

高级船舶钳工、管铜工培训教程

(下册)

# 液压传动

范振纲 主编



海洋出版社

## 出版说明

随着造船工业与科学技术的飞速发展,先进的造船方法、造船技术得到越来越广泛地应用。为了提高船舶建造质量,缩短造船周期,必须全面提高劳动者素质,通过岗位培训培养一大批高级技术工人是迎接船舶工业更大发展的需要。中国船舶工业总公司为了推动船厂高级工培训的开展,组织了船厂五大工种(船体装配工、船舶钳工、船舶管铜工、船舶电工、电焊工)高级工培训教学计划与教学大纲的制订工作,并根据教学计划、教学大纲从教育先进、生产效益好的三大船厂(沪东造船厂、大连造船厂和江南造船厂)聘请主编开展教材编写工作。这套教材从现在起将陆续出版。

这套高级工教材在内容上具有以下特点:

1. 教材内容与中级工培训相衔接,并能满足《中华人民共和国工厂技术等级标准(船舶行业)》的要求;

2. 教材内容体现先进性,用已经在我国采用的先进的造船方法、造船技术和造船工艺充实了教材内容;

3. 贯彻理论联系实际的原则,教材内容紧密联系船厂设计、生产、管理实际,具有较好的实用性;

4. 为了满足各厂培训的不同需求,增加选学内容,供各厂培训时选用。

本套高级工教材可供船厂有关工种高级工培训时使用,也可供船厂干部、工人自学时参考,有些内容和资料也可供高校、中专有关专业的学生参考。

船舶工业教材编审室

1999年3月

## 前 言

本书是按照中国船舶工业总公司人事教育局制定的高级船舶钳工、高级船舶铜工理论培训计划中“液压传动”课程的教育大纲编写的,作为两工种技术工人理论教育的培训教材。内容包括液压传动基本知识、液压泵及液压马达、液压控制阀、液压油缸、基本辅助装置、基本液压回路、液压系统的实例分析。

本书除基本理论外以船舶机械设备中液压传动、液压控制等内容为主。

本书由范振纲编写。李福义审稿。

本书的描图和计算机绘图分别由哈尔滨工程大学的陆雪艳和邓建新承担。

由于编写时间仓促,书中有错误和不足之处在所难免,热忱欢迎广大读者和教师批评指正。

编 者

# 目 次

|                           |    |
|---------------------------|----|
| 第一章 液压传动基本知识.....         | 1  |
| 1.1 液压技术应用与发展 .....       | 1  |
| 1.1.1 液压技术应用的广泛性 .....    | 1  |
| 1.1.2 当今世界液压技术的发展前景 ..... | 1  |
| 1.2 液压传动原理及液压系统组成 .....   | 2  |
| 1.2.1 液压传动的工作原理 .....     | 2  |
| 1.2.2 液压系统的组成 .....       | 3  |
| 1.2.3 液压传动的优缺点 .....      | 3  |
| 1.3 液体的基本特征 .....         | 4  |
| 1.3.1 静止液体的基本特征 .....     | 4  |
| 1.3.2 流动液体的基本特性 .....     | 5  |
| 第二章 液压泵及液压马达 .....        | 11 |
| 2.1 液压泵 .....             | 11 |
| 2.1.1 齿轮泵 .....           | 11 |
| 2.1.2 叶片泵 .....           | 15 |
| 2.1.3 柱塞泵 .....           | 18 |
| 2.2 液压马达 .....            | 23 |
| 2.2.1 齿轮式液压马达 .....       | 23 |
| 2.2.2 叶片式液压马达 .....       | 24 |
| 2.2.3 柱塞式液压马达 .....       | 25 |
| 2.3 液压泵与液压马达常见的故障 .....   | 28 |
| 第三章 液压控制阀 .....           | 30 |
| 3.1 压力控制阀 .....           | 30 |
| 3.1.1 溢流阀 .....           | 30 |
| 3.1.2 减压阀 .....           | 33 |
| 3.1.3 顺序阀 .....           | 34 |
| 3.1.4 压力继电器 .....         | 36 |
| 3.2 流量控制阀 .....           | 37 |
| 3.2.1 节流阀的结构形式及流量特性 ..... | 37 |
| 3.3 方向控制阀 .....           | 41 |
| 3.3.1 单向阀 .....           | 41 |
| 3.3.2 换向阀 .....           | 43 |
| 3.3.3 插装阀、电液比例阀、伺服阀 ..... | 47 |
| 第四章 液压油缸 .....            | 53 |
| 4.1 柱塞油缸 .....            | 54 |

