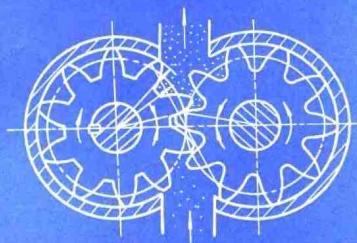




煤矿技工学校试用教材

采煤机械液压传动



煤炭工业出版社

TD42
18
3

煤矿技工学校试用教材

采煤机械液压传动

应自新 编



煤炭工业出版社

A889474

出版说明

为了加强煤矿技工学校的教学管理,提高教学质量,培养出适应煤炭工业现代化建设需要的技术工人,煤炭部劳动工资司组织全国煤炭系统有关技工学校的校长、教务科长、经验丰富的任课教师和现场工程技术人员研究制定了煤矿技工学校主要工种专业统一的教学计划和教学大纲,并根据教学计划和教学大纲的要求,编写了一套技工学校统一教材。这套教材包括:《综采工作面采运机械》、《综采工作面电气设备》、《液压支架与泵站》、《综采概论》、《煤矿开采方法》、《井巷施工基础》、《井巷施工》、《煤矿流体机械》、《煤矿提升与运输设备》、《井巷掘进机械》、《矿山电工》、《煤矿电子技术》、《煤矿地质》、《矿山测量》、《采煤机械液压传动》、《机械制图》、《机械制图习题集》、《工程力学》等共二十五册。这套教材主要是供煤矿技工学校教学使用,也供煤矿在职技工培训和具有初中以上文化程度的煤矿技工自学使用。《采煤机械液压传动》是这套教材中的一册,由阜新煤矿技工学校的应自新同志编写,并经抚顺、大同、平顶山、徐州煤矿技工学校和淮北综采学校等有教学经验的任课教师讨论修改后定稿的。

由于编审时间仓促,缺乏经验,教材中难免有错误与不妥之处,请各煤矿技工学校和读者提出批评指正。

一九八一年十一月

目 录

第一章 液压传动的基本知识	1
§1 基本概念	1
§2 水力学基础知识	3
§3 液压传动工作介质的选用	19
第二章 油泵	23
§1 概述	23
§2 齿轮泵	26
§3 叶片泵	37
§4 柱塞泵	41
第三章 油马达	60
§1 概述	60
§2 齿轮式油马达	62
§3 叶片式油马达	63
§4 轴向柱塞式油马达	64
§5 径向柱塞式油马达	64
第四章 油缸	76
§1 油缸的类型	76
§2 几种油缸的构造	78
§3 油缸的设计和主要零件结构	79
§4 油缸的使用与维修	85
第五章 控制阀	87
§1 控制阀的作用和分类	87
§2 压力控制阀	87
§3 流量控制阀	94
§4 方向控制阀	96
§5 控制阀的使用与维修	106
第六章 液压辅助元件	109
§1 油管及管接头	109
§2 油箱	114
§3 冷却器和加热装置	115
§4 滤油器	116
§5 蓄能器	121
§6 密封装置	124
第七章 液压系统	128
§1 液压系统的型式	128
§2 液压基本回路	129
§3 采煤机牵引部液压系统实例分析	141
§4 采煤机主要液压元件简易试验系统	143
§5 液压系统常见故障与排除方法	147

附录	150
一、液压传动常用计量单位换算表	150
二、拉丁字母及希腊字母	151
三、液压系统图图形符号	152
四、几种采煤机牵引部液压系统	159
五、中、低压液压元件型号说明	163

第一章 液压传动的基本知识

§1 基本概念

一、基本原理

液压传动的基本原理，可由下述例子来说明。

图1-1是油压千斤顶的工作原理图。小柱塞缸1、大柱塞缸2，以及它们之间的连接通道，构成一个密闭的容器，且充有一定量的油液。

工作时，将手柄提起，小柱塞也将随之上升，此时，柱塞缸1的容积增大，形成部分真空，于是，储油箱3中的油液在大气压力的作用下经吸油阀4进入柱塞缸1。将手柄下压，柱塞也将随之下移，柱塞缸1的容积减小，油液压力升高，压力油通过排油阀5排出进入柱塞缸2，推动大柱塞将重物举起，如此反复提压小柱塞，就可使重物不断上升，达到举起重物的目的。停止操纵手柄时，阀5可阻止缸2的油液倒流，以防止重物自动下降，若将卸载阀6打开，在重物重力作用下，柱塞缸2的油液排回储油箱3，重物下降。

