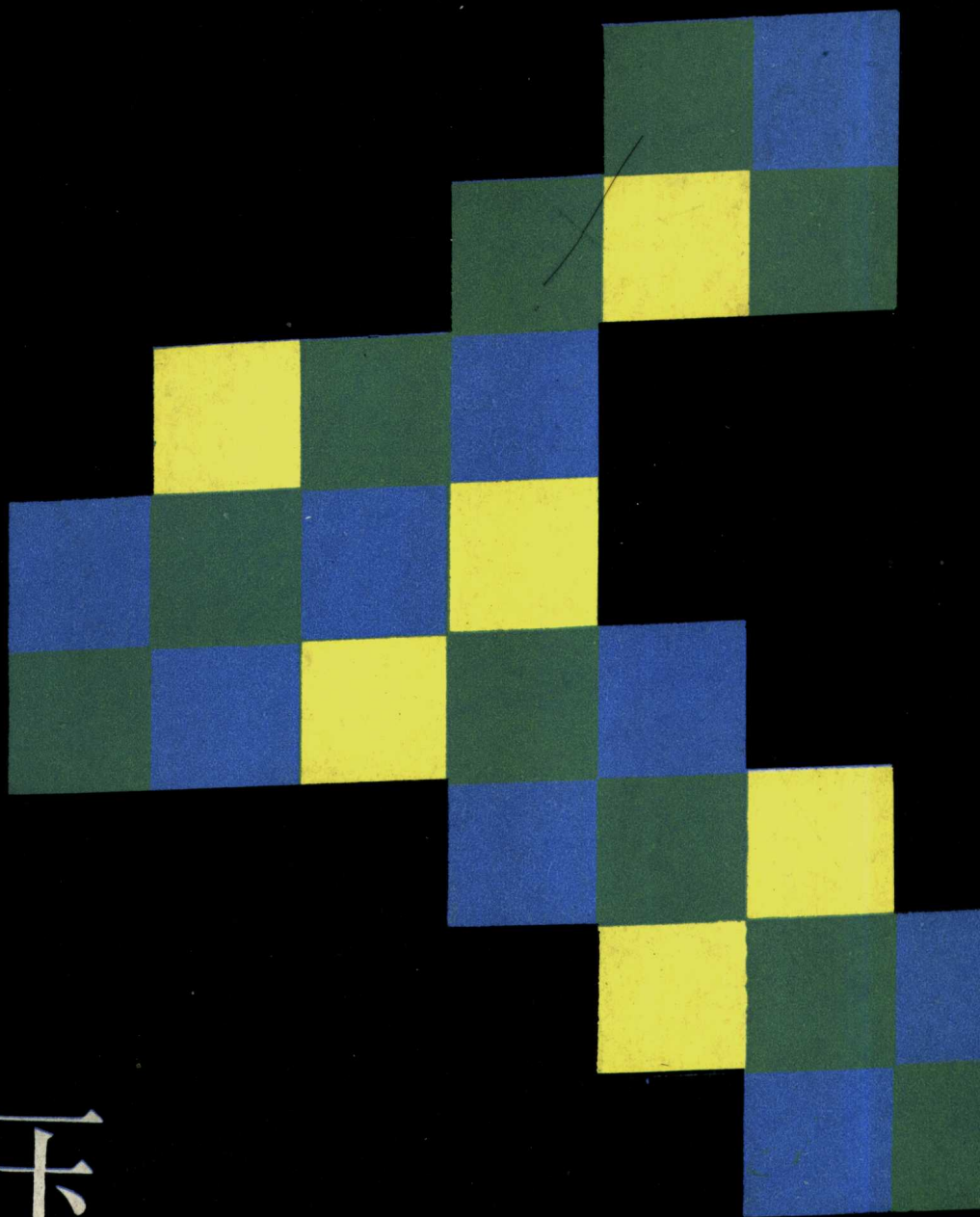




第2版



液压 传动与控制

上海第二工业大学液压教研室 编著

上海科学技术出版社

液 压 传 动 与 控 制

(第 二 版)

上海第二工业大学液压教研室 编

上海科学技术出版社

内 容 简 介

本书共分十章：第一章介绍液压传动的基本概念和液压流体力学基础；第二至第五章介绍常用液压元件的工作原理、结构、性能参数以及基本回路；第六至第七章介绍液压系统实例与液压系统的设计计算；第八章介绍液压伺服系统；第九章介绍液压系统的仿真；第十章介绍液压系统计算机辅助设计的入门知识。书中多数章节都有例题与习题。

本书可供各类大学机械专业的本科与专科作为教材，也可供从事液压技术工作的工程技术人员自学与参考。

液 压 传 动 与 控 制

(第 二 版)

上海第二工业大学液压教研室 编

上海科学技术出版社出版

(上海瑞金二路450号)

新华书店上海发行所发行 扬中县印刷厂印刷

开本787×1092 1/16 印张22.5 字数537,000

1981年9月第1版 1990年6月第2版 1990年6月第6次印刷

印数102,701—108,700

ISBN 7-5323-1786-2/TH·40

定价：7.30元

第二版前言

本书第一版从1981年出版以来,受到广大读者的欢迎,至目前为止已先后印刷五次,累计发行数为十万余册。在此期间,液压技术又有了较大的发展,为此在第二版中对本书作了较大幅度的修改,以适应读者的需要。

改编中删去了一些陈旧的内容,简化了一些繁琐的公式推导,增加了一些新的内容,其中特别是增加了第九章液压系统动态特性的计算机数字仿真与第十章液压系统计算机辅助设计(CAD)等,并且每章都增设习题并附有答案,使本书更适合教学使用。

