

①知识的分布式存储。传统的专家系统用规则或框架等表示知识，而神经网络则将知识分布存储于各神经元及其连接权值中。知识的分布式存储是并行处理的物质基础。

②并行处理。以符号处理为基础的传统的专家系统的信息处理过程是串行进行的，而神经网络则可并行地处理信息，从而克服了前者存在的无穷递归、组合爆炸以及匹配冲突等问题，提高了信息处理的速度。

③自适应性。神经网络能根据外界环境的变化，通过自组织达到系统的自我完善。

④容错性。当输入到神经网络中的信息不完整或局部有错时，系统的输出不受影响，即系统具有容错能力（Fault Tolerance）或称具有鲁棒性（Robustness）。

⑤自学习。系统能根据环境提供的大量信息自动进行联想、记忆及聚类等自组织学习，从而较好地解决了传统的专家系统的知识获取瓶颈的难题。

当然，神经网络也有其局限性，如网络学习没有确定的模式、脱机学习周期长、知识表示及推理过程不明晰等。正因为如此，所以目前有将神经网络与传统的专家系统结合起来的研究倾向，建造所谓的神经网络专家系统。理论分析与应用实践表明，神经网络专家系统较好地综合了两者的优点而克服了各自的缺点，表现出强大的生命力。

2. 人工神经网络的研究发展历程

人工神经网络是目前人工智能领域最活跃的一个研究分支，但其发展历程并非一帆风顺。它大致经历了 40 年代末、50 年代初的兴起、60~70 年代的消沉和 80 年代的重新崛起等三个发展阶段。早在 1943 年，心理学家麦克楼（McCulloch）和数学家皮特（Pitts）在总结生物神经元的一些基本生理特性的基础上，提出了形式神经元的数学描述与结构方法，即 M-P 模型。1949 年，心理学家海勃（D.D.Hebb）提出神经元间突触连接强度可变的假设，他基于此假设而建议的学习规则，为人工神经网络学习算法奠定了基础，至今仍在各种神经网络中起重要作用。50 年代末，康乃尔大学的 F. 罗圣勃莱特（F.Rosenblatt）提出感知机，第一次把神经网络的研究付诸于工程实践。60~70 年代，由于神经网络研究遇到了理论和实现技术等各方面的诸多难题，加之著名的人工智能专家明斯基（M.Minsky）的个人威望的影响，特别是由于基于符号处理的知识工程的兴起给人工智能从实验室走向实用带来了希望，从而暂时掩盖了人工神经网络研究的迫切性，使人工神经网络研究一度跌入低谷，此间，世界范围内只有为数不多的几个研究者还进行人工神经网络的研究。1982 年，美国加州工学院的生物物理学家 J. 霍普菲尔得（J.Hopfield）提出了具有联想记忆功能的神经网络模型（Hopfield 模型或称 Hop 模型），是人工神经网络研究中的一个重要的里程碑，并掀起了人工神经网络研究的新高潮。他在这种人工神经网络模型的研究中，引入了能量函数（Lyapunov 函数），阐明了神经网络与动力学的关系，并用非线性动力学的方法研究这种神经网络的特性，建立了神经网络的稳定性判据，并指出信息存储在网络中神经元之间的联接上。这一成果的取得是神经网络研究的突破性进展。至今，人工神经网络方法已渗透到语音合成与识别、自然语言理解、模式识别、智能机器人、故障诊断等诸多领域，并取得了许多实用性成果。直至目前，人们已相继提出了①感知机（Perceptron，1957 年，F.Rosenblatt，康乃尔大学）；②多元自适应线性元模型 MDL（Madaline，1960~1962，B.Widrow，斯坦福大学）；③反向传播模型 BP（Back Propagation，1974~1985，P.Webros，哈佛大学）；④Hopfield 模型

(1982, J.Hopfield, 加州工学院); ⑤自适应共振理论模型 ART (Adaptive Resonance Theory, 1978 ~ 1986, G.Carpenter 等, 东北大学); ⑥自组织映射模型 SOM (Self Organizing Mapping, 1980, T.Kohonen, 赫尔辛基技术大学); ⑦新认知机 (Newcognitron, 1978 ~ 1984, K.Fukusko, NHK 实验室); ⑧双向联想存储器 BAM (Bidirectional Association Memory, 1985, B. Kosko, 南加州大学); ⑨Boltzman 机 (1985 ~ 1986, J.Hinton 等, 多伦多大学); ⑩重复传播模型 CPN (Counterpropagation, 1986, R.H.Nielsen, 神经计算机公司) 等 30 多种神经网络模型。与此同时, 有关神经网络的各种会议相继召开, 学术组织也相继成立, 并有出版物发行。1987 年 6 月有 1000 多人参加了在美国加州举行的第一届神经网络国际会议并成立了国际神经网络学会; 1989 年 10 月, 我国神经网络工作者在北京举行了神经网络及其应用讨论会; 1990 年 12 月, 在北京召开了我国首届神经网络学术大会; 1991 年在南京举行的中国神经网络学术大会上成立了中国神经网络学会。目前有许多期刊刊登有关神经网络研究方面的文章, 专门的出版物有: “IEEE Transaction on Neural Network”、“Neural Network”等。

二、ANN 的基本原理

前已述及, 人工神经网络是对人脑神经组织结构和行为的模拟。尽管与不同的模拟目的对应而有不同的网络结构, 但对于绝大多数的人工神经网络来说, 它们的两个共同的基本问题是“表达”和“学习”, 前者取决于网络结构, 后者则依赖于学习算法。

1. ANN 的基本构造

由前面的介绍可知, 人工神经网络是许多神经元经连接弧联接而成的网络结构。因此, ANN 的构造有两层含义: 一是神经元的结构; 一是网络互联结构 (拓扑结构)。

(1) 神经元的结构模型 ANN 中的神经元是基本的信息处理单元, 是人脑神经细胞的简化模型。受生物神经学的启发, 并为简化分析起见, 通常将神经元抽象成多输入单输出的结构, 如图 3-5-7 所示。其中, 输入 x_1, x_2, \dots, x_n 相当于人脑神经细胞的树突, 其上的, w_1, w_2, \dots, w_n 是输入的权值, 表示 x_1, x_2, \dots, x_n 各输入对细胞体的贡献大小; O_i 相当于轴突, 用于信息的输出; S_i 为反馈; 为 θ_i 值; 圆圈和方框相当于细胞体, 用于对输入信息的加权求和等处理。对图 3-5-7 所示的神经元结构模型, 其行为特征可用下式来进行描述。

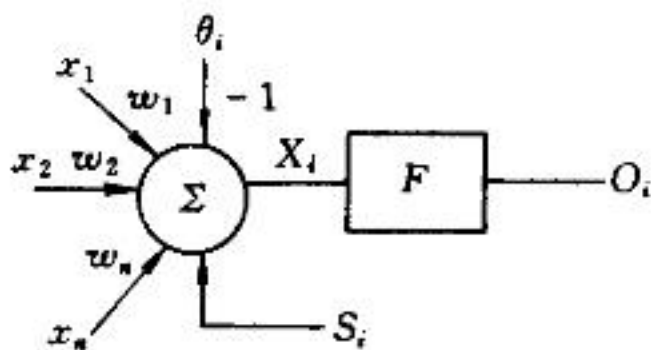


图 3-5-7 神经元模型

$$X_i = \sum_{j=1}^n x_j w_j + s_i - \theta_i \quad (3-5-1)$$

$$O_i = F(X_i) \quad (3-5-2)$$

式中, F 为神经元的特性函数, 描述了神经元的输入输出特性。常用的特性函数有:

①线性特性函数

$$O_i = F(X_i) = KX_i \quad (3-5-3)$$

式中 K 为常数;

②阈值特性函数

$$O_i = F(X_i) = \begin{cases} 1, & \text{当 } X_i \geq 0 \text{ 时} \\ 0, & \text{当 } X_i < 0 \text{ 时} \end{cases} \quad (3-5-4a)$$

此为离散二值型的特性函数, 其图形如图 3-5-8 (a) 所示; 对于模拟阈值的特性函数, 有

$$O_i = F(X_i) = \begin{cases} X_i, & \text{当 } X_i \geq 0 \text{ 时} \\ 0, & \text{当 } X_i < 0 \text{ 时} \end{cases} \quad (3-5-4b)$$

③S 形特性函数

$$O_i = F(X_i) = \frac{1}{1 + e^{-x_i}} \quad (3-5-5)$$

这是目前应用最为广泛的特性函数, 其图形如图 3-5-8 (b) 所示, 可见它具有中间增益高适应弱小信号、两端增益低适应强大信号的性能, 反映了神经网络的“压缩”或“饱和”特性。

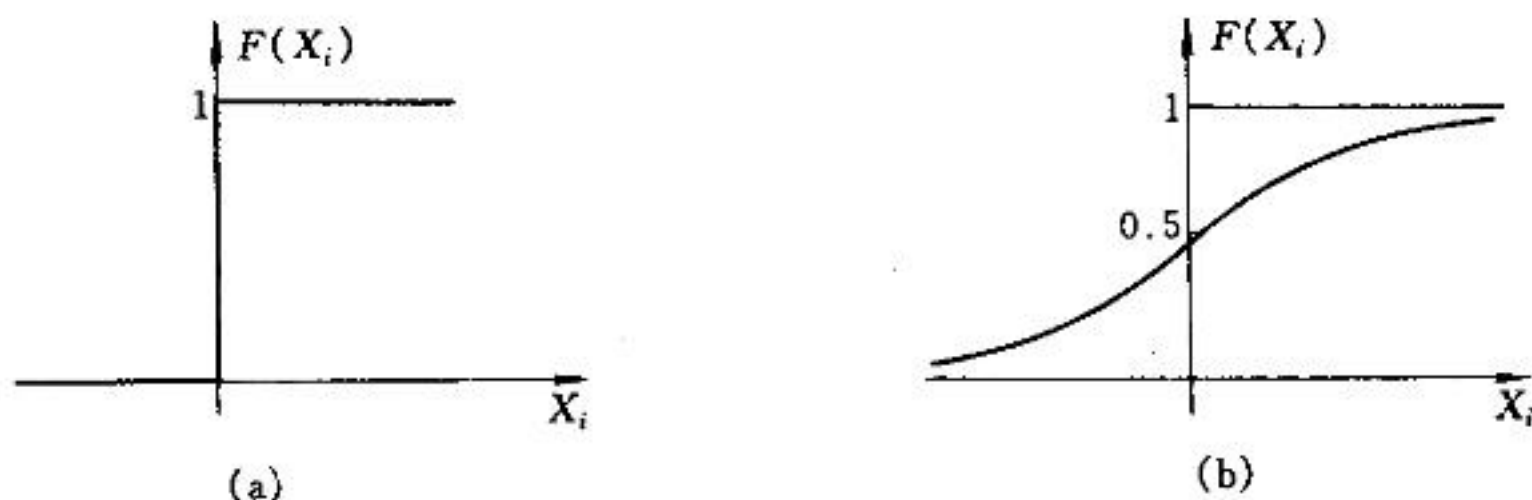


图 3-5-8 神经元的特性函数
(a) 阈值特性函数; (b) S 形特性函数

(2) 网络拓扑结构 网络拓扑结构即神经元的联接形式。从大的方面来看, ANN 网络拓扑结构可分为层次结构、模块结构和层次模块结构等几种。模块结构的主要特点是将整个网络按功能划分为不同的模块, 每个模块内部的神经元紧密互联, 并完成各自特定的功能, 模块之间再互联以完成整体功能; 层次模块结构则将模块结构和层次结构结合起来, 使之更接近于人脑神经系统的结构, 这也是目前为人们广泛注意的一种新型网络互联模式。下面简要讨论层次结构的网络互联模式。

根据网络中神经元的层数不同, 可将神经网络分为单层网络和多层网络; 根据同层

网络神经元之间有无相互联接以及后层神经元与前层神经元有无反馈作用的不同,可将神经网络分为前馈网络、反馈网络和侧抑制网络等多种。其中,反馈网络(亦称循环网络)还可进一步细分。几种典型的网络互联结构如图 3-5-9 所示。

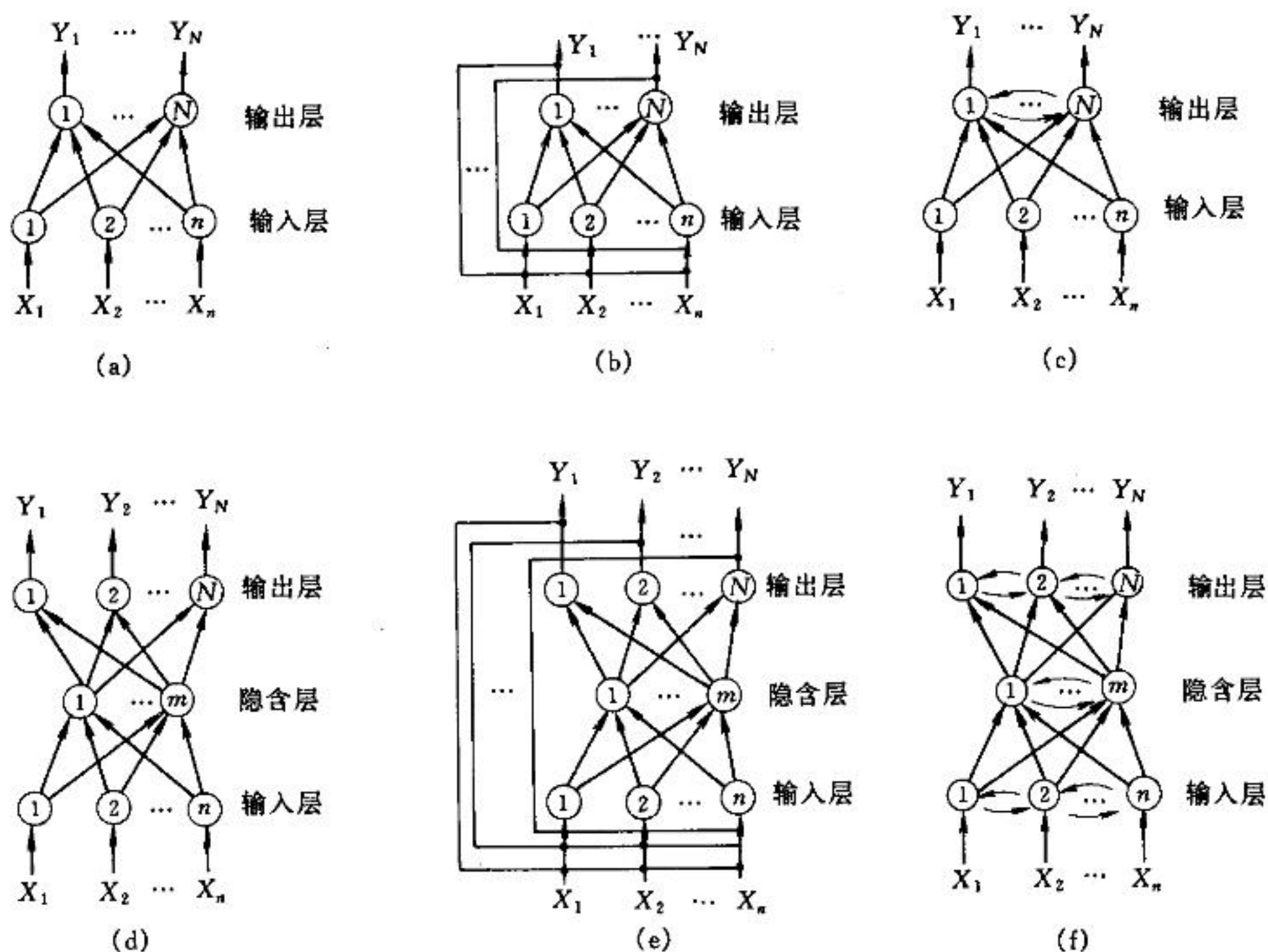


图 3-5-9 几种典型的网络拓扑结构

(a) 单层前馈网络; (b) 单层反馈网络; (c) 单层侧抑制网络;
(d) 多层前馈网络; (e) 多层反馈网络; (f) 多层侧抑制网络

其中,图 3-5-9 (a) 所示的单层前馈网络的信息处理能力非常有限,甚至不能解决异或 (XOR) 这样简单的逻辑问题。关于网络的层数和隐层中神经元的个数如何选取,目前还没有形成系统的理论,实际工作中多凭经验确定。但有理论指出,三层非线性网络可处理任何复杂的分类问题。

2. 学习算法

学习算法是人工神经网络研究的主要内容和中心环节,许多性能各异的神经网络的差异也主要体现在学习算法的不同上,同时,对于神经网络学习算法也是至今人们研究得最多的一个方面。截止目前,人们已先后提出了反向传播算法 (BP 算法)、统计算法、Hopfield 算法、自适应共振理论 (ART 算法)、自组织特征映射算法 (Kohonen 算法) 等。限于篇幅,本节主要介绍目前在智能故障诊断系统中应用最为广泛的误差反向传播算法 (BP 算法)。至于其他算法,有兴趣的读者可参阅有关文献资料,在此不作详细讨论。

(1) 误差反向传播算法 (BP) 概述 误差反向传播算法 (Back Propagation Algo-

rithm) 简称 BP 算法, 它是 Werbos 等人提出的一个有监督训练多层神经网络算法。在网络学习阶段, 其每一个训练范例在网络中经过两个方向的传递计算: 一遍向前传播计算, 从输入层开始传递至各层并经过处理后产生一个输出, 由此可得到一个该实际输出与其理想输出之差的误差矢量; 此后, 再进行反向传播计算, 即从输出层开始至输入层结束, 根据误差矢量并以一定的速度对各权值依次进行修正, 此即反向传播的含义所在。BP 算法有很强的数学基础, 它戏剧性地扩展了神经网络的应用范围, 已有许多成功的应用实例, 对神经网络研究的再次兴起起过很大作用。

(2) BP 网络模型 BP 算法也用于多层循环和非循环网络的权值调整, 但为说明问题的简便起见, 此处暂以图 3-5-10 所示的多层非循环前馈网络为例来说明 BP 算法的工作原理。由图可见, 该 BP 网络的各层次神经元之间形成全互联连接, 同层内的各神经元之间没有连接, 即该网络为纯前馈网络互联结构。各层神经元的行为特性如下:

$$\text{输入层: } O_{pi} = x_{pi}, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (3-5-6)$$

$$\text{隐含层: } x_{pj} = \sum_{i=1}^n w_{ji} O_{pi}, \quad j = 1, 2, \dots, m \quad (3-5-7a)$$

$$x_{pj} = f_j(x_{pj}) \quad (3-5-7b)$$

$$\text{输出层: } y_{pk} = \sum_{j=1}^m w_{kj} X_{pj}, \quad k = 1, 2, \dots, N \quad (3-5-8a)$$

$$Y_{pk} = f_k(y_{pk}) \quad (3-5-8b)$$

式中 x_{pj} ——在当前样本 P 下输入层第 i 个神经元的输入;
 O_{pi} ——在当前样本 P 下输入层第 i 个神经元的输出;
 X_{pj} ——在当前样本 P 下隐含层第 j 个神经元的输出;
 Y_{pk} ——在当前样本 P 下输出层第 k 个神经元的输出;
 f_j ——隐含层第 j 个神经元的特性函数;
 f_k ——输出层第 k 个神经元的特性函数。

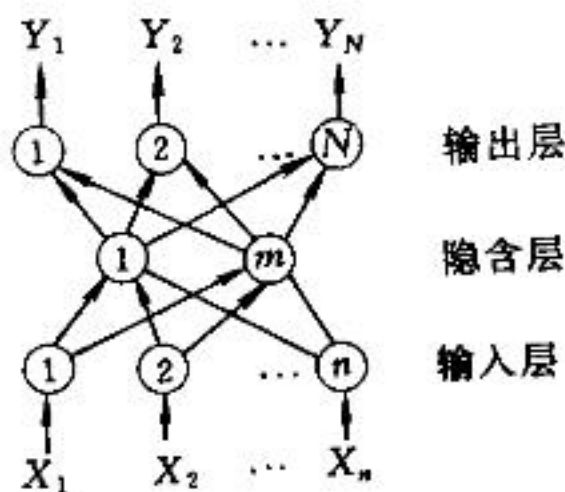


图 3-5-10 非循环 BP 网络模型

(3) BP 算法 BP 算法的训练样本集由输入样本与理想输出对组成。对网络进行训练(学习)的目的和训练结束的标志是使网络各输入样本下的实际输出与其理想输出一致(目标函数值最小)。BP 算法采用改进的 Delta 算法对各权值进行调整, 权值调整的顺序是输出层与隐含层、隐含层与输入层。其工作原理如下:

定义网络的输出误差(即目标函数)为:

$$E_p = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^N (t_{pk} - Y_{pk})^2 \quad (3-5-9)$$

式中 t_{pk} ——在当前输入下输出层的第 k 个神经元的理想输出；
 Y_{pk} ——在当前输入下输出层的第 k 个神经元的实际输出；
 N ——输出层神经元总个数（见图 3-5-10）。

网络先从输出层着手，采用梯度下降法对隐含层到输出层的各权值进行调整，为此令

$$\Delta_p w_{kj} = -\eta \frac{\partial E_p}{\partial w_{kj}} \quad (3-5-10)$$

式中 η ——学习速率，其值越大，网络训练速度越快，但有可能造成振荡。实际工作中，一般开始时 η 取较大值，然后再逐步减小 η 值；

$\Delta_p w_{kj}$ ——权值 w_{kj} 的修正量；

由式（3-5-9）、式（3-5-8b）、式（3-5-8a）可得

$$\frac{\partial E_p}{\partial w_{kj}} = \frac{\partial E_p}{\partial Y_{pk}} \frac{\partial Y_{pk}}{\partial y_{pk}} \frac{\partial y_{pk}}{\partial w_{kj}} = -(t_{pk} - Y_{pk}) f'_k X_{pj} \quad (3-5-11)$$

即

$$\Delta_p w_{kj} = \eta (t_{pk} - Y_{pk}) f'_k X_{pj} \quad (3-5-12)$$

上式中， η 由用户选定， $t_{pk} - Y_{pk}$ 为理想输出与实际输出之差， X_{pj} 和 f'_k 都可计算出来，因此由上式可计算出权值调整量。

对于隐含层与输入层之间的各权值，BP 算法同样采用梯度下降法进行调整，即

$$\Delta_p w_{ji} = -\eta \frac{\partial E_p}{\partial w_{ji}} \quad (3-5-13)$$

而

$$\frac{\partial E_p}{\partial w_{ji}} = \frac{\partial E_p}{\partial Y_{pi}} \frac{\partial Y_{pi}}{\partial y_{pi}} \frac{\partial y_{pi}}{\partial X_{pj}} \frac{\partial X_{pj}}{\partial x_{pj}} \frac{\partial x_{pj}}{\partial w_{ji}} = - \sum_{k=1}^N (t_{pk} - Y_{pk}) f'_k w_{kj} f'_j O_{pj}$$

所以

$$\Delta_p w_{ji} = \eta \sum_{k=1}^N (t_{pk} - Y_{pk}) f'_k w_{kj} f'_j x_{pi} \quad (3-5-14)$$

显然，上式右端各项都可求出，因此，权值调整量 $\Delta_p w_{ji}$ 亦可求出。

三、ANN 在机械故障诊断中的应用

机械故障诊断是一门发展中的综合性学科，它不断吸取其他学科的最新研究成果来丰富自己的内涵，ANN 自然也不例外。当 ANN 技术在本世纪 80 年代再次兴起以来，机械故障诊断工作者就积极探索其在机械故障诊断中的应用。直至目前，全国范围内已有多所高校进行这方面的研究，有关这方面的研究进展也时有文献报道。文献 [4] 给出的应用实例表明：对于旋转机械中的不平衡、不对中和油膜涡动这三种典型的故障形式，采用包括有输入层、隐含层和输出层的网络拓扑结构和 BP 学习算法，对网络进行

一段时间的有监督训练之后,该网络能有效地将上述三种故障形式区别开来,由此说明了 ANN 在机械故障诊断中的成功应用。文献 [111] 将滚动轴承的典型故障划分为六个特征频带,使它们分别对应保持架缺陷、滚动体缺陷、外滚道缺陷、内滚道缺陷、轴承缺陷频率的低次谐波、高次谐波和轴承固有频率及故障引起的冲击能量,并以此六个特征参数作为神经网络的输入,同时以正常轴承和外圈有缺陷的轴承作为网络输出,建立了二维阵列自组织特征映射模型 (SOM),通过对 42 个正常轴承和 49 个有外圈缺陷的轴承共计 91 个轴承的振动样本的学习后,该系统能将两种不同状态 (正常和有外圈缺陷) 的轴承区别开,说明该网络是有效的。

第三节 小波变换及其在机械故障诊断中的应用

小波 (Wavelets) 的概念是地质学家 J. Morlet 和 A. Grossmann 首先提出并成功地应用于地震信号分析处理的。目前,小波分析 (Wavelets Analysis) 已发展成为一个最为活跃的数学分支和研究热点,并已广泛地应用于信号处理、图像分析、模式识别及众多的非线性科学领域。在机械故障诊断中,小波分析也已得到了广泛的高度重视,并取得了一些实际应用成果,成为继专家系统、人工神经网络之后的又一个研究热点和焦点所在。

小波分析是付里叶 (Fourier) 分析思想的继承和发展。大家知道,付里叶分析的本质在于将一个相当任意的函数 $f(x)$ 分解为一系列不同频率的谐波函数 ($\sin x$ 和 $\cos x$) 的线性叠加,是一种全频域分析。其最明显的不足之处在于缺乏空间局部性。而在许多工程实际问题中,我们所关心的却往往是信号在局部范围内的特征。如在机械故障诊断中,我们所关心的主要是设备因故障而引发的信号突变,而不是设备在正常运转条件下的信号。尽管加窗可以突出信号的局部特征,但一旦窗函数取定,则其形状和大小也就随之确定,这样我们只能得到信号在窗区间内的总信息。如果在信号内有短时 (相对于窗)、高频成分,此时付里叶变换并非很有效。缩小时窗宽度和取样间隔固然能使我们了解到信号更多的信息,但这将使计算变得更为复杂。小波分析发展了加窗付里叶变换的局部化思想,它的窗宽随频率增高而缩小,从而可实现对高频信号有较高的频率分辨率,而对低频信号有更长的时间分析长度,较好地实现了对信号全貌及其局部特征的双重分析,这正是人们所追求的。

小波分析在机械故障诊断中的应用主要基于其对非平稳信号的优良分析性能。作为一门新兴的学科和分析工具,小波理论还将不断丰富和完善。限于篇幅,在此仅简要介绍小波分析的基本原理、性能特点及简单的应用实例,以便使读者对小波理论有个概略的认识。

一、小波分析原理

1. 小波及小波变换

所谓小波即是由满足条件

$$\int_{-\infty}^{\infty} \varphi(x) dx = 0 \quad (3-5-15)$$

的基小波 $\varphi(x)$ 经过平移和缩放而得到的一函数族

$$\varphi_{a,b}(x) = \frac{1}{\sqrt{a}} \varphi\left(\frac{x-b}{a}\right) \quad (3-5-16)$$

式中 a ——缩放因子;

b ——平移因子。

由式 (3-5-15) 可见, $\varphi(x)$ 是时域有限 [即 $x \rightarrow \pm \infty$, $\varphi(x) \rightarrow 0$] 的函数。实际中, $\varphi(x)$ 应衰减很快, 故称为“小的波”或“小波”。

模拟信号 $f(x)$ 小波变换定义为:

$$W_f(a, b) = \int_{-\infty}^{\infty} f(x) \varphi_{a,b}^*(x) dx = \frac{1}{\sqrt{|a|}} \int_{-\infty}^{\infty} f(x) \varphi^*\left(\frac{x-b}{a}\right) dx \quad (3-5-17)$$

式中 $\varphi^*\left(\frac{x-b}{a}\right)$ —— $\varphi\left(\frac{x-b}{a}\right)$ 的复共轭;

$W_f(a, b)$ ——对应于 $f(x) \in L^2(R)$ 在函数族 $\varphi_{a,b}(x)$ 上的分解;

$L^2(R)$ ——定义在实域上的平方可积函数 [即 $\int_{-\infty}^{\infty} f^2(x) dx < \infty$] 的集合。

模拟信号的积分小波变换 [式 (3-5-17)] 把信号限制在“时间窗” $[b + at^* - a\Delta_\varphi, b + at^* + a\Delta_\varphi]$ 的范围内。在信号分析中, 这个过程称为“时间局部化”。其中, t^* 为窗函数的中心, Δ_φ 为窗函数的半宽, 它们都有相应的计算公式, 此处不予讨论。

由上式可见, 当 a 增大 (减小) 时, 响应 $\varphi\left(\frac{x-b}{a}\right)$ 在时间上扩展 (收缩), 由此即可计及长 (短) 的时间过程。大的 a 可观察到信号的总体信息, 小的 a 可观察到信号的细微信息。

进一步的分析还表明: 式 (3-5-17) 的运算还把模拟信号 $f(x)$ 的频谱限定在“谱窗” $\left[\frac{\omega^*}{a} - \frac{1}{a}\Delta_\varphi \frac{\omega^*}{a} + \frac{1}{a}\Delta_\varphi\right]$ 范围内, 此即对信号的“频率局部化”。其中, $\frac{\omega^*}{a}$ 为窗的中心, $\frac{1}{a}\Delta_\varphi$ 为窗的半宽, 它们都有相应的计算公式, 此处也不予讨论。

因此, 模拟信号的积分小波变换把信号限定在一个面积不变的“时间-频率窗”之内, “时间-频率窗”的图形如图 3-5-11 所示。由图可见, 对于大的中心频率 $\frac{\omega^*}{a}$ 窗变窄; 对于小的中心频率 $\frac{\omega^*}{a}$ 窗变宽。即对高频信号有较高的频率分辨力, 而对低频信号有较大的时间分析长度。小波分析的这种特性很适合于对机械故障诊断中的非平稳信号的分析处理。

2. 反演与重构

与付里叶正逆变换相似, 小波变换也可通过反演运算对原模拟信号进行重构 (复原)。在信号分析中, 通过对变换后的小波编辑后再进行反演运算, 可剔除/降低噪声的

影响, 提高信噪比。这一特性很适合于环境噪声较大的机械故障诊断领域的信号处理。反演与重构的简单原理如下:

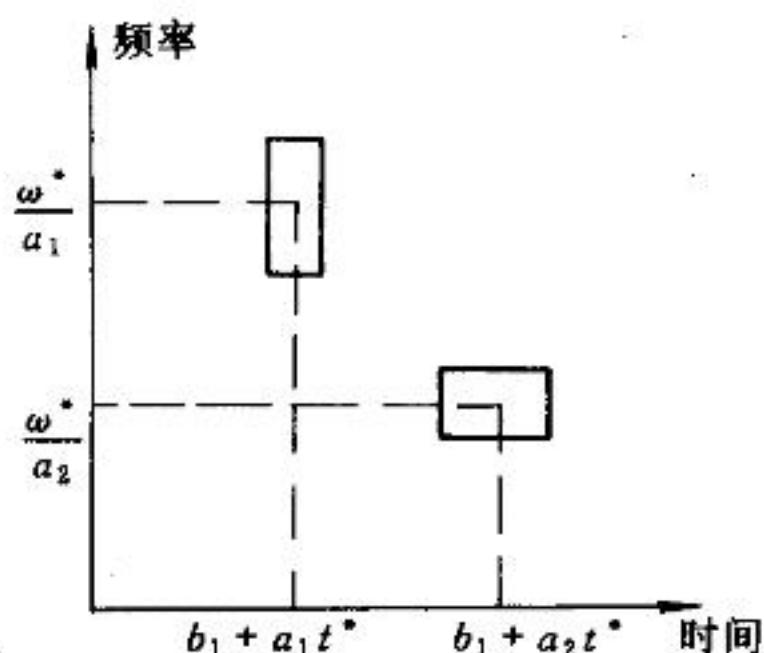


图 3-5-11 时间-频率窗

设 $\varphi \in L^1(R) \cap L^2(R)$ 为容许小波, 即其满足如下容许条件:

$$W_{\varphi} = \int_{-\infty}^{\infty} \frac{|\varphi(\omega)|^2}{|\omega|} d\omega < \infty \quad (3-5-18)$$

式中 $L^1(R)$ —— 定义在实域上的绝对可积函数的集合 (即满足 $\int_{-\infty}^{\infty} |f(x)| dx < \infty$ 的函数 $f(x)$ 的集合);

$\varphi(\omega)$ —— $\varphi(x)$ 的付里叶变换。

对容许小波有如下的反演公式

$$f(x) = \frac{1}{W_{\varphi}} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{a^2} \int_{-\infty}^{\infty} W_f(a, b) \varphi_{a,b}(x) da db \quad (3-5-19)$$

二、小波变换的性质

小波变换的性质是多方面、多层次的, 在此为了应用的方便, 仅简单地列出其中几条于机械故障诊断有参考价值的性质。

①小波变换具有多重分辨率来描述信号的局部特性的能力, 便于对信号的总体和局部进行刻划;

②利用其对信号的分解和重构特性, 可有针对性地选取有关频带的信息和剔除/降低噪声干扰;

③在全频带内正交分解的结果, 信息既无冗余也不疏漏;

④小波变换有快速算法并可利用 FFT 的研究成果。

三、小波变换的应用

自从小波理论诞生以来, 机械故障诊断工作者就积极探索其在本研究领域的应用, 并已取得了一些研究成果, 在此拟就一个应用实例^[119]来说明小波分析在机械故障诊断中的应用。图 3-5-12 所示是对某矿山用电铲在挖掘过程中所测振动信号的分解。原

始振动信号被分解成低频逼近信号 A_1 和 高频细节信号 D_1 ， A_1 又可分解为 A_2 和 D_2 ， A_2 分解为 A_3 和 D_3 ， A_3 分解为 A_4 和 D_4 。分解 4 次得到低频逼近信号 A_4 和 4 组高频细节信号 D_1 、 D_2 、 D_3 和 D_4 。分析频率的上限为 1kHz，此处 A_4 位于 0 ~ 62.5Hz 频带、 D_4 位于 62.5 ~ 125Hz 频带、 D_3 位于 125 ~ 250Hz 频带、 D_2 位于 250 ~ 500Hz 频带、 D_1 位于 500 ~ 1000Hz 频带。由图显见 A_4 信号是一不平稳的低频波动，这是电铲挖掘过程中变工况引起的，并非故障现象。但这种波动使挖掘过程的振动信号变得极不平稳，给监测诊断带来很大困难。小波分解将低频不平稳波动提取出来，这不仅可看到挖掘力的波动变化，同时也使其他频带的信号的平稳性得到改善。在此基础上对信号进行进一步地分析，可得到齿轮啮合频率及其谐波、滚动轴承故障、冲击以及变速电机转速变化等信息，为变工况的设备状态监测与故障诊断创造了有利条件，这正是小波分析的意义所在。

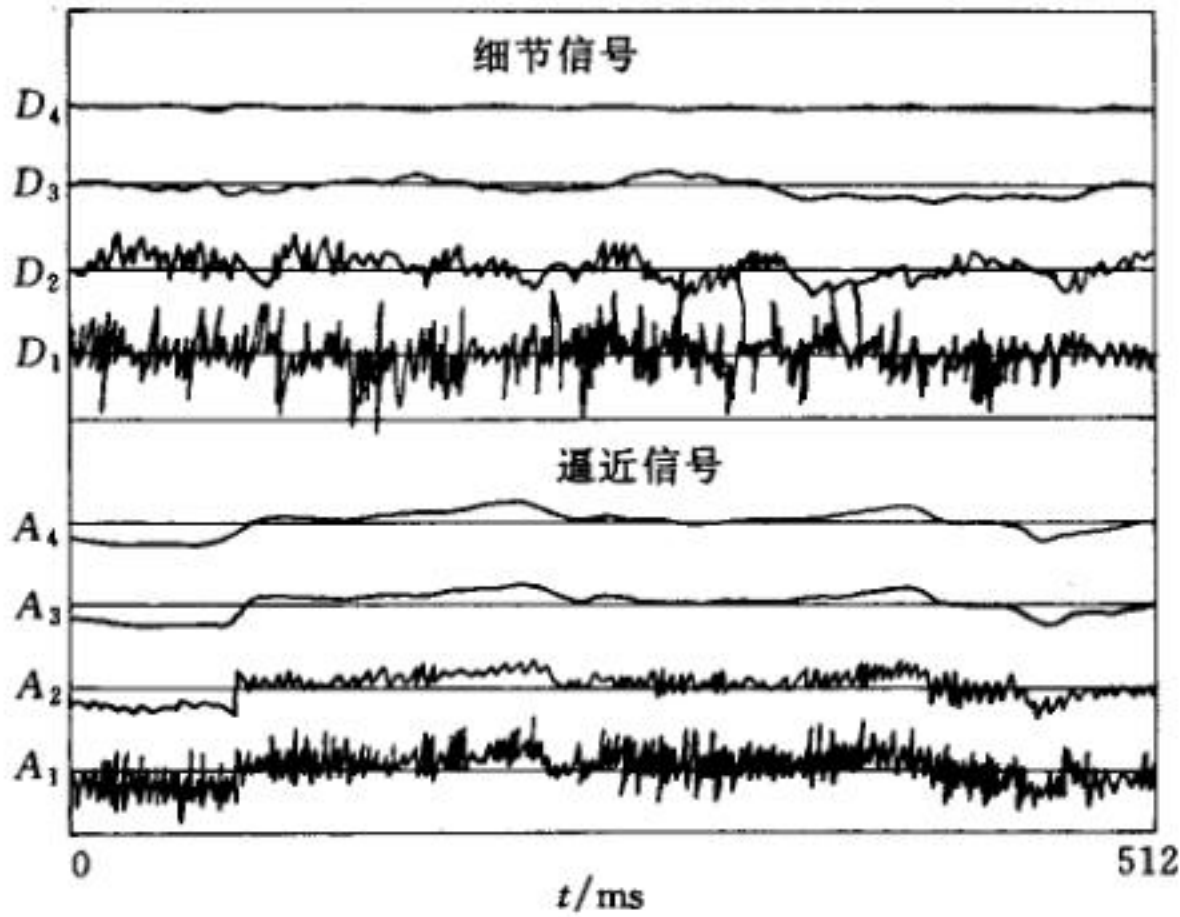


图 3-5-12 矿山电铲挖掘过程振动信号的小波分解

第四篇

工程机械底盘结构分析 及故障诊断与检修技术

第一章 传动系结构分析

第一节 概 述

一、传动系的功用

目前，工程机械多采用内燃机作为动力装置。内燃机具有转矩小、转速高的特点，而工程机械作业的特点则是速度低、牵引力大。所以，不能让内燃机直接驱动车轮，必须经传动系使内燃机的转矩增大、转速降低后，再驱动工程机械的驱动轮。

从工程机械行驶理论可知，工程机械要起步和正常行驶，必须具有足够的牵引力以克服起步和行驶阻力。让柴油机直接驱动车轮显然转矩远远不够，更别说使其爬坡、作业。因此在内燃机的转矩传到驱动轮之前必须将其转矩增大。同时，由于内燃机的转速远远高于机械设计的行驶速度，故在内燃机与车轮之间必须有一些装置来过渡，即减速增矩装置。

除此之外，行驶或作业的工程机械根据实际的使用、运行情况，经常需要改变运行速度和行驶方向；有时因临时驻车或内燃机起动，调试和排除故障等，需要暂时中断动力传递。在工程机械上完成上述作用的装置总称为传动系。

传动系应结构先进、简单，布置合理，质量轻，传动平稳，传动效率高，操作轻便，安全可靠，维护、调整方便。

根据传动装置的结构与工作原理不同，工程机械传动系分为机械式、液力机械式、全液压和电传动四种类型。根据工程机械行走方式的不同，传动系又可分为轮式机械传动系和履带式机械传动系两种类型。

二、机械式传动系

图 4-1-1 所示为轮式工程机械用机械式传动系的简图。从图中可以看出，传动系主要由以下几个总成组成。

1. 主离合器

位于内燃机和变速器之间，由驾驶员操纵，可以根据机械运行作业的实际需要，切断或接通传给变速器等总成的动力。

2. 变速器

驾驶员通过操纵变速器，改变机械的行驶速度，或改变机械的行驶方向。

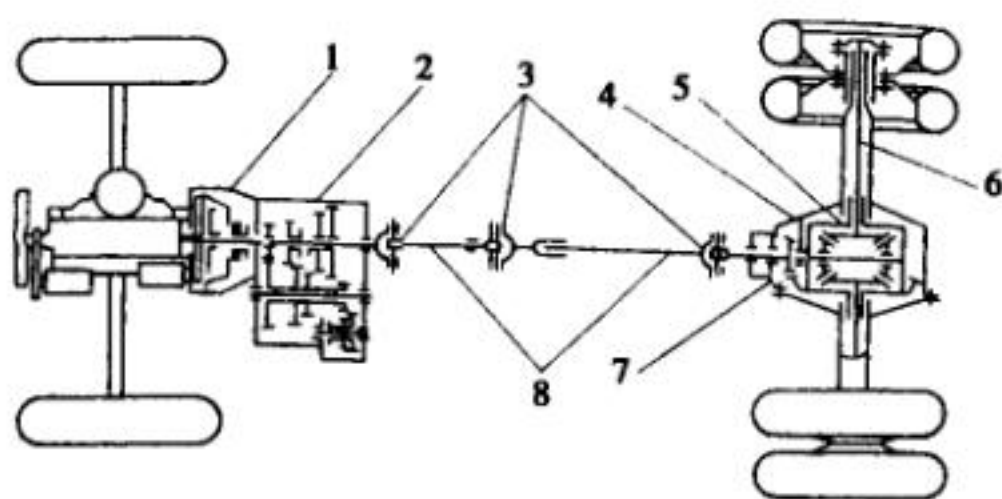


图 4-1-1 轮式工程机械传动系简图

1 - 离合器；2 - 变速器；3 - 万向节；4 - 驱动桥；5 - 差速器；
6 - 半轴；7 - 主传动器；8 - 传动轴

3. 万向传动装置

由于变速器动力输出轴与传动系其他装置的动力输入轴不在同一直线上，而且动力输入轴和输出轴的相对位置在机械行驶过程中是变化的，所以需要万向节传动装置连接并传递动力。万向传动装置包括万向节 3 和传动轴 8。

4. 主传动器

主传动器 7 由一对或两对齿轮组成，它除了进一步降低转速、增大转矩外，还将万向传动装置传递来的动力方向改变 90° 后，传给差速器 5。

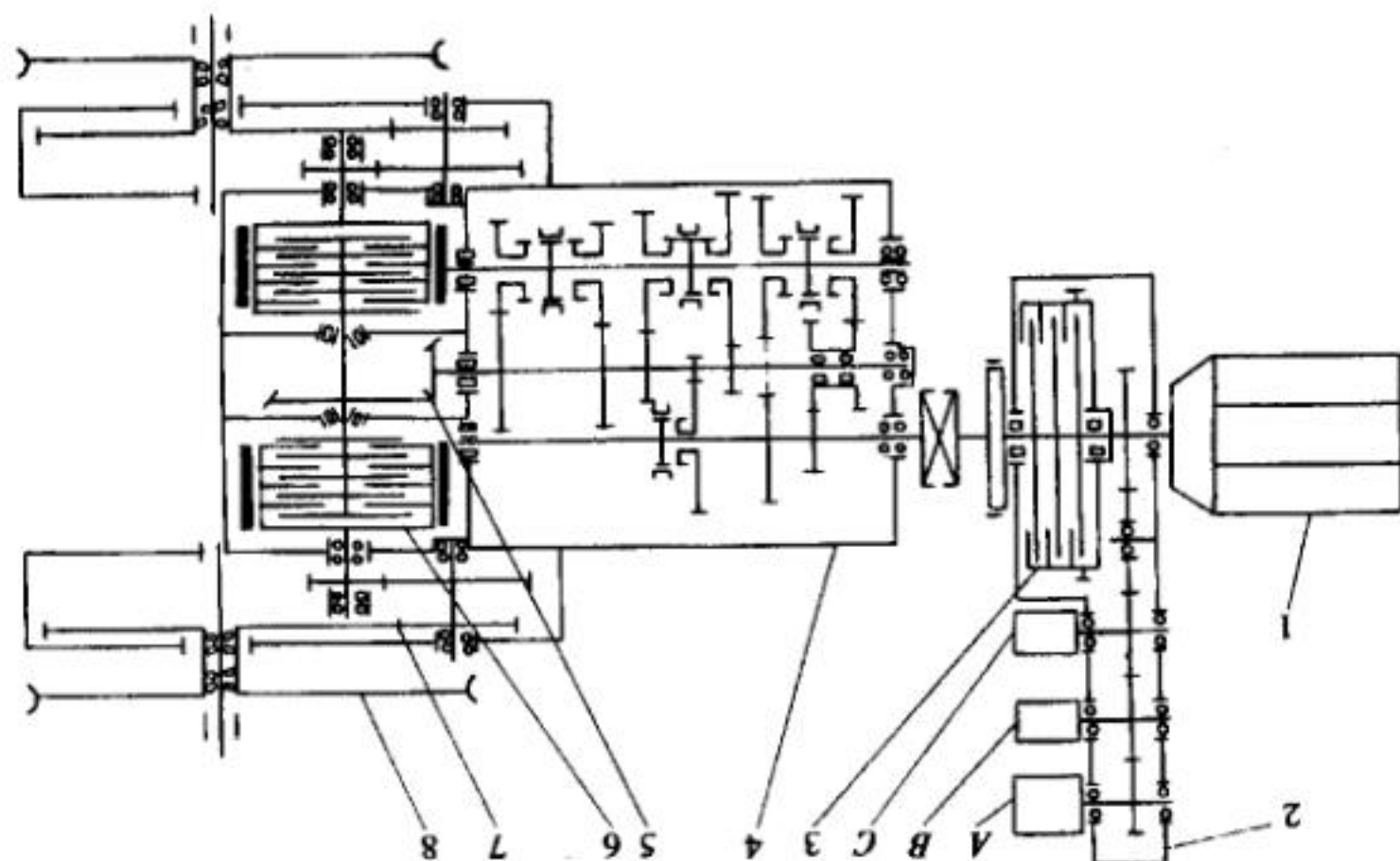


图 4-1-2 履带式工程机械传动系简图

1 - 内燃机；2 - 齿轮箱；3 - 主离合器；4 - 变速器；5 - 主传动齿轮；
6 - 转向离合器；7 - 终传动装置；8 - 驱动链轮；
A - 工作装置液压油泵；B - 离合器液压油泵；C - 转向离合器液压油泵

5. 差速器

工程机械在行驶过程中，因弯道等原因，会出现在同一行驶时间内左右驱动轮所滚过的路程不相等的现象。为此，把驱动左右轮的驱动轴做成两段，形成两根半轴 6，由

差速器把两半轴连接起来，实现左右驱动轮不等速滚动，保证机械正常行驶。

主传动器、差速器和半轴装在同一壳体内，形成一个整体，称为驱动桥（见图 4-1-1 中的 4）。

图 4-1-2 所示为履带式工程机械传动系简图。内燃机 1 纵向前置，与之连接的是主离合器 3。动力从内燃机输出，经离合器、联轴器传给变速器 4。变速器动力输出轴和主传动齿轮 5 制成一体。动力方向改变 90° 后，由紧固在驱动轴上的从动锥齿轮传给左右转向离合器 6，最后经终传动装置 7 传到驱动链轮 8。

履带式工程机械的机械传动系因转向方式与轮式机械不同，故在驱动桥内设置了转向离合器。另外，在动力传至驱动链轮之前，为进一步减速增矩，增设了终传动装置，以满足履带式机械较大牵引力的需求。

三、液力机械式传动系

液力机械式传动系愈来愈广泛地用在工程机械上。目前，国产 ZL 系列装载机全部采用液力机械式传动系。图 4-1-3 所示为 ZL50 型装载机传动系简图。

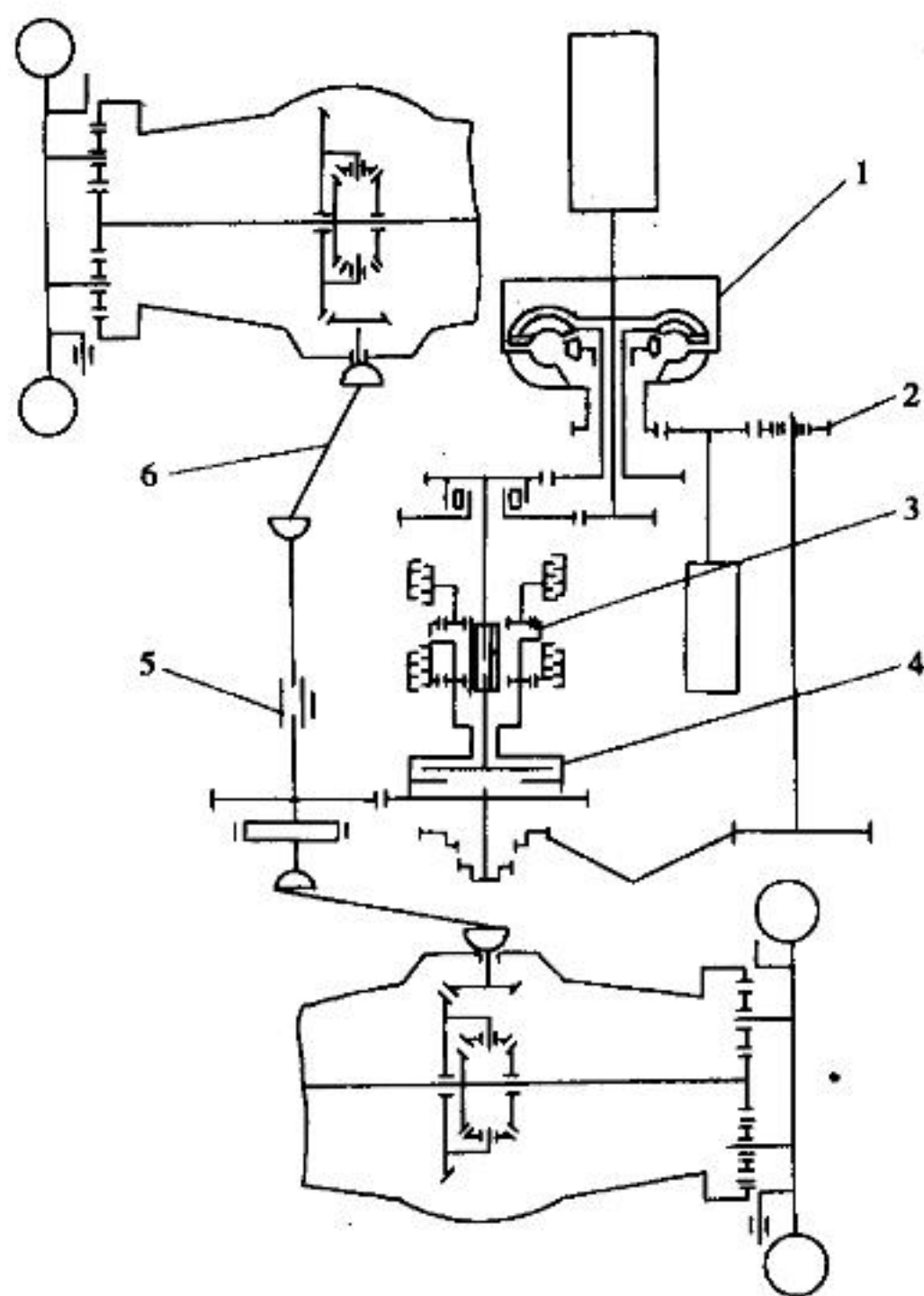


图 4-1-3 ZL50 型装载机传动系简图

- 1-液力变矩器；2-超越离合器；3-动力换挡变速器；
4-主离合器；5-脱桥机构；6-传动轴

从图 4-1-3 中可以看出,纵向后置内燃机将动力经液力变矩器 1 及具有双行星排的动力换档变速器 3 传给前后驱动桥。

这种液力机械式传动系和机械式传动系相比,主要有如下几个优点:

(1) 改善了内燃机的输出特性,使机械具有自动适应外界载荷的能力;

(2) 因液力传动的工作介质是液体,所以,能吸收并消除来自内燃机及外部的冲击和振动,从而提高了机械寿命;

(3) 因液力装置自身具有无级调速的特点,故变速器的档位数可以减少,并且因采用动力换档变速器,减小驾驶员的劳动强度,简化了机械的操纵。

四、全液压式传动系

由于全液压传动具有结构简单、布置方便、操纵轻便、工作效率高、容易改型换代等优点,近年来,在公路工程机械上应用广泛。例如,具有全液压式传动系的挖掘机,目前已基本取代了机械式传动系的挖掘机。图 4-1-4 所示为挖掘机的全液压传动系简图。

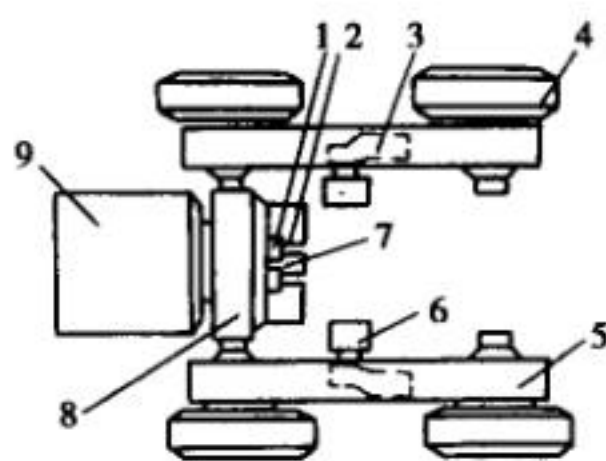


图 4-1-4 全液压式传动系示意图

- 1-辅助齿轮泵; 2-双向变量柱塞泵; 3-小齿轮箱; 4-行走轮;
5-行走减速器; 6-柱塞式液压马达; 7-齿轮式液压泵;
8-分动箱; 9-柴油机

从图中可以看出,柴油机 9 通过分动箱 8 直接驱动 5 个液压泵,其中两个双向变量柱塞泵 2 供行走装置中柱塞马达 6 用,两个辅助齿轮泵 1 作为行走装置液压系统补油用,另一个齿轮泵 7 供工作装置用。行走装置是由柱塞马达通过减速箱 3 来驱动四个行走轮的。也有的机械直接用液压马达驱动行走轮,进一步减化了传动系统。

第二节 主离合器

一、主离合器的功用

前已述及,主离合器是根据工程机械的实际需要,由驾驶员操纵,实现分离和接合

的。其具体功用如下：

- (1) 能迅速彻底地切断内燃机与传动系统间的动力传递，以防止变速器换档时齿轮产生啮合冲击；
- (2) 能将内燃机动力和传动系柔和地接合，使工程机械平稳起步；
- (3) 当外界负荷剧增时，可利用离合器打滑作用起过载保护；
- (4) 利用离合器的分离，可使工程机械短时间驻车。

离合器工作时，分离应彻底，以保证平顺换档；接合要柔顺，以保证机械起步及行驶平稳；应具有足够的动力传递能力，既能传递内燃机产生的最大转矩，以保证机械具有良好的动力性，又能防止传动系的零部件过载；离合器中摩擦副的摩擦系数要高，耐磨、耐高温，具有较长的使用寿命；离合器散热性能要好，使其工作性能稳定、可靠；此外，离合器的操作要轻便，调整简便，以减小驾驶员的劳动强度；离合器从动部分的零件质量要小，以便迅速换档；离合器各零件质量应均匀，结构和布置要对称，以保证整个离合器（以至内燃机）具有较高的动平衡精度，使机械（特别是传动系）运转平稳。

二、离合器的工作原理和分类

目前，工程机械应用最广泛的是根据摩擦原理设计而成的离合器，称为摩擦离合器。摩擦离合器（图 4-1-5）一般由摩擦副、压紧与分离机构、操纵机构等组成。摩擦副包括主动摩擦盘和从动摩擦盘。从图 4-1-5 中可以看出，这种摩擦离合器是直接利用内燃机飞轮 2 的外端面作主动盘，从动盘 3 通过花键和离合器轴 1 相连，既可带动离合器轴一起旋转，又能沿离合器轴作轴向移动。离合器轴前端靠滚动轴承支承在飞轮中心凹孔中。

压紧与分离机构包括压盘 4、压紧弹簧 11、分离拉杆 5、分离杠杆 6 等，它们都安装于离合器盖 12 上，离合器盖用螺钉固紧在飞轮上。因而，压紧与分离机构是随飞轮一起旋转的。同时，压盘又可在压紧弹簧或分离拉杆的作用下作轴向移动。操纵机构包括分离轴承 7、分离套筒 8、分离拨叉 9、拉杆 10 及离合器脚踏板等。因压紧弹簧装配时有预紧力，故在此预紧力作用下，借助压盘将从动盘紧紧地压在飞轮的外端面上。此时离合器处于“接合”状态，内燃机动力由飞轮经从动盘、离合器轴传至变速器。

驾驶员踩下离合器脚踏板时，分离拉杆向右移动，分离拨叉推动分离滑套、分离轴承左移，使分离杠杆内端受压。当操纵力大于压紧弹簧预紧力时，分离杠杆外端通过分离拉杆将压盘向右拉，压缩压紧弹簧，直到使压盘、从动盘及飞轮表面间出现 0.5mm 间隙为止，此时离合器处于“分离”状态，内燃机动力传递被“切断”。

从以上分析可以看出，这种离合器是靠压紧弹簧的预紧力传递动力的，当驾驶员不操纵时处于“接合”状态（由此而称其为常合式弹簧压紧摩擦离合器），传递转矩大小取决于弹簧压紧力、摩擦副平均直径、摩擦系数等因素。“分离”状态时主、从动摩擦副之间必须保持一定的间隙。

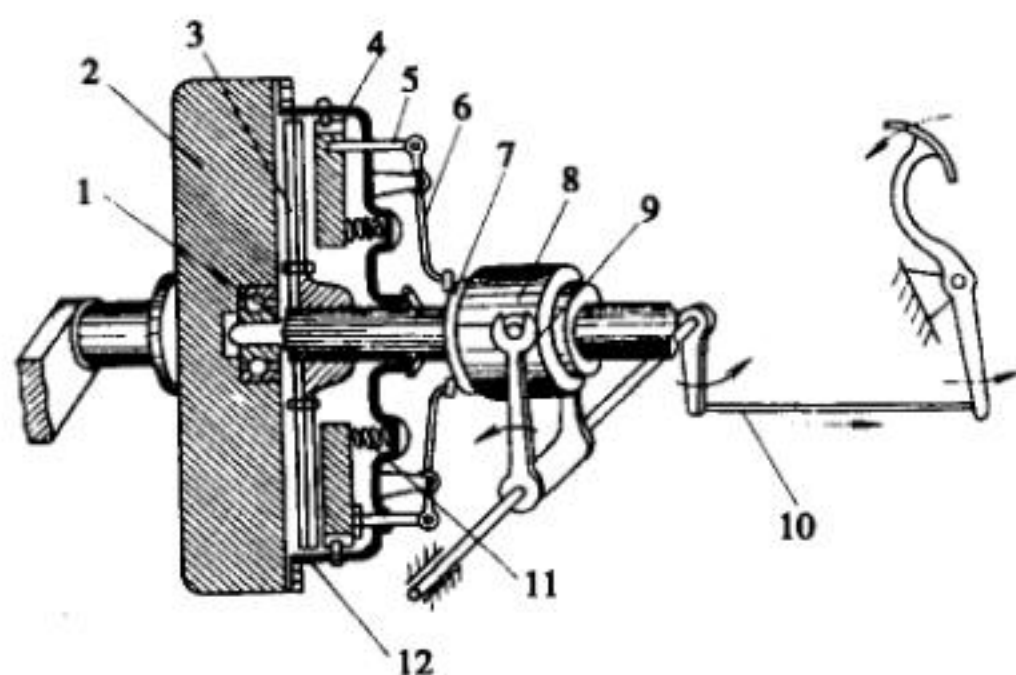


图 4-1-5 摩擦离合器结构简图

- 1- 离合器轴；2- 飞轮；3- 从动盘；4- 压盘；5- 分离拉杆；
6- 分离杠杆；7- 分离轴承；8- 分离套筒；9- 分离拨叉；
10- 拉杆；11- 压紧弹簧；12- 离合器盖

三、常合式摩擦离合器的构造

1. 单片常合式摩擦离合器

图 4-1-6 所示为东风 EQ1090 型载货汽车用单片常合式摩擦离合器，它具有结构简单、分离彻底、散热性好、调整方便、尺寸紧凑等优点。

1) 摩擦副

离合器摩擦副包括飞轮、压盘和从动盘 4。为减小从动盘的转动惯量，减小变速器换档时的冲击，从动盘一般用薄钢板制成，用铆钉和从动盘毂铆接。从动盘毂以花键和离合器输出轴连接。在从动盘两端面上，用铝质埋头铆钉铆有模压石棉衬面，提高了摩擦副的摩擦系数和耐磨性。从动盘上还装有扭转减震弹簧 5 以吸收冲击和振动。

2) 压紧与分离机构

为保证压盘具有足够的刚度并防止其受热后翘曲变形，压盘 8 为铸铁制成的具有一定厚度的圆盘，它通过四组弹性传动片 1 和离合器盖 9 相连接。传动片一端用铆钉铆在离合器盖上，另一端用螺钉 2 紧固于压盘上。离合器盖以 2 个定位孔与飞轮对正后，用 8 个螺钉固定在飞轮上，通过传动片带动压盘随飞轮一起旋转。为保证离合器分离时的对中性及离合器工作的平稳性，四组传动片相隔 90° 并沿圆周切向均匀分布。离合器分离时，弹性传动片发生弯曲变形，从而使压盘相对于离合器盖向右移动。压盘与离合器盖采用这种传动片连接方式，具有结构简单、传动效率高、噪声小、接合平稳、压盘与离合器盖间不存在磨损等优点。在压盘的右侧，沿圆周方向分布着 16 个螺旋弹簧 14，当离合器处于接合状态时，它将压盘、从动盘紧紧压在飞轮上。

4 个用薄钢板冲压而成的分离杠杆 6，通过调整螺母 11 的支承螺栓 7 及浮动销 12 支承在离合器盖上。支承螺栓的左端插入压盘相应的孔中。支承弹簧 13 使分离杠杆的中部通过浮动销紧靠在支承螺栓方形孔的左内侧面上。分离杠杆的外端通过摆动支承片

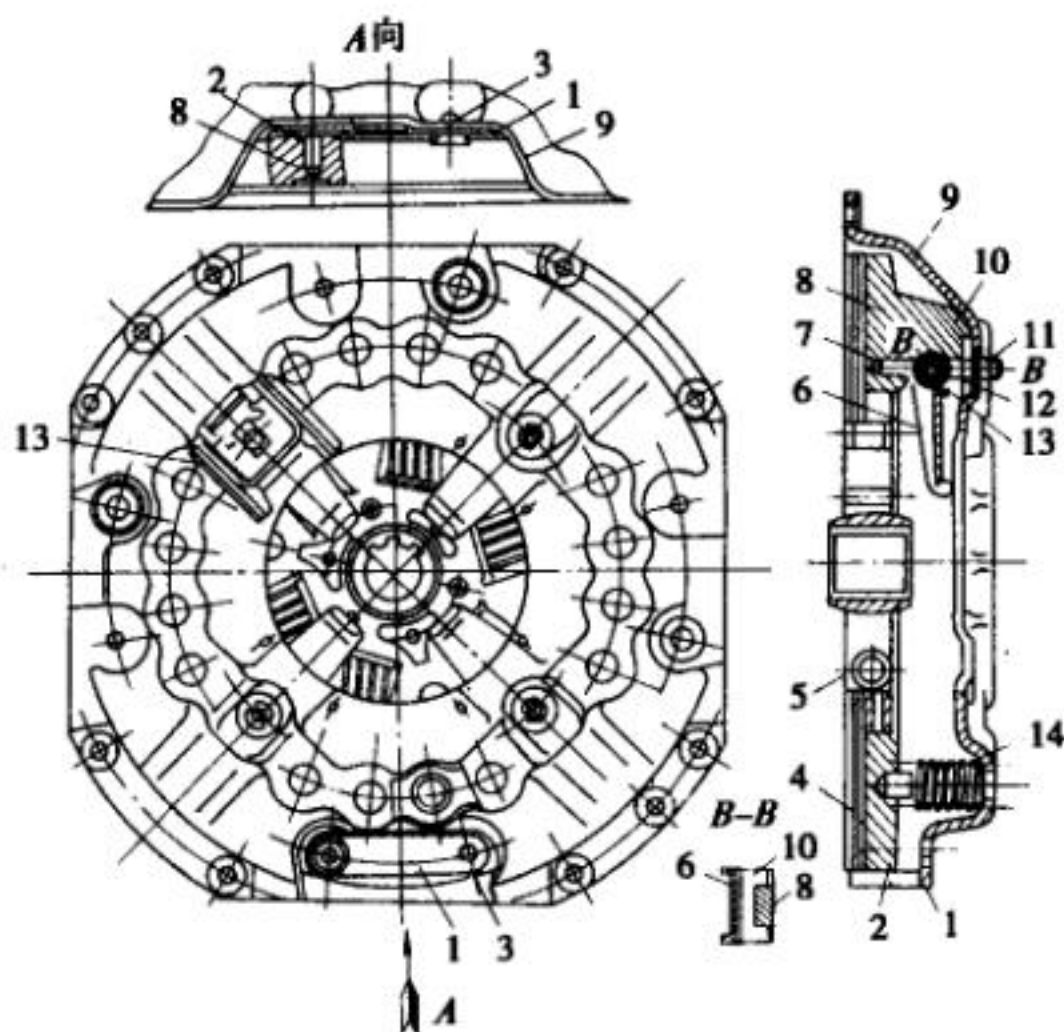


图 4-1-6 单片常合式离合器

- 1- 传动片；2- 螺钉；3- 铆钉；4- 从动盘；5- 扭转减振器；6- 分离
 杠杆；7- 支承螺栓；8- 压盘；9- 离合器盖；10- 摆动支承片；
 11- 调整螺母；12- 浮动销；13- 支承弹簧；14- 压紧弹簧

10 顶住压盘。离合器接合时，摆动支承片呈凹字形（图 4-1-6B-B 剖视），其平直的一边支承在分离杠杆外端的凹面处，两者保持完全接触，而其凹边则嵌入压盘的凸起部。离合器分离时，分离杠杆内端绕浮动销转动，外端则通过摆动支承片将压盘拉向右方。此时，一方面浮动销沿与支承螺栓方形孔的左内侧接触面向离合器中心滚动一个很小距离；另一方面，摆动支承片与压盘接触边向外倾斜。这样，可消除运动件间的干涉，并减小了摆动支承片与分离杠杆接触面间的滑动摩擦。这种结构因其工艺、结构简单，零件数目少，因而得到了广泛的应用。

为保证离合器在分离和接合过程中，压盘位置和飞轮外端面平行，防止因压盘歪斜而造成分离不彻底及起步时发生“颤抖”现象，可通过调整螺母 11 进行调整，使 4 个分离杠杆内端处在平行于飞轮端面的同一平面内。

离合器处于接合状态时，分离杠杆内端距分离轴承（图 4-1-6 中未画出）应保持约 3~4mm 的间隙，此间隙称为离合器的自由间隙。保留离合器自由间隙的目的在于保证摩擦衬片在正常的磨损限量范围内，仍能完全接合，自由间隙可通过螺母 11 进行调整。

由于离合器自由间隙的存在，驾驶员在踩下离合器踏板后，要先消除自由间隙，然后才能使离合器分离。这样，离合器踏板行程就由两部分组成：对应自由间隙的踏板行程称为离合器踏板自由行程，余下的踏板行程称为离合器踏板工作行程。离合器踏板自由行程是通过调整踏板拉杆（图 4-1-6 中未画出）前端的螺母来实现的。

为保证内燃机与离合器整体的动平衡，除应严格控制运动零件的质量外，在离合器盖的紧固螺栓（图 4-1-6 中未画出）上还装有平衡片，拆卸时应做上记号，装复时要

按原样装回。必要时，离合器连同内燃机要进行动平衡复试，否则会破坏曲轴与飞轮的动平衡，使曲轴发生早期疲劳损坏。内燃机若运转不平稳，会引起整个传动系产生较大的振动与噪声。

2. 双片常合式摩擦离合器

双片常合式摩擦离合器是在单片式的基础上，增加一对摩擦副而形成的（图 4-1-7）。其摩擦副包括主动部分——飞轮 5，压盘 3，中间主动盘 4；从动部分——从动盘 1 和 2 等。在分离与压紧机构中，为使 2 个从动盘与中间主动盘、压盘及飞轮外端面间彼此分离彻底，在中间主动盘的内端面圆周上，开有 3 个小凹坑，凹坑内分别安装分离弹簧 16（图 4-1-7 中局部剖视图）。分离弹簧的内端顶住飞轮。为保证离合器分离时从动盘 1 不被中间主动盘和压盘夹住，在离合器盖 13 的外端面圆周上，装有 3 个限位螺钉 15。这些螺钉从压盘圆周相应的孔中伸出，以限制中间主动盘的行程。限位螺钉前端面距中间主动盘外端面间隙应适中，否则将夹住从动盘，使离合器分离不彻底，此间隙通过调整限位螺钉来保证。

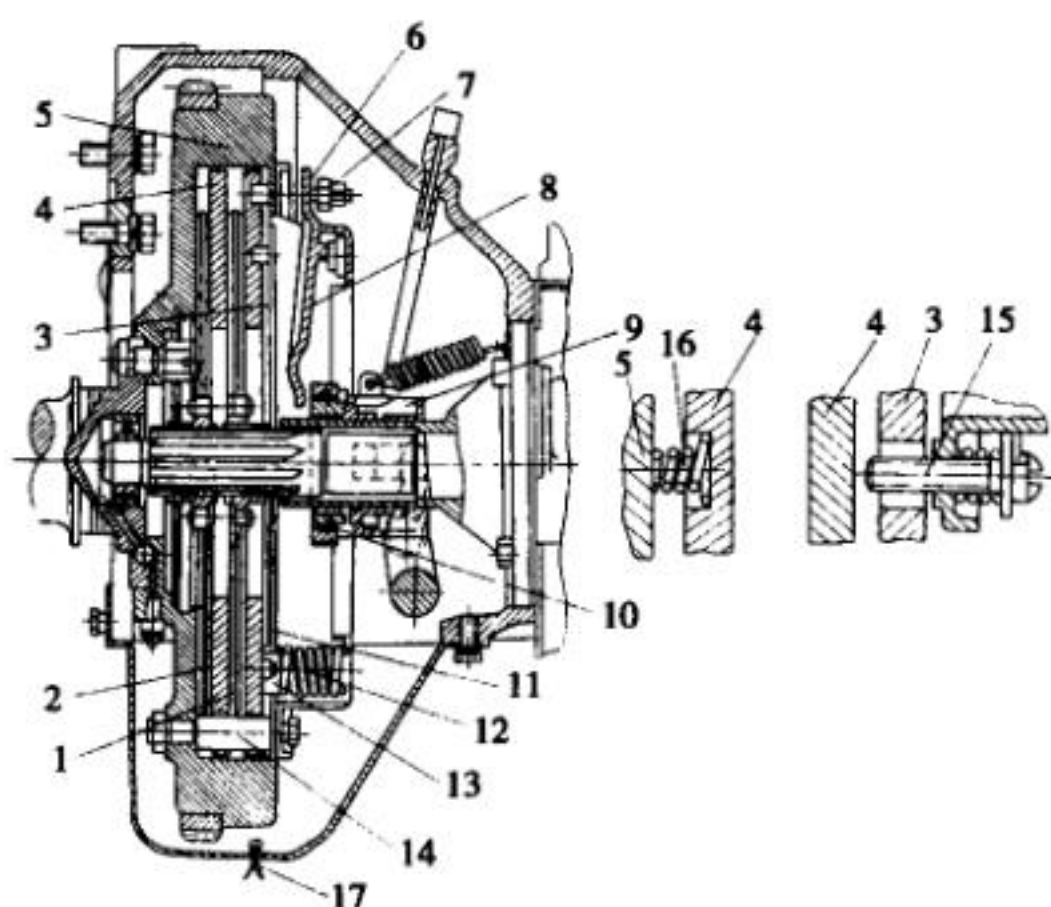


图 4-1-7 双片常合式摩擦离合器

- 1、2—从动盘；3 压盘；4—中间主动盘；5—飞轮；6—分离杠杆
连接螺栓；7—调整螺母；8—分离杠杆；9—分离套筒；
10—分离轴承；11—隔热垫；12—压紧弹簧；13—离合器盖；
14—传动销；15—限位螺钉；16—分离弹簧；17—磁性开口销

图 4-1-7 所示为解放 CA1091 型载货汽车离合器，其结构可靠性较好，现 CA1091 型载货汽车仍在采用，但在个别零件的尺寸上作了如下改进：针对其压盘和中间压盘较薄，散热不良，在使用中常发生压盘、中间压盘烧裂及石棉摩擦衬片烧损现象，现将两个压盘各加厚 4~5mm。但为了避免质量增加过多，故仅在与摩擦片接触的地方加厚。加粗从动盘的铆钉，防止从动盘松动，提高其工作可靠性。

四、非常合式摩擦离合器的构造

1. 非常合式摩擦离合器的工作原理

非常合式摩擦离合器与常合式摩擦离合器相比，有两个明显的特点：第一，摩擦副的正压力是由杠杆系统施加的，故又称其为杠杆压紧式摩擦离合器；第二，驾驶员不操纵时，离合器既可处于接合状态，又可处于分离状态，便于驾驶员对其他操纵元件的操作，这对工程机械操作是十分必要的，其工作原理如图 4-1-8 所示。

摩擦副包括主动盘 3 和前后从动盘 2、4。主动盘上的外花键和飞轮上的内花键相连，既可随飞轮一起旋转，又能作轴向移动。前从动盘用键和离合器轴 7 紧固连接，并利用前端螺母定位，防止其产生轴向移动。在其轮毂的后端外圆上，分别铣有花键和螺纹。后从动盘通过内花键套装在轮毂的外花键上，而压紧与分离机构则拧在轮毂的螺纹上。

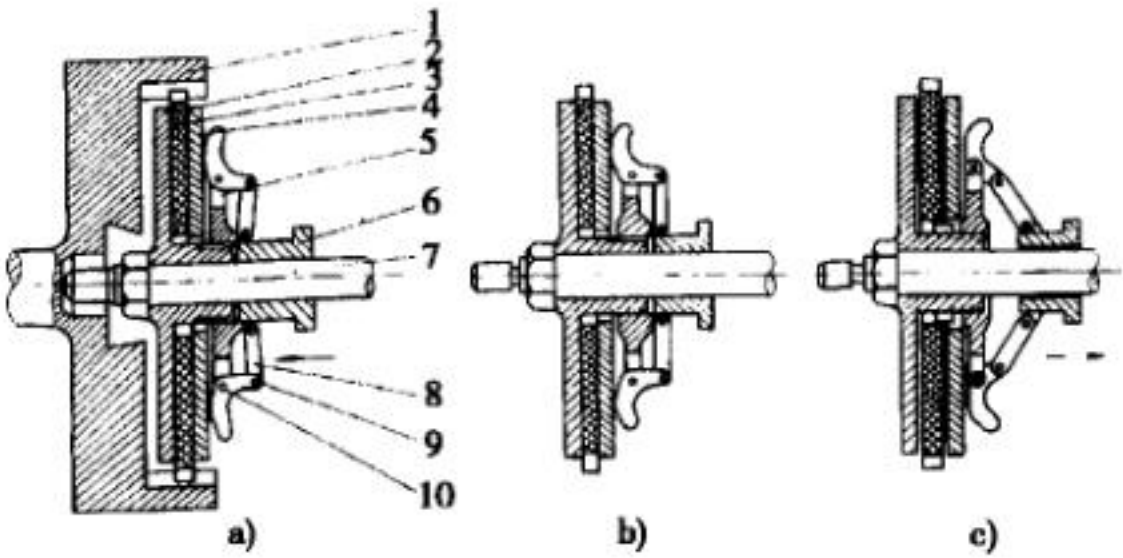


图 4-1-8 非常合式摩擦离合器工作原理

1- 飞轮；2- 前从动盘；3- 主动盘；4- 后从动盘；5- 十字架；
6- 分离套；7- 离合器轴；8- 弹性推杆；9- 加压杠杆；10- 杠杆销轴

压紧与分离机构包括以螺纹拧在前从动轮毂上的十字架 5、加压杠杆 9、弹性推杆 8 等。当利用操纵杆使分离套 6 向左移动时，弹性推杆使加压杠杆向内收紧，使加压杠杆的凸起处将后从动盘向左推移，直至将后压盘及主动盘与前从动盘压紧。当分离套移到图 4-1-8b) 所示位置（即处于中立位置）时，弹性推杆处于垂直位置。此时，作用在后从动盘上的压紧力达到最大，但此位置是不稳定的，稍有振动，加压杠杆就有退回到分离位置（图 4-1-8c）的可能。为避免出现这种情况，应将分离套继续向左推移，让弹性推杆越过垂直位置，稍向后倾斜（图 4-1-8a），这样，尽管压紧力减小了一些，但可以保证离合器处于稳定的接合位置。

2. 单片非常合式摩擦离合器

图 4-1-9 所示为国产 TY120 型推土机用单片非常合式摩擦离合器。

1) 摩擦副

摩擦副由铸铁制成的主动盘 3（通过 5 个用橡胶帆布制成的弹性连接块 16 与飞轮相连）和铆有摩擦衬片的从动盘 2 以及从动压盘 4 所组成。

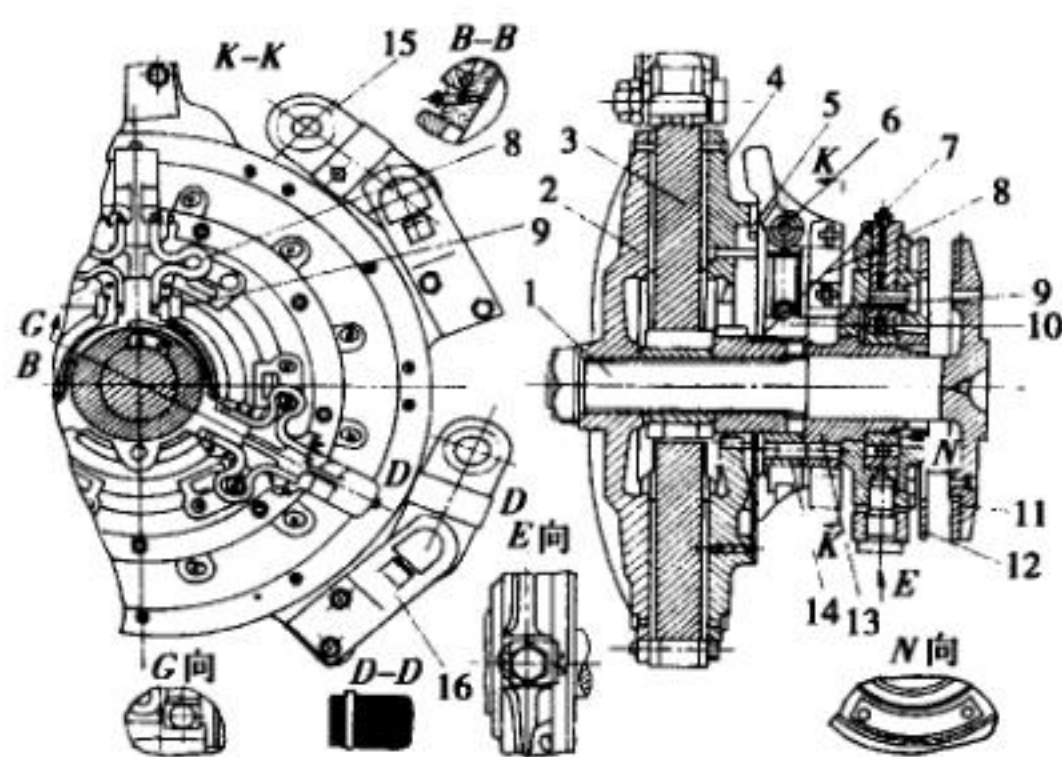


图 4-1-9 TY120 型推土机离合器

- 1 - 离合器轴；2 - 从动盘；3 - 主动盘；4 - 从动压盘；5 - 片式弹簧；
6 - 压紧杠杆；7 - 压盘毂；8 - 弹性推杆；9 - 锁紧螺栓；10 - 支架；
11 - 摩擦衬片；12 - 制动盘；13 - 分离接合套；14 - 导向销；
15 - 驱动销；16 - 弹性连接块

为保证离合器轴 1 的中心线在略有偏移或倾斜的情况下，离合器仍能可靠地传递转矩，主动盘除用弹性块和飞轮连接外，还用滚柱轴承通过内齿套支承在离合器轴上。

从动盘用花键装在离合器轴上，并用螺母作轴向定位，只允许它随离合器转动。

从动压盘用内齿圈套在压盘毂 7 上，压盘毂通过花键套在离合器轴上。在从动压盘外端面上铆有一组片弹簧 5，片弹簧的内缘压在压盘毂上。

离合器轴的前端通过滚柱轴承、弹性连接块间接地支承在飞轮上，后端通过铆有摩擦衬片 11 的连接盘与变速器输入轴连接盘（图中未画出）相连。

2) 压紧与分离机构

压紧与分离机构由拧在压盘毂上的支架 10、压紧杠杆 6 和弹性推杆 8 组成。这种结构的分离与接合动作，都必须由驾驶员来操纵。

3) 操纵机构操纵机构如图 4-1-10 所示。套在离合器轴上的分离接合套 13（图 4-1-9）的前端和弹性推杆 8 铰接在一起，为了能使分离接合套在沿离合器轴前后移动时不发生相对转动和卡死，特用导向销 14 定位。在分离接合套后端的轮毂上装有分离轴承、分离拨圈 1（图 4-1-10），通过连接销 2 与分离轴承外座圈 3 相连，然后，经一系列杆件将分离拨圈和离合器操纵手柄连接起来。

4) 小制动器

工程机械一般作业速度都较低，当离合器分离，变速器挂入空档时，机械就会很快停下来。而此时离合器输出轴因惯性力矩作用，仍以较高的转速旋转，这就给换档带来了困难，容易出现打齿现象或延迟换档时间。为此，特在离合器输出轴上设置了一个小制动器。当离合器分离时，可迫使离合器轴迅速停止转动。

单片非常合式摩擦离合器在使用过程中，当摩擦衬片磨损后，压紧杠杆对从动压盘的压紧力会急剧下降，致使离合器严重打滑。因此，当摩擦衬片磨损超过限度，离合器

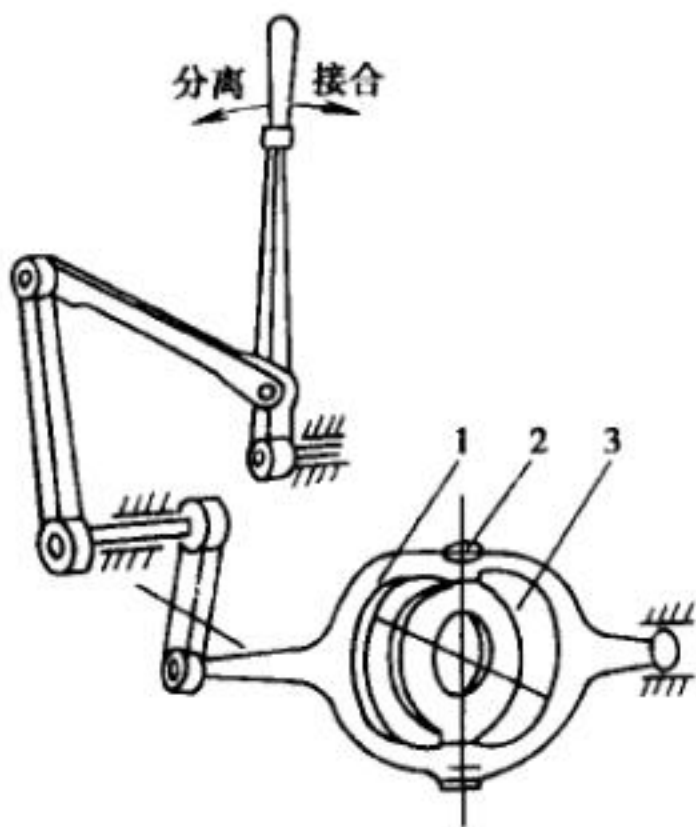


图 4-1-10 操纵机构示意图

1- 分离拨圈；2- 连接销；3- 分离轴承外座圈

出现打滑时，应当及时进行离合器摩擦副间的间隙调整。调整的方法是根据摩擦衬片磨损的程度，将支架（图 4-1-9 中的 10）适当旋进即可。

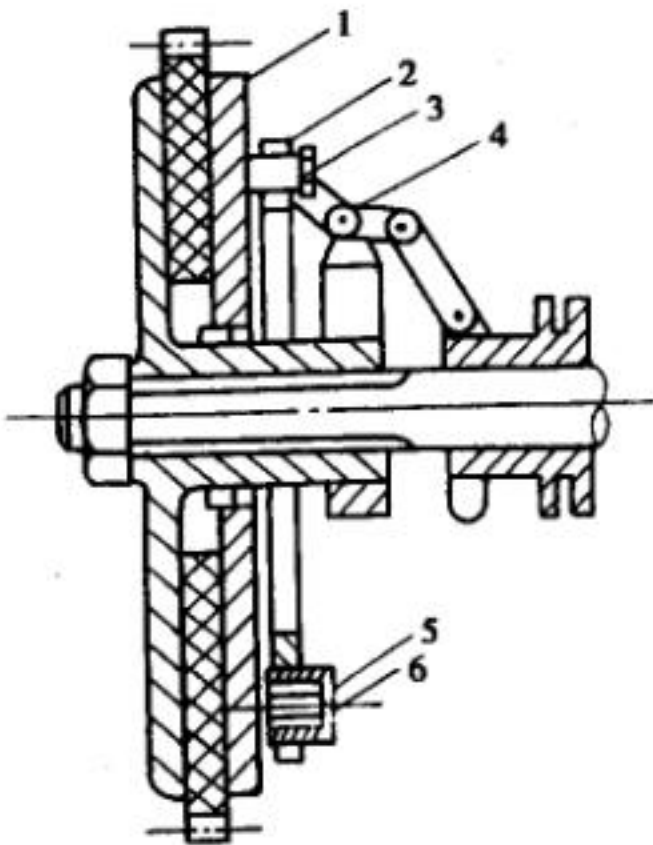


图 4-1-11 具有补偿弹簧的非常合式摩擦离合器

1- 压盘；2- 调整圈；3- 螺钉；4- 压杆；5- 弹簧座；6- 补偿弹簧

显然，为保证离合器具有足够的压紧力，这种调整必须及时进行，为减少调整次数，有些非常合式摩擦离合器采用了“补偿弹簧”结构（图 4-1-11）。在压盘 1 和调整圈 2 之间，安装了补偿弹簧 6。当离合器处于接合状态时，补偿弹簧被压缩。如果离合器摩擦衬片磨损，补偿弹簧便起作用，弥补了压紧力的减小。如果摩擦衬片的磨损量过大，超过了弹簧的补偿能力，则此时就需进行调整了。

3. 多片湿式非常合摩擦离合器

前面介绍的摩擦离合器，摩擦副均在干摩擦状态下工作。这种干式离合器结构简单，分离彻底，但能传递的转矩较小，散热条件较差，并且在使用中必须经常保持摩擦

面干燥、清洁。所以，干式离合器一般用于中小功率、以运输为主的工程机械中。对于重型、大功率的工程机械，如重型履带推土机等，因所需传递的转矩较大，普遍采用多片湿式非常合摩擦离合器。

多片湿式非常合摩擦离合器一般具有 2~4 个从动盘，其摩擦副浸在油液中。由于具有润滑油的清洗、润滑和冷却作用，所以湿式离合器摩擦副的磨损小，寿命长，使用中无需进行调整。又因为摩擦片多用粉末冶金（一般为铜基粉末冶金）烧结而成，承压能力强，加之采用多片，故可传递较大的转矩。图 4-1-12 所示为国产 TY180 型推土机用多片湿式非常合摩擦离合器结构示意图。

1) 摩擦副

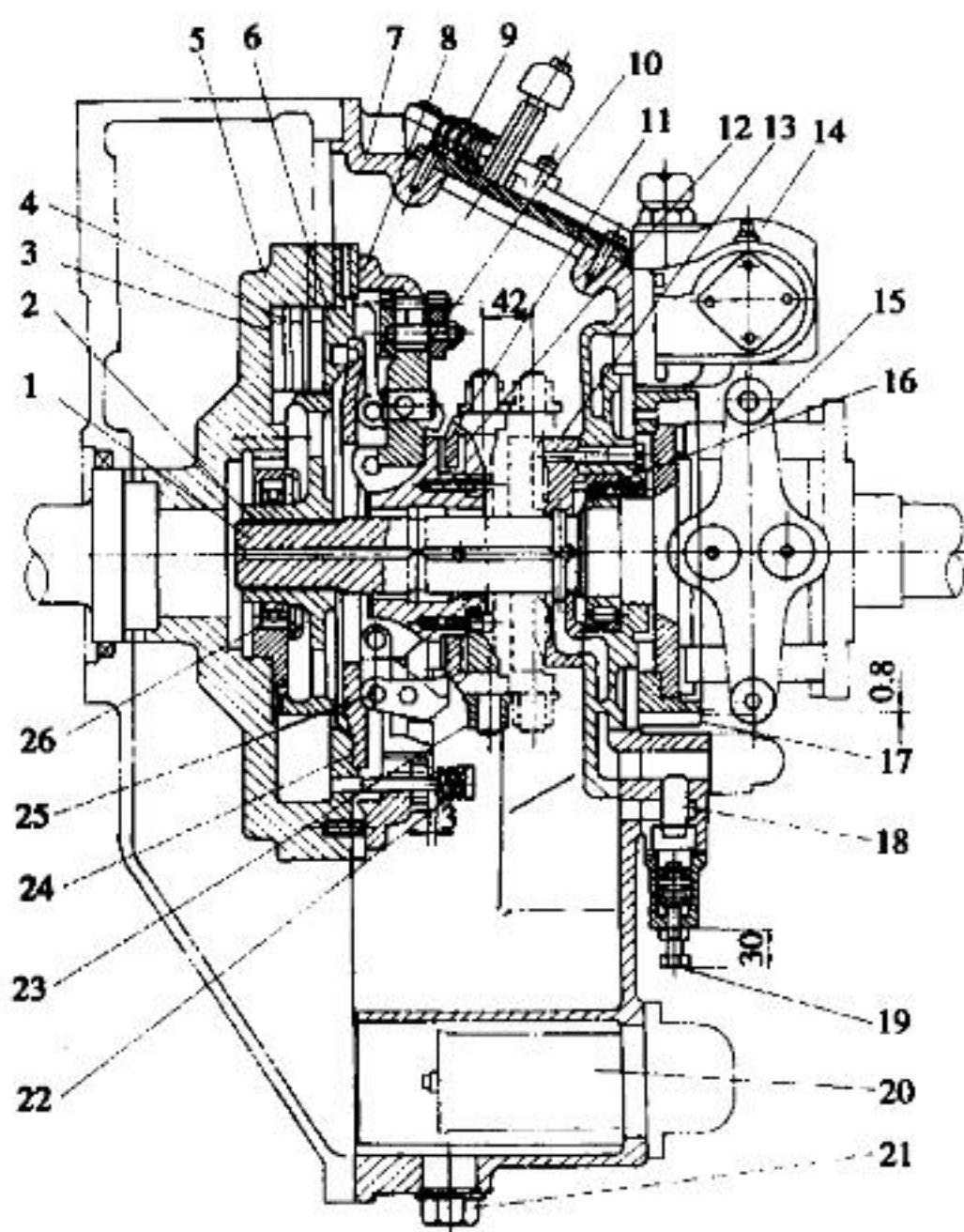


图 4-1-12 TY180 型推土机离合器

- 1 - 离合器轴；2 - 齿毂；3 - 从动盘；4 - 主动盘；5 - 飞轮；6 - 压盘；7 - 离合器外壳；
8 - 离合器盖；9 - 制动杠杆上的弹簧；10 - 调整圈；11 - 压爪架；12 - 分离环；
13 - 轴承盖；14 - 液压助力器；15 - 十字架；16 - 轴承；17 - 制动带；18 - 安全阀；
19 - 调整螺栓；20 - 滤油器；21 - 磁性螺塞；22 - 复位弹簧；23 - 分离叉；
24 - 压盘毂；25 - 压爪组件；26 - 轴承

在飞轮 5 的内齿圈上，安装有带轮齿的主动盘 4 和压盘 6，它们可随飞轮一起旋转，也可作轴向移动。

离合器轴 1 前端的花键上装有从动齿毂 2，并靠轴承 26 支承在飞轮的中心孔内。

从动齿毂的外齿圈上安装了 3 片带轮齿的从动盘 3。从动盘除轴向移动外，还可带动从动齿毂、离合器轴旋转。从动盘（图 4-1-13）由 2 片锰钢片 2 铆接而成，其外端面分别有一层烧结的铜基粉末冶金片 1。与石棉材料相比，用这种材料做成的摩擦衬

片，具有承受比压高、高温下耐磨性好、摩擦系数稳定、使用寿命长等优点，但其质量较大，且成本较高。在粉末冶金片的外表面上开有螺旋形油槽，润滑油通过沟槽对摩擦片进行润滑、冷却和清除杂质（磨削物）。2 个锰钢片内侧圆周方向上均布有 4 个蝶形弹簧 3，保证离合器接合时柔和、平稳。

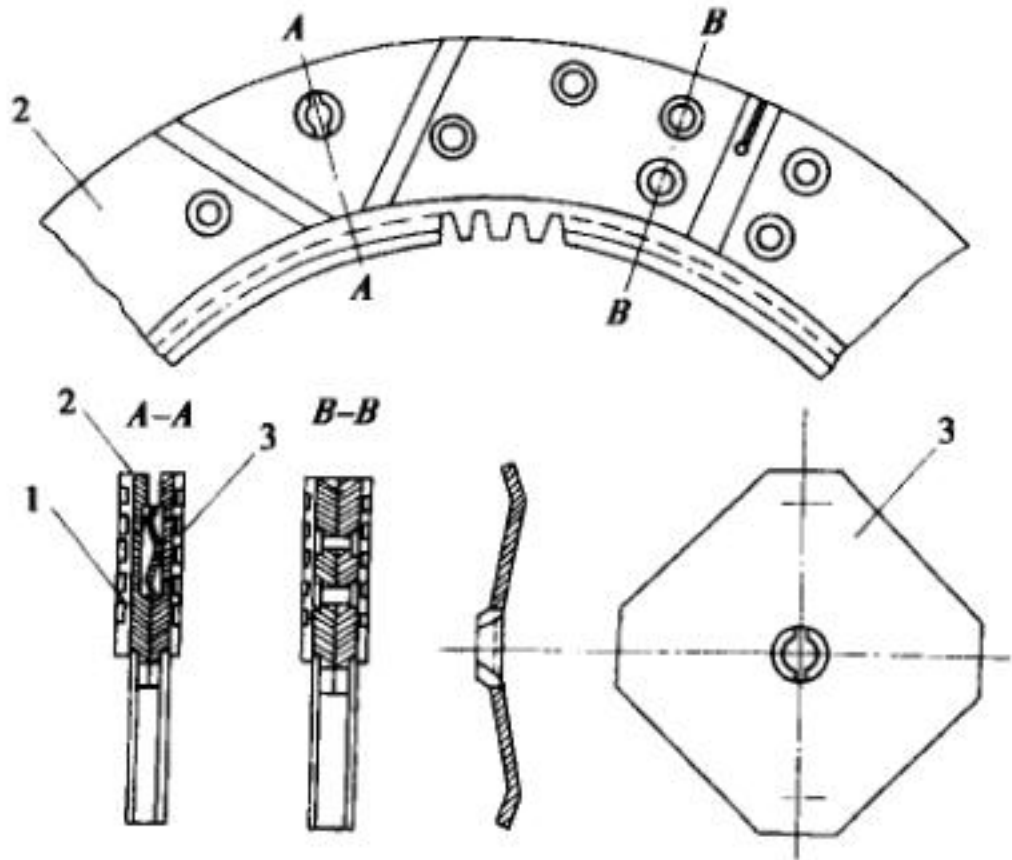


图 4-1-13 从动盘结构

1- 铜基粉末冶金片；2- 锰钢片；3- 蝶形弹簧

2) 压紧与分离机构

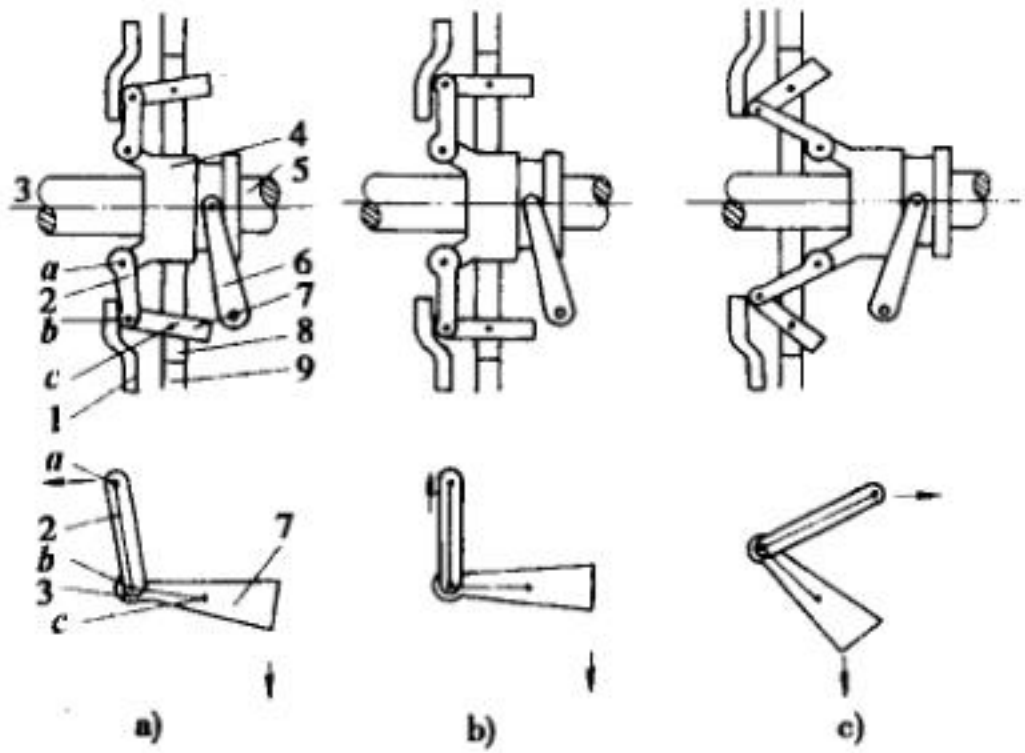


图 4-1-14 压紧与分离机构工作原理

a) 接合状态；b) 中立位置；c) 分离状态

1- 压盘毂；2- 连接片；3- 小滚轮；4- 压爪架；5- 离合器轴；6- 分离叉；
7- 重块；8- 调整圈；9- 离合器盖；a、b、c- 销子

TY180 型推土机离合器的分离与接合动作是采用重块肘节式压紧与分离机构来完成的。这种结构具有借助重块离心力自动促进离合器接合或分离的特点，其工作原理如图 4-1-14 所示。离合器处于分离状态（图 4-1-14c）时，压爪架 4 处于最右端，重块 7 的离心力通过连接片 2 对压爪架产生一个向右的推力，从而保证离合器处于稳定的分

离状态。当压爪架在分离叉 6 作用下沿离合器轴 5 向左移至图 4-1-14b) 的位置时, 滚轮 3 对压盘毂 1 的压紧力达到最大, 但此位置是不稳定的。所以, 要将压爪架再向左移到达图 4-1-14a) 位置, 此时, 重块的离心力对压爪架产生一个向左的推力, 使离合器处于稳定的接合状态。

上述压紧与分离机构的结构见图 4-1-15。为便于离合器压紧与分离, 在压盘 1 上装有压盘毂 3 及复位螺栓。复位螺栓右端借助复位弹簧 17 安装在离合器盖上。当小滚轮 19 向左压紧压盘毂时, 复位弹簧受压缩, 离合器处于接合状态。

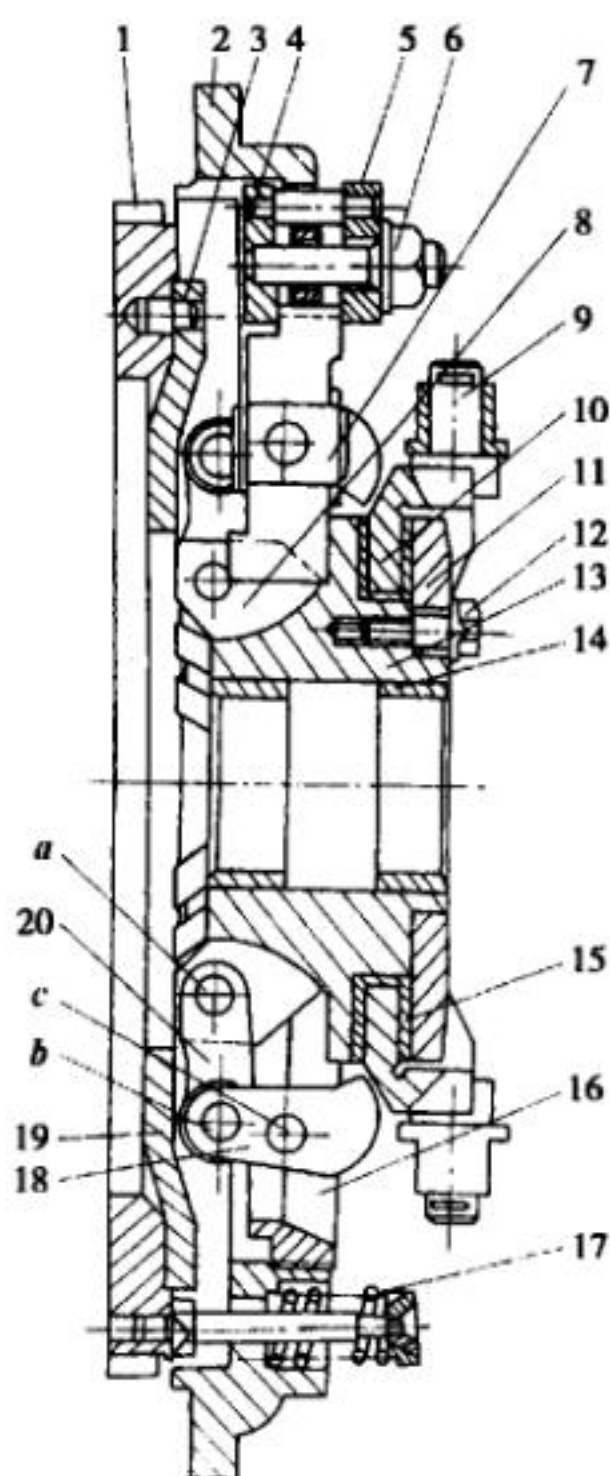


图 4-1-15 压紧与分离机构

- 1 - 压盘; 2 - 离合器盖; 3 - 压盘毂; 4、5 - 内外小夹板; 6 - 锁紧螺母;
7 - 小衬块; 8 - 压爪架耳块; 9 - 分离叉衬块; 10 - 分离环;
11 - 压爪架后盖板; 12 - 螺钉; 13 - 压爪架; 14 - 衬套;
15 - 前后衬片; 16 - 调整圈; 17 - 复位弹簧; 18 - 重块;
19 - 小滚轮; 20 - 连接片; a、b、c - 销子

