

167  
ZHONGXIAOXINGYEYAJISHEJISUAN

# 中小型液压机设计计算

液 压 传 动 和 泵 阀 设 计

21  
天津人民出版社

# 中小型液压机设计计算

——液压传动和泵阀设计

天津市锻压机床厂编

天津人民出版社

**中小型液压机设计计算**

—— 液压传动和泵阀设计

天津市锻压机床厂编

天津人民出版社出版

(天津市赤峰道124号)

天津市第一印刷厂印刷 天津市新华书店发行

开本787×1092毫米 1/16 印张 11 字数240,000

一九七三年八月第一版

一九七三年八月第一次印刷

印数 1—32,000

统一书号：15072·15

每册：0.83元

# 毛主席语录

中国人民有志气，有能力，一定要在不远的将来，赶上和超过世界先进水平。

我们应该谦虚，谨慎，戒骄，戒躁，全心全意地为中国人民服务，……

我们必须打破常规，尽量采用先进技术，在一个不太长的历史时期内，把我国建设成为一个社会主义的现代化的强国。

打破洋框框，走自己工业发展道路。

## 前 言

伟大领袖毛主席教导我们：“在生产斗争和科学实验范围内，人类总是不断发展的，自然界也总是不断发展的，永远不会停止在一个水平上。因此，人类总得不断地总结经验，有所发现，有所发明，有所创造，有所前进。”为适应工业战线飞速发展的大好形势，配合各单位自制、使用液压设备和普及液压技术基础知识的需要，我们编写了《中小型液压机设计计算》一书。本书共分两部分：第一部分“液压传动和泵阀设计”，第二部分“主机的设计和计算”。现在出版的为第一部分，内容包括：液压传动的基本知识、泵、油缸、阀及液压传动系统的设计计算，还附有液压系统图图形符号及常用计量单位和换算关系。本书可供液压机设计制造、使用及从事液压技术工作的工人、技术人员参考，亦可供教学参考。

在编写过程中得到天津市第一机械工业局技术情报总站和天津大学、南开大学、天津高压泵阀厂等单位的大力支持，热情帮助，在此表示感谢。

由于我们的思想水平和业务水平所限，书中可能有不少缺点和错误，希望读者批评指正。

天津市锻压机床厂

# 目 录

液压传动概述	1	四、齿轮泵的困油现象	17
<b>第一章 液压传动的基本知识</b>	<b>3</b>	五、齿轮泵的极限转速	18
第一节 液压机的工作原理	3	六、油泵齿轮的径向压力及其平衡措施	18
第二节 传动液体的性质	4	七、高压齿轮油泵的结构	19
一、液体的可压缩性	4	第二节 叶片泵	21
二、液体的热膨胀	4	第三节 柱塞泵	24
三、液体的粘度	5	一、径向柱塞泵	24
四、液体的化学性质	6	二、轴向柱塞泵	25
五、液体表面性质	7	三、阀式轴向柱塞泵	52
第三节 流体的基本知识	9	四、曲轴柱塞泵	52
一、层流和紊流, 雷诺数的意义	9	第四节 液压马达	54
二、沿程阻力和局部阻力	10	一、齿轮油马达	54
第四节 隙缝及小孔流量的计算	11	二、叶片油马达	55
一、流经两静止平行面间隙的流量 计算式	11	三、轴向柱塞式油马达	57
二、环缝流量计算式	12	四、径向柱塞式油马达	57
三、偏心环缝的流量计算式	12	<b>第三章 油缸</b>	<b>59</b>
四、圆管流量计算式	13	第一节 概述	59
五、节流孔或阻尼孔流量计算式	13	一、油缸的类型、压力、速度的 计算	59
六、圆形静压止推轴承油膜渗漏 流量计算式	13	二、油缸的基本参数	62
<b>第二章 泵</b>	<b>14</b>	第二节 油缸的结构	65
第一节 齿轮泵	14	一、油缸孔和活塞部分的结构	65
一、齿轮泵的结构和工作原理	14	二、缸口部分的结构	68
二、齿轮泵的流量	15	三、缸底结构	69
三、齿轮齿数对油泵性能的影响	15	四、油缸的放气装置	69
		五、缓冲制动装置	70
		第三节 主要零件的设计计算	71
		一、缸体设计和计算	71
		二、缸底和连接法兰计算	73

