

液压与气压传动 学习指导与例题集

YEYAYUQIYACHUANDONGXUEXIZHIDAORYULITJI

左健民 编著



机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS



本书是左健民主编的《液压与气压传动》(第4版)的配套书,其体系、内容、章节与主教材完全一致。该书从指导读者学习的角度,按章进行叙述,每章均指出并具体分析了主教材相应章节的重点和难点内容,尤其对重点内容进行了深入浅出的叙述,指出了应掌握的程度,力图使学生在学中加深理解;从掌握基本内容的要求出发,在主教材和其他参考资料中选择了大量的例题,进行了详细的解答,旨在提高学生分析问题和解决问题的能力。

本书适用于高等工科院校机械类各专业,也可供参加自学考试、高职高专的学生使用,对于报考普通高校硕士研究生与工程硕士的读者的学习和复习也有参考价值。

图书在版编目(CIP)数据

液压与气压传动学习指导与例题集/左健民编著.——北京:机械工业出版社,2009.6

ISBN 978-7-111-26781-2

I. 液… II. 左… III. ①液压传动—高等学校—教学参考资料②气压传动—高等学校—教学参考资料 IV. TH137 TH138

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2009) 第 050937 号

机械工业出版社 (北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037)

策划编辑:尹法欣 责任编辑:严远波

版式设计:张世琴 责任校对:樊钟英

封面设计:赵颖喆 责任印制:杨 曦

唐山丰电印务有限公司印刷

2009 年 7 月第 1 版第 1 次印刷

184mm×260mm·10 印张·239 千字

标准书号:ISBN 978-7-111-26781-2

定价:19.00 元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

销售服务热线电话:(010)68326294

购书热线电话:(010)88379639 88379641 88379643

编辑热线电话:(010)88379217

封面无防伪标均为盗版

前 言

由作者主编的《液压与气压传动》教材，第1版在1993年10月出版后得到了许多同行和读者的关心和支持，该教材由于体系上的创新、新国家标准的使用、内容新颖以及与工程实际的结合紧密等因素，1996年获得了全国机电类优秀教材一等奖、1997年获得首届国家级优秀教学成果二等奖，被列入“九五”国家重点建设、“十五”国家级规划教材和“十一五”国家级规划教材，2007年第4版出版。第2版出版时，出版社就希望作者编写一本配套的习题集，我也一直在思考，从哪个角度写才能够帮助读者学习，而不仅仅是出一本习题解答。多年来，由于工作和课题的研究比较忙，也一直没有能够坐下来好好想这个问题，而直到第4版交印后，才着手考虑这个问题。

现在许多作者配合教材出版了习题解答、实验与习题集以及学习指导等方面的参考书，从各个角度给学生提供了很好的学习资料和辅导材料，对《液压与气压传动》的教与学起到了很好的推动作用。为读者服务，不仅是出版社的事，也是作者的事，要使广大读者感到学习的方便和便于自学，并能够通过学习和训练提高分析和解决实际问题的能力。为此，本书按照学习和掌握知识的规律，从重点内容的讲授，更从辅导的角度来编写，按照教材的体系，按章进行叙述，每章均指出并具体分析了教材相应章节的重点和难点内容，尤其对重点内容进行了深入浅出的叙述，并指出了应掌握的程度，力图使学生在学习中加深理解。同时，针对各章的主要内容，还选择了一定数量的例题（例题主要来源于教材中的习题）进行了详细的解答，旨在提高学生分析问题和解决问题的能力。

本书是《液压与气压传动》的配套书，适用于高等工科院校机械类各专业，也可供自学考试、高职高专的学生使用，对于报考普通高校硕士研究生与工程硕士的读者学习和复习也有参考价值。

本书由左健民编著，燕山大学韩屋谷教授审阅了书稿。在编写过程中，参考了已经出版的部分液压与气压传动方面的教材、习题集、实验与习题集和学习指导书等，并从中选择了部分例题和习题，听取了本校任课教师的意见和建议，初稿在本校进行了试用，特对以上作者、老师和同学表示衷心的感谢。由于编者水平有限，教学经验不足，书中定有许多不妥之处，敬请读者提出宝贵意见。

