



目 录

1 概论	(1)
1.1 液压传动与气压传动的定义	(1)
1.2 液压传动的工作原理及组成部分	(1)
1.3 液压系统的类型	(5)
1.4 液压传动与气压传动的优缺点	(6)
1.5 液压与气压传动的应用及发展概况	(7)
1.6 液压技术的发展概况	(8)
2 液压传动的的基本知识和常用概念	(11)
2.1 液压油的物理性质	(11)
2.2 液体力学基本知识	(17)
2.3 液体动力学	(20)
2.4 管道中波流的特性	(26)
2.5 孔口及缝隙的压力流量特性	(30)
2.6 液压冲击和气穴现象	(35)
3 液压动力元件	(39)
3.1 液压泵概述	(39)
3.2 齿轮泵	(43)
3.3 螺杆泵	(45)
3.4 叶片泵	(46)
3.5 柱塞泵	(55)
3.6 液压泵的选用	(62)
4 液压缸	(65)
4.1 液压缸的工作原理	(65)
4.2 液压缸的类型	(65)
4.3 液压缸的典型结构	(73)
4.4 液压缸的设计	(79)



5 液压马达	(83)
5.1 液压马达概述	(83)
5.2 液压马达的性能参数	(84)
5.3 液压马达的工作原理	(88)
5.4 液压马达的选用	(92)
5.5 液压马达的图形符号	(92)
6 液压控制元件	(94)
6.1 液压控制阀概述	(94)
6.2 方向控制阀	(95)
6.3 压力控制阀	(102)
6.4 流量控制阀	(110)
6.5 叠加式液压阀	(116)
6.6 插装阀	(117)
6.7 本章小结	(139)
7 液压辅助元件	(142)
7.1 过滤器	(142)
7.2 蓄能器	(146)
7.3 油箱	(150)
7.4 热交换器	(152)
7.5 管件	(154)
7.6 密封装置	(159)
8 液压基本回路	(165)
8.1 压力控制回路	(165)
8.2 速度控制回路	(175)
8.3 方向控制回路	(193)
8.4 多执行元件控制回路	(197)
9 典型液压系统	(208)
9.1 液压系统的分类和分析方法	(208)
9.2 组合机床动力滑台液压系统	(210)
9.3 塑料注射成型机液压系统	(212)
9.4 YB32-200 型压力机液压系统	(217)
9.5 Q2-8 型汽车起重机液压系统	(220)



10 气压传动概述	(224)
10.1 气压传动系统的工作原理和组成	(224)
10.2 气压传动的优缺点	(225)
10.3 气压传动技术的发展和应 用	(225)
11 气动执行元件	(228)
11.1 气缸	(228)
11.2 气动马达	(232)
12 气源装置和辅助源件	(234)
12.1 气源装置	(234)
12.2 压缩空气净化、储存装置	(236)
12.3 辅助元件	(240)
12.4 气动系统的管道设计	(242)
13 基本回路和常用回路	(245)
13.1 基本回路	(245)
13.2 常用回路	(252)



1 概 论

1.1 液压传动与气压传动的定义

一部完备的机器都是由原动机、传动装置和工作机三部分组成。原动机(电动机或内燃机)是机器的动力源,工作机是机器直接对外做功的部分;传动装置则是设置在原动机和工作机之间的部分,用于实现动力(或能量)的传递、转换与控制,以满足工作机对力(或转矩)、工作速度(或转速)及位置的要求。

按照传动件(或工作介质)的不同,传动分为机械传动、电气传动、流体传动(液体传动和气压传动)及复合传动等类型。液体传动又包括液力传动和液压传动。液力传动是以液体为工作介质,利用液体动能来传递能量的流体传动;液压传动则是以液体作为工作介质,并以压力能进行动力(或能量)的传递、转换与控制的液体传动。它是本书主要介绍的内容。

1.2 液压传动的工作原理及组成部分

本节首先以液压千斤顶为例,说明液压传动的工作原理及其两个主要特征,然后介绍液压系统的组成部分及液压系统的图形符号。

1.2.1 工作原理

如图 1-1 所示,液压缸 1 与单向阀 3,4 一起构成手动液压泵,用以完成吸油与排油。当向上抬起杠杆时,手动液压泵的活塞 2 向上运动,活塞 2 的下部容腔 a 的容积增大形成局部真空,致使排油单向阀 3 关闭,油箱 8 中的油液在大气压作用下经油管 5 顶开吸油单向阀 4,进入 a 腔。当活塞 2 在力 F_1 作用下向下运动时 a 腔的容积减小,油液因受挤压,故压力升高。于是,被挤出的液体将使吸油单向阀 4 关闭, F_1 而使排油单向阀 3 被顶开,经油管 6 进入液压缸 10 的 b 腔,推动活塞 11,使其上移顶起重物(重力为 F_2)。手摇泵的活塞 2 不断上下做往复运动,重物逐渐被提高。重物上升到所需高度后,停止活塞 2 的运动,则液压缸 10 的 b 腔内的油液压力将使排油单向阀 3 关闭, b 腔内的液体被封死,活塞 11 连同重物一起被闭锁不动。此时,截止阀 9 关闭。如打开截止阀 9,则液压缸 10 的 b 腔内液体便经油管 7 流回油箱 8,于是活塞 11 将在自重作用下下移回复到原始位置。

1.2.2 工作特点

由上述液压千斤顶的工作原理可知,由液压缸 1 与单向阀 3,4 一起构成的手动液压泵

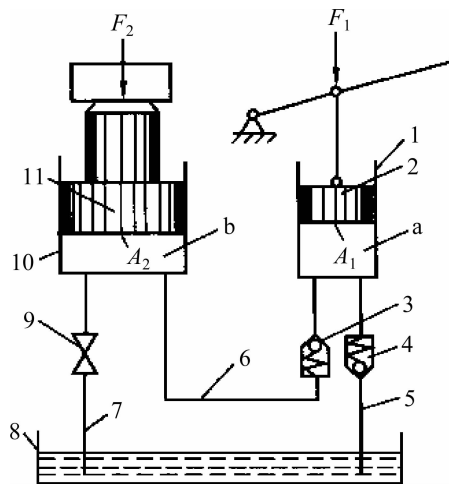


图 1-1 液压千斤顶工作原理图

1,10—液压缸;2,11—活塞;3—排油单向阀;
4—吸油单向阀;5~7—油管;8—油箱;9—截止阀

将杠杆的机械能转换为油液的压力能输出,从而完成吸油与排油,液压缸 10 将油液的压力能转换为机械能输出,以举起重物。手动液压泵和举升重物的液压缸(简称举升液压缸)组成了最简单的液压传动系统,实现了动力(力和运动)的传递与转换。其工作特点如下:

(1)力的传递靠液体压力实现、系统工作压力取决于负载。现以 F_2 表示作用在活塞 11 上的负载力, A_2 表示活塞 11 的面积, P_2 表示力 F_2 在 b 腔中产生的液体压力;以 F_1 表示作用在活塞 2 上的输入力, A_1 表示活塞 2 的面积, P_1 表示力 F_1 在 a 腔中产生的液体压力(液压泵的排油压力),则活塞 11 与 2 的静力平衡方程可分别表示为

$$F_2 = P_2 A_2 \quad (1-1)$$

$$F_1 = P_1 A_1$$

如果不考虑管路的压力损失,则液压泵的排油压力(即油腔 a 内的液体压力) P_1 与油腔 b 内的液体压力 P_2 相等,即

$$P_2 = P_1 = P \quad (1-2)$$

于是,系统的输出力(即所能克服的负载)为

$$F_2 = P_2 A_2 = P_1 A_2 = P A_2 \quad (1-3)$$

由式(1-2)可引出液压传动的第一个工作特征:在系统结构参数(此处为活塞面积 A_1 和 A_2 一定的情况下,液压泵的排油压力即系统工作压力 P_1 决定于举升液压缸的压力 P_2 ,从而决定于负载 F_2 。负载越大,压力越大。

(2)运动速度的传递靠容积变化相等的原则实现,运动速度取决于流量。如果不考虑液体的压缩性和泄漏损失等因素,则液压泵排出的液体体积必然等于进入提升液压缸的液体体积,即容积变化相等,可表示为

$$x_1 A_1 = x_2 A_2 \quad (1-4)$$

式中 x_1 ——液压泵活塞位移;

x_2 ——提升液压缸活塞位移。

式(1-4)两边同时除以运动时间后得

$$q_1 = A_1 v_1 = A_2 v_2 = q_2 \quad (1-5)$$

式中 v_1 、 v_2 ——液压缸活塞和提升液压阀活塞的平均运动速度；

q_1 、 q_2 ——液压泵输出的平均流量和液压阀输入的平均流量。

式(1-5)即为运动速度传递的基本方程式。由此可引出液压传动的第二个工作特征：在系统结构参数一定的情况下，运动速度的传递是靠密闭工作容积变化相等的原则实现的。活塞的运动速度取决于输入流量的大小，而与外负载无关。调节进入液压缸的流量 q_2 。即可调节活塞的运动速度 v_2 。

综上所述可看出两点：

(1)与外负载相对应的液体参数是液体压力，与运动速度相对应的液体参数是液体流量。因此，压力和流量是液压传动中两个最基本的参数；

(2)如果忽略各种损失，液压传动传递的力与速度彼此无关，所以液压传动即可实现与负载无关的任何运动规律，也可借助各种控制机构实现与负载有关的各种运动规律。

1.2.3 液压传动装置的组成部分

工程实际应用中的液压传动装置，在液压泵、液压缸的基础上尚需设置控制液压缸运动方向、速度和最大推力的装置，图 1-2 所示的驱动机床工作台的液压系统为例，介绍液压传动的各个组成部分。

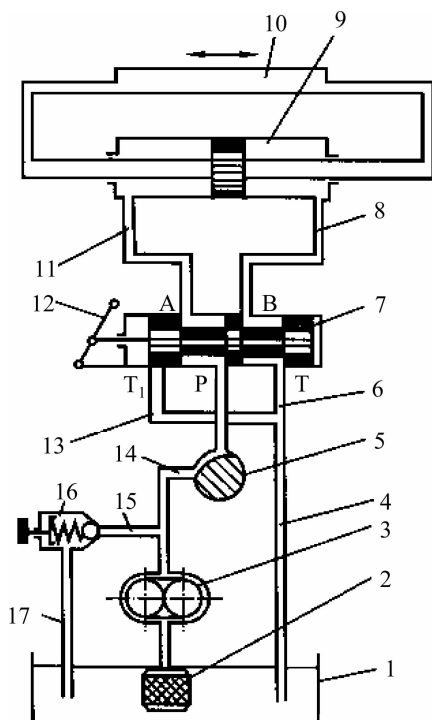


图 1-2 机床工作台液压系统原理结构示意图

1—油箱；2—过滤器；3—液压泵；4、6、8、11、13、14、15、17—管路；

5—流量控制器；7—换向阀；9—液压缸；10—工作台；12—换向手柄；16—溢流阀

当液压泵 3 由电动机驱动旋转时，从油箱 1 经过滤器 2 吸油。当换向阀 7（有 P、T（T1）、A、B 四个油口和二个工作位置）的阀芯处于图 1-2 所示位置时，压力油经管路 14、阀



