

液 压 传 动

YE YA CHUAN DONG

王沛霖 王 立 主编

航空工业出版社

液 压 传 动

王沛霖 王 立 何祖舜
罗兴蓉 顾柏和

航 空 工 业 出 版 社

一九八七年九月

内 容 提 要

本书为中等专业学校机械类专业教材，部份内容可供大专班学生参考使用。全书在传统编目的基础上，以液压回路为重点，全面地阐述了液压元件和典型液压系统的工作原理与结构。另外，在液压伺服系统一章中，较系统地介绍了自动控制原理的基本概念。

本书深入浅出，除可作为中专或大专院校学生的基本教材外，还可以作为职工业余大学或厂办工学院机制专业学生的教材或参考书。

液 压 传 动

编 者：王沛霖 王 立 何祖舜
罗兴蓉 顾柏和

责任编辑：孙德宽

航空工业出版社

大庸航空工业学校印刷厂印装

开本787×1092 1/16 印张13.25

1987年9月第一版 1987年9月第一次印刷

印数：1—15000 字数：307.2千字

定价：2.2元

统一书号：15448-23

ISBN7-80046-007-X/TH·002

前 言

本书是根据 1935 年航空工业部中专教材统编会议的精神，在西安航校 1974 年《液压技术》讲义的基础上，结合兄弟学校的教学经验，讨论、汇编而成。

本书的中心任务，是作为中等专业学校机械类专业学生的教材，同时，也可作为大专院校、厂办工学院或业余大学机械类学生的教材或参考书。

在编写过程中，结合部属厂、所的工作特点和具体情况，力求在讲清基本概念、基本原理、基本方法的同时，着重将基本回路、典型系统、液压缸设计的方法与步骤等章节作为重点，讲清、讲细，以提高学生的适应能力、分析问题和解决问题的能力。本书其它章节，在保证传统体系基本完整的基础上，尽量做到简明扼要，顺理成章。传统体系中的部分图表也将删繁就简，或依靠附录、设计手册、参考资料等作为课外补充。

本书所用名词、术语和符号均按国家标准，采用国际单位制（SI制）。

全书教学时数约84学时，共分九章。绪论、第一章、第八章、第九章由西安航校副教授王沛霖编写；第二章由上海航校讲师何祖舜编写；第三章由成都航校工程师罗兴蓉编写；第四章、第五章由西安航校讲师顾柏和编写；第六章、第七章由西安航校讲师王立编写。王沛霖任主编，王立任副主编。全书聘请北京航空学院曾贤启副教授担任主审工作。

由于编者水平有限，再加上时间紧迫，本书中难免存在不少缺点、错误，诚希批评指正。

编 者

1986. 6

本书主要符号一览表

A ——面积	T ——转矩
a ——加速度	t ——时间
b ——宽度	u ——点速度
C_d ——流量系数	V ——体积；容积
C_v ——速度系数	v ——平均速度
c ——系数	W ——功；外载荷；面积梯度
D, d ——直径	x ——位移；开口量；压缩量
E ——能量；体积弹性模数	Z ——齿数；叶片(或柱塞)数
$^{\circ}E$ ——恩氏粘度	α ——平面角；动量修正系数
e ——偏心量；误差量	β ——平面角；系数；节流比
F ——作用力	γ ——重度；平面角
F_s ——弹簧力	Δp ——压力差；压力损失
G ——重量	δ ——壁厚；开口量
g ——重力加速度	ε ——偏心率；重迭系数
h ——间隙量；深度；压缩量；单位能量损失	ξ ——局部阻力系数
I ——动量；电流强度	η ——效率
J ——刚度	θ ——平面角
K ——系数；刚性系数；压缩系数；节流特性系数	λ ——沿程阻力系数；液阻比
K_c ——流量-压力系数	μ ——动力粘度；摩擦系数
K_p ——压力增益	ν ——运动粘度
K_q ——流量增益	ρ ——密度
L, l ——长度；行程	σ ——应力
m ——质量；指数；模数	τ ——单位面积上的内摩擦力
n ——转速；指数；安全系数	φ ——速比
P ——功率；作用力	χ ——湿周
p ——压力	ω ——角速度
p_k ——开启压力	注：主要下角标
p_a ——大气压力	a ——蓄能器
p_s ——液压源压力	b ——油腔
p_t ——调定压力	c ——液压缸
$Q\Delta$ ——流量	i ——输入
Q_n ——额定流量	L ——负载
q ——排量	M ——液压马达
R ——半径；水力半径	m ——机械
R_e ——雷诺数	o ——输出
R_y ——液阻	P ——液压泵
r ——半径	T ——理论
	V, v ——容积；液压阀