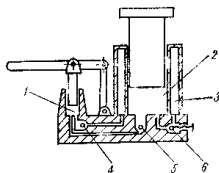


图 1-1 油压千斤顶工作原理图
1、2—柱塞缸；3—储油箱；4—吸油阀；5—排油阀；6—卸载阀

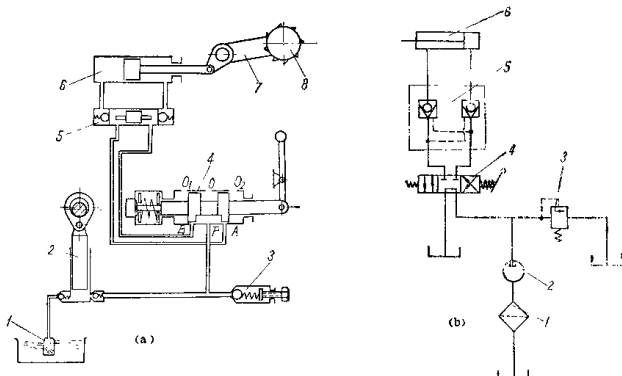


图 1-2 采煤机械液压传动装置工作原理图

a—结构示意图；b—职能符号图

1—过滤器；2—油泵；3—安全阀；4—操纵阀；5—液力阀；6—油缸；7—摇臂；8—液筒

图1-2为采煤机截煤滚筒调高装置工作原理图。电动机带动偏心轮转动，柱塞2在偏心轮的作用下，在柱塞缸内作往复运动，从油箱中吸油，并将压力油排入到管路中去。换向阀4处于图示（中立）位置时，压力油经换向阀流回油箱，油泵卸载。若使换向阀处于右边位置，则压力油可经换向阀、液力锁5而进入油缸6的左腔，推动活塞右移，油缸右腔的油液，则经液力锁、换向阀流回油箱。活塞右移时，通过摇臂7的摆动，使截煤滚筒8升高，以适应采煤工作面煤层厚度的变化，如使截煤滚筒降低则可操纵换向阀使之处于左端位置，若使截煤滚筒停在某一位置只需置换向阀于中立位置即可，滚筒调高时，若阻力很大，则油泵供油压力也很高，超过安全阀3的调定值时，则压力油可由安全阀回油箱，这样，可保护各元件不因压力超高而损坏。

通过分析以上两个实例的工作过程可以看出，液压传动是在密闭的容器内，利用有压力的油液作为工作介质来转换能量或传递动力的。柱塞的往复运动是机械能转换为液压能的过程，重物升起及截煤滚筒的升降，则是液压能转换为机械能的过程，这种能量间的相互转换是通过容积的变化实现的，故又称为容积式液压传动。除容积式液压传动外，还有一种动力式液压传动，它是利用运动着的液体的动能来传递能量的，如离心式水泵和液力联轴器等。本书只讨论容积式液压传动。

二、液压传动系统的组成

从油压千斤顶和截煤滚筒调高装置的工作原理可知，一个能完成能量传递和能量转换的液压系统，由下列几部分组成。

1. 油泵

其职能是将输入的机械能，转换为油液的压力能，它是液压系统的动力原件。图1-1和图1-2中的小柱塞就是起泵的作用。

2. 执行元件

其职能是将油液的压力能转换为机械能，执行元件有油缸和油马达。油缸能带动负载作往复运动或小于 360° 的摆动；油马达能带动负载作旋转运动，图1-1中的大柱塞缸及图1-2中的油缸6即为执行元件。

3. 控制调节元件（即各种阀）

在液压系统中各种阀用来控制和调节各部分液体的压力、流量和方向，以满足机器的工作要求，完成一定的工作循环。图1-1中的吸油阀、排油阀和卸载阀以及图1-2中的换向阀，液力锁和安全阀等就是。