小滚轮由销子 b 与连接片 20 的重块 18 铰接在一起, 连接片的内端通过销子口铰接于压爪架 13 的耳块 8 上。重块则通过销子 c 铰接于调整圈 16 上。具有外螺纹的调整圈拧装在离合器盖上, 转动调整圈时, 调整圈就会相对于离合器盖作轴向移动, 从而调整了小滚轮与压盘毂的间隙。压爪架的后端用螺钉 12 固定, 装有后盖板 11, 两者之间形成一环槽, 分离环 10 就安装在带衬套 14 的环槽内。分离环通过两个对称的衬块与离合器分离拨叉 (图 4-1-15 中未画出) 相连。

3) 操纵机构

因 TY180 型推土机的功率较大, 离合器传递的转矩大, 离合器摩擦副间所需的压紧力就比较大, 所以需要有较大的离合器操纵力。为减小驾驶员的劳动强度, 减小离合器的操纵力, 在离合器操纵机构中设置了液压助力器。液压助力器 (图 4-1-16) 是由滑阀 6、活塞 7、大小弹簧 5 及阀体 8 等主要零件组成的一个随动滑阀。

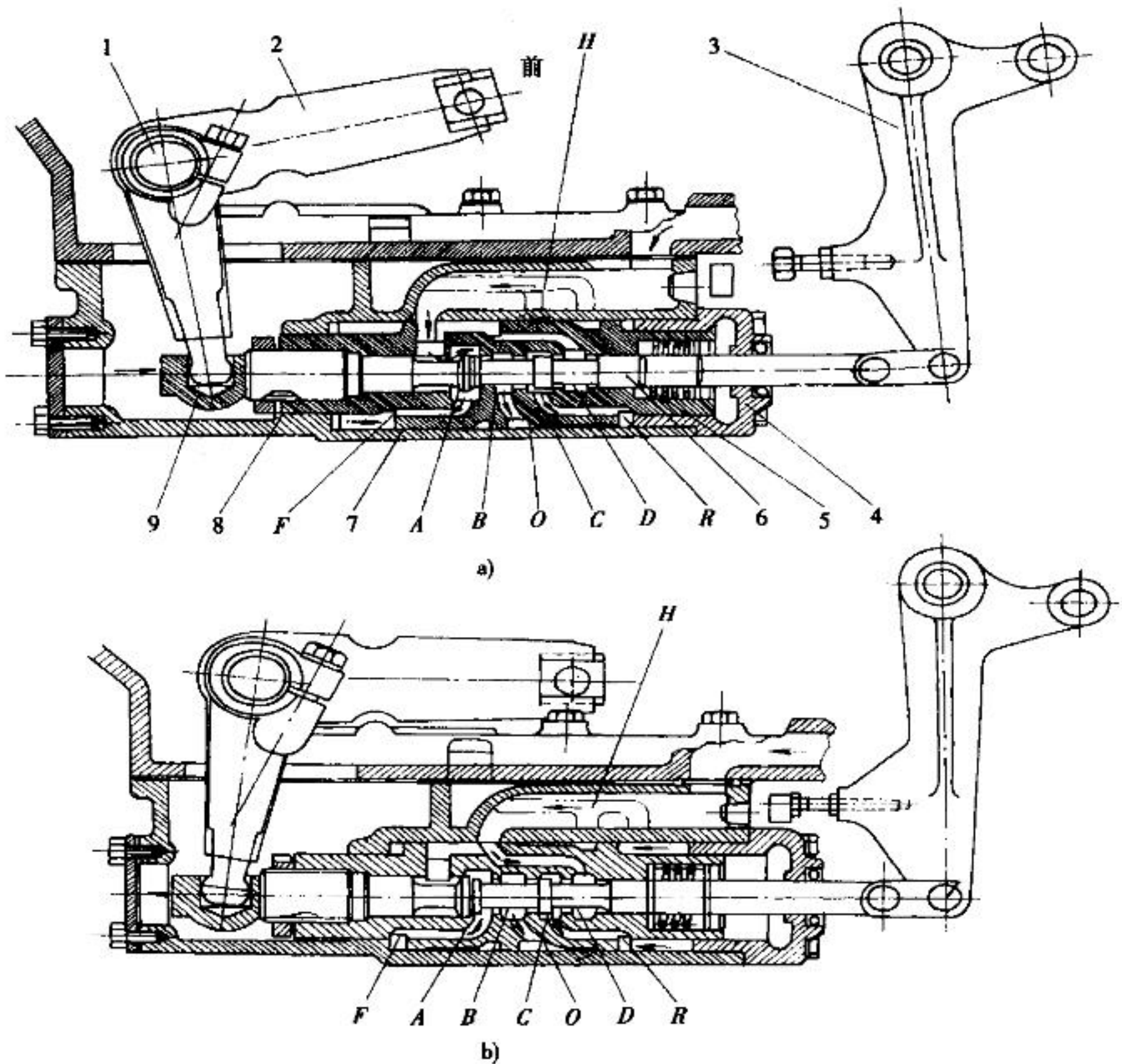


图 4-1-16 液压助力器

a) 需接合离合器时; b) 分离离合器

1- 分离叉轴; 2- 分离叉; 3- 双臂杠杆; 4- 阀盖; 5- 大小弹簧; 6- 滑阀;

7- 活塞; 8- 阀体; 9- 球座接头; A、B、C、D- 分别为油口;

F、R- 左右工作腔; H、O- 进出油腔

助力器的阀体 8 横装在离合器的外壳后上方。阀体内的滑阀 6 的右端, 通过双臂杠杆 3 与驾驶室内的操纵杆 (图中未示出) 相连。活塞 7 的左端经球座接头 9 并借助球头杠杆连接在离合器分离叉轴 1 上。这样, 驾驶员只需用很小的力量 (约 60N 左右) 拨动操纵杆, 带动滑阀作微小的移动, 就可借助压力油推动活塞左右移动, 实现离合器接合与分离动作的操纵。

当需要接合离合器时 (图 4-1-16a), 驾驶员拨动操纵杆, 通过双臂杠杆 3 使滑阀

克服弹簧 5 中大弹簧的压力而右移，导致滑阀中央的两个凸台将油口 D 和油口 B 堵死，压力油自进油腔经油口上进入左工作腔 F ，推动活塞右移，带动分离叉轴摆动，使离合器趋于接合，与此同时，右工作腔 R 内的油经油口 C 自回油腔 O 流出，形成低压油腔。

离合器完全接合后，驾驶员松开操纵杆，滑阀在小弹簧作用下左移，将油口 B 、 D 同时开启。此时，阀体进出油腔 H 、 O ，左右工作腔 F 、 R 彼此连通，滑阀处于中立位置，作用于活塞上的力处于平衡状态，活塞静止不动，离合器处于稳定的接合状态。

离合器分离时（图 4-1-16b），在驾驶员的操纵下，滑阀克服弹簧 5 中大弹簧的压力左移，利用凸台将油口 A 、 C 堵死，压力油自进油腔 H 经油口 D 进入右工作腔 R ，推动活塞左移，使离合器趋于分离。同时，左工作腔 F 经油口 A 与出油腔连通，形成低压油腔。当离合器完全分离后，操纵杆松开，滑阀在弹簧作用下右移，油口 A 、 B 、 C 、 D 全打开，滑阀处于中立位置，活塞两端油压处于平衡状态，活塞保持不动，离合器处于稳定的分离状态。

离合器操纵机构的油液是循环使用的（图 4-1-17）。油泵 3 从离合器壳 1 内（经滤油器 2 过滤后）将油液吸出，直接送入助力器 5，随后油液进入冷却器 6 得到冷却，

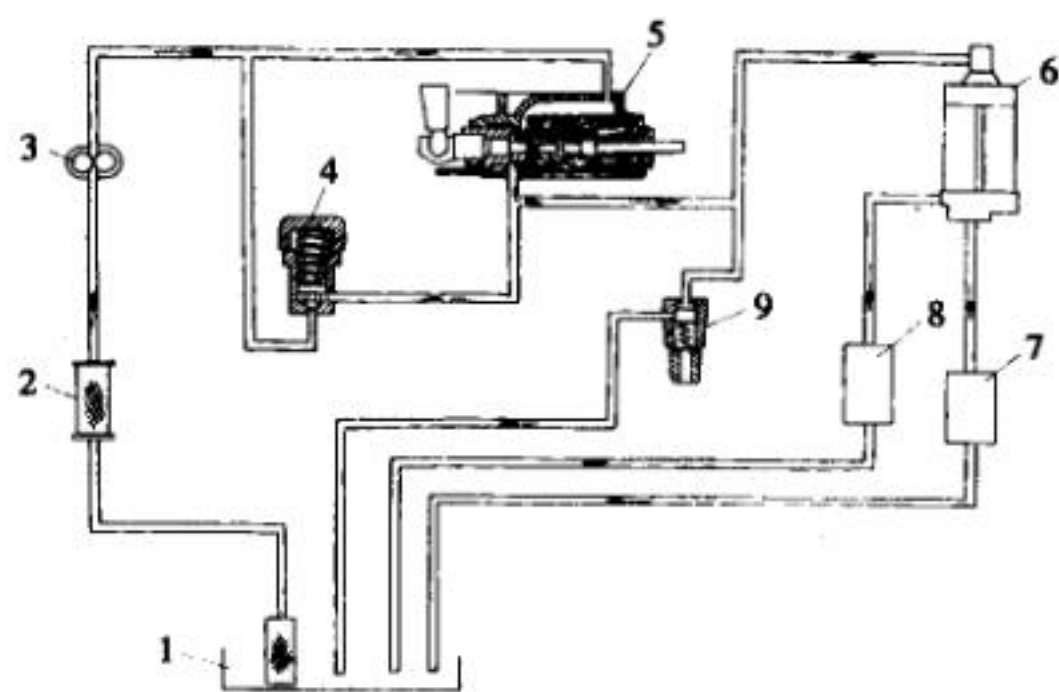


图 4-1-17 离合器油路图

- 1 - 离合器壳；2 - 滤油器；3 - 油泵；4 - 安全阀；5 - 液压助力器；
6 - 冷却器；7 - 润滑离合器各运动部件；8 - 润滑动力输出
装置各部件；9 - 泄油阀

再进入离合器内润滑各运动部件，最后流回离合器壳。

在循环油路中，有安全阀 4 与助力器并联。当离合器完全接合或分离时，驾驶员可能仍未松开操纵手柄，这样，滑阀就不能在弹簧的作用下移动，使油口始终有 2 个处于关闭状态，封闭油泵 3 的排油通道，导致油泵出口处的油压剧增，与助力器并联设置安全阀 4，则可有效解决上述问题，避免由于系统内油压剧增而造成油泵及助力器等元件的损坏。

泄油阀 9 与冷却器并联的目的是，当冷却器出故障（如堵塞等）时，可使油液直接经泄油阀流回离合器壳中，不至于使管路中压力升高。

4) 小制动器

TY180 型推土机在离合器轴上安装有带式小制动器（图 4-1-18）。它主要由制动

鼓（离合器轴 12）、制动带 13 以及制动杠杆 6 等零件所组成。装有摩擦衬片 14 的制动带左端固定在离合器壳上，另一端用螺钉与制动杆 11 连接，然后经制动杠杆等和离合器的分离机构联动。制动鼓与离合器轴一起旋转。当离合器分离时，离合器操纵杆通过制动杠杆拉紧制动带，迫使离合器轴停止转动，以利换档。

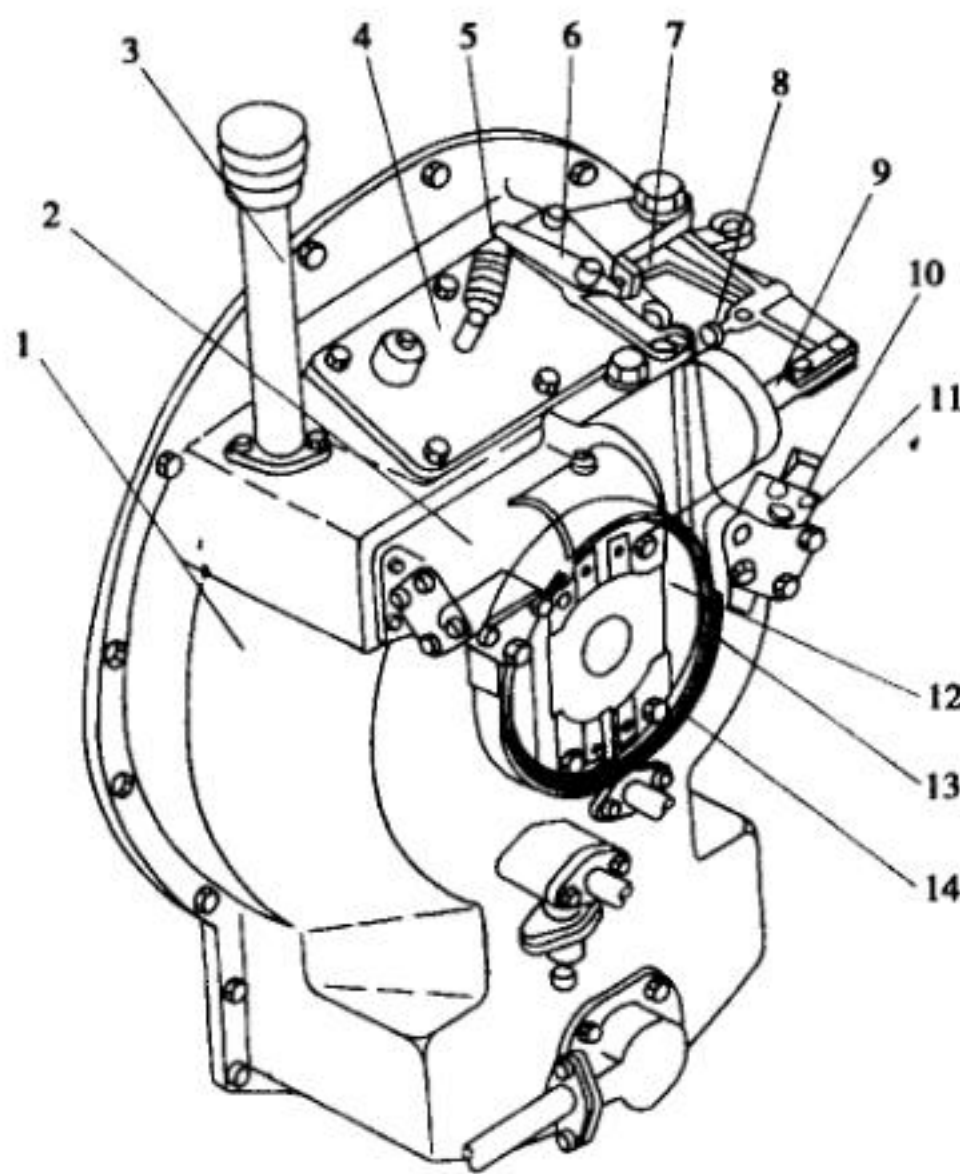


图 4-1-18 小制动器

- 1 - 离合器壳；2 - 液力助力器；3 - 加油管；4 - 检视口盖；5 - 制动杠杆弹簧；
6 - 制动杠杆；7 - 制动杠杆调整螺钉；8 - 助力器杠杆调整螺钉；
9 - 助力器滑阀；10 - 制动器调整螺钉；11 - 制动杆；
12 - 离合器轴；13 - 制动带；14 - 制动带摩擦衬片

第三节 液力变矩器

液力变矩器是利用液体为工作介质来传递动力的，属于动液传动，即通过液体在循环流动过程中，液流动能的变化来传递动力，这种传动称为液力传动。

现代的工程机械、重型矿用自卸柴油车以及其他特种车辆都广泛地采用液力传动，尤其是车辆的传动系采用液力变矩器后使车辆具备了自动增大牵引力，降低传动系统中的动载荷以及能无级变速等优良性能。

液力变矩器是液力传动的基本形式，下面分别叙述其结构和工作原理。

最简单的液力变矩器是由泵轮 5、涡轮 6、导轮 4 等主要元件组成，如图 4-1-19 所示。导轮 4 是一个固定不动的工作轮，通过导轮固定座与液力变矩器壳体连接。各工

作轮——泵轮、涡轮、导轮的内外环构成相互衔接的封闭空腔，形成了工作液流的环流通道。工作液就在环流通道内循环流动。此封闭的环流通道称为循环圆。为分析方便，通常用循环圆在轴面上的断面图来表示整个循环圆，并把这个断面图称为液力变矩器的循环圆（图 4-1-20）。它表示出变矩器内各工作轮的相互位置和几何尺寸，说明了一个液力变矩器的几何特性。故某一型号的液力变矩器一般就用它的循环圆来表示。循环圆的最大直径 D 称为液力变矩器的有效直径。由于循环圆在轴面上的断面图相对于传动轴线是完全对称的，因此也常用传动轴上半部的图形来表示循环圆。

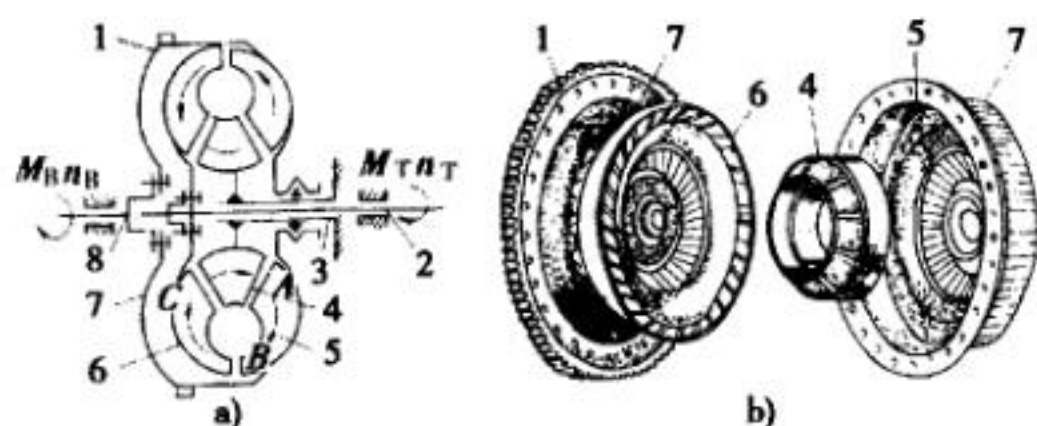


图 4-1-19 液力变矩器的工作原理和主要元件

1- 起动齿圈；2- 从动轴；3- 导轮固定套筒；4- 导轮；5- 泵轮；
6- 涡轮；7- 变矩器壳；8- 发动机曲轴

1. 液力变矩器的变矩原理

液力变矩器，顾名思义，就是能够改变发动机所供给的转矩值，使得其涡轮输出的转矩有可能超过发动机通过泵轮所输入转矩的若干倍，从而改善主机的性能。

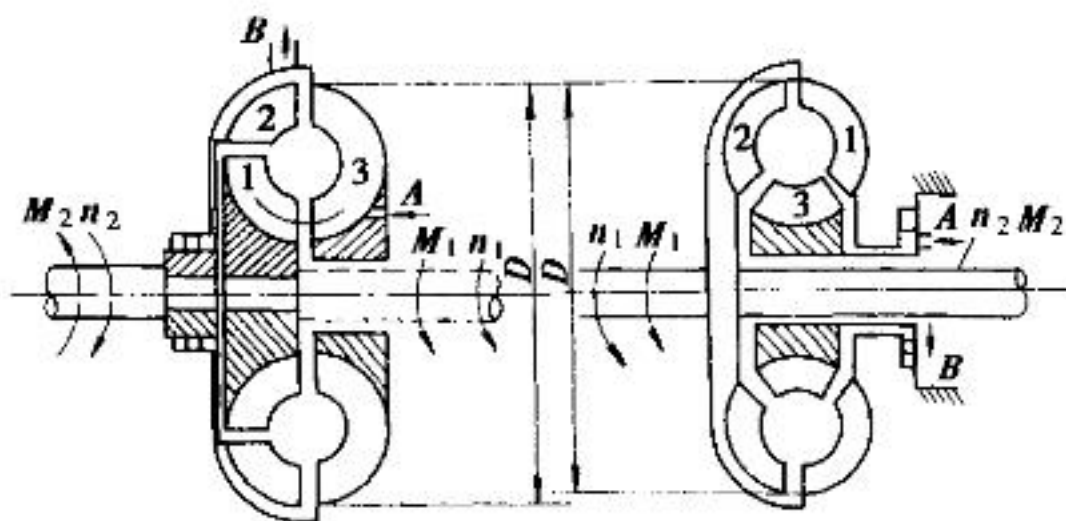


图 4-1-20 循环圆简图

1- 泵轮；2- 涡轮；3- 导轮

液力变矩器之所以能变矩，主要是由于不动的导轮能给涡轮施加一个反作用力矩。

液力变矩器工作时由发动机带动泵轮旋转，并将发动机的力矩施加于泵轮，泵轮旋转时泵轮内的叶片带动工作液体一起作牵连圆周运动，并迫使液体沿循环圆作相对运动。工作液体经受泵轮叶片的作用获得一定的动能和压力能，从而将发动机的机械能变为液体的动能和压力能。由泵轮流出的高速液流进入涡轮冲击涡轮的叶片，使涡轮开始旋转，并且使涡轮输出轴获得一定的转矩去克服外阻力做功。但与液力耦合器不同的是，工作液流此时并不是立即从涡轮叶片出口直接进入泵轮叶片入口，而是流经导轮后

才重新进入泵轮。这样工作液体才完成了在各工作轮之间的循环运动。由涡轮流出的工作液体进入导轮，由于导轮固定不转，因此它没有能量输出。

设想将三元件的液力变矩器沿着循环圆的截面展开布置，如图 4-1-20 所示。在液力变矩器的工作过程中，液流自泵轮冲向涡轮时使涡轮受一转矩，其大小与方向都和发动机传给泵轮的转矩 M_b 相同，液流自涡轮冲向导轮时也使导轮受一转矩，由于导轮是固定的，此时它便以一大小相等方向相反的反作用转矩 M_d 作用于涡轮上。因此涡轮所受的总转矩 M_t 为泵轮转矩 M_b 与导轮反作用转矩 M_d 的向量和，即

$$M_t = M_b + M_d$$

这就是说，液力变矩器可以起增大转矩的作用，这个所增加的转矩就是导轮的反作用转矩 M_d 。

还可以通过变矩器中工作液体周而复始的环流特性说明变矩原理。现设泵轮、涡轮和导轮对工作液流的作用转矩分别为 M_b 、 $-M_t$ （负号表示涡轮对工作液流的作用转矩与泵轮转向相反）和 M_d 。由于液体的环流是一种周而复始的循环运动，因此三个工作轮对工作液流的作用为

$$M_b + (-M_t) + M_d = 0$$

或 $M_t = M_b + M_d$

因为液流对涡轮的作用转矩与涡轮对液流的作用转矩 $-M_t$ 大小相等，方向相反（即为 M_t ），所以涡轮转矩 M_t 等于泵轮转矩 M_b 与导轮转矩 M_d 的向量和。可见液力变矩器起到了增大转矩的作用。

2. ZL50 型装载机液力变矩器结构

图 4-1-21 所示为 ZL50 型装载机液力变矩器结构图。该变矩器属四元件单级二相液力变矩器。与双导轮液力变矩器相比较，它采用的是双涡轮结构，因此可称为双涡轮液力变矩器。变矩器中 2 个涡轮分别与变速器中的 2 个齿轮相连进行动力输出，扩大了变矩高效率区的范围。

柴油机的动力由弹性板 5 传给液力变矩器。弹性板 5 的外缘用螺钉与柴油机的飞轮 1 相连接，内缘用螺钉与循环圆外壳 3 相连接。与齿轮 12 连接在一起的泵轮用螺钉与循环圆外壳 3 连接。以上各构件组成了液力变矩器的主动部分。它的左端用轴承 2 支承在飞轮中心孔内，右端用双排轴承 11 支承在固定的导轮轴 13 上。

第一涡轮 6 以花键套装在第一涡轮轴 15 上，轴 15 右端带有齿轮，第一涡轮就通过这个齿轮输出动力。第一涡轮轴 15 左端以轴承 4 支承在循环圆外壳 3 内，右端经轴承 19 支承在变速器外壳上。第二涡轮 8 也以花键套装在第二涡轮管轴上，套管轴 14 也与齿轮制成一体。第二涡轮套管轴 14 的左端轴承 7 支承在第一涡轮轮毂中，右端经轴承 17 支承在导轮套管轴 13 内。第二涡轮通过管轴 14 上的齿轮输出动力。导轮 9 用花键套装在与壳体固定在一起的套管轴 13 上。

从图 4-1-21 可以看到，两涡轮动力输出齿轮分别与变速器中另两个齿轮常啮合，且两齿轮间有自由轮机构（超越离合器）相连接。此时液力变矩器的输出动力将由这两齿轮的同一轴输入给行星变速器（见第四章）。

图 4-1-22 所示为 ZL50 型装载机特性曲线。当液力变矩器在低传动比工作时，自

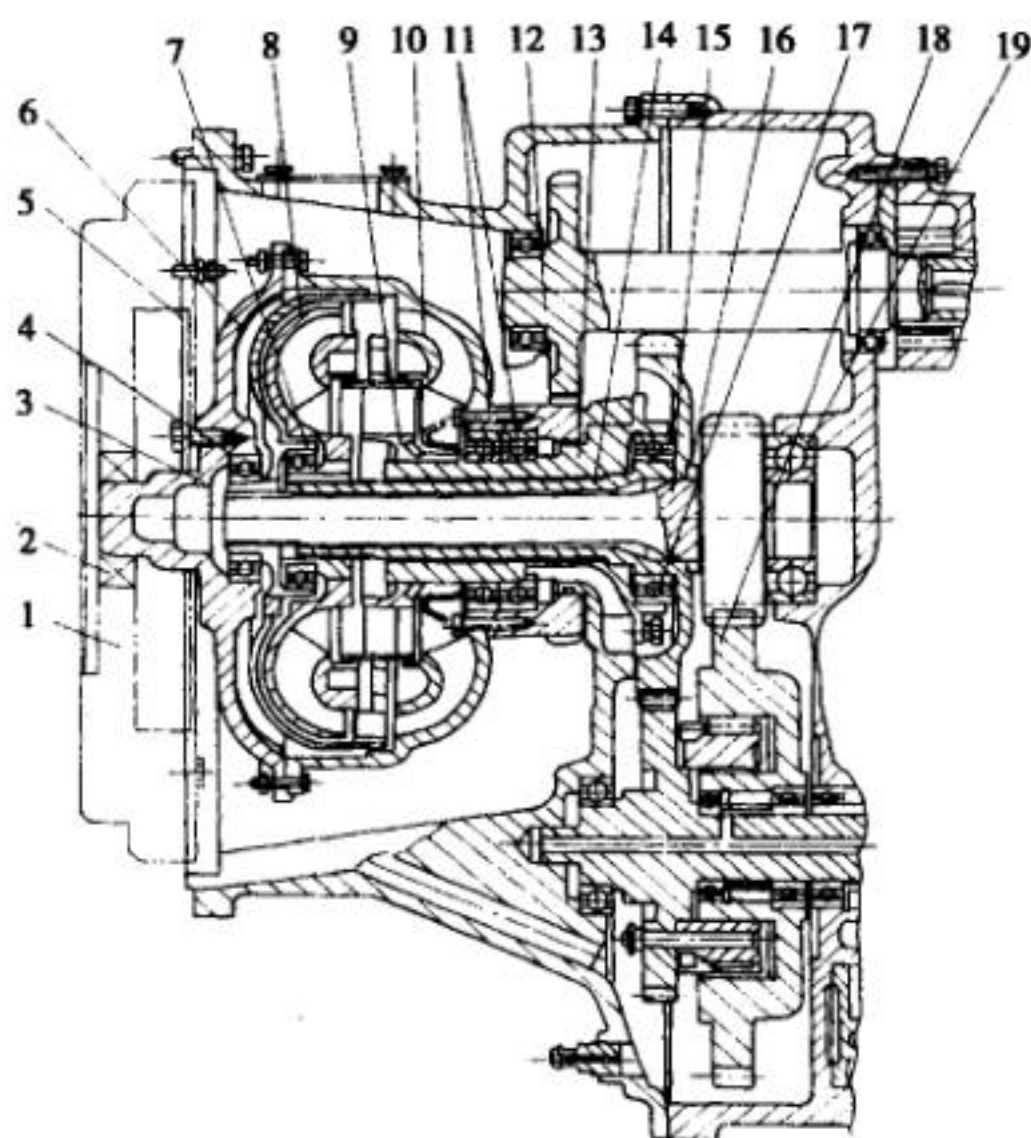


图 4-1-21 ZL50 型装载机液力变矩器

- 1-飞轮；2-轴承；3-循环圆外壳；4-轴承；5-弹性板；6-第一涡轮；
7-轴承；8-第二涡轮；9-导轮；10-泵轮；11-轴承；12-齿轮；
13-导轮套管轴；14-第二涡轮套管轴；15-第一涡轮轴；
16-隔离环；17-轴承；18-自由轮机构外环齿轮；19-轴承

由轮机构处于楔紧状态，这时两个涡轮就像一个整体涡轮一样，其特性曲线如图 4-1-22 中的曲线 1 所示。随着外载荷的减小，第二涡轮的转速逐渐地增高，使自由轮机构分离，动力就只通过第二涡轮输出，此时液力变矩器的特性曲线如图 4-1-22 中的曲线 2 所示。由此可见，双涡轮液力变矩器可在一个比较大的传动比范围内工作，传动效率比较高，比较适应装载机的工况要求。

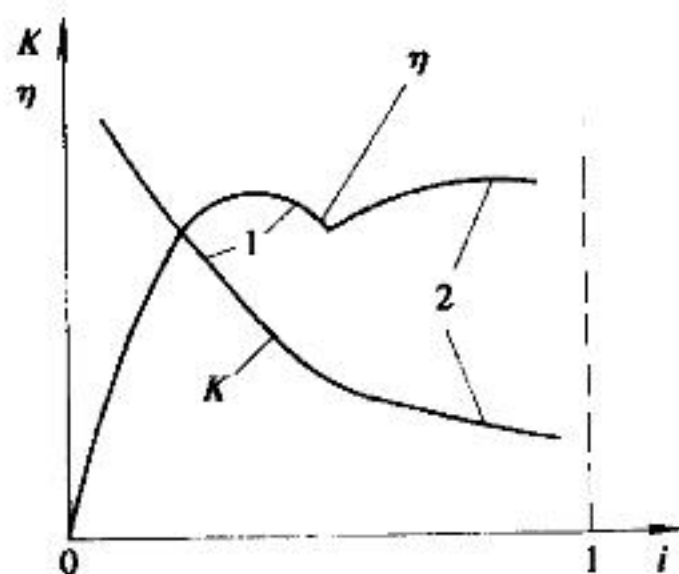


图 4-1-22 ZL50 型装载机特性曲线

- 1-两涡轮同时输出；2-第二涡轮输出时

目前国产轮胎式装载机已形成系列,采用的就是双涡轮变矩器。但国外应用的不多,因为对大功率装载机来说重要的是掘起力,它不由变矩器提供。另外,虽然双涡轮液力变矩器高效区较宽,但最大效率还是低于前述两种。

第四节 变速器

一、变速器的功用、工作原理和类型

目前工程机械上广泛采用内燃机(主要是柴油机),其转矩与转速变化范围较小,不能满足机械在各种工况下对牵引力和行驶速度的要求。因此,必须采用变速器来解决这种矛盾。

1. 变速器的功用

(1) 变换档位,改变发动机和驱动轮间的传动比,使机械的牵引力和行驶速度适应各种工况的需要;

(2) 实现倒档,使机械能前进与倒退;

(3) 实现空档,可切断传动系统的动力,实现在发动机运转情况下,机械能长期停止,便于发动机起动和动力输出。

2. 变速器的工作原理和类型

变速器的变速换档原理是借助不同齿轮的啮合传动,其传动比 i 是主动齿轮转速 n_1 与从动齿轮转速 n_2 之比,也等于从动齿轮齿数 Z_2 (或直径 D_2) 与主动齿轮齿数 Z_1 (或直径 D_1) 之比,即

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

由上式可见,只要主动齿轮齿数 Z_1 小于从动齿轮齿数 Z_2 ,即从动齿轮大于主动齿轮,则可实现降低转速、增加转矩的作用;反之,当 Z_1 大于 Z_2 ,则可实现增加转速、减小转矩的作用。一般机械上的变速器主要是起降低转速增加转矩的作用。

为了实现较大范围内变速,以满足机械不同作用工况的需要,通常变速器采用多对齿轮组成不同的传动比(即不同档位),并通过操纵机构来按需要变换传动比(即换档)。

1) 机械换档变速器的工作原理

图 4-1-23 所示是常用的机械换档式变速器工作原理图。主动轴 1 (即动力输入轴) 是一花键轴,其上装有可轴向移动的双联主动齿轮 2、3,从动轴 4 (即动力输出轴) 上固装有从动齿轮 5、6。当齿轮 2、3 在主动轴上移到图 4-1-23a) 位置时,无齿轮啮合。自主动轴传入变速器的动力无法输出,故此位置称为变速器空档位置。当齿轮 2、3 移到图 4-1-23b) 位置时,齿轮 2 和 6 相啮合,使动力自主动轴经齿轮 2、6 传递,由从动轴输出。同理,齿轮 3 移到图 4-1-23c) 位置时,齿轮 3 和 5 相啮合,也

可将动力输出。联动齿轮 2、3 的移动是由驾驶员进行操纵的，所以这种变速器称为机械换档式变速器。由上可见，机械换档式变速器只有在齿轮啮合时，方可将动力输出。不同的齿轮啮合，因速比不同，输出动力的转速、转矩也不同。齿轮副越多，输出动力的转矩、转速变化范围就越大。因此，根据工程机械的实际需要，变速器可以设计成多种不同档位，使机械具有相应的行驶速度和驱动力。

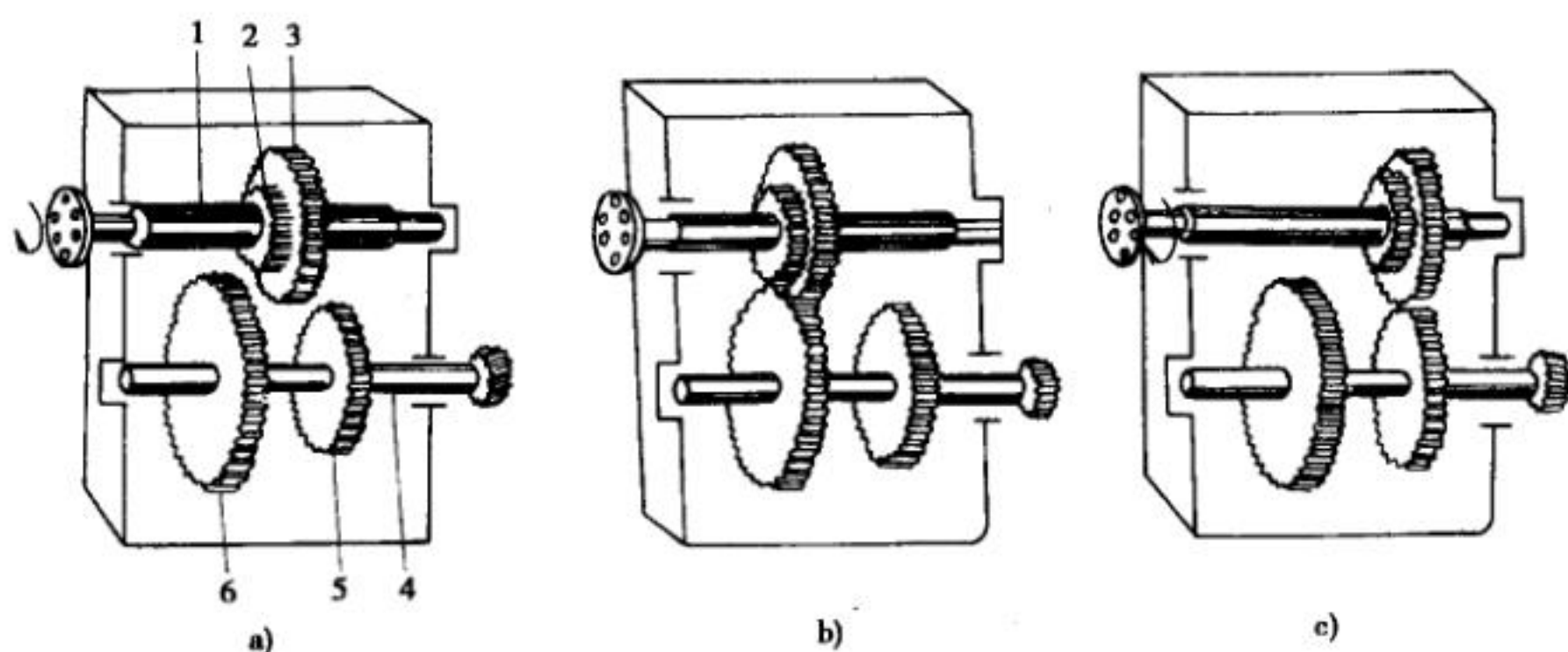


图 4-1-23 机械换档式变速器工作原理

1 - 主动轴；2、3 - 主动齿轮；4 - 从动轴；5、6 - 从动齿轮

2) 动力换档变速器的工作原理

动力换档变速器的档位变换是通过液压操纵小离合器来实现的，其基本原理如图 4-2-24 所示。它由动力输入轴 1，中间轴 7，动力输出轴 9，小离合器 3、4 及齿轮等组成。小离合器的主动片通过主动毂固装在动力输入轴上，由动力输入轴带动旋转。从动片分别和齿轮 2、5 的轮毂固装在一起。齿轮 2、5 滑套在输入轴上，与输入轴各自单独旋转。齿轮 8、10 固装在动力输出轴上，分别和齿轮 2、6 相啮合。齿轮 6 滑套在中间

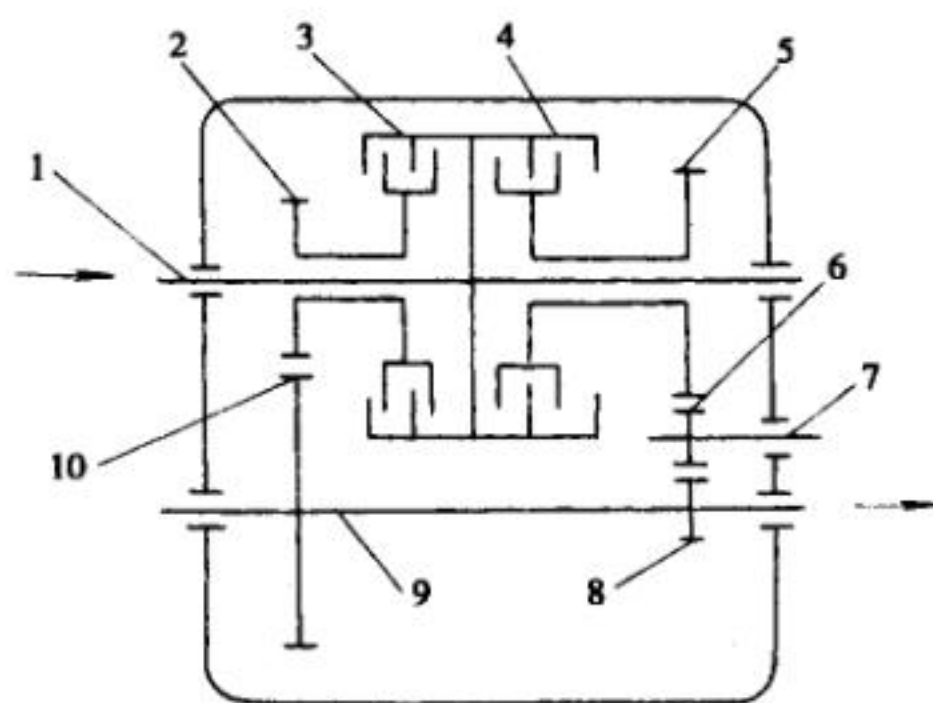


图 4-1-24 动力换档变速器工作原理

1 - 动力输入轴；2、5、6、8、10 - 齿轮；3、4 - 小离合器；
7 - 中间轴；9 - 动力输出轴

轴上（中间轴在此仅起支承作用），并同时和齿轮 5、8 相啮合。

小离合器 3、4 都处于分离位置时，动力由输入轴传给小离合器 3、4 的主动片之后再无法继续传递，变速器处于空档位置。

小离合器 3 接合、小离合器 4 分离时，动力自输入轴经小离合器 3、齿轮 2 传给齿轮 10，最后由输出轴输出。此时，齿轮 5、6、8 及小离合器 4 的从动片随输出轴空转，主动片随输入轴旋转，互不干涉。

同理，小离合器 4 接合、小离合器 3 分离时，变速器又实现倒档。

动力换档变速器的操作比机械换档变速器省力，并可在运行中换档，提高了机械的生产率，但其结构较复杂，成本较高。

上述动力换档变速器的传动特点是，传动中齿轮与轴的位置固定，故又被称为定轴式动力换档变速器。除此之外，还有一种称为行星齿轮式动力换档变速器，如图 4-1-25 所示。它主要包括太阳轮 1、齿圈 2、行星轮架 3 和三个行星轮 4 等零部件。行星轮滑套在行星轮架上，同时和太阳轮、齿圈相啮合。该变速器可以在太阳轮、齿圈和行星轮架三个基本元件之间任选两元件作为动力输入和动力输出元件，采用制动或其他方法使另一元件固定或以给定速度旋转（称为给该元件一个约束），这样单排行星齿轮传动变速器就以某一传动比传递动力。如果改变约束元件，则动力输入与输出元件的传动比也随之改变。如果所有元件都无约束，则行星齿轮失去传动作用。根据这个原理，单排行星齿轮传动可以具有六个不同传动比的传动方案，如图 4-1-26 所示。

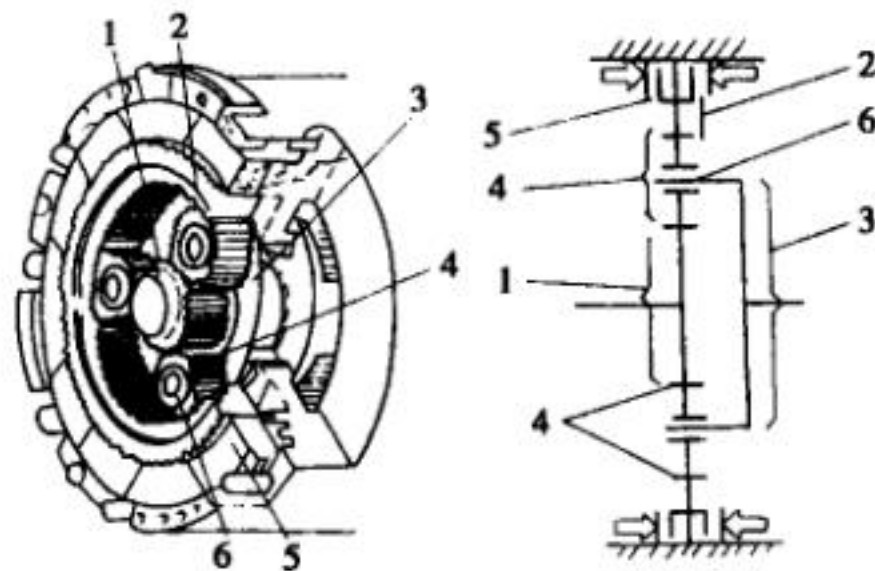


图 4-1-25 单排行星齿轮式动力变速器

1—太阳轮；2—齿圈；3—行星轮架；4—行星轮；5—离合器；6—行星轮轴

第一方案（图 4-1-26 中①）：约束齿圈，太阳轮为动力输入元件，行星架为动力输出元件，两者旋转方向相同。

第二方案（图 4-1-26 中②）：约束齿圈，行星架为动力输入元件，太阳轮为动力输出元件，两者旋转方向相同。

第三方案（图 4-1-26 中③）：约束太阳轮，齿圈为动力输入元件，行星架为动力输出元件，两者旋转方向相同。

第四方案（图 4-1-26 中④）：约束太阳轮，行星架为动力输入元件，齿圈为动力输出元件，两者旋转方向相同。

第五方案（图 4-1-26 中⑤）：约束行星架，太阳轮为动力输入元件，齿圈为动力

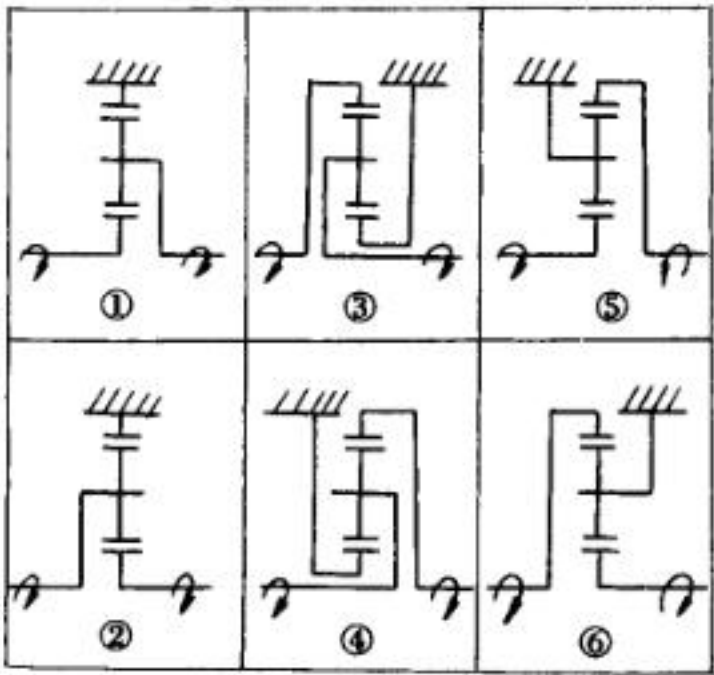


图 4-1-26 单排行星齿轮传动方案

输出元件，两者旋转方向相反。

第六方案（图 4-1-26 中⑥）：约束行星架，齿圈为动力输入元件，太阳轮为动力输出元件，两者旋转方向相反。

图 4-1-25 所示属第一种传动方案，其齿圈 2 在圆周方向布置一小离合器 5 予以约束，动力从太阳轮输入，由行星架输出。显然，当小离合器处于分离状态时，约束解除，该行星齿轮失去传动作用。行星齿轮式动力换挡变速器就是由这样两排或一排行星齿轮传动而构成，通过液压操纵小离合器或制动器实现各个档位的变换。

3) 变速器倒档原理

机械的反向行驶，在内燃机飞轮旋转方向不变的情况下，是由变速器挂倒档来实现的，其基本原理如图 4-1-27 所示。动力输入轴 1 和动力输出轴 4 之间经一对齿轮传动时（图 4-1-27a），其旋转方向相反。增加一个中间齿轮 5，经两对齿轮副传动时，其旋转方向相同。因此，在输入轴旋转方向不变时，可使输出轴有两种不同的旋转方向，从而实现工程机械的前进和倒退。对于行星齿轮传动则可通过改变约束元件，实现

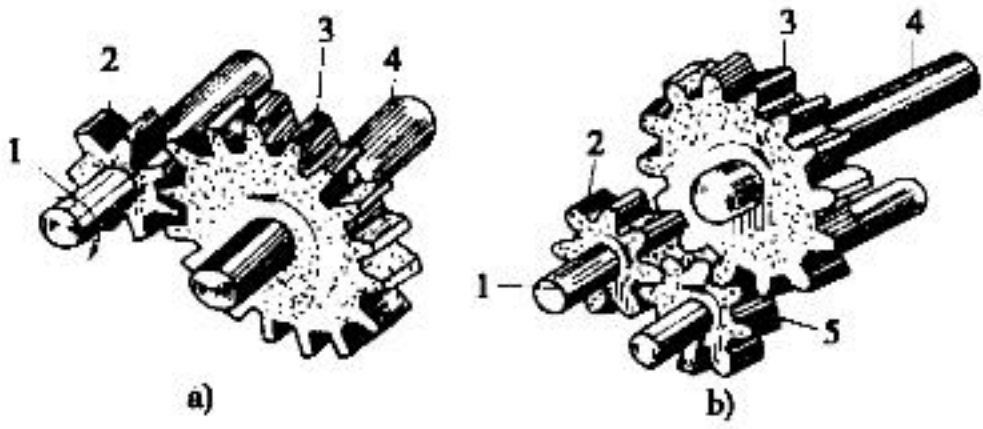


图 4-1-27 变速器倒档原理

a) 一对齿轮传动（转向相反）；b) 两对齿轮传动（转向相同）

1- 主动轴；2- 主动齿轮；3- 从动齿轮；4- 从动轴；5- 中间齿轮

输出元件相对输入元件旋转方向的变化（参见图 4-1-26 中的⑤、⑥）。

二、机械换档式变速器构造

1. 东风 EQ1090 型载货汽车变速器

图 4-1-28 所示为国产东风 EQ1090 型汽车变速器，它具有五个前进档和一个倒档。

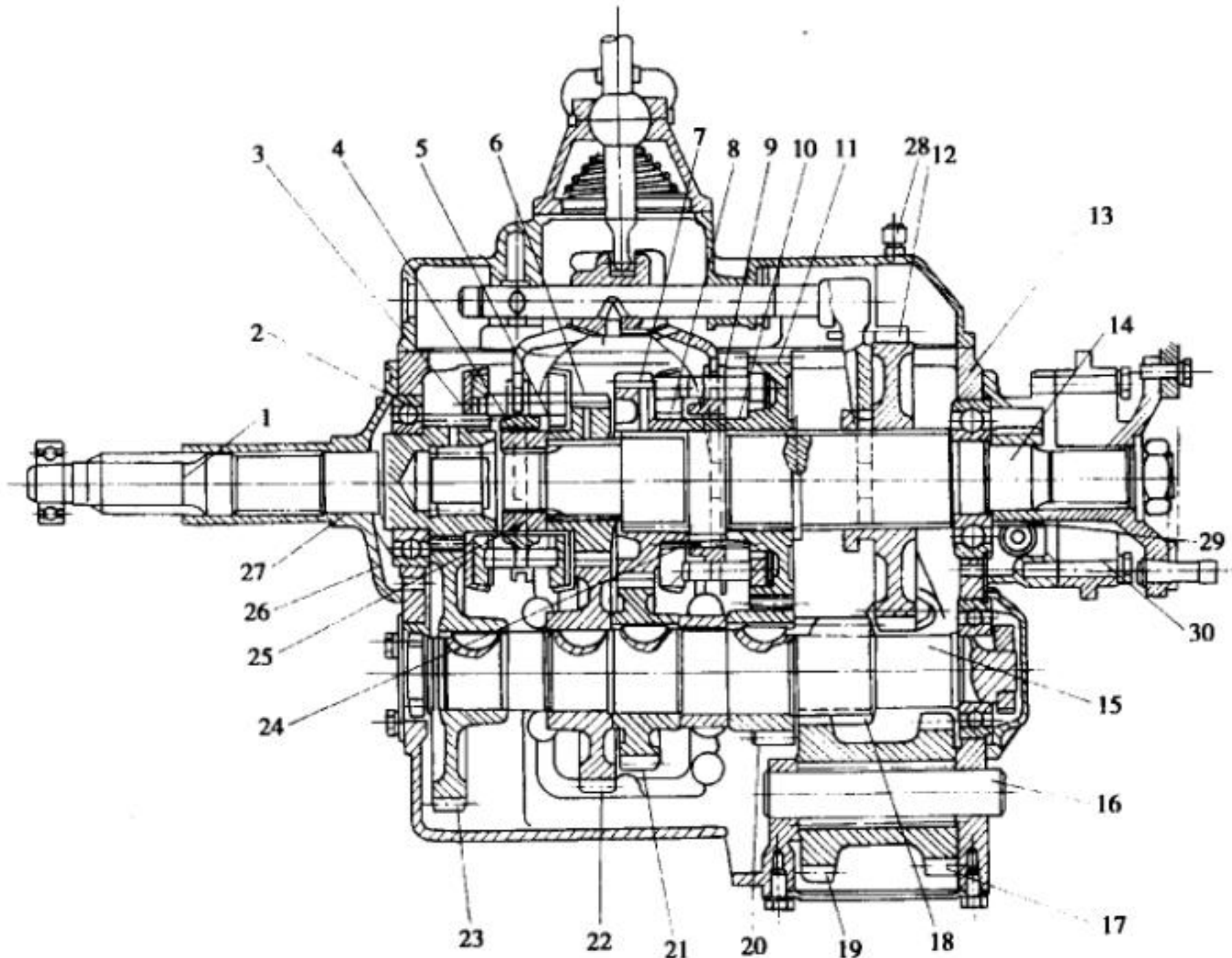


图 4-1-28 东风 EQ1090 型汽车变速器

1—第一轴；2—第一轴常啮合齿轮；3—第一轴齿轮接合齿圈；4、9—接合套；5—四档齿轮接合齿圈；6—第二轴四档齿轮；7—第二轴三档齿轮；8—三档齿轮接合齿圈；10—二档齿轮接合齿圈；11—第二轴二档齿轮；12—第二轴一档、倒档齿轮；13—变速器壳体；14—第二轴；15—中间轴；16—倒档轴；17、19—倒档中间齿轮；18—中间轴一档、倒档滑动齿轮；20—中间轴二档齿轮；21—中间轴三档齿轮；22—中间轴四档齿轮；23—中间轴常啮合齿轮；24、25—花键毂；26—第一轴轴承盖；27—轴承盖回油螺纹；28—通气塞；29—速度表传动齿轮；30—中央制动器底座

1) 变速器变速传动机构

变速器第一轴 1 是动力输入轴，也是离合器轴。它的前端用滚珠轴承支承在汽油机飞轮中心孔内，后端也是用滚珠轴承支承在变速器壳体上。另外，后端有带中心孔的轴齿轮 2（常啮主动齿轮），第二轴 14 的前端以滚针轴承支承在此中心孔内。第二轴的后端用滚珠轴承支承在变速器壳体上，并且伸出壳体的一段上带有花键，以便向外输出动力，故第二轴称为变速器动力输出轴。在第二轴上装有四、五档同步器 9、24 和二、三

档同步器 4、25，它们可分别通过拨叉（图中未标出）在随第二轴旋转的同时左右移动，从而实现第四、第五及第二、第三档的操纵。四档从动齿轮 6、三档从动齿轮 7、二档从动齿轮 11 分别以滚针轴承支承在第二轴上，一档、倒档齿轮 12 则以花键套装在第二轴上，在随第二轴旋转的同时，可以通过拨叉左右移动。中间轴 15 的两端均用滚珠轴承支承在变速器壳体上，齿轮 20、21、22、23 则分别以半圆键固装在中间轴上，中间轴的右端为一档齿轮 18，其与中间轴制为一体。齿轮 18 与倒档轴 16 上的双联倒档齿轮 19 常啮合。

变速器前进档中的一、二、三、四档都是由两对齿轮副啮合，为两级齿轮传动。倒档则采用三对齿轮副传动。前进档中的第五档动力经第一轴直接传给第二轴，故第五档又称为直接档。

为保证变速器正常工作，变速器壳体应具有足够的刚度，其上的轴承孔应具有相应的同轴度、平行度，以及与轴承外圈配合的松紧度。为保持变速器内各传动零件的使用寿命，除了各零件应达到规定的加工精度及刚度、强度外，还应采用规定的齿轮油进行润滑。变速器壳体的一侧有加油口，最低处设有放油螺塞，变速器壳体安装轴承处有轴承端盖，其内侧有密封垫片，有的变速器密封垫片还兼有调整轴承轴向位置及压紧力的作用。

2) 变速器便利换档机构

在换档过程中，必须使待啮合的一对齿轮（或齿套的内外花键齿圈）转动的圆周速度相等（称之为同步），才能换档，使轮齿平顺地进入啮合（称为同步挂档），否则将无法挂档（会产生轮齿间的撞击和噪声，影响齿轮寿命，甚至折断轮齿）。为此，在变速器中设置便利换档机构，以保证实现同步挂档。

便利换档机构有多种形式，东风 EQ1090 型汽车采用的是两个锁销式惯性同步器便利换档机构，分别套装在二、三档及四、五档上。图 4-1-29 所示为其四、五档同步器的结构示意图。两个带有内锥面的摩擦锥盘 2，以其内花键分别固装在带有齿圈的第一轴齿轮 1 和第二轴四档齿轮 6 上，随齿轮一起旋转。与之配合的两个有外锥面的摩擦锥环 3，通过在圆周上均布的三个锁销 8 和三个定位销 4 与接合套 5 连接。定位销与接合套的相应孔为滑动配合，接合套可沿定位销及花键毂 9 作轴向移动。定位销的正中部位上切有环槽，在接合套上钻有斜孔，内装弹簧 11，把钢球 10 顶向定位销中部的环槽，以保持同步器处于空档位置。定位销的两端伸入两摩擦锥环的内侧面，但留有一定的径向间隙，使摩擦锥环可相对于接合套在一定范围内作周向摆动。锁销中部的直径小于相邻两段的直径，而且锁销中部直径变化的部分切有倒角，结合套相应孔的两端也切有相同的倒角。因此，只有在锁销与接合套相应孔对中时，接合套才能沿锁销作轴向移动。

锁销的两端插入摩擦锥环相应的孔中，并铆成一体。这样，两个锥盘、三个锁销、三个定位锁销和接合套构成一个部件，然后套在花键毂的齿圈上。

现以挂五档为例（直接档）说明锁销式惯性同步器的工作过程。当接合套受到拨叉的推力作用时，通过钢球、定位销带动摩擦锥环向左移动，使之和摩擦锥盘首先接触。此时摩擦锥盘的转速高于摩擦锥环的转速，故借助摩擦面的摩擦作用，摩擦锥环连同锁销一起相对接合套转过一个角度，使锁销的轴线与接合套相应孔的中心线相对偏移。于

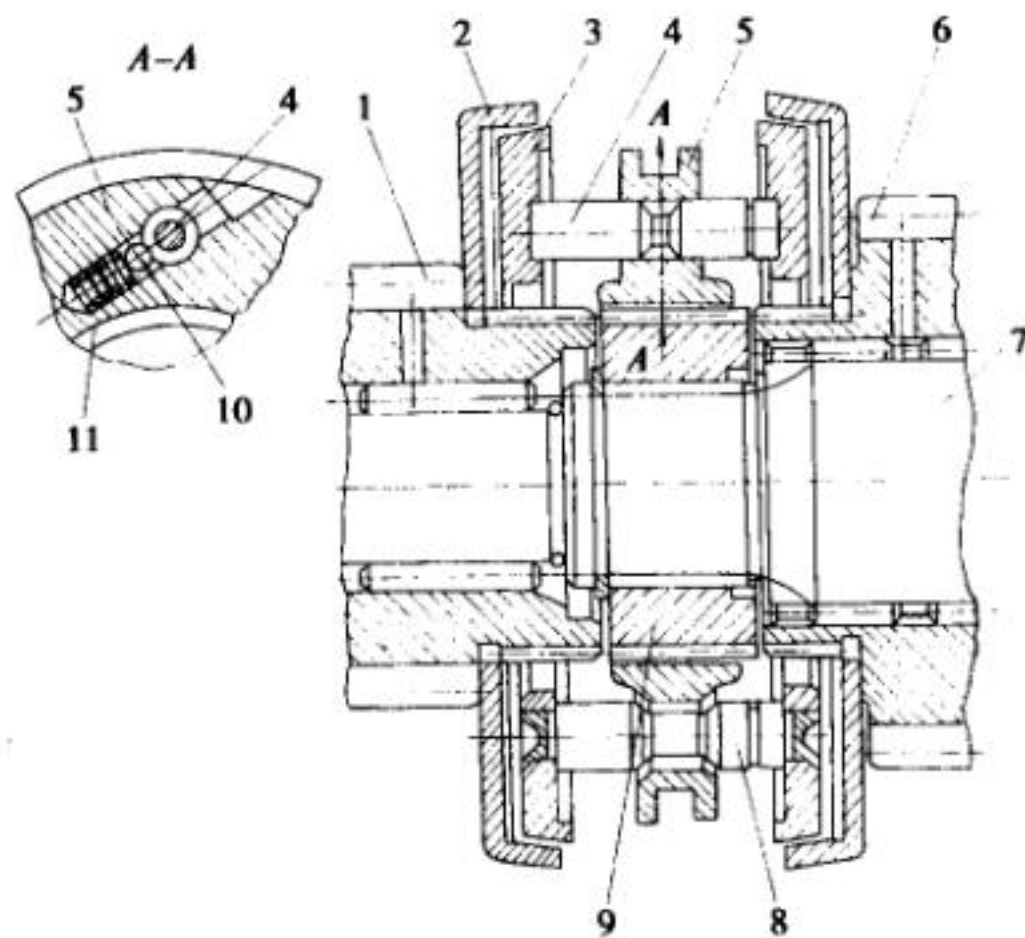


图 4-1-29 锁销式惯性同步器

1 - 第一轴齿轮；2 - 摩擦锥盘；3 - 摩擦锥环；4 - 定位销；5 - 接合套；
6 - 第二轴四档齿轮；7 - 第二轴；8 - 锁销；9 - 花键毂；10 - 钢球；11 - 弹簧

是锁销中部倒角便与接合套相应孔内端面倒角的锥面相抵触，从而阻止了接合套的继续左移。只有当变速器第一轴和第二轴的转速相等时，锁销的轴线才重新和接合套相应孔的中心线重合，从而接合套方可继续左移，使其顺利地 and 待接合齿轮的花键齿圈接合，完成五档的挂档。

3) 操纵机构

机械式操纵机构包括换档装置和锁止装置两部分。换档装置（图 4-1-30）用来拨动变速器的换档齿轮或接合套，使齿轮副进入或退出啮合。它由变速杆 3、拨叉 2、拨叉轴 1 等主要零件所组成。拨叉固装在拨叉轴上，另一端插在换档齿轮或接合套的环槽内（图 4-1-28）。变速器一般有 3~4 根拨叉轴（视档位数多少而定），它们安装在变速器盖上。

变速器锁止装置的作用是，保证变速器工作的齿轮以全部齿长啮合；保证操纵机构不能同时挂上两个档位；防止挂档后的齿轮自行退出啮合（脱档）；防止误挂倒档；在某些机械上还设有可保证离合器接合时不能换入任何档位的机构等。锁止装置根据其所起的作用不同，分为自锁、互锁、倒档锁等装置。

自锁装置 用来保证变速器内工作的齿轮以全部齿长参与啮合，同时保证在工作中不自行脱档，其结构如图 4-1-31 所示。变速器齿轮在啮合过程中所以会出现自行脱档现象，其根本原因是轮齿磨损（成一锥度）等产生轴向力所造成的。因此，在每根拨叉轴 1 上铣有三个凹槽，定位球 3 在弹簧 2 足够弹力的作用下嵌入凹槽内，从而锁定了拨叉轴的位置，保证不会出现脱档。换档时在操纵力作用下，拨叉轴凹槽的斜面将定位球顶起，拨叉轴移动。待定位球再一次落入相邻的拨叉轴凹槽内时，换档过程结束。凹槽间的距离决定了拨叉轴在换档时移动的距离，从而保证了工作齿轮以全部齿长进入啮合。拨叉轴上三个凹槽确定了两个工作档和一个空档的位置。

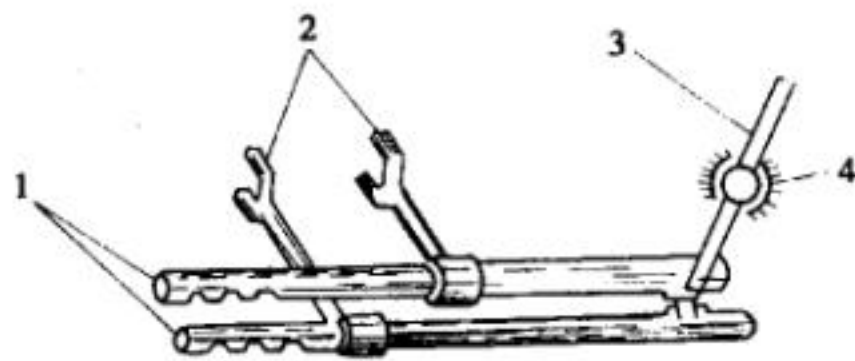


图 4-1-30 换档装置示意图

1-拨叉轴；2-拨叉；3-变速杆；4-球支承

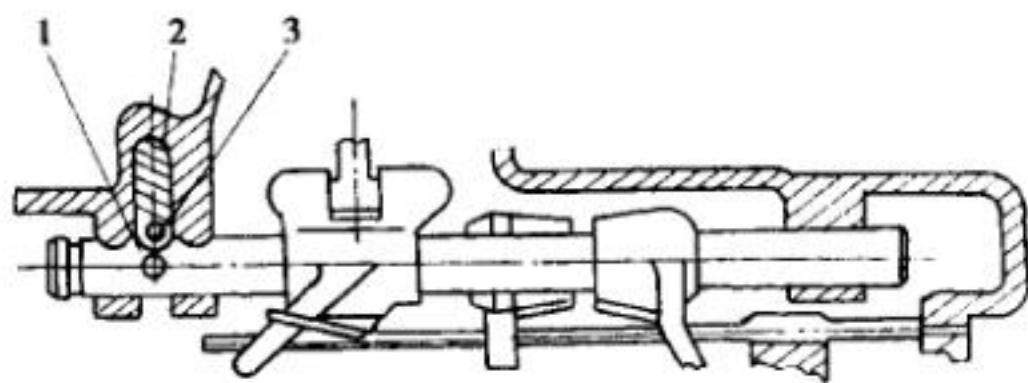


图 4-1-31 自锁装置

1-拨叉轴；2-弹簧；3-定位球

互锁装置 用来防止同时挂上两个档位，图 4-1-32 所示为钢球式互锁装置的结构与工作原理示意图。在变速器盖 5 上，在几根拨叉轴所在平面内，沿轴的径向钻出与拨叉轴孔相通的圆孔，在每两根拨叉轴之间的通孔中，各装有两个钢球 4、7，每根拨叉轴正对钢球的侧面上都加工出一个凹槽（中间拨叉轴的两侧都有一个凹槽），所有凹槽的深度都相等。任一拨叉轴处于空档位置时，其侧面凹槽正好对准钢球 4 或 7。两个钢球的直径之和正好等于相邻两拨叉轴圆柱表面间的距离加上一个凹槽的深度。中间拨叉轴上两个凹槽之间有孔相通，孔中有一根可以滑动的顶销 6。顶销的长度等于拨叉轴的直径减去一个凹槽的深度。当变速器处于空档位置时，所有拨叉轴侧面的凹槽同钢球、顶销在同一直线上。当移动中间拨叉轴 2 时（图 4-1-32a），其两侧的钢球从凹槽内被挤出，并分别嵌入拨叉轴 1 和 3 的侧面凹槽中，将拨叉轴 1、3 固定在空档位置上。如果要移动拨叉轴 3，则应先将拨叉轴 2 退回到空档位置（图 4-1-32b），这样，在移动拨叉轴 3 时，钢球 4 便从拨叉轴 3 的凹槽中被挤出，同时通过顶销和其他钢球将拨叉轴 2、1 均锁止在空档位置。同理，移动拨叉轴 1 时，则拨叉轴 2、3 被锁止在空档位置（图 4-1-32c）。

倒档锁止装置 当车辆在前进中，如果驾驶员因偶然疏忽而将变速杆推向倒档位置，会使齿轮与轴等零件遭受巨大的冲击而损坏。此外，若车辆起步时误挂倒档，则可能发生难以预料事故。为此，在变速器中设有倒档锁止装置，驾驶员必须用与挂前进档不同的操纵方法，或对变速杆施加比挂前进档要大的力，才能挂入倒档。这样，使驾驶员在挂档时有明显的手感和思想意识，从而引起驾驶员的警觉，集中精力而避免误挂倒档，其结构如图 4-1-33 所示。它由倒档锁销 1、倒档锁弹簧 2、倒档拨块 3 等主要

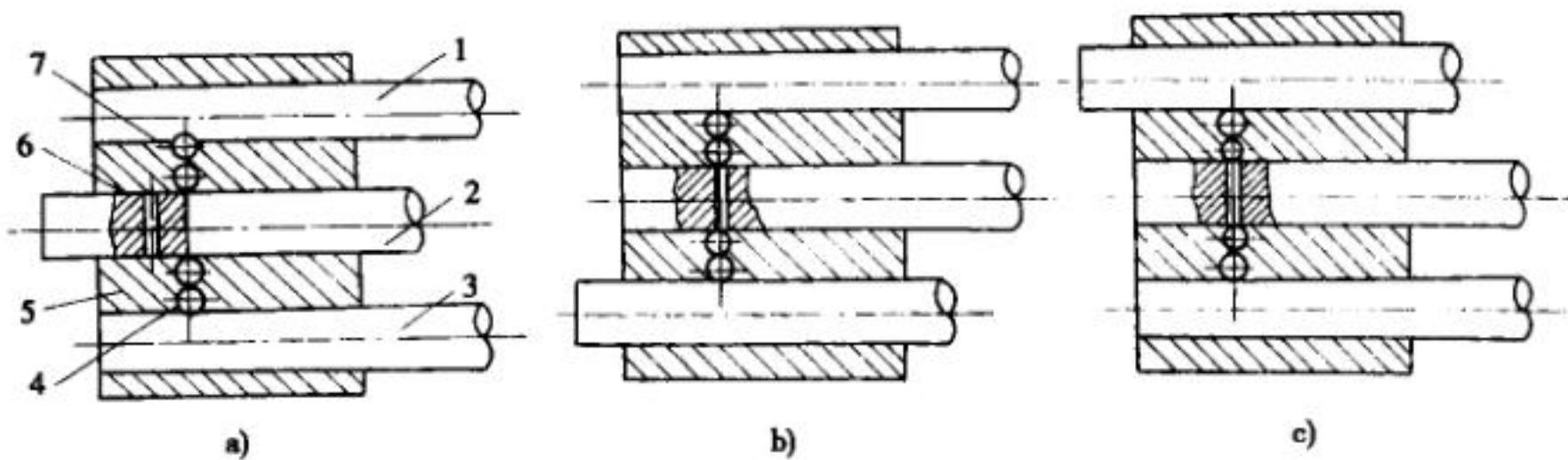


图 4-1-32 互锁装置

1、2、3- 拨叉轴；4、7- 钢球；5- 变速器盖；6- 顶销

零件所组成。驾驶员要挂倒档时，必须用较大的力使变速杆 4 的下端压缩倒档锁弹簧，才能使变速杆下端进入倒档拨块的凹槽中，并拨动倒档拨叉而挂入倒档。

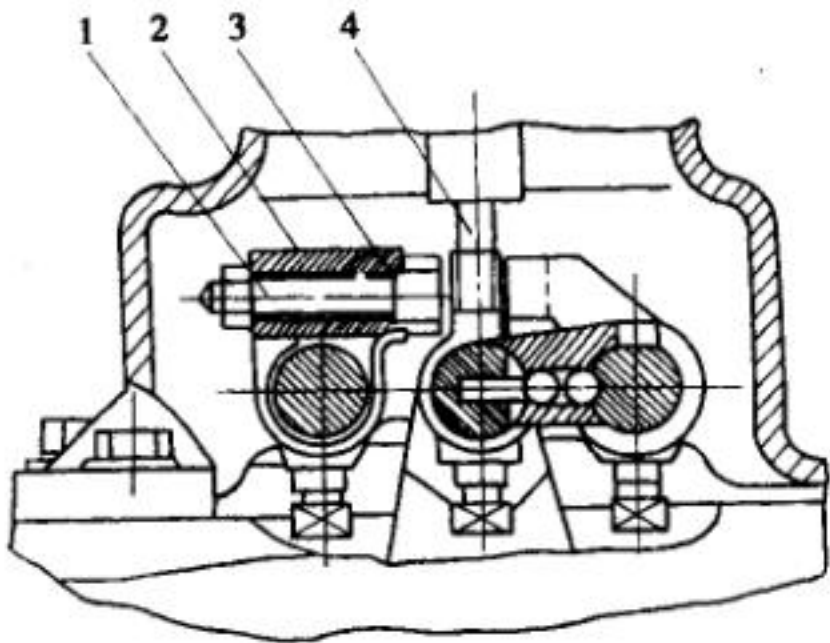


图 4-1-33 倒档锁止装置

1- 倒档锁销；2- 倒档锁弹簧；3- 倒档拨块；4- 变速杆

2. TY120 型推土机变速器

TY120 型推土机采用机械式移动齿轮换档变速器，具有五个前进档和四个倒档，其结构如图 4-1-34 和图 4-1-35 所示。

1) 变速传动机构

动力经左端接盘传入变速器，在右端经齿轮 8 将动力传给油泵从动齿轮 7 驱动液压油泵。在主动轴 21 上铣有花键，右边装有五档主动齿轮 6，它除了随主动轴一起旋转外，还可在拨叉 31 的作用下左右移动，以实现五档的摘挂；左边固装有前进档主动齿轮 3 和倒档主动齿轮 4。惰轮轴 19 悬臂支承于变速器壳体上，前进档中间齿轮 18 用双排滚柱轴承 20 支承着。中间轴 17 上靠花键处装有换向齿轮 15，三、四档主动双联齿轮 29、30 和一、二档主动双联齿轮 11、12，这些齿轮在中间轴上均随轴一起旋转，并可作轴向移动，以实现档位的变换与动力传递。

从动轴 10 位于变速器的左侧，与驱动桥主传动器的主动锥齿轮制成一体，通过增减调整垫片 22 可以使从动轴作轴向移动，以调整主传动器锥齿轮副的啮合间隙。从动

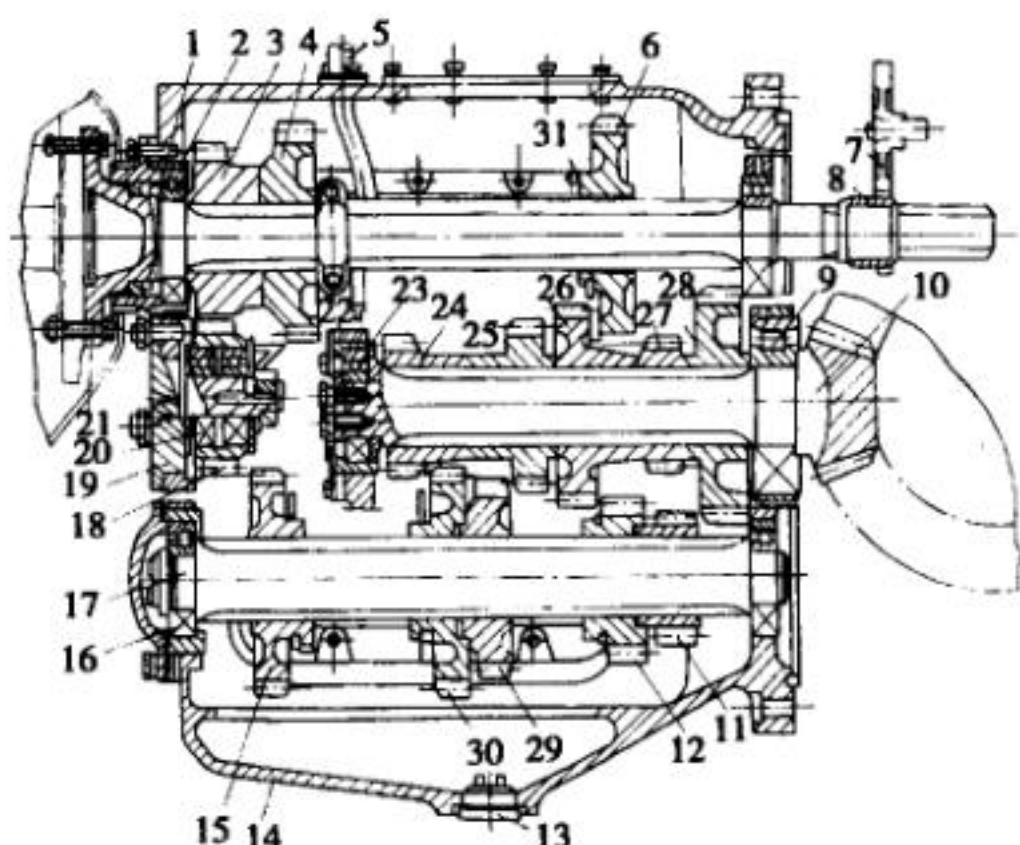


图 4-1-34 TY120 型推土机变速器（纵剖面）

- 1 - 滚珠轴承壳体；2 - 滚珠轴承；3 - 前进档主动齿轮；4 - 倒档主动齿轮；5 - 油标尺度；
6 - 五档主动齿轮；7 - 油泵从动齿轮；8 - 油泵主动齿轮；9 - 滚柱轴承；10 - 从动轴；
11 - 一档主动齿轮；12 - 二档主动齿轮；13 - 放油螺塞；14 - 变速器壳；15 - 换向齿轮；
16 - 滚珠轴承；17 - 中间轴；18 - 前进档中间齿轮；19 - 惰轮轴；20 - 滚柱轴承；
21 - 主动轴；22 - 调整垫片；23 - 滚珠轴承；24 - 四档从动齿轮；25 - 三档从动
齿轮；26 - 二档从动齿轮；27 - 五档从动齿轮；28 - 一档从动齿轮；
29 - 三档主动齿轮；30 - 四档主动齿轮；31 - 拨叉

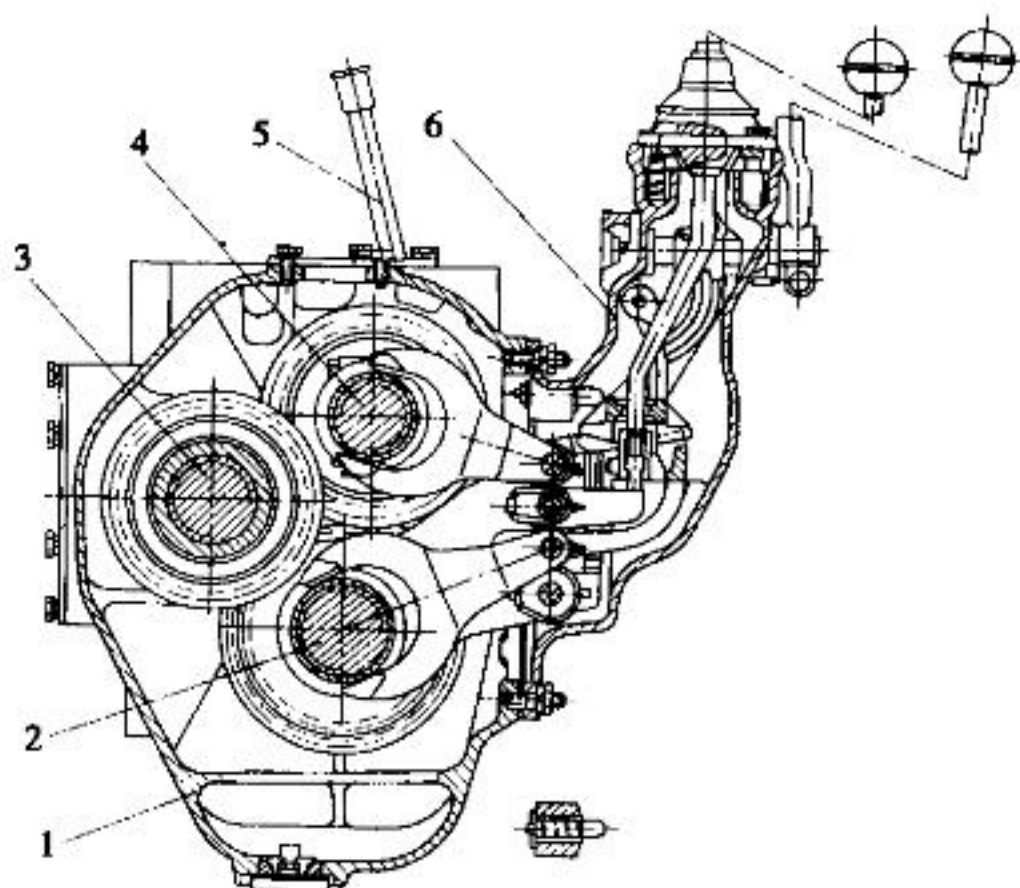


图 4-1-35 TY120 型推土机变速器（横剖面）

- 1 - 箱体；2 - 中间轴；3 - 输出轴；4 - 输入轴；
5 - 油标尺座；6 - 变速操纵机构

轴上用花键固装有齿轮 24、25、26、27 和 28。

主动轴、中间轴及从动轴两端分别用滚珠轴承和滚柱轴承支承在变速器壳体上。滚

珠轴承和滚柱轴承的内座圈都采取了轴向定位措施，而滚柱轴承的外座圈则未定位，允许其作微量的轴向移动，以防温度变化时产生附加轴向力。

这种变速器的变速传动机构实际上属于组合式，它由换向机构和主变速传动机构两部分组成。换向机构的原理如下：当换向齿轮左移与齿轮 18 啮合时，动力经三级齿轮传动，推土机向前行驶；当换向齿轮右移与齿轮 4 啮合时，动力经两级齿轮传递，推土机反向行驶。

推土机反向行驶的档位较多，这是为适应各种作业情况及提高生产率的需要而决定的。

TY120 型推土机变速器横剖面如图 4-1-35 所示。

TY120 型推土机变速器各档动力传递情况见表 4-1-1 及图 4-1-36。

表 4-1-1 TY120 型推土机变速器各档动力传递顺序

档 位	齿轮拨移方向	动力传递顺序	传动比
前进 1	←15 11→	11→28→10	3
2	12←	12→26→10	1.88
3	29→	21→3→18→15→29→25→10	1.57
4	30←	30→24→10	1.09
5	6→	21→6→27→10	0.65
倒退 1	→15 11→	11→28→10	2.50
2	12←	12→26→10	1.56
3	29→	21→4→51→29→25→10	1.56
4	30←	30→24→10	0.91

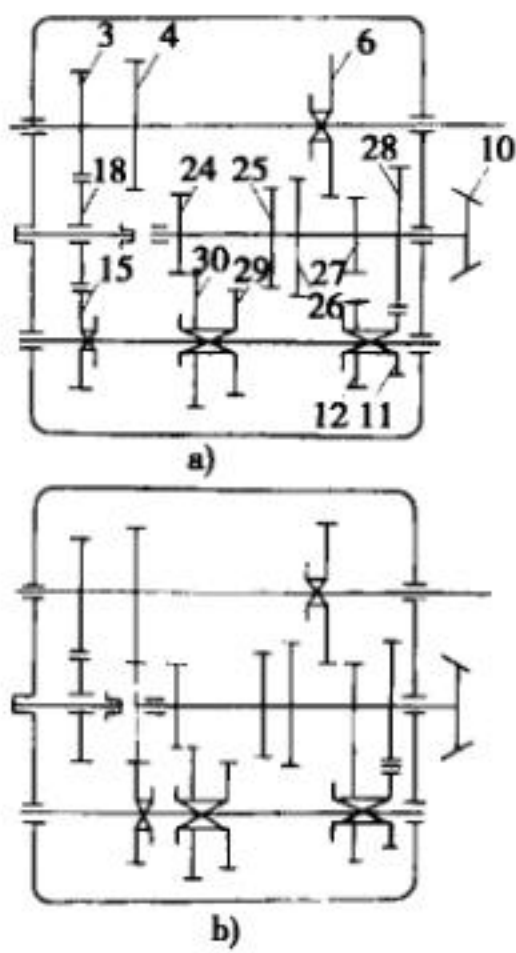


图 4-1-36 TY120 型推土机变速器各档传动简图
(图注与图 4-1-34 同)

2) 便利换档机构

推土机行驶速度较低,若离合器处于分离状态或变速器处于空档位置,推土机很快停止行驶。此时变速器内新档位待啮合的一对齿轮中,从动齿轮随推土机的停止行驶而不再旋转,而主动齿轮则因惯性力作用仍以较高速度旋转,这就给挂档带来了困难。如果这时强行挂档,会发生强烈冲击和噪声,甚至使轮齿折断。因此,在变速器输入轴上设置便利换档机构——小制动器,用来迅速制动离合器分离时因惯性仍在旋转的变速器动力输入轴,使新档位的待啮合齿轮均处于静止状态,实现平顺换档。详细结构参阅本章第二节。

3) 操纵机构

变速器的操纵机构如图 4-1-37 及图 4-1-38 所示。它由变速杆、换向杆、拨叉、拨叉轴、导向板、互锁装置(限制器)、五档保险锁和联锁装置等组成。下面着重介绍其互锁和联锁装置。

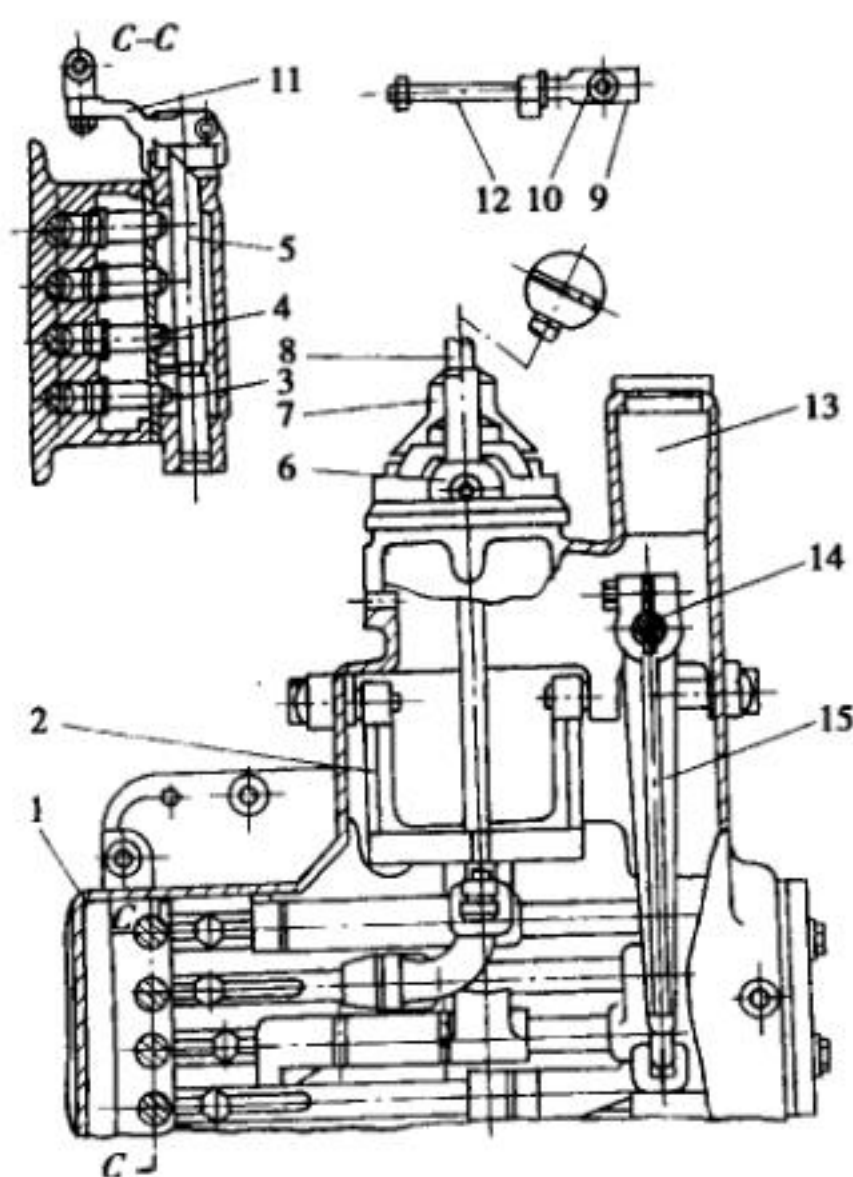


图 4-1-37 TY120 型推土机变速器操纵机构(纵剖面)

- 1-壳体; 2-限制器; 3-锁销弹簧; 4-锁销; 5-锁定轴; 6-球头;
7-外罩; 8-变速杆; 9-短杠杆; 10-连接拉杆; 11-锁定轴臂;
12-弹簧; 13-加油口; 14-换向杠杆轴; 15-换向杠杆

为防止同时挂上两个档位, TY120 型推土机变速器采用了由导向板和限制器组成的摆架式互锁机构,其结构如图 4-1-39 所示。它是由一个可以摆动的铁架用轴销悬挂在操纵机构壳体内,变速杆下端置于摆架中间,可以作纵向移动。摆架两侧有卡铁 A 和 B,当变速杆下端在摆架中间移动而拨动某一根滑杆时,卡铁 A 和 B 则卡在相邻滑杆的拨槽中,因而防止了相邻滑杆也被同时拨动,从而避免了同时换上两个档。

有的推土机是采用框板式互锁装置,如图 4-1-40 所示。它是用一块具有“王”

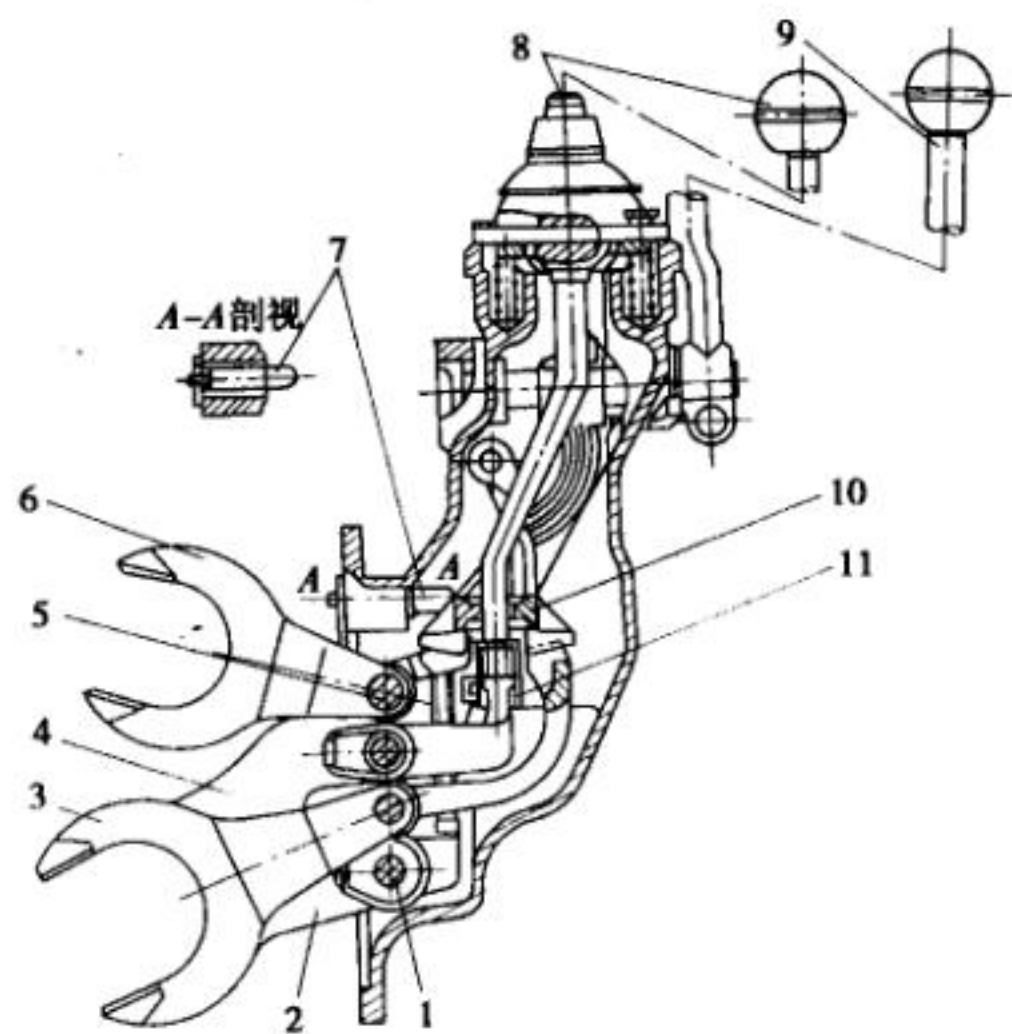


图 4-1-38 TY120 型推土机变速器操纵机构（横剖图）

1- 第四拨叉轴；2- 换向齿轮拨叉；3- 一、二档拨叉；4- 三、四档拨叉；
5- 第一拨叉轴；6- 五档拨叉；7- 弹簧挡销；8- 球头把手；9- 换向杆；
10- 限制器；11- 导向板

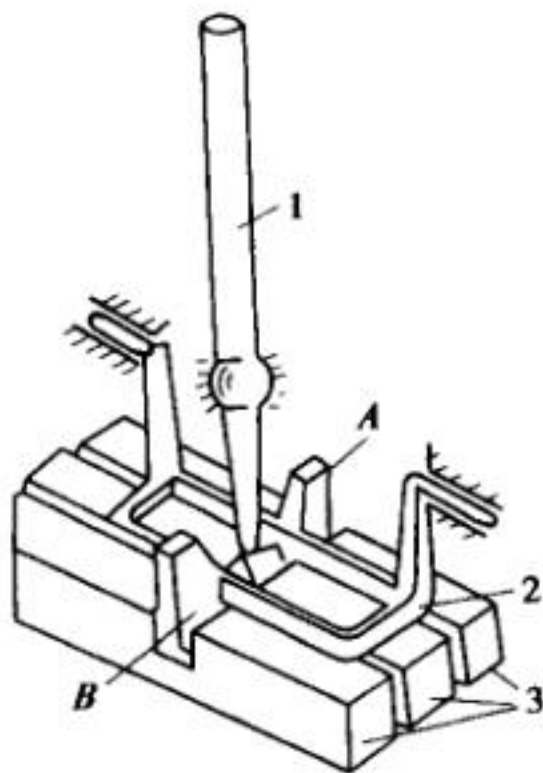


图 4-1-39 摆架式互锁机构

1- 变速杆；2- 摆架；3- 滑杆；A、B- 卡铁

字形导槽的铁板，每一导槽对准着一根拨叉轴。由于变速杆下端只能在导槽中移动，从而保证了不会同时拨动两根拨叉轴，避免同时挂上两个档位。

联锁机构如图 4-1-41 和图 4-1-42 所示。其作用是防止离合器未分离时变速器挂档或自动脱档。驾驶员压下操纵杆 1 使离合器分离（图 4-1-41）时，连接拉杆 6 被带动右移，经拉杆接头 9，使锁定轴臂 8 逆时针转动 13°，锁定轴 1 也随之逆时针转动

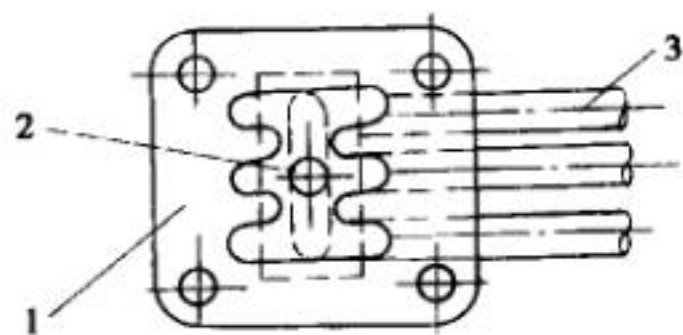


图 4-1-40 框板式互锁机构

1 - 导向框板；2 - 变速杆；3 - 拨叉轴

13°（图 4-1-42a），锁定轴上的凹槽正对着锁销 3。此时，变速器拨叉轴 4 可以移动实现换挡。待换挡结束，驾驶员拉起操纵杆（图 4-1-41），离合器接合，连接拉杆 6 被带动左移后，经弹簧缓冲作用使锁定轴臂顺时针转动 13°，锁定轴也随之顺时针转动 13°（图 4-1-42b），锁定轴以圆柱面顶住锁销 3，使锁销的另一端抵靠在拨叉轴 4 相应的凹槽内，拨叉轴不能移动。所以在离合器接合时不能换挡。同时，也使已啮合齿轮不会自动脱离。

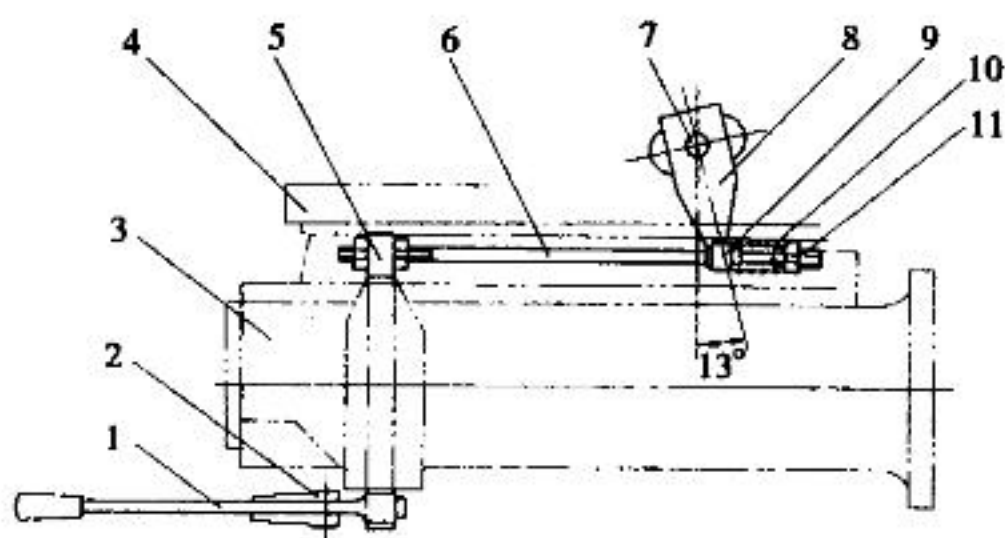


图 4-1-41 TY120 型推土机变速联锁机构

1 - 离合器操纵杆；2 - 调节拉杆；3 - 变速器；4 - 变速机构；5 - 短杠杆；6 - 连接拉杆；7 - 锁定轴；8 - 锁定轴臂；9 - 拉杆接头；10 - 缓冲弹簧；11 - 调整螺钉