全书所用的专业名词、术语和符号都按国家标准规定,单位采用我国法定计量单位。为了便于查阅,书末附有液压系统图形符号表与液压传动中常用的我国法定计量单位表。

本书是根据高等学校机制专业本科液压传动课程的教学要求编写的。但亦可作为专科的教材使用,只需在讲课时适当删减部分内容。

参加本书第一版编写的有:卢醒庸(第一、七章),龚正(第二章),张宝峰、诸君汉(第三章)、黄奕振(第四章),奚林根(第五、六章)。

参加本书第二版改编的有:张宝峰(第一、二章与第四章流量控制部分);龚正(第三章);奚林根(第五、六章);关肇勋(第四章方向、压力控制部分与第七章);王维中(第八章);黄奕振(第九章);卢醒庸(第十章)。全书由关肇勋主编,由薛祖德审稿,由刘思恩绘制插图。

由于水平有限,书中可能会有不少缺点和错误,欢迎广大的读者指正。

编 者

1989年

目 录

第一章 液压传动基础知识 1	
§ 1-1 概述 1	
一、液压传动的工作原理和主要参数..... 1	
二、液压传动系统的组成..... 3	
三、液压传动的优缺点..... 5	
§ 1-2 液压油的主要物理性质和选用 6	
一、液压油的主要物理性质..... 6	
二、液压油的选用..... 9	
§ 1-3 静止液体的力学规律 12	
一、液体的压力..... 12	
二、液体的静压力基本方程..... 12	
三、压力的传递..... 13	
四、绝对压力、相对压力和真空度 14	
五、液体压力对固体壁面的总作用力..... 14	
§ 1-4 流动液体力学 15	
一、基本概念..... 15	
二、连续性方程..... 16	
三、欧拉运动方程..... 17	
四、伯努利方程..... 18	
五、动量方程..... 20	
§ 1-5 定常管流压力损失的计算 23	
一、层流、紊流、雷诺数..... 23	
二、液体在直管中流动时的压力损失..... 25	
三、局部压力损失..... 28	
四、管路系统中的总压力损失与压力效率..... 29	
§ 1-6 间隙流动 30	
一、平行平板间的间隙流动..... 30	
二、圆柱环形间隙流动..... 32	
三、流经平行圆盘间隙径向流动的流量..... 33	
四、圆锥状环形间隙的流量..... 34	
§ 1-7 液体流经小孔的流量 34	
一、薄壁小孔的流量计算..... 34	
二、细长小孔的流量计算..... 35	
§ 1-8 液压冲击 36	
一、液流通道迅速关闭时的液压冲击..... 36	
二、运动部件制动时产生的液压冲击..... 38	
§ 1-9 气穴与气蚀 39	
第二章 液压泵与液压马达 40	
§ 2-1 概述 40	
一、液压泵与液压马达的工作原理..... 40	
二、液压泵与液压马达的分类和图形符号..... 41	
三、液压泵与液压马达的压力和流量..... 41	
四、液压泵与液压马达的能量转换关系、功率与效率 42	
§ 2-2 叶片泵与叶片马达 43	
一、叶片泵的工作原理..... 44	
二、双作用叶片泵的结构..... 45	
三、高压定量叶片泵的特点..... 49	
四、双级叶片泵与双联叶片泵..... 50	
五、限压式变量叶片泵..... 52	
六、叶片马达..... 53	
§ 2-3 齿轮泵与齿轮马达 55	
一、外啮合齿轮泵..... 55	
二、内啮合摆线齿轮泵..... 61	
三、齿轮马达..... 62	
§ 2-4 柱塞泵与柱塞马达 63	
一、轴向柱塞泵..... 63	
二、轴向柱塞马达..... 67	
三、径向柱塞泵..... 69	
四、径向柱塞马达..... 71	
第三章 液压缸 75	
§ 3-1 常用液压缸的结构形式 75	
一、活塞式液压缸..... 75	
二、伸缩式液压缸..... 78	
三、柱塞式液压缸..... 78	

四、内条活塞液压缸	79
五、摆动液压缸	81
§ 3-2 液压缸结构设计要点	82
一、缸体组件	82
二、活塞组件	84
§ 3-3 液压缸的缓冲与排气	86
一、液压缸的缓冲	86
二、液压缸的排气	87
§ 3-4 液压缸的校核计算	88
一、缸筒壁厚的校核计算	88
二、活塞杆的校核计算	89
三、液压缸的缸盖联接强度计算	90
四、液压缸缓冲装置的计算	91

第四章 液压基本回路与控制阀

§ 4-1 方向控制回路	93
一、换向阀与换向回路	93
二、单向阀与锁紧回路	108
§ 4-2 调压回路	110
一、溢流阀与调压回路	110
二、减压阀与减压回路	118
§ 4-3 多缸顺序动作回路	122
一、压力控制的顺序动作回路	122
二、行程控制的顺序动作回路	126
三、时间控制的顺序动作回路	128
§ 4-4 平衡回路	129
一、用顺序阀的平衡回路	129
二、用液控顺序阀的平衡回路	129
§ 4-5 卸荷回路	130
一、执行元件不需保压的卸荷回路	130
二、执行元件需要保压的卸荷回路	132
§ 4-6 增压与增力回路	132
一、间断增压回路	133
二、连续增压回路	133
三、用液压缸增力的回路	134
§ 4-7 调速回路	134
一、节流调速回路	135
二、容积调速回路	149
三、容积节流调速回路	153
四、分段调速回路	156
§ 4-8 增速回路	157
§ 4-9 速度换接回路	160
§ 4-10 同步回路	164

