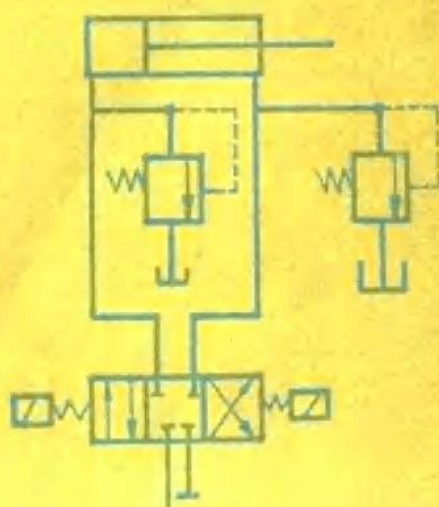


液压技术在工程中的应用



江苏科学技术出版社

液压技术在工程中的应用

孙 玉 安 主 编

江 苏 科 学 技 术 出 版 社

内 容 提 要

本书通过实例,重点讨论运输机械、建筑机械、静压轴承、机械手等液压系统和控制系统的设计计算与分析。对现代控制理论和电子计算机模拟计算作了适当的介绍,最后叙述了液压系统的使用维护和故障排除。

全书内容丰富,理论联系实际,可供从事液压传动和液压控制的工程技术人员及工人阅读,也可作为大专院校有关专业的教学参考书。

液压技术在工程中的应用

孙玉安 主编

出版:江苏科学技术出版社

发行:江苏省新华书店

印刷:南京人民印刷厂

开本787×1092毫米 1/16 印张26.5 字数649,000

1986年10月第1版 1986年10月第1次印刷

印数1—3,000册

书号 15196·198 定价 4.45元

责任编辑 孙广能

特约编辑 于荣尧

前 言

液压传动与控制技术已广泛应用于工农业生产、交通运输和国防建设。为了使从事这方面工作的工程技术人员和高校有关专业学生较快地获得液压传动和控制的分析与设计能力，我们编写了这本着重于应用的参考书。

全书分为基础和应用两大部分。第一部分简述了液压传动和自动控制理论基础，液压和自动元件以及液压基本回路。第二部分通过实例较深入地分析了运输和建筑机械、静压轴承、工业机械手和机床伺服驱动系统，并进行了设计计算。最后介绍了液压系统的使用维护和故障排除。

本书根据我们多年的教学、科研和生产工作中的经验和成果，并参考了最近的国内外有关书籍和文献写成的。第一、九章由张朝仁同志编写；第二、三、七、八章由孙建国同志编写；第四、五、十章由孙玉安同志编写；第六章由陶贵春同志编写。并由孙玉安同志主编。费开副教授审校了全稿。

由于水平所限，书中可能存在许多不妥之处，恳切希望读者批评指正。

编 者

一九八四年十二月

目 录

第一部分 液压技术的理论基础和元件篇

第一章 液压传动的理论基础	(1)
第一节 概述	(1)
第二节 液压油的性质	(3)
第三节 流动液体的性质	(11)
第四节 液压传动系统主要参数的决定	(31)
第五节 液压冲击和气蚀现象	(36)
第二章 自动控制理论基础	(39)
第一节 自动控制的基本概念	(39)
第二节 自动控制系统的数学模型及其求解	(43)
第三节 传递函数与频率特性	(54)
第四节 稳态误差	(76)
第五节 稳定性分析	(81)
第三章 液压元件和自动元件	(89)
第一节 液压泵	(89)
第二节 液压马达和液压缸	(102)
第三节 液压阀	(109)
第四节 液压动力元件	(127)
第五节 辅助装置	(133)
第四章 液压回路和控制回路	(139)
第一节 启动、卸荷、锁紧、换向回路	(139)
第二节 压力控制回路	(144)
第三节 速度控制回路	(150)
第四节 多油缸间配合工作回路	(163)
第五节 伺服回路	(168)

第二部分 液压技术应用篇

第五章 运输和建筑机械液压系统的设计及计算	(173)
第一节 叉式装卸车	(173)
第二节 自卸汽车	(175)
第三节 液压挖掘机	(180)
第四节 液压起重机械	(199)
第五节 液压系统的设计步骤	(207)
第六节 液压元件的初步设计计算和选择	(208)
第七节 设计计算实例	(224)

