

建材机械液压传动

武汉建筑材料工业学院



高等学校试用教材

37.9

中国建筑工业出版社

前 言

本教材系根据一九七八年建材部主持召开的统编教材会议通过的《建材机械液压传动》大纲的要求编写的。主要讲述液压传动系统的基本原理、组成、设计方法以及在建材机械领域中的具体应用。

本书共分十章。第一章简要介绍液压传动的基本原理；第二章至第五章分别阐述液压泵和液压马达、液压缸、液压阀和辅助装置等常用液压元件的工作原理、特性、典型结构及基本参数计算等，其中侧重介绍液压缸的设计方法，其余元件则以选用为主；第六章至第八章着重阐述液压系统问题，包括液压基本回路、典型系统分析和系统设计方法；第九章和第十章则概括地介绍液压伺服控制和液力传动的基础知识。

全书内容紧密地围绕着液压系统设计的需要，力求为读者提供一本较为紧凑而精炼的教材。在分析典型液压系统和阐述液压系统设计方法时，侧重结合建材机械专业的实际和特点。

本书由武汉建筑材料工业学院张运祺编写。

吉林工业大学马永辉担任了本书的主审工作，参加审稿的有辽宁建工学院赵德义、同济大学徐宝富、西安冶金建筑学院顾荣庆、哈尔滨建工学院刘绍华。重庆建工学院王铁荪和华南工学院魏诗榴对本书稿提出了不少宝贵意见。

在编写本书的过程中，还曾得到许多工厂、科研部门、高等院校和其它兄弟单位的热情帮助和大力支持，他们提供了许多科研、设计成果以及生产过程中积累的数据和资料，在此谨表衷心感谢和敬意。

由于编者水平有限，加之编写时间仓促，书中一定会有不少缺点和错误，请批评指正。

编 者

一九八一年九月

目 录

第一章 概 论	1
第一节 液压传动的内容及特点	1
第二节 液压传动的原理及系统的组成	2
第三节 液压图形符号和液压回路图	3
第四节 液压传动的工作介质	4
第二章 液压泵和液压马达	7
第一节 概述	7
第二节 液压泵和液压马达的基本参数	7
第三节 齿轮泵和齿轮马达	12
第四节 叶片泵和叶片马达	19
第五节 径向柱塞泵和马达	24
第六节 轴向柱塞泵和马达	30
第三章 液压缸	34
第一节 液压缸的种类及特点	34
第二节 油缸结构简介	36
第三节 液压缸的设计	41
第四章 液压阀	51
第一节 压力阀	51
第二节 流量阀	62
第三节 方向阀	67
第四节 电液比例控制阀	78
第五章 辅助装置	82
第一节 油管和管接头	82
第二节 滤油器	83
第三节 蓄能器	87
第四节 油箱	92
第五节 密封装置	95
第六章 液压基本回路	100
第一节 压力控制回路	100
第二节 速度控制回路	105
第三节 方向控制回路	111
第七章 典型液压传动系统	113
第一节 水泥回转窑的液压传动系统	113
第二节 回转窑的液压挡轮	115
第三节 水泥立窑卸料装置液压系统	118

第四节	石料磨光机的液压系统	120
第五节	液压机的液压传动系统	124
第六节	液压起重机的液压系统	128
第八章	液压传动系统设计	133
第一节	拟定液压系统方案	133
第二节	液压系统的计算	136
第三节	选择或设计液压元件	142
第四节	液压系统的验算	144
第五节	绘制正式液压系统图和装配图	147
第六节	液压系统设计举例	148
第九章	液压伺服控制基础	159
第一节	液压伺服控制的工作原理	159
第二节	伺服阀	161
第三节	电液伺服阀	164
第四节	液压伺服控制的基本回路	167
第五节	液压伺服控制的应用	168
第十章	液力传动	171
第一节	液力耦合器的工作原理	171
第二节	液力耦合器的特性	172
第三节	液力耦合器的基本类型	177
第四节	液力耦合器的选用	180
第五节	液力耦合器的应用举例	183
第六节	液力变矩器	184
参考文献		188

第一章 概 论

第一节 液压传动的内容及特点

任何一种现代完整的机器，都是由作用不同的三个基本部分组成：发动机、工作机构和传动装置。发动机是机器的动力源；工作机构则完成要求的动作；传动装置在机器中除了传递能量以外，还起着连接、变速、换向、改变运动形式、启动、停车、安全保护等重要作用，它在很大程度上决定机器性能的优劣。

传动装置的形式很多，现已广泛应用的主要有以下几种：机械传动、电力传动、气压传动、液压传动以及这几种传动方式互相结合的复合传动。

机械传动是人类最早应用的一种传动方式，主要是通过各种齿轮、皮带轮、链轮、轴系、杠杆等机械零件组成的系统传递能量。传动准确可靠、容易操作、结构简单，因而应用非常普遍。但在现代自动化机器中，它又暴露出许多缺点：不便于自动控制或遥控、操作力大、结构不够灵活等。

