

第一章 液压基础理论

第一节 液压装置在航空发动机上的应用概论

目前,航空发动机上装备有多种液压装置,如燃油的供应和调节装置,发动机的转速、温度和压力的液压控制装置,发动机各种变几何通道面积的控制装置等。由于液压装置的优点和生产、使用的继承性,今后它仍将在航空发动机上起重要作用。即使全电子控制在发动机上得到发展,但基本的液压装置部分,如燃油输送和燃油量控制机构,各种执行机构,以及应急、安全装置等,仍将是不可缺少的。

液压装置由液压机械、液压元件和导管等组成,是完成增压、液体输送、动力传递或一定控制职能的机构的总称。不管液压装置的作用如何,都是液体(工质)通过液压机械增压,在节流元件控制下,沿导管到达一定的机构,使机构产生所需要的运动或力。

航空发动机上还有其他类型的装置,如机械式、气动式、电磁式和电子式等。但多年来液压装置却得到特别的重视和发展,这与它所具有的一系列的优点是分不开的。这些优点是:

1. 比重量小

机构的尺寸和重量是判别它能否在航空上应用的首要条件。液压机构的单位面积出力可达 300公斤/厘米^2 以上,这是其他各类机构所远不能匹敌的。因此在出力(或功率)相同的情况下,液压机构便具有明显的重量和体积上的优势。例如,在相同的输出功率下,液压马达与电动机的外形尺寸比为12:100,重量比为(10~20):100。目前,对液压元件在体积小、重量轻和性能好等方面提出了更高的要求。

2. 动作迅速

液压元件重量轻,运动惯性小,机构可实现快速传动。在同样输出功率下,液压马达转动惯量只有电机的15%,因此,加、减速时间短,起动快,制动和反向容易。例如,一般起动液压马达只需0.1秒左右的时间。控制系统中采用液压执行机构,系统的响应性能好。

3. 控制方便

液压机构的出力(功率)及其运动的控制,可以简单地用一个活门(阀)来实现控制精度取决于活门的精度,目前可以做到在1:5000的范围内,任意地、精确地选择活门开度,这是其他类型的机构难以达到的。

4. 运动平稳、均匀

低速、大扭矩下,液压机构运动的平稳性较其他类型机构的好。

5. 位置精度高

与气动装置相比较,液压装置泄漏量小,加之液体难以压缩,故其输出位移的精度高,外载变化对执行机构位置的影响小。

6. 外界干扰的影响小

与电子装置相比较, 液压装置受外界(温度、湿度、振动和电磁波等)的干扰小, 工作可靠, 寿命长。

7. 在航空发动机上应用方便

航空发动机上有现成的压力燃油可作为液压装置的动力源, 而无需增加另外的增压机械和油路系统。

与机械装置相比较, 液压机构在发动机上易于布局, 安装位置的自由度大, 需要的操纵力小。

液压装置在航空发动机上的使用也存在不足之处, 使其发展、应用在一定程度上受到限制。

1. 液压装置中的许多间隙、结合面、接头等, 在大的压力差情况下要产生液体的泄漏。外部泄漏不仅污染环境, 而且在发动机外部高温区或遇有其他火源时, 会引起火灾。因此就要求采取严格的密封措施和保证必要的零件制造精度, 从而使结构复杂化。

2. 液体内的脏物会堵塞精密的节流通道和相对运动配合表面, 甚至导致运动机构失灵, 引起事故。故液压装置对液体的清洁度要求很高, 液体的清洁度在某种意义上是液压装置可靠性的同义语。因此, 装置中必须设有有效的过滤措施, 从而增加了液压装置的复杂程度。

3. 液体的流动状态复杂, 影响因素多, 找不出一个统一的理论公式来表达多种形式的液体运动情况。因此, 设计、计算工作复杂, 离不开实验数据, 计算的准确度也低。

4. 在发动机控制系统中, 液压装置在完成复杂的控制职能, 进行综合的数学处理等方面, 远不如电子装置。随着发动机控制系统功能的不断提高, 液压式控制装置将可能逐步为电子计算机所取代。

5. 对于小功率装置, 液压式与电子式、机械式相比较, 其运动不够灵活, 准确度较差, 线性度也不好。

第二节 液压装置的工质——液体的特性

在液压装置中, 液体是传递动力的工作介质(简称工质), 机构的运动和力都是由液体的参数(流量、压力)来决定的, 液体的性质将影响液压装置的性能。了解液体本身的一些属性, 对正确设计和使用液压装置是十分重要的。

液体区别于固体的特性是不能抵抗剪切力(考虑粘性后有极微弱的剪切力), 无固定形状; 与气体不同之处在于它具有确定的体积, 且体积难以压缩, 以及在容器内存在一个自由表面。

用作液压装置工质的液体有两类: 石油基油液和合成油液。我国航空上目前主要用石油基油液, 大部分喷气发动机的液压装置都直接用煤油作工质。在高温条件下, 石油基油液有炭化问题, 宜采用合成油液。合成油液还具有抗燃、抗氧化、低腐蚀以及特殊的粘-温特性等优良性能。

一、液体的重度、密度和状态方程

重度代表单位体积的液体重量, 以 γ 表示:

$$\gamma = \frac{W}{V}$$

式中 W ——液体重量 (公斤);

V ——液体体积 (升, 米³)。

密度代表单位体积的液体质量, 用 ρ 表示:

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{W}{gV} = \frac{\gamma}{g} \left(\frac{\text{公斤} \cdot \text{秒}^2}{\text{厘米}^4}, \frac{\text{公斤} \cdot \text{秒}^2}{\text{米}^4} \right)$$

式中 g ——重力加速度;

m ——质量, 在工程单位制中, 用导出单位 $\left(\frac{\text{公斤} \cdot \text{秒}^2}{\text{厘米}} \right)$ 。

