

第 17 章 驱 动 桥

教学提示：本章主要介绍常见驱动桥的类型，重点介绍主减速器、差速器的类型及结构特点。

教学目标：要求学生了解驱动桥的功用、类型，以及发动机动力的驱动路线，重点了解主减速器、差速器等零部件的工作原理及其结构，掌握常见类型驱动桥的结构特点。

17.1 概 述

将传动系统传来的发动机的动力转变为驱动力的车桥就是驱动桥(driving axle)。驱动桥的形式包括前桥驱动、后桥驱动和全轮驱动。这几种驱动桥形式特点已在第 12 章中叙述。现在一般轿车多采用前桥驱动，载货汽车和工程车辆多采用后桥驱动，越野汽车和一些 SUV(多功能运动型车)等采用全轮驱动(AWD)。

17.1.1 驱动桥的功用

驱动桥的功用是：①将万向传动装置传来的发动机转矩通过主减速器、差速器、半轴等传到驱动车轮，实现降速增大转矩；②通过主减速器圆锥齿轮副改变转矩的传递方向；③通过差速器实现两侧车轮差速作用，满足内、外侧车轮以不同转速转动的需要。

17.1.2 驱动桥的组成

如图 17.1 所示驱动桥由主减速器(final drive)、差速器(differential)、半轴(half axle)和驱动桥壳(axle housing)等组成。

主减速器是汽车传动系统中降低转速、增大转矩的主要部件。当变速器未设置超速挡时，主减速器的传动比即为传动系统的最小传动比，亦称为主传动比 i_0 。差速器解决汽车转向时两侧的驱动车轮转动速度不等和多轴驱动桥转动速度不等的问题。半轴用来可靠地传递驱动力。驱动桥壳是传动系统和行驶系统主要部件的安装基础件。

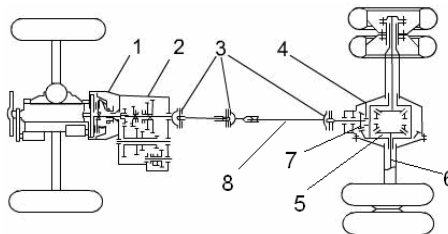


图 17.1 驱动桥的组成

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

17.1.3 驱动桥的类型

驱动桥的类型有断开式驱动桥(divided axle)和非断开式驱动桥(un-divided axle)两种。

如图 17.2 所示为半轴套管与主减速器壳刚性连成一体，两侧的半轴和驱动轮不可能在横向平面内做相对运动。故称这种驱动桥为非断开式驱动桥，亦称为整体式驱动桥。它由驱动桥壳 1、主减速器 2、差速器 3、半轴 4 和轮毂 5 组成。动力从变速器或分动器经万向传动装置输入驱动桥的转矩首先传到主减速器 2，在此增大转矩并相应降低转速后，经差

速器 3 分配给左右两半轴 4, 最后通过半轴外端的凸缘盘传至驱动车轮的轮毂 5。驱动桥壳 1 由主减速器壳和半轴套管组成。轮毂 5 借助轴承支承在半轴套管上。整个驱动桥通过弹性悬架与车架连接。

为了提高汽车行驶平顺性和通过性, 有些轿车和越野车全部或部分驱动轮采用独立悬架, 即将两侧的驱动轮分别用弹性悬架与车架相联系, 两轮可彼此独立地相对于车架上下跳动。与此对应, 主减速器壳固定在车架上。驱动桥壳制成分段并通过铰链连接, 这种驱动桥称为断开式驱动桥, 如图 17.3 所示。主减速器 1 固定在车架或车身上, 两侧车轮 5 分别通过各自的弹性元件 3、减振器 4 和摆臂 6 组成的弹性悬架与车架相连。为适应车轮绕摆臂轴 7 上下跳动的需要, 差速器与轮毂之间的半轴 2 两端用万向节连接。

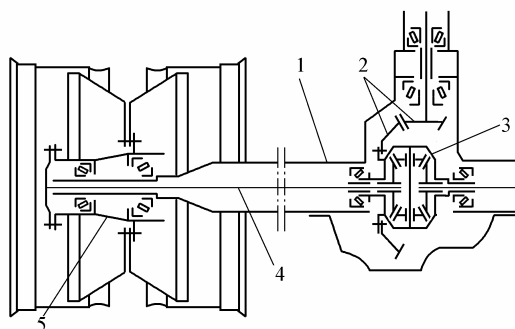


图 17.2 非断开式驱动桥

1—驱动桥壳 2—主减速器 3—差速器 4—半轴 5—轮毂

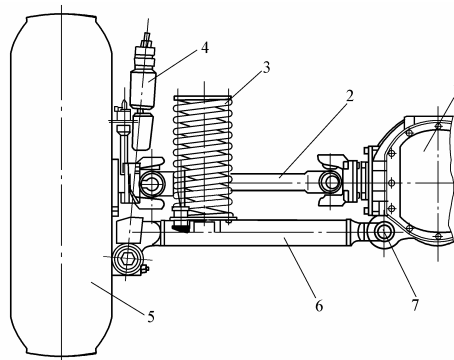


图 17.3 断开式驱动桥

1—主减速器 2—半轴 3—弹性元件 4—减振器
5—车轮 6—摆臂 7—摆臂轴

17.2 主 减 速 器

主减速器的功用是将输入的转矩增大并相应降低转速; 当发动机纵置时还具有改变转矩旋转方向的作用。

为满足不同的使用要求, 主减速器的结构形式也是不同的。

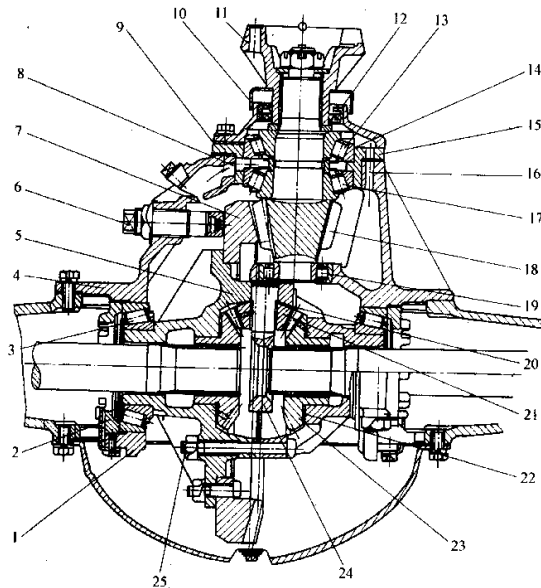
按参加减速传动的齿轮副数目分, 有单级式主减速器和双级式主减速器。在双级式主减速器中, 若第二级减速器齿轮置于两侧车轮附近, 实际上成为独立部件, 则称为轮边减速器。

