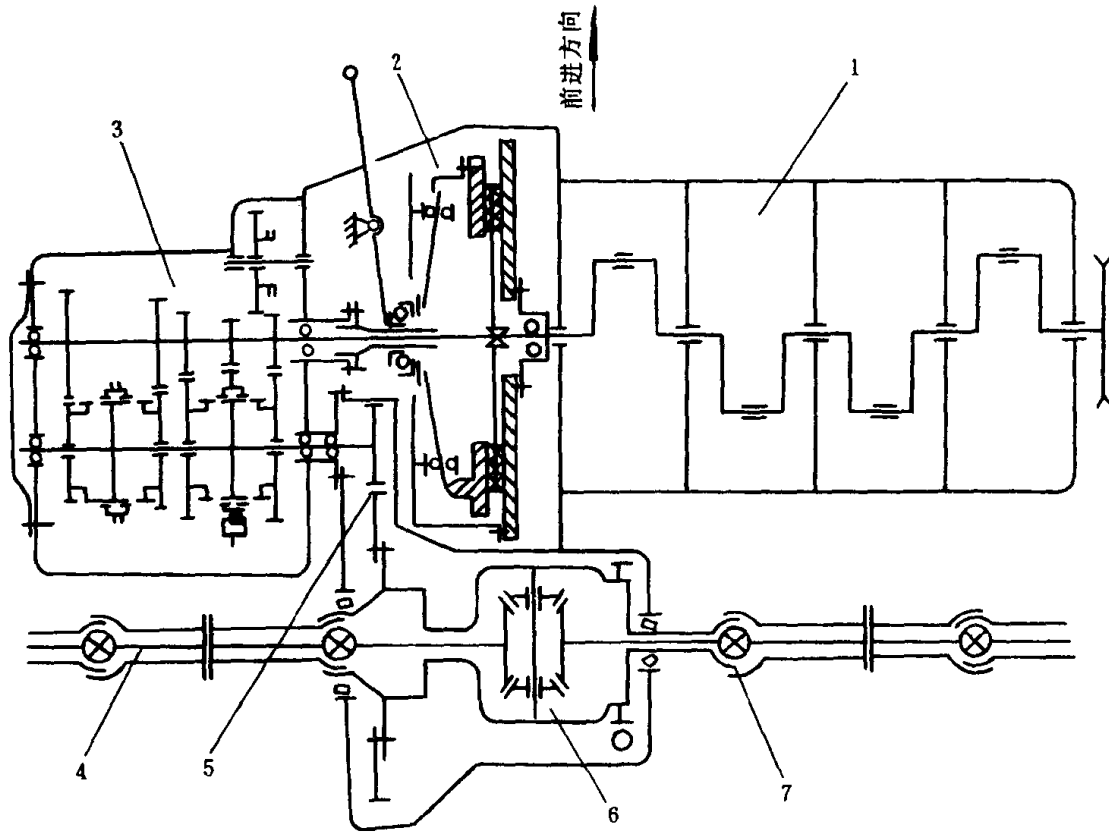


图 12-2 发动机前置、前轮驱动的轿车传动系示意图
1-发动机;2-离合器;3-变速器;4-半轴;5-主减速器;6-差速器;7-万向节

动桥之间就没有必要设置万向节和传动轴。发动机可以纵置,也可横置。在发动机横置情况下,由于变速器轴线与驱动桥轴线平行,主减速器可以采用结构和加工都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时的稳定性。整个传动系集中在汽车前部,因而其操纵机构比较简单。图示方案中,半轴4两端用万向节7分别与差速器6和驱动轮轴连接,是由于前轮既是驱动轮又是转向轮,而且采用了独立悬架。这种发动机和传动系的布置型式目前已在微型和轻级轿车上广泛应用,在中、高级轿车上应用的也日渐增多。货车没有采用这种方案是因为上坡时作为驱动轮的前轮附着力太小,不能获得足够的牵引力。

