

高等学校教材

锻压机械液压传动

(修订本)

华南工学院 杨宝光 主编

GAO DENG XUE
XIAO JIAO CAI

机械工业出版社

锻压机械液压传动

(修订本)

19315
机械工业出版社

全书共八章，主要包括：液压传动基础理论知识；液压元件的工作原理和结构；液压传动基本回路，液压伺服系统；锻压机械典型液压系统和液压传动系统的设计与安装、调试等。本书为高等学校锻压专业液压传动课程教材，同时也可供与本专业有关的生产、科研单位的技术人员参考。

锻压机械液压传动

(修订本)

华南工学院 杨宝光 主编

责任编辑：周衍康 杨燕

封面设计：田淑文

*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南里一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第117号)

机械工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 787×1092 1/16·印张 18 1/4·字数 396 千字

1981年11月北京第一版

1987年6月北京第二版·1987年6月北京第五次印刷

印数 18,101—22,200·定价：2.75元

*

统一书号：15033·5077

再 版 前 言

本书是在1981年出版的高等学校试用教材《锻压机械液压传动》基础上,根据1983年11月高等学校锻压专业教材分编审委员会制订的新教学计划和教学大纲以及1984年审定的修改大纲修订的。

修订版各章节的安排大体与原版相同,但在内容上进行了删减、修改和充实。在编写中注重加强基础理论,贯彻少而精和理论联系实际的原则,并适当引进一些国内外的先进科技成果,力求本教材能体现先进性、科学性和系统性,便于读者掌握现代液压技术,有利于培养学生分析问题和解决问题的能力。经高等学校锻压专业教材分编审委员会第四次会议审定,认为本书修订后的内容和篇幅符合大纲要求,可作为高等学校教材再版。

本书第一、五、六章由华南工学院杨宝光编写;第二、三章和第八章液压系统设计部分由天津大学栾有雄编写;概述、第四、七章和第三章逻辑阀以及第八章锻压机械液压系统实例部分由广东机械学院陈幼曾编写。全书由杨宝光主编,重庆大学何大钧主审。

由于我们水平所限,修订本中的缺点在所难免,敬请读者批评指正。

目 录

概述	1	八、 齿轮马达	64
第一章 液压传动水力学基础	5	§ 2-3 叶片泵和马达	64
§ 1-1 液体的主要物理性质及液压油的 选用	5	一、 单作用叶片泵	65
一、 液体的主要物理性质	5	二、 双作用叶片泵	67
二、 液压油的性能和选用	9	三、 叶片马达	69
§ 1-2 水静力学	14	§ 2-4 柱塞泵和马达	71
一、 水静压力及其特性	14	一、 直轴式轴向柱塞泵和马达	71
二、 水静力学基本方程式	16	二、 斜轴式轴向柱塞泵和马达	87
三、 水静力学基本方程式的应用	20	三、 径向柱塞式低速大扭矩液压马达	83
四、 液体作用在曲面上的总压力计算	27	第三章 液压阀	86
§ 1-3 水动力学	23	§ 3-1 压力控制阀	88
一、 几个基本概念	23	一、 溢流阀	86
二、 液体流动的连续方程式	26	二、 减压阀	94
三、 液体流动的伯努利方程式	27	三、 顺序阀	96
四、 液流的能量损失	37	四、 压力继电器和电接点压力表	98
五、 动量方程式	42	§ 3-2 方向控制阀	102
§ 1-4 小孔及缝隙的流量计算	44	一、 单向阀	102
一、 小孔的流量计算	44	二、 换向阀	104
二、 缝隙的流量计算	46	§ 3-3 流量控制阀	115
§ 1-5 液压冲击与空穴现象	50	一、 节流口的形式与流量特性	116
一、 液压冲击	50	二、 节流阀	118
二、 空穴现象	53	三、 调速阀	120
第二章 液压泵和液压马达	54	四、 溢流节流阀	122
§ 2-1 液压泵和液压马达的基本概念	54	五、 分流阀	124
一、 液压泵的工作原理和液压泵、 液压马达的种类	54	§ 3-4 电液比例控制阀	125
二、 主要性能参数	54	一、 比例电磁铁	125
§ 2-2 齿轮泵和齿轮马达	57	二、 电液比例压力阀	126
一、 齿轮泵的工作原理和典型结构	57	三、 电液比例流量阀	127
二、 齿轮泵的困油现象及其消除	58	四、 电液比例方向阀	127
三、 齿轮泵的径向力	59	五、 电液比例复合阀	128
四、 排量及平均流量的计算	60	§ 3-5 逻辑阀	130
五、 齿轮模数、齿数和齿宽 对泵性能的影响	61	一、 逻辑阀的基本元件与工作原理	130
六、 中高压齿轮泵	62	二、 方向控制逻辑阀	132
七、 内啮合齿轮泵	62	三、 压力控制逻辑阀	135
		四、 流量控制逻辑阀	137
		五、 逻辑阀的多功能控制	137
		六、 逻辑阀的集成化	138