<b>第四章 阀</b> .....	76	<b>第二节 工艺分析, 负荷曲线图, 动作线图和主要技术规格的确定</b> .....	108
<b>第一节 基本概念</b> .....	76	<b>第三节 单缸传动系统的设计</b> .....	109
一、阀的分类.....	76	一、快速行程方式.....	109
二、圆柱滑阀的作用力.....	76	二、减速方式.....	112
三、设计各种阀的标准化问题.....	82	三、压制速度的调整.....	112
<b>第二节 压力阀</b> .....	82	四、压制压力的调整.....	114
一、溢流阀.....	82	五、保压与泄压.....	115
二、顺序阀.....	87	六、静止时下滑问题和空负荷循环问题.....	119
三、减压阀.....	88	七、控制系统的选择.....	120
<b>第三节 方向控制阀</b> .....	90	<b>第四节 多缸系统设计</b> .....	122
一、单向阀.....	90	一、多缸驱动同一执行机构的同步问题.....	122
二、可控单向阀.....	91	二、有两个或两个以上的执行机构的系统设计.....	124
三、换向阀.....	92	<b>第五节 系统中各元件的确定</b> .....	129
<b>第五章 液压传动系统的设计和计算</b> .....	103	<b>附录 1 液压系统图图形符号</b> .....	135
<b>第一节 概述</b> .....	103	<b>附录 2 常用计量单位和换算关系</b> .....	163
一、液压系统各元件表示法.....	103		
二、主要系列液压机工艺特点和液压原理.....	104		
三、液压机液压系统的设计和需要研究的问题.....	107		

# 液 压 传 动 概 述

液压传动是一门比较新的技术。目前在航空、造船、机械制造、工程机械、农业机械、塑料制品工业等部门获得日益广泛的应用。特别是少切屑、无切屑新工艺的推广和应用，为液压传动开辟了新的途径。

建国廿四年来，我国广大工人和技术人员，认真贯彻执行毛主席的无产阶级革命路线，“独立自主”、“自力更生”，建立了不少液压元件生产单位和研究单位，为我国国防建设和工农业发展做出了积极的贡献。但是由于刘少奇一类骗子反革命修正主义路线的干扰和破坏，造成液压元件规格不统一，品种不配套，阻碍了我国液压技术的推广和发展。

无产阶级文化大革命，清算了刘少奇一类骗子在科学技术领域推行的反革命修正主义路线。马列主义、毛泽东思想照亮了我国科学技术发展的道路。液压技术在洋为中用的方针指引下，得到了迅速的发展。

液压传动所以愈来愈受到重视和广泛应用，是因为它与机械、电力和气压传动比较起来，有着许多优点：

第一、机械传动是目前最常用的传动方式，它具有传动可靠、准确、无工作介质，且使用维护要求较低的优点；但是它在实现无级调速、自动化操作方面，就不如液压传动简便。液压传动无冲击、无振动，过载时的自动保护性能也比机械传动好。

第二、电力传动虽然更易于实现无级调速和自动化，但是在同样功率的条件下，液压传动的重量轻、结构紧凑、惯性小。统计表明，液压传动在目前所用的转数（2500~3000转/分）及压力（200~250公斤力/厘米<sup>2</sup>）的情况下，其高压泵的重量和所发出之功率的比值为0.15~0.2公斤/仟瓦。而目前的电力传动中电动机的重量和所发出之功率比值则为1.5~2公斤/仟瓦。

第三、气压传动不能使往复运动部件固定在中间位置，而只能使它从一个极限位置转到另一个极限位置；气压传动由于气体的刚度很小，弹性很大，所以机构运动的速度和位置很难控制。液压传动则没有这个缺点。气压传动解决密封装置的问题比液压困难，所以通常应用的气体压力只在7~8公斤/厘米<sup>2</sup>左右，由于压力太低，结构不如液压紧凑，因此在液压机中，气压传动只能在控制系统和辅助系统中考虑采用。

伟大领袖毛主席教导我们：“我们必须学会全面地看问题，不但要看到事物的正面，也要看到它的反面。”在比较传动方式的时候，也要注意到了液压传动比其它传动方式的不足之处。例如：