|       |                                 |    |
|-------|---------------------------------|----|
| 4.2   | 活塞油缸 .....                      | 55 |
| 4.3   | 摆动油缸 .....                      | 56 |
| 4.4   | 复合油缸 .....                      | 57 |
| 第五章   | 基本辅助装置 .....                    | 59 |
| 5.1   | 油箱 .....                        | 59 |
| 5.2   | 滤油器 .....                       | 60 |
| 5.2.1 | 网式滤油器 .....                     | 60 |
| 5.2.2 | 线隙式滤油器 .....                    | 60 |
| 5.2.3 | 烧结式滤油器 .....                    | 61 |
| 5.2.4 | 纸质滤芯滤油器 .....                   | 61 |
| 5.2.5 | 常见滤油器在系统中的职能符号及安装位置 .....       | 61 |
| 5.3   | 蓄能器 .....                       | 62 |
| 5.3.1 | 蓄能器的作用 .....                    | 62 |
| 5.3.2 | 蓄能器的类型 .....                    | 62 |
| 5.4   | 油冷却器 .....                      | 63 |
| 5.5   | 密封装置 .....                      | 64 |
| 5.5.1 | O型密封圈 .....                     | 64 |
| 5.5.2 | V型密封圈 .....                     | 65 |
| 5.5.3 | Y型、Y <sub>x</sub> 型及U型密封圈 ..... | 65 |
| 5.6   | 管件 .....                        | 66 |
| 第六章   | 基本液压回路 .....                    | 67 |
| 6.1   | 压力控制回路 .....                    | 67 |
| 6.1.1 | 调压回路 .....                      | 67 |
| 6.1.2 | 减压回路 .....                      | 67 |
| 6.1.3 | 卸荷回路 .....                      | 67 |
| 6.1.4 | 增压回路 .....                      | 68 |
| 6.1.5 | 平衡回路 .....                      | 69 |
| 6.2   | 速度控制回路 .....                    | 70 |
| 6.2.1 | 节流调速回路 .....                    | 70 |
| 6.2.2 | 容积调速回路 .....                    | 71 |
| 6.2.3 | 速度换接回路 .....                    | 72 |
| 第七章   | 液压系统实例分析 .....                  | 73 |
| 7.1   | 液压锚机、绞缆机液压系统的分析 .....           | 73 |
| 7.2   | 液压舱口盖液压系统的分析 .....              | 76 |
| 7.2.1 | 油缸驱动式的液压传动系统原理 .....            | 76 |
| 7.2.2 | 油马达索链式液压舱口盖原理 .....             | 77 |
| 7.3   | 船用利布赫尔克林吊液压系统的分析 .....          | 78 |
| 7.3.1 | 辅油路系统 .....                     | 78 |

|                                  |    |
|----------------------------------|----|
| 7.3.2 主油路系统 .....                | 80 |
| 7.4 可变螺距螺旋桨液压系统的分析 .....         | 81 |
| 7.4.1 可变螺距螺旋桨的组成及工作原理 .....      | 81 |
| 7.4.2 可变螺距螺旋桨液压系统的组成及工作原理 .....  | 81 |
| 7.4.3 调试及注意事项 .....              | 83 |
| 7.5 65 吨米液压舵机液压系统的分析 .....       | 83 |
| 7.5.1 副油路系统 .....                | 83 |
| 7.5.2 主泵伺服系统 .....               | 85 |
| 7.5.3 主油路系统 .....                | 86 |
| 7.5.4 主要故障及排除 .....              | 86 |
| 7.6 减摇鳍液压系统的分析 .....             | 87 |
| 7.6.1 减摇鳍液压系统的组成 .....           | 87 |
| 7.6.2 减摇鳍液压系统的工作原理及工作压力的调整 ..... | 88 |
| 7.7 液压技术在船舶中的其他应用 .....          | 89 |
| 7.7.1 螺栓的液压拆装 .....              | 89 |
| 7.7.2 液压联轴器拆装 .....              | 91 |
| 7.7.3 液压螺旋桨的拆装 .....             | 93 |
| 附录一 高级船舶钳工培训教学计划 .....           | 95 |
| 附录二 高级船舶管铜工培训教学计划 .....          | 95 |

# 第一章 液压传动基本知识

## 1.1 液压技术应用与发展

液压技术是在研究液体的物理力学性的基础上发展起来的,它最早起源于最古老的“水力学”。

早在 17 世纪,著名法国科学家帕斯卡发现了液体压力传递的原理——帕斯卡原理,18 世纪伯努利发现了液体中的能量守恒定律,19 世纪纳维尔—斯托克斯建立了粘性流体方程,以后伯肃叶对管内液体流动进行了研究,雷诺对液体流动状态进行了分析……。科学家近三百多年来的实践,为液压技术作为今天一门独立的学科奠定了理论基础。