电力传动的特点是快速而便于控制，因而发展前途最为广阔。但电力传动在许多场合受到限制，且价格较贵，单位功率电机重量大，惯性力大，反应不灵活。

气压传动是以压缩空气为工作介质传递能量的。结构简单、反应快、空气来源方便。但因气体压缩性大、密封困难等缺点，致使无法获得均匀稳定的运动，传递功率也较小。

液压传动是以液体为工作介质传递能量的装置，是属于液体传动的一种形式。它主要是借助于液体的压力能进行工作的，是应用最广的液体传动，因而我们将着重学习。液体传动的另一种形式，是借助液体动能进行工作的，叫做液力传动。因为液力传动应用不如液压传动广泛，所以只作简要介绍。

液压传动所用的工作介质——液体，除了具有几乎不可压缩的特性以外，最重要的是具有流动性。只要对液体介质的压力、流量和流动方向加以控制和调节，就可以使工作机构获得很好的动作特性，这是其它传动形式难以实现的。

液压传动的主要优点：

通过对液体介质流量和流动方向的控制，可以方便地实现无级调速，调速范围大，能够充分满足工作机构速度变化的要求；同时便于改变运动形式和运动方向。

可以用很简单的办法（如装安全阀）防止机器过载，确保机器安全工作，而且安全装置具有继动性。

能量可以通过连接管路中的液体介质由一个动力源（油泵）传递到任意所需的地方去，不受工作机构空间位置的严格限制。

操纵控制非常方便，可以人工控制、机械控制、气动控制、液压控制、电气控制等，因而便于实现遥控和自动化。

传动平稳，较少振动和冲击，这对某些精密机器来说是很重要的。

单位功率的元件质量轻，结构紧凑，这对某些特定的机器，如车辆和飞行器而言，是很宝贵的性质。

容易获得巨大的作用力，如万吨水压机或油压机。

以油液为工作介质时，能自动润滑机件，而且可以不断地把产生的热量带走，从而延长机件寿命。

液压元件容易实现标准化、系列化和通用化。

缺点：

由于采用液体介质，就不可避免地存在泄漏和流动阻力损失，不但降低传动系统的效率，而且影响传动的准确性。

信号传递比较缓慢，压力波传递速度等于液体介质中的音速，比电的速度慢得多。

油液的粘度受温度影响较大，工作温度受到限制，遇到火种又易燃烧。

液压元件加工精度和材料要求较高，因而价格较贵。

上述几种传动形式，各有优缺点，所以目前发展的趋势多为复合传动，尽量发挥各种传动形式的优点，避其缺点。

液压传动的工作原理，早在我国古代就有设想和应用。到了本世纪初，世界各国开始采用液压技术，但作为液压行业的出现，却只有二十多年的历史。由于液压传动所具有的许多优点，日益引起人们的重视。七十年代的液压行业已成为机械工业的重要组成部分，已广泛地应用于各个工业领域中。当前，世界各国都在大力研究和发展液压技术，并力图达到高压、高速、大功率、轻量、精密、微型、通用和集成化的先进目标。

我国的液压工业是解放后才开始发展的，目前已经初步建立起一个较完整的液压工业体系，并已制订出我国自己的液压标准。在建材工业领域中应用液压技术也日益增多，如水泥回转窑、水泥立窑、破碎机、矿山机械、玻璃加工机械、各种压制成型机械以及各种自动生产线上等都有应用。今后，随着机械化和自动化水平的提高，液压技术必将得到更加普遍的应用和推广。液压技术已成为机械工程技术人員必须掌握的基本技术手段之一。

第二节 液压传动的原理及系统的组成

水力学中的巴斯卡原理，是液压传动的理论基础。当液体处于密闭空间时，其中任一点受到压力作用后，这个压力将等值地传递到密闭空间中液体的各点。基于这个原理，液压系统中通常使用各种形式的容积泵，将原动机输入的机械能变成压力能，施于液体工作介质，并传递给一定形式的执行机构——油缸或油马达，然后再转换成机械能输出，这就是液压传动的基本原理。

根据上述原理，由各种液压元件组成的体系叫做液压系统。现以图 1-1 所示的简单液压系统为例，说明其工作过程及液压系统的基本组成部分。

油泵 1 通过滤油器 6 由油箱 7 中吸油，然后经过管道压向系统中。压出去的油液经过节流阀 2 和换向阀 4 的一条通路，进入油缸 5 的右腔，推动活塞向左移动。油缸左腔排出的油液经过换向阀 4 的另一通路，流回油箱。油泵出口并联安装着溢流阀 3 和压力计 8。节流阀是一个开口量可变的小孔，改变其开口量的大小，便可以使不同流量的油液进入油缸，多余的油液经溢流阀流回油箱，从而调节活塞的移动速度。手动滑阀式换向阀的阀芯

有三个不同的位置——左、中、右位。图示为左位，如将操纵手柄扳到虚线所示的位置，阀芯便移至右位，这时油流通路情况将改变：压力油流经换向阀左侧的通路进入油缸左腔，而油缸右腔排出的油液，则流经换向阀右侧的通路回油箱，活塞将改变运动方向，向右移动，从而实现了换向要求。当阀芯处于中位时，压力油的入口被堵死，油液不能进入油缸，油缸的回油通路也被堵死，此时油缸被锁住不动，而油泵所供给的全部油液，都经溢流阀流回油箱。溢流阀开启压力的大小，可由调节螺钉和压紧弹簧加以调定，使之不超过要求的压力范围，从而保证系统不会过载。