按主减速器传动比挡数分, 有单速式和双速式。前者的传动比是固定的, 后者有两个传动比供驾驶员选择, 以适应不同行驶条件的需要。

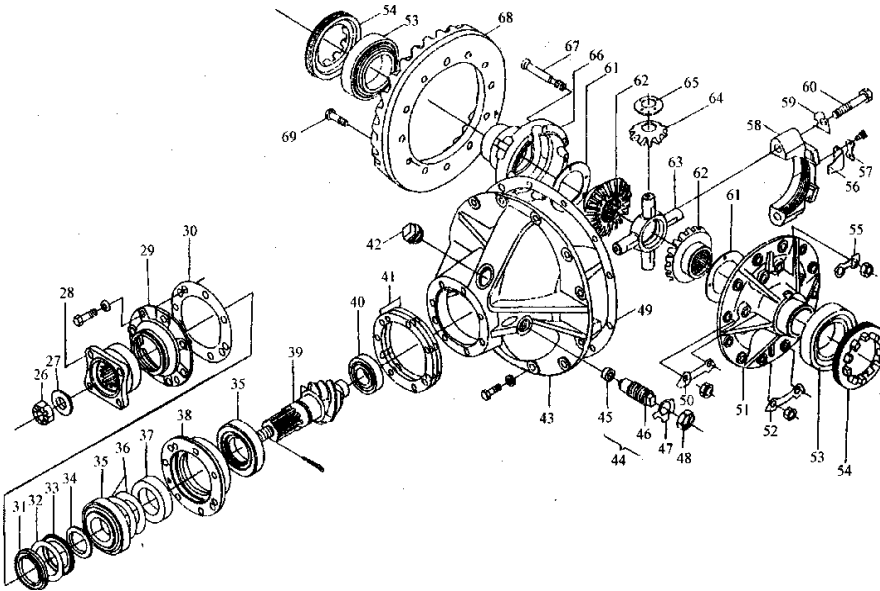
按齿轮副结构形式分, 有圆柱齿轮式(又可分为轴线固定式和轴线旋转式即行星齿轮式)、圆锥齿轮式和准双曲面齿轮式。

17.2.1 单级主减速器

单级主减速器具有结构简单、体积小、质量轻和传动效率高等优点。一般应用在轿车和轻、中型货车上。图 17.4a 为东风 EQ1090E 型汽车驱动桥单级主减速器及差速器总成剖面图, 图 17.4b 为该总成的零件分解图。主减速器(见图 17.4a)的减速传动机构为一对双曲面齿轮 18 和 7。主动齿轮 18 有 6 个齿, 从动齿轮 7 有 38 个齿, 故主传动比 $i_0 = 6.33$ 。



a. 主减速器及差速器剖面图



b. 主减速器及差速器零件分解图

图 17.4 东风 EQ1090E 型汽车主减速器和差速器

- 1—差速器轴承盖 2—轴承调整螺母 3、13、17—圆锥滚子轴承 4、43—主减速器壳 5—差速器壳 6—支承螺栓
 7、68—从动锥齿轮 8—进油道 9、14—调整垫片 10—防尘罩 11—叉形凸缘 12—油封 15—轴承座 16—回油道
 18、39—主动锥齿轮 19—圆柱滚子轴承 20、65—行星齿轮垫片 21、64—行星齿轮 22—半轴齿轮推力垫片
 23、62—半轴齿轮 24、63—行星齿轮轴(十字轴) 25、60—螺栓 26—槽形扁螺母 27、59—垫圈 28—主动锥齿轮叉形凸缘
 29—油封座 30—油封座衬垫 31—主动锥齿轮外油封 32—油封导向环 33—主动锥齿轮内油封 34—推力垫圈
 35—主动锥齿轮前轴承 36—轴承调整垫片 37—隔套 38—前轴承座 40—主动锥齿轮后轴承 41—主动锥齿轮调整垫片
 42—螺塞 44—从动齿轮支承套总成 45—支承套 46—支承螺栓 47—锁片 48—螺母 49—主减速器壳垫片
 50、52、55—锁止垫片 51—差速器左壳 53—差速器轴承 54—调整螺母 56—轴承盖锁片 57—垫片 58—主减速器轴承盖
 61—半轴齿轮垫片 68—差速器右壳 67—差速器连接螺栓 69—从动锥齿轮连接螺栓

1. 主减速器的结构特点

主减速器的主动齿轮和从动齿轮之间必须有正确的相对位置,才能使两齿轮啮合传动时冲击噪声较小,而且轮齿沿其长度方向磨损较均匀。为此,在结构上一方面要使主动和从动锥齿轮有足够的支承刚度,使其在传动过程中不至于发生较大变形而影响正常啮合;另一方面应有必要的啮合调整装置。

为保证主动锥齿轮有足够的支承刚度,主动锥齿轮 18(见图 17.4a)与轴制成一体,前端支承在互相贴近而小端相向的两个圆锥滚子轴承 13 和 17 上,后端支承在圆柱滚子轴承 19 上,形成跨置式支承。环状的从动锥齿轮 7 连接在差速器壳 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 4 的座孔中。在从动锥齿轮的背面,装有支承螺栓 6,以限制从动锥齿轮过度变形而影响齿轮的正常工作。装配时,支承螺栓与从动锥齿轮端面之间的间隙为 0.3~0.5mm。

装配主减速器时,圆锥滚子轴承应有一定的装配预紧度,即在消除轴承间隙的基础上,再给予一定的压紧力。其目的是为了减小在锥齿轮传动过程中产生的轴向力所引起的齿轮轴的轴向位移,以提高轴的支承刚度,保证锥齿轮副的正常啮合。但也不能过紧,若过紧则传动效率低,且加速轴承磨损。为调整圆锥滚子轴承 13 和 17 的预紧度,在两轴承内座圈之间的隔离套的一端装有一组厚度不同的调整垫片 14。如发现过紧则增加垫片 14 的总厚度;反之,减小垫片的总厚度。

2. 齿轮啮合间隙的调整方法

指齿面啮合印迹和齿侧间隙的调整(见图 17.5)。先在主动锥齿轮轮齿上涂以红色颜料(红丹粉与机油的混合物),然后用手使主动锥齿轮往复转动,于是从动锥齿轮轮齿的两工作面上便出现红色印迹。若从动齿轮轮齿正转和逆转工作面上的印迹位于齿高的中间偏于小端,并占齿面宽度的 60% 以上,则为正确啮合。正确啮合的印迹位置可通过主减速器壳与主动锥齿轮轴承座 15(图 17.4a)之间的调整垫片 9 的总厚度(即移动主动锥齿轮的位置)而获得。

3. 准双曲面齿轮(hypoid gear)的特点

准双曲面齿轮与螺旋锥齿轮相比,不仅齿轮的工作平稳性好、轮齿的弯曲强度和接触强度高,而且主动齿轮的轴线可相对从动齿轮轴线偏移。当主动锥齿轴线下偏移时(图 17.6),在保证一定离地间隙的情况下,可降低主动锥齿轮和传动轴的位置,因而使车身和整个重心降低,这有利于提高汽车行驶稳定性。准双曲面齿轮的应用较为广泛。东风 EQ1090E 型汽车主减速器采用了准双曲面齿轮,其偏移距为 38mm。

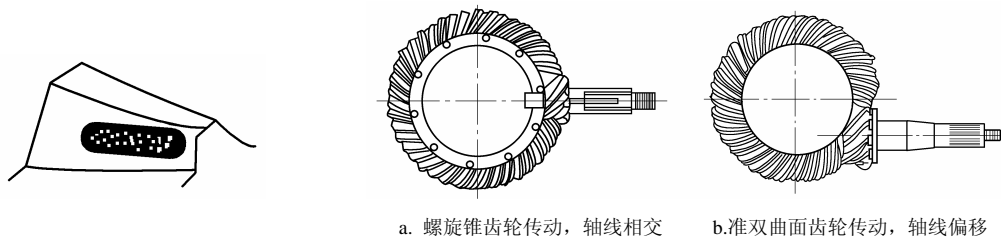


图 17.5 从动锥齿轮的啮合印迹

图 17.6 主动和从动锥齿轮轴线位置

准双曲面齿轮副布置分上偏移和下偏移,如图 17.7 所示。上、下偏移是这样判定的:从大齿轮锥顶看,并把小齿轮置于右侧,如果小齿轮轴线位于大齿轮中心线之下为下偏移(如图 17.7);如果小齿轮轴线位于大齿轮中心线之上为上偏移。

