

高等学校试用教材

# 起重运输与工程机械 液压传动

吉林工业大学 马永辉 主编

GAO DENG XUE  
XIAO JIAO CAI

机械工业出版社

## 前 言

本书是根据1983年9月工程机械专业教材编审委员会长春会议上确定的《起重运输与工程机械液压传动》教学大纲而编写的教材。

本书主要讲述液压元件的工作原理、结构、性能分析及选型。对于液压系统结合起重运输机械与工程机械特点进行系统分析、典型机构回路介绍,并以典型实例进行液压系统设计计算,建立了讲授工程机械液压系统特有的学科体系。

本书由吉林工业大学马永辉主编。编写分工为:哈尔滨建筑工程学院刘绍华编第一、二章,大连工学院杨立治编第三、八章,同济大学肖子渊编第四、五章,马永辉编第六、七章。

全书由重庆建筑工程学院王铁荪教授、同济大学徐宝富老师主审。在此对本书编写过程中给予支持和帮助的有关同志表示感谢。

由于我们水平有限,书中一定存在不少缺点和错误,恳读者批评指正。

作者

1988年7月

# 目 录

## 前言

第一章 绪论	1
§ 1-1 起重运输与工程机械液压传动课程的性质和任务	1
§ 1-2 液压传动工作原理及其特征	1
§ 1-3 液压系统的组成	4
§ 1-4 液压传动的优缺点	4
§ 1-5 液压油	5
§ 1-6 液压传动的发展及在起重运输与工程机械上的应用	7
第二章 液压泵和液压马达	8
§ 2-1 概述	8
§ 2-2 齿轮泵与齿轮马达	12
§ 2-3 叶片泵与叶片马达	22
§ 2-4 轴向柱塞泵与轴向柱塞马达	28
§ 2-5 低速大转矩液压马达	48
第三章 液压缸	57
§ 3-1 液压缸的分类、工作原理及结构特点	57
§ 3-2 液压缸的设计计算	65
第四章 液压控制阀	83
§ 4-1 概述	83
§ 4-2 压力控制阀	83
§ 4-3 流量控制阀	101
§ 4-4 方向控制阀	109
§ 4-5 逻辑阀	126
§ 4-6 比例控制阀	129
第五章 液压辅助元件	139
§ 5-1 滤油器	139
§ 5-2 蓄能器	143
§ 5-3 密封装置	145
§ 5-4 油管 and 管接头	149
§ 5-5 油箱	151
第六章 基本回路 with 工程机械典型机构液压回路	153
§ 6-1 基本回路	153
§ 6-2 起升机构液压回路	157
§ 6-3 伸缩机构液压回路	162
§ 6-4 变幅机构液压回路	170

§ 6-5	回转机构液压回路	173
§ 6-6	支腿液压回路	175
§ 6-7	行走机构液压回路	178
§ 6-8	液压转向回路	183
<b>第七章</b>	<b>工程机械液压系统</b>	<b>193</b>
§ 7-1	推土机液压系统	193
§ 7-2	装载机液压系统	199
§ 7-3	汽车式起重机液压系统	204
§ 7-4	挖掘机液压系统	209
<b>第八章</b>	<b>工程机械液压系统设计</b>	<b>217</b>
§ 8-1	液压系统的型式与评价	217
§ 8-2	液压系统设计计算	220
§ 8-3	液压系统的设计步骤	230
<b>参考文献</b>		<b>242</b>

# 第一章 绪 论

## § 1-1 起重运输与工程机械液压传动课程的性质和任务

本课程为起重运输与工程机械专业的一门技术基础课。由于起重运输机械与工程机械广泛采用液压传动，并且发展很快，故在培养本专业技术人员的过程中，本课程具有十分重要的作用。本课程是在学完“流体力学”的基础上开设的，并为后面开设的专业课打下良好的基础。

本课程的主要任务是培养学生具有设计起重运输与工程机械液压系统的能力；正确选择液压元件的能力；并具有一定的分析问题和解决实际问题的能力。

本课程的具体要求是：

(1) 掌握液压传动的基本概念、液压元件的工作原理、性能参数和结构特点以及正确选型和合理使用，应具有液压缸设计的基本知识和能力。

(2) 具有正确分析较复杂起重运输与工程机械液压系统的能力。

(3) 具有正确设计起重运输与工程机械液压系统的能力。

(4) 通过液压元件的拆装实验，液压泵、液压阀、基本回路的性能实验，掌握液压传动实验方法、测试方法，具有一定的实践能力。

## § 1-2 液压传动工作原理及其特征

任何一部机器都由三个部分组成，即动力机构、传动机构和工作机构。

工作机构为了完成机器的任务，一般都对力、速度或位置有一定的要求。若用原动机直接驱动工作机构，则难以实现这些要求，因此，需要传动机构将原动机的能量传递给工作机构，并进行控制，满足工作机构对力、速度或位置的要求。

