

液压与液力传动

YEYA YU YELI CHUANODNG

甄少华 主编



大连理工大学出版社

液 压 与 液 力 传 动

甄少华 主编

大连海运学院出版社出版

大连海运学院出版社发行

大连海运学院出版社印刷厂印装

开本: 787×1092 1/16 印张: 21 1/4 字数: 530千

1989年7月第1版 1989年7月第1次印刷

责任编辑: 邱泽群

封面设计: 王 艳

印数: 4500册 定价: 4.20元

ISBN 7-5632-0050-9/TH·1

内 容 简 介

全书共分二篇，十二章。第一篇为液压传动及控制。主要介绍液压传动及控制的基础知识；各类液压元件的结构、原理及性能；液压基本回路、典型液压系统及液压系统的设计计算；液压伺服系统的有关知识及应用实例。第二篇为液力传动。主要介绍液力传动基础知识；液力变矩器及液力耦合器的工作原理、特性方程、基本性能及与发动机的共同工作等。

本书可供交通系统大专院校机械类各专业作教材使用，也可作为函授大学类似专业的液压教材，并可供其他工科院校相近专业的师生及从事液压技术工作的人员参考。

前 言

随着技术的发展和进步,目前交通部所属机械类专业,如“港口机械工程”、“船舶机械工程”、“造船设备及工艺”、“焊接”、“热处理”等,都相继开设了液压传动和液力传动课程。为了深化教学改革、丰富教学内容、加强教材的适应性,我们在多年教学实践的基础上编写了这本共用教材,以满足交通部机械类专业液压传动和液力传动教学的需要。

本书第一章介绍液压传动基础知识。二至五章介绍液压泵、液压马达、液压缸、液压控制阀及辅助元件。六至八章介绍液压基本回路、典型液压系统和系统的设计计算。第九章介绍液压伺服系统的有关知识及应用实例。十至十二章介绍液力传动基础知识、液力变矩器和耦合器。学习和掌握了本教材的主要内容后,基本上能满足日后从事液压技术工作的初步需要,也能为今后进一步进修本门学科打下基础。

参加本书编写的有武汉水运工程学院甄少华(第一、二、九章)、周正华(第三、十、十一、十二章)、张孝侯(第四、六章)殷乾训(第五、七、八章)。全书由甄少华主编,华中理工大学胡庆超教授主审。

由于编者水平有限,本书可能存在不少缺点和错误,恳请读者批评指正。

编 者

一九八八年四月

目 录

第一篇 液压传动及控制

第一章 液压传动基础知识	(1)
§ 1—1 液压传动的工作原理及系统组成	(1)
一、工作原理	(1)
二、系统组成	(3)
三、液压传动的主要优缺点	(4)
四、液压传动的应用及发展	(5)
§ 1—2 液压油	(5)
一、质量和重量	(5)
二、密度和重度	(6)
三、压缩性和热膨胀性	(6)
四、粘性	(6)
五、液压油的选择、使用及维护	(10)
§ 1—3 液体静力学	(13)
一、液体静压力及其特性	(13)
二、液体静压力方程式和静压传递	(13)
三、液压系统压力的形成	(14)
四、压力表示法	(14)
五、液体作用在固体壁面上的力	(15)
§ 1—4 液体流体力学	(15)
一、基本概念	(15)
二、连续性方程	(17)
三、伯努利方程	(17)
§ 1—5 定常管流压力损失计算	(19)
一、液体的流态及其判别	(19)
二、沿程压力损失	(20)
三、局部压力损失	(22)
四、管路系统总压力损失和压力效率	(22)
§ 1—6 液体流经小孔和间隙的流量	(24)
一、流经小孔的流量	(24)
二、流经间隙的流量	(25)
§ 1—7 液压冲击	(29)
一、液压冲击现象、原因及后果	(29)
二、液压冲击波在导管中的传递速度	(29)

