

研究生用教材



液压传动与电液伺服系统

YEYACHUANDONG YU DIANYECIFUXITONG

梁利华 编著

哈尔滨工程大学出版社



哈尔滨工程大学“十五”研究生教材建设专项资金资助出版

液压传动与 电液伺服系统

梁利华 编著

哈尔滨工程大学出版社

图书在版编目(CIP)数据

液压传动与电液伺服系统/梁利华编著. —哈尔滨:
哈尔滨工程大学出版社, 2005
ISBN 7-81073-756-2

I.液… II.梁… III.①液压传动②电液伺服系统
IV.TH137

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2005)第 119533 号

内 容 简 介

本书介绍了工程流体力学、液压传动及电液伺服系统的基本原理及应用,着重阐述了流体力学的基本概念、液压元件和系统的分析及设计方法,包括各类液压控制阀、动力机构和伺服阀性能分析与设计原则,机液系统、电液位置、速度和力控制系统的分析与设计,电液伺服系统的校正以及部分现代控制理论在液压伺服系统中的应用。本书力求概念清晰,理论联系实际。书中附有一定量的工程实例和例题,以及曲线和实验数据,有助于读者对基本理论的理解和具体应用。

本书可作为船舶类高等工业院校非液压专业的研究生教材,也可供自动化专业的本科生使用,并可为有关从事液压控制研究、设计和应用的工程技术人员、科研人员提供参考。

哈尔滨工程大学出版社出版发行
哈尔滨市东大直街124号
发行部电话:(0451)82519328 邮编:150001
新华书店经销
黑龙江省教育厅印刷厂印刷

*

开本 787mm×960mm 1/16 印张 22 字数 468 千字

2005年10月第1版 2005年10月第1次印刷

印数:1—1 000册

定价:27.60元

前 言

本书是为非液压传动与控制专业的本科生、研究生编写的,目的是使自动化专业的学生开阔思路,更好地将控制理论知识应用于不同的对象,以利于实际工作的需要。该教材对于本科生教学时数约为48~72学时,研究生约为32~48学时。电液伺服系统这门学科,既是液压技术领域的重要分支,也是控制技术的重要组成部分。其基础为工程流体力学、电力电子技术、控制理论及液压传动知识等。近年来,在许多工业技术部门,尤其是军工技术上得到了越来越广泛的应用。

本书主要研究液压控制技术的基本理论与基本方法,论述液压控制系统的分析与设计,以及常用液压控制元件的性能和确定有关参数的原则。本书在编写时力求具有系统和完整的理论基础,为此书中对基本概念、基本理论、基本分析方法以及液压控制的特点都作了尽可能详尽的阐述。同时结合液压控制工程实际,通过实例、例题、实验数据以及有关图表、曲线,来阐明基本理论的实际应用和分析问题、解决问题的方法,使读者对所学理论能更好地理解 and 掌握,有助于实际应用。书中尽可能吸收国内外液压控制技术的研究成果,反映现代科学技术水平。本书总结了过去数年编者在教学实践中的经验,基本是按着由浅入深的教学顺序编写的。

本书分为三部分:第一部分是工程流体力学基本知识;第二部分是液压元件,着重讨论了液压元件的基本构成及特点,另外还介绍了典型液压传动的回路及油源的相关知识;第三部分,也是本书的重点,着重分析了液压控制阀、动力机构和电液伺服阀的动静态特性,建立了适用于位置、速度、压力和力控制系统的统一的数学模型。另外以电液位置伺服系统为主介绍了包括速度、力和机-液控制系统在内的各类系统的组成和特点,阐明了液压控制系统分析与设计的基本原理和方法。最后简要介绍了现代控制理论在伺服系统中的应用。

本书内容的取舍,讲授的先后次序,教师可根据专业的需要、学时的多少、学生的基础知识水平来确定。有些内容也可让学生自学掌握。本书由哈尔滨工程大学梁利华主编。其中第2、5、9章由史洪宇编写,第1、3、4、6、8、10章由梁利华编写。