七、逻辑阀的特点	139	§ 6-3 方向控制基本回路	190
第四章 液压缸	140	一、换向回路	190
§ 4-1 液压缸的类型及结构特性	140	二、锁紧回路	190
一、柱塞式液压缸	140	三、缓冲回路	191
二、活塞式液压缸	140	四、限程回路	191
三、复合式液压缸	148	五、卸压换向回路	192
四、摆动液压缸	150	六、电液动换向阀的先导控制回路	194
五、预选定位液压缸	151	§ 6-4 速度控制基本回路	196
§ 4-2 密封装置	153	一、调速的方法	196
一、常用密封装置的结构	153	二、节流调速	196
二、密封装置的设计要点及选用原则	158	三、容积式调速	203
§ 4-3 液压缸主要参数的确定	159	四、容积节流调速回路	209
一、最大推力的确定	159	§ 6-5 顺序动作控制基本回路	210
二、液体工作压力的确定	161	一、压力控制顺序动作回路	210
三、液压缸内径的确定	161	二、行程控制顺序动作回路	211
第五章 辅助装置	164	三、时间控制顺序动作回路	212
§ 5-1 油箱和热交换器	164	§ 6-6 多缸同步控制基本回路	213
一、油箱的作用和对油箱的要求	164	一、采用调速阀的同步回路	213
二、油箱的典型结构与容积计算	164	二、采用同步阀的同步回路	214
三、热交换器(加热器与冷却器)	168	三、串联缸的同步回路	214
§ 5-2 滤油器	170	四、同步缸的同步回路	215
一、滤油器的作用及过滤精度的概念	170	§ 6-7 闭式回路	215
二、常用滤油器的种类及其性能	170	第七章 液压伺服系统	217
三、对滤油器的基本要求	172	§ 7-1 液压伺服系统的分类及其工作原理	217
四、滤油器的选择	173	一、液压伺服系统的分类	217
五、滤油器的安装与使用	173	二、液压伺服系统的工作原理	217
§ 5-3 蓄能器	174	三、液压伺服系统的特点	224
一、蓄能器的用途	174	§ 7-2 液压伺服系统的应用	224
二、蓄能器的种类及结构	176	一、锻锤操纵系统的伺服机构	224
三、蓄能器的容积计算	177	二、旋压机床的伺服系统	224
§ 5-4 管道及管接头	178	三、折板机双缸同步伺服系统	229
一、管道	178	四、伺服泵控制系统	229
二、管接头	179	第八章 锻压机械液压系统实例 及设计	232
第六章 液压系统的基本回路	183	§ 8-1 锻压机械液压系统实例	232
§ 6-1 液压系统与基本回路	183	一、程序控制通用机械手	232
§ 6-2 压力控制基本回路	183	二、Q11Y-16×2500液压剪板机	233
一、调压回路	183	三、YA27-500型单动薄板冲压液压机	236
二、卸荷回路	184	§ 8-2 液压系统的设计步骤	238
三、保压回路	185	一、明确系统设计的基本条件、使用性能 和动作要求	239
四、平衡回路	187	二、制定设备的工艺循环, 绘制执行部件	
五、增压回路	188		
六、减压回路	189		

的动作线图	239
三、确定系统设计的主要参数	240
四、计算液压缸、液压马达的流量和排量	241
五、确定系统元件的连接安装型式	242
六、设计液压传动系统图	245
七、绘制动作循环图表	245
八、确定元件的规格型号、绘制系统 元件表	245
九、设计非标准元、部件	246
十、设计验算油箱、充液箱(见 § 5-1)	246
十一、验算管道流速、选择管规格 (见 § 5-4)	246

十二、决定液压系统布置的方式	246
十三、绘制液压系统装配图	249
§ 8-3 液压系统的设计计算示例	249
一、明确系统设计的基本条件、使用 性能和动作要求	249
二、制定工作循环和绘制动作线图	249
三、确定和计算主要参数	250
四、拟制液压系统图和动作循环图表	251
五、选择液压泵和电动机	252
六、选择阀类元件	252
七、绘制系统元件表(见表8-3)	253
八、计算油箱容积	253

概 述

一、简单的液压传动装置的工作原理及其基本组成部分

液压传动是以液体为工作介质，通过动力元件（液压泵）将原动机的机械能转换为液体的压力能，然后，通过管道、控制元件，借助执行元件（液压缸或液压马达）将液体的压力能转换为机械能，驱动负载实现直线或回转运动。

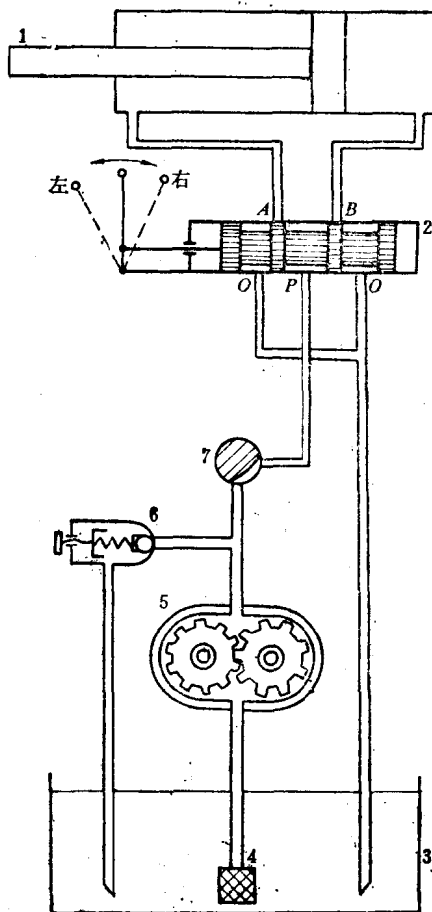
图中所示是一个简单的液压传动装置。液压缸1为执行元件，液压泵5从油箱3吸油后输出压力油供液压缸1的活塞运动。换向阀2的作用是控制油液的流动方向，它具有三个工作位置，在图示位置时，油口P、O、A、B均被封闭，液压泵所排出的压力油不能流入液压缸，液压缸左、右两腔的油液也不能排出，活塞停止在某一位置上，这时液压泵排油的压力升高，当该压力超过溢流阀6所调定（通过弹簧来调整）的压力时，压力油便推开溢流阀中的钢球流回油箱。溢流阀的弹簧可以根据系统所需的最高工作压力来调整，起调压和安全作用。当换向阀2的手柄被推到右侧工作位置时，液压泵排出的油从换向阀P口流入，B口流出，然后进入液压缸的活塞腔，推动活塞杆伸出，活塞杆腔中的油液经A、O口排回油箱。当换向阀2的手柄被推到左侧工作位置时，液压泵排出的油经换向阀的P、A口进入活塞杆腔，使活塞杆缩入，活塞腔内的油经B、O口排回油箱。

