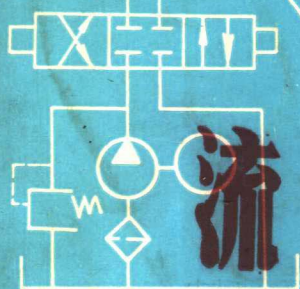
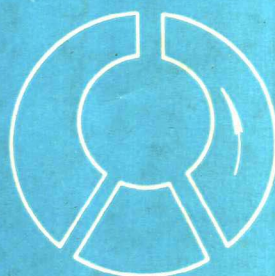
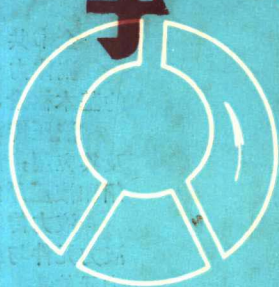


流
本
力
学

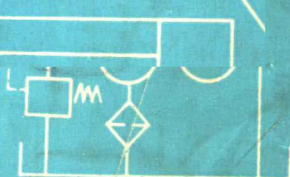


流体力学

张顺仙 主编



《石油矿场机械》杂志社出版



流 体 力 学

张 顺 仙 主 编

《石油矿场机械》杂志社出版

流 体 力 学

主 编 张 顺 仙
编 写 陕 西 省 机 械 工 程 协 会
出 版 《 石 油 矿 场 机 械 》 杂 志 社
印 刷 兰 州 石 油 机 械 研 究 所
出版日期 1985年春季

开本: 787×1092 公厘^{1/16}

1985年春季第1版 1985年春季第1次印刷

字数: 150 千字 印数: 1~5000

甘肃省报刊登记证第032号 定价: 1.80

前 言

随着工业技术的进步, 液压技术的应用范围正在不断扩大。液压传动课已成为高等工业院校机械工程类专业的必修课之一。为满足教学的迫切需要, 我们在陕西省机械工程学会的领导和中国工程机械液压技术教研会的直接关注下, 由西安冶金建筑学院、西安公路学院、西北建筑工程学院、西安石油学院共同编写了这套教材。它包括流体力学、液压传动、液力传动。分三个单行本印刷。

普通高等院校的任务是培养德、智、体全面发展的有社会主义觉悟的工程技术人才。为使學生能掌握现代科学技术的基本内容、基本原理及其应用方法, 完成工程师的基本能力训练, 正是我们编写这套教材的指导思想和基本出发点。根据冶金工业部、交通部、城乡建设环境保护部、石油部等部属高等院校液压传动课的教学大纲, 及中国工程机械液压技术教研会关于液压传动课教学大纲讨论会的精神, 结合机械工程各专业的特点, 我们作了全面分析、对比之后, 确定了这套教材的编写大纲。这套教材在体系上, 以工程机械液压传动系统及液力传动的设计、分析为核心, 介绍了所必须的流体力学、液压元件及液力元件的基本概念、基本原理及其应用方法, 适当地介绍了液压技术的新发展, 并给出了一定量的习题和思考题。

这套教材中, 流体力学由张顺仙主编, 龚微寒、李庚寅参加编写, 由丁克任主审, 刘春林任副主审; 液压传动由秦春魁、龚微寒主编, 丁克、付文黎、李庚寅参加编写, 由龙水根、沈迪成任主审, 李庚寅任副主审; 液力传动由李庚寅主编, 张广泰参加编写, 付文黎任主审, 周汉声任副主审。

在这套教材编写中, 参考了国内外有关教材、论文, 均列于每分册之后。在此, 仅向各位编(著)者表示感谢!

由于我们学术水平及教学经验不足, 加之时间仓促, 不当或错误之处难免, 敬请各位批评指正。

编 者

1983年11月于西安

目 录

第一章 绪论

§ 1—1	液压流体力学的研究对象	(1)
§ 1—2	作用在液体上的力	(1)
§ 1—3	液体的主要力学性质	(3)
§ 1—4	液体的力学模型	(7)

第二章 液体静力学基础

§ 2—1	静压力及其特性	(8)
§ 2—2	静止液体的压力分布规律	(8)
§ 2—3	液体对固体壁面的总压力	(12)

第三章 液体动力学

§ 3—1	液体动力学的一些基本概念	(15)
§ 3—2	连续性方程	(17)
§ 3—3	能量方程	(19)
§ 3—4	相对运动的能量方程	(26)
§ 3—5	动量方程	(26)
§ 3—6	动量矩方程	(29)
§ 3—7	相似理论	(30)

第四章 管流

§ 4—1	雷诺实验	(37)
§ 4—2	圆管中的层流	(39)
§ 4—3	圆管中的紊流	(41)
§ 4—4	进口起始段的流动	(45)
§ 4—5	局部能量损失	(46)
§ 4—6	管路计算	(50)

