



中等职业教育机电类规划教材
机械工业出版社精品教材

液压传动

第2版

沈向东 李 芝 主编



机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS



本书主要包括液压传动基础理论知识, 液压元件的结构及工作原理, 常用液压回路, 典型液压系统及液压系统的安装、调试与维护, 以及液压设备点检制等。其内容面向生产作业现场实际, 突出实用性。本书编排合理, 采用最新国家(际)标准, 反映了液压技术的进步与发展。

本书除必修的基本内容外, 还编入了部分带“*”的内容供选学, 因而教材的适用范围较广。本书可作为中等职业教育机械类专业及其它工科类专业教材, 也可作为高等职业院校师生或工程技术人员参考用书。

图书在版编目(CIP)数据

液压传动/沈向东, 李芝主编. —2版. —北京: 机械工业出版社, 2009.6

中等职业教育机电类规划教材. 机械工业出版社精品教材

ISBN 978-7-111-27641-8

I. 液… II. ①沈…②李… III. 液压传动-专业学校-教材 IV. TH137

中国版本图书馆CIP数据核字(2009)第117008号

机械工业出版社(北京市百万庄大街22号 邮政编码100037)

责任编辑: 崔占军 版式设计: 霍永明 责任校对: 魏俊云

封面设计: 王伟光 责任印制: 乔宇

北京京丰印刷厂印刷

2009年8月第2版·第1次印刷

184mm×260mm·14.25印张·346千字

0 001—3 000册

标准书号: ISBN 978-7-111-27641-8

定价: 26.00元

凡购本书, 如有缺页、倒页、脱页, 由本社发行部调换

销售服务热线电话: (010) 68326294

购书热线电话: (010) 88379639 88379641 88379643

编辑热线电话: (010) 88379201

封面防伪标均为盗版

第2版前言

本书是1996年出版的《液压传动》教材的修订本（第2版）。

近年来，液压技术正在迎来蓬勃发展的大好时机。现代液压技术为企业开发大规模工业自动化生产线和提高装备的自动化与柔性化程度，提供了技术选择与应用平台，以适应多品种中小批量生产自动化作业的需要。随着机械装置向更高水平方向发展和液压传动的应用越来越广泛，现代工业对液压设备的制造、安装和维护等方面，都提出了可靠性要求。目前，生产一线除液压技术设计人才外，需要更多的是液压设备制造、安装、调试和维护人才。

本次修订后的教材基本保留了原书的框架结构，继承了其少而精、深入浅出、突出现场应用的优点，为适应职业技术教育的特点，将原来的第八章修订为液压系统的安装调试与现代化改装的内容，更具实用性；第十章中增加了液压设备点检制的内容，目的是强调液压设备维护中的预防控制，最大限度地提高设备完好率。书中所绘制的插图接近现场实际，直观易懂，便于理解。本书配有《液压传动习题集》（李芝主编）。

本书由沈向东、李芝任主编。参加编写的人员还有王坤、祝溪明、张泉、吕庆红、连红。全书由沈向东、李芝统稿。

编 者

第1版前言

本书是全国中等专业学校机械制造专业规划教材,是根据机械工业部中等专业学校机制专业教学指导委员会1994年制定的《教学计划与教学大纲》中“液压传动”教学大纲编写的。全书共分十章,主要内容包括:液压传动基础理论知识,液压元件的工作原理及结构,常用液压回路,典型液压系统,液压系统的设计计算,液压伺服系统,液压系统的安装、调试及维护等。

本教材还可供普通中等专业学校模具设计与制造、机械设备维修与管理、机电一体化等专业及高等职业学校上述各专业学生使用,也可供三年制职工中专、职业中专学生选用或供机械工程技术人員参考。

本教材的编写力求少而精,在适当删减理论推导,合并部分章节内容的同时,突出了实际应用知识,并使全书框架合理紧凑。本教材采用了最新国家标准,并在较大程度上反映了我国液压传动技术的进步与发展。

本教材对比例阀、插装阀、叠加阀、伺服阀、数字阀等正在逐步推广使用的新型液压元件的工作原理、结构做了简要的介绍,并列举了应用实例;对能进行液压系统优化设计、快速设计且使用极为方便的液压系统计算机辅助设计(液压CAD)的内容、构成及软件包进行了简要的介绍,并列举了应用实例,可供有条件学校的学生选学。本教材还对液压系统的安装、调试、维护及故障分析排除等施工技术人员常用的知识进行了简要的介绍(这部分内容可安排在实践教学环节中讲授),突出了中专教学的特色。

本教材的编写力图体现新教学计划提出的要求,使中专毕业生通过课堂学习、实验(实验专用周)及液压课程设计等实践环节的学习能较快地适应技术员工作的需求,并具有较强的竞争能力。

本书由李芝任主编。参加编写的人员有福建机电学校宋永祥(第一、二、三、十章)、山东省机械工业学校李芝(第四、五、六、七章)、沈阳机电工业学校沈向东(第八、九章)。

无锡机械制造学校徐永生为本书主审。1994年12月在无锡召开了审稿会,会上对本教材进行了集体审阅和修改。参加审稿会的有徐永生、蔡盘根、毛全有、王世良、潘玉山等同志。

本书在编写过程中曾得到大连理工大学机械系液压教研室、济南铸锻研究所液压技术分所、济南液压泵厂及兄弟学校等单位的大力支持和帮助,李善术、赵锡华、王珏翎、王志泉、陈清奎、高峰等同志曾对本书的编写提出了不少宝贵的意见和建议,编者在此一并表示感谢。

