



普通高等教育“十五”国家级规划教材
高等院校木材科学与工程专业教材

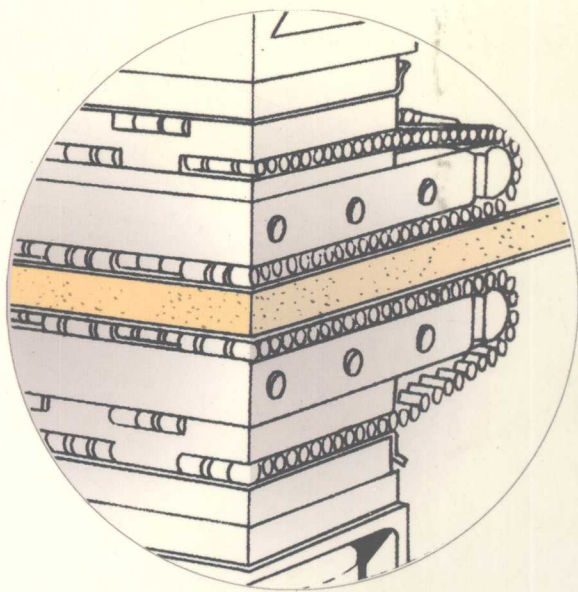


高等教材

木材加工装备

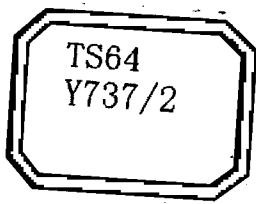
·人造板机械·

主 编 于志明 李 黎
本册主编 谢拥群 高金贵



中国林业出版社

64
37/2



普通高等教育“十五”国家级规划教材
高等院校木材科学与工程专业教材

木材加工装备

· 人造板机械 ·

主 编 于志明 李 黎
本册主编 谢拥群 高金贵

中国林业出版社

图书在版编目 (CIP) 数据

木材加工装备·人造板机械/于志明,李黎主编.谢拥群,高金贵本册主编.
—北京:中国林业出版社,2005.9

普通高等教育“十五”国家级规划教材.高等院校木材科学与工程专业教材
ISBN 7-5038-3911-2

I. 木… II. ①谢…②高… III. ①木材加工-设备-高等学校-教材②木质板-木工机械-高等学校-教材 IV. TS64

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2005) 第 077448 号

中国林业出版社·教材建设与出版管理中心

电话: 66170109 66181489 传真: 66170109

出版 中国林业出版社 (100009 北京西城区德内大街刘海胡同 7 号)

E-mail: cfphz@public.bta.net.cn 电话: 66184477

Website: www.cfph.com.cn

发行 新华书店北京发行所

印刷 北京市昌平百善印刷厂

版次 2005 年 9 月第 1 版

印次 2005 年 9 月第 1 次

开本 850mm × 1168mm 1/16

印张 15.5

字数 355 千字

定价 22.00 元

凡本书出现缺页、倒页、脱页等质量问题, 请向出版社图书营销中心调换。

版权所有 侵权必究

木材科学及设计艺术学科教材

编写指导委员会

主 任 周定国 (南京林业大学)
副 主 任 赵广杰 (北京林业大学)
王逢瑚 (东北林业大学)
吴智慧 (南京林业大学)

“木材科学与工程” 学科组

组 长 委 员 周定国 (南京林业大学)
副 组 长 委 员 赵广杰 (北京林业大学)
刘一星 (东北林业大学)
委 员 (以姓氏笔画为序)
于志明 (北京林业大学)
马灵飞 (浙江林学院)
王喜明 (内蒙古农林大学)
刘 元 (中南林学院)
刘盛全 (安徽农业大学)
向仕龙 (中南林学院)
张宏健 (西南林学院)
李凯夫 (华南农业大学)
杜官本 (西南林学院)
陆继圣 (福建农林大学)
周捍东 (南京林业大学)
罗建举 (广西大学)
高金贵 (北华大学)
秘 书 梅长彤 (南京林业大学)

