



教育部高职高专规划教材
Jiaoyubu Gaozhi Gaozhuan Guihua Jiaocai

液压与气动技术

姜佩东 主编
张雅琴 李 军 副主编



教育部高职高专规划教材

液 压 与 气 动 技 术

姜佩东 主编

张雅琴 李军 副主编

高等教育出版社

内容提要

本书是教育部高职高专规划教材,是按照教育部对高职高专教育人才培养工作的指导思想,在广泛吸取近几年高职高专教育成功经验的基础上编写的。

本书从工程应用的角度主要讲述了液压传动与气压传动的基本原理、特点、使用,液压元件、液压辅件、气动元件、气动辅件的工作原理、基本结构、特点、使用和维护,常见故障及其排除;液压系统及气动系统基本回路及其在典型设备中的应用,常见故障及其排除,以及液压系统及气动系统的基本设计方法。

基于本课程在高职高专机类专业知识、能力构成中的位置及本门技术的特点,教材充分体现了理论内容“以必需、够用为度”的特点,突出应用能力和综合素质的培养,注意教、学、做三结合。

本书可作为高等职业学校、高等专科学校、成人高校及本科院校举办的二级职业技术学院和民办高校机械类及机电类专业的教材,也可供有关的工程技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

液压与气动技术/姜佩东主编. —北京:高等教育出版社,2000

教育部高职高专规划教材

ISBN 7-04-008727-8

I. 液... II. 姜... III. ①液压传动—高等学校:技术学校—教材②气压传动—高等学校:技术学校—教材
IV. TH13

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2000)第 26392 号

液压与气动技术

姜佩东 主编

出版发行 高等教育出版社

社 址 北京市东城区沙滩后街 55 号

邮政编码 100009

电 话 010-64054588

传 真 010-64014048

网 址 <http://www.hep.edu.cn>

经 销 新华书店北京发行所

排 版 高等教育出版社照排中心

印 刷 北京地质印刷厂

开 本 787×1092 1/16

版 次 2000 年 8 月第 1 版

印 张 13.25

印 次 2000 年 8 月第 1 次印刷

字 数 310 000

定 价 11.70 元

本书如有缺页、倒页、脱页等质量问题,请到所购图书销售部门联系调换。

版权所有 侵权必究

前言

本书是教育部高职高专规划教材,是根据《教育部关于加强高职高专教育人才培养工作的若干意见》等文件对高职高专教育人才培养目标的要求,结合1999年6月在北京召开的全国高职高专机电类教材建设研讨会精神编写的。

液压气动技术是机械设备中发展速度最快的技术之一。特别是近年来与微电子、计算机技术相结合,使液压气动技术进入了一个新的发展阶段。目前,已广泛应用在工业各领域。由于近年来微电子、计算机技术的发展,液压、气动元器件制造技术的进一步提高,使液压气动技术不仅在作为一种基本的传动形式上占有重要地位,而且以优良的静态、动态性能成为一种重要的控制手段。

液压气动技术最早是19世纪末在西方发展起来的。我国从50年代后期开始起步。目前各国都非常重视液压气动技术的开发和应用。总的来看,美国在这一领域的技术、产值在世界上处于领先地位,但面临西欧和日本的激烈竞争。从行业上看,一段时间里,主机制造商倾向于用外购的元件自行设计液压气动系统。但由于技术日益复杂,使得用从各制造商购得的元件建立具有稳定市场效益的液压气动系统越来越困难。设计的任务正向元件制造商转移,由专业液压气动厂商供应成套系统,但只有大公司才能承担这项任务。基于此,全球性的跨国公司展开了竞争、合并。大量的资金用于研究开发和技术革新,较小的公司负担不了这样的开支,其中很大一部分被挤出市场。我国经过40多年的发展,液压气动行业已具有一定的独立开发能力,能生产出一批技术先进、质量较好的元件、系统和整机,随着我国加入WTO,向国际先进技术学习、与世界著名的大公司合作的机会越来越多,这将是这一行业的发展趋势。

基于本门课在机类专业知识、能力构筑中的位置及这门技术的特点,本书内容中充分体现了理论内容“以必需、够用为度”的原则,突出应用能力和综合素质的培养。充分注意“教、学、做”三结合。各章后的习题、常见故障及排除、附录等都是为此目的而编排的。

在本书编写过程中,东北大学张志伟、沈阳工业大学苏东海及一些高职高专学校多位同仁提出了宝贵意见,在此谨致以由衷的谢意!