5、阀 7(P→A)和管路 11 进入液压缸 9 的左腔,推动活塞(杆)及工作台 10 向右运动。液压缸 9 右腔的油液经管路 8,阀 7(B→T)和管路 6,4 排回油箱;通过扳动换向手柄 12 切换阀 7 的阀芯,使之处于左端工作位置,则液压缸活塞反向运动;切换阀 7 的阀芯工作位置,使之处于中间位置,则液压缸 9 在任意位置停止运动。

调节和改变流量控制阀 5 的开度大小,可以调节进入液压缸 9 的流量,从而控制液压缸活塞及工作台的运动速度。液压泵 3 排出的多余油液经管路 15、溢流阀 16 和管路 17 流回油箱。液压缸 9 的工作压力取决于负载。液压泵 3 的最大工作压力由溢流阀 17 调定,其调定值应为液压缸的最大工作压力及系统中油液流经各类阀和管路的压力损失之和。因此,系统的工作压力不会超过溢流阀的调定值,溢流阀对系统还有超载保护作用。

从上例可看出,由于液压传动中的工作介质是在受控制和受调节的状态下进行工作,所以液压传动不仅有“传动”之用,而且还有“控制”之用,二者很难完全分开。液压系统主要由能源装置、执行器、控制调节装置和辅助装置四个部分组成,各部分的功能见表 1-1,这四个组成部分可以统称为液压元件。液压传动与控制的机械设备或装置中,为了实现其动力的传递、转换与控制要求,若干液压元件连接或复合而成的总体即称为液压系统。

表 1-1 液压系统的组成部分及其功能

组成部分	功能
源装置(液压泵和原动机)	将原动机(电动机或内燃机)产生的机械能转变为液体的压力能,输出具有一定压力的油液
执行路部分(液压缸、液压马达和摆动液压马达)	将液体的压力能转变为机械能,驱动工作机构的负载做功,用以实现往复直线运动、连续回转运动或摆动
控制调节装置(各种压力、流量方向控制阀及其他控制元件)	控制调节液压系统中从泵到执行器的油液压力、流量和方向,从而控制执行器输出的力(转矩)、速度(转速)和方向,以保证执行器驱动的主机工作机构完成预定的运动规律
辅助装置(油箱、管件、过滤器、热交换器、蓄能器及指示仪表等)	用来存放、提供和回收液压介质,实现液压元件之间的连接及传输载能液压介质;滤除液压介质中的杂质、保持系统正常工作所需的介质清洁度;系统加热或散热。储存、释放液压能或吸收液压脉动及冲击,显示系统压力、流量和油温等

1.2.4 液压系统的图形符号

为了简化液压与气动系统的表示方法,一般采用图形符号来绘制系统原理图,而不采用图 1-2 所示的半结构形式绘制。由于图形符号脱离了液压元件的具体结构,只表示其职能,因此用来表达系统中各液压元件的作用和整个系统的组成、油路联系和工作原理,简单明了,便于绘制。利用专门开发的计算机图形库软件,还可大大提高液压系统原理图的设计、绘制效率及质量。

我国现行液压系统图形符号标准为 GB786.1—1993《液压气动图形符号》。在液压系统设计中,必须严格执行这一标准。图 1-3 即为按该标准绘制的图 1-2 所示的液压系统原理图。

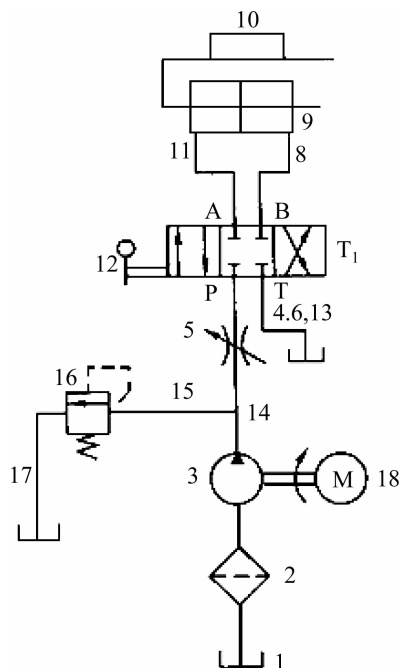


图 1-3 机床工作台液压系统原理图

1—油箱;2—过滤器;3—液压泵;4,6,8,11,13,14,15,17—管路;5—流量控制阀;
7—换向阀;9—液压缸;10—工作台;12—换向手柄;16—溢流阀;18—电动机

1.3 液压系统的类型

按工作特征和控制方式的不同,液压系统可分为液压传动系统和液压控制系统。液压传动系统通常为开环控制,以传递动力为主,传递信息为辅,追求传动特性的完善;系统的工作特性由各组成液压元件的特性和它们的相互作用来确定,其控制质量受工作条件变化的影响较大,当不能满足正常的工作条件时,甚至无法达到既定的目标。图 1-2 所示的系统即为开环控制的液压传动系统,其原理方块图如图 1-4 所示,系统中的流量控制阀的开度是事先调整好的,无法在工作过程中进行更改。

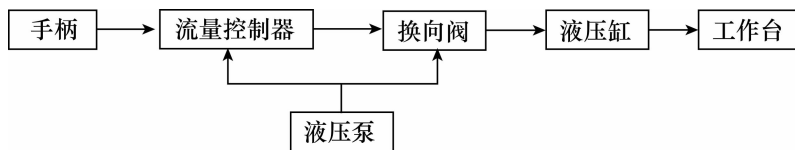


图 1-4 开环控制的液压系统原理框图

液压控制系统通常要采用伺服阀等控制阀,且多为闭环控制(见图 1-5),以传递信息为主,传递动力为辅,追求控制特性的完善。由于在系统中加入了检测反馈元件,故可用一般元件组成精确的控制系统,其控制质量受工作条件变化的影响较小。

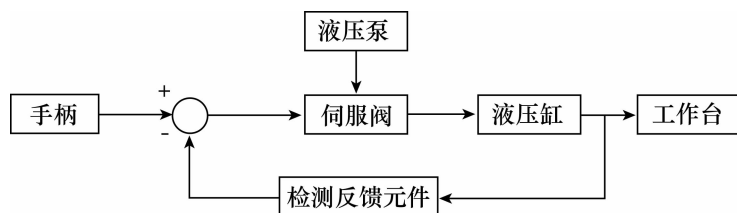


图 1-5 闭环控制的液压系统原理框图

1.4 液压传动与气压传动的优缺点

1.4.1 液压传动的优缺点

1.4.1.1 液压传动的优点

- (1)与机械传动、电力传动同功率相比较时,液压传动的体积小、质量轻、结构紧凑。
- (2)工作平稳、反应快、冲击小、能高速启动、制动、能够频繁换向。液压装置的换向频率在实现回转运动时,可达 500 次/min;实现往复直线运动时,可达 1000 次/min。
- (3)可实现大范围的无级调速,能在运行过程中进行调速,调速范围可达 2000 : 1。
- (4)控制方便,易于实现自动化,对压力、流量、方向易于进行调节或控制。
- (5)易于实现过载保护。
- (6)液压元件已经标准化、系列化和通用化,在液压系统的设计和使用中都比较方便。元件排列布置也具有较大的机动性。
- (7)具有自润滑和吸振性能。

1.4.1.2 液压传动的缺点

- (1)不能保证严格的传动比。这是因为工作介质的可压缩性与泄漏的影响。
- (2)损失大,不利于远距离传输。因为液压传动在工作过程中有压力损失、泄漏损失。
- (3)系统工作性能易受温度影响,因此不易在很高或很低的温度条件下工作。
- (4)液压元件的制造精度要求高,所以元件价格较高。
- (5)液压系统的故障不易排找。
- (6)工作介质的净化要求高。

1.4.2 气压传动的优缺点

1.4.2.1 气压传动的优点

- (1)工作介质容易取得,直接从大气中取得,用过后直接排放到大气中而不污染环境小,且不需回气管路,故气动系统管路较简单。
- (2)气动元件的制造精度要求低,因为气压传动的工作压力低。
- (3)与液压传动相比,气压传动反应快、动作迅速,一般只需 0.02~0.03s 就可以建立起需要的压力和速度。因此,它特别适用于实现系统的自动控制。



(4)空气黏度很小(约为油黏度的万分之一),在管道中流动时的压力损失小,所以节能、高效。它适用于集中供气和远距离输送。

(5)空气的性质受温度的影响小,高温下小会发生燃烧和爆炸,使用安全。所以对工作环境的适应性好,特别是在易燃、易爆、高尘埃、强磁、辐射及振动等恶劣环境中,比液压、电子及电子控制都优越。

(6)出于气体的可压缩性,便于实现系统的过载保护。

(7)介质清洁,管道不易堵塞,不存在介质变质及介质的补充和更换问题,元件使用方便,维护简单。

(8)气动元件机构简单,容易制造,易于实现标准化、系列化和通用化。

1.4.2.2 气压传动的缺点

(1)由于空气的可压缩性大,所以气动系统的动作稳定性差,负载变化时对工作速度的影响较大。

(2)由于工作压力低,且结构尺寸不宜过大,所以气压系统不易获得较大的输出力和力矩。因此,气压传动不适于重载系统。

(3)气动系统有较大的排气噪声。

(4)因空气无润滑性能,故在气路中需要设置给油润滑装置。

1.5 液压与气压传动的应用及发展概况

1.5.1 液压与气压传动系统的主要应用

液压与气压传动技术越来越广泛地应用于工业领域的各个方面。

在机床上,液压传动常应用在以下的一些装置中:

(1)进给运动传动装置。

磨床砂轮架和工作台的进给运动大部分采用液压传动;车床、六角车床、自动车床的刀架或转塔刀架,铣床、刨床的工作台等的进给运动也多采用液压传动;这些部件有的要求快速移动,有的要求慢速移动,有的则既要求快速移动又要求慢速移动。这些运动多半要求有较大的调速范围,要求在工作无级调速。有的要求持续进给,有的要求间歇进给;有的要求在负载变化下速度恒定,有的要求有良好的换向性能等,所有这些要求那是可以用液压传动来实现的。

(2)往复主体运动传动装置。

龙门刨床的工作台、牛头刨床或插床的滑枕,要求作高速往复直线运动,并且要求换向冲击小、换向时间短、能耗低,因此都可以采用液压传动。

(3)仿形装置。

车床、铣床、刨床上的仿形加工可以采用液压伺服系统来完成。其精度可达 $0.01\sim 0.02\text{mm}$,此外,磨床上的成形砂轮修正装置亦可采用这种系统。