§ 4-11 液压马达回路	168
一、液压马达制动回路	168
二、液压马达的串联与并联回路	169
§ 4-12 电液比例阀控制的回路	170
一、比例压力阀	170
二、比例调速阀	171
三、电液比例换向阀	172
§ 4-13 插装式锥阀及其应用回路	173
一、插装式锥阀的工作原理	173
二、应用回路	177

第五章 液压辅助元件

§ 5-1 密封件	179
一、间隙密封	179
二、O形密封圈	179
三、唇形密封圈	181
§ 5-2 滤油器	183
一、滤油器的类型	183
二、滤油器的选用	184
三、滤油器的安装位置	184
§ 5-3 蓄能器	185
一、蓄能器的类型与结构	185
二、蓄能器的应用	185
三、蓄能器的容量计算	186
§ 5-4 油管 and 管接头	189
一、油管	189
二、管接头	190
§ 5-5 油箱	192

第六章 液压系统实例

§ 6-1 组合机床液压系统	193
一、组合机床概述	193
二、YT 4543 型动力滑台液压系统工 作原理	193
三、YT 4543 型动力滑台液压系统特 点	195
§ 6-2 M 1432 A 型万能外圆磨床液压 系统	196
一、概述	196
二、工作台往复运动操纵箱	196
三、M 1432 A 型万能外圆磨床液压 系统工作原理	199
§ 6-3 YA79-250 型粉末制品液压机液	

压系统	201	三、工作图绘制和技术文件编制	227
一、概述	201	§ 7-6 液压系统设计举例	228
二、YA79-250 型粉末制品液压机典 型工艺循环	202	一、工况分析	228
三、YA 79-250型粉末制品液压机液 压系统工作原理	203	二、执行元件主要参数的确定	228
四、YA 79-250型粉末制品液压机液 压系统特点	205	三、液压缸的压力与流量的确定	229
§ 6-4 Q ₂ -8 型汽车起重机液压系统	205	四、液压系统原理图的拟订	229
一、概述	205	五、液压元件规格的选择	231
二、Q ₂ -8 型汽车起重机液压系统工 作原理	205	六、辅助元件的选择	232
三、起重机液压系统特点	208	七、液压系统的验算	233
§ 6-5 SZ-100/80 型注射成形机液压系 统	208	第八章 液压伺服系统	235
一、概述	208	§ 8-1 液压伺服系统的工作原理	235
二、注塑机工况对液压系统的要求	209	§ 8-2 液压伺服系统的基础知识	237
三、SZ-100/80 型注塑机液压系统工 作原理	210	一、职能方框图与系统的组成环节	237
四、注塑机液压系统的特点	213	二、数学模型	238
第七章 液压系统的设计计算	215	三、拉氏变换与传递函数	241
§ 7-1 设计要求与工况分析	215	四、典型环节	245
一、设计要求	215	五、结构方框图	249
二、工况分析	215	六、稳态误差	254
§ 7-2 执行元件主要参数的确定	217	七、稳定性	257
一、系统工作压力的选定	217	八、频率特性与频率响应法	260
二、执行元件主要结构尺寸的确定	218	§ 8-3 阀控液压缸伺服系统分析	265
§ 7-3 液压系统原理图的拟订	221	一、工作原理	265
一、执行元件类型的确定	221	二、四边控制阀特性	266
二、液压基本回路的选择或拟订	221	三、阀控液压缸系统分析	269
三、液压系统原理图的合成	222	§ 8-4 机液伺服系统实例	273
§ 7-4 液压元件的计算与选择	222	一、液压仿形刀架	273
一、液压泵的选择	222	二、电液脉冲马达	277
二、驱动液压泵电动机功率的确定	223	§ 8-5 电液伺服阀	280
三、控制阀的选择	224	一、电液伺服阀的组成	280
四、辅助元件的选择	224	二、典型电液伺服阀的结构与工作原 理	281
五、液压元件配置形式的选择	224	三、电液伺服阀的基本特性	284
§ 7-5 液压系统验算与技术文件的编制	225	§ 8-6 电液伺服系统	286
一、系统压力损失的验算与调整压力 的确定	225	一、电液位置控制系统	286
二、油箱热平衡温度的验算	226	二、电液速度控制系统的特点	292
		三、电液力控制系统简介	294
		第九章 液压系统动态特性的计算机 数字仿真	296
		§ 9-1 概述	296
		§ 9-2 影响液压系统动态特性的因素	296

一、机械因素	297	§ 10-2 计算机绘图	312
二、电气因素	297	§ 10-3 建立应用程序库的基本方法	314
三、液压因素	297	一、液压仿真	315
§ 9-3 功率键合图	298	二、优化设计	315
一、功率键合图的符号与绘制规则	298	三、专家系统	317
二、功率键合图的绘制方法	300	§ 10-4 多缸机床液压系统设计 CAD	
§ 9-4 状态方程	302	系统	317
一、状态变量的确定	302	一、系统的组成与工作流程	318
二、状态方程的建立	303	二、系统的设计实例	319
三、各参量、输入量与状态变量初始值的确定	303	习题	323
§ 9-5 状态方程的求解	304	附录 I 常用液压系统图形符号	
§ 9-6 动态特性的实验测试	310	(GB786-76)	344
第十章 液压系统计算机辅助设计	311	附录 II 液压传动中使用的法定计量单位	350
§ 10-1 概述	311		

第一章 液压传动基础知识

液压传动是机械设备中广泛采用的一种传动方式。它是用液体作为工作介质，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，驱动负载实现直线运动或回转运动。

