



石油高职高专规划教材

采油机械

李子俊 主编



石油工业出版社
Petroleum Industry Press

石油高职高专规划教材

采 油 机 械

李子俊 主编

石油工业出版社

内 容 提 要

本书兼顾理论性与实际生产,突出职业性与技术性,系统地介绍了液压传动系统,以及石油矿场用离心泵、往复泵、抽油设备、修井设备、压裂和酸化设备、压缩机的结构及工作原理。

本书可作为石油高职高专院校油气开采技术专业学生的教材,也可作为从事油气田开发工作的职工上岗、考级的培训用书。

图书在版编目(CIP)数据

采油机械/李子俊主编.

北京:石油工业出版社,2006.8

石油高职高专规划教材

ISBN 7-5021-5587-2

I. 采…

II. 李…

III. 采油机械—高等学校:技术学校—教材

IV. TE93

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2006)第 068797 号

出版发行:石油工业出版社

(北京安定门外安华里 2 区 1 号 100011)

网 址: www.petropub.com.cn

总 机: (010) 64262233 发行部: (010) 64210392

经 销: 全国新华书店

印 刷: 石油工业出版社印刷厂

2006 年 8 月第 1 版 2006 年 8 月第 1 次印刷

787×1092 毫米 开本: 1/16 印张: 17.75

字数: 450 千字 印数: 1—2500 册

定价: 25.00 元

(如出现印装质量问题,我社发行部负责调换)

版权所有,翻印必究

前 言

本教材是根据石油高职高专规划教材编写提纲审定会的要求编写的。教材编写的原则是：

(1) 突出高层次性和可衔接性，既把高等职业教育与中等职业教育区别开来，又把高等职业教育与普通高等教育区别开来，努力适应新的角色要求，适应新的教育定位。在教材内容的安排和知识能力的要求上注意与本科教育的相应课程相衔接，为学生的可持续性发展奠定基础。

(2) 突出职业性、技术性、应用性和针对性，突出职业特色和面向生产、建设、服务、管理一线的特色。以职业能力和职业岗位（群）的要求为核心，以“必须、够用”为度，优化课程内容，建立“相对不完善的理论体系和相对完善的技能体系”。课程内容的选取以职业实践所需要的操作技能和心智技能为重点，同时兼顾学科理论的逻辑顺序。

(3) 突出前瞻性、先进性和创新性，尽可能地反映当代科技发展的新水平、新动向、新知识、新理论和新工艺、新材料、新设备。

全书分为七章，概括地介绍了液压传动系统、石油矿场用离心泵、往复泵、抽油设备、修井设备、压裂和酸化设备、压缩机的结构和原理。

参加本书编写的有山东胜利职业学院：孙松尧（第一章）、李德俭（第二章）、李子俊（第三章）、马春成（第四章及附录）；渤海石油职业学院：郑爱军、郭桥儒（第五章）；天津石油职业学院：康爱军（第六章）；辽河石油职业技术学院：郑洪涛（第七章）。全书由李子俊副教授任主编，马春成、孙松尧、郑爱军副教授任副主编，中国石油大学（华东）杨民副教授任主审。

在本教材编写过程中，我们参考了大量的文献，其中一部分已在书后的参考文献中列出，在此对这些作者和未被列出的文献作者表示深切谢意。

本书可作为油气开采技术专业高职高专学生的教材，也可作为从事油气田开发工作的职工上岗、考级的培训用书。

由于编写人员水平有限，书中难免有不妥之处，希望广大师生及读者给予批评指正。

编者

2006.3

目 录

第一章 液压传动系统	(1)
第一节 概述.....	(1)
第二节 液压泵和液压马达.....	(8)
第三节 液压缸.....	(18)
第四节 液压控制阀.....	(23)
第五节 液压辅助装置.....	(40)
第六节 液压基本回路.....	(45)
第七节 典型液压传动系统.....	(56)
第二章 离心泵	(65)
第一节 概述.....	(65)
第二节 离心泵的主要零部件	(71)
第三节 离心泵的理论基础	(77)
第四节 离心泵应用特性	(81)
第五节 离心泵的选用及维护.....	(84)
第三章 往复泵	(90)
第一节 概述.....	(90)
第二节 往复泵的流量.....	(92)
第三节 往复泵的性能参数.....	(95)
第四节 往复泵的装置特性.....	(98)
第五节 常用往复泵的基本结构及特点.....	(100)
第六节 往复泵的主要零部件.....	(103)
第四章 抽油设备	(111)
第一节 概述.....	(111)
第二节 游梁式抽油机.....	(113)
第三节 无游梁式抽油机.....	(152)
第四节 抽油泵.....	(160)
第五节 抽油杆及辅助抽油装置.....	(168)
第六节 无杆抽油设备.....	(174)
第五章 修井设备	(190)
第一节 修井机.....	(190)
第二节 提升系统.....	(203)
第三节 水龙头与转盘.....	(216)
第四节 常用井口工具.....	(222)
第六章 固井、压裂和酸化设备	(231)
第一节 概述.....	(231)