各种航空液体的重度和密度见表 1-1。

表 1-1 各种航空液体的重度和密度

液 体	温度 T(°C)	重度 $\gamma \times 10^{-3}$ (公斤/厘米 ³)	密度 $\rho \times 10^{-6}$ $\left(\frac{\text{公斤} \cdot \text{秒}^2}{\text{厘米}^4} \right)$	
水	15	0.999	1.02	
汽油	15	0.680~0.720	0.694~0.735	
煤油	RP-1	20	不小于 0.775	不小于 0.79
	RP-2	20	不小于 0.775	不小于 0.79
液压油	YH-10	20	不大于 0.850	不大于 0.867
	YH-12		0.8~0.9	0.816~0.92
滑油	HP-8		不大于 0.885	不大于 0.903
	HP-20		不大于 0.895	不大于 0.913

液体的重度和密度随温度和压力而改变。虽然与气体相比, 上述影响程度小得多, 但在一些特定情况下仍必须予以考虑。

将液体重度写成温度和压力的函数^[1], 即

$$\gamma = f(T, p)$$

用台劳公式将其分解成变量在原始值 (用脚注零表示) 邻域内的微小增量的幂级数。略去一次以上的项, 得

$$\gamma = \gamma_0 + \Delta\gamma = \gamma_0 + \left(\frac{\partial\gamma}{\partial T} \right)_{p_0} (T - T_0) + \left(\frac{\partial\gamma}{\partial p} \right)_{T_0} (p - p_0)$$

$$\text{令} \quad \alpha_T = - \frac{1}{\gamma_0} \left(\frac{\partial\gamma}{\partial T} \right)_{p_0}$$

$$\beta_p = \frac{1}{\gamma_0} \left(\frac{\partial\gamma}{\partial p} \right)_{T_0}$$

$$\text{则} \quad \gamma = \gamma_0 [1 - \alpha_T (T - T_0) + \beta_p (p - p_0)] \quad (1-1)$$

上式即液体的状态方程, 它表明重度随温度和压力的变化关系。将 γ 用 W 、 V 取代, 经整理后则系数

$$\alpha_t = \frac{1}{V_0} \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_{p_0}$$

$$\beta_p = -\frac{1}{V_0} \left(\frac{\partial V}{\partial p} \right)_{T_0}$$

若压力不变，仅考虑温度的影响，式(1-1)变为

$$V = V_0 [1 - \alpha_t (T - T_0)] \quad (1-2)$$

式中 α_t ——体膨胀系数，常数。用增量表示则可写为

$$\alpha_t = \frac{\Delta V}{V_0 \Delta T} \quad (1-3)$$

上式表示温度每升高一度液体体积的相对变化量。几种常用金属和液体的体膨胀系数见表1-2。

表1-2 几种常用金属和液体的体膨胀系数

材 料		体膨胀系数 $\alpha_t \times 10^{-6} (1/^\circ\text{C})$
固 体	钢	3.6
	青铜	7.0
	铝	7.2
液 体	液压油	80~100
	航空煤油	
	(0~70°C)	96~113

液体的体膨胀系数比固体的大10倍以上。由于航空发动机的工作环境 and 条件变化范围很广，如从寒带到热带，从冬季到夏季，从短时间起起到长时间超音速飞行，以及从低空到高空等等，因此油液温差变化较大。以航空煤油为例，温差为50°C时，重度可变化5%左右。一些发动机上调节器的调节作用是根据液体的惯性力的大小来实现的，故重度的改变会造成可观的调节误差。发动机的燃油调节器的功能是控制供往发动机的容积流量，当燃油重度发生变化时，单位时间供应的燃油容积不变，但质量发生了变化（燃油的总可用热值发生相应变化），从而影响发动机的推力。对于调节精度要求比较高的调节器，不允许产生这样的推力误差。

在设计液压装置时，不应出现封闭的液体容积。例如，可能封闭在两个关闭着的活门之间的液体，因温度升高，体积膨胀，但受壳体和元件的限制（金属的膨胀系数小），液压力会升高，对壳体和元件产生较大的附加作用力，这将影响调节性能，甚至破坏装置。

二、液体的压缩性

压缩性代表液体在外压力作用下，抵抗变形的一种能力。根据状态方程，当不考虑温度的影响时，有

$$V = V_0 [1 + \beta_p (p - p_0)] \quad (1-4)$$

取

$$E = \frac{1}{\beta_p}$$

$$\text{则} \quad E = - \frac{\Delta p}{\frac{\Delta V}{V_0}} \quad (1-5)$$

式中 E ——体积弹性系数或等温容积模数，即使液体体积改变一个单位相对量所需的外界压力变化值。负号表示压力与容积的增量方向相反。在同样的压力变化情况下，体积弹性系数 E 愈大，体积的相对变化量愈小，即液体愈难压缩。

E 的单位与液体压力的单位相同，均为公斤/厘米²。在大气压力和 0~25°C 的温度条件下，对于水， $E = 21000$ 公斤/厘米²；对于石油基油液， $E = 13500 \sim 17500$ 公斤/厘米²。将 E 的数值代入式 (1-5) 后发现，油液压力每增加 135~175 公斤/厘米²，其体积才缩小 1%，这足以说明液体难以压缩的程度。

液体不易压缩的性质，构成了液压装置的一个优点，即液压执行机构的刚度较高。气体的体积弹性系数很小，在等温条件下等于气体的即时压力，即

$$E_g = p$$

如在绝热条件下则为

$$E_g = kp$$

式中 k ——气体的绝热指数，对于空气， $k = 1.4$ 。

因而，当液体中混有游离气体时，气液混合物的体积弹性系数将会急剧减小。此外，如将盛液容器受压后的弹性变形也归纳到液体的弹性系数中，则实际的综合弹性系数 E_{sj} 与容器弹性系数 E_{r0} 、液体弹性系数 E 及气体弹性系数 E_g 之间，将存在下列关系^[1]：

$$\frac{1}{E_{sj}} = \frac{1}{E_{r0}} + \frac{1}{E} + \frac{V_g}{V_{yg}} \left(\frac{1}{E_g} \right) \quad (1-6)$$