由于编者水平有限,书中存在的错误和不妥之处敬请广大读者批评指正。

编 者

目 录

第2版前言

第1版前言

第一章 概论	1
第一节 液压传动的工作原理及组成	1
第二节 液压传动的优缺点	3
第三节 液压传动的应用和发展	4
思考题和习题	5
第二章 液压油液	6
第一节 液压油液的性质	6
第二节 液压油液的类型及选用	21
第三节 液压油液的污染与控制	24
第四节 液压冲击和空穴现象	27
思考题和习题	28
第三章 液压泵和液压马达	32
第一节 液压泵概述	32
第二节 齿轮泵	34
第三节 叶片泵	39
第四节 柱塞泵	46
第五节 液压泵的选用	50
第六节 液压马达	51
思考题和习题	53
第四章 液压缸	55
第一节 液压缸的分类和特点	55
第二节 液压缸主要尺寸的确定	61
第三节 液压缸的典型结构	62
思考题和习题	66
第五章 液压辅助装置	68
第一节 油管及管接头	68
第二节 过滤器	70
第三节 流量计、压力计及压力计 开关	73
第四节 密封装置	75
第五节 蓄能器	77
第六节 油箱	78
思考题和习题	80
第六章 液压控制阀及液压回路	81

第一节 概述	81
第二节 方向控制阀及方向控制回路	82
第三节 压力控制阀及压力控制回路	92
第四节 流量控制阀及节流调速回路	103
第五节 其它速度控制回路	107
第六节 多缸工作控制回路	117
第七节 比例阀、插装阀和叠加阀	122
思考题和习题	132
第七章 典型液压传动系统	135
第一节 组合机床动力滑台的液压 系统	135
第二节 万能外圆磨床的液压系统	139
第三节 液压压力机的液压系统	146
第四节 注塑机液压系统	151
思考题和习题	156
第八章 液压系统的安装调试与 现代化改装	159
第一节 液压系统的安装	159
第二节 液压系统的调试	170
第三节 液压系统的现代化改装	171
思考题和习题	178
第九章 液压伺服系统	179
第一节 液压伺服系统的工作原理 及特性	179
第二节 液压伺服阀及伺服机构	182
第三节 液压伺服系统实例	188
思考题和习题	191
第十章 液压系统的保养维 修与预防	192
第一节 液压系统的日常保养	192
第二节 液压系统的维修	193
第三节 液压设备点检制	198
思考题和习题	213
附录	214
附录 A 常用单位换算表	214
附录 B 常用液压元件图形符号	215
参考文献	219

第一章 概 论

液压传动是利用密闭系统中的受压液体来传递运动和动力的一种传动方式。液压传动与机械传动相比，具有许多优点，所以在机械设备中液压传动是被广泛采用的传动方式之一。特别是近年来，液压与微电子、计算机技术相结合，使液压技术的发展进入了一个新的阶段，成为发展速度最快的技术之一。

本章重点阐述液压传动的工作原理、组成、优缺点及液压传动的应用与发展情况。

第一节 液压传动的工作原理及组成

一、液压传动的工作原理

1. 液压千斤顶

图 1-1 所示为液压千斤顶。其中，图 1-1a 为千斤顶的外形图，图 1-1b 为千斤顶的工作原理图。

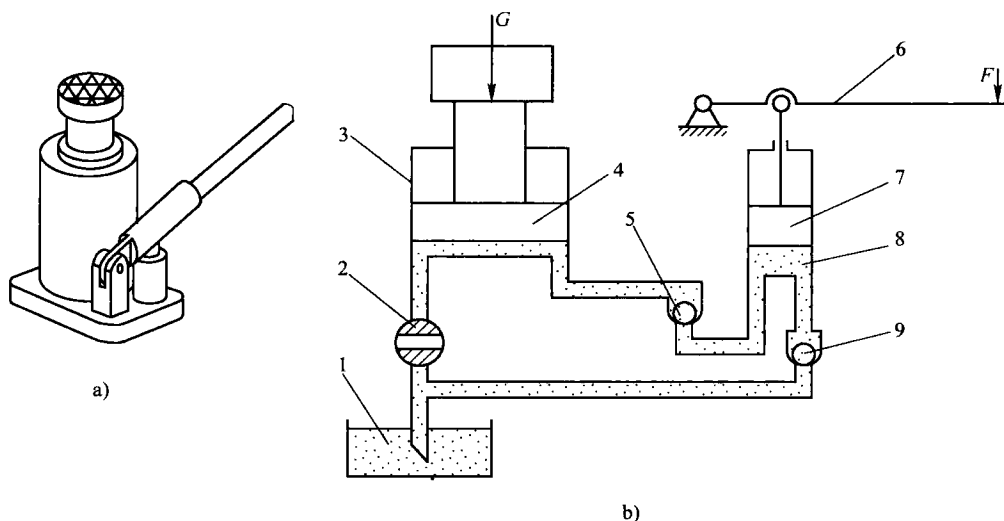


图 1-1 液压千斤顶

a) 外形图 b) 工作原理图

1—油箱 2—放油阀 3—大缸体 4—大活塞 5、9—单向阀
6—杠杆手柄 7—小活塞 8—小缸体

大缸体 3 和大活塞 4 组成举升缸。杠杆手柄 6、小缸体 8、小活塞 7、单向阀 5 和 9 组成手动液压泵。活塞和缸体之间保持良好的配合关系，又能实现可靠的密封。当抬起杠杆手柄 6，使小活塞 7 向上移动，活塞下腔密封容积增大形成局部真空时，单向阀 9 打开，油箱中的油在大气压力的作用下通过吸油管进入活塞下腔，完成一次吸油动作。当用力压下杠杆手

柄时,小活塞7下移,其下腔密封容积减小,油压升高,单向阀9关闭,单向阀5打开,油液进入举升缸下腔,驱动大活塞4使重物 G 上升一段距离,完成一次压油动作。反复地抬、压手柄,就能使油液不断地被压入举升缸,使重物不断升高,达到起重的目的。如将放油阀2旋转 90° ,大活塞4可以在自重和外力的作用下实现回程。这就是液压千斤顶的工作过程。

从以上液压千斤顶的工作过程可以看出,液压传动以密封容积中的受压液体作为工作介质来传递运动和动力的传动。它先将机械能转换为液体的压力能,再将液体的压力能转换为机械能。液压传动利用液体的压力能进行工作。