三、液流通道迅速关闭时的液压冲击	(30)
四、运动部件制动时产生的液压冲击	(31)
五、防止液压冲击的措施	(32)
§ 1—8 气蚀现象	(32)
一、气穴与气蚀	(32)
二、节流气穴	(33)
三、液压泵气穴	(34)
第二章 液压泵和液压马达	(36)
§ 2—1 液压泵和液压马达的基本概念	(36)
一、液压泵和液压马达的作用与分类	(36)
二、液压泵和液压马达的主要性能参数	(36)
§ 2—2 齿轮泵和齿轮马达	(39)
一、概述	(39)
二、外啮合齿轮泵的工作原理	(39)
三、外啮合齿轮泵的排量计算及流量脉动	(40)
四、外啮合齿轮泵存在的几个问题	(41)
五、齿轮马达	(43)
六、内啮合摆线齿轮泵(马达)	(44)
§ 2—3 叶片泵和叶片马达	(46)
一、概述	(46)
二、单作用叶片泵的工作原理	(46)
三、限压式变量叶片泵	(47)
四、双作用叶片泵的工作原理	(49)
五、双作用叶片泵的结构特点	(51)
六、叶片马达	(55)
§ 2—4 柱塞泵和柱塞马达	(56)
一、概述	(56)
二、斜盘式轴向柱塞泵的工作原理	(57)
三、斜盘式轴向柱塞泵的结构特点	(58)
四、斜轴式轴向柱塞马达	(63)
五、径向柱塞泵	(64)
§ 2—5 低速大扭矩液压马达	(65)
一、概述	(65)
二、曲轴连杆式低速大扭矩液压马达	(66)
三、静力平衡式径向柱塞液压马达	(68)
四、内曲线多作用式径向柱塞液压马达	(70)
五、自动调速叶片式低速大扭矩液压马达	(71)
第三章 液压缸	(77)
§ 3—1 液压缸的结构	(77)

一、液压缸的类型	(77)
二、往复直线运动液压缸结构	(80)
三、往复直线运动液压缸的零部件结构	(80)
§ 3—2 往复直线运动液压缸的设计计算	(86)
一、设计液压缸应注意的几个问题及设计步骤	(86)
二、确定往复直线运动液压缸的基本参数	(86)
三、液压缸的壁厚、缸底计算及强度验算	(90)
§ 3—3 液压缸的稳定性和活塞杆的强度校核	(91)
§ 3—4 摆动液压缸的有关计算	(93)
第四章 液压控制阀	(94)
§ 4—1 概述	(94)
§ 4—2 方向控制阀	(95)
一、单向阀	(95)
二、换向滑阀	(99)
三、换向转阀	(108)
四、多路换向阀	(110)
§ 4—3 压力控制阀	(112)
一、溢流阀	(112)
二、减压阀	(120)
三、顺序阀	(121)
四、压力继电器	(124)
§ 4—4 流量控制阀	(125)
一、节流阀	(125)
二、调速阀	(127)
三、温度补偿调速阀	(129)
四、溢流节流阀	(129)
§ 4—5 比例控制阀	(131)
一、概述	(131)
二、比例压力阀	(133)
三、比例流量阀	(136)
四、比例换向阀	(138)
§ 4—6 插装阀	(139)
一、概述	(139)
二、插装阀用作方向控制	(140)
三、插装阀用作压力控制	(143)
四、插装阀用作流量控制	(146)
第五章 辅助元件	(147)
§ 5—1 蓄能器	(147)
一、蓄能器的用途	(147)

二、蓄能器的种类	(147)
三、蓄能器的容量计算	(148)
§ 5—2 滤油器、冷却器和加热器	(151)
一、滤油器	(151)
二、冷却器	(154)
三、加热器	(156)
§ 5—3 密封件、油管和管接头	(157)
一、密封件	(157)
二、油管和管接头	(159)
§ 5—4 油箱	(162)
一、油箱的作用和结构型式	(162)
二、油箱容量的确定	(163)
第六章 液压基本回路	(164)
§ 6—1 速度控制回路	(164)
一、调速回路	(164)
二、快速运动回路和速度换接回路	(180)
§ 6—2 压力控制回路	(185)
一、调压回路	(185)
二、减压回路	(186)
三、增压回路	(187)
四、卸荷回路	(187)
五、平衡回路	(191)
六、锁紧回路	(192)
七、缓冲补油回路	(193)
§ 6—3 换向回路	(195)
一、采用换向阀	(195)
二、采用液压泵或液压马达	(196)
§ 6—4 多个执行机构配合的回路	(197)
一、顺序动作回路	(197)
二、同步回路	(202)
三、卸荷回路	(206)
第七章 典型液压系统	(208)
§ 7—1 肋骨冷弯机液压系统	(208)
§ 7—2 剪板机液压系统	(210)
§ 7—3 液压机液压系统	(212)
§ 7—4 组合机床液压系统	(215)
一、自驱式动力头液压系统	(215)
二、他驱式动力滑台的液压系统	(217)
§ 7—5 摩擦焊机液压系统	(218)

