

高等工科大学机械电子工程专业系列教材

液压与气压传动

华中理工大学 许福玲 主编
陈尧明

机械工业出版社

1157-43

2

ND33/35

高等工科学学校机械电子工程专业系列教材

液压与气压传动

主 编 许福玲 陈尧明

副主编 杨文生

参 编 高常识 唐晓群 单根立 丁万荣

主 审 李定华



394242



机械工业出版社

液压与气压传动

本书是机械电子工程(机电一体化)专业统编教材,可作为各机械类专业教学用书,也可供从事流体传动及控制技术的工程技术人员参考。

全书分液压传动和气压传动两篇,共十三章。第一篇液压传动,主要讲述液压传动基础理论、液压元件、液压基本回路、典型液压系统及其设计计算;第二篇气压传动,主要讲述气压传动基础知识、气源装置及气动元件、气动基本回路与常用回路、气动逻辑系统设计和气压传动系统实例。

本书与同类教材相比较,兼顾了液压与气动元件、回路的通用性和专门化,同时考虑了液压与气动技术的传统体系和发展趋势,增加了液压与气动行业最新技术成果的应用,尤其注意了传授知识和培养能力并重。

液压与气压传动

华中理工大学 许福玲 主编
陈尧明

*

责任编辑:孙祥根 版式设计:王颖

封面设计:郭景云 责任校对:孙志筠

责任印制:王国光

*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

邮政编码:100037

(北京市书刊出版业营业许可证出字第117号)

北京市密云县印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

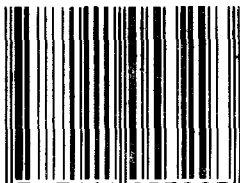
开本 $787 \times 1092^{1/16}$ ·印张 19·字数 462 千字

1997年5月第1版第1次印刷

印数 0 001—8 000 定价:22.00 元

*

ISBN 7-111-05329-X



9 787111 053293 >

ISBN 7-111-05329-X/TH·719 (课)

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

序

随着微处理器和微型计算机的问世,电子计算机已深深介入机械制造的各个领域,一系列机、电、计算机一体化的新产品诞生。为适应这个变化,迫切需要高等工科学校培养设计、制造、调试、使用、维修机电一体化产品的技术人才。有鉴于此,不少高等工科学校在多年探索机制专业改造并取得经验的基础上正在创办机械电子工程专业,以满足社会的需要。但各校对新开专业缺乏经验,缺少教材和师资,在此形势下,1994年12月机械工业部教材编辑室受机械工业部教育司委托,在沈阳召开了高等工科学校机械电子工程专业教学与教材研讨会,研讨了机械行业技术发展大趋势,认为办好机、电、计算机紧密结合的新机电工程专业,培养设计、制造、调试、使用、维修机电一体化产品的技术人材是非常必要的。为给机电一体化专业奠定物质基础,会议决定立即组织第一批急需的机械电子工程专业系列教材,初步确定了各教材的主编、协编和主审人员。历经一年半时间,这一套统编教材终于陆续交稿出版。

这批教材的出版是我们对机械电子工程专业教学的一种尝试,希望它能满足各校的教学所需。这套教材在组织编写过程中得到了众多学校和教师的热心帮助,在此一并表示衷心感谢。

机械工业部教材编辑室

1996年

前 言

本书是根据 1994 年 11 月底机械工业部在沈阳召开的机械电子工程（机电一体化）专业教学教材研讨会精神，由机械工业部教材编辑室组织编写的机电一体化专业统编教材。

液压与气压传动技术是机电一体化人才所应具备的控制与伺服驱动技术的组成部分。“液压与气压传动”课程的任务是使学生掌握液压与气压传动的基础知识，掌握各种液压、气动元件的工作原理、特点、应用和选用方法，熟悉各类液压与气动基本回路的功用、组成和应用场合，了解国内外先进技术成果在机械设备中的应用。

本书在编写过程中，力求贯彻少而精和理论联系实际的原则，针对机械电子工程专业的需要，着重考虑了以下几个辩证关系：

(1) 液压与气动 以液压为主，将伺服控制作为液压的有机组成部分，使之融为一体，气动部分则强调其特点。

(2) 元件与系统 在讲透元件工作原理的基础上，着重其在系统中的作用，使元件与系统有机结合。

(3) 通用与专用 重在通用元件、回路的工作原理及应用，某些专用的元件及回路则在习题中有所补充。

(4) 传统体系与发展观点 保留了元件—回路—系统的传统体系，但顺应液压与气动技术的发展趋势，改变了一些传统提法，如低压、高压。

书中元件图形符号、回路及系统原理图采用中华人民共和国新标准 GB/T 786.1—93 绘制。

本书适用于普通工科院校机械类各专业，也适用于各类成人高校、自学考试等有关机械类学生，也可供从事流体传动及控制技术的工程技术人员参考。

参加本书编写的有：许福玲（华中理工大学，绪论、第六、七章），陈尧明（华中理工大学，第二、四章），杨文生（河北理工学院，第一、八章），高常识（哈尔滨理工大学，第三、五章），唐晓群（华中理工大学，第十、十二章），单根立、丁万荣（河北机电学院，第九、十一、十三章）。由许福玲、陈尧明主编并统稿，杨文生任副主编。