式中 V_g ——液体中游离气体的容积；

V_{yg} ——气液混合物的容积。

由上式可见，实际的弹性系数 E_{sj} 的数值小于 E_{r0} 、 E 和 $\frac{V_g}{V_{yg}} E_g$ 中的任何一个。气体占总容积中所占的比例愈大，实际弹性系数 E_{sj} 愈小。

例如，不计容器变形，混合物压力 $p = 40$ 公斤/厘米²，若气体占总容积的 1%，取 $E = 15000$ 公斤/厘米²，计算的 $E_{sj} \approx 3000$ 公斤/厘米²，约为 E 的 1/4。

液压装置一般都要严格限制液体中的游离气体含量，否则将影响装置正常工作，甚至导致装置失灵。航空液压装置中通常都设有排气机构。

考虑到液体的压缩性特点，在液压机构中不允许出现强行压缩封闭的液体体积的情况，否则封闭容积内微小的液体的体积减小，都将造成液体压力急剧升高，甚至超过正常的工作压力，降低装置寿命，破坏正常工作。

三、液体的粘性

液体的粘性反映液体内部质点间作相对运动时产生的一种内部摩擦力的性质，它只有在运动液体中才有意义。粘性是液体的一种重要特性，它对液压装置中液体流动阻力、能量（压力）损失、运动零件的润滑、装置的密封等都有着重要的意义。

图 1-1 所示为油缸活塞机构。在活塞的径向间隙中充满液体，要使活塞相对油缸运动，则必须施加一定的外力，用来克服液体的内摩擦力。由于液体对固体表面有附着力，

活塞表面的液层随活塞以速度 v_0 运动，而静止缸壁表面的液层速度 $v = 0$ 。如活塞两端无压力差时，在沿间隙高度上，液体速度从 v_0 到0，按线性规律分布。将液体沿间隙高度分为若干层，则相邻的液层间存在相对运动，即出现了液层间的摩擦。

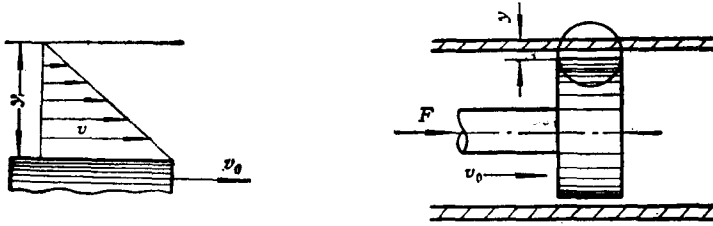


图1-1 活塞间隙中的液体速度分布

移动活塞的力与活塞的圆柱面积和相对油缸的速度成正比，与间隙高度(油膜厚度)成反比，即

$$F = \pm \mu A \frac{dv}{dy}$$

式中 dy ——间隙高度的微元增量；

dv ——高度差 dy 相应的速度变化量；

μ ——比例系数；

A ——活塞的圆柱表面积。

活塞表面上的单位面积为

$$\tau = \frac{F}{A} = \pm \mu \frac{dv}{dy} \quad (1-7)$$

τ 又称为剪切应力或摩擦应力，是以速度 v_0 移动活塞时，为克服各液层间的内摩擦力，每单位圆柱面所需施加的外力。式(1-7)称为牛顿内摩擦定律。式中正负号根据保证 τ 为正值的原则选取。

dv/dy 为沿间隙高度的速度梯度，表示液层间的相对速度大小。当 dv/dy 的数值为1时，则比例系数

$$\mu = \tau$$

它代表液体内摩擦力的大小，称为液体的动力粘度(动力粘性系数)，其值主要取决于液体的类型，并受温度、压力的影响。由式(1-7)可知，液体的粘度愈大，拖动单位活塞圆柱面所需之力愈大。

在 CGS 制中， μ 的单位是达因·秒/厘米²，即

$$1 \frac{\text{达因} \cdot \text{秒}}{\text{厘米}^2} = 1 \text{ 泊}$$

低粘度液体用小的粘度单位厘泊，即

$$1 \text{ 厘泊} = \frac{1}{100} \text{ 泊}$$

在工程单位制中，

$$1 \text{ 泊} = 0.0102 \frac{\text{公斤} \cdot \text{秒}}{\text{米}^2} = 0.00102 \frac{\text{克} \cdot \text{秒}}{\text{厘米}^2}$$

在英制中， μ 用雷作单位，即

$$1 \text{ 雷} = 1 \frac{\text{磅} \cdot \text{秒}}{\text{英寸}^2} = 10^6 \text{ 微雷}$$

在液压工程中，常用到动力粘度 μ 与液体密度 ρ 的比值，该比值定义为运动粘度 ν ，即

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (\text{厘米}^2/\text{秒})$$

令 $1 \frac{\text{厘米}^2}{\text{秒}} = 1 \text{ 斯〔托克斯〕} = 100 \text{ 厘斯}$

运动粘度本身无物理意义。

粘度值通常按照相对粘度的概念来进行测量。恩氏粘度（全名恩格尔粘度）是代表 200 厘米³ 的被测液体和同量蒸馏水，在 20°C 时，分别通过恩氏计上直径为 2.8 毫米的小孔流尽所需的时间之比。恩氏粘度以无因次量 $^{\circ}E$ 表示。