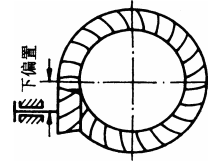


图 17.7 双曲面圆锥齿轮的偏移

准双曲面齿轮工作时,齿面间有较大的相对滑动;且齿面间压力很大,齿面油膜易被破坏。为减少摩擦,提高效率,必须用含防刮伤添加剂的双曲面齿轮油,绝不允许用普通齿轮油代替,否则将使齿面迅速擦伤和磨损,大大降低使用寿命。

17.2.2 其他类型减速器

1) 双级主减速器(double reduction final drive)

根据发动机特性和汽车使用条件,要求主减速器具有较大的主传动比时,由一对锥齿轮构成的单级主减速器已不能保证足够的最小离地间隙,因而需要采用两对齿轮实现降速的双级主减速器。

一般双级主减速器中主动锥齿轮与轴制成一体,采用悬臂式支承。即主动锥齿轮轴支承在位于齿轮同一侧的两个相距较远的圆锥滚子轴承上,而主动锥齿轮悬伸在轴承之外。这种支承形式的结构比较简单,但支承刚度不如跨置式的。主动锥齿轮轴多用悬臂式支承的原因有两点:一是第一级齿轮传动比较小,相应的从动锥齿轮直径较小,因而在主动锥齿轮外端要再加一个支承,布置上很困难;二是因传动比小,主动锥齿轮及轴颈尺寸有可能做得较大,同时尽可能将两轴承间的距离加大,同样可得到足够的支承刚度。

2) 轮边减速器(wheel reductor)

在重型载货汽车、越野车和大型客车上,当要求提供较大的主传动比和较大的离地间隙时,采用主减速器加轮边减速器传动可取得较好效果。

通常,轮边减速器为行星齿轮机构(见图 17.8),齿圈 5 与半轴套管固定在一起,半轴 4 传来的动力经中心太阳轮 7、行星轮 6、行星齿轮轴和行星架传给车轮。由于齿圈 5 与不旋转的车轮底板相连,行星轮系形成以太阳轮为输入、行星架为输出的减速传动。采用这种形式的轮边减速器可在获得较大主减速比的同时,使驱动桥主减速器尺寸减小,相应增大了离地间隙。由于半轴在轮边减速器之前,所承受的载荷大为减少,换句话说,半轴和差速器尺寸可以进一步减小。但是由于需要使用两套轮边减速器,因此结构较复杂,制造成本高。

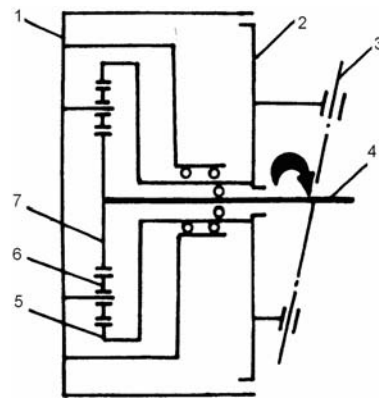


图 17.8 轮边减速器的结构示意图

在大型客车和同级越野汽车上,还常采用由一对啮合圆柱齿轮组成的轮边减速器。主动小齿轮与半轴相连,当主动小齿轮位于车轮中心上方时,可增大驱动桥的离地间隙,以适应提高越野汽车通过性能的需要;当主动小齿轮位于车轮中心下方时,能降低驱动桥壳的离地高度,以利于降低客车地板的高度。但采用这种布置

1—行星架 2—车轮底板 3—转向主销 4—半轴
5—齿圈 6—行星轮 7—太阳轮

时, 由于轴向和径向空间的限制, 轮边减速器的传动比是有限的。

3) 双速减速器(two speed final drive)

为充分发挥汽车的动力性和提高燃油经济性, 有些汽车上装用了具有两挡速比的主减速器(见图 17.9)。通常这种双速主减速器由一对锥齿轮 2 和 4 以及一个行星齿轮机构组成, 齿圈 5 和从动锥齿轮 4 联为一体, 行星架 7 则与差速器壳 3 刚性连接, 动力由锥齿轮副经行星齿轮机构传给差速器, 由半轴 10 传给驱动轮。左半轴上滑套一个接合套, 其上设有能与主减速器壳体啮合的接合套短齿圈 9 和能与差速器壳啮合的接合套长齿圈 8。

主减速器高档用于一般行驶条件, 驾驶员可以通过气压或电动控制方式靠换挡拨叉机构将接合套置于左边(见图 17.9a), 接合套短齿圈与主减速器壳分离, 接合套长齿圈 8 与行星齿轮 6 和行星架 7 的内齿圈同时啮合, 从而使行星齿轮系锁死, 此时, 差速器壳 3 与从动锥齿轮 4 以相同转速旋转。显然, 高档速比即为主从动锥齿轮齿数之比。

主减速器低挡用于要求较大牵引力时, 此时拨叉将接合套移向右边(见图 17.9b), 使接合套的短齿圈与主减速器壳体接合, 长齿圈与行星架的内齿圈分离, 而只与行星齿轮啮合, 于是, 行星齿轮机构的中心轮被固定。与从动锥齿轮连为一体的齿圈成为主动件, 与差速器壳连在一起的行星架成为从动件, 行星齿轮机构起减速作用。此时, 主减速器总减速比由主从动锥齿轮和行星齿轮机构共同构成。

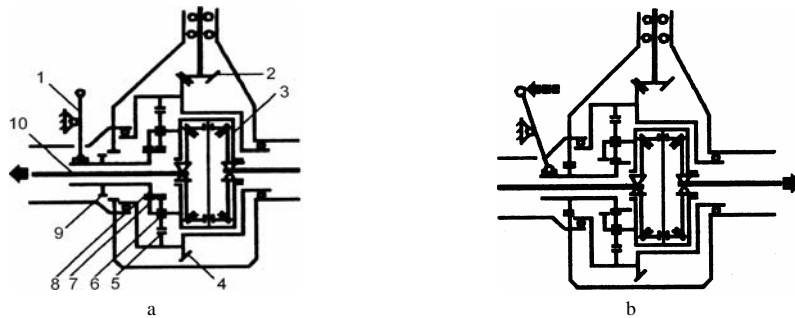


图 17.9 双速主减速器结构示意图

1—换挡机构 2—主动锥齿轮 3—差速器壳 4—从动锥齿轮 5—齿圈 6—行星齿轮
7—行星架 8—接合套长齿圈(太阳轮) 9—接合套短齿圈 10—半轴

4) 贯通式减速器(tandem final drive)

有些多轴越野汽车, 为使结构简化, 部件通用性好以及便于形成系列产品, 常采用贯通式驱动桥。如图 17.10 所示, 前面(或后面)两驱动桥的传动轴是串联的, 传动轴从距分动器较近的驱动桥中穿过, 通往另一驱动桥。这种布置方案的驱动桥称为贯通式驱动桥。