节流阀7的作用是控制活塞的移动速度。它的阀芯可以通过旋转来改变液流流经节流口面积的大小，从而改变液流流动的阻力。当节流口面积调整到较小时，液压泵排出的油液便受到较大的阻力而增压，当压力超过溢流阀所调定的压力时，便推开溢流阀而流回油箱。改变节流阀节流口面积的大小，可以改变液压泵排出的油液流经溢流阀流回油箱的流量，即调节了通过节流阀而进入液压缸的油液的流量，因而控制了活塞的运动速度。

滤油器4的作用是阻止油中污物进入液压系统。

上述图中是液压传动装置的一个简单的例子，但是它包括了液压传动装置中所应有的各个基本组成部分，即：

（1）液压泵-电动机 它是把机械能转换为液体压力能的能量转换装置，用以供给系统一定压力和流量的工作液体。



简单的液压传动装置示意图

(2) 执行元件(液动机) 它是把液体压力能转换为机械能的能量转换装置,它包括各种类型的液压缸和液压马达。往复式液压缸可输出往复直线运动和推(拉)力,液压马达可输出旋转运动和扭矩。

(3) 控制调节装置 系统中所用的各种阀。控制系统中油液的压力、流量和流动方向,以保证液压系统的正常工作。

(4) 辅助装置 它们是系统中的附属组成部分,如油箱、滤油器、管道、管接头、蓄能器、冷却器以及其他附件,以保证液压系统可靠、稳定、持久地工作。

二、液压传动的发展概况

液压传动比机械传动的历史短,但是从1795年英国人布拉玛(Joseph Bramph)发明水压泵起,至今也有将近二百年的历史了,如果根据目前一般的看法,液压传动仅是指以油作为工作介质的油压传动,则其应用始于第一次世界大战之后,到了本世纪三十年代,许多机床也开始采用了液压传动。

在第二次世界大战期间,战争促使液压技术在自动控制方面进一步发展,以便用于飞机、坦克、高射炮等武器方面的控制系统。在这种情况下,出现了电液伺服系统,例如用于代替人力操纵的高射炮等。战后,这种高效率、高精度的控制系统又普及到民用工业上。

因为液压传动具有易于传递复杂运动和易于实现自动控制的性能,所以广泛用于工程机械、汽车、飞机、冶金、矿山机械以及农业机械、塑料加工和锻压机械等很多方面。在实现复杂运动方面,如对挖掘机、推土机的操作;轧钢设备中对轧制件进行拉、推、升降、摆动等控制;联合收割机和拖拉机上的农具悬挂的控制系统等,采用液压传动比机械传动要简便得多。在实现自动控制方面,如三相电弧炉中,电极升降的控制;轮船和飞机上舵的控制,以及仿形机床和数字控制机床等都是采用液压伺服或电液伺服系统去实现其控制的。近年来各种用途的机械手及生产自动线也都广泛采用液压技术。

目前,液压传动正向着高压、大功率、高效率、集成化、低能耗和低噪声的方向发展。

在传动介质方面,目前世界各国正积极开发高水基液压油及其相应的液压元件的研究。目前还处于研制和部分实用阶段,要使高水基液压油进入大量的实用阶段,还必须解决很多实际问题。

在液压泵的发展方面,目前趋向是提高转速,以获得大的流量。此外,国外很多公司都在研制有功率匹配控制的轻型变量泵,由于它可根据负荷的需要改变流量和压力,故可减少功率的消耗。

在液压阀方面,新式元件不断出现。近年来出现的锥阀式逻辑阀、球阀式换向阀具有许多优点,并已在我国推广应用。集成油路和典型的集成阀块的出现,不但可使整个液压系统体积缩小,易于配管,而且还可根据系统的功能选用相应的典型集成阀块,使设计工作简单化,也便于使用和维修。在集成阀块的基础上,目前又发展了一种多功能阀,可按需要组合成各种控制回路。

近年来,液压元件在可靠性和减小控制功率方面都得到了改善,以适应自动控制技术不断发展的要求。伺服阀和电液比例阀是电-液转换的桥梁,也是提高系统控制性能的重要元件,各国都比较重视。尤其是在电液比例阀方面,由于其性能介于开关阀(即一般液压阀)与伺服阀之间,而且价格便宜,所以发展很快。日本在80年代初研制成功数字式控制比例阀,可以直接由微处理机的脉冲信号控制,但价格较高。由于能对液压参数进行数字式控

制，深为人们重视，近年来又出现了一种采用阀组形式来实现对压力及流量的数字控制。

此外，计算机辅助液压系统的设计与计算已有应用。

解放前，我国的机械制造业极端落后，液压技术更是空白。解放后，液压技术和其他工业技术一样得到了迅速的发展。50年代末开始按系列生产通用液压元件。到70年代已开始生产许多新型的和自行设计的系列产品，如各种集成阀和电液伺服阀以及电液比例阀等。在各工业部门中采用液压传动和控制的机械产品日益增多，在70年代末期，由上海、北京、天津等各有关工厂与科研单位研制成功了多种液压传动机械手和新型液压机等。随着我国国民经济的发展，液压技术必将在我国实现四个现代化的进程中发挥作用。

三、液压传动的优缺点及其在锻压机械上的应用

液压传动具有以下几方面的优点：

(1) 工作平稳、冲击较小，易于传递大的力和扭矩，液压机在工作时比锤和机械压力机平稳，而且在全行程任意位置上都能得到最大的力（机械压力机的压力随滑块行程位置改变），行程大小可以调节，便于设计模具。只要增加液压缸的面积，即可得到较大的力，因此，利用液压传动制造大型液压机，比用机械传动制造大型压力机有利。