2. 简单机床的液压传动系统

图1-2是一台液压驱动平面磨床示意图。该机床工作台的往复运动采用液压驱动。磨床的工作情况是:工件4被磁性吸盘5吸附在工作台上。液压站8提供的动力,经管路送到磨床工作台7下部的油缸中(油缸未画出)。当工作台向右运动到终点时,挡铁1拨动换向拨杆2,油路改变使工作台换向,向左运动。当工作台向左运动到终点时,挡铁6又一次拨动换向拨杆2,使工作台换向,向右运动。液压系统如此往复自动循环,带动平面磨床的工作台往复运动,实现砂轮3与工件4间的相对运动,完成了对工件的磨削加工。

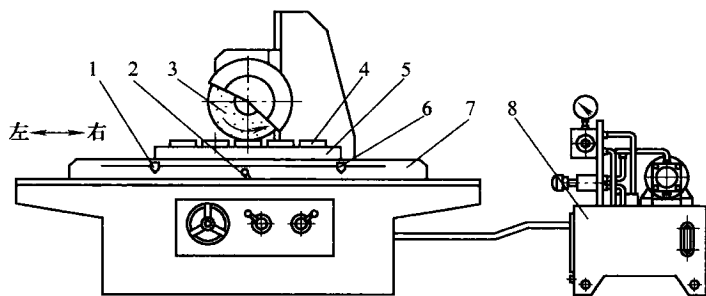


图 1-2 液压驱动平面磨床示意图

1、6—挡铁 2—换向拨杆 3—砂轮 4—工件
5—磁性吸盘 7—磨床工作台 8—液压站

图1-3为平面磨床的液压传动工作原理图。液压缸8固定在床身上,活塞9连同活塞杆带动工作台10作往复运动,液压泵3由电动机驱动,从油箱1中吸油,并把压力油输入管路,经节流阀6至换向阀7。当换向阀芯处于中位时,管路中 P 、 A 、 B 、 T 均不相通,液压缸两腔油路被封闭,活塞及工作台停止不动。

若换向阀的拨杆将其阀芯推至右端时,使管路 P 和 A 通, B 和 T 通。液压缸的进油路为:液压泵3→节流阀6→换向阀7($P \rightarrow A$)→液压缸左腔;回油路为:液压缸右腔→换向阀($B \rightarrow T$)→油箱。这时,活塞9连同工作台10在左腔液压力的推动下向右运动。当工作台上的挡铁11与换向拨杆相碰时,换向阀的阀芯被推至左端,改变了换向阀的油路状态,使管路 P 和 B 通, A 和 T 通。液压缸的进油路为:液压泵3→节流阀6→换向阀7($P \rightarrow B$)→液压缸右腔;回油路为:液压缸左腔→换向阀7($A \rightarrow T$)→油箱。这时,活塞带动工作台向左运动。当挡铁13再碰到换向拨杆12时,又使换向阀芯换位,从而实现了工作台自动往复运动。

工作台的移动速度通过节流阀 6 调节。当节流阀 6 开口较大时, 进入液压缸的流量大, 工作台移动速度较高。关小节流阀, 工作台的移动速度即减慢。

工作台移动时需克服的负载(如切削力、摩擦力等)不同时, 需要的工作压力亦不同, 因此, 泵输出油液的压力应能调整。另外, 由于工作台速度要改变, 所以进入液压缸的流量也在改变。一般情况下, 泵输出的压力油多于液压缸所需要的油, 因此, 多余的油应能及时排回油箱, 调节溢流阀 5 弹簧的预紧力, 就能调整泵出口油液的压力; 系统中多余的油液在达到相应压力下也可由打开的溢流阀溢回油箱。因此, 溢流阀 5 起调压、溢流作用。图中, 2 为过滤器, 起过滤和净化油液的作用; 4 为压力计, 用以测定泵出口的油压。该工作原理图可用国家标准规定的图形符号来表示, 具体参考附录。

二、液压传动系统的组成

从上述例子可以看出, 液压传动系统由以下五个部分组成。

(1) 动力元件 动力元件即液压泵。它是将原动机输入的机械能转换为液压能的装置。其作用是为液压系统提供压力油, 它是液压系统的动力源。

(2) 执行元件 执行元件是指液压缸和液压马达。它是将液体的压力能转换为机械能的装置。其作用是在压力油的推动下输出力和速度(或力矩和转速), 以驱动工作部件。

(3) 控制调节元件 控制调节元件是指各种阀类元件, 如溢流阀、节流阀、换向阀等。它们的作用是控制液压系统中油液的压力、流量和方向, 以保证执行元件完成预期的工作运动。

(4) 辅助元件 辅助元件指油箱、油管、管接头、过滤器、压力计、流量计等。这些元件分别起散热、贮油、输油、连接、过滤、测量压力和流量等作用, 以保证系统正常工作, 是液压系统不可缺少的组成部分。

(5) 工作介质 工作介质即传动液体, 通常为液压油, 其作用是实现运动和动力的传递。

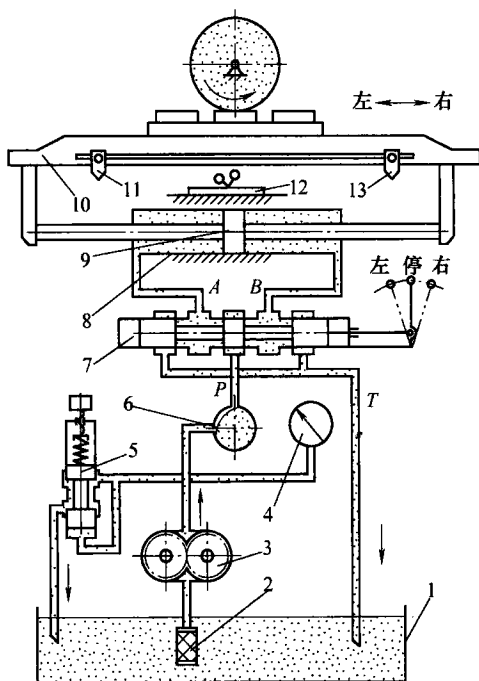


图 1-3 平面磨床的液压传动工作原理图

1—油箱 2—过滤器 3—液压泵 4—压力计
5—溢流阀 6—节流阀 7—换向阀
8—液压缸 9—活塞 10—工作台
11、13—挡铁 12—换向拨杆

第二节 液压传动的优缺点

液压传动与其它传动方式相比, 有以下优缺点。

一、液压传动的优点

1) 液压传动可以输出大的推力或转矩, 可实现低速大吨位运动, 这是其它传动方式所

不能比的突出优点。

2) 液压传动能很方便地实现无级调速, 调速范围大, 且可在系统运行过程中调速。

3) 在相同功率条件下, 液压传动装置体积小、重量轻、结构紧凑。液压元件之间可采用管道连接、或采用集成式连接, 其布局、安装有很大的灵活性, 可以构成用其它传动方式难以组成的复杂系统。