第五章 节流

§ 5—1	薄壁小孔口出流·····	(56)
§ 5—2	管咀出流·····	(59)
§ 5—3	节流特性方程·····	(61)

第六章 缝隙流动

§ 6—1	液体在平行平面缝隙中的流动·····	(64)
§ 6—2	液体在环形缝隙中的流动·····	(68)
§ 6—3	液体在楔形平面缝隙中的流动·····	(70)
§ 6—4	柱塞的液压卡紧·····	(73)
§ 6—5	液体在平行圆盘缝隙中的径向流动·····	(78)

第七章 静压支承

§ 7—1	静压支承的概念·····	(82)
§ 7—2	静压支承的计算·····	(83)
§ 7—3	液膜刚度和抗倾侧能力·····	(85)

第八章 液压冲击和汽蚀

§ 8—1	液压冲击产生的物理过程·····	(90)
§ 8—2	压力升高值的计算·····	(93)
§ 8—3	液压冲击波的传播速度·····	(94)
§ 8—4	液压冲击的防止·····	(98)
§ 8—5	气蚀·····	(98)

第一章 绪 论

§ 1—1 液压流体力学的研究对象

流体力学是研究流体宏观运动的学科。流体包括液体和气体。由于工程技术领域不同，对流体力学的应用也不同，致使流体力学产生很多分支。如研究液压传动中的流体运动规律，便产生液压流体力学。

液压流体力学是研究液流的静止和运动的力学规律，以及应用这些规律解决液压技术中工程计算的学科。

在液压传动系统中，以液体作为工作介质来转换并传递能量，将原动机的机械能转换成液体的压力能，再传递给执行机构变为机械能而输出。之所以能完成如上工作过程，主要取决于液体所受的外力和自身的惯性力。因此，液压流体力学的重点，就是研究液体在液压系统及其元件内部的主要力学规律，掌握其基本原理、基本概念及基本研究方法，以便理论联系实际地分析和解决液压传动中有关流体力学问题。

本书采用国际单位制，基本单位是：长度一米，代号m；时间一秒，代号s；质量一公斤，代号kg；力是导出单位一牛顿，代号N， $1\text{牛顿}=1\text{公斤}\cdot\text{米}/\text{秒}^2$ ，即 $1\text{N}=1\text{kg}\cdot\text{m}/\text{s}^2$ ；压力或应力单位是帕斯卡，简称帕，代号Pa， $1\text{Pa}=1\text{N}/\text{m}^2$ ；压力的另一单位是巴，代号bar， $1\text{bar}=10^5\text{Pa}=10\text{N}/\text{cm}^2$ 。

我国目前仍用工程制，基本单位是：长度一米，代号m；时间一秒，代号s；力一公斤力，代号kgf。压力一公斤力/厘米²，代号为kgf/cm²。质量是导出单位一公斤力·秒²/米表示，代号kgf·s²/m。

两种单位制换算关系：

质量： $1\text{kg}=0.102\text{kgf}\cdot\text{s}^2/\text{m}$

力： $1\text{N}=0.102\text{kg}\cdot\text{f}$

应力或压力： $1\text{Pa}=0.102\text{kg}\cdot\text{f}/\text{m}^2$ 。 $1\text{bar}=1.02\text{kg}\cdot\text{f}/\text{cm}^2$ 。

在学习和工程计算中，对上述两种单位制应能正确运算。

§ 1—2 作用在液体上的力

我们是研究液体宏观的机械运动，而不是研究液体微观的分子运动，所研究的液体被视为是由无数质点或微团组成的。因此，认为液体是连续的无间隙的介质。力是液体运动状态产生根本变化的原因。为了研究液体的运动规律，必须首先分析作用在液体上的力。根据力作用方式的不同，分为质量力和表面力，或称体力和面力。

一、质量力

作用在液体每个质点上，并与质量成正比的力，称为质量力。

设在液体中取质量为 m 的质点，其上作用的质量力为 F 。一般说可以在 X 、 Y 、 Z 坐标轴上分解为三个轴向力，即 F_x 、 F_y 、 F_z 。

单位质量上所受的质量力称为单位质量力。该单位质量力在 X 、 Y 、 Z 轴的轴向分力为 x 、 y 、 z ，则：

$$\left. \begin{aligned} x &= F_x/m \\ y &= F_y/m \\ z &= F_z/m \end{aligned} \right\} \quad (1-1)$$

这就是质量力的常用表示法。其意义可用牛顿公式 $f = m \cdot a$ 来解释。相应的有 $F_x = mx$ ， $F_y = my$ ， $F_z = mz$ 。可见，单位质量力及其轴向分力具有加速度的因次，这是因为质量力总是与加速度相联系缘故。