本书由广东工业大学李定华教授主审，参加审稿的还有司徒忠教授、罗勇武副教授、查晓春副教授、刘强副教授。在编写过程中，华中理工大学邓星钟教授、唐仕梅副教授给予了很大的帮助，在此一并表示感谢。

限于编者水平，书中难免存在缺点和错误，恳请广大读者批评指正。

编 者

1996 年 2 月于武汉

目 录

前言		二、液压与气压传动系统的组成	2
绪论	1	三、液压与气压传动的优缺点	3
一、液压与气压传动的工作原理及特征	1	四、液压与气动技术的应用和发展概况	4

第一篇 液 压 传 动

第一章 液压流体力学基础	6	五、液压泵的图形符号	37
第一节 液压油	6	第二节 柱塞泵	38
一、液压油的性质	6	一、配流轴式径向柱塞泵	38
二、对液压油的要求和选用	10	二、斜盘式轴向柱塞泵	39
第二节 液体静力学	11	三、斜轴式无铰轴柱塞泵	42
一、静压力及其特性	11	第三节 叶片泵	43
二、静压力基本方程式	12	一、双作用叶片泵	43
三、帕斯卡原理	13	二、单作用叶片泵	46
四、静压力对固体壁面的作用力	14	第四节 齿轮泵	48
第三节 液体动力学	14	一、外啮合齿轮泵	49
一、基本概念	14	二、内啮合齿轮泵	52
二、流量连续性方程	16	三、螺杆泵	53
三、伯努利方程	16	第三章 液压马达与液压缸	55
四、动量方程	17	第一节 液压马达	55
第四节 管道中液流的特性	19	一、液压马达概述	55
一、流态、雷诺数	20	二、高速液压马达	56
二、沿程压力损失	21	三、低速液压马达	58
三、局部压力损失	23	第二节 液压缸	61
第五节 孔口及缝隙的压力流量特性	23	一、液压缸的类型和速度推力特性	61
一、薄壁小孔	24	二、液压缸的典型结构和组成	65
二、短孔和细长孔	26	三、液压缸主要尺寸的确定	68
三、平板缝隙	26	四、摆动式液压缸	70
四、环形缝隙	27	第四章 液压控制阀	72
第六节 液压冲击和气穴现象	31	第一节 液压阀概述	72
一、液压冲击	31	一、液压阀的基本结构与原理	72
二、气穴现象	32	二、液压阀的分类	72
第二章 液压泵	34	三、液压阀的性能参数	74
第一节 液压泵概述	34	四、对液压阀的基本要求	74
一、液压泵的基本工作原理	34	第二节 方向控制阀	74
二、液压泵的主要性能参数	35	一、单向阀	74
三、液压泵的特性曲线	36	二、换向阀	75
四、液压泵的分类和选用	37	第三节 压力控制阀	82