在上述简单的液压传动系统中，如果把油缸的活塞杆与某种工作机构相连接，例如驱动平面磨床的工作台，那么它将表现出很好的工作性能：工作台可以往复运动，可以启动或停止；工作台的运动速度可以在一定范围内连续地无级调速；工作台的牵引力也可以在一定的范围内加以调节（借助溢流阀），并且可以自动实现安全保护，防止突然过载破坏。

液压传动系统的上述优越性往往是其它传动形式所不具备的，这就是液压技术得到重视和迅速发展的主要原因所在。

不管是简单液压系统还是复杂液压系统，它们的组成都可以归纳为四个基本部分：

1. 动力机构——包括各种不同类型的液压泵。它们的作用是将原动机的机械能转换成液体工作介质的压力能，并输出一定的流量，是实现第一次能量形式变换的转能装置。

2. 执行机构——包括各种液压缸和液压马达。它们的作用是把液体工作介质的压力能重新转换成机械能输出，带动工作机构完成预期的动作——直线运动或回转运动，实现第二次能量转换。

3. 操纵机构——包括各种液压阀件，主要是压力阀、流量阀和方向阀等三大阀类。它们的作用是调节系统的压力、速度和运动方向，从而满足工作机构的动作要求，实现一定的工作循环。

4. 辅助机构——除上述三种基本机构以外，还需要一些辅助装置，才能构成完整的液压系统，如油箱、管件、滤油器、蓄能器、加热器、冷却器以及各种仪表等。

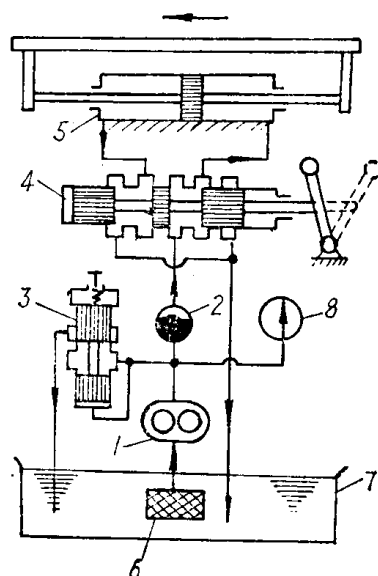


图 1-1 液压系统原理图

第三节 液压图形符号和液压回路图

一个复杂的液压系统往往包括许多不同结构和性能的液压元件。如果每个元件都用实际结构图来表达，绘制起来将是非常困难的，而且由于图面较小，也难以表达清楚其结构形象。为了简化绘制液压系统图的工作量，在实践中常以各种高度概括的图形符号来表示液压元件。液压图形符号分为两种：

一种叫做结构式符号，如上述图1-1中的各液压元件，就是以这种结构式符号绘制的。这是人们最早应用的一种符号，现在逐渐少用，只是在某些特殊场合下，用以表达非标准

和非通用的液压件，如机床上使用的一些专用液压件。结构式符号的特点是近似元件的实际剖面，能较直观地显示元件的结构，容易理解，但绘制仍较麻烦，保密性也不好。

另一种叫做职能式符号，图1-2就是将图1-1所示的液压系统改用职能式符号表达的结果。这种符号的特点是将液压元件的结构高度简化，只表达元件的职能，而不反映其具体结构形象。这种符号很简明，便于快速绘制，保密性好，目前已被全世界各国普遍采用，所使用的符号也逐渐趋于一致，这对促进各国的液压技术交流活动提供了方便的条件。

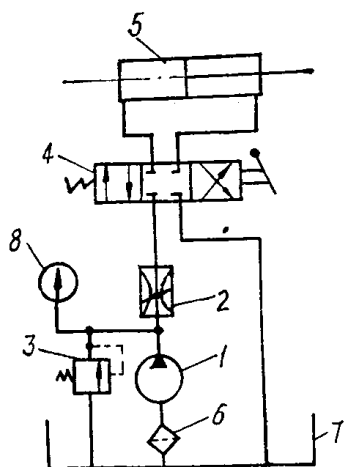


图 1-2 用职能式符号表示的液压系统图

根据国际上大多数国家采用的职能式符号标准，我国已经制订出“中华人民共和国国家标准 液压及气动 图形符号 GB786-76”见参考文献[17]。标准规定，符号只表示元件的职能和彼此之间的连接通路关系，不表示元件的具体结构和参数，也不表示系统管路的具体位置及元件的实际安装位置；各元件的符号均以静止位置或零位置表示。

以标准的液压图形符号表示的液压系统图，称为液压回路图，这是表达液压系统的工程语言，是学习液压技术的有力工具。各种液压元件的图形符号虽然并不反映其具体结构，但却在一定程度上反映其工作原理和特点，在以后各章中，将结合各液压元件的学习逐一地介绍有关的图形符号，并要求熟练地运用它们。

第四节 液压传动的工作介质

液压传动工作介质是液体，原则上凡是液体均可用作液压传动的工作介质。但为了保证工作可靠，对液体提出下列基本要求：

1. 适当的粘度。液体介质在液压系统中不停地循环流动，因而不可避免地存在着流动阻力损失和泄漏损失，在高速和高压系统中尤为严重。液体粘度过高会引起流动困难，造成很大的流动阻力损失，消耗过多的动力，而且降低系统的灵敏性。液体粘度过低则会增加泄漏量，降低系统的容积效率，影响系统动作的准确性。一般液压系统常用的液体介质的适中粘度应在 $2\sim 8^{\circ}\text{E}_{50}$ 或者 $11.5\sim 60$ 厘斯。

