

飞机液压装置的 计算和结构

[苏联] T. M. 巴什塔 著



国防工业出版社

飞机液压装置的計算和結構

(第三次增訂本)

[苏联] T. M. 巴 什 塔 著

顾 瑞 龙 譯

聶亚雷 張炳瀛 校

国防工业出版社

1966

內 容 簡 介

本书介绍液压系统各种部件和装置的结构、计算和特性分析。主要内容包括各种类型的液压马达、油泵、作动筒、分配装置、安全装置、流量调节器、随动装置、密封、过滤器和其他辅助装置等。

本书的特点是叙述比较全面,由浅入深;内容比较丰富。对液压技术中的基础问题有比较详细的阐述,如对工作液体基本特性的介绍就占全书篇幅的十分之一以上。对一些重要元件的叙述,则有全面、深入、理论和实际结合的特点,如对油泵、液压马达、各种阀类、随动系统的叙述等都是这样。对附件的叙述,内容也比较丰富,如密封、过滤器等几章收集了各工业先进国家最近几年的资料,这是其他书籍少见的。

本书可供工厂、研究机关中从事液压传动的工作人员和大专院校师生参考。

РАСЧЕТЫ И КОНСТРУКЦИИ
САМОЛЕТНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ

〔苏联〕Т. М. Башра

ОБОРОНГИЗ 1961

飞机液压装置的计算和结构

顾瑞龙 译

蒋亚雷 张炳源 校

国防工业出版社 出版

北京市书刊出版业营业许可证出字第 074 号

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

国防工业出版社印刷厂印装

787×1092 1/16 印张 215/8 505 千字

1966 年 3 月第一版 1966 年 3 月第一次印刷 印数: 0,001—2,150 册

统一书号: 15034·1035 定价: (科六) 2.70 元

目 录

緒論	5
----------	---

第一章 工作液体及其基本特性

液体的重度、可压缩性和粘度	13
約定粘度单位	15
液体粘度是温度的函数	17
液体粘度是压力的函数	18
油的机械强度和化学安定性	19
油的挤压	20
空气和气体在液体中的溶解	21
空气和液体的混合液	22
未溶于液体中的空气对液压系流	
工作的影响	25
合成液体的应用	29
液压冲量的传递速度	30
液压冲击	30
液柱的液动压力	31
导管水力学的基本概念	32
液体的局部压力损失	35
液体在窄缝(毛细缝)中的流动	39
毛细缝的阻塞现象	50

第二章 油泵和液压马达

旋轉附件理論的基本問題	52
液体可压缩性和油泵零件彈性变形对	
泄漏量的影响	54
液压附件的供油量和功率	56
柱塞式油泵和馬达	65
徑向柱塞泵和液压馬达	66
产生在附件中的力	67
活塞的运动学和动力学	70
油泵的供油量	72
徑向柱塞泵和馬达的結構	74
軸向柱塞式油泵和液压馬达	79
活塞的运动速度	82
活塞运动的加速度	82
油泵的供油量	83

端面配油油泵的气穴現象特性	84
理論功率和扭矩	85
作用在支承-配油盘和油缸体端接	
間隙中的力	86
减少滑动副磨損的結構措施	90
空間型油泵和馬达的常見結構	91
旋板(叶片)式油泵	101
齒輪泵	103
齒輪泵的供油量	103
齒輪泵中的功率損失	106
作用在齒輪泵軸承上的載荷	111
液体在齿谷中的压缩	114
液流的脉动	117
用在飞机中的齒輪泵結構	118
齒輪式液压馬达	121
齒輪泵的設計問題	122
多級油泵和多齒輪油泵	123
油泵的卸荷	124
变量油泵系統	131

第三章 旋轉作用的液压传动

傳动速度的容积調节	139
液压傳动的效率	142
等速度液压傳动	144
差动型傳动	145
液压差动傳动	147

第四章 动力作动筒

直線运动的动力作动筒	149
在行程末端带有阻尼裝置的作动筒	150
高压作动筒的强度計算	153
动力作动筒活塞定位用的机械鎖	154
迴轉运动的液动机(动力作动筒)	155

第五章 分配裝置

轉閥式分配裝置	157
---------------	-----

滑閥式分配裝置	158
摩擦力和柱塞的液压“卡死”	160
滑閥中的液流液动力(反作用力)	169
带伺服作用的滑閥分配器	174
带电傳动的滑閥	177
对圆柱形滑閥結構和制造的要求	180
平面滑閥	180
分配閥裝置	182
带射流管的分配裝置(继动器)	187
安全閥和减压閥	191
安全閥的計算	192
液流液动力对閥的作用	195
带伺服作用的安全閥	197
差动閥	198
杆型安全閥	200
恒压减压閥	202
节流裝置	203
等流量节流裝置(調节器)	205
远控液压裝置	209
輔助附件和裝置	213
液压气动蓄压器	222
液压气动蓄压器中空气的压缩和 膨胀过程	224
液压气动蓄压器工作参数的选择	225
液压气动蓄压器的强度計算	227
液压系統和附件的試驗	228

第六章 液压随动裝置

变量油泵原理图	233
在駕駛杆上模拟舵面“感觉”的裝置	234
带迴轉式和旋轉式液动机的系統	236
变量泵系統	238
液压随动系統的灵敏度和精度	240
不同因素对系統灵敏度的影响	244
系統的快速性	245
液压随动系統的稳定性	247
影响系統稳定性的因素	247
提高液压助力器稳定性的方法	249
带阶梯形通口的滑閥	250

振动能量的阻尼	251
液压助力器在飞机中的布置方法	256
应急裝置	256
液压助力器的試驗	260

第七章 密封裝置

縫隙密封	264
彈性金屬漲圈密封	264
可动联接的皮碗密封	268
矩形截面的橡皮圈密封	270
圓形截面的橡皮圈密封	273
各种因素对密封圈寿命的影响	278
密封圈和槽尺寸的确定	281
密封圈失去接触压力的原因	283
旋轉联接的密封	285
徑向型密封	285
端面型密封	293
固定端接(联接)密封	305
柔性隔离器的密封	307
用于高温工作条件的密封	307