(2) 在相同功率的条件下，液压传动装置的体积小，重量轻，液压马达的体积和重量比相同功率的电机小一半以上，这一优点对飞机和行走机械来说，就显得尤其重要。在锻压机械方面，全液压的操作机和装出料机也比机械传动的要轻巧得多。

(3) 易于实现过载保护 系统超负荷时，油液可以经溢流阀排回油箱，限制系统压力不超过溢流阀所调定的安全压力值。

(4) 调速性能好 许多液压泵和液压马达都具有改变流量的机构，可以在停车或开车时无级调速。具有自动控制的液压泵，还可以根据执行元件的行程位置来改变流量，从而使执行元件的运动速度按行程位置不同而自动变化。液压马达可在极低的转速下输出很大的扭矩（转速可低到 1 r/min ），这是直流电机所不能实现的，如用机械传动减速，则齿轮箱的结构非常庞大，而且运动也不平稳。液压传动这一突出的优点，对制造某些行走机械的卷扬或旋转装置是非常有利的。例如起重汽车的卷扬机构以及锻造操作机的旋转机构等。矿山机械上也常常利用液压马达这一优点实现某种低速大扭矩的传动。

(5) 易于实现功率放大，减少执行元件所需的操作力 采用伺服阀的操纵系统可以操纵很沉重的负载。在锻压机械方面，如锻锤的操纵系统和水压机分配阀的操纵系统都可以采用伺服阀操纵而达到省力的目的。在数控机械中，也可利用极微弱的脉冲信号带动小功率的步进电机，然后再经过液压扭矩放大器驱动执行部件。

(6) 易于设计、制造，并能实现各种复杂动作的自动控制 液压元件是标准化、系列化、通用化的，在设计和制造液压装置时，可合理选择所需的液压元件，进行系统设计即可。在设计具有复杂动作的机械时，液压传动更显示了它的优越性。液压传动和电气控制配合使用之后，更易于实现各种机械动作的自动控制。

然而，液压传动也存在着以下几方面的缺点：

(1) 不可避免地会发生泄漏，使容积效率降低，不能作定比传动，并会污染环境。

(2) 油液在流动中产生阻力损失，在高压和高速的情况下，会使系统的油温过高，影响液压油和元件的寿命。

(3) 液压元件的制造精度高，使用和维护保养方面的要求也比较严格。为了保持液压

元件的精度，在环境保护、使用、操作和管理上都要有严格的制度。

(4) 液压系统的故障不易发现。

(5) 与机械传动的锻压设备相比较，液压传动的装置功率较大，速度较慢，生产率低，耗油量较大。

由于液压传动具有一系列的优点，它在锻压机械方面的应用日益广泛，大致可归纳为以下几方面：

(1) 用于主传动 这是液压传动在锻压机械上最早和最普遍的应用，它包括各种用途的液压机以及随后发展起来的液压剪板机、液压弯管机和其它非标准的液压设备等。

(2) 用于辅助传动或辅助动作 例如高速锤，它是利用高压气体快速膨胀使锤头打击工件，而它的回程动作是采用液压传动的。又如旋压机，它是利用机械传动使工件旋转，而旋轮的进给运动也是采用液压传动的。近年来，国外有些热模锻压力机、冷锻自动机或热锻机以及多工位压力机等都采用了液压夹紧装置，可以实现机外预装模具和自动更换模具。此外，为了实现主机送料和下料的自动化，还广泛应用了液压传动的机械手。

(3) 锤类设备的革新 近年来出现了液压螺旋锤和液压锤，这是把液压传动用于冲击加压设备上的一项新的尝试。国外在六十年代已开始这方面的研制，我国在七十年代也在进行这方面的研究。目前国内一些工厂和研究单位已制成许多台这类产品。

(4) 液压伺服系统的应用 用以操纵沉重的机构，如水压机和锻锤的操纵机构等；用于仿形机构，如旋压机中的仿形机构；用于同步控制，如剪板机、折边机的同步控制系统等。

(5) 实现程序控制 目前国外采用数控系统的锻压机械有数控压力机、锻造与冲压液压机、弯管机、剪板机、折边机、旋压机等，这些都是属于单机自动控制的；另一种情况是在自动线上采用数控系统，例如热模锻压力机或辊锻机和送料机械手之间的配合采用数控系统；第三种情况是利用数控系统自动换模、自动换料以及自动调节各项工艺参数，这种系统又常称为“冲压中心”。然而数控系统需要采用液压传动实现功率放大，在数控系统中液压传动占有相当重要的地位。我国已研制成功可自动换模的数控压力机。

综上所述，液压传动在锻压机械上的应用是很广泛的，应予以足够的重视。

第一章 液压传动水力学基础

流体包括液体及气体两大部分。它们的共同特点是质点间的凝聚力很小，没有一定的形状，容易流动，因而可以通过管道系统作为传递能量的工作介质；它们的主要区别在于气体是可压缩的，而液体是几乎不可压缩的。

研究流体平衡及运动规律的力学叫做流体力学。按其研究对象的不同可分为液体力学及气体力学两大部分。液体力学的任务就是研究液体平衡及运动的规律。在液体力学中通常以水来作为液体的代表，故液体力学通称之为水力学。但是必须指出：水力学中的原理不仅适用于水，而且普遍适用于各种液体，甚至亦适用于低速运动的气体。