第六章 液体静压轴承	(237)
第一节 概述	(237)
第二节 径向静压轴承的工作原理	(238)
第三节 节流器	(240)
第四节 径向静压轴承的结构	(245)
第五节 供油系统	(246)
第六节 径向静压轴承设计计算	(250)
第七节 推力静压轴承	(264)
第七章 控制系统的设计和计算机模拟	(270)
第一节 控制系统的设计和校正	(270)
第二节 现代控制理论简介	(282)
第三节 控制系统的电子计算机模拟	(289)
第八章 工业机械手液压系统的设计计算	(302)
第一节 概述	(302)
第二节 工业机械手的缓冲定位	(308)
第三节 工业机械手液压传动系统的设计计算	(318)
第四节 液压伺服控制机械手液压控制系统的设计计算	(320)
第五节 工业机械手液压系统设计计算举例	(330)
第九章 机床伺服驱动系统分析与计算	(347)
第一节 伺服驱动系统方块图和频率特性	(347)
第二节 伺服系统的匹配计算和改善	(357)
第三节 仿形机床简易伺服控制系统分析	(366)
第四节 数控机床驱动系统分析	(372)
第十章 液压系统的使用维护与故障排除	(390)
第一节 液压系统的使用维护	(390)
第二节 液压系统的试车及调整	(391)
第三节 液压系统的故障排除	(393)
第四节 液压系统中主要元件的故障排除	(396)
附录 液压系统图图形符号 (GB786-76)	(402)

第一部分 液压技术的理论基础和元件篇

第一章 液压传动的理论基础

第一节 概 述

液压传动比起机械传动要年青得多。从第一台水压机诞生到现在仅有180多年历史,但象今天这样广泛地应用于各种机械的复杂的运动和控制,则是近30~40年内发展起来的事。各主要工业国家对液压技术和液压工业的发展都给予优先的重视。如美国在近20年内液压元件的销售增长了600倍。日本的液压工业产值从1960年到1970年,增长了近11倍。我国的液压技术也得到了迅速的发展,十多年来,液压元件的产量增加了二十余倍。当然,目前我国液压元件的生产,在产品数量上、质量上和品种上都还不能满足社会主义建设蓬勃发展的需要。但是,中国人民有志气,一定能在不久的将来赶上和超过世界先进水平,使液压技术在实现四个现代化中发挥其应有的作用。

一、液压传动系统的工作原理

液压传动(或称静压传动)是靠处于密闭容器内的液体的压力能来传递能量或动力的一种传动方式。图1-1是一般机修时常用的油压千斤顶。缸2的柱塞4上加载 W ,缸1、活塞3和单向阀5、6组成一个手摇泵,当杠杆向上提起时,通过单向阀6把油液从油箱8中吸入缸1中,杠杆向下压时,油液压力上升,使单向阀6关闭,当油液压力克服载荷阻力时,通过单向阀5压进缸2,推动柱塞4顶着载荷 W 上升。反复地提起和压下杠杆使活塞3上下往复运动,实现不断地吸油和压油就可以推动载荷 W 不断上升。将阀门7旋转90°,则在载荷的自重作用下,缸2内的液体排回油箱8。

通过油压千斤顶液压系统的介绍,对液压传动系统的基本工作原理的特点可归纳如下:

- 1) 杠杆机械运动的能量通过密封管道中的油液(工作介质)传递给载荷使之提升做功。
- 2) 手摇泵把机械能转换成油液的压力能,而缸2和柱塞4又把压力能转换成机械能输

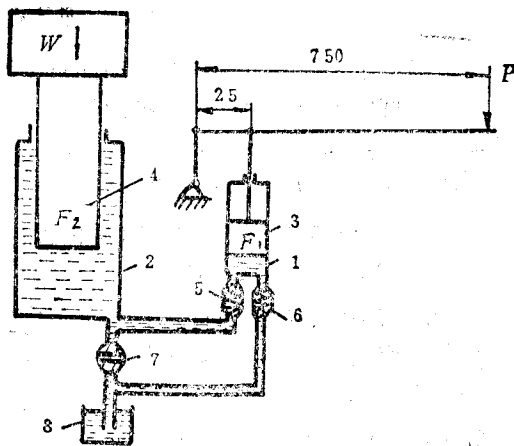


图1-1 油压千斤顶

出。

3) 载荷上升的速度是依靠手摇泵往复运动速度来控制的。

现在让我们再举机械手实例。某厂需一机械手将工件水平旋转 90° ，使下道工序能加工零件的侧面。为此设计了一悬挂式机械手，它的液压原理图见图1-2。图形符号(CB786—76)见附录I。整个机械手固定在支架上，手爪夹紧工件后提升，回转油缸带工件一起转 90° 后下降放松。