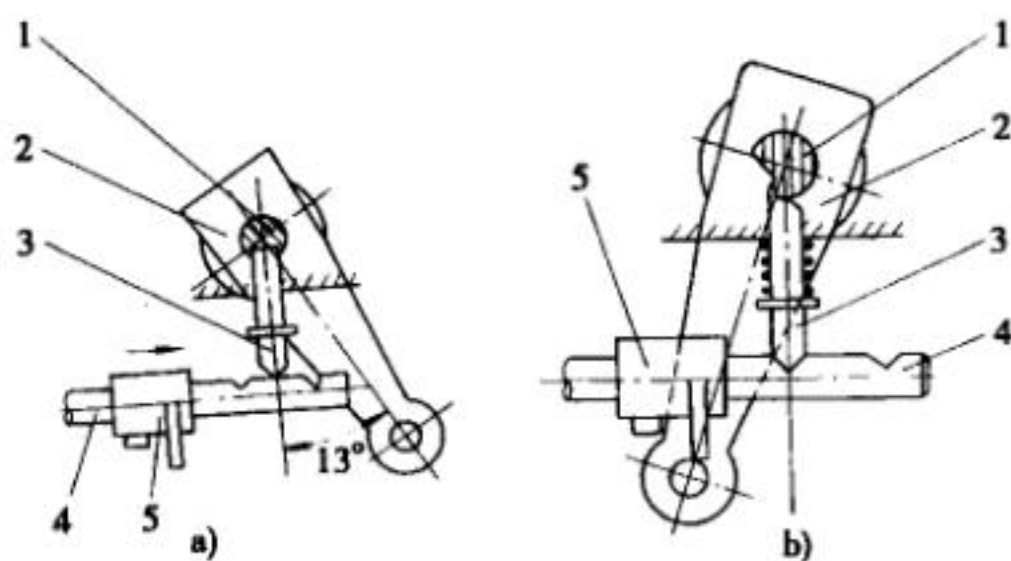


图 4-1-42 TY120 型推土机联锁机构工作情况

a) 允许变速位置；b) 锁定位置

1 - 锁定轴；2 - 锁定轴臂；3 - 锁销；4 - 拨叉轴；5 - 拨叉

3. TY180 型推土机变速器

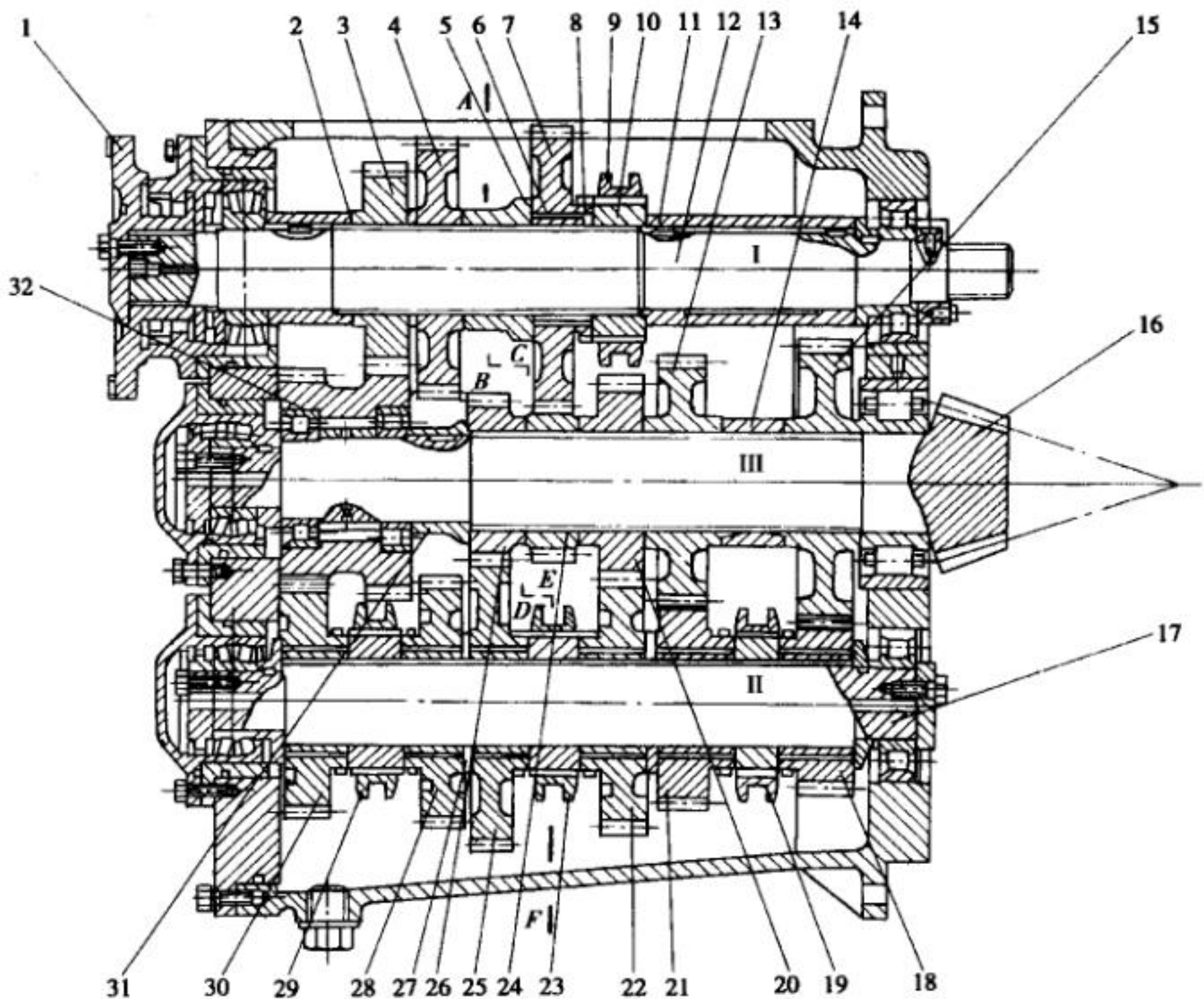


图 4-1-43 TY180 型推土机变速器

- 1—输入轴接盘；2、5、11、14、31—隔套；3—前进档主动齿轮；4—倒档主动齿轮；
6—衬套；7—五档主动齿轮；8—内齿套；9—五档接合套；10—接合齿轮；12—输入轴；
13—二档从动齿轮；15—一档从动齿轮；16—输出轴；17—中间轴；18—一档中间轴齿轮；
19—一、二档接合套；20—三档从动齿轮；21—二档中间轴齿轮；22—三档中间轴齿轮；
23—三、四档接合套；24—五档从动齿轮；25—四档中间轴齿轮；26—四档从动齿轮；
27—隔圈；28—倒档中间轴齿；29—倒顺档接合套；30—前进档中间轴齿轮；
32—输出轴前进档双联齿轮

以上介绍的几种变速器均属于移动齿轮、非常啮合、机械传动式，而 TY180 型推土机变速器属于常啮合式，它有 5 个前进档和 4 个倒退档，换档是通过拨动接合套进行的，构造如图 4-1-43 所示。它主要由 3 根轴、16 个常啮齿轮、8 个滚柱轴承和 4 个接合套连同内齿套所组成。在这些常啮合齿轮中，2 个主动齿轮 3 和 4，以及 5 个从动齿轮 13、15、20、24 与 26 都是以其内花键装在相应的输入轴和输出轴上。前进档双联中间齿轮 32 通过 2 个滚柱轴承装在输出轴的前端，随着前进档主动齿轮 3 在轴上旋转。6 个中间齿轮 18、21、22、25、28、30 和五档主动齿轮 7 都是通过衬套 6 和内齿套 8 装在轴上，作为换档齿轮。这些换档齿轮的安装情况如下：内齿套装在花键轴上，其上有径向油孔。外圆上各装有两衬套和一个中间隔环，它们又组成几个径向油孔和两个环槽，

作为润滑油路。衬套与中间隔环的外面则装着相应的换档齿轮。因此，这些齿轮就可以在各自的轴上自由转动。此外，在这些齿轮的一侧轮毂上还特制有外齿，以便与接合套的内齿啮合而挂档。

接合套 19、23、29 与 9 分别装在自己的接合齿轮 10 上，各接合齿轮则用花键装在轴上，并靠近相应的换档齿轮。这样，接合套与接合齿轮共同组成随轴转动的接合器。在接合套的外圆上有环槽，供放置拨叉使其轴向拨动。当全部接合套都处在接合齿轮上，则变速器为空档。如果将接合套轴向拨移到使其内齿同时与相邻的换档齿轮的轮毂外齿相啮合时，就可以使该齿轮也随轴转动。这就是常啮合齿轮式变速器的挂档过程。在中间轴 17 的前端装有自由常转的倒顺档中间齿轮 28 与 30，它们也是要经过换向接合套 29 的拨移，才能带动中间轴作正向或反向旋转。中间轴转动后，装在它上面的四个换档齿轮 18、21、22 与 25 此时并不旋转，即变速器仅处于空档状态。因此，必须再拨移中间轴上两个换档接合套的任一个，才能使中间轴上的相应换档齿轮随轴转动，从而传递动力给输出轴上的相应从动齿轮。

由上述可知，顺档或倒档的一至四档的挂档操作都必须同时拨动一个倒顺档接合套和一个换档接合套才行，而前进第五档只要拨移该档的接合套即可。

TY180 型推土机变速器各档动力传递顺序如表 4-1-2 所示。

表 4-1-2 TY180 型推土机变速器各档动力传递顺序

档 位	接合套拨动方向	动力传递顺序
顺 1	←29 19→	18→15→16
2	19←	21→13→16
3	23→	12→3→32→30→17→22→20→16
4	23←	25→26→16
5	9←	12→7→24→16
倒 1	←29 19→	18→15→16
2	19←	21→13→16
3	23→	12→4→28→17 22→20→16
4	23←	25→26→16

输入轴 12 的后端伸出变速器壳体外，供输出动力驱动工作装置的油泵之用。输出轴的轴向位置可用前端轴承盖处调整垫片调整。

常啮合齿轮式变速器的各齿轮需要强制润滑与冷却才能保证其工作可靠性及一定的使用寿命。TY180 型推土机变速器的润滑方式是利用转向离合器油泵供给压力油，其润滑油路如图 4-1-44 所示。油泵 5 装在与飞轮壳相连的动力输出轴上，通过滤油器 13（装在变速器左边）从转向离合器室 8 内吸出润滑油，经滤油器 4 流入转向操纵阀 7。操纵阀与卸压阀 6 装在一起，从卸压阀流出的油液经油冷却器 3 冷却后进入变速器。润滑油在变速器内可通过各轴上的相应油道去润滑各齿轮和轴承等。在变速器内另有一单向

阀，润滑油可通过此阀流回转向离合器室。

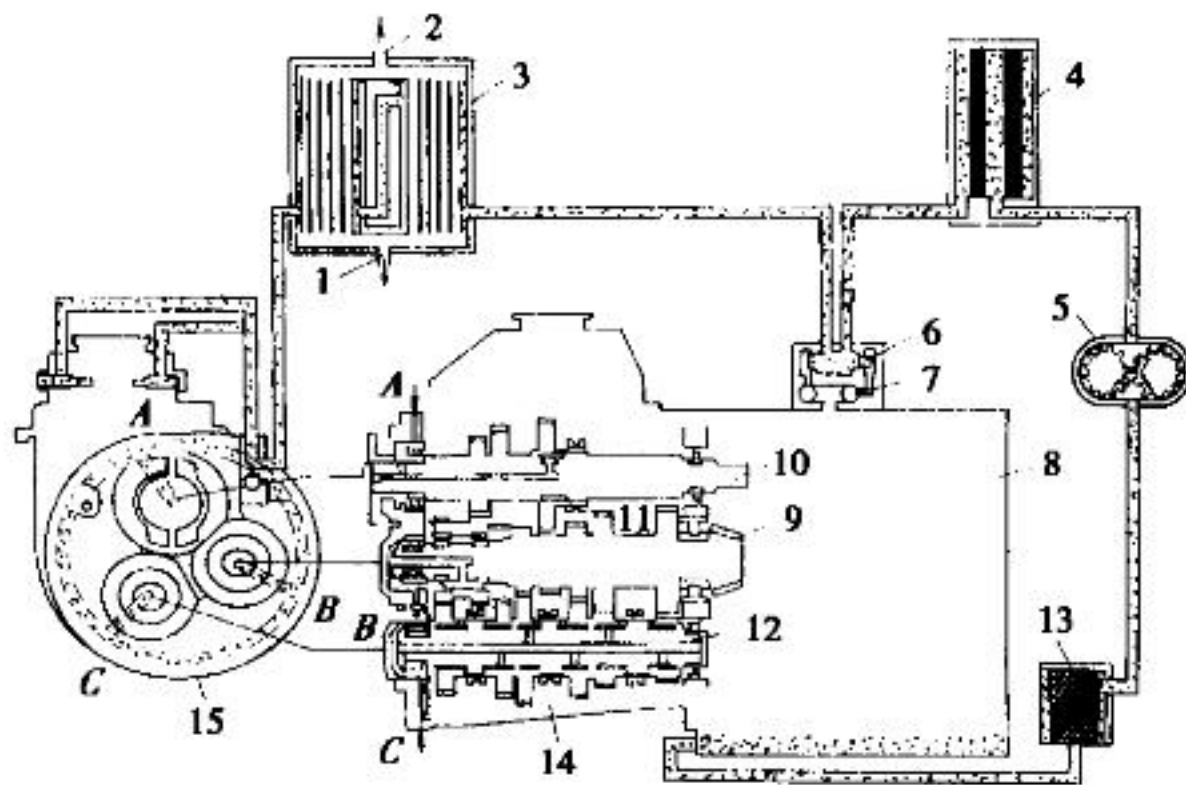


图 4-1-44 TY180 型推土机变速器润滑油路

- 1-进水口（自内燃机的水散热器来）；2-出水口（流向内燃机）；
3-油冷却器；4-滤油器；5-齿轮油泵；6-卸压阀；7-转向操纵阀；8-转向离合器室；9-主传动装置的主动齿轮；10-输入轴；11-输出轴；
12-中间轴；13-油过滤器；14-变速器；15-变速器前端面视图

三、动力换档变速器

动力换档变速器有定轴式和行星式两种类型。它们属于常啮合齿轮式，依靠液压控制的离合器来进行换档，操作轻便，可不停机换档，有利于提高工程机械的生产率。

1. 定轴式动力换档变速器

图 4-1-45 所示是国产 TL160 型轮胎式推土机用定轴式动力换档变速器。它具有前进、倒退各 4 个档位。

1) 变速传动机构

液力变矩器输出轴（图 4-1-45 中未示出）在变速器 A 侧，经输入轴接盘 2 与变速器动力输入轴相连。动力输出则在变速器 A、B 两侧，分别经前桥传动轴接盘 10 和后桥传动轴接盘 6 传给前、后桥。此外，在第一中间轴的 B 侧通过啮合套装着绞盘输出接盘 13 在此接盘外，又以棘轮机构装连着一个变速辅助油泵；在第二中间轴的 A 侧通过棘轮机构 4 装有一个转向辅助油泵 5。棘轮机构的安装应使两个油泵只在前进档离合器接合（即机械前进行驶）时才供油。

变速器除动力输出轴 12（图 4-1-46）外，其余 4 根轴倒档轴 20，输入轴 1，中间轴 5、7 各自在轴端装有一个多片湿式液压操纵摩擦离合器。其中 2 个离合器完成变速，2 个离合器完成行驶方向的变换。高低档的变换则采用机械式操纵，靠拨动啮合套 10 完成。所以，变速器除了进行倒、顺档变换需要驻车外，对 4 个液压离合器的操纵都在推土机行进中完成。

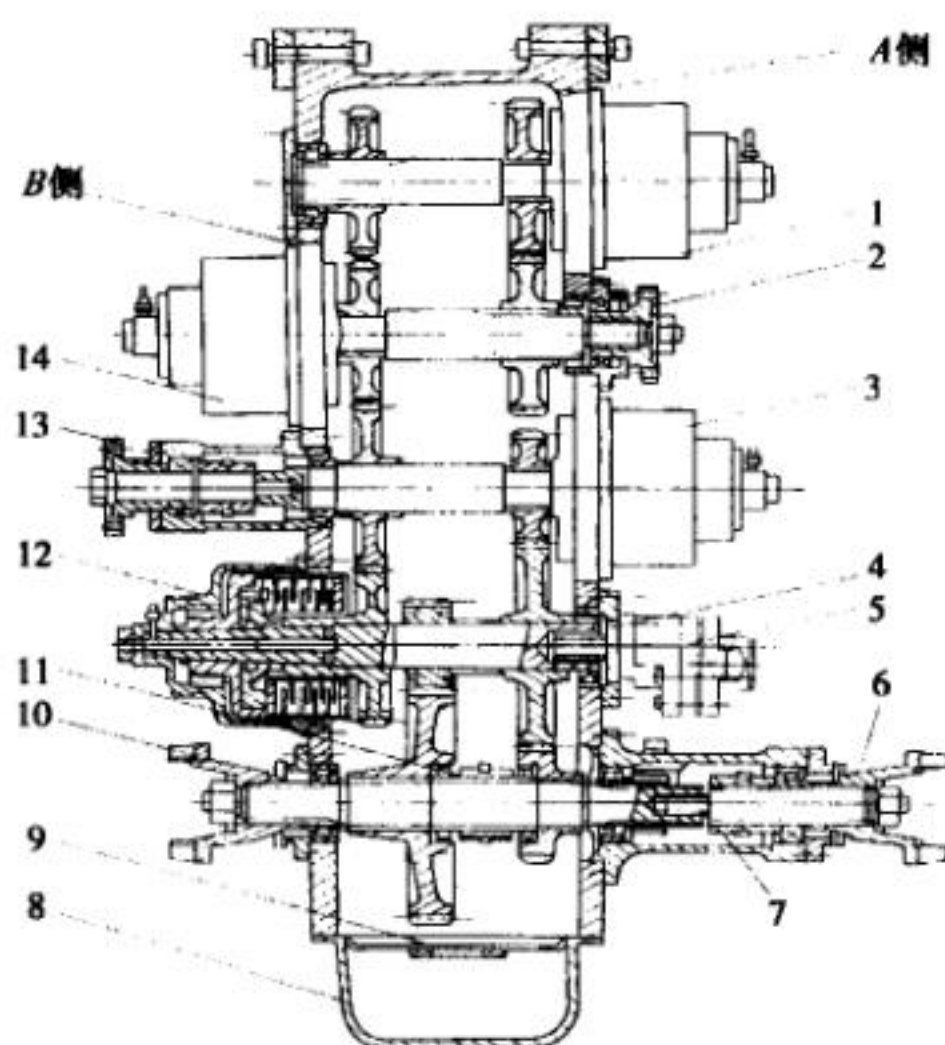


图 4-1-45 TL160 型轮胎式推土机动力变速器

- 1 - 倒档离合器; 2 - 动力输入轴接盘; 3 - 一、三档离合器; 4 - 棘轮机构;
5 - 转向辅助油泵; 6 - 后桥传动轴接盘; 7 - 后桥分离机构; 8 - 油底壳;
9 - 滤油网; 10 - 前桥传动轴接盘; 11 - 高低档啮合套; 12 - 三、四档
离合器; 13 - 绞盘传动轴接盘; 14 - 前进档离合器

变速器各档动力传递路线见表 4-1-3。

2) 操纵机构

变速器采用液压操纵动力换档机构，其油路如图 4-1-47 所示。主油泵 1 装在变矩器齿轮箱上，由内燃机带动，从变速器油底壳吸油。泵出的压力油（约 1.5MPa）经单向阀 11 后分成三路：一路进变速器 3 的操纵阀（图中未示出）供变速用；一路进三联阀的主压力阀 5（设计压力为 1.1 ~ 1.5MPa），随后进入液力变矩器供其循环和冷却用；一路流向变矩器的锁紧及拖起动操纵阀，控制变矩器的超越离合器。以上油路构成了主油路系统。

辅助油路系统是供内燃机的电动起动机发生故障时拖起动内燃机用的。辅助油泵装在变速器第一中间轴的外端，只要接上高低档啮合套，推土机被拖动后，辅助油泵就开始工作，然后经拖起动操纵阀，压力油就将变矩器超越离合器锁死，同时压力油又经三联阀进入变速器的操纵阀以实现换档。推土机正常工作时，辅助油泵泵出的油经变矩器锁紧及拖起动操纵阀后，流入变速器油底壳。

变速器的操纵阀工作原理见图 4-1-48。它是由变速阀、倒顺档换向阀和离合器分离阀共同组成的组合阀，位于同一阀体内并装在变速器盖上。变速阀与换向阀位于两边，离合器分离阀在中间。压力油先经离合器分离阀，后流向变速阀和换向阀。变速阀与换向阀各控制着 2 个离合器，它们的结构完全相同，由共用的阀体、阀杆和定位器（钢球和弹簧）三部分组成。

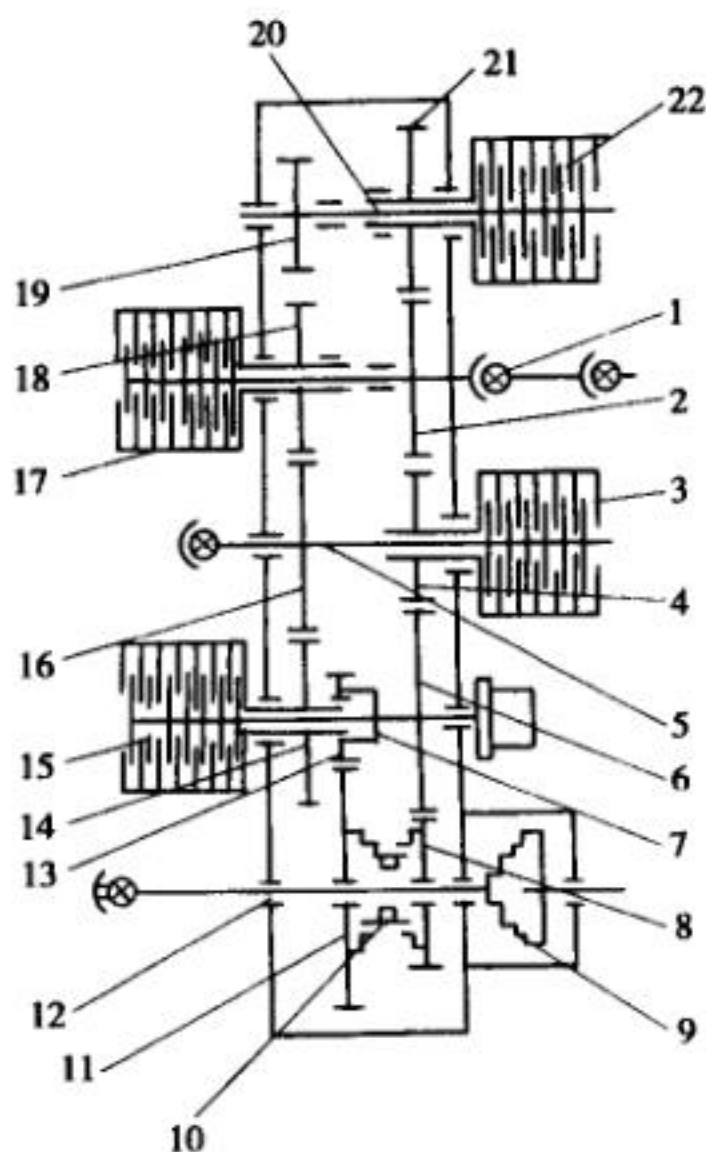


图 4-1-46 TL160 型轮胎式推土机变速器工作原理

- 1-输入轴；2-输入轴传动齿轮；3-一、三档离合器；4-一、三档传动齿轮；
5、7-中间传动齿轮轴；6、16-中间传动齿轮；8-高速档齿轮；9-后桥套合器；
10-高低档啮合套；11-低速档齿轮；12-高低档输出轴；13-中间小齿轮；14-二、
四档齿轮；15-二、四档离合器；17-前进档离合器；18-前进档传动齿轮；
19、21-倒档传动齿轮；20-倒档轴；22-倒档离合器

TL160 型轮胎式推土机变速器各档动力传递顺序见表 4-1-3。

表 4-1-3 TL160 型轮胎式推土机变速器各档动力传递路线

档 位	啮合套位置	接合离合器	动力传递路线
顺 1	左	17 3	18→16→4→6→13→11
2	左	17 15	18→16→14→13→11
3	右	17 3	18→16→4-6→8
4	右	17 15	18→16→14→6→8
倒 1	左	22 3	2→21→19→16→4→6→13→11
2	左	22 15	2→21→19→16→14→13→11
3	右	22 3	2→21→19→16→4→6→8
4	右	22 15	2→21→→19→16→14→6→8

换档离合器处于分离状态，变速阀和换向阀的阀杆位于中间位置时，变速器在空档位置。此时，从离合器分离阀 *d* 口来的压力油，经 *e* 口不能进入变速阀和换向阀内，

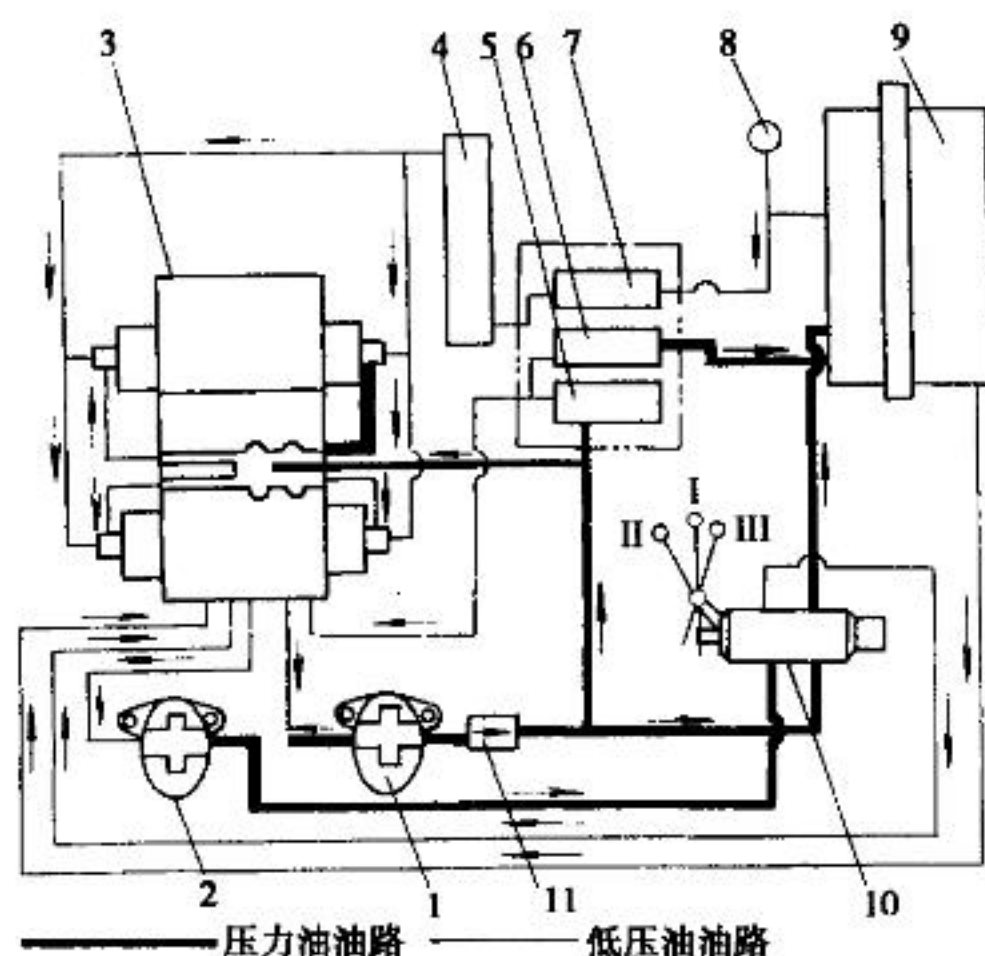


图 4-1-47 TL60 型轮胎推土机变速器操纵油路

- 1-主油泵；2-辅助油泵；3-变速器；4-油冷却器；5-主压力阀；
6-进口压力阀；7-出口压力阀；8-出口油压力表；9-变矩器；
10-变矩器锁紧和拖起动操纵阀；11-单向阀；I-中立位置；
II-拖起动位置；III-离合器锁紧位置

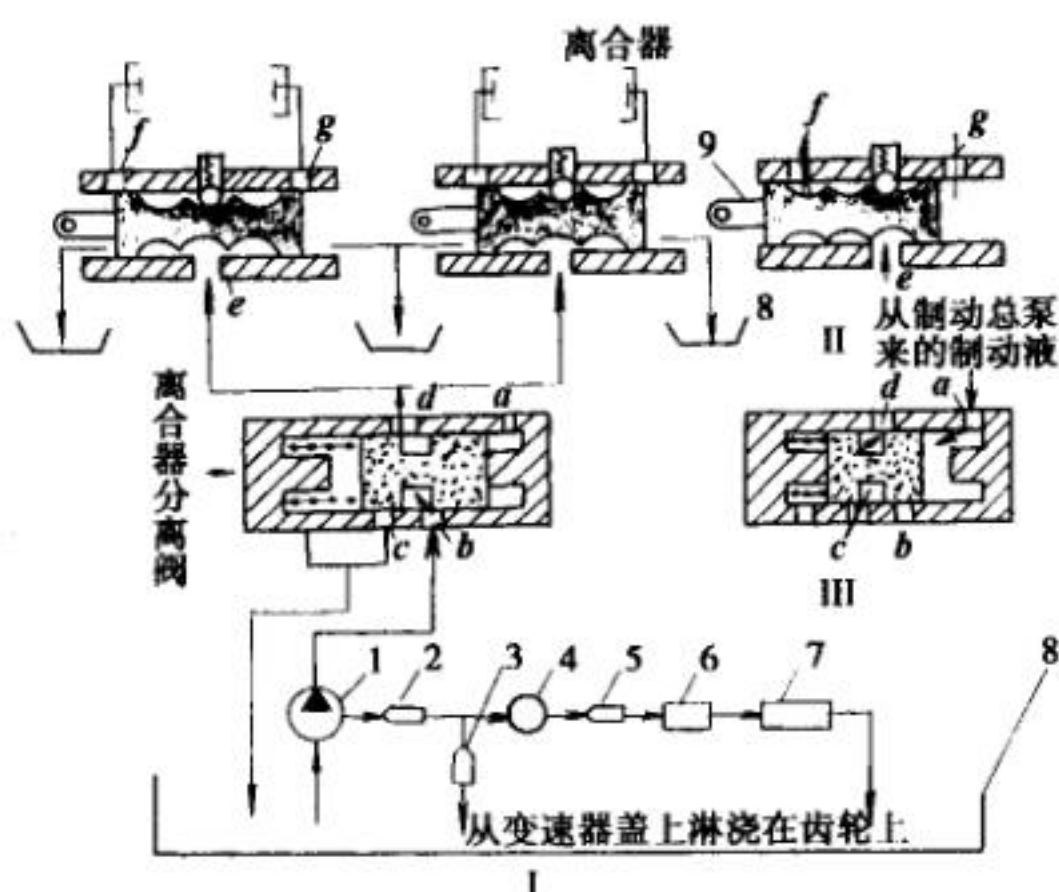


图 4-1-48 变速操纵阀工作原理

- 1-油泵；2-主压力阀；3-进口压力阀；4-变矩器；5-出口压力阀；
6-散热器；7-冷却器；8-油底壳；9-换向阀

故油泵 1 从变速器油底壳吸入的压力油只能经主压力阀 2、变矩器 4、出口压力阀 5、散热器 6、冷却器 7 及进口压力阀 3 等重新返回油底壳。与此同时，变速器换档离合器内的压力油分别经变速阀和换向阀的 f 、 g 口流向油底壳，从而解除了换档离合器的压力，使其处于分离状态。

需要挂档时,即欲使某一个或两个换档离合器接合,此时只需拉动相应的变速阀或换向阀阀杆,使其处于左端或右端位置(图4-1-48Ⅱ),变速阀阀杆处于左端。此时经离合器分离阀 d 口来的压力油从 e 口进入变速阀,然后由 f 口流入相应的换档离合器内,在此压力油作用下使该换档离合器处于接合位置,从而实现换档。

推土机制动时,换档离合器自动分离,使变速器自动脱档,以减少内燃机的动力消耗。为此设一离合器分离阀,它的工作原理如下:当推土机制动时,由制动总泵分出的压力油经离合器分离阀的 a 口进入阀内,推动阀芯左移(图4-1-48Ⅲ),由油泵来的压力油入口 b 被堵死。同时接通油底壳的 c 口和压力油出口 d ,使换档离合器内的压力油经变速阀的 f 、 e 口(图4-1-48Ⅱ)和离合器分离阀的 d 、 c 口(图4-1-48为Ⅲ)流向油底壳,从而使换档离合器卸压分离,变速器脱档。待制动结束,制动总泵卸压时,离合器分离阀阀芯在左端弹簧作用下复位,将 c 口堵死,使 b 、 d 口接通,由油泵来的压力油经 b 口进入阀内,再从 d 口流出,从 e 口进入变速阀内,经变速阀 f 口进入换档离合器内,使换档离合器重新接合,变速器恢复到制动前的档位。

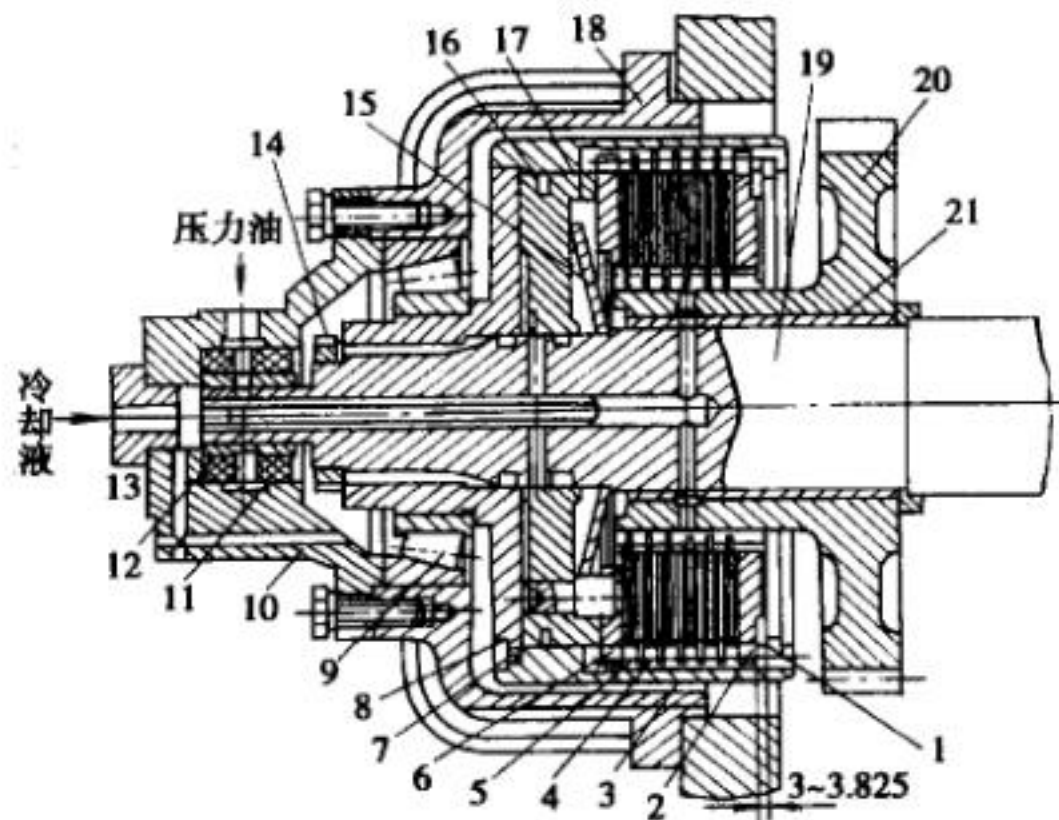


图4-1-49 换档液压离合器

- 1-挡圈; 2-外盘; 3-外鼓; 4-内摩擦片; 5-外摩擦片; 6-内盘;
7-泄油阀芯; 8-泄油阀座; 9-滚锥轴承; 10-罩壳; 11-密封圈;
12-钢套; 13-法兰; 14-螺母; 15-蝶形弹簧; 16-密封圈;
17-活塞; 18-轴承套圈; 19-传动轴; 20-传动齿轮; 21-钢套

变速器的换档离合器采用的是多片湿式摩擦离合器(图4-1-49),4个换档离合器的结构完全相同。它由内、外鼓,内、外摩擦片,活塞及外壳等组成。内鼓与传动齿轮20制成一体,经钢套21滑动支承在传动轴19上,并用右端卡环和左端卡环作轴向定位。在内鼓的外圆上,用花键套装有带摩擦衬片的6片内摩擦片4。外鼓3以花键固装在传动轴19上,并用固定螺母14作轴向定位。在外鼓右端的内圆上,用花键分别装有内压盘6、5片外摩擦片5和外压盘2,在外压盘的右端用挡圈1作轴向定位,阻止外压盘右移。

活塞17装在外鼓3内的内压盘的左侧,经油管、传动轴的径向孔传来的压力油作用于活塞的左侧,推动活塞右移,压缩蝶形复位弹簧15,通过内压盘将摩擦片4、5紧

紧地压在一起，使换档离合器接合。此时传动齿轮、传动轴联为一体旋转。如果压力油卸压，活塞在蝶形弹簧的作用下复位，摩擦片间的轴向压力消失，换档离合器分离，传动齿轮与传动轴各自运动，互不干扰。为保证活塞的左右移动，设置一定位销，其右端悬臂固定在内压盘上，左端插入活塞相应的定位孔内起导向作用。

在传动轴两活塞与外鼓之间，分别设有 O 形密封圈，防止油液泄漏。

在外鼓的内侧，相对于活塞的一角，装有泄油球阀。在换档离合器分离时，作用在活塞左侧的压力油必须迅速卸压，但由于外鼓的旋转作用，液压油被离心力甩到外鼓左端内侧壁上，阻碍了换档离合器的迅速分离。为便于离合器迅速分离，安装一泄油球阀将这部分油液泄漏掉。泄油球阀的工作原理如图 4-1-50 所示。泄油孔分左右两部分，左侧油孔直径比钢球直径小，右侧油孔直径比钢球直径大。左右两侧油孔用圆弧过渡连接，此圆弧段为泄油孔的密封带。当离合器接合时，钢球在受到离心力作用的同时还受到右侧油压力的作用，钢球被压在泄油孔的圆弧密封带上。此时油压作用在钢球上的分力大于离心力，从而钢球将左侧直径较小的泄油孔堵住（图中虚线位置），泄油阀处于关闭状态。当离合器分离时，钢球右侧的油压消失，在离心力作用下钢球与右侧大直径油孔的内壁接触，而钢球的另一侧则脱离油孔密封带，使泄油阀处于开启位置，因离心力而甩在内壁的液压油就从泄油孔迅速泄出，经换档离合器的罩壳流回变速器油底壳。

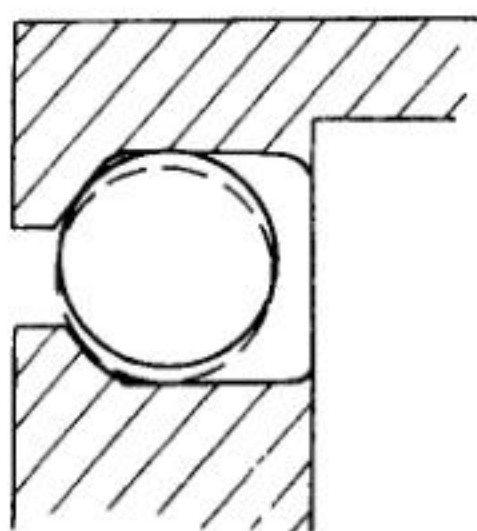


图 4-1-50 泄油阀工作原理

2. 行星齿轮式动力换档变速器

现以国产 ZL50 型装载机采用的行星齿轮式动力换档变速器为例，说明这种变速器的结构特点。

国产 ZL50 型装载机采用液力机械传动，双桥驱动。内燃机动力经液力变矩器传入行星齿轮式动力换档变速器，然后分别传到前后桥，传动示意图如图 4-1-51 所示。因采用的是双涡轮液力变矩器，故动力变速器仅用了两个行星排，具有两个前进档和一个倒档，其结构如图 4-1-52 所示。由液力变矩器二级涡轮输出齿轮（轴）4 传出的动力，经变速器输入齿轮（轴）12 进入变速器。变速器左右两个行星排的太阳轮、齿圈、行星轮的齿数都相同。两个行星排的太阳轮制成一体，并以花键分别和变速器输入轴 12 及二档输入轴 26 连接。左行星排的齿圈 20、右行星排的行星架、二档受压盘 32 三者通过花键连为一体。左行星排的行星架 18 和右行星排的齿圈 37 分别设有倒档离合器 39、一档离合器 38。

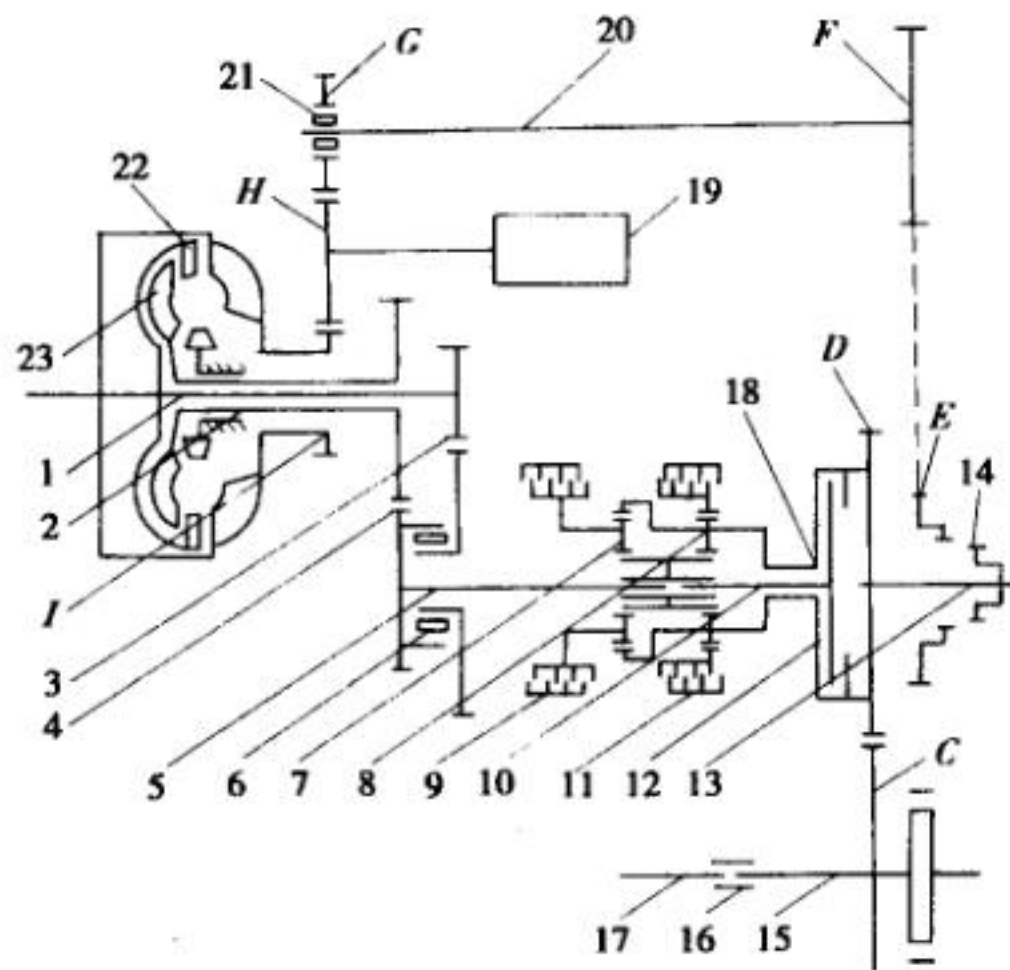


图 4-1-51 ZL50 型装载机液力机械传动示意图

- 1 - 液力变矩器一级涡轮输出轴；2 - 二级涡轮输出轴；3 - 一级涡轮输出减速齿轮副；
 4 - 二级涡轮输出增速齿轮副；5 - 变速器输入轴；6, 21 - 自由轮机构（超越离合器）；
 7、8 - 左右行星排；9、11 - 制动器；10 - 二档输入轴；12 - 离合器；13 - 二档油缸轴；
 14 - 齿套；15 - 前桥输出轴；16 - 滑套；17 - 后桥输出轴；18 - 二档受压盘；19 - 转向泵；
 20 - 轴；22 - 一级涡轮；23 - 二级涡轮；C、D、E、F、G、H、I - 齿轮

变速器动力经右行星排的行星架、二档受压盘 32 传给输出齿轮 25 和“三合一”机构输入齿轮 29。前桥输出轴 24 上固装有与齿轮 25 常啮合的齿轮 23，在其左端经前后桥脱开滑套 22 和后桥输出轴 21 连接，并支承在变速器壳体内部的支承板上。显然，当滑套 22 移向左边，前桥输出轴和后桥输出轴彼此不能传递动力。此时装载机只有前桥为驱动桥，当滑套 22 移向右边时，后桥输出轴由前桥输出轴带动一起旋转。此时装载机前后桥同时驱动，故将滑套及其操纵装置统称为脱桥机构。由图可见，在后桥输出轴的径向孔中，装有钢球和弹簧，在滑套的内侧左右两边相应开有两个凹槽，此凹槽分别为脱桥机构的脱离和接合两个工作位置，钢球则起锁止作用，防止脱桥机构自动脱离或接合。变速器后部实质上相当于一个分动箱。

变速器挂入前进一档时（见图 4-1-51），制动器 11 起作用，把右行星排齿圈锁住，这时左行星排不起作用，仅右行星排传动。动力由变速器输入轴 5 经太阳轮从行星架、二档受压盘 18 传出，并经分动箱常啮合齿轮副 C、D 传给前、后桥。变速器挂入前进二档时，离合器 12 起作用，输入轴 5、输出轴和二档受压盘 18 直接相连，因此这时为直接档（两个行星排均不起作用）。变速器挂入倒档时，制动器 9 起作用，将左行星排的行星架锁住，此时右行星排不起作用，仅左行星排传动。动力由输入轴 5 经太阳轮从齿圈、二档受压盘 18 传出，并经分动箱常啮合齿轮副 C、D 传给前、后桥。

行星齿轮式动力换档变速器与滑动齿轮式、啮合套式换档变速器相比，优点是结构紧凑（因为动力分散，通过几个齿轮传递，并且零件受力平衡，支承轴和壳体受力小），

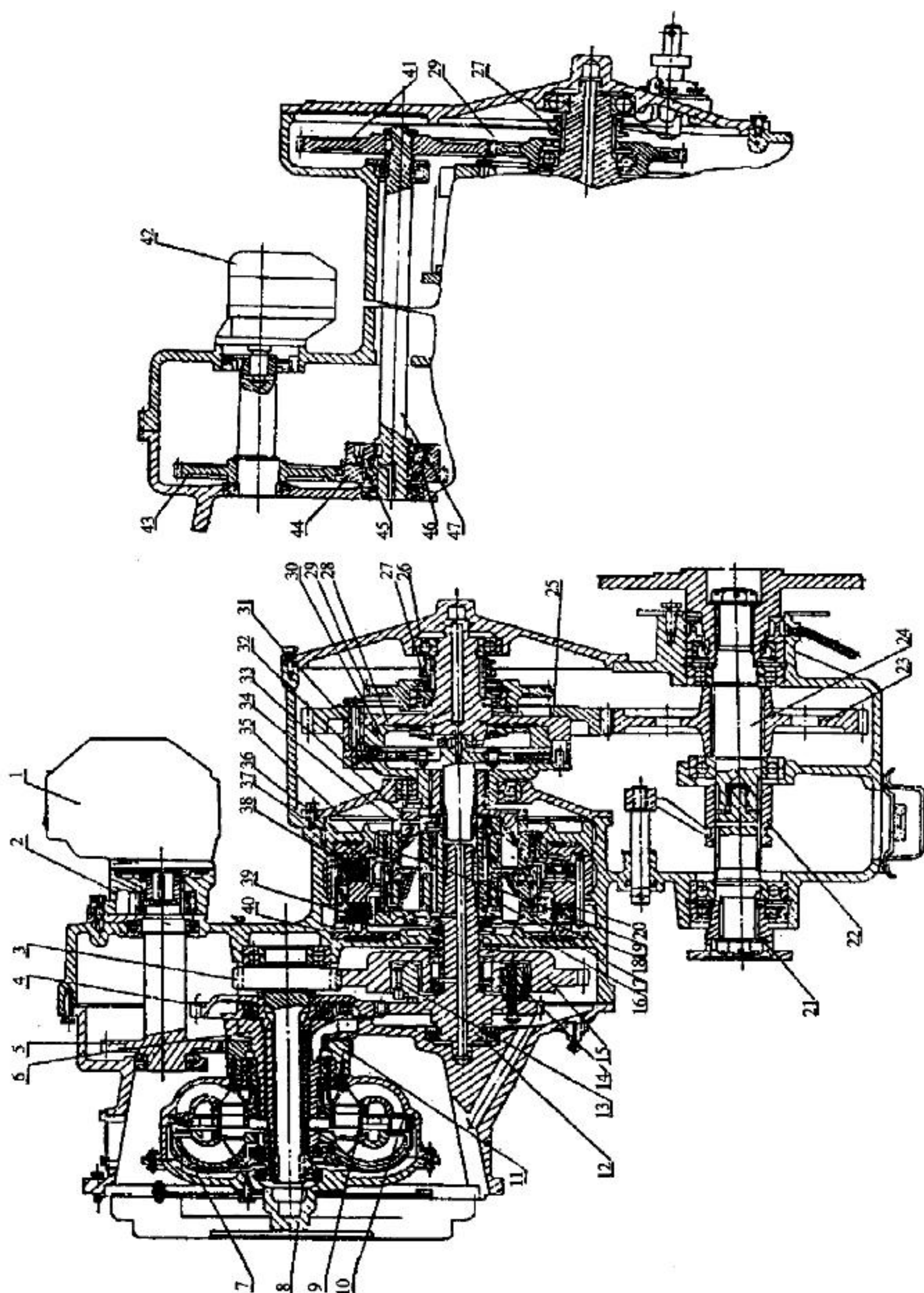


图 4-1-52 ZL50 型装载机液力机械传动结构

1-工作油泵;2-变速油泵;3-一级涡轮输出齿轮(轴);4-二级涡轮输出齿轮(轴);5-变速油泵输入齿轮(轴);6-导轮座;7-二级涡轮;8-一级涡轮;9-导轮;10-泵轮;11-分动齿轮;12-变速器输入齿轮(轴);13-大超越离合器滚子;14-大超越离合器凸齿;15-大超越离合器外环齿;16-太阳轮;17-倒档行星轮;18-倒档行星架;19-一档行星轮;20-倒档内齿圈;21-后桥输出轴;22-变速器输入齿轮(轴);23-倒档行星架;24-前桥输出轴;25-输出轴;26-一档输出轴;27-“三合一”机构输入轴;28-一档油缸;29-“三合一”机构输入齿;30-二档油缸;31-二档摩擦片;32-二档受压盘;33-倒档行星架;34-一档连接盘;35-一档油缸;36-一档活套;37-一档内齿圈;38-一档摩擦片;39-倒档摩擦片;40-倒档活套;41-一档油缸;42-转向油泵;43-转向油泵输入齿;44-一档超越离合器外环齿;45-一档超越离合器滚柱;46-一档超越离合器凸齿;47-“三合一”机构输入轴

可以采用小模数齿轮，结构刚度大，齿轮接触良好，使用寿命长等。缺点是结构复杂、零件多、制造困难、成本高等。

第五节 万向传动装置

一、概 述

在轮式工程机械传动系中主离合器与变速器之间或变速器与驱动桥之间设置万向传动装置。

主离合器和变速器之间，因主离合器和内燃机组装成一体，并通过橡胶垫支承在车架上，而变速器则单独用橡胶垫支承在车架上。这样，机械在行驶过程中，由于车架及悬挂装置的变形等原因，使离合器的动力输出轴和变速器的动力输入轴很难保证轴线重合，而变速器输出轴和驱动桥输入轴的轴线，从结构布置到使用中相对位置的随时变动，均不在一条直线上。若采用通常的连接结构，则动力无法传递，故采用万向传动装置，以保证两轴线不重合或成一定角度的情况下仍能正常传递动力。

万向传动装置在传递动力的过程中，当所连接的两轴的相对位置在预定范围内变动时，应能高效率可靠地工作，保证其所连接的动力输出端，使驱动桥的主减速器的输入轴能匀速旋转，以使机械平稳地运行；应具有一定的动平衡精度，使其传动中产生的附加动载荷在允许的范围内。此外，在扭转刚度足够大的同时，应结构简单、质量小、维修方便。

万向传动装置包括万向节和传动轴两部分。

二、万向节

万向节按其工作特性可分为不等角速万向节和等角速万向节两种类型。

1. 不等角速万向节

图 4-1-53 所示为目前应用最广泛的普通十字轴刚性万向节。为保证较高的传动效率，它允许相邻两轴的轴线交角（安装角度）在 $15^{\circ} \sim 20^{\circ}$ 之间。当工程机械（主要指轮式运输车辆）重载行驶时，其两轴线几乎成为一条直线。两个万向节叉 4 和 8（动力输出与输入叉）上的孔分别套装在十字轴 6 的两对轴颈上。当主动叉转动时，从动叉既可随主动叉一起旋转，又可绕十字轴中心在任意方向上摆动。为减少摩擦损失，提高传动效率，在十字轴颈和万向节叉孔之间装有滚针 2 与套筒 1 组成的滚针轴承。为防止轴承在离心力作用下从万向节叉孔内脱出，套筒用轴承盖 9 与螺钉固定在万向节叉上，并用锁片将螺钉锁紧。为了润滑轴承，十字轴做成中空以贮存润滑油，并由油孔通向各轴颈。润滑油从油嘴 7 注入十字轴内腔。为防止润滑油流出及尘土进入轴承，在十字轴的轴颈上套装着毛毡油封 3。在十字轴中部还装有安全阀 5，如果十字轴内腔润滑油压力

大于允许值，安全阀即被顶开，润滑油外溢，使油封不致损坏。这种万向节结构简单，传动效率高，但单个万向节用于两个轴线不重合的轴之间时，不能等速传递运动。虽然主动轴转过一周从动轴也随之转过一周，但在主动轴等速旋转一周时，从动轴的角速度出现两次超前及滞后变化，故称其为不等角速万向节。图 4-1-54 所示为普通刚性万向节运动原理图。

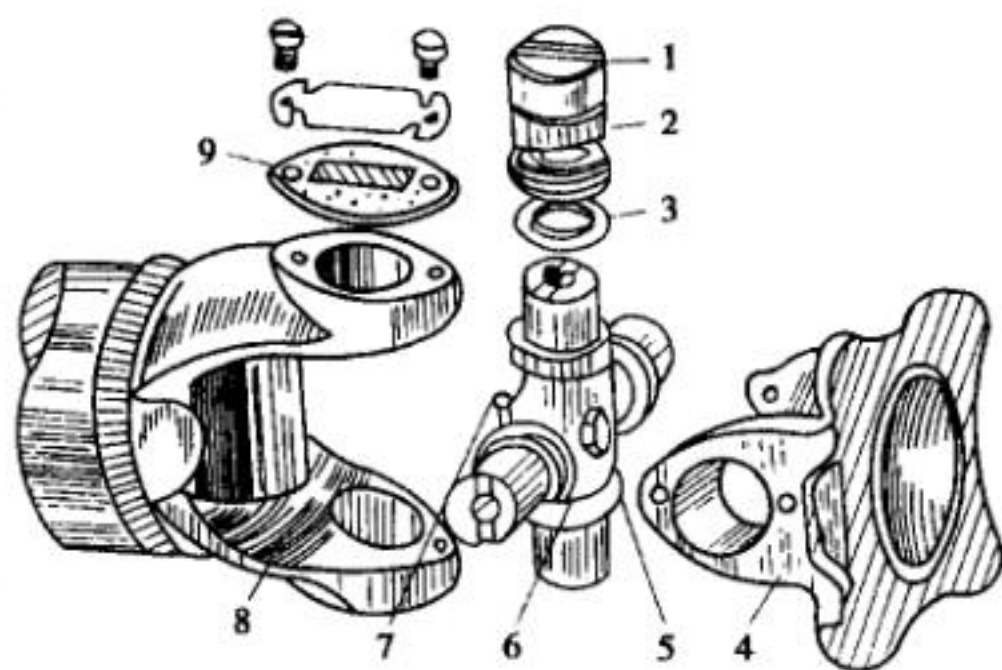


图 4-1-53 十字轴刚性万向节

1-套筒；2-滚针；3-油封；4，8-万向节叉；5-安全阀；
6-十字轴；7-油嘴；9-轴承盖

(1) 主动叉在垂直位置，并且十字轴平面与主动轴垂直时的情况（图 4-1-54a）。主动叉与十字轴连接点 a 的线速度 v_a 在十字轴平面内；从动叉与十字轴连接点 b 的线速度 v_b 在与主动叉平行的平面内，并且垂直于从动轴。点 b 的线速度 v_b 可分解为在十字轴平面内的速度 v'_b 和垂直于十字轴平面的速度 v''_b 。由速度直角三角形可以看出，在数值上 $v_b > v'_b$ 。十字轴各股相等。即 $oa = ob$ 。当万向节传动时，十字轴是绕 o 转动的，其上 a 、 b 两点于十字轴平面内的线速度在数值上应相等，即 $v'_b = v_a$ 。因此， $v_b > v_a$ 。由此可知，当主、从动叉转到所述位置时，从动轴的转速大于主动轴的转速。

(2) 主动叉在水平位置，并且十字轴平面与从动轴垂直时的情况（图 4-1-54b）。此时主动叉与十字轴连接点 a 的线速度 v_a 在平行于从动叉的平面内，并且垂直于主动轴。线速度 v_a 可分解为在十字轴平面内的速度 v'_a 和垂直于十字轴平面的速度 v''_a ，根据上述同样道理，在数值上， $v_a > v'_a$ ，而 $v'_a = v_b$ ，因此， $v_a > v_b$ ，即当主、从动叉转到所述位置时，从动轴转速小于主动轴转速。

由上述两个特殊情况的分析可以看出，十字轴式万向节在传动过程中，主、从动轴的转速是不等的。

图 4-1-54c) 表示两轴转角差 ($\varphi_1 - \varphi_2$) 随主动轴转角 φ_1 的变化关系。由图可见，主动轴转角仍在 0° 到 90° 的范围内，从动轴转角相对主动轴是超前的，即 $\varphi_2 > \varphi_1$ ，并且两角差在 φ_1 为 45° 时达最大值，随后差值减小，即在此区间从动轴旋转速度大于主动轴旋转速度，且先加速后减速。当主动轴转到 90° 时，从动轴也同时转到 90° 。 φ_1 从 90° 到 180° ，从动轴转角相对主动轴是滞后的，即 $\varphi_2 < \varphi_1$ ，并且两角差值在 φ_1 为 135° 时达最大值，随后差值减小，即在此区间从动轴旋转速度小于主动轴旋转速度，且

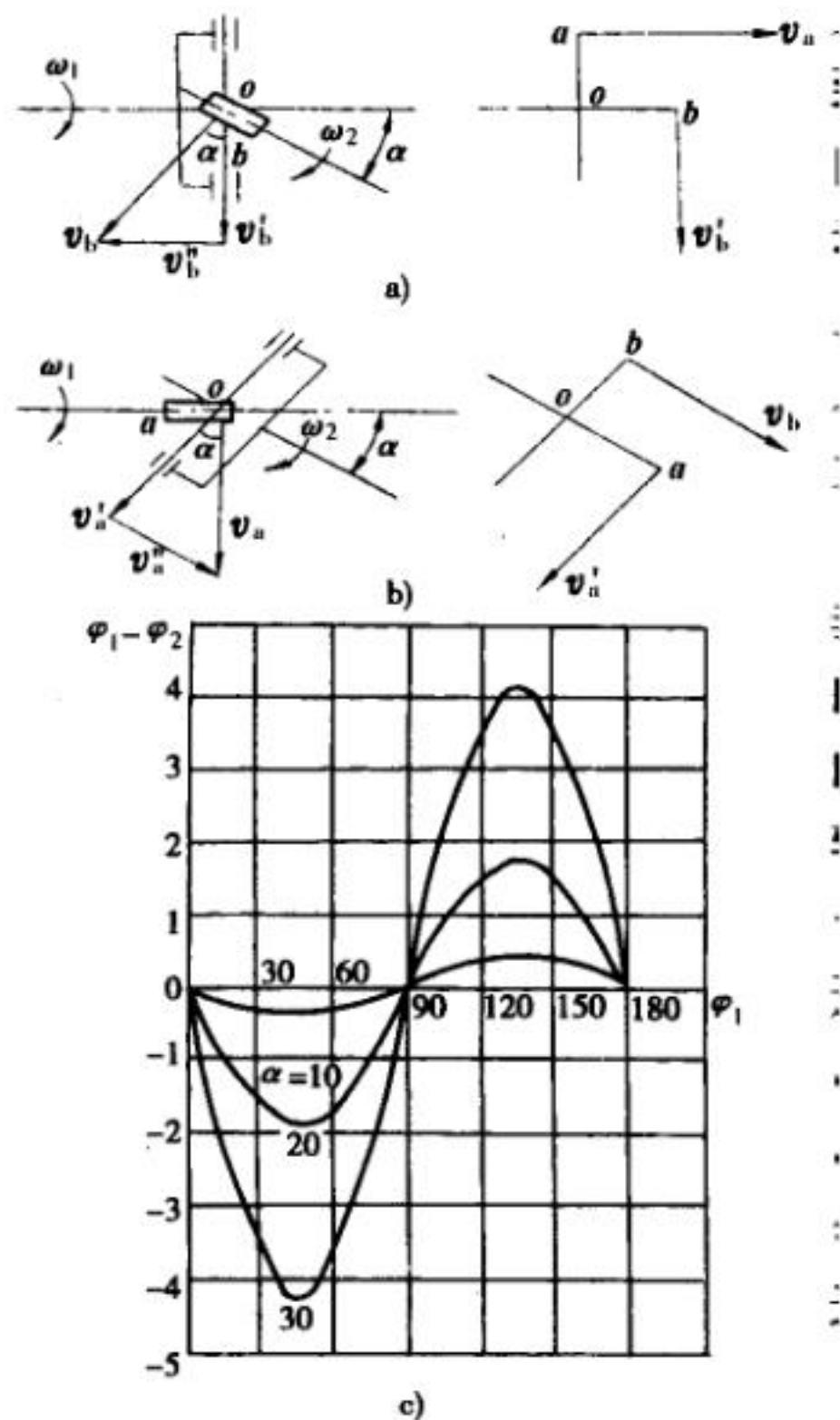


图 4-1-54 普通刚性万向节运动原理

先减速后加速。当主动轴转到 180° 时，从动轴也同时转到 180° 。后半转情况与前半转相同。因此，如果主动轴以等角速转动，而从动轴则是时快时慢，此即单个十字轴万向节在有夹角时传动的不等速性。必须注意的是，所谓“传动的不等速性”，是指从动轴在一周中角速度不匀而言。而主、从动轴的平均转速是相等的，即主动轴转过一周从动轴也转过一周。

由图 4-1-54c) 还可看出，两轴交角 α 愈大，转角差 ($\varphi_1 - \varphi_2$) 愈大，即万向节传动的不等速性愈严重。此现象由上述两个特殊情况下的速度分析也可得到说明。从图 4-1-54a) 和 b) 可看出， v_a 与 v_b 之差值，实际上就是 v_a 与 v'_a 或 v_b 与 v'_b 之差值。在速度直角三角形内，若夹角 α (即主、从动轴的交角) 增大，则 v_a 与 v'_a 或 v_b 与 v'_b 的差值就愈大。

2. 等角速万向节

在工程机械的总体布置上，如轴向尺寸受限制，或交角较大 ($30^\circ \sim 40^\circ$) 的情况下，就可采用等角速万向节。

1) 双联式等角速万向节

普通刚性万向节轴向尺寸较大，使用时往往受到限制。现将中间轴尽量缩短，使第一个万向节输出叉和第二个万向节的输入叉制成一体，形成如图 4-1-55 所示的双联

式等角速万向节。这种万向节结构简单，允许两轴有较大的夹角，所以在转向驱动桥上广泛采用，其缺点是外形尺寸较大。

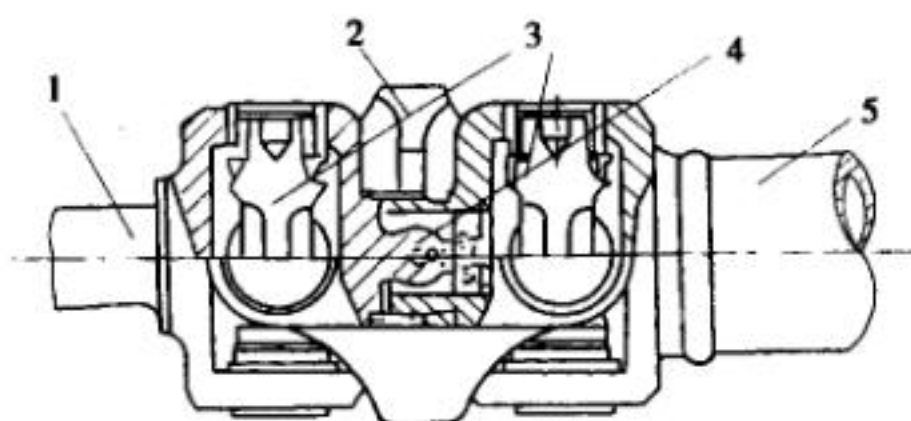


图 4-1-55 双联式等角速万向节工作原理

1、5—轴；2—复式叉；3—十字轴；4—球销

2) 球叉式等角速万向节

这种万向节的工作原理与一对结构、尺寸相同的锥齿轮传动相似，如图 4-1-56 所示。其传动点 p 永远处于两轴交角 α 的平分面上， p 点到两轴的垂直距离都是 r ， p 点处两齿轮的圆周速度是相等的，因此两齿轮的旋转角速度也相等。球叉式等角速万向节的结构见图 4-1-57。主动叉 3 与从动叉 4 分别与内外半轴制成一体。在主、从动叉上各有 4 个曲面凹槽，组合后形成 2 个相交的环形槽，作为传动钢球 2 的滚道。4 个传动钢球放在槽中，钢球 1（又称分度球）放在两叉中心的凹槽内起定心作用。为能较顺利地将第 4 个传动钢球装入凹槽内，在中心钢球上铣出一个凹面，凹面中央有一深孔。组装时先将定位销 5 装入从动叉内，放入中心钢球，然后在两球叉槽内陆续放入 3 个传动钢球，再将中心钢球的凹面对准未放钢球的凹槽，以便放入第 4 个传动钢球。而后再将中心钢球的孔对准从动叉孔，提起从动叉，使定位销插入球孔内，最后将锁止销 6 插入从动叉上与定位销垂直的孔中，以限制定位销轴向移动，保证中心钢球的正确位置。这种结构的等角速条件是主动叉和从动叉凹槽的中心线是以 O_1 和 O_2 为圆心的两个半径相等的圆，而圆心 O_1 和 O_2 与万向节中心 O 的距离相等，如图 4-4-58 所示。因此，在主动轴和从动轴处于任何交角的情况下都可保证传动钢球位于两圆的交点上，即所有传动钢球都位于此交角平分面上，因而保证了等角速传动。这种万向节在工作时只有 2 个钢球参与传力，反转时是另外 2 个钢球参与传力。因此，钢球与曲面凹槽之间的压力较大，容易磨损，并且使用中钢球有脱落的可能，曲面凹槽加工也较复杂。其优点是结构紧凑，允许相邻两轴交角较大（ $32^\circ \sim 33^\circ$ ）。

3) 三销式等角速万向节

图 4-1-59 所示为三销式等角速万向节的结构与工作原理图。它也是把普通双万向节的中间轴尽量缩短而实现等角速传动的。它主要由 2 个偏心轴叉 1、3，2 个三销轴 2、4 和 6 个轴承及密封件等组成。主、从动轴叉分别与转向驱动桥的内、外半轴制成一体，叉孔中心线（ $Q_1-Q'_1$ 、 $Q_2-Q'_2$ ）与轴中心线互相垂直但不相交，即空间垂直（故称为偏心轴叉），两叉由 2 个三销轴连接。三销轴的大端有一穿通的轴承孔，其中心线与小端轴颈中心线相重合，靠近大端两侧有两轴颈，其中心线与小端轴颈中心线垂直并相交。装配时每一偏心轴叉的两叉孔与 1 个三销轴的大端两轴颈配合，而后 2 个三销

轴的小端轴颈相互插入对方的大端轴承孔内。

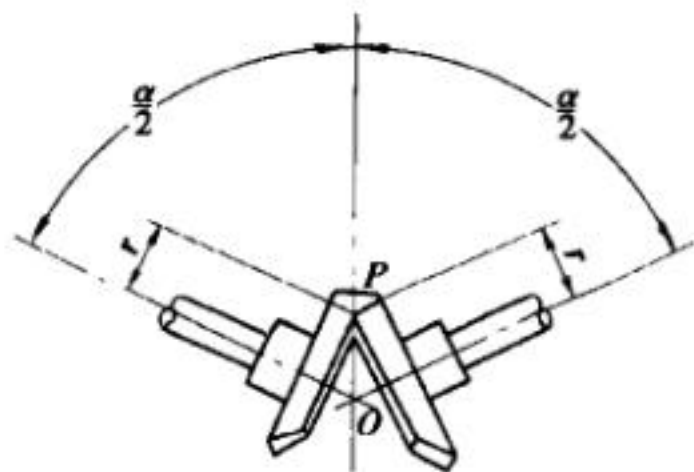


图 4-1-56 等角速万向节

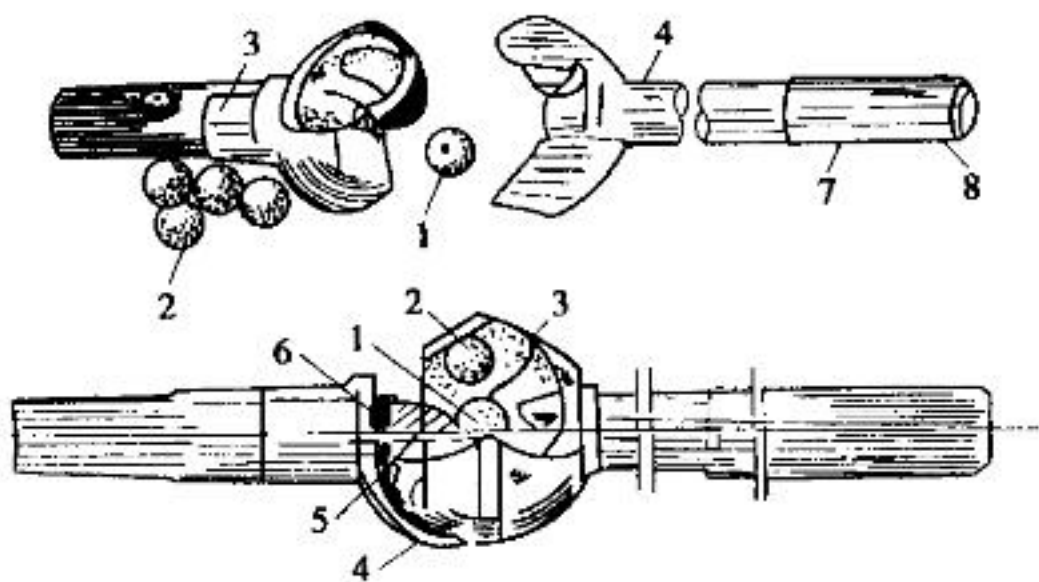


图 4-1-57 球叉式等角速万向节工作原理

1-中心钢球；2-传动钢球；3-主动叉；4-从动叉；
5-定位销；6-锁止销；7-半轴；8-半轴花键

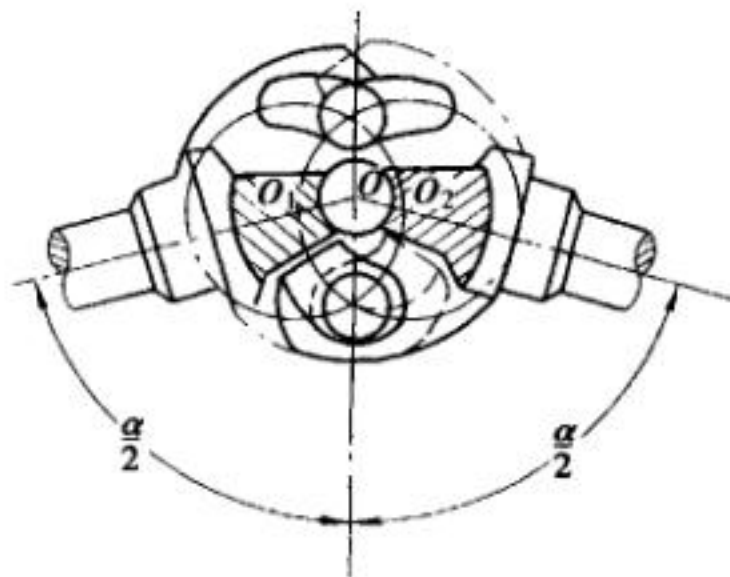


图 4-1-58 球叉式等角速万向节

三销式等角速万向节的主要优点是允许相邻两轴的交角较大（可达 45° ），使转向驱动桥有较大的转向角，从而使轮式车辆获得较小的转弯半径，提高了车辆的机动性，其缺点是外形尺寸较大。

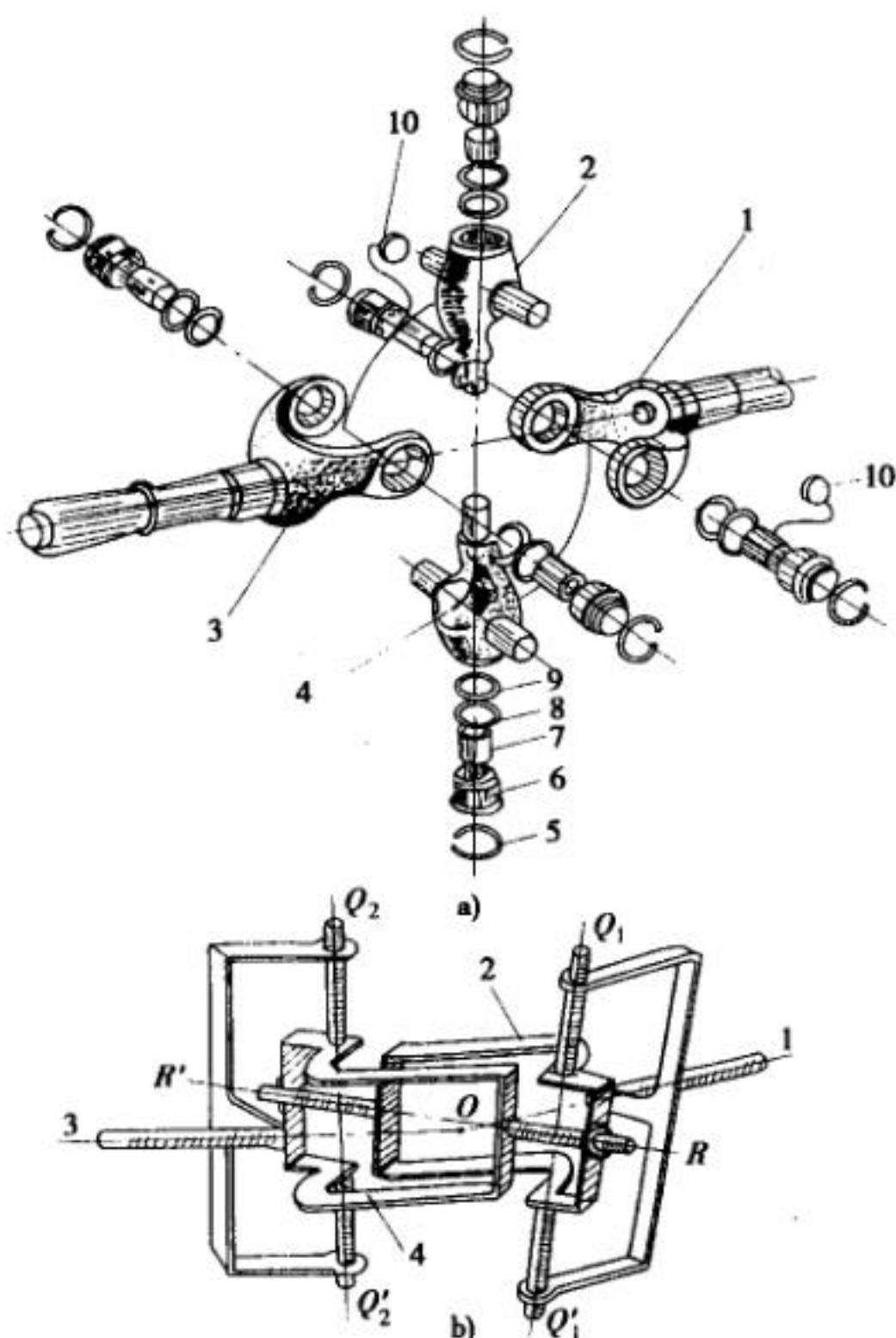


图 4-1-59 三销式等角速万向节

a) 零件形状; b) 装配示意图

1-主动偏心轴叉; 2、4-三销轴; 3-从动偏心轴叉; 5-卡环;
6-轴承座; 7-衬套; 8-毛毡圈; 9-毛毡圈罩; 10-止推垫片

三、传动轴

传动轴是万向传动装置的另一组成部分, 由于它所连接的两部件间的距离长, 自身的转速高, 并且所连接的两部件间相对位置经常变化。因此, 要求传动轴的工作长度也能相应地变化, 刚度大, 动平衡精度高, 以保证动力的正常传递。在结构上它具有以下几个特点 (图 4-1-60):

(1) 广泛采用空心传动轴, 可具有较大的刚度, 并且质量小, 节约钢材。

(2) 因传动轴转速较高, 为避免离心力作用而引起剧烈的振动, 要求传动轴的质量分布均匀。通常用钢板卷制对焊成形 (无缝钢管壁厚不易保证均匀, 故通常不采用), 与万向节装配后进行动平衡试验, 用焊平衡片 4 的办法, 提高其动平衡精度, 然后在万向节叉和传动轴上刻上记号, 以便拆装时保持两者原来的相对位置, 即保持其动平衡精度。

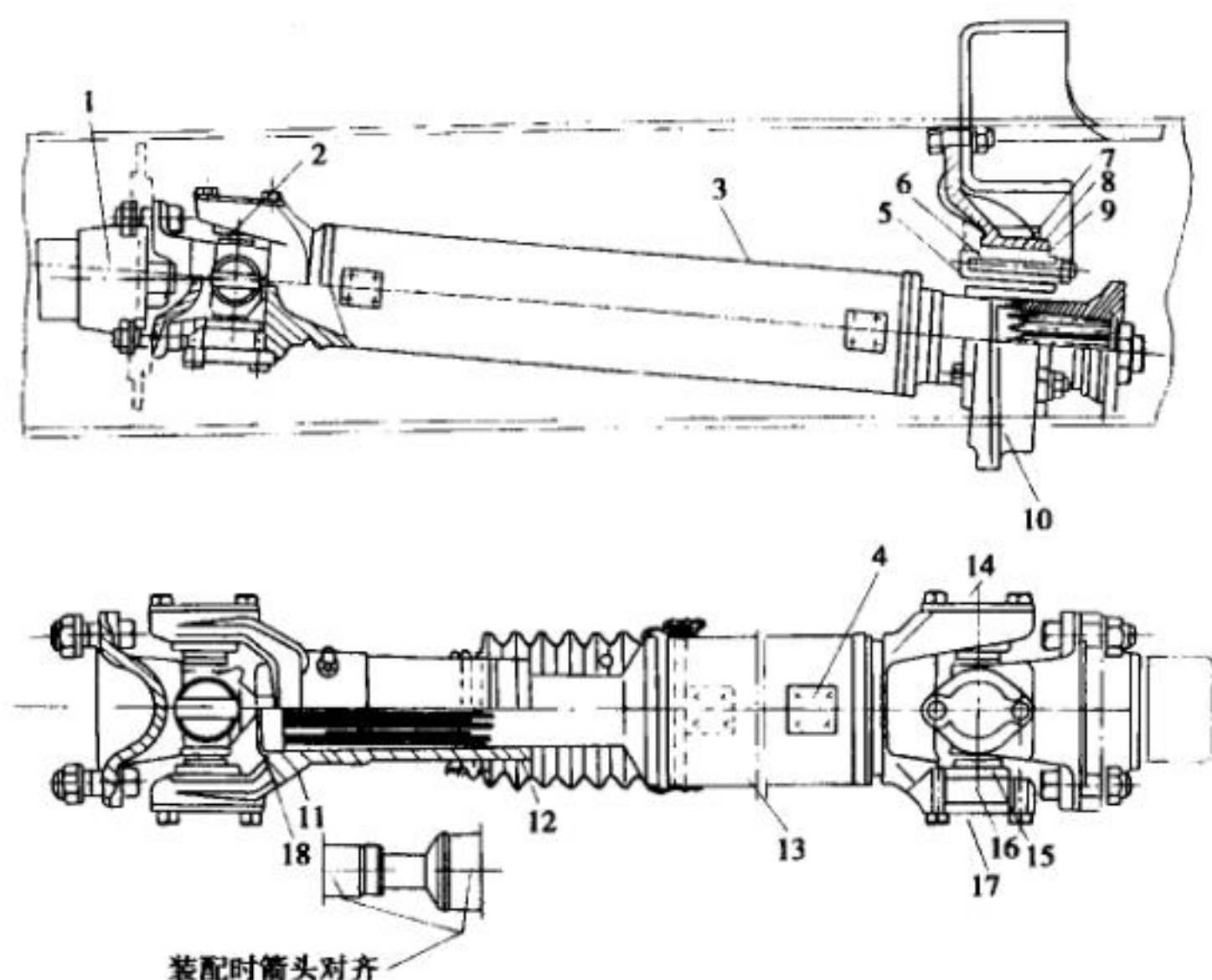


图 4-1-60 CA1091 型汽车传动轴

1-凸缘叉；2-万向节十字轴；3-中间轴轴管；4-平衡片；5-中间轴承油封；6-中间轴承前盖；7-橡胶垫环；8-中间轴承；9-中间轴承后盖；10-中间轴承支架；11-万向节滑动叉；12-油封；13-主传动轴轴管；14-锁片；15-轴承油封；16-滚针轴承；17-轴承盖；18-堵盖

(3) 传动轴的一端焊有实心花键轴，以实现传动轴的伸缩。花键长度使传动轴在各种工作情况下既不脱开，又不顶死。为了润滑花键，通过油嘴定期地注入润滑油，用油封和油封盖密封。

为了便于加注润滑油，传动轴及十字轴上的油嘴应在同一平面上。传动轴花键处需加一防尘套。防尘套上的两个卡箍的开口销位置应相隔 180° ，以保证传动轴运转平稳。

(4) 有的工程机械，从变速器到驱动桥之间距离较长，如果用一根传动轴，因其过长容易引起剧烈振动。为此，把传动轴分成两根或三根短轴，中间加支承点，中间支承（图 4-1-60）由支架 10 和滚动轴承 8 等组成，支架固定在车架上，轴承装在支架内，轴承与支架之间有一橡胶垫环 7。当车辆行驶中发生颠簸时，利用橡胶垫环的弹性变形作用，使中间传动轴的转动不受车架变形的影响。

CA1091 型汽车传动轴分为两节，设一中间支承。其目的是减小后传动轴的长度，增加传动轴的扭转刚度，使传动轴工作更平稳。另外，也是为了改善变速器第二轴后轴承的负荷。因为当后轮跳动时，传动轴就以第一个万向节为跳动支点，使第一个万向节受到轴向及径向负荷，并传给变速器第二轴后轴承。由于传动轴中有伸缩节，所以轴向负荷减小，采用传动轴中间支承以承受径向负荷，从而改善了变速器第二轴后轴承的工作条件。

(5) 为了减少花键轴和套管叉之间的摩擦损失，提高传动效率，近年来有些工程机

械已采用滚动花键来代替滑动花键，其结构如图 4-1-61 所示。

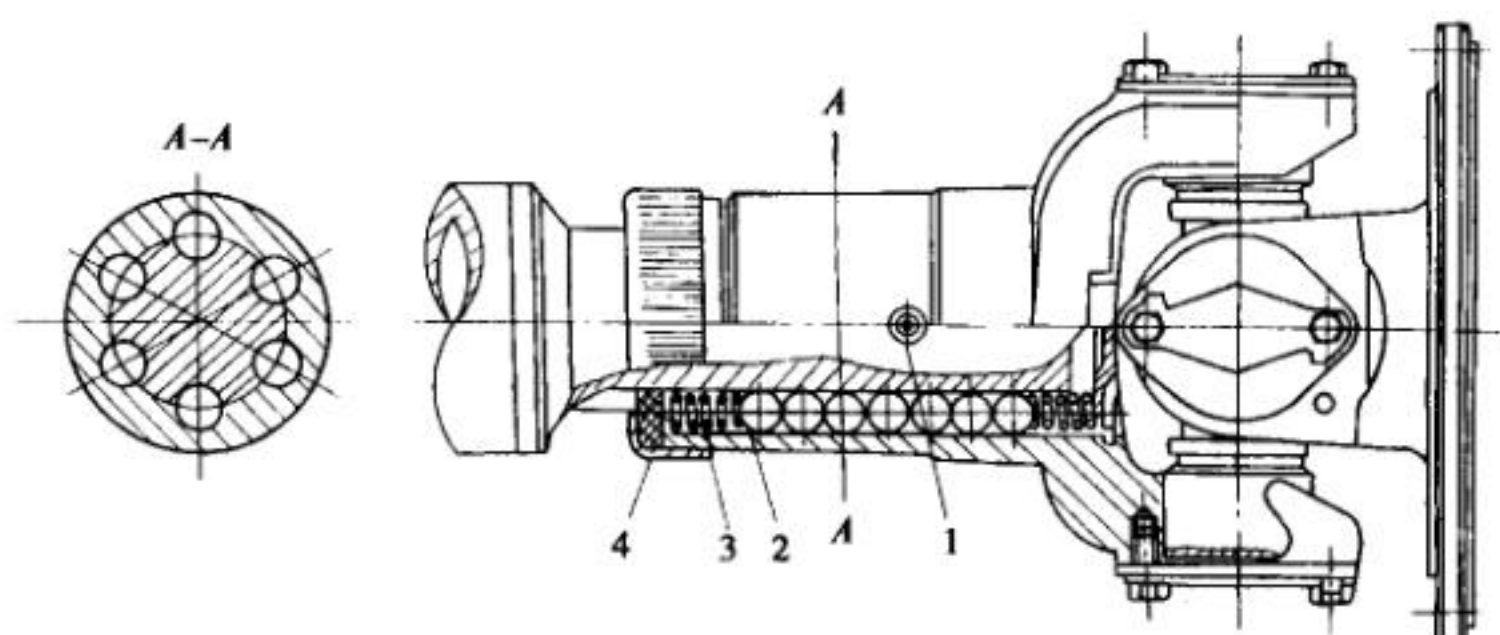


图 4-1-61 滚动花键传动轴

1-油嘴；2-钢球；3-弹簧；4-油封

第六节 驱动桥

一、概 述

工程机械的驱动桥，是位于变速器或传动轴之后、驱动轮之前的动力传动装置的总称。根据工程机械行驶系的不同，驱动桥可分为轮式驱动桥和履带式驱动桥两种类型。

二、轮式驱动桥结构

轮式驱动桥如图 4-1-62 所示，它由主传动器 2、差速器 3、半轴 4、桥壳 1 等主要零部件组成。其功用是将传动轴（或变速器）传来的动力，由主传动器进一步减速增矩，并将动力改变方向后传给差速器。差速器将动力分配给左右两半轴，再经轮毂传到驱动轮使车辆行驶。某些轮式工程机械，在左右两半轴把动力输送给驱动轮之前，设置一轮边减速装置，以进一步增大转矩、降低转速。轮边减速装置有普通圆柱齿轮传动和行星齿轮传动两种类型。

三、履带式驱动桥

履带式驱动桥如图 4-1-63 所示，它由主传动器、转向机构（多采用转向离合器）、最终传动装置和桥壳等零部件组成。

动力由变速器输出轴首先输入主传动器 1，经主传动器减速和增大转矩，并使转矩方向旋转 90°后，又经横轴分别传给左、右转向装置 2，最后由转向传动装置再传给最

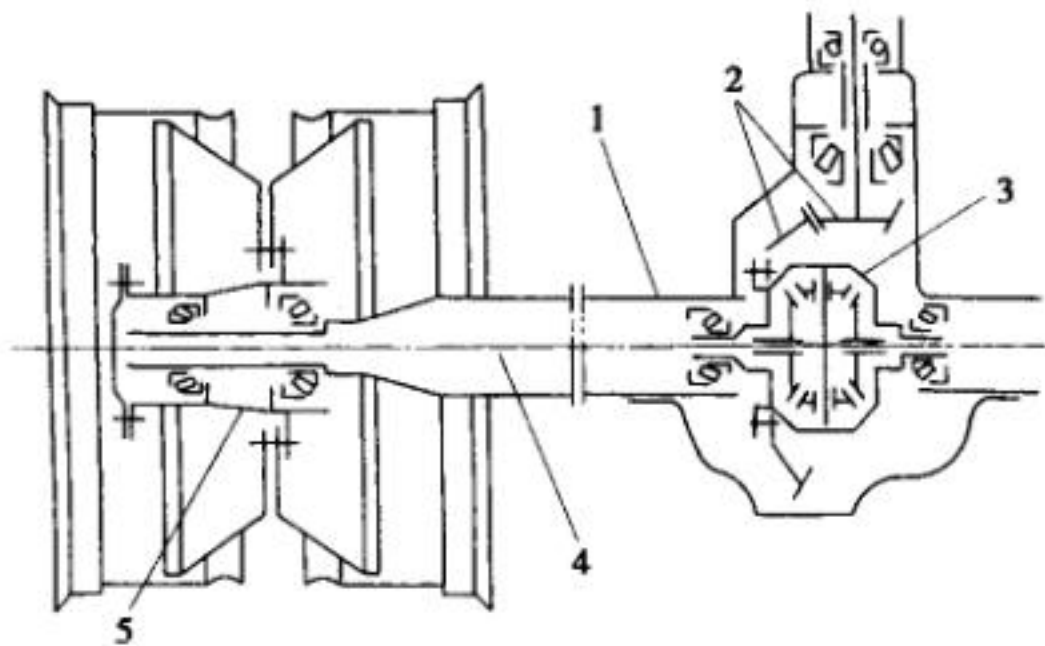


图 4-1-62 轮式驱动桥

1- 驱动桥壳；2- 主传动器；3- 差速器；4- 半轴；5- 轮毂

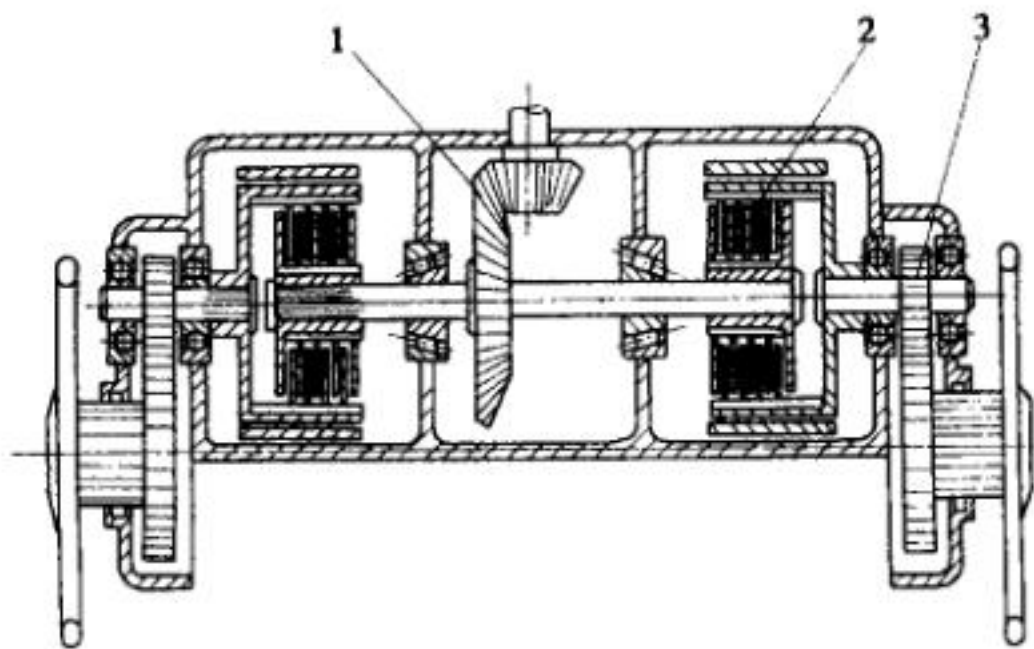


图 4-1-63 履带式工程机械驱动桥

1- 主传动器；2- 转向离合器；3- 终传动装置

终传动装置 3。动力在最终传动装置中再作最后一次减速和增大转矩后传给行走系。

履带式机械的驱动桥壳一般都分隔成相互隔绝的三个室。中室内安装主传动器 1，内盛润滑油，此室与变速器内部相通。左、右两室安装左、右转向装置 2，此装置由转向离合器和制动器组成。当采用干式转向离合器时，左、右室内是干的，当采用湿式转向离合器时，左、右室内则盛有工作油（机油）。三个室的隔板上都装有油封或密封圈。三个室的底部各有一个放油塞。

左、右最终传动分别装在驱动桥壳左、右室的外侧，另有壳盖和侧壁组成最终传动室，内盛润滑油。

四、主传动器

主传动器也称为主减速器，履带式底盘也称为中央传动，其基本功用是进一步降低转速，增大转矩，保证机械具有足够的牵引力。因工程机械上用的内燃机通常是沿机械纵向布置的，故主传动器还用来改变动力传递方向，使其和驱动轮（或链轮）的旋转方

向一致。

主传动器的动力输入轴应有足够的支承刚度，以保证齿轮副的正常啮合。锥齿轮副啮合部位与啮合间隙的调整应方便，并能获得充分的润滑。主减速器应具有足够大的传动比，以保证机械具有所需要的驱动力或牵引力。主减速器通常选用一对或两对齿轮传动。图 4-1-64 所示为 EQ1090 型汽车的驱动桥，它的主传动器为准双曲面锥齿轮单级减速传动装置，传动比为 6.33。准双曲面齿轮传动在传动系中的应用，有利于主动锥齿轮和传动轴位置布置以有利于汽车的重心降低，提高汽车行驶稳定性。但它必须用精密的专用齿轮机床加工，准双曲面齿轮对装配和润滑要求比较严格，除应精心调整齿轮啮合位置外，只允许加注含防刮伤添加剂的双曲线齿轮油，决不允许用普通齿轮油代替，否则将会使齿面迅速擦伤和磨损。

主传动器中主动锥齿轮轴的前端用滚柱轴承支承在驱动桥壳上的轴承座孔内，其中部用双排圆锥滚子轴承支承在同一轴承套上，其后端通过花键固装有叉形凸缘 2，传动轴传来的动力由此传入驱动桥。

主传动器的从动锥齿轮通过螺母与差速器的外壳连为一体，在其背后装有支承螺柱 1，用来防止齿轮过分变形而影响正常工作。

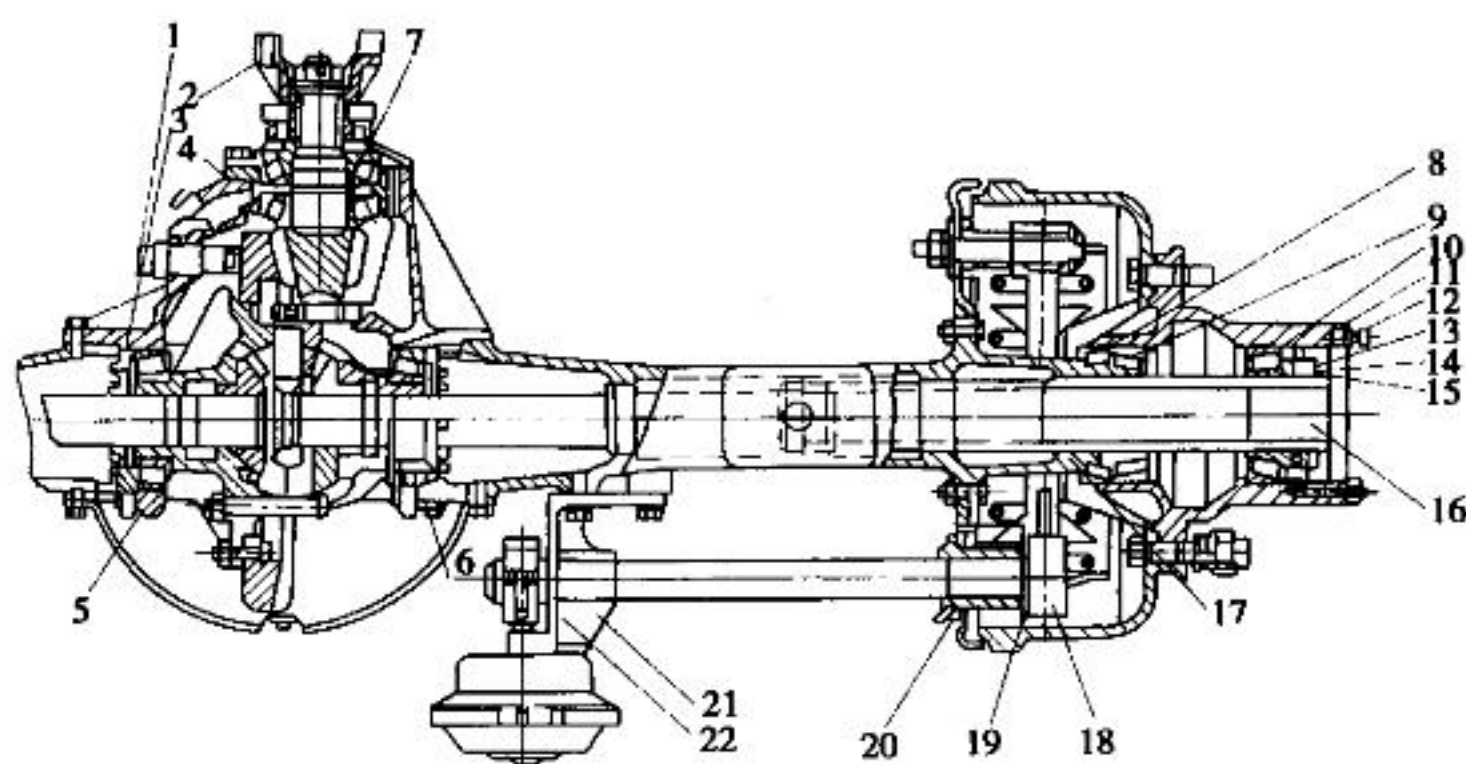


图 4-1-64 EQ1090 型汽车驱动桥

- 1- 支承螺柱；2- 叉形凸缘；3- 差速器轴承调整螺母；4- 齿面啮合调整垫片；5- 差速器轴承盖；6- 轴承盖紧固螺栓；7- 圆锥主动齿轮轴承调整垫片；8- 轮毂双外刃油封；9- 轮毂内轴承；10- 轮毂外轴承；11- 轮毂外油封；12- 调整螺母；13- 轮毂外油封外壳；14- 锁紧垫圈；15- 锁紧螺母；16- 半轴；17- 油封外座圈；18- 制动凸轮轴（制动室端）；19- 止推垫圈；20- 凸轮支架（制动底板端）；21- 凸轮支架（制动室端）；22- 制动凸轮轴轴向调整垫片

主传动器的齿轮啮合间隙和圆锥轴承的装配间隙，在组装时必须经过精心选配和调整。

图 4-1-65 所示为国产 ZL50 型装载机的驱动桥，其主传动器是由一对螺旋锥齿轮 1 和 18 等主要零件所组成。主动螺旋锥齿轮与轴做成一体并采用刚性较好的两端支承，前端支承在一个滚柱轴承 14 上，后端支承在两个滚锥轴承 16 上。从动螺旋锥齿轮 1 用

螺栓固定在差速器右壳的凸缘上。在主传动器壳体上装一止推螺栓 15，其端面到齿轮背面的间隙为 $0.3 \sim 0.4\text{mm}$ ，以防止重载工作时从动螺旋锥齿轮产生过大的变形而破坏齿轮的正常啮合。

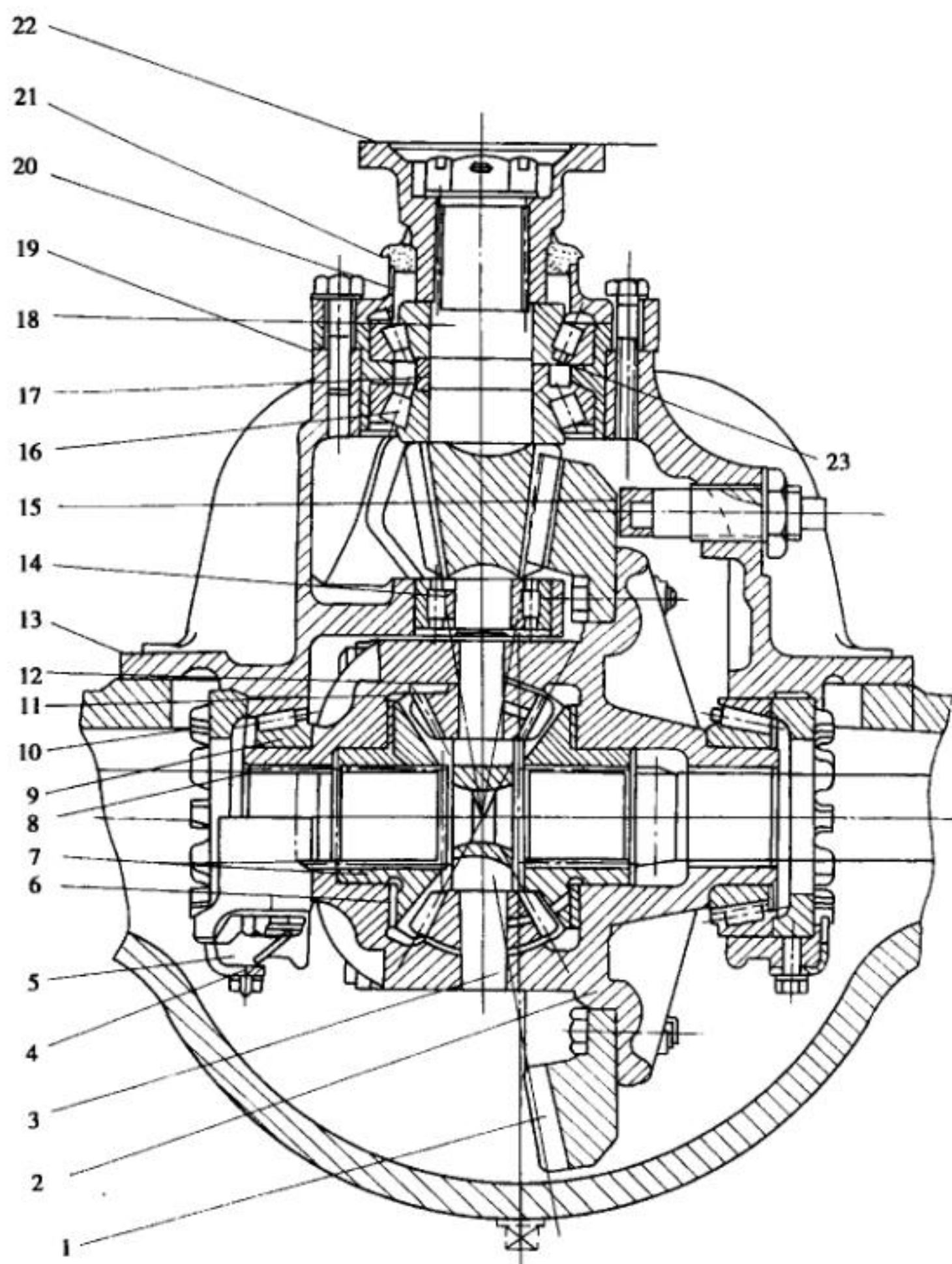


图 4-1-65 ZL50 型装载机驱动桥

- 1- 从动螺旋锥齿轮；2- 差速器右壳；3- 十字轴；4- 锁紧片；5- 轴承座；
6- 半轴齿轮垫片；7- 半轴齿轮；8- 差速器左壳；9- 滚锥轴承；10- 调整螺母；11- 行星齿轮；12- 行星齿轮垫片；13- 托架；14- 滚柱轴承；
15- 止推螺栓；16- 滚锥轴承；17- 轴承套；18- 主动螺旋锥齿轮；
19- 调整垫片；20- 密封盖；21- 油封；22- 输入凸缘；23- 垫片