液压传动是以液体作为工作介质进行能量传递的一种传动形式，而水力学所研究的正是液体平衡与运动的规律，因此水力学原理就成了液压传动技术的主要的基础理论。

在本章里，除了简要地叙述液体的一般性质以及液压油的选用等内容之外，将着重阐明水静压力的特性、水静力学基本方程式及水动力学的几个重要方程式。

§ 1-1 液体的主要物理性质及液压油的选用

一、液体的主要物理性质

1. 密度和重度

液体中某点处微小质量 Δm 与其体积 ΔV 之比的极限值，称为该点液体的密度。

$$\rho = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \frac{\Delta m}{\Delta V} = \frac{dm}{dV} \quad (1-1)$$

液体中某点处微小重量（重力） ΔG 与其体积 ΔV 之比的极限值，称为该点液体的重度。

$$\gamma = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \frac{\Delta G}{\Delta V} = \frac{dG}{dV} \quad (1-2)$$

对于均质液体，其密度和重度分别为

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (1-3)$$

$$\gamma = \frac{G}{V} \quad (1-4)$$

式中 m ——液体的质量；

G ——液体的重量（重力）；

V ——液体的体积。

由于 $G = mg$ ，所以液体的密度和重度间存在着如下的关系

$$\gamma = \rho g \quad (1-5)$$

式中 g ——重力加速度，常取 9.81 m/s^2 。

2. 压缩性

液体受压力作用而使体积减少的性质，称为压缩性。压缩性的大小可用体积压缩系数 k

来表示。它是指液体所受的压力每增加一个单位压力时, 其体积 V 的相对变化值, 即

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

因为 ΔV 与 Δp 的变化方向相反, 压力增加时体积减少, 所以在式(1-6)中加一负号, 以正数来表示 k 。

水的体积压缩系数〔当 $p = (1 \sim 500) \times 10^5 \text{Pa}$ 〕

$$k = (4.75 \sim 5.25) \times 10^{-10} \text{Pa}^{-1}$$

常用液压油的体积压缩系数 (当 $p < 150 \times 10^5 \text{Pa}$, $t = 20^\circ\text{C}$ 时)

$$k = (5 \sim 7) \times 10^{-10} \text{Pa}^{-1}$$

液体体积压缩系数的倒数, 称为液体的弹性模量, 即

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

液压油的弹性模量为 $(1.4 \sim 2.0) \times 10^9 \text{Pa}$, 而钢的弹性模量为 $2.06 \times 10^{11} \text{Pa}$, 由此可见, 前者的压缩性要比后者大100~150倍。

液压油的弹性模量 E 与压缩过程、温度、压力等因素有关。等温压缩下的 E 值不同于绝热压缩下的 E 值, 但由于差别较小, 工程技术上使用时都不加区别。温度升高时, E 值减少, 在液压油正常工作的温度范围内, E 值会有5~25%的变化。压力加大时, E 值加大, 但其变化不呈线性关系, 且当 $p \geq 30 \times 10^5 \text{Pa}$ 时, E 值基本上不再加大。

液压油的可压缩性使它在压力变动下的作用情况极像一个弹簧, 即压力升高, 油液体积减少; 压力降低, 油液体积增大。这个弹簧的刚度可以用如下方法求出 (见图1-1)。当作用在封闭液体上的外力发生 ΔF 的变化时, 如液体承压面积 A 不变, 则液柱的长度必有一个 ΔL 的变化。在这里, 体积变化为 $\Delta V = A \Delta L$, 压力变化为 $\Delta p = \Delta F / A$, 把这些关系式代入式(1-7)中, 可得

$$E = -\frac{V \Delta F}{A^2 \Delta L} \quad (1-8)$$

或

$$k_k = \frac{A^2 E}{V} \quad (1-9)$$

式中 k_k ——“液压弹簧”的刚度, 其定义为

$$k_k = -\Delta F / \Delta L$$

式中负号是使得 k_k 以正值表示。

液体的压缩性不大, 在一般情况下可以认为液体是不可压缩的。但是, 对处于动态 (即瞬变状态) 下的液压系统来说, 则是一个重要的影响因素。例如, 在液压机工作过程中, 由于油液有压缩性, 在加压行程时, 工作缸内的油液被压缩, 吸收了能量, 工作压力越高, 吸收的能量就越多, 当液压机卸荷时, 这部分能量将很快释放, 产生液压冲击, 造成管路的剧烈振动和噪音。因此, 在设计液压机液压系统时, 应注意对回程时的卸压过程进行合理控制。

必须指出: 在考虑液压系统中液压油的可压缩性时, 只有全面考虑液压油本身的可压缩性、混合在油中空气的压缩性、以及贮存压力油的封闭容器 (包括管道) 的容积变化等因素, 才能真正说明其实际情况。

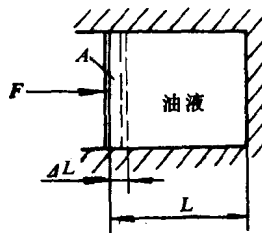


图1-1 “液压弹簧”的刚度计算简图

3. 粘性

图 1-2 所示是液体顺着水平的底面流动, 由于液体质点间有内聚力以及液体与底面间有附着力的作用, 所以各层液体的速度不同, 其分布情况如图所示。紧贴着底面的液体由于受到附着力的作用, 附着在壁面上, 速度为零, 离底面愈远则速度愈大。显然, 由于液体质点间内聚力作用的结果, 流动快的液体层可以带动流动慢的液体层; 流动慢的液体层却又阻滞着流动快的液体层。这样, 在相邻两液体层间便有相对运动, 并在它们的接触面上产生了摩擦力。而这种摩擦力是发生在液体内部的, 因此称之为内摩擦力。液体流动时, 在其内部产生摩擦力的性质就称为液体的粘性 (或粘滞性)。表示粘性大小的物理量叫做粘度。