本书由哈尔滨工程大学李福义教授主审。本书在编写过程中曾得到哈尔滨工程大学控制系统教研室、船舶减摇与控制技术研究所同志多方面的支持、帮助,在此一并表示深切的感谢。

编 者
2005年5月

目 录

第 1 章 绪论	1
1.1 液压传动及其优缺点	1
1.2 液压油	5
习题	9
第 2 章 液压传动基本原理	11
2.1 液体压力和静压强公式	11
2.2 连续性原理与伯努利方程	18
2.3 实际流体与能量损失	23
习题	29
第 3 章 液压元件简介	34
3.1 液压泵和液压马达的共同规律	34
3.2 液压泵简介	40
3.3 液压缸与液压马达	47
3.4 液压泵和液压马达的基本特性	53
3.5 液压阀	55
3.6 液压辅助装置简介	69
习题	71
第 4 章 液压传动系统与液压油源	75
4.1 液压传动系统	75
4.2 液压系统的油源	88
4.3 液压系统基本回路	90
4.4 NJ4 型减摇鳍系统油路分析	96
习题	98
第 5 章 液压控制阀分析	102
5.1 液压控制阀的结构与分类	102
5.2 液压控制阀的一般分析	105
5.3 零开口四通滑阀的分析	110
5.4 正开口四通滑阀的分析	116

5.5	三通滑阀的分析	119
5.6	带一个固定节流孔的二通滑阀的分析	123
5.7	液压控制阀的功率与效率	125
5.8	喷嘴挡板阀的分析与设计	127
5.9	射流管阀	134
	习题	137
第 6 章	液压动力机构与电液伺服阀分析	138
6.1	四通滑阀控制液压缸分析	138
6.2	阀控液压马达分析	163
6.3	三通阀控制液压缸	167
6.4	泵控液压马达分析	170
6.5	具有多自由度负载的液压动力机构	174
6.6	液压动力机构的参数选择	187
6.7	机械液压伺服系统	198
6.8	电液伺服阀	208
	习题	217
第 7 章	电液伺服控制系统	220
7.1	位置系统的组成与方块图	220
7.2	系统的动态分析	226
7.3	系统的误差	236
7.4	典型液压位置伺服系统的设计	240
7.5	具有弹性负载的位置伺服系统	243
7.6	电液速度控制系统	251
7.7	速度控制系统的分析与校正	253
7.8	速度控制系统的设计	258
	习题	264
第 8 章	电液力控制系统	267
8.1	驱动力控制系统分析	267
8.2	负载力控制系统	279
8.3	加载系统的组成及工作原理	283
8.4	加载系统的方块图及传递函数	286
	习题	289
第 9 章	液压伺服系统的校正	291
9.1	滞后校正	291

9.2 滞后 - 超前校正	294
9.3 加速度和速度负反馈校正	302
9.4 压力反馈和动压反馈校正	310
习题	322
第 10 章 液压系统的现代控制方法	324
10.1 最优二次型控制的基本理论	326
10.2 二次型优化理论在液压伺服系统中的应用	328
10.3 负载干扰的补偿	332
10.4 采用状态观测器实现干扰的补偿	335
习题	343
参考文献	344

第 1 章 绪 论

液压技术主要是由武器装备对高质量控制装置的需要而发展起来的。随着控制理论的出现和控制系统的发展,液压技术与电子技术的结合日臻完善,电液控制系统具有高响应、高精度、高功率 - 质量比和大功率的特点,从而广泛用于武器和各工业部门及技术领域。

在这个发展过程中,控制装置的需要反过来迫使液压元器件、液压控制系统不断更新,不断发展提高,也使液压技术的理论和实际应用日益发展和成熟。现在液压技术已成为一门独立的学科。通过理论与实践的密切结合,这门技术已经广泛运用于众多的工业部门。除了导弹、飞机、舰船、坦克、火炮、运输车辆、雷达跟踪系统之外,还广泛应用于冶金、机械、交通运输以及近代实验科学等方面。