§ 7—6	叉车液压系统	(220)
§ 7—7	汽车起重机液压系统	(221)
§ 7—8	绞吸式挖泥船液压系统	(223)
§ 7—9	船舶舵机液压系统	(227)
§ 7—10	单斗挖掘机液压系统	(229)
§ 7—11	旋转板式垃圾车液压系统	(230)
第八章	液压系统的设计计算	(233)
§ 8—1	液压系统的设计步骤	(233)
一、	确定对液压系统的工作要求	(233)
二、	拟定液压系统原理图	(233)
三、	计算和选择液压元件	(233)
四、	液压系统的验算	(234)
五、	绘制正式工作图和编制技术文件	(234)
§ 8—2	执行机构的负载分析	(234)
一、	液压缸的负载	(234)
二、	液压马达的负载	(235)
§ 8—3	确定系统的主要参数	(236)
一、	初选系统的工作压力	(236)
二、	计算液压缸的工作面积和流量	(237)
三、	计算液压马达的排量和流量	(238)
§ 8—4	液压元件的选择	(238)
一、	液压泵的选择	(238)
二、	阀件的选择	(240)
三、	蓄能器的选择	(240)
四、	确定管道尺寸	(241)
五、	确定油箱容量	(241)
§ 8—5	液压系统的性能验算	(242)
一、	液压系统压力损失的验算	(242)
二、	液压系统总效率的计算	(242)
三、	液压系统发热温升的计算	(243)
第九章	液压伺服系统	(245)
§ 9—1	液压伺服系统的工作原理、构成及分类	(245)
一、	液压伺服系统的工作原理	(245)
二、	液压伺服系统的构成	(246)
三、	液压伺服系统的分类	(247)
§ 9—2	阀控油缸伺服系统分析	(247)
一、	工作原理	(247)
二、	理想零开口四边控制阀的静特性	(248)
三、	阀控液压缸系统分析	(251)

§ 9—3 电液伺服阀	(254)
一、位置反馈式电液伺服阀	(255)
二、力反馈式电液伺服阀	(256)
三、电液伺服阀的基本特征	(257)
§ 9—4 液压伺服系统的应用	(260)
一、液压仿形刀架	(260)
二、柱塞泵的变量伺服控制	(260)
三、转向液压助力器	(261)
四、液压缸同步控制	(268)

第二篇 液力传动

第十章 液力传动基础知识	(269)
§ 10—1 液力传动概述	(269)
§ 10—2 液力传动的基本工作原理	(270)
§ 10—3 液力传动有关方程式	(274)
一、相对运动伯努利方程式	(274)
二、欧拉方程式	(275)
三、作用在工作叶轮上的扭矩方程式	(276)
§ 10—4 液力传动的能量损失	(278)
一、机械损失及机械效率	(278)
二、容积损失及容积效率	(278)
三、液力损失及液力效率	(278)
§ 10—5 相似原理及其在液力传动中的应用	(279)
第十一章 液力变矩器	(283)
§ 11—1 液力变矩器的基本构件及工作原理	(283)
一、液力变矩器的基本构件	(283)
二、液力变矩器的工作原理	(283)
§ 11—2 液力变矩器的计算方程及特性曲线	(285)
§ 11—3 液力变矩器基本性能评价	(288)
一、透穿性能	(288)
二、变矩性能	(290)
三、经济性能	(290)
§ 11—4 常用液力变矩器介绍及液力变矩器的分类	(291)
一、YB-355-2 型液力变矩器	(291)
二、FW-410-1 型液力变矩器	(293)
三、D 375 型综合式液力变矩器	(293)
§ 11—5 液力变矩器与动力机的共同工作	(298)
一、动力机的特性	(298)