第八章 导管和輔助附件

提高导管耐久性的方法	312
关于采用导管的建議	315
软管	317
导管的迴轉联接和彈性联接	319
油箱	321

第九章 液体的过滤

过滤方法	323
沾污微粒的測量	324
过滤理論的基本問題	325
常用的过滤器型式	327
过滤原理图	341
过滤器实际計算公式	342
过滤器特性的繪制	343
参考文献	345

緒 論

液压在飞机装备中的作用

在不同形式的飞机輔助动力系統中，应用最广的是电气系統和液压（靜液式）系統。

現在，这两种系統在飞机上的应用范围已明确划定：液压系統基本上用在动力裝置及傳动裝置（飞机的“肌肉”）中，而电气系統則用在指揮裝置（飞机的“神經”系統）中。

在現代飞机上，液压裝置应用范围很广：用于飞机操纵系統中；用于收放起落架、机翼的襟翼、各种魚鱗板及艙門等；用于操纵前輪；用于空气动力制動及机輪的刹車系統中；用于雷达装备、武器装备中等。

在飞机上，液压傳动获得广泛应用的原因，主要是它的外形尺寸較小，重量較輕。如現代液压旋轉馬达的外形尺寸，仅为同功率电机外形尺寸的 12~13%；液压泵和馬达的重量，仅为同功率类似用途的电气元件重量的 10~20%。譬如，轉速为每分钟 2500~3000 轉及压力为 200~250 公斤/厘米²的液压泵，它的每 1 瓩功率的重量不超过 0.20 公斤，而現代发电机每 1 瓩功率的重量是 1.5~2.0 公斤。

应该指出，上述液压附件的重量值及体积值（外形尺寸）并不是极限的。

除上述优点以外，迴轉（旋轉）作用的液动机和同功率的电动机相比，其輸出軸的扭矩和轉子慣性矩的比值較高。

實踐証明，电动机的慣性矩平均占其所傳动的机构的总慣性矩的 50% 以上，而对帶迴轉式液压馬达的系統来讲，該值一般不超过 5%。

由于液压附件的慣性比电气附件的小，所以在完成指揮信号时有較高的加速性能和較小的迟滯時間。这对快速随动机构，尤其对飞机操纵傳动是特別重要的。

旋轉作用液压馬达的慣性质量，不超过同功率电动机的 10%。应该指出，起動中等功率的电机需要一秒到几秒（这取决于电机的尺寸及裝置），而同功率的液压馬达的起動時間不超过 0.1 秒。試驗表明，在功率为 5 馬力的旋轉液压馬达反向时，用于反向并使反方向速度达到 2500 轉/分所需時間仅为 0.03~0.04 秒。至于直綫运动的液压傳动，其所需時間为带电机的类似傳动所需時間的几十分之一，在个别情况下为几百分之一。

液压系統的优点尚有輸出速度可能不間断（无級）調节，可能有較高程度的減速，运动平稳、均匀并稳定，寿命长，效率高等。除此以外，这种系統在結構上易于防止过载，能保証自振的阻尼。同时，其制造亦简单。

液压系統重要的性能还在于，不論单个参数，如压力、旋轉速度、液体容积的改变、反向等控制，或是参数組合的控制都很简单。此外，液压系統可使傳动附件停止在給定範圍內任一中間位置上。

液动机的載荷特性的衡定性（剛度）与电动机不同。这一点可由在不同的旋轉速度、

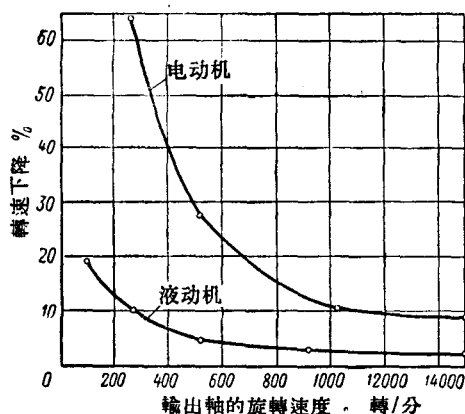


图1 液动机和直流电动机输出軸旋轉穩定性圖

但是，在傳遞能量方便程度及指揮傳遞快速性方面，液壓系統比電氣系統差。因此，在很多情況下，採用綜合的電氣液壓系統更為合理，在這種系統中可以利用電氣的優點及液壓的上述優點。利用電能來傳遞液壓分配裝置，可以使這些裝置安裝在飛機座艙外，還可將油泵安置於靠近消耗液壓能的附件附近。此外，在液壓隨動系統中，利用電氣可以補償其特性的某些限制。

應該指出，在壓力為 280 公斤/厘米^2 或更高時，液壓系統中帶液體的導管重量將比傳遞同樣功率的電線的重量還輕。

上列的優越性可使設計師在飛機中廣泛地採用液壓系統。某些類型飛機尺寸的增大，以及飛行速度的提高，就要求採用比目前更為強有力的液壓伺服機構（液壓放大器），以便在空中及地面上操縱飛機。與此同時，對這些系統的可靠性及安全性的要求也大大提高了。

由於航空技術日趨複雜，對飛機液壓裝置的要求提高了。譬如，在飛機飛行時，由於結構的空氣動力加熱及航空發動機發散的热量，超音速飛機的液壓系統必須在高溫的條件下工作。

經驗證明，在夏天靠近地面作音速飛行時，飛機蒙皮溫度可達 100°C ；而速度再提高一倍時，則溫度達 200°C ●。

在高空作高速飛行時，飛機蒙皮的溫度將因周圍介質溫度較低而稍低於上述值。但即使在此種條件下，溫度值仍較高。譬如，在 12000 米高空，白天溫度為 -50°C 以下，當飛行速度為音速的 1.5 倍時，飛機蒙皮溫度達 $+60^\circ\text{C}$ ；當速度為兩倍或三倍音速時，溫度相應地提高到 $150\sim 370^\circ\text{C}$ 。除了由於空氣動力加熱產生的热量，在飛機的某些部分還附加有航空發動機發散的热量（在發動機的表面溫度達到 $175\sim 400^\circ\text{C}$ ）以及液壓附件本身發散

