

高等学校规划教材

# 地下工程 施工机械

房延贤 刘学山 主编



中国矿业大学出版社

TD42  
F-936

高等学校规划教材

# 地下工程施工机械

房延贤 刘学山 主编

中国矿业大学出版社

862405

## 内 容 提 要

本书系统地阐述了目前我国煤矿井巷掘进主要施工机械的结构特点、结构参数设计原则、工作机理和使用性能分析、液压传动基本知识等内容。对我国井巷掘进机械化现状和国外情况以及浅表土施工机械也作了一定介绍。

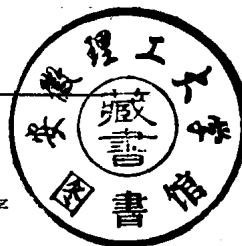
本书主要作为煤矿高等院校矿井建设专业的教材。亦可供矿井建设、采矿工程科研人员及现场工程技术人员和市政建设者参考。

责任编辑 吴秀文 张乃新

技术设计 周俊平

高等学校规划教材  
地下工程施工机械  
房延贤 刘学山 主编

中国矿业大学出版社出版  
新华书店经销 中国矿业大学印刷厂印刷  
开本 787×1092 毫米 1/16 印张 14.25 字数 345 千字  
1995 年 10 月第 1 版 1995 年 10 月第 1 次印刷  
印数:1~1200 册



ISBN 7-81040-442-3

TH·11

定价:11.10 元

## 前 言

实现矿井建设现代化的关键问题之一是机械化。国家“八五”计划和煤炭基本建设长远规划都把发展井巷掘进机械化作为加快矿井建设速度和缩短建井工期的重大举措。随着我国改革开放形势的发展和社会主义市场经济新运行机制的建立,煤矿高等学校专业人才的培养方向,必然朝着加强基础理论知识教学,拓宽专业知识范围和培养开拓智能型人才的方向发展。加强地下工程施工机械课程建设,适应今后地下工程施工机械迅速发展的新形势,无疑是拓宽矿井建设专业知识面的主要方向之一。

井巷掘进机械是我国煤矿高等学校矿井建设专业使用教材。以往各煤矿院校都是根据本单位教学计划的具体要求各自编写的内部讲义。1991年,原中国统配煤矿总公司建井专业教材编委会确定编写并出版井巷掘进机械正式教材,并列入“八五”出版计划,并拟定由中国矿业大学和山东矿业学院合编。1992年6月在教编室吴秀文同志的主持下,在兖州矿务局兴隆庄煤矿召开了两校编写人员会议,对中国矿业大学预先提出的编写细纲和分工等问题进行了磋商,并决定由房延贤同志对全书进行审校。为了扩大本教材的使用范围,1994年煤炭部建井专业教材编委会决定增加地铁、地下停车场、隧道等浅表土施工机械等内容,将书名由井巷掘进机械改为地下工程施工机械。参加编写人员及分工:第一章 房延贤;第二章 房延贤;第三章 刘志强;第四章 刘学山;第五章 刘学山;第六章 刘学山;第七章 靖洪文。

在编写及审稿、定稿过程中得到了西安矿业学院刘琪兴教授和淮南矿业学院曹毓侠教授的热情关怀和大力支持,在此表示感谢!

由于成书仓促,调研、收集资料等工作不足,加之我们业务水平所限,本书一定存在不少缺点和错误,恳切希望读者给予批评指正。

编者

1993年5月

35/04

# 目 录

<b>第一章 总论</b> .....	(1)
<b>第二章 液压传动</b> .....	(3)
第一节 概述.....	(3)
第二节 液压泵.....	(7)
第三节 油缸和油马达.....	(17)
第四节 液压控制阀.....	(26)
第五节 辅助元件及液压油.....	(38)
第六节 液压系统主回路和基本回路.....	(44)
<b>第三章 巷道掘进机械</b> .....	(52)
第一节 概述.....	(52)
第二节 凿岩台车.....	(52)
第三节 铲斗后卸式装岩机.....	(57)
第四节 耙斗装岩机.....	(69)
第五节 侧卸式装岩机.....	(77)
第六节 蟹爪式装岩机.....	(81)
第七节 立爪式装岩机.....	(89)
第八节 装岩机工作机理及使用性能分析.....	(92)
第九节 钻装锚机.....	(95)
<b>第四章 井巷支护机械</b> .....	(100)
第一节 锚杆机.....	(100)
第二节 混凝土喷射机.....	(102)
<b>第五章 立井掘进机械</b> .....	(107)
第一节 概述.....	(107)
第二节 凿岩钻架.....	(109)
第三节 中心回转式抓岩机.....	(121)
第四节 环形轨道式抓岩机.....	(131)
第五节 靠壁式抓岩机.....	(139)
第六节 人力操纵的手动抓岩机.....	(146)
第七节 新型抓斗及抓斗基本参数的确定.....	(151)
第八节 抓岩机使用性能分析.....	(162)
第九节 国外抓岩机简介.....	(165)
第十节 反井钻机.....	(174)

<b>第六章 巷道掘进机</b> .....	(183)
第一节 概述.....	(183)
第二节 悬臂式掘进机.....	(184)
第三节 岩巷掘进机.....	(192)
<b>第七章 浅表土施工机械</b> .....	(202)
第一节 概述.....	(202)
第二节 盾构.....	(203)
第三节 地下连续墙施工机械.....	(215)
<b>参考文献</b> .....	(222)