二、液力变矩器与动力机的共同工作	(298)
§ 11—6 液力变矩器的尺寸选择	(302)
第十二章 液力耦合器	(305)
§ 12—1 液力耦合器的基本构件及工作原理	(305)
§ 12—2 液力耦合器的特性	(306)
一、循环流量、液流相对速度与涡轮转速的关系	(306)
二、液力耦合器的外特性	(308)
三、液力耦合器的原始特性	(309)
§ 12—3 液力耦合器与动力机的共同工作	(310)
§ 12—4 液力耦合器类型及典型结构	(311)
一、牵引型液力耦合器	(311)
二、安全型液力耦合器	(313)
三、调速型液力耦合器	(315)
§ 12—5 液力耦合器的选择	(316)
参考文献	(319)
附录	(320)

第一篇 液压传动及控制

第一章 液压传动基础知识

§ 1—1 液压传动的工作原理及系统组成

一、工作原理

液压传动是以液体为介质，借助液体的压力能来实现能量和运动的传递。

了解传递介质液体的性质，是学习和了解液压传动工作原理的基础。

(一) 液体的主要特性

1. 由于液体分子间的内聚力小，所以液体只能受压，不能受拉，不能抵抗剪切变形，只能阻滞剪切变形的速率。液体本身无一定的形状，与所盛容器的内部形状一致。它是能量传递中的挠性环节，不是刚性环节。作为传动装置它具有连接方便、消除振动等优点。

2. 液体几乎是不可压缩的，受压后体积变化很小。油的压缩率在温度为 $20\sim 80^{\circ}\text{C}$ 范围内时是 $(0.66\sim 0.97)\times 10^{-9}\text{m}^2/\text{N}$ ，可看成密度不变。

3. 在密闭容器中，静止液体的压力以同样大小向各个方向等值传递，即压强处处相等。这就是帕斯卡定律。

(二) 液压传动的运动学和动力学关系

图 1-1 是液压传动工作原理简图。

在密闭连通器中盛满液体， L 为大活塞上承受的重力负载， F 为作用在小活塞上的外力， A_2 、 A_1 分别为大小活塞的面积。在外力 F 的作用下，小活塞向下移动一段距离 h_1 。

由于液体具有不可压缩和压力等值传递的特性，可以推动大活塞向上移动一段距离 h_2 。若不考虑液体的泄漏、相对运动件之间的磨损及容器的弹性变形等因素，可以得出两活塞的运动学及动力学的关系。

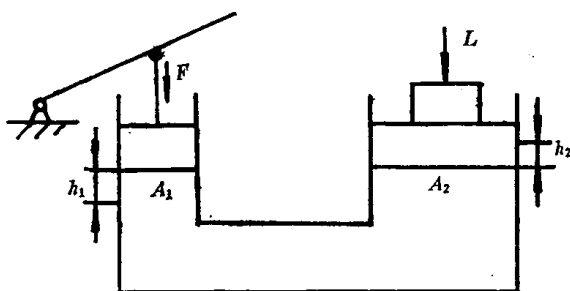


图1-1 液压传动工作原理图

1. 运动学关系

根据液体不可压缩的性质，则小活塞向下移动所引起的体积变化 V_1 ，与大活塞向上移动所引起的体积变化 V_2 相等，即 $V_1 = V_2$ 。

$$\text{因 } V_1 = h_1 A_1, \quad V_2 = h_2 A_2$$

$$\text{则 } h_1 A_1 = h_2 A_2$$

$$\text{得 } h_1/h_2 = A_2/A_1$$

(1—1)