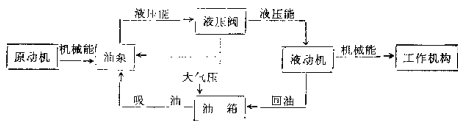
4. 辅助装置

它们有储油用的油箱，过滤油液中杂质的滤油器、油管及管接头、密封件及冷却器和蓄能器等。

液压系统中，各元件的关系如下图所示。

为了维护、分析、设计液压传动系统，就需要有液压传动系统图，在这个图上显示了各液压元件的作用和它们之间的相互连接关系。

液压系统图有两种，一种是结构原理图，如图1-2(a)所示。这种图近似实物的剖面图，直观性较强，容易读懂，但图形复杂，绘制不方便，特别当系统元件较多时，更不易看清楚，而且也表达不清各元件的职能作用。另一种是利用液压元件的职能符号表示的液



压系统图。这些符号只表示元件的职能和连接系统的通路，不表示元件的实际结构、安装部位等，因此绘制此图时比较方便，尤其对复杂的液压系统优点就更为突出，如图1-2(b)所示。

我国已制订了液压系统图图形符号国家标准 (GB786~65)。将常用的液压元件的职能符号列于附录三中。

三、液压传动的优缺点

液压传动所以在采煤机械上被广泛的采用是因为它与电气及机械传动相比较有以下优点：

- (1) 能在很大范围内实现无极调速。
- (2) 易于实现过载保护，同时，因采用油液为工作介质，能自行润滑，磨损小，寿命长，经久耐用。
- (3) 能获得较大的工作力及功率。当传动功率相同时，液压传动装置的重量轻，体积紧凑，惯性小。
- (4) 工作平稳，便于实现频繁及平稳换向。
- (5) 液压元件易于实现系列化、标准化、通用化。
- (6) 操纵方便，易于控制，可方便地改变油液的流动方向及流量大小，适于采煤机换向牵引和自动调速，为实现自动化创造了条件。

液压传动的缺点是：

(1) 油液的泄漏总是难免的，因而影响工作的平稳性和工作效率。这样，在传动比要求较严格的场合下就不宜采用。为了防止或减少泄漏，就得提高制造精度，从而增加了生产成本。

(2) 油液的粘度随温度的变化而变化，从而影响了传动机构的工作性能。

(3) 油液中渗入空气后，容易引起振动和噪音，使运转不平稳。

(4) 由于油液在流动过程中，压力损失较大，故不适用于远距离传动。

(5) 液压元件的制造精度和装配精度要求较高，故要求使用维修技术水平也高。

液压传动虽然还存在一些缺点，但随着生产技术水平的发展，有些缺点正在不断地得到克服，因此液压传动仍有着广阔的发展前景。

§ 2 水力学基础知识

水力学的基础知识，是研究液压传动的基础，液压传动是以油液为介质来传递能量和进行能量转换的，为了更好的掌握和理解液压传动的原理及液压元件的结构性能，为了正确地使用和分析采煤机械液压传动系统，都必须首先学习水力学的基础知识。

一、液体的物理性质

(一) 液体的密度和重度

1. 密度 液体的密度是指单位容积中液体的质量。常用 ρ 表示:

$$\rho = \frac{M}{V} \text{ 公斤} \cdot \text{秒}^2 / \text{米}^3 \quad (1-1)$$

式中 M ——液体的质量, 公斤·秒²/米;

V ——液体的容积, 米³。

2. 重度 液体的重度是指单位容积中液体的重量。常用 γ 表示:

$$\gamma = \frac{G}{V} \text{ 公斤} / \text{米}^3 \quad (1-2)$$

式中 G ——液体的重量, 公斤, $G = Mg$;

g ——重力加速度, 米/秒², $g = 9.81 \text{ 米} / \text{秒}^2$ 。

故密度和重度间的关系为:

$$\gamma = \rho g \text{ 或 } \rho = \frac{\gamma}{g} \quad (1-3)$$

油液的密度和重度是随温度和压力而变化的, 但在通常使用的温度和压力范围内, 这种变化很小, 所以在一般计算中可近似地把它看做常数。

[例] 油箱的容积为60升, 若把油箱装满则需51公斤油液, 求油液的重度和密度。

解

$$G = 51 \text{ 公斤}, V = 60 \text{ 升} = 0.06 \text{ 米}^3$$

$$\gamma = \frac{G}{V} = \frac{51}{0.06} = 850 \text{ 公斤} / \text{米}^3$$

$$\rho = \frac{\gamma}{g} = \frac{850}{9.81} = 86.8 \text{ 公斤} \cdot \text{秒}^2 / \text{米}^3$$