### 1.1.1 液压技术应用的广泛性

液压技术以它的液压传动、液压控制所特有的优点广泛地应用在机械制造业、工程建设业、石油化工、交通运输、军事器械、矿山、冶金、航空、航天、航海、轻工、农业等各个领域。

在造船业中,舵机、锚机、绞缆机、舱口盖和各种各样的起货机械,越来越多地应用液压传动。可变螺距螺旋桨的变距控制,船舶防摇鳍的收放及防摇鳍控制,船舶首侧推进装置,全回转推进装置,均离不开液压传动及液压控制。

在航空、航天业中,飞机机翼的摆动,起落架的收放,轰炸机弹窗的开闭,无一不是以液压传动和液压控制来实现的。

在机床制造业中,液压机床的发展将以绝对优势压倒纯机械传动式的机床。以液压技术与数控装置组合成新一代多功能组合机床、加工中心,代表世界机床制造的新潮流。

液压拆装以省力、大能量、无损、不变形、安全可靠等优点,被广泛应用于缸头螺丝的拆装,无键联轴器的拆装,无键联接螺旋桨的拆装,用液压负荷法校准尾轴轴线也得到推广应用。

### 1.1.2 当今世界液压技术的发展前景

随着世界工业革命的迅速发展,液压技术在广泛的应用中,更显示出广阔的前景,目前世界上以研究、开发、生产为一体的液压件公司星罗棋布,争先发展。数字式的液压阀出现,为液压技术的发展开辟了新的天地。这种阀的主要特点是:它把微机直接与液压控制结合起来,使数字技术所独有的稳定性及可以附加外部运算单元等优点带到液压技术中来,压力、流量的数量控制,可以用开环控制,就能满足大多数机械运动的精度要求。

我国液压技术的发展比较快,自改革开放以来,许多厂家纷纷引进国外的液压技术先进成果,必将推动我国的液压技术的迅速发展。



### 1.2.2 液压系统的组成

从图 1-1 可以看到,一个完整的液压系统是由各种各样的液压元件组合而成。按液压元件在系统中的功能来分类,把驱动液压泵动力装置,例如电机、柴油机等,称为原动元件,把不具备压力能油液转变成压力能油液的液压泵称为驱动元件,把液流阀  $Y_1$ 、 $Y_2$ , 液控阀  $DT_1$ 、 $DT_2$ , 液控单向阀  $C_1$ 、 $C_2$  等,称为控制元件,把柱塞油缸 I、II 称为执行元件,把  $U_1$ 、 $U_2$ 、 $U_3$  滤油器及油箱、管道等称为辅助元件,把系统中的液压油,称为工作介质。