第一、液压传动的位移准确度比机械传动差。目前我们还不能够用油缸代替车床的丝杠来挑扣，就是这个缘故。

第二、液压传动中能量的输送是通过管道输送传递动力的液体来实现。这就不如电



力传动采用电线方便。液压传动目前所存在的漏油、压力损失和油液容易被尘埃和其他杂质所污损问题，在电力传动中也没有。

第三、由于气体的粘度很小，这就使气体沿管道运动的摩擦损失极微，因此用它来驱动磨床的主轴能够产生高达100000转/分的转速，在目前液压传动却做不到。

液压机是通过液体静压作用驱动滑块并使之获得巨大力量的机器，它是液压传动的用途之一。

# 第一章 液压传动的基本知识

## 第一节 液压机的工作原理

液压机是根据“密闭容器里的液体，在其任意一点受到压力作用的时候，这压力被液体传递到容器的任何部位，而且压力的强度不变”这一原理进行工作的，如图1—1所示。液压机可以简单地看作是由泵和工作油缸组成，泵和油缸之间用管道联接，构成严密的系统。如果在泵的柱塞上施加一个力量 $P_1$ ，泵内液体的压力便上升，强度变为 $p$

$$p = \frac{P_1}{\frac{\pi}{4} d^2} \quad (\text{kgf/cm}^2) \quad 1-1$$

式中： $P_1$ ——加在泵柱塞上的力(kgf)  
 $d$ ——泵柱塞的直径(cm)

这个压力强度被管道里的液体传递到工作柱塞的上部，使工作柱塞的上部就受到总压力为 $P_2$ 的作用。 $P_2$ 的数值为：

$$\begin{aligned} P_2 &= p \cdot \frac{\pi}{4} D^2 \\ &= \frac{P_1}{\frac{\pi}{4} d^2} \cdot \frac{\pi}{4} D^2 \\ &= \frac{D^2}{d^2} \cdot P_1 \quad (\text{kgf}) \end{aligned}$$

1-2

式中： $D$ ——工作柱塞的直径(cm)  
 $d$ ——泵柱塞的直径(cm)  
 $P_1$ ——加在泵柱塞上的力(kgf)

例如，当泵柱塞的直径 $d = 1\text{cm}$ ，工作柱塞的直径 $D = 100\text{cm}$ 时，如果加在泵柱塞上的力 $P_1 = 50\text{kgf}$ ，则工作柱塞上产生的力 $P_2$ 为：

$$P_2 = \frac{(100)^2}{1^2} \times 50 = 500000 \quad (\text{kgf})$$

这就是说，我们仅用了50公斤的力量，便可使液压机上产生500吨的巨大力量。液压机的工作原理及功用就在于此。

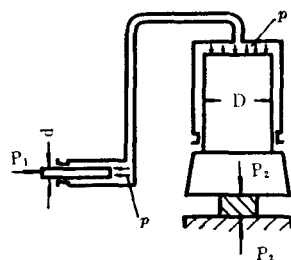


图1—1 液压机工作原理

## 第二节 传动液体的性质

### 一、液体的可压缩性

液体在压力的作用下，它的体积要随着压力的增加而缩小。这个体积的缩小量  $\Delta V$  与压力的增加量  $\Delta p$  之间存在如下关系：

$$\Delta V = \beta_v V_0 \Delta p \quad 1-3$$

式中： $V_0$ ——被压缩液体的原始体积  $\text{cm}^3$

$\beta_v$ ——体积压缩系数 ( $\text{cm}^2/\text{kgf}$ )

对于目前所使用的传动油，当受压是在150~200公斤力/厘米<sup>2</sup>的范围内， $\beta_v$ 可取为  $\beta_v = 50 \times 10^{-9}$ 厘米<sup>2</sup>/公斤力。

例1 设液压机进行保压工作时，从油腔到保压阀共有容积为  $V = 20$ 升，求当保压的压力为200公斤/厘米<sup>2</sup>时，上述容积内的油原始有多大的体积？

解：设原始体积为  $V_0$  (1)

被压缩后的体积为  $V = 20$  (1)

液体的压缩量  $\Delta V = V_0 - V$  (1)

根据式 1-3  $V_0 - V = \beta_v V_0 \Delta p$

$$\begin{aligned} \text{移项后得：} V_0 &= \frac{V}{1 - \beta_v \Delta p} \\ &= \frac{20}{1 - 50 \times 10^{-9} \times 200} \\ &= 20.222 \text{ (l)} \end{aligned}$$

