前言

PREFACE

液压传动与气压传动技术是自动化和智能制造生产中的先进科学技术之一，在现代科学技术发展中占有非常重要的地位。“液压与气压传动”课程既是机械工程学科机械制造及其自动化、机械电子工程、过程装备与控制工程、车辆工程、材料成型及控制工程等专业的专业基础课程，也是自动化、轻工机械等专业的重要技术类课程。

本书系统讲授了液压与气压传动的主要内容。第一章液压与气压传动概述，包括液压与气压传动的工作原理、特征、组成、优缺点等。第二章至第九章主要讲解液压传动部分，包括液压流体力学基础、液压泵、液压马达与液压缸、液压控制阀、液压辅件、液压基本回路、典型液压系统、液压系统的设计计算。第十、十一章主要讲解气源装置与气动元件、气动基本回路与典型系统。第十二章主要讲解液压与气压传动的伺服控制与 PLC 控制，包括典型液压伺服控制系统、液压与气动的 PLC 控制系统及其设计步骤等。本书有以下特点：

1.面向技术发展需求，重新梳理知识逻辑体系

面向智能化装备对电液比例技术的需求，让知识由基础、深入、应用逐级延展，以拓展学生的视野，构建学生对液压与气压传动技术用于智能化装备的新意识。

2.围绕立德树人任务，挖掘课程育人功能

深刻挖掘了专业知识体系本身所蕴含的思政元素，如民族自信、文化自信、职业道德、工匠精神、科学素养、社会责任等，坚持立德树人的教学理念，在教学中实现知识传授、能力培养、价值塑造的“三位一体”。

3.强调工程实际应用，加强创新能力培养

以工程实际项目案例为主导，重构知识体系。通过对理论知识的学习和项目实践，培养学生解决复杂工程问题的能力，并融合其他相关课程内容进行创造性的课程学习。

4.侧重技能培养，体现职业教育特点

本书侧重培养学生的基本技能，应用实例的选取从简到繁、由浅入深地展开。从基础理论到元件的识别、回路的认知到系统的应用，注重基本操作和实际应用，内容简明，通俗易懂，充分体现了职业教育的特点，力求通过教学与实训过程培养学生养成现代职业教育所倡导的崇尚劳动、敬业守信、创新务实的职业精神，服务于产业经济。

本书适用于各类院校机械专业等相关专业的通用教材，也可作为有关岗位培训和技术人员学习参考用书。

本书认真贯彻二十大精神，理论联系实际，结合产业需求编写教材。编者从大量参考资料中精心选择内容，筛选典型例题进行详细解答，旨在帮助读者掌握教材内容，提高分析和解决问题的能力。希望本书在人才培养、促进新技术发展等方面发挥积极作用。

限于编者水平，书中难免存在不当之处，恳请广大读者批评指正。

编　　者

目录

CONTENTS

第一章　液压与气压传动概述 …… 1

- 第一节　液压与气压传动的工作原理及特征 …… 2
- 第二节　液压与气压传动系统的组成 …… 3
- 第三节　液压与气压传动的优缺点 …… 5
- 第四节　液压与气动技术发展与应用 …… 5
- 练习题 …… 6

第二章　液压流体力学基础 …… 7

- 第一节　液压油液 …… 8
- 第二节　液体静力学 …… 13
- 第三节　液体动力学 …… 17
- 第四节　管道流动 …… 21
- 第五节　孔口流动 …… 25
- 第六节　缝隙流动 …… 28
- 第七节　液压冲击和气穴现象 …… 32
- 练习题 …… 35

第三章　液压泵 …… 37

- 第一节　液压泵概述 …… 38
- 第二节　柱塞泵 …… 41
- 第三节　叶片泵 …… 46
- 第四节　齿轮泵 …… 52
- 练习题 …… 57

第四章　液压马达与液压缸 …… 59

- 第一节　液压马达 …… 60
- 第二节　液压缸 …… 67
- 练习题 …… 75

第五章　液压控制阀 …… 77
- 第一节　液压控制阀概述 …… 78
- 第二节　方向控制阀 …… 80
- 第三节　压力控制阀 …… 88
- 第四节　流量控制阀 …… 95
- 第五节　插装阀和叠加阀 …… 101
- 第六节　伺服阀 …… 104
- 第七节　电液比例阀 …… 109
- 第八节　电液数字阀 …… 113
- 练习题 …… 114

第六章　液压辅助元件 …… 117
- 第一节　蓄能器 …… 118
- 第二节　油箱、热交换器 …… 122
- 第三节　过滤器 …… 126
- 第四节　连接件 …… 130
- 第五节　密封装置 …… 133
- 练习题 …… 136

第七章　液压基本回路 …… 137
- 第一节　速度控制回路 …… 138
- 第二节　压力控制回路 …… 152
- 第三节　方向控制回路 …… 157
- 第四节　多执行元件控制回路 …… 162
- 练习题 …… 165

第八章　典型液压系统 …… 167
- 第一节　组合机床动力滑台液压系统 …… 168
- 第二节　汽车起重机液压系统 …… 170
- 第三节　压力机液压系统 …… 172
- 第四节　塑料注射成型机液压系统 …… 175
- 练习题 …… 180

第九章　液压系统的设计计算 …… 183
- 第一节　液压系统的设计步骤 …… 184
- 第二节　液压系统的设计计算举例 …… 193
- 练习题 …… 198

第十章　气源装置与气动元件 …… 199

- 第一节　气源装置及气动辅助元件 …… 200
- 第二节　气动执行元件 …… 206
- 第三节　气动控制元件 …… 210
- 第四节　气动逻辑元件 …… 218
- 练习题 …… 220

第十一章　气动基本回路与典型系统 …… 221

- 第一节　气动基本回路 …… 222
- 第二节　典型系统 …… 234
- 练习题 …… 236

第十二章　伺服控制与 PLC 控制 …… 237

- 第一节　液压伺服控制系统概述 …… 238
- 第二节　典型液压伺服控制系统 …… 240
- 第三节　液压与气动的 PLC 控制系统设计 …… 242
- 第四节　液压动力滑台控制系统设计 …… 247
- 第五节　钻孔组合机床液压控制系统设计 …… 250
- 第六节　气动搬运机械手控制系统设计 …… 254
- 练习题 …… 262

参考文献 …… 263

第一章
液压与气压传动概述

知识目标

1.了解液压与气压传动的工作原理及特征。

2.熟悉液压与气压传动系统的组成。

3.了解液压与气压传动的优缺点。

能力目标

1.掌握液压与气动系统的基本原理、元件结构与选型方法。

2.能识读和绘制液压与气动系统图。

思政目标

1.培养工匠精神，注重细节与系统可靠性。

2.增强自主创新意识，推动国产高端装备技术突破。

本章导读

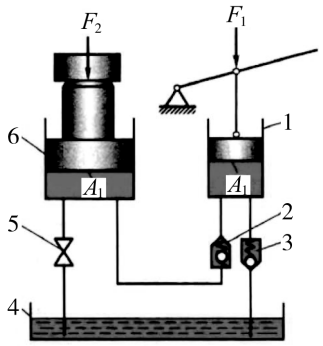
液压与气压传动是以流体（液体或气体）为工作介质进行能量传递和控制的一种传动形式。它们通过各种元件组成不同功能的基本回路，再由若干基本回路有机地组合成具有一定控制功能的传动系统，是工程装备中广泛应用的一种动力传动和控制方式。

第一节 液压与气压传动的工作原理及特征

一、液压与气压传动的工作原理

液压与气压传动的基本工作原理是相似的。现以图 1－1 所示液压千斤顶来简述液压传动的工作原理。

在图 1－1 中，当向上抬起杠杆时，小液压缸 1 的小活塞向上运动，其下腔容积增大形成局部真空，排油单向阀 2 关闭，油箱 4 中的油液在大气压作用下经吸油管顶开吸油单向阀 3 进入小液压缸下腔。当向下压杠杆时，小液压缸下腔容积减小，油液受挤压，压力升高，关闭吸油单向阀 3，顶开排油单向阀 2，油液经排油管进入大液压缸 6 的下腔，推动大活塞上移顶起重物。如此不断上下扳动杠杆，则不断有油液进入大液压缸下腔，使重物逐渐举升。如杠杆停止动作，大液压缸下腔油液压力将使排油单向阀 2 关闭，大活塞连同重物一起被自锁不动，停止在举升位置。如打开截止阀 5，大液压缸下腔连通油箱，大活塞将在自重作用下向下移动，迅速回复到原始位置。



1—小液压缸；2—排油单向阀；3—吸油单向阀；4—油箱；5—截止阀；6—大液压缸。

图 1－1　液压千斤顶工作原理图

二、液压与气压传动的工作特征

由液压千斤顶的工作原理得知，小液压缸 1 与排油单向阀 2、吸油单向阀 3 一起完成吸油与排油，将杠杆的机械能转换为油液的压力能输出，称为手动液压泵。大液压缸 6 将油液的压力能转换为机械能输出，抬起重物，称为举升液压缸。在这里大、小液压缸组成了最简单的液压传动系统，实现了力和运动的传递。

（一）力的传递

设液压缸活塞的有效作用面积为 A_2，作用在活塞上的负载力为 F_2。该力在液压缸中所产生的液体压力 $p_2=F_2/A_2$。根据帕斯卡原理，“在密闭容器内，施加于静止液体上的压力将以等值同时传递到液体各点”，液压泵的排油压力 p_1 应等于液压缸中的液体压力，即 $p_1=p_2=p$，液压泵的排油压力又称为系统压力。

为了克服负载力使液压缸活塞运动，作用在液压泵活塞上的作用力 F_1 应为

$$F_1=p_1A_1=p_2A_1=pA_1 \tag{1-1}$$

式中，A_1——液压泵活塞的有效作用面积。

在 A_1、A_2 一定时，负载力 F_2 越大，系统中的压力 p 也越高，所需的作用力 F_1 也越大，即系统压力与外负载密切相关。这是液压与气压传动工作原理的第一个特征：**液压与气压传动中工作压力取决于外负载**。

（二）运动的传递

如果不考虑液体的可压缩性、漏损和缸体、管路的变形，液压泵排出的液体体积必然等于进入液

压缸的液体体积。设液压泵活塞位移为 s_1，液压缸活塞位移为 s_2，则有

$$s_1A_1=s_2A_2 \tag{1-2}$$

式（1－2）两边同除以运动时间 t，得

$$q_1=v_1A_1=v_2A_2=q_2 \tag{1-3}$$

式中，v_1、v_2——液压泵活塞和液压缸活塞的平均运动速度；

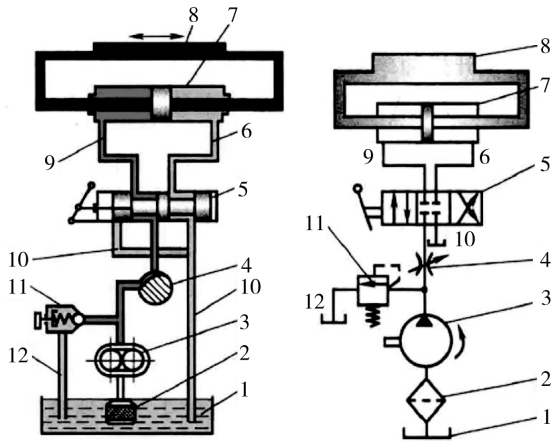
q_1、q_2——液压泵输出的平均流量和液压缸输入的平均流量。

由上述可见，液压与气压传动是靠密闭工作容积变化相等的原则实现运动（速度和位移）传递的。调节进入液压缸的流量 q，即可调节活塞的运动速度 v，这是液压与气压传动工作原理的第二个特征：**活塞的运动速度只取决于输入流量的大小，而与外负载无关**。

从上面的讨论还可以看出，与外负载力相对应的流体参数是流体压力，与运动速度相对应的流体参数是流体流量。因此，压力和流量是液压与气压传动中两个最基本的参数。

第二节
液压与气压传动系统的组成

工程实际中的液压传动系统，在液压泵与液压缸的基础上还设置有控制液压缸的运动方向、运动速度和最大推力的装置，下面以图 1－2 所示典型液压系统为例，说明其组成和各种元件在系统中的作用。



（a）结构示意图　　（b）图形符号图

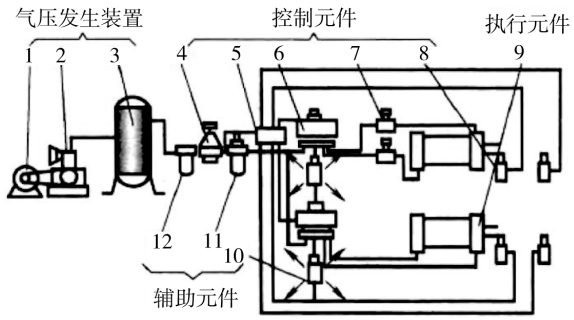
1—油箱；2—过滤器；3—液压泵；4—节流阀；5—换向阀；
6、9、10、12—管道；7—液压缸；8—工作台；11—溢流阀。

图 1－2　典型液压系统原理图

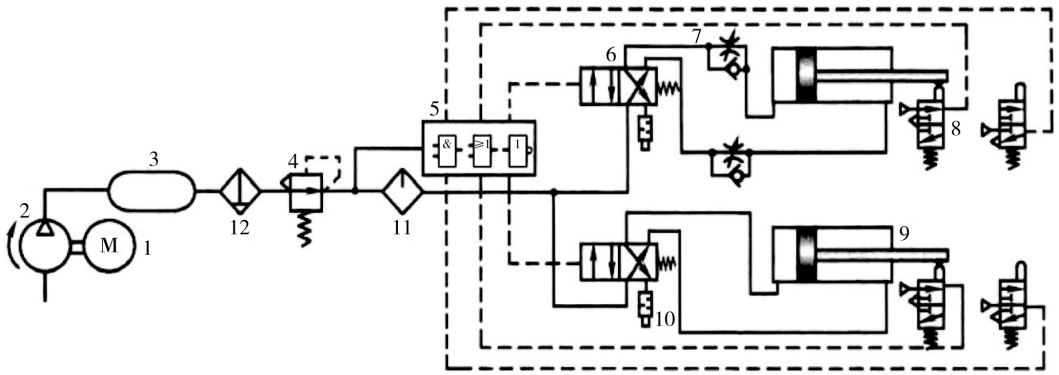
液压泵 3 由电动机驱动旋转，从油箱 1 经过滤器 2 吸油。当换向阀 5 的阀芯处于图示位置时，压力油经节流阀 4、换向阀 5 和管道 9 进入液压缸 7 的左腔，推动活塞向右运动。液压缸右腔的油液经管道 6、换向阀 5 和管道 10 流回油箱。改变换向阀 5 的阀芯工作位置，使之处于左端位置时，液压缸活塞反向运动。