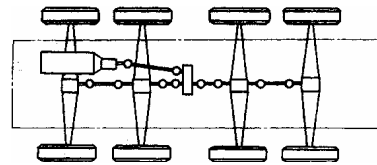


图 17.10 贯通式驱动桥示意图

17.3 差 速 器

汽车行驶过程中, 车轮对路面的相对运动有两种状态——滚动和滑动。其中滑动又有滑转和滑移两种。设车轮中心在车轮平面内相对路面的移动速度为 U , 车轮旋转角速度为

ω ，车轮纯滚动半径为 r_r 。若 $U = r_r \omega$ ，则车轮对路面的运动为纯滚动；若 $\omega \neq 0$ ，当 $U=0$ 时，则车轮的运动为纯滑转；若 $U \neq 0$ ，当 $\omega=0$ 时，则车轮的运动为纯滑移。

当汽车转弯行驶时，内外两侧车轮中心在同一时间内移过的曲线距离显然不同，即外侧车轮移过的距离大于内侧车轮。若两侧车轮都固定在同一刚性转轴上，两轮角速度相等，则此时外轮必然是边滚动边滑移，内轮必然是边滚动边滑转。同样，汽车在不平路面上直线行驶时，两侧车轮实际移过曲线距离也不相等。即使路面非常平直，但由于轮胎制造尺寸误差，磨损程度不同，承受的载荷不同或充气压力不等，各个轮胎的滚动半径实际上不可能相等。因此，只要各车轮角速度相等，车轮对路面的滑动就必然存在。车轮对路面的滑动不仅会加速轮胎磨损，增加汽车的动力消耗，而且可能导致转向和制动性能的恶化。所以，在正常行驶条件下，应使车轮尽可能不发生滑动。为此，在汽车结构上，必须保证各个车轮(尤其是驱动车轮)有可能以不同角速度旋转。

若主减速器从动齿轮通过一根整体轴同时带动两侧驱动轮，则两轮角速度只能是相等的。为使两侧驱动轮必要时能以不同角速度转动，保证车轮纯滚动状态，必须将驱动两侧车轮的整体轴断开(即为半轴)。能使同一桥两侧车轮以不同角速度转动的装置，称为差速器。这种差速器又称为轮间差速器。

多轴驱动的汽车，各驱动桥间由传动轴相连。若各桥的驱动轮均以相同的角速度旋转，同样也会发生上述轮间无差速器时的类似现象。为使各驱动桥有可能具有不同的输入角速度，以消除各桥驱动轮的滑动现象，可以在各驱动桥之间装设轴间差速器。

当遇到左、右或前、后驱动轮与路面之间的附着条件相差较大的情况时，简单的齿轮式差速器将不能保证汽车得到足够的牵引力。附着条件较差的驱动轮将高速滑转而汽车却不能前进(详见后述)。故经常遇到此种情况的汽车应当采用防(限)滑差速器。

防滑差速器常见的形式有强制锁止式齿轮差速器、高摩擦自锁式差速器(包括摩擦片式、滑块凸轮式等)、牙嵌式自由轮差速器、托森差速器、黏性联轴(差速)器和电控防滑差速器等。

17.3.1 普通差速器

汽车上广泛应用的是对称式锥齿轮差速器(bevel gear differential)，其结构如图 17.11 所示。

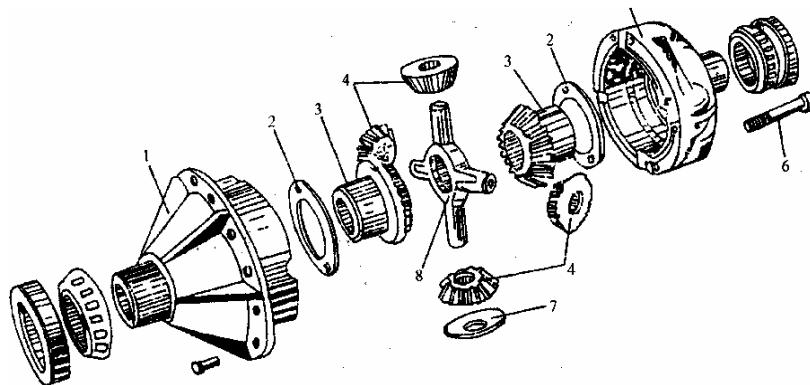


图 17.11 对称式锥齿轮差速器零件分解图

- 1—差速器左壳 2—半轴齿轮推力垫片 3—半轴齿轮 4—行星齿轮
5—差速器右壳 6—螺栓 7—行星齿轮球面垫片 8—行星齿轮轴(十字轴)

对称式锥齿轮轮间差速器由圆锥行星齿轮、行星齿轮轴(十字轴)、圆锥半轴齿轮和差速器壳等组成。如图 17.11 所示,差速器壳由用螺栓固紧的左壳 1 和右壳 5 组成。主减速器的从动齿轮用铆钉或螺栓固定在差速器左壳 1 的凸缘上。装合时,十字形的行星齿轮轴 8 的四个轴颈嵌在差速器壳两半端面上相应的凹槽所形成的孔内,差速器壳的剖分面通过行星齿轮轴各轴颈的中心线。每个轴颈上浮套着一个直齿圆锥行星齿轮 4,它们均与两个直齿圆锥半轴齿轮 3 啮合。而半轴齿轮的轴颈分别支承在差速器壳相应的左右座孔中,并借花键与半轴相连。动力自主减器从动齿轮依次经差速器壳、十字轴、行星齿轮、半轴齿轮及半轴输出给驱动车轮。当两侧车轮以相同的转速转动时,行星齿轮绕半轴轴线转动,即公转。若两侧车轮阻力不同,则行星齿轮在做上述公转运动的同时,还绕自身轴线转动(称自转),此时两半轴齿轮带动两侧车轮以不同转速转动。

1. 差速原理

差速器中各元件的运动关系可用图 17.12 来说明。对称式锥齿轮差速器是一种行星齿轮机构。差速器壳 3 与主减速器的从动齿轮 6 固连在一起,故为主动件,设其角速度为 ω_0 ;行星齿轮轴 5 与差速器壳 3 固连成一体,形成行星架;半轴齿轮 1 和 2 为从动件,其角速度分别为 ω_1 和 ω_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。行星齿轮的中心点为 C, A、B、C 三点到差速器旋转轴线的距离均为 r 。当行星齿轮只是随同行星架绕差速器旋转轴线公转时,处在同一半径上的 A、B、C 三点的圆周速度都相等(见图 17.12b),其值为 $\omega_0 r$ 。于是 $\omega_0 = \omega_1 = \omega_2$,即差速器不起差速作用,而半轴角速度等于差速器壳 3 的角速度。

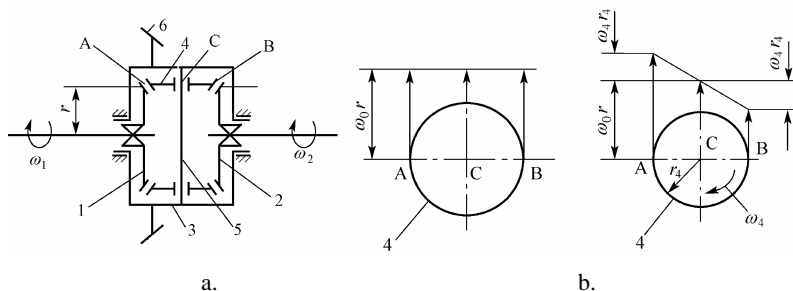


图 17.12 差速器差速原理

1、2—半轴齿轮 3—差速器壳 4—行星齿轮 5—行星齿轮轴 6—主减速器从动齿轮

当行星齿轮 4 除公转外,还绕本身的轴 5 以角速度 ω_4 自转时,啮合点 A 的圆周速度为 $\omega_1 r = \omega_0 r + \omega_4 r_4$,啮合点 B 的圆周速度为: $\omega_2 r = \omega_0 r - \omega_4 r_4$ 。