运动粘度与相对粘度的换算关系为

$$\nu = 7.31 \frac{^{\circ}E}{E} \quad (\text{厘斯})$$

用比例尺方法可以很方便地查到各粘度值之间的对应关系（见图1-2）。

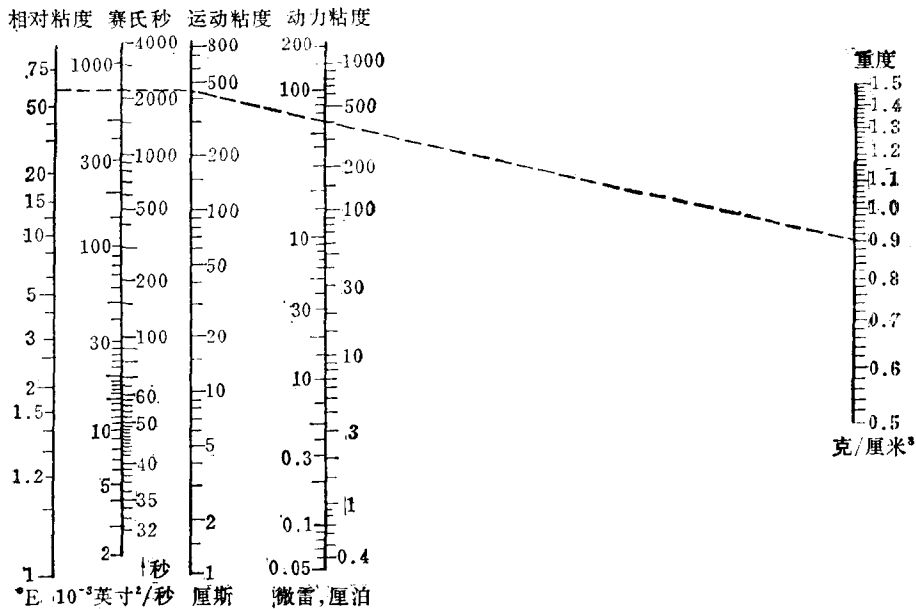


图1-2 粘度换算比例尺

航空发动机上常用的几种液体的运动粘度值见表1-3。

表1-3 几种液体的粘度和冰点表

液 体	型 号	运动粘度 ν (厘斯)	冰点(°C)
航空煤油	RP-1	20°C, 不小于1.25 -40°C, 不大于8	不低于-60
	JP-5[美]	-34.4°C, 16.5	-46
	TC-1[苏]	10°C, 1.51 50°C, 0.91	
轻柴油		10°C, 3~8 35°C, 2.5~7	-10 -35
航空液压油	YH-10	50°C, 不大于10 20°C, 不小于20 -50°C, 不大于1250	-70
	YH-12	150°C, 3.0 50°C, 12 -50°C, 1200	-70
航空润滑油	HP-8	50°C, 不小于8.3 20°C, 不大于30.0	不低于-55
	HP-20	100°C, 不大于20	不低于-18

液体的粘度受温度和压力影响，其中温度影响尤为显著。粘度随温度的升高而降低（见图1-3），其关系表示式为

$$\mu = \mu_0 e^{-\lambda_c(T-T_0)} \quad (1-8)$$

式中 μ_0 ——温度 T_0 时的液体动力粘度，已知值；

λ_c ——与液体类型和温度范围有关的特征系数 ($1/^\circ\text{C}$)。

航空液压油应具有良好的粘-温性能，即粘度随温度的变化小，且低温流动性能好。

粘度与压力的关系也可用下列经验公式表示：

$$\mu = \mu_0 e^{\alpha_e p} \quad (1-9a)$$

式中 μ_0 ——常温下的动力粘度值；

α_e ——与液体类型有关的特征系数， $\text{厘米}^2/\text{公斤}$ 。对于矿物液压油， $\alpha_e \approx 0.002 \sim 0.004 \text{厘米}^2/\text{公斤}$ 。

或者

$$\nu = \nu_0 (0.62 + 0.0005 p) \quad (1-9b)$$

式中 p ——待求粘度的液体压力值；

ν_0 ——常温下的运动粘度值。

航空液压装置常用两种液体的混合液作工质，以期得到综合的油液性能。两种液体掺混后的混合液的粘度值，可根据下列经验公式确定：

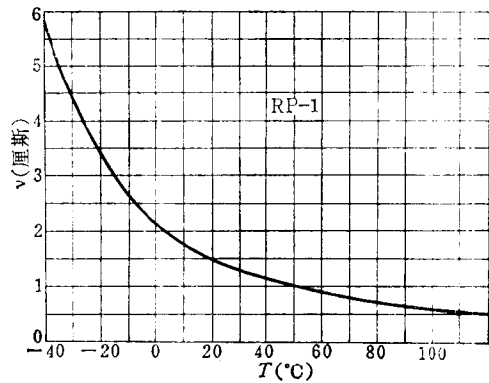


图1-3 航空煤油RP-1的粘-温特性

$$\cdot E = \frac{a \cdot E_a + b \cdot E_b - k_{ab}(\cdot E_a - \cdot E_b)}{100} \quad (1-10)$$

式中 a 、 b —— 两种液体的体积各与混合液体积的比值；

k_{ab} —— 取决于 a 、 b 值的经验系数^[2]， a 代表粘度高的液体；

$\cdot E$ —— 液体的相对粘度值。

四、液体的热力特性

(一) 比热

比热的定义是：使单位重量的液体温度升高 1°C 所需加给的热量，以 c 表示。石油基油液比热的数值可按下列经验公式^[2]求取：

$$c = \frac{1}{\gamma_{15}} (0.403 + 0.00081T) \quad (\text{千卡/公斤}\cdot\text{度})$$