(二) 粘度

液体受外力作用而流动时, 液体内部产生摩擦力或切应力的性质, 叫做液体的粘性。液体流动时才会呈现粘性, 静止不动的液体不呈现粘性。粘性所起的作用是阻止液体内部的相互滑动。粘性的大小可用粘度来表示, 粘度是液体最重要的特性之一, 是流动液体最基本的物理性质, 是液压油的一项主要指标, 它直接影响系统的正常工作、效率和灵敏性。

粘度的表示方法有三种: 相对粘度, 动力粘度和运动粘度。

1. 相对粘度

我国采用的相对粘度为恩氏粘度, 它是以液体的粘度相对于水的粘度来表示的。相对粘度又称条件粘度。

恩氏粘度用恩氏粘度计来测定, 其方法是将被试液体在某温度下从恩氏粘度计的小孔(孔径为2.8毫米)流完的时间 t_1 与相同体积蒸馏水在20℃时从同一小孔流完所需的时间 t_2 的比值叫该液体的恩氏粘度, 常用 $^{\circ}E$ 表示。

$$^{\circ}E = \frac{t_1}{t_2} \quad (1-4)$$

式中 t_1 ——200厘米³被试液体流过恩氏粘度计小孔所需的时间, 秒;

1. 200厘米³蒸馏水在20℃时流过恩氏粘度计小孔所需时间，秒。

温度t℃时的恩氏粘度用符号E表示，一般以50℃作为测定恩氏粘度的标准温度，用°E50表示。

2. 动力粘度

液体在圆管内做平行流动，由于液体与固体壁的附着力及其分子间的内聚力作用，使液体内部各处的速度大小不等，紧贴管壁处的液体粘附于管壁上，其速度为零，当靠近圆管中心方向时，其速度则逐渐增加，在圆管中心处达最大值。我们可以把液体在圆管中的流动看成是许多无限薄的同心圆筒形的液体层的运动，运动速度较快，与较慢的各层之间产生相对滑动，因此，在各层间产生摩擦力。

面积各为1厘米²和相距1厘米的两层液体，当其中的一层液体以1厘米/秒的速度与另一层液体做相对运动，此时所产生的阻力（以达因为单位），即为动力粘度。

根据试验，液体单位面积上的摩擦力与该二层液体的相对运动速度dV成正比，而与这二层液体间的距离dy成反比，即：

$$\tau = \mu \frac{dV}{dy}, \text{ 或 } \mu = \tau \frac{dy}{dV} \quad (1-5)$$

式中 μ ——动力粘度，即液体内摩擦系数；

τ ——液体单位面积上两相邻层间产生的内摩擦力。

动力粘度的工程单位是公斤·秒/米²，物理单位是达因·秒/厘米²（或叫泊），工程单位与物理单位换算关系如下：

由于1克(重力)=981达因，=98.1泊(达因·秒/厘米²) $\approx$ 100泊=10⁴厘泊

3. 运动粘度

液体的动力粘度 μ 和它的密度 ρ 的比值称为运动粘度，常以符号 ν 表示，即：

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1-6)$$

式中 μ ——动力粘度；

ρ ——液体的密度。

运动粘度的工程单位是米²/秒，物理单位是厘米²/秒，又称沱，沱的百分之一为厘沱。

运动粘度 ν 没有什么特殊的物理意义，只是因为液压系统的计算中，动力粘度 μ 与

密度 ρ 的比值经常出现，所以才采用 ν 来代替 $\frac{\mu}{\rho}$ 。

相对粘度与运动粘度、动力粘度的换算关系如下：

$$\text{运动粘度 } \nu (\text{厘沱}) = 7.31^\circ \text{E} - \frac{6.31}{^\circ \text{E}} \quad (1-7)$$

$$\text{动力粘度 } \mu (\text{公斤} \cdot \text{秒} / \text{米}^2) = 0.00067^\circ \text{E} - \frac{0.00058}{^\circ \text{E}} \quad (1-8)$$

〔例〕某液压油在50℃时的相对粘度为 $^\circ \text{E}_{50} = 4.5$ ，试换算成运动粘度 ν 和动力粘度 μ 。

解 根据式(1-7)运动粘度 ν 为：

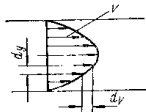


图 1-3 液体在圆管内的流动

$$\nu = 7.31^{\circ}\text{E}_{50} - \frac{6.31}{\text{E}_{50}} = 7.31 \times 4.5 - \frac{6.31}{4.5} = 3.15 \text{厘沲}$$