当液体所受的质量力只有重力时，其重力 G 的大小等于液体质量 m 与重力加速度 g 的乘积，即 $G = mg$ 。其单位质量力 $g = G/m$ 。单位质量力在各轴上的分力为：

$$x = 0, y = 0, z = -g \quad (1-2)$$

式中负号说明重力方向与 z 轴负向一致。

当液体所受质量力只有直线惯性力时，其惯性力 F 的大小等于液体质量 m 与直线加速度 a 的乘积，即 $F = ma$ 。其单位质量力 $F/m = a$ 。单位质量力在各轴上的分力为：

$$x = \pm a, y = 0, z = 0$$

式中 $\pm$ 号由加速度与水平轴 X 方向而定。

当液体做牵连运动时，所受的质量力为牵连惯性力。其单位质量力为牵连加速度，等等。

二、表面力

作用于所研究液体表面上，且与作用面积成正比的力，称为表面力。

质量力可以用单位质量力的分力表示。相应的，表面力可以用单位表面力的切向分力和法向分力表示。

设在质点的表面上任取一微小面积 ΔA ，并设表面力 ΔR 倾斜指向 ΔA ， ΔR 分解为法向表面力 ΔP 和切向表面力 ΔT ，则单位表面力的平均法向分力 $\bar{p}$ 与平均切向分力 $\bar{\tau}$ 表示如下：

$$\left. \begin{aligned} \bar{p} &= \frac{\Delta P}{\Delta A} \\ \bar{\tau} &= \frac{\Delta T}{\Delta A} \end{aligned} \right\} \quad (1-3)$$

当表面积 ΔS 无限缩小至中心 a 时，则

$$\left. \begin{aligned} p &= \lim_{\Delta A \rightarrow a} \frac{\Delta P}{\Delta A} \\ \tau &= \lim_{\Delta A \rightarrow a} \frac{\Delta T}{\Delta A} \end{aligned} \right\} \quad (1-4)$$

p 称为 a 点的压力或压应力, τ 称为 a 点的切应力, 其因次均为力/面积。

§ 1—3 液体的主要力学性质

液体的基本特征是易流动性, 这是由其固有的力学性质所决定的。任何一种固体, 均有抗拉、抗压和抗剪切的能力, 当作用力不变时固体变形的大小也不变。但液体不同, 其抗拉及抗剪切能力很弱, 在很小的拉力及切力作用下, 将产生不断的变形, 它必然引起质点间的相对运动, 这就是液体易流动性的原因所在; 但液体却和固体一样能承受很大压力。正因液体的易流动性和抗压能力而被用于液压传动中, 作为工作介质来传递能量。液体的主要力学特性通常表示如下:

一、惯性

惯性是物体维持原有运动状态的性质。运动状态的任何改变都必须克服惯性。表示惯性的物理量是质量。质量愈大, 惯性愈大, 则运动状态愈难改变。液体的质量, 常用单位体积的质量, 即密度来表示。对于均质液体, 其密度以 ρ 表示:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (1-5)$$

式中 ρ —液体的密度, 公斤/米³;
 m —体积为 V 的液体质量, 公斤;
 V —质量为 m 的液体体积, 米³。

二、重力特性

物体受地球引力的特性, 称重力特性。单位体积液体所受的重力称为重度, 以 γ 表示:

$$\gamma = \frac{G}{V} \quad (1-6)$$

式中 γ —液体的重度, 牛/米³;
 G —体积为 V 的液体重量, 牛;
 V —重量为 G 的液体体积, 米³;

密度和重度虽然意义及单位不同, 但关系密切, 因为重力是质量与重力加速度的乘积, 即 $G = mg$ 。将该式两端除以体积 V , 则得:

$$\gamma = \rho g \quad (1-7)$$

上式表明: 液体的重度等于其密度和重力加速度的乘积。

常用的液压油在1个大气压及15℃时, 其密度为: $\rho = 700 \sim 920$ (公斤/米³)。

水和汞在一个大气压及4℃时密度分别为:

$$\rho_{\text{水}} = 1000 \text{ (公斤/米}^3\text{)}$$

$$\rho_{\text{汞}} = 13600 \text{ (公斤/米}^3\text{)}$$

知道液体的密度, 利用式(1-7)便可求出相应的重度。

三、压缩性和热胀性

(一) 压缩性

液体受压时, 体积缩小, 密度增大的性质称作压缩性。一般用压缩系数 β 表示。液体所

受的作用力每改变单位压力时,其体积的相对变化量,称作压缩系数。即:

$$\beta = -\frac{1}{\Delta p} \cdot \frac{\Delta V}{V} \quad (1-8)$$

式中 β —液体的压缩系数,米²/牛;

ΔV —压力变化 Δp 时的体积变化量,米³;

V —液体原有体积,米³。

因 β 用正值表示,当压力增加 Δp 时体积减小 ΔV ,所以上式右边加负号。

液体的体积弹性系数或弹性模量 E 等于压缩性系数 β 的倒数。即:

$$E = \frac{1}{\beta} = -\frac{\Delta p \cdot V}{\Delta V} \quad (\text{牛/米}^2)$$