本章介绍液压传动的工作原理、组成，液压泵的主要性质、选用以及与液压传动有关的流体力学知识。

§ 1-1 概 述

一、液压传动的工作原理和主要参数

下面以液压千斤顶为例说明液压传动的基本原理。图 1-1 为液压千斤顶的结构图，图 1-2 为它的原理图。

由图 1-2 可知，大缸体 9 和大活塞 8 组成举升液压缸。杠杆手柄 1、小缸体 2、小活塞 3、单向阀 4 和 7 组成手动液压泵。如提起手柄 1 使小活塞 3 向上移动，小活塞下端油腔容积增大，形成局部真空。这时单向阀 4 打开，通过吸油管 5 从油箱 12 中吸油。用力压下手柄，小活塞 3 下移，小活塞下腔压力增高，单向阀 4 关闭，单向阀 7 打开，下腔的油液经管道 6 输入举升液压缸下腔，迫使大活塞 8 向上移动，顶起重物 13。再次提起手柄吸油时，举升缸下腔

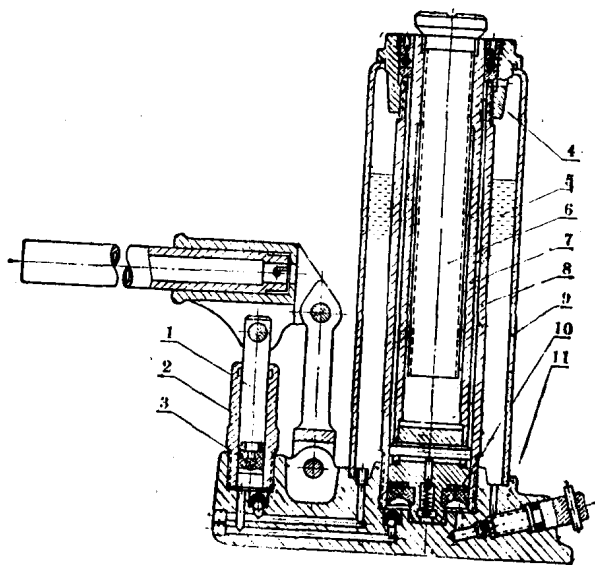


图 1-1 液压千斤顶结构图

1—小活塞；2—小缸体；3—密封圈；4—螺母；5—液压油；6—调节螺杆；7—大活塞；
8—大缸体；9—油箱；10—大密封圈；11—底座

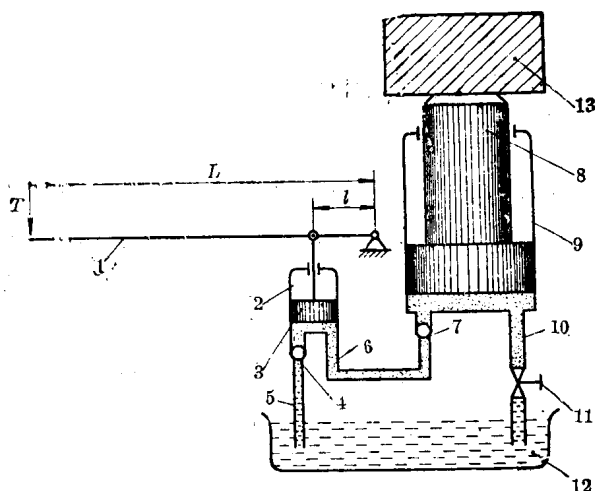


图 1-2 液压千斤顶原理图

1—手柄；2—小缸体；3—小活塞；4、7—单向阀；5、6、10—油管；
8—大活塞；9—大缸体；11—截止阀；12—油箱；13—重物

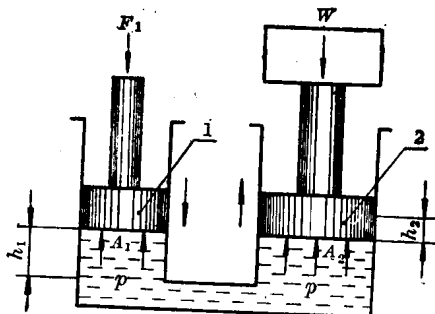


图 1-3 液压千斤顶的简化模型

的压力油将力图倒流入手动泵内，但此时单向阀 7 自动关闭，使油液不致倒流，从而保证了重物不会自行下落。不断地往复扳动手柄，就能不断地把油压入举升缸下腔，使重物逐渐地升起。如果打开截止阀 11，举升缸下腔的油液经阀 11 流回油箱，重物就向下移动。这就是液压千斤顶的工作情况。

图 1-3 为液压千斤顶的简化模型，据此可分析两活塞之间的力比关系、运动关系和功率关系。

(1) 力比关系 当在小活塞上施加力 F_1 时，小活塞下腔的油液就产生了压力 p ， $p = \frac{F_1}{A_1}$ 。根据帕斯卡原理“施加在密闭容器内平衡液体中某一点的压力能等值地传递到全部液体”，在大活塞下端的油腔中也存在着相同的压力 p ，当 $p \cdot A_2 = W$ 时，就能使大活塞举起重物 W 。故

$$p = \frac{F_1}{A_1} = \frac{W}{A_2} \quad (1-1a)$$

或

$$\frac{W}{F_1} = \frac{A_2}{A_1} \quad (1-1b)$$

式中 A_1 、 A_2 ——分别为小活塞和大活塞的作用面积。

式(1-1) 是液压传动中力传递的基本公式。由于 $p = \frac{W}{A_2}$ ，所以液体压力是随负载 W 的大小而变化的。如果负载 W 很小，压手柄 1 并不费力，说明液体压力 p 很小；如果负载 W 很大，压手柄 1 就很费力，说明液体压力 p 很大。由此我们必须建立一个很重要的基本概念，即液压缸中的压力决定于负载，而与流入液体的多少无关。另外从式(1-1)可看出，小小的液压千斤顶之所以能举起很重的物体，是由于有着很大的面积比 A_2/A_1 的缘故。

