

《工程机械》丛刊之二

液压液力传动基础知识



《工程机械》编辑部

一九七八年一月

目 录

液 压 传 动 基 础 知 识

第一章	液压传动基础知识	(1)
第二章	油泵和液压马达	(19)
第三章	阀 类	(35)
第四章	辅助元件	(46)
第五章	液压系统	(59)
第六章	液压装置的使用	(71)

液 力 传 动 基 础 知 识

第一章	概 论	(76)
第二章	液力传动中水力学的知识	(81)
第三章	液力变矩器的工作过程和特性曲线	(87)
第四章	液力变矩器的类型	(97)
第五章	液力变矩器几何参数对其特性的影响	(111)
第六章	工程机械用液力变矩器的选择与匹配	(121)
第七章	工程机械发动机的功率利用、变速箱挡数和传动比选择	(127)
第八章	牵引计算与补偿系统	(137)
第九章	国内外部份液力变矩器的试验资料	(151)

液 压 传 动 基 础 知 识

吉林工业大学矿山工程机械系液压组

第一章 液压传动基础知识

一、什么是液压传动

机械传动对我们大家来讲并不陌生，例如，常见的机械式挖掘机，其行走系统驱动轮的传动，是由发动机的曲轴，通过一系列的齿轮减速来带动的。

为什么发动机曲轴不能直接和行走系统的驱动轮相连接呢？

这是因为，发动机只能产生高转速（柴油机的转速范围约为400~2500转/分）、小扭矩（例如6135Q型发动机的额定扭矩为70公斤·米）。这与驱动轮要求低转速、大扭矩（转速：每分钟几转至几十转，扭矩：几吨·米至十几吨·米）有矛盾。齿轮式机械传动系统，就是为了解决这个矛盾而设置的。大家知道，齿轮传动能够把发动机转速降低，扭矩放大。

可是液压传动是怎么回事呢？请看一下千斤顶（图1）。

使用千斤顶时，可以见到这样的现象：

1. 手柄上只需施加几公斤的力，但千斤顶的大柱塞却能顶起好几吨重的东西。这说明千斤顶能将力放大。

2. 在某一段时间内，来回压了手柄好几下，相应地小柱塞上下走了好多路，但是在这同一时间内，大柱塞上升了很小一点距离，这就是说，大柱塞的速度比小柱塞速度小，即千斤顶有减低速度的作用。

由此可见，千斤顶这个液压机构，与齿轮传动一样，也能降低速度，放大力。因此可以用它来作为传动机构。但是千斤顶只能作直线运动，如果按图2那样，在大小柱塞上都装上连杆和曲轴，就可以实现旋转运动了。当发动机曲轴与轴a相连，曲轴旋转，使小柱塞不断地将油送到大柱塞处，从而推动轴b旋转，若将驱动轮装在b轴上，挖掘机

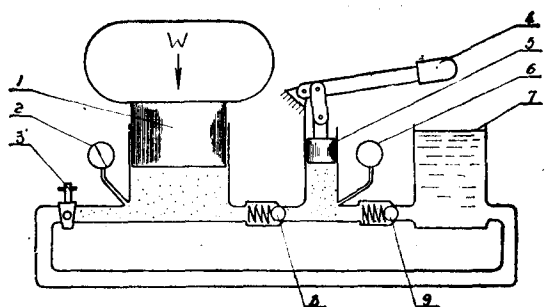


图1 油压千斤顶原理

1. 大柱塞；2. 压力表；3. 放油阀；4. 手柄；
5. 小柱塞；7. 油箱；8. 单向阀。

就能前进了。这就是液压传动的基本原理。由于发动机的旋转运动和力矩是依靠有压力的油传到驱动轮上去的，因此这种传动叫做静液压传动。应该指出，图 2 仅用来说明什么是液压传动，对于实际结构为了实现连续而均匀的旋转，大小柱塞都要好几个才行。

这里小柱塞配上曲轴，构成了将机械能转换为液压能的装置——液压泵。而大柱塞配上曲轴后，构成了将液压能转换为机械能的装置——液压马达。表达液压泵和液压马达的符号见表 1。

必需指出，上述千斤顶例子所代表的液压传动系统，具有下列特性。

1. 如果在靠近小柱塞和大柱塞处，分别接上压力表 2 和 6，则当压动手柄时，两个压力表上显示的读数是一样的，并且该油压力大小和大柱塞上的负荷 W 大小成正比。 W 越大油压力也越高，手柄向下压的力也大。当大柱塞负荷为零时，柱塞缸和油路中也就不会有油压力，压动手柄时也使不上劲。

当负荷 W 一定时，大柱塞做得越粗，则压动手柄需要花的力也越小，压力表上的读数也越小。

上述情况表明，当大柱塞的面积一定时，“液压系统中，油压力完全决定于外负荷 W ”；而当负荷 W 一定时，“液压系统中，油压力就由大柱塞面积来决定”。这是一个重要的概念。