# 第一章 总论

煤炭工业是我国国民经济的基础骨干工业。在我国能源结构中,煤炭占一次性能源的70%以上。为了满足国民经济发展的需要,大力发展煤炭工业,迅速增加煤炭产量,全国统配煤矿生产矿井每年要开凿各种巷道7000~8000km,新井建设完成的井巷工程量约500~800km,井巷工程量之大居全国各采矿部门之首。因此,加快井巷施工速度,对于促进煤炭工业的稳产和高产,保证煤炭生产的后劲具有重要意义。

为了实现井巷快速、高效、优质、安全施工,必须采用新技术、新工艺、新装备,提高井巷施工机械化程度。随着改革开放政策的深入贯彻,我国煤矿井巷施工技术和掘进机械化水平得到了较大提高。1991年全国统配煤矿巷道掘进装载机械化程度达到78.83%,综掘程度发展到9.65%。煤巷及半煤岩巷道掘进实现了以掘进机为主体,可伸缩胶带运输机配套使用的机械化作业线,如大同矿务局王村矿采用这种作业线,于1990年全年进尺10001m。岩石平巷掘进实现了以液压钻车为主,侧卸式装载机配套使用的机械化作业线。开滦钱家营矿采用这种配套形式,1989年在-600m运输大巷创造了252.4m/月的好成绩,全年进尺1224m,工效达3.42m<sup>3</sup>/工。以凿岩钻架、大斗容抓岩机为主组成的立井机械化作业线也得到了广泛的使用,并取得了较好的效果。目前国内立井最高施工速度已达到201m/月。井巷施工机械化作业线的推广和使用获得了明显的经济效益和社会效益。

为了提高井巷施工机械化作业线的配套能力,国内外始终把提高单机质量和可靠性、改进机械性能、完善结构作为主攻方向。经过煤矿广大科技人员和研制人员的共同努力,我国研制和推广使用了一大批先进的井巷掘进机械。这些机械生产效率高,使用性能可靠,机械故障率低,充分发挥了先进装备在井巷快速施工中的主导地位。

在立井施工中,一些矿区装备使用了凿井专用提升机、大型凿井绞车、伞形钻架、中心回转和环行轨道式抓岩机、高扬程吊泵等,使我国立井装备达到80年代的世界水平。我国自行研制的反井钻机已成系列,技术规格齐全、性能可靠,为暗立井、煤仓、溜煤眼等工程快速施工提供了先进的机具。

在岩巷施工方面,20世纪70年代以前多采用低效率的手持式风动凿岩机,而现在使用了独立回转机构的YGZ系列和YYG系列的高效风动和液压凿岩机,引进和生产了多种型号的凿岩台车,极大的提高了钻眼机械化水平,改善了作业条件。近几年来,装载机械有了迅速的发展,机型增多,斗容增大,生产能力提高。目前巷道施工使用的装岩机有侧卸式、耙斗式、铲斗后卸式、蟹爪式和立爪式,已形成铲斗、耙斗和耙爪式三大系列的装载机械。锚喷支护已成为岩巷主要的支护形式,1991年煤矿岩巷锚喷支护巷道长度860km,占巷道支护长度的54.51%。转子V型潮喷机将逐渐代替转子I型干式喷射机。锚喷施工技术、喷射材料和锚喷支护理论研究等方面都有了突破性进展。为了解决巷道施工设备多,互相干扰大的矛



盾,以及实现破岩、装载、支护综合机械化,我国还研制了钻装锚机组和全断面岩巷掘进机,并在使用中取得了一定的效果。

在煤巷施工方面,目前我国煤矿使用的悬臂式掘进机约 300 多台,其中 AM-50 型、S-100 型、EL-90 型和 ELMB 型的性能稳定,使用效果较好,是国家“八五”期间重点推广的机型。与此同时,掘进机后配套技术也有了长足的发展,伸缩式双向胶带机和单轨吊的使用,彻底解决了综掘工作面的运料困难。除尘风机、移动式变电站等配套设备的使用,使煤巷综掘配套技术水平也有了很大提高。

在斜井施工方面,采用了大耙斗、大箕斗、大绞车,配合卸矸架快速出矸系统和光爆锚喷、激光定向等先进技术,使我国斜井施工速度一直保持世界领先地位。

井巷掘进机械化的发展与井巷施工工艺密切相关。新型掘进机械的产生必然促进掘进工艺的革新,而掘进工艺的改革又必然要求新型的掘进设备。例如高效凿岩机的研制和凿岩台车的使用,使深孔爆破技术的发展有了可能;深孔爆破技术的推广,一次爆破矸石量增大,为了缩短装岩时间,必然要求研制大斗容高效装岩机,它们之间必然存在这种相互依存、相互促进和相互制约的辩证关系。积极研制和推广使用新型掘进机械,是加快井巷施工速度、提高工效、促进施工工艺改革的关键。因此,国内外始终把研制新型高效施工机械,提高井巷施工机械化装备水平作为井巷快速施工的主攻方向。

随着市政建设规模的不断扩大,地下铁路、地下停车场、泄水洞等工程项目日益增加,为浅表土不稳定土层施工机械的发展开创了新的前景,适应各种水文地质条件下的盾构机、连续墙施工机械等得到了迅速发展。

地下工程施工机械课程主要讲授立井、岩石平巷和煤巷掘进机械以及浅表土施工机械的结构特点、工作原理和使用性能等方面的知识。随着电力安全保护技术和液压传动技术的发展,电液驱动将成为今后大型掘进机械的主要驱动方式,因此,在本教材第二章中较详细地介绍了液压传动的基本知识。