在15℃时,水的压缩性系数 $\beta = 5.3 \times 10^{-10}$ (米²/牛)。

在15℃时,液压油压缩性系数 $\beta = (5 \sim 7) \times 10^{-10}$ (米²/牛)

相应液压油的体积弹性系数 $E = (1.4 \sim 1.9) \times 10^9$ (牛/米²),是钢的 $1/100 \sim 150$ 。

当油液中混有空气后,压缩性显著增加。若混入1%的空气,弹性系数 E 则降低到纯油的5%;若混入5%空气,弹性系数则降低到纯油的1%。所以欲使油液具有较大的弹性系数,应设法不混入空气。

(二) 热胀性

温度升高,体积膨胀,密度减小的性质,称作热胀性。一般用热胀系数 α 表示。液体的温度每改变1℃,其体积的相对变化量称作热胀系数。即:

$$\alpha = \frac{1}{\Delta t} \cdot \frac{\Delta V}{V} \quad (1-9)$$

式中 α —热胀系数,1/℃;

V —原有体积,米³;

ΔV —温度变化 Δt 时的体积增量,米³;

Δt —体积增量为 ΔV 时的变化温度,℃。

常用液压油的热胀系数 $\alpha = (8.2 \sim 6) \times 10^{-4}$ (1/℃)系数选用说明:油液重度较大者取小值,一般, $\rho = 700$ 公斤/米³时,系数取8.2; $\rho = 920$ 公斤/米³时,取系数6。

由上述分析知,油液的可压缩性和热胀性是很小的,在液压传动中,一般不予考虑。但特殊情况下,如液压冲击或研究动态过程时,要考虑液体的可压缩性和热胀性。对一定质量的液体,压力及温度的变化,均引起密度和重度的改变。其值由下述液体状态方程表示:

$$\rho = \rho_0 \left[1 + \frac{1}{E} (p - p_0) - \alpha (T - T_0) \right] \quad (1-10)$$

式中: ρ_0 , p_0 , T_0 分别为初始状态的密度、压力和温度。求出密度 ρ 后,变化后的重度可由式(1-7)计算。

四、粘滞性

(一) 粘滞性定义

液体流动时,质点之间由于相对运动而产生内摩擦力,表现出阻滞运动性质的,称作液体的粘滞性。这种粘滞性在液体静止时不呈现。

以图 1—1 为例,说明液体在两平行平板间流动时的粘滞性。设下平板不动。上平板以 V_0 速度右移,由于液体与固体的附着性,使上平板表面的液层以同速度 V_0 向右移,而下平板表面的液层速度为零。由于各液层的质点之间相互吸附作用,较快的液层拖动较慢的液层,而较慢液层又阻滞较快液层,致使各液层速度如图示线性分布。由于液体运动时的阻滞作用而产生内摩擦力 T , 其值与如下因素有关:

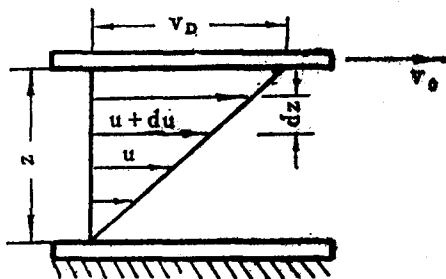


图 1—1 液体剪切流动

1. 与两液层间的速度差 (即相对速度) du 成正比, 与液层间距离 dz 成反比;

2. 与两液层的接触面积 A 的大小成正比;

3. 与液体的种类有关;

4. 与压力的大小无关。

内摩擦力的数学表达式可写成:

$$T = \mu A \frac{du}{dz} \quad (1-11)$$

如以切应力 τ 代表单位面积的内摩擦力, 则:

$$\tau = \mu \frac{du}{dz} \quad (1-12)$$

(二) 粘滞性的表示方法

粘滞性的大小用粘度来表示。粘度是选用液体的主要指标, 是影响流动液体力学性质的重要因素。粘度的大小通常用三种方法表示:

1. 绝对粘度

公式 (1-11)、(1-12) 中的系数 μ 就是绝对粘度, 其因次为 $[\frac{N}{m^2} \cdot S]$, 称帕·秒 ($Pa \cdot S$), 有力的因素, 通常又称作动力粘度。我国常用 CGS 制来度量, 绝对粘度的单位为达因·秒/厘米², 或称泊, 它与国际单位制和工程制的换算关系如下:

$$1 \text{ 泊} = 10^{-1} \text{ 帕} \cdot \text{秒} = 0.0102 \text{ 公斤力} \cdot \text{秒/米}^2。$$

2. 运动粘度

在分析计算中, 常遇到动力粘度与密度的比值, 用 ν 表示, 即 $\mu/\rho = \nu$ 。因 ν 的因次中有运动学的因素, 故称比值 ν 为运动粘度。其因次为厘米²/秒 (斯托克斯, 简称斯)。