随着工业技术自动化程度的提高,以及液压技术与电子技术和计算机应用技术日益紧密的结合,液压技术将有更新、更高的发展,液压控制在工业中的应用也将更加广泛、深入。

1.1 液压传动及其优缺点

1.1.1 液压传动

将原动机的能量按一定方式和规律传递给工作机构的作用叫传动。在机器中起传动作用的机构叫传动机构。

传动有五种形式:机械传动、电力传动、气体传动、液体传动及复合传动。在液体传动中,有一种以液体为传动介质,主要靠受压液体的压力能来实现运动和能量传递的叫液压传动。

下面以一个简单的例子来说明液压传动的工作原理。

图 1-1 是一个简化的液压传动模型。图中有两个直径不同的液压缸 2 和 4,缸内各有一个与内壁紧密配合的活塞 1 和 5。假设活塞能在缸内自由(无摩擦力)滑动,而液体不会通过

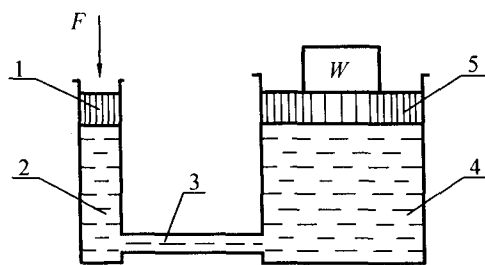


图 1-1 简化的液压传动模型
1,5—活塞;2,4—液压缸;3—管道

配合面产生泄漏。缸 2、4 下腔用一管道 3 连通,其中充满液体。这些液体是密封在油缸内壁、活塞和管道组成的容积中的。如果活塞 5 上有重物 W ,则当在活塞 1 上施加的力 F 达到一定大小时,就能阻止重物 W 下降,这就是说可以利用密封容积中的液体传递力。当活塞 1 在力 F 作用下向下运动时,重物将随之上升,这说明密封容积中液体不但可传递力,还可传递运动。因此液体是一种传动介质,但必须强调指出,液体必须在密封容积中才能起传动的作用。

1.1.2 力比和速比

下面我们进一步研究利用上述模型传动时的力比和速比。在传动过程中,活塞上的力作用于密封液体上,液体受到压力,液体压力又作用于活塞底面。活塞 1 底面单位面积上的压力(物理学中称压强,本书中一般称压力)为

$$p_1 = \frac{F}{A_1}$$

活塞 5 底面上压力为

$$p_2 = \frac{W}{A_2}$$

式中 A_1, A_2 ——分别为活塞 1,5 的面积。

根据流体力学中的帕斯卡原理,平衡液体内某一点的压力等值地传递到液体各点,因此有

$$p_1 = p_2 = p = \frac{F}{A_1} = \frac{W}{A_2} \quad (1-1)$$

或

$$\frac{W}{F} = \frac{A_2}{A_1} \quad (1-2)$$

即液压传动在平衡状态时,输出端的力与输入端的力之比等于二活塞面积之比。

如果活塞 1 向下移动一段距离 L_1 ,则液压缸 2 内被挤出的液体体积为 $A_1 L_1$ 。这部分液体进入液压缸 4,使活塞 5 上升 L_2 ,缸 4 让出的体积为 $A_2 L_2$ 。不考虑泄漏和液体的可压缩性,两体积应相等,即

$$A_1 L_1 = A_2 L_2$$

或

$$\frac{L_2}{L_1} = \frac{A_1}{A_2} \quad (1-3)$$

如果这些动作在时间 t 秒内完成,则活塞 1 的速度 $v_1 = \frac{L_1}{t}$,活塞 5 的速度 $v_2 = \frac{L_2}{t}$,据式(1-3)

有

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{A_1}{A_2} \quad (1-4)$$

式(1-3)和式(1-4)说明输出、输入的位移和速度与活塞面积成反比。式(1-4)可写成

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 \quad (1-5)$$

这在流体力学中称为液体流量连续性原理,它反映了物理学中质量(当密度不变时,即为液体体积)守恒这一规律。或者说,液压传动中传递运动时,其速比是依靠密封容积中液体体积守恒来保证的。