負載下原動機輸出軸轉速下降變化曲線（圖1）來加以證明。與電動機不同，液動機可以在時間上無限制地以最低速度工作，同時保持給定的角速度和載荷關係特性不變。在液動機內，除因液體的泄漏及摩擦而損失的不大的一部分能量以外，全部輸入能量都轉為有效功。

液壓傳動及裝備具有可靠和壽命長的特點（油泵和液動機的工作期限在有載荷工作下達 $5000\sim 10000$ 小時）。

此外，液壓傳動可以由熟練程度較低的人員來操作，並能在任何氣候條件下工作；液壓系統具有良好的反向性能。

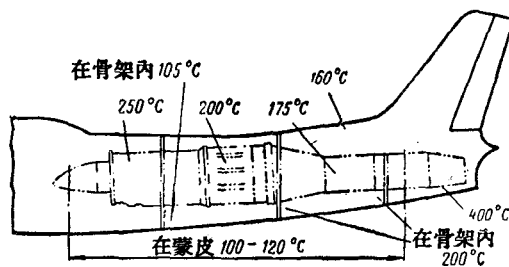


图2 在飛行速度為1.5M時溫度分布的示意圖

● Aircraft Engineering, July, 1953. Journal of the Society of Automotive Engineers, August, 1953.

的热量。因此，现代快速飞机的液压附件是在高温条件下工作的。这在飞行速度相当于一倍半音速时飞机温度分布示意图中可以看出（图2）。

随着飞行速度的增高及采用更大功率的发动机，液压系统的温度工作条件更加恶化。这从在气流滞止点温度升高 ΔT 的已知公式中看得很清楚：

$$\frac{\Delta T}{T} = 0.2M,$$

式中 T ——周围介质的绝对温度；

M ——飞行 M 数。

可以设想，随着飞行速度的增加，飞行器蒙皮的温度在最近几年内将达到 500°C 。

试验表明，在高温下密封件及液压附件工作液体的分子链首先破坏。因此，寻找适用于高温下工作的新型密封件和新工作液的研究就显得迫切了。在这些温度条件下也必须用新的滤油材料，因为在高于 130°C 时纸质滤油器被破坏（粘连过滤介质的成分被冲洗掉）。需要有新的轻合金来制造液压附件的壳体，同样也要求有导管、弹簧等零件的新材料。此外，在高温条件下现有的节流装置特性的稳定性被破坏，油泵的工作恶化等。所以有必要改善液压附件的结构。

飞机静压传动工作原理

飞机制造业中的液压传动是属于静压（容积）式的附件，其特征为主动环节和被动环节之间实际是刚性联系，这种联系为液体的高容积弹性模数所保证。

图3所示即为此类传动的原理图，图中有两个被活塞封闭、并以导管相联的筒式容器：容器1是油泵，而容器2为液动机。在这个原理图内有任何液压系统图都具备的基本工作元件。

显然，在容器1和容器2完全密封及液体实际不可压缩的情况下，活塞 a_1 及 a_2 的位移可以用它们所经过的体积恒等方程式来表示：

$$h_1 f_1 = h_2 f_2, \quad (1)$$

式中 h_1, h_2, f_1 和 f_2 ——相应为活塞 a_1 和 a_2 的位移及面积。

根据方程式（1）可得以下诸式：

$$\frac{h_2}{h_1} = \frac{f_1}{f_2} = \frac{d_1^2}{d_2^2}; \quad (2)$$

$$h_2 = h_1 \frac{f_1}{f_2} = h_1 \frac{d_1^2}{d_2^2}. \quad (3)$$

忽略液压阻力及活塞 a_1 及 a_2 的摩擦可得：

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{p f_2}{p f_1} = \frac{d_2^2}{d_1^2}; \quad (4)$$

$$P_2 = P_1 \frac{f_2}{f_1} = P_1 \frac{d_2^2}{d_1^2}, \quad (5)$$

式中 p ——容器中液体的单位压力；

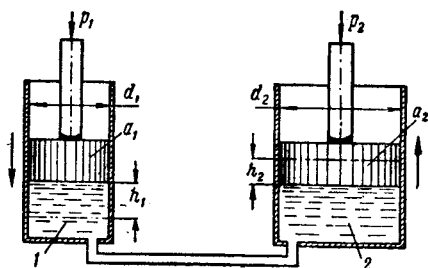


图3 液压传动原理图

P_1 和 P_2 ——液体在活塞 a_1 及 a_2 上的静压力的作用力。

假定，活塞 a_1 移动行程 h_1 值所经历时间为 t ，即可求得活塞运动速度：

$$U_1 = \frac{h_1}{t}, \quad (6)$$

液体压力在活塞上的作用力 P_1 乘以其运动速度 U_1 即得功率公式：

$$W = P_1 U_1 = p f_1 U_1, \quad (7)$$

式中 U_1 ——活塞 a_1 的运动速度。

考虑到 $U_1 f_1$ 表示液体流量 Q ，并经过换算使功率公式以通用的单位表示，即得

$$N = \frac{pQ}{7500} (\text{馬力}), \quad (8)$$

式中 Q ——液体流量（工作元件所经过的体积）或几何供油量（厘米³/秒）；

p ——液体压力（公斤/厘米²）。

从图 3 的原理图可见，所得诸式在容器 2 作为泵，容器 1 作为液动机的情况下也是正确的，即上述的静压系统是可逆的。这种可逆性对旋转作用的液压系统是重要的，在这些系统中可以利用结构相同的附件分别作为油泵和液动机。