## 第二章 液压传动

### 第一节 概述

液压传动是一门新的学科。由于它具有许多本质的优点,因此,受到了世界各国的普遍重视,并得到了迅速的发展,目前已广泛地用于国防工业、机械工业和采矿工业等部门。在矿井建设和矿井开拓工程中,很多井巷掘进机械都采用液压传动,例如凿岩台车、装岩机、伞形钻架、掘进机等,在采矿机械中它的使用范围将会越来越广泛。

在机械传动中,齿轮、链条、皮带和螺旋等部件都是传递能量的传动件,而液压传动则是用液体作为工作介质来实现压力传递和能量转换的,按其工作原理不同分为静力传动(容积式)和动力传动两种。静力传动是以液体的压力势能使工作元件的密闭工作容积发生变化而做功,也就是利用液体的容积变化来传递动力,简称液压传动。后者是利用液体的动能冲击工作机构来进行工作的。

#### 一、液压传动的基本原理

液压千斤顶是一个最简单而又比较完整的液压传动装置,液压传动的工作原理可以用它来说明。

液压千斤顶由小油缸、大油缸、油箱、手柄、单向阀等部件组成。油箱与大小油缸之间的连接通道构成一个密闭而又变化的容积,见图 2-1。当提起手柄时,小油缸的密闭容积增大,形成真空,这时,油箱中的液体在大气压的作用下推开单向阀 4 流入小油缸,当手柄向下压时,单向阀 4 关闭,小油缸容积缩小,迫使液体顶开单向阀 5 进入大油缸,推动大活塞上升顶起重物。不停的摇动手柄,可将工作液体不断地压入大油缸,使大活塞带动重物 G 上升到所需要的高度。若将重物下降时,拧开截止阀,大油缸内的活塞在重物的作用下,使工作液体流回油箱。控制截止阀的开度,就可控制重物的下降速度。

可见油压千斤顶工作需要两个条件:一是密封容器中的油液在大小油缸容积变化时能够流动;二是油液要具有压力能。小油缸的作用是将手动的机械能转化为油液的压力能,大油缸

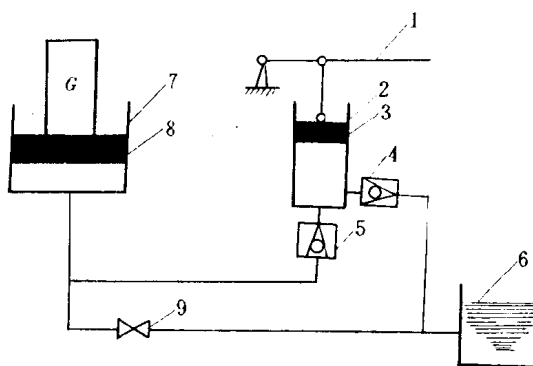


图 2-1 液压传动工作原理

1—手柄;2—小油缸;3—小活塞;4、5—单向阀;  
6—油箱;7—大油缸;8—大活塞;9—截止阀

则将油液的压力能转化为顶起重物的机械能。

由液压千斤顶的工作原理和工作过程可知,一个液压传动系统,有以下五个部分组成:

(1)动力元件。将电能或其它机械能转换成液体压力能的元件,小油缸就是一只手动柱塞泵,液压泵也称为动力元件;

(2)执行元件。将液体的压力能转换为机械能的元件,如液压缸和液压马达,也称液动机;

(3)控制元件。用来控制和调节执行元件的油液压力、流量和方向的各种控制阀;

(4)辅助元件。包括油箱、油管、滤油器、蓄能器等;

(5)工作液体。它是传递、转换能量的介质,并起着润滑传动部件和冷却传动系统的作用。

液压传动有两个基本特点:

(1)压力的传递是按照帕斯卡(静压传递)定律进行的,即密闭容器中施加于静止液体上的压力,将以相等的数值传到液体各点。在液压传动中的压力都是指液体静压力。

在液压千斤顶顶起重物时,大小油缸之间相当于一个被大小活塞密封的连通器,图 2-2。在  $F_1$  的作用下,大小油缸内的活塞处于平衡状态,根据帕斯卡原理液体内任意一点的压力应当相等,即大小活塞端面处的压力应相等,那么可以写出下列平衡式:

$$p = \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2}, \text{Pa} \quad (2-1)$$

或 
$$F_2 = F_1 \frac{A_2}{A_1}, \text{N} \quad (2-2)$$

式中  $p$ ——液体压力,Pa;

$F_1$ ——作用于静止液体上的力,N;

$A_1, A_2$ ——大小活塞的面积,  $\text{m}^2$ ;

$F_2$ ——大活塞抬起的作用力,N。

由上式可以看出:液体在密封容器中传递力的过程,可以实现力的放大,两个活塞面积比  $A_2/A_1$  越大,大活塞抬起的作用力就越大。另外,在密封容器中产生的液体压力  $p$  与外载大小有关,若外载为零,液体压力也为零。