(2) 运动关系 如果不计液体的可压缩性、漏损和缸体、油管的变形，则从图 1-3 可以看出，被活塞 1 压出油液的体积必然等于大活塞向上升起后大缸扩大的体积。即

∴ $\frac{1}{2}$:

$$A_1 \cdot h_1 = A_2 \cdot h_2 \quad (1-2a)$$

或

$$\frac{h_2}{h_1} = \frac{A_1}{A_2} \quad (1-2b)$$

式中 h_1, h_2 分别为小活塞和大活塞的位移。

从式(1-2)可知, 两活塞的位移和两活塞的面积成反比。将式(1-2a) 两端除以活塞移动的时间 t 得

$$A_1 \frac{h_1}{t} = A_2 \frac{h_2}{t}$$

即

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{A_1}{A_2} \quad (1-3)$$

从式(1-3)可以看出, 活塞的移动速度和活塞的作用面积成反比。

$A \cdot \frac{h}{t}$ 的物理意义是单位时间内, 液体流过截面积为 A 的某一截面的体积, 称为流量 Q 。

即

$$Q = A \cdot v \quad (1-4a)$$

因此,

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 = Q$$

如果已知进入液压缸的流量 Q , 则活塞的运动速度为

$$v = \frac{Q}{A} \quad (1-4b)$$

调节进入液压缸的流量 Q , 即可调节活塞的运动速度 v , 这就是液压传动实现无级变速的基本方法之一。从式(1-4b)可得到另一个重要的基本概念, 即活塞的运动速度 v 决定于进入液压缸的流量 Q , 而与压力 p 大小无关。

同样从式(1-1a)还可得到一个重要的基本概念, 即活塞能够推动的负载 W 决定于液压缸中的压力 p , 与流量 Q 的大小无关。

(3) 功率关系 将式(1-1a)和式(1-3)相乘可得,

$$F_1 v_1 = W \cdot v_2 \quad (1-5)$$

上式左端为输入功率, 右端为输出功率。这说明了在不计损失的情况下输入功率等于输出功率。由式(1-5)还可得出

$$P = p A_1 v_1 = p A_2 \cdot v_2 = p Q \quad (1-6)$$

从式(1-6) 可看出, 液压传动中的功率 P 可以用压力和流量的乘积来表示。压力 p 和流量 Q 是液压传动中最基本、最重要的两个参数, 它们相当于力和速度, 它们的乘积即为功率。

从以上分析可知, 液压传动是以液体的压力能来传递动力的, 它与利用液体的动能来传递动力的液力传动是有根本区别的。

二、液压传动系统的组成

图 1-4a 为车床液压刀架的结构原理图。刀架要求实现慢速向右进给, 快速向左退回的动作循环。图中与活塞 9 固定在一起的活塞杆 12 与刀架拖板 11 相联。缸体 10 固定在床身上。图示位置为电磁换向阀 15 的电磁铁处于通电状态, 阀芯在推杆作用下处于右端。当电动机驱动液压泵 17 时, 液压泵经滤油器 19、吸油管 1 从油箱吸油, 并经油管 2、换向阀 15、油管 3 压送至液压缸 10 的左腔, 推动活塞向右移动, 从而带动拖板和刀架向右作进给运动。

液压缸右腔的油液经油管4、节流阀13、油管5、换向阀15、油管6排回油箱。调节节流阀通流面积的大小,可控制液压缸右腔回油量,从而调节活塞带动拖板向右移动的速度。

当换向阀15的电磁铁断电时,阀芯在弹簧作用下向左移动,油管2与3、5与6通路切断;油管2与5、3与6接通,液压泵输出的压力油经油管2、换向阀15、油管5、单向阀14进入液压缸右腔,液压缸左腔中的油经油管3、换向阀15、回油管6排回油箱,这时拖板快速向左退回。由此可见换向阀是控制油液流动方向的液压元件。

图中,在油管4、5之间,节流阀13与单向阀14并联联接。当拖板向右进给时,液压缸右腔中的油只能通过节流阀13回油,单向阀14关闭。拖板(液压缸)反向运动时,压力油经单向阀14进入液压缸右腔。因此单向阀也是控制液流方向的元件,只允许油液向一个方向通过,而另一个方向关闭。