改变节流阀 4 的开口，可以改变进入液压缸的流量，从而控制液压缸活塞的运动速度。液压泵排出的多余油液经溢流阀 11 和管道 12 流回油箱。液压缸的工作压力取决于负载。液压泵的最大工作压力由溢流阀 11 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阀和管道的压力损失的总和。因此，系统的工作压力不会超过溢流阀的调定值，溢流阀对系统起着过载保护作用。

气压传动系统与液压传动系统相似，如图 1－3 所示，在气压发生器和气缸之间有控制压缩空气的压力、流量和流动方向的各种动力控制元件，逻辑运算、检测、自动控制等信号控制元件，以及使压缩空气净化、润滑、消声和传输所需要的一些装置。



（a）组成示意图



（b）图形符号图

1—电动机；2—空气压缩机；3—气罐；4—减压阀；5—逻辑元件组；6—换向阀；7—节流阀；8—行程阀；9—气缸；10—消声器；11—油雾器；12—分水滤气器。

图 1－3　气压传动及控制系统原理图

从上面的例子可以看出，液压与气压传动系统主要由以下五部分组成。

（1）能源装置。将机械能转换成流体压力能的装置。常见的是液压泵或空气压缩机，为系统提供压力油液或压缩空气。在图 1－1 中，小液压缸 1、排油单向阀 2、吸油单向阀 3 组成的阀配流液压泵；在图 1－3 中，空气压缩机及储存、净化压缩空气的附属设备集中在工厂或车间的压缩空气站内，向各用气点分配压缩空气。

（2）执行元件。将流体的压力能转换成机械能输出的装置。它可以是做直线运动的液压缸或气缸，也可以是做回转运动的液压马达、气马达、摆动缸，如图 1－1 中的大液压缸 6。

（3）控制元件。对系统中流体的压力、流量及流动方向进行控制和调节的装置，以及进行信号转换、逻辑运算和放大等的信号控制元件，如图 1－2 中的溢流阀、节流阀、换向阀，以及图 1－3 中的减压阀、节流阀、换向阀、逻辑元件组、行程阀等。

（4）辅助元件。保证系统正常工作所需的上述三种以外的装置，如图 1－2 中的过滤器、油箱、管道，图 1－3 中的消声器、油雾器、分水滤气器等。

（5）工作介质。用它进行能量和信号的传递。液压系统以液压油液作为工作介质，气动系统以压缩空气作为工作介质。

为了简化液压、气动系统的表示方法，通常采用图形符号来绘制系统的原理图。各类元件的图形符号脱离了具体结构，只表示其职能，由它们组成的系统原理图表达了系统的工作原理及各元件在系统中的作用，如图 1－2（b）、图 1－3（b）所示。我国制定了《流体传动系统及元件 图形符号和回路图 第 1 部分：图形符号》（GB/T 786.1—2021）。在下面各章节中，每讲一类元件，都会介绍其图形符号，要求熟记常用元件的图形符号，读者可自行查阅。

第三节 液压与气压传动的优缺点

一、液压与气压传动的优点

与机械传动和电力拖动系统相比，液压与气压传动具有以下优点。

（1）液压与气动元件的布置不受严格的空间位置限制，系统中各部分用管道连接，布局安装有很大的灵活性，能构成用其他方法难以组成的复杂系统。

（2）可以在运行过程中实现大范围的无级调速，调速范围可达 2 000∶1。

（3）液压传动和液气联动传递运动均匀平稳，易于实现快速启动、制动和频繁的换向。

（4）操作控制方便、省力，易于实现自动控制、中远程距离控制、过载保护。与电气控制、电子控制相结合，易于实现自动工作循环和自动过载保护。

（5）液压与气动元件属机械工业基础件，标准化、系列化和通用化程度较高，有利于缩短机器的设计、制造周期和降低制造成本。

除此之外，液压传动突出的优点还有单位质量输出功率大（功率密度高）。因为液压传动的动力元件可采用很高的压力（一般可达 32 MPa，个别场合更高），因此，在同等输出功率下具有体积小、质量小、运动惯性小、动态性能好的特点。

气压传动突出的优点还有以空气作为工作介质，处理方便，无介质费用、泄漏污染环境、介质变质及补充等问题。

二、液压与气压传动的缺点

液压与气压传动系统具有以下缺点。

（1）在传动过程中，能量需经两次转换，传动效率偏低。

（2）由于传动介质的可压缩性和泄漏等因素的影响，不能严格保证定比传动。

（3）液压传动性能对温度比较敏感，不能在高温下工作，采用石油基液压油作传动介质时还需注意防火问题。

（4）液压与气动元件制造精度高，系统工作过程中发生故障不易诊断。

总的来说，液压与气压传动的优点是主要的，其缺点将随着科学技术的发展不断得到克服。例如：将液压传动与气压传动、电力传动、机械传动合理地联合使用，构成气液、电液（气）、机液（气）等联合传动，以进一步发挥各自的优点，相互补充，弥补某些不足之处；采用新型环保型液体作为工作介质可以解决环境污染等问题。

第四节 液压与气动技术发展与应用

从 17 世纪中叶帕斯卡提出静压传递原理、18 世纪末英国制造出世界上第一台水压机算起，液压与气压传动的发展已有几百年的历史，但液压与气压传动在工业上被广泛采用和迅猛发展却是在 20 世纪以后。尤其在第二次世界大战期间，军事工业和装备迫切需要反应迅速、动作准确、输出功率大的液压传动及控制装置，促使液压技术迅速发展。战后，液压技术很快转入民用工业，在机床、工程机械、冶金机械、塑料机械、农林机械、汽车、船舶等行业得到了广泛的应用和发展。特别是在工程机械中，液压是最主要的驱动和传动形式。液压技术广泛应用于需要大功率、高精度控制的场景，如工程机械（挖掘机、起重机）、冶金设备、数控机床、航空航天（起落架、舵面控制）等。

近几十年来，液压技术与传感技术、微电子技术密切结合，朝着数字化、智能化的方向快速发展，同时在高压、高速、大功率、节能高效、低噪声、长使用寿命、高度集成化等方面取得了重大进展。在绿色环保方面，以海水或淡水直接作为工作介质的水液压传动技术可以解决高温、明火条件下的安全性问题，以及由于泄漏引起的环境污染问题，从而获得高度重视。

气压传动方面，人们很早就懂得用空气作工作介质传递动力做功，如利用自然风力推动风车、带动水车提水灌田。气压传动具有防火、防爆、防电磁干扰及抗振动、冲击、辐射等优点，特别适用于易燃易爆、洁净无油或空间受限的环境，如食品包装、制药、半导体生产线、机器人末端执行器等。目前气压传动技术已广泛应用于汽车的自动开关门、火车的自动抱闸、采矿用风钻等典型场景中，以及化工、轻工、食品、军事工业等各行各业。与液压技术一样，当今气动技术与微电子、控制与检测技术相结合，朝着高精度、高可靠、智能化的方向发展。

液压与气动技术近年来在国家重大工程、高端装备和智能制造领域取得了多项标志性应用成就，展现出强大的技术支撑能力。

（1）服务国家重大科技工程。液压与气动技术为“长征五号”运载火箭提供高可靠性氦气系统，保障发射过程中的压力控制；为“奋斗者”号全海深载人潜水器配套耐压密封圈，确保其在万米海底的安全运行；为“华龙一号”核电站高温气冷堆提供C型密封环，满足极端工况下的密封需求。

（2）支撑高端装备制造升级。国内企业成功研制出高参数干气密封、核主泵用机械密封组件等关键部件，实现对进口产品的替代；为全球最大打桩船配套液压主油缸，显著提升海洋工程建设能力；为350MW发电机组锅炉给水泵配套液力耦合器，提高能源装备运行效率。

（3）推动智能工业系统发展。液压系统在工业机器人中的应用占比已达约15%，通过集成传感器和智能控制算法，实现自适应负载调节与预测性维护，使设备故障率降低60%、作业效率提升35%。气动技术则广泛应用于食品、制药和半导体生产线，以清洁、快速响应的特性支持柔性制造与无人化生产。

（4）助力绿色与节能转型。新型液压系统采用碳纤维复合材料管路，减重达30%，并结合再生能量回收技术实现节能12%；伺服驱动液压机比传统系统节能30%以上，符合绿色制造发展趋势。

这些成就标志着我国液气密技术已从“跟跑”向“并跑”甚至“领跑”转变，在高端化、智能化、绿色化方向持续突破。

练习题

1.在图1-4中，两活塞缸水平放置，之间用管道连接。缸2活塞用于推动工作台，工作台运动阻力F_1=1 962.5 N，在缸1活塞上施加的作用力为F。已知缸1活塞直径D_1=20 mm，缸2活塞直径D_2=50 mm，试计算：

（1）当F=314 N时密闭容积中液体压力及两活塞的运动情况。

（2）当F=157 N时密闭容积中液体压力及两活塞的运动情况。

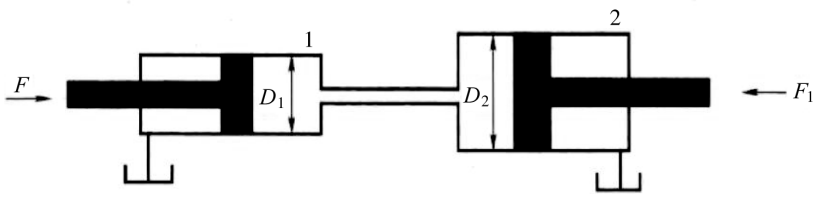


图1-4　练习题1图

2.液压与气压传动的工作原理有哪两大特征？在液压与气压传动中有哪两个基本参数？

3.液压与气压传动系统由哪几部分组成？各部分的功用是什么？

4.试比较气压传动与液压传动，指出气压传动独特的优缺点。

5.液压与气压传动技术有哪些发展趋势？

第二章
液压流体力学基础

知识目标

1.掌握液压油液的性质。

2.了解液体静力学和液体动力学的基本知识。

3.了解管道流动、孔口流动、缝隙流动。

4.了解液压冲击和气穴现象。

能力目标

1.学会查技术手册正确选用液压油的牌号。

2.学会利用静力学和动力学基本方程解决实际液压系统计算问题。

3.学会计算管路内压力损失及液体通过小孔和缝隙的流量。

思政目标

1.养成严格遵守国标的习惯，培养良好的职业道德素养，增强遵纪守法意识。

2.在计算过程中培养认真负责、一丝不苟的工作作风。

本章导读

液体是液压传动的工作介质。了解液体的基本性质，掌握其主要力学规律，对于正确理解液压传动原理以及合理设计和使用液压系统都是十分重要的。本章除了简要地叙述液压油液的性质、液压油液的要求和选用等内容外，将着重阐述液体的静力学特性、静力学基本方程式和动力学的几个重要方程式。

第一节 液压油液

一、液压油液的性质

（一）密度

单位体积液体的质量称为该液体的密度，即

$$\rho = \frac{m}{V} \tag{2-1}$$

式中，V——液体的体积；

m——体积为 V 的液体的质量；

ρ——液体的密度。

密度是液体的一个重要物理参数。随着温度或压力的变化，其密度也会发生变化，但变化量一般很小，可以忽略不计。一般液压油的密度为 900 kg/m^3。

（二）可压缩性

液体受压力作用而发生体积减小的性质称为液体的可压缩性。体积为 V 的液体，当压力增大 Δp 时，体积减小 ΔV，则液体在单位压力变化下的体积相对变化量为

$$k = -\frac{1}{\Delta p}\frac{\Delta V}{V} \tag{2-2}$$

式中，k——液体的压缩系数。

由于压力增大时液体的体积减小，因此式（2-2）的右边须加一负号，以使 k 为正值。

k 的倒数称为液体的体积弹性模量，以 K 表示。于是有

$$K = \frac{1}{k} = -\frac{\Delta p}{\Delta V}V \tag{2-3}$$

K 表示产生单位体积相对变化量所需要的压力增量。在实际应用中，常用 K 值说明液体抵抗压缩能力的大小。

液压油的体积弹性模量 $K=(1.2\sim2)\times10^3$ MPa，数值很大，故对于一般液压系统，可认为液压油是不可压缩的。但是，当液压油中混入空气时，其可压缩性将显著增加，并将严重影响液压系统的工作性能。故在液压系统中应尽量减少液压油中的空气含量。

（三）黏性

1.黏性的意义

液体在外力作用下流动时，液体分子间内聚力会阻碍分子相对运动，即分子之间产生一种内摩擦力，这一特性称为液体的黏性。黏性是液体的重要物理特性，也是选择液压油的主要依据。

液体流动时，由于液体和固体壁面间的附着力以及液体的黏性，液体内各液层间的速度大小不等。如图 2-1 所示，设在两个平行平板之间充满液体，当上平板以速度 u_0 相对于静止的下平板向右移动时，在附着力的作用下，紧贴于上平板的液体层速度为 u_0，而中间各层液体的速度则从上到下近似呈线性递减的规律分布，这是因为在相邻两液体层间存在有内摩擦力，该力对上层液体起阻滞作用，而对下层液体则起拖曳作用。

