



高等学校教材

流 体 机 械

姜培正 主编 杭铮伍 审定



化 学 工 业 出 版 社

(京)新登字039号

内 容 提 要

本书是依据全国高校化工设备与机械专业教学指导委员会审定的编写大纲编写的,以流体机械中应用广泛并具有典型性的活塞式、离心式压缩机和泵为主要对象,阐述了它们的工作原理、结构型式、运行特性、调节方法和机器的安全可靠性等方面的基本知识,并注意联系一些化工厂与石油炼制、石油化工厂的特点和发展趋势。

本书不仅作为化工设备与机械专业及有关专业的本科大学生、大专生的教材,亦可供制造与使用压缩机和泵的有关工厂、设计研究部门等单位的工程技术人员参考。

高等学校教材 流 体 机 械

姜培正 主编

杭铮伍 审定

责任编辑:孙世斌

封面设计:郑小红

*

化学工业出版社出版发行

(北京东黄城根北口16号)

化学工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所经销

*

开本787×1092 $\frac{1}{16}$ 印张15 $\frac{1}{2}$ 字数373千字

1991年11月第1版 1991年11月北京第1次印刷

印 数 1—2,000

ISBN 7-5025-0938-0/G·255

定 价4.08元

前言

本书由化学工业部教育司和全国高等院校化工设备与机械专业教学指导委员会确定为专业教材，是化工机械专业课程的教材之一。

本书以流体机械中应用广泛并具有典型性的活塞式、离心式压缩机和泵为主要对象，阐述了它们的工作原理、结构型式、运行特性、调节方法和机器的安全可靠性等方面的知识。本书内容侧重于压缩机和泵的基本概念和实际应用，并注意联系一些化工厂、石油炼制和石油化工厂的特点以及压缩机和泵的发展趋势。在限定的篇幅字数和大约40讲课学时的范围内，首先使编写的内容能够达到教学指导委员会统一规定本课程的教学基本要求；其次适当注意到内容的系统性与完整性；并力求叙述简明扼要，因此省略了一些冗长的分析和公式推导。有些问题的详细分析、公式推导、数据图表等可参阅有关基础课程的教材、书籍和本书后面的参考文献等。书中有些较深的、扩充的、并列的内容可以不讲。有些内容可以提倡学生自学。如在学习本课程的基础上，另外适当增加一点有关的设计知识，学生是能够进行压缩机和泵的毕业设计的。根据编者的教学实践与经验，我们认为通过教学、阅读本书，学生只要掌握了这几种典型机器的基本知识，不仅能够灵活应用，解决工程实际问题，而且能够对其它流体机械举一反三、触类旁通。

本书由西安交通大学郁永章教授编写第二章往复活塞式压缩机、第三章回转活塞式泵与压缩机，由姜培正教授编写第一章绪论、第四章离心泵、第五章离心式压缩机。全书由姜培正教授主编。

本书由华东化工学院杭铮伍教授审定，提出不少宝贵意见，在此衷心地致谢。

编者

1989年10月于西安交通大学

主 要 符 号

A ——面积
 B ——宽度
 C ——绝对速度、汽蚀比转数、热容
 D ——直径
 E ——弹性模数
 F ——力
 G ——质量流量
 H ——扬程、能量头
 I ——惯性力
 J ——惯性矩、转动惯量
 K ——力、系数
 L ——长度
 M ——力矩、马赫数
 N ——功率
 $NPSH$ ——汽蚀余量
 P ——集中载荷
 Q ——容积流量、剪切力
 R ——半径、力、气体常数
 Re ——雷诺数
 T ——绝对温度、力、导程
 V ——容积
 W ——功
 X ——极性因子
 Y ——坐标
 Z ——气体压缩性系数、高度
 a ——加速度、音速
 b ——宽度
 c ——比热容、系数、速度
 d ——直径
 e ——偏心距
 f ——面积
 g ——重力加速度
 h ——焓、长度
 i ——冲角
 l ——长度
 m ——质量、膨胀指数、多变指数
 n ——转速、多方指数