溢流阀8的作用是定量液压泵多余的油液经溢流阀8、油管7排回油箱,使液压泵出口压力保持恒定。同时溢流阀还限制了液压泵输出的最高压力,以防止系统过载。

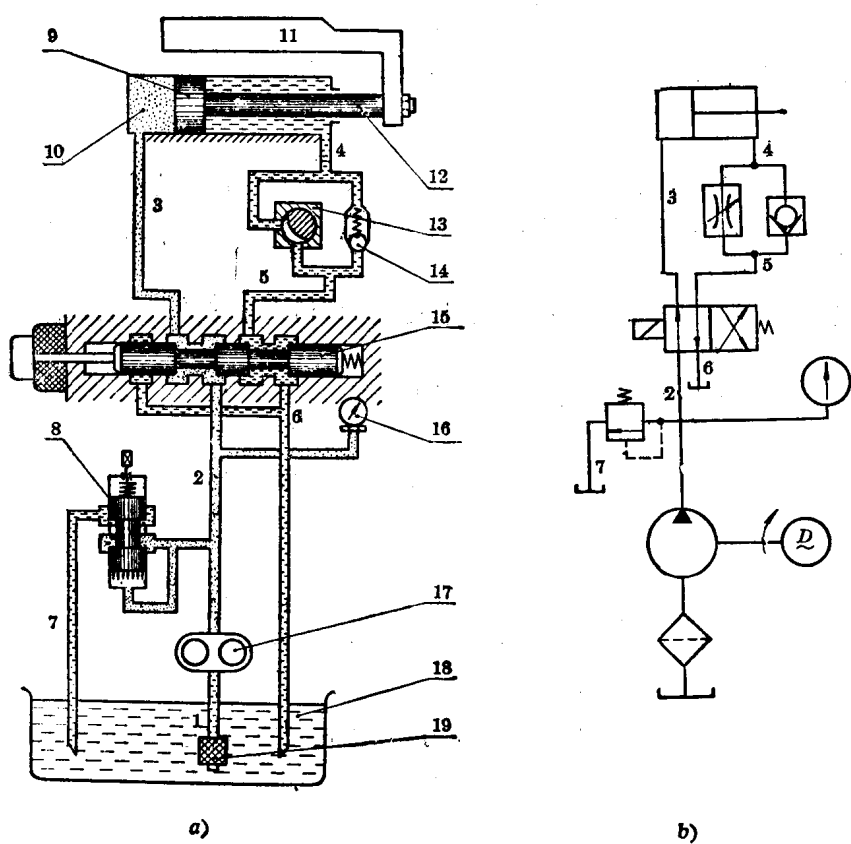


图 1-4 液压刀架液压原理图

1~7—油管; 8—溢流阀; 9—活塞; 10—液压缸; 11—拖板; 12—活塞杆; 13—节流阀;
14—单向阀; 15—换向阀; 16—压力表; 17—液压泵; 18—油箱; 19—滤油器

图 1-4a) 所示系统工作原理图形象地表示了各元件的结构原理,比较直观,易于为初学者接受;其缺点是绘图不便,不够简明,特别当系统比较复杂时,更显繁琐。为此国内外都广泛采用元件的图形符号来绘制液压系统原理图,见图 1-4b)。图形符号脱离了元件的具体结构,只表示元件的职能。用图形符号表示的液压系统原理图清楚而简洁,便于阅读、分析、设

计和绘制。附录中部分摘录了我国目前采用的液压图形符号(按 GB 786-76)。

从液压千斤顶和液压刀架液压系统的原理图,可以看出液压系统总是由以下五部分组成的。

(一) 动力元件

液压泵,是将原动机输入的机械能转换为液压能的能量转换装置,是液压系统的动力源。

(二) 执行元件

液压缸或液压马达,是将液体的压力能转换为驱动工作部件的机械能的能量转换装置,前者用来实现直线运动,后者实现旋转运动。

(三) 控制元件

各种阀,用以控制液压传动系统所需的力、速度和运动方向等。

(四) 辅助元件

油箱、油管、管接头、滤油器、蓄能器、压力表等。

(五) 工作介质

传递液压能的介质,通常是矿物油。

三、液压传动的优缺点

在工程机械、交通运输机械、冶金矿山机械、农业机械、轻工机械、机床以及轮船、飞行器中都广泛地应用着液压传动与控制。液压传动之所以获得如此广泛的应用是因为它与机械传动、电气传动等相比有许多优点,但也有一些缺点。

(一) 优点

1. 在输出相同功率的条件下,液压传动装置体积小、重量轻、结构紧凑、惯性小,并且反应快;
2. 可在运行过程中实现大范围的无级调速;
3. 传动无间隙,运动平稳,便于实现频繁的换向;
4. 操纵简单,易于实现自动化,特别是电液联合应用时,易于实现复杂的自动工作循环;
5. 不需要减速器就可实现较大推力、大力矩的传动;
6. 借助于设置的安全阀,易于实现过载保护;
7. 液压元件都是标准化、系列化、通用化产品,便于设计、制造和维修。

(二) 缺点

1. 油液的泄漏、油的可压缩性、油管的弹性变形会影响运动的正确性,故不能用于精确的定比传动的场合;
2. 油液的粘度随温度而变,会引起运动特性的变化,且在高温、低温下工作有一定困难;
3. 由于油液流动的阻力较大,故不宜远距离传动;
4. 液压元件的制造和液压系统的检修要求较高的技术水平。

综上所述,液压传动的优点是主要的、突出的,它的缺点随着科学技术水平的提高,已被逐步克服。

§ 1-2 液压油的主要物理性质和选用

一、液压油的主要物理性质

(一) 密度

密度 ρ 定义为单位体积的质量, 即

$$\rho = \frac{m}{V} (\text{kg/m}^3) \quad (1-7)$$

式中 m ——液体的质量,

V ——液体的体积。

(二) 压缩性和热膨胀性

油液的密度是随着温度、压力的变化而变化的, 即密度是温度和压力的函数, 其数学表达式为:

$$\rho = \rho_0(p, t) \quad (1-8)$$

液体的密度随压力和温度的变化量很小, 因此常取台劳级数一阶展开式来近似表达, 即

$$\rho = \rho_0 + \left(\frac{\partial \rho}{\partial t}\right)_{p_0} (t - t_0) + \left(\frac{\partial \rho}{\partial p}\right)_{t_0} (p - p_0) \quad (1-9)$$

式中, $\rho_0 = \rho(p_0, t_0)$, 即是液体在压力为 p_0 , 温度为 t_0 时的密度。 ρ 是液体在压力为 p 、温度为 t 时的密度。

令

$$\kappa = \frac{1}{\rho_0} \left(\frac{\partial \rho}{\partial p}\right)_{t_0}, \quad \alpha_v = -\frac{1}{\rho_0} \left(\frac{\partial \rho}{\partial t}\right)_{p_0}$$

