

高等专科学校试用教材

机床液压传动

俞 启 荣 主 编

机械工业出版社

GAOZHUANJIAOCAI

高等专科学校试用教材

机床液压传动

俞启荣 主编



机械工业出版社

前 言

本书是高等专科学校机械制造专业的试用教材，是根据机械工业部教育局初步审定的招收高中毕业生，学制为三年的教学大纲组织编写的。

本书也适用于职工大学、业余大学。中等专业学校也可选用，并可供有关工程技术人员参考。

液压传动相对机械传动来说，是一门新的学科，由于它具有结构紧凑、传动平稳、输出功率大和易于实现无级调速及自动控制等优点，所以发展很快。随着我国工业水平的不断提高，液压技术的应用将越来越引起各个工业部门的重视。在机床工业中，如组合机床、程序控制机床、高效率自动和半自动化机床等，液压技术的应用更为广泛。为了加速培养技术人才，以适应祖国四个现代化建设的需要，我们根据多年来各校教学实践的经验，广泛收集了有关资料，编写了这本书。

本书在内容的选材和处理上，贯彻了“少而精”原则，力求理论和实际相结合。在内容方面，既注意讲清基本概念，又适当加强了理论基楚，对液压系统的分析、使用和设计等方面能力的培养，也给予了足够的重视。为了便于读者加深理解和巩固所学内容，每章后面还附有一定数量的习题和思考题。

全书共分十二章，主要内容是：第一章概论，介绍液压传动的入门知识；第二章为液压传动的基础理论；第三至六章为常用液压元件；第七至九章为液压传动系统，其中包括基本回路、典型系统、液压系统的设计计算及举例等；第十至十二章介绍了液压伺服系统、静压技术和液压系统的使用维护方面的基本知识。

本书由俞启荣同志主编，章宏甲同志主审。参加编写的同志有李善术、林从滋、朱福元、赵锡华、张世伟和俞启荣等。本书初稿曾经过试用，并于今年三月在福州审稿会议上进行了集体审阅和修改，参加审稿会的有丁树模、张跃河、宋永祥、宋秋云、李芝和来晓光等26位同志。

在本书编写过程中，曾得到有关工厂、各兄弟学校等单位的大力支持和帮助，有些同志曾协助过本书绘图等工作，编者在此一并表示感谢。

由于编者水平有限，加之编写时间仓促，书中错误和不妥之处，希广大读者批评指正。

编者

一九八三年十月

目 录

第一章 概论	1	§ 6-3 蓄能器	111
§ 1-1 液压传动的工作原理及组成	1	§ 6-4 压力表开关	113
§ 1-2 液压传动的优缺点	4	§ 6-5 油箱	113
§ 1-3 液压传动的应用和发展	5	思考题与习题	116
思考题	5	第七章 液压基本回路	117
第二章 液压传动基础	6	§ 7-1 压力控制回路	117
§ 2-1 液压油的物理性质	6	§ 7-2 速度控制回路	121
§ 2-2 液体静力学基础	12	§ 7-3 方向控制回路	135
§ 2-3 液体动力学方程	16	§ 7-4 多缸动作回路	137
§ 2-4 管路内压力损失计算	22	思考题与习题	141
§ 2-5 液体流过小孔及间隙的流量	27	第八章 机床典型液压传动系统	143
§ 2-6 液压冲击及空穴现象	32	§ 8-1 组合机床的液压系统	143
思考题与习题	34	§ 8-2 CB3463-1 型半自动转塔车床的 液压系统	148
第三章 液压泵和液压马达	36	§ 8-3 外圆磨床液压系统	156
§ 3-1 液压泵概述	36	§ 8-4 平面磨床液压系统	165
§ 3-2 齿轮泵	38	思考题与习题	170
§ 3-3 叶片泵	44	第九章 机床液压系统的设计与计算	171
§ 3-4 柱塞泵	53	§ 9-1 液压系统的设计步骤	171
§ 3-5 其它类型液压泵	56	§ 9-2 液压系统的设计依据和工况分析	171
§ 3-6 液压泵的选用	58	§ 9-3 液压系统参数的初步确定	174
§ 3-7 液压马达	58	§ 9-4 拟定液压系统图	176
思考题与习题	60	§ 9-5 液压元件的计算和选择	178
第四章 液压缸	62	§ 9-6 液压系统的验算	179
§ 4-1 液压缸的结构形式	62	§ 9-7 绘制正式工作图, 编制技术文件	183
§ 4-2 液压缸主要尺寸的确定	69	§ 9-8 液压传动系统设计举例	186
§ 4-3 液压缸的结构设计	72	习题	198
思考题与习题	79	第十章 液压伺服系统	199
第五章 控制阀	80	§ 10-1 液压仿形刀架的工作原理	199
§ 5-1 方向控制阀	80	§ 10-2 液压伺服系统的基本类型	201
§ 5-2 压力控制阀	88	§ 10-3 液压伺服系统的工作特性	205
§ 5-3 流量控制阀	97	§ 10-4 液压伺服系统实例	208
§ 5-4 电液比例控制阀	103	§ 10-5 电液伺服阀及其应用	210
思考题与习题	105	思考题	213
第六章 辅助装置	106	第十一章 静压支承原理	214
§ 6-1 油管及管接头	106	§ 11-1 静压支承概述	214
§ 6-2 滤油器	108		

IV

§ 11-2 液体静压轴承	214	§ 12-2 液压系统的使用与维护	228
§ 11-3 液体静压导轨	222	§ 12-3 液压系统的故障分析和排除方法	230
§ 11-4 液体静压丝杠螺母机构	224	附录	236
§ 11-5 静压支承供油系统	224	一、常用单位换算表	236
思考题	225	二、液压系统常用图形符号 (GB786-76 摘 录)	237
第十二章 液压系统的使用、维护及 故障分析	226	三、中、低压液压元件型号说明	243
§ 12-1 液压系统的安装和调试	226	主要参考资料	244