运动粘度国际单位制与工程制的换算如下:

$$1 \text{ 斯} = 100 \text{ 厘斯} = 10^{-4} \text{ 米}^2/\text{秒}$$

机械油的标号就是以该油在 50℃ 时的平均运动粘度作为单位的。如 10 号机械油, 就表示了 50℃ 时的平均运动粘度为 10 厘斯。

3. 相对粘度

由于过去动力粘度和运动粘度不易直接测出, 因此工程上常常采用直接可测的相对粘度来表示液体的粘性。

我国采用恩氏粘度, 即被测液体与水的粘性的相对比值, 用恩氏粘度计测定。其办法

是,在某个标准温度 t 下 (20°C 、 50°C 、 100°C 三个标准温度相应的恩氏粘度为 $^{\circ}\text{E}_{20}$ 、 $^{\circ}\text{E}_{50}$ 、 $^{\circ}\text{E}_{100}$)，将被测液体 200 厘米³ 装入恩氏粘度计容器中，测定其经容器底孔 ($\phi 2.8$ 毫米) 的流尽时间 t_1 ；再测出 20°C 同体积蒸馏水经同一容器流尽时间 t_2 ($t_2 = 51$ 秒)，二者比值即为该液体在标准温度 t 时的恩氏粘度。以 $^{\circ}\text{E}_t$ 表示：

$$^{\circ}\text{E}_t = \frac{t_1}{t_2}$$

运动粘度与恩氏粘度的换算，可用下面经验公式：

$$\nu_t = 7.31^{\circ}\text{E}_t - \frac{6.31}{^{\circ}\text{E}_t} \quad (\text{厘斯})$$

求出某标准温度 t 的运动粘度后，即可用公式 $\mu = \nu\rho$ 算出同温度时的动力粘度。

(三) 压力和温度对液体粘性的影响

1. 压力对液体粘性的影响

一般液体，当压力增加时，其分子间距离缩小而粘性增大，但随液体化学组成的不同，其变化也不同。对液压油而言，其动力粘度与压力的关系可用经验公式计算：

$$\mu = \mu_0 (1 + \beta' p)$$

式中 μ —压力增加 p 时的动力粘度；

μ_0 —一个大气压时的动力粘度；

p —压力增加值，巴；

β' —计算系数，1/巴，粗略计算时取 $\beta' = 0.002 \sim 0.003$ (1/巴)。

2. 温度对液体粘性的影响

液体的粘性对温度很敏感，特别是油液，在低温范围内表现得更为激烈，温度升高液体的粘度降低。油液粘性的变化直接影响液压系统的工作性能，因此，希望油液随温度的变化越小越好。液压油粘度随温度的变化，可在粘温图中查得，其动力粘度也可用经验公式计算：

$$\mu = \mu_0 [1 - \lambda (^{\circ}\text{t} - ^{\circ}\text{t}_0)]$$

式中 μ ， μ_0 分别为 $^{\circ}\text{t}$ ， $^{\circ}\text{t}_0$ 温度时的动力粘度。 λ 为计算系数，可取 $\lambda = (1.8 \sim 3.6) \times 10^{-2}$ (1/ $^{\circ}\text{C}$)。

温度对液压油粘性的影响，还可用粘度指数来表示。其代号为 $V \cdot I$ ，它表示被测油液的粘性随温度变化的程度与标准油的粘性随温度变化的程度之间的相对比值。粘度指数 $V \cdot I$ 值越大，说明油液的粘性随温度变化就越小，液压传动中要求油液的粘度指数应在 90 以上。

实际工作中，可根据油液在 50°C 和 100°C 时的运动粘度，从图表中直接查出其粘度指数 $V \cdot I$ 值。也可参照图 1—2 用下列经验公式计算油液的粘度指数 $V \cdot I$ 值。其计算公式：

$$V \cdot I = \frac{L - U}{L - H} \times 100$$

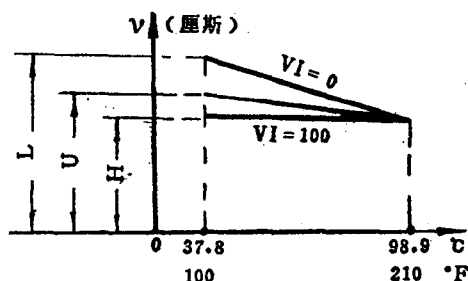


图 1—2 粘度指数与温度的关系

式中 U 为欲求油液在 37.8°C (100°F) 时的运动粘度;

L 为 98.9°C (210°F) 时与欲求油液运动粘度相同, 其 $V \cdot I = 0$ 的标准油在 37.8°C 时的运动粘度值;