式中 T —— 温度($^\circ\text{C}$)；

γ_{15} —— 15°C 时的液体重度(公斤/升)。

(二) 导热率

导热率是液体沿热流方向，在单位温度梯度下，单位时间内通过单位面积的热量，用 λ_r 表示：

$$\lambda_r = \frac{dQ_r}{dAdt \cdot \frac{dT}{dl}} \quad (1-11)$$

式中 Q_r —— 热量；

A —— 与热流方向垂直的
导热体截面积；

t —— 时间；

T —— 温度；

l —— 沿热流方向的长度。

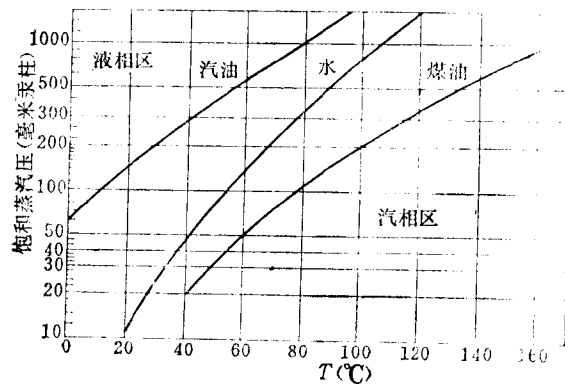


图1-4 三种液体的饱和蒸汽压随温度的变化关系

常温下的石油基油液，取^[2]

$$\lambda_r = (2.8 \sim 3.6) 10^{-7} \text{千卡/厘米}\cdot\text{秒}\cdot\text{°C}$$

(三) 饱和蒸汽压和流动点

在一定温度下，当压力降到某一数值时，油液剧烈汽化，形成大量气泡而沸腾，此压力即为饱和蒸汽压。当温度升高，饱和蒸汽压随之升高。三种液体的饱和蒸汽压随温度的变化关系见图1-4。液压装置的压力不能到达当地温度下的饱和蒸汽压压力。实际上，装置的压力还要高于气体分离压才能保持正常工作。气体分离压是溶解于液体中的气体大量析出时的压力值。气体分离压的压力值总比同种液体的饱和蒸汽压的压力值要高。

流动点是液体保持流动状态的低温极限，液体的工作温度必须远远高于这一数值。

航空液压装置的温度、压力变化范围广，对液体的要求高。一般在 $-50 \sim 180^\circ\text{C}$ 范围内，要求液体既能保持良好的流动状态，又不能出现较多的气泡。

如果环境温度相当高，则液压装置必须采取隔热和散热措施，提高效率，减少无用

的功耗，降低装置中的液体温升；视情设置必要的增压措施；改善液体本身性能，如加入添加剂，选用合适的工质等。

五、其他性质

热稳定性——液体抵抗温度升高后发生化学变化的性质。

化学安定性——液体抵抗水解变质、与空气或其他氧化物发生化学反应的能力。

相容性——不与金属容器、镀层或软管、密封件等有机物起化学作用的性能。

毒性——对人体的危害程度。

可燃性——包括闪点和燃点。闪点即液体表面蒸汽可以燃烧的最低温度；燃点即液体自燃的温度。

第三节 静止液体的压力特性

一、静液压力

静止液体即为与盛液容器间没有相对运动的液体，简称静液。当盛液容器本身相对地球处于静止，或作等速直线、加速直线运动，或绕定轴作等角速度运动时，液体均可保持静止。

由静液中任取一微元面积，此面积上总受到一种力的作用。由于液体质点间的凝聚力极小，任何垂直此面积的拉力或平行此面积的剪力，都将使液体产生运动，不符合“静止”的前提。所以，在静液的任何面积上，只承受垂直此面积的压力，称为静液压力（静压力）。

静液中的任一微元体，其受力必定平衡，即各方向的压力均相等。

静液中出现静压力的原因有两个：第一，液体的质量在加速度场中产生的质量力；第二，与液体表面接触的气、固体对液体的压迫力（表面力）。

图 1-5 所示为静止容器中的静止液体，其上部表面与活塞接触。在离表面为 h 的液体中，取微元面 A ，该面同时受上方液体的重力 F_2 和表面活塞压迫力 F_1 作用，在 A 面上引起的单位面积力为

$$p = \frac{F_1 + F_2}{A}$$

如活塞和液体的总接触面积为 A_0 ，则

$$F_1 = \frac{F_0}{A_0} A$$

液柱的重力

$$F_2 = \gamma h A$$

式中 γ ——液体重度。

由此

$$p = \frac{\frac{F_0}{A_0} A}{A} + \frac{\gamma h A}{A} = p_0 + \gamma h \quad (1-12)$$

式中 p_0 ——活塞对自由表面单位面积的压力， $p_0 = \frac{F_0}{A_0}$ 。

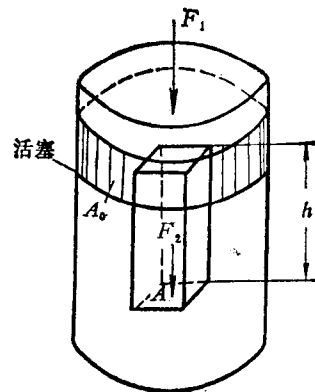


图1-5 静液压力的产生

式 (1-12) 为静止容器中的静液压力基本方程。液体单位面积上所受的力 p 称为压力, 规定每 1 公斤/厘米² 为一个工程压力。

$$1 \text{ 工程压力} = 0.9678 \text{ 标准物理大气压} = 735.6 \text{ 毫米汞柱}$$

若不计表面力, 只考虑质量力的作用, 则基本方程变为

$$p = \gamma h \quad (1-13)$$

即用自由液面下的深度来表示静液压力。自由表面下, 深度相同的各点具有相同的压力。由这些点组成的面称为等位面, 静止容器中的静液等位面是平行自由表面的一系列平面。

航空发动机液压装置的结构紧凑, 故由重力引起的压力差可以忽略不计。静液压力主要是因液压机械的元件对液体压迫所致。静液表面或内部的任何压力变化, 都将均匀地、迅速地传到静液中的各个质点上。这就是物理上著名的巴斯噶定律。