某些微型和轻级轿车采用的发动机后置、后轮驱动布置方案与前一种类似,不过发动机、离合器、变速器都位于驱动桥(后桥)之后。由于后轮不用作转向轮,故半轴外端与驱动轮之间无万向节。

图 12-3 所示的布置方案用于发动机后置,后轮驱动的大型客车。发动机1、离合器2和变速器3都横置于驱动桥之后,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。由于这些原因,有必要设置万向传动装置5和角传动装置4。大型客车采用这种布置型式更容易做到汽车总质量在前后车轴之间的合理分配。但是,在此情况下,发动机冷却条件较差,发动机和变速器、离合器的操纵机构都较复杂。

对于要求能在坏路或无路区域行驶的越野汽车,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,总是将全部车轮都作为驱动轮。图 12-4 是 4×4 轻型越野

汽车传动系示意图。

从图中可以看出,与图 12-1 所示的 4×2 汽车相比较,不同的是前桥 1 也是驱动桥。为了将变速器输出的动力分配给前后两驱动桥,在变速器与两驱动桥之间设置有分动器 3,并且相应增设了自分动器通向前驱动桥的万向传动装置。分动器虽然也装在车架上,但若不与变速器直接连接,且相距较远时,考虑到安装精确度和车架变形的影响,二者之间也需要采用万向传动装置。前驱动桥半轴与前驱动轮之间设置万向节 2 是由于前轮兼充转向轮的需要。