编著者

目 录

前言

绪论	1
----------	---

第一篇 液 压 传 动

第一章 液压传动基础知识	2	第五章 液压辅助元件	67
第一节 液压传动工作介质	3	第一节 管路和管接头	67
第二节 液体静力学	4	第二节 油箱	68
第三节 液体动力学	5	第三节 过滤器	69
第四节 管路内压力损失的计算	7	第四节 密封装置	69
第五节 液体流经小孔及间隙的流量	8	第五节 蓄能器	69
第六节 液压冲击及空穴现象	11	第六章 液压基本回路	71
第七节 例题与部分习题解答	11	第一节 压力控制回路	71
第二章 液压动力元件	25	第二节 速度控制回路	75
第一节 液压泵概述	25	第三节 方向控制回路	81
第二节 齿轮泵	27	第四节 多缸配合动作回路	82
第三节 叶片泵	28	第五节 例题与部分习题解答	84
第四节 柱塞泵	30	第七章 典型液压传动系统	94
第五节 例题与部分习题解答	30	第一节 液压传动系统分析步骤	94
第三章 液压执行元件	36	第二节 组合机床动力滑台液压系统	95
第一节 液压马达	36	第三节 万能外圆磨床液压系统	96
第二节 液压缸	36	第四节 例题与部分习题解答	97
第三节 液压缸主要尺寸的确定	41	第八章 液压伺服和电液比例控制	
第四节 液压缸的结构设计	42	技术	99
第五节 例题与部分习题解答	43	第一节 液压伺服控制	99
第四章 液压控制阀	50	第二节 电液比例控制	100
第一节 方向控制阀	50	第三节 例题与部分习题解答	100
第二节 压力控制阀	53	第九章 液压系统的设计与计算	102
第三节 流量控制阀	55	第一节 液压系统设计要求	102
第四节 叠加阀和插装阀	57	第二节 例题与部分习题解答	103
第五节 例题与部分习题解答	57		

第二篇 气 压 传 动

第十章 气压传动基础知识	116	第十一章 气源装置及气动辅助元件 ...	119
第一节 基础知识	116	第十二章 气动执行元件	120
第二节 例题与部分习题解答	117	第一节 气缸和气动马达	120

第二节 例题与部分习题解答	121	第一节 基础知识	128
第十三章 气动控制元件	123	第二节 例题与部分习题解答	128
第十四章 气动基本回路	125	第十六章 气压传动系统实例	130
第一节 基础知识	125	综合练习题	131
第二节 例题与部分习题解答	126	参考文献	150
第十五章 气动程序系统及其设计	128		

绪论

在学习绪论时，主要应理解液压与气压传动的工作原理以及液压与气压传动系统的组成，应着重注意以下几点：

一、压力和运动传递原理

液压与气压传动是采用流体（液压油或压缩空气）作为传动介质来传递力和运动的，在传递力时，运用了流体力学中的帕斯卡（Pascal）原理；而在传递运动时，则运用了在密闭容积中输出与输入流体容积相等的原理（质量守恒定律）。

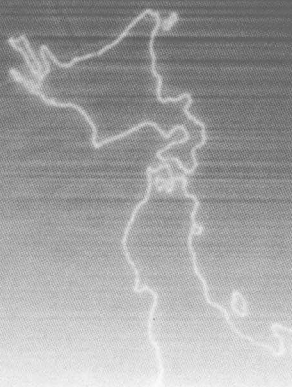
二、液压与气压传动的两个重要概念

液压与气压传动中压力和流量是两个重要参数。特别要注意当负载等于零时，系统中压力不能建立，亦即压力取决于负载；流量则决定了执行元件的运动速度。

三、液压与气压系统的组成

液压与气压传动系统中必须含有能源装置（液压泵、空气压缩机）、执行装置（液压缸、气缸）、控制调节装置（各种液压与气压控制阀）、辅助装置（油箱、过滤器、空气过滤器等）和传动介质（液压油、压缩空气）等五大部分。

液压与气压传动系统作为能量转换和传递的装置把机械能（原动机） $T \cdot \omega$ 转化为液压能和气压能（液压泵和空气压缩机的输出） pq ，再转化为机械能（执行机构输出） $T \cdot \omega$ 或 $F \cdot v$ ，系统本身并不能产生能量，而在每个转换和调节环节上都要消耗一定的能量，所以一般的液压与气压传动系统的效率不会很高。



第一篇 液压传动

第一章

液压传动基础知识

液压传动是利用液体作为工作介质来传递力和运动的，所用的工作介质一般为普通机械油和专用液压油。液压油的物理、化学性质，尤其是它的力学性质对液压系统的工作影响很大。本章主要讲述液压油的物理性质；液体的静力学和运动学特性；油液在管道流动过程中的阻力损失以及油液通过节流小孔和缝隙时的流动特性。