图 1-2 为液压系统组成框图。

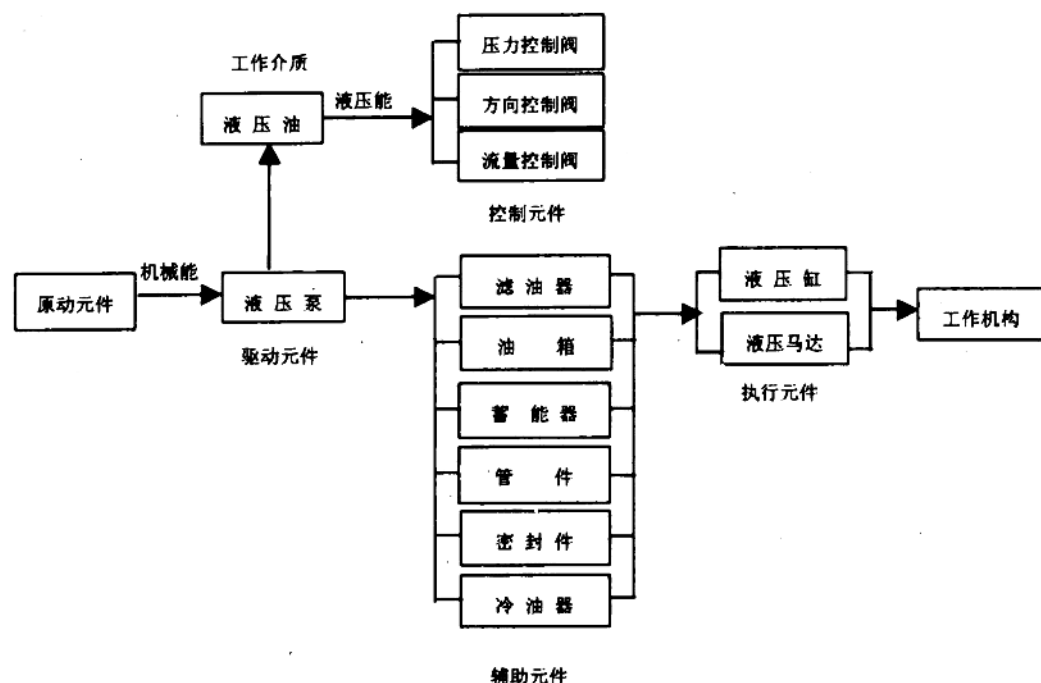


图 1-2 液压系统组成框图

### 1.2.3 液压传动的优缺点

液压传动与机械传动、电力传动等相比较有如下优点：

(1) 能实现无级调速,且变速范围大,最大变速范围达 1:500 左右,最低稳定转速可达每分几转,甚至更低。

(2) 体积小,重量轻,惯性小,启动换向迅速。

(3) 以油液为工作介质,传递运动均匀、平稳,零件润滑好,寿命高。

(4) 操作简便易实现自动化,与电控合用时,控制精度高而灵敏。

(5) 能自动实现过载保护。

(6) 液压元件易实现标准化、系列化、通用化,便于设计制造和推广应用。

但液压传动与控制也有下列缺点：

- (1) 不易实现严格的传动化。
- (2) 不宜在高温及低温的条件下工作。
- (3) 远距离传动不如电传动方便。
- (4) 零件制造精度要求高,因而成本高。

## 1.3 液体的基本特征

### 1.3.1 静止液体的基本特征

(1) 液体的压力是指液体在单位面积上所受的作用力,用  $P$  表示,在受力均匀的表面上,即

$$P = F/A$$

式中  $P$  ——压力( $1\text{N}/\text{m}^2 = 1\text{Pa}$ );

$F$  ——作用力(N);

$A$  ——作用面积( $\text{m}^2$ )。

非标准单位与法定计量单位换算关系

$$1\text{MPa} \approx 10.2\text{kgf}/\text{cm}^2 \quad (1\text{MPa} = 10^6\text{Pa})$$

(2) 理想液体的静压力垂直于其作用面,即与作用面的内法线方向一致。

设定在静止液体内任取一点 A,如图 1-3 所示,假定存在一个  $P$  力,那么根据力的分解即  $P_1$  及  $P_2$ 。

$P_1$  与作用面的反力  $F$  互相平衡,理想液体没有切向力,所以  $P_2$  没有一个力与之平衡。A 点在  $P_2$  的作用下,向  $P_2$  方向上迁移,破坏了原来静止状态,与原来设定的静止状态不符,所以液体的静压力必垂直于其作用面。

(3) 静止液体内的任意一点处的静压力在各个方向上都相等。

设定在静止液体内任取一点 A,如图 1-4 所示,在 A 点上各个方向所受的力为  $P_1$ 、 $P_2$ 、 $P_3$ 、 $P_4$ ,假设各方向上的力不相等,则必存在一个  $P$  其压力为  $\vec{P} = \vec{P}_1 + \vec{P}_2 + \vec{P}_3 + \vec{P}_4$

A 点在  $P$  的作用下就会迁移位置产生流动与设定的静止状态不符。

因此:  $\vec{P}_1 + \vec{P}_2 + \vec{P}_3 + \vec{P}_4 = 0$

(4) 静止液体中其压力随离液面的距离增大而增大。如图 1-5 所示。

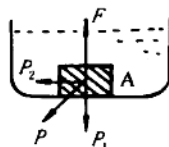


图 1-3 静止液体对作用面的压力分析示意图

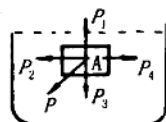


图 1-4 静止液体内部压力分析示意图

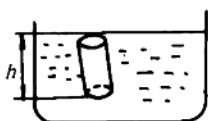


图 1-5 静止液体在不同液面压力分析示意图

$$P = P_0 + \gamma h$$

式中  $P$  ——液体某点的压力(N/m<sup>2</sup>);  
 $\gamma$  ——液体的重度(N/m<sup>3</sup>);  
 $h$  ——某点离液面的深度(m)。

### (5)压力的表示方法。

如图 1-6 中  $P_0$  为一个标准大气压, 760mmHg。

$$\begin{aligned} 1\text{atm} &= 760\text{mmHg} \\ &= 10.2\text{mH}_2\text{O} \\ &= 11.36\text{m 油柱高} \end{aligned}$$