则式(1-9)可简化为

$$\rho = \rho_0 [1 - \alpha_v(t - t_0) + \kappa(p - p_0)] \quad (1-10)$$

上式为线性化了的状态方程。式中 κ 为液体的压缩率, α_v 为液体的热膨胀率。当压力增加时, 密度增加; 温度增加时密度减小。根据密度定义, $m = \rho V$, 将 m 对 ρ 微分, 因 $dm/d\rho = 0$,

即

$$\partial \rho = -\frac{\rho}{V} \partial V$$

在 t_0 时 $V = V_0$, $\rho = \rho_0$ 的表达式可改写为

$$\kappa = -\frac{1}{V_0} \left(\frac{\partial V}{\partial p}\right)_{t_0} \quad (1-11)$$

式中 V ——液体的体积;

V_0 ——液体的初始体积。

压缩率 κ 的物理意义是: 当液体的压力增加单位增量时, 体积的相对变化率。压缩率的倒数称为液体的体积弹性模量 K , 即

$$K = \frac{1}{\kappa} = -V_0 \left(\frac{\partial p}{\partial V}\right)_{t_0} \quad (1-12)$$

纯液压油的体积弹性模量 K 值在 $1.4 \times 10^9 \sim 2 \times 10^9 \text{ N/m}^2$ 的范围的。当液体中混入有不溶解的气体时, 液体的体积弹性模量 K 会大大降低。考虑到一般液压系统中很难避免混

入气体,所以计算时常取 $K = 7 \times 10^9 \text{N/m}^2$, 其计算结果与实际比较接近。

由于液压油的可压缩性很小,所以一般可以忽略。但在高压以及研究系统动态性能时,则不能忽略。

同样,液体的热膨胀率 α_v 也可表示为

$$\alpha_v = \frac{1}{V_0} \left(\frac{\partial V}{\partial t} \right)_p \quad (1-13)$$

热膨胀率表征了液体体积随温度变化的性质。它的物理意义是:在一定压力条件下,温度改变 1°C 所引起的体积相对变化率。

对于液压用油, α_v 只决定于油液的密度,而与压力和温度无关,其数值见下表。

表 1-1 不同密度的油液的热膨胀率

15℃的密度(kg/m³)	0.7×10^3	0.8×10^3	0.85×10^3	0.9×10^3	0.92×10^3
$\alpha_v(1/^\circ\text{C})$	8.2×10^{-4}	7.7×10^{-4}	7.2×10^{-4}	6.4×10^{-4}	6×10^{-4}

(三) 粘度

当油液在外力作用下流动时,由于油液分子之间的内聚力和油液分子与固体壁面的附着力,会导致油液分子之间产生相对运动,从而在油液中产生内摩擦力。油液在流动时产生内摩擦力的特性称为粘性。只有在流动时,油液的粘性才显示出来,静止液体则不显示粘性。

1 粘度的单位

粘性的大小可用粘度来衡量。粘度是液体最重要的特性之一,对液压系统中所用的液压油的粘度常有较严格的要求。粘度一般可用下面几种不同的单位来表示。

(1) 动力粘度 μ

如图 1-5 所示,两块平行平板间充满着油液,上平板以速度 v 向右运动,下平板固定不动。紧贴在上平板的油液粘附在上平板上并与上平板一起以速度 v 运动,紧贴在下平板的油液则粘附于下平板而保持静止。当两平板之间距离 h 较小时,油液速度呈线性规律分布。因而这时的流动可看作为许多薄流体层的运动。由于各层的流动速度不同,流速高的流层会带动流速低的流层,而流速低的流层又会阻滞流速高的流层。这样在流层之间就产生了内摩擦力。根据试验研究,其液层间的内摩擦力 F 与接触面积 A 和两液层的相对速度 du 成正比,与两液层间的距离 dz 成反比。即

$$F = \mu \cdot A \frac{du}{dz} \quad (1-14)$$

或

$$\tau = \mu \cdot \frac{du}{dz} \quad (1-15)$$

上式称为牛顿内摩擦定律。式中 μ 为动力粘度或内摩擦系数, τ 为单位面积的摩擦力(剪切应力), $\frac{du}{dz}$ 为油液相对滑动的速度梯度。

动力粘度 μ 的物理意义是:当速度梯度为 1 时单位面积上的内摩擦力。如果动力粘度只与液体的种类有关而与速度梯度无关,则这种液体称为牛顿液体,否则为非牛顿液体。液

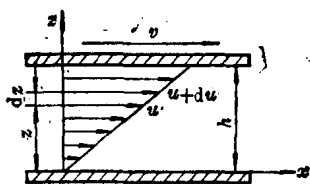


图 1-5 液体粘性示意图

压油一般为牛顿液体。

在我国法定计量单位中, 动力粘度 μ 的单位为帕·秒(Pa·s), 即 $\left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot \text{s}\right)$ 。

(2) 运动粘度 ν

运动粘度 ν 是动力粘度与密度之比, 即

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1-16)$$

ν 的法定计量单位为 m^2/s 。

运动粘度 ν 没有明确的物理意义, 但在计算中常用到。由于 ν 的单位中只有运动学要素, 故称为运动粘度。过去我国用 50°C 时的平均运动粘度表示油的标号, 例如20号机械油在 50°C 时的平均运动粘度为 $20\text{mm}^2/\text{s}$ 。目前已改用 40°C 时的平均运动粘度表示油的标号。

(3) 相对粘度(恩氏粘度 $^\circ\text{E}$)

由于动力粘度较难直接测量, 因此工业上还常采用相对粘度来度量液体的粘性。液体的相对粘度又称条件粘度, 是以被测液体的粘度相对于水的粘度的大小程度来表示的。各国采用相对粘度单位有所不同, 美国采用赛氏秒(Saybolt, 用SSU表示), 英国采用商用雷氏秒(Redwood, 用 $^\circ\text{R}$ 或 Re.1° 表示), 我国用恩氏粘度 $^\circ\text{E}$ 。