第一章 概 论

液压传动和机械传动相比，具有许多优点，所以在机械工程中，液压传动是被广泛采用的传动方式之一。

液压传动是以液体作为工作介质来进行能量传递的一种传动形式。它通过能量转换装置（液压泵），将原动机（电动机等）的机械能转换为液体的压力能，又通过封闭管道、控制元件等，经另一能量转换装置（液压缸、液压马达），将液体的压力能又转换为机械能，以驱动负载和实现执行机构所需要的运动——直线运动或旋转运动。

下面介绍液压传动的工作原理、组成、优缺点及液压传动的应用和发展等。

§ 1-1 液压传动的工作原理及组成

一、液压传动的工作原理

为了对液压传动有一个初步的了解，我们将一个实现工作台往复运动的简单的液压系统（图 1-1），进行分析如下：电动机（图中未示出）带动液压泵 3 旋转，泵 3 从油箱 1 吸油，然后将具有压力能的油液输入管路，油液通过节流阀 4 流至换向阀 6 时（图 1-1 a），由于手动

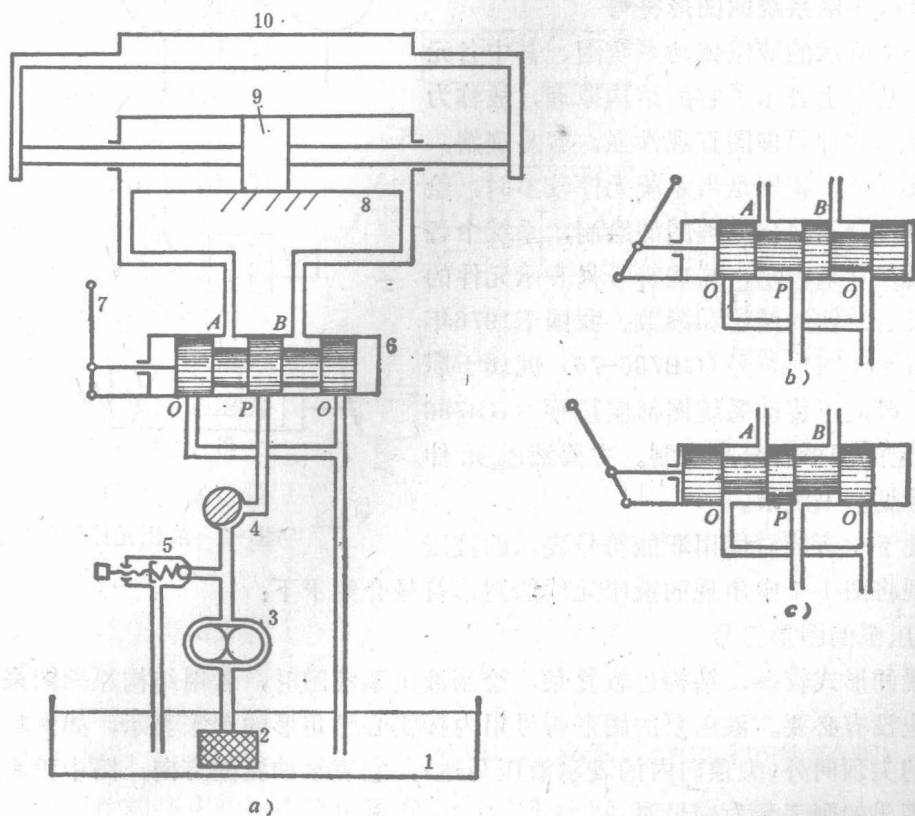


图1-1 液压传动工作原理图

换向阀处于中间位置，阀孔 P 与 A 、 B 均不相通，液压缸不通压力油，所以工作台停止不动。若将手动换向阀向右推，使阀芯处于图 1-1 b 所示位置时，阀孔 P 和 A 、 B 和 O 相通，这时，油液经压力油孔 P 流入换向阀 6，再经阀孔 A 流入液压缸 8 的左腔；液压缸 8 右腔的油液经阀孔 B 进入换向阀 6，再经回油孔 O 流入油箱 1。当液压缸 8 固定不动时，活塞 9 在油液压力的推动下，带动与活塞杆固定在一起的工作台 10 向右运动。如果扳动手柄 7，使换向阀 6 的阀芯移到左边位置，如图 1-1 c 所示，这时，压力油经阀孔 P 进入换向阀，然后经阀孔 B 进入液压缸 8 的右腔；液压缸左腔的油液经阀孔 A 和回油孔 O 流回油箱，于是使工作台向左运动。我们可以看出，由于设置了换向阀 6，就能不断改变压力油的通路，使液压缸不断换向以实现工作台所需的往复运动。

同时根据加工要求的不同，工作台速度应该可以调节，上面提到的节流阀 4，就是为了满足这一要求而设置的。节流阀的作用，是利用改变节流阀开口的大小，来调节通过节流阀的油液的流量，以控制工作台的运动速度。

工作台运动时，要克服阻力，例如克服切削力和相对运动件表面间的摩擦力等。这些阻力，由液压泵输出油液的压力能来克服，根据工作情况的不同，液压泵输出油液的压力应当能够调整。另外，由于工作台速度的改变，泵排出的油液往往多于液压缸所需要的油液，因此，必须使多余的油液排回油箱。这些功能，在图 1-1 中由设置的溢流阀 5 来完成。图中 2 为网式滤油器，起滤清油液的作用。