油压力 p ，负荷 W ，大柱塞面积 A_2 ，三者之间的关系是：

$$W = p \cdot A_2 \quad (1)$$

前面已经指出，大小柱塞处的油压力是相等的，因此要克服小柱塞上受到的油压作用力，就必须对小柱塞施加外力，其值为 W_1 ：

$$W_1 = p \cdot A_1 \quad (2)$$

式中： A_1 ——小柱塞上油压作用面积。

由式 (1) 和 (2) 可得：

$$p = \frac{W}{A_2} = \frac{W_1}{A_1}$$

即：

$$\frac{W_1}{W} = \frac{A_1}{A_2},$$

及

$$W_1 = W \cdot \frac{A_1}{A_2} \quad (3)$$

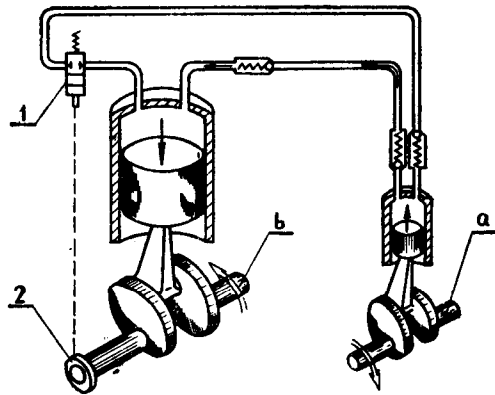


图 2

1. 配油阀；2. 凸轮(用以控制配油阀 1 的启闭)。

图中虚线表示凸轮用来控制配油阀。油泵 a 向马达 b 供油时配油阀关闭，如图示状态。马达 b 排油时，配油阀打开。

式(3)表明,只要小柱塞面积 A_1 做得很小,大柱塞面积做得很大,就可用很小的力 W_1 去推动大的负荷 W 。这就是前面所说的“力的放大作用”。

2. 如果每压动一次手柄,小柱塞向下移动的距离为 l_1 ,不管大柱塞上的负荷有多大,大柱塞每次都只能上升 l_2 的距离(图3),这是因为在某一段时间 t 内,小柱塞向下移动了 l_1 距离,由于没有泄漏的关系,小柱塞排出油的体积 $A_1 \cdot l_1$ 全部进入了大柱塞的下腔,使大柱塞向上移动了 l_2 距离,它让出的体积 $A_2 l_2$ 即等于 $A_1 \cdot l_1$,故有:

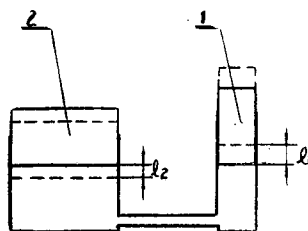


图 3

1.小柱塞,其柱塞面积为 A_1 ; 2.大柱塞,其柱塞面积为 A_2 。

$$\begin{aligned} A_1 \cdot l_1 &= A_2 \cdot l_2 \\ \therefore \frac{l_1}{l_2} &= \frac{A_2}{A_1} \end{aligned} \quad (4)$$

又大小柱塞平均速度分别为:

$$V_1 = \frac{l_1}{t}, \quad V_2 = \frac{l_2}{t}$$

则传动比 i 为:

$$i = \frac{V_1}{V_2} = \frac{l_1/t}{l_2/t} = \frac{l_1}{l_2} \quad (5)$$

将式(4)代入(5)得

$$i = \frac{A_2}{A_1} \quad (6)$$

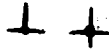
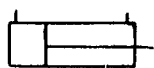
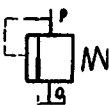
式(6)表明,静液压传动系统的速比,在没有泄漏的情况下,只与大小柱塞的结构尺寸有关(确切地说,只与油泵和液压马达的排量大小有关),而与大柱塞上的外负荷大小无关。

二、液压系统图及图形符号

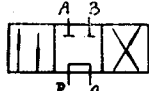
在液压传动系统中,液压泵和马达是两个最基本的组成部分。除此之外,还必须有一些控制压力和液流方向等的装置(即阀类)以及油箱、油管、滤清器等辅助装置,相互配合在一起,并按一定要求,连接起来,组成一个系统才能正常工作。这些元件组合在一起以后,为了便于说明整个系统的工作原理,工程上采用液压系统图,用符号来表示各种元件的职能以及相互连接关系。它不反映元件的具体结构及元件的具体安装部位。

表 1 列出了几种常用的液压符号。

表 1

名 称	符 号	说 明
工 作 管 路		
控 制 管 路		
连 接 管 路		
软 管		
通 油 箱 管 路		油管端部在油面之上。
		油管端部在油面之下。
交 错 管 路		
单 向 定 量 油 泵		油泵排量不能调节，进出油口不能改变的油泵。
单 向 变 量 油 泵		油泵排量可以调节，进出油口不能改变的油泵。
双向定量液压马达。		马达可以正反转。
单 出 杆 油 缸		
阀 的 基 本 记 号		阀的基本记号为一方块。如果阀有 2 个工作位置，则 2 个方块画在一起，有 3 个工作位置，则 3 个方块画在一起
阀 内 通 道 记 号		方块中“↗”表示阀内流通道，符号“T”表示阀内封闭油路。
安全阀，溢流阀符号		阀芯在弹簧作用下，阀的 P 口与 O 口（回油口）不相通，当 P 口压力升高后 P 口与 O 口接通。

续上表

名 称	符 号	说 明
M型三位四通方向控制阀		阀有三个工作位置，四个连接油口，P口与压力油道相连，O口与回油道相连，A、B与液压马达或油缸相通。阀芯在中间位置时，P与O相通，而A、B口分别封闭。
粗 滤 油 器		
细 滤 油 器		
冷 却 器		