第二节 固井、压裂和酸化设备..... (231)

第七章 压缩机..... (245)

第一节 概述..... (245)

第二节 活塞式压缩机..... (251)

第三节 透平式压缩机..... (260)

第四节 回转式压缩机..... (266)

第五节 压缩机的选择..... (271)

附录..... (274)

附录一 常用物理量及其符号..... (274)

附录二 常用液压、气动元件图形符号..... (275)

参考文献..... (277)

第一章 液压传动系统

第一节 概 述

以液体作为工作介质来进行动力和能量传递的传动方式称为液体传动。液体传动按其工作原理的不同，又可分为容积式液体传动和动力式液体传动两大类，两者的根本区别在于：前者是依靠液体的压力能来进行工作的，而后者是依靠液体的动力能来进行工作的。通常人们把前者称为液压传动，后者称为液力传动。

一、液压传动的工作原理

图 1-1 是机床工作台的液压系统原理图（结构式）。它由油箱 1、过滤器 2、液压泵 3、溢流阀 4、开停阀 5、节流阀 6、换向阀 7、液压缸 8 以及连接这些元件的油管、接头等组成。

其工作原理是：电动机驱动液压泵从油箱中吸油，将油液加压后输入管路。油液经开停阀、节流阀、换向阀进入液压缸左腔，推动活塞而使工作台向右移动。这时液压缸右腔的油液经换向阀和回油管①流回油箱。如将换向阀 7 的手柄转换为图 1-1 (b) 所示的状态，液压缸 8 活塞带动工作台反行。

工作台的移动速度是通过节流阀 6 来调节的。当节流阀 6 的阀口开大时，单位时间内进入液压缸的油量增多，工作台的移动速度就增大；反之，当节流阀口关小时，单位时间内进入液压缸的油量减少，则工作台的移动速度减小。由此可见，速度是由单位时间内进入液压缸的油量（即流量）决定的。

为了克服移动工作台时受到的各种阻力，液压缸必须产生一个足够大的推力，这个推力是由液压缸中的油液压力产生的。要克服的阻力越大，缸中的油液压力越高；阻力越小，压力就越低。这种现象说明了液压传动的一个基本原理——压力取决于负载。

溢流阀的作用是调节与稳定系统的最大工作压力并溢出多余的油液。当工作台工作进给时，液压缸活塞（工作台）需要克服大的负载和慢速运动。进入到液压缸的压力油必须有足够的稳定压力才能推动活塞带动工作台运动。调节溢流阀的弹簧力，使之与液压缸最大负载力相平衡，当系统压力升高到稍大于溢流阀的弹簧力时，溢流阀便打开，将定量泵输出的部分油

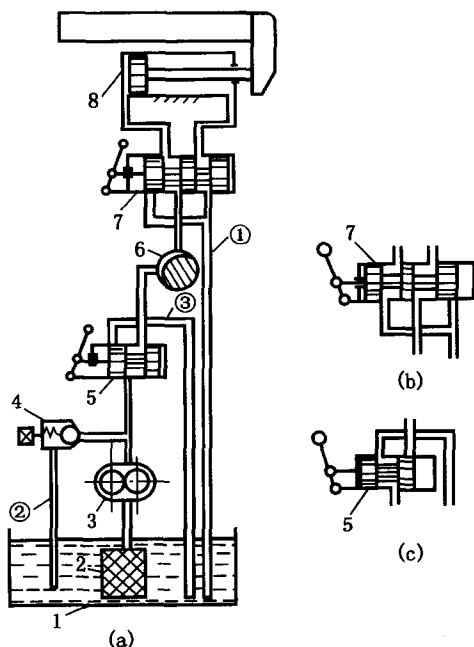


图 1-1 机床工作台液压系统

(a) 机床工作台液压系统示意图；(b) 换向阀部分示意图；(c) 开停阀部分示意图

1—油箱；2—过滤器；3—液压泵；
4—溢流阀；5—开停阀；6—节流阀；7—换向阀；8—液压缸；①、②、③—回油管

如果将开停阀手柄转换成图 1-1 (c) 所示的状态, 压力管中的油液经开停阀和回油管③排回油箱, 这时工作台停止运动。

二、液压传动系统的组成

(1) 动力元件——液压泵。把动力机（电动机或其他原动机）所输出的机械能转换为液压能，给系统提供压力油液。

(3) 控制元件——液压阀（流量阀、压力阀、方向阀等）。通过它们的控制或调节，使油液的压力、流量和方向得到改变，从而改变执行元件的力（或力矩）、速度（或转速）及运动方向。

(4) 辅助元件——油箱、管路、蓄能器、滤油器、管接头、压力表、流量表、开关等。通过这些元件把系统连接起来, 以实现各种工作循环。

在图 1-1 所示的液压系统中,各元件是以结构符号表示的,称为结构式原理图。它直观性强,容易理解,但图形复杂,绘制困难。为了简化液压系统图,目前各国均用元件的图形符号来绘制液压系统图。这些符号只表示元件的职能及连接通路,不表示其结构。液压系统的图形符号,见附录二。图 1-2 是用液压元件图形

