第八篇

现代矿山采掘机械设备运行与维修

第一章　机械设备技术维护基础

综合分析机械设备全寿命期各阶段有关维修的不同矛盾，研究它们之间的有机联系，把许多有关分支科学地统一起来，从而构成一个完整的知识体系。它具有自己特有的研究对象——有故障的机械设备。

故障理论主要应用了可靠性理论、维修性理论、摩擦、磨损和润滑、工程诊断学、金属物理、断裂力学等学科理论，以及用先进的测试技术同维修实践相结合，从而揭示机械系统进入生产过程后的运动规律，这些构成维修的决策依据。

第一节　故障概念

一切机械设备丧失规定功能的现象统称故障，从微小的机器工作偏差到严重的机械设备事故都是机械故障的表现形式。

一、故障的形成过程

机械设备在使用过程中都承受各种能量的作用。这些能量一方面使机械中各零、部件按规定要求进行工作；另一方面同时造成对机械性能及状态变化有害的过程。随着时间的发展这种有害过程从引起机械零、部件初期参数降低开始，发展到整台设备输出参数的变化，最后导致故障的发生。例如：装岩机在机械能作用下一方面完成其铲装、扬斗、卸载、前进、后退、导正等动作；另一方面出现铲斗、车轮、齿轮、轴承在相对运动中磨损，整个机体在潮湿空气中发生腐蚀，钢丝绳在外力作用下伸长变形，缓冲弹簧承受碰撞

冲击等有害过程。当这些磨损、变形、腐蚀等达到一定程度时，装岩机将丧失其完成规定功能的能力，出现故障。

应当注意，引起有害过程的能量必须达到一定数值，有害过程才发生且引起机械零、部件材料的初始性能和状态的变化。随着时间的发展，有害过程将引起零、部件损伤，由于损伤的程度不同，因此可能影响或不影响输出参数。例如，机床导轨的均匀磨损并不会使机床精度下降，因为刀具运动轨迹的不直度仍保持不变。另外，在损伤表现为外部症状之前，经常存在——“作用的累积期”。例如，疲劳裂纹的发展就需交变应力达到一定的循环次数。材料的损伤是指材料的检验性能偏离其初始性能，这种偏离与设备输出功能参数存在一定的相互关系，但是并非所有材料损伤都会影响输出功能参数。所以“损伤”有“允许损伤”与“不允许损伤”的区别，应根据产生原因，对其严重程度作出评价，才能判定其是否导致故障。

故障的形成是若干个相互联系的阶段的最后结果。因此，可以通过方框图来研究故障的发生。用这种方法可以分析故障形成的性质，并且为编制计算机算法程序做准备。

二、故障的分类

1. 按故障发生速度分类

(1)渐发性故障　渐发性故障的主要特征是在给定的时间段 $t_1 \rightarrow t_2$ 内，发生故障的概率 $F(t)$ 与设备已经工作过的时间 t_1 有关。使用过的时间越长，发生故障的概率就越高。它与材料的磨损、腐蚀、疲劳、蠕变等过程有密切的关系。大多数机器零、部件的故障都属于这种类型，通常用监控手段可以预测这类故障。

如图 8－1－1 所示，若 U 为零件损伤量，t 为零件使用时间，r 为损伤过程速度，则 $r = r(t)$ 是时间的函数。这类故障的无损时间间隔 $T_{间隔}$ 等于零。也就是说当设备一开始

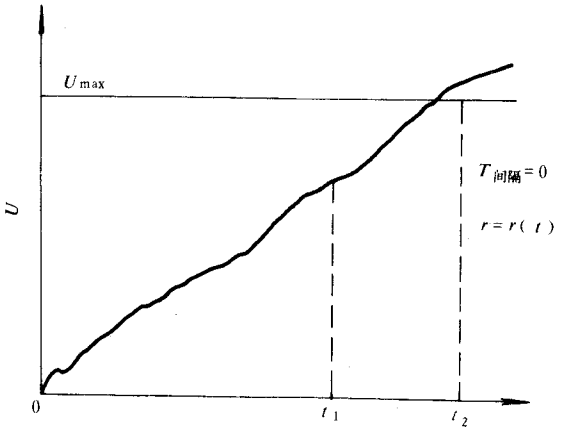


图 8－1－1　渐发性故障

使用时，损伤过程也就随之开始，但只有当 U 达到其极限值 U_{max} 时设备才发生故障。

(2)突发性故障　突发性故障产生的原因是由各种不同因素及偶然性的外界影响共同作用的结果。这种作用已超出了零件所能承受的限度。如图 8－1－2 所示，故障往往经过一段时间间隔才发生。此时，$T_{间隔}$ 则是一个随机量，损伤过程速度进行得非常快（$r \to \infty$）。这类故障的主要特征是在给定的时间（$t_1 \to t_2$ 内，发生故障的概率 $F(t)$ 与设备已使用过的时间 t_1 无关。由于故障是突然发生，事先无任何征兆，所以不能通过监控测试手断进行预测。例如，因润滑油中断而使零件产生热变形，因使用不当出现超负荷而引起零件折断，因各项参数都达极限值（载荷最大、温度最高、材料硬度最低等），而引起零件的变形和断裂。

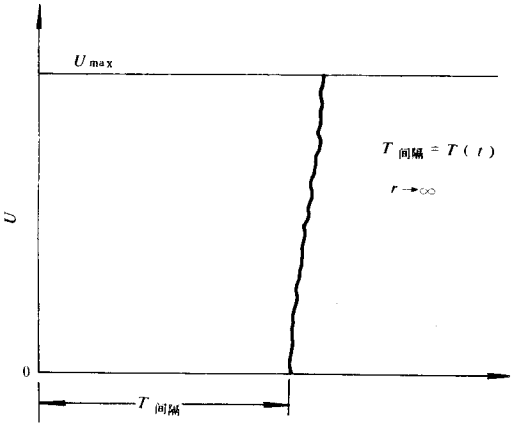


图 8－1－2　突发性故障

(3)复合型故障　这类故障的特征是，其故障发生时间是个随机量，与设备已使用过的时间无关，而零件的损伤过程速度 r 则是时间的函数（图 8－1－3）。例如，由于零件内部存在着应力集中，在受到外界对其作用的巨大冲击（可能是产生疲劳裂纹的根源）后，随着机器的继续使用，裂纹逐渐发展导致折断。

2. 按故障的后果分类

(1)功能故障　功能故障常是由机器的个别零件损坏或卡滞而造成，因此使机器不能继续完成自己的功能。例如，减速器不能旋转和传递运动，内燃机不能发动，油泵不能供油等。

(2)参数故障　参数故障表现为机器的输出参数（特性）超出允许的极限值。它并不妨碍机器继续运转。但按技术标准要求来衡量时，这些机器没有工作能力或工作能力不佳。例如，加工精度不合要求、传动效率降低、速度达不到标准值等。

对于现代化机器来说，参数故障具有特别重要的意义。因为现代化机器对输出参数

要求很高，使用有参数故障的机器可能造成严重的经济损失，制造出质量低劣的产品，增加额外的时间和费用损失。在复杂的机器中，零件的参数故障还可能引起功能故障。例如，在许多零件构成的机构中，最后一个从动件本应移动一段微小距离，但因运动副磨损间隙过大，结果使从动零件根本无法移动。因此，零件的参数故障也就形成整机的功能故障。

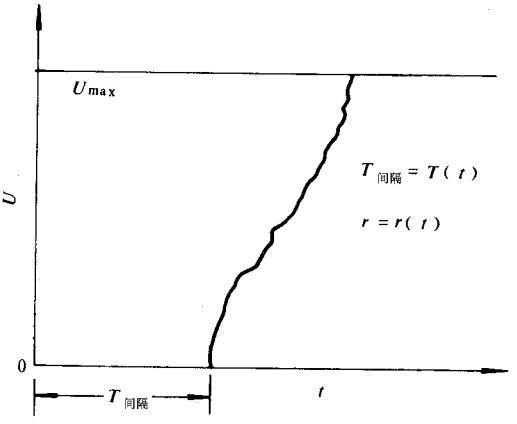


图 8－1－3　复合型故障

3. 按故障的危害程度分类

故障的影响与危害性分析方式是一种在机械设备设计阶段广泛应用的分析方法。其目的在于通过分析了解影响机械设备功能的关键性零、部件的失效情况，从而在设计上考虑改进的措施，采取减少或消除故障的具体办法；了解各种故障对机械设备和人身安全的危害程度及对使用环境条件的要求等。

按危害程度分类的方法很多，有的将故障造成的经济损失、停工时间作为评价标准。有的按危害性质分为灾难性故障、使用性故障、经济性故障。在可靠性工程中以无故障工作概率的允许值作为评价故障后果严重程度的尺度，在企业中采用较多的方法是采用故障频繁程度等级、影响程度等级、紧急程度三个方面进行综合评定。程度等级的划分如表 8－1－1 所示。

表 8－1－1　故障危害程度等级

等　级	影响程度	出现频繁程度	排除故障紧急程度
Ⅰ	重大故障	非常容易发生	立　即
Ⅱ	严重故障	容易发生	尽量快
Ⅲ	一般故障	偶而发生	可慢些
Ⅳ	轻微故障	极少发生	不受限制

在具体分析中，同一等级的故障并不一定三个方面同时具备。例如，汽车的制动装

置失灵属于必需立即处理的故障，否则就将引起重大事故，但它并不是非常容易发生的类型，所以必需进行综合分析。

对同一故障表现形式的后果如何，也必须作具体分析。例如，机床、飞机、运载火箭都使用油泵，油泵故障都将造成供油系统失效这一后果。如机床供油中断则可能导致工作中断，损坏工件或设备。飞机供油中断，如果飞机在飞行中有足够高度，飞行员有足够经验，处理得当可能避免严重事故，但如果在起飞或着陆阶段则都将造成严重事故。对于运载火箭，则后果只是灾难性的重大事故了。

第二节　机械设备可靠性和维修性概念

一、可靠性的概念

可靠性标志着机械设备在其整个使用周期内保持所需质量指标的性能，它表示机械设备无故障工作的可能性。可靠性的定义是‘产品在规定条件下和规定时间内完成规定功能的能力。’这个概念也就是我们习惯上对某些产品经常提出的是否耐用或可不可靠的问题。随着现代科学技术的不断发展，机械设备所承担的工作在质和量的方面都更趋向高级化、复杂化。由于彼此相关的任一部分失效而导致整个系统发生故障的机会显著增加，而整个系统的故障则将会造成经济上甚至生命安全上极大危害。因此，可靠性问题愈来愈多的被重视。自本世纪 50 年代初期以来，可靠性的研究不断发展，已形成并迅速发展成一门年轻的新兴学科——可靠性工程学。

可靠性是一个综合性问题，它涉及到生产和使用的各个方面，生产厂在模拟实际工作条件而进行设计、试验，并予以保证的可靠性称固有可靠性，它与产品内在质量标志与零部件的材料选择、设计、制造等每个环节都有关系。生产厂制造的新设备所具有的固有可靠性，经过运输、存放、安装、调试等阶段，以及操作人员的技术水平、维护保养水平等因素都会影响到设备的可靠性，后一种称为使用可靠性。因此，可靠性技术贯穿于机械设备的研究、设计、制造、试验、使用及维修等各个环节。在这些环节的过程中使产品可靠性得到不断改进和提高。其基本循环过程如图 8－1－4 所示。

可靠性科学在机械设备方面的运用是研究机械设备质量指标变化规律。而在设备维修工程方面其主要任务为寻求以最少的时间、最低的费用来保证机械设备所需工作寿命和无故障的方法，在预测机器状态，故障诊断的基础上建立选取最佳方案的理论。对

可靠性问题的研究主要包括故障数学和故障物理学两个方面。故障数学又称故障统计分析，由于故障具有随机性，但从其统计规律性出发运用概率论，数理统计等数学方法分析机械设备投入使用后故障的运动形式及其规律性，提出了广泛解决实践中各种问题的可靠性。也就是从宏观上定性地描述故障的规律性。另一方面是故障物理学的研究，它从微观物质性质的角度分析故障的发生、发展到形成的转化过程，找出故障的内在规律。这两个方面现在正汇合形成统一的可靠性科学。

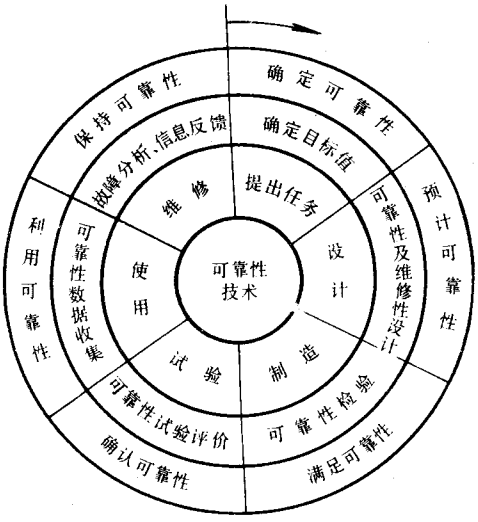


图 8－1－4　可靠性技术基本循环过程

在工程实践中的观测值以及机械设计中大多数设计参数都是随机变量。机械设备的可靠性也具有随机变量的性质，作为一项技术而言，可靠性需要一种能够和其它性能一样定量地加以表示和测定的标准，也就是需要一个表示可靠性的尺度。由于决定产品可靠性的主要原因往往与一些偶然现象有关，故障本身也是一种偶然事件。故障前的使用期或实际工作时间常用随机变量来描述。因此评价可靠性的指标都具有概率的性质。“可靠度”就是用概率论和数理统计方法建立起来的对可靠性的定量尺度。可靠度的定义是：“机械设备在规定条件下和规定时间内完成规定功能的概率”。

可靠性和可靠度的定义基本上是相同的，只是一个表示定性，一个表示定量。其差别就在定义的最后两个字，一个是‘能力’，一个是‘概率’。对这两个定义的理解，应明确定义中对象、条件、时间、功能的具体含义。

1. 具体的对象

在提到可靠性的问题时必须联系具体对象。可靠性技术的基本目的就是尽可能少出故障。但是一般说来可靠度是与产品的经济性相联系的，由于高可靠度的产品价格，

常是昂贵的,因此,对不同对象就有不同的可靠度要求。例如,宇航设备、制动系统、高压容器等一旦发生故障就会产生极大危害,这就要求有很高的可靠度,除保证其功能要求外,还有满足其安全性要求。而对一般普通设备则常用低可靠度要求,在使用一定时间以后进行更新则更经济。

2. 规定的条件

规定的条件是指机械设备及零、部件在工作时所处的环境条件、运行条件及维修条件等。例如,载荷是否有冲击或振动、环境条件是否恶劣、是否受温度、压力变化的影响,使用及维修人员的技术水平、管理工作是否完善等。

3. 规定的时间

规定的时间是指产品所要求达到的一定的工作期限(使用寿命)。由于机器设备的可靠度是表示时间性的质量,产品的可靠度总是与一定使用时间相联系的。例如,同一台设备在使用初期可靠度高,经过长期使用或超负荷运转以后,则其可靠度必然明显下降。因此,必须注意在提高某机械设备的可靠度时若不指明其工作时间则是毫无意义的。

4. 规定的功能

规定的功能是指保证给定参数处于技术文件规定范围以内,机械设备完成其规定工作所处的状态。例如,金属切削机床的加工精度、成品质量、生产效率等。

二、可靠性的计算

在可靠性工程中最基本的函数为:可靠度函数、故障概率函数、故障概率密度函数、故障率函数。现就可靠度的计算进行说明,其它函数见有关资料。

1. 可靠度函数 $R(t)$

根据可靠度的定义,可靠度函数表示在规定时间间隔内机械设备不发生故障的概率,在故障分析中它常作为评价机械设备无故障性的指标。由于机械设备的可靠性总是与一定的使用时间相联系的。故可靠性与时间的函数式称为可靠度函数,以 $R(t)$ 表示。其取值范围为 $0 \leqslant R(t) \leqslant 1$。

2. 故障概率函数 $F(t)$

故障概率函数又称不可靠度函数,它是可靠度的反义词。也就是说它表示在规定时间间隔内机械设备发生故障的概率,以符号 $F(t)$ 表示。它的取值范围也是 $0 \leqslant F(t) \leqslant 1$。它与可靠度函数成互补关系,在数值上等于 1 减可靠度函数:

$$F(t) = 1 - R(t) \tag{1-1}$$

对于离散型随机变量,故障概率只能取可数的数值,在处理实际问题时,随机变量的

概率分布状况通常是通过该变量的一组实验或观测数据的频率分布来获得。

例 对一批零件进行疲劳试验，抽取试样的总数 $N=90$，若将测定其发生故障的时间分成若干区间并依次排列，可得表 8－1－2 所示数据。

表 8－1－2　零件疲劳测试数据

顺序号	区间距 Δt(h)	区间中值 t_i(h)	失效数 ΔN_{fi}	累积失效数 N_{fi}	正常工作数 N_{si}	失效频率 $\overline{f}_i$(%)	累积失效频率 $F_i=\sum_{i=1}^{i} f_i$
1	0～100	50	4	4	86	4.44	4.44
2	100～200	150	21	25	65	23.34	27.78
3	200～300	250	30	55	35	33.33	61.11
4	300～400	350	25	80	10	27.78	88.89
5	400～500	450	8	88	2	8.89	97.80
6	500～600	550	2	90	0	2.22	100.00

根据表 8－1－2 所测数据，可作成如图 8－1－5 所示频率分布直方图。若对第 i 个区间 $\Delta t=t_i-t_{i-1}$，在这区间中零件发生故障数目为 ΔN_{fi}，则其故障频率为：

$$f_i=\frac{\Delta N_{fi}}{N} \tag{1-2}$$

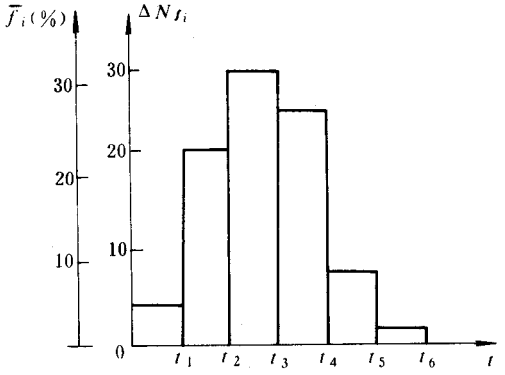


图 8－1－5　频率分布直方图

在 $t_i<t_n$ 时间内的累积故障数则为：

$$N_{fi}=\sum_{i=1}^{i}\Delta N_{fi} \tag{1-3}$$

而在 t_i 时间内的累积故障频率(故障概率)为：

$$F_i=\sum_{i=1}^{i} f_i=\sum_{i=1}^{i}\frac{\Delta N_{fi}}{N}=\frac{N_{fi}}{N} \tag{1-4}$$

根据表 8－1－2 所测定数据，在 $t_4=400\text{h}$ 时的故障概率为：

$$F(400)=\sum_{i=1}^{i} f_i=0.0444+0.2334+0.3333+0.2778$$

$$= 0.8889 = 88.89\%$$

$$\text{或 } F(400) = \frac{N_{fi}}{N} = \frac{80}{90} = 0.8889 = 88.89\%$$

同理，零件在 t_i 时间内的可靠度为：

$$R(t_i) = \frac{N_{si}}{N} = \frac{N - N_{fi}}{N} = 1 - \frac{N_{fi}}{N} = 1 - F_i$$

则在 $t_i = 400\text{h}$ 时的可靠度为：

$$R(400) = 1 - F(400) = 1 - 0.8889 = 0.111 = 1.11\%$$

三、维修性

在评定机械设备使用性能时，一方面要考虑这些设备从开始工作到发生故障这段时间的可靠度(固有可靠性)和工作寿命，另一方面还要考虑一旦发生故障之后，是否可以在较短的时间内经过修理恢复到原来工作状态这一条件。后者即为机械设备所具有的维修性。

为保持和恢复机械设备完成规定功能的能力而采取的技术、管理措施称为机械设备维修。全部维修活动受很多因素的影响，例如工人技术水平、管理措施、资料、备件、费用等。但就机械设备和零部件本身而言，其所具有的能够进行维修的难易程度和性质(例如，易接近性、标准化程度、可测试性、结构合理性等)，都是在机械设计和安装过程中所确定的一项特性。一台维修性好的设备应能使维修以最少的消耗并在最方便的操作条件下完成。维修性设计的最高奋斗目标是使机械设备达到无维修，实现无维修设计。

维修性的定义是‘在规定条件下使用的机械设备在规定的时间内按规定程序和方法进行维修时，保持和恢复到能完成规定功能的能力’称为该设备的维修性。由于维修所需的时间 t 是一个随机变量，因此，可以给出一个描述维修时间的概率分布尺度，称为维修度。维修度的定义是‘在规定条件下使用的机械设备在规定时间内按规定程序和方法进行维修时，保持和恢复到能完成规定功能的概率。’维修性与维修度二者的定义区别是“能力”与‘概率”，在意义上前者表示定性概念，后者则为定量的尺度。

四、维修性基本函数

1. 维修度 $M(t)$

由于维修度是表示可修复系统在规定条件下进行维修，并在规定时间内完成维修的尺度，故维修度 $M(t)$ 是在 $\tau \leqslant t$ 时间内完成维修的概率，它是时间 t 的单调递增函数。对相同的 t 来说，$M(t)$ 愈大，该系统就愈易维修。当 $t \to 0$ 时，$M(t) = 0$，而当 $t \to \infty$ 时，$M(t) = 1$。它与可靠性基本函数中故障概率函数 $F(t)$ 的规律相一致。

2. 不可维修度 $G(t)$

不可维修度是在 $\tau > t$ 时没有完成维修的概率。它是一个单调递减函数，$t \to 0$ 时，$G(0) = 1$；$t \to \infty$ 时，$G(\infty) = 0$。它也是维修度的互补函数，即 $G(t) = 1 - M(t)$。

五、机械设备的有效度

对于可修设备，由于发生故障之后可以修理恢复到正常工作状态，因此，既有从开始工作到发生故障阶段的可靠性问题，也有从发生故障后进行维修，恢复到正常工作阶段的维修性问题。对于能够维修的机械设备，就需要把以上两个阶段中的可靠度与维修度结合起来，用一个统一的尺度来评价这些机械设备在全部过程中能有效地工作的程度，这就是机械设备的有效度（有效利用率）。国家规定考核设备的“可利用率”指标，就是这里讲的设备有效度。

设备的平均故障间隔期可作为衡量设备可靠度的尺度；设备的平均维修时间可作为衡量维修度的尺度。则设备的有效度计算式为：

$$A = \frac{MTBF}{MTBF + MTTR} \times 100\% \tag{1-5}$$

式中　$MTBF$——平均故障间隔期（h）；

MTTR——平均维修时间（h）。

例　某台设备共运转 10000h，在此期间共发生 10 次故障，每次处理故障的时间平均为 9h，计划检修时间共计 300h，试求这台设备的有效度。

解：

$$MTBF = \frac{10000}{10} = 1000\text{h}$$

$$MTTR = \frac{300 + 9 \times 10}{10} = 39\text{h}$$

$$A = \frac{1000}{1000 + 39} = 0.96 = 96\%$$

第三节　故障分析

故障分析是分析研究机械设备及零部件的故障现象及其规律，从中找出产生故障的主要原因。机械设备宏观性能的变化经常是由于零件或材料的失效引起。常见的失效类型有：磨损失效，变形失效，断裂失效，腐蚀失效。

一、摩擦与磨损

磨损是伴随着摩擦而产生的表层材料微量损失现象。磨损会降低机械设备的运动精度,甚至会使机器完全丧失工作能力;磨损会缩短机器寿命;增加维修时间和费用;增加材料消耗。材料消耗,最终会反映到能源消耗上。据统计在机械设备的故障模式中有60~80%是由磨损失效而造成。一般说来磨损使机械运转性能逐渐恶化,虽不致造成事故性灾害,但它往往是机械完全失效的诱因与前奏。因此研究磨损规律,寻求减少磨损的措施,已成为当前机械维修工程中一个重要课题。

磨损并不总是坏事。例如机器跑合阶段的磨损、利用磨损原理进行的机械加工(如研磨、抛光、磨削)等,都是利用磨损为生产服务的。

磨损主要发生在零件表层,所以这一节主要研究零件表层的破坏情况,表层的破坏机理及防止表层破坏的措施。

1. 摩擦的分类

两个相互接触的物体在外力作用下发生相对运动(或具有相对运动的趋势时),在接触面间产生的切向运动阻力称为摩擦力,这种现象叫做摩擦。摩擦现象在自然界普遍存在,只要有相对运动就一定有摩擦相伴随。摩擦能使一些物体保持稳定和制动系统的正常工作。但另一方面摩擦消耗大量能量,在现代汽车中发动机约20%功率损耗于克服摩擦。纺织机械85%功率为克服摩擦而损耗。摩擦与相随出现的磨损是使机械可靠性降低、使用寿命缩短的主要原因之一,摩擦还会导致过度发热而成为限制机械设备工作能力的主要因素。

按摩擦副的运动状态分类,摩擦可分为静摩擦与动摩擦。按摩擦副的摩擦性质分类又可分为滑动摩擦与滚动摩擦。在机械设备摩擦磨损研究中常按摩擦副表面润滑状况来分类。

(1)干摩擦　在大气条件下,摩擦表面间名义上没有润滑剂存在时的摩擦。

(2)流体摩擦　相对运动的两物体完全被流体隔开时的摩擦。流体为液体时称为液体摩擦;流体为气体时称为气体摩擦。在流体摩擦时摩擦发生在流体内部。

(3)边界摩擦　摩擦表面有一层极薄的润滑膜存在时的摩擦。一般边界膜的厚度约为0.1~0.01μm。

(4)混合摩擦　包括半干摩擦和半液体摩擦。它属于过渡状态的摩擦。同时具有边界摩擦与半干摩擦的情况称半干摩擦;同时具有液体摩擦和干摩擦的状态称半液体摩擦。

2. 摩擦理论

摩擦理论的任务是探讨摩擦机理，研究摩擦是怎样产生的。目前有许多学说企图解释摩擦产生的原因，下面仅介绍几种主要的学说。

(1)古典摩擦定律(库伦定律)　1785 年库伦根据前人的研究成果进行了比较系统的研究与实验，得出在干摩擦条件下实验的结论是摩擦力与法向载荷成正比。

库伦定律是实验定律，它揭示了摩擦的性质，至今对干摩擦状态仍被认为有一定应用价值，在一般工程计算中仍较广泛应用。但根据近代对摩擦的深入研究，发现其与实际情况有许多不符。

1)法向压力不大时，对于普通材料，摩擦力和法向载荷成正比，即摩擦系数与摩擦副材料有关。但实际上摩擦系数与温度、表面粗糙度、表面污染情况等有关。另外当压力很大时，实际接触面积接近名义接触面积，对于极硬材料(如钻石)或极软材料(如某些聚合物)摩擦力与法向载荷不成线性比例关系。

2)对于屈服极限一定的材料(如钢铁)摩擦力与名义接触面积存在某种关系 对于很洁净很光滑的表面，或承受载荷很大时，由于在接触面间出现强烈的分子吸引力，摩擦力与接触面积成正比。

3)对于弹性材料，静摩擦系数不一定大于动摩擦系数。

(2)机械啮合说　该理论认为摩擦表面是凹凸不平的，当两个凹凸不平的表面接触时，凸凹彼此交错啮合，当发生相对运动时，互相交错的凸凹就要阻碍物体的运动。摩擦力就是这些啮合总切向阻力的总和。如图 8－1－6 所示为机械啮合说模型。当 A 固定不动，B 沿箭头方向滑动时，则 B 沿着斜面拱起来，因此相当于斜面的摩擦。用这种假说可以解释一般情况下粗糙表面比光滑表面摩擦力大的原因。但随着近代表面加工技术和真空技术的进步，这种理论受到冲击。例如 1919 年哈迪对经过研磨达到镜面光洁度表面和粗糙表面进行摩擦试验，发现经充分研磨的表面摩擦力反而增大，而且擦伤痕迹表面严重，这是用机械啮合说不能解释的。

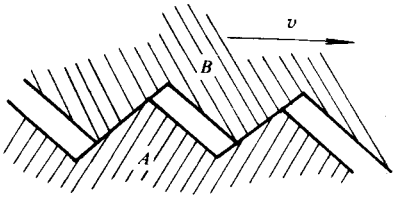


图 8－1－6　机械啮合说模型

(3)分子吸引说　1734 年英国物理学家萨古利提出一个新的见解，认为表面愈是光滑，摩擦力就愈大。这是因为表面愈相接近，表面分子力的影响就愈增加。摩擦真正的原因应归于表面的分子力。但当时无法实验加以证明。1929 年汤姆林详细研究了晶格

内原子力的性质，并推算出固体干摩擦和磨损的表达式。图 8－1－7 所示为摩擦的分子吸引说模型。设 A 和 B 为相接触的金属。B 面固定，A 在 B 面上滑动，其表面的金属原子 a_1、a_2、…和 b_1、b_2 ∴…整齐排列成格子状。现设 a_1 对着 b_1，随着 A 的运动，在位移很小时 a_1、b_1 间有弹性力发生作用，抵制运动。当 a_1 移过 b_1、b_2 中点后，a_1、b_2 的引力大于 a_1、b_1 的引力。b_1 便从 a_1 的引力中释放出来，回到原来位置，最后变为热能而失去。两表面的各原子多次反复进行这种动作的能量损失，称为摩擦功。

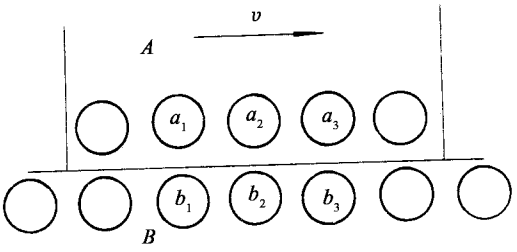


图 8－1－7　分子说模型

(4)分子机械说　该理论认为摩擦面的真实接触部分，在很大的单位压力作用下，表面凸峰相互压入和啮合，同时相互接触的表面分子也有吸引力。因此，摩擦过程就是克服亚微观表面凸峰的机械啮合和表面分子吸引力的过程。摩擦力就是在这些接触点上由于机械啮合作用和分子吸引作用所产生的切向阻力的总和。一般常用二项式来说明：

$$F = \beta N + \alpha A_r = \mu N = \left(\beta + \alpha \frac{A_r}{N}\right) N \qquad (1-6)$$

式中　F——摩擦力；

N——法向力；

A_r——真实接触面积；

α、β——分别为由摩擦表面的物理和机械性质决定的系数。

式(1－6)说明摩擦系数 $\mu = \beta + \alpha \frac{A_r}{N}$，其中 β 是一个定值，它是根据机械啮合理论所确定的摩擦系数。$\alpha \frac{A_r}{N}$ 是一个变量，它是考虑分子作用力后，对纯机械啮合理论的修正。对于塑性材料，由于真实接触面积与法向载荷成正比，摩擦系数则为一定值。对弹性材料，由于真实接触面积随载荷的增加而缓慢地增加，因而摩擦系数随载荷的增加而减小。由于该理论不但考虑了摩擦表面微凸体的机械啮合，而且还考虑了它们之间的分子作用力。因此，它不仅适用于干摩擦，也适用于边界摩擦。它可以用来解决真实接触面积较大的摩擦问题。

(5)粘着理论　1945 年澳大利亚科学家鲍顿提出粘着理论,该理论认为所有的表面在微观水平上都是粗糙的,因此当两物体表面相接触时,将以粗糙微凸体的峰顶相互接触,如图 8 – 1 – 8 所示。因为真实接触面积很小,即使法向载荷 N 很小时,在接触微凸体顶部承受的压强也很大,粗糙微凸体起初为弹性变形,最后为塑性变形,从而导致真实接触面积的增加,直到增至真实接触面积恰好能承受所加载荷为止,如图 8 – 1 – 8 中局部放大图所示。对于理想的弹 – 塑性材料,真实接触面积与载荷的关系式则为:

$$N = A_r \cdot \delta_s \tag{1-7}$$

式中　δ_s——材料的屈服极限强度。

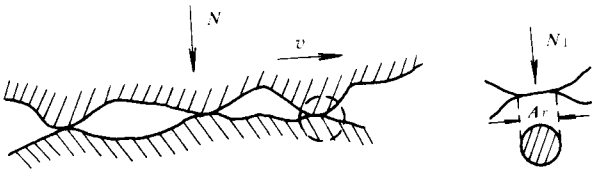


图 8 – 1 – 8　两表面间微凸体接触

在上述接触情况下,在接触点将产生瞬时高温(达 1000℃以上,且可持续千分之几秒的时间),引起接触面金属发生粘着(冷焊)。当两表面间存在相对运动时,在切向力作用下粘着点将受剪切作用,若要使一个粗糙微凸体与相啮合的粗糙微凸体相对滑动,则必须剪切已经形成的金属焊接,使两表面产生“滑溜”。摩擦的产生,就是由于粘着与滑溜交替进行的结果。这种过程使运动受到阻力,其值等于各接触点被切断力的总和。它是构成摩擦力的主要原因,被称为摩擦力的剪切项,其值等于剪切面积(真实接触面积)与材料的剪切强度($\tau_{剪}$)的乘积,即

$$F = A_r \cdot \tau_{剪} \tag{1-8}$$

此外,该理论还认为,当摩擦副表面较粗糙时,且两摩擦表面的硬度不同,则硬的突点可嵌入软的表面,在相对运动时,部分金属也将被剪掉,这是产生摩擦力的另一个原因,称为摩擦力的粗糙项(或犁沟项、刨削项)。当表面不太粗糙时,一般情况下只占摩擦力的百分之几,可以忽略不计。因此,摩擦力可以近似地等于剪断金属粘着点所需的剪切力。则摩擦力与摩擦系数的表达式为:

$$F = A_r \cdot \tau_{剪} = \frac{N}{\sigma_s} \cdot \tau_{剪} \tag{1-9}$$

$$\mu = \frac{F}{N} = \frac{\tau_{剪}}{\sigma_s} \tag{1-10}$$

由上式可见,当摩擦表面的材料一定时,摩擦力与法向载荷成正比,而与名义接触面积无关。这是与古典摩擦定律的阐述相一致的。应当注意鲍顿提出的简单粘着理论是

建立在理想的弹－塑性材料的基础上，忽略了冷作效应。另外简单粘着理论假设表面是净洁的，忽视了表面污染膜的客观存在。为了接近真实，对简单理论进行了修正。真实接触面积不仅与法向载荷有关，根据塑性理论切向力的作用也将使每一焊结的面积增大。而对于存在污染膜情况则其实际剪切强度可用修正系数 C 对其修正，则 $\tau_f = C \cdot \tau_{剪}$。综合这两个因素的影响得到摩擦系数 μ 的表达式为：

$$\mu = \frac{C}{\sqrt{\alpha(1 - C^2)}} \tag{1-11}$$

由上式可以看到，当 C 趋近于 1 时（即焊结完全粘着），μ 达到很高的值；而当 C 不大时其值则为通常观测值。则

$$\mu = \frac{C \cdot \tau_{剪}}{\sigma_s} = \frac{\tau_f}{\sigma_s} = \frac{\text{界面的剪切强度极限}}{\text{金属凸峰的压缩屈服极限}} \tag{1-12}$$

这个结论与简单粘着理论是一致的。这是由于污染膜的剪切强度极限比金属低。其次，真实接触面积不可能大规模增长。但是应注意到在宇宙飞行中，由于可能在无氧环境中运行而缺少氧化膜，将出现 C 值趋近于 1 的情况。

按照粘着摩擦理论观点，可以解释许多摩擦现象和在工程中应用。例如近代滑动轴承（轧辊用的油膜轴承衬套）是以硬金属为轴承基体而在其表面涂一层很薄的软金属减磨轴承合金，这就是运用了粘着理论的成果。现以一光滑的半球形滑块和一个金属平面接触产生摩擦情况进行说明。

根据粘着摩擦理论，摩擦力 F 等于接触面积 A 和被剪切金属的剪切强度 τ' 的乘积，即 $F = A \cdot \tau$。在图 8－1－9a 情况下，滑块是硬金属，平面是软金属则 A 大 τ 小。在图 8－1－9b 情况下，滑块和平面都是硬金属则 A 小 τ 大。所以在两种情况下，摩擦力 F 都比较大。但在图 8－1－9c 情况下，滑块是硬金属，平面是硬金属上面涂有一层软金属膜，这时法向载荷由硬金属承担，剪切发生在软金属涂层内，因此 A 小 τ 小，故摩擦力小起到减磨作用。实验表面在一定载荷下，钢在铟平面上滑动时，$\mu = 1.6$；钢在钢平面上滑动时，$\mu = 0.8$ 如果在钢平面上覆盖一层铟膜，则其 $\mu = 0.1$ 左右。

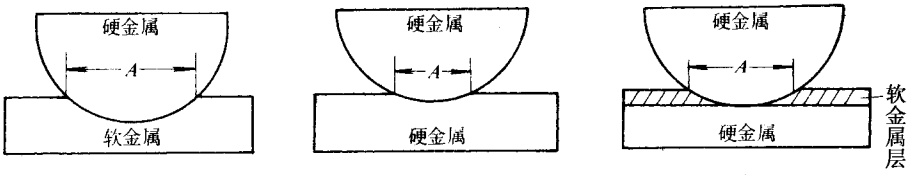


图 8－1－9　半球形滑块在平面上的摩擦

3. 磨损概念及其分类

虽然,从原始人制造工具开始就运用磨损这一形式,但作为一门技术学科在 1950 年才开始研究。目前很多问题尚在探索中,因此对磨损的定义也存在多种说法。在这里仅提出我国机械工程手册中对磨损的定义是"物体工作表面的物质,由于表面相对运动而不断损失的现象,叫做磨损。"

为了解磨损各种现象,掌握磨损的基本规律,将磨损加以分类是必要的。与磨损相联系的现象很多,有物理的、化学的、机械的、金相的等。磨损是这些现象综合作用的结果。常采用的分类方法是按摩擦表面破坏的机理和特征分类,这种方法揭示了各种类型磨损的过程和本质,对采取抗磨措施有很大指导意义。它将磨损分为:

磨粒磨损(Abrasive Wear)

粘着磨损(Adhesive Wear)

疲劳磨损(Fatique Wear)

腐蚀磨损。(Corrosive Wear)

(1)磨粒磨损　硬的颗粒或硬的凸起物在摩擦过程中引起材料脱落的现象为磨粒磨损(图 8 - 1 - 10)。从本质上说,磨粒磨损是"微观切削"过程。磨粒磨损是最常见的磨损形式,减少磨粒磨损具有重要的经济意义。根据 Eyre 在 1976 年的估计,大约有 50% 的磨损从机理上说是属于磨粒磨损;据联邦德国 1976 年统计,在冶金和采矿工业中,由于磨粒磨损而引起的损失占成本的 40%;在煤炭工业中占成本的 30%。

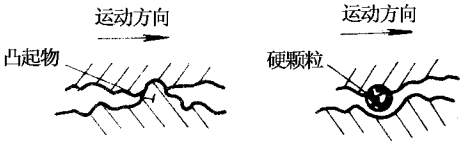


图 8 - 1 - 10　磨粒磨损

磨粒磨损的分类方法很多。这是因为除了磨粒这个主要因素以外,还有冲击、腐蚀以及温度等影响。由于这个原因,实验室条件下的实验数据,往往不能直接用于生产中去。

常用的分类法,是根据磨损件相互位置来分的。把磨损状态分成二体磨损和三体磨损。三体磨损(图 8 - 1 - 11)是有第三者存在,比如球磨机中的矿石,对辊破碎机中的矿石,轧机轧辊间的轧件等。其特征是接触面有高应力,物料被压碎,表面被划伤,使表面产生塑性流动或裂纹。

二体磨损可以是凿削式磨损如图(8 - 1 - 12a)或挖掘机铲斗齿或锤式破碎机的锤头。这时磨粒对材料表面产生高的冲击应力,使金属表面被磨出较深的沟槽,并有大颗粒由材料表面脱落下来。

二体磨损也可以是低应力磨损，如图 8－1－12b 所示。犁铧、运输机溜槽等属于这种类型。由于磨粒加到金属材料表面上的应力，不超过磨粒的压溃强度，因此，金属材料表面产生拉伤或微小的切削痕迹。

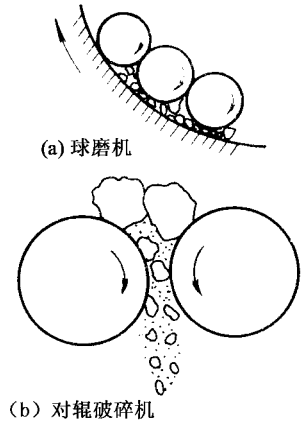


图 8－1－11　三体磨损

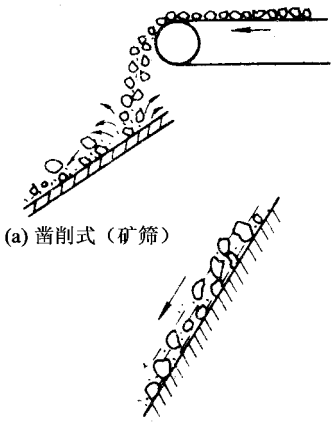


图 8－1－12　二体磨损

二体磨损必须具备两个条件：首先是一个表面必须比另一个表面硬；其次是硬的表面必须粗糙。只要硬表面做得很光滑，就不会产生二体磨损。

从理论上讲，在一般摩擦副中，如果密封和过滤良好，能防止异物如灰尘、砂粒与金属粉末侵入，就可以防止磨粒磨损。但事实上，由于粘着磨损表面疲劳磨损和氧化磨损产生的磨屑多数都是氧化物，都比较硬，因此它们也会转化成三体磨损。

①磨粒磨损的定量关系式和常用的评价磨损的指标：

a.线性磨损量——沿摩擦表面垂直方向测量的表面尺寸变化量。以微米为单位，有

时也以重量计算单位则为毫克。

b.磨损速度——磨损量大小与产生该磨损量时间之比。也就是单位时间内磨损量。以微米/小时为单位。

c.磨损强度——磨损量大小与产生磨损相应摩擦路线长度之比。以体积表示磨损量时也就是表示单位摩擦路程的磨损体积。

d.相对耐磨性。相对耐磨性的关系式为：

$$\varepsilon = \frac{\text{标准试样的磨损量}}{\text{试验试样的磨损量}} = \frac{\text{试验试样耐磨性}}{\text{标准试样耐磨性}} \qquad (1-13)$$

②磨粒磨损的影响因素：

a.金属材料硬度与耐磨性的关系。一般情况下，金属材料硬度越高，耐磨性愈好。图 8－1－13 是在固定磨损试验机上对不同材料测得的材料硬度与耐磨性关系图。

对纯金属及未经热处理的钢，其抗磨粒磨损的相对耐磨性与其自然硬度成正比见图 8－1－13a。

对经过热处理的钢，其相对耐磨性随硬度增加而增加。但对未经热处理的钢，其相对耐磨性增加得缓慢一些（可以图 8－1－13a 与 b 对比中看到）。

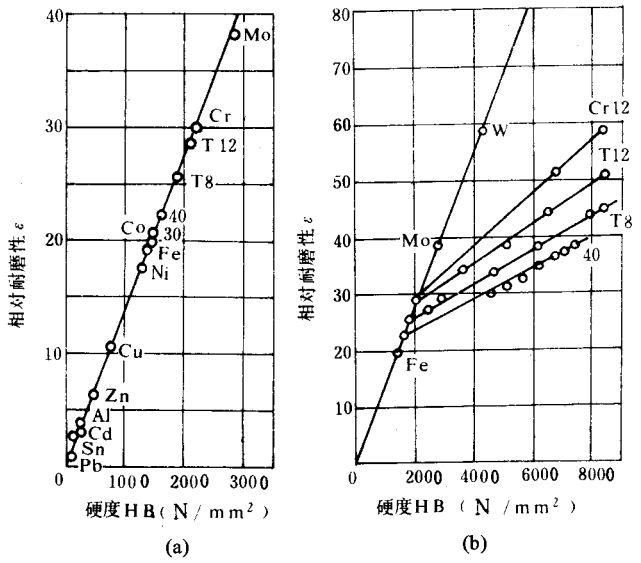


图 8－1－13　磨粒磨损相对耐磨性与材料硬度的关系

a—工业纯金属及退火钢；

b—热处理淬火后结构钢及工具钢

当钢中含碳量及碳化物生成元素的含量越多，其相对耐磨性越大，可由图 8－1－13b 中 T12 与 T8 的对比中看到。

b.磨粒硬度的影响。将 T8 钢淬火后，经不同温度回火获得三种不同硬度，然后用相同的粒度，不同硬度的磨粒进行磨粒磨损试验，其结果如图 8－1－14 所示。由图中可以看出，对不同硬度的钢，磨损曲线的规律相同(如图 8－1－14a)，但线磨损率不同。

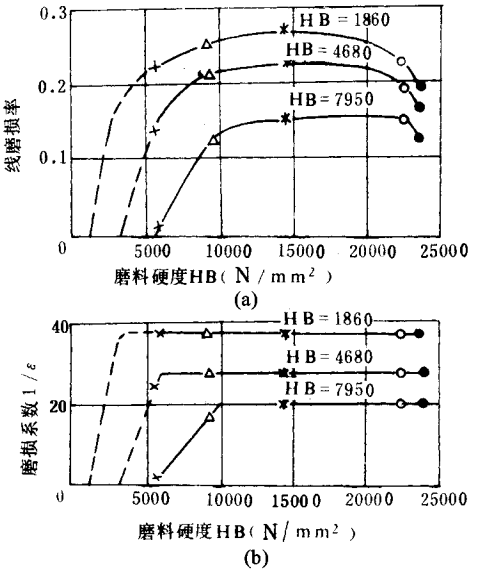


图 8－1－14　三种硬度的 T8 钢与磨料硬度的关系

a—线磨损率与磨料硬度的关系；

b—磨损系数与磨料硬度的关系

×—玻璃(585)；△—燧石(1908)；

＊柘榴石(1925)；○—蔷薇辉石(2198)；

●—钢玉(2290)

c.磨粒颗粒大小的影响。将不同粒度尺寸的磨粒制成砂布，对不同金属材料进行试验，其结果如图 8－1－15 所示。其规律如下：对一般金属，磨损量随磨粒平均尺寸的增大而增加，磨粒达到一定临界尺寸后，磨损量保持不变；当金属材料性能不同时，磨损量变化的磨粒临界尺寸也不相同。

如在散装流动的磨粒情况下作试验，其结果如图 8－1－16 所示，钢的磨损量随粒度的增大而增加，随含碳量的增高而减少。

d.金属材料的冷作硬化及冲击条件下使用的影响。由图 8－1－17 所示线性关系表明，对经过冷作硬化的某些工业纯金属、合金钢 40Mo，采用不同温度回火，可获得不同的硬度。这些材料冷作硬化后硬度大大增加，但相对耐磨性实际上保持不变。

对冷作硬化后的材料，硬度接近或超过磨粒硬度时，硬化所引起的强化作用使相对耐磨性有所增加(图 8－1－17)。

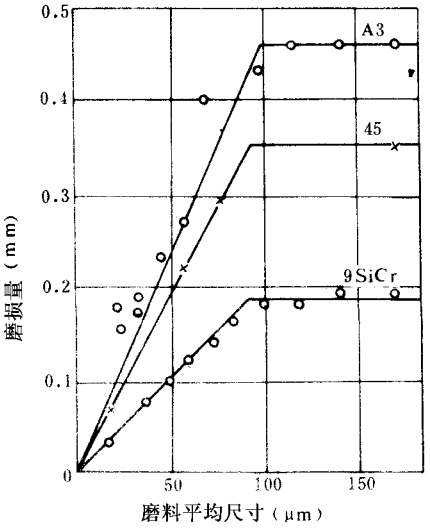


图 8－1－15　钢的磨损量与磨料颗粒平均尺寸的关系

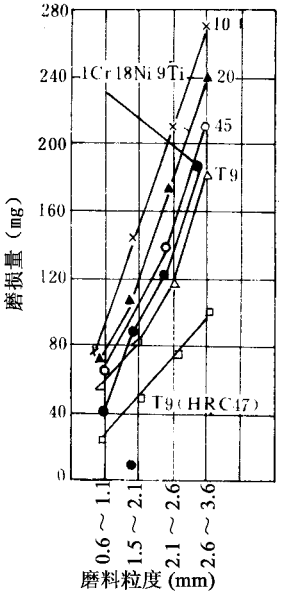


图 8－1－16　磨料粒度对不同钢种磨损量的影响

在冲击条件下进行的试验结果表明，相对耐磨性随钢中含碳量的增加而迅速增加。当含碳量为 0.8% 时达到最大值，含碳量超过此值后，耐磨性急剧下降，如图 8－1－18 所示。

对热处理后呈奥氏体组织的钢在冲击条件下的耐磨性比无冲击条件下的好些。若钢经热处理后硬度提高在较大的冲击条件下磨损率迅速上升。

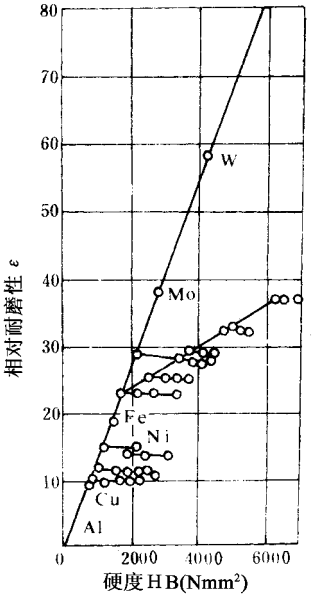


图 8－1－17　磨料磨损相对耐磨性与冷作硬化材料硬度的关系

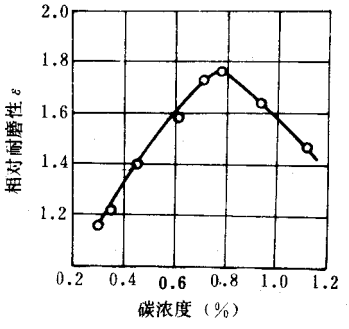


图 8－1－18　在冲击试验条件下磨料磨损相对耐磨性与钢的含碳量的关系

③减少磨粒磨损的途径。在各类机械中，特别是农业机械、工程机械、冶金机械、矿山机械中，受磨粒磨损的零件很多，情况也很复杂。采取什么措施减少磨粒磨损，不能一概而论，要具体分析，一般可分为两种情况。对于直接对磨粒进行加工或必须与磨粒接触的零件，如起重机抓斗、装岩机铲斗、破碎机颚板、球磨机衬板，灰渣泵叶轮等，主要是选择合适的耐磨材料和合理的结构设计。对于不允许磨粒进入摩擦副的一类零件，如发动机气缸和活塞环，轴颈与轴瓦等，则主要是防止外界磨粒进入机器内部以及进入摩擦副之间。

a.材料的选择。在一般情况下，提高材料的硬度，可以提高其耐磨性。但在承受载荷比较大，冲击比较厉害的情况下，首先要考虑材料的韧性和强度，再考虑材料的硬度，

以防折断。

橡胶、塑料制品在球磨机衬板、泥砂泵衬里上的应用以及运用喷涂陶瓷进行表面处理等新工艺、新材料在抗磨损方面都取得了显著的效果，有一定发展前途。

应当注意，最佳的材料在不同磨损环境下其耐磨性可能变化很大，因此，在选择材料时，还要考虑地区条件、工作环境、受力状态等特殊性。表 8－1－3 提供了抗磨粒磨损的选材规律，可供参考。

表 8－1－3　机械零件抗磨粒磨损的选材规律

工作条件	材料应具备的性能	可选的材料	应用举例
高应力，冲击 （疲劳损坏时）	高的韧性 冷作硬化钢	奥氏体锰钢 一定厚度的橡胶	球磨机衬板
低应力 （相对滑动）	硬度高、韧性非主要 要求、能快速更换	高硬度钢材 表面硬化处理工艺	犁　　铧
	基体材料便宜、能快 速更换零件	陶瓷、混凝土、铸石	输送磨料管道 过流部分衬里
	最大耐磨性	碳化钨	高炉料钟堆焊
凿削式磨损	一定的硬度高的韧性	耐磨铸铁和钢 表面层硬化处理工艺	铲运机斗齿
潮湿和腐蚀条 件下的磨损	首先考虑耐腐蚀性	不锈钢、陶瓷 橡胶、塑料	化工设备中的搅拌器
低应力与细颗粒 接触（磨损率低）	摩擦系数低	塑性、聚四氟乙烯 光滑的金属表面	机械密封零件
高　　温	抗热裂、抗疲劳及抗 冲击性能的耐磨材料	耐热合金铸铁 钢	矿石烧结设备
抗　弯　曲 表面形状不规则	能满足一种或几种性 能要求（硬度、韧性、 耐热性、耐腐蚀性）	喷焊、堆焊合金	高压柱塞泵
低应力 （冲刷条件）	硬度高，或硬度底 但弹性好	耐磨合金白口铸铁 橡　　胶	矿山杂质泵叶 轮和泵壳

b.防止磨粒进入机器内部。进入机器相对运动摩擦表面的磨粒，主要来自空气中的尘埃、燃油、冷却水中杂质等。因此，防止磨粒进入机器内部的措施，主要是注意密封与三滤（滤油、滤水、滤气）的工作，以及修理和装配时，保持零、部件清洁，清洗彻底也是防止磨粒进入机器内的一个方面。在日常维护保养中，加强对磨粒危害性的认识及三滤的管理制度，定期检查。在设计上采用高效的密封装置与滤清系统（当前滤芯的过滤精度可达 3～5μm）。这些都是防止磨粒进入机器的积极措施。

（2）粘着磨损　宏观光滑表面从微观看都是粗糙的。当受到一个法向载荷 F_N 时，只

少数分散的较高的微凸体有接触。由于其真实接触面积 A_r 很小，因此即使 F_N 很小，峰顶也会产生塑性变形。又由于实际表面上各个微凸体的峰顶处于不同的水平面上，所以当载荷增大时，各峰顶将依次进入接触，使接触峰增加，接触面积增大，直到接触面积足以承受外载荷时为止。

固体表面上的原子与分子是处于不平衡状态的。它们具有相当大的表面能，对于金属，这个能量可达 $(2\sim4)\times10^{-4}\,J/cm^2$。这就使固体表面容易与周围介质（气体、液体或固体）起作用。当两个固体由于峰顶塑性变形而紧密接触时，界面间的表面分子力就起作用，形成粘着结点。两个固体，在真实接触面上粘着时，有相当大的表面能释放出来，这个能量可使金属融化。从微观看，当粘着磨损出现胶合时，接触区的温度是很高的。

绝大多数金属表面不是洁净表面，表面上存在氧化膜和污染物，在这种情况下表面不会粘着，但是当接触面作相对运动时，表面膜被破坏形成洁净金属接触而产生粘着。继续滑动时，旧的粘着点不断切断，新的粘结点不断形成，表面物质不断损失而形成磨损。

根据粘着磨损破坏的程度和形态不同，可分以下六种破坏情况，下面分别介绍。

①跑合磨损（或轻微磨损）。轻微磨损产生于新机器出厂的跑合阶段，或在安装后试运转阶段。由于负荷比较轻只把接触面上突出的微凸体磨掉，使表面粗糙度得以改善，接触面增加，可以显著提高使用寿命。跑合的效果决定于载荷、速度、润滑剂和跑合时间。在跑合前应当确定跑合规范，所以应正确选择加载顺序和时间以及润滑剂。

②涂抹。金属从一个表面离开很薄的一层蒙在它的配偶件表面上，这种现象称为涂抹。例如蜗轮表面的铜转移到蜗杆的表面上，看到蜗杆螺旋面上一层黄色，就是典型的涂抹现象。

产生涂抹的原因是粘结点的强度大于软金属的剪切强度，剪切破坏产生在粘结点以内。

③擦伤。沿滑动方向产生细小的抓痕，这种现象称为擦伤。这是由于较硬的凸峰（或较硬的颗粒）在表面之间相对滑动时产生的。粘着点强度高于基体金属的强度，剪切破坏产生在金属表层以下较浅的部分。抓痕多半产生在较软材料上，较硬表面上也有时出现抓痕。内燃机的铝活塞壁与缸体之间经常出现擦伤。

④划伤。在滑动表面之间局部产生焊合时，沿着滑动方向形成较严重的抓痕称为划伤。划伤比擦伤更严重些，破坏更厉害些。

⑤胶合。在滑动表面之间由于固相焊合，粘着在一起，当两表面作相对运动时，从较软的表面撕掉金属。当速度较大时即产生较深的破坏深度。

⑥咬死。由于界面上产生严重粘着，使相对运动停止。

以上六种破坏情况的本质都是由于表面产生粘着，机理也相同，只是严重程度有所区别。

粘着磨损的影响因素有：

①材料特性的影响。

a.脆性材料比塑性材料抗粘着能力高。塑性材料粘着破坏常发生在离表面一定深处，磨损颗粒较大 脆性材料粘着磨损产物多为金属磨屑状，破坏深度较浅。

b.互容性大的金属所组成的摩擦副（相同金属或晶格类型、晶格间距、电子密度、电化学性能相近的金属）粘着倾向大。互容性小的金属所组成的摩擦副（不同金属或晶格等不相近的金属）粘着倾向小。不同金属的相容性见表 8－1－4。

表 8－1－4　不同金属相容性情况

	W	Mo	Cr	Co	Ni	Fe	Nb	Pt	Zr	Zi	Cu	Au	Ag	Al	Zn	Mg	Cd	Sn	Pb
In				△					×	√	√	×	×	○	√	×	×	×	×
Pb	△	△	○	○	○	○	○	×	×	×	○	△	√	○	○	√	√	×	⊗
Sn	√		○	√	√	△	√	×	√	×	√	×	×	△	√	√	×	⊗	
Cd			√	√	√	√		×	×	√	√	×	×	○	×	×	⊗		
Mg		√		√	△	△	△		×	△	×	×	×	×	√	⊗			
Zn		√	×	×	×	×	△	×	△	√	×	×	×	×	⊗				
Al	×	√	×	√	×	×	×	√	√	×	×	×	×	⊗					
Ag	○	△	○	○	○	○	△	×	√	×	√	×	⊗						
Au	×	√	×	√	×	×		×	×	√	×	⊗							
Cu	△	○	○	×	×	√	△	×	×	√	⊗								
Ti	×	×	×	√	×	×	×	×	×	⊗									
Zr	√	×	√	×	√	△	×	√	⊗										
Pt	×	×	×	×	×	×	×	⊗											
Nb	×	×	×	×	×	×	⊗												
Fe	×	×	×	×	×	⊗													
Ni	×	×	×	×	⊗														
Co	×	×	×	⊗															
Cr	×	×	⊗																
Mo	×	⊗																	

表　　例

配对金属类型	符　号	C 值
相同金属	⊗	1
相容不相同金属	×	0.5

配　对　金　属　类　型	符　号	C　值
中间状态相容金属类型Ⅰ	√	0.32
中间状态相容金属类型Ⅱ	△	0.20
不相容金属	○	0.125

C—不同金属元素配对的相容性系数。

c.从金相结构上看,多相金属比单相金属粘着倾向小,金属中化合物相比单相固溶体粘着倾向小。金属与非金属材料组成的摩擦副比金属组成的摩擦副粘着倾向小。

d.周期表中的Ⅱ族元素与铁不相容或能形成化合物,它们的粘着倾向小,而铁与Ⅰ族元素组成的摩擦副,粘着倾向大。

e.采用表面处理工艺,可使摩擦副表面生成互容性小,多相带有化合物组织或采用非金属涂层,避免同种金属相互摩擦,均可防止粘着磨损产生。如电镀、表面化学处理、表面合金化沉积、表面热处理、喷涂或堆焊等工艺。

②压力的影响。根据材料硬度与许用压力的关系,粘着磨损一般随压力增大到某一临界值后而急剧增加。当负荷超过材料硬度的$\frac{1}{3}$时,磨损量急剧增加,严重时咬死。因此设计中选择的许用压力必须低于材料硬度的$\frac{1}{3}$,才不发生粘着磨损。

③滑动速度的影响。在压力一定的情况下,粘着磨损量随着速度的增加而增加,达到某一极大值后,又随滑动速度的增加而减少。有时,随着滑动速度的变化,磨损类型由一种转变成另一种形式,如图8-2-19所示。

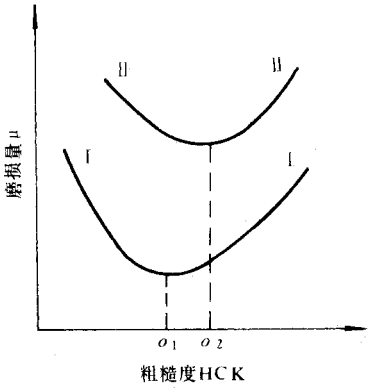


图8-1-19　磨损量与滑动速度的关系

④温度的影响。由于在摩擦过程中所产生的热量使摩擦表面的温度升高,在温度达到一定程度后,轻者破坏润滑油膜,重者使材料处于回火状态降低了强度。有时使材料局部区域温度升高至熔化状态,这些条件都将促使粘着磨损的产生和加剧。

防止因温升而产生粘着磨损的有效办法是控制 PV 值，选用热稳定性高的金属材料，加强冷却措施等。

⑤表面粗糙度的影响。如图 8－1－20 所示为零件磨损量与表面粗糙度的关系曲线。曲线Ⅰ表示轻载荷情况，曲线Ⅱ为重载荷情况。从图中可知：

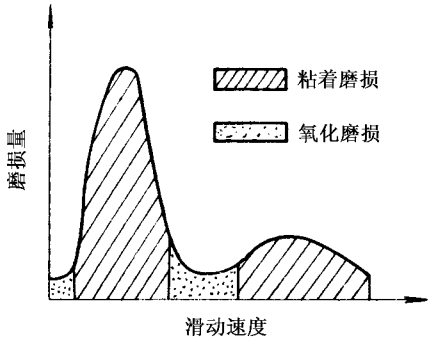


图 8－1－20　零件磨损量与表面粗糙度的关系

a.每一种载荷下有一个最合理的表面粗糙度，这时磨损量最小，这一粗糙度称为合理粗糙度。

b. 轻载荷比重载荷的合理粗糙度要小些。

c.在相同载荷下，一般说来粗糙度愈低，磨损愈小，但超过合理粗糙度后，磨损量又会逐渐上升。这是由于过于光洁使接触面增大，分子间吸引力增强，润滑剂也不能储存于摩擦面内，故易产生粘着和产生摩擦副咬死现象。对新机器设备采取逐渐加载跑合的方法是减少早期产生粘着磨损的有效措施之一。

⑥润滑的影响　润滑状态对粘着磨损量影响很大，边界润滑粘着磨损值大于流体动压润滑，而流体动压润滑由于起动和停车时仍处于边界润滑状态，故其磨损值又大于流体静压润滑。

在润滑油脂中加入油性添加剂和耐极压添加剂能提高油膜吸附能力及油膜强度，能成倍地提高抗粘着能力。

(3)疲劳磨损　疲劳磨损是表面在有摩擦存在的情况下，同时存在交变接触应力，使表面产生初生显微裂纹并继续发展引起材料微粒脱落的现象。图 8－1－21 所示为常见的齿轮齿面疲劳磨损的形式。在滚动轴承、齿轮传动工作过程中由于循环接触应力周期地作用在摩擦表面上，常出现针状、斑点状深浅不同的凹坑或较大面积的剥落。因此，这类磨损又称点蚀或斑点状磨损。

疲劳磨损和材料一般疲劳破坏的区别主要是前者存在着摩擦、磨损作用，表面发生塑性变形和发热等现象。并受液体润滑介质作用的影响。而材料的一般疲劳破坏主要

是由交变应力引起。

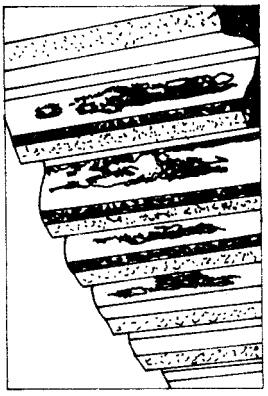


图 8－1－21　齿轮齿面疲劳磨损

①疲劳磨损的分类：

a.非扩展性的疲劳磨损。这类磨损发生在新的摩擦表面上，开始时，由于新摩擦表面接触点较少，单位面积上压力较大，容易产生小麻点。但随着磨合，实际接触面积增大，单位面积承受的压力降低，麻点停止扩大，因而这类磨损不会明显地影响机件正常工作。

b.扩展性的疲劳磨损。这类磨损是当作用在两接触面上的交变应力较大，或材料、润滑油选择不当时，表面出现小麻点数目不断增加进而形成小麻点的连续现象，形成斑点状凹坑或大面积剥落。使摩擦副在工作中噪音增加，振动增大，温度上升和磨损加剧，使机器失效。

根据运动形式的不同，疲劳磨损还可分为滚动疲劳磨损与滑动疲劳磨损。前者在纯滚动条件下产生，并表现为局部破坏性斑点状麻点。后者表现为在滑动摩擦条件下与疲劳破坏性质相关的表面材料微观体积的分离。

②疲劳磨损的影响因素：

a.钢材质量的影响。钢中有时含有氧化铝（Al_2O_3）、尖晶石（$MgO \cdot Al_2O_3$）、氮化物、非金属氧化物、硅酸盐以及其它各种复杂成分的点状、珠状夹杂物。这类非金属有害夹杂物破坏了基体的连续性，对疲劳磨损有严重的影响。用高倍率金相显微镜观察，裂纹几乎都以尖晶形化合物为起点而产生。特别是脆性夹杂物在交变应力作用下，容易与基体脱离形成空穴，空穴棱边尖角处的应力集中，超过基体弹性极限，塑性变形较大，导致材料硬化从而产生裂纹，形成早期破坏。因此，在冶炼时要求净化，减少夹杂物含量，以提高钢的抗疲劳磨损能力。

b.渗碳钢的渗碳层含碳量的影响。渗碳钢表层脱碳（或贫碳）使奥氏体稳定性差，马

氏体含量改变，局部出现屈氏体或索氏体，并改变了表层残余应力分布，从而降低了表层剪切强度，使零件抗疲劳磨损寿命大大降低。渗碳层含碳量过高，会使表面硬度增加、韧性降低，也会降低抗疲劳磨损寿命。

在外载荷一定条件下，芯部强度越高，产生疲劳裂纹危险性越小。合理地提高渗碳钢芯部硬度，能有效地提高表面抗疲劳磨损性能。但不能无限地提高芯部硬度，否则韧性太低容易断裂。

为提高抗疲劳磨损能力，使疲劳裂纹产生在硬化层内，可使渗碳层厚些。渗碳层过浅，疲劳裂纹将产生在硬化层与芯部的过渡区，容易形成表层压碎剥落。

c. 表面硬度的影响。轴承钢的硬度为 HRC62 时，抗疲劳磨损能力最大。随着硬度的增加或降低，寿命均有较大的下降。图 8－1－22 所示为用 208 型滚动轴承作寿命试验时，所得硬度与平均寿命的关系曲线。

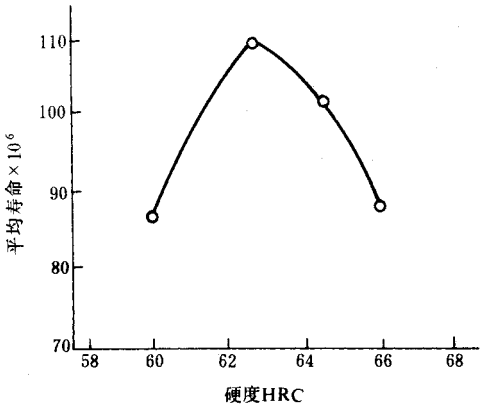


图 8－1－22　硬度与平均寿命的关系

齿轮摩擦副的硬度选配 对硬齿面来说不考虑硬度差 对软齿面来说，一般要求小齿轮硬度大于大齿轮硬度，这样有利于跑合使接触应力分布均匀，有效提高齿轮的寿命。

d. 表面粗糙度的影响。以滚动轴承为例，粗糙度为 $\overset{0.24}{\nabla}$ 的轴承寿命比 $\overset{0.47}{\nabla}$ 高 2 倍到 3 倍。$\overset{0.12}{\nabla}$ 比 $\overset{0.24}{\nabla}$ 高一倍，$\overset{0.6}{\nabla}$ 比 $\overset{0.12}{\nabla}$ 高 0.4 倍，$\overset{0.6}{\nabla}$ 以上对寿命影响甚小。

表 8－1－5 为表面粗糙度与接触应力对疲劳磨损的关系。它说明不管粗糙度怎样高，接触应力在一定值范围内疲劳磨损较小，寿命最高，超过此值寿命将降低。零件表面硬度越高，要求表面粗糙度越低，否则也会降低寿命。

e. 润滑的影响。根据弹性流体动压润滑理论，润滑油的粘度越高，接触部分的压力愈接近平均分布，抗疲劳磨损能力愈高。油的粘度愈低，愈易渗入裂纹中，加速裂纹扩展，降低了寿命。润滑油中含水量过多，对疲劳磨损有较大的影响，必须严格控制含水

量。在润滑油中加入适当固体润滑剂(如 MOS_2),能提高抗疲劳磨损性能。

表 8－1－5　表面粗糙度在不同接触应力下与疲劳磨损的关系

最终加工方法	磨　削			抛　光			超级精磨	
接触应力 $\times 9.8N/mm^2$	514	416	370	514	416	370	416	370
平均寿命 $\times 10^3$ 次	0.45	0.78	1.25	0.40	2.20	5.20	1.63	4.18

(4)腐蚀磨损　前面讲的磨粒磨损、粘着磨损和疲劳磨损,基本上都是发生在两个金属表面之间的现象,而腐蚀磨损则同时存在环境的化学作用。概括地说,腐蚀磨损是指有来自环境介质中第三者成分参加的磨损形式。是一个更加复杂的磨损过程。腐蚀磨损与一般化学腐蚀的原则区别是后者没有摩擦这个十分重要的条件。

人们对腐蚀磨损研究的比较晚,因为它比较复杂。当两个表面在腐蚀的环境(气体或液体)中摩擦时,要在其中一个或两个表面上产生反应生成物。反应生成物与表面的结合能力都比较弱,在继续摩擦过程中,一般都会磨掉,磨掉后露出来的金属表面又迅速生成新的反应物,如此反复,表层不断磨损。因之,在研究腐蚀磨损时,要同时考虑摩擦磨损和腐蚀,即不仅要研究变形和粘着,又要研究形成反应生成物的化学作用,还要研究摩擦功和温升对化学反应的作用。腐蚀磨损在很大程度上取决于环境条件和周围的介质。例如:当空气中有水分时,对某些金属来说,反应生成物就会是氢化化合物,而不是氧化物;沿海地区工作的机械,常比内陆地区磨损快;润滑油中加有过量的极压剂与抗磨剂时,会把粘着磨损转化成腐蚀磨损;高的接触应力会促使局部腐蚀;金属中的残余应力会在腐蚀环境中引起腐蚀裂纹,等等。

腐蚀磨损是一个反复过程,如图 8－1－23 所示。第一阶段是表面受到环境腐蚀,在初期,反应速度比较快,以后由于形成反应膜,而反应膜逐渐加厚,反应速度会逐渐变慢,如图 8－1－24 中 a 线所示。对某些材料与环境的组合(如铝在空气中),当反应膜达到一定厚度时(对于铝为 2×10^{-6}cm),反应会停止。若腐蚀速度按线性关系继续进行下去时,(如图 8－1－24 中的 b 线所示),因为反应生成物可能是液体或气体(容易流失),或者是能溶解在介质中,也可能因为反应膜是多孔的或容易剥落的。此时磨损率基本上取决于腐蚀过程,与滑动关系不大。

腐蚀磨损第二个阶段是在滑动过程中把反应膜磨去,新露出的表面又重新受到腐蚀。

①腐蚀磨损种类:

a.氧化磨损。由于空气中有氧,而多数金属都容易氧化,因此,氧化磨损是经常遇到

的。各种金属的氧化膜一般都随时间按指数规律递减，但指数的大小各不相同。不仅与金属的种类有关，而且与环境条件有很大关系。如果空气中有水分或其它气体，则生成的就不一定是氧化膜，可能是其它化合物。如铜的表面在干燥的空气中形成致密而稳定的 CuO，膜，但在有 CO_2 的湿空气中则形成不致密的 $CuCO_3 \cdot Cu(OH)_2$ 粉末。

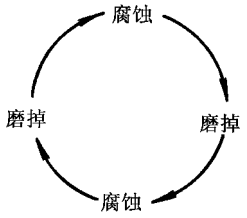


图 8－1－23　腐蚀磨损

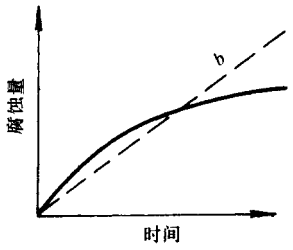


图 8－1－24　腐蚀磨损速度

钢在干燥的空气中可以形成 FeO（黑色）、Fe_3O_4（黑色粉末）、Fe_2O_3（红褐色片状），它们的含氧量依次在 22.27%、27.67%、30.06%，其中只有 FeO 溶于铁。一般说来，温度越高，氧化物的含氧量越高。而且它们的摩擦系数、强度与硬度都不同。

氧化膜起着防止两个表面相互胶合和咬死的作用。但是，如果氧化膜生成速度小于氧化膜的磨损速度，就失去保护作用。

氧化膜分脆性和韧性两种。铅的氧化膜韧性较好，而且比较薄，与基体结合较紧密。铁的氧化膜脆而厚，与基体结合较差。氧化膜的耐磨性除与膜的韧性、脆性有关外，还与膜的硬度 H_0 和基体金属硬度 H_m 的比值有关。如果 $H_0 > H_m$，则即使载荷较小，氧化膜也容易因被压碎而脱落。例如铝的氧化膜 $A1_2O_3$（硬度 HV1800）是比较细致而耐磨的，但是它在纯铝的基础上（硬度 HB50）就不耐磨。宛如水上有薄薄的一层冰，尽管冰很硬，但由于下边水的承压能力小，冰也很容易被压破。如果 $H_0 \approx H_m$ 时，可分为两种情况：一是当两者硬度都不高并在轻载时，两者变形都不大，磨损率比较低，但在大载荷时，就易磨损。例如 CuO 膜（硬度 HB130）在 HB100 的铜基体上，则只在轻载时比较耐磨；二是两者硬度都高时，则载荷较大时仍然比较耐磨，例如 Cr 就是如此。

b.氢致磨损。70 年代,原苏联学者发现在摩擦表面氢的浓度上升,氢可能来自材料本身,也可能来自环境介质(润滑油、水等),因而导致磨损加速。这种现象称为氢致磨损,其磨损过程如下:

ⓐ含氢材料在摩擦过程中,由于力学及化学的作用促使氢的析出,并不断进入表面层。

ⓑ氢在表面变形层中进行扩散,其速度决定于温度和应力梯度,扩散的结果,造成氢的集聚。

ⓒ在整个变形层中,同时出现大量的裂纹源,然后在很短的时间内,形成非常细小分散的磨损粉末。

氢致磨损与钢的氢脆现象相比,无论从氢的来源,氢在钢中的分布状况及断裂特征都有明显区别。氢致磨损取决于摩擦过程及摩擦条件。这种新的磨损形式,在航空工业、铁路运输、汽车工业、船舶工业、高寒地区工业等部门都存在。而且随着越来越多地采用钛合金,或研制用氢作汽车及飞机发动机燃料,氢致磨损将日益成为严重问题。

②金属的防护技术。金属防护的目的,在于控制构成金属制品的金属材料因腐蚀而引起的消耗,防止金属制品的破坏,从而延长其使用寿命。因此,除了防止金属腐蚀外,还有保护金属的意义,故称金属的防护。为了达到金属防护的目的而采取的综合方法和手段称为防护技术。通常从下列几方面着手:

a.进行合理的设计。

ⓐ正确地选用材料。在制造金属制品时应该选择对某种介质具有耐腐蚀性的金属材料,这是金属防护最积极的措施,同时,在设计时又必须从既保证防腐蚀的要求又从系统角度考虑使其尽量合理。

金属材料的耐腐蚀性能,与所接触的介质有密切的关系,因此,应根据周围介质的性质来正确选择材料。实际上,对一切介质都具有耐腐蚀性能的材料现在还没有发现。例如黄金和白金虽是非常稳定的材料,但是在王水中仍遭受腐蚀。从金属电动序位来看:铝、铁等金属是容易腐蚀的金属,但在某一介质中其表面会形成致密的、稳定的氧化物薄膜,对于氧化性的介质却反而表现出较高的耐腐蚀能力。

不锈钢在大气环境中、水中、氧化性的硝酸溶液中,具有完全的耐腐蚀能力,但在非氧化性的盐酸,稀硫酸中,就不能说它是完全耐腐蚀的。铜及铜合金在稀盐酸、稀硫酸中具有相当的耐腐蚀能力,但对于硝酸溶液中就完全没有耐腐蚀的性能。因此,当谈到一种金属材料的耐腐蚀能力时,一定要与它所在介质条件及使用条件联系在一起考虑。一般所谓耐腐蚀的金属材料,是指它在多数的介质中具有耐腐蚀性能而言。

ⓑ合理的结构设计。在制造金属结构及零件时,虽然应用了较优良的抗蚀性材料,

但是如果在结构的设计上没有从金属防护的角度加以全面考虑，常常会引起机械应力、热应力、流体停滞和聚集、局部过热等现象，从而加速了腐蚀过程。因此合理地进行结构设计，也是金属防护技术中的一项措施。

设计金属结构时，应当注意避免具有电位差别很大的金属材料相互接触，以免产生电偶腐蚀。例如铝合金、镁合金不应和铜、镍、钢铁等电位较高的金属接触；用铝铆钉来铆接铜板显然是不合理的。当必须把不同金属装配在一起时，应该采用不导电的材料把它们隔离开来。例如：若必须把铁管连接到铜槽上时，则可以考虑在铁管和铜槽之间加上一段橡胶的、塑料的或陶瓷的管子，以避免铁管与铜槽直接接触而引起电偶腐蚀。

在一些机器或金属结构上，如果结构设计不合理，就可能出现一些低洼的地方，因而促使液体聚集，这样将会加速腐蚀。在生产过程中，如果有金属生成并积聚于机器或金属结构的某一部分，则可能产生原电池作用而引起腐蚀，因此，在结构设计上应避免有死角或死区。

b.腐蚀介质的处理。腐蚀介质处理，其目的在于改变介质的性质，降低或消除介质对金属的腐蚀作用。这个方法，只能在腐蚀介质的体积量有限的条件下才能应用。常用方法可分成两大类：

ⓐ去掉介质中的有害有分，改变介质的性质。锅炉内用水的除氧是这类处理方法最典型的实例。由于水中有氧存在将会引起氧去极化腐蚀，对锅炉用水非常不利。在减压下，将水加热使其沸腾，则水中所溶解的氧大部分可以被驱出，这方法称为“热法除氧”。另外，利用化学药品使锅炉给水除氧的方法称为“化学除氧法”。例如：在水中加入亚硫酸钠，其除氧变化为：

$$2Na_2SO_2 + O_2 \rightarrow 2Na_2SO_4$$

ⓑ加入能减慢腐蚀速度的物质。在腐蚀介质中加入少量的某种物质，因而促使金属的腐蚀速度大大地降低。这种物质称为缓蚀剂或称腐蚀抑制剂。常用的有无机缓蚀剂和有机缓蚀剂两种：

无机缓蚀剂能在金属表面形成保护膜，使金属与介质隔开。对铁来说，$Ca(HCO_3)_2$在碱性介质中发生作用，析出溶解度很小的硫酸钙，成为相当紧密的保护膜。在中性介质中，$NaNO_3$，$K_2Cr_2O_7$ 和 $K_2Cr_2O_4$，其氧化物都能作缓蚀剂。在酸性腐蚀介质环境中，通常使用有机缓蚀剂如琼脂、糊精、动物胶、胺、氨基酸、生物碱等，都能减弱金属在酸性腐蚀介质中的腐蚀过程。

ⓒ电化学保护。电化学保护的实质是根据电化学腐蚀的机理将要保护的金属结构或零件通以电流使它进行极化。如果在能导电的介质中将金属结构联结到直流电源的负极，通以电流，它就进行阴极极化，这种方法叫阴极保护。另一种方法是把金属结构联

结到直流电源的正极上，通以电流，使它进行阳极极化，这时如果引起金属发生钝化，金属溶解就急剧减少，这种方法叫阳极保护。

(5)微动磨损　在两个接触表面之间没有宏观的相对运动，但在外界变动载荷影响下却有小振幅的相对运动(振幅小于 100μm，一般为 2 ~ 20μm)情况下，表面间产生的磨损现象，称微动磨损。微动磨损是发生在相对静止的零件上。如搭接接头处、键联结处、过盈配合的轮和轴、发动机固定处、螺栓联接处等。微动磨损的外部特征是使金属表面出现麻点或沟纹，且这些麻点或沟纹周围有腐蚀产物。微动磨损不仅使配合精度下降，紧配合变松，更严重的是引起应力集中，导致零件疲劳断裂。

微动磨损的发生和发展过程如下：由接触压力使摩擦时表面的凸起部分发生塑性变形和粘着；由微幅振动使粘着点剪切脱落，露出金属表面，脱落颗粒及新表面与大气接触发生氧化反应，生成 Fe_2O_3 为主的氧化物；继续微振使磨损不断增加，磨屑溢出到附近低洼区；最后由于磨粒磨损接触面上形成曲线大麻点。

①微动磨损发生的基本条件和特征：

a.两表面必须承受载荷，表面间紧密接触，磨屑难于排除。

b.两表面间必须存在小振幅振动或反复相对运动。

c.界面的载荷和相对运动必须足以使表面产生变形和滑移。

d.只有局部产生滑动。

e.表面上产生疲劳裂纹。

f.形成的磨屑多为氧化物。磨痕内有大量棕色非金属氧化物粉末。

g.可使疲劳强度降低$\frac{1}{2} \sim \frac{4}{5}$。

总之，微动磨损是几种基本磨损形式综合作用的结果，属于复合磨损，可以看成：

微动磨损 = 粘着磨损 + 腐蚀磨损 + 磨粒磨损

②微动磨损的影响因素：

a.载荷的影响。在一定滑动距离的条件下，微动磨损量随载荷的增加而增加，但增大速率却不断减小。当超过某极大值后则磨损量急剧减小，如图 8 - 1 - 25 所示。其原因可能是在载荷比较小时，随着载荷的增加接触面积增加，使产生微动磨损区域不断加大，引起微动磨损增加。当载荷超过临界值后，由于载荷增加使滑移面积和滑移振幅减小，故磨损率降低。为减缓载荷对微动磨损的影响，常采用控制过盈配合的预应力及过盈量的措施。

b.振动频率与振幅的影响。在大气中振幅极小时(如 12μm)，钢的微动磨损量不受振动频率的影响。振幅减小时，磨损率较低。当振幅超过 50 ~ 150μm 时，磨损率显著上升，这时磨损量与滑动距离成正比。

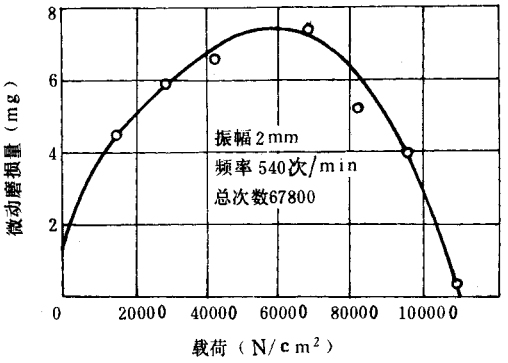


图 8－1－25　微动腐蚀磨损与载荷的关系

c.温度的影响。根据实验结果，中碳钢的微动磨损在临界温度为 130℃时发生转折。超过此临界温度时，微动磨损大幅度降低。对于低炭钢（在温度低于 0℃时），温度愈低，磨损体积愈大，在 0℃以上磨损率随温度升高而降低，在 150～200℃之间发生转折。继续升高温度，磨损率又上升。当温度从 135℃升高至 400℃时，磨损量增加 15 倍。

d.润滑剂的影响。润滑油对防止微动磨损效果不佳。而滴点高、抗剪能力强的润滑脂有一定效果。效果最佳的是固体润滑剂，如石墨、MoS2 等。

e.相对湿度的影响。如图 8－1－26 所示，微动磨损量随相对湿度的增大而下降。相对湿度大于 50%以后，金属表面形成 $Fe_2O_3 \cdot H_2O$ 薄膜，它比通常的 Fe_2O_3 软，因此，随着相对湿度的增大，微动磨损量减小。

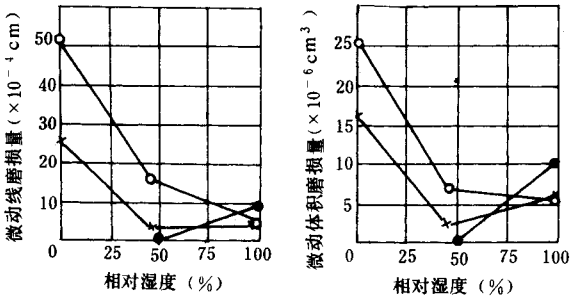


图 8－1－26　相对湿度与微动磨损量的关系

f.材料性能的影响。通常，金属材料摩擦副的抗粘着能力大，则抗微动磨损能力也强。不同材料摩擦副抗微动磨损能力见表 8－1－6。

(6)气蚀　气蚀是当零件与液体接触并有相对运动时，零件表面出现的一种损坏现象。这种破坏形式的主要特征是，在气蚀区域出现麻点、针孔，严重时呈蜂窝状的孔穴群。小孔直径可达一毫米甚至几毫米，深度可穿透零件。气蚀又叫穴蚀或空蚀。

近年来，由于柴油机的强化，缸套外壁的气蚀破坏比较严重，成为影响缸套寿命的主要因素之一。有的工作 300～400h 就出现严重的气蚀破坏现象。一般特征是孔穴群集中出现在连杆摆动平面的两侧，尤以活塞主推力一侧外壁上最为严重。在进水口的水流转向处、缸套支承面、密封凸角缝隙处也可能出现气蚀破坏。另外，离心式水泵泵壳内壁也出现气蚀破坏。

表 8－1－6　各种摩擦副抗微动磨损能力

好	中	坏
层压板对镀金属	铸铁对铸铁	铝对铸铁
工具钢对工具钢	钢对铸铁	铝对不锈钢
冷轧钢对冷轧钢	黄铜对铸铁	铸铁对镀铬层
铸铁对磷化铸铁	锌对铸铁	层压板对铸铁
铸铁对硫化钨覆盖膜	铸铁对镀银层	酚醛树脂对不锈钢
铸铁对铸铁（二硫化钼润滑）	铸铁对镀铜层	工具钢对不锈钢
铸铁对不锈钢（二硫化钼润滑）	铸铁对粗面铸铁	镀铬层对镀铬层
	镁对镀铜	铸铁对镀锡层

①气蚀产生的机理。一般认为，在零件表面与液体接触并有相对运动时，若液体与零件接触的局部压力低于该液体的饱和蒸汽压力时，将形成气泡，而且溶解在液体中的气体也可能析出形成气泡，如果这些气泡流到高压区，则气泡将压缩、变形，最后压溃破裂。在气泡破裂的瞬间将产生很大的冲击力和显微射流（可高达几千甚至一万个大气压）及高温（可达摄氏数百度）。气泡溃灭的速度可达 250m/s。从气泡溃灭中心辐射出的冲击压力波和显微射流反复作用在局部很小的区域（作用面积直径仅几个微米），这样就使材料产生塑性变形导致疲劳损坏而脱落（为小孔腐蚀创造了条件）。开始时呈麻点坑，随后扩展为泡沫海绵状。严重气蚀时，麻点深度扩展很快，深度可达 20mm。因此，气蚀破坏的根本原因是气泡压溃时，产生瞬时的局部高压和显微射流冲击金属所致。但气蚀破坏是一种复杂的破坏现象。液体的腐蚀作用以及液体中含有磨粒均可以加剧这一破坏过程。

②气蚀的影响因素。气蚀的影响因素有机器结构的影响、材料的影响和流体状态的影响。

a.机器结构的影响。机件外形流线设计不当时，与流体接触后就会在局部地方产生涡流，由于涡流区是低压区，因此提供了产生气蚀的条件。例如船舶螺旋桨、水泵、水轮机转轮叶片的外形流线形状必须保证正确的流线型，使流体沿切向流动消除死水区、涡流区。

柴油机气缸套与冷却水接触部位的流道过窄，容易使水温升高流速加快，在与水接触的缸壁上造成气蚀。例如在改进柴油机设计中加宽水套，则基本上消除了严重的气蚀

破坏现象。如 6135 型柴油机水套宽度从原来的 3～5mm 增大至 16mm，试运行 2438h 后没出现气蚀破坏现象。

b.材料的影响。若材料具有较好的抗腐蚀性又有较高的强度反韧性(如不锈钢)，则抗气蚀能力较好。反之，如低碳钢、铸铁等，不但易发生气蚀破坏且破坏范围很大。若材料的组织愈不均匀，则在强度薄弱处及耐腐蚀低的地方先产生深的气蚀点坑。非金属材料如橡胶、尼龙等有一定的抗气蚀能力。

c.流体状态的影响。当冷却水中含有气体及浮游物质时，水的内聚力减小，成为形成气泡的核心，使气泡容易形成。另外，水的饱和蒸气压力随温度升高而增大，在 20℃时为 0.23MPa，在 90℃时为 0.7MPa。显然，水温高时容易形成气泡。

在冷却水中加入某些添加剂改变其性质，可减小表面能力，降低气泡破裂时的冲击力。例如在冷却水中加入 1～1.5%的 ML 防锈乳化油，则可减轻气蚀破坏程度。

4. 磨损失效分析与磨损失效分析步骤

在对磨损机理、影响磨损因素和磨损分类研究以后，必须注意到在工程实践中任何机械的实际磨损常是非常复杂的过程。机械零部件的实际磨损可能是上述各种不同磨损类型作不同程度的组合与交叉所致。在影响因素方面也是错综复杂的，环境、速度、载荷、温度、润滑、材料、结构等同时对其起作用，因此，在解决工程实践中磨损问题时，必须深入调查分析，抓主要矛盾，才能对症下药并取得减小磨损提高寿命的效果。

现以发动机汽缸的摩擦磨损分析为例进行说明。

汽缸壁表面是内燃机的最主要的摩擦表面，不但磨损大部分发生在这里，而且缸筒是最易磨损的零件之一。

活塞在气缸内上、下止点之间往复运动，其速度从静止状态可变化到 30m/s 左右。在活塞进行往复运动时，进气、压缩、爆发和排气冲程中，气缸的压力变化很大。气缸壁上部承受高温燃气的作用和燃烧生成物所引起的化学作用，有时还承受进气中或油料中夹带的磨粒作用。在这样恶劣的工作条件下，气缸壁和活塞环的润滑状态问题，也是当前探索的主要问题之一。气缸磨损的特征是不均匀磨损。一般正常情况下，气缸壁纵向磨损曲线如图 8－1－27b 所示，以活塞环在上止点附近位置处磨损最大。这是由于止点处温度高、压力大，燃气作用使磨损增加。另外上下止点速度为零，不易形成油膜，因此磨损在上止点处最大，下止点次之。

当发动机工作不正常时，气缸的磨损出现异常现象，图 8－1－27a 为在低温腐蚀、进气中有灰尘、润滑油中有灰尘情况下缸壁磨损状况。在遭受低温腐蚀和进气中有灰尘时，上止点位置同第一道活塞环接触处的气缸壁磨损最为严重，磨损速度比正常磨损要快得多。在润滑油中混入灰尘时，则气缸壁中部磨损最大。在气缸壁圆周方向，磨损也

是不均匀的，呈不规则的椭圆形。在上止点附近位置处椭圆度最大（一般在靠近进气门对面一侧磨损最大）。

发动机的气缸磨损类型与很多因素有关，如燃用低品质燃料的船舶内燃机或使用含硫量大的燃料的发动机，以及长期低温工作的发动机，腐蚀磨损可能起主要作用。在灰尘度大的环境中工作的拖拉机、铲运机等，进气中和润滑油中常混入磨粒，则出现磨粒磨损情况为多。对于强化的发动机，由于压力和速度的提高，活塞环和缸壁容易擦伤，新装配的发动机润滑不良时，粘着磨损可能起主要作用。而有的发动机气缸磨损可能是上述诸因素综合作用的结果。

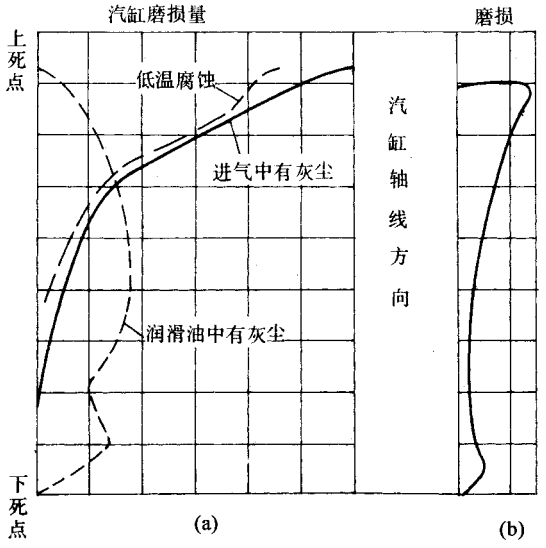


图 8－1－27　汽缸磨损分布曲线

由此可见，摩擦磨损现象极为错综复杂，影响因素很多，稍微改变其中某一参数都可能改变摩擦及磨损特性。通常根据运转条件、环境条件、磨损表面及磨屑的情况通过调查与检查来研究和分析磨损失效的原因，寻求防止及减少磨损的措施。这种方法称磨损失效分析。

运转条件包括载荷、速度方式（旋转、摆动、往复运动）、摩擦性质（滑动、滚动）、润滑剂种类及其供给方式、运转周期（连续、间歇）等。

环境条件是指周围是否潮湿，是否有腐蚀性介质、粉尘度、高温、低温、辐照、真空等。水分及腐蚀介质会促使零件腐蚀、润滑剂变质，从而加剧磨损。高温及辐照会促使润滑剂老化分解而呈酸性或促使材料的性能改变。真空则影响表面膜的形成等。

磨损表面的情况可提供许多分析磨损的依据。例如磨损量、表面膜性质、表面组织、损坏的形式（划伤、擦伤、犁沟、咬死、点蚀、剥落、压痕等）。

磨屑是磨损的产物，是研究磨损的一个重要依据。磨损颗粒的大小说明磨损严重或轻微及发生严重粘着磨损的可能。如出现卷曲状磨屑说明存在磨粒磨损（韧性材料）。磨屑产物如果主要是氧化铁等腐蚀产物，则可能受到严重的腐蚀。钢铁零件如出现棕红色的磨屑或铝（铝合金）零件出现黑色磨屑，说明可能是微动磨损所引起的。

磨损失效分析的一般步骤：

①首先了解该零件在机器或机构中的功能。

②了解零部件相对运动方式及速度。

③了解配合表面所受的力或应力。

④了解润滑剂品种、润滑方式及换油周期。

⑤了解零件工作环境（磨粒、水分、温度、腐蚀性介质等）。

⑥了解该零件及其配副件的材料及工艺条件（包括热处理、冷加工、硬度、粗糙度等）。

⑦了解零件的寿命、磨损量（或磨损率）及磨屑情况。

⑧在宏观及微观范围，检查磨损表面及次表面层的组织情况。

⑨根据以上所获得的资料，判断及分析磨损形式及其失效原因。

⑩通过上述步骤的综合研究，一般均能提出防止或减少磨损的措施。

5. 机器磨损的一般规律

为了使机器能够经常保持正常的工作状态，防止机器发生故障并延长其使用寿命，就必须研究机器中各机件逐渐增长的磨损情况。

机器在工作中各机件磨损发展情况随工作条件而异，但所有机件磨损的发展，却有着共同的规律。图 8－1－28 是反映摩擦副机件磨损发展一般规律的典型曲线，称磨损曲线。它表示了机件在设计制造合理，且在正常工作条件下，磨损增长的情况。由实验可知，这条曲线具有三个明显的部分，分别表示不同的工作时期。o_1A 段为初期磨损时期，即新组合机件的试运转磨合过程，在这时期内曲线急剧上升，表示组合机件在工作的初期具有较大的磨损速度，机件在加工时所得到的最初不平度受到破坏、擦伤或磨平形成新的不平度，组合间隙由 $S_{最小}$ 增大到 $S_{初}$，但曲线趋近 A 点时磨损速度逐渐降低；AB 段为正常磨损时期（或叫自然磨损时期），组合机件的磨损成直线均匀缓慢上升，与水平线呈 α 角，当机件工作经 t 小时达到 B 点时，间隙增大为 $S_{最大}$ 经过 B 点后，磨损重新开始急剧增长；BC 段为事故磨损时期，间隙超过最大的允许极限间隙 $S_{最大}$。由于间隙过大增加了冲击作用，润滑油膜被破坏，磨损强烈，机件处于危险状态。这时机器继续工作，则可能发生意外的事故。

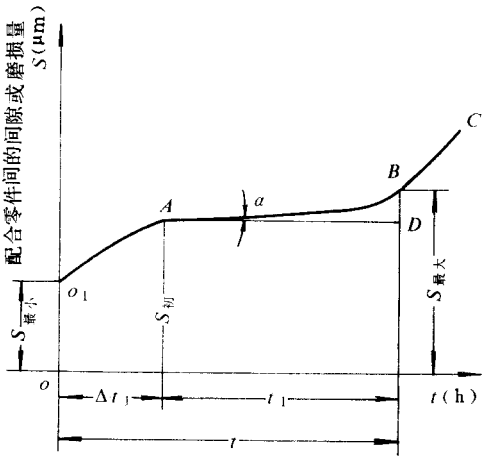


图 8－1－28　磨损曲线

从这条曲线得知，机件在试运转以后，即为正常工作的开始。而正常工作终了时，即转入事故磨损时期，达到了允许的极限磨损量。这时，对机件必须进行修复或更换。机件在两次检修间隔的正常工作时间 t_1 可由下列公式计算：

$$\tan\alpha = \frac{BD}{AD} = \frac{S_{最大} - S_{初}}{t_1}$$

$$t_1 = \frac{S_{最大} - S_{初}}{\tan\alpha}$$

式中 $\tan\alpha$ 称磨损强度（单位时间内的间隙增量或磨损量，$\mu m/h$）。

$t_1 = t - \Delta t_1$（Δt_1 为试运转时间）

$$t = \frac{S_{最大}}{\tan\alpha} + \left(\Delta t_1 - \frac{S_{初}}{\tan\alpha}\right)$$

上式中 $\left(\Delta t_1 - \frac{S_{初}}{\tan\alpha}\right)$ 与 $\frac{S_{最大}}{\tan\alpha}$ 相比是一个很小的数字，故可以忽略不计，则：

$$t = \frac{S_{最大}}{\tan\alpha}$$

从上式可以看出，$S_{最大}$ 是一个极限的允许磨损值，在一定结构设计中为某一定值，不能再增大。因此要延长机器的寿命，必须对机器进行良好的技术维护，以降低磨损速度。

分析图 8－1－28 的曲线，我们可以得出结论：机器的磨损又可以分为两类，即自然（正常的或缓慢的）磨损和事故（过早的、急剧增长的或突然发生意外的）磨损。

自然磨损是机件在正常的工作条件下，由于接触表面不断受到摩擦力的结果。有时由于受周围环境温度或腐蚀性介质作用的结果，产生了逐渐增长的磨损。这种磨损是正

常的,不可避免的现象。

事故磨损,是由于对机器检修不及时,或维修质量不高,或因机件结构的缺陷和材料质量的低劣以及严重的违反操作规程,所引起的剧烈磨损。这种磨损是可以避免的。

由上可知,自然磨损是不可避免的。因此,我们的任务就是要对机件采取措施,提高机件的强度和耐磨性能,改善机件的工作条件,特别是对机件进行良好的润滑和技术维护,从而减小磨损速度,达到延长机器使用寿命的目的。

二、变形

机械零件的形状与相互位置精度受到破坏而超出规定标准的现象称为“变形”。它也是机械出现故障的主要原因之一。例如,传动轴的扭曲、机床床身的应力松弛、高炉大钟拉杆的蠕变等。

在近年来的修理实践中发现,许多部件或机构虽然将各组合零件的磨损部位加以修复,恢复了原来尺寸精度,形状精度,但组装以后却不能达到预期的技术要求。投入使用后,寿命往往缩短很多。进一步研究发现,大多数是由于零件变形,特别是基础零件(例如缸体、缸盖、减速箱体、机架及床身等)变形,相互位置精度遭到破坏而劣化了组合零件间相互关系。根据调查分析,将几个气缸轴线与曲轴轴线的不垂直度在 200mm 上达到 0.17～0.18mm 变形的气缸(修理标准规定 0.06mm)组装的发动机进行台架试验和使用试验,其寿命缩短 30～40%。通过调查还发现,经过长期存放或使用过的基础零件几乎都有超出标准的变形。同时,由于基础零件一般形状比较复杂,相互位置尺寸测量不太方便,变形对于机械工作状况和寿命影响不容易直接发现,因此,变形问题还没有引起修理工作者足够的重视。

机械零件在使用中发生变形的原因是多方面的,也是不可避免的。因此应从设计、毛坯制造、机械加工、修理质量和维护保养等几个方面进行考虑。

(1)设计方面　设计时考虑不周,特别是零件位置布置不合理常会造成变形。如有的汽车手制动器设置在变速箱体上,就会使箱体发生很大变形。

设计人员在机械设计过程中,不仅要考虑其运动、强度等问题,对刚度、变形以及制造装配过程中引起的变形必须充分考虑。另外应尽量使零件壁厚均匀,以减少热加工时温度的差异,从而减少变形。

(2)毛坯制造方面　不论是锻、铸、焊接的毛坯,在制造过程中都有一个从高温冷却下来的过程。在这一冷却过程中必然会引起内应力产生的零件变形。对于形状复杂的基础零件,厚薄过渡处很多,为残余内应力的产生创造了条件。因此在毛坯制造过程中必须安排消除内应力工序,以减轻变形的危害。

(3)机械加工方面　如果毛坯是在有内应力状态下进行机械加工,在切除一部分表面余量后,即破坏了内应力的平衡而产生新的变形。另外,在切削加工过程中,由于切削力和切削热的作用,零件表面层会发生极大塑性变形而产生内应力也会引起变形。

对于比较重要或复杂的零件,应将粗、精加工分成两个工序,并在两工序间安排一段存放时间,或在粗加工后再安排一次时效处理,这样有利于消除内应力。对机床丝杆等特别精密零件,精加工工序之间还应安排时效处理。

(4)修理质量方面　大修时,不能只检查配合面的磨损情况,对于相互位置精度必须认真检查和修复。因此,应制订基础零件修理工艺规程及修理标准且认真严格执行。

机械修理中采用焊接、堆焊、压力加工等修复工艺时,将产生新的压力和变形。因此,在焊接、堆焊等工艺中要考虑热应力和相变应力的作用。压力加工中要考虑弹性后效和应力松弛,以防止变形。

(5)使用方面　机械在使用中应尽量避免超载,超速运行,避免局部高温。这些都将引起大的变形或因温升过高产生蠕变。

三、断裂

机械设备在使用过程中常常发生某些零件断裂现象,从而造成不同程度的损失。尤其是突然断裂所造成的损失更大。随着当前机械日益向大功率、高转速、低自重的方向发展,断裂就成了日益紧迫的研究课题。与磨损、变形相比,零件因断裂引起故障的概率要小得多,但是断裂的危害性却很大,往往造成严重事故。因此,必须重视断口的观察及其分析,以找出断裂的原因并采取适当措施以保证机械设备正常运行。

第四节　零件缺陷的检测

一、检测的目的

机械设备都是由各种零件组成的,每一个零件都应符合规定的技术质量指标,无论是制造或修理,无不如此。然而,零件是在一定条件下生产出来的,由于各种因素的影响,不可避免地会在零件中存在某种缺陷。而对修理来说,零件在使用过程中,随着时间的延长,产生各种缺陷的可能性更大。制造或使用中产生的缺陷,只有通过检测才能发现。因此机械及其零件的检测工作是机械修理中的重要环节。它决定着零部件的弃取,

又是制定修理工艺措施的主要依据。

二、保证零件检测质量的措施

1. 严格掌握技术标准

大多数机械的零件和配合件都有规定的技术标准，这是检测工作的主要依据，在没有可靠的根据认为需要修改标准的情况下，必须严格掌握这些标准。

2. 按照检测对象的要求合理选用检测设备

检测设备除了应按照检测项目的性质、范围选用外，还应特别注意精度的要求。例如在长度测量时，当要求精度在 1mm 范围内时，用钢尺即可；当要求精度在 0.1mm 范围内时，则可用一般游标卡尺；当要求达到 0.01mm 的精度时，则需用分厘卡尺、百分表；当要求达到 0.001mm 的精度时，则需用比较仪。如果检测设备的精度低于被检对象要求的精度时，就根本无法满足质量检测要求，必须注意防止。

3. 提高检测操作技术水平

检测操作技术水平对检测精度影响较大，同一检测对象和检测设备，由不同操作技术水平的人进行检测，其结果精度是不同的。一般讲，操作技术水平高的人所得检测精度较高，操作技术水平低的人所得检测精度低。因此，对无论是工人的自检或专职人员的检测，都要求操作者能熟练地掌握所使用的检测设备和明确检测对象的检测要求。要重视检测技术的提高，对于特殊的和重要的检测设备的使用，要进行专门培训，各种检测人员要相对稳定。

4. 注意防止检测误差

任何检测结果都不可避免地存在误差，其影响因素是多方面的，为此应特别注意从以下方面来进行防止和梢除：

(1)检测设备有它自身的精度等级，要定期进行校正，并注意维护保管，使其保持应有的精度。

(2)修正温度引起的误差。在环境因素对检测精度的影响中，温度影响最大，如长度检测中的线膨胀的影响，在精密检测中都应进行必要的修正。

(3)由于操作不当或读数不准所引起的误差多属偶然差错，可取多次测量的平均值，以大大降低其误差程度。

5. 建立健全合理的检测规章制度

合理的检测规章制度是搞好检测工作的组织保证。要建立岗位责任制，明确职责，人人把关，并建立一定的验收交接制度和计量标准制度等。

三、零件检测的主要内容

在机械修理中，一般都要求对零件进行检测，只是不同零件的检测内容不同而已。归纳起来主要有以下几个方面。

1. 零件几何精度的检测

几何精度包括尺寸精度和形状位置精度。但修理工作的特点，有时不是追求单个零件的几何尺寸，而是要求相对的配合精度，这往往是检测工作中最重要的一环。

形状和位置精度在修理中常见的有圆度、圆锥度、同心度、同轴度、平行度、垂直度等。

2. 表面质量的检测

修理工作中的零件表面质量的检测不只是表面粗糙度的检测，同时对使用过的零件表面还要检查有无擦伤、烧损、拉毛等缺陷。

3. 力学性能的检测

根据机械修理的特点，对于零件材料的力学性能除了硬度是一个受重视的内容以外，其它指标一般不作检测。但对零件制造和修理过程中形成的某些性能，如平衡状况、弹性刚度、振动等不可忽视。

4. 隐蔽缺陷的检测

零件在制造过程中，内部可能存在夹渣、空洞等原始缺陷，在使用过程中可能产生微观裂纹。由于这些缺陷不能直接从一般观察和测量中发现，因此在机械修理中，必须有目有地对某些主要零件进行这方面的检测以发现隐患并及时排除。

四、零件检测的方法

零件检测的方法很多，主要有感觉检测法、仪器检测法、物理检测法等。

1. 感觉检测法

不用量具、仪器和任何检测设备而只凭检测人员的直观感觉（耳、目、触觉）和经验来鉴别零件的技术状况，统称为感觉检测法。这种方法具有简便的优点，在实践中应用普遍。但这种方法不能进行定量检测，只适宜于分辨缺陷明显程度或精度要求不高的零件，且要求检测人员有较丰富的经验。

2. 仪器、工具检测法

此法是通过各种测量工具（如卡钳、直尺、游标卡尺、游标深度尺、分厘卡尺、百分表、千分表、塞尺、齿轮量具等）和仪器采检测零件技术状况的一种方法。因为它们能够达到一般零件检测所需要的精度，所以在修理工作中应用最为广泛。测量工具和仪器还有通

用量具、专用量具，机械式仪器和仪表、光学仪器、电子仪器等。

3. 物理检测法

此法是利用电、磁、光、声、热等物理量通过工件引起的变化来测定零件技术状况的一种方法。这种方法的实现是和仪器、工具检测相结合的。这种方法不会使零件受伤、分离或者损伤，因此普遍称为无损检测。对修理而言，无损检测主要用于对零件进行定期检查、维修检查、运转中的检查。其目的是要检查出在使用条件下产生的缺陷。根据缺陷的种类、形状、大小、产生部位、应力水平、应力方向等等，预测在下次检查时会发展到什么程度，并确定是否需要修复或者应该报废。

无损检测技术发展很快，目前生产实际中广泛应用的有超声波探伤、磁粉探伤和渗透法探伤等。

第五节　故障诊断技术简介

随着科学技术的迅速发展，现代机械设备的复杂程度不断提高。由于机器设备使用条件和工况（速度、载荷、温度、介质等）的变动范围很大，所以任何一个复杂的机械系统，在使用过程中其技术性能变化过程以及机器工作能力的丧失速度也会有相当大的离散度，机械设备达到极限状态的时间也有很大的变动范围。在使用过程中发生的各种故障，轻者造成工作能力下降，消耗增加，导致不能继续工作。重者造成严重的机损事故，不但经济损失巨大，而且造成灾难性的后果。例如，航天飞机的坠毁、核电站的泄漏，以及空难、海难、陆上爆炸与相撞等事故。迅速发展机械设备监测技术，大力提高故障分析与诊断技术水平，已成为刻不容缓的问题。

一、故障诊断的基本概念

设备诊断技术是一种监测设备现有状况参数，分析故障原因和异常情况，预报设备未来情况的技术。诊断技术应该包括对设备的过去到现在，从现在到将来的一系列信息资料进行的预测工作。日本设备工程协会所属设备诊断技术委员会对设备诊断技术的定义是“所谓诊断技术就是要掌握设备现在的状态与异常或故障之间的关系，以及预知、预测未来的技术”。机械设备诊断技术的任务在于：

(1)提出制定诊断判定依据的理论与方法；

(2)指出技术状态识别的途径；

(3)提供技术决策(故障对策)原理；

(4)改进并总结诊断技术。

机械设备故障诊断技术的发展是与近代科学技术各门学科的发展互相渗透，互相促进的。一方面，某些工程技术的发展，诸如精密机械、电子技术的发展推动了医学的进步；另一方面，某些工程学科则从医学诊断中吸取营养而得到发展。例如，人体内部器官疾病的诊断，不需要对每个病人都做剖腹检查，而只要求医生根据症状或仪器提供的状态信息来做诊断，由局部推测整体，由现象判断本质，由当前预示未来。将医疗诊断中的这些基本逻辑推理，应用并推广到工程技术中来，就形成了设备故障诊断技术。

设备诊断技术是设备综合工程的一个组成部分，因此必须在设备寿命全过程中发挥作用。在设计、制造阶段必须考虑和制定使设备具有良好的可监控性，可诊断性。在使用阶段应充分有效地利用监测设备和诊断技术去研究和处理设备的故障。例如故障的频率、强度、性质、监测手段、费用、经济对策、维修体制、数据处理及反馈等问题。在事后阶段应注意对资料的积累，统计分析，资料库数据库的建立，为故障早期症状的正确诊断和预报及维修决策提供依据，并制定相应的标准、条例、规程等。

机械设备故障诊断技术的基础工作是掌握必要的信息与因素，而这些信息和因素的采集则依靠对机械设备进行不断的状态监测。因此，可以认为状态监测是故障诊断的初级阶段。

设备诊断技术工作的实际意义在于能及时发现和消除机械设备的隐患，减少突然事故和过度维修带来的损失。保证设备可靠运行，充分利用机器的潜力，促进维修技术向更高水平——预知维修方向发展，从而获得更高的经济效益。据有关资料介绍，如根据状态监测进行预知维修，可节约全部维修费用的35%，若在所有的工业企业实行状态监测和预知维修制度，最少可以节约国民生产总值的1%。

二、机械设备故障诊断的现状和发展

机械设备故障诊断技术是在60年代初期，由于航天、军工的需要而发展起来的。近30年来已迅速发展成一门新兴学科，在生产中的应用已深入到各个领域。目前故障诊断技术已经形成一门既有理论——诊断理论，又有方法——分析方法；既有实验——故障机理实验研究，又有手段——现代监测仪表与诊断系统；工程应用性强、技术背景牢固，与高技术发展密切有关的一门现代新兴学科。

在我国，机械设备故障诊断技术的发展经历了三个阶段。1980年以前，主要特征是在学习国外先进技术的基础上研究各种故障机理、诊断方法，以及研制简便的监测和诊断仪器等，并开始在生产中推广应用；1980年至1985年主要特征是研究各种新的诊断技

术、诊断理论和方法，并在生产中推广；1986 年以后主要特征是在研究计算机辅助诊断技术的基础上，开始研制专家系统，把分散的专家知识，组合成共享的知识库。虽然在应用上发展很快，在许多方面取得了很大成绩，但是也应看到发展情况很不平衡，有许多部门和企业还处于起步阶段。

在核反应堆运行中，我国已成功利用中子噪声频谱分析技术。对反应堆结构上的缺陷以及堆芯部件的异常振动进行监测和诊断，保证了反应堆的正常运行并提供核电站早期故障诊断的信息。对现代航空发动机通常需要监测 40 个参数，这些信息参数分为三类：第一类是直接显示在驾驶舱中正确驾驶所必需的信息；第二类是在飞机舷舱中用记录装置记录在磁带上的信息；第三类是地面检修时得到的信息。全部信息送到诊断中心进行分析，然后做出维修决策。在汽轮发电机组的故障诊断方面，采用于频谱分析技术对机组运行状态进行监测和诊断，对故障的特征和识别提出了适用于现场条件下具有噪声和干扰环境的新诊断方法。

近十年来，故障诊断技术在矿山机械、冶金机械领域中的应用也得到长足的发展。对于各类起重、提升设备广泛使用的钢丝绳的断丝诊断，采用非线性概率分类法进行定量诊断是非常有效的方法。对大型减速机及其齿轮、轴、轴承以及各类泵、风机、压缩机等的运行状态监测，均可采用频谱、铁谱、熵谱诊断技术进行准确的诊断。

机械设备故障诊断技术发展方向是，在频谱分析和时间序列分析技术深入研究的基础上，进一步应用数学工具研究新的理论和技术。其主要特点表现为：应用计算机进行在线监测和辅助诊断；建立具有人工智能的诊断专家系统；声发射技术、铁谱分析技术、油液分析技术、光导技术等的应用和推广。

三、机械故障诊断学的内容

机械故障诊断学是识别机器或机组运行状态的科学。它研究的对象是机器和机组运行状态的变化在诊断信息中的反映。它的内容包括对机器运行状态的识别、预测和监视三个方面。整个诊断过程如图 8－1－29 所示。

由于机器在装配后和在运行的过程中往往无法对它的关键零件直接测试，例如，无法直接测量轴承的间隙和磨损量，无法直接检测关键零件裂纹的发生和扩展等等。因此，机械故障诊断中所采用的机器状态的监视和控制技术，是利用机器在运行过程中的二次效应去诊断机器当时状态的。所谓二次效应，就是指机器在运行中出现的现象，如温升、噪声、润滑油状态、振动，以及各种性能指标等。根据二次效应可以间接地判断机器的运行状态。二次效应监测都属于间接测量范畴。

由于间接测量所得到的信息作为判断机器运行状态特征时带有某些“不确定性”。

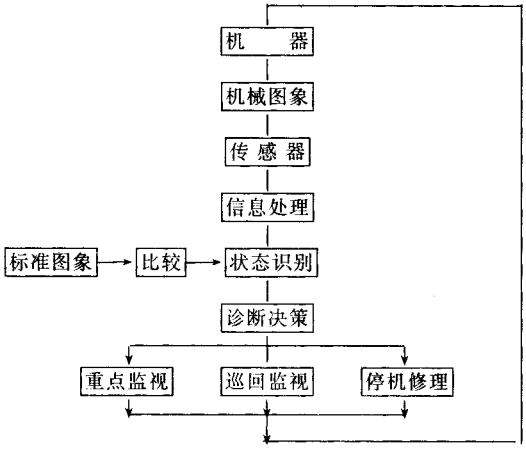


图 8－1－29　机械故障诊断过程

因此，正确的识别理论是十分重要的。例如，判断机器在运行过程中主轴承的状态，究竟是正常状态还是异常状态，可选择轴承润滑油温度作为判断轴承状态的特征。油温升高可能是由于轴承运行状态异常，也可能是由于室温升高，散热减慢，润滑油粘度偏高，或者运行时间较长等原因。因此，在判断时就可能出现两种错误：一种是把实际处于异常状态的机器误认为是正常状态；另一种是把实际处于正常状态的机器误认为是异常状态。如果，同时用几个特征，例如，油温、润滑油分析、噪声、振动来监视主轴承运行状态则判断就较为可靠，但也较为复杂。在识别理论中，首先要明确区分所要识别的状态，提出诊断的对象；其次，要选择检测的特征，确定这些特征和机器状态之伺的关系；第三，要提出决策规划。机械故障诊断学的内容为：

- 机械故障诊断学
  - 诊断原理
    - 诊断物理学——故障分析
    - 诊断教学
      - 诊断信息的采集与选择理论
      - 诊断模型和判据的建立
      - 诊断模型求解（逻辑推理、模式识别等）
  - 诊断技术
    - 故障预报技术
    - 剩余寿命估算
    - 诊断系统设计
      - 测点、测时、工况的选择
      - 搜索式试验策略和设计优化
    - 诊断信息采集与处理技术
      - 零件探伤技术
      - 机器不拆卸检查技术
      - 传感器——二次仪表——微型计算机系统
      - 诊断自动化
    - 资料库、数据库的管理、维修经验理论

四、设备故障诊断中运用的主要技术

1. 电子和计算技术

一些专用仪器和一些新的信号的采集、分析及处理的方法都基于该两项技术。这是一门公共的基础技术。

2. 声、振测试和分析技术

机器设备运行状态的好坏与机器的振动是直接联系着的。它是目前厂矿开展诊断技术中应用最广泛、最普遍的技术之一，且已取得较好的效果。振动、声信号的采集、传输和分析用的仪器近年来又有了很大的发展并已达到相当高的水平，无疑又促进了该项技术在各个领域中的应用与发展。

机械工程中的电测技术是随着电子技术的发展而不断更新完善的。应变仪、振动分析仪、电子示波器及光线示波器的出现，对电测技术的发展作出了贡献。

(1)振动测试系统

①经典测试系统。图 8－1－30 为一个经典完善的非电量电测系统。它由传感器、信号调节器、记录与显示仪器等组成，有时把这三个组成部分分别称之为一次仪表，二次仪表和三次仪表。

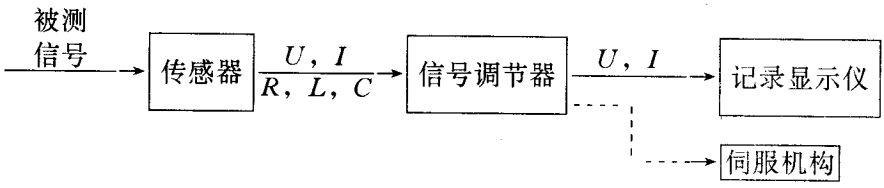


图 8－1－30　经典的测试系统

②计算机测试系统。近年来计算机在检测技术中的应用日益深入、普及，计算机引入检测系统后，出现了计算机检测系统，其构成如图 8－1－31 所示。

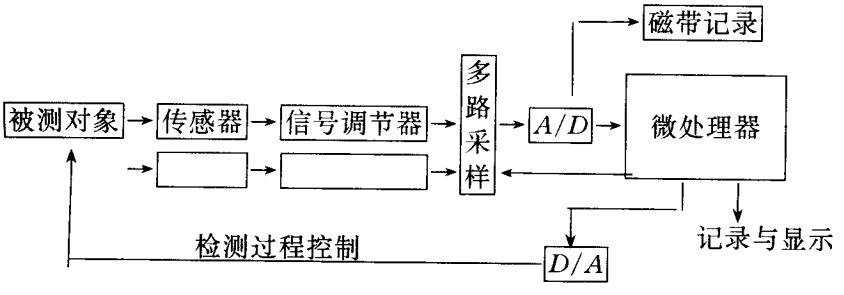


图 8－1－31　计算机检测系统

微型计算机在检测系统中承担了多种功能。它能完成信号采样控制，使得检测系统具有快速、多点巡回检测的能力；对被测信号快速贮存，然后对这些信号或数据进行处理，输出与被测对象有关联的各种信息；实现对被测对象的控制，如启动、终止等；控制被测量的变化及输入模式等等，以致实现闭环自动控制。

微型计算机系统一出现，就具有很强的生命力，可以期待不久一定会出现由微型计算机支持的各种不同程度的智能仪器，并被应用在各种测试场合。

(2)传感器　传感器具有敏感功能以及将非电量变换成电量的功能。在振动测试中，传感器将感受到的振动信号变换成电压(电流)信号或电路参数(电阻、电感、电容)信号输出。

非电量电测系统中的传感器有两个作用，其一是敏感作用，对被测对象敏感，以完成对被测对象的信号拾取；其二是变换作用，将被测非电量变换成电量输出。

传感器的种类很多，往往一种被测量可以应用多种类型的传感器来检测，而同一种传感器也可以测量多种物理量。传感器可根据被测对象分为力传感器、位移(角位移、线位移)传感器、温度传感器、加速度传感器等。

(3)信号调节器　它由各种电桥、谐振电路、放大、调制、解调、滤波电路及阻抗变换、标度变换等电路构成。其作用是将传感器输出的电信号变换成记录、显示仪器所需要的标准电压(或电流)信号，然后输送到记录、显示仪器中进行记录与显示，或者送入伺服驱动机构进行记录、指示与控制。

(4)记录显示仪器　将表示被测量大小的电量进行记录与显示。通常的记录、显示仪器有光线示波器、$x-y$ 记录仪、电子示波器、磁带记录仪等。

3. 测温技术

机器状态的优劣与温度也是密切相关的。温度测试技术，尤其是适合于在线、非接触式、远距测试的红外测温技术的运用比较普遍、被测点的温度数值可以直接读出，因而在利用温度来对设备进行诊断的过程中能获得立竿见影的效果。

4. 油液分析技术

用来研究摩擦磨损的油液分析技术，在设备的故障诊断中也被广泛地应用着，除 SOAP 法外，铁谱分析技术的应用也很普遍，在对减速机、液压系统等设备的故障诊断中已经有了许多成功的实例。

(1)铁谱分析技术　铁谱分析技术是 70 年代初期发展起来的一种油液污染检测技术，用以检查润滑油和液压系统中油液所含磁性金属磨粒的成分、形态、大小及浓度，借此判断和预测机器系统中的磨损情况。它是机器工况监测与故障诊断技术中的一项重要基础技术，也可以用来进行摩擦副磨损机理的研究，近年来还被引入到生物医学等研

究领域。铁谱分析技术、光谱分析技术与同位素示踪技术并列为润滑油分析三大技术。

与光谱分析技术相比，铁谱分析技术的费用要低得多。它们所测量的有效磨粒尺寸范围也是不同的，如图 8－1－32 所示。光谱分析技术对亚微米级以下的小磨粒有较高的分析效能，但成本较高。磨损检测法即磁塞法虽然比较简单，但它只能检测大于 100μm 的大磨粒。铁谱技术对几微米至百微米级的磨粒有较高分析效能。这个量程内的磨粒正是机器监测时所感兴趣的范围。可见，铁谱分析的有效尺寸不但范围最广，也是最适宜的。

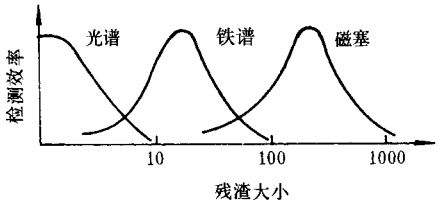


图 8－1－32　各种油样分析方法检测效率

①分析式铁谱仪。分析式铁谱仪用以将油液中的金属磨粒分离出来制成谱片，然后在显微镜下对谱片进行观察分析。它的结构和工作原理如图 8－1－33 所示。它的核心部分是磁铁装置 1，在它的磁极附近能产生一个磁通量为 1.8T 的高强度磁场（相当于铁的饱和磁化率），并沿油液流动方向由弱到强形成一个高梯度的垂直分量（0.4～o.5T/cm）。在磁铁上方的斜面上放置一块制作铁谱用的玻璃基片 2，斜面的倾角为 1°～2°。从机器采集来的油样（约 5ml 左右）装在油样管 3 中，用稳定速率的微量泵 4 把油样打到经特殊处理的玻璃片上，参见图 8－1－34。油液沿基片中间的流槽流入集油管 5 内。油液在基片上流动的过程中，可磁化的金属磨粒在高梯度磁场力、粘性阻力和重力的共同作用下按尺寸大小依次沉积在玻璃基片上，并沿垂直于油液流动的方向形成链状。然后用四氯乙烯溶液清除残油，使磨粒固定在基片上形成了谱片，见图 8－1－35。

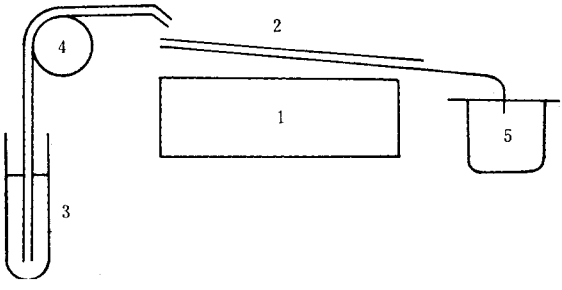


图 8－1－33　分析式铁谱仪原理图

1—铁磁装置；2—玻璃基片；3—油样管；4—微量泵；5—集油管

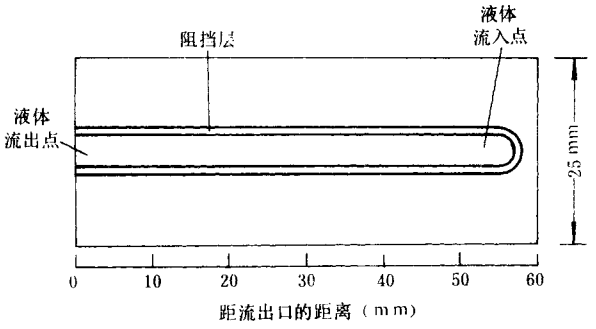


图 8－1－34　谱片

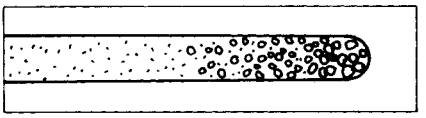


图 8－1－35　谱片磨粒的排片示意图

谱片上磨粒的沉积与排列的机理是，油液中的金属磨粒在玻璃基片上流动时受到不断增强的磁场力的作用，同时又受到油液本身粘性阻力的作用，因此磨粒的沉降速度由磁场力和粘性阻力所决定。磨粒所受磁场力与其体积成正比，而粘性阻力则与表面积成正比，所以磨粒的沉积速度实际上在决定于磨粒的表面积与体积之比值。例如一球形磨粒直径为 D，则所受磁场力与 D^3 成正比，而粘性阻力与 D^2 成正比，故颗粒所受的沉积力可以近似地认为与 D 成正比。这就导致了大磨粒首先沉降，而小磨粒随后沉积的总趋势（如图 8－1－35 所示）。但是在紧贴玻璃基片的油层中所含的部分小磨粒也会很快沉积下来，所以实际上在铁谱片的油样入口处也不排斥可以观察到小磨粒的存在。按照上述规律，可得出谱片上不同位置沉积的磨粒尺寸如表 8－1－7 所示。

此外，当磨粒通过油层沉积到基片表面时，由于磨粒之间 N 极与 S 极互相吸引而以垂直于油样流动方向排列成链状，且链与链之间还会互相排斥而保持一定距离。

表 8－1－7　谱片上不同位置沉积的磨粒尺寸

位置（距油样出口端距离，μm）	磨粒尺寸（mm）
入口端	25
50	1～2
40	0.75～1.5
30	0.5～1
20	0.25～0.75
10	0.1～0.5

分析式铁谱仪的另一组成部分是铁谱显微镜。它是一种带照相机的双色显微镜，用

以识别谱片上各种微粒的类型和成分，例如金属磨粒、氧化物和各种化合物，润滑油中添加剂所形成的聚合物和其它外部污染颗粒等。还用以对金属磨粒的形貌进行观察并对各类颗粒进行读数。

铁谱显微镜有两个光源 L_1 和 L_2（见图 8－1－36）。光源 L_1 为反射光，它透过红色滤光片 F_1 到达半透明膜反光镜 M_1，往下照射到谱片 S 上。光源 L_2 为透射光，它通过绿色遮光片 F_2 到达反光镜 M_2，往上照射到谱片上。这样，红色光线由谱片表面反射至目镜，而绿色光线由下方透射穿过谱片达到目镜。利用这两种光源便可对磨粒成分进行鉴别。例如，金属有吸收和反射光玻的自由电子，因而谱片上的金属磨粒便吸收绿光而反射红光呈红色。氧化物和其它化合物由于是透明或半透明的，故而能透射绿光而呈绿色。如果化合物厚度达几个微米，则部分吸收绿光或反射部分红光而呈现为由黄色到粉红色的各种颜色。这样，通过对磨粒颜色的观察便可初步判别磨粒的类型，进而判断磨粒的来源。

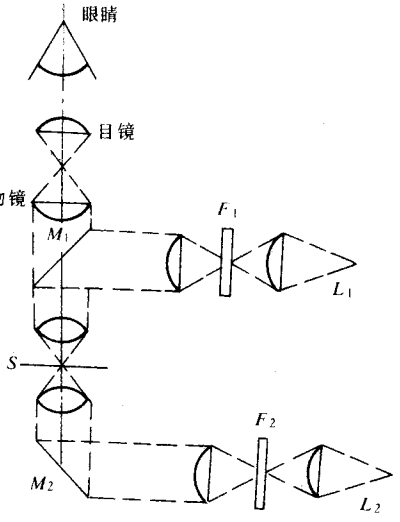


图 8－1－36　铁谱显微镜原理图

此外，铁谱显微镜还有一个偏振光源。用偏振光源识别磨粒的材料既迅速又方便，特别是在识别氧化物、塑料和油液各种污染物方面更为显著。

为了定量地测定磨粒的数量，铁谱显微镜还装有光密度计。它实质上是一个光电传感器，用以测定视场内磨粒的覆盖面积的百分比数，并在数字显示装置上直接读数。

②直读式铁谱仪。直读式铁谱仪的结构示意图如图 8－1－37 所示。油样管 1 中的油液用吸油毛细管 2 吸入并流经沉淀管 3 进入集油管 4。在这里，磨粒是在沉淀管里沉淀，其沉积原理和磨粒排列规律与分析式铁谱仪相似。磨粒在高梯度磁场的作用下，大

于 5μm 的大磨粒首先沉淀，1～2μm 的小磨粒在较远的位置上沉淀下来。在大、小磨粒沉淀位置上设置了两个光束，它穿过沉淀管，射向安装在另一侧的光电传感器，磨粒沉积得越多，光电传感器能接收到的光强度越弱。经过转换后，在数字显示装置上显示光密度读数。该值与磨粒数量相对应，也可以直接显示出代表大小磨粒相对数量的读数值。

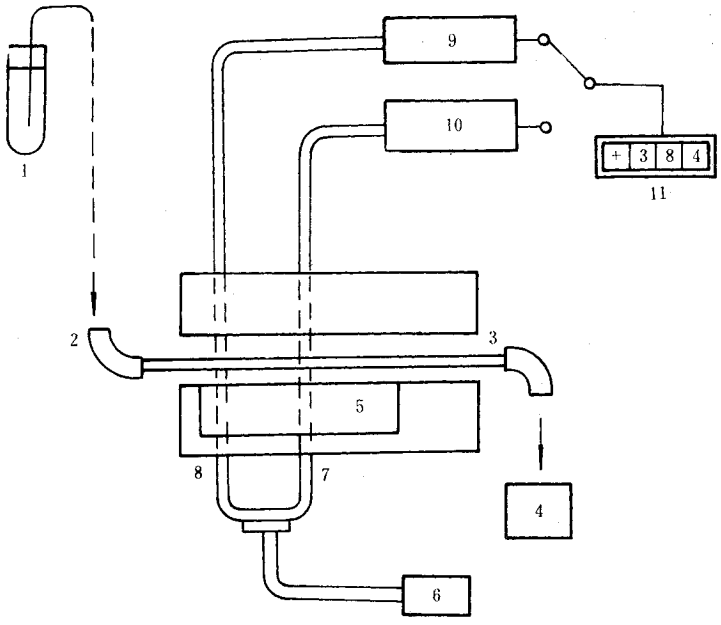


图 8－1－37　直读式铁谱仪示意图

1—油样管；2—吸油毛细管；3—沉淀管；4—集油管；5—铁磁装置；6—灯泡；7、8—光导管；9、10—光电检测器；11—数显装置

图 8－1－38 表示沉淀管内磨粒排列的规律，大磨粒在入口端 1mm 处大量沉积，距入口处 5mm 以远，基本上都属于小磨粒。因此两个光电传感器分别布置在入口端及相距入口端为 5mm 处的两个位置。

直读式铁谱仪能方便、迅速而较准确地测定油样内大小磨粒的相对数量，因而适用于机器工况监测。但直读式铁谱仪不能对磨粒进行观察分析，因此在实际应用中常与分析式铁谱仪同时配合使用。

(2)磁塞检查法　磁塞检查法的基本原理是用带磁性的塞头插入润滑系统的管道内，收集润滑油中的残渣，用肉眼直接观察残渣的大小、数量和形状，判断机器零件的磨损状态。因此，它是一种简便而行之有效的方法，适用于残渣颗粒尺寸大于 50μm 的情况。由于机器零件一般磨损后期均出现颗粒尺寸较大的磨损残渣，故磁塞的检查是一种重要的手段。

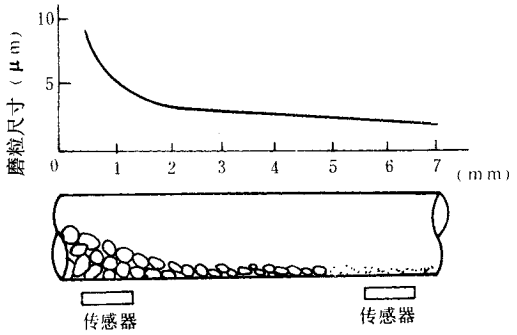


图 8－1－38　沉淀管内磨粒的排列

如图 8－1－39 所示是燃气轮机润滑系统，为监测四个主轴承和增速齿轮箱这些关键部件的磨损，在相应通道上均装有磁塞。在整个回路中还装有全流道残渣敏感器，一旦回路中产生较大较多的残渣，与敏感器连接的电气控制线路立即开始动作，使主机停止运行。

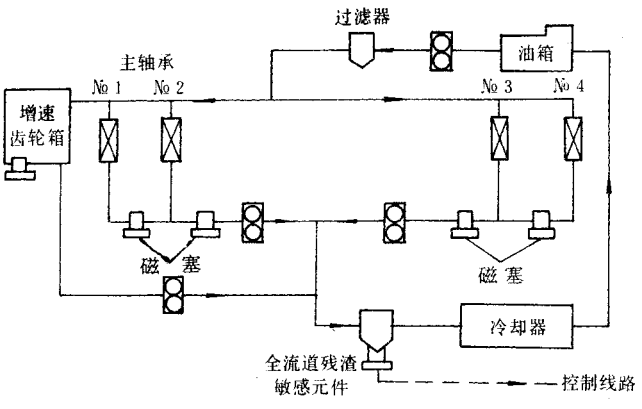


图 8－1－39　磁塞的应用

图 8－1－40 所示为残渣敏感器的结构图。其工作原理为，当润滑油以一定的油压夹带磨损残渣由切向进油口进入敏感器上部的贮油器时，贮油器为倒圆锥形，能使回旋的润滑油与它所夹带的残渣分离。残渣在底部沉淀并通过底部小孔进入敏感器内附着在磁塞的端面上。当磁塞上附着的残渣达到一定数量时，由于磁通量的改变使控制电路动作，依靠磁塞上凹轮槽的作用使磁塞从敏感器旋出并报警。敏感器中封油阀的作用是在磁塞从敏感器旋出的同时，在弹簧作用下将贮油器底部小孔封闭，以免润滑油从贮油器中泄漏出来。