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

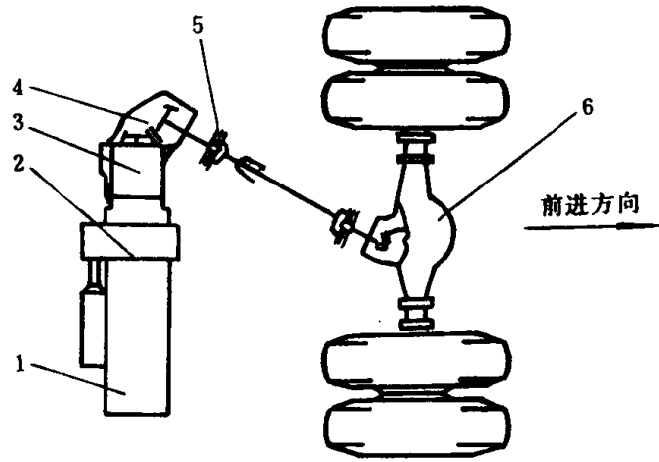


图 12-3 发动机后置、
后轮驱动的大型客车传动系示意图
1-发动机;2-离合器;3-变速器;4-角传动装置;
5-万向传动装置;6-驱动桥

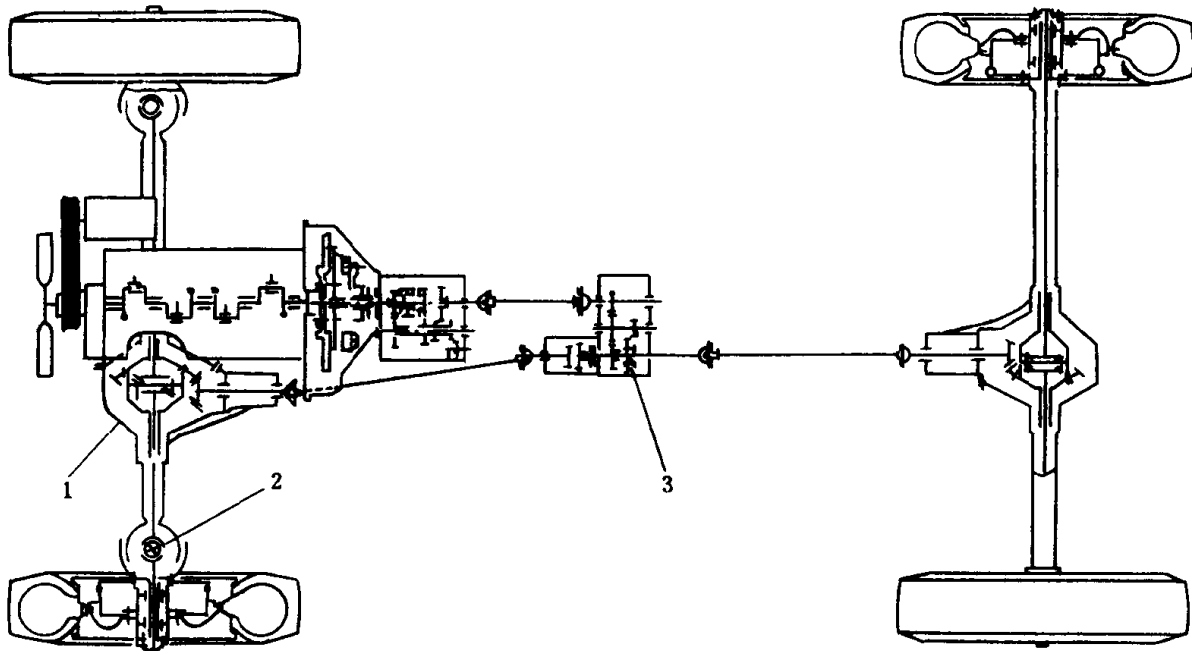


图 12-4 4×4 汽车传动系示意图
1-前驱动桥;2-万向节;3-分动器

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,但不能保证在换档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而组成液力机械变速器(详见第十五章)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,也有结构较复杂,造价较高,机械效率较低等缺点,因此,目前除了在轿车和重型汽车上有较多的采用以外,中级以下轿车和一般货车采用者较少。

静液式传动系又称容积式液压传动系(图 12-5),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重又转换成机械能。在图示方案中,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。

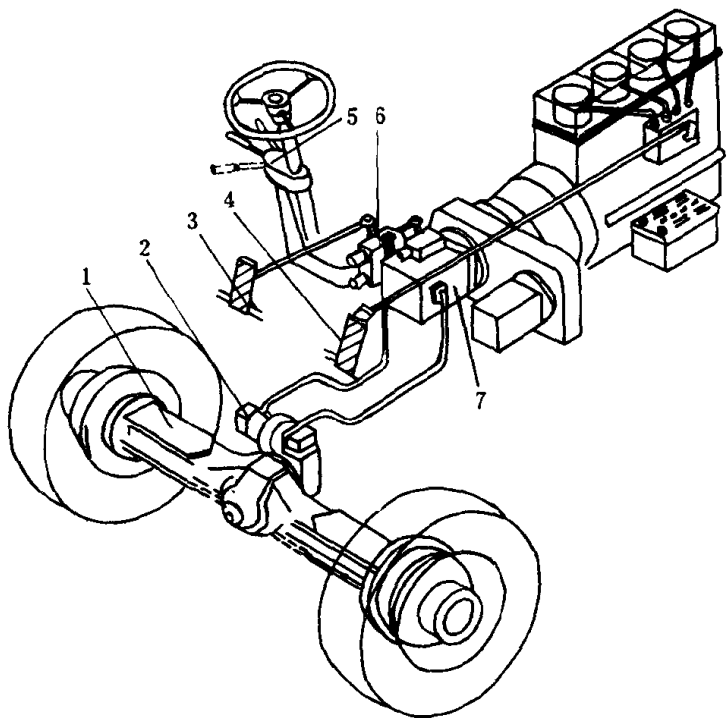


图 12-5 静液式传动系示意图

- 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

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。

电力式传动系(图 12-6)在组成和布置上与静液传动系有些类似。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(详见第十七章)。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可控硅全波整流器整流后,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。