除了适当的粘度外，液体介质的粘度随温度的变化应尽量小，液体的粘度指数VI值应大于90，最好能在100以上。

2. 良好的润滑性。工作介质的作用除传递能量外，还兼作机件的润滑剂，因而它不应腐蚀可能接触的各种机件的材料，应能在零件表面形成高强度的液膜，确保零件处于液体润滑状态，以延长使用寿命。

3. 化学稳定性。在贮存和使用过程中，液体不会由于温度的变化而氧化生成胶质及颗粒状沥青杂质，以免堵塞元件的细小通道或引起严重磨损，有时颗粒杂质会造成精密配合间隙的卡死现象，使元件动作失灵。

4. 不含各种杂质。液体介质中不应含有各种机械混合物、酸、碱、水分和气体等杂质，以免发生堵塞、磨损、卡死、腐蚀、起泡、乳化、结冻等不良作用。

5. 防火防冻。液体介质的闪点要高，以免在高温时发生火灾，但其凝固点要低，确保

在低温条件下工作时不结冻。

目前，大多数液压系统所使用的工作介质主要有三大类：矿物油、合成油和水乳液。

矿物油是石油基油液，它来源充足，价格便宜，性能也基本符合要求，因而得到最普遍的应用。近年来，不断用人工合成的方法研制出性能特别优良的合成油液，用以满足某些特殊场合的需要，如高精密度液压系统用的高粘度指数油液、抗燃烧和抗冷冻油液等，但因价格昂贵，产量有限，应用还不普遍。在大型水压机及高温环境中，为了节省油液和防火起见，常应用水乳液作为工作介质。水乳液是用90%的水和10%的矿物油经高速搅拌或高频振动制成的白色液体。

几种常用液压油的主要性质见表1-1。

几种液压油的性质

表 1-1

油 液 名 称 牌 号	50℃ 时 运 动 粘 度 (厘斯)	100℃ 时 运 动 粘 度 (厘斯)	凝 点 (°C) 不 高 于	开口闪点 (°C) 不 低 于	机械杂质 (%) 不 大 于	酸 值 毫克KOH/克 不 大 于
10号机械油	7~13		-15	165	0.005	0.14
20号机械油	17~23		-15	170	0.005	0.16
30号机械油	27~33		-10	180	0.007	0.2
22号汽轮机油	20~23		-15	180	无	0.02
30号汽轮机油	28~32		-10	180	无	0.02
HC-8柴油机油		8~9	-20	195	0.01	0.1
HC-11柴油机油		10.5~11.5	-15	205	0.01	0.1
HC-14柴油机油		13.5~14.5	0	210	0.01	0.1
上 稠20-1	12.51	3.756	-33	163.5	无	0.237
上 稠30-1	18.67	5.578	-49	185.5	无	0.131
上 稠50-1	40.56	12.09	-48.5	174	无	0.123
兰 稠30-1	17.85		-32	149	0.0042	0.034
兰 稠40-1	29.66		-38	149	0.0041	0.034
兰 稠40-2	27.35		-37	146	0.0048	0.0398

选择液压油时，除按液压元件产品样本上的规定外，还应遵循以下参考原则：

1. 工作环境温度。一般矿物油的粘度随温度变化较明显，因而，在高温环境中（如我国南方夏季或高温车间里）使用的液压系统，应适当选用较高粘度的油液；在低温环境中则相反。

2. 系统的工作压力。系统压力高时，泄漏损失是个突出的问题，宜选用粘度较高的油液，以减少泄漏量，而因粘度增高引起的流动阻力损失，对高压系统来说，所占比例有限；低压系统则相反。

3. 油流速度。当液压系统油流速度较高时，如驱动高速工作机构，流动阻力损失是个突出问题，同时对大流量系统来说，泄漏所占的比例有限，因而可选用低粘度的油液；油流速度较低的系统则相反。

4. 特殊要求。对于那些容易发生故障的高精密度的复杂系统，应选用质量高的油液，确保工作可靠。有时，液压油兼作润滑油，就要选用可作润滑剂的油液。在有些情况下，则需选用抗燃烧或防冻的油液，等等。

遵照上述原则选定液压油以后，并非一劳永逸保证工作可靠，还应注意定期检验和换

油。一般在正常情况下，第一次加的油，使用三个月左右就应换油，以后每隔半年左右或工作300~500小时左右，换一次油。还应注意做到使液压系统密闭良好、温度适当、环境清洁，必要时还应设计和安装某些自动信号和报警装置，如自动油温报警器和自动油污报警器，可帮助操作人员及时发现问题妥善处理。油液不洁将造成严重的后果，不但引起经常性的故障，而且会大大地降低液压元件的使用寿命，以至设备完全报废。经验证明，液压系统中百分之七十以上的故障是因油脏引起的。

第二章 液压泵和液压马达

第一节 概 述

液压泵是液压系统的动力机构，它的职能是将原动机输入的机械能转换成液体工作介质的压力能，输往液压系统工作。液压马达则是液压系统的执行机构，它的职能与液压泵相反，是将液压泵输送来的油液的压力能再转换成机械能输出，驱动各种不同的工作机构。液压泵和液压马达都是能量转换装置，多数液压泵在原理上都可以用作液压马达，结构也基本相同，可以说液压泵和液压马达是互为逆运行的关系。这种能量转换装置的可逆关系，类似于电力传动装置：液压泵相当于发电机，液压马达则相当于电动机。液压泵常简称泵或油泵，液压马达则简称马达或油马达。