将式(1-2)和式(1-4)相乘,得

$$W v_2 = F v_1 \quad (1-6)$$

式左边和右边分别代表输出和输入的功率,这说明能量守恒也适用于液压传动。

通过以上分析可以看出,上述模型中两个不同面积的活塞和液压缸相当于机械传动的杠杆,其面积比相当于杠杆比。因此采用液压传动可以达到传递动力、增力、改变速比等目的,并且在不考虑损失的情况下保持功率不变。

1.1.3 液压传动的优缺点

液压传动系统与其他类型的传动系统相比,有如下优点:

① 液压传动容易实现无级调速,调速范围广,运动平衡,容易实现往复直线运动。

机械传动实现无级调速比较困难。电传动与液压传动一样,也容易实现无级调速,并且调速范围也可以较大,但是,在运动平衡和实现往复运动方面不如液压传动方便。

② 液压控制系统的输出刚度大、抗干扰能力强,即输出速度、位移等受外负载的影响小,定位准确,速度、位置误差小,控制精度高。

液压传动中使用的液压油的体积弹性模量很大,受压变形量很小,装配很好的液压系统的油液泄漏量很少,故输出刚度大。如前面所讲的连通器中,由于油液不可压缩(压缩很小),因此负载重力 G 的变化就不会对重物的托起位置产生大的影响。也正因为油液很少压缩,所以,液压系统的响应较快。

电动机的开环速度刚度(即输出轴运动速度不容易受外负载力矩影响的能力)约为液压马达的 $1/5$,电动机的位置刚度接近于零。因此,电动机只能用来组成闭环的位置控制系统,而液压马达(或液压油缸)可以用来进行开环位置控制。例如广泛使用的农业机械、挖土机械、矿山机械等方面的自动装置,其中液压缸或液压马达是简单地由人工操纵来定位的,在负载力大范围变化时,操控的确实位置可以变化很小,从而满足工作机的工作要求。当然,闭环液压控制系统的刚度比开环系统高很多,因此,液压控制系统容易实现高精度、高响应的控制。

③ 液压传动响应速度快、系统频带宽,在快速性方面优于电传动。能启动大惯量及大负载。典型液压马达与电动机相比,液压马达的扭矩-惯量比一般为相当容量电动机的10倍。无槽电机则属例外。

实践证明,电动机转动部分的惯性力矩占驱动力矩的50%,而液压传动中液压马达则不到5%。加速中等功率的电动机需一至几秒钟,加速同等功率液压马达的时间只是电动机的

1/10 左右。因此, 液压传动允许高频正反转, 旋转运动的液压马达可达 500 次 / 分, 直线运动的液压缸可达 400 ~ 1 000 次 / 分。在控制系统中, 由于液压机构的固有频率很高, 液压传动可以获得较高的响应速度。

下面的一些数字足以说明这些问题。直线电动机和液压缸是相似的执行元件。一个典型的直流直线电动机在 50 mm 直径的定子上能产生的推力为 586 N, 其等效的压力为 2.89×10^5 Pa。这一数值远远低于液压系统中的使用压力。直线电动机运动部分的质量为 4.54 kg, 其力 - 质量比为 120 N/kg。若采用油压力为 6.9 MPa, 推力为 689 N 和具有 0.3 m 行程的液压缸, 其活塞的力 - 质量比约为 1.3×10^4 N/kg, 即高出 100 倍。并且, 其活塞的尺寸和质量比直线电动机也小很多。

典型液压马达与电动机相比较, 液压马达的扭矩 - 惯量比一般为相当容量电动机的 10 ~ 20 倍, 功率 - 质量比为电动机的 15 倍。

但是, 无槽直流电动机的扭矩 - 惯量比稍高于液压马达, 因此, 它同样可以构成高响应的控制系统。例如数控机床等领域, 由于维护、可靠性和经济方面的原因, 电液伺服系统正在被应用无槽电机或力矩电机的高响应系统所取代。但是, 无槽电机或力矩电机在输出扭矩、速度刚度和质量方面仍不如液压马达。两种典型无槽直流电动机和一种液压马达的比较如表 1 - 1 所示。