下面以某液压挖掘机行走机构的液压系统图为例，来说明液压传动的动作原理，在图4中只画出了最基本的液压系统，许多辅助装置和安全保护措施都未画出。

该系统中，发动机同时驱动两台定量油泵，每一台泵独立地向一个行走马达供油，每一个马达分别带动履带的驱动链轮。当换向阀A及B，同时处于“0”位置时，左右两个马达由于进出油口关闭，因此不能转动，挖掘机被制动于原地；当两个换向阀处于“1”位置时，高压油自管道G进入马达，挖掘机前进；而当两个换向阀都处于“2”位置时，高压油自管道T进入马达，马达反转，挖掘机后退；当一个换向阀处于“0”位置，另一个处于“1”或“2”位置时，挖掘机可以原地转向。

如果想调节行走速度，可以使换向阀处于“0”位置与“1”位置之间，或“0”位置与“2”位置之间，使油通过换向阀时阻力增大，油泵输出的油一部分经安全溢流阀回油箱，另一部分进入马达，由于进入马达的油量减少，马达转速也下降。当然采用这种调速方法有功率损失，但是比较简单。

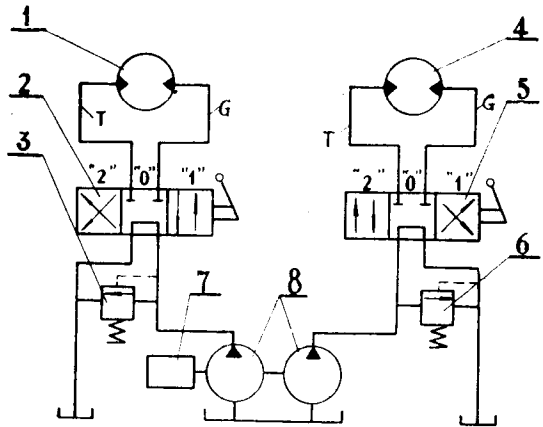


图 4

1.左行走马达；2.换向阀A；3、6.安全溢流阀；4.右行走马达；5.换向阀B；7.发动机；8.定量油泵。

三、油的粘度及液压油的选用

在液压传动系统中，能量是依靠油来传递的。油液具有下列物理特性：

1. 具有一定的重量，常用液压油的重度为 $0.92 \sim 0.86 \text{ 克/厘米}^3$ 。
2. 没有独立的形状，其形状随所处容器而定，且易于流动。
3. 几乎不能承受拉力，但可承受很大的压力。
4. 在压力作用下，它的体积几乎不缩小，即压缩性很小。但在受热情况下，体积能膨胀。

5. 油液在流动时，表现出俗语所说的“稠和稀”——即具有粘性。

油液的粘性，对液压传动来说，是一个很重要的性质。油太稀（即粘度小）时，它很容易从零件的配合间隙中漏掉；油太稠（即粘度大）时，它在管道和孔隙中流通困难，由于油液流动阻力增加，会引起发热。

人们在谈论油的“稠”和“稀”（即粘度大小）时，往往是从油液是否容易流动这一现象来判断的。

容易从容器中淌出来的油液，就说这油比较稀（粘度小）。不容易淌出来的油液，就说这油比较稠（粘度大）。

图5所示的模型，可以解释油液粘性的实质。

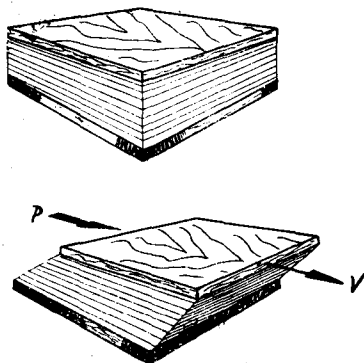


图 5

如果有一迭纸，夹于二块木板之间，下面的一块木板固定于桌面上，不能移动，当上面的那块木板，受到一个推力 P ，并以速度 V 向前移动时，由于各纸层之间有摩擦力的关系，上层木板要带着和它紧贴的纸张，以同样的速度 V 向前移动，然后依次各纸层都会带着相邻的下层纸张移动，但纸层间在摩擦力的作用下，各下层纸张都要阻碍相邻的上层纸张移动，结果整个一迭纸，就发生了歪斜变形（这种变形叫剪切变形）。如果纸层间的摩擦力越小，这迭纸的变形就越大，摩擦力越大，变形就越小。

如果两木板间夹的不是一迭纸，而是一块油液，当上层木板受力后，这块油液也将产生剪切变形，而且上面流动较快的液层有拖动下面流动较慢的液体的作用，下面流动较慢的液层又有阻碍上面液层流动的作用，即油层之间所产生的内摩擦力（这内摩擦力叫剪力）起了阻碍液层运动的作用，内摩擦力越大，油液越不容易运动，也就是所谓的“油稠”（即粘性大）。所以油液粘性的实质，就是油液在流动时，各液层之间所产生的阻碍油液变形内摩擦力。

实验证明：相邻液层间单位面积上的内摩擦力 τ ，与两液层间的速度差 ΔV 成正比，与两液层间的距离 ΔY 成反比：

即

$$\tau = \pm \mu \frac{\Delta V}{\Delta Y} \quad (7)$$

式中： $\frac{\Delta V}{\Delta Y}$ ——称作速度梯度：

μ ——衡量油液粘性大小的系数。它有好几个名称：动力粘度系数、绝对粘

度系数或内部摩擦系数。

为了保证 τ 值永远为正值，上式前面的 $\pm$ 号，要根据 $\frac{\Delta V}{\Delta Y}$ 的符号来定，若 $\frac{\Delta V}{\Delta Y}$ 为正值，则取“+”号， $\frac{\Delta V}{\Delta Y}$ 为负值，则取“-”号。