在液压系统中油液的压力是在压力表上反映出来的。

通常当指示压力  $P_1 > P_0$  时, 压力表表面读数为相对压力。  $P_1 < P_0$  时, 真空表指示为真空度。

其关系当  $P_1 > P_0$ , 绝对压力 = 大气压 + 表压力

当  $P_1 < P_0$ , 绝对压力 = 大气压 - 真空度

### (6)静止液体内压力的传递—帕斯卡原理。

在密闭容器内, 施加于静止液体某表面上的压力将以等值同时传到液体内的各点。

如图 1-7 所示, 设定小活塞的面积为  $S_1$ , 大活塞的面积为  $S_2$ 。当在小活塞施加  $F_1$  的力, 这时液体内的压力为  $P$ , 则

$$\begin{aligned} F_1 &= PS_1 & P &= F_1/S_1 \\ F_2 &= PS_2 & P &= F_2/S_2 \end{aligned}$$

$$\text{即 } F_1/S_1 = F_2/S_2$$

$$F_2 = \frac{S_2 F_1}{S_1} = \frac{R_2^2 F_1}{R_1^2} \quad (R_1, R_2 \text{ 为活塞的半径})$$

图 1-7 静止液体内压力传递示意图

从中看出当  $S_2/S_1$  比值越大时  $F_2$  就越大,  $F_2$  同活塞半径的平方成正比。

### 1.3.2 流动液体的基本特性

液体流动时, 由于重力、惯性力、粘性磨擦力等影响, 其内部各处质点的运动状态是各不相同的。这种影响, 除消耗液体的一部分能量外, 是没有现实意义的, 在工程中注重的是整个液体在空间某一特定点或区域的平均运动情况。

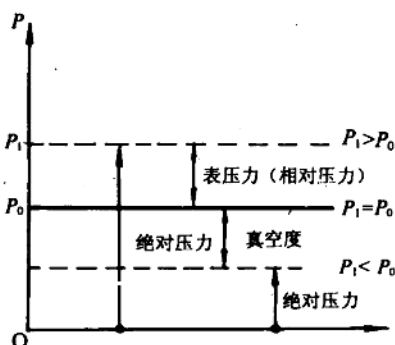


图 1-6 液压压力大小的表示方法视图

### 1.3.2.1 流动液体中的主要术语

(1)理想液体——无粘性、无压缩性。

(2)恒定流动(稳流)——液体在流动中,其内部任何点处的压力、速度和密度均不随时间的变化而变化。

(3)体积流量——单位时间内流过通流截面的液体体积。

$$Q = VS(\text{m}^3/\text{s})$$

式中  $V$ ——液体平均流速( $\text{m/s}$ );

$s$ ——液流通过的截面积( $\text{m}^2$ )。

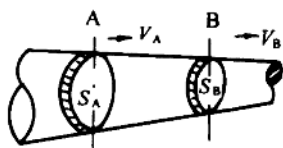
### 1.3.2.2 流动液体的质量守恒定律——连续方程

对于理想液体在管内作恒定流动时,在管内的液体既不能增多也不能减少,因此在单位时间内流过管子每个截面的液体质量是相等的。如图 1-8 所示。

设在管中任取两点 A、B,两处的截面积分别为  $S_A$ 、 $S_B$ ,该处的液体流速为  $V_A$ 、 $V_B$ ,液体的密度为  $\rho$ ,则  $\rho V_A S_A = \rho V_B S_B = \text{常量}$

上式即为管内液体流动的连续方程,经变换后得  $V_A S_A = V_B S_B = \text{常量}$

$$\frac{V_A}{V_B} = \frac{S_B}{S_A}$$



所以得出结论:

1)同管道中不分枝管道的任一截面处的流量相等。

2)变截面管道中,截面越小处,平均流速越高;截面越大处,平均流速就越低。

图 1-8 液流的连续性简图

### 1.3.2.3 流动液体能量守恒定律——伯努利方程

对于流动液体来说具有三种能量,即压力能、势能(位能)和动能,伯努利证实了这三种能量是可以互相转化,但理想液体在管内的任一处的三种能量之和是不变的,这就是伯努利定律。它的方程式为

$$\frac{P_1}{\gamma} + h_1 + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + h_2 + \frac{V_2^2}{2g}$$

式中  $P$ ——压力( $\text{N/m}^2$ );

$V$ ——流速( $\text{m/s}$ );

$h$ ——单位重力液体的势能( $\text{m}$ );

$\gamma$ ——液体的重度,  $\gamma = \rho g (\text{N/m}^3)$ 。

$P/\gamma$ 、 $V^2/2g$  和  $h$  都具有长度的量纲,通常分别称为压力水头、速度水头和位置水头。

从伯努利方程式中可以看出,当管道处于水平位置,管内各截面处的位置均相等时,或位置高低的影响甚小可忽略不计时,液体的流速越高,它的压力就越低。

如果研究的是实际液体,即非理想液体,那么实际液体具有粘性。在运动过程中由于

粘性摩擦,必然损失一部分能量,所以实际伯努利方程为

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + h_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + h_2 + h_w(\text{能量损失部分})$$