润滑油样分析方法对零部件失效检测效率可由下式计算：

$$e = e_1 \cdot e_2 \cdot e_3$$

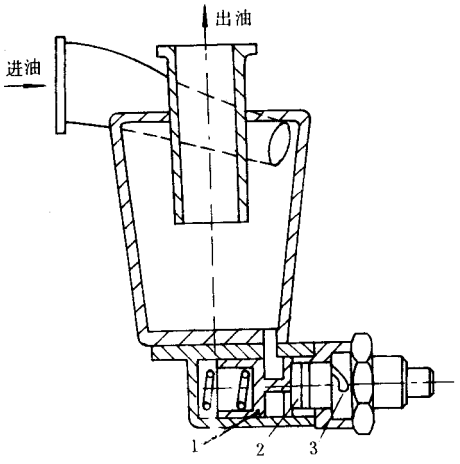


图 8－1－40　残渣敏感器

1—封油阀；2—磁塞；3—凹轮槽

式中　e——检测效率；

e_1——传输效率，等于传到检测点残渣数量与磨损所产生残渣数量之比；

e_2——捕捉到的残渣数量与达到检测点残渣数量之比；

e_3——指示效率，等于有指示效率的残渣数量与被捕捉到的残渣数量之比。

为了提高检测效率，应分别提高传输效率、捕捉效率、指示效率。例如，将磁塞尽可能安装在靠近被监测的磨损零件附近润滑油的主通道上，中间没有过滤网、油泵或其它液压件的阻碍以提高传输效率。加大磁塞的磁场强度、改善回旋式贮油器的结构以提高捕捉效率。提高磁塞对残渣的灵敏度以提高指示效率等。

5. 应力、应变测试技术

60 年代发展起来的应力、应变及扭矩的测试技术，对重载、低速运行状态下的重型机器，如轧钢机、起重运输设备等进行监测或进行部分故障诊断是非常有效和实用的。在冶金工厂中应用此种技术较为普遍。

6. 无损检测技术

无损检测技术是一门独立的技术，近年来被引用到设备的故障诊断技术中。如零件检测一节中提到的超声探伤、磁粉探伤、渗透液表面裂纹探伤等技术被用来对大型固定或运动着的机器和设备进行监测和诊断，已越来越受到人们的重视。

上面提到的只是一些主要的基础应用技术，在运用这些技术时，常常还会用到信号的分析与处理技术，以便从测试得到的数据中获取更为准确和有用的信息。

第二章　钻探用钻头运行参数与腐蚀防护

第一节　翼状钻头

大口径翼状回转钻头，是目前大口径桩孔施工中应用最为广泛的钻头，经研究和实践的摸索，其结构日趋合理，类型不断增加，是目前广泛用于第四纪大口径钻井的廉价钻头。除卵石、漂石和硬基岩外，大多地层能用翼状钻头钻进。

根据大口径翼状钻头的钻进特点，要求钻头结构具有加速岩屑排出，对松散地层具有高效切削性能和良好的疏松能力，自洁能力强，能及时清除切削齿上的岩屑，不出现泥包现象，稳定性和导向性好，钻头同心度高，回转时工作稳定，切削齿受冲击小，扩孔率低，钻孔不易偏斜，有足够的强度、刚度和耐磨性，不易损坏和变形磨损，易于加工和修复，具有多功能和功能应变能力等多种特点。

大口径翼状钻头主要用于砂土层、粘土层、砂砾、卵砾石层以及风化基岩层等类地层。根据不同地层、不同循环方式，对钻头结构应有不同要求。如在砂土、粘土层中正循环回转钻进，除笼式钻头外，还应广泛使用多阶梯小翼片钻头 ;在粘土层中进行反循环钻进，由于钻头易糊钻，冲洗液在循环过程中，因粘土碎屑高度分散，粘度迅速升高，自然造浆给废浆处理带来极大困难。对此，粘土层钻进用翼状钻头应要求 :(1)翼板数量少(三翼) ;(2)螺旋形矮翼板切削角小(45° ~ 60°) ;(3)翼板底边上的齿板间距大，呈梳齿状，切削具出刃大 ;(4)减少钻头构件，采用腰带翼板间不加焊肋板，确保液流畅通 ;(5)翼板表面光滑，上变缘薄，呈锋刃状，有利于土屑成条移动与折断 ;(6)高‘ 龙门 ’吸渣水口，确保

冲洗液与粘土屑顺利进入，不在吸口处积聚；(7)加导流罩，以加强井底流场强度，提高排屑效率。

在砂砾、卵砾石层反循环钻进时，部分大尺寸卵砾石既难以破碎，又不能排出，给钻进造成障碍。为此钻头结构应具有：(1)小颗粒砂砾随冲洗液进入吸渣口排出孔外，大尺寸砾石被暂时储存于钻头内，其后随钻头提出孔外；(2)钻头具有储渣筒以储存大尺寸砂砾，为防止提钻时砂砾涌出，必要时在吸渣口设单向活门；(3)设置垂直、细长的钢齿，便于插入砂砾层，回转时能有效地疏松地层，兼有排、装、挤功能，最好具有聚拢压碎和劈裂大径卵砾石功能。

在风化基岩中进行反循环钻进时，主要问题是压力不足，钻头易磨钝，效率低。因此，这类钻头要求：(1)取消前导钻头，在主翼板中心部位加焊超前量很小的前导小翼板；(2)钻头翼板中心角取较大值($>120°$)；(3)切削齿板与翼板分开，取活连接方式，以便于更换已磨钝的齿板；(4)在保证单位压力的前提下，适当增加翼板数量和硬质合金切削具数量及重叠系数，在钻头上下环带上镶保径修孔切削具；(5)钻头带配重。

硬基岩和卵砾石层钻进一直是大直径钻进施工的技术难题，用传统的大直径翼状钻头回转钻进，效率很低。国外的大口径翼状钻头大多在切削具上提高硬基岩中的钻进性能，如钻头采用大扭矩抗冲击切削齿，能够钻进固结砂砾、巨砾、卵石、基岩及钢筋混凝土等，并且使用寿命长。人工合成超硬材料在工程施工中的应用，也为翼状钻头有效钻进硬基岩创造了条件。如图 8－2－14 所示的钻头是镶金刚石复合片的翼状钻头，通过合理布置和安装复合片，能够提高钻头的抗冲击性，即使不加大钻头压力，也能够有效的钻进中硬岩和硬岩。

一、螺旋梳齿三翼钻头(带护圈)

结构特征　主翼板呈螺旋形布置，翼片前角设定为 19°，三翼片组成的圆锥顶角为 120°，在圆周内三等份均布。钻头体用 ϕ168mm × 12mm 无缝钢管，固定有鱼尾式超前中心钻头，各翼片上以适当间距阶梯形配置固定的切削齿，切削齿上镶焊有 YG8—T110 型硬质合金，钻头体上配有护圈，具有较好的导向性。该钻头具有切削性好，回转阻力小，钻进效率高等特点。

适用条件　胶结粘土层、砂页岩等地层，反循环回转钻进。

钻进规程　钻压 12 ~ 36kN；

转速 40 ~ 60r/min；

冲洗液流量 180m^3/h。

使用效果　在武汉、潍坊等地使用，钻进粘土层和粉砂岩层的时效 5 ~ 6m/h。

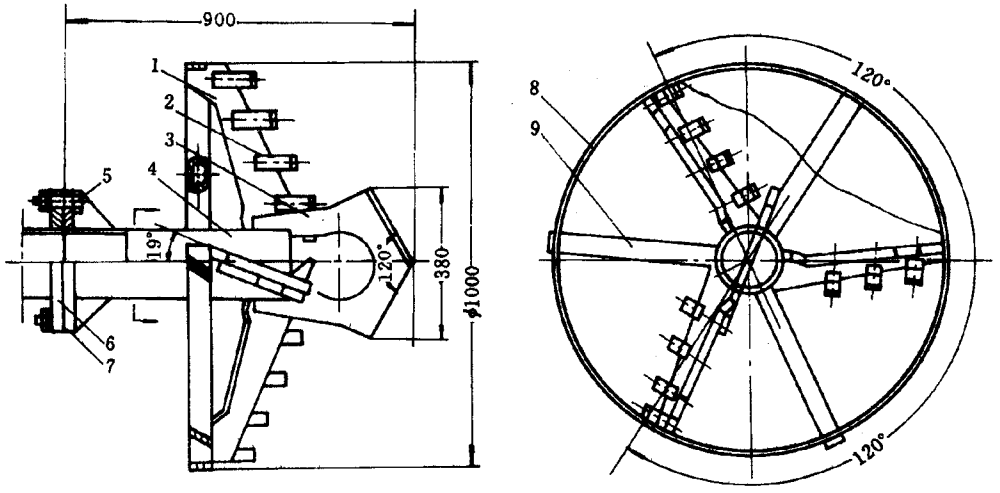


图 8－2－1　螺旋梳齿三翼钻头
1—主翼板；2—切削齿板；3—前导钻头；4—芯管；5—螺栓；
6—上法兰盘；7—下法兰盘；8—导正圈；9—加强筋

二、螺旋梳齿三翼钻头(无护圈)

结构特征　结构与带护圈的螺旋梳齿三冀钻头基本相同，但不带护圈，因此导向性差，遇不均匀阻力易偏斜，但在胶结性粘土层和混砂砾粘土层中钻进时，回转阻力小，构件少，冲洗液液流比较畅通，可确保冲洗液与粘土屑顺利进入排渣口，不易糊钻。

适用条件　胶结性粘土、亚粘土层，反循环回转钻进。

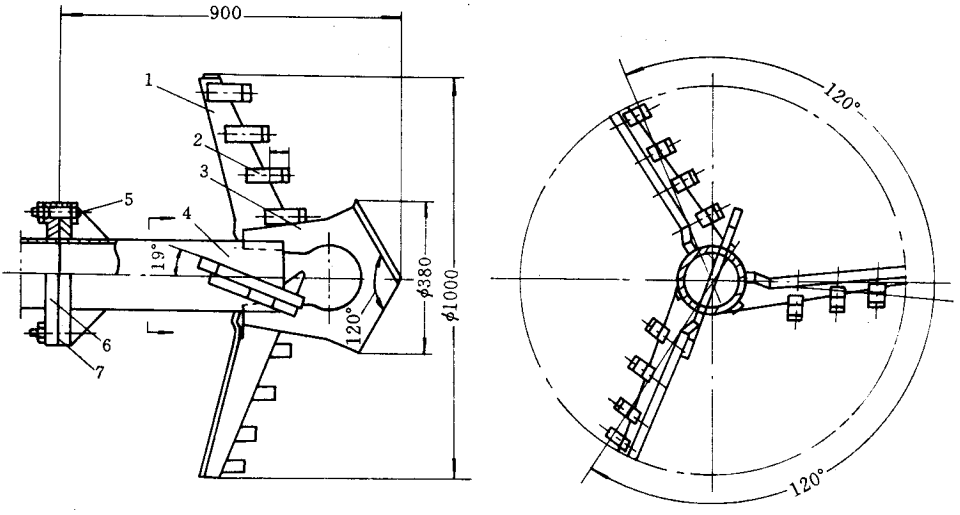


图 8－2－2　螺旋梳齿三翼钻头(无护圈)
1—主翼板；2—切削齿板；3—前导钻头；4—芯管；
5—螺栓；6—上法兰盘；7—下法兰盘

三、高腰带螺旋梳齿三翼钻头

结构特征　主翼板呈螺旋形布置，翼片以前角 30°焊接于 ϕ168mm × 12mm 芯管上，三冀片仰角为 30°。切削具(T110)在翼片上呈梳齿状布置，钻头体上部设有导正圈，起保径导向和修整孔壁作用。在粘土层中钻进，能收到满意的效果。

使用条件　胶结粘土层、粉质粘土层、粉砂等。

钻进规程　钻压 15 ~ 20kN；

转速 25 ~ 50r/min；

冲洗液流量 180m^3/h。

使用效果　应用于上海等地的粉质粘土、淤泥质粘土、粉砂层中，效果良好，钻速 10m/h 以上。

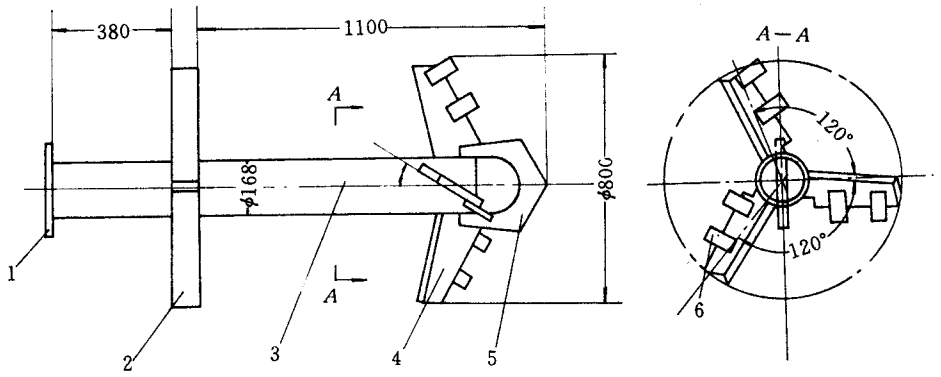


图 8 - 2 - 3　高腰带螺旋梳齿三翼钻头

1—法兰盘；2—导正圈；3—芯管；4—主切削翼板；5—前导钻头；6—切削齿板

四、双腰带梳齿锥形三翼钻头

结构特征　三片翼板垂直焊接于 ϕ168mm × 12mm 的芯管上，下部成锥形，锥形顶角为 120°，翼板上切削具(T110)交错排列呈梳齿状，比钻压大，体积切削破碎效果好，在主翼板外侧和钻头体上部焊有两条导正圈，以增强钻头的导向性、刚性和稳定性。

适用条件　杂填土、粉质粘土、淤泥质粘土、砂质土等地层。

钻进规程　钻压 15 ~ 20kN；

转速 25 ~ 45r/min；

冲洗液流量 120 ~ 180m^3/h。

使用效果　在上海等地使用，在淤泥质砂土和粉质粘土中钻速 6 ~ 10m/h。

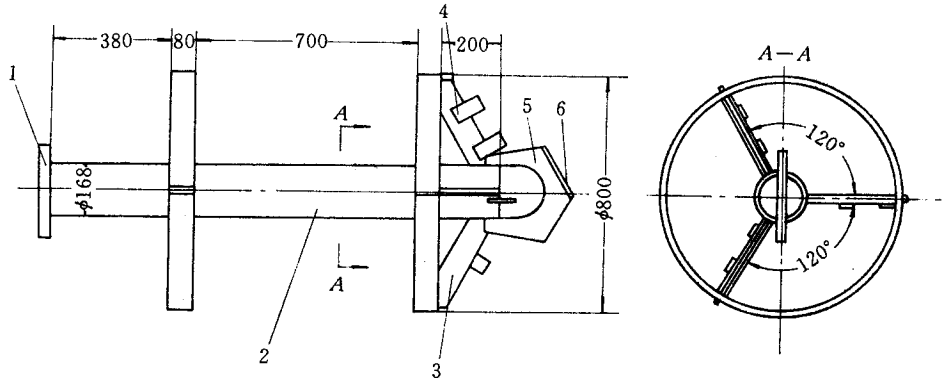


图 8－2－4　双腰带梳齿锥形三翼钻头

1—法兰盘；2—芯管；3—主切削翼板；4—切削齿板；5—前导翼板；6—前导冀板切削齿

五、单腰带阶梯形三翼钻头

结构特征　钻头翼板呈螺旋形布置，翼板上切削齿形成的孔底为阶梯形，前导钻头亦呈二级阶梯形交错布置，定位效果好。前导钻头及切削齿板均以螺栓与钻头体固定，便于磨损后更换。

适用条件　1～2 级砂层，砂土层，非固结、均匀的砂卵砾石层，风化基岩。反循环回转钻进。

钻进规程　**钻压** 8～15kN；

转速 30～50r/min；

冲洗液流量 160～180m^3/h。

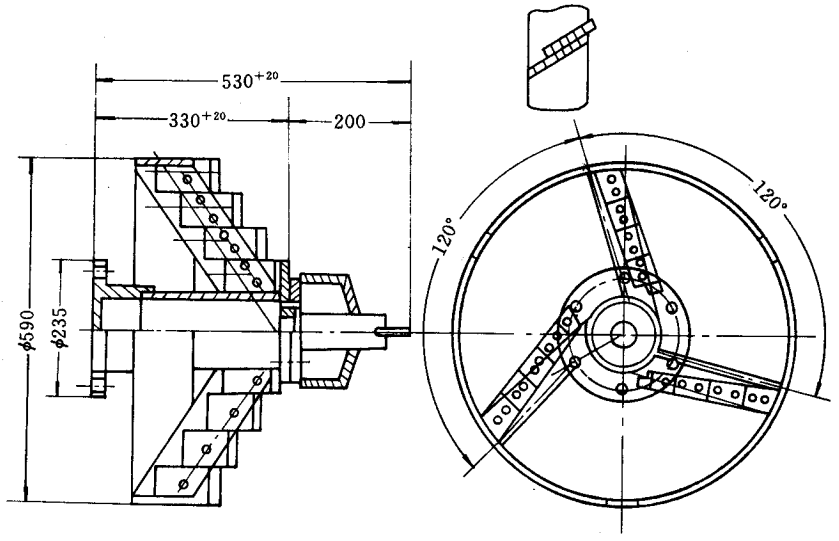


图 8－2－5　单腰带阶梯形三翼钻头

六、犁式梳齿单腰带三翼钻头

结构特征　翼片少，呈45°斜面，切削角小，切削刃排列呈梳齿状，易切出条状土屑，效率高。吸渣口高度大，易导流排渣，不易糊钻。

适用条件　粘土、亚粘土、正反循环回转钻进。

钻进规程　钻压 10～20kN；

转速 23～42r/min；

冲洗液流量 120～180m^3/h。

使用效果　ϕ0.6m～0.8m 钻头，钻进粘土、亚粘土层，平均时效 13m/h，最高时效达 18m/h。

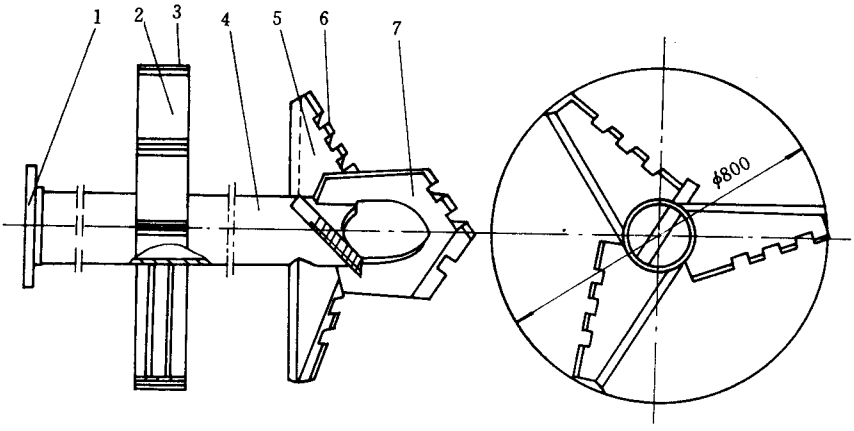


图 8－2－6　犁式梳齿单腰带三翼钻头

1—法兰盘；2—肋骨体；3—合金块；4—芯管；5—主切削翼板；6—切削齿；7—导向钻头

七、带导流盘锥形三翼钻头

结构特征　按回转切线方向焊接在钻头体上的翼板具有良好的收敛液流、岩屑的作用。翼板上有同径的导流圆盘，盘的外缘对正翼板切削具位置处开三角形导流水口，以导引冲洗液有效冲刷翼板切削面，使之不易糊钻。

适用条件　粘土、亚粘土和砂土层，反循环钻进。

钻进规程　钻压 15～20kN，

转速 44r/min；

冲洗液流量 150～180m^3/h。

使用效果　钻进粘土层平均时效 5m/h。钻头清洁，未发现泥包现象。

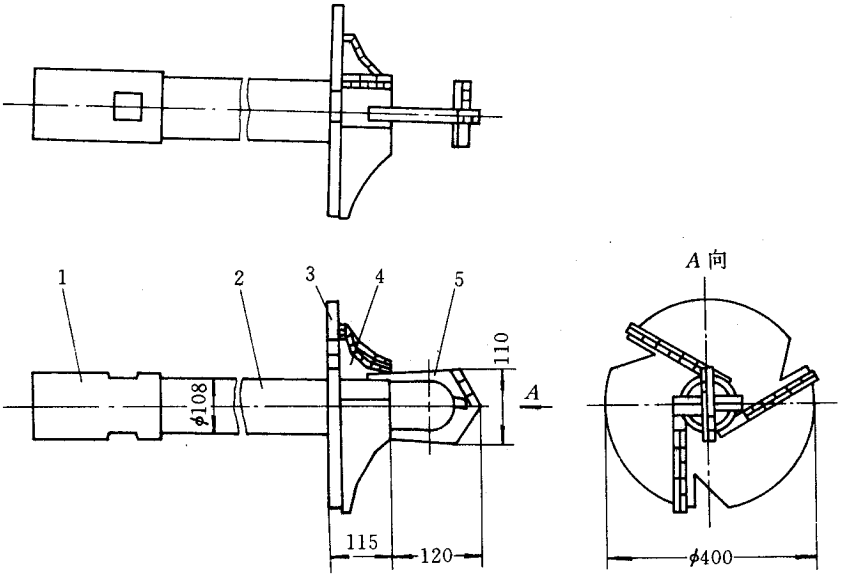


图 8－2－7　带导流盘锥形三翼钻头

1—接头；2—芯管；3—导流盘；4—主切削翼板；5—前导钻头

八、超前刮刀钻头

结构特征　在具有锥度的掏槽刀盘和扩孔刀盘上，镶装片式或棒式刮刀。扩孔刀盘直径可调节为 φ1000、φ1500、φ2000、φ2500、φ3000mm，钻头装有配重块。

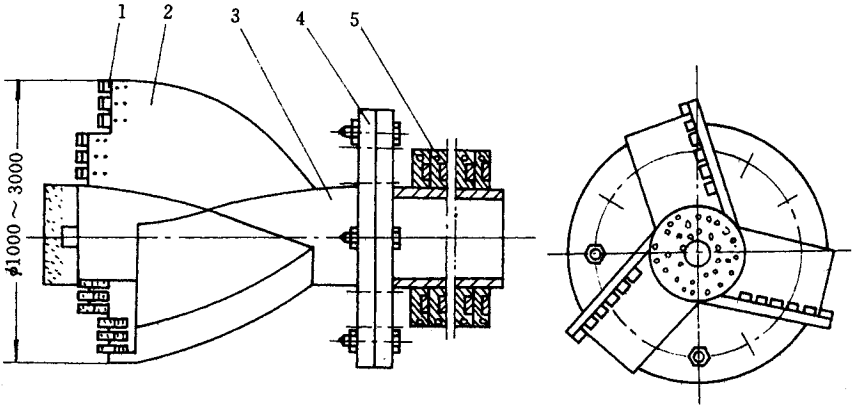


图 8－2－8　超前刮刀钻头

1—合金刀片；2—翼片；3—中芯管；4—法兰盘；5—配重块

适用地层　砂层、粘土、低于四级的低研磨性泥岩。

钻进规程　钻压 10～50kN；

转速 6～12r/min；

冲洗方式为气举反循环泥浆洗井。

使用效果　在淮北、江苏、河北钻凿多口煤矿竖井，钻进效率虽比超前牙轮钻头低，但一次性投资少。

九、笼式三翼钻头

结构特征　不设前导钻头，三翼板互相对焊，主翼板前端加工成折曲线型，前端部分可作前导钻头，起导向与定位作用。前导翼板的超前量小，与岩石接触面积也小，可较快地钻出超前孔，使整个钻头翼板接触孔底。三块切削齿板偏离钻头轴心线一定距离，回转时获得一定的线速度，具有切削碎岩能力，不会出现轴心部位岩石顶抵钻头的现象。吸渣口与主翼板前导翼板的距离小，吸渣性能好。

适用条件　砂层、砂土层、3～4 级砂岩、粉砂岩。反循环回转钻进。

钻进规程（ϕ1.0m 钻头）　钻压 20～40kN；

转速 23r/min；

冲洗液流量 180m^3/h。

使用效果　ϕ1.0m 钻头在基岩中的平均时效 0.05～0.1m/h，在 5 级粉砂岩中为 0.2～0.3m/h。

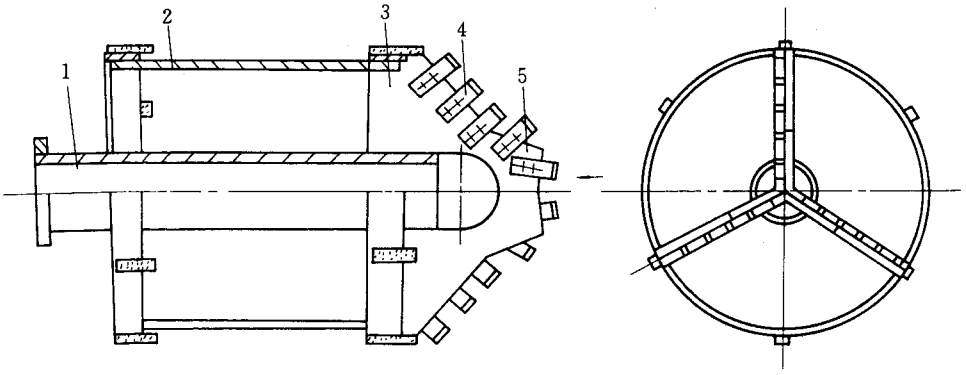


图 8－2－9　笼式三翼钻头

1—芯管；2—导向笼；3—主切削翼板；4—切削齿板；5—前导翼板

十、Sx1000、St1000 型三翼钻头

结构特征　三翼片垂直焊接于中心管上，形成圆锥顶角 120°的锥面，根据切削具布

置情况分两种型号钻头。Sx1000 型为切削具垂直翼板布置，孔底切削形成圆锥形切削面（见下图），St1000 型切削具沿钻头体轴向布置，阶梯形排列，孔底成阶梯形多级切削。

适用条件　1～2 级砂层、砂土层，3～5 级基岩（如粉砂岩、砂岩）。

钻进规程　钻压 10～15kN；

转速 40～50r/min；

冲洗液流量 108m³/h。

使用效果　钻进砂、砂土、粘土层的平均时效为 3.2～5.0m/h，钻进 4 级粉砂岩为 0.3～0.5m/h，5 级红砂岩为 0.2～0.3m/h。

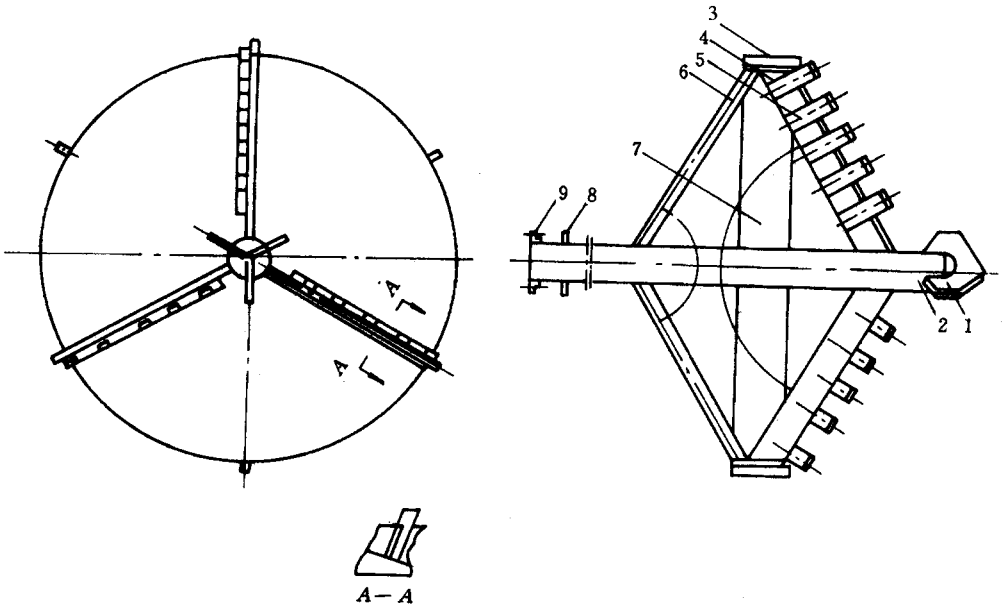


图 8－2－10　Sx1000 型三翼钻头

1—中心钻头；2—中心管；3—肋骨片；4—翼板；5—刀体；

6—斜支杆；7—导正环；8—下法兰盘；9—上法兰盘

十一、笼式嵌岩三翼钻头

结构特征　不设置小径前导钻头，翼板中心角≥120°，利于嵌岩钻进。钻头长径比大（一般为 2.5～3.0）。工作稳定，导向性好。上下环带上镶保径修孔用硬合金切削具，确保嵌岩孔段直径不缩小。主翼板的切削翼板可更换（图上未绘出）。

适用条件　软～中硬基岩（如炭质砂岩、泥岩、闪长岩等），反循环回转钻进。

钻进规程　钻压 15～20kN；

转速 80～160r/min；

冲洗液流量 120m³/h。

使用效果　钻进中等风化闪长岩的平均时效为 1.5m/h，微风化闪长岩为 0.3m/h。

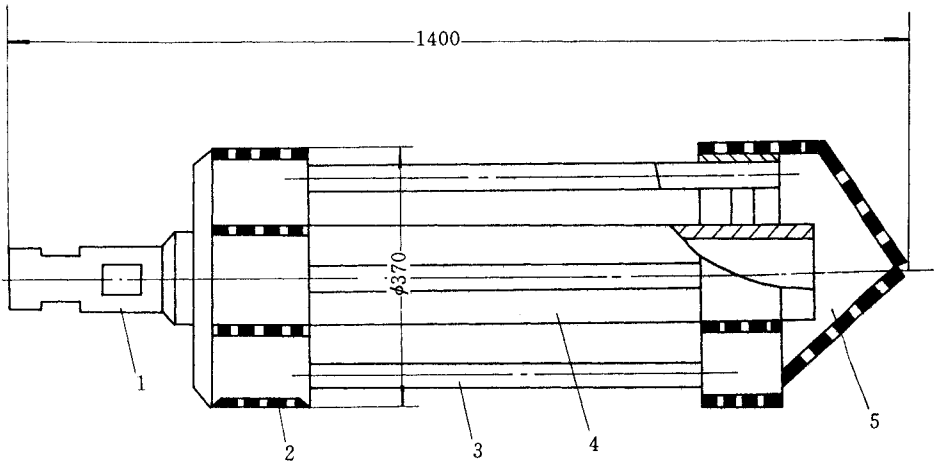


图 8－2－11　笼式嵌岩三翼钻头

1—接头；2—修孔保径切削具；3—导向笼；4—芯管；5—切削齿板

十二、变径锥形三翼钻头

结构特征　主翼板上装有可沿直径方向伸缩的活动副翼板，用以改变钻头直径。主

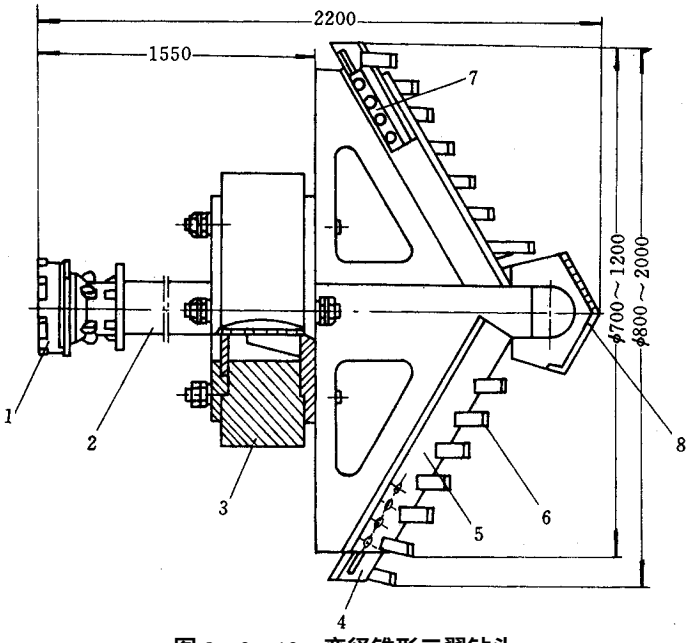


图 8－2－12　变径锥形三翼钻头

1—接头；2—芯管；3—配重块；4—活动副翼板；5—主翼板；

6—切削齿板；7—压条；8—前导钻头

翼板上开有三角形通水口，可减小回转时液流阻力。钻头上自带配重，工作平稳。

适用条件　第四纪覆盖层和强风化基岩，反循环回转钻进。

钻进规程　钻压视孔径和地层定；

转速 6.3～30.6r/min；

冲洗液流量 180m^3/h。

使用效果　与 GJD—1500 型钻机配套，在砂土层大直径钻进中效果良好。

十三、梳齿锥形四翼钻头

结构特征　四个条带形翼板垂直焊接于 ϕ168mm×10mm 的芯管上，下部成锥形，回转阻力小。翼板上的切削具（T110）交错排列呈梳齿状，钻头锥度大，钻进砾石易将其挤向孔壁。切削面积大，排渣泵量要求大，不易堵水糊钻，切削性能好，但前导钻头易磨损，导向性差。

适用条件　粘土、亚粘土及 3～4 级基岩。

钻进规程　（ϕ1.0m 钻头）钻压 20～40kN；

转速 23～40r/min；

冲洗液流量 180m^3/h。

使用效果　ϕ1.0m 钻头钻进亚粘土层平均时效为 8～10m/h，钻进泥岩、泥质粉砂岩平均时效为 8m/h。

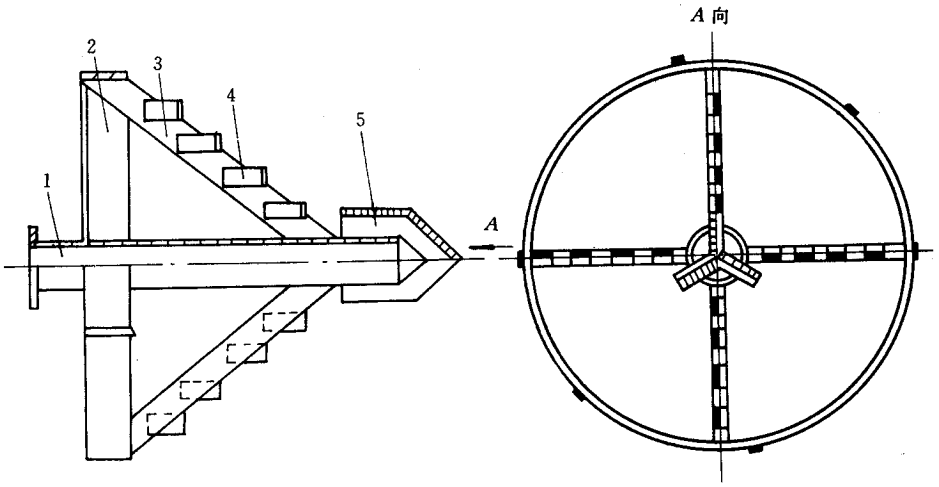


图 8－2－13　梳齿锥形四翼钻头

1—芯管；2—导正环；3—切削翼板；4—切削齿板；5—前导钻头

十四、四翼金刚石复合片钻头

结构特征　在回转轴上固定数个稍微径向延伸的翼，各翼的切削面上镶焊着许多金刚石复合片，各复合片的前角愈靠近外周愈大，复合片的前角以 15° ~ 30°为宜。通过使翼切削面径向朝外上方倾斜，越接近外周倾斜度越大，愈是切向速度大的外周复合片镶嵌密度愈大。钻头回转时从中心部到外周部，所有的半径部至少要有一块复合片进行切削。

适用条件　地下连续墙施工或大口径灌注桩施工基岩钻进。

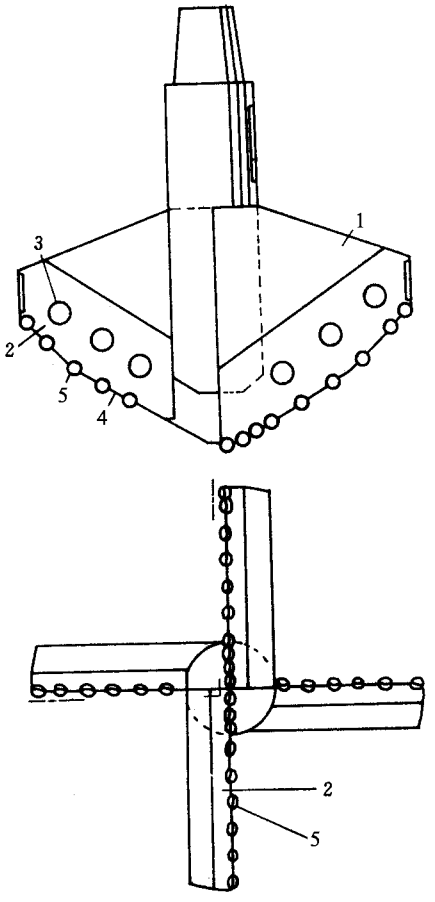


图 8 - 2 - 14　四翼金刚石复合片钻头

1—翼形部件；2—切削部件；3—螺栓；4—切削面；5—复合片

第二节　螺旋钻头

反循环施工尽管有很多优点，但产生的大量废浆钻碴导致处理费用增加，并对环境造成污染。除了超大口径深度较大的基岩孔（如竖井、曝气井等），地下连续墙槽施工和其他工程施工仍需使用泥浆或化学浆液护壁和携带渣土外，在许多场合应大力发展干式（无循环液）作业钻进。在干式无循环钻孔灌注桩中，长、短螺旋钻进是一种高效率、低公害、最常用的施工方法。

螺旋钻进作为一种干钻方法，适用于地下水位以上的土层、砂土层、含少量粘土的密实砂层以及粒径不大的砾砂层。长螺旋钻主要用于钻小直径（600mm 以下）的浅孔（10m 左右），短螺旋钻则适用于钻 1.0～3.0m 大直径钻孔。一些螺旋钻镶有较锐利的硬质合金钎齿，可用于软－中硬基岩和粒径较大的卵粒石层钻进。

长螺旋钻具由螺旋钻头和钻杆组成，一般采用双刃导向尖，双头螺旋切削刃带钻头与单头螺旋叶片钻杆相连接的结构。钻头导向尖起定位作用，防止钻孔偏斜。导向尖上焊有硬质合金，双螺旋切削刃带上焊有耙齿式切削片，耙齿上亦焊有硬质合金。耙齿的布置要保证除用双刃导向尖破碎的部分以外，所有孔底各同心圆部分都能得到破碎而无空缺。耙齿切削刃的前角为 20°～45°左右，后角为 8°～15°左右。单头螺旋叶片钻杆主要是传递扭矩和输出钻屑，其中心管采用厚壁无缝钢管，螺旋叶片焊接其上，螺旋叶片的螺距一般比钻头双头螺旋叶片的螺距大一倍，以利于改善螺旋叶片间的输土条件，减少钻屑堵塞的可能性，特别是对含碎石、砾石的土层有较好的适应性。螺旋钻杆的长度一般为 3m。钻杆的连接从传递扭矩较大、同心度要求较高等考虑出发，多采用凹凸定心式法兰盘连接。目前国外长螺旋钻具普遍采用中空式，钻至预定深度后，随钻具提出的同时连续灌入混凝土，再插入钢筋笼。钻具可边钻边提，也可直接提出，但提出速度应与灌注速度协调。钢筋笼可直接插入或振动插入，成桩直径为 400～1000mm。为加大挤密作用，英格索兰公司还推出了挤压型连续排出式长螺旋钻具，其特点是 D/d 值较小，故挤密作用更强。

对于短螺旋钻具，其钻屑积聚在螺旋面上，随钻具提出孔口。为了使积聚在螺旋面上的钻屑不致因重力作用而掉下来，在钻具的结构设计上应将大部分螺旋面的螺旋倾角小于钻屑与叶片的摩擦角。短螺旋钻具一般为双螺旋，整个钻头一般情况下设计 2～4 个螺距，在粘土层中钻进时取小值，在砂层中钻进取大值。短螺旋钻具主要由中心管、螺

旋叶片、双翼切削底锥前导式钻头及钻杆锁接头组成。螺旋叶片一般由 3～4 个螺距构成，材料多选用 16Cr 或 20CrMn 钢板，螺距 S 按岩土特性及螺旋叶片外径 D 而定。

对于松散含水地层，由于输土困难，螺旋钻头钻进，一般需与抽筒铲挖钻筒配合使用。对于一般的土层、砂土地层，螺旋钻头的钻进效率高，因此钻头结构采用大切削齿板镶嵌硬质合金，双翼前导式切削头单头螺旋平底钻头（见图 8－2－17），为提高切削效率，钻头的平刃长度（即钻头直径）应比螺旋叶片外径大 10～20mm。在含有大量砖头、瓦块的杂填土层中，用耙式螺旋钻头是经济适用的。在粘性土层中，岩性粘滞，螺旋叶片输土阻力大，因此除了减少螺旋钻头螺距数之外（见图 8－2－18），采用活动前导式钻头有利于防止钻头糊钻、孔壁坍塌（见图 8－2－16）。

近年来，随着对环保意识的不断增强，一些发达国家一般桩孔大多采用干式无循环的螺旋钻进，因此螺旋钻进技术及钻具也得到了很大的发展。其中螺旋钻头与伸缩式主动钻杆配合，不仅免除了每一钻程起下钻作业中繁琐的钻杆拧卸加接工序，大大节省了起下钻作业时间，而且也为按所钻地层性质的变化，及时更换适应地层的钻具与钻头创造条件。

一、矛头前导式双螺旋钻头

结构特征　钻头前端焊有起定位掏槽作用的矛式小钻头，芯管外焊接双螺旋叶片，

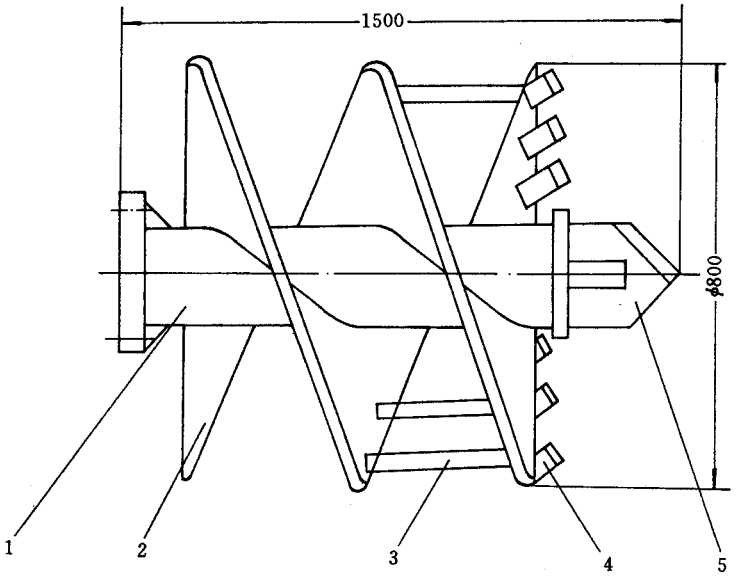


图 8－2－15　矛头前导式双螺旋钻头

1—中心管；2—螺旋叶片；3—支持板；4—切削齿板；5—前导矛头

在前导钻头切削板和叶片切削齿板上镶有硬质合金片。钻头上端采用法兰盘对接。

适用条件　含水地层以上的土层、砂土层、风化的泥岩和砂岩。干式回转钻进。

钻进规程　钻压 20～30kN；

转速 40r/min。

使用效果　钻进土层、砂土层的平均机械钻速为 10～15m/h，钻进风化泥岩、砂岩的平均机械钻速为 0.2～0.3m/h。

二、活动前导式螺旋钻头

结构特征　为消除提升钻头时“活塞效应”(钻头以下孔段出现负压)的影响，从而增加提升阻力，引发孔壁坍塌，在前导鱼尾钻头与中心管之间采用了可伸缩的活连接方式。在轴压作用下，小钻头缩入，随钻杆回转钻进。提钻时，小钻头伸出，露出伸缩轴上的气孔，经钻杆内孔与大气相通。为此，应与带内孔的钻杆和钻杆接头配套使用。此钻头用于粘土、亚粘土层效果很显著。3 种钻头规格见下表：

单位：mm

D	R	R_1	R_2	S	S_1	S_2	L	d	δ
850	425	385	345	350	400	160	910	220	14
1000	500	460	420	400	450	180	1030	220	16
1200	600	550	450	450	500	200	1150	200	18

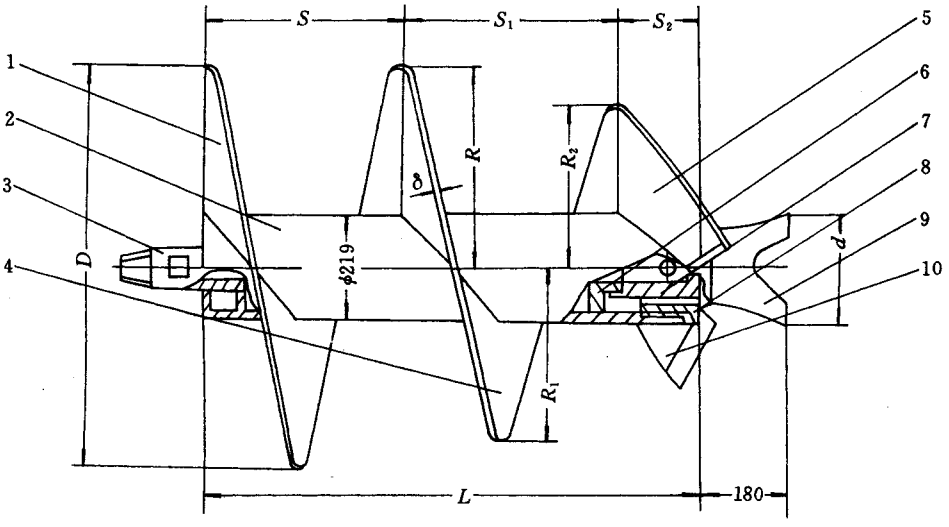


图 8－2－16　活动前导式螺旋钻头

1—等径叶片；2—芯管；3—接头；4—变径叶片；5—主翼板；6—空心钻杆；7—外方通气轴；8—内方套座；9—鱼尾式前导钻头；10—副翼板

三、两翼前导式螺旋钻头

结构特征　芯管外焊接单头螺旋叶片，芯管下端加焊副叶片，构成双切削翼板。翼板底部交错固定切削齿板，齿板上镶硬质合金片。两翼前导钻头起定心、掏槽作用。芯管上端为连接钻杆用的方形接头。

适用条件　含水层以上的土层、砂土层，干式回转钻进。

钻进规程（ϕ800mm 钻头）　钻压 5～8kN；

转速 20～60r/min。

使用效果　ϕ800mm 钻头钻进软土层的平均机械钻速达 15～20m/h。

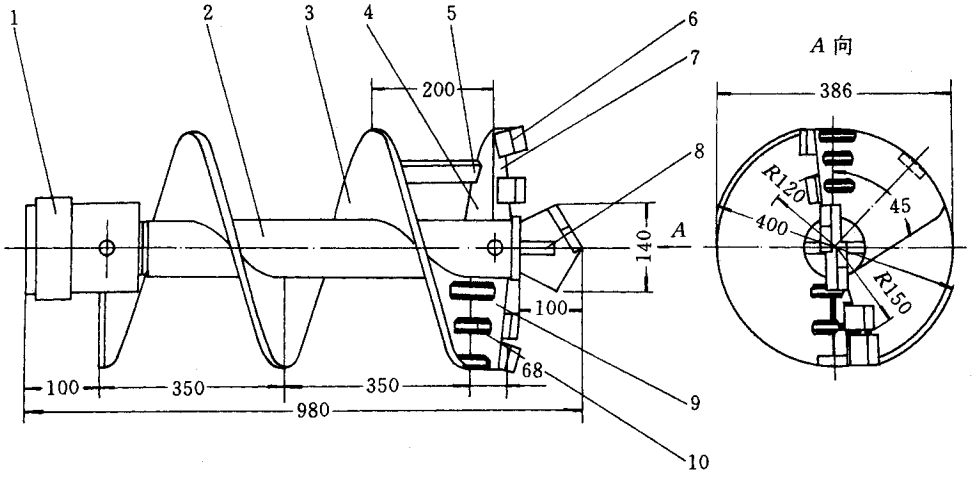


图 8－1－17　两翼前导式螺旋钻头

1—方接头；2—芯管；3—螺旋叶片；4—副叶片；5—支持板；6—切削齿板；7—小翼板；8—前导钻头；9—大翼板；10—肋板

四、三翼前导式螺旋钻头

结构特征　钻头前端焊接锥形三翼前导钻头，螺旋翼片底边按 20°～35°前角焊接切削齿板，在前导钻头翼片和主切削齿板上均镶焊八角或方柱状硬质合金切削具；螺旋翼片外缘也镶焊补强保径硬质合金片。钻头切削能力强，耐磨性好。

适用条件　均质软层（土、砂土层），半胶结粘土岩，粉砂岩和节理裂隙发育、风化的泥岩、砂岩，回转干钻

钻进规程（ϕ1.0m 钻头）　钻压 20～35kN；

转速 40r/min。

使用效果　钻进粘土、粉砂层的平均机械钻速为 1.58m/h，最高达 2.25m/h；钻进风化泥岩、砂岩层的平均机械钻速为 0.2～0.36m/h。

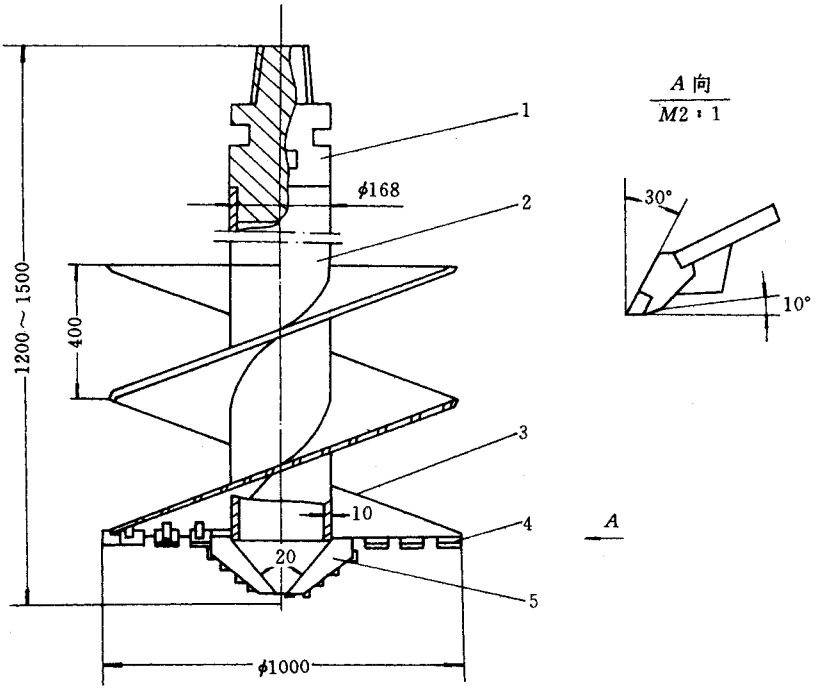


图 8－2－18　三翼前导式螺旋钻头

1—接头；2—芯管；3—螺旋叶片；4—切削齿板；5—前导钻头

五、长螺旋钻具

结构特征　由螺旋钻头和螺旋钻杆组成。用 φ89mm 钻杆作芯管。螺旋叶片用 A3 钢板切割并加热定型。钻头下部焊一变径螺旋片，并在其下部边缘加焊由锰钢板制成的切削翼片，切削部分形成双头螺旋。芯管最下端焊接前导鱼尾钻头。钻杆之间用心轴定位，穿销连接。该钻具适用于地下水以上各类土层，机械钻速可达 3～5m/min，其主要规格见下表：

单位：mm

钻具直径	钻头部分尺寸								钻杆尺寸	
D	S	S_1	S_2	S_3	R	R_1	R_2	$L1$	L	S
325	192	254	100	100	162.5	142.5	122.5	646	968	192
426	254	305	120	120	213	188	163	799	1016	254
529	254	305	120	120	264.5	234.5	204.5	799	1016	254

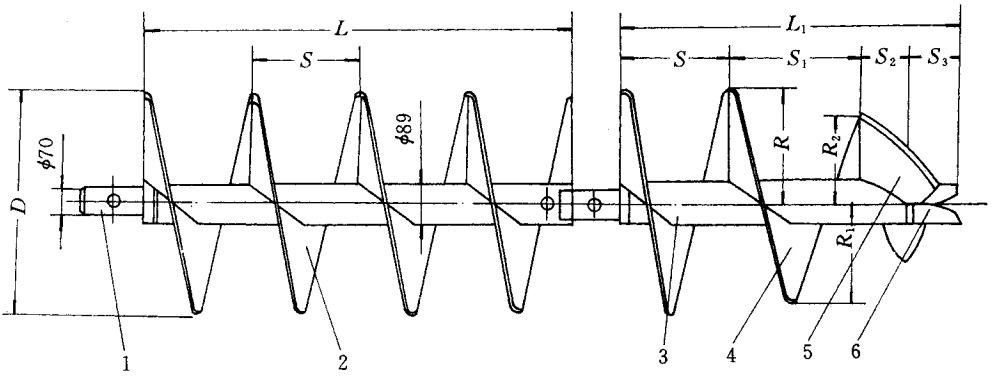


图 8－2－19　长螺旋钻具

1—连接芯轴；2—等径螺旋叶片；3—芯管；4—变径螺旋叶片；5—切削翼板；6—前导钻头

六、套齿螺旋钻头

结构特征　采用鱼尾形前导钻头，平底，单头螺旋，钻头底边带切削齿板。钻进时，视地层情况选配不同类型齿套（软土层使用 Soilmec 齿，即铲形齿 致密硬土层使用 ESCO T18 齿，即斧形齿），齿套磨损后便于更换。钻头顶部翼片外缘装置修孔用切削齿，以保证钻孔要求的直径。该钻头已成系列，共有 ϕ400～2500mm 等 19 种。几种钻头的规格见下图表：

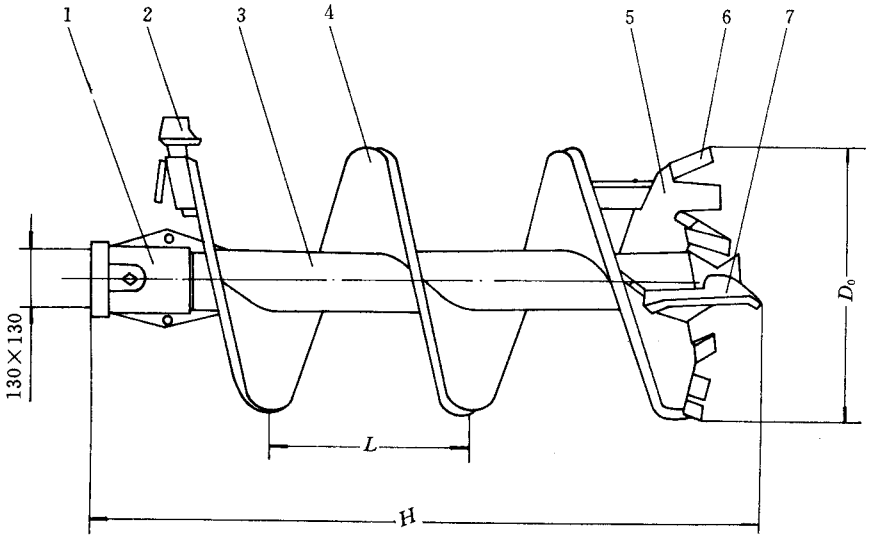


图 8－2－20　套齿螺旋钻头

1—方接头；2—修孔切削具；3—芯管；4—螺旋叶片；5—切削翼板；

6—切削齿套；7—鱼尾钻头

孔径/mm	400	500	800	1000	1200	1500	2000	2500
D_0/mm	380	480	780	970	1170	1470	1970	2450
L/mm	350	350	400	500	500	600	700	900
H/mm	1930			2060				
齿数/个	4	4	6	6	8	10	12	14
质量/kg	195	255	360	480	635	865	2050	2410

七、镶齿螺旋钻头

结构特征　采用锥形前导钻头，双头螺旋，最下部螺旋翼片直径较小，向上逐渐增大，外缘镶硬质合金切削齿（共两种，不稳定岩层用锥形齿 致密岩层用柱形齿）。钻头具有克服软中硬基岩的能力，又称钻岩石螺旋钻头（Rock Augers）。钻头已成系列，有 ϕ400 ~ 2000mm 等 18 种。几种钻头的规格见下表：

孔径/mm	400	600	800	1000	1200	1500	2000
D_0/mm	390	590	790	990	1190	1490	1990
L/mm	300	400	400	500			
H/mm	880	1030	1030	1180			
质量/kg	275	330	460	660	840	900	1545

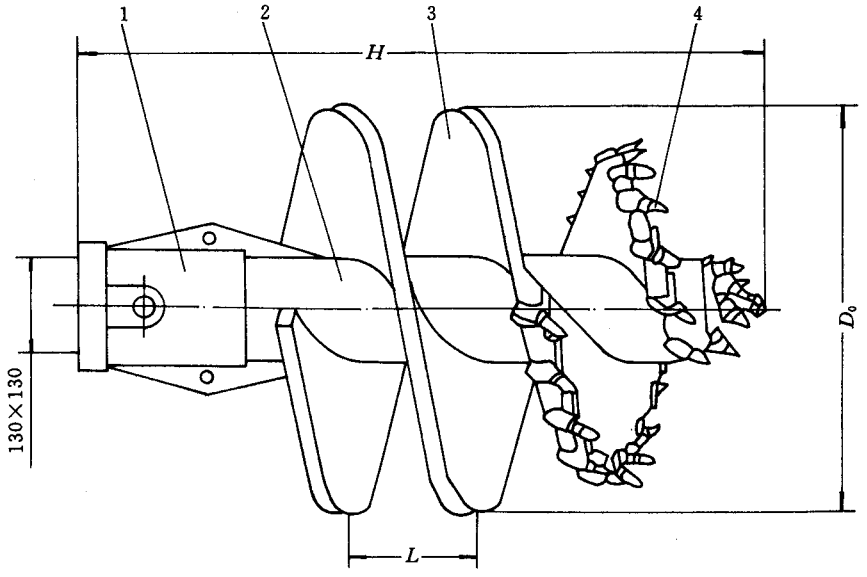


图 8 - 2 - 21　镶齿螺旋钻头

1—方接头；2—芯管；3—螺旋叶片；4—硬质合金齿

第三节　牙轮、滚刀钻头

在硬基岩钻进技术中，牙轮滚刀钻进是目前广泛用于大口径硬质基岩的钻进方法。在国外，用组合式牙轮滚刀钻头钻进，反循环方式清洗的钻进方法早已被应用于大口径钻进中。这种钻进方法在国内目前也被作为攻克硬基岩钻进的有效技术手段而日益得到广泛的应用。

组合式牙轮滚刀钻头是一种多刃组合式碎岩工具。它是将单个滚刀或牙轮（掌）按一定水力学原理排列组装在钻头体上来进行大直径钻孔钻进，其碎岩机理仍然是牙轮和滚刀钻头的碎岩机理，属于凿碎－剪切型，既具有冲击碎岩作用，也有回转剪切碎岩作用。正由于牙轮或滚刀钻头是基于冲击剪切碎岩，因此它能在相对较小的单位钻压下破碎较硬的岩石。

大口径硬基岩钻进具有载荷不均匀，钻头上各点处线速度差别大、排渣难、冲洗条件差、配重难达要求等特点，因此要求牙轮滚刀钻头必须在保证钻井质量安全施工的前提条件下，取得高效率、长寿命和低成本，具体地讲，应在尖锐性、耐磨性、自洁与聚渣性、稳定与导向性、坚固性、可修复性等方面综合考虑。特别在钻头结构设计上和刀具选择上，应以大口径钻井碎岩特点、钻头的受力状态与磨损特征为基础，达到优质安全、高效、低耗的目的。目前牙轮滚刀钻头已被广泛应用于钻进大理岩、石灰岩、硬砂岩、凝灰岩、砾岩、石英岩、花岗岩等地层的大口径硬岩钻孔中，并取得了满意的效果。

在实际应用中，用于大口径硬岩钻进的牙轮钻头可根据具体施工情况选用不同结构型式和切削齿形。牙轮钻头的结构型式主要有平底型（如图 8－2－24）、中心超前型（如图 8－2－22）和阶梯形（如图 8－2－25）。平底型钻头上各牙掌受力均匀，载荷不均匀度小，只有一个极端磨损圈，孔底排渣通畅，适合于口径大于 600mm 的稳定基岩钻进；中心超前型钻头适合于钻进开孔即见基岩的桩孔和易斜地层以及小径正循环钻进，超前的中心钻头可起掏槽、扩大孔底自由面的作用，钻头导向及稳定性好；阶梯形钻头适用于口径小于 1m 的卵砾石层和易斜中硬以下地层钻进。同时为满足不同地层的钻进要求，钻头切削齿形分别采用镶齿、钢齿镶齿混合、钢齿牙轮等不同型式齿形制作，分别对应适用于钻进硬岩、中硬岩和软岩。

滚刀钻头作为破岩工具亦被广泛应用于大口径硬基岩钻进中。根据不同的受力状况及结构特点，滚刀钻头结构型式也有平底型、阶梯型和超前中心钻头型，其切削齿型目

前主要有钢齿型、盘型和镶齿型，在施工中可根据岩石特性，合理选择钻头。硬岩石应选择镶齿型滚刀钻头，中－硬地层及较软地层则应选择焊齿滚刀钻头。焊齿滚刀是钢齿滚刀的一种，是专门为适用钻孔灌注桩钻中硬岩石而研制的新型滚刀。焊齿滚刀钻头可分为高、中、低齿3种类型，焊齿较高的适用于砂质土、粘土、泥岩以及风化较强的石灰岩、花岗石等软岩层；焊齿较低的适用于中～微风化的石灰岩、大理岩以及部分砂岩；岩层软硬不均，互层频繁，则选择中齿滚刀钻头或镶齿滚刀钻头。

尽管如此，牙轮、滚刀钻头要取得良好的钻进效果，机具的匹配性和钻具结构的合理组合仍具有重要的意义。目前牙轮滚刀钻进硬基岩所存在的主要问题仍然是效率低，而效率低的主要原因是钻压不足。此类钻头的碎岩机理虽然是冲击一剪切，相对来说所需单位钻压较小，但由于冲程小，且钻头直径大，与孔底同时接触的钻刃面积大，因此要求的总钻压仍然很大。而目前国内钻机大多无加压机构（如GPS－15型等），靠钻杆自重加压，钻压与扭矩均不能满足牙轮、滚刀钻头的施工要求。显然要提高牙轮、滚刀钻头的钻进效率，选用有加压机构的钻机和采用合理钻具结构，是增加钻压的有效途径。合理的钻具结构可以是钻头之上加配重块（数量应根据钻机、钻具的实际情况决定），其上再装置一个直径与桩孔口径相近的扶正器。这种钻具结构，可以减少钻具的振动，增加回转钻具的平稳性，防止钻孔弯曲，保证钻孔的垂直度，防止或减少法兰盘上的螺丝因震动而松动脱落。当然，利用钻头加压和减少钻头浮力也是增加牙轮、滚刀钻头钻压的有效途径。

合理使用牙轮、滚刀钻头，除了以上所述的根据地层岩性情况，选择钻头结构、切削具类型之外，合理选择钻进工艺参数亦是十分重要的问题。牙轮、滚刀钻头的使用工艺参数主要包括钻压、转速及排渣冲洗液量。钻压影响刀具的寿命和齿刃的磨损。钻压过低，齿刃在岩石上打滑，钻头振动大，牙轮、滚刀不能产生自转而迅速发生偏磨；钻压过大时，刀具负荷增加，轴承零件易损坏，寿命缩短。按常理，牙轮、滚刀钻头实际所需压力均大大超过现所加钻压。就目前大多数设备和钻具而言，牙轮钻头根据地层情况加压一般在10～20kN/掌，对焊齿滚刀钻中硬岩石，钻压10～20kN/把。但应注意，所加钻压应由孔底加压，切忌通过钻杆加压。很显然，这些钻压远未达到硬基岩钻进所需压力，局限了钻头钻速的提高。转速是牙轮、滚刀钻头钻进中另一重要的工艺参数。转速过低，影响钻进效率，过高则影响轴承和密封寿命。一般牙轮、滚刀自转速度以100～200r/min较好，根据此数可大体确定钻头圆周速度和转速。

诚然，牙轮、滚刀钻头在大口径硬基岩中的应用，解决了硬基岩钻进难题。但钻压不足，在微风化花岗岩中钻进效率低，对口径大于1.5m以上的桩孔牙轮滚刀钻头外圈切削具线速度太高，寿命低，钻头价格高等问题，影响着此类钻头的推广应用。对此，提高钻

杆强度，采用牙轮、滚刀取芯钻头，钻头外圈采用金刚石聚晶刮刀和滚刀－牙轮混镶，对提高牙轮、滚刀钻头的钻进效率具有一定的实际意义。

一、YBD 型中心超前掏槽式组合牙轮钻头

结构特征　该钻头是采用优质江汉休斯牙轮掌作为碎岩工具，整个钻头由钻头体和 16 套牙轮总成组成，用法兰盘连接。中芯管焊接在用 40mm 厚钢板制成的底盘上，用加强肋补强。两个吸渣口对称偏心布置于半径 2/3 处，其外圆有 6 个水口。中心钻头超前起导向掏槽作用。16 套牙轮总成镶焊在底盘不同直径的环带上，大小端互相重叠，多环多刀、碎岩阻力小，效果好。钻头采用高护筒导向，并可兼作配重用，导向性好，钻进平稳、钻头整体强度和刚度大。

适用条件　硬质基岩，卵砾石层。反循环回转钻进。

钻进规程　钻压 50～60kN；

转速 13～23r/min；

冲洗液流量 180m^3/h。

使用效果　中风化、风化基岩钻进平均时效为 0.20～0.40m/h，卵砾石层为 0.25～0.60m/h。

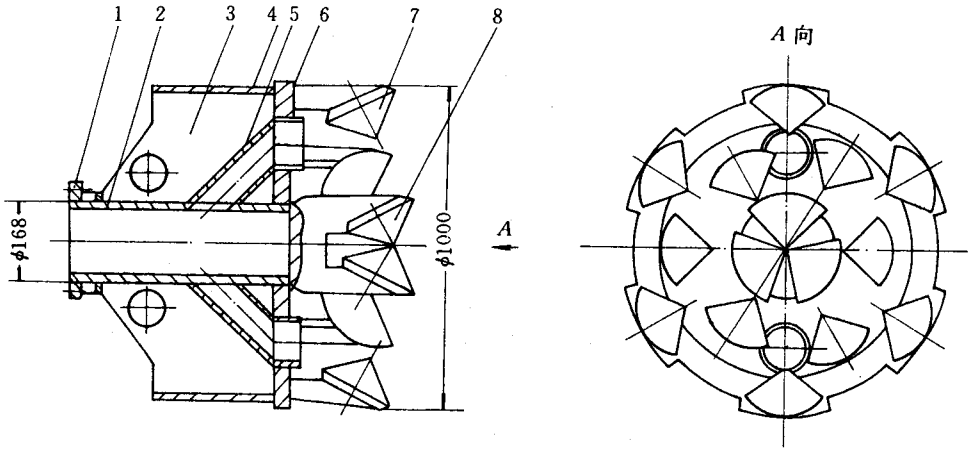


图 8－2－22　YBD 型中心超前组合牙轮钻头

1—法兰盘；2—中芯管；3—加强筋板；4—护筒；5—排碴管；

6—底盘；7—牙轮掌；8—中心牙轮钻头

二、BD 型牙轮钻头

结构特征　采用优质进口和国产牙轮掌。钻头上有导流盘、自锁与互锁装置。钻头钻进时速度快，不掉掌，工作平稳。该钻头规格有 ϕ500 ~ 2500mm。

适用条件　各种岩层(砂岩、灰岩、页岩、泥岩、花岗岩等)。

钻进规程　钻压 30 ~ 150kN；

转速 6 ~ 30r/min；

泵量 180m^3/h(以反循环为主，正循环时加大泵量)。

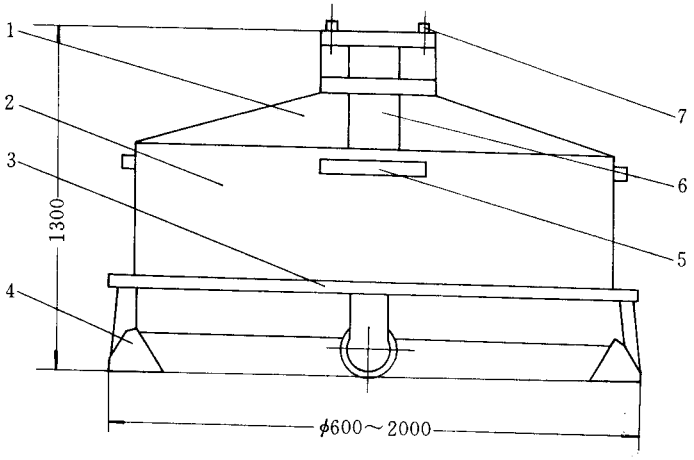


图 8 - 2 - 23　BD 型牙轮钻头

1—大筋板；2—护圈；3—底盘；4—刀轮；5—护块；6—中心管；7—法兰盘

三、PZ 系列大直径组合式牙轮钻头

结构特征　该系列钻头采用优质牙掌(牙轮)作为破岩工具，主要用于各类岩石中钻进，牙掌均能自锁，磨钝后不会掉轮。采用均匀磨损布刀原理，使牙掌分布科学合理，钻进平稳，钻头钻进速度快、寿命长。采用高护筒结构，增加钻头的导向性，又可在其中加装配重，同时提高钻头的强度。

该钻头在山东某工地使用，加压 50kN，钻进灰岩地层，寿命达 70m。该钻头规格有 ϕ500 ~ 2500mm。

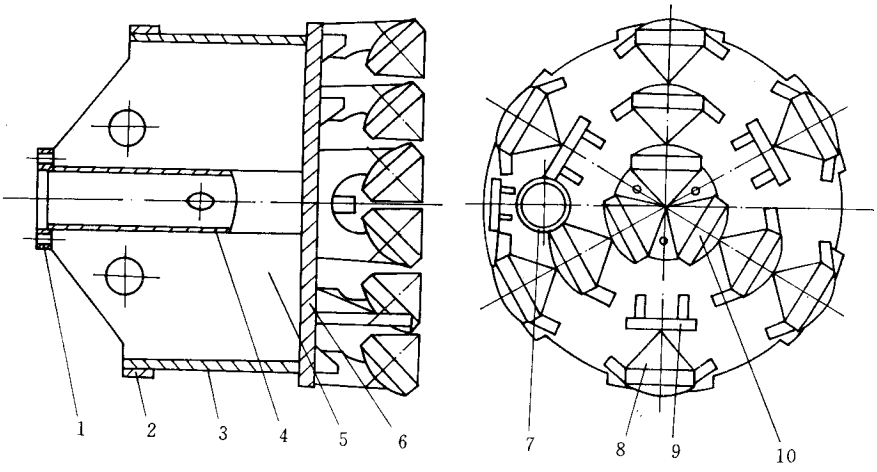


图 8－2－24　PZ 系列大直径组合牙轮钻头

1—法兰盘；2—中心管；3—加强筋板；4—护筒；5—底盘；6—自锁板；7—牙轮掌；8—导流板；9—排渣管

四、超前阶梯牙轮钻头

结构特征　在四阶梯钻头体上，镶装钢齿或楔齿牙轮滚刀，多阶梯破碎岩石，钻进效率高。

适用条件　页岩、泥岩、砂岩等普氏系数为 4～8 的中研磨性岩石。

钻进规程　钻压 10～20kN/把刀；

转速 20～30r/min；

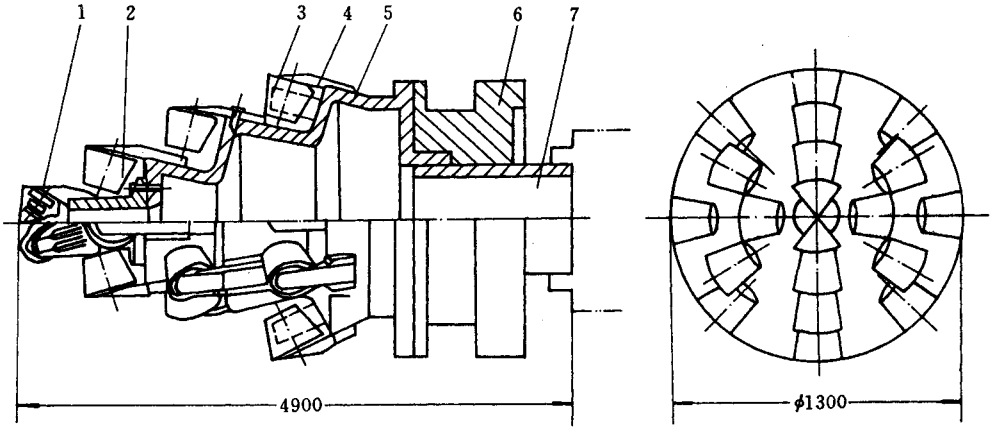


图 8－2－25　超前阶梯牙轮钻头

1—三角滚刀；2—中心刀架；3—楔形滚刀；4—滚刀架；5—阶梯刀架；6—钻头体；7—中心管

冲洗方式为压水或压气反循环洗井。

使用效果　在淮北、江苏和河北等地，用 ϕ1300mm 钻头钻凿多口煤矿竖井，钻进速度高。

五、超前牙轮钻头

结构特征　在平底型刀盘上，根据岩石级别镶嵌钢齿滚刀、楔型滚刀或球齿滚刀，上导向辊可以钻孔偏斜。

适用条件　土层、页岩、砂岩，中研磨性普氏系数为 4～15 的岩石。

钻进规程　钻压 15～40kN/把刀；

转速 5～12r/min；

洗井方式为压气反循环洗井。

使用效果　在江苏、山东、安徽等地用 ϕ3000mm 钻头，钻凿多口煤矿竖井，钻进效率高。

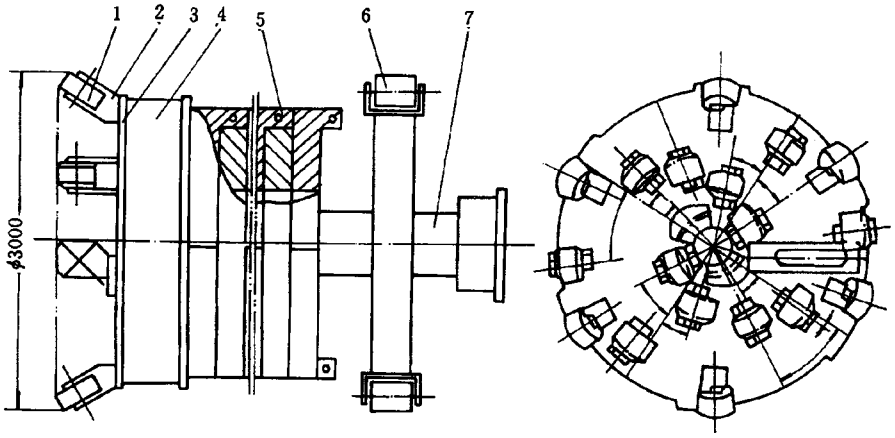


图 8－2－26　超前牙轮钻头

1—滚刀；2—滚刀架；3—滚刀刀盘；4—配重架；5—配重块；6—上导向辊；7—中芯管

六、配潜孔锤扩孔牙轮钻头

钻头特征　钻头底盘上均布 4 个铣齿牙轮，下接导向钻具，上部以专用接头与 J250 潜孔锤连接。

适用条件　5～6 级中硬基岩（长石石英砂岩等）。干空气、气水混合正循环潜孔锤扩孔钻进。

钻进规程　钻压 8～20kN；

转速 40r/min；

风量 18～27m³/min；

风压 0.4～0.5MPa。

使用效果　ϕ500mm 钻头，在长石石英砂岩中潜孔锤扩孔钻进平均时效为 3.75m/h，最高时效为 13.38m/h。

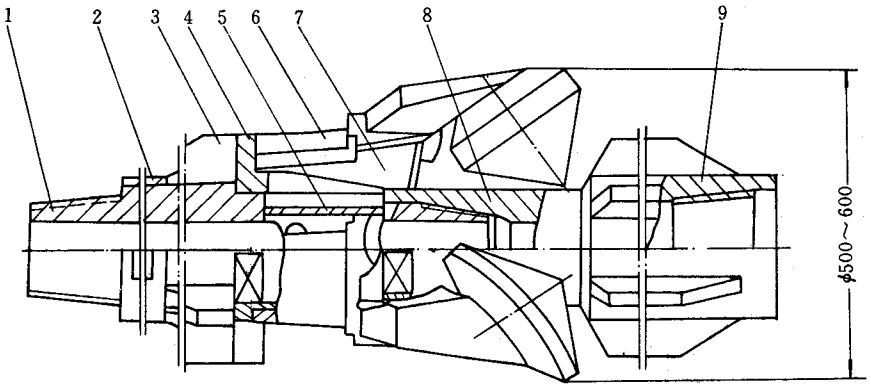


图 8－2－27　配潜孔锤扩孔牙轮钻头

1—上接头；2—衬管；3—加强筋板；4—上支撑板；5—封隔支撑板；6—411mm(12 $\frac{1}{4}$in)牙轮支撑；7—下支撑板；8—连接管；9—下接头

七、组合牙轮钻头

结构特征　连接形式为法兰连接，钻头为一体式，在底板平面靠山上焊接牙轮掌。实际使用过程中，可现场氧焊解决更换牙轮钻头。由于使用的是新牙轮掌，使用寿命长。

适用条件　在硬地层(岩石类)上钻进。

八、CG 型滚刀钻头

结构特征　滚刀利用高强度硬质合金焊接，合金密封，标准轴承。其特点是强度大、硬度高、耐磨性好，受力合理，钻头采用高护筒大筋板，外带护块，钻头钻进平稳，垂直度高，并可在导向筒内增加配重。

适用条件　各种岩层(大理岩、灰岩、砂岩、花岗岩)。

钻进规程　**钻压** 30～200kN；

转速 6～30r/min；

泵量 180m³/h(以反循环为主，采用正循环时必须加大泵量)。

使用效果　该钻头在珠海某大桥工地使用，钻进压力 150kN，转速 6r/min，钻进花岗

岩，寿命达 140 多 m。

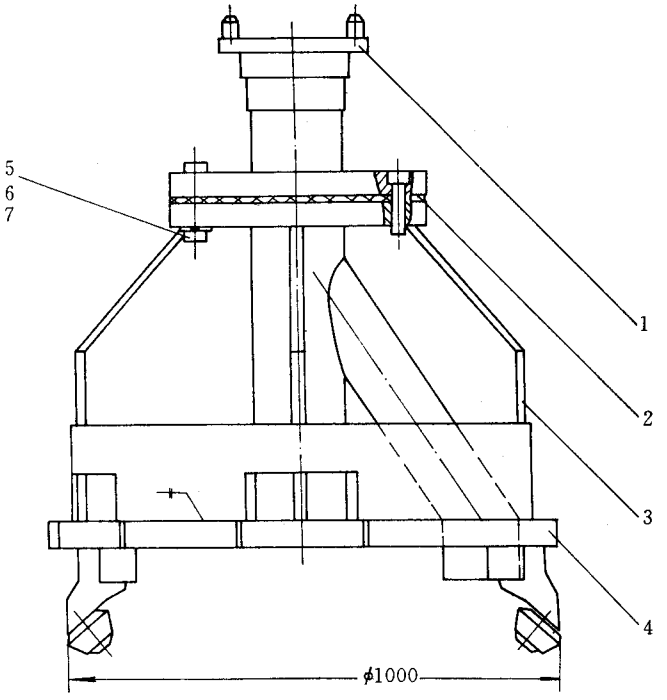


图 8－2－28　组合牙轮钻头

1—对接盘；2—密封垫；3—加强筋板；4—底盘；5、6、7—螺栓

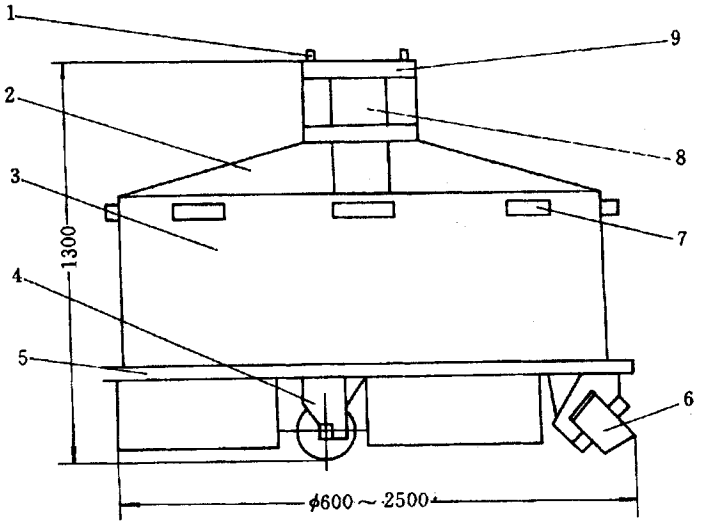


图 8－2－29　CG 型滚刀钻头

1—传扭销；2—大筋板；3—护圈；4—正滚刀；5—底盘；

6—边滚刀；7—护块；8—中心管；9—法兰盘

第四节　扩底钻头

随着扩底桩在桩基工程中的日趋广泛,扩底钻头的种类和规格也不断地增加。扩底钻头按扩底方式可分为机械式和油压式。机械式扩底钻头需在钻进完直孔后,提钻更换扩底钻头再进行扩孔;油压式扩底钻头可将直孔段和扩底部分用一个钻头完成,无需更换钻头,且可在地面进行控制扩底过程和检测扩底直径。按结构形式,扩底钻头有上开式、下开式、滑降式和外推式等几种。上开式扩底钻头结构简单,回转扭矩小,扩底角大,适用于稳定地层,可通过控制扩底速度和钻进速度控制扩底角,但操作复杂。下开式扩底钻头结构简单,扩底角小,成孔可靠性好,适用于较复杂地层,但切削扭矩大。滑降式结构切削扭矩小,不重复切削孔壁,扩底较小,有利护壁,成孔可靠性好,但钻头相对较长,结构亦较复杂。外推式是将 3 个自转钻头外推,增大相互间距进行扩孔,主要用于潜水钻机。如果从扩底地层来分,有用于土层、砂层等软地层的扩底钻头和用于硬基岩的扩底钻头。

对于地下水位以上的粘性土、粉细砂、砂土及碎石等地层,由于钻孔一般较浅,具有成孔效率高,孔壁比较稳定,取土容易等特点,可采用钻斗扩底、螺旋扩底、人工挖掘扩底和不取土扩底等方法。钻斗扩底方法可用土钻扩孔钻头,通过钻杆或伸缩钻杆将钻头下入孔底,靠钻杆自重加压(或加配重),待钻斗内土装到一定程度后提出孔外卸土,具有钻进速度快等特点。不取土扩底方法是另一适用于地下水位以上地层的常用扩底方法,它通过对地层挤密扩大的方法形成扩底桩,通常有捣固干硬性混凝土扩大孔底法;用液压千斤顶将铰接的钢板压入土中以扩大孔底的方法;采用动力扩底器压实土层扩大孔底的方法;用高压射流扩底方法等。

对地下水位以下的地层,由于含水的影响对施工带来一定的副作用,使地层条件变得复杂,排渣、护壁等要求也相对比较高。对此,常采用正、反循环扩底方法,在施工中使用较多的是上开式和下开式扩底钻头。上开式扩底钻头扩底形成的扩大头近似半球体,扩底角大,其直径扩大倍数(D/d 比)因考虑土体的稳定性而受到限制,扩底过程中,钻屑直接掉落孔底,产生重复破碎,扩底效率低,常适用于地下水位较低或含水量较少的地层。干钻扩底时,上开式扩底钻头下部应连接贮土筒收集岩屑,扩底结束后,可随钻头一起提出孔外。下开式扩底钻头形成的扩底头近似倒锥体,从扩大头形状及尺寸从桩的端承力来看,接近理想扩底形状,直径扩大倍数(D/d 比)不受限制,对孔壁稳定性影响小,

扩底效率高，常用于地下水位较高、稳定性较差的地层。

近年来，随着桩基承载力要求的越来越大，提出了在硬基岩中施工嵌岩扩底灌注桩。地矿部廊坊勘探所成功地研制了可用于灰岩、砂岩、大理岩、花岗岩等各种岩石的基岩扩底钻头，最大扩底直径可达 4m，特点是用高强度、高耐磨的 CG 型滚刀作为碎岩刀具，所需钻压和扭矩都较小，可采用正、反循环和无循环施工，由于基岩稳定性好，扩底可靠性较高。

扩底钻进技术与其他钻进工艺一样，优化扩底钻进工艺是成孔质量的保证。影响扩底钻进的因素除了钻压、转速、泵量三大参数外，扩底地层、扩底钻头本身及操作人员等也有不同程度的影响。在干钻扩底时，可采用上开式带贮土筒的扩底钻头，扩底过程中，钻压可基本保持不变，由于无冲洗液护壁，应严格控制钻进速度，以防孔壁坍塌。冲洗液护壁扩底钻进时，可使用带前导钻头的上开式扩底钻头，钻压先低后高，转速也可在小范围内由高到低地调节，采用大泵量。使用下开式钻头时，钻压可基本保持不变，转速由高到低，反循环清孔时应适当控制泵量，防止冲洗液对孔壁的严重冲刷，清除孔底沉渣时，钻头不应靠在持力层上长时间排渣，以防孔位的扩大或持力层的松动。

目前国内孔底技术得到了一定的发展，但纵观扩底钻头的发展，目前主要还是停留在土层、砂层等软弱地层中扩底，而对在基岩中进行扩底的钻头及机具却研究较少。从扩底方式而言，主要是以机械式扩底为主，油压式扩底钻头结构和品种发展较少。而且由于对扩底桩的结构，如扩孔率、扩底角、桩身高度等没有具体统一的规定，致使扩底钻头的通用性、适应性、规范化和系列化不能满足扩底桩发展的需要。对此，发展扩底桩施工技术，制定一套切实可行、科学合理的设计规范，开发各类不同类型、不同规格和不同适用地层的扩底钻头，研究扩底施工工艺和扩底设备，加强扩底技术的检测和控制手段是非常必要的。

一、YGK 系列可变径大口径扩底钻头

结构特征　属三翼型下开式扩底钻头。取消了内外管，扩孔翼铰接于上、下支撑盘上，简化了结构，增强了结构的强度及刚性，可根据岩土层情况更换孔翼及切削块，进行高效扩底。同时可根据设计及施工的需要通过调节限程器，获得不同规格的扩底直径。扩孔翼上的切削块采用国内最新技术进行强化处理，大大提高了切削块的耐磨性及抗冲击性。

适用条件　风化及强风化岩层、砂土层、含砾石（直径小于 60mm）的土层。

钻进规程（ϕ800mm × 1200mm 钻头）　钻压 8 ~ 12kN；

转速 30 ~ 50r/min；

冲洗流量 > 600L/min。

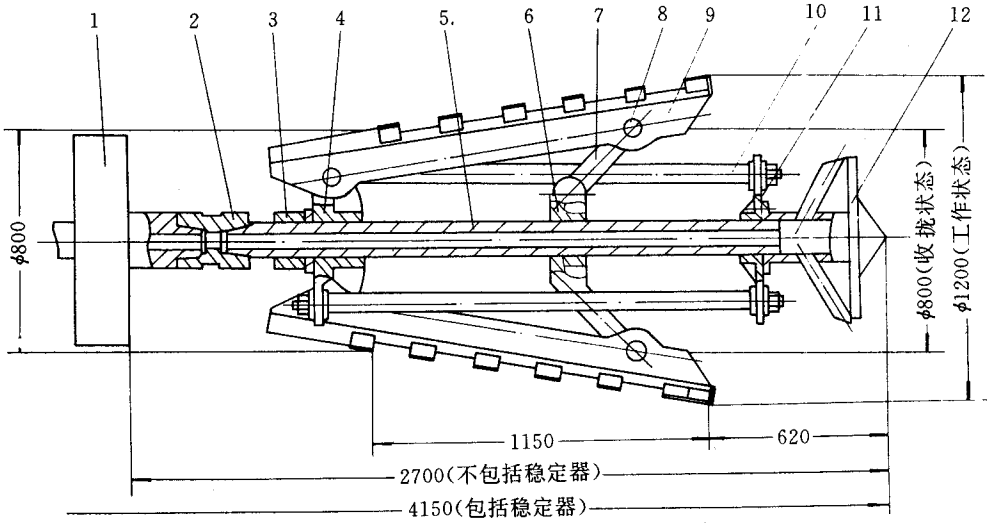


图 8－2－30　YGK 系列可变径大口径扩底钻头

1—稳定器；2—公母接头；3—限程器；4—上支撑盘；5—主动钻杆；6—支撑盘；7—连杆；8—销轴；9—扩孔翼；10—压杆组件；11—下支架；12—底盘

二、MRS 型扩底钻头

结构特征　为三翼或四翼下开式翼状结构，扩底直径可在一定范围内调整，适用于正反循环，使用时靠钻具自重张开，具有结构简单，价格便宜，使用方便等特点。

适用条件　各种土层、砂层、粘土层、卵砾石层。

钻进规程　钻压靠自重张开；

转速 6～20r/min。

三、下开机械式扩底钻头

结构特征　扩大的大头其扩底角比较小，因此扩大比 D/d 可以比较大。但由于扩底翼比较长，故切削扭矩比较大，效率相对比较低。通过调节限位定位块的位置，可以做到一个钻头扩几种直径不同的扩底桩。

适用条件　由于扩底角小，适合在一些不稳定的地层和比较软的地层中使用。

钻进规程(φ1200mm 钻头)　压力 12～40kN；

转速 10～23r/min；

泵量 2000～3000L/min。

使用效果　在高安邮电综合大楼扩底桩工程中，采用了可调式行程限位器，使用一个扩底钻头施工了 φ1200mm 至 φ2600mm8 种不同扩大头直径的桩孔，为工程节约基础

费用 30%。

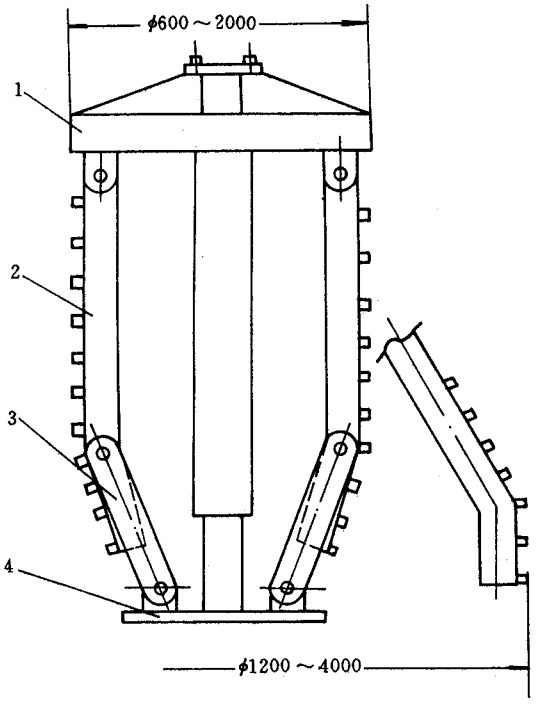


图 8－2－31　MRS 型扩底钻头

1—加压盘；2—扩孔翼；3—连杆；4—底座

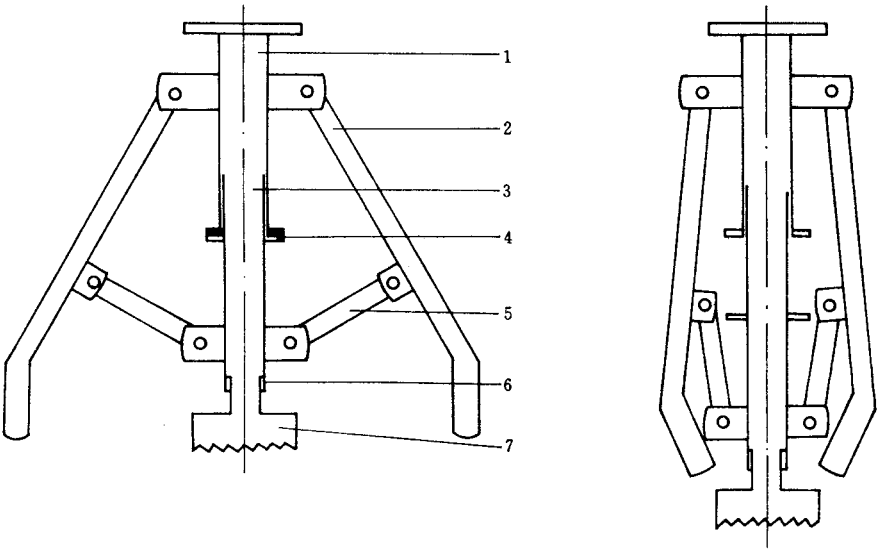


图 8－2－32　下开机械式扩底钻头

1—方外套；2—扩底翼；3—方头内管；4—定位器；5—支撑杆；6—分动器；7—定位座

四、四翼扩底钻头

结构特征　钻头扩底时，利用内外方形管传递扭矩，外管在轴压力作用下相对内管下移，扩底翼外张，属下开式。钻头下端固定不回转，下移量小。切削具磨损后可更换。移动下限位档板，可调节行程（200、240mm）和扩底段直径（ϕ2.2、2.5m）。钻头直径×长度为 1.5m×2.9m（收敛）；ϕ2.5m×2.65m（张开）。质量 1000kg。

适用条件　1～2 级软基岩，反循环回转钻进，扩底专用。

钻进规程（ϕ1060mm 钻头）　**钻压** 12～25kN；

转速 13～23r/min；

冲洗液流量 2000～3000L/min。

使用效果　在粉砂岩中扩底，平均机械钻速为 0.3～0.4m/h。

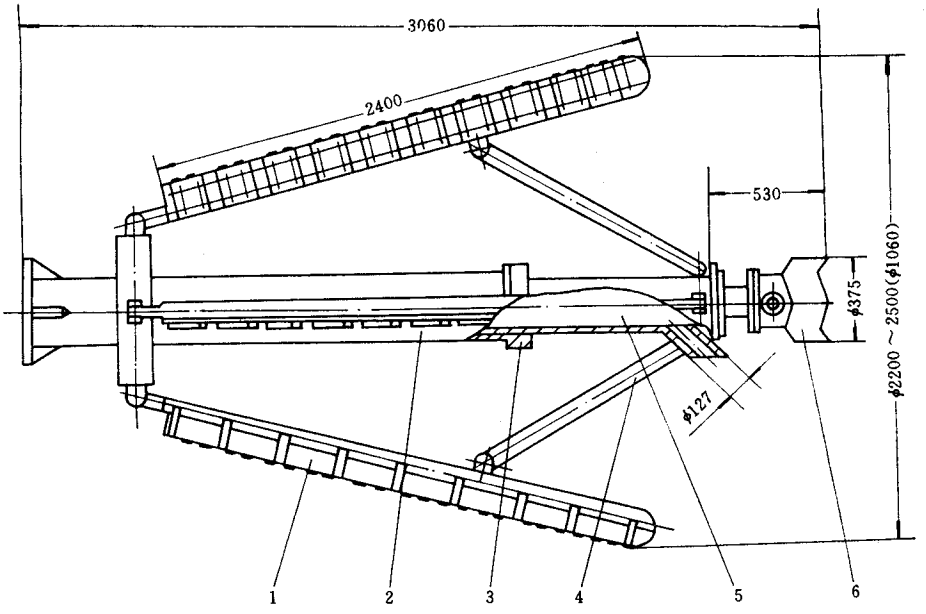


图 8－2－33　四翼扩底钻头

1—扩底翼板；2—外管；3—限位座；4—连杆；5—内管；6—底盘

五、KD 型嵌岩扩底钻头

结构特征　属下开扩底型。扩底翼板铰接于内外管上，利用轴向作用力，实现内外管的轴向相对移动，带动扩底翼板的张开与闭合。钻头导正圈和扩底翼板可按孔径不同更换。有两翼、三翼两类。基孔/扩孔直径有 ϕ0.8/1.2m 和 ϕ1.0/1.5m 两种。

适用条件　软—中硬基岩(岩石允许抗压强度$\leqslant$150～250t/m^2)，扩底专用。

钻进规程(ϕ800mm×1200mm 钻头)　**钻压** 6～10kN；

转速 40～80r/min；

冲洗液流量 80～100m^3/h。

使用效果　完成一个 ϕ0.8/1.2m 扩底孔(扩底高度 1.3m)需用时 1.5h。

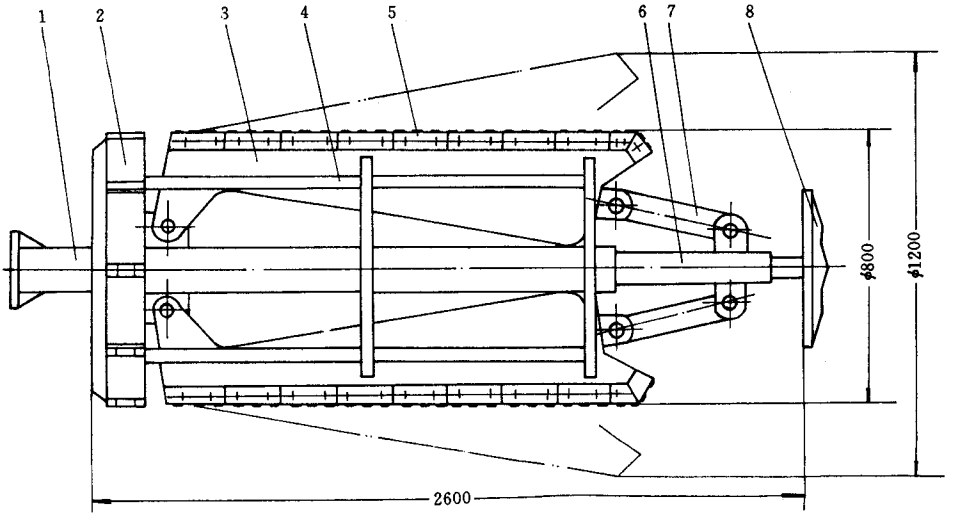


图 8－2－34　KD 型嵌岩扩底钻头

1—外管；2—导正环；3—扩底翼板；4—钻头体；5—切削齿板；6—内管；7—连杆；8—底盘

六、翼板状三翼油压扩底钻头

结构特征　该扩底钻头的主翼及扩大翼均为翼片状结构。扩大翼由钻头主翼和扩大翼上的导向销和导向槽导向进行转动，实现外扩内缩。结构简单，机械强度大。扩底钻进时，扩大翼对直孔段孔壁上形成的泥皮破坏小。

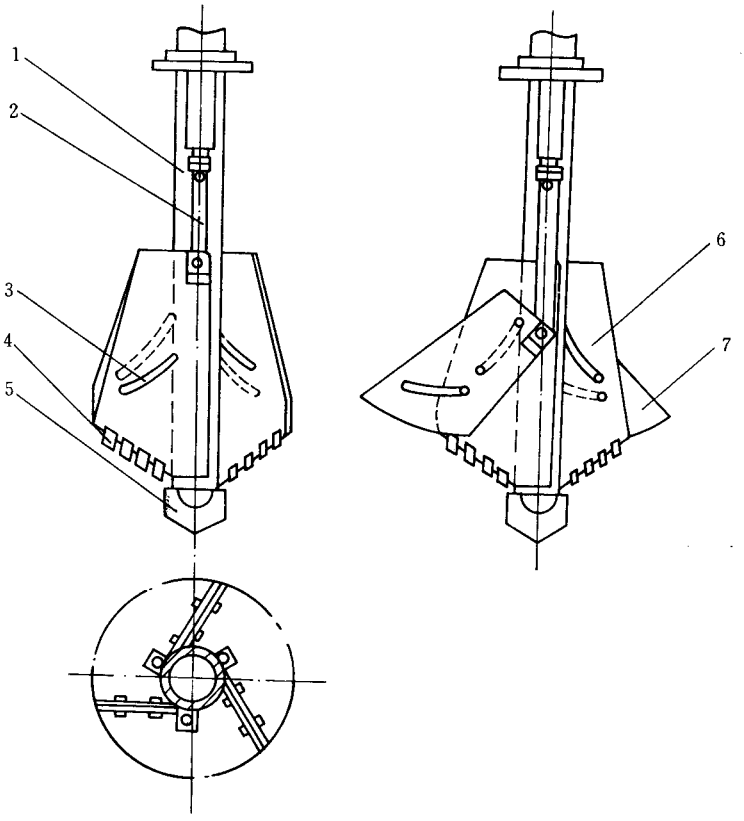


图 8－2－35　翼板状三翼油压扩底钻头

1—芯管；2—油压千斤顶；3—导向槽；4—切削刃；5—中心钻头；6—主翼板；7—扩大翼

第五节　冲击钻头

传统的冲击钻进是利用钢丝绳牵引冲击钻头进行冲击形成桩孔，再用捞渣筒或其他方法将岩渣排出。这种钻进方法在破碎岩土尤其是破碎有裂隙的坚硬岩土和大的卵砾石时所消耗的功率小，破碎效果好，且钻进时孔内泥浆不循环，对环境污染小，设备操作简单，因此至今仍是大口径桩孔施工的一种主要钻进方法，特别是适用于回转钻进和其他钻进方法施工困难的地层——尽管冲击钻进大部分作用时间消耗在提放钻头和捞渣上，钻进效率低。

冲击钻头是冲击法施工中最主要的钻具。在施工中常见的冲击钻头有一字形、十字形、圆形和导向良好的多刃凿形钻头。一字形钻头冲击线压力大，有利于破碎岩土，但孔

形不圆整；一刀四爪形冲击钻头有超前一字形主刃和4个弧形辅助冲爪，这样不仅孔底接触面积小，单位冲击功大，且避免了孔形不圆整的缺点；十字形冲击钻头线压力较大，有利于破碎岩土，且冲击孔形亦较好；圆形冲击钻头冲击线压力较小，对岩石的破碎效果相对较差，但孔形圆整；带圆弧的十字形冲击钻头（见图8－2－40）具有较大的单位冲击力，且孔形规整，目前被广泛采用。为了使冲击钻头的冲击力集中施加于地层，冲锥底刃脚可根据岩性设计成各种形式和不同刃脚结构参数的钻头，可根据地层的特点，在充分发挥冲击力作用的同时，兼顾孔壁的圆整性。

塑性粘土、砂性粘上和某些风化泥岩等粘性岩土层的特点是质软、粘聚性大、透水性差、极易缩孔。在这类地层中钻进，冲击钻头应具有刃角小，冲击齿大，齿间距大，钻头外部结构简单，自洁性好，确保不出现因泥糊而出现抽吸现象。为此可选用十字小刃角冲击钻头，控制回转进尺不大于0.6～1.0m，控制孔内泥浆粘度，及时向孔内注入清水，降低泥浆粘度和比重，可获得满意的效果。

砂层、砂土、卵砾石层的特点是胶结性差、孔壁不稳定，选用的钻头应具有切削齿锋利，钻头升降时钻头体抽吸作用小，对孔壁扰动小。锋刃十字形冲击钻头（图8－2－39）结构简单，可满足此类地层的钻进。

卵石、漂石地层的特点是地层胶结性差，漏失严重，石质坚硬光滑，施工时易发生掉块垮孔、桩孔弯曲、探头石卡钻等事故。在这类地层中施工，宜选用带侧刃的大刃脚一字形和十字形冲击钻头（如图8－5－37）。钻头应具有重量大，主刃接触孔底面积小，线压力大，单位冲击功高等特点。由于孔壁不稳定，应要求钻头的稳定性高。钻头愈大，钻头的工作稳定性要求愈好。对此，钻头应具有良好的导正和足够的长度，尽量增大与井壁吻合，应带有副刃，采用带护圈的多刃设计，切忌下大上小而产生失壁和井壁不规整、孔斜等现象。

在裂隙岩溶地层中钻进，易出现的问题主要是溶洞充填物坍塌、垮孔，冲击钻头顺大裂隙方向跑斜，岩面和溶洞底板的起伏不平，桩孔漏失严重，穿越溶洞易发生孔斜等。因此在这类地层中施工，除采用一定手段外，冲击钻头宜选用导正性好，不易跑斜的圆形大重量钻头。

在硬岩层钻进的突出问题是由于岩石的压入硬度大，单轴抗压强度高，钻头破岩困难，刃口磨损严重，以致每次冲击时的吃进岩石深度很小，破碎效果明显下降。在这类地层中施工，选用的钻头除了应有足够的重量以获得较大的冲击动能外，还需有较高的强度和耐磨性，并便于现场及时修整刃口刃角。为此通常选用一字形大刃角带补强的冲击钻头。

尽管传统的钢绳冲击钻进仍是当前钻进第四系卵砾石地层、岩溶发育岩层、裂隙发

育地层、风化基岩层的钻进方法之一，但由于其孔底清渣方法落后，孔底岩屑不能及时排出，重复破碎多，捞渣时间长，效果差等，为此人们将传统的冲击钻进技术和反循环钻进技术相结合，形成了冲击反循环钻进技术。该技术的实质是在冲击碎岩的同时，利用反循环设备在钻孔形成冲洗液反循环。这种方法既保证了孔底清洁，同时还能将疏松卵砾石不经破碎直接排出孔外，与传统的钢绳冲击钻进相比，效率大大提高。大量的使用实践证明，冲击反循环钻进方法是目前钻进硬基岩和卵砾石层的有效手段之一。

冲击钻进过程中，最重要的问题是如何保证冲击钻头在孔内以最大加速度下落，以增大冲击功，因此，冲击钻进的钻进技术参数主要是冲击钻头质量、冲击高度（冲程）和悬距、冲击频率、捞渣频率等。

随着岩土工程的不断发展，古老的冲击钻进正不断得到完善和发展，特别对一些难钻进地层的施工，冲击钻进已作为多工艺施工方法中的一种施工手段而得到了应用与发展，如冲击与反循环相结合形成的冲击反循环钻进技术，冲击与抓取配合形成的冲抓钻进施工方法，在砂土、卵砾石层、大漂石和 8 级以下基岩中得到了应用，且取得了较好的效果。

一、冲击钻头

结构特征　钻头底部为阶梯形，刃部补焊钢轨，以增加耐磨性，提高使用寿命，钻头的长度大，导向性能好。ϕ1200mm 的钻头总质量 1.5t；ϕ1500mm 的钻头总质量为 1.8t。

适用条件　卵石、漂石层、基岩。

钻进规程　冲击高度 2～6m；

冲击频率 15～20 次/min。

使用效果　在英山南门大桥桩基工程中施工 ϕ1500mm 的桩孔时，在砂层中的钻进速率为 15m/8h，在卵石层的钻进速率为 6～10m/8h，在 9 级片麻岩的钻进速率为 4m/8h。

二、十字形冲击钻头

结构特征　该钻头整体采用铸钢件制作，质量为 1600～1800kg，冲击破碎岩石效率比较高，加工制作简单，使用寿命比较长，成本低。

适用条件　粘土、卵砾石层，1～4 级低研磨性风化基岩。

钻进规程　钻头质量 2000kg；

冲程高度 0.6～0.8m；

冲击次数 40～45 次/min。

使用效果　在大口径基桩孔施工应用较广泛，ϕ800mm 钻头平均机械钻速 0.6～

1.2m/h

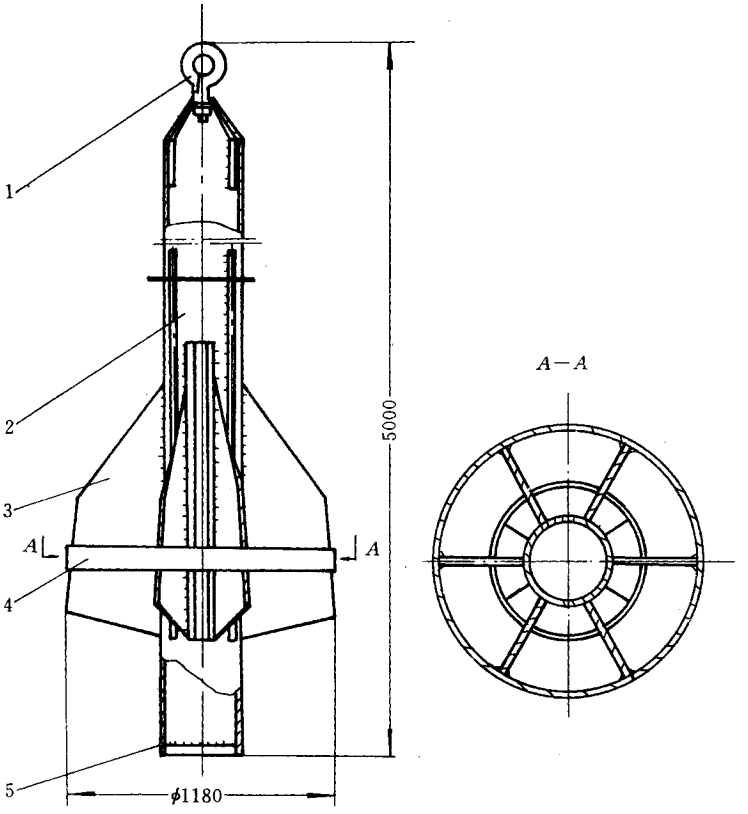


图 8－2－36　冲击钻头

1—提钩；2—钻头体；3—冲击刃；4—导正环；5—超前冲击钻头

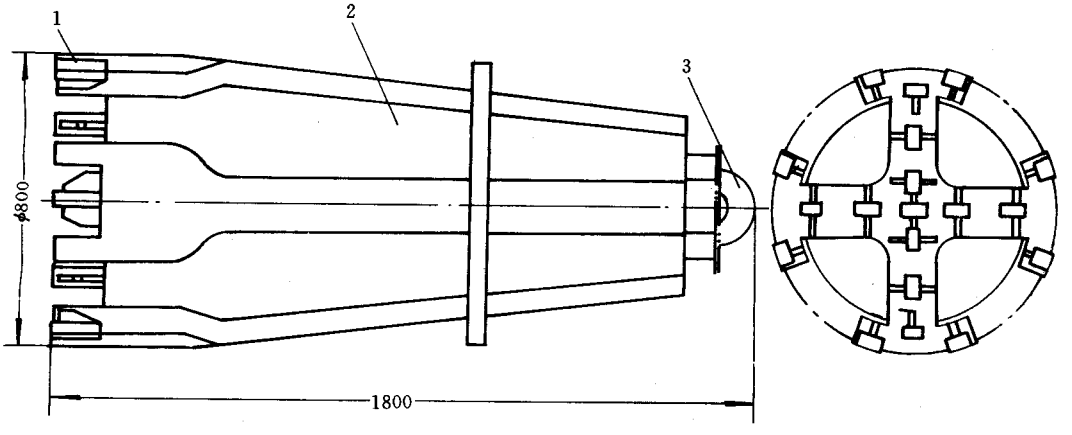


图 8－2－37　十字型冲击钻头

1—冲击齿；2—钻头体；3—提梁

三、八翼冲击钻头

结构特征　该钻头使用 ϕ250mm × 20mm 的钻头料做钻头体，底部堆焊 8 条钻刃，钻头体焊八条补强钢筋。加工简单。水量消耗少。钻刃采用普通碳素钢和硬质合金堆焊而成。

适用条件　2 ~ 6 级低—中研磨性基岩、砾岩、软硬夹层等地层。

钻进规程　钻头质量 1500 ~ 2000kg；

冲程高度 0.6 ~ 0.8m；

冲击频率 45 ~ 50 次/min。

使用效果　ϕ800mm 钻头在砾岩、卵石和破碎带岩层中钻进，平均机械钻速为 0.5 ~ 1m/h。

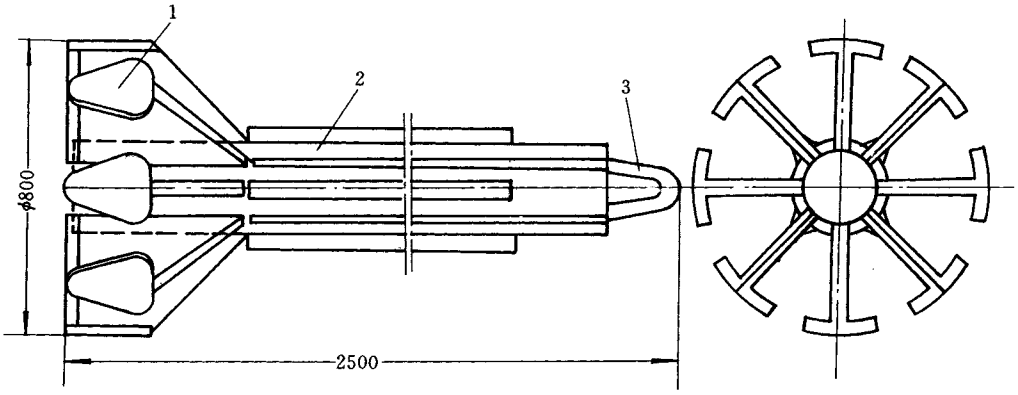


图 8 - 2 - 38　八翼冲击钻头

1—冲击齿；2—钻头体；3—提梁

四、锋刃十字形冲击钻头

结构特征　在十字形钻头体的冲击刃上加焊锋利的切削齿（用轻型钢轨切割成菱形）。切入砂土层的能力强。

适用条件　土层、砂层、砂土层，泥浆护壁。卵砾层不适用。

钻进规程　钻具质量 1300kg；

冲击高度 500 ~ 600mm；

冲击频率 30 ~ 40 次/min。

使用效果　ϕ1.0m 钻头的台班进尺：耕植土、砂层 3 ~ 5m，亚粘土层 2m。

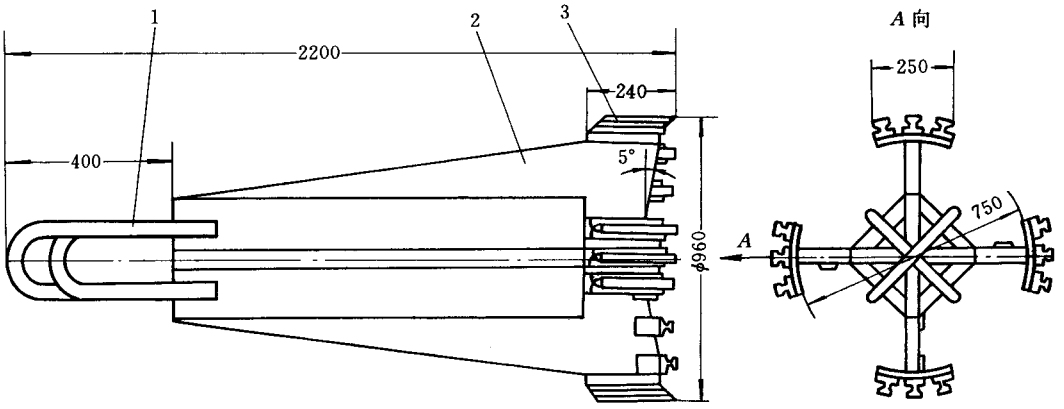


图 8－2－39　锋刃十字形冲击钻头

1—提梁；2—钻头体；3—冲击刃

五、带齿十字形冲击钻头

结构特征　在十字形钻头冲击刃上加焊冲击齿(底刃上的冲齿为矩形，长×宽×高为 70mm×35mm×90mm，弧边外冲齿为 T 型)。冲击时，冲击齿首先冲击孔底，单位冲击功大，形成超前破碎穴，为十字形冲击刃碎岩创造有利条件，提高钻头破碎硬岩能力。

适用条件　卵砾层、硬基岩，泥浆护壁。

钻进规程　钻具质量 2200kg；

冲击高度 3000mm；

冲击频率 15～20 次/min。

使用效果　φ1.0m 钻头钻进微风化花岗岩时，平均时效为 0.2～0.3m/h，平均台班进尺 1m。

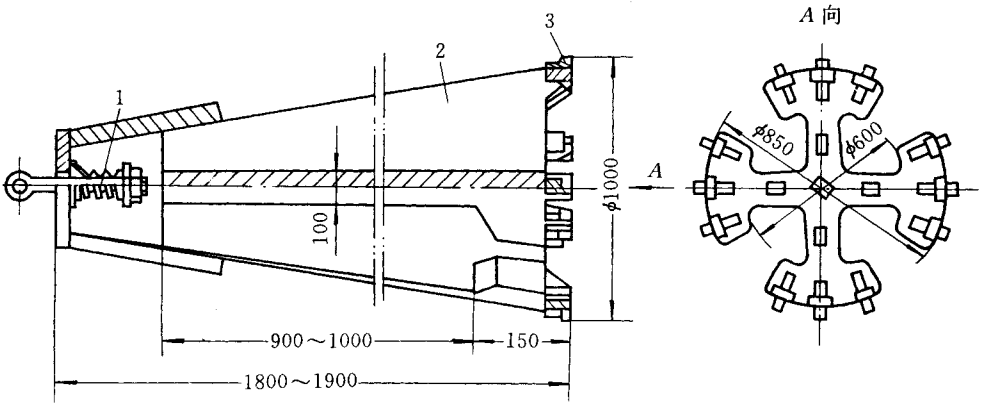


图 8－2－40　带齿十字形冲击钻头

1—冲击接头；2—钻头体；3—冲击齿

第六节　电 刷 镀

一、概述

电刷镀是不用镀槽而用浸有专用镀液的镀笔与镀件作相对运动，通过电解而获得镀层的过程。

1. 电刷镀的主要特点

(1)设备简单，操作方便，可在各种基材上镀不同镀层；

(2)可在现场流动作业，特别适用于大型零件的修复，也适用于窄缝或凹下部位、形状复杂组合件的镀复；

(3)镀复速度快，耗电量小，其速度是一般槽镀的 10～15 倍，但用电量仅为槽镀的几十分之一。

2. 电刷镀的应用范围

电刷镀适用于修复小面积，小批量零件，包括修复被磨损或加工超差的零件；印刷板和电器接点的维修与防护；对大型铝制零件进行局部阳极化或修复损伤了的阳极化镀膜；刷镀有一定的局限性：不适于加工大面积或大批量的零件，也不适于作装饰性镀层。

二、电刷镀的主要设备

电刷镀的主要设备是直流电源和镀笔。但为了使电刷镀能顺利进行，提高工作效率。还需要配备转胎(0～1000r/min)、循环泵、带软轴的旋转台、刮刀、磨石、小砂轮、塑料盘、烧杯、绝缘胶带等辅助设备。

1. 电源

电刷镀须用专门的直流电源。电源特点如下：

(1)具有直流平外特征，即随着负载电流的增大，而电源电压下降很小；

(2)输出电压能作无级调节，一般为 0～30V，最高时超过 40V；

(3)带有安培小时计或镀层厚度计，便于控制镀层厚度；

(4)有输出极性转换装置，以满足电净、活化和电镀的不同需要；

(5)有过载保护装置，当负载电流超过额定值 10%或正、负极短路时，能快速切断主线路。

2. 镀笔

镀笔由导电柄和阳极组成，两者通常用螺纹连接，目前市场供应的镀笔有 TDB1 ~ 5 等五种型号。

(1)导电柄

TDB－1 型导电柄的结构如图(8－2－41)所示。其中Ⅰ型适用于小型旋转体类阳极，用锁紧螺母和 O 型密封圈把阳极压接在柄体端部。Ⅱ型适用于较大的或非旋转体的阳极，把阳极拧在柄体的端部，用密封圈和锁紧螺母使两者紧固。

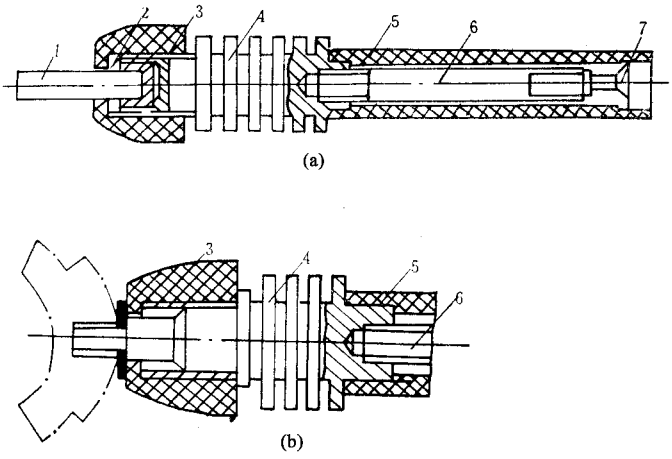


图 8－2－41　TDB－1 型导电柄结构示意图

1—阳极；2—O 型密封圈；3—锁紧螺母；4—带散热片的柄体；

5—尼龙手柄；6—导电杆；7—电缆插座

a—Ⅰ型；b—Ⅱ型

TDB－2、3、5 型导电柄的结构与 TDB－1(Ⅱ)型相似，只是尺寸逐渐加大，能在较高的电流下工作。

TDB－4 型为旋转导电柄，工作时除手柄外，其余部份连同阳极均由软轴驱动旋转，主要用来刷镀小孔、狭缝、划伤和内角等部位。调节软管转速能获得最佳的阴、阳极相对运动速度。

(2)阳极

电刷镀使用不溶性阳极。要求阳极材料化学稳定性好，不污染镀液，工作时不形成高电阻膜，一般使用石墨阳极。要求石墨材料纯度高，致密均匀。市场销售的电刷镀阳极型号、特性及适用范围等见表 8－2－1。

为保证导电良好，阳极与底座或与连接螺母之间应连接牢固。为此，在装配时应用导电胶进行粘接。导电胶的配方为环氧树脂：乙二胺：银粉(200 ~ 300 目)为 1∶0.3∶3。

粘接前用丙酮清洗配合面，将调匀的导电胶涂在接合面上，缓慢旋转压入孔内，最后在60～80℃下固化4～5h。在固化前后及使用前应用万用表测量其电阻，要求电阻值小于1Ω，大于此值时应采取补救措施。

表8－2－1　电刷镀阳极型号、特性及适用范围

型　号①	尺　寸②（mm）	配用导电柄	工作电流（A）	适用范围
CDY4×50 CDY6×70 CDY8×76 CDY10×80	$\phi=4, L=50$ $\phi=6, L=70$ $\phi=8, L=75$ $\phi=10, L=80$	TDB－1（Ⅰ） TDB－4（Ⅰ）	5 7 10 15	小平面、小内孔和棱角的刷镀，划伤，凹坑的修补
CDL15×90 CDL20×90 CDL25×90	$\phi=15, L=90$ $\phi=20, L=90$ $\phi=25, L=90$	TDB－1（Ⅰ） TDB－4（Ⅱ）	10 15 20	较深内孔和局部平面的刷镀
CDL30×35	$\phi=30, L=35$	TDB－1（Ⅱ） TDB－4（Ⅱ）	20	中型及大型内孔表面及孔底面和梭角的刷镀
CDL40×50 CDL50×50 CDL75×50	$\phi=40, L=50$ $\phi=50, L=60$ $\phi=75, L=50$	TDB－2	25 30 40	
CDL100×50 CDL125×50	$\phi=100, L=50$ $\phi=125, L=50$	TDB－3	50 60	
CB30×30 CB40×40 CB50×50	$\phi=30, L=30$ $\phi=40, L=40$ $\phi=50, L=50$	TDB－1（Ⅱ）	15 15 20	内圆面及平面的刷镀。刷镀内圆面时要求零件旋转，阳极不旋转，而只作水平移动
CB80×60 CB100×60	$\phi=80, L=60$ $\phi=100, L=60$	TDB－2	30 50	
CB150×60	$\phi=150, L=60$	TDB－3	60	
CY40×25 CY60×30	$d=40, B=25$ $d=60, B=30$	TDB－1（Ⅱ）	15 30	各种轴类及套环外圆面的刷镀
CY80×40	$d=80, B=40$	TDB－2	40	
CY00×50 CY120×70	$d=100, B=50$ $d=120, B=70$	TDB－3	50 60	
CY200×100 CY200×200	$d=200, B=100$ $d=200, B=200$	TDB－5	100	
CP40×35×20	$L=40, B=30, H=20$	TDB－1（Ⅱ）	20	各种大型平面的刷镀
CP60×45×20 CP80×55×25	$L=60, B=45, H=20$ $L=80, B=55, H=25$	TDB－2	30 40	
CP120×65×30	$L=120, B=65, H=30$	TDB－3	60	

型　号①	尺　寸② (mm)	配用导电柄	工作电流 (A)	适用范围
CF20×40×25 CF20×80×25	$L=20, B=40, H=25$ $L=80, B=80, H=25$	TDB-1(Ⅱ)	20 25	各种大型平面的刷镀
CF25×120×30	$L=20, B=120, H=30$	TDB-2	50	
CT	特殊形状和尺寸,按要求设计			

①型号中字母的意义为:第一个字母 C—阳极材料为高纯石墨;第二个字母:D—阳极为圆棒形;P—阳极为平板形;B—阳极为半圆形;Y—阳极为月牙形;F—阳极为方形;T—阳极为特殊形状;第三个字母 Y 表示阳极与导电柄的连接为压入式;L 和没有字母均表示为拧入式。

②尺寸中的 L—长度,B—宽度,H—高度,ϕ—外圆直径,d—内圆直径。

在阳极尺寸小而复杂的情况下,可采用铂—铱(含铱 10%)阳极。有时也可使用不锈钢(镀液不含卤离子)或镀铂的钛阳极。

(3)镀笔使用前的准备

①镀笔使用前应检查从电缆到阳极之间的电阻。其电阻值应小于 1.5Ω。一旦电阻值增大,要用砂纸打磨接触面,使之达到规定值。

②阳极表面要包裹脱脂棉。棉套起着储存溶液、防止阳极与镀件直接接触,并对阳极表面产生的石墨粒子或盐类起一定的过滤作用。棉套应紧密均匀,包裹方向应与阳极旋转或零件运动方向一致,以免棉套松脱。

③为防止石墨粒进入溶液,可将滤纸浸湿后预先包在阳极上,然后再包棉套。也可用泡沫塑料或化学纤维代替棉套。棉套外要再包 1~3 层布而构成包套。常用的包套材料有涤纶、腈纶毛绒、涤纶毛绒、丙纶等。

(4)使用镀笔注意事项

①刷镀的每一工序(电净、活化、镀过镀层等)都应使用专用镀笔,以防相互污染;

②刷镀完毕应将阳极卸下洗净;

③阳极和包套绝对不得粘有油污;

④当散热片外径比阳极外径大时,应防止散热片与零件相碰而烧伤零件;

⑤对于镀笔的易损件(O 型密封圈,锁紧螺母、尼龙手柄等)要有一定数量的备件。

三、电刷镀表面的修整

1. 表面修整

修整时,要用锉刀、油石、风动指状或片状砂轮、砂纸等工具将刷镀部位的毛刺、飞边、氧化皮、疲劳层、污物等清除干净,显露出正常的基体组织,对划伤、凹坑应将其根部和表面拓宽,并形成圆弧过渡,对于窄而深的划伤应适当加宽,使镀笔能接触到底部。修整后的表面应平整光滑。

在修整时，有时需要退除原有的不良镀层，可用机械方法，化学或电化学方法退除。

零件上的键槽、注油孔要用石墨或橡胶等材料堵住，但不可使用铅条或尼龙等污染镀液的材料。修整表面要认真仔细，磨削量尽量小。修整完毕，对刷镀区附近的表面用绝缘漆或塑料胶布进行绝缘保护。

2. 表面预处理

为使镀层有良好的结合力，零件经修整后要进行电解净化与活化。常用预处理溶液的成分及使用范围见表 8－2－2。预处理溶液可以反复使用。

表 8－2－2　预处理溶液成分及使用范围

名　　称	溶液成分	含　量（g/L）	使　用　范　围
电净液	氢氧化钠（NaOH） 碳酸钠（Na_2CO_3） 磷酸钠（$Na_2PO_4 \cdot 12H_2O$） 氯化钠（NaCl）	20～30 20～30 70～75 2～3	用于各种基体的除油
1 号活化液	硫酸（H_2SO_4） 硫酸铵［$(NH_4)_2SO_4$］	80～90 100～120	用于各种钢铁、难熔金属或旧镍、铬层的活化，对钢铁基体浸蚀缓慢
2 号活化液	盐　酸（HCl） 氯化钠（NaCl）	20～30 130～140	用于各种钢铁、铝合金的活化，对钢铁基材浸蚀速度快，可用于去毛刺或剥蚀镀层
3 号活化液	硫酸（H_2SO_4） 硫酸铵［$(NH_4)_2SO_4$］	115～125 110～120	用于经其它活化液活化后仍难以电镀的基材，也可用于去毛刺或剥蚀镀层
4 号活化液	柠檬酸钠（$Na_3C_5H_5O_7 \cdot 2H_2O$） 柠檬酸（$C_5H_8O_7 \cdot H_2O$） 氯化镍或（$NiCl_2 \cdot 6H_2O$） 氯化钠（NaCl）	140～150 90～110 1～3	用于除去经 1 号或 2 号活化液处理后的高碳钢、铸铁、特种合金等表面上残留的石墨、碳化物
铬活化液	硫　酸（H_2SO_4） 硫酸铵［$(NH_4)_2SO_4$］ 磷酸（H_3PO_4） 氟硅酸（H_2SiF_6）	88 100 5 5	用于镍及镍合金、铬层的活化

四、电刷镀工艺

1. 电刷镀溶液

刷镀溶液一般都具有金属离子含量高，可使用大电流密度，使用中不必分析调整，工作温度范围宽等特点。常用刷镀液的配方见表 8－2－3、至表 8－2－6。

表 8－2－3　刷镀镍溶液成分

含量(g/L) / 溶液类型 / 组成和操作条件	特殊镍	低应力镍	快速镍	光亮镍
硫酸镍($NiSO_4 \cdot 7H_2O$)	390～400	360	250	200～220
氯化镍($NiCl_2 \cdot 6H_2O$)	14～25			
盐酸(HCl)(37%)	20～22			
乙酸(CH_3COOH)(37%)	68～70	30(mL/L)	70～80(mL/L)	
乙酸钠($NaC_2H_3O_2 \cdot 3H_2O$)		20		
对氨基苯磺酸($NH_2C_6H_4SO_3H$)		0.1		
氨水($NH_3 \cdot H_2O$)25%,mL/L			100	
柠檬酸铵[$(NH_4)_3C_6H_5O_7$]			56	
乙酸铵($NH_4C_2H_3O_2$			23	
草酸铵[$(NH_4)_2C_2O_4 \cdot H_2O$]			0.1	
十二烷基硫酸钠[$C_{12}H_{25}SO_4Na$]		0.01		

表 8－2－4　刷镀铜溶液成分

含量(g/L) / 溶液类型 / 组成和操作条件	高速铜－1	高速铜－2	高堆积铜	碱性铜	
				1	2
硫酸铜($CuSO_4 \cdot 5H_2O$)		40		250	250
硝酸铜[$Cu(NO_3)_2 \cdot 3H_2O$]		430			
甲基磺酸铜[$Cu(CH_3SO_3)_2$]	460		320		
乙二胺[$(NH_2CH_2)_2$]			180	135	250
氯化钠(NaCl)			1		
氨三乙酸[$N(CH_2COOH)_3$]					150
硝酸铵(NH_4NO_3)					50
硫酸钠($Na_2SO_4 \cdot 10H_2O$)					20
pH 值	～1.5	1.5～2.5	8.9～9.5	9.2～9.8	7～8

表 8－2－5　刷镀镍钨和镍钨－D 合金溶液成分

含量(g/L) / 溶液类型 / 组成和操作条件	镍　　钨	镍钨－D
硫酸镍($NiSO_4 \cdot 7H_2$))	436	393
钨酸钠($Na_2WO_4 \cdot 2H_2O$)	25	23
乙酸(CH_3COOH)(36%,mL/L)	20	20
柠檬酸钠($Na_3C_6H_5O_7 \cdot 2H_2O$)	36	
柠檬酸($C_5H_8O_7 \cdot H_2O$)	36	42

含量(g/L) / 溶液类型 / 组成和操作条件	镍　　钨	镍钨－D
硫酸钠($Na_2SO_4 \cdot 10H_2O$)	20	6.5
十二烷基硫酸钠($C_{12}H_{25}SO_4Na$)	0.01	0.01
硼酸(H_3BO_3)		31
硫酸钴($CoSO_4 \cdot 7H_2O$)		2
硫酸锰($MnSO_4 \cdot H_2O$)		2
氯化镁($MgCl_2 \cdot 12H_2O$)		3
甲酸(HCOOH)		35
氟化钠(NaF)		5

表 8－2－6　刷镀铬、锌、金溶液配方

铬		锌		金	
组　成	含量 g/L	组　成	含量 g/L	组　成	含量 g/L
重铬酸铵 $[(NH_4)_2Cr_2O_7]$	126	氢氧化锌 $[Zn(OH)_2]$	145	氰化金钾 $[KAu(CN)_2]$	10～20
草　酸 $(H_2C_2O_4 \cdot 2H_2O)$	441	乙二胺 $[(NH_2CH_2)_2]$	200mL/L	氰化钾 (KCN)	20～30
草酸铵 $[(NH_4)_2C_2O_4 \cdot H_2O]$	124	甲　酸 (HCOOH)	150mL/L	碳酸钾 (K_2CO_3)	15～20
氨　水 $(NH_3 \cdot H_2O, 25\%)$	15～35mL/L	三乙酸胺 $(C_5H_{16}NO_3)$	60mL/L		
乙酸铵 $(NH_4C_2H_3O_2)$	10	氯化铵 (NH_4Cl)	4		

2．各种基材电刷镀工艺流程

需电刷镀的金属表面经表面修整以后，再用细砂纸、钢丝刷、有机溶剂或表面活性剂清理表面的锈蚀、氧化皮、油污等，然后按表 8－2－7 的工艺流程进行镀前预处理。镀完预镀层后便可镀复所要求的金属层。

常用刷镀液的性能和适用范围见表 8－2－8。

有些需电刷镀的钢铁零件往往不知道材质情况，这时，可按低碳钢的处理工艺，用 2 号活化液活化。活化后若表面不发黑，呈银灰色即可按低碳钢的处理工艺进行下去，若表面发黑，说明基材为高碳钢或铸铁等。此时应再用 3 号活化液，按高碳钢或铸铁的处理工艺继续进行下去。

表 8－2－7　不同基体金属刷镀前处理的工艺流程

序号	基体金属	电净规范①	活化		工序间处理	预镀层		说明
			规范	表面状态		溶液	规范	
1	低碳钢 普通合金钢	正接②，12～18V 5～60s	1 号液，反接③，8～14V，10～60s 或 2 号液，反接，6～12V，5～30s	银灰色，无花斑	水洗	特殊镍或碱性铜	15V，15m/min 2μm 8～12V，15m/min 2μm	工作层为铜时，可用任一预镀层，工作层为镍并受较大应力时，要用特殊镍预镀层，此时先不通电，擦拭 2～5s，能提高镀层附着力
2	中碳钢、高碳钢、淬火钢	正接 10～15V，15～60s	1 号液，反接③，8～14V，10～60s 或 2 号液，反接 6～12V，5～30S	均匀灰黑色	水洗	特殊镍	15V、15m/min 2μm	为减小氢脆，电净时间应尽量短
			再用 3 号波，反接，25～18V，30～90s	均匀的银灰色	水洗后用预镀液擦拭			
3	铸铁、铸钢	正接 12～18V 30～90s	铸铁：2 号液，反接，6～12V，5～30s 铸钢：3 号液，反接，8～14V，10～60s	黑灰色	水洗	碱性铜或快速镍	8～12V 15m/min 2μm 10V，2μm	活化水洗后，用脱脂棉或粘有预镀液的镀笔对疏松处擦拭，以除去残渣。操作时要防止被镀面形成干斑氧化
			再用 3 号液，反接，15～18V，30～90s	灰色	水洗			
4	不锈钢，高合金钢、镍，铬及其合金	正接，10～15V 10～30s	先 2 号液，反接，6～12V，10～60s 然后 1 号液，反接，9～12V，10～20s	先浅绿色，后浅灰色	水洗 不水洗，用预镀液擦拭	特殊镍	15V，15m/min 2μm	2 号液活化后如表面出现黑斑等污物，应再用 3 号液处理 铬钢或铬层上预镀不上时，可先在 18～20V 冲击闪镀，析出镍层后再降至 15V 预镀
			或用铬活化液，正接，9～15V	浅灰色	水洗，用预镀液擦拭			
5	对氢脆敏感的钢	反接，8～12V，时间尽量短	1 号液，反接，8～12V，< 30s	浅灰色	水洗	低氢脆镉	10～16V，4～10m/min 1～2μm	不得用酸液除锈，只能采用机械方法除锈
6	铝及铝合金	正接，10～15V，5～30s	2 号液，反接，12～15V	深灰色	尽快水洗，并用预镀液擦拭	特殊镍或碱性铜	15V，15m/min 2μm 8～12V，15m/min 2μm	也可不预镀而直接刷镀快速镍