主传动器通过托架 13 用螺栓紧固在驱动桥壳上，从而形成封闭壳体。在桥壳中装有适量的齿轮油，借助从动螺旋锥齿轮的旋转而将润滑油飞溅至各处润滑齿轮与轴承。

图 4-1-66 所示为国产 PY160 型平地机的主传动器，它采用双级减速，其特点是主动锥齿轮轴线由于总体布置上的需要而与水平轴线倾斜 30° 角。与双级减速主传动器相比，

单级减速主传动器可省掉一对齿轮和相应的支承装置。因此结构简单，质量小，轴向尺寸小，成本低，传动效率高，装配调整方便。缺点是径向尺寸大，使桥壳的离地间隙小，影响车辆的通过性，对齿轮的支承刚度要求较高，设计时传动比的调整范围小。

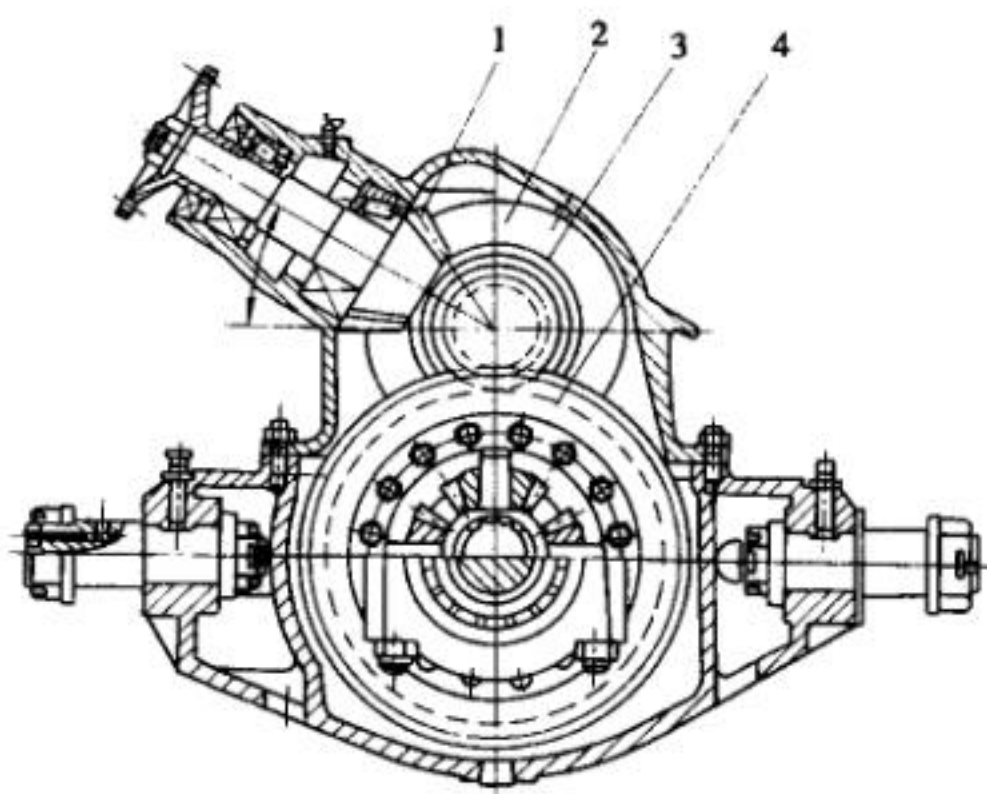


图 4-1-66 PY160 型平地机的主传动器

- 1 - 主动锥齿轮；2 - 从动锥齿轮；
3 - 主动圆柱齿轮；4 - 从动圆柱齿轮

图 4-1-67 所示为国产 TY120 型推土机的主传动器，它主要由单级圆弧渐开线锥齿轮副及横传动轴等组成。主动锥齿轮 7 和变速器输出轴 1 制成一体，从动锥齿轮 6 固装在横传动轴 5 上。横传动轴左右均用圆锥滚子轴承支承在桥壳内的支承板上。圆锥齿轮的啮合间隙是通过调整垫片 4 来实现的，啮合印痕则通过调整垫片 2 来调整。横传动轴的轴承预紧度也是用调整垫片 4 来保证的。安装主传动器的桥壳前壁有孔与变速器内部相通，并与变速器形成一个共同的油池。因此，主传动器齿轮也是用齿轮油润滑。

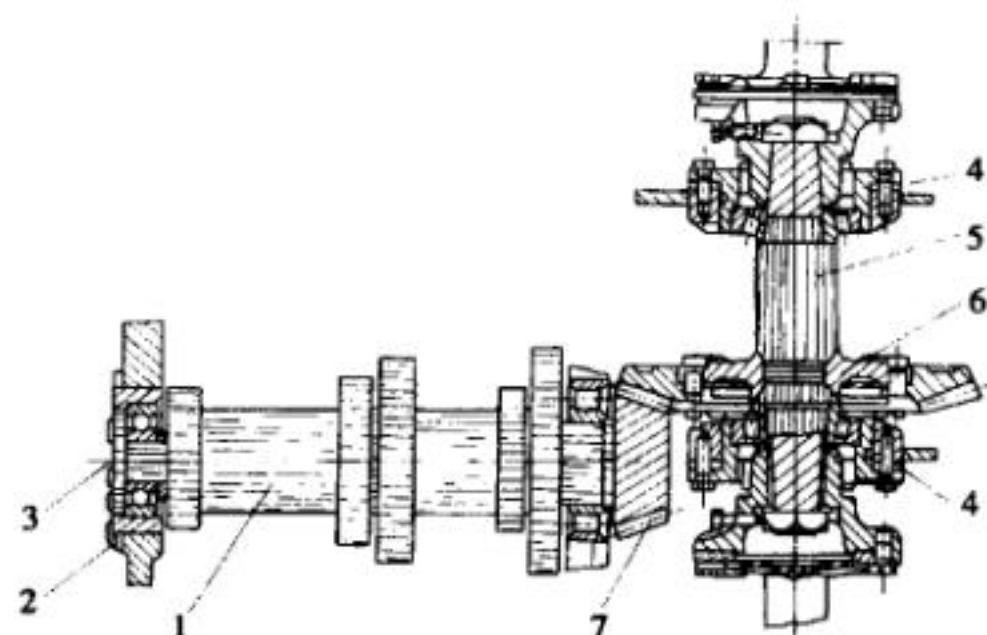


图 4-1-67 TY120 型推土机主传动器

- 1 - 变速器输出轴；2、4 - 调整垫片；3 - 前轴承盖；
5 - 横传动轴；6 - 从动锥齿轮；7 - 主动锥齿轮

五、差速器

轮式车辆在弯道行驶时，两侧车轮在同一时间内驶过的距离是不相等的（图 4-1-68），即外侧车轮驶过的距离较内侧的长。如果将内外侧车轮用一根刚性轴连接，两侧车轮以同一转速旋转，势必引起车轮出现边滚动边滑动的现象，这将加剧轮胎的磨损，使转向困难，或偏离行驶方向而降低车辆行驶的稳定性和安全性，同时也增加了内燃机的油耗量。为消除这种现象，在轮式车辆的驱动桥中设置差速器，用来连接左右侧车轮的驱动半轴，使两侧车轮以不同的角速度旋转。此外，即使轮式车辆直线行驶，往往由于左右轮胎的气压不同、负载不等、胎面磨损不一致等原因也会使车轮工作（滚动）半径不同，或因左右车轮接触的路面条件——松软程度、平整程度不相同，均会引起左右车轮的行程不同，这时也需要两侧车轮以不同的角速度旋转。

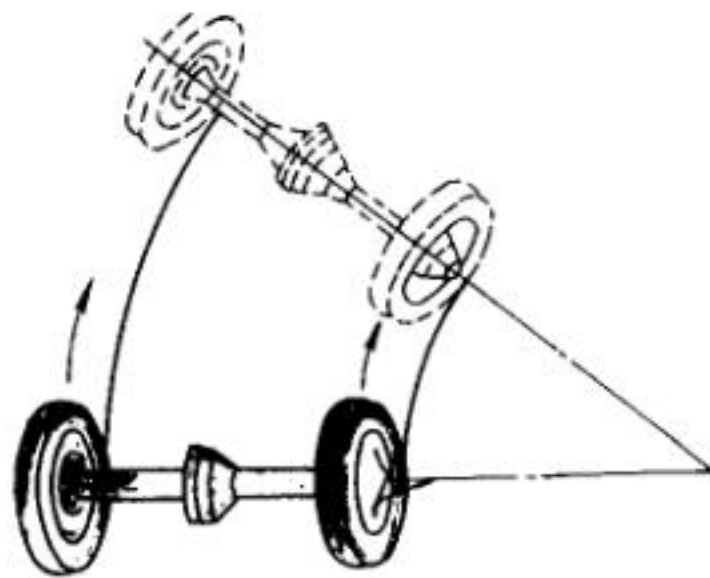


图 4-1-68 转弯时车轮运动情况示意图

差速器应无需驾驶员操纵而能自动起差速作用，并具有较高的传动效率。此外，因驱动桥与主传动器的空间限制，差速器应结构紧凑。图 4-1-69 所示为行星齿轮式差速器，它由行星齿轮 4、十字轴 8、左右半轴齿轮 3、左右差速器壳 1 和 5 等主要零件所组成。左右两个半轴齿轮装上软钢平垫片 2 后，装入差速器壳上相应的左右座孔中，四个行星齿轮松套在十字轴上，再装上软钢或铜质球形垫片 7 后，将十字轴嵌入左右差速器壳端面上的凹槽所形成的孔内，其中心线在左右差速器壳体的分界面上。然后用螺栓 6 将左右差速器壳紧固在一起。主传动器的从动锥齿轮用铆钉或螺栓固定在差速器壳的凸缘上。动力由主传动器的从动锥齿轮依次传给差速器壳、十字轴、行星齿轮、半轴齿轮，最后经左右半轴传给驱动轮。当车辆行驶一定里程后，换上新的垫片 2 和 7，以保持齿轮的正常啮合并延长其使用寿命。差速器是用主传动器壳体中的润滑油来润滑的。在差速器壳体上开有窗口，供润滑油进出差速器。为了保证行星齿轮和十字轴颈之间有良好的润滑，在十字轴颈上铣一平面，并在行星齿轮的齿间钻有小孔作为油道。

差速器的工作原理如图 4-1-70 所示。设左右半轴齿轮的角速度为 ω_1 和 ω_2 ，差速器壳的角速度为 ω 。当车辆直线行驶时，两侧车轮以相同的角速度转动，行星齿轮无自转，仅随十字轴一起公转，即

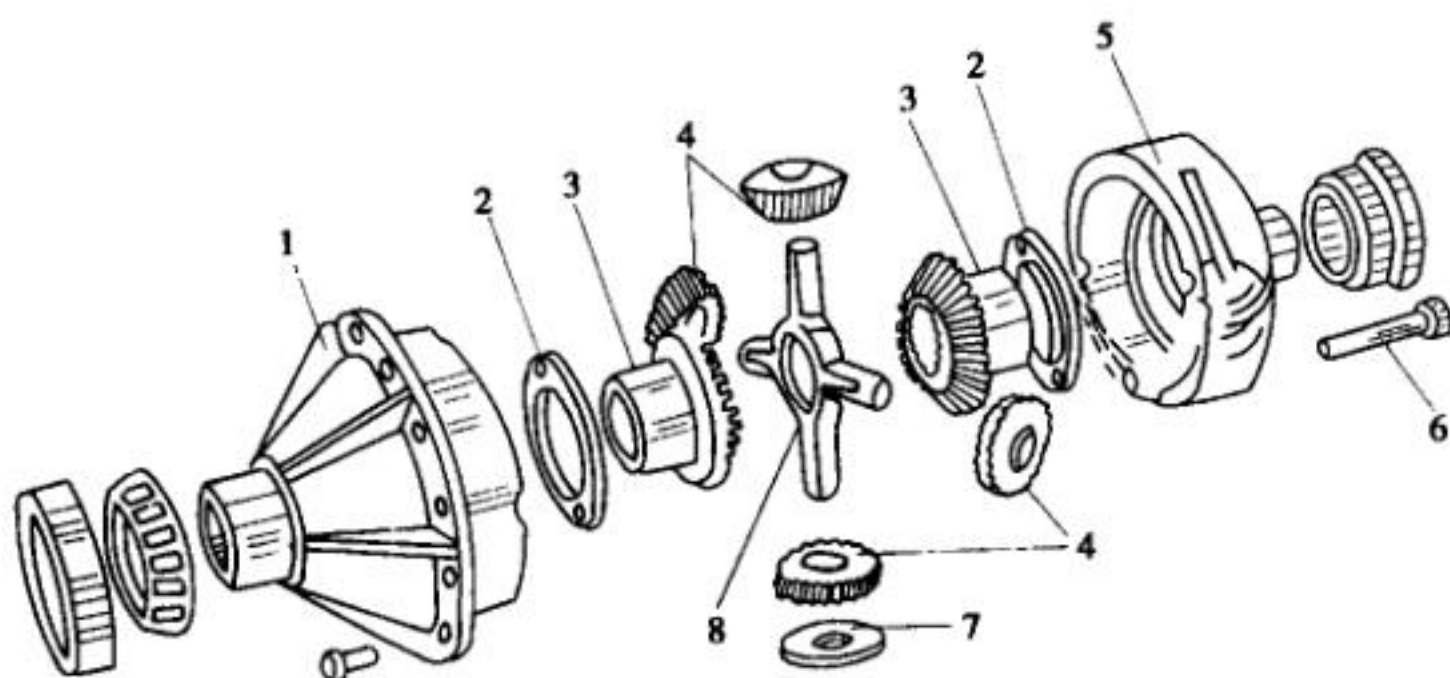


图 4-1-69 行星齿轮差速器

1 - 差速器左壳；2 - 半轴齿轮止推垫片；3 - 半轴齿轮；4 - 行星齿轮；
5 - 差速器右壳；6 - 螺栓；7 - 行星齿轮球形垫片；8 - 十字轴（行星齿轮轴）

$$\omega_1 = \omega_2 = \omega$$

行星齿轮和半轴齿轮啮合点的圆周速度分别为 v_1 、 v_2 ，行星轮轮心速度为 v ，则 $v_1 + v_2 = v$ 或 $\omega_1 \times r = \omega_2 \times r = \omega \times r$ 。当车辆在弯道上行驶，作用在左右车轮上的不同阻力传到差速器时，行星齿轮除了公转外还进行自转。设其自转角速度为 ω' ，其平均半径为 r' ，则

$$v_1 = v + \omega' \times r' \quad v_2 = v - \omega' \times r'$$

即

$$\omega_1 \times r = \omega \times r + \omega' \times r' \quad \omega_2 \times r = \omega \times r - \omega' \times r'$$

所以

$$\omega_1 = \omega + \omega' \times \frac{r'}{r} \quad \omega_2 = \omega - \omega' \times \frac{r'}{r}$$

$$\omega_1 + \omega_2 = 2\omega$$

如果以转速表示，则

$$n_1 + n_2 = 2n$$

此式称为差速器运动特性方程，它说明左右两半轴齿轮转速之和等于差速器壳转速的两倍。

若车辆的一侧车轮悬空或陷入泥坑而高速旋转，而另一侧车轮静止不动，此时

$$n_1 = 0 \quad n_2 = 2n$$

若 $n_1 = n$ ，则 $n_2 = n_1 = n$ ，即左右两半轴转速和差速器壳转速相等，此时差速器不起作用，两侧车轮转速相同，车辆直线行驶。

如果差速器外壳不动，即 $n_1 = -n_2$ ，此时两侧车轮反向同速旋转。

车辆直线行驶时显然有 $M_1 = M_2 = M$ 。车辆在弯道上行驶时，行星齿轮开始自转，故存在一个摩擦损失力矩 M ，但因其数值很小可忽略不计，此时 $M_1 = M_2 = M$ 仍然成立。因此，可以把差速器的运动特性和传力特性归纳为“差速不差矩”。差速器的这个特点在某些情况下是不利于车辆行驶的，例如，当车辆的左驱动轮在附着条件差的路面上（如泥泞或冰雪路面等），尽管右驱动轮在附着条件好的路面上，但车辆仍不能前进，

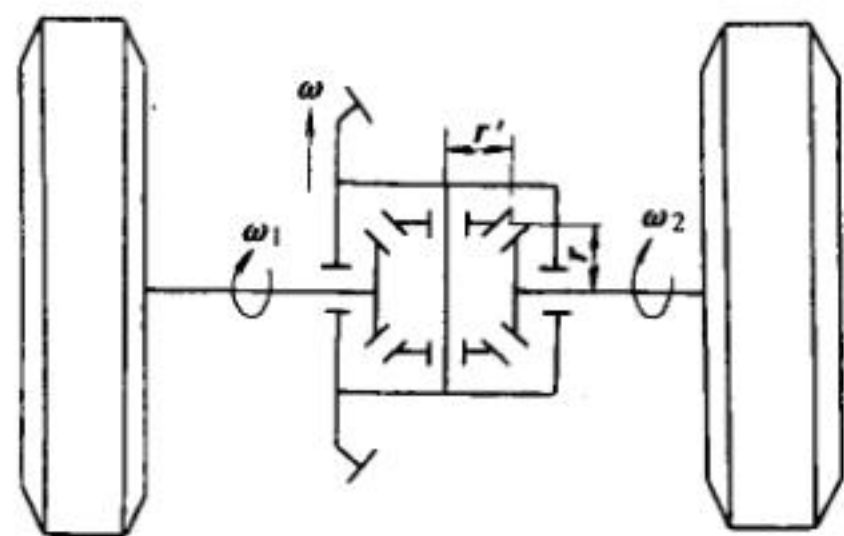


图 4-1-70 差速器工作原理

即左侧车轮高速旋转，右侧车轮不动。

在上述情况下，欲使车辆继续行驶，在某些车辆的差速器上装一差速锁，如图 4-1-71 所示，带牙嵌的滑动套 2 与半轴通过滑动花键连接，图示位置为差速锁不起作用的位置，差速器正常工作。当一侧车轮滑转使车辆不能前进时，驾驶员可通过操纵杆将滑动套左移，与固装在差速器壳上的牙嵌 1 嵌合，使差速器壳、十字轴、半轴齿轮连为一体，行星齿轮不能自转，差速器失去差速作用，两半轴被刚性地连为一体。这样，附着条件好的一侧车轮就可用主传动器传来的全部转矩使车辆继续行驶。当车辆进入良好路段时，应及时脱开差速锁，使差速器重新恢复工作。要注意的是，操纵差速锁应在车辆停止时进行。在使用差速锁的过程中，应尽可能地保持车辆直线行驶，以免损坏机件。

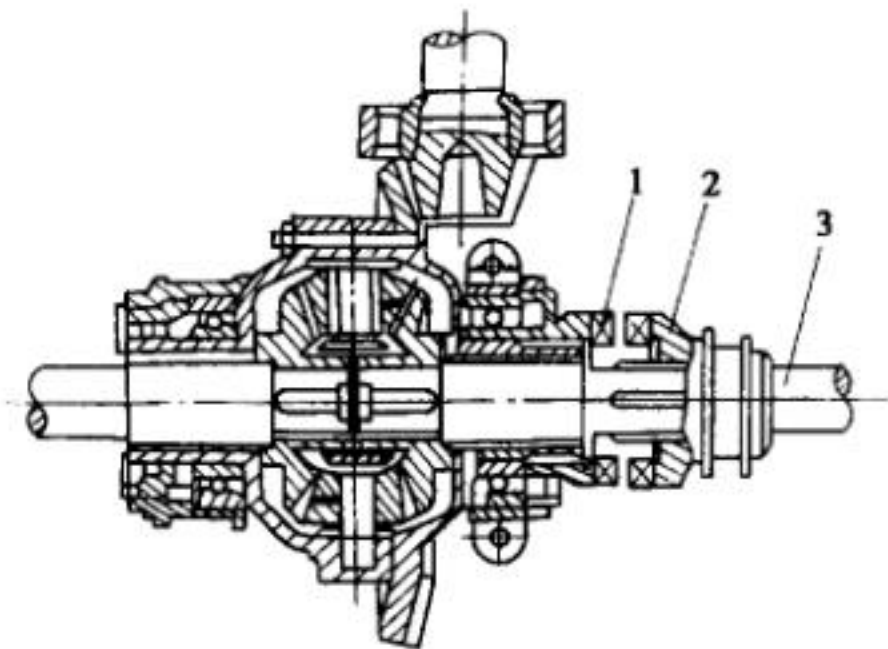


图 4-1-71 牙嵌式差速器

1- 差速器壳上的牙嵌；2- 带牙嵌的滑动套；3- 半轴

图 4-1-72 所示为用于两桥驱动的车辆上的滑块凸轮式高摩擦轴间差速器，它在结构上保证差速器内部可产生较大数值的内摩擦力矩，当两个驱动桥的运行速度不同时，使转动快的车桥分配到小的转矩，而转动慢的车桥分配到大的转矩。

轴间差速器由主动套 6、8 个短滑块 7、8 个长滑块 8、接中桥的内凸轮花键套 9、接后桥的外凸轮花键套 25、轴间差速器壳 27 和轴间差速器盖 24 等主要零件所组成。主动套的前端与驱动凸缘盘 1 通过花键连接，后端为空心套筒，其上铣有 8 条通槽，每个槽内装长、短滑块各一个，所有滑块均可在槽内滑动。为了使滑块及槽壁磨损均匀，相

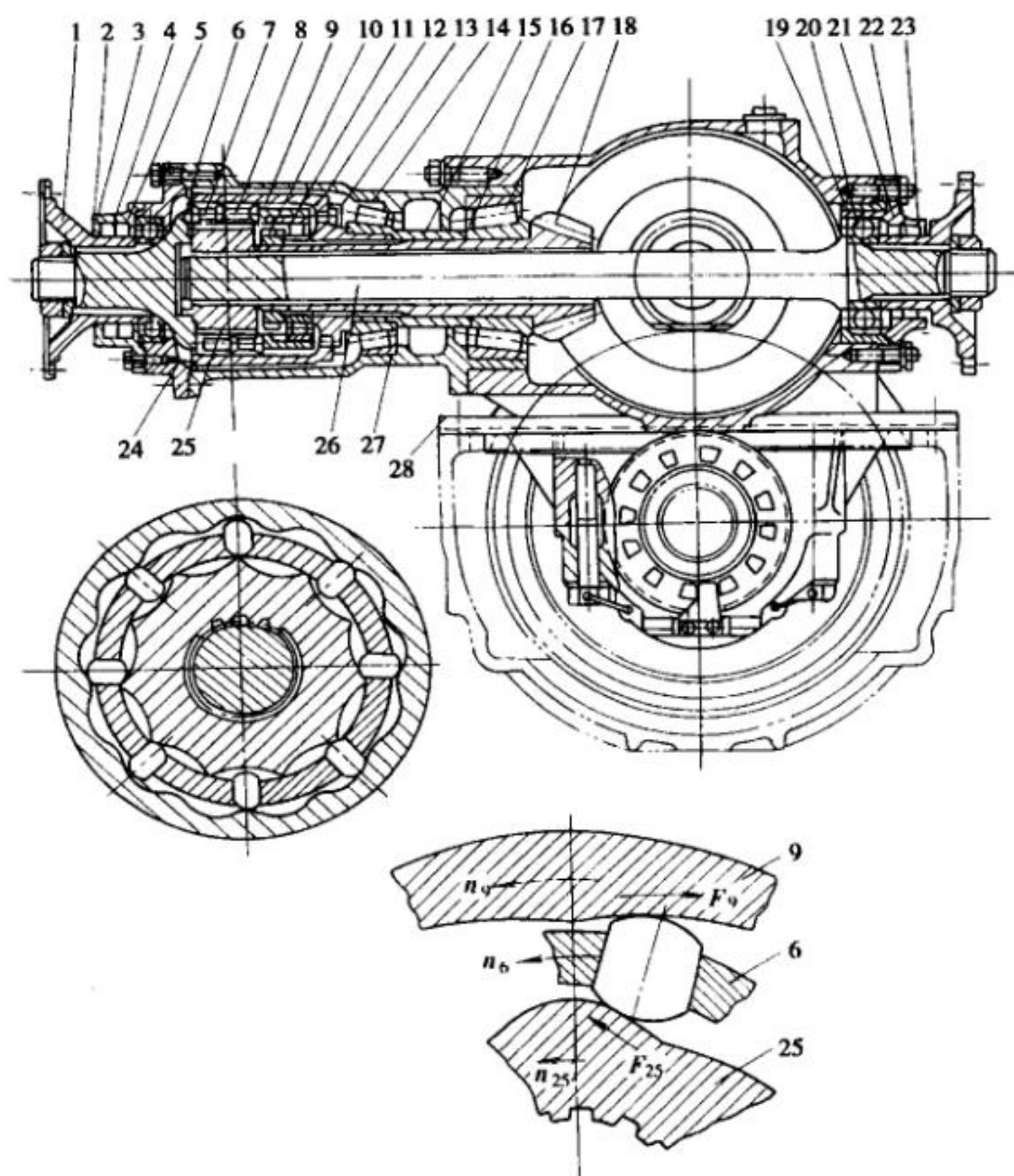


图 4-1-72 滑块凸轮式轴间差速器

1-凸缘盘; 2-防尘罩; 3-密封垫; 4、22-油封; 5-油封壳; 6-主动套; 7-短滑块; 8-长滑块; 9-接中桥内凸轮花键套; 10-螺母; 11-垫圈; 12-圆柱滚子轴承; 13-中桥花键套护罩; 14、17-圆锥轴承; 15-挡圈; 16-调整垫圈; 18-中桥主动螺旋锥齿轮; 19-轴承座; 20-球轴承; 21-轴堆盖; 23-防尘毡; 24-轴间差速器盖; 25-接后桥外凸轮花键套; 26-后桥传动轴; 27-轴间差速器壳; 28-主传动器壳

邻两槽内长、短滑块的前后顺序相反。

驱动中桥的内凸轮花键套的内表面上有 13 个彼此圆滑连接的、圆弧半径为 18mm 的凹槽; 驱动后桥的外凸轮花键套的外表面上有 11 个圆弧半径为 21mm 的、彼此圆滑连接的凹槽。

当车辆在平直的路面行驶, 中、后驱动桥不需要有转速差时, 驱动中桥的主动螺旋锥齿轮 18 和驱动后桥的传动轴 26 的转速相同, 即轴间差速器没有差速作用。此时转矩由凸缘盘 1 输入, 经主动套、滑块分别传给内、外凸轮花键套, 从而分别输给中桥和后桥。内、外凸轮花键套和主动套三者的转速相等。

当车辆在不平路面或弯道行驶, 以及中、后桥驱动轮工作半径不等, 中、后驱动桥

需要有转速差时，主动套槽内的滑块一方面随主动套旋转，并带动内、外凸轮花键套旋转，同时在内、外凸轮间沿槽孔径向滑动，保证中、后驱动桥在不脱离传动的情况下实现差速。在差速器起差速作用时，在慢转的驱动桥上得到比快转驱动桥更大的转矩。

假设中桥驱动轮因陷于泥泞而滑转，此时驱动后桥的外凸轮花键套的转速 n_{25} 小于主动套的转速 n_6 ，而驱动中桥的内凸轮花键套的转速 n_9 则大于主动套转速 n_6 ，相应的滑块作用于内、外凸轮的摩擦力方向，如图 4-1-72 右下图所示。滑块作用于接中桥的内凸轮上的摩擦力 F_9 ，与转向相反，而使内凸轮所受的转矩减小；作用于接后桥的外凸轮上的摩擦力 F_{25} 与转向相同，故使外凸轮所受的转矩增加。因此这种差速器由于滑块和内、外凸轮间有较大的摩擦，使得当任一驱动桥的部分或全部驱动轮发生滑转时，由变速器或传动轴传来的转矩大部分能传给不滑转的驱动轮。

滑块凸轮式高摩擦差速器同样可以作为轮间差速器。

六、半轴与桥壳

1. 半轴

半轴的作用是将动力从差速器传给驱动轮。因半轴承受很大的转矩，并且在布置上受到空间限制，故一般采用优质钢锻造毛坯，制成实心轴。半轴是否承受弯矩作用，视半轴与车轮轮毂在桥壳上的支承形式而定。根据半轴承受弯矩的大小，半轴可分为全浮式和半浮式。

图 4-1-73 所示为全浮式半轴的外端支承情况。半轴外端凸缘 1 用螺钉与轮毂 3 连接。轮毂通过两相距较远的圆锥轴承 2 和 4 支承在半轴套管 6 上，半轴套管和空心梁 5 压配在一起，构成驱动桥壳。半轴内端用花键与差速器内的半轴齿轮相连。为防止轮毂连同半轴在轴向力的作用下发生轴向窜动，轮毂内两个轴承的安装方向必须相对，使它们能分别承受向内和向外的轴向力。轮毂轴承间隙可用调整螺母 7 调整，并用锁紧螺母 8 锁上。轮毂轴承负载较大，故用润滑脂润滑。轮毂轴承的外侧各设一油封，防止润滑脂泄漏。半轴凸缘与轮毂接合面之间装有纸垫，以提高密封可靠性。

半轴的全浮式支承与受力情况如图 4-1-74 所示。图上标出了路面对驱动轮的作用力：垂直反力 Z 、切向反力 X 和侧向反力 Y 。这三个力构成的弯曲力矩由轮毂 4 通过轴承 5 传给桥壳承受。在半轴内端作用在主传动器从动锥齿轮上的力与弯矩，则由差速器壳承受，此时半轴只承受转矩作用。由此可见，该半轴在工作中是“浮”在半轴套管内，只承受转矩，不承受任何弯矩。“全浮式”由此而得名。

从以上结构与受力分析可知，半轴全浮式支承有两个显著优点：半轴易于拆装，只须拧下半轴凸缘上的螺钉，便可将半轴从半轴套管中抽出；受力简单，有利于提高半轴使用的可靠性。因此，半轴的全浮式支承结构被轮式工程机械广泛采用。

全浮式支承的半轴，其外端凸缘多数与半轴制成一体。但在重型轮式工程机械上，其半轴与凸缘分开制造，然后用花键连接，这样可便于半轴毛坯的锻造。

图 4-1-75 所示为半浮式支承的半轴。半轴的内端支承、连接情况与全浮式的相同，故其内端只承受转矩作用。半轴外端用键 5 与轮毂 6 连接，并用圆锥轴承 3 支承在

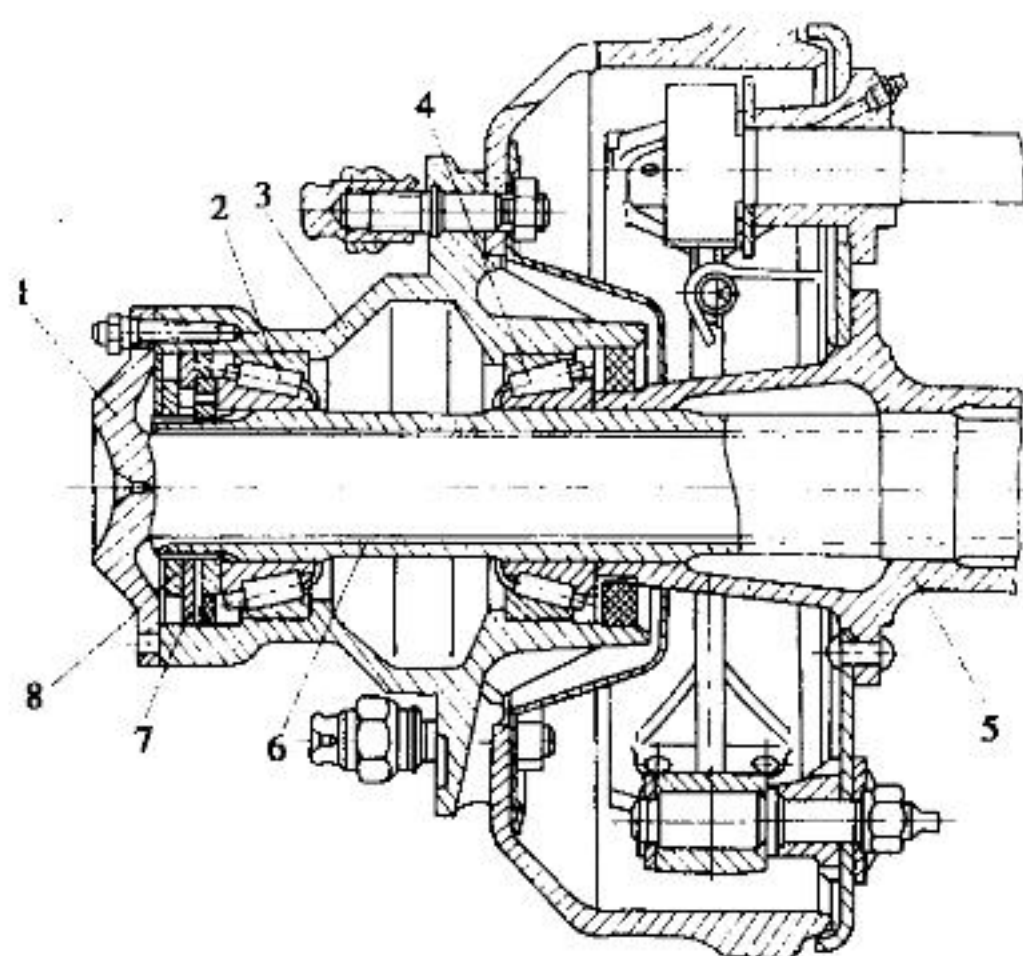


图 4-1-73 解放 CA1091 型载货汽车半轴外端支承
1-半轴凸缘；2、4-轮毂轴承；3-轮毂；5-空心梁；
6-半轴套管；7-调整螺母；8-锁紧螺母

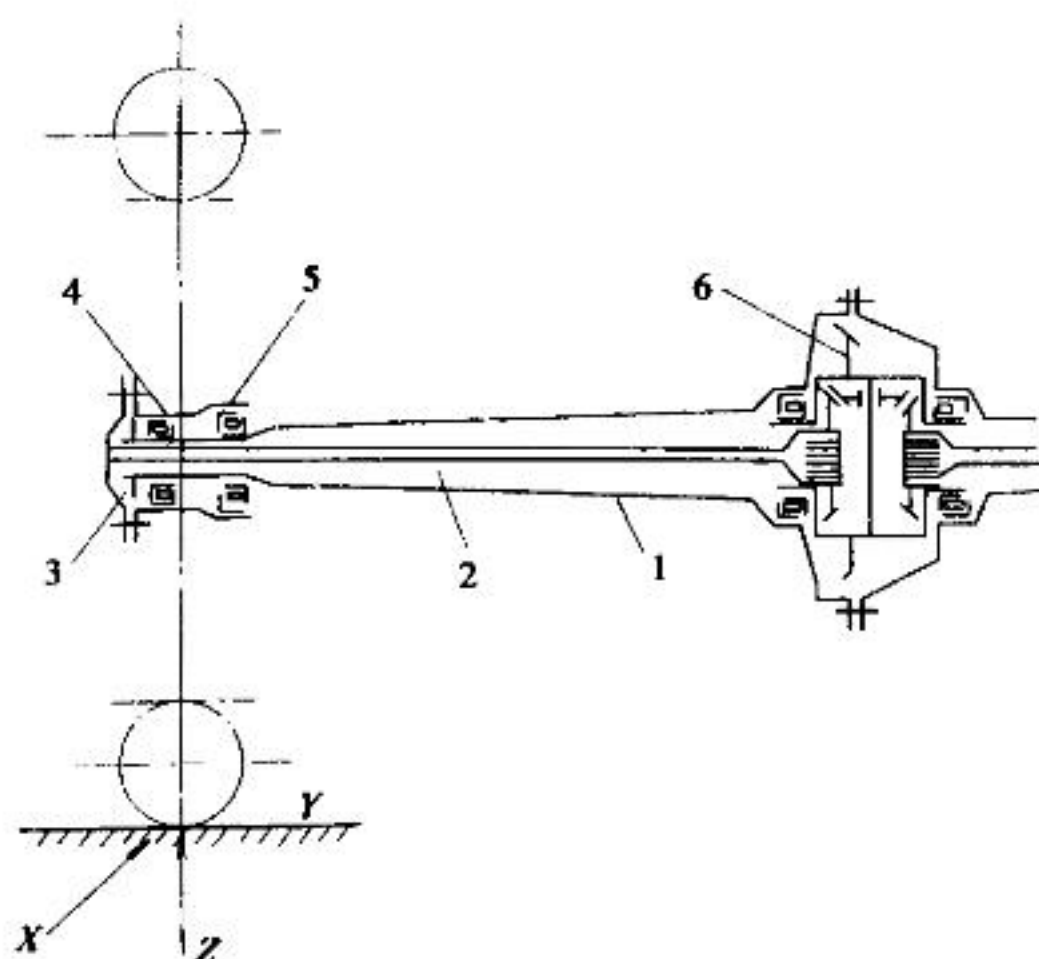


图 4-1-74 全浮式半轴支承示意图
1-桥壳；2-半轴；3-半轴凸缘；4-轮毂；
5-轴承；6-主传动器从动锥齿轮

桥壳内。轮毂与桥壳无直接联系。这样，作用在车轮上的力都必须通过半轴才能传到桥壳上，因而这些力所造成的弯曲力矩也必然地由半轴所承受。这种结构因只有半轴外端承受弯矩，故称为半浮式支承半轴。它具有结构简单、质量小等优点，主要用于轻型轮式车辆上。

2. 桥壳

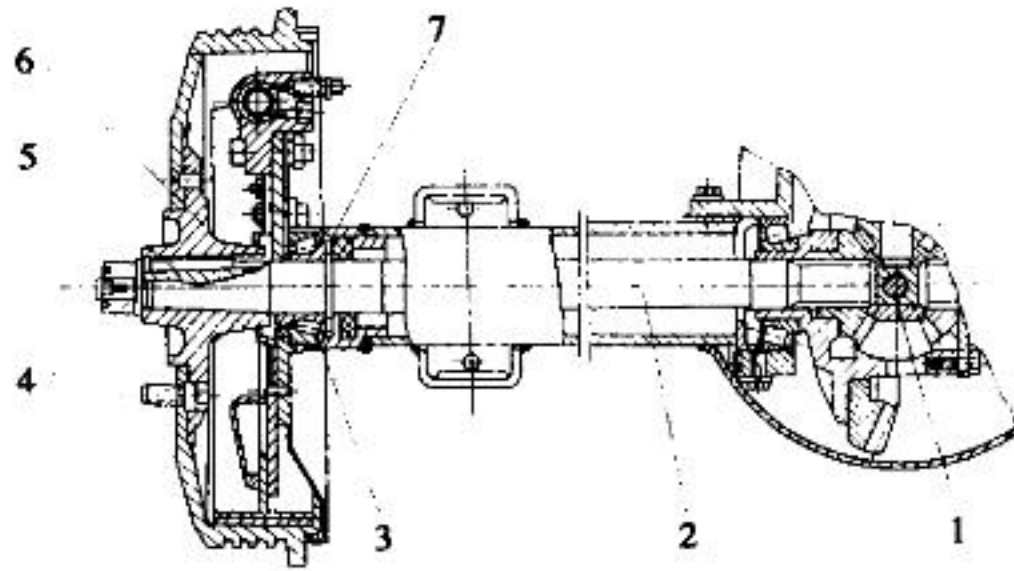


图 4-1-75 半浮式支承的半轴

1- 止推块；2- 半轴；3- 圆锥轴承；
4- 锁紧螺母；5- 键；6- 轮毂；7- 桥壳凸缘

驱动桥的桥壳在传动系中起主传动器、差速器、半轴等零部件的安装支承与保护作用，同时又作为行驶系的主要组成件之一，使左右驱动轮的相对位置固定，并同前桥一起支承车架、安装在车架上的各个总成以及车辆的负荷；在车辆行驶中还承受由车轮传来的路面反作用力和力矩，并通过悬架传给车架。驱动桥的桥壳形式可分为整体式和分段式两种类型。

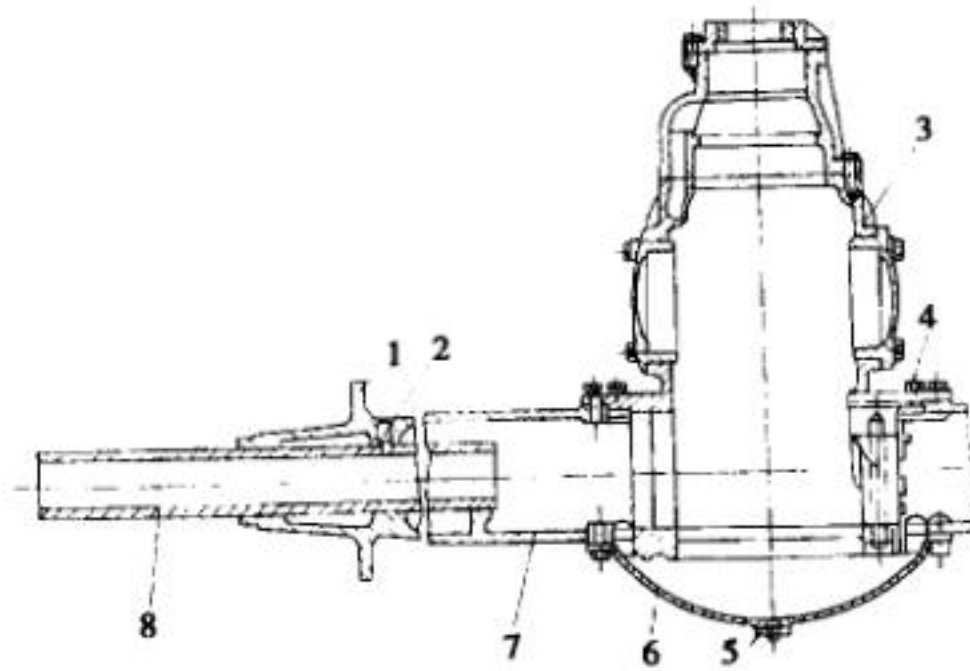


图 4-1-76 解放 CA1091 型载货汽车驱动桥壳

1- 凸缘盘；2- 止动螺钉；3- 主传动器壳；4- 固定螺钉；
5- 螺塞；6- 后盖；7- 空心梁；8- 半轴套管

图 4-1-76 所示为整体式桥壳，其中部为环形空心梁 7，用可锻铸铁铸成，两端压入钢制的半轴套管 8，并用止动螺钉 2 限位。半轴套管外端用来安装轮毂轴承，凸缘盘 1 用来固定制动底板。主传动器和差速器组装在主传动器壳 3 内之后，用螺栓将主传动器壳固定在空心梁中部的前接合面上。空心梁中部后方的大孔，供检查主传动器和差速器的技术状况用，平时用后盖 6 盖住。后盖与桥壳之间、主传动器壳与桥壳之间均有纸质垫片，以保证对桥壳中齿轮油的密封。后盖上有螺孔用来检查润滑油面，平时用螺塞 5 及垫圈堵住。主传动器壳上有加油孔，当加注至规定容积的齿轮油后，油面正好与后

盖上螺孔的下边缘平齐。桥壳中部的最低处有一放油螺塞。

整体式桥壳结构的优点是，拆装主传动器、差速器以及检查其技术状况时，不必把整个驱动桥从车辆上拆下来，因而使维护、维修方便。另外，它的刚度、强度较大。其缺点是质量大，显得笨重。它多用于中型及重型轮式工程机械上。

图 4-1-77 所示为分开式驱动桥壳结构，它主要由主传动器壳 10、盖 14 和两个半轴套管 4 等组成。主传动器壳的颈部 3 内装有主传动器的主动锥齿轮。盖 14 用螺栓 1 紧固在主传动器壳的左面，其间夹有纸质衬垫 12 以防漏油。两半轴套管分别压入主传动器壳与盖的承孔中，并用铆钉固定。半轴套管外端上的轮毂轴承用螺母 5、锁紧螺母 7 和止动垫片 6 固定。安装制动底板的凸缘盘 8 和安装叶片弹簧的支座 9 都焊在半轴套管上。主传动器壳和盖内有安装差速器轴承外座圈的承孔，其外端装有油封 13，以防车辆横向倾斜时中部的齿轮油流向两端的轮毂轴承，主传动器壳上方的注油孔 2 用于添加润滑油，下方的螺孔 11 则是用来放出润滑油。

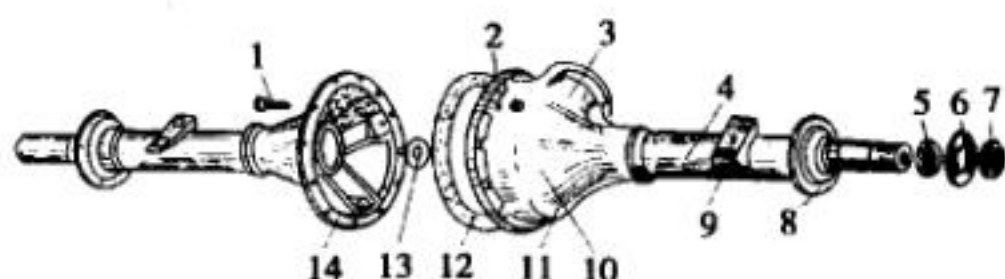


图 4-1-77 分开式驱动桥壳

- 1-螺栓；2-注油孔；3-主传动器壳颈部；4-半轴套管；5-固定螺母；
6-止动垫片；7-锁紧螺母；8-凸缘盘；9-弹簧座；10-主传动器壳；
11-放油孔；12-衬垫；13-油封；14-盖

从铸造工艺角度来看，分开式桥壳制造工艺比整体式的简单，但对主传动器、差速器等进行装配、调整和维修均不方便，必须把整个驱动桥从车辆上拆下来，而且整体刚度较小，故其应用受到一定的限制，目前只用在轻型与中型车辆上。

七、终传动

终传动的功用是将主传动器传来的动力在传给驱动轮（链轮）之前进一步减速增矩，以满足工程机械行驶和各种作业的需要。终传动装置有平行轴式圆柱齿轮传动和行星齿轮传动两种形式。

图 4-1-78 所示为国产 TY120 型推土机采用的双级平行轴式圆柱齿轮终传动装置。动力经接盘 27 输入，经两级齿轮传递后由驱动链轮输出，驱动履带转动，从而使推土机行驶。

半轴 32 的右端支承在驱动桥壳上的座孔内，并用半轴锁母 30 和锁母箍 31 锁定，其左端通过外轴承 8 及轴承座 16 支承在台车架上。因此半轴在此仅起支承作用，不传递动力。从动齿轮 37 用螺栓 36 安装于滑套在半轴上的轮毂 33 上，而驱动轮 1 则压装在轮毂的锥形长花键上，并用螺母 5 紧固，因而保证了从动齿轮 37 与驱动轮同心。轮

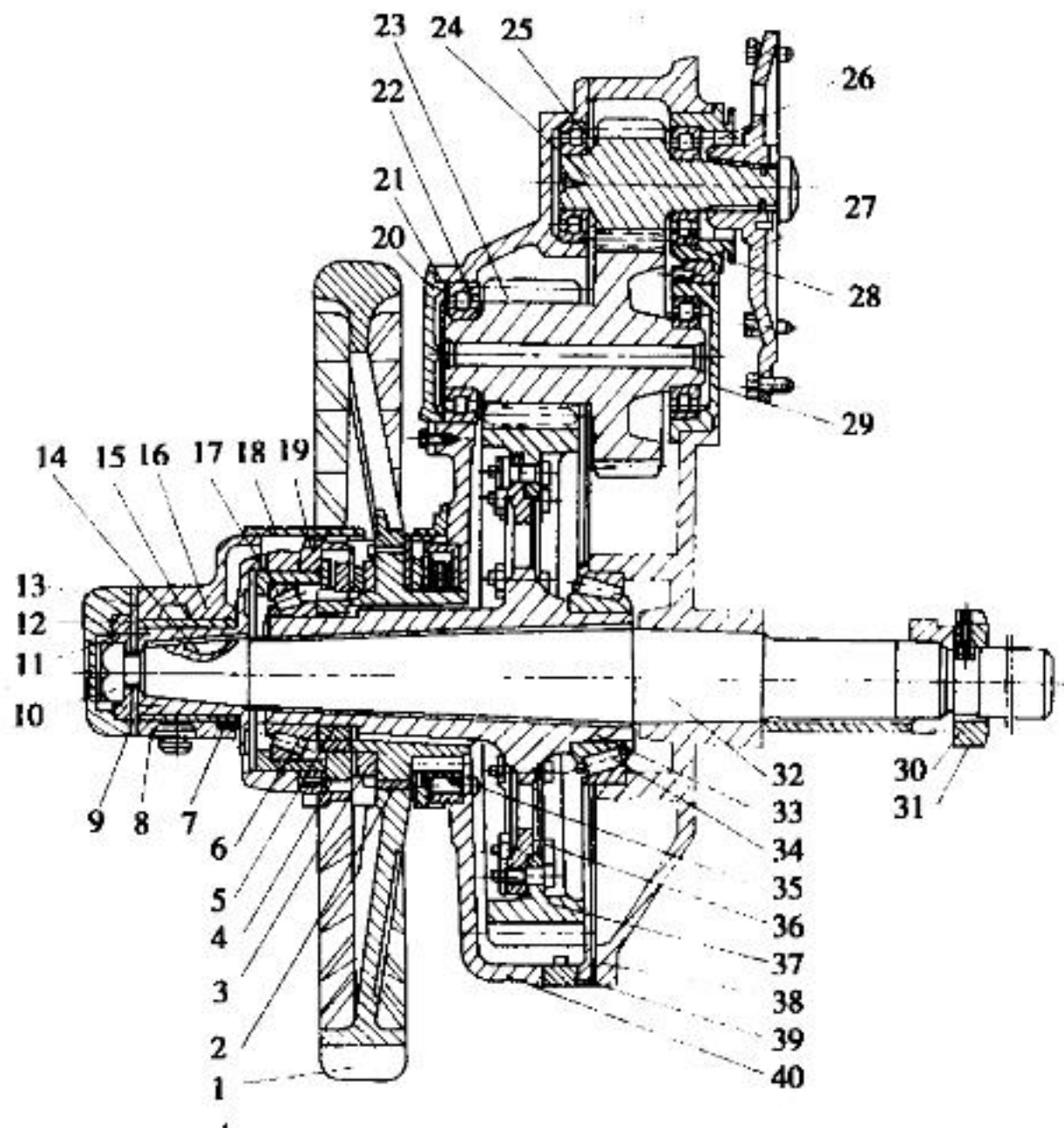


图 4-1-78 TY120 型推土机终传动装置

- 1 - 驱动轮；2 - 定位销；3 - 油封垫圈；4 - 自紧式端面油封；5 - 轮毂螺母；
 6 - 轴承壳；7 - 油封；8 - 半轴外轴承；9、13 - 调整垫片；10 - 固定螺母；
 11 - 锁圈；12 - 止推片；14 - 半圆键；15 - 外轴承衬套；16 - 外轴承座；
 17、34 - 圆锥轴承；18 - 挡泥板；19 - 调整螺母；20 - 双联齿轮外盖；
 21 - 衬垫；22、25 - 圆柱轴承；23 - 双联中间齿轮；24 - 主动齿轮；
 26 - 油封；27 - 接盘；28、29 - 圆柱轴承座；30 - 半轴锁母；31 - 锁
 母箍；32 - 半轴；33 - 轮毂；35 - 油封垫；36 - 螺栓；37 - 从动齿轮；
 38 - 外壳盖垫；39 - 放油塞；40 - 外壳盖

毂是用圆锥轴承 34 和 17 支承在驱动桥壳的侧壁与半轴外轴承壳 6 上，这就保证了轮毂在固定的半轴上旋转。

圆锥轴承 34 和 17 应保证轮毂有 0.125mm 的轴向间隙，以防止齿轮、轴承及油封产生磨损。它的调整是通过拧在轴承壳 6 上的调整螺母来完成的。

为使驱动轮和支承在同一台车上的导向轮在同一个纵向平面内，在半轴外轴承 8 及外轴承座 16 的外端面处，分别装有调整垫片 9 和 13。为保证密封，在驱动轮的左右侧均装有自紧式端面油封 4 和油封垫圈 3。自紧式端面油封在安装时应保持其 4~8mm 的压缩量。这种油封的缺点是使用中易损坏，使用寿命短。图 4-1-79 所示是一种结构简单、密封效果好的浮动式油封。它是由两个金属密封环（动环 8 与定环 1）及两个 O 形橡胶圈 5 所组成。动环与定环的接触面经过精加工组成密封面。在动环与轮毂 6 之间，定环与油封盖 4 之间的锥面处，都装有 O 形橡胶圈。密封面 A 处靠拧紧轴端螺母预紧，两个橡胶圈即被夹紧而产生弹性变形起密封作用。当密封环磨损时，橡胶圈的弹

性起一定的补偿作用。为防止润滑油从旋转轴 7 的表面外流，设有小密封圈 2。这种油封因其密封效果好，目前得到广泛的应用。

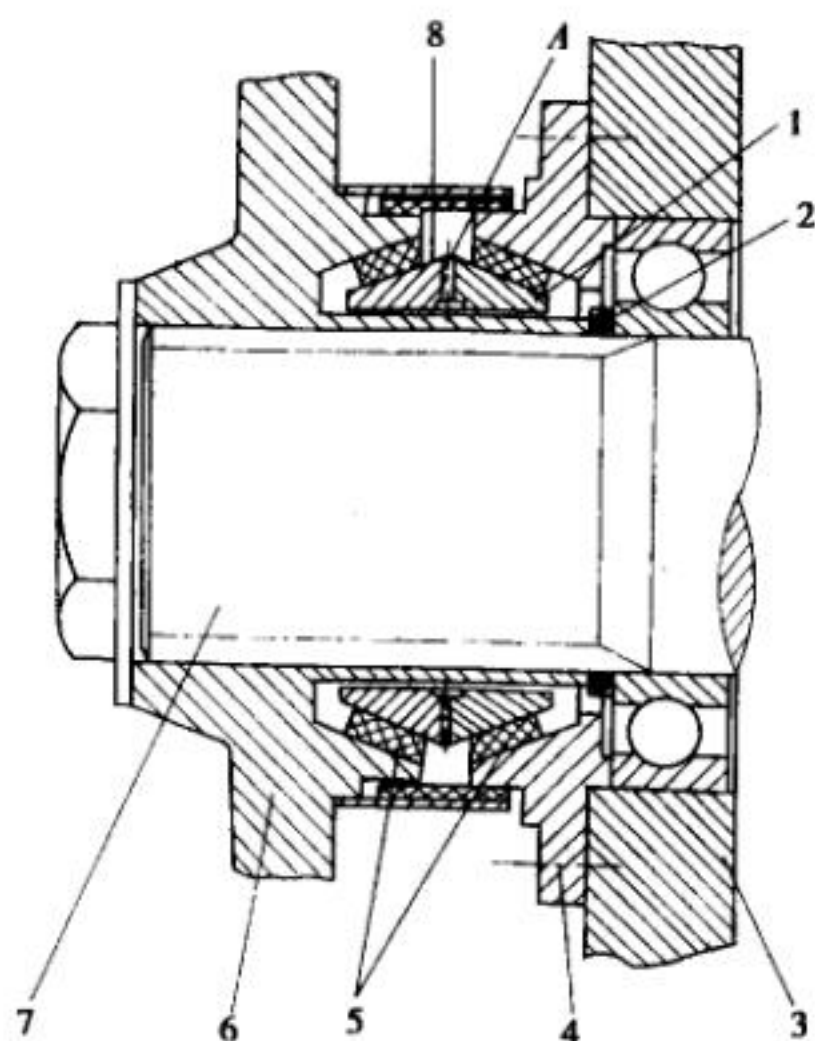


图 4-1-79 浮动油封

1-定环；2-密封圈；3-箱体；4-油封；5-O形橡胶圈；
6-轮毂；7-旋转轴；8-动环

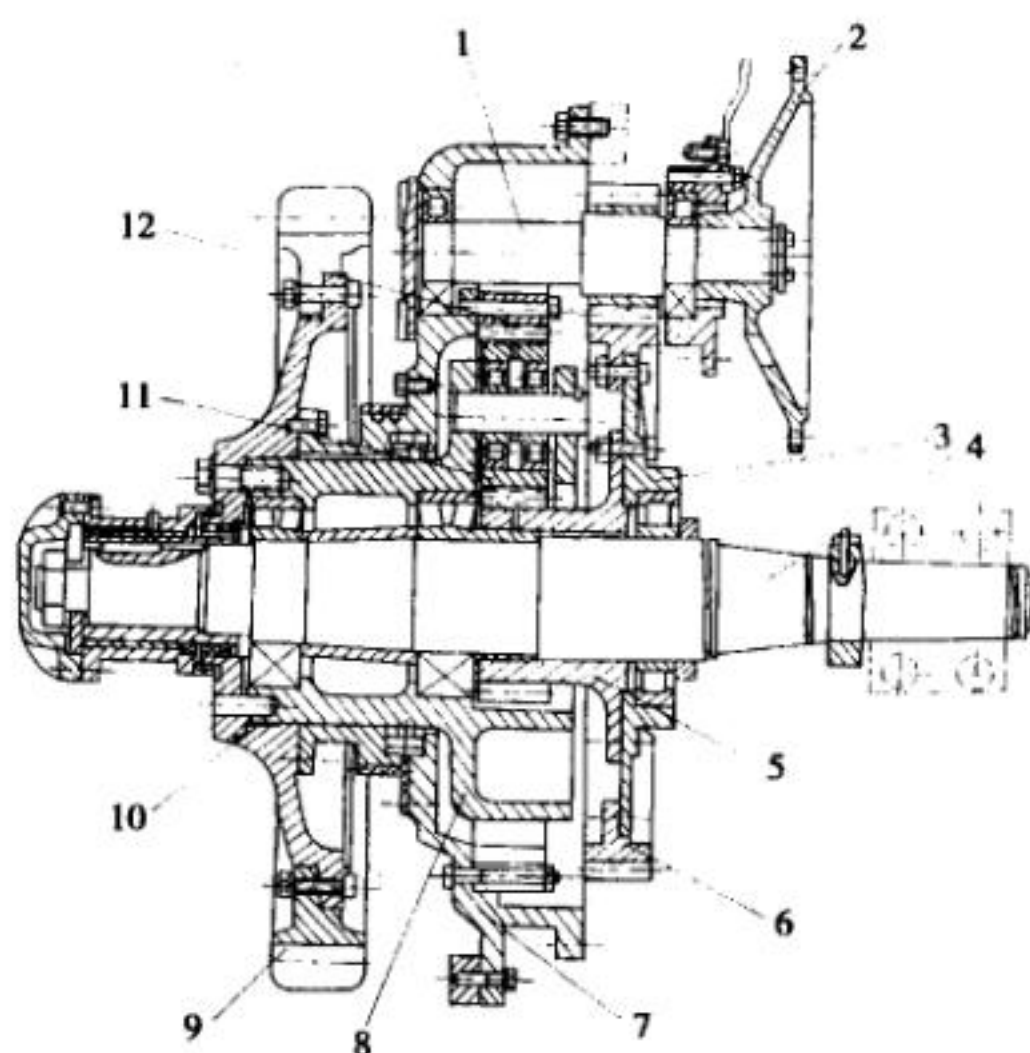


图 4-1-80 红旗 100 型推土机终传动

1-第一级减速器轴；2-接盘；3-第一级从动轮轮壳；4-半轴；
5-太阳轮；6-第一级从动轮齿圈；7-箱盖；8-行星轮架；
9-驱动轮；10-驱动轮轮毂；11-行星轮；12-固定齿圈

国产 TY180 型推土机的终传动与上述结构基本相同。

图 4-1-80 所示为行星齿轮式终传动，行星轮架 8 和驱动轮 9 连为一体，太阳轮 5 则与第一级从动齿轮 6 连为一体，齿圈 12 固定。动力由太阳轮 5 输入，经减速后由行星轮架输出，带动驱动轮旋转。

在动力传至太阳轮之前，经一对圆柱齿轮减速。所以这种终传动装置实际上是平行轴式齿轮传动和行星轮式齿轮传动的综合。

第二章 传动系的故障诊断与维护检修技术

第一节 主离合器的检修

工程机械所用的主离合器大多为机械摩擦式，中小马力的机械大多为单片或双片离合器，马力较大的工程机械常用具有较大摩擦系数、较高正压力的粉末冶金材料的多片湿式离合器。摩擦离合器根据加压情况不同，可分为经常接合式与非经常接合式两种，前者多用于工程汽车及某些工程机械中，如黄河牌汽车、解放牌汽车、东方红 60 型推土机、PY160 型平地机、W1001 型挖掘机等，后者多用于马力较大的履带底盘工程机械中，如上海 T120 型、T100 型、移山 80 型、D80A—12 型等推土机及 W501 型挖掘机等。为了使起步、换档更加平稳，减少换档次数，操作方便，防止发动机过载，扩大发动机的工作范围，改善机械使用性能，减少传动系零件的动载荷，某些工程机械采用了液力变矩器，如 ZL50 型、ZL30 型装载机，DZ—161 型自行式铲运机等。液力变矩器在很多情况下是单独工作的，但也有与摩擦离合器配合使用的。本节主要叙述机械摩擦式主离合器的故障及其维修。

一、离合器常见故障及其原因

1. 离合器打滑

当机械阻力增大，速度明显降低，而发动机转速下降不多或发动机加速时机械行驶速度不能随之增高，即表明离合器打滑。离合器打滑后，其所传递的转矩及传动效率降低，机械克服阻力的能力减小，使用性能变坏，起步困难。使用中速度不能随发动机转速的迅速增高而加快，同时还将加剧离合器摩擦片与压盘、飞轮摩擦表面的磨损，降低其使用寿命。经常打滑的离合器还会产生较多的热量烧伤压盘和摩擦片，使摩擦面的摩擦系数降低而打滑加剧，从而使摩擦片烧焦，引起离合器零件变形、弹簧退火、润滑油粘度降低外流，造成轴承缺油而损坏等。离合器打滑的根本原因是离合器所能传递的最大转矩小于发动机的转矩和机械的阻力矩，而对于给定的离合器，其所能传递的转矩与自身零件的技术状况、压盘压力、摩擦系数有关，现具体分析如下：

1) 离合器压盘压力不足

(1) 非经常接合式离合器压盘压力不足：压爪（滚轮）或凸轮承压面磨损、压紧元件各铰链处磨损，将使压紧元件有效行程减小，压盘压力降低。离合器调整不当，操纵杆自由行程过大时，分离轴承的空行程过大，工作行程变小，引起打滑。

(2) 经常接合式离合器压盘压力不足：压紧弹簧弹力不足或折断，离合器调整不

当,踏板无自由行程或自由行程过小或各分离杠杆调整不一致,致使离合器在接合状态下有的分离杠杆承压端面仍与分离轴承推力面接触,因而使压盘压力降低,离合器打滑。

2) 摩擦表面摩擦系数降低

摩擦表面沾有油污等减磨物质时,其摩擦系数将大为降低,引起离合器打滑。油污来源,一是曲轴后油封失效或回油螺纹处配合间隙不当(过大、过小、不均)时,润滑油由曲轴箱窜至离合器室;二是离合器前轴承及分离轴承润滑脂加注过多,高温稀释后甩入摩擦面间;三是维护不当,油污从外部进入离合器室并落入摩擦表面。当离合器工作不正常,造成摩擦表面温度过高或烧焦、硬化时,摩擦系数亦会降低。

3) 摩擦表面严重磨损

当摩擦表面严重磨损时,非经常接合式离合器将因分离间隙增大而使分离滑套工作行程减小,压紧力降低;经常接合式离合器则因压紧弹簧伸长而压紧力降低。当摩擦片磨损至铆钉外露时,摩擦面间将因接触不良而降低摩擦力。

4) 摩擦盘翘曲变形

摩擦盘翘曲变形后,离合器接合时摩擦面间接触不良,压力降低,传递转矩的能力下降。

5) 离合器分离机构复位不畅

踏板或分离轴承复位不畅,将消耗弹簧压紧力,使压盘压力降低,造成离合器打滑。

6) 使用不当引起离合器打滑

机械操作不当,如离合器分离不迅速,大油门高档起步,低档换高档操作失当,用突然加油克服突然增加的阻力,以及使离合器处于半联动状态等,都易引起离合器打滑。

2. 离合器发抖

机械起步到离合器完全接合期间,机械不是逐渐平滑地增加速度,而是间断起步甚至使机械产生抖动,这种现象叫离合器发抖。离合器发抖不仅使驾驶员不舒适,而且会使传动系零件因承受附加冲击载荷而加速磨损。其原因有:

1) 主从动盘间正压力分布不均匀

(1) 非经常接合式离合器各压爪或滚轮承压面及其铰链处磨损不均或维修装配不同时,压紧力不同,压紧的先后时间不一致,因而使压盘各处受力不均,甚至使压盘歪斜,主从动盘间接触不好,离合器接合时所传递的转矩不能平顺地逐渐增加,易引起离合器抖动。

(2) 经常接合式离合器各弹簧技术指标不同,以及各分离杠杆调整不一致或分离杠杆变形不一致,离合器接合时,压力不均匀,造成离合器抖动。

2) 从动盘翘曲、歪斜和变形

当从动盘产生翘曲、歪斜和变形时,在离合器接合过程中,摩擦片会产生不规则接触,压力不能平顺地增加。分离轴承移动不灵活,压盘平面度误差超限,从动盘铆钉松动,摩擦片厚度不均等会使压力分布不均,造成离合器抖动。

3) 其他原因

钢片断裂、变形,减振弹簧过软或折断,转动件平衡超限等也会引起离合器抖动。

3. 离合器分离不彻底

离合器操纵杆或踏板处于分离状态时,主、从动盘未完全分开,仍有部分动力传递,这种现象叫离合器分离不彻底。离合器分离不彻底时,会使变速器换档困难,产生齿牙撞击、损坏齿端,同时亦将加速压盘及摩擦片表面的磨损,引起离合器发热。其原因如下:

1) 离合器调整不当

离合器调整不当,使主动盘与从动盘间的分离间隙过小造成离合器分离不彻底。如非经常接合式离合器操纵杆无自由行程,经常接合式离合器踏板自由行程过大等,使压盘后移的行程缩短,不能完全解除对从动盘摩擦片的压紧力,从而使离合器不能彻底地分离。双片式离合器中压盘分离间隙(如CA1091型汽车为 $1\sim 1.25\text{mm}$)过小,便会造成中压盘后移量不足,使它与前从动片分离不清。反之,中压盘分离间隙过大,便会造成中压盘后移过量,与后从动片相碰而分离不清。当离合器几个分离杠杆调整不一致或压爪压紧程度不同时,会使压盘歪斜或复位不畅,造成分离不清。

2) 主从动盘翘曲、变形和歪斜

主从动盘产生翘曲、变形和歪斜时,在正常分离行程下仍有可能局部相碰分离不清。

3) 从动盘轴向移动不畅

离合器分离时,从动盘应随着压力的解除而迅速离开主动盘。当从动盘与离合器轴的花键配合因锈死、脏物堵塞、装配过紧等,分离时从动盘在花键轴上的移动阻力过大而不易离开主动盘,因而仍被主动盘带动旋转而造成联动现象。

4) 压盘复位弹簧失效

非经常接合式离合器压盘片状复位弹簧过软或折断,经常接合式离合器中压盘撑簧折断、脱落或失效时,会使压盘或中压盘不能复位而使主从动盘分离不清。另外离合器压紧弹簧弹力不一致或折断、摩擦片过厚等,也会因压盘歪斜或分离行程过小而分离不清。

4. 离合器异响

离合器接合或分离过程中以及转速变化时所发出的不正常响声叫离合器异响。离合器异响既使驾驶员不舒适又会使机械工作可靠性降低。离合器异响一般有轴承响、压盘响、主从动盘响及其他响声几种,现分述如下:

1) 分离轴承响

当离合器的分离轴承端面与分离杠杆接触时,听到有“沙沙沙”的轻度响声,这是分离轴承由于缺油或磨损松旷而发响。如果响声较大,且当离合器完全分离时产生“哗哗”的响声(甚至有零乱的“嘎啦”声),则说明分离轴承损坏或因缺油而过度磨损。

2) 从动盘响

在离合器刚一接合时产生“咯噔”一下的响声,在离合器接近完全分离或怠速工况油门变化时产生轻度的“嘎啦、嘎啦”响声,可能是从动盘钢片与盘毂铆钉松动或从动

盘与离合器轴（或离合器毂）花键松旷，在转速和转矩变化时产生的一种零件间的撞击声。

3) 主动盘响

经常接合式离合器的压盘及中压盘响，多因主动盘与传动销间配合松旷，在离合器分离或怠速转速变化时，主动盘产生周向摆动而发出“嘎啦嘎啦”响声。

4) 其他响声

经常接合式离合器分离杠杆调整不当，分离轴承复位弹簧失效或脱落，分离轴承转动不灵等，在离合器分离过程中都会使轴承端面与分离杠杆承压端面间产生摩擦响声；从动盘产生较大翘曲、变形、歪斜时，在分离状态下离合器轴转速低于主动盘转速而产生轻微响声；某些离合器分离杠杆与窗口间，分离杠杆与销轴间，压爪与销轴间间隙过大时，在离合器刚一接合或接近完全分离时会产生响声；非经常接合式离合器分离套筒与离合器轴配合松旷以及各杠杆铰链松旷时，在离合器接合时松开圈会因分离套筒的摆动产生纵向振动而发响；机械起步产生的某些噪声也可能是从动盘钢片断裂、破碎所致。

二、离合器主要零件的维修

1. 主动盘的维修

1) 主动盘的损伤

主动盘主要损伤是摩擦表面产生磨损、划痕、烧伤与龟裂；摩擦表面翘曲与变形；非经常接合式离合器凸耳断裂，滚柱轴承因磨损而间隙增大；经常接合式离合器压盘与传动销配合间隙因磨损而松旷，离合器盖的变形或裂纹以及窗孔磨损等。

摩擦面磨损不可避免，当摩擦面间进入脏物或从动片铆钉外露等，磨损将加剧，并易产生划痕；离合器经常打滑时摩擦表面将因高热而烧伤、变色，甚至产生龟裂、翘曲与变形。凸耳折断是由于主动盘有隐伤或使用不当（如利用突然接合离合器法克服阻力）；与传动销配合的孔除正常磨损外，使用不当时也会使磨损加剧；主动盘滚柱轴承磨损过快主要是缺油所致；离合器盖的变形与裂纹主要是压盘弹簧弹力不均或固定螺钉松动造成的。

2) 主动盘的维修

(1) 主动盘摩擦表面损伤的修复：摩擦表面磨损轻微时可用油石修整，去除磨痕和不平。摩擦表面磨损严重，形成深 0.5mm 以上沟纹、0.3mm 以上平面度误差以及产生烧伤或裂纹时，应用磨削加工法磨平，或精车后用砂纸磨平。修磨时应注意保证摩擦表面与回转轴线的垂直度误差（不大于 0.1mm），两平面的平面度和平行度误差（均不大于 0.1mm）。为增加修磨次数，在保证消除损伤的前提下应尽量减少加工量。经多次修磨后，主动盘厚度小于极限尺寸时应更换新件。主动盘厚度减小量一般不超过 2~4mm。

(2) 主动盘或压盘与传动销配合间隙的修复：主动盘与传动销配合间隙大于 1.00~1.50mm 时应修复。常用方法是修整销孔（或销槽），更换加大尺寸的传动销。有的可将旧销孔焊死，在新的位置上重新开制销孔。

(3) 其他损伤的维修：T120 型推土机离合器凸耳断裂时可用铸铁焊条焊修。修后应检查其平衡性。滚柱轴承与主动盘配合松旷时应用刷镀的方法增大轴承外径。轴承径向间隙大于 0.5mm 时应换新。离合器盖变形，其接合面平面度误差超过 0.5mm 时应修平，窗口磨损可堆焊修复，堆焊后锉修。

2. 从动盘的维修

1) 从动盘的损伤

从动盘是离合器中最易损坏的零部件。主要损伤是摩擦片表面产生磨损，硬化，烧伤，破裂，表面沾有油污（干式），摩擦片松动，从动盘翘曲、变形，钢片断裂，钢片与盘毂铆接松动，花键孔磨损等。摩擦片正常使用下磨损量不大，T120 型推土机在负荷下工作 1000h 时，离合器摩擦片平均磨损量为 0.60~0.80mm。当离合器经常打滑、分离不清时磨损将加剧，使摩擦片变薄。当摩擦片厚度小于规定值（表 4-2-1）以及铆钉头低于摩擦表面不足 0.5mm 时，应更换新摩擦片。从动盘钢片断裂是因为钢片质量差或经常突然接合离合器造成的。钢片与盘毂间铆接松动是由于铆接不牢或铆钉孔大小不一或不同心造成的。花键孔磨损是由于其与花键轴存在相对运动，有摩擦现象造成的。

表 4-2-1 离合器从动盘

机 型		T120	TY180	CA1091	W1—100 主动盘	W1—50 主动盘
从 动 盘	摩擦片					
	单片标准厚度(mm)	5.5	7	3.5	3.5	5
	单片应换厚度(mm)	3	5.5	2.8		

2) 从动盘的维修

(1) 摩擦片的修整与更换

当摩擦片表面磨损较均匀、厚度足够、铆钉头低于表面 0.50mm 以上时，可用锉修或磨修的方法修整摩擦表面，去除硬化层。当摩擦片表面磨损严重，厚度小于规定要求，铆钉头低于表面不足 0.50mm，产生烧焦破裂时，应去除旧片，更换新摩擦片，其工序如下：

- ①去除旧摩擦片：铆接的旧摩擦片可用钻孔法除去旧铆钉，粘接的旧片一般用机械法去除。除掉旧片后，用钢丝刷刷去钢片上的灰尘和锈迹，或用汽油清洗。
- ②从动盘钢片和盘毂的检修：从动盘钢片与盘毂的铆接情况用敲击法检查，如有松动和断裂应予更换或重铆。从动盘花键套键槽磨损，可用样板检查，其齿宽磨损不得超过 0.25mm；或将其套在变速器第一轴未磨损的花键部分，用手来回转动从动盘，不得有明显的旷量，否则应换新。钢片翘曲检查如图 4-2-1 所示。从动盘端面翘曲的允许误差见表 4-2-2，超过规定时用特制夹模或虎钳进行冷压校正，也可在平台上用木锤敲平。

表 4-2-2 从动盘端面跳动量允许误差

从动盘外径 (mm)	端面跳动量允许误差(mm)	
	带摩擦片	不带摩擦片
≤200	0.40	0.30
>200~320	0.60	0.50
>320	0.80	0.60

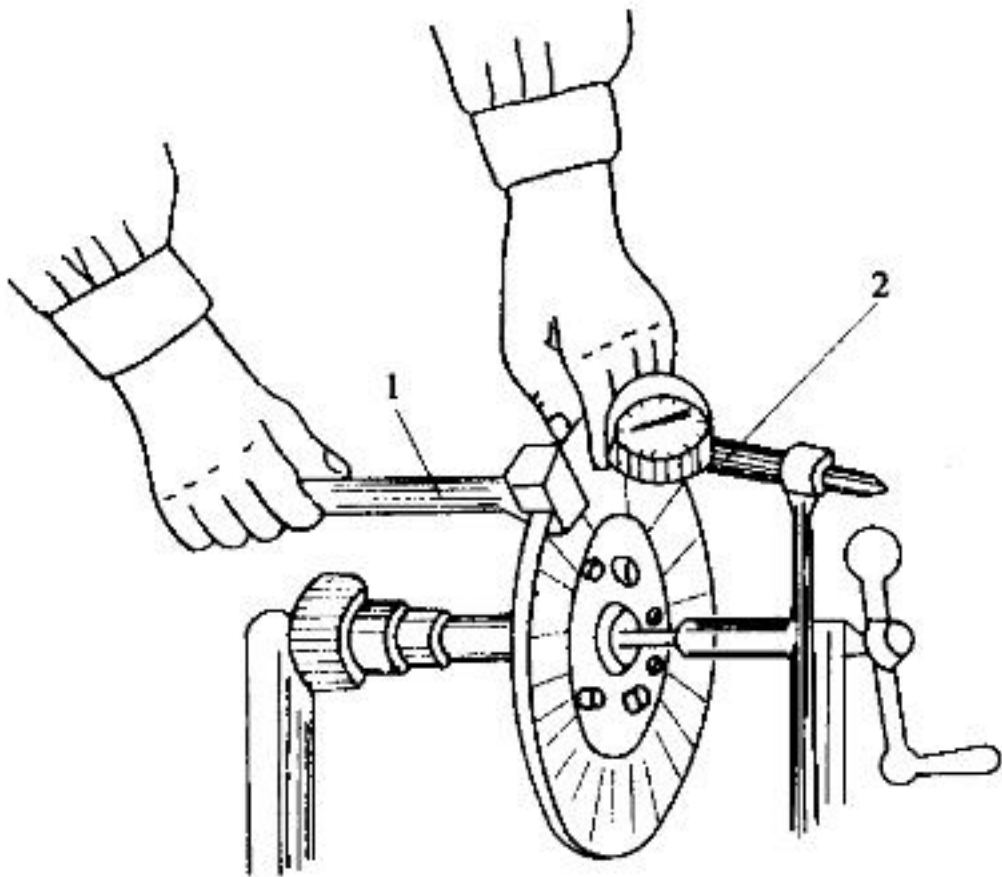


图 4-2-1 离合器片变形的检查
1-校正工具；2-百分表

③选配新摩擦片和铆钉：换用的新摩擦片直径、厚度应符合原车规格，且两片应同时更换，质量应相同。同时两摩擦片厚度差不应超过 0.50mm。

所用铆钉应是铜铆钉或铝铆钉，粗细应与从动盘上的孔径相符合。铆钉的长度必须根据摩擦片上铆钉孔下平面和钢片厚度，将铆钉穿入孔中，伸出 2~3mm 为宜。

④钻孔和铆合：将两片新摩擦片同时放在钢片的同一侧，使其边缘对正，并用夹具夹牢。选用与钢片孔相适应的钻头钻通孔，再用与铆钉头直径相应的平头镗钻在每片衬片的单面钻出埋头孔。含钢丝的摩擦片埋头孔深度为片厚的 2/3，不含钢丝的为其厚度的一半。

摩擦片的铆合可用手工进行或在铆接机上进行。用手工铆合时，将铆钉插入摩擦片铆钉孔中，使摩擦片向下，铆钉头抵紧平铤，再用开花铤将铆钉铤开后铆紧（铆钉紧度要适宜，以免损伤摩擦片）。铆合一般采用单铆，即一颗铆钉只铆一片摩擦片。铆钉头的方向交错排列。铆钉头应低于摩擦表面 1mm 以上。铆合时还应注意：

- ①为防止积累误差影响各钢片孔与摩擦片孔的同心度，可先铆好四角；
- ②铆后摩擦片与钢片或盘体间的不贴合间隙应小于 0.20mm；
- ③铆后摩擦片不应有裂纹、凹陷、凸起、缺口或油污。

⑤铆后检验与修磨：铆后应检查从动盘的厚度，如太厚或不平可用砂轮磨平。修磨表面时，一般是在飞轮上涂一层白粉，放上从动盘，略施压力转动检查，锉、磨去较高部分，直至均匀地接触。有些主离合器摩擦片可用粘接法代替铆接。粘接的摩擦片厚度可得到最大限度的使用。

(2) 铸铁从动盘的维修

上海 T120 型、宣化 140 型、W-100 型等工程机械离合器从动盘体为铸铁件，摩擦片更换与上述相同。盘体翘曲变形时可车削或磨削，最大减薄量为 2mm。从动压盘上的高碳钢或高锰钢压环与压爪接触处产生磨痕时可用油石打光或用砂轮磨平。

3. 离合器轴的损伤与维修

离合器轴的主要损伤是花键损坏，滑动轴颈磨损，与轴承配合的轴颈磨损，轴弯曲等。花键磨损后可用标准花键套或新从动盘毂在花键轴上检查齿侧间隙。齿侧间隙大于 0.8mm 时，一般应更换新轴。配件供应不足时，可用堆焊的办法焊修齿侧，然后在未磨损部分铣出标准花键，也可以用局部更换法进行维修。与分离套筒配合处轴颈磨损使配合间隙超过 0.50mm 时，可用刷镀、振动堆焊或镶套法修复。镶套时套与轴间过盈量可取为 0.01~0.07mm，并将套加热至 150~200℃后压装在轴上。离合器轴上连接盘的维修与从动盘的维修相同。轴弯曲超过 0.05mm 时冷压校正。几种离合器轴的配合数据见表 4-2-3。

表 4-2-3 离合器轴的配合数据

机 型		T1—100 上海 T120	D80A—12	W1—50	CA1091	TY180
离 合 器 轴						
材 料		50Mn		40Cr		
花键配合间隙 (mm)	标准	0.10~0.355	0.115~0.143	0.065~0.170	0.03~0.185	0.115~0.143
	应修	0.80	0.30	0.80	0.35	0.30
滑动轴颈配合 间隙(mm)	标准	0.065~0.165	0.25~0.374	0.032~0.15		0.25~0.374
	应修	0.50	0.50			0.50

4. 弹性推杆的维修

弹性推杆主要损伤是弹力减弱，孔心距变小，支撑孔磨损，弹性推杆折断等。弹性推杆弹力降低后，将其加热至 780~810℃，在油中淬火，然后再加热至 450~475℃进行回火。弹性推杆孔心距变小时可用热变形法恢复原来的孔心距，其方法是：将弹性推杆加热至 780~800℃进行高温退火，并在此温度下用楔子打入弹性推杆环口之间，将孔心距增大，然后再按上述方法进行淬火与回火。撑大销孔中心距时，应注意使两个销孔中心线平行。弹性推杆销孔配合间隙大于 0.50mm 时可用维修尺寸法修复，其维修尺寸可按 1mm 加大，销与孔配合间隙为 0.016~0.153mm。

5. 压紧弹簧的检验

压紧弹簧应无裂纹和擦伤，端面与中线应垂直，自由长度与弹力要符合规定要求。当弹簧有裂纹、擦伤、歪斜时，一般换新。一个离合器上各弹簧自由长度与弹力相差不能超过标准规定。弹簧的自由长度允许比标准值小 2mm。常见主离合器弹簧的技术规格见表 4-2-4。

6. 压紧杠杆的维修

压紧杠杆亦称压爪、压杆、凸轮、松放爪。常用 45Cr 或 40Cr 制成。圆弧硬度为 HRC43~HRC48，淬火深度为 1~3mm。压杆主要损伤是承压圆弧面与销孔产生磨损。圆弧面磨损后，承压面至前孔距离（W1—50 为 $21^{+0.1}_0$ mm）将变短。销孔磨损具有单边性质，前孔磨下方，后孔磨上方，这是由压紧时的受力情况决定的。

表 4-2-4 几种机型主离合器压紧弹簧规格

机 型		W1—100	CA1091
弹簧参数			
材料		60Si2A 或 60Si2Mn	
使用数量		10	12
自由长度(mm)		71	70.5
压缩长度(mm)		45	42
压力(N)	原厂规定	450	490~570
	大修允许		450~570
	使用限度		400

压杆磨损较少时可用油石修整圆弧面，去除磨痕和不平；当磨损超过 1mm 时应用堆焊法修复。堆焊时可用耐磨合金焊条，以增加其耐磨性。焊后用砂轮修整成形，并用样板检查圆弧面相对于两孔的位置精度。即用两销插入样板孔及压杆孔中，看两者的圆弧面是否重合。修后圆弧面应光洁，其母线应与两孔中心线平行。

压杆销孔与销配合间隙超过 0.4mm 时应修复，维修方法与弹性推杆相同且同时进行。亦可镶套维修。镶套用 45 号钢，壁厚 2~3mm，过盈量为 0.04~0.08mm。另外也可以堆焊后重新加工销孔（焊前先退火）。修后同一机械上各压杆质量差不应超过 15g。

7. 压杆支架的维修

压杆支架用 45 号钢制成。主要损伤是支承销孔磨损和与分离滑套接触的端面磨损，引起离合器压盘压紧力减小，离合器打滑。销孔磨损后可用与压杆销孔相同的方法维修，但应注意：一个支架上各销孔直径应相同，且应在同一个回转半径上；端面磨损超过 0.75mm 时可将支架前后换向使用，如果两边磨损均超过 0.75mm 时，可先堆焊，然后加工到规定尺寸；支架销孔的维修不可独立进行，需结合压杆同步考虑。

8. 分离滑套的维修

非经常接合式离合器的分离滑套多用锰钢或镍铬钢制成，内孔硬度大于 HRC51。主要损伤是：支撑弹性推杆的销孔磨损，前端面磨损，与离合器轴配合的孔产生磨损，与分离轴承配合处过盈消失，与油封配合处磨损等。

内孔磨损使配合间隙大于 0.50mm 时应按维修尺寸法修复滑套内孔或轴颈（维修间隔尺寸可取为 1.00 ~ 1.50mm）。用镶套法修复与之相配的零件时，可将孔搪大 7mm，为便于加工，搪前应先高温退火。支撑弹性推杆的孔磨损后的维修与弹性推杆上的销孔相同，且往往同步维修；前端面磨损后的处理与压杆支架端面一样，亦用堆焊法维修；与分离轴承、油封配合处磨损后可用刷镀法修复。

经常接合式离合器分离滑套亦称分离轴承座，其损伤是与托架或离合器轴配合的孔径产生磨损，与分离叉接触的耳轴（或耳臂）产生磨损，与轴承配合松旷等。

孔径磨损后的维修与非经常接合式离合器相同。耳轴配合间隙大于 1.50mm 时，可用堆焊法、刷镀法修复。也可将旧耳轴切除，在旧耳轴处钻孔、攻丝、拧入一新耳轴，并在其根部焊牢。修后左右耳轴的同轴度误差及其与滑动孔的垂直度误差应不超过 0.30mm。CA1091 型汽车分离轴承座耳臂工作面产生磨痕时可用油石修整，磨损严重时可以用焊补、加工维修。

W1—50、WK—1 型挖掘机分离滑套为 45 号钢制成的内锥形控制碗，锥碗斜度为 20°。锥面磨损后可在磨床上磨光，或磨后镀铬。两个键槽损坏后可在相间位置重新开制新键槽。

9. 分离轴承座与松放圈的维修

非经常接合式离合器分离轴承及轴承座的主要损伤是与轴承配合松旷，与松放圈两销配合间隙增大。前者间隙大于 0.05mm 时应用刷镀修复配合面，恢复配合；后者配合间隙大于 0.50mm 时应修整孔后更换加大尺寸的销子，恢复配合（标准间隙为 0.07 ~ 0.31mm）。

松放圈的球头磨损后可更换新球头。球头与松放圈配合间隙为 0.10 ~ 0.42mm，与固定座套配合间隙为 0.14 ~ 0.42mm。与分离内杠杆配合的销轴磨损后可刷镀或镶套修复。

10. 分离杠杆的维修

经常接合式离合器分离杠杆常用 45 号钢锻造或冲压而成。主要损伤为承压面及销孔磨损。承压端面一般磨损较少，当分离轴承转动不灵时，承压端会产生严重磨损，甚至烧损。承压端圆弧面磨损较少时可用油石磨圆修光，磨损量大于 2mm 时应用堆焊法维修，并用专用夹具在磨床上磨修成形。磨后应用样板检查压头形状及成形母线与销孔中心线的平行度。修后压头应进行热处理，使其淬硬深度大于 2mm，硬度为 HRC43 ~ HRC48。W1—100 挖掘机分离杠杆压脚硬度为 HRC25 ~ HRC30。销孔磨损使配合间隙大于 0.80mm 时，可用维修尺寸法或镶套法修复。镶套时镶套材料为 45 号钢，壁厚 2 ~ 3mm，过盈量为 0.005 ~ 0.075mm。亦可刷镀修复。

11. 蝶形弹簧的维修

履带式机械主离合器蝶形弹簧的自由高度和弹力要符合规定。例如 W1—50 挖掘机

主离合器的蝶形弹簧自由高度应为 $6.2 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0.24 \end{smallmatrix} \text{mm}$ ，压缩至 3.5mm 时其压力应为 6200 ~ 8500N。不合标准时应重新热处理或换新。

三、离合器的维护

1. 离合器的外部维护和润滑

为了减少离合器故障的发生，使用时，分离应迅速、彻底，接合要平稳、缓慢、柔和；合理使用半联动且一般应尽量少用；绝不允许离合器长时间处于半分离状态。离合器应根据说明书的规定及时维护，按时间润滑离合器的各润滑点，且润滑时注意不要使油污浸入离合器的摩擦面，以免引起离合器打滑。

若因离合器沾有油污而引起打滑时，应及时进行清洗（干式）。在清洗前先旋下飞轮壳下部放油螺塞，放出积聚的废油，再开动发动机并使离合器片处于分离状态下，将汽油或煤油喷射在摩擦片的工作表面。经过一定时间（2~3min），待油污彻底清洗干净后，再旋紧放油螺塞。清洗后的离合器应按规定重新给各润滑点注油。

2. 离合器的组装

1) 非经常接合式离合器的组装

非经常接合式离合器组装时一般可单独组装成一体。图 4-2-2 所示为上海 T120 型推土机主离合器装配图。非经常接合式离合器组装时应注意以下技术要求：

（1）压盘应在齿套上灵活滑动，尤其在离合器分离时，压盘在片状复位弹簧作用下应能很快后移。

（2）离合器分离时，中间主动盘不得与从动盘及压盘相擦，T1—100 型推土机主离合器分离时主从动盘间最小间隙应大于 0.30mm，间隙不应小于 0.80mm。Z2—120 型装载机要求分离间隙大于 1.90mm，W501 挖掘机要求分离间隙为 2.5~4mm。

（3）离合器各压爪应属同一重量组，其质量差应不大于 15g。

（4）连接主动盘与飞轮时，应使橡胶连接块工作时产生拉力。如果装反，工作时将很快损坏。

（5）W501 挖掘机主离合器组装时，应注意轴端大螺母的拧紧程度，一般是将其拧到底后退回 0.5~1.5 圈，使螺母的记号与离合器轴记号对齐。

2) 经常接合式主离合器的装配

（1）压盘与离合器盖组装时应注意以下技术要求：

①当各压簧自由高度及弹力不同时，应将自由高度低及弹力弱的弹簧分开相间放置，以使整个压盘各处压力一致。

②为了安装方便，连接离合器盖与压盘时，可用手动、气动或液动夹具通过离合器盖将各弹簧同时压缩，然后装配连接螺母与分离杠杆螺栓。在无夹具情况下装配分离螺栓时，应将几个螺栓螺母同时逐渐拧紧，以免压盘歪斜，使螺栓产生弯曲应力而折断。

③各分离杠杆承压端面应位于同一垂直于离合器轴的平面内，其偏差应不大于 0.25~0.30mm。

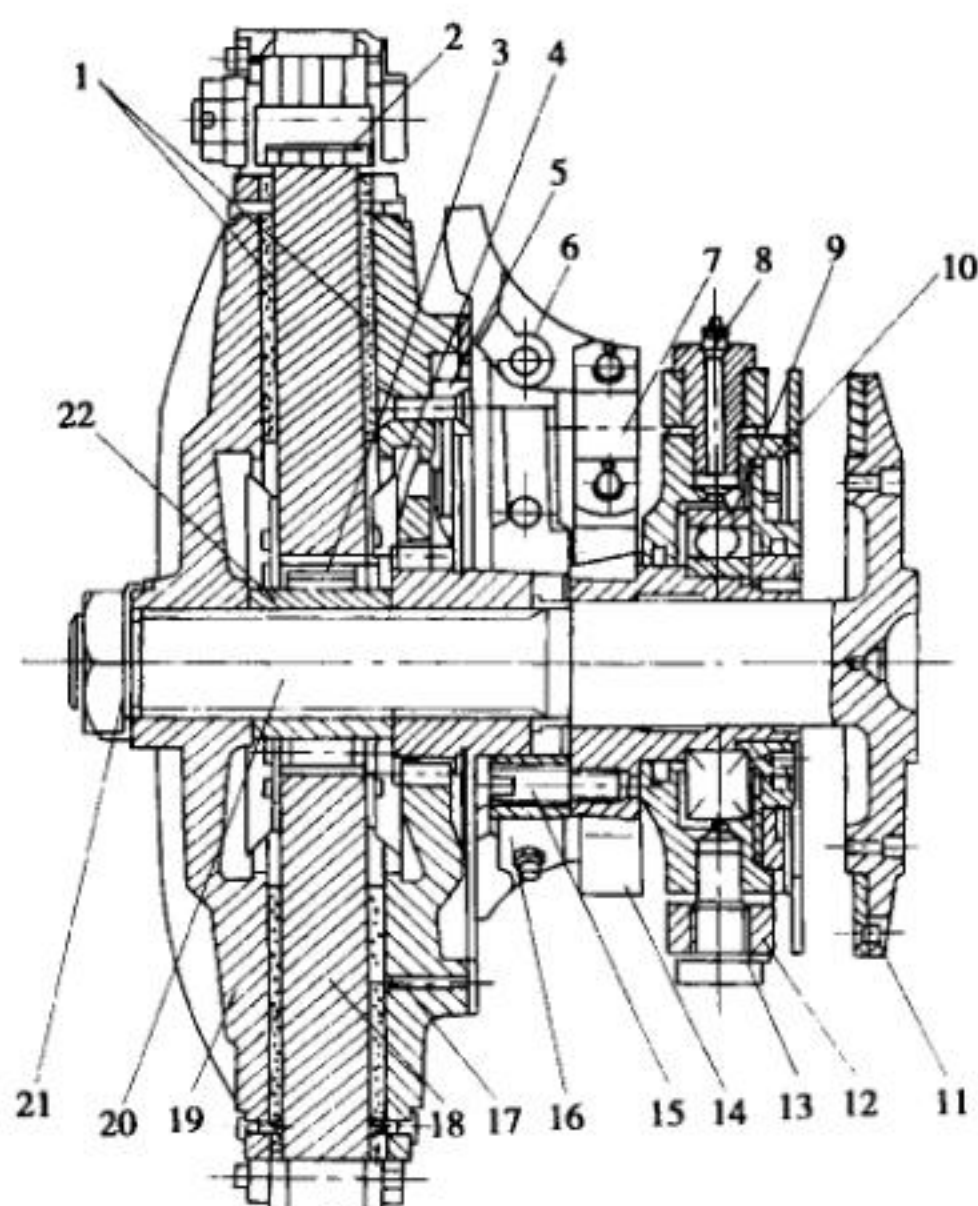


图 4-2-2 上海 T120 型推土机主离合器

- 1 - 扇形摩擦片; 2 - 橡胶连接片组; 3 - 主动盘轴承; 4 - 挡油盘; 5 - 回拉片弹簧;
6 - 压爪; 7 - 耳簧; 8 - 油嘴; 9 - 分离轴承; 10 - 轴承壳; 11 - 制动片; 12 - 松放圈;
13 - 销轴; 14 - 分离滑套; 15 - 导向传动销; 16 - 压爪支架; 17 - 压盘; 18 - 主
动盘; 19 - 前从动盘; 20 - 离合器轴; 21 - 螺母; 22 - 主动盘内套

为了装车后调整方便, 有的还规定了离合器承压端面到压盘摩擦面间的距离, 如 CA1091 型汽车主离合器规定此距离为 $41 \pm 0.25\text{mm}$, EQ1090 型汽车主离合器规定此距离为 35.4mm 。

(2) 离合器盖总成与从动盘、飞轮组装时应注意以下技术要求:

①压盘和中压盘在传动销上应滑动无阻, 不合适时可换位试装。否则易引起离合器打滑和分离不彻底。

②从动盘的安装方向必须正确。许多从动盘毂前后长短不同, 一旦装反将影响离合器的正常工作。如 CA1091 型汽车主离合器两个从动盘毂应是短部相对放置, 如果有一个装反, 在离合器接合时将因两从动盘间距离大于中压盘厚度而引起离合器打滑及从动盘永久变形。设有挡油盘的 (如东方红 60 型推土机) 应使从动盘毂有挡油盘的一侧朝向飞轮, EQ1090 型汽车从动盘毂长的一侧朝向变速器。

③CA1091 型汽车主离合器中压盘上的三个撑簧应朝向飞轮一侧, 否则离合器分离时前从动盘将被中压盘挤压而分离不彻底。

④在连接离合器盖与飞轮之前, 应先将离合器轴插入从动盘花键孔及飞轮轴承孔中进行从动盘定位, 待离合器盖与飞轮连接后再取下。否则在离合器盖与飞轮连接后, 由于从动盘已被压紧, 当两个从动盘花键孔与前轴承孔不同心以及两从动盘花键孔键齿齿位相错时, 将使离合器轴装不进去。

⑤为了不破坏离合器的动平衡,有的离合器盖与飞轮间、离合器盖与压盘间打有相对位置记号,安装时应使记号对正。

(3) 分离轴承组件与小制动器的装配。分离轴承组件应先装在离合器轴上。CA1091型汽车主离合器在装分离轴承组件前应装上分离叉及叉轴。设有小制动器的主离合器(如东方红 60 型推土机)应先装上小制动器,再装分离轴承组件。小制动器两边的螺栓拉紧长度应调整一致。

除以上提到的注意事项及技术要求外;无论何种离合器装配时尚应注意以下几点:

(1) 装配前应检查摩擦表面有无油污,如有应用汽油擦洗;

(2) 在离合器工作时在具有相对运动的摩擦表面上涂以少许润滑脂;

(3) 滚动轴承内应填充适量润滑脂(一般约为其空间的 $1/2 \sim 2/3$)。有的分离轴承为密封式,里面已有润滑脂,装前不要用汽油清洗。

3. 离合器的调整

主离合器工作正常与否,除取决于离合器各零件的技术状态外,还取决于离合器各零部件间的位置关系,亦即取决于离合器的调整是否正确。

1) 非经常接合式主离合器的调整

非经常接合式离合器主要是调整压盘的正压力,以保证传递足够的转矩。正压力是通过压爪产生的,而压爪压力是由操纵杆上的操纵力经过一系列杠杆传递的(指非助力式操纵),因此压盘上压力与操纵力有一定的关系。压盘上的正压力是通过操纵力的大小来判断的。当操纵力小于要求数值过多时,说明正压力过小;当操纵力大于要求数值时,说明正压过大。如上海 T120 型、T1—100 型等推土机主离合器操纵杆操纵力为 150 ~ 200N。不合要求时可通过改变压爪支架相对于压盘的轴向位置进行调整。具体方法是:在离合器分离状态下,旋松压爪支架夹紧螺栓,相对压盘转动压爪支架,支架接近压盘时压力增加,反之则减小。边调边试操纵力大小。调后使夹紧螺栓可靠锁紧。调后的离合器应既能可靠传递转矩,又能自锁。

下面简要介绍 T120 型、TY180 型推土机主离合器的调整:

(1) T120 型推土机主离合器的调整: T120 型推土机主离合器是杠杆压紧非经常接合式离合器。在使用过程中,它和其他类型离合器一样,随着从动盘与压盘上的摩擦衬片的磨损变薄而使离合器打滑或接合不良,进而影响机械的正常运转。因此必须进行调整,其调整程序如下:分开主离合器,打开检视口盖,并把变速器放空档。转动压爪支架,使夹紧螺栓朝向检视口位置,并将其旋松。然后将变速杆置于任一档位,再将压爪支架沿与飞轮转动相反的方向转动一个角度,于是它就沿压盘毂外的螺纹向压盘稍移一些,压盘压力增大,相反方向调则压盘压力减小。边调边试操纵杆操纵力大小(150 ~ 200N 为宜)。调好后拧紧夹紧螺栓并锁紧。调好的标志是满载下不打滑。

T120 型推土机主离合器小制动器在使用过程中,主动盘与从动盘之间的间隙不需进行调整。

(2) TY180 型推土机主离合器的调整: TY180 型推土机采用杠杆压紧式湿式主离合器。这种离合器的特点是,从动摩擦片是由多种金属和非金属粉末混合在一起,并通过粉末冶金技术烧结而成。该材料机械强度高、承压大,摩擦系数大且稳定,耐磨、耐高

温,故可在长期使用中不需调整,操纵亦较轻便。主离合器的调整程序如下:首先使发动机熄火并处于减压状态,然后卸去检视口盖板并使调整圈上的锁板之一向上对着检视口;松开锁板锁紧螺母,然后摇转曲轴 180° ,使另一边的锁板转向检视口并松开锁紧螺母;将变速杆置于任一档位,使离合器轴在调整时不能任意转动,然后转动调整环(从后面看,顺时针转调紧,逆时针转则调松)来调整主离合器;调好后重新紧固锁板锁紧螺母并装复检视口盖。主离合器调好后,发动机在运转情况下其操纵力应不超过 60N 。调整完毕后进行负荷试验,以检查调整的正确性。其方法为:使发动机全速运转,将变速杆置于前进最高档位置,完全踩下左右制动踏板,然后接合主离合器。如果发动机能在 2s 内被制动熄火,则主离合器调整合格。

2) 经常接合式主离合器的调整

(1) 分离间隙的调整

对于给定的离合器,其总的分离间隙主要取决于分离轴承的工作行程 S_G 的大小,也即离合器踏板的分离行程大小,此行程大小又是通过调整离合器踏板自由行程及总行程大小来保证的。具体调整时大多是通过改变离合器踏板下端至离合器外杠杆间的拉杆长短来实现的。有时尚应配合调整分离杠杆。

有的离合器(如 CA1091 型汽车离合器中压盘)的分离间隙是用专门机构调整的。CA1091 型汽车中压盘分离间隙的调整如下(图 4-2-3):在离合器接合状态下将限位螺钉拧到底,然后退回 $5/6$ 圈(限位螺钉与锁片间产生 5 个响声),相当于产生 1.25mm 的分离间隙。间隙过小,前从动盘分离不彻底;间隙过大,后从动盘分离不彻底。黄河汽车离合器中压盘前后的分离间隙是靠中压盘前后的 6 个撑持弹簧弹力一致来保证的,间隙不当时应更换弹力不同的撑持弹簧。