实验测定结果表明，液体流动时相邻液层间的内摩擦力 F_f 与液层接触面积 A、液层间的速度梯度 $\mathrm{d}u/\mathrm{d}y$ 成正比，即

$$F_f = \mu A\frac{\mathrm{d}u}{\mathrm{d}y} \tag{2-4}$$

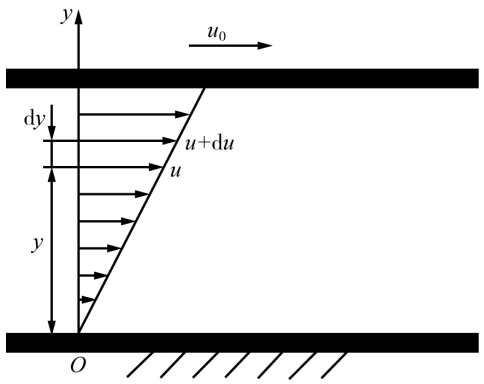


图 2－1　液体黏性示意图

式中，μ——比例系数，又称为黏度系数或动力黏度。

若以 τ 表示液层间在单位面积上的内摩擦力，则式（2－4）可写成

$$\tau=\frac{F_f}{A}=\mu\frac{du}{dy} \tag{2-5}$$

这就是牛顿液体内摩擦定律。

由上式可知，在静止液体中，因速度梯度 $du/dy=0$，故内摩擦力为零，因此液体在静止状态下是不呈现黏性的。

2.液体的黏度

液体黏性的大小用黏度来表示。常用的黏度有三种，即动力黏度、运动黏度和相对黏度。

（1）动力黏度 μ。它是表征液体黏度的内摩擦因数，故由式（2－5）可知

$$\mu=\tau/\frac{du}{dy} \tag{2-6}$$

由此可知动力黏度的物理意义是：**当速度梯度等于 1 时，接触液体液层间单位面积上的内摩擦力 τ 即为动力黏度，又称绝对黏度**。

在我国法定计量单位制及 SI 制中，动力黏度 μ 的单位是 Pa·s（帕·秒），或用 N·s/m^2（牛·秒/米^2）表示。

在 CGS 制中，μ 的单位为 dgn·s/cm^2（达因·秒/厘米^2），又称为 P（泊）。P 的百分之一称为 cP（厘泊）。其换算关系如下：

$$1\ \text{Pa}\cdot\text{s}=10\ \text{P}=10^3\ \text{cP}$$

（2）运动黏度 ν。动力黏度 μ 和该液体密度 ρ 的比值 ν 称为运动黏度，即

$$\nu=\mu/\rho \tag{2-7}$$

在我国法定计量单位制及 SI 制中，运动黏度 ν 的单位是 m^2/s（米^2/秒）。

在 CGS 制中，ν 的单位是 cm^2/s（厘米^2/秒），通常称为 St（斯）。1 St（斯）＝100 cSt（厘斯）。两种单位制的换算关系为

$$1\ \text{m}^2/\text{s}=10^4\ \text{St}=10^6\ \text{cSt}$$

运动黏度 ν 没有明确的物理意义。因为在其单位中只有长度和时间的量纲，所以称为运动黏度。它是工程实际中经常用到的物理量。例如：液压油的牌号，就是这种液压油在 40℃时的运动黏度 ν（mm^2/s）的平均值，如 L－AN32 液压油就是指这种液压油在 40℃时的运动黏度 ν 的平均值为 32 mm^2/s。

（3）相对黏度。相对黏度又称条件黏度。它是采用特定的黏度计在规定的条件下测出来的液体黏度。根据测量条件的不同，各国采用的相对黏度的单位也不同。如我国、德国及俄罗斯等采用恩氏黏度（°E），美国采用国际赛氏秒（SSU），英国采用雷氏黏度（R）。

恩氏黏度由恩氏黏度计测定，即将 200 cm^3 的被测液体装入底部有 ϕ 2.8 mm 小孔的恩氏黏度计的容器中，在某一特定温度 t 时，测定液体在自重作用下流过小孔所需的时间 t_1 和同体积的蒸馏水在

20℃时流过同一小孔所需的时间 t_2，两者的比值便是该液体在温度 t 时的恩氏黏度。恩氏黏度用符号 $^{\circ}E_t$ 表示。于是有

$$^{\circ}E_t = t_1 / t_2 \tag{2-8}$$

一般以 20 ℃、50 ℃、100 ℃作为测定恩氏黏度的标准温度，由此而得来的恩氏黏度分别用 $^{\circ}E_{20}$、$^{\circ}E_{50}$ 和 $^{\circ}E_{100}$ 表示。

恩氏黏度（单位为 m^2/s）和运动黏度的换算关系式如下：

$$\nu = \left(7.31^{\circ}E - \frac{6.31}{^{\circ}E}\right) \times 10^{-6} \tag{2-9}$$

3.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，称为调和油。调和油的黏度与两种油所占的比例有关，一般可用下面的经验公式计算：

$$^{\circ}E = \frac{a^{\circ}E_1 + b^{\circ}E_2 - c(^{\circ}E_1 - ^{\circ}E_2)}{100} \tag{2-10}$$

式中，$^{\circ}E_1$、$^{\circ}E_2$——混合前两种油液的黏度，取 $^{\circ}E_1 > ^{\circ}E_2$；

$^{\circ}E$——混合后的调和油的黏度；

a、b——参与调和的两种油液各占的体积百分数（$a+b=100\%$）；

c——实验系数，见表 2-1 所列。

表 2-1　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
c	6.7	13.1	17.9	22.1	25.5	27.9	28.2	25	17

4.黏度和温度的关系

温度对油液黏度影响很大，当油液温度升高时，其黏度显著下降。油液黏度的变化直接影响液压系统的性能和泄漏量，因此希望黏度随温度的变化越小越好。不同的油液有不同的黏度温度变化关系，这种关系称为油液的黏温特性。

对于黏度不超过 $15^{\circ}E$ 的油液，当温度在 30～150℃范围内时，可用下述近似公式计算温度为 t 时的运动黏度

$$\nu_t = \nu_{50}\left(\frac{50}{t}\right)^n \tag{2-11}$$

式中，ν_t——温度为 t 时油液的运动黏度（$\times 10^{-6} m^2/s$）；

ν_{50}——温度为 50℃时油液的运动黏度（$\times 10^{-6} m^2/s$）；

n——与油液黏度有关的特性指数，见表 2-2 所列。

表 2-2　特性指数 n 的数值

$^{\circ}E_{50}$	1.2	1.5	1.8	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	7.0	8.0	9.0	10.0	15.0
$\nu_{50}/(\times 10^{-6} m^2/s)$	2.5	6.5	9.5	12	21	30	38	45	52	60	68	76	113
n	1.39	1.59	1.72	1.79	1.99	2.13	2.24	2.32	2.42	2.49	2.52	2.56	2.75

油液温度为 t 时的黏度，除用上述公式求得外，还可以从图表中直接查出。图 2-2 为几种常用的国产液压油的黏温特性图。

5.黏度与压力的关系

压力对油液的黏度也有一定的影响。压力越高，分子间的距离越小，因此黏度越大。不同的油液有不同的黏度压力变化关系。这种关系称为油液的黏压特性。

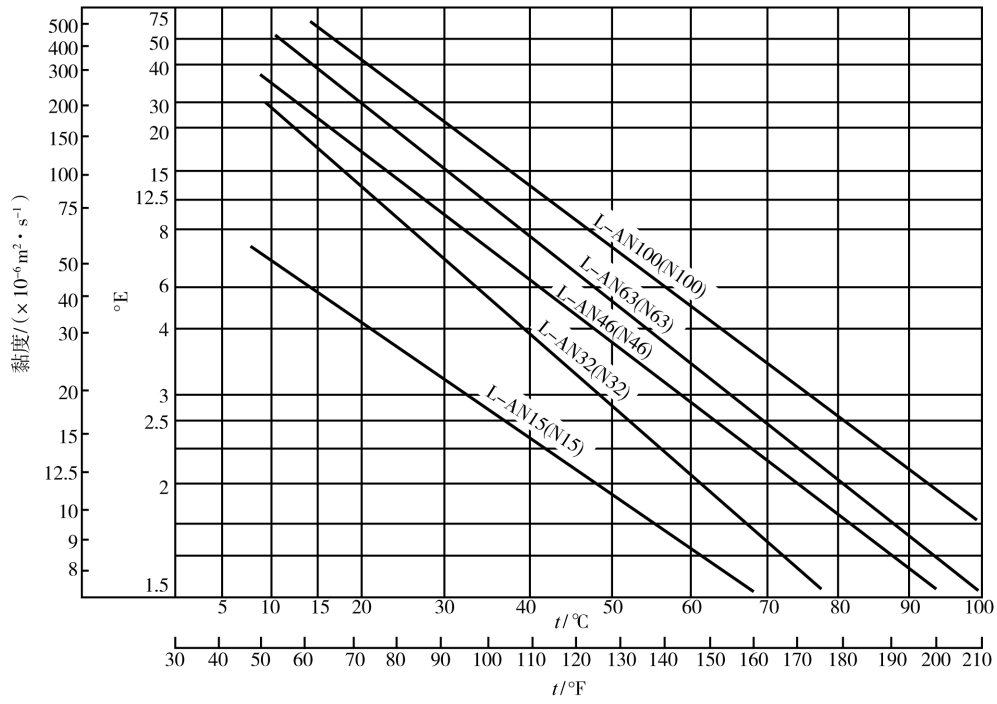


图 2-2　几种常用的国产液压油的黏温特性

黏度随压力的变化关系为

$$\nu_p = \nu_0 e^{bp} \tag{2-12}$$

式中，ν_p——压力为 p 时的运动黏度（$\times 10^{-6}\,m^2/s$）；

ν_0——一个大气压下的运动黏度（$\times 10^{-6}\,m^2/s$）；

b——黏度压力系数，对一般液压油 $b=0.002\sim0.003$。

在实际应用中，当液压系统中使用的矿物油压力在 $0\sim500\times10^6$ Pa 的范围内时，可按下式计算油的黏度，即

$$\nu_p = \nu_0 (1+0.003p) \tag{2-13}$$

在液压系统中，若系统的压力不高，压力对黏度的影响较小，一般可忽略不计。当压力较高或压力变化较大时，则压力对黏度的影响必须考虑。

（四）其他特性

液压油液还有其他一些物理化学性质，如抗燃性、抗氧化性、抗凝性、抗泡沫性、抗乳化性、防锈性、润滑性、导热性、稳定性以及相容性（主要指对密封材料、软管等不侵蚀、不溶胀的性质）等，这些性质对液压系统的工作性能有重要影响。对于不同品种的液压油液，这些性质的指标是不同的，具体应用时可查油类产品手册。

二、对液压油液的要求和选用

（一）要求

液压系统中的工作油液具有双重作用，一是作为传递能量的介质，二是作为润滑剂润滑运动零件的工作表面，因此油液的性能会直接影响液压传动的性能：如工作的可靠性、灵敏性、工况的稳定性、系统的效率及零件的寿命等。一般在选择油液时应满足下列几项要求。

（1）黏温特性好。在使用温度范围内，油液黏度随温度的变化越小越好。

（2）具有良好的润滑性，即油液润滑时产生的油膜强度高，以免产生干摩擦。

（3）成分要纯净，不应含有腐蚀性物质，以免侵蚀机械零件和密封元件。

（4）具有良好的化学稳定性。油液不易氧化，不易变质，以防产生黏质沉淀物影响系统工作，同时防止氧化后油液变为酸性而对金属表面起腐蚀作用。

（5）抗泡沫性好，抗乳化性好，对金属和密封件有良好的相容性。

（6）体积膨胀系数低，比热容和传热系数高；流动点和凝固点低，闪点和燃点高。

（7）无毒性，价格便宜。

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，按《流体传动系统及元件 图形符号和回路图 第1部分：图形符号》（GB/T 786.1—2021），液压介质分为两类：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）液压油液。难燃液压油液包括含水型及无水型两大类。含水型如高水基液（HFA）、油包水乳化液（HFB）、水-乙二醇（HFC）；无水型合成液（HFD）如磷酸酯。除此之外，直接以水作介质的液压传动技术也正在蓬勃兴起。目前，最广泛使用的仍然是矿物油型液压油。

几种常用的国产液压油的主要质量指标见表2-3所列。

表2-3　几种常见的国产液压油的主要质量指标

项目	质量指标									
品种	普通液压油					高级抗磨液压油			低温液压油	
牌号	32	46	68	32G	68G	L-HM32	L-HM46	L-HM68	22	32
40℃时运动黏度/×$10^{-6}m^2 \cdot s^{-1}$	28.8～35.2	41.4～50.6	61.2～74.8	28.8～35.2	61.2～74.8	28.8～35.2	41.4～50.6	61.2～74.8	22	32
黏度指数不小于	90					95			130	
闪点（开口）/℃不低于	170					180		200	140	160
凝点/℃不高于	−10					−15			−36	
机械杂质（质量分数，%）	无					无			无	
氧化稳定性（酸值达2.0 mg KOH/g）不小于	1 000					1 000			1 000	

（二）选用

选择液压油液时首先要考虑的是黏度问题。在一定条件下，选用的油液黏度太高或太低，都会影响系统的正常工作。黏度高的油液流动时产生的阻力较大，克服阻力所消耗的功率较大，而此功率损耗又将转换成热量使油温上升。黏度太低，会使泄漏量加大，使系统的容积效率下降。

在选择液压油液时要根据具体情况或系统的要求来选用黏度合适的油液。选择时一般考虑以下几个方面。

（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液，以减少系统泄漏；反之，可选用黏度较小的液压油液。

（2）环境温度。环境温度较高时宜选用黏度较大的液压油液。

（3）运动速度。液压系统执行元件运动速度较高时，为减小液流的功率损失，宜选用黏度较低的液压油液。

（4）液压泵的类型。在液压系统的所有元件中，因为液压泵内零件的运动速度很高，承受的压力较大，润滑要求苛刻，温升高，因此，常根据液压泵的类型及要求来选择液压油液的黏度。

各类液压泵适用的黏度范围见表 2－4 所列。

表 2－4　各类液压泵适用的黏度范围

液压泵类型		环境温度 5～40℃ ν/（$\times10^{-6}\,m^2\cdot s^{-1}$）（40℃）	环境温度 40～80℃ ν/（$\times10^{-6}\,m^2\cdot s^{-1}$）（40℃）
叶片泵	$p<7\times10^6$ Pa	30～50	40～75
	$p\geqslant7\times10^6$ Pa	50～70	55～90
齿轮泵		30～70	95～165
轴向柱塞泵		40～75	70～10
径向柱塞泵		30～80	65～240