序号	基体金属	电净规范①	活化		工序间处理	预镀层		说明
			规范	表面状态		溶液	规范	
7	铜 黄铜	正接，8～12V，5～30s	不进行			特殊镍或碱性铜	15V，15m/min 2μm	
7	铜 黄铜	正接，8～12V，5～30s	不进行			特殊镍或碱性铜	8～12V 15m/min 2μm	
8	钛，钼，钨等合金	正接，12～16V　30～60s	1号液、正接、8～12V60s以上		不水洗	特殊镍	8～12V 15m/min 2μm	也可按下述方法处理：①按不锈钢的处理工艺进行，在26～32℃浓盐酸中活化3～5min水洗后，尽快用酸性镀液刷镀

①电净处理后均进行水洗。
②正接表示零件接阴极。
③反接表示零件接阳极。

表 8－2－8　主要刷镀溶液的性能和适用范围

溶液名称	颜色	金属离子含量（g/L）	pH值	工作电压（V）	镀笔与零件相对运动速度（m/min）	耗电系数C（Ah/dm²·μm）	镀复量（μm·dm²/L）	镀层安全厚度（mm）	镀层性能与适用范围
特殊镍	深绿	85～87	<2	10～18	5～10	0.774	955～978	—	适于铸铁、合金钢、不锈钢、镍，铬、难熔金属、铝、铜等基材作预镀层和耐磨表面层，厚1～2μm
快速镍	兰绿	52	～7.5	8～14	6～12	0.104	584	0.2	硬度高（HRC45）、沉积速度快（>25μm/min），在钢铁、不锈钢、铝、铜上均有较好的结合力，用于尺寸修复和作耐磨层，如需更耐磨的表面，应在其上镀镍钨合金或半光亮镍
低应力镍	绿	75	3～4	10～16	6～10	0.214	843	0.13	应力小或为压应力，厚127μm时也无裂纹，作防护镀层或组合镀层的夹心层
半光亮镍	绿	62	2～4	4～10	10～14	0.122	697	0.13	耐磨与耐蚀性好，能获得硬度高的光亮表面，常作表面镀层
光亮镍	绿	42～46	—	5～10	5～10	—	472～517	—	需用腈纶毛绒包套才能得到镜面光泽，厚3～20μm，用作装饰刷镀金的底层

溶液名称	颜色	金属离子含量（g/L）	pH值	工作电压（V）	镀笔与零件相对运动速度（m/min）	耗电系数C（Ah/dm²·μm）	镀复量（μm·dm²/L）	镀层安全厚度（mm）	镀层性能与适用范围
高速铜－1	深兰	142	~1.5	6~16	10~15	0.073	1589	0.13	沉积速度快，腐蚀性小，用于尺寸修复，填补凹坑、划伤；不能直接镀在钢上，要用特殊镍或碱性铜打底
高速铜－2	深兰	123	1.5~2.5	6~16	10~15	0.073	1379	0.13	沉积速度快，用于尺寸修复，不能直接镀在钢上
碱性铜	兰紫	64	9.2~9.8	8~14	6~12	0.079	716	0.13	镀层致密，与钢铁、铝有好的结合力，主要作预镀层。还用于印制板的修理和防渗碳层，改善钎焊性镀层和抗粘附磨损镀层，厚度大于0.13mm时应退火，否则发脆
高堆积碱性铜	兰紫	99	8.9~9.5	8~14	6~12	0.079	107	—	沉积速度快，镀层致密，可得到厚镀层，对基材无腐蚀，用于尺寸修复、填补凹坑和印刷板的修理
半光亮铜	兰	62	0.5~2.0	4~10	10~14	0.152	694	—	用于提高表面光亮度，作表面层用
中性铬	紫兰	52	~7	8~15	1~2	—	728	0.025	有好的耐磨、防粘附性能，硬度比槽镀铬低，沉积速度慢，色泽差；不能作装饰铬使用，用作模具修理
镍钨合金	深绿	—	2~3	10~15	4~20	0.214	—	0.004	硬度高，耐磨性好，作表面耐磨层。厚度不能大于4μm
镍钨－D合金	深绿	—	1.4~2.4	10~15	4~20	0.214	844	0.13	有很高的硬度和耐磨性，镀层残余应力小，无氢脆、可在铝、铬合金、钼、钛等难镀基体上得到高的结合力，用作表面耐磨层
碱性锌	淡黄	95	7.5~8.5	6~16	4~10	0.02	1321	0.13	用于修复旧锌层
酸性锌	无色	136	1.9~2.1	6~20	10~30	0.076	1897	0.13	用于修复旧锌层
碱性锡	无色	80	8	8~25	6~24	—	1096	—	能用于任何基材，结晶致密，不溶解锡层，用棉花擦拭即有良好光泽，用于轴承座的精密配合和改善钎焊性
酸性锡	无色	130	<0.1	4~15	15~40	0.07	1781	—	沉积速度为碱性锡的两倍，不能用于铸铁和多孔基材，对锡层有溶解而不能修补锡层，用于要求镀速快的场合

溶液名称	颜色	金属离子含量(g/L)	pH值	工作电压(V)	镀笔与零件相对运动速度(m/min)	耗电系数C(Ah/dm²·μm)	镀复量(μm·dm²/L)	镀层安全厚度(mm)	镀层性能与适用范围
铅	—	—	—	4～15	9～15	—	—	—	沉积速度高,可得到厚、平滑的镀层,用于密封垫,填补凹坑,可与碱性锡混合镀取铅锡合金
银	—	201	8.5	4～30	6～18	—	1914	—	镀层较硬,有些疏松粗糙,大于5μm时发脆。建议8V刷镀后在150℃下退火1h。溶液预热到50～60℃时,镀层附着力和韧性较好,应防止铜的污染
金	—	6.8～13.6	—	8～12	4～8	—	35～70	—	镀层结晶细致,孔隙率少,常作钯、铑的底层,适于电子产品的局部镀金,也适于文物、建筑的修复,为氰化镀液

3. 电刷镀操作中应注意的问题

(1)多层刷镀层。由于每一种镀液所镀得的镀层都有一个安全厚度值,超过此值镀层便会产生裂纹、粗糙、附着力大大降低等缺陷。因此,当刷镀层厚度超过此安全厚度值时,就必须采用多层刷镀层的结构,如图8－2－42所示。

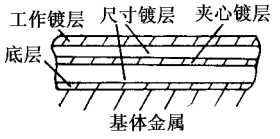


图8－2－42　多层刷镀层的结构

以刷镀镍为例,先刷镀特殊镍作预镀底层,再刷镀0.2mm的快速镍,然后用细砂纸或油石打磨镀层。再按镍上刷镀的工艺镀一层厚度不超过5μm的碱性铜或低应力镍作为夹心层。然后再刷镀快速镍。如此反复几次,直至达到所要求的厚度为止。最后再刷镀所要求的表面工作层。

(2)镀液和零件的加热。镀液在使用前最好加热到50℃左右。这样一开始就可使用较高的电流密度,且沉积速度快,镀层内应力小,附着力高。如溶液温度低,则开始可用低电压刷镀,随着镀液和零件温度的升高,再逐渐升高电压。

当环境温度很低时,对于大的零件应先预热。

(3)工作电压与电流。电刷镀时均采用电压作为控制参数,不能简单地取工作电压

的中间值，而要根据实际情况确定，如被镀面积小，零件温度低，相对运动速度慢时，工作电压要低；反之，工作电压要高一些，应根据镀层外观是否正常来判断。

(4)镀笔与零件的相对运动速度。刷镀时镀笔与零件镀面之间应有一适宜的相对运动速度。速度太低，会使镀层烧伤或多孔，粗糙、发脆；速度过快，会降低电流效率，加剧阳极包套的磨损。当相对速度高于最佳值时，可提高电压和电流，当低于最佳值时，采用低的电压和电流，以获得正常的镀层。

(5)被镀表面润湿状态。被镀表面在从电净开始的各个工序中，均要求始终保持润湿状态，不可使镀层产生干斑。对于大面积的刷镀，可采用两个镀笔相对配置，断续或连续向阳极添加镀液。

(6)镀液的使用期限。电刷镀较大型的零件时，常取较多的溶液循环使用。当溶液消耗到一定程度后会出现析出大量盐类，且溶液粘度增大，金属离子含量明显降低，沉积速度相对变慢等现象。镀液的使用限期通常用镀液剩余量表示，其经验值见表 8－2－9。

表 8－2－9　刷镀溶液的使用期限

镀液类型	特殊镍	快速镍	低应力镍	碱性铜	快速铜	酸性锡	酸性锌	碱性锌	镍钨合金
镀液剩余量(%)	10	40	10	30	30	30	20	10	30

4. 电刷镀溶液使用中应注意的问题

(1)耗电系数 C，是用来控制镀层厚度的一个参数。其物理意义是在 $1dm^2$ 面积上沉积 $1\mu m$ 厚的镀层所消耗的电量。其经验数值可通过试验测得。工厂出售的镀液都给出该镀液的耗电系数 C 值，供使用者控制镀层厚度时使用。

在电刷镀中，随着镀液的消耗，其 C 值也将由小变大。因此厂商给出的 C 值是其平均值。同时 C 值还与刷镀时的溶液温度、镀笔与零件接触情况有关。因此，用它计算的耗电量也是一近似值。

(2)镀液用量估算。生产时需对镀液用量进行估算，以防镀液造成三废污染，其计算公式为：

$$L = 10K\frac{S \cdot \delta \cdot d}{M_e}$$

式中　L——镀液用量，L；

S——镀复面积，dm^2；

δ——镀层厚度，μm；

d——镀复金属密度，g/cm^3；

M_e——镀液中金属离子浓度，g/L；

K——镀液损耗系数，通常为 1.5～2。

(3)镀液的保管。

a. 使用后未被污染的镀液可回收继续使用。若已被污染应过滤除去机械杂质，用活性炭处理除去油污(但应注意有机添加剂也舍被破坏)，严重污染的镀液应处理后弃去。

b. 因镀液久置或存放温度底，有些镀液会有结晶析出，使用前应加热溶解。

c. 金、银、钯、黑镍与酸性锡镀液应放入棕色瓶中保存，并存放在阴凉处。多数镀液可长期存放，酸性锡的存放期不应超过 6 个月。

5. 电刷镀层附着力不好的原因及解决办法

镀层附着力不好是刷镀施工中较常见的问题，其产生原因及解决办法见表 8－2－10。

表 8－2－10　刷镀层附着力不好的原因及解决办法

原　　因	解　决　办　法
零件或镀液温度过低，刷镀电压太高，造成镀层应力太大	将零件和镀液预热，初始用低电压刷镀
某些工序采用电流过大，使零件温升太高，工序间停留时间太长而形成干斑	严格控制规范，工序间转换加快，防止形成干斑，一旦形成，要重新活化处理
阳极面积太小，操作时中断时间太长，使被镀面露在空气中时间过长而氧化	加大阳极面积，使其与被镀面的面积比为 1∶3 或用两支镀笔同时操作
表面旧铬、镍层未除尽，而又是按低碳钢处理工艺进行加工	除尽旧铬、镍层，或改用镍表面的处理工艺进行加工
刷镀内角等处时，常因阳极运动受限制使相对运动速度太低	降低刷镀工作电压，改用 TDB－4 旋转镀笔
包套材料使用不当，如尼龙包套会溶解在乙酸等溶液中污染镀液，使镀层发脆	选用合适的包套材料

第七节　缓 蚀 剂

一、缓蚀剂的定义

向腐蚀介质中添加微量或少量化学物质(无机物、有机物)，能使金属材料在该腐蚀介质中的腐蚀速度明显降低，甚至停止，同时，还能保持着金属材料原来的物理机械性能，这样的化学物质称为缓蚀剂。那些仅能阻止金属腐蚀造成的质量损失，而不能保证

金属原有特性的化学物质不能称为缓蚀剂。例如，吡啶、α－吡咯和硫脲等可明显降低钢铁在硫酸中的溶解速度，但还有促进钢铁的氢化作用，因此，不是钢铁在这些介质中的缓蚀剂。

缓蚀剂不必改变原有设备和工艺过程，只要向腐蚀环境中添几个 ppm 到千分之几，个别情况下添加百分之一、二的缓蚀剂就可阻止或减缓金属材料的腐蚀。具有操作简便、见效快，能保护整个设备系统的优点，并有突出的经济效益和良好的防腐蚀效果，在许多工业部门已成为最主要的防腐蚀手段之一。

二、缓蚀剂的分类

缓蚀剂的分类方法很多，常用的有以下四种：

从电化学反应的观点出发，根据对电极过程的抑制作用可分为阳极型、阴极型和混合型三类缓蚀剂。第一类主要减缓阳极反应；第二类主要减缓阴极反应；第三类则能同时减缓阳极和阴极反应。

按形成缓蚀膜的种类，可分为氧化型缓蚀膜、吸附型缓蚀膜、沉淀型缓蚀膜和反应转化型缓蚀膜。缓蚀剂的分类及其特性见表 8－2－11。

表 8－2－11　缓蚀剂的分类及其特性

缓蚀剂类型		主要特征	典型缓蚀剂及应用	使用中的注意事项
分类依据	类型			
按在电化学过程中的作用分类	阳极型缓蚀剂	缓蚀剂的阴离子向阳极表面移动，使腐蚀电位正移，使金属表面发生钝化	在中性介质中，铬酸盐、亚硝酸盐、正磷酸盐，硅酸盐、硼酸盐，苯甲酸盐等都能增加阳极极化，使金属表面形成钝化膜	若使用量不足，不能充分覆盖阳极表面时，会形成小阳极、大阴极的腐蚀电池，引起并促进金属的孔蚀，必须注意防止
	阴极型缓蚀剂	体系中的阳离子向阴极表面移动，以化学或电化学的形式在阴极区产生难溶盐沉淀，形成保护膜	聚合磷酸盐、硅酸盐，酸式碳酸盐，硫酸锌、砷离子、锑离子、氢氧根离子等在阴极区与 Ca^{++}，Fe^{++} 等离子产生难溶盐沉淀，提高酸中氢的析出电位，控制金属腐蚀	这类缓蚀剂称安全型缓蚀剂。用量不当，也不会加速金属腐蚀
	混合型缓蚀剂	添加的缓蚀剂能同时对阳极过程和阴极过程起抑制作用，有较好的防腐蚀性能	胺、有机胺等的亚硝酸盐；硫醇、硫醚及环状含硫化合物；同时含氮和硫的化合物，以及生物碱、琼脂等能同时减缓阴、阳极的反应	
按保护膜的特征分类	氧化膜型缓蚀剂	缓蚀剂能直接或间接氧化被保护的	铬酸盐、钼酸盐、重铬酸盐。亚硝酸	对非过渡性金属效果不大，氧化膜

缓蚀剂类型		主要特征	典型缓蚀剂及应用	使用中的注意事项
分类依据	类型			
按保护膜的特征分类	氧化膜型缓蚀剂	金属,在其表面形成金属氧化物薄膜(0.003 ~ 0.02μm厚),与基体金属附着力好	盐、苯甲酸盐等能使可钝化的铁族过渡金属表面形成薄而致密的氧化膜	可在酸中溶解的金属也无缓蚀效果
	吸附膜型缓蚀剂	在酸性和非水溶液中形成良好的膜,膜极薄(单或多分子层),膜的稳定性较差	分子中有极性基团的有机物,如胺类、醛和杂环化合物,表面活性剂等能在金属表面吸附成膜,阻止水和去极性剂到达金属表面	膜的稳定性差,不宜作长期保护
	沉淀膜型缓蚀剂	缓蚀剂是水溶性的,能与腐蚀环境中共存的其他离子作用后,形成难溶于水或不溶于水的沉积物膜	聚合磷酸盐、锌盐、硅酸盐、酸式碳酸盐等水中离子与Ca^{++}、Fe^{++}等共存形成难溶盐沉积在金属表面;苯并三氮唑、巯基苯并噻唑能与铜及合金、单宁与铁表面的金属离子结合形成保护膜	沉淀膜比较厚,要注意防止引起结垢的副作用
	反应转化膜型缓蚀剂	由缓蚀剂、腐蚀介质和金属表面通过界面反应和转化作用成膜:膜厚而多孔,稳定性良好	丙炔醇及其衍生物,缩聚物缓蚀剂,聚合物缓蚀剂,适用温度范围宽,缓蚀效果好	

按化学物质的属性划分,缓蚀剂又可分为无机缓蚀剂和有机缓蚀剂两类,无机物和有机物缓蚀作用的机理是不同的。

为了方便使用和易于查找,缓蚀剂常按其使用对象来分类。本章缓蚀剂的工业应用部分就是采用了这种分类方法。

三、常用缓蚀剂

大量无机物和有机物都有可能作为缓蚀剂。由于缓蚀剂存在协合作用,往往能使一些单独使用不具备缓蚀效果的物质,经合理的调配后,也能产生良好的缓蚀效果。

1. 无机化合物缓蚀剂

无机物中,那些可使金属氧化,并在金属表面形成钝化膜的物质,以及可在金属表面形成均匀致密难溶膜的物质,有可能成为缓蚀剂。

(1)形成钝化保护膜类物质,主要是含有MeO_4^{-n}型阴离子化合物,如$KCrO_4$、$KMnO_4$、Na_2MoO_4、Na_2WO_4、Na_3PO_4、Na_3VO_4、$KTeO_4$等,另外还有$NaNO_3$、$NaNO_2$等;

(2)产生难溶盐沉积膜类物质,主要有聚合磷酸盐,硅酸盐、HCO_3^-、OH^-等,它们能与水中的钙离子,铁离子等在阴极区产生难溶盐沉积,形成保护膜来抑制腐蚀;

(3)活性阴离子,包括 Cl^-、Br^-、I^-、HS^-、SCN^- 等阴离子,单独使用只产生有限的缓蚀作用,与其他缓蚀剂配合,产生协合作用后,使其具有工业应用价值;

(4)金属阳离子,主要用作有色金属的缓蚀剂,应用较多的阳离子是 Sn^{2+}、Cu^{2+}、Fe^{2+}、Co^{2+}、Pb^{2+}、Al^{3+}、Ag^+ 等。

2. 有机化合物缓蚀剂

用作缓蚀剂的有机物主要是那些含有未配对电子的元素,如 O、N、S 的化合物和各种含有极性基团的化学物质。表 8-2-12 列出了在酸溶液中各种缓蚀剂的元素组成和化合物的类别。

表 8-2-12　酸溶液中缓蚀剂的元素组成和化合物类别

元素组成	化合物类别
C·H·O	醇、醛、羧酸
C·H·N	脂胺、芳胺、氮杂环化合物、胺醛缩合物
C·H·S	机硫化合物
C·H·N·O	氨基酚衍生物、松香胺衍生物、酮胺化合物
C·H·S·O	芳基及烷基亚砜、黄酸、黄原酸
C·H·N·S	硫脲、有机硫氰酸盐
C·H·S·N·O	噻唑、噻嗪硫脲衍生物、磺化咪唑啉、吩噻嗪衍生物

有机化合物的极性基团是亲水性的。它可以通过物理吸附和化学吸附,在金属表面的活性点及整个表面形成吸附层,并由非极性基团造成憎水性膜,使电荷转移和腐蚀剂的扩散都受到抑制,结果缓解了金属的腐蚀性。

极性基团的电子密度对吸附有着重要作用,已知烷基化合物的吸附性是按以下顺序递减的:

酸 > 胺 > 醇 > 醚

此外,在有机化合物分子中,电子给予体活性基团—CN、—CNS、—CNO、= CO、CHO,$-NH_2$ 可在未充满电子轨道的金属上化学吸附。

各类树脂和聚合物是很重要的缓蚀剂。聚合物的吸附要比单体强得多,并且当吸附量低于 1/10 单分子层时,缓蚀效率已达 80%。研究发现,当聚合物和相应单体的缓蚀效果相当时,则它的使用浓度要比单体低近四个数量级。例如,氰基胍甲醛树脂,在 1mol/L 的 HCl 中,树脂浓度为 0.4g/L 时就能达到最大缓蚀效果。胺类、醛类的缩聚反应物是酸可溶树脂、有很好的缓蚀作用,是一种广泛应用的工业缓蚀剂。

3. 缓蚀剂的协合作用

缓蚀剂技术的发展,与缓蚀物质间存在"协合作用"有密切关系。利用"协合作用",可以实现用较少量的缓蚀剂物质获得较好的保护效果,可以扩大缓蚀物质的寻求范围并

解决单组分缓蚀剂准以克服的困难。现在许多工业化生产的缓蚀剂都是利用‘协合作用’原理制成的多元组分配方。表 8－2－13 列出了兰－5 三组分间的协合作用。

表 8－2－13　兰－5 三组分间的协合作用

（20* 碳钢、7% HNO_3）

序号	缓蚀剂组成(%)		腐蚀速度(mm/a)		
			25℃	40℃	60℃
1	空白		1074	—	—
2	含活性离子无机盐(A)	0.5	—	785	—
3	含氮有机化合物(B)	0.5	—	1060	—
4	含氮有机化合物(C)	0.5	—	90	
5	A + B	0.3	2.58	—	1070
6	A + C	0.4	1.05	—	1384
7	B + C	0.5	981	—	—
8	A + B + C(兰－5)	0.6	0.83	0.97	1.65

(1)活性阴离子与有机胺之间的协合作用

活性阴离子与有机化合物合用，尤其是同有机胺合用，有最好的缓蚀效果。阴离子的效果为：

$$I^- > Br^- > Cl^- > SO_4^{2-} > ClO_4^-$$

活性阴离子同许多在酸溶液中形成阳离子的有机物（如鎓形有机物、杂环化合物等）产生明显的协合作用，可使原来低效或无效的缓蚀剂产生良好的缓蚀效果，活性阴离子与有机物的协合作用见表 8－2－14。

表 8－2－14　活性阴离子与有机物的协合作用

（20* 碳钢、60℃10% H_2SO_4）

序　　号	缓　蚀　剂　(%)		腐蚀率(mm/a)
1	NaSCN	0.1	70.5
2	苯胺	0.2	109.4
3	苯酚	0.2	115.5
4	甲醛	0.3	310.0
5	乌洛托品	0.3	257.4
6	NaSCN + 苯胺	0.3	12.0
7	NaSCN + 苯酚	0.3	10.7
8	NaSCN + 乌洛托品	0.4	1.6
9	NaSCN + 甲醛	0.3	2.0

卤素离子不仅和单一有机化合物产生协合作用，而且还能与多种工业缓蚀剂（有些

是聚合物)产生好的缓蚀效果。在卤离子中,I^- 的活性最强,可造成更有利的吸附,因此缓蚀效果最好。其次是 Br^- ,Cl^- ,但比 I^- 的效果就差多了。

(2)中性溶液中的协合作用。重铬酸盐和聚磷酸盐之间的协合作用是很典型的,两者形成的'双阳极'缓蚀剂在工业冷却水的防腐蚀方面曾起过重要作用。加入 25mg/L 的聚合磷酸,可使重铬酸盐的添加量由 500mg/L 降至 50mg/L,而缓蚀效果不变。

在 50%的乙二醇—水溶液中,加入 1%的苯甲酸盐和 0.2%的苯并三氮唑,可以完全控制灰铸铁的腐蚀。

在中性介质中,无机化合物和有机化合物之间也可产生良好的协合作用。在中性或微碱性的充空气的水中,亚硝酸盐和特种胺基磷酸酯合用,可有效地防止黑色金属腐蚀,10mM 的添加量即有良好的缓蚀作用。

4. 缓蚀剂的工业应用

具有缓蚀作用的物质种类繁多,但真正能用于工业生产的缓蚀剂品种却很有限。这是因为商品缓蚀剂需要有足够高的缓蚀效率,价格要合理,原料来源要广泛。此外,不同环境和使用要求也对工业应用的缓蚀剂提出了许多具体的要求,主要有以下六点:

(1)投入腐蚀介质后能立即产生缓蚀效果;

(2)在腐蚀环境中有良好的化学稳定性,可以维持必要的使用寿命;

(3)在预处理浓度下形成的保护膜可被正常操作条件下的低浓度缓蚀剂修复;

(4)不影响材料的物理机械性能;

(5)具有良好的防止全面腐蚀和局部腐蚀效果;

(6)无毒或低毒性。

不同工业环境对所用缓蚀剂又有不同的要求,要根据使用条件选用缓蚀剂。

(1)金属酸洗除锈和水垢清除用缓蚀剂

对酸缓蚀剂的技术要求如下:

①不妨碍腐蚀产物和水垢的溶解;

②在 Fe^{3+} 存在时,不应降低缓蚀性能;

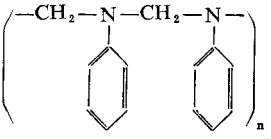
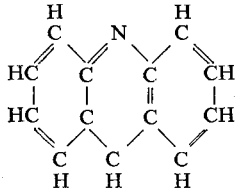
③被保护金属不吸氢,不发生腐蚀破裂;

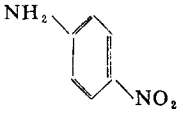
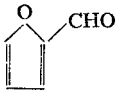
④酸洗过程中,除去氧化物时析出少量氢气泡,有利于腐蚀产物和垢从金属表面分开。

常用国产酸洗缓蚀剂见表 8-2-15。

表 8-2-15　常用酸洗缓蚀剂

缓蚀剂名称	主　要　组　分	适用酸种	适用金属
天津若丁	二邻甲苯硫脲、食盐、糊精、皂角粉	硫酸、盐酸	黑色金属

缓蚀剂名称	主　要　组　分	适用酸种	适用金属
天津新若丁	二邻甲苯硫脲，食盐、淀粉、平平加	硫酸、盐酸，磷酸、氢氟酸、柠檬酸	黑色金属、黄铜
仿若丁－31A	吡啶硫酸盐，ОП－15，二乙基硫脲、苯胺、硫氰酸铵、异硫氰酸苯酯等	柠檬酸	20号钢、15CrMO、16Mn等
乌洛托品	六次甲基四胺	盐酸、硫酸	黑色金属
02缓蚀剂	页氮、硫脲、平平加、食盐	盐酸	黑色金属
仿依比特－30A	1，3－二正丁基硫脲、异丙醇、一缩二丙二醇、甲醇等	柠檬酸－铵	20号钢、15CrMO、16Mn等
MBT	2－硫醇基苯并噻唑	盐酸	钢铁、黄铜
高温盐酸缓蚀剂	页氮＋碘化钾	100℃以上盐酸	黑色金属
兰5	乌洛托品、苯胺、硫氰酸钠	硝酸	碳钢、铜、不锈钢
沈1－D	苯胺与甲醛缩合物	盐酸	黑色金属
硝酸除垢缓蚀剂	硫代硫酸钠、尿素、乌洛托品	硝酸	钢铁、黄铜、不锈钢
工读3号		盐酸	锅炉及换热器除垢
粗吡啶	焦化或油页岩干馏副产物	7%盐酸 6%氢氟酸	锅炉酸洗
页氮	油页岩干馏副产物	7%盐酸 6%氢氟酸	锅炉酸洗
氢氟酸酸洗缓蚀剂	α－硫醇基苯并噻唑，平平加等	氢氟酸	锅炉及配管
烷基二乙醇胺	$RN(C_2H_4OH)_2$	盐酸、硫酸	钢铁
1－己炔－3－醇	$HC\equiv C\underset{\displaystyle OH}{\underset{|}{C}}H(CH_2)_2CH_3$	盐酸，硫酸	钢铁
吖啶		盐酸	铝及合金

缓蚀剂名称	主　要　组　分	适用酸种	适用金属
三价砷离子	As^{3+}、AsO_2^-	沸腾硫酸	18－8 型奥氏体不锈钢
1－胺基－4－硝基苯		盐酸、硫酸	钛及其合金
糠醛		盐酸	铜

用化学清洗技术清除设备或管路中的水垢和腐蚀产物，恢复设备的换热功能是一种方便有效的方法。各类沉积污垢常用的除垢溶剂，缓蚀剂和使用条件见表 8－2－16。

表 8－2－16　除垢溶剂、缓蚀剂和使用条件

垢的成分	清　洗　液	清洗条件
铁氧化初 Fe_3O_4、磁铁矿、轧制铁鳞 Fe_2O_3、赤铁氧化物	5%～15% HCl＋1%乌洛托品 2%羟基乙酸＋1%甲酸 柠檬酸单氨化合物 EDTA 铵盐 EDTA 有机酸混合物	66～80℃ 82～104℃循环 82～104℃循环 77～149℃循环 38～66℃循环
铜的氧化物	柠檬酸单氨合物 过硫酸铵 EDTA 铵盐	60～82℃，pH9～11 ＜38℃ 66～82℃，pH9～11
$CaCO_3$	5%～15% HCl＋1%乌洛托品 7%～10%氨基磺酸 5%～12%硝酸 EDTA 钠盐	不宜超过 66℃ 不超过 60℃ 室温～60℃ 66～82℃，pH9～11
$CaSO_4$	EDTA 钠盐 1% NaOH－5% HCl 交替 EDTA 有机酸混合物	66～149℃循环 49～66℃循环 38～66℃循环
磷酸盐或羟基磷灰石	5%～10% HCl EDTA 钠盐 氨基磺酸	不超过 66℃为宜 不加氟化物，66～149℃循环 不超过 60℃
硅酸盐化合物	用 0.5%～1%苏打石灰在 30N/cm^2 压力下长时间处理，再用含氟化物盐酸处理	在 30～70N/cm^2 压力下碱沸 12 小时
$CaO \cdot Na_2O \cdot 6SiO_2 \cdot H_2O$	含氟化氢铵的盐酸	66～80℃

垢的成分	清　洗　液	清洗条件
有机沉积物;木质素有机物;藻类;某些聚合物残渣	$KMnO_4$,再用含草酸的盐酸	1%～2% $KMnO_4$ 水溶液在 100℃下循环,然后加草酸到盐酸中。并控制氯气析出

清洗条件的选择除注意一般因素外,还应兼顾金属的冶金学因素,如 Ni－Cr 合金在某些硫化物中会发生应力腐蚀破裂 300 型不锈钢要避免氯离子的危害;升温有利于快速去垢,但会加剧金属腐蚀等。所选缓蚀剂必须适用于这些特定的条件。

(2)大气腐蚀缓蚀剂

大气腐蚀主要是由水分和氧造成的,但存在于大气中的各种杂质会加重腐蚀,特别是在含有 SO_2、CO_2、NO_2 等的工业大气中,金属腐蚀的速度可增加数倍到数十倍。

防止大气腐蚀的缓蚀剂分挥发性缓蚀剂和接触型缓蚀剂两类。

①挥发性缓蚀剂。这类缓蚀剂具有很高的蒸气压来充满周围的空间,并通过金属表面的吸附来保护金属。因此,这类缓蚀剂只能在限定的空间内发挥作用,即用于封闭的容器内,如机械、设备的包装运输,集装箱、锅炉、塔、釜等。挥发性缓蚀剂对金属的保护作用是通过中和介质中的腐蚀剂和使金属表面钝化等两种方式实现的。挥发性缓蚀剂必须具有一个或多个起保护作用的基团,同时必须具有合适的蒸气压力和较高的热稳定性。工业上常用的大气腐蚀缓蚀剂见表 8－2－17。

挥发性缓蚀剂有以下几种应用方法:

a. 将要保护的设备或零件用溶有缓蚀剂的水溶液或醇溶液浸泡或喷洒,然后在热空气中干燥,在金属表面形成一层缓蚀剂的厚膜,封存后可实现长期保护;

b. 使热空气通过填充有粉末缓蚀剂的陶瓷室,此时空气被缓蚀剂蒸气饱和,当进入被保护设备(大型容器或管道)时,就在设备的冷壁上沉积成薄膜;

c. 包装材料接触零件的一面涂刷缓蚀剂溶液;

d. 将缓蚀剂粉末或饱和了缓蚀剂的吸附剂放入要保护的设备内壁,然后密封。

②水(醇)溶性缓蚀剂(接触型缓蚀剂)。多数大气缓蚀剂是以水(醇)溶液的形式直接与金属表面接触起保护作用的接触型缓蚀剂。配成溶液后,可使不同保护性能的缓蚀剂组分充分均匀地涂布在包装材料上或被保护设备的表面上,能获得更好的保护效果。

在实际应用中,需要封存、保护的设备、器材往往是由多种黑色金属和有色金属组成,而且保存期和保护环境的变化也很大。因此要求缓蚀剂能同时满足对多种金属在不同温度、湿度下的保护的要求,就需要采用复合缓蚀剂配方,将几种缓蚀剂按一定的比例配在一起使用,以获得协同防护效果,常用缓蚀剂的比较见表 8－2－17。

表 8－2－17　常用大气腐蚀缓蚀剂

类别	缓蚀剂	使用情况	注意事项
单组分挥发接触通用型	亚硝酸二环己胺	用于黑色金属、铜及其合金、镍、铬、钴、铝及其合金的长期防护	不能保护锌、镉、锡、银、镁及其合金
	碳酸二环己胺	用于钢铁、铝、铅、镍、黄铜的短期保护	不能保护锌、铜、在空气中稳定性差，只能作短期保护
单组分挥发型	铬酸二环己胺	防止黑色金属、铜及其合金、锌、镍、锡，铅及其合金的长期保护	
	硝基苯酸胺盐	用于银、镍、锡、铝、铜的防护	不能用来保护钢铁、锌等金属
	二硝基苯酸盐类	能防止绝大多数金属的大气腐蚀	二硝基苯酸环己胺、二硝基苯酸、六甲撑亚胺对钢铁效果不理想
	低分子胺衍生物	能保护黑色金属和有色金属，由于蒸气压高，可用于复杂零部件系统的保护	不宜长期保护
	铬酸胍	是铜、铝、锌、镍、黄铜的缓蚀剂	不能用于钢铁保护
单组分接触型	亚硝酸钠	黑色金属经 30% $NaNO_2$ 水溶液处理后，可敞开放置 2～5 年不生锈	不能保护有色金属
	乌洛托品	价廉、无毒、用于黑色金属的保护，对有色金属无加速腐蚀之害	不能用于铜及其合金的保护
	苯甲酸盐	是黑色金属缓蚀剂，苯甲酸醇胺和苯甲酸环己胺还可用于铜、铝及其合金的缓蚀	不适宜长期防护
	苯并三氮唑	是黑色金属和有色金属的有效缓蚀剂，特别是对铜及其合金缓蚀效果突出	是复杂系统防大气腐蚀必不可少的组分
复合型	亚硝酸钠＋乌洛托品(1∶1)	适用于化工设备防腐蚀，能保护镀铬层和氧化、磷化层达 3 年以上	要求 3 年以上的保护期时，以粉末形式撒在设备内部密封，用量为 25～30g/m²
	$NaNO_2$＋尿素＋苯甲酸钠(1∶1∶1)	制或防锈纸，可保护钢铁、钼、锡、镍、铬等保护期可达 3 年以上	缓蚀剂用量约 10g/m²
	$NaNO_2$ $(NH_4)_2 \cdot HPO_4$ ＋ Na_2CO_3(7∶5∶1)	保护钢铁、铝，镍、锡、铬 2 年左右	制成防锈纸或配成 15－20% 的水溶液
	$NaNO_2$ ＋ Na_2CO_3 ＋苯甲酸钠＋乙二醇＋聚氧乙烯脂肪醇(8g/L ＋ 1.3g/L ＋ 0.7g/L ＋ 3.2g/L＋8ppm)	降低 NO_2^- 的环境污染。用于黑色金属的短期保护	不能保护有色金属

类别	缓蚀剂	使用情况	注意事项
复合型	$NaNO_2$ + 尿素 + 亚硝酸二环己胺(7:3:1)	可用于钢、铜、铝的保护	不能保护其他有色金属
	$NaNO_2$ + 尿素 + 亚硝酸二环己胺 + 苯并三氮唑(7:2:1:1)	可保护钢铁及有色金属	苯并三氮唑可用其衍生物或巯基苯并噻唑代替

(3)用缓蚀剂防止局部腐蚀

局部腐蚀,特别是应力腐蚀破裂(SCC)和孔蚀具有极大的危害性,工业生产设备的破坏和报废往往是由局部腐蚀造成的。利用缓蚀剂和选材相结合来解决局部腐蚀问题是一条既经济又方便的途径。

氯离子和其他因素结合是造成孔蚀、缝隙腐蚀等局部腐蚀的主要原因。电化学研究表明,对一定的介质和金属系统,金属的腐蚀只能发生在其电位超过某一临界电位值的情况下。当金属的电位受到电化学极化或缓蚀剂的影响而低于某一临界值时,可以防止或减缓金属的孔蚀、应力腐蚀破裂等局部腐蚀。

①无机阴离子对不锈钢的缓蚀作用。18 – 8 型不锈钢在含 Cl^- 的浓溶液中,很快就会发生孔蚀。加入适量的 $NaNO_3$ 后则几十年也不会发生孔蚀。HCO_3^-、OH^-、SO_4^{2-}、ClO_4^- 等阴离子也有抑制 Cl^- 孔蚀的能力。

缓蚀剂的添加量与 Cl^- 的浓度和缓蚀剂的品种有关,Cl^- 的浓度越高,缓蚀剂的添加量应越大。不同阴离子的最小添加量与 Cl^- 的浓度的关系式如下:

$$\lg[Cl^-] = 1.62 \cdot \lg[OH^-] + 1.84$$

$$\lg[Cl^-] = 1.88 \cdot \lg[NO_3^-] + 1.18$$

$$\lg[Cl^-] = 0.85 \cdot \lg[SO_4^{2-}] - 0.05$$

$$\lg[Cl^-] = 0.83 \cdot \lg[ClO_4^-] - 0.44$$

当$[Cl^-] > 0.1$ 时,阴离子的缓蚀作用按以下顺序降低:

$$OH^- > NO_3^- > SO_4^{2-} > ClO_4^-$$

在 1.5mol/L 的 NaCl 溶液中,防止孔蚀所需添加的 OH^-、NO^-3、SO_4^{2-} 的最低浓度分别为 0.07、0.24 和 0.58mol/L。其中 NO_3^- 达到所要求的比例时,不仅可以防止孔蚀,而且还可以进到已形成的孔内去再钝化金属。其他阴离子不能被铁的二价离子(Fe^{2+})还原,所以不具备这一特性。

可以添加磷酸盐防止奥氏体不锈钢在 NaCl 溶液中的孔蚀。往 pH2.5 的 5% 的沸腾 NaCl 水溶液中添加 0.1mol/L 的 Na_3PO_4,几乎可以完全消除孔蚀。

②缓蚀剂对碳钢的作用。碳钢在中性和酸性氯化物溶液中容易发生孔蚀和缝隙腐

蚀,也可采用缓蚀剂来抑制。

铬酸盐是防止孔蚀和缝隙腐蚀最有效的缓蚀剂。铬酸盐作防孔蚀缓蚀剂,其用量与氯化物的浓度之间存在如下定量关系:

$$\frac{d\lg a\,Cl^-}{d\lg a\,CrO_4^{2-}} = 2.3$$

铬酸盐的添加量必须能将铁的电位正移到比 -0.62 更正时,才能有效地防止孔蚀的发生。这时铬酸阴离子被吸附在钢铁表面形成 Cr_2O_3 或 $Cr(OH)_3$ 膜,阻止 Cl^- 的穿透和扩散。

油酸钠也是防止碳钢在含 Cl- 溶液中发生孔蚀的有效缓蚀剂。油酸钠与铬酸盐的缓蚀机理不同。油酸钠在金属表面吸附具有多分子层特征,形成严格定向的完整保护层。此外,铝酸钠、磷酸盐、亚硝酸盐等也都可用来防止碳钢在含 Cl^- 溶液中发生孔蚀。

碳钢在含氧水中的孔蚀可采用复合缓蚀剂(阴/阳极型)来防止。常用的阴极缓蚀剂有磷酸酯、酰胺等,阳极缓蚀剂有羧酸、磺酸、硫酸盐和酸性 -SH 基团等。

③防止奥氏体不锈钢的应力腐蚀破裂。奥氏体不锈钢在 $MgCl_2$ 溶液中极易发生应力腐蚀破裂。使用缓蚀剂可有效地推迟其破裂时间,但还不能完全阻止应力腐蚀破裂的发生。因为,添加缓蚀剂后,其自腐蚀电位不能降低到临界电位以下,只能起到减缓 Cl^- 的穿透速度的作用。

AISI304 奥氏体不锈钢在 130℃36% 的 $MgCl_2$ 溶液中极易发生应力腐蚀破裂。加入 0.2% 的哌啶缓蚀剂后,其破裂时间可延长 70~80 倍;再加入 0.1% 的 1-癸胺,其破裂时间可延长到原来的 100 倍以上。在沸腾的 42% 的 $MgCl_2$ 溶液中加入 3% 的 $NaNO_3$ 也可有效地减缓应力腐蚀破裂的发展速度。且前还没有能完全阻止应力腐蚀破裂发生的缓蚀剂。

奥氏体不锈钢在其他氯化物溶液中的应力腐蚀破裂可通过添加缓蚀剂而加以防止。例如,在酸性氯化钠溶液中添加适量的苯并三氮唑,可有效地防止 AIS1304 不锈钢发生破裂;Pb^{++} 使析氢有高的过电位,因而在酸性氯化物溶液中加入 Pb^{++} 能有效地抑制应力腐蚀破裂的发生;在常温下,2-巯基苯并咪唑啉、巯基苯并噻唑、饱和十八烷胺、苯基硫脲以及癸胺 + KI 等都能用来防止奥氏体不锈钢在盐酸或其他含氯化合物中发生应力腐蚀破裂。

另外,奥氏体不锈钢在 20% 的 NaOH 溶液中也能发生应力腐蚀破裂,加入 0.005mol/L Na_2CrO_4 能有效地防止应力腐蚀破裂发生。

④缓蚀剂减轻金属晶间腐蚀。焊接不当或热处理不合理就能引起不锈钢敏化,敏化后的不锈钢极易产生晶间腐蚀。含有未配对电子的硫化物能有效地防止晶间腐蚀。硫

脲、苯基硫脲、2－巯基苯并噻唑，L－蛋氨酸等都是防止金属晶间腐蚀的高效缓蚀剂，只要添加 1×10^{-3} mol/L 的量，就能有效地防止金属发生晶间腐蚀。这主要是因为这类含硫化合物的独特作用，使缓蚀剂能均匀地吸附在基体与晶界的整个表面上，缩小了贫铬区（晶界）与基体之间的腐蚀速度差。

缓蚀剂对减轻碳钢材料的冲蚀磨损是很有效的。加入 500ppm 的铬酸钠，可使介质冲蚀磨损的速度降低到原来的几分之一到几十分之一，基本可以消除冲蚀剥落坑的发生。

（4）缓蚀剂在煤炭工业中的应用

在煤炭工业缓蚀剂主要用于钢铁酸洗、机械设备贮运、防锈、洗选煤、水处理等方面。

①缓蚀剂在水处理方面的应用。在循环水系统中。由于蒸发，使水中无机盐不断浓缩，加上细菌繁殖等原因，循环水系统存在严重的腐蚀、结垢、污泥生长等问题，常常需要添加缓蚀剂来保证循环水畅通和设备安全运转。常用的水质处理缓蚀剂见表 8－2－18。

表 8－2－18　工业循环水常用的水质处理缓蚀剂

缓蚀剂的主要成分	成膜类型	特点与应用	注意事项
铬酸盐、重铬酸盐等	氧化膜	成膜快，与基体金属结合力大，添加 300～500ppm，能形成致密氧化膜，可在多种水质中应用	浓度不足，会引起局部腐蚀，不能保护水线附近的金属
三聚磷酸钠，六偏磷酸钠等	沉淀膜	能与水中 Ca^{++} 形成络合物防止形成碳酸盐垢，阳离子在腐蚀电池阳极区还原成厚实的覆盖层	只有当水中有 Ca^{++}、Mg^{++} 等二价金属离子和溶解氧时，聚磷酸盐才有缓蚀作用
碳酸氢盐	沉淀膜	碳酸氢钙可以和阴极区的 OH^- 反应生成 $CaCO_3$ 沉淀膜	软水防腐蚀需添加适量石灰和碳酸氢钙来解决
硅酸盐	沉淀膜	与金属氧化物结合成胶凝状物，沉积、吸附在金属表面形成保护膜，对铁、铜、黄铜等起保护作用，价廉，无毒	缓蚀效果不高，Ca^{++} 的存在提高缓蚀性能
锌　盐	沉淀膜	Zn^{++} 与 OH^- 结合生成 $Zn(OH)_2$ 覆盖在阴极表面，抑制腐蚀的阴极过程	常与聚磷酸盐、硅酸盐合用，锌盐有污染，限制用量
有机膦酸盐	吸附膜	羟基乙叉二膦酸盐（HEDP）、乙二胺四甲叉膦酸盐（EDTMP）、氨基甲叉膦酸盐不易水解，对垢分散能力强，缓蚀效果好	注意污染问题
肌氨酸类	吸附膜	与金属生成 5～6 环的络合物，吸附沉积在金属表面，形成螯合物型吸附膜	成本高

缓蚀剂的主要成分	成膜类型	特点与应用	注意事项
巯基苯丙噻唑	吸附膜	巯基苯丙噻唑等离解出氢离子后的负离子可与铜形成十分牢固的络合物保护膜	是铜及铜合金最有效的缓蚀剂之一
苯甲酸钠＋亚硝酸钠	复合型	用于暖气循环水的缓蚀	用于钢铁缓蚀
丹宁酸＋硅酸钠			
α－巯基苯并噻唑＋硼酸盐		防止铁—铜组合系统的防腐蚀	用于钢—铜缓蚀
磷酸盐＋锌盐＋木质磺酸盐	复合型	用于循环冷却水的缓蚀	注意污染问题
有机膦酸脂＋锌盐＋乙氨酸			
磷钼酸盐＋锌盐、焦磷酸盐			
聚磷酸盐＋亚铁氰盐＋锌盐			
葡萄糖酸盐＋硅酸盐			

②缓蚀剂在洗煤机械中的应用。在洗煤过程中，处理煤水两相介质的设备存在严重的腐蚀、磨损问题，尤其是钢铁泵壳、叶轮、护板等使用寿命只有几百个小时，既影响生产，又造成严重的经济损失。

同样的钢铁构件、同样的洗煤介质，添加 500ppm 的铬酸钠缓蚀剂，即可使腐蚀速率降低 90％以上，大大延长设备的使用寿命。

(3)缓蚀剂在化学电源中的应用。化学电源的主要缺陷是存在自放电，这将缩短其寿命恶化电学特征。添加缓蚀剂到电解质和化学电源的活性物质中去，可克服这些问题。

添加四丁基铵硫酸盐可降低 $PbSO_4/Zn$ 电池中锌电极的自放电现象；

添加抗坏血酸可延长电池的放电时间；

羟基萘甲酸、对苯胺基苯酸、木质素等与膨胀剂配合，防止海棉铅在干燥空气中氧化，增加铅蓄电池负极极板的容量；

钴盐、银盐可有效地降低铅酸蓄电池栅板的腐蚀：Co^{2+} 的添加量为 7.5mg/L 就可大大降低铅阳极在硫酸中的溶解速度；

在锌—锰电池中，电解质中加入氯化汞作缓蚀剂，可大大延长锌阳极的使用寿命；Ca^{++} 与二苯亚砜合用，对碱性介质小的铝右良好的缓蚀效果，可作为高效、低毒新电源主要材料的缓蚀剂。

④缓蚀剂在防锈油脂方面的应用。防锈油脂是利用油脂，油溶性缓蚀剂、表面活性剂等在金属表面形成保护膜，将金属表面同引起金属锈蚀的水分、氧及其他腐蚀性介质隔开，以获得长期防护效果。防锈油脂采用的缓蚀剂主要有以下几类：

磺酸盐类：这是最常用的缓蚀剂。主要有石油磺酸的钡、钠、钙，镁盐，二壬基萘磺酸钡、烷基苯磺酸盐等；

羧酸及其衍生物：烯基或烷基丁二酸及其胺类衍生物、辛（癸）酸三丁胺、$C_{10\sim20}$ 脂肪酸二环己胺、N－油酰氨酸及其有机盐：

酯类：羊毛脂、磺毛蓖麻油、司本－80、季戊四醇单油酯、邻苯二甲酸二丁酯、油酸酯、苯甲酸戊酯等；

有机胺类衍生物：有机胺、有机多胺与有机酸形成的咪唑啉，恶唑啉盐或酰胺；

有机膦酸盐；

杂环化合物：苯并三氮唑、巯基苯并噻唑及其衍生物。

在实际应用中，这些缓蚀剂常常是联合使用，以满足工业生产上的各种不同要求。

⑤缓蚀剂在钢筋等材料上的应用。盐分侵入是钢筋腐蚀的起因。严格控制所用原料的含盐量，可大大减轻钢筋混凝土的损坏。防止钢筋腐蚀除采用含高 $3CaO\cdot Al_2O_3$ 的水泥，无盐砂石骨料、耐盐钢筋或镀锌钢筋外，添加缓蚀剂也是一种有效的办法。

$Ca(NO_2)_2$ 是最有效的钢筋缓蚀剂，$NaNO_2$ 也常用，在 $pH>6$ 的介质中，亚硝酸盐与 Fe^{++} 形成 Fe_2O_3 不透性沉积保护膜，抑制腐蚀反应的进行。

亚硝酸盐单一使用时，必须有足够浓度才有效果，$Ca(NO_2)_2$ 的一般添加量大于1.5%。为了达到良好的缓蚀效果，一般采用二元或多元复合缓蚀剂，以发挥协合作用的效果。最常采用的复合缓蚀剂有：1% $NaNO_2$ + 0.02% 水溶性聚合物；1% $NaNO_2$ + 0.3% 磺化脂肪酸残渣；0.75% $NaNO_2$ + 0.25% 硼砂；1.5% $NaNO_2$ + 0.25% 表面活性剂以及 $NaNO_2\cdot[Ca(NO_2)_2]$ 和硼酸酯的混合物等。

第八节　热 喷 涂

一、喷涂表面的预处理

1. 金属基体材料的预处理

对于金属基体材料一般都需用喷砂法清除零件表面的铁锈、氧化皮、旧漆膜及各种污物，得到清洁粗糙的金属表面，以增加喷涂层与基体之间的结合力。喷砂除锈应在封闭车间内进行，表面粗糙度应控制在 25 ~ 50μm 之间。粗糙度过大，影响涂装的厚度；过小，则附着力不好。

2. 非金属基体材料的预处理

玻璃塑料、木材之类的非金属材料需要喷涂时，其预处理方法与普通金属材料不同。

(1)玻璃。玻璃或上釉的陶瓷可加热到红热状态直接进行喷涂；也可把玻璃清理干净，并进行喷砂预处理，然后再喷涂；还可以在清洁的玻璃表面上涂一层酚醛树脂薄膜作为底层。

(2)塑料。可以在清理后直接喷涂，若能对喷涂表面先轻度喷砂则效果更好；也可以将该种塑料的树脂溶剂先在表面上薄薄地涂一层使表面发粘，再进行喷涂。最好是先喷涂锌、锡或蒙乃尔合金作为底层，然后再喷涂其他材料。

(3)木材。木材在喷涂前必须十分干燥，因为喷涂时产生的热会使含有水分的木材开裂。若木材的表面太光滑，可用粗砂纸打毛，最好进行轻度喷砂。在喷涂其他材料前，应先喷涂锌、锡等作为底层。

在对塑料、木材、布和纸等耐热性能较差的材料喷涂时，喷涂距离应加大，喷枪与基体材料的相对移动速度要快。切不可喷涂如镍/铝等复合材料作底层，因为这些材料在喷涂时产生放热反应，很容易把耐热性能较差的基体材料表面烧焦。

二、喷涂工艺

1. 火焰喷涂

金属的火焰喷涂，又称气焰喷涂，是借可燃气体，如乙炔(或丙烷、天然气等)——氧焰发出的热能将金属丝熔化，然后用压缩空气将熔融金属喷涂于工件或设备表面。目前，最常用的是乙炔—氧焰。一般用于喷涂熔点较低的金属丝，如：铝、锌、铜、铅、锡等。

这种方法具有成本低，操作方便，喷涂金属耗损少等优点。喷涂施工中，喷枪是关键设备，施工时可根据工程需要选购相应的型号。火焰喷涂装置见图 8－2－43。国内生产的部分火焰喷枪规格见表 8－2－19。

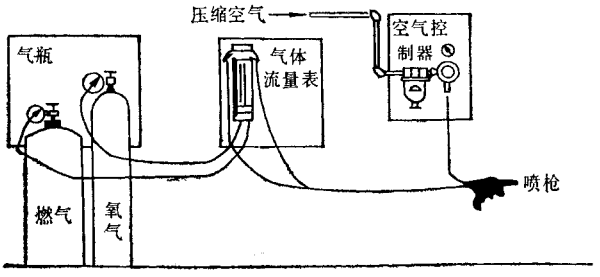


图 8－2－43　火焰喷涂装置连接示意图

表 8－2－19　国产部份火焰喷枪规格

喷枪名称	型　号	热　源	气体压力（kg/cm^2）			气体流量（m^3/h）			喷涂效率（kg/h）	制　造　厂
			氧气	乙炔	压缩空气	氧气	乙炔	压缩空气		
封吸式线材气喷枪①	SQP－1（手持和固定）	氧－乙炔	4～5	0.4～0.7	4～6	1.3	0.66	1.1（m^3/min）	钢 1.6 锌 8.2 铝 2.7	上海喷涂机械厂
气喷枪	SQP－10	氧－乙炔								上海喷涂机械厂
火焰粉末喷枪	SPH－F_5	氧－乙炔			5～6					上海喷涂机械厂
火焰喷涂喷焊两用枪②	SPH－E（手持和固定）	氧－乙炔	5～6	>0.6		1.2	0.95			上海喷涂机械厂
火焰粉末喷涂枪③	QSH－4	氧－乙炔	4	1		0.94	1.6		送粉量 2～6.3；送粉流量 10L/min	江苏泰兴机械厂

①线材直径 ϕ2.3～3.0mm，用压缩空气吹动气轮送丝。

②氧气为送粉气，流量 1.3m^3/h，送粉量 7kg/h。

③粉末喷涂枪应配送粉器。

（1）喷涂工艺

加热喷涂材料的燃气最常用的是乙炔，有时也用氢气、丙烷等，不同的燃气与氧气混合燃烧时，其火焰温度各不相同，见表 8－2－20。

表 8－2－20　不同燃烧气体的火焰温度

燃烧气体	火焰温度（℃）	燃烧气体	火焰温度（℃）
氧－乙炔	3100	氧－氢	2700
氧－丁烷	3100	氧－煤气	2000
氧－丙烷	2760	氧－氰	4950

气体的纯度对燃烧火焰的温度和涂层质量都有一定的影响。最常用的氧气和乙炔的纯度要求见表 8－2－21。

表 8－2－21　喷涂用的氧气和乙炔的纯度要求

氧气最低含量（%）	杂质最高含量（以体积计，ppm）						
	水分	Ar	N_2	碳氢化合物	CO_2	CO	H_2
99.5	200	500	1000	50	5	2	1
乙炔最低含量（%）	**杂质最高含量（以体积计，ppm）**						
	S	P	NH_3		CO_2	水分	
99.5	10	10	无		100	700	

火焰强度对涂层的结构也有一定的影响。一般地说，火焰强度高有利于喷涂材料的加热熔化，火焰强度越高，喷射粒子的飞行速度越快，因而可以使涂层密度增大。表 8－2－22 所示为麦特寇 5P 型热喷枪喷涂镍/石墨（75/25）粉末时，火焰强度对涂层性能的影响。

表 8－2－22　火焰强度对涂层性能的影响

气体流量（GF 流量表读数）		气体压力（MPa）		涂层性能					
				密度	硬度		特殊腐蚀失重	碳	氧
氧气	乙炔	氧气	乙炔	（g/cm^3）	HR15Y	HN	（mg/g）	（W%）	（W%）
29	29	0.14	0.11	3.10	34	15	53	14.8	0.48
31	31	0.14	0.11	3.19	45	13	34	14.7	0.43
33	33	0.14	0.11	3.30	48	11.5	25	14.7	0.44
35	35	0.17	0.12	3.63	63	10	19	13.6	0.39
37	37	0.19	0.14	3.67	63	11.5	18	13.0	0.46
40	40	0.25	0.16	3.71	65	11	17	12.2	0.55

注：GF 流量表一个读数单位约为 0.472L/min。

喷涂时要合理地选择乙炔压力、氧气压力、空气压力和送丝速度，这是保证喷涂质量的重要因素。火焰喷涂的工艺参数见表 8－2－23。

表 8－2－23　火焰喷涂的主要工艺参数

金属		熔点	喷丝直径	气体压力 MPa			送丝速度
		℃	mm	乙炔	氧气	空气	m/min
铝		658	1.9～2.0 3.0	0.118～0.137 0.098	0.127～0.147 0.108	0.490～0.539 0.588	2.0～2.4 1.2
锌		419	1.9～2.0	0.108～0.127 0.049～0.074 （丙烷）	0.113～0.137 0.196～0.343	0.441～0.539 0.441～0.539	2.5～3 —
黄铜		950	1.9～2.0	0.127～0.147	0.132～0.157	0.490～0.588	1.5～1.8
铜		1084	2.3	0.098	0.113	0.588	0.8
钢	含 C0.1%～0.45%	1400～1500	3.2	0.103	0.118	0.446	—
	含 C0.80%～1.20%	1400～1500	2.3	0.225	0.121	0.412	1.5
	不锈钢	—	1.9～2.0	0.127～0.147	0.132～0.157	0.490～0.588	1.0～1.5

(2)喷涂施工中应注意的问题

①表面处理好的工件应尽可能在最短时间间隔内喷涂,一般不应超过 4h。

②施工操作中,尽量保持喷涂距离稳定。喷嘴到工件的距离随喷涂层次的增加而增大。一般喷底层和中间层时,约为 80～100mm,喷面层时,为 120～150mm。若用陶瓷粉末进行喷涂,喷涂距离以 150～200mm 为宜。若用熔棒进行喷涂,则喷涂距离以 75mm 为宜。喷嘴与工件表面之间的角度最好垂直。在确实不能进行垂直喷涂时,允许 45°倾斜,但涂层的性能就会有所降低。

③喷涂过程中应防止喷涂层局部过热。工件表面温度,原则上宜在 260℃以下。

④喷涂材料的输送速度要适当,不能过大或过小。一般来讲,不同的喷涂材料有其标准的输送速度,施工中要按照标准速度操作。如低于标准输送速度,喷涂材料微粒在飞行中容易冷却,使涂层与坯料的粘合力降低 如果输送速度过大,线料熔化了的端部便会在火焰中突出很长,颗粒变大,亦影响涂层质量。

⑤喷枪与工件间的相对速度不能太快,一般为 12m/min。

⑥喷涂层总厚度一般为 0.3mm 左右,通常用分层纵横交错来完成。喷涂过程中形成的每行喷涂带要有 1/2～1/3 宽度与前行相重叠。

⑦喷涂中应保持喷涂面的清洁,避免水分,灰尘、油腻等杂质污染。

⑧喷涂时要考虑涂层的收缩量。如喷涂有较大收缩率的材料,应采用最小的涂层厚度。如喷涂奥氏体不锈钢的厚涂层,容易发生龟裂。这时,可在底层喷涂一层马氏体不锈钢,然后再把奥氏体不锈钢喷至要求的厚度。这是防止奥氏体不锈钢涂层龟裂的有效方法。常用喷涂金属的收缩率见表 8－2－24。

表 8－2－24　常用喷涂金属的收缩率

钢　　铁		非　铁　金　属	
喷镀材料	收缩率(%)	喷涂材料	收缩率(%)
		纯　铝	0.0068
碳钢(0.1%C)	0.008	铝(4%～6%硅)	0.0057
碳钢(0.25%C)	0.006	铝青铜	0.0055
碳钢(0.8%C)	0.0014	锰青铜	0.009
304 不锈钢	0.012	磷青铜	0.010
420 不锈钢	0.0018	钼	0.003
		锌	0.010

2. 电弧喷涂

金属的电弧喷涂是利用交流或直流电弧使不断进给的金属丝熔化,用压缩空气的喷嘴喷出的空气使之雾化成微粒状,然后喷射到预先处理好的工件表面上。一般来讲直流电源喷涂效果较好,而交流电源应用方便,故施工中两者都有应用。

电弧喷涂可以获得较高的温度，通常用来喷涂高熔点的金属或合金，如碳钢、不锈钢、钨、钼、钛等，主要用于修复磨蚀和机加工几何尺寸失误的轴类零部件。

与火焰喷涂相比，电弧喷涂具有两个优点：a. 温度高（约 4000℃），能熔化象钼、钨、钛等高熔点金属；b. 使用电能比火焰喷涂所用的可燃性气体便宜。不足之处是：a. 工作效率低；b. 温度不易调整，往往温度要比很多喷涂材料的熔点高得多，使喷出的金属微粒氧化加重，金属材料损耗增大，涂层的性质恶化；c. 工作时电弧难以稳定；d. 冷却空气量消耗大；e. 电弧光和紫外线强，须有专门的劳动防护。

（1）电弧喷涂工艺

电弧喷涂的工艺操作程序与气焰喷涂大致相同。但其要求工件表面粗糙度更大，利用喷砂处理有时还不能满足工艺需要，难以保证较高的结合度。这时，可采用电弧法（即点焊）使工件表面变得粗糙，电弧法适用于无法用机加工法处理的硬质表面。对于表面硬度不高的材料（HRC < 35），可采用车粗螺纹、车沟槽等方法对工件表面进行处理。

经表面处理后的工件表面应保持干燥，严防油脂、灰尘及其它杂物，并应尽快进行喷涂。

喷涂时，电流、电压大小恨据喷涂金属的种类、金属丝粗细、送丝速度和所用电源的特性来选定和调节。电弧喷涂的工艺参数见 8 – 2 – 25。

表 8 – 2 – 25　电弧喷涂工艺参数

喷涂材抖	交流电源，空气压力 0.5MPa				直流电源			
	线料直径（mm）	电压（V）	电流（A）	输送速度（kg/h）	线料直径（mm）	电压（V）	电流（A）	输送速度（kg/h）
钢（C0.1%）	1.6	28	160	3	1.6	35	185	8.5
锌	2	28	100	6	2	35	85	13
铝	2	24	75	2				
青铜	2	28	130	5.5				
铜	1.6	24	90	3				
黄铜	1.8	30	190	5				

（2）电弧喷涂应注意的问题

①喷涂厚涂层时应分几次喷涂，否则涂层温度高，易产生应力集中，涂层易碎裂。

②喷涂距离宜在 100 ~ 200mm 之间。喷涂线料的角度宜在 35° ~ 60°之间。如超过 60°，容易出现不良的喷涂状态。

③喷涂时，断弧或开喷、停喷时，枪口应及时离开工件，以防止冷空气击碎涂层或粗粒喷料粘附在工件表面。

④若转动着的工件停转时，喷枪应立即离开工件，避免局部涂层迅速堆厚，产生高温碎裂。

⑤停喷时，应先停电断弧，放空数秒后再停气。

3. 等离子喷涂

等离子喷涂是一种多用途的精密喷涂方法，以电弧等离子体为热源，能量集中，喷涂温度可高达 16600℃（常用温度约 6000 ~ 11000℃），但传递给基体材料的热量却不多。几乎任何一种材料都能采用等离子喷涂。等离子喷涂的热源能量水平较高，喷射粒子速度高，涂层致密，孔隙率低，粘结强度高。

常用的等离子喷涂设备主要有 喷枪，带有循环泵的冷却回路，带有压力调节器的气瓶、供气管，带有粉末计量装置并连续将粉末送入等离子体中的粉末贮罐，直流电源和电路控制箱，气体流量计等。等离子喷涂设备连接，如图 8 - 2 - 44 所示。

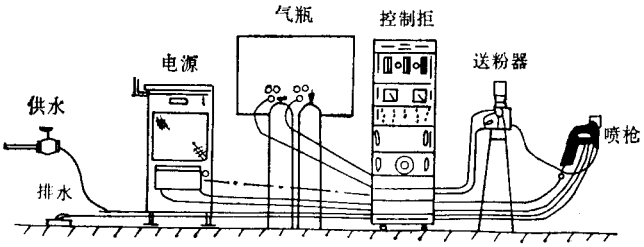


图 8 - 2 - 44　等离子喷涂设备连接示意图

目前国内生产的部份等离子喷涂设备见表 8 - 2 - 26。喷枪是设备中最关键的部份，必须慎重选择，国产各种等离子喷枪的参数见表 8 - 2 - 27。根据送粉机构的不同，送粉器有多种型号，其技术参数见表 8 - 2 - 28。典型结构的热交换器采用蒸馏水循环冷却等离子喷枪和电极，同时又以自来水冷却蒸馏水，SR - 1 型热交换器的技术参数见表 8 - 2 - 29。

表 8 - 2 - 26　等离子喷涂成套设备

型号和控制方式	电源(硅整流直流电源)					控制柜				送粉器型号	喷枪类型	制造厂
	型号	最大功率(kW)	最大电流(A)	工作电压(V)	空载电压(V)	型号	可控气参数(m^3/h)					
									N_2 送粉			
GP① 部份程序控制	GDP - 80	80	1000	80	165	GDP - K				SF - 1	PQ - 1S PQ - 1J	航天部 625 所
LP - 60Z (GDP - 4) 自动程序控制	ZXG - 500GY	60	50 ~ 500 (Ar) 200 ~ 700 (N_2)	40 ~ 120	240	LP - 60Z	0 ~ 3	0 ~ 1	0.2 ~ 0.5	3GP - 1 电磁振动式	781	九江等离子喷涂厂

型号和控制方式	电源(硅整流直流电源)					控制柜				送粉器型号	喷枪类型	制造厂
	型号	最大功率(kW)	最大电流(A)	工作电压(V)	空载电压(V)	型号	可控气参数(m^3/h)					
									N_2送粉			
LP－50B②(GDP－3)自动程序控制	GDP－2	5～50	150～500	50～100	170	LP－50B				电磁振动式	781	航天部625所，九江等离子喷涂厂
GDP－2手动	GDP－2	5～50	150～500	50～100	170	GDP－2				3GP－1	771－AB	
GDP－1手动	GDP－1	5～35	150～450 150～800	60～100	90～165	GDP－1	0.25～2.5	0.16～1.6	0.16～1.6	3GP－1	771－AB	
GBP－50手动	GDP－50	50	500 1000	100 50	165 90					3GP	771 741B	江苏泰兴机械厂
GDP－35手动	GDP－35	35	150～450 150～800	50～100	90～165	GDP－35				3GP	771	航天部625所
GDP_2K－50自动程序控制		50	≤500 ≤900	50～100 25～55	165 90					3GP	771	
DDP－Ⅱ手动	DDP－Ⅱ	50	500(N_2) 1000(Ar)	80～100 50		DDP－Ⅱ				振动式	78A、78B、79Y、79G	上海喷涂机械厂
DPT－2手动		40	450～800	85～50	180～104					三筒刮刀式	天津市气焊工具厂产品	天津市整流器厂

①配有SR－1热交换器。

②配有高频柜。

表8－2－27　各种等离子喷枪的技术参数

型号	最大功率(kW)	电流(A)	电压(V)	工作气体	控制形式	送粉类型	可喷粉末	功用	制造厂	备注
771－AB	40	400～500	80～100	N_2或N_2+H_2 $Ar+H_2$		内外送粉			九江等离子喷涂厂	手提式
781	50	500	90～100	N_2或N_2+H_2 $Ar+H_2$	自动控制装有微型开关	内外送粉	各种粉末		九江等离子喷涂厂	
PQ－1S	80	1000	80	N_2+H_2，$Ar+H_2$ $Ar+N_2$				可喷外圆、平面、型面	航天部625所	
PQ－1J	80	1000	80							
PQ－1N	40	500	80	N_2+H_2 $Ar+H_2$				可喷ϕ102毫米以上内孔		
PQ－2N	38.5	500	80					可喷ϕ60以上内孔		
PQ－3N	40	500	80					可喷ϕ45毫米以上内孔		

型　号	最大功率（kW）	电流（A）	电压（V）	工作气体	控制形式	送粉类型	可喷粉末	功　用	制造厂	备　注
771B						外送粉	低熔点粉末		江苏泰兴机械厂	手提式
771A						内送粉	高熔点粉末			
3M								可喷大内孔		
78A						内送粉	高熔点粉末		上海喷涂机械厂	
78B						外送粉	低熔点粉末			
79Y								可喷内孔		
79G										固定式
大功率等离子喷枪	80	800～1000	80～100	$Ar+H_2$ 气压 0.7MPa 流量 $3m^3/h$			特别适于喷 Al_2O_3、Wc 等材料	空载电压 210V	沈阳机电学院	冷却水压力 0.8MPa 流量 30l/min

表 8－2－28　各种型号送粉器技术参数

型　号	气体压力（kg/cm^2）	气体流量（L/min）	粉末最大粒度（μm）	送粉速率不均匀度（%）	最大装粉量（kg）	送粉轮速度（r/min）	送粉种类	电　压（V）
SF－1 型	3.5～7	200	5	±1～5	金属粉末 20 陶瓷粉末 5	5～50	各种粉末	220

型　号	粒度（目）	输入电压（V）	输出电压（V）	贮粉筒容量（cm^3）	振动频率（次/min）	送粉量精度
SFQK－4 型	450	220V 50－60Hz	直流脉冲 0～55	780	3000	小于 ±2%

型号	送粉粒度（μm）	送粉容积速率	无级调速范　围（cm^3/min）	送粉速率不均匀度	正常贮粉容积（cm^3）	最大贮粉容积（cm^3）	电动机型　号	电动机调速范围（r/min）	送粉孔盘调速范围（r/min）		同步锤击频率（次/min）		送粉气容　许最大压力（kg/cm^2）	电源（V）
5B	1～140	3.26～32.6	4.90～49.0	±5%	500	1000	S661P	260～2600	1.73～17.3	2.6～26	0.173～1.73	0.26～2.6	2.5	单相 220
备注		电机皮带轮 ϕ42	电机皮带轮 ϕ63				直流 220V、200W、300r/min		电机皮带轮 ϕ42	电机皮带轮 ϕ63	电机皮带轮 ϕ42	电机皮带轮 ϕ63		功耗不大于 250W

表 8－2－29　SR－1 型热交换器技术参数

冷却喷枪的蒸馏水				冷却蒸馏水的自来水		效　果
压力调节范围（MPa）	流　量（L/min）	出口温度（℃）	回水温度（℃）	压　力（MPa）	流　量（L/min）	
0.2～0.8	14～17	≯21	≯55	0.35	58	可满足 80kW 以下各种功率喷涂

（1）喷涂工艺

①喷涂热源。

选择何种等离子气体作为热源，主要取决于所喷涂的材料，一般选择气体热函（焓）

高，性能稳定，具有足够的密度的等离子气体为热源。通常使用氩气、氮气、氢气、氦气作为次气体。等离子气体的纯度会影响喷涂层的质量以及喷嘴和阴极的寿命。特别是当气体中氧气和水分含量过高时，不仅具有氧化作用，更严重的是使喷嘴和电极烧蚀加速。常用等离子气体的纯度要求见表 8－2－30。等离子气体的成分、流量影响电弧电压和功率。纯氩气比氩气与氢气（或氮气）的混合气体需要更高的电流。一般工作气体流量为 37.8～94.4L/min。气体流量过高，气体将会从等离子射流中带走有用的热；气体流量过低会引起喷涂材料过热，造成喷涂材料过度熔化或汽化。

表 8－2－30　几种常用等离子气体的纯度要求

	最低含最（%）	杂质最高含量（以体积计，ppm）								
		O_2	H_2	N_2	水分	CO	CO_2	Ar	碳氢化合物	汞（电解氢）
氩气	99.99	4	5	15	4	1	1		1	
氮气	99.998	10	1		8	1	1		1	
氢气	99.97	10		250	10	1	1	无	1	0.1mg/m^3

②喷涂距离。

喷枪到工件的距离影响喷涂粒子和基体撞击时的速度和温度。涂层的特征对于喷涂距离很敏感。喷涂距离太大，粒子与基体撞击时变形差，致使涂层粘结松弛，结构疏松，沉积效率降低；喷涂距离太小，基体和涂层会被氧化，使涂层的粘结强度减弱。等离子喷涂时，合适的喷涂距离为 50～100mm。

③电弧功率。

等离子喷枪最大功率的额定值受到喷枪设计的限制。近年来，一些新型的高能等离子喷涂设备，能量水平较高（80kW），热效率（70%～75%），热函（1.98×10^6J/kg）和粒子速度（m/s）都比较高，因此，涂层性能显著提高。喷涂时，要求电弧功率达到最佳水平。电弧功率过大，电弧温度升高，更多的气体转变为等离子体，使一些喷涂材料气化并引起涂层成分改变，粘结力下降；电弧功率太低，则得到部分离子化气体和温度较低的等离子火焰，引起喷涂粒子加热不足，涂层的粘结强度、硬度和沉积效率都较低。

表 8－2－31 中列出了等离子喷涂的工作条件，可供施工参考。

表 8－2－31　等离子喷涂工作条件（工作气体 氩）

喷涂材料	电　流（A）	电　压（V）	工作气体（L/min）	输送粉末的气量（L/min）	粒　度（目）
氧化铝	450	30	37.5	14	325
铝	175	25	25	4.5	200
硼	750	29	30	13.0	325

喷涂材料	电　流 (A)	电　压 (V)	工作气体 (L/min)	输送粉末的气量 (L/min)	粒　度 (目)
黄　铜	150	28	37.5	7.5	250
青　铜	300	28	32.5	7.5	250
铬	500	30	37.5	7.5	250
碳化铬	250	29	37.5	10.5	250
铬化硼系化合物	550	28	30	12	250
氧化镁	750	30	30	7.5	325
钼	450	29	30	9	250
硫化钼	400	30	20	6	325
蒙乃尔合金	450	29	30	9	325
镍	650	29	30	14	250
镍铬合金	300	29	30	13	250
碳化钛	725	27	25	6	250
硼化钛	550	27	30	9	325
氧化钛	750	27	17.5	9	325
钨	550	27	30	7.5	325
锌	200	32	55	7.5	250
氧化锆	600	32	50	12	325

(2)等离子喷涂施工中应注意的问题：

①一次喷涂层厚度不要超过 0.25mm，多次进行重合喷涂后即可得到均匀厚度的涂层。

②要保持合适的喷涂距离，金属材料适宜的喷涂距离为 75～250mm，陶瓷材料适宜的喷涂距离为 75～100mm。

③喷枪一般采用的输入功率是 20～40kW，其中输入功率的 40%会由喷枪和电缆的冷却而损失，喷枪的最大输出功率为 24kW 左右。

④喷涂材料要均匀、连续地输送，否则，会造成涂层厚度不均匀。

第九节　表面处理

表面处理是防腐施工的头一道重要工序，它对防腐层的质量和使用寿命起着决定性的作用。钢铁基体表面存在锈蚀、氧化皮、油污及其他污物，不但会大大降低防腐层与基体的结合强度，而且还会使防腐层在使用过程中发生鼓泡、破裂、剥离等破坏现象。所以必须十分重视和认真做好防腐施工前的表面处理工作。

一、表面处理的质量标准

当前，我国还没有制定统一的钢铁表面除锈质量等级标准，在实际应用中主要参考国际通用的瑞典标准化委员会（SIS）等单位制定的《SIS055900》标准和美国钢结构涂装委员会（SSPC，USA）制定的美国《SSPC 表面预处理规范》。

1. 瑞典《SLS055900》标准

该标准是由瑞典腐蚀协会、美国材料试验学会（ASTM）和美国钢结构涂装委员会（SSPC，USA）共同起草的。根据除锈方法和除锈质量的不同，该标准共分为 S_t2、S_t3、S_a1、S_a2、$S_a2\frac{1}{2}$和 S_a3 六个等级，每个等级对除锈质量都有具体的要求（见表 8－2－32）。

另外，《SIS055900》标准把钢材原始锈蚀程度分成了四个等级，分别用 A、B、C、D 四个大写英文字母表示，其含义为：

A——近期生产的新钢材，表面完全被氧化皮所覆盖，几乎没有任何锈蚀和剥落；

B——已放置了一段时间，钢材表面已开始锈蚀，氧化皮已不完整，并局部开始剥落；

C——钢材表面的锈蚀已较严重，部分氧化皮已因生锈而剥离，或者可以刮除，但几乎没有能用肉眼看得见的孔蚀；

D——钢材表面已严重锈蚀，氧化皮因生锈而严重剥落，并有一些能用肉眼看得见的孔蚀。

代表原始锈蚀程度的英文字母和除锈质量等级写在一起，表示某种锈蚀程度的钢材经某种除锈方式处理后应达到的除锈质量等级。例如，BS_a2 表示原来轻微锈蚀的钢材经喷砂除锈后达到了《SIS055900》标准中的 S_a2 级的水平。

按规定，原始锈蚀程度和除锈质量等级都是对照 1∶1 彩色照片来确定的。

2. 美国《SSPC 表面预处理规范》

《SSPC 表面预处理规范》是世界上最早的一部金属表面预处理质量等级划分标准，在国际上也比较通用。

《SSPC 表面预处理规范》把金属表面的除锈质量分成了十个等级，并列举了可供选择的除锈方法。该标准基本上包括了所有的表面处理方法，除机械除锈、喷射除锈外，还包括酸洗除锈、火焰除锈、溶剂清洗等。它比 SIS 标准的适用范围更广泛。《SSPC 表面预处理规范》与 SIS 标准的对应关系见表 8－2－32。

在《SIS055900》标准中均没有对酸洗除锈、火焰除锈专门说明，在实际使用中，可根据表面处理的状况来确定相应的等级。一般说来，认真进行酸洗除锈，再及时进行中和钝化处理或磷化处理，可达到 S_a2 级至 $S_a2\frac{1}{2}$ 级的水平，能满足重要的大型工程和设备防

腐前表面处理的需要;而火焰除锈一般只能达到 S_t3 级的水平,或接近 S_a2 级的水平,大型钢铁设备经常采用这种表面处理方法。

表 8－2－32　钢铁表面除锈质量等级对照表

除锈等级		除锈方法	表面处理质量要求
SSPC	SIS 055900		
SP_2	S_t2	手工或动力工具除锈	使用刀、铲、钢丝刷、电动砂轮、钢丝刚轮等工具,要求除去钢铁表面松动的氧化皮、疏松的铁锈及其他污物
SP_3	S_t3	手工或动力工具除锈	也是使用刀,铲、钢丝刷、电动砂轮、钢丝刷轮等工具,要求除去钢铁表面松动的氧化皮、疏松的铁锈及其他污物,表面呈现明显的金属光泽
SP_7	S_a1	轻度喷射除锈(清扫级)	轻度喷射。要求除去全部疏松的氧化皮、锈蚀和其他污物,露出大量均匀散布的基体金属斑点
SP_6	S_a2	喷射除锈　(工业级)	工业级喷射除锈。要求除去钢铁表面几乎所有的氧化皮、锈蚀及其他污物,表面稍呈灰色
SP_{10}	$S_a2\frac{1}{2}$	喷射除锈(接近出白级)	基本上全部清除钢铁表面的氧化皮、锈蚀及其他污物,钢铁表面仅允许残留轻微的点状或纹状锈蚀的痕迹,整个表面呈现银白色的金属光泽
SP_5	S_a3	喷射除锈(出白级)	最高除锈等级,只有喷丸、喷砂才能达到该等级。要求清除钢铁表面的全部锈蚀、氧化皮和其他污物、表面呈现漂亮的银白色金属光泽
SP_8		酸洗除锈	完全除去钢铁表面的锈蚀、氧化皮和其他污物;酸洗后要及时进行中和、钝化或磷化处理
SP_4		火焰除锈	适用于新钢材。主要用来脱除表面的氧化皮、油污和旧漆膜等 火焰喷烤后,要用机械清理
SP1		溶剂清洗	用溶剂、蒸汽、碱或乳化剂清洗、除去油脂、灰尘,泥土、盐类和污物
SP9		风蚀继以喷射除锈	风蚀除去部分氧化皮、继之喷射除锈,达到上述标准中的某一等级

二、常用的表面防锈方法

矿山设备防腐前常采用的表面除锈方法有喷砂(丸)除锈、高压水除锈、酸洗除锈,机械除锈、手工除锈等。其除锈质量以喷砂除锈效果最好,酸洗法次之、手工除锈的效果较差。主要表面除锈方法的特点及应用范围见表 8－2－33。

表 8－2－33　常用表面除锈方法比较

表面处理方法	主要设备	优点	缺点	应用范围	施工要点
手工除锈	砂纸、刮刀、钢丝刷等	施工方法简单，工具容易解决	劳动强度大，工作效率低，质量差	用于防腐质量要求不高的油漆施工	要尽量除去松动的氧化皮、疏松的铁锈及其他污物
工具除锈	风动、电动除锈工具	工效及质量都优于手工除锈	劳动条件差、除锈质量也差	用于设备死角除锈、除毛刺、焊缝打光等	同手工除锈
喷砂除锈	空压机、砂罐、喷咀、胶管等	工效高、除锈质量好，表面粗糙度均匀	劳动条件差、环境污染严重	用于高质量防腐涂装，适宜大面积除锈、除氧化皮	使用 0.4～0.6MPa 压缩空气，喷嘴内径 6～9mm；喷砂后将粉尘吹净，8h 内涂底漆
抛丸除锈	离心式抛丸机、金属丸。风源	除锈质量好、表面粗糙度均匀，效率高	对工件冲击大，薄壁钢铁设备不宜采用	适用于加工大量同一形状的工件或小型零部件	钢丸直径 0.5～3mm，高速旋转的抛丸机叶轮将钢丸以 170m/s 的速度抛向工件
封闭式喷砂(丸)除锈	封闭式车间，自动喷砂(丸)设备，翻转设备	劳动条件好，除锈质量高	一次性投资大	适用于批量大，表面处理要求高的连续作业	同喷砂(丸)除锈
湿喷砂除锈	空压机、砂罐、水罐、喷枪等	消除粉尘，工作条件比干法好	湿砂回收困难，费用高，冬季不能施工	用于油漆施工和衬里施工，表面必须干燥；不能用于金属喷涂	0.5%的亚硝酸钠水溶液与干砂在喷嘴处混合喷出，砂罐压力 0.5MPa，水罐压力 0.35MPa，砂粒直径 0.5～1.5mm，砂、水比为 2∶1
高压水磨料射流除锈	高压泵、砂罐、喷枪	冲力大，效果好，固体废物少	冬季不宜施工；由于水压大，要注意安全。	用于安装后的井筒装备和其他固定设备的除锈，除污	先将砂、水按 1∶1 混合，用空气压入喷枪，再用 5～20MPa 的高压水喷射到物面上，砂粒直径 0.5～2.0mm，砂水比为 1∶20，控制好水压和喷射角，以防伤人
火焰除锈	喷灯或氧－乙炔焰喷枪、钢丝刷、刮刀等	工作效率高，可趁热涂漆、干燥快	能耗大，除锈、除氧化皮不彻底，工件易变形	适用于质量要求不高的大型设备涂漆前的表面处理	用高温火焰喷烧表面，油污、旧漆膜碳化，氧化皮受热崩裂，用钢丝刷清除残迹
酸洗除锈(化学除锈)	酸洗池、工业盐酸、硫酸，缓蚀剂等	速度快，效率高、成本低、质量均匀	酸对钢铁有侵蚀和渗氢作用	适用于钢铁设备除锈、除氧化皮	酸浓度以 20%左右为宜，要加入缓蚀剂防止氢脆，酸洗后要及时进行钝化或磷化处理

表面处理方法	主要设备	优点	缺点	应用范围	施工要点
带锈底漆	漆刷、塑料容器	对铁锈有转化,稳定作用,对表面处理要求低	对氧化皮,旧漆膜、油污等无效	适用于旧设备防腐维护前的表面处理	要尽量除净设备表面的锈蚀,尘埃及其他污物,表面可残存适量浮锈,外面要罩防护漆

1. 喷砂(丸)除锈

喷砂(丸)除锈是各种表面处理方法中质量最好的一种。它不仅能彻底清除金属表面的氧化皮、锈蚀、旧漆膜、油污及其他杂质,使金属表面显露出均一的金属本色,而且还能使金属表面获得一定的粗糙度,并将机械加工应力变成压应力,提高防腐涂层与基体金属之间的结合力以及金属自身的耐蚀能力。

(1)喷砂除锈的技术要求。最广泛采用的喷射除锈方式是加压式喷砂除锈。它具有效率高,质量好,应用范围广等特点。主要缺点是粉尘大、噪音大、污染环境,影响工作人员的身体健康。

喷砂除锈的设备主要包括空压机、缓冲罐、砂罐、喷嘴等。

喷砂除锈是以干燥的压缩空气作动力,要求其风压为 0.4 ~ 0.7MPa,风压低于 0.4MPa,不宜进行喷砂除锈施工。

缓冲罐又称贮气罐,其作用是稳定施工中的气压,并对空气中的油、水起分离净化作用。缓冲罐的体积越大,气源的压力越稳定,一般使用 1 ~ 3m^3 的缓冲罐。

喷砂除锈最常采用的磨料是金属弹丸、石英砂、金刚砂等,也可使用普通的黄砂。使用前,磨料必须保持干燥,其粒径与自身硬度有关,一般为 1 ~ 3mm,参见表 8 - 2 - 34。

表 8 - 2 - 34　加压式喷射除锈的工艺指标

磨料	粒径 (mm)	空气压力 (MPa)	喷嘴孔径 (mm)	喷射角 (°)	喷距 (mm)
石英砂	1 ~ 3	0.5 ~ 0.8	6 ~ 8	30 ~ 80	80 ~ 200
金刚砂	1 ~ 2	0.4 ~ 0.5	4 ~ 6	30 ~ 80	80 ~ 200
铁砂、钢砂	1 ~ 2	0.5 ~ 0.6	4 ~ 6	30 ~ 80	80 ~ 200
硅质河砂、海砂	2 ~ 4	0.5 ~ 0.6	7 ~ 9	30 ~ 80	80 ~ 200

喷砂除锈采用的喷嘴一般为特制的陶瓷喷嘴,耐磨性好,寿命长,每个喷嘴可使用几十个小时,喷嘴的孔径视磨料的种类和粒径大小而定,金属弹丸一般选用 4 ~ 6mm 孔径的喷嘴,石英砂选用 6 ~ 8mm 孔径的喷嘴,而普通黄砂则选用 7 ~ 9mm 的喷嘴。

在喷砂除锈过程中,喷嘴要与工件保持 80 ~ 200mm 的距离,并要与工件成 30° ~ 80° 的喷射角,避免垂直喷射。否则将引起磨料反弹,伤害工作人员。喷砂除锈的主要工艺技术指标见表 8 - 2 - 34。

为了消除粉尘等对周围环境的污染，喷砂除锈操作必须在封闭式喷砂车间内进行，不允许露天施工。喷砂施工要严格按照规程进行，操作人员要穿砂衣、或戴防尘口罩。

(2)喷砂操作的安全规程。

a. 喷砂人员要穿砂衣，或穿帆布制工作服，带防尘保护面罩，穿高腰球鞋、带帆布手套；

b. 控制人员要穿工作服、带工作帽、带防尘口罩和护目镜；

c. 喷砂时使用的照明设备必须是 36V 的安全灯，并带有防护罩；

d. 操作者拿好喷枪后，方允许打开压缩空气阀门；工作结束时，需待压缩空气完全排出后，方允许放下喷枪；

e. 禁止非工作人员进入喷砂现场，严禁拿喷枪对人，排除故障时要先关闭压缩空气，手要握紧喷枪，防止气体突然冲击；

f. 密闭设备喷砂时，操作人员必须穿砂衣，要安装排(抽)风设施，并有专人在人孔处负责内外联系；

g. 操作过程中，操作人员与控制人员要密切配合。

2. 酸洗除锈

酸洗除锈具有除锈彻底，质量好，费用低、省力、省工等特点，是应用最广的除锈方法之一。

(1)酸洗除锈的原理。铁锈的主要成分是氧化铁和氢氧化铁。酸洗除锈是利用酸溶液与铁的氧化物、氢氧化物发生化学反应而使其溶解在酸溶液中，从而达到从钢铁表面清除锈蚀、氧化皮的目的。以盐酸为例，钢铁除锈的主要化学反应如下：

$$Fe(OH)_2 + 2HCl = FeCl_2 + 2H_2O$$

$$Fe(OH)_3 + 3HCl = FeCl_3 + 3H_2O$$

$$FeO + 2HCl = FeCl_2 + H_2O$$

$$Fe + 2HCl = FeCl_2 + H_2\uparrow$$

铁锈的主要成分 $Fe(OH)_2$、$Fe(OH)_3$ 和 FeO 易和酸发生化学反应，而高温氧化皮的主要成分 Fe_3O_4 和 Fe_2O_3 则难以和酸反应。金属铁能与酸发生放出氢气的反应，新生态的氢活性大，能把 Fe_3O_4 和 Fe_2O_3 还原成易与酸反应的 FeO。另外，氢分子从钢铁表面析出时，能对锈层和氧化皮产生自然压力，促使其从金属表面剥落，加快除锈速度。

(2)钢铁酸洗除锈液。酸洗除锈又称化学除锈，就是利用无机酸或有机酸的水溶液，采取浸渍、刷涂或喷射的方式使与铁锈及氧化皮反应。最常使用的酸洗液是工业盐酸和硫酸，其浓度约为 20%(见表 8－2－35)。为了防止酸洗液对基体金属的腐蚀，酸洗液中必须加入一定比例的缓蚀剂。常用缓蚀剂有六次甲基四胺、硫脲、若丁、食盐等。除食盐

的添加量较大外，其他缓蚀剂的用量一般为溶液重量的0.5%左右。

表8－2－35　钢铁设备常用酸洗除锈液

序号	类型	组成		处理温度(℃)	处理时间(min)	主要应用
		成分	含量(g/L)			
1	除氧化皮、除锈蚀	工业硫酸(d=1.84) 工业盐酸(d=1.18) 食盐 六次甲基四胺 水	120～150 210～240 50～80 5～10 余量	>20	10～60	主要用于煤矿井筒装备，机械设备及其他钢、铸钢件的除锈、除氧化皮适合夏、秋季施工
2		工业硫酸(d=1.84) 食盐 硫脲 水	180～200 40～50 3～5 余量	60～80	25～40	清理铸铁及钢材表面的氧化皮及锈蚀
3		工业盐酸(d=1.18) 六次甲基四胺 水	500～700 5～10 余量	室温	10～60	用于煤矿井筒装备和其他钢铁设备除锈、除氧化皮　适合较低气温下使用
4		工业硫酸(d=1.18) 食盐 氢氟酸 硫脲 水	180～200 40～50 20～30 3～5 余量	60～80	20～40	清除铸铁件表面的氧化皮和型砂
5		工业盐酸(d=1.18) 硝酸(d=1.35) 若丁 水	12～20 110～120 1～2 余量	40～50	15～20	用于高令金钢除锈
6	除锈、除油	工业硫酸(d=1.84) 烷基磺酸钠(601) 水	150～170 30～40 余量	50～70	20～30	适用于钢铁零件的除锈、除油污
7	除锈、除油	工业硫酸(d=1.84) 若丁 平平加或OP缓蚀剂 烷基苯磺酸钠 水	150～250 1 6 6 余量	室温	20～30	乳化除油与酸洗除锈相互促进，能除去沾染油污的铁锈及氧化皮
8	除锈、除油、磷化	工业磷酸(d=1.79) 硫脲 M－7有机硅酸盐溶液 OP－7乳化剂 水	150～300 3～5 0.1 3～5 余量	室温	20～30	用于钢铁零件除油、除锈、磷化，可浸，可喷、工艺简单

序号	类型	组成		处理温度(℃)	处理时间(min)	主要应用
		成分	含量(g/L)			
9	精密零件除锈	工业磷酸(d = 1.79) 铬酐 水	85 150 余量	80 ~ 90	10 ~ 30	主要用于精密零件,仪表零件除锈及轴承除锈,只能除轻锈
10		工业硫酸(d = 1.84) 铬酐 水	15 150 余量	80 ~ 90	数分钟	主要用于精密零件、仪表零件除锈,对光洁度影响不大
11	酸洗膏	硫酸(d = 1.84) 盐酸(d = 1.18) 磷酸(d = 1.79) 缓蚀剂 硅藻土 水	21 7 1 0.5 35.5 35	室温	60 ~ 180	用于大型钢铁构件及固定建筑结构表面氧化皮及锈蚀的清除

(3)有色金属的化学除锈。有色金属采用化学方法除锈时要注意有色金属的特性,有些有色金属的氧化物可以在稀酸溶液中处理掉。有色金属表面化学除锈方法见表8 – 2 – 36。

表8 – 2 – 36　有色金属表面化学除锈方法

序号	除锈液组成		处理温度℃	处理时间min	后处理	应用范围
	成分	用量				
1	铬酸酐 磷酸(d = 1.71) 水	800g 350g 1000g	15 ~ 35	5 ~ 10	除锈后先后用冷水及热水冲洗工件	用于铝及铝合金表面不太重的锈蚀
2	硝酸(d = 1.39) 重铬酸钾 水	50g 10g 940g	10 ~ 35	3 ~ 5	除锈后先后用冷水及热水冲洗工件	用于铝及铝合金表面比较重的厚锈,对基体有腐蚀
3	氢氧化钠 氯化钠 水	50g 10g 1000g	50 ~ 60	1	除锈后用冷水、热水冲洗,用20%硝酸水溶液去掉黑色,再用热水冲洗	用于工件尺寸要求不严的铝合金的除锈
4	铬酸酐 水	200g 800g	15 ~ 30	10	除锈后用冷、热水冲洗	用于镁和镁合金的除锈
5	磷酸(d = 1.7) 硅酸钠 水	100g 20g 880g	15 ~ 30	20	除锈后用冷、热水冲洗	用于镁及镁合金的除锈

序号	除锈液组成		处理温度 ℃	处理时间 min	后　处　理	应　用　范　围
	成　分	用　量				
6	硫酸(d = 1.84) 水	100g 900g	25	15	除锈后冷水冲洗,①用 2% 的碳酸钠水溶液中和,再洗到中性;②用 15% 的重铬酸钾稀硫酸溶液浸 3 ~ 5s,使表面钝化;③冷、热水冲净,100℃烘干	用于紫铜除锈
7	草　酸 水	100g 900g	10 ~ 35	10		用于青铜除锈
8	磷　酸 (d = 1.71) 硅酸钠 水	40g 5g 955g	15 ~ 30	15		用于紫铜或青铜除锈
9	铬酸酐 水	100g 900g	25	1 ~ 10	除锈后用热、冷水冲洗	用于锌和镀锌层的除锈
10	醋酸铵 水	650g 350g	80	10	除锈后用热、冷水冲洗	用于镉及镀镉层的除锈
11	盐酸(d = 1.19) 水	500g 500g	15 ~ 30	10	除锈后用热、冷水冲洗	用于锡及镀锡层的除锈
12	硫酸(d = 1.84) 水	100g 900g	15 ~ 30	1 ~ 3	除锈后用热、冷水冲洗	用于镍及镀镍层除氧化物
13	硝酸(d = 1.39) 重铬酸钾 硅藻土 水	200g 20g 800g 1000g	25	视情况决定	氧化物溶解后,用刮刀除去除锈膏,再洗净、擦干	用于铝合金整体结构除氧化物

(4)除锈注意事项。

a. 除锈过程中,水分逐渐蒸发,应适时加以调整,否则会发生铬酸酐结晶附在工件上,不易清洗;

b. 药品按规定量添加,过量将会引起工件腐蚀;

c. 配制溶液时,先加酸酐再加水,然后加入磷酸或硫酸。加酸时应不断搅拌,慢慢加入。只有铬酸酐和酸完全溶于水中后才能处理工件,否则会造成工件腐蚀;

d. 各工序之间应连续进行,中途不能停顿,否则影响处理效果及质量;

e. 应注意溶液的 pH 值,酸度下降时,可延长处理时间,氧化物不能除净时,应更换新的溶液;

f. 新配的除锈液应先用试片放入试验,然后再浸入工件,以免由于新液不妥而引起不良后果;

g. 操作时不能用手直接拿放工件,以免沾污工件及烧伤皮肤;

h. 施工现场应有良好的通风设施,工作人员按规定穿,戴防护用品;

i. 禁止将铬酸酐和酸存放在一起,以防燃烧或爆炸。

三、金属表面的钝化、磷化和氧化

1. 钢铁设备酸洗后的钝化处理

酸洗除锈后的钢铁构件由于表面及内部微孔中残存有酸液，再加上材料自身及表面的不均匀性，因此非常容易发生第二次锈蚀，在空气中放置几分钟，表面就会出现一层黄棕色的浮锈。为了保证酸洗除锈后不发生锈蚀，必须及时进行中和、钝化或磷化处理。

钝化处理溶液由氧化剂、碱和成膜物质等组成。工件放入钝化液中后，首先是溶液中的碱把工件内外残存的酸中和掉。然后通过氧化作用，以及与成膜物质的相互反应，在钢铁表面形成一层薄而致密，并有固定组成的氧化膜，在一定时间内，可保护内部的金属免遭大气腐蚀。适合矿山行业使用的钝化液配方见表 8－2－37。

表 8－2－37　采矿设备常用钝化液配方

序号	组成		处理温度（℃）	处理时间（min）	主要应用
	成分	用量（g/L）			
1	洗衣粉（烷基苯磺酸钠） 工业碳酸钠 亚硝酸钠 水	15 15 15 余量	室温	>30	主要用于酸洗除锈或湿喷砂除锈后钢铁构件的钝化处理，在煤炭行业广泛应用
2	生石灰（CaO） 亚硝酸钠 水	30～50 8～12 余量	室温	>30	用于酸洗除锈后钢铁构件的钝化处理
3	亚硝酸钠 三乙醇胺 水	3～5 8～10 余量	室温	10～30	用于酸洗后钢铁构件的钝化处理
4	重铬酸钾 工业碳酸钠 水	1～2 2～5 余量	60～80	5	钢铁构件酸洗后的钝化处理
5	重铬酸钾 水	3 余量	90～95	1	矿用机械零、部件的钝化处理。温度高，速度快，效果好
6	亚硝酸钠 工业碳酸钠 酒石酸钾钠 水	50 50 1～10 余量	70～80	1	主要用于机械没备零、部件的钝化处理，处理温度高、速度快，效果好
7	铬酸酐 酒石酸钾钠 水	3 3 余量	60～80	5～10	用于矿山机械制造业钢铁构件酸洗除锈后的钝化处理
8	（钝化膏配方） 重铬酸钾 亚硫酸纤维素碱液 砖藻土 水	 50g 5g 445g 500g	室温	>60	适用于酸洗膏除锈后的钝化处理

2. 钢铁表面的磷化处理

(1)磷化液。钢铁表面的磷化处理就是利用磷酸或磷酸锌、锰、铁盐作磷化液,在钢铁表面形成一层磷化膜,主要成分是磷酸氢铁、磷酸铁、磷酸氢锰、磷酸锰、磷酸锌等。磷化膜具有一定的防止钢铁腐蚀的能力,并能显著提高涂层与基体金属的附着力。对表面处理要求较高的设备往往要进行磷化处理。

磷化可分为浸渍磷化、喷射磷化和磷化底漆等;根据磷化温度不同,又可分为热法磷化和冷法磷化。其中热磷化反应速度快,适合流水线作业;低温磷化反应速度慢,只能间断作业,但操作方便,磷化膜具有结晶结构,对涂层的附着力好。常用磷化液的组成及应用见表 8 – 2 – 38。

表 8 – 2 – 38　常用磷化液的组成及应用

序号	类型	组成		磷化温度(℃)	磷化时间(min)	主要特点
		成分	含量(g/L)			
1	浸渍磷化液	马尔日夫盐 硝酸锌 水	50 100 余量	60 ~ 70	3 ~ 5	磷化速度快,但需在较高温度下进行
2		磷酸二氢锌 硝酸锌 水	40 ~ 50 100 ~ 120 余量	60 ~ 70	10 ~ 15	磷化速度快,但需在较高温度下进行
3		马尔日夫盐 硝酸锌 氧化锌 氟化钠 水	60 ~ 65 50 ~ 100 5 ~ 10 3 ~ 6 余量	20 ~ 30	30 ~ 40	室温下进行磷化处理,时间较长
4		工业磷酸(d = 1.79) 亚硝酸钠 氧化锌 水	100 ~ 120 25 余量	室温	30	室温下进行磷化,时间长,效果好
5	喷*涂磷化液	工业磷酸(d = 1.79) 硝酸钾 氧化锌 重铬酸钾 磷酸三钠 钼酸钠 羧甲基纤维素 水	300 ~ 400 5 ~ 6 7 10 ~ 12 5 ~ 6 2 10 ~ 12 余量	室温		可喷、可刷,设备简单,工效高,不需加热,节省化学药品,费用低

* 喷涂磷化液的配制方法:①重铬酸钾加水溶解。②加硝酸钾溶解。③加入工业磷酸混合均匀。④加入氧化锌溶解。⑤加入羧甲基纤维素溶解。⑥加入磷酸三钠、钼酸钠溶解。

配制磷化液最好使用塑料制品,不得接触金属容器或工具。

(2)磷化底漆。磷化底漆是以聚乙烯醇缩丁醛树脂为粘结剂,磷酸为磷化剂,添加适

当防锈颜料调配而成，可代替钢铁的一般磷化处理，但其涂层很薄，不能代替一般的防锈底漆。

磷化底漆特别适宜不能在槽内进行磷化处理的大型构件，可刷、可喷，施工方便，干燥快，室温下半个小时即可全干。可以用于钢铁磷化，也可用于有色金属磷化，千膜厚度一般为 10～15μm，漆膜太厚效果并不好。

磷化底漆分一液型磷化底漆和二液型磷化底漆两种，其组成见表 8－2－39。二液型磷化底漆使用前将甲乙两组分按比例混合，搅拌均匀后再使用。

表 8－2－39　磷化底漆的组成

类　型	成　分		重量(%)
一液型		聚乙烯醇缩丁醛树脂	10.75
		33.3%铬酸水溶液	1.40
		10%磷酸丙酮溶液	10.95
		酒　精	62.20
		正丁醇	14.70
二液型	甲组分	聚乙烯醇缩丁醛树脂	7.2
		碱式铬酸锌	6.9
		滑石粉	1.1
		酒　精	48.7
		正丁醇	16.1
			80.0
	乙组分	85%磷酸液	3.6
		酒　精	13.2
		水	3.2
			20.0

3. 钢铁表面的氧化处理

钢铁表面的氧化处理又称“煮黑”或“发兰”处理，是指在钢铁表面用氧化剂进行氧化，以获得一层致密而有一定防护能力的磁性氧化铁薄膜的表面处理方法。最常用的氧化处理有碱性氧化法和酸性氧化法两种，见表 8－2－40。

注意事项：

(1)氧化处理前，钢铁表面应无油污，否则不能得到完整的氧化膜。

(2)碱性氧化液每 5 天分析一次溶液中 $NaOH$、$NaNO_2$、$NaNO_3$ 的含量，每 4～6 个月更换一次碱性氧化液。

(3)若氧化膜为棕色说明碱量不足；出现绿色，表明碱过量，氧化膜为微红色证明氧化剂略有过剩；在液体体积不变时，若沸点降低，表示溶液浓度已经变淡。

(4)在酸性氧化液中，当磷酸低于 2g/L 时，产生微结晶体，不稳定；而高于 10g/L 时，制品要受到腐蚀，氧化膜疏松，并有黑色沉积物产生，所以要经常检查和控制磷酸的含

量。

(5)为获得较厚的氧化膜,通常采用两种不同浓度的溶液进行两次氧化。第一次氧化溶液浓度较稀,使钢铁表面产生一层金属晶脆,第二次氧化溶液较浓,使氧化膜增长,时间也较长。

表 8－2－40　钢铁的表面氧化方法

氧化方法	氧化液组成			工作温度(℃)	处理时间(min)	后处理方法
	成　分		用量(g)			
碱性氧化法	氢氧化钠 亚硝酸钠 硝酸钠 水		600～700 100～200 50～100 1000	钢中含碳＞0.7%135～143； 钢中含碳＜0.7% 135～150； 钢中含碳＜0.4% 142～155； 合金钢 142～155	10～30 30～50 40～60 60～90	用 15～20g/L,温度为 60～80℃的肥皂水清洗 2～5min,然后用冷水清洗,再用热水清洗,吹干,即得深黑色无光泽的氧化膜
二次碱性氧化法	第一次氧化液	氢氧化钠 亚硝酸钠 水	500～600 100～150 1000	135～140	15～20	
	第二次氧化液	氢氧化钠 亚硝酸钠 水	700～800 150～200 1000	145～152	60～90	
酸性氧化法	碳钢酸性氧化液	硝酸钙 过氧化锰 磷酸 水	80～100 10～15 3～5 1000	100	40～45	先用冷水洗,再用热水洗,并烘干
	合金钢酸性氧化液	硝酸钙 过氧化锰 磷酸 水	80～100 10～15 5～10 1000	100	40～50	

4. 有色金属表面的化学氧化

有色金属表面氧化主要是为了提高金属表面的耐蚀性和对涂层的附着力。主要方法有化学氧化和阳极氧化两种,以生成稳定的钝化膜。

(1)化学氧化法。化学氧化法多用于铝、镁、锌、铜等有色金属的处理,其工艺规范见表 8－2－41。

表 8－2－41　有色金属表面的化学氧化工艺规范

化学氧化液		处理温度(℃)	处理时间(min)	氧化后处理	应用范围
成　分	用量(g)				
碳酸钠 铬酸钠 氢氧化钠 水	50 15 2.5 1000	85～100	15～25	先水洗,再在沸腾的重铬酸钾(80～100g/L)溶液中处理 30min,用冷水洗,温水洗,在 60℃烘干	铝及其合金

化学氧化液		处理温度(℃)	处理时间(min)	氧化后处理	应用范围
成　分	用量(g)				
重铬酸钾 铬酸酐 硫酸铵 醋酸(60%) 水	160 3 4 20 1000	60～70	0.5～1.5	先水洗,再在沸腾的重铬酸钾(80～100g/L)溶液中处理30min,用冷水洗,温水洗,在60℃烘干	镁及其合金
过硫酸钾 氢氧化钠 水	10～15 50 1000	100或 60～65	3～10或 15～25	先用冷水冲洗1～2min,再用60～80℃的热水冲1～2min烘干	铜及其合金
铬酸酐 醋酸(36%) 水	15～30 80～140 905～830	30～40	10	先用冷水冲洗1～2min,再用热水冲洗1～2min,烘干	锌及其合金
硫酸钾 醋酸(36%) 铬酸钾 硝酸银 水	1.5～2.0 2 2～3 1.5～2.0 1000	20～30	2～3		

(2)阳极氧化法。阳极氧化法多用于铝、镁、锌等金属。其方法是以工件或制品作阳极,以铅板作阴极,在电解质溶液中通入直流或交流电,使工件表面得到氧化膜。硫酸、铬酸、草酸均可作为电解质,具体配方及工艺规范见表8－2－42。

表8－2－42　有色金属表面阳极氧化工艺规范

电解液组成		度(℃)	时　间(min)	阴极	电流密度(A/dm²)	电　压(V)	氧化膜厚度
成　分	用量(g)						
硫酸(d=1.84) 水	180～200 900～1000	15～25	20～30	铅板	1～1.5	12～18	
铬酸酐(CrO_3) 水	50 950	39	55	铅板	0.3～2.7	10～40	
草　酸 水	20～100 1000	30	40(直径) 50～60(交流)	铅板	1.5 3	40～60	12～15μm 10～11μm

为了提高氧化膜的防护性能,氧化后要进行封闭处理。一般是在pH值为6.5～7.5,温度为100℃的蒸馏水中浸泡30min,或在pH值为4.5～6.5,温度为90～95℃的4%～5%的重铬酸钾溶液中浸泡10～25min。经过氧化处理酌铝制品美观、耐用。

(3)彩色钝化。彩色钝化能提高制品的装饰性和耐蚀性。当前国内应用的彩色钝化包括低浓度、中浓度、高浓度铬酸彩钝,三酸一次彩钝和三酸二次彩钝等。

a. 低铬酸彩钝。低铬钝化液含铬量低,废水易处理,钝化膜质量与高铬钝化基本相

同,但膜层光亮较差。因此,钝化前必须先出光。出光液为 3% ~ 5%的硝酸,或 4% ~ 7%的硝酸和 2% ~ 4%的盐酸溶液。低铬彩色钝化的工艺规范见表 8 – 2 – 43。

表 8 – 2 – 43　低铬酸彩色钝化工艺规范

含量(g/L) 配方 / 组成及操作条件	1	2	3①	4	5	6
铬酐(CrO_3)	5	5	3	3 ~ 5	4	1.2 ~ 1.7
硝酸(d = 1.41)	4.2	4.2				0.5 ~ 0.7
硝酸钠						
硫酸(d = 1.84)	0.7	0.55				
硫酸钠			1			
高锰酸钾	0.1					
氯化钠					4 ~ 5	0.3 ~ 0.4
硫酸钾						0.4 ~ 0.5
36%醋酸						4 ~ 5
锌　粉						0.1 ~ 0.2
硫酸锌				1 ~ 2②		
硫酸镍	1					
pH 值	0.8 ~ 1.3	0.8 ~ 1.3	1.6 ~ 1.9	1 ~ 2	1.5 ~ 2	1.6 ~ 2
温度℃	室温	室温	室温	室温	室温	10 ~ 40
处理时间,s	3 ~ 7	3 ~ 7	10 ~ 30	10 ~ 20	15 ~ 40	30 ~ 60

①配方 3 适用于自动生产线。

②新配制时加入硫酸锌,调整时加入硫酸即可。

三价铬化合物一般呈绿色,是钝化膜的主要成分;六价铬的化合物一般是黄色或橙色,与三价铬一起形成彩虹色。随着钝化膜厚度的减薄,膜色彩的变化由红褐色→玫瑰红色→金黄色→橄榄绿色→绿色→紫红色→浅黄色→青白色。

b. 高铬酸彩钝化。高浓度的铬酸彩色钝化液的种类很多,有重铬酸盐钝化,三酸一次钝化,三酸二次钝化。其工艺规范见表 8 – 2 – 44。

表 8 – 2 – 44　高铬彩色钝化工艺规范

含量 g/L 配方 / 组成及操作条件	重铬酸盐钝化	三酸高铬钝化			三酸二次钝化			
					5		6	
	1	2	3	4	第一次	第二次	第一次	第二次
铬酐(CrO_3)		150 ~ 180	180 ~ 250	250 ~ 300	60 ~ 80	4 ~ 6	150 ~ 180	40 ~ 50
硝酸(d = 1.41)		10 ~ 15	30 ~ 35	30 ~ 40	8.5 ~ 11.5	0.56 ~ 0.76	7 ~ 9	5.0 ~ 6.5
硫酸(d = 1.84)	8 ~ 10	5 ~ 10	5 ~ 10	15 ~ 20	7.5 ~ 11	0.5 ~ 0.7	6 ~ 8	2 ~ 3
重铬酸钠	180 ~ 200							
硫酸亚铁							10 ~ 15	5 ~ 8

含量 g/L　配方 组成及操作条件		重铬酸盐钝化	三酸高铬钝化			三酸二次钝化			
		1	2	3	4	5		6	
						第一次	第二次	第一次	第二次
锌　粉								1.2～1.7	6～7
氧化锌									4～6
温　度		室温	室温	室温	室温	室温	室温	室温	室温
时间 s	溶液中	5～10	10～15	5～15	5～10	10～20	5～15	3～10	5～10
	空气中		5～10	5～10	5～10				

(1)配方 1 成分简单,膜层颜色均匀,但光亮性差,钝化前必须出光。

(2)配方 5、配方 6 为三酸二次钝化,操作时零件从一次钝化按中不经水洗直接进入二次钝化液。

(3)钝化后经水洗,最好用压缩空气吹干、自然干燥或在 60℃以下烘干。

c. 彩色钝化液的调整和维护。

①新配的钝化液缺少 Cr^{3+},须加入锌粉或硫酸亚铁,使 Cr^{6+} 部分还原为 Cr^{3+}。锌粉加入量一般为 2～3g/L,硫酸亚铁加入量为 4～5g/L。

②当钝化中出现成膜慢而薄时,可补加铬酐或少量硫酸。实际生产中,硫酸含量不宜过高,否则,影响镀层质量及附着力。

③钝化膜光泽不好时,可补加硝酸。硝酸主要起化学抛光作用,但硝酸浓度也不宜太高,否则,会加速膜的溶解,膜层变薄,附着力差。

④溶液中可加入高锰酸钾或冰醋酸,以提高钝化膜的结合力和耐磨性。

⑤必须严格控制钝化液的 pH 值,特别是低铬钝化液。在钝化过程中 pH 值会升高,可用铬酐、硝酸或硫酸调整。

⑥钝化时,必须使溶液充分搅拌,膜层色泽才能均匀一致。

⑦控制钝化时间,掌握膜层厚度,以获得美丽、鲜艳的钝化膜。

第三章　岩巷掘进机械运行与选用

第一节　凿 岩 机

一、概述

凿岩机主要用于在坚硬的岩石中钻孔。它的动作原理是冲击转动式的。如图 8－3－1 所示，首先利用锤头周期性地给钎头以一个轴向力 P，在此轴向力（冲击力）的作用下，钎头凿入岩石一个深度 τ，其破碎的岩石面积为Ⅰ－Ⅰ′。为了形成一个圆形的炮孔，钎子每冲击一次之后，还须回转一个角度 β，然后再进行新的冲击，相应的破碎面积为Ⅱ－Ⅱ′。如此重复运动，即形成一个具有一定深度的钻孔。在两次冲击之间留下来的扇形岩瘤，将借钎头切削刃上所产生的水平分力 T 剪碎。此外，为保证钎子持续有效地进行凿岩作业，还必须把凿岩过程中形成的粉尘从炮孔中及时地排出。

按照冲击钎尾和转动钎头所用的驱动动力划分有气动，电动、内燃和液压等型凿岩机。

电动凿岩机是以电动机为驱动动力，并通过机械的方法将电动机的旋转运动转化为锤头周期性地对钎尾的冲击运动。电动凿岩机的动力单一，效率较高。

内燃凿岩机是以小功率内燃机为驱动动力。共优点是本身带有动力机构，使用灵活，可适用于野外或山地以及没有其它能源的地方进行凿岩作业。

液压凿岩机是以高压液体为驱动动力。这种凿岩机动力消耗少，能量利用率高，可

提高凿岩机的性能和凿岩的速度。

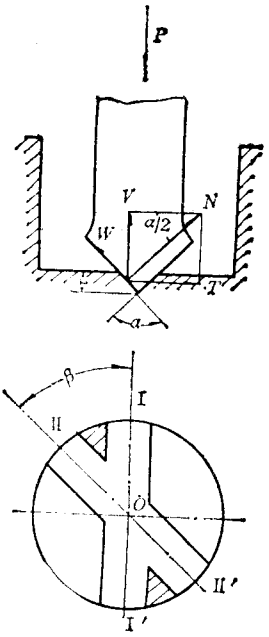


图 8－3－1　冲击转动式凿岩动作的原理

气动凿岩机是以压缩空气为驱动动力。目前在国内应用最广，可在采矿、土建工程、铁路、水利和国防工程中进行凿岩作业。气动凿岩机的类型很多，一般有以下几种：

(1)手持式凿岩机　重量较轻(通常在 20kg 左右)、功率较小，便于手持操作。主要用于钻浅孔和二次爆破作业。如 Y－3、Y－26 等型凿岩机。

(2)气腿式凿岩机　其重量通常为 22～30kg，带有起支承和推进作用的气腿。一般能钻深度为 3～5m、直径为 34～42mm 或带有一定倾角的钻孔。如 YT－24 7655、YT－26、YT－28、YTP－26 等型凿岩机。

(3)伸缩式(上向式)凿岩机　带有轴向气腿，专用于钻 60～90°的上向孔。一般重量为 40kg 左右，钻孔深度为 2～5m，孔径为 36～48mm。有 YSP－45 及 01－45 型凿岩机等。

(4)导轨式(柱架式)凿岩机　机重较大，约为 35～100kg。一般装在凿岩钻车或柱架的导轨上工作。有 YG－40、YG－65、YG－80 及 YGZ－90 型等。

二、气动凿岩机

(一)气动凿岩机的主要组成机构

按照冲击转动式凿岩的动作原理，凿岩机必须具备以下一些借以完成各主要动作和辅助动作的机构和装置，即：冲击配气机构、转钎机构、推进机构、排粉系统、润滑系统和

操纵机构等。

各种气动凿岩机就是这些机构的各种不同的组合，而它们之间的主要区别在于冲击配气机构和转钎机构。

1. 冲击配气机构

冲击配气机构是气动凿岩机的主要机构。它是由配气机构、气缸和活塞以及气路等组成。配气机构的作用是将由节气阀输入的压气依次输送到气虹的后腔和前腔中，推动活塞作往复运动，从而获得活塞对钎尾的连续冲击动作。配气机构制造质量和结构性能的优劣，直接影响活塞的冲击功、冲击频率、转矩和气耗量等主要技术指标。按配气机构的动作原理和结构形式可分为：

(1)活阀(从动阀)配气机构　在这种配气机构中，活阀位置的变换是依靠活塞在气缸中作往复运动时，压缩的余气压力与自由空气压力间的压力差来实现的。根据阀的结构形式有球阀(已少用)、环状阀和蝶阀(摆动阀)等。7655 型气腿式凿岩机和 YSP－45 型上向式凿岩机都使用了带凸缘的环状阀(图 8－3－3)；YT－25 型凿岩机使用蝶阀配气。

活阀(从动阀)配气机构的优点是形状简单、工作可靠，缺点是灵活性较差。

(2)控制阀配气机构　在这种配气机构中，阀的位置的变换是依靠活塞在气缸中往复运动时，在活塞端面打开排气口之前，经由专用孔道引进压气推动配气阀(利用压气与自由空气的压力差)来实现的。控制阀又有碗状阀和柱状阀两种。YT－28、YT－24 等型气腿式凿岩机和 YG－40、YG－80 型导轨式凿岩机均采用碗状控制阀配气(图 8－3－14)。

控制阀配气机构的优点是动作灵活，工作平稳可靠，压气利用率高，寿命长；缺点是形状复杂，加工精度要求较高。

(3)无阀配气机构　没有独立的配气机构，是依靠活塞在气缸中往复运动时活塞位置的变换来实现配气的。它又可分为活塞配气和活塞尾杆配气两种。国产 YT－26 型凿岩机、YZ－90 型外回转导轨式凿岩机均采用活塞尾杆式无阀配气机构(图 8－3－16)。

无阀配气机构的优点是结构简单，零件少，维修方便，能充分利用压气的膨胀功，气耗量小，换向灵活，工作稳定可靠。不足之处是气缸、导向套和活塞同心度要求高，制造工艺性较差。

2. 转钎机构

在现代凿岩机中，常用的转钎机构有内回转和外回转两大类。内回转凿岩机是当活塞作往复运动时，借助棘轮机构使钎杆作间歇转动。内回转转钎机构有内棘轮转钎机构(用于 7655、YT－24、YT－25、YT－28、YT－27、YG－40、YSP－45 等型凿岩机)、外棘轮转钎机构(用于 YG－80、YG－65 和 BBC－120F 等型凿岩机)。外回转转钎机构(YGZ－90)是由独立的发动机带动钎杆作连续的转动。

(二)气腿式凿岩机的构造及其动作原理

凿岩机类型虽多,但其构造则大同小异。有些虽主要参数不同、重量不等,尺寸不一,但结构却基本相似,有的采用不同的配气及转钎机构,而其它机构则无大区别。各类凿岩机中,以气腿式凿岩机应用最广,其结构和气路具有代表性。现选用 7655 型气腿式凿岩机为典型予以剖析。

1.7655 型气腿式凿岩机的构造

图 8－3－2 所示为 7655 型气腿式凿岩机的外貌及其结构。凿岩机配有 FT－160A 型气腿和 FY－200A 型自动注油器。这种凿岩机具有控制系统集中,操作方便、重量较轻、扭矩大、结构简单和凿岩效率较高等优点。

7655 型凿岩机由缸盖、气缸和机头等组成。操纵手柄装在虹盖后部,内侧安有操纵气腿快速缩回的板机。缸盖、气缸、机头与手柄借助两根长螺栓固装成一整体。凿岩时,将钎子插到机头的钎尾套中,并借助卡钎器支持。凿岩机的操作手柄及气腿伸缩手柄集中在缸盖上。冲洗炮孔的压力水是风水联动的,只要开动凿岩机,压力水就会沿着水针进入炮孔冲洗岩粉和冷却钎头。

2. 冲击配气机构动作原理

该凿岩机采用凸缘环状阀配气机构。其动作原理(图 8－3－3)如下:

活塞冲程:冲程开始时,活塞在左端,阀在极左位置。当操纵阀转到机器的运转位置时,从操纵阀孔 1 来的压气经缸盖气室 2、棘轮孔道 3、阀柜孔道 4、环形气室 5 和配气阀前端阀套孔 6 进入缸体左腔推动活塞向右,而活塞右腔则经排气口与大气相通。此时活塞在压气压力作用下,迅速向右运动。冲击钎尾。当活塞的右端面 A 越过排气口后,缸体右腔中余气受活塞压缩,其压力逐渐增高。经过回程孔道,右腔与配气阀的左端气室 7 相通,于是气室 7 内的压力亦随着活塞继续向右运动而逐渐增高,有推阀右移的趋势。当活塞左端面 B 越过排气口后(图 8－3－3a 所示),缸体左腔即与大气相通,气压骤然下降。在这瞬时,配气阀两侧出现压力差,于是,阀被右移并与前盖靠合,切断了通往左腔的气路。与此同时活塞冲击钎尾,结束冲程,开始回程。

活塞回程:回程开始时,活塞及阀均处于极右位置。这时,压气经由缸盖气室 2、棘轮孔道 3、阀柜孔道 4 及阀柜与阀的间隙、气室 7 和回程孔道进入缸体右腔,而活塞左侧缸腔经排气口与大气相通,故活塞开始向左移动。当活塞左端面 B 越过排气口后,缸体左腔余气受活塞压缩,压迫配气阀的右端面,随着活塞的左移,逐渐增加压力的气垫也有推动阀向左移动的趋势,而当活塞右端面 A 越过排气口后(图 8－3－3b 所示),缸体右腔即与大气相通,气压骤然下降,同时使气室 7 内的气压亦骤然下降,配气阀两侧出现压力差而被推向左移与阀柜靠合,切断通往缸体右腔的气路和打开通往缸体左腔的气路,此刻活塞回到了缸

体左端，结束了回程。压气再次进入气缸左腔，随即开始了第二个工作循环。

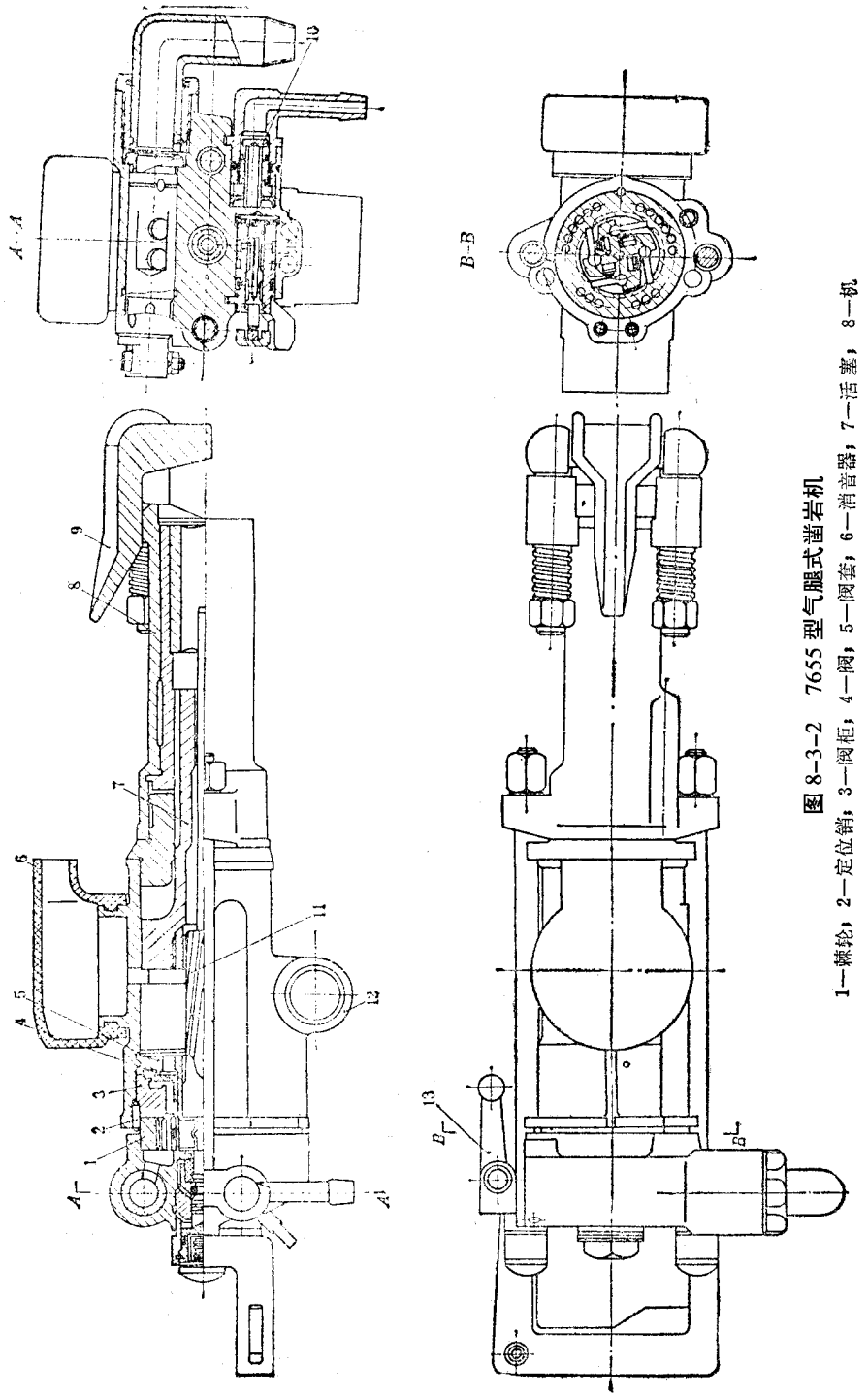


图 8-3-2　7655 型气腿式凿岩机

1—棘轮；2—定位销；3—阀柜；4—阀；5—阀套；6—消音器；7—活塞；8—机头；9—卡钎器；10—水阀；11—螺旋棒；12—缸体；13—操纵手柄

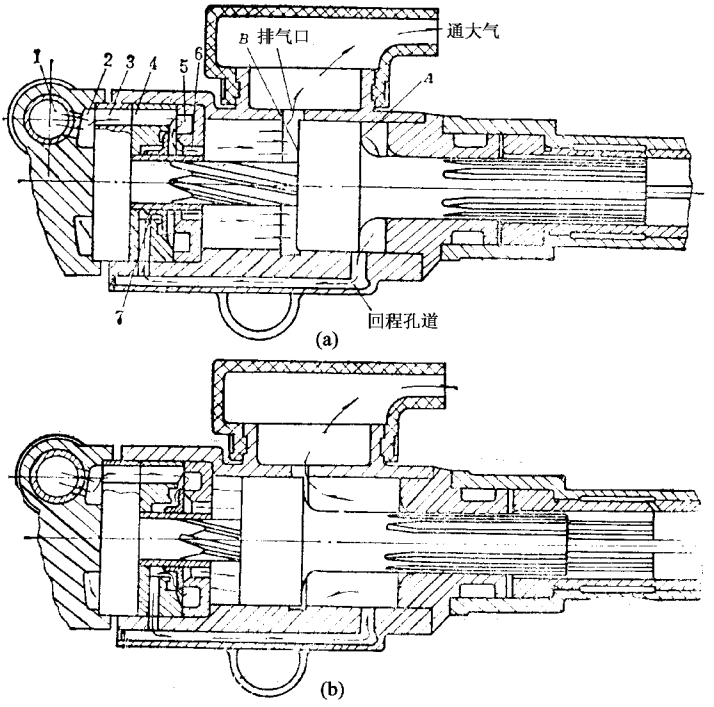


图 8－3－3　环状阀配气机构配气原理
a—冲程；b—回程

3．转钎机构动作原理

7655 型凿岩机转钎机构如图 8－3－4 所示。它是由棘轮、棘爪、螺旋棒、螺母、活塞、转动套、钎尾套和钎子等组成。螺母与活塞借左旋螺纹固装成一体。螺旋棒上有六条右旋螺纹槽与螺母配合 螺旋棒的另一端，装有 4 个棘爪，利用弹簧和柱塞使之与固定在机体上的棘轮相啮合(参见图 8－3－2)。活塞杆与转动套是花键配合。在转动套的另一端压配合一个六方形的钎尾套。整个转动套装在机头之内，可以自由转动。

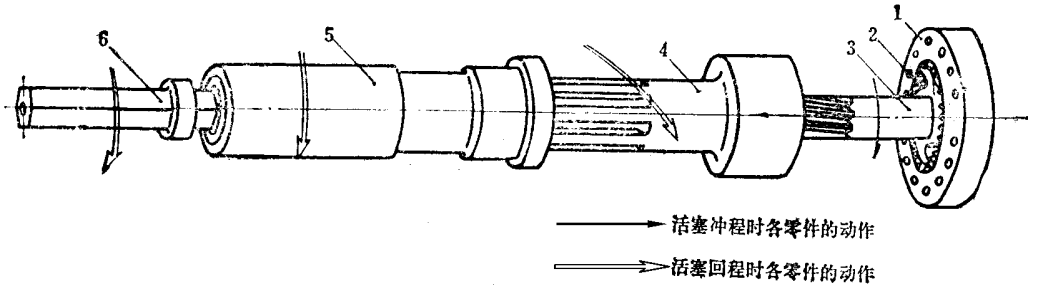


图 8－3－4　转钎机构动作原理
1—棘轮；2—棘爪；3—螺旋棒；4—活塞；5—转动套；6—钎子

棘轮机构只能单向旋转。当活塞冲程时，活塞只作直线运动，由螺母带动螺旋棒转动一个角度（此时棘爪是顺齿故可转动）。当活塞回程时，螺旋棒受力方向使棘爪逆转，并抵到棘轮齿上。由于棘轮固定，故螺旋棒不能转动，于是迫使活塞转动一个角度，从而通过转动套、钎尾套带动钎杆转动。活塞每往复运动一次，钎子便转动一次，故钎子的转动是非连续性的。钎子每次转动的角度与活塞的行程长度和螺旋棒的导程有关。

棘轮螺旋棒式转钎机构合理地利用了活塞回程时的能量来转动钎子，它具有零件少和结构紧凑等优点，故应用较广。

4. 排粉机构

凿岩机在工作过程中，将产生大量岩粉，必须及时地将其排出孔外。在 7655 型凿岩机中，采用了凿岩时注水冲洗加吹风和停止冲击强力吹扫两种方式排除岩粉。

（1）注水冲洗机构　凿岩机正常工作时，经常有少量的压气沿着螺旋棒与螺母之间的间隙，经过活塞中心孔进入钎杆（冲程时），或沿活塞杆的花键槽进入钎杆（回程时）。进入钎杆的压气将沿钎杆中心孔至孔底，与由水针引进的压力水一起排除孔底岩粉。水针安装在缸盖上，并经过螺旋棒和活塞杆的中心孔插入钎尾的中心孔中。

7655 型凿岩机设有风水联动冲洗机构，其特点是接通水管后，凿岩机一开动，即可自动向钻孔注水冲洗 凿岩机停止工作时，又可自动关闭水路，停止供水。风水联动冲洗机构如图 8－3－5 所示。

当凿岩机开动时，压气从缸盖（柄体）气室经过进气孔道，到达注水阀（图 8－3－5a）的前端，克服弹簧的压力，使注水阀后移，从而开启水路，水即通过水针及钎子中心孔注入孔底。

当机器停止运转时，注水阀前端无压气进入，故注水阀将在弹簧压力的作用下，向前移动并堵塞水路，停止注水（图 8－3－5b）。水压一般为 0.2～0.3MPa。

（2）强力吹扫装置　当钻孔较深或向下钻孔时，聚集在孔底的岩粉较多，如不及时排除，就会影响凿岩机的正常工作。为排除岩粉可将操纵阀手柄推到强力吹扫位置（图 8－3－6）。这时，压气从操纵阀孔 1 进入，经由气缸壁等相应的专用孔进入钎子中心孔中，然后通过水针与钎子孔间隙直达孔底实现强力吹粉。为了防止强吹时因活塞后退而从排气口漏气，在气缸左腔钻有与强吹风路相通的小孔 8，使压气进入气缸左腔，保证强吹时活塞处于封闭排气口的位置，防止漏气，以免影响强吹效果。

5. 凿岩机的支承及推进机构

为了克服凿岩机工作时产生的后座力，并使活塞冲击钎尾时钎刃能抵住孔底，以提高凿岩效率，因此，必须对凿岩机施以适当的轴推力。

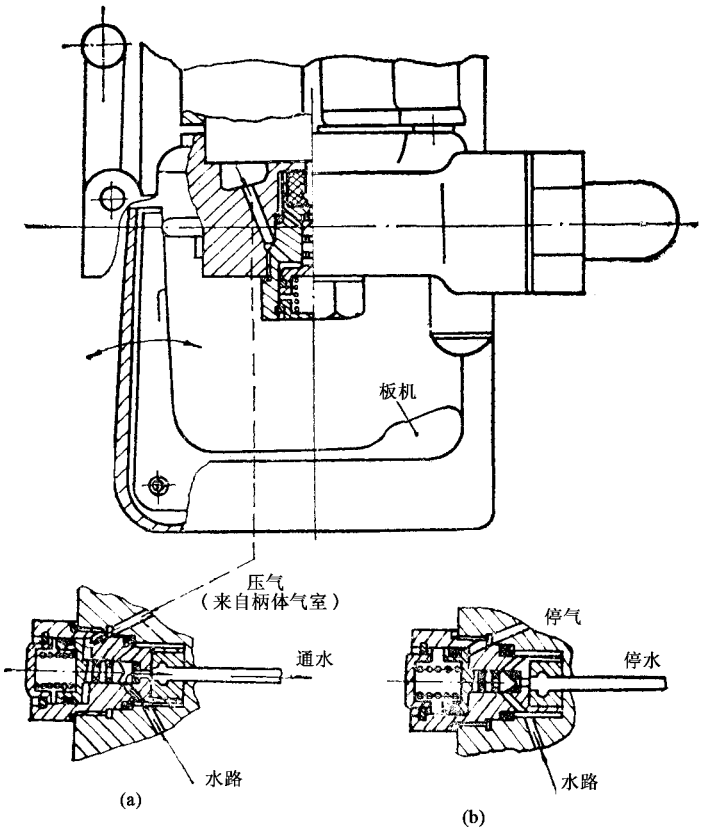


图 8－3－5　风水联动冲洗机构

a—工作状态；b—停止状态

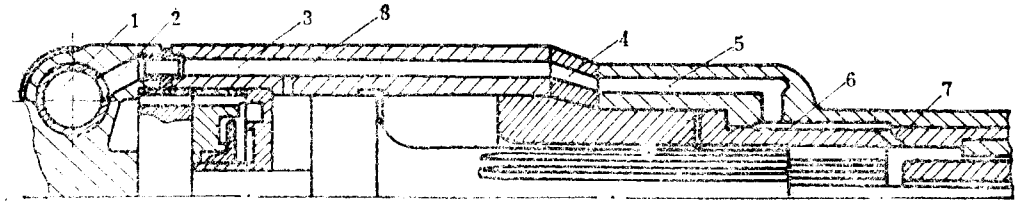


图 8－3－6　强力吹扫钻孔示意图

7655 型凿岩机采用 FT－160A 型气腿为其支承与推进机构。它的基本结构与作用原理如图 8－3－7 所示。

FT－160A 型气腿的最大推进长度为 1362mm，最大轴推力可达 160kg。它由气缸（外管）5、活塞 4、伸缩管（活塞杆）6、架体 2、气针 3 等组成。气腿借连接轴 1 与凿岩机铰接。顶叉 7 固定在伸缩管的下端，工作时支承在底板上。