四、液压传动的工作特征

(1) 液压传动以静压传递原理进行工作。

由于液体占有一定的体积，而没有固定的形状，所以这种传动必须在密闭的容器（液压泵、液压缸、管路）内进行，如图 1-1 所示。由于连接液压泵和液压缸的管线比较短，管内的流速不大（一般低于 5m/s ），从液压泵到液压缸的压力降很小，因此这个装置可看作充满液体的密闭的连通器，当一处受到压力时，这个压力将通过液体传到各个连通容器内，并且其压力处处相等。液压传动系统就是利用这种静压传递原理来进行工作的。

(2) 液压传动系统中, 工作压力的大小取决于负载。

液体中的静压力，主要是由液体自重和液体表面受外力作用而产生的。这里所指的压力实际上是指单位面积上所受的力，即压力强度，其单位为 Pa。在液压系统中由于液体自重所产生的压力不大，可以忽略不计。因此液体的压力主要由外力而引起的。外力 F 通过液压缸的活塞作用在液压缸内的液体表面上，使缸内液体表面受到挤压产生压力 p ，即

$$p = \frac{F}{A} \quad (1-1)$$

式中 A ——液压缸活塞面积, m^2 ;

F ——外载荷, N 。

由 (1-1) 式可知, 当负载 F 为零时, 系统压力为零; 负载 F 增加时, 压力也随之增高。即液压传动系统中, 工作压力的大小取决于负载。也就是说, 液压传动是用压力来满足外力要求的, 这是液压传动系统的重要特征之一。

(3) 液压传动系统中, 执行元件运动速度的大小取决于进入执行元件液体的流量。

如图 1-1 所示, 进入液压缸液体的流量为

$$Q = Av$$

$$v = \frac{Q}{A} \quad (1-2)$$

式中 A ——液压缸活塞面积, m^2 ;

v ——液压缸活塞运动速度, m/s 。

这说明当活塞面积一定时, 液压缸活塞运动的速度仅取决于进入液压缸的流量, 而与负载 F (或压力 p) 无关。也就是说, 液压传动系统是用流量来满足对速度的要求的。这是液压传动的又一个重要特征。

(4) 液压传动系统中, 液体流动时要克服阻力。

在液压传动中, 油液在缸内及管道中是流动的。因此除了静压力外还要考虑油液经过管道时由阻力而产生的压力损失。如图 1-1 中, 当液压缸活塞以一定的速度运动时, 由于管道的阻力, 液压泵的压力 p_1 应大于液压缸中的压力 p_2 。

$$p_1 = p_2 + \sum \Delta p$$

$$\text{而} \quad \sum \Delta p = R_f Q \quad (1-3)$$

式中 $\sum \Delta p$ ——管路中的压力损失, 包括沿程阻力损失和局部阻力损失两种;

R_f ——液阻系数, 与管路液体流动状态和流道形状有关;

α ——系数, 与管路液体流动状态有关, 一般, 沿程阻力 $\alpha = 1 \sim 2$; 局部阻力 $\alpha = 2$ 。

上述关系与电路中的欧姆定律 $U = RI$ 完全相似; 油路中的压力损失 Δp 、流量 Q 、液阻系数 R_f 分别与电路中的电压 U 、电流 I 和电阻 R 相对应。当液阻串联时, 流量相同, 压力损失相加; 当液阻并联时, 压力损失相同, 流量按液阻分配, 其总流量等于通过各液阻的流量之和。

从广义上讲, 管路中的液阻也是一种负载, 这样“系统中压力取决于负载”这一概念在液体流动时也适用。当负载串联时, 压力 p 取决于外载 F 和管道的阻力之和; 当负载并联时, 则压力取决于最小的负载。

(5) 液压传动系统中, 功率的大小取决于压力和流量的乘积。

由于功率等于力乘以速度, 故液压缸的输出功率为

$$N = Fv$$

而 $F = pA$

则 $N = pAv$

由于 $Av = Q$

故 $N = pQ$ (1-4)

(1-4) 式表明液压系统的功率等于系统压力 p 和流量 Q 的乘积。

五、液压传动的优缺点

1. 液压传动的优点

液压传动与机械传动、电传动和气压传动等相比较，具有以下优点：

(1) 在功率相同的情况下，液压传动装置的体积小、质量轻、结构紧凑，如液压马达的质量只有同功率电动机质量的 10%~20%。高压时，更容易获得很大的力或力矩。

(2) 液压系统执行机构的运动比较平稳，能在低速下稳定运动。当负载变化时，其运动速度也较稳定。同时，因其惯性小、反应快，易于实现快速启动、制动和频繁换向；在往复回转运动时换向可达 500 次/min，往复直线运动时换向可达 1000 次/min。