传动机构的形式较多，主要有机械传动、气压传动、电力传动、液体传动和复合传动。

用液体作为工作介质进行能量的传递称为液体传动。

液体传动按其工作原理的不同，又可分为“容积式液体传动”和“动力式液体传动”。一般分别简称为“液压传动”和“液力传动”。

用液体作为工作介质，并以其压力能进行能量的传递称为液压传动。

下面以液压千斤顶为例说明液压传动的工作原理及其特征。

图1-1所示为液压千斤顶工作原理图。

当手动泵的活塞1向上运动时，油室I的容积增大，形成局部真空，使排油阀4关闭，吸油阀8开启，液体在大气压的作用下从油箱6，经管道、吸油阀8进入油室I，即吸油过程。

当活塞 1 在力  $F_1$  的作用下向下运动时, 油室 I 的容积减小, 被挤压的液体将吸油阀 3 关闭, 顶开排油阀 4, 液体经管道进入液压缸的油室 II, 并推动活塞 2 克服负载  $F_2$  向上运动, 即为排油过程。

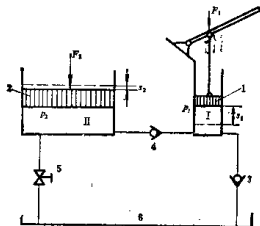


图 1-1 液压千斤顶工作原理图

当手动泵的活塞 1 不断上下往复运动, 负载就不断上升, 此时, 旁通阀 5 处于关闭状态。当负载上升到所需高度时, 停止活塞 1 的运动, 于是排油阀 4 被关闭, 油室 II 的液体被封闭。负载的位置保持不动。

当开启旁通阀 5 时, 油室 II 的液体经管道流回油箱 6, 于是活塞 2 回到原始位置。这就是液压千斤顶的工作原理。

从上述液压千斤顶的工作原理中可以看出, 力从活塞 1 传到活塞 2 是通过液体进行的, 因此, 活塞与液体间有力的作用, 单位面积上所受的力称为液体压力, 如果不考虑液压损失和认为活塞的运动是稳定运动, 根据帕斯卡原理, 油室 I 和油室 II 的液体压力相等。

因此, 我们可以清楚地看到, 液压传动是用液体作为工作介质, 靠液体压力来传递能量。

液压传动的主要工作特征:

1. 力 (或力矩) 的传递是靠液体压力来实现

图 1-1 中, 活塞 1 的面积为  $A_1$ , 驱动力为  $F_1$ , 液体压力为  $p_1$ , 液压缸的活塞 2 的面积为  $A_2$ 。负载为  $F_2$ , 液体压力为  $p_2$ 。

活塞 1 和 2 的静力平衡方程式分别为:

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= p_1 A_1 \\ F_2 &= p_2 A_2 \end{aligned} \right\} \quad (1-1)$$

如果不考虑管道的压力损失, 则油室 I 的液体压力  $p_1$  和油室 II 的液体压力  $p_2$  之间的关系为:

$$p_1 = p_2 \quad (1-2)$$

于是输出力, 即所能克服的负载为:

$$F_2 = p_2 A_2 = p_1 A_2 \quad (1-3)$$

式 (1-3) 即为力传递的基本方程式。由此可知:

$$p_1 = \frac{F_2}{A_2} = p_2 \quad (1-4)$$

从中得出下列两点结论:

(1) 液压泵的工作压力  $p_1$ , 取决于液压缸的负载压力  $p_2$ , 当液压缸活塞的工作面积一定时, 液压泵的工作压力  $p_1$  取决于负载, 是随负载的变化而变化。

(2) 若负载  $F_2$  为已知, 液压泵的工作压力  $p_1$  已经选定, 则可以求出液压缸所需的活塞面积  $A_2$ 。

液压传动的执行元件除了液压缸，还有液压马达。马达输出转矩。因此，总的归纳起来可以得出液压传动十分重要的基本概念：

液压传动输出的力(或力矩)是靠液体压力传递的；液压泵的工作压力取决于执行元件的负载压力；如果执行元件的工作面积(或排量)一定时，液压泵的工作压力取决于负载，是随负载的变化而变化的。

如果考虑液压损失，用 $\sum \Delta p$ 表示总的压力损失(包括管路、阀门等处的压力损失)，则：

$$P_1 = P_2 + \sum \Delta p \quad (1-5)$$

2. 运动速度(或转速)的传递是靠液体“容积变化相等”的原则进行。

图1-1中， $s_1$ 表示活塞1的行程， $s_2$ 表示活塞2的行程。

如果不考虑泄漏、液体的压缩和管路的变形，则：

$$A_1 s_1 = A_2 s_2 \quad (1-6)$$

液压缸活塞2所扫过的容积等于液压泵活塞1所扫过的容积，即容积变化相等。

将式(1-6)两端同时除以时间 $t$ ：

$$\frac{A_1 s_1}{t} = \frac{A_2 s_2}{t} \quad (1-7)$$

因为  $\frac{s_1}{t} = v_1, \quad \frac{s_2}{t} = v_2$

所以  $A_1 v_1 = A_2 v_2$

$$v_2 = \frac{A_1}{A_2} v_1$$

$$v_2 = \frac{Q_1}{A_2} \quad (1-8)$$

式(1-8)即为运动速度传递的基本方程式。

由此，可得出液压传动十分重要的基本概念如下：

(1) 执行元件的运动速度(或转速)，在执行元件的工作面积(或排量)一定的情况下，只与输入流量有关。因此，可以通过改变输入流量大小的方法，实现无级调速。

(2) 执行元件的运动速度(或转速)，在输入流量一定的情况下，与执行元件的工作面积(或排量)有关。因此，可通过改变工作面积(或排量)的方法，实现无级调速。因为实现变面积的液压缸十分困难，一般采用改变马达排量的方法，实现无级调速。