H 为 98.9°C 与所求油液运动粘度值相同, 其 $V \cdot I = 100$ 的标准油在 37.8°C 时的运动粘度值。

上式中的 L 和 $L-H$ 值, 可根据油液在 98.9°C 时运动粘度从预先编制的计算表上查得, 有关 $V \cdot I$ 值可查液压手册。

§ 1—4 液体的力学模型

客观存在的实际液体, 其结构与物理性质是十分复杂的, 为了提出描述它在力作用下运动规律的数学表达式, 必须对诸因素进行科学的抽象, 即建立液体的力学模型。下面介绍几个主要的力学模型。

首先, 认为所研究的液体是均质的连续介质。液体和其它物质一样, 是由分子组成的, 分子之间又是彼此有间隙的, 但液压流体力学是研究液体的宏观运动规律。所研究液体的最小单位不是分子, 而是由无数分子组成的质点或微团。因此认为质点或微团之间是连续无间隙的; 又因液压传动课程主要从稳态角度去研究问题, 可以将液体各质点的密度视为相等, 即均质液体。

其次, 是无粘性液体。一切液体都具有粘性, 在运动时都呈现出粘性。在某些问题中, 粘性不起作用或不起主导作用, 忽略粘性的影响, 得出运动规律。这种不考虑粘性作用的液体称为无粘性液体或理想液体。但某些问题不能忽略粘性影响时, 我们应按无粘性液体得出主要结论及数学表达式。然后通过试验或经验的办法得出系数, 加以补充和修正。这种考虑粘性作用的液体称为粘性液体或实际液体。

其次是不可压缩液体。液体的压缩性和热胀性均很小, 在研究一般问题时忽略不计, 视其重度和密度为常数, 即为不可压缩液体。只有在研究动态过程, 压力或温度变化很大时, 才视液体为可压缩力学模型。本课除研究液压冲击外, 均采用不可压缩液体模型。

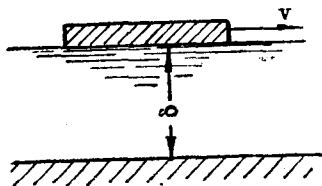
以上是几个主要力学模型, 在以后研究具体问题时, 还可提出一些模型。

第一章 习 题

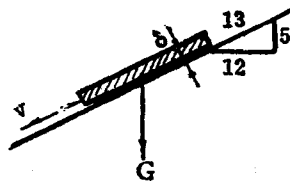
1—1. 水的重度 $\gamma = 9.71$ 千牛/米³, $\mu = 0.599 \times 10^{-3}$ 帕·秒, 求它的运动粘度 ν 。

1—2. 图示为一水平方向运动的木板, 其速度为 1 米/秒。平板浮在油面上, $\delta = 10$ 毫米, 油的 $\mu = 0.09807$ 帕·秒。求作用于平板单位面积上的阻力。

1—3. 一底面积为 40×45 厘米, 高为 1 厘米的木块, 质量为 5 公斤, 沿着涂有润滑油的斜面等速向下运动, 已知 $V = 1$ 米/秒, $\delta = 1$ 毫米, 求润滑油的动力粘度 μ 。



题 1—2



题 1—3

第二章 液体静力学基础

液体静力学，是研究液体处于静止或相对静止状态下的力学规律，及其在工程技术上的应用。

当液体处于静止或相对静止时，各质点之间不产生相对运动，即粘性不起作用。因此静力学所研究的液体必然是无粘性液体的力学模型；同时也认为是不可压缩的均质液体的力学模型。

§ 2—1 静压力及其特性

一、静压力定义

如前所述，作用在液体上的力分为质量力和表面力。质量力是作用在液体每个质点上并与质量成正比的力，如重力、惯性力等等。表面力是作用在液体所研究表面上且与作用面积成正比的力。研究表面可以是液体的边界面，边界面上的作用力称为液体的外力；当从液体内部取出分离体研究时，研究表面则是液体的接触面，该作用力对液体而言是内力，对分离体而言仍是外力。表面力在方向上，可以分解为作用表面内法线方向的总压力，和作用面切线方向上的总切力，该两作用力一般以单位作用表面上的力表示，即压力 p 或切应力 τ ，如（1—4）式。

在静力学中，压力 p 称静压力，因此液体承受的静压力就是垂直液体作用表面且内向的表面力，而液体对边界面的静压力则与此大小相等，方向相反。在液压传动中，一般称油液的压力为静压力。

二、静压力特性

在液体静止，即质点之间无相对运动的前提下，静压力有两个特性。其一，是静压力的方向，从定义中得知为液体表面的内向且切应力为零。因液体在拉力及切力作用下质点之间产生相对运动，这与静止的条件相违背；其二，是静止液体内的任一点所受的静压力，在各方向大小均相等。液内的一个点，可视质量力为零。这一点受到各方向的表面力（即静压力）作用，假如不相等，该点势必破坏静止平衡而向表面力小的方向运动。若保持静止的条件，则液体内任一点在各个方向上所受的静压力必须大小相等。