通过上面对液压系统的分析，对液压传动的基本工作原理，可以有一个初步的了解。

二、液压传动系统的图形符号

如图 1-1 所示的液压传动系统图，其中各元件的图形，基本上表示了它的结构原理，故称为结构原理图。这种原理图直观性强，容易理解，但图形比较复杂，特别是当系统元件较多时，绘制很不方便。为了简化原理图的绘制，系统中各元件可采用符号来表示，这些符号只表示元件的职能，不表示元件的结构和参数。我国于 1976 年制订的液压元件图形符号 (GB786-76) 就属于职能符号。一般液压传动系统图都应按照 (GB786-76) 所规定的图形符号来绘制。主要液压元件的图形符号见本书附录。

为了便于学者能看懂用职能符号表示的液压系统图，现将图 1-1 中出现的液压元件的图形符号介绍于下：

1. 液压泵的图形符号

液压泵的形式较多，结构也较复杂，绘制液压系统图时，若用结构原理图来表示比较困难，而且也没有必要。液压泵的图形符号用内接实心三角形的圆来表示，如图 1-2 a 所示。图中三角形的尖顶向外 (尖顶向内的表示液压马达)，它表示油流的方向，图中没有箭头的为定量泵，有箭头的则表示为变量泵。

2. 换向阀的图形符号

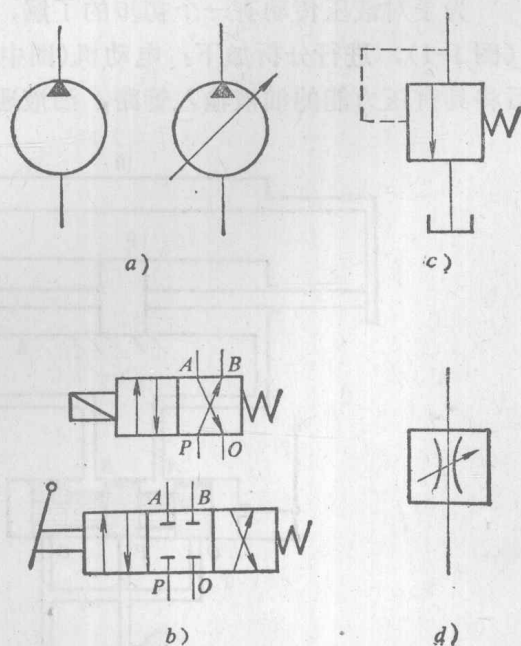


图1-2 液压元件的图形符号

为了使油液的流向改变, 换向阀的阀芯位置要变换, 它一般可变动2~3个位置, 而且阀体上的通路数也不同。根据阀芯可变动的位置数和阀体上的通路数, 可组成 $\times$ 位 $\times$ 通换向阀。其图形意义为

(1) 换向阀阀芯的工作位置用方格表示, 有几个方格即表示为几位阀, 图1-2 b 所示的为两位阀和三位阀。

(2) 方格内的“ $\uparrow$ ”符号表示油流的方向, “ T ”表示油流被阀芯闭死的符号, 这些符号在一个方格内和方格的交点数即表示阀的通路数。图1-2 b 所示的换向阀交点为 P 、 A 、 B 、 O 四点, 故为四通阀。图中二位四通阀的通路为 $P \rightarrow B$ 、 $A \rightarrow O$, 若阀芯右移(电磁铁作用), 则 $P \rightarrow A$ 、 $B \rightarrow O$ 而实行换向。而图中所示的三位四通阀, 其通路 P 、 A 、 B 、 O 被方格内“ T ”闭死, 若扳动手柄使其左位或右位接入通路时, 其工作情况同上述二位阀。

(3) 换向阀的控制形式有手动、电动和液动等, 它表示在阀的两端, 如图中二位阀为电磁铁控制式, 三位阀为手动控制式。

3. 压力阀的图形符号

压力阀的图形符号如图1-2 c 所示, 方格相当于阀芯, 方格中的箭头表示油流的通道, 两侧的直线表示进、出管路, 图中虚线表示控制油路, 压力阀就是利用控制油路的液压力与另一侧弹簧力相平衡的原理进行工作的。当控制油路没有压力或压力较低时, 液压力不能克服弹簧力, 这时阀芯不动, 进、出管路不通(如图所示)。当液压力超过弹簧力时, 阀芯移动, 使阀芯上的通道和进、出管路接通, 使多余的油液溢回油箱, 并控制了系统的压力, 故称溢流阀。

4. 节流阀的图形符号

图1-2 d 所示为节流阀的图形符号。方格中两圆弧所形成的缝隙即节流孔道, 油液通过节流孔而使流量减小, 图中向右上方倾斜的箭头表示节流孔大小可以改变, 亦即表示通过该阀的流量是可以调节的。

关于液压缸和油箱、滤油器等辅助装置的图形符号, 比较直观, 这里不再介绍。

图1-1所示的液压传动系统图如用图形符号来表示, 则如图1-3所示(图中编号和图1-1的编号相同)。按照规定, 液压元件的图形符号应以元件的静止状态或零位来表示。在图1-3 a 中, 换向阀6的阀芯处于中间位置, 这时压力油孔 P 与 A 、 B 断开, 工作台不动。如利用操纵手柄7将换向阀6的阀芯向右

