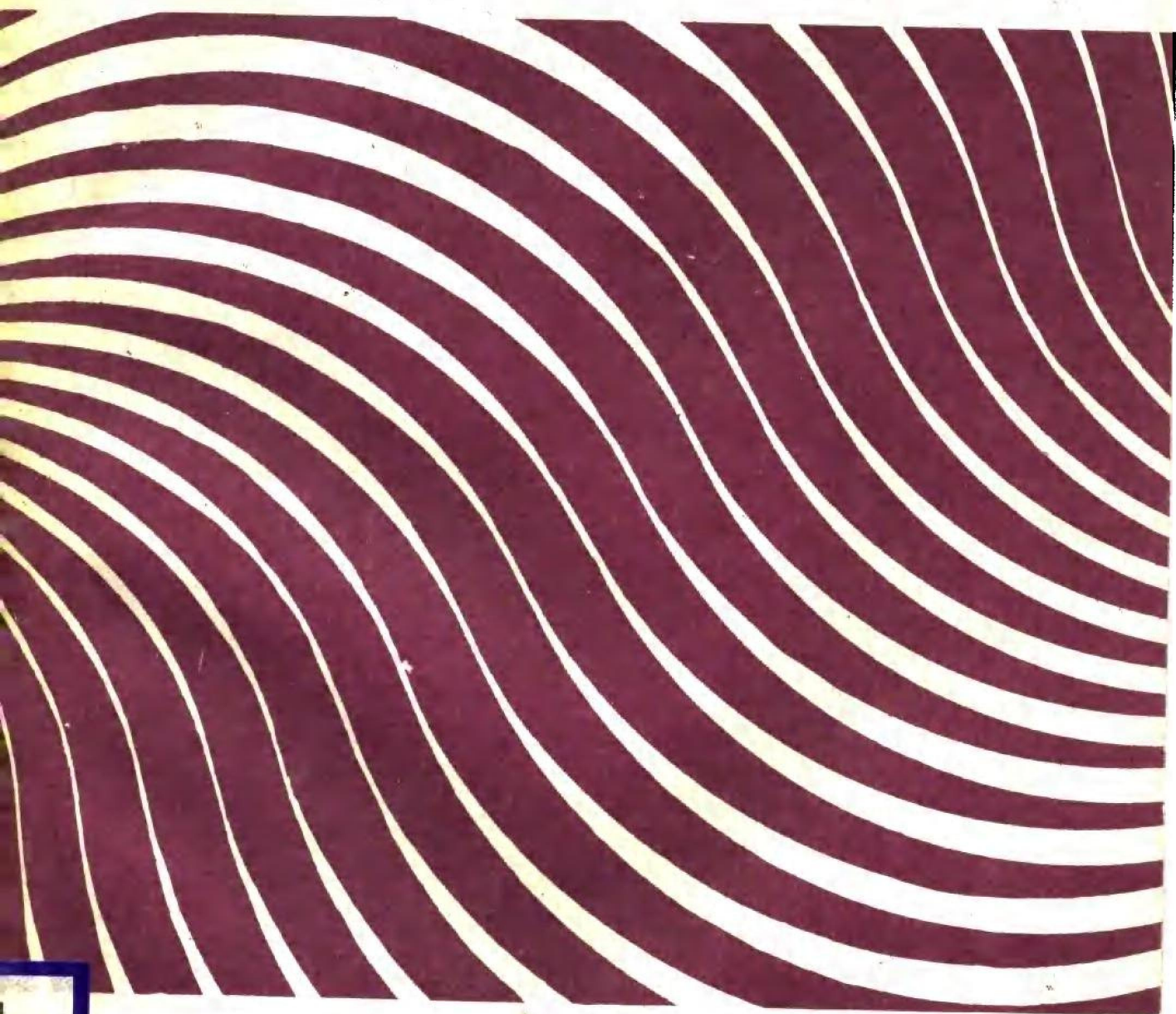


工业锅炉丛书

流体传输设备与运行

金朝铭 陆肇达 编



哈尔滨工业大学出版社

内 容 提 要

本书为锅炉技术丛书中的一册，可作为工业锅炉或热能工程大专、中专、业余大学和电视大学锅炉班用教材。内容力求通俗易懂。

全书共分为两大部分。第一部分为流体力学基础，它包括流体的物理性质和流体静力学基础、流体动力学基础、流动阻力和能量损失、管路系统的水力计算。第二部分为流体机械及其运行，包括离心泵和轴流泵、离心式和轴流式风机、泵和风机在系统中的运行。第一部分附有一定数量的例题，用以巩固基本理论。全书所列数据和图表可供工程设计选用。