§ 2—2 静止液体的压力分布规律

液体受的作用力，分质量力和表面力，在重力场下静止液体的质量力只有重力，现根据这一特点，研究静止液体的压力分布规律。

一、静压力基本方程式

在静止液体中，任取一倾斜的微圆柱体为分离体，其长度为 Δl ，端面积 dA 垂直于轴线，两端面垂直距离 Δh ，轴线与铅垂方向成 α 角，如图2-1。现研究静止的微圆柱体的轴向力平衡问题，以期导出静止液体中任一点的

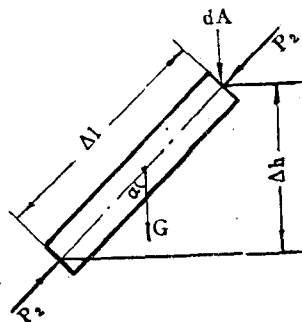


图2-1 静压力方程图

的压力分布规律。微圆柱体的外表面均受到其他液体的作用，其回转侧面上的表面力与轴线正交且内向，其轴向合力为零。两端面上的表面力内向垂直于 dA ，其合力与轴线重合，总压力分别为 P_1 、 P_2 。

微圆柱体各质点的质量力只有重力，其合力为 G ，铅垂向下，在轴线上分力为 $G \cdot \cos \alpha$ 。其轴向力的平衡，就是表面力 P_1 、 P_2 和质量力的轴向分力 $G \cdot \cos \alpha$ 相平衡。即

$$P_2 - P_1 - G \cdot \cos \alpha = 0$$

因微圆柱体断面积 dA 极小，可视为端面上各点压力均布。设上端面压力为 P_1 ，下端面为 P_2 ，液体重度为 γ 。则上下端总压力 $P_1 = p_1 dA$ ， $P_2 = p_2 dA$ ，重力 $G = \gamma \Delta l dA$ ，代入上式得：

$$p_2 dA - p_1 dA - \gamma \Delta l dA \cdot \cos \alpha = 0$$

除以 dA ，并注意 $\Delta l \cdot \cos \alpha = \Delta h$ ，整理后得：

$$p_2 - p_1 = \gamma \Delta h$$

写成压差关系式：

$$\Delta p = \gamma \Delta h$$

微圆柱体的端面是任选的，从此式可以看出：静止液体中任意两点的压力差 Δp ，等于两点间的深度差与重度乘积。

如果把关系式改写成：

$$p_2 = p_1 + \gamma \Delta h \quad (2-1)$$

则说明：压力 p_2 随深度 Δh 而增加，而深度增加的方向就是质量力的作用方向。所以，在静止液体中，压力增加的方向就是质量力的作用方向。

现将上述压力关系式应用于求静止液体中任意一点的压力。如图2-2，设液面压力为 p_0 ，液体重度 γ ，该点在液面以下的深度为 h ，则根据

式(2-1)得：

$$p = p_0 + \gamma h \quad (2-2)$$

式中 p —液体中某点的压力，帕(牛/米²)；

p_0 —液面压力，帕(牛/米²)；

γ —液体重度，牛/米³；

h —某点在液面下的深度，米。

式(2-2)就是静力学基本方程式。该式表明，静止液体中的压力随深度按直线变化规律分布。

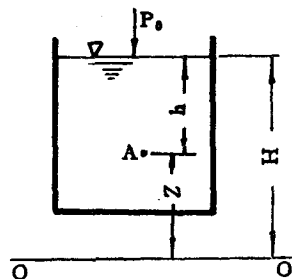


图2-2 静压力方程式物理意义图

静力学基本方程式的另一表达形式：如图 2—2，取水平基准面 O—O，设基准到液面距离为 H，至液内任一点 A 距离为 Z。则式 (2—2) 可变为：

$$p = p_0 + \gamma (H - Z)$$

各项除以 γ ，并整理得：

$$\frac{p_0}{\gamma} + H = \frac{p}{\gamma} + Z$$

对静止液体， p_0 、 H 、 γ 均为常数，设 $C = \frac{p_0}{\gamma} + H$ 则得：

$$\frac{p}{\gamma} + Z = C \quad (2-3)$$

式 (2—3) 就是静力学方程式的另一表达形式。它表示在同一静止液体内部，不论哪一点的 $(p/\gamma + Z)$ 总是一个常数，式中 Z 为该点位于基准面 O—O 的高度，称位置水头或称位能； $\frac{p}{\gamma}$ 是该点在压力作用下沿测压管所能上升的高度，称压力水头，或称压能；两水头相加 $(Z + p/\gamma)$ 称测压管水头，它表示测压管液面相对于基准面的高度，或称势能。两水头之和等于常数， $(Z + p/\gamma = C)$ 说明在同一容器的静止液体中，尽管各点的位置水头 Z 和压力水头 p/γ 互不相等，但所有各点的测压管水头均相等，即势能为常数。