编写说明

随着科学技术的发展和人们对木材加工制品的要求，为适应新的教学大纲和社会对人才培养的需要，全国木材科学与工程专业教学指导委员会在 2000 年 11 月决定组织北京林业大学、南京林业大学、福建农林大学和北华大学等高等院校编写面向 21 世纪木材科学与工程本科专业的教材《木材加工装备》，本教材在 2001 年被列入教育部普通高等教育“十五”国家级规划教材。本教材可作为相关专业的教学用书和木材加工专业技术人员的参考书。

教材将液压与气压传动、木材切削原理与刀具、木工机械和人造板机械及其控制部分有机地结合在一起，侧重阐述基本原理、典型结构、主要参数、控制和操作，同时增加了木材加工中应用的新型机床。教材共分三册，即木工机械、人造板机械和气力输送与厂内运输，分别由北京林业大学、福建农林大学和北华大学、南京林业大学负责主编。内容丰富、全面，系统性强，将有效地促进教学改革和课程体系建设。

本教材在编写过程中得到了北京林业大学及兄弟院校的大力支持，全书得到了南京林业大学王厚立教授、东北林业大学花军教授的指导和审阅，并提出宝贵意见，在此表示衷心感谢。由于时间仓促，编者水平有限，书中如有不妥之处，敬请读者批评指正。

《木材加工装备》编写组
2005 年 1 月

前 言

随着人造板生产的迅猛增长和机械工业技术的不断提高，人造板机械的发展十分迅速。不仅在产量数量上，而且在产品种类、产品结构和新技术的应用方面也发生了重大的变化。现有木材加工机械的教材已经远远无法满足木材科学与工程专业教学和人造板企业生产、研究机构研究的需求。因此，编写出版全面反映我国目前人造板机械状况的教材是十分紧迫的任务。

本教材是教育部普通高等教育“十五”国家级规划教材《木材加工装备》中的《人造板机械》分册。全书包括2篇12章。第1篇：液压传动与气压传动基础（第1~6章），简单介绍了液压和气动的基本知识、基本元件和回路；第2篇：人造板机械（第7~12章），介绍了人造板发展的状况和人造板生产线中常用的备料、热磨、铺装成型和热压等机械设备。本教材以满足木材科学与工程等专业从事人造板学习与应用的非机类人员为对象，采取删繁就简的原则，使复杂的人造板机械变得简单易懂。

本教材可以作为木材科学与工程专业的教材，还适用于人造板生产、人造板机械生产企业和相关研究设计单位工程技术人员和管理人员学习参考。

本分册由福建农林大学谢拥群教授和北华大学高金贵教授任主编，由福建农林大学谢拥群教授汇总和修改。第1篇由北华大学高金贵教授编写；第2篇第7章由福建农林大学谢拥群教授编写，第8~12章由福建农林大学王传耀副教授编写。

由于人造板机械的发展十分迅速，本书虽然力求反映我国人造机械的全面状况，但由于编者的水平和时间有限，不足之处在所难免。恳请广大读者，尤其是各位老师和工程技术人员批评指正。

谢拥群

2005年7月

目 录

编写说明
前 言

第 1 篇 液压传动与气压传动基础

第 1 章 液压传动与气压传动基础理论	(2)
1.1 液压与气压传动组成和特点	(2)
1.2 液压与气压传动基础理论	(4)
第 2 章 动力元件	(11)
2.1 空气压缩机	(11)
2.2 液压泵和液压马达	(14)
第 3 章 执行元件	(20)
3.1 气缸	(20)
3.2 液压缸	(25)
第 4 章 控制阀	(29)
4.1 气动控制阀	(29)
4.2 液压控制阀	(42)
第 5 章 液压与气动系统中的辅助装置	(52)
5.1 液压系统的主要辅助元件	(52)
5.2 气动系统的主要辅助元件	(53)
第 6 章 液压与气压系统的基本回路	(56)
6.1 压力控制回路	(56)
6.2 速度控制回路	(62)
6.3 方向控制回路	(64)
6.4 顺序动作回路	(65)
6.5 同步控制回路	(67)