(4)辅助装置。

机床上的夹紧装置、齿轮箱变速操纵装置、丝杆螺母间隙消除装置、垂直移动部件平衡



装置、分度装置、工件和刀具装卸装置、工件输送装置等。采用液压传动后,有利于简化机床结构,提高机床自动化程度。

(5)静压支撑装置。

重型机床、高速机床、高精度机床上的轴承机构等处采用液体静压支撑后,可以提高工作平稳性和运动精度。

液压传动在其他机械行业部门的应用情况见表 1-2。

表 1-2 液压与气压传动在各类机械行业中的应用实例

行业名称	应用场所举例
工程机械	挖掘机、装载机、推土机、压路机、铲运机等
起重运输机械	汽车吊、港口龙门吊、叉车、装卸机械、皮带运输机等
矿山机械	凿岩机、开掘机、开采机、破碎机、提升机、液压支架等
建筑机械	打桩机、液压千斤顶、平地机等
农业机械	联合收割机、拖拉机、农具悬挂系统等
冶金机械	电炉炉顶及电极升降机、轧钢机、压力机等

1.6 液压技术的发展概况

1.6.1 液压技术的发展简况

从公元前 200 多年前到 17 世纪初这一段时期,希腊人发明的螺旋提水工具和我国出现的水轮等都可以说是液压技术最古老的应用。

17 世纪至 19 世纪期间,欧洲人在液体力学、液体传动方面做出了重要贡献。例如,1648 年法国的 B. 帕斯卡(B. Pascal)提出的液体中压力传递的基本定律,1681 年 D. 帕潘(D. Papain)发明的带安全阀的压力釜,1850 年英国工程师威廉姆·乔治·阿姆斯特朗(William George Armstrong)发明的液压蓄能器,19 世纪中叶英国工程师佛莱明·詹金(F. Jinken)发明的世界上第一台差压补偿流量控制阀,1795 年英国人约瑟夫布瑞玛(Joseph Bramah)申请的第一台液压机的英国专利等。这些贡献与成就为 20 世纪液压传动与控制的发展提供了科学与工艺基础。

19 世纪在工业中所使用的液压传动装置是以水作为工作介质。因其密封问题一直未能得到很好的解决及电气传动技术的发展和竞争,导致液压技术一度停滞不前。此种情况在 1905 年美国詹涅(Janney)首先将矿物油代替水作液压介质后才有所改观。20 世纪 30 年代后、由于车辆、航空、舰船等功率传动技术的推动,相继出现了斜轴式及弯轴式轴向柱塞泵、径向和轴向液压马达。1936 年 Harry vickers 发明广以先导控制压力阀为标志的管式系列液压控制元件。第二次世界大战期间,由于军事上的需要,出现了以电液伺服系统为代表的响应快、精度高的液压元件和控制系统,从而使液压技术得到了迅猛发展。

20 世纪 50 年代,随着战后世界各国经济的恢复和发展,生产过程自动化的不断增长,液压技术很快转入民用工业,特别在机械制造、起重运输机械及各类施工机械、船舶、航空等领域得到了广泛的发展和应用。同期,德国阿亨工业大学(TH Anchen)在仿形刀架方面,美国



麻省理工学院(MIT)Blackburn, Lee 及 Shearer 等学者在电液伺服阀方面的研究取得了很大进展(出版了著名的《液气功控制》一书)。这些成果乃至先前 Herry vickers 发明的先导式压力控制阀结构至今仍为全世界各国所采用。

20 世纪 60 年代以来,随着原子能、航空航天技术、微电子技术的发展,液压技术也在更深更广阔的领域得到了发展。60 年代出现了板式、叠加式液压阀系列,发展了以比例电磁铁为电气—机械转换器的电液比例控制阀,并被广泛用于工业控制中,提高了电液控制系统的抗污染能力和性能价格比;70 年代出现了插装式系列液压元件;80 年代以来,液压技术与现代数学、力学和微电子技术、计算机技术、控制科学等紧密结合,出现了微处理机、电子放大器、传感测量元件和液压控制单元相互集成的机电一体化产品(如美国 Lee 公司研制的微型液压阀等)。提高了液压系统的智能化程度和可靠性,并应用计算机技术开展了对液压元件和系统的动静态性能数字仿真及结构的辅助设计和制造(CAD 和 CAM)。随着科学技术的进步和人类环保、能源危机意识的提高,近 20 年来人们重新认识并研究历史上以纯水作为工作介质的纯水液压传动技术,使其在理论上和应用研究上都得到了复苏,并持续稳定地发展,也因此逐渐成为现代液压传动技术中的热点技术(Emerging Technology)和新的发展方向之一。

液压技术的应用领域也不断拓展,几乎囊括了国民经济的各个部门(见表 1-3)。21 世纪将是信息化、网络化、知识化和全球化的时代,IT 技术、生命科学、生物技术和纳米技术等新科技的不断发展将对液压传动与控制技术的研究、设计观念及方法,对包括液压传动与控制元件的结构与工艺,对其应用领域以及企业的经营管理模式产生深刻影响并导致革命性变化。在社会和工程需求的强力推动及机械与电气传动及控制的挑战下,液压传动与控制技术将依托机械制造、材料工程、微电子及计算机、数学及力学、控制科学等方面,不断发挥自身优势,满足客观需求,从而向更为绿色化(低污染、低噪声、低能耗)、机电一体化、高度集成化和模块化、智能化和网络化的方向发展,将自身提高到新的水平。

1.6.2 液压技术的发展趋势

随着近 50 年来的科学技术的进步与发展,液压技术已成为包括传动、控制和检测在内,对现代机械装备的技术进步有重要影响的基础技术和基础学科;随着近 20 年来的电子技术、计算机技术和信息技术的迅速发展,液压技术不仅是一种传动方式,更多地是作为一种控制手段,作为连接微电子技术和大功率控制对象之间的桥梁,成为现代控制工程中重要的、不可缺少的环节和手段。例如,国外 90% 的数控加工中心、95% 以上的自动线都采用了液压传动技术。因而液压传动技术水平已成为衡量一个国家工业化水平的重要标志,世界上各先进国家都对液压技术的发展给予了高度重视。

当前液压技术向高压、高速、大功率、高效率、低噪声、高可靠性、高集成化方向发展,并取得重大进展,同时在完善比例控制、伺服控制、数字控制和机电一体化方向也取得了许多重大成果。新材料和新介质方向的研究也为液压技术的发展和完善提供了新的动力。当前液压技术的发展主要集中在以下 6 个方面:

(1) 发展集成、交合小型化和轻量化液压元件。随着液压系统复杂化程度的提高,要求液压元件具有高可靠性、减少配管、节省安装空间及易维修等特点。必须发展上述类型的液压元件。继集成块式、叠加阀式、插装阀式之后,近几年又出现了将控制元件附加在动力元



件上的一体化复合液压装置。

(2)发展高性能的液压控制元件,适应机电一体化主机发展的需要。例如,开发体积小功率低的阀门,研制适应野外条件的电液比例阀、高响应频率的电液伺服阀、低成本的比例阀及不需要 A/D 和 D/A 转换可直接与计算机接口的数字阀。

(3)以环境保护、安全和满足可持续发展为目标的绿色开发研究。例如,无污染的纯水液压技术及相关新材料、新工艺的开发和应用研究,降低元件和系统的噪声、减少泄漏和提高密封性能的应用研究。

(4)提高元件和系统的可靠性。提高可靠性是一项系统工程,除科学设计、先进的材料及完善的工艺外,还应注意应用和维护的可靠性,系统的状况监测、故障诊断及降低元件对污染的敏感性。加强污染控制与新型工程材料的应用研究,对提高元件和系统的可靠性有重要意义。

(5)以提高效率、降低能耗为目标的系统匹配设计理论、方法和计算机对液压系统进行自动适应控制手段研究。

(6)技术标准化研究。设计的标准化、产品的规范化不但方便用户,也是行业发展所必需的。技术标准化的水平是行业技术发展水平的标志,在该方向上还有艰巨的工作要做。

思考题

1. “液压传动”是什么,试述液压千斤顶机构的工作原理。
2. 液压传动的组成,各有什么作用?
3. 试述液压传动的优缺点。



2 液压传动的的基本知识和常用概念

液压工作介质是液压系统的不可缺少的组成部分,其主要作用是完成能量的转换和传递,除此之外,还有散热、润滑、防止锈蚀、沉淀不可溶污物等作用。

液压系统早期的工作介质主要是水,目前主要是液压油,尽管纯水和其他难燃(或抗燃)液压液体也在应用。工作介质是液压系统的血液,对液压系统的性能、寿命和可靠性有着重要影响,不同功能的液压系统对工作介质有不同的要求,这也是选择工作介质的主要依据,因而了解工作介质的基本知识是必要的。由于目前液压系统的工作介质主要是液压油,故本章主要介绍液压油的基本知识。为方便起见,有时将油液、液压油、液体、流体视为同义语,尽管有细微差别。



2.1 液压油的物理性质

2.1.1 液体的密度

密度在物理学中被定义为单位体积的液体的质量,常用符号 ρ 表示,并有如下关系

$$\rho = m/V$$

$$\gamma = G/V$$

$$\gamma = \rho g$$

式中 m ——体积为 V 的液体的质量,kg;

V ——液体体积, m^3 ;

G ——体积为 V 的液体的质量, $G = mg$,N;

g ——重力加速度, $g = 9.8\text{m/s}^2$ 。

一般情况下,视 ρ 、 γ 都不变,除非温度、压力等有特殊要求和变化。

2.1.2 黏度

流体分子间的内聚力(引力)阻止分子间的相对运动而产生内摩擦力的特性称流体的黏性。黏度是对流体阻力(内摩擦力)的度量,即黏滞程度的定量表示。

2.1.2.1 牛顿黏性定律

牛顿研究了流体的相对运动,于1686年提出了黏性流体的内摩擦定律(见图2-1),即

$$F = \mu A \frac{du}{dy} \quad (2-1)$$



或
$$\tau = \frac{F}{A} = \mu \frac{du}{dy} \quad (2-2)$$

式中 A ——相对运动层面积, m^2 ;

F ——相对运动层内摩擦力, N ;

τ ——液体内部切应力(单位面积上内摩擦力), Pa 或 N/m^2 ;

$\frac{du}{dy}$ ——速度梯度, $m/s/m$ 或 $1/s$;

u 随 y 增大取“+”号, 反之取“-”号;

μ ——比例系数, 称动力黏度, $Pa \cdot s$ 。

2.1.2.2 黏度的表示方法和单位

A 动力黏度

式(2-1)中的 μ 为油液(液体)种类和温度决定的比例系数, 它表征液体黏性的内摩擦程度, 称动力黏度或绝对黏度, 可表示为

$$\mu = \frac{\tau}{du/dy} \quad (2-3)$$

由式(2-3)知, μ 为单位速度梯度下的单位面积上的内摩擦力, 计量单位为 $Pa \cdot s$ 或 $N \cdot s/m^2$ 。满足式(2-2)或式(2-3)的液体称牛顿流体, 反之称非牛顿流体。