绝对粘度系数 μ 的物理意义是：面积为 1米^2 并相距 1米 的一块液体，如果沿着高度方向，液层间的相对速度在单位长度上的增加值 $\frac{\Delta V}{\Delta Y} = \frac{1\text{米/秒}}{\text{米}}$ 时，液层间所产生的单位面积上的内摩擦力。 μ 的单位是公斤·秒/米²，或公斤·秒/厘米²。

在液压传动的计算中，还常用到绝对粘度 μ 和油液密度 ρ 的比值 $\frac{\mu}{\rho}$ 。为了计算方便，这个比值用符号 ν 表示（单位为厘米²/秒），称运动粘度。

绝对粘度系数测试困难，通常工业上是采用恩格勒粘度计来测量油液的粘度（图6），用这个仪器测出的粘度叫相对粘度。

这个仪器的测试方法是，使 200厘米^3 的被试油液，在某一恒定温度下，借自重流过孔径为 2.8毫米 的小孔时，所需的时间 t_1 与同一体积的蒸馏水在 20°C 时流过该小孔所需时间 t_2 的比值，叫做该恒定温度下的恩氏粘度 $^\circ\text{E}_t$ 即

$$^\circ\text{E}_t = \frac{t_1}{t_2}$$

测得相对粘度后，当油液的比重平均 $\gamma = 0.9\text{公斤/升}$ 时，可根据经验公式（8）及（9）换算出绝对粘度 μ 及运动粘度 ν

$$\mu = 0.00067^\circ\text{E}_t - \frac{0.00058}{^\circ\text{E}_t} \text{公斤} \cdot \text{秒/米}^2$$

（8）

$$\left(\nu = 7.31^\circ\text{E}_t - \frac{6.31}{^\circ\text{E}_t} \right) \times 10^{-6} (\text{米}^2/\text{秒}) \quad (9)$$

绝对粘度 μ 有时采用“泊”做单位，泊和公斤·秒/米²之间的关系为：

$$1 \text{ 泊} = \frac{1}{98.1} \frac{\text{公斤} \cdot \text{秒}}{\text{米}^2}$$

由于泊的单位太大，常用厘泊， $1\text{厘泊} = 10^{-2}\text{泊}$ 。

对于运动粘度 ν ，当其单位为厘米²/秒时，称该单位为“施”（Stoke），施的单位太大，常用厘施， $1\text{厘施} = 10^{-2}$ 。如果 ν 的单位为米²/秒时，则 $1\text{米}^2/\text{秒} = 10^4\text{施} = 10^6\text{厘施}$ 。

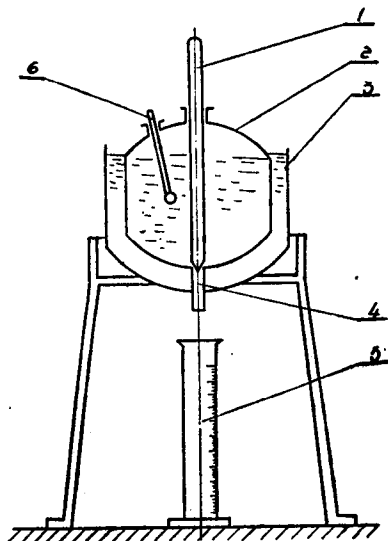


图 6

1.塞棍；2.容器；3.保温水槽；4.小孔（孔径 $\phi 2.8\text{毫米}$ ）；5.量筒；6.温度计。

表 2 给出了几种常用液压油的运动粘度值。

表 2

油 种 类	机 械 油CB443—64			柴油机油油 SYB1152—62Z		
代 号	HJ—10	HJ—20	HJ—30	HC—8	HC—11	HC—14
运动粘度	7 ~13	17~23	27~33	8 — 9	10.5~11.5	12.5~14.5
(厘施)	为50°C时的数值			为100°C时的数值		

油液的粘度与油的温度有密切的关系，温度升高时油的粘度降低，通常油温和油粘度的关系曲线如图 7 所示。粘度随温度的变化是很急剧的，特别在低温时粘度提高很快。目前我国上海、兰州炼油厂等已生产稠化液压油，其凝固点低，可用于低温。

在液压传动中，粘度是选用液压油的主要指标。一般使用时油的粘度大多在 $2 \sim 8^\circ\text{E}_{50}$ ($11.5 \sim 60$ 厘施) 更高粘度的油较少采用。当周围环境温度高，工作压力大时，应采用高粘度的油。环境温度低，压力小时，应采用低粘度的油，如压力低于 70 公斤/厘米²，