第 2 篇 人造板机械

第 7 章 概 述	(72)
7.1 人造板机械发展概况	(72)
7.2 人造板设备的组成	(75)
7.3 人造板机械分类和型号编制办法	(75)
第 8 章 旋切及旋切机	(79)
8.1 概述	(79)
8.2 主传动系统	(80)
8.3 旋切原理与旋刀	(82)
8.4 卡轴箱	(85)
8.5 进给机构	(90)
8.6 刀床	(93)
8.7 液压传动系统	(96)
8.8 旋切机前后辅助设备	(100)
8.9 无卡轴旋切机	(102)
第 9 章 削片机和刨片机	(109)
9.1 削片机	(109)
9.2 刨片机	(121)
第 10 章 热磨机	(138)
10.1 进料装置	(139)
10.2 热磨机的预热蒸煮装置	(145)
10.3 热磨机的研磨装置	(149)
10.4 热磨机的排料装置	(158)
10.5 一次成浆磨浆机	(160)
第 11 章 铺装机和成型机	(166)
11.1 刨花铺装机	(166)
11.2 干纤维成型机	(178)
第 12 章 热压机	(185)
12.1 多层热压机	(186)
12.2 人造板单层压机和连续式压机	(220)
参考文献	(239)

第 1 篇

液压传动与气压 传动基础

- 第 1 章 液压传动与气压传动基础理论 2
- 第 2 章 动力元件 11
- 第 3 章 执行元件 20
- 第 4 章 控制阀 29
- 第 5 章 液压与气动系统中的辅助装置 52
- 第 6 章 液压与气压系统的基本回路 56

第 1 章

液压传动与气压传动基础理论

1.1 液压与气压传动组成和特点

1.1.1 液压与气压传动系统组成

液压、气压传动系统一般由以下四部分组成。

(1) 能源装置：该装置用以提供一定流量或一定压力的液体或压缩空气。从能量转换的观点讲均是从机械能变换为流体压力能的装置。

由于系统工作介质的不同，液压系统的能源装置由液压泵（均为容积式泵）及其保护装置构成，一般为流量源，也有为压力源；气压系统的能源装置由空气压缩机、储气罐、控制净化、安全保护和调压装置等组成，它是一个压力源。

(2) 执行装置：该装置用于连接工作部件并把流体压力能转换为工作部件的机械能。它可以是做直线运动或摆动运动的液压缸、气缸（统称为压力缸），也可以是做回转运动的液压马达、气压马达。

(3) 控制调节装置：该装置用于控制、调节系统中流体的压力、流量和流动方向，以使执行装置完成一定规律的运动。包括压力阀、流量阀、方向阀等主要元件。

(4) 辅助装置：该装置用于组成整个系统并对系统的正常工作起重要的辅助作用。例如上述液压系统例子中的油箱、过滤器、油管等；气动系统中的冷却器、油水分滤器、储气罐、气源处理装置等。

1.1.2 液压与气压传动的工作原理及其类型

液压传动主要是利用液体来进行能量的传递和转换，从而实现预期的工作目的。

图 1-1 是国产 S09 型热磨机的液压传动系统回路图。该系统由油箱 1、过滤器 2、液压泵 3、溢流阀 4、单向阀 5、换向阀 6、液压缸 7、蓄能器 8、压力表和管路等组成。

工作中，电动机带动液压泵 3 从油箱 1 中吸油，压力油便经单向阀 5 及换向阀 6 进入液压缸 7 的右腔，从而可使活塞、活塞杆带动磨盘向左移动（如图示情况）。油泵输出的液压油也可进入蓄能器 8 内加以贮存。

若改变换向阀的通路（使其阀心右移），则来自油泵或蓄能器内的液压油，便进入液压缸的左腔，从而使活塞带动磨盘一起向右移动。此时，液压缸右腔的油便经换向阀的排油通道而流回油箱。