B 运动黏度

运动黏度为动力黏度和密度的比值, 用 ν 表示, 即

$$\nu = \mu/\rho \quad (2-4)$$

运动黏度 ν 没有明确的物理意义, 但在理论分析中常用到。因 ν 在其单位中只有长度和时间的量纲, 故称之运动黏度。 ν 的法定单位为 m^2/s , 常用单位为 mm^2/s 。工程中液体的黏度常用运动黏度表示, 如机械油的牌号就是以这种油液在 $40^\circ C$ 时的运动黏度 ν 的平均值(中心值)来表示的。

C 相对黏度

直接测量动力黏度很不方便, 在工程上采用简单的方法, 即测量液体的相对黏度(又称条件黏度)。它采用规定的黏度计, 在规定的条件下测量液体的相对黏度。根据相对黏度的测量方法和条件不同, 相对新度有多种: 我国和欧洲一些国家采用恩氏黏度($^{\circ}E$), 英国采用商用雷氏教度($^{\circ}R$), 美国采用国际赛氏教度(SSV)。

恩氏黏度由恩氏黏度计测定: 将 $200cm^3$ 的被测液体装入底部有 $\varphi 2.8mm$ 小孔的恩氏强度计中, 在某特定温度 $T(^{\circ}C)$ 时, 测定全部液体在自重作用下流过小孔所需的时间 t_1 , 与 $20^{\circ}C$ 的同体积的蒸馏水流过同一小孔所需的时间 t_2 的比值, 即该液体在 $T(^{\circ}C)$ 时的恩氏黏度, 用符号 $^{\circ}E$ 表示, 即

$$^{\circ}E = t_1/t_2 \quad (2-5)$$

工业上常用 $20^{\circ}C$ 、 $50^{\circ}C$ 、 $100^{\circ}C$ 作为测定恩氏黏度的标准, 分别以相应符号 $^{\circ}E_{20}$ 、 $^{\circ}E_{50}$ 、 $^{\circ}E_{100}$ 表示。

恩氏黏度与运动黏度(mm^2/s)的换算关系为

$$\nu = \left(7.31^{\circ}E - \frac{6.31}{^{\circ}E} \right) \times 10^{-6} (m^2/s) \quad (2-6)$$



2.1.2.3 黏度与温度的特性

黏度随温度升高(降低)而减小(增大)的特性称为黏温特性,可用黏度—温度曲线表示。部分液压介质的黏度—温度特性曲线如图 2-1 所示。

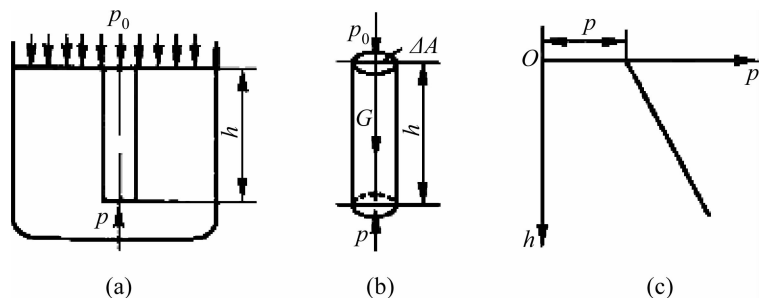


图 2-1

油液黏度随温度变化的程度常用黏度指数 VI 表示

黏度指数 $VI=0\sim 100$ 时, VI 为

$$VI = \frac{\nu_L - \nu_V}{\nu_L - \nu_H} \times 100\% \quad (2-7)$$

式中 ν_V ——试样在 40°C 时的运动黏度;

ν_L ——黏度指数 $VI=0$ 的标准油样(通常为环烷基矿物油)在 40°C 时的运动黏度,与试样在 100°C 时的运动黏度相同;

ν_H ——黏度指数 $VI=100$ 的标准油样(通常为石蜡基矿物油)在 40°C 时的运动黏度,与试样在 100°C 时的运动黏度相同。

黏度指数 $VI \geq 100$ 时, VI 为

$$VI = \frac{10^{N-1}}{0.00715} + 100 \quad (2-8)$$

$$N = \frac{\lg \nu_H - \lg \nu_V}{\lg \nu_V} \quad (2-9)$$

式中 ν_V ——试样 100°C 时的运动黏度。

黏度指数 VI 越大表示油液黏度受温度影响越小,其黏度特性越好。对于一般液压系统要求 $VI > 90$ 。目前许多专用液压油的新度指数 $VI > 100$ VI 值不必计算,可以从有关国家标准中查出。

几种典型工作介质的黏度指数见表 2-1。

表 2-1 典型工作介质的黏度指数 VI

介质种类	石油基 液压油 L-HM	石油基 液压油 L-HR	石油基 液压油 L-HG	高含水 液压油 L-HFA	油包水 乳化液 L-HFB	水—乙二 醇 L-HFC	磷酸酯 L-HFDR
黏度指数 VI	≥ 95	≥ 160	≥ 90	≈ 130	130~170	140~170	-31~170

2.1.2.4 黏度与压力的特性

当油液所受的压力增加时,其分子间的距离就缩小,内聚力增加,黏度也有所变大。但是这种影响在低压时并不明显,可以忽略不计;当压力大于 50MPa 时,黏度将急剧增大。压



力对黏度的影响可用以下经验公式计算

$$\nu_p = \nu_a e^{cp} \approx \nu_a (1 + cp) \quad (2-10)$$

式中 p ——液体的压力；

ν_p ——压力为 p 时液体的运动黏度；

ν_a ——大气压下液体的运动黏度；

e ——自然对数的底；

c ——系数,对于石油基液压油, $c=0.015\sim 0.035$ 。

2.1.2.5 调和油的黏度

选择合适黏度的液压油,对液压系统的工作性能有着十分重要的作用。有时现有的油液黏度不能满足要求,可把两种不同黏度的油液混合起来使用。混合后的油液称为调和油。调和油的黏度与这两种油所占的比例有关,一般可用下面的经验公式计算,即

$${}^0E = \frac{a{}^0E_1 + b{}^0E_2 - c({}^0E_1 - {}^0E_2)}{100} \quad (2-11)$$

式中: ${}^0E_1, {}^0E_2$ ——分别为混合前两种油液的黏度,取 ${}^0E_1 > {}^0E_2$;

0E ——混合后的调和油黏度;

a, b ——参与调和的两种油液所占的百分数($a+b=100$);

c ——实验系数,如表 2-2 所示。

表 2-2 系数 c 的数值

$a/(%)$	10	20	30	40	50	60	70	80	90
$b/(%)$	90	80	70	60	50	40	30	20	10

2.1.3 液压油的类型与选用

2.1.3.1 对液压油的性能要求

液压油对液压系统的性能有着非常重要的影响,一般在选用油液时应满足以下要求:

- (1) 粘—温特性好。在工作温度变化的范围内,油液的黏度随温度的变化越小越好。
- (2) 润滑性好。因为油液既是工作介质,又是运动零件的润滑剂,所以应具有良好的润滑性和很高的油膜强度,以免产生干摩擦。
- (3) 化学稳定性好。油液在高温下易生成胶状物和沥青等杂质化合物能腐蚀金属,因此油液要有较好的化学稳定性。
- (4) 抗泡沫性好。抗乳化性好,耐蚀性好,防锈蚀性好。
- (5) 对金属和密封件有良好的相容性,不含水溶性酸和碱等,可避免腐蚀零件和管道,不破坏密封件。
- (6) 热膨胀系数低,比热容和传热系数高,凝固点低,闪点和燃点高。
- (7) 质地纯净,杂质少。
- (8) 具有良好的环保性能和经济性。

2.1.3.2 液压油的种类

随着液压技术应用领域的不断扩大和对性能要求的不断提高,其工作介质的品种越来



越多。一般液压介质可分为两类,一类是易燃的烃类液压油(矿物油型和合成烃型);另一类是难燃(或抗燃)的液压油,难燃液压油包括含水型及无水型两大类,含水型加高水基液(HFA)、油包水乳化液(HFB)、水—乙二醇(HFC),无水型合成液(HFD)如磷酸脂。但是,目前最广泛使用的依然是矿物型液压油。

普通液压油一般是以汽轮机油作为基础油,再加以多种添加剂配成的,其抗氧化性、抗磨性、抗泡沫性和防锈性均较好,广泛适用于在 $0\sim 40^{\circ}\text{C}$ 工作的中低压系统,一般机床液压系统最适宜使用这种液压油。对于高压或中高压系统,可根据其工作条件和特殊要求选用抗磨液压油、低温液压油等专用油类。

在一些高温、易燃、易爆的工作场合,为了安全起见,应该在系统中使用抗燃液压油,如磷酸酯、水—乙二醇、油包水或水包油乳化液等。

2.1.3.3 液压油的选用

正确合理的选用液压油是保证液压系统高效率正常运转的前提,也是保证各液压元件的性能、延长使用寿命的关键。

液压油的黏度对液压系统的性能有很大的影响。黏度较高时油液流动所产生的阻力较大,克服阻力所消耗的功率较大,而此功率又将转化成热量,使油温上升;黏度太低时,会使泄漏量加大,使液压系统的效率下降。因此,选择液压油时应先确定适应的黏度范围,再选择合适的液压油品种。

确定液压油的黏度范围时,主要应考虑以下几方面的因素:

(1) 液压系统的工作压力 工作压力较高的液压系统宜选用黏度较大的液压油,以减少泄漏。几种常用国产液压油的性能指标见表 2-3。

表 2-3 几种常见的国产液压油的性能指标

项目	质量指标									
	普通液压油					高级抗磨液压油			低温液压油	
品牌										
牌号	32	46	68	32G	68G	HM32	HM46	HM68	22	32
40°C运动黏度/ m^2/Vs	(28.8~ 35.2)× 10^{-6}	(41.4~ 50.6)× 10^{-6}	(61.2~ 74.8)× 10^{-6}	(28.8~ 35.2)× 10^{-6}	(61.2~ 74.8)× 10^{-6}	(28.8~ 35.2)× 10^{-6}	(41.4~ 50.6)× 10^{-6}	(61.2~ 74.8)× 10^{-6}	$22\times$ 10^{-6}	$32\times$ 10^{-6}
黏度指数	≥ 90					≥ 90			≥ 130	
闪点(开 口)/°C	≥ 170					≥ 180		≥ 200	≥ 140	≥ 160
凝点/°C	≤ -10									
氧化稳定性 (酸值达 2.0mg KOH/g)/h	≥ 1000					≥ 1000			≥ 1000	

(2) 环境温度。

环境温度较高时宜选用黏度较大的液压油,因为环境温度升高时会使油液黏度下降。

(3) 执行元件运动速度。

当执行元件运动速度较高时宜选用黏度较小的液压油,以减小液流的功率损失,提高液



压系统的效率。

(4) 液压泵的类型。

在液压系统所有元件中, 液压泵的工作条件尤为恶劣, 因为泵内零件的运动速度高, 承受的压力大, 润滑要求苛刻, 温升高, 而且油液被液压泵吸入和压出时要受到剪切作用, 所以一般根据液压泵的要求来确定油液的黏度。各类液压泵适用的液压油黏度范围见表 2-4。