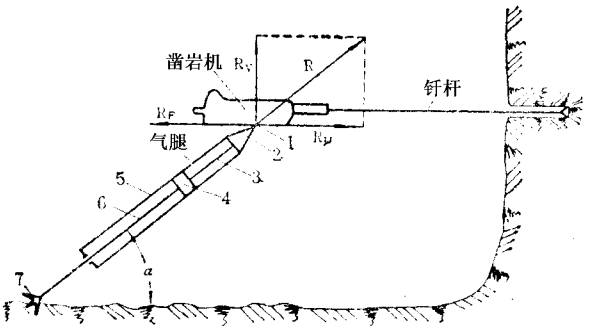


图 8－3－7　FT－160A 型气腿的支承与推进

1—连接轴；2—架体；3—气针；4—活塞；5—气缸；6—伸缩管；7—顶叉

图 8－3－7 所示为钻凿水平炮孔时的状态。工作时，气腿轴心线与地平面成 α 角。当气缸上腔进压气时，活塞伸出，把凿岩机支持在适当的钻孔位置。顶叉抵住底板后，气缸上腔继续进压气，则对凿岩机产生一个作用力 R，此力可分解为

$$\text{水平分力：} R_H = R\cos\alpha$$

$$\text{垂直分力：} R_V = R\sin$$

R_H 力的作用是平衡凿岩机工作时产生的后座力，并对凿岩机施加适当的轴向推力，使凿岩机获得最优钻速。因此，R_H 力必须大于凿岩机的后座力 R_F。

R_V 力的作用是平衡凿岩机和钎杆的重量。

随着钻孔不断加深，活塞杆继续伸出，α 角将逐渐缩小。为了经常保持凿岩机工作时需要的最优轴推力和适当的推进速度，可借调节进气量的方法来实现。如果活塞已全部伸出，或在调换钎杆时，可转动换向阀使压气进入气腿的下腔，从而使活塞杆快速缩回。在移动顶叉的位置之后，再重新支承好凿岩机以便继续凿岩。

6. 凿岩机的操纵机构

7655 型凿岩机有三个操纵手柄，分别控制凿岩机的操纵阀和气腿的调压阀及换向阀。三个操纵手柄都安装在缸盖(柄体)上，集中控制，操纵方便。

(1)操纵阀　操纵阀用来开闭凿岩机气路及控制凿岩机进气量。如图 8－3－8 所示，操纵阀呈柱状中空形。Ⅰ－Ⅰ剖面中的 A 孔是通往气缸的；Ⅱ－Ⅱ剖面的 B 孔是当机器停止工作时，进行弱吹风的气孔；Ⅲ－Ⅲ剖面的 C 孔是进行强力吹扫时用的气孔。

图 8－3－9 表示操纵阀的五个操纵位置：

0 位：停止工作，停风停水；

1 位：轻运转、注水和吹洗钻孔，操纵阀的 A 孔被部分接通；

2 位：中运转、注水和冲洗钻孔，A 孔接通部分较大；

3 位：全负荷运转、注水和冲洗钻孔，A 孔被全部接通；

4 位：停上工作，停水和进行强力吹扫。A 孔被全部堵死，而 C 孔接通强吹气路。

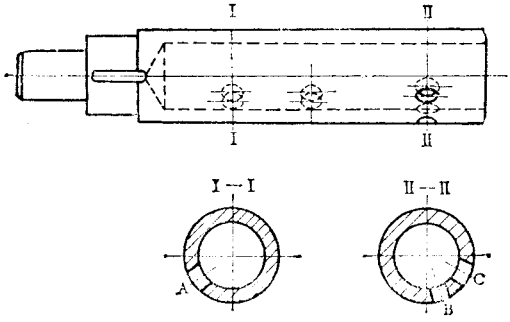


图 8－3－8　操纵阀的构造

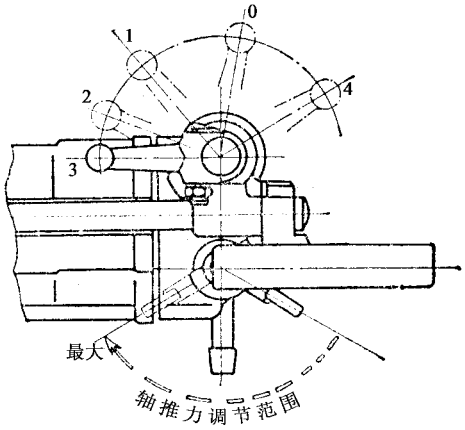


图 8－3－9　操纵阀、调压阀的使用部位

(2)调压阀　调压阀是控制气腿工作的装置。它可以无级地调节气腿的轴推力，以适应凿岩机在各种不同条件下作业时对轴推力的要求。调压阀的工作原理如图 8－3－10 所示。

当气腿伸出时，从操纵阀来的压气经过调压阀端部进气口 1、偏心槽 2 进入通向气腿上腔的孔道 A。另外尚有一部分压气通过偏心槽 3 和横槽 4 泄入大气中。偏心槽 2 是进气槽。偏心槽 3 是泄气槽。二者偏心方向相反。当顺时针方向扳动调压阀时，随着偏心槽 2 的断面逐渐加大而偏心槽 3 的断面逐渐减小，则进入气腿的压气量逐渐加大，泄漏排出的气量逐渐减少，这时气腿的轴推力亦逐渐加大；当逆时针方向扳动调压阀时则相反，气腿轴推力逐渐减小。当进气口 1 完全对正孔 A 时，偏心槽 3 即全部脱离孔 A，这时气腿轴推力最大；而当横槽 4 完全对正孔 A 时，进气口 1 与偏心槽 2 全部脱离孔 A 而使气腿处于自孔 5 进入环形腔 6 内，借以胀紧环形胶圈。

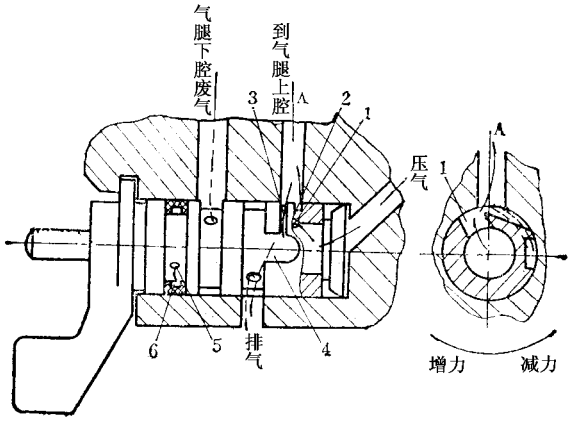


图 8－3－10　调压阀工作原理

1—进气口；2—偏心槽；3—偏心槽；4—横槽；5—气封孔；6—胶圈

轴推力的调节范围及部位示于图 8－3－9 上。

(3)换向阀　换向阀装于调压阀内部，利用扳机可使它在调压阀内腔中左右移动，从而改变进气方向。换向阀与调压阀的相互部位及工作原理如图 8－3－11 所示。

如图 8－3－11a 所示，换向阀处于极左位置，则压气经由弯管(实箭头所示)、操纵阀孔、柄体(缸盖)孔道及调压阀孔进到气腿上腔中而使气腿伸出；气腿下腔中的废气则经过换向阀的横槽及调压阀的相应孔排到大气中(如虚箭头所示)。

如图 8－3－11b 所示，换向阀处于极右位置，压气将经过换向阀内孔及调压阀的相应孔进到气腿下腔中，上腔中废气则沿虚箭头方向排入大气中。这时气腿实现快速缩回。

图 8－3－11c 所示为气腿伸缩气路示意图。

7. 凿岩机的润滑

凿岩机工作时，所有运动着的零件、部件都需润滑。在现代凿岩机中，一般都在进气管路上连接一个自动注油器，实现自动润滑。7655 型凿岩机配用 FY－200A 型自动注油器。

FY－200A 型自动注油器的构造原理示于图 8－3－12 上。当凿岩机工作时，压气从油阀的迎风孔 1 进入体壳内腔 2，向油面施加压力。油阀上的出油小孔 3 与压气流向垂直，故在压气高速流动时，出油孔 3 处形成负压，使润滑油从输油管 4 经过出油孔 3 喷入压气管路中并形成雾状。油雾随同压气进入凿岩机和气腿，润滑各运动零件。

油量的大小可利用调整阀调节。7655 型凿岩机的润滑油耗量，一般为每分钟 2.5ml 左右。

气动凿岩机所用润滑油，应根据凿岩机冲击频率高低和作业地点的气候条件来选

择。7655 型凿岩机系普通凿岩机，一般工作地点气温在 0℃以上时选用 40# 机油；在 0℃以下时选用 30# 机油；在西北或东北地区露天作业时，气温常在摄氏零下 10～20℃，则必须选用 22# 和 32# 透平油；如气温再低时则应选用冷冻机油。

(三)导轨式凿岩机

导轨式凿岩机重量较大，一般安装在凿岩钻车、台架或凿岩柱架上工作。这种凿岩机均配备有专用的推进机构，以承担凿岩机在工作时的推进。

1. YG－40 型轻型导轨式凿岩机

YG－40 型凿岩机与 FJZ－25 型凿岩柱架配套使用，主要用于矿山开采，可钻水平、垂直向上的钻孔。孔径 40～55mm，孔深可达 15m。YG－40 型凿岩机亦可配在凿岩钻车上用以掘进巷道和隧道。

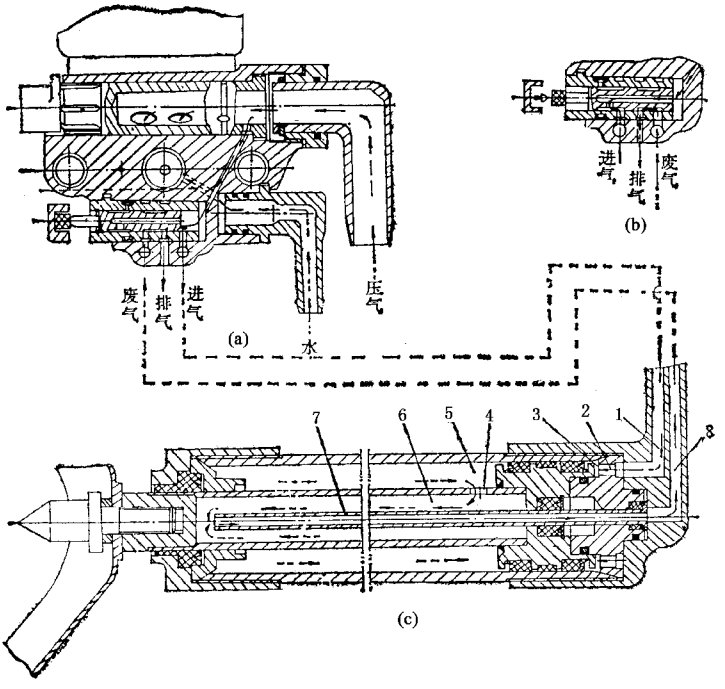


图 8－3－11　换向阀工作图及气腿气路图

a—气腿伸出时；b—气腿缩短时；c—气腿上下两腔的气路图

1、2—气缸上腔进(排)气通道；3—气缸上腔；4—气孔；5—气缸下腔；

6、7、8—气缸下腔排(进)气通道

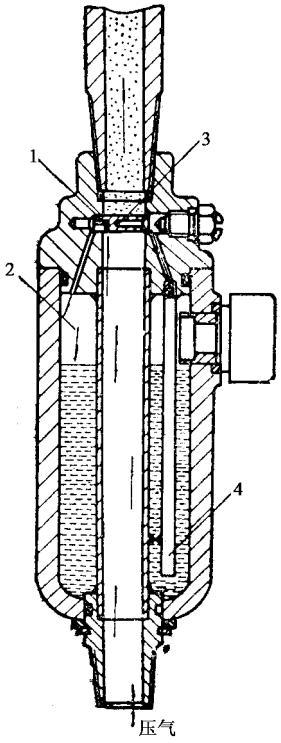


图 8－3－12　FY－200A 型自动注油器

图 8－3－13 所示为 YG－40 型凿岩机与 FJZ－25 型凿岩柱架配套布置总图。凿岩机 4 安装在导轨(滑架)3 上,借助转子式风马达 1 带动丝杆推进凿岩机。导轨安装在柱架的横臂 6 上。横臂 6 可沿立柱 5 上下移动和绕立柱转动,导轨亦可沿横臂移动或上下转动,这样可以使凿岩机在工作面钻凿不同位置和不同俯仰角度的钻孔。工作时,立柱支撑在顶底板之间,横臂固定在立柱的相当位置上,而导轨则固定在横臂的适当位置上。

YG－40 型凿岩机采用碗状控制阀配气,其配气原理是依靠活塞往返运动时,在打开排气口之前,使压气经专门的控制气路推动配气阀来变换阀的位置的。控制阀配气机构工作原理如图 8－3－14 所示。

冲程(图 8－3－14a)开始时,活塞及配气阀 4 均处于极左位置,压气由箭头所示气路进入气缸左腔,推动活塞向右运动。当活塞左端面超过气孔 6 时,一部分压气经孔 6 进入气室 2 并作用于阀的左端面,推阀右移。气室 10 的废气经小孔 5 逸入大气。当活塞左端面超过排气孔 7 后,气缸左腔与大气相通,活塞靠惯性力冲击钎尾,完成冲程运动。

回程(图 8－3－14b)开始时,活塞及配气阀均处于极右位置,压气由箭头所示气路进入气缸右腔,推动活塞作返回运动。当活塞右端面超过孔 8 时,一部分压气经孔 8 进入气室 10 并作用于阀的右端面,推阀左移。气室 2 内的废气经小孔 11 逸入大气。当活塞

右端面超过排气孔 7 后，气缸右腔与大气相通，活塞靠惯性继续向左移动，直至因左室气垫作用使之停止，回程结束。随即又开始冲程。

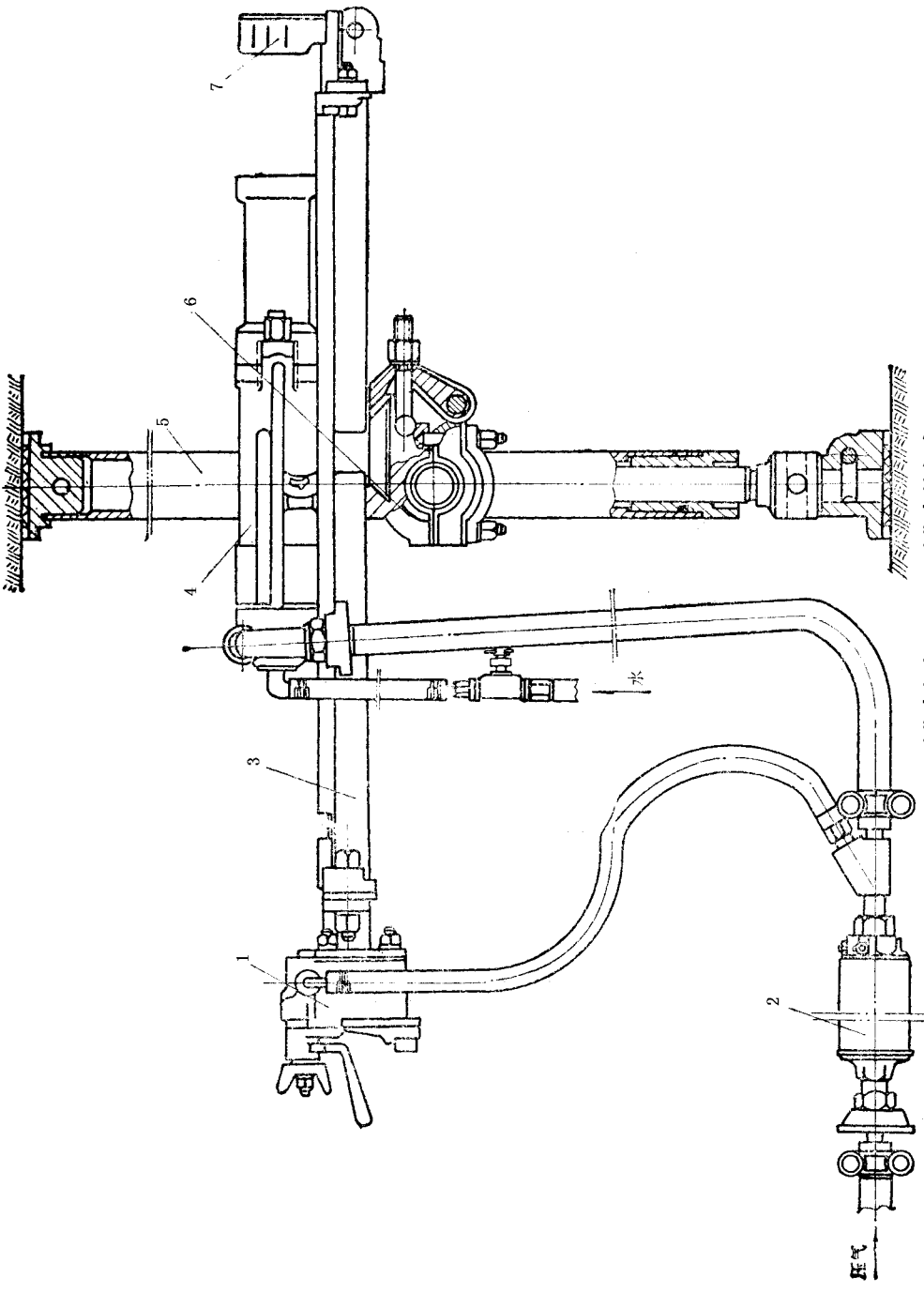


图 8-3-13　YG-40 型凿岩机与 FJZ-25 型凿岩柱架布置图

1—推进风马达；2—自动注油器；3 导轨；4—凿岩机；5—主柱；6—横臂；7—夹钎器

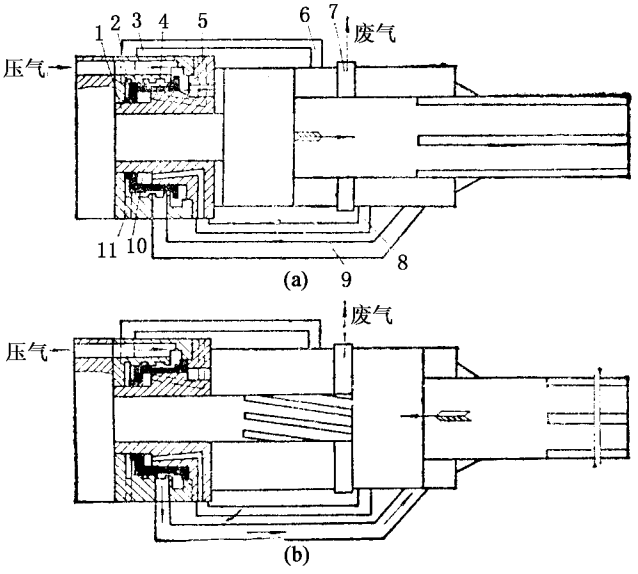


图 8－3－14　碗状控制阀配气原理

a—冲程；b—回程

1—阀套；2、10—气室；3—阀柜；4—配气阀；5、11—通大气的小孔；

6、8、9—气孔；7—排气孔

采用控制配气机构的有 YT－24、YT－28 型气腿凿岩机和 YG－40，YG－80 型导轨式凿岩机等。

转钎机构为内回转棘轮式。

转子式自动推进器是由叶片转子式风马达、行星减速装置和传动丝杆等组成。风马达的功率为 0.74kW，推进行程为 1m。通过对风马达控制手柄的操纵，可以变换凿岩机的推进方向和调节其推进速度。

转子式自动推进器的动作原理如图 8－3－15 所示。

如图 8－3－15a 所示，压气由节气阀 4 通过通路 5 进到气缸 1 的下半部，推动叶片 3 使偏心转子 2 逆时针方向旋转。当叶片转过排气口 6 后，缸内废气由排气口 6 排到大气中。当叶片继续转动时，处于其中的余气将从通路 7、8 和 9 排入大气中。

当把节气阀扭转 90°（图 8－3－15b）时，即停止向气缸中进压气，则马达停止转动。

当把节气阀再转动 90°（图 8－3－15c）时，压气将沿通路 7 进到气缸的上半部，因此转子将顺时针方向旋转。

工作时，为了使叶片随时都能抵住缸壁，在通过通路 5 或 7 向气缸内进气的同时，都将有一小部分压气经过专用的通路和左右端盖上的半月形凹槽分别进入叶片根部（图中未画出），从而把叶片推出抵住缸壁。

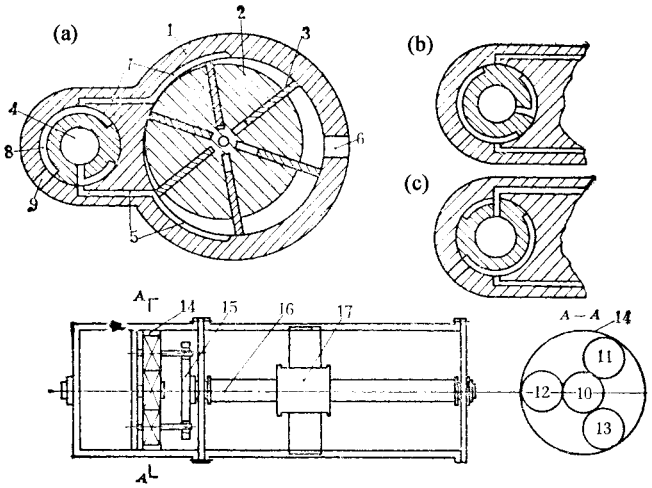


图 8－3－15　转子式风马达自动推进器
1—气缸；2—偏心转子；3—叶片；4—节气阀；5—通路；6—排气口；7—通路；
8—节气阀环形通路；9—辅助排气孔；10—太阳轮；11、12、13—行星轮；
14—内齿轮；15—转动板；16—丝杆；17—螺母

当转子转动时，经过行星减速机构减速，然后经过转动板 15 借花键带动丝杆 16 旋转，从而使与螺母 17 固定在一起的凿岩机实现推进运动。

YG－40 型凿岩机的技术特征见表 8－3－1。

2. YGZ－90 型外回转导轨式凿岩机

YGZ－90 型外回转导轨式凿岩机，是针对内回转凿岩机存在的转钎零件易于磨损，和在节理发达的岩石中钻孔时易卡钎等缺点研制而成的。该凿岩机的冲击机构和转钎机构是各自独立操纵的，转钎速度可以调节。

YGZ－90 型凿岩机属重型导轨式，只能与凿岩钻车或特制凿岩柱架配套使用。主要用于井下采矿场或小型露天采矿场，可在中硬、坚硬的岩石中钻直径 50～80mm 的钻孔。有效孔深可达 30m。

YGZ－90 型凿岩机的结构特点是：1）采用无阀配气机构，不仅减少了阀柜、阀等加工精度要求较高的零件，而且充分地利用了压气膨胀所作的功，适当地减少了空气消耗量；2）采用独立转钎机构，可根据岩石条件调节钎杆转速，采用了体积较小的可逆齿轮式风马达驱动，结构简单；冲击、转钎机构的操纵装置安装在配套的凿岩钻车或钻架上，简化了机器的结构。

（1）YGZ－90 型凿岩机无阀配气机构的工作原理　图 8－3－16 所示为无阀配气机构的工作原理。当冲击部分的操纵阀打开后，压气经风管进入缸盖气室 1，由活塞尾部的配气杆和相应的通路将压气导入气缸的后腔 3 或前腔 5，推动活塞作高速往复运动，不断打击钎尾。在活塞运动过程中，前后腔中的余气经排气口 4 排入大气。

表 8-3-1 气动凿岩机技术特征

特征 \ 型号	手持式	气腿式					上向式	导轨式			
	Y-26	7655	YT-24	YTP-26	YT-27	YT-28	YSP-45	YG-35	YG-40	YG-80	YGZ-90
机重 (kg)	26	24	24	26.5	27	28	44	35	36	74	90
全长 (mm)	650	628	678	680	668	690	1420	853	680	900	883
使用气压 (MPa)	0.49	0.49	0.49	0.49~0.59	0.49	0.49	0.49	0.49	0.49	0.49	0.49~0.69
气缸直径 (mm)	65	76	70	95	80	76	95	100	85	120	125
活塞行程 (mm)	70	60	70	50	60	70	47	48	80	70	62
冲击频率 (Hz)	27.5	35	30	43.3	36.7	33.3	>45	41.2	26.70	30	33.3
冲击功 (J)	44.1	58.8	58.8	—	63.7	68.6	68.6	98	102.9	176.4	196
气耗量 (m^3/min)	<2.5	<3.2	<2.9	3	<3.3	3.5	<5	6.5	5	8.1	11
扭矩 (Nm)	9	>14.7	>12.74	>17.64	≥18	>14.7	>17.64	66.64	37.24	98	117.6
使用水压 (MPa)	0.29~0.39	0.19~0.29	0.19~0.29	0.29~0.49	0.29	0.19~0.29	0.19~0.29	0.19~0.29	0.29~0.49	0.29~0.49	0.39~0.59
钻孔直径 (mm)	34~42	34~38	34~42	36~45	34~45	—	35~42	45~60	40~55	50~75	50~80
钻孔深度 (m)	5	5	5	5	5	5	6	—	15	40	30
钎尾尺寸 (mm)	25.4×108 22.2×108	22.2×108	22.2×108	22.2×108 25.4×108	22.2×108	22.2×108	22.2×108	25.4×159	φ32×97	φ38×97	φ38×97
最大轴推力 (kN)		1.57	1.02		1.57						
配气阀型式	筒状控制阀	环状活阀	碗状控制阀	无阀	碗状控制阀	碗状控制阀	环状活阀	控制阀	碗状控制阀	碗状控制阀	无阀
注油器型号		FY-200A	FY-200A	—	FY-250	FY-200A		专用	专用	专用	专用
气腿型号		FT-160A	FT-140	专用	FT-160B	FT-160A	专用	专用推进器	专用推进器	专用推进器	专用推进器
制造厂	沈阳风动工具厂	沈阳风动工具厂		湘潭风动机械厂		天水风动工具厂	沈阳风动工具厂	沈阳风动工具厂	天水风动工具厂		战斗机械厂

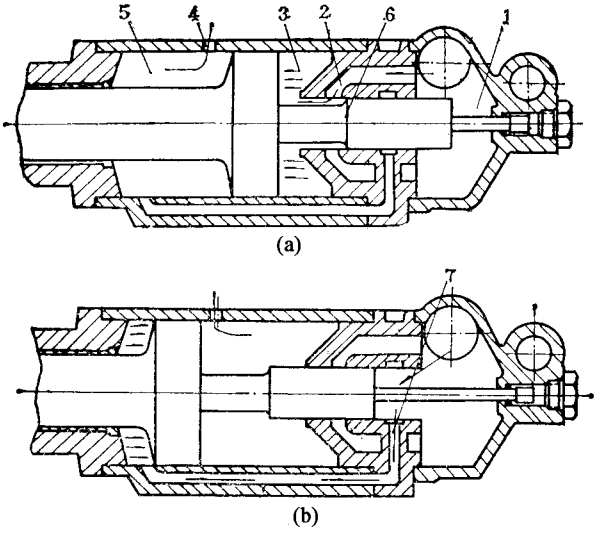


图 8－3－16　YGZ－90 型凿岩机无阀配气原理

a—冲程；b—回程

1—缸盖气室；2—后腔进气孔；3—后腔；4—排气孔；

5—前腔；6—活塞配气杆；7—前腔进气孔

冲程：当活塞处于图 8－3－16a 位置时，压气由后腔进气孔 2 经活塞配气杆 6 的颈部进入气缸后腔 3 中，推动活塞加速向前运动。此时气缸前腔 5 与大气相通，前腔中余气经排气孔 4 排入大气。当活塞运动到配气杆 6 将进气孔 2 堵住之后，即不再进气。后腔中的压气开始膨胀作功，推动活塞继续向前运动。当活塞前端面关闭排气孔后，前腔中之余气被压缩，此时后腔中的压气继续膨胀做功，直到活塞后端面打开排气孔为止。当活塞后端面打开排气孔之后，配气杆 6 的后端面即打开了通往前腔 5 的进气孔 7，压气开始进入前腔。这时后腔 3 与大气相通，余气经排气孔 4 排入大气。活塞依惯性克服前腔中的压气阻力向前滑行，打击钎尾，完成冲程。

回程：如图 8－3－16b 所示，当活塞冲击钎尾之后，在前腔中压气压力和冲击时的反跳力作用下使活塞加速返回。当配气杆 6 关闭前腔进气孔 7 后即停止向前腔进气。前腔中的压气开始膨胀做功，推动活塞向后运动。在关闭排气孔 4 之后，后腔 3 中余气被压缩。至活塞前腔与排气孔 4 相通后，配气杆亦打开后腔进气孔，压气开始进入后腔。此时前腔余气排入大气，压力降低，活塞依靠惯性克服阻力向后运动，直到速度降低到零，回程终了。

活塞在进入后腔中的压气作用下又开始了下一个循环。

在无阀配气机构中，有时会出现前后腔进气孔和排气孔恰好被配气杆和活塞所关闭的状态，这样即形成“死点”，致使凿岩机无法启动。为此，在配气机构中需要设置一个后

动阀(图 8－3－17)。当向凿岩机供应压气时,压气将经过后腔进气孔和气孔 3 进入气缸后腔推动活塞前进,离开‘死点’位置,完成启动作用。由于启动阀 1 前后两端面积大小不等,将产生一定的压力差,则启动阀在此压力差作用下克服弹簧 2 的阻力迅速前移堵塞气孔 3。因此,在正常工作时,孔 3 始终是关闭的。当切断压气气路时,启动阀将在弹簧的作用下恢复原状,即打开气孔 3 的位置。

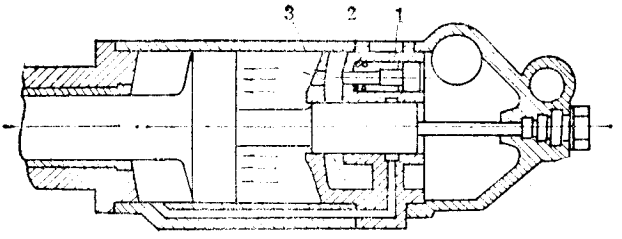


图 8－3－17　启动阀工作原理

1—启动阀;2—弹簧;3—气孔

(2)转钎机构工作原理　转钎机构是由独立的可逆齿轮式风马达驱动,然后经过两级齿轮传动带动转动套转动。转动套与钎尾挡套借牙嵌离合器相互啮合。故当风马达工作时即可带动钎杆转动。传动的最大扭矩为 117.6Nm,钎杆转动速度可在 0～250r/min 之间任意调节。

图 8－3－18 所示为齿轮式风马达的工作原理。风马达是由模数相同、齿数不等的大小两个圆柱齿轮 2 和 3 及壳体 1 等构成。当转动转钎机构操纵阀将压气由右侧风口 α 输入风马达,而左侧风口 b 与大气相通时,压气在风马达齿轮上产生压力差,使两个齿轮按图示箭头方向旋转。压气充满于齿沟中,并沿着齿轮回转的方向流入风马达的左侧,由左侧风口排人大气中。反之,若将压气由左侧风口 b 输入风马达,而右侧风口 a 与大气相通时,风马达则反向旋转。风马达的人齿轮 3 可作为出轴。

YGZ－90 型凿岩机可与 CTC－700 型凿岩钻车以及 TJ－25 型圆盘钻架等配套使用。

(四)气动凿岩机的技术特征

国产各种类型气动凿岩机共有三十多种,目前在矿山广泛使用的有十多种。这些凿岩机的主要技术特征列于表 8－3－1 中。

三、气动凿岩机主要性能参数的计算与分析

气动凿岩机主要性能参数包括活塞冲击功和冲击功率、冲击频率、转数和扭转力矩、合理轴推力和气耗量等。

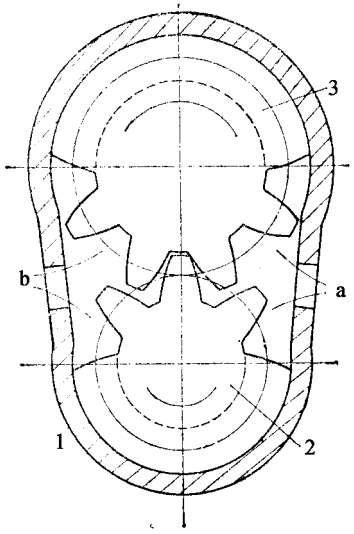


图 8－3－18　齿轮式风马达工作原理

1—壳体；2—小齿轮；3—大齿轮

各性能参数均与凿岩机气缸内压气压力、温度和容积的变化，活塞运动的速度和加速度，以及活塞冲击钎尾时的不均匀回跳现象等有关。但这些现象是复杂的，故尚不能精确地计算出凿岩机的性能参数。近年来，国内外很多学者通过理论研究和试验分析等方法来探求凿岩机内部动力过程的变化规律，寻求各个性能参数对凿岩机凿岩工作的影响。从而为设计新型凿岩机和合理选用凿岩机提供可靠的依据。

为了明隙凿岩机各参数之间的关系和简化计算，在计算分析时，通常对计算条件做出一些假定。这些假设条件有：

1. 凿岩机处于水平状态工作，故可不计活塞与钎子重量的影响；

2. 气缸中往返移动活塞的压气压力用平均指示压力表示；

3. 每次进入凿岩机的压气量是常量；

4. 冲程时，活塞运动的初速度为零，然后作等加速运动；

5. 不计因钻孔深度增加而钻具重量增加对活塞反弹速度的影响；

6. 忽略各运动件间的摩擦阻力（误差仅为 3～5%）。

（一）冲击功

冲程时，作用在活塞上的力（见图 8－3－19）为

$$P_1 = p_i F_1 = c_1 p_0 F_1 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d_1^2) c_1 p_0 \quad \text{N} \tag{3-1}$$

式中　p_i——冲程时后腔中压气的平均指示压力，MPa；

c_1——凿岩机冲程时的构造系数（见表 8－3－2）；

p_0——管网压力，MPa；

F_1——气缸后腔中压气的有效作用面积，cm^2；

D——气缸直径，cm；

d_1——螺旋棒平均直径 对于无独立螺旋棒的转钎机构或冲击器 $d_1=0$，cm；

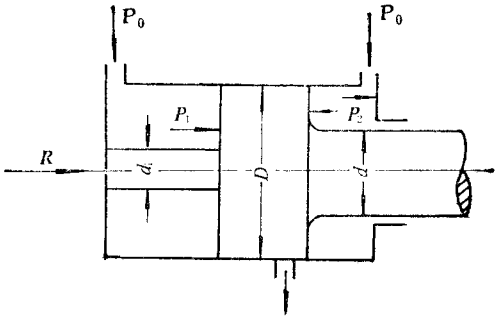


图 8－3－19　凿岩机计算图

表 8－3－2　凿岩机构造系数

系　　数	活阀配气	控制阀配气
c_1	0.52	0.62
c_2	0.26	0.40
K_1	1.15	1.0

活塞的冲击功为

$$A_1=P_1\lambda S=\frac{\pi}{4}(D^2-d_1^2)c_1p_0\lambda S \quad \text{J} \tag{3-2}$$

式中　S——活塞的设计行程，cm；

λ——活塞行程系数，一般为 0.85～0.90。

活塞冲击功率为

$$N=\frac{A_1f}{1000} \quad \text{kW} \tag{3-3}$$

式中　f——活塞冲击频率，Hz。

同理，回程时作用在活塞上的力

$$P_2=p'_iF_2=\frac{\pi}{4}(D^2-d^2)c_2p_0 \quad \text{N} \tag{3-4}$$

式中　p'_i——活塞回程时，前腔中的平均指示压力，MPa；

F_2——回程时，压气在前腔中的有效作用面积，cm^2；

d——活塞杆直径，对于潜孔冲击器 d＝0，cm；

c_2——凿岩机构造系数(见表 8－3－2)。

(二)冲击频率

冲击频率系指活塞每分钟冲击钎尾的次数,为了计算冲击频率,首先应计算出活塞运动的加速度和一次循环所需的时间。在 P_1 力作用下,活塞运动的加速度为

$$a_1 = \frac{P_1}{m_1} \tag{3-5}$$

式中　m_1——活塞质量,kg。

活塞冲程的时间为

$$t_1 = \sqrt{\frac{2\lambda S}{a_1}} = \sqrt{\frac{2\lambda S m_1}{c_1 p_0 F_1}}\, s \tag{3-6}$$

回程的时间与气缸中压气压力、钎子质量、岩石性质以及活塞冲击钎尾时的反跳现象等有关,难以用计算方法求出。通常用冲程时间乘以系数 K1 来表示回程的时间,即

$$t_2 = K_1 t_1 \tag{3-7}$$

式中　K_1——回程时间与冲击行程时间的比例系数,其值与凿岩机的配气方式有关(见表 8－3－2)。

此外,还应考虑在冲程前活塞处于静止状态的时间,利用系数 K2 将其折算成冲程时间,即

$$t_s = K_2 t_1 \tag{3-8}$$

活塞一个冲击循环的时间为

$$T = t_1 + t_2 + t_3 = (1 + K_1 + K_2)\sqrt{\frac{2\lambda S m_1}{c_1 p_0 F_1}} \tag{3-9}$$

则活塞的冲击频率 f 为

$$f = \frac{1}{T} = \frac{1}{1 + K_1 + K_2}\sqrt{\frac{c_1 p_0 F_1}{2\lambda S m_1}} \tag{3-10}$$

$$= Kf\sqrt{\frac{c_1 p_0 F_1}{2\lambda S m}} \qquad Hz$$

式中　$K_f = 1/(1 + K_1 + K_2)$,其值一般在 0.32 ~ 0.42 之间。从动阀配气时其值较低,控制阀和无阀配气时其值略高。一般在初步设计时可取 $K_f = 0.37$。

(三)钎子转数

钎子的转动是借助螺旋棒转钎机构来实现的。在活塞回程时,由于棘轮棘爪机构的单向逆止作用而迫使钎子转动,这种转动是间断进行的。钎子转数的大小可以通过活塞回程时转动的角度 β 来计算。图 8－3－20 为螺旋棒展开图。

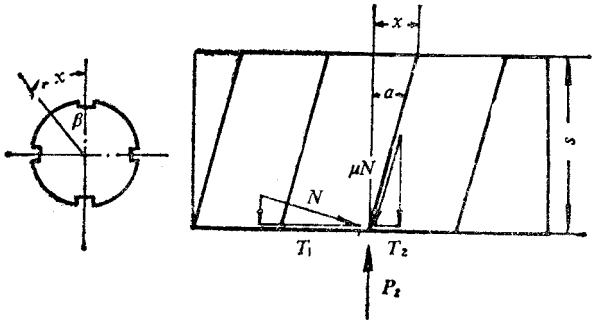


图 8－3－20　螺旋棒展开图

从图 8－3－20 可以看出，当活塞沿着螺旋棒轴线方向移动距离 S（行程）时，则螺旋棒（或活塞）即将转动一个角度 β，而其所对应的弧长

$$X = \lambda S \operatorname{tg}\alpha \tag{3-11}$$

与此弧长相对应的螺旋棒（或活塞）转动角 β 为

$$\beta = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{2X}{d_1} = \frac{360}{\pi d_1} \lambda S \operatorname{tg}\alpha \tag{3-12}$$

式中　α——螺旋棒导角，一般为 4°左右；

d_1——螺旋棒平均直径，cm。

因此，如活塞冲击频率为 f，则钎子每分钟转数为

$$n_0 = \frac{60 f \beta}{360} = \frac{60 f \lambda S \operatorname{tg}\alpha}{\pi d_1} \text{ r/min} \tag{3-13}$$

由上式看出，钎子转角 β 与活塞实际行程（λS）成正比，与螺旋导角 α 的正切值成正比关系。

（四）转矩

凿岩机转矩的大小，取决于回程时压缩空气对活塞的作用力 P_2，以及螺旋棒的导角 α。

转矩值关系列凿岩机运转的稳定性。转矩过小，易于引起卡钎现象，特别是在节理发达的岩石中钻孔时更为明显。转矩过大则会增加凿岩机的结构尺寸和重量。实践经验表明，对用于浅孔凿岩，孔径在 40 毫米左右的气腿凿岩机，其设计转矩以 12～20Nm 为宜；对于中深孔接杆凿岩的导轨式凿岩机，转矩应在 35Nm 以上。

由图 8－3－20 看出，活塞回程时，由于棘爪的作用，螺旋棒不能转动，P_2 力必须克服各运动副间的阻力，才能使活塞沿着螺旋方向带动钎子转动。

根据力学关系可写出

$$P_2 = N\sin\alpha + \mu N\cos\alpha = N(\sin\alpha + \mu\cos\alpha) \tag{3-14}$$

故

$$N = \frac{P_2}{\sin\alpha + \mu\cos\alpha}$$

促使活塞转动的圆周力 T_1 和阻力 T_2 分别为

$$T_1 = N\cos\alpha \quad T_2 = \mu N\sin\alpha$$

故扭转力应为

$$T = T_1 - T_2 = N(\cos\alpha - \mu\sin\alpha) \tag{3-15}$$

凿岩机转矩为

$$M_n = T\frac{d_1}{2} = \frac{d_1 N}{2}(\cos\alpha - \mu\sin\alpha) = \frac{P_2 d_1}{2}\mathrm{ctg}(\alpha + \rho) \tag{3-16}$$

式中　ρ——摩擦角，度，$\mathrm{tg}\rho = \mu$；

μ——摩擦系数，钢对钢时 $\mu = 0.15$。

考虑到传动的损失，钎子所得到的转矩为

$$M'_n = M_n\eta \tag{3-17}$$

式中　η——扭转机构传动效率，通常 $\eta = 0.5 \sim 0.6$。

(五)耗气量

耗气量是气动凿岩机在单位时间内所消耗的自由空气的体积。它是衡量气动凿岩机使用经济性的基本指标之一。

耗气量的大小，主要与凿岩机结构型式有关。同时也与机器零件制造质量和装配质量有关。

外回转凿岩机冲击部分的耗气量与内回转凿岩机的耗气量可按下式计算

$$Q = 60(F_1 + F_2)\lambda S K_Q f\left(\frac{P_0 + 0.1}{p_a}\right) \times 10^{-6}\,\mathrm{m^3/min} \tag{3-18}$$

式中　F_1、F_2——活塞冲程和回程的有效受压面积，$\mathrm{cm^2}$；

λS——活塞的实际行程，$\lambda = 0.85$，S 为结构行程，cm；

K_Q——耗气量修正系数，考虑到气缸内压气充满程度和压气容积损失系数，其值约在 $0.6 \sim 0.85$ 之间；

P_0——压气管路压力，MPa；

p_a——排气压力，一般 p_a 取 0.10MPa；

f——凿岩机冲击频率，Hz。

上述计算不包括强吹钻孔和气腿的耗气量。如考虑在内，则需增加 15% 左右。

(六)耗水量

目前普遍采用湿式凿岩。在凿岩机凿岩时，需保证用水的压力适当、水量充足和清

除水中杂质。凿岩机耗水量一般用下式确定

$$Q_S = K_S F v \times 10^{-3}\ \mathrm{L/min} \tag{3-19}$$

式中　K_S——水与粉尘体积比，一般取 K_S 值为 12～18；

F——孔底面积，cm^2；

v——凿岩速度，cm/min。

通常手持式和气腿式凿岩机的耗水量为 3～5L/min；上向式和导轨式凿岩机的耗水量为 5～15L/min。内回转凿岩机多采用中心供水，并实行“风水联动”，其水压应低于风压，水压一般在 0.3MPa 左右。

(七)凿岩机的轴推力

凿岩机工作时，压气交变地进入气缸的后腔和前腔，推动活塞往返运动。同样压气也作用在气缸的后盖或前盖上，使凿岩机后退或前进，因此，凿岩机产生振动。

一般凿岩机活塞冲程作用力 P_1 大于回程作用力 P_2，因此，每一工作循环，凿岩机必然向后运动一段距离，这种现象称为凿岩机的后座现象。使之向后运动的力，称为后座力。

为了克服凿岩机的后座力，减小机器振动和保证钎刃经常与孔底岩石接触，保持较高的凿岩速度，在凿岩过程中，必须施加给凿岩机一定的轴推力。实践证明，施加于凿岩机的轴推力，应有一个合理值。过大或过小都将影响凿岩机的有效工作，亦即不能满足高凿岩速度和低钎刃磨损的基本要求。这个合理值即称之为最优轴推力。

探求最优轴推力的方法，可以通过对凿岩机工作过程的分析进行理论上的探讨，最后得出近似的计算公式；也可以通过对现有凿岩机的大量试验，经过分析和归纳，总结出一个经验公式。前者计算起来繁琐且误差较大，可供分析各结构参数间的关系时参考。现以后者为例，加以介绍。

当前，多运用应力波理论来探讨和计算最优轴推力。即认为，当活塞以一定的能量冲击钎尾时，促使钎尾产生弹性变形和压缩应力。这个变形和应力以波的形式通过钎杆向钎头传递，在应力波达到钎头端面并将此波传递给岩石。钎头和孔底岩石的接触状况对能量的传递起着决定性作用，而决定钎头和岩石接触状况的是轴推力。

美国学者　赫斯特鲁利德认为，当应力波传至钎头与岩石的界面时，为保证二者接触所需要的最优轴推力由下式确定

$$R_y = 2 \times 60 f (1 + \beta) \int_0^T F \sigma \mathrm{d}t \quad \mathrm{N} \tag{3-20}$$

式中　σ——脉冲应力，σ 是时间的函数，MPa；

F——钎杆断面积，cm^2；

t——应力波持续时间，μs；

β——考虑从岩石返回的那部分冲量的系数，通常，$0 \leqslant \beta \leqslant 0.2$；

f——凿岩机冲击频率，Hz。

$\int_0^T F\sigma \mathrm{d}t$ 表示由于钎杆中的脉冲应力作用到凿岩机系统上的冲量，该值实际上等于活塞冲击钎尾的动量。因此方程式(3－20)可写成

$$R_y = 2 \times 60 f(1 + \beta) mgv \quad N \tag{3-21}$$

由凿岩机冲击功与活塞冲击速度的关系，即 $A = \frac{1}{2} m v_1^2$ 得

$$v_1 = \sqrt{2A/m}$$

则上式可写成

$$R_y = 120 fg(1 + \beta) \sqrt{2Am} \tag{3-22}$$

我国有关单位根据试验资料，推荐与上式相似的计算公式，为

$$R_y = 60 K_R \cdot gf \sqrt{2Am} \quad \mathrm{N} \tag{3-23}$$

式中　A——凿岩机冲击功，J；

m——活塞质量，kg；

f——凿岩机冲击频率，Hz；

K_R——修正系数，一般为 1.5～2.3。

倾斜钻孔时，应考虑凿岩机和钎杆在推进方向上的分力，即

$$R'_y = R_y \pm G\sin\theta \quad \mathrm{N} \tag{3-24}$$

式中　G——凿岩机质量，kg；

θ——凿岩机中心线与水平间的夹角，度。

四、液压凿岩机

液压凿岩机是在气动凿岩机的基础上发展起来的。它们的共同特点，都是利用压差作用迫使活塞在缸体内作高速往复运动，在活塞冲程终了时冲击钎尾。液压凿岩机以高压油为驱动动力。

近年来，国内外对液压凿岩机作了大量的研制工作，并已取得了较好的效果。作为与液压凿岩钻车相配套的液压凿岩机发展尤为迅速。表 8－3－3 中所列为国产液压凿岩机的技术特征。

(一)液压凿岩机的结构和工作原理

各种类型液压凿岩机的结构、组成和工作原理基本相似。现以 YYG80－1 型液压凿岩机为例予以简要说明。

表 8－3－3　国内研制的液压凿岩机技术特征

特征 \ 机型		YYG80－1	YYG－90A	YYGJ－90	TYYG－20	YYGJ－145	SCOP1232HD
机重　kg		84	90	90	90	145	96
外形尺寸　(mm)		790×253×242	825×266×199	—	916×250×310	985×260×225	808×260×22
钎杆中心以上高度　(mm)		125	59	—	—	82	80
冲击机构	冲击功　(J)	137～157	147～196	147	>196	—	—
	冲击频率　(Hz)	42～48	49～58	60	47～50	42～60	40～53
	油　压　(MPa)	9.8～11.8	12.25～13.24	11.9	11.8	<24.5	15～24
	流量　(L/min)	80～90	85	70	90	—	—
转钎机构	最大扭矩　(Nm)	147	137	147	196	245	200
	转数　(r/min)	0～300	0～400	0～200	0～200	0～300	0～300
	油压　(MPa)	—	7.85	6.86	4.9～9.8	8.8	—
	流量　(L/min)	36	40	44	58		—
轴推力　(kN)		5.88～9.8	—	—	—	8.8～11.8	—
电机总功率　(kW)		28	—	29.5	40	45	—
适用钎头直径　(mm)		38～50	43～65	38	50～65	40～90	35～64
冲洗用水压力　(MPa)		0.4～0.8	0.6～0.8	0.6～0.8	—	0.54～0.98	1.2
研制单位		长　沙 矿冶研究院	中南工业大学	中南工业大学	北京钢铁学院	天　水 风动工具厂	沈　阳 风动工具厂

YYG80－1 型液压凿岩机是由冲击器与外回转转钎机构组合而成(图 8－3－21)。冲击器采用活塞双腔回油、滑阀配油的工作原理 转钎机构采用摆线液压马达驱动,一级齿轮减速后带动钎杆回转。凿岩时,可通过水套向钻孔内供除尘用水。冲击功与转钎速度可根据岩石条件分别调节。

1. 冲击器

冲击器的工作原理如图 8－3－22 所示。

滑阀与油缸通过机壳内的油路交替连通,实现位移反馈,从而产生往复运动,其工作过程如下:

冲程 如图 8－3－22a 所示,高压油经油口 P、阀腔 H、G 油孔 a 进入缸体 2 后油室 A,活塞 1 在高压油作用下,快速向前运动。缸体前油室 M 的油经油孔 e、阀腔 K、Q 流回油箱。在冲程末端,油室 A 和冲程推阀孔 b 接通,高压油进入阀座 4 左油室 E,推动阀芯 3 向右移动,油流换向。与此同时,活塞高速冲击钎尾,冲程结束。

回程 如图 8－3－22b 所示,高压油经油口 P、阀腔 H、K、回程进油口 e 进入缸体前油室 M,推动活塞作回程运动。油室 A 的油经过孔 a、G、N 流回油箱。活塞回程至一定位置,进油口 e 和回程推阀孔 d 联通,回油路 O 与阀左端油室联通,阀体向左移动,油流

换向，高压油经阀腔 H、G、冲程进油口 α 进入缸体后部油室 A。由于惯性的作用，活塞组续向后运动，直到速度为零时停止，回程结束。

在高压油入口处装有一个蓄能器 5，用来积蓄和补充液流、减少油泵供油量，从而提高了效率，并减少了系统的液压脉动。

2. 转钎机构

如图 8－3－21 所示，转钎机构是由液压马达 14、小齿轮 15 和大齿轮 5、转动套 3 等构成。液压马达为摆线齿轮式。大齿轮通过转动套带动钎尾转动。可传递扭矩 150N·m，转钎速度为 0～300r/min。可以实现旋转冲击凿岩。

（二）液压凿岩机的优缺点

生产实践和研究工作证实，液压凿岩机具有如下优点：

1. 动力消耗少，能量利用率高。由于采用高压油作动力，其能量利用率可高达 30～40%，而气动凿岩机一般仅为 10%左右，故其动力消耗仅为后者的 1/3～1/4。

2. 凿岩机性能和凿岩速度可大大提高；

3. 液压凿岩机的所有运动件都是在液压油中工作，润滑条件好，零件寿命高；

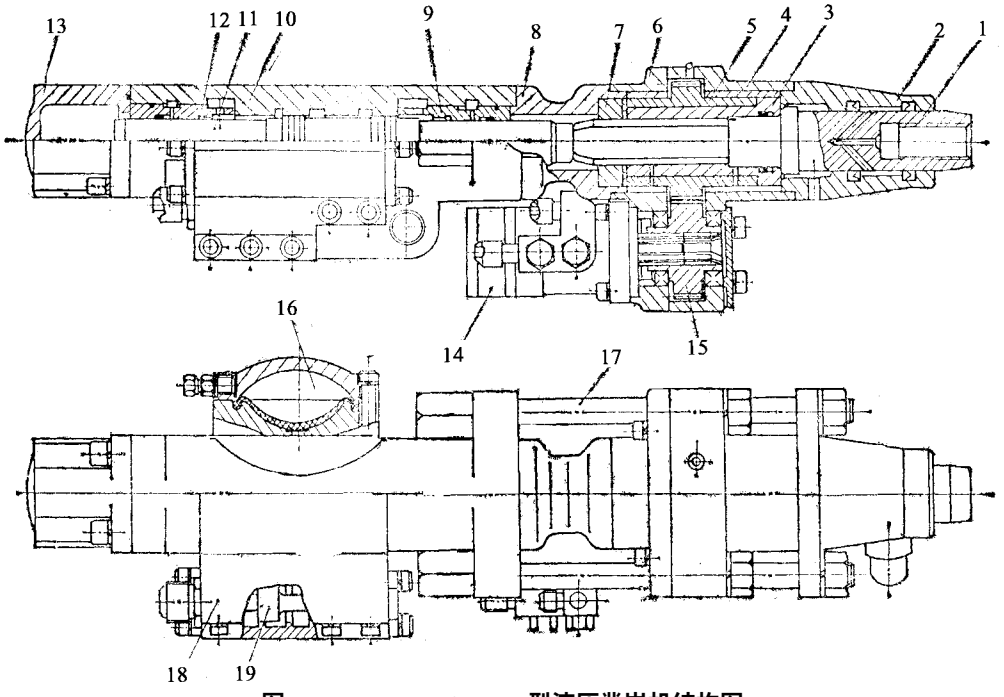
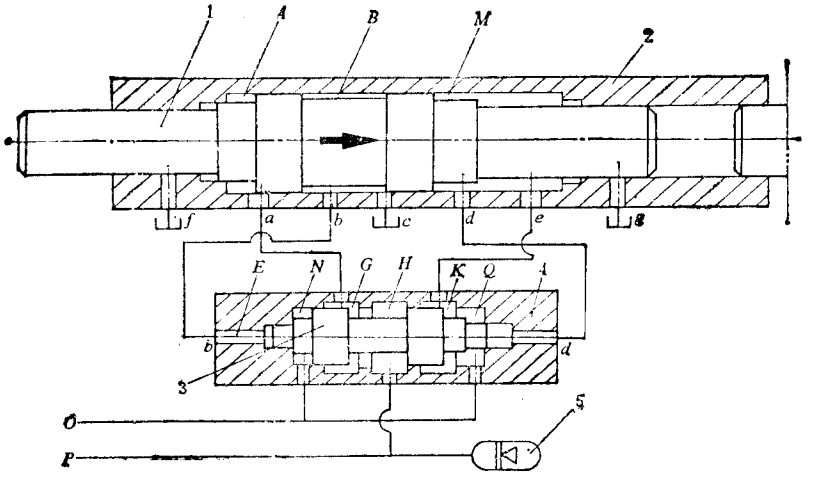
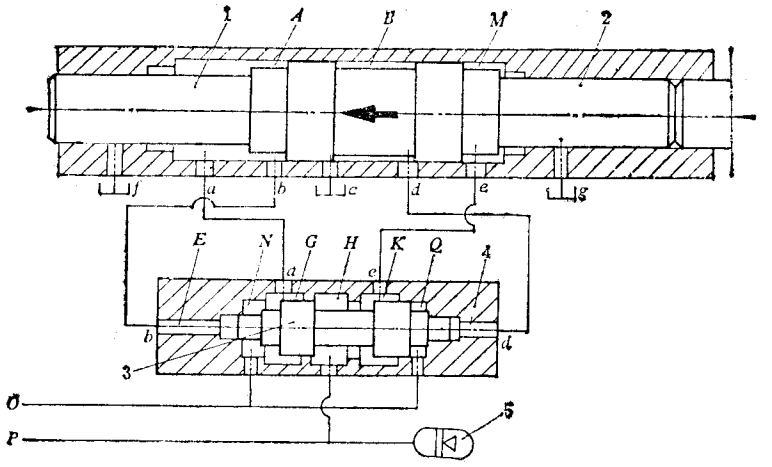


图 8－3－21　YYG80－1 型液压凿岩机结构图

1—钎尾；2—水套；3—转动套；4—前机壳；5—大齿轮；6—后机壳；7—垫环；8—过渡套；9—活塞前套；10—机壳（油缸）；11—活塞；12—活塞后套；13—后盖；14—摆线马达；15—小齿轮；16—蓄能器；17—拉紧螺栓；18—阀体；19—阀芯



(a)



(b)

图 8－3－22　**冲击器工作原理**

a—**冲程**；b—**回程**

1—**活塞**；2—**缸体**；3—**阀芯**；4—**阀座**；5—**蓄能器**

4．**采用全液压传动，可一人多机操作，台班工效高。**

但由于采用高压油作动力，故对机器零件制造和装配精度要求比较严格；维护保养技术和费用较高；液压油的质量要求高，滴损多；对管道、接头质量要求亦高；还必须对辅助设备、泵、仪表、控制器、电源等进行严格的维护保养，管理费用较高。并应设法控制温升以免在温度升高过多时引起油质的变化，从而影响机械性能和凿岩速度。

第二节　岩心钻探机械设备

一、岩心钻机

岩心钻机主要用于固体矿产勘探、也用于工程地质勘察、水文地质勘探和小直径水井的钻孔，以及地基加固灌浆等工程施工。岩心钻探提取出孔内岩(矿)心、岩粉，或向孔内投放测试仪器，以供地质工作者了解不同深度地层的地质情况，为矿床勘探、工程施工等提供地质资料。矿山钻探多采用坑道岩心钻机，有时也采用地面岩心钻机打较深钻孔。

(一)坑道岩心钻机类型

坑道岩心钻机是专门用于矿山坑道内的钻机，也称为地下钻机。由于在坑道内施工的特定条件要求：钻机要轻便、可拆性好、迁移安装方便；最好不开凿或开凿规格较小的钻窝(硐室)；可钻进 0°～360°任意角度的钻孔；钻进水平或仰孔要拉送钻具，不能使用升降机与钻塔升降钻具，需另配推送钻具的装置；拧卸钻具频繁，操作空间狭小，要求升降钻具实现机械化联动等。基于这些要求，采用液压传动与操纵、无塔拉送钻具的移动回转器钻机较立轴钻机更适合于坑道钻探，并能地面、坑道两用，是目前坑道岩心钻机的主要类型。

我国生产的坑道岩心钻机，早期只有立轴式的，如 KD－100 型钻机，除用双立柱将钻机支撑在坑道内以及采用压气给进外，其它部分与地面钻机完全相同。它的优点是结构简单、工作可靠。目前生产和研制的坑道钻机有钻石系列、DK 系列和 MK 系列。

钻石系列钻机是中国有色金属工业总公司研制的坑道岩心钻机，目前广泛使用的有两个型号：钻石－100A－F 型和钻石－100A－D 型，它采用机械回转、液压给进拉送钻具；钻石－200 型和钻石－300 型钻机是采用变量泵－变量马达容积调速系统的全液压钻机。钻石系列钻机的高速性能较好，主要用于金属矿山的坑道金刚石岩心钻探。

DK 系列是地矿部门正在研制的一种坑道钻机。采用电动机驱动，经变速箱通过长轴带动移动式回转器回转，用液压给进与拉送钻具。它是通用型的坑道岩心钻机，既能用小孔径金刚石钻进，也可钻进较大直径的工程钻孔。型号有 DK－75、DK－100、DK－150 和 DK－300 型钻机。

MK 系列是煤炭部门生产的坑道钻机，采用轴向柱塞变量泵－径向柱塞双速液马达容积调速系统，转速较低、转矩较大，适用于煤矿取心与坑道工程钻探。

坑道岩心钻机型号及主要技术性能见表 8－3－4。

表 8－3－4　坑道岩心钻机型号及其主要技术性能

型号	钻进深度（m）	钻杆直径（mm）	机　型	传动操作方式	安装方式	可钻角度	回转器转速（r/min）	通孔直径（mm）	给进行程（mm）	给进力（kN）	拉送钻具方式	拉送速度（m/s）	钻机动力（kW）	钻机重量（kg）	生产厂
KD－100	100	33（42）	立轴	机械传动压气给进	双立柱	0～360°	100 200 400	35（44）	326	4.3（7.2）	升降机	0.25～1.02	5.5	325	北京探矿机械厂
DK－75	75	43（54）	滑动回转器	机械传动液压给进	双立柱	0～360°	100 220 580 1200		760	1.5	油缸		11	320	长沙探矿机械厂
DK－100	100					0～360°									
DK－150	150	33（42）	滑动回转器	机械传动液压给进	双立柱	0～360°	135～1290 正、反五档	61	530	12	油缸	拉 0.2 送 0.28	10	400	北京探矿机械厂
DK－300	300					0～360°									
ZSK－50	50	33	立轴	机械传动液压给进	单立柱	0～360°	1460	36	300	7.8	摩擦滚轮	0.16	6.05	150	赤峰钻机厂
钻石－100A－F	100	33（42）	滑动回转器	压气回转液压操作	双立柱	0～360°	正 0～1500（1200） 反 125（100）	48	500	8	油缸	0.3	15	280	
钻石－100A－D	100	33（42）	滑动回转器	机械回转液压操作	双立柱	0～360°	正 1500（1200） 反 125（100）	48	500	8	油缸	0.3	14	470	
钻石－200	200	33（42）	滑动回转器	全液压		0～360°	475～1646	47	850	22	油缸	拉 0.392 送 0.58	15.8		
钻石－300	300	43	滑动回转器	全液压	锚杆～顶杆	0～360°	285～1500 正、反	61	850	拉 26 送 30	油缸	拉 0.71 送 0.53	22	800	有色矿产地质研究院
MK－150	150	42（50）	滑动回转器	全液压	双立柱	0～360°	正 2～320 反 2～160	55	800	拉 24.7 送 36	油缸	拉 0.53 送 0.36	10	850	煤炭钻探研究中心
MK－300	300	42（50）	滑动回转器	全液压	双立柱	0～360°	正 2～360 反 2～180	55	800	拉 24.7 送 36	油缸	拉 0.93 送 0.64	17	900	
TXU－50	50	33.5	立轴	机械传动液压给进	单立柱	0～360°	73、86 123、186 267、311	35	400	10.78	油缸	拉 0.13 送 0.076	3.3	216	石家庄煤矿机械厂

(二)YL—3 型钻机

YL—3 型钻机是立轴式液压岩心钻机,可钻进 0～360°任意角度、孔深 300m(使用直径 ϕ55.5mm 绳索取心钻杆)或 400m(使用直径 ϕ42mm 钻杆),主要用于地面与坑道中固体矿产的地质勘探钻探,也适用于水文、工程地质勘察和灌浆工程,以及矿山边坡工程和坑道通风、排水等工程钻探。它是 80 年代作为冶金,有色地质系统钻机更新换代的主要设备之一。钻机外貌见图 8－3－23,钻机主要技术性能见 42 页表 8－3－7。

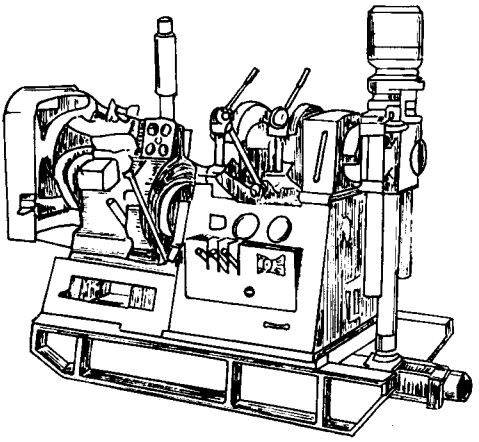


图 8－3－23　YL—3 型钻机

1. YL—3 型钻机的主要特点

(1)功能多样:适用于地面岩心钻探,又适用于矿山坑道岩心钻探;既适用于金刚石钻进和合金钻进,还适用于牙轮钻、螺旋钻和冲击回转钻。

(2)转速级数多、调速范围大:最高转速达 1205r/min,适宜金刚石的浅孔钻进;最低转速 46r/min(使用大回转器为 40r/min),可满足螺旋钻进及冲击回转钻进的要求。

(3)具有两种立轴通径:立轴设计有 ϕ76 与 ϕ92mm 两个通径,以适应绳索取心钻进和大孔径工程钻的需要。立轴通径大,可通过相应尺寸的套管,便于跟管钻进,以钻进复杂地层。

(4)采用机械传动,液压操纵方式:液压操纵系统除可控制立轴给进、液压卡盘松紧、钻机移位外,还成功地使用了液压绳索取心绞车和液压夹持器;液压绳索取心绞车升降内管的速度可由多路换向阀实现无级控制;钻机操作方便、灵活、省力、使用效果好。

(5)用双联齿轮油泵供油,提高了立轴倒杆速度,有利于提高钻进效率,并减少油的发热量和功率消耗;同时采用平衡阀减压系统,故给进压力稳定、调节灵活。

(6)卡盘与夹持器能力大,这两部分具有较大的夹紧力,而且两者动作联合,不但实现了不停车倒杆、拧卸钻杆;还可与给进油缸相配合,在坑道水平孔及仰孔钻进时、方便

地升降钻具。

(7)立轴有良好的开移性能,钻机除有液压整体移离孔口装置外,还有立轴开合装置,可便于车装和拆卸维修。

(8)配有高 9m 的桅杆塔架,塔架安装支撑在钻机上,随着回转器可自由地适应钻孔倾角变化,除可施工垂直孔外,还可钻进与水平面成 30°的急倾斜钻孔,适合矿山边坡工程的需要。

(9)机架上装有一组导向滑轮,可以用钻机自身动力自行搬迁移动,便于市政工程施工。

2. 钻机主要部件及其工作原理

钻机由机架、动力机、离合器、变速箱、分动箱、回转器、液压卡盘、升降机及其制动装置、液压系统和附件(锚头轮、液压夹持器、绳索取心绞车、下卡盘)等组成(图 8-3-24)。

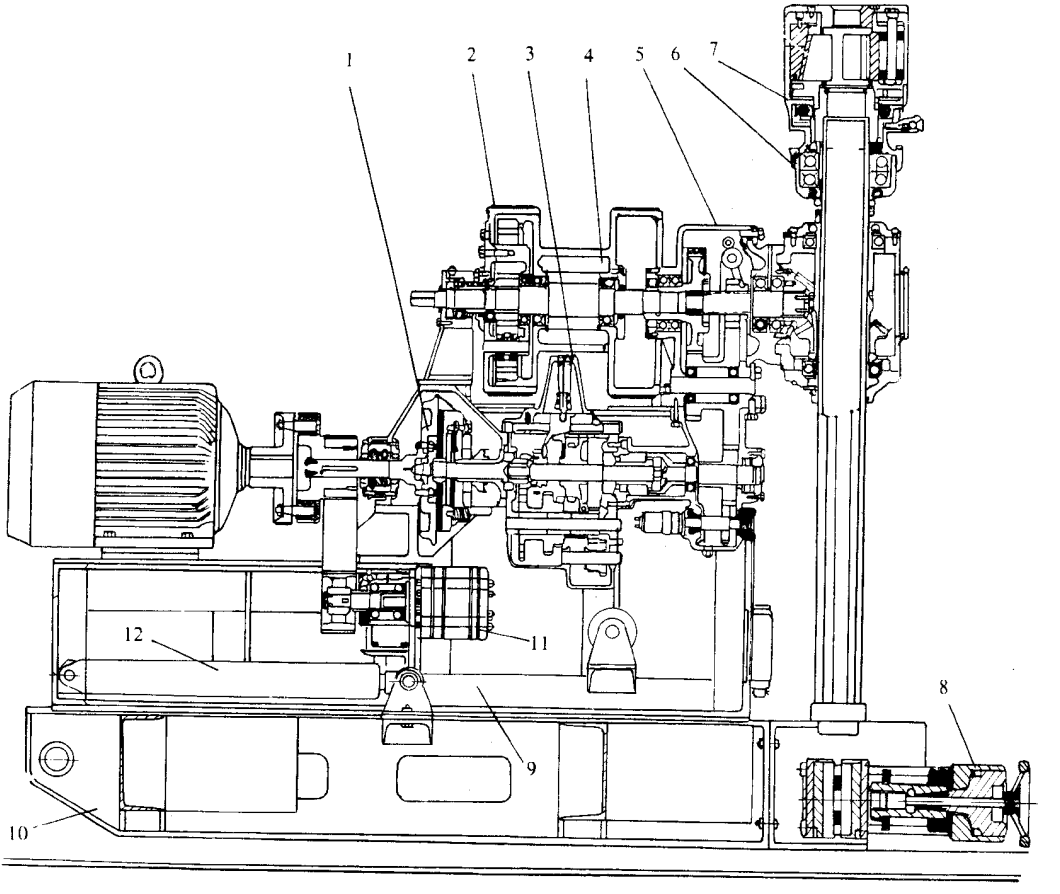


图 8-3-24　YL-3 型钻机总装配图

1—离合器;2—升降机制动装置;3—变速箱;4—升降机;5—分动箱;6—回转器;7—液压卡盘;8—液压夹持器;9—机架;10—机座;11—油泵;12—移位油缸

(1)离合器：是钻机机械传动系统的动力开关。在动力机运转时，用以接通或切断动力；在钻机变速或扭断岩心时，可用离合器进行微动操作；在负荷超载时，摩擦片间可打滑，限制扭矩，起到过载保护作用。

钻机采用 NJ—130 汽车离合器，结构型式为单片干式弹簧压紧常闭式(图 8－3－25)。即压盘通过弹簧将从动盘压紧在飞轮上，从而动力机主动轴与飞轮带动从动盘和从动轴回转。推动离合器操纵手把，拨叉使分离轴承推动分离杠杆，抬起压盘，使从动盘与飞轮分离，切断动力传递。动力机与离合器之间采用弹性联轴节连接。

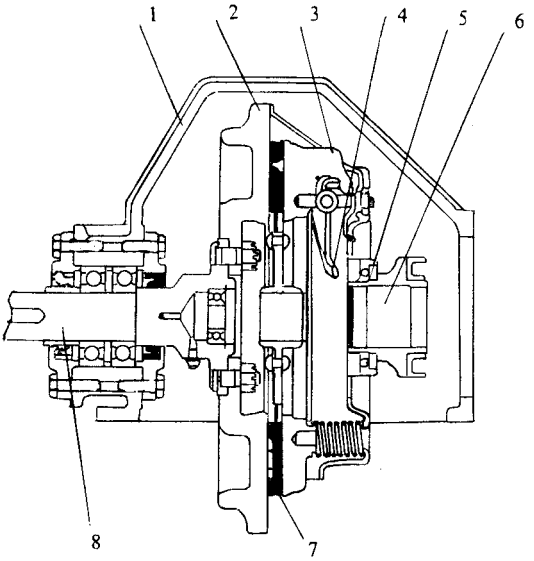


图 8－3－25　摩擦离合器

1—外壳；2—飞轮；3—压盘；4—分离杠杆；5—分离轴承；6—从动轴；7—从动盘；8—主动轴

(2)变速箱：可变更回转器和升降机的转速及扭矩，并可使回转器改变转向。它采用 NJ—130 汽车变速箱(图 8－3－26)。

采用同轴输出结构，即输入轴与输出轴在同一轴线上，两轴直接相连为直接档；换档齿轮装在下面第二轴上，由变速杆拨动滑移齿轮与换档齿轮啮合，即可减速输出，可获得四个正转和一个反转的转速。各档齿轮啮合关系及变档位置，用变速标牌表示(图 8－3－27)。

(3)分动箱：是将夺速箱传来的动力分配给回转器和升降机的装置，并使它们同时或分别回转(图 8－3－24 所示)。

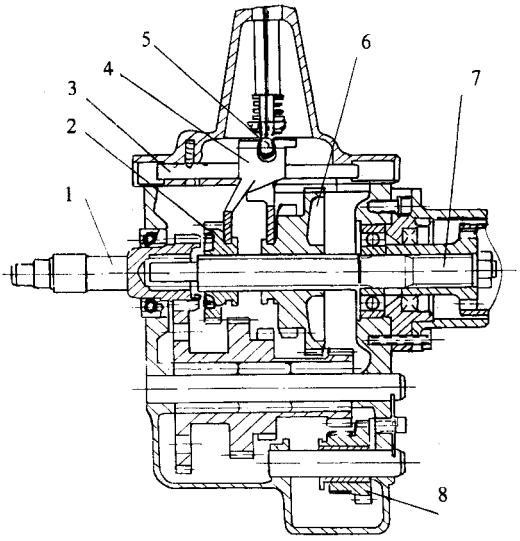


图 8－3－26　变速箱

1—输入轴；2—三、四档滑移齿轮；3—拨叉轴；

4—拨叉；5—变速杆；6—一、二档滑移齿轮；

7—输出轴；8—倒档齿轮

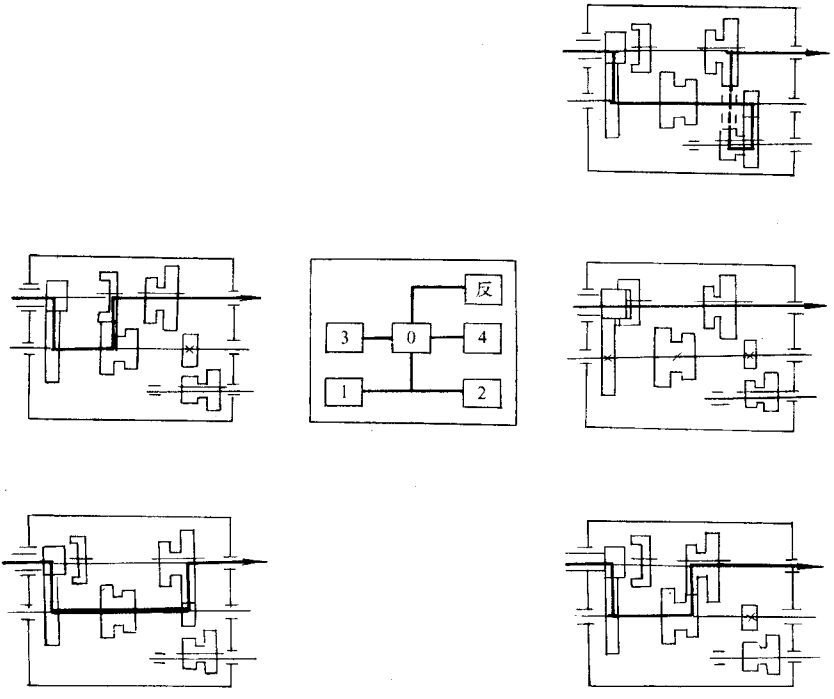


图 8－3－27　变速位置及各档齿轮啮合关系图

分动箱与变速箱之间，通过一组齿形联轴节传递动力，经过桥齿轮与主轴上齿轮啮合，升降机轴插入齿轮轴的花键孔内，使升降机轴常转。当滑移齿轮处于空档时，回转器停止回转。滑移齿轮可左右挂档，回转器得到慢、快两组回转速度。分动箱的操纵手把向右为高档，向左为低档，各获得四个正转和一个反转速度。

分动箱右端固定一个连接盘，用绞链与回转器连接，并由三个螺栓固定。连接盘与回转器一起可以在分动箱上作 360°转动，以适应钻进各种角度钻孔的需要。分动箱底部输出轴带动测速发电机，通过转速表显示各档的转速。分动箱侧面还有指示油孔，指示箱内润滑油面高度。箱体后面的窗口可安装锚头轮，不装时用盖板盖紧、以免漏油。

(4)回转器(图 8－3－28) 功用是利用角传动将不同的转速和转向通过立轴、卡盘传递给钻具，并导正钻具方向。

分动箱内的小螺旋锥齿轮与回转器内大螺旋锥齿轮啮合，带动立轴导管旋转。立轴导管的六方内孔套着六方立轴，既可回转又可上下移动。立轴上端与液压卡盘连接，通过卡盘卡瓦夹紧主动钻杆，带动钻具回转。立轴下端有护套，用以导正主动钻杆，必要时可换装手动顶丝下卡盘。下卡盘用专门六方搬手松紧卡瓦。

回转器两侧各装有一个给进压力油缸，油缸内的活塞拉杆用螺母固定在横梁上，横梁用两盘向心推力轴承安装在立轴台肩上。由油缸压力腔产生的作用力，通过活塞拉杆、横梁传到立轴上而产生轴向力，以完成给进、称重、倒杆、悬吊和强力起拔钻具等操作。回转器左侧还装有一根电镀标尺杆，便于观察进尺。

该钻机还配有另一个大回转器，其结构与上述类似。立轴通径为 ϕ92mm，只要换一个分动箱上的连接盘和一对大小螺旋锥齿轮，即可使大小回转器互换。大回转器上的连接盘带有桅杆钻架支承，因此大回转器还可以使用专门设计的桅杆钻塔，以适应工程钻和矿山边坡工程钻探需要。

(5)液压卡盘 功用是卡紧机上钻杆使其与回转器结合，将回转扭矩及给进机构的作用力传递给钻具。它采用弹簧夹紧、油压松开的常闭结构(图 8－3－29)。其工作是靠六组复合式两片叠合小直径碟形弹簧，通过拉杆将弹簧力作用于外壳上，外壳上的三个斜面各经一盘滚柱压紧卡瓦，使三块卡瓦产生径向移动并自定心而夹紧钻杆。当压力油进入油缸推动活塞上升时，活塞通过轴承向上顶起外壳，此时拉杆压缩碟形弹簧，而卡瓦靠两侧的小弹簧向外移动松开钻杆。

卡瓦为组合式结构，由卡瓦座与卡瓦组成。。根据主动钻杆直径大小可以更换不同规格的卡瓦，其规格有 ϕ42、ϕ50、ϕ55.5、ϕ73 和 ϕ89mm 等几种。

(6)升降机 功用是升降钻具、套管和悬挂钻具、在处理事故时进行强力起拔等。

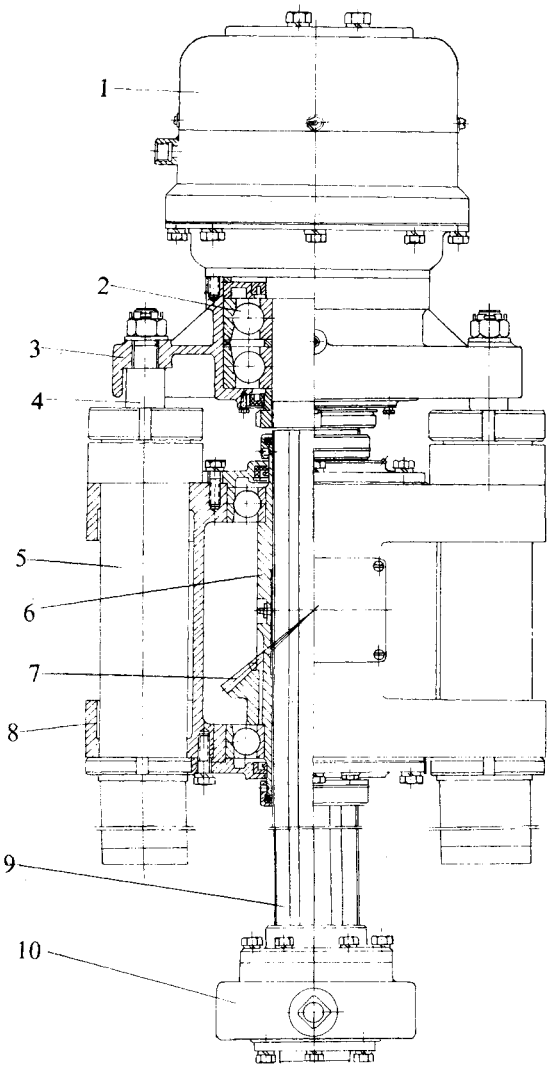


图 8－3－28　回转器

1—液压卡盘；2—向心推力轴承；3—横梁；4—活塞拉杆；5—油缸；6—立轴导管；7—大螺旋锥齿轮；8—回转器体；9—立轴；10—下卡盘

升降机为传统的行星轮系传动，属于定轴轮系提升型行星式结构(图 8－3－30)。升降机轴通过中心齿轮，行星齿轮和压入卷筒内的内齿圈三者组成的定轴轮系传递动力。

回转钻进时，升降机处于空转状态，以便孔内出现异常情况及时提升钻具。制动装置应与制圈完全脱离，不得有摩擦现象。

行星式升降机的工作原理(图 8－3－31)是动力通过升降机轴回转中心齿轮时，松开卷筒右端的下降制动手把，操纵左端的提升制动手把，使制带抱紧提升制圈，制动支持三

个行星齿轮的支架，行星齿轮轴的位置固定，则与中心齿轮啮合的行星齿轮只能自转，带动与其啮合的卷筒内齿圈回转、卷筒回转，缠绕钢绳，提升钻具。当松开提升制动手把，操纵下降制动手把，控制制带对制圈的抱紧力，使卷筒在钻具自重的作用下反转，从而控制钻具下降速度的快慢，此时行星齿轮处于既公转又自转的运动状态。如提升手把仍松开，操纵下降制动手把使制带完全刹住制圈，即可制动卷筒，停止钻具不动，此时内齿圈不动，行星齿轮自转并绕中心齿轮公转。

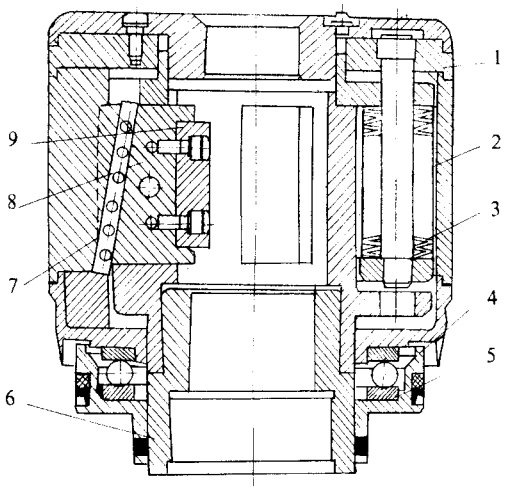


图 8－3－29　液压卡盘
1—外壳；2—拉杆；3—碟形弹簧；4—活塞；5—轴承；
6—接手；7—滚柱；8—卡瓦座；9—卡瓦

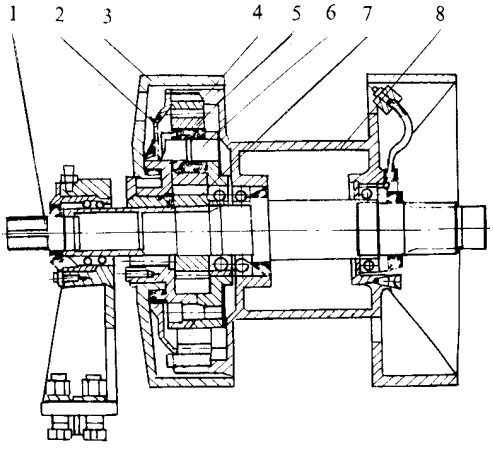


图 8－3－30　升降机
1—升降机轴；2—支架；3—提升制圈；4—内齿圈；
5—行星齿轮；6—行星齿轮轴；7—中心齿轮；8—卷筒

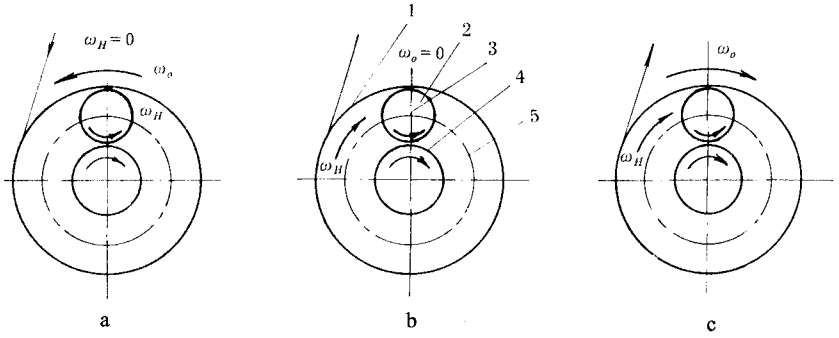


图 8－3－31　行星式升降机工作原理示意图

a—提升；b—制动；c—下降

1—内齿圈；2—行星齿轮；3—行星齿轮轴；4—中心齿轮；5—卷筒

(7)液压夹持器　放置于孔口，用于夹持不带缺口的绳索取心钻杆、钻具。它是用蝶形弹簧直接夹持钻杆、油压松开的常闭式结构(图 8－3－32)。其额定夹持力为 27kN，可安全夹持 ϕ55.5mm 长 450m 的绳索取心钻杆，并可夹持 ϕ89mm 以内的套管和钻杆。

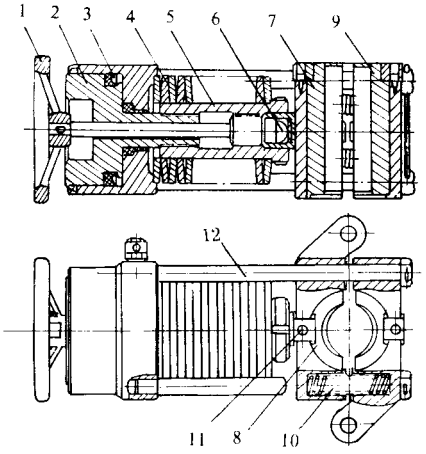


图 8－3－32　液压夹持器

1—手轮；2—活塞；3—油缸；4—碟形弹簧；5—拉杆；

6—顶套；7—左卡瓦座；8—卡瓦；9—右卡瓦座，

10—弹簧；11—止动块；12—连杆

液压夹持器的工作原理是碟形弹簧组(共 15 片)一端通过拉杆和顶套推左卡瓦座，另一端顶在油缸上，油缸通过四根连杆拉另一个右卡瓦座，使两个卡瓦座向中央移动夹紧钻杆。压力油进入油缸，使活塞与油缸产生相对移动，通过拉杆压缩碟形弹簧、松开卡瓦座，卡瓦座之间的弹簧使卡瓦松开钻杆。夹持能力的大小可通过手轮进行调节，当通

过粗径钻具时，需反时针方向拧松手轮，放松弹簧，增大卡瓦之间的张开口径，以便顺利通过钻具和钻头。卡瓦上方的止动块是为了防止提升钻具时带出卡瓦。卡瓦规格与卡盘卡瓦规格相同。

液压夹持器可与液压卡盘配合、联动：即使用给进压力油缸升降钻具；使用回转器拧卸钻杆。

(8)液压绳索取心绞车：是为适应绳索取心钻进需要而设置的，它由液压马达驱动，通过一对齿轮减速，使卷筒回转缠绕钢绳提升钻具(图 8－3－33)。其结构简单、操作方便，安装灵活，可安装在钻机机架上，也可安装在孔口附近的任何位置上。提升能力为 3～4kN，提升速度在 0～90m/min 内无级调节。

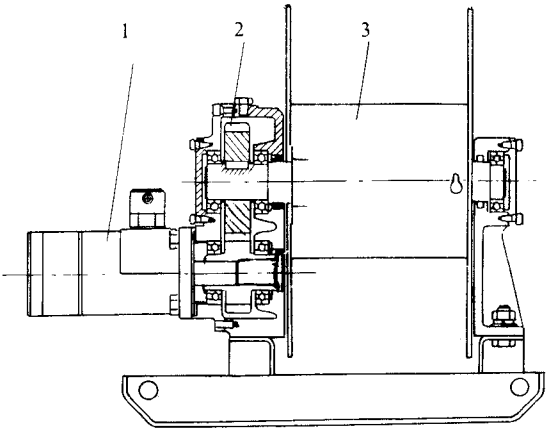


图 8－3－33　液压绳索取心绞车

1—液压马达；2—齿轮；3—卷筒

(9)机座(见图 8－3－24)：包括机架、底座、移位油缸、操纵板和离合器操纵装置等部件。机架用左右压板压在底座滑轨上，靠移位油缸作前后移动。油缸体与机架连接，活塞杆耳轴固定在底座上，可移动距离为 400mm。机架向前移，可使钻机对准孔口，靠机架前的斜块楔紧。机架前面装有两个导轮，机架下部有一个与升降机卷筒切线方向对应的滑轮。底座前面的滑橇，主要是在搬移钻机时，便于在地面拖动，待钻机安装完毕可拆除。

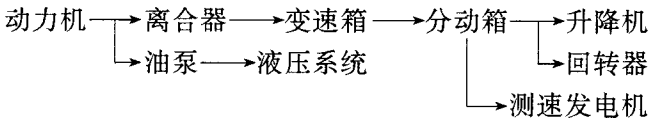
(10)锚头轮附于分动箱后侧，用于吊拖钻杆、钻具及打吊锤。如需自行拖动钻机，可在钻机移动前方钉好桩，固定好钢丝绳，绳的另一头穿过钻机前面的导轮，进入机架，经过滑轮缠绕到升降机或锚头卷筒上，操作升降机或锚头轮，钻机即可向前移动。

3. 机械传动系统

机械传动系统的任务，是把上述钻机主要部件联系起来，用以传递和切断动力、变

速、变矩、换向、分配动力、改变运动形式、实现柔性传动与过载保护，使钻机的升降机和回转器正常回转进行工作。

机械传动系统(图 8－3－34)主要包括回转器、升降机、油泵和测速发电机等四个传动链。即



油泵传动链在离合器前接受动力，只要动力机运转，钻机的液压系统即具备了工作条件。

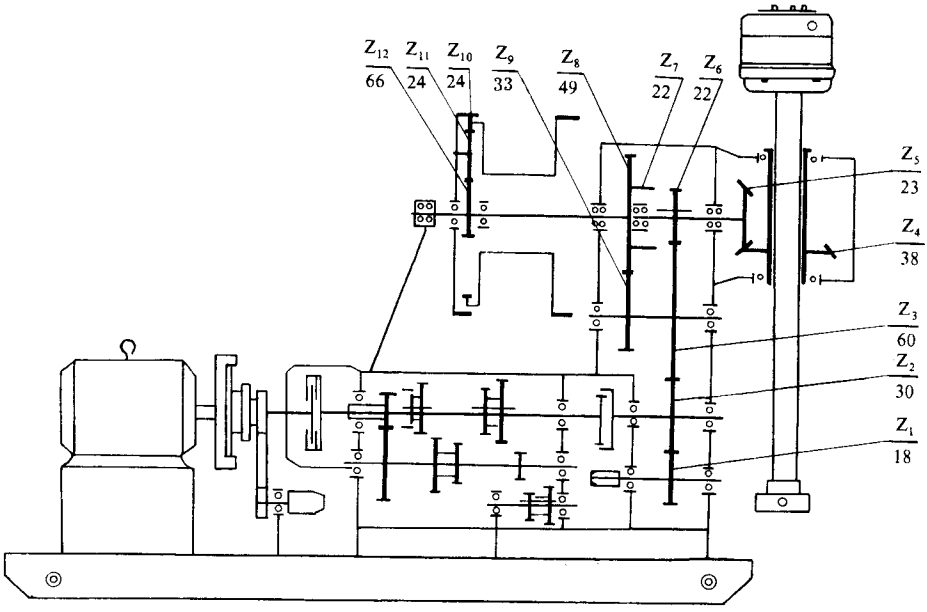


图 8－3－34　钻机传动系统

变速箱可变正转四速和反转一速，经分动箱回转器有高、低两组转速。当动力机转速 $n = 1460\text{r/min}$ 时，则各速传动比(i)分别为：$i_1 = 6.4$；$i_2 = 3.09$；$i_3 = 1.69$；$i_4 = 1$；$i_{反} = 7.82$。机械传动路线及速度计算见表 8－32－5。

4. 液压系统的组成及其工作原理

液压系统由双联齿轮泵、多路换向阀、压力调节阀、截止阀、给进油缸、移动油缸、卡盘油缸、夹持器油缸以及高压胶管、系统压力表、孔底压力表和油箱、过滤器等部件组成。

(1)双联齿轮油泵：为 2CB—F32/10C—FL 型，由两个单级齿轮泵组成(图 8－3－35)，它是依靠两对齿轮的啮合运动来完成吸油和压油过程的。其作用是将原动机输出

的机械能转换成液压能，向液压系统提供压力油，驱动液动机（油缸）作功。

表 8－3－5　机械传动路线及速度计算

正反转档数			回转器传动路线	转速 r/min	
				小回转器	大回转器
正转	低速	Ⅰ	$n(1/i_1)\times(z_2/z_3)\times(z_9/z_8)\times(z_7/z_6)\times(z_5/z_4)$	46.5	40
		Ⅱ	$n\times(1/i_2)\times(z_2/z_3)\times(z_9/z_8)\times(z_7/z_6)\times(z_5/z_4)$	96	83
		Ⅲ	$n\times(1/i_3)\times(z_2/z_3)\times(z_9/z_8)\times(z_7/z_6)\times(z_5/z_4)$	176	152
		Ⅳ	$n\times(1/i_4)\times(z_2/z_3)\times(z_9/z_8)\times(z_7/z_6)\times(z_5/z_4)$	298	258
	高速	Ⅰ	$n\times(1/i_1)\times(z_2/z_3)\times(z_3/z_6)\times(z_5/z_4)$	188	163
		Ⅱ	$n\times(1/i_2)\times(z_2/z_3)\times(z_3/z_6)\times(z_5/z_4)$	390	337
		Ⅲ	$n\times(1/i_3)\times(z_2/z_3)\times(z_3/z_6)\times(z_5/z_4)$	712	616
		Ⅳ	$n\times(1/i_4)\times(z_2/z_3)\times(z_3/z_6)\times(z_5/z_4)$	1205	1042
反转	低速		$n\times(1/i_{反})\times(z_2/z_3)\times(z_9/z_8)\times(z_7/z_6)\times(z_5/z_4)$	38	33
	高速		$n\times(1/i)\times(z_2/z_3)\times(z_3/z_6)\times(z_5/z_4)$	154	133
速度档数			升降机传动路线	卷筒转速 r/min	单绳升速 m/s
Ⅰ			$n\times(1/i_1)\times(z_2/z_3)\times(z_9/z_8)\times(z_{12}/z_{11})\times(z_{11}/z_{10})$	28	0.38
Ⅱ			$n\times(1/i_2)\times(z_2/z_3)\times(z_9/z_8)\times(z_{12}/z_{11})\times(z_{11}/z_{10})$	58	0.80
Ⅲ			$n\times(1/i_3)\times(z_2/z_3)\times(z_9/z_8)\times(z_{12}/z_{11})\times(z_{11}/z_{10})$	106	1.45
Ⅳ			$n\times(1/i_4)\times(z_2/z_3)\times(z_9/z_8)\times(z_{12}/z_{11})\times(z_{11}/z_{10})$	179	2.46

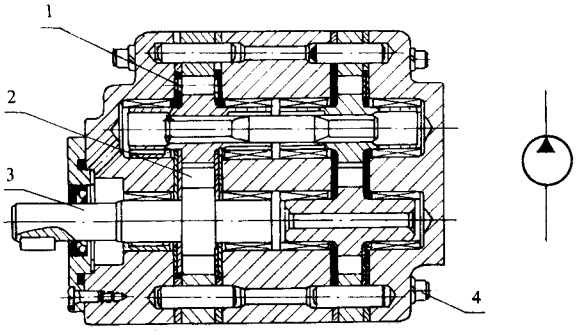


图 8－3－35　双联齿轮油泵

1、2—齿轮；3—主动轴；4—螺松

油泵技术性能为：额定工作压力 9.81MPa；最大工作压力 13.73MPa；转速 1300r/min。

（2）多路换向阀为 ZLE—QW·QW·OT·OW 型号，由进油阀、回油阀和四连换向阀组成（图 8－3－36）。用双头螺栓连在一起。

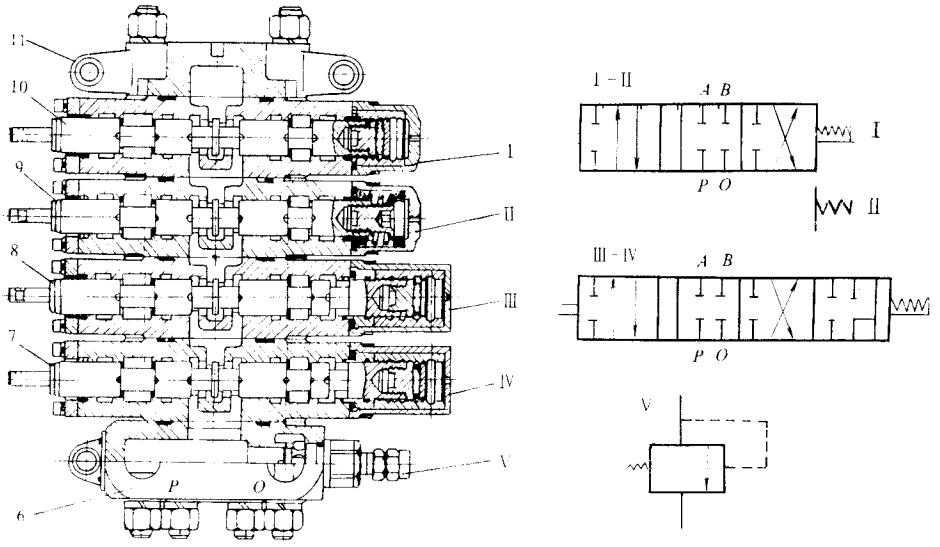


图 8－3－36　多路换向阀

Ⅰ—绞车控制阀；Ⅱ—钻机移位阀；Ⅲ—立轴给进阀；Ⅳ—卡夹阀；Ⅴ—系统调压阀；6—进油阀；7、8－Q 型滑阀；9、10—O 型滑阀；11—回油阀

换向阀是由阀体、滑阀和操作定位装置等组成。它的作用是通过滑阀与阀体的相对移位来改变油液流向的接通或关闭。一般将阀与系统中油路连通的油路数叫做“通”，把滑阀的不同工作位置数叫做“位”。阀体上的油孔 P 为压力油口，O 为回油口，A、B……为工作油路口。图中的滑阀一般都处于中间位置，即常态时，油口 P、A、B、O 全封闭，油路不能流通。

绳索取心绞车控制阀Ⅰ：为弹跳定位三位六通换向阀，滑阀机能为 O 型。可控制绞车的正反转和停车，从而控制绳索取心打捞装置的升降。该阀的两个工作油口分别与绞车上的油马达油口连接。

钻机移位阀Ⅱ：是弹簧复位三位六通换向阀，滑阀机能为 O 型。用此阀可控制钻机移开孔口和对中孔口。阀的两个工作油口分别与移动油缸两端油腔连接。

立轴给进换向阀Ⅲ：为弹跳定位四位六通换向阀，滑阀机能为 Q 型，用以控制钻机立轴上升、下降、停止或称重。两个工作油口分别与给进油缸的上下腔连通。

卡夹阀Ⅳ：是一个弹跳定位四位六通换向阀，滑阀机能为 Q 型。用以控制液压卡盘和夹持器。两个工作油口分别与液压卡盘油缸和夹持器油缸连接。当使用带切口接头的普通钻杆和拧管机时，则取下夹持器，接夹持器油缸的油管，与液压拧管机的多路阀进油口接通，油泵即可向拧管机供油使其工作。

进油阀 6：是将油泵输出的压力油引到进油口 P。在其进油口 P 和回油口 O 之间装有系统调压阀（图 8－3－37）。

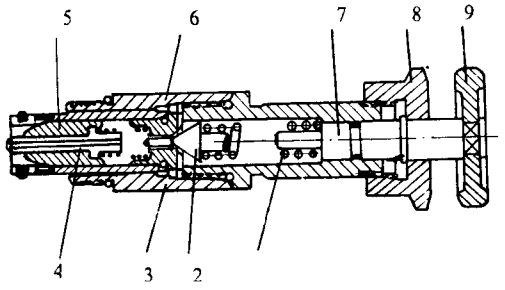


图 8－3－37　系统调压阀
1—调压弹簧；2—提动阀；3—提高阀座；4—滑阀；5—锥阀；
6—阀体；7—调压杆；8—调压手轮；9—快速增压手轮

系统调压阀的作用有三：一是微调系统的液压和工作油量，通过旋转调压手轮，使调压杆进退，改变调压弹簧压缩量和作用力，从而控制系统的液压和工作油量；二是快速增压，即扳动快速增压手把，直接带动调压杆，迅速压缩调压弹簧，封闭溢流孔道，使全部油量进入工作机构，快速增压给工作机构使其运动加快；三是限制系统最高压力，其最大压力限制在 13.73MPa。因此，系统压力调节范围一般为 0～13.73MPa。

回油阀 11：是将系统内回油引到回油口，以便集中向油箱泄油，能可靠地防止阀体之间外泄漏油。

(3)减压调压阀：为 XDIF－$L_{20}H_{10}$型单向平衡阀(图 8－3－38)，串联在多路换向阀的立轴给进阀与给进油缸下腔之间。主要用于减压钻进时调节孔底压力；当扫孔钻进或穿过空洞时，也可用于支承一部分钻具重量，保证进尺的稳定性。

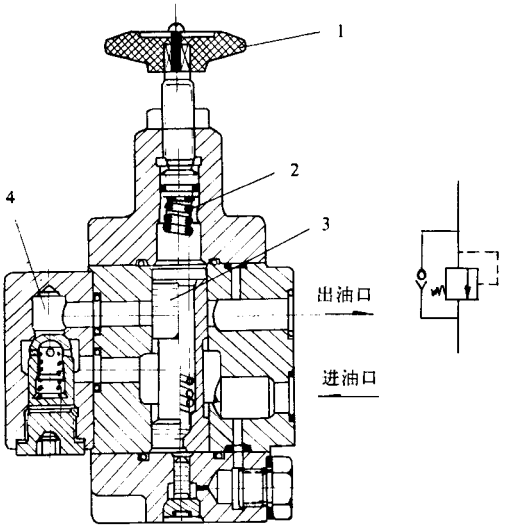


图 8－3－38　减压调压阀
1—调压手轮；2—弹簧；3—小活塞；4—单向阀

减压调压阀的工作原理是阀的进油口与油缸下腔接通，出油口连通换向阀回油。滑阀在弹簧的作用下将进出油口关闭。当滑阀下端小活塞所受的作用力（即钻具重量对给进油缸下腔形成的压力）大于弹簧的调定压力时，滑阀上升，使进、出油口相通。所以，只要改变弹簧作用力的大小，即可改变油缸下腔平衡钻具重量的作用力，达到调节（减压钻进时）孔底给进压力的目的。其反向油流可由单向阀自由通过，不受滑阀的制约，减少了立轴上升时的压力损失。

（4）截止阀：为球形截止阀，可打开或关闭油路，在液压系统中装有大小各一只（见图 8－3－43）。大截止阀的通径为 24mm，装在大油泵出口与油箱之间，关闭此阀，大小油泵并联同时向系统输入压力油，可用于快速提升立轴、钻机前后移位、驱动绳索取心绞车转动等。当大截止阀打开时，大油泵排出的油，通过此阀直接流回油箱卸压，此时只有小油泵向系统输入压力油，用于加压钻进、打开卡盘和夹持器等。该压力油因有单向阀不能经大截止阀卸压。在系统工作只需小流量时，可用小油泵工作、大油泵卸流，减少溢流量，从而降低功耗，减少油液发热。

小截止阀通径为 12mm，连接在多路阀与夹持器之间。在绳索取心钻进时，关闭此阀，使夹持器始终保持打开的位置；而在操纵卡盘时，也应关闭此阀，使夹持器保持夹紧状态。

（5）压力表（图 8－3－39）：有系统压力表和孔底压力表。压力范围为 0～15.69MPa（160kgf/em2）。压力表面盘内充油耐震，表面装有油液压力刻度值的静盘和直接指示孔底压力值的动盘，动盘左右各刻有一个半圆刻度，分别以红、黑两色加以区别。红色刻度从零开始按顺时针方向增大，为加压钻进用；黑色刻度从零开始按逆时针方向增大，为减压钻进用。

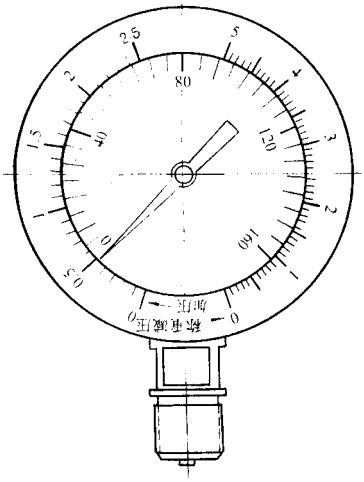


图 8－3－39　充油耐震压力表

系统压力表装在多路阀压力油进口处(见图 8－3－43),用以显示液压系统的工作压力和加压钻进时的孔底钻头压力。孔底压力表装在多路阀与给进油缸下腔之间的油路上,用以称重和显示减压钻进时孔底压力。称重、减压钻进、加压钻进时的压力表使用方法如下:

①称重 按操作程序进行钻具的称重。孔底压力表静盘上显示的给进油缸下腔的压力,待指针稳定后,转动外圈动盘,使黑色刻度的零点对准指针,则对应于静盘零点的动盘上的刻度值即为钻具重力。如图 8－3－40 所示,钻具重力为 1000kgf(9.8kN)。

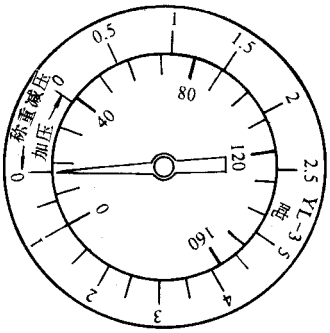


图 8－3－40　孔底压力称重指示图

②减压钻进时 首先要称出钻具重力,如称得钻具重力为 2000kgf,若孔底给进压力需要 1200kgf,则反时针慢慢转动减压调压阀手轮,观察孔底压力表指针变化,当指针调到外圈动盘黑色刻度为 1200kgf 时,即停止转动手轮(图 8－3－41)。即减压 800kgf,孔底保持 1200kgf 压力钻进。

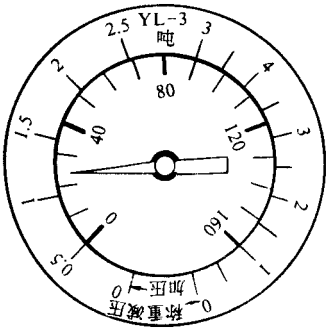


图 8－3－41　减压钻进时孔底压力表的指示图

③加压钻进时 在称重之后,如称得钻具重力为 500kgf,转动系统压力表的外圈动盘,将红色刻度的钻具重力读数 0.5t 对准静盘的零点。若孔底给进压力需要 1200kgf,则调节系统调压阀手轮加压,使系统压力表的指针指到外圈动盘红色刻度 1200kgf 为止(图

8－3－42)。

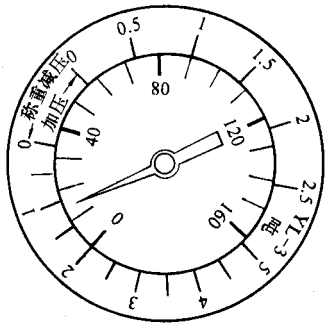


图 8－3－42　系统压力表在加压钻进时的指示图

(6)油箱：由铝合金铸成。其作用是贮存、冷却油液，并沉淀、过滤油液中的杂质。

5. 液压传动系统的功用

液压传动系统是将上述液压元件用油管连接起来，由浊泵把机械能转换为液压能，通过油管和控制阀传递到油缸，再转换为机械能(图 8－3－43)。用以完成立轴下降、停留、上升、松紧卡盘与夹持钻具、移动钻机、驱动绳索取心绞车等工作。

通过系统调压阀或减压调压阀调节给进油缸压力可以满足加压钻进、自重或减压钻进、倒杆和强力起拔等工艺要求。通过卡盘、夹持器联动，配合给进油缸可以拉送钻具；配合回转器转动可以拧卸钻杆。由系统压力表可以反映液压系统压力，孔底压力表反映钻进压力、钻具重力和减压值大小。各个工序的操作均由各种手把操纵于一定位置(图 8－3－44)其液压传动原理如下(参看图 8－3－43)：

(1)钻具称重：首先操作大截止阀 7 手把放到上方，使大油泵 5 泄压，仅小油泵 4 供油。

操作阀Ⅳ于 2 位，夹持器松开、卡盘卡紧钻杆。再操作阀Ⅲ于 2 位，将钻具提离孔底约 200～300mm，送水并使立轴回转。然后操作阀Ⅲ于 3 位，顺时针旋转减压调压阀 9、使给进油缸下腔在钻具重量作用下增压到与钻具重力平衡、立轴停止运动。此时，转动孔底压力表 11 的外圈动盘，使黑色刻度零点对准指针，则对应于静盘零点的动盘上刻度值，即为钻具重力。

泵 5→7→3→1 泄压

泵 4→Ⅳ阀 2 位 P_4→B_4→12→13 推动活塞、夹持器松开

同时，卡盘油缸 15→Ⅳ阀 A_4→O_4→3→1 泄压、卡盘卡紧钻具

→Ⅲ阀 2 位 P_3→B_3→9（单向阀）→14 下腔、提升钻具

14 上腔→A_3→O_3→3→1 泄压

拨Ⅲ阀于 3 位：14 下腔→9 调压→B_3→O_3→3→1 泄压到与钻具重力平衡

(2)加压钻进：首先称出钻具重力，转动系统压力表 10 的外圈动盘，将红色刻度的钻具重力数对准静盘的零点；此时Ⅳ阀仍于 2 位，将其拨回 0 位，保持夹持器松开、卡盘卡紧钻具状态。操作Ⅲ阀于 1 位，送水回转钻具，将钻具下到孔底，立即调节系统调压阀Ⅴ，观察系统压力表，调到所需的孔底压力，即开始加压钻进。

泵 4⟶Ⅲ 阀 1 位 P_3⟶A_3⟶14 上腔、加压给进

14 下腔⟶9⟶B_3⟶O_3⟶3⟶1 泄压

(3)减压(自重)钻进：称重后，水泵送水、钻具回转；此时Ⅳ阀仍于 2 位将其拨回 0 位，保持夹持器松开、卡盘卡紧钻具状态；Ⅲ阀仍于 3 位，反时针慢慢转动减压调压阀 9 手轮，钻具落到孔底开始钻进，观察孔底压力表 11 指针变化，当指针指向动盘上所需孔底压力值时、停止转动手轮，钻具即以所需钻压减压钻进。利用减压调压阀产生的背压平衡掉一部分钻具重力，可以灵活地控制减压钻进时的孔底压力，并保持压力稳定。

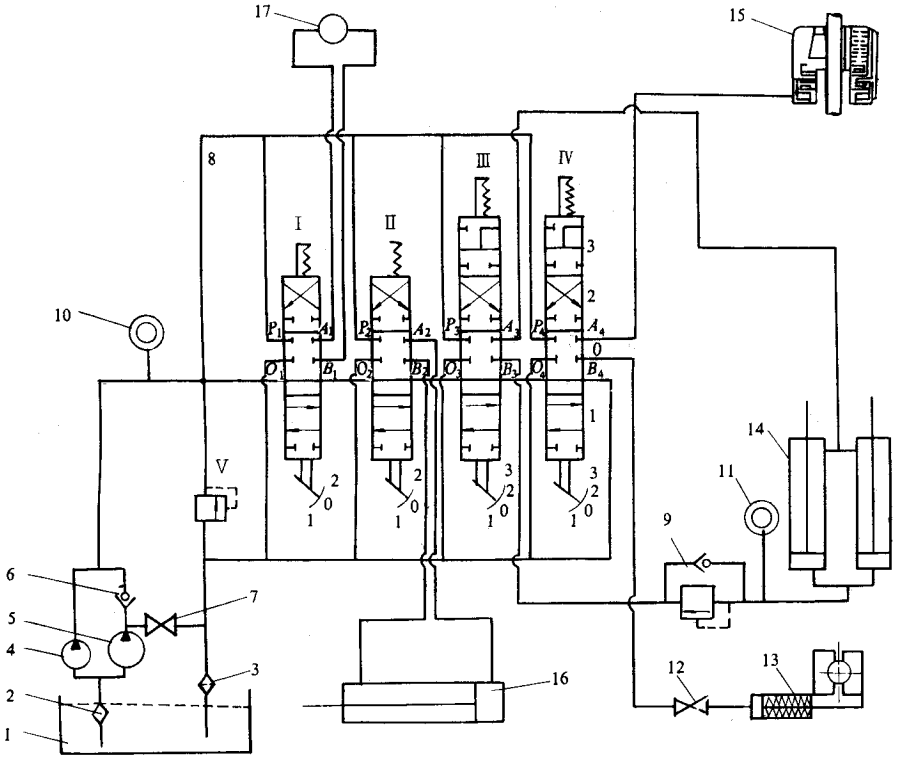


图 8－3－43　液压传动系统图

1—油箱；2、3—滤油器；4—小油泵；5—大油泵；6—单向阀；7—大截止阀；8—多路换向阀；Ⅰ—绞车控制阀；Ⅱ—钻机移位阀；Ⅲ—立轴给进阀；Ⅳ—卡夹阀；Ⅴ—系统调压阀；9—减压调压阀；10—系统压力表；11—孔底压力表；12—小截止阀；13—液压夹持器；14—立轴给进油缸；15—液压卡盘；16—钻机移位油缸；17—绞车液马达

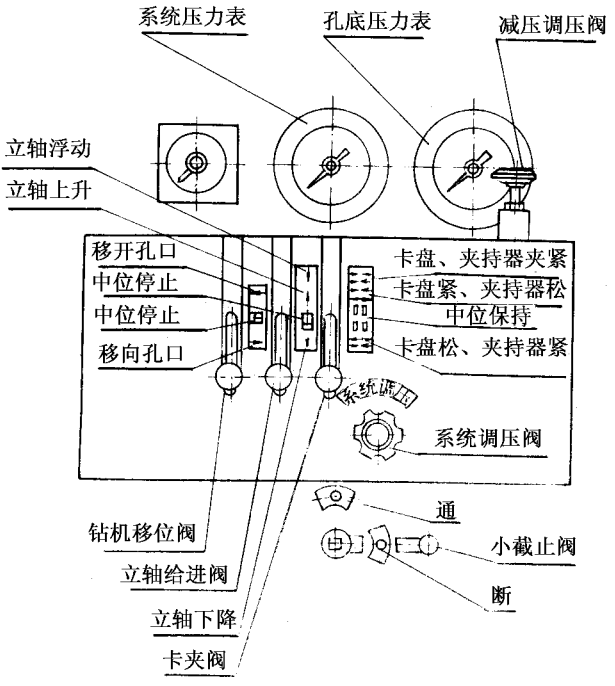


图 8－3－44　各种手把操纵位置及其功能

当钻具重力等于所需孔底压力时，完全放松减压调压阀。即为自重钻进。

(4)倒杆、提升或强力起拔　在加压钻进或减压钻进时，当立轴行程终了(活塞行至下止点)时、须将立轴空程提升(活塞回行至上止点)、俗称倒杆。操作Ⅳ阀于 1 位，由于碟形弹簧的作用，夹持器先夹紧钻具、卡盘滞后松开；又操作Ⅲ阀于 2 位，关闭截止阀 7 使大小油泵并联以全泵量进入系统，实现快速倒杆。

泵 4 ——→Ⅳ阀于 1 位：P_4——→A_4——→15 推活塞、松开卡盘

5 ——　13——→B_4——→O_4——→3——→1 泄压、夹持器夹紧钻具

——→Ⅲ阀于 2 位 P_3——→B_3——→9——→14 下腔、推活塞上升、立轴快速倒杆

14 上腔——→A_3——→O_3——→3——→1 泄压

倒杆完毕后，立即操作Ⅳ阀从 2 位拨回 0 位，保持卡盘卡紧钻具、夹持器松开；再操作Ⅲ阀回 1 位(加压钻进)或 3 位(减压钻进)。由于倒杆时的压力油只经 9 阀的单向阀，故不需调压，倒杆后仍能保持原已调好的压力值而稳定地钻进。此时开 7 阀仅用小油泵 4 供油。

提升或强力起拔钻具与倒杆不同处，仅卡盘需卡紧钻具、夹持器松开，即保持原钻进状态的Ⅳ阀于 0 位；关闭阀 7，操作Ⅲ阀于 2 位，调整Ⅴ阀增压，使 14 下腔的活塞上升力大于钻具重力和钻孔内夹卡钻具的阻力，将钻具提离孔底或实现强力起拔。

(5)钻机前后移动 利用升降机升降钻具时,需将钻机移开孔口。此时关闭 7 阀使大小油泵全泵量供油,操作Ⅱ阀于 2 位使钻机移开。

泵 4、5⟶Ⅱ 阀 2 位 P_2⟶B_2⟶16 有腔推动油缸、使钻机移开孔口

16 无杆腔⟶A_2⟶O_3⟶3⟶1 泄压

升降钻具完毕后,要将钻机复位进行钻进,此时可操作Ⅱ阀于 1 位。

泵 4、5⟶Ⅱ 阀 1 位 P_2⟶A_2⟶16 杆腔,推动油缸、使钻机移开孔口

16 有杆腔⟶B_2⟶O_3⟶3⟶1 泄压

(6)拉送钻具 在坑道内钻进水平钻孔或仰孔时,可利用卡盘、夹持器与给进油缸相配合拉送钻具,钻机不需前后移动。

①送进钻具 操作Ⅳ阀于 2 位,卡盘卡紧钻具、夹持器松开 操作Ⅲ阀于 1 位、调整Ⅴ阀增压、关闭 7 阀全泵量供油,送进钻具。

泵 4、5⟶Ⅳ 阀于 2 位 P_4⟶B_4⟶12⟶13 推活塞、夹持器松开钻具

15⟶A_4⟶O_4⟶3⟶1 泄压、卡盘卡紧钻具

Ⅲ 阀于 1 位 P_3⟶A_3⟶14 有杆腔，推活塞、立轴前进、送进钻具

14 无杆腔⟶9⟶B_3⟶O_3⟶3⟶1 泄压

倒杆 操作Ⅳ阀于 1 位,夹持器夹紧钻具、卡盘松开 操作Ⅲ阀于 2 位,立轴空程退回。继续下一行程的送进操作,周而复始,实现钻具送进。

泵 4、5⟶Ⅳ 阀于 1 位 P_4⟶A_4⟶15 推活塞、卡盘松开钻具

13⟶12⟶B_4⟶O_4⟶3⟶1 泄压、夹持器夹紧钻具

Ⅲ 阀于 2 位 P_3⟶B_3⟶9⟶14 无杆腔、推活塞回程、立轴退回

14 有杆腔⟶A_3⟶O_3⟶3⟶1 泄压

②拉出钻具 操作Ⅳ阀于 2 位,卡盘卡紧钻具、夹持器松开 操作Ⅲ阀于 2 位,立轴后退、拉出钻具,此时应调整Ⅴ阀增加,关闭 7 阀全泵量供油。

泵 4、5⟶Ⅳ 阀于 2 位：P_4⟶B_4⟶12⟶13 夹持器松开钻杆

15⟶A_4⟶O_4⟶3⟶1 泄压、卡盘卡紧钻杆

Ⅲ 阀于 2 位 P_3⟶B_3⟶9⟶14 无杆腔、拉出钻杆

14 有杆腔⟶A_3⟶O_3⟶3⟶1 泄压

倒杆 将Ⅳ阀于 1 位,卡盘松、夹持器紧,操作Ⅲ阀于 1 位,立轴空程退回。继续进行下一行程的拉出操作,周而复始,实现拉出钻具。

泵 4、5⟶Ⅳ 阀于 1 位P_4⟶A_4⟶15 推活塞、松开卡盘

13⟶12⟶B_4⟶O_4⟶3⟶1 泄压、夹持器夹紧钻具

Ⅲ 阀于 1 位 P_3⟶A_3⟶14 有杆腔、推活塞回程、立轴退回

14 无杆腔⟶9⟶B_3⟶O_3⟶3⟶1 泄压

(7)拧卸钻具:包括拧接与卸开两个动作,拧接钻具是在钻杆送至孔口;卡盘空程退出钻杆接头之后进行的。此时夹持器夹紧孔内钻具,卡盘处于松开状态,将接续的钻杆穿过立轴卡盘。操作Ⅳ阀于3位,卡盘紧、夹持器紧,开动回转器立轴正转拧接钻杆。

卸开钻具是在卡盘将下一根钻杆接头拉出夹持器之后进行的。此时卡盘卡紧钻杆、夹持器保持松开状态。操作Ⅳ阀于3位,卡盘紧、夹持器紧,开动回转器立轴反转卸开钻杆。

拧接或卸开钻具的油路是一样的,操作Ⅳ阀于3位,即

$$\begin{matrix} 15 \longrightarrow A_4 \\ \qquad\quad \searrow \\ \qquad\quad O_4 \longrightarrow 3 \longrightarrow 1 \text{ 泄压、卡盘紧、夹持器紧} \\ \qquad\quad \nearrow \\ 13 \longrightarrow B_4 \end{matrix}$$

(8)绳索取心钻进,使用液压绳索取心绞车:操作Ⅰ阀于1位或2位,可使绞车正、反转。提升取心内管时,把大截止阀7关闭,使大小油泵全泵量供油;调节系统调压阀Ⅴ增压,使取心内管保证应有的提升速度。

$$\begin{matrix} \text{泵 } 4、5 \longrightarrow \text{Ⅰ 阀于 1 位 } P_1 \longrightarrow A_1 \longrightarrow 17 \text{ 正转} \\ \qquad\qquad\qquad\qquad\qquad\qquad\quad 17 \longrightarrow B_1 \longrightarrow O_1 \longrightarrow 3 \longrightarrow 1 \text{ 泄压} \\ \text{泵 } 4、5 \longrightarrow \text{Ⅰ 阀于 2 位 } P_1 \longrightarrow B_1 \longrightarrow 17 \text{ 反转} \\ \qquad\qquad\qquad\qquad\qquad\qquad\quad 17 \longrightarrow A_1 \longrightarrow O_1 \longrightarrow 3 \longrightarrow 1 \text{ 泄压} \end{matrix}$$

当取心内管提升接近孔口时,应调节Ⅴ阀逐渐减压直到停止。在提升过程中要注意卷筒的排绳情况,不使紊乱。

当取心内管提升不上来时,可调节Ⅴ阀增压,强力拉断系于内管上部的细钢绳,然后用升降机提升全部钻具。

(三)钻石-100A-D型钻机

钻石-100A-D型钻机是移动回转头式钻机,采用机械、液压传动,为坑道专用的金刚石岩心钻机。适用在坑道内钻孔深100m以内的任意角度钻孔,对立柱稍加变动也可用于地表任意倾角钻孔。钻机外貌见图8-3-45,其主要技术性能见表。

本钻机机械化程度较高,结构紧凑,安装迁移方便,操作集中、简便、安全、省力,在冶金、有色金属矿山坑道岩心钻探中得到广泛地应用。

1. 钻机的特点

(1)采用移动式回转头机械回转,液压给进和拉送钻具。

(2)机械传动系统中采用二极电动机配合3K行星减速机构、使立轴卡盘获得快速正转Ⅰ1500(Ⅱ1200)r/min和慢速反转Ⅰ125(Ⅱ100)r/min,用于钻进和拧卸钻杆。

(3)配备碟形弹簧夹紧、液压松开的常闭式夹持器,适用于ϕ46和ϕ36mm两种钻具规格。在钻进向上仰孔时拉出钻具,在钻进向下俯孔时送进钻具,利用钻具"自重溜杆"、

可用调节夹持器对钻具的夹紧力来控制溜杆速度。当拉送和拧卸钻具时,则用夹持器于孔口夹持钻杆。

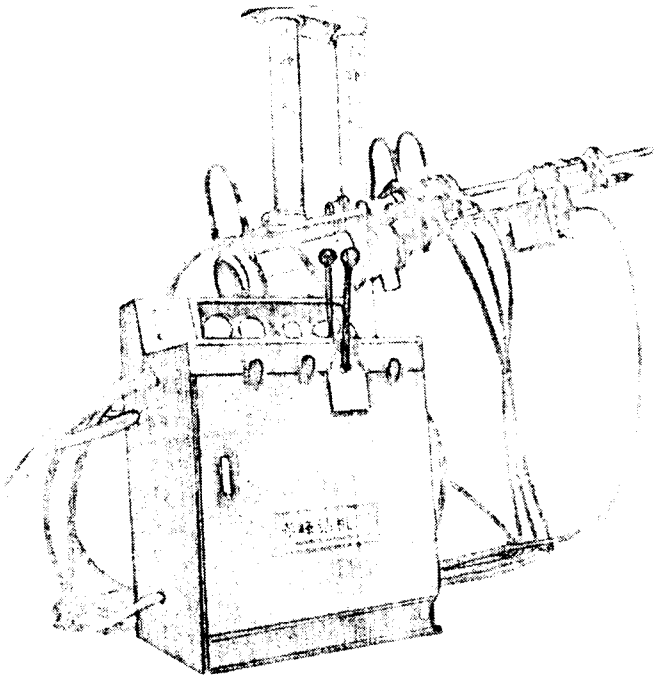


图 8－3－45　钻石－100A－D 型钻机

(4)采用液压卡紧和液压松开的液压卡盘,以利于把回转、前进、后退运动传递给钻具。

(5)在液压系统中的液压卡盘、液压夹持器和给进拉送油缸实现联动化,完成钻杆的拉送工序和拧卸工序,以满足坑道钻探特殊要求。

(6)钻机安装在双立柱上,通过立柱上的回转套和回转头,可以调整钻机的安装角度和钻进角度。

2. 钻机的主机

钻机由主机和操纵台的两大部分组成。

钻机主机(图 8－3－46)是由钻机本体和立柱两部分组成。而本体是由主机电动机、给进拉送油缸与减速箱组合、传动花键轴、传动箱与卡盘及卡盘油缸组合、夹持器油缸与夹持器组合、滑轨等组成。传动箱和卡盘除由减速箱通过传动花键轴回转运动外,还可由给进拉送油缸中的活塞杆带动沿滑轨作轴向移动,故传动箱和卡盘实际上就是一个移动式的回转头。

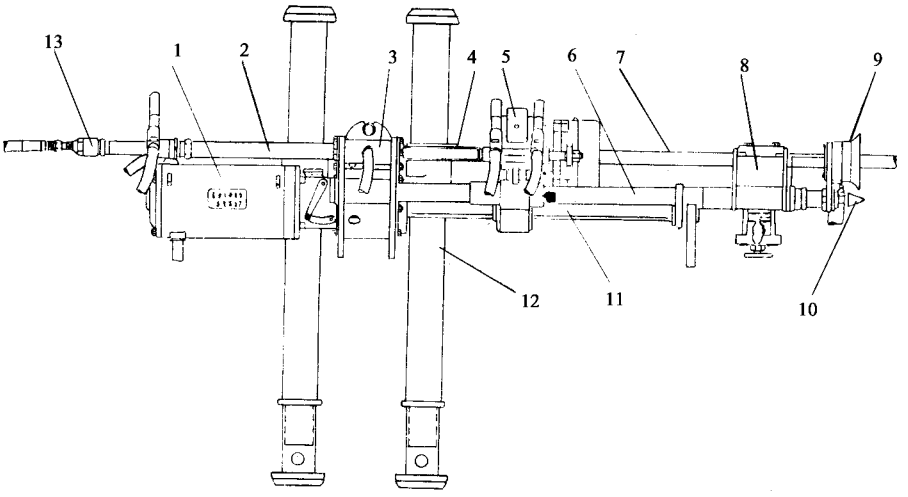


图 8－3－46　钻石－100A－D 型钻机的主机

1—电动机；2—给进拉送油缸；3—减速箱；4—活塞杆；5—传动箱、卡盘和卡盘油缸；6—传动花键轴；7—钻具；8—夹持器油缸和夹持器；9—引水罩；10—顶杆；11—滑轨；12—立柱；13—水接头

(1)减速箱为 3K 行星减速机构(图 8－3－47)。它主要由左、右两个行星轮系和减速操纵装置组成。轴齿轮的左端以键与电动机转子轴相联接，它上面装有两个外齿轮，左边外齿轮是为了实现减速而设置的，右边外齿轮是行星轮系的中心齿轮。三个双联行星齿轮以轴承装于左、右置盘上，其左行星齿轮既与中心齿轮啮合又与左内齿轮相啮合，而右行星齿轮则与右内齿轮相啮合，右内齿轮用键与传动花键轴联接。左右内齿轮均是用轴承分别安装在与减速箱壳精密配合并用螺钉固定于壳上的后端盖和前端盖中。

减速箱的操纵装置封闭于操纵箱壳内，在箱外有一个操纵手把。拔动手把则带动拨叉小轴，通过滑块拨动齿状离合器，拨至左位，中心齿轮与左内齿轮同步转动，夹在它们之间的双联行星轮也随之同步回转，这时的行星轮只公转、不自转，实际上起一个键的作用，传到右内齿轮和传动花键轴，则为高速正转档。当齿状离合器拨至右位，使左内齿轮与小内齿轮联结在一起，由于小内齿轮是固定在操纵箱壳上的，因而左内齿轮被固定，不能回转，这时双联行星轮系的输出，则为慢速反转档。

给进拉送油缸安插在减速箱壳最上部的两个孔内，使其与减速箱壳紧固在一起。

(2)传动箱和液压卡盘是一个组合机构(图 8－3－48)。传动箱是把减速箱通过传动花键轴输出的回转运动传给主轴卡盘，这样不但能起一定的减速作用，还使卡盘与减速箱之间形成平行轴传动，以便钻具可在卡盘中穿过，钻杆立根的长度不受卡盘拉送行程的限制。

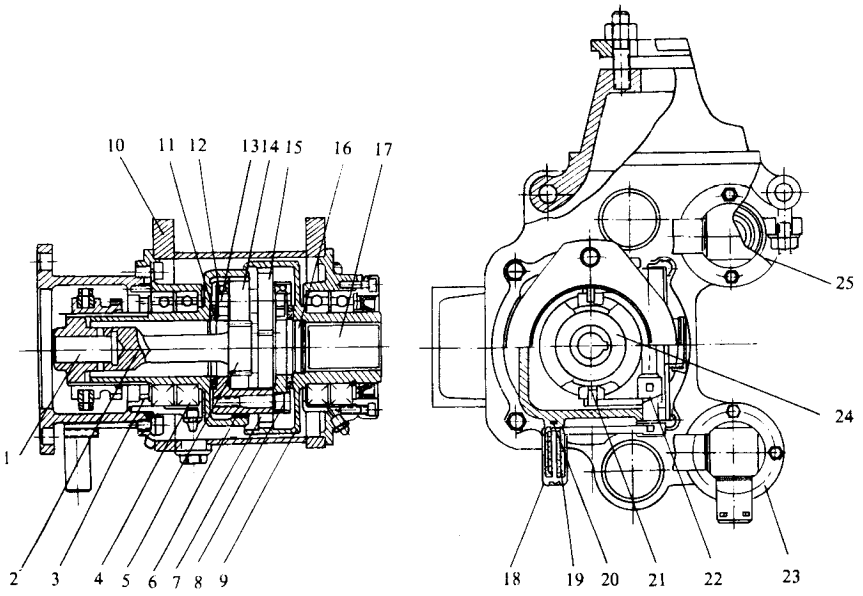


图 8－3－47　钻石－100A－D 型钻机减速箱

1—轴齿轮；2—轴；3—小内齿轮；4—后端盖；5—中心齿轮；6—左置盘；7—螺钉；8—右置盘；9—前端盖；10—箱壳；11—挡环；12—轴承；13—左内齿轮，14—双联行星齿轮；15—右内齿轮；16—挡板；17—传动花键轴；18—操纵手把；19—弹簧；20—定位杆；21—拨叉；22—拨叉小轴；23、25—给进拉送油缸；24—齿状离合器

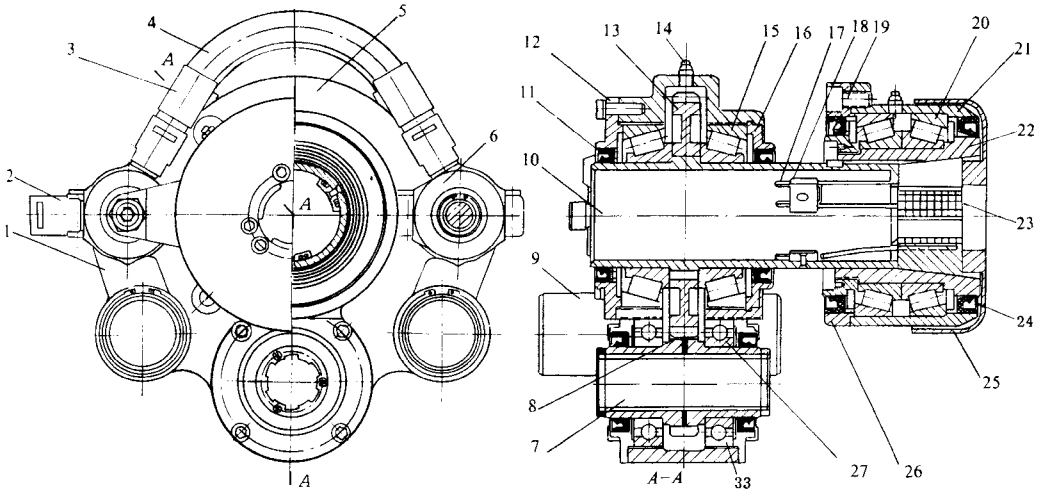


图 8－3－48　钻石－100A－D 型钻机传动箱和卡盘

1—下箱体；2—快速接头；3—油管接头，4—油管；5—上箱体；6—卡盘液压油缸；7—传动花键轴；8—主动齿轮；9—滑套；10—卡盘主轴；11、24—油封；12—后箱盖；13—从动齿轮；14—油嘴；15、20、27—轴承；16—前箱盖；17—卡瓦弹簧；18—弹簧座；19—螺钉；21—轴承套；22—锥套；23—卡瓦；25—前罩；26—后盖

传动箱体可分为上箱体与下箱体，用 8 个螺钉固紧。上下箱体结合处构成两个圆孔，内装卡盘油缸。两个油缸体的后端铣有“T”形槽，内装“T”形螺栓与给进拉送油缸活塞杆前端的螺母连接，从而将活塞的往复运动传给传动箱和卡盘。下箱体两侧装有两个滑套，钻机的两根滑轨就从这两个滑套中穿过。

传动箱中的主动齿轮具有花键内孔，可由传动花键轴带动回转，还能在轴上滑行，与其相啮合的从动齿轮以平键固在卡盘主轴上。主、从齿轮配备二组供现场选用，两组齿轮的齿数和传动比为：Ⅰ组，$Z_{主}=26$、$Z_{从}=50$、$i_{Ⅰ}=1.923$；Ⅱ组、$Z_{主}=22$、$Z_{从}=54$、$i_{Ⅱ}=2.45$。这样，卡盘主轴可获得两组不同的转速。

卡盘主轴是一根空心轴，其通孔最大内径为 ϕ48mm。主轴右端开有三个均布矩形切口，内装三块背面带斜度的卡瓦，卡瓦内穿以弹簧片，弹簧的后端穿过弹簧座，主轴前端装有以螺钉固定于主轴上的前罩。卡瓦套在带锥形内孔的锥套内，锥套用轴承装在轴承套里面，并以键随主轴一起回转。轴承套不能转动，其两肩与卡盘油缸活塞杆的前端相联结（图中未表示出）。当压力油进入油缸驱动活塞前后移动时，通过轴承套带动锥套前后移动。锥套前移，由于锥形孔直径缩小，迫使三块卡瓦径向向心移动，卡紧钻具；锥套后移，其内径变大，卡瓦将由于卡瓦弹簧的弹性而外移，从而松开钻具。

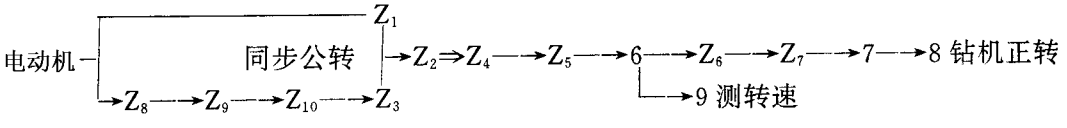
卡瓦有两种规格：一种是卡紧后最小通孔直径为 ϕ29mm，松开后最大通孔直径为 ϕ38mm；另一种是卡紧后为 ϕ39mm，松开后为 ϕ48mm。前者适用于 ϕ36 规格的钻具，后者适用于 ϕ46 规格的钻具。

（3）双立柱：由直径 ϕ89mm 岩心管制成，上、下两端分别顶在坑道的顶、底板上，调整丝杠可以在底座上自由转动而改变立柱长度。其作用是使主机按照预定的钻孔方位和倾角牢固地安装在钻孔的位置，承受钻机重量及其工作时的反作用力。为增加钻机工作的稳定性，钻机前端还用两根接在滑轨上的顶杆紧顶在孔口的岩壁上。顶杆上装有引水罩，其作用是回收孔口返回的冲洗液，并使其不致流到钻机和操作人员身上。

3. 钻机的机械传动系统

主机电动机带动轴齿轮上的中心齿轮 Z_1 与 Z_8，把回转运动传递到减速箱，拨动齿形离合器，减速箱可向传动箱、主轴输出一级快速正转和一级慢速反转，通过卡盘卡紧钻具回转（图 8－3－49）。

（1）正转钻进或拧接钻杆：操纵手把拨动齿形离合器向左移，则传动序列如下：



（2）反转卸开钻杆：操纵手把拨动齿形离合器向右移，则传动序列如下：

电动机—→Z_1—→Z_2 自转又公转$\Rightarrow Z_4$—→Z_5—→6—→Z_6—→7—→8 钻机反转固定 Z_{12}—→Z_{11}—→Z_9—→Z_{10}—→Z_3 不动