溢流阀 4 用于溢出多余的液压油，并可防止液压系统发生过载，起安全防护作用。

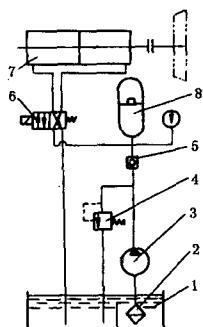


图 1-1 国产 S09 型热磨机的
液压传动系统

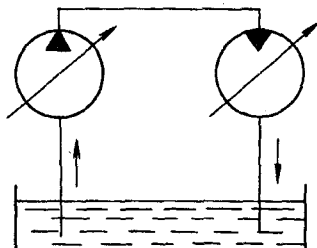


图 1-2 实现旋转运动的液压
系统的工作原理图

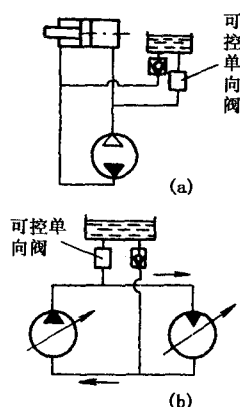


图 1-3 闭式传动

蓄能器用于贮存液体的压力能，并可起稳压作用。

图 1-2 所示是一种实现旋转运动的液压系统的工作原理。它采用了液压马达（液动机）代替液压缸进行工作。在旋切机等一些设备中采用这种装置，可使主轴的旋转运动实现无级调速。

液压传动的类型，根据其工作运动的形式可分为直线式运动的传动和旋转式运动的传动两种。前者如图 1-1 所示，后者即图 1-2 所示。通常以前一种类型居多。

根据液流的循环方式，液压系统则可分为开式传动和闭式传动两种。

如图 1-1 及图 1-2 所示，系统中液流的循环，都是从工作液压缸或液压马达回到油箱，再从油箱经油泵输至液压缸或液压马达。工作液压缸（或液压马达）中的液压油可以回到油箱的这种液压系统便称为开式传动。工作液压缸（或液压马达）中的液压油不需要流回油箱的液压系统，则称为闭式传动（图 1-3）。这类装置只需要一个小油箱，仅起油液的补偿作用。

开式传动的特点是，循环的油量比较大，故需有一个大油箱，但其整个装置比较简单，油液的冷却条件较好，并能在油箱中得到澄清，故采用得很普遍。

闭式传动的特点是，油箱很小，油液不与大气相通，空气进入油液的机会少，工作较平稳，但其最大的问题是散热条件很差，而且要求有较高的过滤精度，故应用得不广泛。

1.1.3 液、气压系统的特点

1.1.3.1 液压动力系统的特点

液压动力系统（包括一般的液压传动）主要有以下一些优点：

(1) 功率-质量比和转矩-惯性比大。液压动力系统工作压力高（可达 35MPa 甚至更高），因而在一定体积下能传递很大的动力。在同等功率下，液压动力系统具有质量轻、体积小、反应灵敏等优点。例如液压泵或液压马达的质量仅为同等功率电动机的

10%~20%，运动惯量不超过电动机的10%。液压马达的启动时间大约为同等功率电动机的5%~10%。

(2) 工作平稳，能在大范围内实现无级调速，还可以在运行过程中进行调速。

(3) 易于实现自动化。当与电气或气压传动相配合使用时，更能实现远距离的操纵和自动控制。

(4) 易于实现元件的通用化、标准化和系列化，便于设计、制造和推广使用。

液压动力系统也存在某些缺点，主要有：效率较低，长距离传输更低；外漏油液易污染环境，故要求系统有良好的密封以防外漏；介质的工作温度范围有上、下极限的限制，系统的工作稳定性必受介质温度的影响；对液体介质的清洁度管理和元件的制造精度要求较高，因此，造价较高。