(3) 执行元件的运动速度(或转速)，在理论上与负载无关(在没有泄漏的情况下)。因此，从理论上讲，液压传动所传递的力和速度是彼此无关的。所以，液压传动可以实现与负载无关的任意运动规律。

在实际中，泄漏是不可避免的。泄漏流量与液体压力有关，压力越大，泄漏越多。因此，当负载发生变化时，由于泄漏流量的变化，使

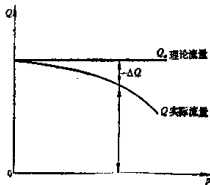


图1-2 流量与压力的关系

实际流量发生变化, 从而影响运动速度的变化。理论流量与压力无关, 实际流量受压力变化的影响。流量与压力的关系, 如图1-2所示。图中 $\Delta Q$ 为泄漏流量。

### § 1-3 液压系统的组成

液压系统由各种液压元件组成。无论是简单的或复杂的液压系统, 为了能完成能量的传递, 必须由四个部分组成, 即液压能源元件, 液压执行元件, 液压控制元件和液压辅助元件。

#### 一、液压能源元件

液压能源元件主要是液压泵, 它将原动机的机械能转换为液体的压力能。是液压系统的压力油源。

#### 二、液压执行元件

液压执行元件是将液体的压力能转换为机械能, 带动工作负载作功。液压执行元件包括液压缸和液压马达。

#### 三、液压控制元件

液压控制元件是各种控制阀, 在液压系统中包控制液体压力、流量和液流方向的功能, 以满足工作机构对力、速度、位置和运动方向的要求。液压控制阀包括压力控制阀、流量控制阀和方向控制阀。

#### 四、液压辅助元件

液压辅助元件包括密封件、油管、管接头、滤油器、蓄能器、油箱、冷却器、加热器等。虽然它们在液压系统中起辅助作用, 但对液压系统的正常工作、效率、寿命等都有较大影响。

为了说明液压系统的组成和工作原理, 一般采用液压图形符号绘制液压系统图。液压图形符号只表示液压元件的职能和连接关系, 不表示液压元件的具体结构和安装位置。

### § 1-4 液压传动的优缺点

液压传动和其他传动形式相比较, 具有许多优点, 因此使它获得广泛的应用。同时也存在一些缺点, 有待进一步解决。

液压传动的主要优点:

1. 功率密度大, 结构紧凑, 重量轻 功率密度是指单位体积所具有的功率。由于功率密度大, 和其他传动形式相比, 在相同功率情况下, 体积小、重量轻。根据统计资料表明, 轴向柱塞泵的重量仅是同功率直流发电机重量的(10~20)%, 关于尺寸前者是后者的(12~13)%。这是由于柱塞泵的压力高达32MPa之故。

譬如, 1m<sup>3</sup>机械传动挖掘机的整机重量为45t, 而采用液压传动则为23t, 不仅使重量大量减轻, 而且节省了大量钢材。

(2) 能无级调速, 调速范围大 能无级调速是液压传动与机械传动相比的主要优点之一。

调速范围是指最高速度与最低速度之比。最高可达1000。液压马达的最低稳定角速度最



低可达 $0.1\text{rad/s}$ 。液压传动不仅能实现旋转运动，还能作直线往复运动。

电力传动虽能无级调速，但调速范围小，角速度过低则不稳定，而且难以实现直线往复运动。

(3) 快速性能好 实验证明，电动机转动部件的转动惯量大到其输出转矩的50%左右。而液压马达则不大于5%。所以，加速中等功率的电动机需要1s多，而液压马达只需0.1s。由于液压传动的快速性好，因此，液压传动允许高速起动、制动和换向。

(4) 运转平稳可靠，能自行润滑，使用寿命较长。由于液体作为工作介质，能吸收冲击与振动，且防止过载。

(5) 操纵方便、省力。特别是和电气组成电液系统，便于实现自动化和远距离操纵。

(6) 液压元件易于实现标准化、系列化和通用化，便于组织专业性大批量生产，从而提高生产率，提高产品质量，降低成本。

液压传动也存在一些缺点，使它的应用受到一些限制，其主要缺点是：

1) 液压传动效率较低，一般为(75~80)%，这是因为压力损失和泄漏较大。

2) 工作时受油温的影响较大。温度变化会引起油液粘度变化，并影响其工作性能。

3) 制造工艺水平要求较高、价格较贵。液压系统的故障排除比较困难，使用和维护需要较高的技术水平。

## § 1-5 液 压 油

在液压传动中，液压油除了作为能量传递的工作介质外，还兼有润滑和冷却的作用。

### 一、液压系统对液压油的要求

(1) 具有适当的粘度和良好的粘温性能 适当的粘度是指所选的液压油的粘度数值要恰当，因为粘度过小，则泄漏增加，如果粘度过大，则压力损失增加。

粘温性能好是指粘度随温度的变化要小，即粘度指数要大，一般粘度指数要大于90，最好在100以上。

一般液压系统所用液压油的粘度范围，用运动粘度表示为 $(11.5\sim 60)\times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$  ( $11.5\sim 60\text{cSt}$ )，用相对粘度表示为 $2\sim 8^\circ\text{E}_{50}$ 。