表 1 - 1 液压马达与无槽电机的比较

马达类型	额定功率 /kW	输出扭矩 (连续工作) /(N·m)	速度刚度 /(N·m/(rad/s))	开环频率 /Hz	质量 /kg	扭矩 - 惯量比 /(N·m/(kg·m ²))
液压马达	19.4	50	1.79	175	111	61×10^3
电动机 A	3	14	0.36	194	755	182×10^3
电动机 B	3	11		46		61×10^3

在航空航天技术领域应用的液压马达, 其功率 - 质量比可达到 6 622 W/kg 或更大, 而目前的稀土电机的功率 - 质量比为 2 207 W/kg。

④ 在单位输出功率的机构质量方面, 即功率 - 质量比参数, 液压传动优越。因此, 液压传动系统加速性好, 结构紧凑, 尺寸小, 质量少, 在航空、导弹等战备上使用较多。

统计表明, 一般液压泵的质量只有同功率电机质量的 10% ~ 20%, 尺寸是后者的 12% ~ 13%。因为在磁饱和情况下, 电机的磁场强度所对应的电磁力与磁场横截面积之比即单位面积上的磁场力强度只有 0.4 ~ 0.6 MPa, 而油压强度可达 34 MPa 之多。为了输出较大的力矩, 电机

只能增大尺寸、质量,而液压系统中,可以用提高油压的办法达到。因此,液压传动装置比电传动装置尺寸小、质量较少,而且,传输功率越大,这一点越突出。

⑤ 液压元件通用性强,寿命长。液压元件易于实现通用化、标准化、系列化,便于设计制造;液压传动中使用油介质,液压元件中相对运动表面有油液,能自行润滑,故磨损小,使用寿命长。

以上几点是控制系统选用液压传动形式的主要依据。另外,液压系统解决温升问题比较方便。液压油是很好的载热介质,可将系统中产生的热量带到便于安置热交换器的地方,而由热交换器帮助散热。液压油能够兼起润滑作用,可以延长液压元器件的使用寿命,这一点比气系统优越。而且,液压系统也可以远距离传动,很容易实现过载保护。

液压传动的这些突出优点,使它得到了广泛的应用。但也存在一些缺点,使其应用受到某些限制。主要缺点如下:

① 液压传动以液压油为工作介质,油液粘度受温度影响,不适于在过高或过低的温度下工作。温度过高,油液粘度变小,漏油量增加,损失加大,性能变差。油温过低,油液粘度加大,流动阻力增加,损失加大,同时油温变化会引起执行元件及控制元件运动及控制不准确。

② 液压传动中液压元件存在泄漏,特别是当液压元器件的密封装置设计、制造或使用不当时,容易造成漏油严重。同时液压油会被压缩,不适于定比传动。

③ 制造加工、使用维护都需要较高的技术水平。液压元器件的制造加工精度很高,价格较贵。由于制造精度高,对液压油的清洁度要求也极严。尤其是电液伺服系统,油液不干净会给系统造成很多故障,严重影响系统的正常工作。因此,要求使用维护人员也必须有相当的技术水平。

④ 液压能源的获得不像电能那样方便和便于储存。

⑤ 如果液压能源与执行机构的距离较远,使用长管道连接会增加质量,传输损失增加,并使系统响应速度降低,甚至引起系统不稳。远距离传动不如电系统方便。

一般都采用电-液结合,控制信号采用电信号,执行部分用液压传动,组成电液控制系统,相互取长补短。

1.2 液 压 油

1.2.1 液压油的物理性质

1. 密度与重度

密度 ρ : 单位体积液体的质量,单位为 kg/m^3 。对连续均匀物质,如液压油

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (1-7)$$

式中 m ——液体质量；

V ——液体体积。

重度 γ :单位体积液体的重力,单位为 N/m^3 。

$$\gamma = \frac{W}{V} = \rho g \quad (1-8)$$

式中 W ——液体重力；

g ——重力加速度,其标准值为 $g = 9.80665 \text{ m/s}^2$ 。

一般认为,液体的重度和密度随物质不同而异,并随温度和液体中的压力而变化。因其随温度变化较大,随压力变化较小,一般只考虑其随温度变化的性质。工程上以 20°C 的数值为计算用数值。