恩氏粘度测量方法如下: 以 200cm^3 被测液体在 $t^\circ\text{C}$ 时, 仅在自重作用下通过恩氏粘度计 $\phi 2.8\text{mm}$ 小孔所需的时间 t_1 , 与同体积 20°C 的蒸馏水通过同样小孔所需时间 t_2 之比值。

即

$$^\circ\text{E}_t = \frac{t_1}{t_2} \quad (1-17)$$

工业上一般以 20°C 、 50°C 和 100°C 作为测定恩氏粘度的标准温度, 分别以 $^\circ\text{E}_{20}$ 、 $^\circ\text{E}_{50}$ 、 $^\circ\text{E}_{100}$ 表示。

恩氏粘度与运动粘度的换算关系为

$$\nu (\text{mm}^2/\text{s}) = 7.31^\circ\text{E} - \frac{6.31}{^\circ\text{E}} \quad (1-18)$$

其他相对粘度与运动粘度的换算关系为

$$\nu (\text{mm}^2/\text{s}) = 0.22\text{SSU} - \frac{180}{\text{SSU}} \quad (1-19)$$

$$\nu (\text{mm}^2/\text{s}) = 0.26^\circ\text{R} - \frac{172}{^\circ\text{R}} \quad (1-20)$$

2. 粘度与压力的关系

当压力增加时, 液体分子之间距离缩小, 内聚力增大, 粘度也增大。在一般情况下, 压力对粘度的影响较小, 可不加考虑。只有在压力较高或压力变化较大时才需考虑压力对粘度的影响, 它们之间的关系为

$$\nu_p = \nu_0 e^{bp} \quad (1-21)$$

式中 ν_p ——压力为 p 时液体的运动粘度;

ν_0 ——大气压力下液体的运动粘度;

e ——自然对数的底;

b ——系数。

3. 粘度与温度的关系

温度对油液粘度的影响较大。当温度增加时,液体分子活动能力增强,内聚力减小,粘度降低。油液粘度与温度的关系称为粘温特性。不同的油液有不同的粘温特性。在 30~150°C 范围内,运动粘度 $\nu < 76 \text{ mm}^2/\text{s}$ 的矿物油的粘度与温度的关系可用以下近似公式计算。

$$\nu_t = \nu_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^n \quad (1-22)$$

式中 ν_t —— $t^\circ\text{C}$ 时油液的运动粘度;

ν_{50} —— 50°C 时油液的运动粘度;

n ——指数,见表 1-2。

表 1-2 温度指数 n

$\nu_{50}(\text{mm}^2/\text{s})$	2.5	6.5	9.5	12	21	30	38	45	52	60	63	76
n	1.39	1.59	1.72	1.79	1.99	2.13	2.24	2.32	2.42	2.49	2.52	2.56

对于国产油的运动粘度还可按油的牌号由图 1-6 的粘温图上查得。因粘度的变化直接影响到液压系统的性能,选用液压油时要特别注意粘温特性。

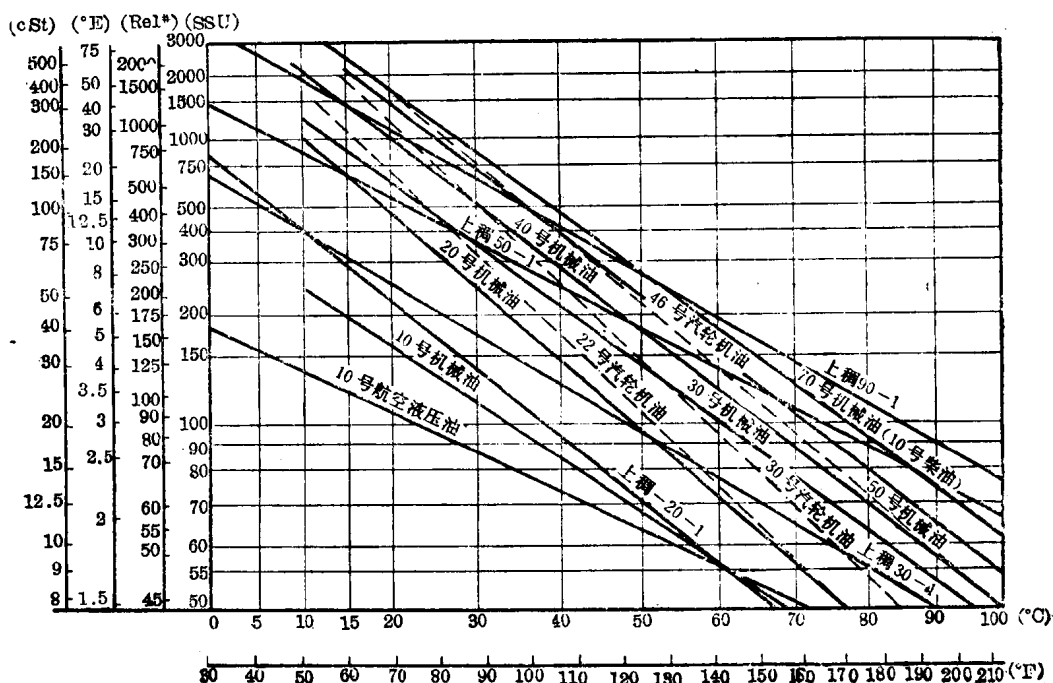


图 1-6 部分国产油粘温图

二、液压油的选用

液压传动是依靠液压油来传递能量的,它的性能会直接影响到液压系统的工作。对液压传动系统液压油的使用要求可概括如下:

1. 粘度适当和粘温特性良好;