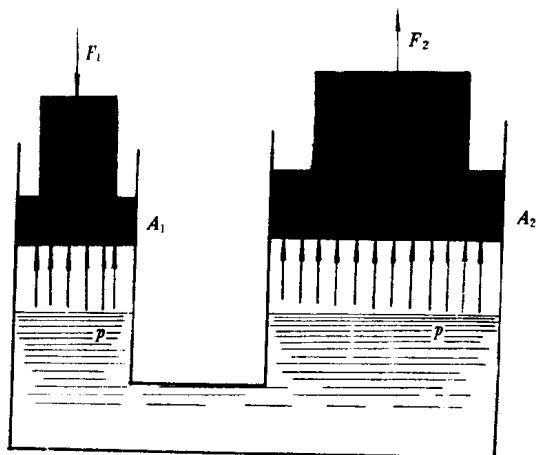


图 2-2 液压传动特性

(2)运动速度的传递,是按容积变化相等的原则进行的。在液压千斤顶顶起重物的过程中,根据液体流动时流量的连续性,单位时间内从小油缸排出的液体体积一定等于单位时间内进入大油缸的液体体积。显然,小油缸的输出流量取决于小活塞  $A_1$  的运动速度  $v_1$ ,而大活塞  $A_2$  的上升速度  $v_2$  则取决于大油缸的输入流量,两者的关系式:

$$Q = v_1 \cdot A_1 = v_2 \cdot A_2, \text{m}^3 \quad (2-3)$$

或 
$$v_2 = \frac{A_1}{A_2} \cdot v_1, \text{m/s} \quad (2-4)$$

式中  $Q$ ——小油缸排出的液体体积,  $\text{m}^3$ ;

$v_1, v_2$ ——小活塞、大活塞的运动速度, m/s;

$A_1, A_2$ ——小活塞、大活塞面积,  $m^2$ 。

由上式说明,液体在密封容器内传递运动速度时,也可实现减速或增速,其速度的增减,只取决于密封容积的变化率,与外载大小无关。

## 二、液压系统图及图形符号

液压传动系统图是由若干液压元件组成的能完成一定动作的整体。对于复杂的液压系统图,管路交错、元件众多、图面容易混淆不清。为了简化液压传动原理图的绘制,国内外都采用职能符号来绘制液压传动系统图,各种液压元件都用专门的职能符号来表示(图 2-3 和表 2-1)。

液压系统图上的各种职能符号只表示液压元件的职能,不表示元件的规格和各项性能参数,元件的型号、特性应在图的零件表中加以说明。另外,在液压系统图中这些符号只表明各种元件的相互连接关系,而不表示系统管路布置的具体位置,也不表示元件在机器上的实际安装位置。但是液压系统图能够表明液压系统的组成、各液压元件的相互关系、油路连通情况、以及系统的工作原理,通过管路连接和实物对照,可以掌握机器液压系统的全部情况。

## 三、液压传动的特点

液压传动技术之所以得到广泛的应用和迅速的发展,因为它与机械传动和电力传动相比,具有许多优异的特点:

(1)重量轻,结构尺寸小,液压传动能获得很大的机械力和扭矩。它与同功率的电动机相比,重量只为电动机的 10%~20%,外形尺寸为 12%~13%。液压元件不仅重量轻、外形尺寸小和传递较大的功率,而且惯性小、动作灵活、可以频繁启动和换向;

(2)无级调速方便,调速范围大,性能稳定。调速比可达 5000,低速性能好,柱塞油马达最低稳定转速可达  $r/min$ ,而电动机调速比通常只能达到 20;

(3)液压系统易于实现过载保护。由于用油作为传动介质,能够自动润滑,可提高机器工作的可靠性和使用寿命;

(4)利用管路连接,使液压元件在空间上可按需要任意布置,使布局紧凑合理,便于集中操作和实现遥控;

(5)液压元件已标准化、系列化和通用化,便于设计和选用。

液压传动目前尚存在一些缺点,有待进一步研究解决,主要是:

(1)有泄漏现象,使容积效率降低,污染环境,造成浪费;

(2)液压传动系统的工作性能与效率受温度变化的影响较大;

(3)对油质要求高。因污染的工作液体对系统的正常工作和液压元件的危害很大,因此液压传动系统对维护工作要求很严,对元件的加工制造精度要求也高;

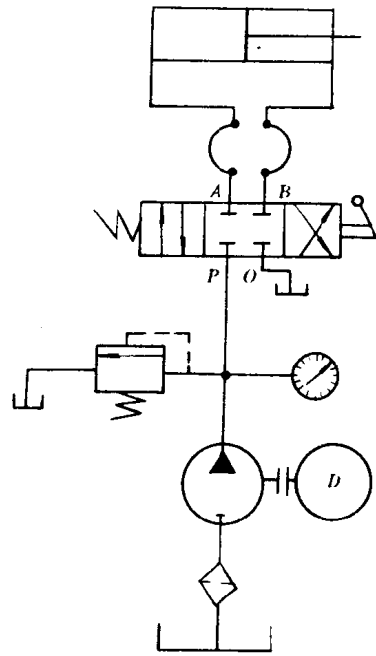




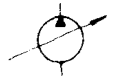


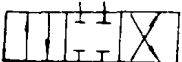

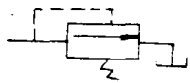

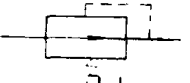
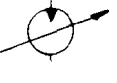
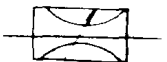


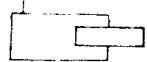
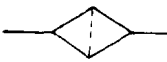
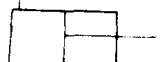



图 2-3 液压传动系统图

(4) 液压系统发生的故障原因有时不易查明,对维修技术人员的技术水平要求高。

虽然液压传动具有这些缺点,但多数都属于非本质性的,随着科学技术的发展,必将逐步得到克服和改善。由于液压传动具有无级调速和易于实现过载保护等许多独特的优点,所以在采矿机械和其他工业部门中得到了广泛的应用。我国“八五”期间研制的大型掘进机械如侧卸式装岩机、凿岩台车等均采用液压传动。