4) 液压传动能使执行元件的运动十分均匀稳定, 可使运动部件换向时无换向冲击。而且其反应速度快, 可实现频繁换向。

5) 操作简单, 调整控制方便, 易于实现自动化。特别是和机、电联合使用, 能方便地实现复杂的自动工作循环。

6) 液压系统便于实现过载保护, 使用安全、可靠。由于各液压元件中的运动件均在油液中工作, 能自行润滑, 故元件的使用寿命长。

7) 液压元件易于实现系列化、标准化和通用化, 便于设计、制造、维修和推广使用。

二、液压传动的缺点

1) 油的泄漏和液体的可压缩性会影响执行元件运动的准确性, 故无法保证严格的传动比。

2) 对油温的变化比较敏感, 不宜在很高或很低的温度条件下工作。

3) 能量损失(泄漏损失、溢流损失、节流损失、摩擦损失等)较大, 传动效率较低, 也不适宜作远距离传动。

4) 系统出现故障时, 不易查找原因。

综上所述, 液压传动的优点是主要的、突出的, 它的缺点随着生产技术的提高正在被逐步克服。因此, 液压传动在现代生产中有着广阔的前途。

第三节 液压传动的应用和发展

一、液压传动在各类机械中的应用

液压传动在机械设备中的应用非常广泛。有的设备是利用其能传递大的动力的优点, 如工程机械、矿山机械、冶金机械等; 有的设备是利用它操纵控制方便的优点, 如各类金属切削机床、轻工机械、起重运输机械等。

液压传动在各类机械的应用情况见表 1-1。

表 1-1 液压传动在各类机械行业中的应用

行业名称	应用场所举例
机床工业	磨床、铣床、刨床、拉床, 自动和半自动车床、组合机床、数控机床等
工程机械	挖掘机、装载机、推土机、压路机、铲运机等
起重运输机械	汽车吊、港口龙门吊、叉车、装卸机械等
矿山机械	凿岩机、开掘机、开采机、破碎机、提升机、液压支架等
建筑机械	打桩机、液压千斤顶、平地机等
农业机械	联合收割机、拖拉机、农具悬架系统等
冶金机械	电炉炉顶及电极升降机、轧钢机、压力机等
轻工机械	打包机、注塑机、校直机、橡胶硫化机、造纸机等
汽车工业	自卸式汽车、平板车、高空作业车、汽车中的转向器、减振器等
智能机械	折臂式小汽车装卸器、数字式体育锻炼机、模拟驾驶舱、机器人等

二、液压传动技术发展概况

液压传动从 17 世纪中叶帕斯卡提出静压传递原理、18 世纪末英国制成第一台水压机算起,至今已有 300 多年的历史。19 世纪末德国制成了液压龙门刨床,美国制成了液压转塔车床和磨床。由于缺乏成熟的液压元件,一些通用机床到了 20 世纪 30 年代才用上液压传动。在第二次世界大战期间,军事工业需要反应快、动作准确的自动控制系统,促进了液压技术的发展。战后,液压技术迅速转为民用,工业水平的不断提高,各种液压元件的研制和完善,各类液压元件产品的标准化、系列化和通用化,使液压技术在机械制造、工程机械、农业机械、汽车制造等行业得到了推广使用。20 世纪 60 年代以来,随着原子能、空间技术、计算机技术的发展,液压技术得到了很大的发展,并渗透到各个工业领域中去。液压技术开始向高压、高速、大功率、高效率、低噪声、低能耗、经久耐用和高度集成化等方向发展。从 20 世纪 70 年代开始,电子学和计算机技术进入了液压技术领域。例如,在产品的设计、制造和测试方面,通过计算机辅助进行液压元件和液压系统的设计计算、性能仿真、自动绘图以及数据的采集和处理,可提高液压产品的质量,优化其性能,降低成本,提高劳动生产率,提高自动化水平,并增加产品的可靠性。因此,近年来液压行业对于计算机的应用给予了极大的关注,其中计算机辅助设计与制造(CAD/CAM)技术的推广使用和数字控制液压元件的研制开发尤为突出。另外,减小元件的体积和重量,提高元件的寿命,研制新介质以及污染控制技术等方面,也是 21 世纪液压传动及控制技术发展和研究的方向。

我国的液压工业开始于 20 世纪 50 年代,其产品最初只用于机床和锻压设备,后来又用于拖拉机和工程机械。自 1964 年开始从国外引进液压元件生产技术,同时自行设计液压产品以来,我国生产的液压元件已形成系列,并在各种机械设备得到了广泛的应用。目前,我国在消化、推广从国外引进的先进液压技术的同时,大力开展国产液压新产品的研制工作,并已取得了一定的成效,如已开发研制了中、高压齿轮泵,插装式锥阀,电液比例阀,叠加阀以及新系列中、高压阀等。经过多年的不懈努力,我国的液压工业从无到有,发展很快,取得了很大的成就。由中国第一重型机械集团公司自行设计制造、具有全部自主知识产权的世界上吨位最大、技术最先进的 15000t 重型自由锻造水压机,于 2006 年 12 月试车成功并投产,标志着我国液压技术的发展水平已经走在世界的前列。与此同时,也还要看到,我国的液压元件与国外先进的同类产品相比,在性能、种类和规格上仍存在着一定的差距。为了迅速赶超世界先进水平,我国已加快液压技术发展与自主创新的步伐,瞄准世界发展主流的液压元件系列型谱,有计划地引进、消化、吸收国外先进的液压技术和产品,并对我国现行生产的液压产品进行清理整顿,合理调整产品结构,大力开展液压系统产品和元件的国产化工作。可以预见,随着液压技术的进一步发展,它在各个工业部门的应用也将会越来越广泛。

思考题和习题

- 1-1 何谓液压传动?液压传动的基本工作原理是什么?
- 1-2 液压传动系统由哪几部分组成?试说明各部分的作用。
- 1-3 液压传动与其它传动方式相比,具有哪些优缺点?