比重 δ :物质的重力与同体积 4°C 水的重力的比值。

$$\delta = \frac{\gamma V}{\gamma_{\text{水}} V} = \frac{\gamma}{\gamma_{\text{水}}} = \frac{\rho}{\rho_{\text{水}}} \quad (1-9)$$

热容:石油基液压油的定压热容 $c_p = 0.17082 \sim 0.2135 \text{ kJ}/(\text{N}\cdot^\circ\text{C})$ 。温度 t 时的比热容为

$$c_p = \frac{1}{\sqrt{\gamma}}(1.7375 - 0.003475t) \text{ J}/(\text{N}\cdot^\circ\text{C}) \quad (1-10)$$

式中 γ —— 15°C 时油的重度。

常见液体的密度、重度和比重如表 1-2 所示。

表 1-2 大气压下,常见液体的密度、重度及比重

名称	温度 / $^\circ\text{C}$	密度 $\rho/(\text{kg/m}^3)$	重度 $\gamma/(\text{N/m}^3)$	比重
水	4	1 000	9 806.65	1
海水	15	1 020 ~ 1 030.05	10 006.2 ~ 10 104.80	1.02 ~ 1.03
水银	0	12 595.061	133 322	13.6
酒精	20	789	7 740.09	0.789
航空汽油	15	650.01	6 376.60	0.65
普通汽油	15	700.04 ~ 749.97	6 867.41 ~ 7 357.25	0.7 ~ 0.75
矿系液压油	15	850 ~ 900	8 338.5 ~ 8 829	0.85 ~ 0.9
润滑油	15	900 ~ 930	8 829 ~ 9 123.3	0.9 ~ 0.98
重油	15	890 ~ 940	8 730.9 ~ 9 221.4	0.89 ~ 0.94

2. 粘度

粘度是液体稀稠的程度。液体分子间相互吸引,使有相对运动的流层间形成内摩擦力。宏观表现为粘性,其大小的量度叫粘度。

粘度随温度升高而变小,反之变大。粘度大,流动阻力损失加大,运动部件间摩擦力加大;粘度小,漏油增加。两种情况都使系统性能变差。液压系统要求油液粘度适当。除了正确选用液压油之外,一般都把工作油温范围限制在 $10 \sim 60 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

(1) 动力粘度 μ 由液体流层间的内摩擦力公式来定义。由牛顿的液体内摩擦定律得知,相对运动的流层间单位面积上的内摩擦力为

$$\tau = -\mu \frac{dv}{dy} \quad (1-11)$$

式中 dv ——层间相对运动的流速差;

dy ——相对运动的流层间距离;

μ ——动力粘度(也称“绝对粘度”)。

动力粘度的单位为 $\text{Pa} \cdot \text{s}$ 或 $\text{MPa} \cdot \text{s}$ 。

(2) 运动粘度 ν 液体动力粘度与其密度的比值。

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1-12)$$

运动粘度 ν 的单位为 m^2/s 或 mm^2/s 。

(3) 条件粘度(相对粘度) 也称恩式粘度

$${}^\circ E_T = \frac{t_T}{t_{\text{水}}}$$

式中 t_T —— 200 cm^3 被测液体在温度 T 时流出恩式粘度计所用的时间;

$t_{\text{水}}$ —— 200 cm^3 蒸馏水在 $20 \text{ }^\circ\text{C}$ 时流出恩式粘度计所用的时间(约 52 s)。

运动粘度与恩式粘度的换算关系为

$$\nu = 0.0731 {}^\circ E_T - 0.0631 / {}^\circ E_T \quad \text{cm}^2/\text{s} \quad (1-13)$$

当温度升高 Δt 时,液压油粘度 μ 变化为

$$\mu = \mu_T e^{-\lambda \Delta t} \quad (1-14)$$

式中, μ_T 为某温度下的油粘度。对于石油基液压油, $\lambda = (1.8 \sim 3.6) \times 10^{-2} 1/^\circ\text{C}$ 。

油粘度随压力变化。若大气压下的油粘度为 μ_0 , 则油压力(表压)为 p 时的油粘度为

$$\mu = \mu_0 e^{\alpha p} \quad (1-15)$$

对石油基液压油, $\alpha = (2.04 \sim 3.06) \times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N}$ 。