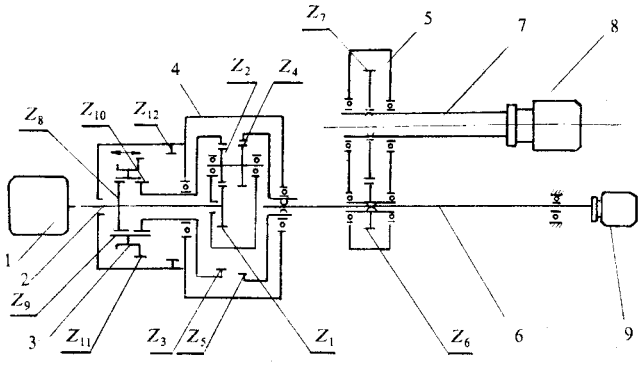


图 8－3－49　钻石－100A－D 型钻机机械传动系统

1—电动机；2—轴齿轮；3—齿形离合器；4—减速箱；

5—传动箱；6—传动花键轴；7—主轴；

8—卡盘；9—测速发电机

4. 钻机的液压传统系统

钻机的液压系统由油箱、油泵、多路阀、卡夹阀、调压阀、背压阀、单向节流阀、截止阀和夹持器油缸、卡盘油缸、给进拉送油缸等组成(图 8－3－50)。

(1)油泵为单级齿轮定量泵，型号 CB—C10C—FL。其技术性能：额定工作压力 9.8MPa 额定转速 1800r/min 排量 10L/min。

(2)多路阀是由二个三位六通手动换向阀(*E* 和 *D* 阀)和一个安全阀(*H*)组合而成。

D 阀除能控制给进拉送油缸外，还能控制卡夹系统，从而实现给进或拉送工序。*E* 阀只能操纵卡夹系统，用来控制夹持器的钻具自重溜杆速度，以及配合机械传动系统拧卸钻杆。

安全阀(*H*)位于阀体左侧，是控制油压不能超过某极值，保证液压系统正常安全的工作。通常是阀芯在弹簧的作用下油路封闭不通；当油压超过 7.84MPa(钻机出厂时调定值)时，则压缩弹簧使阀芯移位打通油路、泄压；当油压小于弹簧的弹力时，阀芯回位，油路又被封住，保证系统的安全。

(3)卡夹阀(*F*)是一个二位四通手动换向阀，用来改变给进拉送油缸、卡盘和夹持器联动操作顺序的。

(4)调压阀(*C*)是一个可调节流阀，其作用是为了调节卡盘、夹持器的夹紧力。此外，还有固定节流阀(*I*)为不可调节流阀，是调节定量系统的油量，以控制液压夹持器的工作速度。

(5)单向节流阀(K),由固定节流阀和单向阀并联而成,其作用可迅速使卡盘卡紧并保持卡盘对钻杆的卡紧力。因单向阀(J)只允许压力油流向卡盘油缸无杆腔,而不能反向逆流;当卡盘松开时,无杆腔排油只能从固定节流阀流走。

(6)背压阀(3 和 4)是一个减压调压阀,串联在给进拉送油缸与多路阀之间,用来调节给进或拉送工作时的油压,并保证给进拉送油缸与卡盘、夹持器联动操作时的先后动作顺序,还可使传动箱卡盘部分在不工作时,不致因自重而发生位移。

(7)截止阀(G)可独立地关闭液压夹持器油路,从而保持夹持器夹紧或松开的工作状态,而不受其它阀操作的影响。

将这些液压元件用油管联通、组成液压传动系统,如图 8-3-50 所示。

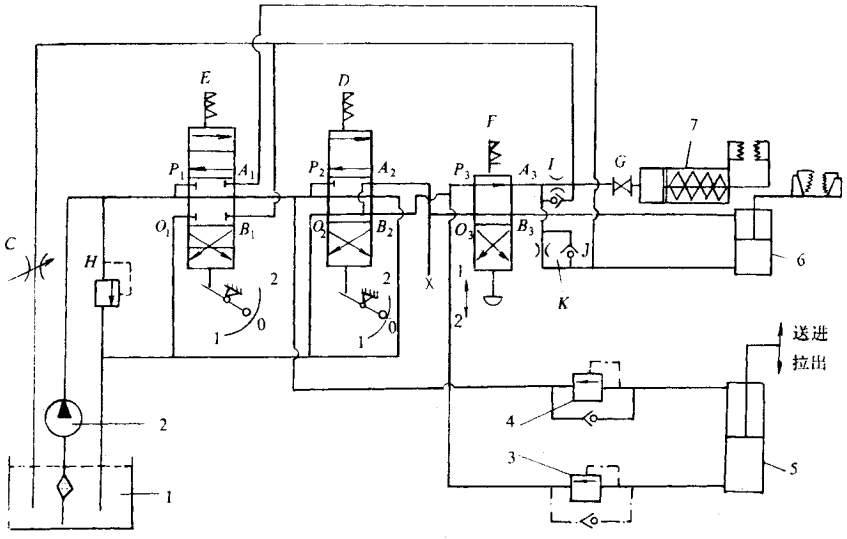


图 8-3-50　钻石-100A-D 型钻机液压传动系统

1—油箱;2—油泵;C—调压阀;D、E—三位六通换向阀;F—二位四通卡夹阀;G—截止阀;H—安全阀;I—固定节流阀;J—单向阀;K—单向节流阀;3、4—背压阀;5—给进拉送油缸;6—卡盘油缸;7—夹持器小油缸

油泵电动机带动齿轮油泵回转,油泵从油箱中吸油、输出的压力油经多路阀 E、D 和卡夹阀 F,驱动给进拉送油缸、卡盘油缸和夹持器油缸,以完成加压给进、倒杆、提动钻具和拉送钻具,并配合机械传动系统拧卸钻具。卡夹系统的工作油压由调压阀调节,给进或拉送油压用背压阀调节,系统油压过载时,压力油可推开安全阀流回油箱泄压。各工序操作情况及液压传动原理如下:

(1)加压给进 打开截止阀 G,操作阀 E 于 O 位、阀 F 于 2 位、阀 D 于 1 位,调节阀 C 和阀 4 控制加压给进。即

泵 2→D 阀 P_2→B_2→F 阀 P_3→A_3→I→G→7 推活塞、夹持器松开
J→6 无杆腔、推活塞前进、卡盘卡紧钻具
6 有杆腔→B_3→O_3→A_2→O_2→1 泄压
3(单向阀)→5 无杆腔、推活塞、送进传动箱、卡盘
4(节流阀)←5 有杆腔(无杆腔推力大于有杆腔,迫使油流出)

(2)倒杆 当给进拉送油缸中活塞送进到前止点时,应进行倒杆工作。操作阀 D 于 2 位,由于夹持器的碟形弹力张力,使油缸 7 回油最快,夹持器迅速夹紧钻具;卡盘滞后松开 油缸 5 的活塞及拉杆连同传动箱、卡盘退回到后止点。即

7 油腔→G→I→F 阀 A_3→P_3→D 阀 B_2→O_2→1 泄压、夹持器夹紧钻具
泵 2→D 阀 P_2→A_2→F 阀 O_3→B_3→6 有杆腔、推活塞后退、使卡盘松开
6 无杆腔→K→A_3→P_3→B_2→O_2→1 泄压
4(单向阀)→5 有杆腔、推动活塞退回并连同传动箱、卡盘
5 无杆腔→3(节流阀)→D 阀 B_2→O_2→1 泄压

倒杆完毕,只须将阀 D 恢复到 1 位,又可继续加压给进。周而复始,实现加压钻进。

(3)提动钻具 这是在钻进过程中遇到孔内出现不正常现象时才进行的。此时应关闭 G、保持夹持器的松开状态 然后操作阀 E 于 2 位,即不管其它阀处于什么位置,卡盘总是卡紧钻具而不全松开 再操作阀 D 于 1 位和 2 位,则可反复提动钻具。

泵 2→E 阀 2 位 P_1→A_1→6 无杆腔、推活塞前进、卡盘卡紧钻具
6 有杆腔→B_3→O_3→A_2→O_2→1 泄压
1 位↑D阀↓2 位 →D 阀 1 位 P_2→B_2→3→5 无杆腔、推活塞前进、送进钻具
5 有杆腔、无杆腔压力大于有杆腔 } 提动钻具
→E 阀(中通路)→4(单向阀)→5 有杆腔、推活塞退出,拉出钻具
5 无杆腔→3→D 阀 B_2→O_2→1 泄压

(4)送进钻具 其油路与加压钻进相同,只是阀 C 关闭,调节阀 4 控制 5 压差,实现全速送进钻具。

(5)拉出钻具 操作阀 F 于 1 位、关闭阀 C,由于阀 I 的作用,卡盘先卡紧钻具,夹持器滞后松开 操作阀 D 于 2 位,调节 3 控制 5 压差,拉出钻具。

泵 2→D 阀 2 位 P_2→A_2→F 阀 O_3→A_3→K→6 无杆腔、推活塞前进、卡盘卡紧钻具

6 有杆腔→B_3→P_3→B_2→O_2→1 泄压

I→G→7 推活塞压碟簧。夹持器松开

4（单向阀）→5 有杆腔、推活塞后退，通过卡盘将钻具拉出

5 无杆腔→3→D 阀 B_2→O_2→1 泄压

倒杆(拉出钻具)：当给进拉送油缸中活塞后退到后止点时，应进行倒杆工序。操作阀 D 于 1 位，此时夹持器夹紧钻具，卡盘滞后松开、5 活塞空程快速前进至前止点。

7 油腔→G→I→F 阀 A_3→O_3→D 阀 A_2→O_2→1 泄压、夹持器夹紧钻具

泵 2→D 阀 P_2→B_2→F 阀 1 位 P_3→B_3→6 有杆腔、推活塞后退、卡盘松开

6 无杆腔→K→A_3→O_3→A_2→O_2→1 泄压

3（单向阀）→5 无杆腔→推活塞送进卡盘至前止点

4（节流阀）←5 有杆腔（无杆腔压力大于有杆腔）

倒杆完毕后，只须操作阀 D 于 2 位，又可继续拉出钻具。周而复始，不断拉出钻具。

(6)利用夹持器和钻具自重拉送钻具：依靠钻具自重溜杆用于向上钻进仰孔时拉出钻具和向下钻进俯孔时送进钻具。调节液压夹持器对钻具的夹持力来控制溜杆速度。当一根钻杆立根溜杆结束后，用夹持器夹住钻具于孔口进行钻杆拧卸工序。这样可以节省拉送钻具时间、减少能量消耗。

操作阀 D 于 O 位：俯孔送进钻具时、阀 F 于 2 位，使卡盘油缸和给进拉送油缸的前后腔都低压回油；仰孔拉出钻具时、阀 F 于 1 位，使卡盘油缸和给进拉送油缸的活塞均处于浮动状态；打开阀 G。再操作阀 E 于 1 位，调节阀 C 则控制钻具的溜杆速度。

泵 2→E 阀 P_1→B_1→G→7 } 控制夹持器的松紧力

→C→1 泄压 }

(6)拧接钻杆：在送进钻具过程中。拧接钻杆时，要求卡盘和夹持器同时夹紧钻杆和接头。此时，阀 F 保持于 2 位，操作阀 D 于 O 位、阀 E 于 2 位。再拨齿状离合器至左位，则主轴卡盘正转、拧接钻杆。

7 油缸→G→I→F 阀 A_3→P_3→D 阀 B_2→O_2→1 泄压，夹持器夹紧钻杆接头

泵 2→E 阀 2 位 P_1→A_1→6 无杆腔、推活塞前进、卡盘卡紧要接续的钻杆

6 有杆腔→B_3→O_3→A_2→O_2→1 泄压

(7)卸开钻杆：在拉出钻具过程中卸开钻杆，此时，卡盘仍卡紧钻杆、阀 F 保持于 1 位；操作阀 D 于 O 位、阀 E 于 2 位，使夹持器夹紧孔口的钻杆接头。再拨动齿状离合器至右位，则主轴卡盘反转，卸开钻杆。

7 油缸→G→I→F 阀 1 位 A_3→O_3→D 阀 A_2→O_2→1 泄压，夹持器夹紧钻杆接头

泵 2→E 阀 2 位 P_1→A_1→6 无杆腔、推活塞保持卡盘卡紧钻杆状态

6 有杆腔→B_3→P_3→B_2→O_2→1 泄压

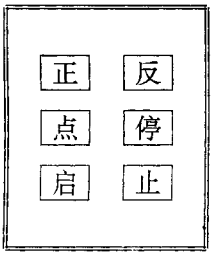
5. 钻机操纵台

钻机操纵台(见图 8－3－45)是由底座、电机电控箱、液压油路部分、油箱总成等部件组成。它是根据坑内潮湿、窄小等条件而制成可分式封闭结构，这样在拆迁时可分为两部分搬运，到工地再进行组装。

(1)底座：分别托住油箱和电机电控箱底部。

(2)电机电控箱上部有电压表、电流表、油压表及电器操纵按扭。电器原件、油泵电动机均装在箱体门上，便于拆修。

电器操纵系统配备丁过载保护装置。左上方的电器操纵按扭标牌意义为：



正：主机电动机正转
反：主机电动机反转
点：主机电动机点动
停：主机电动机停止
启：油泵电动机启动
止：油泵电动机停止

(3)液压油路部分：液压系统的齿轮油泵和控制阀组都安装在操纵台里，其操纵手把及操作位置都表露在操纵台面上，其标牌如表 8－3－6。

表 8－3－6　操作手把位置标牌

手把位置	C	D	E	F	G
1	←调压→ 小　大	送　进	夹持器松	起　钻	关　闭
0		停			
2		拉　出	卡盘紧	送　钻	通　油

在操纵台上装有乳化液通往钻杆的节门，如果不用乳化液，钻孔用水可直接与主机电动机冷却排水孔相连接。

(4)油箱内的下部被隔板分为两个油室。加油时由加油过滤网过滤。油箱体还设有视油窗，以观察油液是否保持在油窗的 2/3 高度以上。

操纵台放置在距孔口和主机适当的地方，用电缆、水管和五根胶油管与主机的有关部件连接。工作时，工人坐在操纵台前集中操作。

(四)ZSK－50 型坑道岩心钻机

ZSK－50 型坑道岩心钻机为单支柱立轴式滚轮摩擦拉送钻具的半液压钻机，能钻进深度为 50m 的任何角度的勘探孔。它适用在坑道和采场内钻进岩心钻孔、以及排水孔、通风孔、爆破孔、注浆孔和工程检查孔等。钻机外貌见图 8－3－51。主要技术规格见表 2－2。

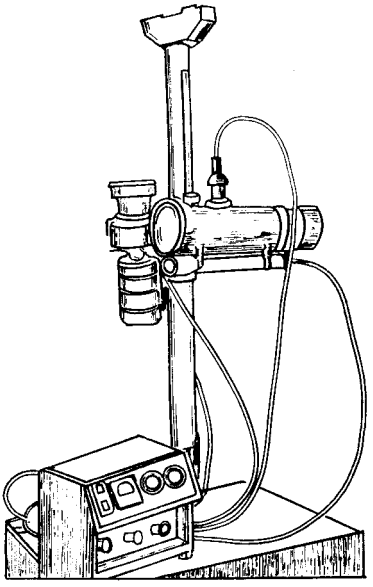


图 8－3－51　ZSK－50 型坑道岩心钻机

1. 钻机的特点

(1)采用伸缩轴和双层结构液压缸，使钻机外形尺寸减小，有利于运输及在狭窄的坑内工作面安装使用。

(2)采用滚轮摩擦拉送器拉送钻具，结构紧凑、工作安全可靠。

(3)用简化的液压系统实现钻机的液压给进。双层结构的液压缸具有足够的给进力、可达 7.8kN，并且其回程速度远大于给进速度，完全满足钻机的给进要求。

(4)钻机体积小、重量轻(净重 150kg，部件最大重量 35kg)，便于搬迁、安装，可一人操作。

(5)钻机及其传动箱是通过支架、夹板和螺钉紧固在单支柱上，传动箱可绕支架中心作 0～360°的方位变化，按钻孔方位要求用紧固件固定。单支柱支撑在距设计孔位的大约 700mm 处。

2. 钻机的组成

钻机由主机、滚轮摩擦拉送器、液压给进系统、操纵箱和支柱组成(图 8－3－52)。

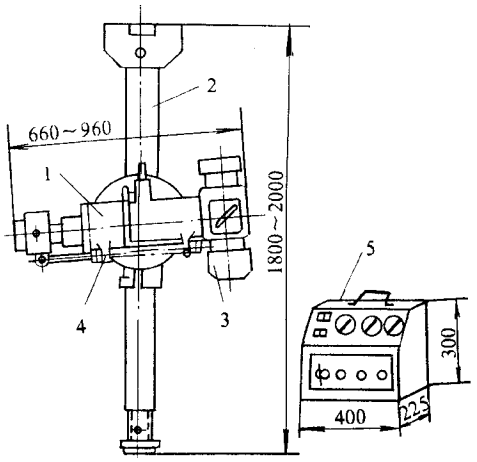


图 8－3－52　ZSK－50 型坑道岩心钻机组装图
1—主机；2—支柱；3—滚动摩擦拉送器；
4—给进油缸；5—操纵箱

主机的回转、钻具拉送采用机械传动，它们分别由主机电动机和拉送电动机带动；给进系统采用液压传动。

操纵箱上装有油压表、水压表、电流表及电机操纵按钮、水路系统（一个减压阀两端接有进水管和出水管、以供钻进用水和调整孔底水压）开关、液压控制系统和操纵手柄。

3．主机及其传动系统

主机是由充油水冷电动机、传动箱、手动卡盘和给进双层油缸组成（图 8－3－53）。

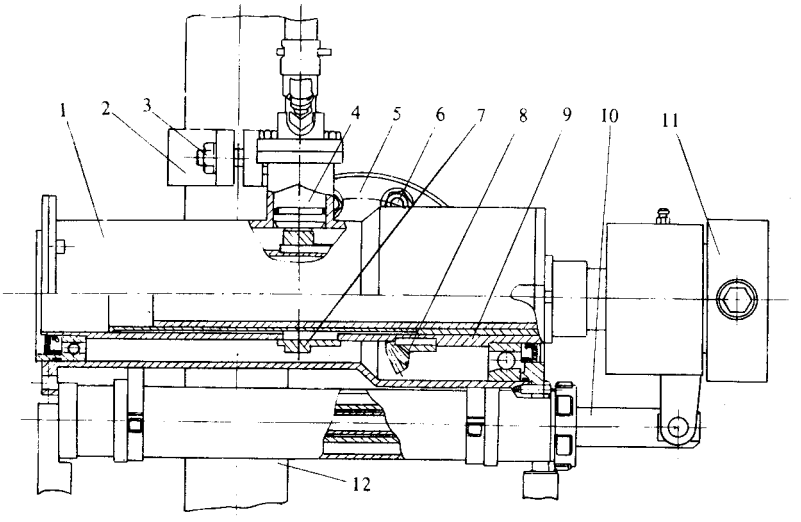


图 8－3－53　ZSK－50 型钻机的主机
1—传动箱；2—夹板；3、6—螺钉；4—柱塞泵；5—支架；7—凸轮；8—锥齿轮副；
9—传动轴；10—双层伸缩油缸；11—手动卡盘；12—单支柱

主机传动系统是：

电动机→锥齿轮副 8→传动轴 9 ┬→卡盘 11→ 钻具回转
　　　　　　　　　　　　　　└→凸轮 7→ 柱塞泵 4→ 油缸 10

传动轴为三层结构的伸缩轴，各层伸缩轴之间都有滑键传动。外层传动轴装有锥齿轮和凸轮，分别接受电机主动锥齿轮的传动并带动柱塞泵工作。中空的内轴轴端接有手动卡盘，通孔直径 ϕ36mm，可穿过 ϕ33mm 钻杆。传动轴的进退由装置在传动箱外壁的双层油缸实现。

4. 滚轮摩擦拉送器

拉送器的底座用螺栓装合在传动箱体前端。它由拉送电动机、齿差减速器和滚轮夹紧机构组成(图 8－3－54)。

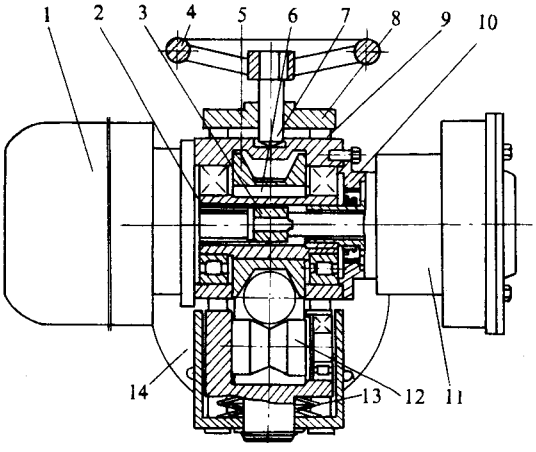


图 8－3－54　ZSK－50 型滚轮摩擦拉送器

1—电动机；2—键；3—轴；4—手轮；5—主动滚轮；6—键；7—丝杠；8—横梁；9—拉杆；10—主动轴；11—齿差减速器；12—从动滚轮；13—碟簧；14—底座

拉送钻具工作过程：由拉送电动机通过速比为 65 的齿差减速器驱动主动滚轮转动，钻杆夹持在主动滚轮与从动滚轮之间，在滚轮转动时，靠摩擦力带动钻杆作直线运动。电动机正、反转使钻杆获得正、反向拉出和送进。通过手轮调整碟簧的压力来调节滚轮对钻杆的摩擦力。

5. 给进液压系统

给进液压系统由单柱塞泵与安全阀、二位四通阀与调压阀、双层液压油缸和油箱组成(图 8－3－55)。

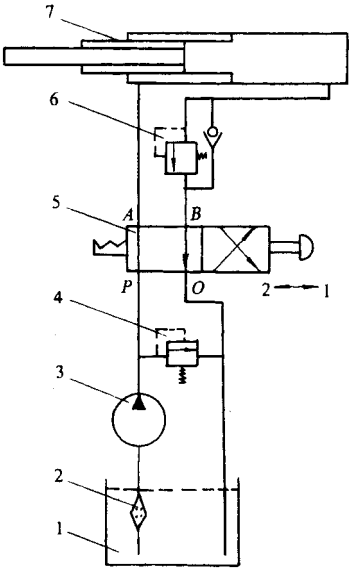


图 8－3－55　ZSK－50 型钻机给进液压系统

1—油箱；2—过滤器；3—单柱塞泵；

4—安全阀；5—二位四通阀；6—调压阀；

7—双层液压油缸

加压给进时，按阀手柄于 1 位，调节 6 控制给进压力大小。

泵 3→P→A→7 有杆腔、拉动卡盘使钻具加压钻进

7 无杆腔→6→B→O→1 泄压

倒杆：拉阀手柄于 2 位，则

泵 3→P→B→6(单向阀)→7 无杆腔、使传转轴快速回程伸出

7 有杆腔→A→B→1 泄压

系统油压过载时，压力油可推开安全阀回油泄压。

(五)岩心钻机的选择

地质勘探工作中，钻探设备选择的正确与否，不仅影响钻探生产效益，而且关系到矿产勘探的速度和质量。选择钻探设备要先选择钻机类别与型号，再选配相应的其它设备(水泵，动力机、钻塔等)。

选择钻机主要是选择它的类型及其工作能力，以满足地质设计要求，完成钻探目的为标准。选择的根据是钻孔位置(坑内或地表、山区)、设计钻孔深度、钻孔倾角、地层条件、钻进方法、钻孔结构等。矿山坑内钻探应选用坑道专用钻机。如在坑内向下钻较深的钻孔，宜选用地表岩心钻机，或改在地表钻进，但坑内钻可节省大量钻探进尺而取得预期的地质技术和经济的效果。

一定型号的钻机，可能钻进的孔深是受所钻孔径限制的。钻孔直径越大，钻机可能钻进的深度越小。一般，钻机技术性能表上的钻孔最大深度，与规定的终孔直径相适应。如要求钻孔直径超过表上数值，常会钻不到规定的深度，尤其是旧钻机。如果有时不得不增大钻机规定的孔径或孔深，应适当降低钻进工艺规程。地质部门如预计到见矿部位可能加深，需延伸孔深时，应事先通知钻探人员，以便选择有足够钻进能力的钻机。有的钻机钻孔深度则与使用钻杆直径有关。

钻机类型选定后，根据具体条件和钻孔施工要求，选配相应的其它设备。通常，钻探用泵是和钻机配套供应的，可按配套型号选用。选择动力机要按具体条件决定采用电动机或柴油机，再按所需功率选配合适的型号。钻塔除按钻机类型配套使用外，也可按现有设备条件与孔位环境状况选用。钻进斜孔时必须选用相应的斜塔。常用地表岩心钻机型号及其主要技术性能见表 8－3－7。

二、泥浆泵

钻探用泵是钻探设备的重要组成之一。它是一种将机械能转换为液体能的水力机械。广义的钻探用泵，包括往复泵、螺杆泵、离心泵和空气压缩机（空气或泡沫钻进时）。最常用的是往复式泥浆泵，能够抽送含粘土与岩粉颗粒的泥浆和水泥浆液。100m 以内的大口径工程施工钻孔常用离心式的砂石泵或泥浆泵，实施泵吸反循环钻进。与岩心钻机配套使用的是往复式泥浆泵。

（一）泥浆泵的功用与类型

泥浆泵的基本功用是向钻孔内压送冲洗液，使之循环返出孔外，进行冲洗钻孔，用以排除岩粉、冷却钻头与润滑钻具。在使用液动冲击器时，泵向它提供液压能。堵漏、封孔作业时，用泵向孔内灌注水泥浆液。

岩心钻探施工时，一般由钻杆内向孔底泵送冲洗液，再由钻杆外与孔壁之间的环状间隙上返回孔外，这种循环方式称为正循环。

泵按工作原理分为容积式与离心式两大类。容积式泵又分为往复泵（如活塞泵、柱塞泵、薄膜泵）与回转泵（如螺杆泵、叶片泵、挤压泵）。离心泵按所抽送液体分为清水泵、砂石泵等。

钻探工程施工中，正循环钻进使用活塞泵或柱塞泵以及螺杆泵，反循环钻进使用离心式砂石泵，向工地供水时常使用离心式清水泵。

表 8－3－7 地表岩心钻机主要技术性能

钻机型号		YL－3	YL－6	YL－10	CS－1	CS－3	CS－4	XY－1A	XY－2P	XY－2B	XY－3	XYZ－3	XY－4	TK－5	SH30－2	G－3	JK－1
钻孔能力	钻进深度 m	300,400	580,700	1000,740	100	300,600	610,1000	100,180	230,305	320,530	600	700,550	1000,700	300	30	100,15	100,15
	钻杆直径 mm	55.5,42	54,55.5	54,71	42,55.5	71,42	71,43.5	42,43	50,42	60,42	50,53	50,60	43,50	50	43	50,89	42,57
	钻孔倾角 (°)	0～360	20～90	0～360	0～360	0～360	0～360	75～90	0～360	0～360	70～90	60～90	0～360	0～360	90	90	90
	钻孔直径 mm													146/76	142/110	150,600	150,400
回转器	型 式	立轴	同左	同左	同左	同左	同左	同左	同左	同左	同左	同左	同左	同左	转盘	机动力头	液动力头
	通孔内径 mm	76,92	92	98	79	76,92	91	44	61	96	85	75	68	57	150	145	
	转速 r/min 正转	46.5～1205	65～1240	152～974	169～1040	41～1083	132～1032	160～1035	101～1223	57～1024	170～1100	14～1175	101～191	90～581	18,44,110	17～395	0～250
	档数	8	10	5	8	8	5	58	8	6	12	8	4	3	8		无级
	反转	38,154	60,185	165	137,169	33,138	124			45,212	115,210	26,305	83,251	74	同正转	同正转	
给进系统	上顶力 kN	60.8	98.0	107.7	19.6	60.8	100	29.4	44.1	58.8	49	78。4	80	52		65	39.2
	给进力 kN	39.4	73.5	80.8	18.6	40.2	96	22.5	29.4	44.1	24.5	39.2	60	32		50	58.8
	行程 mm	600	650	610	650	600	600	450	600	600	600	500	600	500		4000	3800
升降机	最大提升力 kN	34.3	50.5	58.8	19.6	36.1	55	10.8	19.6	29.4	36.8	30.4	30	19.6	14.7	30	14.7
	钢绳直径 mm	12.4	15.5	16		12.5	16	9.3	10	14	15	15.5	15.5	13	9.3		
	容绳量 m	37	60	54		50	60	35	36	45	60	57	52	60			
移开孔口行程 mm		400	415	开合式	开合式	400	450		开合式	410	350	370	400	350		开合式	开合式
油泵	工作压力 MPa	9.81	9.81	9.81	9.81	9.81	9.81	7.85	7.85	7.85	7.85	7.85	8	7.85			14
	排量 L/min	13.5＋40	32＋10	63	20＋6	13.5＋40	13.5＋40	12	32＋12	32＋12	45	32＋10	32	45			
钻机	长 mm	2050	2350	2565	1505	1800	2210	1392	1615	2220	2670	2200	2640	1870	1780	9100	
	宽 mm	1200	1110	908	805	965	1050	697		800	900	1100	1190	1100	850	1010	2390
	高 mm	1600	1843	1974	1983	1670	1810	1274	1330	1800	1750	1610	1750	1490	900	3850	
																(汽车装)	(汽车装)
	重量 kg	1000	1600	2200	510	1070	1600	450	540	1000	1500	1680	1500	1000	550	11600	
动力机	类型与功率 电动机	15	30	45	10	18.5	30		15	22	30	30	37	17	7.5	37	
	kW(*HP*) 柴油机	18	36	54	10	18.5	(48)	9.7	16.4	24.5	30	30	36.75	18	(8)	(50)	
钻塔	类 型			机上桅杆											四腿架	桅杆	桅杆
	高度 m														6.5	9	7.7
备考 生产单位		中南冶金勘探机械厂	中南冶金勘探机械厂	张家口探矿机械厂	赤锋钻机厂	西北地质机械厂		北京探矿机械厂	重庆探矿机械厂	同左	北京探矿机械厂	张家口探矿机械厂	西北、无锡探矿机械厂	石家庄煤矿机械厂	无锡探矿机械厂	同左	

(二)泥浆泵的性能特点与基本要求

了解泵的工作特性是正确选择与使用它们的前提。泵的主要性能参数是液体排出量(泵量)与工作压力(泵压、扬程)。所以,泵量与泵压(扬程)的关系(曲线),就反映了泵工作时的主要特性。图 8-3-56 之 a 与 b 是往复泵与离心泵的工作特性曲线。图 8-3-56a 表明,往复泵的泵量 Q 基本上是定值,但随泵压 P 的增高略有减少。这是因为泵压增高使泵阀开闭的滞后与泄漏增加的缘故。图 8-3-56b 表明,离心泵的扬程 H 随排量 Q 增加而下降($H-Q$ 曲线),或扬程增加时排量下降。图中还绘有相同转速下,效率 η 与功率 N 随排量 Q 变化的曲线。

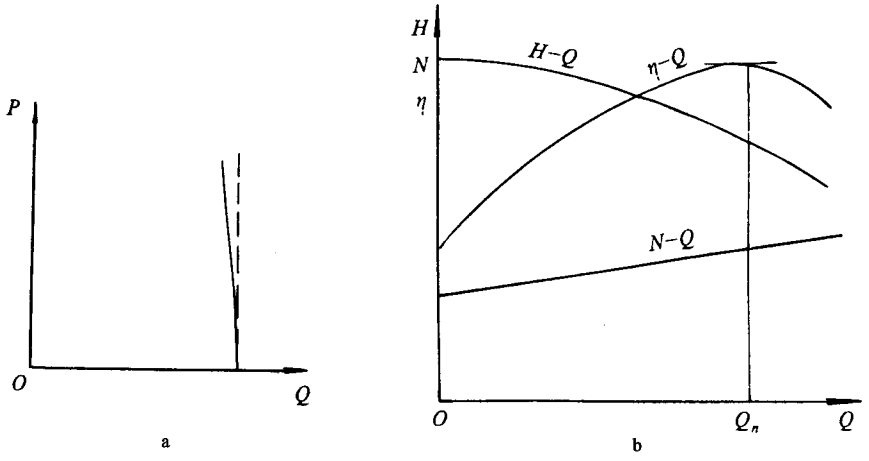


图 8-3-56　泵的工作特性曲线

a—往复泵;b—离心泵

钻进时泵的工作是压送一定量的冲洗液到孔底并保持正常循环。为此必须克服循环通路上各种液流阻力,故全部液流阻力的总和就是泵压(全扬程)。它不能人为的选定。当泵压过大或过小时,只能以改变泵量、使循环流速变化影响液流阻力的办法,间接地调控泵压。另外,实际工作中,常因岩性与钻进速度变化、孔壁坍塌掉块、岩心堵塞、岩粉淤积等因素,使液流循环阻力大幅度变化,泵压随之变化而泵量不变,得以保持正常循环。若液流阻力超过泵的最大工作压力时,泵量将减少,甚致使循环中断,如不及时消除将引起严重的孔内事故。因此,泵的工作状况、泵压与泵量的变化,是了解孔内情况的重要依据。

钻探工作对泵性能的要求如下:

(1)泵的排量要能简便、迅速地在较大范围内调节,以满足不同的孔径、不同地层、不同钻进方法与技术规程的需要。

(2)泵应能在较大范围的泵压变化下正常工作,不因泵压的频繁变化而性能不稳定

或发生泄漏、损坏。要求泵具有短时间超载运行和过度超载时有自动卸载、自我保护的能力。

(3)当泵量根据需要调定后,要求泵具有连续、均衡的排量,并不受泵压变化的影响。泵量的波动使液流速度波动,这将影响孔壁稳定,使钻具产生振动,缩短液流通路上零部件的寿命。

(4)工作可靠、易损件寿命长,便于在野外条件下维修保养,拆换零件简便,具有一定的耐腐蚀、耐岩粉磨损的能力。

(5)在野外地形复杂、交通不便条件下,运移性好,要求泵的重量轻、体积小、可拆性好,以适应经常搬迁的需要。

钻探生产中,能较好满足上述要求、并应用较多的是往复泵(带变速箱),但其结构较复杂、重量大、易损件多、排量与压力的脉动较大。另一能较好满足要求的是螺杆泵,但其主体部件易磨损、寿命短、制造工艺复杂,泵压不够高,使用效果不理想,故应用较少。

(三)往复泵工作原理

往复泵通过活塞的往复运动,使泵缸内腔室的容积变化,形成腔室内外压力差而吸排液体来实现能量转换。

图 8-3-57 为单缸单作用往复泵工作原理示意图。往复泵由动力端和液力端两大部分组成。

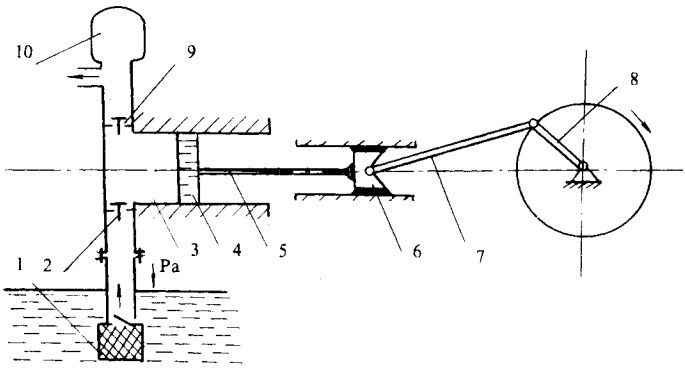


图 8-3-57　往复泵工作原理示意图

1—滤水底阀;2—吸入阀;3—缸套;4—活塞;5—活塞杆;
6—十字头;7—连杆;8—曲柄;9—排出阀;10—空气室

动力端由传动部件(皮带轮、摩擦离合器、齿轮变速箱等,图中未表示)、曲柄 8、连杆 7、十字头 6 组成。动力端的作用是将原动机的回转运动变成直线往复运动,并传给活塞。

液力端由泵头体(外壳)、缸套 3、活塞 4、活塞杆 5、吸入阀 2、排出阀 9、空气室 10 及安全阀等组成。

当曲柄按图顺时针方向旋转时，活塞右移，由活塞、缸套、泵头前盖、吸入阀和排出阀围成的密封腔室的容积增大，腔内压力降低并小于大气压力 Pa 而形成负压，则水箱内的水就顶开吸入阀进入缸套内（吸入阀下的吸水管内应预先灌满水），这一过程是在活塞从左端到右端的整个行程中持续进行的，称为吸入行程。当曲柄继续回转，活塞从右端向左运动时，被吸进缸套中的水受到挤压而压力升高，吸入阀关闭、排出阀被顶开，缸套内的水被活塞压送到排出管路中去，即为排出行程。上述过程不断重复就是往复泵的工作运行。

图 8－3－57 所示是单作用往复泵，即活塞每往复一次只有一次吸入和一次排出行程的泵。如果在活塞缸套的另一侧也装上吸入阀与排出阀，并使活塞杆穿过后封盖，就能使活塞每往复一次完成吸入和排出各两次，具有这种结构的泵叫双作用泵。活塞杆一侧排出量小于活塞前侧排量。

一台往复泵可制成单缸、双缸和三缸。岩心钻探使用最多的是三缸单作用泵，水文水井钻和石油钻多配用双缸双作用泵。

三缸单作用泵与双缸双作用泵比较，其主要优点是：泵的排量脉动小；零件受力状态好；拉杆密封要求低，寿命长；吸排水阀可采用直通式布置，泵头结构简单，水压损失小；缸体裸露，更换缸套、活塞方便。

有些泵采用更换不同内径的缸套与活塞的办法。改变泥浆泵排量，需停钻折卸泵头，费工费时，不能满足钻进工艺需要。旧型号泵曾配置三通阀，以使泵的排量分流一部分流回水箱的办法改变泵入孔内的冲洗液。这对冲洗液量要求不严的硬质合金钻进尚可勉强使用，但对金刚石钻进则不能保证泵入孔内的冲洗液量。因为当孔内情况变化使泵压升高时，分流孔内的液流量会大减，甚至孔内断水，导致烧钻。故新系列的往复泵均取消三通阀，采用变速箱换档来改变泵的排量。

（四）往复泵的结构特点与技术性能

往复泵是品种多样、通用化程度低而配套性较强的设备。钻探用往复泵是按钻探施工条件及钻进工艺要求设计制造的专用设备。现例举有代表性的往复泵，介绍其结构特点，其他的可参看技术性能表。

1. BW－100 型泵

BW－100 型往复式泥浆泵是卧式三缸单作用活塞泵。该泵的变量范围大，排量是 20～100L/min；变量级数多达 8 级。变量方法是变速箱换档，简便迅速。使用泵量为 50L/rain 以下时，最高泵压可达 5.6MPa；使用最大泵量时，泵压可达 2.5MPa。适用于孔深小于 1000m 的金刚石岩心钻探。

图 8－3－58 是 BW－100 型泵的外形图，电动机 1、摩擦离合器 3 与变速箱 4 和泵 6

三者安装在一个机底座 10 上，由牙嵌联轴器 2、5 传递回转动力。摩擦离合器的作用是机械开关和过载保护装置。它的外壳固定在变速箱壳的电动机一侧，是油浸钢片式摩擦离合器，由手把操纵。

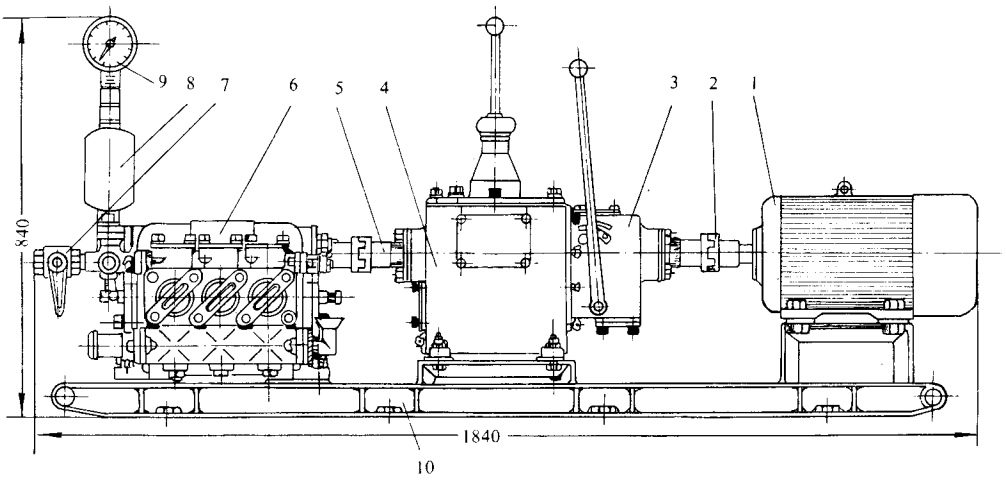


图 8－3－58　BW－100 型泵外形图

1—电动机；2、5—联轴器；3—摩擦离合器；4—变速箱；6—泵；7—卸荷阀；8—空气室；9—压力表；10—机底座

变速箱可变四个速度，内有三个轴、五对齿轮，动力输入轴与输出轴是同心的，其传动关系参看图 8－3－59。变速手把控制两个拨叉，可使在输入轴（亦称主动轴）上滑动的两个双联齿轮分别和中间轴上四个齿轮啮合（同时只有一对能啮合），得到四个速度，经另一对齿轮减速后，由输出轴（被动轴）经联轴器带动泵箱内传动轴回转。该轴上有一双联齿轮，可分别和曲轴上的两个大齿轮啮合，这就使曲轴（曲柄）获得 8 档速度（亦即往复次数），使泵具有 8 级变量。

三个缸的三个曲轴在圆上各间隔 120°，使泵的排量与负载均匀。

图 8－3－60 是 BW－100 型泵的纵剖面图。泵的动力端有传动轴、小齿轮、大齿轮、曲轴、连杆、十字头与支撑它们的轴承、箱壳等构成。液力端有活塞杆、刮泥板、活塞、缸套、泵头体、缸盖与吸排水球阀及各种密封件、紧固件等构成。缸套裸露在外，由长螺栓穿过泵头紧固于曲轴箱壳上。泵头为直通式，吸排水阀在同一垂线上。在上下有三个缸共用的排吸水道。吸排水阀用相同的钢球。活塞为碗形橡胶制皮碗，装在活塞杆前端。排水通道外装有安全阀、卸荷阀、空气室、水泵压力表等泵的附件（参看图 8－3－58）。

2. 往复泵的附件

往复泵除动力端与液力端两大部分外，还有些具有一定功能的附属零部件，包括空

气室、压力表、安全阀、卸荷阀、底阀(含滤清器)等。

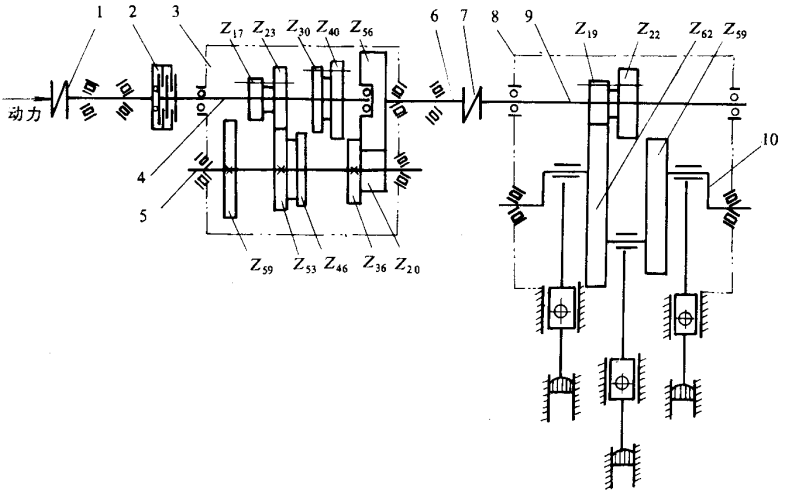


图 8－3－59　BW－100 型泵传动系统图

1、7—联轴器；2—摩擦离合器；3—变速箱；4—变速箱输入轴；5—中间轴；6—变速箱输出轴；8—泵箱；9—传动轴；10—曲轴(曲柄)

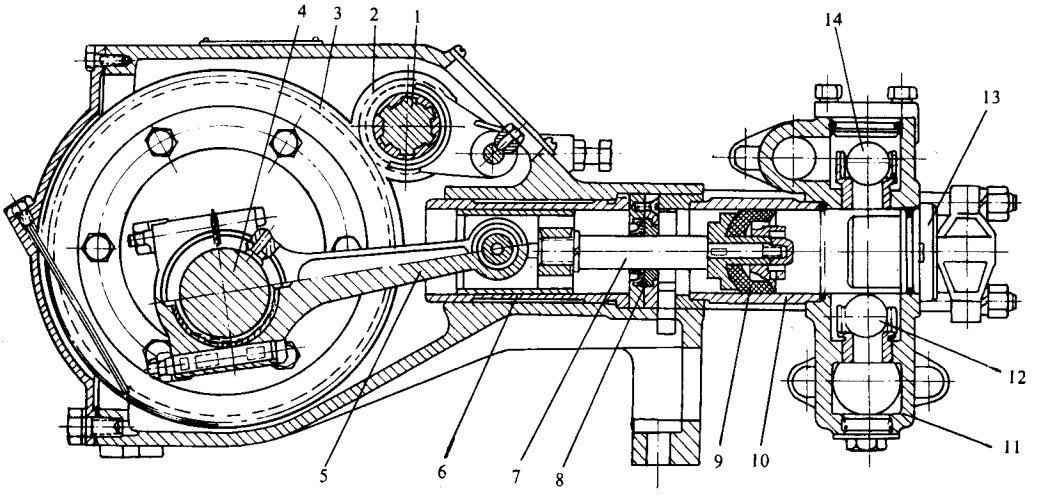


图 8－3－60　BW－100 型泵纵剖面图

1—传动轴；2—小齿轮；3—大齿轮；4—曲轴；5—连杆；6—十字头；7—活塞杆；8—刮泥板；9—活塞；10—缸套；11—泵头体；12—吸水球阀；3—缸盖；14—排水球阀

(1)空气室　往复泵本身的排量与泵压的波动是不可避免的。泵压波动会造成泵和管路系统的振动，影响泵的吸入性能和冲洗液的洗孔效能。为消除液流量与压力的波

动,在泵上装置空气室。它是一种能承受相当压力的充气容器,通常装在紧靠排水管口上侧。其工作原理是利用气体具有较大的可压缩性,在泵的压力增高时储存泵多排出的波动量,泵压减小时释放储存的波动量,以此减少流量和压力的波动,使之趋于均匀。空气室一般采用立式圆筒形(参看图 8 – 3 – 58)。

(2)压力表　往复泵都配置压力表以指示泵的排出压力,随时了解泵的工作状态与孔内循环通路的阻力变化。目前广泛使用弹簧扁管式压力表,安装在空气室上面,其抗震性能差。为避免过早损坏,在压力表与接头内充油、用浮塞与阻尼孔以缓冲压力波动。

(3)安全阀　前已指出,泵的工作压力是由管路循环阻力形成的。为保证往复泵在额定功率下正常工作,在排出管路上配置安全阀,限制泵压在额定值以下。安全阀内装有弹簧与阀芯,通常在调整螺丝调定的压力下处于常闭状态,当钻孔内循环阻力增高,使泵压超过调定压力时,弹簧被压缩,阀芯被推开而溢流。

(4)卸荷阀　即手动的阀门,安置在排出管路上,通到水源箱。在下列情况下使用(打开):检查泵能否正常工作;使泵在卸荷状态下启动;停泵时使排出管路卸压。但在正常工作或钻进中不得打开。

(5)底阀(含滤清器)又称吸水笼头,装在往复泵吸水管的下端,置于水源箱内(参看图 8 – 3 – 57)。它是一种低压平板式止逆阀,作用是使液体在吸入管中保持向上的单向流动。泵启动前使吸水管中充满液体,排除管内空气,否则泵难以启动。滤清器是有许多孔眼的铁皮罩,作用是滤除杂草、木片及大块杂物。为减少吸入阻力,应经常检查清洗底阀的橡胶阀片,去除滤清器上的杂物,以保证泵的正常吸入。

(6)吸排水管　往复泵的吸水管要用较粗的夹布波纹形压力胶管,长度 6m,内径按泵的吸水管接头外径配备。排水管需用夹两层钢丝、耐压 10MPa 的高压胶管,长度应能提升钻杆立根(相当于钻塔高度),内径按泵的排出管接头外径配备。吸排水管用管卡子牢固地接在泵的接头上。

3. 其它往复泵

钻探用往复泵型号品种较多,其结构类似、各有特点而工作原理相同。

例如,BW – 250 型泵,亦是卧式三缸单作用活塞泵。变量范围为 35 ~ 250L/min,最大工作压力为 7MPa,亦有变速机构,但装在曲轴箱内的上部,能改变 4 级转速(往复次数),另外可更换两种内径的缸套,而得到 8 级变量。适合金刚石岩心钻进用。泵的曲轴箱输入轴上,装有 B 型 5 槽三角皮带轮,可用各类动力机驱动。皮带轮内为干式摩擦离合器。泵头有三个分隔的缸室,内装缸套(不裸露在外)。

卧式双缸双作用活塞泵,多用于大泵量的往复泵(SBW – 600、BW – 850、BW – 1200)和旧型号岩心钻机的配套,多采用更换缸套与三通阀变量方式,适合于硬质合金岩心钻

进和水文水井等大口径钻孔用。因这类钻进对循环冲洗液量要求不如金刚石钻进严格，故多不装设变速箱。如 BW－200 型泵，用 80、65mm 两种内径的缸套，可得 200 与 125L/min 两级泵量，泵压为 4 与 6MPa。其结构特点主要是两个缸的曲柄相错 90°布置，使排出量波动较小 双缸双作用泵头吸排水阀共有 8 个，因有活塞杆，阀位无法采用上下直通式，只能侧面阶梯式布置，使泵头结构复杂 活塞杆密封要求较高 活塞往复次数较低（运动速度不宜高），使泵体大而笨重。

泥浆泵一般是和钻机配套供应和使用。但在钻探施工时，因泵损坏或配件短缺，或钻孔设计深度、孔径、钻进方法不同而不一定配套使用。此时，应根据钻进方法与孔深、孔径所确定的钻进工艺规程的要求，选择泥浆泵型号。往复式泥浆泵的常用型号及其主要技术性能见表 8－3－8。

表 8－3－8　往复式泥浆泵的型号及其技术性能

型　号	TBV－20/15	BW－36	BWJ－30	BWJ－80	BWJ－125	BW－100	BW－150	BW－200	BW－250	BW－250/50A	BW－300
型　式	立式双缸单作用	双缸单作用柱塞	卧式三缸单作用	同　左	同　左	同　左	同　左	同　左	同　左	同左柱塞泵	同　左
配套钻机孔深（m）	50	10～50				100～600	600～1500		1000～1500	1000	冲击回转
变量方式		三通阀	变速箱	同　左	变速、换缸套	变速箱	同　左	同　左	变速、换缸套	变速箱	同　左
排量（L/min）	20	30	30，20	80，57，42	125～27	100～20	150～32	200～102	250～52 166～35	250～34	300～70 165～40
排量级数			2	3	9	8	8	4	8	8	16
工作压力（MPa）	1.47	0.98	～3	～3	～4.5	2.5～5.6	1.8～7.0	5～8	2.5～7	1.8～5	4.5～10
缸径（mm）	20	45	50	60	68，60	60	70	70	80，65	75	80，65
冲程（mm）	50	50	55	60	65	70	100	100	85	100	
冲次（次/min）	242	250	120，80	203，144，107	214～64	200～42	222～47	209～107	200～42	250～34	230～60
容积效率		0.755				0.85	0.85		0.83	0.89	0.85
吸/排水管内径（mm）	25/16					45/25	51/32		76/51	63.5/38	
动力机功率（kW）	0.8		1.5	5.5	13	5.5	7.5	23.52	15.44	16	40
重　量（kg）	74	52	145	300	350（不含动力机）	314（不含动力机）	516	520	500	500	1230
生　产　厂	石家庄煤机厂	天津探矿机械厂	吉林有色勘查机械厂	同　左	同　左	北京探矿机械厂	衡阳探矿机械厂	同　左	同　左	同　左	同　左

三、动力机

动力机是将一种能量(如电能、热能)转换成为机械能的机器设备。钻机、泥浆泵、搅拌机以及照明发电机、砂轮等都需要由动力机带动工作。为了能正确选择与使用动力机,必须了解钻探工程常用的动力机类型、适用条件与技术性能特点。

(一)钻探用动力机的要求、类型与驱动方案

钻探工作的流动性较大,钻探机场就是一个独立的生产单位。根据这种工作性质和钻机、水泵的工作特点,对动力机提出如下要求:

(1)有较好的起动性能,即在负载时亦能迅速起动;

(2)有较大的短时间超载能力;

(3)有较大的调速性能,要求动力机有"软"特性,即负荷增加时转速减少、负荷减少时转速增加的特性;

(4)单位功率重量要小,轻便可移,便于搬迁;

(5)单位功率的能耗低或燃料消耗量小;

(6)坚固耐用,连续工作时间长;

(7)操作使用简便,在野外或机场条件下能保养维护修理。

目前,岩心钻探用的动力机,一般采用交流电动机或柴油机,在矿山坑道内可使用压缩空气为能源的风马达。这类动力机按上述要求衡量虽不够理想,但基本上可供使用。在先进的或大型的钻机中采用液压与液力传动就是为更好地满足钻机工作特性的要求。

按钻探工作对动力机的要求,电动机较柴油机的适应性好,所以应尽量选用电动机。除直接利用动力电源外,可考虑临时设置变电站配备相应容量的变压器,或采用柴油机发电机组发电等。

在钻探机场,常用单独驱动与联合驱动两种钻探设备的驱动方案。单独驱动是每台设备有各自的动力机;联合驱动是一台动力机通过中间传动装置,既驱动钻机又驱动泥浆泵以及其他小型设备。单独驱动的特点是:传动效率高,钻机与泵的性能互不影响,省去中间传动装置,机场内设备布置灵活性大,安装作业简单;但动力机数量与功率配备增多,设备的费用与维护工作量增加。现代岩心钻机绝大多数采用单独驱动。自行式钻探设备则多采用联合驱动。

(二)电动机

电动机按所用电源的种类,分为直流和交流两类。岩心钻探中最常用的是三相交流感应电动机(亦称异步电机),它具有构造简单、坚固耐用、价格便宜、工作可靠、效率高、易于维护等显著优点,也是工农业生产与生活服务设施应用最普遍的一种电动机。

三相交流感应电动机按转子的构造不同，分为鼠笼式与绕线式（亦称滑环式）两种，岩心钻探用的是鼠笼式三相交流感应电动机。

三相交流感应电动机的工作原理是，当固定的三个绕组（称定子）通入三相交流电时，其所围空间便产生旋转磁场，使装在定子内可转动的转子导线感应电流切割磁力线而产生感应电动势。这个转子感应电流与旋转磁场相互作用，使转子导线受到力的作用。这些电磁力对转子轴形成电磁转矩，其作用方向与旋转磁场方向一致，使转子顺着旋转磁场的方向旋转。转子的转速比旋转磁场的转速略小，故称为异步电动机。由于转子因电磁感应产生感应电流而受力旋转，又称感应电动机。

Y 系列三相鼠笼式异步电动机，是按国际电工协会（IEC）标准设计的。其特点是体积小、重量轻、运行可靠、结构坚固、寿命长，而且起动性能好，有较高的效率，节约能源。Y 系列电动机的常用型号及主要技术性能见表 8－3－9。

表 8－3－9　Y 系列电动机型号及其主要技术性能

型　号	额定功率		满　载　时				比　值			备　注
	(kW)	(HP)	转速 (r/min)	电流 (A)	效率 %	功率因数 $\cos\phi$	堵转电流/额定电流	堵转转矩/额定转矩	最大转矩/额定转矩	
Y132S－4	5.5	7.5	1440	11.6	85.5	0.84	7.0	2.2	2.2	额定频率均为 50Hz 同步转速均为 1500r/min (4 级) 额定电压均为 380V
Y132M－4	7.5	10	1440	15.4	87	0.85	7.0	2.2	2.2	
Y180M－4	18.5	25	1470	35.9	91	0.86	7.0	2.0	2.2	
Y180L－4	22	30	1470	42.5	91.5	0.86	7.0	2.0	2.2	
Y200L－4	30	40	1470	56.8	92.2	0.87	7.0	2.0	2.2	
Y225M－4	45	60	1480	84.2	92.3	0.88	7.0	1.9	2.2	

异步电动机起动时，转子由静止开始转动，此时转子与旋转磁场的转速相差很大，转子中的感应电流很大，定子绕组中的电流也同样很大，此电流称为起动电流。它通常可达到额定电流的 4～7 倍。当转子逐渐加速到额定转速后，电流亦随着减小到正常数值，电机转入正常运行。小容量电机，因转子惯性小、负载不大，转速会很快达到额定值，起动电流会迅速下降。但大容量电机转子负载的惯性与阻力大，很大的起动电流要持续一短时间。若时间延长，电机可能过热烧毁，也可能造成电力网的电压下降，影响其他设备的正常工作。所以起动时要采用降低电压的方法，限制起动电流于一定范围。

鼠笼式电机的起动方法，分为全压（直接）起动和减压起动两种。

全压起动，即将电源电压全部直接加给电机，适于电机容量不大时采用。全压起动设备有三相闸刀开关，用于 10kW 以下电机；铁壳开关用于 22～28kW 以下电机；磁力起动器（带热继电器保护）用于 55kW 以下的电动机。选用开关的额定电流，不应小于电动

机额定电流的三倍。

减压起动是对大容量电机的电源通过一种降压装置再接入电机的方法。生产上多采用起动补偿器(又称自耦减压起动器),它是利用自耦变压器降压,以减小起动电流。钻探工作特点,要求电动机断续工作,故常选用 QJ_2、QJ_3 系列起动补偿器。这种起动器可在 4 小时内,每小时连续起动 5 次。起动时,将手把推到‘起动’位置,使电机经由自耦变压器在低压情况下起动。经 5 ~ 15s,当电机转速接近额定转速时,应及时将手把拉到“运行”位置,使电机直接与电源接通而转入正常运行。自耦减压起动器有过载和欠电压保护装置,当负载过重或电压过低时,能自动切断电路,防止烧毁电机。

钻场照明,通常采用 36V 低压照明电路,需配备一台安全行灯变压器,其容量应保证有足够的亮度与灯数,一般为 1000W 或 2000W。

使用电器设备必须注意安全用电:各种电器设备均需装接地线保护;经常检查有无噪音、振动、过高的温升或绝缘损坏等现象,并及时消除故障;各种电器设备周围不应积水、堆积杂物,配电箱与起动器附近地面应铺绝缘垫板;不得接触或使用无绝缘或绝缘不好的电器具,禁止用湿手操作电器开关;保险丝不能配置过大,不得以其它导线代替;发现漏电、冒火花或故障时应立即断开电源,报告电工或专责人员处理,其他人员不得随意处置。

(三)风马达

风马达又称气马达,是将压缩空气的压力能转变为机械能的动力机。动力能源一般采用压力为 0.3 ~ 0.8MPa 的压缩空气,常用于矿山机械与坑道钻机。

风马达按其工作原理可分为容积型(叶片式、活塞式与齿轮式)和喷射型(涡轮型)两种。其中,容积型叶片式风马达,目前在矿山机械及风动工具中应用较普遍,坑道钻机也采用叶片式风马达驱动。

叶片式风马达的结构,如图 8 - 3 - 61 所示,是由若干叶片(一般为 3 ~ 10 片)装在转子的轴向槽内,转子装在偏心的定子内。当压缩空气进入定子腔后,转子上径向分布的叶片由于偏心受力不平衡而产生旋转力矩。在此力矩作用下,推动转子旋转。如操纵配气阀改变进气方向,便可调为正转或反转。利用简单的节流装置控制进气量,即可实现无级调速。所以使用比较简便,即使在高温、潮湿、多尘、易爆等恶劣环境中也能保证安全可靠的工作。

叶片式风马达的特性曲线如图 8 - 3 - 62 示。由曲线图可看出:供气量一定时,随转速增加,扭矩减小。因此,负载的变化对马达的转速影响较大。当钻机过载时,马达转速降低甚至停转,对钻机起过载保护作用。过载解除后,马达可负载起动,正常运转。卸荷(即马达输出扭矩很小)时,风马达转速急剧升高,甚至可能出现飞车现象。因此,空载时

应及时将配气阀关小或完全关闭。

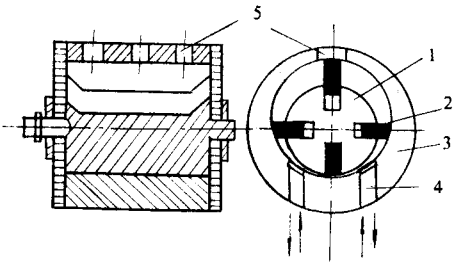


图 8－3－61　叶片式风马达结构原理

1—转子；2—叶片；3—定子；

4—进气口；5—排气口

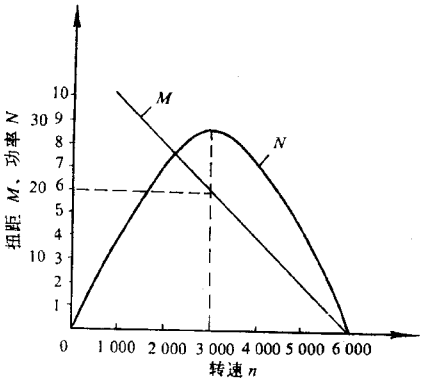


图 8－3－62　风马达特性曲线

M—扭矩(N·m)；N—功率(HP

1HP = 0.7457kW)；n—转速(r/min)

实际工作中，由于负载变化，转速的波动较大，使得风马达常不能在额定功率下工作。所以要经常用配气阀来改变供气量，以调节马达的转速、扭矩和功率。

(四)柴油机

钻探工作在无电源地区最常用的动力是柴油机或柴油发电机组供电；车装钻探设备与空气压缩机也常以柴油机为动力，以增加工程施工的机动性。现代自行式多功能钻机也大多以柴油机为动力。大型柴油机可配备液力偶合器或液力变矩器以改善输出特性。

以柴油机作为动力的主要优点是：(1)自成独立的动力系统，与外能源无关，机动性好，适用于野外作业；(2)单位功率的重量不大，燃料消耗较低；(3)无电源或高山地区可采用柴油机组发电的移动电站，较建立临时输电线路经济方便。

柴油机是将柴油喷入气缸中进行燃烧，使燃烧过程发出的热能直接转变为机械能的

动力机械。它是内燃机的一种(另一种是汽油机)。

内燃机的工作循环有两种,即二冲程与四冲程,一般四冲程使用较多。

四冲程工作循环,就是活塞在气缸内往复两次、行进四个行程(曲轴旋转两甩),完成一个工作循环,即吸气、压缩、工作(燃烧膨胀)、排气的过程,如图 8－3－63 所示。

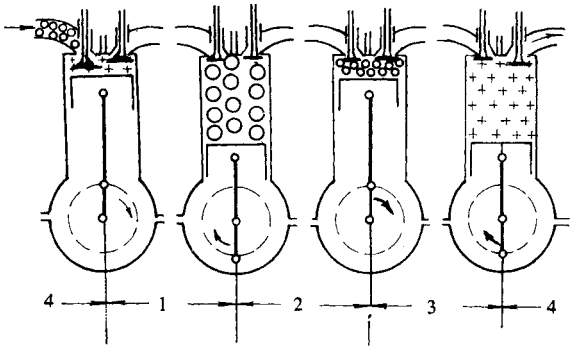


图 8－3－63　四冲程工作循环

1—吸气冲程;2—压缩冲程;3—工作(膨胀)冲程;4—排气冲程

(1)吸气　吸气阀打开、排气阀关闭,活塞下移,气缸内容积增大,吸满新鲜空气。

(2)压缩　吸气阀关闭(排气阀依旧关闭),活塞上移,气缸内容积缩小,空气被压缩、压力与温度增高(常用的柴油机压缩比为 17～18,压力可达 3～3.5MPa,温度约 600℃),当活塞上移到上死点前时,燃料油泵将燃料呈雾状喷入燃烧室,它与热空气混合,立即燃烧(爆发)。

(3)工作(膨胀)　燃料的燃烧产生强大的膨胀压力(约 4.5～6MPa),推动活塞向下移动,经连杆、曲轴等机构将热能转变成机械能而成为输出的动力(吸、排气阀均关闭)。

(4)排气　排气阀打开(吸气阀仍关闭),活塞上移,将已膨胀的废气向气缸外排出,从而完成一个工作循环。

除工作冲程输出动力外,其余三个行程都是通过曲轴及其连带部件的旋转惯性作用完成的。所以,四冲程柴油机多制成二、四、六个气缸,以便各缸交替工作,并较均衡地输出动力。钻探施工使用最多的是双缸与四缸柴油机。如用增压器提高进入气缸空气的密度,并适当增加喷油量,使之充分燃烧,则可有效地提高柴油机的输出功率,这种柴油机称为增压柴油机。

柴油机的基本结构,有以下各部分组成,其主要功用为:

(1)曲轴连杆机构　由活塞、连杆、曲轴、飞轮等部件组成,活塞承受燃料燃烧产生的压力,在气缸内做往复运动,通过连杆带动曲轴旋转,从而输出动力。飞轮的作用是储存

与释放部分转动能量，使柴油机运转平稳；起动柴油机时则是以其惯性驱动活塞直至起动运转。

(2)配气机构　由吸气阀、排气阀、凸轮轴、气阀顶杆、弹簧等部件组成，按合理的曲轴转角位置开闭吸排气阀，使气缸得到充足的新鲜空气，并及时排出燃烧后的废气。凸轮轴转速为曲轴的一半，其传动齿轮有准确的转角对应位置，装配时必须对准齿轮上刻的记号。

(3)燃油系统　由油箱、燃油滤清器、喷油泵、喷油嘴、油管等组成。由凸轮轴推动喷油泵的摇臂与挺杆，使喷油泵按工作循环定时定量泵油，并经喷油嘴向气缸内喷射燃油。喷油泵旁有离心式调速器，能自动调整喷油量，使柴油机保持平稳的转速。

(4)润滑系统　由盛油底壳、机油泵、机油滤清器、机油冷却器、油管及检视器件(油尺、压力表、油温表)等组成。功用是按需要给各运动部件提供充分的润滑油，可以飞溅润滑、压力润滑和定时注油等方式分别润滑不同部位。

(5)冷却系统　柴油机体温度过高，可能使润滑油粘性降低或焦结失去润滑作用。故需用循环的冷却水吸收气缸体、气缸盖与润滑油的热量。它由水泵、风扇、散热水箱、机油散热器与调节装置及缸体水套等组成。

(6)电气起动系统　由起动电机、蓄电池、继电器、充电发电机及有关器件组成。较小的柴油机可用人力手摇起动。电起动时，每次通电时间不宜超过 10s，并间歇 40 ~ 50s 后再起动，以免电机过热烧毁。

(7)机体组件(总成)　是由机体(气缸体—曲轴箱)、气缸套、气缸盖和存油底壳等构成的柴油机骨架。所有运动件与辅助系统都支承在它上面。

钻探工作常用的柴油机类型及其技术规格见表 8 – 3 – 10。

表 8 – 3 – 10　柴油机类型与技术规格

型　号	2100	4100	6100	X2105	X4105	4120FG	4120SG	2135G	4135G	4135AG
型　式	单列立式水冷、四冲程	同　左	同　左	同　左	同　左	单列立式风冷、四冲程	单列立式水冷、四冲程	同　左	同　左	同　左
气缸数	2	4	6	2	4	4	4	2	4	4
气缸直径(mm)	100	100	100	105	105	120	120	135	135	135
活塞行程(mm)	120	120	120	120	120	140	140	140	140	150
压缩比	16	16	16	16.5	16.5	17	17	16.5	16.5	17
活塞总排量(L)	1.88	3.76	5.64	2.078	4.156	6.33	6.33	4	8	8.6
额定功率(kW)	16.4　22.4	32.8　44.7	49.2　67.1	17.6	35.8	49.2　59.6	49.2　59.6	29.8	59	74.6
持续功率(kW)			16.1	32.2	44.7	53.7　44.7	53.7　26.8	53.7	67.1	
最大功率(kW)	17.9　24.6	35.8　49.2	53.7　74.6	19.7	39.4			32.8	65.6	82

型　　号	2100	4100	6100	X2105	X4105	4120FG	4120SG	2135G	4135G	4135AG
额定转速(r/min)	1500 2000	1500 2000	1500 2000	1500	1500	1500 1800	1500 1800	1500	1500	1500
燃油消耗率(S/kWh)	≤241.4	≤241.4	≤241.4	≤248.1	≤248.1	<254.7	<248.1	≤245.1	≤234.7	≤234.7
机油消耗率(g/kWh)	≤4	≤4	≤4	<4	<4	<3.35	<3.35	<3.35	<3.35	<3.35
平均有效压力(MPa)	0.69 0.7	0.69 0.7	0.69 0.7	0.68	0.68	0.62	0.62	0.588	0.588	0.687
活塞平均速度(m/s)	6 8	6 8	6 8	6	6	7 8.4	7 8.4	7	7	7.5
曲轴转向(飞轮端)	逆时针	同　左	同　左	同　左	同　左	同　左	同　左	同　左	同　左	同　左
起动方式	手摇或电	电起动	同　左	手　摇	电起动	同　左	同　左	同　左	同　左	同　左
净重(kg)	210	340	450	215	400	620	700	670	870	870

(五)柴油发电机组

当一个矿点有几台钻机施工,又无电力网供电时,可使用柴油机发电机组发电。钻探机场配备交流电动机,比各机场都用柴油机驱动要好,即使只有 1～2 台钻机施工,也可采用此种方式。

单机作业使用柴油机发电机组的优点是:

(1)钻机和水泵都使用电动机,设备负荷高峰互相交错,能满足设备短时间过载的需要,动力使用合理。从动力机的过载能力看,电动机一般达额定转矩的 1.0～1.2 倍,而柴油机只有 0.1～0.2 倍,故在钻进或提升钻具过程中,电动机比柴油机更能适应外部负荷的突然变化。

(2)柴油发电机组的功率通常大于机场使用柴油机功率的总和,故小班油料消耗量增加,但钻探效率则有所提高,故单位进尺的油耗量仍有所降低。

(3)钻探机场可安装电流表与电压表,随时掌握钻进的负荷变化,及时了解孔内情况,有利于提高钻进效率。

(4)柴油发电机组运转平稳,不像在钻探机场的柴油机负荷变化频繁,要经常调节柴油机的泵油量(或转速),而且柴油发电机组的维护管理工作集中、单一、专业化,其事故率较少。

(5)如设有供水泵站,可利用上下钻具时间开泵送水,节省一台柴油机。

(6)便于机场使用电焊机、砂轮机、手电钻与电炉、电扇等各种电器设备,以及其他需用电源的仪器。

单机用柴油发电机组,有 50GFl 型柴油发电机组。它包括:4135D－3 柴油机;T_2S－50－TH 交流同步发电机;T_2S 型可控硅励磁调节装置及底盘(胶轮)、控制箱、燃油箱、蓄电池、水箱等。其使用条件为海拔 1000m 以下,环境温度 －5°～＋40℃。其主要技术规格如下:电源种类为三相交流 额定功率 50kW 额定电压 380/220V 额定电流 90.2A 频率 50Hz 额定转速 1500r/min 功率因数 0.8 调压方式为可控硅整流自励恒压 燃油箱容

量 90L；一次加油工作时间 7h；机组外形尺寸（长 × 宽 × 高）2483 × 1056 × 2050mm；总重 1700kg。

柴油发电机组要配备专人负责、严格按使用说明书规定操作、管理。

第三节　凿岩钻车

一、概述

凿岩钻车是随着采矿工业不断发展而出现的一种新型凿岩作业设备。它是将一台或几台凿岩机连同自动推进器一起安装在特制的钻臂或钻架上，并配以行走机构，使凿岩作业实现机械化。

凿岩钻车广泛地用于矿山巷道掘进和回采作业、铁路隧道和国防工程等方面的施工。随着凿岩爆破工艺的不断改善，凿岩钻车在生产建设中愈来愈显示出它的优越性。如巷道断面大于 $10m^2$ 的凿岩作业、平巷掘进的直线掏槽法对钻孔平行度的要求、无底柱分段崩落法对钻孔角度的要求等，都是人力自由控制所难以保证的。但若采用凿岩钻车进行凿岩作业，不仅完全可以满足上述各种要求，而且也为采矿过程自动控制创造了可能的前提条件。

随着液压技术在采矿机械中的应用，凿岩钻车有了较快的发展。近年来，国内外先后生产了与气动凿岩机配套使用的液压凿岩钻车、与液压凿岩机配套使用的全液压凿岩钻车等，从而逐步地以更高水平的机械化凿岩作业替代了使用手持式或气腿式凿岩机进行的凿岩作业，使掘进速度和采矿工效大为提高，减轻了工人的劳动强度，改善了工作条件。凿岩钻车的应用，标志着采掘机械化程度的提高。

凿岩钻车的种类很多。按照凿岩钻车的用途可分为平巷掘进钻车、采矿钻车、锚杆钻车和露天开采用凿岩钻车等；按照钻车的行走机构可分为轨轮、轮胎和履带式；按照架设凿岩机台数可分为单机、双机和多机钻车。各类钻车的类型、主要特点和适用性列于表 8 – 3 – 11 中。

二、平巷掘进凿岩钻车

为实现矿山平巷掘进工作的机械化，近年来，我国研制了多种平巷掘进用凿岩钻车。例如，适于小断面巷道掘进用的PYT – 2C和CGJ – 2型双机液压钻车；适于中等断面巷道

掘进用的CGJ－3和CTJ700－3型三机液压钻车等。此外还研制了 CGJ－2Y 和 CYTJ10－2 型等全液压钻车。它们的技术特征列于表 8－3－12 中。

表 8－3－11　凿岩钻车类型

钻车类型		主要特点	适用性
露天钻车		多为单机 轮胎或履带式行走	中小型露天采矿场、土建工程
地下	掘进钻车	单机，双机和多机 轨轮、轮胎或履带式行走	平巷掘进，隧道、涵洞和地下工程
	采矿钻车	单机、双机 多为轮胎式行走	采矿场和大型硐室
	锚杆钻车	单机 轮胎式行走	钻锚杆孔和安装锚杆用

表 8－3－12　国产平巷掘进凿岩钻车的技术特征

特征 \ 型号		CGJ－2	CGJ－3	PYC－2C	CTJ－700	CTJ－500	CGJ－2Y	CYTJl0－2
外形尺寸（长×宽×高）(mm)		4470×970×1420	6700×1250×1730	4405×950×1575	7050×1720×2370	6800×1560×1680	6515×1200×1430	7600×1700×1750
适用巷道断面高×宽 (m)		1.8×2.0～2.8×3.2	4～10.8	2×2～2.6×3.2	3×3～4×5	2.4×2.4～3.5×4.5	2.3×2.4～3×3	2.4×2.4～4×5
配用凿岩机型号			YGP－28	YSP－45 YGP－28 YG－40	YGJ－70	YGP－28	YYG80－1	
一次凿岩深度(m)		1.8	2.5	2	1.5～2.5	2.5	2.3	
钻臂	数量	2	3	2	2,3	2	2	2
	运动方式	直角坐标	极坐标	直角坐标	极坐标	直角坐标		
	平移机构	四连杆	液压	四连杆	液压			
	仰角(度)	47	54	34	50	45	50	50
	俯角(度)	26		30		25	23	30
	内摆角(度)	30	内转 180	24	内转 180	40	40	45
	外摆角(度)	40	外转 180	37	外转 180	40	30	45
推进器	推进方式	气马达螺旋	液压缸钢绳	气缸钢绳	气马达螺旋	液压缸钢绳		
	补偿方式	液压缸		气缸	液压缸			
	仰角(度)	28		26		25	50	
	俯角(度)	28		32		48	40	
	内摆角(度)	42		32		40	30	
	外摆角(度)	32		24		60	40	
行走驱动方式		直流电动机	直流液压马达	直流电动机	气、电、柴油	交流液压马达		液压马达—差速器
行走速度(km/h)		6～8		6～8	0.3	0～4.5	4.3	0～2
轨距(mm)		600	600	600	轮胎		60	轮胎

型号 / 特征	CGJ－2	CGJ－3	PYC－2C	CTJ－700	CTJ－500	CGJ－2Y	CYTJl0－2
最小转弯半径(m)	7	8	8	6	4.5	10	内1.8,外4.0
液压系统压力(MPa)	5.88	9.81,7.85,2.94	6.86	7.85	4.9,7.85	6.86,8.83 冲击 9.81～11.78	11.78～14.71
功率(kW)	3.5	5	3.5	3.3×2		7.3	6.1
自重(t)	2	5.5	1.85	8.5	6	6.5	8
制造厂	济宁,通用机械厂	沈阳风动工具厂	湘东钨矿	宣化风动机械厂	沈阳风动工具厂	湘东钨矿	沈阳风动工具厂

(一)平巷凿岩钻车的组成及工作原理

根据平巷掘进作业和钻孔布置的要求,以 CGJ－2Y 型全液压凿岩钻车为例,来说明凿岩钻车必须具备的主要组成部分和它们的工作原理。

如图 8－3－64 所示,该钻车是具有两个钻臂的双机凿岩钻车。它的组成有两组钻臂、转柱、推进器,以及它们各自的操纵机构;还有车体、行走装置、气、水、电和液压供应系统及其操纵机构;两台凿岩机及其钻具等。CGJ－2Y 型钻车可在 $2.3\times2.4\sim3\times3m^2$ 巷道中掘进。

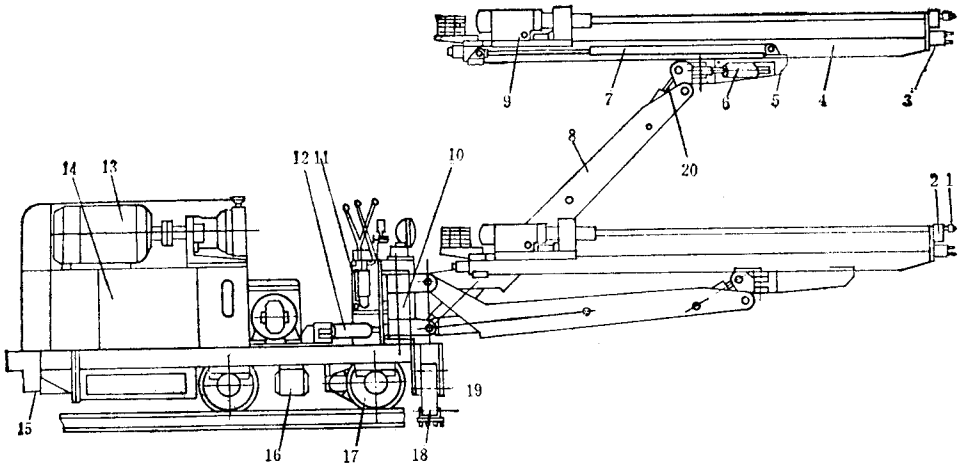


图 8－3－64　CGJ－2Y 型全液压凿岩钻车

1—钎具;2—托钎器;3—顶尖;4—推进器;5—托架;6—摆角油缸;7—补偿油缸;8—钻臂;9—凿岩机;10—转柱;11—操作台;12—摆臂油缸;13—电动机;14—电气柜;15—后支腿;16—滤油器;17—行走装置;18—前支腿;19—支臂油缸;20—俯仰角油缸

CGJ－2Y 型全液压凿岩钻车钻臂 8 的运动方式为直角坐标式。按钻孔布置的要求,可利用摆臂油缸 12 使转柱套及铰接在其上的钻臂 8 与支臂油缸 19 绕转柱 10 的轴线左

右摆动，亦可利用支臂油缸使钻臂绕铰点上下摆动，从而使利用托架 5 铰接在钻臂前端的推进器 4 作上下左右的摆动。批进器亦可借助俯仰角油虹 20 和摆角油缸 6 的控制作俯仰和左右摆动运动。通过推进器的作用，可使安装在推进器滑架上的液压凿岩桃前进或后退。凿岩时，推进器将给凿岩机以足够的推进力。借助由支臂油缸、推进器俯仰角油缸和摆角油缸以及相应的液压控制系统等组成的液压平移机构，可以获得相互平行的钻孔。如单独控制俯仰角油缸和摆角油缸时，可钻凿具有一定角度的倾斜孔。通过翻转油缸使推进器绕油缸的轴心线翻转，以便获得靠近巷道两侧和底部的钻孔。由于上述各机构的相互配合，即可在巷道断面内的任何部位钻凿各种方向的钻孔。

在推进器的前方安有钎杆托架 2 和顶尖 3，借以保持推进器工作时的稳定性。补偿油缸 7 可使顶尖始终与工作面保持接触。

在钻车车体上还布置着油箱与油泵站、操纵台、车架与行走装置、以及液压、供电、供水，供气等系统。为使车体在工作时保持平衡与稳定，在车体上还装有前后支腿 18 与 15。

（二）钻车工作机构分析

钻车的工作机构有推进器、钻臂、回转机构、平移机构等，现对各种机构予以分析。

1. 推进器

推进器的作用是 在准备开孔时，使凿岩机能迅速地驶向（或退离）工作面，并在凿岩时给凿岩机以一定的轴推力。推进器的运转应是可逆的。推进器产生的轴推力和推进速度应能任意调节，以便使凿岩机在最优轴推力状态下工作。能满足上述要求，且在实践中经常使用的推进器有以下三种型式。

（1）钢绳活塞式推进器　图 8－3－65 所示为钢绳活塞式推进器动作原理。这种推进器主要由滑架 1、导向滑轮 2、油缸 3、滑板 4、活塞杆 5 及钢绳 7 等组成。在油缸前后端的两侧安装两对导向滑轮 2。四根牵引钢绳 7（每侧两根），每根钢绳的一端固定在滑板 4 上，另一端分别绕过油缸两端的导向滑轮，固定在滑架 1 两侧的适当位置上。分别固定活塞或油缸，可使凿岩机推进或后退。钢绳的松紧程度可由调节螺栓 6 调节。钢绳活塞式推进器的优点在于，结构简单、重量轻、推进行程较长等。其缺点则是钢绳寿命较短，且易拉伸变形，调整次数较多。

推进器作用在凿岩机上的最大轴推力 R_{max} 取决于钻车配用凿岩机的类型和它所需的最优轴推力 R_y。轴推力的大小，决定于缸体直径 D 及进入缸体压气或液压压力 P 的高低。显然

$$R_y = R_y + R_b \tag{3-25}$$

式中　R_{max}——最优轴推力，N；

R_b——备用轴推力，N。对于浅孔平巷钻车一般取 $R_b = 300 \sim 500$N。

活塞式推进器推动缸体或活塞运动产生的轴推力 P_y 为

$$P_y = k_1 \frac{\pi D^2}{4} p \tag{3-26}$$

式中　k_1——考虑管网压力损失的系数，一般 $k_1 = 0.8 \sim 0.9$；

D——缸体内径，cm；

p——压气压力或液压压力，MPa。

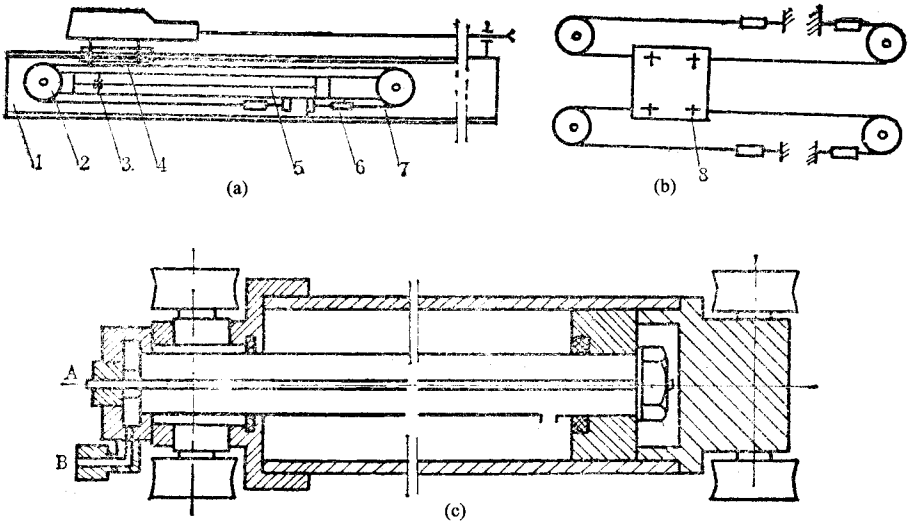


图 8-3-65　钢绳-活塞式推进器

a—推进器组成部分；b—推进系统；c—油缸构造

1—滑架；2—导向滑轮；3—油缸；4—滑板；5—活塞杆；6—调节螺栓；7—钢绳；8—U 型螺栓

根据滑轮工作原理，推进缸用其推力的一半推进凿岩机，因此

$$R_{max} = \frac{P_y}{2} = \frac{k_1 \pi D^2 p}{8} \tag{3-27}$$

则缸体内径为

$$D = 2\sqrt{\frac{2R_{max}}{k_1 \pi p}} \text{cm} \tag{3-28}$$

(2)气动链条式推进器　如图 8-3-66 所示，气动链条式推进器主要由风马达 6、蜗轮蜗杆减速箱 5、导向链轮 2 和链条 7 等组成。凿岩机借滑板 4 固定在链条上。风马达可正转和反转，以便使凿岩机推向工作面或退离工作面。其推进速度和轴推力可借调整风马达的进风量来调节。工作过程中如发现链条松长，可用链条松紧调节器 1 进行调整。

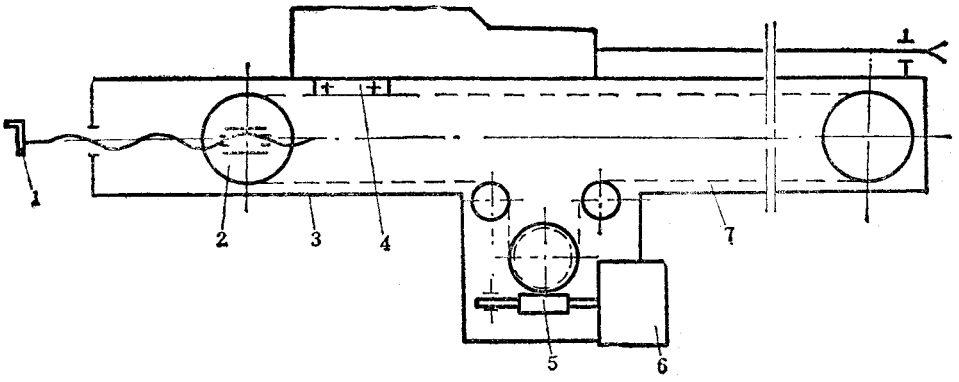


图 8－3－66　气动链条式推进器

1—链条松紧调节器；2—导向链轮；3—滑架；4—滑板；5—蜗轮蜗杆减速箱；6—风马达；7—链条

风马达功率一般可按下式计算

$$N = \frac{R_{max} v}{1000 \eta} \text{ kW} \tag{3－29}$$

式中　R_{max}——最大轴推力，N；

η——机械传动总效率；

v——凿岩机推进速度，m/s。

$$v = \frac{\pi d n}{60} \tag{3－30}$$

式中　d——主动链轮直径，m；

n——主动链轮转速，r/min。

(3)气动螺旋副式推进器　气动螺旋付式推进器的基本结构与动作原理见图 8－3－67 它由风马达 1、行星减速器 2、推进螺母 3 和丝杆 4 等组。凿岩机固装在推进螺母上。当风马达正转或反转时，则通过丝杆的转动可迫使推进螺母及凿岩机前进或后退。进退速度可由风马达操纵阀控制。

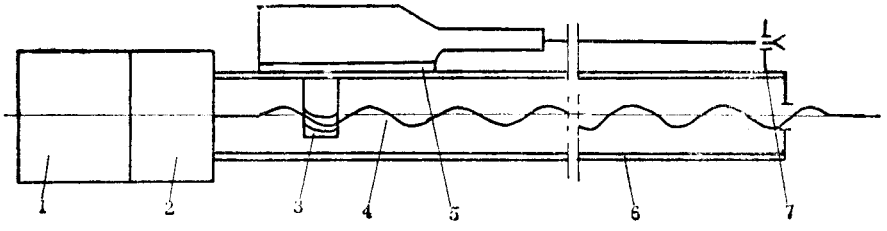


图 8－3－67　气动螺旋副式推进器

1—风马达；2—行星减速器；3—推进螺母；4—丝杆；5—滑板；6—滑架；7—夹钎器

气动螺旋副推进器具有结构紧凑，外形尺寸小，动作平稳可靠等优点。并可通过操纵阀控制风马达进气量来达到调整轴推力和推进速度的目的。它存在的问题是，在工作过程中岩粉及水滴容易落到丝杆上，螺旋副磨损较快，传动效率较低，推力减小。

气动螺旋副推进器的轴推力取决于风马达功率的大小及螺旋副的特征。气动螺旋副推进器所能产生的轴推力 P_y 为

$$P_y = \frac{2M_T\eta}{d_0 \operatorname{tg}(\alpha+\rho)} \tag{3-31}$$

式中　M_T——螺旋副输出扭矩，Nm；

η——螺旋副机构的传动效率，一般为 0.4～0.6；

d_0——丝杆螺纹平均直径，cm 对于浅孔平巷钻车，一般 $d_0 = 2.5 \sim 3.5$cm；

α——螺旋升角，度，一般在 3°～8°之间；

ρ——摩擦角，度，对梯形螺纹一般为 6°～8°。

推进器的正常工作条件必须是

$$R_{max} = P_y = \frac{2M_T\eta}{d_0 \operatorname{tg}(\alpha+\rho)} \tag{3-32}$$

式中　R_{maz}——由式(3－25)所决定的最大轴推力。

螺旋副推进器由风马达经减速器传动，设 N 表示风马达的功率，n_0 为推进丝杆的转数，则有

$$M_T = 9550\frac{N}{n_0} \tag{3-33}$$

将(3－33)式代入(3－32)式，化简后可得

$$N = \frac{R_{max} \cdot d_0 \cdot n_0 \operatorname{tg}(\alpha+\rho)}{9550 \times 2\eta} \tag{3-34}$$

2. 钻臂

钻臂是支撑凿岩机的工作臂。钻臂的结构和尺寸、钻臂动作的灵活性和可靠性等，都将影响钻车的适用范围及其生产能力。按照钻臂的动作原理可有直角坐标、极坐标和复合坐标钻臂三种。

(1)直角坐标钻臂　为了满足钻孔布置的要求，直角坐标钻臂应具有钻臂的升降和水平摆动、托架(推进器)的俯仰和水平探动及推进器的补偿运动等基本动作。这些动作分别由支臂油缸 19、摆臂油缸 12、俯仰角油缸 20、托架摆角油虹 6 和补偿油缸 7 来实现(图 8－3－64)。

直角坐标钻臂结构简单、操作直观和易于掌握、通用性好、适合钻凿直线和各种不同角度的倾斜钻孔。国内外大多数钻车都采用这种型式的钻臂。但由于使用的油缸较多，

操作程序比较复杂。对于任一钻臂，将会存在较大的无法凿岩的凿岩盲区。

(2)极坐标钻臂　极坐标钻臂(图 8－3－68)的钻臂 2 可以围绕安在车架前端的某一水平轴线旋转 360°。通过支臂油缸 3 改变钻臂与水平间的夹角。按布孔的要求，只需使钻臂升降和旋转、托架 4 俯仰和推进器 5 补偿即可实现。极坐标钻臂的结构和操作程序均有所简化，油缸数亦有所减少。这种钻臂可用以钻凿直线掏槽孔，亦可钻贴近顶板、底板和侧壁处钻孔，从而大大地减少凿岩盲区。

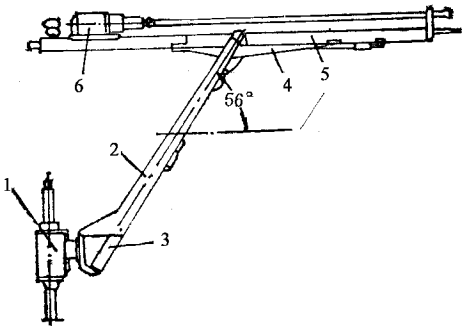


图 8－3－68　极坐标钻臂

1—回转机构；2—钻臂；3—支臂油缸；4—托架；5—推进器；6—凿岩机

操作时直观性较差，司机看不到钎杆的运转情况，不易及时发现和处理凿岩时发生的故障。仍存在着一定的凿岩盲区。

(3)复合坐标钻臂　复合坐标钻臂(图 8－3－69)综合了直角坐标钻臂和极坐标钻臂两者的特点，它既能钻凿正面孔，又能钻凿两侧任意方向的钻孔和垂直向上的锚杆孔及采矿用孔。可以克服凿岩盲区。

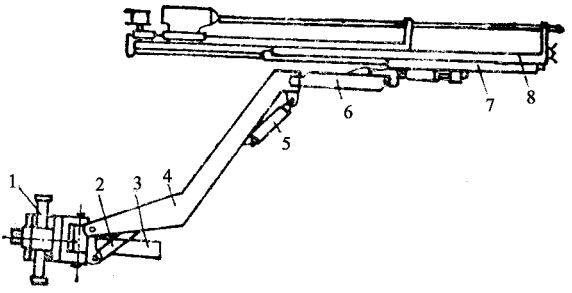


图 8－3－69　复合坐标钻臂

1—齿轮油缸；2—支臂油缸；3—摆臂油缸；4—主钻臂；5—俯仰角油缸；6—副钻臂；7—托架；8—伸缩式推进器

它有主副两个钻臂 4 和 6。借助齿轮油缸 1、支臂油缸 2、摆臂油缸 3 和俯仰角油缸 5 等的调幅动作，可以钻出所需要的钻孔。

3. 回转机构

回转机构有两种。一种是使直角坐标钻臂在水平面内左右摆动，另一种则是使极坐标钻臂围绕某点作极坐标转动。这两种运动分别与各自的钻臂的升降运动相配合，即可使推进器处于所需任何布孔位置。

(1)摆动式转柱摆动式转柱(图 8－3－70)的结构特点是在转柱轴 3 外面有一个可转动的转套 2。钻臂下端部和支臂油缸下铰分别铰接于转动套上。当摆臂油缸 1 伸缩时，使转动套绕轴线转动，从而带动钻臂左右摆动。摆动式转柱结构简单、工作可靠、维修方便。用在国产 PYT－2C 和 CGJ－2Y 型凿岩钻车上。

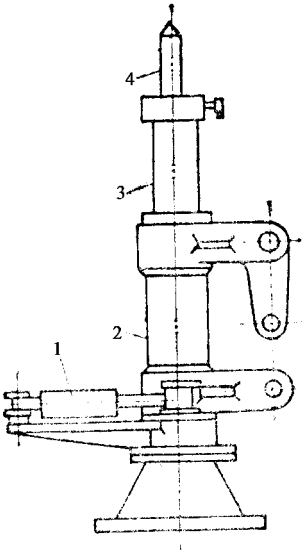


图 8－3－70　摆动式转柱

1—摆臂油缸；2—转柱套；3—转柱轴；4—稳车顶杆

(2)螺旋副式转柱　螺旋副式转柱(图 8－3－71)的结构特点是转柱本身即是一个内部带有螺旋副的液压油缸。如图示，当压力油从进油口 A 或 B 进入油缸时，螺旋母(活塞)3 在缸内移动。螺旋母的下端通过螺旋齿花键与轴头 4 相啮合。轴头固装在车架 1 上不动。当螺旋母沿油缸移动时，通过花键可迫使螺旋棒 2 转动，因螺旋榨与缸体 5 系刚性连接，故缸体亦随之转动。缸体转动将带动与之相铰接的钻臂左右摆动。

螺旋副式转柱结构紧凑、占用空间小。但结构复杂，加工难度较大。用在国产 CGJ－2型双机液压凿岩钻车上。

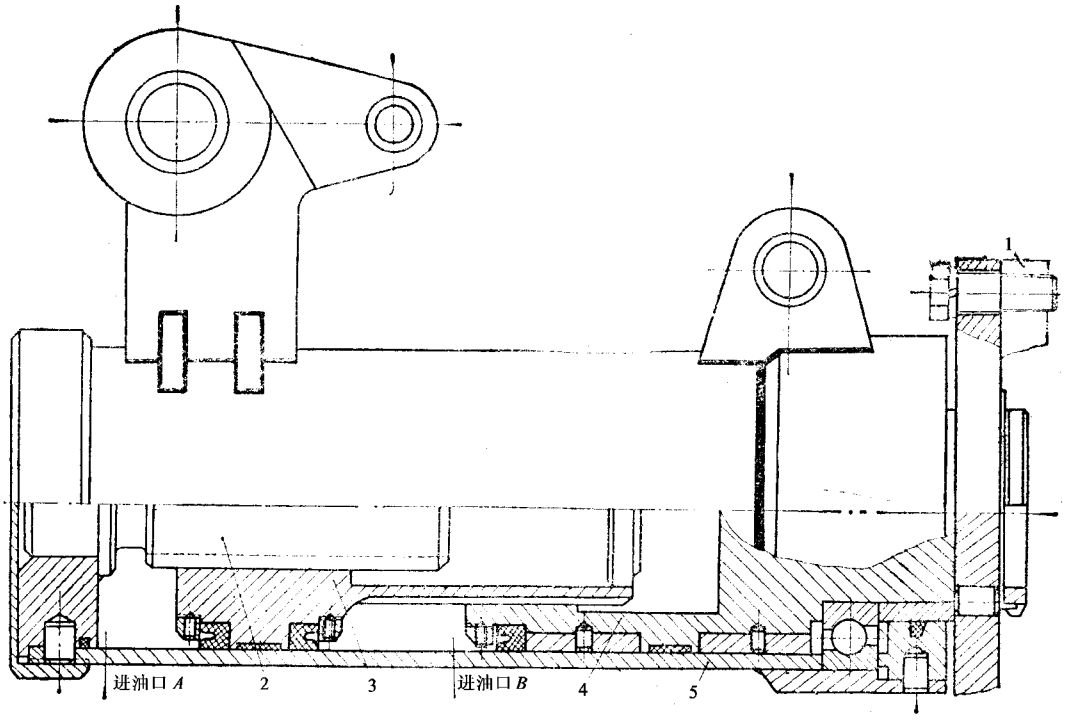


图 8－3－71　螺旋副式转柱

1—车架；2—螺旋棒；3—螺旋母；4—轴头；5—缸体

(3)极坐标钻臂回转机构　极坐标钻臂回转机构(图 8－3－72)采用的是齿条传动活塞油缸结构。它是由轴齿轮 5、铣有轮齿的活塞杆齿条 6、油虹 2、液压锁 1 和回转机构外壳等构成。钻臂借助联接器与中空齿轮 5 相联。当向油缸一侧供油时，随着活塞的移动，通过齿条使齿轮转动，从而带动钻臂转动。为平衡齿轮的受力状态和提高其运转的稳定性多采用双缸结构。这种回转机构的主要特点是机构紧凑、外形尺寸小、运转工作平稳而灵活，且可实现钻臂绕自身轴线旋转 360°。这种机构用于国产 CGJ－3 型三机凿岩钻车上。

(4)推进器翻转机构　推进器翻转机构的作用是使凿岩机能以最小倾角和最小距离贴近于巷道侧壁和底板处凿岩。以便减少爆破根底和超挖量，并保证爆破后巷道侧壁和底板平整。

推进器翻转机构(图 8－3－73)与螺旋副式转柱相类似，也是由螺旋棒和油缸等组成。但动作恰与转柱相反，即油缸外壳不动而活塞可转动，从而带动推进器作翻转运动。

借助转动卡座 2 和支承座 7 将推进器 1 安装于翻转油缸上，翻转油缸外壳通过转叉和弯铰头与钻臂相联。因此，翻转油缸固定不动。转动卡座通过连接筒 3 上的花键槽与转动体 5 相连。当向油缸内供油时，转动体 5 则在螺旋棒上作直进旋转运动。于是，连

接筒获得绕油缸轴线作旋转运动，并通过转动卡座带动推进器托架作 0 ~ 180°的翻转动作。

4. 推进器平移机构

为了适应钻凿平行钻孔和提高钻孔平行精度的要求，所有钻车都配备有推进器自动平行移动机构（简称平移机构）。平移机构的功能是指当钻臂移位时，推进器能自动保持平行移位。

在钻车中常用的平移机构，有机械式平移机构和液压平移机构两大类。属于机械式平移机构的有：剪式、平面四连杆式和空间四连杆式等几种；属于液压平移机构的有：无平移引导缸式和有平移引导缸式等。剪式平移机构因外形尺寸较大、机构繁冗和凿岩盲区较大，故已被淘汰。

（1）平面四连杆式平移机构　常用的有内四连杆式和外四连杆式两种平移机构。两者工作原理相同。只是因四连杆机构安装在钻臂的内部或外部而有所区别。图 8 - 3 - 74 所示为内四连杆式平移机构，应用于 CGJ - 2 型和 PYT - 2C 型钻车中。

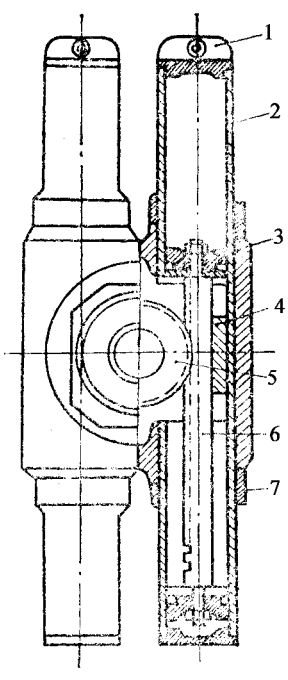


图 8 - 3 - 72　钻臂回转机构

1—液压锁；2—油缸；3—活塞；4—衬套；

5—齿轮；6—齿条；7—导套

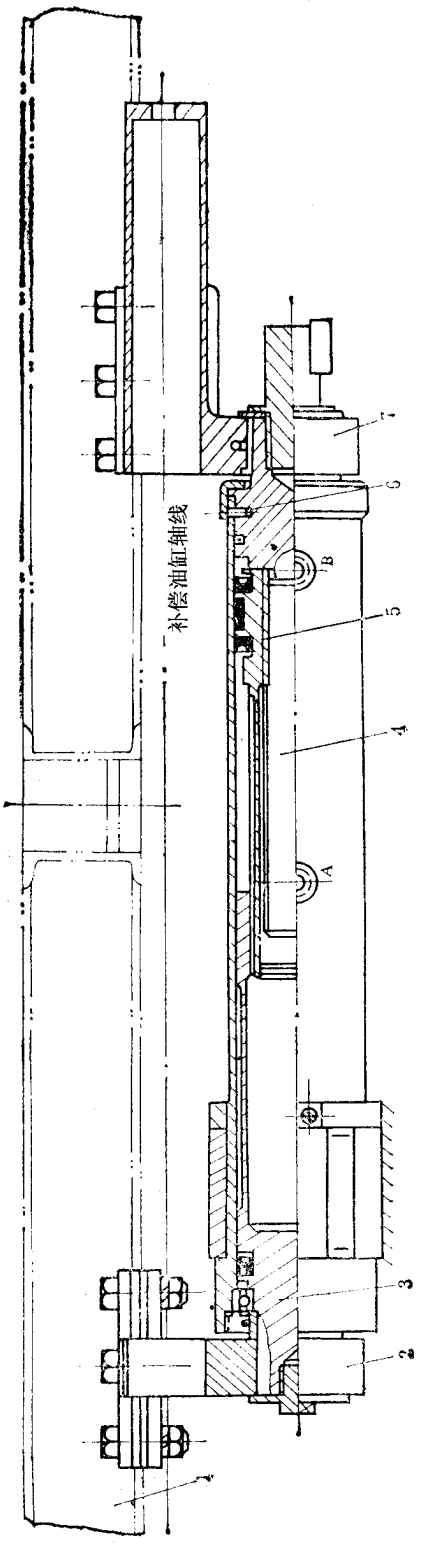


图 8-3-73　推进器翻转机构

A、B- 进油口

1- 推进器；2- 转动卡座；3- 连接筒；4- 螺旋棒；5- 转动体；6- 固定销；7- 支承座

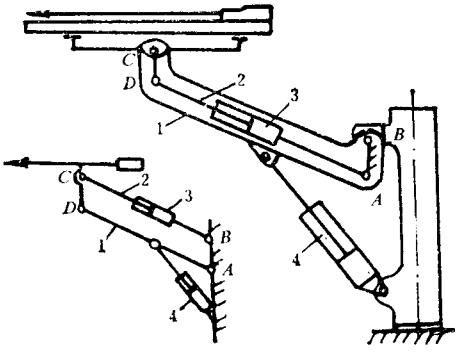


图 8－3－74　内四连杆平移机构

1—钻臂；2—连杆；3—俯仰角油缸；4—支臂油缸

当钻平行钻孔时，只需将俯仰角油缸 3 处于中间位置即可。此时，因 $AB = CD$，$BC = AD$，故构成四边形 $ABCD$ 的四个连杆实质上是一个平行四边形杆件系统。其中 AB 杆垂直于车架，CD 杆垂直于推进器水平轴线。当通过支臂油缸 4 使钻臂升降时，AB 杆与 CD 杆始终保持平行。而推进器的轴线亦始终保持平行状态。从而获得一组相互平行的钻孔。

当钻倾斜钻孔时，只需向俯仰角油缸 3 的任一侧输入压力油，使连杆 2 伸长或缩短，即可获得相对应的向上或向下的倾斜钻孔。

这种平移机构结构简单，平行精度基本满足要求，连杆安装在钻臂内部工作安全可靠。在小型钻车上应用较多。

(2)空间四连杆平移机构　如图 8－3－75 所示，它是由 MP、NQ、OR 三根相互平行而长度相等的连杆，前后都有球铰与两个三角形端面相连接，从而构成一个棱柱形体的空间四连杆平移机构。该棱柱体即是钻臂。当钻臂在支臂油缸作用下升降时，利用棱柱体的两个三角形端面始终保持平行的原理，铰接的活动端使推进器始终在垂直平面与水平平面内平移。国产 BYC－1 钻车即采用这种平移机构。

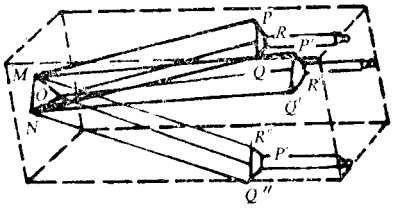


图 8－3－75　空间四连杆平移机构

(3)液压平移机构　图 8－3－76 所示为液压平移机构工作原理图。为获得平移运

动,在油路设计时,使平移引导油缸 2 与俯仰角油缸 5 两者的有杆腔联通,而两者的无杆腔亦联通(图 8－3－76b)。当钻臂 1 在支臂油缸 4 作用下升起(落下)一个角度 $\Delta\alpha$ 时,平移引导油缸的活塞杆即被拉出(缩回)。此时,引导缸某腔中的压力油经油路将排入俯仰角油虹的相联通的腔中,并使后者的活塞杆缩回(伸出),从而使推进器下俯(上仰)$\Delta\alpha'$ 角。在平移机构设计时,通过合理地确定两油缸的安装位置,即可得到 $\Delta\alpha \approx \Delta\alpha'$ 的关系。这样,在钻臂升降过程中,推进器将始终保持平行移动,从而满足平行钻孔的工艺要求。

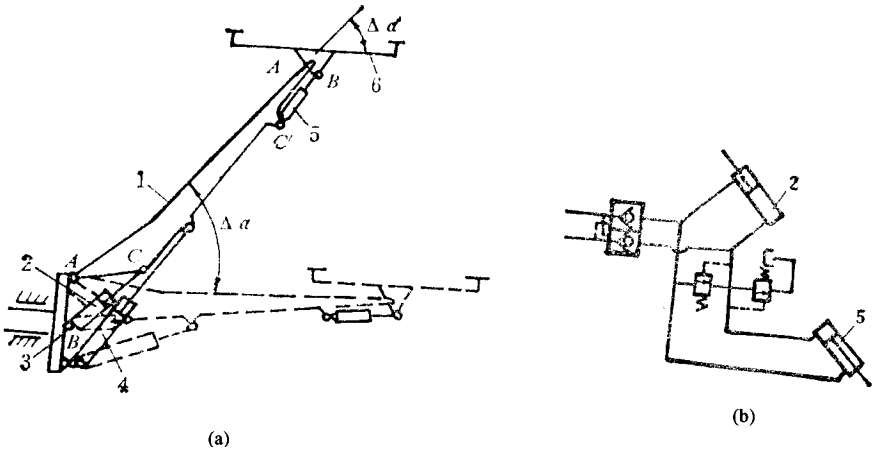


图 8－3－76　液压平移机构

1—钻臂;2—平移引导油缸;3—回转支座;4—支臂油缸;5—俯仰角油缸;6—托架

为防止因误操作而导致油管和元件损坏,在某些钻车的油路中,还设有安全保护回路(见图 8－3－76b)。

近来,在钻车中多有采用无液压引导油缸的液压平移机构的。这种机构的工作原理是在设计时,严格控制支臂油缸在钻臂和回转文座上的安装尺寸与俯仰角油缸在钻臂和托架上的安装尺寸之间保持一定的比例,并通过相应的油路系统(图 8－3－77)以实现 $\Delta\alpha \approx \Delta\alpha'$ 的关系,从而获得推进器的平移运动。

液压平移机构在 70 年代初期始用于钻车上。国产 CGJ－3、CTJ－3 和 CGJ－2Y 型钻车,瑞典 BUTl5 型钻车和加拿大 MJM－20M 型钻车等均已采用。液压平移机构的优点是结构简单、尺寸小、重量轻和工作可靠,且适用于各种不同结构的大、中和小型钻臂,平移精度较高。

(三)液压系统

凿岩钻车的液压系统,分为气动凿岩钻车和全液压凿岩钻车两类。气动凿岩钻车的液压系统仅用来控制钻车的行走、稳车、钻臂和推进器的调幅、定位动作等;全液压凿岩钻车的液压系统除了具有上述各功能之外,还应具有运转和控制液压凿岩机的功能。

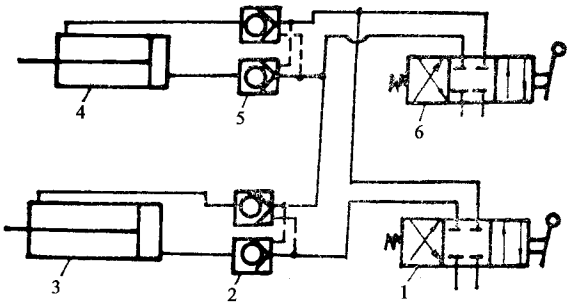


图 8－3－77　无平移引导油缸的液压平移机构

1、6—控制阀；2、5—液压锁；3—支臂油缸；4—俯仰角油缸

图 8－3－78 所示为某一全液压凿岩钻车的液压系统。

1. 凿岩钻车控制系统

控制系统由油泵 P_3 供油到多路换向阀 1 后，分成若干支路到各液压工作机构，再经精滤器 26、冷却器 29 回到油箱，形成一个开式多支路的循环系统。系统压力由多路换向阀上的溢流阀调整。油泵 P_4 承担另一个钻臂的供油系统。

(1)钻臂和推进器的调幅、定位和平移　多路阀 1 有两条支路向支臂油缸 8 和俯仰角油缸 12 的供给压力油。通过油管与液压锁 10 相连接，从而形成一个无引导油缸的自动平移回路。当支臂油缸伸缩时，俯仰角油缸便能按比例伸缩，使推进器自动平移。另外两条支路向回转油缸 11 和摆角油缸 13 供压力油，经油管和液压锁构成另一条自动平移回路(横向平移)。单向节流阀 9 可防止钻臂下落时产生震动。

(2)推进器的补偿　多路阀的一条支路直接与补偿油缸 14 相连，形成控制推进器的补偿回路。

(3)行走与支承　多路阀的另一条支路接到旋阀 2 上，再由旋阀分别向前支腿油缸 3、后支腿油缸 7 或行走马达 4 供油。多路阀可控制进油的方向。行走回路中，还有两个自闭合回路，即由溢流阀 5、单向阀 6 和液压马达 4 所构成的回路。这是两条制动回路，分别承担钻车前进和后退时的制动。

2. 液压凿岩机的运转和控制系统

(1)冲击系统　油泵 P_1 供油经换向阀 24 进入凿岩机 19 的冲击器。工作回油经精滤器 28、冷却器 29 回到油箱，构成一个开式循环系统。换向阀有三个挡位，即空载、轻冲和全冲位置。

空载位置时，油泵 P_1 供给的油经换向阀短路，返回油箱。

轻冲位置时，有一部分经减压的油进入冲击器进行轻冲击凿岩，另一部分油返回油箱。轻冲力量的大小可由调压阀 25 调节。

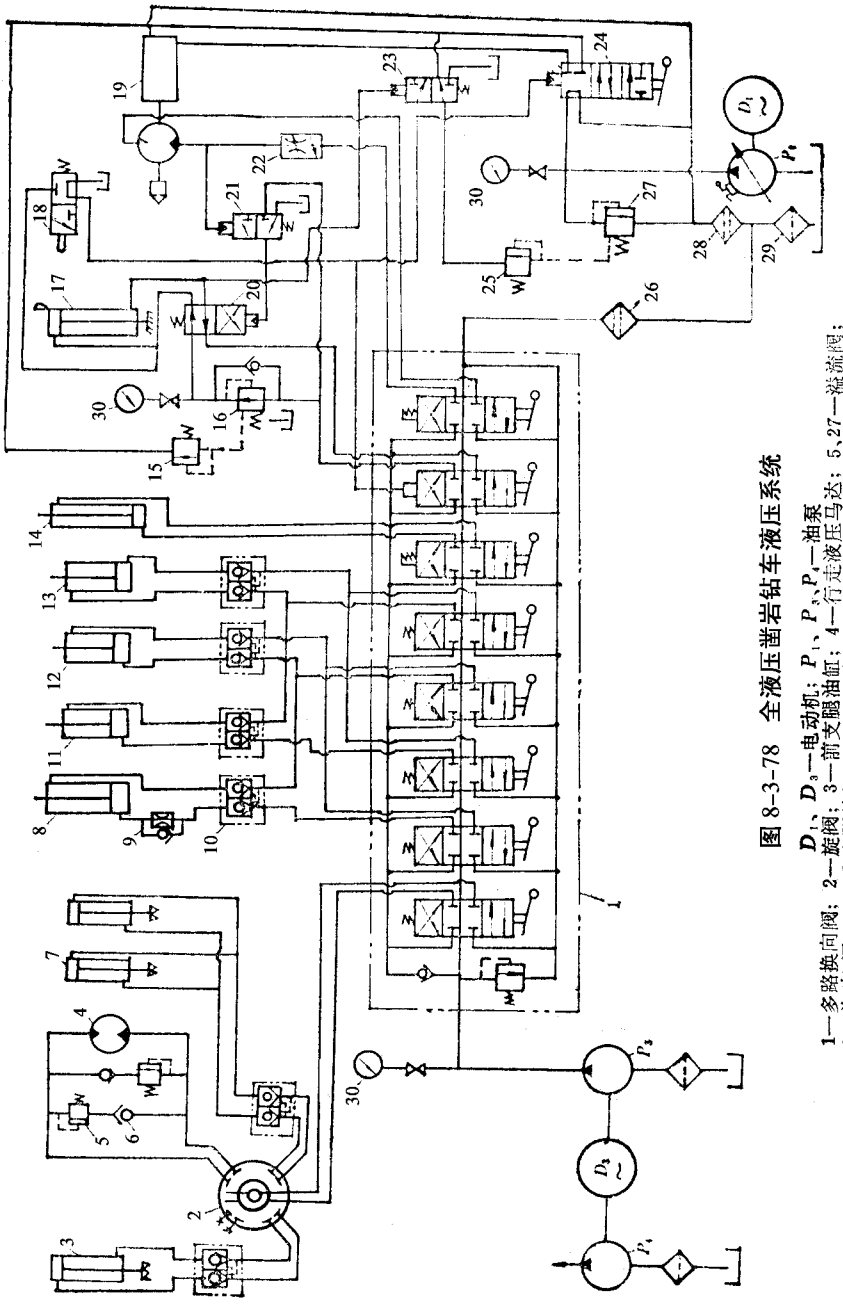


图 8-3-78　全液压凿岩钻车液压系统

D_1、D_3—电动机；P_1、P_3、P_4—油泵
1—多路换向阀；2—旋阀；3—前支腿油缸；4—行走液压马达；5、27—溢流阀；6—单向阀；7—后支腿油缸；8—支臂油缸；9—单向节流阀；10—液压锁；11—回转油缸；12—俯仰角油缸；13—摆角油缸；14—补偿油缸；15、25—调压阀；16—单向减压阀；17—推进油缸；18—限位阀；19—液压凿岩机；20—防卡钻阀；21、23—液控阀；22—流量阀；24—换向阀；26、28—精滤器；29—冷却器；30—压力表

全冲击位置时，冲击系统以额定的工作油压进入冲击器实现全冲击凿岩，全冲击时的油压由溢流阀 27 调定。

(2)转钎系统　油泵 P_3 排出的油经多路换向阀的一条支路与液压凿岩机的液压马达相联接，形成转钎回路。通过流量阀 22 可以调节钎杆的转速。钎杆的正转和反转由多路阀控制。

(3)推进系统　油泵 P_3 排油经多路换向阀的又一条支路与推进油缸 17 相连接,回路中串联有减压阀 16 和防卡阀 20,形成推进系统。减压阀可以调节推进系统中的压力。调压阀 15 是调节轻推进压力用的。液控阀 23 的作用是当换向阀 24 处于轻冲位置时,能自动保证推进缸进入轻推进状态。

(4)防卡钎装置系统　在推进回路中装设一个二位四通阀 20,即防卡钻阀。防卡钻阀一端的液控油路与液控阀 21 相连接。液控阀另外有二根油管,一根与推进油路连接,另一根是与转钎油路相连接的液控油路。这就构成防卡钎装置的油路系统。

当液压凿岩机正常工作时,转钎液压马达正常运转,防卡钻阀处于正常推进位置。一旦发生卡钎,转钎油压上升,当超过额定压力 2 ~ 3MPa 时,防卡钻阀即换向,使凿岩机退回。直到转钎油压降到正常值时,防卡钻阀又恢复到正常推进位置。在防卡钻阀退回过程中,凿岩机自动处于轻击状态。

(5)钻孔过程的半自动控制　在完成某一钻孔的钻进过程中,该系统可实现各种凿岩工况的半自动控制,在钻孔完毕时可自动停钻和自动退回。

①钻进过程半自动控制系统　由换向阀 24、液控阀 21 和 23、防卡钻阀 20、减压阀 16,溢流阀 27 和调压阀 15、25 及其管路等构成了钻进过程半自动化控制系统。

启动油泵 P_1 并使冲击换向阀手柄处于Ⅰ位时,冲击系统空载运转。压力油经换向阀返回油箱,此时油压仅能克服管路系统阻力。

当将换向阀手柄转至Ⅱ位,同时将推进和转钎手柄置于工作位置时,系统为轻冲击和轻推进工作状态,即开孔状态。系统压力由调压阀 15 和 25 所确定。

当将换向阀手柄转至Ⅲ位,即全冲击和全推进位置。此时液压凿岩机正常工作。系统压力由减压阀和溢流阀确定。

如发生卡钻故障时,转钎回路中油压升高,液控阀 21 换向、防卡钻阀亦换向,凿岩机立即自动退回;由于防卡油路的影响,引起液控阀 23 换向,于是凿岩机自动改变为轻冲击状态。一旦卡钎故障消失,转钎回路油压降低到正常值时,推进和冲击系统恢复正常,继续钻进。

②自动停钻与自动退钎系统　由多路换向阀 1 中的推进阀、限位阀 18、换向阀 24 及其管路组成自动停钻与自动退钎系统。

当完成一次钻进时,装在推进缸 17 上的碰块触动限位阀 18 的阀芯使限位阀换位,压力油即通向推进阀和冲击换向阀 24 的液控口,使两阀换向,于是凿岩机自动停钻、钎杆自动退出钻孔。

当凿岩机和钎杆自动退回后,限位阀恢复正常,为下一次钻进创造了条件。

三、钻车的选择

当前，在采矿、巷道掘进和隧道掘进工程中，凿岩钻车已成为主要的凿岩设备。但由于现有凿岩钻车结构型式繁多，其整机功能和适用范围各不相同，故合理选用机型颇为重要。选用钻车时，应考虑所选设备的技术、经济指标的合理性和先进性。分析对比择优选用。

经济指标包括设备的投资、能源消耗、材料消耗、设备维修及管理、设备折旧等方面的费用。通常是将所有费用换算成每钻一米钻孔时所需的费用。

技术指标包括设备的先进性和对凿岩爆破工艺要求的适应性。具体来讲，所遗设备应具备：(1)凿岩速度快、工作稳定可靠、结构简单、便于操作和维修；(2)满足各种凿岩爆破工艺对钻孔布置和深度的要求，以及巷道断面尺寸和运输方式等方面的要求。

有关钻车的结构、性能和适用范围已于前节予以说明，不再赘述。下面仅就钻车的生产率计算和凿岩机台数的确定予以简介。

1. 凿岩钻车的生产率

当使用凿岩钻车钻孔时，每班生产率可按下式确定

$$L = KvTn \times 10^{-2} \quad \text{m} \tag{3-35}$$

式中　n——凿岩钻车上同时工作的凿岩机台数；

T——每班纯工作时间，min；

v——技术钻进速度，其值与钻车构造有关，cm/min；

K——凿岩机的时间利用系数。

时间利用系数 K 是凿岩机纯工作时间与每个掘进循环中凿岩工序所占时间的比值(%)。它与钻臂结构、推进器行程、岩石物理机械性质及操作技术熟练程度等有关。在其它条件相同时，K 值与推进器行程的关系见表 8-3-11。其中岩石硬度系数 $f = 10 \sim 14$，采用液压调幅钻臂，钻进速度 $v = 20$cm/min。

表 8-3-13　时间利用系数 K

推进器行程 mm	1000	1500	2000	2500
时间利用系数 K	0.5	0.6	0.7	0.8

2. 凿岩机类型及台数的确定

凿岩钻车的具体结构和性能，在很大程度上取决于所选配的凿岩机类型。一般说来，凿岩机类型选定之后，即可确定钻臂数(亦即每台钻车安装凿岩机的台数)和推进器型式等。

我国自行设计和制造的凿岩钻车，多数都是选用国家定型推广使用的凿岩机，如

CGJ－2 型钻车使用 7655 型凿岩机，CGJ－2Y 型钻车使用 YYG80－1 型液压凿岩机。必要时也可为钻车设计制造专用凿岩机，如 YG－35 轻型导轨式凿岩机，与 CGJ－3 型液压凿岩钻车配套使用。

凿岩钻车上安装凿岩机的台数，亦即选用带有几台凿岩机的钻车，主要根据工作面尺寸和所需钻孔总深度来确定，即

$$n = \frac{100L}{KvT} = \frac{100Zh}{KvT} \tag{3－36}$$

式中　L——所需钻孔的总深度，m；$L = Zh$；

Z——所需钻孔数；

h——每班所钻孔的平均深度，m。

四、采矿凿岩钻车

（一）概述

采矿凿岩钻车是根据不同的采矿方法，在采矿场中进行凿岩的钻车。采矿钻车的应用可以提高采矿工效，加快回采速度，也可以促使改进采矿工艺，提高资源回收率。

在采用无底柱分段崩落采矿法的某些金属矿山中，成功地使用了国产 CTC－700 和 CTC－214 型采场钻车钻凿中深孔，大大提高了凿岩工效，其台班可钻进 150～250m。而对于薄矿脉、小巷道的金属矿山建议使用 CTC－140 和 SGC－1B 型采场钻车。这些钻车大都具有行走方便、移位迅速、布孔准确、凿岩稳定、劳动强度小和凿岩工效高等特点。

国产采矿凿岩钻车的技术特征见表 8－3－14。

表 8－3－14　国产采矿凿岩钻车技术特征

型号 / 特征	CTC－700	CTC－214	CTC－140	SGC－1B
外形尺寸（长×宽×高）（m）	3.98×1.8×2.12	4.7×2.1×1.8	2.5×1.2×2.6	3.75×0.85×1.5
适用巷道断面（宽×高）（m）	2.8×3.0	3×3～5×3.5		1.8×2～2.5×3
钻臂型式及数量	复摆 1	单摆 2	单摆 1	单摆回转 1
上向平行钻孔范围（m）	1.8	3.5		1.98
钻孔前倾角度（°）	30	0～90	25	90
钻孔后倾角度（°）	95			30
钻孔左、右倾角度（°）	0～180	0～100	0～25	90
钻孔直径（mm）	51～65	51～65	38～46	50～80
钻杆长度（m）	1.26		2～4	1
配用凿岩机	YG－80，YGZ－90	YGZ－90	YSP－45	YGZ－90
钻车重量（t）	2.75	4～5	0.3	1.7

特征 \ 型号		CTC－700	CTC－214	CTC－140	SGC－1B
推进器	型式	气马达－丝杠	气马达－丝杠	气缸－链条	双抽缸接传
	推进行程(mm)	1420	1400	2000	1140
	推进力(kN)	6～8	14	1.9	8～14
	气马达功率(kW)	0.74	2.2		
	补偿行程(mm)	500	700		1000
行走方式		气动轮胎	气动轮胎	手动轮胎	蔽动轨轮
行走功率(kW)		2×3.7	4.4		2.61
爬坡能力(°)			20		
最小转弯半径(m)		4.5			
隐车方式		液压千斤顶	液压千斤顶		液压千斤顶
油泵气马达功率(kW)		2	2.2		ZYB－7型气动增压泵
系统工作压力(MPa)		9.8	7.85～9.8	水压0.49	6.86～10.8
制造厂		昆明风动机械厂	南京战斗机械厂	天水风动工具研究所	湘潭机械厂

(二)CTC－214型采矿凿岩钻车

CTC－214型采矿凿岩钻车是为适应无底柱分段崩落采矿法的需要而研制的。它带有两个钻臂,配用YGZ－90型外回转式凿岩机,其摆动范围较大,能钻3.5m宽的上向平行钻孔和扇形孔。钻车可在3×3～5×3.5m巷道中作业。工作宽度为5m。具有钻孔速度快、台班生产率高和故障少等优点。

图8－3－79所示为CTC－214型采矿凿岩钻车的结构简图。钻车由底盘、工作机构、推进器和液压控制系统等构成。

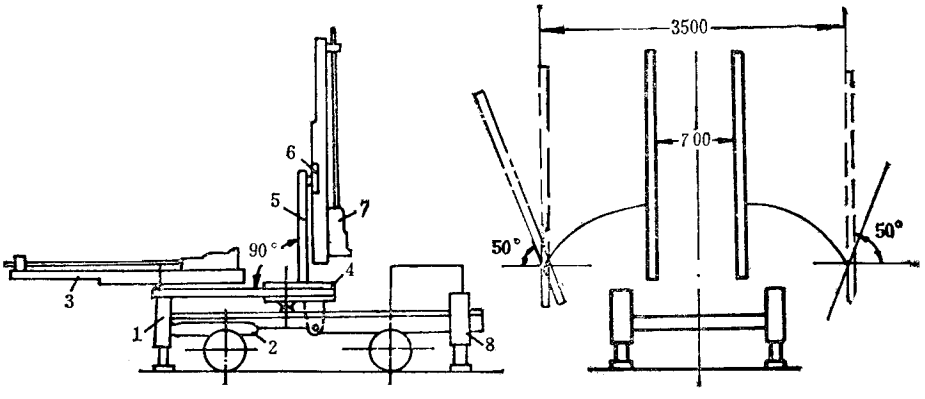


图8－3－79　CTC－214型采矿钻车结构图

1—前支腿;2—起落架油缸;3—推进器;4—起落架;5—钻臂;
6—托架;7—凿岩机;8—后支腿

钻车的工作机构是由左右两组布置在钻车中部的钻臂 5、起落架 4、推进器 3、托架 6 和凿岩机 7 等构成。

钻臂下端铰接在箱形结构的起落架上。借助起落架油缸可使钻臂在 0 ~ 90°范围内起落，因之可钻前倾的钻孔。钻车行走时，放平钻臂以降低行走高度。

钻臂的摆动和平移调位如图 8 - 3 - 80 所示。钻臂 2 的两侧安有摆角油缸 1 和摆臂油缸 3。摆臂缸伸缩时，可使钻臂围绕与起落架的铰接点 D 左右摆动，最大摆动范围是偏离钻车中心线 1.75m。摆角油缸伸缩时，可改变推进器与钻臂间的角度，从而可以钻出具付各种前倾角的扇形钻孔。若将摆角油缸调节成某一特定长度，即保持 $AC = BD$，又因在设许时已取 $AB = CD$，则 $ABCD$ 为一平行四边形，从而构成一个四连杆式平移机构。如伸缩摆臂即可获得上向的一组平行钻孔。

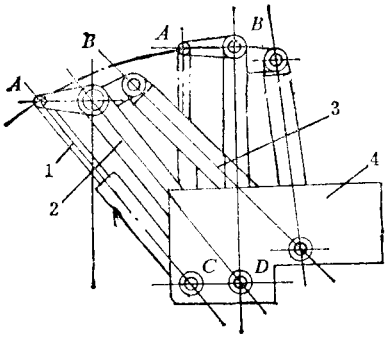


图 8 - 3 - 80　CTC - 214 钻车平移机构

1—摆角油缸；2—钻臂；3—摆臂油缸；4—起落架

图 8 - 3 - 81 所示为钻车工作机构的平面作业范围。图中右侧为 3 × 3m 巷道断面时钻车的作业范围，双中心孔距为 1 ~ 1.1m，边孔扇形角为 50°；图的左侧为 5 × 3.5m 断面巷道时的作业范围，中间布置 4 个平行钻孔，孔距为 1.1 ~ 1.2m，边孔倾角为 70°。

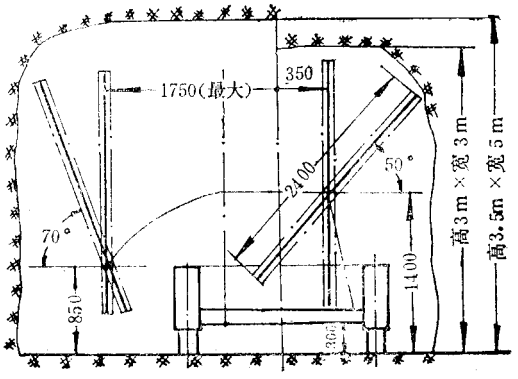


图 8 - 3 - 81　工作机构平面作业范围

钻臂上端通过托架 6 与推进器 3 相联。推进器采用气动马达丝杆推进，配有液压楔式夹钎器和弹性顶尖。

钻孔时，整台钻车支撑在四个液压千斤顶（前支腿 1 和后支腿 8）之上。该钻车采用轮胎式行走，四轮驱动，移位灵活，对孔位方便，爬行能力强。

CTC－214 型钻车液压系统见图 8－3－82，其工作原理如下。

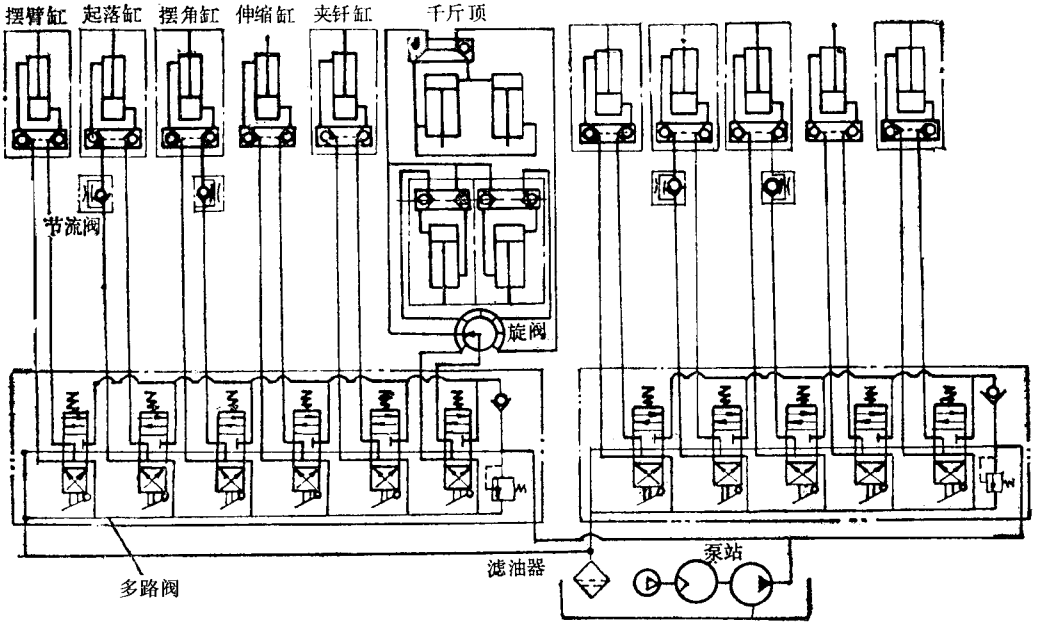


图 8－3－82　CTC－214 钻车液压系统

两组钻臂的传动共用一台定量径向柱塞泵。由脚踏控制阀操纵 TM1－4 气马达驱动油泵工作。抬起踏脚，气马达气源即被切断。所有液压缸由两组并联的手动多路换向阀操纵，在液压回路中由溢流阀限制系统压力。为保证钻车工作稳定可靠，液压缸均装有双向液压锁。多路阀中间位置内部通路采用 Y 型连接，可防止阀芯内部泄漏造成液压锁工作失灵。在起落和摆臂液压油路上装有节流阀以控制钻臂起落和摆动的速度，减少冲击现象。

支承钻车的四个液压千斤顶，其中前面两个并联为一组，与后面两个构成三点支承，以利于调平。各个液压千斤顶由手动换向阀通过旋阀分别或同时操作。

第四节　潜孔钻机

一、潜孔钻机工作参数的确定

潜孔钻机的工作参数主要指钻具施于孔底的轴压力、钻具的回转速度、扭矩和排碴风量等。合理地选择这些参数，不仅能获得最优的钻孔效率还能延长钻具的使用寿命。合理的钻机工作参数与钻头直径、孔向、岩石坚固性、压气压力、冲击频率以及钻头结构型式等因素有关，迄今尚未掌握其规律。因此，钻机的工作参数只能根据生产经验或用实验方法建立的经验公式来计算。

（一）轴压力

1. 合理的轴压力

潜孔凿岩主要是依靠钻具的冲击能量来破碎岩石，钻具回转只是用来更换冲击位置，避免重复破碎。因此，潜孔凿岩不需要很大的轴压力。轴压力过大，不仅易产生剧烈振动，还会加速硬质合金的磨损，甚至引起硬质合金崩角或断裂，使钻头过早损坏；轴压力过小，则钻头不能很好地与岩石接触，影响能量的传递效率，甚至使冲击器不能正常工作。

潜孔钻机的合理轴压力可用下列经验公式计算

$$P_H = (30 \sim 35) Df \tag{3-37}$$

式中　P_H——合理的轴压力，N；

D——钻孔直径，cm；

f——岩石普氏硬度系数。

根据国内经验，在使用潜孔钻机或设计、改进潜孔钻机时，推荐采用表 8-3-15 所列的工作参数。

表 8-3-15　潜孔钻机工作参数推荐值

钻头直径（mm）	合理轴压力（kN）	回转速度（r/min）	回转扭矩（N·m）
100	4～6	30～40	500～1000
150	6～10	15～25	150～3000
200	10～14	10～20	3500～5500
250	14～18	8～15	6000～9000

2. 调压力的计算

潜孔钻机钻孔时，钻进部件（含回转供风机构、钻具）自重施于孔底的有效轴压力，与钻凿某种岩石所需要的合理轴压力是不相等的，所以在潜孔钻机上设置了调压装置，以便调整施于钻具上的作用力，使凿岩作业在合理的轴压力下进行。调压装置施于钻具上的调压力按下式计算

$$P_T = P_H - 9.8G\sin\beta + 9.8\mu G\cos\beta + R \tag{3-38}$$

式中　P_T——施于钻具上的调压力，N；

P_H——合理的轴压力，N；

G——钻进部件（回转供风机构和钻具）的质量，kg；

β——孔向与水平面的夹角，(°)；

μ——摩擦系数，钢对钢为 0.15，钢对岩石为 0.35，取平均值 $\mu = 0.25$；

R——冲击器的反跳力，其值为活塞在每一个工作循环中使气缸返回到初始位置所需要的最小轴推力，单位为 N。

当调压力 P_T 为负值时，表明钻进部件的自重施于孔底的有效轴压力大于合理的轴压力，必须通过调压装置进行减压，即所谓减压钻进；反之，则须加压，进行加压钻进。当 P_T 为零时，表明钻进部件的自重施于孔底的有效轴压力恰等于合理的轴压力，即依靠钻进部件的自重进行无调压钻进。