1.1.3.2 气压动力系统的特点

气压动力系统有以下一些主要优点：

(1) 以空气为介质，容易取得，用后排到大气中，处理方便。它不必像液压系统那样需设置回收油箱和管道。如有外泄也不会污染环境。

(2) 因空气的黏度很小（约为液压油动力黏度的万分之一），故流动中损失小，便于集中供气、远距离输送。

(3) 气动动作迅速，工作介质与设备维护简单，成本低。如与液压传动相配合，构成所谓气液传动则能发挥气压讯号传递快、液压动力平稳的优点。

(4) 工作环境适应性好，特别在易燃、易爆、多尘埃、强磁、辐射、振动等恶劣工作环境中，比液压、电气控制优越。

气压动力系统的缺点有：空气可压缩，系统执行件工作速度平稳性较差；因气体工作压力不易太高，故输出动力较小（不大于40kN）；噪声大，需加消声器；气动信号传递速度比光电信号慢，故不适宜高速传递复杂的回路。

1.2 液压与气压传动基础理论

1.2.1 流体的概念

在液压与气压传动中所使用的工作介质分别是液体和气体，两者均称为流体。

1.2.2 流体的物理性质

1.2.2.1 密度、重度

单位体积的流体所具有的质量称为流体的密度。通常用 ρ 表示。即

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

单位体积的流体所具有的重量称为流体的重度。通常用 γ 表示。即

$$\gamma = \frac{W}{V} \quad (1-2)$$

在SI中, 密度 ρ 的单位为 kg/m^3 , 重度 γ 的单位为 N/m^3 。

1.2.2.2 压缩性和热膨胀性

流体内压力变化时其体积发生变化的性质叫压缩性; 而温度变化时流体体积发生变化的性质叫热膨胀性。压力和温度对液体体积的影响很小, 而对气体体积的影响很显著。

可压缩性的大小可用压缩系数 k 来衡量, 其定义为: 当流体内压力发生单位变化时流体体积的相对变化量。即

$$k = -\frac{dV}{V} \times \frac{1}{dp} = -\frac{d\tilde{V}}{\tilde{V}} \times \frac{1}{dp} \quad (1-3)$$

式中, dp 为流体压力的微分; dV 、 $d\tilde{V}$ 为流体体积、比体积的微分。

压缩系数 k 的倒数成为体积弹性模量, 用 β 表示, 即

$$\beta = \frac{1}{k} = -V \frac{dp}{dV} \quad (1-4)$$

由于压力增加时, 流体体积减小, 为使 β 或 k 为正值, 所以在式中加上了一个负号。

对于液体来说, 其体积弹性模量 β 值虽也与压力、温度及压缩过程有关, 但影响甚小。因此, 在压力、温度变化不大的工程应用中常将 β 视为常值, 而在液压传动的稳态状况下, 又常把液体看成是不可压缩的介质。

流体体积随温度变化而变化的性质称为热膨胀性, 其大小用热膨胀系数 α 表示, 即

$$\alpha = \frac{1}{\tilde{V}} \left(\frac{\partial \tilde{V}}{\partial T} \right)_p \quad (1-5)$$

上式表示流体在某恒定压力下, 当温度改变 1°C 时引起的相对体积变化量。

对于液压用油, 从工程实用观点来看, 可认为 α 只取决于油液本身而与压力及温度无关。

对于气体, 其膨胀系数 α 较大, 为

$$\alpha = \frac{1}{T} \quad (1-6)$$

1.2.2.3 黏性

流体在外力作用下流动时, 其质点之间将产生相对运动, 此时, 相邻流层的接触面上会产生阻碍这种相对运动的内摩擦力, 这种性质叫做流体的黏性。流体只在流动时才呈现黏性, 静止流体不呈现黏性。黏性是流体的固有属性之一, 其大小用黏度来表示。