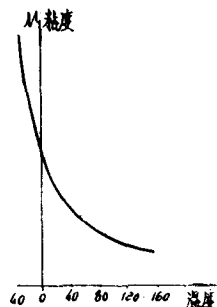


图 7

50°C 时用 $20 \sim 38$ 厘施的油，压力在 $70 \sim 100$ 公斤/厘米²， 50°C 时用 60 厘施的油。

当泵的转速高时，宜采用粘度小的油。否则容易造成吸油不足，使泵的噪音增加。

普通的机械油、柴油机机油、变压器油、汽轮机油等可做一般的液压油用，但这些普通油中，由于没有或很少加入专门的添加剂，使用中易生泡沫，低温时粘度提高快，氧化安定性也不够好。对于工程机械，由于使用的工作条件差，油温经常很高，工作压力也高，因此使用具有特殊添加剂的稠化油较为理想，但这种油价格较高，生产的数量也较少。

还应指出，除了上述从油的粘度指标来选择油之外，还应考虑到油的润滑性能。这对延长液压元件的使用寿命有很大的影响。

润滑性能好的油，它在零件摩擦表面上形成的油膜强度高，也就是说，在压力和速度的作用下，油膜不容易破裂。而油膜一旦破裂就可能造成金属间直接接触，发生咬死现象。油膜强度的高低可以用一种叫“四球机”的仪器来测定。试验时，当油膜受到某一定数值的负荷时，油膜破裂，该负荷值叫临界负荷，此值越大越好。

四、静压传动的基本参数

1. 压力：如图 8 所示，油缸中的油液，由于受外力 F 及油液自重作用，在静止液

体内的任一点a处，将产生压力p。在静液压传动中，由油液自重产生的压力比起由外力产生的压力要小得多，因此自重产生的压力可以略而不计。

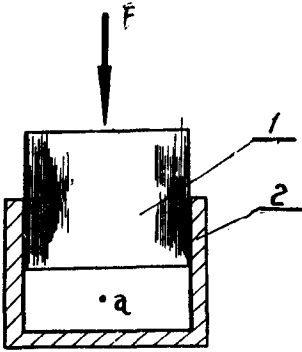


图 8
1. 柱塞; 2. 缸体。

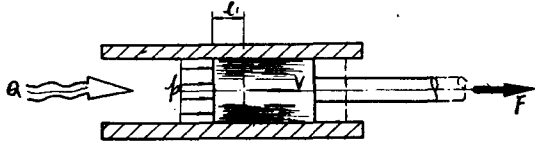


图 9

此时，由外力产生的油压力为：

$$p = \frac{F}{A} \text{ (公斤/厘米}^2\text{)}$$

式中： A——柱塞的面积（厘米²）；
F——外力（公斤）。

2. 流量：单位时间内流过某一断面的油液体积叫流量Q。常用的单位是升/分。

下面用一个简单的活塞和油缸的例子（图9）来解释一下参数之间的关系。具有流量为Q和压力为p的油液从左面进入油缸，这时面积为A的活塞将受到一个向右的力F的作用，并获得速度V。从上面所讲的压力概念可知，压力p和活塞上受的力F之间的关系为：

$$F = Ap$$

而流量和活塞速度之间的关系，可以这样得出，在某一时间t内流入油缸的油体积为Q·t，此时活塞向右移动了一段距离l₁，它所让出的体积为l₁·A应与Q·t相等，即，l₁A = Q·t。将此式变化一下，得

$$\frac{l_1}{t} = \frac{Q}{A}$$

由于 $\frac{l_1}{t}$ 即为活塞的移动速度V，故：

$$V = \frac{Q}{A}$$

油缸尺寸一定时，活塞的移动速度，完全取决于进入油缸的流量，这也是一个重要的概念。

活塞杆上由力F及速度V产生的机械率N为N = F·V，但F = p·A，V = $\frac{Q}{A}$ ，故：

$$N = F \cdot V = p \cdot Q,$$

因此活塞杆上的机械功率也可以用液压参数 p 及 Q 来计算, 称为液压功率, 即:

$$N_{\text{液}} = p \cdot Q \quad (10)$$

五、缝隙流动

液压元件, 如泵、马达、阀等, 其相配合的两个运动零件间, 具有一定的配合间隙。为了保证零件在运动时不发生卡死, 以及易于装配, 间隙不能过小, 但在许多情况下, 两个运动零件间, 从结构上讲, 不允许采用其它密封装置, 而要靠保持适当大小的间隙来密封——即所谓的间隙式密封。

间隙式密封的原理, 是利用油液本身具有的粘性性质。图10, 为一固定平行平面间的间隙, 间隙左端的压力为 p_1 , 它大于右端压力 p_2 , 因此两端具有压差 $(p_1 - p_2)$, 如果油在间隙中流动的话, 由于油有粘性的缘故, 在这间隙中, 各油层的速度是不等的, 在

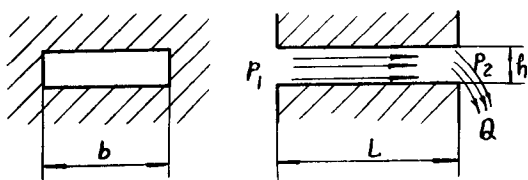


图 10

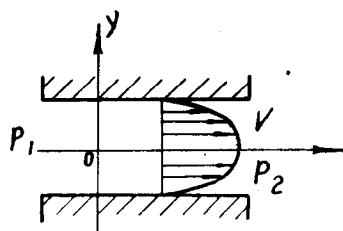


图 11

上下两表面, 油液分子与间隙表面粘附在一起, 故速度为零, 而间隙中心的油层, 速度最大, 可得速度分布图, 如图11。

前面已经讲过, 当两油层间速度不相同, 液层之间便要产生阻止油液运动的内摩擦力。如果间隙两端的压力差 $(p_1 - p_2)$ 不足以克服该内摩擦力时, 油液就不可能自缝隙中流出, 形成密封作用。随着这压力差的增大, 自间隙中流过的油也将增多。

如果两固定平行面间隙为 h , 宽为 b , 长为 L , 若间隙两端的压差为 $(p_1 - p_2)$ 时 (图10), 通过间隙的流量是多少呢?