第二章 液 压 油 液

在液压系统中，液压油液是传递动力和运动的工作介质。液压系统能否可靠有效地工作，在很大程度上取决于系统中所用的液压油液。因此，了解液压油液的基本性质，从而正确选用和更换液压油液，对于正确理解液压传动原理和正确使用液压系统都是非常必要的。

第一节 液压油液的性质

液压油液是矿物型液压油与含水液压液的合称。它们在液压传动中都有着重要的应用。虽然两者的物理化学性能有很多的不同，但它们的基本性质是一样的。液压油液的基本性质可在有关的资料中查到，如油液在 15°C 时的密度 (ρ) 约为 $900\text{kg}/\text{m}^3$ 。

下面仅对与液压传动密切相关的一些液压油液的性质进行讨论，即液压油液的粘性、可压缩性和力学性质。

一、液压油液的粘性

1. 牛顿液体内摩擦定律

液体在外力作用下流动时，分子间的内聚力要阻止分子间的相对运动而产生一种内摩擦力，这一特性称为液体的粘性。它是液体的重要物理性质。液体只在流动时才会呈现粘性。静止液体不呈现粘性。以图 2-1 为例：若两平行平板间充满液体，下平板固定，而上平板以速度 u_0 向右平动，由于液体的粘性作用，紧靠着下平板的液体层速度为零，紧靠上平板的液体层速度为 u_0 ，而中间各层液体速度则从上到下按递减规律，呈线性分布。

实验测定指出，液体流动时相邻液层间的内摩擦力 F 与液层接触面积 A ，液层间相对运动的速度梯度 du/dy 成正比

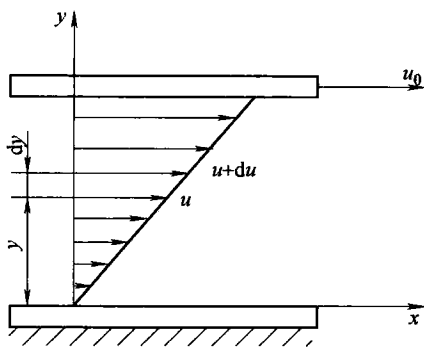


图 2-1 液体的粘性示意图

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

式中 μ ——比例常数。又称为粘性系数或动力粘度。

若以 τ 表示内摩擦切应力，即液层间在单位面积上的内摩擦力。

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

这就是牛顿液体内摩擦定律。

2. 粘度

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

(1) 动力粘度 表征流体粘性的内摩擦因数或绝对粘度，用 μ 表示。即

$$\mu = \frac{F}{A \frac{du}{dy}} = \frac{\tau}{\frac{du}{dy}} \quad (2-3)$$

由此可知动力粘度 μ 的物理意义是：液体在单位速度梯度下流动时接触液层间内摩擦切应力（单位面积上的内摩擦力）。

在 SI 中动力粘度单位为 $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$ 或 $\text{Pa} \cdot \text{s}$ 。

(2) 运动粘度 动力粘度 μ 与其密度 ρ 的比值，称为运动粘度，用 ν 表示。即

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2-4)$$

运动粘度 ν 无明确的物理意义，因为在其单位中只有长度与时间的量纲，类似于运动学的量，所以称为运动粘度。它是液体压力的分析和计算中常遇到的一个物理量。

在 SI 中运动粘度的单位是 m^2/s ，它与常用单位 St（斯）（ cm^2/s ）之间的关系是

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

(3) 相对粘度 相对粘度又称条件粘度，由于测量仪器和条件不同，各国相对粘度的含义也不同，如美国采用赛氏粘度（SSU）；英国采用雷氏粘度（R）；而我国、德国和前苏联则采用恩氏粘度 $^{\circ}E$ 。

恩氏粘度 $^{\circ}E$ 用恩氏粘度计测定，即将 200 cm^3 被测液体装入粘度计的容器内，容器周围充水，电热器通过水使液体均匀升温到温度 t ，液体由容器底部 $\phi 2.8 \text{ mm}$ 的小孔流尽所需要的时间 t_1 和同体积蒸馏水在 20°C 时流过同一小孔所需时间 t_2 （通常平均值 $t_2 = 51 \text{ s}$ ）的比值，称为被测液体在这一温度 t 时的恩氏粘度 $^{\circ}E$ ，即

$$^{\circ}E_t = \frac{t_1}{t_2} \quad (2-5)$$

恩氏粘度与运动粘度（ m^2/s ）的换算关系为

当 $1.35 \leq ^{\circ}E \leq 3.2$ 时

$$\nu = \left(8^{\circ}E - \frac{8.64}{^{\circ}E} \right) \times 10^{-6} \quad (2-6)$$

当 $^{\circ}E > 3.2$ 时

$$\nu = \left(7.6^{\circ}E - \frac{4}{^{\circ}E} \right) \times 10^{-6} \quad (2-7)$$

(4) 调合油的粘度 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。但有时能得到的油液产品的粘度不合要求，在此种情况下可把同一型号两种不同粘度的油按适当的比例混合起来使用，称为调合油。调合油的粘度可用下面经验公式计算

$$^{\circ}E = \frac{a_1^{\circ}E_1 + a_2^{\circ}E_2 - c(^{\circ}E_1 - ^{\circ}E_2)}{100} \quad (2-8)$$

式中 $^{\circ}E_1$ 、 $^{\circ}E_2$ ——混合前两种油液的恩氏粘度，取 $^{\circ}E_1 > ^{\circ}E_2$ ；

$^{\circ}E$ ——混合后的调合油的恩氏粘度；

a_1 、 a_2 ——参与调合的两种油液各占的百分数（质量分数）（ $a_1 + a_2 = 100\%$ ）；

c ——实验系数，见表 2-1。

表 2-1 实验系数 c 的值

a_1	10	20	30	40	50	60	70	80	90
a_2	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