即两活塞的位移与两活塞的面积成反比。

由于小活塞向下移动 h_1 和大活塞向上移动 h_2 是在同一时间 t 内完成的，则两活塞运动速

度分别为:

$$v_1 = h_1/t, \quad v_2 = h_2/t$$

将 h_1 和 h_2 代入上式得:

$$v_1/v_2 = A_2/A_1 \quad (1-2)$$

即两活塞的运动速度与两活塞的面积成反比。

因为 $V_1 = V_2 = A_1 h_1 = A_2 h_2 = A_1 v_1 t = A_2 v_2 t$

若将单位时间内流过过流截面的液体体积 V 称为流量 Q , 则

$$Q = V_1/t = V_2/t = A_1 v_1 = A_2 v_2 \quad (1-3)$$

上式表明, 在流量一定的条件下, 活塞面积大的速度小, 面积小的速度大。

2. 动力学关系

根据密闭容器中压强处处相等的原理得:

$$p_1 = p_2 = F/A_1 = L/A_2 = p \quad (1-4)$$

则两活塞所受的力与该活塞面积的比值为一常数。

由式1-4得:
$$L = \frac{A_2}{A_1} F \quad (A_2 > A_1)$$

上式表明, 在液压传动中, 力不但可以传递, 而且通过作用面积的不同, 力还可以放大。液压传动装置能用较小的力推动较大的负载。

由图 1-1 知, 外力所作的功为:

$$W_1 = F \cdot h_1$$

克服重力负载所作的功为:

$$W_2 = L \cdot h_2$$

若不考虑损失, 根据能量守恒定律, 则输入功 W_1 和输出功 W_2 相等, 即

$$W_1 = W_2 = F h_1 = L h_2 \quad (1-5)$$

称单位时间所作的功为功率 N , 则

$$N = W/t \quad (1-6)$$

若将式 (1-5)、公式 $v_1 = h_1/t$ 和 $v_2 = h_2/t$ 、 $F = p A_1$ 和 $L = p A_2$ 一起代入式1-6则得:

$$N = F \cdot v_1 = L \cdot v_2 = p Q \quad (1-7)$$

式 (1-7) 表明, 液压功率既是力和速度的乘积, 也是压力和流量的乘积。

(三) 液压传动的特性

通过上述分析, 可得出液压传动的两个主要工作特性:

1. 液体的压力 p 主要决定于负载 L , 原则上与流量 Q 无关。

由公式 $F = p A_1 = L \frac{A_1}{A_2}$ 可知, 输入力 F 是通过液体介质以压力 p 传递给负载, 而负载力 L 是由输入力 F 来承受。因此, 液体的压力是由于有了负载 L 才建立的。负载的大小决定了压力的大小, 若没有负载就不可能建立起油压, 压力只随负载变化, 原则上与流量无关。

2. 负载运动速度 v , 主要决定于输入的流量 Q , 原则上与压力无关。

由公式 $Q = V/t = A_1 v_1 = A_2 v_2$ 可知, 若面积 A_1 、 A_2 确定之后, 负载运动速度 v_2 仅取

决于 v_1 的大小，即输入流量 Q 的大小，与压力 p 无关。若 v_1 或者 Q 连续变化，则 v_2 亦可连续变化，即可实现液压传动的无级调速。

综上所述，液压传动实际上是一种能量转换装置，它是以油液为介质，通过密闭容器中变化的压力能来传递能量。只要控制油液的压力、流量和流动方向，便可满足液压设备动作所要求的推力（转矩）、速度（转速）和方向。因此，压力 p 和流量 Q 是液压传动中的两个最基本的参数。