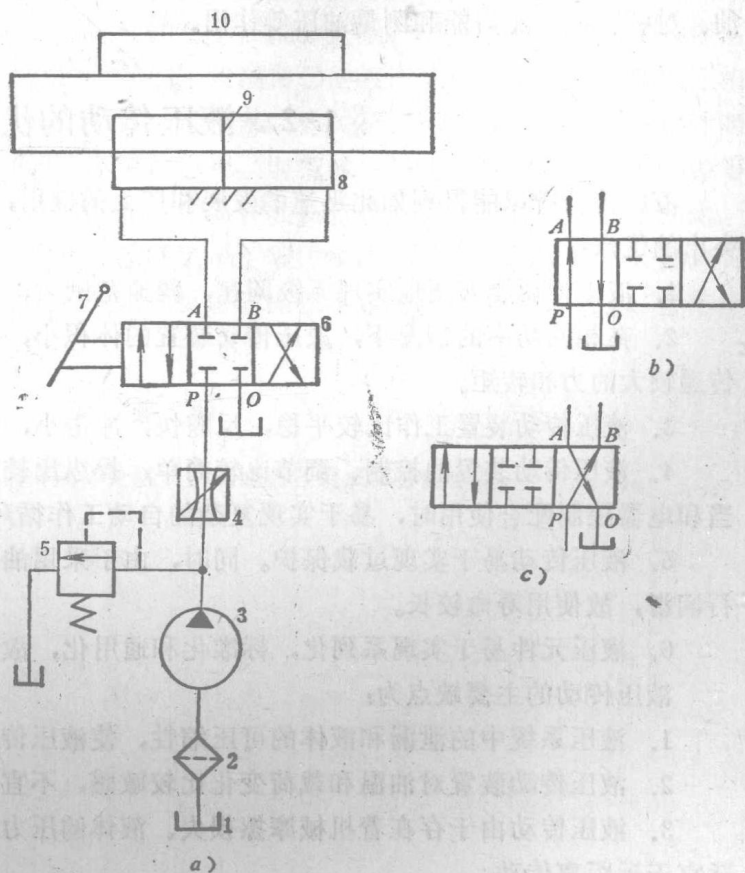


图1-3 液压传动原理图(职能符号图)

图1-3 a 中, 换向阀6的阀芯处于中间位置, 这时压力油孔 P 与 A 、 B 断开, 工作台不动。如利用操纵手柄7将换向阀6的阀芯向右

推,油路连通情况就如图1-3 b所示,这时油液由压力油孔P通过阀孔A,进入液压缸左腔,液压缸右腔的油液经阀孔B、换向阀6,再经回油孔O流回油箱,这时活塞带动工作台向右运动。如将换向阀6的阀芯移动至左边位置,如图1-3 c所示,这时由于阀口通路改变,于是工作台向左运动,实现了工作台换向。节流阀4起调节流量作用。系统中压力的高低可通过调节溢流阀5来解决。

在液压传动系统中,液压元件若无法采用职能符号来表达时,可允许采用结构原理图来表示。

三、液压传动系统的组成

从上面的实例可以看出,液压传动系统由以下四个主要部分所组成:

1. 动力装置 如液压泵,它是将原动机输出的机械能转换为液压能的能量转换装置。它供给液压系统压力油。
2. 执行机构 包括各种液压缸和液压马达。它的功用是将液体的压力能转换为机械能,以驱动工作台部件而做功。
3. 控制调节装置 包括各种阀类,如压力阀、流量阀和换向阀等,用以控制液压系统的液体压力、流量(速度)和液流的方向,以保证执行机构完成预期的工作运动。
4. 辅助装置 指各种管接头、油管、油箱、滤油器、蓄能器和压力表等。起连接、贮油、过滤、贮存压力能和测量油压等作用。

§ 1-2 液压传动的优缺点

液压传动所以能得到如此迅速的发展和广泛的应用,是由于它和机械传动相比,有许多突出的优点:

1. 液压传动能方便地实现无级调速,调速范围大,可达100:1到2000:1。
2. 在相同功率的情况下,液压传动装置的体积小,重量轻,惯性小,结构紧凑,而且能传递较大的力和转矩。
3. 液压传动装置工作比较平稳,反应快,冲击小,能高速启动和频繁的换向。
4. 液压传动装置的控制、调节比较简单,操纵比较方便、省力,便于实现自动化。特别当和电器控制配合使用时,易于实现复杂的自动工作循环。
5. 液压传动易于实现过载保护。同时,由于采用油液作为工作介质,液压传动装置能自行润滑,故使用寿命较长。
6. 液压元件易于实现系列化,标准化和通用化,故便于设计、制造和推广使用。

液压传动的主要缺点为:

1. 液压系统中的泄漏和液体的可压缩性,使液压传动无法保证严格的传动比。
2. 液压传动装置对油温和载荷变化比较敏感,不宜在低温和高温条件下使用。
3. 液压传动由于存在着机械摩擦损失、液体的压力损失和泄漏损失,传动效率较低,不适宜于远距离传动。
4. 液压传动系统出现故障时,故障的原因不易查找。

总的说来,液压传动优点是主要的。其某些缺点随着生产技术的发展,是可以逐步克服的。如果能吸取其它传动方式的优点,采用电液、气液等联合传动时,更能充分发挥其优点。

因此, 液压传动在现代化生产中有着广阔的发展前途。

§ 1-3 液压传动的应用和发展

液压传动相对于机械传动来说, 是一门新兴的技术。虽然它的基本原理早就为人们所熟悉并应用于生产了, 但象今天这样广泛地应用于工业、农业和国防等各个部门, 还是近50年光景的事。机床上采用液压传动, 虽有近百年历史, 但由于当时缺乏成熟的液压元件, 因而液压传动没有得到普遍的应用, 到三十年代液压传动才正式用于铣床、拉床和磨床等机床, 但数量还不多, 直到第二次世界大战后, 应用才普遍起来。今天, 液压传动在高效率的自动和半自动机床、组合机床、数控机床等机械设备上已成为不可缺少的组成部分。

随着机械工业生产过程机械化和自动化的不断发展, 各种新型机械的不断出现, 将对液压工业提出新的要求。目前液压技术的发展趋势是元件的重量和体积在减小, 压力在提高, 集成化是近年来液压元件突出的成就之一。提高元件寿命, 研制新品种、新的传动介质和节省能源等, 也是液压技术发展的重要动向。