为了求出流量首先要知道, 间隙中油流的速度分布情况, 并求出其平均速度后, 再乘上间隙的横截面大小 $h \times b$, 便可求得流量 Q , 即 $Q = V_{\text{平}} \cdot (h \times b)$ 。

间隙中油液的速度分布规律, 可以根据间隙两端压差造成的推力 $F = (p_1 - p_2) \cdot b \cdot 2Y$, ($2Y = h$) 与液层间的摩擦力 $T = -\mu L \cdot b \frac{\Delta V}{\Delta Y}$ 相平衡这一条件算出。

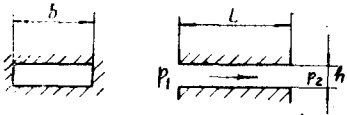
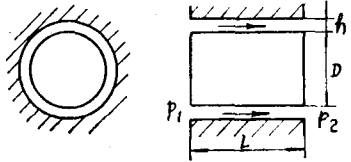
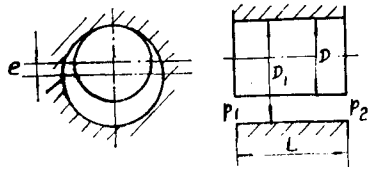
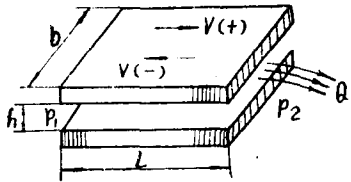
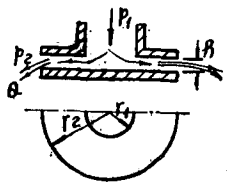
根据数学计算的结果, 速度在间隙内的分布呈抛物线规律, 其平均速度为:

$$V_{\text{平}} = \frac{h^2(P_1 - P_2)}{12\mu L} \text{ 这样可得到通过两固定平面间间隙的流量 } Q \text{ 为:}$$

$$Q = \frac{h^3 b (P_1 - P_2)}{12\mu L} \quad (11)$$

液压传动中经常遇到的间隙及其流量计算公式列于表 3。

表 3

断 面 形 状	流 量 公 式	说 明
	$Q = \frac{bh^3 (P_1 - P_2)}{12\mu L}$	从公式可以看出, 泄漏量 Q 与间隙 h 的立方成正比, 如果间隙增大 2 倍, 则泄漏量要增加 8 倍, 可见间隙对泄漏的影响很大。
	$Q = \frac{h^3 \pi D (P_1 - P_2)}{12\mu L}$	滑阀芯与阀体之间, 活塞与缸孔之间的间隙均属于这种情况, 此式是由上式中 b 代以 πD 得来的。
	$Q = \frac{\pi D h^3 (P_1 - P_2)}{12\mu L} \left[1 + 1.5 \left(\frac{e}{h} \right)^2 \right]$	式中 $h = \frac{D_1 - D}{2}$, 当滑阀和孔具有偏心 e 时, 由式可知, 泄漏量将比同心环形间隙为大, 在最大偏心 $e = h$ 时, 其流量比同心圆环者大 2.5 倍。
	$Q = \frac{h^3 b (P_1 - P_2)}{12\mu L} \pm \frac{V \cdot b \cdot h}{2}$	一平板相对于另一平板以 V 之速度移动时 (当 V 之方向与压差方向一致时为“+”, 反之为负“-”), 经两平板间隙泄漏的流量可由此式计算, 这种情况在液压元件中是最常遇到的, 如齿轮泵的齿顶间隙, 柱塞和缸之间隙。当间隙是环形者, 式中的 b 以 πD 代替。
	$Q = \frac{\pi h^3}{6\mu} \cdot \frac{r_1 P_1 - r_2 P_2}{r_2 - r_1}$	这种两圆板间的放射流动, 在高压泵中也常能遇到, 如柱塞头部的滑履结构等。

表中: Q —— 流量 (厘米³/秒);
 L —— 间隙长度;
 μ —— 绝对粘度 (公斤·秒/厘米²);
 V —— 二平板相对速度;
 P_1 —— 入口端压力 (公斤/厘米²);
 P_2 —— 出口端压力 (公斤/厘米²).