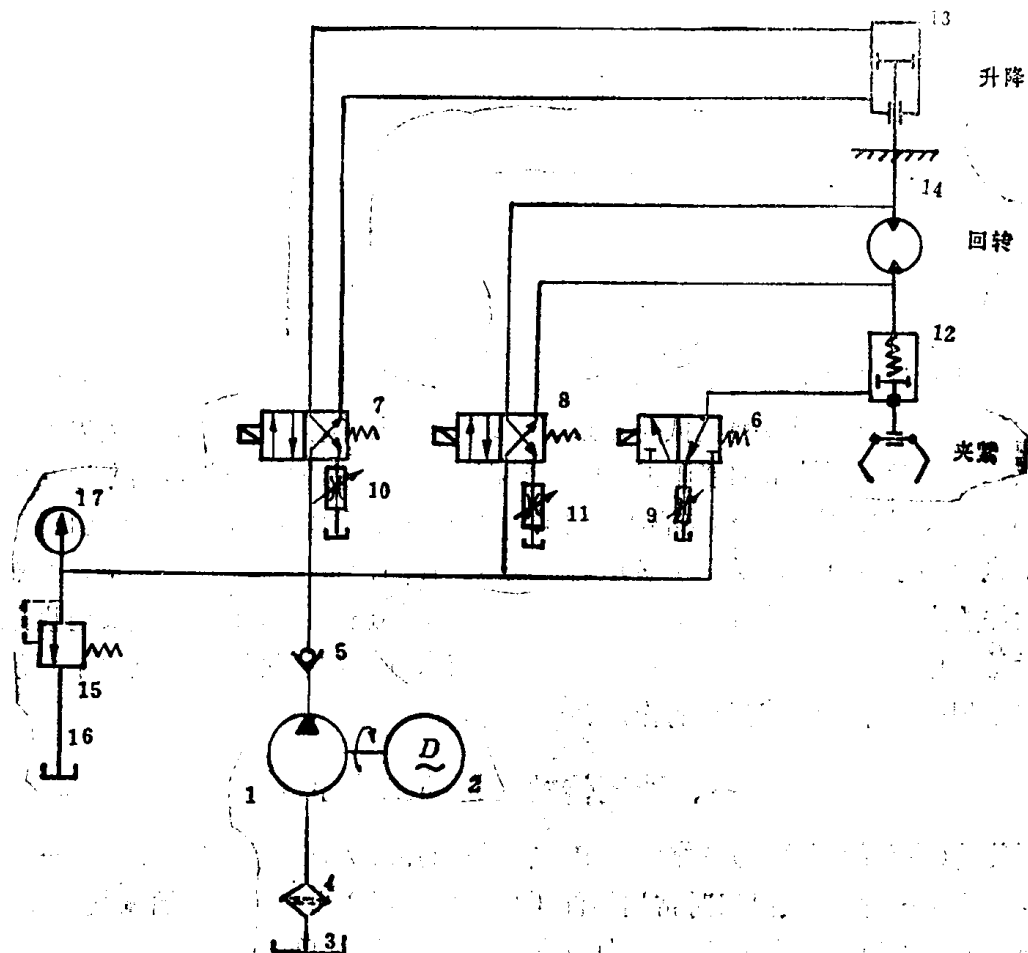


图1-2 悬挂式机械手液压原理图

为实现上述要求，电动机2带动油泵1从油箱3经滤油器4吸油，将有压力的油送入管路。从油泵打出来的压力油就是推动机械手动作的能量来源。压力油首先经过单向阀5然后经过换向阀6、7、8，分别进入夹紧油缸12、升降油缸13和回转马达14，先实现工件的夹紧、上升和回转 90° ，再下降放松的要求。

图示各液压元件处于静止位置(零位置)，回转油缸14回转 90° ，升降油缸13下降，夹紧油缸12由弹簧将工件从手爪中放开。

当油泵输出油的压力升高，控制油路中的压力油的作用力能够克服弹簧力，压下溢流阀15的阀芯，使油泵输出油路和油管16相连通时，就实现溢流作用，油泵输出的压力油的压力可从压力表17读得。

总之，受压液体的压力能的传递是在密封系统中进行，依靠密封容积的变化来实现，故常称为容积式液压传动。

在生产中还会碰到另一种靠液体流动时的动能来传动的装置(如水轮机等)，称为液力传动(非容积式)，这不是本书的范围，故不作介绍。

二、 液压传动系统的组成

各种液压传动系统均可用方框图 1-3 表示

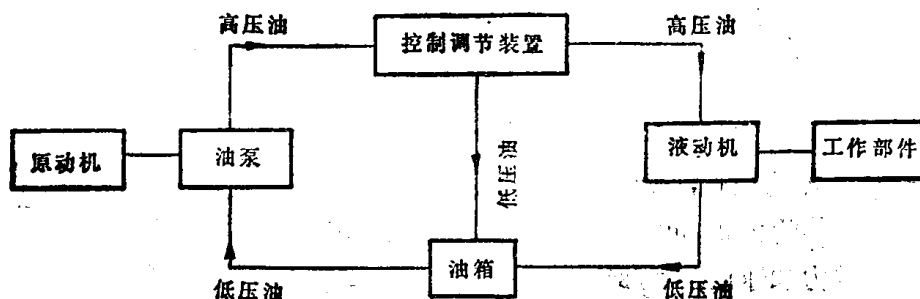


图1-3 液压传动方框图

液压传动系统一般由以下五个主要部分组成:

- 1) 油泵: 供给液压系统压力油, 将电动机输出的机械能转换为油液的压力能。
- 2) 液动机(油缸或油马达): 在压力油推动下带动工作部件(如工作台)进行运动(油缸一般作直线往复运动或来回摆动, 油马达一般作回转运动), 将油泵输来的油液的压力能又转换为机械能。
- 3) 控制调节装置: 就是各类阀, 如换向阀、溢流阀, 节流阀等, 用以控制、调节系统中油液的流向、压力和流量, 使工作部件完成所要求的运动。
- 4) 辅助元件: 如油箱、滤油器、油管 and 管接头等。
- 5) 传动介质: 一般均采用矿物油。

上述这些液压元件将在第三章中加以介绍。

第二节 液压油的性质

一、液压油的物理化学性质

液压油在油路系统中工作时, 由于系统中的压力、流量(速度)及温度是在很大范围内变化的, 为此, 各类机械因使用条件的不同需选用不同牌号的油。为了合理地选择和使用液压油以及对油路系统进行计算, 我们必须知道油液的物理化学性质和对液压油有什么要求。

(一) 油液的物理性质

油液的基本性质包括物理性质和化学性质, 这里着重介绍选择、使用和计算上常遇到的一些物理性质。

1. 油液的重度 γ 和密度 ρ

重度是指单位体积的重量; 密度是指单位体积的质量数。即

$$\left. \begin{aligned} \gamma &= \frac{F_G}{V} \\ \rho &= \frac{m}{V} \end{aligned} \right\} \quad (1-1)$$

两者的关系 $\gamma = \rho g$

式中 F_G ——液体的重量, N
 m ——液体的质量, kg
 V ——液体的体积, m³
 g ——重力加速度, m/s²

2. 油的粘度

实际生产中, 常根据不同用途选用20号、30号或40号等机械油或液压油。这个号数就表示油的粘性。号数愈大, 油愈粘。粘度表征油的粘性大小, 表示液体受外力作用而流动时, 在流体分子之间所呈现的内部摩擦力或流动阻力。

粘度有动力粘度和运动粘度之分, 工程上我国及欧洲大陆各国多用恩格乐粘度。

1) 动力粘度 μ

当一层液体相对另一层液体运动时, 其单位面积上的摩擦力 τ 与这二层液体相对运动速度 du/dy 成正比, 与这二层液体间的距离 dy 成反比, 即

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (1-2)$$

式中 τ ——液体单位面积上的摩擦力, N/m²
 μ ——液体动力粘度, 也叫动力粘性系数, Pa·s

这个关系也叫液体内摩擦定律。

动力粘度的单位为: (Pa·s), 它表示距离为1(m)的相邻两层液流, 以1(m/s)的速度作相对运动时, 每(m²)面积上产生的阻力(N)。

温度不同, 油液的粘度也不同, 因此通常都指在某一温度下的粘度大小, 用 μ_t 表示 $t^\circ\text{C}$ 时的动力粘度。

2) 运动粘度 ν

在实用中常用运动粘度 ν 代替动力粘度 μ 。在相同温度下, 液体的动力粘度与它的密度之比称为运动粘度, 即

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1-3)$$

式中 μ ——油液的动力粘度, Pa·s
 ρ ——油液的密度, kg/m³

运动粘度 ν 的单位为: (m²/s), 我国液压油的牌号就是用运动粘度表示的, 例如20号机械油, 即指这种油在50℃时的运动粘度的平均值为 $20 \times 10^{-6} (\text{m}^2/\text{s})$ 。

3) 恩氏粘度 $^{\circ}E$

工程上常用的粘度有恩氏粘度(我国、欧洲)、Redwood粘度(英国)、Saybot粘度(美国)。

恩氏粘度是这样测定的: 将被测试的油放在恩氏粘度计内一个特制的容器里, 加热至 $t^{\circ}\text{C}$ 后, 由容器底部一个内径为 $2.8 \times 10^{-3}(\text{m})$ 的管嘴流出, 测量流出 $2 \times 10^{-4}(\text{m}^3)$ 体积的油所需时间 $t_y(\text{s})$, 这个时间和 20°C 的 $2 \times 10^{-4}(\text{m}^3)$ 蒸馏水流出所需时间 $t_s(\text{s})$ (此时间是仪器经过标定给出的)之比, 即是这种油在温度 $t^{\circ}\text{C}$ 时的恩氏粘度 $^{\circ}E_t$ 。

$$^{\circ}E_t = \frac{t_y}{t_s}$$

恩氏粘度与运动粘度、动力粘度间换算关系如下:

$$\mu_t = 0.0067^{\circ}E_t \frac{0.0058}{^{\circ}E_t} \quad (\text{Pa} \cdot \text{s}) \quad (1-4)$$

$$\nu_t = (7.31^{\circ}E_t - \frac{6.31}{^{\circ}E_t}) \times 10^{-6} \quad (\text{m}^2/\text{s}) \quad (1-5)$$