目 录

前 言

绪 论

§ 1	液压传动发展概况	1
§ 2	液压传动的工作原理及组成	2
	一、概述	2
	二、液压传动的工作原理	3
	三、液压传动系统的组成	4
§ 3	液压传动的优缺点	4

第一章 液压传动基础知识

§ 1-1	液体的物理性质	6
	一、液体的质量和重量	6
	二、液体的密度和重度	6
	三、液体的可压缩性	7
	四、液体的粘性	8
	五、液压油的选用和更换	12
§ 1-2	液体静力学基础	14
	一、液体的静压力及其特性	14
	二、液体静力学的基本方程式	16
	三、压力的传递	17
	四、压力的测试单位及其表示方法	18
	五、液体作用在固体壁面上的力	18
§ 1-3	流动液体的基本规律	19
	一、理想流体和稳定流动	19
	二、流体的连续性方程式	20
	三、伯努利方程式	20
	四、动量方程	22
§ 1-4	液体流动中的压力损失	24
	一、流动状态	24
	二、沿程压力损失	25
	三、局部压力损失	26
	四、管路系统总能量损失	26
§ 1-5	液体流经小孔和缝隙的流量计算	26
	一、液体流经细长小孔的流量计算	26

二、液体流经薄壁小孔的流量计算	27
三、液体流经缝隙的流量计算	27
§ 1—6 液压冲击和空穴现象	30
一、液压冲击	30
二、空穴现象	31

第二章 液压泵和液压马达

§ 2—1 液压泵的基本概念	32
一、液压泵的作用	32
二、液压泵的工作原理与主要参数	32
§ 2—2 齿轮泵	34
一、齿轮泵的工作原理与性能分析	34
二、齿轮泵的优缺点	37
三、CB-B型齿轮泵	37
四、高压齿轮泵的工作原理	38
五、齿轮泵常见故障	39
§ 2—3 叶片泵	39
一、叶片泵的工作原理	39
二、YB型叶片泵	40
三、限压式变量叶片泵	44
§ 2—4 柱塞泵	47
一、径向柱塞泵	47
二、轴向柱塞泵	48
§ 2—5 液压马达	49
一、液压马达的作用	49
二、液压马达的主要参数	50
三、常见的液压马达	51

第三章 液 压 缸

§ 3—1 液压缸的种类及其特点	53
一、活塞式液压缸	53
二、柱塞式液压缸	55
三、齿条式液压缸	56
四、摆动液压缸	56
§ 3—2 液压缸的结构及组成部分	57
一、液压缸的结构	57
二、液压缸的组成部分	58
§ 3—3 液压缸的设计与计算	63
一、设计依据和步骤	63
二、基本参数的确定	64
三、结构强度计算和稳定性校验	66