3. 粘度与压力的关系

液体所受的压力增加时, 其分子间的距离将减小, 于是内聚力增加, 粘度也略随之增大, 液体的粘度与压力的关系公式

$$\nu_p = \nu(1 + 0.003p) \quad (2-9)$$

式中 ν_p ——压力为 p 时液体的运动粘度;

ν ——压力为 101.33kPa 时液体的运动粘度;

p ——液体所受的压力。

由上式可知, 对于液压油在中低压液压系统内, 压力变化很小, 因对粘度影响较小可以忽略不计。当压力较高 (大于 10MPa) 或压力变化较大时, 则需考虑压力对粘度的影响。

4. 粘度与温度的关系

液压油粘度对温度的变化十分敏感, 温度升高, 粘度下降。这种油的粘度随温度变化的性质称为粘温特性。

粘度与温度的关系亦可以从图 2-2 所示为几种国产常用液压油的粘温图中查出。由图可见, 温度对粘度影响较大, 必须引起重视。

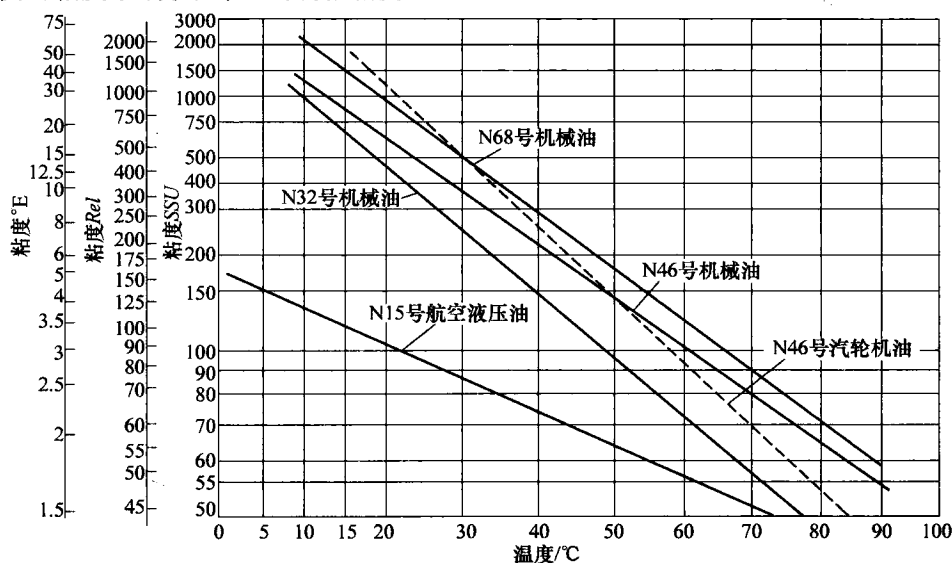


图 2-2 几种国产常用油液粘温图

油液粘度的变化直接影响液压系统的性能和泄漏量, 因此希望粘度随温度的变化越小越好。可用粘度指数 VI 来表示粘度随温度的变化。 VI 指被试油和标准油粘度随温度变化程度比较的相对值。 VI 数大表示粘温特性平缓, 即油的粘度受温度影响小, 因而性能好; 反之则差。一般的液压油要求 VI 数在 90 以上, 精制的掺有添加剂的液压油可达 100 以上。

二、液体的可压缩性

液体受压力作用而使其体积发生变化的性质，称为液体的可压缩性。液体的可压缩性可用体积压缩系数 K 表示。它是指液体在单位压力变化时的体积相对变化量，即

$$K = -\frac{1}{\Delta p} \frac{\Delta V}{V} \quad (2-10)$$

式中 V ——增压前的液体体积；

Δp ——压力增量；

ΔV ——体积减小量。

由于 ΔV 为负值，为使 K 为正值，故在上式右边须加一负号。流体体积压缩系数的倒数，称为液体的体积弹性模量，用 β 表示，即

$$\beta = \frac{1}{K} \quad (2-11)$$

矿物油 $\beta = (1.4 \sim 2) \times 10^9 \text{ N/m}^2$ ，它的可压缩性约比钢大 100 ~ 150 倍。

但是对一般液压系统压力不高时，液体的可压缩性很小，因此可以认为液体是不可压缩的，而在压力变化很大的高压系统中，就需要考虑液体可压缩性的影响。当液体中混入空气时，其可压缩性将显著增加，并将严重影响液压系统的工作性能，故在液压系统中应使油液中的空气含量减少到最低限度。