作为液压系统动力机构的泵，应当具有下列基本性质：

1. 当外负载变化时，泵的流量应保持不变，这样才能使工作机构的运动速度稳定。就是说，泵应当具有“硬”的特性。

2. 能够产生高压。现代液压系统的工作压力已高达几十兆帕，甚至上百个兆帕，压力的提高可使系统变得更加紧凑。

3. 效率高，体积紧凑。现代液压系统传递的功率越来越大，效率的高低将会影响动力消耗的大小，从而影响到液压系统的经济合理性和使用效果。而体积紧凑性不但决定材料消耗量，而且会影响液压系统的结构紧凑性和自重指标。

各种容积泵基本上可以满足上述要求，因而目前国内外绝大部分液压系统都采用各种容积泵作为液压泵。常用的容积式液压泵有：齿轮泵、叶片泵、柱塞泵等。

既然泵和马达的结构基本相同，因而本章将着重介绍各种泵，对马达只需说明其与泵的不同点即可。

还要说明一点：液压马达的职能是将油液的压力能转换成机械能，要知道，具有这一职能的液压元件除了结构与泵相似的液压马达以外，还有另一类液压件——各种液压缸。但通常只把作回转运动的液压件称为液压马达，而液压缸只作直线运动或摆动，习惯上不称其为液压马达，而是单独作为一类液压件加以研究。

各种液压泵和液压马达的图形符号见书后附录。

第二节 液压泵和液压马达的基本参数

液压泵和液压马达的基本参数包括：排量 q 、流量 Q 、压力 p 、效率 η 、扭矩 M 、转速 n 或 ω 、功率 N 等。下面分别对液压泵和液压马达的不同情况，讨论一下诸参数间的关系和基本计算公式。

一、液压泵的基本参数

(一) 排量、流量和容积效率

泵的排量是指泵每旋转一周所排出液体的体积，以 q 表示。泵的排量取决于泵的结构参数，不同类型的泵，其排量的计算方法也不同，详见后述。排量恒定不可调节的泵，称为定量泵；排量可变的泵，则称变量泵。泵的排量是用以衡量和比较不同泵的供油能力的统一标准。

泵的流量 Q 是指泵在单位时间内排出液体的体积。显然，泵的流量与排量是两个不同的概念，一定排量的泵，其流量可因转速不同而变化，流量等于排量与转速的乘积。

泵的排量和流量都有理论值和实际值之分。因为在一定压力下工作的泵，其工作腔里的油液不可避免地要经过各密封间隙发生泄漏。若泄漏的排量为 Δq ，泄漏的流量为 ΔQ ，那么由此可得出实际排量 q 与理论排量 q_0 的关系为：

$$q = q_0 - \Delta q \quad (2-1)$$

而实际流量 Q 与理论流量 Q_0 的关系为：

$$Q = Q_0 - \Delta Q \quad (2-2)$$

泵的容积效率 η_v ，是表征泵的泄漏程度的性能参数，它等于泵的排量、流量的实际值与理论值之比，即

$$\eta_v = \frac{q}{q_0} = \frac{q_0 - \Delta q}{q_0} = 1 - \frac{\Delta q}{q_0} \quad (2-3)$$

或

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_0} = \frac{Q_0 - \Delta Q}{Q_0} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q_0} \quad (2-4)$$

综上所述，可得关于排量、流量计算的下列基本公式：

$$q = q_0 \eta_v \quad (2-5)$$

$$Q = Q_0 \eta_v \quad (2-6)$$

$$Q = \frac{qn}{60} \times 10^{-6} = \frac{q_0 n}{60} \eta_v \times 10^{-6} \text{ 米}^3/\text{秒} \quad (2-7)$$

式中 q 、 q_0 ——泵的实际排量和理论排量，毫升/转；

n ——泵的转速，转/分；

η_v ——泵的容积效率。

根据上述分析可知，当泵的转速一定时，其理论流量仅仅与结构参数有关，即对于结构确定的容积式液压泵，其理论流量是个恒定的值，与工作压力无关，这是容积式液压泵的一个重要性能特点。因为泵的泄漏量与泵的工作压力有关，而且随着压力的增大，泄漏量也增加，所以泵的实际流量就不再是个恒定量，而是随着压力的升高而变小。同样道理，泵的容积效率也是随泵的工作压力的升高而降低。此外，泵的容积效率还与泵的密封结构的好坏及油液的粘度等因素有关，密封良好的泵，容积效率高，而使用的油液粘度越高，容积效率也越高（在合理范围内）。

泵的转速有额定转速和最高转速之分。额定转速即泵正常工作时的转速，在该转速下，泵具有一定的自吸能力和最高效率，零件寿命长，振动和噪音小。最高转速是泵允许达到的转速上限，工作条件会变坏，因而只能作短时运行，不宜长期工作。