第四章 液压控制阀

§ 4—1 方向控制阀	69
一、单向阀	69
二、换向阀	70
三、方向阀常见故障及排除	78
§ 4—2 压力控制阀	78
一、溢流阀	78
二、减压阀	82
三、顺序阀	84
四、压力继电器	84
五、压力阀常见故障及排除	85
§ 4—3 流量控制阀	86
一、节流口的流量特点	86
二、节流阀	87
三、调速阀	88
四、温度补偿调速阀	89
五、溢流节流阀	89
六、分流阀与集流阀	90
七、流量阀常见故障及排除	91
§ 4—4 液压逻辑阀	92
一、逻辑阀的基本单元结构和工作原理	92
二、逻辑阀的组合及其工作原理	92
三、逻辑阀的集成应用	93
四、逻辑阀的特点	93
§ 4—5 电液比例控制阀	94
一、电液比例溢流阀	94
二、电液比例调速阀	94

第五章 液压辅助装置

§ 5—1 蓄能器	96
一、蓄能器的种类	96
二、充气式蓄能器的容量计算	97
三、蓄能器的安装和使用	98
§ 5—2 滤油器	98
一、滤油器的种类	98
二、滤油器的性能	99
三、滤油器的安装和使用	100
§ 5—3 油箱、冷却和加热装置	100
一、油箱	100
二、冷却和加热装置	101

§ 5—4 油管和管接头	102
一、油管	102
二、管接头	103
三、油管的安装	104

第六章 液压基本回路

§ 6—1 压力控制回路	105
一、调压回路	105
二、减压回路	106
三、增压回路	106
四、卸荷回路	107
五、平衡回路	108
§ 6—2 速度控制回路	108
一、节流调速回路	109
二、容积调速回路	114
三、容积节流调速回路	116
四、增速回路	117
五、速度换接回路	118
§ 6—3 顺序控制回路	119
一、压力控制顺序回路	119
二、行程控制顺序回路	120
三、用微计算机控制的顺序回路	121
§ 6—4 同步控制回路	122
一、容积控制同步回路	122
二、流量控制同步回路	122
§ 6—5 交流液压回路	123

第七章 典型液压传动系统

§ 7—1 阅读液压系统图的方法	124
一、阅读液压系统图的方法	124
二、读图举例——YT4543型液压它驱式动力滑台液压系统	125
§ 7—2 CB3463-1型半自动转塔车床 液 压 系 统	128
一、执行元件工况	128
二、液压系统的工作原理	129
三、液压系统的特点	132
§ 7—3 磨床液压系统	132
一、概述	132
二、典型液压回路	133
三、M1432A型万能外圆磨床液压系统	135
四、M7120A型卧轴矩台平面磨床液压系统	138
§ 7—4 压力机械液压系统	141
一、概述	141

二、典型液压回路	142
三、YB32-300型四柱万能液 压 机液压系统	143
四、YA27-500型单动薄板冲压机锥阀液压 集 成系统	147
§ 7—5 液压系统设计计算简介	150
一、液压系统的设计步骤	150
二、液压系统设计计算举例	150

第八章 液压伺服系统

§ 8—1 液压伺服系统的原理与特点	157
§ 8—2 液压伺服系统的基本概念	158
一、常用术语	158
二、液压伺服系统的组成	159
三、液压伺服系统的分类	159
四、系统过渡过程的形成	160
五、过渡过程的类型与指标	161
六、系统误差	162
§ 8—3 液压伺服系统的基本类型	163
一、阀控缸式液压伺服系统	163
二、阀控马达式液压伺服系统	170
§ 8—4 机液伺服系统实例	171
一、变量泵手动伺服机构	171
二、普通车床上用的液压仿形刀架	172
§ 8—5 电液伺服阀及其应用	175
一、单级电液伺服阀	176
二、两级电液伺服阀	177
三、三级电液伺服阀	178
四、电液伺服系统的基本回路	179
五、电液伺服系统实例	180

第九章 液体静压轴承

§ 9—1 概述	181
§ 9—2 静压轴承的原理	181
一、结构简介	181
二、工作原理	182
三、节流器的种类与作用	183
§ 9—3 静压轴承刚度计算与分析	185
一、刚度计算	185
二、刚度分析	187
三、设计步骤	188
附录一 液压传动常用单位换算表	190
附录二 液压系统图图形 符 号 (GB786-76摘录)	191
附录三 主要参考资料	202