本书也可供工业企业从事热工、锅炉和热能工程专业的工程技术和企业管理人员参考。

工业 锅 炉 丛 书

流体传输设备与运行

金朝铭 陆肇达 编

*

哈尔滨工业大学出版社出版

新华书店首都发行所发行

哈尔滨工业大学印刷厂印刷

*

开本787×1092 1/16 印张10.875 字数215 000

1988年11月第1版 1988年11月第1次印刷

印数1—5000

ISBN 7-5603-0109-6/TK·9 定价1.85元



前 言

锅炉是重要的能源转换设备，据不完全统计，我国现有工业锅炉三十万台左右，经两部定点生产工业蒸汽锅炉的厂家共202家，经各省定点生产热水锅炉的厂家约500家左右，这些厂家急需补充锅炉专业毕业的大专、中专毕业生。与此相应，一些院校和省市教委相继开办了工业锅炉（或热能工程）大专班、业余大学和电视大学锅炉班。因此，编写一套适用于工业锅炉专业的大专教材已成为当务之急。另外，在编写时也考虑了提高现有工业锅炉技术和管理干部专业知识水平的需要。

这套丛书的内容以锅炉基本理论和应用技术为主，同时介绍了国内外工业锅炉的发展远景，并提供工业锅炉设计和运行所需要的数据。

全部丛书分以下诸册陆续出版：

锅炉燃烧技术及设备；

锅炉结构与设计；

锅炉制造工艺与检验；

锅炉水动力学及锅内设备；

锅炉辅助设备；

锅炉热工测试技术；

锅炉自动调节；

流体传输设备与运行。

本丛书可作为工业锅炉（或热能工程）大专、中专、业余大学和电视大学锅炉班的教材，也可供工业企业从事热工、锅炉和热能工程专业的工程技术人员参考。

本丛书由哈尔滨工业大学热能工程（原锅炉）教研室编写。由陈崇枢、秦裕琨、杨励丹和范柏樟同志组成编委会，负责丛书的审校工作。

《流体传输设备与运行》一书隶属于这套丛书。本书分为两大部分，第一部分为流体力学基础，第二部分为流体传输设备与运行。为适应全套丛书特点，本书内容力求简单、易懂，并注重基本概念及其工程应用。

本书第一部分由金朝铭编写，第二部分由陆肇达编写。全书由苏尔皇教授审阅。在编写过程中，许多同志给予了热情的帮助和支持，在此表示衷心的感谢。

由于编者水平所限，难免出现不当之处，恳请读者批评指正。

工业锅炉丛书编委会

目 录

第一部分 流体力学基础

第一章 流体的物理性质和流体静力学基础	(2)
§1-1 连续介质模型和作用在流体上的力	(2)
§1-2 流体的主要物理性质	(3)
§1-3 流体静压强及其特性	(6)
§1-4 流体静力学基本方程	(8)
§1-5 压强的测试单位和表示方法	(10)
§1-6 压强的传递及测定方法	(11)
§1-7 相对静止液体中压强的分布规律	(13)
§1-8 静止液体对平面壁的总作用力	(16)
§1-9 静止液体对曲面壁的总作用力	(17)
第二章 流体动力学基础	(26)
§2-1 研究流体运动的两种方法	(26)
§2-2 基本概念	(28)
§2-3 连续性方程	(31)
§2-4 理想流体运动微分方程及其 $\Gamma-L$ 型式	(33)
§2-5 理想流体绝对恒定流动能量方程	(36)
§2-6 能量方程的意义	(37)
§2-7 相对恒定流动能量方程	(38)
§2-8 实际流体总流能量方程	(40)
§2-9 恒定总流动量方程	(45)
第三章 流动阻力与能量损失	(52)
§3-1 流动阻力的两种类型	(52)
§3-2 流动的状态和判别方法	(53)
§3-3 圆管中的层流运动	(56)
§3-4 圆管中的紊流运动	(59)
§3-5 圆管紊流的沿程损失计算	(65)
§3-6 入口起始段简介	(70)
§3-7 局部阻力损失	(71)
第四章 管路系统的水力计算	(80)
§4-1 管路系统的分类	(80)
§4-2 简单长管的水力计算	(81)
§4-3 串联管路的水力计算	(82)

§4-4 并联管路的水力计算.....	(83)
§4-5 管网水力计算简介.....	(84)
§4-6 流体的出流计算.....	(85)
§4-7 流量计简介.....	(90)

第二部分 流体机械及其运行

第五章 离心泵和轴流泵	(98)
§5-1 离心泵的基本结构和工作原理.....	(98)
§5-2 叶轮内液体运动的表示方法	(100)
§5-3 离心泵的性能参数和特性曲线	(103)
§5-4 离心泵的基本方程式及泵内能量损失	(104)
§5-5 离心泵(和其它叶片泵)的相似理论及比转数	(109)
§5-6 离心泵的叶轮切割	(114)
§5-7 离心泵的汽蚀	(116)
§5-8 作用在离心泵叶轮上的轴向力	(122)
§5-9 轴流泵概论	(123)
§5-10 泵的选用	(126)
第六章 离心式和轴流式风机	(128)
§6-1 概述	(128)
§6-2 离心风机的工作理论	(130)
§6-3 离心风机的特性	(134)
§6-4 轴流式风机	(141)
§6-5 风机的选用	(144)
第七章 泵和风机在系统中的运行	(147)
§7-1 泵的单机运行及其工况点的调节	(147)
§7-2 泵的串、并联运行	(150)
§7-3 泵在使用运行中的若干其它问题	(153)
§7-4 风机在管网中的运行	(155)
§7-5 风机运行中的节能问题	(159)
§7-6 泵和风机的变转速调节	(161)