根据式 (1~8) 动力粘度 μ 为:

$$\begin{aligned}\mu &= 0.00067^{\circ}\text{E} - \frac{0.00058}{\text{E}} = 0.00067 \times 4.5 - \frac{0.00058}{4.5} \\ &= 0.00289 \text{公斤} \cdot \text{秒} / \text{米}^2 = 0.289 \times 10^{-6} \text{公斤} \cdot \text{秒} / \text{厘米}^2\end{aligned}$$

4. 粘度和温度的关系

液压系统中使用的油液对温度的变化很敏感,当温度升高时,油的粘度则显著降低。例如,常用的20号机械油,在温度20℃时粘度约为100厘沲(13~14°E),而当温度升高到60℃时,粘度就降为12~16厘沲(2~2.5°E),油液粘度的变化将直接影响到液压系统的性能和泄漏量,所以希望粘度随温度的变化越小越好。

不同种类的油液,对温度变化的敏感程度也不一样。对于液压系统中常用的油液,当运动粘度不超过70厘沲,以及温度在30~150℃范围以内时,可以用下面的近似公式计算温度为t℃时的运动粘度。

$$\nu_t = \nu_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^n \quad (1-9)$$

式中 ν_t ——温度为t℃时油液的运动粘度(厘沲);

ν_{50} ——温度为50℃时油液的运动粘度(厘沲);

n——指数,随油液的粘度变化,其值见表1-1。

表 1-1 指数 n 随粘度变化的数值

ν_{50} (厘沲)	2.5	6.5	9.5	12	21	30	38	45	52	60	68	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

我国常用粘温图表示油液粘度随温度变化的关系。部分国产油的粘温,见图1-4。

油的粘温性能也可以用粘度指数来衡量。粘度指数的代号为V.I,它表示这种油的粘度随温度变化的程度同标准油变化程度比较的相对值。粘度指数高,表示粘温曲线平缓,说明油的粘度随温度变化的程度小,也就是粘温性能好,液压传动中通常要求粘温指数在90以上,目前精制液压油及有添加剂的液压油,粘度指数可大于100。

5. 粘度与压力的关系

油液的压力增加时,分子间的距离就缩小,粘度变大。当油的压力不太高,200公斤/厘米²以下时,粘度的变化也不太大,可忽略不计。

在实际应用中,液压传动用油的压力在0~500公斤/厘米²的范围内时,可用下式计算油的粘度:

$$\nu_P = \nu_0 (1 + 0.003P) \quad (1-10)$$

式中 ν_P ——压力为P时的运动粘度;

ν_0 ——压力为一个大气压时的运动粘度;

P——油的压力,公斤/厘米²。

6. 调合油的粘度

当一种油的粘度不适合某种用途要求时，可用两种或两种以上的油调合起来达到粘度要求的目的。调合油的粘度可用下面经验公式计算：

$$^{\circ}E = \frac{a^{\circ}E_1 + b^{\circ}E_2 - c(^{\circ}E_1 - ^{\circ}E_2)}{100} \quad (1-11)$$

式中 $^{\circ}E_1$ 、 $^{\circ}E_2$ ——用以调合的两种油的恩氏粘度，并且 $^{\circ}E_1 > ^{\circ}E_2$ ；

a、b——参加调合的两种油各占的百分数 $a + b = 100$ ；

c——实验系数，见表1-2。

表 1-2 调合油的系数 c

a (%)	10	20	30	40	50	60	70	80	90
b (%)	90	80	70	60	50	40	30	20	10
c	6.7	13.1	17.9	22.1	25.5	27.9	28.2	25	17

(三) 液体的压缩性和膨胀性

油液随着压力或温度的变化而改变其体积大小的性质，叫做油液的压缩性或膨胀性。

油液的压缩性可用体积压缩系数 β 来表示。其意义是当增加一个大气压时，油液体积相对减少的数值，设压力为 P 时油液的体积为 V ，压力为 $P + \Delta P$ 时油液的体积为 $V - \Delta V$ 。则：