3. 液体的压缩性

在高压下实际液体的体积将变小。这种液体的压缩性在研究液压元件和系统的动态特性时必须考虑。但是,液体的压缩性很小(刚度很大),一般认为液体是不可压缩的。

当液体压缩时,单位体积液体的压缩量与压力增量成正比,即

$$\frac{\Delta V}{V_0} = -\frac{1}{\beta} \Delta p = -E \Delta p \quad (1-16)$$

式中 Δp ——液体压强(称为“压力”)的增量;

E ——压缩率,一般 $E = (5 \sim 7) \times 10^{-10} \text{ m}^2/\text{N}$;

$\beta = \frac{1}{E}$ ——油液的容积弹性模量,建议取 $\beta = (0.69 \sim 1.4) \times 10^3 \text{ MPa}$ 。

β 的数值表示液体产生单位体积压缩变形所需要的压力差,即表示液体弹性刚度的大小。纯净的液体 β 值较大,混入少量空气时, β 值下降很多。纯油的 β 值约为 $(1.4 \sim 2) \times 10^3 \text{ MPa}$ 。混入 1% 空气后 β 值降为纯油 β 值的 5%;混入空气达到 5% 时, β 值变为纯油 β 值的 1%。

由于 β 值较大,在液压传动的基本原理中都假设液体是不可压缩的。在实际系统中,也希望 β 值大些。 β 值越大,系统性能越好。高压下混入油中的空气减少, β 值加大。

单位时间内流过某横截面积的流体体积称为液体流量 Q 。任意情况下,瞬时流量

$$Q_t = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta V}{\Delta t} = \frac{dV}{dt} \quad (1-17)$$

如果在某截面上流速均匀分布,则为平均流量

$$Q = \frac{\Delta V}{\Delta t} = Av \quad (1-18)$$

式中 A ——横截面积;

v ——该面积上的平均流速。

压缩流量 q_p 为液体因压力增加被压缩而减少的流量。由式(1-16),有 $\Delta V = -\frac{V_0}{\beta} \Delta p$,其中, V_0 为初始时刻的体积;“-”表示压力增加,体积减少。两边对 t 取导数得

$$q_p = -\frac{V_0}{\beta} \frac{dp}{dt} \quad (1-19)$$

由式(1-19)可见,压缩流量与压力对时间的变化率成正比,且受 β 值影响。当被研究的液体体积 V_0 较大、压力变化率也较大时,压缩流量不可忽略,如水击现象、系统的动态过程等。

1.2.2 液压油的选用原则

液压系统对液压油有特殊要求。选用的原则如下:

① 适当的粘度,且随温度变化小。

一般,系统的工作油温为 $10 \sim 60 \text{ }^\circ\text{C}$,使用 $10 \sim 30$ 号液压油, $\nu = 10 \sim 30 \text{ mm}^2/\text{s}$,随温度不变的程度用粘度指数表示,应在 $90 \sim 100$ 以上。

② 液体的耐磨性、润滑性好,不腐蚀。

③ 液体的饱和蒸气压低、沸点高、凝固点低。液体中溶解气体析出时的真空绝对压力(即空气分离压)要低,否则,影响泵的吸油性能和管中流速的提高。

④ 油液干净,无杂质。在液压系统中,90% 以上的故障是因为油液不干净。防止液压油被污染至关重要!

一般伺服阀用油的污染标准为 NAS6 ~ 8 级,相应的过滤精度为 5 ~ 20 μm 。高压高速液压系统的油液污染标准为 NAS8 ~ 9 级,普通液压系统用油的污染标准为 NAS10 ~ 12 级。

关于 NAS 污染标准可查有关资料。防止油液污染的方法:制造中严格清洗油路,在液压系统的适当位置安置一定过滤精度的油液过滤器。系统油路上所用滤油器的过滤精度由此油路上液压元件的要求确定。