二、静力学基本方程式的应用

从方程式 $p = p_0 + \gamma h$ 各量的关系中得出如下规律：

(一) 等压面

在同一容器中，有同一静止液体，当表面压力 p_0 一定时，液面下同深度的各点，其压力相等，这些相等压力的点所在的面称为等压面，因为容器的液面是水平面，所以等压面必然是水平面。

在同一容器中，盛有两种以上不相混合且重度不同的静止液体，其分界面既是水平面又是等压面。静止液体和气体接触的自由表面，受到相同的气压作用，因此既是等压面，又是水平面。

但必须指出：静力学基本方程式是在同一种、静止、连续液体的条件下推导出来的，因此，使用时必须同时满足：静止、同种、连续液体的条件。如不同时满足上述条件，则不成为等压面。如图 2—3 所示，(a) 图中，虽 a、b 两点属同种，静止条件但不连续，被气体隔开，虽在同一水平面上，但 a、b 两点压力不等；b、c 两点虽属静止、连续，但不是同种液

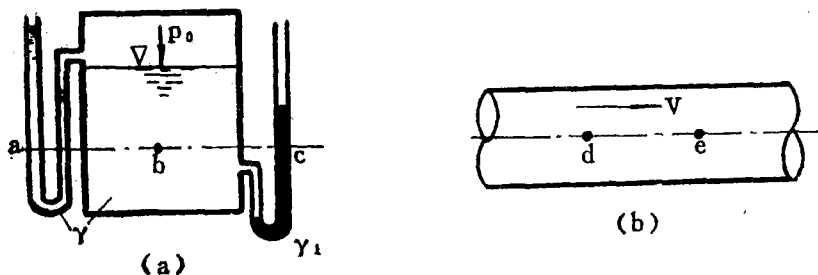


图 2—3 等压面条件

体, 虽在同一水平面上, 但b、c两点的压力不等。因此a、b、c三点所在的水平面均不是等压面。又如(b)图中d、e两点, 虽属同种、连续的条件, 但不是静止, 所在水平面也不是等压面。

〔例题〕: 重度为 γ_a 、 γ_b 两种液体, 装在图2—4的容器中, 各液面的高度如图示。若 $\gamma_b = 9.807$ 千牛/米³, 大气压力 $p_a = 98.07$ 千牛/米², 求 γ_a 及A点压力 p_A 。

解: 当多种液体装于同一容器或连通器时, 根据等压面规律, 必须将分界面作为压力的联系面。

先求 γ_a : 由于自由表面1—1, 4—4上均作用大气压 p_a , 因此, $p_1 = p_4 = p_a = 98.07$ KN/m², 根据同种、静止、连续液体的水平面是等压面的规律, 2—3为等压面, $p_2 = p_3$, 运用式(2—2)得:

$$p_2 = p_a + 0.5\gamma_a$$

$$p_3 = p_a + (0.85 - 0.5)\gamma_b$$

由于 $p_2 = p_3$, 故得:

$$0.5\gamma_a = 0.35\gamma_b$$

所以 $\gamma_a = 0.7\gamma_b = 0.7 \times 9.807 = 6.865$ KN/m³

再求A点的压力 p_A : 因为分界面2—2是等压面, 先求 p_2 。再求 p_A 。

$$p_2 = p_a + 0.5\gamma_a = 98.07 + 0.5 \times 6.865 = 101.503 \text{ KN/m}^2 = 101.503 \text{ KPa}$$

$$p_A = p_2 + 0.5\gamma_b = 101.503 + 0.5 \times 9.807 = 106.407 \text{ KN/m}^2 = 106.407 \text{ KPa}$$

也可以根据容器底水平面是等压面条件, 从容器左端直接求出 p_A :

$$p_A = p_a + 0.85\gamma_b = 106.407 \text{ KPa}$$

(二) 巴斯卡原理

又称等压传递原理, 由静压力基本方程式(2—2)知, 液面压力 p_0 增减 Δp_0 时, 液体内任何一点的压力也相应增减 Δp , 即:

原方程为 $p = p_0 + \gamma h$

变化后方程: $p \pm \Delta p = p_0 \pm \Delta p_0 + \gamma h$

此二式相减则有:

$$\Delta p = \Delta p_0$$

可见, 静止液体任一边界面上压力的变化, 将等值地传到其他各点, 这就是静压力等值传递的巴斯卡原理。该原理是液压传动的理论依据, 如图2—5所示的油压机工作原理便是一例。

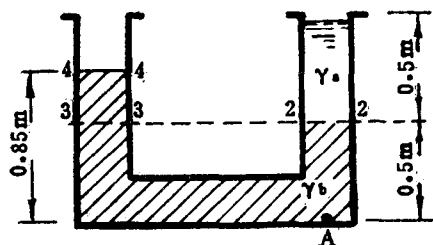


图2—4 多种液体

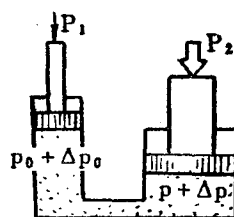


图2—5 油压机工作原理图