第一部分 流体力学基础

流体力学是研究流体平衡和运动规律以及这些规律在实际工程中应用的一门科学，是力学的一个重要分支。

对于从事热能工程和节能技术研究的科技人员，流体力学是必须掌握的技术基础知识。因为在各种热力设备中，主要以水、汽、空气和烟气等流体作为工作介质。所以，只有掌握了流体力学的基本知识，才有可能了解热力设备中工作介质的流动规律，从而正确地解决热能工程专业范围内与流体有关的设计计算问题。

流体是液体和气体的总称。流体与固体的力学行为不同，固体既能承受压力，又能承受拉力和剪切力。而流体只能承受压力，不能承受拉力和剪切力，在无论怎样小的剪切力作用下，流体都将产生变形（即流动），直到剪切力停止作用为止。因此，固体有一定的形状，而流体的形状将取决于盛装它的容器。由于液体和气体的分子间距相差悬殊，因而其流动性也存在着很大的差别，致使液体在容器中存在有自由表面，而气体则充满整个容器。在流体力学中分别予以研究，以得出针对性较强的基本理论和计算方法。

本教材以不可压缩流体为主要对象，把研究重点放在基本原理、基本概念以及基本运算方法的掌握和运用上。

教材中全部采用国际单位制，即SI制。

第一章 流体的物理性质和流体静力学基础

本章首先介绍流体的数学模型和流体所承受的作用力，以及流体的主要物理性质。然后讨论静止流体的力学规律，推求静止流体内部压强的分布规律和作用在平面或曲面上静水总压力的计算方法。

§ 1-1 连续介质模型和作用在流体上的力

1. 连续介质模型

流体和其他物体一样，是由大量分子组成的，这些分子始终在作着无规律运动。因此，从微观角度来看，流体是不连续的。而流体力学研究的是流体的宏观运动规律，研究大量分子的平均行为。所以，欧拉（Euler）在1753年提出，将流体看作由无数微团组成，微团之间无间隙、连续充满所占据的空间。这种假想的模型称为流体的连续介质模型。从此，在流体力学的研究中不再去追究每个流体分子，而是去研究模型化以后的连续流体介质。这使得人们可以运用数学中连续函数的一系列理论和结果，为流体力学理论的发展奠定了基础。

2. 作用在流体上的力

流体无论平衡或运动都是受力作用的结果，所以，首先确定作用在流体上都有哪些力是十分必要的。通常，为使问题的讨论方便起见，将作用力分为质量力和表面力两大类。

(1) 质量力 作用在所有流体质点上、大小与流体质点的质量成正比的力称为质量力。常见的质量力有两种，一种是处于某种力场中的流体所受到的作用力，称为外质量力，如重力、电磁力等。另一种是在流体作加速运动时，根据达朗贝尔原理所施加的力，称为惯性力。

我们将单位质量流体微团所受质量力在 x , y , z 坐标方向的分量记为 X , Y , Z 。若取 z 坐标铅直向上，在重力场中有

$$X = 0 \quad Y = 0 \quad Z = -g$$

(2) 表面力 作用在流体表面上的力称为表面力。这里所指的表面，除了流体的自由表面或与固体壁相接触的表面外，还常指在流体中选取分离体微团的表面。表面力常以应力形式表示为

$$p = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta P}{\Delta A} \quad (\text{Pa})$$

$$\tau = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta T}{\Delta A} \quad (\text{Pa})$$

式中 ΔA ——取自流体表面的微元面积；
 ΔP ——作用在 ΔA 上的表面力的法向分量；
 ΔT ——作用在 ΔA 上的表面力的切向分量；
 p ——法向应力，常称为压应力或压强；
 τ ——切向应力，常称为切应力。

§ 1-2 流体的主要物理性质

在研究流体的力学规律之前，有必要首先掌握流体的主要物理性质。

一、密度、重度和比重

流体的密度表示流体的密集程度，通常以 ρ 表示单位体积流体所具有的质量，即

$$\rho = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \frac{\Delta M}{\Delta V} \quad \text{kg/m}^3$$

式中 ΔV ——微元体积， m^3 ；
 ΔM —— ΔV 中的流体质量， kg 。

对于均质流体

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

通常以 v 表示密度 ρ 的倒数，即比容

$$v = \frac{1}{\rho} = \frac{\Delta V}{\Delta M} \quad \text{m}^3/\text{kg}$$

流体的重度表示单位体积流体的重量，以符号 γ 标记

$$\gamma = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \frac{\Delta G}{\Delta V} \quad \text{N/m}^3 \quad (1-2)$$