粘度换算可以直接由液压手册中的图表上查得。

4) 油的粘度和温度的关系

油的粘度随温度的上升而降低, 这样会造成液压系统的泄漏以及系统参数的改变。从保持液压应有的性能看, 我们希望这个变化越小越好, 但是一般矿物油这个方面的性能很不理想。为此, 有时要在常用矿物油中加一些改进粘度—温度性能的添加剂才能满足液压传动的要求。

对于液压系统常用的油液, 当运动粘度不超过 $76 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$, 温度在 $30^{\circ} \sim 150^{\circ}\text{C}$ 范围内时, 可以下述近似公式计算温度为 $t^{\circ}\text{C}$ 时的运动粘度。

$$\nu_t = \nu_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^n \quad (1-6)$$

式中 ν_t ——温度为 $t^{\circ}\text{C}$ 时油液的运动粘度, m^2/s

ν_{50} ——温度为 50°C 时油液的运动粘度, m^2/s

n ——指数, 随油液的粘度变化, 其数值见表1-1。

表1-1 指数 n 随运动粘度变化的数值

$\nu_{50}(\text{m}^2/\text{s})$	2.5×10^{-6}	6.5×10^{-6}	9.5×10^{-6}	12×10^{-6}	21×10^{-6}	30×10^{-6}	33×10^{-6}	45×10^{-6}	52×10^{-6}	60×10^{-6}	68×10^{-6}	76×10^{-6}
n	1.39	1.59	1.72	1.79	1.99	2.13	2.24	2.32	2.42	2.49	2.52	2.53

表示油液粘度—温度特性的最普通的方法是利用粘温特性曲线图。粘温特性曲线很接近于直线, 因此只要从少数几个试验点就能得到一条曲线。

图1-4是国产油粘温特性曲线。

5) 油的粘度和压力的关系

油的粘度随压力的增加而加大, 其关系可用下面近似公式表示:

$$\nu = \nu_0 e^{b p} \quad (1-7)$$

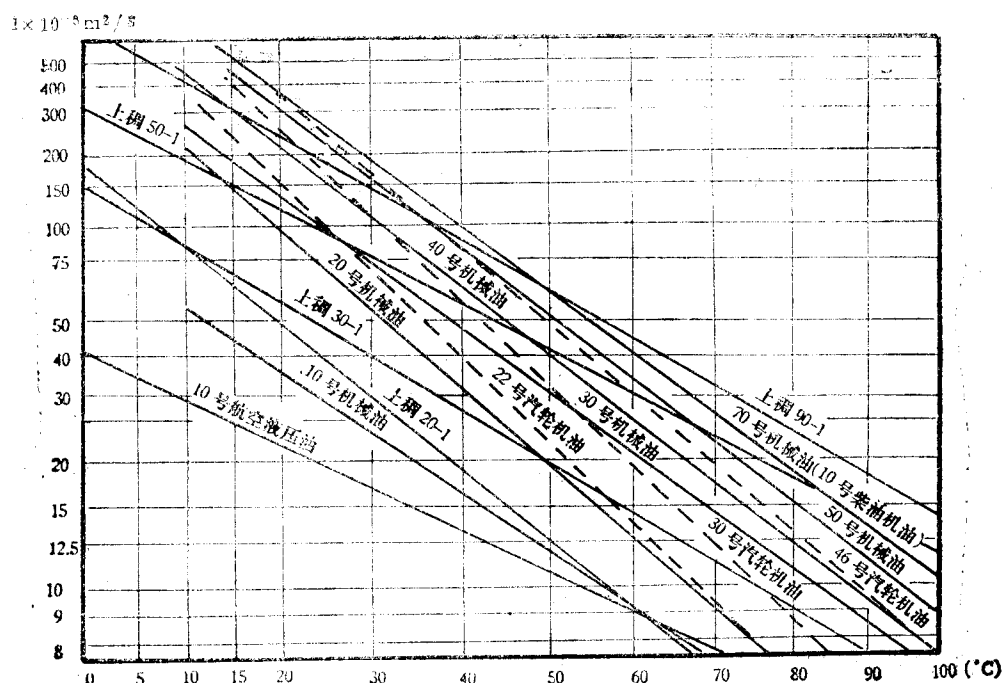


图1-4 国产油粘度温度曲线

式中 ν ——压强为 p 时的运动粘度, m^2/s
 ν_0 ——压强为一个大气压力时的运动粘度, m^2/s
 b ——系数, 与油的种类有关, 一般矿物油取 $b = 0.002 \sim 0.003$
 p ——油的压强, Pa