(3) 液压传动可在大范围内实现无级调速，调速比一般可达 100 以上，最大可达 2 000 以上，并且可在液压装置运行的过程中进行调速。

(4) 液压传动容易实现自动化，因为它可对液体的压力、流量和流动方向进行控制或调节，操纵方便。当液压控制和电、气控制结合使用时，能实现较复杂的顺序动作和远程控制。

(5) 液压装置易于实现过载保护，且液压件能自动润滑，因此使用寿命较长。

(6) 由于液压元件已实现了标准化、系列化和通用化，所以液压系统的设计、制造和使用都比较方便。

2. 液压传动的缺点

(1) 液压传动不能保证严格的传动比，这是由液压油的可压缩性和泄漏等因素所造成的。

(2) 液压传动在工作过程中常有较多的能量损失（摩擦损失、泄漏损失等）。

(3) 液压传动对油温的变化比较敏感，它的工作稳定性容易受到温度变化的影响，因此不宜在温度变化很大的环境中工作。

(4) 为了减少泄漏，液压元件在制造精度上的要求比较高，因此其造价较高，且对油液的污染比较敏感。

(5) 液压传动出现故障的原因较复杂，而且查找困难。

六、液压油的主要性能及选用

1. 液压油的主要性能

1) 密度

单位体积液体的质量称为液体的密度，用 ρ 表示。

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (1-5)$$

式中 m ——液体的质量，kg；

V ——液体的体积, m^3 。

液体的密度随温度的升高而下降, 随压力的增加而增大。对于液压传动中常用的液压油(矿物油)来说, 在正常的温度和压力范围内, 密度变化很小, 可视为常数。在计算时, 通常取 15°C 时的液压油密度 ($\rho = 900\text{kg}/\text{m}^3$)。

2) 压缩性

液体受压力作用而发生体积减小、密度增加的特性称为液体的压缩性。压缩性的大小用体积压缩系数 k 来表示, 其定义为: 液体在单位压力变化下, 体积的相对变化量, 即

$$k = -\frac{1}{\Delta p} \left(\frac{\Delta V}{V} \right) \quad (1-6)$$

式中 V ——压力变化前液体的体积;

ΔV ——压力变化 Δp 时液体体积的变化量;

Δp ——液体压力的变化量。

由于压力增大时液体的体积减小, 因此 (1-6) 式的右边必须加一个负号, 使 k 为正值。常用液压油的体积压缩系数 $k = (5 \sim 7) \times 10^{-10} \text{m}^2/\text{N}$ 。

液体的体积压缩系数 k 的倒数称为体积模量, 用 K 来表示。即

$$K = \frac{1}{k} = -\frac{V \Delta p}{\Delta V} \quad (1-7)$$

在实际应用中, 常用 K 值说明液体抵抗压缩能力的大小, 它表示产生单位体积相对变化量所需的压力增量。

液压油的体积模量为 $K = (1.4 \sim 2) \times 10^9 \text{N}/\text{m}^2$, 其数值很大, 故对于一般液压系统, 可认为油液是不可压缩的。只有在研究液压系统的动态特性和高压情况下, 才考虑油液的可压缩性。但是, 若液压油中混入空气, 其压缩性将显著增加, 并将严重影响液压系统的工作性能, 故在液压系统中应尽量减少油液中的空气含量。在实际液压系统的液压油中, 难免会混有空气, 通常对矿物油型液压油取 $K = (0.7 \sim 1.4) \times 10^9 \text{N}/\text{m}^2$ 。

3) 粘性

(1) 粘性的意义。

液体在外力作用下而流动时, 分子间的内聚力阻碍分子间的相对运动而产生内摩擦力的性质称为粘性。粘性是液体的重要物理性质, 也是选择液压油的主要依据。

液体流动时, 由于它和固体壁面间的附着力以及它的粘性, 会使其内各液层间的速度大小不等。设在两个平行平板之间充满液体, 两平行平板间的距离为 h , 如图 1-3 所示。当上平板以速度 u_0 相对于静止的下平板向右移动时, 紧贴于上平板极薄的一层液体, 在附着力的作用下, 随着上平板一起以 u_0 的速度向右运动; 紧贴于下平板极薄的一层液体和下平板一起保持不动; 而中间各层液体则从上到下按递减的速度向右运动。这是因为相邻两薄层液体间存在内摩擦力, 该力对上层液体起阻滞作用, 而对下层液体起拖曳作用。当两平板间的距离较小时, 各液层的速度按线性规律分布。