(2) 具有良好的润滑性 液压油在工作温度、工作压力变化的范围内应保证摩擦面间的润滑性能，具有较高的油膜强度，减小磨损。

(3) 具有良好的化学稳定性 应能抗氧化，抗水解，在使用和贮存过程中不变质。

(4) 液压油的空气分离压和饱和蒸气压要低，闪点、燃点要高，凝固点要低，热膨胀系数要低，比热容要高，导热系数要高。

(5) 具有良好的防腐蚀性，不腐蚀金属，不破坏密封。

(6) 不能含有沥青和杂质，不应含有空气和水。

### 二、液压油的选择

液压传动中一般常采用矿物油，因为植物油及动物油中含有酸性和碱性杂质，腐蚀性大，化学稳定性差。

在选择液压油时，除了按照泵、阀样本中推荐的液压油进行选择外，一般可作如下

考虑:

1) 液压油粘度的选择应考虑环境温度的变化。环境温度高时, 应采用粘度较高的液压油; 环境温度较低时, 应采用粘度较低的液压油。

2) 应考虑液压系统中工作压力的高低。工作压力高时, 应选择粘度高的液压油, 因为压力高时, 泄漏就显得突出。当工作压力低时, 应选择低粘度的液压油。

3) 应考虑运动速度的高低。当运转速度很高时, 压力损失较大, 而泄漏量相对减小, 因此应选择粘度较低的液压油。如果运转速度较低时, 泄漏量相对增加, 应选择粘度较高的液压油。

4) 对于不同机械, 应根据其液压系统的具体要求进行选择。对于起重运输与工程机械, 可选用普通液压油, 最好选用稠化液压油。

按液压泵类型推荐使用液压油的粘度如表1-1所示, 可供参考。

表1-1 推荐用液压油的运动粘度/( $10^{-6}m^2 \cdot s^{-1}$ )

液 压 系 类 型		环 境 温 度	
		5~40°C	40~80°C
叶 片 泵	$p \leq 7MPa$	30~49	43~77
	$p > 7MPa$	53~75	65~99
齿 轮 泵		30~75	105~190
径 向 柱 塞 泵		30~49	65~270
轴 向 柱 塞 泵		43~75	75~172

### 三、起重运输与工程机械液压系统常用液压油

起重运输与工程机械液压系统常用液压油有下列几种:

#### 1. 普通液压油

表1-2 起重运输与工程机械常用液压油的性能

牌 号 名 称	50°C时运动粘度 /( $10^{-6} \cdot m^2 \cdot s^{-1}$ )	100°C时运动粘度 /( $10^{-6} m^2 \cdot s^{-1}$ )	凝 点 °C, 不 高 于	闪点(开口) °C, 不 低 于	机 械 杂 质 百分比, 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

普通液压油是高度精制的润滑油并加有抗氧化、防腐蚀、增加润滑性、耐高压的添加剂，增加粘度指数剂和消泡剂。适用于一般液压系统，但不能用于低温环境。

#### 2. 汽轮机油

具有较高的抗氧化性、抗乳化性，比机械油纯净，用于要求较高的液压系统。

#### 3. 柴油机油

柴油机油加有抗氧化、防腐蚀和去垢剂，润滑性能好，粘度指数高。在起重运输与工程机械液压系统中，夏季常用11号，冬季常用8号。

#### 4. 稠化液压油

稠化液压油是我国新试制的专用液压油，有“上稠”、“兰稠”等牌号。它们的特点是凝固点低，氧化安定性好，防锈、润滑性能好，粘度指数高，可用于低温条件，工作时泡沫少。

起重运输与工程机械液压系统常用液压油的性能如表1-2所示。

### § 1-6 液压传动的发展及在起重运输与工程机械上的应用

液压传动是根据17世纪帕斯卡指出的流体静压力传递原理(即帕斯卡原理)而发展起来的一门新兴技术。早期的液压传动是以水为工作介质，解决密封和防锈是十分突出的问题。

1905年开始用油作为工作介质，这对液压传动的发展起着重要的作用。随着从水压到油压的演变，以及一些液压传动装置的出现，使液压传动发展较快，并开始应用于工业中。

1922年发明了径向柱塞泵，1930年出现了斜轴式轴向柱塞泵，而斜盘式轴向柱塞泵大约在1950年才在工业上获得应用。导控溢流阀是1935年发明的，1958年电液伺服阀取得重要成果，1970年又出现了内曲线低速大转矩车轮马达。所以液压传动行业的形成与发展，只有几十年的历史，但液压传动已得到了广泛的应用。