当使用压强 p 小于 50×10^5 (Pa) 时, 压力引起的粘度变化可以不考虑。

3. 油的可压缩性

一般情况下油的可压缩性可以不计, 但在精确计算或在计算液压系统的动态过程时, 油的可压缩性是一个重要的因素。

油液受压后, 油液的容积会减小, 密度会增大。油液受压后的体积可用下式计算:

$$V_p = V_0 [1 - \beta(p - p_0)]$$

$$\beta = -\frac{V_p - V_0}{V_0(p - p_0)}$$

$$\beta = -\frac{\Delta V}{\Delta p} \cdot \frac{1}{V_0} \quad (1-8)$$

式中 V_p ——压强为 p 时液体的体积, m^3
 V_0 ——压强为 p_0 时液体的体积, m^3
 β ——液体的压缩率, m^2/N
 ΔV ——液体体积的变化量, m^3
 Δp ——压强变化量, Pa

有时用容积弹性模数 β_e 代替压缩率, 取

$$\beta_e = \frac{1}{\beta}$$

当油中混有空气时，可压缩性将显著增加。例如油中混有1%的空气(指体积)，则容积弹性模数降低到只有纯油的5%左右；油中混有5%空气时，容积弹性模数降低到纯油的1%左右，液压系统使用和设计时，必须注意这一问题。

(二) 油液的化学性质

1. 热分解

由于在高温时油液粘度下降，还会引起热化学反应而生成固体析出物，如焦油，沥青等，使油变质并堵塞元件，因此，液压油使用温度一般限制在65~70℃以下。

2. 氧化

油液长期与空气接触也会产生氧化反应，生成固体反应物和酸性物质，故液压油需定期更换。

3. 水解性

油液与水一起会产生水解反应，形成油水乳浊液，或生成固体物质，使油失去润滑性能，加速锈蚀过程。

4. 相溶性

油液能与某些材料起化学反应，能使某些涂料或密封材料软化或液化溶解，故密封材料要用耐油橡胶，油箱内壁应用耐油涂料。

5. 起泡性

油液与气体结合形成乳浊泡沫，会降低油的流动性和润滑能力。

(三) 液压传动用油的选择

液压传动用油都采用石油制品，油中机械杂质、水份、水溶性、酸碱、灰分等的含量都严格控制，此外液压传动用油应有：

1. 良好的润滑性；
2. 一定的燃(闪)点和凝固点，以满足工作环境温度的要求；
3. 较高的化学稳定性，在贮藏和工作过程中不易氧化变质；
4. 良好的抗乳化性，工作过程中不易起泡沫；
5. 适宜的粘度，且粘度随温度的变化要小；
6. 对机件及密封装置的腐蚀性要小等。

精密机床液压油具有较好的抗氧化、抗泡沫性能，同时粘度指数高，故一般液压传动均采用精密机床液压油。而普通机械油由于脱蜡和精制程度不够，也未添加抗氧化、防锈蚀和抗磨损等添加剂，氧化稳定性和润滑性都较差，因此，不宜作液压传动用油。

国产液压油的主要性能见表1—2。

液压传动用油类型的选择通常要考虑油的粘度、工作的环境温度和系统工作压力这三项主要因素。

油的粘度是选用油的一个重要指标。粘度直接影响到液压传动系统的效率、灵敏性和可靠性。为了减少漏损，在使用温度、压强较高或速度较低时，采用粘度较高的油。为了减少管路内的压力损失，在使用温度、压强较低或运转速度较高时，采用粘度较低的油。在一般情况下，液压传动用油可参照表1—3按液压泵类型来选择。

对于一些特殊要求的液压传动，可选用特制液压传动用油。

表 1-2

几种常用国产油的主要性能

性 能	精密机床液压油				机 械 油			主 轴 油	变压器油	航空液压油	汽轮机油		高速机械油
	20号	30号	40号		20号	30号	40号				22号	30号	
运动粘度 $\nu_{50}(\text{m}^2/\text{s})$	(17~23) $\times 10^{-6}$	(27~33) $\times 10^{-6}$	(37~43) $\times 10^{-6}$		(17~23) $\times 10^{-6}$	(27~33) $\times 10^{-6}$	(37~43) $\times 10^{-6}$	(3~13) $\times 10^{-6}$	9.6×10^{-6}	10×10^{-5}	(20~23) $\times 10^{-6}$	(28~32) $\times 10^{-6}$	(6~8) $\times 10^{-5}$
相对粘度 E_{50}	2.6~3.3	3.8~4.6	5.0~5.7		2.6~3.3	3.8~4.6	5.0~5.7				2.9~3.2	4~4.5	
粘度指数(不小于)	90	99	90					90					
闪点(开口)(不低于 $^{\circ}\text{C}$)	170	170	170		170	180	190	180	135	92	180	180	125
凝点(不高于 $^{\circ}\text{C}$)	-10	-10	-10		-15	-10	-10	-15	-25	-70	-15	-10	-19
酸值 mgKOH/g (不大于)					0.15	0.2	0.35		0.05	0.05	0.02	0.02	
氧化安定性 酸值, 达到 2.0mgKOH/g 的时间(不小于, h)	600	600	600										
水溶性酸或碱	无	无	无		无	无	无	无	无	无	无	无	无
水 份	无	无	无		无	无	无	无		无			
机械杂质%(不大于)	无	无	无		0.005	0.007	0.007	无	无	无	无	无	无
腐蚀性(T_3 铜片100 $^{\circ}\text{C}$ 3h)	合格	合格	合格		合格			合格					
防锈性(蒸馏水法)	合格	合格	合格					合格					
临界负荷N(不小于)	588	588	588					441					