每一飞机液压系统根据用途不同，都是由这些或那些附件组成的，附件结构之多是无法——全部描述的。但是，它们的工作原理是共同的，即用液体以流量和压力的形式传递位能，并借助于适当的机构（液动机）变为机械能。

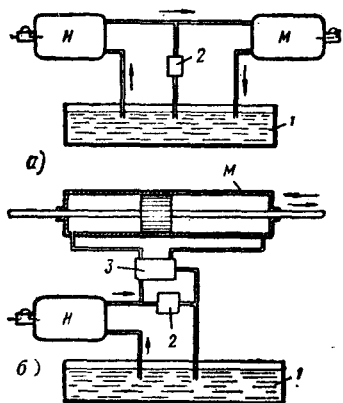


图 4 旋转 (a) 和往复 (b) 运动的液压传动原理图

原理图 4 为液压传动最简单的形式，它由彼此用导管或油腔联通的油泵 H 、液压马达（液动机） M 、油箱 1 以及限制液体压力超过规定值的安全阀 2 组成。油泵从油箱中吸油并供油到液动机，液动机可以是旋转运动的（见图 4 a），也可以是直线往复运动的（见图 4 b）。

在第二个系统（图 4 b）中有一个分配装置，用它来改变从油泵 H 到液动机（动力作动筒） M 的油液流通的方向，也就是改变动力活塞运动的方向（反向）。

显然，在附件绝对密封及油液不可压缩的前提下，液动机应该以一定速度旋转（或移动），以使由油泵供给的液体通过工作腔流走。因此，在上述假定的条件下，得到油泵和液动机间的刚性运动学联系。譬如，对旋转运动的传动系统而言，可以与一般的皮带轮传动相比拟，其差别在于主动（油泵 H ）和被动（马达 M ）环节间的联系是液体的压缩作用。

油泵和液动机间的运动学联系是基于油液的实际不可压缩性及其液流的连续性的。在液体没有泄漏的条件下，可用下式表示：

$$Q_n = Q_m = U_n f_n = U_m f_m, \quad (9)$$

式中 Q_n 及 Q_m ——在单位时间内油泵及液动机工作环节所经过的理论体积；

U_n 及 U_m ——这些工作环节的线速度；

f_n 及 f_m ——工作环节的截面积。

为使被动环节的运动反向并调速，即改变油液流向及流量值，可以采用专门的分配装置和调节（节流）装置，或采用可调流量（供油量）的泵。

由带节流调节的直线运动传动的原理图（如图5所示）可见，借助于分配阀（开关）5及节流阀2，既可改变动力活塞的方向，又可改变其速度。用来调节液体流量的节流阀可以放在压力油路（见图5a）中，也可放在回油路（见图5b）中。由油泵供给的剩余液体在调节速度时经安全阀6溢流。

以下将把联结油箱和油泵的导管段叫作吸油路；联结油泵和动力作动筒（液动机）工作油腔的导管段叫作压力（工作）油路；在活塞作用下引导油液从油缸进入油箱的导管段叫作回油路。显然，从分配器到作动筒的两段油路，根据活塞运动方向的改变，轮流为回油路或压力油路。

带气压液体蓄压器8及油泵自动卸荷阀10（见图5b）的原理图获得广泛的应用，这些原理图应用在操纵起落架、降落襟翼等系统中。当气压液体蓄压器8中的

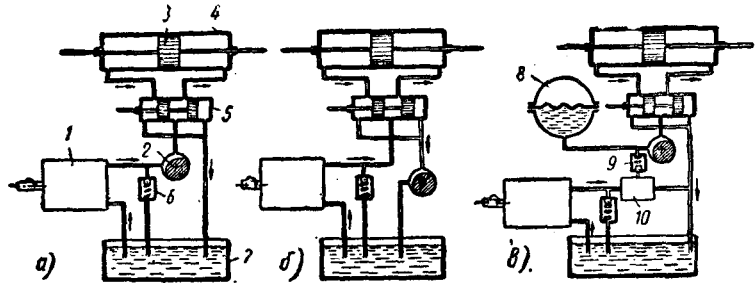


图5 带节流调节的液压系统原理图

压力升到所需值时，卸荷阀10自动地将油泵1接通油箱7；此时作动筒由蓄压器供油。为使油泵与蓄压器分隔，采用了单向（封闭）阀9。系统中尚有安全阀6。动力作动筒4的活塞3的运动反向用分配装置5实现。

液体压力值的选择

在原则上，容积式油泵能无限地发展高压，但是实际上，压力值为承受液体压力负荷的油泵零件的强度特性及油泵的密封性所限制。

从式(8)得出，提高液压传动系统中的液体压力，可以在保持或稍微增加外形尺寸及重量的情况下提高功率，或在同样功率情况下减小其外形尺寸。

由于功率是正比于压力，所以压力值实际上是在不断地提高。譬如，在一些国家中飞机液压系统的压力，在1935~1940年期间从56增到150公斤/厘米²，直到1948年还停留在这个水平上；从1948年到1954年压力升高到210公斤/厘米²，目前则到达280公斤/厘米²。

关于用压力高于200公斤/厘米²的液压系统来降低重量的合理性的问题，到现在为止还是有争论的，因为曾认为提高压力将引起液压系统可靠性的降低。但是，实践证明，210~280公斤/厘米²的压力无论在生产中，或是在使用中均未引起任何麻烦。压力为280公斤/厘米²的系统的飞机的使用经验肯定了其可靠性^①。甚至很多专家，其中包括本书作者，认为提高压力能增加液压系统的可靠性，因为由于系统各组成部分外形尺寸缩小，减低了它们受损害的可能性。