我国的液压传动是解放后才发展起来的，到了70年代，液压行业已成为机械工业的重要组成部分，液压技术已成为重要的基础技术之一，广泛应用在机床、飞机、建筑、船舶、冶金、矿山、起重运输、钻探、农业机械、林业机械、塑料机械和工程机械等行业。

目前，我国起重运输与工程机械发展迅速，液压传动在起重运输与工程机械上得到了广泛的应用。在挖掘机、工程起重机、轮式装载机、推土机、自行式铲运机、平地机、压路机、混凝土机械、桩工机械等都普遍采用了液压传动，整个起重运输和工程机械行业基本上实现了液压化，有些产品接近了世界水平。

由于起重运输与工程机械的功率较大，工作环境恶劣，对液压传动系统的要求越来越高。目前在起重运输与工程机械上普遍采用定量系统，变量系统，特别是总功率变量系统也在一些起重运输与工程机械上采用，并向负载传感液压系统方向发展，节能液压系统在起重运输与工程机械上的应用具有十分重要的意义。

目前液压技术总的发展趋势是：提高液压元件的可靠性和效率，减少振动和噪声；提高液压泵的压力和角速度；提高液压马达的低速稳定性和角速度范围；提高液压控制阀的过流能力和静动态特性；增大液压元件的容量，延长使用寿命，降低成本，扩大使用范围；发展小型化，组合化；发展各种节能液压系统等。

## 第二章 液压泵和液压马达

### § 2-1 概 述

#### 一、液压泵和液压马达的作用和分类

液压泵和液压马达是液压系统中的能量转换元件。

液压泵是将原动机的机械能转换为液压能的能量转换元件。在液压系统中，液压泵用来提供液压能，即提供具有一定压力和流量的工作液体。所以，按其职能来说，属于液压能源元件，又称动力元件。

液压马达是将液压能转换为机械能的能量转换元件。在液压系统中，液压马达用来驱动工作机构，实现旋转运动。所以，按其职能来说，属于液压执行元件。

液压泵和液压马达都是靠密封工作空间的容积变化进行工作的。所以又称为容积式液压泵和液压马达。

液压泵和液压马达分为齿轮式、叶片式、螺杆式、柱塞式等几种类型。从理论上讲，液压泵和液压马达具有可逆性，即任何一种容积式液压泵（阀式配流除外）都可以作为液压马达使用。但有些液压泵为了提高泵的性能，在结构上采取了一些措施，限制了其可逆性。因此，必须对具体问题进行分析。

本章对起重运输和工程机械液压系统常用的齿轮式、叶片式、轴向柱塞式和径向柱塞式液压泵和液压马达给予重点介绍。通过学习，熟悉和掌握液压泵和液压马达的基本概念、工作原理、结构特点，以便达到能正确选型，合理使用的目的。

#### 二、液压泵的基本性能参数

##### (一) 额定压力 $p_B$

液压泵的输出压力由负载决定。当负载增加时，泵的压力升高，当负载减小时，泵的压力降低，所以在液压系统的工作过程中，泵的压力是随负载的变化而变化。如果负载无限制地增加，泵的压力也随之无限制地升高，直至密封或零件强度或管路被破坏。这是容积式液压泵的一个重要特点。因此，在液压系统中必须设置安全阀，起过载保护作用。

一般对液压泵的压力有两种规定，额定压力  $p_B$  和最大压力  $p_{Bmax}$ 。

额定压力是指液压泵在额定角速度和理论排量下，能连续运转所允许使用的工作压力，并能保证泵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，由液压系统的安全阀限定。

压力采用国际单位 (SI) Pa (帕) 或 MPa (兆帕)。

##### (二) 理论排量 $q_B$

液压泵的理论排量是指泵每转一弧度排出液体的理论体积。其单位为  $m^3/rad$ 。

液压泵的理论排量取决于泵的结构参数，而与泵的输出压力和转速无关。理论排量可调节的称为变量泵，理论排量不可调节的称为定量泵。

因为不同类型泵的结构参数不同，其理论排量的计算公式也不同。各计算公式将结合不同类型泵分别进行讲解。

### (三) 额定流量 $Q_B$

液压泵的流量是指泵在单位时间内输出液体的体积。其单位为  $\text{m}^3/\text{s}$ 。

液压泵的流量有理论流量和实际流量之分。理论流量等于理论排量与泵的额定角速度的乘积。

$$Q_{Bt} = q_{Bt} \omega_B \quad (2-1)$$

式中  $Q_{Bt}$ ——泵的理论流量， $[Q_{Bt}]$ 为  $\text{m}^3/\text{s}$ ；

$q_{Bt}$ ——泵的理论排量， $[q_{Bt}]$ 为  $\text{m}^3/\text{rad}$ ；

$\omega_B$ ——泵的额定角速度， $[\omega_B]$ 为  $\text{rad}/\text{s}$ 。

泵的实际流量  $Q_B$  小于理论流量  $Q_{Bt}$ ，因为泵的各密封间隙有泄漏  $\Delta Q_B$ 。泄漏流量是指泵在单位时间内所泄漏的液体体积， $\text{m}^3/\text{s}$ 。

$$Q_B = Q_{Bt} - \Delta Q_B \quad (2-2)$$

泵的泄漏流量除了与密封间隙、油的粘度有关外，还与泵的输出压力有关，压力升高，泄漏流量  $\Delta Q_B$  增加，泵的实际流量减小。因此可得出如下结论：泵的理论流量与泵的输出压力无关，而泵的实际流量与泵的输出压力有关。