我国在解放前是一个半封建、半殖民地的国家, 经济极端落后, 液压工业完全是空白。解放后, 我国工业获得了迅猛的发展, 液压工业也和其它工业一样, 发展很快。从1952年起, 我国即开始生产液压泵、阀等, 之后逐步建立了一批专业生产厂, 并组织了主要基型品种的联合设计, 不断更新产品, 填补空白, 形成了我国自己的液压元件产品系列。我国还相继建立了许多研究单位, 从事液压技术的研究。近年来, 有关研究单位和生产工厂还设计制造了许多新型液压元件, 如电液比例阀, 电液伺服阀, 电液脉冲马达和其它新型液压元件等等。但由于过去基础薄弱, 所生产的液压元件, 在品种和质量等方面和国外先进水平相比, 还存在一定的差距。我国液压技术的现状, 还满足不了国民经济的发展和科学技术改造的需要。随着我国社会主义四化建设的发展, 可以预见, 液压技术定将获得飞速的发展, 它在各个工业部门中的应用, 也将会越来越广泛。

思 考 题

- 1-1 何谓液压传动? 液压传动系统由哪儿部分组成? 试说明各组成部分的作用。
- 1-2 试画出主要液压元件的职能符号。
- 1-3 液压传动和机械传动相比有哪些优、缺点?

第二章 液压传动基础

液压传动是以液体作为工作介质来进行能量传递的一种传动形式。因此,了解液体基本的物理、化学性质和研究液体平衡和运动的力学规律,将有助于对液压传动基本原理的正确理解,同时,这些内容也是液压系统设计、计算和合理使用的理论基础。

在研究液体的力学问题时,必然会涉及许多物理量的单位。我国过去通常使用的是公制工程单位制(MKFS),今后将逐步改用国际单位制(SI)。因此,本书采用国际单位制及允许和国际单位制并用的单位。某些常用物理量的国际单位制和公制工程单位制的换算关系见表2-1。

表2-1 国际单位制和公制工程单位制的换算关系

物理量名称	国际单位制(SI)		公制工程制(MKFS)		换算关系
	名称	代号	名称	代号	
长度	米	m	米	m	
时间	秒	s	秒	s	
质量	千克	kg	质量工程单位	kgf·s ² /m	
力	牛顿	N	公斤力	kgf	1kgf = 9.81N
压力	帕斯卡	Pa = N/m ²		kgf/cm ²	1kgf/cm ² = 9.81 × 10 ⁴ Pa
密度		kg/m ³		kgf·s ² /m ⁴	1kgf·s ² /m ⁴ = 9.81kg/m ³
粘度	帕·秒	Pa·s		kgf·s/m ²	1kgf·s/m ² = 9.81Pa·s
能, 功	焦耳	J = N·m	公斤力·米	kgf·m	1kgf·m = 9.81J
功率	瓦	W = J/s		kgf·m/s	1kgf·m/s = 9.81W

国际单位制中压力的单位为N/m²,称为帕斯卡(Pa),因为这个单位的量值太小,在某些工程技术上使用不便,我国GB2346-80标准规定采用其倍单位巴(bar),其相互关系为:

$$1\text{ bar} = 10^5\text{ N/m}^2 = 10^5\text{ Pa}$$

它与公制工程制单位的关系为

$$1\text{ bar} = 1.02\text{ kgf/cm}^2$$

§ 2-1 液压油的物理性质

一、液体的密度和重度

1. 密度

液体单位体积内的质量称为密度,通常用“ ρ ”表示

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (\text{kg/m}^3) \quad (2-1)$$

式中 m ——液体的质量(kg);

V ——液体的体积(m³)。

矿物油的密度 $\rho = 850 \sim 960(\text{kg/m}^3)$ 。

2. 重度

液体单位体积的重量称为重度，以“ γ ”表示

$$\gamma = \frac{G}{V} \quad (\text{N/m}^3) \quad (2-2)$$

式中 G ——液体的重量 (N);

V ——液体的体积 (m^3)。

矿物油的重度 $\gamma = 8400 \sim 9500 (\text{N/m}^3)$ 。

由于重量 G 等于质量 m 乘以重力加速度 g ，即 $G = mg$ ，两侧除以体积 V 得

$$\frac{G}{V} = \frac{m}{V} g$$

即

$$\gamma = \rho g \quad (\text{N/m}^3) \quad (2-3)$$

上式表明了重度和密度的关系。重力加速度 g 的数值为 9.81 m/s^2 。

液压油的密度和重度都随压力和温度的变化而变化，即两者均随压力的增加而加大，随温度的升高而减小。在一般情况下，由压力和温度引起的变化都较小，在实用中油液的密度和重度可近似地视为常数。

液体的比重是指一定体积的液体重量与一个标准大气压力下温度为 4°C 时同体积蒸馏水重量之比，显然比重是一个无因次（无单位）的物理量。

二、液体的可压缩性

液体受压力作用而发生体积变化的性质称液体的可压缩性。液体的可压缩性很小，在很多场合下是可以忽略不计的。但在受压体积较大或对液压系统进行动态分析时，就要考虑液体的可压缩性。

液体在受到压力作用后，其相对压缩量与压力增量成正比，即

$$-\frac{\Delta V}{V} = \beta \Delta p \quad (2-4)$$

式中 V ——增压前液体的体积 (m^3);

ΔV ——压力增加 Δp 时体积的变化量 (m^3);

Δp ——压力的变化量 (Pa);

β ——液体的压缩率或称压缩系数 (m^2/N)。

式 (2-4) 亦可写成下式

$$\beta = -\frac{1}{\Delta p} \left(\frac{\Delta V}{V} \right) \quad (\text{m}^2/\text{N}) \quad (2-5)$$