(二) 压力

泵的工作压力主要由执行机构所驱动的负载决定的, 负载增大时, 泵的压力升高, 负载减小时, 泵的压力降低。如果负载无限增大(故障过载), 泵的压力便无限升高, 直至使机件破坏或使动力机械停止。这是容积式液压泵另一个重要性能特点, 因此, 在液压系统中常须设置安全阀, 限制泵的最大压力, 起过载保护作用。

液压泵的压力也有额定压力与最高压力之分。额定压力是指在连续运转情况下所允许使用的工作压力, 在这个压力下可以保证泵有较高的容积效率和使用寿命。最大压力是指泵在短时间内超载所允许的极限压力, 由液压系统中的安全阀限定。

(三) 扭矩和机械效率

在液压泵中也存在着三项能量损失: 容积损失、摩擦损失和压力损失, 通常分别用容积效率、机械效率和水力效率来表示。但因液压泵中的压力损失甚小, 一般将它和摩擦损失放在一起考虑, 通称机械损失, 并以机械效率 η_m 代表机械损失程度的性能参数。

外部动力机械经泵轴传给泵的扭矩叫做输入扭矩 M_i (实际值), 用于输送压力油液的扭矩是理论扭矩 M_o , 二者相差一个扭矩损失值 ΔM , 用于克服零件相对运动的摩擦损失及液体粘性阻力损失。机械效率可用下式表示:

$$\eta_m = \frac{M_o}{M_i} = \frac{M_i - \Delta M}{M_i} = 1 - \frac{\Delta M}{M_i} \quad (2-8)$$

泵的输入扭矩可表示为:

$$M_i = \frac{M_o}{\eta_m} = \frac{pQ_o}{2\pi n \eta_m} = \frac{pq_o}{2\pi \eta_m}$$

或

$$M_i = 1.59pq_o \frac{1}{\eta_m} \times 10^{-7} \text{ 牛} \cdot \text{米} \quad (2-9)$$

式中 p —— 泵的工作压力, 帕;
 q_o —— 泵的理论排量, 毫升/转;
 η_m —— 泵的机械效率。

(四) 功率和总效率

泵的输出功率与输入功率之比就是总效率, 它反映泵对输入功率的有效利用程度。总效率又应等于两项分效率——容积效率和机械效率的乘积。即

$$\eta = \frac{N_o}{N_i} = \eta_v \eta_m \quad (2-10)$$

泵的输入功率为:

$$N_i = \frac{N_o}{\eta} = \frac{pQ}{1000\eta}$$

即

$$N_i = \frac{pQ}{1000\eta} \text{ 千瓦} \quad (2-11)$$

式中 p —— 泵的工作压力, 帕;
 Q —— 泵的实际流量, 米³/秒;
 η —— 泵的总效率。

(五) 自吸能力

泵的自吸能力是指泵在额定转速下, 从低于泵进口以下的开式油箱中自行吸油的能力。自吸能力的大小, 常以吸油高度或真空度表示。一般泵的吸油高度不超过500毫米。

对吸油能力差的泵, 为了保证其正常工作, 应采取下述措施:

1. 使油箱液面高于泵的进口中心线标高, 即形成负压吸油高度, 靠油的自重强制向泵内供油;

2. 采用压力油箱, 在密闭油箱液面上加压达0.05~0.25兆帕, 向泵内强制供油;

3. 采用补油泵向主泵中强制供油, 补油泵压力一般为0.3~0.7兆帕。

二、液压马达的基本参数

液压马达的基本参数与液压泵的分析方法类似。

(一) 排量、流量和容积效率

液压马达每旋转一周所排出的液体体积称为排量。液压马达每单位时间排出的液体体积称为流量。显然, 液压马达的流量也等于排量与转速的乘积。

排量恒定不变的液压马达叫做定量马达; 排量可调的液压马达则称变量马达。

液压马达的容积效率等于理论排量或流量与实际输入的排量或流量的比值, 即

$$\eta_v = \frac{p_0}{q} \quad (2-12)$$

$$\eta_v = \frac{Q_0}{Q} \quad (2-13)$$

注意这里的容积效率定义与泵的容积效率定义不同: 泵的容积效率是实际值比理论值。

输入马达的实际流量为:

$$Q = \frac{qn}{60} \times 10^{-6} = \frac{q_0 n}{60 \eta_v} \times 10^{-6} \quad \text{米}^3/\text{秒} \quad (2-14)$$

式中 q, q_0 ——马达的实际排量和理论排量, 毫升/转;

n ——马达转速, 转/分;

η_v ——马达的容积效率。

(二) 扭矩和机械效率

马达的机械效率等于实际输出扭矩 M 与理论扭矩之比, 即

$$\eta_m = \frac{M}{M_0} \quad (2-15)$$

马达的实际输出扭矩为:

$$M = 1.59 p q_0 \eta_m \times 10^{-7} \quad \text{牛} \cdot \text{米} \quad (2-16)$$

式中 p ——马达输入压力, 帕;

q_0 ——马达的理论排量, 毫升/转;

η_m ——马达的机械效率。

注意: 当马达回油腔压力不为零时, 应以马达进出口压力差 Δp 代替上式中的进口压力 p , 否则会产生较大误差。

(三) 转速

油马达输出轴的转速可由式(2-14)得出:

$$n = \frac{60Q}{q} \times 10^6 = \frac{60Q}{q_0} \eta_v \times 10^6 \text{ 转/分} \quad (2-17)$$