于是

$$\omega_1 r + \omega_2 r = (\omega_0 r + \omega_4 r_4) + (\omega_0 r - \omega_4 r_4)$$

即

$$\omega_1 + \omega_2 = 2\omega_0$$

若角速度以每分钟转数 n 表示,则:

$$n_1 + n_2 = 2n_0$$

此即为两半轴齿轮直径相等的对称式锥齿轮差速器的运动特性方程式。它表明左右两侧半轴齿轮的转速之和为差速器壳转速的 2 倍,而与行星齿轮转速无关。因此在汽车转弯行驶或在其他行驶情况下,都可以借助行星齿轮以相应转速自转,使两侧驱动车轮以不同转速在地面上滚动而无滑动。

由运动特性方程式还可知：①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 2 倍；②当差速器壳转速为零(例如，用中央制动器制动传动轴时)，若一侧半轴齿轮受其他外来力矩而转动，则另一侧半轴齿轮即以相同转速反向转动。

2. 对称式锥齿轮差速器中的转矩分配

由主减速器传来的转矩 M_0 ，经差速器壳、行星齿轮轴和行星齿轮传给半轴齿轮。行星齿轮相当于一个等臂杠杆，而两个半轴齿轮半径也是相等的。因此，当行星齿轮没有自转时，总是将转矩 M_0 平均分配给左、右两半轴齿轮，即 $M_1 = M_2 = \frac{1}{2} M_0$ 。

当两半轴齿轮以不同转速朝相同方向转动时，设左半轴转速 n_1 大于右半轴转速 n_2 ，则行星齿轮将按图 17.13 上实线箭头 n_4 的方向绕行星齿轮轴轴颈 5 自转，此时行星齿轮孔与行星齿轮轴轴颈间以及齿轮背部与差速器壳之间都产生摩擦。行星齿轮所受的摩擦力矩 M_r 方向与其转速 n_4 方向相反，如图 17.13 上虚线箭头所示。此摩擦力矩使行星齿轮分别对左右半轴齿轮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 使传到转得快的左半轴上的转矩 M_1 减小，而 F_2 却使传到转得慢的右半轴上的转矩 M_2 增加。因此，当左右驱动车轮存在转速差时，

$M_1 = \frac{1}{2}(M_0 - M_r)$ ， $M_2 = \frac{1}{2}(M_0 + M_r)$ 。左右车轮上的转矩之差等于差速器的内摩擦力矩 M_r 。

为了衡量差速器内摩擦力矩的大小及转矩分配特性，常以锁紧系数 K 表征，即：

$$K = \frac{M_2 - M_1}{M_0} = \frac{M_r}{M_0}$$

差速器内摩擦力矩和其输入转矩(差速器壳体上力矩)之比，定义为差速器锁紧系数 K 。而快慢半轴的转矩之比 $\frac{M_2}{M_1}$ ，定义为转矩比，以 K_b 表示， $K_b = \frac{M_2}{M_1} = \frac{1+K}{1-K}$ 。

目前广泛使用的对称式锥齿轮差速器的内摩擦力矩很小，其锁紧数 $K=0.05\sim 0.15$ ，转矩比 K_b 为 1.1~1.4。可以认为无论左右驱动轮转速是否相等，而转矩基本上总是平均分配的。这样的分配比例对于汽车在好路面上直线或转弯行驶时，都是满意的。

当汽车在坏路面上行驶时，却严重影响了通过能力。例如，当汽车的一个驱动车轮接触到泥泞或冰雪路面时，此时在泥泞路面上的车轮原地滑转，而在好路面上的车轮静止不动。这是因为在泥泞路面上车轮与路面之间附着力很小，路面只能对半轴作用很小的反作用转矩，虽然另一车轮与好路面间的附着力较大，但因对称式锥齿轮差速器具有转矩平均分配的特性，使这一个车轮分配到的转矩只能与传到滑转的驱动轮上的很小的转矩相等，致使总的牵引力不足以克服行驶阻力，汽车便不能前进。只有使用防滑差速器才能解决这个问题。

17.3.2 防滑差速器

为了提高汽车在坏路上的通过能力，可采用各种形式的防滑差速器。其共同出发点都

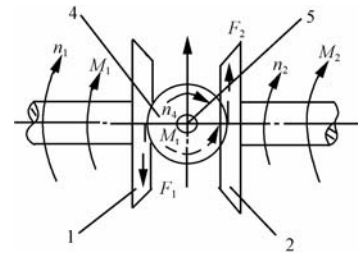


图 17.13 差速器转矩分配

1、2—半轴齿轮 3—差速器壳(图中未标注)
4—行星齿轮 5—行星齿轮轴

是在一个驱动轮滑转时，设法使大部分转矩甚至全部转矩传给不滑转的驱动轮，以充分利用这一侧驱动轮的附着力而产生足够的牵引力，使汽车能继续行驶。为实现上述要求，最简单的办法是在对称式锥齿轮差速器上设置差速锁，当一侧驱动轮滑转时，可利用差速锁使差速器不起差速作用。

1) 强制锁止式差速器(locking differential)

图 17.14 为瑞典斯堪尼亚 LT110 型汽车上所用的强制锁止式差速器。其采用电控气动方式操纵差速锁。当汽车的一侧车轮处于附着力较小的路面上时，可按下仪表板上的电钮，使电磁阀接通压缩空气管路，压缩空气便从管接头 3 进入工作缸 4，推动活塞 1 克服弹簧 7 带动外接合器 9 右移，使之与内接合器 10 接合。结果，左半轴 6 与差速器壳 11 成为刚性连接，差速器不起差速作用，即左右两半轴被联锁成一体一同旋转。这样，当一侧驱动轮滑转而无牵引力时，从主减器传来的转矩全部分配到另一侧驱动轮上，使汽车得以正常行驶。