表1-3

按液压泵类型选择液压传动用油

液 压 泵 类 型	环境温度14—33℃		环境温度38—80℃	
	m ² /s(50℃)	推荐通用液压油	m ² /s(50℃)	推荐通用液压油
叶片泵				
$p \leq 6864655(\text{N/m}^2)$	$(18-27) \times 10^{-6}$	20	$(25-42) \times 10^{-6}$	30~40
$p > 6864655(\text{N/m}^2)$	$(28-32) \times 10^{-6}$	20-30	$(36-53) \times 10^{-6}$	40~60
齿轮泵	$(18-38) \times 10^{-6}$	20-30	$(60-80) \times 10^{-6}$	60~80
柱塞泵	$(18-38) \times 10^{-6}$	20-30	$(60-110) \times 10^{-6}$	80

二、静止液体的性质

(一) 液体的压强

压强是指液体在静止状态下单位面积上所受的作用力。设液体在面积为 $F(\text{m}^2)$ 上所受的作用力为 $P(\text{N})$ ，则液体的压强为

$$p = \frac{P}{F} \quad (\text{N/m}^2) \quad (1-9)$$

如果液体中各点的压强是不均等的，则液体中某一点的压强 p 可取该点附近的极限值表示，即

$$p = \lim_{\Delta f \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta P}{\Delta f} \right)$$

由于液体不能抵抗切力，所以液体的压强垂直于承受压力的表面。并且，在静止液体中任何一点所受到的各方向的压强都相等。

压强的单位为 $\text{Pa}(\text{N/m}^2)$ 。液体内部任意点的压强 p ，等于液面的压强 p_0 与液体重度 γ 乘以该点到液面的深度 h 之和。即

$$p = p_0 + \gamma h \quad (1-10)$$

液压系统中各部分都受有大气压力的作用而互相抵销，例如作用在活塞上的大气压力，虽然有引起油缸中的液体产生一个大气压力的作用，但油缸外壁也同样受到一个大气压力的作用，所以在油缸的大气压力自成平衡而不起作用。因此，在液压系统或其他工程应用中，只考虑机械外载荷所引起的液体压力而不考虑大气压力。一般压力表上所测出的压力称为表压力或计示压力 p_g ，计入大气压力 p_a 的压力值称为绝对压力 p ，绝对压力和表压力的关系是

$$p = p_a + p_g \quad (1-11)$$

例1-1 一密封容器内盛以水(如图1-5)，在活塞上加载 $P = 500(\text{N})$ ，活塞截面积 $F = 10^{-3}(\text{m}^2)$ ，常温下， $\gamma_{\text{水}} = 1 \times 10^4(\text{N/m}^3)$ ，求液面下 $h = 2(\text{m})$ 处A点的表压力和绝对压力。

解：
$$p = \frac{P}{F} + p_a + h\gamma = \frac{500}{10^{-3}} + 10^5 + 2 \times 10^4 = 6.2 \times 10^5(\text{Pa})$$

$$p_g = p - p_a$$

$$= 5.2 \times 10^5 \text{ (Pa)}$$

当作用在液体上的绝对压力小于大气压力时，大气压力与绝对压力的差值称为真空度。真空度可以用液柱高度表示，如图1—6所示，即

$$h = \frac{p_a - p}{\gamma} \quad (1-12)$$

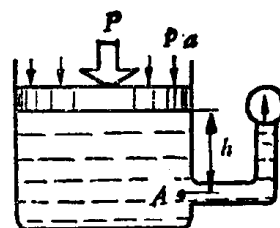


图1-5 A点水压力

在某些管路中，例如油泵的吸油管路中，就必须考虑液面距离油泵吸油口的相对高度，以免在油泵的吸油口造成过大的真空度，影响油泵的正常工作。

(二) 静压传递原理

在密闭的液压系统中，液体压强 p 可以传递到系统中的任意点上而其值不变，这就是静压传递原理，或称帕斯卡原理。换句话说，相互连通而充满液体的若干容器内，当一处受到压力作用时，这个压力将通过液体传到各个连通容器内，并且其压强值处处相等。