由于油具有可压缩性，所以当油在高低压突然转换的瞬间，体积就突然膨胀而形成冲击。泵阀元件上有的带有阻尼小孔或节流小倒角就是为了消除这种现象而设计的。

油的可压缩性和机器结构的弹性，共同构成液压机能够停车保压的基础。因为当系统有微小泄漏时，通过机器的弹性恢复和油的膨胀使油的压力不致迅速下降。

### 二、液体的热膨胀

液体的体积随着温度的升高而膨胀。在一般的温度和压力下，对于通常采用的矿物油体积的膨胀量  $\Delta V$ ，可用下式求得：

$$\Delta V = \beta_t V_0 \Delta t \quad (\text{cm}^3) \quad 1-4$$

式中： $V_0$ ——液体原始体积 ( $\text{cm}^3$ )

$\Delta t$ ——温度的变化量 ( $^{\circ}\text{C}$ )

$\beta_t$ ——体积膨胀系数。对于上述情况  $\beta_t = 0.00065$  ( $1/^{\circ}\text{C}$ )

例2 设油缸内充满14升的传动用油，求当温度由20 $^{\circ}\text{C}$ 升到40 $^{\circ}\text{C}$ 时油的容积。

$$\begin{aligned} \text{解：} \Delta V &= 0.00065 \times 14000 \times (40 - 20) \\ &= 182 \text{ (cm}^3\text{)} \end{aligned}$$

由于油的热膨胀的关系，必须注意严密封闭着的液体由于受热体积膨胀而将设备胀

破的可能性。

### 三、液体的粘度

#### (一) 液体的粘度及其表示方法

液体都表现出不同程度的粘滞性。这实质上是液体存在着内摩擦力以抵抗在剪切力作用下产生变形的一种性质。液体粘滞性的大小是用粘度来表示。

液压机工作液粘度的大小对液压机的工作有很大的影响。液体的粘度大，运动时内摩擦力大，因而引起强烈的发热。粘度太大时还会引起液压元件的动作迟缓，甚至动作失调。粘度太小则液体易从机构的间隙漏掉，使系统的效率降低，甚至使系统压力上不去。

粘度的表示方法有三种：相对粘度、绝对粘度和运动粘度。

在工厂中，通常是采用相对粘度 $^{\circ}E$ ，这是因为它能够用相应的仪器（恩氏粘度计）来进行测量。相对粘度是表示200厘米<sup>3</sup>的液体与200厘米<sup>3</sup>的水，在同一工作条件下流过同一直径小孔时，所需时间的比值，即：

$$^{\circ}E = \frac{t_1}{t_2} \quad 1-5$$

式中：

$t_1$ ——200厘米<sup>3</sup>的被测液体流过恩氏粘度计小孔时所需的时间（秒）。

$t_2$ ——200厘米<sup>3</sup>的水流过恩氏粘度计小孔时所需的时间（秒）。

相对粘度仅是一个比值，所以无单位。在测量时，通常是用20°C、50°C或100°C作为测量时的标准温度，所以所测得之粘度应相应的用符号 $^{\circ}E_{20}$ 、 $^{\circ}E_{50}$ 或 $^{\circ}E_{100}$ 来表示。

我厂使用的传动用油，其粘度选在2.6~4.6 $^{\circ}E_{50}$ 的范围内。

另外两种粘度的表示方法是绝对粘度 $\mu$ 和运动粘度 $\nu_0$ 。

绝对粘度 $\mu$ 是表示面积为1平方米、距离为一米的相邻两层流体，以1米/秒的速度相对运动时其相互间所作用之力。力大，粘度就大。它的工程单位是公斤秒/米<sup>2</sup>，物理单位是达因·秒/厘米<sup>2</sup>（或叫泊）。

运动粘度 $\nu_0$ 是绝对粘度用液体密度来除所得的商值。即：

$$\nu_0 = \frac{\mu}{\rho} \quad (\text{cm}^2/\text{sec}) \quad 1-6$$

式中：

$\mu$ ——液体的绝对粘度

$\rho$ ——液体的密度。就是液体单位体积上所具有的质量

$$\text{即 } \rho = \frac{m}{V}$$

运动粘度的工程单位是米<sup>2</sup>/秒。物理单位是厘米<sup>2</sup>/秒，叫做司。

绝对粘度和运动粘度是理论运算和推导中经常使用的粘度单位。它们实际上无法直接测量。绝对粘度和运动粘度可利用以下的关系从相对粘度中推算出来：

$$\mu = \nu_0 \rho \quad 1-7$$

$$v_0 = 0.0731 \cdot E - \frac{0.0631}{E} \text{ (cm}^2\text{/sec)}$$

1-8

### (二) 温度对液体粘度的影响

液压机上的传动用油，当温度升高时都会产生变稀的现象。即粘度降低，造成系统的漏损加大。

油的种类不同，粘度的变化规律也不同，所以很难用一个统一的公式来表达粘度随温度而变化的关系。但对于普通粘度（不超过 $6^\circ E_{50}$ ）的矿物油，当温度在 $30\sim 150^\circ C$ 的范围时可近似地用下式来计算粘度的变化：