在大气压力下, 大多数测压表指针示零。故这类压力表量出的压力示值表示高出大气压力部分的压力, 称表压或相对压力, 它通常用来表示高于大气压力的压力值。表压值加当地的大气压, 称为绝对压力。

在低于一个大气压的场合, 压力用真空度表示。真空度是相对压力, 它代表低于大气压的那部分压力。绝对真空即绝对压力为零。

二、静液压力普遍微分方程及其应用

方程 (1-12) 仅适用于质量力为重力的情况。航空液压装置随飞机一起运动, 在一定条件下, 液体相对容器虽然保持静止, 但此时液体中除重力外, 还有由其他加速度引起的质量力。

如图 1-6 所示, 在静液中取一空间直角坐标系 x, y, z 。此坐标系中的液体质点 A , 由六个分别与坐标面平行的微元面包围, 微元体 $dx dy dz$ 上存在广义的质量力和表面力。令

X_F, Y_F, Z_F 表示单位质量的质量力在 x, y, z 坐标上的分量。微元体的总质量为

$$m = \rho dx dy dz$$

故三坐标上的质量力分别为

$$F_x = m X_F = \rho dx dy dz X_F$$

$$F_y = m Y_F = \rho dx dy dz Y_F$$

$$F_z = m Z_F = \rho dx dy dz Z_F$$

作用于微元体表面上的压力是作用点所在坐标位置的函数, 即

$$p = f(x, y, z)$$

在与 $yo z$ 平面平行的两个微元体表面中心取 B, C 两点, 则 BC 的连线通过质点 A , 并与 x 轴平行, 于是

$$p_b = p_A - \frac{\partial p}{\partial x} \left(\frac{1}{2} dx \right)$$

$$p_c = p_A + \frac{\partial p}{\partial x} \left(\frac{1}{2} dx \right)$$

B, C 点所在平面的表面力为

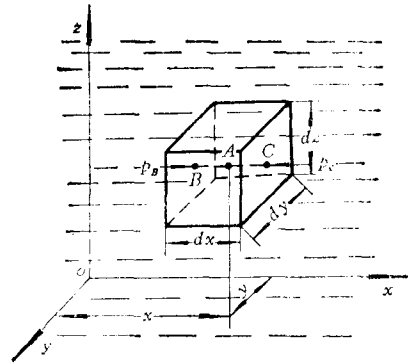


图1-6 静液中的微元体

$$F_{xB} = p_B dydz = dydz \left(p_A - \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx \right)$$

和

$$F_{xC} = p_C dydz = dydz \left(p_A + \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx \right)$$

要保持液体为静止状态，作用于微元体的外力在 x 方向要平衡，即

$$F_x + F_{xB} + F_{xC} = 0$$

或

$$\rho dx dy dz X_F + dydz \left(p_A - \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) - dydz \left(p_A + \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) = 0$$

化简后

$$\rho X_F dx - \frac{\partial p}{\partial x} dx = 0$$

同理得

$$\rho Y_F dy - \frac{\partial p}{\partial y} dy = 0$$

$$\rho Z_F dz - \frac{\partial p}{\partial z} dz = 0$$

三式相加，得

$$\rho (X_F dx + Y_F dy + Z_F dz) = \frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz$$

等号右边是静液压力 p 的全微分，以 dp 表示，得

$$dp = \rho (X_F dx + Y_F dy + Z_F dz) \quad (1-14)$$

上式即为静液压力普遍微分方程，它描述了各种质量力场中的静液压力规律。

当 $p = \text{常数}$ 时， $dp = 0$ ，则

$$X_F dx + Y_F dy + Z_F dz = 0$$

为静液中的等压面方程。

普遍微分方程可用以求解各种类型的静液压力问题，现举例说明其在工程上的应用。

例1-1 求纯重力作用的静液压力

解 质量力只沿铅垂轴 z 起作用，即

$$X_F = 0, Y_F = 0, Z_F = -g$$

按式 (1-14)，得

$$dp = -\rho g dz$$

积分后，得

$$p = -\gamma z + C$$

积分常数 C 由边界条件确定，令坐标原点取在自由表面上，即 $z = 0$ 时， $p = p_0$ ，则

$$C = p_0$$

于是

$$p = p_0 - \gamma z$$

由于液面下的任何点的 z 坐标均为负值，则液面下 $z = -h$ 处的静液压力为

$$p = p_0 + \gamma h$$

上式即为前述静止容器中的静液压力基本方程。或者说，静液基本方程是普遍微分方程

的一个特例。

例1-2 飞行器以等加速度 a 与铅垂线成 θ 角向上飞行 (见图 1-7)。当飞行器直立时, 油箱中液面高 l , 液面上作用有恒压 p_0 。求箱中静液压力分布规律, 箱底中心处的压力以及自由表面对水平面的倾斜角。

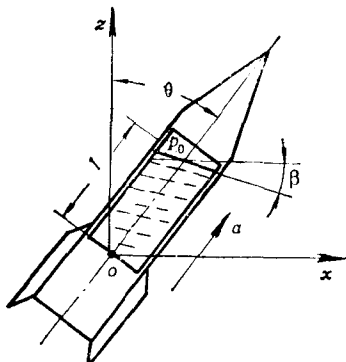


图1-7 作等加速度运动的容器

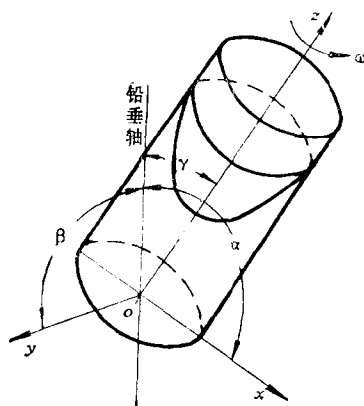


图1-8 作等角速度旋转的容器

解 将箱底中心取为坐标原点。令飞行轨迹在 xoz 平面上, 则单位质量力在三坐标上的分量为

$$X_F = -a \sin \theta, \quad Y_F = 0, \quad Z_F = -g - a \cos \theta$$

则

$$dp = -\rho a \sin \theta dx - \rho(a \cos \theta + g) dz$$

$$p = -\rho a \sin \theta x - \rho(a \cos \theta + g)z + C$$

当 $x = l \sin \theta$, $z = l \cos \theta$ 时, $p = p_0$ 。

于是积分常数为

$$C = p_0 + \rho a l + \rho g l \cos \theta$$

最后得

$$p = p_0 + \rho a (l - x \sin \theta - z \cos \theta) + \rho g (l \cos \theta - z)$$