黏度是运动液体最重要、最基本的物理性质之一, 它直接影响着液压系统的使用工作性能, 在液压系统的设计计算中也占有着重要地位。

流体的黏度一般有三种不同的表示单位。

(1) 动力黏度 (绝对黏度或黏性动力系数): 面积为 1m^2 和 1cm 的两层液体, 以 1cm/s 的速度做相对运动, 这时所产生的阻力就是动力黏度 (又称动力黏性系数或称绝对黏度)。用 μ 表示, 单位为 $\text{Pa} \cdot \text{s}$ 。

(2) 动力黏度 μ 与密度 ρ 的比值称为流体的运动黏度, 用 γ 表示, 即

$$\gamma = \frac{\mu}{\rho} \quad (1-7)$$

运动黏度的单位是 m^2/s , 以前曾沿用的单位是 St , $1\text{m}^2/\text{s} = 10^4\text{St} = 10^6\text{cSt}$ (厘斯)。

我国目前常用运动黏度来表示油液的牌号, 例如 N32 号液压油, 就是指该油在 40°C 时的运动黏度的平均值为 $32\text{mm}^2/\text{s}$ 。

动力黏度和运动黏度是理论分析和计算中的常用黏度单位, 可用特定的仪器来测量。但为方便计算工程上常采用相对黏度法测量液体的黏度, 我国采用的相对黏度为恩氏黏度, 它用恩氏黏度计测定, 即将 200mL 的被测液体装入恩氏黏度计的容器中并加热到所需温度 $t^\circ\text{C}$ 后, 测出这些液体从容器底部直径为 $\phi 2.8\text{mm}$ 的小孔流尽所需的时间 t_1 (s); 再测出 200mL 、温度为 20°C 的蒸馏水经同一小孔流尽所需的时间 t_2 (s), 这两个时间的比值就是被测液体在该温度 $t^\circ\text{C}$ 下的恩氏黏度, 用 $^\circ\text{Et}$ 表示, $^\circ\text{Et} = t_1/t_2$ 。一般以 20°C 、 40°C 、 50°C 及 100°C 作为测定液体黏度的标准温度。

(3) 恩氏黏度和运动黏度可通过下列经验公式进行换算

$$\gamma = \left(7.31 \text{ }^\circ\text{Et} - \frac{6.31}{^\circ\text{Et}} \right) \times 10^{-6} (\text{m}^2/\text{s}) \quad (1-8)$$

流体的黏度对流动影响极大。黏度小, 摩擦阻力小流动性好黏度大, 摩擦阻力大, 能量损失也大。

流体动力黏度 μ 随温度 $t^\circ\text{C}$ 的变化, 可按下列经验公式计算

$$\text{液压油} \quad \mu_t = \mu_0 e^{-\lambda(t-t_0)} \quad (1-9)$$

$$\text{空气} \quad \mu_{\text{空气}} = 1.72 \times 10^{-5} (1 + 0.0028t - 1.5 \times 10^{-5}t^2) \quad (1-10)$$

式中, μ_t 为温度 $t^\circ\text{C}$ 时的黏度 ($\text{Pa} \cdot \text{s}$); μ_0 为温度为 $t_0^\circ\text{C}$ 时的黏度 ($\text{Pa} \cdot \text{s}$); λ 为油的粘温常数, 对石油基液压油, $\lambda = (1.8 \sim 3.6) \times 10^{-2} (1/^\circ\text{C})$ 。

压力的变化对气体分子热运动的影响不大, 因此, 一般认为气体的黏度与压力无关。对于液体, 压力增大时, 黏度增大。在低压范围内, 这种影响较小, 在高压时则影响显著。

1.2.3 气压传动介质

空气是气压传动及控制的工作介质。

1.2.3.1 空气的组成

自然界中的空气是由许多种气体混合而成的, 其中的主要成分是氮气和氧气。此外还含有少量的其他气体, 如氩、二氧化碳、氦、氢等。在常温空气中还含有一定量的水蒸气, 这部分水蒸气是作为湿度来处理的, 而不作为空气的组成看待。含有水蒸气的空气叫做湿空气, 不含有水蒸气的空气叫做干空气。