六、液流的连续性原理

有一管道如图12，油流从断面Ⅰ流入，自断面Ⅱ流出，由于油液基本是不可压缩的，而且在压力作用下，液体中间不存在空隙。所以在同一时间内，自断面Ⅰ进入的油液体积，应等于自断面Ⅱ流出的油液体积，这就是连续性原理。根据连续性原理可知， $Q_1 = Q_2 = \text{常数}$ ，而 $Q_1 = A_1 \cdot V_1$ ； $Q_2 = A_2 \cdot V_2$ ，所以：

$$A_1 \cdot V_1 = A_2 \cdot V_2 = \text{常数} \quad (12)$$

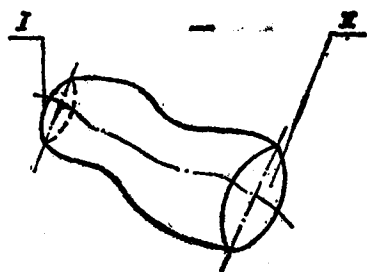


图 12

Ⅰ—断面Ⅰ的面积为 A_1 ，断面Ⅰ处的平均流速为 V_1 ；Ⅱ—断面Ⅱ的面积为 A_2 ，断面Ⅱ处的平均流速为 V_2 。

由式表明：

1. 流速与断面积大小的关系是，断面积大的地方流速一定小，断面积小的地方流速一定大。

2. 在带有分枝的管路中，见图13(a)及(b)，必有

$$Q_1 = Q_2 + Q_3$$

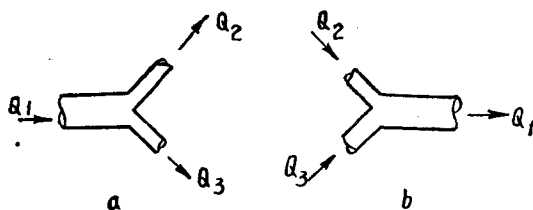


图 13

七、流速与压力

取两片纸，做一个简单的试验（图14）：向两片纸中间吹气，吹得越使劲，两片纸越不能分离，反而越贴紧。纸之所以能贴紧，是因为纸片外侧的压力（大气压）大于两纸片中间的压力。再观察一下气流速度，两纸片外面的空气可以认为是静止不动的（流速为零），而两纸片中间，由于吹气的缘故，有一定的流速，吹得越使劲，流速越快。因此得出这样一个概念，两纸片中间压力的降低，是由流速加快引起的。

试验表明，气流速度增快，气流压力降低；气流速度减慢，气流压力则升高。

流速与压力之间的这种关系，同样对流动的油液也是适用的。

要研究流动油液的流速与压力之间关系，可利用能量守恒定律。下面加以说明。

有一段油的流动管道，它距地面有一定的高度（图15），在管子断面Ⅰ处，流速为 V_1 ，压力为 p_1 ，断面中心到地面的距离为 Z_1 。

在管子断面Ⅱ处，流速为 V_2 ，压力为 p_2 ，断面中心距地面距离为 Z_2 。

如果在断面Ⅰ处，取出一块重量 mg 的油（ m —油的质量， g —重力加速度）则这块油：

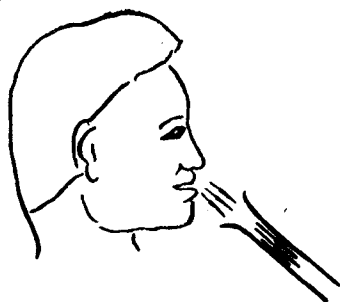


图 14

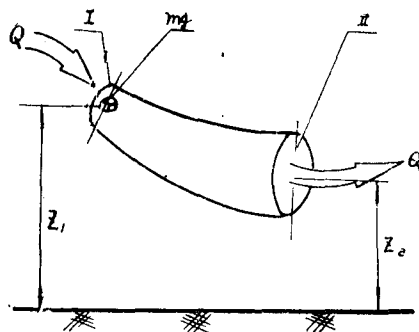


图 15

I—断面 I 处流速为 V_1 压力为 P_1 ;

II—断面 II 处流速为 V_2 压力为 p_2 。

1. 由于距地面有一定高度, 故有位能 mg, Z 。因此单位重量的油, 其位能为 $\frac{mgZ_1}{mg} = Z_1$ 。

2. 这块质量为 m 的油, 有动能 $\frac{mV_1^2}{2}$, 所以单位重量油的动能为 $\frac{mV_1^2}{2mg} = \frac{V_1^2}{2g}$ 。

3. 由于油有压力, 故它还具有压力能。压力能可以这样来理解: 当压力为 p_1 流量为 Q 的油通入某油缸, 则压力 p_1 作用在活塞上, 将克服外负荷并以某一速度移动而作功。第四节中已指出, 这时油的液压功率为 $p_1 \cdot Q$ 。

又因为流量为 Q 的油液其重量为 $Q \cdot \gamma$ (γ 为油的重度)。因此单位重量油液的液压功率为 $\frac{p_1 Q}{Q \gamma} = \frac{p_1}{\gamma}$ 。所以 $\frac{p_1}{\gamma}$ 就代表了单位重量油液的压力能。

在断面 I 处, 单位重量油液具有的总能量为: $Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma}$ 。

当这块单位重量的油液, 流到断面 II 时, 如果在这个过程中, 没有能量损失, 也没有

加入能量, 那末断面 II 处单位重量油液的总能量 $\left(Z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma}\right)$ 应与 $\left(Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma}\right)$ 相等, 即:

$$Z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} = Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} = \text{常数},$$

此式叫伯努利方程, 也叫能量方程。此式说明, 流动的油液, 含有三种形式的能量: 动能、位能和压力能。而且在其流道的各个不同断面上三种形式的能量之和是相等的。三种形式的能量可以相互转化, 即位能 Z 不变时, 当流速增加, 压力 p 就要降低; 反之亦然。