对液压马达常常规定最高转速和最低稳定转速，即给出马达的转速范围，并且依此分为高速马达和低速马达。

(四) 功率和总效率

液压马达的总效率等于输出功率 N 与输入功率 N_i 的比值，且等于容积效率与机械效率的乘积，即

$$\eta = \frac{N}{N_i} = \eta_v \eta_m \quad (2-18)$$

液压马达的机械效率影响其起动特性，如果机械效率太低，起动扭矩小，势必使起动困难。液压马达的容积效率则影响马达的制动特性，如果容积效率低，即泄漏量太大，则导致制动缓慢。

马达的输出功率为：

$$N = \frac{M \omega}{1000} = \frac{M n}{9549} = \frac{p Q}{1000} \eta \text{ 千瓦} \quad (2-19)$$

式中 M ——油马达输出扭矩，牛·米；

ω ——油马达输出轴的角速度，弧度/秒；

n ——油马达输出轴的转速，转/分；

p ——油马达的输入压力，帕；

Q ——油马达的实际流量，米³/秒；

η ——油马达的总效率。

应用上述各公式进行计算时，请注意以下几个问题：

1. 各公式中的换算系数是针对各参数的规定单位得到的，因而在应用公式时必须使公式中的各参数符合规定的单位，否则将得出错误的计算结果；

2. 由于泵和马达的效率定义不同，因而计算时效率在各不同公式中的位置也不一样；

3. 泵和马达进出口压力都不为零时，应以进出口的压力差 Δp 代替有关公式中的压力 p 。

容积式液压泵的特性曲线，是指泵轴转速恒定时（额定转速），泵的流量、效率、输入功率随着工作压力变化的关系曲线，如图2-1所示。

泵的理论流量 Q_0 不随压力变化，所以图上的 Q_0-p 关系曲线是一条平行于横坐标轴的水平线。由于泄漏量的存在，而且随压力的增大成比例地增加，所以实际流量 Q 是随着压力的增大而逐渐降低， $Q-p$ 关系曲线变成一条向右下倾斜的直线。容积效率 η_v 随压力的增大而下降， η_v-p 关系曲线与 $Q-p$ 曲线具有相同的变化规律。输入功率 N_i 随压力的增大而增加， N_i-p 曲线是一条上升的斜线。总效率 η 随压力的增大而先升后降，在额定压力时出现最大值。机械效率 η_m 随压力变化的规律与总效率的变化规律基本相同。

关于特性曲线变化规律的内在原因，可由上述各有关公式的理论分析找到答案。液压泵的特性实验将从实践的角度予以验证。

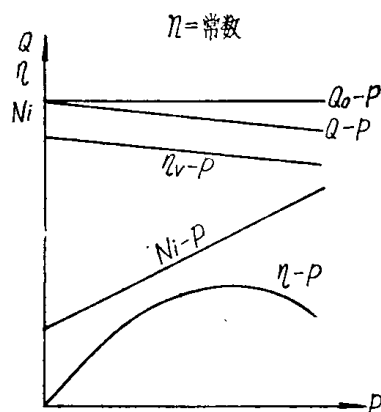


图 2-1 液压泵的特性曲线

第三节 齿轮泵和齿轮马达

齿轮式液压泵是容积泵的一种形式，其结构简单、体积小、重量轻、工作可靠、成本低、便于维修使用、对油液污染不太敏感等。由于优点较多，所以被广泛地应用在各种液压机械上，特别是那些工作条件较为恶劣的场合。但目前齿轮泵的压力还不高、流量和压力脉动较大、噪声大，并且只能作定量泵使用，因而限制了它的使用范围。

齿轮泵的种类很多，按其啮合方式，可分为外啮合和内啮合两大类，外啮合渐开线齿轮泵应用最广。

一、齿轮泵的工作原理

图2-2所示为外啮合渐开线齿轮泵的结构原理图。它是由一对互相外啮合的渐开线齿轮、泵壳和两端盖板构成的。上部齿轮轴与原动机相连接，因而是主动齿轮，通过啮合作用，带动下部的从动齿轮旋转。图示主动轮作逆时针方向转动时，从动轮则作顺时针方向转动，结果其右侧不断脱离啮合，油腔容积增大，形成一定的真空度，通过连接油箱的吸油管将油箱中的油液吸入泵的右腔—吸油腔；齿轮的左侧，不断地进入啮合，油腔容积减小，被齿轮带到左侧的油液，受到挤压作用，形成高压的压油腔，高压油连续不断地被排送到连接执行机构的压油管中去，用以克服外部负载。泵的右侧吸油，左侧压油，整个过程是连续进行的。