第二节 液体静力学

液体静力学主要研究液体处于静止状态下的力学规律以及这些规律的应用。这里所说的静止，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。

一、静压力及其特性

静止液体在单位面积上所受的法向力称为静压力，如果在液体内某点处微小面积 ΔA 上作用有法向力 ΔF，则 $\Delta F/\Delta A$ 的极限就定义为该点处的静压力，并用 p 表示，即

$$p=\lim_{\Delta A\to0}\frac{\Delta F}{\Delta A} \tag{2-14}$$

若在液体的面积 A 上，所受均匀分布的作用力为 F，则静压力可表示为

$$p=\frac{F}{A} \tag{2-15}$$

液体静压力在物理学上称为压强，在工程实际应用中习惯上称为压力。

液体静压力具有如下特性。

（1）液体静压力垂直于其承压面，其方向和该面的内法线方向一致。

（2）静止液体内任一点所受到的静压力在各个方向上都相等。

二、静压力基本方程式及压力的表示方法与单位

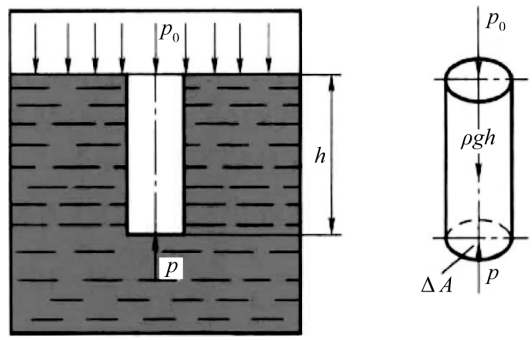
（一）静压力基本方程式

在重力作用下的静止液体所受的力，除了液体重力，还有液面上作用的外加压力，其受力情况如图 2－3（a）所示。如果计算离液面深度为 h 的某一点处的压力，可以从液体内取出一个底面通过该点的垂直小液柱作为研究体，如图 2－3（b）所示，设液柱底面面积为 ΔA，高为 h，液体密度为 ρ，则液柱的重力为 $\rho gh\Delta A$，且作用于液柱的重心上。由于液柱处于受力平衡状态，因此在垂直方向上存在如下关系：

$$p\Delta A=p_0\Delta A+\rho gh\Delta A$$

等式两边同除以 ΔA，得

$$p=p_0+\rho gh \tag{2-16}$$



（a）受力情况　　（b）液柱

图 2－3　静止液体内压力分布规律

式（2－16）即为液体的静压力基本方程式，由此基本方程式可知静止液体的压力分布有如下特征。

（1）静止液体内任一点处的压力都由两部分组成：一部分是液面上的外加压力 p_0，另一部分是该点以上液体自重所形成的压力，即 ρg 与该点离液面深度 h 的乘积。当液面上只受大气压力 p_a 作用时，液体内任一点处的压力为

$$p = p_a + \rho g h \tag{2-17}$$

（2）静止液体内的任一点压力随该点距离液面的深度呈线性规律递增。

（3）离液面深度相同处各点的压力均相等，而压力相等的所有点组成的面称为等压面。在重力作用下静止液体中的等压面为水平面，而与大气接触的自由表面也是等压面。

（4）对静止液体，如记液面外加压力为 p_0，液面与基准水平面的距离为 h_0，液体内任一点的压力为 p，与基准水平面的距离为 h，则由静压力基本方程式可得

$$\frac{p_0}{\rho} + h_0 g = \frac{p}{\rho} + hg = 常量 \tag{2-18}$$

式中，p/ρ——静止液体中单位质量液体的压力能；

hg——单位质量液体的势能。

式（2－18）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。

（5）在常用的液压装置中，一般外加压力 p_0 远大于液体自重所形成的压力 ρgh，因此分析计算时 ρgh 可忽略不计，即认为液压装置静止液体内部的压力是近似相等的。在以后的有关章节中分析、计算压力时，都采用这一结论。

（二）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。当压力以式（2－17）表示时，称为绝对压力，以绝对真空为基准度量。而超过大气压力的那部分压力 $p - p_a = \rho gh$ 称为相对压力或表压力，其值以大气压为基准进行度量。因大气中的物体受大气压的作用是自相平衡的，所以用压力表测得的压力数值是相对压力。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，绝对压力不足于大气压力的那部分压力值，称为真空度。此时相对压力为负值，又称负压。绝对压力、相对压力和真空度的关系如图 2－4 所示。由图可知，以大气压为基准计算压力时，基准以上的正值是表压力，基准以下的负值就是真空度。

压力的单位除法定计量单位 Pa（帕，N/m^2）外，还有允许使用的单位 bar（巴）和以前常用的一些单位，如工程大气压 at、水柱高和汞柱高等。各种压力单位之间的换算关系如下：

1 Pa（帕）＝ $1 N/m^2$

1 bar（巴）＝ 1×10^5 Pa＝1×10^5 N/m^2

1 at（工程大气压）＝ 1 kgf/cm^2＝9.8×10^4 N/m^2

1 mH_2O（米水柱）＝9.8×10^3 N/m^2

1 mmHg（毫米汞柱）＝1.33×10^2 N/m^2

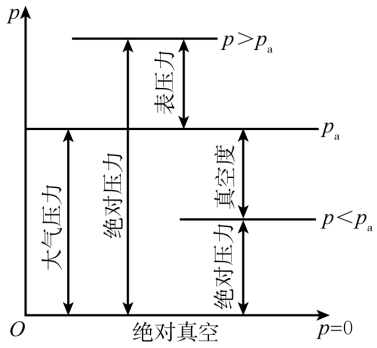


图 2－4　绝对压力、相对压力和真空度的关系

【例 2－1】在图 2－5 中，容器内充满油液。已知油液的密度 $\rho=900\ \mathrm{kg/m^3}$，活塞上的作用力 $F=1\ 000\ \mathrm{N}$，活塞有效作用面积 $A=1\times10^{-3}\ \mathrm{m^2}$，忽略活塞的质量，求活塞下方深度 $h=0.5\ \mathrm{m}$ 处的静压力大小。

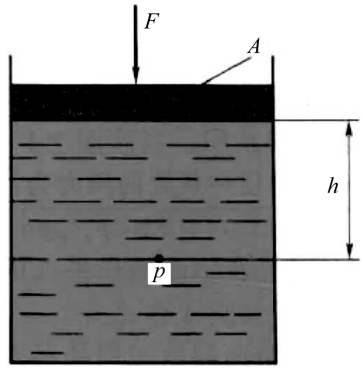


图 2－5　液体内压力计算

解：活塞与油液接触面上的压力为

$$p_0=\frac{F}{A}=\frac{1\ 000}{1\times10^{-3}}\ \mathrm{N/m^2}=10^6\ \mathrm{Pa}$$

则深度 h 处的液体压力为

$$p=p_0+\rho gh=10^6\ \mathrm{Pa}+900\times9.8\times0.5\ \mathrm{Pa}=1.004\ 4\times10^6\ \mathrm{Pa}\approx10^6\ \mathrm{Pa}$$

三、帕斯卡原理

密闭容器内的液体，当外加压力 p_0 发生变化时，只要液体仍保持原来的静止状态不变，则液体内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值地传递到液体各点。这就是帕斯卡原理，也称为静压传递原理。

图 2－6 所示是帕斯卡原理应用实例。图中大小两个液压缸由连通管相连构成密闭容积。其中大液压缸活塞的有效作用面积为 A_1，作用在活塞上的负载为 F_1，液体所形成的压力 $p=F_1/A_1$。由帕斯卡原理知：小活塞处的压力也为 p，若小液压缸活塞的有效作用面积为 A_2，则为防止大活塞下降，在小活塞上应施加的力为

$$F_2=pA_2=\frac{A_2}{A_1}F_1 \tag{2-19}$$

由式（2－19）可知，由于 $A_2/A_1<1$，所以用一个较小的推力 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 $F_1=0$ 时，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，也不能在液体中形成压力，这说明液体内的压力是由外负载决定的。这是液压传动中一个很重要的概念。

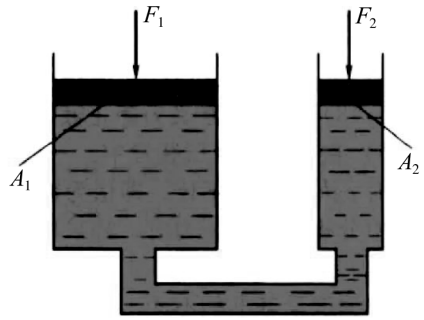


图 2－6　帕斯卡原理应用实例

四、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

$$F=pA \tag{2-20}$$

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

$$F_x=pA_x \tag{2-21}$$

公式（2－21）适用于任何曲面，下面以液压缸缸筒的受力情况为例加以证明。

【例 2－2】 液压缸缸筒如图 2－7 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。

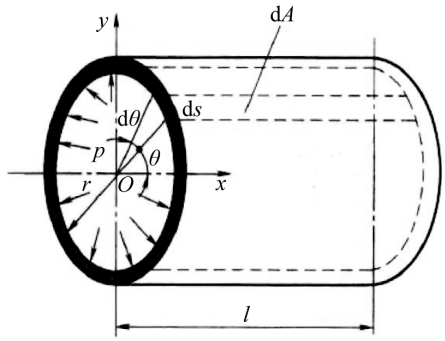


图 2－7　液压缸缸筒

解： 在右半壁面上取一微小面积 $\mathrm{d}A=l\,\mathrm{d}s=lr\,\mathrm{d}\theta$，则液压油液作用在 $\mathrm{d}A$ 上的力 $\mathrm{d}F=p\,\mathrm{d}A$ 的水平分力为

$$\mathrm{d}F_x=\mathrm{d}F\cos\theta=p\,\mathrm{d}A\cos\theta=plr\cos\theta\,\mathrm{d}\theta$$

对上式积分，得右半壁面在 x 方向的作用力

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

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 $F'_x=pA$。因 $F_x=-F'$，所以液压油液作用在缸筒内壁的合力为零。

第三节 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。前两个方程式反映压力、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。

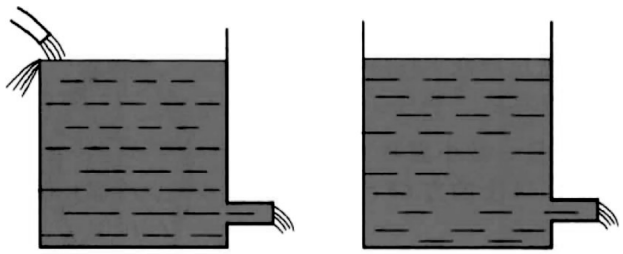
一、基本概念

（一）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，为了方便分析和计算，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。对于液体的可压缩性问题，也可采用同样的方法来处理。

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（也称定常流动或非时变流动）；反之，如果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，就称为非恒定流动（也称非定常流动或时变流动）。图 2－8（a）所示为恒定流动，图 2－8（b）所示为非恒定流动。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。



（a）恒定流动　　（b）非恒定流动

图 2－8　恒定流动和非恒定流动

（二）通流截面、流量和平均流速

液体在管道中流动时，其垂直于流动方向的截面称为通流截面（或过流截面）。

单位时间内流过某一通流截面的液体体积称为流量，用 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 上取一微小断面 dA，如图 2－9（a）所示，并认为在该微小断面上各点的流速 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

$$q = \int_A u\,dA \tag{2-22}$$

对于实际液体的流动，速度 v 的分布规律很复杂，如图 2－9（b）所示，故按公式（2－22）计算流量是困难的。因此，提出一个平均流速的概念，即假设通流截面上各点的流速均匀分布，液体以此均布流速 v 流过通流截面的流量等于以实际流速流过的流量，即

$$q=\int_A u\,\mathrm{d}A=\upsilon A$$

此得出通流截面上的平均流速为

$$\upsilon=q/A \tag{2-23}$$

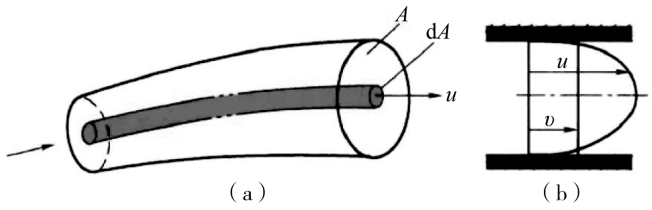


图 2-9　流量和平均流速

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，当液压缸有效作用面积一定时，活塞运动速度由输入液压缸的流量决定。

二、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 2-10 所示为一不等截面管，液体在管内做恒定流动，任取 1、2 两个通流截面，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 υ_1、ρ_1 和 υ_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

$$\rho_1\upsilon_1A_1=\rho_2\upsilon_2A_2$$

不考虑液体的可压缩性，且有 $\rho_1=\rho_2$，则得

$$\upsilon_1A_1=\upsilon_2A_2 \tag{2-24}$$

或写为

$$q=uA=\text{常量}$$

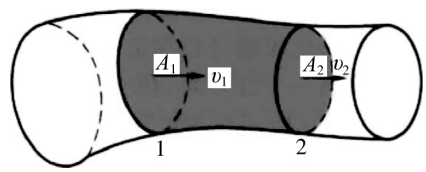


图 2-10　液流的流量连续性方程推导用图

这就是液流的流量连续性方程，它说明恒定流动中流过各截面的不可压缩流体的流量是不变的。因而流速和通流截面的面积成反比。

三、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。

（一）理想液体的伯努利方程

理想液体因无黏性，又不可压缩，因此在管内做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 p/ρ 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 $\upsilon^2/2$。

在图 2-11 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，断面平均流速分别为 υ_1 和 υ_2，压力分别为 p_1 和 p_2。根据能量守恒定律有

$$\frac{p_1}{\rho}+z_1g+\frac{\upsilon_1^2}{2}=\frac{p_2}{\rho}+z_2g+\frac{\upsilon_2^2}{2} \tag{2-25}$$