一、溢流阀	82	二、密封装置的分类及特点	127
二、减压阀	87	第六章 液压基本回路	132
三、顺序阀	89	第一节 压力控制回路	132
四、压力继电器	90	一、调压回路	132
第四节 流量控制阀	91	二、卸载回路	133
一、流量控制原理	91	三、减压回路	134
二、节流阀	92	四、增压回路	134
三、调速阀	94	五、平衡回路	135
四、分流集流阀	96	六、保压回路	136
第五节 插装阀和叠加阀	98	七、泄压回路	137
一、插装阀	98	第二节 速度控制回路 (一) ——	
二、叠加阀	103	调速回路	137
第六节 伺服阀	104	一、定量泵节流调速回路	138
一、电液伺服阀	104	二、变量泵容积调速回路	143
二、机液伺服阀	106	第三节 速度控制回路 (二) ——快速和速度换接	
三、伺服阀的性能与特点	107	回路	147
第七节 电液比例阀	109	一、快速运动回路	147
一、电液比例压力阀	109	二、速度换接回路	150
二、电液比例流量阀	110	第四节 方向控制回路	151
三、电液比例换向阀	113	一、换向回路	151
第八节 电液数字阀	113	二、锁紧回路	152
一、电液数字阀的工作原理与组成	113	三、制动回路	152
二、电液数字阀的典型结构	114	第五节 多执行元件控制回路	154
第五章 液压辅件	116	一、顺序动作回路	154
第一节 蓄能器	116	二、同步回路	155
一、蓄能器的功用	116	三、互不干扰回路	157
二、蓄能器的分类和选用	116	四、多路换向阀控制回路	159
三、蓄能器的容量计算	116	第七章 典型液压系统	160
四、蓄能器的安装	117	第一节 外圆磨床液压系统	160
第二节 过滤器	118	一、概述	160
一、液压油的污染及其控制	118	二、磨床工作台的换向回路	160
二、过滤器的功用和类型	118	三、M1432A 型万能外圆磨床液压系统	
三、过滤器的选用	120	工作原理	161
四、过滤器的安装	120	四、液压系统特点	163
第三节 油箱、热交换器及压力表辅件	121	第二节 压力机液压系统	164
一、油箱	121	一、概述	164
二、热交换器	122	二、3150kN 通用液压机液压系统工作	
三、压力表辅件	123	原理及特点	164
第四节 管件	124	三、3150kN 液压机插装阀集成系统	
一、油管	124	原理	167
二、管接头	125	第三节 塑料注射成型机液压系统	169
第五节 密封装置	127	一、概述	169
一、对密封装置的要求	127	二、SZ-250A 型注塑机液压系统	

工作原理	169	一、负载分析	180
三、液压系统特点	172	二、确定主要参数	182
第四节 机械手液压系统	172	三、拟定液压系统原理图	184
一、概述	172	四、选择液压元件	185
二、JS01 工业机械手液压系统原理 及特点	173	五、验算液压系统性能	186
三、JS01 工业机械手电气控制系统	174	六、绘制工作图、编制技术文件	188
第五节 电液比例、电液伺服控制系统	176	第二节 液压系统的设计计算举例	188
一、电液比例控制系统	176	一、负载分析	188
二、电液伺服控制系统	177	二、执行元件主要参数的确定	189
第八章 液压系统的设计计算	180	三、拟定液压系统原理图	191
第一节 液压系统的设计步骤	180	四、选择液压元件	191
		五、验算液压系统性能	193

第二篇 气压传动

第九章 气压传动基础知识	196	一、消声器	216
第一节 空气的物理性质	196	二、管道连接件	217
一、空气的组成	196	第三节 气动执行元件	217
二、空气的密度	196	一、气缸	217
三、空气的粘性	197	二、气马达	219
四、空气的压缩性与膨胀性	197	第四节 气动控制阀	220
五、湿空气	197	第五节 气动逻辑元件	223
六、压缩空气的析水量	200	一、气动逻辑元件的分类及特点	223
第二节 理想气体的状态方程	200	二、高压截止式逻辑元件	224
一、理想气体状态方程	200	三、其它气动逻辑元件	226
二、气体状态变化过程	200	第六节 气动传感器及气动仪表	227
第三节 气体的流动规律	201	一、气动变送单元	227
一、气体流动的基本方程	201	二、气动调节单元	229
二、声速与马赫数	202	第十一章 气动基本回路与常用回路	231
三、气体在管道中的流动特性	203	第一节 气动基本回路	231
第四节 气动元件的流通能力	203	一、压力和力控制回路	231
一、有效截面积	203	二、换向回路	233
二、流量	205	三、速度控制回路	234
第五节 充气、放气温度与时间的计算	207	四、位置控制回路	236
一、向定积容器充气问题	207	五、气动逻辑回路	237
二、容器的放气	208	第二节 气动常用回路	239
第十章 气源装置及气动元件	210	一、安全保护回路	239
第一节 气源装置	210	二、同步动作回路	240
一、气压发生装置	211	三、往复动作回路	240
二、压缩空气的净化装置和设备	211	四、计数回路	242
三、管道系统	214	五、振荡回路	243
四、气动三大件	214	第十二章 气动逻辑系统设计	245
第二节 气动辅件	216	第一节 非时序逻辑系统设计	245

一、非时序逻辑问题及设计步骤	245	二、用卡诺图图解法设计的气控回路	266
二、逻辑代数设计法	245	三、采用“非门”元件的气控回路	267
三、卡诺图设计法	247	第二节 气动计量系统	268
四、非时序逻辑问题设计举例	248	一、概述	268
第二节 时序逻辑问题设计	249	二、气动控制系统	268
一、时序问题的特点	249	第三节 硬质合金刀片磨床气液系统	269
二、气动行程程序设计概述	250	一、概述	269
三、程序的校核及校正设计	252	二、气液系统分析	270
四、标准程序设计方法	256	习题	273
第十三章 气压传动系统实例	264	附录 I	273
第一节 气控机械手	264	附录 II 常用液压与气动元件图形	
一、用信号—动作状态线图法设计的		符号 (GB /T786.1—93)	289
气控回路	265	参考文献	295