由于编者水平有限,书中难免有疏误及缺点,恳切希望读者批评指正。

编 者

1999年12月

第一章 液压传动概述

1.1 液压传动的工作原理、系统组成及图形符号

1.1.1 液压传动的工作原理

图 1.1.1(a)为磨床工作台液压系统工作原理图。液压泵 4 在电动机(图中未画出)的带动下旋转,油液由油箱 1 经过滤器 2 被吸入液压泵,由液压泵输入的压力油通过手动换向阀 9、节流阀 13、换向阀 15 进入液压缸 18 左腔,推动活塞 17 和工作台 19 向右移动,液压缸 18 右腔的油液经换向阀 15 排回油箱。如果将换向阀 15 转换成如图 1.1.1(b)所示的状态,则压力油进入液压缸 18 的右腔,推动活塞 17 和工作台 19 向左移动,液压缸 18 左腔的油液经换向阀 15 排回油箱。

工作台 19 的移动速度由节流阀 13 来调节。当节流阀开大时,进入液压缸 18 的油液增多,工作台的移动速度增大;当节流阀关小时,工作台的移动速度减小。液压泵 4 输出的压力油除了进入节流阀 13 以外,其余的打开溢流阀 7 流回油箱。

如果将手动换向阀 9 转换成如图 1.1.1(c)所示的状态,液压泵输出的油液经手动换向阀 9 流回油箱,这时工作台处于停止状态。

从上述分析可知,液压传动是利用液体的压力能来传递动力的一种传动形式,液压传动的过程是将机械能进行转换和传递的过程。

1.1.2 液压系统的组成

从上述例子可以看出,一个完整的液压系统由以下四部分组成:

(1) 动力装置——最常见的形式就是液压泵,是将电动机输出的机械能转换成油液液压能的装置。其作用是向液压系统提供压力油。

(2) 执行装置——包括液压缸和液压马达,是将油液的液压能转换成驱动负载运动的机械能的装置。

(3) 控制调节装置——包括压力、流量、方向等控制阀,是对系统中油液压力、流量或流动方向进行控制或调节的装置。

(4) 辅助装置——包括上述三部分以外的其他装置,例如油箱、过滤器、油管等。它们对保证液压系统正常工作起着重要的作用。

1.1.3 液压系统的图形符号

如图 1.1.1(a)所示的液压系统图是一种半结构式的工作原理图。它直观性强,容易理解,但难于绘制。在实际工作中,除少数特殊情况外,一般都采用国标 GB/T 786.1—93 所规定的液压与气动图形符号(参看附录 A)来绘制,如图 1.1.2 所示。图形符号是表示元件的功能,而不表示元件的具体结构和参数。使用图形符号既便于绘制,又可使液压系统简单明了。

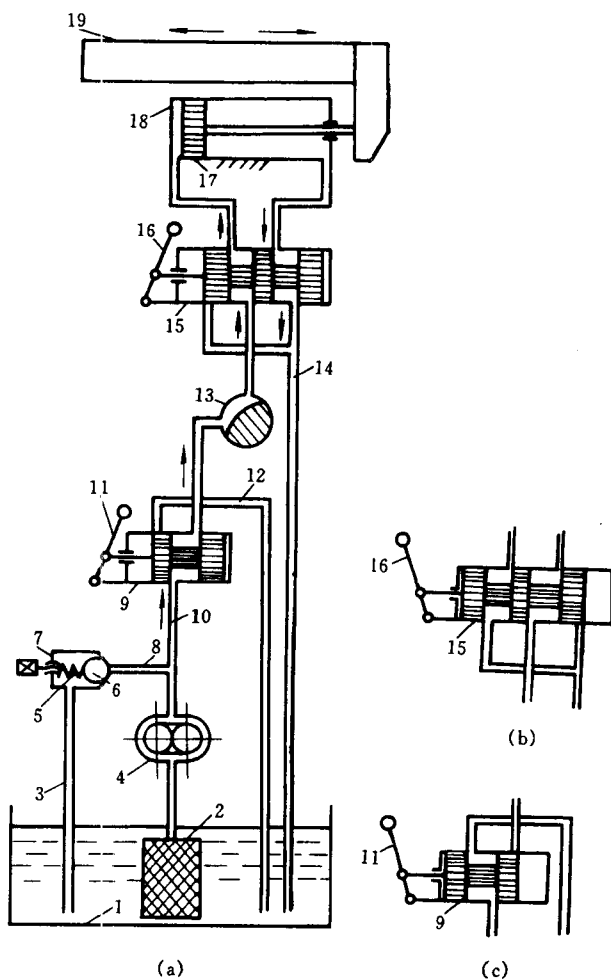


图 1.1.1 磨床工作台液压系统工作原理图

- 1—油箱;2—过滤器;3,12,14—回油管;4—液压泵;5—弹簧;
6—钢球;7—溢流阀;8—压力支管;9—手动换向阀;10—压力管;
11—换向手柄;13—节流阀;15—换向阀;16—换向手柄;
17—活塞;18—液压缸;19—工作台