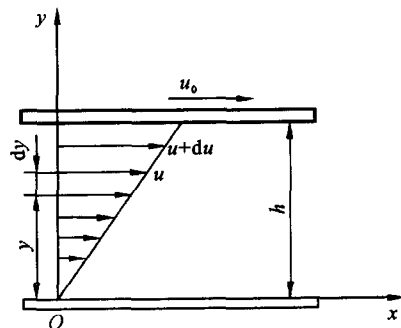


图 1-3 液体粘性示意图

实际测定表明：液体流动时，相邻液层间的内摩擦力 F 与液层间的接触面积 A 和液层间相对运动的速度 du 成正比，而与液层间的距离 dy 成反比。即

$$F = \mu A \frac{du}{dy} \quad (1-8)$$

若用单位面积上的摩擦力 τ （切应力）来表示，则（1-8）式可以改写成

$$\tau = \frac{F}{A} = \mu \frac{du}{dy} \quad (1-9)$$

式中 μ ——比例系数，称为动力粘度；

du/dy ——速度梯度，即相对运动速度对液层距离的变化率。

（1-9）式称为牛顿液体内摩擦定律。

由（1-9）式可知，在静止液体中，因速度梯度 $du/dy = 0$ ，故内摩擦力为零，因此液体在静止时是不呈现粘性的。

（2）液体的粘度。

液体粘性的大小用粘度表示。常用的粘度有三种，即动力粘度、运动粘度和相对粘度。

①动力粘度 μ ：动力粘度也称为绝对粘度，它是表征液体粘性的内摩擦系数。

由式（1-9）可得

$$\mu = \frac{\tau}{du/dy} \quad (1-10)$$

液体动力粘度的物理意义是：当速度梯度等于 1 时，流动液体液层间单位面积上的内摩擦力，即为动力粘度。

动力粘度 μ 的法定计量单位为 $N \cdot s/m^2$ 或用 $Pa \cdot s$ 表示。

②运动粘度 ν ：动力粘度 μ 与液体密度 ρ 的比值称为运动粘度，用 ν 来表示。即

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1-11)$$

运动粘度 ν 没有明确的物理意义。因为在其单位中只有长度和时间的量纲，所以称为运动粘度，它在液压分析计算中是一个经常遇到的物理量。

运动粘度 ν 的法定计量单位为 m^2/s 。

就物理意义来说，运动粘度 ν 并不是一个粘度的量，但工程中常用它来表示液体粘度。如液压油的牌号，就是这种液压油在 $40^\circ C$ 时的运动粘度 ν (mm^2/s) 的平均值。例如 Y4-N32 液压油就是指这种液压油在 $40^\circ C$ 时的运动粘度 ν 的平均值为 $32 mm^2/s$ 。

③相对粘度：相对粘度又称条件粘度。

它是采用特定的粘度计，在规定的条件下测出的液体粘度。根据测量条件的不同，各国采用的相对粘度的单位也不同。如美国采用国际赛氏秒（SSU），英国采用商用雷氏秒（ $^{\circ}R$ ），我国和欧洲一些国家采用恩氏粘度（ $^{\circ}E$ ）。

恩氏粘度由恩氏粘度计测定，即：把 $200cm^3$ 的被测液体装入底部有直径为 $2.8 mm$ 小孔的恩氏粘度计的容器中，在某一特定温度 T ($^{\circ}C$) 时，测定全部液体在自重作用下流过小孔所需的时间 t_1 与同体积的蒸馏水在 $20^\circ C$ 时流过同一小孔所需的时间 t_2 ($t_2 = 50 \sim 52s$) 之比值，便是该液体在 T ($^{\circ}C$) 时的恩氏粘度。恩氏粘度用符号 $^{\circ}E_T$ 表示

$$^{\circ}E_T = \frac{t_1}{t_2} \quad (1-12)$$

恩氏粘度和运动粘度之间可用下面的经验公式换算

$$\nu = (7.31^{\circ}E - \frac{6.31}{E}) \times 10^{-6} \quad (1-13)$$

2. 对液压油的要求和选用

1) 要求

液压油既是液压传动的工作介质，又是各种液压元件的润滑剂，因此液压油的性能会直接影响液压系统的性能，如工作可靠性、灵敏性、稳定性、系统效率和零件寿命等。选用液压油时应满足下列要求：

- (1) 粘温性好。在使用温度范围内，粘度随温度的变化越小越好。
- (2) 润滑性能好。在规定的范围内有足够的油膜强度，以免产生干摩擦。
- (3) 化学稳定性好。在贮存和工作过程中不易氧化变质，以防胶质沉淀物影响系统正常工作；防止油液变酸，腐蚀金属表面。
- (4) 质地纯净，抗泡沫性好。油液中含有机机械杂质易堵塞油路，含有易挥发性物质，则会使油液中产生气泡，影响运动平稳性。
- (5) 闪点要高，凝固点要低。油液用于高温场合时，为了防火安全，要求闪点高；在温度低的环境下工作时，要求凝固点低。一般液压系统中所用的液压油的闪点为 $130 \sim 150^{\circ}\text{C}$ ，凝固点为 $-10 \sim -15^{\circ}\text{C}$ 。