表 2-1 液压元件职能符号

名 称	符 号	名 称	符 号
单向定量泵		双作用活塞油缸	
双向定量泵		二位二通阀	
单向变量泵		二位三通阀	
双向变量泵		三位四通阀	
单向定量油马达		溢流阀	
双向定量油马达		减压阀	
单向变量油马达		可调节流阀	
双向变量油马达		单向阀	
单作用柱塞油缸		滤油器	
单作用活塞油缸		油箱	

## 第二节 液 压 泵

液压泵(又称油泵),是液压系统中的重要组成部分,它向系统提供所需要的压力油,驱动执行元件完成各种规定动作。液压泵是将电动机或其它能源的机械能转换为液压能的装置,所以它在液压系统中属于动力元件。

### 一、液压泵的种类和性能参数

液压传动中所用的各种油泵,它们的工作原理和液压千斤顶的工作原理是相同的,他们都是依靠油泵的密封的工作容积(泵腔)的变化来进行工作的。这种依靠密封工作容积反复变化进行工作的液压系统称为容积式油泵。为了保证油泵正常工作,容积式油泵都具有密封而又可以变化的空间;吸油腔和排油腔要相互隔开,保证有连续吸入和排出工作油液的配油装置;油箱要与大气相通,使油液保持不低于一个标准大气压,这是构成容积式油泵内部结构要素和外部工作条件的主要特征。

容积式油泵按其构成密封工作容积的结构不同,分为齿轮泵、叶片泵和柱塞泵三大类。

液压泵的主要性能参数包括:压力、排量、流量和容积效率等。

油泵的工作压力是指油泵输出的油液压力。铭牌上所标的额定压力是指油泵连续运转时所允许的最大压力。油泵在此压力下运转,能保证油泵的密封性能、容积效率、结构强度和使用寿命。最大压力是指油泵在短时间内超载所允许的极限压力。油泵在工作时所达到的具体压力值称为实际工作压力,其压力的大小取决于执行元件的负载。

由于液压系统的用途不同,对油液压力的要求也不同,为了便于液压元件的设计和生 产,将压力分为五个等级(表 2-2)。

表 2-2 油泵压力分级

压力等级	低压	中压	中高压	高压	超高压
压力范围 $\times 10^6 \text{Pa}$	0~25	25~80	80~160	160~320	大于 320

油泵主轴每转输出油液的体积称为排量,常用  $q(\text{mL}/\text{r})$  表示。油泵在单位时间内输出的油液体积称流量,常用  $Q_{\text{理}}(\text{L}/\text{min})$  表示,排量和流量之间的关系为:

$$Q_{\text{理}} = n \cdot q \cdot 10^{-3}, \text{L}/\text{min} \quad (2-5)$$

式中  $n$ ——油泵转速,  $\text{r}/\text{min}$ 。

油泵的排量  $q$  是一个平均值,它取决于油泵的具体结构,在原动机转速不变的情况下,排量可以调节的称变量泵;不可调节的称定量泵。变量泵又分为单向变量泵和双向变量泵。双向变量泵是一种不仅可以改变排量  $q$ ,而且可以改变排油方向,在原动机转向和转速都不变的情况下,可使吸油口变为排油口,排油口变为吸油口,改变油流方向。

由于构成油泵工作容积的各相邻零件之间存在着间隙,不可避免地产生泄漏,油泵的输油压力越高,泄漏量就越大。因此,油泵工作时,实际输出的流量  $Q_{\text{实}}$  要比理论计算的流量  $Q_{\text{理}}$  要低,两者的关系为:

$$Q_{\text{实}} = Q_{\text{理}} - \Delta Q, \text{L}/\text{min} \quad (2-6)$$

式中  $\Delta Q$ ——为油泵的泄漏流量, L/min。

实际流量与理论流量之比称为油泵的容积效率  $\eta_{\text{容}}$ , 即

$$\eta_{\text{容}} = \frac{Q_{\text{实}}}{Q_{\text{理}}} = \frac{Q_{\text{理}} - \Delta Q}{Q_{\text{理}}} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q_{\text{理}}} \quad (2-7)$$

因此, 油泵的实际流量为:

$$Q_{\text{实}} = Q_{\text{理}} \cdot \eta_{\text{容}} = n \cdot q \cdot \eta_{\text{容}}, 10^{-3} \text{L/min} \quad (2-8)$$

在额定压力下, 各类油泵的容积效率见表 2-3。影响油泵容积效率的因素很多, 主要有油泵的种类、零部件加工精度及装配质量、密封性能、油液压力及油液的性质等。随着科学技术的发展, 新材料、新工艺的推广, 油泵的容积效率将不断的提高。

当不计容积损失时, 油泵的输出的功率( $N_{\text{出}}$ )为:

$$N_{\text{出}} = \frac{p \cdot Q_{\text{理}}}{6 \times 10^7}, \text{kW} \quad (2-9)$$

式中  $p$  —— 油泵的工作压力, Pa;

$Q_{\text{理}}$  —— 油泵理论流量, L/min。

表 2-3 油泵的容积效率和总效率

效率	齿轮泵	叶片泵	柱塞泵
容积效率 $\eta_{\text{容}}$	0.7~0.9	0.8~0.95	0.85~0.98
总效率 $\eta_{\text{总}}$	0.6~0.8	0.75~0.85	0.75~0.9