同样也曾假定过，随着压力的提高增加了着火的危险性，因为导管可能破裂及附件密封性可能被破坏。但是用光孔直径约为 0.2 毫米的导管试验表明，假如相应于较低压力（140 公斤/厘米²以下）的液体低速流动的情况下，可以用喷灯的火焰移近流出液柱将液体点燃，而在相应于压力为 280 公斤/厘米²的液流速度的情况下，用同样的方法不能点燃液体；只要将火源（灯的火焰）拿开，流束的燃烧就停止。精确估价在提高压力后所得减轻重量的好处是不可能的。但是，当压力从 140 公斤/厘米²提高到 210 公斤/厘米²时，液压系统的重量减轻了 6~8%；当压力从 210 增加到 280 公斤/厘米²时，重量减轻了 12~16%。譬如，某一飞机的设计经验表明，当压力从 175 公斤/厘米²增到 280 公斤/厘米²时，液压系统的重量从 382 降低到 306 公斤，而且液压油箱、导管及液体的重量从 139 公斤降到 110 公斤；主起落架动力作动筒的重量从 24.3 降到 14 公斤[●]。

图 6 所示为飞机液压系统改为高压时重量减轻的特性曲线。

采用高压液压系统的优点之一是在制造动力作动筒及其它小直径圆柱形零件时，充分利用了优质钢的强度。因为圆柱体的重量反比于筒壁的允许应力值，所以筒壁的截面在采用优质钢时可以减小；此时以重量特性而论，这种附件将能和由轻合金制成的附件相竞争，轻合金因其抗疲劳应力的性能较低，最好不采用。

应该指出，对现有制造液压系统组成附件的材料来说，由增加压力引起的重量下降有一极限。因为在继续增加压力时，由于必须增加这些组成附件的壁厚而使液压系统的重量增加。

作为图解说明，图 7 所示为飞机液压系统重量和系统工作压力压力关系的计算图。

显然，对于强度更高的材料来讲，与系统最小重量相适应的曲线转折点将移到更高的压力区。

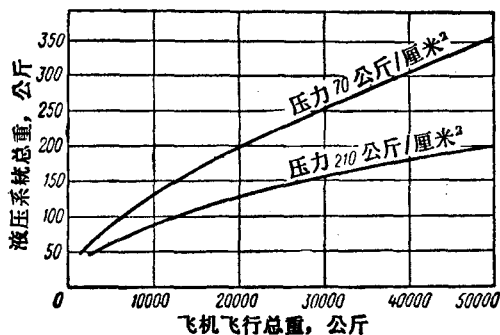


图 6 液压系统重量和压力的关系

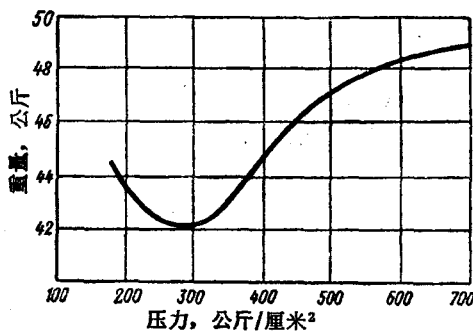


图 7 液压系统重量和压力关系曲线

高压不仅在飞机制造业中被采用，而且在机械制造业的许多其他部门中被采用。

由于液压系统压力的提高，产生了解决一系列新问题的必要性。压力的增加首先引起提高液压附件的零件强度和刚度的必要性，因为否则会不可允许地增加结构间隙而引起液体泄漏的增加。

零件的刚度不足，特别是滑阀式分配器或别的柱塞式附件的滑阀壳体刚度不足，能引起柱塞卡死或在它移动时增加摩擦力。因为滑阀壳体截面一般是任意形状的，装柱塞的筒

● 见 8 页注解。

壁的厚度也不同。显然,在这种情况下,由于工作液体高压作用引起筒的弹性变形将不是均匀的。柱塞孔可能变形,以致在某一段間隙增加,而在另一段則减小,因此滑閥的柱塞可能在筒中卡死。

导管、液体及液压系統的其他組成部分的弹性会影响系統在高压下的工作。这种弹性能引起压力的脉动及失去系統稳定性,同样能降低油泵容积特性。

油泵旋轉速度及液体的气穴現象

容积式油泵的供油量在一定限度內正比于其轉速,所以在同样供油量情况下,提高轉速能减小油泵的重量和外形尺寸。因此,一般采用高轉速油泵,其轉速在个别情况下达到 9000~12000轉/分。但是,随着油泵轉速的提高,增大了产生气穴現象的危險——从液体中分离出蒸汽及空气(液体局部沸騰),这是由于液流的局部压降及随后在高压区产生的蒸汽凝結所造成的,因而液流的連續性被破坏。随着气穴現象的出現油泵的供油量下降,产生油液的乳化,而采用帶滑閥分配器的油泵时,压力油路中便产生剧烈的压力頻率振动及油泵軸承上的冲击載荷,而使油泵过早損坏。

还应该指出,成滴液体內部的抗張应力是极小的;譬如,在实际条件下,油液的破裂应力在长久載荷下不超过 0.004 公斤/厘米^2 。因此,一般认为液体上的拉应力不存在。

气穴現象是在被吸入液体的液流的压力下降到相当于在該溫度下該液体饱和蒸汽的压力时产生的。可以近似地认为,在 20°C 时用于液压系統矿物油饱和蒸汽的弹性(压力)为 0.01 公斤/厘米^2 ,而在 $t = 60^\circ\text{C}$ 时为 0.02 公斤/厘米^2 。在 $t = 20^\circ\text{C}$ 时 T-1 牌号煤油饱和蒸汽的弹性为 0.0394 公斤/厘米^2 ,在 $t = 60^\circ\text{C}$ 时为 0.0747 公斤/厘米^2 。当压力降低到小于上述数值时液体就开始沸騰,汽泡受油流吸引而被帶入較高压区域并在那里凝結。