2) 种类及其选用

液压油的种类很多，主要可分为三大类：矿物油型、合成型和乳化型。液压油的主要种类及性质见表 1-1。

表 1-1 液压油的主要种类及其性质

种类 性能	可燃性液压油			抗燃性液压油			
	矿物油型			合成型		乳化型	
	通用液压油	抗磨液压油	低温液压油	磷酸脂液	水—乙二醇液	油包水液	水包油液
密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	850~900			1 100~1 500	1 040~1 100	920~940	1 000
粘度	小—大	小—大	小—大	小—大	小—大	小	小
粘度指数 VI, 不小于	90	95	130	130~180	140~170	130~150	极高
润滑性	优	优	优	优	良	良	可
防锈蚀性	优	优	优	良	良	良	可
闪点, $^{\circ}\text{C}$, 不低于	170~200	170	150~170	难燃	难燃	难燃	不燃
凝点, $^{\circ}\text{C}$, 不高于	-10	-25	-35~-45	-20~-50	-50	-25	-5

正确选用液压油，是保证液压设备高效率正常运转的前提。目前，90%以上的液压系统采用矿物油型液压油为工作介质，选用时，普通液压油优先考虑，有特殊要求时，则选用抗磨、低温或高粘度指数的液压油，如没有普通液压油，则可用汽轮机油或机械油代用；合成型液压油价格贵，只有在某些特殊设备中，例如在对抗燃性要求高并且使用压力高、温度变

化范围大等情况下采用；在工作压力不高时，高水基乳化液也是一种良好的抗燃液。在选用液压油时，合适的粘度有时更为重要。粘度的高低将影响运动部件的润滑、缝隙的泄漏以及流动时的压力损失、系统的发热等。一般根据粘度选择液压油的原则是：运动速度高或配合间隙小时，宜采用粘度较低的液压油以减少摩擦损失；工作压力高或温度高时，宜采用粘度较高的液压油以减少泄漏。实际上，系统中使用的液压泵对液压油粘度的选用往往起决定性作用，可根据表 1-2 的推荐值来选用油液粘度。

表 1-2 液压泵采用油液的粘度表

液压泵类型		环境温度 5~40℃ $\nu \times 10^{-6} / (\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}) (40^\circ\text{C})$	环境温度 40~80℃ $\nu \times 10^{-6} / (\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}) (40^\circ\text{C})$
叶片泵	$p < 7 \text{ MPa}$	30~50	40~75
	$p \geq 7 \text{ MPa}$	50~70	55~90
齿轮泵		30~70	95~165
轴向柱塞泵		40~75	70~150
径向柱塞泵		30~80	65~240

第二节 液压泵和液压马达

在液压系统中，液压泵和液压马达都是能量转换元件，液压泵是把原动机输入的机械能转换为液体能的机器，是系统的动力元件；而液压马达是把液压系统的压力能重新转换为机械能带动负载运行的机器，是执行元件。液压泵和液压马达就其结构来讲基本相同，就其原理来讲互为逆装置，因此本节把液压泵和液压马达放在一起讨论。

一、液压泵的基本工作原理

液压泵是依靠密封容积的变化来进行工作的，故一般称为容积式液压泵。如图 1-4 所示，柱塞 5 装在缸体 4 中形成一个密封容积，柱塞在弹簧 2 的作用下始终压紧在偏心轮 6 上。原动机驱动偏心轮 6 旋转，柱塞在缸体中作往复运动，使密封容积的大小发生周期性的交替变化。当柱塞向下移动时，密封容积由小变大形成真空，油箱中的油液在大气压力的作用下经吸油管顶开单向阀 1 进入油腔 a 而实现吸油；反之，柱塞向上移动时，密封容积由大变小，a 腔中吸满的油液将顶开单向阀 3 流入系统而实现压油。这样液压泵就将原动机输入的机械能转换为液体的压力能，原动机驱动偏心轮不断旋转，液压泵就不断地吸油和压油。

显然，组成容积式液压泵的三个条件为：

- (1) 必须具有密封容积 V。
- (2) V 能由小变大（吸油过程），由大变小（排油过程）。
- (3) 吸油口与排油口不能相通（靠配流机构分开）。

液压泵按其结构形式不同，分为齿轮泵、叶片泵、柱塞泵；按输出流量能否变化，可分为定量泵和变量泵。

在液压系统中，各种液压泵虽然组成密封容积的零件构造不尽相同，配流机构也有多种形式，但它们都满足上述三个条件，故都属于容积式液压泵。

液压泵的图形符号见附录二。

二、液压泵的主要性能参数

1. 压力

(1) 额定压力 p_r : 液压泵在正常工作条件下, 按试验标准规定连续运转的最高工作压力。

(2) 工作压力 p : 液压泵实际工作时的输出压力称为工作压力。工作压力的大小取决于外负载和排油管路上的压力损失, 其值应小于或等于额定压力。

(3) 最高允许压力 $p_{\max}$: 在超过额定压力的条件下, 根据试验标准规定, 允许液压泵短时运行的最高压力值, 称为液压泵的最高允许压力。

2. 流量

(1) 每转流量 (也称排量) q : 液压泵主轴旋转一周所排出液体的体积。如图 1-4 所示, 设柱塞截面积为 A , 行程为 L , 则排量 $q = AL$ 。