泵的实际流量  $Q_B$  还与泵的转速有关。当泵的转速增加时，泵的实际流量也随着增加，成正比关系。

液压泵的额定流量  $Q_B$  是指泵在额定压力和额定角速度下，单位时间内实际排出液体的体积， $\text{m}^3/\text{s}$ 。即指在额定压力和额定角速度下泵的实际流量。所以，泵的额定流量  $Q_B$  等于理论流量  $Q_{Bt}$  与泵的容积效率  $\eta_{Bv}$  的乘积。

$$Q_B = Q_{Bt} \eta_{Bv} \quad (2-3)$$

### (四) 额定角速度 $\omega_B$

液压泵的额定角速度是指泵在额定压力下能正常工作连续运转的角速度，使泵具有一定的自吸能力，避免产生空穴和气蚀现象。各种类型泵在样本中均规定有额定角速度，一般不希望泵超过额定角速度运转。

### (五) 效率

液压系的效率有容积效率  $\eta_{Bv}$ 、机械效率  $\eta_{Bm}$  和总效率  $\eta_B$ 。

容积效率是泵的额定流量  $Q_B$  与泵的理论流量  $Q_{Bt}$  的比值。

$$\eta_{Bv} = \frac{Q_B}{Q_{Bt}} = \frac{Q_{Bt} - \Delta Q_B}{Q_{Bt}} = 1 - \frac{\Delta Q_B}{Q_{Bt}} \quad (2-4)$$

机械效率是泵的理论转矩  $M_{Bt}$  与实际输入转矩  $M_{Bt}$  的比值。

$$\eta_{Bm} = \frac{M_{Bt}}{M_{Bt}} = \frac{M_{Bt} - \Delta M_B}{M_{Bt}} = 1 - \frac{\Delta M_B}{M_{Bt}} \quad (2-5)$$

式中  $\Delta M_B$  是指液压泵的转矩损失，即指泵的相对运动零件间的摩擦损失。

液压泵的功率损失包括容积损失，摩擦损失和压力损失（即液压阻力损失），因为压力损失相对来说较小，一般将压力损失和摩擦损失放在一起考虑，所以机械效率已经考虑了压力损失。

液压泵的总效率是指输出功率  $P_{B0}$  与输入功率  $P_{Bt}$  的比值。即等于泵的容积效率和机

械效率的乘积。

$$\eta_B = \frac{P_{B0}}{P_{B1}} = \eta_{B0} \eta_{Bm} \quad (2-6)$$

### (六) 转矩与功率

泵的输入转矩  $M_{B1}$  的计算式为:

$$M_{B1} = p_B Q_B \eta_B^{-1} \quad (2-7)$$

式中  $M_{B1}$ ——泵的输入转矩, [ $M_{B1}$ ]为  $N \cdot m$ ;

$p_B$ ——泵的额定压力, [ $p_B$ ]为 Pa;

$Q_B$ ——泵的理论排量, [ $Q_B$ ]为  $m^3/\text{rad}$ ;

$\eta_{Bm}$ ——泵的机械效率。

泵的额定输入功率 (即泵的驱动功率)  $P_{B1}$  的计算式为,

$$P_{B1} = p_B Q_B \eta_B^{-1} \quad (2-8)$$

式中  $P_{B1}$ ——泵的额定输入功率, [ $P_{B1}$ ]为 W;

$p_B$ ——泵的额定压力, [ $p_B$ ]为 Pa;

$Q_B$ ——泵的额定流量, [ $Q_B$ ]为  $m^3/s$ ;

$\eta_B$ ——泵的总效率。

### (七) 自吸能力

泵的自吸能力是指泵在额定角速度下, 从位置低于泵的开放式油箱中自行吸油的能力。

自吸能力的大小常用吸油高度表示, 或用真空度表示。

泵的自吸能力的实质, 是由于泵在工作时吸油腔形成局部真空, 开放式油箱中的液压油在大气压的作用下流入吸油腔。所以, 液压泵吸油腔的真空度越大, 则自吸能力越强, 即吸油高度越高。但真空度的数值受空穴和气蚀条件的限制, 为了避免液压泵产生空穴和气蚀现象, 在吸油腔必须保持的最低绝对压力称为极限吸油压力, 极限吸油压力值 (指绝对压力) 必须小于 1, 极限吸油压力越小, 则自吸能力越强。

对于自吸能力较差的液压泵, 一般可采取下列措施:

(1) 使油箱液面高于液压泵。即液压泵安装在油箱液面以下, 一般称为倒灌。

(2) 采用压力油箱。即采用封闭式油箱, 增加油箱液面的表面压力, 一般预压力 (指相对压力) 为  $0.05 \sim 0.25 \text{ MPa}$ 。