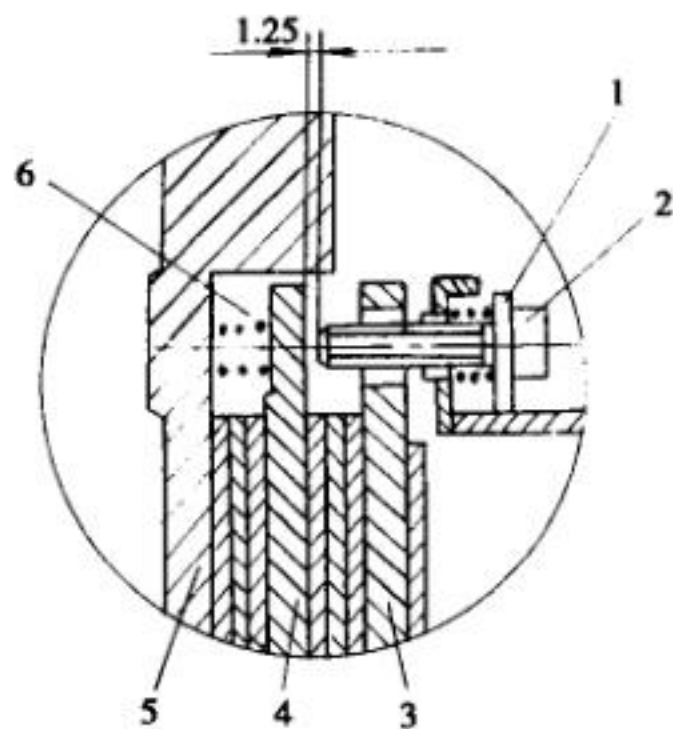


图 4-2-3 CA1091 型汽车中压盘分离间隙的调整

1-锁片; 2-限位螺钉; 3-压盘; 4-中压盘; 5-飞轮; 6-撑持弹簧

(2) 分离轴承空程间隙的调整

分离轴承空程间隙是指离合器在分离状态下分离杠杆承压端距分离轴承推压端面间的距离。此距离既决定于分离轴承的位置,又决定于分离杠杆的调整。机型不同,此间隙亦不同,东方红 60 型推土机的这一间隙为 $3.50 \sim 4.50\text{mm}$,而 CA1091 型汽车这一

间隙为 $1.50 \sim 2.00\text{mm}$ 。此间隙可通过调整分离杠杆上的调整螺母或调整离合器踏板下端至离合器外杠杆间的距离，以改变分离轴承的轴向位置。调整分离杠杆时，应使各分离杠杆承压端面轴向高度差小于 $0.25 \sim 0.30\text{mm}$ 。

经常接合式主离合器调整时的主要控制参数是离合器踏板的总行程与自由行程。CA1091 型汽车主离合器踏板的自由行程为 $20 \sim 30\text{mm}$ ，总行程为 $125 \sim 150\text{mm}$ 。黄河汽车离合器踏板的自由行程为 $30 \sim 40\text{mm}$ 。

3) TY180 型推土机小制动器的调整

分开主离合器，此时若放松主离合器操纵杆，操纵杆将会少许回移。这是由于液压助力器的滑阀在复位弹簧的作用下回到中位所引起的，而这个中位就是制动器起作用的位置。由此，可根据离合器操纵杠杆的这个位置去拧动调整螺钉 7（见图 4-1-18）。松开调整螺钉 7 上的锁紧螺母并拧紧螺钉 7，直到制动杠杆 6 与制动杆 11 两杆端头开始有间隙为止。松开调整螺钉 10 上的锁紧螺母并拧紧该螺钉，直至制动杆 11 的上端仍未碰及制动杠杆 6 为止。轻轻推着制动杆 11 使制动带的衬片刚好触及制动鼓，然后使制动杆不要移动，再拧松调整螺钉 7，直至两杆端接触为止。最后再把螺钉回转 $1 \sim 2$ 圈即可。拧紧调整螺钉 10 使制动杆 11 的上端移近到足够触及制动杠杆 6 的端头，然后再由该位置拧松 $1 \sim 2$ 圈。这样，就会使制动杆 11 的上端一面接触到制动杠杆 6，另一面又触及到助力器杠杆的调整螺钉 8 的钉头。完成这些调整之后再校核一次制动鼓与制动带衬片之间的间隙是否为 0.8mm ，最后拧紧所有的锁紧螺母。

上述调整方法，只是当制动器磨损不太大（即螺钉 7 与 10 的拧动量不很大）时才适用。当磨损量已大到按上述方法无法调整时（或新换制动衬片时），则应按下列方法进行：首先按上述方法完成前三个步骤的调整，然后拧松调整螺钉 8 上的锁紧螺母，并拧紧该螺钉使制动杆 11 到达垂直位置，而且制动衬带也要与鼓接触。完全拧紧调整螺钉 8 上的锁紧螺母后，再按上述方法后两个步骤进行。小制动器调整后，起动发动机。发动机温度正常后，将主离合器操纵杆向前推到底，离合器轴在 3s 内迅速制动，则认为调整合格。

四、湿式离合器的故障及调整

1. 湿式离合器的拆装

湿式离合器拆装的要点如下：

（1）拆卸时，可参照各部分解图，并依据装配情况，前后、左右、上下的关联，按顺序进行拆卸。

对定位销、零件加工面以及铝合金件严禁使用铁锤敲打。对于不易拆卸的螺栓、螺母，切不可勉强硬卸。

对操纵联杆拆卸时，杆的调整值不得随意变动，必须变动时要事先量好长度，以使组装时按此值重调。

拆卸主离合器从动齿轮时，待取出主、从动片后，应由从动齿轮孔先将轴承护圈螺栓拧下，然后再拆卸从动齿轮。

拆卸分离弹簧时，使用专用工具先将分离弹簧压缩，取出锁片，再将弹簧拆除。

(2) 各部件拆卸后要清洗干净。特别对油封、轴承、调整垫片等应妥善保管。

(3) 组装时，对涂有防锈剂的新零件，须除净防锈剂后再组装。

装配油封时，要注意油封唇部的方向，装妥后要涂以润滑油；组装轴承时，要特别注意防尘；轴承、油封、衬套等件需用压力机或压入工具组装。

组装时，依据装配关系，有对合记号要求的应特别注意，如飞轮和压盘应对合装配，不得随意组装。

2. 湿式离合器的故障与调整

1) 湿式离合器的故障

湿式离合器的主要故障见表 4-2-5。

表 4-2-5 湿式离合器的主要故障

故障症状	主要原因	排除措施
主离合器打滑	主离合器失调 主离合器衬片损坏 主离合器压力不足	调整、维修、更换衬片
换档时，齿轮不正常冲击	油粘度太高 调整环失调 小制动器失调 盘或板变形	使用低粘度油 调整 调整 修复或更换新件
主离合器杆阻碍	环套焦粘 由于下列原因助力器失效： 主离合器箱内缺油； 管子漏油； 油泵工作失灵	加注油 补加油 修理 修理
齿轮不易啮合	小制动器失调	调整

2) 湿式离合器的调整

湿式离合器的调整包括主离合器的调整和小制动器的调整。

主离合器调整时，应将发动机熄火，并使其处于“减压”状态，打开主离合器检查盖，利用起动电动机转动飞轮，将锁板（两处，相隔 180°）转到离合器壳体检查孔的下方，分别松开锁板的锁紧螺母。

用专用扳手转动调整环（顺时针转动调整环，离合器压紧），直到调好为止。重新将两个锁紧螺母拧紧，使锁板可靠紧固，并按下述步骤检查离合器的调整正确性：

使发动机全速运转，将变速杆置于“五档”位置，踩下全部制动踏板，然后将主离合器操纵杆向后拉，使离合器接合。此时，如发动机能在 2s 内自行熄火，并且操纵离

合器的作用力不超过 60N 时，则认为离合器调整合格。

小制动器的调整步骤如下：

- (1) 把离合器操纵杆前推，使主离合器处于分离位置；
- (2) 将调整螺钉 2（图 4-2-4）拧紧，使制动器复位臂 1 与制动臂 5 分开；
- (3) 松开锁紧螺母，并拧紧调整螺钉 3，使之与制动臂 5 分开；

(4) 轻推上制动臂 5，使制动衬带 8 刚好密贴制动鼓，制动臂应保持在该位置，然后退回调整螺钉 2，使制动器复位臂 1 与制动臂 5 接触为止，再转回 1~2 圈，并将锁紧螺母紧固；

(5) 将调整螺钉 3 转回到能与制动臂 5 相接触的位置，然后紧固锁紧螺母，此时决不可使助力器阀杆移动，调好后，检查制动鼓与衬片带的间隙，应为 0.8mm。

在上述调整中，如果发现两个调整螺钉之一失效或更换新制动衬带（衬带磨损量超过 2.3mm）时，应补充下述步骤：在完成（1）~（3）步骤后，松开锁紧螺母，并拧紧调整螺钉 6，直到制动臂 5 近似处于垂直位置，而制动衬带应与制动鼓密贴，再将锁紧螺母紧固，其余按步骤（4）、（5）进行调整。

当小制动器衬片带磨损不大时，可直接按下述步骤调整：松开锁紧螺母，拧调整螺钉 6，使衬带 8 与制动鼓 7 密贴，再将调整螺钉 6 退回 1~2 圈，然后紧固锁紧螺母。

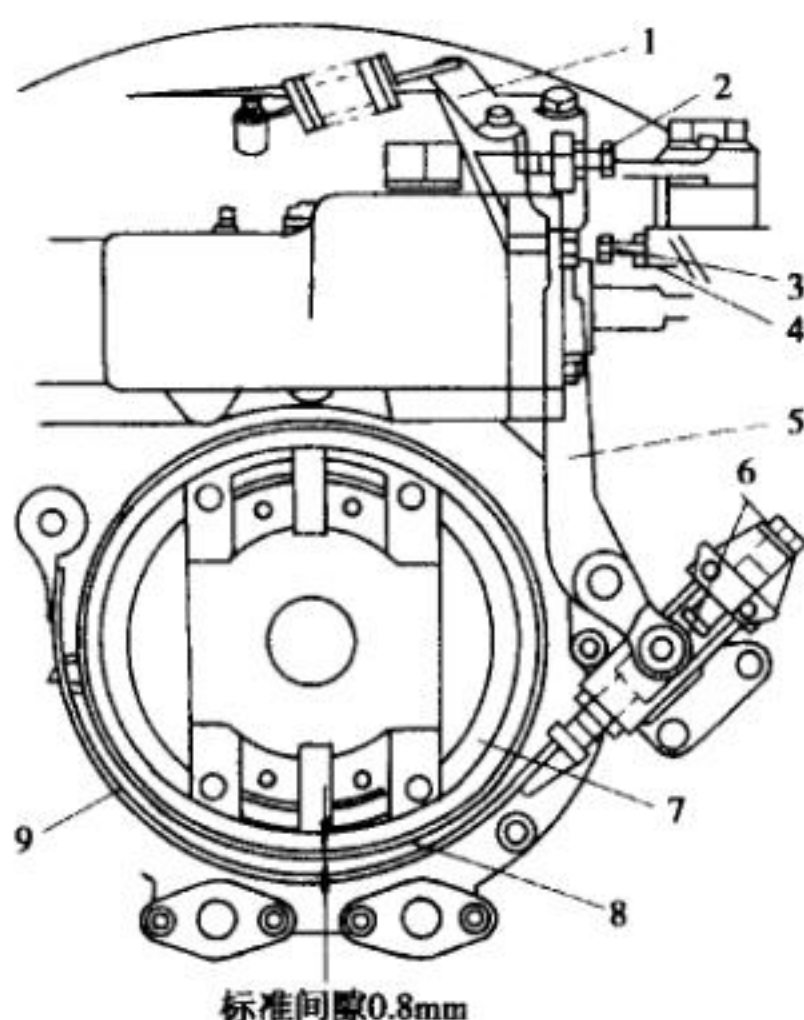


图 4-2-4 小制动器调整位置

- 1- 复位臂；2- 调整螺钉；3- 螺钉；4- 臂；5- 制动臂；6- 调整螺钉；
7- 制动鼓；8- 制动衬带摩擦衬面；9- 制动衬带

小制动器调整后，应检查其调整的正确性；待发动机运转正常后，将主离合器操纵杆向前推到底，离合器轴在 3s 内迅速制动，则认为调整合格。

第二节 变速器的维修

在机械使用过程中，变速器经常在高转速、大负荷变转速、变负荷下工作。同时由于使用条件复杂，变换档位频繁，使得变速器内部齿轮与轴之间、齿轮与齿轮之间、轴承内部由于相对运动而磨损。加之装配调整不当，使用操作不当，均会使变速器各机件磨损加剧，甚至损坏，影响变速器乃至整台机械的正常工作。为此，在维修时，应加强零部件的检测和修复，采取各种措施恢复零件尺寸形状及装配关系，以保证变速器的使用性能。

一、变速器的常见故障及原因

1. 自动脱档

自动脱档也叫跳档，是指机械在正常使用情况下，未经人力操纵，变速杆连同齿轮（或啮合套）自动跳回空档位置，使动力传递中断。自动脱档对机械安全使用危害很大。尤其在坡道上行驶时，产生自动脱档后不易重新挂档而造成溜车，引起严重事故。产生自动脱档的原因是：

1) 齿轮（或啮合套）轴向分力过大

（1）齿面偏磨

变速器齿轮在频繁的换档与传力过程中会使齿面偏磨，尤其在换档过程中，首先接合的齿端齿面相对滑动距离及摩擦时间较长，故磨损较大；后接合的齿端齿面相对滑动距离及摩擦时间则较短，故磨损较小，从而使齿面形成斜度，使啮合齿之间的相互作用力产生较大的轴向分力。齿轮磨损越严重，外负荷越大，则轴向分力越大。当轴向分力超过锁定力及摩擦力时即自动脱档。变速器使用时间过长、缺油、油质较差、强行换档等都会加剧齿面的偏磨。

（2）变速器壳形位误差过大

试验表明，当变速器壳体各轴线间的平行度误差过大时，会使齿轮产生很大的轴向分力，当此轴向分力的方向与齿轮自动脱档力方向一致时，即会促成自动脱档。变速器壳体时效处理不好、加工精度差、结构或材料刚度低、维修使用不当，都会使其轴线平行度误差超限。

（3）其他原因

变速器轴刚度差、齿轮与花键轴配合间隙过大、齿侧间隙过大等，也会使齿轮歪斜，传动中冲击等产生较大的轴向推力。

2) 锁定机构失效

汽车变速器自锁机构多为弹簧顶压钢球或锁定销结构。当弹簧变软或折断，钢球（或锁定销）与滑轨锁定槽边缘磨损较大时，其自锁力将大大降低，在较大齿轮轴向力作用下容易自动脱档。推土机等工程机械变速器除自锁机构外，大多数设有与主离合器

联动的刚性联锁机构，锁定力很大，因此一般不会产生自动脱档。但当联锁机构损坏（如锁定销折断或锁定销与滑轨锁定槽边缘磨损过甚）以及联锁操纵失效（如联锁轴相对于摆动杠杆产生自由转动）时，会使锁定力降低，在主离合器接合状态下仍有可能产生自动脱档。

3) 滑轨未被锁定或齿轮啮合位置不对

变速杆变形、拨叉变形、拨叉与拨叉槽轴向间隙过大、拨叉与滑轨连接松动等，均可使变速杆在相应档位下齿轮或滑轨未进入正常啮合位置或锁定位置，或滑轨虽被锁定，而齿轮轴向旷动量较大，在较大动载荷作用下，轴向力易超过锁定力而跳回空档。EQ1090 型汽车变速器同步器锁销松动，CA1091 型汽车变速器第二轴前螺母松动等也会造成自动脱档。

2. 档位错乱

档位错乱亦称乱档。有下列现象之一即为变速器乱档：

- (1) 实挂档位与欲挂档位不符；
- (2) 同时挂入两个档位；
- (3) 挂不上欲挂的档位；
- (4) 只能挂入某一档位；
- (5) 挂档后不能退出。

变速器乱档后，机械无法正常工作。当同时挂入两个档位时，轻者使发动机熄火，重者损坏齿轮，使轴变形，造成严重机械事故。变速器乱档的根本原因是变速齿轮或滑轨与变速杆间位置不正确，或两者间运动不协调，具体分析如下：

1) 变速杆变形或拨头过度磨损

变速杆侧向变形时，当变速手柄位于某一档位时，变速杆下端拨头可能位于另一档位变速轨凹槽中，引起乱档。当拨头磨损严重或沿变速方向变形时，变速手柄至极限位置后变速拨头可能脱出滑轨拨槽，形成挂不上档，或挂上某一档后摘不下档。当变速杆中间球铰磨损使变速杆上移时，会加速这种故障的发生。

2) 滑轨互锁机构失灵

为了防止同时挂入两个档，一般变速器都设有互锁机构。长期使用后互锁机构零件会产生磨损，如 CA1091 型汽车及 EQ1090 型汽车互锁钢球与滑轨间磨损、互锁销磨损、滑轨与导孔配合松旷等，即形成变速滑轨内边间的距离大于等于两钢球直径之和，造成互锁失灵。JN1151 型汽车变速器互锁钢球磨损过甚或装用不符合尺寸要求的钢球，也会造成这种故障。T120 型、TY180 型等推土机变速器均采用摆架式互锁装置，所以不易产生同时移动两个齿轮的故障。

3) 变速拨叉与滑轨连接松脱

变速拨叉与变速滑轨连接松脱时，变速齿轮不受变速杆及滑轨的控制，容易产生窜位、脱档，或同时挂入两个档位。

3. 变速杆抖动

机械挂上档后工作时，变速杆不断抖动，说明有不正常力作用于变速杆下端。变速杆发抖使驾驶员很不舒适，有时还会打手，加剧跳档现象的发生。其原因如下：

(1) 拨叉脚侧面与拨叉槽侧面不平行或间隙过小, 齿轮或接合套回转时不断触动拨叉脚, 通过滑轨传至变速杆使变速杆抖动。

(2) 齿轮或接合套拨叉槽与其回转中心不垂直, 或齿轮与轴配合松旷(啮合套与花键轴配合松旷), 齿轮或啮合套回转时其拨叉槽轴向摆动, 触动拨叉脚, 使变速杆抖动。

(3) 变速杆中间球铰松旷或撑持弹簧折断及定位销松旷, 使变速杆失去回位能力而抖动。

(4) 锁定机构失效, 变速滑轨定位不稳, 齿轮轴向摆动力较易反映在变速杆上。

4. 变速器异响

变速器在正常情况下会有均匀谐和的响声, 这是由于传动件的传动、齿轮间摩擦、轴承转动等引起的。变速器磨合后此响声会变小。当响声不均匀, 响声较大、尖刺、断续、沉重时, 即为变速器异响。异响往往也是其他故障的表征。变速器异响有以下几种:

1) 轴承异响

变速器滚动轴承长期使用后会因磨损而增大轴向间隙与径向间隙, 滚动体与滚道表面易产生疲劳点蚀, 缺油时尚易产生烧伤。故在高速下会因滚动体与滚道间的冲撞而产生细碎、连续的“哗哗”响声。变速器内缺油或润滑油过稀、过稠、品质不好等, 也会造成轴承异响。空档时响, 而分离离合器后响声消失, 一般为第一轴前、后轴承或常啮合齿轮响。如挂入任何档都响, 多为第二轴后轴承响。轴承异响是轴承间隙增大的表征, 除会加速轴承、齿轮、变速轴的损坏外, 高速回转时还易使齿轮轴产生摇摆和扭振。

2) 齿轮异响

齿轮加工精度低或牙齿磨损过甚, 间隙过大, 啮合不良, 啮合位置不对; 维修时未成对更换齿轮或新旧齿轮搭配使齿轮不能正确啮合; 齿面硬度不足、刚性差、粗糙度大、有疲劳剥落或个别牙齿损坏折断; 齿轮与轴配合松旷, 齿轮轴向间隙过大; 箱体形位误差超限, 齿轮轴刚度不足, 变形过大; 轴承松旷等引起齿轮啮合间隙改变, 增大了齿轮噪声。

3) 其他原因异响

变速器内缺油, 润滑油过稀、过稠或品质不好, 齿间及轴承金属间直接摩擦, 响声增大; 箱壁内无筋光面过大会引起共鸣, 放大异响; 变速器内掉入异物, 某些紧固螺钉松动, 齿牙打坏, 轴上零件窜动; 里程表软轴或里程表齿轮发响等。

5. 换档困难

换档困难主要表现为挂不上档, 或挂上档后摘不下档。变速器出现该故障后使机械无法正常工作。其原因除乱档所述以外, 还可能有以下原因:

(1) 滑轨弯曲、锈死或为杂物所阻, 移动不灵;

(2) 联锁机构调整不当, 离合器分离时变速滑轨处于锁定位置;

(3) 离合器分离不彻底, 小制动器失效, 离合器轴不能停止转动, 使挂档困难;

(4) 锁定销或钢球、互锁机构等被脏物所阻而移动不灵时, 也会造成换档困难;

(5) 汽车变速器的同步器损坏, 使换档困难。

6. 变速器发热和漏油

变速器发热是指其温度超过 60°C 以上。变速器温度过高是其他故障的表征，且会缩短润滑油的使用寿命。变速器漏油是指其周围出现齿轮油，而其箱内油量减少。

当变速器轴承安装过紧、转动不灵或内外圈转动，保持架损坏等会使轴承发热增加；齿轮啮合间隙过小，啮合位置不正确，齿面滑移增多，挤压力增大，齿轮摩擦热增加；润滑油不足或品质不好时，运动件的润滑条件变坏，摩擦热增加，从而使变速器温度过高。

变速器漏油一般是由于润滑油选用不当、侧盖太松、密封垫损坏或遗失、油封损坏或遗失、箱体破裂等原因引起的。

二、普通齿轮式变速器的维修

1. 变速部分主要零件的维修

1) 变速器箱体的损伤与修复

(1) 变速器箱体的损伤

①箱体变形：箱体变形后将破坏孔与孔、孔与平面间的位置精度，其中最主要的是同一根轴前后轴承孔的同轴度及各轴之间的平行度；其次是箱体端面与孔中心线的垂直度。箱体变形原因如前所述。变形后的最大影响是传递转矩的不均匀性增大，齿轮轴向分力增大；轴孔间中心距增大或变小，使齿轮的啮合状态恶化。圆柱齿轮传动的中心距允许误差为 $\pm 0.05\text{mm}$ 。

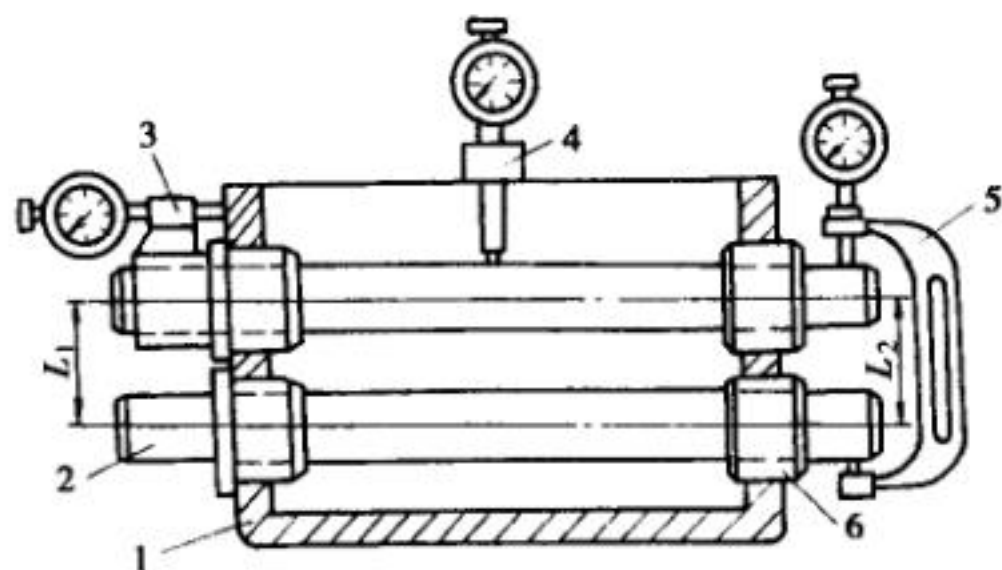


图 4-2-5 箱体变形的检验

1-箱体；2-辅助心轴；3、4-百分表；5-百分表表架；6-衬套

箱体变形大小可用图 4-2-5 所示辅助心轴及仪表进行测量。两心轴外侧间的距离减去两心轴半径之和即为中心距，两端中心距之差即为平行度误差。但这种测量只有当两个心轴轴线共面时才准确。测量端面垂直度时可用左侧百分表，将其轴向位置固定，转动一圈，表针摆动量即为所测圆周上的垂直度大小。测量上平面与轴线间平行度时可在上平面搭放一横梁，在横梁中部心轴上方安放一百分表及其接头，使接头触及心轴上表面，由横梁一端移至另一端时表针摆动大小即反映了上平面相对于轴心线平行度误差及上平面本身的平面度误差。

无定位套与心轴时亦可按如图 4-2-6 所示进行间接测量。即将箱体上平面倒置于平台之上,用高度游标卡尺及百分表、内径分厘卡或量缸表测量各孔下缘高度及各孔孔径,各孔高度差即反映了各轴线与上平面之间及各轴线之间在垂直方向上的平行度误差。再将箱体与上述垂直放置并同样测量,其高度差即反映了各轴线是否共面。根据两次测量即可计算出各孔轴心线是否平行,而各加工面的平面度误差可用平板与塞尺测量。

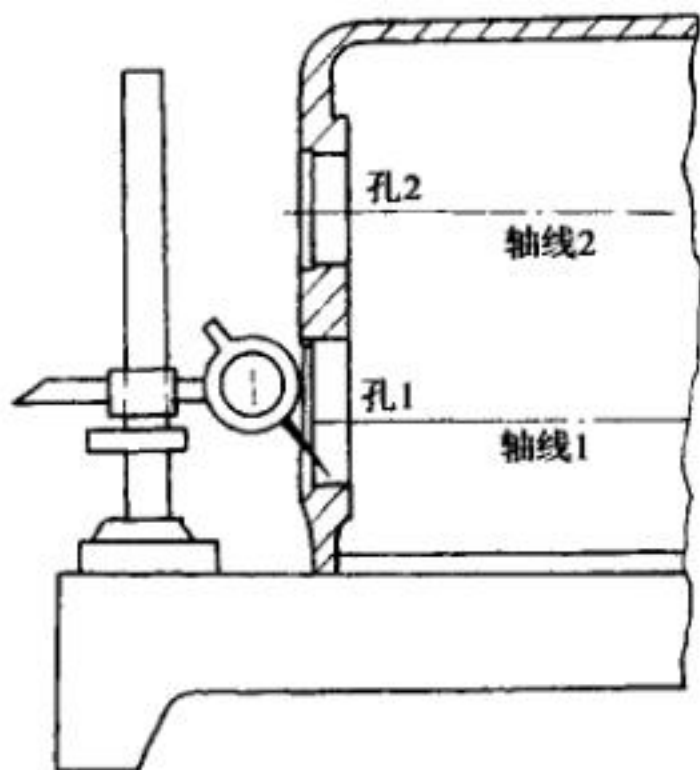


图 4-2-6 箱体变形的间接测量

②轴承安装孔或轴承座安装孔的磨损：轴承与轴承座安装孔一般不易产生磨损，当轴承间进入脏物使滚动阻力增大时，轴承外圈可能相对座孔产生转动，引起轴承安装孔磨损；轴承座固定螺栓松动而使座产生轴向振动时，也会引起安装孔的磨损。一般轴承安装孔配合间隙超过 0.05mm ，轴承座安装孔配合间隙超过 0.10mm 时应予修复，否则会影响齿轮轴的工作稳定性。其磨损量的测量同一般孔类零件。

③箱体裂纹及螺纹孔损坏：箱体裂纹多为制造缺陷。有时亦为工作时受力过大或维修操作不当所致。螺纹孔损坏一般是由于装配不当造成的。检验裂纹可用无损探伤法。较简单的方法是箱体内盛以煤油，静置 5min 后观察有无外渗。亦可用敲击法判断，但不易查找出裂纹的部位。螺纹孔损坏一般用感觉法检验。

(2) 变速器箱体的维修

①箱体变形的修整：上平面平面度误差较小时，可将其倒置于研磨平台上用气门砂研磨修整；平面度误差较大时，应以孔心线定位进行磨削修整，以保证磨修后两者间的平行度。

当孔心距及孔心线间平行度超限时，可用搪削加工法进行修整。搪后镶套最后加工，以恢复各孔间的位置精度及尺寸精度。

②轴承与轴承座安装孔的维修：轴承孔与轴承座安装孔磨损较小时，可用机加工法去除不均匀磨损，用刷镀法恢复配合。孔磨损较大时可用镶套法修复孔径。镶套时过盈量可取 $0.005 \sim 0.025\text{mm}$ 。为可靠起见，应在套与基体接缝处钻孔攻丝，拧入止动螺钉。钢套壁厚 3.5mm ，其孔径最后加工尺寸应保证与轴承或轴承座的正确配合及各孔间的位

置精度。一般孔与轴承为过渡配合，与轴承座为小于 0.09mm 的间隙配合。孔径加工时一般先选用磨损较小的孔径为基准加工上平面，再以上平面为基准加工各孔径。为保证孔间中心距、同轴度及平行度，可用精加工搪模在搪床或改装的车床上搪削。无搪模时亦可在卧式搪床上进行，但须用试加工、测量及计算等方法算出中心距及平行度，并据此调整搪杆再行搪孔。

③箱体裂纹及螺纹孔的修复：箱体裂纹发生在箱壁但不连通轴承座孔时，可用焊修法修复。当裂纹连通轴承或轴承座安装孔时，为可靠起见以更换新件为宜。螺纹孔损坏后的维修可采用维修尺寸法或镶过渡螺塞法。

2) 变速器齿轮的损伤与维修

(1) 齿轮的损伤

变速器齿轮大多用 18CrMnTi 、 40Cr 、 22CrMnMo 、 20Mn 等合金钢制造，其损伤如下：

①齿面磨损、疲劳点蚀与拉伤：变速器齿轮的齿面既有滚动摩擦，又有滑动摩擦，而且经常处于高转速、大负荷及频繁换档，齿面承受冲击力和交变载荷，所以不可避免地产生磨损与疲劳点蚀。当润滑油不足或油质较差，磨料进入齿间，润滑油中有腐蚀性物质时，都将加速齿面磨损，并易产生拉伤及疲劳。变速器有关零件加工质量差或变形，使用操作不当等都将造成齿轮的早期损伤。

齿轮的检验除用目测法外，还可用测齿卡尺、公法线千分尺或普通游标卡尺进行测量。当齿面有轻微麻点，其面积不超过 15% ，边缘略有破损时，可用油石或小砂轮修整后继续使用；当齿厚磨损超过允许极限，麻点面积超过上述规定时应维修或更换。

②轮齿的裂纹与断裂：轮齿断裂是由于工作应力大于轮齿的断裂应力，或有裂纹的轮齿其应力强度因子大于轮齿断裂韧性所致。工作应力增大的最常见原因是，机车长期超负荷工作，或因操作不当、齿面磨损、齿轮与花键轴配合松旷等产生冲击载荷，或因轮齿形位误差过大、箱体形位误差过大、齿轮轴变形等，使齿面啮合性能变坏，局部应力增高。轮齿承载能力低，一是锻造时有显微裂纹、夹层等；二是齿根存在着隐伤产生较大的应力集中。断齿多发生在根部。轮齿断裂或裂纹时应更换新件。

③齿轮花键孔的磨损：齿轮花键齿承受较大的挤压应力，滑动齿轮尚受到摩擦磨损，因而使花键齿侧间隙增大。由于一般齿轮比轴硬度高，所以花键孔磨损较少。只有当润滑油不足或混入磨料时磨损才加剧。又由于花键齿侧间隙增大后对齿轮啮合影响不大，所以花键齿侧间隙允许较大，如 D80A—12 型推土机为 0.20mm 。

(2) 齿轮的维修

①齿面损伤的修复与换位：齿面磨损轻微，齿侧间隙小于 0.10mm 时，可用油石修整齿面后继续使用。形状对称或基本对称的齿轮单向齿面磨损后可换向安装使用。此时虽可使齿面啮合正确，但因齿厚减薄、齿侧间隙增大而易产生冲击和响声。

②断齿的维修：齿轮断齿时一般应报废。如果只有个别齿断也可用堆焊或镶齿法修复。

3) 齿轮轴的损伤与维修

(1) 齿轮轴的损伤

①齿轮轴弯曲变形：齿轮轴变形是由于负荷及内应力过大造成的。对工作影响较大

的是弯曲变形，一般弯曲后直线度误差不应大于 0.04mm 。

②与轴承配合的轴颈磨损：轴承与轴颈配合过盈量一般约为 $0.01 \sim 0.05\text{mm}$ 。当过盈消失时，内圈与轴颈间将产生相对运动而使轴颈磨损增大。但是由于轴承内圈与轴颈间的滑动阻力大于滚动体滚动阻力，因此两者之间不会形成高速相对运动；又由于变速器内润滑油较充足，当内圈与轴颈间形成 $0.02 \sim 0.04\text{mm}$ 间隙时，会形成润滑油膜，其磨损速度会大大减慢，所以大修时只有当内圈与轴颈间出现大于 0.04mm 的间隙时才予维修。

③齿轮轴花键的磨损：齿轮轴花键磨损后使径向间隙与齿侧间隙增大。推土机齿侧间隙容许值约 1.40mm ，汽车齿侧间隙容许值约为 0.30mm 。

④齿轮轴断裂：齿轮轴断裂多发生在阶梯轴轴肩圆角处，因此处应力集中现象比较严重，特别是加工不当时应力集中更为严重。

(2) 齿轮轴损伤的维修

①齿轮轴变形的校正：齿轮轴直线度误差超过 0.04mm 时可进行冷压校正或局部火焰加热校正。校正时要控制好校正量，加压支承部位应正确，尤其应注意不要使阶梯轴轴肩处因校正产生应力集中。

②轴颈磨损的修复：轴颈磨损后可先用磨削或车削方法消除偏磨，然后用刷镀镍或刷镀铜的方法以恢复过盈量。轴颈磨损严重时可堆焊或镶套维修。堆焊时可用振动堆焊、埋弧焊、气体保护焊等。焊后应进行无损探伤。镶套壁厚为 $3 \sim 4\text{mm}$ 。镶套前加工时台肩处圆角半径不应太小且应光洁。轴颈维修后的直线度及表面粗糙度应符合原厂规定。

③花键的维修：花键磨损后可用气焊或纵向自动堆焊法修复磨损的齿侧面，然后以未磨损花键为基准，铣削花键。为防止堆焊时产生裂纹与变形，堆焊前最好进行低温预热（ $200 \sim 250^\circ\text{C}$ ），焊后缓冷。焊后应检查变形，必要时先校正后铣齿。花键维修后的技术要求为：键齿分布不均匀的积累误差应小于 0.03mm ；键齿侧面对轴心线的平行度误差应小于 0.05% ；定心表面相对安装轴承的轴颈表面跳动量应小于 0.05mm 。

④断轴的维修：花键轴断裂不易修复，为工作可靠起见应予以换新。但如果在直径相差较大的阶梯轴轴肩处断裂时，则可采用螺纹连接和焊接联合连接的方法局部更换。焊接时采用高强度低氢型焊条，圆角加工应圆滑，过渡圆弧半径不应过小。

4) 轴承的损伤与维修

变速器滚动轴承的主要损伤为滚动体与滚道表面磨损与疲劳点蚀，隔离圈损坏，轴承烧毁等。当滚动轴承径向间隙大于 $0.20 \sim 0.30\text{mm}$ ，轴向间隙大于 $0.30 \sim 0.40\text{mm}$ ，或产生严重疲劳点蚀时，应更换轴承。内孔与外径磨损使配合松旷时，可刷镀（刷镍或刷铜）修复。

5) 变速器盖的损伤与维修

变速器盖应无裂纹，其平面度误差要符合规定（如 CA1091 型汽车变速器盖平面的平面度规定为 0.15mm ，使用限度为 0.30mm ）。裂纹或变形后的维修方法与变速器壳体相似。

变速杆中部的球节座孔的孔径磨损不得大于公称尺寸 0.50mm 。通常是把球节装进

座内进行检验，如图 4-2-7 所示。当 CA1091 型汽车变速杆球节露出部分超过球高的 $1/3$ ，NJ1041 型汽车变速杆球节顶部低于座面 4.00mm 以上时，应予维修。

球节座磨损超限时可用堆焊后重新机加工的方法进行修复。对于 NJ1040 型汽车变速器盖，也可将原球节座孔扩大后再镶入一个新的座圈。对 CA1091 型汽车变速器盖，还可用局部更换的方法进行修复。即将变速器盖上已磨损的球节座部分去掉，另制一新球节座镶配上去，镶配过盈量为 $0.02 \sim 0.05\text{mm}$ ，接口部分焊牢，如图 4-2-8 所示。

变速器盖上的变速拨叉轴孔磨损过大，与拨叉轴的配合间隙超过 0.20mm 时应更换。

2. 操纵部分主要零件的维修

1) 变速杆的维修

变速杆变形时可进行冷压校正。

球铰配合面磨损后可用油石修光。T120 型、T100 型推土机球铰磨损使配合间隙增大后，可用减少半座间垫片法恢复配合。球铰磨损量大于 1mm 时，可用中碳钢焊条堆焊，然后加工成球形并进行热处理。十字铰销轴磨损后可刷镀或更换，亦可更换与销轴相配的衬套。D80A-12 型推土机的销轴与衬套标准配合间隙为 $0.032 \sim 0.086\text{mm}$ ，需修间隙为 0.10mm 。

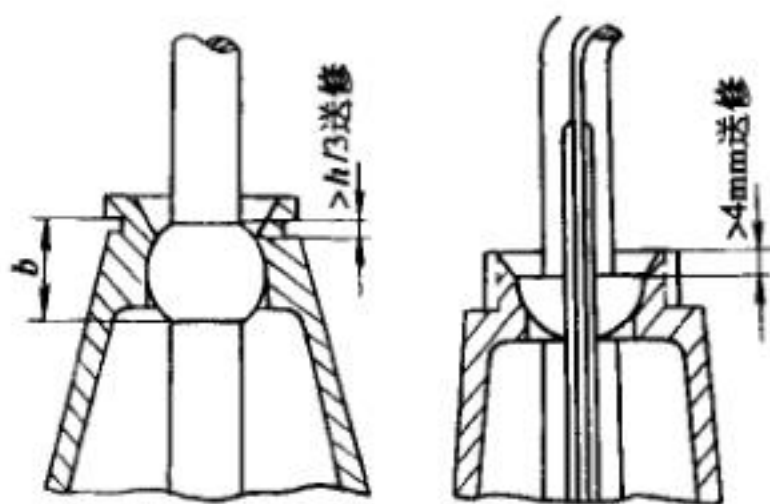


图 4-2-7 球节磨损情况的检验

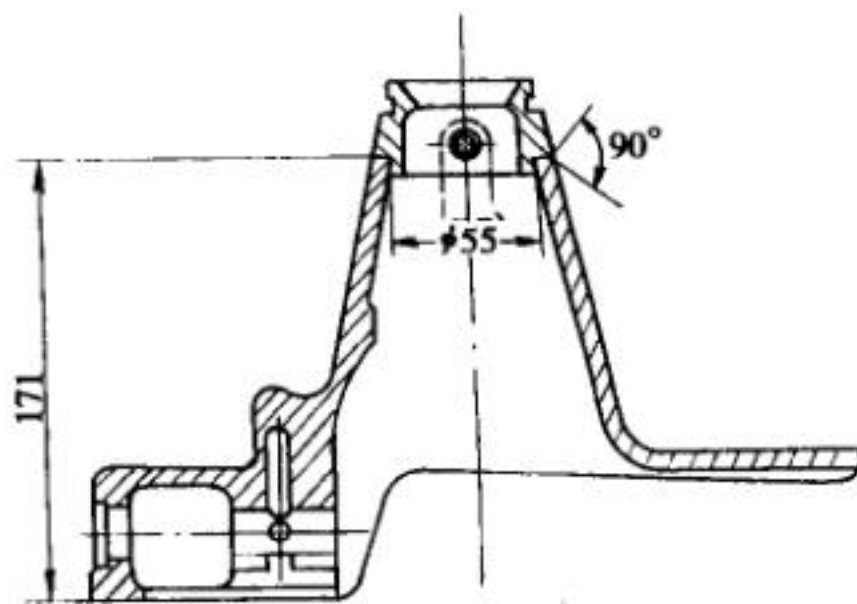


图 4-2-8 用局部更换法修复变速器盖球节座

变速杆下端拨头磨损轻微时可用油石修光修圆。磨损量大于 3mm 时应堆焊后修磨

成形并进行热处理。拨头与拨槽配合间隙为 $1 \sim 2.5\text{mm}$ 。

2) 变速拨叉的维修

拨叉变形时可用虎钳等进行冷压校正。

拨叉脚侧面磨损使其与滑槽配合间隙大于 $1.00 \sim 1.50\text{mm}$ 时, 应用堆焊法修复叉脚, 焊后磨修成形。叉脚与齿轮滑槽配合间隙为 $0.10 \sim 0.80\text{mm}$ 。叉脚修磨后同样须进行热处理, 以保证其硬度。

3) 拨叉轴的维修

拨叉轴亦称变速滑轨, 常用 20Mn 等材料制造, 渗碳或氰化处理至 HRC52 以上。

拨叉轴弯曲时可冷压校正。锁定槽磨损后可用中碳钢焊条焊补, 然后加工外圆与槽口至规定要求。因各档齿轮厚度不同, 所以槽间距亦不同。

拨叉轴外径磨损后可刷镀维修, 外径与壳体孔标准配合间隙为 $0.025 \sim 0.13\text{mm}$ 。

4) 其他零件的维修

联锁轴常用 40Cr 制造, 其损伤及修复方法与拨叉轴相似。T100 型、T120 型等推土机变速器摆架式互锁机构磨损后可焊修。

3. 同步器的检修

同步器各零件的主要损伤是: 锁环内锥面螺旋槽磨损, 锁环花键齿圈磨损或损伤, 锁环花键毂的轴向槽磨损, 滑块磨损等。

锁环内锥面的螺旋槽是为了在同步过程中两锥面接触后破坏油膜, 增加锥面之间的摩擦力。当锁环内锥面的螺旋槽磨损甚至磨光后, 摩擦作用降低或削弱, 从而引起同步器失效。

检查锁环内锥面螺旋槽的磨损时, 可将锁环套在对应的摩擦锥面上, 两锥面接触后, 锁环大端面与同步锥结合齿前端面之间的距离应符合所属车型的规定。BJ2020 型汽车的这一距离为 $0.80 \sim 1.25\text{mm}$, CA1091 型汽车的这一距离为 $1.20 \sim 1.80\text{mm}$ 。当磨损后, 两者之间距离小于 0.20mm 时, 则应更换同步锥或锁环或两者同时更换。两者锥面间的接触面积应达 80% 以上。

锁环花键齿一般是端部磨损。在维修过程中, 对于磨损不严重的, 可通过钳工作业修整花键齿倒角 (每个牙齿两侧倒角均为 45°)。损坏严重时应更换。

锁环花键毂的三个轴向槽是与相应的三个滑块配合的。两者之间不断摩擦造成磨损, 同步效果变差, 换档困难。维修中如发现两者之间配合松动, 可视情况铜焊修补轴向槽或更换花键毂及滑块。CA1091 型汽车的一、二档同步器是锁销式惯性同步器。维修中如发现锥盘的大端和同步环的大端高度差超过 2.00mm (标准为 0.50mm), 或接合套与定位销之间及锁销与锥环之间松动, 则必须更换同步器总成。

4. 变速器的维护

1) 变速器的润滑与紧固

(1) 变速器内润滑油的检查和更换

公路工程机械和汽车的变速器内润滑油面高度, 均以溢油口或油尺刻度为准。天气热时, 油面可与溢油口齐平; 天气冷时可低于溢油口 $10 \sim 15\text{mm}$ 。工作中因润滑油消耗使油面高度低于标准油面高度时, 应及时添加。当季节变化和润滑油脏污时, 应更换。

换油应在机械工作结束后，润滑油尚未冷却时进行，以保证油放得快而彻底，同时可以使箱壁及底面上沉积的杂质放出，以减少清洗油的消耗。放油后，用相当于变速器充量 $1/3$ 的清洗油（混合 5% 机油的煤油）加入变速器内进行清洗。为了清洗彻底，可使变速器在各档下工作 $1 \sim 2\text{min}$ ，然后放出清洗油液，并清除磁性螺塞上的铁屑和污垢，然后注入规定的齿轮油到标准油面高度。

（2）变速器漏油的检查和紧固

变速器常发生漏油的部位是轴与轴承的动配合处，多由于油封状态不良（老化、磨损、破裂）或箱体破裂而引起。而放油塞处漏油则是由于垫片（过厚、过薄、破裂）或螺纹损坏。检查时应擦净外壳予以检视。

变速器应检查其外壳与飞轮室的连接；轴承盖、变速器盖及输出轴凸缘等处螺栓、螺母、弹簧垫圈应该完整，连接不应松动。

2) 变速器联锁机构的调整

变速器的联锁机构在锁定轴的缺槽位置有变化或联锁推杆改变了原有长度时，应进行调整。

（1）T120 型推土机变速器联锁机构的调整

T120 型推土机只允许变速器在离合器分离时，锁定轴杠杆向后摆动，带动锁定轴转动，使锁定轴上的缺口对准锁定销，开启联锁机构，允许变速器换档；当离合器接合时，锁定轴杠杆向前摆动使锁定轴的外圆柱面顶住锁定销，联锁机构锁住，此时不能换档。若联锁机构不能起到上述作用时就必须进行调整。其调整方法可按下列步骤进行：

①拆下驾驶室中的地板，并将离合器操纵杆放到最前面的分离位置。

②从离合器操纵杆上拆下调节拉杆，并旋松其上的锁紧螺母。

③推动离合器操纵杆，使锁定轴杠杆 2（图 4-2-9）向后倾斜并与推土机的横轴线约成 13° 的夹角。拨动任一档的拨叉轴，以便锁定销 3 能进入锁定轴的切槽内，实现换档。

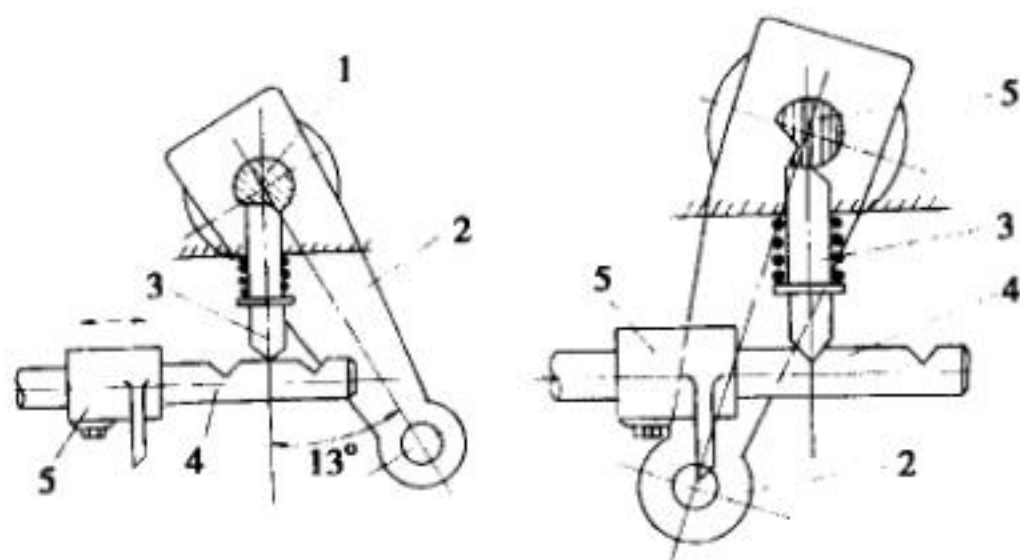


图 4-2-9 上海 T120 型推土机变速器联锁机构

1 - 定位锁轴；2 - 锁轴杠杆；3 - 定位锁销；4 - 拨叉轴；5 - 拨叉

④把主离合器操纵杆向后扳至联锁机构的拉杆弹簧要开始变形前为止。然后调节调整拉杆的长度，使离合器操纵杆和调整拉杆在上述位置时，调整拉杆销孔与离合器操纵杆销孔之间相距约 $2 \sim 3\text{mm}$ （即调整叉转动不超过 $1.5 \sim 2$ 圈）。

⑤将离合器操纵杆轻推向前，装入轴销，并使调节拉杆与离合器操纵杆连接起来。穿好调节拉杆轴销的开口销，拧紧调整叉头的锁紧螺母，使离合器分离与接合，并扳动变速杆变换档位，以检查调整是否正确。最后再装上驾驶室的地板，并用螺栓紧固。

(2) TY180 型推土机变速器联锁机构的调整

TY180 型推土机变速器联锁机构的调整见图 4-2-10，具体步骤如下：

①将主离合器操纵杆 10 推到最前位置，即主离合器在分离状态。

②取下销轴 14 上的开口销，并取下销轴 14，松开拉杆叉 15 上的锁紧螺母。

③轻轻地向前推住主离合器操纵杆 10，调整拉杆叉 15，使联锁轴端面刻线处于水平位置且联锁杠杆 16 处于垂直位置时，拉杆叉 15 正好能装上杠杆 17。

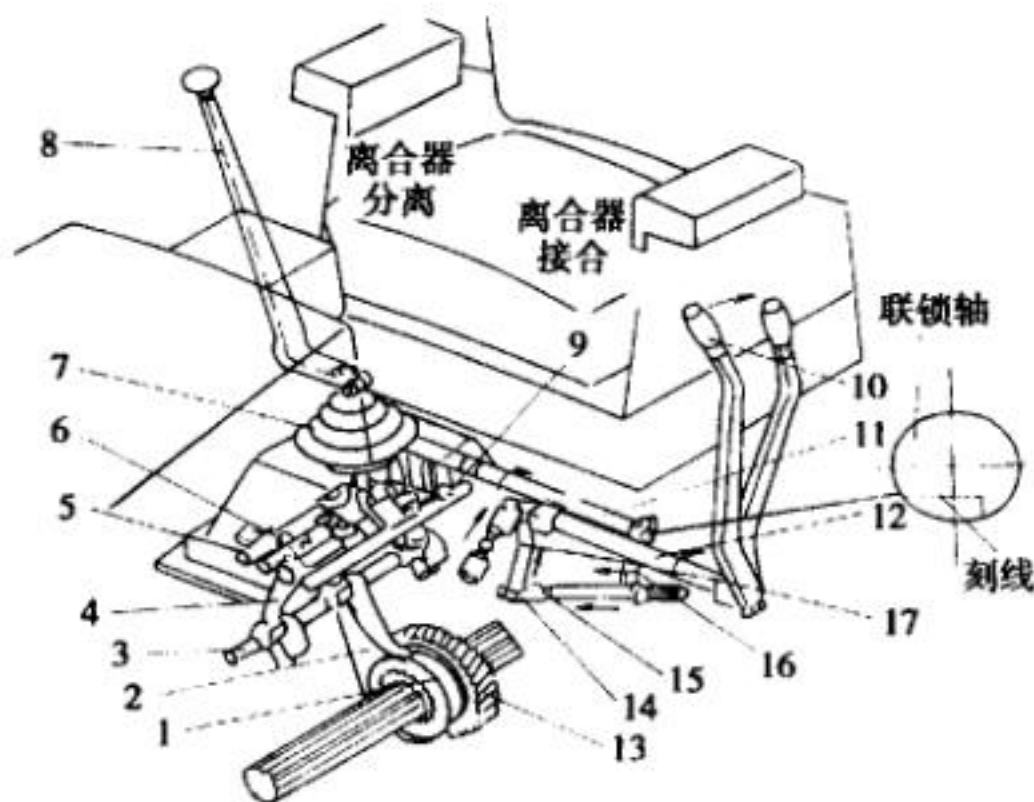


图 4-2-10 TY180 型推土机变速器联锁机构的调整

- 1- 接合套；2- 拨叉；3- 拨叉下轴；4- 拨叉杆；5- 换档拨叉轴；6- 定位锁销；
7- 防尘套；8- 变速杆；9- 柱塞（锁销）；10- 主离合器操纵杆；11- 锁轴；
12- 轴；13- 齿轮；14- 销轴；15- 拉杆叉；16- 联锁杠杆；17- 杠杆

④检查调整是否正确，即当主离合器分离时，变速器能进行换档；当主离合器接合时，变速器不能进行换档。

⑤装上开口销，拧紧拉杆叉的锁紧螺母。

3) 自动变速器的维护

自动变速器为液力变矩器和动力换档变速器组合结构，其零件精度要求极高，故障往往是由于液压油的质量不好引起阀门“卡阻”，换档离合器片磨损，轴承损坏等。其次，各联动装置的手动控制和节流阀控制系统，由于安装调整不当引起的故障也不少。因此，要认真做好自动变速器的技术维护工作。

(1) 油液的检查与更换

在驻车档位上，使变速器预热（空转 3~4min），当变矩器的油液温度达到 70℃左右时，开始检查油面。补充油液要按油尺指示刻度添加，油液过多可能引起变矩器过热。当超过使用说明书要求的时间或里程时，应更换油液（例 CL7 型铲运机规定行驶 2 万公里更换，ZL50 型装载机规定使用 500h 更换）。放油前应对变速器预热，防止变速

器内部残留有害杂质。油液预热完毕后，发动机熄火，将变矩器的放油螺塞拧下，将油放尽。为使放油容易，需拔下换气孔的管塞。注油时从加油口先注入一定量煤油，起动发动机，在变速器空档上怠速运转 2min 左右，再加足剩余的油。这时，如果在其他档位上无异常现象，就停机把油加到油尺的满位置上。

（2）油压试验

试验前仔细清洗变速器，避免脏物从测压孔内进入。由于各种油压测定器的位置和油压规定值不同，应按使用说明书的规定进行试验。在试验中，如果管路压力超过规定值，则是节流阀开度过小所致，需调大，相反则应调小。

三、动力换档变速器的检修

动力换档变速器通常与液力变矩器配合使用。它可在不切断动力的情况下进行换档变速，保护了动力及传动系统，降低了驾驶员的操作难度，提高了生产效率。动力换档变速器根据齿轮传动形式分为定轴式和行星式两种。目前这两种变速器在公路工程机械上都有采用，我国采用定轴式较多。动力换档变速器不易发生大的损坏，故一般不必全部拆检。只有当大量零件需要更换或维修时，才彻底解体。下面以别拉斯 540 型自卸汽车动力换档变速器为例说明其检修方法。其他定轴式动力换档变速器检修时亦可参照进行。

1. 液力机械变速器的常见故障

1) 离合器油缸供油压力过低

此故障的现象是机械在挂档或换档后，由于供油压力低，离合器接合迟缓而打滑，不能立即提高车速或变换车速。供油压力过低的主要原因有：

（1）油泵供油压力不足

油箱油面过低，滤清器过脏而堵塞，油泵传动零件磨损及密封装置损坏，油泵油封及滤清器接合面密封不严吸入空气等使油泵供油压力低。此时应拆卸检修有关零件。

（2）离合器调压阀失灵

离合器调压阀失灵的原因是滑阀卡住或调整不当。此时应拆下调压阀进行清洗或调整。

（3）换档控制阀阀芯磨损

换档控制阀阀芯磨损使其内部泄漏，应拆卸检修，必要时更换。

（4）离合器供油管接头及变速器第一轴、第二轴分配器和离合器油缸活塞密封圈密封不严而泄油。此时应拆下变速器，更换已损坏的密封圈。

如挂空档时油压低，一般是由上述的（1）、（2）、（3）项原因造成的；若空档时油压正常，挂档时油压低，是由第（4）项原因造成的；若发动机转速低时油压正常，高速时油压降低或油压表指针跳动，一般是油面过低、滤清器堵塞或油泵吸入空气造成的。

2) 离合器摩擦盘烧蚀

换档离合器片发生烧结、粘着时，档位不能解除。造成这种故障的原因是离合器接

合时长期滑转或分离不清而引起主从动片烧蚀，严重时烧结成一体。所以即使换档阀在空档位置，机械也会行驶。引起摩擦片烧蚀与操作有密切的关系。机械在使用中应严格遵守操作规程。起步挂档前，发动机转速过高或不按档位顺序换档，则换档后，由于机械惯性的影响，使离合器主从动片达到同步的时间延长，从而使主从动片处于滑转状态的时间也延长，摩擦片极易烧蚀。

3) 变矩器油压过低

变矩器油压过低除 1 中 (1) 所述原因外，变矩器调压阀失灵、变矩器密封装置损坏也会造成变矩器油压过低。

4) 换档杆在空档位置时，离合器和变矩器油压表没有压力

这种故障一般是由于超越离合器失效而产生的。在正常情况下，离合器及变矩器低压泵是通过装在增速器内的超越离合器由发动机驱动的。如超越离合器弹簧折断，滚柱及轮毂凹槽磨损严重，将使超越离合器不能锁紧而失效，低压油泵也就停止工作。

出现此故障时，可检查转向助力器的工作情况。如转向助力器不工作，则表明超越离合器失效。此时应拆下增速器，检修超越离合器。

ZL50 型装载机低压油泵由发动机直接驱动，一般不会出现上述故障。

5) 机械行驶时油压正常，但下坡或滑行时油压消失

此故障也是由于超越离合器失效而引起的。别拉斯 540 型汽车和上海 SH380 型汽车下坡和滑行时，低压泵是通过装在变速器内另一只超越离合器由变速器输出轴驱动的。如该超越离合器不能锁紧而失效，低压泵也停止工作。

ZLS0 型装载机出现该故障是由于“三合一”机构接合套未接上及小超越离合器失效引起的。

6) 润滑油压力过高或过低

此故障主要是由于润滑油调压阀失调或装在增速器上可调螺钉的节流孔开度过大或过小而造成的。机械维护时，应正确调整调压阀及可调螺钉节流孔的开度，使其达到规定的油压。

7) 机械正常运转时工作油温度过高或急剧上升

工作油的正常油温应在 $70 \sim 110^{\circ}\text{C}$ 的范围内，最高不应超过 120°C 。工作油液的最高油温是根据油液性能及液力机械变速器结构及工作能力来决定的。油温过高，工作油液的粘度下降，性能变差，并破坏工作油的稳定性，因而不足以润滑承受重负荷的零件，同时破坏密封件，使漏损增加。引起油温过高的原因有：离合器长期滑转或分离不清；滤清器或冷却器堵塞；泵轮、涡轮和导轮端面发生摩擦；冷却风扇不转动等。此外，在装配时，如果第一导轮和第二导轮位置装错，将使变矩器效率降低（对双导轮变矩器而言），也导致油温过高。

当机械在平坦的道路上高速行驶时，如油温过高，除上述原因外，导轮超越离合器失效，也会导致油温过高。因为机械在这种条件下行驶时，变矩器应转入耦合器工况。若超越离合器锁住，液流与导轮叶片间的冲击和压力损失将导致油温迅速上升。如发现油温过高或急剧上升，应立即停车，查明原因，排除故障。ZLS0 型装载机变矩器为单导轮结构，不存在因超越离合器失效而引起的油温升高问题。

8) 变矩器箱内油面逐渐上升，直至变矩器箱上的排气孔排油

此故障是由于举升或转向泵油封损坏，液压油从举升贮油箱内通过油泵的不密封处进入变矩器箱中，此时应更换油泵油封。

2. 变矩器和变速器箱体的检修

检查箱体是否有裂纹、破损；各机械加工面是否碰伤；各螺纹孔是否损坏。

箱体上有不超过 150mm 的裂纹，而裂纹未穿过轴承座孔和油道，则箱体可以焊修；箱体接合面碰伤时应修磨光平。轴承座孔磨损不大时，可用刷镀的办法恢复座孔与轴承的配合。轴承座孔的尺寸见表 4-2-6。

表 4-2-6 变矩器和变速器箱体座孔尺寸

磨损部位	尺寸(mm)		磨损部位	尺寸(mm)	
	标 准	极 限		标 准	极 限
变矩器箱体			变矩器箱体		
第一轴轴承座	$200 \begin{smallmatrix} +0.045 \\ 0 \end{smallmatrix}$	200.8	第一轴轴承座	$170 \begin{smallmatrix} +0.04 \\ 0 \end{smallmatrix}$	170.07
第二轴轴承座	$170 \begin{smallmatrix} +0.04 \\ 0 \end{smallmatrix}$	170.07	第二轴轴承座	$200 \begin{smallmatrix} +0.045 \\ 0 \end{smallmatrix}$	200.08
油泵驱动轴轴承座	$80 \begin{smallmatrix} +0.03 \\ 0 \end{smallmatrix}$	80.06			

变矩器和变速器箱体出厂时是配对加工的，因此，如果其中之一损坏时必须成对更换。

3. 液力变矩器的检修

泵轮轮毂轴承座磨损超过允许极限尺寸，与密封环接触表面磨损成明显的沟槽，应更换。泵轮轮毂轴承座标准尺寸为 $212 \begin{smallmatrix} +0.073 \\ 0 \end{smallmatrix}$ mm，允许极限尺寸为 212.10mm。变矩器轮毂密封环环高标准尺寸为 $3.5 \begin{smallmatrix} -0.08 \\ -0.16 \end{smallmatrix}$ mm，允许极限尺寸为 2.44mm，超过时应更换。涡轮轮毂轴承安装轴颈标准尺寸为 $75 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0.02 \end{smallmatrix}$ mm，允许极限尺寸为 74.92mm，超限时刷镀或更换。涡轮轮毂轴承座标准尺寸为 $110 \begin{smallmatrix} +0.023 \\ -0.012 \end{smallmatrix}$ mm，允许极限尺寸为 110.06mm，超限时刷镀修复或予以更换。导轮超越离合器轴承座安装轴颈标准尺寸为 $130 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0.027 \end{smallmatrix}$ mm，允许极限尺寸为 129.95mm，超限时刷镀或更换。导轮超越离合器弹簧损坏、滚柱磨损及超越离合器座斜槽磨损或有较深压痕时应更换损伤零件。

4. 变速器齿轮的检修

变速器齿轮有下列缺陷之一者必须换新：

- (1) 齿厚磨损超过允许极限；
- (2) 齿面渗碳层疲劳剥落，大量麻点；
- (3) 轴承孔磨损超过允许极限；
- (4) 花键侧表面磨损超过允许极限；

(5) 齿轮轮齿折断。

一、二档主动齿轮及三档、倒档被动齿轮轴承孔标准尺寸为 $125^{+0.027}_{-0.014}$ mm，允许极限尺寸为 125.067mm；倒档中间齿轮轴承孔标准尺寸为 $90^{-0.010}_{-0.045}$ mm，允许极限尺寸为 90.025mm。

齿轮轮毂渐开线外花键装离合器盘的部位容易磨损，因此，应测量花键和盘相摩擦部位的花键厚度。测量高度为 2.5mm，标准齿厚为 $7.852^{-0.08}_{-0.016}$ mm，允许极限尺寸为 7.3mm。

5. 变速器第一轴和第二轴的检修

第一轴和第二轴有下列缺陷之一者必须修复或更换：

- (1) 轴承轴颈磨损超过允许极限；
- (2) 第二轴固定凸缘花键磨损超限；
- (3) 密封环槽宽度磨损超限。

轴弯曲变形，直线度误差超过 0.10mm 时，应校正。

第一轴和第二轴标准尺寸和允许极限尺寸列于表 4-2-7。

表 4-2-7 第一轴、第二轴标准尺寸和允许极限尺寸

名称	磨损部位	尺寸(mm)		名称	磨损部位	尺寸(mm)	
		标准	允许极限			标准	允许极限
第一轴	后轴承颈(花键外径)	80 ± 0.01	79.97	第二轴	后轴承颈	80 ± 0.01	79.97
	齿轮轴承轴颈(花键外径)	80 ± 0.01	79.97		齿轮轴承颈	80 ± 0.01	79.97
	前轴承轴颈(花键外径)	$80^{+0.023}_{+0.003}$	79.98		前轴承颈	$80^{+0.023}_{+0.003}$	79.98
	涡轮轮毂轴承颈 (花键外径)	$60^0_{-0.03}$	59.96		固定凸缘花键齿厚	$12^{-0.01}_{-0.09}$	11.75
	密封环槽(宽度)	$3^{+0.12}_0$	3.62	倒档中间轴	轴承颈	$40^0_{-0.017}$	39.98

6. 换档离合器的检修

换档离合器的主要损伤是活塞与油缸工作表面磨损，活塞密封环磨损，主动盘和从动盘磨损或由于长期打滑而烧蚀、翘曲变形等。

离合器油缸的标准尺寸为 $200^{+0.09}_0$ mm，允许极限为 200.6mm。活塞环厚度标准尺寸为 4.5 ± 0.07 mm，允许极限为 4.00mm，超限时换新。活塞复位弹簧变形或弹力下降，应换新。弹簧的自由长度应为 $105^{+3.5}_{-1.0}$ mm，压缩后长度为 80mm 时，负荷应为 260 ~ 320N。主动盘厚度标准尺寸为 $2^0_{-0.06}$ mm，允许极限为 1.44mm；从动盘厚度标准尺寸为 $4^{-0.04}_{-0.12}$ mm，允许极限为 3.32mm，超限时换新。当摩擦片磨损后不具备大修条件

时,为解决因主从动片总厚度减小引起的打滑,可在紧贴压盘或止推盘处增加一片主动盘。当主从动盘齿顶磨尖时,必须更换新件。主动片翘曲超过 0.20mm 时校平或换新;从动盘翘曲超过 0.10mm 时换新。

7. 动力换档变速器的装配

组装前所有零件应用煤油或柴油清洗,尤其应注意清洗箱体及第一轴、第二轴的上油道,并用压缩空气吹净。组装时,先装成部件,最后进行总装配。现以上海 SH380 型自卸汽车变速器为例,说明其组装要求及注意事项。其他动力换档变速器组装时亦可参照进行。

1) 第一轴和第二轴的组装

组装前应检查轴上所有橡胶密封圈是否损坏或老化,必要时均应换新。换档和润滑油道分配器装入轴孔中后,应做换档油道和润滑油道的密封和连通性检验。检验用专用工具进行。该工具由带焊接头的卡箍 2 及进气软管 3 的管接头组成,见图 4-2-11。

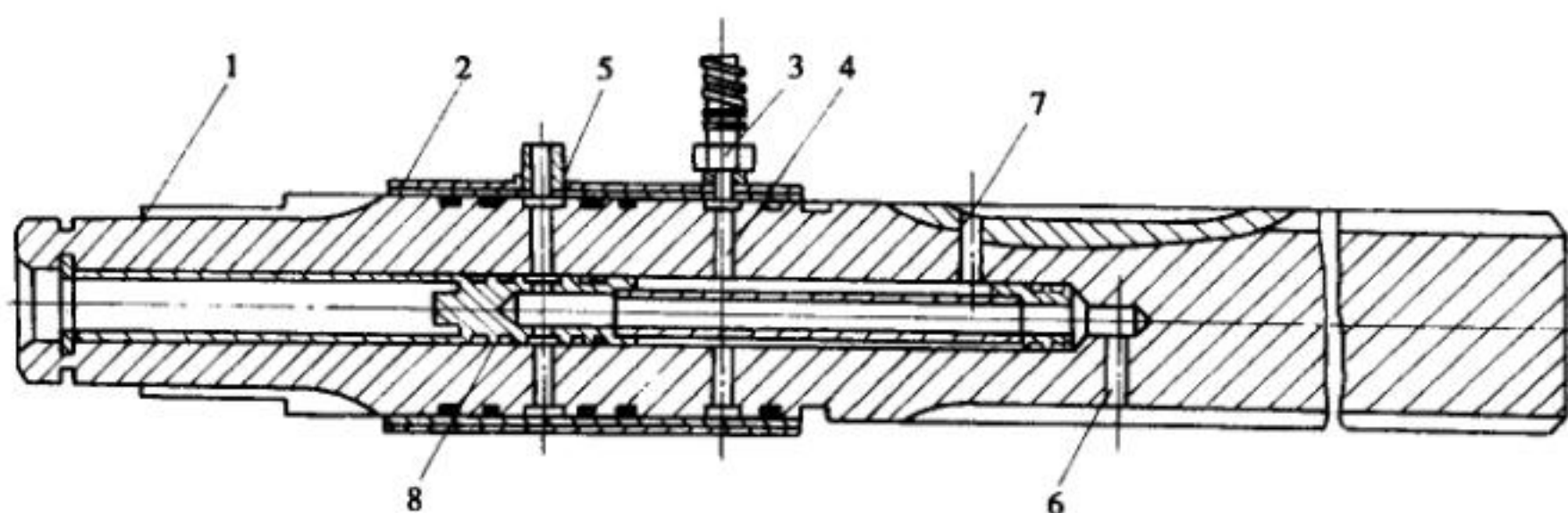


图 4-2-11 第一轴油道密封性和连通性的检验

1-第一轴;2-卡箍;3-软管;4-润滑油道;5-一档离合器油道;
6-一档离合器进油道;7-润滑油进油道;8-分配器

首先检查油道的连通性。为此,软管 3 应轮流地与卡箍 2 上的管接头连接,并往油道里输送压缩空气,压缩空气只能从相应的出油孔排出。

检查油道的密封性时,当软管 3 和油道 4 连通,往油道内输送压缩空气时,若关闭油道 7,压缩空气不应从油道 6 排出;将软管 3 与油道 5 连接,关闭油道 6 时,压缩空气不应从油道 7 排出。然后将第一、二轴装到箱体上。

2) 变矩器的组装

(1) 在组装泵轮轮毂轴承时,轴承外座圈与轮毂应紧密接合,不允许有轴向间隙。为此,将轴承 2 装入轮毂 1 后,应测量轴承凸出的尺寸 C (图 4-2-12),然后测量轴承盖尺寸 D (图 4-2-13)。轴承盖凹入尺寸 D 应比轴承凸出尺寸 C 小 0.05~0.10mm,即 $C - D = 0.05 \sim 0.10\text{mm}$ 。如不符合首要求,应在轴承盖处加垫片调整。

(2) 在组装第二导轮和第一导轮时应注意,第二导轮叶片数为 31,装在靠近泵轮一侧;第一导轮叶片数为 33,装在靠近涡轮一侧。如果装错,将会影响到变矩器的工作性能。

导轮及超越离合器组装完后,顺时针转动导轮时运转应灵活,不允许有卡滞现象;

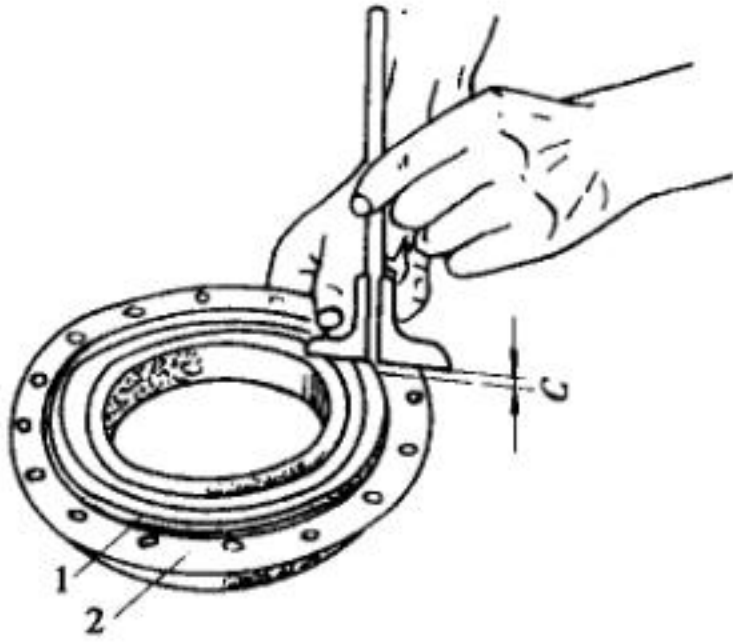


图 4-2-12 测量轴承外座圈凸出尺寸 C
1- 泵轮轮毂; 2- 轴承

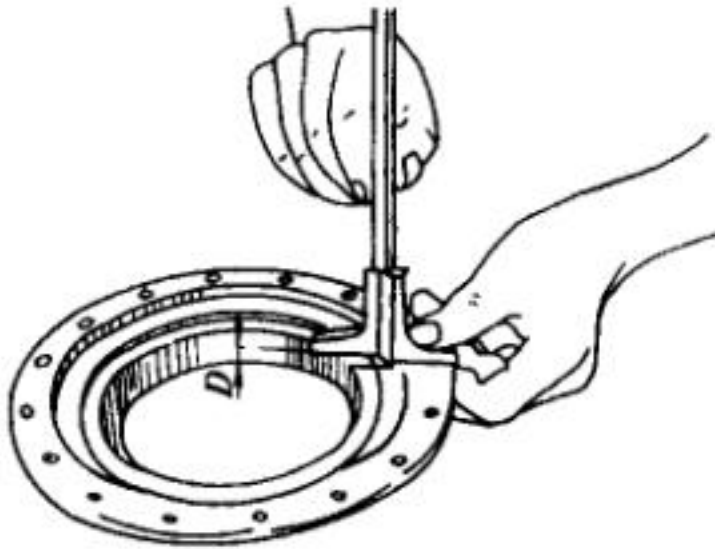


图 4-2-13 测量轴承盖凹入尺寸 D

逆时针转动导轮时应被锁紧，不允许有转动。

(3) 为保证变矩器可靠地工作，导轮应有 $0.19 \sim 0.42\text{mm}$ 的轴向间隙；泵轮和涡轮的轴向间隙 A 为 $2.60 \sim 3.00\text{mm}$ 。泵轮和涡轮的轴向间隙 A 可用调整垫片 1 调整；导轮轴向间隙可用调整垫片 2 调整（图 4-2-14）。

(4) 在组装变矩器时，所有紧固螺钉应用保险片锁紧，尤其应注意第一轴前端固定变矩器的端头圆螺母，如未拧紧或保险片不可靠，将导致变矩器严重损坏。用手轻轻转动泵轮壳时应灵活自如，不允许有任何不正常的金属摩擦声。

3) 变速器组装

(1) 在第一轴和第二轴上安装各档齿轮和换档离合器。装离合器时应注意油孔位置，检查离合器的工作情况。为此，将进气软管接到离合器的进油管路上（此时可不装换档阀），然后依次周期性地往换档油道内输送压缩空气（图 4-2-15）。离合器的接合应迅速、平稳，分离应彻底，没有卡滞现象。在确保离合器状况良好后，再将变速器箱体装到变矩器箱体上。

(2) 第二轴是用后轴承固定其轴向位置的。为了防止变速器工作时因温度变化将前轴承咬死，前轴承应有 $1 \begin{smallmatrix} +0.2 \\ 0 \end{smallmatrix} \text{mm}$ 的轴向间隙。为此组装时应测量第二轴倒档被动齿

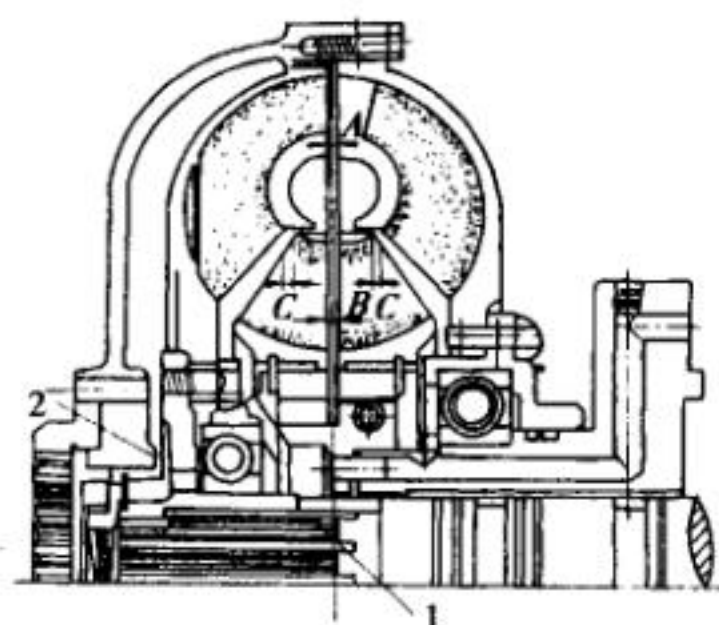


图 4-2-14 液力变矩器装配间隙的调整

1、2 - 调整垫片

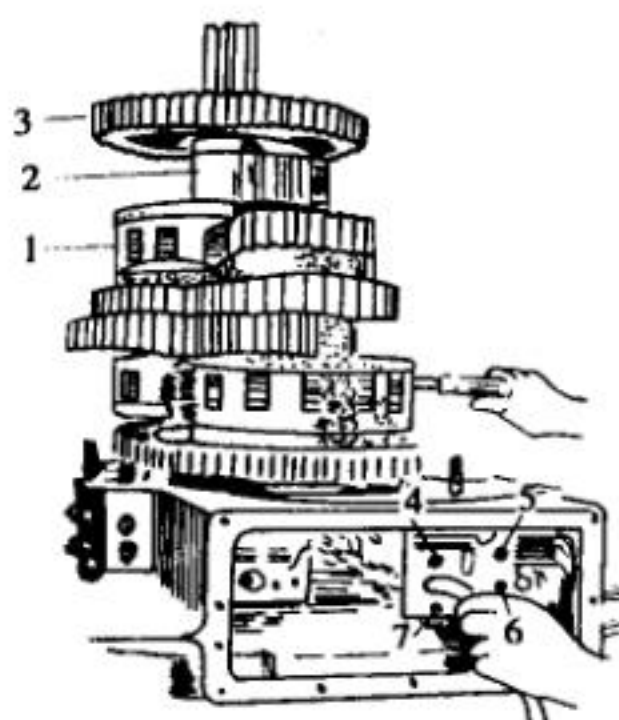


图 4-2-15 换档离合器工作状况的检查

1 - 二档离合器；2 - 隔套；3 - 倒档齿轮；4 - 倒档供油孔；
5 - 一档供油孔；6 - 二档供油孔；7 - 三档供油孔

轮后端面 1 至变速器箱体后端面 2 之间的距离 G (图 4-2-16), 测量第二轴后轴承前端面至弹性挡圈内侧的尺寸 H (图 4-2-17)。则 $C - H = 1 \begin{smallmatrix} +0.2 \\ 0 \end{smallmatrix} \text{mm}$ 。如不符合要求, 可在倒档被动齿轮和后轴承之间加垫片调整。这样当第二轴后凸缘固定螺钉拧紧后, 其前轴承得到 $1 \begin{smallmatrix} +0.2 \\ 0 \end{smallmatrix} \text{mm}$ 的轴向间隙。

对于公路工程机械和汽车上所采用的行星齿轮式动力换档变速器的检修, 其液力变矩器部分与上述相同。行星齿轮传动部分的维修主要是齿轮的检修、花键连接的检修及换档离合器和换档制动器的检修。这些项目的检修亦可参照本章中所介绍的普通齿轮变速器和定轴式动力换档变速器的检修方法进行, 但具体处置尚需查找所属机型的技术规定。换档制动器 (盘式) 的检修与换档离合器基本相同。带式制动器可结合所属机型的使用维护说明书参照带式制动器的检修方法进行。

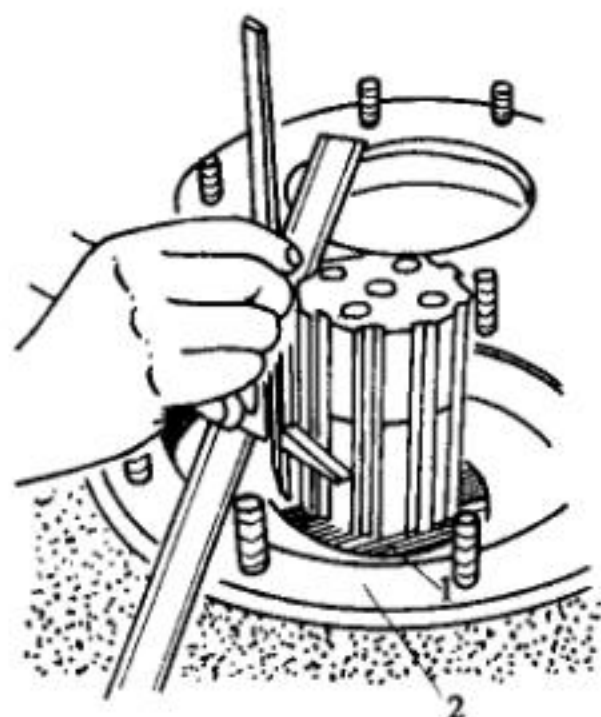


图 4-2-16 测量第二轴倒档被动齿轮后端面至箱体后端面之间距离
1- 第二轴倒档被动齿轮后端面；2- 变速器箱体后端面

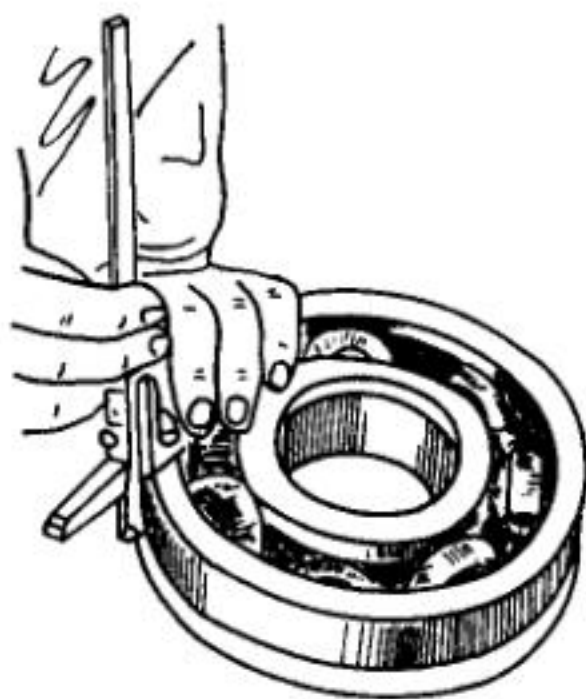


图 4-2-17 测量后轴承前端面至弹性挡圈内侧的尺寸

四、变速器的装配

1. 变速部分的组装要求

1) 注意正确的装配顺序

安装变速器轴时应按先里后外的原则进行。如 T100 型推土机的惰轮轴与第二轴，TY180 型推土机的第二轴等应后装。

2) 注意各齿轮的位置及方向

齿轮向轴上安装时应注意各齿轮间的位置关系及齿轮反正方向。以下几点可供参考：

(1) 多数变速器固定齿轮与滑动齿轮在不同轴上, 如推土机固定齿轮大多装于第二轴, 滑动齿轮大多装于中间轴或第一轴。

(2) 双联滑动齿轮两倒角齿端相背, 与之相啮合的两齿轮的倒角齿端相对。

(3) 汽车变速器有直接档位, 所以第一轴、第二轴多为同心轴, 且位于变速器上方。滑动齿轮多装于第二轴上, 固定齿轮多装在下方中间轴上。TY180 型推土机变速器采用啮合套换挡, 啮合套位于第一轴和中间轴上。

3) 注意滚动轴承的安装

为便于安装, 应将轴承加热至 100°C 左右后套装到轴上, 以防磨损而使过盈量不足。轴与轴承装入箱体时最好用压力机压入, 防止打坏轴承或使轴承产生歪斜。

4) 注意各轴与齿轮的轴向伸长余隙

为防止轴受热后伸长引起弯曲, 各轴应有轴向伸长余隙, 此余隙一般为 $0.10 \sim 0.40\text{mm}$ 。T100 型、T120 型等推土机变速器第二轴上齿轮较多, 各齿轮靠至后轴承后, 最前面齿轮轮毂端面与轴上隔套间应有 $0.05 \sim 0.30\text{mm}$ 的间隙。

5) 注意齿轮在轴上运动的灵活性

组装后齿轮及轴应转动自如, 滑动齿轮在轴上应移动灵活, 不得有阻滞现象。对未更换及未维修的齿轮和轴, 应将其装回原位 (包括齿间的位置关系)。

6) 齿轮啮合应正确

滑动变速齿轮啮合后齿端面不啮合长度应小于 $1.50 \sim 2.00\text{mm}$, 固定啮合齿轮端面不啮合长度应小于 0.50mm ; 啮合间隙应在 $0.40 \sim 0.60\text{mm}$, 间隙差不应大于 0.05mm (检查时可用碾压铅丝法或百分表法); 齿轮啮合印痕应在节圆附近, 印痕面积应大于齿面的 65%。

7) 齿端间隙应正确

在空档位置时, 相邻齿轮的端面间距离不得小于 2.00mm , 运转中不得有间断冲击声。

8) 推土机变速器第二轴轴向位置应正确

为使中央传动锥齿轮易于调整, 变速器第二轴轴向位置应正确。此位置常以第二轴锥齿轮端面距变速器箱体后端面间的距离大小来加以限制。T100 型推土机的这一距离为 $83.90 \pm 0.10\text{mm}$, 不符合要求时可增减第二轴前轴承座与箱体间垫片的厚度进行调整。第一轴中心线与发动机曲轴中心线的同轴度必须符合要求 (T100 型推土机不得大于 0.30mm)。

9) 同步器的装配

太脱拉 138 型汽车变速器同步器安装时应使啮合套与花键套端部记号对齐。拨动啮合套所用力应为 $300 \sim 350\text{N}$ 。空档时啮合套端面间隙应小于 0.20mm 。

CA1091 型汽车变速器同步器总成装配方法为:

- (1) 装同步器弹簧于同步器毂的孔内 (仅对于三、四档和五、六档同步器);
- (2) 把定位块从小面装入推块的孔中;
- (3) 用螺丝刀将同步器弹簧压下, 从一端将带有定位块的推块插入花键毂的槽中;
- (4) 将滑动齿套对准同步器毂套上, 同步器锥环与锥盘应按标记对应套装, 锥面径

向跳动不得超过 0.10mm，卡簧应可靠入槽。

2. 变速操纵部分组装要求

1) 拨叉轴移动应灵活无阻

拨叉轴移动时应有三个明显的定位位置。各拨叉轴位于中间位置时，拨槽口应对齐。

2) 联锁轴应工作可靠

拨叉轴位于任何档位或空档时，联锁轴应能无阻滞地全回转。当联锁轴处于某一转角位置时，拨叉轴方能移动。

3) 互锁装置应可靠

某一拨叉轴不在空档时，其他拨叉轴不得移动。

4) 倒档销检查

带倒档销的汽车变速器，当变速杆由空档移向倒档时，应有一定的阻力感觉。

变速器装配时所有零件应彻底清洗，用压缩空气吹干，不得有任何杂物遗留在箱内。各配合表面应涂以润滑油或润滑脂。变速操纵部分与变速部分组装时应在空档下进行。变速部分处于空档转动第一轴时，第二轴不动；变速操纵部分处于空档时，各拨槽应互相对齐。

有些机械变速器后设有分动器，分动器的损伤和维修与变速器相同，不再另述。

第三节 万向传动装置的维修技术

机械行驶中，万向传动装置在高速、变速情况下转动，伴随着一定的振动，承受很大的转矩和冲击载荷，而且润滑条件也不理想。因此工作条件较恶劣，各部零件容易发生磨损、变形等，如不及时维修将影响万向传动装置的正常工作。

一、万向传动装置的故障及维护

1. 万向传动装置的故障

1) 万向节异响

万向节异响，在车速变化时尤为明显。造成这种故障的原因主要是由于润滑不良而使万向节十字轴、滚针轴承、传动叉轴承孔严重磨损松旷或滚针折断等。

同时，滚针轴承工作时，滚针只能原地自转，不能沿轴承壳内圆公转，润滑条件又差，会使磨损加剧。一旦十字轴颈或轴承壳内圆磨损出现凹痕，滚针逐渐失去了在轴颈上转动的可能性而陷在凹坑内，恶化了接触面，使磨损更加严重，造成十字轴早期损坏，使万向节产生异响。因此，加强维护，使万向节轴承处于良好润滑状态，是预防轴承早期损坏的重要措施之一。

2) 花键松旷异响

轮式机械在行驶中，由于悬挂变形，传动轴长度会经常变化，使滑动叉和传动轴轴

管花键槽磨损而松旷。磨损了的传动轴花键在机械行驶速度发生变化时便会产生异响。

3) 传动轴抖振

传动轴的结构特点是细而长,如果不平衡,旋转时由于离心力的作用会产生抖振。严重时,会使传动轴零件迅速损坏,并影响变速器和主传动器的正常工作。

在使用与维修中,传动轴变形,装配时滑动叉与轴管未对准记号,动平衡块脱落,焊修传动轴时歪斜,十字轴轴承磨损等原因,使传动轴很容易失去平衡。因此,在维修中应特别注意传动轴的平衡检查,以保证传动轴安全可靠地工作。

2. 万向传动装置的维护

在一级维护中,应对万向节轴承、传动轴花键连接等部位加注润滑油。大部分国产机械的传动花键及万向节轴承加注润滑脂,但也有部分机械的万向节轴承应加注齿轮油(如别拉斯 540 型、克拉斯 256 型汽车),直至从安全阀出现新油为止。由于齿轮油的流动性好,在滚针轴承处容易形成油膜,其润滑性能优于润滑脂。但采用齿轮油润滑万向节轴承时,必须注意油封的密封性。若油封漏油,传动轴高速转动时,油会被甩出而造成轴承的干摩擦或半干摩擦,加速轴承磨损。如发现油封损坏,有漏油的迹象时应立即更换。至于各种机械究竟用什么润滑剂润滑,可查阅所属机型的使用维护说明书。除此之外,还应检查凸缘连接螺栓及挠性万向节和十字轴轴承盖板固定螺钉的紧固情况,锁紧装置应牢固可靠,锁片应齐全有效。

二级维护时,应检查传动轴花键连接及十字轴轴颈和端面对滚针轴承之间的间隙。该间隙超过标准规定时应修复或更换。

3. 万向传动装置的检查与调速

传动轴中间支承轴轴承经使用磨损需要检查与调整。以解放 CA1091 型汽车为例:中间支承轴承如果磨损后,轴向游隙超过 0.3mm 时,将引起传动轴的严重振动和中间支承发响,导致各传力部件磨损加剧甚至过早损坏,因此,必须及时调整轴承的轴向游隙(不得用加大凸缘螺母转矩的方法)。

调整方法:拆下凸缘,拔出中间支承轴承,把轴承两内圈之间的调整隔套适当磨薄,保证轴承在不受轴向力的自由状态下,轴向游隙为 0.15~0.25mm,装配后以 196~245N·m 的转矩拧紧突缘螺母时,轴承的轴向游隙为 0.05mm 左右,或者用手能灵活转动其外圈而无明显轴向游隙(注意因毛毡油封太紧而引起的假象)。轴承的润滑脂由后轴承盖的滑脂嘴注入,直到前轴承盖上的通气孔挤出为止。

二、传动轴主要零件的维修

1. 万向节叉、轴管及花键的维修

1) 传动轴花键的损伤及维修

传动轴花键与滑动叉键槽的侧隙以及解放、跃进牌汽车的前传动轴花键与凸缘键槽侧隙均不得大于 0.30mm。花键磨损后一般应予以更换。无配件更换时可采用振动堆焊法修复。花键轴键齿裂纹,其尺寸未超过齿根圆 1.50mm 深时,也可用振动堆焊法修复。当花键轴或万向节叉裂纹较大时应采用局部更换法修复。更换花键轴或万向节叉,

首先在车床上车去焊缝（注意花键轴及万向节叉上的焊缝倒角为 45° ，而轴管焊缝倒角为 60° ），然后压出花键轴及万向节叉。清洗焊缝后，压入新的花键轴和万向节叉，先对称 6 点点焊，校直后再沿圆周将其焊牢。焊后再次进行直线度检验，必要时校直。传动轴总成轴管摆差不大于 1.50mm 。同一轴上万向节叉两承孔中心线与传动轴中心线的垂直度误差在十字轴全长上不大于 0.30mm ，两承孔中心线的同轴度误差不大于 0.15mm 。

采用振动堆焊法修复花键时，为了减少对基体金属的车削量，可先在底槽进行补焊，补焊后退火、修顶尖孔及去除花键齿，再进行堆焊。堆焊后要进行退火，然后车外圆和铣花键。因为花键齿表面硬度为 $\text{HRC}43 \sim \text{HRC}50$ ，所以在铣齿后要进行淬火，最后磨外圆及键齿两侧面。

万向节叉轴承座孔直径磨损不得超过 0.05mm ，超过者可在座孔内焊补或刷镀。对于瓦盖结构的轴承座孔除焊补刷镀外还可铣磨结合面然后搪孔。搪孔时要求两孔同心并光滑。

螺纹孔磨损或脱扣用维修尺寸法修复。

2) 传动轴轴管的损伤及维修

传动轴轴管弯曲变形后通常是支撑在两个 V 形垫块上转动，用百分表测其摆差。为检查准确，全长的测量点不少于 3 点，其中心摆差不得大于 1mm 。摆差在 5.00mm 以内时，可采用冷校法校直；摆差超过 5.00mm 者可采用加热校直法校直。热校时可先去掉花键轴和万向节叉，将轴管加热至 $600 \sim 850^\circ\text{C}$ ，用直径比轴管稍小的校正心棒穿入管内，架起心棒两端，沿轴管弯曲处或凹陷处加垫块敲击校正，然后将花键部分和万向节叉焊回原位。

传动轴轴管焊缝开裂，可用焊接修复。

2. 万向节滑动叉的维修

花键套键槽磨损超限采用局部更换法维修。更换新花键轴套时首先将磨损的花键轴套从 A 处切去（图 4-2-18），切面 A 必须与中心线 B 垂直（垂直度误差不得大于 0.10mm ）。A 面车出与新花键轴套相接的焊角 $7 \times 45^\circ$ 。新的花键轴套有两种：一种是花键轴套的键槽已经做好，只要按技术要求焊接上即可；另一种是用 45 号钢制造花键轴套。后者首先要按照图 4-2-18 的尺寸车削一个套管，然后将已加工好的原滑动叉 A 部与新制的半成品套管 B 部套装在与内孔相配的轴上。焊接时先在两连接的倒角处沿圆周对称焊 4 点，校正后再全部堆焊。清理焊缝后，精车内孔和端面 C，以端面 C 为基准，拉削内花键，最后钻润滑脂嘴安装孔，盖好防尘盖。

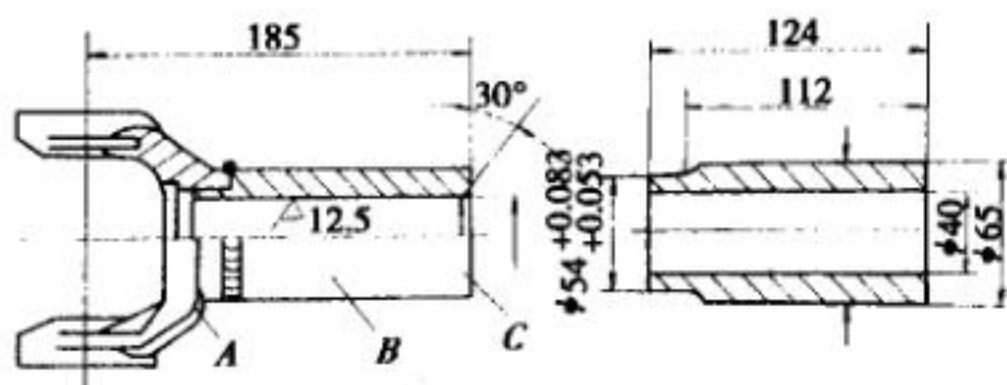


图 4-2-18 花键轴套的制造与镶接

滚针轴承座孔磨损后的维修方法与万向节叉上滚针轴承座孔维修方法相同。螺纹孔损坏,按维修尺寸法修复。润滑脂嘴螺纹孔损坏,可堵住旧孔旋转 180° ,重新钻孔攻制新螺纹孔。

3. 十字轴的维修

十字轴轴颈磨损是常见的损坏形式。机械在行驶中,传递转矩的方向是不变的,所以十字轴轴颈和万向节叉的轴承座孔等处的磨损主要发生在受力面一侧。装有滚针轴承的十字轴轴颈磨损严重时,产生沟槽,以致松旷、发响。造成这种现象的原因如下:

(1) 按原设计要求滚针轴承处应加齿轮油润滑,而在使用中改加润滑脂。由于润滑脂粘度大,将轴承的滚针粘住不易旋转,失去了滚动轴承的作用,以致轴颈表面产生沟槽。

(2) 轴承套筒(钢碗外壳)变形,使滚针不易转动。如 JN1150 型汽车所用的十字轴万向节,其万向节叉上与十字轴轴颈配合的圆孔不是一个整体,而是采用瓦盖式的,两者之间用螺钉连接。装配时未按规定的 $45 \sim 50\text{N}\cdot\text{m}$ 转矩拧紧瓦盖上的螺母。如果拧紧转矩过大,使轴承套筒被夹扁变形,滚针不易转动,长期使用就出现沟槽。解放、跃进和东风牌汽车的传动轴轴承座孔是整体的,在维修装配过程中,轴承套筒与座孔配合过紧(过盈量大于 0.01mm),甚至用敲击万向节叉轴承座孔外部,使座孔收缩,且座孔收缩不均匀,会使轴承套筒变形,影响滚针的旋转,使十字轴轴颈磨出沟槽。

(3) 装配时滚针轴承的滚针搞乱,滚针直径大小不一、长短不一或滚针在轴承套筒底部磨出沟槽等都会影响滚针的正常转动,使十字轴轴颈磨损加剧。

十字轴轴颈磨损起槽深度超过 0.40mm 或直径磨损超过 0.05mm 时,可采用镀铬、振动堆焊或镶套法修复(目前多用振动堆焊法修复)。修复后轴颈硬度不低于 HRC56。也可将轴颈磨小,用尺寸合适的尼龙衬套代替轴承使用。磨削后轴颈的圆度和圆柱度误差不得超过 0.005mm ;两轴线的垂直度(从轴端测量)误差不大于 0.10mm ;轴颈与轴承装合后其轴向间隙一般为 $0.02 \sim 0.25\text{mm}$,径向间隙不得超过 0.20mm 。磨损不大的十字轴轴颈,可用刷镀法修复。非传力面磨损及压痕不严重的可转 90° 装配。

轴承套筒内表面磨损过度或起槽破裂,轴承油封损坏,滚针断裂、偏磨或麻点时应更换。

三、传动轴总成的装配

装配时的一般注意事项:

传动轴总成的维修质量和性能的好坏,除与各零件的维修质量有关外,与装配质量也有密切关系。装配上的疏忽和错误会破坏传动轴的位置精度和平衡,使其不能正常工作,造成各运动副的早期磨损和损坏。因此在装配时必须按技术要求进行操作,并注意下列事项:

(1) 为了避免因不等速传动而引起传动轴振动和驱动桥内齿轮冲击,装配时应注意两点:

① 传动轴两端的万向节叉位于同一平面内。这就要求在安装传动轴伸缩节时,必须

使两端万向节叉位于同一平面，允许误差为 $\pm 1^\circ$ ，为此装配时应使箭头记号对齐；若无记号，拆前应做好记号，按记号装复；如果因键齿磨损达不到这一要求，应使后端万向节顺传动轴旋转方向偏转一个键齿。

②与传动轴两端通过万向节相连的两轴和传动轴夹角相等（ $\alpha_1 = \alpha_2$ ）。在安装时， α_1 大小与发动机曲轴中心线的位置有关，可通过调整发动机安装垫块来实现； α_2 与驱动桥主传动器主动齿轮中心线有关，它受驱动桥悬架安装的影响。一般说来，在机械大修时，不可任意改变发动机安装垫块及钢板弹簧的原有规格，以免影响 α_1 和 α_2 角。所以安装时，一般不需作任何调整。

（2）花键轴的油封，除了能防止花键内的润滑脂外流外，还能防止湿气和灰尘的侵入，因此必须保持完好。在装橡胶防尘护套时，为了平衡起见，两只卡子的锁扣应相错 180° 。

（3）解放、跃进牌汽车的传动轴中间支承轴承内座圈与轴颈的大修配合标准为 $0.02 \sim 0.04\text{mm}$ 。万向节十字轴颈与滚针的配合间隙为 $0.02 \sim 0.14\text{mm}$ （CA1091 型汽车）、 $0.023 \sim 0.100\text{mm}$ （NJ1040 型汽车）和 $0.040 \sim 0.140\text{mm}$ （JN1150 型汽车）。万向节轴承与轴承座孔的配合为 $0.015 \sim 0.065\text{mm}$ （CA1091 型汽车）、 $0 \sim 0.051\text{mm}$ （NJ1040 型汽车） mm 。CA1091 型汽车中间传动轴总成装配后，应以 $250\text{N}\cdot\text{m}$ 的转矩拧紧凸缘螺母。滚针轴承支承片螺钉以 $18 \sim 23\text{N}\cdot\text{m}$ 的转矩拧紧。中间轴承轴向间隙为 $0.15 \sim 0.25\text{mm}$ ，中间隔圈不得互换。

（4）传动轴经过维修后，其长度不得小于公称尺寸 10mm 。为了减小传动轴旋转质量中心偏离旋转轴线而造成附加载荷，机械出厂时进行了动平衡试验。当传动轴的动平衡被破坏时，如动平衡块脱落，各传动轴零件本身回转质量不平衡，装配不当等，均使传动轴的质量中心偏离旋转轴线而降低传动轴的临界转速。试验表明，当万向节由于磨损出现间隙，就可能使传动轴在低于临界转速下产生振动、冲击甚至折断。所以在维修时应注意传动轴的动平衡检查与调整，使其平衡度误差符合所属机型的规定，例如 CA1091 型汽车为 $50 \sim 100\text{g}\cdot\text{cm}$ ；跃进牌汽车为 $50\text{g}\cdot\text{cm}$ ；黄河牌汽车为 $100\text{g}\cdot\text{cm}$ 。试验时带两端万向节。用来校正不平衡量而在轴管两端上所焊的平衡片，每端不应多于 3 片。传动轴花键与套管叉及凸缘键槽的侧隙均应不大于 0.30mm ，并能滑动自如。传动轴的防尘罩必须完好，并用卡子紧固。两只卡子的锁扣应装在传动轴径向的相对位置上。