绪 论

§1 液压传动发展概况

液压技术，是一门历史悠久的技术。液压传动和液压元件的构思，早在十六世纪就有所设想，如1563年发明的叶片泵，1588年发明的转子泵，就是历史的证明。

十七世纪B·Pascal提出了液压系统的初步方案。十八世纪末J·Bramah应用液压传动理论，在英国成功地制造了世界上第一台水压机。十九世纪末，德国制造了世界上第一台液压龙门刨床，美国相继制造成功了液压六角车床和液压磨床。

二十世纪初，随着生产实践和科学实验的进展，1903年美国沃特里工具公司生产了一台比较精密的叶片泵，并于1906年正式服役在美国“弗吉尼亚”号军舰上，组装为操纵炮身仰俯和回转的传动装置。

第一次世界大战后，除叶片泵外，还相继生产了双联叶片泵、齿轮泵、径向柱塞泵和轴向柱塞泵。特别值得指出的是，在此期间还生产了用合成橡胶制成的密封圈，这样，便形成了一批比较成熟的液压元件。因此，在二十世纪三十年代期间，各类机床（车、铣、磨、钻、镗、拉等）都先后采用了液压传动。

第二次世界大战爆发后，战争形势的需要推动了航空、船舶、车辆、机床、冶金等工业的发展，同时也推动了液压元件的发展。当时，飞机上已采用开式液压系统和机液伺服机构，电液伺服阀开始问世，液压技术的理论和书籍也陆续上市，形成了风行一时的“液压热”。

第二次世界大战后，军事工业的巨大成就迅速地转入了民用工业，促使国民经济的各个领域开始普遍性地采用液压传动。

液压传动与机械传动相比，具有许多优点，所以在本世纪60~70年代期间，世界各主要工业国家对液压技术和液压工业均采取了优先发展的政策，从而使液压传动进入了一个兴旺发达的黄金时代。

目前，液压传动虽然优越于机械传动，但却时刻面临着电气传动的挑战。为此，液压传动正朝着高压化、微型化、集成化、大流量、大功率、高寿命、高效率、低噪声、低成本以及寻求新的工作液体、采用新的测试方法、建立新的流体力学理论——高压粘性流体在密闭容器内的流动规律等方向发展，以提高自己的竞争能力。

液压传动是液压技术的基础，液压传动系统若与现代控制理论相结合则形成液压控制系统，即液压伺服系统。液压传动系统与液压伺服系统的根本区别在于液压伺服系统增设有“负反馈”装置。

随着近代科学技术的迅猛发展，液压伺服系统在现代控制技术中不但获得了广阔的发展前景，而且成了自动控制系统中的一个重要分支和组成部分。

近几年来，数字计算机的迅速发展，促使液压技术进入了崭新的历史时期，即“电子

数字控制机-液压伺服技术”时期。在此期间，液压系统的工作压力、流量、功率不仅日益增长，而且高响应、高精度的控制系统不断出现。随着液压产品的体积/功率、重量/功率比值的不断下降和产品的可靠性、寿命的日益提高，液压技术的应用几乎遍及国民经济的各个领域，如航空、航海、航天、交通运输、机械制造、工程建筑、石油化工、农业机械、林业机械、矿山机械、纺织机械以及海洋开发、地震预测等部门。