三、液体的静力学性质

液体的静力学性质是指液体处于相对平衡状态下的力学规律及其特性。这里所说的相对平衡是指液体内部各个质点之间没有相对位移。

1. 液体的静压力

当液体相对静止时，液体单位面积上所受的垂直力称为压力，它在物理学中称为压强，但在液压传动中称为压力，压力通常用 p 表示。

$$p = \frac{F}{A} \quad (2-12)$$

在 SI 中压力的单位为 N/m^2 （牛/米²）或 Pa（帕斯卡）。由于 Pa 单位太小，工程使用不便，因而常采用 kPa（千帕）或 MPa（兆帕）。

$$1 \text{ MPa} = 10^3 \text{ kPa} = 10^6 \text{ Pa}$$

在液压技术中，原来采用的非法定压力单位有巴（bar）和千克力每平方厘米（ kgf/cm^2 ）必须全部换算成 MPa。

$$1 \text{ bar} = 1.02 \text{ kgf/cm}^2 = 10^2 \text{ kPa} = 0.1 \text{ MPa}$$

当液体受到外力的作用时，就形成液体的压力，如图 2-3 所示。

2. 液体静压力特性

1) 液体的压力沿着内法线方向作用于承压面，即静止液体承受的只是法向压力，而不承受剪切力和拉力。

2) 静止液体内任一点外所受到的静压力在各方向上的压力都相等。

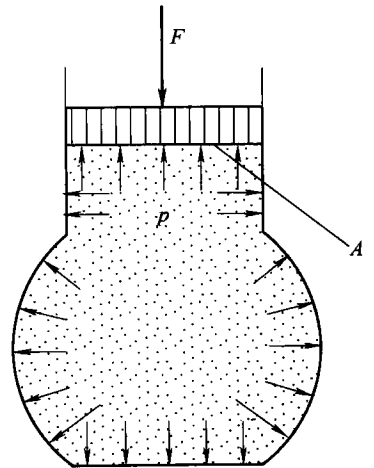


图 2-3 外力作用形成的压力

*3. 液体静力学的基本方程

如图 2-4 所示, 密度为 ρ 的液体在容器内处于静止状态, 作用在液面上的压力为 p_0 , 若计算离液面深度为 h 处某点的压力 p , 可以假想从液面往下切取高度为 h 、底面积为 ΔA 的一个小液柱为研究体。这个液柱在重力及周围液体的压力作用下, 处于平衡状态, 所以有

$$p\Delta A = p_0\Delta A + \rho gh\Delta A$$

因此得

$$p = p_0 + \rho gh \quad (2-13)$$

式 (2-13) 称为液体静力学基本方程。由上式可知:

1) 静止液体中任一点处的静压力是作用液面上的压力 p_0 和液体重力所产生的压力 ρgh 之和。当液面与大气接触时, p_0 为大气压力 p_a , 故 $p = p_a + \rho gh$ 。

2) 液体静压力随液深呈线性规律分布。

3) 离液面深度相同的各点组成了等压面, 此等压面为一水平面。

如图 2-5 所示, 密封容器内液面上的压力为 p_0 , 取一基准平面 $M-M$ 为相对高度的起始点, 则 A 点的压力, 按式 (2-13) 可写成

$$p = p_0 + \rho g(h_0 - h)$$

$$\frac{p}{\rho} + gh = \frac{p_0}{\rho} + gh_0 = \text{常数} \quad (2-14)$$

式中 gh ——单位质量液体的位能, 称位置水头;

$\frac{p}{\rho}$ ——单位质量液体的压力能, 称为压力水头。

上式的物理意义为: 静止液体中任意一点的位能和压力能之和为一常数, 压力能与位能可互为转换。

4. 压力的传递

由静压力基本方程知, 静止液体中任意一点的压力都包含了液面压力 p_0 , 这就是说, 在密闭容器中由外力作用在液面上的压力能等值地传递到液体内部的所有各点, 这就是帕斯卡原理, 或称为静压力传递原理。

在液压传动系统中, 通常由外力产生的压力要比由液体产生的压力 ρgh 大得多, 若忽略它, 便可认为系统中相对静止液体内部各点压力均相等。

例 2-1 图 2-6 所示为相互连通的两个液压缸, 已知大缸内径 $D = 100\text{mm}$, 小缸内径 $d = 20\text{mm}$, 大活塞上放一重物 $G = 20000\text{N}$ 。问在小活塞上应加多大的力 F 才能使

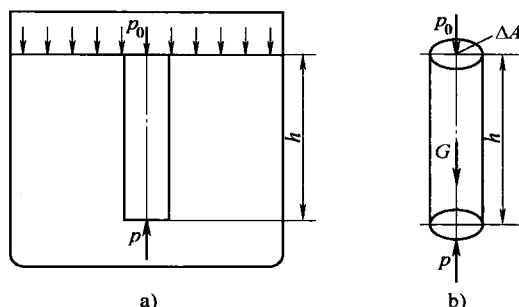


图 2-4 静止液体内部压力分布规律

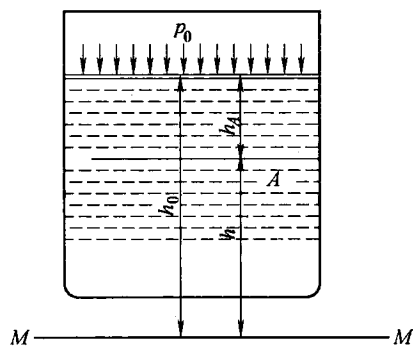


图 2-5

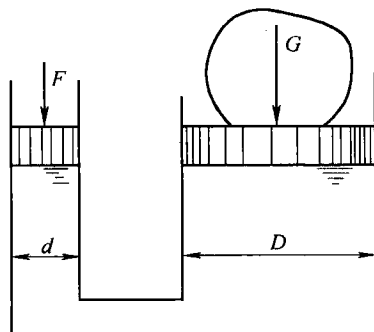


图 2-6 帕斯卡原理应用实例

大活塞顶起重物?

解 根据帕斯卡原理, 由外力产生压力在两缸中相等即

$$\frac{4F}{\pi d^2} = \frac{4G}{\pi D^2}$$

故顶起重物时在小活塞上应加的力为

$$F = \frac{d^2}{D^2} G = \frac{20^2}{100^2} \times 20000 \text{ N} = 800 \text{ N}$$

由上例可知液压装置具有力的放大作用。液压压力机和液压千斤顶就是利用这个原理进行工作的。

若 $G=0$, 则 $p=0$; 若 G 重量越大, 液压缸中压力也越大, 推力也越大, 这就说明了液压系统的工作压力决定于外负载。

*5. 绝对压力、相对压力、真空度

压力的表示方法有两种: 一种是以绝对真空作为基准所表示的压力, 称为绝对压力。一种是以大气压力作为基准所表示的压力, 称为相对压力。由于大多数测压仪表所测得的压力都是相对压力, 所以相对压力也称为表压力。绝对压力和相对压力的关系如下

$$\text{相对压力} = \text{绝对压力} - \text{大气压力}$$

当绝对压力小于大气压力时, 比大气压力小的那部分数值称为真空度, 即

$$\text{真空度} = \text{大气压力} - \text{绝对压力}$$

绝对压力、相对压力和真空度的相对关系见图 2-7。

例 2-2 图 2-8 所示为 U 形管压力计, 已知汞的密度为: $\rho_{\text{Hg}} = 13.6 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$, 油的密度 $\rho_{\text{oil}} = 900 \text{ kg/m}^3$ 。