排量可以调节的液压泵称为变量泵, 排量不可以调节的液压泵则称为定量泵。

(2) 理论流量 Q_t : 理论流量是指不考虑泄漏等因素的影响, 液压泵在单位时间内所排出的液体体积。图 1-4 所示的柱塞泵, 如果液压泵的排量为 q , 其主轴转速为 n , 则该液压泵的理论流量 Q_t 为

$$Q_t = qn \quad (1-14)$$

式中 Q_t ——液压泵的理论流量, m^3/s ;

q ——液压泵的排量, m^3/r ;

n ——主轴转速, r/s 。

(3) 实际流量 Q : 液压泵实际输出的流量。它等于理论流量 Q_t 减去泄漏流量 ΔQ , 即

$$Q = Q_t - \Delta Q \quad (1-15)$$

(4) 额定流量 Q_r : 液压泵在正常工作条件下, 按试验标准规定 (在额定压力和额定转速下) 必须保证的流量。

3. 功率和效率

(1) 输入功率 N_i : 液压泵的输入功率是指作用在液压泵主轴上的机械功率。当输入转矩为 M_i 、角速度为 ω , 则

$$N_i = M_i \omega = 2\pi M_i n \quad (1-16)$$

式中 ω ——角速度, $1/\text{s}$;

n ——主轴转速, r/s ;

M_i ——输入转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$;

N_i ——输入功率, W 。

(2) 输出功率 N_o : 液压泵的输出功率是指液压泵在工作过程中的实际吸、压油口间的压差 Δp 和输出流量 Q 的乘积, 即

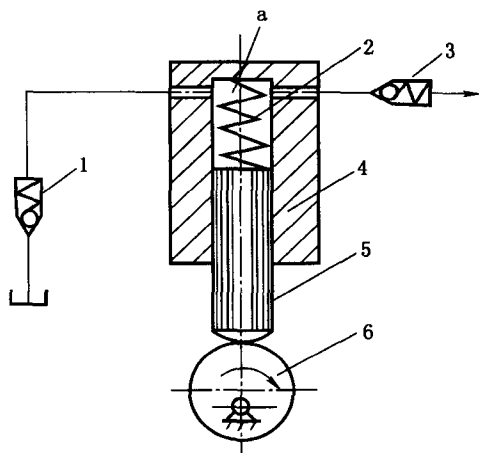


图 1-4 液压泵工作原理图

1—单向阀；2—弹簧；3—单向阀；4—缸体；
5—柱塞；6—偏心轮；a—油腔

$$N_o = \Delta p Q \quad (1-17)$$

式中 Δp ——液压泵吸、压油口之间的压力差, Pa;

Q ——液压泵的输出流量, m^3/s ;

N_o ——液压泵的输出功率, W。

(3) 液压泵的效率:

① 容积效率 η_v : 液压泵工作过程中, 由于泄漏等因素的影响, 实际流量 Q 总是小于理论流量 Q_t , 即: $Q = Q_t - \Delta Q$, 若以泵的容积效率表示其流量损失, 则

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_t} = \frac{Q_t - \Delta Q}{Q_t} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q_t} \quad (1-18)$$

因此, 液压泵的实际输出流量 Q 为

$$Q = Q_t \eta_v = n q \eta_v \quad (1-19)$$

一般说来, 液压泵的容积效率随着泵工作压力的增大而减小。

② 机械效率 η_m : 液压泵的实际输入转矩 M_i 总是大于理论上所需要的转矩 M_t , 其主要原因是由于泵内相对运动部件之间因机械摩擦而引起的摩擦转矩损失以及由液体的粘性而引起的摩擦损失。若以泵的机械效率表示摩擦损失, 则

$$\eta_m = \frac{M_t}{M_i} = \frac{1}{1 + \frac{\Delta M}{M_t}} \quad (1-20)$$

③ 总效率 η : 液压泵的总效率指的是液压泵的输出功率与输入功率之比。即

$$\eta = \frac{N_o}{N_i} = \frac{\Delta p Q}{2\pi n M_i} = \frac{\Delta p Q_t \eta_v}{2\pi n M_t} = \eta_v \eta_m \quad (1-21)$$