本章重点：

- 1) 液压油的物理性质，液体粘度的物理特性。
- 2) 液体静压力的特性和静力学基本方程。
- 3) 流动液体的连续性方程和伯努利方程。
- 4) 液体流动时的沿程压力损失和局部压力损失。
- 5) 液体流经小孔时的压力损失以及压力损失与流量的关系。

本章难点：

- 1) 各种度量衡制的相互换算关系。
- 2) 压力的度量以及绝对压力、相对压力和真空度之间的关系。
- 3) 流动液体三个基本方程所表示的物理意义及其应用。
- 4) 液压冲击的概念及压力波的传递。

第一节 液压传动工作介质

一、液压油的密度

液压油的密度 ρ 是指单位体积内油液的质量，即

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

式中 m ——油液的质量，单位为 kg；

V ——油液的体积，单位为 m^3 ；

ρ ——油液的密度，单位为 kg/m^3 。

密度随压力的上升而增大，随温度的升高而减小。由于在常温常压下变化较小，在液压传动的静动态分析中都把它们作为常数处理。

二、液压油的可压缩性

液体具有可压缩性，即当液体所受压力变化时，它的容积也具有相应的变化。压缩系数 κ 的倒数即为液体的体积模量 K 。液体的体积模量约为钢的 $1/100 \sim 1/150$ 。液压油的体积模量 K 与压缩过程、温度、压力等因素有关：温度升高时， K 值减小，在液压油正常工作的温度范围内， K 值会有 $(5 \sim 25)\%$ 的变化；压力加大时， K 值增大，但其变化不呈线性关系；且当 $p \geq 3\text{MPa}$ 时， K 值基本上不再增大。

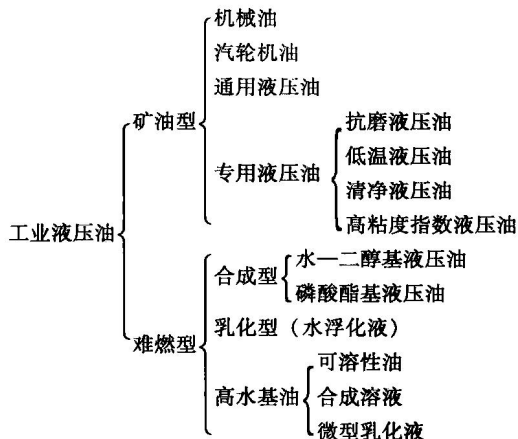
三、粘性

液体在外力作用下流动（或有流动趋势）时，液体分子间的内聚力为了阻碍其分子间的相对运动而产生一种内摩擦力，这种现象叫做液体的粘性。粘性的大小用粘度来度量，它是液体本身的属性。液体只有在流动（或有流动趋势）时才会呈现粘性，静止液体不呈现粘性。粘性只能阻碍、延缓液体内部的相对运动，但不能消除这种运动。粘性的大小影响液体流动时的阻力、运动副间摩擦力的大小以及通过缝隙的泄漏量。合适的粘度对保证系统正常工作有重要的意义。因此要搞清楚动力粘度 μ 和运动粘度 ν 之间的关系，目前国产液压油牌号的意义以及油液的粘度随温度升高而下降（变化较大）、随压力上升而上升（变化很小）等概念。

四、液压油的种类及选用

液压系统中使用的液压油的种类如表 1-1 所示。

表 1-1 液压油分类



在液压系统中,目前使用最多的是矿油型液压油。选用液压油时最先考虑的是它的粘度(粘度既影响泄漏,亦影响功率损失)。同时再兼顾其他方面。选择时应注意的事项如下:

(1) 液压系统的工作压力 工作压力较高的系统宜选用粘度较高的液压油,以减少泄漏;反之便选用粘度较低的液压油。例如: $p = (7.0 \sim 20.0) \text{ MPa}$ 时宜选用 40°C 时运动粘度为 $(46 \sim 100) \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ 的液压油; $p < 7.0 \text{ MPa}$ 时宜选用 40°C 时运动粘度为 $(32 \sim 68) \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ 的液压油。

(2) 环境温度 环境温度较高时宜选用粘度高些的液压油。

(3) 运动速度 执行元件运动速度较高时,为减小液流的功率损失,宜选用粘度较低的液压油。

(4) 液压泵的类型 在液压系统中,液压泵的润滑要求最苛刻。选择液压油粘度时应考虑液压泵的类型及其工作环境,如表 1-2 所示。

表 1-2 各类液压泵对液压油的粘度要求

液压油运动粘度 ν / ($10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$) (40°C)		环境温度 $t/^\circ\text{C}$	
		14 ~ 38	38 ~ 80
液压泵类型			
齿轮泵		32 ~ 68	68 ~ 150
叶片泵	$p < 7.0 \times 10^6 \text{ Pa}$	32 ~ 46	46 ~ 68
	$p < 7.0 \times 10^6 \text{ Pa}$	46 ~ 68	68 ~ 80
柱塞泵		32 ~ 68	68 ~ 200