### 1.3.2.4 液体流动中的压力损失

液压系统中所用油液均为实际液体,是有粘性的,在实际伯努利方程中存在着  $h_w$  能量损失部分,其中主要是液体的压力损失。

这种压力损失,可分两种,其一,是液体在直径不变的直管中流动时由于液体粘性,管壁表面粗造状态而产生摩擦压力损失,即为沿程压力损失。其二,是管子截面形状突然变化,液流方向的改变或由它形成的液流阻力而引起的局部压力损失。

### 1.3.2.5 层流紊流和雷诺数

实验证明流动油液在管路中压力损失与油液的流动状态有关。

液体在流动时分为两种状态。

- (1)层流——液体流动时,液体质点没有横向运动,互不混杂,呈线状或层状的流动。
- (2)紊流——液体流动时,液体质点有横向运动,作混杂紊乱的运动。
- (3)液体的流动状态是由雷诺数  $Re$  来判定的,即

$$Re = \frac{Vd}{\nu}$$

- 式中  $V$  ——液流在导管中平均速度(m/s);  
 $d$  ——导管内径(m);  
 $\nu$  ——运动粘性系数(m<sup>2</sup>/s)。

从上式中得出,雷诺数  $Re$  与管径  $d$ ,流速  $V$  成正比,而与液体的运动粘度成反比。

实验证明,对于某一种液体,流经某一管子时,有一个临界雷诺数的存在用  $Re_c$  来表示,所以在系统设计时,当选用油液确定后,流量确定后,管子内径大小,就能决定雷诺数的大小,一般应使之小于  $Re_c$ ,见表 1-1。

表 1-1 常见液流管道临界雷诺数

| 管道状况      | 临界雷诺数 $Re_c$  |
|-----------|---------------|
| 光滑的金属圆管   | 2 000 ~ 2 300 |
| 橡胶软管      | 1 600 ~ 2 000 |
| 光滑的同心环状缝隙 | 1 100         |
| 光滑的偏心环状缝隙 | 1 000         |
| 有环槽同心环状缝隙 | 200           |
| 有环槽偏心环状缝隙 | 400           |
| 滑阀阀口      | 260           |

(4)液体流动时沿程压力损失及局部压力损失计算公式见表 1-2。

表 1-2 压力损失计算公式

| 压力损失   | 计 算 公 式                                                                                           |
|--------|---------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 沿程压力损失 | $\Delta P = \lambda \frac{L}{d} \frac{V^2}{2g} \gamma \quad \lambda = \frac{64}{Re} \text{ (层流)}$ |
| 局部压力损失 | $\Delta P = \epsilon \gamma \frac{V^2}{2g} = \epsilon \frac{\rho V^2}{2}$                         |

$\Delta P$  —— 压力损失(N/m<sup>2</sup>);

$L$  —— 流经直管管道长(m);

$\gamma$  —— 流体重度(N/m<sup>3</sup>);

$d$  —— 管道内径(m);

$V$  —— 液体平均速度(m/s);

$\lambda$  —— 管道沿程阻力系数;

$\epsilon$  —— 局部阻力系数(一般由实验测得)。

### 1.3.2.6 液压油的基本特性及选择

液压油具有一切液体所固有的各种特性。

(1)密度——单位容积的油液的质量用  $\rho$  表示

$$\rho = m/V$$

式中  $m$  ——液体的质量(kg);

$V$  ——液体的容积(m<sup>3</sup>)。

(2)重度——单位容积流体所受重力用  $\gamma$  表示

$$\gamma = G/V$$

式中  $G$  ——液体的重量(N);

$V$  ——液体的容积(m<sup>3</sup>)。

因为  $G = mg$  所以液体重度和密度关系为

$$\gamma = \rho g \quad (m/\rho = G/\gamma, \quad m/\rho = g/\gamma)$$

式中  $\gamma$  ——液体的重度(N/m<sup>3</sup>);

$\rho$  ——液体的密度(kg/m<sup>3</sup>);

$g$  ——重力加速度(9.81m/s<sup>2</sup>)。

一般油液的密度取  $\rho = 900\text{kg/m}^3$ , 重度  $\gamma = 8.829 \times 10^3\text{N/m}^3$ 。