绪 论

液压与气压传动，又称液压气动技术，是机械设备中发展速度最快的技术之一，特别是近年来，随着机电一体化技术的发展，与微电子、计算机技术相结合，液压与气压传动进入了一个新的发展阶段。

液压与气压传动是以流体（液压油或压缩空气）为工作介质进行能量传递和控制的一种传动形式。它们通过各种元件组成不同功能的基本回路，再由若干基本回路有机地组合成具有一定控制功能的传动系统。

一、液压与气压传动的工作原理及特征

液压与气压传动的基本工作原理是相似的，现以图 0-1 所示液压千斤顶来简述液压传动的工作原理。

如图示，当向上抬起杠杆时，手动液压泵的小活塞向上运动，小液压缸 1 下腔容积增大形成局部真空，单向阀 2 关闭，油箱 4 的油液在大气压作用下经吸油管顶开单向阀 3 进入小液压缸下腔。当向下压杠杆时，小液压缸下腔容积减小，油液受挤压，压力升高，关闭单向阀 3，顶开单向阀 2，油液经排油管进入大液压缸 6 的下腔，推动大活塞上移顶起重物。如此不断上下扳动杠杆，则不断有油液进入大液压缸下腔，使重物逐渐举升。如杠杆停止动作，大液压缸下腔油液压力将使单向阀 2 关闭，大活塞连同重物一起被自锁不动，停止在举升位置。如打开截止阀 5，大液压缸下腔通油箱，大活塞将在自重作用下向下移，迅速回复到原始位置。

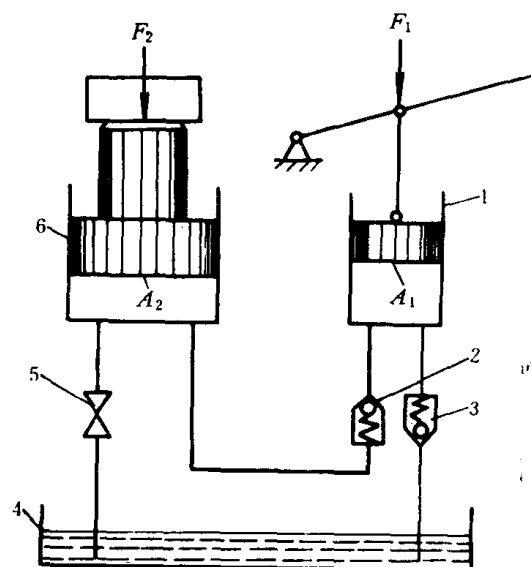


图 0-1 液压千斤顶工作原理图

1—小液压缸 2—排油单向阀 3—吸油单向阀
4—油箱 5—截止阀 6—大液压缸

由液压千斤顶的工作原理得知，(1) 液压缸 1 与单向阀 2、3 一起完成吸油与排油，将杠杆的机械能转换为油液的压力能输出，称为（手动）液压泵。大液压缸 6 将油液的压力能转换为机械能输出，抬起重物，称为（举升）液压缸。在这里大、小液压缸组成了最简单的液压传动系统，实现了力和运动的传递。

1. 力的传递

设液压缸活塞面积为 A_2 ，作用在活塞上的负载力为 F_2 。该力在液压缸中所产生的液体压力为 $p_2 = F_2 / A_2$ 。根据帕斯卡原理，“在密闭容器内，施加于静止液体上的压力将以等值同时传到液体各点”，液压泵的排油压力 p_1 应等于液压缸中的液体压力，即 $p_1 = p_2 = p$ ，液压泵的排油压力又称为系统压力。

为了克服负载力使液压缸活塞运动，作用在液压泵活塞上的作用力 F_1 应为

$$F_1 = p_1 A_1 = p_2 A_1 = p A_1 \quad (1)$$

式中 A_1 ——液压泵活塞面积。

在 A_1 、 A_2 一定时, 负载力 F_2 越大, 系统中的压力 p 也越高, 所需的作用力 F_1 也越大, 即系统压力与外负载密切相关。这是液压与气压传动工作原理的第一个特征: 液压与气压传动中工作压力取决于外负载。