§2 液压传动的工作原理及组成

一、概 述

就一部机器而言，一般总是由动力、传动、操纵（或控制）、工作（或执行）等四部分组成。

所谓传动是指传递动力的装置。其基本功用是变换动力装置的性能参数，扩大其性能范围，适应工作机构或执行机构各种工况的要求。

传动装置归纳起来不外乎是机械传动、电气传动、液压传动、液力传动、气压传动以及各种传动的组合体。

液压传动是一种传动形式，也是一种能量转换装置，如图 1 所示。作为传动的工作介质或能量载体是系统内的工作液体。

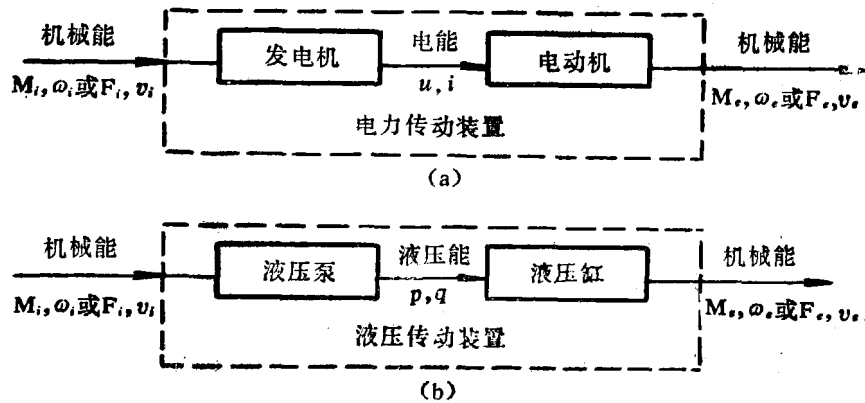


图 1 动力传递和能量转换示意图

液压传动和液力传动虽然同属于液体传动，但它们的理论根据和传动原理都有着根本的区别。

液压传动的理论根据是帕斯卡原理，主要是以液体的压力能来传递能量或动力，即机械能→液体的压力能→机械能

液力传动的理论根据是动量矩原理，主要是以液体的动能来传递能量或动力，即机械能→液体的动能→机械能

液压传动装置中常用的液压元件是液压泵（俗称油泵）、液压马达、液压缸（俗称油缸）等，而液力传动装置中常用的液力元件是离心泵（俗称水泵）、涡轮机（俗称水轮机）等。

因此,液压传动与液力传动是两类不同性质的课程。本课程的教学任务只是液压传动。

二、液压传动的工作原理

图 2 是一个实现工作台往复运动的液压系统工作原理图。图 3 是与图 2 相对应的职能符号图。

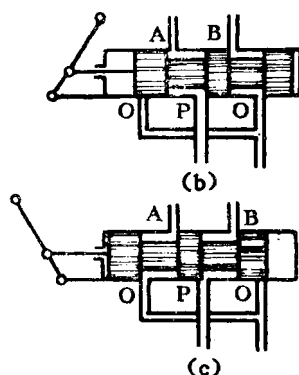
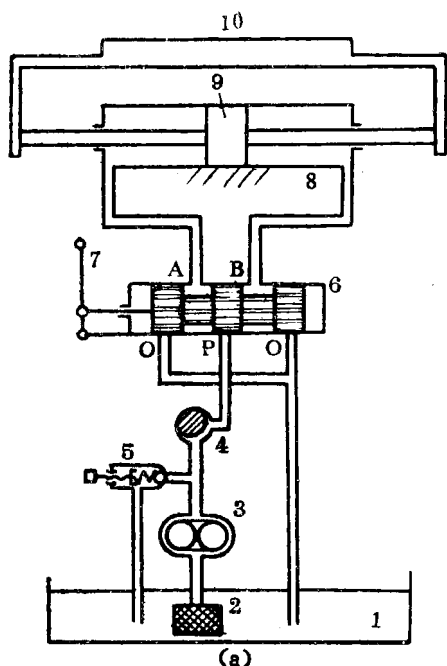


图 2 液压系统工作原理图

液压系统由油箱 1、滤油器 2、液压泵 3、节流阀 4、溢流阀 5、换向阀 6、液压缸 8 以及连接上述元件的油管等组成。液压泵由电动机带动旋转,从油箱内吸取油液,并将有压油液供往系统,以实现工作台的往复运动。

现将液压系统工作时的油路情况和工作台的运动情况分述如下:

(一) 操纵手柄 7 置于图 2 (a) 所示位置

进油路: 泵 3 输出的有压油液→节流阀 4→换向阀 6。油液中止在换向阀 6 的阀口 P 处。

回油路: 泵 3 输出的有压油液→溢流阀 5→油箱 1。

由于换向阀 6 位于中间位置, 阀口 P、A、B、O 均互不沟通, 且液压缸 8 左、右腔液

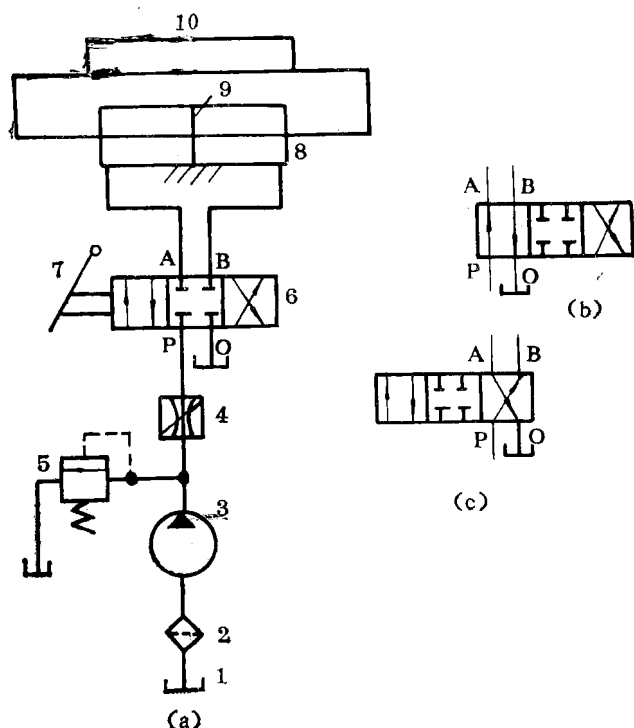


图 3 液压系统工作原理图 (职能符号图)

体与外界空间隔绝，各自形成密闭容积，故工作台被锁住不动。

(二) 操纵手柄7置于图2(b)或(c)所示位置。

进油路：泵3→节流阀4→换向阀阀口P→阀口A(B)→缸8左(右)腔。

回油路：缸8右(左)腔→阀口B(A)→阀口O→油箱1。

由于液压缸8左(右)腔为高压油液，而右(左)腔为低压油液，当缸体与机床床身固结不动时，活塞9将在油液压差的作用下，和工作台10一起向右(左)移动。

从液压系统的工作情况可以看出，液压传动具有以下几个特点：

1. 液压传动是以系统内的工作液体作为工作介质，主要靠运动着的液体的压力能来传递动力。

2. 液压传动系统工作时，能量的传递与转换关系，符合图1所示情况。

3. 由于液体没有固定的形状(随容器而变)而有几乎不可压缩的体积，所以这种传动必须在密闭的容器(缸、管)内进行，并应遵循容积传动规律，即输入的液体体积等于输出的液体体积。

4. 在液压传动系统中必须设置各种阀类元件(如换向阀6、溢流阀5、节流阀4等)，目的在于调节、控制油液的方向、压力和流量，从而使工作台在克服工作阻力(切削力、摩擦力、惯性力等)的情况下，按照规定的速度实现往复运动。

三、液压传动系统的组成

由图2或图3可以看出，液压传动系统一般由以下四部分组成：

1. 动力元件——液压泵。其功用是将机械能转换为油液的压力能，是一种能量转换元件。

2. 执行元件——液压缸或液压马达。其功用是将油液的压力能转换为驱动工作部件的机械能，它也是一种能量转换元件。

3. 控制元件——各种阀类元件，如方向阀、压力阀、流量阀等。用以控制液流的方向、压力和流量，满足液压传动系统工作时所需要的方向、力和速度以及其它工作性能的要求。

4. 辅助元件——各种油管、滤油器、油箱、压力表等辅助性元件。这些辅助元件对于保证系统正常工作是必不可少的的重要组成部分。

§3 液压传动的优缺点

液压传动与机械传动、电气传动相比较具有下列优点：

1. 易于获得很大的力或转矩。液压传动的一个十分显著的特点是能够产生巨大的力或转矩。例如，直径为30cm的液压缸，在液体压力为200bar时，活塞上输出的推力可达 $14.13 \times 10^5 \text{ N}$ 。所以，液压传动装置广泛用于重型设备，如万吨水压机、万吨巨轮的舵面操纵装置等。