图1-6 真空度 h 表示

静压传递原理在机械工程方面被广泛应用着，例如前述的油压千斤顶和水压机等就是根据这个原理制成的。

利用这个原理可以计算图1—7中力的比例关系。由于压强 p 以同样大小传到缸4中，故活塞5上产生的力 P_2 应为：

$$P_2 = p \cdot F_2$$

或
$$p = \frac{P_1}{F_1} = \frac{P_2}{F_2}$$

即
$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{F_1}{F_2} \quad (1-13)$$

式中 F_1 ——活塞1的面积， m^2

F_2 ——活塞5的面积， m^2

如果 F_2 很大， F_1 很小，则只需要很小的力 P_1 便能获得很大的力 P_2 推动负载 W ，这就是力的放大机构。油压千斤顶将重物 W 顶起所需要的力量 P_2 就是由 P_1 作用，经过油管3传递，并在活塞5上放大而得到的，其值利用式(1—13)很容易计算出来。

这里特别要指出的是，如果活塞5上的负载 W (包括物体重力、液压缸阻力等全部外力) 为零，那么活塞5上便没有负载阻力，故缸2的推力也建立不起来 ($P_2 = 0$)，因此液压缸中也就建立不起压力来 (压强 $p = \frac{P_2}{F_2} = 0$)；或者当活塞5运动到底，压

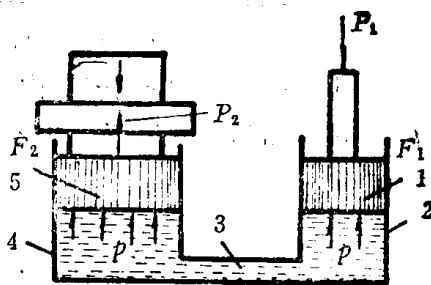


图1-7 静压传递原理

在死挡铁上,再继续增加活塞1的推力,那么系统中的压强 p 也将很快上升。这种现象表明液压传动系统中常常碰到的一个基本概念:液压系统中的工作压力 p 决定于负载。

第三节 流动液体的性质

一、液流的层流与紊流

先看一实验如图1-8,有一个能保持水位的水箱1(由进水管不断供水,当水箱水位达到一定高度后,便从溢流水孔2溢走),水箱下部有一玻璃管3,玻璃管出口处有水龙头4控制流出的流量(即平均流速)。在玻璃管3中套有一个细玻璃管5,5由另一个水箱6供应带颜色的水。打开水龙头4,开始流量较小,则可以看到由细管5流出的颜色水与大玻璃管3中的水互不混杂,呈现一条很清晰的颜色水流。这说明管中水流是分层的,层与层间互不干扰,这种流动状态我们称为层流。逐渐开大水龙头4,到达一定流量(速度)后,颜色水流便产生抖动以至断裂(过渡状态),再进一步加大流量,颜色水和大玻璃管中清水完全混在一起,水流不再分层,这种流向不定而互相混杂的流动叫做紊流。若再将开关4渐渐关小,则液流又从紊流渐渐恢复到层流状态。由此可见,由于管中流量(或平均流速)的不同将产生二种不同的流动状态——层流和紊流。

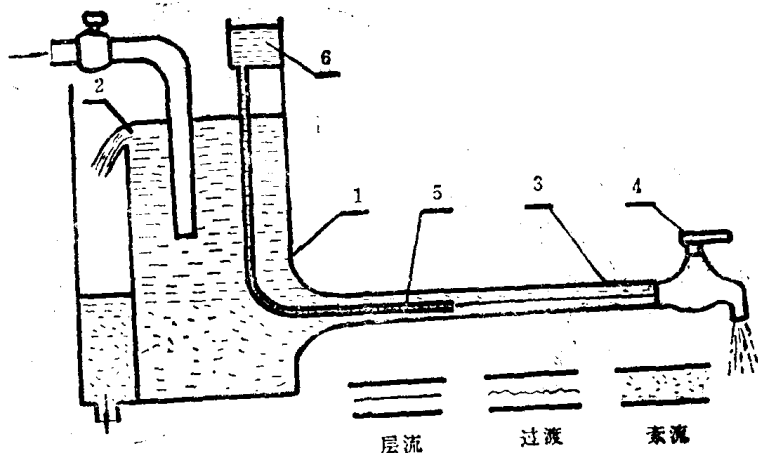


图1-8 液体在管中流动状态

根据试验,层流或紊流不仅与管内流量或平均流速有关,并和管子的直径与液体的粘度有关,可用下式雷诺数 Re 表示。

对液体流经圆截面的导管时:

$$Re = \frac{vd}{\nu} \quad (1-14)$$

式中 v ——液流在导管截面中的平均速度, m/s

d ——导管的内径, m

ν ——油液的运动粘度, m^2/s

从式(1-14)中可以看出,雷诺数与流速 v 及管径 d 成正比,与粘度 ν 成反比。同时雷