$$v_t = v_{50} \left( \frac{50}{t} \right)^n$$

1-9

式中： $v_t$ ——温度为 $t^\circ$ 时的运动粘度（ $\text{cm}^2\text{/sec}$ ）

$v_{50}$ ——温度为 $50^\circ C$ 时的运动粘度（ $\text{cm}^2\text{/sec}$ ）

$n$ ——指数，其值如下表：

$^\circ E_{50}$	1.2	1.5	1.8	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0
$n$	1.39	1.59	1.72	1.79	1.99	2.13	2.24	2.32

### (三) 压力对液体粘度的影响

液体的粘度与压力的大小有很大的关系。压力大，分子间的距离缩短、粘性变大。压力与粘度之间有如下的关系式：

$$\mu = \mu_0 e^{b \cdot p}$$

1-10

式中： $\mu_0$ ——一个大气压下油的绝对粘度

$e$ ——自然对数的底

$b$ ——实验系数（对于机床传动所用的油， $b$ 值为 $0.002\sim 0.003$ ）

$p$ ——油的压力

$\mu$ ——油在压力为 $p$ 下的绝对粘度

图1-2是矿物油在不同压力下实验时所得到的压力—粘度关系曲线。

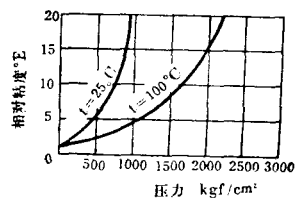


图1-2

矿物油的压力—粘度曲线

## 四、液体的化学性质

我们希望作为传动工作液用的油具有稳定不变的化学性质，也就是说，当它在温度发生变化或是接触到其他物质—例如空气，金属和非金属材料等时，应能很好地保持住原有的性质。但是现在还没有一种这样理想的液压油。它们在条件发生变化时，要发生一定程度的变性。下面介绍常用液压油的一些化学性质。

### (一) 热稳定性

油在通过狭缝、小孔和沿管道流动时会产生大量的热使油温升高，油温过高时会使油分子裂化，粘度下降。同时又会使分子聚合而产生沥青、焦油等树脂状物质。析出的

沥青和杂质若堵塞液压元件的小孔，就要影响系统的正常工作。所以目前我们把常用的矿物油使用温度限制在 $15^{\circ}\sim 65^{\circ}\text{C}$ 范围内，就是这个道理。

## (二) 氧化性

常温时，油液与空气或其它氧化剂接触时会发生氧化。由氧化而产生的酸性物质要腐蚀金属表面。

油与高温热源接触会剧烈氧化着火。因此必须考虑有造成事故的可能性，鉴定油的可燃性有三个指标，即闪点、燃点和自燃温度。测试方法为：将油放置于一烧杯中加热，用一火焰周期性地移近液面，当火焰使油的蒸气发生“瞬时火焰”时这时的油温就叫做闪点。温度达到闪点时的油，其已点燃的火焰在引火火焰移去之后亦即熄灭。当杯中的油继续加热到引火火焰移去之后仍能维持燃烧的温度，就叫做燃点。油温达到在空气中不用引火即能自动燃烧的温度叫做自燃温度。

应当着重指出，高压油若经微细缝隙喷出呈雾状油气时，极易引起爆炸。

我国某炼油厂已生产了一种硅基油（呈玫瑰色，有点香味），基本上为不可燃液体，但其润滑性较差。现已在一些飞机液压传动中采用。

## (三) 相容性

指不同性质的油相互溶解的能力或油与其它物质的相互作用。常常碰到这样的问题，油液对橡胶密封材料中的某些增塑剂发生作用，而互相溶解使橡胶膨胀而失掉弹性，破坏其密封性能，有时混合油的成分或比例选择不当，或与油漆发生作用，就会使油液产生悬浮物或胶体，使液压系统中阻尼孔堵塞而影响正常工作。