（二）钻具的回转速度

钻头每冲击一次只能破碎一定范围的岩石。当钻具转速过高时，在二次凿痕之间，势必留下一部分未被冲击破碎的岩瘤，使得回转阻力矩增大，钻机振动加剧，钻头端面及径向上的硬质合金迅速磨损，不仅降低了钻孔速度，甚至造成夹钻事故；当转速过低时，则可能产生重复破碎现象，没有充分利用钻头的冲击能量，钻速降低。钻具的最优转数应当根据钻头两次冲击之间能破碎的最大孔底扇形面积的最大转角来确定。然而，这个合理的转角与钻头直径、岩石物理机械性质、冲击功、冲击频率、轴压力、钻头刃数和形状、以及硬质合金片（柱）的磨损程度等因素有关。一般说来，当钻孔直径愈小、岩石硬度愈低、冲击功愈大、冲击频率愈高、轴压力愈大、钻头刃数愈多、硬质合金片（柱）愈锋利的情况下，钻具转速可以高些。反之，转速应低些。

根据国内潜孔钻机的使用经验和参考国外的资料，钻具的合理转速可以按表 8－3－14 选取，也可以用下列经验公式计算

$$n_1 = \left(\frac{6500}{D}\right)^{0.78\sim0.95} \tag{3-39}$$

式中　n_1——钻具的合理转速，r/min；

D——钻孔直径，mm。

（三）钻具扭矩

钻孔作业时，钻具需克服的回转阻力矩主要有：由于轴压力的作用在钻具工作面上产生的摩擦阻力矩，钻刃剪切两次冲击间遗留下来的岩瘤时所受的阻力矩、钻具与孔壁之间的摩擦阻力矩，以及因裂隙、浮石引起夹钻的阻力矩等。因此，钻具回转扭矩的大小与孔径的大小、岩石坚固性、钻头形状、轴压力和回转速度的大小诸因素有关。根据国内外生产实践的总结，回转扭矩与钻孔直径的关系推荐按表 8－3－14 确定，也可按下列数理统计公式计算。

$$M = K_M \frac{D^2}{8.5} \tag{3-40}$$

式中　M——钻具回转扭矩，N，m；

D——钻孔直径，mm；

K_M——力矩系数，$K_M = 0.8 \sim 1.2$，一般取 $K_M = 1$。

（四）排碴风量

排碴风量的大小对钻孔速度和钻头的使用寿命影响很大。实践表明，增大排碴风量，可以更有效地清除孔底岩碴，避免大颗粒岩碴的重复破碎，降低不必要的能量消耗，从而提高了钻进速度；增大排碴风量，能够有效地冷却钻头，并减少钻头的磨损，延长了钻头的使用寿命；此外，排碴干净，可以增加有效的孔深，减小超钻深度，提高了钻孔的利用率。但是，风量过大会增加空压机的容量和能耗，还会加速钻杆的磨损。

合理的排碴风量，决定于在钻杆和孔壁之间的环形空间内有足够大的回风速度，以便及时地将孔底岩碴排出孔外。这个回风速度必须大于最大颗粒岩碴在孔内空气中的悬浮速度（即临界沉降速度）。根据国外的经验，认为回风速度大约为 25.4m/s，最低不能小于 15.3m/s。对于比重较大的某些铁矿，悬浮速度较大，有的甚至超过 45.7m/s。一般可用下面的公式来计算岩碴的悬浮速度

$$v = 4.7\sqrt{\frac{b\rho}{1000}} \tag{3-41}$$

式由　v——岩碴的悬浮速度，m/s；

b——岩碴的最大粒度，mm；

ρ——岩石密度，kg/m^3。

因此，合理的排碴风量按下式计算

$$Q = \frac{60\pi k(D^2 - d^2)v}{4} \tag{3-42}$$

式中　Q——合理的排碴风量，m^3/min；

D——钻孔直径，m；

k——考虑漏风的系数，$k = 1.1 \sim 1.5$；

d——钻杆外径，m。

二、井下潜孔钻机

(一)井下潜孔钻机的用途

井下潜孔钻机用于井下钻孔作业。在无底柱分段崩落采矿法中，用于钻扇形爆破深孔 在掘进天井、通风井时，用于钻吊罐穿绳孔 在掘进平巷或各种硐室时，用于钻中深爆破孔。国产井下潜孔钻机的技术特征列于表 8－3－16。

表 8－3－16　井下潜孔钻机技术特征

特征 \ 型号		QZJ－100A	OZJ－100B	KQG165	DQ150J
钻孔直径(mm)		100～130	80～130	165	150～170
钻孔深度(m)		60	60	50～60	50～100
适用岩种		$f = 8 \sim 16$	$f = 8 \sim 16$	$f > 6$	$f > 6$
重量(kg)		240(不含支柱)	195(不含支柱)	5700	4500
钻具	钻杆外径(mm)	50	50	133	114
	一根钻杆长度(mm)	1045	1026	1600	1500
	钻具回转速度(r/min)	89	90	0～30	0～35
推进机构	传动方式	气缸链条	气缸	油缸	气缸链条
	一次推进行程(min)	1000	1000	1600	1500
	调压范围(N)	0～6374	0～6374	0～1373	0～34323
回转机构	原动机	电动机	风马达	油马达	风马达
	转速(r/min)	1430	3200		
	功率(kW)	3	4.41	2×4.8	4
行走机构	传动方式	无行走机构	无行走机构	油马达履带	风马达履带
	行走速度(1mh)			1	1
	爬坡能力(°)			25	20
工作气压(MPa)		0.49～0.69	0.49～0.69	0.98～1.73	0.49～1.47
耗气量(m^3,min)		6	10～12	16.2	18.4
使用水压(MPa)		0.78～0.98	0.78～0.98		
排碴方式		气水混合	气水混合	气水混合	气、气水混合
外形	长	1850	2380	3110(立起)	3000(立起)
	宽			1400	1420
	高	550	470	3450	3500
制造厂		宣化风动机械厂			嘉兴冶金机械厂

七十年代以来，美国、加拿大等国的一些大型地下矿山，把大孔径潜孔钻机推广到井

下。我国近年来，为了强化地下开采，适应新的采矿方法，如 V.C.R 采矿法，研制了 KQGl65 型（原型号 DQZ165）井下高风压潜孔钻机，孔径达到 165mm，一改过去井下潜孔钻机没有自行机构的面貌，提高了机械化作业水平，共外貌如图 8－3－83 所示。

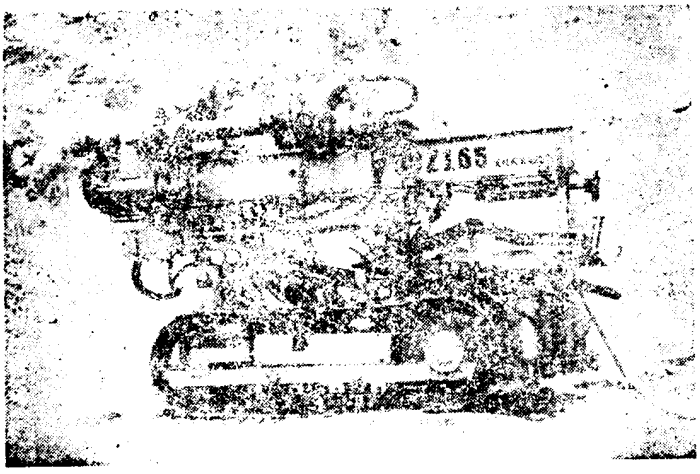


图 8－3－83　KQG165 型井下高风压潜孔钻机

（二）QZJ 型井下潜孔钻机

两种 QZJ 型井下潜孔钻机的构造、工作原理基本相同，都由钻具、回转供风机构、推进调压机构、操纵机构、凿岩支柱等部分组成，没有独立的自行机构。QZJ－100B 型钻机的构造及工作安装情形如图 8－3－84 所示。

1. 回转供风机构

如图 8－3－84 所示，它由风马达 12、减速箱 11 和风接头、钻杆接头等组成。风马达直接与减速箱联接。减速箱采用四级圆柱直齿轮减速，其输出轴为空心轴。空心轴前端用螺栓与钻杆接头联接，把回转动力传给钻具。空心轴内部安装不随空心轴转动的供气凤管道，由操纵阀来的气水混合物经此进入钻杆直达冲击器。采用风马达作为回转机构的原动机，可无级调节转速，有利于提高钻孔效率。

2. 推进调压机构

推进调压机构由推进气缸 7、滑板 10、支架 13、滑架 14 组成。用螺栓将回转供风机构和支架联接在滑板上。压气通过管道进入气缸作用于活塞上，活塞杆通过支架带动滑板，使回转供风机构沿滑架向前滑动，钻具则以一定轴压作用于孔底，实现凿岩推进。调节气缸的进气压力，便可实现在合理轴压力下钻孔。QZ3－100A 钻机采用双气缸推进并调压，而 QZJ—100B 钻机采用单气缸直接推进并调压，取消了链条传动机构，因而结构更简单、体积小、重量轻，便于井下搬运，易于制造和维修。

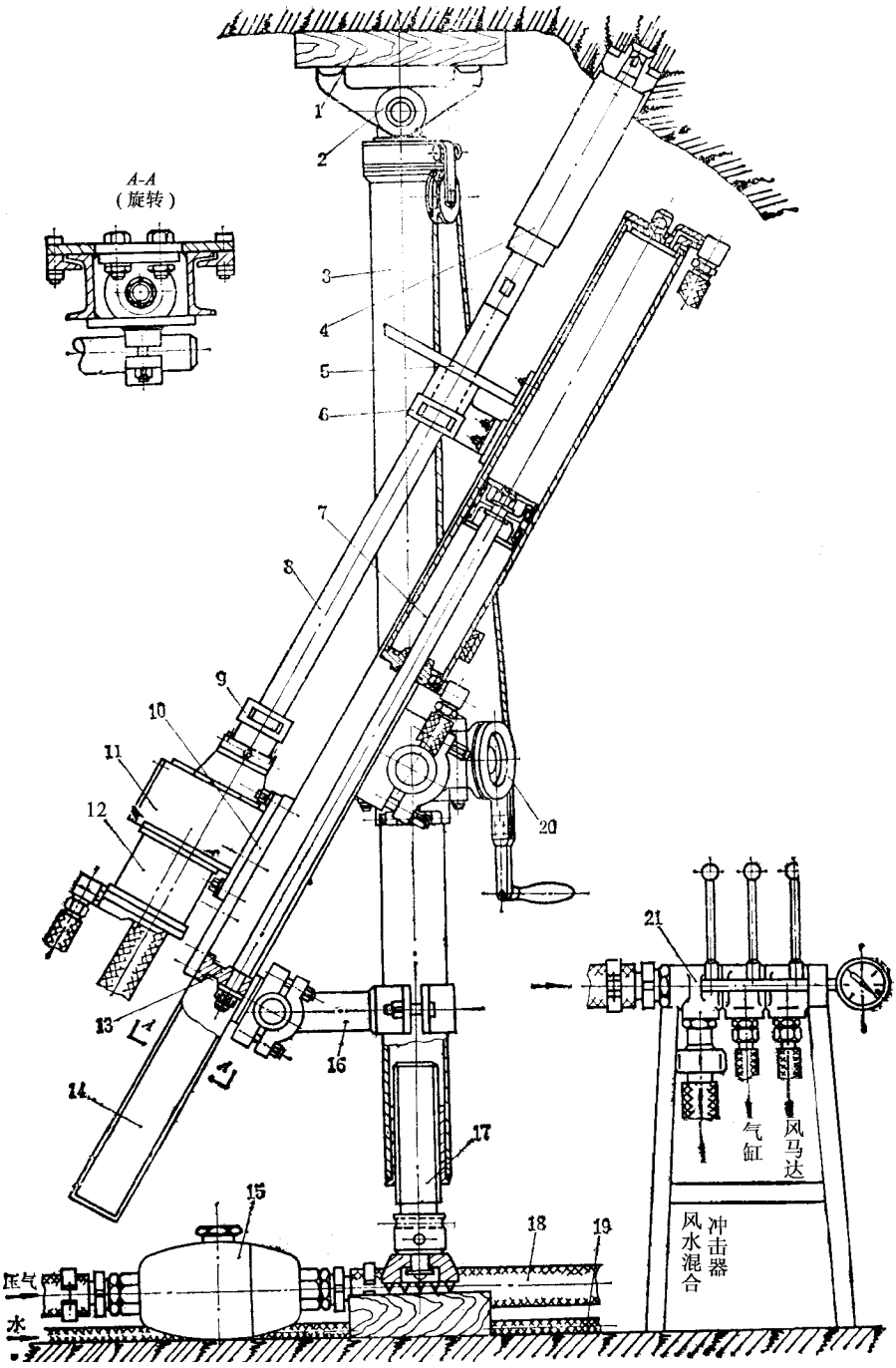


图 8－3－84　QZJ－100B 型井下潜孔钻机

1—垫木；2—上顶盘；3—支柱；4—冲击器；5—挡板；6—托钎器；7—推进气缸；8—钻杆；9—卸杆器；10—滑板；11—减速箱；12—风马达；13—支架；14—滑架；15—注油器；16—横轴；17—升降螺柱；18—气管；10—水管；20—手摇绞丰；21—操纵阀

3. 操纵阀

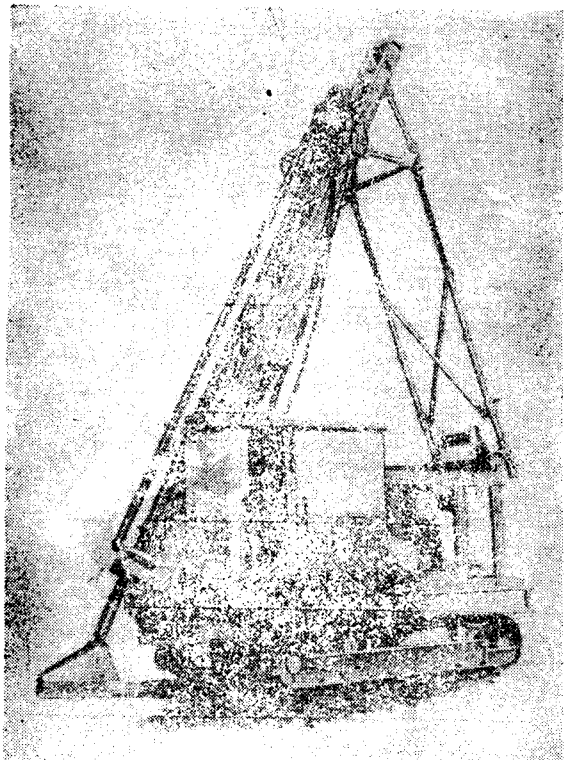


图 8－3－85　YQ－150A 型潜孔钻机

操纵阀 21 上有三个手把。左手把控制风马达，有正、反、停三个位置；中间手把控制推进气缸的往复运动，有进、退，停三个位置；右手把控制开动冲击器的气水混合物，有开、闭两个位置；供水量由水阀来控制。在操纵阀进气的前方装有注油器 15。

4. 凿岩支柱

它由上顶盘 2、支柱 3、横轴 16、升降螺柱 17、手摇绞车 20 等组成。使用时根据硐室高度调整升降螺柱，使支柱顶紧在顶板和底板上。横轴有三件，组合起来使用，以适应不同的孔向。升高或降低钻机则用手摇绞车来实现。

第五节　平巷掘进机

一、概述

长期以来，矿山井巷掘进工作，一直是采用凿岩爆破的方法。实践证明，使用这种方

法时，劳动强度大、工作效率低，同时还具有很大的危险性。随着工业的不断发展，对地下资源的需求量与日俱增，迫切要求加快井巷建设速度和实现安全生产。为此，人们对各种新的岩石破碎方法及其在岩巷掘进工作中的应用，进行了大量的研究工作。其中，用机械破碎岩石的方法，即采用全断面或分断面巷道掘进机掘进巷道的方法获得了迅速的发展。

平巷掘进机是一种将机械破碎岩石和排碴等工序实现联合作业，并连续掘进的综合设备。这种掘进机可用于煤炭、化工、采矿等工业以及国防工程中掘进各种断面形状的巷道和隧道。因此，平巷掘进机按其适用范围可分为两大类，即 :适于在煤层和软岩中掘进巷道的平巷掘进机和适于在中硬以上硬度的岩石中掘进巷道和隧道的平巷掘进机。

平巷掘进机最早出现于十九世纪五十年代。但是，由于切削刀具和驱动动力等问题没有得到很好的解决，致使它在整整一个世纪内停滞不前。直到本世纪五十年代末期，随着金属材料工业的发展和液压技术在采矿机械中的应用，以及切削刀具研制工作的较大突破，平巷掘进机的研制工作才又获得迅速的发展。

五十年代末期，我国也开始了平巷掘进机械的研制工作。多年来的研制工作表明，采用平巷掘进机掘进巷道的方法是有发展前途的。我国先后设计制造和使用的掘进机有十余种之多。但由于刃具的材质、液压元件的性能和机械加工工艺等方面因素的影响，再加上在机械结构设计上存在着的一些有待于进一步解决的问题，如掘进时的定向、掘进后机械的退离以及排碴等问题，故平巷掘进机的发展较为缓慢。

现有各种平巷掘进札的基本结构和破岩方法均大同小异。现以国产 EJ－30 型平巷掘进机为例简要介绍它的组成和工作原理。

二、EJ－30 型平巷掘进机

EJ－30 型平巷掘进机是一种全断面挖掘机。借助安装在旋转着的刀盘上的滚刀，在一定的轴推力作用下滚压破碎岩石。掘进后将形成直径为 3m 的圆形断面，底部填平后呈拱形，然后铺设轨道，从而成为拱形断面巷道。EJ－30 型平巷掘进机的结构如图 8－3－86 所示，其技术特征列于表 8－3－17 中。

刀盘工作机构 1 在传动装置 3 驱动下，以每分钟 8 转的速度转动。在刀盘上共有 30 个刀座和 30 把滚刀。刀盘后端支承在机头架 2 上，机头架与大梁 11 用螺钉连接。司机室 8、电气设备 7 和液压传动装置 6 悬挂在大梁尾端。在推进油缸 4 和水平支撑机构 5 的配合作用下，掘进机可迈步式向前移动，并保证刀盘获得所需的轴推力，使滚刀在工作面岩壁上滚压破碎岩右。被破碎下来的岩碴，借助刀盘周边上的铲斗 14 转装到皮带转载机构 9 上，将它们运送到机器尾部并卸入矿车或其它运输设备中。掘进时在刀盘前端

形成的岩尘将利用除尘抽风设备 10 将其清除。

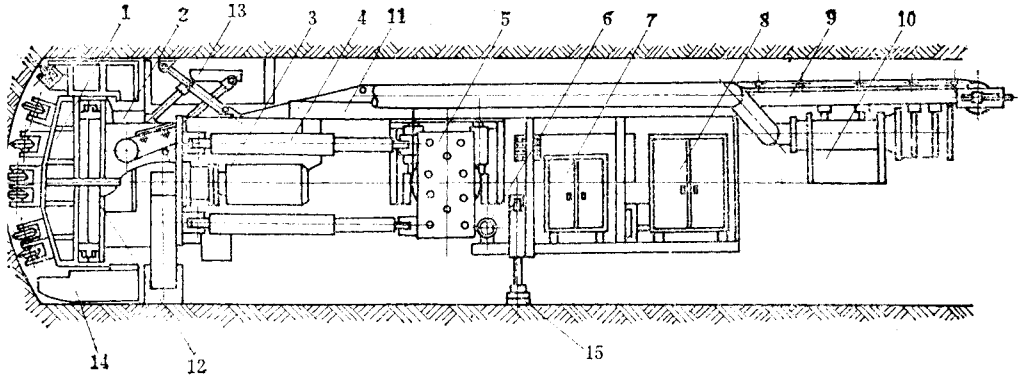


图 8－3－86　EJ－30 型平巷掘进机

1—刀盘工作机构；2—机头架；3—传动装置；4—推进油缸；5—水平支撑机构；6—液压传动装置；7—电气设备；8—司机室；9—皮带转载机构；10—除尘抽风系统；11—大梁；12—中心供水系统；13—护顶板操纵系统；14—铲斗；15—后支承踵

表 8－3－17　平巷掘进机技术特征

特征＼型号	70－1	EJ－30	特征＼型号	70－1	EJ－30
掘进巷道直径(m)	2.6	3.0	刀盘转数(r/min)	8	8
适应岩石抗压强度(MPa)	50～120	55～140	推进行程(mm)	600	1000
刀盘形式	锥面	球面	最大推进力(kN)	4×49	4×70.85
刀盘上刀具数(个)	23	30	最大支撑力(kN)	2×24.5	
刀盘驱动电机功率(kW)	2×75	2×125	机械总功率(UW)	2×75	279.5
传动方式	行星轮系		总重(t)	30	50
导向技术	—	激光			

(一)刀盘工作机构

刀盘工作机构 1 前端的球形表面上焊有 18 个刀座，分别安装 2 个中心滚刀和 16 个正滚刀。刀盘外缘均布装有 6 个铲斗 14，每个铲斗前壁外侧焊装两个刀座，分别安装一个正滚刀和一个边滚刀。刀盘后侧经组合轴承支撑在机头架 2 上。组合轴承的内座圈与刀盘用螺钉连接。工作时，与刀盘一起转动；组合轴承的外座圈与机头架用螺钉连接，工作时不转动。组合轴承内座圈又与大齿轮组成一体。由机头架两侧的两台电动机和减速器，共同传动大齿轮使刀盘转动。

EJ－30 型掘进机用盘形滚刀如图 8－3－87 所示。图 8－3－87a 所示为中心双刃盘形滚刀，在刀体 2 上紧压配合两个直径不同的刀圈 3，刀体经钢球 4 和滚子 5 支撑在心轴

1 上，心轴的两端固定在滚刀架上，其中心孔内装填润滑脂以润滑轴承；图 8－3－87b 所示为正滚刀和边滚刀，这两种滚刀皆属单刀盘形滚刀，其结构完全相同。但因滚刀座的结构形状不同而其用途亦有所不同。金属密封圈 7 和 8 的作用在于加强轴承的密封性能。

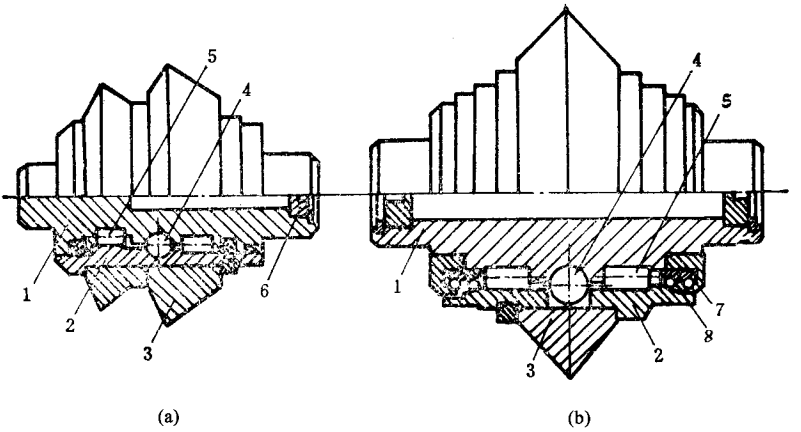


图 8－3－87　盘形滚刀

a—中心双刃滚刀；b—正滚刀和边滚刀

1—心轴；2—刃体；3—刀圈；4—钢球；5—滚柱；6—堵头；7、8—金属密封圈

刀圈 3 磨损后可更换。为提高滚刀耐磨、耐压和耐冲击性能，刀圈材料应采用优质合金钢，并经热处理。

EJ－30 型掘进机刀盘外缘均布有 6 个铲斗，在刀盘转动时，铲斗即可将碎落在底板上的岩碴铲装并卸入皮带转载机构的受料槽内，从而借助皮带运输机将其转运到机后的矿车中。

（二）机头架及刀盘传动装置

机头架是平巷掘进机的前支承部，其前端支承刀盘工作机构，后端与大梁相连接，如图 8－3－88 所示。

导向壳体 3 与下支撑板 11 借立柱 10 活动连接，在两个下油缸 12 的作用下，导向壳体能相对于下支撑板升降，以调节机头架的高低位置。左、右侧支撑板 9 的下端与下支撑板连接，上端经侧油缸 6 与导向壳体连接。掘进机工作时，侧油缸将左，右两侧支撑板撑紧在巷道侧壁上。导向壳体上装有两个对称布置的支座 8，限制侧支撑板向里收拢的极限位置，以防过大的横向力损坏侧油缸。护顶板 15 经连杆 14 与导向壳体连接、两个上油缸 2 的上端与护顶板连接，下端与大梁上支座连接，护顶板在上油缸作用下能贴紧顶板，以防止在工作过程中因顶板崩落砸坏机头架。机器检修时，护顶板还可伸向刀盘前端并贴紧顶板，以保护工人在刀盘前安全工作。

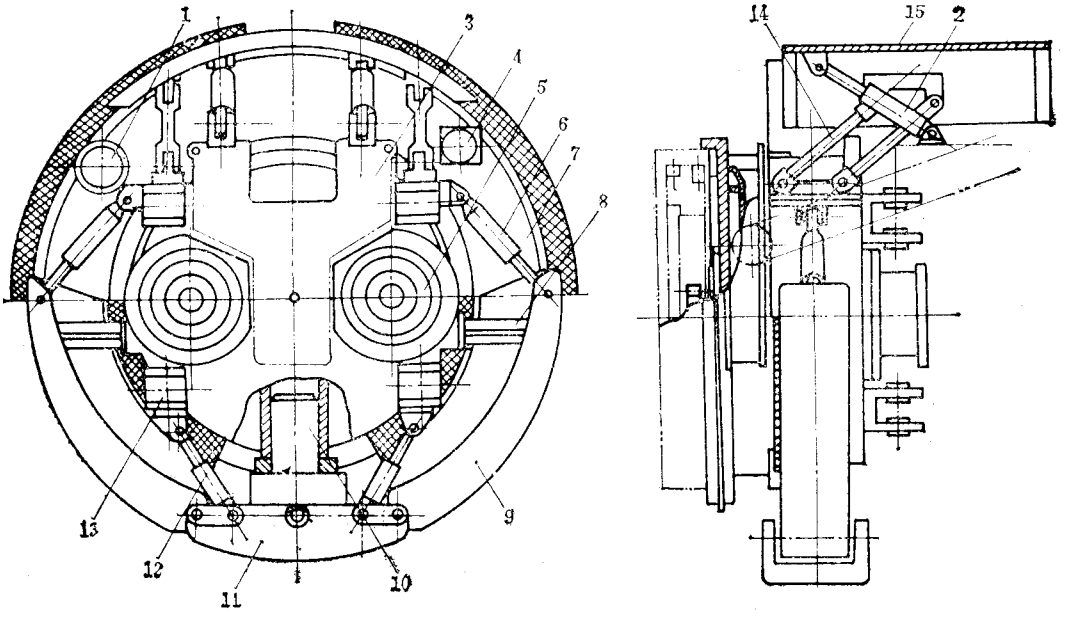


图 8－3－88　机头架

1—除尘器风管接头；2—上油缸；3—导向壳体；4—激光接收靶；5—行星减速器；6—侧油缸；7—防尘板；8—支座；9—侧支撑板；10—立柱；11—下支撑板；12—下油缸；13—推进油缸；14—连杆；15—护顶板

机器工作时，由于下油缸、侧油缸和上油缸都撑牢在巷道壁上，从而使刀盘工作机构能按预定方向进行工作。为防止工作面处岩尘由刀盘向后逸出，在护顶板与侧支撑板间空隙处的导向壳体上装有防尘板 7，其外缘装橡胶板，可靠地密封着防尘板与巷道壁间的间隙。

激光导向装置的前接收靶 4 安装在右防尘板上。导向壳体中央部位与机器大梁前端用螺钉连接，使两者形成一个整体，相当于掘进机的机身。此外，导向壳俸后端对称布置四个推进油缸座 13，推进油缸的缸体即连于其上（参见图 8－3－86）。

EJ－30 型平巷掘进机的刀盘工作机构由两台 125kW 的电动机经各自的行星减速器驱动。两台行星减速器 5 对称地布置在大梁两侧的导向壳体上。两个行星减速器出轴上的小齿轮与刀盘内齿圈相啮合。EJ－30 型掘进机刀盘工作机构的传动系统见图 8－3－89。

两级行星齿轮传动比分别为 $i_1 = 7.34$ 和 $i_2 = 4.92$，内齿轮传动比 $i_3 = 5.06$，则传动比 $t = 182.7$。当电动机转速为 1470r/min 时，刀盘转速为 8r/min。行星齿轮减速器采用由单独电机驱动的油泵供油强迫润滑。润滑油泵电动机与刀盘电动机间电气联锁，以防

止行星齿轮减速器在无油条件下工作。

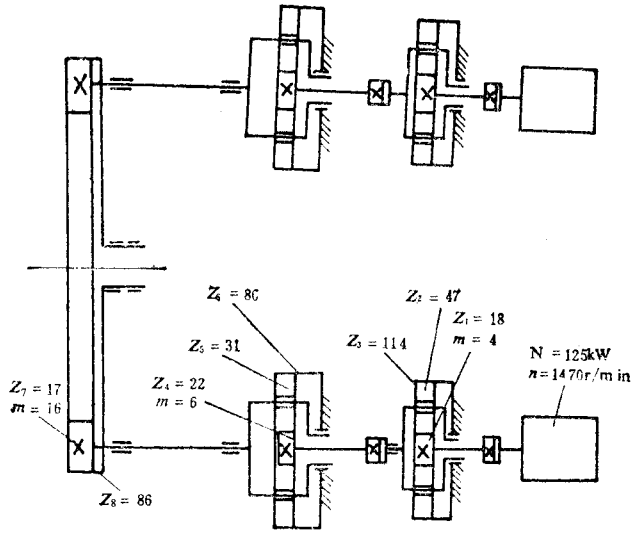


图 8－3－89　刀盘工作机构传动系统图

(三)水平支撑推进机构

水平支撑推进机构既是使掘进机沿巷道行走,同时也是供应刀盘工作机构所需推进力的机构。水平支撑油缸和推进油缸交替地动作可实现机器迈步式行走,其结构如图 8－3－90 所示。

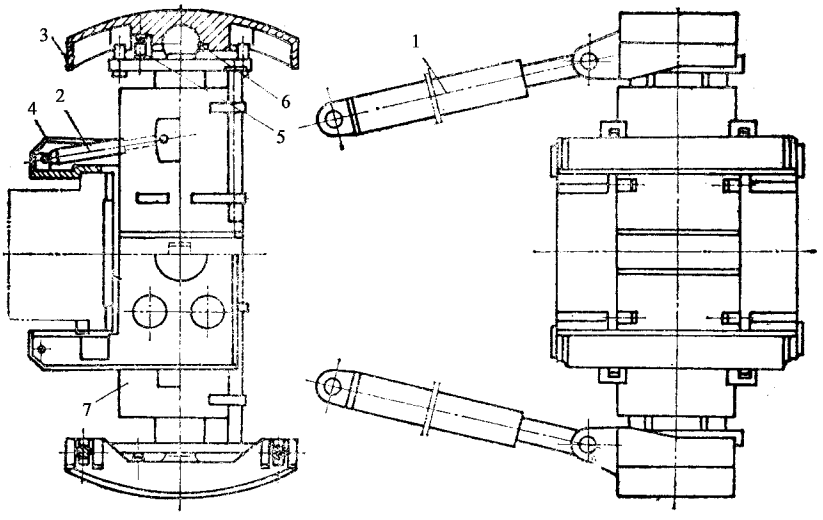


图 8－3－90　水平支撑推进机构

1—推进油缸;2—斜油缸;3—水平支撑板;4—鞍座;5—复位弹簧;

6—球头压盖;7—水平支撑油缸

四个推进油缸1的缸体与机头架导向壳体相连，活塞杆端与水平支撑板3连接。支撑板是由左、右两个水平支撑油虹7撑紧在巷道侧壁上。为了适应巷道侧壁表面的不平整性，油缸7的活塞杆端与支撑板3之间采用球头连接。四个斜油缸2的缸体端与鞍座4连接，活塞杆端与油缸7的缸体连接。鞍座4上的导槽与大梁上的导轨相配合，使整个水平支撑推进机构可在大梁上移动。掘进机工作时，油缸7将左、右水平支撑板撑紧在巷道两侧，支承机器后半部的重量。这时，通过下油缸将后支承踵15(见图8－3－86)提起使它离开底板，接着向推进油缸的无杆腔进压力油，由于推进油缸活塞杆端与水平支撑板相连而无法移动，则迫使推进油缸缸体连同机头架(包括大梁、司机室等)和刀盘工作机构一起向前推进。泵额定工作油压为20MPa，每个推进油缸的推进力为70.85kN。当机器向前推进距离等于推进油缸的行程(1m)之后，将下油缸活塞杆伸出并使后支承踵撑到底板上以承托机器后半部重量。然后将水平支撑油缸活塞杆缩回，使左、右支撑板松离岩壁；再向推进油缸有杆腔进压力油，水平支撑油缸及左、右支撑板就被推进油缸活塞杆拉着沿大梁向前移动一个步距(1m)。至此，水平支撑推进机构又恢复到初始工作位置，从而为下一个掘进工作循环作好准备。

(四)皮带转载机构

EJ－30型掘进机的皮带转载机构是由功率3kw，转速960r/min的电动机驱动，皮带宽度为500mm，牵引速度为1.2m/s。皮带转载机构与刀具工作机构之间设有电气联锁，以保证掘进机开机时，只能先开动皮带转载机后开动刀盘，而停机时先停刀盘后停转载机。这种联锁的目的是免除岩碴在受料槽中堆积。

(五)激光指向装置

平巷掘进机掘进方向的控制是影响它能否推广使用的关键问题之一。现代的掘进机已采用激光指向装置，司机能及时发现走偏程度进行纠偏，确定掘进机按预定方向和规定坡度向前掘进。

EJ－30型掘进机的激光指向装置的工作原理如图8－3－91所示。激光发射器悬挂在巷道进口处右上角固定不动，射出波长为63.2nm的肉眼能见的红色光束。它通过装在掘进机后部的金属板2上的小孔和固定盎司机室右上方的后接收靶3上的小孔，最后射到装在机头架右上方的激光接收靶4(见图8－3－88)上。前、后接收靶都是边长300mm的正方形有机玻璃板，上面刻有十字形(相当于直角坐标线)刻度，在接收靶背面涂上红漆以阻止光线透过。机器工作时，如果激光束斑点偏离靶心，则表示掘进方向有偏差。司机可及时在工作进行中调整机器方位。由机头架下油缸和水平支撑推进机构的斜油缸调节垂直方向偏差；用机头架侧油缸和水平支撑推进油缸调节水平方向偏差。如发现刀盘扭转，也可用斜油缸来纠正。当机器停止工作后，还可用下油缸来纠正垂直

方向的偏差。



图 8－3－91　激光指向装置工作原理

1—激光发射器；2—金属小孔板；3—后接收耙；4—前接收耙

EJ－30 型平巷掘进机的液压系统可分为两条独立油路系统，一条主油路系统用于实现机器的迈步式行走和刀盘工作机构的推进动作；另一条油路系统是控制油路，用于控制机器的掘进方向。该机油路系统较简单，故从略。

三、平巷掘进机的发展趋向

近年来，由于刀具在材质、结构和使用寿命等方面有了较大的突破，使现阶段的平巷掘进机已能掘进硬岩，同时在它的适应性和导向性能，以及掘进非圆形断面巷道等方面的研究工作，也取得了很大的进展。但是，从国内外的实际情况看，平巷掘进机在矿山中的应用还不很广泛。究其原因，除了存在重量大、机体装卸运麻烦、成本高。制造周期长、动力容量大及转弯半径大等缺点外，刀具寿命、适用范围和导向性能等方面也存在一定的问题，仍有待于进一步改进和提高。

(一)提高刀具使用寿命问题

刀具的使用寿命是影响工时利用率和经济效果的主要因素。为提高刀具的使用寿命，当前正从事下述几个方面的研究试验工作。

1. 刀具的合理布局，使刀具合理受力；正确选择过渡区形状(折线、曲线或圆弧)，刀具间距、偏角和倾角等。

2. 刀具的合理结构使其有足够的强度和刚度。包括选择和确定刀具形式(双支点、单支点)、刀圈形状(刃角)、尺寸、密封、轴承、刀架形式、刀具及其与刀盘的连接方式等。

3. 刀圈材料及热处理工艺的选择。设法使其具有较好的综合机械性能(强度、冲击韧性和耐磨性)，并在刀圈上镶嵌硬质合金或球齿。以增强其强度及耐磨性。

4. 减少因机械震动、脉动和调向时对刀具产生的附加力。

(二)导向和调向问题

平巷掘进机的导向和调向性能，是指控制和指示掘进方向与坡度的能力。它们是保证掘进机沿着预定方向掘进的必要条件。为此，机器应具有良好的导向装置和调向机构。

我国的掘进机已经采用了激光导向装置。国外已较普遍采用。

对调向机构则要求控制灵活平稳。现采用调向方法有下述两种：

1. 借助于机器后部的水平支撑油缸使机器尾部左右摆动以达到调向目的。其缺点是不能连续调向，并且利用后支撑油缸在外力作用下侧向滑移，有可能引起支撑油缸的损坏。

2. 利用推进油缸回油路上的节流阀，控制机器两侧推进压力而达到调向的目的。这种方法是机尾不动，而头部左右摆动，可以连续调向（边掘进边凋向），但对刀具影响较大。

据有关资料介绍，采用浮动水平支撑油缸和球面刀盘的掘进机，调向性能比较理想。采用这种机构，调向时机尾左右浮动，可连续调向，对后支撑油缸和刀具不会产生不良影响，且可在掘进中调向。

（三）出碴和通风问题

平巷掘进机在正常情况下生产能力很大，必须配备高效率的转载设备，才能充分发挥它的效能。根据掘进机切割下来的岩屑块度小而均匀的特点，多配用皮带运输机转载。

掘进时，工作粉尘浓度较高，必须采用强力通风和安设降尘、捕尘装置相结合的办法，才能取得较好的除尘效果。通风方式以采用单一的吸出式为宜。

除上述几个问题之外，其它如减轻机重、缩小转弯半径、掘进非圆形巷道断面和适应于多变岩层掘进等，也是当前平巷掘进机研究中的突出问题。

第六节　天井钻机

一、天井掘进概况

天井掘进工程（包括溜井）是采矿基建，采准和生产探矿的重要工程之一。天井掘进工程量一般约占矿山井巷工程总量的 10～15%，占采准切割工程量的 40～50%。

天井通常是从下往上掘进，断面狭窄，工作条件恶劣，工人经常受到炮烟、落石、淋水和粉尘的威胁。工作极不安全。特别是在采矿向深部发展，地压和地温逐渐增大的情况下，安全问题更为突出，而且工作效率更低。

随着采矿技术的发展，阶段高度不断增大，天井也相应增长。随着天井高度的增加，原来沿用的普通掘进方法不仅速度慢，工效低，安全性差，劳动强度大，而且在技术上也

愈不能适应采矿工业发展的需要。因此，国内外都很重视天井掘进技术的发展。近年来，对于天井掘进机械化问题，进行了大量的试验研究工作，并取得了显著的发展。

目前，国内外推广和采用的天井掘进方法有吊罐法、爬罐法、深孔爆破法和天井钻机钻进法等。近年来，用天井钻机进行全断面钻进的方法发展很快，有取代其它诸方法的趋势。这些方法各有所长，相互补充，使天井掘进技术日臻完善。

1. 吊罐掘进法

吊罐掘进法(图 8－3－92)掘进天井时所用的主要设备有：提升绞车、吊罐以及配套使用的深孔钻机、凿岩机、信号联络装置、装岩机等。为了实现装运过程机械化还可使用斗式转载列车或其它转载设备。

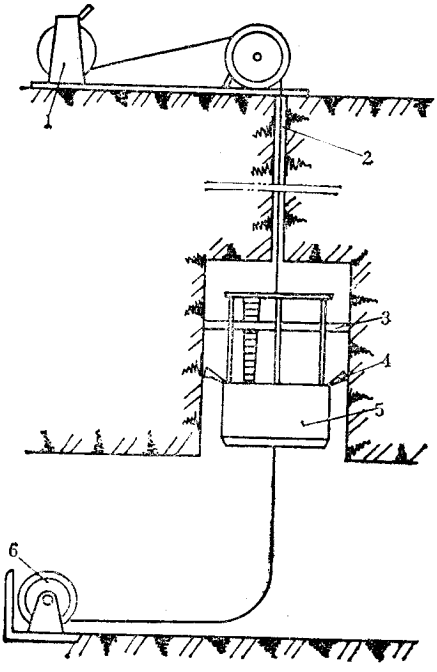


图 8－3－92　吊罐掘进天井法

1—提升绞车；2—钢绳；3—稳罐横撑；4—锚栓；

6—吊罐；6—软管卷筒

吊罐掘进法的掘进过程如下：首先利用深孔钻机沿天井中心线钻一个直径为 100～130mm 的贯穿上下两个水平的深孔。然后在上部水平中安放提升绞车 1(游动绞车)，通过中心孔将钢绳 2 放下，并与吊罐 5 联接。当掘进时，借助绞车将吊罐提升到所需的工作面高度，并借锚栓 4 和稳罐横撑 3 将吊罐稳装好，随即进行凿岩作业、装填炸药以及爆破前的一切准备工作。然后，放下吊罐并将它置于安全硐室中避炮。在爆破和通风之后，再将吊罐提升到工作面的相应高度，撬顶和处理浮石，并稳装吊罐，以便进行第二个

掘进循环。在凿岩的同时,可在天井底部装岩出碴。

我国应用较广的有华－1 型直吊罐和华－2 型斜吊罐等。

2. 爬罐掘进法

爬罐掘进法(图 8－3－93)的特点是借助爬罐本身的驱动装置,使爬罐沿着铺设在巷道顶板上的导轨上下移动,故可适用于掘进高天井、盲天井和倾角在 45°以上的斜天井等。

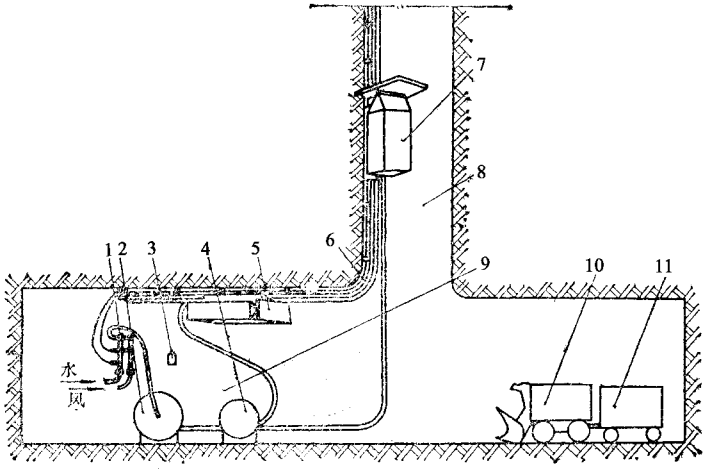


图 8－3－93　爬罐掘进天井法

1—风水分配器;2—主爬罐软管绞车;3—信号联络装置;4—辅助爬罐软管绞车;5—辅助爬罐;6—导轨;7—主爬罐;8—天井;9—设备安装硐室;10—装岩机;11—矿车

爬罐掘进法掘进天井时所用的主要设备有:主爬罐 7、辅助爬罐 5、软管绞车 2 和 4、信号联络装置 3 等。

在主爬罐上可以完成接轨、凿岩、装药和接线等作业。辅助爬罐是为了向主爬罐运送人员、材料和设备。主爬罐由罐笼、工作平台、驱动装置和导向装置等四个部分组成。辅助爬罐的结构与主爬罐基本相同,只是没有工作平台。

我国制造的爬罐有 PG－1 型,其最大掘进高度可达 200 米。瑞典制造的 STH－5EE 型爬罐的最大掘进高度可达 1000 米。

3. 深孔分段爆破掘进法

深孔分段爆破掘进法是在天井上部(或下部)用深孔钻机(YQ－100 等)沿天井全高钻一组平行孔,然后分段装药,依次爆破形成所需断面的天井。它的全部工作都在天井以外的地点进行。与吊罐法和爬罐法相比,作业安全、劳动条件好。此法在瑞典、日本和苏联应用较广。

4. 天井钻机掘进法

天井钻机掘进法的特点是用大直径的旋转钻机在天井的全深进行全断面钻进。由于不需穿爆工作,工人不必进入天井,故作业安全,掘进速度快,劳动条件好。且井壁规整无浮石,一般不需支护,通风阻力也相应减少。

天井钻机掘进法的应用,虽较迟于平巷和竖井掘进机掘进法,但由于有利条件较多,发展较快。自 1962 年美国罗宾斯公司生产了天井钻机以后,国外许多矿山相继引进与仿制,特别是近几年,由于设备和刀具的不断改进,使用的矿山更日益增多。到目前为止,仅西方国家的天井钻机就已有 100 余台,累计进尺约达十万 m,并在生产实践中取得了良好的效果。目前钻进法已能在抗压强度为 350MPa 的坚硬岩石中掘进。掘进成本也在不断下降,有的甚至已降低到爬罐法的掘进成本。如在澳大利亚蒙特利萨、瑞典波立登公司等矿,在中硬岩石中,包括全部作业时间在内,平均月进尺 150 ~ 200m,工班工效平均 1m 左右。有些国家已将该法列为成功的先进技术加以推广,有些矿山用钻进法掘进天井的比重已超过 50 ~ 60%,并有进一步取代其它掘进法的趋势。

我国也已开展了天井钻机的研制工作。近年对自行设计的 TYZ – 500 型天井牙轮钻机进行了鉴定。但该机结构尺寸和机重较大,且所钻天井断面较小,尚有待于进一步改进。

天井钻机的钻进方式有下钻上扩法,上钻下扩法和两者联合的钻进法等三种。下钻上扩法是把钻机安放在天井上部,先向下钻导向孔与下部中段相通,然后再自下向上扩大至所需的孔径(图 8 – 3 – 94a);上钻卞扩法是把钻机安放在天井下部,先向上钻导向孔与上部中段相通,然后再向下扩孔(图 8 – 3 – 94b)双向联合钻进法是将钻机安放在中间水平,既能上钻下扩,又能下钻上扩。这样不仅有利于减少井筒偏斜和提高钻进速度,而且还可以用较短的钻杆钻进较长的天井。

由于岩屑难于处理和对扩孔器边刀上的重复研磨等原因,除特殊情况外,一般都不采用上钻下扩法。

钻导向孔时使用直径为 250 ~ 350mm 的三牙轮钻头,扩孔时使用扩孔器。扩孔器上装有排列成梯形、平头形或球面形的多个滚刀。滚刀有铣齿、球齿和盘形滚刀三种。

目前,在国内外使用的天井钻机的技术特征列于表 8 – 3 – 18 中。

二、天井钻机的构造

天井钻机的型号虽多,但其结构原理则大致相同。现以国产 TYZ – 500 型全液压天井牙轮钻机为例,介绍天井钻机的构造特点。

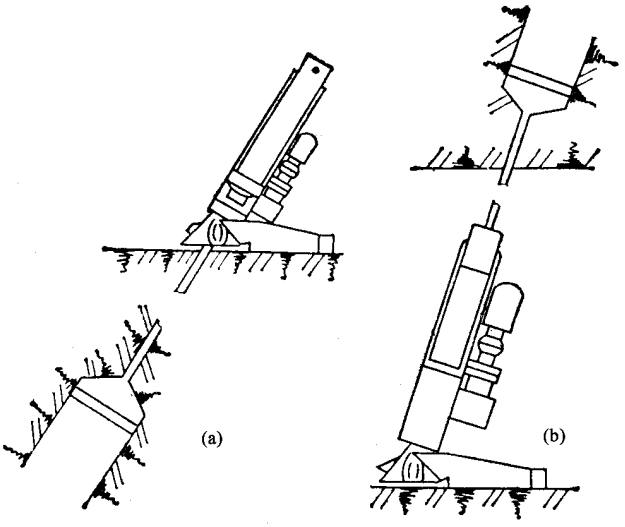


图 8－3－94　天井钻机工作方式
a—下钻上扩；b—上钻下扩

表 8－3－18　国内外天井钻机技术特征

特征 \ 型号	TYZ－500	TYZ－2000	41R	61R	500	800	BM－100N	BM－20N
导向孔直径(mm)	118，216	250	250	280	280，310	310	250	350
扩孔直径(mm)	500，800	1472，2126	600～900 900～1200	1820	1220～1820	1220～1820	1450	1830～2430
钻孔高度(m)	120	100	60～120	＞300	300	300	180	25
钻孔角度(°)	45～90	60～90	30～90	45～90	45～90	45～90	0～90	0～90
钻头钻数(r/min)	0～70 0～35 0～24	13，40	17.5～35	10，20 36，72	6～54	0～70	0～68 0～18 0～57	0～4.3 0～10 0～45
最大转矩(kNm)	14.30	17.00，51.56	67.60	25，50	69.10	98	68.60	197
最大扩孔轴向力(kN)	推 2.45 拉 5.00	推 0.30 拉 0.98	拉 0.90	推 1.33 拉 2.0	推 1.00. 拉 1.77	推 1.67 拉 2.67	推 1.08 拉 1.57	推 1.96 拉 2.74
传动动力	液压	液压	电动	电动	液压	电动	液压	液压
驱动功率(kW)	53.0	92	55	110	147	165	66	110
钻机重量(t)	7.7	10.10	13	—	12.53	15.14	13	23.2
钻机外型尺寸(长×宽×高)(m)	工作： 2.58×1.34 ×2.65 运搬： 1.9×1.04 ×1.22	工作： 2.99×1.63 ×3.29 运搬： 2.2×1.2 ×1.27 ×1.39	—	—	3.51×1.17 ×5.41	3.51×1.17 ×5.41	3.4×1.64 ×4.37	5.81×2.54 ×1.74
生产厂家	中	衡阳冶金机械厂(中)	罗宾斯公司(美)		德雷塞公司(美)		矿研试验公司(日)	

注　推进动力全为液压传动。

TYZ－500 型天井钻机由主机和行走两大部分构成，并带有泵站、钻具、电气控制操作箱等配套设备和附件（见图 8－3－95）。

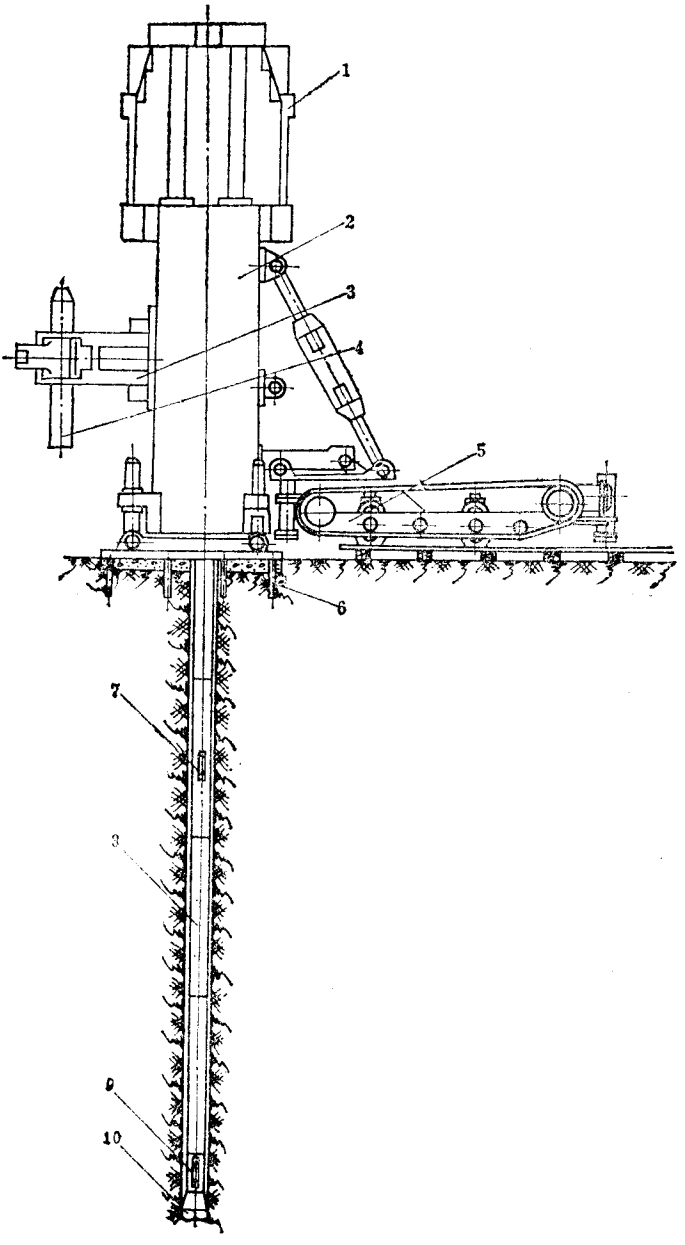


图 8－3－95　TYZ－500 型天井钻机

1—回转机构；2—框架；3—旁侧送杆机构；4—钻杆；5—行走机构；6—锚杆；7—稳定器；8—钻杆；9—钻杆短接；10—导向钻头

(一)主机

主机包括钻具回转机构、推进机构(框架)、底盘和排粉装置等。

1. 回转机构

钻机主轴的回转机构是由内曲线径向油马达直接带动,借助液压马达的串联、并联可获得两种转速和转矩。回转箱(图 8－3－96)中装有球面滚子轴承和调心轴承以承受钻进推拉力。主轴 9 下部铣有花键,借花键与上下爪轮(5、6)联接。在下爪轮上装有活动丝套和手动卸杆卡块 7,用于装卸钻杆。为了旁侧给水排碴的需要,在回转箱的下压盖和上爪轮上分别开有进水孔和环形水槽。

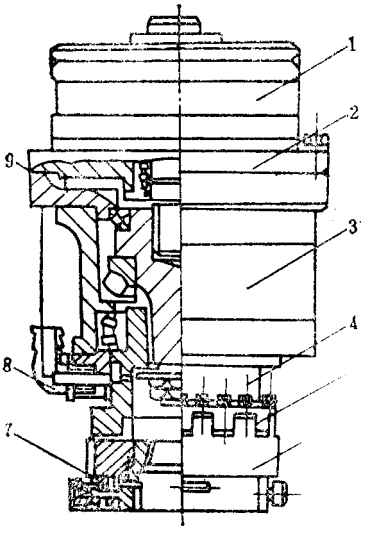


图 8－3－96　回转箱

1—油马达;2—回转箱盖;3—箱体;4—压盖;5—上爪轮;
6—下爪轮;7—卡块;8—风水管接头;9—主轴

2. 框架

框架(图 8－3－97)是由导向架、底盘及固定板组成的矩形架。通过滑轨将推进缸、回转箱联成一体。推进缸由两组串联油缸(一大一小)组成,大油缸的活塞杆与底盘耳座铰接,侧面小油缸活塞杆与滑轨耳座铰接。钻机工作时,以框架导向。油缸通过滑轨推拉回转箱,带动钻杆进行钻进作业。钻机的固定方式有两种,一种是利用四根向下螺旋千斤顶调整钻机,并用两个向上油缸顶住峒室顶板,适于钻进 70°以上的天井;另一种是在钻进缓倾斜天井时,利用锚杆,将钻机底座固定板锚定在巷道底板上。

框架用斜撑缸控制起落,搬运时平放于行走机构上,工作时则用斜撑缸支起,直到钻进所需角度。斜撑缸为普通复合油缸结构。

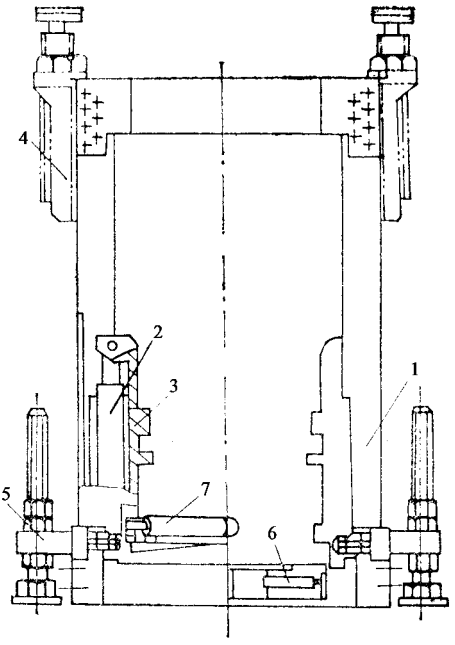


图 8－3－97　框架结构图

1—框架；2—推进油缸；3—滑轨；4—上顶油缸；5—底座固定板；6—底盘；7—辅助卸钎机构

为了加大卸杆扭矩，还安装了一套棘轮棘爪辅助卸杆机构。在底盘上还安有扶钎器和卡钎器。

(二)行走机构

行走机构的作用是便于钻机搬运和在作业峒室中平行移位，天井钻机采用了轨轮和履带两用的行走机构。轨轮是非自行的，可通过轨轮的升降装置与机架联接和控制起落，轨轮轴距为 700mm，轨距为 600mm，适用于曲率半径为 12 米的巷道搬运。履带的运行是由两台 S2M0.25 油马达经减速后驱动的，行走速度为 1.4km/h。

此外，还安装了用于调平钻机、升降轨轮用的调平油缸三个，用于起落主机和输送钻杆的斜撑油缸一个，以及固定转盘吊的底座等。

(三)液压控制系统

液压控制系统如图 8－3－98 所示。钻机各部动作的控制，是由两套液压系统供油实现的。一套为由 55kW 电动机驱动的 160SCY14－1 型轴向柱塞泵，专供 NJM－4FB 回转油马达的主泵系统；另一套为由 17kW 电动机驱动的 25SCY14－1 轴向柱塞泵，供各部件油缸动作及行走机构油马达回转的副泵系统。

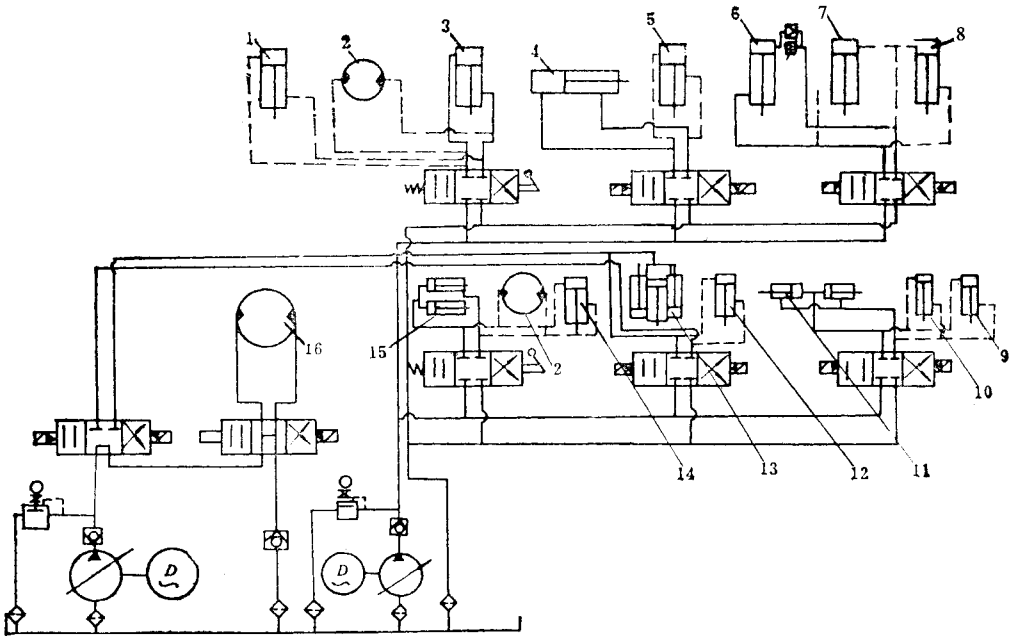


图 8－3－98　液压控制系统

1—导向转盘吊油缸；2—行走油马达；3—辅助卸杆油缸；4—机械手油缸；5—后调平油缸；6—斜撑油缸；7—右前调平油缸；8—回转油缸；9—左向上顶油缸；10—左前调平油缸；11—卡钎器油缸；12—右向上顶油缸；13—推进油缸；14—扩孔时转盘吊油缸；15—扶钎器油缸；16—回转油马达

在液压控制系统中，除了包括完成各种动作的油缸之外，还有溢流阀、过滤器、冷却器和液压元件等。

为了减小钻机外形尺寸和重量，液压元件均按高压配置（压力多控制在 17MPa 以下）。油泵采用手动伺服变量，用溢流阀调压。根据各部件动作的需要，分别采用手动换向阀和电液换向阀。为了减少阀的数量，在油缸的进油口装有自封接头，可将不工作油缸的油管接至工作缸。在斜撑油缸管路上还安装了单向节流阀。为了加快推进油缸空行程速度，采用 34DYM－L32H 电液换向阀，将其主泵管路并联于推进油缸管路上。油温要求控制在 60°以下。

（四）钻具

钻具包括钻头、扩孔器、钻杆和送杆机构等。

1. 钻头　钻机扩孔时，采用直径为 216mm 的 9# 密封球齿牙轮钻头钻导向孔，钻爆破孔时则采用直径为 118mm 的 5# 球齿牙轮钻头。

2. 扩孔器　扩孔器由三把三刃盘形滚刀或球齿滚刀、拉杆和底板组成。三把滚刀等

分布置，直径为 500mm。扩孔器刀头破岩原理是，当扩孔器转动时，滚刀也绕刀轴旋转，因此，滚刀刀刃在工作面破岩时能形成宽为 35～40mm 的同心圆破碎轨迹，其间岩石被挤成薄层状碎片脱落。

3. 钻杆　每节钻杆长度为 1110mm，用锥形管螺纹连接。钻杆有 ϕ168 和 ϕ89 两种规格尺寸，材料为 40 铬或 45# 钢。

4. 送杆机构　送杆机构是用于装卸钻杆的辅助机构。按钻进天井的倾角不同，配有两套送杆机构，一套是用于掘进 70°以上天井的后侧送杆机构，另一套是用于掘进 45°～70°天井的旁侧送杆机构。

(1)后侧送杆机构(图 8－3－99)由安装于行走机构上的转盘吊 2 和机械手 1 两部分组成。上钻杆时，转盘吊把钻杆抓到机械手上，并借卡爪抓紧钻杆。借助斜撑油缸将钻杆顶起到机头下面，然后接杆钻进。卸钻杆时，则先由斜撑缸顶起机械手到机头下面，将钻杆抓紧，然后利用斜撑缸将机械手收回原位，接着再由转盘吊将钻杆送到钻杆车上。

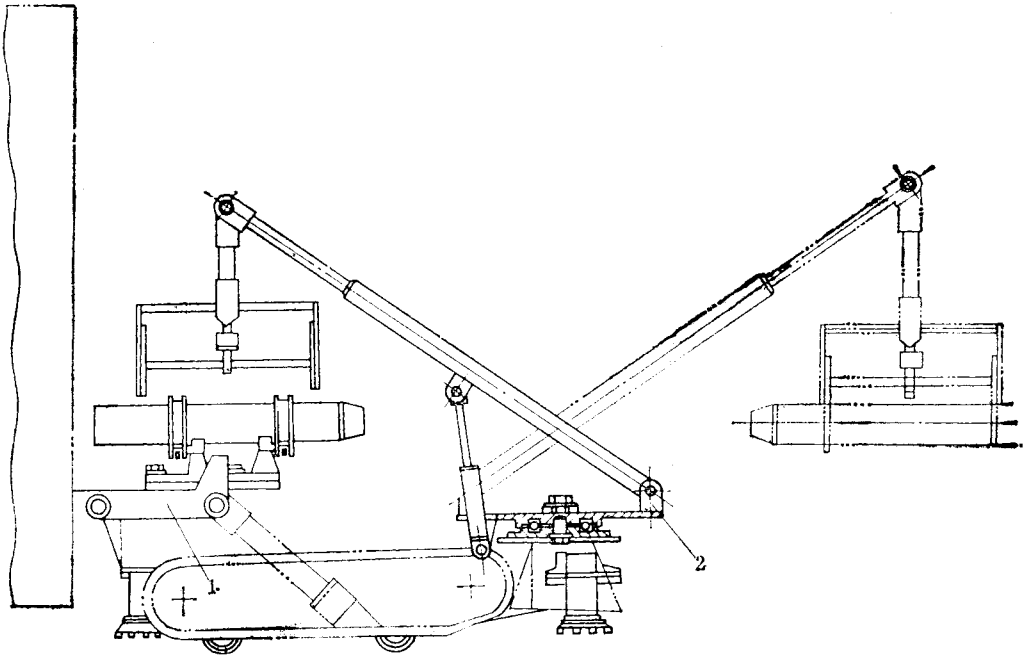


图 8－3－99　后侧送杆机构

1—机械手；2—转盘吊

(2)旁侧送杆机构(图 8－3－100)由机械手 1、转臂 2、转轴 3 和齿条油缸 4 等构成。机械手 1 通过转臂 2 联接在框架侧面的转轴 3 上，并由转轴上的齿轮与安装在框架上的油缸齿条 4 推动回转。机械手可向机头送进或接出钻杆。转臂回转角度可达 230°。向机械手给杆可用电葫芦转盘吊来实现。

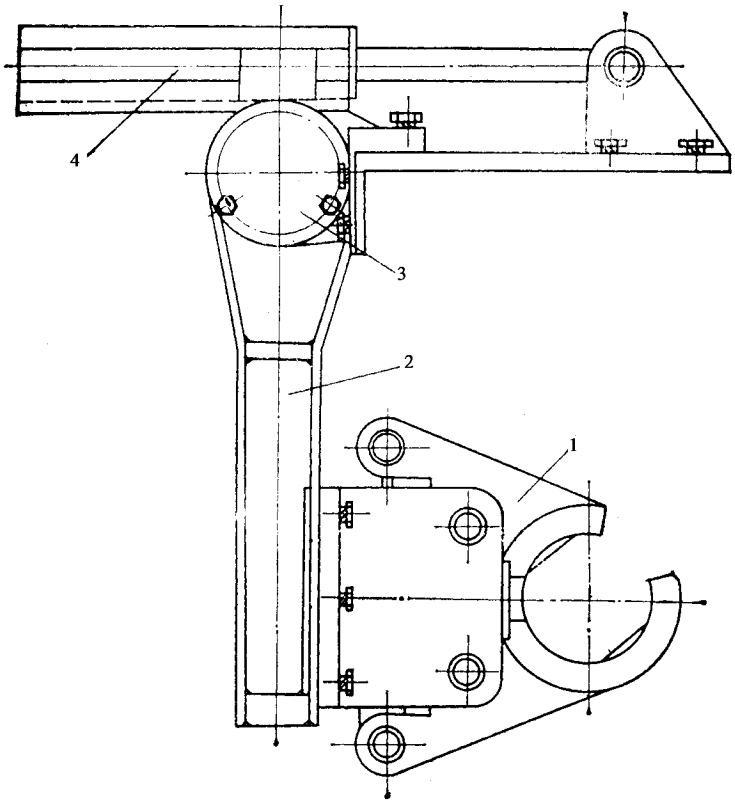


图 8－3－100　旁侧送杆机构

1—机械手；2—转臂；3—转轴；4—齿条油缸

三、天井钻机的发展趋势

近些年来，虽然天井钻机的发展较为迅速，但也暴露了一些不足之处，如：①设备投资高；②天井上下都要有通道，故还不能掘进盲天井；③在非均质岩石中，还难以保证长距离导向的精确度；④掘进成本较高，刀具费用要占总成本的 50％或更多。

为了克服上述不足之处，不断降低成本，当前对天井钻机的研究工作将在以下一些方面进行。

1. 改进滚刀和合金齿刀具的材质和结构型式，使之具有较高的刚度、强度和耐磨性，同时也要适于在较硬的岩石中钻进。还要力求加工简易、成本低廉。

2. 提高滚刀轴承的密封程度。如采用双金属圈密封，不仅密封性能好，而且能耐高温。近来在双金属圈密封的基础上又研制了石墨金属圈密封。它密封性能更好，而且加工精度要求较低，成本也低。

3. 采用平头式或球面式扩孔器。平头式扩孔器的滚刀布置在同一平面内，外缘只有

一圈边刀，大大提高了其余滚刀的使用寿命。由于滚刀之间的空隙较小，大块岩屑不易挤入或卡住滚刀，因而转矩和突加负荷较小，操作平稳。球面式扩孔器的优点是，整个刀具面积大，滚刀配置合理，受力均匀，没有尖峰负荷，因而操作平稳，滚刀寿命较长，扩孔速度快。由于空间较大，有利于更换刀具，而且冲洗岩屑效果较好。

4. 将电力驱动改为液压驱动。这样可以根据岩石性质的不同合理地调整转速和转矩，以便提高钻进速度，减少刀具的磨损和导向孔的偏斜。

5. 采用遥控的自动润滑系统。在钻进过程中，每隔一定时间，自动地向滚刀注油润滑。

6. 发展盲井钻机。美国罗宾斯公司生产的 51R 型天井钻机亦可用于钻进直径 1.5m 的盲天井，其主要特点是回转机构（电动机、液压马达和变速齿轮等）直接装在圆窿形的钻头内，钻进所需的推进力由钻杆传递给钻头，钻杆本身不转动。回转机构的动力是由两台 74kW 电动机驱动、推进机构是由一台 18.5kW 电动机和相应的液压元件组成。

第四章　地下装载机运行参数与性能检验

第一节　地下装载机主要技术参数的计算

地下装载机的主要技术参数是整机性能的标志，对整机的作业生产率、通过性、稳定性、机动性、安全性、可靠性与先进性有很大影响。因此必须全面系统地对它的主要技术参数进行定性和定量分析，为地下装载机的设计、制造、选型、特别为进口地下装载机的验收提供依据。

地下装载机的主要技术参数包括两个方面的参数：操作参数与尺寸参数。前者包括静止倾翻负荷、铲取力、额定载重量、牵引力、车速、斗容、最大爬坡角、发动机功率、机重、动臂上升时间、动臂下降时间、铲斗卸料时间、操作重量；后者包括总的操作高度、到铰销的高度、总高、总长、总宽、斗宽、离地间隙、挖掘深度、离去角、最大卸载高度、最大高度的卸载距离、转弯半径、后倾角、卸料角、轴距、轮距等。

一、操作参数

(一)静止倾翻负荷

静止倾翻负荷是指在下列条件下，由于铲斗中的装载物的重量，使地下装载机后轮离地，整机绕前轮与地面接触点向前倾翻。

(1)车辆在平的硬路上静止不动；

(2)铲斗在最大后倾位置；

(3)在动臂提升至最大外伸位置，载荷作用在铲斗重心；

(4)车辆在规定的操作重量上并带有规定的设备。

对铰接式地下装载机来说,还应标出车架在最大折腰位置时倾翻载荷,此值比直线位置的倾翻负荷小。一般无说明都是以此倾翻负荷作为地下装载机的静止倾翻负荷。

静止倾翻负荷分下述四种情况分别计算:

1. 铲斗处在直线运输位置(图 8-4-1)

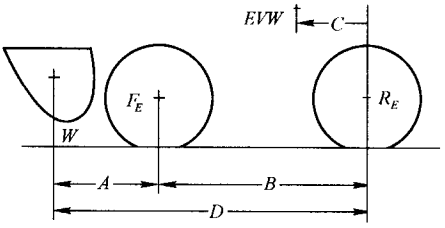


图 8-4-1　铲斗处在直线运输位置

$$C = F_E \cdot B / EVW \tag{4-1}$$

$$W = R_E \cdot B / A \tag{4-2}$$

式中　F_E——前桥负荷;

R_E——后桥负荷;

C——装载机重心至后桥距离;

B——轴距;

A——负荷中心至前桥距离;

W——静止倾翻负荷;

EVW——空车总重量。

2. 铲斗处在最大外伸位置(图 8-4-2)

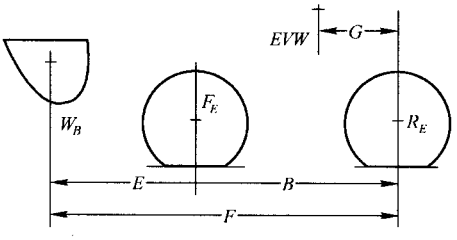


图 8-4-2　铲斗处在最大外伸位置

$$G = \frac{BF_E - DW_B + FW_B}{EVW} \tag{4-3}$$

$$F'_E = \frac{EVW \cdot G}{B} \tag{4-4}$$

$$R'_E = EVW - F'_E \tag{4-5}$$

$$W = \frac{R'_E B}{E} \tag{4-6}$$

式中　G——**动臂提升至最大外伸位置时地下装载机重心至后桥距离；**

D——$A + B$；

E——**铲斗负荷重心至前桥距离；**

W_B——**空铲斗重量；**

F'_E、F'_E——**动臂提升至最大外伸位置时前桥与后桥负荷：**

$$F = E + B$$

3. **铲斗处在运输位置，机架最大折弯时**（图 8-4-3）

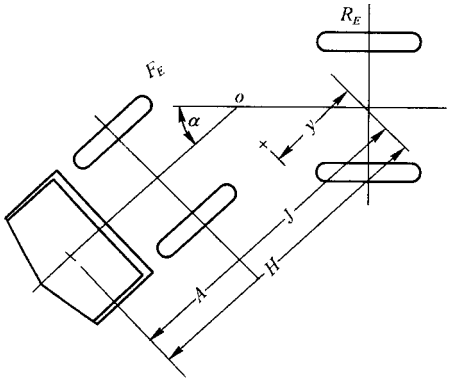


图 8-4-3　铲斗处在运输位置，机架最大折弯

$$Y = C \cdot J/B \tag{4-7}$$

$$F_E = EVW \cdot Y/J \tag{4-8}$$

$$R_E = EVW - F_E \tag{4-9}$$

$$W = R_E J/A \tag{4-10}$$

式中　J——**机架最大折弯时，后桥中心至前桥距离；**

Y——**机架最大转弯时，装载机重心至过后桥中心且平行于前桥的直线之间距离。**

4. **铲斗处在最大外伸位置，机架最大折弯时**（图 8-4-4）

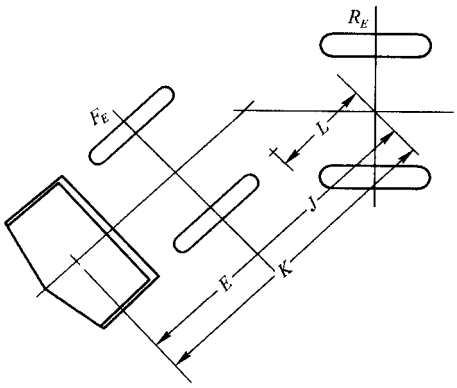


图 8－4－4　铲斗处在最大外伸位置，机架最大折弯

$$L = \frac{G}{B}J \tag{4-11}$$

$$F_E = \frac{EVW \cdot L}{J} \tag{4-12}$$

$$R_E = EVW - F_E \tag{4-13}$$

$$W = \frac{R_E J}{E} \tag{4-14}$$

式中　L——装载机重心至过后桥中心且平行于前桥的直线之间距离

$$K = E + J$$

上述四种情况的静止倾翻负荷以第四种情况为最小，故以它来作为地下装载机的静止倾翻负荷。

（二）铲取力

在下述情况下，绕着规定的铰点举升或上翻时，在切削刃后 102mm 处所产生的最大垂直向上的力。

（1）车辆在硬的水平路上，变速箱挂在空挡位置；

（2）所有制动器都松开；

（3）车辆在标准操作重量下，车辆后部不固定；

（4）切削刃底与地平线相平行，也可以高于或低于地平线，但不得超过 25.4mm；

（5）当斗翻转时，其转动铰点为铲斗铰销。在铲斗铰销铰点下用东西垫住，以消除连杆机构的运动；

（6）当举升动臂时，其转动铰点为动臂铰销，装载机应将前桥用东西垫住，以消除轮胎变形而引起铰销位置的变化；

（7）假如翻斗与举升动臂同时进行，要规定主要的转动铰点是动臂铰点还是翻斗铰点；

(8)假如在翻转斗或举升时,使车辆后部离地的垂直力就是铲取力;

(9)对不规则的铲斗来说,上面提到的斗切削刃尖是指刃前面最远点。

具体计算分下述三种情况:

1. 动臂举升时液压铲取力 P_L(图 8-4-5)

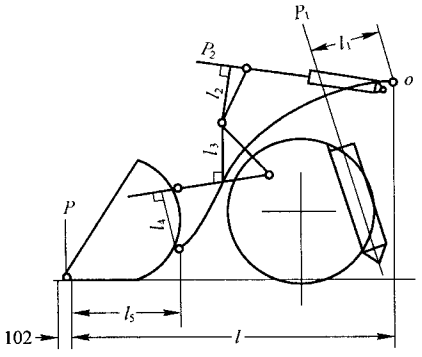


图 8-4-5　液压铲取力分析图

举升油缸的液压动力 P_1

$$P_1 = \frac{1}{4}\pi d^2 p n_1 \tag{4-15}$$

式中　d——油缸内径;

p——液压系统压力;

n_1——举升油缸数量。

液压铲取力 P_L

$$P_L = P_1 \frac{l_1}{l} \tag{4-16}$$

式中　l_1——动臂与机架铰点至举升油缸轴线的距离;

l——铲取力作用线至过机架与动臂铰销的垂直线间距离。

2. 转斗时液压铲取力(图 8-4-5) P_D

转斗时,液压缸的液动力 P_2

$$P_2 = \frac{\pi}{4} D^2 p \tag{4-17}$$

转斗时液压铲取力 P_D

$$P_D = P_2 \frac{l_2 l_4}{l_3 l_5} \tag{4-18}$$

式中　D——转斗缸内径;

l_2、l_3、l_4、l_5——力臂。

3. 使车辆后轮离地的铲取力 F_B(图 8-4-6)

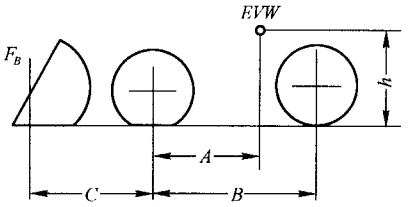


图 8-4-6　铲取力分析图

$$F_B = \frac{EVW \cdot A}{C} = \frac{R_E \cdot B}{C} \tag{4-19}$$

这里 $P_L \geqslant P_B$，$P_D \geqslant F_B$，动臂举升时液压铲取力和转斗时液压铲取力之最大者称液压铲取力，使车辆后轮离地的铲取力叫铲取力。

(三)额定载重量

地下装载机的额定载重量 QH 是指保证其稳定性所规定的重量和铲斗举升力所能举起的重量。当装载机备有一定规格的铲斗，在光滑硬的水平面上作业，且最大行驶速度不超过 6km/h，地下装载机载重量不得超过其倾翻负荷的 50%(铰接式地下装载机应在最大转向角时，亦符合上述规定)。

1. 铲斗处于运输位置的液压举升力 P_1(见公式 4-15)所决定的额定载重量 Q_H(图 8-4-7)

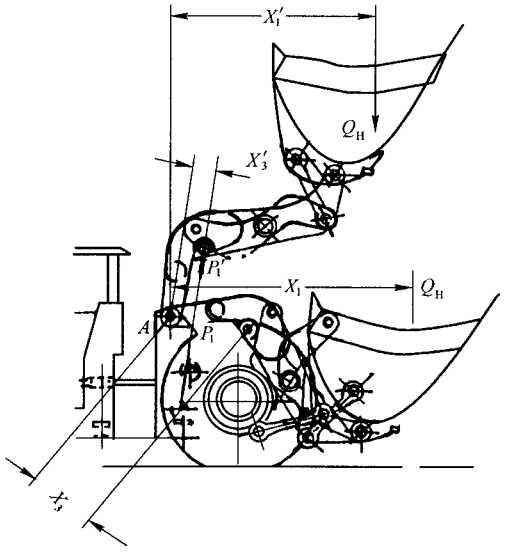


图 8-4-7　举升能力计算分析图

$$Q_H = \frac{P_1 X_3 - Q_1 X_1 - Q_2 X_2}{X_1} \tag{4-20}$$

式中　Q_1——空铲斗重量；

X_1——铲斗负荷重心至 A 距离；

Q_2——动臂重量；

X_2——动臂重量的重心到 A 点的距离(图中未表示)；

Q_H——额定载重量；

X_3——A 点至举升油缸中心线的距离；

A——动臂与机架的铰接点。

2. 铲斗处于最高位置时液压举升力 P_1 所决定的额定载重量 Q_H(图 8-4-7)

$$Q_H = \frac{P_1 X'_3 - Q_1 X'_1 - Q_2 X'_2}{X'_1} \tag{4-21}$$

式中　X'_1——铲斗负荷重心到 A 点距离；

X'_2——动臂重心到 A 点距离；

X'_3——A 点到举升油缸中心线距离。

根据式(4-20)、式(4-2)求出的额定载重量取其较小者可作为地下装载机的额定载重量 Q_H。但还必须校核 Q_H 是否小于按式(4-14)求出的 50% 的静止倾翻负荷 W。若 $Q_H \leqslant 50\% W$，则 Q_H 就是装载机的额定载重量。否则必须取 0.5W 的静止倾翻负荷为额定载重量。

(四)牵引力 TE

牵引力是指变矩器失速时，一挡最大牵引力。它根据柴油机(或电动机)与变矩器匹配及地下装载机的技术参数求得。

(五)车速 v_i

地下装载机车速是指它在水平路面上铲斗处在运输状态，柴油机在最大油门(电动地下装载机加速踏板处在最大位置)时，各挡的车速。根据柴油机(或电动机)与变矩器的匹配及地下装载机技术参数求得。见前两节。

(六)斗容

铲斗的斗容有两种，一种斗容叫平装斗容(几何斗容) V_s，另一种斗容叫堆装斗容(额定斗容) V_R，所谓平装斗容即铲斗的内表面与铲斗宽度刮平面所容有的容积(见图 8-4-8)，刮平的平面限于铲斗斗刃与斗壁的最上部分。所谓堆装斗容即平装斗容另加上物料按 2∶1 的坡度角堆装的体积(见图 8-4-9)。斗容的计算按下述四种情况分别计算之。

1. 基本型铲斗

平装斗容

$$V_s = Ad \tag{4-22}$$

式中　A——铲斗中央横截面面积；

d——内壁斗宽。

堆装斗容

$$V_R = V_s + \frac{b^2 d}{8} - \frac{b^2}{24} \tag{4-23}$$

式中　b——铲斗斗刃与后挡板最上部边缘之间的距离。

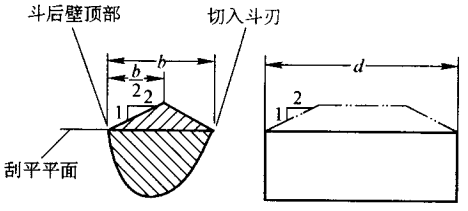


图 8-4-8　平装斗容计算简图

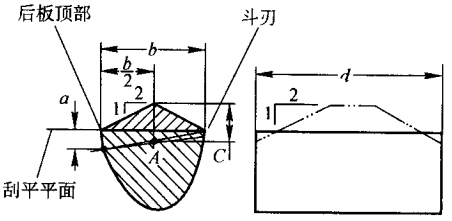


图 8-4-9　堆装斗容计算简图

2. 有延伸后挡板铲斗斗容的计算(图 8-4-9)

平装斗容

$$V_s = Ad - \frac{2}{3}a^2 b \tag{4-24}$$

式中　a——后挡板垂直于刮平线的高度,近似计算可取挡板高度。

堆装斗容

$$V_R = V_s + \frac{b^2 d}{8} - \frac{b^2}{6}(a + c) \tag{4-25}$$

式中　c——物料的堆积高度,可由作图法确定。由料堆顶点作直线(垂直于斗刃与挡板高度的连线),与斗刃和斗板下缘之连线相交,此交点与料堆尖端之距离即为物料堆积高度。

3. 非规则斗刃铲斗斗容计算(图 8-4-10)

由于斗刃是不规则形状,因此不加修正就直接采用上述公式计算就不切合实际。此时由斗后壁顶部与斗刃凸出部分长度 h 的 1/3 处连线作为刮平面,其长度为 b_1。经过这样修正后,可按公式(4-24)计算它的平装斗容。

堆装斗容

$$V_R = V_s + \frac{b_1^2 d}{8} - \frac{b_1^2}{6}(a + c) \tag{4-26}$$

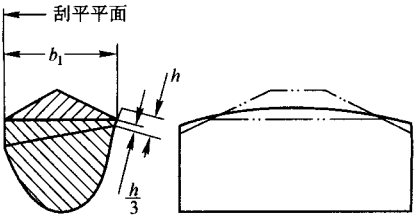


图 8-4-10　非规则斗刃斗容计算简图

4. 非规则侧刃铲斗斗容的计算(图 8-4-11)

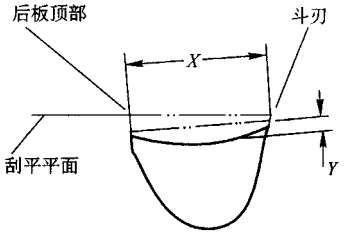


图 8-4-11　非规则侧刃斗容计算简图

首先要画出侧板主切削刃与后挡板交点以及侧板主切削刃与斗刃交点的连线,连线的距离用 x 表示。侧板主切削刃到连线的距离为 y,若比值 $x/y > 12$,那么可以按前面的公式计算。如果比值 $x/y < 12$,则上述公式不能适用。

(七)最大爬坡角 α_{max}

机器动力性所反映的爬坡能力是指车辆在某一挡位下等速行驶时,由发动机动力性所决定的最大爬坡角可以根据各挡动力因素的最大值 D_{max} 计算而得。如果 D_{max} 完全用来克服车辆的道路阻力,那么此时的坡道角即为该挡的最大爬坡角。由公式计算的爬坡角只是反映发动机所能提供的爬坡能力。机器在实际上可能实现的最大爬坡角,还要受到横向、纵向滑移和稳定性的限制。

1. 由动力性所决定的最大爬坡角 α_{max}

根据牵引力曲线各挡在以 2km/h 速度的动力因素

$$D = \frac{T_E - P_{空}}{EVW} \tag{4-27}$$

式中　$P_{空}$——空气阻力,当车速很低时 $P_{空} = 0$;

EVW——地下装载机空车机重。

根据运输工况下，牵引平衡方程可得：

$$D = f\cos\alpha + \sin\alpha + \frac{\delta_0}{g} \cdot \frac{dv}{dt}$$

机械等速上坡时，

$\frac{\mathrm{dv}}{\mathrm{dt}} = 0$　所以

$$D = f\cos\alpha + \sin\alpha$$

各挡的最大爬坡角 $\alpha_{\max}$

$$\alpha_{\max} = \arcsin\frac{D_{\max} - f\sqrt{1 - D_{\max}^2 + f^2}}{1 + f^2} \tag{4-28}$$

式中　f——滚动阻力系数，一般 $f = 0.03 \sim 0.04$。

2. 滑动极限爬坡角 $\alpha_{极}$

$$\alpha_{极} = \arctan(\psi - f) \tag{4-29}$$

式中　ψ——附着系数。

3. 由稳定性所决定的最大爬坡角 $\alpha_{\max}$

(1)空载下坡(或上坡)时向前(或向后)倾翻的最大下坡(或上坡)角。

$$\alpha_{\max} = \arctan\left(\frac{e}{h_e}\right) \tag{4-30}$$

式中　e——地下装载机在空载运输位置时，重心距前桥中心距离；

h_e——地下装载机空载重心高度。

(2)重载下坡(或上坡)向前(或向后)倾翻的最大下坡角(或上坡角)。

$$\alpha_{\max} = \arctan\left(\frac{e'}{h'_e}\right) \tag{4-31}$$

式中　e'——地下装载机在运输位置重心距前桥中心距离；

h'_e——地下装载机重载时重心高度。

动态稳定性所决定的 $\alpha_{\max}$ 由于计算复杂，另有专门论述，一般 $\alpha_{\max动} \leqslant \alpha_{\max静}$。

(八)发动机功率 N

发动机功率的选择见前章。

(九)地下装载机的机重

地下装载机的机重分为结构重量和操作重量。结构重量是指装载机本身的装配重量；而操作重量是除结构重量外，还应包括发动机的冷却水、燃料、润滑油、油压系统的工作油、随机必备的工具和驾驶员重量。

地下装载机铲斗插入料堆的能力取决于地下装载机的牵引力，而牵引力的大小在地

下装载机有足够大功率的发动机，又受地面条件和机重的影响，因此必须具有足够的机重。但机重过大，则浪费金属和增加机装成本，而影响发动机动力性，若机重过小，插入力又不足。因此，在具有同样作业能力与使用性能前提下，应减少地下装载机的自重。

(十)动臂提升时间

把装有额定载荷的铲斗从地面水平位置提升到最大高度所需时间 t(s)。

$$t = \frac{0.06ALn_1}{\eta_V Q} \tag{4-32}$$

式中　η_v——油缸容积效率；

Q——油泵流量，L/min；

L——举升油缸行程，cm；

A——举升油缸大腔面积，cm^2；

n_1——举升油缸数。

$$Q = \eta'_V nV \times 10^{-3} \tag{4-33}$$

式中　η'_v——油泵容积效率；

n——油泵转速，r/min；

V——油泵每转排量，cm^3/r。

$$A = \frac{\pi}{4}D^2 \tag{4-34}$$

式中　D——油缸内径，cm。

(十一)动臂下降时间 t_1

把空斗从最大高度下降到地面水平位置的时间 t_1。

$$t_1 = \frac{0.06A'Ln_1}{Q\eta_v} \tag{4-35}$$

式中　A'——举升油缸小腔面积，cm^2；

$$A' = \frac{1}{4}\pi(D^2 - d^2) \tag{4-36}$$

式中　d——活塞杆直径，cm。

(十二)铲斗卸料时间 t_2

铲斗内装有额定载重量从最高卸载位置到完全卸料位置所需时间，用 s 表示。

$$t_2 = \frac{0.06A'_1Ln_2}{\eta_v Q} \tag{4-37}$$

式中　A'_1——倾翻油缸小腔面积，cm^2；

n_2——倾翻油缸数。

$$A' = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \tag{4-38}$$

(十三)操作重量

车辆在工作时所规定的总重量。其中包括一个装满油的燃油箱,一个重为 65kg 的驾驶员重量。

二、尺寸参数

地下装载机的整机几何尺寸见图 8-4-12。

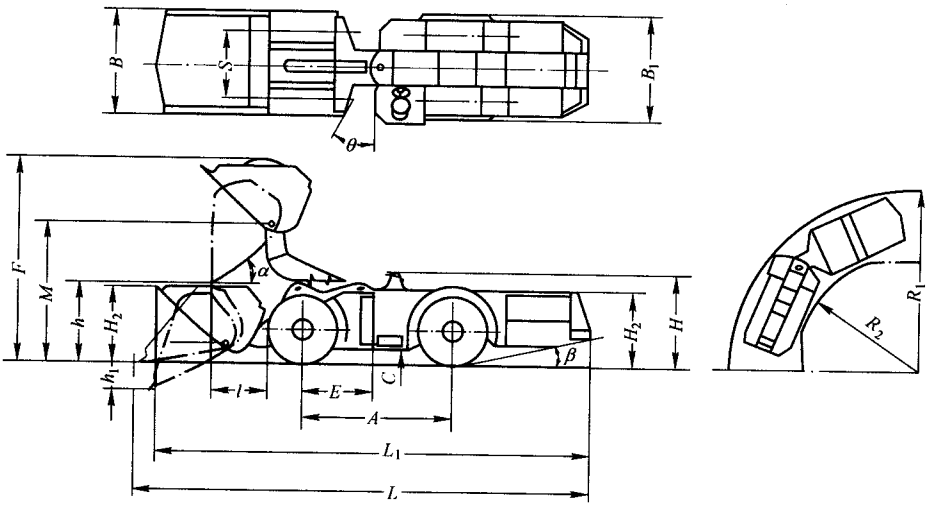


图 8-4-12　整机几何尺寸

(一)总的操作高度 F

动臂举升至最高位置时,从地面到机器所能达到的最高点之间的垂直距离。

(二)到铰销的高度 M

动臂举升到最高位置,从地面到铲斗铰销中心线之间的垂直距离。

(三)总高 H

当铲斗在地面时,从地面到机器的最高点之间的垂直距离。

(四)总长 L

铲斗在地面上及放平时机械的总的水平长度。

(五)总宽 B_1

除铲斗之外的装载机的最大外侧宽度。

(六)斗宽 B

斗的最大外侧宽度。

(七)离地间隙 C

当动臂举升时,装载机轮胎之间的最低一点离开地面的最小距离。

(八)挖掘深度 h_1

当铲斗切削刃底在最低位置,并且斗切削刃水平时,从地平线到斗切削刃底的垂直位置。

(九)离地角 β

地下装载机后部的下部突出点向后轮所引切线与路面之间的夹角。它表示地下装载机离开土丘等障碍物时不致发生碰撞的可能性。

(十)卸载高度 h **与卸载距离** $L_{\min}$ **的计算(图** 8 – 4 – 13)

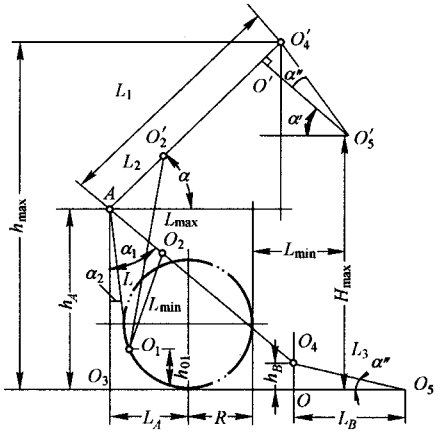


图 8 – 4 – 13　**最大卸载高度与最小卸载距离计算简图**

1. **最大卸载高度** h

当铲斗铰销到最大高度,卸载角为 45°**时,从地面到切削刃最低点之间垂直距离用毫米表示。在有些地下装载机的技术参数里给的不是** 45°**而是** 40°**,或其他一个角度,这时也可按给定的卸载角计算最大卸载高度(或卸载距离)。**

$$\alpha_1 = \arccos\left(\frac{h_A - h_B}{L_1}\right) \tag{4-39}$$

$$\alpha_2 = \arccos\left(\frac{h_A - h_{01}}{L}\right) \tag{4-40}$$

$$\alpha = \alpha_2 + \arccos\left(\frac{L_2^2 - L_2 - L_{max}^2}{2L_2L}\right) - 90° \tag{4-41}$$

$$\alpha'' = \arcsin\left(\frac{h_B}{L_3}\right) \tag{4-42}$$

$$h = h_A + L_1\sin\alpha - L_3\sin(\alpha' + \alpha'') \tag{4-43}$$

式中与图(8-4-13)中的符号与代号意义如下：

A——动臂与机架的铰接点；

O_4——动臂与铲斗的铰接点；

O_5——斗尖；

O_1——举升油缸与机架的铰接点；

O_2——举升油缸与动臂的铰接点；

L_{max}——举升油缸最大安装距；

L_{min}——举升油缸最小安装距；

$L_1 = AO_4$；

$L_2 = AO'_2$；

$L_3 = O_4O_5$；

$L = AO_1$；

α'——铲斗位于最大卸载高度时的卸料角。

2. 卸载距离(图 8-4-13)

当动臂举升到最高位置，斗铰销有最大高度，铲斗卸料角为 45°时，从车辆最前面的一点(轮胎)到铲斗切削刃之间的水平距离 L_{min} 用 mm 表示。

$$L_{min} = L_3\cos(\alpha' + \alpha'') + L_1\cos\alpha - L_A - R \tag{4-44}$$

式中　L_A、R 如图(8-4-13)所示。

(十一)转弯半径(图 8-4-14)

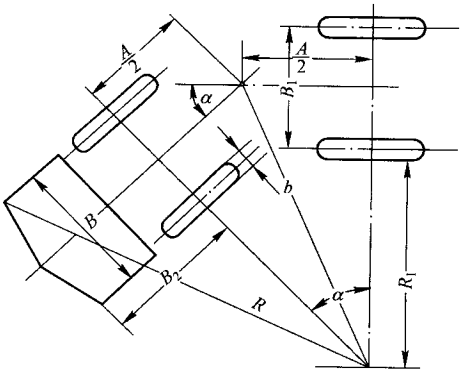


图 8-4-14　转弯半径计算简图

在下列条件下车辆转向时，其最外一点和最内一点所作的圆，用最小转弯半径表示：

(1)在装载机上不能使用制动器。

(2)装载机铲斗处在所规定的运行位置

$$R_1 = \frac{A}{2}\mathrm{ctg}\left(\frac{\alpha}{2}\right) - \frac{B_1}{2} - \frac{b}{2} \tag{4-45}$$

$$R_2 = \sqrt{B_2^2 + \left(R + \frac{b}{2} + \frac{B_1}{2} + \frac{B}{2}\right)^2} \tag{4-46}$$

式中　α——最大转向角；

b——轮胎宽；

B——铲斗宽；

B_1——轮距；

B_2——侧刃到前桥中心的距离；

A——轴距；

R_2——铲斗外侧转向半径；

R_1——轮胎内侧转向半径。

(十二)轴距 A

轴距为从前轮中心到后轮中心的水平距离。轴距对地下装载机的重量、桥荷分配、长度、纵向稳定性、行驶的平稳性、最小转弯半径等有直接的影响。减少轴距,装载机长度与自重就减小,最小转向半径也减少,轴距过小使装载机纵向稳定性变差,行驶时颠簸大,而且还会使万向节传动夹角过大。增大轴距可提高装载机纵向稳定性与行驶平稳性,但轴距过大,会增加装载机的自重及最小转向半径。设计时,综合考虑上述影响,根据现有装载机统计资料确定轴距。

(十三)轮距 B_1

轮距指轮胎中心线的横向距离。轮距对装载机的总宽、重量、横向稳定性及机动性有很大的影响。增加轮距,可提高装载机的横向稳定性,但却增大最小转向半径,从而影响机动性,使铲斗宽度、总宽及重量增加,并使单位插入力减少。因此设计时应尽量减少轮距。

(十四)铲斗的收斗角及卸料角 U

铲斗的收斗角即铲斗切削刃底往水平面上转动的角度。卸载角 U 即斗由底最长的平面部分往水平以下转动的角度。铲斗在运输位置的收斗角为 45°~50°。动臂在举升过程中,收斗角是变化的,在最高位置是 60°~65°。收斗角过大、过小都会引起物料撒落。铲斗在最高位置的卸料角为 38°~45°,过小影响物料卸净。

三、用数学统计的方程确定总体参数

数学统计方程的建立,是在收集了大量的国内外相近机型的基础上,找出各变量之

间的关系，并建立一个以变量为基础的方程。表 8－4－1、表 8－4－2 列出装载机各统计方程。在设计中初选总体参数时，可以采用这些统计方程进行初算。

表 8－4－1　斗容与其他参数关系　（m^3）

参　数	柴油装载机		电动装载机	
	经验公式	单位	经验公式	单　位
功　率	$V_R<5$ 时，$28.254e^{0.35V_R}$ $V_R\geqslant5$ 时，$138.497+9.978V_R$	kW	$16.419+20.447V_R$	kW
机重	$1.65+4.5V_R$	t	$6.535V_R^{0.869}$	t
内转弯半径	$1.997V_R^{0.331}$	m	$2.119+1.943\log V_R$	m
外转弯半径	$3.762V_R^{0.343}$	m	$3.853V_R^{0.348}$	m
轴　距	$2.092V_R^{0.304}$	m	$(0.251+0.242/V_R)^{-1}$	m
机器长	$5.577V_R^{0.330}$	m	$5.80V_R^{0.338}$	m
机器宽	$1.31V_R^{0.381}$	m	$1.295V_R^{0.391}$	m
机器高	$1.873V_R^{0.127}$	m	$1.748e^{0.054V_R}$	m
最大卸载高度	$1.198V_R^{0.287}$	m	$(0.429+0.543/V_R)^{-1}$	m

表 8－4－2　载重量（t）与其他参数关系

参　数	柴油装载机		电动装载机	
	经验公式	单位	经验公式	单　位
功　率	$Q_H<9$ 时，$28.135e^{0.21Q_H}$ $Q_H\geqslant9$ 时，$74+10Q_H$	kW	$16.514+10.346Q_H$	kW
机重	$1.349+2.424Q_H$	t	$3.902Q_H^{0.831}$	t
内转弯半径	$1.634Q_H^{0.315}$	m	$1.68+1.867\log Q_H$	m
外转弯半径	$3.056Q_H^{0.337}$	m	$3.128Q_H^{0.335}$	m
轴　距	$1.74Q_H^{0.298}$	m	$(0.259+0.388/Q_H)^{-1}$	m
机器长	$4.567Q_H^{0.324}$	m	$4.738Q_H^{0.324}$	m
机器宽	$1.042Q_H^{0.373}$	m	$1.024Q_H^{0.326}$	m
机器高	$1.74Q_H^{0.132}$	m	$1.747e^{0.027Q_H}$	m
最大卸载高度	$0.989Q_H^{0.29}$	m	$(0.447+0.953/Q_H)^{-1}$	m

第二节　地下装载机性能的检验

地下装载机性能的好坏必须通过检验来证明。通过检验还可以发现被检地下装载机存在的各种问题,并予以排除。因此地下装载机在出厂前必须进行性能的全面检验。

一、地下装载机动力装置的性能测定

地下装载机动力装置性能测定的目的是通过检验发动机速度来评测已装好的发动机/变矩器性能。

(一)测试仪表与精度

1. 压力表

压力范围根据所测地下装载机的要求确定。精度要求为 0.01MPa。

2. 数字式转速表

精度要求为 ±5r/min。

3. 秒表

精度要求为 ±0.1s。

4. 性能检测表(见表 8-4-3)

(二)测量程序

1. 检查发动机规范的顺序

(1)生产厂家及汽缸数。

(2)涡轮增压、后冷、海拔高度补偿、自然吸气。

(3)喷射泵规格。

(4)输出功率、因海拔高度功率减少量。

2. 检查变矩器规范

(1)标准叶轮尺寸。

(2)标准偏置比。

3. 发动机的正确转速的确定(参考下面最终检验资料)

(1)发动机怠速:最低与最高值。

(2)变矩器失速:只限变矩器加转向溢流,变矩器加倾翻溢流。

(3)发动机从怠速加速到下列工况的时间:高速空转、变速器失速、变矩器失速加倾

翻溢流。

(4)指定位置的压力检查(参考下面最终检验资料)。

(5)在发动机曲轴端上涂上油漆,并贴上反光纸,以便测量发动机转速。

(6)操纵倾翻油缸使铲斗后翻,利用工作系统的溢流将液压油箱的油温加到 65℃。

(7)检查并记录液压系统溢流压力设置。

1)检查并记录压力表读数。

2)当发动机在高速空转时所要求的压力(详见下面的最终检验资料)。

3)记录所用的压力表。

表 8－4－3　柴油机/变矩器性能测试表

车辆型号＿＿＿＿　发动机厂家＿＿＿＿　日　期＿＿＿＿

序　号＿＿＿＿　型　号＿＿＿＿　测试人＿＿＿＿

出厂时间＿＿＿＿　功　率＿＿＿＿kW　环境温度＿＿＿＿

参　数	发动机转速/r·min⁻¹			表压值/MPa(倾翻)				表压值/MPa(转向)			
	规范	公差	测量值	规范	公差	测量值	实际值	规范	公差	测量值	实际值
总速		±25									
高速空转		±50									
变矩器失速		±50			±0.345				±0.345		
变矩器失速加转向		±50			±0.345				±0.345		
变矩器失速加倾翻		±50			±0.345				±0.345		

发动机从怠速到下面几种速度的加速时间	时间(s)				备注
	规范值		测量值		
高速空转					
变速器失速					
变速器失速＋倾翻溢流(转向溢流)					

(三)测量方法

(1)按照规定的压力检查孔位置装上压力表。

(2)使车辆全速运转。

(3)将变矩器的油温加热到 82.2℃(看仪表盘上的温度计)或加热到下面的最终检查资料上所列的温度范围。在 1/3 的油门以 10s 的空挡和 20s 的变矩器失速时间轮流操作,使变矩器油温上升到所需温度。注意:当变矩器失速操作车辆时,一定要使用停车制动器,并且变速箱必须处在第三挡、第四挡。

(4)记录发动机怠速速度。

(5)在空挡的情况下,使发动机开到全速,并记录 r/min。

(6)使车挂挡,然后将发动机开到全速,并使车速稳定下来,再用转速表测量车速(r/min),并快速记录压力表的读数。

(7)如果必要的话,将车置于空挡,将油门打到 1/3,冷却变矩器。

(8)将车辆挂上挡,然后将发动机加到全速,接着将倾翻操纵杆打到倾翻油缸收回位置(无负载的情况)让发动机速度稳定下来,记录发动机转速与压力表读数。

(9)根据需要冷却发动机

(10)将车辆挂上挡,然后发动机开到全速,接着操纵转向装置使车辆靠着转向挡板。待发动机速度稳定后,记录发动机的转速压力表读数。

记录发动机的加速时间并与规范中时间比较。对每种条件加速时间从怠速到低于稳定转速 50r/min 范围内测量。其测量方法是让车挂上挡,施加液压负载,然后将油门全开。

(四)发动机转速超过失速转速公差的原因

柴油机转速超过失速转速公差原因的分析见表 8-4-4。

表 8-4-4　发动机转速超过失速转速公差原因分析

序号	高速空转	变矩器失速	变矩器失速加倾翻	变矩器失速加转向	可能原因
1	*A*	*A* 或 *W*	*W*	*W*	发动机限速高
2	*A* 或 *W*	*W*	*A*	*A*	溢流压力低
3	*A W*	*A*	*A*	*A*	燃油调整高,1 与 2 条的综合原因
4	*B*	*B* 或 *W*	*W*	*W*	发动机限速低,油门连杆损坏或没调整好(油门连杆不能靠着挡块)
5	*W* 或 *B*	*B*	*B*	*B*	燃油调整低,油中有水,输油管漏气,燃油管堵塞或破裂,喷油泵管路松动,燃油过滤器堵塞,燃油管输出管路堵塞,燃油喷射泵堵塞
6	*W*	*W*	*B*	*B*	扭矩增加太少

注:*A*—实际转速高于规范中转速;*B*—实际转速低于规范中转速;*W*—实际转速在规范内。
其他的原因:燃油箱内油量不足,油门阀局部关闭或阻塞,油箱加油口不通气,发动机调整不当。

二、地下装载机的最终检验

(一)检验前提

(1)发动机必须达到 MSHA(美国矿山劳动保护局)(Mine Safety and Health Administration)的检验资料所提出的要求(风量、功率)。

(2)全部试验必须在 65℃的液压油温,87℃的变矩器油温下进行。

(二)桥

(1)前桥——参考件号。

(2)后桥——参考件号。

(三)铲斗

(1)卸料角(°)。

(2)从水平面到运输位置允许倾角变化在 ±3°范围内。

(3)在运输位置,铲斗与大臂必须靠在挡板上。

(4)铲斗处在最高位置和规定的卸料角,从地面到切削刃最低点的距离(mm)。

(四)控制

1. 举升与倾翻控制(空载)

(1)大臂举升时间(s)。

(2)大臂下降时间(s)。

(3)铲斗倾翻时间(s)。

(4)铲斗收斗时间(s)。

2. 转向控制

(1)转向挡块位置必须符合有关规范。

(2)从左限位块到右限位块(或反之)转向时间。

制动器松开:怠速时_____s,空速空转时_____s。

(3)转向油缸活塞不能碰到底。

3. 变速箱控制

(1)离合器压力_____MPa。

(2)两个换挡杆在所有挡位上都能保证换挡杆和变速滑心插销都能顺利调整。

4. 制动控制

(1)调整充液阀:上限_____±0.0345MPa;

下限_____±0.0345MPa。

(2)调整制动油压_____±0.17MPa。

(3)在干的混凝土路面上行车制动,制动距离

空载车速_____km/h,制动距离(max)_____m;

重载车速_____km/h,制动距离(max)_____m。

(4)在干的混凝土路面上,紧急制动,空车制动距离(max)_____m。

(5)在第 2 挡千万不能使用停车制动开车。

(6)发动机控制。

(五)油缸

所有的安装零件都必须根据相应的安装图纸所规定的紧固力矩紧固。

(六)传动系统

(1)所有的紧固螺栓必须紧固到规定的力矩。

(2)要保证所有万向节十字轴安装构件在全转向位置都有 0.8mm 最小的间隙。

(3)传动轴护板与传动轴之间的最大间隙为 3.2mm。

(七)电气

(1)蓄电池充满液,发动机运行时,单个电池电压为 12V,系统电池电压为 24V。

(2)所有的照明灯在怠速与高速空转时都要起作用。

(3)检查交流发动机在中间支座处皮带的张紧度_____mm 偏斜度_____mm。

(八)发动机

(1)怠速_____ ± 25r/min。

(2)空载高速_____ ± 50r/min。

(3)变矩器、发动机在下列情况下转速:

1)变矩器失速时_____ ± 50r/min。

2)变矩器失速加转向溢流时_____ ± 50r/min。

3)变矩器失速加倾翻溢流时_____ ± 50r/min。

(4)发动机加速时间:

1)仅变矩器失速_____ s_{max}。

2)变矩器失速加转向溢流_____ s_{max}。

3)变矩器失速加倾翻溢流_____ s_{max}。

(5)发动机的标牌:

1)安装到易于看到的地方。

2)燃油泵的数据与功率调整值(重新匹配计算的值)。

(6)所有发动机安装螺栓的扭矩值必须加到_____N·m。

(7)发动机进气系统最大真空度:

1)新零件最大允许值_____Pa。

2)在怠速时_____Pa。

3)在高速空转时_____Pa。

4)在变矩器失速时_____Pa。

(8)如果是涡轮增压或海拔高度补偿,进气歧管压力_____Pa(在高速空转时)。

(九)排气

(1)新排气歧管的压力最大许用值_____Pa。

(2)在怠速时_____Pa。

(3)在高速空转时_____Pa。

(4)在变矩器失速时_____Pa。

(5)如果使用涡轮增压或海拔高度补偿,高速空转排气歧管压力_____Pa。

(十)液压系统

试验时发动机必须高速空转,油温在65℃,而液压油箱不加压。

1. 转向(油温在65℃)

(1)压力规范见设计标准。

(2)主溢流阀压力(阀芯在中位)。

(3)主溢流阀设置_____±_____MPa。

(4)溢流口_____±_____MPa。

(5)先导压力_____±_____MPa。

(6)顺序阀设置_____±_____MPa。

(7)紧急转向_____±_____MPa。

2. 倾翻与举升油路

(1)溢流阀设置 倾翻_____±_____MPa 举升_____±_____MPa。

(2)溢流口设置_____±_____MPa。

(3)先导压力_____±_____MPa。

3. 其他液压系统(油在65℃)

(1)液压风扇溢流压力_____±_____MPa。

(2)充液阀下限压力_____±_____MPa。

(3)充液阀上限压力_____±_____MPa。

(4)动力输出轴试验溢流压力_____±_____MPa。

(5)制动压力(全部的液压制动器)_____±_____MPa。

(6)安全减压阀_____±_____MPa。

(7)停车制动减压阀_____±_____MPa。

(8)蓄能器预充压力_____MPa。

(十一)散热器

(1)发动机最大允许水温_____℃。

(2)散热器箱顶温度与散热器进气温度 ΔT _____℃(拆掉温度自动调节器)。

(3)带限压阀散热器加水口盖压力_____MPa。

(4)带限压阀散热器加水口盖补偿阀_____MPa。

(十二)铰接转向(限位块按有关规范)

(1)每个方向的转向角_____(°)(在全转向桥端之间中心距_____mm)。

(2)每个方向摆动角_____(°)？

(3)中心铰接轴承必须按装配图要求进行调整。

(十三)变速箱

(1)最大的许用油温_____℃。

(2)最大许用箱壳压力_____MPa。

(3)压力检查：

1)充油泵真空度_____Pa。

2)充油泵压力_____MPa。

3)离合器换挡压力_____MPa。

(4)测空载与重载时各挡速度：

车速	空载	重载
1挡	_____km/h	_____km/h
2挡	_____km/h	_____km/h
3挡	_____km/h	_____km/h
4挡	_____km/h	_____km/h

(5)螺栓安装力矩 N·m。

(6)车辆牵引力：

车速	设计值	公差
1挡	_____kN	±_____kN
2挡	_____kN	±_____kN
3挡	_____kN	±_____kN
4挡	_____kN	±_____kN

(十四)轮胎(压力在有关标准中查到)

轮胎压力在有关标准中可查到。

轮胎充气压力　前胎(规定值)_____MPa；±(公差值)_____MPa。

后胎(规定值)_____MPa；±(公差值)_____MPa。

(十五)变矩器

当按路面试验方法操作车辆时，变矩器油温不得超过104℃。

(十六)标记

必须按有关规定在适当位置安装各种安全与警示牌。

(十七)间隙检查

按所列的位置对机器进行物理试验，以保证所列位置不发生任何干涉。

	直线前进	左转	右转
桥左摆	×	×	×
全桥右摆	×	×	×
大臂完全上升—铲斗退回		×	
大臂完全上升—铲斗卸料		×	
大臂完全下降—铲斗退回		×	
大臂完全下降—铲斗卸料		×	
桥在两个方向上摆动		×	×

(十八)转弯半径

外转弯半径_____m,内转弯半径_____m。

第三节　装载机的动力装置维修保养与故障排除

一、柴油机的维护保养与故障排除

(一)保养周期

保养周期、保养内容和保养方法见表 8－4－5。

表 8－4－5　柴油机的保养

保养周期	保　养　内　容	保　养　方　法
	检查柴油机油油面	按袖标尺刻度,柴油机(车辆)应处于水平位置。在起动前或停车后检查
每 10h	检查油浴式空气滤清器(按尘土情况每 10～60h 进行)。清除空气滤清器尘土。干式空气滤清器仅按保养指示器进行	柴油机停机后 1h 进行,更换油浴空气滤清器中的机油,用柴油清洗滤网,重装时在油浴空气滤清器底壳中加入与柴油机一样的机油至规定的油面记号,不要弄坏密封圈
第一个 20h	检查气门间隙	柴油机处于冷却状态
	更换机油	
	更换(或清洗)机油滤清器	一次性地更换机油滤清器滤筒,注意在密封圈上涂抹少量机油,用双手拧紧。若为金属式机油滤清器,取出金属网滤芯,在柴油中清洗,空干后再装上。注意密封
	检查柴油机支架的紧固螺钉	按规定力矩或规定拧紧角度

保养周期	保　养　内　容	保　养　方　法
每 100h	更换机油(按机油质量和柴油机使用条件)	
	清洗燃油滤清器	取出滤芯,在柴油中清洗滤芯与滤筒。注意密封,需要时更换密封圈
	检查喷油泵与调速器内的油面高度	松开油位检查螺钉(不要取下),放掉过多的机油和燃油混合物,需要时放掉旧油注入与柴油机一样的机油,待油溢出时重新拧紧螺钉。柴油机处于倾斜位置工作超过 1h,就要提高或降低油面位置
	清洗柴油机外表面、散热片和液压油冷却器上的尘土(在多尘土地区要缩短清洗时间)	可用干式清洗法(如用金属丝刷),也可用柴油或常温洗涤剂清洗。有条件最好用蒸汽喷射洗涤清洗。清洗时应将电器部件、柴油机进气口、绝热材料等保护好,防止与洗涤剂等接触。用水等液体清洗后,柴油机应进行热运转,使残留液体蒸发
	检查蓄电池电解液液面	没有液面检查尺时,可用一干净木棒插入蓄电池内并碰到铅板上缘。电解液应浸湿木棒 10～15mm。液面过低应添加蒸馏水。决不要把工具放在蓄电池上
	检查带断裂报警装置的功能(限于 FL912/913 机型)	用手压停机开关销,将发出音响或灯光信号
每 200h	更换机油(按机油质量和柴油机使用条件)	用拇指压紧两带轮间的 V 带,挠度不大于 10～15mm,否则需要调整或更换
	检查发电机(空压机等)V 带的松紧度	
	更换(或清洗)机油滤清器	
	清洗风扇液力耦合器上的滤清器罩(限于 B/FL413F 机型)	打开罩盖并在柴油中清洗,注意密封圈及密封
每 300h	检查并调整气门间隙	
每 500h	更换柴油细滤清器滤筒	拧下滤筒。装上新滤筒时,在密封圈上涂少许机油,拧到贴上座合面后再拧半圈紧固。若柴油机功率下降应提前更换滤筒
	清洗柴油粗滤清器	卸下后在柴油中清洗粗滤清器的滤芯与滤筒
寒冷季节前	检查各种管道(路)的紧固性及密封性	重新拧紧或换密封垫
	火焰加热器功能检查	待加热启动开关放在工作位置,预热 1min 加热指示灯必须发亮。检查火焰加热器喷油情况:松开加热器上的燃油接头,启动加热启动开关不放在预热的工作位置上,油门放在停车位置;用启动机使柴油机转动,检查柴油是否从松开的加热器上的燃油接头处流出。堵塞的火焰加热器应更换
每 600h	检查气缸盖温度报警传感器	卸下传感器,放在 170～175℃(413F 机型)或 150～155℃(912/913 机型)的热机油中,这时与它相连的指示仪指针应在红色区域或者信号灯发亮
	检查进、排气管固紧状况	重新拧紧
每 1200h	检查交流发电机	专业检查
	检查启动机	
	清洗废气涡轮增压器	专业检查。拆下压气机集气器上的套管,取下压气机集气器,用无腐蚀性洗涤剂或柴油清洗集气器及压气机叶轮

保养周期	保　养　内　容	保　养　方　法
每 2000h	更换曲轴箱通气阀，必要时需提前进行	专业检查，更换通气阀芯
每 3000h	检查喷油器	专业检查。在专用检验仪上检查喷油器喷射压力和喷雾形状。必要时调整或更换
	检查喷油泵	专业检查

（二）故障与排除

此处所指的故障是在柴油机正常使用期内（大修期内），由于使用、润滑、冷却、保养不良而出现的情况。其主要表现是，柴油机不能启动或启动困难；运转时出现不正常的噪声或剧烈振动；柴油机乏力；排气冒白烟、黑烟、蓝烟；柴油机各指示仪表（如机油温度、机油压力等）指示值异常；柴油机有臭味、焦味、烟味等。

出现上述各类情况或故障，依靠对发动机的一般了解和对该系列风冷柴油机特点的认识，以及使用、保养经验，大部分可以自己鉴别出故障的部位及原因，并采取相应的措施排除，个别的则需要在专用的试验设备上或专门的工厂里进行。在判明与排除故障时，一定要认真分析，仔细寻找，反复推敲，按系统由简到繁，切忌乱拆、乱装，否则不但不能排除故障，反而会出现更大、更严重的故障。

最常见的故障大多是：电器方面的接触不良；燃油系统进入空气、漏气或堵塞；机油油量不够或使用不合格的机油；空气滤清器过脏，阻力过大或不洁空气进入柴油机等。如按所列要求和规定去做，即可避免和排除大量的故障隐患。

下面就柴油机的一些常见故障、故障特征（现象）、可能产生的原因及排除方法列表（表 8－4－6）予以说明。需要注意的是，有些排除方法要有专业人员在专门的仪器或设备上进行。

表 8－4－6　故障与排除

故障特征（现象）	可　能　的　原　因	排　除　方　法
1. 不能启动或启动困难		
不能启动	启动机（柴油机）不转 （1）电路接线错误或接触不良； （2）启动按钮损坏或接触不良； （3）蓄电池电压不足； （4）启动机（电动机、啮合机构可离合机构等）损坏	（1）检查线路并保持良好的接触； （2）修理或更换启动按钮； （3）重新充电或更换蓄电池； （4）修理或更换

故障特征(现象)	可　能　的　原　因	排　除　方　法
启动困难	起动转速低 (1)蓄电池电压过低； (2)机油太粘,特别是在冬天使用了粘度大的机油； (3)在冬季使用燃油不当而析出石蜡,阻塞油路,造成供油不足； (4)燃油管路内有空气或泄漏	(1)重新充电或更换蓄电池； (2)按规定更换机油； (3)按规定更换柴油； (4)用手动输油泵排除空气,并保证管路密封
	燃油供给故障,可从排气管无烟或仅冒出小股烟识别 (1)燃油箱缺油或开关未打开； (2)燃油系油路堵塞； (3)油路内有空气； (4)输油泵不供油或断续供油； (5)喷油泵柱塞或出油阀卡死或严重磨损； (6)喷油器针阀卡死或喷孔堵塞或雾化不良； (7)喷油压力太低	(1)加油或打开放油开关； (2)清洗油路,清洗或更换柴油滤清器； (3)用手动输油泵排除空气,并检查油路中有无漏气处； (4)检查输油泵各阀门及弹簧的弹性,进出油管接头处是否密封； (5)修理或更换柱塞或出油阀配件； (6)清洗、检查或更换喷油器； (7)检查并调整喷油器喷射压力
	1. 气缸内压缩压力不足,表现为喷油正常但不发火或迟发火,排气管内有柴油 (1)气门漏气； (2)气门密封不严,座合面上有积炭； (3)气门杆在导管中卡死； (4)气门弹簧折断 2. 气缸与活塞间漏气 (1)气缸体或活塞磨损过度； (2)活塞环磨损使开口间隙增大； (3)各活塞环切口位置对口； (4)活塞环积炭、胶死或折断 3. 气缸垫漏气	1. 气门漏气排除 (1)研磨气门； (2)按规定调整气门间隙； (3)用煤油或柴油清洗,必要时更换； (4)转动曲轴使活塞在上止点后再更换气门弹簧 2. 气缸体与活塞间的漏气排除 (1)镗磨或更换气缸体、活塞； (2)更换活塞环,必要时更换气缸体； (3)重新安装活塞环； (4)清洗或更换活塞环 3. 按规范拧紧缸体螺钉或更换气缸垫
2. 柴油机乏力		
加大油门后功率不大,转速不高	燃油系故障 (1)燃油系进入空气或燃油滤清器阻力过大,流量太小； (2)喷油泵供油不足或柱塞卡住； (3)喷油器雾化不良或喷射压力低	(1)排除空气或更换燃油滤清器滤芯； (2)修理或更换柱塞配件； (3)在喷油器试验台上检查喷雾状况与喷射压力并调整之,必要时更换喷油器
排气温度比正常情况高,且烟色浓	进排气系统故障 (1)空气滤清器阻塞,空气量不足； (2)排气管和涡轮内(增压机型)阻力过大,或排气管过长、转弯过急； (3)气门间隙不对或气门弹簧折断； (4)配气定时不正确； (5)供油提前角不正确； (6)压气机(增压机型)与进气管连接处不严,有漏气； (7)压气机(增压机型)内积垢太多； (8)中冷器(增气机型)脏污,流量小,阻力大,空气冷却效果差	(1)保养或更换空气滤芯； (2)排除排气管和涡轮内的积炭或异物,必要时更换排气管,其弯头不能多并有足够的排气截面； (3)检查并调整气门间隙,更换气门弹簧； (4)检查并调整配气定时； (5)检查并调整供油提前角； (6)检查并保持密封； (7)清除； (8)清洗

故障特征(现象)	可　能　的　原　因	排　除　方　法
曲轴箱内废气压力增大或排气管内有柴油	气缸体与活塞间漏气,气缸内压缩压力不足,燃烧不好	按‘启动困难’的相应方法排除
3. 柴油机声音异常		
振动过大或发出敲击声	柴油机安装不当 (1)柴油机安装底架不坚实,支架固定螺钉松动或减振器损坏; (2)柴油机曲轴中心线与被驱动机械不同心	(1)加固底架,按规定拧紧支架固定螺钉或更换减振器; (2)检查并重新调整
	零件加工精度或装配不合格 (1)曲轴弯曲变形; (2)曲轴组不平衡; (3)活塞连杆组质量不是同一组; (4)轴承间隙过大	(1)修理或更换曲轴; (2)检查并重新进行动平衡; (3)更换为同一组的活塞连杆组; (4)更换轴瓦
	调整不当 (1)喷油过早。燃烧室内发出有节奏的、清脆的金属敲击声; (2)喷油过迟。燃烧室内发出低沉不清晰的敲击声; (3)气门间隙过大。在气门室盖旁可听到轻微的金属敲击声(在低速、空载时易听出); (4)活塞与气门相碰。在气缸盖处发出沉重而均匀的、有节奏的敲击声	(1)检查并按规定调整喷油正时; (2)检查并按规定调整喷油正时; (3)检查并按规定调整气门间隙; (4)检查相碰,调整气缸余隙和气门间隙
	运动件磨损过大 (1)气门间隙过大。低速运转时可听到‘吧嗒、吧嗒’的轻微金属敲击声; (2)活塞与气缸体间隙过大。在气缸排全长上都能听到暗哑的强敲击声,在低速或转速变化时更甚; (3)活塞环与环槽间隙过大。沿气缸体上下各处都能听到类似于小锤轻击铁砧的声音; (4)活塞销与连杆小头铜套间隙过大。在改变柴油机转速,特别是从高转速突然降到低转速时,在气缸体上都可听到‘当、当、当’的尖锐撞击声; (5)连杆轴瓦与连杆轴颈间隙过大。在负荷突然变化时,在曲轴箱附近可听到钝哑的敲击声。无负荷时不明显; (6)主轴瓦与主轴颈间隙过大。在曲轴箱下部可听到钝哑的敲击声,在高负荷时尤甚; (7)齿轮间隙过大。在齿轮室处可听到翁翁声; (8)增压器轴承磨损,噪声增大	(1)检查并调整气门间隙; (2)更换磨损的活塞或气缸体; (3)更换活塞环,必要时同时更换活塞; (4)更换活塞销或连杆小头铜套; (5)立即停机,检查与更换连杆轴瓦; (6)立即停机,检查与更换主轴瓦; (7)检查并调整齿轮间隙可更换齿轮; (8)更换轴承
4. 机油压力不正常		

故障特征(现象)	可　能　的　原　因	排　除　方　法
机油压力过高	(1)机油滤清器调压弹簧过硬； (2)机油过粘或变质； (3)外界温度过低； (4)主油道或油管轻微堵塞	(1)更换机油滤清器； (2)更换机油； (3)柴油机充分预热到机油温度达 45℃左右； (4)清洗主油道或机油管
机油压力过低	(1)油底壳内机油油面过低或机油过稀； (2)机油泵磨损过度； (3)机油泵上的限压阀、滤清器上的安全阀调整不当； (4)油管接头松动、漏油； (5)主轴承、连杆轴承、增压轴承(增压机型)磨损过度,间隙过大； (6)机油泵内进入空气	(1)加注机油或更换合格的机油； (2)修理或更换； (3)检查、调整限压阀、更换机油滤清器； (4)检查并拧紧； (5)检查修理或更换轴承； (6)排除空气
无油压	(1)油压传感器或油压表失灵； (2)油道堵塞； (3)机油泵损坏或严重磨损； (4)机油泵调压阀失灵或调压弹簧折断	(1)更换； (2)清洗油道并吹净； (3)更换； (4)修理调压阀,更换调压弹簧
5. 排气不正常		
冒　黑　烟	燃烧不良 (1)负荷过大； (2)喷油过迟,部分燃料在排气管中燃烧； (3)喷油器雾化不良,有滴油现象； (4)空气滤清器阻力过大； (5)中冷器(增压机型)脏污严重； (6)燃油质量太差； (7)气门间隙不正确,气门密封不严	(1)减轻负荷或调整喷油泵油量； (2)检查并调整供油提前角； (3)清洗喷油器,调整喷油压力,或更换喷油器； (4)保养或更换空气滤清器滤心； (5)清除灰尘和脏污物； (6)更换为合格的柴油； (7)检查并调整气门间隙,消除缺陷,必要时更换气门并研磨
冒　白　烟	柴油机过冷,燃烧温度低 (1)柴油机预热不够或个别缸不燃烧； (2)柴油中有水； (3)气缸压缩压力不足； (4)喷油器雾化不良,有滴油现象或喷油压力低	(1)预热到机油 45℃左右再逐渐加大负荷或适当提高转速预热； (2)更换柴油； (3)按‘启动困难’的相应方法排除； (4)检查并清洗喷油器,调整喷射压力(在专门的喷油器压力试验台上)
冒　蓝　烟	机油参与燃烧或机油过量消耗 (1)油底壳油面太高,机油窜入气缸； (2)油浴式空气滤清器内机油液面过高； (3)活塞环磨损过度或结焦或断裂； (4)活塞环相互对口,造成窜机油； (5)活塞与气缸磨损过度,配缸间隙过大。如空气滤清器效率下降,进气管漏气,长期在低负荷运转(低于 40%标定功率)等	(1)停车 15min 后检查油面高度,放出多余机油至规定油面； (2)倒掉部分机油,使油面与标记齐平； (3)清洗或更换活塞环； (4)重新安装活塞环； (5)更换活塞或气缸体。配套时选用功率要适当,不要长期在低负荷运转
6. 柴油机工作不稳定		

故障特征(现象)	可　能　的　原　因	排　除　方　法
转速不稳	(1)调速器调速弹簧变形； (2)调速器飞锤摆动不灵活、发涩； (3)飞锤销孔磨损、松动； (4)调速器拨叉固定螺钉松动	(1)更换； (2)拆检修理； (3)修理或更换； (4)检查并拧紧螺钉
各缸工作不均匀,有间断爆发现象	(1)天气太冷,柴油机预热不够； (2)燃油系中有空气； (3)各缸供油不均匀； 1)喷油泵各缸供油不一致； 2)个别喷油器质量不好或喷油器针阀卡死； 3)喷油泵个别柱塞卡死； 4)喷油泵个别柱塞弹簧、出油阀弹簧损坏； (4)柴油质量不好或油中有水； (5)个别气缸压缩压力不足	(1)中速暖机至机油温度达 40～45℃； (2)用手动输油泵排除油路中的空气； (3)检查喷油泵及喷油器； 1)在喷油泵试验台上调整喷油泵各缸供油量； 2)顺序停止各缸喷油,以判定喷油器质量,再清洗、修理或更换； 3)修理或更换； 4)更换弹簧； (4)清洗油箱、油路,更换为合格柴油； (5)按‘启动困难’的相应方法排除
7. 柴油机过热或机油温度过高		
连接气缸盖上的温度指示器显示“停”或机油温度过高(应立即停车)	(1)气缸盖和气缸体散热片表面脏污严重； (2)冷却风短路或冷却风量不够； (3)冷却风扇不转,驱动风扇 V 带断裂(FL912/W913 机型)或冷却风扇转速太低(B/FL413F 机型)； (4)喷油器雾化不良； (5)喷油泵油量过大； (6)供油提前角不正确； (7)机油冷却器冷却通道或油道太脏或局部堵塞； (8)柴油机长期超负荷运转； (9)空气滤清器阻力过大； (10)废气涡轮增压器压气机脏污(增压机型)； (11)中冷器内、外脏污(增压机型)； (12)机油容量不足	(1)清洗散热片,特别是气缸盖上的垂直散热片； (2)防止冷却后的热风重新吸入进气管或风扇内,保持风道通畅； (3)更换 V 带或检查节温器油阀,必要时取下节温器上的调节垫圈； (4)检查喷油器喷雾状况及喷射压力,必要时更换喷油器； (5)重新调整喷油泵油量； (6)重新调整供油提前角； (7)清除污垢,清洗后用压缩空气吹通； (8)降低负荷； (9)清洗空气滤清器或更换滤芯； (10)清除污垢； (11)清除； (12)检查并更换； (13)加灌机油至标尺规定的油面
8. 柴油机飞车		
飞车(转速超过标定转速 110%)	调速器工作失常。喷油器工作失常。常见的是 油门拉杆卡死在最大位置,喷油泵调速器内机油油面过高,高速限位螺钉松动,喷油泵柱塞弹簧折断,调节齿圈紧固螺钉松动等	用切断供油油管或堵塞进气口的办法立即停车,检查、更换或修理故障处
9. 柴油机突然停车		

故障特征(现象)	可　能　的　原　因	排　除　方　法
突然停车	(1)燃油用尽； (2)燃油系进入空气或油管破裂、接头松脱； (3)燃油中有水； (4)燃油滤清器堵塞； (5)进气管或空气滤清器堵塞； (6)喷油泵柱塞卡死； (7)喷油泵柱塞弹簧断裂； (8)调速器调速弹簧断裂； (9)气门弹簧断裂； (10)气门卡死在气门导管中； (11)主轴承与连杆轴承烧瓦,活塞卡死在气缸中； (12)机油压力过低,自动停车装置起作用； (13)风扇带断裂(FL912/W/913 机型),自动停车装置起作用	(1)添加规定的柴油； (2)排除空气,更换油管,拧紧接头； (3)清洗油箱,更换为合格的柴油； (4)检查并清洗,必要时更换滤芯； (5)去除异物,清洗或更换空气滤清器； (6)修理或更换柱塞配件； (7)更换柱塞弹簧； (8)更换调速弹簧； (9)更换气门弹簧； (10)用煤油或柴油清洗或更换； (11)修理或更换； (12)检查油压过低的原因并排除； (13)更换风扇带

二、电动机的特性

在研究鼠笼型电动机与液力变矩器匹配时,必须要知道电动机的特性曲线(机械特性曲线),即电动机转速 n 与电动机输出转矩 M 之间的关系。但在通常情况下,制造厂并不给出电动机的机械特性曲线,在工程中可通过公式得出鼠笼型电动机的机械特性的表达式

$$\frac{M}{M_{max}} = \frac{2}{\frac{s}{s_m} + \frac{s_m}{s}} \tag{4-47}$$

式中　s——转差率；

s_m——最大转矩时的转差率；

M——电动机的转矩,N·m；

M_{max}——电动机的最大转矩,N·m。

在采用上式之前,先在鼠笼型电动机产品目录中查到同步转速 n_0,额定转速 n_H(r/min),额定功率 N_H(kW),以及过载系数 λ_m 再按下列公式计算。

$$M_{max} = \lambda_m M_H \tag{4-48}$$

式中　M_H——电动机的额定转矩,N·m。

$$M_H = 9550 N_H / n_H \tag{4-49}$$

电动机的转差率为：

$$s = (n_0 - n)/n_0 \tag{4-50}$$

式中　n——电动机的转速,r/min。

额定转速的转差率　　$s_H = (n_0 - n_H)/n_0$

在额定状态运行时，式(4－47)为

$$\frac{M_H}{M_H \lambda_m} = \frac{2}{\frac{s_H}{s_m} + \frac{s_m}{s_H}}$$

$$s_m = s_H(\lambda_m + \sqrt{\lambda_m^2 - 1}) \qquad (4-51)$$

将式(4－48)、式(4－49)、式(4－50)代入式(4－47)得

$$M = \frac{2M_{max}s_m n_0(n_0 - n)}{n^2 - 2nn_0 + n_0^2 + n_0^2 s_m^2} \qquad (4-52)$$

根据已知电动机参数，并计算上述各项参数，由式(4－52)可得该电动机的机械特性曲线(图 8－4－15)。

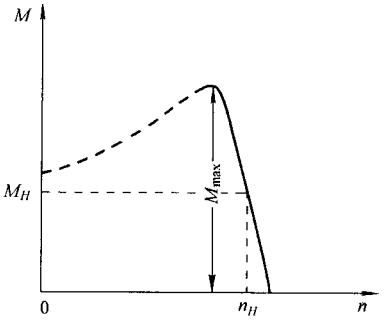


图 8－4－15　三相交流电动机特性曲线

三、电动机常见故障分析与排除方法

电动机常见故障分析与排除方法示于表 8－4－7。

表 8－4－7　电动机常见故障分析与排除方法

故障现象	原因分析	排除方法
不能启动	(1)电源未通； (2)定子绕组故障； (3)负载过大或传动机械被卡住； (4)控制设备接线错误	(1)检查开关、熔丝、各对触点及引出线头号，查出故障； (2)专业检查有无绕组断路； (3)选择较大容量电动机或减轻负载若传动机械卡住应检查机械，消除障碍； (4)校正接线
电动机带载运行时转速低于额定值	(1)电源电压过低； (2)负载过大	(1)用电压表、万能表检查电动机输入端电源电压； (2)选择较大容量电动机减轻负载