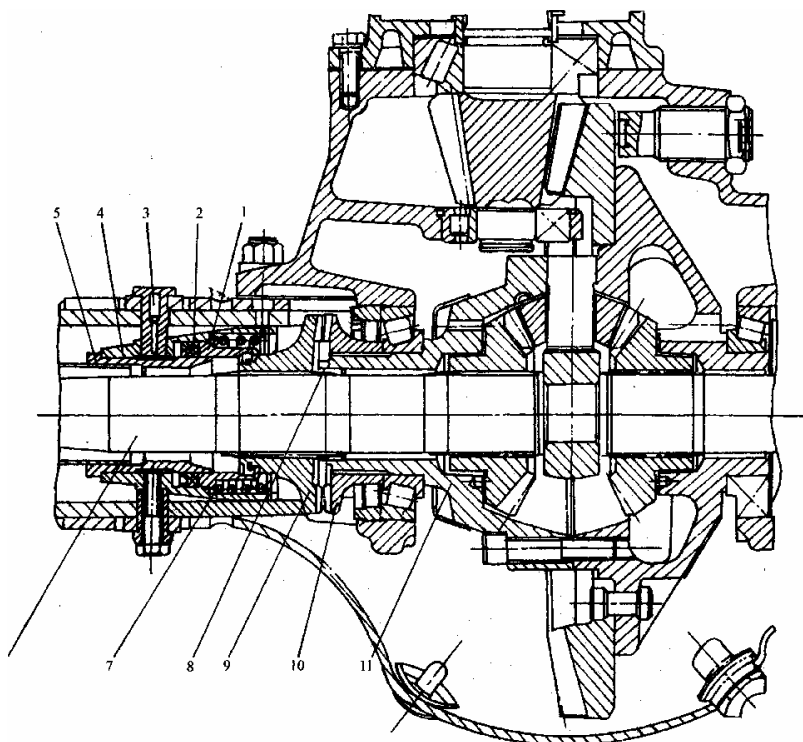


图 17.14 斯堪尼亚 LT110 型汽车的强制锁止式差速器

1—活塞 2—活塞皮碗 3—气路管接头 4—工作缸 5—套管 6—半轴
7—压力弹簧 8—锁圈 9—外接合器 10—内接合器 11—差速器壳

当汽车通过坏路后驶上好路时，驾驶员通过电钮使电磁阀切断高压气路，并使工作缸通大气，缸内压缩空气即经电磁阀排出。于是弹簧 7 复位，推动活塞使外接合器左移回到分离位置。

强制锁止式差速锁结构简单，易于制造。但操纵不便，一般要在停车时进行，而且如果过早接上或过晚摘下差速锁，亦即在好路段上左、右车轮仍刚性连接，则将产生前面已述及的在无差速器情况下出现的一系列问题。因此，有些越野汽车采用了在行驶过程中，

能根据路面情况自动改变驱动轮间转矩分配的高摩擦自锁式差速器。

2) 高摩擦自锁式差速器(multi-disc self-locking differential)

图 17.15 是在对称式锥齿轮差速器基础上发展而来的摩擦片自锁式差速器。为增加差速器的内摩擦力矩,在半轴齿轮和差速器壳之间安装有摩擦片,十字轴由两根相互垂直的行星齿轮轴组成,轴的端部均切有凸 V 形斜面,相应地,在差速器壳孔上也开有相应 V 形斜面的内孔,两根行星齿轮轴的 V 形面呈反向安装。每一半轴齿轮的背面有推力盘和主、从动摩擦片。推力盘以内花键与半轴相连,在其轴颈处用外花键与从动摩擦片相连。主动摩擦片靠花键与差速器壳相连。推力盘和主、从动摩擦片均可沿轴向做微小的滑移。当汽车直线行驶时,两半轴无转速差,扭矩平均分配给两半轴,由于差速器壳通过斜面作用在行星齿轮轴两端,斜面上产生的轴向力迫使两行星齿轮轴分别从左、右向外移动,通过行星齿轮使推力盘压紧摩擦片。此时转矩经两条路径传给半轴:一条沿行星齿轮轴、行星齿轮和半轴齿轮将大部分转矩传给半轴,另一条路径则由差速器壳经主、从动摩擦片、推力盘传给半轴。

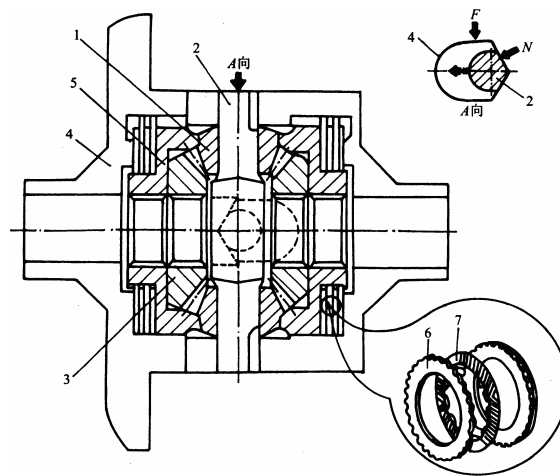


图 17.15 摩擦片自锁式差速器

1—差速器行星齿轮 2—行星齿轮轴 3—半轴齿轮 4—差速器壳 5—推力压盘 6—主动摩擦片 7—从动摩擦片

当一侧车轮在路面上滑转,或汽车转弯时,行星齿轮自转,左右半轴齿轮转速产生差异,这种转速差的存在和轴向力的作用,主、从动摩擦片间产生摩擦力矩。其数值大小与差速器传递的转矩和摩擦片数值成正比。而摩擦力矩的方向与转速较高的半轴旋向相反,与转速较慢的半轴旋向相同。高摩擦力矩作用的结果是使低转速半轴传递的转矩大大增加。这种差速器结构简单、工作平稳、锁紧系数可达 5 或更高,常用于轿车和轻型载货汽车。

3) 托森差速器(torsen differential)

托森差速器是一种新型的差速器,它利用蜗轮蜗杆传动的不可逆性原理和齿面高摩擦条件,使差速器能根据其内部差动转矩(即差速器的内摩擦转矩)的大小自动在“差速”和“锁死”之间转换,即当差速器内差动转矩较小时起差速作用,而当差速器内差动转矩过大时差速器将自动锁死,这样可以有效地提高汽车的通过能力,因而在现代四轮驱动轿车

上得到了广泛应用。

托森差速器的结构如图 17.16 所示。差速器由空心轴 2、差速器壳 3、后蜗杆轴 9、前蜗杆轴 10、蜗轮轴 6 和蜗轮 5 等组成。空心轴 2 靠花键与差速器壳 3 相连一同转动, 可作为差速器的输入。蜗轮 5 通过蜗轮轴 6 固定在差速器壳 3 上, 三对蜗轮分别与前蜗杆轴 10 和后蜗杆轴 9 相啮合, 每个蜗轮上固定有两个圆柱直齿轮 4, 与前后蜗杆轴相啮合的蜗轮彼此通过直齿圆柱齿轮相啮合。当该差速器作为轴间差速器使用时, 可以将前蜗杆轴和驱动前桥的差速器齿轮轴联为一体, 后蜗杆轴和驱动后桥的驱动轴凸缘盘为一整体。汽车驱动时, 来自发动机的驱动力通过空心轴 2 传至差速器壳 3。然后, 通过蜗轮轴 6 传到蜗轮 5, 并传向蜗杆 9 和 10, 前蜗杆轴 10 通过差速器齿轮轴 1 将驱动力传至前桥, 后蜗杆轴 9 通过后驱动轴 8 将驱动力传至后桥, 从而实现前后驱动桥的驱动牵引作用。而当该差速器作为轮间差速器使用时, 也可以将前蜗杆轴和后蜗杆轴分别与左、右驱动轮半轴相连接。当汽车转向时, 左右驱动轮出现转速差, 通过啮合的直齿圆柱齿轮相对转动, 使一轴转速加快, 另一轴转速减慢, 实现差速作用。