当压力增量 Δp 增大时，体积总是减小，故 ΔV 为负值。为使 β 值为正值，因此在上式中加一负号。 β 值的物理意义是：当液体所受的压力增加单位增量时，其体积的相对变化率，即为液体的压缩率。常用液压油的压缩率 $\beta = (5 \sim 7) \times 10^{-10} \text{ m}^2/\text{N}$ 。液体的压缩率 β 的倒数称液体的体积弹性模数，以 E_0 表示之，其值为

$$E_0 = \frac{1}{\beta} \quad (\text{N/m}^2) \quad (2-6)$$

液压油的体积弹性模数为 $(1.4 \sim 1.9) \times 10^9 \text{ N/m}^2$ ，而钢的弹性模数为 $(2 \sim 2.1) \times 10^{11} \text{ N/m}^2$ ，可见前者和后者相比，压缩性大 $100 \sim 150$ 倍左右。对机床液压系统来说，由于

压力变化引起的液体体积的变化很小,故一般可认为液体是不可压缩的。但在液体中混有空气时,其压缩性将显著增加,并将严重影响系统的工作性能。在有动态特性要求或压力变化很大的高压系统中,应考虑液体压缩性的影响,并应严格排除液体中所混入的气体。在液压系统的实际计算中常用 $E_0 = 0.7 \times 10^9 \text{ N/m}^2$ ($E_0 = 7000 \text{ bar}$)。

三、液体的粘性

1. 粘性的意义

液体在外力作用下流动时,液体分子间的内聚力会阻碍其分子间的相对运动,因而产生一种内摩擦力,这一特性称作液体的粘性。粘性是液体重要的物理特性,也是选择液压用油的依据。

液体流动时,由于液体和固体壁面间的附着力以及液体本身的粘性会使液体各层间的速度大小不等。如图 2-1 所示,设两平行平板间充满液体,当上平板以速度 u_0 相对于下平板向右移动时,紧贴于上平板的极薄一层液体在附着力的作用下跟随上平板一起以 u_0 的速度移动,紧挨着下平板的极薄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移动,这是因为相邻两薄层液体间的分子内聚力对上层液体起阻滞作用,对下层液起拖曳作用的缘故。当平板间的距离较小时,各液层间的速度按线性规律分布。

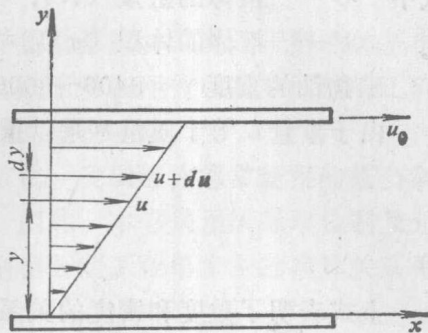


图2-1 液体粘性示意图

实验测定指出,液体流动时相邻液层间的内摩擦力 F 与液层间接触面积 A 和液层间相对速度 du 成正比,而与液层间的距离 dy 成反比,即

$$F = \mu A \frac{du}{dy} \quad (2-7)$$

式中 μ ——比例常数,称为粘性系数或粘度;

du/dy ——速度梯度,即形变的角速度,或称剪切率。

在静止液体中,由于速度梯度 $du/dy = 0$,内摩擦力为零。因此液体在静止状态时不呈现粘性。上式称为牛顿的液体内摩擦定律。若用单位面积上的摩擦力 τ (即切应力) 来表示,则上式可改写成

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (2-8)$$

2. 液体的粘度

液体粘性的大小用粘度来表示,液体中常用的粘度有动力粘度、运动粘度和相对粘度等:

(1) 动力粘度 μ

动力粘度又称绝对粘度,它可由式 (2-8) 得出。

$$\mu = \frac{\tau}{\frac{du}{dy}} \quad (2-9)$$

由此可知动力粘度 μ 的物理意义是:当速度梯度等于 1 时,接触液体层间单位面积上的内摩擦力即为动力粘度。

在 SI 中, 动力粘度 μ 的单位是帕·秒 ($\text{Pa}\cdot\text{s}$), 或牛顿·秒/米² ($\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$)。

在 CGS 中, μ 的单位为达因·秒/厘米² ($\text{dyn}\cdot\text{s}/\text{cm}^2$), 又称‘泊’ (P)。泊的百分之一称为厘泊 (cP)。其换算关系如下:

$$1 \text{ Pa}\cdot\text{s} = 10 \text{ P} = 10^3 \text{ cP}$$

(2) 运动粘度 ν

动力粘度 μ 和液体密度 ρ 之比值叫做运动粘度 ν , 即

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2-10)$$

运动粘度 ν 没有明确的物理意义, 它是一个在液压力分析和计算中经常遇到的物理量。因为在单位中只有长度和时间的量纲, 所以称为运动粘度。

在 SI 中, 运动粘度 ν 的单位是米²/秒 (m^2/s)。

在 CGS 中, 运动粘度 ν 的单位是厘米²/秒 (cm^2/s), 通常称为‘施’ (St), 工程中常用厘施 (cSt) 来表示, 1 施 (St) = 100 厘施 (cSt)。两种单位制的换算关系为

$$1 \text{ m}^2/\text{s} = 10^4 \text{ cm}^2/\text{s} = 10^4 \text{ St} = 10^6 \text{ cSt}$$

运动粘度 ν 不是一个粘度的量, 但工程中液体的粘度却常采用它来标志, 例如机械油的牌号, 就是这种油液在 50°C 时的运动粘度 ν (cSt) 的平均值。如 10 号机械油就是指这种机械油在 50°C 时的运动粘度 ν 的平均值为 10 cSt。

(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来的液体粘度。根据测量条件的不同, 各国采用的相对粘度的单位是不同的, 美国采用国际赛氏秒 (SSU), 英国采用商用雷氏秒 (°R), 我国和欧洲国家采用恩氏粘度 (°E)。