n_s ——比转数
 p ——压力
 q ——单位质量的热量、泄漏量、均布载荷
 r ——半径
 s ——熵、行程、静矩
 t ——时间、摄氏温度、导程、叶片间距
 u ——圆周速度
 v ——比容、速度
 w ——对单位质量（或重量）流体做功、相对速度
 x ——坐标、系数
 y ——坐标、系数
 z ——坐标、齿数、叶片数
 α ——相对余隙容积、绝对气（液）流角、螺旋角、应力计算系数
 β ——相对气（液）流角、叶片安放角、应力计算系数
 γ ——重度
 δ ——叶片厚度、旋转不均匀度、间隙长度
 ε ——压力比、角加速度、相对变形
 η ——效率
 θ ——转角、扩张角
 κ ——比热比（绝热指数）
 λ ——系数、比例常数
 μ ——动力粘度、气体分子量、滑移系数、泊松比
 ν ——运动粘度
 ξ ——系数、变形长度
 π ——圆周率
 ρ ——密度
 σ ——应力
 τ ——切应力、扭角、叶片阻塞系数
 φ ——转角、流量系数、周速系数
 ψ ——能量头系数
 Ω ——反作用度
 ω ——角速度、圆频率、偏心因子

目 录

第一章 绪论	1
第一节 流体机械概述.....	1
第二节 流体力学与热力学的基础知识.....	4
第二章 往复式活塞式压缩机	15
第一节 结构型式.....	15
第二节 热力学原理与热力性能.....	19
第三节 动力特性与飞轮矩.....	41
第四节 转速与主要尺寸确定、典型结构介绍.....	53
第五节 气阀.....	58
第六节 活塞环与填料.....	65
第七节 辅助设备.....	69
第三章 回转活塞式泵与压缩机	83
第一节 结构型式与工作原理.....	83
第二节 螺杆泵.....	90
第三节 螺杆式压缩机.....	96
第四章 离心泵	108
第一节 离心泵概述.....	108
第二节 离心泵的工作原理.....	113
第三节 离心泵的性能曲线.....	120
第四节 汽蚀与汽蚀余量.....	122
第五节 相似理论在离心泵中的应用.....	128
第六节 介质粘性对泵性能的影响与换算.....	139
第五章 离心压缩机	143
第一节 离心压缩机概述.....	143
第二节 离心压缩机级的基本工作原理.....	147
第三节 级中的能量损失.....	157
第四节 离心压缩机的通流部件.....	167
第五节 多级离心压缩机.....	182
第六节 离心压缩机的工作特性与调节.....	190
第七节 相似理论在离心压缩机中的应用.....	206
第八节 离心泵和离心压缩机工作的安全性.....	215
参考文献	244

第一章 绪 论

第一节 流体机械概述

流体机械是以流体为工质进行能量转换的机械。它包括两大类：一类是将流体的能量转变为机械能输出轴功率的，称为原动机，如水轮机、汽轮机等；另一类是将机械能转变为流体的能量用来给流体增压与输送流体的，称为工作机，如泵、压缩机等。将机械能转变为液体的能量用来给液体增压与输送液体的，称为泵。而将机械能转变为气体的能量用来给气体增压与输送气体的，称为压缩机。

泵和压缩机的用途很广，几乎遍及工农业、国防、科技、民用等各个领域，如矿山、冶金、煤炭、石油、化工、机械、能源、交通、水利、灌溉、原子能、航空航天技术和城市给排水、冰箱等等。

在许多化工生产中，其原料、半成品和产品往往是流体，因此，给流体增压与输送流体，使其满足各种反应条件的工艺要求，保证连续性的管道化生产；以及在一些辅助性的生产环节中作为动力气源、控制仪表用气、环境通风、流体系统循环等都离不开泵和压缩机。所以泵和压缩机被称为化工厂中的心脏，它们在生产装备中占有非常重要的地位。

这里，仅以乙烯厂和化肥厂为例简要说明泵和压缩机的应用。图1.1-1是一种生产乙烯的化工流程图，在该流程中使用了12种类型的泵，如表1.1-1所示。此外，还使用了压缩机。

表 1.1-1 生产乙烯化工流程中所使用泵的类型

泵序号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
液体种类	油	油	水	汽油	碱液	H.C. (C ₂ 等)	H.C. (甲烷)	H.C. (乙烷等)	H.C. (乙烯)	H.C. (丙烷等)	H.C. (丙烯)	H.C. (C ₄)
泵型式	卧式单 级离心	卧式单 级离心	卧式单 级离心	卧式单 级离心	卧式单 级离心	卧式单 级离心	立式单 级离心	卧式或 立式单 级离心	卧式或 立式单 级离心	卧式单 级离心	卧式单 级离心	卧式单 级离心
温度	高温						低温	低温	低温			