表 2-4 各类液压泵适用的液压油黏度范围

液压泵类型		环境温度 5~40℃ / m ² Vs(40℃)	环境温度 40~80℃ / m ² Vs(40℃)
叶片泵	p < 10 ⁶ Pa	(30~50) × 10 ⁻⁶	(40~75) × 10 ⁻⁶
	p ≥ 10 ⁶ Pa	(50~70) × 10 ⁻⁶	(55~90) × 10 ⁻⁶
齿轮泵		(30~70) × 10 ⁻⁶	(95~165) × 10 ⁻⁶
轴向柱塞泵		(40~75) × 10 ⁻⁶	(70~150) × 10 ⁻⁶
径向柱塞泵		(30~80) × 10 ⁻⁶	(65~240) × 10 ⁻⁶

2.1.4 液压油的污染与控制

实践证明, 液压油被污染是液压系统发生故障的主要原因, 它严重影响液压系统的可靠性和元件的寿命。因此对液压油的合理使用和正确维护是十分重要的。

2.1.4.1 污染的危害

液压系统中的污染物是指混入液压油中的各种杂物, 如固体颗粒、水、空气、胶状生成物、微生物等。液压油被污染后, 将对系统及元件产生以下不良后果:

(1) 固体颗粒和胶状生成物易堵塞滤油器, 使液压泵吸油困难, 产生噪声, 同时也可能堵塞阀类元件中的小孔或缝隙, 使其动作失灵。

(2) 微小固体颗粒会加速零件的磨损, 影响液压元件的正常工作, 同时也可能擦伤密封件, 使泄漏增加。

(3) 水的侵入会加速油液的氧化, 导致其变质; 空气的混入会降低油液的润滑性和体积弹性模量, 引起气蚀, 加速液压元件的损坏, 使液压系统出现振动、爬行等现象。

(4) 微生物的生成使油液变质, 降低润滑性能, 加速元件腐蚀。微生物对高水基液压油的危害更大。

2.1.4.2 污染的原因

(1) 残留污染。

主要是指液压装置在制造、存储、安装、维修过程中带入的砂粒、铁屑、焊渣、铁锈、棉纱和灰尘等污染物。

(2) 侵入物污染。

主要是指周围环境中的污染物(如空气、尘埃、水等)进入系统导致的污染。

(3) 生成物污染。

主要是指元件的磨损和老化而产生的金后微粒、锈斑、涂料和密封件的剥离片, 以及液压油变质后产生的胶状生成物等。



2.1.4.3 污染的控制

液压油污染的原因很复杂,而油液自身又在不断地产生脏物,因此要彻底消除污染是很困难的。但是为了延长液压元件的寿命,保证系统正常工作,必须将液压油的污染程度控制在一定限度之内。在生产实际中,一般采取以下几方面的措施来控制液压油的污染:

(1)消除残留污染。

严格清洗元件和系统,以清除在加工和组装过程中残留的污染物。

(2)防止污染物从外界侵入。

油箱呼吸孔上应加空气滤清器,液压油必须通过过滤器注入系统,维修拆卸元件时应在无尘区进行。

(3)采用合适的过滤器。

应根据需要,在系统的有关部位设置适当精度的过滤器,并且定期检查、清洗或更换滤芯。

(4)控制液压油的温度。

液压油的温度过高会加速油液的氧化变质,产生各种生成物而污染油液。一般液压系统的工作温度应控制在 65℃ 以下,机床液压系统还应更低一些。

(5)定期检查和更换液压油。

定期对系统中的油液进行抽样检查,如污染已超过标准,必须立即更换。在更换新油液前,整个系统必须先清洗一次。

2.2 液体力学基本知识

液体静力学是研究液体处于相对平衡状态下的力学规律,以及这些规律的应用。这里所说的相对平衡,是指液体内部质点之间没有相对运动,至于液体整体完全可以像刚体一样做各种运动。

2.2.1 液体的压力及其特征

静止液体在单位面积上所受的力称为静压力。如果在液体内某点处微小面积 ΔA 上作用有法向力 ΔF ,则 $\Delta F/\Delta A$ 的极限就是该点的静压力,用 p 表示

$$p = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta A} \quad (2-12)$$

若在液体的面积 A 上,所受的为均匀分布的作用力 F 时,则静压力可表示为

$$p = \frac{F}{A} \quad (2-13)$$

液体的静压力在物理学上称为压强,但在液压传动中习惯称为压力。液体的静压力有如下特性:

(1)液体静压力垂直于作用面,其方向与内法线方向一致。

(2)静止液体内,任意点处的静压力在各个方向上都相等。

2.2.2 静压力基本方程

在重力作用下的静止液体,其受力情况如图 2-2(a)所示。除了液体重力、液面上的外加



压力之外还有容器壁面作用在液体上的压力。如要计算容液面深度为 A 处某一点的压力时,可以取出底面包含该点的一个微小垂直液杆来研究,如图 2-2(b)所示。

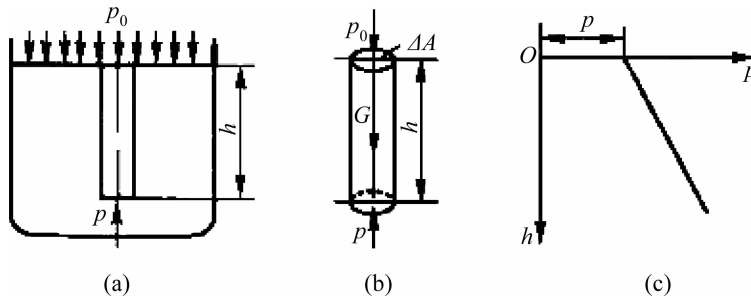


图 2-2 静止液体内压力分布图

液柱顶面受外加压力 p_0 作用,底面上所受的压力为 p 。微小液柱的端面积为 ΔA ,高为 h ,其体积为 $h\Delta A$,则液柱的重力为 $\rho gh\Delta A$,并作用于液柱的重心上。作用于液柱侧面上的力,因为对称分布而相互抵消。由于液体处于平衡状态,在垂直方向上的力存在如下关系

$$p\Delta A = p_0\Delta A + \rho gh\Delta A \quad (2-14)$$

等式两边除以 ΔA ,则有

$$p = p_0 + \rho gh \quad (2-15)$$

式(2-15)即为液体静压力基本方程。由式(2-15)可知:

(1)静止液体内任一点处的压力由两部分组成。一部分是液面上的压力 P_0 ,另一部分是该点以上液体的自重所产生的压力 ρgh 。当液面上只受大气压力 P_a 时,式(2-15)可改写为

$$p = P_a + \rho gh \quad (2-16)$$

(2)静止液体内的压力沿液深呈线性规律分布,如图 2-1(c)所示。

(3)离液面深度相同处各点的压力相等。压力相等的所有点组成的面积为等压面。在重力作用下静止液体中的等压面是一个水平面。

(4)对静止液体,若液面压力为 p_0 ,液面与基准水平面的距离为 h_0 ;液体任一点的压力为 P ,与基准水平的距离为 h ,则由静压力基本方程式可得

$$\frac{P_0}{\rho g} + h_0 = \frac{P}{\rho g} + h = \text{常数} \quad (2-17)$$

式中, $\frac{P_0}{\rho g}$ 为静止液体中单位重量液体的压力能, h 为单位重量液体的势能。公式的物理意义为:静止液体中,任一质点的总能量保持不变,即能量守恒。

2.2.3 压力的表示方法及单位

根据度量基准的不同,液体压力分为绝对压力和相对压力两种。绝对用力是以绝对零压力作为基准来进行度量的;相对压力是以当地大气压入为基准来进行度量的。显然:

$$\text{绝对压力} = \text{大气压力} + \text{相对压力}$$

因大气中的物体受大气压的作用是自相平衡的,所以大多数压力表测得的压力但是相对压力,所以相对压力又称表压力。在液压技术中所提到的压力,如不特别指明,均为相对压力。当绝对压力低于大气压时,绝对压力不足大气压力的那部分压力值称为真空度。真空度就是大气压力和绝对压力之差,即



真空度 = 大气压力 - 绝对压力

绝对压力、相对压力和真空度的关系也如图 2-3 所示。

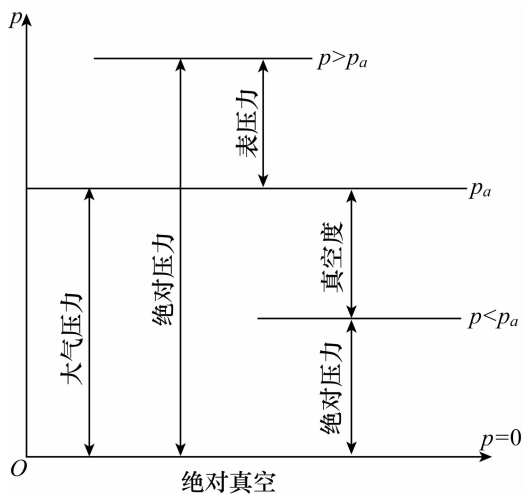


图 2-3 绝对压力、相对压力和真空度关系图

压力的单位除法定计量单位 Pa(帕, N/m^2)外,还暂时允许使用单位 bar(巴)和以前常用的一些单位,如工程大气压 at,水杆高或汞杆高等。各种压力单位之间的换算关系如下。

$$1\text{Pa}(\text{帕}) = 1\text{N}/\text{m}^2$$

$$1\text{bar}(\text{巴}) = 1 \times 10^5 \text{Pa} = 1 \times 10^5 \text{N}/\text{m}^2$$

$$1\text{at}(\text{工程大气压}) = 1\text{kgf}/\text{cm}^2 = 9.8 \times 10^4 \text{N}/\text{m}^2$$

$$1\text{mHO}_2(\text{米水柱}) = 9.8 \times 10^3 \text{N}/\text{m}^2$$

$$1\text{mmHg}(\text{毫米汞柱}) = 1.33 \times 10^2 \text{N}/\text{m}^2$$

2.2.4 帕斯卡原理

密闭容器内的液体,当外加压 p_0 发生变化时,只要液体仍保持原来的静止状态不变,则液体任一点的压力将发生同样大小的变化。这就是说,在密闭容器内,施加于静止液体的压力可以等位地传递到液体各点。这就是帕斯卡原理,也称为静压传递原理。

图 2-3 所示是应用帕斯卡原理的实例。图中大小两个液压缸内连通管相连构成密闭容积。其中大缸活塞面积为 A_1 ,作用在活塞上的负载为 F_1 ,液体所形成的压力 $p = \frac{F_1}{A_1}$ 。由帕斯卡原理知:小活塞处的压力也为 p ,若小活塞面积为 A_2 ,则为防止大活塞下降,在小活塞上应施加的力

$$F_2 = pA_2 = \frac{A_2}{A_1} F_1 \quad (2-18)$$

由式(2-18)可知,由于 $(\frac{A_2}{A_1} < 1)$,所以用一个很小的推力 F_2 ,就可以推动一个比较大的负载 F_1 。液压千斤顶就是依据这一原理制成的。从负载与压力的关系还可以发现,当大活塞上的负载 $F_1 = 0$,不考虑活塞自重和其他阻力,则不论怎样推动小液压缸的活塞,也不能从液体中形成压力,这说明液体内的压力是内外负载决定的。这是液压传动中一个很重要的概念。