在本篇的以下各章中将只讨论机械式和液力机械式传动系。

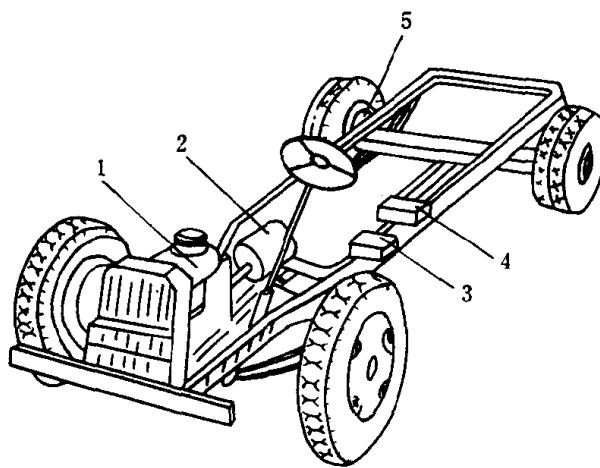


图 12-6 电力式传动系示意图

1-发动机;2-发电机;3-可控硅整流器;
4-逆变装置;5-电动轮

思考题

1. 汽车传动系的基本功用是什么?
2. 汽车传动系有几种类型? 各有什么特点?
3. 越野汽车传动系 4×4 与普通汽车传动系 4×2 相比有哪些不同?

第十三章 离 合 器

第一节 离合器的功用及摩擦离合器的工作原理

离合器是汽车传动系中直接与发动机相联系的部件。其功用已在前一章中提及,在本节中再进一步阐述。

在汽车起步前,先要起动发动机。这时应使变速器处于空档位置,将发动机与驱动车轮之间的联系断开,以卸除发动机负荷。待发动机已起动并开始正常的怠速运转后,方可将变速器挂上一定档位,使汽车起步。汽车起步时,汽车是从完全静止的状态逐步加速的。如果传动系(它联系着整个汽车)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 $300\sim 500\text{r}/\text{min}$)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。

离合器的另一功用是保证传动系换档时工作平顺。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,一般是拨动齿轮或其它挂档机构,使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工作。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。

另外,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,因而其中所有运动件将产生很大的惯性力矩(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。因此,离合器的又一功用是限制传动系所承受的最大转矩,防止传动系过载。

由上述可知,欲使离合器起到以上几个作用,离合器应该是这样一个传动机构:其主动部分和从动部分可以暂时分离,又可逐渐接合,并且在传动过程中还要有可能相对转动。所以,离合器的主动件与从动件之间不可采用刚性联系,而是借二者接触面之间的摩擦作用来传递转矩(摩擦离合器),或是利用液体作为传动的介质(液力偶合器),或是利用磁力传动(电磁离合器)。在摩擦离合器中,为产生摩擦所需的压紧力,可以是弹簧力、液压作用力或电磁吸力。但目前汽车上采用比较广泛的是用弹簧压紧的摩擦离合器(通常简称为摩擦离合器)。