将箱底中心坐标 $x = 0$, $z = 0$ 代入, 即得箱底中心压力为

$$p = p_0 + \rho l (a + g \cos \theta)$$

取 $dp = 0$, 得到等压面方程为

$$-\rho a \sin \theta dx - \rho(a \cos \theta + g) dz = 0$$

自由液面也是等压面, 它与水平面的夹角为

$$\beta = \arctg \frac{dz}{dx} = \arctg \frac{-a \sin \theta}{a \cos \theta + g}$$

如飞行器作铅垂方向的等加速飞行, 则 $\theta = 0^\circ$, 箱底压力为

$$p = p_0 + \rho(a + g) = p_0 + \gamma l \left(1 + \frac{a}{g} \right)$$

而

$$\beta = 0^\circ$$

即自由液面为水平面。

例1-3 求重力加速度与绕定轴等角速度旋转的综合质量力作用下的静液压力 (见图1-8)。

解 在绕定轴作等角速度旋转的液体中, 液体在重力和离心惯性力作用下产生静液压力。取容器底中心为坐标原点, 转轴即为 z 轴。坐标 x 、 y 、 z 与铅垂线的夹角分别为 α 、 β 、 γ , 则任意点 (坐标为 x 、 y 、 z) 处的单位质量力为

$$X_F = \omega^2 x + g \cos \alpha, \quad Y_F = \omega^2 y + g \cos \beta, \quad Z_F = -g \cos \gamma$$

式中 ω ——角速度。

代入式 (1-14), 得

$$dp = \rho [(\omega^2 x + g \cos \alpha) dx + (\omega^2 y + g \cos \beta) dy - g \cos \gamma dz]$$

积分后, 得

$$p = \rho \left(\frac{\omega^2 x^2}{2} + g x \cos \alpha + \frac{\omega^2 y^2}{2} + g y \cos \beta - g z \cos \gamma \right) + C \quad (1-15)$$

积分常数 C 由边界条件确定。下面根据具体的结构来确定静液压力方程。

液体跟随容器绕铅垂轴旋转, 容器半径为 R , 中心通大气。此时, $\gamma = 0^\circ$, $\alpha = \beta = 90^\circ$, 将坐标原点取在箱顶中心, 箱中充满液体, 应用式 (1-15), 可得

$$p = \rho \left(-\frac{\omega^2 x^2}{2} + \frac{\omega^2 y^2}{2} - g z \right) + C = \rho \left(-\frac{\omega^2 R^2}{2} - g z \right) + C$$

$$x^2 + y^2 = R^2$$

当 $R = 0$, $z = 0$ 时, $p = p_0$, 则 $C = p_0$ 。于是

$$p = p_0 + \rho \frac{\omega^2 R^2}{2} - \rho g z$$

若不计重力影响, 则

$$p = p_0 + \frac{\omega^2 R^2}{2} \quad (1-16)$$

式 (1-16) 表明, 旋转容器中的液体静压力与液体所在的半径 R 的平方成正比, 与角速度 ω 的平方成正比, 静液压力从中心到器壁按二次抛物线的规律分布

(见图 1-9)。由于液体压力的测量比较方便, 这一原理曾被用在航空发动机最大转速限制器、压气机防喘装置等处, 测量发动机的转速。但从式 (1-16) 可以看出, 静液压力 p 与液体密度 ρ 有关。不同的油液, 或同一油液在不同温度下, ρ 值不同。因而温度变化会给上述控制带来误差, 故此原理只可用在控制精度要求不高的场合。

一定体积的物体放在静止容器内的静液中, 其顶部和底部处在不同的深度上, 受到不同的静液压力作用。上、下面压差使该物体受到一个向上的作用力, 即**浮力**。同样, 在离心力作用下的静液中的物体, 其内、外侧面由于所处半径不同, 也受到不同的液压力作用。此压差对物体产生一个向内径方向的作用力, 这也是一种浮力。例如, 在某型发动机上, 将测量转速的飞重块浸在旋转的液体中, 利用作用在飞重块上的径向浮力随温度变化的特点, 来补偿转速调节器调节精度受温度的影响, 从而改善了调节精度。

三、静止液体对固体壁面的作用力

在分析和设计液压装置时, 经常碰到计算与液体接触的固体壁面所受到的液压作用力的问题。如图 1-10 所示, 油压力 p 作用在活塞左端面上, 活塞受得向右的液压作用力为

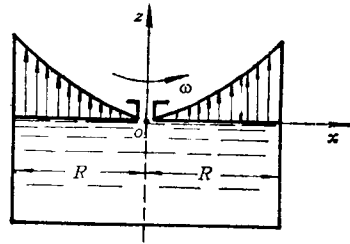


图1-9 绕铅垂轴等角速度旋转的容器

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

式中 d —— 活塞直径。

上述计算是很简单的。因为活塞端面上的压力 p 的数值认为不变, 又承压面为平面, 所以压力的方向恒定。

图 1-11 所示系钢球卸压活门。球体上部和下部分别与不同的压力 p_1 、 p_2 接触, 承压面为球面。根据液压作用力的性质, 在压力垂直作用面上, 如果不考虑重力, 则压力 p 可看作常数。但球面上各点压力作用方向不同, 因此计算液压作用力时, 不能直接将压力与作用面积相乘。现以半球面为例分析该面承受的作用力 (见图 1-12)。