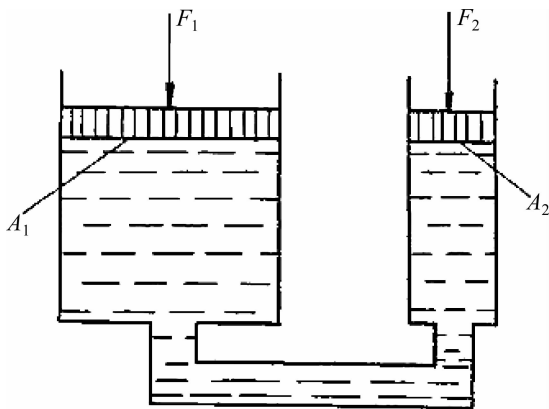


图 2-4 帕斯卡原理

2.2.5 静压力对固体壁面的作用力

液体和固体壁面接触时,固体壁面将受到液体静压力的作用。

当固体壁面为一平面时,液体压力在该平面上的总作用力 F 等于液体压力 p 与该平面面积 A 的乘积,其作用方向与该平面垂直,即

$$F = pA \quad (2-19)$$

当固体壁面为一曲面时,液体压力在该曲面某 x 方向上的总作用 F_x 与曲向在该方向投影面积 A_x 的乘积,即

$$F_x = pA_x \quad (2-20)$$

式(2-20)适用于任何价曲面,下面以液压缸缸筒的受力情况为例加以证明。

例 2-1 液压缸缸筒如图 2-5 所示,缸筒半径为 r 长度为 l ,试求液压油液对缸筒右半壁内表面在 x 方向上的作用力 F_x 。

解:在右半壁面上取一微小面积 $dA = lds = lr d\theta$,则压力油作用在 dA 上的力 $dF = pdA$ 的水平分力

$$dF_x = dF \cos\theta d\theta = pdA \cos\theta = plr \cos\theta d\theta$$

对上式积分,得右半壁面在 x 方向的作用力

$$F_x = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} dF_x = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} plr \cos\theta d\theta = 2plr = pA_x$$

式中 A_x ——缸筒右半壁面在 x 方向的投影面积, $A_x = 2rl$ 。

同理可求得液压油液作用在左半壁面 x 反方向的作用力 $F' = pA$ 。因 $F_x = -F'_x$,所以液压油液作用在缸筒内壁的合力为零。

2.3 液体动力学

液体动力学的主要内容是研究液体流动时流速和压力的变化规律。流动液体的流量连续性方程、伯努利方程、动量方程是描述流动液体力学规律的三个基本方程式。前二个方程式反映压力、流速与流量之间的关系,动量方程用来解决流动液体与固体壁面间的作用力问题。这

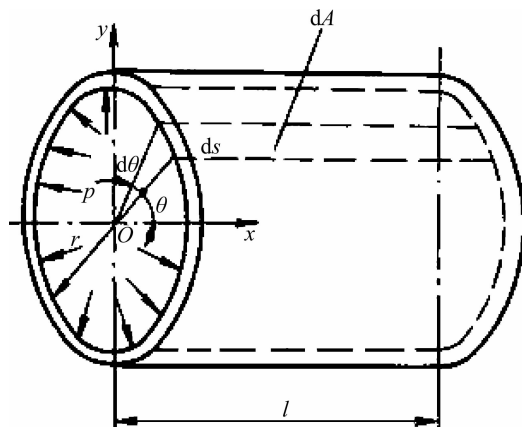


图 2-5 压力油作用在缸筒内壁面上的力

些内容不仅构成了液体动力学的基础,而且还是液压技术中分析问题和设计计算的理论依据。

2.3.1 基本概念

2.3.1.1 理想液体和恒定流动

由于液体具有黏性,而且黏性只是在液体运动时才体现出来,因此在研究流动液体时必须考虑黏性的影响。液体中的黏性问题非常复杂,为了分析和计算问题的方便,开始分析时可先假设液体没有黏性,然后再考虑黏性的影响,并通过实验验证等办法对已得出的结果进行补充或修正。对于液体的可压缩问题,也可采用同样方法来处理。

理想液体:在研究流动液体时,把假设的既无黏性又不可压缩的液体称为理想液体。而把事实上既有黏性又可压缩的液体称为实际液体。

恒定流动:当液体流动时,如果液体中任一点处的压力、速度和密度都不随时间而变化,则液体的这种流动称为恒定流动(亦称定常流动或非时变流动);反之,若液体中任一点处的压力、速度和密度中有一个随时间而变化时,就称为非恒定流动(亦称非定常流动或时变流动)。如图 2-6 所示,图 2-6(a)为恒定流动,图 2-6(b)为非恒定流动。非恒定流动情况复杂,本节主要介绍恒定流动时的基本方程。

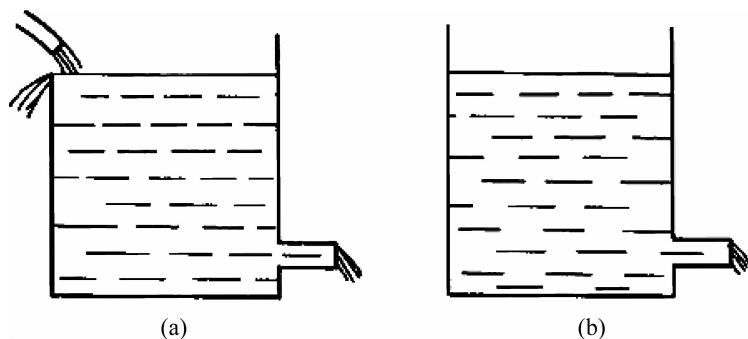


图 2-6 恒定流动与非恒定流动

2.3.1.2 通流截面、流量和平均流速

液体在管道中流动时,其垂直于流动力向的截面为通流截面(或过流截面)。



单位时间内流过某一通流截间的液体体积称为流量。流量以 q 表示,单位为 m^3/s 或 L/min 。

由于流动液体黏性的作用,在通流截面上各点的流速 u 一般是不相等的。在计算流过整个通流截面 A 的流量时,可在通流截面 A 上取一微小截间 dA ,如图 2-7(a)所示,并认为在该断面各点的速度 u 相等,则流过该微小断面的流量为

$$dq = u dA$$

流过整个通流截面 A 的流量为

$$q = \int_A u dA \tag{2-21}$$

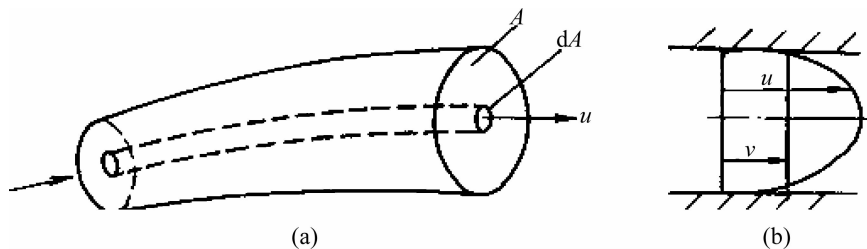


图 2-7 流量和平均流量

对于实际液体的流动,速度 u 的分布规律很复杂(见图 2-7b),由公式(2-21)计算流量是困难的。因此,提出一个平均流速的概念,即假设说流截面上各点的流速均匀分布,液体以此均布流速 u 流过通流截面的流量等于以实际流速流过的流量,即

$$q = \int_A u dA = vA$$

由此得出同流截面上的平均流速为

$$v = \frac{q}{A} \tag{2-22}$$

在实际的工程计算中,平均流速才具有应用价值。液压缸工作时,活塞的运动速度就等于缸内液体的平均流速,当液压缸有效面积一定时,活塞运动速度由输入液压缸的流量决定。

2.3.2 流量连续性方程

流量连续性方程是质量守恒定律在流体力学中的一种表达形式。

图 2-8 所示为一不等截面管,液体在管内作恒定流动,任取 1、2 两个通流截面,设其面积分别为 A_1 和 A_2 ,两个截面中液体的平均流速和密度分别为 v_1 、 ρ_1 和 v_2 、 ρ_2 ,根据质量守恒定律,在单位时间内流过两个截面的液体质量相等,即

$$\rho_1 v_1 A_1 = \rho_2 v_2 A_2$$

不考虑液体的压缩性,有 $\rho_1 = \rho_2$,则得

$$v_1 A_1 = v_2 A_2 \tag{2-23}$$

或写为

$$q = vA = \text{常量}$$

这就是液流的流量连续方程。它说明恒定流量中流过各截面的不可压缩液体的流量是不变的。因而流速和通流截面的面积成反比。



2.3.3 伯努利方程

伯努利方程是能量守恒定律在流体力学中的一种表达形式。

2.3.3.1 理想液体的伯努利方程

理想液体因无黏性,又不可压缩,因此在管内作稳定流动时没有能量损失。根据能量守恒定律,同一管道每一截面的总能量都是相等的。

如前所述,对静止液体,单位质量液体的总能量为单位质量液体的压力能 $\frac{p}{\rho}$ 和势能 zg 之和;而对于流动液体,除以上两项外,还有单位质量液体的动能 $\frac{v^2}{2}$ 。

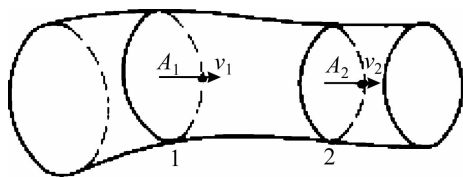


图 2-8 流量连续性方程推导图

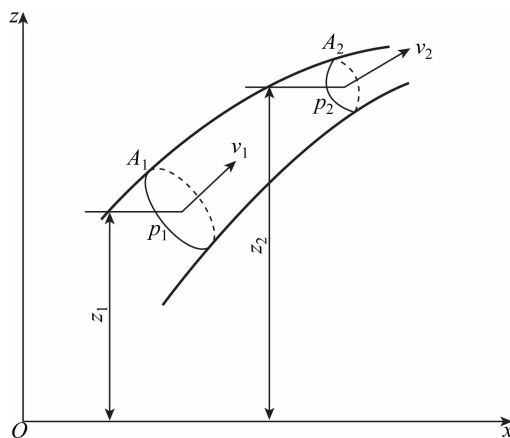


图 2-9 伯努利方程推导图

在图 2-9 中任取两个截面 A_1 和 A_2 , 它们距基准水平面的距离分别为 z_1 和 z_2 , 压力分别为 p_1 和 p_2 。根据能量守恒定律有

$$\frac{p_1}{\rho} + z_1 g + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + z_2 g + \frac{v_2^2}{2} \quad (2-24)$$