由牛顿第二定律

$$\gamma = \rho g \quad (1-3)$$

流体的比重表示其重量与 4°C 同体积纯水重量的比值，以符号 δ 标记

$$\delta = \frac{\text{某均质流体重量}}{4^\circ\text{C同体积纯水重量}}$$

显然， δ 是无量纲量。

二、流体的热膨胀性和压缩性

流体密度随温度和压强变化而变化的属性以热膨胀性和压缩性来表征。

流体受热体积膨胀、密度降低的热膨胀特性以热膨胀系数 α 来表示和度量。其定义为：流体温度变化一度时，体积的相对变化率

$$\alpha = \frac{1}{V} \frac{\Delta V}{\Delta T} \quad (1/K) \quad (1-4)$$

式中 ΔT ——流体温度的变化值。

流体体积随压强增加而减小的压缩特性以压缩率或称为体积压缩系数来表示，以符号 β 标记。其定义为：当流体温度保持不变时，所承受压强改变一个单位 (1Pa) 时，其体积的相对变化率

$$\beta = -\frac{1}{V} \frac{\Delta V}{\Delta p} \quad 1/\text{Pa} \quad (1-5)$$

式中 Δp ——压强的变化值

工程中常以 β 的倒数表示流体的可压缩性大小，称为体积弹性系数 k

$$k = \frac{1}{\beta} \quad \text{Pa} \quad (1-6)$$

可以看出， k 类似于弹簧刚度，其值大表示该流体难以压缩。

一般状态下，液体和低速气体（通常指流速小于 50m/s）的压缩性很小，在理论研究和工程计算中可作为不可压缩处理，称为不可压缩流体。

三、流体的粘性

当流体内部质点之间或流体层与层之间出现相对运动时，由于内摩擦力作用而表现出阻碍相对运动的性质称为流体的粘性或粘滞性。它是流体的一种重要属性。

粘性产生的原因主要是流体分子间的相互吸引力和流体微团间由于分子不规则运动引起的动量交换。液体粘性的产生原因主要是前者，而气体粘性产生的原因主要是后者。

1. 牛顿内摩擦定律

1868年，牛顿用实验找出了流体内摩擦力大小与流体性质、作用面积以及流体内部相对速度之间的关系，总结为牛顿内摩擦定律。

牛顿的实验可用简图 1-1 来说明。图示两块彼此平行的平板间充满某种液体，上板以匀速 V_0 向右运动，下板固定不动。由于液体与固体分子之间的吸引力，紧贴上板的

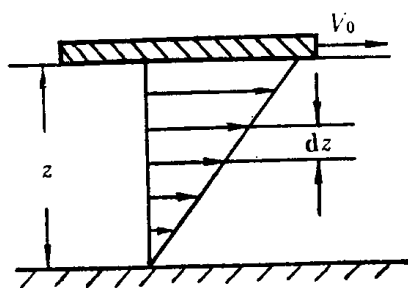


图 1-1

液体也以 V_0 向右运动，而紧贴下板的液体不动。实验测得，在一定 V_0 的范围内，二板之间的液体速度分布为一条直线。可以将板间流体想象为无数彼此平行的薄层，而且在作平行的相对运动，内摩擦力正是在这些薄层间产生的。

牛顿实验指出，流体内摩擦力的大小与以下因素关系为：

(1) 与两层流体间速度差 dv 成正

比, 与流体层间距 dz 成反比;

(2) 与接触面积 A 成正比;

(3) 与流体种类有关;

(4) 与所承受压强无关。

总结成数学表达式为

$$T = \mu A \frac{dv}{dz} \quad (1-7)$$

由式 (1-7) 可得切应力表达式为

$$\tau = \mu \frac{dv}{dz} \quad (\text{N/m}^2) \quad (1-8)$$

式中 $\frac{dv}{dz}$ ——速度梯度;

T 、 τ ——总摩擦力和摩擦切应力;

μ ——比例系数, 称为粘滞系数。

式 (1-7) 和式 (1-8) 就是著名的牛顿内摩擦定律。可以看出, 若 $\frac{dv}{dz} = 0$, 则 $\tau = 0$, 即, 静止 (指流体内部没有相对运动) 流体内部内摩擦力为零。这时, 流体不表现粘性。

2. 粘性的表示方法

流体粘性的大小常以下面三种粘度来表示和度量。

(1) 动力粘度 动力粘度又称为绝对粘度, 以式 (1-7) 中的常数 μ 来表示, 即

$$\mu = \frac{\tau}{dv/dz}$$

可见, 动力粘度表示当流体内速度梯度为 1 个单位时粘性摩擦切应力的大小。由量纲分析知, μ 的计量单位为 $\text{Pa} \cdot \text{s}$; 在公制工程制中为 $\text{kgf} \cdot \text{s/m}^2$, 或 $\text{bar} \cdot \text{s}$; 在 CGS 制中为 $\text{dyn} \cdot \text{s/cm}^2$, 又称为泊, 符号为 P , 运算中常以 P 的百分之一, 即 cP 来表示。上述各单位之间的换算关系为

$$1P = 10^2 \text{cP} = 10^{-1} \text{Pa} \cdot \text{s} = 0.0102 \text{kgf} \cdot \text{s/m}^2$$