## 五、液体表面性质

主要有两种情况。第一种是液体与气体的相互作用。我们知道，空气在油中具有一定的溶解度，一般约为体积的10%以下，如果系统在工作中产生局部负压，这些气体就会从油中析出而形成气泡，这常是引起系统发生噪音和振动的原因。

目前我们对上述现象的解决办法，是限制液压系统中负压在容许的范围以内，即最大真空度不超过250毫米汞柱高。例如限制吸油管流速在2米/秒以下；各回油管均深入液面；对于油箱的结构也采取适当措施；如：采用隔板过滤网和设法使油的流动变慢，使气泡能来得及浮起而消除。

另一个重要的现象为液体与金属表面的相互作用。图1—3表示两金属板相对滑动时，液体在间隙中的情况。由于油液含有“极性分子”，当它与金属表面接触的时候，便在金属的表面紧密而整齐的排列形成一个强固的边界层。若正压力 $P$ 较小而滑动速度较大时，油膜的厚度 $\delta$ 较大，在这种情况下，两金属便可能以“全液体摩擦”的形式相对运动。相反，当 $P$ 大 $V$ 小时，其油膜厚度很小而造成边界层摩擦，其摩擦系数将增大。如果正压力很大或相对速度为零时，二金属表面极为接近，使其中自由液体从间隙中挤出，这时由于两个金属表面上的极性分子层相互作用，而

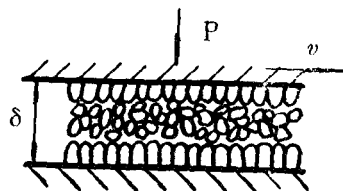


图1—3 液体在间隙中的分布

将产生极大的附着力（又称呆滞力），这时，要使金属表面能够重新产生相对运动将需要很大的推力。这一点在我们现在的减压阀和顺序阀结构中已成为现实的难题。例如高压持续时间在一分钟以上时，有些制造质量不好的阀，在泄压以后往往发现阀芯在弹簧力作用下不能动作，就是这个道理。

对此，目前有一些解决办法。即：提高零件的几何精度，特别是椭圆度和锥度；开均压环形槽；或使阀芯经常处于高频振动的状态，以避免产生这种不良现象。

液压油的选择。我们所希望的液压油应具有的性质归纳起来主要的有如下几项：

有良好的润滑性能；

在较宽的温度范围内（现在最好应在 $-30^{\circ}\text{C}$ 至 $80^{\circ}\text{C}$ ）粘度变化不大；

对目前广泛采用的各种材料，包括金属、油漆、塑料、合成橡胶等不起什么作用；

粘度大小适合于现在一般液压元件密封间隙；

不易吸收空气或溶解空气；

燃点较高；

电的绝缘性能良好；

热传导系数较高（散热性能好一些）；

和现今使用的其他液压油能互相溶解，至少能稀释到10%；

价格便宜，便于采用。

还可以举出一些。但是现在几乎没有一种油液能完全满足我们希望的指标，特别是在一般液压传动中，我们只能根据现有条件出发，有所侧重的进行选择，以最大限度地满足我们必要的指标。

目前我厂选用的传动工作液是〔20〕号及〔30〕号工业矿物油，其基本性质如表1—1所示。

表1—1

油的牌号	〔20〕号工业矿物油	〔30〕号工业矿物油
密度	0.881~0.915	0.886~0.916
燃点 $^{\circ}\text{C}$	170	180
凝固点 $^{\circ}\text{C}$	-20	-15
$\nu_{50}$	17~23	27~33
$^{\circ}\text{E}_{50}$	2.60~3.31	3.81~4.59
每克油的酸量	<0.16	<0.2
含尘量%	0.007	0.007
机械杂质%	0.065	0.007
水分	无	无
水溶性酸碱	无	无

### 第三节 流体的基本知识

#### 一、层流和紊流，雷诺数的意义

液体流动时有两种形态：层流和紊流。层流时液体的分子按着一个方向有秩序地顺序运动；紊流时液体各分子在沿总方向移动的过程中，还向其他方向作不规则的运动，所以这种流动的状态又叫做乱流。

层流和紊流时，液体质点沿流动方向的流动速度为图 1—4 所示。层流时，靠近管壁的地方流动速度较低。贴近管壁流动速度实际等于零。而在中心，流速最大。整个流动速度的分布情况呈一个抛物面（图 1—4 a）。紊流时靠近管壁处的流速也是比较低，但总的情况，速度的分布比较均匀。在计算时不管是层流或紊流，都是取液体的平均流动速度进行计算。