二、系统组成

图 1-2 为简单的往复执行机构液压传动系统图。液压泵 3 从油箱 1 经滤油器 2 吸油，

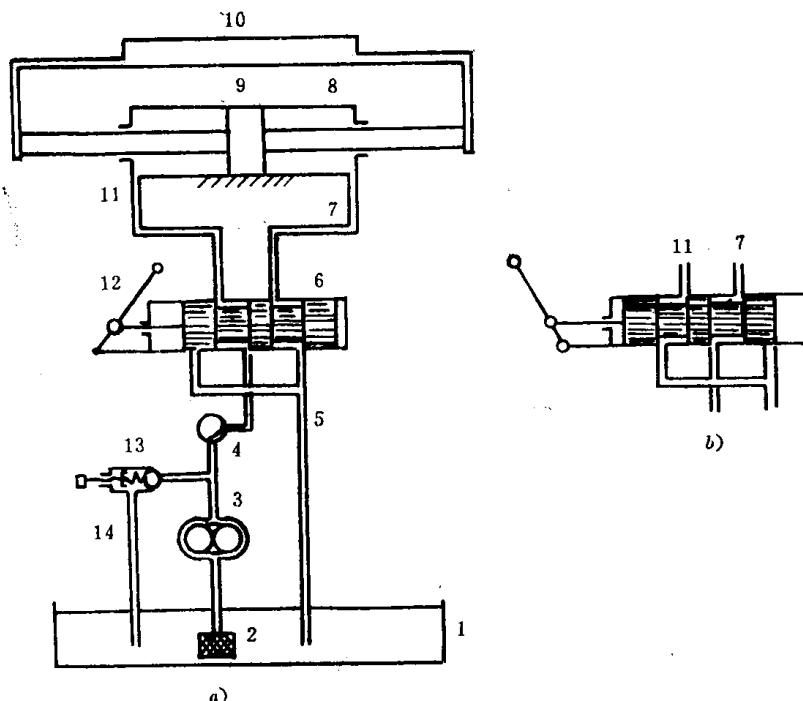


图 1-2 简单的往复执行机构液压系统图

并将有压力的油打出送入管路，经节流阀 4、换向阀 6 左边的环槽、油管 11 进入液压缸 8 的左腔。由于液压缸 8 固定不动，而活塞 9 通过活塞杆与执行机构工作台固接在一起，因此，在压力油的推动下，活塞 9 带动工作台 10 向右运动。与此同时，液压缸右腔的油被排出，经油管 7、换向阀 6 右边的环槽和油管 5 流回油箱。

为使工作台运动换向，须搬动手柄 12，将换向阀 6 的阀芯移到左位，如图 1-2b。此时，液压泵输出的压力油经节流阀 4、换向阀 6 右边的环槽、油管 7 进入液压缸 8 的右腔，推动活塞 9，带动工作台 10 向左运动。液压缸左腔的油液经油管 11、换向阀 6 左边的环槽、油管 5 流回油箱。

改变节流阀 4 开口的大小，就可调节通过节流阀的油液流量，从而控制工作台的运动速度。

调节溢流阀 13 中的弹簧预紧力，就可以调节压力油顶开溢流阀中钢球时压力的大小，控制液压泵排油的最高压力。同时也将液压泵输出的多余油液，经并联管路上的溢流阀 13、回油管 14 流回油箱。调节溢流阀 13 的调定压力，也就调整了工作台运动时所能承受负载力的大小，以适应各种负载力变更的要求。

由此可知，液压传动系统主要由以下五个部分组成：

1) 动力元件：如液压泵，是能量转换元件，将电动机输出的机械能转换为油液的压力能。

2) 执行元件：如往复运动的液压缸、回转运动的液压马达，也是能量转换元件，将油液的压力能转换成执行机构的机械能。

3) 控制元件：如各种阀类（压力阀、流量阀、换向阀等），借以控制液压驱动装置所需的力（或力矩）、速度（或转速）和方向，以满足执行机构各种工作性能要求。

4) 辅助元件：如各种管接头、油管、油箱、滤油器、蓄能器等，在液压系统中起连接、输油、贮油、过滤、贮存压力能等作用，以保证系统稳定、可靠、持久地工作。

5) 工作介质：如油液，绝大多数是采用矿物油，目前正在研究高水基液压油，以便减少能源消耗，防止火灾。

图1-2为结构式液压系统原理图。这种原理图直观性强，容易理解，但绘图比较麻烦。图1-3是用职能符号表示的液压系统原理图，图中符号只表示元件的职能、连接系统的通路，并不表示元件的具体结构。图中符号均表示元件的静止位置或零位置。我国制定的液压及气动图形符号（GB786-76）是属于职能符号图形。

国内应用的一般液压原理图，都应按照我国制定的图形符号标准绘制。

三、液压传动的主要优缺点

液压传动与机械传动、电力传动相比有下列优点：

1) 在输出同等功率的条件下，液压传动装置体积小、重量轻、结构紧凑、承载能力大，如液压千斤顶、万吨水压机等。

2) 由于油液本身有吸振能力，因此，液压传动工作平稳、换向冲击小，可以频繁换向。其换向频率，对直线往复运动可达400~1000次/分，对回转运动可达500次/分。