油泵向系统输出能量时, 需要由驱动它的电动机向它输入功率, 如果油泵在进行能量转换过程中没有任何能量损失, 则电动机向油泵的输入功率  $N_{\text{入}}$  和油泵输出的功率  $N_{\text{出}}$  相等,  $N_{\text{入}}$  和  $N_{\text{出}}$  称为油泵的理论输入功率和输出功率。实际上, 油泵在由电能转换为液压能的过程中, 由于运动部件表面之间摩擦必然产生机械损耗, 若油泵的机械效率为  $\eta_{\text{机}}$ , 当油泵输出功率为  $N_{\text{出}}$  时, 油泵所需要的传动功率, 即电动机输入的实际功率  $N_{\text{实}}$  为:

$$N_{\text{实}} = \frac{N_{\text{出}}}{\eta_{\text{机}}} = \frac{p \cdot Q_{\text{理}}}{6 \times 10^7 \times \eta_{\text{机}}} = \frac{p \cdot Q_{\text{实}}}{6 \times 10^7 \times \eta_{\text{机}} \cdot \eta_{\text{容}}} = \frac{p \cdot Q_{\text{实}}}{6 \times 10^7 \times \eta_{\text{总}}}, \text{kW} \quad (2-10)$$

式中  $\eta_{\text{总}}$  —— 油泵的总效率,  $\eta_{\text{总}} = \eta_{\text{机}} \cdot \eta_{\text{容}}$ 。

油泵的转速有额定转速、最高转速和最低转速。额定转速是指额定压力下长时间连续运转的最高转速。最高转速是指额定压力下允许短时间运行的极限转速, 若油泵超过最高转速, 吸油腔会因转速过大, 压力降低而产生气穴现象。当油泵的转速低于最小转速时, 则因流量过小油泵无法工作。常用油泵的额定转速, 外啮合齿轮泵为 1000~1800r/min, 叶片泵为 1000~1600r/min, 轴向柱塞泵为 1000~2200r/min。

## 二、齿轮泵

齿轮泵是液压系统中常用的一种定量泵, 按其结构不同, 有内啮合齿轮泵和外啮合齿轮泵两种。目前使用最多的是圆柱直齿形外啮合齿轮泵。这种齿轮泵具有体积小、重量轻、结构简单、自吸性能好、对污物不敏感, 工作可靠等优点。但泄漏较大, 容积效率低, 轴承荷载大, 脉冲和噪音也大, 一般为低压泵, 在结构上采取一定措施后, 也可做成中高压泵。矿山机械中使用的齿轮泵的压力大都在  $80 \sim 160 \times 10^5 \text{Pa}$ , 流量为 10~210L/min。

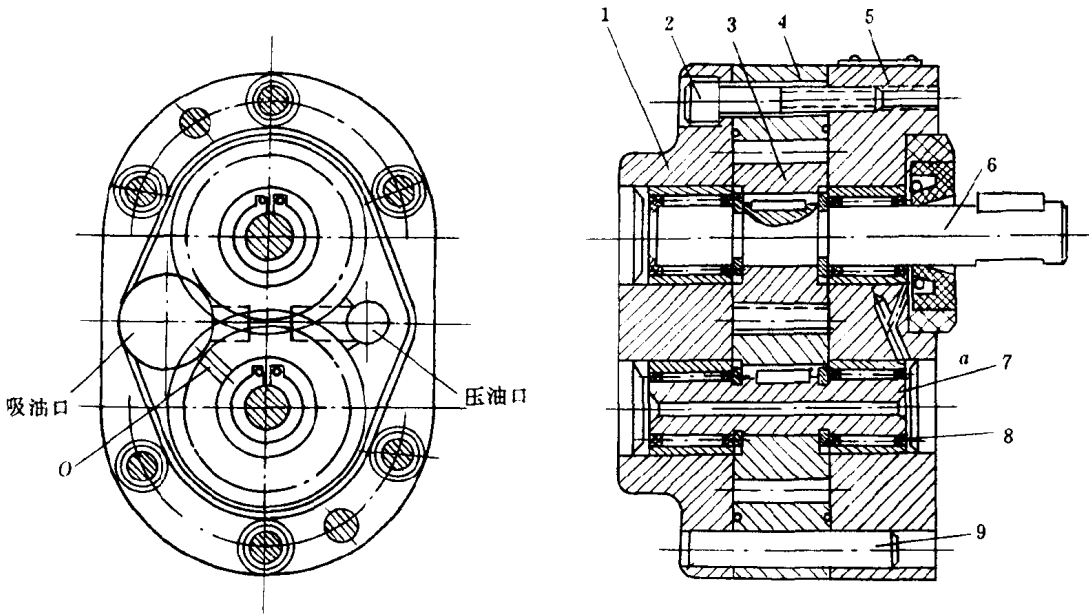


图 2-4 齿轮泵的构造

1—后盖；2—联接螺栓；3—齿轮；4—泵体；5—前盖；6—主动轴；7—从动轴；8—轴承；9—定位销

齿轮泵主要由前盖、后盖、泵体、齿轮、主动轴、从动轴、轴承和连接螺栓等组成(图 2-4)。泵体内为一对齿数相等而又相互啮合的齿轮,主动齿轮轴和从动齿轴分别固定在前后盖的轴承上,前后盖和泵体用螺栓紧固在一起。