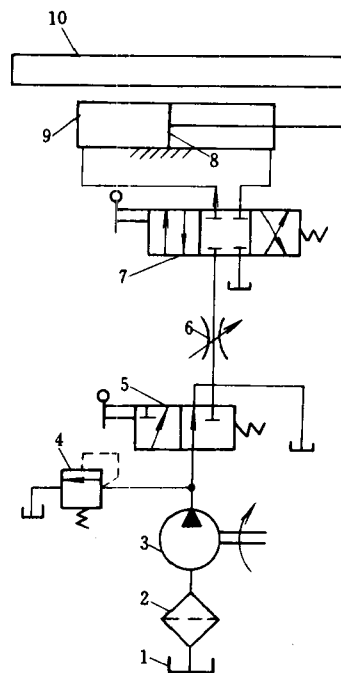


图 1.1.2 用图形符号表示的磨床工作台液压系统图

- 1—油箱;2—过滤器;3—液压泵;
4—溢流阀;5—手动换向阀;6—节流阀;
7—换向阀;8—活塞;9—液压缸;
10—工作台

1.2 液压传动的特点

液压传动与机械传动、电气传动、气压传动相比有以下主要特点:

一、液压传动的优点

- (1) 液压传动装置运动平稳、反应快、惯性小,能高速启动、制动和换向。
- (2) 在同等功率情况下,液压传动装置体积小、重量轻、结构紧凑。例如同功率液压马达的重量只有电动机的 10%~20%。
- (3) 液压传动装置能在运行中方便地实现无级调速,且调速范围最大可达 1:2 000(一般为 1:100)。
- (4) 操作简单、方便,易于实现自动化。当它与电气联合控制时,能实现复杂的自动工作循环和远距离控制。
- (5) 易于实现过载保护。液压元件能自行润滑,使用寿命较长。
- (6) 液压元件实现了标准化、系列化、通用化,便于设计、制造和使用。

二、液压传动的缺点

- (1) 液压传动不能保证严格的传动比,这是由于液压油的可压缩性和泄漏造成的。
- (2) 液压传动对油温变化较敏感,这会影响它的工作稳定性。因此液压传动不宜在很高或很低的温度下工作,一般工作温度在 $-15\text{ }^{\circ}\text{C} \sim 60\text{ }^{\circ}\text{C}$ 范围内较合适。
- (3) 为了减少泄漏,液压元件在制造精度上要求较高,因此它的造价高,且对油液的污染比较敏感。
- (4) 液压传动装置出现故障时不易查找原因。
- (5) 液压传动在能量转换(机械能 $\longrightarrow$ 压力能 $\xrightarrow{\text{还原}}$ 机械能)的过程中,特别是在节流调速系统中,其压力、流量损失大,故系统效率较低。

第二章 液压流体力学基础

流体力学是研究流体平衡及其运动规律的学科。本章主要研究液压油的物理性质及其力学规律,为以后分析、设计以至使用液压传动系统打下必要的理论基础。

2.1 液 压 油

液压传动所用液压油一般为矿物油。它不仅是液压系统传递能量的工作介质,而且还起润滑、冷却和防锈的作用。液压油质量的优劣直接影响液压系统的工作性能。

2.1.1 液压油的物理性质

一、液体的密度

液体单位体积内的质量称为密度,通常用“ ρ ”表示:

$$\rho = m/V \quad (\text{kg/m}^3) \quad (2.1.1)$$

式中: m ——液体质量(kg);

V ——液体体积(m^3)。

液压油的密度随压力的增加而加大,随温度的升高而减小,一般情况下,由压力和温度引起的这种变化都较小,可将其近似地视为常数。

二、液体的粘性

液体在外力作用下流动时,分子间的内聚力会阻碍分子间的相对运动而产生一种内摩擦力。这一特性称作液体的粘性。粘性的大小用粘度表示,粘性是液体重要的物理特性,也是选择液压油的主要依据。

粘性使流动液体内部各液层间的速度不等。如图 2.1.1 所示,两平行平板间充满液体,下平板不动,而上平板以速度 v_0 向右平动。由于粘性,紧贴于下平板的液体层速度为零,紧贴于上平板的液体层速度为 v_0 ,而中间各液体层的速度按线性分布。因此,不同速度层相互制约而产生内摩擦力。

实验测定指出,液体流动时相邻液层间的内摩擦力 F 与液层间的接触面积 A 和液层间的相对运动速度 du 成正比,而与液层间的距离 dy 成反比,即

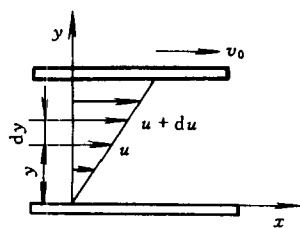


图 2.1.1 液体粘性示意图

$$F = \mu A \frac{du}{dy}$$

式中: μ ——比例常数,称为粘性系数或粘度;

du/dy ——速度梯度。

如以 τ 表示切应力,即单位面积上的内摩擦力,则

$$\tau = \frac{F}{A} = \mu \frac{du}{dy} \quad (2.1.2)$$

这就是牛顿的液体内摩擦定律。在流体力学中,把粘性系数 μ 不随速度梯度变化而发生变化的液体称为牛顿液体,反之称为非牛顿液体。除高粘度或含有特殊添加剂的油液外,一般液压油均可视为牛顿液体。