(2) 运动粘度 运动粘度为动力粘度与流体密度的比值, 以符号 ν 来表示, 即

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1-9)$$

由量纲分析知, ν 的单位为 m^2/s 。在 CGS 制中为 cm^2/s , 称为斯, 记为 St 。常用 St 的百分之一, 即 cSt 作为计量单位, 其换算关系为

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

运动粘度的引入只是因为理论分析和计算中常常遇到动力粘度和密度的比值, 为标记方便而已, 它没有明确的物理意义。

(3) 相对粘度 相对粘度又称为条件粘度。由于粘性是流体的重要属性, 所以人们总希望能用较为简捷的办法予以测量, 而上述两种粘度难以直接测量。于是, 采用了

较易实现的对比法来间接测量流体的粘度，故称之为相对粘度。因我国采用恩氏粘度计来测量，又称为恩氏粘度，以 E 来表示，其计算式为

$$^{\circ}E = \frac{t_1}{t_2} \tag{1-10}$$

式中 t_1 为200cm³的被测液体自恩氏粘度计流出的时间。 t_2 为同体积蒸馏水在20℃时自该粘度计流出的时间，其平均值为52s。

运动粘度与恩氏粘度的换算关系为

$$\nu = 0.0731^{\circ}E - \frac{0.0631}{^{\circ}E} \quad (\text{St}) \tag{1-11}$$

3. 压强、温度对流体粘性的影响

由流体粘性产生的原因可以分析出，液体的粘性随温度升高而下降，气体的粘性随

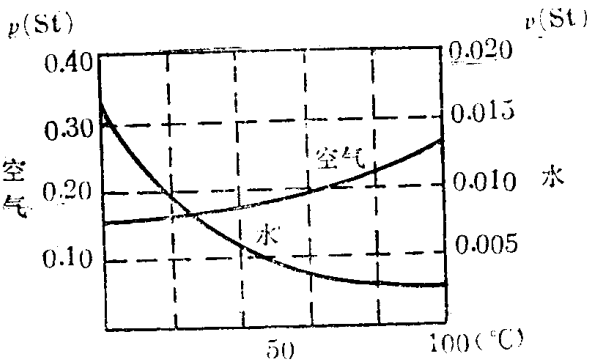


图 1-2

温度升高而有所增加。这是因为当温度升高时，流体分子间的引力减弱而动量交换加剧。图 1-2 示出了水和空气的运动粘度随温度的变化关系。

在流体力学的研究中，采用了一种假想的无粘性流体模型，称为理想流体。这种理想化模型的引入对流体力学问题的研究是至关重要的。下面将看到，流体力学理论的建立就是从理想流体到实际流体的研究过程。

最后应指出，大量实验说明，并非一切流体都遵从牛顿内摩擦定律。通常，将满足牛顿内摩擦定律的流体称为牛顿流体，其他流体称为非牛顿流体。本教材的讨论仅限于牛顿流体。

§ 1-3 流体静压强及其特性

本章下面几节内容为流体静力学基本理论。流体静力学研究流体处于静止状态下的力学规律及其在工程技术中的应用。

流体处于静止状态是指流体微团之间或流体层之间没有相对运动。按流体整体运动与否可将流体静止分为相对静止和绝对静止，前者指流体整体相对于地球有运动，而后者指流体整体对于地球亦无运动。

由于静止流体内部不呈现粘性，静力学所讨论的力学规律对理想流体和实际流体均适用。在静止流体中不存在剪切力，只有压力，这种压力称为静压力。相对应的压应力称为静压强，习惯上也笼统地称为静压力。

流体静压强有以下两个重要特性：

特性 1 流体的静压强总是指向作用表面的内法线方向。

这一特性可由静止流体的力学性质加以说明。首先，静止流体中任一表面若受有非

法线方向的力，必然存在着沿表面的切向分力，由于流体不能承受切力，必将破坏流体的静止状态，这与流体静止的前提相矛盾。另外，若所受力非内法线方向，由于流体不能承受拉力，其作用结果也将破坏流体的平衡。所以，流体的静压强必然指向流体的内法线方向。