第四节 履带式底盘驱动桥（后桥）的维修

履带式底盘（推土机与装载机）后桥一般包括后桥壳体、中央传动、转向离合器与转向制动器、转向助力器、最终传动等，是履带底盘的重要总成部分之一，其技术状态好坏对机械使用性能影响较大。

一、后桥的常见故障及维护

1. 后桥的常见故障及原因

1) 中央传动的故障及原因

中央传动由大小锥齿轮、横轴、轴承等组成。其作用是进一步增大传动比并改变传动方向，以利于对驱动轮的驱动。履带后桥中央传动多为单级锥齿轮减速。

(1) 中央传动异响

中央传动的异响主要发生在齿间与轴承处。齿轮响主要由于齿面加工精度低、啮合间隙与啮合印痕调整不当，壳体形位误差超限等引起。啮合间隙过小会引起“嗡嗡”声，间隙过大会引起撞击声。啮合间隙不均是由于齿轮本身有缺陷。啮合印痕不对，除调整不当外，尚因使用中壳体、齿轮轴、齿轮变形以及轴承磨损所致。

轴承异响是由于轴承磨损、安装过紧、轴承歪斜、壳体与轴变形等引起。横轴锥轴承间隙不对也可能因调整不当造成。

(2) 中央传动齿轮室发热

中央传动齿轮室发热是由于齿轮啮合间隙过小，轴承安装过紧、歪斜，滚动体内有杂物，润滑油不足或油质较差等引起。轴承引起发热时轴承处温度会过高。有时亦可能因转向离合器与制动器工作不正常，其摩擦热引起整个后桥箱发热，可由中央传动室与转向离合器室的温差加以判别。

2) 转向离合器与转向制动器的故障及原因

转向离合器与转向制动器置于中央传动室两侧，分别由操纵杆与脚踏板操纵。转向离合器多为干式多片常接合式摩擦离合器，制动器多为带式。

(1) 离合器的故障及原因

① 转向离合器打滑

在转向制动器未工作的情况下机车自行跑偏，是一侧离合器打滑的征象，在负荷的情况下尤为明显。在主离合器与转向制动器工作正常情况下，同时踩两个制动器时发动机不熄火（要求3s内熄火），甚至转速下降较少，说明转向离合器打滑。工作中机车阻力增大时车速降低较多，而发动机转速却下降较少，说明两个离合器皆打滑。转向离合器打滑的原因与主离合器相同，如安装调整不当、摩擦片磨损等。离合器打滑将使机车动力性与经济性降低，生产率下降，离合器寿命缩短。

② 转向离合器分离不清

拉动一边转向杆时机车不转弯或转弯半径很大；两个转向操纵杆全拉开时机车不完全停止，则说明离合器分离不清。其原因也是调整不当、分离行程太小或各铰链严重磨损引起分离行程减小。

③ 转向离合器发响

起步、转向时异响可能是摩擦片内外齿侧间隙过大引起撞击所致；分离时发响也可能是分离不清或某些零件松动、损坏。

④ 转向离合器发热

离合器发热是由于离合器分离不清、操作不当（经常处于半分离状态）、主从动鼓偏心超限、制动器拖滞等而产生大量摩擦热的结果。

（2）转向制动器的故障及原因

①转向制动器拖滞

转向制动器分离不开将导致制动带过热甚至烧毁，同时也使制动鼓产生过度磨损，其原因是制动带调得过紧或下部的制动带支承螺钉调整不当，制动带不复位等。

②转向制动器打滑

转向制动器打滑除造成制动带过热外，还影响机械的正常使用。其原因有：制动带调整不当，粘油，过度磨损，烧毁，铆钉头外露，制动鼓表面过度磨损、凹凸不平等。

3）转向助力器的故障及原因

转向助力器的作用是减小作用在操纵杆上的操纵力，减轻驾驶员的劳动强度。液压助力操纵常有两种形式：一是油压操纵式——即操纵换向阀控制通往活塞两侧的油路，由活塞推动压盘进行离合器的接合与分离，如 D80A—12 型推土机；二是液压助力式——即操纵滑阀时所产生的液压助力通过杠杆系统使离合器分离。本节只介绍液压助力器的故障与维修。

转向助力器的主要故障是助力失灵并引起操纵沉重。当操纵力达 350N 左右时，说明助力器完全失效。当一边操纵杆沉重时主要是助力器有故障；两个操纵杆皆沉重时可能是油泵或油路有故障，亦可能是助力器本身有故障。助力失灵或失效的具体原因如下：

（1）助力器油箱缺油引起泵油量不足，油压降低，随动活塞移动无力，致使操纵杆直接操纵。油箱缺油大多因油封损坏使油液漏出，或因壳体裂纹而外泄。

（2）油泵缺陷使泵的流量和压力降低。其主要缺陷是因磨损使齿顶间隙、齿端间隙、齿侧间隙增大，内漏增加。

（3）助力器零件磨损如滑阀与阀套内孔配合间隙增大，活塞与阀套外圆配合间隙增大时，液压油泄漏增加，使活塞随动不灵，操纵杆沉重。

另外，滤清器堵塞时也会引起操纵力增大。

4）最终传动的故障及原因

最终传动的主要故障是漏油和异响。

最终传动漏油主要发生在油封处，有时也会发生在最终传动壳体与后桥壳体结合面处。油封处漏油多为油封损坏所致，有时亦为油封安装不当引起。

壳体结合面处漏油是由于壳体变形、垫片损坏、连接螺钉松动等造成。

漏油易引起缺油，如果齿轮与轴承磨损，进一步引起响声和过热。

最终传动异响大多是因为缺油或轴承齿轮磨损过度引起的。

2. 后桥的维护

1) 中央传动的维护

（1）中央传动齿轮室润滑油的检查与更换

中央传动齿轮室中润滑油油面高度以油面高度检查口或油尺刻度为准。天气热时，油面可与油面高度检查口齐平；天气冷时可低于油面高度检查口 10 ~ 15mm。工作中因

润滑油消耗使油面高度低于标准时,应及时添加。当季节变化和润滑油脏污时,应更换新油。换油应在机械工作结束后,润滑油尚未冷却时进行,以保证废油放得最快最彻底。同时可以使箱壁及底面上沉积的杂质放出,以减少清洁用油的消耗。放油后,用相当于后桥容积 $1/3$ 的清洗油(混合 5% 机油的煤油)加入中央传动室进行清洗。为了清洗彻底,让中央传动齿轮以不同转速运转 $1 \sim 2\text{min}$,然后放出清洗油,并清除磁性螺塞上的铁屑和污垢,然后注入规定品种的齿轮油至标准油面高度。此外对后桥的油量应在每班前检查,对温度升高及渗漏应在班后检查。

(2) 后桥漏油的检查与紧固

后桥常发生漏油的部位是轴孔处和接合处。后桥漏油是由于油封状态不良(老化、磨损、破裂)或密封垫损坏,壳体破裂所引起。放油螺塞处漏油是由于垫片不良(过厚、过薄、破裂)或螺纹损坏。后桥漏油应在每天班前班后仔细检查时擦净外壳,必要时紧固、维修或更换。

(3) 主传动器各机件的检查与调整

锥齿轮啮合的调整工作十分重要。中央传动锥齿轮的啮合位置不正确往往是造成噪声大、磨损快、齿面易剥落、轮齿易折断等现象的原因。所谓正确啮合就是要求两个锥齿轮的节锥母线重合,节锥顶点交于一点。常用齿侧间隙和啮合印痕不小于齿长之半,且在高度方向位于齿高的中部,在齿长方向的中间稍靠近小端。齿轮在传递动力承受载荷时,小端齿的变形量较大,故实际工作时的啮合印痕破坏了正确的啮合位置。当磨损到齿侧间隙超过极限值时,应成对地更换齿轮。

中央传动有轴向力的作用,通常都采用能承受较大轴向力的滚锥轴承支承。滚锥轴承具有这样的特点:当轴承有少量磨损时,对齿轮轴向位置的影响都较大,使大小锥齿轮离开原来的啮合位置。因此,使用中调整中央传动,就是为了消除因轴承磨损而增大的轴承间隙,使锥齿轮恢复正确的啮合位置。为了恢复主传动齿轮的正确啮合位置,需调整主从动齿轮的轴向位置,但主动齿轮的轴向位置只有在拆散后,重新安装(大修或成对更换)时才进行调整,平时技术维护中只检查和调整从动锥齿轮的轴向间隙,而且在调整时应保证原来的啮合位置和啮合间隙不变。因为从动锥齿轮的轴向间隙过小时在工作中会发热,严重时还会烧损轴承,反之则工作中产生冲击噪声,有时还会破坏锥齿轮副的正常啮合位置,从而使齿轮过早磨损。此轴向间隙的调整方法随机械结构的不同而有所不同。中央传动的调整是其安装中的一道重要工序。下面以 T120 型推土机为例介绍中央传动的调整方法。

① 横轴轴向间隙的检查与调整

调整横轴轴向间隙是靠改变轴承座的位置来实现。

① 卸下燃油箱、助力器和转向离合器,清除后桥箱上的污垢,并用煤油清洗传动室。

② 装上检查轴向间隙的夹具和百分表,并将表的触头顶在从动锥齿轮的背面。

③ 用手扳动从动锥齿轮,使横轴转动几圈,以消除锥形滚子轴承外圈和滚子间的间隙。

④ 先用撬杆使从动锥齿轮带动横轴向左移动至极端位置,将百分表大指针调 0。再

将横轴推至极右位置，百分表摆差即为横轴轴向间隙。其正常值应为 $0.10 \sim 0.20\text{mm}$ ，不符合要求时应进行调整。

⑥如果轴向间隙因轴承磨损而过大，可在左右两轴承座下各抽出相同数量的垫片，其厚度等于要求减小间隙数值的 $1/2$ 。这样就可保持从动锥齿轮原来的啮合位置基本不变。

②锥齿轮啮合间隙的检查与调整

轴向间隙调整好后，用压铅丝法检查其啮合间隙。检查时将铅丝（比所需间隙稍厚或稍粗）放在轮齿间，并转动齿轮使铅丝进入齿轮啮合表面而被挤压，然后取出被挤压的铅片，测量最薄处的厚度，即为齿侧间隙。一般新齿轮副啮合间隙为 $0.20 \sim 0.80\text{mm}$ ，且在同一对齿轮上沿圆周各点间隙的差值不得大于 0.20mm 。对于用旧的齿轮副来说，其啮合侧隙最大可允许为 2.50mm ，超过此值应更换新件。

若不符合以上要求时，可将一侧轴承座下的调整垫片抽出并加到另一侧（两边垫片的总数仍不变，以保证横轴轴承间隙不变）进行调整。抽出左边垫片加到右边时，侧隙增大，反之，则减小。

TY180 型、T100 型、D80—7 型、T220 型等推土机的此项调整与 T120 型相同，数据稍有差别。

③主传动器锥齿轮啮合印痕的调整

中央传动的使用寿命与传动效率在很大程度上决定于锥齿轮啮合的正确性。正确的啮合印痕是避免早期磨损和事故性损坏、减小噪声、增大传动效率的重要保证。

啮合印痕的检验方法是：在一个圆锥齿轮齿面上涂以红铅油，转动齿轮 $1 \sim 2$ 圈，在另一个圆锥齿轮的齿面上即留下了啮合印痕。检查啮合印痕应以前进档啮合面为主，适当照顾后退档位。正确的啮合印痕应在齿面中部偏向小端（但距小端端面应大于 5mm ），前进档时啮合面积应大于齿面的 50% ，后退档时应大于齿面的 25% 。印痕长应大于齿长的一半，印痕应在齿高中部。印痕允许间断成两部分，但每段长度不得小于 12mm ，断开间距不得大于 12mm 。印痕大小及位置不当时，可通过移动大小锥齿轮来改变轴向位置。当小锥齿轮轴向位置安装正确时，一般情况下调整大锥齿轮轴向位置即可满足要求。当调整大锥齿轮不能满足啮合印痕时才调整小锥齿轮。调整大锥齿轮轴向位置的方法与调整啮合间隙的方法相同。小锥齿轮的轴向位置可通过增减变速器第二轴前端轴承座与变速器壳体间垫片的厚度进行调整，如图 4-2-19 所示。

当用以上方法调整不出合适的啮合印痕时，则往往是由于后桥壳变形、齿轮轴变形等造成，需更换或维修有关零件。T140 型、TY180 型、D80—7 型等推土机的此项调整与 T120 型相同。

2) 最终传动的维护

最终传动的技术维护，主要是紧固固定驱动轮的螺母及调整轴承间隙；检查后轮毂油封及润滑油油面等。下面以 T120 型推土机最终传动装置的检查与调整为例予以介绍：

(1) 最终传动装置的维护

最终传动装置的润滑油应按技术维护规程定期进行更换。更换最终传动装置齿轮室的齿轮油时，应在推土机熄火后趁齿轮油尚热时立即进行。放油时先将齿轮室外壳下部



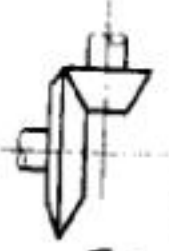
 倒退档		 前进档	调整方法		
I			正常的啮合痕迹	前进档时主动锥齿轮轮齿凸面所得印痕长度须不少于齿宽的一半,并应在齿高中部且接近锥体小端; 倒退档时,主动锥齿轮轮齿凹面所得印痕应与上述相同,且接近锥体小端,但不超出端边	
II			不正常的啮合痕迹	抽去变速器输出轴前轴承盖处的调整垫片,可后移主动锥齿轮,为保证齿侧间隙,可移开大齿轮	
III			不正常的啮合痕迹	增加变速器前轴承盖处的调整垫片,可前移主动锥齿轮。为保证齿侧间隙,可移进大齿轮	
IV			不正常的啮合痕迹	按本节所述方法右移从动锥齿轮。为保证齿侧间隙,可移开小齿轮	
V			不正常的啮合痕迹	按本节所述方法左移从动锥齿轮。为保证齿侧间隙,可移进小齿轮	



图 4-2-19 主传动器锥齿轮副啮合印痕的调整方法

的放油塞拧下,使旧齿轮油放完为止,然后再将放油塞拧上。

清洗时,先将齿轮室后部的注油口螺塞拧下,并由此注入煤油。然后开动推土机,在无负荷下用低速前进及后退运转 5min,再按放旧油的方法放出清洗油,同时仔细清除放油塞上的杂质,再将放油塞拧上。注入新齿轮油,使油面高度达到量尺上刻度线,最后将注油口盖拧紧。维护时,对左右两侧的最终传动装置应同时进行。加油完毕后应

仔细检查齿轮室外壳螺栓螺母的紧固情况和有无油液渗漏。

(2) 最终传动装置驱动轮轮毂轴向间隙的检查与调整

最终传动装置驱动轮轮毂轴向间隙标准值为 0.125mm 。间隙过大或过小都会加速轴承和齿轮的损坏，引起驱动轮在行驶中轴向摆动量增大，加速啮合处的磨损和端面油封的损坏，使最终传动产生漏油现象。因此，须定期检查调整。具体调整方法与步骤如下：

拆开履带，并松开半轴外轴套的夹紧螺栓，取下驱动轮轴承调整螺母的锁止片。用约 $1500\text{N}\cdot\text{m}$ 的转矩将调整螺母拧到极点，即将轴承间隙完全消除，然后退回一个齿（即 $1/4$ 圈）。用撬杠把驱动轮向外撬，以消除半轴外瓦和调整螺母之间的间隙。调整后，装上调整螺母的锁止片，并拧紧半轴外轴套的夹紧螺栓，装复其他附件。

(3) 最终传动装置驱动链轮油封漏油的检查和调整

推土机在使用初期，链轮油封有轻微的漏油现象是无妨的，若长时间漏油，则必须进行检查，找出原因并加以排除。其方法如下：

检查链轮在轮毂花键上的配合情况，如发现自紧油封对于本身的垫圈压得不紧，必须拧紧轮毂螺母（拧紧调整螺母的扳手长 1.5m ，加力约为 1000N ）。

如漏油仍不停止，则需拆开减速器（传动齿轮壳）找出原因。在正常情况下，自紧油封装配后，应被压缩 $4\sim 8\text{mm}$ 。其压缩量应用下述方法进行控制：即装配后的尺寸（图 4-2-20） B 应为 $41.5\sim 45\text{mm}$ ， A 应为 $44.5\sim 48\text{mm}$ 。当 B 小于 41.5mm 和 A 小于 44.5mm 时，必须卸开并除去油封有插销一面的厚为 2mm 的垫片；当 B 大于 45mm 和 A 大于 48mm 时，可增加调整垫片。补加的调整垫片必须用密封胶粘牢。

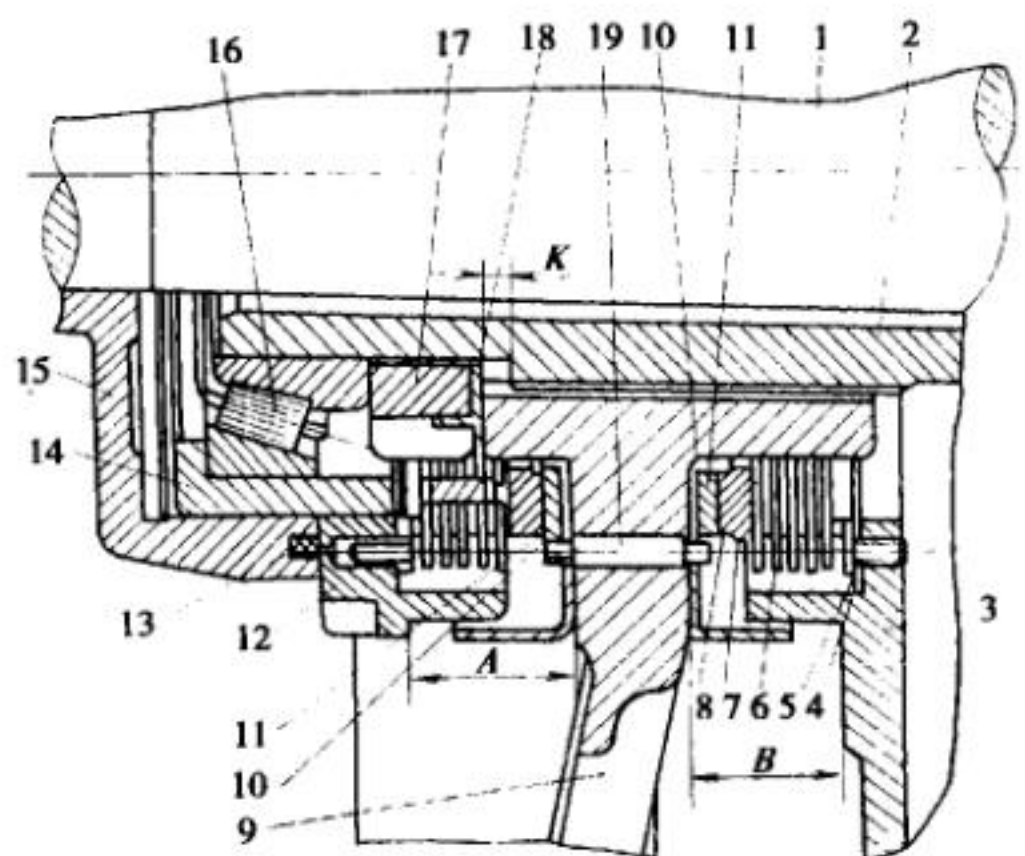


图 4-2-20 上海 T120 型推土机最终传动油封位置

- 1-半轴；2-轮毂；3-最终传动箱体；4-软木垫；5、10-软木皮革环；
6-波纹筒；7-皮革环；8-软木环；9-驱动轮；11-钢环；12-调整
螺母；13-软木密封环；14-轴承座；15-半轴轴承；16-轴承；
17-轮毂螺母；18-锁垫；19-销钉

驱动链轮是用 300 ~ 600kN 的压力压装在轮毂花键轴上的,拆卸时需要用专用工具。由于自紧端面油封在使用过程中容易损坏而造成漏油,而且拆卸调换费时费力,影响生产。为此,目前生产厂家已采用一种结构简单而效果良好的金属浮动油封。这种浮动油封最适用于低速重载与工作条件恶劣情况下使用,且寿命较长(一般可达 5000h 左右)。

至于其他有关最终传动齿轮副正常啮合间隙,以及所有油封磨损后的更换要求等除根据原厂说明办理外,一般规定主、从动齿轮的正常啮合间隙不应小于 0.40mm,齿的倾斜度在全长上不应大于 0.15mm。每工作约 3000h 时要对齿厚进行检查。若主动齿轮的齿厚磨损达 1.5mm,或从动齿轮的齿厚磨损 1.27mm 时,可将左右两侧的整副齿轮连同轮毂以及全套轴承、转向离合器等成套地相互换边使用,以延长使用寿命。

T140 型、T180 型、T220 型等推土机最终传动装置的维护和润滑与 T120 型完全相同,最终传动装置驱动轮轮毂轴向间隙是靠驱动轮轴外端轴头螺母下的调整垫片进行调整,油封一般均采用浮动油封,工作寿命长。如果产生漏油现象时,可拆开更换 O 形圈,研磨动环与定环端面后重新装复。移山 160 型、移山 180 型推土机的最终传动第一级为圆柱齿轮减速,第二级为行星齿轮减速,其维护项目及方法与 T180 型基本相同。

3) 转向离合器和操纵机构的维护

(1) 转向离合器的清洗

履带式机械在工作过程中,当转向离合器的摩擦片(干式)因沾上油污而引起打滑时,应用煤油加以清洗。清洗工作应在刚停机时及时进行,因为此时离合器摩擦片温度比较高,油污容易被洗掉。

清洗时,首先拧下放油螺塞,放出转向离合器室内的油,然后将放油塞装复,并向室内倒入 3 ~ 4L 煤油,使机械前进或倒退行驶 5 ~ 10mm。应注意的是,行驶时不要分离转向离合器,以免污物进入主、从动摩擦片之间。此后,放出脏煤油,换上清洁的煤油,挂上一档或二档,并将转向操纵杆向后拉,分离转向离合器,使履带式机械在原地空转 5 ~ 8min,以清洗离合器摩擦片。发动机熄火后,拧下放油螺塞放出煤油并停放 1 ~ 2h 使煤油流尽,最后将放油塞拧紧,此外,还应用黄油枪向转向离合器分离轴承内注入润滑脂进行润滑。

T100 型、上海 T120 型推土机及 C5—6 型履带式铲运推土机等履带式机械转向离合器的清洗方法和步骤基本相同,惟有清洗时所需煤油的数量应根据各机型转向离合器室的容量大小而定。宣化 120 型、T140 型、TY180 型、TY220 型等推土机的转向离合器为湿式多片液压操纵型的,不需进行该项维护作业。

(2) 转向离合器的检查与调整

履带式机械发动机在工作正常情况下,若负荷稍一加大即出现一边或两边履带突然止动的现象,或者牵引力发挥不出来时,就需要检查转向离合器。

① T120 型推土机转向离合器的检查与调整

④ 转向离合器操纵杆自由行程的检查与调整

转向离合器在正常的情况下,操纵杆的自由行程为 135 ~ 165mm。当因转向离合器摩擦片磨损使此行程小于 75mm 时,转向离合器便会出现上述故障,这时就必须对它进行调整。调整的方法和步骤为:

④使推土机熄火或分离主离合器；

⑤打开转向离合器后面和上面的检视孔；

⑥将操纵杆移至最前方，使转向离合器分离机构的球面螺母紧靠在分离杠杆上，以便使助力器活塞处于最前位置；

⑦松开助力器前端顶杆胶套的卡环和顶杆叉锁紧螺母，调节顶杆长度，并将操纵杆空行程调整到 20 ~ 40mm（由手柄上端测量）；

⑧拧松转向离合器分离机构的球面螺母，使操纵杆手柄之端头从最前位置到转向离合器开始分离位置的行程为 135 ~ 165mm；

⑨调整完毕后，用锁紧螺母固定球面螺母，上好检视盖。

⑩转向制动器的调整

制动器工作不良时必须进行调整。调整方法如下：

①取下转向离合器室检视孔盖；

②拧动调整螺母，顺时针方向旋转时，制动带收紧，踏板行程减小，相反则自由行程增大，正确的踏板自由行程应为 150 ~ 190mm；

③利用制动带顶推螺栓（后桥壳下部）调整制动带和转向离合器外鼓间的间隙，调整时首先松开锁紧螺母并将顶推螺栓拧到极点，然后再退出 1 ~ 1.5 圈，最后用锁紧螺母固定；

④装上检视孔盖。

⑪转向离合器液压助力器的检查和换油

转向离合器液压助力器是液压操纵的，故在使用中不需要调整，而液压系统的维护主要是加油、换油及部分零件的紧固工作。

液压助力器加油或换油时，将履带式机械停放在平地上，取下油箱下部后盖板，拧下助力器加油口盖即可注油（油面高度要达到注油口滤网筒的凸缘处）。注油时要反复扳动转向操纵杆，以排除助力器腔体中的空气。

助力器需放油时，拆下中央传动齿轮室的检视孔盖，拧下助力器壳体下部的放油螺塞。

⑫锥形花键连接部分的紧固

该项作业一般在高级技术维护时通过检查后进行，主要紧固的部位有：最终传动装置主动齿轮轴和驱动盘部分，从动锥齿轮和横轴接盘部分以及转向离合器半轴和内鼓的连接等。通过检查如发现有松动时应加以紧固。紧固时必须取下转向离合器，打开螺母锁片，用扭力扳手按规定转矩（约 600 ~ 700N·m）拧紧。紧固后须将锁片按规定锁法可靠锁住。

T100 型及 D80—7 型推土机转向离合器的检查调整及紧固与 T120 型完全相同。宣化 120 型、T140 型、TY180 型、TY220 型等推土机转向离合器，当操纵杆与连接杆的接头因磨损而松动造成手柄自由行程增大时可结合所属机型规定，参照 D80A—12 型推土机转向离合器操纵机构的调整方法进行。这类机型转向制动器的调整参照 TY180 型推土机转向制动器的调整进行。TY180 型推土机的调整见图 4-2-21。制动带与制动鼓之间的间隙为 0.50mm，靠拉杆 4 上面的调整螺钉 11 调整。制动时踏板的行程应调整在 140

~160mm 范围内。其转向控制阀的检查和维修亦仅是换油而已。多片湿式液压操纵转向离合器的紧固作业与 T120 型稍有不同,具体可按所属机型的规定进行。

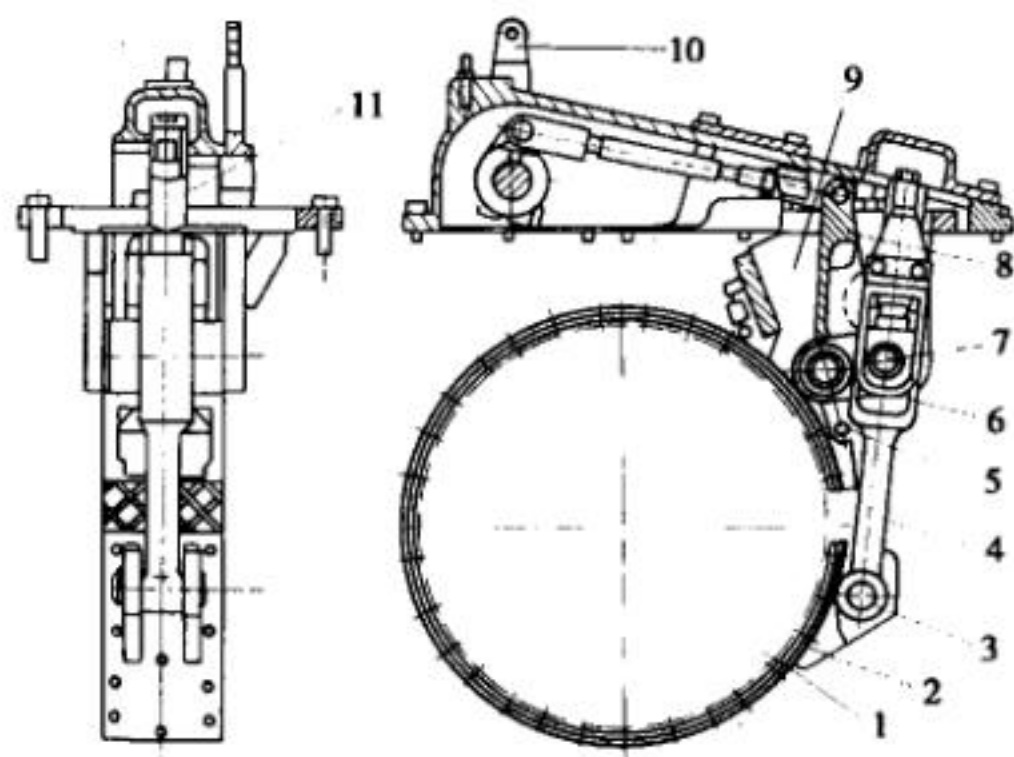


图 4-2-21 TY180 型推土机转向离合器的调整

1-制动鼓; 2-制动带; 3-销子; 4-拉杆; 5-顶杆; 6-前支承销;
7-后支承销; 8-双臂杠杆; 9-支架; 10-制动臂; 11-调整螺钉

②转向离合器操纵机构的调整

日产 D80A—12 型与 D85A—12 型推土机采用的是液压转向离合器操纵机构。该转向离合器为湿式多片液压操纵式,在正常使用中无需调整。但操纵手柄与连接件的连接头仍会因日久磨损而松动,使手柄的自由行程增大,延迟分离动作。为此仍需及时进行调整,调整的方法是先将手柄 1 (图 4-2-22) 拉动到开始感到有负荷时即停住,然后松去锁紧螺母 4,拧转调整螺钉 5,使停止器 3 触及连杆 2 后,再将螺钉拧紧一圈,这样就可恢复手柄的原来行程(原自由行程为 125~130mm)。最后将锁紧螺母 4 拧紧。

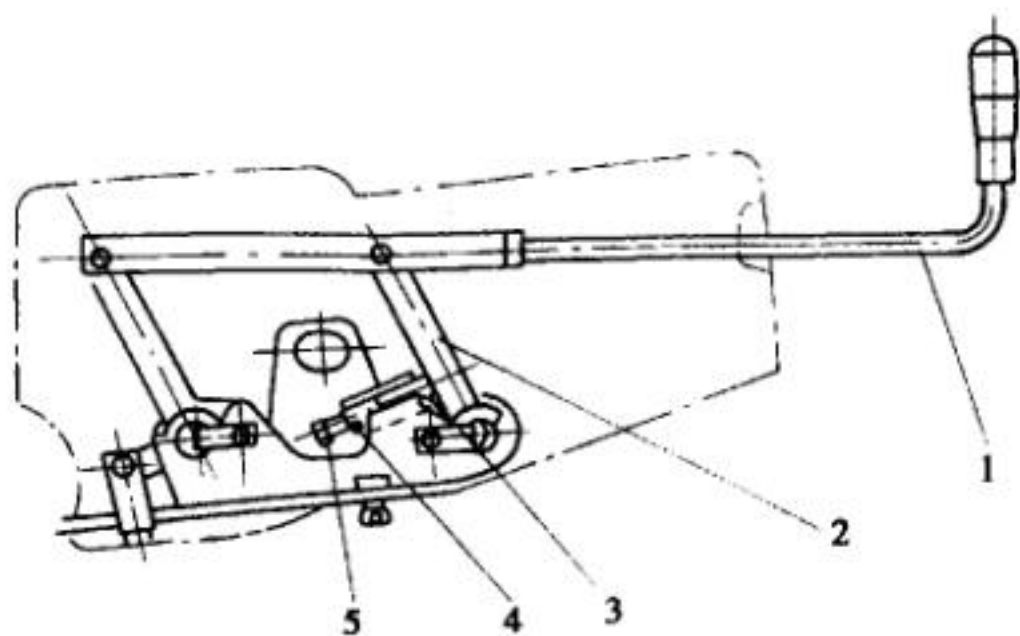


图 4-2-22 液压式转向离合器操纵机构的调整

1-操纵手柄; 2-连杆; 3-停止器; 4-锁紧螺母; 5-调整螺钉

二、履带式机械驱动桥（后桥）的维修

1. 驱动桥（后桥）壳体的损伤与修复

1) 后桥壳体的损伤

后桥壳体的损伤、产生的原因、维修的方法等与变速器箱体相似，其不同之处有以下几点：

(1) 后桥壳体变形

后桥壳体变形后，影响后桥总成的正常工作，其中最主要的影响有二：由于后桥壳体前平面与横轴轴线的平行度误差增大，引起中央传动锥齿轮啮合性能变坏，加速中央传动零件的损坏；由于横轴轴孔与最终传动主动轴轴孔同轴度被破坏，引起转向离合器与最终传动齿轮、轴承的早期损坏。理论研究及试验均表明，由于主从动鼓不同心所引起的摩擦功与功率损失与同轴度误差值成正比。摩擦功增加，将引起离合器发热，加速摩擦片损坏。因此转向离合器急剧发热往往是主、从动盘间打滑或不同心的表象；功率损失将降低机械的动力性与经济性。由于不同心的存在将引起主、从动盘间的相对滑动，从动盘转速会低于主动盘，使履带行驶速度降低，结果使机械自动跑偏。主从动盘不同心使轴承受到附加载荷的作用，加速轴承等零部件的磨损和损坏。

由于后桥壳体变形对机械使用性能的恶劣影响，所以大修时应对后桥壳体变形进行认真的检查。检查横轴轴承孔与最终传动主动轴轴承孔的同轴度时，可以横轴轴承孔为基准装以定心套、心轴及百分表，如图 4-2-23 所示。转动心轴，表针偏摆量大小即反映同轴度误差。横轴孔与前平面间的平行度的检验与变速器箱体相同。后桥壳横轴的两支承孔同轴度误差应小于 0.05mm ，横轴孔与最终传动主动轴孔的同轴度误差应小于 0.10mm （极限值 0.70mm ），前平面与横轴孔平行度误差对上海 T120 型推土机来说，要求小于 $0.12/300\text{mm}$ 。

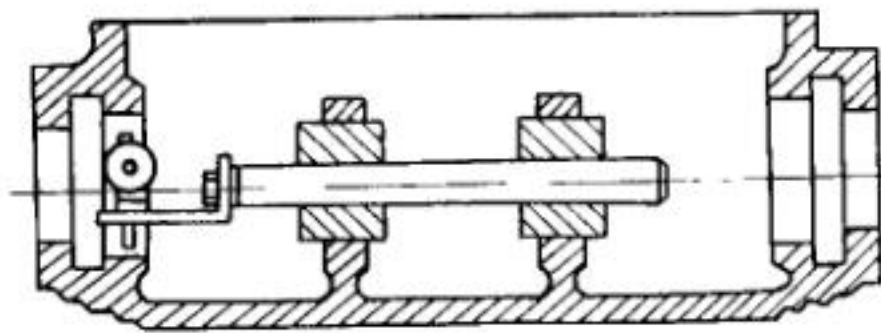


图 4-2-23 后桥壳体同轴度检验

(2) 后桥壳体裂纹

后桥壳体裂纹常发生在壳壁、横轴支承隔板、后轴支座以及焊接件焊缝等处。后桥壳裂纹后严重地影响其强度和刚度，同时还会产生漏油。所以维修时对以上部位应重点检查。

(3) 各轴承、轴承座安装孔与定位销孔磨损

各轴承、轴承座安装孔磨损的特点、原因、检验方法等与变速器壳相同。定位销孔

有时会因连接松动而微量磨损。

(4) 螺纹孔损坏

螺纹孔损坏主要是由于不清洁或拆装不当引起的。

2) 后桥壳体的维修

(1) 后桥壳体变形的维修

后桥壳体变形后一般用机械加工法修整。根据变形位置的不同,应正确地选择加工定位基准。如当横轴孔与最终传动主动轴轴孔垂直度不超限,而与前平面间平行度超限时,则可以横轴孔为基准修整前平面;当横轴孔与前平面平行度不超限而与最终传动主动轴轴孔垂直度超限时,则以横轴孔为基准,加工最终传动主动轴轴孔。

(2) 后桥壳体裂纹的维修

由于后桥壳体受力复杂、负荷沉重,故不宜用胶补、栽丝或补板法修补裂纹,应用焊接法修复。钢质壳体一般用电焊修复。铸铁壳体可用加热减应法气焊或加固处理后电焊。焊前应开坡口并将裂纹夹紧,以保证焊修质量和减小壳体变形。

(3) 安装孔磨损的维修

安装孔轻微磨损且壳体变形未超限时,可直接用刷镀法修复。当安装孔磨损较少但壳体有较大变形时可用机械加工法去除安装孔几何形状误差,然后对与其相配零件外径进行电刷镀以恢复其配合。孔磨损较大时,可用镶套法维修。镶套可用 40 号钢,镶配过盈量可取为 $0.03 \sim 0.05\text{mm}$ 。钢质壳体亦可对孔径进行焊补而后加工。横轴座孔为半分式时,可用加工法去除分界面使孔径缩小,然后加工至要求尺寸。

定位销孔磨损时应进行修整,并选配加大尺寸的定位销。

加工孔径时应注意满足形位误差要求。螺纹孔损坏后可用维修尺寸法修复。

2. 中央传动的维修

1) 锥齿轮的损伤与维修

(1) 锥齿轮的损伤

① 齿面磨损与疲劳点蚀

锥齿轮负荷沉重,使用中齿面将产生磨料磨损与粘着磨损。当润滑油不足、过稀、劣质,啮合面积不足、啮合位置不对时,磨损速度将加快。

由于轮齿承受交变载荷,在接触应力作用下易产生疲劳点蚀。点蚀常以齿高中部和大端开始,逐渐扩至齿顶、齿根和小端。润滑油过稀、齿面不光时会加速疲劳点蚀。一般节锥附近短条状的轻微点蚀尚可工作 2000h 左右,当产生成片点蚀时即应更换。

② 轮齿断裂

轮齿裂纹多发生在齿的根部,且常从大端开始向小端扩展,致使整个牙齿折断。影响断裂的主要因素为:轮齿上的弯曲应力,材料的疲劳强度与断裂韧性,润滑油的品质,齿轮的结构刚度、冲击载荷大小,原始裂纹的形状与大小等。实验表明,轮齿上的应力大端较大,向小端逐渐减小,故断齿大多先从大端开始。小锥齿轮由于应力循环次数多,所以更易产生疲劳与断齿。

(2) 锥齿轮的维修与更换

锥齿轮轮齿的大端齿厚磨损 1mm 以上,齿面疲劳点蚀超过齿长的 $1/4$,轮齿有裂纹

或轮齿折断时应更换新齿轮。更换齿轮时须成对更换，以保证锥齿轮副的正常啮合。配件供应不足时，可采用堆焊法补偿磨损量，然后加工成标准齿形。加工时应注意大小锥齿轮的成对性。焊修前后的处理及焊修工艺与变速器齿轮的修复相同。直齿锥齿轮可铣齿亦可刨齿，螺旋锥齿轮与双曲线锥齿轮应用铣刀盘在专用设备上铣齿。

大齿圈与横轴接盘配合间隙大于 0.06mm 时应维修横轴以恢复配合。螺栓连接孔配合间隙大于 0.10mm 时应用维修尺寸法修复。

2) 横轴的损伤与维修

(1) 横轴的损伤

横轴的主要损伤为弯曲变形和配合表面磨损。此外，接盘连接孔、锥形花键及螺纹部分也可能有磨损或损坏。横轴产生损伤后的检验同一般轴类零件。

(2) 横轴的维修

①横轴变形的校正

横轴与齿圈配合的外圆相对于轴承安装轴颈的径向跳动量应小于 0.05mm ，与齿圈配合的端面跳动量应小于 0.10mm 。横轴变形超限时可用冷压校正，变形较大时可用热压校正。

②配合表面磨损的修复

横轴接盘与齿圈配合的外圆柱面及螺栓孔磨损，主要是由于螺栓未按规定转矩拧紧或工作中产生松动所致。外圆柱面磨损会影响外圆柱面与轴颈间的同轴度，维修时可先磨削接盘外圆柱面，使其同轴度恢复到要求范围内，然后刷镀到标准尺寸。螺栓孔磨损后可按加大尺寸进行维修。

轴颈与滚动轴承配合松动时可刷镀修复。

花键磨损后的影响及维修方法与变速器花键轴相同，但应注意花键齿形。螺纹损坏后按维修尺寸法修复。

3) 轴承座与滚动轴承的损伤与维修

滚动轴承的滚柱、滚道疲劳点蚀时应更换新件。内外径配合松动时可镀铬或镀铁，以恢复原配合。

轴承座的缺陷是：外径磨损，与滚动轴承配合的内径松旷，某些轴承座调整螺纹损坏等。

内外径磨损后可通过刷镀恢复配合，但加工时须注意内外圆的同轴度。

4) 转向离合器主动鼓接盘的维修

上海 T120 型、T100 型推土机横轴两端装有转向离合器主动鼓接盘。其主要损伤是：花键孔磨损与变形，与油封配合处磨损等。

花键孔损坏后可镶套修复。即将花键孔搪大并压装一新钢套，最后将钢套内孔加工成锥形花键。镶套最小壁厚应为 $7\sim 8\text{mm}$ ，与接盘的过盈量为 $0.02\sim 0.06\text{mm}$ 。为传力可靠起见，除焊接接缝外，尚应在接缝圆周上各压装 $3\sim 4$ 个固定销钉。销钉与孔配合的过盈量为 $0.03\sim 0.08\text{mm}$ 。接盘花键孔加工可在具有分度头的插床或刨床上进行。加工时接盘安装倾斜角应等于花键锥角的一半。

接盘与油封及半轴配合处磨损后可刷镀。维修时应注意与孔径的同轴度。为此可将

接盘装在横轴上。横轴安装轴承的外径跳动量小于 0.05mm 时，接盘与半轴配合的定位外圆和定位端面以及与油封配合处的外圆跳动量应小于 0.08mm ，否则应先加工，使其误差在要求范围内再刷镀。

为了拆卸后能与横轴装回原位，以保证位置精度，应在横轴及接盘端部花键接缝处铰打安装记号，如图 4-2-24 所示。

对于宣化 120 型、TY180 型、TY220 型、T140 型等推土机的接盘直接与转向离合器的主动部分止口定位螺栓连接，接盘内孔兼起油缸的作用。接盘油缸与活塞配合超限后可搪缸换加大尺寸的活塞或将油缸镶套。其他部位的维修同 T120 型推土机接盘。

3. 转向离合器的维修

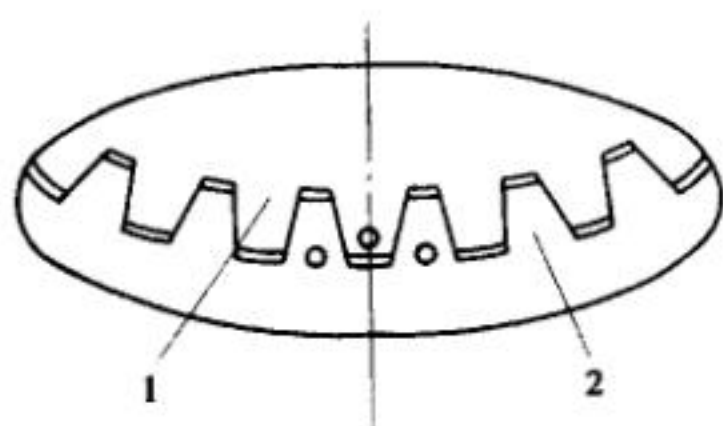


图 4-2-24 横轴与接盘安装记号
1 - 横轴；2 - 接盘

1) 主动鼓的损伤与维修

主动鼓多为铸钢或铸铁件。其损伤主要发生在外齿、摩擦端面，对于干式离合器还有花键孔，对于湿式离合器还有内孔油缸，螺纹孔，与活塞杆配合的孔或与弹簧压板颈部配合的孔，与接盘的定位止口等。外齿磨损是由于传力时与主动片及压盘间摩擦与挤压，分离时的轴向滑动，以及与从动片间产生周向撞击等造成。

外齿磨损主要发生在齿侧，其次是齿顶，其磨损程度可用样板检查。摩擦端面与从动片接触易产生摩擦磨损，当离合器工作不正常时尚可能产生烧伤与变形。对摩擦端面的变形，可将其装在横轴或接盘上用百分表检查，其端面跳动应小于 0.20mm 。花键孔磨损一方面是因传递转矩时产生挤压变形，或是由于轴端螺母松动，使主动鼓与轴间产生微量周向活动形成。由于 T100 型、上海 T120 型、移山 80 型等推土机花键孔为锥形，当轴端螺母松动时，主动鼓会相对轴产生轴向移动，使齿侧间隙增大，更易因冲击载荷而产生较大的摩擦与挤压，形成齿面磨损与变形。湿式离合器主动鼓内孔油缸，与活塞杆或弹簧压板颈部配合的孔的磨损是由于这些部位在离合器接合、分离中与相配合零件之间存在往复滑动造成的，而定位止口损伤一般是拆装不当或螺栓连接松动造成的。

主动鼓外齿齿顶磨损出现凸凹不平后，维修时可予车光。T100 型推土机主动鼓齿顶允许车去量（直径）为 2mm 。齿侧磨损约 0.80mm 时，可将主动鼓连同其上的摩擦片一起换装到另一边转向离合器上，以便使未磨损齿面进行工作。对于上海 T120 型、T100 型等推土机应连同与主动鼓相配合的半轴一起换装到另一侧。对于宣化 120 型、T140 型、TY180 型等推土机应连同接盘一起换装。当齿侧两边皆磨损，其磨损量约 1.50mm 时，铸铁主动鼓应报废，铸钢主动鼓可将齿间堆焊，然后加工并重新铣出新齿。

摩擦端面产生磨痕和烧伤时，可加工修整去除磨损痕迹。但加工后工作面须与内孔垂直。

花键孔磨损后亦可换装到另一侧安装使用。当孔与轴上花键皆损坏时，在缺件情况下亦可将孔花键车去，并车成 $30^{\circ}30'$ 的锥孔（注意与外齿同心），将轴花键堆焊，然后车成同样锥度的外锥，两者以锥面相配，并在接缝处钻铰三个直径 10mm 的销孔（深为配合长度），将三个销子以 $0.005 \sim 0.035\text{mm}$ 的过盈量打入。为了防止错位，应在一个销孔的毂与轴端打以对准记号。湿式转向离合器的主动鼓内孔磨损较轻时可刷镀修复，磨损较重时可用镶套法修复。定位止口损坏可加工修整后刷镀，最后加工到标准尺寸。

2) 从动鼓的损伤与维修

从动鼓的制造材料与主动鼓相同。其主要损伤一是内齿磨损，二是制动鼓（从动鼓外表面）磨损。内齿磨损的原因及影响与主动鼓的外齿相同。内齿磨损程度可用样板检查，也可测量齿厚。制动鼓表面磨损后形成划痕，减少与制动带的摩擦面积，使制动效果变差。其磨损程度可目测或用百分尺测量。

内齿齿顶磨损出现不平时可予车光，允许车去量为 1.50mm（直径方向）。齿侧单边磨损 0.80mm 时可换装到另一侧使用。两齿侧皆磨损使齿厚减少约 1.50mm 时应更换或修复（修复方法与主动鼓相同）。

制动鼓外圆磨损出现 0.50mm 以上擦伤和沟槽时可予车光，车削时应以内孔及端面为定位基准。D80A—12 型、TY220 型推土机从动鼓外径最多允许车去量为 5mm（直径方向）。

3) 摩擦片的维修

主动摩擦片多为钢片（40 号、45 号薄钢板），从动片多为两面带有耐磨材料的摩擦片。当摩擦片磨损后尚能使用时，为解决因主、从动片总厚度减少引起的离合器打滑，可在紧贴压盘处增加一片主动片。当主、从动摩擦片齿顶磨尖时，应更换新片。当从动片耐磨材料减薄或碎裂时，应更换耐磨材料。目前转向离合器从动片所用耐磨材料有两种，一种是模压石棉，另一种是粉末冶金。前者用铆接或粘接法固定于从动钢片上，用于干式离合器；后者用烧结法压制在从动钢片上（表面上有散热通风沟），用于湿式离合器。为了增加连接强度，烧结前应先在钢片上镀以 $0.05 \sim 0.10\text{mm}$ 厚的铜层。粉末冶金材料耐高温，工作温度可达 550°C 。粉末冶金材料磨完时，钢片齿牙已磨损严重，所以应更换新件。主动片烧蚀严重时应更换。主从动片的标准齿侧间隙约 $0.30 \sim 0.40\text{mm}$ 。干式从动片磨损严重、龟裂时应重铆或重粘耐磨材料，其工艺与主离合器从动盘维修相同，在此不予重复。

4) 压盘的维修

压盘的损伤一是与主动片接触的端面变形和微量磨损；二是内滑动孔磨损。对于 T100 型、上海 T120 型推土机还有与分离轴承配合松旷。此外与主动鼓外齿配合的内齿也易产生磨损与变形。端面变形是由于摩擦热及不同的弹簧压力等引起，端面微量磨损是在离合器接合与分离过程中产生的。内齿损伤的原因与主动鼓外齿原因一样。端面变形与磨损后可用车削或磨削加工法修整，内齿损伤后的处理与从动鼓内齿相同。内孔配合间隙大于 1mm 时，可用搪削加工去除偏磨，将与之相配的轴颈刷镀。某些壁厚较大

的推土机压盘可用镶套法维修，镶套材料为中碳钢，壁厚可取为 3mm，与压盘配合过盈量为 0.015 ~ 0.075mm。T100 型、T120 型推土机压盘与分离轴承松旷时，可镀铬、镀铁、刷镀。湿式离合器压盘内孔键槽损坏后可用维修尺寸法修复。

5) 转向离合器其他零件的维修

T100 型、上海 T120 型等推土机转向离合器的半轴用 40CrMnMo 等合金钢制造。其损伤是与压盘配合轴颈产生磨损，锥形花键磨损。轴颈磨损可用刷镀法修复；花键磨损使轴端端面距主动鼓端面距离小于 2mm 或花键损坏时，应进行堆焊并重铣花键。

D80A—12 型、宣化 120 型、T140 型、TY180 型、T220 型等推土机分离活塞与主动鼓内孔磨损后以及密封圈损坏时，将造成分离不清或打滑，维修时可将活塞外圆刷镀以恢复配合尺寸。装配时应更换活塞密封圈。

Z₂—120 型装载机分离用的轴向凸轮磨损后可堆焊维修，焊后修整成形，并注意三个凸轮升高量应相同。转向离合器弹簧的损伤及影响与主离合器相同。几种机型转向离合器弹簧性能如表 4-2-8 所示。

表 4-2-8 转向离合器弹簧技术指标

机 型		T100	上海 T120	宣化 120	Z ₂ —120	D80A—12	TY180
规格							
大 弹 簧	自由长度(mm)	160 ~ 164	160 ~ 166	—	98.5 ~ 101	126.3 ~ 132.9	—
	压缩长度(mm)	104	104	—	74	—	—
	压力(N)	850 ~ 1000	850 ~ 990	160 ~ 950	765	—	1560 ~ 1880
小 弹 簧	自由长度(mm)	140 ~ 145	141 ~ 147	—	—	—	—
	压缩长度(mm)	102	102	—	—	—	—
	压力(N)	500 ~ 600	500 ~ 600	—	—	—	690 ~ 840

4. 制动器的维修

1) 制动带的损伤与维修

(1) 制动带的损伤

制动带的损伤主要是摩擦带磨损、断裂，铆钉松动等，其次是钢带断裂、钢带端部耳孔磨损等。摩擦带也可因操作不当产生烧蚀损坏。摩擦带一般较厚（6 ~ 9mm），当厚度磨损至 5mm 以下制动效能急剧下降时应更换新摩擦带。钢带断裂、烧蚀属不正常损坏，大多为操作不当（如制动过猛，误操作等）所致。

(2) 制动带的维修

摩擦带断裂或厚度低于规定值时，应更换新件并重新铆接或粘接。铆钉松动时应去除旧铆钉并用新铆钉重新铆紧。更换新摩擦带后应满足以下要求：

- ①铆钉头应低于摩擦带表面 1mm 以上；
- ②摩擦带应与钢带紧密贴合；

③将制动带包在制动鼓上，摩擦带应与制动鼓表面贴合，不贴合处应小于 60° ，间隙小于 0.60mm ；

④铆钉应从摩擦带一边插入，在钢带一边铆合，铆接要求与主离合器片相似。

钢带断裂应更换新钢带。钢带常用 65Mn 钢制造。断裂在耳孔接头处时，可气焊焊接。

耳孔磨损后可较大，换加大尺寸的销轴。

2) 杠杆、拉杆、铰链的维修

制动器的杠杆、拉杆、销轴等一般不易损坏，主要损伤是各铰链销轴与孔配合处磨损以及拉杆变形等。铰链配合可大致分为两类，一是销轴与孔配合（许多是衬套孔），标准配合间隙为 $0.03 \sim 0.30\text{mm}$ ，大于 0.50mm 时应维修；二是拉动销与孔配合，标准间隙为 $0.05 \sim 0.40\text{mm}$ ，大于 1mm 时应维修。其维修方法大多是采用维修尺寸法。拉杆弯曲时应予校直。

5. 转向助力器的维修

转向离合器的液压操纵分为液压助力操纵机构和液压操纵机构两种。如红旗 100 型、上海 T120 型等推土机采用液压助力操纵机构。而液压式操纵机构则多用于湿式转向离合器，如宣化 120 型、T140 型、TY180 型、TY220 型、TY380 型、D80A—12 型等推土机。具体维修在《液压与液力传动》课程及相关课程中讲授。

6. 最终传动的维修

由于最终传动构造的不同，主要零件也有差异。如 T100 型、上海 T120 型、D80A—12 型、TY180 型、TY220 型、TY320 型机械为二级外啮合直齿圆柱齿轮传动，而宣化 120 型、移山 180 型推土机则为一级外啮合圆柱齿轮与一级行星传动的双级传动。最终传动的结构及尺寸虽有差异，但维修方法是相同的。现以 T100 型、上海 T120 型、D80A—12 型推土机的最终传动为例叙述如下：

1) 齿轮的损伤与维修

(1) 主动齿轮与二联齿轮的维修

主动齿轮与二联齿轮多为齿轮轴，其损伤与变速器齿轮相同，表现为轮齿磨损损坏，与轴承配合松旷，以及主动齿轮轴花键磨损，螺纹损坏等。轮齿损坏主要为磨损、疲劳剥伤与断齿。

齿面磨损具有单面性质，所以当齿厚磨去约 0.80mm 时，可将齿轮换装到另一侧，以磨损较轻的齿面工作。齿面两边均磨损使齿厚减少约 $1.50 \sim 2.00\text{mm}$ 时，应更换新件或焊修齿面。齿面产生小于齿长 $1/3$ 的条状剥伤时可继续使用；当剥伤超过齿长 $1/3$ 或较宽时应焊修齿面。齿端产生小于齿长 $1/6$ 的掉块时可继续使用，大于 $1/6$ 的掉块应堆焊。有裂纹的齿轮可根据裂纹大小和部位确定修补或报废。

与轴承配合表面产生 0.02mm 以上间隙时可镀铁、镀铬或刷镀修复。磨损严重时亦可焊修，修后轴颈与齿轮节圆同轴度应小于 0.05mm 。

主动齿轮轴花键及螺纹的修复与横轴或转向离合器半轴相同。

(2) 从动齿轮的维修

从动齿轮由齿圈与轮毂组成。轮齿的损伤与主动齿轮相同。轮毂的损伤为轮缘开

裂；齿圈与轮毂配合面、螺栓孔磨损；轮毂轴颈磨损；轮毂花键或平键键槽（T100 型、上海 T120 型为花键，TY180 型为 6 个平键）磨损、变形；轴承安装轴颈或座孔磨损及螺纹损坏等。

轮缘裂纹或开裂时可用焊接法修复，由于开裂后的轮缘会引起变形，所以焊前应用拉紧器将裂纹拉紧合拢。焊接时可开成 8~10mm 宽的 90°坡口。为了增加连接强度，可在齿圈轮缘左右两内面各加焊一直径为 16~18mm 的钢环，焊接后车削与轮毂配合的一面。

如齿圈相邻几个齿严重损坏时，可用镶齿扇法修复。镶焊时最主要的应保证齿扇的位置精度。为此：

- ①齿扇必须包括两个螺栓孔；
- ②去掉旧齿扇时应用拉紧器将齿扇缺口两端拉住；
- ③焊接齿扇时应将齿圈与欲焊齿扇装夹在轮毂上，并保证公法线长度相等；
- ④保证齿扇节圆跳动在公差以内；
- ⑤为增加连接强度，齿扇焊接后应在轮缘左右两内面加焊钢环。

螺栓孔磨损可用维修尺寸法修复。轮毂与齿圈配合面磨损后可用刷镀、堆焊、加压钢圈等修复，并加工至要求尺寸。此时应注意修后外圆与轮毂轴颈的同轴度及端面与轴颈的垂直度要求。

上海 T120 型、T100 型等推土机从动轮毂锥形花键产生磨损时，可拧紧其端部大螺母后继续使用，但此时轮毂花键端面必须沉入驱动轮端面（图 4-2-20 中 K ）2mm 以上（标准值 8mm），否则可将花键端车去一段距离来满足 K 值的要求。这时由于链轮内移过多，一方面改变了内外油封的安装尺寸 A 及 B ，加速油封损坏和产生漏油，另一方面易使链轮不在支重轮、导向轮的纵向中心面内，引起机械跳链、跑偏、啃轨。为此可在里面轴承内圈与轮毂间加一钢圈。此钢圈不能过厚，否则又易使齿圈外缘与壳壁相擦。花键严重损坏时可堆焊后重新铣齿。

TY180 型推土机从动轮毂为 6 个平键，其键槽磨损可用堆焊法或维修尺寸法修复。

轮毂端部压紧螺纹损坏可用维修尺寸法修复；轴承安装轴颈或座孔磨损可用刷镀法维修；轮毂内孔磨损后可用刷镀的方法恢复原有配合。

2) 滚动轴承的损伤与更换

轴承的损伤与变速器轴承相同，为滚动体与滚道磨损及疲劳点蚀。当滚动体及滚道严重疲劳点蚀或过度磨损使其径向间隙大于 0.25~0.30mm 时应予更换。轴向间隙可以进行调整。轴承与相配的轴孔配合松动，可对轴、孔刷镀，以恢复要求的配合关系。

3) 油封的损伤与维修

最终传动油封有波纹筒式自紧油封、钢环毛毡油封、浮动油封等多种，主要损伤为磨损和变形。油封磨损后会产生漏油现象。漏油多发生在封油面处。如果封油件翘曲不平，封油面产生磨痕，封油件间压力降低等都将导致漏油。波纹筒式自紧油封封油件间压力降低可能因弹簧损坏或弹力减弱，也可能因安装不当使弹簧压缩量过小所致。

封油环封油面翘曲、划痕时，可用研磨法去除磨痕和不平度。

波纹筒式自紧油封波纹筒损坏时，可以锡焊焊补。为了可靠起见，凸棱处破漏时可

加包黄铜片，凹面处破漏时可加焊直径为 1.5 ~ 2.5mm 的黄铜丝。

软木环磨薄距挡缘小于 1mm 时，应更换新软木环。粘新软木环时应施加 120 ~ 160N 的压力，停放 2 ~ 3h。弹簧弹力减弱时应更换新弹簧。波纹筒严重损坏时应更换新件。

修复后的油封或新油封应做封油性能试验：将封油面靠贴在检验平板上，在工作压力下（波纹筒式油封可压缩 5 ~ 6mm），往油封内注入变压器油（或 80% 机油与 20% 柴油混合液），3min 内封油面与平台间不应渗油。浮动油封封油面可对置，内灌以变压器油进行检验，封油面不应渗油。

4) 长半轴、半轴轴承、端轴承的维修

长半轴主要损伤为弯曲变形，其次是螺纹与键槽损坏。半轴外轴承主要损伤是与外轴承衬套配合之外圆磨损，其次是键槽因挤压而损坏，与锥形滚柱轴承外圈配合松动等。外轴承座主要损伤是衬套孔磨损，其次是定位销磨损等。D80A—12 型推土机长半轴上装有轴承，有时会产生配合松动。

长半轴端部弯曲超过 2mm 时应拆下后进行冷压校正。D80A—12 型推土机长半轴的弯曲检验时，百分表架套在轴的根部，表脚触在轴的端部，转动一周百分表的摆差即为弯曲跳动量。

螺纹损坏时可焊后重新加工；键槽损伤可用维修尺寸法修复，键槽损坏严重时可在其他方向重新铣制。安装有滚动轴承的轴颈松旷后可堆焊或刷镀。

半轴外轴承与衬套配合间隙大于 1.50mm 时，用堆焊法修复外轴承外径或更换轴承衬套以恢复配合（标准间隙为 0.05 ~ 0.21mm）。半轴外轴承键槽损坏可修整后换加大尺寸半圆键，亦可在其他方位重新插出外键槽。外轴承座定位销磨损后应更换新件。

TY180 型、TY220 型等推土机的最终传动与上海 T120 型推土机结构类型相同，但构造上有较大差异，维修时可根据其构造特点参照上海 T120 型推土机进行。

5) 驱动轮的维修

驱动轮为铸钢件（中碳钢或中碳锰钢），是履带底盘工作负荷最沉重的机件之一。由于驱动齿负荷较大，又经常处于泥土、沙石之中，所以易形成严重的干摩擦磨损和磨料磨损。其主要损伤为驱动齿磨损，使牙形改变和变尖，齿宽变窄。其次是花键孔磨损，以及轮辐与轮缘开裂等。引起这些损伤的主要原因是负荷沉重、工作条件差。

由于驱动齿磨损具有较明显的单边性质，所以驱动轮齿磨损量大于 5 ~ 6mm 时，两边换位维修；已换过位再次磨损时应换新或堆焊修复。其他损伤都用焊接法修复。驱动轮修复后，轮缘端面摆差应小于 3mm，齿底相对内孔径向跳动量应小于 3mm，齿节距误差应小于 1mm。

三、驱动桥（后桥）的装配

1. 中央传动（主传动器）的装配与调整

1) 中央传动的装配要求

(1) 大齿圈与横轴组装时应注意定位面的清洁，且不要碰伤；连接螺栓应按要求转矩拧紧。装配后应检查齿圈端面与径向跳动量，其值不大于 0.20 ~ 0.25mm。

(2) 滚锥轴承向横轴上安装时, 应事先加热至 100°C , 套在横轴上时应紧靠轴肩。

(3) 横轴轴承座装入座孔时, 对于 T100 型、上海 T120 型、TY180 型等推土机应使左右轴承座与隔板间垫片厚度相同。

(4) T100 型、T120 型、TY180 型等推土机接盘向横轴上安装时, 应注意左右接盘不要换位, 接盘与轴键齿记号应对齐; 轴端大螺母应按规定转矩拧紧 (T100 型为 $360 \sim 420\text{N}\cdot\text{m}$, 上海 T120 型为 $240 \sim 280\text{N}\cdot\text{m}$, D80A—12 型为 $700\text{N}\cdot\text{m}$)。装后应检查定位外圆与端面跳动量。

(5) 中央传动向后桥中安装的方法依机型而别, 上海 T120 型、宣化 120 型、T100 型、TY180 型等推土机横轴与齿圈是在壳体内安装, 而个别推土机是将中央传动与转向离合器、转向制动器装好后一起吊装入后桥壳体内。

2) 中央传动锥齿轮的调整

中央传动锥齿轮的调整按本节前面介绍的中央传动的维护中所述方法进行。

2. 转向离合器的装配

转向离合器一般可以独立装成部件, 然后直接与横轴相连或与短半轴一起装在横轴上。图 4-2-25 所示为 T120 型推土机转向离合器装配图。组装时应注意以下问题:

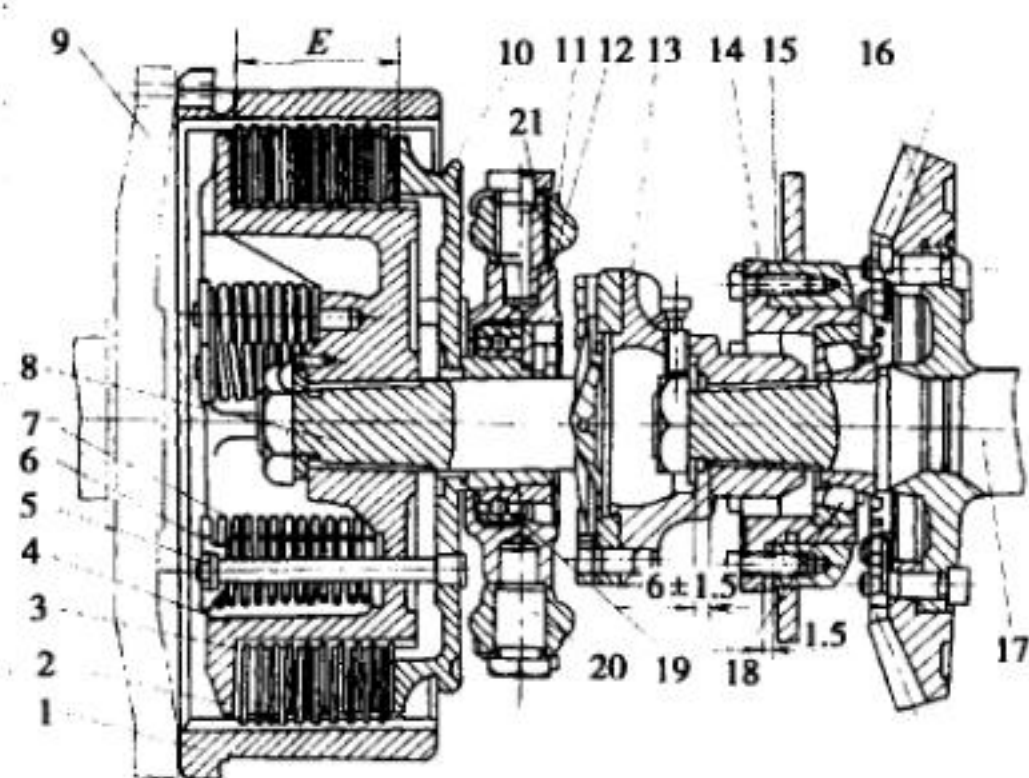


图 4-2-25 T120 型推土机转向离合器 (mm)

- 1—从动鼓; 2—从动片; 3—主动片; 4—主动鼓; 5—拉杆; 6—弹簧座;
7—压力弹簧; 8—主动轴; 9、13—连接盘; 10—压盘; 11—分离杠杆;
12—分离轴承座; 14—轴承座; 15—调整垫片; 16—主传动器从动齿轮;
17—横轴; 18—轴承; 19—分离轴承; 20、21—销轴

(1) 离合器位置应正确。为了减少压盘端面摩擦磨损, 压盘应与主动片接触; 由于主动鼓外齿靠端面处有一退刀槽, 所以主动鼓摩擦端面应与从动片接触。

(2) 装配时从动片的外齿应与主动鼓同心且各片齿牙在同一方位, 使从动鼓安装方便。

(3) 安装弹簧锁片时应对角进行, 使压盘受力均匀。

(4) 离合器安装后应检查离合器片总厚度。上海 T120 型、T100 型等推土机为 $95 \sim$

100mm, Z_2 —120 型装载机为 $88.8 \pm 0.43\text{mm}$ 。超过规定值时应磨薄摩擦片, 否则易分离不清; 不足规定值时可增加一片主动片, 否则易引起打滑。

(5) 主动鼓往轴上安装时应使主动鼓与轴上键齿间的记号对齐; 轴端应低于主动鼓端 2mm 以上; 轴端螺母拧紧力矩应足够, 上海 T120 型、T100 型等推土机为 $360 \sim 420\text{N}\cdot\text{m}$; D80A—12 型推土机为 $700\text{N}\cdot\text{m}$ 。对于宣化 120 型、TY180 型推土机, 主动鼓与接盘或接盘油缸连接时注意按拆卸时所做记号装复, 并注意定位止口的清洁。

(6) 压盘小端距半轴端面间最小距离应大于 9.00mm, 以保证离合器可靠分离 (T100 型)。

(7) 上海 T120 型、T100 型等推土机转向离合器向后桥中安装前应检查横轴与最终传动主动轴的同轴度。在横轴接盘上与最终传动主动轴接盘上装以检查工具, 两者同时转一周, 检查径向间隙与轴向间隙的变化。一般径向间隙的变化量不应大于 0.60mm; 轴向间隙的变化量不应大于 0.80mm。此外也可用百分表检查。

(8) T100 型等推土机转向离合器向后桥中安装时, 应使主动鼓外端面 85mm 宽的切槽对正最终传动主动轴轴端螺母, 否则不易装入; 半轴与横轴接盘及从动鼓与最终传动主动轴接盘连接后, 应再次检查从动鼓外径的径向跳动, 要求小于 0.80mm。

(9) Z_2 —120 型装载机转向离合器装配后, 应使滚子对正凸轮上刻线; 三个凸轮升程量差应小于 0.30mm。

(10) 转向离合器操纵机构装配应注意: 外杠杆安装位置应正确, 原则是分离离合器时力臂应最大, 即杠杆应与转向离合器拉杆近似垂直。转向离合器操纵机构各铰链标准配合间隙约为 0.05 ~ 0.30mm, 装配前应在配合面涂以润滑脂, 装后运动应灵活, 轴向间隙应小于 5mm。湿式转向离合器油道要清洁通畅, 油管及接头不渗漏, 接头安装牢固。

3. 转向助力器的组装与试验

助力器各零件组装前应彻底清洗, 组装时应在配合表面上涂以润滑油, 装配后各运动件应移动灵活。助力器维修后应在试验台上进行性能试验。试验时应检验油泵运转是否正常; 操纵杆是否灵活可靠; 有否漏油、异响与过热等现象。具体组装与试验在《液压与液力传动》课程中讲述。

4. 最终传动的组装

1) 半轴的安装

上海 T120 型、T100 型等推土机半轴以锥面定位, 要求锥面接触面积在 75% 以上, 安装时涂以二硫化钼润滑脂, 用 350 ~ 450kN 压力压装, 并在内端用螺母锁紧, 螺母转矩为 $1050 \sim 1200\text{N}\cdot\text{m}$ 。安装后应检查半轴轴向位置。

2) 主动齿轮与二联齿轮安装

(1) 轴向间隙的调整: T100 型等推土机主动齿轮轴轴向间隙要求为 0.30 ~ 1.50mm, 二联齿轮轴轴向间隙为 0.40 ~ 1.80mm, 不合要求时可调整一端轴承的轴向位置, 这大多通过改变轴承盖或轴承座与壳体间的垫片厚度进行调整。T100 型、上海 T120 型等推土机主动齿轮轴轴向间隙由内轴承座调整。TY180 型、宣化 120 型等推土机主动齿轮轴轴向间隙由外轴承座调整。前述车型的二联齿轮轴轴向间隙均由外轴承盖调整。

(2) 主动轴驱动盘安装: 在花键上涂以二硫化钼润滑脂, 使驱动盘与主动轴花键记

号对正，用压力机将驱动盘压到底后（T100 型、T120 型压力为 200 ~ 250kN），用螺母拧紧，拧紧转矩为 360 ~ 420N·m。装配后驱动盘定位面径向跳动量应小于 0.20 ~ 0.30mm，端面跳动量应小于 0.15mm。

3) 从动齿轮的装配

从动齿轮装配应保证轴向间隙正确，上海 T120 型、T100 型等推土机从动齿轮轴向间隙调整方法是：以 1050 ~ 1200N·m 的转矩拧紧外轴承大螺母以消除轴向间隙，然后将螺母退回一个调整牙（1/24 圈），使轴向间隙为 0.125mm。

4) 驱动轮的安装

上海 T120 型、T100 型等推土机驱动轮安装时应在花键上涂以二硫化钼润滑脂，驱动轮与轮毂上花键记号应对正，用 300 ~ 600kN 的压力机将其压到底，轮毂端部大螺母拧紧力矩为 1500N·m。装后轮缘端面跳动量应小于 1.5 ~ 3mm。

5) 油封的安装

油封安装应有一定的预压量，上海 T120 型、T100 型等推土机波纹式自紧油封预压量要求为 4 ~ 8mm。此压缩量是通过本章最终传动的维修部分所述方法进行调整的。油封安装时，封油面须清洁并涂以少许润滑脂。

6) 半轴轴承与端轴承安装

T100 型、上海 T120 型等推土机半轴外轴承及外轴承座安装后，轴端螺母拧紧力矩应为 1050 ~ 1500N·m。外轴承座相对驱动轮的轴向位置要求应符合所属机型的规定。

7) 齿侧间隙的检查

用压铅丝法测量齿侧间隙，使其符合所属机型的规定。D80A—12 型为 0.50 ~ 0.65mm。

第五节 轮式机械驱动桥（后桥）的维修

一、后桥的常见故障及维护

1. 后桥的常见故障及原因

1) 后桥异响

(1) 轴承响

轴承响是一种杂乱的连续噪声。其主要原因是由于轴承磨损、疲劳点蚀及安装不正确（松旷）而产生的。轴承发响时应更换或重新调整轴承紧度。

(2) 螺旋锥齿轮发响

螺旋锥齿轮发响往往是由于调整不当（啮合间隙及接触印痕不符合要求）而引起的。配合间隙过大，机械急剧改变车速或起步时会产生较严重的金属撞击声。啮合间隙过小时由于发生运动干涉而产生一种连续挤压摩擦的噪声。接触印痕不正确也会引起齿轮噪声。螺旋锥齿轮因配对错误而破坏其正确的啮合关系，同样会产生不正常响声。当螺旋锥齿轮出现异响时应及时检查并重新进行调整。

(3) 差速器响

行星齿轮与十字轴发咬、差速器齿轮调整不当或齿轮止推垫圈磨损过大，差速器会产生不正常的响声。但这种响声一般只在机械转弯、差速器起作用时发生。

(4) 轮边减速器响

轮边减速器齿轮磨损时，机械变速或换向时会产生清脆的敲击声。轮边减速器传递转矩较大，一旦产生异响，会加速减速器零件的磨损。因此，当轮边减速器有异响时应及时维修。

2) 漏油

主减速器壳内油位降低，外部有漏油痕迹，说明驱动桥漏油。连接螺栓或放油螺栓松动，油封损坏等都会造成漏油。后桥壳通气孔应保持畅通，否则会造成后桥壳内压力增高而使润滑油外漏。

3) 发热

后桥壳缺油或油的粘度太小，主从动齿轮或轴承的配合间隙过小等均会导致驱动桥发热。后桥发热时，先检查润滑油，再检查各部位间隙，必要时更换符合要求的润滑油，并将轴承齿轮间隙调到规定要求。

4) 其他故障

半轴承受过大的扭力或经长期使用，材料超过疲劳强度而引起的扭转、弯曲、折断或者键槽开裂，均会出现传动轴虽转动而动力无法传至车轮的故障。另外，经长期使用，半轴承受交变扭力亦容易造成花键齿磨损。

有时，后轮偏摆情况也会发生。后轮偏摆或转动困难的故障原因是：轮辋翘曲变形，轮毂轴承松动或过紧，以及轮毂轴头螺栓滑扣或脱落。

2. 后桥的维护

1) 润滑油的添加与更换

添加或更换润滑油时根据季节和主传动器的齿轮形式选用夏季齿轮油、冬季齿轮油及双曲线齿轮油。更换新油时，趁机械走热时放净旧油，然后加入粘度较小的机油或柴油，顶起后桥，挂档运转数分钟，以冲洗内部，再放出清洗油，加入新润滑油。整体式驱动桥也可拆下桥壳盖清洗。车轮轴承应定期更换润滑脂。目前车轮轴承多用锂基或钙基润滑脂。

后桥的维护除进行润滑作业外，还应检查油封、轴承盖、螺塞及各总成密封垫是否漏油，并按规定进行必要的清洗、调整和紧固等。

2) 主传动器轴承的调整

驱动桥轴承调整工作的目的在于保证轴承的正常间隙。轴承过紧，则其表面压力过大，不易形成油膜，加剧轴承磨损；轴承过松，间隙过大，齿轮轴向旷量增大，影响齿轮啮合。

主传动器主动锥齿轮两个轴承的间隙可用百分表检查。检查时将百分表固定在后桥壳上，百分表触头顶在主动锥齿轮外端，然后撬动传动轴凸缘，百分表的读数差即为轴承间隙。间隙不符合技术要求时，改变两轴承间垫片或垫圈的厚度进行调整。维护时，后桥拆洗装配后，主动锥齿轮轴承预紧度用拉力弹簧或用手转动检查。当轴承间隙正常

时, 转动力矩为 $1 \sim 3.5 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。间隙小加垫或增厚垫圈, 间隙大则相反。

双级减速主传动器中间轴的轴承间隙为 $0.20 \sim 0.25 \text{ mm}$, 不合适时用轴承盖下的垫片进行调整。在左右任意一侧增加垫片时, 轴承间隙增大, 相反则减小。差速器壳轴承预紧度采用旋转螺母进行调整。调整时先将螺母拧紧, 然后退回 $1/16 \sim 1/10$ 圈, 使最近的一个花母缺口与锁止片对正, 以便锁止。

3) 锥齿轮啮合的调整

主传动器的使用寿命和传动效率在很大程度上取决于齿轮啮合是否正确。检查主动锥齿轮和被动锥齿轮的啮合印痕时, 在齿面上涂上红铅油, 然后转动齿轮, 检查齿面上的印痕。当齿轮啮合正确时, 啮合印痕应符合规定 (图 4-2-26)。齿轮啮合印痕不正确时, 则应调整。

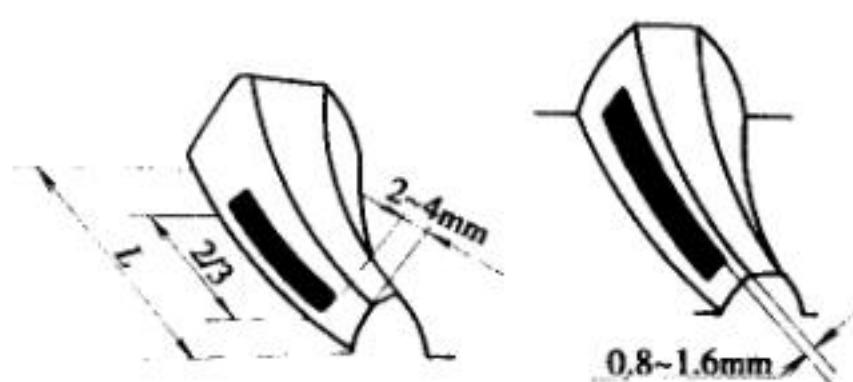


图 4-2-26 啮合痕迹的正确位置

若啮合印痕靠近轮齿小端或大端时, 先移动被动锥齿轮。假如因此改变了齿轮啮合间隙时, 再用移动主动锥齿轮的方法加以补偿调整 (图 4-2-27)。若印痕靠近齿顶或齿根, 则先移动主动锥齿轮, 并视啮合间隙大小移动从动锥齿轮。移动从动锥齿轮, 利用两边轴承座下的垫片, 即从一边轴承座下取出垫片, 装入另一边。

调整主动锥齿轮位置, 也靠增加或减少调整片的厚度。调整后齿轮啮合间隙应在 $0.15 \sim 0.40 \text{ mm}$ 之间。

有些单级主传动器 (如 ZL50 型装载机), 在从动锥齿轮背面有止推螺栓, 防止负荷大或轴承松动时从动齿轮产生过大偏差或变形。这时当调整主动锥齿轮和从动锥齿轮后, 应重新调整止推螺栓, 使其与从动锥齿轮背面保持 $0.25 \sim 0.40 \text{ mm}$ 的间隙。

4) 后桥车轮轴承的调整

车轮轴承过紧则增加转动阻力, 摩擦损失加大, 容易磨损; 轴承过松, 将使车轮歪斜, 甚至在运行时产生摇摆, 同样会损坏轴承及驱动桥其他零件。因此在维护时, 应检查车轮轴承松紧度, 并及时进行调整。

在装配轮毂轴承前, 首先检查轴承油封、轴承、后轴管螺纹与螺母等机件的技术状况。

后轮轮毂轴承松紧度的一般调整方法是: 先装上轮毂内轴承, 再装制动鼓与轮毂外轴承。在旋紧调整螺母的同时旋转制动鼓 (以使安装位置准确), 直到感觉微有转动阻力为止。将调整螺母反方向旋松 $1/8 \sim 1/6$ 圈 (约 2 个孔), 最后紧固锁紧螺母。调整完好的后轮轮毂轴承不应有可察觉的轴向松动感觉, 并且转动自如无摆动。

调整完后进行汽车路试, 在开始走合的前 10 km 左右, 应用手试轮毂的温度, 如有发热现象, 则为轴承过紧所致, 必须重新调整。


被动齿轮面上接触痕迹的位置		调整方法	齿轮移动方向
前驶	倒车		
		把被动齿轮向主动齿轮靠拢,假如因此而使齿隙过小时,将主动齿轮向外移动	
			
		把被动齿轮移离主动齿轮,假如因此而使齿隙过大时,将主动齿轮向内移动	
			
		把主动齿轮向被动齿轮靠拢,假如因此而使齿隙过小时,将被动齿轮向外移动	
			
		把主动齿轮移离被动齿轮,假如因此而使齿隙过大时,把被动齿轮向内移动	
			

图 4-2-27 齿轮啮合接触情况及调整方法

后桥的技术状态通过测量后桥的总间隙得到间接的反映。当后桥总间隙在所允许的范围内,说明后桥各部的配合状态基本上是良好的,如后桥总间隙过大,则证明后桥各部分的配合不良,应予检查调整。

后桥总间隙的测量方法:架起一个后轮,变速器挂入空档,将轮先向一个方向转动,当圆锥主动齿轮轴凸缘刚要转动时停止转动轮胎,在轮辋边缘处画一标记。然后用同样方法向反方向转动该车轮并再画一标记,两记号之间隔距离即为驱动轮自由转动量,它标志着后桥总成各传件间隙的总和,一般应为 18~25mm,旧车最大不超过 45mm。此间隙过大时,应首先检查圆锥主、从动齿轮的间隙。

二、后桥的维修

后桥零件解体并清洗后应认真进行检查,对于那些不能再继续使用的零件,应进行修复或更换。

1. 后桥壳的检修

后桥壳的变形是由于负荷较大以及时效不充分和焊接维修应力等原因造成的。当机械在超载、超速或剧烈颠簸的情况下工作尤为严重。其前后弯曲是由于变速过猛或紧急

制动所致。由于从钢板弹簧座到轮毂轴承一段的弯曲力矩较大，因此在钢板弹簧座外侧弯曲较为严重。桥壳断裂常发生在主传动器壳与半轴套管交接处或钢板弹簧座附近及制动底板凸缘外侧，因这些部位应力集中现象较严重。

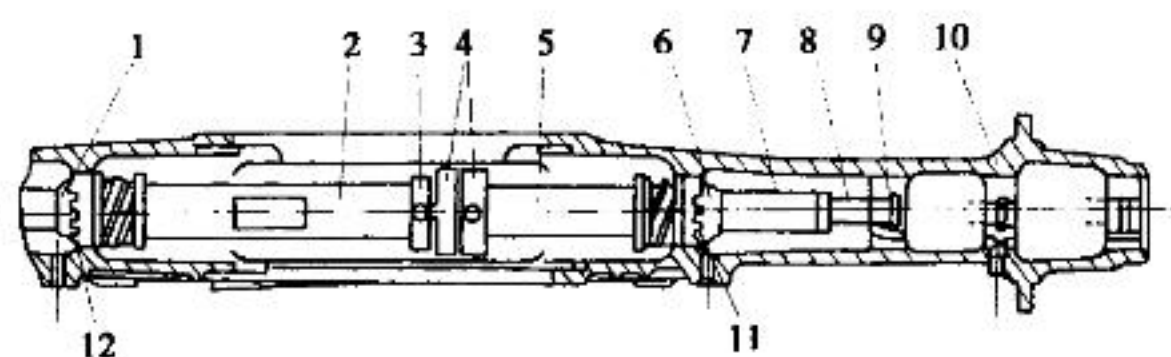


图 4-2-28 检查后桥壳弯曲变形测量仪

1、6—定位头；2—外管；3—推母；4—锁母；5—内管；7—检验杆；
8—内孔量头；9—百分表；10—后桥壳；11、12—花瓣套

检查半轴套管座孔同轴度误差的方法如图 4-2-28 所示，可以反映桥壳的变形。测量仪由定位和测量两部分组成。定位部分包括定位头 1 和 6，花瓣套 11 及 12，外管 2，内管 5，推母 3 及锁母 4。检验时，将量具放入差速器孔内，把内管 5 拉出，使定位头支承在第四及第五道座孔上，然后锁紧锁母 4。此时，锁母内装的五只橡皮圈被压缩变形并将内管抱死，使锁母与内管连成一体。逆时针旋转推母 3，让内管 5 和外管 2 向两端移动，而将定位头上的花瓣套 11 及 12 在第四和第五道座孔上胀紧，花瓣套的轴线便与第四和第五道座孔轴线重合，形成检查的定位基准。测量时，在检验杆 7 上接装内孔量头后，推到两定位头的内孔中，将百分表置于座孔内的 $2/3$ 处。转动检验杆，百分表摆差的一半即为该部位的弯曲量。检查桥壳弯曲变形时，还可以在半轴套管未拆下时进行。CA1091 型汽车以套管上内轴颈为支承，测量外轴颈，摆差应不大于 0.30mm ；跃进、黄河牌汽车以桥壳间的接合圆柱面为基准，测量外轴颈，其摆差跃进车不大于 0.50mm ，黄河车不大于 0.12mm ，超限时应予以修复。

桥壳弯曲变形在 2.00mm 范围内，可用冷压法校正。当弯曲超过 2.00mm 时，应采用热压法校正，即将桥壳弯曲部分加热至 $300 \sim 400^{\circ}\text{C}$ ，再加压校正。加热温度最高不得超过 $600 \sim 700^{\circ}\text{C}$ ，以防止金属组织发生变化，影响桥壳的刚度和强度。

后桥壳的裂纹可通过目测或对可疑部位用物理检查法检验。桥壳的任何部位均不得有裂纹，严重者应换新件。配件供应困难或局部有微小裂纹时，可焊接修补。焊补时，首先在距裂纹端部的延伸方向约 7.00mm 处钻一个 $\phi 5\text{mm}$ 的通孔，以防裂纹继续扩大。再沿裂纹开成 $60^{\circ} \sim 90^{\circ}$ 的 V 形坡口。坡口深度对于较厚的部位一般为工件厚度的 $2/3$ ，较薄的部位为 $1/2$ 。焊接时，一般是用直流反极性手工电弧焊。每焊完一段（ $20 \sim 30\text{mm}$ ）需用小锤敲击焊缝，以降低温度，消除内应力。待工件温度降至 $50 \sim 60^{\circ}\text{C}$ 时再焊下一段。为增加强度，可在焊缝处焊补加强附板。附板厚度为 $4.00 \sim 6.00\text{mm}$ 。附板应与桥壳中心线对称。焊补时，先均匀点焊固定，再分段焊牢。焊后进行桥壳变形的检查与校正。

半轴套管与后桥壳座孔的配合部位磨损或桥壳微量变形，亦根据情况可采用维修尺寸法或镶套维修法修复。桥壳螺纹孔或定位孔磨损或损坏，采用维修尺寸法维修。定位

销孔磨损亦可补焊后重新钻孔。油封轴颈磨损可用振动堆焊法或镶套法及刷镀法修复。半轴套管轴承轴颈磨损及端部螺纹损坏，可用振动堆焊法维修。轴承轴颈磨损也可用刷镀法修复。

驱动桥壳维修后，其各精加工面间的形位误差要符合所属机型的要求。对于特重型载货汽车及轮式机械的驱动桥壳带半轴套管总成的维修参照下列方法进行：

- (1) 悬挂支架附近、大梁及主传动器壳有裂纹允许焊修。但主减速器凸缘的接合面上有裂纹，一般应予更换。
- (2) 后桥壳上连接凸缘的螺孔损伤时，用焊补后重新钻孔的方法修复。
- (3) 半轴套管上轮毂轴承轴颈有划伤、擦伤等痕迹或磨损超限，可堆焊修复。
- (4) 半轴套管螺纹不应有任何伤痕或变形，否则应更换。
- (5) 半轴套管两端花键磨损严重或花键齿变形时，一般应更换桥壳或用局部更换法修复。

2. 减速器壳和差速器壳的检修

减速器壳的主要损伤是轴承座孔磨损、螺纹孔损坏以及与后桥壳结合面处出现裂纹等。减速器壳出现上述损伤时，一般应更换新件。但是如果配件供应不足，可采取如下补救措施：当大小锥齿轮轴承座孔磨损超限时，可用镶套法或镀铁及刷镀法修复。镶套修复时，衬套厚度可取 2.50mm，并保持 0.05 ~ 0.11mm 的过盈量。镶入衬套时，应沿衬套与壳体接缝钻三个夹角为 120°、深度大于 4.00mm 的孔，再将孔堆焊填平，使衬套牢固地焊在壳体上，最后将衬套内孔搪至标准尺寸。当采用镀铁法修复时，可将非镀面绝缘，磨损表面按电镀要求预先加工并清理干净，浸入电解液内电镀。当磨损不大且偏磨不严重时刷镀修复。

减速器壳轴承盖座孔磨损，亦可用镶套法或刷镀法维修。

减速器壳的裂纹和螺纹孔损坏的维修方法与驱动桥壳相似。减速器壳应无裂纹，螺纹孔螺纹损坏一般不得多于两牙。

差速器壳的主要损伤有：行星齿轮球面座磨损，半轴齿轮支承端面磨损，半轴齿轮轴颈座孔磨损，滚动轴承内圈支承轴颈磨损，差速器十字轴座孔磨损以及螺栓孔磨损等。行星齿轮支承端面及半轴齿轮支承端面的磨损，可采用机械加工法修复，即先按维修尺寸搪削球面及车削平面，然后配装加厚的球面垫片及半轴齿轮端面垫片。搪削球面时采用成形搪刀。搪刀的半径按维修尺寸确定。车削半轴齿轮支承面时，按差速器分界面的深度控制。球面、半轴齿轮支承端面磨损小时可刷镀。

滚动轴承内圈支承轴颈磨损，用振动堆焊、镀铬及刷镀法修复。采用电镀法维修时，先磨去 0.10mm，镀后留 0.15mm 的磨削余量，并磨至公称尺寸。当以差速器壳与圆柱（锥）被动齿圈结合的圆柱面及端面为基准测量时，半轴齿轮轴承孔及差速器轴承轴颈表面的径向圆跳动一般应不大于 0.08mm，表面粗糙度为 $R_a 1.6$ 。

半轴齿轮轴颈座孔磨损超过允许极限时，可刷镀或镶套修复。镶套时衬套壁厚为 2 ~ 2.5mm。

固定螺栓孔及螺纹磨损，用维修尺寸法修复，采用加大的螺栓。有的车型也可在原孔之间钻新孔修复。

差速器壳十字轴颈座孔磨损，可酌情采用刷镀法、换位法及镶套法修复。

差速器壳应无裂纹，各加工面的尺寸公差及形位误差应符合所属机型的规定。

3. 半轴的检修

后桥半轴的主要损伤有：花键磨损，花键齿扭折，半轴弯曲、断裂，半轴凸缘螺栓孔磨损等。

半轴的弯曲检查一般以两端中心孔定位，测中间径向跳动量，其跳动量不大于 1.00mm，否则应校正。凸缘盘平面的跳动超过 0.15mm 时，应加工修整。半轴花键齿宽磨损不应超过 0.20mm。半轴技术状况不符合上述要求时应维修或更换。当半轴花键扭转或断裂时，可采用局部更换法修复。

4. 主传动齿轮的检修

后桥主传动齿轮工作负荷相当繁重。其常见损伤形式是齿面磨损，齿面点蚀与剥落，齿面粘着磨损与轮齿折断等。齿轮检验一般多采用目测法。齿轮如有不严重的点蚀、剥落或擦伤，个别牙齿损伤（不包括裂纹）且不大于齿长的 1/6 和齿高的 1/3，齿面磨损但接触印痕正常，啮合间隙不超过 0.80 ~ 0.90mm 时，可修整后继续使用。损伤超过规定时，应予以更换且须成对更换。因为齿轮制造时，是按齿隙、接触印痕选择配对的。不成对更换将造成新旧齿轮啮合不良，产生噪声及加速磨损。

5. 十字轴、行星齿轮、半轴齿轮的检修

十字轴与行星齿轮配合表面及与差速器壳配合表面不允许有擦伤。十字轴颈磨损，与有关零件配合间隙超过使用极限时应进行修复。十字轴颈磨损可采用刷镀法或镀铬法修复。齿轮孔磨损，有的车型可更换衬套，然后搪孔至标准尺寸。

半轴齿轮及行星齿轮轮齿工作表面不应有严重的疲劳剥落及不均匀磨损。齿轮轴颈不允许有擦伤或划痕。轴颈磨损可用镀铬或刷镀修复至标准尺寸。半轴齿轮花键槽磨损，可将齿轮与半轴花键配合检验，其侧隙超过所属机型的规定时应换新齿轮。

6. 行星齿轮轮边减速器的检修

轮边减速器零件有下述损伤时，应予以更换或维修：

- (1) 行星齿轮、齿圈和太阳轮轮齿工作表面过度磨损或折断；
- (2) 行星齿轮轴与轴承内座圈配合表面有擦伤或过度磨损痕迹；
- (3) 行星齿轮轴承孔磨损超过使用极限；
- (4) 太阳轮与半轴花键磨损，侧隙超过 0.60mm；
- (5) 齿圈或齿圈座与半轴套管花键磨损，侧隙超过 0.80mm；
- (6) 行星齿轮轴承调整垫片划伤或有过度磨损痕迹；
- (7) 半轴止推垫圈工作表面卡伤或有过度磨损痕迹。

7. 轴承的检验与更换

后桥中所用的轴承一般为圆锥滚子轴承。当其出现下列情况时应更换：

- (1) 在滚柱、滚道上因过热而有烧蚀的痕迹；
- (2) 在滚柱、滚道上有金属脱皮及大量麻点；
- (3) 内外座圈及保持架有破损；
- (4) 滚柱及滚道过度磨损，其径向间隙与轴向间隙超过使用极限。

三、后桥的装配

后桥（驱动桥）的装配与调整有很多项目，但应特别注意轴承紧度、齿轮啮合间隙和啮合印痕的检查与调整。

1. 主动锥齿轮轴承的装配与调整

装配前应将轴承壳、轴承及齿轮轴等零件彻底清洗干净，在压力机上将轴承外座圈压入轴承座内。将内轴承内座圈放入油中加热至 $75 \sim 80^{\circ}\text{C}$ ，装到主动锥齿轮轴颈上，然后将主动齿轮装入轴承座中，并依次将隔套、调整垫片、外轴承内座圈及凸缘装到主动锥齿轮轴上。按规定转矩拧紧凸缘固定螺母。在拧紧凸缘固定螺母时，应转动轴承座，使轴承内外座圈能正确到位，以免轴承滚锥卡阻。组装后，必须检查轴承的紧度，过紧或过松时应进行调整。

由于螺旋锥齿轮在传递转矩的过程中要产生很大的轴向力，因此，轴的支承都采用了可调整的圆锥滚子轴承。在装配中，正确地调整轴承的紧度，对延长齿轮和轴承的使用寿命十分重要。过松使轴的支承刚度降低，同时在轴向力作用下，主动锥齿轮会离开从动锥齿轮，从而破坏齿轮的正常啮合，使传动效率下降而噪声增大；过紧则使轴承磨损加剧，并有可能引起烧蚀。

各种车型对轴承的紧度都有一定要求。图 4-2-29 所示为用弹簧秤检查轴承的紧度。

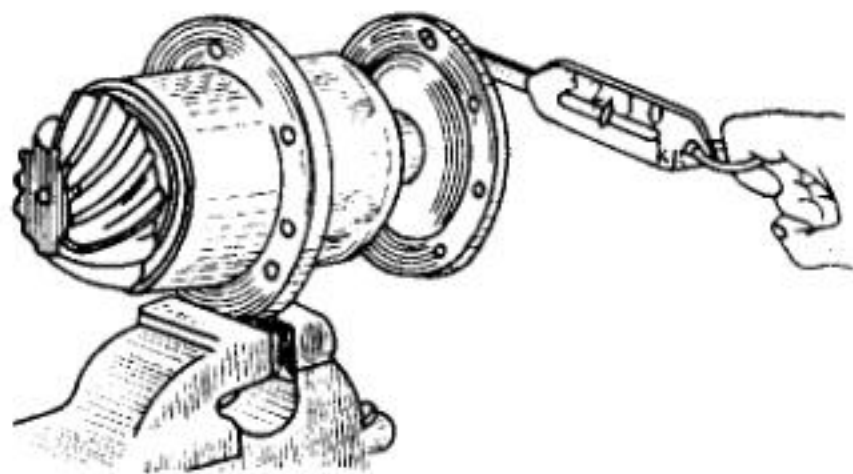


图 4-2-29 用弹簧秤检查轴承的紧度

轴承的紧度是用增减外轴承内座圈与隔套之间的垫片来调整的。增加垫片，轴承紧度减小；减少垫片，轴承紧度增加。

2. 主减速器主动圆柱齿轮轴轴承的装配与调整（对两级减速的主传动而言）

对两级减速的主减速器，在装配时也应检查并调整主动圆柱齿轮轴轴承的紧度。

组装时，先将轴承内座圈在油中加热到 $75 \sim 80^{\circ}\text{C}$ 后装到主动圆柱齿轮轴轴颈上，待轴承冷却后，再装入减速器壳中。在两轴承盖上装上调整垫片，最后拧紧轴承盖固定螺母至规定力矩值，并检查轴承紧度。

轴承紧度是用增减调整垫片的厚度来调整的。增加任何一侧的垫片厚度，都可使轴承紧度减小；反之，轴承紧度增加。

ZL50 型装载机主传动差速器壳轴承预紧度用调整螺母进行调整，预紧度为 $3 \sim 4\text{N}\cdot\text{m}$ 。

3. 差速器的装配与调整

将轴承内座圈在油中加热至 $75 \sim 80^{\circ}\text{C}$ 后装入差速器壳左、右轴颈上，待轴承冷却后再进行装配。

组装时，应将零件的摩擦表面涂以润滑油，然后将半轴齿轮止推垫圈、半轴齿轮、行星齿轮、行星齿轮止推垫圈及十字轴装入差速器壳内。

检查行星齿轮与半轴齿轮的啮合间隙，如图 4-2-30 所示。检查时应将十字轴压紧在座孔上，使行星齿轮与半轴齿轮靠紧。将百分表的触头顶住行星齿轮齿面上测量齿轮的啮合间隙，检查时四个行星齿轮应逐个测量。啮合间隙过大或过小时，应通过止推垫圈调整。

然后按上述顺序在另一个差速器壳上检查，以获得同样的正确配合。

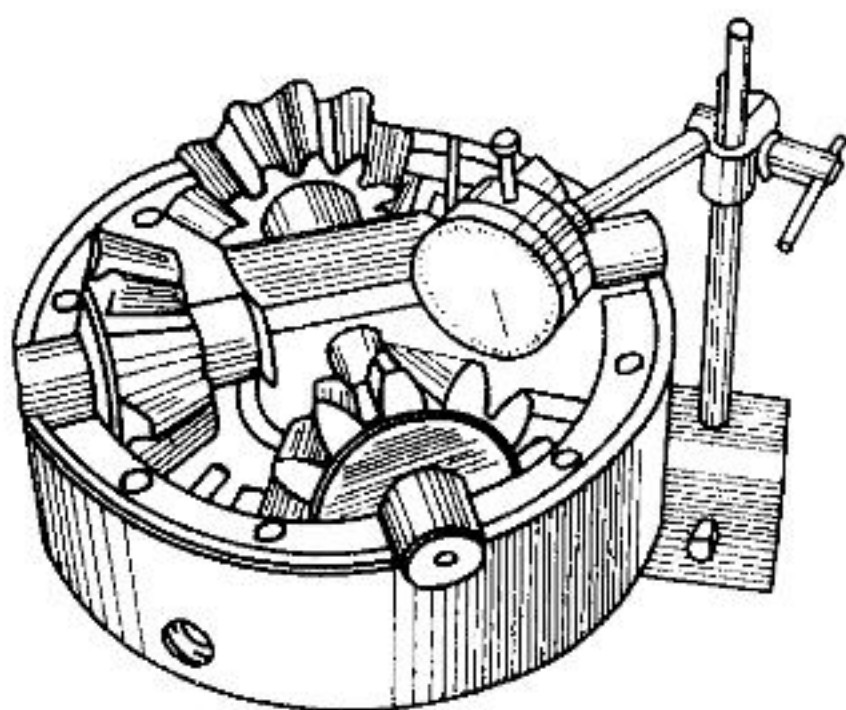


图 4-2-30 行星齿轮与半轴齿轮啮合间隙的检查

在组装左、右差速器壳时应对准刻在壳上的记号。左、右差速器壳连接螺栓的拧紧力矩应符合所规定的要求。

差速器装配后，应能轻轻地转动半轴齿轮，不允许有卡住现象。

4. 主传动齿轮副的总装与调整

1) 主动锥齿轮组合件的检查与调整

安装主动锥齿轮组合件并检查调整齿侧间隙，如图 4-2-31 所示。

将预先装配好的主动锥齿轮组合件装入减速器壳上，在安装平面之间放上一定厚度的调整垫片，再对称地拧紧螺栓加以固定。用卡住主动锥齿轮，摆动被动锥齿轮的方法，用百分表测量齿侧间隙。此间隙一般为 $0.2 \sim 0.4\text{mm}$ 。间隙过大，应减少垫片，相反则增加垫片。

2) 齿轮副啮合印痕的检查与调整

按前面所述方法调整锥齿轮的啮合印痕，调整时应以前进工作面为主，照顾后退工作面。这里需要说明的是，大小锥齿轮在工作中由于齿厚的磨损使齿侧间隙增大，圆锥滚子轴承的磨损加大了轴向和径向间隙。因此，长期工作后的锥齿轮，不但齿的工作面在变化，而且齿轮的空间相对位置也在改变。装配时如欲恢复到新齿轮副的啮合间隙，但因齿厚已有磨损，必然使两齿轮圆锥母线不能重合。实践证明，这样安装的结果会产生巨大的噪声，甚至发热，加速磨损。显然这种安装方法是不正确的。对于磨损后的锥