(3)油液的粘性

粘性——油液在外力作用下流动时,油液分子间的内聚力,为了阻碍其分子的相对运动而表现出的一种内磨擦力。

衡量油液的粘性程度,用粘度来表示。

粘度常用的表示方法有动力粘度、运动粘度、条件粘度。

(1)动力粘度——液体中面积各为 1m<sup>2</sup>,相距 1m 的两层液体。其中一层对另一层以 1m/s 的速度作相对运动,这时所产生的内摩擦力,用  $\mu$  表示,单位:Pas(Ns/m<sup>2</sup>)。

(2)运动粘度——动力粘度与该油液在同一温度下密度的比值用  $\nu$  表示,单位 m<sup>2</sup>/s。  
即  $\nu = M/\rho$

(3)条件粘度(相对粘度)有三种:恩氏粘度、雷氏粘度、赛氏粘度。

1)恩氏粘度——将  $200\text{cm}^3$  的试油,在规定的温度下流经恩氏粘度计的时间与  $200\text{cm}^3$  的蒸馏水  $20^\circ\text{C}$  时流经该粘度计的时间之比,用  $^\circ\text{E}$  表示,为测量标准粘度,即

例  $^\circ\text{E} 50$  表示试油在  $50^\circ\text{C}$  时与  $20^\circ\text{C}$  水流经恩氏粘度计的时间比值。

2)雷氏粘度——将  $50\text{cm}^3$  试油,在某一规定的温度下流经雷氏粘度计的时间,单位雷氏秒用  $^\circ\text{R}$  表示。

3)赛氏粘度——将  $60\text{cm}^3$  试油,在某一规定的温度下流经赛氏粘度计的时间,单位赛氏秒用  $S''$  或  $\text{SSV}$  表示(国际上用)。

(4)油液的粘温性——液油的粘度随温度变化而变化的程度,温度对油液粘度影响很大,当油液温度升高时,粘度将明显下降。油液粘度的变化直接影响液压系统的性能和泄漏量,因此希望所选用的油液粘度随温度的变化越小越好。

国产常用油液的粘温特性,可在有关设计手册上查到。

(5)油液的压缩性

油液在受压力的情况下,会缩小其体积的,即为可压缩性。

可压缩性的大小通常用压缩系数衡量,用  $K$  来表示。如果用  $K = Y/\beta$  表示(又称体积模量),即油液的体积模量  $\beta$  为  $1.4 \times 10^9 \sim 2.0 \times 10^9 \text{N/m}^2$ ,而钢的弹性模量为  $2.06 \times 10^{11} \text{N/m}^2$  是油液体积模量  $100 \sim 150$  倍,因此油液对钢来说是可压缩的,但与空气来比可以认为油液几乎是不可压缩的。

当油液中混入  $1\%$  的空气,其体积模量减小到小于油液本身体积模量的  $1/4$ 。

(6)对液压油的要求和选择

1)粘温性好。

2)具有良好的润滑性,防锈性。

3)具有良好的化学稳定性(即热稳定性),氧化稳定性,水解稳定性,剪切稳定性。

4)具有良好的抗泡沫性,良好的相容性。

5)闪点要高,凝固点要低。

选用液压油时,应首先考虑液压系统的工作特点和周围环境条件,同时还应按照泵、阀元件产品样本及系统规定选用液压用油。

在一般情况下,当工作压力高时,可选用较高粘度的液油,以改善其泄漏状态;当工作压力低时或高速运转时,可选用较低粘度液油以增加其流动性,降低系统的温升。

例:在寒冷气温下连续工作的船舶可选用  $\text{N}5, 4.5 \sim 7^\circ\text{E}_{50}$  ( $32 \sim 53\text{mm}^2/\text{s}$ )粘度指数不小于  $100$ ,在热带水域工作的船舶,或系统压力在  $2 \sim 20\text{MPa}$  时,选用  $8^\circ\text{E}_{50}$  ( $60\text{mm}^2/\text{s}$ )液压油,压力低于  $7\text{MPa}$ ,一般选用  $2.8 \sim 5^\circ\text{E}_{50}$  ( $20 \sim 38\text{mm}^2/\text{s}$ )的液压油,装有独立遥控装置的船舶可选用约  $3 \sim 4.5^\circ\text{E}_{50}$  ( $22 \sim 30\text{mm}^2/\text{s}$ )粘度指数不小于  $120$ ,以满足遥控的稳定性及响应迅速。

(7)液压冲击

在液压系统工作过程中,由于运动部件变换运动方向或突然关闭会引起油液的压力在瞬间急剧升高,形成很大的压力峰值,常常是几倍于实际工作压力,这种现象称为液压冲击。

经理论分析和实践证明,液压冲击时的压力增值  $\Delta P$  与液流的流速的变化值  $\Delta v$ ,液体

的密度  $\rho$  及液压冲击波的传播速度  $C$  有关,而  $C$  的大小与油液可压缩性、油管的材料和壁厚等因素有关,即  $\Delta P = C\rho\Delta v(\text{Pa})$