2. 反应灵敏，易于换向。液压传动的另一个十分显著的特点是惯性小、动作快，适合于高速起动和快速换向。例如，起动中等功率的电动机需要1~2s，而起动同等功率的

液压马达却不超过0.1s；电动机每分钟的换向次数约为10次，而液压马达每分钟的换向次数可达500次，液压缸每分钟往复运动的换向次数可达1000次。

3. 易于实现无级调速，且调速范围很大。在液压传动系统中，如果采用节流调速，则其流量的变化范围在 $\frac{1}{3} \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s} \sim \frac{1}{6} \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$ 之间，也就是说调速范围可达 5×10^3 ，即 $i = 5 \times 10^3$ 。这样大的调速范围是其它类型的传动所达不到的。

4. 能容量大。所谓能容量是指功率/重量和功率/体积的比值大小。在输出功率相同的条件下，液压马达的重量仅为电动机重量的10~20%，轮廓尺寸仅为电动机轮廓尺寸的13~21%。因此，液压传动装置广泛地用于航空工业，作为飞机上的舵面操纵装置。

5. 易于实现自动化。由于液压传动装置的调节比较简单，操纵比较方便、省力，所以和电气装置配套使用时易于实现复杂的程序控制和远程控制。

任何事物都是一分为二的。液压传动也不例外地有它的缺点。液压传动的缺点是：

1. 泄漏与污染。泄漏是液压传动的最大缺点，较好的设计、制造和维护，可以使液体的泄漏减少到最低限度，但是要使系统完全清洁、不漏，往往难以办到。因此，液压传动不可避免地存在着泄漏与污染。

2. 油液的粘度随温度而变化。油温低时，粘度增高，油温高时，粘度下降。油液这种物理状态的变化，不可避免地会使工作机构的运动出现不稳定现象。因此，应当根据季节的变化和工况的要求，适当地调整控制装置，以确保工作机构的运动速度趋于稳定。

3. 空气容易渗入系统。在液压系统设计不良或密封装置选择不当的情况下，空气是很容易渗入系统内的。其后果常常使系统工作不正常，如发生振动、爬行、噪声等。

4. 零件加工质量要求高。为了减少泄漏和摩擦，防止空气渗入，往往要求零件配合间隙小，加工精度和表面质量高。这样，不仅增加了零件制造上的困难，而且使成本提高，经济效益下降。

5. 液压系统的故障不易检查和排除。由于造成液压系统故障的因素颇多，甚至有些是偶然因素，所以液压系统的故障不易检查和排除。同时对液压系统安装、调试、使用、维护等技术水平的要求也比较高。

总之，液压传动具有体积小、重量轻、惯性小、反应快、操作简便、工作可靠、易于实现标准化和自动化等特点，是一种比较完善和比较理想的传动方式。

第一章 液压传动基础知识

§1—1 液体的物理性质

一、液体的质量和重量

1. 质量——一定物体所含物质的数量，用 m 表示。

由于物体的质量与物体在地球上所处的位置无关，所以质量的大小是不变的标量。在SI制中，质量 m 是一基本单位，即（kg）。

2. 重量——地球对物体的吸引力，用 G 表示。

重量是一矢量。因为物体的重量与物体在地球上所处的位置有关，所以物体的重量不是常量，而是因地制宜的变化着的矢量。在SI制中，重量 G 是一导出单位，即（N）。

质量与重量间的关系，由牛顿第二定律知：

$$G = mg \quad (1-1)$$

式中， G ——物体的重量；

m ——物体的质量；

g ——重力加速度，其值在SI制中常取 9.81m/s^2 。

二、液体的密度和重度

1. 密度——单位体积中液体的质量，用 ρ 表示：

$$\rho = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \frac{\Delta m}{\Delta V} = \frac{dm}{dV} \quad (1-2)$$