五、液压系统的污染控制

工作介质的污染是液压系统发生故障的主要原因,因此要特别重视油液的污染控制,在这部分内容的学习中要搞清楚油液污染的根源、污染的测定和污染的控制等内容。

第二节 液体静力学

一、液体的静压力及其特性

在静止液体中压力的概念是讨论的主要问题,这里所说的压力是指在单位面积上所受到的液体的作用力。要掌握静压力的两个基本特性以及表示压力的各种单位之间的换算关系。

液体的静压力有两个基本特性:

- 1) 液体静压力垂直于其作用面,其方向和该作用面的内法线方向一致。
- 2) 静止液体内任意点处的静压力在各个方向上都相等。

二、液体静力学基本方程

液体静力学基本方程 $p = p_0 + \rho gh$ 它表示: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 ,另一部分是液体的密度 ρ 、重力加速度 g 与该点离液面深度 h 的乘积;静止液体内的压力随液体深度呈直线规律分布;离液面深度相同处各点的压力都相等。压力相等的所有点组成的面叫等压面,在重力作用下静止液体中的等压面是一个水平面,读者一定要搞清楚等压面的概念。

三、绝对压力、相对压力、真空度

绝对压力、相对压力和真空度是表示压力的三个概念。它们三者之间的关系如图 1-1 所示

当压力 p 大于大气压力 p_{at} 时，绝对压力等于大气压力与相对压力（表压力）之和。

当压力 p 小于大气压力 p_{at} 时，真空度等于大气压力与绝对压力之差。

真空度即为相对压力的负值，请读者不要混淆，要认真分析，加以理解。在液压技术中，常以相对压力为基准进行研究和计算。

四、固体壁面上的液体静压力的作用力

静止液体和固体壁面相接触时，固体壁面上各点在某一方向上所受静压力的总和，便是液体在该方向上作用于固体壁面上的力。

固体壁面为一平面时，如不计重力作用，即忽略 ρgh 项，平面上各点处的静压力大小相等，则作用在固体壁面上的力 $F = pA$ ，其作用力方向垂直于壁面。

当固体壁面为一曲面时，液体静压力在某一方向上的分力等于压力和曲面在该方向的垂直面内投影面积的乘积。

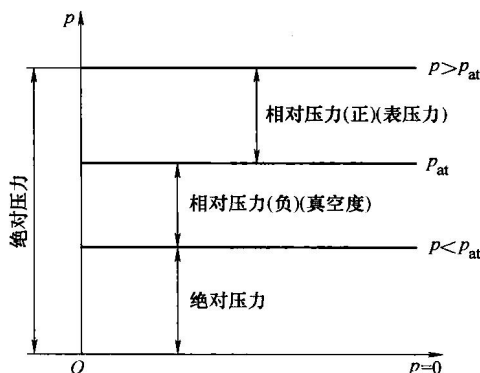


图 1-1 绝对压力与相对压力的关系

第三节 液体动力学

本节主要讨论液体在流动时的运动规律，能量转换和流动液体对固体壁面的作用力等问题。液体在流动时，由于重力、惯性力、粘性摩擦力等的影响，其内部各处质点的运动状态是各不相同的。这些质点在不同时间、不同空间处的运动变化对液体的能量损耗有一定影响，但对液压传动来说，使人感兴趣的只是整个液体在空间某特定点处或特定区域内的平均运动情况，这种影响可不予考虑。此外，流动液体的状态还与其本身的温度、粘度等参数有关。为了简化条件便于分析起见，一般都在等温的条件下（因而可把粘度看作是常量，密度只与压力有关）来讨论液体的流动情况。

一、基本概念

(1) 理想液体 既无粘性，又不可压缩的液体称为理想液体。注意这只是工程中的一种假设。其目的是为了分析问题的方便，而实际液体都是具有粘性和可压缩性的。

(2) 定常流动 所谓定常流动是指在液体流动中，其表征流动的主要参数都不随时间而变化，只是空间点位置的函数。请读者注意，若所有参数中有任何一个随时间而变，则流动为非定常流动。