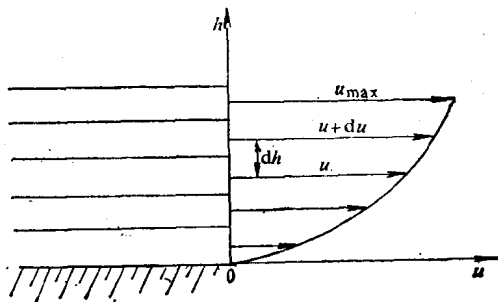


图 1-2 液流速度分布

下面研究图 1-2 中相邻的很薄的两液体层。假定它们之间的距离为 dh , 接触面积为 A , 该两液体层的速度分别为 u 和 $u + du$ 。通常把 du 与 dh 的比值 $\frac{du}{dh}$ 叫做这两液体层的速度梯度。根据牛顿的理论, 相邻运动液体层间所产生的内摩擦力 F_f 与该两液体层接触面积 A 和速度梯度 $\frac{du}{dh}$ 成正比, 与液体种类及其温度有关, 而与压力无关。可写成

$$F_f = \pm \mu A \frac{du}{dh} \quad (1-10)$$

式中 μ ——决定于液体种类及其温度的一个比例常数, 称为动力粘度。

式 (1-10) 中取正、负号是为了保持内摩擦力 F_f 永为正值。如果速度梯度 $\frac{du}{dh}$ 为正值时, 取正号; 如果速度梯度 $\frac{du}{dh}$ 为负时, 取负号。如果 $\frac{du}{dh} = 0$ 时, 也就是液体处于静止或相对静止状态时 (即液体质点间没有相对运动), 内摩擦力 F_f 为零, 因此, 在静止状态的液体中是不呈现粘性的。

如果从式 (1-10) 中舍去正、负号, 可得

$$\mu = \frac{\frac{F_f}{A}}{\frac{du}{dh}} = \frac{\tau}{\frac{du}{dh}} \quad (1-11)$$

式中 τ ——接触液层间单位面积上的内摩擦力, 称为切应力。

由此可知 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。

动力粘度 μ 与液体密度 ρ 之比值叫做运动粘度, 用 ν 表示, 即

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1-12)$$

运动粘度 ν 没有什么特殊的物理意义, 只是因为动力粘度 μ 与密度 ρ 的比值常常在计算中出现, 故而才采用 ν 这一符号来代替 $\frac{\mu}{\rho}$, 它之所以被称为运动粘度, 乃是因为在其单位中

只有运动学的量。

我国一般都采用运动粘度，其法定单位为 m^2/s ，鉴于我国目前在机械油牌号上仍用非法定单位，故给出法定单位和非法定单位的换算关系： $1 \text{ cSt} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ 。机械油的运动粘度通常直接表示在它的牌号上，每一种机械油的牌号就是表示这种油在 50°C 时以 cSt 为单位的运动粘度 ν 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 。

此外，也有用相对粘度（条件粘度）来表示液体粘性的大小。各国采用的相对粘度单位有所不同，有的用国际赛氏秒 SSU 或商用雷氏秒 $^\circ R$ 来表示，我国采用恩氏粘度 $^\circ E$ 来表示。工业上一般以 20°C 、 50°C 、 100°C 作为测定恩氏粘度的标准温度，并相应以 $^\circ E_{20}$ 、 $^\circ E_{50}$ 、 $^\circ E_{100}$ 表示之。以 50°C 作为标准的测定温度时，液压油的恩氏粘度 $^\circ E_{50}$ 在 $2.5 \sim 5$ 的范围内。

各种粘度单位名称、符号、采用国家与换算公式见表 1-1，各种粘度值之换算见图 1-3。

表1-1 各种粘度单位名称、符号、采用国家与换算公式

粘度名称	又 名	符 号	单位	采用国家	与运动粘度 (cSt) 之换算公式	法定单位与非法定单位换算关系
动力粘度	粘性动力系数 (绝对粘度)	μ	cP	苏	$\nu = \frac{\mu}{\rho}$	$1 \text{ cP} = 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$
运动粘度	粘性运动系数 (绝对粘度)	ν	cSt	中美英日		$1 \text{ cSt} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
恩氏粘度	相对粘度	$^\circ E$ $^\circ E_{BY}(\text{苏})$	$^\circ E$	中、欧洲	$\nu = 7.31^\circ E - \frac{6.31}{^\circ E}$ (乌别洛德近似公式)	$1 \text{ m}^2/\text{s} \approx \left(7.31^\circ E - \frac{6.31}{^\circ E}\right) \times 10^{-6}$
国际赛氏秒	通用赛波 尔 特 秒	SSU (SUS)	s	美	$\nu = 0.22SSU - \frac{180}{SSU}$	$1 \text{ m}^2/\text{s} \approx \left(0.22SSU - \frac{180}{SSU}\right) \times 10^{-6}$
商用雷氏秒	雷氏 1° 秒	$^\circ R$ (RSS) ($Rc \cdot 1^\circ$)	s	英	$\nu = 0.26^\circ R - \frac{172}{^\circ R}$	$1 \text{ m}^2/\text{s} \approx \left(0.26^\circ R - \frac{172}{^\circ R}\right) \times 10^{-6}$

有时为了使油具有所需的粘度特性，可把两种不同的油混合起来使用，称调合油。调合油的粘度计算公式如下

$$^\circ E = \frac{a^\circ E_1 + b^\circ E_2 - C(^\circ E_1 - ^\circ E_2)}{100} \quad (1-13)$$