恩氏粘度用恩氏粘度计测定, 即将 200 cm³ 的被测液体装入底部有 $\phi 2.8 \text{ mm}$ 小孔的恩氏粘度计容器中, 在某一特定温度 $t^\circ\text{C}$ 时, 测定其在液体自重作用下流尽所需的时间 t_1 , 和同体积的蒸馏水在 20°C 时流过同一小孔所需的时间 t_2 ($t_2 = 50 \sim 52 \text{ s}$) 之比值, 便是该液体在 $t^\circ\text{C}$ 时的恩氏粘度。恩氏粘度用符号 $^\circ\text{E}_t$ 表示

$$^\circ\text{E}_t = \frac{t_1}{t_2} \quad (2-11)$$

工业上常用 20°C、50°C、100°C 作为测定恩氏粘度的标准温度, 并分别以相应的符号 $^\circ\text{E}_{20}$ 、 $^\circ\text{E}_{50}$ 、 $^\circ\text{E}_{100}$ 表示之。

恩氏粘度和运动粘度的换算关系式为

$$\nu = \left(7.31 ^\circ\text{E} - \frac{6.31}{^\circ\text{E}} \right) \times 10^{-6} \quad (\text{m}^2/\text{s}) \quad (2-12)$$

3. 粘度与压力的关系

当液体所受的压力增加时, 其分子间的距离将减小, 于是内聚力增大, 粘度也随之增大。但在机床液压系统所使用的压力范围内, 由于压力较低, 压力对粘度的影响较小, 一般可忽略不计。当压力大于 100 bar 或压力变化较大时, 则需要考虑压力对粘度的影响。压力和粘度的关系为

$$\mu_p = \mu_0 e^{\alpha p} \approx \mu_0 (1 + \alpha p) \quad (2-13)$$

式中 p —— 液体所受的压力 (bar);

μ_p ——压力为 p 时液体的动力粘度 ($\text{Pa} \cdot \text{s}$);

μ_0 ——压力为 1 大气压时液体的动力粘度 ($\text{Pa} \cdot \text{s}$);

α ——粘压系数, 一般液压用矿物油在 0 至 500bar 的压力范围内, 可取 $\alpha = 0.002 \sim 0.003 \text{ 1/bar}$ 。

4. 粘度和温度的关系

温度变化对液体的粘度影响较大, 温度升高液体的粘度将下降。液体粘度随温度变化的性质称粘温特性。不同的液体有不同的粘温特性, 粘度随温度的变化越小, 对液压系统的性能影响也越小。液压油的粘度温度间的关系可用下列经验公式表示

$$\mu_t = \mu_0 e^{-\lambda(t-t_0)} \approx \mu_0 (1 - \lambda \Delta t) \quad (2-14)$$

式中 μ_t ——油液在温度 $t^\circ\text{C}$ 时的动力粘度 ($\text{Pa} \cdot \text{s}$);

μ_0 ——油液在温度 $t_0^\circ\text{C}$ 时的动力粘度 ($\text{Pa} \cdot \text{s}$);

λ ——油液的粘温系数, 对一般液压油可取 $\lambda = 1.8 \sim 3.6 \times 10^{-2} (1/^\circ\text{C})$ 。

温度为 $t^\circ\text{C}$ 时的粘度, 除用上述公式求得外, 还可从图表中直接查出, 图 2-2 为部分国产油液的粘温图。

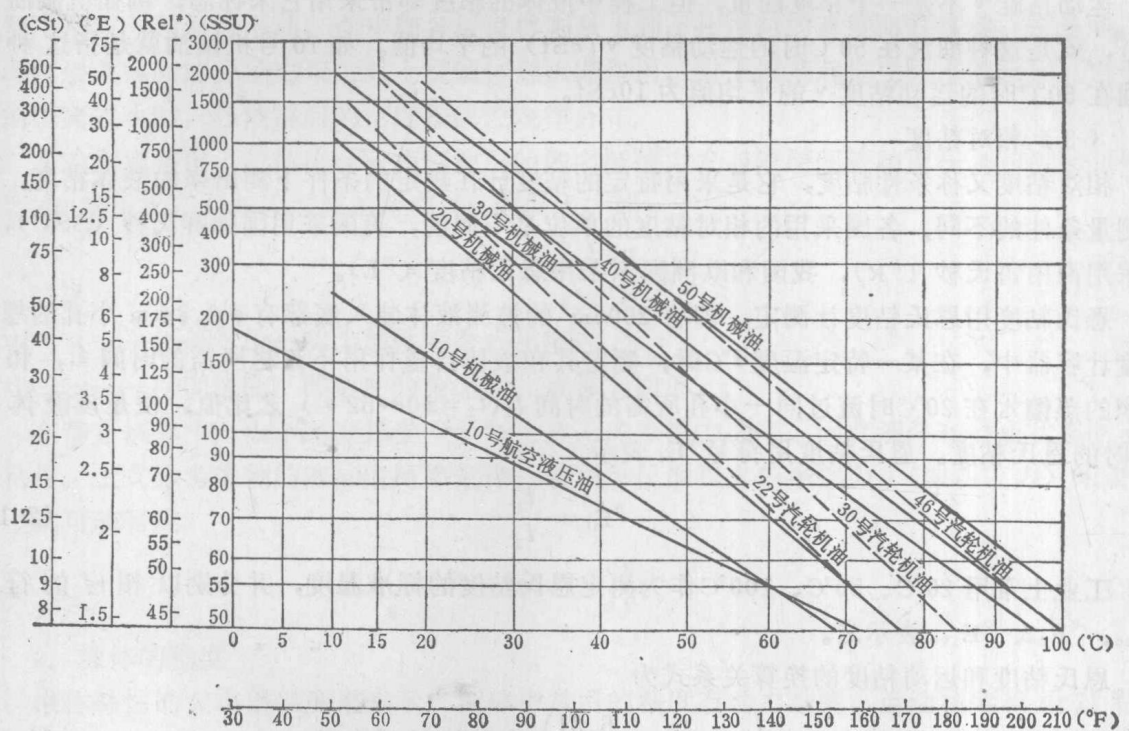


图2-2 几种国产油液粘温图

5. 液压油的调合

选择合适粘度的液压油, 对液压系统的工作性能起着重要的作用。但有时产品的油液粘度不合要求, 这时可把两种不同的油液混合起来使用, 称调合油。调合油的粘度可用下列经验公式计算

$$^{\circ}\text{E} = \frac{a^{\circ}\text{E}_1 + b^{\circ}\text{E}_2 - c(^{\circ}\text{E}_1 - ^{\circ}\text{E}_2)}{100} \quad (2-15)$$