对于均匀液体而言，密度 ρ 可直接写成

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

式中， V ——液体的体积

2. 重度——单位体积中液体的重量，用 γ 表示

$$\gamma = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \frac{\Delta G}{\Delta V} = \frac{dG}{dV} \quad (1-4)$$

对于均匀液体而言，重度 γ 可写为：

$$\gamma = \frac{G}{V} \quad \text{或} \quad G = \gamma V \quad (1-5)$$

由于 $G = mg$ ，所以液体密度与重度间存在如下关系

$$\gamma = \rho g \quad (1-6)$$

机床液压系统中常用的矿物油，在 15°C 时密度可取 $\rho \approx 900\text{kg/m}^3$ ，重度可取

$$\gamma = 8.8 \times 10^3 \text{ N/m}^3.$$

液体的密度和重度严格说是随着压力和温度的变化而变化的。但是，对于矿物油系的液压油来说，在液压系统常用的压力和温度范围内，密度和重度的变化都极为微小，故实用中一般可以认为它们是不变的，即 $\rho = C$, $d\rho = 0$; $\gamma = C$, $d\gamma = 0$ 。

三、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为液体的可压缩性。由于液体的可压缩性很小，所以在一般情况下可以认为液体是不可压缩的。但是，在高压作用下的液体，或受压液体的体积较大时，则液体的可压缩性不容忽视。

液体可压缩性的大小可用压缩率（或称压缩系数） K 来衡量，它相当于在单位压力变化时，液体体积的相对变化值，即

$$K = - \frac{\Delta V / V_0}{\Delta p} = - \frac{(V - V_0) / V_0}{p - p_0} \quad (1-7)$$

式中， ΔV ——液体受压力作用后体积的变化值， $\Delta V = V - V_0$ ；

Δp ——液体压力的变化值， $\Delta p = p - p_0$ ；

V_0 , V ——液体的初始体积和现有体积；

p_0 , p ——液体的初始压力和现有压力。

当压力增量 Δp 为正值时，液体的体积增量 ΔV 恒为负值。为了使 K 值恒为正值，所以在上式右边添一负号。常用液压油的压缩率 $K = (5 \sim 7) \times 10^{-10} \text{ m}^2/\text{N}$ 。

液体压缩系数 K 的倒数，称为液体的体积弹性模数或称弹性系数，用 E 表示，即

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

液压油的平均体积弹性模数 E_{CP} 值在 $(1.4 \sim 2.0) \times 10^9 \text{ N/m}^2$ 范围内。在实际计算中，由于考虑到温度和油液中混有空气的影响，液体的体积弹性模数可取

$$E = 0.7 \times 10^9 \text{ N/m}^2 (7000 \text{ bar}).$$

若将 (1-8) 式改写成下列形式：

$$\Delta p = - \frac{E \cdot \Delta V}{V_0} = - \frac{E \cdot A \cdot \Delta l}{V_0}$$

而

$$\Delta p = \frac{\Delta F}{A} \quad (\text{其中, } F \text{ 表示外力})$$

则

$$\left| \frac{\Delta F}{-\Delta l} \right| = \frac{\Delta F}{\Delta l} = \frac{EA^2}{V_0}$$

令

$$K_A = \frac{4\Delta F}{\Delta l}$$

则

$$K_A = \frac{4EA^2}{V_0}$$

K_A 的量纲为 $[F/L]$ 。由于 K_A 的量纲与机械弹簧的刚性系数 K ($F = KX$) 的量纲一样，