式中 $^\circ E_1$ 、 $^\circ E_2$ ——混合前两种油的恩氏粘度，($^\circ E_1 > ^\circ E_2$)；

$^\circ E$ ——混合后调合油的恩氏粘度；

a 、 b ——两种油各占的百分比；

C ——系数（见表1-2）。

液压油对温度的变化很敏感。当温度升高时，油的粘度即显著降低。不同种类的油，它

表1-2 系数C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

的粘度随温度变化的规律也不同。我国常用粘温图来表示油液粘度随温度变化的关系。部分国产油的粘温图见图 1-4。

油液的粘度也受压力的影响。液压系统工作压力增加时，油分子之间的距离就缩小，因此，它的粘度是随着压力的升高而增大的（在高压时特别显著）。图 1-5 是矿物油在不同压力下实验时所得到的压力-粘度关系曲线。从图中看出，在小于 $320 \times 10^5 \text{ Pa}$ 的常用压力范围内，粘度随压力的变化不大，故可不考虑。但是在超高压的情况下就不容忽视了。

液压油粘度的大小，直接影响液压系统的效率、灵敏性和可靠性。

粘度过大时，液体流动的摩擦力增大，压力损失增多，发热严重；易引起液压元件的动作迟缓或失灵；机械效率降低，总功率损失加大。

粘度过小时，液压元件的泄漏增多，使油泵的容积效率和系统的效率降低；各相对运动部件间的润滑性能降低，磨损加剧；系统中压力稳定性较差，影响机器动作的精确性。

因此，液压系统所采用的液压油，其粘度要合适。

二、液压油的性能和选用

液压油是液压系统中用来传递能量的工作液体。除传递能量外，它还起着润滑运动部件和保护金属不被锈蚀的作用。液压油的物理、化学性能对液压系统能否正常工作有很大影响，即使一个设计优良的液压系统，如果液压油选用不当或性能低劣，也会使其传动效率降低，甚至不能正常工作。故此必须合理选用液压油，并在使用时采取严格的防污措施。下面介绍液压油的主要使用性能及对液压油的要求和选用。

1. 液压油的使用性能

(1) 稳定性

1) 热稳定性 油液抵抗其受热时发生化学变化的能力叫做热稳定性。热稳定性差的油液在温度升高时容易使油分子裂化或聚合，产生树脂状沥青、焦油等物质。由于这种化学反应的速度随着温度的增高而加快，所以一般把液压油的工作温度限制在 65°C 以下。