式中 $^{\circ}E_1$ 、 $^{\circ}E_2$ ——混合前两种油液的粘度，取 $^{\circ}E_1 > ^{\circ}E_2$ ；
 $^{\circ}E$ ——混合后的调合油粘度；
 a 、 b ——参与调合的两种油液各占的百分数（ $a + b = 100$ ）；
 c ——实验系数（见表 2-2）。

表2-2 系数 c 的数值

a %	10	20	30	40	50	60	70	80	90
b %	90	80	70	60	50	40	30	20	10
c	6.7	13.1	17.9	22.1	25.5	27.9	28.2	25	17

四、液压油的选用

由于矿物油的润滑性好、腐蚀性小、粘度较高和化学稳定性好等，故在液压系统中应用较广。在机床液压系统中常采用 10、20、30 号机械油，特殊情况下，可采用精密机床液压油。稠化液压油常用于建筑机械、工程机械和船舶机械的液压系统。
几种国产油液的主要质量指标见表 2-3。

表2-3 几种国产油的主要质量指标

牌 号	主要指标	运动粘度	闪点(开口)	凝 点	酸 值	机械杂质
		(50℃) 厘沲	℃ (不低于)	℃ (不高于)	毫克 KOH/克 (不大于)	%
汽轮机油	22号	20~30	180	-15	0.02	无
	30号	28~32	180	-10	0.02	无
机 械 油	10号	7~13	165	-15	0.14	0.005
	20号	17~23	170	-15	0.16	0.005
	30号	27~33	180	-10	0.20	0.007
	40号	37~43	190	-10	0.35	0.007
精密机床 液 压 油	20号	17~23	170	-10		无
	30号	27~33	170	-10		无
	40号	37~43	170	-10		无
稠化液压油	上稠 20-1	12.51	163.5	-33	0.237	无
	上稠 30-1	18.67	185.5	-49	0.131	无
	上稠 50-1	40.56	174	-48.5	0.123	无
	上稠 90-1	60.81	217	-27.5	0.063	无
航空液压油	10号	10	92	-70	0.05	无

选择液压油时，一般可从以下几个方面考虑：

- 1. 要具有适宜的粘度，在工作温度变化的范围内，油液的粘度随温度的变化要小，即粘温性能好。

2. 具有良好的润滑性和较高的油膜强度, 因为油液既是工作介质, 又是相对运动零件间的润滑剂。

3. 质量要纯净, 不含有腐蚀性物质, 以免侵蚀机件和密封装置。

4. 不易氧化, 油液氧化后会产生胶状物和沥青等杂质, 这些杂质会造成管路堵塞而使系统发生故障。

5. 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, 凝点要低。

6. 油液的抗乳化性和抗泡沫性要好。油液乳化会降低油液的润滑性, 而酸值将增加, 使油液的使用寿命缩短。油液中产生泡沫会引起气穴现象, 从而产生噪声和振动, 这将影响液压系统的正常工作。

在选用液压油时, 通常最先考虑的是油液的粘度, 因为粘度既与系统的泄漏有关, 又对功率损失有影响。当系统在高压下工作, 若环境温度较高, 或工作部件运动速度较慢时, 为了减少泄漏, 宜采用粘度较高的液压油。反之, 当工作压力较低, 环境温度也较低, 或工作部件运动速度较快时, 为了减少功率损失, 宜采用粘度较低的液压油。

有时当液压油的某些性能指标, 不能满足液压系统所需的要求时, 可以在油液中加入抗氧化、抗泡沫、抗磨损、防锈蚀等改善粘温性能的添加剂, 以改进油液的性能, 使之适用于某些特定的场合。

表 2-4 为按液压泵类型推荐用油粘度表, 可供选取液压油时参考。

表2-4 按液压泵类型推荐用油粘度表

液 压 泵 类 型		环境温度14~38℃ cSt(50℃)	环境温度38~80℃ cSt(50℃)
叶 片 泵	$p < 70 \text{ bar}$	17~29	25~44
	$p \geq 70 \text{ bar}$	31~40	37~54
齿 轮 泵		17~40	63~88
轴 向 柱 塞 泵		25~44	40~98
径 向 柱 塞 泵		17~62	37~154

§ 2-2 液体静力学基础

液体静力学是研究液体处于相对平衡状态下的力学规律和这些规律的实际应用。这里所说的相对平衡是指液体内部质点和质点之间没有相对位移, 至于液体整体完全可以如同刚体似地作各种运动。由于液体在相对平衡状态下不呈现粘性, 因此, 液体内不存在切向剪应力, 而只有法向的压应力, 即静压力。

一、液体的静压力及其特性

1. 液体静压力

作用于液体上的力, 有两种类型: 一种是质量力, 一种是表面力。前者作用于液体的所有质点上, 如重力和惯性力等; 后者作用于液体的表面上, 如法向力和切向力等。表面力可以是其它物体(如容器等)作用在液体上的力, 也可以是一部分液体作用于另一部分液体上的