齿轮副，正确的安装间隙应大于新齿轮副的安装间隙，但以不发生冲击和噪声为极限。所以，调整的依据应是正确的啮合印痕，齿侧间隙仅作一重要的参考指标，作为判断响声或报废极限的依据。如果在正确地调整了齿轮啮合印痕的情况下，齿轮的啮合间隙超过 0.8~0.9mm 时，则必须更换齿轮副。

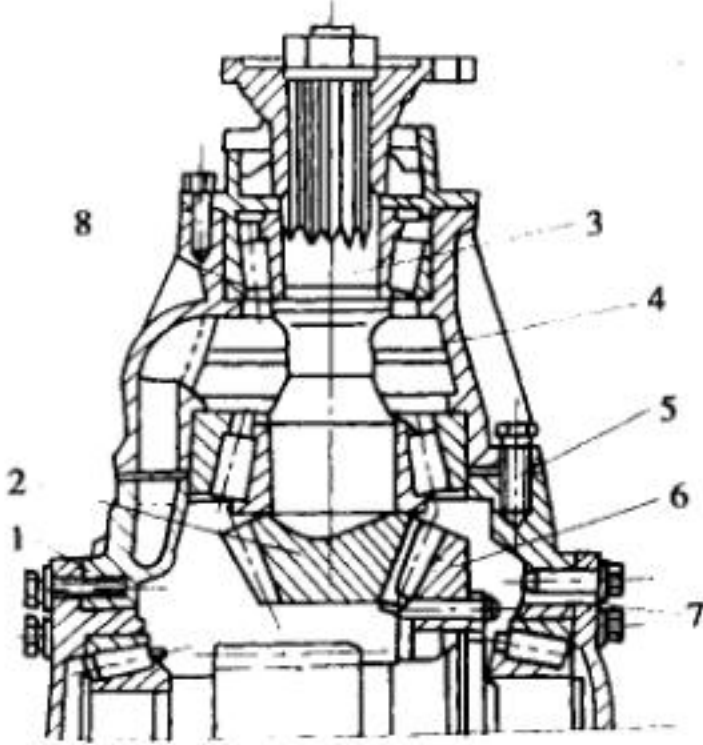


图 4-2-31 大小锥齿轮的组装

1、7—调整垫片；2—小锥齿轮；3—轴；4—轴承座；
5—调整垫片；6—大锥齿轮；8—调整垫片

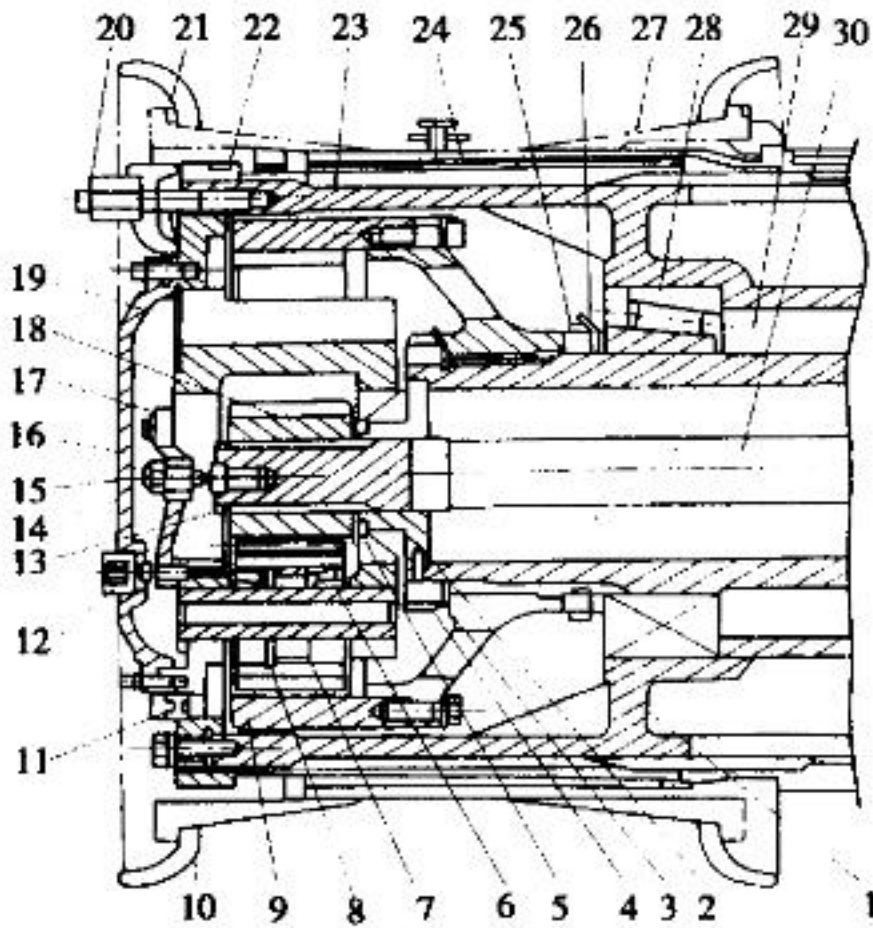


图 4-2-32 上海 SH380 型汽车轮边减速器

1—齿圈座；2—半轴止推垫圈座；3—锁紧垫圈；4—锁紧螺母；5—半轴止推垫圈；6—轴承；
7—行星齿轮轴；8—行星齿轮；9—齿圈；10—行星齿轮架；11—放油螺塞；12—加油孔螺塞；
13—弹性挡圈；14—锁紧螺母；15—止推螺钉；16—半轴止推销钉；17—止推销托架；18—太阳
阳齿轮；19—行星齿轮传动盖；20—轮胎螺母；21—压板；22—螺柱；23—后轮毂；24—钢圈
总成；25—锁紧螺母；26—锁紧垫圈；27—垫片；28—轴承；29—半轴套管；30—半轴

为装配调整方便起见，在拆散锥齿轮副以前，应观察啮合印痕并测量齿侧间隙。如

已合乎要求，则在安装过程中只需把过大的轴承间隙调整到标准即可。调整垫片应按原来位置分别记好，安装时按原位装回再作检查调整。

5. 轮边减速器的装配（以 SH380 型汽车轮边减速器的装配为例，如图 4-2-32 所示）

- （1）将轴承 6 内座圈装到行星齿轮两端的外座圈上；
- （2）放上适当的调整垫片后将行星齿轮分别装到行星齿轮架 10 上；
- （3）将行星齿轮轴 7 按图 4-2-33 所示方向对准行星齿轮架上轴孔的铣切部位打

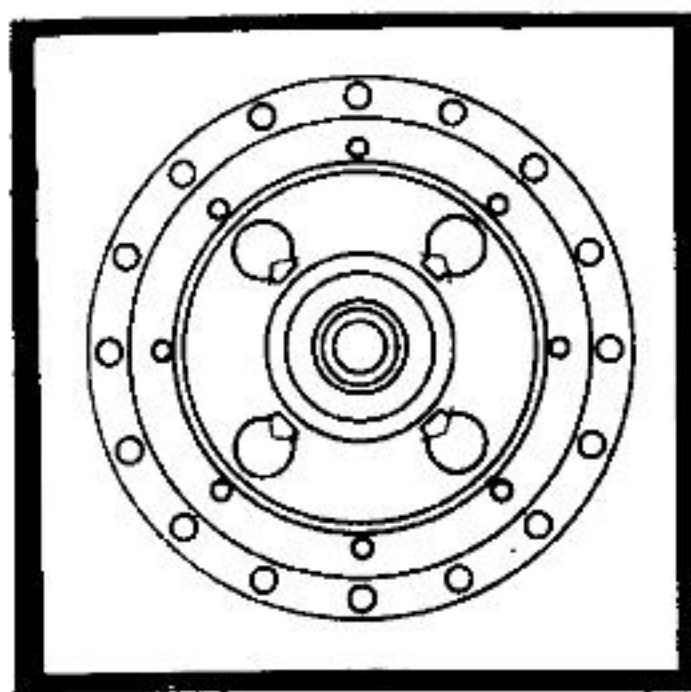


图 4-2-33 行星齿轮架轴孔铣切部位

入轴孔内；

（4）检查行星齿轮，应无明显的轴向间隙；转动行星齿轮时应轻便灵活，不应有卡住现象。

6. 驱动桥的总装配

SH380 型及别拉斯 540 型汽车应按如下顺序总装驱动桥，ZL50 型装载机驱动桥亦可参照进行：

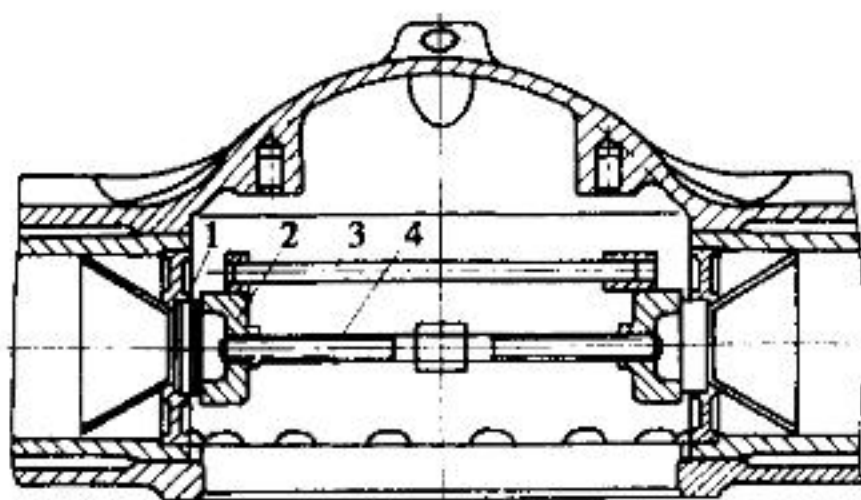


图 4-2-34 半轴油封的组装

1—半轴油封；2—顶具；3—导向杆；4—螺杆

- （1）用图 4-2-34 所示的工具压入半轴油封；
- （2）将主减速器装到驱动桥壳上，按紧固螺母的规定力矩拧紧，SH380 型汽车为 160~220N·m；
- （3）将后轮毂安装到桥壳的半轴套管上。装上轴承垫片 27（图 4-2-32）、锁紧垫

圈 26 及锁紧螺母 25。拧紧螺母时应不断地转动轮毂，使轮毂轴承的滚柱在座圈上能正确就位。锁紧螺母的紧度应以轮毂轴承无轴向间隙而轮毂又能转动自如为准。

7. 轮边减速器在桥壳上的安装

(1) 将齿圈座 1 及齿圈 9 对准半轴套管上的花键装到半轴套管上，用专用工具将锁紧螺母拧紧。

(2) 对准齿圈上的齿，装行星齿轮架 10，将行星齿轮架固定到后轮毂上。

(3) 使半轴上的太阳轮对准行星架上的行星齿轮轮齿，将半轴插入半轴套管内，直至与差速器的半轴齿轮花键孔相啮合为止。

(4) 装上止推销托架 17，并用螺钉固定到行星齿轮架上。调整止推销托架上的止推螺钉 15 和半轴上的止推销钉 16 之间的间隙。调整时，先将止推螺钉 15 拧死，然后松回一圈，用锁紧螺母 14 锁紧，该间隙应在 $1 \sim 1.5\text{mm}$ 范围内。

(5) 将行星齿轮传动盖 19 用螺钉固定到行星齿轮架上。安装时应注意行星齿轮传动盖上的加油孔与行星齿轮架上放油孔的相互位置。为便于放油和加油，加油孔和放油孔应位于车轮中心线同侧的一直线上。

(6) 总装完后，在桥壳及轮边减速器内加注齿轮油至规定油面高度。

第三章 行驶系结构分析

第一节 轮式机械行驶系

一、轮式机械行驶系的功用和组成

轮式行驶系的功用是用来支持整机重量和载荷，并保证机械行驶和进行各种作业。轮式机械行驶系如图 4-3-1 所示，通常是由车架 1、车桥 2、悬挂 3 和车轮 4 等组成。车架通过悬挂连接着车桥，悬挂起吸收振动及缓和冲击的作用，车轮则安装在车桥的两端。

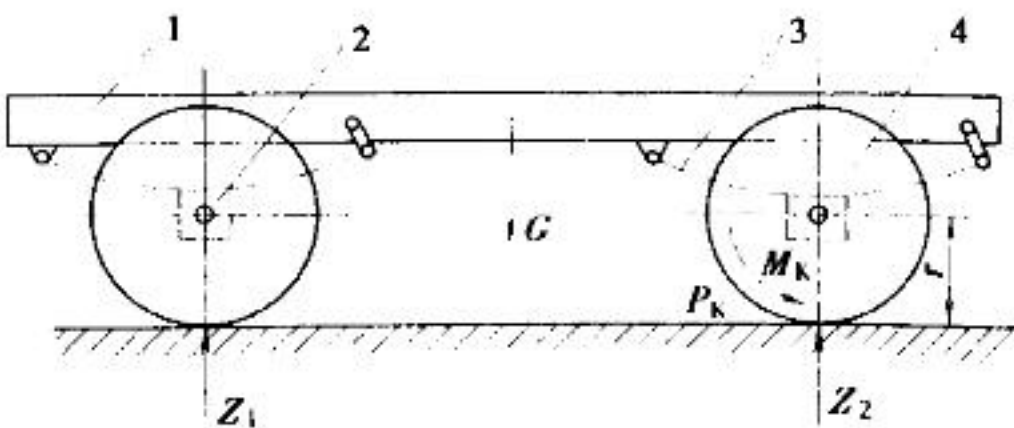


图 4-3-1 轮式行驶系的组成示意图
1- 车架；2- 车桥；3- 悬挂；4- 车轮

对于行驶速度较低的轮式工程机械，为了保证其作业时的稳定性，一般不安装悬挂，而将车桥直接与车架刚性连接，仅依靠低压的橡胶轮胎缓冲减振，因此缓冲性能较装有弹性悬挂者为差。对于行驶速度高于 40~50km/h 的其他工程机械，则必须装有弹性悬挂装置。

二、车 架

1. 车架的功用和要求

车架是整机的骨架，全部的零部件都直接或间接地安装在它上面。车架受力复杂，如图 4-3-1 所示的各种力及行驶与作业中的冲击，都传到车架上。因此车架必须具有足够的强度和刚度，才能保证整机的正常工作。此外，车架的构造还必须满足整机布置和整机性能的要求。

2. 车架的类型和构造

机种不同，车架的构造形式也不相同。一般分为铰接式（折腰式）和整体式两大类。

1) 铰接式车架

铰接式车架由于其转弯半径小，前后桥通用，工作装置容易对准工作面等优点，在铲土—运输机械中得到广泛的应用。

图 4-3-2 所示是 ZL50 型装载机的铰接式车架，它由前车架 1 与后车架 4 在中间用上下两个垂直销 3 和 8 相连而成。因此，前后车架可绕铰销相对偏转，从而实现装载机的转向。

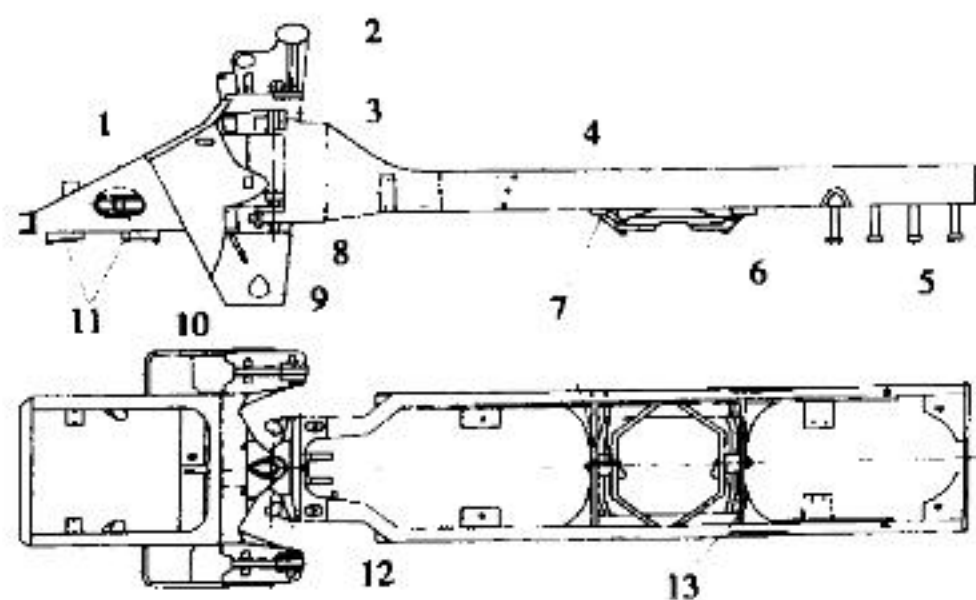


图 4-3-2 ZL50 型装载机车架

- 1-前车架；2-动臂铰点；3-上铰销；4-后车架；5-螺栓；6-副车架；7-水平销轴；8-下铰销；9-动臂油缸铰销；10-转向油缸前铰点；11-限位块；12-转向油缸后铰点；13-横梁

前后车架分别是由两根纵梁与若干根横梁铆接或焊接而成。ZL50 型装载机的前车架与前桥用两个限位块 11 刚性连接。后车架与后驱动桥则通过副车架相连，即驱动桥与副车架 6 用螺栓连接，而副车架 6 借用两个水平销轴 7 与后车架上的两根横梁 13 铰接。因此后驱动桥在不平道路上行驶时绕水平销轴摆动，使四轮同时着地，从而减缓了地形变化对车架和铰销的影响。

美国 Caterpillar-966D 型装载机也是铰接式车架，如图 4-3-3 所示，后车架 1 与前车架 6 用上、下两个铰销 2 连成一体，前后车架以铰销 2 为铰点形成“折腰”。前车架通过相应的销座装有动臂、动臂油缸、转斗油缸等。不过这里的动臂油缸改为水平布置，因此，销座上移；转斗油缸改为一个，置于中间。后车架上的各相应支点则固定着发动机、变矩器、变速器、驾驶室等零部件。该车架取消了摆动架，其摆动机构安装在驱动桥壳的中点，以实现行驶在崎岖路面时四轮同时着地，机架上部尽可能地处于垂直位置，使机械具有良好的稳定性和平顺性。

966D 型装载机前后车架由钢板、槽钢焊接而成，受力大的部位用加强筋板、加厚尺寸等措施进行加固。

前后车架铰接点的形式有三种，即销套式、球铰式、锥柱轴承式。

(1) 销套式

如图 4-3-4 所示，前后车架由上下两个相同的铰点组成。两铰点距离布置得越

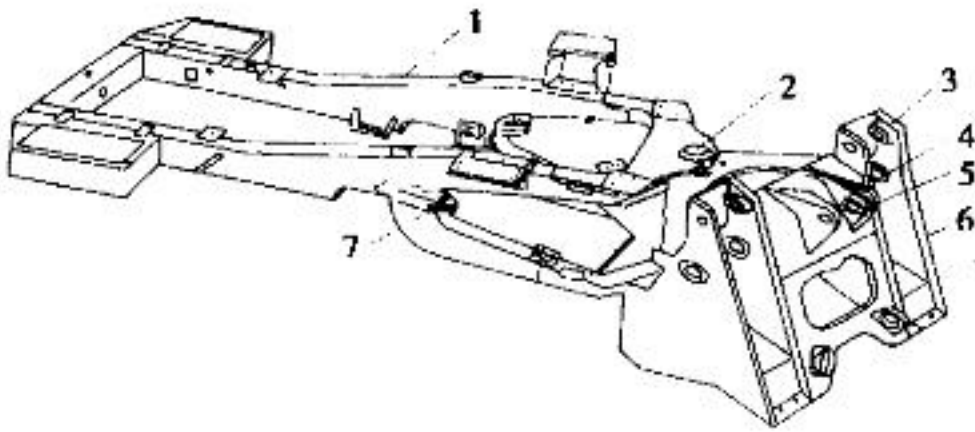


图 4-3-3 966D 型装载机车架

1-后车架；2-铰销；3-动臂销座；4-动臂油缸销座；
5-转斗油缸销座；6-前车架；7-转向油缸销座

远，则车辆行驶在不平道路上时每个铰点的受力越小。就每个铰点而言，销套 6 压入后车架 7，然后将铰销 3 销入孔内形成铰点；为了防止铰销 3 相对前车架 4 转动，将固定板 2 焊接于铰销 3 的端头，再用螺钉 1 固定，因此回转面将总在铰销 3 和销套 6 之间，便于磨损后更换。为了防止前后车架铰销孔端面磨损，装有铜垫圈 5。以上两对摩擦面都注有润滑油。

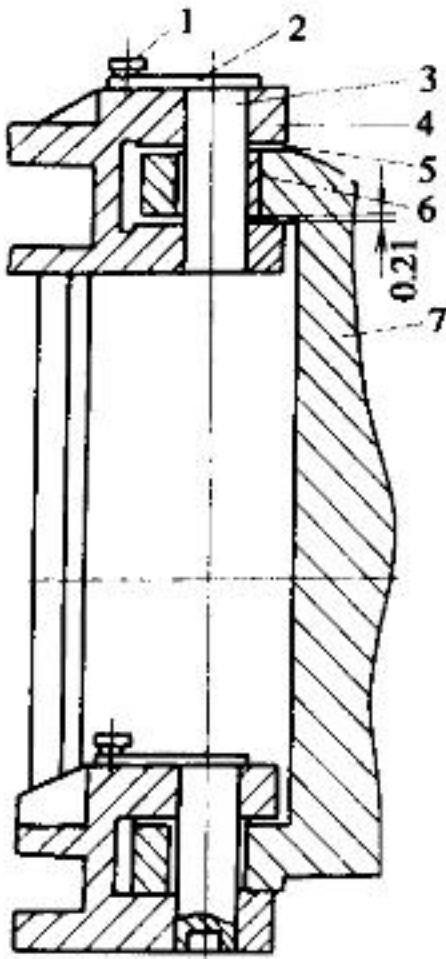


图 4-3-4 ZL50 型装载机

1-固定螺钉；2-固定板；3-上铰销；4-前车架；
5-垫圈；6-销套；7-后车架

ZL20 型、ZL30 型、ZL50 型装载机都采用这种结构。其特点是结构简单，工作可靠，但上下两个铰点的轴孔的同轴度要求较高，所以两个铰点的距离不能太大。

(2) 球铰式

如图 4-3-5 所示，铰销 2 用锁板 3 锁定，在前车架 8 的销孔处装有关节轴承，即球头 6 和球碗 7。球碗 7 是由上下两块构成，增减调整垫片 9 可调整球头和球碗的间隙，并可由油嘴 5 定期注入黄油来润滑关节轴承。由于采用关节轴承使铰销受力良好，同时

上下铰点销孔的同心度比销套式要求低，因此可增大上下铰销的距离，从而减轻铰销的受力。因此大型装载机如 ZL70 型和 ZL90 型装载机均采用这种形式。

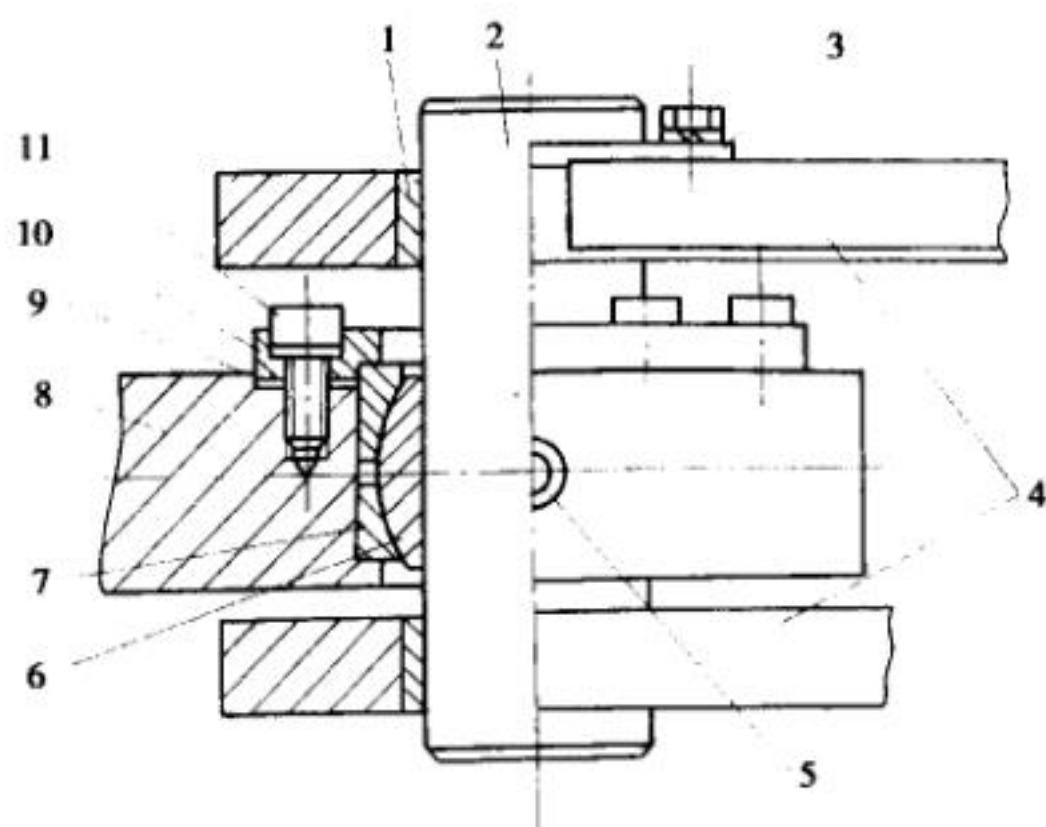


图 4-3-5 球铰式上铰点结构

1-销套；2-铰销；3-锁板；4-后车架；5-油嘴；6-球头；
7-球碗；8-前车架；9-调整垫片；10-压盖；11-螺钉

(3) 锥柱轴承式

如图 4-3-6 所示，铰销 2 用弹性销 8 固定在后车架上，前车架 1 的销孔处装有滚锥轴承 7。由于采用了滚锥轴承使前后车架的偏转更为灵活，但是这种形式结构较为复杂，成本也较高。

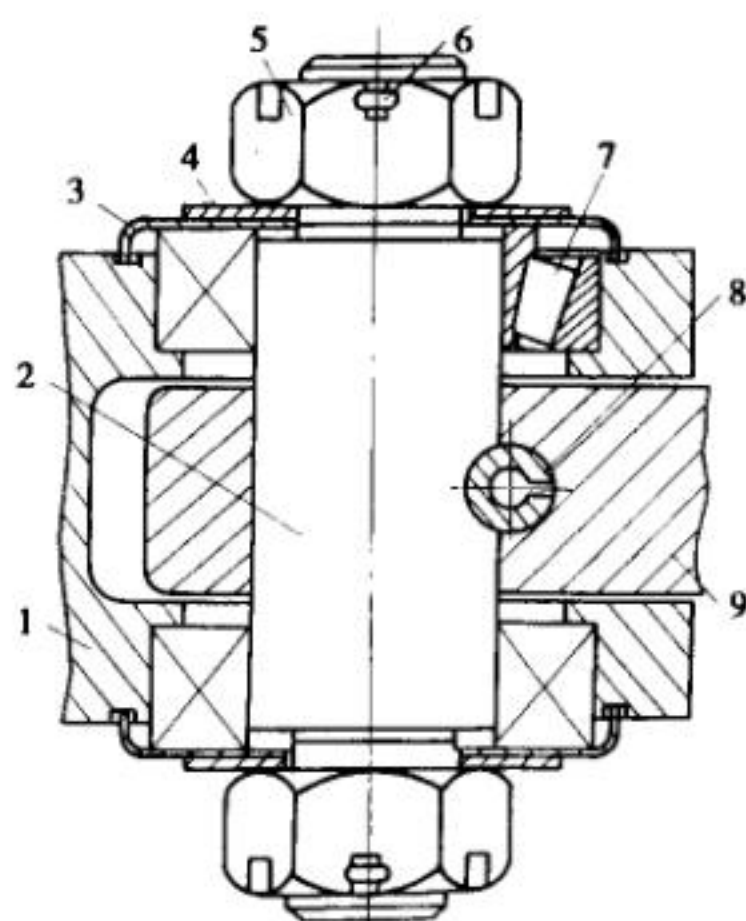


图 4-3-6 滚锥轴承式铰点结构

1-前车架；2-铰销；3-盖；4-垫圈；5-螺母；
6-开口销；7-滚锥轴承；8-弹性销；9-后车架

2) 整体式车架

整体式车架一般用于车速较高的工程机械，机种不同，结构也不同。现在以 QY—16 型汽车起重机为例进行介绍。

如图 4-3-7 所示，整体式车架是一个完整的框架，由 2 根纵梁与 7 根横梁焊接而成，纵梁根据受力不同，从左到右逐步加高，其断面形状左端为槽形，右端为箱形。整个纵梁有采用全部钢板焊接的，也有采用部分冲压成型后焊接的。这些差异都是由于右端承载较大所造成的。

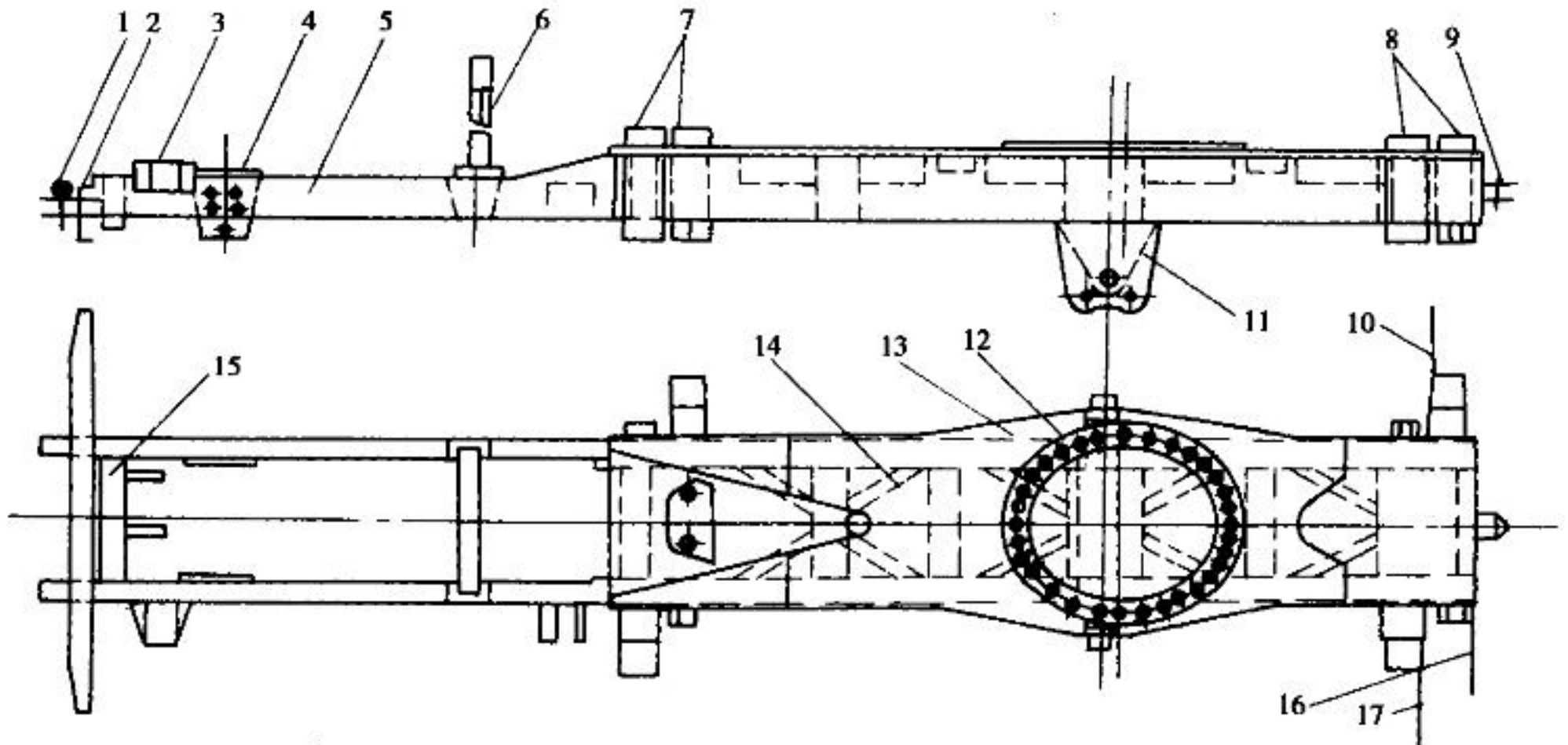


图 4-3-7 QY—16 型汽车起重机车架

- 1—前拖钩；2—保险杠；3—转向机支座；4—发动机支座板；5—纵梁；6—吊臂支架；
7、8—支脚架；9—牵引钩；10—右尾灯架；11—平衡轴支架；12—圆垫板；
13—上盖板；14—斜梁；15—第一横梁；16—左尾灯架；17—牌照灯架

横梁的形状与位置是根据受力大小以及安装的相应零部件所决定。形如 X 形斜梁主要是为了加强机架的强度和刚度而设。K 形斜梁主要是由于车架的尾部装有牵引钩 9 而设置的，它增加了车架尾部的强度和刚度。

三、车 桥

轮式工程机械的车桥通常是一根刚性的实心或空心梁，它的两端安装车轮，它直接或通过悬架与车架相连，用以在车轮和车架之间传递各种作用力。

根据车桥两端车轮作用的不同，轮式工程机械的车桥可分为驱动桥、转向驱动桥、转向从动桥和支承桥四种。本节着重介绍转向从动桥，它兼有支承作用，一般用于整体式车架。

1. QD100 型汽车起重机转向从动桥构造

如图 4-3-8 所示，前梁 1 中段为无缝钢管制成，中段上方焊有两个弹簧支座 7，用以连接弹性悬架。梁的两端焊有“拳形”的加粗部分。“拳”上有通孔，主销 21 即插

入其中并以销固定，转向节 19 具有上、下“耳”的叉子和转向轴 18 制为一体，上、下“耳”上有通孔，通过滚针轴承 16、22 与主销 21 相配，它就是车轮左右转向的铰点。为减小转向阻力，在下“耳”的上端面上装有止推轴承 17，转向节 19 的右端轴上通过锥柱轴承 10、11 装有轮毂 9，轴承的松紧度是由右端的调整螺母来调整的，油封 12 防止润滑油落入制动器的摩擦面。上“耳”的上端面固定有转向节臂 6；下“耳”的下端面固定有梯形臂 4，而后者又通过横拉杆 3 与右边相应的梯形臂相连；转向时力的传递是由转向节臂 6 输入，经横拉杆 3 传给右车轮。

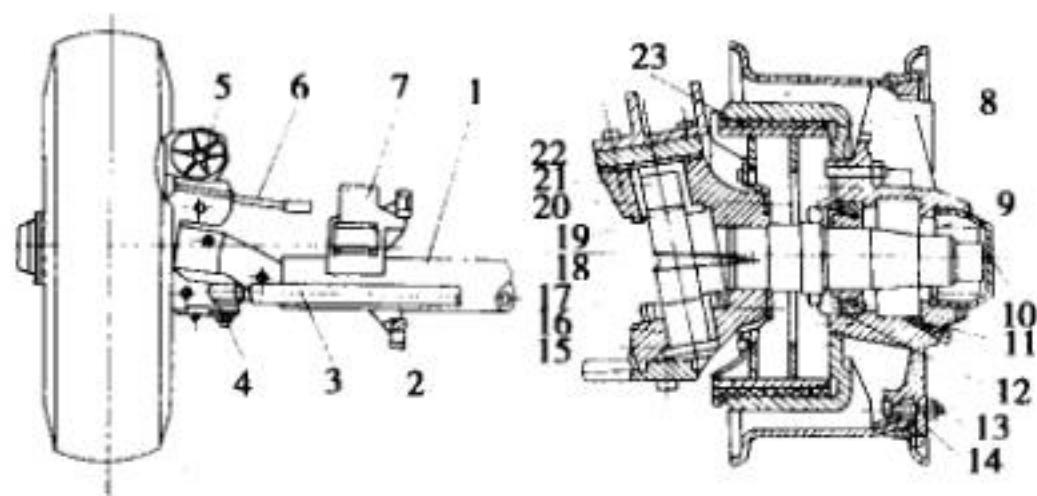


图 4-3-8 QD100 型汽车起重机转向桥

1-前梁；2-下反作用杆支座；3-横拉杆；4-梯形臂；5-制动气室；6-转向节臂；7-弹簧支座；8-制动鼓；9-轮毂；10、11-滚锥柱轴承；12-油封；13-螺母；14-螺栓；15、20-密封环；16、22-滚针轴承；17-止推轴承；18-转向轴；19-转向节；21-主销；23-制动摩擦片

2. 转向轮的定位

为了保证轮式工程机械稳定地直线行驶和转向操纵轻便，同时减少机械行驶中轮胎和转向机构的磨损，在转向轮、转向节、前轴之间，装配时应保证它们之间一定的相对位置关系，它包括主销后倾、主销内倾、前轮外倾及前轮前束等四项内容，总称为转向轮的定位。

1) 主销后倾

主销在前轴上安装时略向后倾斜，使主销轴线与通过车轮中心的垂直线在机械纵向垂直剖面内的投影成一个夹角 γ (图 4-3-9)，该夹角称为主销后倾角。

当机械直线行驶时，若车轮受到外力作用而偏转时（假设向右偏转），由于离心力的作用，在车轮与地面的接触点 b 处，地面对车轮产生一个侧向反作用力 Y 。由于主销轴线延长线与地面的交点为 a ，侧向反作用力 Y 就对车轮形成一个绕主销轴线的作用力矩 $Y \times L$ (回正力矩)，其方向和车轮偏转方向相反。因此，车轮在回正力矩作用下自动恢复到原来的中间位置，确保机械直线行驶。

从以上分析可以看出，主销后倾的目的是使车轮具有自动回正的能力，保持机械直线行驶的稳定性的。

主销后倾角一般为 $1^\circ \sim 3^\circ$ ，视机械不同而适当选取。主销后倾角如果选取不当或发生变化，则可能出现转向沉重，或者使机械直线行驶的稳定性的降低。

2) 主销内倾

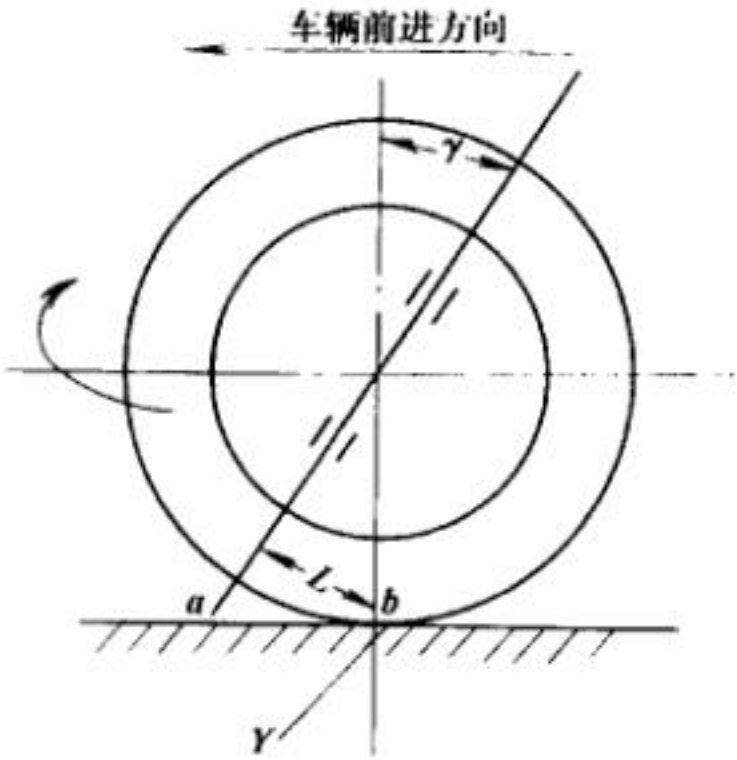


图 4-3-9 主销后倾角

主销安装时，在横向垂直平面内略向内倾斜，其轴线与铅垂线之间形成一个夹角 β （图 4-3-10a），该夹角称为主销内倾角。

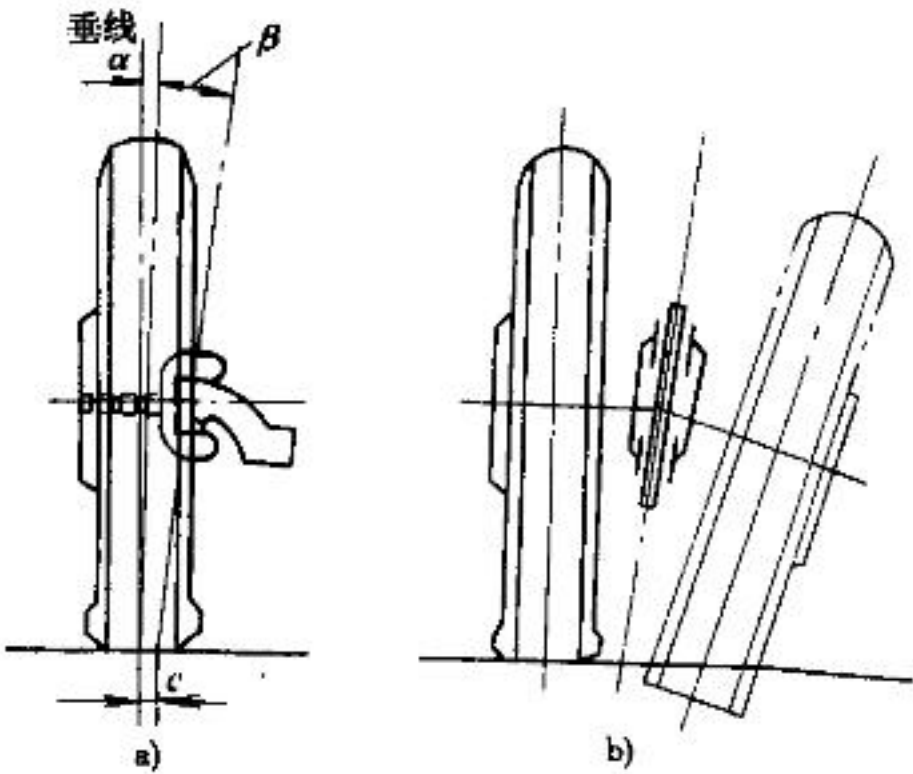


图 4-3-10 主销内倾角

由于主销内倾，当车轮因转向或受到外力作用而偏转时，轮胎下部将被“压入”路面以下（图 4-3-10b），但事实上这是不可能的。由于地面的支承作用，只能使机械前桥及头部向上抬起，从而在机械自身重力作用下产生一个使车轮回复原位置的趋势，这种趋势使机械转弯时的自动回正能力和机械直线行驶的稳定性的提高。同时，主销内倾减少了主销轴线延长线与地面交点到车轮接地中心的距离，使转向变得轻便。由此可见，主销内倾的目的是为了保证机械直线行驶的稳定性和转向操纵的轻便性。

主销内倾角 β 是在设计中将前轴两端主销孔轴线上端略向内倾斜而形成的。

3) 前轮外倾

前轮安装后，上端略向外倾斜，使其旋转平面和纵向平面间形成一个夹角 α （图 4-3-11），该夹角称为前轮外倾角。如果前轮外倾角为零，则因前桥承载后的变形，会使前轮出现内倾现象。此时，车轮将呈现“锥状体”滚动，这不仅使机械难以直线行

驶，还会使轮胎磨损加剧。前轮外倾的另一个目的是使地面的垂直反力能产生一个沿转向节轴向内的分力，迫使车轮靠紧轮毂内轴承，减小轮胎螺栓、轮毂锁紧螺母的受力，以保证行车安全。否则，地面的垂直反力将产生一个沿转向节轴向外的分力，此分力增加了轮毂外端轴承及轮胎螺栓的受力，降低了它们的使用寿命。同时前轮外倾还可以与拱形路面相适应。

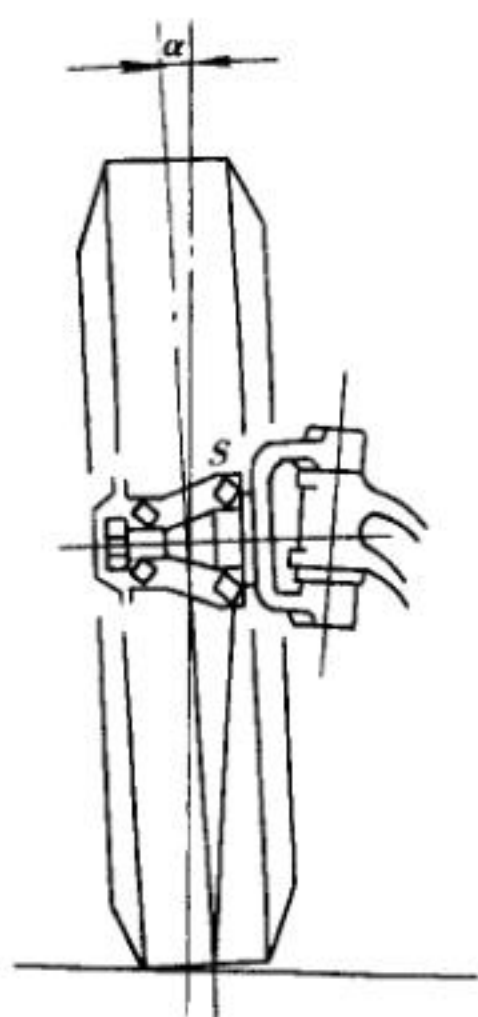


图 4-3-11 前轮外倾

前轮外倾角一般为 1° 左右，它是通过转向节设计时使转向节轴颈向下倾斜而得以保证的。

4) 前轮前束

前轮安装后，其前端略向内收缩，使同一轴的两侧车轮轮辋的后端距离 A 大于前

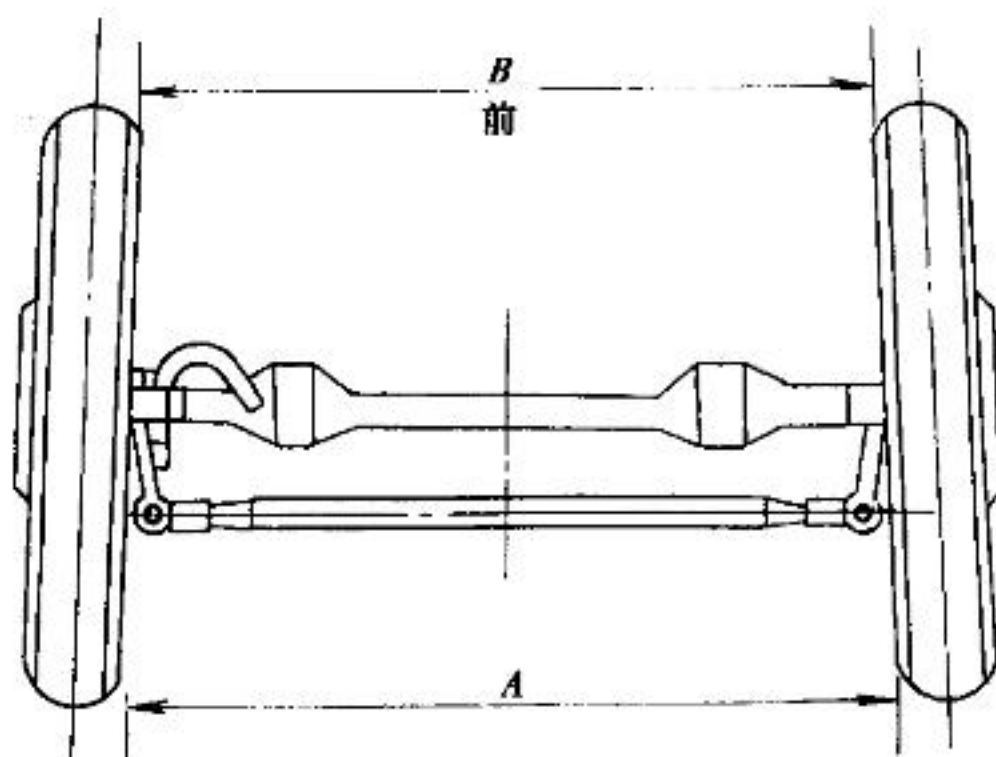


图 4-3-12 前轮前束

端距离 B (图 4-3-12), 其差值称为前轮前束。

由于前轮外倾, 以及在推进力、地面阻力作用下造成前桥变形, 车轮有向外滚开趋势。但因机械的行驶方向没变和横拉杆及车桥的约束使车轮不能向外滚开, 于是, 车轮出现边滚动边向内滑拖的现象, 从而造成机械行驶的稳定性和轮胎磨损加剧。前轮前束克服了因车轮外倾和前桥变形而带来的不良影响, 保证了机械行驶的稳定性和减少了轮胎磨损。

前轮前束值的大小, 可通过调整转向传动机构中的横拉杆长度来保证, 一般前束值为 $0 \sim 12\text{mm}$ 。

四、车轮与轮胎

车轮与轮胎是用来承受整机重量及载荷, 实现滚动行驶并传递车辆和路面之间的各种力和力矩的。

1. 车轮

车轮由轮辋、轮毂以及这两个元件之间的连接轮盘式轮辐组成。图 4-3-13 所示为装载机通用车轮的构造。

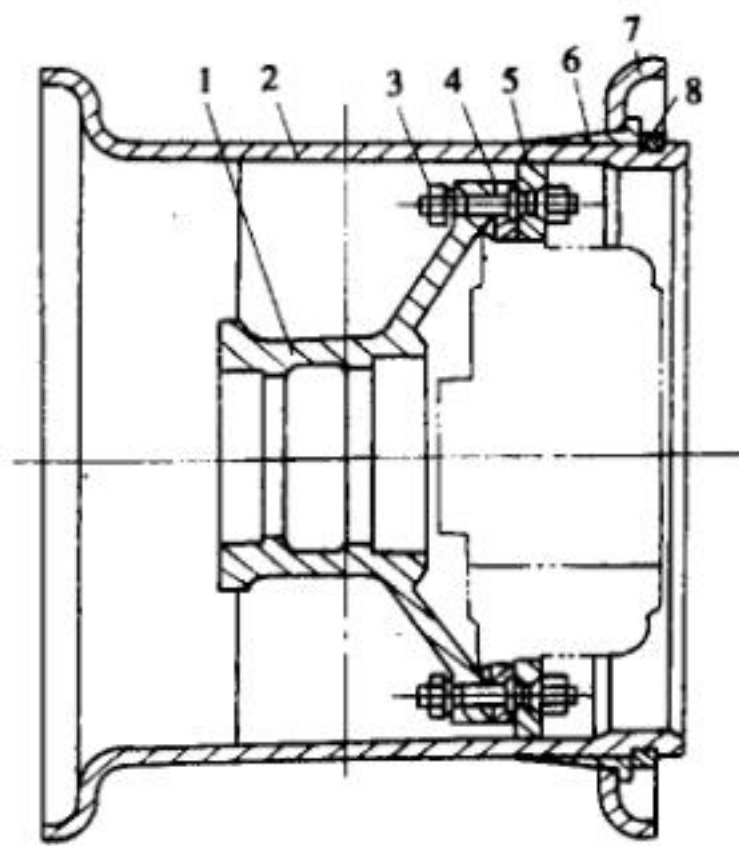


图 4-3-13 工程机械盘式车轮

1 - 轮毂; 2 - 轮辋; 3 - 轮毂螺栓; 4 - 轮边减速器行星架;
5 - 轮盘; 6 - 斜底垫圈; 7 - 挡圈; 8 - 锁圈

轮胎由右向左装于轮辋 2 之上, 以挡圈抵住轮胎右壁, 插入斜底垫圈, 最后以锁圈 8 嵌入槽口, 用以限位。轮盘 5 与轮辋 2 焊为一体, 由螺栓 3 将轮毂 1、行星架 4、轮盘 5 紧固为一体, 动力便由行星架传递给车轮和轮胎。

2. 轮胎

轮胎除了支持机械重量、工作负荷与行驶之外, 还兼有缓冲作用, 对于行驶速度较低的铲土—运输机械, 可以免去悬架。

目前工程机械中常用的多为有内胎的轮胎, 它由外胎、内胎、衬带三部分组成。

1) 轮胎的分类和标记

(1) 轮胎的分类

①根据轮胎的用途可分为五大类，即：G—路面平整用；L—装载、推土用；C—路面压实用；E—土石方与木材运输用；ML—矿石、木材运输与公路车辆用。

②根据轮胎的断面尺寸可分为标准胎、宽基胎、超宽基胎三种，其断面高度 H 与宽度 B 之比如图 4-3-14 所示。

③根据轮胎的充气压力可分为高压胎、低压胎、超低压胎三种。其气压分别为 $0.5 \sim 0.7\text{MPa}$ ， $0.15 \sim 0.45\text{MPa}$ 和小于 0.15MPa 。

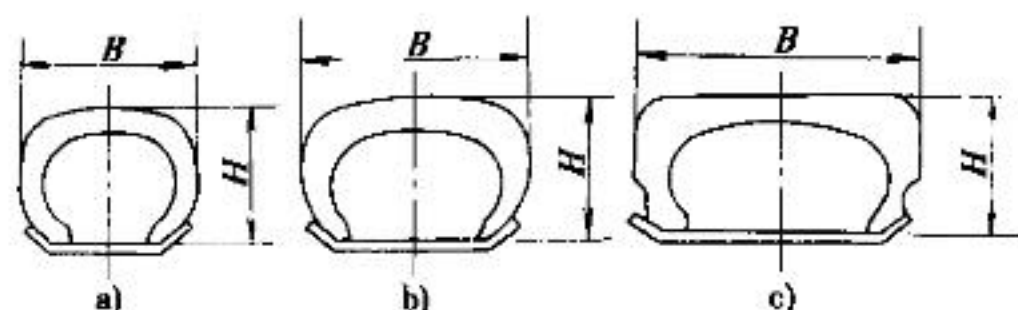


图 4-3-14 轮胎断面形状分类

a) 标准断面轮胎 $H/B \approx 98\%$ ；b) 宽基轮胎 $H/B \approx 82\%$ ；
c) 超宽基轮胎 $H/B \approx 65\%$

④根据轮胎帘线的排列可分为斜交胎（普通胎）、子午线胎、带束斜交胎。

(2) 轮胎的标记

充气轮胎尺寸（图 4-3-15）的标记方法通常有英制和公制两种，目前我国采用英制。

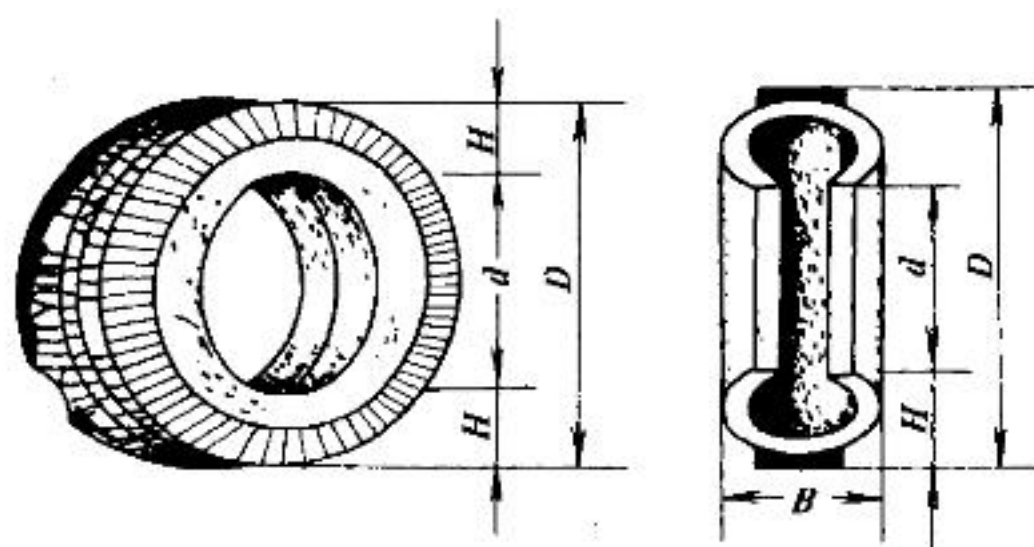


图 4-3-15 轮胎的尺寸标记

高压胎的表示方法为 $D \times B$ ，其中 D 为轮胎直径的英寸数， B 为轮胎断面宽度的英寸数。例如， 34×7 表示轮胎外径为 34 英寸，断面宽度为 7 英寸。安装外胎的轮辋直径 $d = D - 2H$ ，断面高度 H 随外胎的结构特点不同而异，一般约等于 B 值。

低压轮胎的标记表示方法为 $B-d$ 。例如，18.00—24 表示断面宽度 B 为 18in，而轮辋直径 d 为 24in 的低压轮胎。

2) 轮胎的构造

(1) 有内胎的普通充气轮胎

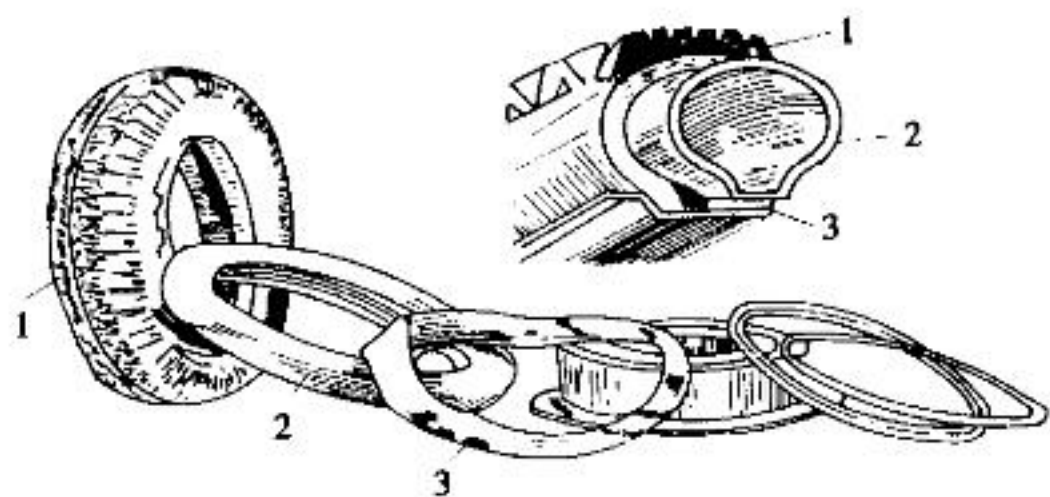


图 4-3-16 充气轮胎的组成
1-外胎；2-内胎；3-衬带



有内胎的普通充气轮胎由内胎 2、外胎 1 和衬带 3 组成，如图 4-3-16 所示。

内胎是一个环形橡胶管，具有良好的弹性、耐热性和致密性。为使内胎在充气状态下不产生皱褶，内胎的尺寸应稍小于外胎内腔的尺寸。内胎的管壁上装有充放气用的气门嘴（图 4-3-17）。它是一种单向阀，在轮胎充气时，阀 4 被压缩空气压力顶开，压缩空气进入内胎。充气结束，套在杆 5 上的弹簧 6 即将阀紧压在阀座（衬套 3）上。气门嘴通过内胎上的狭孔插入内胎中，用编织物和橡胶衬垫加强了的内胎孔的边缘紧紧地包住座筒，利用凸缘 10 和螺母 8 将它紧固在内胎上。

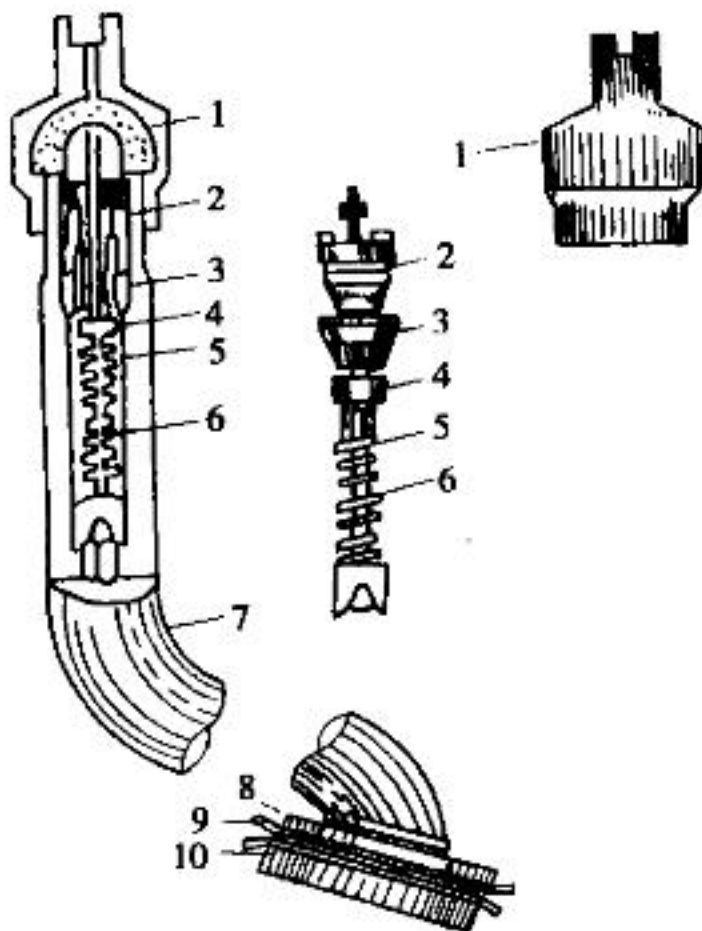


图 4-3-17 气门嘴
1-盖；2-螺母；3-衬套；4-阀；5-杆；6-弹簧；
7-座筒；8-螺母；9-垫片；10-凸缘



衬带放在内胎与轮辋之间，防止内胎被轮辋及外胎的胎圈擦伤。

外胎（图 4-3-18）由胎面、帘布层、缓冲层及胎圈等组成。

帘布层 1 是外胎的骨架，用于保持外胎的形状和尺寸。它通常由成双数的多层挂胶帘布用橡胶交错贴合而成，帘布的帘线与胎面中心线的交角约为 30° 。帘布层数愈多，

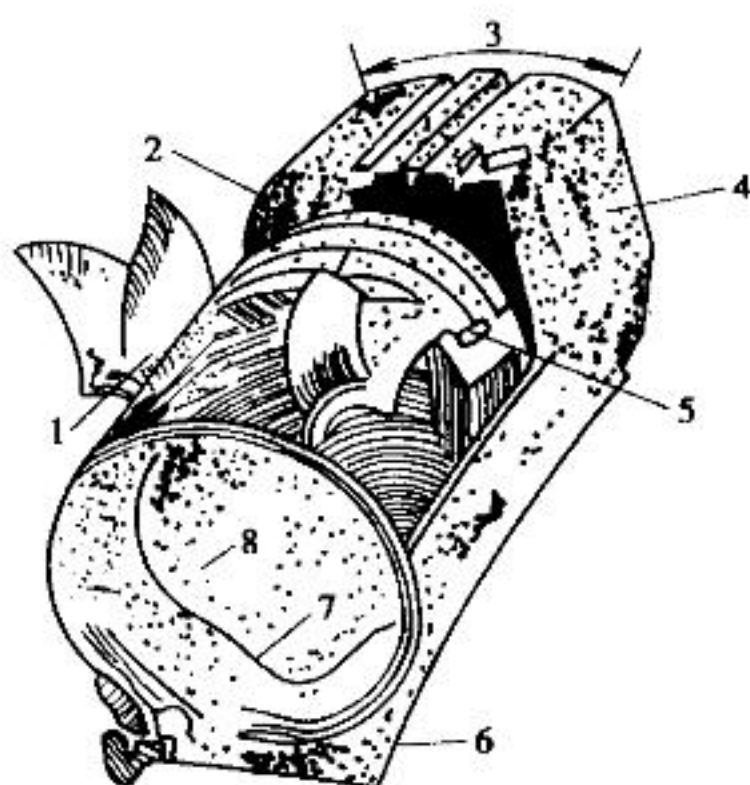


图 4-3-18 普通充气轮胎

1-帘布层；2-胎肩；3-胎冠；4-胎侧；5-缓冲层；
6-胎圈；7-垫带；8-内胎

轮胎强度就愈大，但弹性降低。帘布由纵向强韧的经线和放在各经线之间的少数纬线编织而成，帘线目前有人造丝线、尼龙线和钢丝帘线等。

缓冲层 5 是由弹性橡胶及两层或数层挂胶帘布制成，具有弹性大、吸振性好的优点，并可防止紧急制动时胎面与帘布层的脱离。

胎面是外胎最外的一层，一般分为胎冠 3、胎侧 4 和胎肩 2 三部分。胎冠 3 用耐磨的橡胶制成，它直接承受地面摩擦作用和全部载荷，能减轻帘布层所受的冲击，保护帘布层和内胎免受机械损伤。胎冠上的花纹，用来保证轮胎与道路间具有良好的附着性能。目前，在良好路面上行驶的轮式机械多采用综合花纹。在松软地段或野外行驶的轮式机械，应选择较深、较粗的人字形或八字形花纹轮胎，这种轮胎安装时，应注意使花纹的尖端与轮胎旋转方向一致，以免在花纹间填满泥土，影响轮胎的附着性能。

胎侧 4 是一个橡胶层，用以保护帘布层侧面，使其不受损伤和潮湿影响，而胎肩 2 则主要起局部加强作用。

胎圈 6 主要由钢丝圈、帘布层包边和胎圈包边组成。它具有很大的刚度和强度，以保证外胎能牢固地装在轮辋上。

(2) 子午线轮胎

子午线轮胎（图 4-3-19）具有如下结构特点：

帘布层的帘线与胎面中心线成 90° 角，从而使帘线的强力能得到充分利用，所以子午线轮胎胎体层数比普通轮胎可减少 $40\% \sim 50\%$ 。除此之外，子午线轮胎采用强力较高，伸张性很小的织物帘布或钢丝帘布作为箍紧层，并使其与胎面中心线成较小的夹角（ $10^\circ \sim 20^\circ$ ），一般箍紧层都做成多层的，用来承受行驶时的切向力并起缓冲作用。

子午线轮胎与普通轮胎相比，具有弹性大，耐磨性好，滚动阻力小，附着性能好，缓冲性能好，承载能力大，不易刺穿等优点。但胎侧易裂口，侧面变形大，侧向稳定性较差，成本较高。

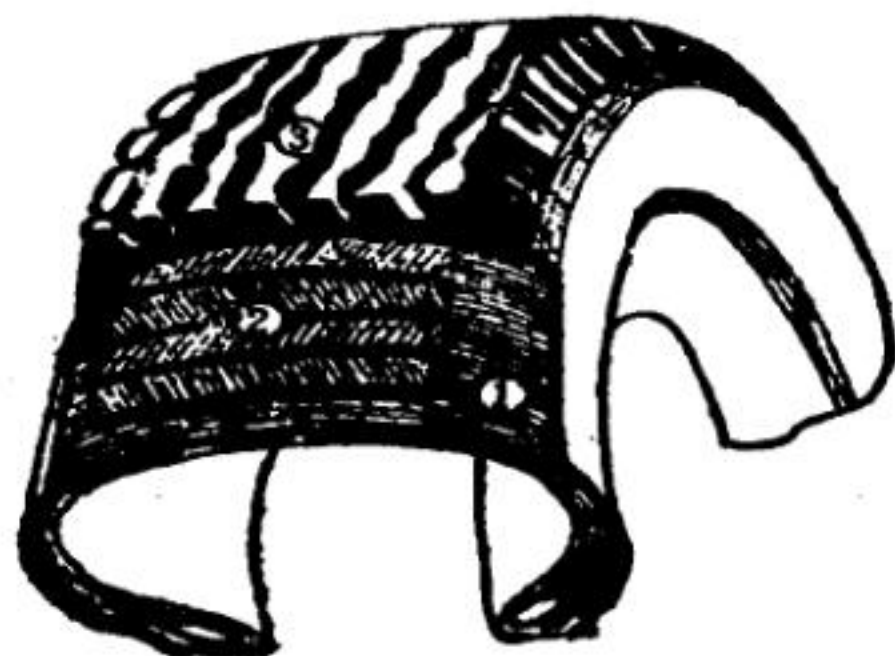


图 4-3-19 子午线轮胎
1-帘布层；2-箍紧层；3-胎冠

3) 轮胎的胎面花纹

不同花纹的胎面，对轮胎的使用性能、寿命等有不同的影响。现以推土机（或装载机）所用 L 型轮胎为例进行介绍（图 4-3-20）。

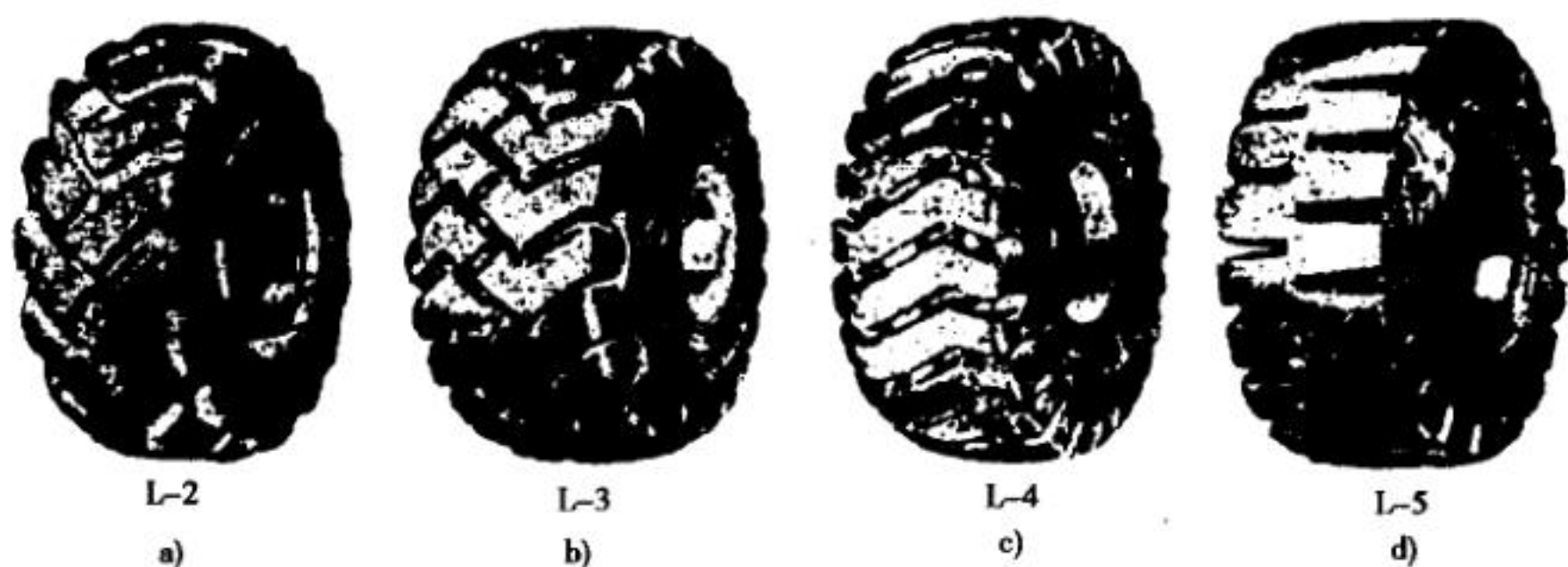


图 4-3-20 轮式推土机（或装载机）用 L 型轮胎

a) L-2 牵引型胎；b) L-3 块型标准花纹；c) L-4 块型加深花纹；d) L-5 块型超深花纹

L—2 为牵引型轮胎，花纹呈“八”字形，花纹块与沟的面积之比为 1:1，易于嵌入土壤增加牵引力，易于自行清理土壤；但安装好的轮胎位置必须是：人站在轮胎后，面朝车轮前进方向，观其花纹正好是“八”字形时方正确。这种轮胎适宜松软地面作业，或高速行驶的场所。

L—3 为块型标准深花纹，花纹块与沟的面积之比为 2:1，抗刺扎能力强，适用岩石路面作业。

L—4、L—5 为块型加深和超深花纹，其花纹深度两者逐次增加，胎面厚度也逐次加厚；若以 L—3 的花纹深度为 10%，则 L—4、L—5 型为 15% 和 25%；由于胎面橡胶加厚，所以其耐磨能力也依次加强，但散热能力却依次降低，因此，适用于岩石工地、短途运输、低速行驶的场所。

五、悬挂装置

悬挂装置是将车架和车桥弹性连接起来的部件。它能缓和并吸收车轮在不平道路上所受到的冲击和振动，并在车架与车桥之间传递力和力矩。

悬挂可分为非独立悬挂和独立悬挂两种基本类型（图 4-3-21）。

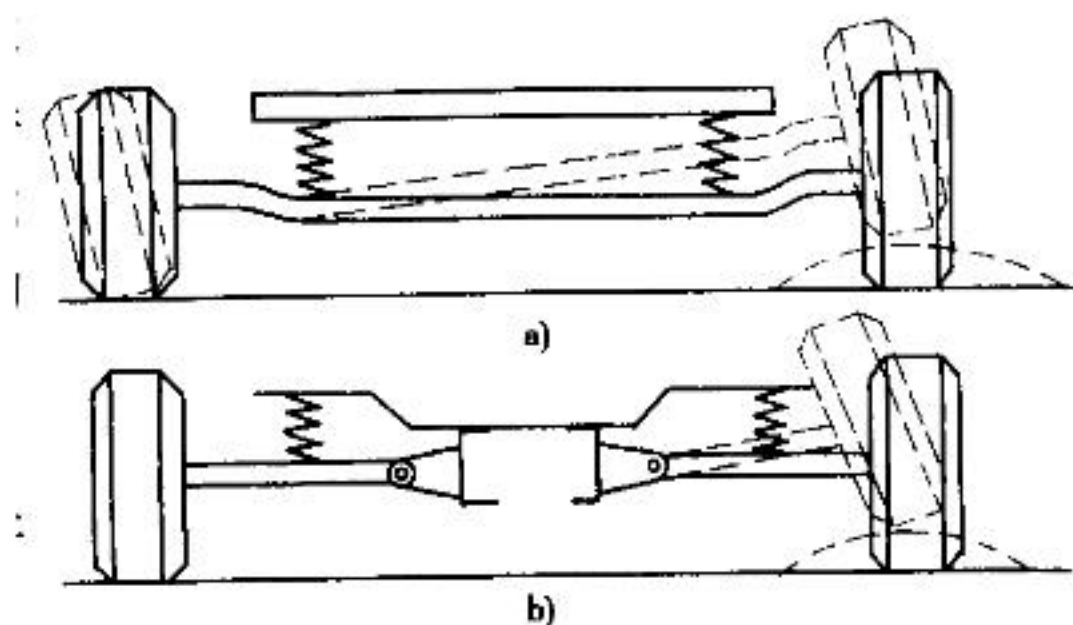


图 4-3-21 车架悬挂的类型

a) 非独立悬挂；b) 独立悬挂

非独立悬挂（图 4-3-21a）的特点是两侧的车轮安装在一整体式的车桥上，车桥通过弹性元件连接在车架的下面。当一侧的车轮在横向平面内相对于车架摆动时，则势必引起另一侧车轮的摆动。由于这种悬挂的结构简单，制造方便，故目前被普遍采用。

独立悬挂（图 4-3-21b）的特点是车桥为断开式，每一侧的车轮单独弹性地连接在车架的下面，当一侧的车轮发生摆动时，对另一侧的车轮不产生影响，故称独立悬挂。在工作时，独立悬挂比非独立悬挂要平稳得多，由于它的结构复杂，故一般多用于小客车和越野汽车上。

通常悬挂由弹性元件和减振器两部分组成。弹性元件用来承受并传递垂直负荷，缓和在不平道路上行驶时所引起的冲击；减振器的作用是迅速衰减车架和车身的振动，使乘员比较舒适，货物和有关机件也不致受到损伤。

轮胎式工程机械和汽车的悬挂通常用钢板弹簧作为弹性元件。由于钢板弹簧是用多片钢板重叠制成，因此，片与片之间的摩擦具有一定的衰减振动的能力。

下面分别介绍钢板弹簧和减振器的简单结构：

1. 钢板弹簧

钢板弹簧（图 4-3-22）是由若干片宽度和厚度相等而长度不等的弹簧钢板组成。装配时长片在上，短片在下，依次重叠而成。各片的相对位置由中心螺栓 4 和若干个弹簧夹 2 来确定。

钢板弹簧与车架是纵向安置的，其中部用两个 U 形螺栓（骑马螺栓）与车桥固定（图 4-3-23）。在图 4-3-22 中，钢板弹簧主片 3 的两端弯成卷耳 1 的形状，内装铜套或塑料、尼龙衬套，其前卷耳用销子与固定在车架上的支架相铰接，后卷耳通过销子

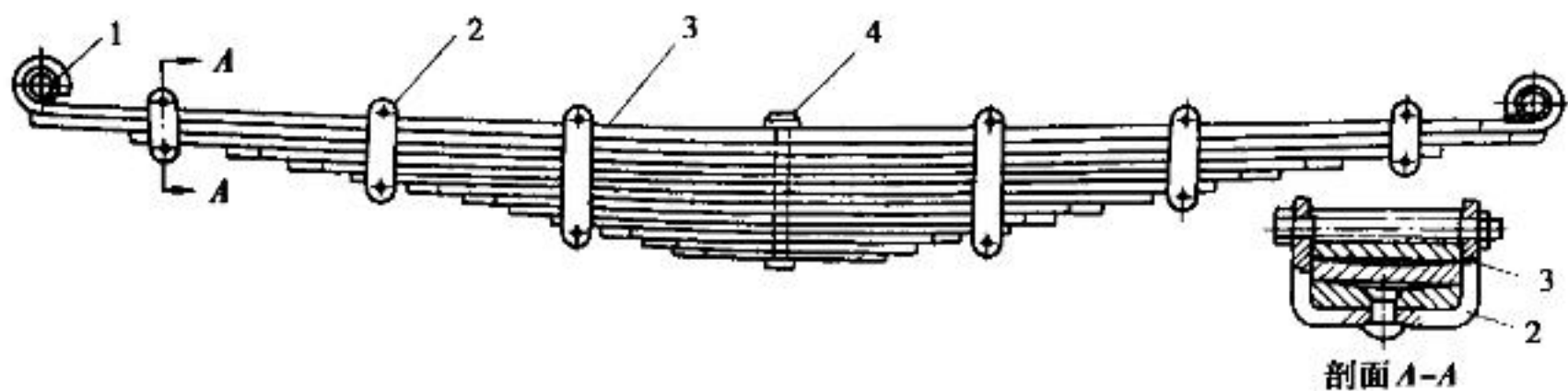


图 4-3-22 钢板弹簧
1-卷耳；2-弹簧夹；3-主片；4-中心螺栓

与铰接在车架上可以自由摆动的吊耳相连。这种连接方式可以保证钢板弹簧变形时的自由伸缩。

由于后悬挂所受到的负荷变化比较大，为了使其能够适应各种各样的工况，通常在后悬挂上加装副弹簧（图 4-3-23）。副弹簧紧靠在主弹簧的上面，其两端与车架的托架相对。当负荷不大时，仅主弹簧起作用；当负荷增加到一定程度时，副弹簧两端便与车架上的托架相抵，这时主、副弹簧共同参加工作，从而使悬挂的刚度增大。

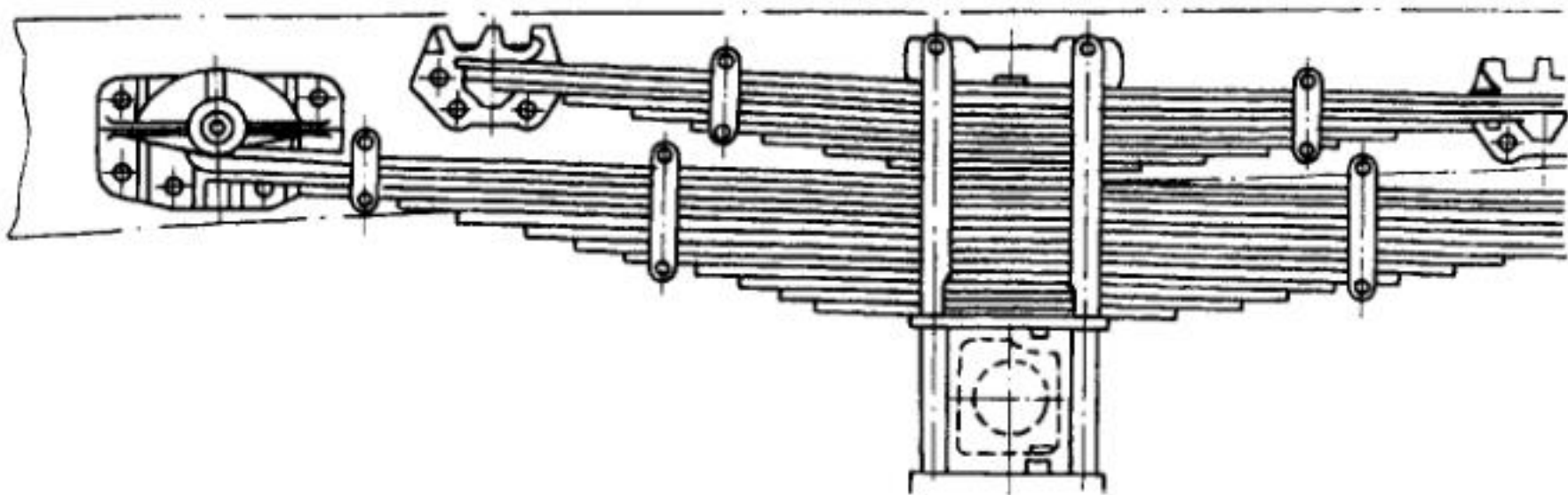


图 4-3-23 解放 CA10B 型汽车后悬挂

2. 减振器

减振器与弹性元件是并联安装的（图 4-3-24）。目前使用最普遍的是液力减振器，其工作原理如下：

当车桥与车架作往复相对运动时，减振器壳体內的油液便反复地由一个内腔通过一些窄小的孔隙流入另一内腔内，由于油液与孔壁间的摩擦阻力和油液分子内摩擦阻力使振动受阻而起减振作用。振动能量变为热能后散发到大气中。当车桥与车架相对运动的速度增加，即振动频率增加，油液的流速也增加，减振器的阻力也就急剧增大。

常用的液力减振器有摆臂式和筒式两种。图 4-3-25 所示为摇臂式减振器工作过程简图。

当车桥遇到障碍物而上跳时（图 4-3-25a），通过连杆 5 和驱动臂 4 使凸轮 3 逆时针转动，推动活塞 8 右移。右室中的油液受压后经压缩活门 7 流向左室，同时另一小部分油液经伸张活门 6 杆上的缝隙也流向左室。

当车桥下落时（图 4-3-25b），通过连杆和驱动臂使凸轮顺时针转动，推动活塞

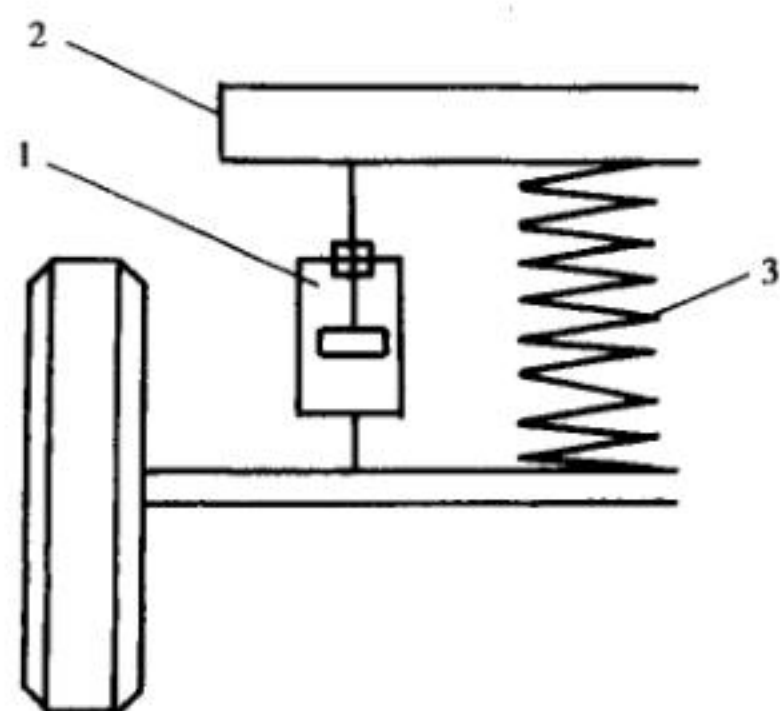


图 4-3-24 减振器与弹性元件安装示意图

1-车架；2-减振器；3-弹性元件

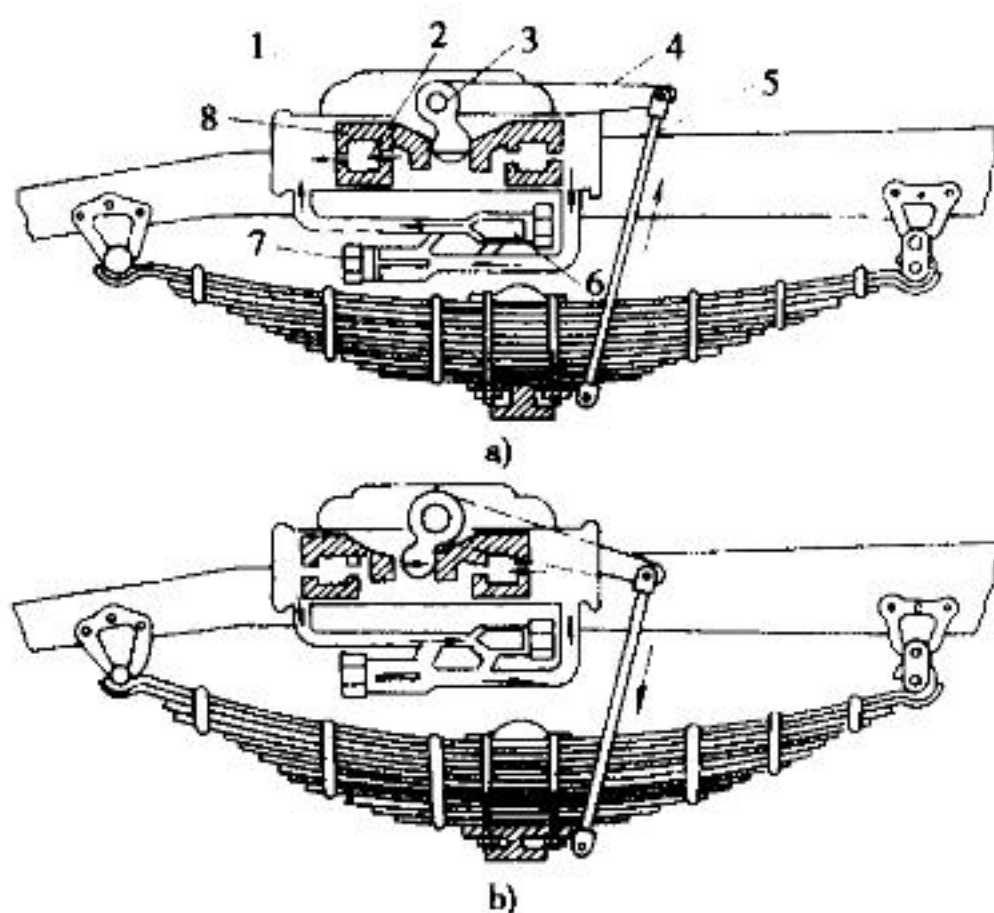


图 4-3-25 摇臂式减振器工作过程图

1-壳体；2-单向活门；3-凸轮；4-驱动臂；
5-连杆；6-伸张活门；7-压缩活门；8-活塞

左移。左室中的油液就压开伸张活门 6 而流入右室。

油液来回流动时，都要克服活门的阻力，因而起到减振作用。由于车桥上跳时（即压缩行程），油液可以流经两条油道且压缩活门的弹簧较软，而车桥下落时（即伸张行程），油液只能流经一条油道且伸张活门的弹簧较硬，因而保证了伸张行程的阻尼力大于压缩行程阻尼力的要求。

筒式减振器在具体结构上不同于摆臂式减振器，但它们的工作原理是一样的，都是利用油液在减振器内流动的阻力而起减振作用的。因篇幅所限，其构造从略。

第二节 履带式机械行驶系

一、履带行驶系的功用和组成

履带行驶系的功用是用来支持机体，并将传动系传到驱动链轮上的驱动力矩转变为驱动力，利用履带在地面上所产生的牵引力，使机械进行行驶与作业。

履带式机械行驶系包括机架、行走装置和悬架三大部分。

机架是全机的骨架，用来安装所有的总成和部件，使主机成为一个整体。悬架是机架和行驶装置之间的连接装置，同时还起传力、缓冲作用。

如图 4-3-26 所示，履带式机械行走装置通常由驱动轮 1、履带 2、支重轮 3、台车架 4、张紧装置 5、导向轮 6、悬架 7 以及托轮 8 等零部件组成。

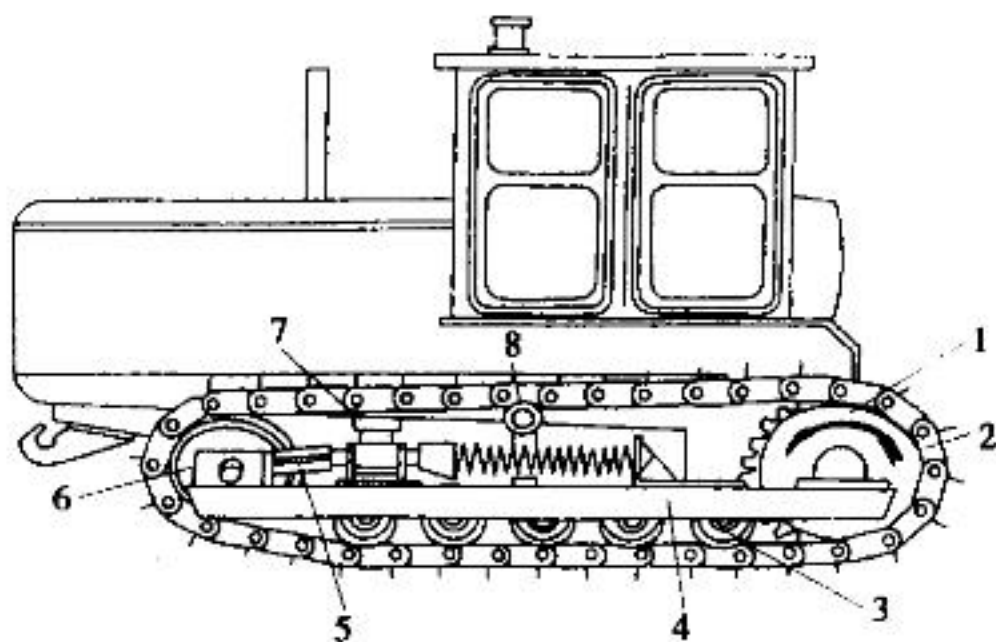


图 4-3-26 行驶装置

1-驱动轮；2-履带；3-支重轮；4-台车架；
5-张紧装置；6-导向轮；7-悬架；8-托轮

左右两条履带包绕在上述四种轮子之外，由张紧装置张紧，直接与地面接触。驱动轮驱动履带绕上述四种轮子转动，不直接在地面滚动。导向轮的作用是张紧履带，并引导履带正确卷绕，但不能相对于机身偏转，即不能起转向作用。多个支重轮在履带轨道上滚动，起着传递机重给履带的作用。托轮支持着履带的上半边，使之不下垂。

图 4-3-27 所示是 TY180 型推土机行走装置的左台车。在推土机上，上述四种轮子和张紧装置除驱动轮之外都集装在一个轮架即台车架上，形成一个大台车。每台推土机上都有左右两个履带大台车。

推土机的机身重量通过台车架、支重轮传给履带的接地下半段，当驱动轮被最终传动的从动齿轮带动时，其轮齿拉动履带，地面立即产生作用于履带上的反作用力，使台车架对地面产生向前或向后的运动，整个推土机就随之运动。

履带式行驶装置最大的优点是接地面积大，接地比压小，履带所支承的全机重量都

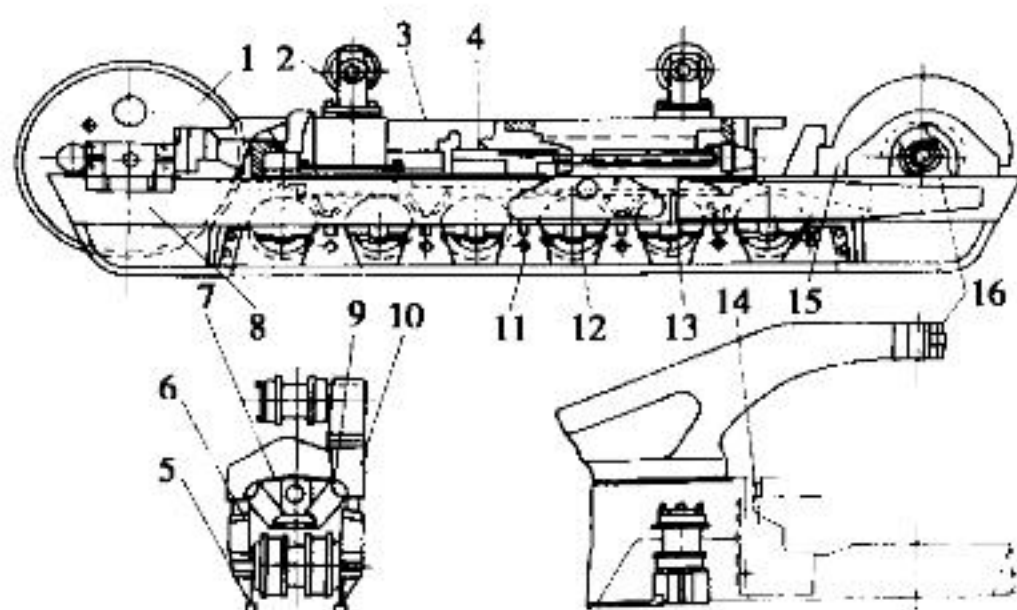


图 4-3-27 TY180 型推土机左台车

- 1- 导向轮；2- 托轮；3- 中罩；4- 张紧装置；5- 托板；6- 平衡梁座；7- 平衡梁；
8- 左台车架；9- 平衡橡胶块；10- 左托轮架；11- 外挡板；12- 单边支重轮；
13- 双边支重轮；14- 后罩；15- 驱动轮罩；16- 轴承座

是附着重量，而且在履带的支承面上大多制有履刺，可深入土壤内，抓地能力强，因此比轮胎式行驶系的附着牵引性能和通过性能都好得多。当这种性能的履带底盘行驶于松软地面时，尤其显著。但是履带式行驶装置的结构较为复杂，质量大，运动惯性大，而且没有像轮胎那样的缓冲和减振作用，影响机械行驶速度，机动性能也较差，同时在使用过程中，“四轮一带”的磨损严重，维修工作量大，造价高，寿命短。

二、机架和悬架

1. 机架

机架是用来支承和固定发动机、传动件及驾驶室等零部件的，是整机的骨架，它可分成全梁式、半梁式两种。而推土机多用半梁式，如图 4-3-28 所示，它以后桥箱代替机架的后半部。

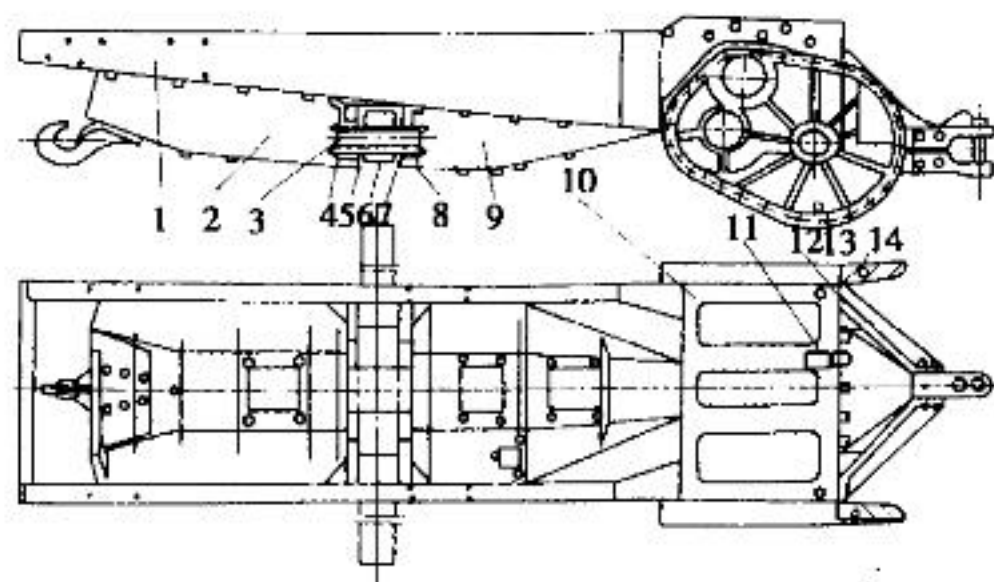


图 4-3-28 TY180 型推土机机架

- 1- 大梁；2- 下中护板；3- 中心销轴；4- 轴前盖；5- 衬套；6- 平衡梁；7- 轴后盖；8- 横梁；
9- 下后护板；10- 后桥箱；11- 加油管；12- 后拖钩装置；13- 放油孔；14- 加油孔

后桥箱是用钢板焊接成的，在它的前面焊有两根箱形断面的大梁，左右大梁前窄后

宽，其前部焊有元宝形横梁，横梁中央用中心销轴 3 与平衡梁铰接。大梁前端用槽形横梁焊接，使整个机架成为封闭的框架。

2. 悬架

悬架是用来联接机架和台车架的，机体的重量通过悬架传到台车架，同时还兼有缓冲作用，可以减轻行驶装置产生的冲击振动传到传动系统。

悬架有弹性悬架、半刚性悬架、刚性悬架之分。工程机械由于行驶速度较低，目前多采用半刚性和刚性悬架两种。

以橡胶块作为弹性元件的橡胶平衡梁悬架，是 20 世纪 70 年代发展起来的一种较先进的结构。图 4-3-29 所示为 TY180 型推土机的半刚性悬架结构。

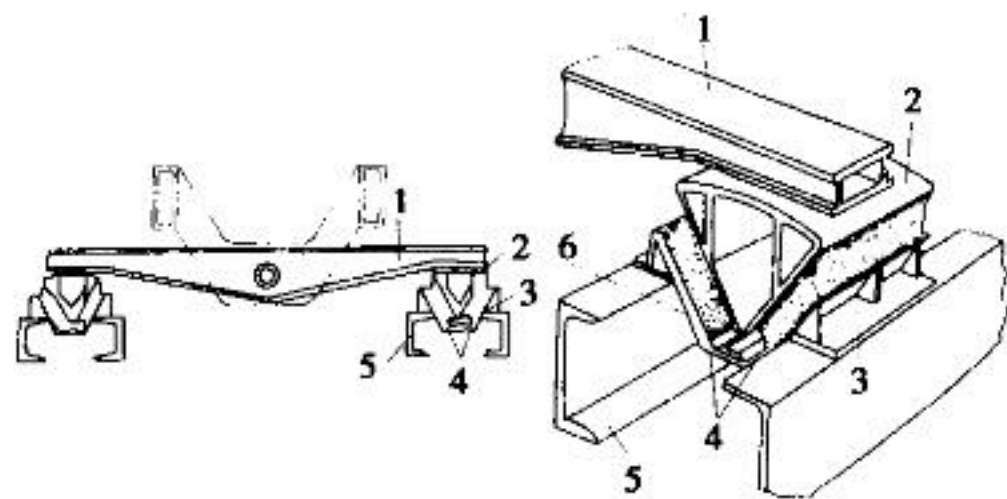


图 4-3-29 橡胶块缓冲式半刚性悬架

1-横平衡梁；2-活动支架；3-固定支座；4-橡胶块；5-台车架；6-限位面

橡胶弹性平衡悬架由橡胶块 4 和平衡梁 1 等组成。橡胶块夹在上下支座中间的楔形槽内，上支座的顶面为弧形表面，以保证平衡梁横向摆动时与支座有良好的接触。下支座 3 用螺钉固定在台车架 5 上。平衡梁中部与车架横梁铰接，可绕该铰接点作横向摆动，限位面 6 用来限制橡胶块的最大变形量。

这种结构的特点是承载能力大，单位质量储能量大，结构简单，寿命长，不需要特殊的维护保养，成本也较低，因此近年来在履带式推土机上得到广泛应用，但减振性能较差。

当行驶装置行驶在崎岖的路面时，为了保持上部机体的稳定性和舒适性，整个台车可绕机架后轴作上下摆动。美国 Caterpillar 公司生产的 D10 型推土机采用了高置驱动轮的结构（图 4-3-30），以便减少泥、沙、石对驱动轮的磨损，减少了由地面传来的冲击，同时也不受台车架变形造成的对履带啮合的影响。

3. 台车架

台车架的结构如图 4-3-27 所示，它是用加强槽钢的箱形断面的纵梁，以 U 形和 L 形横板连接成矩形的框架结构。此结构具有足够的强度以承受推土机工作时所承受的巨大冲击载荷。在左右纵梁前部的上面和内侧各焊有供导向轮支架移动用的导向导板，梁下平面有安装支重轮的孔，并焊有垫板。在纵梁中部上平面还焊有弹簧箱，供安装张紧弹簧用。