本章只介绍摩擦离合器的工作原理和构造。对液力偶合器将在第十五章中叙述。摩擦离

合器的结构原理,如图 13-1 所示。

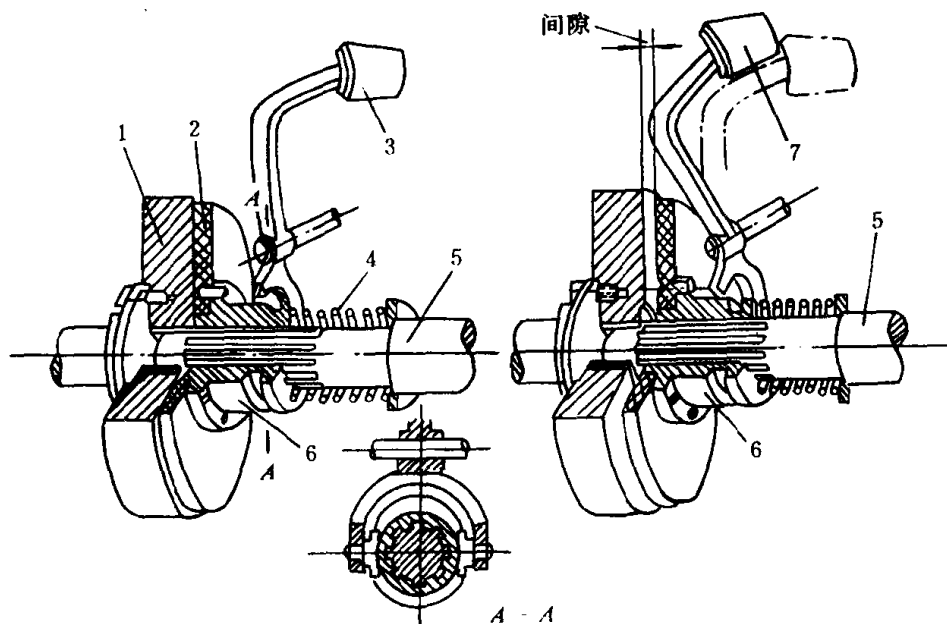


图 13-1 摩擦离合器工作原理

1-飞轮;2-从动盘;3、7-踏板;4-压紧弹簧;5-从动轴;6-从动盘毂

发动机飞轮 1 是离合器的主动件。带有摩擦片的从动盘 2 和毂 6 借滑动花键与从动轴 5 (即变速器的主动轴)相连。压紧弹簧 4 将从动盘压紧在飞轮端面上。发动机转矩即靠飞轮与从动盘接触面之间的摩擦作用而传到从动盘上,再由此经过从动轴和传动系中一系列部件传给驱动车轮。弹簧 4 的压紧力愈大,则离合器所能传递的转矩也愈大。

由于汽车在行驶过程中,需经常保持动力传递,而中断传动只是暂时的需要,故汽车离合器的主动部分和从动部分应经常处于接合状态。摩擦副采用弹簧压紧装置即是为了适应这一要求。欲使离合器分离时,只要踩下离合器操纵机构中的踏板 3,套在从动盘毂 6 的环槽中的拨叉便推动从动盘克服压紧弹簧的压力向右移动,而与飞轮分离,摩擦力消失,从而中断了动力传递。

当需要重新恢复动力传递时,为使汽车速度和发动机转速变化比较平稳,应该适当控制离合器踏板回升的速度,使从动盘在压紧弹簧 4 压力作用下,向左移动与飞轮恢复接触。二者接触面间的压力逐渐增加,相应的摩擦力矩也逐渐增加。当飞轮和从动盘接合还不紧密,二者之间摩擦力矩比较小时,二者可以不同步旋转,即离合器处于打滑状态。随着飞轮和从动盘接合紧密程度的逐步增大,二者转速也渐趋相等。直到离合器完全接合而停止打滑时,汽车速度方能与发动机转速成正比。

摩擦离合器所能传递的最大转矩取决于摩擦面间的最大静摩擦力矩,而后者又由摩擦面间最大压紧力和摩擦面尺寸及性质决定。故对于一定结构的离合器来说,静摩擦力矩是一个定值。输入转矩一达到此值,则离合器将打滑,因而限制了传动系所受转矩,防止超载。

由上述工作原理可以看出,摩擦离合器基本上由主动部分、从动部分、压紧机构和操纵机构四部分组成。主、从动部分和压紧机构是保证离合器处于接合状态并能传递动力的基本结构。而离合器的操纵机构主要是使离合器分离的装置。

离合器的具体结构,首先,应在保证传递发动机最大转矩的前提下,满足两个基本性能要求:①分离彻底;②接合柔和。

其次,离合器从动部分的转动惯量要尽可能小。前已提及,离合器的作用之一是当变速器