粘度是衡量流体粘性的指标。常用的粘度有动力粘度、运动粘度和相对粘度。

1. 动力粘度 μ

动力粘度可由式(2.1.2)导出,即

$$\mu = \tau \frac{dy}{du} \quad (2.1.3)$$

由此可知动力粘度的物理意义是:液体在单位速度梯度下流动时,液层间单位面积上产生的内摩擦力。动力粘度 μ 又称绝对粘度。

在 SI 中,动力粘度 μ 的单位为 $\text{Pa}\cdot\text{s}$ (帕秒)或 $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ 。

在 CGS 中, μ 的单位为 $\text{dyn}\cdot\text{s}/\text{cm}^2$,又称 P(泊)。1 $\text{Pa}\cdot\text{s} = 10 \text{ P} = 10^3 \text{ cP}$ (厘泊)。

2. 运动粘度 ν

动力粘度 μ 与液体密度 ρ 之比叫做运动粘度 ν ,即

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2.1.4)$$

运动粘度 ν 没有明确的物理意义。因在理论分析和计算中常遇到 μ 与 ρ 的比值,为方便起见用 ν 表示。其单位中有长度和时间的量纲,故称为运动粘度。

在 SI 中,运动粘度 ν 的单位为 m^2/s 。

在 CGS 中, ν 的单位为 cm^2/s ,又称为 St(斯)。1 $\text{m}^2/\text{s} = 10^4 \text{ St} = 10^6 \text{ cSt}$ (厘斯)。

工程中常用运动粘度 ν 作为液体粘度的标志。机械油的牌号就是用机械油在 40 $^{\circ}\text{C}$ 时的运动粘度 ν 的平均值来表示的。如 10 号机械油就是指其在 40 $^{\circ}\text{C}$ 时的运动粘度 ν 的平均值为 10 cSt。

3. 相对粘度 $^{\circ}E$

相对粘度又称条件粘度。根据测量条件不同,各国采用的相对粘度的单位也不同。我国、前苏联、德国等采用恩氏粘度 $^{\circ}E$,美国采用赛氏粘度 SSU,英国采用雷氏粘度 R。

恩氏粘度用恩氏粘度计测定。其方法是:将 200 mL 温度为 t (以 $^{\circ}\text{C}$ 为单位)的被测液体装入粘度计的容器,经其底部直径为 2.8 mm 的小孔流出,测出液体流尽所需时间 t_1 ,再测出 200 mL 温度为 20 $^{\circ}\text{C}$ 的蒸馏水在同一粘度计中流尽所需时间 t_2 ;这两个时间的比值即为被测液体在温度 t 下的恩氏粘度,即

$$^{\circ}E_t = \frac{t_1}{t_2} \quad (2.1.5)$$

工业上常用 20 $^{\circ}\text{C}$ 、50 $^{\circ}\text{C}$ 、100 $^{\circ}\text{C}$ 作为测定恩氏粘度的标准温度,其相应恩氏粘度分别用

$^{\circ}E_{20}$ 、 $^{\circ}E_{50}$ 、 $^{\circ}E_{100}$ 表示。

工程中常采用先测出液体的相对粘度,再根据关系式换算出动力粘度或运动粘度的方法。恩氏粘度和运动粘度的换算关系式为

$$\nu = \left(7.31^{\circ}E_t - \frac{6.31}{^{\circ}E_t} \right) \times 10^{-6} \quad (\text{m}^2/\text{s}) \quad (2.1.6)$$

三、液体的可压缩性

液体受压力作用而体积缩小的性质称为液体的可压缩性。可压缩性用体积压缩系数 κ 表示,并定义为单位压力变化下的液体体积的相对变化量。设体积为 V_0 的液体,其压力变化量为 Δp ,液体体积减小 ΔV ,则

$$\kappa = - \frac{1}{V_0} \frac{\Delta V}{\Delta p} \quad (2.1.7)$$

体积压缩系数 κ 的单位为 m^2/N 。由于压力增大时液体的体积减小,因此式(2.1.7)右边须加负号,以使 κ 为正值。液体的可压缩性很小,在很多情况下可以忽略不计。但受压液体体积较大或进行液压系统动态分析时,必须考虑液体的可压缩性。常用液压油的压缩系数 $\kappa = (5 \sim 7) \times 10^{-10} \text{ m}^2/\text{N}$ 。

液体的压缩系数 κ 的倒数称为液体的体积弹性模数,用 K 表示。即

$$K = \frac{1}{\kappa} = - \frac{\Delta p V_0}{\Delta V} \quad (2.1.8)$$

液压油的体积弹性模数为 $(1.4 \sim 1.9) \times 10^9 \text{ N/m}^2$ 。

四、其他性质

1. 粘度与压力的关系

液体分子间的距离随压力增加而减小,内聚力增大,其粘度也随之增大。当压力不高且变化不大时,压力对粘度的影响较小,一般可忽略不计。当压力较高(大于 10^7 Pa)或压力变化较大时,需要考虑这种影响。

2. 粘温特性

温度变化对液体的粘度影响较大,液体的温度升高其粘度下降。液体粘度随温度变化的性质称为粘温特性。几种国产液压油的粘温特性曲线如图 2.1.2 所示。

2.1.2 对液压油的要求及选用

一、对液压油的要求

为了很好地传递运动和动力,液压油应具备如下性能:

(1) 合适的粘度和良好的粘温特性。一般液压系统用油粘度为 $\nu = (11.5 \sim 41.3) \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ 或 $(2 \sim 5.8)^{\circ}E_{50}$;

(2) 润滑性能好;

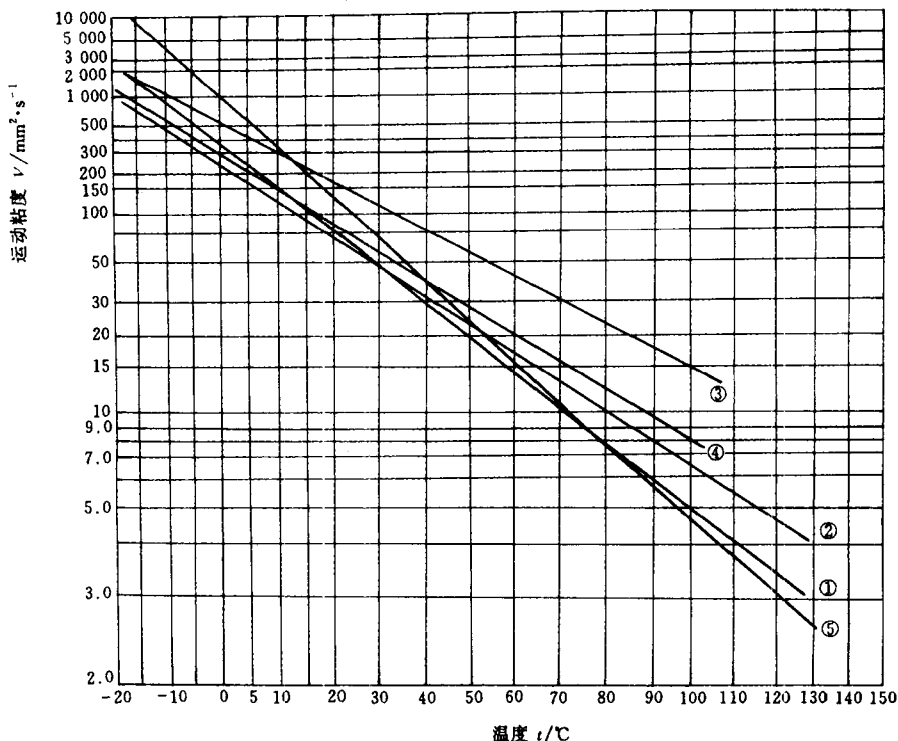


图 2.1.2 典型液压油液的粘度-温度特性曲线

① 石油型普通液压油; ② 石油型高粘度指数液压油; ③ 抗燃性水包油乳化液;
④ 抗燃性水-乙二醇液; ⑤ 抗燃性磷酸酯液

- (3) 纯净度好, 杂质少;
- (4) 对热、氧化、水解都有良好的稳定性, 使用寿命长;
- (5) 对液压系统所用金属及密封件材料等有良好的相容性;
- (6) 抗泡沫性、抗乳化性和防锈性好, 腐蚀性小;
- (7) 比热和传热系数大, 体积膨胀系数小, 闪点和燃点高, 流动点和凝固点低。

二、液压油的选用

液压系统通常采用矿物油, 常用的有机械油、精密机床液压油、汽轮机油和变压器油等。

一般根据液压系统的使用性能和工作环境等因素确定液压油的品种。当品种确定后, 主要考虑油液的粘度。在确定油液粘度时主要应考虑系统工作压力、环境温度及工作部件的运动速度。当系统的工作压力、环境温度较高, 工作部件运动速度较低时, 为了减少泄漏, 宜采用粘度较高的液压油。当系统工作压力、环境温度较低, 而工作部件运动速度较高时, 为了减少功率损失, 宜采用粘度较低的液压油。

当选购不到合适粘度的液压油时, 可采用调和的方法得到满足粘度要求的调和油。当液压油的某些性能指标不能满足某些系统较高要求时, 可在油中加入各种改善其性能的添加剂——

抗氧化、抗泡沫、抗磨损、防锈以及改进粘温特性的添加剂,使之适用于特定的场合。

液压油的牌号及其技术性能指标,可查阅有关液压手册。

2.2 流体静力学

流体静力学研究液体处于相对平衡状态下的力学规律及其实际应用。所谓相对平衡是指液体内部各质点间没有相对运动。

2.2.1 液体静压力及其特性

作用于液体上的力有质量力和表面力两种。质量力作用于液体的所有质点上,如重力和惯性力等;表面力作用于液体的表面上,它是一种外力。单位面积上作用的表面力称为应力,它有切向应力和法向应力之分。静止液体各质点间没有相对运动,故不存在内摩擦力。所以静止液体的表面力只有法向力。液体在单位面积上所受的內法线方向的法向力称为压力,用 p 表示。如在 ΔA 面积上作用有法向力 ΔF ,则液体內某点处的压力可表示为

$$p = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta A} \quad (2.2.1)$$

液体静压力具有下列两个特性:

液体的静压力垂直于其受压平面,且方向与该面的內法线方向一致。

静止液体內任意点处所受到的静压力在各个方向上都相等。

2.2.2 液体静力学基本方程

在重力作用下静止液体的受力情况可用图 2.2.1(a)表示。在液体中任取一点 A ,若要求得液体內 A 点处的压力,可从液体中取出一个底部通过该点的垂直小液柱。设液柱的底面积为 dA ,高度为 h ,如图 2.2.1(b)所示。液柱本身重量为 $G = \rho gh dA$,由于液柱处于平稳状态,则平稳方程为

$$\begin{aligned} p dA &= p_0 dA + \rho gh dA \\ p &= p_0 + \rho gh \end{aligned} \quad (2.2.2)$$

式中: p_0 ——作用在液面上的压力;

ρ ——液体密度。

式(2.2.2)为液体静力学的基本方程。

由式(2.2.2)可知,静止液体內任意点的压力由两部分组成,即液面外压力 p_0 和液体自重对该点的压力 ρgh 。静止液体內的压力随液体的深度呈线性规律分布。静止液体內同一深度的各点压力相等,压力相等的所有点组成的面为等压面。在重力作用下静止液体的等压面是一个水平面。

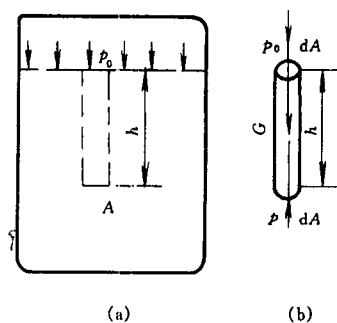


图 2.2.1 重力作用下的静止液体

2.2.3 压力的表示方法及单位

压力的表示方法有绝对压力和相对压力(表压力)两种。绝对压力以绝对真空为基准来进行度量。相对压力是以大气压 p_0 为基准进行度量。当液体中某点处的绝对压力 p 小于大气压力时,就会产生真空,并将绝对压力小于大气压力的数值称为该点的真空度。

绝对压力、相对压力、真空度的关系是:

绝对压力 = 相对压力 + 大气压力

真空度 = 大气压力 - 绝对压力

绝大多数压力表测得的压力都是相对压力。

在 SI 中压力的单位为 N/m^2 , 称为帕斯卡, 用 Pa 表示。在工程上采用工程大气压。

$1 \text{ at(工程大气压)} = 1 \text{ kg/cm}^2 = 9.8 \times 10^4 \text{ N/m}^2 \approx 10^5 \text{ Pa} = 0.1 \text{ MPa}$

2.2.4 静压传递原理

密封容器内的静止液体, 当边界上的压力 p_0 发生变化时, 例如增加 Δp , 则容器内任意一点的压力将增加同一数值 Δp 。也就是说, 在密封容器内施加于静止液体任一点的压力将以等值传到液体各点。这就是静压传递原理或帕斯卡原理。

在液压传动系统中, 通常是外力产生的压力要比液体自重(ρgh)所产生的压力大得多。因此可把式(2.2.2)中的 ρgh 项略去, 而认为静止液体内部各点的压力处处相等。

2.2.5 液体对固体壁面的作用力

在液压传动中, 略去液体自重产生的压力, 液体中各点的静压力是均匀分布的, 且垂直作用于受压表面。因此, 当承受压力的表面为平面时, 液体对该平面的总作用力 F 为液体的压力 p 与受压面积 A 的乘积, 其方向与该平面相垂直。如压力油作用在直径为 D 的柱塞上, 则有

$$F = pA = p\pi D^2/4。$$

当承受压力的表面为曲面时, 由于压力总是垂直于承受压力的表面, 所以作用在曲面上各点的力不平行但相等。作用在曲面上的液压作用力在某一方向上的分力等于静压力与曲面在该方向投影面积的乘积。图 2.2.2 为球面和锥面所受液压作用力分析图。球面和锥面在垂直方向受力 F 等于曲面在垂直方向的投影面积 A 与压力 p 相乘, 即

$$F = pA = p\pi d^2/4$$

式中: d ——承压部分曲面投影圆的直径

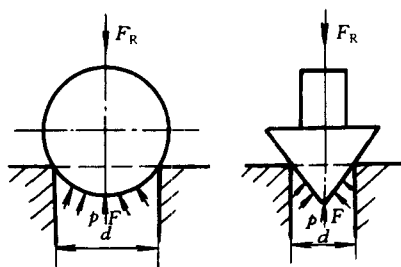


图 2.2.2 液压力作用在曲面上

2.3 流体动力学

本节主要讨论液体流动时的运动规律、能量转换和流动液体对固体壁面的作用力等问题,具体要介绍三个基本方程——连续性方程、伯努利方程和动量方程。

2.3.1 基本概念

一、理想液体和恒定流动

1. 理想液体

所谓理想液体是一种假想的无粘性、不可压缩的液体,而把实际上既有粘性又可压缩的液体称为实际液体。

2. 恒定流动

液体流动时,液体中任意点处的压力、流速和密度都不随时间而变化,称为恒定流动;反之,称为非恒定流动。

二、流线、流束和通流截面

1. 流线

流线是表示某一瞬时液流中各处质点运动状态的一条条曲线。在此瞬时,流线上各液体质点速度方向与该曲线相切。如图 2.3.1(a)所示。流线既不能相交,也不能转折,是一条光滑曲线。对于恒定流动,流线形状不随时间而变化。