在实际的液压传动装置中，由于油有粘性摩擦阻力，管道、阀类等有阻力，因此单位重量的油液自断面Ⅰ流到断面Ⅱ时，就有能量损失 h_f 。这时根据能量守恒原理，则有：

$$Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + h_f \quad (13)$$

在静液压传动系统中，位能 Z 和动能 $\frac{V^2}{2g}$ 与压力能 $\frac{p}{\gamma}$ 相比，是很小的，可略而不计。例如：某液压传动的管道中，油液流速 $V = 2$ 米/秒，压力 $p = 100$ 公斤/厘米²。管道距地面高度 $Z = 1$ 米，则单位重量油液的能量为：

位能： $Z = 1$ （米）

$$\text{动能：} \frac{V^2}{2g} = \frac{Z^2}{2 \times 9.8} = 0.2 \text{（米）}$$

$$\text{压力能：} \frac{p}{\gamma} = \frac{100}{0.8 \times 10^{-8}} \times 10^{-2} = 1111 \text{（米）}$$

由此可见，在静液压传动中，油液中的能量主要是以压力能形式出现的，动能和位能均可忽略。静液压传动这一名称也由此而来。

当 Z 和 $\frac{V^2}{2g}$ 忽略时，式（13）变为：

$$p_1 - p_2 = \gamma h_f = \Delta p \quad (14)$$

式中 Δp ，称为压力损失。在静液压传动系统中，这个损失越小，传动效率也就越高。

八、压力损失

为了提高静液压传动系统的效率和减少发热，应该研究一下，流动油液的能量损失，也就是压力损失 Δp 的问题。

在液压系统中的能量损失 h_f ，就其性质来讲有二种：

1. 一种是由于油在直径相等的管路中流动时，层与层之间以及油与管壁之间有粘性摩擦力而发生油流阻力，从而引起能量损失，这种损失叫沿程损失。

2. 另一种是由于油液在流过阀门、弯头或流道截面突然变化时，引起油流的速度、方向等的急剧变化而造成油流扰乱，使油液能量的一部分能量变为热而损失。这种损失叫局部损失。

先谈一下沿程损失。沿程损失的大小与油液在管道中的流动状态有关。实验结果得知，由于油液流速 V ，管子直径 d 以及油的粘度不同，油在管子中流动会出现“层流”与“紊流”二种状态。

层流——当油液在管道中流动时，油层整齐排列，毫无杂乱的倾向，这种流动状态叫层流，图16(a)。

紊流——当油液在管道中流动时，油分子运动状态极不安定，油流虽总的趋势是沿管子轴线流动，但流动的路线没有一定的规律，相互混杂，这种流动叫紊流，见图16(b)。

试验表明，油在管道中流动时，是层流还是紊流，可以用下面数据大小来判别：

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

式中： R_e ——称作雷诺数；
 V ——流速（厘米/秒）；
 d ——管内径（厘米）；
 ν ——运动粘度（厘沲）。

当 $R_e < R_{e\text{临界}}$ 时，为层流；
 $R_e > R_{e\text{临界}}$ 时，为紊流。

$R_{e\text{临界}}$ 称作临界雷诺数。对光滑圆管，
 $R_{e\text{临界}} = 2000 \sim 2300$ ；对带接头的橡胶软管， $R_{e\text{临界}} = 1600$ 。

对于层流运动，油流阻力，仅由层状流动时油的粘性产生。对于紊流运动，由于油分子混杂运动的结果使油液内摩擦加大，油流阻力也加大。

对于沿程能量损失，根据对油液流动时的内摩擦力大小的力行分析计算，可得到一个半经验公式。

$$h_f = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{V^2}{2g}$$

因此，压力损失 Δp 为：

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{V^2}{2g} \cdot r \cdot 10^{-4} (\text{公斤/厘米}^2) \quad (16)$$

式中： λ ——沿程阻力系数，其数与是层流还是紊流有关，见表4；
 l ——管子长度(米)；
 d ——管子管径(米)；
 V ——流速(米/秒)；
 g ——重力加速度(9.81米/秒²)；
 γ ——油重度(公斤/米³)。

表 4

层 流		紊 流	
圆 管	带接头的光滑软管	弯曲的软管	
		$R_e < 10^5$	$10^5 < R_e < 3 \times 10^6$
$\lambda = \frac{82}{R_e}$	$\lambda = \frac{75 \sim 85}{R_e}$	$\lambda = \frac{108}{R_e}$	$\lambda = 0.3164 R_e^{-0.25}$
			$\lambda = 0.0032 + 0.221 R_e^{-0.287}$

再来看一下局部损失 h_t 。它是当油液流过弯头、阀门或管道断面突然变化等场合时，油流的速度大小和方向要发生急剧的变化，结果在这些区域产生涡流。液体质点在这涡流区内相互碰撞和摩擦，从而消耗能量，造成压力损失，如图17。这种局部损失大小很难从理论上进行计算。通常是通过试验来确定各种场合下的局部阻力大小。由局部阻力引起的压力损失可用下面的公式计算：

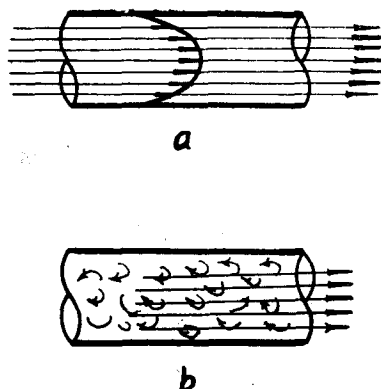


图 16