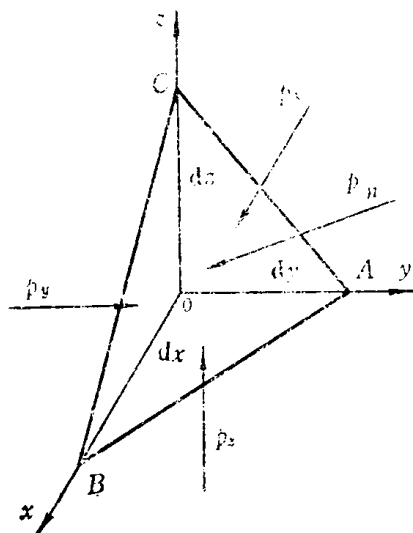


图 1-3

特性2 流体静压强的大小与作用面的方位无关，即静止流体内部任一点的静压强不管从哪个方位看都相等，它只是该点空间坐标的函数。

证明如下：

在静止流体中取四面体微团OABC，三条直角边位于x, y, z轴，长为dx, dy, dz，如图1-3所示。

作用在四面体四个表面上的压强分别为 p_x , p_y , p_z 和 p_n 。对于微元表面，四个压强可以看作平均作用在四个表面上。所以，各面所受的总压力分别为

$$P_x = \frac{1}{2} dydz p_x$$

$$P_y = \frac{1}{2} dx dz p_y$$

$$P_z = \frac{1}{2} dx dy p_z$$

$$P_n = p_n dA$$

式中 dA ——三角形ABC的面积。

作用在微小四面体流体微团上的质量力分量为

$$dF_{mx} = \frac{1}{6} dx dy dz \cdot \rho X$$

$$dF_{my} = \frac{1}{6} dx dy dz \cdot \rho Y$$

$$dF_{mz} = \frac{1}{6} dx dy dz \cdot \rho Z$$

微元四面体在上述各力作用下平衡。对于x方向

$$\sum F_x = 0$$

即

$$\frac{1}{2} dydz \rho p_x + \frac{1}{6} dx dy dz \rho X = p_n dA \cos(\hat{n}, x)$$

$$= p_n \cdot \frac{1}{2} dydz$$

略去高阶小量，整理可得

$$p_x = p_n$$

同理，由y, z方向受力平衡可得

$$p_y = p_n \quad p_z = p_n$$

因此

$$p_x = p_y = p_z$$

该等式说明, 静止流体中任一点上的压强大小与作用面的方位无关, 只是坐标位置的函数, 即

$$p = p(x, y, z)$$

其全微分为

$$dp = \frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz \quad (1-12)$$

§ 1-4 流体静力学基本方程

1. 流体平衡微分方程

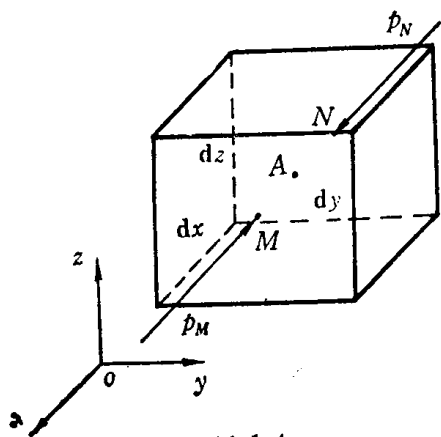


图 1-4

在静止流体中, 取一微小六面体微团, 边长为 dx, dy, dz , 分别平行于 x, y, z 轴, 如图1-4所示。设六面体微团中心点 $A(x, y, z)$ 处压强为 $p(x, y, z)$ 。由于压强是坐标的连续函数, 按台劳级数展开并略去二阶以上微量, 可得图 示垂直于 x 轴二面中点 M, N 处的压强分别为

$$p_M = p - \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx$$

$$p_N = p + \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx$$

式中, $\frac{\partial p}{\partial x}$ 为 p 在 x 方向的变化率。

因微团足够小, p_M, p_N 可看作在各自作用面上均布, 由此可得二面上总作用力为

$$\left(p - \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dydz$$

$$\left(p + \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dydz$$

六面体微团所受质量力在 x 方向分力为

$$dF_{mx} = \rho dx dy dz X$$

由六面体微团受力平衡得

$$\sum F_x = 0$$

即

$$\left(p - \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dydz - \left(p + \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dydz + \rho dx dy dz X = 0$$

整理得

$$X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = 0$$

同理可得 y, z 方向平衡方程。最后得

$$\begin{cases} X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \\ Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} = 0 \\ Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} = 0 \end{cases} \quad (1-13)$$

方程组 (1-13) 称为静止流体平衡微分方程。它于1755年由欧拉首次推得，又称为欧拉方程。该方程适用于绝对静止流体，也适用于相对静止流体。由方程可以看出，在静止流体中，作用在流体上的质量力为压力所平衡。