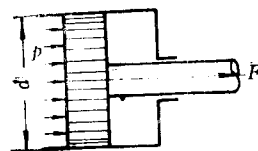


图 1-10 活塞端面上的液压作用力

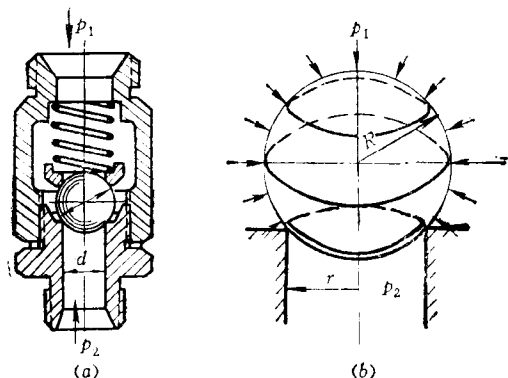


图 1-11 钢球活门

(a) 卸压活门结构; (b) 球体受力分析。

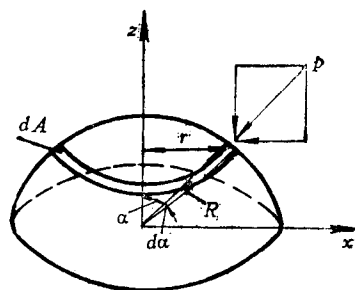


图 1-12 半球面承受液压力的情况

取坐标如图, 截取高度为 dz 、底面与 z 轴垂直的微元球台。作用在球面上的垂直向下的液压作用力为

$$dF = p dA \cos \alpha$$

式中 dA —— 微元球台侧面面积;

α —— 微元球面上一点与球心的连线 R (球半径) 同 z 轴的夹角。

由于

$$dA = 2\pi r dl$$

而

$$dl = R d\alpha$$

和

$$r = R \sin \alpha$$

故

$$dF = 2\pi p R^2 \sin \alpha \cos \alpha d\alpha$$

上半球面承受的全部向下的液压作用力为

$$F = \int dF = \int_0^{\frac{\pi}{2}} 2\pi p R^2 \sin \alpha \cos \alpha d\alpha = \pi p R^2$$

上述曲面受力的计算结果相当于恒定压力 p 作用在半球面的水平投影面 (πR^2) 上。由于这一结果具有普遍的意义, 故凡等压作用的曲面承受的液压作用力, 均可直接按该曲面在所求力的垂直方向的投影平面进行计算, 而不必考虑力的方向。

图 1-11 中钢球的上部是由恒压 p_1 作用的大半个球面, 其水平投影面积仍为 πR^2 (见

图 1-11 (b)]。但其中活门孔截面积 πr^2 以外的环形部分, 是上、下两部分对应球面的重叠投影, 这两部分球面所受的液压作用力刚好相互抵消。这样, 上部实际压力作用面的投影面便是 πr^2 , 与下部压力作用面的投影一样。这一结论可以推及其他曲面, 即从曲面的实际投影面中扣除成对重叠的投影面后, 剩余部分即为计算液压作用力的有效投影面积。因此, 曲面受力计算就变得简单了。

求液压作用力的另一类情况是承压面受变化的压力作用, 这在液压装置中常可遇到。例如由质量力引起的静压力均随位置而改变。此时需根据压力的变化规律和承压面的情况, 用积分法计算作用力。

例 1-4 方形油腔壳体, 腔内压力为 p_1 , 壳体由上盖密封, 盖与壳体接触面宽度为 b , 壳体外围边长为 l , 壳体外部压力为零。在接触面间, 压力沿宽度按直线规律从 p_1 降为零。试求连接壳体和盖的八只螺栓各承受的力 (见图 1-13)。

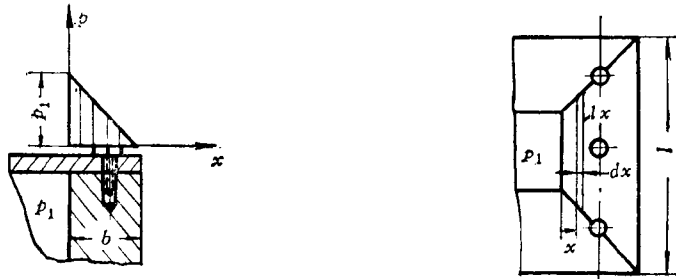


图 1-13 受变压力作用的方环形密封面

解 将壳体和盖的方环形接触面分成四块等腰梯形, 取出其中一块分析。可见这是一种变压力、变面积的液压作用力计算。取坐标如图, 压力沿宽度分布的关系式为

$$p_x = \frac{b-x}{b} p_1$$

梯形腰宽关系式为

$$l_x = 2 \left(\frac{l-b}{b} x + b \right)$$

在离内孔边为 x 处, 取宽度为 dx 的微元梯形面积。该面积上的液压作用力为

$$\begin{aligned} dF &= p_x l_x dx = p_1 \frac{b-x}{b} \times 2 \left(\frac{l-b}{b} x + b \right) dx \\ &= 2 p_1 \left[-\frac{l-b}{b^2} x^2 + \left(\frac{l}{b} - 2 \right) x + b \right] dx \end{aligned}$$

整个接触面上的液压作用力为

$$\begin{aligned} F &= 4 \int_0^b dF = 4 \int_0^b 2 p_1 \left[-\frac{l-b}{b^2} x^2 + \left(\frac{l}{b} - 2 \right) x + b \right] dx \\ &= \frac{4}{3} p_1 b (l_1 + 2b) \end{aligned}$$

最后求得每只螺栓受力为 $F/8$ 。