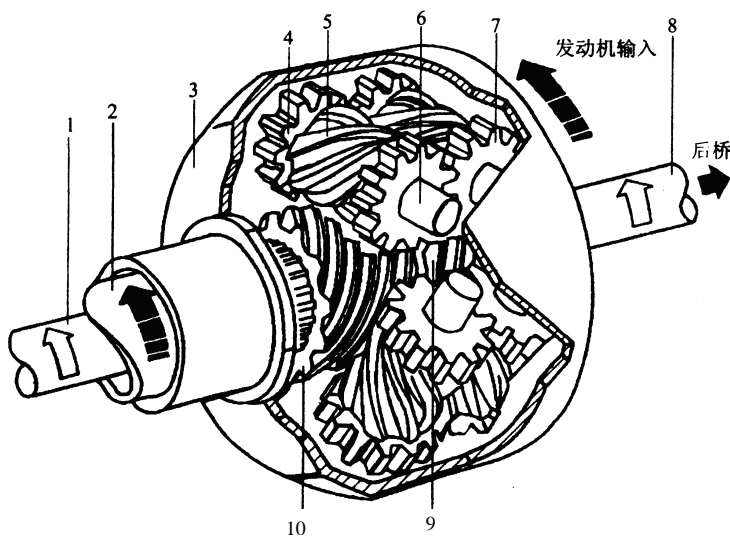


图 17.16 轴间托森差速器的结构

1—差速器齿轮轴 2—空心轴 3—差速器壳 4、7—直齿圆柱齿轮
5—蜗轮 6—蜗轮轴 8—后驱动轴 9—后蜗杆轴 10—前蜗杆轴

托森差速器由于其结构和性能上的诸多优点被广泛用作全轮驱动轿车的轴间差速器和后驱动桥的轮间差速器(见图 17.17)。但是由于在转速差较大时该结构具有自动锁止作用, 所以一般不用作转向驱动桥的轮间差速器。

4) 黏性联轴器(viscous differential)

现代四轮驱动的轿车上常有采用黏性联轴器(又称 VC)作为两驱动轴间的差速器, 其结构如图 17.18 所示。它由壳体 4、传动轴 1 和 5 以及内传力片 3、外传力片 6 等组成, 内传力片以内花键与后传动轴 5 上的外花键相连, 外传力片则靠外花键与壳体 4 上的内花键相接。内外传力片交替排列, 外传力片之间设置了隔环, 用来限制外传力片的轴向位置, 隔环厚度可以用来保证内、外传力片之间的轴向间隙。在黏性联轴器内部密闭的空间内, 注

满了高黏度的硅油，而在内、外传力片沿圆周方向上加工有孔和槽，以便其间硅油的流动。前传动轴 1 通过螺栓与壳体 4 连接，并带动外传力片成为联轴器的主动部分，内传力片与后传动轴 5 构成联轴器的从动部分。联轴器主、从动部分之间依靠硅油的黏性传递动力矩，实现汽车前、后轴之间的车速和转矩重新分配。

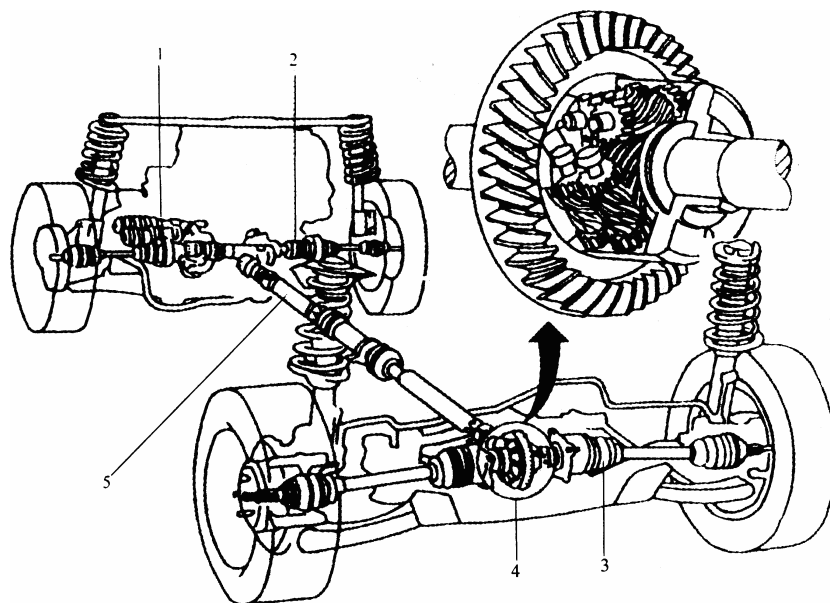


图 17.17 安装在轿车后驱动桥上的托森差速器

1—变速器与差速器总成 2—前桥 3—后桥 4—后桥主减速器与托森差速器 5—传动轴

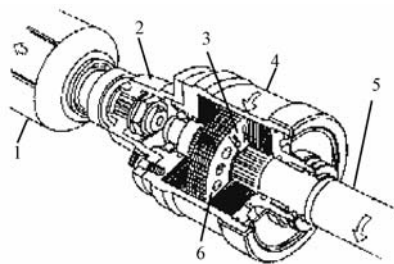


图 17.18 本田(HONDA)轿车的黏性联轴器

1—前传动轴 2—传力毂 3—内传力片 4—壳体 5—后传动轴 6—外传力片

联轴器空腔两端压配合有端盖，并用 O 形密封圈密封，支承内传力片的后传动轴两端支承在滚子轴承上。

黏性联轴器内传递转矩的工作介质——硅油具有良好的黏度稳定性，很强的抗剪切性和抗氧化性，同时还有低挥发和高闪点的特点。当内、外传力片存在相对转速差时，两种传力片之间的硅油层受到剪切作用，油温升高，产生热膨胀，黏性联轴器空腔内部压力增高，一般最高温度可达 200° ，内压力可达到 100 kPa 。为了解决由于热膨胀引起内压力增高，在壳体空腔内同时封入了 $10\% \sim 20\%$ 的空气。此外由于硅油本身的高渗透性会造成即使黏性联轴器内部无压力时，也会从油封极小的间隙处渗出壳体，形成泄漏损失，故常对

油封向轴上保持较大的压力。

上述黏性联轴器好似密封在壳体内的多片离合器，它以保留在内外传力片之间的硅油膜受到剪切，利用油液的黏性传递转矩。另外，还有不设置隔环的黏性联轴器(见图 17.19)，它由湿式多片离合器和硅油控制装置两部分组成，离合器钢片 6 通过外花键与壳体 2 相连，摩擦片 7 靠内花键与轴相接，浸在油液中的钢片与摩擦片可以相对转动，离合器的一端设有推动钢片与摩擦片接合的活塞，依靠设置在硅油腔中三叶形转子 3 的旋转可以将硅油温度提高，使腔内压力增大，随着油压增大会推动活塞 5 轴向滑动，钢片与摩擦片逐渐接合，外壳体 2 与中间的轴将渐渐“锁止”。壳体与轴之间的转速差越大，三叶形转子的相对转速越高，硅油温升越大，钢片与摩擦片接合越紧密，联轴器主、从动部分黏滞越明显，“锁止”倾向越严重，即这种联轴器会产生一定的自适应能力。

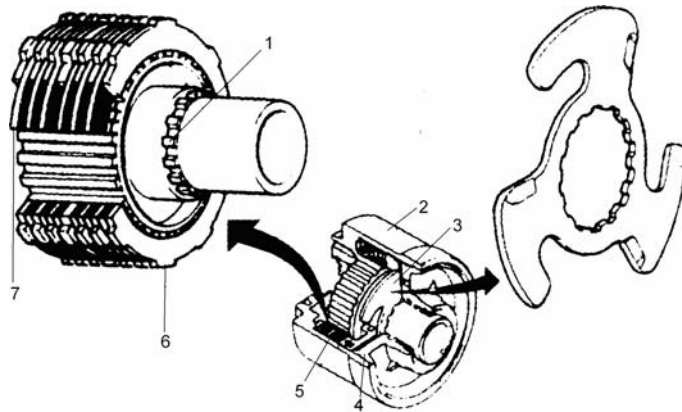


图 17.19 丰田(TOYATA)轿车硅油离合器式联轴器

1—三叶形转子安装花键 2—壳体 3—三叶形转子 4—硅油 5—活塞 6—钢片 7—摩擦片

黏性联轴器传递转矩的能力与硅油密度、黏度、主从动轴之间的转速差、内传力片上的叶片数和半径等参数成正比，而与内外传力片之间的间隙成反比。输入轴与输出轴转速差越大，由输入轴传递到转速低的输出轴的转矩越大。