1.2.3.2 干、湿空气及其特性

为保证气动系统正常工作，常采取一些措施防止水蒸气被带入系统。

(1) 饱和湿空气与未饱和湿空气：空气中水蒸气的含量与压力和温度有关。在一定温度和压力条件下，空气中所含水蒸气达到最大限度时称为饱和湿空气，反之称为未饱和湿空气。湿空气中的水蒸气分压力称为水蒸气分压。一般湿空气都处于未饱和状态。

(2) 绝对湿度：1m³的湿空气中所含水蒸气的质量 m_s 称为湿空气的绝对湿度（或容积含湿量），用 x 表示，其单位为 kg/m³，即

$$x = \frac{m_s}{V} \quad (1-11)$$

1m³的饱和湿空气中所含水蒸气的质量 m_b 称为饱和湿空气的绝对湿度或容积含湿量，用 x_b 表示，其单位为 kg/m³，即

$$x_b = \frac{m_b}{V} \quad (1-12)$$

(3) 相对湿度：在同一压力和温度下，湿空气的绝对湿度 x 和饱和绝对湿度 x_b 之比，称为该温度下的相对湿度，用 φ 表示，即

$$\varphi = \frac{x}{x_b} \times 100\% = \frac{p_s}{p_b} \times 100\% \quad (1-13)$$

气动系统中元件适用的工作介质的相对湿度不得大于90%，当然希望越小越好。

当温度下降时，空气中的水蒸气含量减少。因此，降低进入气动设备的空气温度，对减少水蒸气含量是有利的。

1.2.3.3 气压传动中的压缩空气、自由空气流量及析水量

(1) 自由空气流量：在气动系统中采用的压缩空气是经空气压缩机压缩后获得的，经压缩机压缩后的空气称为压缩空气，未经压缩的空气称为自由空气。

空气压缩机铭牌上标明的流量是指自由空气的流量，它与压缩空气流量之间的关系为

$$q_z = q_v \frac{(p + 0.1013)}{0.1013} \times \frac{T_0}{T_s} \quad (1-14)$$

(2) 析水量：湿空气被压缩后，单位容积中所含水蒸气的量增加，同时湿度也上升。

当压缩空气冷却时，其相对湿度增加，当温度降到露点后便会有水滴析出。压缩空气中析出的水量可由下式计算

$$q_{ms} = 60q_z \left[\varphi x_{1b} - \frac{(p_1 - \varphi p_{b1}) T_2}{(p_2 - p_{b2}) T_1} x_{2b} \right] \quad (1-15)$$

1.2.4 流体静力学基础

静止流体是指流体内部质点与质点之间没有相对运动，而流体整体则完全可以随同

容器一起如同刚体似地做各种匀速运动。

1.2.4.1 静止流体的压力及其性质

作用于流体表面上的力只有压力。

静止流体的压力具有两个重要特性：①压力的方向沿着承压面的内法线方向；②流体内任一点上各个方向的压力大小都相等。

1.2.4.2 帕斯卡原理

对于静止液体，当其边界面上的压力发生变化时，液体内部任一点的压力均将发生相同的变化，即：施加于静止液体任一表面上的压力将同时等值地传递到液体内部各点。这就是静止液体中的压力传递原理，即帕斯卡原理。

1.2.4.3 压力的表示方法及单位

为了实用和测量的方便，压力用绝对压力和相对压力两种方法表示。绝对压力是以绝对零压为基准，相对压力是以大气压为基准来衡量的。绝对压力与相对压力之间的关系是

$$\text{绝对压力} = \text{相对压力} + \text{大气压} \quad (1-16)$$

当绝对压力低于大气压时，习惯上称为具有负压，并将绝对压力低于大气压的数值，称为真空度。即

$$\text{真空度} = \text{大气压} - \text{绝对压力} \quad (1-17)$$

绝对压力以绝对真空为基准，均为正值，相对压力以大气压为基准，可正可负，真空度是负压的数值。

衡量压力大小的单位很多，在 SI 中用 Pa、kPa、MPa 表示， $1\text{MPa} = 10^3\text{kPa} = 10^6\text{Pa} = 10^6\text{N/m}^2$ 。