因两个截面是任意取的，因此式（2－25）可改写为

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

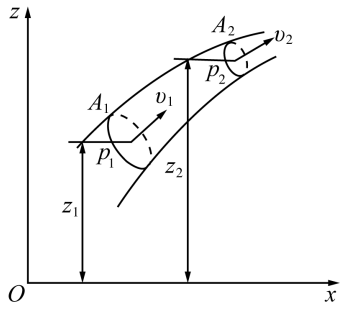


图 2－11　伯努利方程推导用图

以上两式即为理想液体的伯努利方程，其物理意义为：在管内做稳定流动的理想流体具有压力能、势能和动能三种形式的能量，在任一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。

（二）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，液流会产生扰动，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 $h_w g$。

另外，因实际流速 u 在管道通流截面上的分布不是均匀的，为方便计算，一般用平均流速 v 替代实际流速计算动能。显然，这将产生计算误差。为修正这一误差，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

$$\alpha=\frac{\frac{1}{2}\int_A u^2\rho u\,\mathrm{d}A}{\frac{1}{2}\rho A v\cdot v^2}=\frac{\int_A u^3\,\mathrm{d}A}{v^3A} \tag{2－26}$$

动能修正系数 α 在湍流时取 1.1，在层流时取 2，实际计算时常取 1。

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

$$z_1 g+\frac{p_1}{\rho}+\frac{\alpha_1 v_1^2}{2}=z_2 g+\frac{p_2}{\rho}+\frac{\alpha_2 v_2^2}{2}+h_w g \tag{2－27}$$

利用式（2－27）进行计算时，必须注意如下两点。

（1）截面 1、2 应顺流向选取，且选在流动平稳的通流截面上。

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

【例 2－3】 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 2－12 所示。设液压泵吸油口处的绝对压力为 p_2，油箱液面压力 p_1 为大气压 p_a，液压泵吸油口至油箱液面高度为 h。

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

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

式中，v_1——油箱液面流速，可视为零；

v_2——吸油管内流速；

$h_w g$——吸油管路的能量损失。

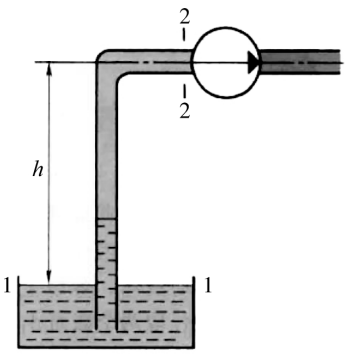


图 2－12　液压泵装置

代入已知条件，上式可简化为

$$\frac{p_a}{\rho}=\frac{p_2}{\rho}+hg+\frac{v_2^2}{2}+h_w g$$

即液压泵吸油口的真空度为

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

由此可知：液压泵吸油口的真空度由三部分组成，即产生一定流速 v_2 所需的压力、把油液提升到高度 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 低于油液的空气分离压 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 0.3×10^5 Pa，具体措施除增大吸油管直径、缩短吸油管长度、减少局部阻力以减小 $\frac{1}{2}\rho v^2$ 和 Δp 两项外，一般对液压泵的吸油高度 h 进行限制，通常取 $h\leqslant0.5$ 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。

四、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固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

$$\sum F=\frac{\Delta(mu)}{\Delta t} \tag{2-28}$$

为推导液体做稳定流动时的动量方程，在图 2-13 所示的管流中，任意取出被通流截面 1、2 所限制的液体体积，称为控制体积，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

$$\Delta(mu)=(mu)_{1'-2'}-(mu)_{1-2}$$

而

$$(mu)_{1-2}=(mu)_{1-1'}+(mu)_{1'-2}$$

$$(mu)_{1'-2'}=(mu)_{1'-2}+(mu)_{2-2'}$$

如果液体做稳定流动，则 1′—2 之间液体的各点流速经 Δt 后没有变化，动量也没有变化，故

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

于是

$$\sum F=\frac{\Delta(mu)}{\Delta t}=\rho q(u_2-u_1) \tag{2-29}$$

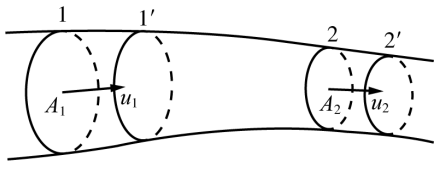


图 2-13　动量方程推导用图

式（2-29）为液体做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，求得该方向的分量。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使其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。其中，由于液体稳定流动而引起液体对固体壁面的附加作用力，称为稳态液动力。

【例 2－4】图 2－14 为一滑阀示意图。当液流通过滑阀时，试求液流对阀芯的轴向作用力。

解：取阀进出口之间的液体为控制体积。设液流做稳定流动，则作用在此控制体积内液体上的力按式（2－29）应为

$$F=\rho q\ (\upsilon_2\cos\theta_2-\upsilon_1\cos\theta_1)$$

式中 θ_1、θ_2——液流流经滑阀时进、出口流束与滑阀轴线之间的夹角，称为液流速度方向角。

显然，无论是流入还是流出，υ_2 与滑阀轴线之间的夹角 $\theta_2=90°$。由此可得 $F=-\rho q\upsilon_1\cos\theta_1$，方向向左。而液体对阀芯的轴向作用力 $F'=-F=\rho q\upsilon_1\cos\theta_1$，方向向右，即这时液流有一个力图使阀口关闭的稳态液动力。

【例 2－5】图 2－15 所示为一锥阀，其锥角为 2α。液体在压力 p 的作用下以流量 q 流经锥阀，求作用在阀芯上的稳态液动力的大小和方向。

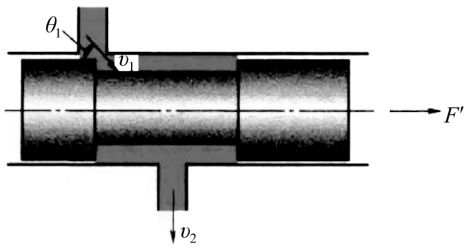


图 2－14　滑阀上的液动力

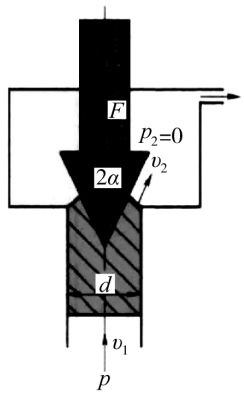


图 2－15　锥阀上的液动力

解：取阀口下方阴影部分为控制体，并假定控制体之外低压区（$p_2=0$）的流动液体对阀芯的作用力可忽略不计。

设阀芯对控制体的作用力为 F，流入速度为 υ_1，流出速度为 υ_2，则沿液流方向列出动量方程为

$$p\frac{\pi}{4}d^2-F=\rho q(\upsilon_2\cos\theta_2-\upsilon_1\cos\theta_1)$$

因为 $\upsilon_1\ll\upsilon_2$，故可忽略 υ_1；$\theta_2=\alpha$，$\theta_1=0°$，代入上式整理后得

$$F=\frac{\pi}{4}d^2p-\rho q\upsilon_2\cos\alpha$$

则液体作用在阀芯上的力 F' 为

$$F'=\rho q\upsilon_2\cos\alpha-\frac{\pi}{4}d^2p$$

从上述结果可知，$-\pi d^2p/4$ 为液体作用在阀芯上的液压力，方向向上；$\rho q\upsilon_2\cos\alpha$ 为液体稳定流动时作用在阀芯上的稳态液动力，方向向下，该力使阀口趋于关闭。

第四节　管道流动

由于流动液体具有黏性，以及液体流动时突然转弯和通过阀口会产生相互撞击和出现漩涡等，液体在管道中流动时必然会产生阻力。为了克服阻力，液体流动时需要损耗一部分能量。这种能量损失可用液体的压力损失来表示。压力损失即伯努利方程中的 ρgh_w 项，它由沿程压力损失和局部压力损失两部分组成。

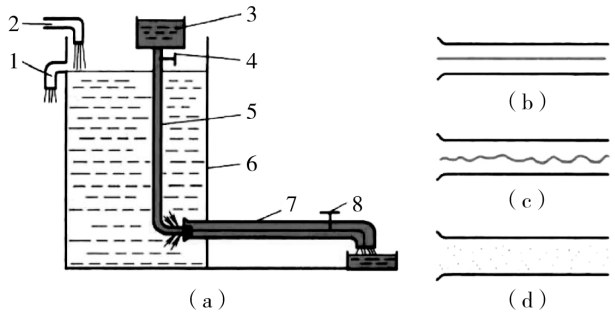
液体在管路中流动时的压力损失和液体的运动状态有关，下面先分析液体的流态，然后分析两类压力损失。

一、流态与雷诺数

（一）流态

英国物理学家雷诺通过大量实验，发现了液体在管道中流动时存在两种流动状态，即层流和湍流。两种流动状态可通过雷诺实验来观察。

实验装置如图 2－16（a）所示。容器 6 和 3 中分别装满了水和密度与水相同的红色液体，容器 6 由水管 2 供水，并由溢流管 1 保持液面高度不变。打开阀门 8 让水从玻璃管 7 中流出，这时打开阀门 4，红色液体也经细导管 5 流入水平玻璃管 7 中。调节阀门 8 使玻璃管 7 中的流速较小时，红色液体在玻璃管 7 中呈一条明显的直线，将细导管 5 的出口上下移动，则红色直线也上下移动，而且这条红线和清水层次分明不相混杂，如图 2－16（b）所示。液体的这种流动状态称为层流。当调整阀门 8 使玻璃管中的流速逐渐增大至某一值时，可以看到红线开始出现抖动而呈波纹状，如图 2－16（c）所示。这表明层流状态被破坏，液流开始出现紊乱。若玻璃管 7 中流速继续增大，红线消失，红色液体便和清水完全混杂在一起，如图 2－16（d）所示。表明管中液流完全湍乱，这时的流动状态称为湍流。如果将阀门 8 逐渐关小，当流速减小至一定值时，水流又重新恢复为层流。



1—溢流管；2—水管；3、6—容器；4、8—阀门；5—细导管；7—玻璃管。

图 2－16　雷诺实验装置

层流与湍流是两种不同性质的流动状态。层流时液体流速较低，液体质点间的黏性力起主导作用，液体质点受黏性力的约束，不能随意运动；湍流时液体流速较高，液体质点间黏性力的制约作用减弱，惯性力起主导作用。

（二）雷诺数

液体的流动状态可用雷诺数来判断。

实验结果证明，液体在圆管中的流动状态不仅与管内的平均流速 v 有关，还与管道内径 d、液体的运动黏度 ν 有关。而用来判别液流状态的是由这三个参数所组成的一个无量纲数——雷诺数 Re。

$$Re=\frac{vd}{\nu} \tag{2-30}$$

雷诺数的物理意义表示了液体流动时惯性力与黏性力之比。如果液流的雷诺数相同，则流动状态也相同。

液流由层流转变为湍流时的雷诺数与由湍流转变为层流时的雷诺数是不相同的，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，记为 Re_{cr}。当液流的实际雷诺数 Re 小于临界雷诺数 Re_{cr} 时，为层流；反之，为湍流。常见液流管道的临界雷诺数由实验求得，见表 2－5 所列。

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	2 320	带环槽的同心环状缝隙	700
橡胶软管	1 600～2 000	带环槽的偏心环状缝隙	400
光滑的同心环状缝隙	1 100	圆柱形滑阀阀口	260
光滑的偏心环状缝隙	1 000	锥阀阀口	20～100

对于非圆截面的管道来说，Re 可由下式计算

$$Re=\frac{4vR}{\nu} \tag{2-31}$$

式（2-31）中的 R 为通流截面的水力半径，它等于液流的有效面积 A 和它的湿周（有效截面的周界长度）x 之比，即

$$R=\frac{A}{x} \tag{2-32}$$

水力半径的大小对管道的通流能力的影响很大。在流通截面面积 A 一定时，水力半径 R 大，表示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。在面积相等但形状不同的所有通流截面中，圆形管道的水力半径最大。

二、圆管流动的沿程压力损失

液体在等直径圆管中流动时因黏性摩擦而产生的压力损失称为沿程压力损失。它不仅取决于管道长度、直径及液体的黏度，而且与流体的流动状态即雷诺数有关，因此实际分析计算时应先判别液体的流态是层流还是湍流。

（一）层流时的沿程压力损失

液流在层流流动时，液体质点做有规则的运动，因此可以方便地用数学工具来分析液流的速度、流量和压力损失。

1.通流截面上的流速分布规律

在图 2-17 中，液体在等径水平圆管中做层流运动。在液流中取一段与圆管轴线相重合的微小圆柱体作为研究对象。设其半径为 r，长度为 l，作用在两端面的压力分别为 p_1 和 p_2，作用在侧面的内摩擦力为 F_f。液流在做匀速运动时受力平衡，故有

$$(p_1-p_2)\ \pi r^2=F_f$$

由式（2-4）知内摩擦力 $F_f=-2\pi rlu\,\mathrm{d}u/\mathrm{d}r$（因流速 u 随 r 的增大而减小，故 $\mathrm{d}u/\mathrm{d}r$ 为负值，所以加一负号）。令 $\Delta p=p_1-p_2$，并将 F_f，代入上式整理可得

$$\mathrm{d}u=-\frac{\Delta p}{2\mu l}r\,\mathrm{d}r$$

对上式积分，并应用边界条件，当 $r=R$ 时，$u=0$，得

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

可见管内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，$u_{\min}=0$；最大流速发生在轴线 $r=0$ 处，$u_{\max}=\Delta pR^2/4\mu l$。

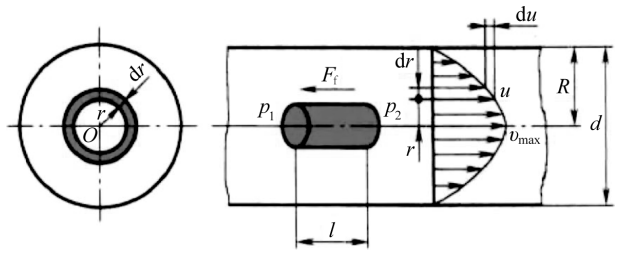


图 2-17　圆管层流运动

2.通过管道的流量

对于微小环形通流截面面积 $\mathrm{d}A=2\pi r\,\mathrm{d}r$，所通过的流量

$$\mathrm{d}q=u\,\mathrm{d}A=2\pi ur\,\mathrm{d}r=2\pi\frac{\Delta p}{4\mu l}(R^2-r^2)\,r\,\mathrm{d}r$$