$$-\frac{\Delta V}{V} = \beta \Delta P \quad (1-12)$$

或

$$\beta = -\frac{1}{V} \cdot \frac{\Delta V}{\Delta P}$$

液压传动用油的压缩系数 β 通常为：

$$\beta = (5 \sim 7) \times 10^{-6} \text{ 厘米}^3/\text{公斤}$$

β 值随温度的变化而变化，当油中混入空气时，这种变化将更大。

在液压系统中，当油液压力 $P < 15$ 公斤/厘米² 时，其压缩性可忽略不计，但当压力很高时，并对整个计算的准确性要求很高时，则必加以考虑。

体积压缩系数 β 的倒数称之为体积膨胀系数，用 K 表示。

$$K = \frac{1}{\beta} = (1.4 \sim 2.0) 10^4 \text{ 公斤/厘米}^2 \quad (1-13)$$

体积膨胀系数对于计算液力冲击大小，工作稳定性和液压系统的振动，以及远距离液压操纵机构的灵敏度都有重大意义。

二、静止液体的基本性质

(一) 液体静压力及其特性

1. 液体静压力

在外力的作用下，液体内部将产生压力，这种压力称为液体静压力。它是指液体处于

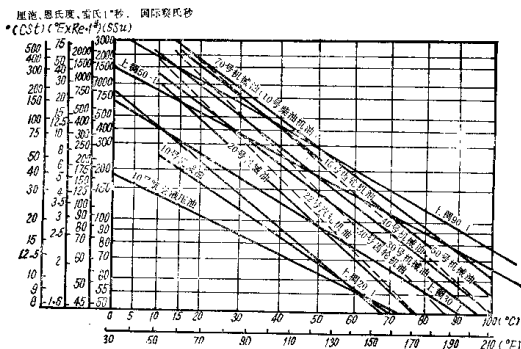


图 1-4 国产油的粘温

静止状态下，单位面积上所受的力。在液压传动中的所谓压力，都是指液体静压力。液体中的静压力，是由液体自重和液体表面受外力作用而产生的。图 1-5 为一密闭容器，在活塞上加一外力 F ，则液体将产生静压力，其值为：

$$P = \frac{F}{A} \quad (1-14)$$

式中 P ——压力，公斤/厘米²；

A ——承压面积，厘米²；

F ——作用在活塞的外力，公斤。

由上式可知，压力 P 与作用力 F 成正比，与承压面积 A 成反比。显然作用力 F 越大，压力 P 也越大。这说明液体的压力值取决于作用力，即外载荷。

液体本身是有重量的，深处的液体就会受到上面液体重量的作用产生压力，如图 1-6 所示，在深度 h 处面积为 ΔA 的小平面上，所受的液体重力即为以 ΔA 为底面积 h 为高的一小液柱的重量 G ：

$$G = \gamma \cdot \Delta A \cdot h \text{ 公斤} \quad (1-15)$$

式中 G ——小液柱重量，公斤；

ΔA ——小液柱底面积，厘米²；

h ——小液柱高，厘米；

γ ——液体重度，公斤/厘米³。

液柱作用在小面积 ΔA 上的压力为：

$$P = \frac{G}{\Delta A} = \frac{\gamma \cdot \Delta A \cdot h}{\Delta A} = \gamma \cdot h \text{ 公斤/厘米}^2$$

由上式可知：

(1) 液体自重产生的压力随深度而变化, 深度越深, 压力越大;

(2) 对于某液体, γ 是定值, 故液体某一深处的压力可用液柱高来表示。如图1-7所示, 当U形管测头置于液面上时, 此时U形管两端均受大气压力的作用, 故管中液面处于同一高度。当U形管测头深入液面以下的 h 处时, U形管液面差亦为 h 。

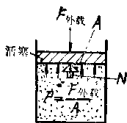


图 1-5 静止液体的压力

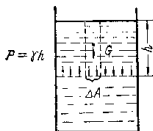


图 1-6 液体自重形成的压力

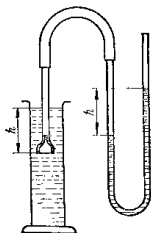


图 1-7 静压力的表示

一般将图1-6容器密闭起来, 对液体表面施加压力 P_0 , 则容器底面任一点的液体静压力变为:

$$P = P_0 + \gamma h \quad (1-16)$$

此式说明, 液体内任一点的静压力等于自由面压力加液柱的重量。

2. 液体静压力的特性

(1) 液体静压力垂直作用在承压面, 并沿承压面的内法线方向, 图1-8。

(2) 静止液体中, 任何一点所受到的各个方向上的压力都相等, 如若不等, 液体将要产生运动, 将不是静止的条件, 图1-9。

(3) 静压力的传递

在密闭的平衡液体中, 任意一点的压力如有变化, 这个压力的变化将等值地传给液体中所有各点, 这就是巴斯加定律, 即静压力的传递原理。

图1-10所示, 将两个容器用管子连通起来, 称为连通器, 根据上述原理, 连通器各点压力是相等的, 即小活塞1的端面处的压力与大活塞2的端面处的压力应相等。可用下式表示:

$$P = \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2}$$

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{A_1}{A_2} \quad (1-17)$$

这说明每个活塞上的总作用力与活塞的面积成正比。

(二) 压力的表示法

1. 绝对压力

绝对压力的数值是以绝对真空为基准算起的, 都是正值, 所谓绝对真空, 是指在密闭的容器内没有任何物质、压强等于零。

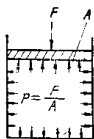


图 1-8 静压力的方向

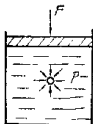


图 1-9 静压力的平衡

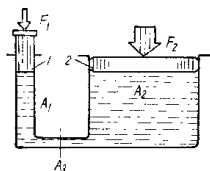


图 1-10 静压力的传递

2. 相对压力

相对压力又称表压力或计示压力，表压力值是以大气压为基准算起的正值，它表示液体压力超过大气压的数值。

绝大多数压力表在大气压作用下，指针在零位。在液压传动中所说的压力，就是指的表压力。

各种压力的关系如图1-11所示，

即 绝对压力 = 大气压力 + 表压力，

或 表压力 = 绝对压力 - 大气压力。

如果液体的绝对压力小于大气压力，则具有真空度，又称负压。真空度并不是绝对压力，而是绝对压力小于大气压力的数值，它们的关系是：

绝对压力 = 大气压力 - 真空度，

或 真空度 = 大气压力 - 绝对压力。

例如真空度为0.7公斤/厘米²，绝对压力为0.3公斤/厘米²。

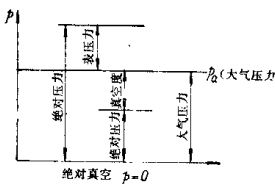


图 1-11 各种压力的关系

压力的单位有三种。

(1) 用单位面积上的作用力来表示。在工程中常用压力单位为公斤/厘米²表示。在物理单位制中，压强的单位为巴，即1厘米²的面积上作用10⁵达因的力叫1巴。1巴 = 10⁵达因/厘米² = 10⁵牛顿/米²。两种单位的换算关系为：

$$1 \text{ 公斤/厘米}^2 = 0.981 \text{ 巴} = 14.223 \text{ 磅/英寸}^2;$$

$$1 \text{ 巴} = 1.02 \text{ 公斤/厘米}^2;$$

$$1 \text{ 磅/英寸}^2 = 0.07 \text{ 公斤/厘米}^2.$$

(2) 用液柱高度来表示。单位是米水柱和毫米水柱或厘米汞柱和毫米汞柱。这种单位常用于计量真空度。

(3) 用大气压来表示

以上三种单位的关系是：

$$1 \text{ 工程大气压} = 1 \text{ 公斤/厘米}^2 = 10 \text{ 米水柱}$$

$$= 735.5 \text{ 毫米汞柱} = 0.981 \text{ 巴}.$$

工程大气压可简称为大气压。

(三) 压力油液对平面和曲面的作用力

1. 压力油液对平面的作用力

由于液体压力总是垂直于承压面，所以它对平面的作用力等于液体压力与承压面积的乘积即

$$P = pA \quad \text{公斤} \quad (1-18)$$

图1-12为一油缸，其左端进压力油液，设其压力为 p 公斤/厘米²，当活塞运动时，油缸右端的油液排回油箱，如果活塞直径为 D 厘米，则压力油作用在活塞左端的力 F 为：

$$P = pA = \frac{1}{4} \pi D^2 p \quad \text{公斤}$$

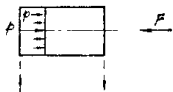


图 1-12 活塞受力示意图

2. 压力油液对曲面的作用力

如果油液压力作用在曲面上，例如管壁、油缸壁、阀芯等，

由于这些表面为曲面，液体的压力又总是沿着承压面的内法线方向作用。因此作用在曲面上各点的压力互相关是不平行的，压力油作用在曲面上的力在不同的方向上也不相同。当计算压力油作用在曲面上的力时，必须首先明确要计算的是哪一个方向上的力。如图1-13，为一油缸受力简图，缸内充满压力为 p 的油液，试求出沿 x 方向油缸右半壁所受的液压力。