1.2.5 流体流动基本方程

1.2.5.1 基本概念

(1) 恒定流动、理想流体：流体流动时，如果流体内部各点处的压力、速度和密度只是空间坐标的函数而不随时间变化，则这种流动就称为恒定流动，也叫定常流动或非时变流动。否则就称为非恒定流动，也叫非定常流动或时变流动。一般在研究系统静态特性时，可以认为流体作恒定流动，但在研究系统动态特性时，则须把流体看做非恒定流动。

为分析问题的方便清晰，首先假设流体是没有黏性的，然后再考虑黏性的影响并通过实验验证；对理想结论进行修正。我们把这种没有黏性的流体叫做理想流体，它完全不同于上述理想气体的概念。对于液体，还可以用此方法处理可压缩性问题，所以，又把既无黏性又不可压缩的液体叫做理想液体。

(2) 流量、平均流速：单位时间内流过某过流断面的流体体积称为流过该断面的体积流量，简称流量，用 q 表示。

在很多工程实际中, 由于过流断面上的流速分布规律很难确定, 为计算方便, 引入平均流速的概念。即假设过流断面上各点的流速相等, 流体以此流速流过的流量与实际的流量相等, 则该流速就称为过流断面上的平均流速, 用 v 表示, 即

$$q = vA \quad (1-18)$$

流量有时也用质量流量表示, 即单位时间内流过某过流断面的流体质量, 用 q_m 表示。对于恒定流动, 由于密度 ρ 为常数, 则有

$$q_m = \rho vA \quad (1-19)$$

流量的单位, 体积流量为 m^3/s 或 L/min , 质量流量为 kg/s 或 kg/min 。在需要对两个流量进行折算时, 应充分注意它们之间的单位换算。

1.2.5.2 连续性方程

连续性方程是质量守恒定律在流体力学中的表现形式。

当流体在固定不变的固体界面所围的容腔中作“满容腔”一维恒定流时, 取截面 1 和 2 之间的流体为控制体 (两截面面积分别为 A_1 和 A_2 , 控制体体积为 V), 有下式成立

$$\rho_1 q_1 = \rho_2 q_2 = \rho q = \text{const}(\text{常数}) \quad (1-20)$$

这就是一般流体 (含液体、气体) 作恒定流动时的连续性方程。

当流体为液体时, 其压缩性可不予考虑, 此时, $\rho_1 = \rho_2 = \rho = \text{const}$, 恒定流动连续性方程变为

$$q_1 = q_2 = \text{const} \quad (1-21)$$

在上述固定界面容腔内作满容腔一维恒定流动时, 有

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 = Av = \text{const} \quad (1-22)$$

式中, v_1 、 v_2 为截面 A_1 、 A_2 处的平均流速。

1.2.5.3 伯努利方程 (能量方程)

不考虑液体的可压缩性时 ($\rho = \text{const}$), 可得理想液体微流束上的伯努利方程为

$$gz + \frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2} = \text{const} \quad \text{或} \quad z + \frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2g} = \text{const} \quad (1-23)$$

上式表明: 理想液体在重力场中作恒定流动时其任意截面处的三个比能量 (单位质量或重量流体的比位能、比压能 p/γ 、比动能 $u^2/2g$ 之和恒为常数)。

在伯努利方程中, z 、 p/γ 、 $u^2/2g$ 三项都具有长度的单位。通常分别称它们为位置头、压力头、速度头。

实际液体微流束上的伯努利方程为:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{u_2^2}{2g} + h_w \quad (1-24)$$

实际液体总流束截面上的比能量方程或伯努利方程为:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_w \quad (1-25)$$

式中, h_w 为实际液体微流束上两截面间的比能量损耗, α_1 和 α_2 为动能修正系数。由于