因两个截面是任意取的,因此上式可改写为

$$\frac{p}{\rho} + zg + \frac{v^2}{2} = \text{常量}$$

以上两式即为理想液体的伯努利方程,其物理意义为:在管内作稳定流动的理想液体具有压力能、势能和动能三种形式的能量,在任意截面上这三种能量可以互相转换,但其总和不变,即能量守恒。

2.3.3.2 实际液体伯努利方程

实际液体在管道内流动时,由于液体存在黏性,会产生内摩擦力,消耗能量;由于管道形



状和尺寸的变化,液流会产生扰功,消耗能量。因此,实际液体流动时存在能量损失,设单位质量液体在两截面之间流动的能量损失为 h_{wg} 。

另外,因实际流速 u 在管道通流截向上的分布是不均匀的,为方便计算,一般用平均流速替代实际流速计算动能。显然,这将产生计算误差。为修补这一误差,便引进了动能修正系数 α ,它等于单位时间内某截面处的实际动能与按平均流速计算的动能之比,其表达式为

$$\alpha = \frac{\frac{1}{2} \int_A u^2 \rho u dA}{\frac{1}{2} \rho A v v^2} = \frac{\int_A u^3 dA}{v^3 A} \quad (2-25)$$

动能修正系数 α 在紊流时取 $\alpha=1.1$,在层流时取 $\alpha=2$ 。实际计算时常数 $\alpha=1$ 。

在引进了能量损失 h_{wg} 和动能修正系数 α 后,实际液体的伯努利方程表示为

$$z_1 g + \frac{p_1}{\rho} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2} = z_2 g + \frac{p_2}{\rho} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2} + h_{wg} \quad (2-26)$$

在利用上式进行计算时必须注意的是:

(1) 截面 1、2 应顺流向选取,且选在流动平稳的通流截面区。

(2) z 和 p 应为通流截面的同一点上的两个参数,为方便起见,一般将这两个参数定为通流截面的轴心处。

例 2-2 应用伯努利方程分析液压泵正常吸油的条件,液压泵装置如图 2-9 所示,设液压泵吸油 u 处的绝对压力为 p_2 ,油箱液面压力 p_1 为大气压 p_a ,泵吸油口至油箱液的高度为 h 。

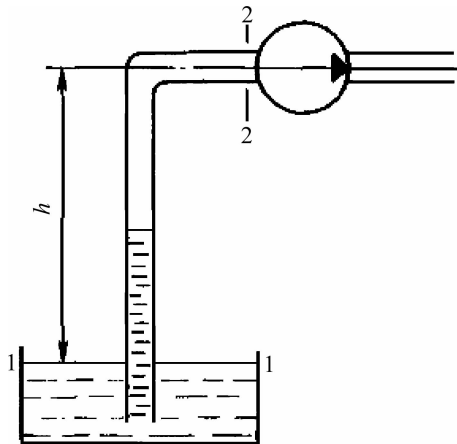


图 2-10 泵装置

解:取油箱液面为基准面,并定为 1-1 截面,泵的吸油口处为 2-2 截面,对两截面列伯努利方程(动能修正系数取 $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$)有

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + hg + h_{wg}$$

式中, p_1 等于大气压; v_1 为油箱液面的流速,可视为零; v_2 为吸油管速; h_{wg} 为吸油管的能量损失。代入已知条件,上式可简化为

$$\frac{p_a}{\rho} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + hg + h_{wg}$$

即液压泵吸油口的真空度为



$$p_a - p_2 = \rho gh + \frac{1}{2} \rho v_2^2 + \rho gh_w = \rho gh + \frac{1}{2} \rho v_2^2 + \Delta p$$

由此可知:液压泵吸油口的真空度有三部分组成,包括产生一定流速 v_2 所需的压力,把液压油提升到高度 h 所需的压力和吸油管的压力损失。

为保证液压泵正常工作,液压泵吸油口的真空度不能太大。若真空度太大,在绝对压力 p_2 低于油液空气分离压 p_g 时,溶于油液中的空气会分离析出形成气泡,产生气穴现象,出现振动和噪声。为此,必须限制液压泵吸油口的真空度小于 $0.3 \times 10^5 \text{ Pa}$,具体措施除增大吸油管直径、缩短吸油管长度、减少局部阻力以降低 $\frac{1}{2} \rho v_2^2$ 和 Δp 两项外,一般对液压泵的吸油高度 h 进行限制,通常取 $h \leq 0.5 \text{ m}$ 。若将液压泵安装在油箱液面以下,则 h 为负值,对降低液压泵吸油口的真空度更为有利。

2.3.4 动量方程

动量方程是动量定理在流体力学中的具体应用。动量方程可以用来计算流动液体作用于限制其流动的同体壁面上的总作用力。根据刚体力学动量定理:作用在物体上全部外力的矢量和应等于物体在力作用方向上的动量的变化率,即

$$\sum F = \frac{\Delta(mu)}{\Delta t} \quad (2-27)$$

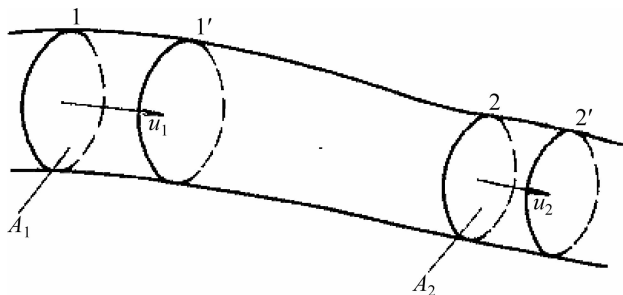


图 2-11 动量方程推导示意模型

为推导液体做稳定流动时的动量方程,在图 2-11 所示的管流中,任意取出被同流截面 1、2 所限制的液体体积,称之为控制体积,截面 1、2 为控制表面。截面 1、2 上的通流面积分别为 A_1 、 A_2 ,流速分别为 u_1 、 u_2 。设该段液体在 t 时刻的动量为 $(mu)_{1-2}$ 。经 Δt 时间后,该段液体移动到 $1'-2'$ 位置,在新位置上液体的动量为 $(mu)_{1'-2'}$ 。在 Δt 时间内动量的变化为

$$\begin{aligned} \Delta(mu) &= (mu)_{1'-2'} - (mu)_{1-2} \\ (mu)_{1-2} &= (mu)_{1-1'} + (mu)_{1'-2} \\ (mu)_{1'-2'} &= (mu)_{1'-2} + (mu)_{2-2'} \end{aligned}$$

如果液体做稳定流动,则 $1'-2$ 之间液体的个点流速经 Δt 后没有变化, $1'-2$ 之间的液体动量也没有变化,故

$$\begin{aligned} \Delta(mu) &= (mu)_{1'-2'} - (mu)_{1-2} \\ &= (mu)_{2-2'} - (mu)_{1-1'} \\ &= \rho q \Delta t u_2 - \rho q \Delta t u_1 \end{aligned}$$

$$\text{于是} \quad \sum F = \frac{\Delta(mu)}{\Delta t} = \rho q (u_2 - u_1) \quad (2-28)$$



式(2-28)为液体作稳定流动时的动量方程,方程表明:作用在液体控制体积上的外力总和 $\sum F$ 等于单位时间内流出控制表面与流入控制表面的液体的动量之差。该式为矢量表达式,在应用时可根据具体要求,向指定方向投影,求得法力向的分量。显然,根据作用力与反作用力相等原理,液体也以同样大小的力作用在位移流速发生变化的物体上。由此,可按动量方程求得流动液体作用在固体壁面上的作用力,此作用力又称为稳态液动力,简称液动力。

例 2-3 图 2-12 为一滑阀示意图:当液流通过滑阀时,试求液流对阀心的轴向作用力。

解:取阀进出口之间的液体为控制体积。设液流作恒定流动,则作用有此控制体积内液体上的力按式(2-28)应为

$$F = \rho q(v_2 \cos\theta_2 - v_1 \cos\theta_1)$$

式中, θ_1 、 θ_2 为液流流经滑阀时进、出口流束与滑阀轴线之间的夹角,称之为液流速度方向角。显然,无论是流入还是流出, v_2 与滑阀轴线之间的夹角 $\theta_2 = 90^\circ$, 而 v_1 与滑阀轴线之间的夹角 θ_1 均等于 69° 。由此可得 $F = -\rho q v_1 \cos\theta_1$, 方向向左, 而液体对阀心的轴向作用力为 $F' = -F = \rho q v_1 \cos\theta_1$, 方向向右, 这时液流有个使阀口关闭的力即为液动力。

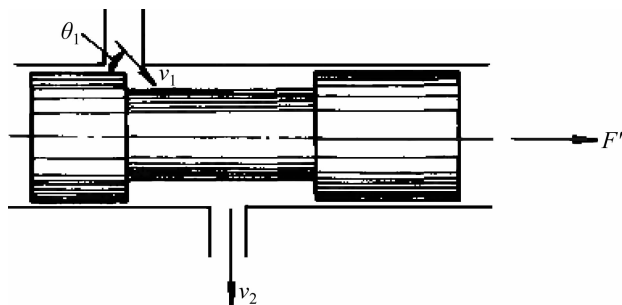


图 2-12 滑阀上的液动力

2.4 管道中波流的特性

实际液体流动时管道会产生阻力,为了克服阻力,流动的液体需要损耗一部分能量,这种能量损耗表现为压力损失,即是伯努利方程中的 h_w 项。能量的损耗转变为热能,它将导致系统的温度升高。所以在设计液压系统时,要尽量减少压力损失。液体在管路中流动时的压力损失与液流的运动状态有关。压力损失由沿程压力损失和局部压力损失两部分组成。

2.4.1 流态、雷诺数

2.4.1.1 流态

19 世纪末,英国物理学家雷诺首先通过大量实验,观察了水在圆管内的流动情况,发现了液体在管道中流动时存在两种流动状态:层流和紊流,同时当液体流速变化时,液体的流动状态也变化。

层流与紊流是两种不同性质的流动状态。层流时,液体质点受动性的约束,不能随意运动,液体的流动呈线性或层状,并且平行于管道轴线,这时,黏性力起主导作用,液体的能量



主要消耗在摩擦损失上。紊流时,液体流速较高,液体质点间的动性不能再约束质点,液体质点的运动杂乱无章,除了平行于管道轴线的运动外,还存在着剧烈的横向运动,这时,惯性力起主导作用,液体的能量主要消耗在动能损失上。