(3) 迹线、流线 运动中的某一流体质点于连续时间内，所占据的空间点的连线，也就是质点所走过的轨迹，叫做迹线。

流线是经过液体流动空间中许多点而画出一条瞬时曲线，在该瞬时线上各点的速度向量均与此线相切。流线有如下几个特性：

1) 定常流动时流线形状不随时间变化。

2) 定常流动时流线与迹线重合。

3) 流线不相交。

4) 流线是连续的光滑曲线。

(4) 流束 在流动空间中取出一个微小的封闭曲线, 经曲线上的每一点绘出流线, 这些流线所组成的管状表面, 称为流管。流管内由许多流线所组成的一小束液体就叫微小流束。如果封闭曲线无限缩小, 在极限情况下流束就变成一条流线, 流束具有下列特性:

1) 稳定流动时流束的形状不随时间而变。

2) 流体质点不能穿过流束表面流入或流出。

3) 流束是一物理概念, 具有一定的质量和能量。

4) 由于流束的横断面很小, 所以在此断面上各点的运动参数可视为相等。

(5) 平均流速和流量 平均流速即认为是通过断面的流量与其面积的比值。而流量则为平均流速与断面面积的乘积。

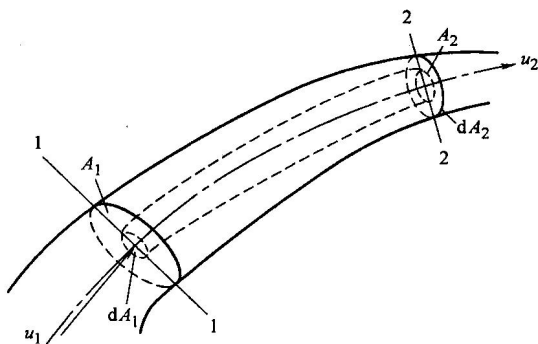


图 1-2 液流连续性简图

二、连续性方程

连续性方程 ($A_1 v_1 = A_2 v_2$) 是质量守恒定律在液体运动学中的具体体现 (流入控制体容积的质量等于流出控制体容积的质量), 如图 1-2 所示。

$\rho u_1 dA_1 dt = \rho u_2 dA_2 dt$	(体积相等)
$\downarrow \rho \text{ 不变}$	
$u_1 dA_1 dt = u_2 dA_2 dt$	(质量守恒)
$\downarrow dt = dt$	
$u_1 dA_1 = u_2 dA_2$	(流量相等)

故

$$q = \int A_1 u_1 dA_1 = \int A_2 u_2 dA_2$$

用平均速度表示, 得到

$$v_1 A_1 = v_2 A_2 \quad (1-2)$$

式 (1-2) 告诉我们, 速度不仅可以传递, 而且可以放大 (在 $A_1 > A_2$ 时) 和缩小 (在 $A_1 < A_2$ 时)。此外, 如果改变 v_1 , 则 v_2 也将随着作相应的改变, 这就是说在 A_1 、 A_2 不变的情况下, 只要能设法调节 v_1 , 那么 v_2 也将获得相应的调节。若将此原理运用在液压系统中略加修改, 设置两个液压缸并在其之间接入一个控制回路 (见图 1-3) 则:

即

$$q_1 = q_2 + q_3$$

$$v_1 A_1 = v_2 A_2 + q_3$$

$$v_2 = \frac{1}{A_2} (v_1 A_1 - q_3) \quad (1-3)$$

由式 (1-3) 可知, 若 v_1 不可调, 只要调节 q_3 也能使 v_2 获得相应的调节。在液压传动中 v_1 或 q_3 均能在一定范围内进行无级调节, 因此 v_2 也能获得无级调节。这是液压传动能被

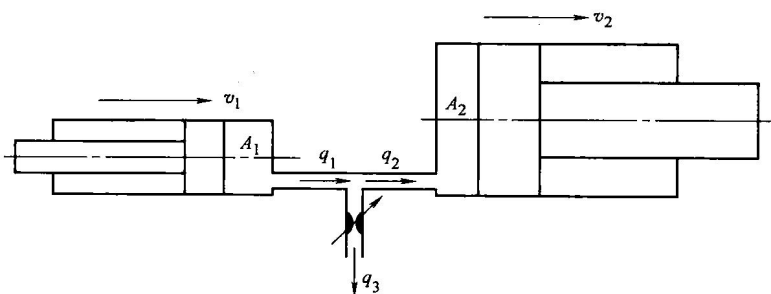


图 1-3 连续性原理应用示意图

普遍应用的一个原因。

三、伯努利方程

伯努利方程就是流动液体的能量守恒定律，这是本章的重点内容：

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + h_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_2 + h_w \quad (1-4)$$