将式 (1-13) 中的三式分别乘以 dx, dy, dz ，然后相加，可得方程的另一种形式

$$dp = \rho(Xdx + Ydy + Zdz) \quad (1-14)$$

2. 重力作用下静止液体中压强分布规律

设液体均质，而且质量力只有重力。选 z 轴铅直向上，则质量力分量为

$$X=0 \quad Y=0 \quad Z=-g$$

于是，方程 (1-14) 为

$$dp = -\rho g dz$$

积分得

$$p = -\rho g z + C$$

即

$$z + \frac{p}{\rho g} = C \quad (1-15)$$

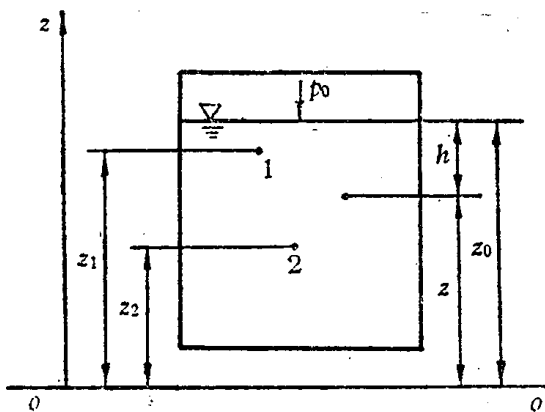


图 1-5

若在图 1-5 所示静止液体中任取 1, 2 两点，由方程 (1-15) 可得

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} \quad (1-16)$$

若设自由表面压强为 p_0 ，对自由表面上一点与液体中高度为 z 的任一点列方程 (1-16)，则

$$z + \frac{p}{\rho g} = z_0 + \frac{p_0}{\rho g}$$

整理得

$$p = p_0 + \rho g(z_0 - z)$$

由图 1-5， $z_0 - z = h$ 为该点相对于自由表面的垂直深度，称为淹深。方程为

$$p = p_0 + \rho g h \quad (1-17)$$

方程 (1-15)，(1-16)，(1-17) 均为重力作用下静止液体中压强分布规律。该

方程说明, 静止液体内任一点压强由两部分组成, 一部分为液面的表面压强, 另一部分为液重引起的压强。总压强随深度呈线性分布, 等压面 (由压强相等的点组成的面, 即 $dp=0$ 的面) 为一簇水平面。

§ 1-5 压强的测试单位和表示方法

压强的测试或度量单位常采用以下三种:

(1) 应力单位 SI制中为Pa; 公制工程制中为 kgf/m^2 , 换算关系为

$$1\text{Pa} = 0.102\text{kgf}/\text{m}^2$$

工程中还常采用bar为单位, $1\text{bar} = 1\text{kgf}/\text{cm}^2$ 。

(2) 大气压单位 常采用标准大气压和工程大气压

$$\begin{aligned} 1\text{工程大气压} &= 10\text{m水柱} = 735.6\text{mm水银柱} \\ &= 98067\text{Pa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 1\text{标准大气压} &= 10.332\text{m水柱} = 760\text{mm水银柱} \\ &= 101325\text{Pa} \end{aligned}$$

(3) 液柱高单位 m、mm液柱高

以上三种测试单位之间的换算关系详见表 1-1。

表 1-1

帕 Pa	巴 bar	工程大气压	标准大气压	mm水柱	mm水银柱
1	1×10^{-5}	1.0197×10^{-5}	9.8692×10^{-6}	1.0197×10^{-1}	7.5006×10^{-3}
1×10^5	1	1.0197	9.8692×10^{-1}	1.0197×10^4	7.5006×10^2
9.8067×10^4	9.8067×10^{-1}	1	9.6784×10^{-1}	1×10^4	7.3556×10^2
1.0133×10^5	1.0133	1.0332	1	1.0332×10^4	7.6000×10^2
9.8067	9.8067×10^{-5}	1×10^{-4}	9.6784×10^{-5}	1	7.3556×10^{-2}
1.3322×10^3	1.3322×10^{-3}	1.3592×10^{-3}	1.3158×10^{-3}	1.3595×10	1

按压强与当地大气压强的相对大小, 压强有三种表示方法:

(1) 绝对压强 p_{ab} , 指从绝对真空, 即零压计起的压强;

(2) 计示压强, 表示以大气压为零点计量的压强, 它实际上是绝对压强与大气压强的差值, 即

$$p = p_{ab} - p_a$$

工程测量中, 绝大多数测压仪器所测得的压强都是计示压强;

(3) 真空度 p_v , 表示实际绝对压强低于大气压强的数值, 即

$$p_v = p_a - p_{ab}$$

可见

$$p = -p_v$$

绝对压强、计示压强和真空度之间的相互关系参见图1-6。

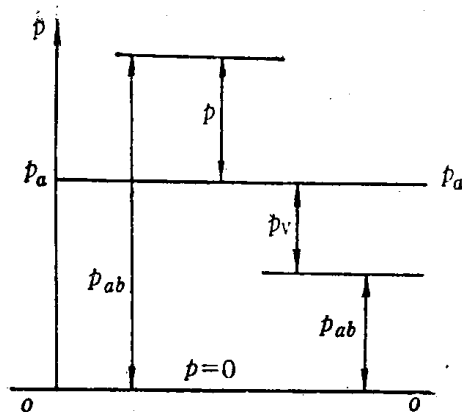


图 1-6

§ 1-6 压强的传递及测定方法

一、压强的传递

由静压强基本公式 $p = p_0 + \rho gh$ 可以看出, 若表面压强 p_0 改变某一数值 Δp_0 , 流体中任一点压强将随之改变为 $p = (p_0 + \Delta p_0) + \rho gh$, 即任一点压强也将改变 Δp_0 值。流体静压强传递的这一特性归纳为水力学的巴斯卡 (Pascal) 原理: 在静止流体中, 作用在部分边界上的压强将等值地传递到流体中各点。