2) 氧化稳定性 油液抵抗其与空气中的氧或其它含氧物质发生化学反应的能力叫做氧化稳定性。油液氧化后生成的酸性化合物会腐蚀金属，也会阻塞液压系统中的管道。

矿物油系液压油中常含有少量的环烷酸，它对金属有腐蚀作用。中和 1g 油液内环烷酸所需氢氧化钾的毫克数，称为油液的酸值。

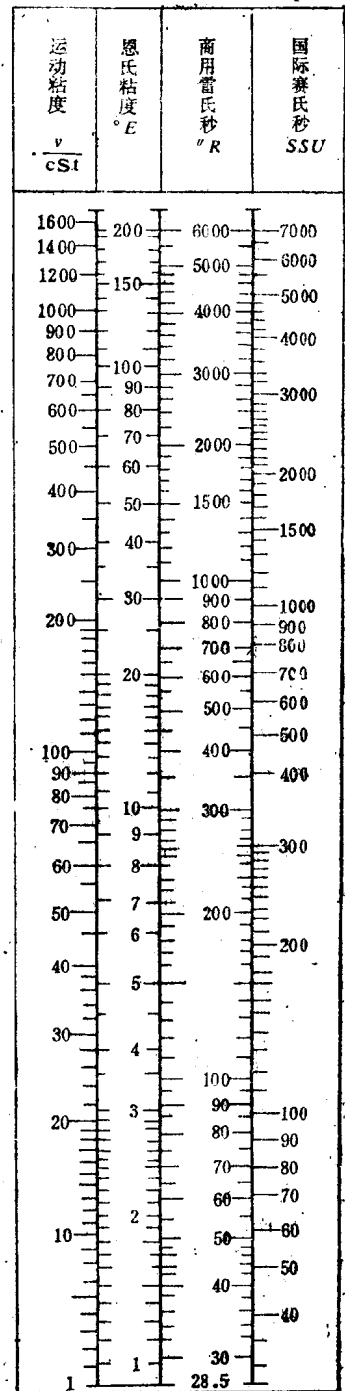


图1-3 各种粘度值换算图

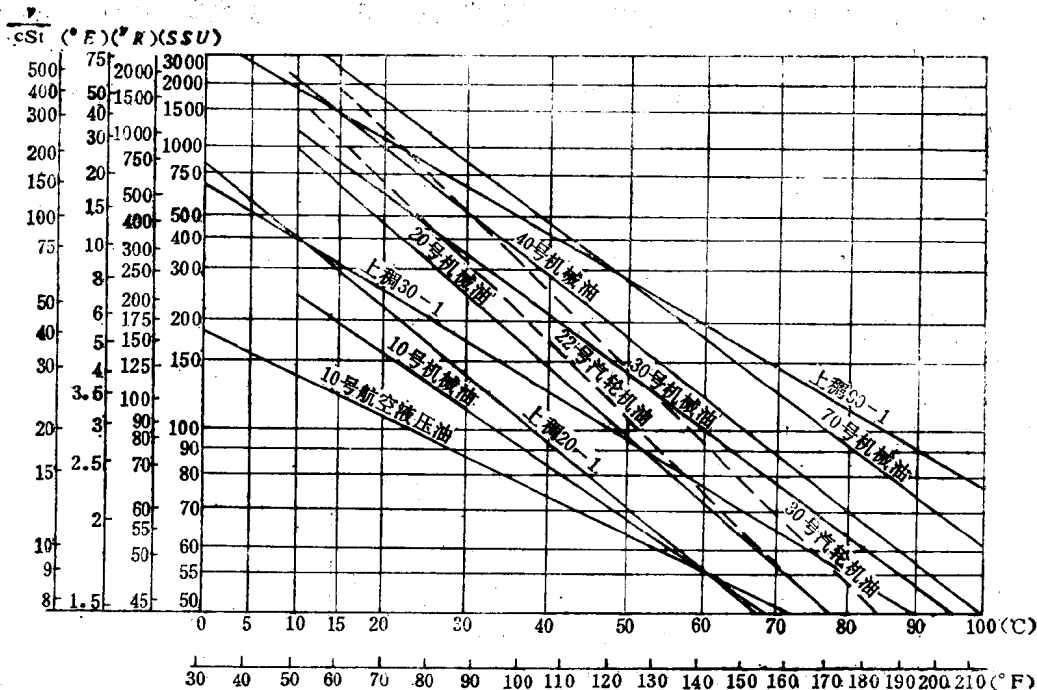


图1-4 部分国产油的粘温图

3) 水解稳定性 油液抵抗其遇水分解变质的能力叫做水解稳定性。水解变质后的油液会降低粘度, 增加腐蚀性。

(2) 抗泡沫性和抗乳化性 抗泡沫性是指油液释放多余空气而不致形成浮浊液的能力; 抗乳化性是指油液中混入水分后的油水分离能力。

(3) 防锈性和润滑性 防锈性是指油液对金属遭受油中水分锈蚀的保护能力; 润滑性是指油液在金属表面上形成牢固油膜的能力。

(4) 相容性 相容性是指油液抵抗与系统中各种常用材料(如密封件、软管、涂料等)起化学反应的能力; 不起反应或少起反应的叫做相容性好, 反之则差。相容性差的油液会使橡胶密封件等溶解, 使液压系统密封失效, 溶解后的胶状生成物又会使油液受污染。

(5) 含气量、空气分离压和饱和蒸汽压

油液中所含空气的体积百分数叫含气量。空气在油液中有两种存在形式——溶解和混合。前者以分子状态均匀地溶于油中, 溶解量与油液的绝对压力成正比, 矿物油系的液压油在一个大气压下含有5~10%的溶解空气; 后者以细小泡沫状态悬浮于油中。压力加大时, 一部分混合在油中的空气将溶解于油中。

当一定温度下的油液压力低于某个值时, 油中溶解的过饱和空气将突然迅速从油中分离出来, 产生大量气泡, 这个压力称为该油液在该温度下的空气分离压。此外, 当一定温度下

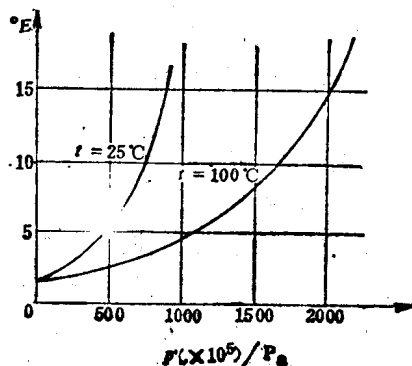


图1-5 压力-粘度关系曲线

的油液压力低于另一值时,油液迅速汽化,产生大量汽泡,此压力称为该油液在该温度下的饱和蒸气压。一般说来,油液的空气分离压高于其饱和蒸气压。

(6) 流动点、凝固点、闪点和燃点 油液保持其良好流动性的最低温度叫做油液的流动点;油液完全失去其流动性的最高温度叫做油液的凝固点。

油液加热到液面上能在火焰靠近时出现一闪一闪的断续性燃烧的温度,叫做油液的闪点。闪点高的油液挥发性小。

油液加热到能自行连续燃烧的温度,叫做油液的燃点。燃点高的油液难于着火燃烧。

2. 对液压油的要求和选用

为使液压系统具有良好的工作性能,要求液压油具备如下性能:

- (1) 粘度合适,粘度随温度的变化较小;
- (2) 弹性模量大,比重小,介电性好;
- (3) 对热、氧化、水解都有良好的稳定性,使用寿命长;
- (4) 抗泡沫性、抗乳化性良好,腐蚀性小,防锈性好;
- (5) 润滑性能良好;
- (6) 相容性好;
- (7) 体积膨胀系数低,比热和导热系数高,流动点和凝固点低,闪点和燃点高;
- (8) 质地纯净,无毒性。

上述对液压油的各项要求,有些是互相矛盾的,要同时满足所有这些要求是比较困难的。但粘度是选择液压油最重要的考虑因素。粘度的高低影响到运动部件的润滑、缝隙的泄漏、泵的吸油状况、流动压力损失及系统的发热和温升等。

为了减少漏损,在使用温度、压力较高或运转速度较低时,应选用粘度较高的液压油;为了减少管路内的压力损失,在使用温度、压力较低或运动速度较高时,应选用粘度较低的液压油。

油泵是对液压油的粘度和粘温性能最敏感的元件之一,并且对润滑条件的要求也特别高,因此油泵的类型往往成了选择液压油的主要依据之一。

具体选用哪一种液压油比较合适,可根据以下两种方法来确定:

一种是按照泵(或阀)所规定的液压油牌号来选用。一般在泵(或阀)的说明书中都有推荐使用液压油的规格的说明。

另一种是根据液压系统的工作环境温度、压力等来选用(可参考表1-3和表1-4)。

在锻压机械的液压传动中,过去应用最广的是机械油(要求较高时采用汽轮机油)。目前,还有许多机械设备仍然采用机械油作为液压系统的工作介质,但机械油不完全具备液压油应该具有的性能。近年来,我国石油工业部门已为液压设备提供了各种类型的液压油。

表1-3 按油泵类型推荐用油粘度表(单位: cSt, 在50℃时)

油 泵 类 型		环境温度14~38℃	环境温度38~80℃
叶 片 泵	$<70 \times 10^5 \text{Pa}$	18~21	25~42
	$\geq 70 \times 10^5 \text{Pa}$	32~38	36~53
齿 轮 泵		18~38	60~80
柱 塞 泵		18~38	60~110