(3) 采用补油泵供油。一般补油压力 (指相对压力) 为  $0.3 \sim 0.7 \text{ MPa}$ 。

对于不同类型的液压泵, 其自吸能力是不同的, 所以泵的自吸能力也是衡量液压泵的性能指标之一。

表2-1 液压泵的主要性能指标

性能 种类	额定压力/MPa	额定流量 ( $10^3 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ )	额定角速度 / ( $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$ )	总效率 $\times 100$
齿轮泵	2~25	3~1950	180~700	75~90
叶片泵	2~17.5	3~1600	200~400	75~90
轴向柱塞泵	14~50	2~2200	60~600	85~85
径向柱塞泵	10~32	3~1170	70~180	80~92

目前液压泵能够达到的主要性能指标如表2-1所示。

### 三、液压马达的基本性能参数

#### (一) 理论排量 $q_{M_t}$

液压马达每转一弧度所需输入液体的理论体积，称为液压马达的理论排量，其单位为 $m^3/\text{rad}$ 。

理论排量可调节的称为变量马达，理论排量不可调节的称为定量马达。液压马达的理论排量取决于马达本身的结构参数，不同类型的液压马达其理论排量的计算公式是不同的。

#### (二) 额定输出转矩 $M_{M0}$

液压马达的额定输出转矩是指在额定压力和理论排量下，液压马达轴上实际输出的转矩。

$$M_{M0} = \Delta p_M q_{M_t} \eta_{Mm} \quad (2-9)$$

式中  $M_{M0}$ ——马达额定输出转矩， $[M_{M0}]$ 为 $N \cdot m$ ；

$\Delta p_M$ ——马达进、出口压力差， $[\Delta p_M]$ 为Pa；

$q_{M_t}$ ——马达的理论排量， $[q_{M_t}]$ 为 $m^3/\text{rad}$ ；

$\eta_{Mm}$ ——马达的机械效率。

#### (三) 额定角速度 $\omega_M$

额定角速度是指液压马达在额定输出转矩下能连续运转的角速度。

$$\omega_M = \frac{Q_{M_i} \eta_{Mv}}{q_{M_t}} \quad (2-10)$$

式中  $\omega_M$ ——马达的额定角速度， $[\omega_M]$ 为 $\text{rad}/s$ ；

$Q_{M_i}$ ——马达的输入流量， $[Q_{M_i}]$ 为 $\text{m}^3/s$ ；

$\eta_{Mv}$ ——马达的容积效率；

$q_{M_t}$ ——马达的理论排量， $[q_{M_t}]$ 为 $\text{m}^3/\text{rad}$ 。

最低稳定角速度 $\omega_{M\text{min}}$ 是液压马达的一个重要性能指标，是指液压马达在额定输出转矩下不出现爬行现象的最低角速度。一般液压马达都给出角速度范围。

#### (四) 最低回油背压 $p_{y, \text{min}}$

最低回油背压是指液压马达为了防止出现脱空现象，在回油腔必须保持的最低压力。最低回油背压越小，液压马达的性能越好。

#### (五) 效率

马达的容积效率 $\eta_{Mv}$ 是理论流量 $Q_{M_t}$ 与实际输入流量 $Q_{M_i}$ 的比值。

$$\eta_{Mv} = \frac{Q_{M_t}}{Q_{M_i}} = \frac{Q_{M_t}}{Q_{M_t} + \Delta Q_M} = \frac{1}{1 + \frac{\Delta Q_M}{Q_{M_t}}} \quad (2-11)$$

式中  $Q_{M_t}$ ——马达的理论流量， $[Q_{M_t}]$ 为 $\text{m}^3/s$ ；

$Q_{M_i}$ ——马达的输入流量， $[\Delta Q_M]$ 为 $\text{m}^3/s$ ；

$\Delta Q_M$ ——马达的泄漏流量， $[\Delta Q_M]$ 为 $\text{m}^3/s$ 。

马达的机械效率 $\eta_{Mm}$ 等于实际输出转矩与理论转矩的比值。

$$\eta_{Mm} = \frac{M_{M0}}{M_{M_t}} = \frac{M_{M_t} - \Delta M_M}{M_{M_t}} = 1 - \frac{\Delta M_M}{M_{M_t}} \quad (2-12)$$