⑤ 不易起泡沫,不氧化生成杂质,不易燃、无损健康。

通常,根据工作压力、环境温度和油的粘度选取液压油。一般,压力、温度较高或运动速度较低时,采用粘度较高的油;反之,用粘度较低的油,这样可以减少能量损失。

一般情况,按液压泵类型选用液压油,如表 1-3 所示。当然,也可按液压元件产品说明书中推荐的牌号选用液压油。

表 1-3 按液压泵类型选用液压油

项目 环境温度 泵类型	10 ~ 38 $^{\circ}\text{C}$		38 ~ 80 $^{\circ}\text{C}$	
	mm/s(50 $^{\circ}\text{C}$)	推荐用液压油(号)	mm/s(50 $^{\circ}\text{C}$)	推荐用液压油(号)
叶片泵 $p \leq 7 \text{ MPa}$	18 ~ 27	20	25 ~ 42	30 ~ 40
叶片泵 $p > 7 \text{ MPa}$	22 ~ 28	20 ~ 30	36 ~ 52	40 ~ 60
齿轮泵	18 ~ 38	20 ~ 30	60 ~ 80	60 ~ 80
柱塞泵	18 ~ 38	20 ~ 30	60 ~ 110	80

习 题

1-1 用法定计量单位表示比重为 0.85 的液压油的密度。

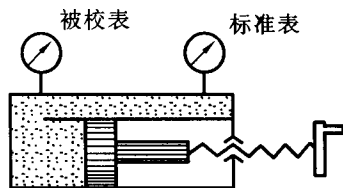
1-2 已知 500 L 水银的质量为 6 795 kg,求密度、重度和比重。

1-3 用量筒测出某燃料油体积为 492 cm^3 ,在天平上称得其质量为 0.446 kg,用法定计量单位表示其密度和重度。

1-4 求动力粘度为 $4.905 \times 10^{-10} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 、比重为 0.85 的油的运动粘度。

1-5 200 cm^3 、50 $^{\circ}\text{C}$ 的液压油流过恩式粘度计的时间 $t_1 = 153 \text{ s}$,而 200 cm^3 、20 $^{\circ}\text{C}$ 的蒸馏水流过的时间是 $t_2 = 51 \text{ s}$,问该油的 $^{\circ}\text{E}$ 和 μ 为多少?

1-6 用标准压力计检验一般压力表的仪器如图,仪器内充满油液、油液压缩率 $E = 4.842 \times 10^{-10} \text{ m}^2/\text{N}$,仪器内的油压力由手轮、丝杠和活塞造成。活塞直径 $d = 1 \times 10^{-2} \text{ m}$,螺距 $t = 2 \times 10^{-3} \text{ m}$,当大气压力为 100 kPa 时,机内油液体积 $V = 2 \times 10^{-4} \text{ m}^3$,求机内形成 20 MPa 压力时手轮需摇多少转?



题 1-6 图

1-7 大气压下体积为 200 L 的油,压缩率为 $6 \times 10^{-6} \text{ cm}^2/\text{N}$,压力达到 100 MPa 时,体积缩小多少?

1-8 柱塞与缸体呈同心状态,柱塞运动速度 $v = 3 \times 10^{-2} \text{ m/s}$,柱塞直径 $d = 8 \times 10^{-2} \text{ m}$,长 $L = 4 \times 10^{-2} \text{ m}$,间隙 $\delta = 5 \times 10^{-5} \text{ m}$,油粘度 $\mu = 0.65 \text{ dPa} \cdot \text{s}$,求柱塞上所受的粘性阻力和粘阻系数?($F_b = bv = \tau L \pi d$, b 为粘阻系数)

1-9 面积为 30 cm^2 的两平板水平放置,间隙为 $10 \mu\text{m}$,其间充满 $\mu = 5 \times 10^{-10} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 的油,上平板相对下平板水平移动速度为 1 m/s ,求所需动力。

1-10 一滑动轴承,轴的直径 $D = 15 \text{ cm}$,轴承宽度 $b = 25 \text{ cm}$,间隙 $t = 0.1 \text{ cm}$,其中充满润滑油。当以转速 $n = 180 \text{ r/min}$ 正常运转时,润滑油温度为 $40 \text{ }^\circ\text{C}$,试求润滑油阻力损耗的功率。