要正确理解伯努利方程的各项所表示的物理意义以及它们的量纲，其中 α 为动能修正系数。在液体流动过程中，液体的各种能量（位能、压力能和速度能）之间可以互相转换，但它们的总和不变，只有充分理解了各项所表示的物理意义，才能正确应用。对于式(1-4)实际液体总流的伯努利方程中由于液体的粘性、流道截面的突变等因素引起的阻力损失 h_w 这一项，需在下一节中解决它的计算问题。

读者要认真理解和掌握应用伯努利方程和连续性方程联立求解一般流体力学问题的方法，要正确地选择两个计算截面，并能根据具体情况忽略影响较小的因素以简化计算过程。掌握分析液压泵的吸油过程及其吸油口处的真空度的计算方法。

四、动量方程

动量方程是刚体力学中的动量定理在流体力学中的具体应用。动量方程是用来分析流动液体与限制其流动的固体壁面间相互作用力的大小及其方向的。稳态液动力的方向始终是指向阀口关闭的方向。由于流量越大，液流速度也越大，则稳态液动力就越大，所以对流量大的换向阀，则要采用液动控制或电液动控制，以确保换向的可靠性及平稳性。

第四节 管路内压力损失的计算

在液压传动中，液体流动时要损耗一部分能量。这种能量的损失通常表现为液体压力的损失，而压力的损失与能量损失之间的换算是很方便的，即 $h_w = \sum \Delta p / (\rho g)$ ，由于在伯努利方程中，每一项能量都以长度（水头）米为单位，所以切记已求出的压力损失 $\sum \Delta p$ 要除以 ρg 方可代入，为了计算的方便起见，流体力学中通常把液体在等直径的直管中流动时因摩擦而产生的压力损失称为沿程压力损失，而把因管形突变，液体流动方向改变或其他形式的液体流动阻力而引起的压力损失称为局部压力损失。

因为液体在密闭管道中流动时产生的压力损失与液体的流动状态关系密切，故在流体力

学中通常将液体流动状态分为层流和湍流两种，层流和湍流的判定则用一无量纲量雷诺数 Re 来判定。要理解和掌握 Re 的定义、表达式，对水力直径和湿周（在通流截面上，与液体相接触的固体壁面的周长）长度要有一定的了解。要理解和掌握圆截面管道 Re 的表达式，这在液压传动中经常运用。经大量实验验证，我们通常以（下）临界雷诺数 $Re = 2300$ 来判别液体流动状态。

对于沿程压力损失和局部压力损失的公式：

$$\begin{aligned}\Delta p_{\text{沿}} &= \lambda \frac{l}{d} \rho \frac{v^2}{2} \\ \Delta p_{\text{局}} &= \zeta \rho \frac{v^2}{2}\end{aligned}\quad (1-5)$$

要能理解和掌握，尤其是沿程压力损失公式中的 λ 与流动状态有关，层流（ $Re < 2300$ ）时，为 $\lambda = 75/Re$ ；湍流时，不同的 Re 范围，有不同的表达式，当 $2300 < Re < 10^5$ 时， $\lambda = 0.3164 Re^{-1/4}$ 。由于 λ 的表达式中包含有 Re ，所以读者要注意在层流时，沿程压力损失与速度的一次方成正比；在湍流时，它与速度的 1.75 次方成正比。对于局部压力损失系数 ζ 要掌握其查表的方法，以便在计算时能确定系数值。

第五节 液体流经小孔及间隙的流量

一、液体流经小孔的流量

当管路长径比即管路长度 l 和圆管内径 d 之比 $l/d < 0.5$ 时，称之为薄壁小孔。如 $l/d > 4$ 则称为细长孔，当 $0.5 < l/d < 4$ 时，则称为短孔。液体流经小孔（细小孔、薄壁小孔和短孔）的流量为：

$$q = K \Delta p^m \quad (1-6)$$

当液体流经小孔为薄壁小孔时：

$$K = C_q \sqrt{\frac{2}{\rho}}, \quad m = 0.5$$

当液体流经小孔为细长孔时：

$$K = \frac{d^2}{32\eta l}, \quad m = 1$$

公式 $q = K \Delta p^m$ 在液压传动中相当重要，尤其在后面的分析中经常要用到。比较薄壁小孔和细长孔的 K 值，我们可以发现液体通过薄壁小孔的流量与液体的粘度无关，而通过细长孔的流量与粘度有关，从图 1-4 可知，当孔口前后的压差发生相同变化时，薄壁孔的流量变化较小，所以在液压传动中常以薄壁小孔作为节流孔。