2. 运动的传递

如果不考虑液体的可压缩性、漏损和缸体、管路的变形, 液压泵排出的液体体积必然等于进入液压缸的液体体积。设液压泵活塞位移为 s_1 , 液压缸活塞位移为 s_2 , 则有

$$s_1 A_1 = s_2 A_2 \quad (2)$$

上式两边同除以运动时间 t , 得

$$q_1 = v_1 A_1 = v_2 A_2 = q_2 \quad (3)$$

式中 v_1 、 v_2 ——液压泵活塞和液压缸活塞的平均运动速度;

q_1 、 q_2 ——液压泵输出的平均流量和液压缸输入的平均流量。

由上述可见, 液压与气压传动是靠密闭工作容积变化相等的原则实现运动 (速度和位移) 传递的。调节进入液压缸的流量 q , 即可调节活塞的运动速度 v , 这是液压与气压传动工作原理的第二个特征: 活塞的运动速度只取决于输入流量的大小, 而与外负载无关。

从上面的讨论还可以看出, 与外负载力相对应的流体参数是流体压力, 与运动速度相对应的流体参数是流体流量。因此, 压力和流量是液压与气压传动中两个最基本的参。

二、液压与气压传动系统的组成

工程实际中的液压传动系统, 在液压泵—液压缸的基础上还设置有控制液压缸的运动方向、运动速度和最大推力的装置, 下面以图 0-2 所示典型液压系统为例, 说明其组成。

液压泵 3 由电动机驱动旋转, 从油箱 1 经过滤器 2 吸油。当换向阀 5 阀芯处于图示位置时, 压力油经阀 4、阀 5 和管道 9 进入液压缸 7 的左腔, 推动活塞向右运动。液压缸右腔的油液经管道 6、阀 5 和管道 10 流回油箱。改变阀 5 阀芯工作位置, 使之处于左端位置时, 液压缸活塞反向运动。

改变流量控制阀 4 的开口, 可以改变进

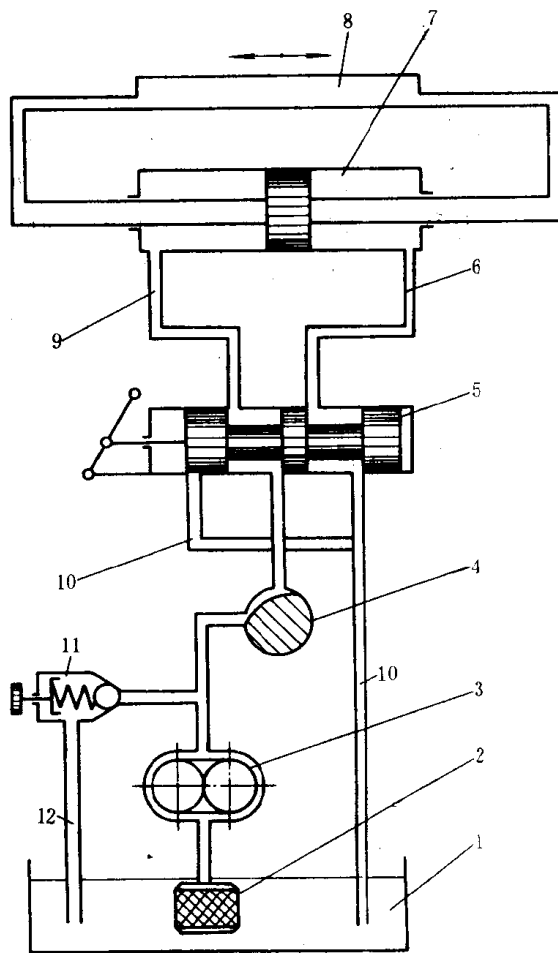


图 0-2 典型液压系统原理结构示意图

1—油箱 2—过滤器 3—液压泵 4—流量控制阀 5—换向阀
6、9、10、12—管道 7—液压缸 8—工作台 11—溢流阀

入液压缸的流量，从而控制液压缸活塞的运动速度。液压泵排出的多余油液经溢流阀 11 和管道 12 流回油箱。液压缸的工作压力取决于负载。液压泵的最大工作压力由溢流阀 11 调定，其调定值应为液压缸的最大工作压力及系统中油液流经阀和管道的压力损失之总和。因此，系统的工作压力不会超过溢流阀的调定值，溢流阀对系统还起着过载保护作用。

气压传动系统与液压传动系统相似，在气压发生装置和气缸之间有控制压缩空气的压力、流量和流动方向的各种动力控制元件和逻辑运算、检测、自动控制等一类的信号控制元件，以及使压缩空气净化、润滑、消声和传输所需的一些装置。

从上面的例子可以看出，液压与气压传动系统主要由以下四个部分组成：

(1) 能源装置 把机械能转换成流体压力能的装置。常见的是液压泵或空气压缩机，给系统提供压力油或压缩空气。

(2) 执行元件 把流体的压力能转换成机械能输出的装置。它可以是作直线运动的液压缸或气缸，也可以是作回转运动的液压马达或气压马达。

(3) 控制元件 对系统中流体压力、流量和流动方向进行控制或调节的装置，以及进行信号转换、逻辑运算和放大等功能的信号控制元件。如上例中的溢流阀、流量控制阀、换向阀等。