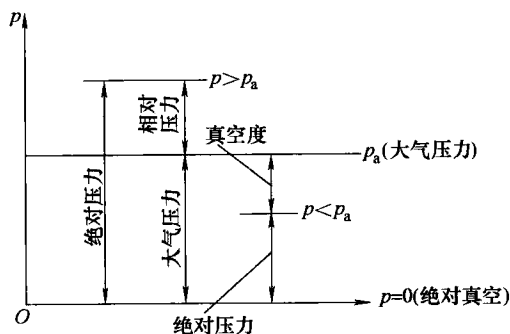


图 2-7 绝对压力、相对压力及真空度

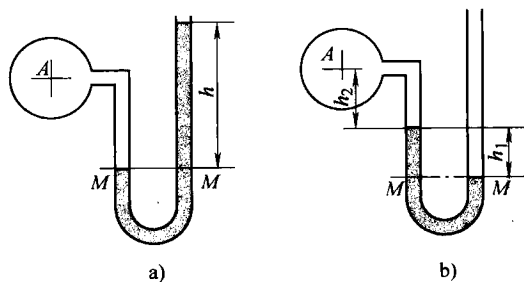


图 2-8 U 形管压力计原理图

1) 图 2-8a 中 U 形管内为汞, 不计管道油液自身的重量, 当管内相对压力为一个标准大气压 ($1 \text{ atm} = 0.101325 \times 10^6 \text{ Pa}$) 时, 汞柱高 h 为多少? 若 U 形管内为油, 当管内相对压力为一个工程大气压 ($1 \text{ at} = 0.0981 \times 10^6 \text{ Pa}$) 时, 油柱高 h 为多少?

2) 图 2-8b 中 U 形管内为汞, 容器内为油液, 已知 $h_1 = 0.1 \text{ m}$, $h_2 = 0.2 \text{ m}$, U 形管右边和标准大气压相通, 试计算 A 处的绝对压力和真空度。

解 1) 由等压面的概念知, 在同一液体的 M-M 水平面上, 其压力应相等, 由于不计油

液重量, 不计大气压力, 则 U 形管内汞柱的受力情况为: U 形管左边 $p_M = p_A$, U 形管右边 $p_M = \rho_{\text{Hg}}gh$, 即

$$p_A = \rho_{\text{Hg}}gh$$

当管内相对压力为一个标准大气压时水银柱高为

$$h = \frac{p_A}{\rho_{\text{Hg}}g} = \frac{0.101325 \times 10^6}{13.6 \times 10^3 \times 9.81} \text{m} = 0.7595 \text{m} \approx 760 \text{mm}$$

当管内相对压力为一个工程大气压时, $1 \text{at} = 0.0981 \times 10^6 \text{Pa}$, 其油柱高为

$$h = \frac{0.0981 \times 10^6}{900 \times 9.81} \text{m} = 11.1 \text{m}$$

2) 取 $M-M$ 为等压面, 则在同一液体的相同水平面 $M-M$ 其压力应相等。U 形管内汞柱的受力情况为: U 形管右边 $p_M = p_a$

U 形管左边

$$p_M = p_A + \rho_{\text{Hg}}gh_1 + \rho_{\text{oil}}gh_2$$

所以

$$p_a = p_A + \rho_{\text{Hg}}gh_1 + \rho_{\text{oil}}gh_2$$

A 处的绝对压力 $p_A = p_a - \rho_{\text{Hg}}gh_1 - \rho_{\text{oil}}gh_2$

$$= (0.101325 \times 10^6 - 13.6 \times 10^3 \times 9.81 \times 0.1 - 900 \times 9.81 \times 0.2) \text{Pa}$$

$$= 0.086218 \times 10^6 \text{Pa}$$

A 处的真空度 $p_a - p_A = (0.101325 \times 10^6 - 0.086218 \times 10^6) \text{Pa} = 0.015107 \times 10^6 \text{Pa}$

* 6. 液体作用在固体壁面上的力

液体与固体相接触时, 固体壁面将受到液压力的作用。

当壁面为平面时, 液压力作用平面上的 F 等于液体的压力 p 与承受面积 A 的乘积, 即

$$F = pA \quad (2-15)$$

当壁面为曲面时, 计算液体压力作用在曲面上的力, 必须明确要计算的是哪一个方向上的力, 设该力为 F_x , 其值等于液体压力 p 与曲面在该方向投影面积 A_x 的乘积, 即

$$F_x = pA_x \quad (2-16)$$

例 2-3 液压缸缸筒如图 2-9 所示, 缸筒半径为 r , 长度为 l , 如需求出液压油对缸筒右半壁内表面上的水平作用力 F_x 时, 可在缸筒上取一条微小窄条, 宽为 ds , 长为 l , 其面积 $dA = lds = lrd\theta$, 则液压油作用于这块面积上的力 ($dF = pdA$) 在水平方向的分力 dF_x 为

$$dF_x = dF \cos \theta = p dA \cos \theta = plr \cos \theta d\theta$$

由此得液压油对缸筒内壁在 x 方向的作用力为

$$\begin{aligned} F_x &= \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} dF_x = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} plr \cos \theta d\theta \\ &= 2plr = pA_x \end{aligned}$$

式中, $2lr$ 为曲面在 x 轴方向的投影面积 $A_x = 2lr$ 。

四、液体的动力学性质

液体的动力学性质是指液体在流动状态下的运动规律及其特性, 以及作用在液体上的力与流动液体之间的运动关系和能量关系。

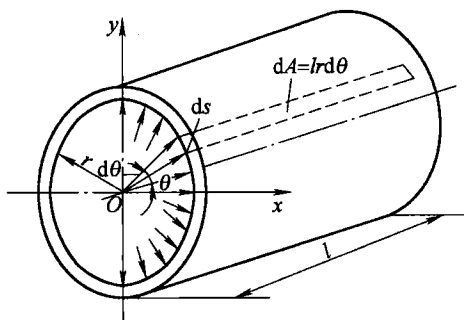


图 2-9 缸筒受力计算图