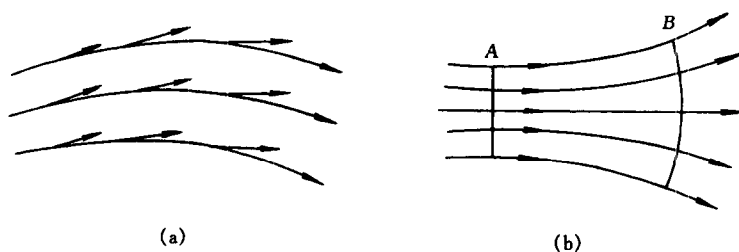


图 2.3.1 流线和流束

2. 流束

如果通过某截面 A 上所有各点作出流线,这些流线的集合构成流束,如图 2.3.1(b)所示。由于流线是不能相交的,所以流束内外的流线不能穿越流束表面。当面积 A 很小时,该流束称为微小流束,可以认为微小流束截面上各液体质点的速度是相等的。

3. 通流截面

流束中与所有流线正交的截面称为通流截面,该截面上每点处的流束都垂直于此面,如图 2.3.1(b)中 A 面与 B 面。

三、流量与平均流速

流量与平均流速是描述液体流动的两个主要参数。

1. 流量

单位时间内流过通流截面的液体的体积称为流量,用 q 表示,对于微小流束,通过该通流截面的流量为

$$dq = u dA$$

流过整个通流截面的流量为

$$q = \int_A u dA$$

当已知整个通流截面的流速 u 的变化规律时,利用上式可求出实际流量。

2. 平均流速

假设通流截面上流速均匀分布,称为平均流速,用 v 表示,并定义为

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

则平均流速为

$$v = \frac{q}{A} \quad (2.3.1)$$

在液压传动系统中,液压缸的有效面积 A 是一定的,根据式(2.3.1)可知,活塞的运动速度 v 由进入液压缸的流量 q 决定。

流量的单位在 SI 中为 m^3/s ,工程上过去用 L/min ;流速的单位在 SI 中为 m/s 。

2.3.2 连续性方程

液体流动的连续性方程是质量守恒定律在流体力学中的应用。即液体在密封管道内作恒定流动时,设液体不可压缩,则单位时间内流过任意截面的质量相等。

流体在图 2.3.2 所示导管中流动,称其为流管,两端的通流截面面积分别为 A_1 、 A_2 。在管内任取一微小流束,其两端截面积分别为 dA_1 、 dA_2 ,流速分别为 u_1 、 u_2 。若液流为恒定流动,且不可压缩,根据质量守恒定律,在 dt 时间内流过两个微小通流截面的液体质量应相等。即

$$\rho u_1 dA_1 dt = \rho u_2 dA_2 dt$$

或

$$u_1 dA_1 = u_2 dA_2$$

对上式积分,得到流过流管通流截面 A_1 和 A_2 的流量为

$$\int_{A_1} u_1 dA_1 = \int_{A_2} u_2 dA_2$$

用 v_1 、 v_2 表示通流截面 A_1 、 A_2 的平均流速,得

$$A_1 v_1 = A_2 v_2$$

由于两通流截面是任意选取的,因此

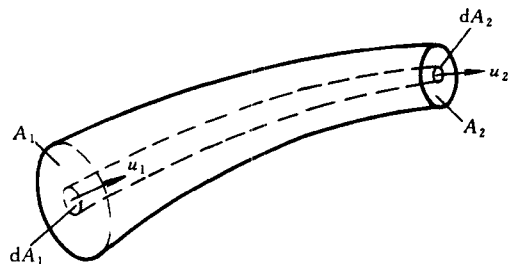


图 2.3.2 液流连续性示意图

$$q = Av = c \quad (c \text{ 为常数}) \quad (2.3.2)$$

式(2.3.2)是液体流动的连续性方程,它说明液体流过流管不同截面的流量是不变的。由上式知,当流量一定时,通流截面上的平均速度与其截面积成反比。

2.3.3 伯努利方程

一、理想液体的伯努利方程

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。在理想液体恒定流动中,取一流束,如图2.3.3所示。截面 A_1 流速为 v_1 , 压力为 p_1 , 位置高度为 z_1 ; 截面 A_2 的流速为 v_2 , 压力为 p_2 , 位置高度为 z_2 。