3) 调速范围大、调速方式多（节流调速、容积调速、恒功率调速、恒扭矩调速等），并可无级调速。

4) 由于传递工作介质为液压油，因此，相对运动零件表面间能自行润滑，磨损小、寿命长，易于实现过载保护，安全可靠。

5) 操纵简单，易于实现自动化。采用电液联合传动，能充分发挥两者的优点，易于实现较复杂的自动工作循环。

6) 液压元件易于实现三化（标准化、系列化、通用化），便于批量生产，便于设计、制造和推广使用。

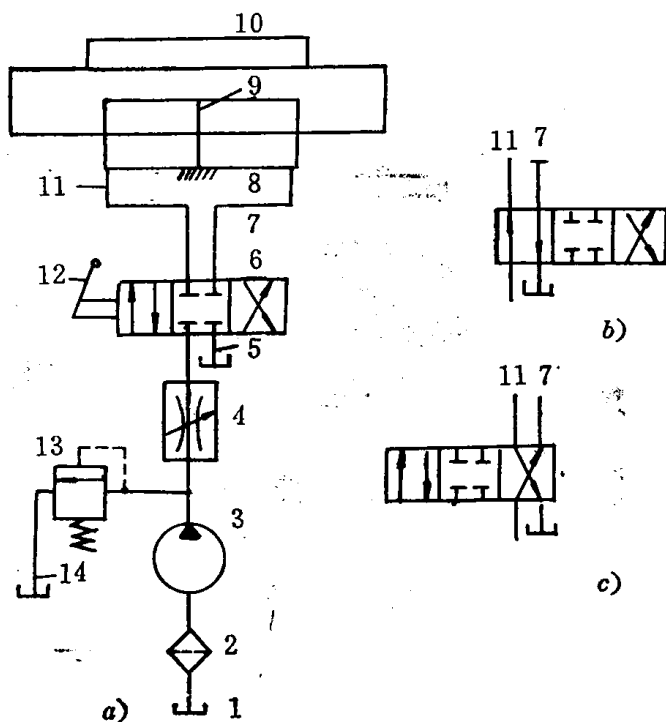


图1-3 用职能符号表示的液压系统原理图

液压传动存在下列缺点:

1) 由于油液不是绝对不可压缩, 并不可避免地存在泄漏, 加之管壁的弹性变形, 所以液压传动不适合于定比传动。

2) 由于油液在管道中流动有压力损失, 因此不适合于远距离传动。

3) 由于油液对温度变化敏感, 影响液压系统运动速度的稳定性。

4) 液压元件制造精度要求高, 影响其普及、推广。

5) 发生故障不易检查和排除。

但是随着液压技术知识的普及, 这些缺点会逐步减轻和消除。

四、液压传动的应用及发展

液压传动和机械传动、电力传动等比较, 有许多优点, 是其他几种传动的补充和发展。在我国, 液压技术正处在一个向上发展的时期。随着液压技术的普及, 液压传动在其他几种传动中所占的比重会越来越大, 应用领域会越来越宽广。在港口装卸机械中, 中、小型叉式装卸车和斗式装载机、大吨位集装箱叉式装卸车、集装箱跨运车、大吨位汽车起重机及轮胎起重机、斗轮式堆取料机、门座起重机、浮式起重机、连续输送机、集装箱吊具等, 均采用液压技术改善和提高了产品性能; 在船舶上, 特别是在工程船舶上, 如打桩船、挖泥船、开底泥驳、钻探船、抛石船、水上平台、单点等, 液压技术也得到了广泛的应用; 在公路工程上, 如推土机、挖掘机、摊铺机、刨路机等, 均采用液压传动; 在造船工业方面, 如肋骨冷弯机、弯板机、弯管机、船台小车等, 均采用液压传动。还有冶金及矿山机械、农业机械、建筑机械、轻工机械、航空及航天技术、海洋工程、水利工程等, 都广泛采用液压技术。机床行业使用液压技术更为广泛。