安装引导轮、双边支重轮和托链轮时，油孔塞应在台车外侧；引导轮与台车架的间隙为 0.5~1mm；总装完成后，引导轮与台车架间的支重轮和托轮能用手平顺无阻地转

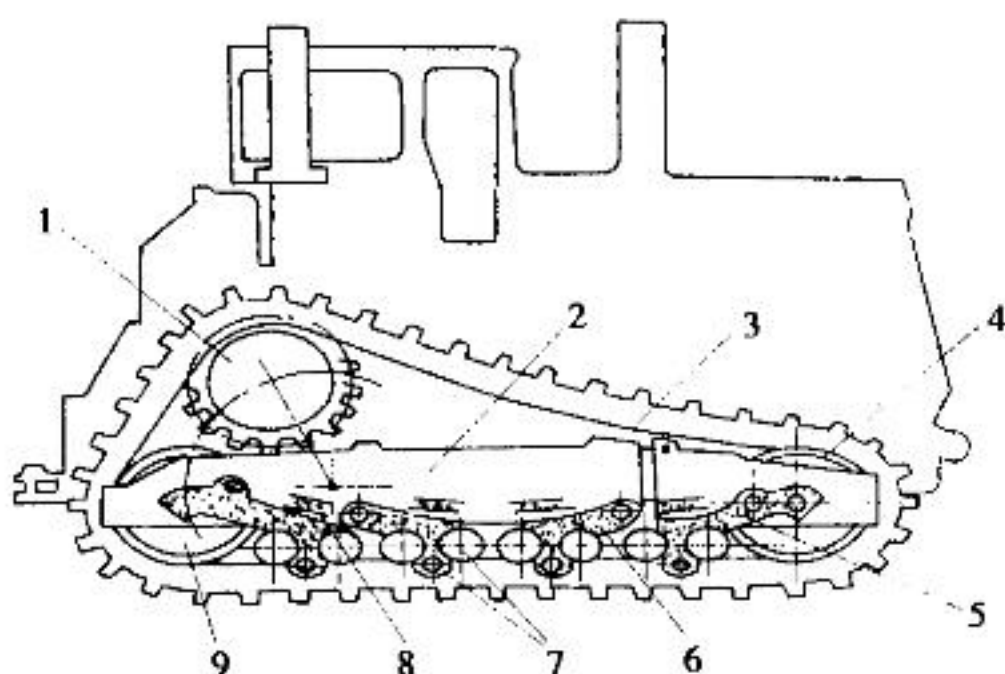


图 4-3-30 D10 型履带推土机行驶系简图

1-驱动轮；2-台车架；3-履带；4-前引导轮；5-双臂平衡杆；6-单臂平衡杆；7-平衡悬架的支重轮；8-金属橡胶缓冲块；9-后引导轮

动。引导轮前后滑动不得有卡住现象；引导轮及单双边支重轮和托轮的轴心线相互平行，张紧机构中的大弹簧座与台车架导轨的接触面应涂钙基润滑油脂；每台推土机由左、右台车组成，整机安装时，左右对称。

斜撑臂焊接在台车架的内侧面上，可用来承受台车架上的侧向力。斜撑的尾端焊接有轴承座，台车架利用它后部的轴承和斜撑尾端的轴承安装在驱动轮轴上，故台车架可绕驱动轮轴上下摆动。由于斜撑可用来承受台车架上的侧向力，故推土机在行驶中左、右台车架的前部不会分开。如此可以避免部分支重轮轮缘与履带节之间的磨损。

三、履带和驱动轮

1. 履带

履带是用来将履带式机械的重量传给地面，并使机械产生较大的牵引力。由于其作

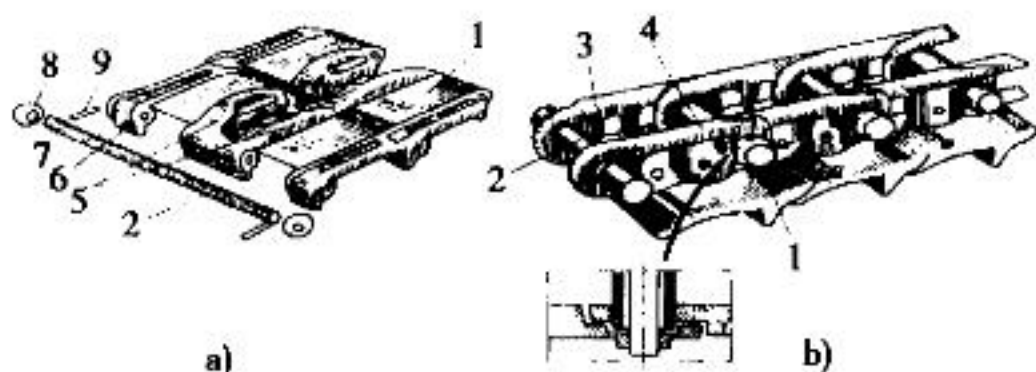


图 4-3-31 整体式和组合式履带板

a) 整体式；b) 组合式

1-支承板；2-履带销；3-左链轨；4-右链轨；5-导轨；6-销孔；7-节销；8-垫圈；9-锁销

业环境恶劣，所以要求履带的各零部件应具有足够的强度、刚度和耐磨性。

每条履带由几十块履带板、履带销等零件组成，如图 4-3-31、图 4-3-32 所示。上面为“轨道”，下面为支承面，中间是驱动轮的啮合部分，两端为连接铰链。

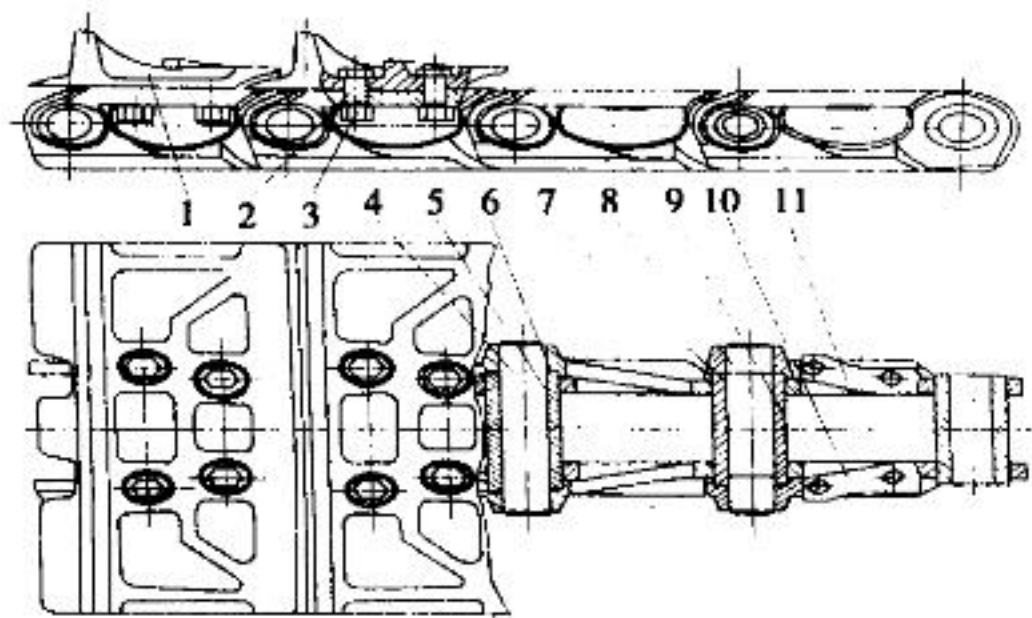


图 4-3-32 TY220 型推土机履带

- 1-履带板；2-螺钉；3-螺母；4-履带销；5-销套；6-防尘圈；
7-主销密封圈；8-主销；9-主销套；10-右链轨；11-左链轨

履带板的结构有整体式和组合式之分。整体式如图 4-3-31a) 所示，结构简单，拆装方便，但履带销与销孔之间间隙大，泥沙极易侵入，容易磨损。一旦过度磨损，便无法正常啮合传动，而且需更换整块履带板，造价高。因此多用于行驶速度低，作业环境较好的挖掘机等重型机械上。

组合式履带如图 4-3-31b) 所示，它密封性能好，能适应于泥、水、沙石等地带作业；可单独更换易损件，造价低。因此，广泛用于推土机、装载机等多种机械上。

图 4-3-32 所示为 TY220 型推土机履带，它是由履带板 1，履带销 4，销套 5，左右链轨节 10、11 等零件组合而成。链轨节是模锻成型，前节的尾端较窄，压入销套 5；后节的前端较宽，压入履带销 4。由于它们的过盈量大，所以履带销、销套与链轨节之间没有相对运动，只有履带销与销套之间可以相对转动。两端头装有防尘圈 6，以防泥沙侵入。在每条履带中都有两个易拆卸的销子，称为主销 8，它的外部根据不同的机型都有不同的标记。履带板 1 与链轨节之间用螺钉 2 紧固。

普通销和销套之间由于密封不好，泥沙容易侵入，形成“磨料”，加速磨损，而且摩擦系数也大。因此，美国 Caterpillar 公司首先研制出“密封润滑履带”，如图 4-3-33 所示。

履带销 2 的孔内以及销 2 与销套 1 的摩擦面之间始终存有润滑油，由销 2 端头孔中注入。U 形密封圈 4 由聚胺酯材料制成，密贴于销套 1 与链轨节 6 的沉孔端面上。集索圈 5 由橡胶制成，起着类似于弹簧的紧固作用。由于它的压紧力使 U 形圈始终保持良好的密封状态，所以，无论销与销套怎样反复相对转动，润滑油也不会渗出，泥沙不会侵入，这就是这种履带密封的关键。止推环 8 承受着销套 1 与链轨节 6 的侧向力，保护密封件不受损伤。

这种装置改善了润滑，减少了磨损，降低了功率消耗，保证链轨节不因磨损后伸长

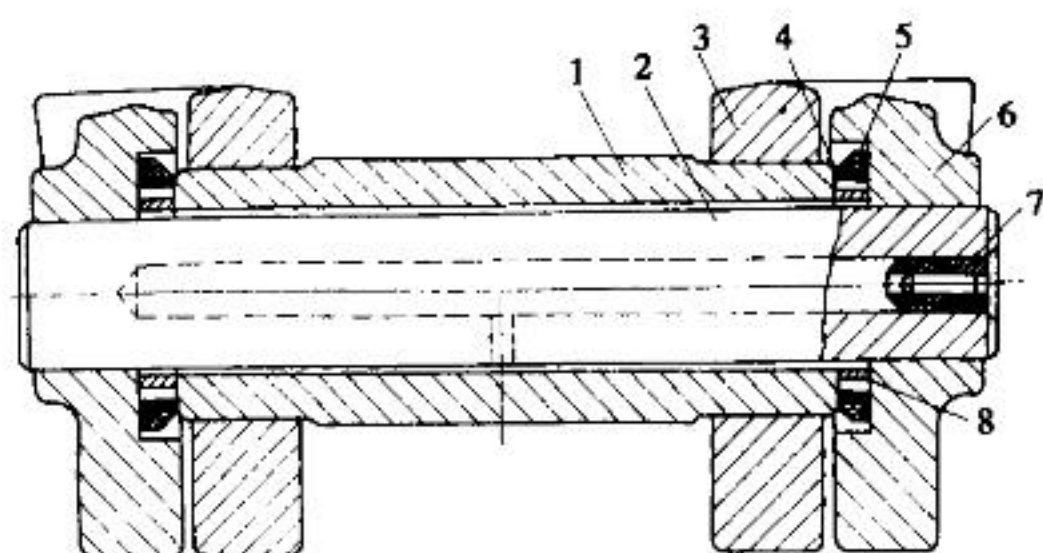


图 4-3-33 密封润滑履带

1-销套；2-履带销；3、6-链轨节；4-U形密封圈；
5-集索圈；7-封油塞；8-止推环

以致影响正确的啮合。其缺点是制造工艺复杂，成本高，密封件易老化。

为了拆装方便，有的推土机在每条履带上装有一个剖分式主链节，如图 4-3-34 所示。主链节由左右半链轨节组成，链节上各制有锯齿形“牙齿”相互啮合，然后用螺钉 3 固定，拆卸时，只要松开螺钉 3 即可。

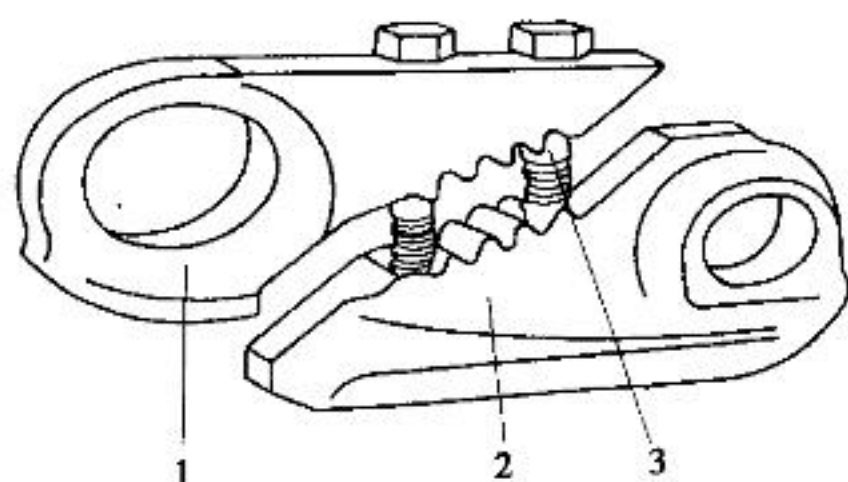


图 4-3-34 部分式主链节

1-左半链轨；2-右半链轨；3-履带板螺钉

根据机型的不同，履带作业的地面不同，则要求履带板的形状与结构不同。现将几种常见的履带板分述如下（图 4-3-35）：

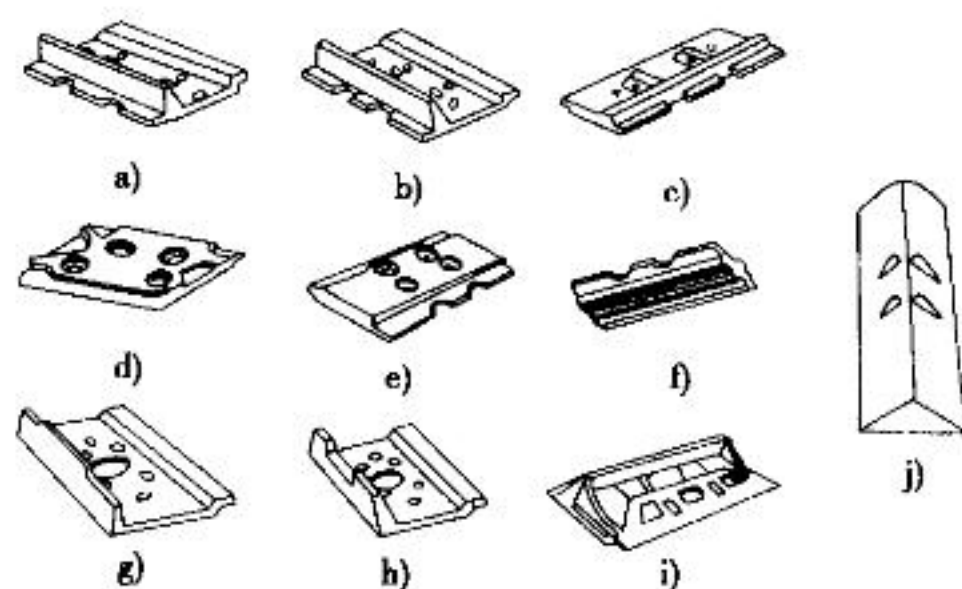


图 4-3-35 履带板的形

(1) 单履刺型 (图 4-3-35a、b): 履刺较高, 用于一般履带推土机上。

(2) 矮履刺型 (图 4-3-35c), 平履板型 (图 4-3-35d、e); 高履刺型 (图 4-3-35f), 在多石的矿区工作, 具有较好的耐磨性和通过性, 适用于牵引作业少、行驶速度低的矿用装载机、凿岩机和挖掘机等。

(3) 防滑履带型 (图 4-3-35g、h): 为了在雪地和冰上作业, 需要对地面具有较大的抓着力和防滑能力, 并能方便地排除积存的冰雪, 因此将履刺顶部制成凸起状或凹形, 在履带板中央穿孔。

(4) 岩基履带板 (图 4-3-35i): 结构强度高, 用于重型推土机。

(5) 三角形履带板 (图 4-3-35j): 接地压力小, 附着性能好, 能自动清除粘在履带板上的泥土, 适用于沼泽地作业。湿地推土机就是使用这种宽度大的三角形履带板。

2. 驱动轮

驱动链轮是用来卷绕履带的, 使最终传动传来的驱动力矩转变为驱动力。它安装在最终传动装置的从动轮轮毂上, 一般是由中碳钢铸成, 齿面进行热处理以提高其耐磨寿命。

驱动轮一般有整体式和组合式之分。

组合式驱动链轮如图 4-3-36 所示, 由若干块齿圈节组成齿圈, 当个别轮齿损坏

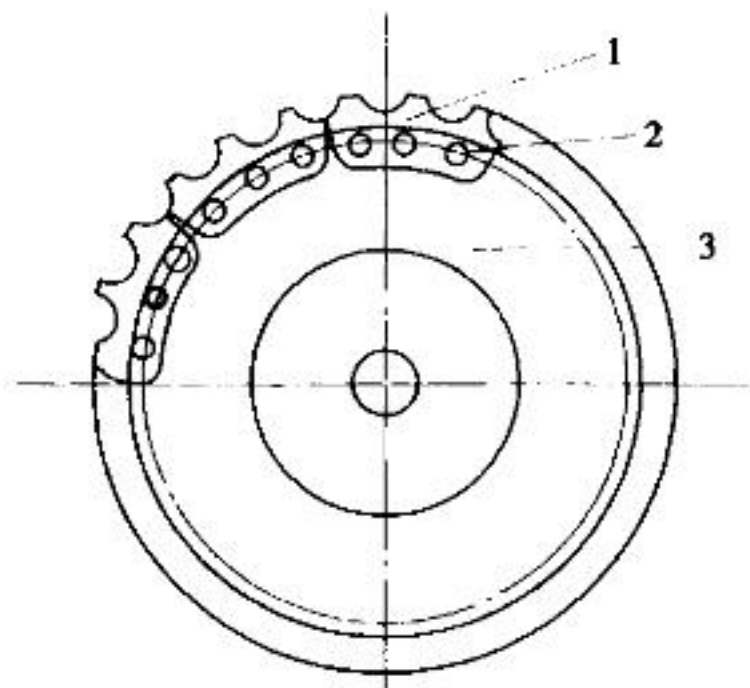


图 4-3-36 组合式驱动链轮

1- 齿圈节; 2- 固定螺钉; 3- 驱动轮毂

时, 可个别更换, 从而降低成本。也有将全部齿圈制成一体, 然后与轮毂 3 装配。

整体式驱动轮是将齿圈、轮毂制成一体。

目前各厂生产的推土机行驶装置中, 都采用了浮动油封, 并被定为四轮一带的统一密封形式。它是一种结构简单、效果良好的端面密封, 适合在工作条件恶劣的工程机械上使用。可以保证良好的密封性, 而平时无需保养, 仅在一个大修期才加润滑油。

如图 4-3-37 所示, 在转动的金属环与旋转件密封支座 (油封座) 之间及固定的金属环与固定件密封支座 (油封盖) 之间的锥面处各装一个 O 形密封圈 2, 组装后, 轴上加有预紧力, 两个密封圈就产生了弹性变形, 被压扁成椭圆形断面。这样既密封了斜面处, 又因密封圈的弹性使两个金属环产生了相对的轴向力, 使其相对端面互相贴得很紧, 从而保证了足够的密封作用。

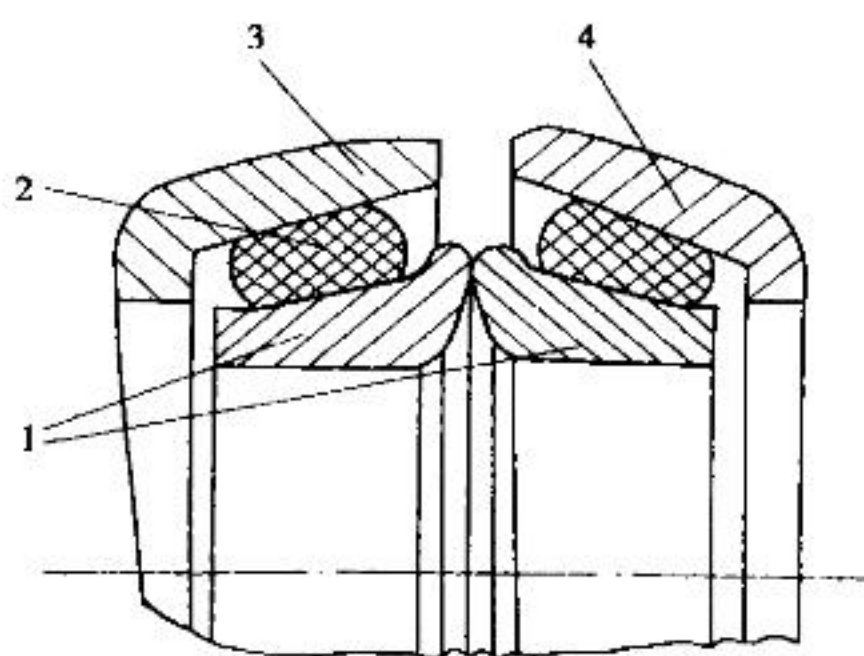


图 4-3-37 浮动油封

1-金属环（左为动环，右为静环）；2-O形密封圈；3-驱动轮壳；4-固定盖壳

四、支重轮和托轮

1. 支重轮

支重轮用来传递机械的重量给履带，在推土机行驶的过程中，它除了沿履带的轨道滚动外，还要夹持履带，不让它横向滑出。在推土机转向时，它又要迫使履带在地面上横向滑移。

支重轮常在泥土、沙石中工作，而且承受强烈的冲击，工作条件很差，因此要求它的相对转动部件密封可靠，轮圈耐磨。

支重轮分单边和双边两种，单边轮只是在两个轮缘的内侧或外侧带有凸边；双边轮则在轮缘的内侧和外侧都带有凸边，使之能更好地夹持履带，但其滚动阻力较大，所以每台推土机上双边支重轮的数目不应超过单边。如 TY180 型推土机上共有 12 只支重轮，其中 4 只为双边，8 只为单边；两种支重轮的排列形式为，从前向后数，每侧支重轮的 1、3、4、6 为单边，2、5 为双边。

图 4-3-38a) 所示为 TY220 型推土机的单边支重轮，左右对称布置，为单边凸缘。单边与双边支重轮孔内结构相同，仅支重体 11 不同。双边支重轮如图 4-3-38b) 所示，轮体上的中间凸缘用来承受侧向力，保证推土机行驶时履带不致滑脱。轴承座 9 与支重轮体 11 用螺钉紧固。轴瓦 8 为双金属瓦，用销子与轴承座 9 固定。这样，上述三者固定为一体，可相对于轴 10 转动。浮动油封是通过轴向压紧力使 O 形密封圈 7 变形进而使两浮封环 1 坚硬而光滑的端面形成密封。这样，润滑油不会漏出，泥水不会侵入。梯形平键 3 固定着轴 10 与内盖 5，轴 10 两端削成平面，固定在台车架上，既防止其轴向窜动，又防止其周向转动。轴内装有稀润滑油，由油塞 13 密封，保证了良好的润滑。

2. 托轮

托轮也称托链轮，它装在履带上方区段托住履带，防止它下垂过多，以减少行驶时的振跳现象，同时引导履带上部运动方向，防止它侧向滑落。

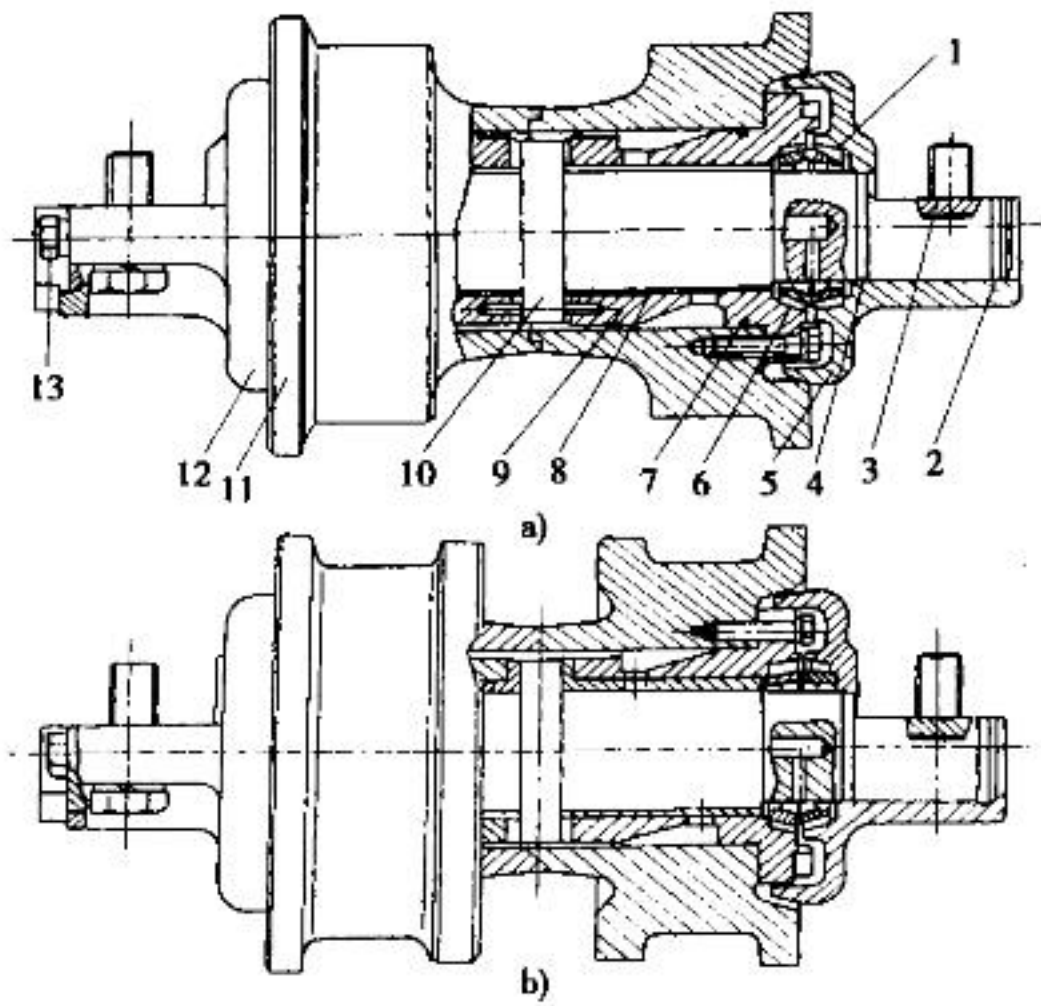


图 4-3-38 TY220 型推土机的支重轮
a) 单边支重轮；b) 双边支重轮

1-浮封环；2-挡圈；3-平键；4、7-O形密封圈；5-支重轮内盖；6-浮动油封；
8-轴瓦；9-轴承座；10-轴；11-支重轮体；12-支重轮外盖；13-油塞

TY180 型推土机的每个台车架上装有两个托轮。托轮的构造与支重轮相似，但承受的力量较小，工作条件较好，所以它的结构较简单，尺寸较小，如图 4-3-39 所示。托轮通过两个圆锥滚子轴承装在托轮轴 3 上。托轮和轴之间的空间充满润滑油，并用浮动油封密封，轴端有注油孔，平时用螺塞 1 堵住。托轮的内端面用端盖 11 盖住。托轮轴的外端夹紧在托轮架中，内端无支承而成悬臂状态。托轮架用螺栓固定在台车架上

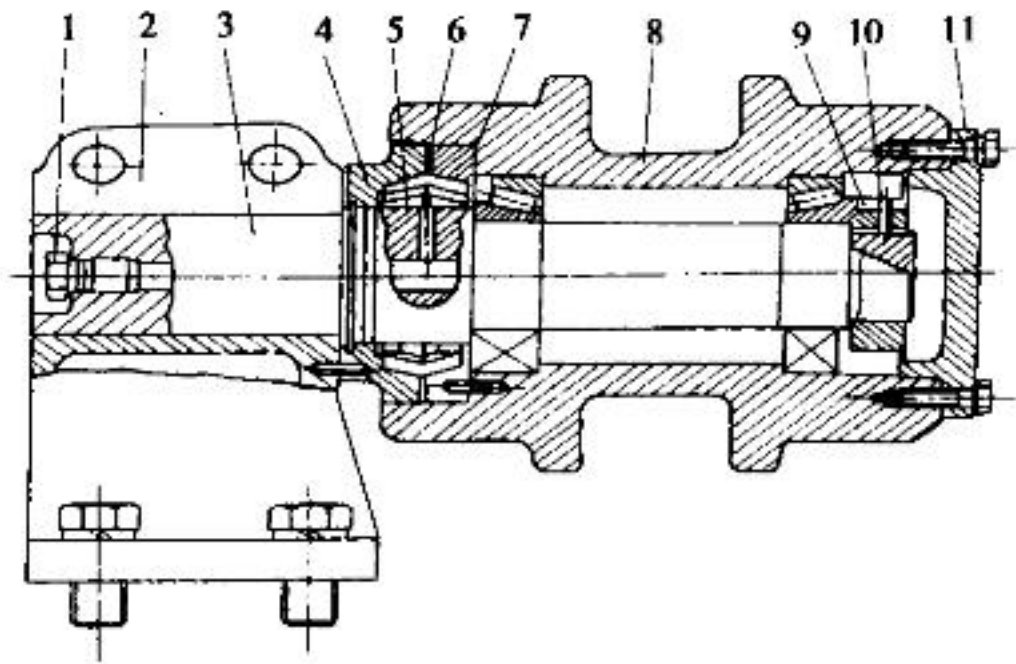


图 4-3-39 TY180 型推土机托轮

1-油孔螺塞；2-托轮架；3-托轮轴；4-油封外盖；5-浮动油封胶圈；
6-油封环；7-油封座；8-托轮；9-锁紧螺母；10-锁圈；11-端盖

五、导向轮和张紧装置

导向轮和张紧装置用来支撑引导和张紧履带，并调节履带的松紧程度。履带过于松弛，除了造成剧烈振跳、增加磨损、消耗功率外，又容易造成脱轨现象；履带过于张紧，又会加剧履带销与销套的磨损，因此，适度为好。

张紧装置中的弹簧可以起到缓冲作用。当履带前方遇到障碍或履带与驱动轮之间夹有石块时，缓冲弹簧能允许导向轮后移而起到防止履带过载、保护行驶装置的作用。

对导向轮和张紧装置的基本要求是：张紧可靠，调整履带松紧度迅速、简单、省力，并具有一定的调整范围，缓冲性能好。

导向轮和张紧装置在台车架上的连接如图 4-3-40 所示，导向轮 10 通过导向轮滑

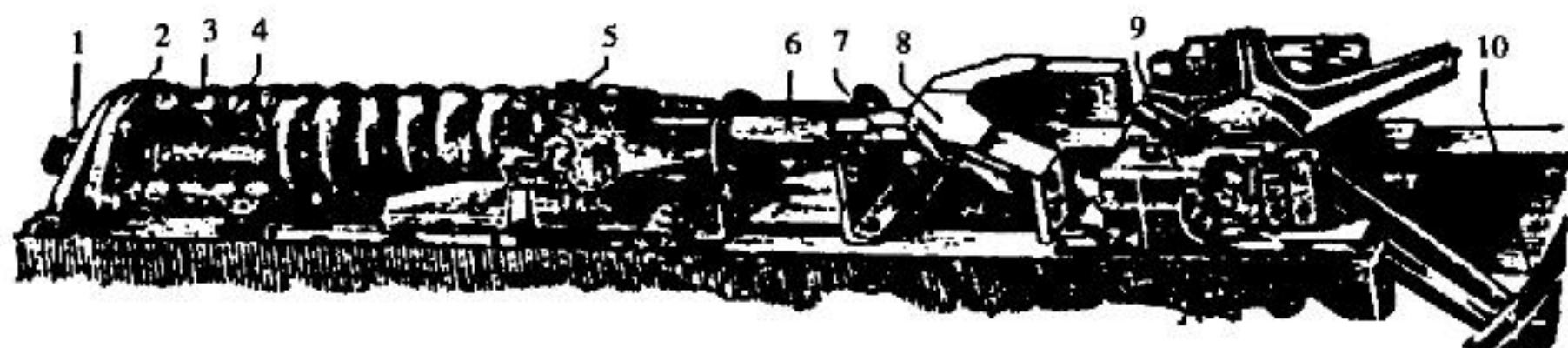


图 4-3-40 TY74 型推土机的机械式张紧装置

1-螺母；2、5-弹簧支座；3-弹簧；4-螺杆；6-调整螺杆支撑架；
7-调整螺杆；8-叉臂；9-导向滑架；10-导向轮

架 9、叉臂 8、调整螺杆 7 连接弹簧张紧装置。

随着机型的不同，其张紧轮与张紧装置稍有差异，它们在台车架上的连接顺序基本相同。

1. 导向轮（亦称张紧轮）

图 4-3-41 所示为 TY180 型推土机的导向轮结构。它是中部具有凸缘的整体轮，其断面呈箱形。凸缘部分正好卡在履带的左右履带节之间。导向轮 5 通过一对金属衬套滑动轴承装在导向轮轴 3 上，轴承的形式、润滑密封方式和固定方式与支重轮相同。导向轮轴的两端装在左右两个支承滑架 2 内，并用镊形止动螺栓卡在轴端部的半圆缺口内，以阻止轴的转动和轴向移动。导向轮支承滑架由两个用弹簧压紧的导板安装在台车架上，故支承滑架可以在台车架上沿导向板前后移动。左右支承滑块外侧面均固定着导板盖 1。导板盖与支承滑架之间装有调整垫片，用于调整导板盖与台车架之间的间隙，以保证导向轮和支重轮、托轮滚道面在同一直线上。导板盖和支承滑架共同防止导向轮的侧向倾斜。

导向轮轴和导向轮之间的空腔中充满润滑油，并用浮动油封来保持密封，轴端有油孔，平时用螺塞堵住。

图 4-3-42 所示为 TY220 型推土机的张紧轮。

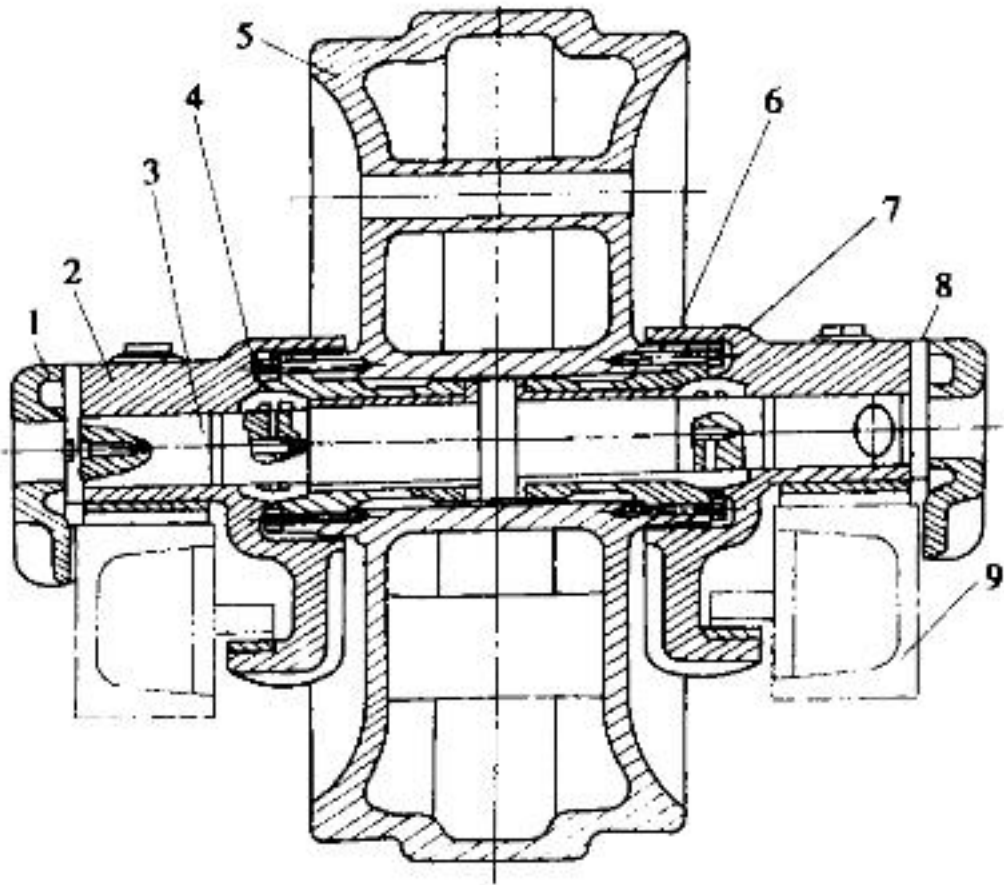


图 4-3-41 TY180 型推土机导向轮

1- 导板盖；2- 导向轮支撑滑架；3- 导向轮轴；4- 浮动油封；5- 导向轮；6- 轴承衬套；7- 双金属滑动轴套；8- 调整垫片；9- 台车架

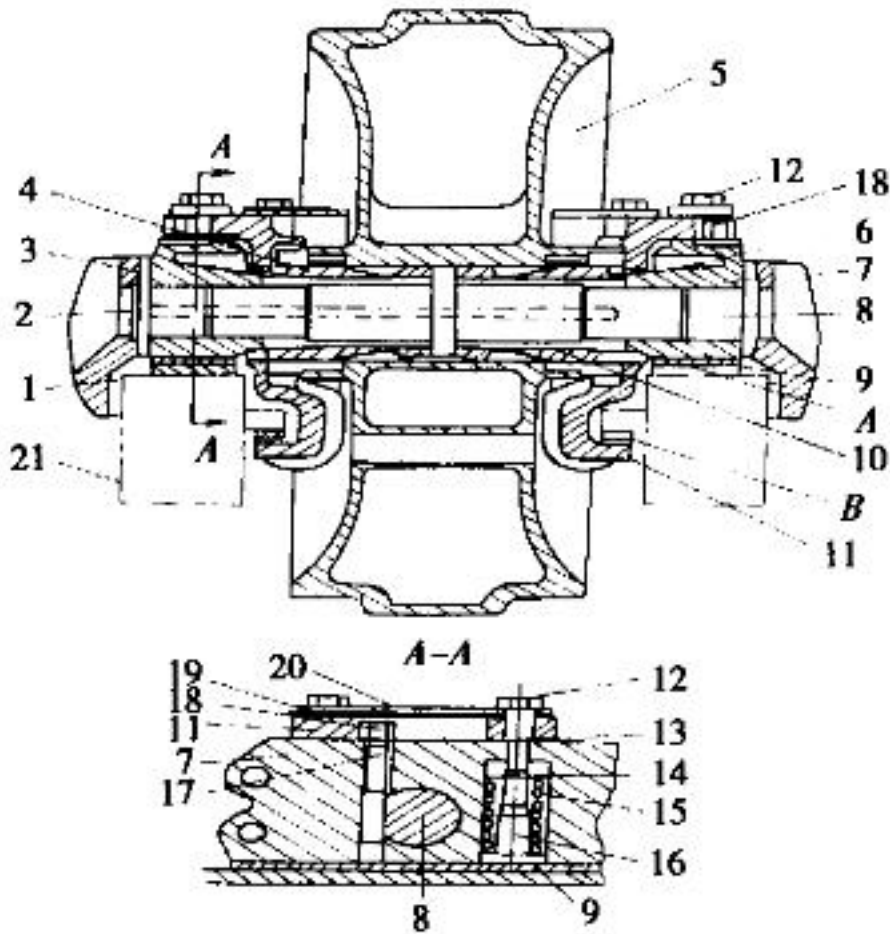


图 4-3-42 TY220 型推土机张紧轮

1- 侧导板；2- 油塞；3、13、19- 垫片；4- 衬套；5- 张紧轮；6- 浮动油封；7- 滑架；8- 导向轮轴；9, 导板；10- 双金属瓦；11- 导向钩；12- 调整螺钉；14- 压板；15- 弹簧；16- 弹簧销座；17- 止动销；18- 螺母；20- 盖板；21- 纵梁

张紧轮一般用锰钢制成箱形结构，外缘形状为中部凸起，便于与履带啮合。张紧轮的中心孔内装有衬套 4、油封 6 等，其润滑密封原理与支重轮相同。导向轮轴 8 在端头 A-A 处削成半圆形槽口，用止动销 17 固定，限制其轴向和周向运动。左右导板 1 限制张紧轮的侧向滑出；导向钩 11 防止张紧轮脱离上导轨面；弹簧销座 16 与导板 9 焊为一体，通过弹簧 15、压板 14、调整螺钉 12 的调整，使张紧轮在上导轨面 A 处和导向钩的

下导轨面 B 处获得恰当的运动间隙，便于前后移动；真正大的调整，则是通过增减垫片 13、19 来实现的。

TY180 型推土机与 T162 型推土机的导向轮都是通过导向轮叉臂连接导向轮，使其在台车架纵梁的导轨上滑动，其内部结构基本相同。最大的不同之处主要是，TY180 在上下导轨面的间隙调整处，是由橡胶弹簧组合件与其相应的调整零件来代替 T162 调整机构的。调整效果显然是后者较好，它能使图 4-3-42 中 A、B 处有比较小的间隙，而 TY180 却不能。

2. 张紧装置

张紧装置包括张紧度调整机构和缓冲弹簧。为了改变履带张紧度，导向轮的位置应能沿台车架纵梁方向前后移动。在推土机上，一般都将导向轮轴承安装在滑架上，而滑架连同导向轮可前后移动。调节的行程范围应大于履带节距的一半，以便在履带因磨损而伸长时，可拆去一块履带板而继续使用。

张紧度调整机构主要有螺杆调整式和液压调整式两种。螺杆调整式（图 4-3-43）结构简单但调整费力，而且螺纹易锈死使调整更为困难。

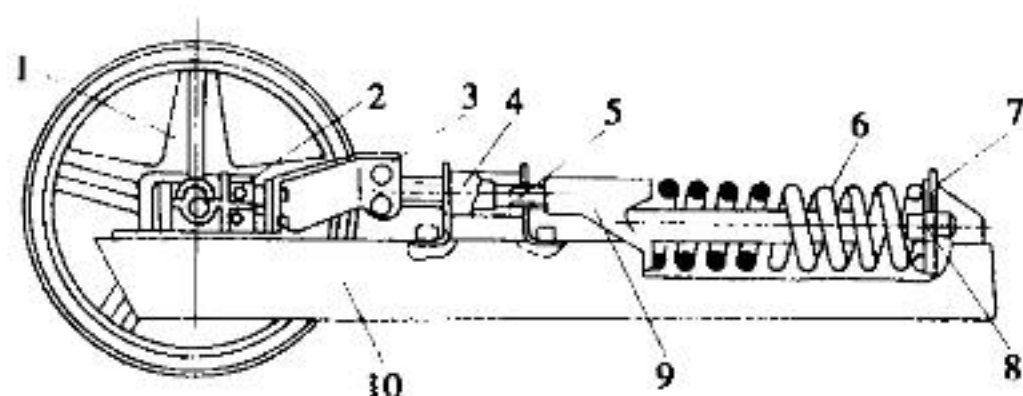


图 4-3-43 螺杆调整式张紧装置

- 1 - 导向轮；2 - 支撑滑块；3 - 叉臂；4 - 张紧螺杆托架；5 - 张紧螺杆；
6 - 张紧弹簧；7 - 固定支座；8 - 调整螺母；9 - 活动支座；10 - 台车架

螺杆调整张紧装置中螺杆 5 的颈部由左右叉臂 3 用四个螺栓夹住，使之在推土机行驶时不致振动而滑出叉臂，该螺杆的尾部拧在可以前后移动的活动支座 9 内。螺杆的前部露出部分为六方头，作为拧转螺杆时放扳手之用。拧转螺杆使它伸长或缩短，就可使履带张紧或放松。张紧弹簧 6 为一根大螺旋弹簧，它装在活动支座 9 和固定支座 7 之间。在前后支座间另外穿装一根螺杆，螺杆的尾部拧有调整螺母 8 及锁紧螺母，可以调整张紧弹簧的预紧力。在此螺杆上还套装一根较短的套管，作为弹簧压缩到极点时的停止器，不使弹簧与毗邻圈相碰。

近年来新设计的大、中功率推土机已大都采用液压调整式，如图 4-3-44 所示。它利用黄油枪将油脂经油嘴注入油缸，靠油脂压力将引导轮前推，调整方便省力。油缸内油压相当于缓冲弹簧产生变形时的作用力，一般为 25~40MPa。这种张紧装置与螺杆式张紧装置的不同之处是用油缸—活塞组代替了张紧螺杆。油缸 3 内装有活塞 4，活塞杆穿过弹簧前座 6 一直伸过张紧弹簧 5。用压力机将张紧弹簧压缩到所要求的预紧长度，并用螺母将其固定在弹簧后座 8 上。张紧弹簧组件装到弹簧箱内后，再用螺钉将弹簧箱前盖紧固，这时调整螺母 9 与后座之间应有 10mm 的间隙。油缸 3 的前端通过张紧

杆组件 1 装在叉臂上，其后部则伸入套筒式弹簧前座 6 内。油缸的前腔通过油嘴注入黄油，借黄油的压力将油缸向前推，从而使导向轮前移，履带张紧。注入黄油的多少决定了履带的张紧程度。若履带过紧或需拆卸履带时，可拧松放油螺塞 2，挤出黄油，履带于是就被调松一些。

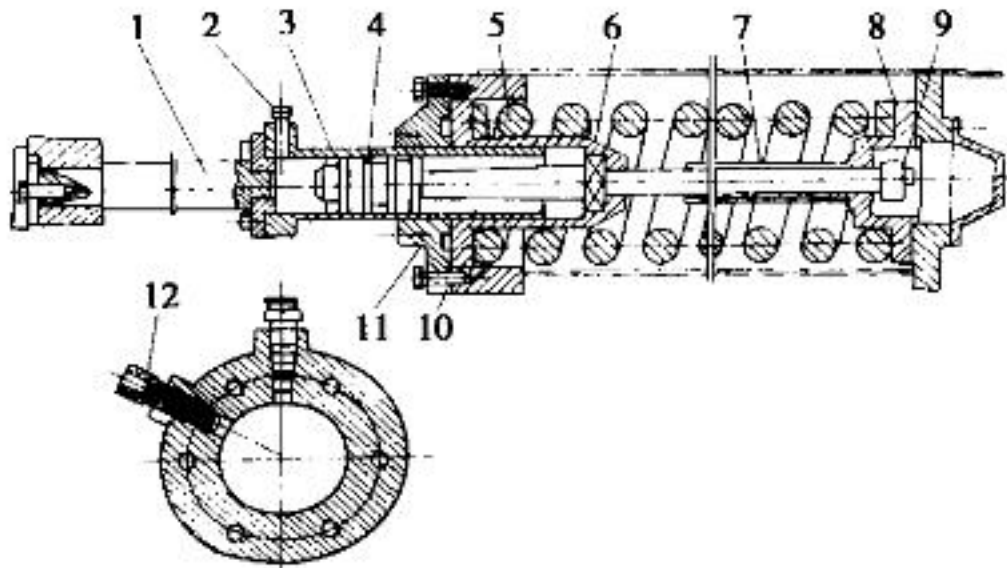


图 4-3-44 TY180 型推土机的张紧装置

- 1- 张紧杆组件；2- 放油螺塞；3- 调整油缸；4- 活塞；5- 张紧弹簧；
6- 套筒式弹簧前座；7- 套管停止器；8- 弹簧后座；9- 调整螺母；
10- 垫片；11- 前盖；12- 油嘴组件

由于油液的不可压缩性，其传力效果与张紧螺杆相同，而且在使用调整上方便很多。除此之外，当机械行驶在不平道路上或遇到障碍物而受到冲击时，导向轮可以向后移动一些，并带动叉臂、连接杆、油缸、活塞及弹簧前座对张紧弹簧进行压缩，从而达到缓冲、保护机件的目的。

第四章 行驶系的故障诊断与维护检修技术

机架是机械的基础件，技术状况好坏对各总成、部件间的位置精度影响较大，所以应重视行驶系的维修。

第一节 轮式机械行驶系的维修

一、轮式机械行驶系的技术维护

1. 车轮轮胎的技术维护

保证轮胎正常的气压是轮胎正常运行的主要条件，气压过低或过高都将导致轮胎使用寿命缩短。为此应经常用轮胎气压表检验轮胎气压，正常的气压不得与标准气压相差5%。在运行中，如轮胎发热应停止行驶使其冷却，同时应特别注意防止汽油或机油沾到轮胎上。车辆停放时，禁止将轮胎放气，长期停放的车辆，应使车轮架起，不使轮胎着地。

轮胎的日常维护工作主要是经常检查气压和注意轮胎的选用与装配，并按规定行驶里程进行轮胎换位。在日常维护中还应及时清除轮胎间夹石和花纹中的石子和杂物等。

1) 轮胎的选用和装配

(1) 轮胎的选用

为了使同一台轮式机械上的轮胎达到合理使用，在没有特殊的规定时，应装用同一尺寸类型的轮胎。如装用新胎，最好用同一厂牌整套的新胎，或按前后桥来整套更换。如装用旧胎，应选择尺寸、帘布层数相同，磨损程度相近的轮胎。后桥并装双胎的，直径不可相差10mm，大直径的应装在外档，以适应路面拱形，使后轮各胎负荷均匀。

装换的轮胎如系人字花纹或在胎侧上标有旋转方向的，应依照规定的方向装用。此外，轮胎的花纹种类还须与路面相适应，如雪泥花纹胎面（人字或M形花纹）适用于崎岖山路或泥泞的施工地段。

(2) 轮胎的装配

轮胎在滚动时将产生离心力，它的方向是从轮胎中心沿半径向外，如轮胎周围每处重量都相等即轮胎是平衡的，则离心力便平衡；如果轮胎平衡误差大，就会因离心力不平衡而引起剧烈的偏转。因此，对于装好的车轮应进行动平衡试验，其平衡度误差应不大于1000g·cm，这对高速行驶的车辆尤为重要。对于双胎并装的后轮，为减小其平衡度误差，气阀应相对排列。经过修补后的轮胎，若外胎内垫有较大帘布层或补洞250mm

(大型胎)以上的,不宜装在汽车前轮上,以免引起驾驶操纵困难。

2) 轮胎的换位与拆装

(1) 轮胎的换位

轮胎在使用过程中,因安装部位和承受负荷的不同,其磨损情况也不一样。为使轮胎磨损均匀,安装于机械上的所有轮胎,应按技术维护规定及时地进行轮胎换位。轮胎换位如图 4-4-1 所示。轮胎的换位方法一旦选定就应坚持,且须注意轮胎的检查和拆装工作。

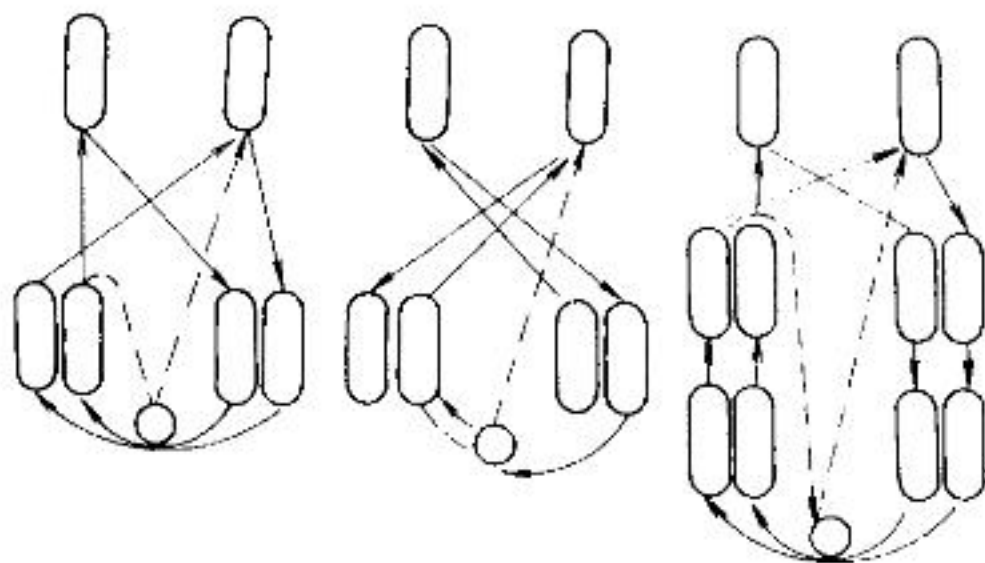


图 4-1-1 轮胎换位

(2) 轮胎检查和拆卸注意事项

①轮胎的拆卸应在清洁、干燥、无油污的地面上进行;

②拆装轮胎时,应用专用工具,如手锤、撬胎棒等,不允许用大锤敲击或用其他尖锐的用具拆胎;

③轮辋应该完好,且轮辋及内外胎的规格应相符;

④内胎装入外胎时,应在外胎内表面、内胎外表面及垫带上涂一层干燥的滑石粉,内外胎之间应保持清洁,不得有油污,更不得夹入沙粒、铁屑;

⑤气门嘴的位置应在气门嘴孔的正中;

⑥安装定向花纹的轮胎时,花纹的方向不得装反;

⑦双胎并装时,两胎的气门嘴应错开 180° ,在重车时两胎应保持有 20mm 的间隙。轮胎充气时,应注意安全,并将轮辋装锁圈的一面朝下,最好用金属罩将轮胎罩住。

2. 悬架的维护

1) 钢板弹簧的维护

在轮式车辆二级维护时,应拆检和润滑钢板弹簧总成。钢板弹簧虽不是精密零件,但装配或使用不当,也会直接影响正常工作或损坏其他机件。

日常维护和一级维护时,只需对钢板弹簧销进行润滑,不必进行拆卸检查和润滑。

装配钢板弹簧时应注意以下问题:

(1) 装配前应检查并更换有裂纹的钢板,用钢丝刷清除钢板片污物和锈斑,涂一层石墨钙基润滑脂。

(2) 中心孔与中心螺栓的直径差不得大于 1.5mm,否则易引起钢片间的前后窜动,影响行驶稳定。

(3) 钢板夹子的铆钉如有松动, 应予重铆, 夹子与钢板两侧应有 2mm 左右的间隙, 以保证自由伸张; 夹子上的铁管应与弹簧片间有一定间隙, EQ1090 型汽车为 3 ~ 4mm; 装螺栓和套管时, 其螺母应靠轮胎一侧, 以免螺栓退出时刮伤轮胎。

(4) 装好后的钢板弹簧, 各片间应彼此贴合, 不应有明显的间隙。

(5) 前后钢板弹簧销与孔的间隙不得超过 1.5mm。

(6) 在紧固 U 形螺栓螺母时, 应先均匀拧紧前 U 形螺栓螺母 (按车辆行驶方向), 然后再均匀拧紧后 U 形螺栓螺母。

(7) 在钢板弹簧盖板中间装有橡胶缓冲块。

钢板弹簧的使用检查内容有:

(1) 钢板是否断裂或错开, 钢板夹子是否松动, 钢板弹簧在弹簧座上的位置是否正确, 缓冲块是否损坏, 钢板弹簧销润滑情况及衬套磨损情况等。如不合要求, 应立即解决所存在的问题。

(2) 检查前后钢板弹簧 U 形螺栓有无松动。如有松动应在重载下及时拧紧。一般钢板弹簧的 U 形螺栓应反复紧固 2 次以上, 扭力要符合所属车型的规定。

2) 油气悬挂的维护

油气悬挂的维护内容包括充气、加油及悬挂缸的高度调整等。具体方法及要求因结构形式不同而异。维护时根据所属机型的使用说明书进行, 在此从略。

3) 橡胶悬挂的维护

德国产福恩 K—75 型汽车、美国产尤克里特 R105 型汽车、意大利产 S300—361 型汽车均采用橡胶悬挂。

橡胶悬挂的维护非常简单, 通常不需要什么特殊的维护。当检查到上部缓冲垫 (空车) 或下部缓冲垫 (重车) 的橡胶垫出现炸裂标记、裂纹或破裂时, 应更换整个缓冲垫总成。

从车辆上拆下悬挂总成时, 要举升翻斗嵌入安全钢绳, 取下减振器, 拧下上下螺母, 用起重机或千斤顶支起车架直到放出下部缓冲垫并向上退出下部缓冲垫 (加载)。要向发动机方向移动, 退出上部缓冲垫 (空车)。

把悬挂总成安装到车辆上时, 要使车架保持在抬起位置, 从上部安装下部缓冲垫总成, 从前侧安装上部缓冲垫 (空车), 用螺钉固定上部缓冲垫 (空车)。降下车架, 在下部缓冲垫 (加载) 上安装带相联垫板的螺钉, 安装螺栓和支承钢筋并安装减振器。

4) 筒式减振器的维护 (以下规范适用于克拉斯 256 型汽车筒式减振器)

当车辆每行驶 4000km 后, 对筒式减振器的维护应进行以下的工作: 从车辆上取下减振器, 垂直放置, 并将其下头夹在虎钳上, 把带活塞杆的活塞向上拉到头, 并以 60 ~ 80N·m 的转矩拧紧贮油室螺母。为检查减振器的工作, 必须用手抽动减振器。正常的减振器用手抽动时是平稳的并有一些阻力——拉的时候大一些, 压的时候小一些。

有故障的减振器将有自由行程并可能咬住。减振器有自由行程说明工作液不足。

当沿活塞杆流出工作油液, 拧紧贮油室螺母仍不能制止时, 应更换油封。安装油封时锐边应朝下。

筒式减振器经修复后, 再装配时要注意: 在减振器工作缸筒上下部以及活塞杆上按

顺序装复原有零件。检查活塞或活塞环与工作缸壁相配合表面是否密合。装配油封时，应注意方向，并注意拧紧贮油缸螺母的力矩。

二、轮式行驶系主要零件的修理

1. 车架的修理

1) 车架的损伤及原因分析

(1) 车架的弯曲断裂

机械在工作过程中，由于各种载荷的影响，车架的纵梁会产生弯曲应力和剪切应力，特别是在路面不平、超负荷、超转速、紧急制动、装载分布不合理的情况下，将使上述应力值和应力分布产生很大变化。经测试长途载货汽车，满载全制动时其应力值较静载荷时增大 2~2.5 倍，且在轴距中部形成最大应力值，所以纵梁中部易产生弯曲或断裂。

纵梁裂纹一般是从上沿开始，这是由于纵梁材料较薄，上沿受压后产生翘曲，经常反复地翘曲，就导致疲劳断裂。

车架某局部由于应力集中，也往往会产生裂纹，例如在螺孔，铆钉孔，纵梁和横梁连接处，转角处，槽形断面急剧拐弯处都易产生应力集中。

(2) 车架的扭转歪斜

轮式车辆的钢板弹簧支架多装在纵梁外侧，因此弹簧的支承反力经支架对纵梁施加扭转力矩。由于车架在该处装有横梁，所以在正常情况下，这种转矩不会造成变形。但是当车辆在不平的场地工作时，其中一个车轮如被抬起（或落下），整个车架就有产生扭转变形的可能。一般车架前部的刚性比后部差，因此车架的扭转变形往往前部大于后部，某些纵梁前部的断裂亦随之发生。在车架发生扭转时，横梁承受的扭力和弯曲应力大小与纵梁的刚度有关，纵梁刚度愈大，则横梁承受应力值亦愈大。所以有时过分地加固纵梁，反而会造成横梁的变形或与纵梁连接处的断裂。

当车轮碰到障碍物时，使车架一侧的纵梁承受水平力 P （图 4-4-2），它将使受力一侧的纵梁产生沿受力方向移动的趋势。力 P 及力矩 Pb 使纵、横梁承受剪力及弯曲力。如果车架没有足够的刚度和强度，将造成车架的歪斜和纵横梁连接处的开裂。当车辆急转弯时，由于离心力的作用使两根纵梁负荷变化很大，也有使车架发生扭歪的趋势。

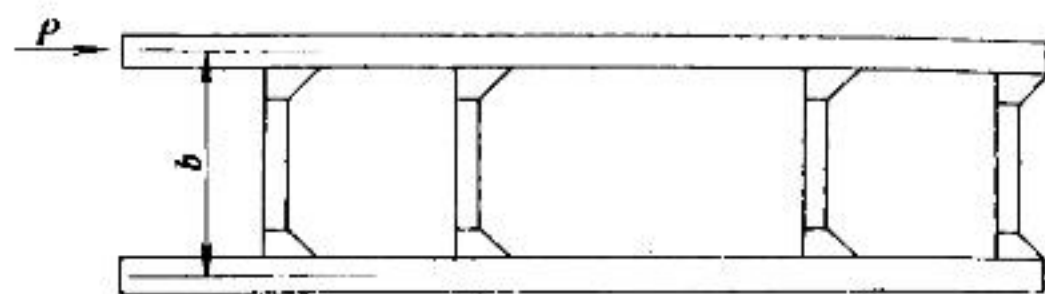


图 4-4-2 车架上受单边作用力

(3) 剪切

在载荷作用下，剪力在前后钢板弹簧支架处较大，特别是在后钢板弹簧前支架处剪

力值最大。如前所述,在一般载货汽车上,钢板弹簧支架处均设有横梁以增加车架强度,减少因受剪力而造成损伤的可能。但在后钢板弹簧的副钢板支架处,因无横梁加强,有时会发生铆钉被剪断或铆接处开裂等损伤。

2) 车架维护,车架变形的检验与校正

(1) 车架维护

应定期检查车架的焊缝及铆接处的裂纹及弯曲变形情况,如发现及时处理。对装有油杯的各活动部件,应定期加注润滑脂润滑,以保证各部分运转灵活,延长使用寿命。

(2) 车架变形的检验

车架的检验在修理厂可参考如下方法进行:

①检查钢板销中心距及其对角线。为了保证前后桥轴线平行,必须使铆接在车架上的各钢板支架销孔中心前后左右的距离都合乎要求,如图4-4-3所示。车架Ⅰ段左右相差不应超过1mm;Ⅱ、Ⅲ段左右相差不应超过2mm。1与2、3与4、5与6等对角线间相差不应超过5mm。

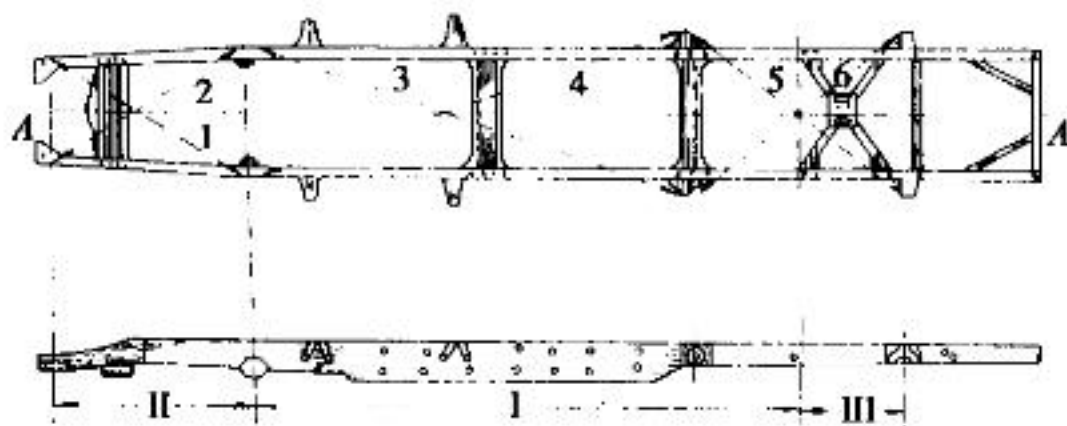


图 4-4-3 钢板销中心距及对角线测量

当直线距离正确而对角线略差时,前后桥仍可平行;反之,对角线不差,直线距离不同时,说明前后桥不平行。因此,对钢板销中心距所要求的偏差应对角线严格。

②检查车架纵梁上平面及侧面纵向直线度,纵梁侧面对上平面的垂直度,纵梁上平面的平面度。纵梁的直线度、平面度、垂直度不符合要求,将影响有关总成的安装,应予校正。平面度、直线度可用拉线法检查,如图4-4-4所示。直线度在任意1000mm长度上应不大于3mm,在全长上应不大于全长的1/1000;平面度误差应不大于其长度的1.5/1000;垂直度误差可用图4-4-5所示的角尺法检查,角尺与纵梁下沿的最大离缝应不大于纵梁高度的1%;车架主要横梁对纵梁的垂直度误差应不大于横梁长度的0.2%。

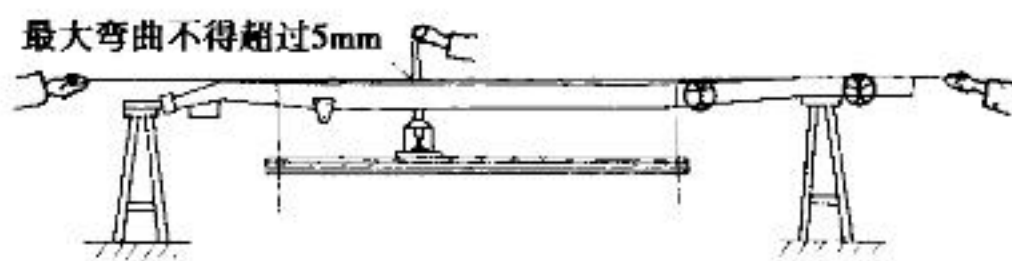


图 4-4-4 车架直线度、平面度检查

③对中心。为保证前后桥平行,以减小行驶阻力和配合件的磨损,应使对应左右钢板销在同一中心线上。检查方法如图4-4-6所示,两杆在车架中心处的偏差应不大于2mm。

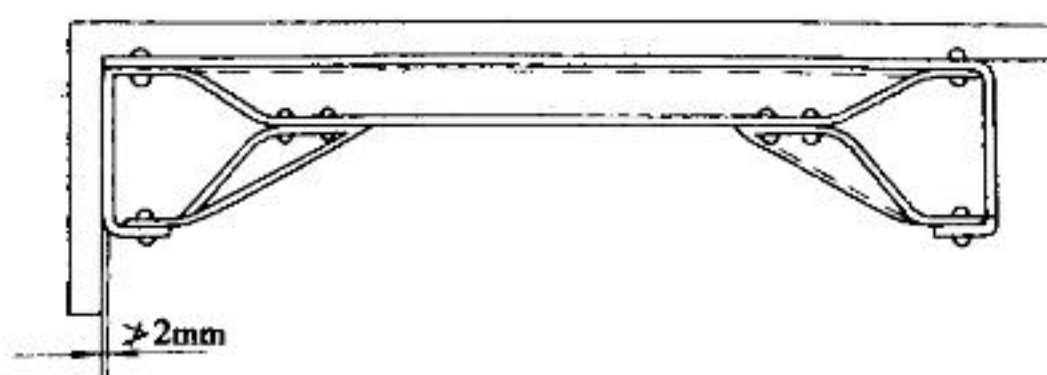


图 4-4-5 车架垂直度检查



图 4-4-6 左右钢板销孔同轴度

④比样板。为了安装散热器、发动机、驾驶室方便，以免因车架变形使安装螺钉孔错位而造成安装困难，事先用样板检查散热器、发动机及驾驶室等座孔位置。样板可按不同车型用铁皮自行制作。图 4-4-7 所示为固定发动机的座孔位置的检查，其对角线之差不得超过 3mm。

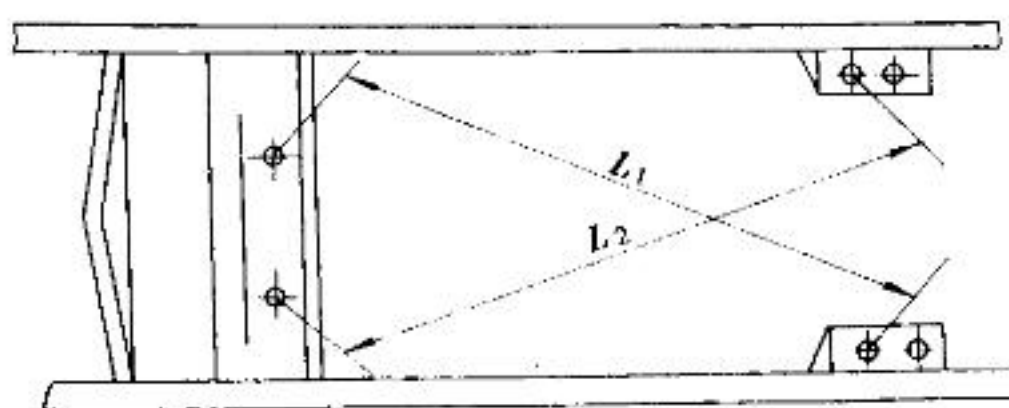


图 4-4-7 发动机支架位置的检查

(3) 车架的校正

经检验发现车架弯曲、歪扭超过允许限度时应进行校正。当车架总的情况良好，仅是个别部位产生不大的弯曲时，可直接在车架上校正。如果车架变形很大并有裂纹或铆钉松动较多时，则应将车架部分或全部拆散予以校正。

车架的校正应采用特制机具或在压力机上施行冷压校正。如果车架局部弯曲很大，采用冷压法不易校正时，可采用热校。加热时，应尽量减少加热区域，用乙炔中性火焰或炭火将需要校正部位加热至暗红色（不超过 700℃）。校正后应使其缓慢冷却以免脆裂。

3) 车架的修补和铆接

车架纵横梁出现裂纹或断裂时，一般采用挖补、对接焊补与帮补等方法进行修理。对错位、松动和损坏的铆钉予以更换或重铆。

车架的铆接分冷铆和热铆两种。冷铆时，铆钉不作加热，用锤击或压缩铆钉杆端的方法，使铆钉杆填满铆钉承孔并形成铆钉头。用锤击方法，铆钉端部将会产生冷作硬化并变脆，铆钉头易开裂脱落。冷铆不易保证质量，现已很少采用。热铆时，将铆钉加热至 $1\,000 \sim 1\,100^{\circ}\text{C}$ （火焰加热或电加热），用连续锤击或铆钉机压缩铆钉杆端，使铆钉充满铆钉承孔，并形成铆钉头，这种方法使用较为普遍。具体操作时，先用螺栓全部紧固，只留一孔先铆，然后退一铆一直至铆完。

上面介绍了整体式车架的修理，对于铰接式车架亦可参照进行。

2. 轮胎及车轮的修理

1) 轮胎的修理

(1) 外胎的修补与翻新

轮胎修补要从“小”做起，及时根据其损坏的类型确定修补方法。轮胎在使用过程中，应注意胎面的磨损程度和胎体的技术状况，符合翻新条件时，应及时送厂翻新，不得勉强使用，或不经翻新一直使用到报废。外胎的修补与翻新一般送专业翻修厂进行。

(2) 内胎的修补

①穿孔和破裂的修补：

④用火补胶修补：内胎穿孔和破裂范围如不超过 20mm ，或行驶途中应急修补时采用。

⑤用生胶修补：若内胎破损伤口较大，可用生胶修补。

②气门嘴根部漏气的修补：

旋下气嘴固定螺母，将气嘴顶入胎内。然后将气嘴口处锉毛，露出底胶；剪直径约 20mm 、 30mm 、 50mm 的三块帆布和一块直径约 60mm 的生胶，在帆布中央开一小洞，洞的大小应与气嘴上端直径一致；在帆布表面（两面）及气嘴口锉毛处涂生胶水（ $2 \sim 4$ 次），待胶水风干后，将帆布以先小后大的次序铺在气嘴口处，使帆布上的洞口对正气嘴口，然后在帆布洞口处放一小纸团，最后放上生胶加温硫化。补好后，用剪刀在中间开一小口，取出纸团，将气嘴装回原处，拧紧螺母。

③气嘴口的更换：

气嘴更换时，可在气嘴附近开一小洞，松开紧固螺母后，将气嘴顶入内胎并从所开小洞取出，新气嘴也从此洞装入，待新气嘴装好后将该洞用生胶补好。

2) 轮辋修理

轮辋与轮盘，大修时应检查铆钉松动或焊接裂纹，检查轮毂螺栓周围有无裂纹、生锈、腐蚀或过度磨损。轮辋、轮盘及挡圈锁圈生锈可用砂布除锈并视情涂漆保护。裂纹一般因车轮过载疲劳所致。轮辋裂纹、螺栓孔定位锥面过度磨损、变形超限均应更换新件。

3) 车轮的修理

车轮轮辋与轮盘，大修时应检查铆钉松动或焊接裂纹，检查轮辋螺栓周围有无裂纹、生锈或腐蚀部位，如有生锈或腐蚀，可用砂布除锈并在暴露金属的表面上涂漆保护。裂纹的产生是由于车轮过载所致，一般应换新件。

车轮偏摆不但会造成汽车高速行驶时摆振，且使车轮本身产生疲劳破坏。为了检查

车轮偏摆，可将车轮与轮毂装配，安装在车桥上，用一个百分表使伸缩杆置于如图 4-4-8 所示的位置，转动车轮，观察指针的偏离，检查垂直和水平偏差，其允许使用极限为 4mm。

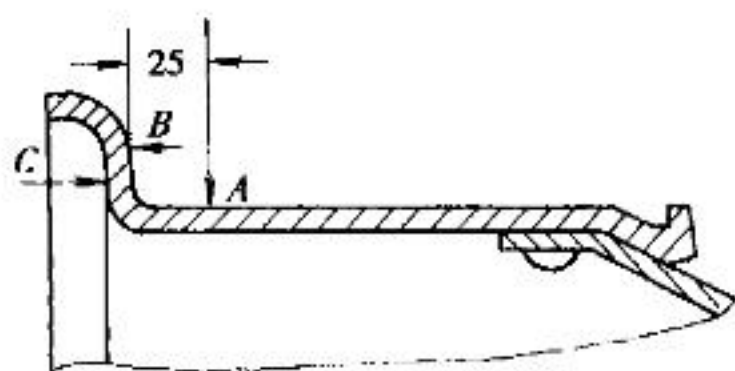


图 4-4-8 车轮偏摆的测量

A - 垂直偏摆的测量点；B、C - 水平偏摆的测量点

4) 车轮的平衡

(1) 车轮的静不平衡

当车轮外径与宽度的比值大于或等于 5，不论其工作转速高低，都只需要进行静平衡。检验静平衡时可将车桥支起，通过转车轮用观察法检查。

(2) 车轮的动不平衡

车轮的动平衡在动平衡检验仪上检查。

(3) 车轮平衡的校正

车轮的不平衡状态，可在车轮适当位置加上一个质量，使该质量和不平衡重点所产生的离心力大小相等，方向相反，车轮达到静平衡。动平衡的校正一般通过加两个质量形成力矩去平衡原有动不平衡量。

第二节 履带式机械行驶系的维修

一、履带式机械行驶系的技术维护

1. 履带的维护

1) 履带螺栓的紧固

组合式履带板螺栓松动后，如不加以紧固而继续工作，则会造成履带板螺孔扩大，最后导致螺栓损坏而无法紧固。因此对于 T100 型、上海 T120 型、宣化 140 型、TY180 型、TY220 型等推土机的履带板，必须每班都进行检查和紧固（紧固力矩应为 600 ~ 700N·m）。

2) 履带张紧度的检查与调整

履带张紧度应合适，过紧会增加功率消耗并加速链节的磨损；过松则很易脱轨掉链，使履带对链轮及托链轮产生冲击载荷。履带张紧度以履带上边中部的下垂度来衡

量。对于组合式履带行走装置（如 T100 型、T120 型、T140 型、TY180 型等推土机），测量履带张紧度时，将机械前进停置在平坦的硬地面上，以轨面作为基准，用撬杠将履带上边中部用力抬至极点，测其轨面与托链轮滚动面之间的距离，该距离应符合所属机型的规定。

如果测量结果小于规定的下限值，表明履带过紧；大于规定上限值，则为过松。履带的张紧度不符合要求时应进行调整。调整方法按结构不同有如下两种：

（1）机械式张紧机构的调整

机械式张紧机构是通过拧转张紧螺杆（T100 型推土机）来改变螺杆的伸出长度。调整时，为保证张紧螺杆不致过于伸出（甚至脱出活动支座）和影响整个张紧装置系统的刚度，在调整 T100 型推土机的张紧装置时，要注意测量叉臂后端面到张紧螺杆托架前端面之间的距离，该距离的极限值为 210mm。

（2）液压式张紧机构的调整

TY180 型等推土机的液压式张紧缸筒的前方设有注油嘴和放油塞。当履带松弛时，可通过注油嘴往缸筒内注入润滑脂，油压将导向轮推向前，从而使履带张紧。反之拧开放油塞，从缸筒中放出一些润滑脂，导向轮则后移，履带变松。

不管何种调整装置，同台车上两条履带要同时调整以使其张紧度一致，否则会造成操纵困难并导致转向离合器过早磨损。

履带张紧度调整后，应使机械低速前后行驶一下，使履带的张紧状况趋于均匀后再复测一次，必要时重调。最后在调整螺纹部位涂润滑脂并用塑料布包好，防止生锈。

如果张紧装置已调整到极点，而履带仍过松弛，允许拆除一块履带板后重调。

2. 支重轮、导向轮、托链轮的维护

1) 支重轮、导向轮和托链轮轴承间隙的调整

现代履带式机械行走装置的支重轮、导向轮和托链轮的支承轴承多用滚柱轴承、滚锥轴承或滑动轴承，其轴承间隙的调整方法和主传动器的轴承相同，也是通过增减调整垫片的数量来减小或增大轴承间隙的。一般要求是：托链轮轴向窜动量应调整在 0.10 ~ 0.15mm 范围内。支重轮与铜套间隙为 0.25 ~ 0.35mm，转动时不应有阻滞现象，密封良好，不得漏油。支重轮轴向窜动量为 0.40 ~ 0.60mm。导向轮轴与衬套间隙为 0.25 ~ 0.35mm。导向轮轴两边的挡盖与履带架应有 0.50 ~ 1.00mm 的间隙。对于使用铜套或双金属套等滑动轴承的支重轮或托链轮及导向轮，其轴向间隙是预先由结构确定的，不能调整。

2) 支重轮、导向轮和托链轮轴承的润滑

（1）支重轮和导向轮的润滑

润滑支重轮时，先将轴端的螺塞拧下，再将注油器的注油嘴擦干净后插入轴内的油道，并使油嘴端头顶住油道内肩，压动注油器压杆向油道内注油，直到脏油经轮毂的孔和从油道与注油嘴之间的空隙被挤出为止。

（2）托链轮的润滑

润滑托链轮时，应将油孔置于下方，放出脏油，然后再将油孔置于托链轮中心水平线上方 45°的位置，加油至孔内流出润滑油为止。履带式机械行走装置的支重轮、导向

轮和托链轮的轴承是滑动轴承时，其润滑是用黄油枪或加油器加注润滑脂。这种轴承在加注黄油时，也应使脏油从轴承两端的油封处排出为止。

在调整和润滑履带行走装置前，应先清除轴承油封外部防尘罩上的泥土，以免泥沙侵入，损坏油封，导致漏油。

二、履带式机械行驶系的故障、原因及排除方法

履带式机械行驶系的常见故障及产生故障的原因和排除方法见表 4-4-1。由于履带式机械种类及型号繁多，结构也不尽相同，所以在使用中进行维护及故障判断与排除时，除参照表中所述外，还应结合所属机型的使用说明书进行。

表 4-4-1 履带式行驶系的故障、原因及排除方法

故 障	产生的原因	排除方法
链轨和各轮迅速磨损或偏磨（啃轨）	<div>1. 润滑不良或使用不合规格的润滑油；</div> <div>2. 各转动部分转动不灵或锈死；</div> <div>3. 轴承间隙过大或过小；</div> <div>4. 驱动轮、引导轮、支重轮的对称中心不在同一个平面上；</div> <div>5. 引导轮偏斜；</div> <div>6. 驱动轮装配靠里或靠外；</div> <div>7. 半轴弯曲，驱动轮歪斜；</div> <div>8. 托链轮歪斜；</div> <div>9. 托链轮轴承间隙过大或半轴轴承和端轴承间隙过大</div>	<div>1. 严格执行润滑表规定的润滑项目和规定的润滑油；</div> <div>2. 检查、调整和修复；</div> <div>3. 检查、调整至规定间隙；</div> <div>4. 检查、修复；</div> <div>5. 检查引导轮轴承间隙是否过大，内外支承板磨损是否悬殊，内外支承弹簧弹力是否均匀，调整螺杆是否弯曲，引导轮叉臂长短是否一样；</div> <div>6. 重新检查、装配；</div> <div>7. 校正半轴，检查轮毂花键磨损情况；</div> <div>8. 检查并校正托链轮支架；</div> <div>9. 检查、调整或更换</div>
支重轮、托链轮、导轮漏油	<div>1. 橡胶密封圈硬化变形或损坏；</div> <div>2. 内外盖固定螺栓松动；</div> <div>3. 轴磨损；</div> <div>4. 因装配不当，引起油封移位而失效；</div> <div>5. D80 型推土机使用的浮动端面油封密封面不平或夹有杂质影响密封</div>	<div>1. 换新；</div> <div>2. 拧紧固定螺栓；</div> <div>3. 修复；</div> <div>4. 重新正确安装；</div> <div>5. 研磨修平，清洗干净</div>
机件发热，转动困难	<div>1. 轴承间隙太小，或无间隙；</div> <div>2. 轴承损坏，咬死；</div> <div>3. 润滑不良；</div> <div>4. 严重偏磨</div>	<div>1. 按规定值调整轴承轴向窜动量；</div> <div>2. 更换轴承；</div> <div>3. 清洗，然后按润滑要求加注润滑油；</div> <div>4. 检查同侧各轮是否在同一对称中心平面上</div>

续表

故 障	产生的原因	排除方法
履带脱轨	<div>1. 履带松弛引起掉轨；</div> <div>2. 由于引导轮、驱动轮、链轨销套等部件的磨损量积累引起脱轨；</div> <div>3. 张紧弹簧的弹力不足；</div> <div>4. 液压式张紧装置的液力缸严重失圆而不起作用；</div> <div>5. 液压张紧装置的油压缸塑料密封垫损坏或腐蚀失效；</div> <div>6. 液压张紧装置的油压缸内活塞和密封环严重磨损；</div> <div>7. 引导轮的凸缘严重磨损，驱动轮的轮齿磨损变尖，支重轮和托链轮的凸边磨损严重；</div> <div>8. 台车架变形；</div> <div>9. 引导轮、驱动轮、支重轮中心不在同一直线上；</div> <div>10. 半轴弯曲变形</div>	<div>1. 调整履带松紧度；</div> <div>2. 及时调紧履带，并注意履带的维护和各轮的润滑；</div> <div>3. 调紧或换新；</div> <div>4. 镶套修复或换新；</div> <div>5. 换新或以黄铜料加工代用；</div> <div>6. 修复或换新；</div> <div>7. 堆焊修复或换新；</div> <div>8. 检查同侧各传动部分的对称中心是否在同一平面，校正台车架变形部分；</div> <div>9. 调整中心成一直线；</div> <div>10. 校直半轴</div>

三、履带式机械行驶系主要零件的维修

1. 机架的损伤与修复

机架的主要损伤是产生弯曲、扭曲等变形，其他损伤是构件产生裂纹或开裂，各支承面、安装面等产生磨损。

机架变形是由于设计不合理，残余内应力作用，机械操作不当，共振，意外碰撞等造成的。机架变形易破坏各总成、部件间的位置精度，损坏各总成、部件间的连接件。如发动机与变速器同轴度破坏时，将易损坏主离合器连接片。

机架裂纹的原因是：设计不合理，断面尺寸不足；受不正常负荷，如操作不当引起的冲击载荷，连接松动引起的额外负荷等。

机架各安装面、支承面磨损多是因为连接松动使接触面间产生相对摩擦所致。

机架变形可用各种方法检验，如用长直尺放在纵梁上平面及侧平面，根据直尺与梁间缝隙大小检查梁的弯曲变形；对于整个机架，由于尺寸较大，可用拉线法检验。

机架变形多用冷压校正，热校正往往会影晌机架刚度与强度。校正时可用大型压力机或螺旋加压机构进行校正，校正时多在机架上进行。当变形较大时，可将构件取下，校正后重新装配。

机架产生裂纹或焊缝开裂时，可用高强度低氢型焊条电焊或气焊。型钢壁厚小于6mm时可单边焊；壁厚为6~8mm时应双面焊。重要部位或因强度不足而产生裂纹时应加焊补板：采用单面补板时应在另一面焊接裂纹；采用双面补板时，只焊补板而不焊裂纹。

铆接松动时，应去除旧铆钉，铰圆铆钉孔后重新铆接。铆钉直径大于 12mm 时应用热铆。铆后零件间应贴合牢靠，用敲击法检查铆接质量，声音应如同整块金属一样清脆。

各总成和部件的安装面、定位面磨损后可用堆焊或增焊补板法修复。安装孔磨损后可用加大尺寸、镶套或焊补法修复，此时应注意安装孔的位置精度。

2. 行走台车的维修

1) 台车架的维修

台车架亦称履带架，其上装有支重轮、导向轮、托轮、张紧装置，它通过前梁与后半轴实现与机架的连接。

(1) 台车架的损伤

①台车架裂纹

台车架是受力沉重的机件之一，在受力严重的部位易产生裂纹或焊缝开裂。维修时应用钢丝刷去除锈迹、污垢后对易裂部位（图 4-4-9 箭头所示）进行检查。台车架裂纹或变形会加速“四轮一带”的磨损。

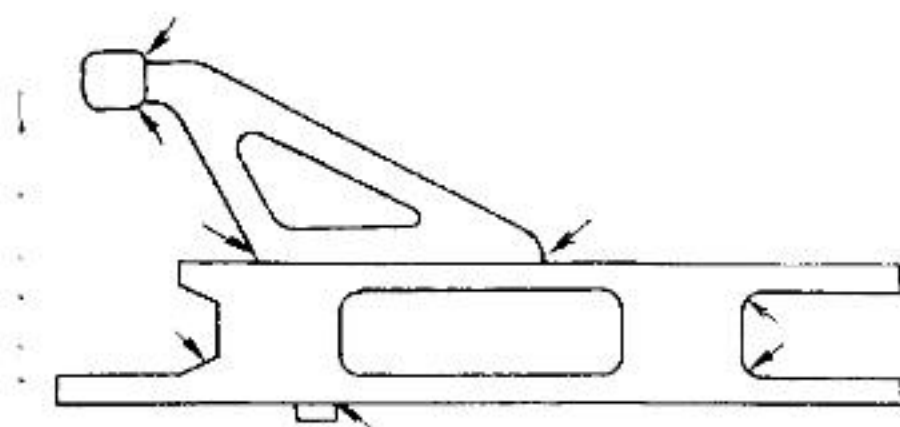


图 4-4-9 台车架裂纹检查部位

②台车架变形

台车架变形将破坏“四轮”的位置精度，引起机车跑偏和行走装置零件的快速磨损。台车架变形后可用各种方法进行检验，较大的修配厂多在专用的检验、校正平台上进行，平台上的刻线为常用机型基准线及定位槽，检验方法如下：

①台车梁弯扭的检验

台车梁弯曲包括水平平面内弯曲与垂直平面内弯曲，从对使用影响来看前者最为重要，对偏啃链轨、自行跑偏影响较大。水平面内弯曲检验时可将台车梁侧置于平台上（可垫起），测量各处台车梁与平台间距离，根据各处尺寸差大小即可知其弯曲量。移山 80 型推土机台车架弯曲量允许误差为每 1 500mm 不得大于 6mm，D80—A12 型推土机要求每 1 000mm 不得大于 7mm，否则应进行校正。TY180 型、TY220 型推土机台车梁弯曲标准可参照 D80—A12 型推土机。

台车梁扭曲检验时应平放在平台上，检验纵梁四角与平台间距离即可知其扭曲大小及方向。D80—A12 型、TY180 型、TY220 型推土机扭曲允许值为 300mm 长度上不超过 3mm。

②台车架斜撑变形的检验

台车架斜撑变形时，将破坏斜撑支座与台车梁间的位置精度，其主要精度要求有：

斜撑支座轴承孔中心线在垂直方向应与梁上端轴承定位销孔重合，且与纵梁中线垂直；斜撑支座轴承孔中心线距台车梁平面间的距离应正确（如 T100 型推土机的这一距离为 $72 \pm 1.0\text{mm}$ ）；斜撑支座内端面至台车梁端轴承定位销孔间距离应正确（如 T100 型推土机的这一距离为 $848 \sim 857\text{mm}$ ）。检验斜撑变形时常用心轴一端插入斜撑支座轴承孔中，检查另一端与台车梁后端的位置关系。在台车梁后端上平面放一直角尺，使刃边通过梁上定位销孔与心轴中心线，可知其不重合度；用直尺可测量上平面至轴心线间距离及支座内边至梁上定位销孔间距离；用直尺放在平台上，以刃边靠在心轴两端外径上，可得到心轴在平台上的投影，即可检查心轴是否与台车梁纵向中线垂直。

台车梁前叉口易产生变形，变形后一是前叉口向外分开，二是叉口歪斜。

无检验平台时亦可用水准器和拉线法检验变形。将台车架放在平坦地面上，用拉线法检验纵梁弯曲时，拉线与梁间距离即为弯曲量。用水准器检验扭曲的方法为：在台车梁中后部上平面放一水准器，在一端加垫片，将水准器调平，以此垫片厚度为基准，在梁的前方上平面再放一水准器，同样将其垫平，根据两水准器垫平时的垫片厚度差即可知台车梁扭曲大小。斜撑变形也可用水准器检查：在斜撑支座轴承孔中装一心轴或直尺，其上放一水准器，亦将其垫平，通过垫平此水准器的垫片厚度与基准厚度的差别，即可知斜撑的扭曲。通过台车梁上平面纵向中线延长线与前叉口左右内边距离不同可知前叉口的变形；纵向中线向后延长线与心轴在台车梁上平面上的投影，可知其是否垂直。

③车架安装面与配合表面的磨损

台车架安装面与配合表面的磨损主要表现为以下几个部位：轴承孔由于台车架相对于机架上下摆动而与半轴间产生摩擦磨损，配合间隙增大，易破坏台车梁与半轴的垂直度；与端轴承定位销配合孔当螺纹连接松动时也易产生磨损；前叉口上下滑动面及左右外侧滑动面因工作中导向轮在变化的阻力作用下产生前后滑动而磨损，磨损后下滑动面与勾板间及导向轮轴端盖板与叉口侧滑动板间间隙将增大，如图 4-4-10 中 B 及 C。图中 D 为台车架，B 一般允许增大至 6mm ，C 允许增大至 3mm 。

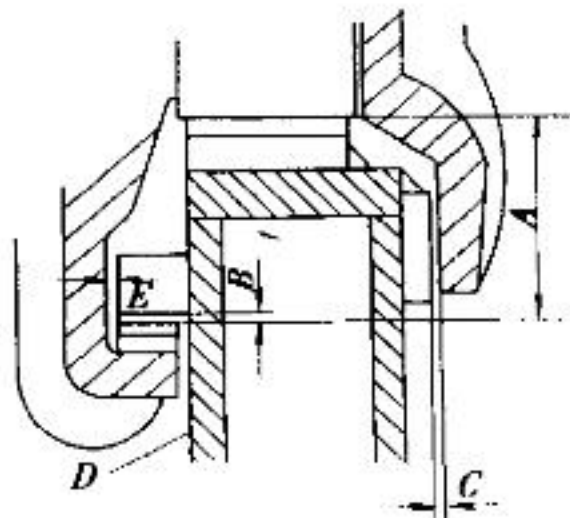


图 4-4-10 台车架前部配合间隙

(2) 台车架的修复

①台车架裂纹的焊修

台车架产生裂纹时，应找出裂纹端部并钻以止裂孔，然后进行焊接修理。重要部位

裂纹或焊后重新开裂时，应用补板法进行增强补焊，所用焊条应为低氢型高强度焊条。

②台车架变形的校正

台车架变形超限时应进行校正：变形较小时可冷校正，变形较大时应局部加热校正。校正时加压设备依修配厂条件而别，有条件者可在大型油压机上进行，一般可用螺旋加力机构、千斤顶、龙门架等工具校正。端轴承定位销孔至台车架纵向中线距离不对时，可校正定位销孔所在部分，相差小于 5mm 时也可将旧销孔焊死重新加工出新销孔（此时应注意销孔与斜撑轴承支座间的距离）。校正斜撑变形时，应根据变形方向不同，顶压插入斜撑支座轴孔中的心轴进行校正。当斜撑支座内侧面与端轴承定位销孔间距离不当时，可加热校正斜撑，亦可将支座割下，根据位置精度要求重新焊接。

③台车架配合面磨损的维修

台车架后端轴承定位销孔磨损后可铰大孔径，更换加大尺寸定位销。

斜撑支座轴承孔磨损后更换轴承；支承座孔磨损较轻时，可刷镀轴承外径，磨损严重时堆焊后进行机械加工，加工时应注意座孔位置精度。

台车架前部上下左右导向面磨损超过 2mm 后可更换导板，导板材料常用 16Mn，焊接后，应保持的厚度约为 12mm。

2) 导向轮、支重轮、托轮的维修

(1) 轮体的维修

①轮体的损伤

轮体主要缺陷是滚道（外圈）及导向凸轮缘磨损；其次是轮缘（尤其是某些中空导向轮）产生裂纹，轴承配合孔磨损等。

滚道与凸缘的磨损原因是综合性的，其中最主要的是摩擦磨损与磨料磨损。工作时滚道及凸缘与链轨间作用有强大的挤压应力，形成很大的微观挤压与干摩擦（既有滚动摩擦，又有滑动摩擦），因而形成强烈的摩擦磨损。由于滚动体经常工作在砂土、泥泞、粒石之中，大量磨料进入滚道与链轨之间，形成强烈的磨料磨损。三轮中支重轮磨损最甚，导向轮次之，托轮磨损口裂纹最轻微。

滚道磨损严重时易降低轮体刚度与强度，凸缘严重磨损时易引起履带掉落。

②轮体的维修

轮体滚道直径磨损量达 10mm 以上时，可用堆焊或镶圈法修复；导向凸缘磨损达 10mm 以上时亦应堆焊维修。

堆焊时所用材料应有较好的耐磨、耐冲击性，一般多用硬度为 HRC37 ~ HRC53 的珠光与马氏体组织焊条，具体选择应以机械工作条件来考虑。

堆焊方法可手工堆焊亦可自动堆焊，以埋弧焊与 CO₂ 气体保护焊为好，亦可电振动自动堆焊。振动堆焊可用高碳钢焊丝。堆焊时应注意以下几点：

①堆焊层超过 3 层时，应用韧性好、硬度约为 HRC25 ~ HRC27 的珠光体材料打底（2 ~ 3 层），再堆焊较硬的耐磨材料；

②应注意堆焊顺序，堆焊支重轮、托轮时可按图 4-4-11 所示顺序及箭头方向进行；

③堆焊导向凸缘时可将焊嘴相对工件倾斜一个角度（ $\alpha = 30^\circ \sim 40^\circ$ ），且应很好预

热，以防根部裂纹；

④为提高焊层接合强度与光滑程度，焊嘴距工件中垂线间的距离 $A = 19 \sim 50\text{mm}$ (图 4-4-12)。

堆焊后应加工至标准尺寸并经热处理。加工时应注意，双边支重轮的内外凸缘直径是不同的。

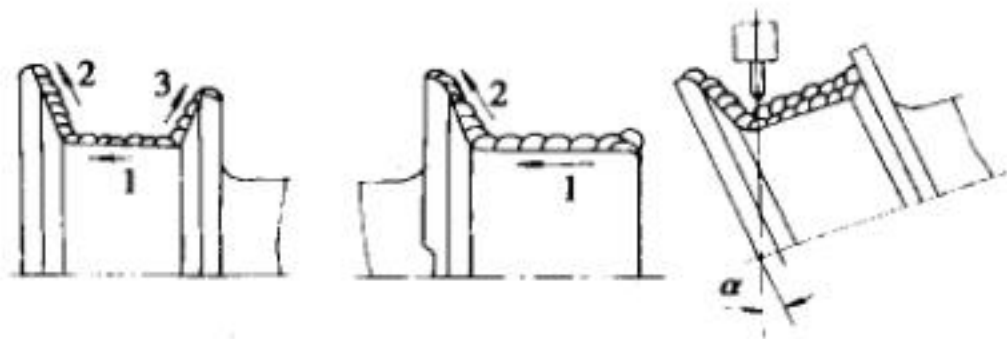


图 4-4-11 支重轮与托轮堆焊顺序

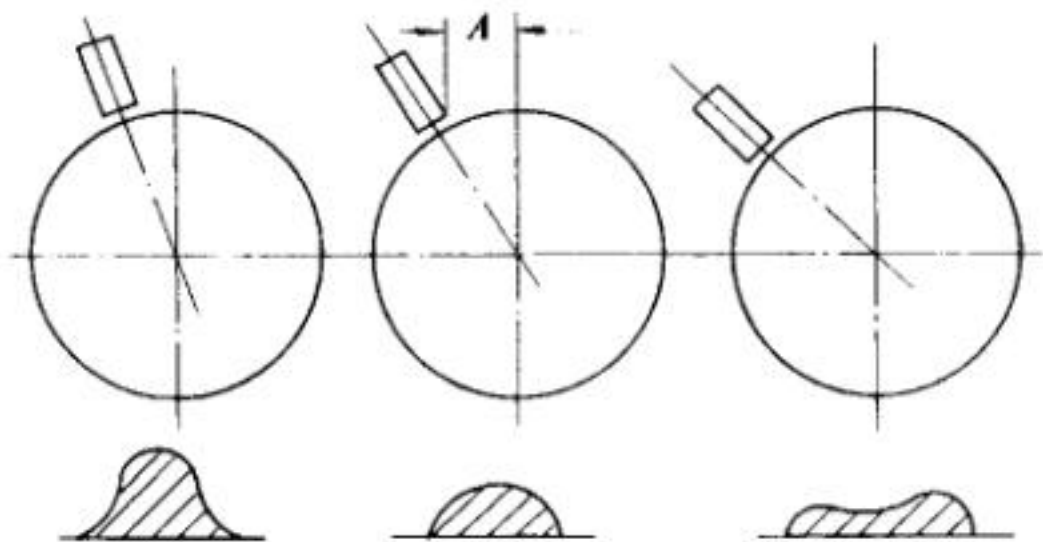


图 4-4-12 焊嘴相对工件间的位置

滚道镶圈可用厚 $10 \sim 15\text{mm}$ 的中碳钢板锻成圆圈并对口焊接，圆圈内孔及滚道加工应具有 $0.15 \sim 0.20\text{mm}$ 过盈量。为确保连接强度，应在镶圈接缝处进行可靠焊接。导向轮镶圈可取 $6 \sim 8\text{mm}$ 厚钢板，以 $1.5 \sim 2.5\text{mm}$ 的过盈量热装至导向轮滚道上，并使其与滚道很好贴合。滚道磨损量大于 5mm 但不足 10mm 时，为防止凸缘外径与链轨相碰，可将凸缘外径车去 10mm 。

为了提高耐磨性，修后滚道及导向凸缘应进行热处理，加热方法可用高频加热或火焰表面加热，淬火时可浸水或喷水。轮体裂纹可用焊补法维修。轮体维修后其滚道直径及凸缘宽应符合所属车型的规定。

(2) 轮轴的维修

轮轴的主要损伤是弯曲，与轴承配合的轴颈及止推端面磨损。

轮轴弯曲跳动量应小于 0.20mm ，否则应校正。轮轴弯曲较大时亦可用堆焊轴颈并重新加工法恢复其直线度。

与滚动轴承配合的轴颈磨损使配合间隙大于 0.05mm 时，可用刷镀法修复轴颈；与滑动轴承配合的轴颈磨损后配合间隙大于 1mm 时，可用振动堆焊或埋弧焊修复。由于轮轴磨损多属单边性质，所以有些轮轴可在单边磨损达 0.80mm 时，转动 180° 安装使

用,根据结构不同,有时亦允许用镶套法维修。

(3) 轴承的维修

滚动轴承的损伤和维修与最终传动轴承相同。

滑动轴承常用青铜、铝合金与尼龙制成。与轮体配合松旷时,镶套轴承可刷镀轴承体外径;轴承孔磨损后,可用修复轴颈恢复配合或更换新轴承套。尼龙套较耐用,磨损过大时应更换。青铜套与轴颈标准配合间隙约 $0.16 \sim 0.30\text{mm}$,铝合金套与轴颈标准配合约为 $0.20 \sim 0.40\text{mm}$,尼龙套与轴颈标准配合间隙约为 $0.40 \sim 0.70\text{mm}$ 。轴承止推端面磨损后可将轴承座靠向轮体的端面车一层,使轴承内移,以恢复增大了的轴向间隙。

(4) 油封的维修

“三轮”所用油封依轴承形式、润滑材料不同而别,润滑油油封多为密封环式与浮动油封,润滑脂油封常为橡胶碗式。油封的主要损伤是油封损坏或封油面划痕、变形引起漏油。油封损坏、老化等应更换,封油面划痕、不平可研磨修复,修后应做封油性能试验。

(5) 导向轮支承的维修

导向轮支承与台车架上滑动面配合的表面及与下滑动面配合的勾脚平面磨损量大于 $3 \sim 4\text{mm}$ 时,应堆焊修复,轮轴支座下平面与滑板间产生磨损时,可铣削或刨削支座下平面,但最多去除量应小于 2.50mm ,即加工后轮轴孔下边缘最小壁厚应大于 3mm 。支座弹簧损坏或弹力减弱时应换新件。

3. 张紧缓冲装置的维修

1) 张紧缓冲装置的故障与损伤

(1) 张紧缓冲装置调整不当

张力不足时会使履带松弛,急转弯时易掉履带,且缓冲量不足,易增加零件间的动载荷;张紧过度时会加速“四轮一带”的磨损。

(2) 张紧缓冲装置零部件的损伤

① 调整螺杆损伤

调整螺杆的主要缺陷是螺纹损坏,无法调整;螺杆弯曲使导向轮歪斜,引起机车跑偏。

② 缓冲弹簧弯曲、弹力下降和断裂

缓冲弹簧过量弯曲会引起机车跑偏,弹力下降过多以及断裂时会使缓冲效能降低并易损坏弹簧中心拉杆。

③ 中心拉杆折断

中心拉杆折断主要是通过障碍时弹簧突然压缩和松弛,使拉杆产生冲击或拉伸载荷所致。

④ 液压张紧装置的损伤

大多数机械(如 D80A—12 装载机、Z₂—120 装载机等)采用液压张紧装置,其推杆、缓冲弹簧、中心拉杆等损伤与上述相同。其他损伤是:油缸与活塞配合面磨损,尤其是活塞密封元件损坏,张紧润滑脂进入低压腔,造成张紧装置失效。

2) 张紧缓冲装置的维修