式中  $M_{M0}$ ——马达的输出转矩；

$M_{M_t}$ ——马达的理论转矩；

$\Delta M_M$ ——马达的转矩损失。

启动时的机械效率称为启动机械效率，也是衡量液压马达性能的一个重要指标，启动机械效率越高越好。

马达的总效率  $\eta_M$  等于输出功率与输入功率的比值，即等于容积效率与机械效率的乘积。

$$\eta_M = \frac{P_{M_o}}{P_{M_i}} = \eta_{M_o} \eta_{M_m} \quad (2-13)$$

液压马达的机械效率直接影响马达的启动性能，如果机械效率低，则启动转矩就小。液压马达的容积效率直接影响马达的制动性能，如果容积效率低，则制动性能差。

(六) 额定输出功率  $P_{M_o}$ 。

液压马达的额定输出功率是指在额定压力和额定角速度下的输出功率。

$$P_{M_o} = \Delta p_M Q_{M_i} \eta_M \quad (2-14)$$

式中  $P_{M_o}$ ——马达的额定输出功率，[ $P_{M_o}$ ]为W；

$\Delta p_M$ ——马达的进、出口压力差，[ $\Delta p_M$ ]为Pa；

$Q_{M_i}$ ——马达的输入流量，[ $Q_{M_i}$ ]为 $m^3/s$ ；

$\eta_M$ ——马达的总效率。

目前液压马达能够达到到的主要性能指标如表2-2所示。

表2-2 液压马达的主要性能指标

性能 种类	额定压力/MPa	理论排量/( $10^3 m^3$ $\cdot rad^{-1}$ )	角速度范围/( $rad$ $\cdot s^{-1}$ )	总效率 $\times 100$	启动机械效率 $> 100$
齿轮马达	5.0~17.5	0.034~8.4	10~400	70~90	75~85
叶片马达	5.0~17.5	0.25~5.70	5~400	70~90	75~85
轴向柱塞马达	15.0~40.0	0.068~420	0.4~400	83~95	80~92
径向柱塞马达	16.0~32.0	0.25~540	0.1~300	80~92	95~98

## §2-2 齿轮泵与齿轮马达

齿轮泵具有结构简单、体积小、重量轻、工作可靠、成本低以及对液压油污染不太敏感、便于维护修理等优点。广泛应用于各种液压机械上，特别是起重运输与工程机械的工作条件比较恶劣，选用齿轮泵较为适宜。但由于齿轮泵的流量脉动和压力脉动较大，噪声高，并只能作定量泵使用，故应用范围受到了一定的限制。

齿轮泵的种类较多，按其啮合形式可分为外啮合和内啮合齿轮泵。应用较多的是外啮合渐开线齿形的齿轮泵，也是下面讲解的重点。

### 一、齿轮泵的工作原理

外啮合齿轮泵是由一对相互啮合的齿轮，壳体以及前、后端盖等主要零件组成。

齿轮泵的工作原理如图2-1所示。



齿轮 I 为主动齿轮，齿轮 II 为从动齿轮。当齿轮 I 旋转时，轮齿开始退出啮合之处为吸油腔，轮齿开始进入啮合之处为压油腔。

当齿轮按图中箭头方向旋转时，吸油腔由轮齿 8、9、10、1、1'、10'、9' 的齿顶及壳体 and 端盖的内表面组成。轮齿 8 和轮齿 9' 所扫过的容积比正处于啮合的轮齿 1 和 1' 所扫过的容积大，使吸油腔的容积增加，形成局部真空，油箱中的液压油在大气压的作用下通过油管进入吸油腔，这就是齿轮泵的吸油过程。

由于齿间充满着液体，随着齿轮的旋转，齿间的液体被带到压油腔。压油腔由轮齿 2、1、1'、2'、3' 的齿顶及壳体 and 端盖的内表面组成。由于正处于啮合的轮齿 1 和 1' 所扫过的容积比轮齿 2 和 3' 所扫过的容积小，使压油腔的容积减小，液体被排出压油腔，这就是齿轮泵的压油过程。

随着齿轮的旋转，轮齿依次地进入啮合，吸油腔周期性地由小变大，压油腔周期性地由大变小，于是齿轮泵就能不断地吸入液体和排出液体。

齿轮泵的吸油腔和压油腔是分别独立的，所以齿轮泵不需要配流机构，故其结构简单。因为通过调节齿轮泵的结构参数来改变其排量是比较困难的，所以齿轮泵只能作为定量泵使用。目前，已经开始研制变量齿轮泵。

齿轮泵的泄漏途径有三处：齿轮侧面与侧板之间的轴向间隙；齿轮顶圆与壳体内部表面之间的径向间隙；以及齿轮的啮合间隙。啮合间隙的泄漏很少，径向间隙的泄漏占总泄漏量的（20~25）%左右，而轴向间隙泄漏较大，约占总泄漏量的（75~80）%左右。所以尽量减小轴向间隙是提高齿轮泵容积效率的一个关键问题。

## 二、齿轮泵的流量计算

齿轮泵单位时间内排出的液体体积称为齿轮泵的流量，其单位为  $\text{m}^3/\text{s}$ 。

齿轮泵流量有理论流量和实际流量之分。从流体的时间关系来看，还有瞬时流量和平均流量之分。

### （一）瞬时流量

齿轮泵每一瞬间所排出液体的体积称为瞬时流量，用  $Q_v$  表示。

齿轮泵的瞬时流量是随时间而脉动变化的，由于流量脉动而引起压力脉动，直接影响

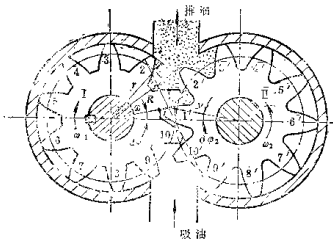


图2-1 齿轮泵的工作原理图

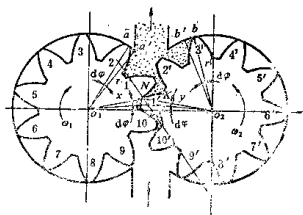


图2-2 齿轮泵的容积变化示意图