(4) 辅助元件 保证系统正常工作所需的上述三种以外的装置。如油箱、过滤器、分水过滤器、油雾器、消声器、管件等。

为了简化液压与气动系统的表示方法，通常采用图形符号来绘制系统原理图。图形符号脱离了元件的具体结构，只表示元件的职能，用来表达系统中各元件的作用和整个系统的工作原理，简单明了，便于绘制。我国已制定“气动与液压”图形符号标准 GB/T786—93，见附录。图 0-3 就是按 GB/T786—93 绘制的图 0-2 所示液压系统原理图。

三、液压与气压传动的优缺点

与机械传动和电力拖动系统相比，液压与气压传动具有以下优点：

1) 液压与气动元件的布置不受严格的空間位置限制，系统中各部分用管道连接，布局安装有很大的灵活性，能构成用其他方法难以组成的复杂系统。

2) 可以在运行过程中实现大范围的无级调速，调速范围可达 2000 : 1。

3) 液压传动和液气联动传递运动均匀平稳，易于实现快速启动、制动和频繁的换向。

4) 操作控制方便、省力，易于实现自动控制、中远程距离控制、过载保护。与电气控制、电子控制相结合，易于实现自动工作循环和自动过载保护。

5) 液压与气动元件属机械工业基础件，标准化、系列化和通用化程度较高，有利于缩短机器的设计、制造

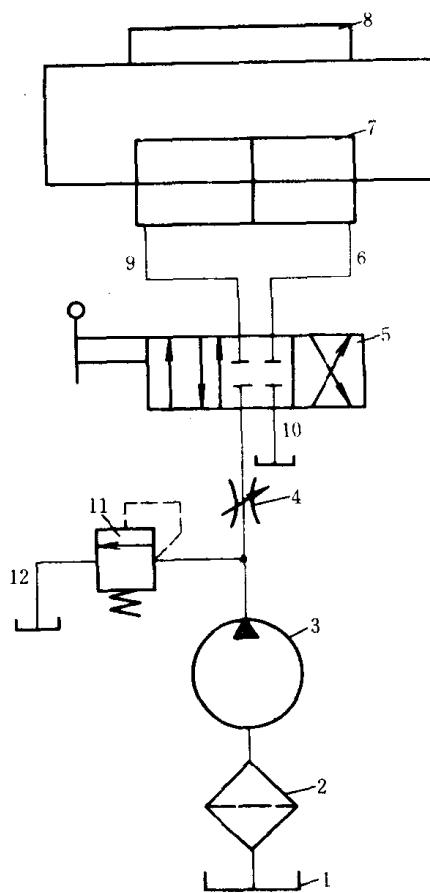


图 0-3 典型液压系统原理图图形符号图

周期和降低制造成本。

除此之外，液压传动突出的优点还有单位质量输出功率大。因为液压传动的动力元件可采用很高的压力（一般可达 32MPa，个别场合更高），因此，在同等输出功率下具有体积小、质量小、运动惯性小、动态性能好的特点。

气压传动突出的优点还有以空气作工作介质，处理方便，无介质费用、泄漏污染环境、介质变质及补充等问题。

液压与气压传动的缺点：

- 1) 在传动过程中，能量需经两次转换，传动效率偏低。
- 2) 由于传动介质的可压缩性和泄漏等因素的影响，不能严格保证定比传动。
- 3) 液压传动性能对温度比较敏感，不能在高温下工作，采用石油基液压油作传动介质时还需注意防火问题。
- 4) 液压与气动元件制造精度高，系统工作过程中发生故障不易诊断。

总的来说，液压与气压传动的优点是主要的，其缺点将随着科学技术的发展会不断得到克服。例如，将液压传动与气压传动、电力传动、机械传动合理地联合使用，构成气液、电液（气）、机液（气）等联合传动，以进一步发挥各自的优点，相互补充，弥补某些不足之处。

四、液压与气动技术的应用和发展概况

液压与气压传动相对于机械传动来说是一门新兴技术。虽然从 17 世纪中叶帕斯卡提出静压传递原理、18 世纪末英国制造出世界上第一台水压机算起，已有近三百年的历史，但液压与气压传动在工业上被广泛采用和有较大幅度的发展却是本世纪中期以后的事情。