2.4.1.2 雷诺数

液体的流动状态是层流还是紊流,可用雷诺数来判别。

实验证明,液体在圆管中的流动状态不仅与管内的平均流速 v 有关,还和管道内径 d 、液体的运动粘黏 ν 有关。综合上述三个参数的影响,可以确定一个称为雷诺数 Re 的无量纲数来判定液体的流动状态。

$$Re = \frac{vd}{\nu} \quad (2-29)$$

对于不同情况下的液体的流动状态。如果液流的雷诺数相同,它们的流动状态亦相同。液流由层流转变为紊流时的雷诺数与由紊流变为层流时的雷诺数不同,后者的数值小,所以一般都用后者作为判别液流状态的依据,称为临界雷诺数 Re_{cr} ,当液流的实际雷诺数小于临界雷诺数时,液流为层流;反之,液流为紊流。常见液流管道的临界雷诺数由实验求得,见表 2-5。

表 2-5 常见液流管道的临界雷诺数

管道	Re_{cr}	管道	Re_{cr}
光滑金属圆管	2320	带环槽的同心环状缝隙	700
橡胶软管	1600~2000	带环槽的偏心环	400
光滑的同心环状缝隙	1100	圆柱滑阀阀口	260
光滑的偏心环状缝隙	1000	锥阀阀口	20~100

对于非圆截面的管道来说,雷诺数 Re 可由下式计算

$$Re = \frac{4vR}{\nu} \quad (2-30)$$

式中 R ——通流截面的水力半径,可计算为

$$R = \frac{A}{x} \quad (2-31)$$

式中 A ——液流的有效面积;

x ——湿周(有效截面的周界长度)。

面积相等但形状不同的通流截面,它们的水力半径也不同,其中圆形管道的水力半径最大。水力半径的大小对管道的通流能力的影响很大,水力半径大,意味着液流和管壁的接触周长短。管壁对液流的阻力小,通流能力大。

2.4.2 沿程压力损失

液体在等直径管中流动时因动性摩擦而产生的损失称为沿程压力损失。液体的沿程压力损失也因液体的流动状态的不同而有所区别。

2.4.2.1 层流的沿程压力损失

液流作层流流动时,液体质点是做有规则的运动,是液压传动中最常见的现象。这里先分析液流的速度、流量,再推导回管层流的沿程压力损失计算公式。



A 液流在通流截面上的速度分布规律

图 2-13 所示液体在等直径水平圆管中作层流运动。在液体中取一微小圆柱体,其半径为 r ,长度为 l ,作用在两端面的压力为 p_1 和 p_2 ,作用在侧面的内摩擦力为 F_f 。液流做匀速运动时在轴线方向上的受力平衡方程式为

$$(p_1 - p_2)\pi r^2 = F_f \tag{2-32}$$

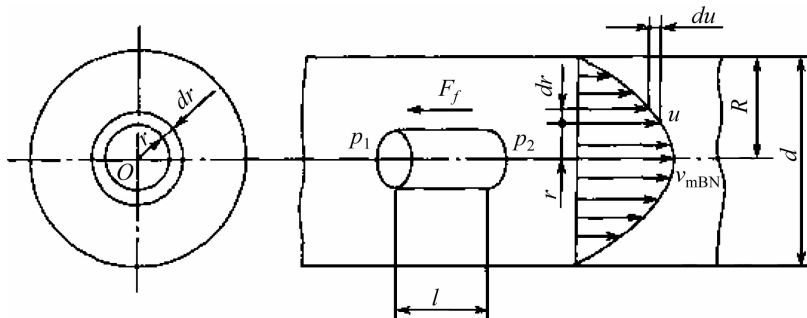


图 2-13 液体在等直径水平圆管中做层流运动

内摩擦力 $F_f = -A\mu du/dr = -2\pi r l \mu du/dr$ (因流速 u 随 r 的增大而减小,故 du/dr 为负值,所以加一负号)。令 $\Delta p = p_1 - p_2$,并将 F_f 代入式(2-32),可得

$$du = -\frac{\Delta p}{2\mu l} r dr$$

对上式进行积分,并代入边界条件,当 $r=R$ 时 $u=0$,得其流速 u 为

$$u = \frac{\Delta p}{4\mu l} (R^2 - r^2) \tag{2-33}$$

式(2-33)表明,液体在因管中做层流运动时,液体质点的流速在半径方向上按抛物线规律分布。最小流速在管壁 $r=R$ 处, $u_{\min} = 0$;最大流速在轴线 $r=0$ 处, $u_{\max} = \Delta p R^2 / 4\mu l$ 。

B 圆管中的流量

通过整个通流截面的流量可由对式(2-33)积分求得,即

$$q = \int_0^R 2\pi \frac{\Delta p}{4\mu l} (R^2 - r^2) r dr = \frac{\pi R^4}{8\mu l} \Delta p = \frac{\pi d^4}{128\mu l} \Delta p \tag{2-34}$$

C 管道内的平均流速

根据平均流速的定义,液体的平均流速为

$$v = \frac{q}{A} = \frac{1}{\pi} \frac{\pi d^4}{d^2} \frac{\Delta p}{128\mu l} = \frac{d^2}{32\mu l} \Delta p \tag{2-25}$$

由上式可知,平均流速 v 为最大流速的 $1/2$ 。

D 沿程压力损失

从式(2-25)中得出圆管层流的沿程压力损失 Δp_λ 为

$$\Delta p_\lambda = \Delta p = \frac{32\mu l v}{d^2} \tag{2-26}$$

由式(2-26)可知,液流在直管中做层流流动时,其沿程压力损失与管长、液流流速、液体黏度成正比,而与管径的平方成反比。因为 $\mu = \rho\nu$, $Re = vd/\nu$ 代入式(2-26)整理得

$$\Delta p_\lambda = \frac{64}{Re} \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} \tag{2-27}$$



式中 λ ——沿程阻力系数,理论值为 $64/Re$ 。考虑实际流动中油温变化等问题,因而在实际计算时,对金属管取 $\lambda=75/Re$,橡胶软管 $\lambda=80/Re$ 。在液压传动中,因为液体自重和位置变化对压力的影响很小,可以忽略,所以在水平管的条件下推导的沿程压力损失式(2-27)同样适用于非水平管。

2.4.2.2 紊流时的沿程压力损失

紊流流动现象很复杂,完全用理论方法加以研究至今未获得令人满意的成果,故仍用实验的方法加以研究。实验证明,紊流时的沿程压力损失计算公式也可利用层流时的计算公式,即

$$\Delta p_{\lambda} = \lambda \frac{l \rho v^2}{d}$$

但式中的沿程阻力系数 λ 除与雷诺数有关外,还与管壁的相对粗糙度 Δ/d 有关。紊流时圆管的沿程阻力系数 λ 值可以根据不同的 Re 和 d/Δ 值从表 2-6 中选择公式进行计算。

表 2-6 圆管紊流流动时的沿程阻力系数 λ 的计算公式

Re 范围	λ 的计算公式
$2320 < Re < 10^5$	$\lambda = 0.3164 Re^{-0.25}$
$10^5 < Re < 3 \times 10^6$	$\lambda = 0.032 + 0.332 Re^{-0.237}$
$Re > 900 d/\Delta$	$\lambda = (2 \lg(d/2\Delta) + 1.74)^{-2}$

注:管壁表面粗糙度 Δ 的值在粗估时,钢管取 $\Delta=0.04\text{mm}$,铜管取 $\Delta=0.0015\sim 0.01\text{mm}$,铝管取 $\Delta=0.0015\sim 0.06\text{mm}$,橡胶软管取 $\Delta=0.03\text{mm}$

2.4.3 局部压力损失

液体流经管道的弯头、接头、突然变化的截面时,产生的压力损失称为局部压力损失。液体流过这些地方时,液体流速的大小和方向将发生急剧变化,会产生旋涡,并发生强烈的紊动现象,于是产生流动阻力,从而产生了较大的能量损耗。

局部压力损失 Δp_{ξ} 的计算一般计算为

$$\Delta p_{\xi} = \xi \frac{\rho v^2}{2} \quad (2-28)$$

式中 ξ ——局部阻力系数,其值仅在液流流经突然扩大的截面时可用理论求得,其他情况都须通过实验来测定。 v 为液体的平均流速,一般情况下均指局部阻力后部的流速。

2.4.4 液压系统中总的压力损失

整个液压系统的总压力损失等于所有沿程压力损失和所有局部压力损失之和,即

$$\sum \Delta p = \sum \Delta p_{\lambda} + \sum \Delta p_{\xi} \quad (2-29)$$

应用上式计算系统压力损失,要求两相邻局部障碍之间的距离大于管道内径 $10\sim 20$ 倍,否则,液流经过一局部阻力区后,还没稳定下来,又经过另一局部阻力区,使扰动更严重,压力损失大大增加。所以用式(2-29)计算出来的压力损失值比实际数值小。



2.5 孔口及缝隙的压力流量特性

在液压系统中,液体经孔口或缝隙流动的问题会经常遇到,它们有的用来调节流量,有的造成泄漏而影响效率。本节研究液流经过小孔及缝隙的流量—压力特性,此特性是研究节流调速及分析计算液压元件泄漏的重要理论基础。

2.5.1 孔口流量—压力特性

孔口根据长径比可分为三种:当孔口的长径比 $l/d \leq 0.5$ 时称为薄壁孔; $0.5 \leq l/d \leq 4$ 时称为短孔; $l/d \geq 4$ 称为细长孔。

2.5.1.1 薄壁小孔

图 2-14 所示为孔口边缘为刃口形的薄壁孔口,液流通过孔口时由于惯性的作用会发生收缩,然后再扩散。在靠近孔口的后方出现收缩最大的通流截面 2-2;这一收缩和扩散过程会产生很大的能量损失。管道直径 D 与小孔直径 d 的比值 $D/d > 7$ 时,收缩作用不受管道侧壁的影响,此时的收缩称为完全收缩;当 $D/d < 7$ 时,孔前通道对液流进入小孔起导向作用,这时的收缩称为不完全收缩。

孔前截面 1-1 和收缩截面 2-2 的伯努利方程为

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{a_1 v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{a_2 v_2^2}{2g} + h_w$$

式中 v_1, v_1 可以忽略不计;

因为收缩截面的流动是紊流,则 $a_2 = 1$;

h_w 为局部损失,即 $h_w = \xi \frac{v_2^2}{2g}$,代入上式后得

$$v_2 = \frac{1}{\sqrt{1+\xi}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)} = C_v \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (2-30)$$

式中 C_v ——速度系数, $C_v = \frac{1}{\sqrt{1+\xi}}$,它反映局部阻力对速度的影响。

经过薄壁小孔的流量为

$$q = A_2 v_2 = C_v C_c A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} = C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (2-31)$$

式中: A_0 ——小孔截面积;

C_c ——截面收缩系数, $C_c = A_2 / A_0$;

C_d ——流量系数, $C_d = C_c C_v$ 。

流量系数 C_d 的值由实验确定。液流完全收缩时,当 $Re \leq 10^5$ 时, $C_d = 0.946 Re^{-0.05}$; 当 $Re > 10^5$ 时, C_d 可以认为是常数。计算取平均值 $C_d = 0.60 \sim 0.61$ 。液流不完全收缩时, C_d 可按表 2-7 来确定。这时由于管壁对液流进入小孔起导向作用,流量系数可增至 $0.7 \sim 0.8$ 。