层流和紊流可用实验的方法进行试验，图 1—5 就是这种实验装置。图中，B 是玻璃管，A 是水桶，D 是装有带色液体的杯子。实验时，逐步旋开节门 C，当水的流速比较小时，从管 B 中可看出带颜色的液体成一直线沿管 B 流动，这说明管 B 中的液体是处在层流状态（图 1—6 a）。若把节门 C 再开大些，流速加大，色线逐渐表现出受到干扰的状态，当速度大到一定程度时，色线被扰乱，这说明管 B 中的液体已处于紊流状态。

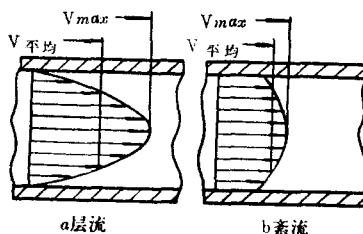


图 1—4 液体在管路中的流动状态

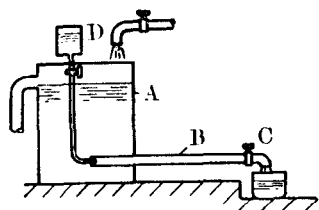


图 1—5 液流状态

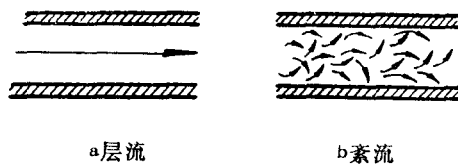


图 1—6 层流和紊流的形态

如果实验是先从大流速逐步向小流速过渡进行的，则管 B 中的液体就先表现是紊流状态，当流速小到一定程度以后，管 B 中的液体，就表现出层流状态。

经过反复多次的实验发现，液体的流动是处于层流状态，还是呈紊流状态，这与液体的平均流动速度—— $V$ 、管子的直径—— $d$ 以及液体的运动粘度 $\nu_0$ 等因素有关。

试验表明：当

$$\frac{V \cdot d}{\nu_0} < 2300$$

时，液体是处于层流状态。

而当



$$\frac{V \cdot d}{v_0} > 2300$$

1-12

时，液体便处于紊流状态。

从  $\frac{Vd}{v_0}$  式中运算出来的结果是一个无因次量，它只是一个数字。通常把  $\frac{Vd}{v_0}$  叫做雷诺数，并用  $Re$  来表示即：

$$Re = \frac{V \cdot d}{v_0}$$

1-13

液体的两种运动状态对液体的流动产生不同的影响。层流时常在管 B 的表面有一层“层流附面层”，它将管壁高低不平之处复盖，使管子具有光滑管的性质，因而使流动的阻力减小，紊流时使管子的附面层变小，其结果是能把管子高低不平的表面复盖，使流动时的阻力增加，而且紊流时，液体分子的扰动现象比层流剧烈的多。所以在进行流体的力学计算时，在许多的情况下，必须首先弄清楚流体是处在层流，还是紊流。在液压机的系统中，液体沿管子流动多是属于层流。

## 二、沿程阻力和局部阻力

### (一) 沿程阻力

液体沿着管子流动的流速是不均匀的，则液体对管壁之间，以及液体分子之间必然要发生摩擦，因而使促成液体流动的压力受到损耗。这种现象叫做沿程压力损失。引起沿程压力损失的力，叫做沿程阻力。

沿程阻力可用下式求得：

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{V^2}{2g} \gamma$$

1-14

式中：  $\Delta p$ ——沿程阻力

(kgf/m<sup>2</sup>)

$\lambda$ ——管子的阻力系数（或叫压力损失系数）

$l$ ——管子（直管）的长度

(m)

$d$ ——管子的直径

(m)

$V$ ——液体的平均流速

(m/sec)

$g$ ——重力加速度

(m/sec<sup>2</sup>)

$\gamma$ ——液体的重度

(kgf/m<sup>3</sup>)

阻力系数  $\lambda$  通常是用实验的方法来确定。但经过水力学的深入研究以后，发现阻力系数也可用雷诺数表示出来，

即：

对于前述的矿物油以层流的状态流过硬直管时， $\lambda$  可按下列式算出：

$$\lambda = \frac{75}{Re}$$

若是紊流，则：

$$\lambda = 0.3164 Re^{-0.25}$$