近代液压传动是由 19 世纪崛起并蓬勃发展的石油工业推动起来的，最早实践成功的液压传动装置是舰艇上的炮塔转位器，其后才在机床上应用。第二次世界大战期间，由于军事工业和装备迫切需要反应迅速、动作准确、输出功率大的液压传动及控制装置，促使液压技术迅速发展。战后，液压技术很快转入民用工业、在机床、工程机械、冶金机械、塑料机械、农林机械、汽车、船舶等行业得到了大幅度的应用和发展。60 年代以后，随着原子能、空间技术、电子技术等方面的发展，液压技术向更广阔的领域渗透，发展成为包括传动、控制和检测在内的一门完整的自动化技术。现今，采用液压传动的程度已成为衡量一个国家工业水平的重要标志之一。如发达国家生产的 95% 的工程机械、90% 的数控加工中心、95% 以上的自动线都采用了液压传动。

随着液压机械自动化程度的不断提高，液压元件应用数量急剧增加，元件小型化、系统集成化是必然的发展趋势。特别是近十年来，液压技术与传感技术、微电子技术密切结合，出现了许多诸如电液比例控制阀、数字阀、电液伺服液压缸等机（液）电一体化元器件，使液压技术在高压、高速、大功率、节能高效、低噪声、使用寿命长、高度集成化等方面取得了重大进展。无疑，液压元件和液压系统的计算机辅助设计（CAD）、计算机辅助试验（CAT）和计算机实时控制也是当前液压技术的发展方向。

人们很早就懂得用空气作工作介质传递动力做功，如利用自然风力推动风车、带动水车提水灌田，近代用于汽车的自动开关门、火车的自动抱闸、采矿用风钻等。因为空气作工作介质具有防火、防爆、防电磁干扰，抗振动、冲击、辐射等优点，近年来气动技术的应用领域已从汽车、采矿、钢铁，机械工业等重工业迅速扩展到化工、轻工、食品、军事工业等各行各业。和液压技术一样，当今气动技术亦发展成包含传动、控制与检测在内的自动化技术，

作为柔性制造系统（FMS）在包装设备、自动生产线和机器人等方面成为不可缺少的重要手段。由于工业自动化以及 FMS 的发展，要求气动技术以提高系统可靠性、降低总成本与电子工业相适应为目标，进行系统控制技术和机电液气综合技术的研究和开发。显然，气动元件的微型化、节能化、无油化是当前的发展特点，与电子技术相结合产生的自适应元件，如各类比例阀和电气伺服阀，使气动系统从开关控制进入到反馈控制。计算机的广泛普及与应用为气动技术的发展提供了更加广阔的前景。

第一篇 液 压 传 动

第一章 液压流体力学基础

液体是液压传动的工作介质，因此，了解液体的基本性质，掌握液体平衡和运动的主要力学规律，对于正确理解液压传动原理以及合理设计和使用液压系统都是十分重要的。

本章除了简要地叙述液压油的性质、液压油的要求和选用等内容外，将着重阐述液体的静力学特性，静力学基本方程式和动力学的几个重要方程式。

第一节 液 压 油

一、液压油的性质

(一) 密度

单位体积液体的质量称为该液体的密度，即

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

式中 V ——液体的体积；

m ——体积为 V 的液体的质量；

ρ ——液体的密度。

密度是液体的一个重要物理参数。随着温度或压力的变化，其密度也会发生变化，但变化量一般很小，可以忽略不计。一般液压油的密度为 900kg/m^3 。

(二) 可压缩性

液体受压力作用而发生体积减小的性质称为液体的可压缩性。体积为 V 的液体，当压力增大 Δp 时，体积减小 ΔV ，则液体在单位压力变化下的体积相对变化量为

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

式中， k 称为液体的压缩系数。由于压力增大时液体的体积减小，因此上式的右边须加一负号，以使 k 为正值。

k 的倒数称为液体的体积弹性模量，以 K 表示

$$K = \frac{1}{k} = -\frac{\Delta p}{\Delta V} V \quad (1-3)$$

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

液压油的体积弹性模量为 $K = (1.2 \sim 2) \times 10^3 \text{MPa}$ ，数值很大，故对于一般液压系统，可

认为油液是不可压缩的。但是，若液压油中混入空气时，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。故在液压系统中尽量减少油液中的空气含量。

(三) 粘性

1. 粘性的意义

液体在外力作用下流动时，液体分子间内聚力会阻碍分子相对运动，即分子之间产生一种内摩擦力，这一特性称为液体的粘性。粘性是液体的重要物理特性，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的粘性，会使液体各液层间的速度大小不等。如图 1-1 所示，设在两个平行平板之间充满液体，当上平板以速度 u_0 相对于静止的下平板向右移动时，在附着力的作用下，紧贴于上平板的液体层速度为 u_0 ，而中间各层液体的速度则从上到下近似呈线性递减的规律分布，这是因为在相邻两液体层间存在有内摩擦力的缘故，该力对上层液体起阻滞作用，而对下层液体则起拖曳作用。