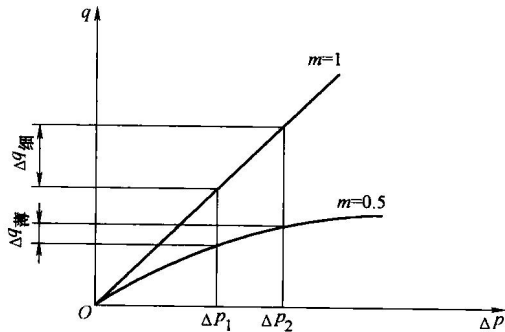


图 1-4 孔口的 $q - \Delta p$

二、流经间隙的流量

液压元件的各零件之间要保证正常的相对运动，必须保持一定的间隙。由于间隙两端存在着压差，运动副之间有相对运动，液体在流动中就存在一定的泄漏量，这个泄漏量与间隙

的立方成正比，而只与压差的一次方成正比。为便于读者进行比较，特将工程中常见的间隙类型及其流量计算式列于表 1-3 中。

表 1-3 常见的间隙类型、流量计算公式及间隙示意图

间隙类型	流量计算公式	间隙示意图
------	--------	-------

(续)

间隙类型	流量计算公式	间隙示意图
相对运动的压差偏心圆柱环形间隙	$q = \frac{\pi d h_m^3}{12 \mu L} \Delta p + v \pi d h$	
平行圆板间的挤压间隙	$q = \pi R^2 v$ $F = \pi R^2 p_0 + \frac{3 \pi R^4 \mu v}{2 h^3}$	
两平行圆板间的放射状压力间隙	$q = \frac{\pi h^3 \Delta p}{6 \mu \ln (R_0 / r_0)}$ $\Delta p = p_2 - p_0$	
有相对运动的压差两相对倾斜平板间隙	$q = \frac{b h_1 h_2}{(h_1 + h_2)} \left(\frac{h_1 h_2}{b \mu L} \Delta p + v \right)$	
同心锥度环形间隙	$q = \frac{\pi d h_1 h_2}{(h_1 + h_2)} \left(\frac{h_1 h_2}{b \mu L} \Delta p + v \right)$	
无相对运动的压差同心圆锥环形间隙	$q = \frac{2 b h^3 \sin \alpha \Delta p}{6 \mu \ln (R_0 / r_0)}$	
无相对运动的压差曲线型间隙	$q = \frac{2 b h_0^3 H \Delta p}{9 \pi \mu \sqrt{2 h_0 R}}$	

第六节 液压冲击及空穴现象

液压冲击如图 1-5 所示。

本节要重点理解图 1-5 所示阀门突然关闭时液体压力波的传递和变化规律，要注意出现液压冲击时，液体中的瞬时压力峰值可以比正常工作压力大好几倍，虽然压力峰值比破坏管道的压力要小得多，但由于压力增长极快，足以使密封装置、管道或其他液压元件损坏，液压

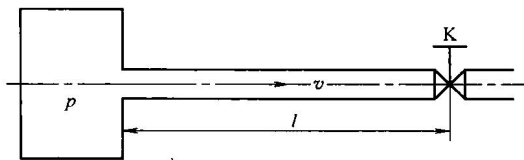


图 1-5 液压冲击示意图

冲击还会引起机床振动，产生很大的噪音，影响工件加工质量。有时，液压冲击会使某些元件（如压力继电器、液压控制阀等）产生误动作，导致设备损坏。在工程中也有利用冲击压力为之服务的一面（如冲击风钻、冲击振动装置等）。液压冲击的过程如表 1-4 所示。

表 1-4 液压冲击过程

时 间	过 程
$t=0$	阀门瞬间闭死
$t=0 \rightarrow \frac{l}{c}$	管中液体自阀门开始向容腔方向依次停下，动能变为压力能，设想有一高压波以波速 c ($c = \sqrt{\frac{E_0}{\rho}}$) 由阀门向容腔推进
$t = \frac{l}{c}$	整个管内液体 $v=0$ ，处以冲击压力作用下，容腔和管道交界面处压力不平衡，管道中的压力大于容腔中的压力
$t = \frac{l}{c} \rightarrow \frac{2l}{c}$	由交界面开始，管中液体依次向容腔方向松动，以流速 v 向左流动，压力依次恢复常压 p ，设想有一正常压力波由容腔向阀门推进
$t = \frac{2l}{c}$	管中液体恢复常压 p ，但以流速 v 向左运动，液体有脱离阀门的趋势
$t = \frac{2l}{c} \rightarrow \frac{3l}{c}$	自阀门起管中液体依次停下，压力也依次下降为低压，设想有一低压波由阀门向容腔推进
$t = \frac{3l}{c}$	整个管中液 $v=0$ ，处在低压作用下；容腔和管道的交界面处压力又不平衡，容腔的压力大于管道的压力
$t = \frac{3l}{c} \rightarrow \frac{4l}{c}$	由容腔开始，液体依次向阀门方向流动，恢复常压 p 和流速 v ，设想有正常压力波由容腔向阀门推进
$t = \frac{4l}{c}$	管中液体以流速 v 向运动，压力为常压 p 恢复常态，结束液压冲击过程的一个循环