齿轮泵的工作原理。当啮合的两个齿轮以箭头的方向旋转时(图 2-5),两个齿轮的啮合线形成左、右两个独立的密封而又可以变化的容积空间,齿轮从右侧退出啮合,于是密封容积增大,形成真空,油箱中的油液在大气压的作用下进入吸油腔,随着齿轮的转动,每个齿轮的齿间把油液从右腔带到左腔,齿轮在左侧进行啮合,齿间被对方轮齿填塞,容积减小,齿间的油液被挤出来,使左侧油压升高,油液从排油口输出,完成压油动作。齿轮不停的旋转,油泵的吸油口和排油口便连续不断的完成吸油和排油动作。

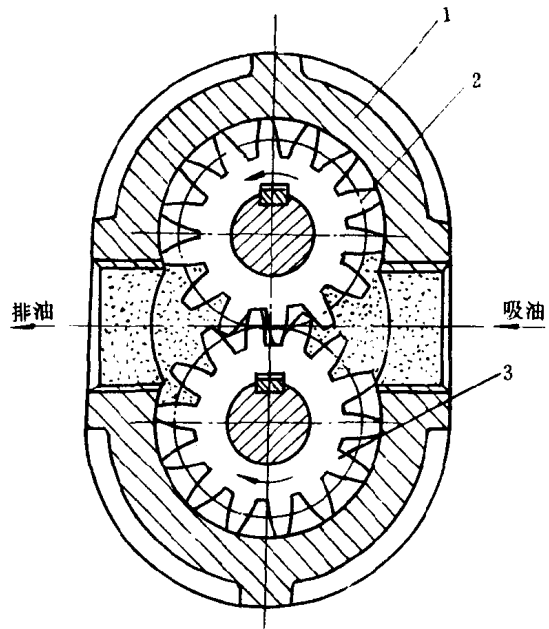


图 2-5 齿轮泵工作原理

1—壳体；2—主动齿轮；3—从动齿轮

齿轮泵的容积效率低,主要是齿轮端面 and 齿顶与泵体间的间隙泄漏大,约占总泄漏量的 80%~90%。为了减少泄漏,应当减小端面间隙,但间隙过小,又使齿轮端面与前后盖之间的



摩擦损失增大,使机械效率降低。为了防止泄漏,一般采取齿轮与泵体的配合公差来保证,或在泵体端面开卸荷沟槽,使端面漏油经卸荷槽流回吸油口。

为了保证齿轮平稳地啮合运转,齿轮啮合重迭系数一般大于1,由此会出现两点啮合,在两对齿轮间形成与吸、排油腔均不相通的封闭容积,或称闭死容积,见图 2-6。齿轮继续旋转时,此封闭容积会发生变化,当容积缩小时,其中被困油液受压缩而压力急剧升高,从而增加主轴动力和轴承荷载,产生振动和噪音。容积扩大时,则使封闭腔内油压降低,出现真空,产生气穴,同样产生噪音和振动,这种现象称为齿轮的困油现象。这种现象在高压和高速齿轮泵中更为严重。消除困油现象的方法是在齿轮泵侧板上开挖卸荷槽,使封闭容积减小时,能将困油流至排油腔。封闭容积增大时,能从吸油腔吸入补充油液。

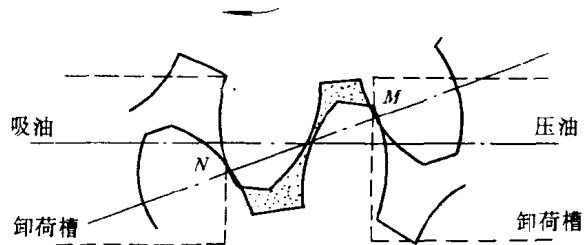


图 2-6 齿轮泵困油现象

齿轮泵工作时,排油腔的油压大于吸油腔的压力。因此,从排油腔起沿齿轮外缘至吸油腔的每一个齿间内的油压是不相同的,从吸油口到排油口之间的压力分布依次递增,大致与角度成比例变化,见图 2-7。可见,泵内齿轮所受的径向压力是不平衡的,且该不平衡力把齿轮压向一侧,并作用在轴承上,影响油泵的使用寿命。解决径向力不平衡的方法很多,其中之一是缩小排油口的直径,使高压油仅作用在一个齿或两个齿的范围,减少压力油的受力面积和径向力。

当提高普通结构齿轮泵的工作压力时,则因间隙泄漏加剧,使容积效率降低。即使把间隙做得很小,然而由于间隙磨损后不能补偿,容积效率又会很快下降,压力仍不能提高。再者泵的压力过高不平衡的径向力也随之增大,使轴的受力状态恶化,影响轴承的使用寿命。为了