式中 $\Delta p Q_t = M_t \omega = 2\pi n M_t$ (液压泵的理论功率)。

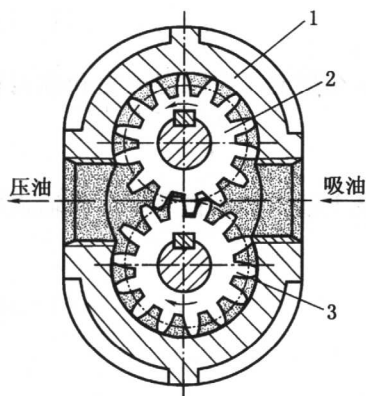


图 1-5 外啮合齿轮泵的工作原理
1—壳体; 2—主动齿轮; 3—从动齿轮

啮合, 密封工作腔容积不断减小, 油液便被挤出, 进入管路。在齿轮泵的工作过程中, 只要

三、齿轮泵

齿轮泵是液压系统中广泛采用的一种液压泵, 按啮合方式的不同, 分为外啮合、内啮合两种结构形式, 外啮合齿轮泵的应用较为广泛。

1. 齿轮泵的工作原理

图 1-5 为外啮合齿轮泵的工作原理图, 齿轮泵的主要部件是装在壳体内的一对齿轮。齿轮两侧有端盖 (图中未画出)、壳体、端盖和齿轮的各个齿谷组成了许多密封工作腔。当齿轮按图示方向旋转时, 右侧吸油腔由于相互啮合的轮齿逐渐脱开, 密封工作容积逐渐增大, 形成部分真空, 因此油箱中的油液在外界大气压力的作用下, 经吸油管进入吸油腔, 将齿谷充满, 并随着齿轮旋转, 把油液带到左侧压油腔内。在压油腔, 由于轮齿在这里逐渐进入啮合, 密封工作腔容积不断减小, 油液便被挤出, 进入管路。在齿轮泵的工作过程中, 只要

两齿轮的旋转方向不变,其吸、排油腔的位置也就确定不变。啮合线把高、低压两腔分隔开来,起配油作用,因此齿轮泵不需设置专门的配流机构,这是与其他类型容积式液压泵的不同之处。

2. 齿轮泵的每转流量(排量) q

齿轮泵的每转流量(排量),可看作两个齿轮的齿谷容积之和。对于标准圆柱齿轮来说,齿谷容积等于轮齿体积,那么齿轮泵的排量就等于一个齿轮的齿谷和轮齿体积的总和。若齿轮齿数为 z 、模数为 m 、节圆直径为 D ($D = mz$)、有效齿高为 h ($h = 2m$)、齿宽为 B 时,泵的每转流量(排量)为

$$q = \pi D h B = 2\pi z m^2 B$$

实际上,齿谷容积比轮齿体积稍大一些,故一般乘以 1.06 的修正系数,则上式变为

$$q = 1.06 (2\pi z m^2 B) = 6.66 z m^2 B \quad (1-22)$$

以上计算的是齿轮泵的平均流量,实际上随着啮合点位置的不断改变,吸排油腔的每一瞬时的容积变化率是不均匀的,因此,齿轮泵的流量是脉动的,流量的脉动引起压力脉动,随之产生振动与噪声。所以精度要求高的场合不宜采用齿轮泵供油。

齿轮泵和其他类型泵相比,其优点是结构简单紧凑、工作可靠、制造容易、价格低廉、自吸性能好、维护容易以及对工作介质污染不敏感等。其缺点是流量和压力脉动大,噪声也较大。此外,容积效率低、径向不平衡力大,限制了其工作压力的提高。

四、叶片泵

叶片泵的结构较齿轮泵复杂,但其工作压力较高,且流量脉动小,工作平稳,噪声较小,寿命较长。所以它被广泛应用于机械制造中的专用机床、自动线等中低压液压系统,但其结构复杂,吸油特性不太好,对油液的污染也比较敏感。

根据各密封工作容积在转子旋转 1 周吸、排油液次数的不同,叶片泵分为两类,即 1 周完成 1 次吸、排油液的单作用叶片泵和完成 2 次吸、排油液的双作用叶片泵。单作用叶片泵多用于变量泵,工作压力最大为 7.0 MPa,结构经改进的高压叶片泵的最大工作压力可达 16.0~21.0 MPa。

1. 单作用叶片泵

1) 单作用叶片泵的工作原理

单作用叶片泵的工作原理如图 1-6 所示,单作用叶片泵由转子 1、定子 2、叶片 3 和端盖等组成。定子具有圆柱形内表面,定子和转子间的偏心距为 e ,叶片装在转子槽中,并可在槽内滑动,当转子回转时,由于离心力的作用,使叶片伸出紧靠在定子内壁上,这样在定子、转子、叶片和两侧配油盘间就形成若干个密封的工作空间,当转子按图示的方向回转时,在图的右部,叶片逐渐伸出,叶片间的工作空间逐渐增大,从吸油口吸油,这是吸油腔。在图的左部,叶片被定子内壁逐渐压进槽内,工作空间逐渐缩小,将油液从压油口压出,这就是压油腔。在吸油腔和压油腔之间,有

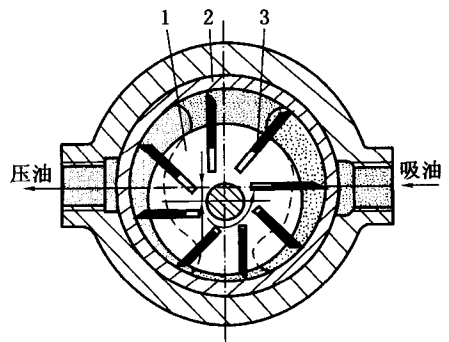


图 1-6 单作用叶片泵工作原理图

1—转子; 2—定子; 3—叶片