以高速充滿凝結汽泡所形成空腔的液体微粒的动能变为压力,并引起局部的液压冲击,随之而来的是在該点压力急剧的升高。

出現气穴現象时,材料的破坏不是汽泡产生的地方,而是汽泡凝結的地方。

局部气穴的外部表现形式为特有的由液压冲击引起的噪音,它导致液压附件壳壁及其它零件的局部浸蚀破坏。在局部气穴現象时产生浸蚀破坏是因为液流在对体壁的液压冲击处的压力超过材料的弹性极限。首先被破坏(腐蝕)的是零件的銳边。液压冲击壳壁,一开始造成微觀的凹陷,随着腐蝕过程的扩大,这些凹陷就成为材料破坏的发源地。这也就是受气穴現象作用的表面呈海绵状的原因。

气穴現象并不是所有时候都遍及液体的整个体积,它可能仅限于某一低压区。此时,只有液压附件的个别零件或某些部分受到气穴現象而破坏。材料的缺陷,首先是零件表面在机械加工后的粗糙及刀痕促进微觀凹陷初期的形成。因此,用改善表面加工光洁度的办法可以提高抗气穴的强度。

机械强度高、而化学稳定性又好的材料,对气穴破坏具有最大的抵抗能力。强度最低的是鑄鉄及碳素鋼,最高的是青銅及不銹鋼。增大材料强度,通常能提高抗气穴强度。譬如,不銹鋼强度从 HB 140 增到 HB 400 提高抗气穴强度 12 倍。碳素鋼也一样。鑄鉄的抗气穴强度非常低,而且实际上不因其硬度提高而增加。

气穴現象可以产生在导管中,也可以在液流先局部收縮,然后又扩大的所有裝置中,

譬如在开关、活門、薄膜、噴嘴及其它地方等。当在导管中产生气穴現象时，导管的阻力急剧增长，因而其流通能力下降。

当飞机升高时由于外界压力降低，在导管中可能产生气穴現象。此时气穴現象在低压导管（吸油管）的大部分甚至全长产生。于是导管中的液流变为两相的，即由液相和汽相組成。

在蒸汽析出初期，小汽泡在运动的液体中均匀分布；然后汽泡扩大，浮上来并在导管截面的上部运动，或多或少地占去导管的部分截面。当导管截面不大时，会形成蒸汽塞，液-气相的运动为交叉脉冲式地进行。显然，导管的流通能力随着汽相的增加而下降，并可能降低到不能允許的数值。

混合在液体中的空气（气体）会促使液流的断續及气穴現象的产生。

特别不希望在泵中产生液体的气穴現象。泵中产生气穴現象的可能性取决于泵入口的液体压力值、泵的轉速及泵的结构特点。

泵中气穴現象常出现在其工作元件（活塞、叶片及其他压挤元件）吸油行程的时候，因为有时在泵内吸油路中局部压降低于在该温度下液体饱和蒸汽的压力。

气穴現象产生的条件取决于油泵轉速，并且，当油泵进口处的绝对压力足以克服液体在油泵油路中运动的阻力及液体本身的慣性时的轉速称为允許轉速。

随着气穴現象的出现，油泵的供油量下降，产生特有的噪音及油液的乳化，还观察到在压力油路中压力剧烈的振动，油泵零件經受冲击載荷，一般它会使油泵提前损坏。

显然，为了防止气穴現象，油泵进口压力应既能克服在吸油路中液压压力損失，又能克服吸油段液柱的慣性。

用目前已知的办法，只能部分地提高液压附件抗气穴强度。所以不应该允許气穴状态的发生，也就是必須保証在系統所有各点上的压力要在必需温度范围内超过系統所采用液体饱和蒸汽的彈性。

为减少气穴現象的破坏作用，采用表面加工质量較好的高强度防銹材料（鉻鎳鋼）。

通常，材料抗气穴破坏的强度随着其机械强度或化学（氧化）稳定性的提高而提高，两种性能都好的材料其結果为最好。实践表明，不銹鋼硬度从 $HB\ 150$ 提高到 $HB\ 400\sim 420$ ，其抗气穴强度提高十倍多。同样，提高强度可以使碳素鋼的抗气穴强度提高許多倍。但是，用这些鋼制成的零件在气穴現象条件下，不能工作到所要求长的時間。

在抗气穴現象方面，硬青銅的强度最高，鑄鉄最低，而且提高鑄鉄硬度实际上并不能使其抗气穴强度提高。

在本书中，除叙述理論基础及某些液压附件的结构外，作者力求最完整地叙述其工作特点、試驗方法及使用經驗。这些資料能使設計工程师更順利地設計液压系統及其附件，而使現場工程师能更順利地使用液压系統并进行維護和檢查。

作者认为有必要叙述根据使用 and 設計經驗对某些附件提出的要求。

現在，本书（第三版）和第二版（1951年）不同之处是本书大部分經修改和补充。

本书叙述了工作液体及其主要特性、油泵及馬达、傳动、动力作动筒、分配裝置、随动裝置、密封裝置、导管、輔助附件及濾油器等。

所有上述附件应用于現代飞机的不同液压系統中。

第一章 工作液体及其基本特性

液体的重度、可压缩性和粘度

液压传动中的工作介质是液体。液压传动的工作过程由液体的特性所决定。

液体的物理特性中，最重要的是重度、可压缩性、粘度、机械强度和化学安定性。

液体重度的特征是其单位体积的重量 γ ，即

$$\gamma = \frac{G}{V} = \frac{Mg}{V} = \frac{V\rho g}{V} = \rho g, \quad (10)$$

式中 G ——液体某一定体积 V 的重量；

M ——液体该体积的质量；

ρ ——液体的密度；

g ——重力加速度。

表 1 中所列为几种液体的重度 γ 和密度 ρ 的值 ($t = 15^\circ\text{C}$)。

在温度改变时，液体的重度和密度稍有变化。温度变化对单位体积的重量和重度的影响，可由门德列也夫公式求出：

表 1

液 体	γ (公斤/米 ³)	ρ (公斤秒 ² /米 ⁴)
淡水	999	102
蓖麻油	970	99
润滑油	750~890	76
煤油	790~820	81~84
汽油	680~720	69~73
甘油	1260	128.5