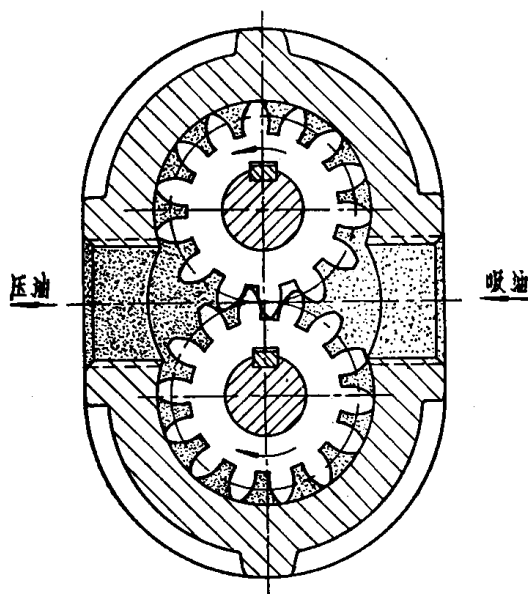


图 2-2 外啮合渐开线齿轮泵结构原理图

分析上述工作过程，可以把容积泵正常工作必须具备的条件归纳成以下几点：

1. 密闭的工作腔（吸油腔和压油腔）的容积在工作过程中必须发生变化，当容积由小变大时，形成负压，借以吸油；容积由大变小时，形成挤压作用，借以压油。
2. 在工作过程中，低压的吸油腔必须与高压的压油腔严格隔开，不得串通，否则不能形成压力，也不能排送油液。

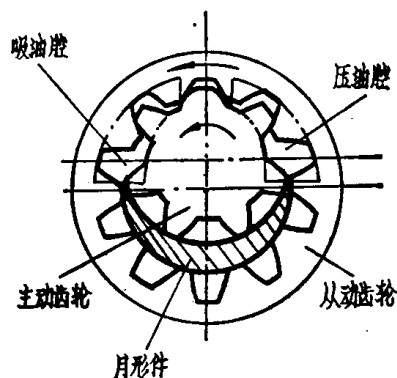


图 2-3 内啮合渐开线齿轮泵结构原理图

图2-3所示为内啮合渐开线齿轮泵的结构原理图。其主要零件是一对互相啮合的内齿轮和外齿轮，以及其间的月牙形隔板等。月牙形件的作用是将吸、压油腔隔开。当主动的内齿轮以反时针方向旋转时，通过啮合作用，带动外齿轮也作反时针方向旋转。在齿轮脱离啮合的左侧形成部分真空，油液在该处被吸入泵内，构成吸油腔；在齿轮进入啮合的右侧，存于齿间的油液将被挤压到压油管路中去。

内啮合齿轮泵的优点是结构紧凑、体积小、吸油性能好。但因齿形复杂，不易加工，成本高等缺点，使其应用受到限制。

二、齿轮泵流量计算

齿轮泵的理论排量就是主动齿轮转一周时，两个齿轮的齿间从吸油腔带入压油腔的油液体积。为了简化问题，假设齿间的工作容积等于牙齿的体积，则齿轮泵的理论排量就等于一个齿轮的齿间容积和牙齿体积的总和，也就是相当于以高为 $2m$ 的齿轮工作表面所扫过的环形体积，即齿轮的理论排量可近似地表达成下式：

$$q_0 = 2mB\pi Zm = 2\pi ZBm^2 \text{ 毫升/转} \quad (2-20)$$

式中 Z ——每个齿轮的齿数；

B ——齿轮宽度，厘米；

m ——齿轮模数，厘米。

实际上，齿间的容积比牙齿的体积稍大一些，特别是修正齿轮的排量比按上式计算的值要大一些，而且齿数越少差值越大。考虑这一因素，引进修正系数 K (K 值为 $1.05 \sim 1.15$)，因此齿轮泵的理论排量公式为：

$$q_0 = 2\pi K Z B m^2 \text{ 毫升/转} \quad (2-21)$$

齿轮泵的平均理论流量为：

$$Q_0 = q_0 n = 2\pi K Z B m^2 n \times 10^{-3} \text{ 升/分} \quad (2-22)$$

式中 n ——主动齿轮转速，转/分。

考虑到齿轮泵的容积效率，则实际平均流量为：

$$Q = Q_0 \eta_v = 2\pi K Z B m^2 n \eta_v \times 10^{-3} \text{ 升/分} \quad (2-23)$$

式中 η_v ——泵的容积效率， $\eta_v = 0.8 \sim 0.9$ 。

低压齿轮泵的齿数常为 $13 \sim 19$ ，推荐

$$2\pi K = 6.66$$

$$\text{则} \quad Q = 6.66 Z B m^2 n \eta_v \times 10^{-3} \text{ 升/分} \quad (2-24)$$

高压齿轮泵的齿数常为 $6 \sim 13$ ，推荐

$$2\pi K = 7$$

$$\text{则} \quad Q = 7 Z B m^2 n \eta_v \times 10^{-3} \text{ 升/分} \quad (2-25)$$

上述公式 (2-24) 和 (2-25) 为工程上常用的齿轮泵流量计算公式。

齿轮泵的主动齿轮和从动齿轮的齿数，对外啮合齿轮泵来说常相等。如果齿数不相等，或对内啮合齿轮泵（齿数不相等），计算流量时，均用主动齿轮的齿数和转速代入上述各式即可。

根据上述流量公式，我们来分析一下影响齿轮泵流量的因素：

流量与齿数成正比，但与模数的平方成正比，可见增大齿轮模数比增大齿数更有利于增加流量，所以齿轮泵通常总是采用较少的齿数和较大的模数，这样可以得到紧凑的结构。

增大转数也可增加流量，但过高的转速会产生过大的离心惯性力，造成吸油困难，一般 $n = 300 \sim 2400$ 转/分较为适宜。

齿宽的增大虽然也可以提高流量，但会同时加大径向不平衡力，影响泵压力的提高，所以一般取 $B = (0.25 \sim 1)mZ$ ，不能太宽。