故障现象	原因分析	排除方法
接地失灵电机外壳有电	(1)电源线与接地线搞错； (2)电动机绕组受潮，绝缘老化或引出线与接线盖相碰	(1)纠正接地线； (2)电动机绕组干燥处理，绝缘老化严重者更换绕组，整理接地线
电动机运转时声音不正常	(1)转子与定子或绝缘纸相擦； (2)电机缺相运行； (3)轴承损坏或严重缺油	(1)检查电动机内膛，绝缘纸有无突出部分，轴承是否走外圆或内圆，查明修理； (2)检查开关、熔丝、接触器、接线等，排除故障； (3)更换轴承、清洗轴承、更换润滑油
电动机振动	(1)转子动平衡不合格； (2)皮带盘轴孔偏心或静平衡不合格； (3)轴弯曲； (4)底脚安装松动	(1)校转子动平衡； (2)修正偏心，校静平衡； (3)校直或更换； (4)紧固底脚螺钉
轴承过热	(1)轴承损坏； (2)轴承润滑脂质量不好或填充量不当； (3)皮带过紧或联轴器装得不好； (4)轴承室或轴磨损严重变形； (5)电动机两侧端盖或轴承盖未装平	(1)更换轴承； (2)更换润滑脂，填充量不宜超过轴承容积的70%； (3)调整皮带张力，校正联轴器； (4)采取镶套或涂镀法修复磨损件； (5)将端盖或轴承按止口装进，装正，拧紧螺栓或螺钉
电动机温升过高或冒烟	(1)负载过大； (2)两相运转； (3)电动机风道阻塞； (4)环境温度增高； (5)定子绕组故障； (6)电源电压过低或过高	(1)选择较大容量电动机或减轻负载； (2)检查熔丝、开关接触点排除故障； (3)清除风道油垢及灰尘； (4)采取降温措施； (5)专业检修定子绕组； (6)用电压表、万能表检查电动机输入端电源电压

第四节　装载机传动系维修保养

一、液力变矩器

(一)液力变矩器的结构

地下装载机绝大部分采用美国 Clark 公司的三元件单级单相向心涡轮液力变矩器。其主要的零件结构如图 8－4－16 所示，外形如图 8－4－17 所示。

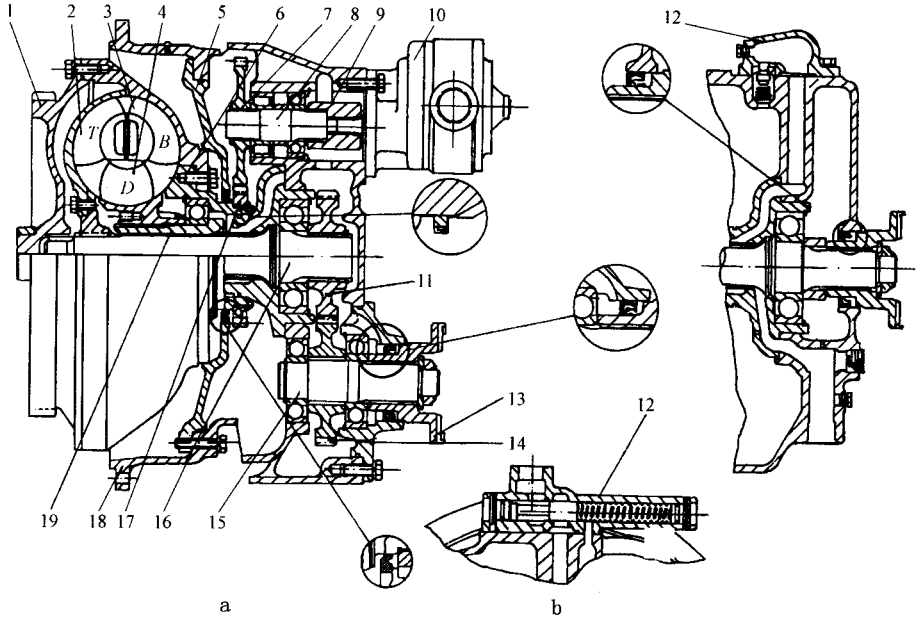


图 8－4－16　变矩器结构图

a—偏置输出；b—同轴输出

1—外齿圈(还有一种柔性盘结构,图中未表示)；2—涡轮；3—泵轮；4—导轮；5—隔油盖板；6—泵轮轮毂；7—油泵传动被动齿轮(有 3 个)；8—油泵齿轮传动轴(3 根)；9—油泵传动套(3 个)；10—油泵(3 个)；11—主动齿轮；12—压力调节阀；13—输出法兰；14—被动齿轮；15—输出轴；16—涡轮轴；17—油泵传动主动齿轮(1 个)；18—壳体(图中是几个剖面图组合)；19—导轮座组件

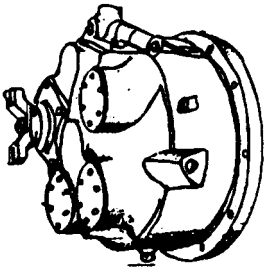


图 8－4－17　变矩器外形图

发动机(或电动机)的动力经过发动机(或电动机)飞轮上内齿圈(或飞轮)和变矩器外齿圈 1(或柔性盘)传递到变矩器以后,分两路：一路经泵轮 3→涡轮 2→涡轮轴 16→主动齿轮 11→被动齿轮 14→输出轴 15→输出动力；另一路经泵轮 3→泵轮轮毂 6→油泵主动齿轮 17(1 个)→被动齿轮 7(3 个)→三个油泵。

它们为变速泵、两个辅助泵(工作、转向、制动、冷却、液压系统动力源)提供动力。

液流从过滤器进入压力调节阀至泵轮入口,由泵轮带动,进入涡轮,一部分液流经导轮 4 再到泵轮入口,另一部分经涡轮与导轮之间的空隙进入涡轮轴 16 与导轮座 19 的空隙流向冷却器或变速箱油池。

(二)液力变矩器的工作原理及其特性

1. 液力变矩器的原理

当发动机带动泵轮 B 转动时,泵轮叶片与液体相互作用,工作液体被叶片带着一起旋转,在离心力的作用下,液体从叶片的内缘向外缘流动。此时叶片外缘(泵轮出口处)的压力较低,(低于大气压),其压力差取决于泵轮的半径与转速,把发动机的机械能转换为液体能,这就是通常的离心泵的工作情况。若此时涡轮处于静止状态,则涡轮的外缘(涡轮入口)与中心(涡轮出口)压力均为同一大气压,这样,虽然涡轮外缘的压力低于泵轮外缘的压力,液体沿箭头方向高速冲入涡轮 T,液流迫使涡轮转动。液体能又转变为机械能,由涡轮输出,这就是通常涡轮机的原理。液流自涡轮流出冲向固定的导轮,液流被导轮叶片折向前方,当液流沿导轮叶片流回泵轮时,绝对流线冲击着泵轮叶片的正面,与液流在泵轮内的原绝对流线是一致的,这样,液流上一循环的残余能量非但不再阻碍泵轮的旋转,而且有利于它的回转,因此涡轮所受的总扭矩为泵轮作用于液体的扭矩和导轮对液流的反作用扭矩的向量和,这就是说,液力变矩器起增大扭矩的作用,这个增加的扭矩就是导轮的反作用扭矩。

液体在液压变矩器封闭的循环圆中的环流运动是一个螺旋运动,该液体受到泵轮、涡轮、导轮的三个外部扭矩的作用,当液力变矩器处于稳定运转工况时,各工作轮作用于工作液体的外扭矩之和为零即

$$M_B + M_T + M_D = 0 \tag{4-53}$$

$$-M_T = M_B + M_D \tag{4-54}$$

式(4-54)说明,只要导轮对液流的反作用力矩不为零,则涡轮输出扭矩 $-M_T$ 与泵轮输入扭矩 M_B 不相等,这就从外扭矩平衡条件说明了液力变矩器原理。当 $M_D > 0$ 时,$-M_T > M_B$,这意味着涡轮作用于液流的扭矩比泵轮大,而且方向相反。

在机械起步前,外载荷较大,即 $n_T = 0$,出涡轮入导轮的液流方向改变量最大,导轮对液流反作用扭矩 M_D 最大,故涡轮所增加的扭矩也最大。在涡轮旋转后,其转速随着外载荷的减少而提高。使出涡轮的液流绝对流线向牵连(圆周)运动方向偏斜,这样就会使出涡轮入导轮的液流在冲击导轮叶片正面方向时变缓,使导轮对液流的反作用扭矩 M_D 逐渐减小。当涡轮的转速 n_T 增大到 n_{TI} 时,出涡轮入导轮的转速方向与导轮叶片正面流线方向一致,导轮不对液流产生反作用扭矩,$M_D = 0$,此时涡轮输出扭矩等于泵轮接

受于发动机的扭矩即 $-M_T = M_B$。

如果涡轮转速继续增加(外载荷继续减小),则出涡轮的液流绝对流线将继续斜到冲击导轮叶片的背面,此时导轮对涡轮的反作用扭矩方向与泵轮扭矩方向相反,于是就使涡轮输出扭矩成为两者之差即 $-M_T = M_B - M_D$,这就是说,此时液力变矩器所输出的扭矩反而比输入扭矩小,即在涡轮转速增加到使液流冲击导轮叶片背面时,导轮非但失去增扭矩之利,反而成为不降低传动效率的阻碍。当涡轮转速增加到与泵轮转速相等时(设 n_B = 常数),即 $n_T = n_B$ 时,由于工作液不再在循环圆中环流,变矩器就不能传递能量,即 $M_T = 0$,变矩器的这一输出特性可用图 8-4-18 表示。

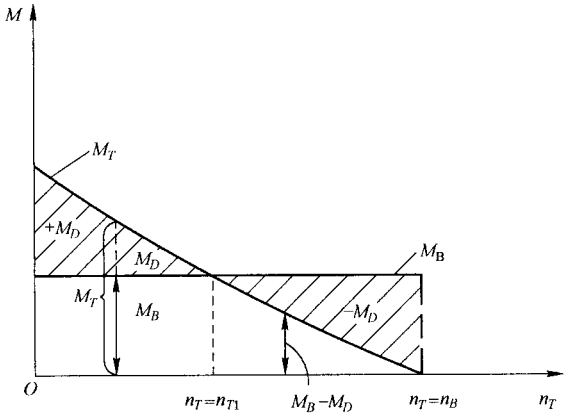


图 8-4-18　液力变矩器外特性

通过上面的分析,我们可以看到,液力变矩器之所以能够变矩是由于导轮的作用,变矩方式有三种:$-M_T > M_B$;$-M_T = M_B$;$-M_T < M_B$。变矩功能的实现是靠外载荷的变化而自动控制的,这就定性地反映了液力变矩器对外载荷的自动适应能力。

2. 液力变矩器的外特性

液力变矩器的外特性是指在泵轮转速 n_B(或泵轮扭矩 M_B)一定时,泵轮扭矩 M_B(或泵轮转速 n_B)、涡轮扭矩 M_T 及变矩器的效率 η 随涡轮转速 n_T 的变化规律。即

$$M_B = f_1(n_T), M_T = f_2(n_T), \eta = f_3(n_T)$$

由变矩器测试实验台可得变矩器的外特性曲线,见图 8-4-19。

变矩器外特性的特点是:

(1) $M_B = -M_T$ 工况点称为耦合工况点,即该点变矩系数 $K = -M_T/M_B = 1$,相应的转速比为 $(i_{TB})_{K=1}$,此时 $M_D = 0$。由 $M_D = -M_T - M_B$ 可见,当 $n_T > (n_T)_{K=1}$ 时,$M_B > -M_T$,$M_D < 0$ 当 $n_T < (n_T)_{K=1}$ 时,$M_B < -M_T$,$M_D > 0$。

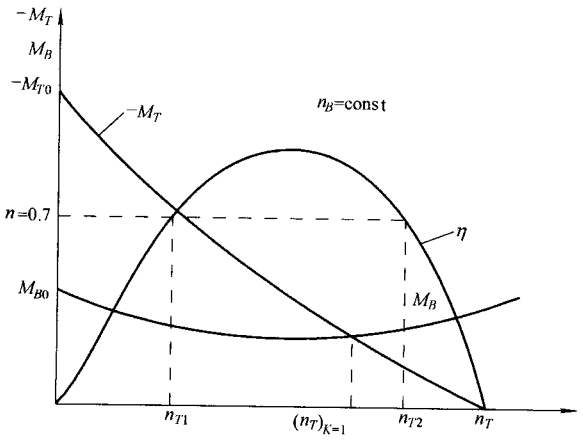


图 8－4－19　变矩器的外特性曲线

(2)效率曲线 η 呈抛物线型,一般,$\eta_{max}=0.8\sim0.9$。对地下装载机来说一般取 η 大于 0.7 作为工作区间,$\eta=0.70$ 与效率曲线有两个交点相应涡轮转速为 n_{T1} 与 n_{T2}。我们把 $d_{0.7}=n_{T2}/n_{T1}$ 称为高效区范围。虽然 $d_{0.7}$ 值域大,说明变矩器的高效区越宽变矩器经济运行的相应范围越大,然而设计工况点一般是选在效率最高点。

(3) M_T 曲线为一近似于等功率的递减曲线。

(4)可透性分析 我们把启动工况与耦合工况泵轮扭矩之比称为透穿系数。

即
$$\Pi=\frac{M_{B0}}{(M_B)_{k=1}}=\frac{\lambda_{M_{B0}}}{(\lambda_{M_B})_{k=1}} \tag{4-55}$$

它表示涡轮扭矩变化对泵轮扭矩的影响程度,也是外负载变化对动力机的影响程度。若当 $\Pi\approx1$ 即 $\Pi=0.95\sim1.05$ 时,液力变矩器具有不可透特性。当 $\Pi>1$(或 $\Pi>1.05$)液力变矩器具有正可透特性。当 $\Pi<1$($\Pi<0.95$)液力变矩器具有负可透特性。一般向心涡轮变矩器为正可透 ;轴流涡轮变矩器为不可透 ;而离心涡轮变矩器为不可透或负可透。从透穿性的定义出发,我们可以看出,当变矩器与动力机共同工作时,它表明外负载变化对动力机的扭矩的影响程度。不可透表明,无论负荷扭矩如何变化,发动机的转速都不受影响,而正可透则表明发动机的扭矩随负荷扭矩增大而增大,负可透表明当外负载扭矩增大时,发动机扭矩反而减小。可透性主要分析变矩器与动力机共同工作时确定动力机的工作范围。

(5)启动工况变矩系数 K_0($K_0=-M_{T0}/M_{B0}$)不同的动力机和不同的工作机要求不同的启动变矩系数,它是变矩器设计中的一个重要参数。

(6)变矩器变矩系数 K 随转速比 i_{TB} 而变化,故变矩器效率 $\eta=\frac{-M_T n_T}{M_B n_B}=Ki_{TB}$

3. 变矩器的基本关系式及原始特性

$$M_B = \lambda_{M_B} r n_B^2 D^5 \tag{4-56}$$

$$\eta = K i_{TB} \tag{4-57}$$

$$M_T = K M_B \tag{4-58}$$

$$n_T = n_B i_{TB} \tag{4-59}$$

式中　λ_{M_B}——泵轮扭矩系数，$min^2/m \cdot r^2$；

r——油的重度，N/m^3；

n_B——泵轮转速，r/min；

n_T——涡轮转速，r/min；

K——变矩系数；

D——液力变矩器的有效直径，m；

M_B，M_T——泵轮，涡轮扭矩，N·m；

i_{TB}——涡轮与泵轮转速比。

对一系列几何相似的变矩器，当工况相同（i_{TB}相等）时，则有相同的 λ_{M_B}。

变矩器的原始特性是由外特性利用上述关系式算出 λ_{M_B}，K，η 与 i_{TB}的关系而作图的。原始特性消除了泵轮转速不同对其特性的影响，它也表示系列几何相似（循环圆线性尺寸比例，叶片角，叶片数相等）运动相似（$i_{TB} = n_T/n_B$ 相同）及动力相似（液流雷诺数相等）变矩器所具有的特性，因而更具有普遍意义。原始特性如图 8－4－20。

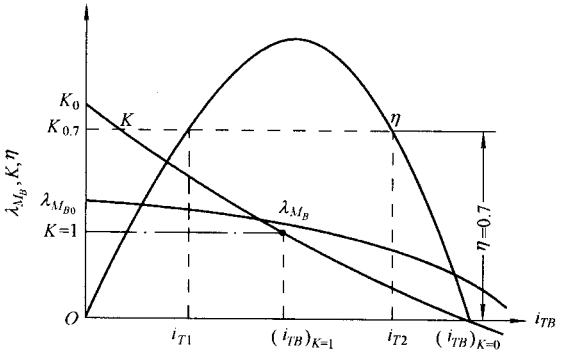


图 8－4－20　液力变矩器的原始特性曲线

原始特性曲线上有几个特殊的工况点：

（1）$i_{TB} = 0$ 为启动工况点，此处 $K = K_0$，且 $K_0 = K_{max}$，该工况点其他参数用 $\lambda_{M_{B0}}$，η_0 等表示。

（2）$i_{TB} = i_{TB}^*$称之为设计工况点，相应的其他参数均加角标‘ * ’如 $\lambda_{M_B}^*$，K^*，η^*。且设计工况一般取最高效率工况即 $\eta^* = \eta_{max}$

(3) $K=1$ 对应的工况点称为耦合工况点。此处 $i_{TB}=(i_{TB})K=1$，此处 $M_B=-M_T$，$M_D=0$。

(4) $K=0$ 对应的工况点称为失速工况点，其相应的转速比为 $(i_{TB})K=0$，此处 $-M_T=0$，$\eta=0$。

(5) $\eta_{0.7}$ 为正常工作允许的最低效率 $\eta_{0.7}=0.7$。

(6) $K_{0.7}$ 为与工作效率 $\eta_{0.7}$ 对应的变矩系数。

(7) i_{T1} 与 i_{T2} 为与工作效率对应的转速比。

4. 液力变矩器的输入特性

液力变矩器的输入特性是反映在不同转速比时，泵轮转矩 M_B 随泵轮转速 n_B 的变化规律，即 $M_B=f(n_B)$。由公式(4-56)可知，对于给定的液力变矩器用给定的工作液体在给定工况下等于常数，故液力变矩器的输入特性曲线是一条通过坐标原点的抛物线。对于非透穿的液力变矩器，因为对应不同工况 λ_{MB} 为一常数，故输入特性只有惟一的一条过坐标原点的抛物线。对于透穿性液力变矩器，由于泵轮转矩系数 λ_{MB} 随不同工况 i_{TB} 而变化，因此不同的 i_{TB} 的输入特性为过坐标原点的一束抛物线，抛物线的宽度由 λ_{MB} 的变化幅度(即透穿性 T)决定。

图 8-4-21 为不同透穿性能的液力变矩器的输入特性。

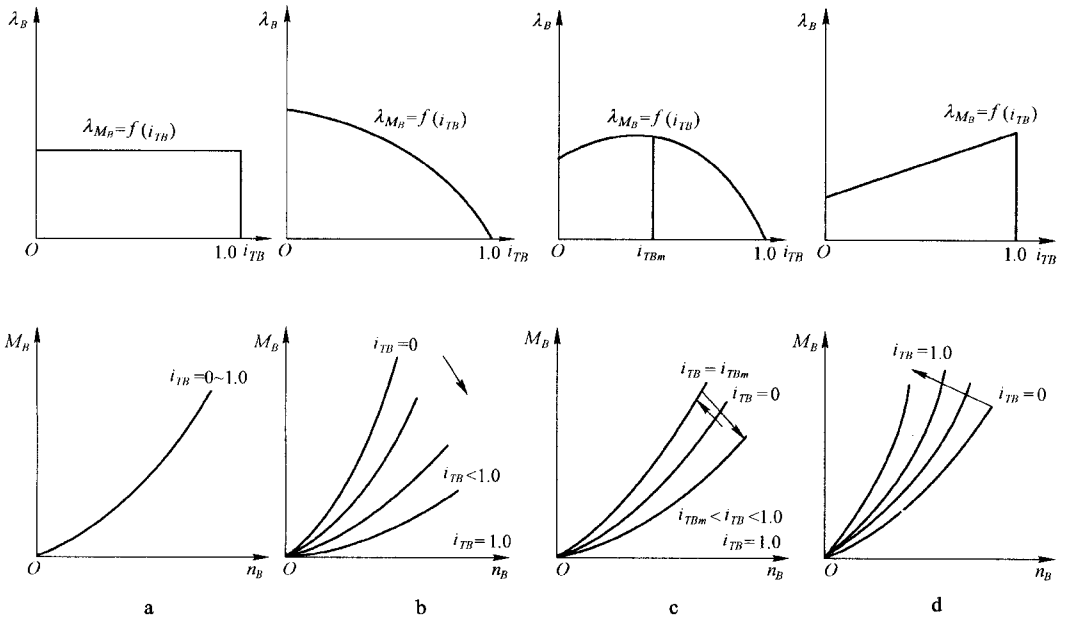


图 8-4-21　具有不同透穿性能的液力变矩器的负荷抛物线分布情况

a—具有不可透穿特性；b—具有正透穿特性；c—具有混合透穿特性；d—具有负透穿特性

（三）液力变矩器常有的故障及排除

以 C－270 系列变矩器为例，在变矩器的出口温度为 82.3～93.3℃的情况下，说明变矩器的故障及排除。见表 8－4－8。

表 8－4－8　C－270 系列变矩器的故障分析

故　障	原　因	处 理 方 法
当柴油机无负载在 2000r/min 时，变矩器的输出压力低于 0.172MPa	(1)密封件和 O 形密封圈损坏 (2)油泵损坏 (3)安全阀卡死	(1)拆下变矩器进行更换密封件 (2)更换新油泵 (3)清洗和检查阀内弹簧和阀芯
吸油管有空气	(1)油位过低 (2)吸油管连接处进入空气 (3)油泵损坏	(1)将油加到所需位置 (2)检查油管连接处，并拧紧连接部位 (3)更换新油泵
当柴油机无负载在 2000r/min 时，变矩器的输出压力高于 0.492MPa	(1)油冷却器油管堵塞 (2)油质比重过大 (3)油温过低	(1)检查冷却器管路和冷却器是否堵塞，清洗或进行更换 (2)检查油质比重，使用所推荐的油 (3)如果由于天气寒冷使油温过低而引起的压力过低的话，只需变矩器工作一段时间压力就会上升
变矩器过热	(1)由于冷却器和冷却管路堵塞，使安全阀开启溢流 (2)冷却器容量太小 (3)油泵已磨损 (4)变矩器到变速箱或油底壳的回油管安装不合适	(1)检查和清洗冷却器和冷却管路，如有必要进行更换 (2)更换大容量的冷却器 (3)更换新油泵 (4)将回油管出口安装在变矩器壳体的最低位置，到油池的回油管必须保持不变的向下倾斜角，使油能利用位差返回油池
变矩器产生噪声	(1)分动箱传动齿轮磨损 (2)油泵已磨损 (3)轴承损坏 (4)变矩器驱动齿轮磨损	(1)进行更换 (2)进行更换 (3)拆下整套轴承，更换新轴承 (4)进行更换
离合器压力过低	(1)变速箱发生故障 (2)轴承磨损 (3)调压阀的调压阀芯打开过大	(1)可切断变矩器上调压阀到变矩器的压力油管，如果离合器压力值又返到正常值，则故障发生在变速箱 (2)进行更换 (3)清洗和检查调压阀是否磨损或卡有脏物，如有必要进行更换
离合器压力过高	调压阀的调压阀心关闭	参照“阀心打开过大”
变矩器输出功率不足	(1)发动机匹配不合理 (2)发动机失速，低于额定转速 (3)变矩器输出压力过低 (4)油液中进入空气 (5)油不合适	(1)调整发动机 (2)调整发动机并检查调速器 (3)参照前述压力过低处理方法 (4)参照前述压力过高处理方法 (5)按规定选油
液力油进入飞轮壳体	(1)泵轮与泵轮盖之间的 O 形密封环损坏 (2)隔油盖板 O 形密封环损坏 (3)外壳密封圈损坏	(1)进行更换 (2)进行更换 (3)进行更换

离合器的压力正常值为 1.27～1.54MPa，离合器压力偏差不能超过 0.04MPa，一旦超过就必须检查离合器。测压时必须有两个离合器同时工作。

二、变速箱

(一)克拉克变速箱的选择

1. 类比法选择

收集与要设计的地下装载机的载重量、斗容、结构相近的，又在实践中证明性能先进，使用可靠的国内外机型。

表 8－4－9　四速 5000 系列变速箱传动路线

挡位		接合离合器	传动路线	传动比		
				5421	5420	5422
前进	Ⅰ	FⅠ	Z_4、Z_5、Z_6、Z_8、Z_7、Z_9	4.09	5.33	4.33
	Ⅱ	FⅡ	Z_4、Z_5、Z_6、Z_{13}、Z_{12}、Z_{10}	2.27	2.74	2.26
	Ⅲ	FⅢ	Z_4、Z_5、Z_{14}、Z_7、Z_9	1.29	1.40	1.40
	Ⅳ	FⅣ	Z_4、Z_5、Z_{11}、Z_{12}、Z_{10}	0.72	0.72	0.78
后退	Ⅰ	RⅠ	Z_1、Z_2、Z_3、Z_5、Z_6、Z_8、Z_7、Z_9	4.09	5.33	4.43
	Ⅱ	RⅡ	Z_1、Z_2、Z_3、Z_5、Z_6、Z_{13}、Z_{12}、Z_{10}	2.27	2.74	2.26
	Ⅲ	RⅢ	Z_1、Z_2、Z_3、Z_4、Z_5、Z_{14}、Z_7、Z_9	1.29	1.40	1.40
	Ⅳ	RⅣ	Z_1、Z_2、Z_3、Z_5、Z_{11}、Z_{12}、Z_{10}	0.72	0.72	0.78

从这些表格可以看出，地下装载机使用的变速箱大部分是 R 型安装(电动地下装载机有采用 MHR 型)。$3m^3$ 以下地下装载机都采用 3 挡变速(包括 $3m^3$ 变速箱)，$3m^3$ 以上地下装载机都采用 4 挡变速。除了与 FoRD 桥配合采用短轴距外，其余都采用长轴距变速箱。$3m^3$ 以下地下装载机(包括 $3m^3$ 地下装载机)大都采用 18000、28000 系列变速箱，$3m^3$ 以上地下装载机大都采用 4000、5000、8000 系列变速箱，也有采用 32000、34000 系列变速箱，个别的采用 28000 系列变速箱。具体采用何种变速箱要根据具体情况，具体结构确定。

2. 计算方法确定

(1)确定变矩器有效直径、系列型号

变速箱系列选择之前首先要根据用户对总机的要求、对地下装载机传动系统进行匹配计算，确定变矩器有效直径、系列型号。

(2)确定传动系统最小传动比 i_{min} 最大传动比 i_{max}

根据柴油机与变矩器的匹配输出特性曲线求出 i_{min} 与 i_{max}。根据地下装载机在良好的路面上高速行驶时，变矩器能在高效率范围内($\eta = 0.7$)工作，最小驱动力应对于发动

机与变矩器共同工作输出特性最小工作扭矩工况这一条件确定其最小传动比 i_{min}。最大传动比 i_{max}，是根据变矩器与发动机共同工作输出特性的高效率范围（$i=0.7$）的工况并保证变矩器不致进入制动工况的条件确定。一般柴油地下装载机插入的工作速度为 $v=1.5\sim2km/h$；电动地下装载机的插入速度 $v=0.8\sim1.5km/h$。

(3)确定桥的型号与桥的总传动比 i_{AR}

由于桥可供选择的型号不多，因此先要根据桥荷与总体布置，所选用轮胎与轮辋的规格来选择桥的型号与桥的总的传动比 i_{AR}。

(4)确定变速箱的型号与各挡传动比 i_{TR}

可根据发动机的功率与用途通过选择相应变速箱系列。考虑一定的安全裕量，当发动机的功率接近变速箱适用功率的下限与上限中间时，可选用该系列变速箱。所选变速箱必须与变矩器相匹配。由于

$$i_{max}(\text{或 } i_{min}) = i_{0R}\times i_{T_{max}}(i_{R_{max}})\times i_{AR} \tag{4-60}$$

这里 i_{0R}为变矩器偏置传动比。由于 i_{max}与 i_{min}，i_{AE}为已知，若选择的 $i_{T\,max}$与 $i_{T\,min}$在变速器的规格里可以找到，此时 $i_0=1$。若没有，就在变矩器规格里选择相应 i_0 值使满足公式的要求。

变速箱的挡位数可根据外阻力变化范围确定。一般可根据前述经验选取。轴距也是如此。各挡传动比基本上是按等比级数分配，公比近似为 1.75～2。

3. 选择件的选择

由于地下装载机在井下操作，路面条件差，运距不大，载荷变化大，维修保养困难。因此要求地下装载机操作简单、使用可靠、寿命长、成本低。为此地下装载机一般选择机械换挡，缓冲装置，一个变速油泵、一个转向油泵、一个工作油泵。对电动地下装载机还需要选微调装置（柴油机地下装载机由于发动机可控制油门调速故不需要），停车制动器（除 1000 系列变速箱之外），不选择车桥脱开装置、变矩器锁紧装置、变矩器自由轮、取力器、离合器松开、减速制动器。根据用户需要与地下装载机结构可选择紧急转向泵，静液压驱动安装（只对某些系列变速箱）。

根据总体布置与传动轴的安装，在克拉克各系列变速箱输入与输出法兰的配置表中选取合适的法兰。若表中法兰都不合适，也可以自己设计，但要进行强度校核。

(二)动力换挡变速箱的常见故障及排除

变速箱故障有两种类型 机械与液压的。

1. 机械方面的检查

(1)务必检查所有操纵连杆是否确保正常连接，正确调整所有连接点。

(2)检查变速杆的连接杆在变速时有无弯曲与约束、是否妨碍滑阀完全开闭。在控

制阀上用手操作变速杆，如果未能获得全开全闭，问题可能出在控制阀盖和阀的组件。

2. 液压方面的检查

检查变矩器、变速箱和相关液压系统的压力和额定流量之前，先检查变速箱油位。这时油温应为 82.2～93.3℃，绝不能在冷油状态下检查。为了使油温上升到预定值，就必须使设备工作或者使变矩器处于失速工况运转。前者是不现实的，而后者应用下述方法实现。挂前进和高速挡并进行制动，使发动机加速，油门开启 1/2～3/4。变速器处于失速工况，直至变矩器出口油温达到要求时为止（注意：全油门失速运转时间过长会使变矩器过热）。变速箱常见故障及排除见表 8－4－10。

表 8－4－10　变速箱常见故障及排除

故障现象	故障原因	排除方法
离合器油压过低	(1)油位低； (2)离合器压力调节阀芯卡住； (3)补油泵损坏； (4)离合器轴或活塞密封圈损坏或磨损严重； (5)离合器活塞排放阀卡住； (6)变速箱调节阀弹簧损坏	(1)加油至正常油位； (2)清洗阀芯和阀体； (3)更换补油泵； (4)更换密封圈； (5)彻底清洗排放阀； (6)更换调节阀弹簧
变矩器补油泵排量低	(1)油位低； (2)吸油网堵塞； (3)油泵进油软管接头漏气或软管破裂； (4)油泵泄漏大	(1)加油至正常位置； (2)清洗吸油滤网； (3)拧紧所有管接头； (4)更换油泵
过　热	(1)油封磨损； (2)油泵磨损； (3)油位低； (4)油泵吸油路进气； (5)连续重负荷作业时间长	(1)拆开变矩器，更换油封再装好变矩器； (2)更换油泵； (3)加油至正常油位； (4)检查油路接头并确保紧固； (5)调整作业时间
变矩器有噪音	(1)啮合齿轮已磨损； (2)油泵已磨损； (3)轴承已磨损或破损	(1)更换齿轮； (2)更换油泵； (3)必须进行部件解体，以确定更换有故障的轴承
功率不足	(1)在变矩器失速时发动机转速过低； (2)参考“过热”并进行同样检查	(1)转动发动机并检查调速器； (2)参考“过热”排除故障
离合器泄漏量过大情况下离合器压力过低	(1)离合器活塞密封圈损坏； (2)离合器放泄阀钢球打开位置被卡住； (3)离合器支座密封圈断裂或磨损（仅对1000系列变速箱）； (4)变矩器辅助泵流量过低	(1)更换密封圈； (2)彻底清洗放泄阀； (3)更换密封圈； (4)参见辅助输出流量有关章节
变矩器压力过低情况下通过油冷却器流量过低	(1)安全溢流阀弹簧损坏； (2)变矩器溢流阀部分打开； (3)变矩器内部泄漏过大，参考变矩器润滑油流动的有关章节； (4)变速箱离合器的密封圈破裂或磨损	(1)更换弹簧； (2)检查溢流钢球座是否损坏； (3)卸下部件解体并重新装配变矩器，更换所有已磨损和损坏的零件； (4)参考离合器泄漏章节

故障现象	故障原因	排除方法
变矩器出口压力较高情况下通过油冷却器的流量过低	(1)如变速箱润滑压力过低则说明油冷却器阻塞； (2)油冷却器回油管阻塞； (3)如变速箱润滑压力过高则说明变速箱润滑油口阻塞	(1)冲洗并清洗油冷却器； (2)清除回油管； (3)检查润滑油管路中阻碍物

三、驱动桥

(一)驱动桥的调整、保养及常见故障

1. 调整与保养

(1)主传动调整与保养

①主传动锥齿轮轴承的预紧(图 8－4－22)。为了增加支撑刚度,提高齿轮啮合的稳定性,对主减速器锥齿轮的圆锥滚子轴承应给予适当的预紧力。适当的预紧力可以消除安装的原始间隙并防止磨合期间间隙的增大。如果轴承预紧力过大,会使轴承工作条件变坏,降低传动效率,加速轴承的磨损而缩短寿命,严重时还会导致轴承过热而早期损坏。通常轴承预紧度的大小用轴承预紧后开始转动时的必要力矩即摩擦力矩来衡量。预紧后的轴承摩擦力矩的最佳值的测量是在端螺母拧紧力矩达到规定值后而测量的。预紧后的轴承摩擦力矩最佳值及端螺母 23、拧紧力矩见表 8－4－11。

表 8－4－11　摩擦力矩与拧紧力矩

型号 / 力矩	CYE－1	CYE－1.5 CY－1.5	CY－2	CY－3	CY－4	CY－6
端螺母拧紧力矩/N·m	196～245	407～542	407～542	813	1084	1084
预紧后轴承摩擦力矩/N·m	2.45～3.43	0.56～5.08(新轴承) 1.13～3.39(旧轴承)	0.56～5.08(新轴承) 1.13～3.39(旧轴承)	1.5～2.6	1.5～2.5	1.5～2.6

采用精选两端轴承内圈之间的轴承套长度,进行主动锥齿轮轴承预紧力的调整。调整的方法见图 8－4－22。

调整在轴承尚未装到轴上之前进行。根据需要间隙的大小确定内外套尺寸,当将两个轴承的间隙调整为零时,内外套长度间有下列的关系(图 8－4－22a)：

$$L_1 = L_2 - (\delta_1 + \delta_2) \tag{4-61}$$

式中　L_1——外套长度；

L_2——内套长度；

δ_1 和 δ_2——轴承间隙调整为零时轴承内外套轴向位移值，将两个轴承相反位置互相靠紧后测量（图 8－4－22b）可以得到 $A - B = \delta_1 + \delta_2$

则

$$L_1 = L_2 - (A - B) \tag{4-62}$$

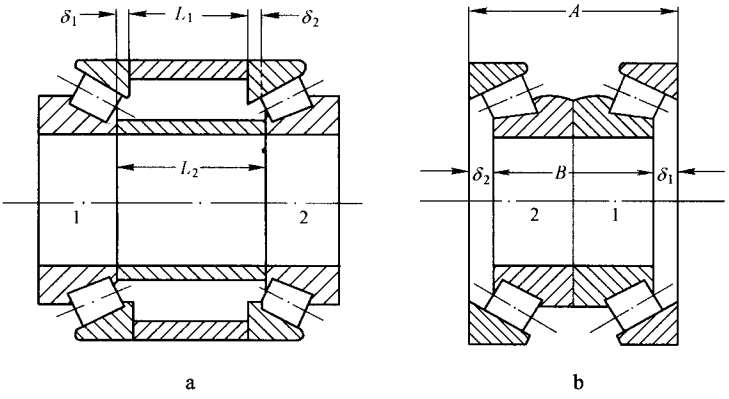


图 8－4－22　用内外套调整滚动轴承间隙

初算的轴套长度未考虑轴承的弹性形变，因此实际的轴套长度比此值要小几丝。具体少多少要反复测量预紧后轴承摩擦力矩达到规定后确定。

主传动从动锥齿轮的圆锥滚子轴承预紧力，一般靠轴承外侧的调整螺母来调整，一般调整力矩为 1～3.5N·m。调整后，能灵活转动差速器总成。

②锥齿轮啮合调整。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。主动圆锥齿轮和被动圆锥齿轮采用印痕来检查。即在齿面上涂上红铅油，然后转动齿轮，检查齿面上的痕迹，当齿轮啮合正确时，啮合痕迹应符合规定（见图 8－4－23），齿轮啮合痕迹如不符合规定，可移动齿轮进行调整。

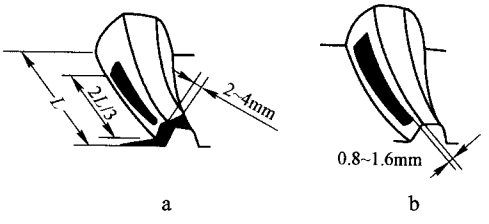


图 8－4－23　啮合适当时齿面上的痕迹

a—啮合适当时，印痕在齿长方向的位置；b—啮合适当时，印痕在齿高方向的位置

若啮合痕迹靠近齿尖小头或齿端大头，先移动被动圆锥齿轮。假如因此而使齿轮间隙太小，再移动主动圆锥齿轮（见表 8－4－12）。若啮合痕迹靠近齿顶或齿根，则先移动主动圆锥齿轮，并视齿轮轮齿间隙大小移动从动圆锥齿轮，利用两边轴承调整螺母即一

边调整螺母前进一段距离，另一边调整螺母后退同样距离。调整后齿侧间隙必须达到表 8－4－13 中的要求。若间隙过小，则齿轮可能会卡死，若太多，又会产生冲击。

表 8－4－12　齿轮啮合接触情况及调整方法

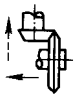
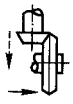
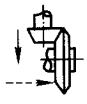
被动齿轮面上接触痕迹的位置		调整方法	齿轮移动方向
前驶	倒车		
		使被动齿轮向主动齿轮靠拢，假如因此而使齿隙过小时，将主动齿轮向外移	
		使被动齿轮离开主动齿轮，假如因此而使齿隙过大时，把主动齿轮向内移	
		使主动齿轮向被动齿轮靠拢，假如因此而使齿隙过小时，将被动齿轮向外移	
		使主动齿轮离开被动齿轮，假如因此而使齿隙过大时，把被动齿轮向内移	

表 8－4－13　齿侧间隙范围

型号 / 间隙	CYE－1	CYE－1.5 CY－1.5	CY－2	CY－3	CY－4	CY－6
齿侧间隙范围/mm	0.15～0.4	0.2～0.46(用过的齿轮) 0.3(新齿轮)		0.22～0.33	0.26～0.38	0.305～0.431

③润滑。主减速器齿轮、差速器和轴承都要进行润滑。对主动锥齿轮轴上的后轴承的润滑应特别注意，因为该轴承距齿较远，无法采用飞溅润滑。为此常在主减速器壳上设置油道，齿轮飞溅出来的油进入该油道，进入主动锥齿轮轴的后轴承处。多余的油从另一个油道流回桥壳。

④紧固螺栓的预紧力矩。地下装载机在井下作业，环境很恶劣，载荷变化很大，为了增强螺纹连接的刚性、紧密性、防松能力以及防止受横向载荷螺栓连接的滑动，因此地下装载机车桥(包括其他地方使用的紧固螺栓螺母)的螺栓螺母装配时都要预紧。由于预

紧力的大小与螺栓、螺母的强度等级，螺纹的精度等级，有否润滑，细牙还是粗牙等因素有关，计算起来很复杂，较精确的数值还得通过试验得到。为了方便用户，一般厂家都给出了各螺栓的预紧力矩，故用户必须予以充分注意，否则会发生相关零部件的损坏。表 8－4－13 列出了衡阳有色冶金机械总厂生产的地下装载机主传动各螺栓、螺母的预紧力矩。

表 8－4－14　主传动预紧力矩值　（N·m）

螺栓/螺母符号 \ 型号		CY－1.5 CY－2 CYE－1.5	CY－3(16D)	CY－4(19D)	CY－6(21D)
A	标准与 NO－SPIN 差速器			34～38	54～61
	有限打滑差速器			20～24	54～61
B	标准与 NO－SPIN 差速器	203～258	401～442	448～488	645～710
	有限打滑差速器		405～442	675～710	645～710
C		68～102	125～135	170～190	170～190
D	407～542	813	1084	1084	
E	标准与 NO－SPIN 差速器	115～156	170～190	238～257	170～190(大齿轮与壳体花键连接) 410～450(非花键连接)
	有限打滑差速器				170～190
F	标准与 NO－SPIN 差速器	115～156	240～260	238～257	300～330
	有限打滑差速器			170～190	488.1～542.3
G	图 3－46	203～258	407		

⑤NO－SPIN 的安装测试

1)车辆装上 NO－SPIN 之后，应完成以下六道检测步骤，以确定安装是否完善(图 8－4－24)。

步骤一　关闭发动机。将驱动桥升起直到各车轮均离开地面。

步骤二　利用挂挡与变速箱使传动轴固定，不能转动。

步骤三　两人各持一边轮胎，向前转动，直到不能转动为止(转动一小段距离后，两轮均应停止)。

步骤四　右边的人将轮子牢牢抓住向前转，左边的人将轮胎向后转，正常情况下会有轻微的‘咔咔咔’声音，并且左轮的转动应该很顺利(右轮必须牢牢抓住向前转，不然左轮将无法向后转)。检测声音正常后，将左轮向前转。NO－SPIN 应再度锁上。

步骤五　将左右两轮向后转动，直到不能转动为止(转动一小段距离后，两轮应停止)。

步骤六　右边的人将轮子牢牢抓住向后转，左边的人将轮胎向前转，正常的情况下会有轻微的‘咔咔咔’声音，并且左轮的转动应该很顺利（右轮必须牢牢抓住向后转不然左轮无法向前转）。检测声音正常后，将左轮向后转。NO－SPIN 应再度锁上。

重复以上步骤三至六，测试右轮。如果左右两轮在以上各种试验中均能轻松、平滑地用手转动，而且都能听到轻微的‘咔咔咔’声音，则 NO－SPIN 的运转是正常的。如果有一轮或两轮不能向前或向后轻松、平滑地用手转动，则 NO－SPIN 的安装步骤必须重新检查。并且检查手制动和脚制动，看看制动的调整是否正常。如果 NO－SPIN 是取代原来的普通差速器，则必须确认原有的垫片都已拿掉。

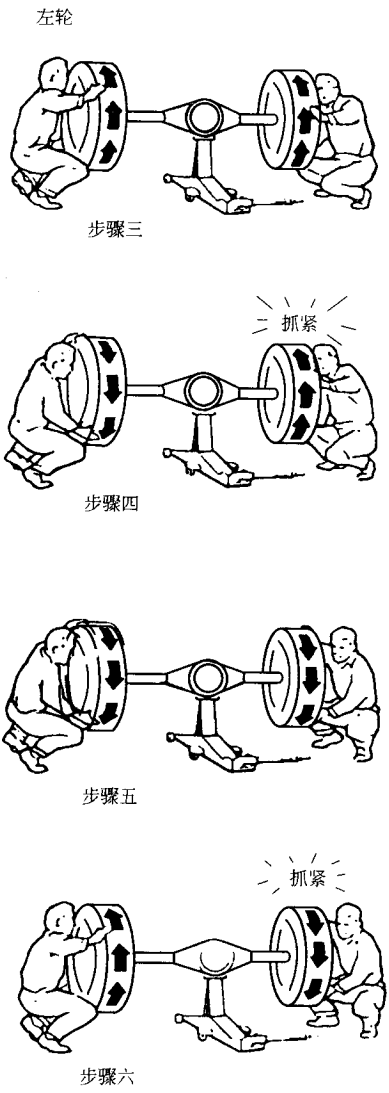
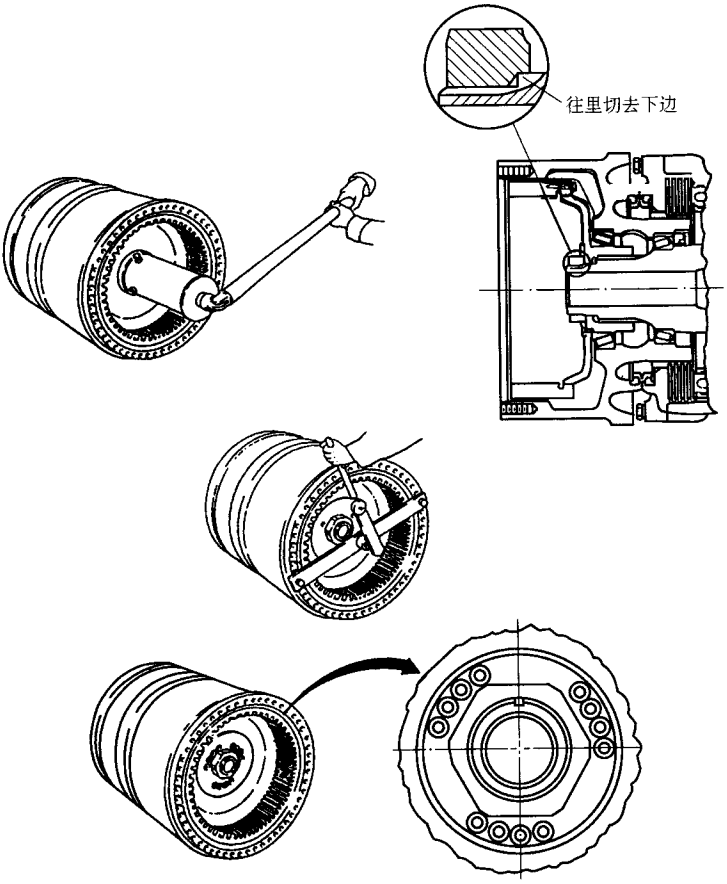


图 8－4－24　NO－SPIN 差速器测试步骤

2）NO－SPIN 安装后的整车试验。装上 NO－SPIN 后，测试各桥左右两轮是否均有驱动力，使发动机的扭力经由 NO－SPIN 传到和地面接触的左右两轮应在路面完成。测试方法之一是将车辆开到测试路面（最好是沙石路面），试着使两轮同时打滑，前进与后退测试都需完成。如果两轮之一没有驱动力，则不应使用此车辆，NO－SPIN 的安装应重新检查。

（2）轮边减速器轴承的调整（图 8－4－25）



8－4－25　轮边减速器调整示意图

①CY－3、CY－4、CY－6 地下装载机驱动桥车辆轴承调节程序（单个调节螺母和锁板）：

1）在调节车辆轴承前，必须将所有锥形轴承与轴承杯压入座，不要靠车辆轴承的调节螺母来支撑轴承和轴承杯。

注 如车辆轴承调节螺母在内径上有一切槽，该切槽必须向着内齿轮毂。在带 LCB 制动器的车桥中，在进行下列工序前要松开压力（任何制动器制动时都会影响正确的滚动阻力矩）。

2)用刷子和防黏或不黏润滑剂涂在螺母内面和空心轴螺纹上。

3)安装心轴螺母并紧固到 1627N·m(CY－6),1356N·m(CY－4),1085N·m(CY－3)。用重棒或锤子敲击内齿毂并旋转轮毂 2～3 次。然后重新检查螺母力矩,如螺母移动了,则重新将力矩紧固到 1627N·m(CY－6),1356N·m(CY－4),1085N·m(CY－3),并重新敲击并紧固到 1627N·m(CY－6),1356N·m(CY－4),1085N·m(CY－3),但不超过螺母力矩值。而后松(1/4～1/2)圈并敲击轮毂使轴承端稍有间隙为止,而且轮毂能旋转自如。

4)采用一力矩扳手连接杆或其他适当的测量装置,测出轴承在无负载轴向间隙状态下轴承的轮端的转动力矩(表 8－4－15)。由于部件的不平衡,当轮子转动时,转动力矩值都会有变化。记录转一圈中最大转动力矩值,该值为"无负载转动力矩"(LBC 为 271N·m以上)。

表 8－4－15　轴承无负载力矩值

地下装载机型号	制动器型号	新　轴　承	使用过 300h 以上的轴承
CY－6(21D)	LCB	41～108N·m	14～33N·m
CY－4(19D), CY－3(16D)	LCB	41～81N·m	14～33N·m

5)对于现场维修,将螺母拧到 814N·m(CY－6),542N·m(CY－4,CY－3),当转动轮毂 2～3 次时,用重锤敲一下内齿毂,如果螺母移动了,需重新调整到 814N·m(CY－6),542N·m(CY－4,CY－3),再重新敲击与紧固直到螺母不移动,然后移动螺母直到锁板上三孔对准内齿毂上螺孔。

6)检查转动力矩,该力矩必须在无负载转动力矩所示的规定范围内。

7)如大于最大的预加负载,则按要求减少螺母力矩在规定范围,但不得小于 542N·m(406N·m)。

8)如小于最小的预加负载,则增大力矩,使预加荷载在锁板孔对齐的情况下达到转动力矩规定的范围内,但转动轮毂 5 次或更多次之后仍不能大于 1898N·m(CY－6),1220N·m(CY－4,CY－3)。

9)在安装锁板和螺钉,紧固螺钉至 47～54N·m(CY－6,CY－4)27～33N·m(CY－3)时,应注意:锁板螺钉只能使用一次。再用时必须清洗干净并涂上乐泰 262 胶(高强度)或乐泰 242 胶(中等强度),重新安装时,内齿毂螺纹同样清洗干净。

②CY－1.5,CYE－1.5,CY－2 型地下装载机车轮轴承预紧力的调整。CY－1.5 型地下装载机车轮结构与前者略有不同。前者靠调整螺母调整轮毂轴承预紧力,而后者是靠不同程度填片组来调整。因此其调整的方法不同。

CY－1.5 型地下装载机车轮轴承预紧力调整过程是:

调整是在未装轮辋、轮边减速器之前，装好内外轴承之后进行。先在空心轴端装上适当厚度的填片，装上轴盖，拧紧螺钉。如果转不动轮毂说明填片薄了，再改用厚一点的填片再试。如果转得动，就按图 8－4－24 的方法检查无负荷的力矩值，此力矩值应在 40～50N·m 之间。如果达不到或超过，就得重新选择填片厚度，直到达到此力矩。最后用重棒敲几下内齿毂，再检查一下无负荷的力矩值，若力矩值有变化，则要重新选择填片，直到力矩值达到所要求的力矩为止。装时重新拆了螺钉，涂上防松胶，用 21～27N·m 的力矩拧紧并装上防松铁丝。

③CYE－1 地下装载机桥壳轴承预紧力的调整。先将行星减速器内齿轮装上，用力拧紧圆螺母，直到轮毂只能勉强转动为止，再将圆螺母退回 1/10 圈，此时轮壳自由转动，调整时，应反复转动轮毂，使轴承滚子处于正确位置。

④空心轴与制动器、桥壳连接双头螺栓或螺母的拧紧力矩。空心轴与制动器、桥壳的连接螺栓的结构与紧固十分重要，因为它承受了很大的各种负荷，若设计不正确，发生松动，轻者发生漏油，重者会损坏整个桥，因此设计时组装必须要十分仔细。现只把各机型此螺栓螺母或螺钉的紧固力矩列于表 8－4－16。

表 8－4－16　连接螺栓或螺母紧固力矩

机　型	CYE－10	CYE－1.5 CY－1.5 CY－2	CY－3	CY－4	CY－6
紧固力矩/N·m		244～312	248～258	410～440	645～710

⑤组装完后，必须对轮端和桥中心进行密封性试验。试验方法如图 8－4－26 与图 8－4－27所示。

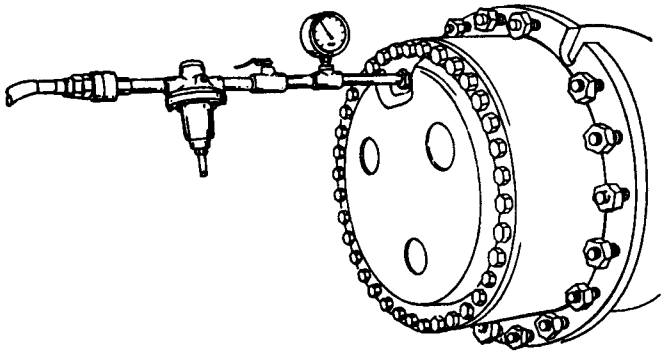


图 8－4－26　轮端气压试验

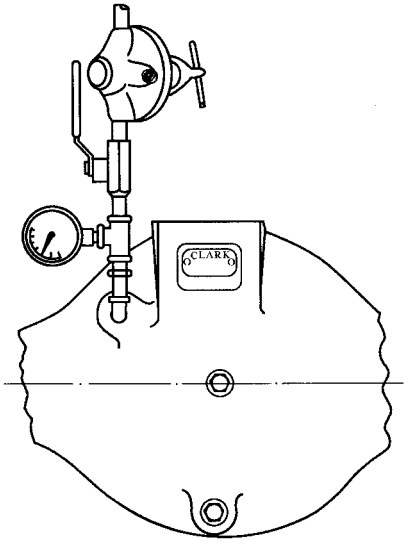


图 8－4－27　桥中心气压试验

该检测装置由一气压表(206kPa)、关闭阀、调气阀、T 形管、管接头、变径衬管和气管接头组成。从行星架盖上取下油位塞并装上检测装置,取下驱动桥中心的通气阀,在通气阀孔装上管塞。将气压计上调节器打开到 82kPa,尔后将调节器与气压表之间闭气阀关闭。在 15s 内必须保持气压为 82kPa,在不到 15s 内如有压降,则说明轮毂油封漏气。如检测到漏气,则要求拆卸轮端以排除漏气,为排除漏气,在拆卸前应对轮端与驱动桥中心部的气压进行检查。

驱动桥中心部的气压检查方法与轮端相同。在驱动桥中心部的通气阀孔上装上检测装置。如检测出漏气,并确定漏气位置并排除,在气压检查完之后把通气阀重新装与桥壳上。

2. 驱动桥的故障及排除

(1)典型故障(见表 8－4－17)

表 8－4－17　驱动桥典型故障

故　障	原　因	排除方法
漏　油	(1)主动锥齿轮油封损坏漏油; (2)刚性密封及密封圈损坏; (3)螺栓未拧紧; (4)采用不合格的油封; (5)紧固螺栓松动、漏油; (6)油封装配时损坏; (7)桥的通气塞堵塞,桥内压力增高,各结合面漏油	(1)更换; (2)更换; (3)拧紧螺栓; (4)更换; (5)紧固螺栓到要求力矩; (6)换下并正确装配; (7)清洗通气塞

故　障	原　因	排除方法
非正常响声	(1)桥内润滑油位太低引起轴承早期损坏； (2)差速器轴承间隙过大； (3)主动锥齿轮前轴承轴向间隙过大或后轴承早期损坏； (4)主、从动锥齿轮间隙过大； (5)从动锥齿轮与差速器壳体连接； (6)轮边减速器齿轮或轴承损坏	(1)～(5)经常超载引起，按说明书规定正确调整； (6)更换齿轮与轴承
主从动锥齿轮非正常磨损	(1)润滑油量不足； (2)经常超载； (3)齿面间隙接触未调好； (4)润滑油型号不对； (5)桥内进水	(1)加足润滑油； (2)正确使用； (3)正确调整； (4)重选润滑油
后桥过热	(1)缺油； (2)轴承过紧，齿轮、轴承损坏	(1)加油； (2)更换损坏件
车轮轮毂过热	轮毂轴承缺油或轴承调整过紧	加够油，重新调整轴承
半轴断裂	半轴不合格，或过载严重	换合格半轴，正确操作
输入轴轴承损坏	润滑不足，轴承间隙调整不当，调节螺母松动，输入轴产生窜动	加强润滑，正确调整轴承间隙，重新拧紧调整螺母到规定力矩
行星轮轴与齿轮、小主动伞齿轮与十字轴卡住	操作不当，轮子过度打滑或润滑不良	正确操作，改进润滑

(2) NO－SPIN 差速器

对长期使用的地下装载机来说 NO－SPIN 差速器中的弹簧会经常产生变形，弹力不够，这种变形将会影响差速器的使用。因此必须要对它进行尺寸与负荷的测试。下面列出标准弹簧工作高度时，弹簧的负荷标准(N ± 10%)，见表 8－4－18。

表 8－4－18　NO－SPIN 差速器弹簧工作高度与负荷

机　型	CY－1.5，CYE－1.5，CY－2	CY－3(16D)	CY－4(19D)	CY－6(21D)
弹簧件号	67115	67085	67115	64718
工作高度/mm	21.84	15.75	21.84	33
负荷/N ± 10%	377.4	390.7	377.4	577

如果测试结果超过表中数值，就应更换弹簧。

对于装有 NO－SPIN 差速器的设备的司机和用户来说，表 8－4－19 将帮助他们判断和排除与设备性能有关的问题。表后列出了可能发生的问题以及解决的办法。表中仅列出解决办法的序号。

表 8－4－19　NO－SPIN 差速器故障的原因分析

问　题	原　因													
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
轮毂螺栓剪断,后轮磨损严重,半轴破裂	*	*	*		*									*
转向困难。转向时,机子仍沿直线行驶	*	*	*	*									*	*
差速器失去差速作用,无法转向	*			*	*				*					*
传动轴噪声大	*	*	*	*	*				*					*
轮胎磨损大	*	*	*	*	*	*	*							*
摩擦噪声	*			*	*		*		*	*				*
直线行驶时,持续不断的‘咔咔咔’响声	*	*	*		*			*						
机子在行驶中,呈脉冲状态。在转向时,发动机工作不正常,机子速度时高时低	*					*		*		*				
在冰雪地面上,有侧滑或侧摆											*			
NO－SPIN 差速器离合器总成啮合缓慢									*			*		
原地转向困难	*			*	*								*	*
NO－SPIN 差速器工作不稳定,其部件过早磨损、损坏	*	*	*	*	*			*	*	*		*		*

注：由于 NO－SPIN 差速器中齿与齿间存在间隙,所示在车辆行驶中,差速器会不时发出金属碰击声,这是正常现象。

表中 14 条原因如下：

①不正确的安装方法；NO－SPIN 差速器部件损坏。根据前述调试步骤,如果没有遵循某一步骤,对车辆进行检修,则纠正安装方法,或修理更换 NO－SPIN 差速器。

②过载或载荷分布不均。解除超载的部分,根据车辆/驱动桥制造厂家的说明,从两边重新分布负载。

③驱动轮半径不等。当传递动力时,在某一侧车轮半径略小的情况下,该轮将不停地过速运转。而另一侧较大半径的车轮将传递全部的动力。更换轮胎或调整轮胎压力,使双轮半径相等。

④半轴断裂：更换半轴。注意：对装有NO－SPIN差速器的车辆,可靠一根半轴继续行驶。然而我们并不提倡采取该种办法,因为这样可能会造成驱动桥的其他部件的损坏。

⑤半轴或驱动桥壳变形弯曲,两半轴的中心线错位。更换已变形的半轴或驱动桥壳

体。重新对中差速器支承架和驱动桥壳体上结合面与螺栓孔。

⑥转向角大于一般转向角度，转弯半径过小。如果车辆的转向角设计得过大，车辆在急转弯时，会发生振动，从而造成转向困难，轮胎磨损过重等现象。减少转向角。当发动机开始振动时，司机应松油门。

⑦车轮没有正确对齐。按要求纠正。

⑧驱动桥中部位磨损及损坏严重。检查齿圈，小伞齿轮，轴承及密闭等各部件的工作情况。按要求更换。

⑨外界杂物侵入桥壳内或驱动桥某部件安装不当。检查有无杂物，检查驱动桥安装情况。

⑩齿圈与小伞齿轮调节不当。传动件磨损严重(变速箱内齿轮，传动轴‘U’形节等)，按要求更换或调节相应部件。

⑪路面中心隆起太高，全桥驱动时，地面附着条件差。车辆使用自锁差速器时，比使用普通差速器时在雪地上发生侧滑，或后桥摆动的趋势更为明显。当发生侧滑时，可靠松开油门来控制车辆的稳定性。

留心：切勿使用脚制动，否则车辆会失去控制。

⑫齿轮润滑油粘度过大，在低于零度的温度下，润滑油自然会变粘，从而阻碍NO－SPIN差速器正常工作。在寒冷天气下，按驱动桥制造厂家要求更换轻型润滑油。使驱动桥温度上升同样能解决问题。

⑬油缸压力过低，或油缸尺寸偏小，铰接角度过大，载重超量等。按要求纠正。

⑭错误地使用该差速器。

四、万向节传动装置

(一)万向节传动装置的设计

1. 地下装载机前后传动轴工作中最大传动角和传动轴的伸缩量

地下装载机前后传动轴一般布置在车体纵向对称轴上。前传动轴的中点，一般应布置成俯视图上与车架铰点重合，只有这样也才能保证转向时两个十字轴的传动角相等，以符合等速传动条件，在上述假定下，讨论前后转轴工作的最大传动角和轴向伸缩量。

(1)前传动轴的运动简图(图 8－4－28)。

中间轴 AB 的中点与铰点重合。当转向时，A 点以 OA 为半径绕 O 回转，设最大转向角为 β_{max}，则按图形几何关系得最大传动角：

$$\alpha_{1max} = \alpha_{2max} = \beta_{max}/2 \tag{4－63}$$

最大伸缩量：

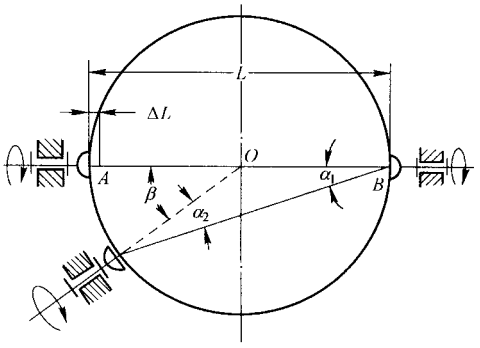


图 8－4－28　前传动轴的运动简图

$$\Delta L_{max} = L[1 - \cos(\beta_{max}/2)] \tag{4-64}$$

式中　ΔL_{max}——最大伸缩量；

L——中间轴长等于十字轴中心间长度即 $L = \overline{AB}$。

(2)后传动轴运动简图(图 8－4－29)

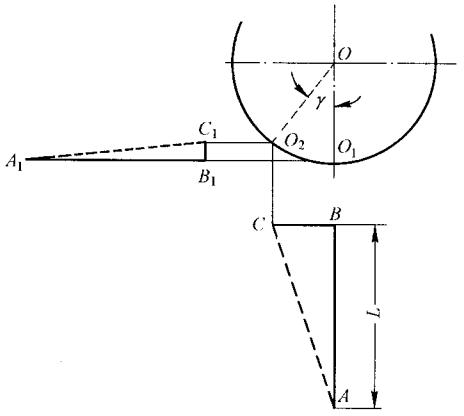


图 8－4－29　后传动轴运动简图

图中 O 是后桥中心铰销，O_1 是后桥中心。设 $\overline{OO_1} = R$。当后桥摆动时，O_1 绕 O 摆动至 O_2。在俯视图上，传动轴中间轴 L 的投影由 $\overline{AB}$ 移至 $\overline{AC}$。在侧视图上 L 的投影由 $\overline{A_1B_1}$ 移至 $\overline{A_1C_1}$。假设 $\overline{AB}$、$\overline{A_1B_1}$ 即传动轴中间轴的实际长度 L。按图上几何关系可知十字万向节传动轴的最大传动角 δ_{max}(是一空间角，图上没有表示出来)和最大伸缩量 ΔL_{max} 为：

$$\Delta L_{max} = L\left[\sqrt{1 + 4\left(\frac{R}{L}\right)^2 \sin\frac{\gamma_{max}}{2}} - 1\right] \tag{4-65}$$

$$\delta_{max} = \arctan\left(\frac{2R}{L}\sin\frac{\gamma_{max}}{2}\right) \tag{4-66}$$

由此可知，ΔL_{max} 与 δ_{max} 随 γ_{max} 和 R/L 变化，γ_{max}、R/L 增大时，ΔL_{max} 和 δ_{max} 也随之增大。

2. 强度计算

计算扭矩即变矩器失速时输出扭矩，与以最大附着力计算的扭矩相比较小者作为计算扭矩。

(1)按变矩器失速时输出扭矩计算

$$M_g = M_O i_{OR} i \ TR \tag{4-67}$$

式中　M_g——变矩器失速输出扭矩时传动轴所承受的扭矩，N·m；

M_O——变矩器失速时的输出扭矩(从发动机与变矩器的匹配表上求得)，N·m；

i_{OR}——变矩器偏置传动比；

i_{TR}——变速箱 1 挡传动比。

(2)按最大附着力计算

$$M_{\varphi_{max}} = 1.5 \times 0.65 \times F_{BC} \frac{r_K}{i_{AR}} \tag{4-68}$$

式中　$M_{\varphi_{max}}$——驱动轮最大附着力换算到传动轴上的最大附着扭矩，N·m；

F_{BC}——在铲取工况下，后桥离地时前桥负荷；

r_K——车轮的滚动半径，m；

i_{AR}——桥的总传动比；

0.65——路面的附着系数；

1.5——工况系数。

(3)强度计算

传动轴主要是计算传递扭矩，可按下式计算其扭转应力

$$\tau = \frac{16DM}{\pi(D^4 - d^4)} \leqslant [\tau] \tag{4-69}$$

式中　d——传动轴内径，mm；

M——$M_{\varphi_{max}}$ 与 M_g 较小者，N·m；

τ——许用扭转应力，取 $[\tau] = 110MPa$。把 $[\tau]$ 代入公式(4-69)中得

$$[M] = 21.6(D^4 - d^4)/D \tag{4-70}$$

根据上式，把不同的 D 与 d 值，代入公式(4-70)中就可得该传动轴的允用扭矩 $[M]$(见表 8-4-20)。

表 8-4-20 传动轴管子外径 D、壁厚 δ 的选择

D \ δ	3	3.5	4.0	4.5	5.0	5.5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
50	1081	1223	1356	1479	1594	1701	1799	1974	2123	2247	2350		D(mm) $M=21.6\ (D^4-d^4)/D$								
54	1278	1449	1610	1761	1902	2034	2157	2377	2567	2729	2867	2982	δ(mm) $d=D-2\delta$								
57	1437	1632	1816	1989	2151	2303	2446	2704	2929	3124	3290	3432	M(N·m) 材质 20 号无缝钢管								
60	1604	1825	2033	2230	2416	2590	2754	3054	3316	3545	3744	3915	4061	4185	4288						
63.5	1812	2064	2303	2530	2744	2947	3138	3488	3799	4073	4313	4522	4703	4859	4990						
68	2098	2394	2675	2943	3197	3439	3668	4091	4469	4806	5106	5370	5601	5803	5979	6129	6258				
70	2232	2548	2849	3136	3410	3670	3917	4374	4785	5153	5480	5771	6027	6252	6449	6619	6765				
73	2440	2788	3121	3439	3742	4031	4306	4817	5279	5695	6068	6401	6697	6959	7189	7191	7567	7718	7848	7959	
76	2658	3040	3405	3755	4089	4409	4714	5282	5798	6266	6687	7065	7404	7706	7973	8209	8417	8598	8754	8889	
83		3668	4116	4547	4960	5357	5737	6452	7107	7705	8251	8747	9197	9604	9969	10297	10590	10850	11081	11283	11461
89		4254	4780	5287	5774	6244	6696	7548	8335	9060	9226	10337	10895	11404	11867	12287	12665	13006	13312	13585	13828
95		4884	5493	6082	6650	7199	7728	8732	9663	10526	11325	12062	12742	16365	13938	14461	14938	15371	15764	16119	16439
102		5674	6389	7018	7751	8400	9028	10223	11338	12379	13348	14248	15084	15857	16572	17231	17837	18394	18904	19369	19793
108		6398	7210	7998	8762	9504	10223	11595	12882	14088	15216	16270	17252	18167	19018	19807	20537	21212	21835	22408	22933
114			808	897	9836	10676	11492	13054	14525	15908	17208	18428	19570	20639	21637	22568	23435	24240	24988	25680	26320
121			9160	10176	11166	12130	13067	14866	16567	18174	19690	21118	22462	23726	24912	26024	27065	28039	28947	29794	30581
127			10138	11274	12374	13450	14498	16514	18426	20237	21951	23572	25103	26547	27907	29188	30392	31522	31582	33574	34501

3. 传动轴的选择

(1)传动轴 A 的计算扭矩 M_A

若 $M_g < M_{w_{max}}$

$$M_A = M_0 i_{OR} \tag{4-71}$$

若 $M_g > M_{w_{max}}$

$$M_A = M_{w_{max}} / i_{TR} \tag{4-72}$$

(2)传动轴 B、C、D 的计算扭矩 M_B、M_C、M_D

若 $M_g < M_{w_{max}}$ 则 $M_C = M_D = M_G$ (4-73)

考虑采用传动轴的规格应尽量少,取 $M_B = M_C$

若 $M_g > M_{w_{max}}$ 则 $M_C = M_D = M_{w_{max}}$ (4-74)

(3)传动轴规格的选择

根据 M_A、M_C 等计算扭矩可以在表(8-4-20)中选择合适的传动轴管子的内径与外径。

根据表 M_A 与 M_C 可在表 8-4-21 中选择相应规格的十字轴相配。

表 8-4-21　十字轴规格选择表

十字轴规格(见图 3-75)	2C	3C	4C	5C	6C	7C	8C	8.5C	9C	10C
B/mm	9.50	9.50	9.50	14.26	14.26	15.85	15.85	15.85	15.85	25.40
L_1/mm	33.34	36.50	36.50	42.70	42.70	49.20	49.20	71.60	71.60	92.00
L_2/mm	60.00	69.04	87.30	88.90	114.30	117.40	174.80	124.00	168.14	163.10
φ_1/mm	79.40	90.40	107.90	115.10	140.50	148.40	206.32	165.07	209.52	212.70
φ_2/mm	85	97	114.3	121	148	150	216	175	219	225
R/mm	13.1	15.5	15.5	17.5	17.5	20.6	20.6	25.4	25.4	32.5
最大允许工作扭矩/N·m	881	1153	1437	2034	2596	4200	6436	6436	12194	20188
最大峰值扭矩/N·m	1370	1910	2400	3300	4320	6970	10700	10700	20300	33700

表中,最大允许的工作扭矩是十字轴组可以短时间承受的转矩,即 $\beta = 30°$,转速 $n = 1000r/min$,90%的轴至少可以承受 3000000 次交替负荷。

最大峰值扭矩是指十字轴组无塑性变形的最大静扭矩。

(二)万向节传动轴的安装与使用

为了能使万向节传动轴安全可靠地工作,除了上述的设计外,还必须正确地安装。

(1)为了保证传动轴装置在一个不变的速度下运行,应采用 Z 型或 W 型。见图 8-4-30,图中 $\alpha_1 = \alpha_2$,$\alpha_{max} < 7° \sim 8°$。

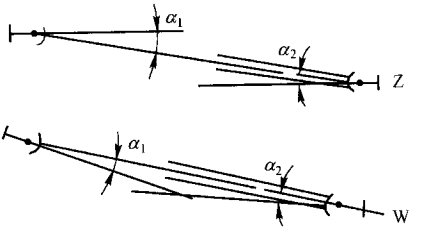


图 8－4－30　传动轴布置图

(2)传动轴两端的万向节应在规定相位平面上,其偏差不得超过 1°～1.5°。

(3)传动轴连接法兰接合面必须相互平行,见图 8－4－31,否则会造成振动,缩短传动轴承的寿命。其平行度可用水平仪进行检查:

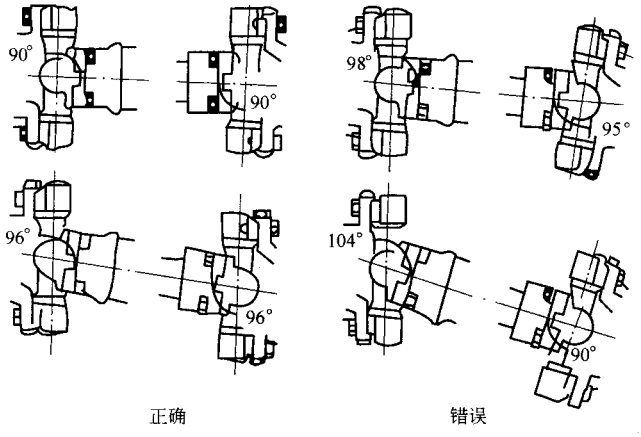


图 8－4－31　传动轴连接法兰的接合面

1)将水平仪放在前法兰并摆平气孔,记录下刻度表的值;

2)再将水平仪放在后法兰上,读出刻度值,两者读数必须相同,误差不得超过 1°～1.5°,否则要进行检查与调整。

(4)传动轴装配后应做动平衡试验。

(5)在选用长规格的传动轴时应避免超重、弯曲及超过临界车速(车辆下坡时可能超过临界速度)。

(6)装配时不得漏装、错装;十字轴上注油杯应在同一侧。

(7)在变速箱、变矩器、桥与传动轴之间不用垫片和联轴套。

(8)不选用一边或两边都带双十字轴的传动轴。

(9)不推荐使用联轴节。

(10)不能更换总成的单个轴承,十字轴的轴承总成要整体更换。

(11)传动轴十字接头的螺栓紧固力矩是按不同规格确定的,它是十字节使用寿命的关键因素,为此:1)所有螺栓至少在 10.9 级以上;2)所有部件配合表面特别是螺丝的表面必须干净,不得有润滑油脂与油漆;3)不得有锁紧装置或螺紧垫片;4)螺栓螺纹必须达到 6g 以上精度;5)添加足量的润滑脂;6)螺栓使用条件为 3 级、表面锌镉镀层为 0.005 ~ 0.008mm(GB5267—85);7)十字轴节头螺栓紧固力矩必须达到要求,见表 8 – 4 – 22;8)要特别注意法兰螺母扭矩,如果螺母松动必须拧到规定扭矩(可参考相应设计与标准)。

表 8 – 4 – 22　十字轴接头螺栓紧固力矩

接头型号	力矩整定值/lbf·ft(N·m)	螺纹尺寸/mm(in)
1¾	10 ~ 14　(14 ~ 19)	M6 × 1　(1/4 ~ 28)
2,3,4	22 ~ 27　(30 ~ 37)	M8 × 1.25　(5/16 ~ 24)
5,6	37 ~ 49　(50 ~ 56)	M10 × 1.50　(3/8 ~ 24)
7,8 防护板	65 ~ 75　(88 ~ 102)	M12 × 1.75　(7/16 ~ 20)
7,8 块式	70 ~ 80　(95 ~ 108)	M12 × 1.75　(1/2 ~ 20)
8,5,9	110 ~ 120　(149 ~ 163)	M14 × 2　(1/2 ~ 20)
10	160 ~ 170　(217 ~ 230)	M16 × 2　(9/16 ~ 18)
10,12	230 ~ 240　(312 ~ 325)	M16 × 2　(5/8 ~ 18)
14	390 ~ 420　(529 ~ 569)	M20 × 2.50　(3/4 ~ 16)

(12)根据实际情况,法兰之间的传动的最大长度为 1320.8 ~ 1524mm。此时与传动轴相连的装置在传动轴一侧是不可脱开的;最大长度为 1016 ~ 1219.2mm 时,则为可以脱开。超过上述长度的传动轴应利用中间轴承,把传动轴分为两部分,如图 8 – 4 – 32。

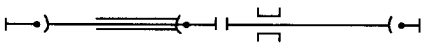


图 8 – 4 – 32　带中间轴承的传动轴布置

(13)对于铰接式车辆,车辆未转向时 $\beta_1 = \beta_2 = 0$,当转向时 $\beta_1 = \beta_2$(距离 $\alpha_1 = \alpha_2$),并且 $\beta_{1\max} = \beta_{2\max} < 22.5°$(图 8 – 4 – 33)。传动轴不可太长,法兰之间最大长度不应超过 891mm。

(14)对铰接式车辆,传动轴 $\alpha_1 - \alpha_2$ 之差(在垂直平面内)一定接近于 0。

(15)在重负载情况下,建议润滑时间间隔为 100h。

(16)要有适当的保护装置,当万向节出故障时,传动系统保护装置有助于约束传动轴,保护装置防止传动轴失控时在车架里旋转和损坏其他零件以及引起对人的伤害。

(17)每个万向节和滑动叉的润滑油嘴应在轴的同侧,以便维修。

(三)万向节传动装置的故障及处理

万向传动装置的故障和处理见表 8－4－23。

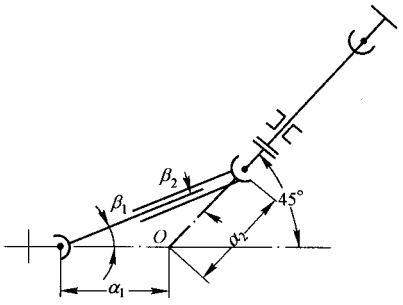


图 8－4－33　铰接车辆传动轴布置

表 8－4－23　万向节传动装置的故障及处理措施

故　障	可　能　原　因	处　理　措　施
噪声与振动	(1)传动轴配对法兰(装在变矩器、变速箱、差速器上)变形 (2)传动轴总成失去平衡 (3)万向节轴承或传动轴支承轴承损坏 (4)法兰螺母或十字轴安装螺栓松动 (5)法兰未对齐 (6)万向节与滑动花键磨损过大 (7)主传动伞齿轮间隙过大,轴承间隙过大,主动伞齿轮紧固螺母未拧紧	(1)换对变形或换的法兰 (2)重新平衡 (3)换轴承 (4)重新按要求拧紧螺母或螺栓 (5)对齐法兰 (6)换万向节与滑动花键 (7)重新调整齿轮间隙,轴承预紧力按规定拧紧螺母
中间支承轴承过热	(1)润滑不足 (2)密封件损坏 (3)污染 (4)安装不对,在轴承和连接的传动轴之间所夹的角太大	安装新的支承轴承,保证装在正确的垂直与水平平面内,正确润滑
十字轴或传动轴断裂	(1)异常高的载荷 (2)万向节承载能力太小 (3)运转角过大或运转角不均匀 (4)为次品	(1)不要超载 (2)校对一下低速齿轮上的最大扭矩,若大于万向节承载能力,则要选用合适的万向节尺寸 (3)测量运转角如果过大,减少到合理角度 (4)换合格的产品
螺钉松动或断裂	(1)螺钉根部磨损 (2)螺钉未拧紧 (3)过大的转角 (4)螺钉强度不够	(1)检查螺钉根部是否磨损 (2)拧紧到规定力矩 (3)减少转角 (4)采用 10.9 级以上螺钉

第五节　制动器的试验与故障排除

一、制动器的试验

制动器装好以后，必须进行试验。由于制动器结构不同，制造厂家不同，因而试验方法与标准也不同。

(1)CY－1.5，CYE－1.5，CY－2 地下装载机封闭湿式制动器的压力检查：

在制动器油液入口处装上气体减压表与压力表(0～0.11MPa)，并向壳体内充气到0.11MPa 为止。此时关闭压气管，保持 3～5min，如果压力表显示压力下降的趋势，应立即找出原因予以纠正。

(2)CY－3 与 CY－4 用 POSI－STOP13150 与 POSI－STOP16150 型弹簧制动器总成压力检查：

1)完成总装后用透气塞塞紧。往制动油液入口充气到 0.083MPa 的压力，然后切断进入制动器壳体的空气；

2)让壳体内空气稳定 30s，以补偿空气温度变化，活塞移动和密封唇口的密封；

3)如果要求保持压力 15s 而不下降，再加压到 0.083MPa；

4)重复加压直到 0.083MPa，至少保持 15s，但不能超过 3 次加压；

5)如果 3 次后制动器仍不能保持压力，则拆开检查，确定泄漏原因，并重新装配与试验；

6)用 0.552～0.689MPa 的压力替代 0.083MPa 的压力重复以上 1 到 5 项的试验：

(3)CY－6 型地下装载机使用 LCB24100 型制动器的压力试验：

1)在制动器进油口上连上液压管路；

2)将制动器的油压加到 3.45MPa，并排除制动器的空气，再将压力加到 6.89MPa。立即锁住，此时压力表上显示出压力降为 0.69MPa，压力表保持不动。3～5min 后，断开压力表，减压至零，再加到 1.38MPa 锁定。压力表也显示为 1.38MPa，并保持不动。5min 后，如果压力维持不变，说明制动器没有漏油。如果压力表显示有压力下降，说明制动器泄漏需要全体解体，更换活塞内外密封；

3)试验得到满意结果后，拆下加压油管，重新装上制动油管，并以常规方法排泄制动器。

二、制动器的故障及排除

制动器的故障及排除见表 8 – 4 – 24。

表 8 – 4 – 24　制动器故障及排除

故障现象	故　障　原　因	排　除　方　法
浮动油封处漏油	(1)浮动油封损坏,安装不正确； (2)浮动油封质量不高； (3)桥壳、制动器壳与空心主轴三者的紧固螺母松动	(1)检查浮动油封是否损坏(包括橡胶密封),是否安装正确； (2)换浮动油封； (3)重新紧固螺栓到规定的力矩,并用乐泰 262 防松胶防松
制动力不足	(1)制动盘调整不当； (2)制动盘过度磨损； (3)用错制动液或制动液污染； (4)制动液泄漏； (5)桥过热,导致制动液蒸发(冷却后制动恢复)	(1)检查制动盘厚度并适当调整制动盘间隙； (2)按规定更换制动盘； (3)更换制动液及与其接触的密封环和管路； (4)更换损坏的密封环； (5)按过热情况处理
制动踏板发软	制动管路中有空气	将制动管路排气
制动失效	(1)制动间隙调整不当； (2)制动盘过度磨损	按照上述相应方法维修
过　热	(1)油位不当； (2)制动盘间隙过小； (3)用错制动液； (4)制动踏板未松开； (5)制动回油管堵塞	(1)排尽旧油,重新加油至正确油位； (2)重新调整到正确位置； (3)使用正确制动液； (4)重新调整制动踏板； (5)替换回油管
制动压力过低	(1)油泵损坏； (2)泄漏严重； (3)压力调整不当	(1)换油泵； (2)消除泄漏； (3)重新调整

第五章　地下铲运机械运行、维护与故障排除

第一节　地下铲运机主要技术参数和稳定性

一、地下铲运机主要技术参数的含义

地下铲运机的主要技术参数是表示机器特征的指标，它们与各部件的性能和结构有着密切的关系，而在各部件设计之前又必须首先确定出这些参数，作为部件设计的依据，待部件性能和结构确定之后，才能再详细地计算总体参数。

(1)额定载重量

额定载重量是保证地下铲运机作业时必要的稳定性所规定的载重量。其定义是：铲运机具有标准操作重量(机器的结构重量加按标准注满的燃料、润滑油、冷却水、液压油和驾驶员重量以及随机携带的附件工具重量)，在硬的、光滑的水平地面上，以不超过6.4km/h的速度运行时，为保证所需稳定性，而规定的铲斗中载荷，该载荷不得超过机器静态倾翻载荷的50%。

静态倾翻载荷是指铲运机停在硬的水平地面上，铰接车架处于最大转向角(包括左右两个方向)，动臂最大外伸，铲斗最大后倾，在铲斗堆装容积的几何重心处加载，使铲运机后轮离开地面而绕前轮与地面的接触点向前倾翻时的最小载荷。

铲运机的额定载重量还必须符合国家产品系列标准。

(2)铲斗容量

地下铲运机的铲斗容量分为几何斗容和额定斗容，其含义和计算方法请参见第 4.2 节。一般未注明是几何斗容或额定斗容时，均指额定斗容。

为了适应不同密度物料的铲装作业，发挥机器的技术性能，提高装载效率，同一种机型可以制造三种不同斗容的铲斗：

1）基本型：用于作业物料密度 1.5～2t/m³ 的铲斗；

2）轻型斗：用于作业物料密度 1.5t/m³ 以下的铲斗；

3）重型斗：用于作业物料密度 2.0t/m³ 以上的铲斗。

（3）机重

地下铲运机的重量（或称自重）一般分为结构重量和操作重量。结构重量是指铲运机的装配重量。而操作重量除结构重量外，还包括按标准注满的燃料、润滑油、冷却水、液压油和驾驶员重量以及随机携带的附件工具重量。

如不特殊注明，一般说铲运机重量是指其操作重量。

地下铲运机均为全轮驱动，因此，机重就是它的附着重量。

（4）发动机功率

地下铲运机只标注发动机的额定功率，它是在标准大气压，环境温度 20℃和相对湿度 60%的条件下，发动机带有为保持自身运转所必需的附件（燃油泵和润滑油泵等），在额定转速时所测得的功率，也称为发动机总功率。

发动机净功率（又称飞轮马力）是指在上述条件下，除配备有上述附件外，另配备有风扇、发电机、空气滤清器时在额定转速下测得的飞轮上实有输出功率。

（5）最大牵引力

是指铲运机保持标准操作重量，在平坦水泥路面上进行牵引试验所测得之拖钩牵引力的最大值，即液力变矩器失速或驱动轮打滑时测得的牵引力。它受铲运机附着重量的限制。

（6）插入力

插入力是指铲运机铲掘物料时，在铲斗斗刃上所产生的插入料堆的作用力。对于靠行走来使铲斗插入料堆进行铲掘的铲运机，其插入力取决于牵引力，牵引力越大，则插入力也就越大。当铲运机在平坦地面以作业速度匀速行驶且不考虑空气阻力时，其插入力等于牵引力。

（7）铲取力

是指具有标准操作重量的铲运机停在平坦硬路面上，动臂位于最低位置，铲斗斗刃的底部平放在地面上，它在地面上下的偏差不超过 25mm 的情况下，利用转斗油缸或举升油缸，使铲运机后部离开地面时，作用在斗刃后面 100mm（SAE 标准为 101.6mm 即 4

英寸)处的最大垂直向上的力。

对于不是直线形斗刃的铲斗(如 V 形斗刃铲斗),所指斗刃是指其最前面一点的位置。

(8)铲斗卸载高度和卸载距离

卸载高度是指铲斗前倾卸载,铲斗斗底与水平面成 45°时,铲斗刃口(斗尖)距地面的垂直距离。

卸载距离是指相应卸载高度时,铲斗刃口(斗尖)到铲运机最前面一点(前轮胎)之间的水平距离。

一般标注最大卸载高度和相应卸载距离。它们是指当动臂举升至最高位置时的卸载高度和卸载距离。

(9)铲斗后倾角(或称收斗角)和卸载角

动臂在最低位置,铲斗最大后倾时,斗底与水平面的夹角称为铲斗后倾角(或称收斗角)。地下铲运机的铲斗后倾角一般取 50° ~ 60°,比地面装载机的(42° ~ 46°)大。这是因为地下铲运机的铲斗一般为深底型的,后倾角较大可使铲斗在铲取终了时更好地利用惯性把堆聚在前部的矿岩尽量向后移动,使矿岩在铲斗内分布比较均匀,不致形成'前堆后空'的现象,避免较长运输中撒矿。此外,还由于地下铲运机铲斗举升高度比地面装载机的小得多,其后倾角在举升过程中变化较小,撒矿的可能性较小。

铲运机在卸载时,铲斗斗底与水平线的夹角称卸载角。地下铲运机由于矿岩易于卸净,加之受整机高度的限制,又要满足最大卸载高度的要求,所以卸载角一般取 40° ~ 45°。而地面装载机则要求铲斗在任意卸载高度时卸载角不小于 45°。

(10)地下铲运机工作机构动作时间

动臂举升、下降及铲斗卸载时间的长短,直接影响铲运机的作业效率,从提高生产率的角度出发,希望这些时间要短,但动臂举升时间短,不但需要大功率的油泵,且举升时的动载荷亦大;动臂下降和铲斗卸载速度过快,则会产生很大的冲击及易造成油缸上腔的真空。通常取:

动臂举升时间:4 ~ 8s;动臂下降时间:3 ~ 5s;铲斗卸载时间:3 ~ 6s。

二、地下铲运机总体参数的确定

确定铲运机的总体参数就是根据其主要用途、作业条件、使用场合及制造条件等因素,对铲运机性能提出具体的要求,以作为整机和总成部件设计的依据。

总体参数中之各项参数间不是孤立的,而是相互协调的,它们之间存在着一定的内在联系,要合理正确地选择它们,就必须做大量的调查研究工作,了解、掌握国内外同类

机型的结构、性能和主要参数，结合所设计铲运机的用途和作业条件，进行分析比较，从整机性能出发，考虑到国家系列产品标准要求，合理选择和正确确定各项参数。

在实际设计中，往往是采用统计类比和计算相结合。例如：根据每班实际生产能力确定铲运机铲斗容量后，再依靠统计类比资料确定斗宽，然后才能计算作业阻力，并进而计算其他总体参数。

(一)地下铲运机的生产能力

(1)技术生产能力

技术生产能力是指在一定生产条件下，正确的选择生产过程和掌握先进的操作方法时，每小时所完成的最大可能生产量：

$$Q_g = \frac{3600 V_H}{t} K_g \tag{5-1}$$

式中　Q_g——技术生产能力，m^3/h；

V_H——额定斗容，m^3；

K_g——技术条件系数，$K_g = 0.7 \sim 0.9$；

t——装卸一斗的循环时间，s：

$$t = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 \tag{5-2}$$

t_1——装满铲斗时间，包括铲斗插入、转斗和举升到运输位置所需的时间，s；

t_2——铲运机重载运行时间，s；

t_3——铲斗卸载时间，s；

t_4——铲运机空载运行时间，s；

其中 t_2 和 t_4 取决于铲运机的运行距离和行驶速度，即

$$t_2 = 3.6 \frac{L}{v_1} \qquad t_4 = 3.6 \frac{L}{v_0}$$

式中　L——运行距离，m；

v_1——重载运行速度，km/h；

v_0——空载运行速度，km/h。

(2)实际生产能力

实际生产能力是指在具体的生产条件下，考虑铲运机在实际生产中必须停顿的时间时，铲运机在单位时间内实际达到的生产量：

$$Q_s = T_1 K_c Q_g = \frac{3600 V_H K_g T_1 K_c}{t} \tag{5-3}$$

式中　Q_s——实际生产能力，m^3/班；

T_1——每班工作时间，h；

K_c——铲运机每班时间利用系数，可取 $K_c = 0.75 \sim 0.85$。

（二）地下铲运机铲斗斗容

在初步选择确定铲运机的总体参数以便进行总体设计时，可根据铲运机所需完成的每班实际生产能力来确定铲斗斗容：

$$V_H = \frac{Q_s t}{3600 K_g T_1 K_c} \tag{5-4}$$

式中　V_H——完成所需的每班实际生产能力时的铲运机额定斗容，m^3；

Q_s——铲运机每班实际生产能力，m^3/班，由设计确定；

t——装卸一斗的循环时间，s，由式（5-2）计算确定；

K_g——技术条件系数，$K_g = 0.7 \sim 0.9$；

T_1——每班工作时间，h；

K_c——铲运机每班时间利用系数，可取 $K_c = 0.75 \sim 0.85$。

按式（5-4）计算，最后确定的额定斗容还必须符合国家产品系列标准。

在进行铲斗部件设计时，可按铲斗设计计算方法计算斗容。

（三）额定载重量

地下铲运机额定载重量的选择，应考虑因素：①地下采场和巷道的尺寸；②如额定斗容已经选定，则应与斗容相适应；③整机的纵向稳定性，额定载重量不应超过铲运机静态倾翻载荷的 50%；④额定载重量必须符合国家产品系列要求。

（四）地下铲运机的作业阻力

（1）插入阻力：插入阻力是铲运机铲斗插入料堆时，料堆对铲斗的水平反作用力。

（2）铲取阻力：铲取阻力是指铲斗插入料堆一定深度后，举升动臂时物料对铲斗的反作用力。

（3）转斗阻力矩：当铲斗插入料堆一定深度后，用转斗油缸使铲斗向后翻转时，料堆对铲斗的反作用力矩称为转斗阻力矩。

（五）机重（操作重量）

地下铲运机的机重应使行走驱动轮产生足够的附着力，以便满足铲斗插入料堆的要求。

在铲斗插入料堆时，驱动力 F_t 主要用以克服插入阻力 F_x。和运行阻力 F_f，即

$$F_t = F_x + F_f \tag{5-5}$$

由于驱动力受地面附着条件限制，所以驱动力的最大值应等于附着力，即

$$F_t = G\varphi \tag{5-6}$$

式中　G——机重，N，地下铲运机为全桥驱动（即四轮驱动），机重即为作用在驱动

轮上的垂直载荷(即附着重量)；

φ——附着系数,见表 8－5－1。

将式(5－5)与式(5－6)合并整理并考虑 $F_f = G \cdot f$,得：

$$G = \frac{F_x}{\varphi - f}$$

如果考虑路面坡道影响,机重应为：

$$G = \frac{F_x}{\varphi - (f\cos\alpha \pm \sin\alpha)} \tag{5-7}$$

式中　F_x——铲斗插入阻力,N,(此时,铲斗一次插入深度 L 取斗底直线部分长度)；

f——滚动阻力系数,见表 8－5－1；

α——路面的坡度角。

表 8－5－1　轮胎的滚动阻力系数 f 和附着系数 φ

路面类型	滚动阻力系数 f	附着系数 φ	
		高压轮胎	低压轮胎
沥青或混凝土路面	0.018～0.02	0.50～0.70	0.60～0.80
碎石路面	0.02～0.025	0.40～0.60	0.50～0.65
干土路面	0.025～0.036	0.40～0.50	0.50～0.60
矿石层路面	0.09～0.14		0.60～0.75
泥泞路面	0.10～0.25	0.15～0.25	0.15～0.25
干沙路面	0.10～0.18	0.40～0.50	0.50～0.60

(六)动力机功率的选择

(1)运输工况的功率 即最大行驶速度时动力机的额定功率

$$N_H = \frac{F_t v_{max}}{3600\eta_\Sigma} \tag{5-8}$$

式中　N_H——动力机的额定功率,kW；

F_t——产生最大速度时的驱动力,N；

η_Σ——传动系的总效率,机械传动取 $\eta_\Sigma = 0.85 \sim 0.88$,液压机械传动取 $\eta_\Sigma = 0.85 \sim 0.88$,液力机械传动取 $\eta_\Sigma = 0.72 \sim 0.78$；

v_{max}——最大行驶速度,km/h：

$$v_{max} = (1 - \delta) v_T$$

v_T——理论行驶速度,km/h,地下铲运机一般取 $v_T = 20$km/h；

δ——滑转率,一般行驶条件下,δ 值不应超过 3%～5%,作业时允许的最佳

值不超过 30%；

$\sum N_i$——转向泵(空载)、变速泵(满载)、工作泵(空载)消耗功率总和：

$$\sum N_i = \sum \frac{p_i Q_i}{60 \eta_i} \tag{5-9}$$

式中　N_i——泵消耗的功率，kW；

p_i——泵的输出压力，MPa；

Q_i——泵的流量，L/min；

η_i——泵的效率，取 $\eta_i = 0.75 \sim 0.85$。

(2)插入工况的功率：即最大插入力时动力机的额定功率。在插入时转向泵和工作泵都不工作，此时发出最大牵引力时的功率：

$$N_d = \frac{K F_d v_d}{3600 \eta_{\sum}} \tag{5-10}$$

式中　N_d——铲运机插入时动力机功率，kW；

F_d——最大插入阻力，N；

v_d——铲运机插入速度，km/h，一般取 $v_d = 3 \sim 4$km/h；

K——考虑其它阻力系数，取 $K = 1.20 \sim 1.25$。

(七)最大牵引力

当铲运机以作业速度插入料堆，动力机功率全部利用时，产生的最大牵引力为：

$$F_{d_{max}} = \frac{3600 N_{max} \cdot \eta_{\sum}}{v_d (1 - \delta)} - Gf \tag{5-11}$$

式中　$F_{d_{max}}$——最大牵引力，N；

N_{max}——动力机最大有效功率，kW。

最大牵引力 F_{dmax} 受铲运机附着重量限制，即：

$$F_{d_{max}} \leqslant G\varphi - Gf$$

铲斗插入料堆时，单位长度斗刃上所产生的作用力，称为单位斗刃插入力，也称比切力。它是表示铲运机铲斗插入料堆能力的指标，比切力越大，则表明铲斗插入料堆的能力越强。

三、地下铲运机的稳定性

铲运机的稳定性是指在行驶和作业中抗倾翻的性能，它是确保机器安全及正常工作的重要衡量指标。铲运机应有合适的稳定性，若稳定性差，将限制机器的作业速度和工作范围，影响作业生产率，危及人员安全，严重时会造成翻车事故。

(一)稳定性的评价指标

铲运机的稳定性可分为:纵向稳定性和横向稳定性。通常用稳定比和稳定度来评价。

(1)稳定比

稳定比是指铲运机在外力或外载荷的作用下,所产生的使铲运机有倾翻趋势的力矩 M_F 与铲运机稳定力矩 M_W 之比,用 K 表示,即

$$K = \frac{M_F}{M_W} \tag{5-12}$$

满载的铲运机在水平面上,动臂水平伸出时(见图 8-5-1),其稳定比为:

$$K = \frac{Q_H l}{G_s l_1} = \frac{Q_H l}{G_2 L} \tag{5-13}$$

式中　Q_H——铲运机额定载重量;

l——额定载重量的重心与前桥中心线的水平距离;

G_s——铲运机的操作重量;

G_2——空载铲运机动臂水平伸出时后桥负荷;

l_1——铲运机空载时重心距前桥的水平距离;

L——轴距。

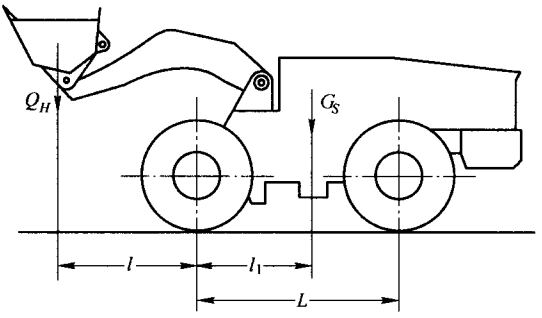


图 8-5-1　稳定比计算图

由式(5-13)可以看出:$K=1$ 时,说明倾翻力矩 M_F 等于稳定力矩 M_W,铲运机处于临界状态;$K<1$ 时,$M_F<M_W$,铲运机稳定;$K>1$,$M_F>M_W$,铲运机倾翻,为保证铲运机在作业过程中有足够的稳定性,铲运机在图 8-5-1 所示位置时,规定稳定比取 $K \leqslant 0.5$。

(2)稳定度

稳定度是评价铲运机在坡道上稳定性的指标。铲运机停在或行驶在坡道上时,过重心的重力作用线当恰好通过车轮的接地点 E 或 F(见图 8-5-2a、b)时,则铲运机处于临

界倾翻状态，如果重力作用线超过 E 点或 F 点，则铲运机发生倾翻。此时的坡度角 α、β，我们称之为失稳角，将失稳角以坡度表示，则称为稳定度（常用百分比来表示）。如不考虑轮胎的变形，其纵向稳定度为

$$i = \mathrm{tg}\alpha = \frac{EA}{OA} = \frac{l_1}{h} \tag{5-14}$$

横向稳定度为

$$i_1 = \mathrm{tg}\beta = \frac{Fb}{Ob} = \frac{s}{h} \tag{5-15}$$

由此可知，铲运机在小于稳定度的坡道上，它不会发生倾翻。反之若在大于稳定度的坡道上，则将发生倾翻。

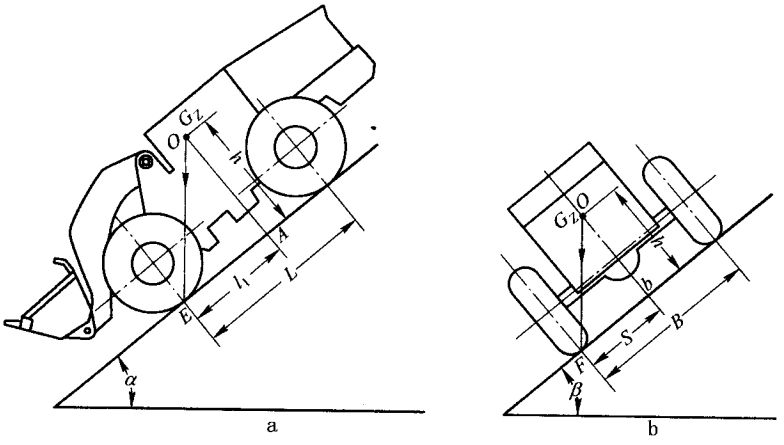


图 8-5-2　铲运机的稳定度计算图

稳定度只是作为评价铲运机技术性能的一个指标，铲运机并不一定真正能够行驶或停在与稳定度相同的坡道上，这是因为要保证铲运机在坡道上滑转或滑移先于倾翻，即：

$$\frac{l_2}{h} > \varphi \quad \text{或} \quad \frac{B}{2h} > \varphi \tag{5-16}$$

式中　l_2——重心与后桥的水平距离；

h——重心高度；

φ——附着系数；

B——铲运机轮距。

由于铲运机轮距较小，轮胎胎面又具有较深的花纹以保证较高的附着系数，所以为满足式（5-16），总体布置时应尽可能降低重心高度。

（二）铲运机重心位置的确定

（1）计算法确定重心位置

计算重心位置时，认为铲运机水平放置，并以后桥中心为原点并按图 8－5－3 中 a、b、c 所示方法建立坐标（X、Y，Z）。那么铲运机重心的坐标为：

$$\left.\begin{aligned} X &= \frac{\sum G_i X_i}{\sum G_i} \\ Y &= \frac{\sum G_i Y_i}{\sum G_i} \\ Z &= \frac{\sum G_i Z_i}{\sum G_i} \end{aligned}\right\} \tag{5-17}$$

式中　$\sum G_i$、X_i、Y_i、Z_i——各总成的重量及其坐标。

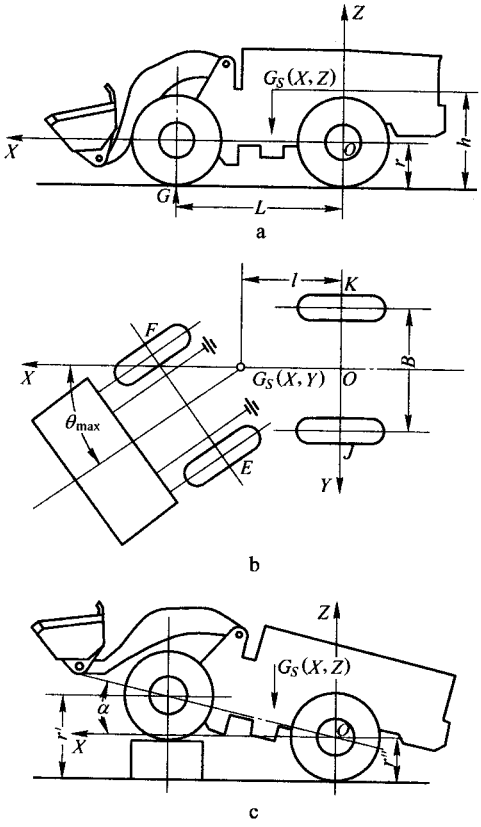


图 8－5－3　确定重心位置简图

重心高度为

$$h = Z + r \tag{5-18}$$

式中　r——轮胎中心离地面高度。

(2)实验测定法确定重心位置

1)测量重心的水平位置(X、Y)。铲运机水平放置,即 $\alpha = 0$,转角 $\theta = 0$ 测出铲运机的自重 G_s 及各轮胎对地面垂直载荷 G_E、G_F、G_J、G_K,则铲运机重心的水平坐标 X、Y 值按下式计算

$$\left.\begin{aligned} X &= \frac{G_1}{G_S}L \\ Y &= \frac{(G_E + G_J) - (G_F + G_K)}{G_S} \times \frac{B}{2} \end{aligned}\right\} \tag{5-19}$$

式中　G_1——前桥荷重;

B——装载机轮距。

2)测定最大转角 θ_{max} 时,重心的水平位置(见图 8-5-3b),此时。$\alpha = 0$,分别测出各轮胎的负荷 G_E、G_F、G_J、G_K。

$$G_S = G_E + G_F + G_J + G_K$$

此种情况下铲运机重心的坐标为:

$$\left.\begin{aligned} X &= \frac{G_E}{G_S}\left[l + (L - l)\cos\theta_{max} - \frac{B}{2}\sin\theta_{max}\right] \\ &\quad + \frac{G_J}{G_S}\left[l + (L - l)\cos\theta_{max} + \frac{B}{2}\sin\theta_{max}\right] \\ Y &= \frac{G_E}{G_S}\left[\frac{B}{2}\cos\theta_{max} + (L - l)\sin\theta_{max}\right] \\ &\quad - \frac{G_F}{G_S}\left[\frac{B}{2}\cos\theta_{max} - (L - l)\sin\theta_{max}\right] + \frac{G_J - G_K}{G_S} \times \frac{B}{2} \end{aligned}\right\} \tag{5-20}$$

式中　l——车架铰点距后桥中心距离;

θ_{max}——车架最大转角;

L——轴距。

3)测量铲运机的重心高度 h,此时,转角 $\theta = 0$。将前桥抬起至倾角 $\alpha = 20° \sim 25°$左右,测量前桥或后桥的荷重。按下列公式计算 h

$$\alpha = \arcsin\frac{r' - r''}{L} \tag{5-21}$$

$$Z = \left(X - \frac{G'_1}{G_S}L\right)\mathrm{ctg}\alpha \tag{5-22}$$

$$h = Z + r \tag{5-23}$$

式中　r'——抬高桥的中心离地面的高度;

r''——未抬高桥的中心离地面的高度;

G'_1——前桥抬起后的荷重。

铲运机铲斗在不同位置时，其重心位置也各不相同。一般测量出铲运机空载和满载运输状态时的重心及满载动臂最大伸出和最高举升时的重心位置即可。

(三)纵向和横向稳定性

(1)纵向稳定性

铲运机的纵向稳定性用纵向稳定度来表示。它在以下三种工况最易发生纵向倾翻。

1)满载在纵坡上动臂最大伸出时；

2)满载下坡运输状态；

3)空载上坡运行状态。

因此，我们按图 8－5－4 所示的三种位置来计算铲运机的稳定度。

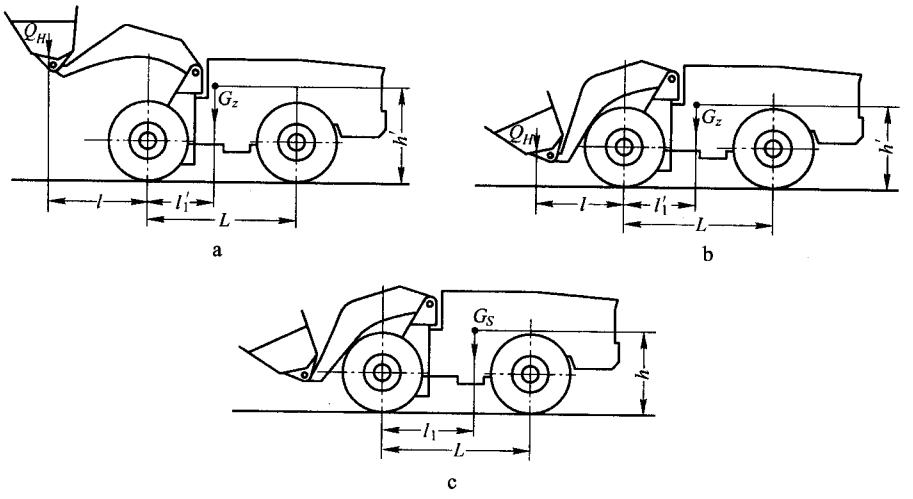


图 8－5－4　纵向稳定度计算图

当铲运机绕前轮与接地点连线向前倾翻时，其总重完全由前轮承担，因此，前轮胎变形增大，后轮负荷为零，后轮胎变形消除，这样由于前后轮胎的变形，使得铲运机在临界倾翻之前就先倾斜了一个角度，所以计算铲运机稳定度时，应当考虑由轮胎变形所引起的这一角度。考虑轮胎变形时铲运机的纵向稳定度(见图 8－5－4a)按下式计算：

$$i = \frac{l'_1}{h'} - \frac{\delta_1 + \delta_2}{L} \tag{5-24}$$

式中　l'_1——满载铲运机动臂水平伸出时整机重心到前桥距离；

h'——满载铲运机动臂水平伸出时重心高度；

δ_1——两前轮负荷为铲运机总重时的变形与水平位置时变形量之差；

δ_2——水平停放时后轮胎的变形量；

L——轴距。

铲运机满载下坡运输工况(见 8－5－4b)时的稳定度,在一般情况下是足够的,即使一旦发生向前倾翻时,因有铲斗支撑,也不会倾翻。利用倒车下坡可防止纵坡倾翻。

空载上坡运行工况(见图 8－5－4c)绕后轮接地点向后倾翻时的纵向稳定度,是评价空载铲运机上坡时的稳定性指标,如果稳定度不够,则可采用铲斗中加载的方法来提高其纵向稳定性。

由以上分析可以看出,图 8－5－4a 是铲运机纵向稳定性最差的工况。

(2)横向稳定性

铲运机的摆动桥是通过纵向水平铰销与车架铰接,在横坡上失去稳定时,第一步先以水平铰销中点与固定桥的低侧轮胎接地点的连线为轴倾翻,当消除车架与摆动桥之间的间隙挡铁相碰之后,铲运机就以低侧前后轮接地点连线为轴倾翻。为了区别这两种情况,前者我们称为一级稳定性,后者谓之二级稳定性。

1)一级稳定性:具有摆动桥的铲运机的横向倾翻,先是绕由纵向水平铰销的中点 D 与固定桥两车轮接地点 E 和 F 三点组成的△DEF(见图 8－5－5)的一边发生,因此,铲运机的一级稳定性是指倾翻轴 DE 在坡道上的投影 dE 与坡底线平行时的稳定度。

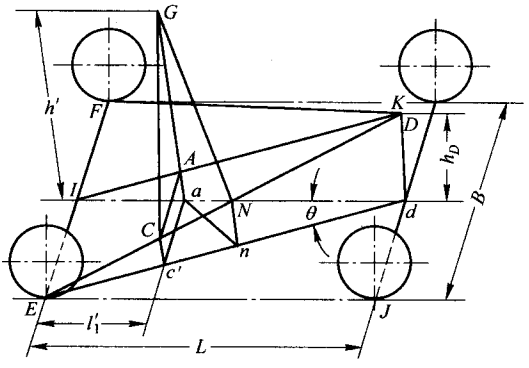


图 8－5－5　计算一级稳定度示意图

在考虑轮胎变形时,EJ 平行于坡底线而铲运机绕 ED 轴倾翻的稳定度为:

$$i''_1 = \frac{B(L - l'_1)}{2(h'L - l'_1 h_D)} - \frac{\delta}{B} \tag{5－25}$$

式中　B——轮距;

L——轴距;

l'_1——重心到前桥的距离;

h_D——纵向水平铰销中心距地的高度;

h'——重心高度;

δ——一个前轮负荷为全前桥负荷时的变形。

但是铲运机的一级稳定度是指 dE 平行于坡底线的坡道上的稳定度，而实际上 dE 与坡底线的夹角为 θ，因此铲运机的一级稳定度用下式表示：

$$i_1 = \left[\frac{B(L - l'_1)}{2(h'L - l'_1 h_D)} - \frac{\delta}{B}\right]\cos\theta \tag{5-26}$$

式中 $\cos\theta = \dfrac{L}{\sqrt{L^2 + \left(\dfrac{B}{2}\right)^2}}$

铲运机一级失稳时，车架与摆动桥发生碰撞，固定桥一侧车轮离开地面，此时，虽然一般不至于翻车，但会使驾驶员产生不安。另外着地侧车轮承受前桥全部负荷，使这个轮胎负荷过重，因此，铲运机在作业和行驶过程中，不应失去一级稳定性。

2）二级稳定性：当铲运机失去一级稳定性后，进一步倾翻则是以低侧前后轮接地点连线为轴翻转。因此，我们用铲运机纵向轴线与坡底线平行的坡道上的稳定度来评价二级稳定性。

令铲运机纵向轴线与坡底线平行坡道上的稳定度式（5－25）等于 $\mathrm{tg}\beta_1$，即

$$i_1 = \frac{B(L - l'_1)}{2(h'L - l'_1 h_D)} - \frac{\delta}{B} = \mathrm{tg}\beta_1 \tag{5-27}$$

将铲运机横向置于坡度角 $\beta_1 = \arctan i_1$ 的坡道上（见图 8－5－6），由于一级失稳后绕纵向水平铰销转过 γ 角（摆动角），所以一级失稳后剩余的稳定度为：

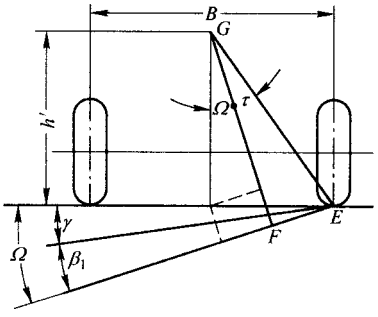


图 8－5－6　计算二级稳定度示意图

$$i_2 = \frac{EF}{GF} - \frac{\delta'}{B}$$

式中 $EF = \dfrac{B}{2}\cos\Omega - h'\sin\Omega$；

$GF = \dfrac{B}{2}\sin\Omega + h'\cos\Omega$

所以

$$i_2 = \frac{B\cos\Omega - 2h'\sin\Omega}{B\sin\Omega + 2h'\cos\Omega} - \frac{\delta'}{B} = \mathrm{tg}\tau \tag{5-28}$$

式中　$\Omega = \gamma + \beta_1$；

γ——摆动桥摆动角；

β_1——按式(5-27)求出；

δ'——后轮负荷增加一倍时的总变形。

则二级稳定度

$$i = \mathrm{tg}(\beta_1 + \tau) \tag{5-29}$$

满载铲运机在最大卸载高度时横向稳定度最低，空载运行状态的横向稳定度是评价其横向稳定性的指标。

(四)铲运机转向稳定性

铲运机由于转向时其重心位置向偏转的一侧偏移，所以它的稳定性比直线行驶位置时要差，并且随着转角的增大而降低，这样对铲运机在最大转角时的稳定性进行计算就具有重要的意义，由于铲运机在最大转角时车速很低，惯性力可略而不计，所以一般近似按静止状态计算。因为计算比较繁琐，通常采用图解计算法求铲运机最大转角时的稳定度。

(1)纵向稳定性

铲运机最大转角时的纵向稳定性，是以它的前桥与坡底线相平行的坡道上所具有的稳定度来评价，铲运机在这种情况下失稳时仍然以前轮接地点的连线为轴倾翻。

按一定比例画出铲运机在最大转角 $\theta_{\max}$ 时简图(见图 8-5-7)，在图上标出相应工况时重心在水平面上的投影 a，过 a 点作 ad 的垂线并截取 $aG = h'$，作 $aM \perp EF$，在不考虑轮胎变形时的纵向稳定度为：

$$i' = \frac{aM}{aG}$$

铲运机在最大转角纵向倾翻时，左右前轮变形不同，由轮胎变形而造成的纵向倾角计算比较困难，所以通常近似按铲运机直线位置对轮胎的变形计算，取由后桥中心到前桥的垂直距离 dT 作为轴距，即：

$$dT = l + (L - l)\cos\theta_{\max}$$

那么，考虑轮胎变形时的纵向稳定度为：

$$i = \frac{aM}{h'} - \frac{\delta_1 + \delta_2}{l + (L - l)\cos\theta_{\max}} \tag{5-30}$$

式中　l——前后车架的垂直铰销到前桥的距离；

θ_{max}——最大转角；

aM——由图 8－5－7 上量取；

δ_1、δ_2、L——同式(5－24)。

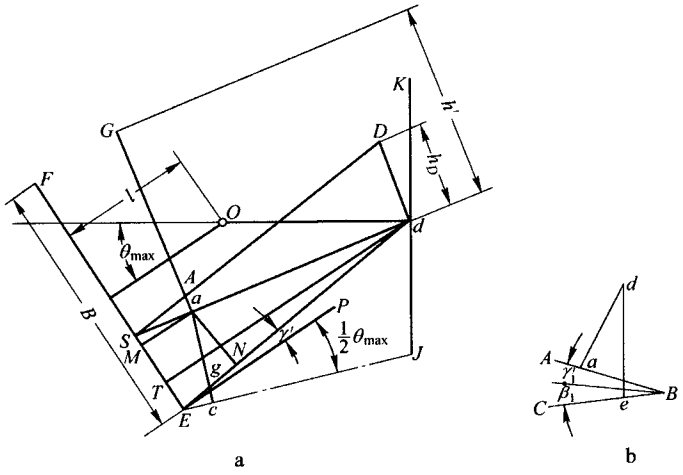


图 8－5－7　计算铲运机最大转角稳定度简图

铲运机在最大转角时纵向稳定性，要计算三种工况，即：满载运输、满载动臂最大伸出和满载动臂最大举升，而取后两种工况稳定度最小值作为评价最大转角时动臂举升过程中的纵向稳定性指标。

(2)横向稳定性

1)一级稳定性：铲运机最大转角时的一级稳定性，是指倾翻轴在坡道上的投影 dE(见图 8－5－7)与坡底线平行时的稳定度。

连 ad 并延长它交 EF 于 S 点(见图 8－5－7)，作 Dd 垂直于 dS 并等于 h_D，连 DS 与 aG 交于 A 点，再作 aN 垂直于 dE，把 aN 近似看作为铲运机重力线 Ga 与倾翻轴 DE 间的垂直距离。则不考虑轮胎变形时的一级稳定度为：

$$i' = \frac{aN}{GA}$$

由轮胎变形所产生的倾角以坡度表示为：

$$i'' = \frac{\delta}{B}\cos\gamma'$$

式中，γ'是 EF 的垂线 EP 与坡底线的夹角，由于 Ed 与坡底线平行，所以$\angle dEP = \gamma'$。这样铲运机最大转角时的一级稳定度为：

$$i = \frac{aN}{GA} - \frac{\delta}{B}\cos\gamma' \qquad (5-31)$$

式中　δ——前桥负荷由一个车轮负担时的变形；

B——轮距。

2)二级稳定性　铲运机在最大转角时的二级稳定性，是指其倾翻轴 EJ(低侧前后轮接地点连线)与坡底线平行时的稳定度。

过 a 点作 $ac \perp EJ$，与 Ed 交于 g 点。这样 Gac 平面与坡底线垂直，则此时的一级稳定度为：

$$i' = \frac{ag}{GA}$$

因为 EF 的垂线 EP 与倾翻轴的夹角 $\angle PEJ = \frac{1}{2}\theta_{max}$，所以轮胎变形产生的倾角(在 Gac 平面内)以坡度表示为：

$$i'' = \frac{\delta}{B}\cos\frac{1}{2}\theta_{max}$$

那么 EJ 平行于坡底线时的一级稳定度为：

$$i_1 = i' - i'' = \frac{ag}{GA} - \frac{\delta}{B}\cos\frac{1}{2}\theta_{max} = \mathrm{tg}\beta_1 \qquad (5-32)$$

式中　β_1——EJ 平行于坡底线时的一级失稳角，其余符号同前。

当一级失稳后，铲运机绕摆动桥纵向水平铰销转过 γ 角，在图 8-5-7 中相当绕水平铰销的投影线 dO 转过 γ 角，由于 EJ 与 dO 的夹角为 $\frac{1}{2}\theta_{max}$，所以绕 EJ 转过的角度为

$$\mathrm{tg}\gamma_1 = \frac{\mathrm{tg}\gamma}{\cos\frac{1}{2}\theta_{max}} \qquad (5-33)$$

将由上式计算出的 γ_1 和由式(5-32)计算出的 β_1 相加，并以 $\angle ABC$ 表示(见图 8-5-7b)，在 AB 边上截取 Ba 等于图 8-5-7a 中的 ac 长度，过 a 点作 $ad \perp AB$，取 $ad = h'$，过 d 点作 $de \perp BC$，则一级失稳后所剩下的稳定度为

$$i_2 = \frac{Be}{Bd} - \frac{\delta'_2}{B}\cos\frac{1}{2}\theta_{max} = \mathrm{tg}\tau_1 \qquad (5-34)$$

式中　δ'_2——一个后轮负荷增加一倍时的总变形；

B——轮距；

Be、Bd——由图中量取。

铲运机在最大转角时的二级稳定度为：

$$i = \mathrm{tg}(\beta_1 + \tau_1) \qquad (5-35)$$

式中　β_1——由式(5-32)求出；

τ_1——由式(5-34)求出。

铲运机在最大转角时的二级稳定性，要对满载运输、满载动臂最大伸出和满载动臂最高举升三种工况进行计算，以第一种工况的稳定度来评价满载运行时的稳定性，以后两种工况中较小的稳定度来评价最大转角时举升动臂过程中的稳定性。

第二节　地下铲运机的维修技术

一、铲运机维修安全技术

为保证设备及人身安全，铲运机维修人员、操作人员在进行设备维修及保养时，必须遵守矿山安全规程中的有关规定，并着重注意如下几点：

(1)认真阅读铲运机操作、维修手册，严格按厂家推荐的程序和周期进行维护、保养、检查、检修。

(2)设备保养或维修时，应关闭发动机(动态调整除外)。

(3)车辆电焊时，必须切断电路主开关，以免导致电气设备损坏，电焊前将电路与发电机断开，装有自动中心润滑系统的车辆要将电线从自动润滑操作装置上断开，当电缆与两蓄电池之间接线时，要正极对正极，负极对负极，并始终记住先停发动机，后关主开关。

(4)保持头、手、脚、衣服与机器各运动部件的安全距离。

(5)使用合适的工具进行维修。

(6)必须用专用工具给轮胎充气，充气压力不得超过额定值。

(7)在举起的大臂和铲斗下进行维修时，必须将铲斗卸空、使大臂下工作区有足够的支点支撑大臂或铲斗，关闭发动机。

(8)液压系统压力测试时，车轮附近和前后车体之间不得有人及障碍物。

(9)维修检查必须记录在案。

二、铲运机的维修周期

铲运机的维护、保养及检修，应依据生产厂推荐的周期进行，不同生产厂推荐的维修周期及内容略有差异。进口铲运机一般按发动机计时表的工作时间，分为：每班或每天维保(10h)；50～60h 维保；125h 维保；250h 维保；500h 维保及 1000h 维保。国产铲运机有些仍按传统的一、二、三级保养划分，即一级保养，一般是在每天工作结束时由当班司

机进行；二级保养，一般是铲运机工作一周（70～100h）后由维修工和司机进行；三级保养，一般每月（500～600h）进行一次，由维修工或维修工与司机进行。

由于铲运机故障检测预警系统和保护功能的不断完善，其大、中、小修的周期划分应由铲运机的具体结构特点、工作环境及工作强度等多种因素确定。通常情况下，小修主要是对设备进行比较全面的检查、调整与紧固，更换或维修少量的磨损或失效零件，以消除铲运机使用过程中因磨损或维保不良造成的局部损伤、松动或配合不当，恢复铲运机工作性能和技术状况，保证设备安全、高效运行。小修应结合日常维护保养进行，其周期一般为 3～4 个月。中修主要是对设备进行较全面、详细地检查，拆卸、更换或修复，主要解决较重要部件的磨损和工作协调问题，其周期一般在 12 个月或工作 2000h 后进行。大修的作用是完全恢复设备的正常状态和技术性能，可按实际情况划分为主要部件大修理和整机大修，一般在工作 24 个月或 6000h 后进行。

三、铲运机的日常维护保养

铲运机的日常维护保养工作是保证设备正常运行，提高设备使用寿命，降低生产成本的重要环节，需要有高度的责任心并持之以恒。内燃铲运机不同级别保养的主要内容如下，电动铲运机可参照执行。

10h 维保项目：

（1）检查发电机和风扇的三角皮带；

（2）检查发动机油位；

（3）检查车辆制动性能；

（4）检查液压油位；

（5）检查轮胎和车轮螺母；

（6）检查车灯；

（7）检查水箱中水位和燃油箱油位；

（8）润滑摆动桥；

（9）润滑中间铰接销；

（10）润滑转向油缸铰接销；

（11）润滑举升、卸载油缸铰接销；

（12）润滑举升大臂铰接销；

（13）润滑各连杆铰接点和球面轴承；

（14）检查变速箱油位；

（15）在中间铰接位置润滑传动轴；

(16)检查所有润滑油管和液压软管。

60h 维保项目：

(1)用高压水清洗整车,清洗时注意保护电气设备；

(2)清洗散热片和油冷却器；

(3)检查进气管和空气滤清器；

(4)检查报警灯和信号灯；

(5)检查轮胎压力；

(6)检查制动系统；

(7)清洗废气净化器；

(8)润滑传动轴万向节；

(9)润滑固定支座轴承；

(10)润滑变速箱换挡连杆铰接点。

125h 维保项目：

(1)检查行星轮边减速器油位；

(2)检查蓄电池电解液液位；

(3)润滑工作制动脚踏板连杆；

(4)润滑座椅连杆；

(5)排放燃油箱中水和沉积物；

(6)润滑油门连杆和停车连杆；

(7)更换空气滤清器滤芯,清洗灰尘；

(8)更换发动机油。

250h 维保项目：

(1)更换发动机油；

(2)更换机油滤芯；

(3)更换燃油滤芯；

(4)检查发动机三角皮带松紧情况；

(5)检查发动机座减震胶垫；

(6)更换变速箱油滤芯；

(7)检查车辆中间铰接间隙。

500h 维保项目：

(1)检查气门间隙；

(2)清洗供油泵滤网；

(3)清洗驱动桥、变速箱及变矩器的所有透气阀；

(4)更换传动油,清洗变速箱加油滤网；

(5)更换液压油回油过滤器滤芯；

(6)检查蓄电池电解液比重,清理极柱；

(7)检查传动轴法兰及螺栓,不允许松动；

(8)检查桥架紧固螺栓和摆动桥螺栓；

(9)检查发动机温度指示器；

(10)检查预热系统火花塞。

1000h 维保项目：

(1)清洗液压油箱过滤网,更换透气阀过滤器；

(2)更换铲斗及转向系统液压油；

(3)检查发电机,由专业人员进行；

(4)检查启动机,由专业人员进行；

(5)更换喷油嘴；

(6)更换前、后差速器润滑油,更换行星轮边减速器润滑油；

(7)检查中间铰接间隙；

(8)检查制动系统压力,蓄能器压力。

四、铲运机的中修及大修

(一)铲运机的中修

铲运机的中修主要应依据日常点检、定检及故障预测发现的问题,确定修理内容,一般应结合停产检修进行。重点做好较大零部件的解体检查、修理,更换部分易损件,做好整机调整,保证各部件工作协调,消除日常保养、小修不能消除的缺陷。

通常要做好如下工作：

(1)发动机

检查发动机进排气系统、润滑系统、燃油系统；检查气门座、气门挺杆工作及磨损情况,检查发动机齿圈(或弹性连接盘)。必要时修理或更换气门组件、喷油嘴、燃油泵、飞轮齿圈等。

检查、清洗散热器、冷却风扇及温控元器件；检查修理风扇连接部件及液力耦合器等。

调整气门间隙,更换部分动、静密封圈、垫；检查调整减震器,紧固各连接部位。

(2)液力机械传动系统

变矩器：检查变矩器补油压力，调整修理或更换密封垫圈、补油泵、安全阀；检查、清洗冷却器油路回油管路及通气阀组件；检查发动机与变矩器连接及匹配，必要时调整之。

变速箱：检查换挡离合器压力变化情况，必要时清洗调压阀或更换金属密封圈；检查、调整、紧固输入、输出轴连接装置。

驱动桥：检查传动轴、支座轴承，进行必要的清洗、润滑、紧固；检查轮辋和车轮部件有无开裂、变形等，必要时修理或更换之；检查各轴承润滑及工作情况，拆检驱动桥通风阀。

(3)液压系统

检查工作机构、转向液压系统工作压力，检查各液压泵、阀卫作情况，必要时调整、修理或更换；

检查液压系统各过滤器，更换部分软管，处理管路、元器件漏油、松动等问题；

检查工作机构各油缸、转向油缸是否泄漏，球铰、销轴磨损情况，油缸活塞杆是否弯曲，必要时更换密封圈、封尘圈、销轴、球铰，校正或更换活塞杆。

(4)制动系统

检查停车制动、工作制动、紧急制动系统工作情况；

检查制动系统压力、制动器刹车间隙及磨损情况，必要时调整或更换制动摩擦片；检查蓄能器、充压阀等部件工作情况，进行必要的修理或更换；

调整制动系统压力、刹车盘间隙及制动距离。

(5)控制操作系统

检查操作控制系统各电器元件，液压元件动作是否灵活可靠，更换部分失效元器件；

检查各操作机构拉线或拉杆是否灵活可靠，必要时更换拉线、连杆球铰等易损件，并进行调整。

(6)工作机构及车架

检查各铰接销、轴承、轴套磨损、润滑情况，必要时修理或更换；

检查工作机构大臂、连杆是否变形、开裂，必要时校正并焊接牢固；

检查车体是否存在变形，裂纹等缺陷，并进行校正或焊接；

检查中间铰接系统轴承、销轴间隙及磨损情况，必要时进行调整、修理或更换。

修理工作结束，进行系统调整并试车，工作正常后交付使用。并将检查、修理、零部件更换、压力调整、整机试车情况详细记录，逐级签字后存档备查。

(二)铲运机的大修

铲运机的大修可根据机器各部件寿命情况，分部件大修，并进行整机调整，也可整机解体大修。其目的和作用是完全恢复设备性能和正常工作状况，确保安全、高效运行。

大修前，应根据铲运机运行时间，整机工作状况和历次中、小修记录，故障、事故记录，以及检测预警系统的指示情况，详细分析待修设备的技术状况，确定大修工作内容，做好备件、工具、技术准备。进入大修车间拆卸前，应彻底清洗油污、积碳、锈蚀等，保证整机清洁。大修期间要做好零部件检测记录和修理更换记录，液力、液压系统压力测试及调整记录。大修竣工后，要进行整机试车，组织竣工验收，填写试车验收记录，并将上述记录存档备查。

设备大修除包括中、小修工作内容以及整机清洗、除锈、防腐等工作外，其主要工作内容与要求如下。

(1)发动机

1)拆卸与清洗：发动机的大修应在维修车间内进行，解体拆卸前，应彻底清洗发动机外表面，特别注意散热片的清洗。清洗完毕待表面干燥后，按工厂规定的拆卸顺序将发动机解体。对非互换件要作好标记并记录在案。拆卸完毕要分类进行清洗，彻底清除零件表面油污、积碳，保证表面清洁，油孔、油路畅通。

2)主要零部件的检测与修理：

机体：机体主要包括曲轴箱、曲轴主轴瓦和凸轮衬套、挺杆座、油底壳、飞轮壳、缸套、缸盖、曲轴箱通气装置等。

曲轴箱是发动机最重要的固定件，支持柴油机上几乎所有的零件，拆检时应仔细检查内表面和润滑油道，防止磕碰，以免影响装配尺寸精度和密封性；主轴承盖无互换性，要作好标记，并注意检查有关损伤，如一个主轴承盖需要修理，应同时更换，不允许单个更换。主轴承盖紧固螺栓必须按规定拧紧，不得超拧或拧紧不足。

曲轴主轴瓦和凸轮衬套是发动机上两个比较重要的耐磨元件，拆检时应仔细检查磨损情况，并根据轴颈磨损情况确定修复或更换，装配时应注意按规定位置与方向装配，不得任意调换。

气缸套是风冷发动机上影响整机使用寿命的重要零件之一，拆下后首先检查是否有“拉缸”、“裂纹”、严重磨损等情况，然后用内径千分表测量气缸套内径磨损情况，测量位置在气缸套轴线方向分成四个位置进行测量，在每一个位置上要测两个方向，即平行于曲轴中心线方向和垂直曲轴中心线方向。当测量结果超出磨损极限后，缸套孔应进行镗缸修理，不具备修理条件时，需同时更换缸套和活塞组。

曲柄连杆机构：曲柄连杆机构主要由活塞组、连杆组、曲轴、飞轮和减震器组成。活塞组拆卸后，检查活塞顶部积碳和损伤情况，注意是否有裂纹或烧熔现象；检查活塞外圆表面，尤其是裙部的磨损和损伤情况，如损伤严重或尺寸超出允许极限值时，换装新活塞；借助活塞将活塞环压入缸套孔中大约30mm深处，测量活塞环开口尺寸，超出极限值

时换新环。换环时，活塞环开口不宜过大，以免造成环体内伤；利用塞尺检查测量活塞环槽与环的侧向间隙，若超出极限值时换新环，若活塞环槽磨损严重，换环后仍不能满足侧间隙要求时，需同时更换活塞；检查活塞销是否有裂纹和严重磨损，有条件时可进行磁力探伤；测量外圆尺寸（包括圆度、直线度），外圆磨损及直线度偏差，可由刀口尺进行宏观检查。需要时，更换新活塞销。

连杆组拆卸后要检查连杆小头衬套磨损情况，若与活塞销间隙过大应修理或更换；检查连杆轴瓦磨损及使用情况，连杆轴瓦一般不能修复只能换新，轴瓦的更换要与曲轴连杆颈的尺寸相匹配，以保证其规定的配合间隙；按规定的方法检验连杆是否弯曲和扭曲变形，连杆弯曲或扭曲变形后不允许继续使用，变形轻微者可校正调整后使用，否则必须换新。B/FL413F 机型允许在 100mm 范围内弯曲度不大于 0.08mm；允许在 100mm 范围内扭曲度不大于 0.08mm。检查连杆螺栓是否产生裂纹或断裂，是否发生永久变形，产生很大伸长量，是否松动或烧住，该螺栓不允许多次重复使用，大修时一般均应换新。

曲轴是发动机的关键件，也是最贵重的零件，拆检过程中一定要特别注意避免对曲轴的损伤。拆卸后检查曲轴弯曲情况，若曲轴弯曲，应进行调整，严重时需更换；检查主轴颈和连杆轴颈磨损情况，检查曲轴是否存在裂纹与断裂，应将曲轴轴颈清洗干净细心检查，有条件时可采用磁力探伤检查，根据检查情况进行修理或更换。当修磨曲轴时应特别注意检查润滑油路是否畅通，确保油路清洁。

配气机构　配气机构主要由配气组件和凸轮轴等组成。拆检时应逐一零件进行检查，必要时修理或更换。仔细检查凸轮轴表面磨损、擦伤情况，如发现磨损轻微时可适当修复，如发现轴颈严重磨损、衬套烧损时，需更换凸轮轴及衬套。应特别注意排除引起凸轮损伤的原因。

传动机构　拆检时仔细检查各传动齿轮的啮合间隙，是否有严重点蚀或裂纹，对存在上述缺陷或磨损严重的齿轮予以更换。换新时，应注意齿轮上的正时标记，装好后应检查发动机配气相位并重新调整高压泵喷油提前角。

仔细拆检冷却系统、润滑系统、燃油供给系统、进排气系统、启动和电气系统，根据检查结果，进行修理或更换。

3）大修后的调整与试验　发动机大修后必须进行下列简化试验：

①磨合试验。总磨合时间应达 60min 以上。

②额定转速及最低稳定转速调整。

③带负荷试车。在额定转速下，在 1/4、1/2、3/4 负荷下，各试车 15min 以上，全负荷试车 12h 以上，超负荷 10% 试车半小时。

测定柴油消耗率，进行调速性能试验、启动性能试验。

(2)液力—机械传动系统

液力—机械传动系统由变矩器、动力换挡变速箱、传动轴、前后驱动桥等部件组成，其大修应在专门的车间内进行，以保证清洁及装配精度。

1)变矩器 拆卸前，仔细清洗变矩器表面，去除油污及岩屑尘粒，清洗完毕，按说明书规定的拆卸程序及方法将变矩器解体。拆卸后用可溶性清洗液清洗所有部件，保证零部件清洁。

仔细检查轴承、涡轮、泵轮、导轮齿轮轴等零部件的磨损情况，是否有裂纹、断裂及毛刺。检查齿轮有无点蚀，轴是否弯曲、花键槽是否扭曲。

检查外壳内外表面、端盖及轴承孔配合表面是否有裂纹、毛刺。

检查调压阀、通气阀动作情况及零件是否完好。

根据检查结果修理或更换涡轮、泵轮、导轮齿轮轴等零件，更换轴承、密封垫，修理损伤的外壳等。

变矩器的组装应按照规定顺序进行，并注意密封槽、润滑油孔内不得有毛刺，保证零件清洁。活塞环‘O’形动密封圈涂上传动油，唇形密封圈、密封垫涂上润滑脂，静密封结合面按规定使用密封胶。