此过程周而复始地进行，由于液体有粘性，传输管道有弹性，因此在液压冲击过程中要消耗能量。实际上，液压冲击时管道中的压力变化是一个围绕常压 p 的逐渐衰减的振荡过程。

第七节 例题与部分习题解答

例 1-1（习题 1-3） 图 1-6 所示为一粘度计，若外筒直径 $D=100\text{mm}$ ，内筒直径 $d=98\text{mm}$ ，筒长 $l=200\text{mm}$ ，外筒转速 $n=8\text{r/s}$ ，测得其转矩 $M=40\text{N}\cdot\text{cm}$ ，试求其油液的粘度

($\rho = 900 \text{ kg/m}^3$)。

解：本题主要使读者了解油液在同心筒内旋转后，因油液粘性而产生的阻力矩的情况，从而理解粘度测量的原理和意义。

$$\text{因} \quad M = F \cdot \frac{D}{2} = \mu A \frac{u}{h} \cdot \frac{D}{2}$$

$$\text{故} \quad \mu = \frac{2Mh}{AuD}$$

$$\text{又因} \quad M = 40 \text{ N} \cdot \text{cm} \quad h = (100 - 98)/2 \text{ mm} = 1 \text{ mm}$$

$$A = \pi D l = \pi \times 100 \times 200 \text{ mm}^2 = 2\pi \times 10^4 \text{ mm}^2$$

$$\mu = \pi D n = \pi \times 100 \times 8 \text{ mm/s} = 800\pi \text{ mm/s}$$

$$\text{故} \quad \mu = \frac{2 \times 40 \times 1 \times 10^{-1}}{2\pi \times 10^4 \times 800\pi \times 10^{-3}} \text{ N} \cdot \text{s/cm}^2 = 5.07 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s/cm}^2 = 0.507 \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$$

$$\text{则运动粘度} \quad \nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{0.507}{900} \text{ m}^2/\text{s} = 56.3 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} = 56.3 \text{ est.}$$

例 1-2 体积为 V_c 的液压油在初始压力 p_0 的作用下，含有体积为 V_a 的气泡（见图 1-7），若液压油作等温压缩到压力 p ，试确定混气油液的等效体积模量 K_{ep} 。（假设不因压缩使气泡溶于液压油）若 $p_0 = 10 \times 10^5 \text{ Pa}$ ， $p = 60 \times 10^5 \text{ Pa}$ ， $\frac{V_a}{V_c} = \frac{1}{100}$ ，液压油的体积模量 $K_c = 1.4 \times 10^9 \text{ Pa}$ 试计算 K_{ep} 。

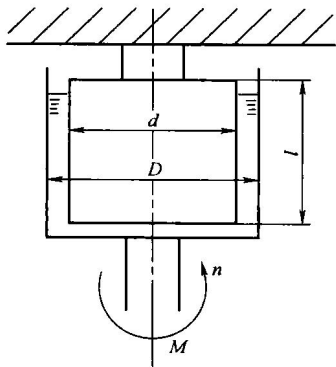


图 1-6 粘度计

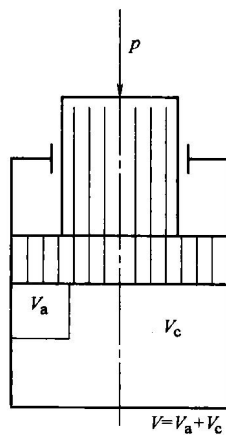


图 1-7 气泡示意图

解：因气泡也作等温变化，根据气态方程即有 $p_a V_a - pV = \text{常量}$ ；则体积变化率可表示为：

$$dV_a = - \frac{V_a}{p_a} dp_a$$

设纯液压油体积模量为 K_c ，则体积变化量为：

$$dV_c = - V_c \frac{dp_c}{K_c}$$

$$\therefore \quad dV = dV_a + dV_c \quad dp_a = dp_c = dp$$