$$\gamma_t = \frac{\gamma_{15^\circ}}{1 + \beta_t(t - 15^\circ)} \quad (11)$$

在一新温度下密度相应地由下式求出：

$$\rho_t = \frac{\rho_{15^\circ}}{1 + \beta_t(t - 15^\circ)} \quad (12)$$

式中 t ——给定温度 ($^\circ\text{C}$)；

γ_t 及 ρ_t ——在给定温度下待求的液体重度和密度；

γ_{15° 及 ρ_{15° ——在 15°C 时的重度和密度；

β_t ——与液体在温度为 15°C 时的密度 ρ 为准的体积膨胀系数。在 15°C 时各种密度的石油产品，其体积膨胀系数值如下：

ρ_{15°	0.70	0.80	0.85	0.90	0.92
β_t	0.00082	0.00077	0.00072	0.00064	0.00060

飞机液压系统中所采用的油的体积膨胀系数，可取为 $\beta_t = 0.00065$ 。

由于在实际常用的温度和压力下，滴流液体的密度与重度受温度的影响很小，在大部

分液压計算中完全可以认为密度和重量是常值。但是在个别情况下，必須考虑到液体的热膨胀。譬如，被分配器或液压鎖封閉在动力作动筒中的液体的膨胀能引起油路系統及作动筒的破裂。在这种情况下，为了消除油压的升高，常安置專門的热安全閥。这对超音速飞机更为重要。在这些飞机中，空气动力制动会引起高温。

液体的可压缩性的评价指标是相对压缩系数 β ，也就是单位压力改变时液体体积的相对变化：

$$\beta = \frac{1}{\Delta p} \frac{\Delta V}{V}, \quad (13)$$

式中 V ——液体体积；

ΔV ——压力变化 Δp 时，体积 V 的变化。

从而

$$\beta = \frac{1}{E},$$

式中 E ——液体容积弹性模数。所以可压缩性在数量上也可以用容积弹性模数来評定。在相对不大的压力（300公斤/厘米²以下）下，水的弹性模数值可认为 $E = 20000$ 公斤/厘米²；用于液压系統中的矿物油的弹性模数值为 13500~17500 公斤/厘米²。

实际上，在压力为 150~200 公斤/厘米² 压力的窄范围内，对目前飞机液压系統常用的各种牌号的油来讲，可以认为在压力变化 1 公斤/厘米² 时油的体积平均改变之值为

$$\Delta V = \beta V = V \times 7 \times 10^{-5}, \quad (14)$$

式中 V ——大气压下油的体积。

由于容积弹性系数值較高，在许多技术計算中，液体的可压缩性可以忽略，而认为液体是不可压缩的。但是在个别情况下，可压缩性

关联到装置的工作，所以应该考虑。特别是液体的该特性被用于設計飞机起落架及其它机器的全液压减震器时，其中的压力达 3000~5000 公斤/厘米²。

可压缩性的值取决于液体种类（图 8）。如用于飞起落架全液压减震器中的輕矿物油，在压力为 3500 公斤/厘米² 下，可以压缩 17%（以初始体积为准）。

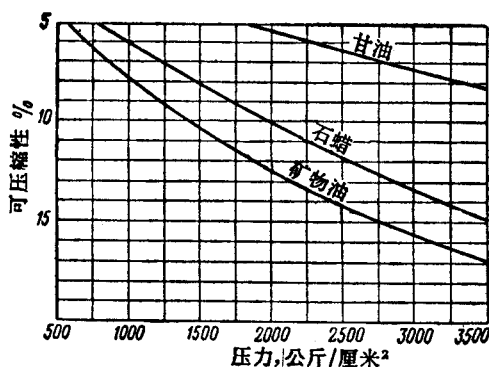


图 8 液体可压缩性特性曲线

粘度 液体反抗剪切变形或液层滑动的性能称作粘度。

粘度基本上取决于分子間的相互作用，并且是液体最易在数量上测量的基本常数之一。该常数对导管中油液流动的計算及机器零件潤滑等具有很重要的实际意义。所以，很多研究工作者从事于液体粘度問題的研究。但在实际应用中，十分充实和可用的液体及其混合液粘度的理論至今还没有。在这領域內，各种实验工作基本上可归納为研究粘度測定法，确定液体粘度同成分之間或粘度同混合液間的关系曲线，以及选择粘度同成分或粘度同温度的实验关系等。至于液体和混合液的粘度与压力值間的关系問題研究得还少。

在法向速度梯度为 1 的条件下（也就是在法向单位长度上液体运动速度改变为 1 的条件下）液体两滑动邻层单位面上的摩擦力称作绝对粘度系数，并用 μ 表示。

在 MKFCC（米-公斤-力-秒）单位制中，绝对粘度的单位认为是两面积为 1米^2 的液层以 $1\text{米/秒}\cdot\text{米}$ 的速度梯度相对运动时的切向力。其单位的量纲为 $[\mu] = 1\text{公斤}\cdot\text{秒}/\text{米}^2$ 。

在 CGC（厘米-克-秒）制中，粘度用泊（ нз ）表示。若使两面积为 1厘米^2 的平行平板作相对运动，其速度梯度为 $1\text{厘米/秒}\cdot\text{厘米}$ 时所需力为 1 达因时，则该液体粘度为 1 泊，该粘度系数的单位用 μ_p 表示，其量纲为 $\text{达因秒}/\text{厘米}^2$ 或 $\text{克秒}/\text{厘米}^2$ 。