设油缸半径为 r ，长度为 L ，取油缸右半壁上一狭长微小面积 $LdA = Lr d\theta$ ，可视此面积为—微小平面，则压力油液作用在此小平面上的作用力 dF 为：

$$dF = pl r d\theta$$

dF 沿 x 方向的分力 dF_x 为：

$$dF_x = pl r \cos\theta d\theta$$

故沿 x 方向作用在油缸右半壁上的总作用力 F_x 为：

$$F_x = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} pl r \cos\theta d\theta$$

$$= pl r \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \cos\theta d\theta$$

$$= pl r \left[\sin \frac{\pi}{2} - \sin \left(-\frac{\pi}{2} \right) \right]$$

$$= 2plr$$

$$(1-19)$$

由上式可看出压力油沿 x 方向上的作用力 F_x 等于压力 p 和 $(2Lr)$ 的乘积，而 $(2Lr)$ 正好是油缸右半壁沿 x 方向的投影面积。这一关系可推广到任意曲面，即油液压力作用在曲面某一方向上的力，等于此压力与曲面在该方向上投影面积的乘积。如果用一般数学表达式来表示这一关系，则为：

$$F_n = pA_n \quad \text{公斤} \quad (1-20)$$

式中 F_n ——压力油作用在面沿 n 方向上的力，公斤；

p ——油液压力，公斤/厘米²；

A_n ——承压面沿 n 方向的投影面积，厘米²。

〔例〕如图1-14所示的溢流阀，已知油液压力为 p ，钢球直径为 d_0 ，阀座孔直径为 d ，

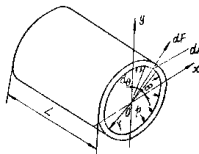


图 1-13 油缸受力计算图

试求作用在钢球上的作用力。

解

$$F = \frac{\pi}{4} d^2 p \text{ 公斤}$$

三、流动液体的基本性质

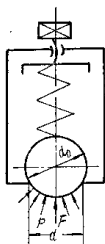


图 1-14 钢球受力图

以前对静止液体的基本性质已经讨论过了。现在讨论流动液体的基本性质。

(一) 流量和流速

1. 流量 液流单位时间内流过管道某截面的液体的体积，称为该液流的流量，用 Q 表示。若在时间 t 内流过体积为 V 的液体，则流量 Q 为：

$$Q = \frac{V}{t} \quad (1-21)$$

流量的单位常用升/分或厘米³/秒表示。

2. 流速 液流单位时间流过的距离，称为液流的流速（平均流速），用 v 表示，其单位为米/分或米/秒。

油液沿管道或油缸内流动时，其流速（平均流速） v ，与流量 Q 及管道或油缸的截面 A 有如下关系：

$$v = \frac{Q}{A} \quad (1-22)$$

在液压系统的计算中，往往取流量 Q 的单位为升/分截面的单位为厘米²，流速的单位为米/分或米/秒，将常用单位代入上式则得：

$$v = \frac{10 Q}{A} \text{ 米/分} \quad (1-23)$$

或

$$v = \frac{1}{6} \frac{Q}{A} \text{ 米/秒} \quad (1-24)$$

上式说明：过流断面一定时，液体的流速决定于液体流量，与液体压力无关。例如油缸中活塞运动速度只决定于进入油缸的流量，而与压力无关。

对于圆管，上式可写成如下形式：

$$v = 21.23 \frac{Q}{d^2} \text{ 米/秒} \quad (1-25)$$

式中 d ——圆管内径，毫米；

Q ——通过圆管的流量，升/分。

〔例〕 设有一油缸，活塞直径 $D = 150$ 毫米，进油管内径 $d = 25$ 毫米，求当进油量 $Q = 120$ 升/分时，活塞的移动速度和进油管内的油液流速。

解 活塞的移动速度 v_1 可根据式 (1-23) 计算，即：

$$v_1 = \frac{10 Q}{A} = \frac{40 Q}{\pi D^2} = \frac{10 \times 120}{3.14 \times 15^2} = 6.8 \text{ 米/分}$$