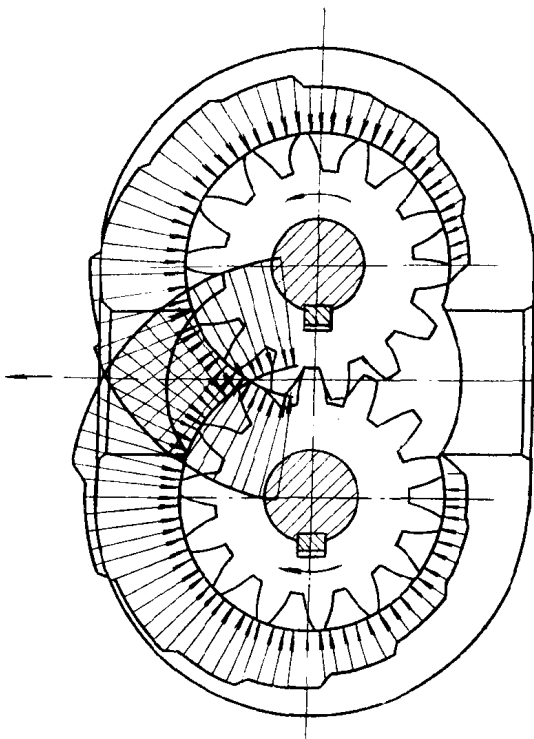


图 2-7 齿轮泵径向压力分布

提高齿轮泵的工作压力,在中高压齿轮泵中,一般都采用弹簧侧板和浮动轴套来自动补偿轴向间隙,在压力油的作用下使弹簧侧板或浮动轴套压紧齿轮端面,使轴向间隙减少,以减少泄漏,使齿轮泵的工作压力达到中高压等级。

摆线齿轮泵是一种内啮合齿轮泵,它由一对互相啮合的内、外齿轮所组成,图 2-8。外齿轮  $Z_1$  为主动轮,称为内转子,其齿廓曲线为短幅外摆线的等距曲线,内齿轮  $Z_2$  为从动轮,称为外转子,其齿形为圆弧曲线,外转子的齿数比内转子齿数多 1 个,装配时,使  $Z_1$  和  $Z_2$  偏心

安装,因此两齿轮在啮合时在两轮轮齿间形成  $Z_2$  个互相独立的封闭工作容积,当内转子  $O_1$  逆时针转动时,就带动外转子  $O_2$  作同方向旋转,使连心线  $O_1O_2$  右侧的各密封容积扩大,而使  $O_1O_2$  连线左侧的密封容积缩小,从而通过侧板上与吸、排油口连通的两个腰形孔实现吸、排油。外转子旋转一周,  $Z_2$  个密封容积分别依次完成一次吸、排油。油泵不停的旋转就不断地连续完成吸、排油工作。

由于齿轮泵结构简单,具有良好的自吸性能、对油液污染不敏感等许多优点,目前已广泛地应用在各种掘进机械上,特别是在低压、大流量、工况恶劣的条件下选用更为适宜。国产 CB 系列齿轮泵由于吸油口和排油口的直径不同,吸油口和排油口不能对换,只能按照规定的旋转方向运转。

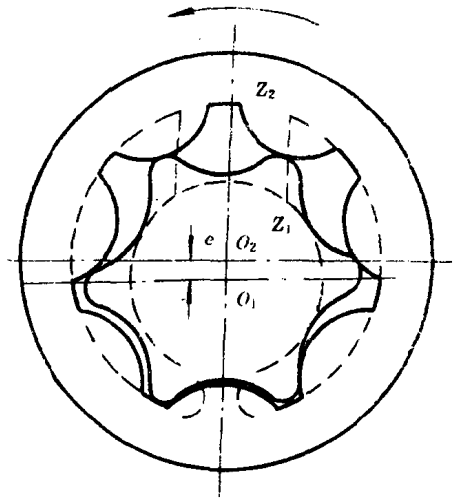


图 2-8 摆线齿轮泵

### 三、叶片式油泵

叶片式油泵是靠叶片、转子和定子间构成的密封容积变化而进行工作的一种油泵。叶片泵具有结构紧凑、体积小、流量均匀、运转平稳、噪音小、使用寿命长等优点。它对油液的污染较齿轮泵敏感,结构也比齿轮泵复杂。一般叶片泵的工作压力为  $70 \times 10^5 \text{Pa}$ , 流量为  $4 \sim 200 \text{L/min}$ 。

根据工作原理不同,叶片泵分为单作用式和双作用式两大类。单作用叶片泵的转子每转 1 圈工作容积完成 1 次吸、排油,大都为变量泵。双作用叶片泵是转子每转 1 周工作容积完成 2 次吸、排油,一般为定量泵。

#### (一)单作用叶片泵

单作用叶片泵主要由配油盘、传动轴、转子、定子、叶片和泵体等组成(图 2-9)。定子内

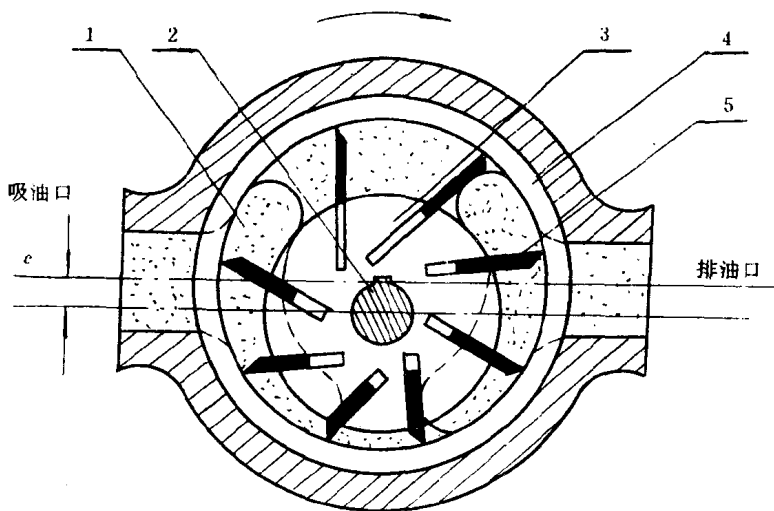


图 2-9 单作用叶片泵

1—配油盘;2—传动轴;3—转子;4—定子;5—叶片