于是积分得

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

3.管道内的平均流速

根据平均流速的定义，可得

$$v=\frac{q}{A}=\frac{1}{\pi R^2}\frac{\pi R^4}{8\mu l}\Delta p=\frac{R^2}{8\mu l}\Delta p=\frac{d^2}{32\mu l}\Delta p \tag{2-35}$$

将式（2-35）与 u_{max} 值比较可知，平均流速 v 为最大流速的 1/2。

4.沿程压力损失

从式（2-35）中求出 Δp 即为沿程压力损失

$$\Delta p_\lambda=\Delta p=\frac{32\mu l v}{d^2} \tag{2-36}$$

由式（2-36）可知，液流在直管中做层流流动时，其沿程压力损失与管长、流速、黏度成正比，而与管径的平方成反比。适当变换式（2-36），可写成如下形式

$$\Delta p_\lambda=\frac{64}{Re}\frac{l}{d}\frac{\rho v^2}{2}=\lambda\frac{l}{d}\frac{\rho v^2}{2} \tag{2-37}$$

式中，λ——沿程阻力系数，理论值 $\lambda=64/Re$。考虑实际流动中的油温变化不匀等问题，因而在实际计算时，对金属管取 $\lambda=75/Re$，橡胶软管取 $\lambda=80/Re$。

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而可以忽略，所以在水平管的条件下推导的公式（2-37）同样适用于非水平管。

（二）湍流时的沿程压力损失

液体在等直径圆管中做湍流流动时的沿程压力损失要比层流时大得多，因为它不仅要克服液层间的内摩擦，还要克服由于液体横向脉动而引起的湍流摩擦，且后者远大于前者。实验证明，湍流时的沿程压力损失计算可采用层流时的计算公式，但式中的沿程阻力系数 λ 除与雷诺数有关外，还与管壁的表面粗糙度有关，即 $\lambda=f(Re,\Delta/d)$。这里 Δ 为管壁的绝对粗糙度，Δ/d 为管壁的相对粗糙度。

湍流时圆管的沿程阻力系数 λ 值可以根据不同的 Re 和 Δ/d 值从表 2-6 中选择公式进行计算。

表 2-6　圆管湍流流动时的沿程阻力系数 λ 的计算公式

Re	λ 的计算公式
$2\,320<Re<10^5$	$\lambda=0.316\,4Re^{-0.25}$
$10^5<Re<10^6$	$\lambda=0.032+0.221Re^{-0.237}$
$Re>900\dfrac{\Delta}{d}$	$\lambda=\left(2\lg\dfrac{\Delta}{d}+1.74\right)^{-2}$

管壁绝对粗糙度 Δ 的值和管道的材料有关，计算时可参考下列数值：钢管取 0.04 mm，铜管取 0.001 5～0.01 mm，铝管取 0.001 5～0.06 mm，橡胶软管取 0.03 mm。另外，湍流中的流速分布是比较均匀的，其最大流速 $u_{max}\approx(1\sim1.3)v$。

三、管道流动的局部压力损失

液体流经管道的弯头、接头、突然变化的截面以及阀口等处时，液体流速的大小和方向将急剧发生变化，会产生旋涡，并发生强烈的紊动现象，从而产生流动阻力，由此造成的压力损失称为局部压力损失。液流流过上述局部装置时的流动状态很复杂，影响因素也很多，局部压力损失值除少数情况能从理论上分析和计算外，一般都依靠实验测得各类局部障碍的阻力系数，然后进行计算。局部压力损失 Δp_ξ 的计算式为

$$\Delta p_\xi=\xi\frac{\rho v^2}{2} \tag{2-38}$$

式中，ξ——局部阻力系数（具体数值可查阅有关手册）；

ρ——液体密度（kg/m）；

υ——液体的平均流速（m/s）。

因阀芯结构较复杂，故按式（2－38）计算液体流过各种阀的局部压力损失较困难，这时可在产品目录中查出阀在额定流量 q_s 下的压力损失 Δp_s。当流经阀的实际流量不等于额定流量时，通过该阀的压力损失 Δp_ξ 可用下式计算

$$\Delta p_\xi = \Delta p_s \left(\frac{q}{q_s}\right)^2 \tag{2-39}$$

式中，q——通过阀的实际流量。

在求出液压系统中各段管路的沿程压力损失和各局部压力损失后，整个液压系统的总压力损失应为所有沿程压力损失和所有局部压力损失之和，即

$$\sum \Delta p = \sum \Delta p_\lambda + \sum \Delta p_\xi$$

或

$$\sum \Delta p = \sum \lambda \frac{l}{d}\frac{\rho \upsilon^2}{2} + \sum \xi \rho \frac{\upsilon^2}{2} \tag{2-40}$$

式（2－40）适用于两相邻局部障碍之间的距离大于管道内径 10～20 倍的场合，否则计算出来的压力损失值比实际数值小。这是因为如果局部障碍距离太小，通过第一个局部障碍后的流体尚未稳定就进入第二个局部障碍，这时的液流扰动更强烈，阻力系数要高于正常值的 2～3 倍。

第五节　孔口流动

在液压元件特别是液压控制阀中，对液流压力、流量及方向的控制通常是通过一些特定的孔口实现的，它们对流过的液体形成阻力，使其产生压降，其作用类似电路中的电阻，因此称为液阻。本节主要介绍液流经过孔口的流量公式及液阻的特性。

一、薄壁小孔

当小孔的通流长度 l 与孔径 d 之比 $l/d \leqslant 0.5$ 时，称为薄壁小孔。如图 2－18 所示，一般薄壁小孔的孔口边缘都做成刃口形式。

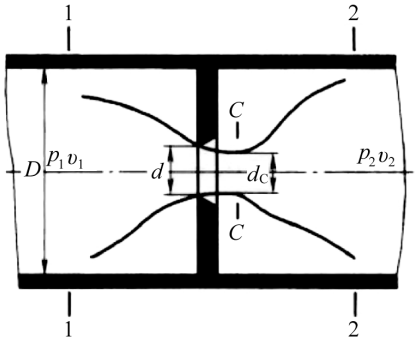


图 2－18　通过薄壁小孔的液流

当液流经过管道由小孔流出时，由于液体的惯性作用，通过小孔后的液流形成一个收缩断面 C—C，然后扩散，这一收缩和扩散过程产生很大的能量损失。当孔前通道直径与小孔直径之比 $D/d \geqslant 7$ 时，液流的收缩作用不受孔前通道内壁的影响，这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。

现对孔前、后通道断面 1—1 和 2—2 列伯努利方程，并设动能修正系数 $\alpha=1$，则有

$$\frac{p_1}{\rho g}+\frac{v_1^2}{2g}=\frac{p_2}{\rho g}+\frac{v_2^2}{2g}+\sum h_\xi \tag{2-41}$$

式（2-41）中的 $\sum h_\xi$ 为液流流经小孔的局部能量损失，它包括两部分：液流经截面突然缩小时的 $h_{\xi 1}$ 和突然扩大时的 $h_{\xi 2}$。$h_{\xi 1}=\xi v_c^2/(2g)$，经查手册，$h_{\xi 2}=(1-A_c/A_2)/(2g)$。因为 $A_c<A_2$，所以 $\sum h_\xi=h_{\xi 1}+h_{\xi 2}=(\xi+1)v_c^2/(2g)$。又因为 $A_1=A_2$ 时，$v_1=v_2$，将这些关系代入伯努利方程，得出

$$v_c=\frac{1}{\sqrt{\xi+1}\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1-p_2)}}=C_v\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \tag{2-42}$$

式（2-42）中的 $C_v=\dfrac{1}{\sqrt{\xi+1}}$，称为速度系数，它反映了局部阻力对速度的影响。

经过薄壁小孔的流量为

$$q=A_c v_c=C_c A_0 v_c=C_c C_v A_0\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}=C_d A_0\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \tag{2-43}$$

式中，A_0——小孔截面积；

C_c——截面收缩系数，$C_c=A_c/A_0$；

C_d——流量系数，$C_d=C_vC_c$。

流量系数 C_d 的大小一般由实验确定，在液流完全收缩的情况下，$Re\leqslant 10^5$ 时，C_d 可由下式计算

$$C_d=0.964Re^{-0.05} \tag{2-44}$$

当 $Re>10^5$ 时，C_d 可以认为是不变的常数，计算时按 $C_d=0.60\sim0.61$ 选取。液流不完全收缩时，C_d 可按表 2-7 来选择，这时由于管壁对液流进入小孔起导向作用，C_d 可增大至 0.7～0.8。

表 2-7　不完全收缩时流量系数 C_d 的值

A_0/A	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7
C_d	0.602	0.615	0.634	0.661	0.696	0.742	0.804

薄壁小孔因其沿程阻力损失非常小，通过小孔的流量与油液黏度无关，即对油温的变化不敏感，因此薄壁小孔多用作调节流量的节流器。

二、滑阀阀口

图 2-19 所示为常用的圆柱滑阀阀口，图中 A 为阀套，B 为阀芯，D 为阀芯台肩直径，阀芯与阀套孔之间的半径间隙为 C_r，C_r 一般为 0.01～0.02 mm。当阀芯相对于阀套向左移动一个距离 x_v 时（x_v=2～4 mm，又称阀口开度），阀口的有效宽度为 $\sqrt{x_v^2+C_r^2}$，令 ω 为阀口的圆周长度（也称面积梯度），则 $\omega=\pi D$，阀口的通流截面积 $A_0=\omega\sqrt{x_v^2+C_r^2}$。

由于 $C_r\ll x_v$，因此 $\sqrt{x_v^2+C_r^2}=x_v$；又因为 $x_v\ll\pi D$，因此滑阀阀口也可视为薄壁小孔，类似于公式（2-43），流经滑阀阀口的流量为

$$q=C_d\pi D x_v\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \tag{2-45}$$

式（2-45）中，流量系数 C_d 可在图 2-20 中查出。查图时需先计算雷诺数 Re，即

$$Re=\frac{4vR}{v}=\frac{4vA_0}{vx}=\frac{4v}{v}\sqrt{x_v^2+C_r^2} \tag{2-46}$$

在图 2-20 中，虚线 1 表示 $x_v=C_r$ 时的理论曲线，虚线 2 表示 $x_v\gg C_r$ 时的理论曲线，实线则表示实验测定的结果。当 $Re\geqslant 10^3$ 时，C_d 一般为常数，其值在 0.67～0.74 之间。阀口棱边圆滑或有很小的倒角时，C_d 一般在 0.8～0.9 之间，比阀口棱边为锐边时大。

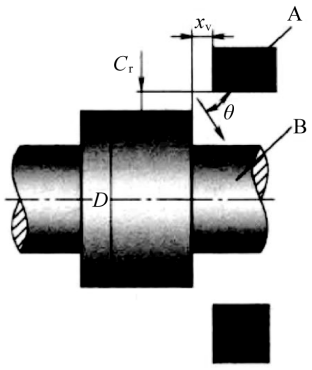


图 2－19　圆柱滑阀阀口示意图

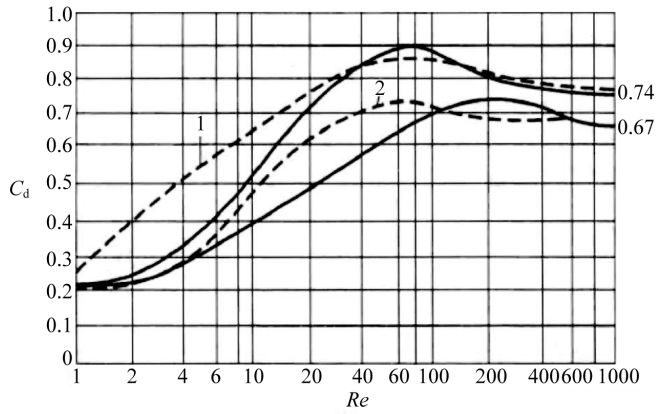


图 2－20　滑阀阀口的流量系数

三、锥阀阀口

图 2－21 所示为锥阀阀口，阀座孔直径为 d_1，阀座孔倒角长度为 l，倒角处大直径为 d_2，锥阀阀芯半锥角为 α，阀芯抬起高度（阀口开度）为 x_v，则阀口通流面积 $A_0=\pi d_m x_v \sin\alpha$，$d_m=(d_1+d_2)/2$，无倒角时，$d_m=d_1$。与薄壁小孔类似，流经锥阀阀口的流量为

$$q=C_d A_0\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}=C_d\pi d_m x_v \sin\alpha\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \tag{2-47}$$

流量系数 C_d 可在图 2－22 中查出，由图可知，当雷诺数较大时，C_d 变化很小，其值在 0.77～0.82 之间。

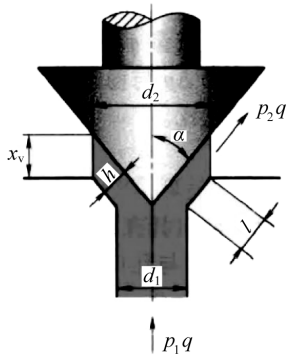


图 2－21　锥阀阀口

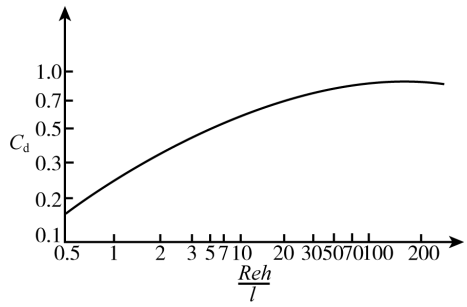


图 2－22　锥阀的流量系数

四、短孔和细长孔

当长径比为 $0.5<l/d\leqslant 4$ 时，称为短孔；当 $l/d>4$ 时，称为细长孔。

短孔的流量表达式同公式（2－43），但流量系数 C_d 应按图 2－23 中的曲线来查。由图 2－23 可知，雷诺数较大时，C_d 基本稳定在 0.8 左右。由于短孔加工比薄壁孔容易得多，因此短孔常用作固定节流器。