实验测定结果表明，液体流动时相邻液层间的内摩擦力 F_f 与液层接触面积 A 、液层间的速度梯度 du/dy 成正比，即

$$F_f = \mu A \frac{du}{dy} \quad (1-4)$$

式中 μ ——比例系数。又称为粘度系数或动力粘度。

若以 τ 表示液层间在单位面积上的内摩擦力，则上式可写成

$$\tau = \frac{F}{A} = \mu \frac{du}{dy} \quad (1-5)$$

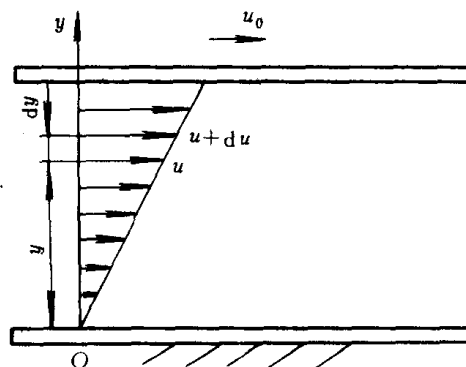


图 1-1 液体粘性示意图

这就是牛顿液体内摩擦定律。

由上式可知，在静止液体中，因速度梯度 $du/dy=0$ ，故内摩擦力为零，因此液体在静止状态下是不呈现粘性的。

2. 液体的粘度

液体粘性的大小用粘度来表示。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 它是表征液体粘度的内摩擦系数，故由式 (1-5) 可知

$$\mu = \tau \frac{dy}{du} \quad (1-6)$$

由此可知动力粘度的物理意义是：当速度梯度等于 1 时，接触液体液层间单位面积上的内摩擦力 τ ，即为动力粘度又称绝对粘度。

在我国法定计量单位制及 SI 制中，动力粘度 μ 的单位是 $\text{Pa} \cdot \text{s}$ （帕·秒）或用 $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$ （牛·秒/米²）表示。

在 CGS 制中， μ 的单位为 $\text{dyn} \cdot \text{s}/\text{cm}^2$ （达因·秒/厘米²），又称为 P（泊）。P 的百分之一称为 cP（厘泊）。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 和该液体密度 ρ 之比值 ν 称为运动粘度。即

$$\nu = \mu / \rho \quad (1-7)$$

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。它是工程实际中经常用到的物理量。

在我国法定计量单位制及 SI 制中，运动粘度 ν 的单位是 m^2/s (米²/秒)。

在 CGS 制中， ν 的单位是 cm^2/s (厘米²/秒)，通常称为 St (沱)。1St (沱) = 100cSt (厘沱)。两种单位制的换算关系为

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

就物理意义来说， ν 并不是一个粘度的量，但工程中常用它来标志液体的粘度。例如，液压油的牌号，就是这种油液在 40°C 时的运动粘度 ν (mm^2/s) 的平均值。如 L-AN32 液压油就是指这种液压油在 40°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也不同。如我国、德国及前苏联等国采用恩氏粘度 (°E)，美国采用国际赛氏秒 (SSU)，英国采用雷氏粘度 (R)，等等。

恩氏粘度由恩氏粘度计测定，即将 200 cm^3 的被测液体装入底部有 $\phi 2.8\text{mm}$ 小孔的恩氏粘度计的容器中，在某一特定温度 $t^\circ\text{C}$ 时，测定液体在自重作用下流过小孔所需的时间 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 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 °E_t 表示

$$^\circ\text{E}_t = t_1/t_2 \quad (1-8)$$

一般以 20°C、50°C、100°C 作为测定恩氏粘度的标准温度，由此而得来的恩氏粘度分别用 °E₂₀、°E₅₀ 和 °E₁₀₀ 表示。

恩氏粘度和运动粘度的换算关系式为

$$\nu = (7.31^\circ\text{E} - \frac{6.31}{^\circ\text{E}}) \times 10^{-6} (\text{m}^2/\text{s}) \quad (1-9)$$

3. 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有着十分重要的作用。有时现有的油液粘度不能满足要求，可把两种不同粘度的油液混合起来使用，称为调合油。调合油的粘度与两种油所占的比例有关，一般可用下面的经验公式计算

$$^\circ\text{E} = \frac{a^\circ\text{E}_1 + b^\circ\text{E}_2 - c(^\circ\text{E}_1 - ^\circ\text{E}_2)}{100} \quad (1-10)$$

式中 °E₁、°E₂ ——混合前两种油液的粘度，取 °E₁ > °E₂；

°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 1-1。

表 1-1 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

4. 粘度和温度的关系

温度对油液粘度影响很大，当油液温度升高时，其粘度显著下降。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。不同的油液有不同的