工程中采用巴斯卡原理制成了多种流体机械, 在绝大多数场合, 由于 $p_0 \gg \rho gh$, 可将作为机械内传力工质的流体中压强看作处处相等, 使设计计算简化。

图 1-7 所示为水压机工作原理, 活塞 1 上作用力 F_1 , 产生压强 $p = F_1 / A_1$, p 被等值地传递到活塞 2 上, 产生对外作功的力 $F_2 = p A_2$ 。力 F_1 、 F_2 的数值关系为

$$F_2 = p A_2 = F_1 \frac{A_2}{A_1}$$

可见, 工作机构的力 F_2 等于对 A_1 施加的力 F_1 扩大 A_2 / A_1 倍。若 $A_2 / A_1 = 100$, 则力将扩大 100 倍。常见的千斤顶、水压机和油压机等就是基于这个道理设计而成的。

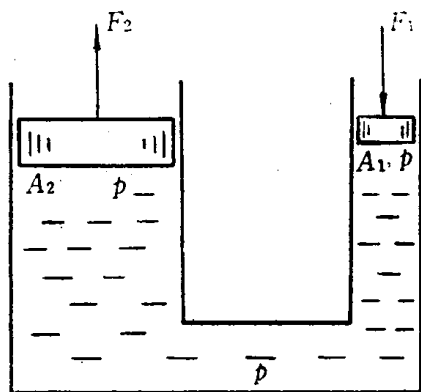


图 1-7

二、压强的测量方法

压强的测量装置分为金属式和液柱式两大类。

金属式测压计包括常见的压力表和各种电测装置。金属式压力表基本结构如图 1-8 所示。当具有一定压力的流体通入图示金属弯管时, 弯管将产生变形, 变形的大小与通入流体的压强成正比。将变形的大小通过指针指示出来, 指针箭头的位置就表示出被测压

强的大小。由于金属弯管外侧为大气，它所压测得的压强自然是绝对压强与大气压的差值，即计示压强值。

电测装置是把压力信号通过传感器转变为电讯号，再通过仪表用数字形式显示出来。

我们这里着重介绍液柱式测压计，它的原理是利用液柱高来度量压强的大小。这种测量方法使用简便、测量精度高，但量程较小。液柱式测压计可分为以下几种：

1. 单管测压计

单管测压计又称为测压管，如图 1-9 所示，它是液柱式测压计中最简单的一种形式。将测压管一端直接插入欲测压强的位置，另一端开口于大气中。

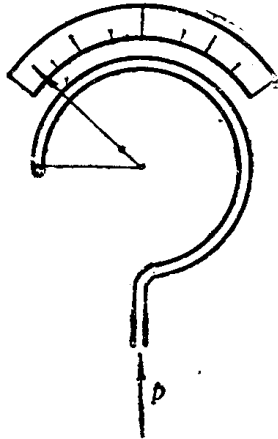


图 1-8

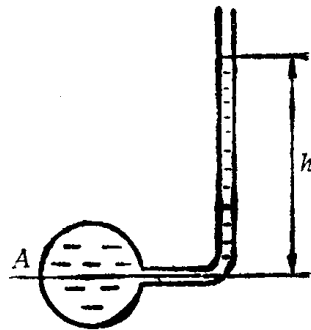


图 1-9

如图1-9所示，测压管中的液体在欲测压强作用下上升高度 h 。由静压基本方程可得容器 A 中的压强为

$$p_A = p_a + \rho gh$$

式中 p_a ——大气压强；

ρ ——液体密度。

用计示压强表示 $p_A = \rho gh$ 。可见，测压管液位高 h 可直接表示容器内的压强大小。显然，这种测压管安放简单，测量方便、准确，但测量范围小，一般在0.1大气压以内。为避免毛细现象引起较大的误差，测压管直径通常取5~10mm。

2. U型管测压计

图1-10为U型管测压计。U型管一端接被测容器，另一端可接大气，也可接另一容器。U型管内测压液体通常选用水银、水、酒精等。其测量范围大于单管测压计，约在3个大气压以内。

根据U型管相对位置不同，可以有以下三种用途。

(1) 测压强 如图1-10a)所示，为由图示尺寸计算容器 A 中的压强，可作等压面 $B-C$ ，得压强基本关系为

$$p_A = p_B - \rho_1 gh_1$$

$$p_B = p_C$$

$$p_C = p_a + \rho_2 gh$$

合并可得