粘度小的液体的绝对粘度系数以厘泊 μ_{cp} 表示，且 $\mu_{cp} = 0.01\mu_p$ 。

在研究液体运动时，不仅需要考虑粘度，而且要考虑液体粘阻力同惯性力的比值。这样，在液压计算中就出现了粘度 μ 和密度 ρ 的比值，称之为运动粘度，并以 ν 表示：

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}, \quad (15)$$

式中 μ —— 绝对粘度系数（ $\text{克}\cdot\text{秒}/\text{厘米}^2$ ； $\text{公斤}\cdot\text{秒}/\text{米}^2$ ）；

ρ —— 液体密度。

在 CGC 制中，运动粘度系数的量纲为 $\text{厘米}^2/\text{秒}$ ；运动粘度的单位为 $\text{厘米}^2/\text{秒} (ct)$ 。

在 MKFCC 制中，运动粘度系数用 $\text{米}^2/\text{秒}$ 表示。

约定粘度单位

在实用中，液体的粘度通常是用恩格列尔度或恩格列尔秒来表示，这是用粘度计测定的，其法是使液体流经一定尺寸（直径为 2.8 毫米）的精加工孔（管）。在该仪器中，求出在给定温度下 200厘米^3 待测定液体在自重作用下从圆筒中经该定径毛细管流出所需时间 t ，然后再求该时间 t 和温度为 20°C 的 200厘米^3 的水流经同一容器所需时间 t_n 的比值。因此，液体恩氏粘度（即恩格列尔度）即为比值：

$$^\circ\text{E} = \frac{t}{t_n}. \quad (16)$$

水的流出时间一般为 $t_n = 50 \sim 52$ 秒。

将恩氏粘度转换为运动粘度的公式很多，其中也有简化公式

$$10^6\nu = 7.31^\circ\text{E} - \frac{6.31}{^\circ\text{E}} (\text{米}^2/\text{秒}), \quad (17)$$

或

$$\nu = 0.0731^\circ\text{E} - \frac{0.0631}{^\circ\text{E}} (\text{厘米}^2/\text{秒}). \quad (18)$$

在实用中，粘度大的液体用下式是足够精确的

$$10^6\nu = 7.6^\circ\text{E} (\text{米}^2/\text{秒}). \quad (19)$$

在某些国家中，用列德乌德秒（R）及谢包尔特秒（S）单位测量粘度，也相当普遍。列德乌德秒（商业秒）用于英国较普遍，谢包尔特秒用于美国。

为简化换算，在表 2 中列有厘沲（ ccr ）、恩氏度、谢包尔特秒及列德乌德秒诸粘度表示值的关系。

● 原文误为达因/厘米²秒和克/厘米²秒。——校者

表 2

厘 毫	°E	S	R	厘 毫	°E	S	R
1	1.00	30.0	26.2	140	18.43	637.0	567.0
1.40	1.1	34.0	29.2	150	19.74	683.0	608.0
2.8	1.20	37.5	32.0	160	21.06	728.0	648.0
3.9	1.30	41.1	35.0	170	22.37	774.0	689.0
5.00	1.40	45.0	38.0	180	23.69	819.0	729.0
6.25	1.50	49.0	40.9	190	25.0	864.0	769.0
7.45	1.60	52.6	43.8	200	26.3	910.0	810.0
8.50	1.70	56.5	46.8	210	27.6	955.0	850.0
9.00	1.80	60.0	49.7	220	28.9	1001	891.0
10.70	1.90	64.0	52.6	230	30.3	1046	931.0
11.80	2.00	67.9	55.5	240	31.6	1091	972.0
12.80	2.10	71.5	58.5	250	32.9	1137	1012
13.80	2.20	75.1	61.4	260	34.3	1182	1053
14.80	2.30	79.1	64.3	270	35.5	1228	1093
15.70	2.40	83.0	67.3	280	36.8	1273	1134
16.60	2.50	86.8	70.2	290	38.2	1319	1174
17.50	2.60	90.8	73.2	300	39.4	1364	1215
18.40	2.70	94.2	76.1	310	40.8	1410	1255
19.30	2.80	98.0	79.1	320	42.1	1455	1296
20.20	2.90	102.0	82.1	330	43.4	1500	1336
21.20	3.00	105.0	85.0	340	44.7	1546	1377
22.80	3.20	113.2	90.9	350	46.1	1591	1417
24.50	3.40	120.0	96.7	360	47.4	1637	1458
26.10	3.60	128.0	102.1	370	48.7	1682	1498
27.70	3.80	135.0	107.0	380	50.0	1728	1539
29.3	4.00	142.5	113.9	390	51.3	1773	1579
30.9	4.20	150	120	400	52.6	1819	1620
32.5	4.40	157.6	125.9	410	53.9	1864	1660
34.1	4.60	165.6	132.0	420	55.3	1909	1701
35.7	4.80	172.0	137.9	430	56.6	1955	1741
37.3	5.00	180.0	144.0	440	57.9	2000	1781
41.2	5.50	195.0	156.0	450	59.2	2046	1822
45.1	6.00	216.5	172.3	460	60.5	2091	1862
49.0	6.50	230.0	184.0	470	61.8	2137	1903
52.9	7.00	253.0	201.5	480	63.2	2182	1943
56.8	7.50	272.0	216.2	490	64.5	2228	1984
60.6	8.00	290.0	230.5	500	65.8	2273	2024
64.5	8.50	308.0	245.0	510	67.1	2318	2065
68.4	9.00	326.5	259.0	520	68.4	2364	2105
76.0	10.00	363.0	288.0	530	69.7	2409	2146
80	10.54	365.0	325.0	540	71.1	2455	2186
85	11.20	388.0	345.0	550	72.4	2500	2227
90	11.86	411.0	365.0	560	73.7	2546	2267
95	12.51	433.0	385.0	570	75	2591	2308
100	13.70	456.0	405.0	580	76.3	2637	2348
110	14.48	501.0	446.0	590	77.6	2682	2389
120	15.80	547.0	486.0	600	78.9	2727	2429
130	17.11	592.0	527.0	620	81.6	2818	2510