对于选定的油液和管道时,  $C$  是一个定值,因此决定因素在于  $\Delta v$ 。由此可知,只有限制  $\Delta v$ ,才能有效地减小液压冲击。

除上述原因外,油液的惯性力,高速运动部件的惯性力,也是产生液压冲击的重要原因。液压冲击,它会引起液压系统的严重振动和噪声,瞬时的压力峰值常常使密封装置、管道、压力表等损坏,降低使用寿命。在某些系统中会使某些元件(如压力继电器等)产生动作失误,造成事故。

因此,必须采取有效的措施,减小或防止液压冲击是十分重要的,避免油液流速急剧变化是减小液压冲击的根本途径。

主要措施有:

- 1)缓慢开关阀门,延长油液切换时间。
- 2)限制管道中的油液流动速度。
- 3)系统中设置蓄能器和安全阀。
- 4)在液压元件结构上加装缓冲装置。

#### (8)空穴现象

在系统中某一个局部的密闭容积,突然扩大,产生局部真空,存在于油液中的分子状态的空气很快被分离出来,成为游离态空气,混入油中形成气穴,破坏了油液的连续特性,这种现象叫做空穴现象。

当油泵的吸油管管径太细或吸油高度太高,超出了油泵的自吸能力,也会造成低压区产生空穴现象;当执行机构由于重力或惯性力的作用,速度太快也会造成低压区产生空穴现象。

空穴现象,会引起液压冲击,出现强烈的噪声和振动,系统温度升高,油液粘性下降,严重影响系统工作的连续性,使执行元件产生冲击爬行等恶果,同时被游离出来的空气,对液压元件表面产生汽蚀,大大地降低元件的使用寿命。

为了防止空穴现象,系统管道的选择,不但表面要求光洁,截面也要基本保持一致,减少弯角,在需要弯角处曲径不能太小。油泵的吸油管径,必须符合规定要求,实践证明,采用负油位(即油箱高于油泵的吸油口)或附加供油副泵,能防止空穴,提高泵的使用寿命,具有良好的效果。

## 第二章 液压泵及液压马达

### 2.1 液压泵

液压泵是将机械能转换成液压能(压力与流量)的驱动元件,常见的液压泵有齿轮泵、叶片泵、柱塞泵、螺杆泵四大类。

#### 2.1.1 齿轮泵

齿轮泵分为外啮合式齿轮泵和内啮合式齿轮泵。外啮合式的齿轮泵结构简单,成本低,抗污及自吸性好,目前应用最广泛。内啮合齿轮泵有体积小、重量轻、流量均匀、噪声低等特点,但由于齿形复杂,制造工艺性差,造价高,应用没有外啮合式齿轮泵广泛。

##### 2.1.1.1 齿轮泵的工作原理

图 2-1 为外啮合式齿轮泵工作原理图。由泵体和两端盖组成的密封壳体,内有一对

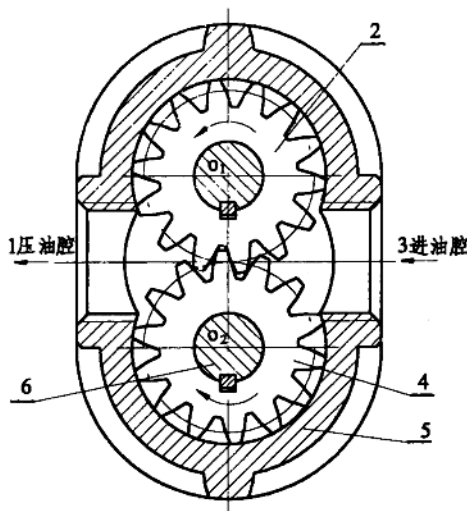


图 2-1 外啮合式齿轮泵工作原理图

1 压油腔;2 主动齿轮;3 进油腔;4 从动齿轮;5 泵体;6 齿轮轴

齿轮相互啮合,啮合点沿齿宽方向上成线接触,将进油腔 3 和压油腔 1 隔开,当电动机带动主动齿轮 2,按图 2-1 所示的逆时针方向旋转时,带动从动齿轮 4 向顺时针方向旋转,从图中可以看出,处在进油腔 3 位置两个相互啮合轮齿不断脱开,使该封闭容积不断增大,形成局部真空,油箱中的油液在大气压力的作用下进入进油腔,并充满齿间即为进油。