变矩器安装时，必须注意检查安装前后发动机曲轴轴向间隙的变化在允许范围内。

2)动力换挡变速箱 动力换挡变速箱是液力—机械传动系统的关键部件，其拆检与修理必须按说明书规定的顺序与方法仔细进行。

拆检前应仔细清洗变速箱外壳表面、各端盖及连接部位，检查外壳及端盖有无裂纹、松动、轴头弯曲或连接松动现象，拆卸时应注意作好有关标记，避免拆卸引起的损坏和错装。

拆卸后应分别彻底清洗轴承、换挡离合器、齿轮、壳体等零部件，保证零件清洁，油路畅通。

仔细检查所有轴承磨损程度，是否存在裂纹、碎裂，对预计达不到下一修理循环的轴承应更换之。

检查倒挡、前进挡离合器刚性密封环磨损及配合情况，一般应更换新环；

检查各换挡离合器内外摩擦片磨损情况，一般应换新，检查活塞及内外密封圈，离合器毂和轴组件是否存在磨损及损坏，根据情况修理或更换；

检查各类密封圈及组件，一般应予换新；

检查所有传动齿轮磨损情况，是否存在裂纹、损伤、点蚀，进行修理或更换；

检查各传动轴磨损情况，是否弯曲或花键扭曲变形，是否满足装配要求，进行校正、修理或更换；

检查壳体、端盖、轴承盖及配合孔是否存在裂纹、损伤变形等缺陷，必要时修理，确保满足配合及密封要求。

装配时应保证零部件清洁，并按说明书规定的顺序及标准进行，避免修理故障的发生。

3）驱动桥与 LCB 制动器 驱动桥一般由主传动器、半轴、桥壳、行星轮边减速器及车轮等组成，在每一轮边装有液冷式制动器。前后驱动桥是铲运机动力传动系统的主要受力部件，其寿命周期较长，大修过程中应仔细拆检，确保修理质量。

拆检前，放净差速器壳及轮边减速器内的润滑油，彻底清洗驱动桥表面油污、杂物、灰尘，保证驱动桥内不被污染。

拆卸后，清洗所有零部件，保证零件清洁，便于检查与修理，一般情况应更换所有密封圈、垫。

仔细检查所有轴承的滚针、滚针架、轴承内外圈磨损情况，有无裂纹、损伤、锈蚀。一般应更换全部轴承。更换时必须成套更换，不可分别更换轴承内外圈。

仔细检查主传动伞齿轮、轮边减速器行星齿轮、太阳轮等所有齿轮的磨损情况及接触情况，检查齿轮表面及根部有无裂纹、损伤、锈蚀，对轻微损伤可采用适当方法修理，对达不到下一修理循环寿命的齿轮应予更换。

对主传动轴、桥半轴、行星轮轴等轴进行细致检测，如发现弯曲、扭曲、裂纹应进行校正、修理或更换。

检查主传动器齿轮箱体、箱盖，行星轮边减速器壳体、盖、行星轮架，是否存在配合面磨损、裂痕、损伤、毛刺，并进行彻底修复。

检查油冷式制动器壳体、盖、轴承、摩擦片、盘、制动活塞、活塞环等零件的磨损情况，一般应更换轴承、摩擦片、活塞环、密封圈、垫等。

检查清洗驱动桥透气阀、制动器透气阀等，检查轮辋、轮毂及所有紧固件情况，必要时更换新件。

拆检完毕要在详细记录磨损、修理、更换情况的前提下，按说明书规定及要求的方法、顺序做好重新组装、调试。组装时注意螺旋伞齿轮接触面及侧隙的调整，大、小伞齿轮的同步调整、油冷制动器动作及摩擦片间隙的调整。并按规定的力矩紧固所有的紧固件。

（3）液压系统

液压系统元器件的寿命长短，取决于日常维护保养。在液压系统的维护保养中，关键是用油选择合理，油品质量保证，杜绝油品泄漏，减少系统内部污染。为此，必须强调液压系统的日常维护保养和清洁操作，及时更换损坏的软管、磨损的泵、阀、缸等元件，减

少污染源，提高液压系统各元器件工作寿命。

铲运机大修解体过程中，要将系统卸压，放净系统内的旧油，在保证清洁的前提下，拆卸液压元件，并用塑料管堵塞各管路、元件接口，保证外界污物不污染液压系统各元器件。

泵、阀、缸等元件拆检、清洗、组装，要尽量在专门的洁净车间内进行。

大修时，应更换全部软管、密封圈、垫、更换部分泵、阀、缸。对换下的泵、阀、缸等元件仔细修理，经检测合格后，作为备件保管、库存、备用。

大修时必须彻底清理油箱、吸油滤网，保证清洁和良好的过滤保护作用，一般应更换新滤网和液压油过滤器及滤芯。

液压系统大修组装、调试时，要注意按规定将油箱内液压油加至标准油位，排净系统内部空气，按规定调整溢流阀压力，正确安装液压管路，保证无泄漏、振动，避免软管运动擦伤等问题。大修完毕，应按规定测试压力并进行试车。

(4)车架、大臂及铲斗

进行大修前，拆卸所有部件、液压软管、控制、照明线路等附件。清除车体表面油污、锈蚀、岩屑、灰尘，拆卸中间铰接销、大臂铰接销、连杆、铲斗铰接销，将车架解体。

解体后仔细检查前后车架、大臂、摇臂、铰接架、摆动架有无变形、裂纹、损伤、扭曲等，进行校正、修理、焊接，焊接时注意焊条选择和焊接方法。

仔细检查中间铰接及各铰接销轴、轴套(轴承)、轴承孔磨损及是否存在变形、损伤、裂纹、毛刺等，酌情进行修复，一般应更换中间铰接销轴、轴套(轴承)及紧固件。

检查铲斗、铲唇、铲刃磨损情况，检查各铰接销孔磨损变形情况，更换铲唇、铲刃或更换新铲斗。

技术成熟时，亦可结合大修进行测绘，实行部分零部件本土化，亦可结合大修进行技术改造，改进技术性能或操作维修性能。

修复组装前应对车体表面进行喷砂除锈，消除焊接应力，进行防锈防腐处理，组装后按统一标准色彩喷漆。

(5)铲运机大修后的调整、检测与试车

检查、调整液压工作系统压力，转向与制动系统压力，变矩器补油压力；

检查、调整发动机、变矩器、变速箱、传动轴、驱动桥、轮毂、轮胎、配合及连接紧固情况，给所有润滑点加注润滑油(脂)；

检查、调整制动器间隙，连接紧固，刹车距离。

检查、调整工作机构、连杆机构动作情况，调整止点位置；

检查、调整铲斗举升、卸载高度；

检查、调整转向系统动作情况及转向角度；检查、调整中间铰接系统；检查、调整摆动架工作情况及摆动角度；

检查控制操作系统工作情况，调整连杆机构或拉线控制装置。

检查调整完毕，试验行驶速度，铲取力，停车制动、工作制动、紧急制动情况；测试发动机温升，液力传动油、液压油温升；检查液压系统是否存在内外泄漏；试验装载、举升、翻斗、下降动作时间。

试车完毕，应填写竣工报告，组织竣工验收，确保设备恢复主要性能，安全高效运行。

五、铲运机（无轨设备）维修硐室

为强化设备维护保养，减少设备故障，保证其安全高效运转，一般应在井下无轨设备较集中的阶段设维修硐室，以减少无轨设备出入井次数，降低作业成本。坑内铲运机维修硐室应布置于进出方便、通风良好的巷道附近，其面积根据年维保工时数和保修所需台位数确定。硐室内设置地沟，硐室高度应满足发动机、变速箱等大部件的起吊要求，其余尺寸根据铲运机的最大外形尺寸及工艺布置确定。铲运机（或无轨设备）数量较多的矿山，还应设油库及备件（含工具）存放库、休息间。

维修硐室要做到照明良好，要有防火、防爆、防水措施。

维修硐室内设备配备一般以满足保养、小修要求即可。

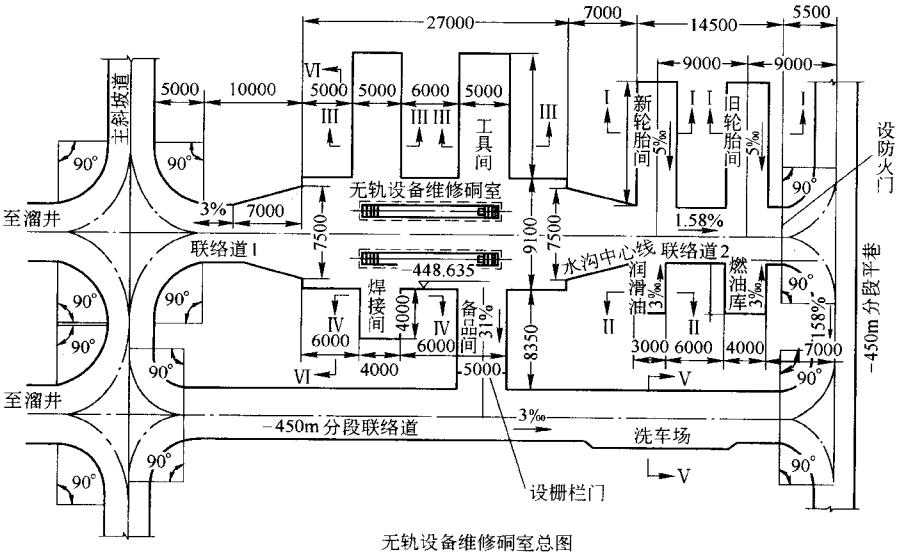
某矿坑内维修硐室如图 8－5－8。

六、铲运机（无轨设备）维修间

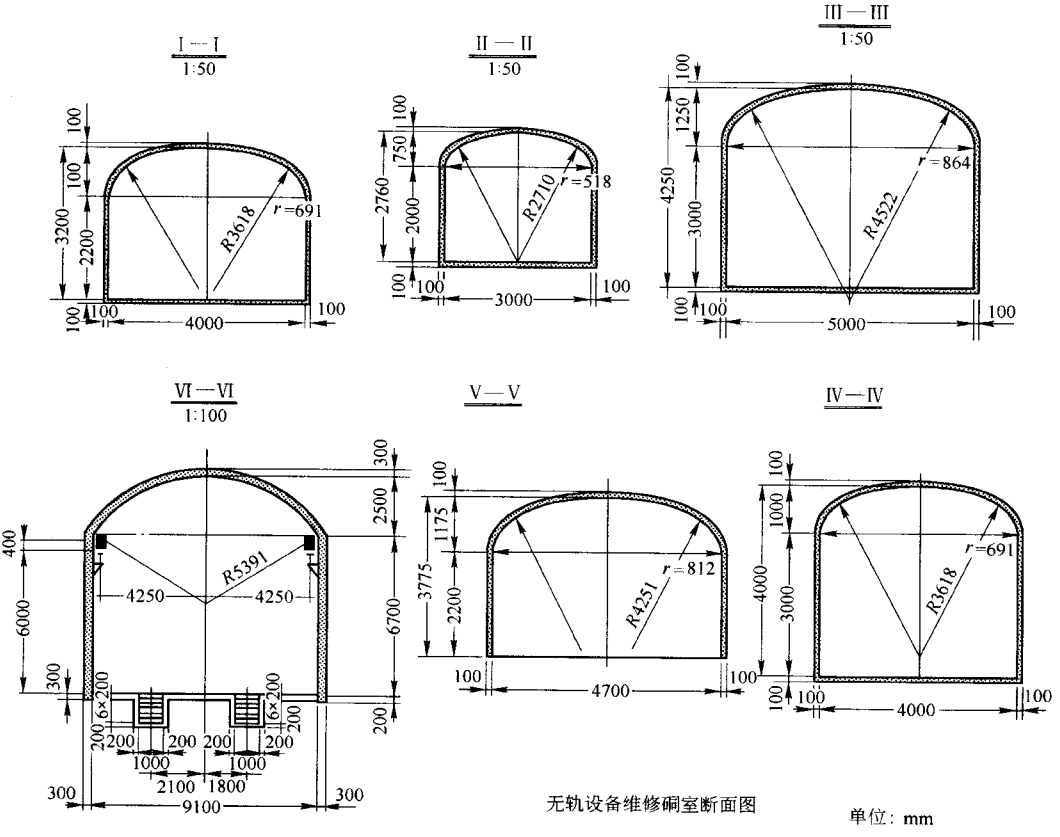
铲运机（无轨设备）维修间一般设在斜坡道（或竖井）井口附近，其面积根据年维保、修理工时数、所需台位数及工艺设备布置确定。维修间内应根据保修台位设置相应数量的地沟，地沟深度 1.2m 左右为宜，地沟内要有排水、排污设施。维修间内要配备灭火车（器），并有相应的防火措施。

维修间内应配备桥式起重机、卧式液压千斤顶等起重设备；砂轮机、钻床、散热器修理作业台，汽门座修磨机、连杆校正器、校正压装液压机、轮胎拆装机、电焊机等修理设备；万能电器试验台、喷油泵试验台、喷油嘴试验台、机油泵试验台、液压油泵试验台、柴油机启动电源、发动机试验台等测试与试验设备；超声波清洗机、小型空压机等辅助设备。进行柴油机（或电动机）大修的厂矿还应增加相应设备，必要时配备柴油机测功仪等。

建有汽车大修厂的矿山亦可合并一处，以节省建设投资，合理利用厂房和设备。



无轨设备维修硐室总图



无轨设备维修硐室断面图

单位：mm

图 8－5－8　无轨设备维修硐室

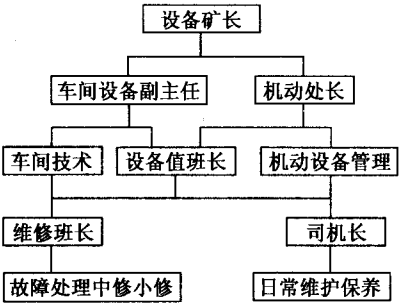
七、铲运机的维修组织

(一)建立完善维修保养制度与组织

铲运机安全高效运行的关键是正确的操作,良好的保养维修。为此,矿山设备管理者应把建立完善的维护保养制度放在首位,结合设备到货调试、培训,制定完善的维护保养维修规程和维修管理制度。在提高操作维修人员认识的同时,用制度、规程约束其行为,发挥经济杠杆的作用,实行强制性维护保养。

在规程、制度中,明确保养维修工作内容、周期,分清工作职责,落实监管责任,加大考核奖罚力度,把保养、维修纳入企业标准及法制规范下。

合理地组织结构是正确贯彻维保制度的保证,发挥各级管理、操作、维修人员的内在潜力,解决好制度规程中的遗漏和不足,确保设备安全正常运行。某矿山铲运机维修、保养组织如下图:



(二)操作维修队伍建设

要发挥铲运机等先进设备的效能,必须建设一支具有良好的职业道德和技术业务素质的管理、操作、维修队伍。在完善管理维修规程、制度的同时,注重以人为本的管理,抓好职业道德、技术业务培训,充分发挥管理、操作维修人员的主观能动性。利用厂家调试交机培训、外出培训、矿内培训、技术练兵等多种形式,开展丰富多彩的培训,提高操作维修人员的理论水平,操作维修技能和预防处理设备故障的能力。在提高技术业务水平的基础上,有条件的矿山可试行运检合一,操检结合,借以强化铲运机的日常维护保养,防患未然,确保设备安全、经济、长寿命、高效率运行。

(三)备件及润滑材料管理

在熟悉设备性能,掌握备件消耗情况的前提下,做好备件消耗规律的分析总结,合理备件储备,降低库存是提高设备效益的重要一环,矿山必须予以重视。对使用进口铲运机的矿山,则在技术可行的条件下,做好备件本地化和国产替代工作,对液压软管、滤清器滤芯、轮胎等零部件,可在技术经济比较的基础上采用国产件替代,对铲斗、大臂、销轴

等较重要零部件可结合大修与有条件的工厂合作试制，达到本地化。对液力变矩器、变速箱、泵、阀等重要零部件，原则上应以厂家配套供应为主要渠道，亦可发挥社会化渠道的作用，直接从元件生产厂家购进，以保障备件供应，满足维修保养需要。备件计划及库存可利用计算机管理系统，简化程序，方便管理。

液压油、传动油、润滑油（脂）的正确选用与管理，是保证设备正常运行的又一重要环节。矿山应建立相应的选用、采购、储存、使用制度。结合设备工作环境和条件，可将发动机油、液压油、液力传动油用同一合适牌号的柴（汽）油机油，方便供应管理，避免混用而引起的润滑、液压故障。山东省新城金矿使用 SAE10W/30 发动机油作为发动机润滑、液压、液力传动油，十年来设备运行良好。

有条件的矿山，亦可结合工作环境选用二硫化钼锂基脂作为主要润滑脂，避免润滑脂牌号繁多，难以管理，以及由此引起的润滑故障。

第三节　变速箱的故障与维修

为了诊断克拉克变速箱的故障原因，除考虑变速箱自身可能出现的故障外，还需要考虑由液力变矩器补油泵、控制阀组、冷却器和有关连接管道所组成液压操纵系统，因为变速箱和它的操纵系统中的任何一个元件能否正常工作，在很大程度上取决于其它元件的工作状况。因此克拉克变速箱的故障可通过机械或液压检测手段找出其故障原因。

（一）机械检测

（1）检查各操纵杆连接处是否正常连接，其行程是否调整适当。

（2）检查方向选择阀和挡位选择阀的操纵杆在换挡过程中是否灵活自如，结合与分离是否到位。如结合与分离不能到位，故障原因可能由控制阀盖或控制阀组引起。

（二）液压检测

（1）检查变速箱的油位。检查变速箱油位的工作必须在油温 82.2～93.3℃之间进行。为了使油温提高到上述范围，必须使机械运转。如果变速箱的故障不允许机械运转，可使液力变矩器在失速状况（即泵轮随发动机转动，而涡轮制动）下运转。其具体步骤是将变速箱的方向选择杆和挡位选择杆分别放在前进挡和高速挡位置，使机械工作制动器处于制动位置，将发动机油门由二分之一增加到四分之三，直到变矩器油温上升到上述值范围。但必须注意不能使发动机在全油门下工作，且变矩器在失速状况下的运转时间不可太长，防止变矩器过热。

(2)换挡离合器泄油量检查。

1)检查换挡离合器在发动机怠速运转、油温在 82.2～93.3℃下的操纵油压。先将变速放在前进四挡或八挡位置、记录下操纵油压;再将变速杆换入倒退一挡,记录下操纵油压(离合器操纵压力应在 1.27～1.54MPa 范围内)。所测得的各离合器操纵油压应基本相等,其压力变化范围不得超过 40kPa(0.4kg/cm²)。如某一个离合器的操纵油压值变化超过 40kPa,应对该离合器进行检查和修理。在测量各离合器操纵压力时,发动机的转速必须保持稳定。

2)在变矩器补油泵出口油路中安装一只流量表,测量补油泵在 200rad/s 和怠速下的输出流量,并查阅使用说明书上补油泵在 200rad/s 下的输出流量。

在变速箱到变矩器的油路中,安装一只流量表,当补油泵在 200rad/s 和怠速下运转,变速箱挂挡(处于前进一挡至最高挡和倒退一挡时),记录下流量表上的流量值。

用补油泵输出流量减去相应转速下所测得的变速箱处于上述不同挡位时,变速箱到变矩器油路中的流量值,便得到离合器的泄漏量。各离合器的泄漏量应基本相等,如某一离合器的泄漏量变化超过允许值 3.8L,应对该离合器进行检查和修理。克拉克各系列变速箱换挡离合器的泄漏量允许值列于表 8－5－2。

表 8－5－2　克拉克变速箱换挡离合器泄漏量允许值

变速箱系列	换挡离合器泄漏量允许值/L
3000 系列	15.12
5000 系列	15.12
8000 系列	22.68
16000 系列	26.46

(3)检查液力变矩器冷却与润滑油量。卸下由变矩器流回变速箱油底壳油路的管道,在发动机以 200rad/s 运转时,使回油管中的油液流入一只量筒中,测量出 15s 内回油流量,然后将所测流量乘以 4,便求出回油管路中的流量,液力变矩器冷却与润滑油量允许值列于表 8－5－3。

表 8－5－3　克拉克变速箱液力变矩器冷却与润滑油量允许值

变速箱系列	液力变矩器冷却与润滑油量值/L
5000 系列	11.34
8000 系列	18.9
16000 系列	18.9

(三)故障与维修

克拉克变速箱常见故障、故障原因及维修方法列于表 8－5－4。

表 8－5－4　克拉克变速箱常见故障与维修

常见故障	故障原因	维修方法
离合器操纵压力低，且离合器泄油量正常	1. 变速箱油底壳油位低； 2. 变速箱操纵系调压阀弹簧折断； 3. 操纵系调压阀阀芯卡住； 4. 补油泵工作不正常	1. 将油位加到适当水平； 2. 更换调压阀弹簧； 3. 清洗调压阀阀芯和阀套； 4. 修理或更换补油泵
离合器操纵压力低，且离合器的泄漏量超过允许值	1. 离合器油缸活塞密封圈损坏或磨损严重； 2. 离合器外鼓泄油阀钢球卡住，使阀保持开启； 3. 离合器外鼓与轴连接处油封磨损或损坏； 4. 油泵损坏	1. 更换密封圈； 2. 彻底清洗泄油阀； 3. 更换油封； 4. 修理或更换
变矩器补油泵输出流量不足	1. 变速箱油底壳油位低 2. 变速箱油底滤网堵塞； 3. 油泵进油管和其它连接管道进入空气或破裂； 4. 油泵损坏	1. 增加油量，提高油位； 2. 清洗油底壳和滤网； 3. 拧紧所有松动的管头或更换软管； 4. 更换油泵
通过冷却器的流量小，变矩器进油压力低	1. 变矩器安全阀弹簧损坏； 2. 变矩器安全阀部分开启； 3. 变矩器内部泄漏过大； 4. 换挡离合器油封磨损或损坏	1. 更换变矩器安全阀弹簧； 2. 检查变矩器安全阀球座磨损情况； 3. 检查变矩器总成各零部件，更换所有磨损严重的零部件； 4. 更换离合器油封
通过冷却器的流量小，变矩器输出压力高	1. 如果变速箱润滑油压低，则冷却器堵塞； 2. 冷却器回油管路局部堵塞； 3. 如果变速箱润滑油压力过高，则润滑油路堵塞	1. 清洗油冷却器； 2. 清洗回油管路； 3. 检查变速箱润滑油路，清洗堵塞部位
变速箱过热	1. 变矩器内油封磨损，泄油量过大； 2. 油泵磨损； 3. 变速箱油底壳油位过低； 4. 油泵进油管路进入空气	1. 更换磨损严重油封； 2. 更换油泵； 3. 增加油量，提高油位； 4. 检查进油管接头，拧紧松动管接头
变矩器噪声大	1. 泵轮磨损严重； 2. 油泵磨损； 3. 轴承磨损严重或损坏	1. 更换泵轮； 2. 更换油泵； 3. 检查磨损严重或损坏轴承，更换新轴承
变速箱不输出动力	1. 变矩器失速状态下，发动机转速过低； 2. 参考‘变速箱过热’故障原因	1. 检查调整发动机调速器； 2. 按‘变速箱过热’故障处理方法进行

（四）变速箱的日常维护

为了防止变速箱以及其液压系统的故障，应按期对其进行日常维护。其日常维护的

内容和周期如下：

(1)变速箱以及其液压系统的油位应每天检查。检查变速箱的油位应在发动机的转速为 52.3～62.8rad/s(500～600r/min)、油温为 82.2～93.3℃的条件下进行。变速箱的油位保持在油尺刻度的最高位置。

(2)每 250h 应更换一次滤油器。如果工作环境条件比较恶劣,更换滤油器的周期应更加频繁。对于工作环境尘土较少的地方,更换滤油器的周期可延长到 500h。但对新使用的或刚经过修理的变速箱,滤油器的更换周期建议改为 50～100h。

(3)每 500h 应更换一次变速箱中的液压油。对工作环境尘土较少的地方,可每 1000h 更换一次。但必须注意,每次拆卸或修理变速箱后,都应更换变速箱中的液压油和滤油器。

(4)更换变速箱中液压油的步骤：

1)卸下变速箱上的塞堵,放掉变速箱中的液压油(放油时,油温应在 66～93℃之间)。

2)卸下变速箱的滤油器,彻底清洗滤油器壳并更换滤芯。

3)卸下吸油滤网,彻底清洗滤网、变速箱、变矩器及相关液压元件和管路。

4)安装好各塞堵、元件和管路,往变速箱油池中加入规定使用的新液压油。油面高度应加到油尺的最低高度刻度。

5)启动发动机,使其在转速为 52.3～62.8rad/s 下运转,将液压油输送到液力变矩器以及相应管路中去。

6)在发动机以 52.3～62.8rad/s 的转速运转状况下,检查变速箱油池的油位,继续往油池内加油,使油池油位保持在油尺最低油位刻度。当油温 L 升到 82.2～93.3℃时,再次检查油位,并将油池油位加到油尺最高油位刻度。

(5)克拉克变速箱的推荐用油。克拉克定轴式动力换挡变速箱使用的液压油随其工作时环境温度的不同而划分为 5 类。表 8－5－5 列出了克拉克变速箱在五类不同使用环境温度下的推荐用油。

如果油池使用了加热器,第二类和第三类推荐用油可以在更低的环境温度下使用。而第四类推荐用油必须在环境温度变化处于表中所列范围时,方可使用。

使用了压力调整器的 18000 和 28000 系列变速箱,只能使用 C－3、DEXRON 或 DEXRON11D 牌号的推荐用油;而使用压力调整器的 3000、5000、8000 和 16000 系列变速箱只能使用 C－3 或 DEXRON 两种牌号的推荐用油。变矩器带有闭锁装置的 HR28000 变速箱和配有 C－270 系列变矩器的变速箱也不允许使用 DEXRON11D 牌号的推荐用油。

表 8－5－5　克拉克变速箱的推荐用油

类　别	环境温度	液压油牌号
第一类	＞－1.1℃(30F)	1. C－3　30 号 2. 发动机油 APL－CD　30 号 APL－SE　30 号 APL－SF　30 号
第二类	＞－23.3℃(－10F)	1. MIL－L－2104　10 号 2. C－2　10 号 C－3　10 号 3. 发动机油 APL－CD　10 号 APL－SE　10 号 APL－SF　10 号
第三类	＞－34.4℃(－30F)	1. DEXRON 2. DEXRON11D
第四类	－53.9～17.8℃(－65F－0F)	MIL－L－46167
第五类	＞－53.9℃(－65F)	CONOCO polor start　DN－600

第四节　液力变矩器工作原理与故障排除

一、液力变矩器的分类、结构型式及特点

(一)变矩器的分类及特点

(1)根据液力变矩器中各工作轮在循环圆内的排列顺序,液力变矩器可分为:B－T－D 型正转液力变矩器和 B－D－T 型反转液力变矩器。前者,液体在循环圆中流入泵轮之前,先经过导轮(图 8－5－9a),在正常运转时,涡轮与泵轮转向一致;后者,液体流入泵轮之前,先经过涡轮(图 8－5－9b),借导轮叶片,可以改变液体流入涡轮的方向。因此,涡轮和泵轮的转向可以相反。

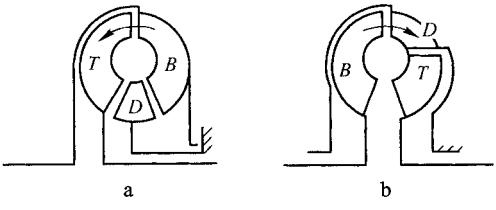


图 8－5－9　B－T－D 型与 B－D－T 型变矩器示意图

a—B－T－D 型;b—B－D－T 型

B－T－D 型的涡轮可以做成不同形式，因此，变矩器可以是可透的或不可透的，可供不同使用要求的车辆和工程机械进行选择。对于 B－D－T 型变矩器，不管涡轮采用何种形式都将获得较大的正透穿性，由于液流方向变化剧烈，因此这种变矩器损失较大，所以它比 B－T－D 型的效率低。目前仅在液力机械变矩器中，为了解决双流传动中的功率循环现象，才采用此种变矩器。

(2)根据涡轮叶栅的列数液力变矩器可分为：单级、两级、三级液力变矩器。此处“级”是指安置在泵轮与导轮，导轮与导轮之间的刚性连接的涡轮数。单级液力变矩器通常有一个涡轮(图 8－5－9)。两级液力变矩器有两个涡轮，并在两涡轮之间设有导轮，其余类推(图 8－5－10)。多级变矩器，有较高的 K_0(5～7)，较大的变矩范围和高效区，但级数增多，不仅能量损失大，而且结构复杂，造价高，因而现有的液力变矩器很少超过三级。

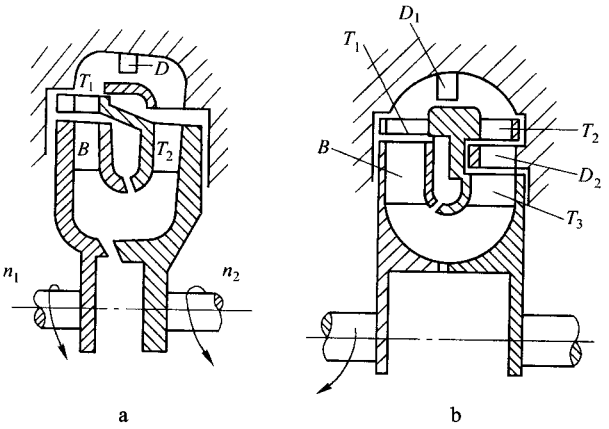


图 8－5－10　多级液力变矩器示意图

a—两级变矩器；b—三级变矩器

(3)根据液力变矩器各工作轮相互配合作用的数目，液力变矩器可分为：单相、两相和多相变矩器。此处“相”是指变矩器所具有的几种不同工作状态数目，从原始特性上看，有几段不同性质的曲线就是几相。图 8－5－9 所示为单相变矩器。两相液力变矩器的工作轮相互配合作用数为 2，这种变矩器在导轮和固定壳体间装一单向离合器(图 8－5－11)，当转速比 $i=0\sim i_c$ 时，液流由涡轮流向导轮叶的正面，力图使导轮依泵轮旋转的反方向转动，此时，单向离合器楔紧，导轮固定不动，$M_D>0$，$K>1$，为变矩器工作状态。当涡轮转速增加到进入导轮的液流方向恰好与导轮叶片的骨线重合时，离合器处于临界状态，此时 $M_D=0$，$K=1$。当涡轮转速增加到转速比 $i>i_c$ 时，液流从涡轮流出冲向导轮叶片的背面，推动导轮按泵轮旋转方向转动，此时 $M_D<0$，$K<1$，单向离合器脱开，导

轮随涡轮一起转动，故 $M_D = 0$，$K = 1$，进入耦合器工作状态。因减小或消除了液流由涡轮流向导轮时产生的冲击损失，故提高了效率（图 8－5－12），消除了高传动比时低效率区域，因而应用广泛。

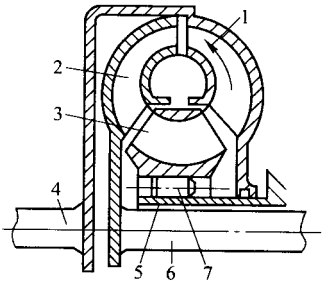


图 8－5－11　综合式液力变矩器

1—泵轮；2—涡轮；3—导轮；4—输入轴；5—壳体；6—输出轴；7—单向离合器

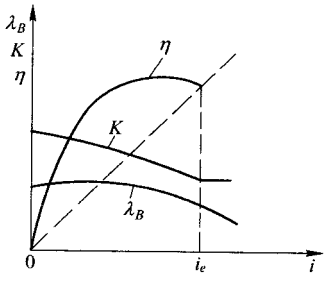


图 8－5－12　两相液力变矩器原始特征

可见，多相液力变矩器是把变矩器和耦合器的特点综合到一台变矩器上，因此又称为综合式液力变矩器。这种变矩器由变矩器工况转到耦合器工况或由耦合器工况转到变矩器工况都是自动进行的。带有双导轮的三相综合式液力变矩器有两个变矩器工况和一个耦合器工况，其主要特点是高效区大。

（4）根据液力变矩器循环圆中涡轮的配置位置和液流方向，液力变矩器可分为：向心式、轴流式和离心式涡轮的变矩器三种（图 8－5－13）。

三种不同涡轮形式变矩器的特性曲线如图 8－5－14 所示。由图可见，向心式涡轮中当 i 大于一定数值后，流量 Q 要比轴流式和离心式涡轮变矩器中的流量小很多倍。因而循环圆中液流的相对速度较低，液力损失相对减小，所以，在大传动比范围具有较高的效率值。另外，由于泵轮传递的力矩和 Q 成正比，故向心式涡轮液力变矩器具有较大的正透穿性能。此外，当涡轮空载时（即 $M_T \approx 0$，$i = 1.0$），由于 $Q = 0$，所以泵轮轴上的力矩 M_B 也近似于零，也就是发动机可以在空载下运转，因而功率损失少，工作不易发热。

但对轴流式和离心式变矩器，当 $i \approx 1$ 时即便输出力矩 $M_T = 0$，发动机仍需要消耗较大的功率使工作液流发热。由于上述向心式涡轮变矩器的优点，因此在运输车辆、矿山机械和工程机械中，绝大多数采用这种液力变矩器。

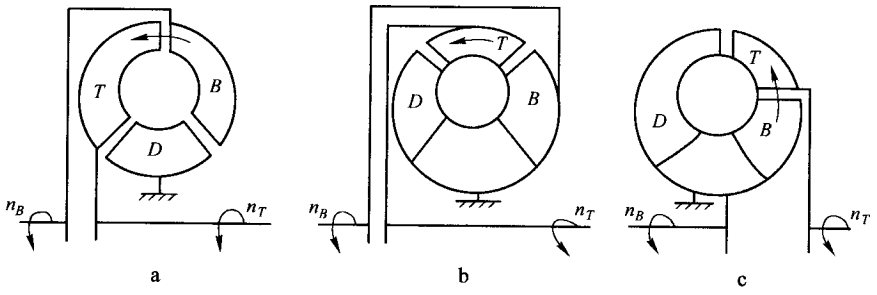


图 8－5－13　不同涡轮形式的液力变矩器

a—向心涡轮；b—轴流涡轮；c—离心涡轮

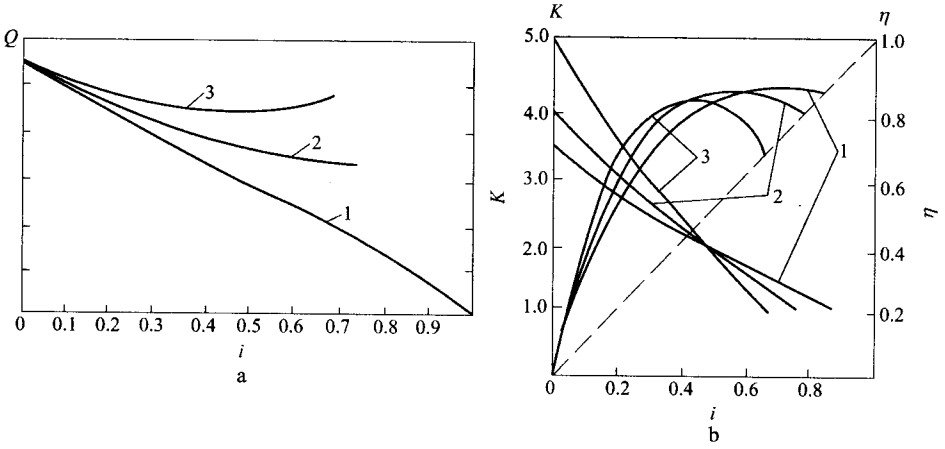


图 8－5－14　不同涡轮形式变矩器特性曲线

a—循环流量 Q 的变化规律；b—原始特性曲线

1—向心涡轮；2—轴流涡轮；3—离心涡轮

(5)根据液力变矩器泵轮和涡轮能否闭锁在一体工作，液力变矩器可分为：闭锁式和不闭锁式变矩器。由图 8－5－12 可见，综合式液力变矩器耦合器工况区效率不十分高，为了进一步提高这个工况区的效率，就用离合器把泵轮和涡轮锁死，使这个工况区的效率，$\eta = 1$，这就形成了带闭锁离合器的液力变矩器。有时也采用在非综合式变矩器的基础上加闭锁离合器的结构。

(二)典型液力变矩器的构造及特点

1. 美国克拉克公司 C－270 系列液力变矩器的结构特点

C－270 系列液力变矩器有同心轴输出(涡轮轴即输出轴)和偏心轴输出(涡轮轴与输出轴线不重合)两种型式。偏心轴输出的 C－270 系列变矩器结构如图 8－5－15 所示。此液力变矩器固定在发动机上由飞轮通过罩轮 4 直接驱动泵轮 7；涡轮 5 通过涡轮轮毂 3 驱动涡轮轴 1 并向动力换挡变速箱输出动力；导轮固定不动。因此，这种变矩器属于单级、单相、向心式正转变矩器。其部件分解如图 8－5－16 所示，各零部件的名称、数量及相对应的序号列于表 8－5－6 中。

罩轮 98 和泵轮 89 之间用 24 个螺栓连接，配有密封圈 95 的该两件连接平面对中心线的摆差要求比较小，以保证泵轮旋转时与发动机曲轴的同心度；因为飞轮齿圈至泵轮这一动力输入系统要在高速下运转，所以，各零件的同心、平衡及旋转轴的支承都必须很好考虑，并在结构和工艺上予以保证。动力输入系统的主要构件是泵轮，是将机械能变为液能的主要元件，同时，通过轮毂 87 带动油泵驱动齿轮 27，使补油泵正常工作。

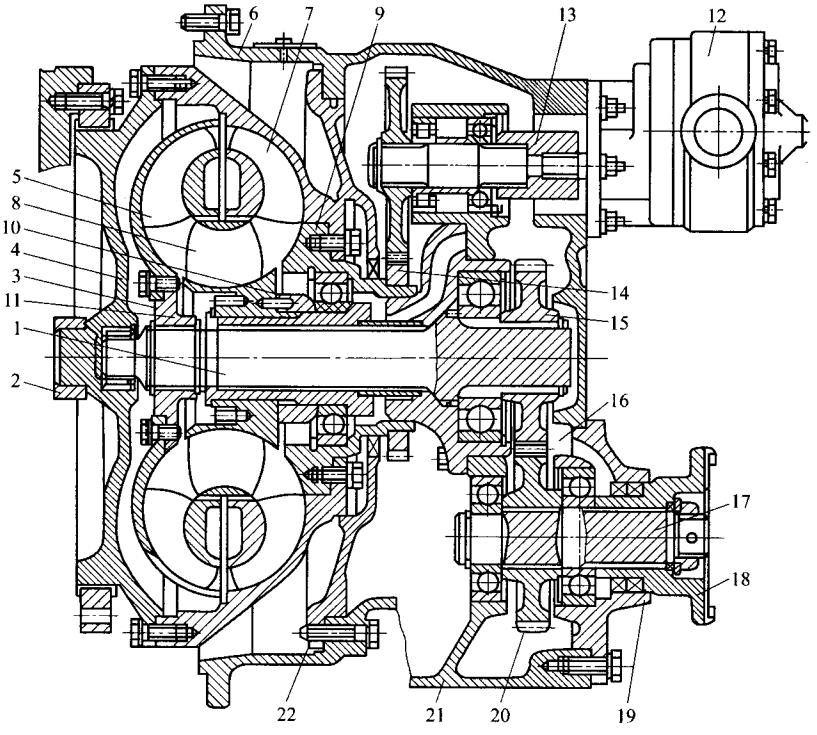


图 8－5－15　C－270 系列液力变矩器结构图

1—涡轮轴；2—罩轮套环；3—涡轮轮毂；4—罩轮；5—涡轮；6—铸铁外壳；7—泵轮；8—导轮；9—泵轮轮毂；10—导轮隔套；11—导轮支轴套组件；12—补油泵；13—补油泵传动轴套；14—泵轮轮毂齿轮；15—涡轮轴齿轮；16—输出齿轮箱；17—输出轴；18—联轴节；19—轴承座；20—输出轴齿轮；21—齿轮箱壳；22—隔油挡板

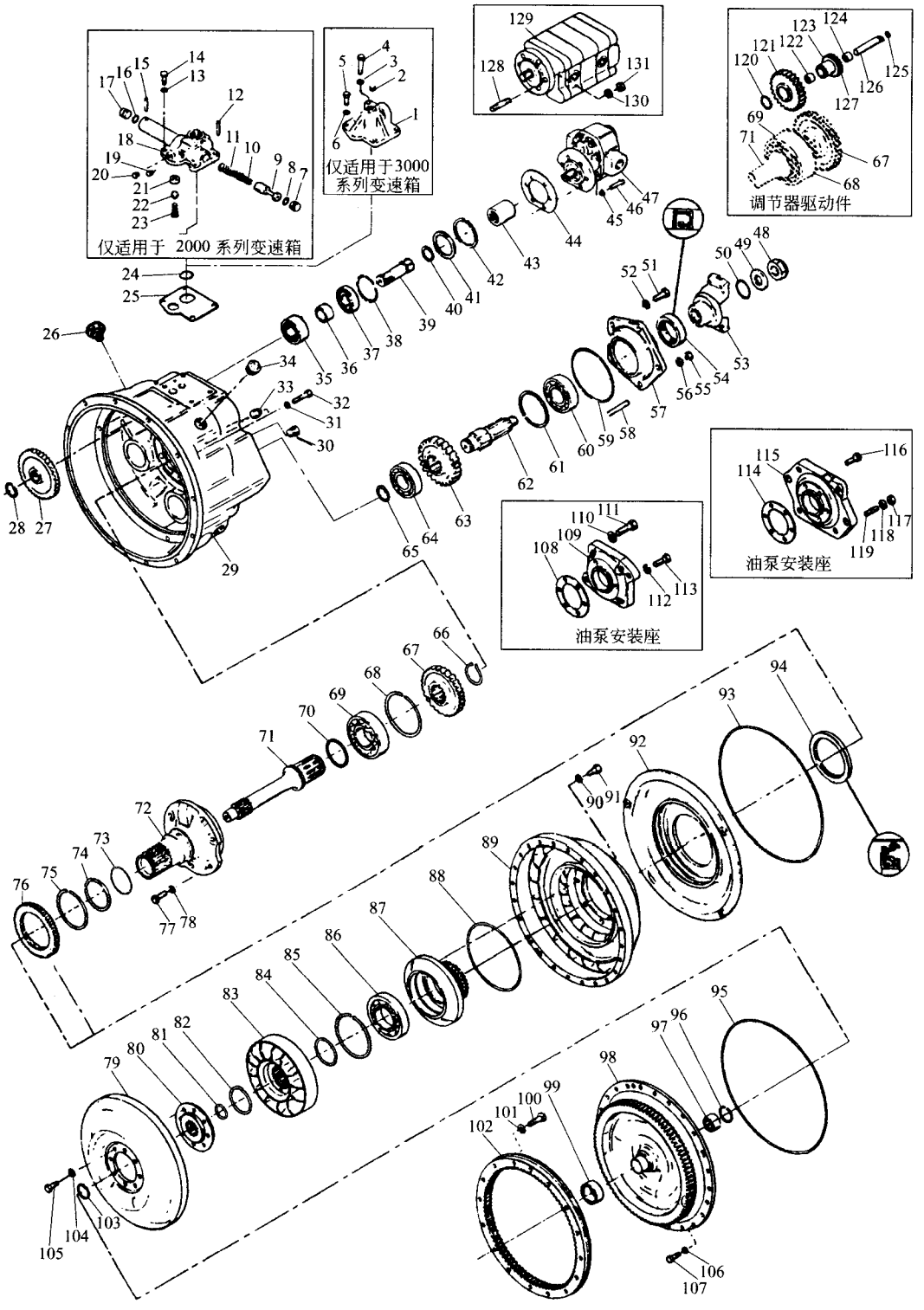


图 8－5－16　C－270 液力变矩器部件分解图

表 8－5－6　C－270 液力变矩器零部件名称与数量

序　号	零部件名称	数　量	序　号	零部件名称	数　量
1	进油盖	1	37	泵传动轴轴承	3
2	进油盖螺塞	1	38	轴承卡环	3
3	防松垫圈	1	39	泵传动轴	3
4	长螺栓	1	40	传动轴卡环	3
5	短螺栓	3	41	泵轴垫圈	3
6	防松垫圈	3	42	泵轴卡环	3
7	阀塞	1	43	注油泵连接套	1
8	阀塞 O 形圈	1	44	泵密封垫	1
9	阀芯	1	45	垫圈	3
10	阀的内弹簧	1	46	螺钉	3
11	阀的外弹簧	1	47	变矩器注油泵	1
12	阀塞定位销	1	48	输出轴螺母	1
13	与阀体连接的防松垫圈	4	49	输出轴垫圈	1
14	与阀体连接的螺栓	4	50	输出轴 O 形圈	1
15	阀塞定位销	1	51	轴承座固定螺栓	3
16	阀塞 O 形圈	1	52	轴承座垫圈	3
17	阀塞	1	53	联轴节	1
18	调节阀组件	1	54	轴承座油封	1
19	阀体管堵	1	55	轴承座紧定螺母	2
20	阀体管堵	1	56	轴承座垫圈	2
21	安全阀阀座	1	57	轴承座	1
22	安全阀柱塞	1	58	输出轴轴承座的双头螺栓	2
23	安全阀弹簧	1	59	轴承座 O 形圈	2
24	调节阀与壳体间的 O 形圈	1	60	输出轴后端轴承	1
25	调节阀与壳体间的密封垫	1	61	输出轴轴承卡环	1
26	通气单向阀组件	1	62	输出轴	1
27	泵驱动齿轮	3	63	输出轴齿轮	1
28	齿轮卡环	3	64	输出轴前端轴承	1
29	变矩器罩(壳体)	1	65	轴承卡环	1
30	变矩器罩上的管堵	1	66	输出齿轮卡环	1
31	隔油盖板垫圈	3	67	涡轮轴齿轮	1
32	隔油盖板螺栓	3	68	涡轮轴卡环	1
33	变矩器罩上的管路	1	69	涡轮轴轴承	1
34	变矩器罩上的管路	2	70	涡轮轴密封环	1
35	泵传动轴轴承	3	71	涡轮轴	1
36	泵传动轴衬套	3	72	导轮支承轴套组件	1

序　号	零部件名称	数　量	序　号	零部件名称	数　量
73	膨胀弹性环	1	103	涡轮轴外卡环	1
74	导轮支承座密封环	1	104	涡轮轮毂垫圈	8
75	泵轮轮毂齿轮卡环	1	105	涡轮轮毂连接螺栓	8
76	泵轮轮毂齿轮	1	106	泵轮与罩轮的连接垫圈	24
77	导轮支承轴套固定螺栓	6	107	泵轮与罩轮的连接螺栓	24
78	导轮支承轴套垫圈	6	108	油泵安装座垫圈	1
79	涡轮	1	109	油泵安装座	1
80	涡轮毂	1	110	油泵安装座的固定垫圈	2
81	涡轮轴内卡环	1	111	油泵安装座的连接螺栓	2
82	导轮卡环	1	112	油泵安装座的连接垫圈	3
83	导轮	1	113	油泵安装座的连接螺栓	3
84	导轮衬套	1	114	油泵安装座垫圈	1
85	泵轮轴承卡环	1	115	油泵安装座	1
86	泵轮毂轴承	1	116	油泵安装座连接螺栓	6
87	泵轮毂	1	117	油泵安装座连接螺母	4
88	泵轮毂 O 形圈	1	118	油泵安装座连接垫圈	4
89	泵轮	1	119	油泵安装座连接双头螺栓	4
90	轮毂与泵轮的连接垫圈	8	120	惰轮轴卡环	1
91	轮毂与泵轮的连接螺栓	8	121	惰轮轴传动齿轮	1
92	隔油挡板	1	122	惰轮轴轴承	1
93	隔油挡板的 O 形密封圈	1	123	调节器传动齿轮	1
94	隔油挡板油封	1	124	惰轮轴轴承	1
95	泵轮与罩轮的 O 形密封圈	1	125	惰轮轴 O 形密封圈	1
96	罩轮轴承卡环	1	126	惰轮轴	1
97	罩轮轴承	1	127	惰轮轴键	1
98	罩轮	1	128	油泵双头螺栓	6
99	罩轮衬套	1	129	排油泵(选用)	1
100	齿圈螺栓	16	130	油泵垫圈	6
101	平垫圈	16	131	油泵螺母	6
102	飞轮齿圈	1			

动力输出部分由涡轮 79 及涡轮轴 71 等部件组成，涡轮与涡轮轮毂 80 用 8 个螺栓连接，保证连接后旋转的同心，轮毂与涡轮轴的连接采用花键。为了防止涡轮在涡轮轴上左右两个方向的轴向移动，在轮毂的两侧各用一个卡环固定，涡轮也是一个高速旋转体，因此，也需要很好地解决它的旋转支承、同心和平衡等问题。动力输出系统的主要构件是涡轮。它将液体的动能转换成机械能而输出。

导轮 83 在 C－270 系列变矩器中是一个固定不动的工作轮，它与壳体 29 之间的连接路线是导轮 83—导轮支承轴套组件 72—轴承座 57 及补油泵传动轴轴承座——壳体 29。导轮和支承轴套组件之间采用花键连接，为防止轴向移动，在左侧装有导轮卡环 82。

由于导轮是固定不动的工作轮，因此它的支承比较简单，只需解决固定可靠就行了，在同心度方面没有特殊要求。为了防止导轮的倾斜，对各连连件的连接面提出了摆差的要求，同时，对零件的长度尺寸应给予一定的公差。

当液力变矩器工作时，在循环圆内充满有一定压力和高速流动的液体，为防止液体泄漏必须对循环圆的有关连接处进行密封 此外，液力变矩器的冷却和补偿系统，要求把进入变矩器的高压、低温的进口工作液体和低压、高温的出口工作液体相隔开，各有自己的独立流道，这也需要采取密封措施。C－270 系列变矩器采用了像罩轮 98 与泵轮 89 的连接处、泵轮 89 与泵轮轮毂 87 之间等的固定密封以及像泵轮轮毂 87 与导轮支承轴套组件 72 之间的旋转密封，另外，在导轮支承轴套组件 72 内部设置有油液分配套（图 8－5－15），使进、回油隔开。

变矩器工作腔中的液体流动属于有压流动（无自由表面），流场中各点的压力不同，而以泵轮进口处的压力最低，因此在泵轮叶片的前段的压力最有可能低于工作液在工作温度下的‘汽化’压力，最有可能形成‘汽泡”，产生‘汽蚀”，如果这种情况发生，液体在绕过叶片时会产生脱离现象，破坏了工作轮的正常工作，使过油断面面积缩小，流速增大，水力损失亦增大，外部表现效率降低，传递的功率减少。为了避免由于汽蚀而造成的不良后果，需要采用补油泵将工作液体以一定的压力输送到变矩器内，以防止循环圆内压力过低而产生汽蚀。

液力变矩器在工作时，由于能量的损失，会产生很大的热量散失在工作腔中的液体里。这种热量与变矩器传递的功率及效率有关。在到达最高效率点之前，转速比越小，效率也越低，当 $i=0$ 时，$\eta=0$，此时发动机的功率全部转变为热量而损失掉，如果变矩器在转速比为零或接近于零的工况下连续运转，则循环的工作液体可在数分钟内过热，因此要求变矩器经常在 $\eta>0.7$ 的区域内工作。但在设计时，为使变矩器能在较苛刻的条件下连续工作而不致过热，就必须考虑装设必要的冷却装置。这就是补油泵的第二个作用，即不断地将工作液体从变矩器中引出，进行冷却。

C－270 系列变矩器的油路示于图 8－5－17 中（图示为同心轴输出的情况）。

补油泵自贮油槽（即变速箱底部）吸油，经滤油器后，在变矩器进油口分为两路：一路直接进入变速箱离合器的操作阀，另一路通过调压阀进入液力变矩器。调压阀的作用是限定变速箱离合器的操作压力，在油压低于此压力值时，补偿液不进入液力变矩器，而优先保证离合器的操作油压。

进入变矩器的油液经过壳体及导轮支承轴套组件上的通道、泵轮轮毂与轴套之间及泵轮轮毂轴承进入循环圆（自泵轮入口处）；温度高的油液则从涡轮出口处，经导轮支承轴套组件与涡轮之间的间隙、导轮支承轴套及壳体上的通道流出变矩器，入冷却器进行

冷却后回流到油槽形成循环油路。

2. 美国克拉克公司 CL－270 系列液力变矩器的结构特点

CL－270 系列与 C－270 系列液力变矩器的主要不同之处在于前者用了闭锁机构，即在泵轮和涡轮间装有一闭锁离合器。

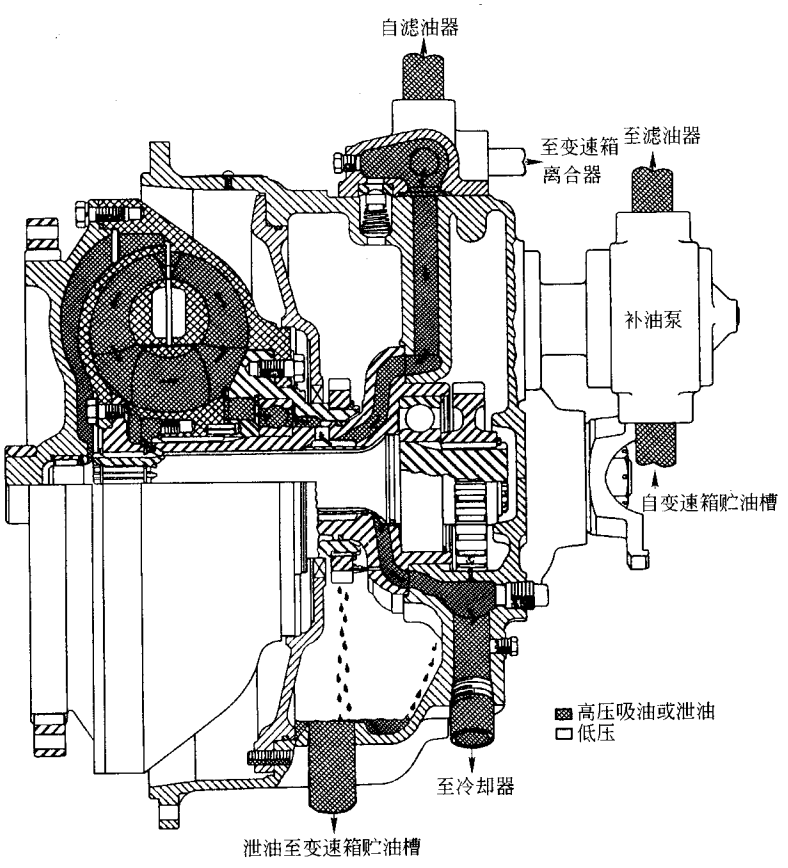


图 8－5－17　C－270 系列变矩器油路图

CL－270 系列液力变矩器泵轮至发动机飞轮齿圈的部件分解图如图 8－5－18 所示。各零部件的名称、数量及相对应的序号列于表 8－5－7 中。为了安装闭锁离合器组件，采用了涡轮离合器盘毂。闭锁离合器的作用就是在必要的时候，把泵轮与涡轮锁住，刚性地联合到一起，使传动既可以是液力传动，又可以是机械传动。在作业或通过困难地段时，采用液力传动，充分发挥液力传动能自动适应外阻力剧烈变化的优点，而且在良好道路上行驶时则采用机械传动，充分发挥机械传动效率高的优点，提高行驶速度。闭锁离合器接合的动力是液压系统中的压力油液，液力与机械两种传动之间的转换可以是手动控制，也可以根据控制要求使其自动离合，在 CL－270 系列变矩器上设置测速装置，

检测涡轮转速的变化，即传动比 i 的变化，一般是在较高的传动比下使离合器接合，其目的是为了防止在高速比时变矩器的效率大幅度下降。理论上讲，离合器闭合后，$K=1$；$i=1$ 则，$\eta=1$，而且，可以满足车辆用拖车方法启动发动机和下长坡时利用发动机的要求。要想人为地液力变矩器闭锁，必须采用可操纵的闭锁离合器方案。这种变矩器的主要缺点就是导轮固定不动，在闭锁时会引起较大的液力损失，降低直接传动的效率。

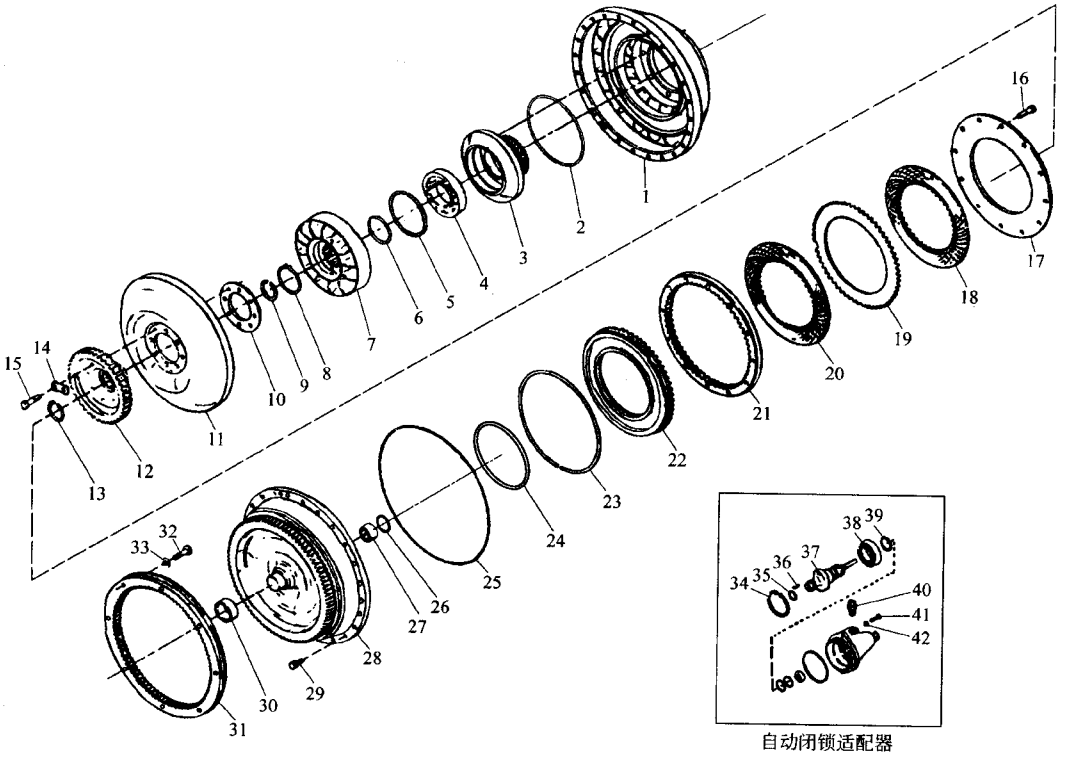


图 8－5－18　CL－270 系列变矩器部件分解图

表 8－5－7　CL－270 液力变矩器闭锁机构零部件明细表

序　号	零部件名称	数　量
1	泵轮	1
2	泵轮毂 O 形圈	1
3	泵轮毂	1
4	泵轮毂轴承	1
5	轴承卡环	1
6	导轮隔环	1
7	导轮	1
8	导轮卡环	1

序　号	零部件名称	数　量
9	涡轮固定卡环	1
10	涡轮环	1
11	涡轮	1
12	涡轮离合器盘毂	1
13	涡轮固定卡环	1
14	涡轮和离合器盘毂连接垫圈	1
15	涡轮和离合器盘毂连接螺栓	4
16	端盖与盘的连接螺栓	8
17	端盖	12
18	离合器内片	1
19	离合器外片	1
20	离合器内片	1
21	外驱动盘	1
22	锁紧装置活塞	1
23	外活塞环	1
24	内活塞环	1
25	泵轮与罩轮的密封	1
26	轴承卡环	1
27	罩轮轴承	1
28	罩轮	1
29	泵轮与罩轮的连接螺栓和锁紧垫圈	24
30	罩轮轴套	1
31	飞轮齿圈	1
32	齿圈平垫片	16
33	齿圈螺栓	16
34	轴承卡环	1
35	传动轴 O 形圈	1
36	传动轴圆柱销	1
37	转速表传动轴	1
38	转速表传动轴轴承	1
39	传动轴轴承卡环	1
40	液压系统接头	1
41	接头壳体螺栓	2
42	接头壳体锁紧垫圈	2

3. 美国克拉克公司 LFMHR－28000 系列液力变矩器的结构特点

LFMHR－28000 系列变矩器相对于 CL－270 系列的改进之外采用了单向离合器，这样，当变矩器泵轮和涡轮闭锁时，导轮可以松开空转，因而几乎可排除全部的液力损失，传动效率可以接近或等于 1，这相当于在综合式液力变矩器的基础上加闭锁离合器的结构。另外它的动力输入部分不是通过发动机飞轮齿圈，而是采用联轴节结构。如图 8－5－19 为 LFMHR－28000 系列液力变矩器剖面图，其补偿、冷却和闭锁油路如图 8－5－20 所示。

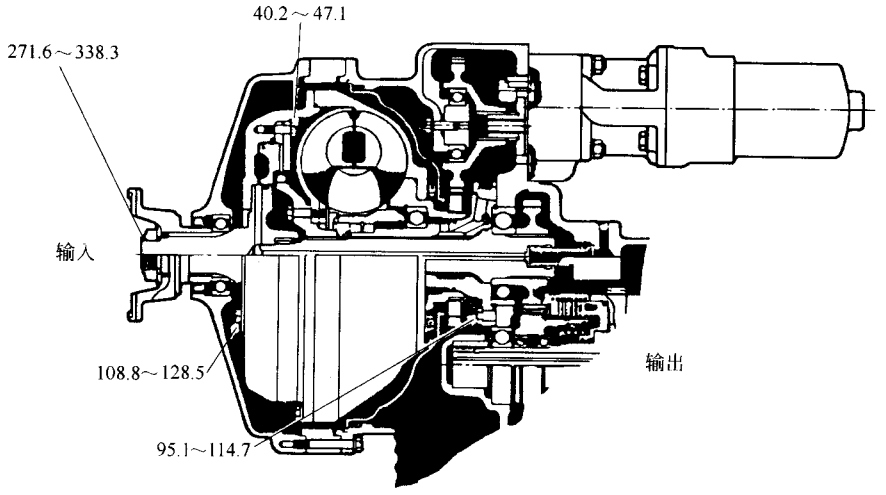


图 8－5－19　LFMHR－28000 系列液力变矩器剖面图

（图中数据为紧固螺栓力矩值，单位：N·m）

补油泵自变速箱底部吸油，在泵轮的驱动下，产生压力油液。一路进入闭锁阀，控制闭锁离合器的动作；一路进入控制阀组，向变速箱离合器供油；第三路经过调压阀减压后向变矩器供油，变矩器循环圆流出的高温工作液体则进入冷却器，冷却后返回油箱。

二、液力变矩器的故障与维修

（一）液力变矩器的油压及润滑

为了测量变矩器出油压力，应在测压点设置压力表，并且出油温度在 82.2～93.3℃ 间进行。发动机转速为 2000r/min 时所对应的出口最小压力及在空载运转时所对应的最大出油压力列于表 8－5－8。

变矩器的出口油压等于冷却器两端的压差、冷却管路的压力降以及变速箱润滑系统的回油压力降的总和。

拆开连接在变速箱上的变矩器的泄油管，则可用一带有刻度的容器通过计时，来测量变矩器润滑油的泄漏量。各系列液力变矩器在发动机转速为 2000r/min 时润滑油的

泄漏量最大规定值如表 8－5－9 所示。

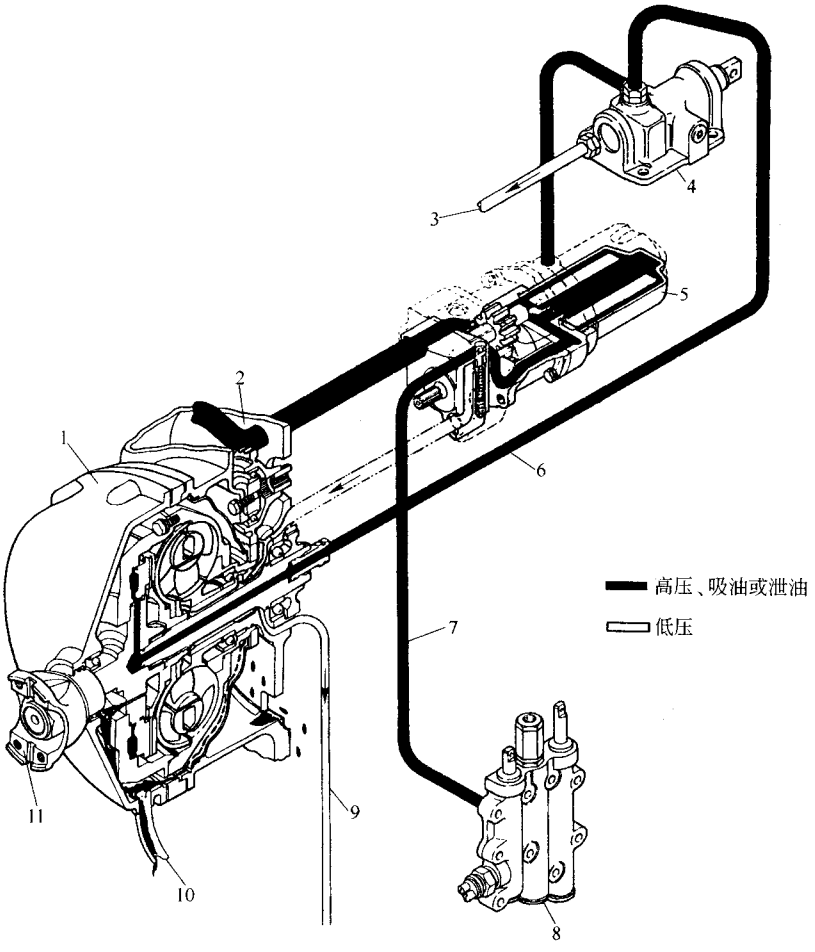


图 8－5－20　LFMHR－28000 系列变矩器油路图

1—液力变矩器；2—变矩器壳体吸油管；3—泄油至变速箱贮油管；4—闭锁阀；5—补油泵；6—至闭锁离合器；7—阀供油管路；8—控制阀组；9—至冷却器；10—泄油至变速箱贮油槽；11—输入联轴节

表 8－5－8　克拉克液力变矩器出口油压值

变矩器系列	最小出口油压/kPa	最大出口油压/kPa
C－270	172.5	482.6
C－5000	379.3	482.6
C－8000	379.3	482.6
C－16000	379.3	482.6

表 8－5－8　克拉克液力变矩器润滑油泄漏量的最大规定值

变矩器系列	最大泄油量/L·min^{-1}
C－270	7.5
C－5000	11.2
C－8000	19.0
C－16000	19.0

每天的油位检查应在发动机转速为 500～600r/min、油温为 82.2～93.3℃的情况下进行，油面应保持在装满标位上。每工作 500h，更换液压油滤芯。每工作 1000h 就需要更换系统液压油，放油时油温应在 65.6～93.3℃之间。正常排放周期和滤油器的更换时间间隔是根据一般工作环境和工作循环情况来定的，严重或持续的高温，或是空气含粉尘很高都将会加速设备的磨损和损失，在这些恶劣的情况下，就要适当缩短更换的时间间隔。

(二)液力变矩器的清洗与检查

在变矩器的检修和大小修中必须保持绝对的清洁，这一点是至关重要的。在着手修理前，对部件的外部进行全面的清洁工作，以防止脏物和杂质进入机体内。

1. 清洗

使用溶解型清洗剂对全部零件进行彻底清洗，在清洗过程中，要把零件浸没在清洗剂中缓缓上下移动，直到去除所有的润滑油污和杂质为止。

(1)轴承的清洗：从清洗剂中取出轴承，对着木块敲几下，使轴承内由润滑油凝结的固体颗粒脱落，再把杂质清洗掉。重复上述过程直到轴承完全清洗干净为止。用压缩空气吹干轴承，并注意气流要直通轴承以避免其自行转动。在吹干过程中，可用手慢慢转动轴承，这样可加快吹干过程。

(2)壳体的清洗：彻底清洗壳体的内外面、轴承端盖等。只要这些铸件没有磨光或抛光表面，就可以放在箱内用弱碱溶液进行清洗，为了使这些部件得到充分地清洗和加热，有必要使它们在溶液中停留足够长的时间，这也将有助于清洗溶液和冲洗水的蒸发。在溶液箱中清洗过的部件必须用清水彻底地冲洗，以消除所有的碱液。铸造部件也可用蒸气进行清洗。

所有清洗过的部件必须立即用压缩空气充分吹干或用柔软、不掉毛的吸水性布擦掉像金属屑、油污或研磨末等物。

2. 检查

仔细并全面检查所有的零部件，及时更换出现磨损、疲劳破坏的部件，这样可杜绝事故的隐患。

(1)轴承的检查：仔细检查所有的滚柱、保持架和装配圈是否有磨损、裂纹及凹痕出

现。更换轴承的元件要按照配合关系成对进行。检查合格后，把轴承放入所推荐的变速箱油液中浸一下，取出用干净、不起毛的布或纸包好，以备装配时使用。

(2)油封、密封垫等的检查 :在解体部件时更换弹性油封、O 形圈、金属密封环、密封垫及挡圈，比在将来进行大修时更换经济些，因为润滑油通过某个被磨损的密封件的进一步泄漏，将会导致该组件中更贵重的元件的失效，所以，要精心管理密封件，特别是在装配的时候。密封件的断裂、刮伤或唇口的卷曲都会严重降低其密封效果，在油封的外径上涂上一层薄的 Permatex2 号防护脂可以保证其紧密地装入护圈内。当装配新的金属密封环时，同样在底部沟槽应涂上润滑脂稳固密封环以便组装相关的零件。另外，在组装前，应用所推荐的变速箱油液润滑所有的 O 形圈及密封件。

(3)齿轮和轴的检查 如果有条件，可用磁力探伤法检查这些零件。仔细检查齿轮上的所有齿，看是否有磨损、凹坑、破裂、刻痕、裂纹或伤痕，如果有，就要更换齿轮，但小的刻痕可以用合适的油石修磨掉。对于轴及衬套的检查，要确保它们无裂缝、弯曲或键槽扭曲现象。

(4)壳体、箱盖等的检查首先要保证把壳体、箱盖及轴承盖等清洗干净，然后仔细检查所有零件，看是否有裂缝、凹痕等缺陷以及由此而引起的泄漏或故障。

(三)液力变矩器的故障及维修

在诊断变矩器故障的时候。要把变矩器的补油泵、变速箱、油液冷却器及连接管路作为一个整体来考虑，因为任何一部分的正常工作都在很大程度上取决于其它各部分的状态和工作情况。所有的检测都应在变矩器出口油温为 82.3 ~ 93.3℃时进行，为此，可以使机器工作一段时间，或者使变矩器处于失速状态，直至达到所要求的温度。

各种故障、可能的原因及解决办法如表 8 – 5 – 10 所示。

表 8 – 5 – 10　液力变矩器的故障、原因及处理方法

故　障	原　因	处理方法
变矩器出口压力过低(压力低于所规定的最小出口油压)	1. 密封件和 O 形密封圈损坏； 2. 油泵磨损； 3. 安全阀卡死，常开	1. 解体变矩器，更换密封件； 2. 更换新油泵； 3. 清洗并检查阀的弹簧及阀芯
变矩器出口压力过高(压力高于所规定的最大出口油压)	1. 油冷却器或管路堵塞； 2. 油液比重过大； 3. 油温过低	1. 检查冷却器及其管路是否堵塞。清洗或更换； 2. 使用所推荐的油； 3. 天气寒冷引起的压力过高，变矩器工作一段时间油温上升，压力就会降下来
变矩器过热	1. 冷却器或管路堵塞 ;冷却容量过小； 2. 吸油管内有空气； 3. 油泵已磨损； 4. 变矩器至变速箱或油槽的泄油管路安装不合适	1. 检查、清洗，必要时更换冷却器； 2. 检查管路接头是否连接不够紧密； 3. 更换油泵； 4. 将回油管口接在变矩器壳体的最低位置

故　障	原　　因	处理方法
变矩器噪声过大	1. 啮合的齿轮磨损； 2. 油泵已磨损； 3. 轴承损坏； 4. 驱动齿轮磨损	1. 更换齿轮； 2. 更换油泵； 3. 有必要拆下轴承总成，更换轴承； 4. 更换驱动齿轮
变速箱离合器压力过低	1. 变速箱发生故障； 2. 油泵已磨损； 3. 调压阀卡死，常开	1. 切断至变速箱控制阀的油路，如果离合器压力恢复正常，则问题在变速箱； 2. 更换油泵； 3. 清洗并检查调压阀磨损及污染情况，必要时更换
变速箱离合器压力过高	调压阀卡死，常闭	清洗并检查调压阀零件磨损及污染情况，必要时更换
变矩器输出功率不足	1. 发动机调速器位置不合理； 2. 变矩器输出压力过低； 3. 油液中混入空气； 4. 油液选用不当	1. 调整发动机； 2. 参看“变矩器出口压力过低”处理方法； 3. 检查管路接头是否有松动之处 拧紧； 4. 使用所推荐的油液
油液进入飞轮壳体	1. 罩轮与泵轮之间的 O 形密封圈失效； 2. 隔油挡板的 O 形密封圈失效； 3. 隔油挡板油封损坏	更换

第五节　转向系统工作原理与保养维修

在地下铲运机的行驶和作业过程中，要经常保持直线行驶或改变行驶方向（转向）。对轮胎式行走的地下铲运机其转向是通过转向车轮在路面上偏转一定角度，或铰接车体前后车架绕铰接点相对偏转一定角度来实现的。直接用来使车轮、车体发生偏转，使车轮发生转向或方向改变的一整套机构，称之为转向系统。

一、转向装置原理与分类

轮式机械转向系的型式很多，按转向方式可分为偏转车轮转向与铰接转向两种。

（一）偏转车轮转向系统

1. 偏转车轮转向系统的组成

图 8－5－21 所示是偏转车轮机械式转向系组成示意图。其中方向盘 1、转向轴 2 及传动副（蜗杆 3、齿扇 4）共同起着把方向盘上操纵力放大的作用，并以此力驱使转向机构去实现转向，故此部分称为转向系的操纵机构。转向节臂 9、转向横拉杆 10、前轴 11 构成了转向梯形，再加上其他传动元件，如转向臂、转向直拉杆、转向直拉杆臂、立销等构成了转向系的执行机构。它是将放大了的操纵力传递给转向车轮，从而实现车轮偏转，使机

器转向。

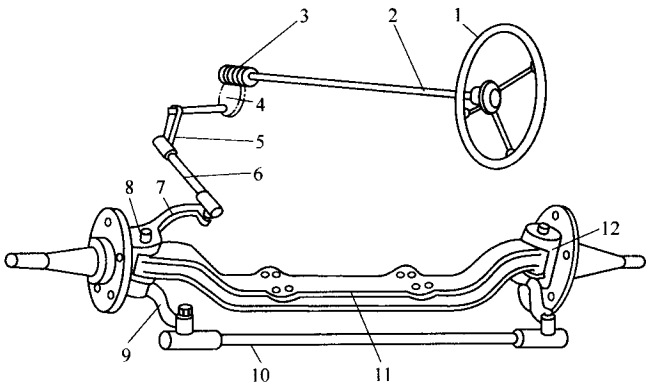


图 8－5－21　偏转车轮机械式转向系组成示意图

1—方向盘；2—转向轴；3—蜗杆；4—齿扇；5—转向臂；6—转向直拉杆；7—转向直拉杆臂；8—立销；9—转向节臂；10—转向横拉杆；11—前轴；12—转向节

车轮转向包括三种型式：后轮转向、前轮转向与前后轮同时转向(全轮转向)。它们常应用在整体式车架的工程机械上。

2. 偏转车轮转向原理

图 8－5－22 是偏转车轮转向示意图。转向时，各车轮应处于纯滚动而无侧向滑动状态，否则，将会增加转向阻力及轮胎的磨损。因此，就要求转向时各车轮要绕共同的转向中心转动。为造成一个共同的转向中心，机器转向时，首先要偏转转向轮(导向轮)，其次，两转向轮偏转角度间存在着一定的几何关系，可由图示之几何关系，用式(5－36)表示：

$$\mathrm{ctg}\alpha - \mathrm{ctg}\beta = \frac{M}{L} \tag{5-36}$$

式中　M——主销中心距；

L——前后轴距。

这一关系是靠转向梯形机构来保证。再次，两侧驱动轮应有不同速度，这样在驱动轮绕转向中心 O 转动时，才不产生滑移而只做纯滚动。两轮转速不同是靠传动系的差速器来实现的。

3. 转向梯形

转向梯形的作用不仅能把转向臂的作用传给转向轮，而更主要的是保证两侧转向轮在偏转时满足上述偏转角条件。转向梯形由转向臂和横拉杆组成(图 8－5－22b)，一般横拉杆的长度可以调节，用以调节转向轮的前束角 γ。

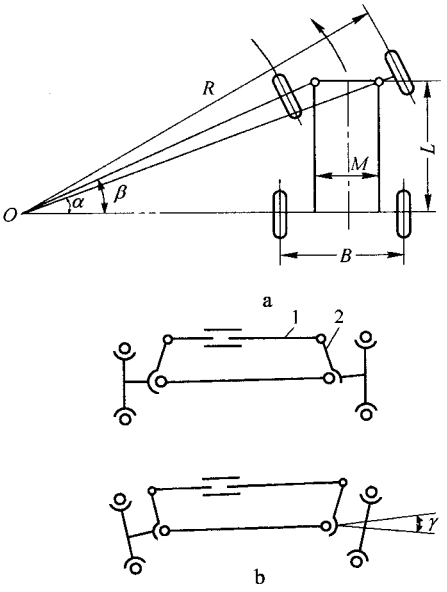


图 8－5－22　偏转车轮转向示意图

a—车轮转向示意图；b—转向梯形示意图

1—横拉杆；2—转向臂

(二)铰接式转向系统

1. 铰接式转向系统组成

铰接式车架是由前、后两个车架组成，中间用垂直铰销连接起来，故称铰接车体。铰接转向是通过两个油缸(也有的用一个)推动前后车架绕中间铰销转过一定角度达到的，因此叫铰接转向，也叫折腰转向。

铰接转向机构主要由三部分组成：转向执行机构、转向液压缸(分为单缸和双缸)、转向操作机构(分为方向盘与全液压转向器和单杆操纵与转向阀两种)和上下铰接体。

图 8－5－23 所示为铰接转向系组成示意图。方向盘 4、转向控制阀 2 及传动副(齿扇 3、转向垂臂 6)构成转向操纵机构，转向油缸则成了转向执行机构。

前车架 9 与后车架 1 用铰销相连，因此，前后车架可绕铰销相对偏转。前后车架的两侧装有转向油缸 8，随着左右转向油缸充油程度的变化，使前后车架相对转动不同角度。转向油缸里油液的进出由转向控制阀 2 来控制。

2. 铰接转向原理

图 8－5－24 为铰接转向示意图。它的转向原理与偏转车轮转向有根本区别，在转向时，它是通过前后车架绕销轴相对转过一定角度，使前后车桥也相对转过同样角度，而前轮相对于前车架、后车轮相对后车架则没有发生偏转，因此，每一桥上两侧车轮转动平

面始终是保持平行的。过前后轴轴线作垂直于纸面的平面，此二平面的交线即为转动轴线，机器即绕此轴线做无侧滑的纯滚动。所以此种转向方式不需要转向梯形，也省去了使车轮偏转的复杂机械结构，它只用简单的“折腰”办法即可达到转向目的。转向时，究竟是前车架还是后车架偏转，视地面阻力而定。

这种转向系统突出的优点是比偏转车轮式转弯半径小，使机器有较好的机动性，其次是结构简单。缺点是由于车架铰接，整体刚性差，遇路面冲击载荷时，保持直线行驶能力差。

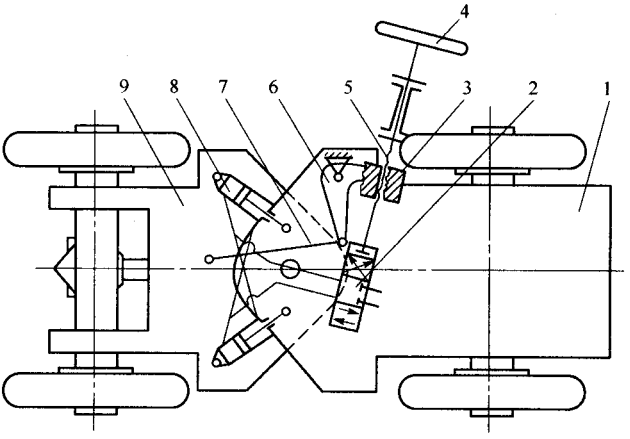


图 8－5－23　铰接转向系组成示意图

1—后车架；2—转向控制阀；3—齿扇；4—方向盘；5—转向轴；6—转向垂臂；7—随动杆；8—转向油缸；9—前车架

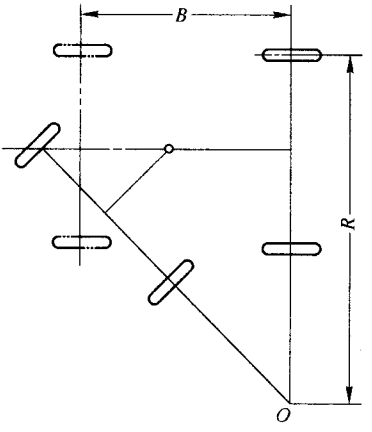


图 8－5－24　铰接转向示意图

二、转向装置保养与故障处理

(一)转向装置的维护保养

转向装置的维护保养主要是做好检查、清扫、润滑、防腐、紧固、调整等工作。根据机器的结构和使用特点,铲运机应实行定期保养制度。应经常进行如下保养:

(1)检查转向液压油箱的油位,必要时加油。

(2)检查前后桥主传动及轮边减速器的油位,必要时加油。

(3)检查、调整转向液压系统的油压。

(4)检查转向器蜗轮蜗杆的间隙,必要时按规定要求调整。

(5)检查、调整转向铰接结构的间隙,关节轴承定期按规定要求加注黄油。

(二)转向系统常见故障的处理

转向系统常见故障的处理见表 8 – 5 – 11。

表 8 – 5 – 11　转向系统常见故障处理表

故　障	故障原因	处理方法
1. 方向盘空行程过大	1. 蜗轮蜗杆间隙过大; 2. 转向机构各连接件间的间隙过大或调整不当	1. 按规定要求调整; 2. 按规定要求调整
2. 转向力矩不足或根本无转向	1. 转向油泵磨损,流量不足; 2. 系统油压过低; 3. 转向阀严重内漏; 4. 转向油缸、管路漏泄; 5. 转向油缸活塞脱落; 6. 油路闸阀未全开	1. 修理或更换泵; 2. 调整油压至规定值; 3. 拆检、修理; 4. 更换密封件,紧固管路接头; 5. 拆检,修理; 6. 打开闸阀

第六节　制动系统工作原理与故障诊断

一、制动系统的功用及组成

(一)制动系统的功用

制动系统是用来对机械施加阻力,使行驶中的机械降低行驶速度或停止。制动系统对于机械完成作业任务,提高作业生产率以及保证行驶安全起着重要作用。机械的行驶

都是在一定条件下,以某一速度行驶,然而当行驶条件发生变化时,行驶速度也应相应改变,如当遇到转弯、路面不平或作业过程中行驶阻力增加等,就要求机械降低行驶速度,而且,在遇到紧急情况时,如遇到行人、障碍或将要与来往车辆相撞时,就要求紧急停车,使机械在最短的距离内停止运行。另外,机械行驶在下坡路段时,为了克服重力造成的行驶速度增加,使机械以稳定速度行驶,或者为了使机械停止在斜坡道上,都要用制动系统来施加阻力,实现制动。

(二)制动系统组成

制动系统由两大部分组成 制动器和制动驱动机构。制动器是用来给机械直接施加阻力的部分 制动驱动机构是用来将驾驶员的操纵力,或将来自其它能源的制动驱动力传给制动器的部分。

根据制动系统的两大组成部分、其功用和制动原理可对制动系统进行分类。

(1)根据制动器的功用分类:

1)主制动器。它是在机械行驶当中用于减速制动,一般装在机械的四个车轮上,用脚踏板控制,又称为脚制动器或行车(工作)制动器。

2)停车制动器。它是用于机械在坡道上停歇时的制动,一般装在变速箱输出轴上,具有手操纵机械传动驱动机构,又称为手制动器。

3)紧急制动器。它是供紧急制动或当主制动系(主制动器及其制动驱动机构)发生故障时备用的。

(2)根据制动原理分类:

1)机械摩擦式制动器。这种制动器制动力的获得是由摩擦副之间的相互摩擦而产生。按其结构型式的不同,可分为蹄式制动器、盘式制动器和带式制动器三种。

2)液力式制动器。这种制动器靠连接在传动轴上的液力变矩器的泵轮叶片搅动液体,产生阻尼来进行制动。

3)发动机制动。它是利用发动机内部的阻力来消耗机械的一部分能量,以实现制动。

(3)根据制动系驱动机构的操作力源分类:

1)机械式。整个驱动机构为机械传动,靠人力操纵。结构简单、操纵费力、一般用于停车制动。

2)动力式。靠气压、液压、气液复合式来驱动传力、助力机构。人只通过控制阀来进行制动控制,操纵省力,制动迅速。

二、典型制动器的构造及工作原理

目前常用的典型制动器包括蹄式制动器,钳盘式制动器和油冷却湿式制动器。

(一)蹄式制动器

1. 蹄式制动器构造及工作原理

如图 8－5－25 所示,蹄式制动器主要由制动鼓、制动蹄、制动分泵(又称制动缸)、回位弹簧等组成。制动鼓 8 与车轮相连,随车轮一起转动。固定不转的制动底板 11 与车桥相连。两个弧形制动蹄 10 的下端用两个支承销 12 装在制动底板 11 上,并且在制动蹄外圆面上装有非金属摩擦衬片 9。制动底板 11 上还装有制动分泵 6、用油管 5 与装在车架上的制动主泵 4(又称制动总泵)相连通,主泵中的活塞 3 可由驾驶员通过制动踏板 1 操纵。回位弹簧 13 拉紧两个制动蹄 10 使其处于非制动状态。

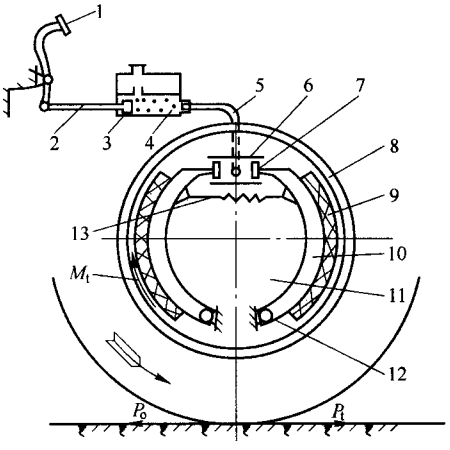


图 8－5－25　蹄式制动器

1—制动踏板;2—推杆;3—主泵活塞;4—制动主泵;5—油管;6—制动分泵;7—分泵活塞;8—制动鼓;9—摩擦片;10—制动蹄;11—制动底板;12—支承销;13—制动蹄回位弹簧

当制动时,踩下制动踏板 1,通过推杆 2 推动主泵活塞 3 在主泵 4 内产生高压油,经油管 5 进入制动分泵 6,并通过两个分泵活塞 7 推动两个制动蹄 10 绕支承销 12 转动,使制动蹄上端向两边张开,以其摩擦片 9 压紧在制动鼓 8 的内圆面上。这样,不旋转的制动蹄就对旋转着的制动鼓施加了一个摩擦力矩 M_t,其方向与车轮旋转方向相反。制动鼓将该力矩 M_t 传给车轮后,由于车轮与地面间的附着作用,车轮即对路面作用一个向前的圆周力 P_0,同时路面对车轮就会有一个反作用力 P_t,这就是制动力,制动力 P_t 由车轮经车桥传给机器,迫使行驶中的机器减速、停止。当放开制动踏板时,回位弹簧 13 将制动蹄拉回原位,摩擦力矩 Mt 和制动力 P_t 消失,制动作用停止。

制动力 P_t 愈大,机器的减速度也愈大。制动力 P_t 是随着制动器摩擦力矩 M_t 的增大而增大。但制动力不能无限地增大,其最大值受到车轮与地面附着力 P_φ 的限制,即

$$P_{t_{max}} \leqslant P_\varphi = G \cdot \varphi$$

式中　G——作用车轮上的垂直载荷；

φ——车轮与地面的附着系数。

也就是说，当制动力 P_t 增大到与附着力 P_φ 相等时，摩擦力矩的增大不能使制动力相应增大，而使车轮完全停止转动（即制动鼓和制动蹄之间不再有相对转动），产生车轮“抱死”，即车轮不再沿路面向前滚动，而是沿着路面滑动，并产生明显的‘拖印子’现象。这时机器的动能几乎完全消耗在轮胎与路面间局部接触部位的摩擦上，造成轮胎急剧发热而产生损耗。事实上，车轮‘抱死’滑移时，制动距离并非最短，而且易造成机器侧向滑移而破坏行驶稳定性，给操纵带来困难。在车轮将‘抱死’而尚未‘抱死’的状态下，制动距离为最短。此时的制动力 P_t（接近附着力，但尚未达到附着力，车轮处于将要滑移，而又未开始滑移的状态，轮胎与路面形成的还是压印，这时的制动效能最高，机器会很快减速，停车。

2. 蹄式制动器的基本类型

蹄式制动器根据受力不同有平衡式、非平衡式、自动增力式之分。

（1）简单非平衡式制动器。如图 8－5－26 所示，两制动蹄均以下端为铰点，制动时上端由分泵活塞杆推开，使蹄片压向制动鼓产生摩擦力。由于活塞面积相等，故 $P_1 = P_2$。当制动鼓按逆时针方向旋转时，左蹄上的摩擦力 F_1 对铰点产生一个力矩使蹄片向制动鼓压紧，这时称左蹄为紧蹄，而右蹄上的摩擦力 F_2 使蹄片离开制动鼓，称为松蹄。这时左蹄的制动鼓之间的正压力 N_1 大于右蹄的制动鼓之间的正压力 N_2，使得两蹄作用在制动鼓上的力不能互相平衡，其差值最终传给桥轴套，称这种制动器为简单非平衡式制动器。

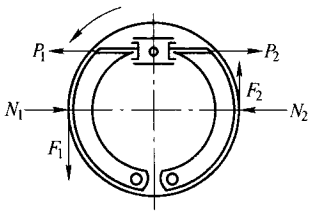


图 8－5－26　简单非平衡式制动器

这种制动器的优点是：结构简单可靠，制动鼓正反转时制动效能相同，即具有‘对称性’，磨损后调整方便。其缺点是：对前进后退不均匀的机械、衬片磨损不均匀，因有一只松蹄，降低了制动效能。为了改善其缺点，可将前活塞直径做的比后活塞直径小，使 $P_2 > P_1$，从而使两蹄片单位压力接近相等。

（2）平衡式制动器。平衡式制动器有非对称式和对称式两种，如图 8－5－27a 所示

为非对称平衡式制动器，图 8－5－27b 所示为对称平衡式制动器。

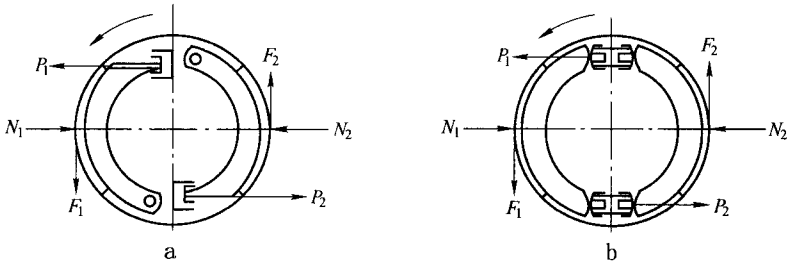


图 8－5－27　平衡式制动器

a—非对称平衡式；b—对称平衡式

对于非对称式，左蹄支点在下端，上端由一个分泵推动，右蹄支点在上端，下端由另一个分泵推动。当制动鼓逆时针旋转时，左右两蹄都是紧蹄，因此，$N_1 = N_2$ 使得两蹄作用在制动鼓上的力相互平衡。但是制动鼓顺时针转时，左右两蹄都成为松蹄，形成不对称性。这种制动器两制动摩擦片磨损均匀，制动鼓正转（逆时针）时制动效能较高，反转（顺时针）时制动效能显著降低。

对于对称式，两蹄均无固定支点，当制动鼓逆时针旋转时，左蹄以下分泵体为支点，右蹄以上分泵体为支点，两蹄均为紧蹄；顺时针转时，左蹄以上分泵体为支点，右蹄以下分泵体为支点，两蹄也同样是紧蹄。正反转时制动效果相同，具有对称性，这种制动器作用力平衡、磨损均匀、制动效能高，但是结构复杂。

（3）自动增力式制动器。自动增力式制动器也有非对称式和对称式两种形式。如图 8－5－28 所示。

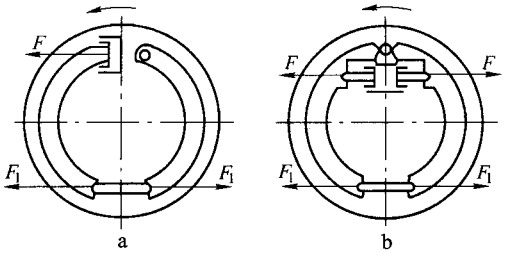


图 8－5－28　自动增力式制动器

a—非对称自动增力式；b—对称自动增力式

自动增力非对称式制动器，其左右蹄下端不固定，用传力杆铰接，右蹄上端为铰支点。当制动鼓逆时针旋转时，左蹄上端被分泵顶开为紧蹄，右蹄在传力杆力 F_1 推动下，以上端为支点也为紧蹄，而且比左蹄的增势作用还大，称为增力紧蹄。当制动鼓顺时针

转，右蹄为一松蹄，左蹄为一增力松蹄，制动效果大大下降，造成了制动器的不对称性。这种制动器逆时针转时制动效能好，但是，其作用力不平衡，磨损不均匀，制动力冲击大，工作不稳，对摩擦衬片摩擦系数很敏感。

自动增力对称式制动器，两蹄上下端都没有固定支点，两蹄上端靠在蹄销上。制动鼓逆时针旋转时，右蹄上端抵压在蹄销上，左蹄为紧蹄，右蹄为增力紧蹄。当制动鼓顺时针转时，左蹄上端抵压在蹄销上，右蹄为紧蹄，左蹄为增力紧蹄，由此克服了不对称性。

(4)凸轮张开式制动器。前面所讲的制动器的制动蹄都是由分泵推动，作用力保持一定的比例，但分泵活塞行程无一定的比例限制。凸轮张开式制动器的制动蹄由凸轮推动，如图 8－5－29 所示。当凸轮转动一定角度时，两制动蹄上端的位移是相等的。当制动鼓逆时针旋转时，左蹄为紧蹄，右蹄为松蹄，此时，$N_1 > N_2$，$P_1 < P_2$。新的摩擦衬片使用一段时间后，受力大的紧蹄摩擦衬片磨损较快，由于凸轮将两蹄推出的行程相同，P_1 更小于 P_2，逐渐下降到接近 N_2，制动便逐渐达到平衡。一般认为这种制动器是平衡式的。

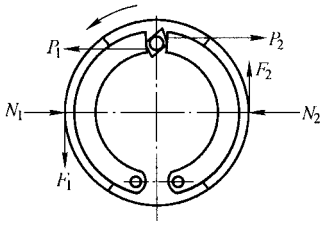


图 8－5－29　凸轮张开式制动器

3. DC－15 型底盘的停车制动器

DC－15 型底盘的停车制动器结构如图 8－5－30 所示。其工作原理如图 8－5－31 所示。驱动杆 1 和制动蹄 3、6 都是浮动的、驱动连杆 2、7 一端与固定铰点 O_1、O_2 相连，另一端套在两个制动蹄的滑槽内。驱动杆 1 一端铰接在驱动连杆 7 的 O_2 点上，另一端的曲边靠在驱动连杆 2 的 O_1 点。制动时对驱动杆施加一个力 P、驱动杆 1 推动驱动连杆 2 绕 O_1 点转动，连杆 2 又把右蹄推向制动鼓，与此同时在 O_1 点处驱动杆 1 又受到一个向左的力 P_1 使驱动杆向左移动，推动驱动连杆 7 绕 O_2 点转动。把左蹄推向制动鼓，从而实现制动。制动中两个蹄都是紧蹄，反转也同样，并且由于驱动杆的浮动，使得两蹄与制动鼓间压力大体相等。因此，这是一个对称平衡式制动器。

FD－17000 驱动桥的停车制动也是这种制动器。DC－15 的停车制动器装在变速箱的输出轴上。FD－17000 的停车制动器装在驱动桥输入轴上。

4. FD－17000 工作制动器

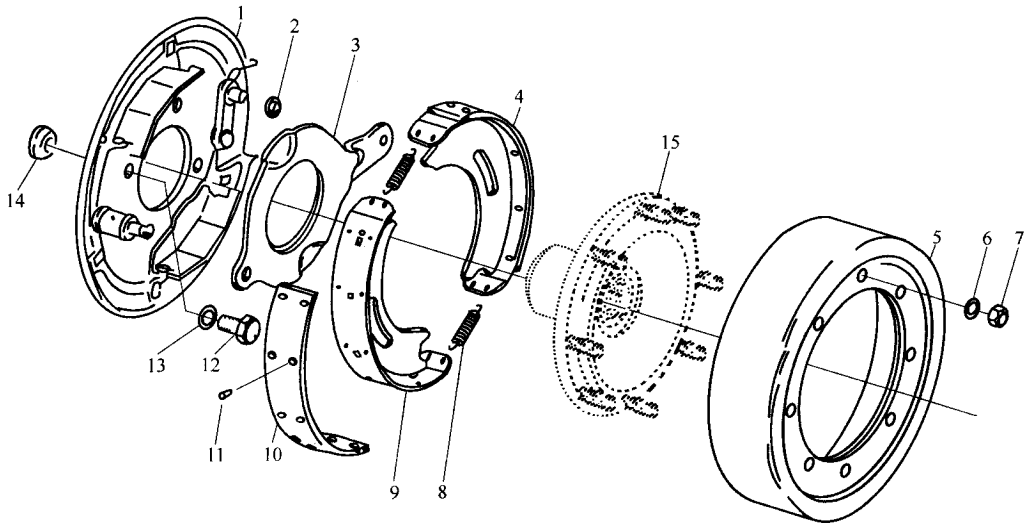


图 8－5－30　DC－15 型底盘的停车制动器结构

1—制动底板；2—套管；3—驱动杆；4—制动蹄及摩擦衬片；5—制动鼓；6—锁紧垫圈；7—螺母；8—回位弹簧；9—制动蹄；10—摩擦片；11—铆钉；12—螺栓；13—锁紧垫圈；14—垫圈；15—制动鼓连接法兰

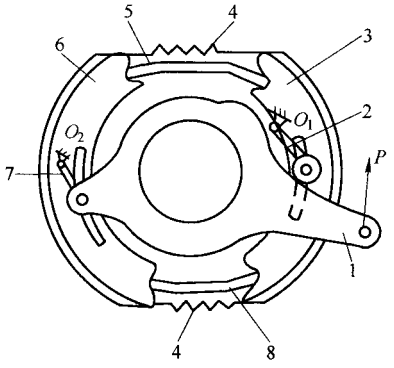


图 8－5－31　DC－15 型底盘停车制动器工作原理图

1—驱动杆；2、7—驱动连杆；3、6—制动蹄；4—回位弹簧；5、8—固定顶板

FD－17000 的工作制动器为简单非平衡式制动器如图 8－5－32 所示。

(二)钳盘式制动器

钳盘式制动器是以带摩擦衬块的夹钳，从两边夹紧与车轮固定在一起的圆盘的两端面而进行制动。

钳盘式制动器散热好，能靠回转自动消除沾上的污物和水，故摩擦系数变化小，输出制动力矩变化不大，制动性能稳定，有较高的制动减速度和稳定的制动力，并且使用寿命

长,制动行程小,结构简单。但是摩擦面小,工作温度高,对结构耐热性要求高。

钳盘式制动器根据制动钳的结构分为固定钳盘式制动器和浮动钳盘式制动器。

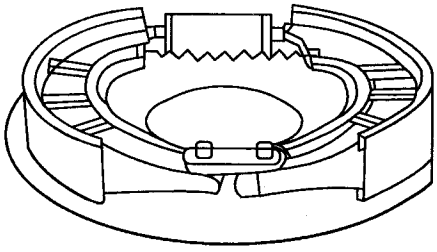


图 8－5－32　FD－17000 驱动桥的工作制动器

1. 固定钳盘式制动器

这种制动器的制动钳固定不动,制动盘两侧均有制动块,如图 8－5－33 所示。

制动盘用螺钉 1 与轮毂相连,制动钳两分泵对称地装在制动盘两侧外缘处。两制动分泵缸体(即内、外钳壳)8 和 2 装配时用螺栓紧固成一体,并且将内钳壳 8 用螺栓 9 固定在不旋转的桥壳上。摩擦衬块 6 热压在钢制底板 5 上,组成制动块。制动块通过两根导向销 7 悬装在钳壳上,并可沿导向销作轴向移动。在制动分泵内各有一个活塞 3 和自动回位及自动补偿摩擦衬块磨损间隙机构,如图 8－5－34 所示。销轴 6 用螺纹固定在分泵缸体 1 上。摩擦卡环 7 以一定的摩擦力压套在销轴 6 上。回位弹簧 11 的一端支承在套筒 5 的支座 14 上,另一端压在盖板 13 上,盖板 13 用装在活塞 3 上的挡圈 12 固定,套筒 5 用摩擦卡环 7 限位。制动时,分泵内腔通过油管通以高压油。活塞 3 在液压作用下向左移动,活塞上的挡圈 12 推动盖板 13 压缩回位弹簧 11,此时,由于摩擦力的作用,套筒 5 及其上的支座 14 是不动的,活塞的左移推动制动块,压向制动盘,产生制动力矩。当制动液压消除后,活塞在回位弹簧作用下回复原位。

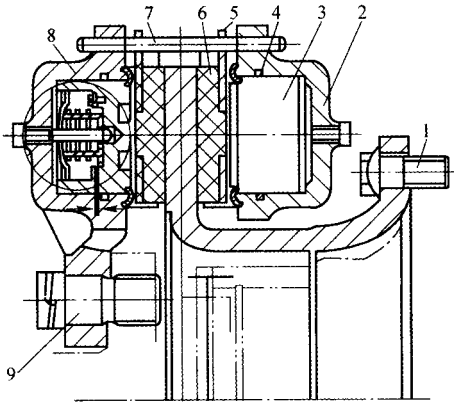


图 8－5－33　固定钳盘式制动器
1—螺钉;2—外钳壳;3—活塞;4—密封圈;5—底板;6—摩擦衬块;7—导向销;8—内钳壳;9—螺栓

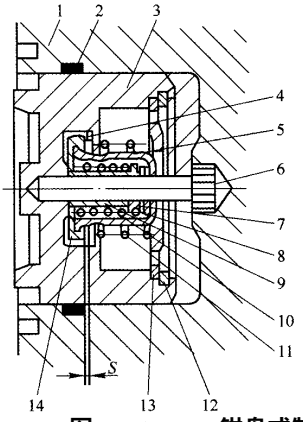


图 8－5－34　钳盘式制动器分泵

1—分泵缸体(钳壳)；2—密封圈；3—活塞；4—卡环；5—套筒；6—销轴；7—摩擦卡环；8—弹簧座；9—导管；10—弹簧；11—回位弹簧；12—挡圈；13—盖板；14—套筒支座

在活塞内还有一个卡环 4，它与套筒支座 14 之间有一定的间隙 S，此间隙量也就是摩擦衬片与转动圆盘之间的间隙。当摩擦衬片磨损后，制动时活塞的位移量增加，当位移量大于卡环 4 与套筒支座 14 间的间隙 S 时，活塞通过卡环 4 推动套筒支座 14，迫使套筒 5 克服摩擦卡环 7 与销轴 6 间的摩擦力，与活塞一起向左移动直到摩擦衬片压紧制动盘为止。摩擦卡环 7 相对固定销轴 6 的位移量，即为要消除的衬块磨损间隙量。当制动液压消除后，在回位弹簧作用下，活塞仍返回 S 的距离，摩擦卡环在固定销轴上移动到一个新的位置。新老位置之差就是摩擦块的磨损量，这样就保证了摩擦衬块与制动盘间的微小间隙 S。

这种制动器结构刚性较好，机构比较可靠，但结构复杂。

2. 浮动钳盘式制动器

在浮动钳盘式制动器中，制动块也是对称布置于制动盘两侧，但只有一个制动分泵，并且制动分泵是浮动的，如图 8－5－35 所示。

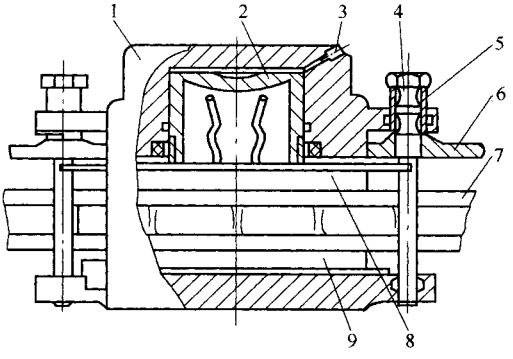


图 8－5－35　浮动钳盘式制动器

1—制动钳；2—活塞；3—进油口；4—螺钉销；5—套筒；6—制动钳支架；7—制动盘；8—内制动块；9—外制动块

制动钳支架 6 是固定在车桥上的，其上装有带套筒 5 的螺钉销 4，制动钳 1 的内外侧分别支承在螺钉销 4 和套筒 5 上，因此制动钳 1 和内制动块 8 都可沿螺钉销轴向移动，在制动钳内侧装有制动分泵，外侧只装有外制动块 9。制动时，活塞 2 推动内制动块压到制动盘上，同时整个制动钳沿螺钉销向内移动，直到外制动块也压到制动盘上，以实现制动。

还有一种浮动钳盘式制动器是制动钳固定，而制动盘浮动，如图 8－5－36 所示。制动盘 3 通过滑动花键 9 套在车轮轮架 8 上。制动时活塞 6 推动内制动块压向制动盘 3，迫使制动盘向左移动压向外制动块，以实现制动。

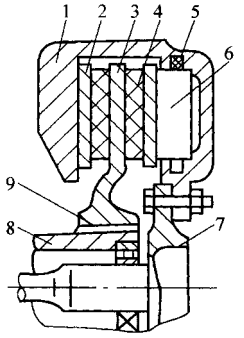


图 8－5－36　制动盘浮动式制动器

1—制动钳；2—钢板；3—制动盘；4—摩擦片；5—密封圈；6—活塞；7—车桥壳；8—车轮轮架；9—滑动花键

图 8－5－35 所示的制动器自动回位及摩擦衬块磨损间隙补偿机构为密封圈式。由于摩擦衬块和制动盘之间的间隙很小，一般只有 0.1mm 左右，因此，制动后活塞借油缸密封圈的变形弹力回位，并起到自动补偿衬块磨损间隙的作用，如图 8－5－37 所示。制动时活塞在液压作用下移动，并推动制动块压紧制动盘，此时，密封圈在活塞摩擦力作用下产生微量变形。解除制动后，活塞仅靠密封圈的弹力回原位。因此，在正常情况活塞行程等于密封圈的变形量。若衬块磨损而制动器间隙变大，制动时当密封圈变形量达到极限值后，活塞克服密封圈的摩擦力继续前移，直到消除衬块磨损量为止。解除制动后，密封圈将活塞拉回的距离还是密封圈的变形量，与衬块磨损前相同，即保持了制动器间隙标准值。

3.928 型铲运机的停车制动器

928 型铲运机的停车制动器是浮动钳盘式制动器，如图 8－5－38 所示。制动时活塞在弹簧作用下向前推动使得摩擦衬块压向制动盘，同时使制动钳壳沿支承销向右移，使得左边的摩擦衬块压向制动盘，实现制动。当油缸中充有高压油时，推动活塞向后压缩弹簧解除制动。

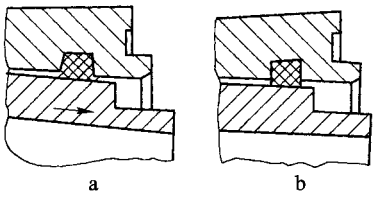


图 8－5－37　密封圈式回位补偿机构
a—制动过程；b—活塞回位

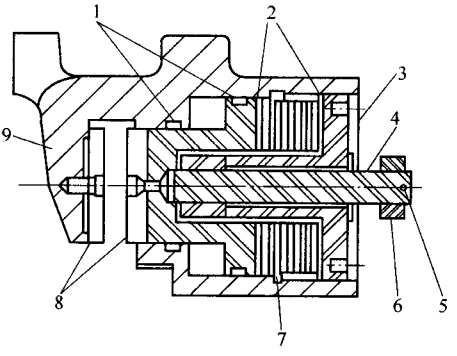


图 8－5－38　928 型铲运机停车制动器
1—密封圈；2—平垫片；3—盖板；4—手动松闸螺栓；5—开口销；6—螺母；
7—制动弹簧；8—制动块；9—制动钳壳

4. MK－A25.5 型自卸卡车的行车制动器

MK－A25.5 型自卸卡车的行车制动器属于固定钳盘式制动器，其结构如图 8－5－39 所示。

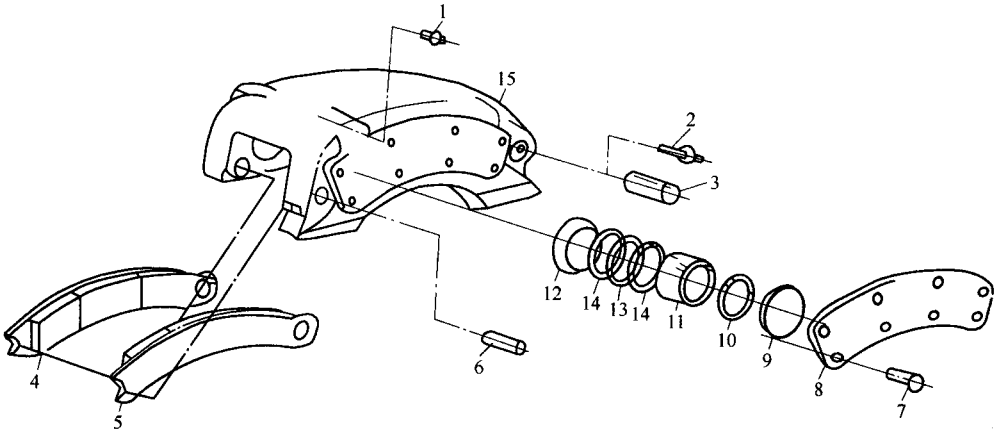


图 8－5－39　MK－A25.5 型自卸卡车行车制动器
1—放气阀；2—锁紧螺栓；3、6—支承销；4、5—制动块；7—螺栓；8—盖板；
9、11—活塞组件；10、13—垫圈；12—灰尘防护圈；14—薄垫片；15—钳壳

在钳壳 15 上有 4～6 个孔，因此，可装配相应数量的活塞 11。薄垫片 14 和垫圈 13 装在活塞孔的槽中，灰尘防护圈 12 装在活塞孔末端。制动块 4、5 用支承销 3、6 支承，锁紧螺栓 2 用于锁定支承销。活塞孔都由内部通道相连通，放气阀 1 用于排除空气。制动时液压油驱动活塞而推动制动块压向制动盘实现制动。

在支承销 3 或 6 碰到制动盘时，将锁紧螺栓 2 松开，把支承销的间隙调到 1.5～3.2mm。在锁紧螺栓拧紧之前，要检查一下使螺栓完全装在支承销槽中。

5. MK－A25.5 型自卸卡车的停车制动器

MK－A25.5 型自卸卡车的停车制动器是属于弹簧缸松闸，机械式浮动钳盘制动器，如图 8－5－40 所示。

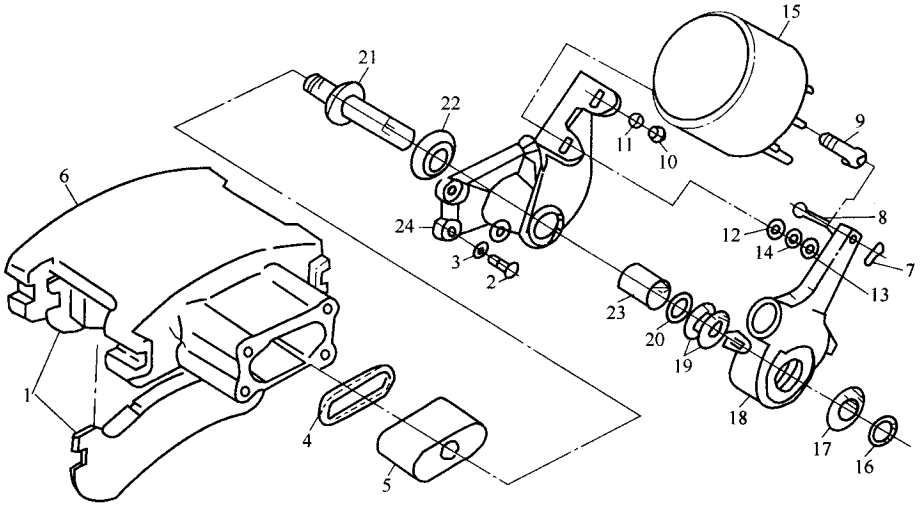


图 8－5－40　MK－A25.5 型自卸卡车停车制动器

1—制动块；2—螺栓；3—垫片；4—活塞垫圈；5—活塞；6—钳壳；7—开口销；8—调整螺栓；9—连杆叉；10、13—螺母；11、12，14—垫圈；15—弹簧制动缸；16—弹簧圈；17—垫圈；18—制动杆；19—弹簧锁紧圈；20—垫圈；21—制动轴；22—推力轴承；23—塑料轴承；24—轴承托架全

活塞 5 与制动轴 21 用螺纹连接，制动轴 21 与制动杆 18 用花键连接，制动轴 21 可在轴承 22、23 内转动，制动杆 18 用连杆叉 9 与弹簧制动缸 15 相连，制动时，弹簧制动缸 15 中的弹簧推动活塞，通过连杆叉 9、制动杆 18 使制动轴 21 旋转，从而制动轴 21 的连接螺纹推动活塞 5 向前将制动块 1 压向制动盘，实现制动。解除制动时，弹簧制动缸 15 中油液驱动活塞缩回，带动制动轴 21 反向旋转，将弹簧制动缸 15 中的活塞拉回，解除制动。

(三)全盘式制动器

为了获得较大的制动力矩，可以通过增加制动盘数和增大制动块与制动盘的接触面积实现，这就是全盘式制动器。全盘式制动器可以分为干式多盘制动器和油冷却湿式全

盘制动器。

1. 干式多盘制动器

如图 8－5－41 所示为用液压分泵驱动的干式多盘式制动器。制动器外壳的内盖 1 和外盖 2 用长螺栓 3 连成一体，在长螺栓 3 上有花键部分，它用于与固定盘 4 上的花键孔配合，使固定盘 4 只能作轴向移动而不能转动。制动壳用螺栓与桥壳相连。三个夹在固定盘之间的转动盘 5 通过花键与中间的花键轴套 6 滑动配合，轴套 6 与轮毂相连，这样转动盘 5 随轮毂一起转动。扇形摩擦片 7 装在固定盘上。制动分泵 8 装在制动壳内盖上。制动时液压油驱动活塞推动固定盘压向转动盘，第一块转动盘又推动第二块固定盘轴向移动压向第二块转动盘，由此往下推，直到所有盘都压紧实现制动。

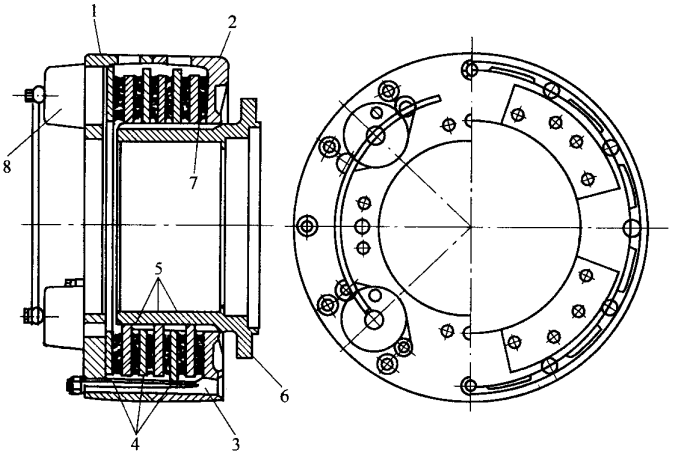


图 8－5－41　干式多盘制动器

1—内盖；2—外盖；3—长螺栓；4—固定盘；5—转动盘；6—花键轴套；7—摩擦片；8—制动分泵

制动分泵中有机械式活塞自动回位及补偿摩擦片磨损间隙的机构，其原理与图 8－5－34 所示钳盘式制动分泵相同。

2. 油冷却湿式全盘制动器

干式多盘制动器其外壳是封闭的，故散热性能较差，为了克服这一不足，可以采用油冷却湿式制动器，即将制动盘浸在循环着的油液里，使制动器的热量通过油液带给冷却器。其结构如图 8－5－42 所示。这种制动器寿命长，不需保养和修理。

3. PT－61 型底盘湿式制动器

PT－61，PT－45，PT－50 型底盘的停车制动器结构相同，是属于弹簧缸驱动，湿式多盘制动器。其结构如图 8－5－43 所示。

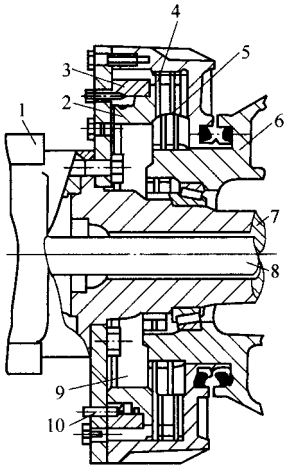


图 8－5－42　油冷却湿式制动器

1—驱动桥；2—活塞；3—油缸；4—固定盘；5—转动盘；6—轮毂；7—支承轴套；8—转轴；9—油腔；10—油管接头

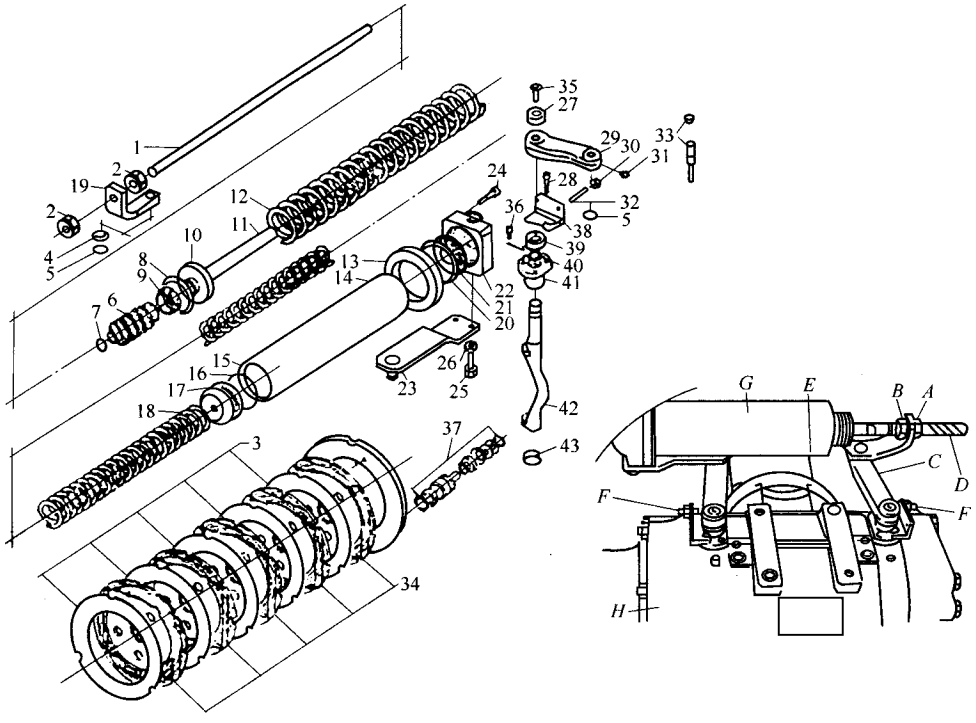


图 8－5－43　PT－61 型底盘制动器

1—活塞杆；2—螺母；3—转动制动盘；4—垫块；5—环形卡；6—保护头；7—O 形圈；8—开口环；9—卡箍；10—端盖；11—垫块；12—弹簧；13—套圈；14—分泵；15—放气阀；16—O 形圈；17—活塞；18—弹簧；19—支承块；20—开口环；21—O 形圈；22—端盖；23—支承块；24—油缸螺栓；25—螺栓；26—弹簧垫片；27—垫块；28、36—螺栓；29—连接臂；30—螺母；31、32、35—螺栓；33—销轴；34—固定制动盘；37—推动缸；38—定位板；39—垫块；40—O 形圈；41—安装法兰；42—制动杆；43—支承垫；A、B—调整螺母；C—连接臂；D—活塞杆；E—放气阀；F—停止螺母；G—制动分泵；H—驱动桥

制动分泵 G 浮动安装在驱动桥壳上，通过支承块 19、23 和连接臂 C 与桥壳内的制动杆 42 相连。活塞杆 1 外端用螺母 2 与支承块 19 固定，内端穿过保护头 6，端盖 10，垫块 11 和弹簧与分泵中的活塞 17 螺纹连接。制动分泵的另一端盖 22 与支承块 23 固定连接。两个支承块 19，23 与两个连接臂 29 相铰接。连接臂 29 通过花键与桥壳内的制动杆 42 相连接。制动时，分泵中没有压力油，活塞 17 在弹簧的作用下收回，使得两个支承块 19、23 之间的距离缩短，带动两个连接臂 29 转动一个角度，从而使制动杆 42 转动一个角度，压紧制动盘，实现制动，解除制动时，液压油推动活塞，克服弹簧力伸出，使两个支承块间距离变长，驱动制动杆转动，解除制动。

制动器可通过螺母 A、B 进行调整，使活塞伸缩保持在 50～60mm。

4.922 型(新型号为 EJC80)铲运机工作制动器

922 型铲运机工作制动器也是属于油冷却湿式制动器，其结构如图 8－5－44 所示。

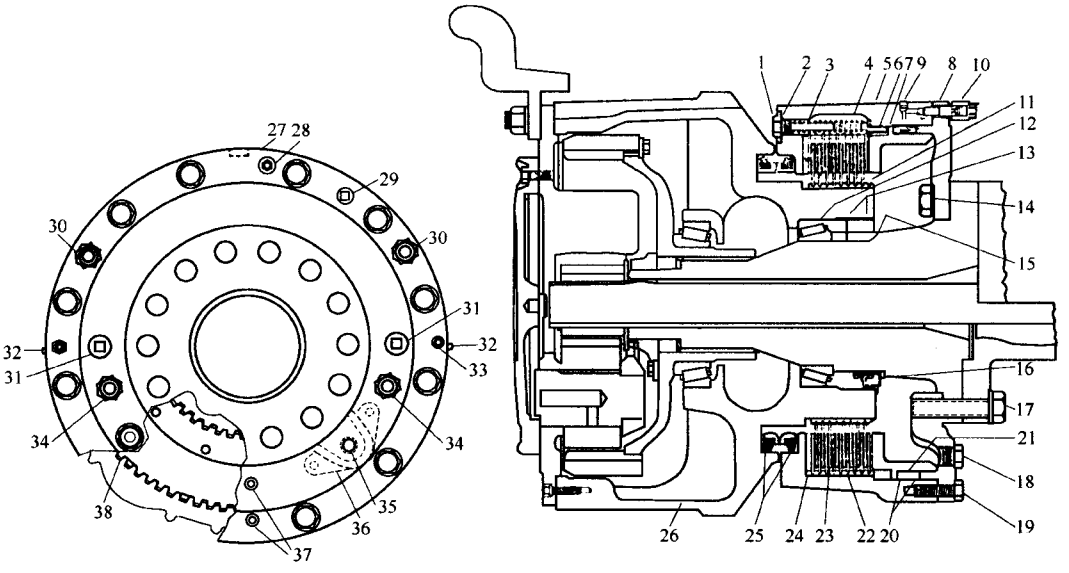


图 8－5－44　922 型铲运机油冷却湿式制动器

1—活塞向位弹簧螺栓堵；2—O 形圈；3—销轴；4—回位弹簧；5—制动壳；6—回位弹簧顶杆；7—活塞；8—制动壳端盖；9—堵头；10—制动油缸进油口；11—转动盘外花键轴(与车轮轮毂为一体)；12—轴承；13—制动腔与轮边减速器腔隔离密封圈(早期形式为双密封圈)；14—连接车桥螺栓；15—密封耐磨套(有些型号有)；16—隔离密封圈(后期形式为单个密封圈)；17—制动壳固定螺栓；18—堵头；19—螺栓；20—活塞密封圈；21—O 形圈；22—固定制动盘；23—转动制动盘；24—制动盘垫块；25—密封圈；26—车轮轮毂；27—堵头；28—放气阀；29—堵头；30—强制冷却液进口；31—油池冷却制动器的冷却液接头；32—堵头；33—制动压力油入口；34—强制冷却液出口；35—温度传感器插口；36—温度传感器安装环；37—放冷却液磁堵；38—强制冷却液出口

转动制动盘 23 的内花键齿与车轮轮毂上的外花键齿相连接随车轮一起转动，固定制动盘 22 的外花键齿与制动壳 5 上的内花键齿相连，制动壳 5 与桥壳固定，静止不转。制动时，从进油口 10 来的油推动活塞 7，压紧制动盘 22，23 实现制动，解除制动时，去掉液压油，活塞在回位弹簧 4 及回位弹簧顶杆 6 的作用下回位。

对于强制性油冷却湿式制动器，制动器腔与轮边减速器腔之间用密封圈 13 隔开（早期形式为双密封圈，后期形式为单密封圈，如图中 16 所示），制动器由从制动器端盖冷却液进口 30 的冷却液冷却，吸收了制动器热量的冷却液从冷却液出口 34 流出，回系统冷却。

对于油池式油冷却湿式制动器，在制动器腔与轮边减速器之间没有隔离密封圈，即制动器腔与轮边减速器腔是相通的，如图 8－5－45 所示。制动器的冷却是通过在驱动轴、轮边、制动器内循环的润滑、冷却油冷却。

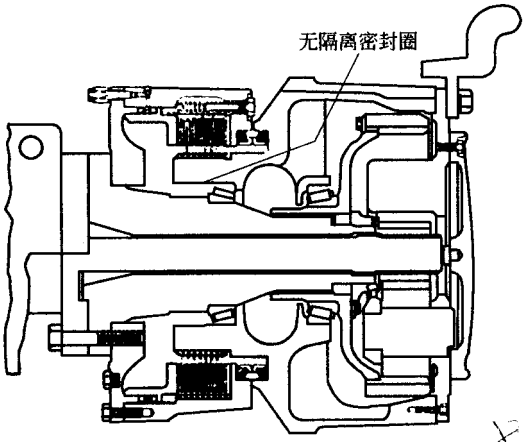


图 8－5－45　油池式油冷却湿式制动器

在制动器端盖上有许多孔，为了规范化和安装的方便，这些孔都是对称布置的，用了左边的就可以不用右边的。堵头 29 可用于放气或强制冷却方式制动器冷却液液位孔，对于油口直径为 43.2mm 的强制油冷却制动器可选 38 作为冷却液出口。

5.ST－3.5 及 EST－3.5 型铲运机制动器

两种铲运机的制动器结构相同，属于弹簧制动，液压释放的全封闭湿式多盘制动器。瓦格纳公司称之为 SAHR™制动器，其结构如图 8－5－46 所示。

制动器中的摩擦盘 8 与轮毂 3 用花键连接并与轮毂一起转动；固定盘 7 与制动器外壳 2 用花键连接，而制动器外壳用螺栓固接在桥壳 1 上。制动活塞 5 在弹簧 6 作用下向右运动，压紧固定盘 7 与摩擦盘 8 产生制动力矩。解除制动时，压力油经脚踏制动阀进入制动器油腔 9，推动制动活塞 5 向左运动并压缩弹簧 6，使制动器松闸。制动器的冷却

也和 922 型铲运机制动器一样，可采用强制式油冷却或油池式油冷却方式。

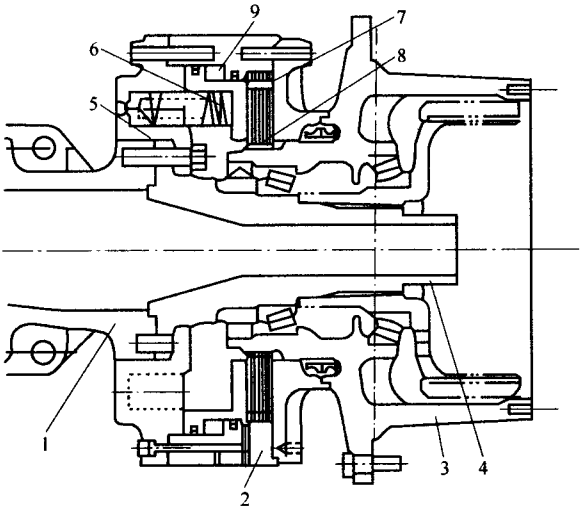


图 8－5－46　SAHR™制动器

1—桥壳；2—制动器外壳；3—轮毂；4—芯轴；5—制动活塞；

6—弹簧；7—固定盘；8—摩擦盘；9—油腔

与液压驱动的湿式多盘制动器相比，这种弹簧制动器有以下特点：

(1)制动更加安全可靠。四个车轮制动器的制动各自独立，不受其它制动器故障的影响。如果制动液压系统发生故障，前者的后果是不能制动，而后者的后果是车辆原地制动，不会酿成事故。

(2)结构更简单。工作制动、停车制动和紧急制动均由一套车轮制动器完成。由于液压源故障时，失压车辆被弹簧制动，无需双回路液压制动系统。因而制动液压系统可大大简化，总体布置更加方便。

(3)如果制动液压系统发生故障(如油管破裂或油压低于某一要求值时)，车辆处于失压制动状态，必须使用手动油泵才能顶开制动弹簧，使车辆重新运行或拖行。

这种制动器是目前地下铲运机所采用的最新式的安全型制动器。瓦格纳公司在大中型铲运机上几乎都采用这种制动器。E.M. 公司的 CTX5N、CTX6B 型铲运机及南昌通用机械厂的 WJD－1.5G、衡阳有色冶金机械总厂的 CY－4 型铲运机上也都采用了这种制动器。

SAHR™制动器分解图如图 8－5－47 所示。

三、制动系统的故障与维修

制动器应定期进行检查，维护，调整，发现故障就立即排除。

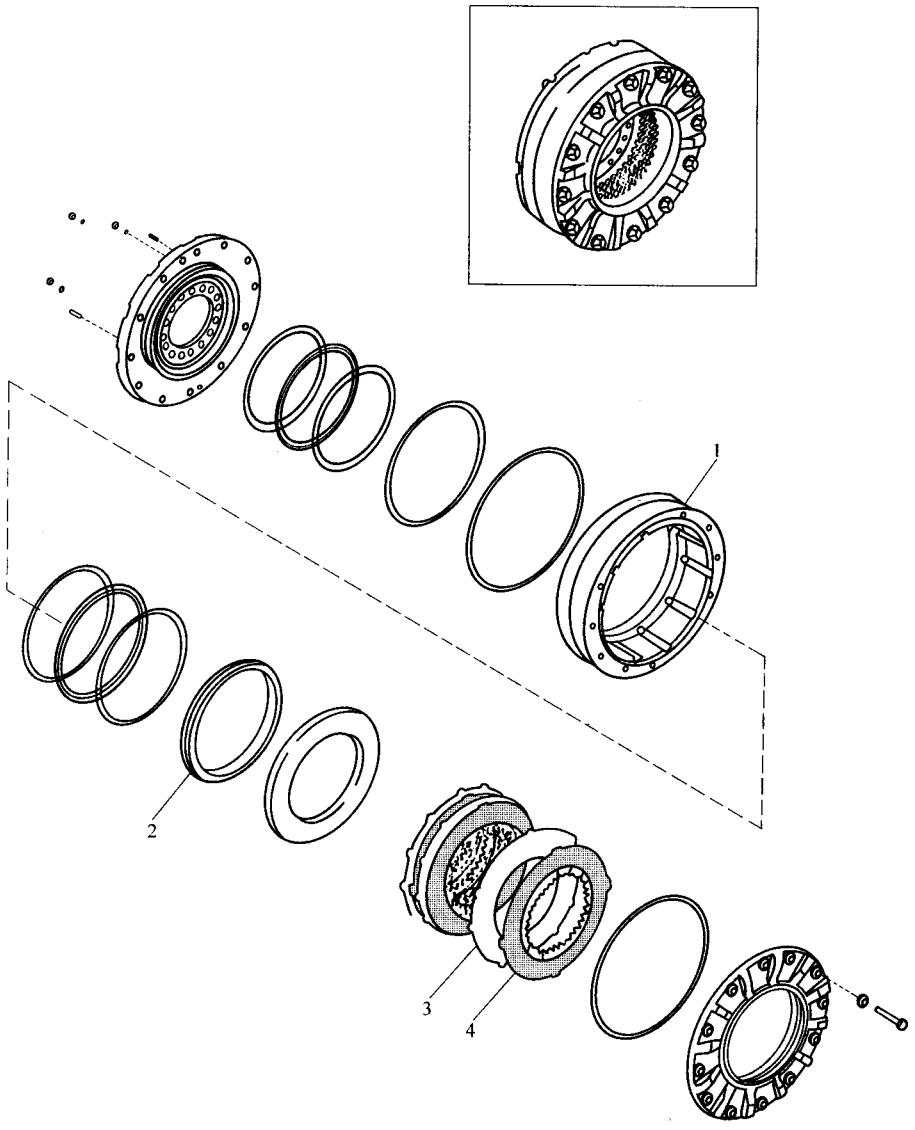


图 8－5－47　SAHR™制动器分解图

1—制动器外壳；2—制动活塞；3—固定盘；4—摩擦盘

为了检查制动器，可以施加制动，使机器在发动机全速、挂二挡的情况下试图开动，这时机器应能制动，注意在施加制动的情况下，车辆的运行距离不得超过 9m。

定期检查制动器间隙，以防间隙太大造成制动器打滑或间隙太小产生过热和加剧磨损，所以应经常调整制动器间隙，还应检查制动摩擦片，制动摩擦片的磨损程度和状况是由制动摩擦片的磨损表面的厚度决定的。如果制动摩擦片的 75% 已磨损就应更换新的制动摩擦片，或者由于其它的原因，如油、积垢等使制动效能破坏，也应更换制动摩擦片。

另外还要检查制动系统的压力，将压力计安装在检测点处，启动发动机，将制动脚踏板踩到底，或释放停车制动器，读取压力计读数，若压力下降，应及时调整。

定期检查的周期建议为车辆每工作 250h 检查一次，也可根据具体情况延长或缩短检查周期。

在液压制动驱动机构中，若有气体存在就会使制动系统压力下降，不能完全制动或解除制动，或者使制动或解除制动延迟，因此，应及时排出制动系统中的气体。排气时，打开排气口，启动发动机，踩制动脚踏板（工作制动器）或解除停车制动，使空气从排气口排出，直到有油流出排出所有的空气。

除此之外，还应定期检查制动分泵的密封圈是否损坏，有无泄漏，拧紧松动的螺栓，润滑活动部位，并要保持制动器清洁。

一旦发生故障，要尽快找出原因，加以排除，制动系统的故障及原因如表 8－5－12 所示。

表 8－5－12　制动系统的故障、原因及排除措施

故　障	原　因	排除措施
制动作用软弱无力或失效	1. 制动分泵内部泄漏； 2. 制动分泵活塞损坏； 3. 系统压力过低； 4. 液压制动系统中有空气； 5. 制动摩擦片磨损； 6. 摩擦片沾油，或间隙未调节好	检查分泵密封； 更换制动分泵活塞； 检查制动阀弹簧，如必要，更换新的，检查液压气压系统压力 排出系统中空气； 检查制动摩擦片及制动盘，必要时更换； 清洁制动摩擦副，调整间隙
各轮制动力不一致	1. 一侧制动器沾油； 2. 一侧间隙未调整好	清洁制动器； 调整制动器间隙
制动器阻滞	1. 脏东西堵住了； 2. 回位弹簧失效； 3. 制动阀损坏； 4. 制动分泵活塞损坏	清洁制动器； 检查回位弹簧，必要时更换回位弹簧； 更换制动阀； 修理或更换活塞
停车制动作用软弱无力或失效	1. 制动摩擦片磨损； 2. 弹簧制动分泵中的弹簧无力或失效； 3. 停车制动控制阀关闭不严，使压力油进入弹簧制动分泵，压缩弹簧	更换新摩擦片； 更换弹簧； 更换停车制动控制阀
停车制动无法解除	1. 液压制动系统中有气体； 2. 停车制动系统中压力过低； 3. 制动分泵泄漏	排出制动系统中气体； 检查压力，调节至正常值； 更换密封