黏性联轴器作为差速器主要用在全轮驱动汽车的前后桥之间，由于其转矩传递平稳，差速响应特性好，故有些车辆上也将其推广运用在驱动桥的轮间差速器中，可以较明显地提高汽车的驱动性能。前后驱动桥内差速器的黏性联轴器也称做限制滑动式差速器(LSD)。

17.4 半轴与桥壳

17.4.1 半轴

半轴是差速器与驱动轮之间传递动力的实心轴，其内端与差速器的半轴齿轮相连，外端与驱动轮轮毂相接。半轴与驱动轮的轮毂在桥壳上的支承形式决定了半轴的受力状态。现代汽车半轴的支承形式有三种，即全浮式支承(full-floating axle shaft)、半浮式支承(semi-floating axle shaft)和 3/4 浮式支承(three-quarter floating axle shaft)，如图 17.20 所示。

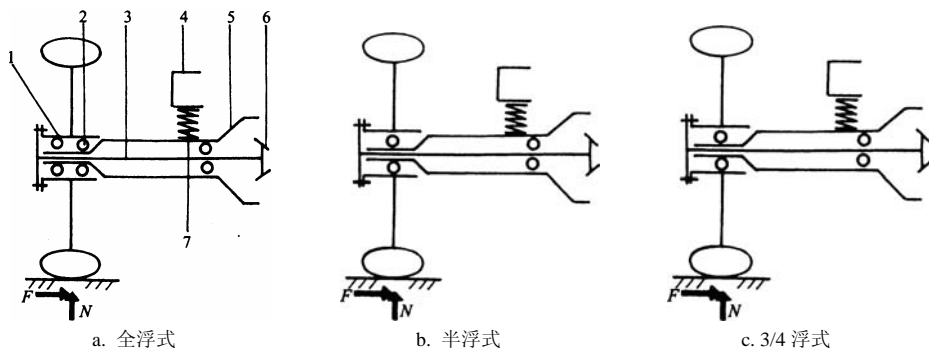


图 17.20 半轴的支承形式

1—轮毂 2—轮毂轴承 3—半轴 4—车架 5—驱动桥壳 6—半轴齿轮 7—弹簧

全浮式支承对地面反力 N 和 F 以及由 F 形成的弯矩均通过桥壳传至车身，故半轴只承受转矩，不承受任何反力和弯矩作用，受力状态简单，广泛用于各种载货汽车。

在结构上，半轴外端锻出的凸缘借助螺栓与轮毂相连。轮毂通过两个跨距较大的圆锥滚子轴承支承在半轴套管上。半轴套管与空心梁压配在一起形成桥壳。半轴内端通过花键与差速器的半轴齿轮相连。这样的连接方式使得半轴易于拆卸，即只需拧下凸缘上的螺栓，便可将半轴抽出，而车轮与桥壳仍能支承住汽车。

半浮式半轴将作用在车轮上的各种反力通过半轴才能传递给驱动桥壳，故此种支承形式只能使半轴内端免受弯矩，而外端却需承受全部弯矩。

在结构上，半轴与桥壳间的支承只靠一个轴承，为使半轴和车轮不致被向外的侧向力拉出，该轴承必须能够承受向外的轴向力。

半浮式支承结构简单，被广泛应用于反力弯矩较小的轿车上。

17.4.2 桥壳

驱动桥壳的功用是支承并保护主减速器、差速器和半轴等，使左右驱动车轮的轴向相对位置固定；与从动桥一起支承车架及其上的各总成质量；汽车行驶时，承受由车轮传来的路面反作用力和力矩，并经悬架传给车架。

驱动桥壳应有足够的强度和刚度，且质量要小，并便于主减速器的拆装和调整。由于桥壳的尺寸和质量一般都比较大，制造较困难，故其结构形式在满足使用要求的前提下，要尽可能便于制造。

驱动桥壳从结构上可分为整体式桥壳和分段式桥壳两类。

(1) 整体式桥壳(banjo housing)

具有较大的强度和刚度，且便于主减速器的装配、调整 and 维修。因此普遍应用于各类汽车上。

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、钢板冲压焊接、中段铸造两端压入钢管、钢管扩张成形等形式。为增加强度和刚度，整体铸造桥壳(见图 17.21)两端压入无缝钢管制成的半轴套管。桥壳上有通气塞，保证高温下的通气，保持润滑油品质和使用周期。这种整体铸造桥壳刚度大、强度高、易铸成等强度梁形状，但因质量大，铸造品质不易保证，适用于中、重型汽车，更多地用于重型汽车上。中段铸造两端压入钢

管的桥壳，质量较小，工艺简单且便于变形，但刚度较差，适于批量生产。北京 BJ2020 型汽车驱动桥壳属于此种类型的整体式桥壳。

钢板冲压焊接式桥壳具有质量小、制造工艺简单、材料利用率高、抗冲击性能好、成本低等优点并适于大量生产。目前，在轻型货车和轿车上得到广泛采用。

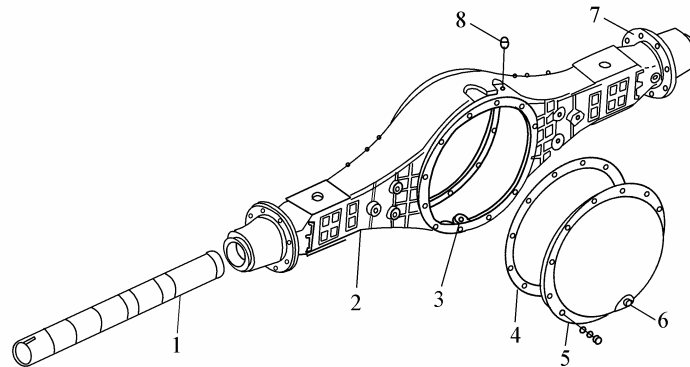


图 17.21 东风 EQ1090E 型汽车驱动桥壳

1—半轴套管 2—后桥壳 3—放油孔 4—后桥壳垫片
5—后盖 6—油面孔 7—凸缘盘 8—通气塞

(2) 分段式桥壳 (trumpet-type axle housing)

分段式桥壳一般分为两段，由螺栓将两段连成一体。分段式桥壳比整体式桥壳易于铸造，加工简便，但维修不便。当拆检主减速器时，必须把整个驱动桥从汽车上拆卸下来。

思 考 题

1. 汽车驱动桥的功用是什么？每个功用主要由驱动桥的哪部分来实现和承担？
2. 准双曲面齿轮有什么特点？
3. 双级主减速器是如何保证其有足够的刚度和强度的？
4. 差速器的工作原理是什么？常见的差速器有哪几种？
5. 如何区分全浮式半轴和半浮式半轴？
6. 从支承受力的角度可以将半轴的支承分为哪三种类型？它们分别具有什么特征？