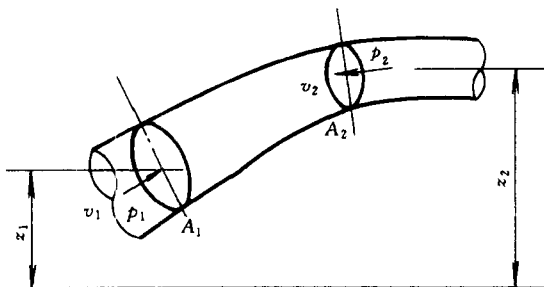


图 2.3.3 伯努利方程示意图

由理论推导可得到理想液体的伯努利方程为

$$p_1 + \rho g z_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 = p_2 + \rho g z_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2 \quad (2.3.3)$$

由于流束的 A_1 、 A_2 截面是任取的,因此伯努利方程表明,在同一流束各截面上参数 z 、 $p/\rho g$ 及 $v^2/2g$ 之和为常数,即

$$\frac{p}{\rho g} + z + \frac{v^2}{2g} = c \quad (c \text{ 为常数}) \quad (2.3.4)$$

上式左端各项依次为单位重量液体的压力能、位能和动能,或称比压能、比位能和比动能。

式(2.3.4)表明,理想液体作恒定流动时,在同一流束内任意截面上的三种能量的总和等于常数,且三种能量之间可以互相转换。

二、实际液体的伯努利方程

实际液体是有粘性的,流动时产生内摩擦力而消耗部分能量;同时,管道局部形状和尺寸的骤然变化使液流产生扰动,亦消耗能量。因此,实际液体流动有能量损失存在。设在两断面间流动的液体单位重量的能量损失为 h_w ;在推导理想液体伯努利方程时,认为任取微小流束通流截面的速度相等,而实际上是不相等的。因此需要对动能部分进行修正,设因流速不均匀引起的动

能修正系数为 α 。经理论推导和实验测定,对圆管来说, $\alpha = 1 \sim 2$, 紊流时取 $\alpha = 1.1$, 层流时取 $\alpha = 2$ 。因此,实际液体的伯努利方程为

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_w \quad (2.3.5)$$

式(2.3.5)的应用条件是:不可压缩液体作恒定流动;液体所受质量力仅为重力,且液流在所取计算点处的通流截面上为缓变流动。所谓缓变流动是指流线之间的夹角很小和曲率半径很大的液流,即流线近似于平行的液流。

伯努利方程是流体力学的重要方程。在液压传动中常与连续性方程一起应用来求解系统中的压力和速度问题。

在液压传动系统中,管路中的压力常为十几个大气压到几百个大气压,而大多数情况下管路中油液流速不超过 6 m/s,管路安装高度也不超过 5 m。因此,系统中油液流速引起的动能变化和高度引起的位能变化相对压力能来说可略而不计,于是伯努利方程(2.3.5)可简化为

$$p_1 - p_2 = \Delta p = \rho g h_w \quad (2.3.6)$$

因此,在液压传动系统中,能量损失主要为压力损失 Δp 。这也表明液压传动是利用液体的压力能来工作的,故又称静压传动。

2.3.4 动量方程

液流作用于固体壁面上的力用动量方程求解比较方便。动量定律指出:作用在物体上的力的大小等于物体在力作用方向上的动量的变化率,即

$$\mathbf{F} = \frac{d(m \mathbf{v})}{dt} \quad (2.3.7)$$

在流管中取一流束,如图 2.3.4 所示。设流束流量为 q , A_1 和 A_2 截面的液流速度分别为 v_1 、 v_2 ,经理论推导得知,由截面 A_1 和 A_2 及周围边界构成的液流控制体 I 所受到的外力为

$$\mathbf{F} = \rho q (\beta_2 \mathbf{v}_2 - \beta_1 \mathbf{v}_1) \quad (2.3.8)$$

式(2.3.8)为恒定流动液体的动量方程,是一个矢量式。若要计算外力在某一方向的分量,需要将该力向给定方向进行投影计算,如计算 x 方向的分量,

$$F_x = \rho q (\beta_2 v_{2x} - \beta_1 v_{1x})$$

式(2.3.8)中 β_1 、 β_2 为相应截面的动量修正系数,其值为液流流过某截面的实际动量与采用平均流速计算得到的动量之比。对圆管来说工程上常取 $\beta = 1.00 \sim 1.33$,紊流时 $\beta = 1$,层流时 $\beta = 1.33$ 。

必须指出,液体对壁面作用力的大小与 $\mathbf{F}$ 相同,但方向则与 $\mathbf{F}$ 相反。

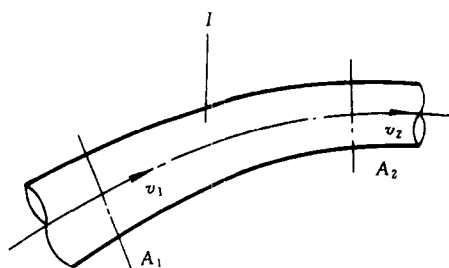


图 2.3.4 动量方程示意图