液压工业发展, 大致经历以下四个时期:

1) 高度发展时期 (1959年~1970年) —— 高压高速化;

2) 重视环境时期 (1971年~1977年) —— 低噪音化;

3) 重视可靠性时期 (1975年~1980年) —— 油的污染管理;

4) 节省资源、能量时期 (1980年以后) —— 高水基液压油省能系统。

随着现代科学技术的飞速发展, 液压技术已成为一门独立的学科领域。为了促进科学技术的进一步发展, 各工业部门对液压技术提出了更高的要求, 这就促使液压技术朝着高压、高速、微型、集成、低噪音、低能耗的方向发展。

§ 1—2 液 压 油

液压油是液压传动的工作介质, 它不仅起传递能量和运动的作用, 而且对元件及装置起润滑作用。液压油性能好坏, 直接影响液压系统的工作性能和液压元件的寿命。大量事实表明, 液压系统的故障75%是由工作介质引起的, 因此对液压油的了解、选择和使用十分重要。

一、质量和重量

质量——一定物体所含物质的数量。质量是不变的标量, 即物体不论在地球上的任何地方, 其质量的大小不变。质量的单位为 kg。

重量——地球对物体的引力。重量是矢量, 由于地球上不同地方的地心引力不同, 所以物体的重量不是常量。重量的单位为 N。

根据公式 $G = mg$

式中 m ——质量 (kg) ;

g ——重力加速度, 为 $9.81 \text{ (m/s}^2\text{)}$;

G ——重量 (N) 。

得 $G = mg = 1 \text{ kg} \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 = 9.81 \text{ kg} \cdot \text{m/s}^2 = 9.81 \text{ (N)}$

二、密度和重度

密度——液体单位体积的质量, 用 ρ 表示。

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (\text{kg/m}^3) \quad (1-8)$$

式中 m ——液体的质量 (kg) ;

V ——液体的体积 (m^3) 。

重度——液体单位体积的重量, 用 γ 表示。

$$\gamma = G/V \quad (\text{N/m}^3) \quad (1-9)$$

式中 G ——液体的重量 (N) ;

V ——液体的体积 (m^3) 。

因为 $G = mg$

所以 $\gamma = G/V = mg/V = \rho g \quad (1-10)$

密度和重度均随压力的增加而增加, 随温度的升高而减小。对于液压系统中所用的液压油, 在使用的温度和压力范围内, ρ 和 γ 的变化很小, 可以近似认为不变。计算中一般取 $\rho = 900 \text{ (kg/m}^3\text{)}$, $\gamma = 8.829 \times 10^3 \text{ (N/m}^3\text{)}$ 。

注意不要把油液的比重和重度混淆, 油液的比重是无量纲数, 是油液在 20°C 时的重度和 4°C 时蒸馏水的重度的比值, 是没有单位的量。

三、压缩性和热膨胀性

严格地讲, 油液是有压缩性和热膨胀性的, 主要表现在油液的密度是随着温度、压力的变化而变化。即密度是温度和压力的函数:

$$\rho = f(p, t)$$

由于液压传动系统中的工作压力变化不太大, 油温又是在控制的范围内, 所以油液的压缩性和热膨胀性对系统的影响不大。但在研究系统的动态品质、超高压、大容量、计算要求精确时, 应考虑它们的影响。

四、粘性

(一) 粘性及其产生

粘性——油液流动时产生内摩擦力的特性。

如图 1-4 所示, 设两平行平板之间充满油液, 上平板以速度 v 向右运动, 下平板固定不动。由于油液分子与固体壁面之间的附着力, 使紧贴在上平板的油液, 以与上平板相同的速度 v 随上平板向右运动, 而紧贴在下平板的油液, 和下平板一样保持静止不动。中间油液的速度, 由于油液分子之间内聚力的作用, 使流动快的流层拖动慢的流层, 而流动慢的又会阻滞流动快的流层, 形成各流层的流动速度不同。这种流层之间产生油液分子相对运动的相互作用力称为内摩擦力。油液在流动时产生这种内摩擦力的特性称为粘性。