流经细长孔的液流，由于黏性的影响，流动状态一般为层流，所以细长孔的流量可用液流流经圆管的流量公式，即式（2－34）

$$q=\frac{\pi d^4}{128\mu l}\Delta p$$

从上式可看出，液流经过细长孔的流量和孔前后压差 Δp 成正比，而和液体黏度 μ 成反比，因此流量受液体温度影响较大，这和薄壁小孔是不同的。

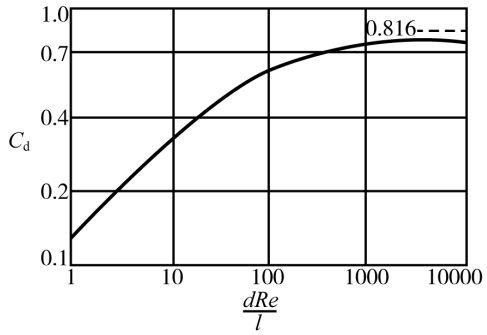


图 2-23　短孔的流量系数

五、液阻

如果将上述不同孔口的阀口流量公式写成通用表达式，则有

$$q = K_L A \Delta p^m \tag{2-48}$$

其中：薄壁小孔、滑阀阀口、锥阀阀口及短孔的指数 $m=0.5$，系数 $K_L = C_d\sqrt{\frac{2}{\rho}}$；细长孔的指数 $m=1$，系数 $K_L = \frac{d^2}{32\mu l}$。

式（2-48）又称为孔口压力流量方程。它描述了孔口结构形式及几何尺寸确定之后，流经孔口的稳态流量 q 与孔口前后压降 Δp 中之间的关系。类似电工学中电阻的概念，一般定义孔口前后压降 Δp 与稳态流量 q 之间的比值为液阻，即在稳态下，液阻 R 与流量变化所需要的压差变化成正比。

$$R = \frac{\mathrm{d}\Delta p}{\mathrm{d}q} = \frac{\Delta p^{1-m}}{K_L A m}$$

显然，液阻具有以下特性。

（1）液阻 R 与孔口的通流面积 A 成反比，即 A 越小，R 越大。当 $A=0$ 时，R 为无限大；当 A 足够大时，$R=0$。

（2）在孔口前后压降 Δp 一定时，调节孔口通流面积 A 可以改变液阻 R，从而调节流经孔口的流量 q。这种特性即液压系统的节流调节特性。

（3）在孔口通流面积 A 一定时，改变流经孔口的流量，孔口压降 Δp 随之变化。这种特性为液阻的阻力特性，一般用于压力控制阀的内部控制。

（4）当多个孔口串联时，总液阻 $R = \sum R_i$；当多个孔口并联时，总液阻 $R = \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \cdots\right)^{-1}$。

第六节 缝隙流动

在液压元件中，构成运动副的一些运动件与固定件之间存在着一定缝隙，而当缝隙两端的液体存在压差时，势必形成缝隙流动，即泄漏。泄漏的存在将严重影响液压元件，特别是液压泵和液压马达的工作性能。当圆柱体存在一定锥度时，其缝隙流动还可能导致卡紧现象，这是一个需要引起注意的问题。

一、平板缝隙

当两平行平板缝隙间充满液体时，如果液体受到压差 $\Delta p = p_1 - p_2$ 的作用，液体会产生流动。如果没有压差 Δp 的作用，而两平行平板之间有相对运动，即一平板固定，另一平板以速度 u_0（与压差

方向相同）运动时，由于液体存在黏性，液体也会被带着移动，这就是剪切作用所引起的流动。液体通过平行平板缝隙时的最一般的流动情况，是既受压差 Δp 的作用，又受平行平板相对运动的作用，如图 2－24 所示。

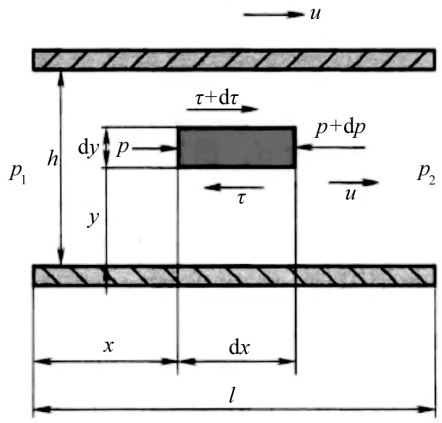


图 2－24　平行平板缝隙间的液流

图 2－24 中 h 为缝隙高度，b 和 l 分别为缝隙宽度和长度，一般 $b \gg h$，$l \gg h$。在液流中取一个微元体 $\mathrm{d}x\mathrm{d}y$（宽度方向取单位长），其左右两端面所受的压力分别为 p 和 $p+\mathrm{d}p$，上下两面所受的切应力分别为 $\tau+\mathrm{d}\tau$ 和 τ，则微元体的受力平衡方程为

$$p\,\mathrm{d}y+(\tau+\mathrm{d}\tau)\,\mathrm{d}x=(p+\mathrm{d}p)\,\mathrm{d}y+\tau\,\mathrm{d}x$$

整理后得

$$\frac{\mathrm{d}\tau}{\mathrm{d}y}=\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}$$

由于 $\tau=\mu\dfrac{\mathrm{d}u}{\mathrm{d}y}$，上式可变为

$$\frac{\mathrm{d}^2u}{\mathrm{d}y^2}=\frac{1}{\mu}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}$$

将上式对 y 积分两次得

$$u=\frac{1}{2\mu}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}y^2+C_1y+C_2$$

上式中 C_1、C_2 为积分常数。当平行平板间的相对运动速度为 u_0 时，在 $y=0$ 处，$u=0$；在 $y=h$ 处，$u=u_0$。此外，液流做层流运动时 p 只是 x 的线性函数，即 $\mathrm{d}p/\mathrm{d}x=(p_2-p_1)/l=-\Delta p/l$，将这些关系式代入上式并整理后得

$$u=\frac{y(h-y)}{2\mu l}\Delta p+\frac{u_0}{h}y \tag{2-50}$$

由此得到通过平行平板缝隙的流量为

$$q=\int_0^h ub\,\mathrm{d}y=\int_0^h\left[\frac{y(h-y)}{2\mu l}\Delta p+\frac{u_0}{h}y\right]b\,\mathrm{d}y=\frac{bh^3\Delta p}{12\mu l}+\frac{u_0}{2}bh \tag{2-51}$$

当平行平板间没有相对运动，即 $u_0=0$ 时，通过的液流单纯由压差引起，称为压差流动，其流量为

$$q=\frac{bh^3\Delta p}{12\mu l} \tag{2-52}$$

当平行平板两端不存在压差时，通过的液流单纯由平板运动引起，称为剪切流动，其流量为

$$q=\frac{u_0}{2}bh \tag{2-53}$$

从式（2－51）、式（2－52）可以看到，在压差作用下，流过固定平行平板缝隙的流量与缝隙值的三次方成正比，这说明液压元件内缝隙的大小对其泄漏量的影响是非常大的。

二、圆柱环形缝隙

在液压元件中，某些相对运动零件，如柱塞与柱塞孔、圆柱滑阀阀芯与阀体孔之间的间隙为圆柱环形间隙。根据两者是否同心又分为同心圆柱环形间隙和偏心圆柱环形间隙。

（一）通过同心圆柱环形缝隙的流量

图 2－25 所示为同心圆柱环形缝隙的流动。设圆柱体直径为 d，缝隙值为 h，缝隙长度为 l，如果将圆柱环形缝隙沿圆周方向展开，就相当于一个平行平板缝隙。因此只要将 $b=\pi d$ 代入式（2－51）中，就可得同心圆柱环形缝隙的流量公式

$$q=\frac{\pi dh^3}{12\mu l}\Delta p\pm\frac{\pi dhu_0}{2} \tag{2-54}$$

当圆柱体移动方向和压差方向相同时取正号，相反时取负号。若无相对运动，即 $u_0=0$，则同心圆柱环形缝隙流量公式为

$$q=\frac{\pi dh^3}{12\mu l}\Delta p \tag{2-55}$$

（二）流经偏心圆柱环形缝隙的流量

图 2－26 所示为偏心圆柱环形缝隙，设内外圆的偏心量为 e，在任意角度 θ 处的缝隙为 h，因缝隙很小，$r_1\approx r_2=r=d/2$，可把微小圆弧 $\mathrm{d}b$ 所对应的环形缝隙间的流动近似地看成平行平板缝隙的流动。将 $b=r\mathrm{d}\theta$ 代入式（2－51）得

$$\mathrm{d}q=\frac{r\mathrm{d}\theta h^3}{12\mu l}\Delta p\pm\frac{r\mathrm{d}\theta}{2}hu_0$$

由图 2－26 中几何关系可知：

$$h\approx h_0-e\cos\theta\approx h_0(1-\varepsilon\cos\theta)$$

式中，h_0——内外圆同心时半径方向的缝隙值；

ε——相对偏心率，$\varepsilon=e/h_0$。

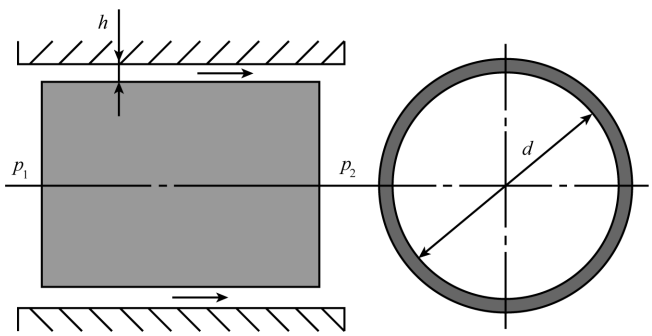


图 2－25　同心圆柱环形缝隙流动

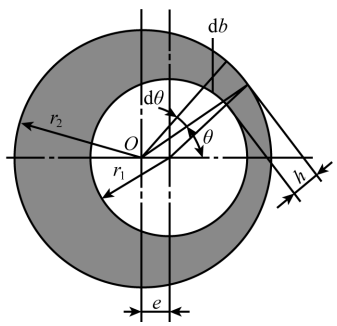


图 2－26　偏心圆柱环形缝隙流动

将 h 值代入上式并积分，可得流量公式为

$$q=\frac{\pi dh_0^3\Delta p}{12\mu l}(1+1.5\varepsilon^2)\pm\frac{\pi dh_0u_0}{2} \tag{2-56}$$

正负号意义同前。

当内外圆之间没有轴向相对移动，即 $u_0=0$ 时，其流量为

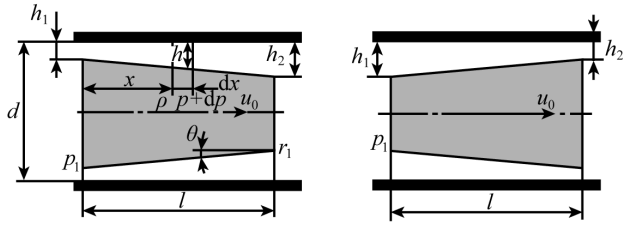
$$q=\frac{\pi dh_0^3\Delta p}{12\mu l}(1+1.5\varepsilon^2) \tag{2-57}$$

由式（2－57）可以看出，当偏心量 $e=h_0$，即 $\varepsilon=1$ 时（最大偏心状态），其通过的流量是同心圆柱环形缝隙的 2.5 倍。因此在液压元件中，有配合的零件应尽量使其同心，以减小缝隙泄漏量。

三、圆锥环形间隙

当柱塞或柱塞孔、阀芯或阀体孔因加工误差带有一定锥度时，两相对运动零件之间的间隙为圆锥环形间隙，其间隙大小沿轴线方向变化。图 2－27（a）所示阀芯大端为高压，液流由大端流向小端，称为倒锥；图 2－27（b）所示阀芯小端为高压，液流由小端流向大端，称为顺锥。阀芯存在锥度不仅影响流经间隙的流量，而且影响缝隙中的压力分布。

设圆锥半角为 θ，阀芯以速度 u_0 向右移动，进出口处的缝隙和压力分别为 h_1、p_1 和 h_2、p_2，并设距左端面 x 距离处的缝隙为 h，压力为 p，则在微小单元 $\mathrm{d}x$ 处的流动，由于 $\mathrm{d}x$ 值很小而认为 $\mathrm{d}x$ 段内缝隙宽度不变。



（a）倒锥　　（b）顺锥

图 2－27　圆锥环形间隙的液流

对于图 2－27（a）所示的流动情况，由于 $-\dfrac{\Delta p}{l}=\dfrac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}$，代入同心圆柱环形缝隙流量公式（2－54）得

$$q=-\frac{\pi d h^3}{12\mu}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}+\frac{\pi d u_0 h}{2}$$

由于 $h=h_1+x\tan\theta$，$\mathrm{d}x=\dfrac{\mathrm{d}h}{\tan\theta}$，代入上式并整理后得

$$\mathrm{d}p=-\frac{12\mu q}{\pi d\tan\theta}\frac{\mathrm{d}h}{h^3}+\frac{6\mu u_0}{\tan\theta}\frac{\mathrm{d}h}{h^2} \tag{2-58}$$

对上式进行积分，并将 $\tan\theta=(h_2-h_1)/l$ 代入后得

$$\Delta p=p_1-p_2=\frac{6\mu l(h_1+h_2)}{\pi d(h_1h_2)^2}q-\frac{6\mu l}{h_1h_2}u_0$$

将上式移项可求出环形圆锥缝隙的流量公式为

$$q=\frac{\pi d(h_1h_2)^2}{6\mu l(h_1+h_2)}\Delta p+\frac{\pi d h_1h_2}{(h_1+h_2)}u_0 \tag{2-59}$$

当阀芯没有运动，即 $u_0=0$ 时，流量公式为

$$q=\frac{\pi d(h_1h_2)^2}{6\mu l(h_1+h_2)}\Delta p \tag{2-60}$$

四、液压卡紧现象

若对式（2－58）积分，并将边界条件 $h=h_1$、$p=p_1$ 代入，可得圆锥环形间隙中的压力分布为

$$p=p_1-\frac{6\mu q}{\pi d\tan\theta}\left(\frac{1}{h_1^2}-\frac{1}{h^2}\right)-\frac{6\mu u_0}{\tan\theta}\left(\frac{1}{h_1}-\frac{1}{h}\right)$$

将式（2－59）及 $\tan\theta=(h-h_1)/x$ 代入上式得

$$p=p_1-\frac{1-\left(\dfrac{h_1}{h}\right)^2}{1-\left(\dfrac{h_1}{h_2}\right)^2}\Delta p-\frac{6\mu u_0(h_2-h)}{h^2(h_1+h_2)}x \tag{2-61}$$

当 $u_0=0$ 时，则有

$$p=p_1-\frac{1-\left(\frac{h_1}{h}\right)^2}{1-\left(\frac{h_1}{h_2}\right)^2}\Delta p \tag{2-62}$$

对于图 2-27（b）所示的顺锥情况，其流量计算公式和倒锥安装时相同，但其压力分布在 $u_0=0$ 时为

$$p=p_1-\frac{\left(\frac{h_1}{h}\right)^2-1}{\left(\frac{h_1}{h_2}\right)^2-1}\Delta p \tag{2-63}$$

如果阀芯在阀体孔内出现偏心（图 2-28），由式（2-62）和式（2-63）可知，作用在阀芯一侧的压力将大于另一侧，使阀芯受到一个液压侧向力的作用。图 2-28（a）所示的倒锥的液压侧向力使偏心距加大，当液压侧向力足够大时，阀芯将紧贴在孔的壁面上，产生所谓的液压卡紧现象。图 2-28（b）所示的顺锥的液压侧向力则力图使偏心距减小，阀芯自动定心，不会出现液压卡紧现象，即出现顺锥是有利的。

为减少液压侧向力，一般在阀芯或柱塞的圆柱面开径向均压槽，使槽内液体压力在圆周方向处处相等。均压槽的深度和宽度一般为 0.3～1.0 mm。实验表明，当均压槽达到七个时，液压侧向力可减小到原来的 2.7%，阀芯与阀体孔基本同心。

当然，在开设径向均压槽后，环形缝隙的长度 l 会减小，但由于均压槽会使阀芯与阀体孔之间的偏心距减小，因此，均压槽的开设不会使缝隙的泄漏量增大。

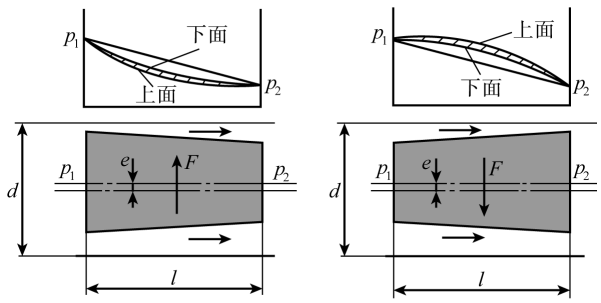


图 2-28　液压卡紧力

第七节 液压冲击和气穴现象

在液压传动中，液压冲击和气穴现象都会给液压系统的正常工作带来不利影响，因此需要了解这些现象产生的原因，并采取相应的措施以减小其危害。

一、液压冲击

在液压系统中，因某些原因液体压力在一瞬间会突然升高，产生很高的压力峰值，这种现象称为液压冲击。液压冲击的压力峰值往往比正常工作压力高好几倍，瞬间压力冲击不仅引起振动和噪声，而且会损坏密封装置、管道和液压元件，有时还会使某些液压元件（如压力继电器、顺序阀等）产生误动作，造成设备事故。

（一）液压冲击的类型

液压系统中的液压冲击按其产生的原因分为：①因液流通道迅速关闭或液流迅速换向使液流速度的大小或方向发生突然变化时，液流的惯性导致的液压冲击；②运动的工作部件突然制动或换向时，因工作部件的惯性引起的液压冲击。下面对两种常见的液压冲击现象进行分析。

1.管道阀门突然关闭时的液压冲击

在图 2－29 中，具有一定容积的容器（蓄能器或液压缸）中的液体沿长度为 l、直径为 d 的管道经出口处的阀门以速度 v_0 流出。若将阀门突然关闭，则在靠近阀门处 B 点处的液体立即停止运动，液体的动能转换为压力能，B 点处的压力升高 Δp，接着后面的液体分层依次停止运动，动能依次转换为压力能，形成压力波，并以速度 c 由 B 向 A 传播，到 A 点后，又反向向 B 点传播。于是，压力冲击波以速度 c 在管道的 A、B 两点间往复传播，在系统内形成压力振荡。实际上由于管道变形和液体黏性损失需要消耗能量，因此振荡过程逐渐衰减，最后趋于稳定。

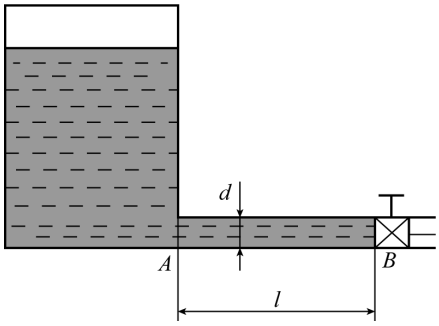


图 2－29　管道中的液压冲击

下面来计算阀门迅速关闭时的最大压力升高值 Δp。设管路截面面积为 A，管长为 l，压力波从 B 点传递到 A 点的时间为 t，液体密度为 ρ，管道中液流速度为 v_0，阀门关闭后的流速为零，则由动量方程得

$$\Delta pA=\rho Al\frac{v_0}{t}$$

$$\Delta p=\rho\frac{l}{t}v_0=\rho cv_0 \tag{2-64}$$

式中，$c=l/t$ 为压力冲击波在管中的传播速度，其不仅与液体的体积弹性模量 K 有关，还和管道材料的弹性模量 E、管道的内径 d 及管道壁厚 δ 有关。c 值可按下式计算

$$c=\frac{\sqrt{\dfrac{K}{\rho}}}{\sqrt{1+\dfrac{Kd}{E\delta}}} \tag{2-65}$$

在液压传动中，冲击波在管道油液中的传播速度 c 一般在 900～1 400 m/s 之间。

如果阀门不是完全关闭的，而是使液流速度从 v_0 降到 v_1，则式（2－64）可改写成

$$\Delta p=\rho c\left(v_0-v_1\right)=\rho c\Delta v \tag{2-66}$$

当阀门关闭时间 $t<T=\dfrac{2l}{c}$ 时，称为完全冲击（也称直接液压冲击）。式（2－64）和式（2－66）适用于完全冲击。

当阀门关闭时间 $t>T=\dfrac{2l}{c}$ 时，称为不完全冲击（也称间接液压冲击）。此时压力峰值比完全冲击时低，压力升高值可近似按下式计算

$$\Delta p=\rho cv_0\frac{T}{t} \tag{2-67}$$

不论是哪一种冲击，只要求出液压冲击时的最大压力升高值 Δp，便可求出冲击时管道中的最大压力

$$p_{\max}=p+\Delta p \tag{2-68}$$

式中，p——正常工作压力。

在估算由于阀门突然关闭引起的液压冲击时，通常把阀门的关闭假设为瞬间完成的，即认为是完全冲击，这样计算的结果是偏于安全的。

2.运动部件制动时产生的液压冲击

设总质量为 $\sum m$ 的运动部件在制动时的减速时间为 Δt，速度的减小值为 Δv，液压缸有效工作面积为 A，则根据动量定理可求得系统中的冲击压力的近似值 Δp 为

$$\Delta p = \frac{\sum m \Delta v}{A \Delta t} \tag{2-69}$$

式（2-69）中因忽略了阻尼和泄漏等因素，计算结果比实际值要大，但偏于安全，因而具有实用价值。

（二）减小液压冲击的措施

分析前面各式中 Δp 的影响因素，可以归纳出减小液压冲击的主要措施如下。

（1）延长阀门关闭和运动部件制动换向的时间，可采用换向时间可调的换向阀。

（2）限制管道流速及运动部件的速度，一般在液压系统中将管道流速控制在 4.5 m/s 以内，而运动部件的质量 $\sum m$ 越大，越应控制其运动速度不要太大。

（3）适当增大管径，不仅可以降低流速，而且可以减小压力冲击波的传播速度。

（4）尽量缩短管道长度，可以减小压力波的传播时间，使完全冲击改变为不完全冲击。

（5）用橡胶软管或在冲击源处设置蓄能器，以吸收冲击的能量；也可以在容易出现液压冲击的地方安装限制压力升高的安全阀。

二、气穴现象

（一）气穴现象的机理及危害

气穴现象又称为空穴现象。在液压系统中，当某点处的压力低于液压油液所在温度下的空气分离压时，原先溶解在液体中的空气就会分离出来，使液体中迅速出现大量气泡，这种现象称为气穴现象。当压力进一步减小而低于液体的饱和蒸气压时，液体将迅速汽化，产生大量蒸汽气泡，使气穴现象更加严重。

气穴现象多发生在阀门和液压泵的吸油口。在阀口处，一般由于通流截面较小而流速很高，根据伯努利方程，该处的压力会很低，以致产生气穴。在液压泵的吸油过程中，吸油口的绝对压力会低于大气压，如果液压泵的安装高度太大，再加上吸油口处过滤器和管道阻力、油液黏度等因素的影响，泵入口处的真空度会很大，也会产生气穴。

当液压系统出现气穴现象时，大量的气泡使液流的流动特性变差，造成流量和压力的不稳定。当带有气泡的液流进入高压区时，周围的高压会使气泡迅速崩溃，使局部产生非常高的温度和冲击压力，引起振动和噪声。当附着在金属表面的气泡破灭时，局部产生的高温和高压会使金属表面疲劳，时间一长会造成金属表面的侵蚀、剥落，甚至出现海绵状的小洞穴。这种由于气穴造成的对金属表面的腐蚀作用称为气蚀。气蚀会缩短元件的使用寿命，严重时会造成故障。

（二）减小气穴危害的措施

为了减小气穴和气蚀的危害，一般采取如下一些措施。

（1）减小阀孔或其他元件通道前后的压降，一般使前后压力比小于 3.5。

（2）尽量降低液压泵的吸油高度，采用内径较大的吸油管并少用弯头，吸油管端的过滤器容量要大，以减小管道阻力，必要时对大流量泵采用辅助泵供油。

（3）各元件的连接处要密封可靠，防止空气进入。

（4）对容易产生气蚀的元件，如泵的配油盘等，要采用抗腐蚀能力强的金属材料，以增强元件的机械强度。

练习题

1.某液压油在大气压下的体积是 50 L，当压力升高后其体积减少到 49.9 L，设液压油的体积弹性模量 $K=7\ 000\times10^5$ Pa，求压力升高值。

2.用恩氏黏度计测得 $\rho=850$ kg/m^3 的某种液压油 200 mL 流过的时间 $t_1=153$ s。20℃时 200 mL 蒸馏水流过的时间 $t_2=51$ s。求该液压油的恩氏黏度°E、动力黏度 μ（Pa·s）、运动黏度 ν（m^2/s）。

3.图 2-30 所示直径为 d、质量为 m 的柱塞浸入充满液体的密闭容器中，在力 F 的作用下处于平衡状态。若浸入深度为 h，液体密度为 ρ，试求液体在测压管内上升的高度 x。

4.将流量 $q=16$ L/min 的液压泵安装在油面以下。已知油的运动黏度 $\nu=0.11$ cm^2/s，油的密度 $\rho=880$ kg/m^3，弯头处的局部阻力系数 $\xi=0.2$，其他尺寸如图 2-31 所示，求液压泵入口处的绝对压力。

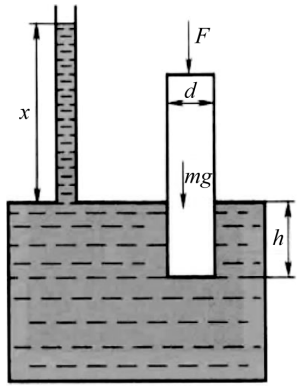


图 2-30　习题 3 图

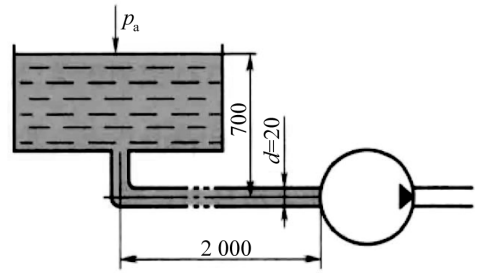


图 2-31　习题 4 图

5.图 2-32 所示为一种抽吸设备。水平管出口通大气，当水平管内液体流量达到某一数值时，处于面积为 A_1 处的垂直管子将从液箱内抽吸液体。液箱表面为大气压力。水平管内液体（抽吸用）和被抽吸介质相同。有关尺寸为：截面面积 $A_1=3.2$ cm^2、$A_2=4A_1$，$h=1$ m。不计液体流动时的能量损失，求水平管内流量达到多少时才能开始抽吸。

6.图 2-33 所示的柱塞直径 $d=20$ mm，在力 $F=150$ N 的作用下向下移动，将液压缸中的油通过 $\delta=0.05$ mm 的缝隙排到大气中去。设活塞和缸筒处于同心状态，缝隙长 $L=70$ mm，油的动力黏度 $\mu=50\times10^{-3}$ Pa·s，试确定活塞下落 0.1 m 所需的时间。

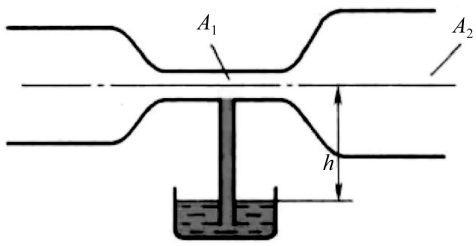


图 2-32　习题 5 图

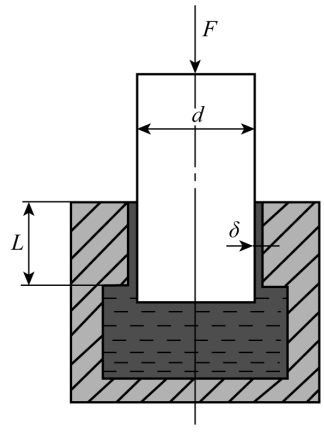


图 2-33　习题 6 图