图1.1-2是一种生产合成氨的原理流程图，在该流程中使用了四种压缩机。无论大、中、小型合成氨厂，这四种类型的压缩机几乎都是需要的。它们的动力消耗约占全厂的70~80%，投资约占全厂的20~30%。如果将合成氨作为一种原料用来生产尿素，则流程中还需要二氧化碳压缩机。

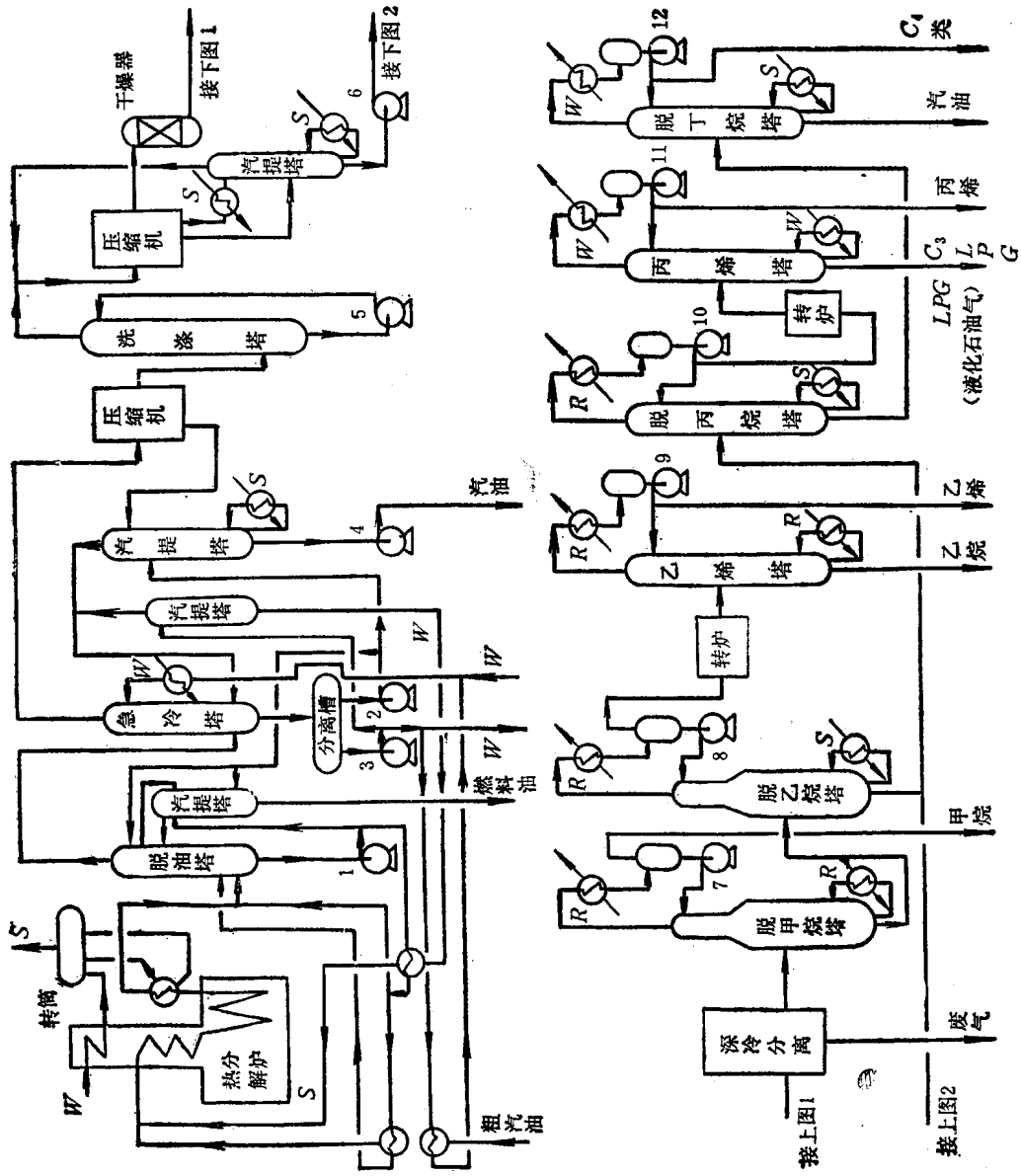


图 1.1-1 生产乙烯化工流程装置图

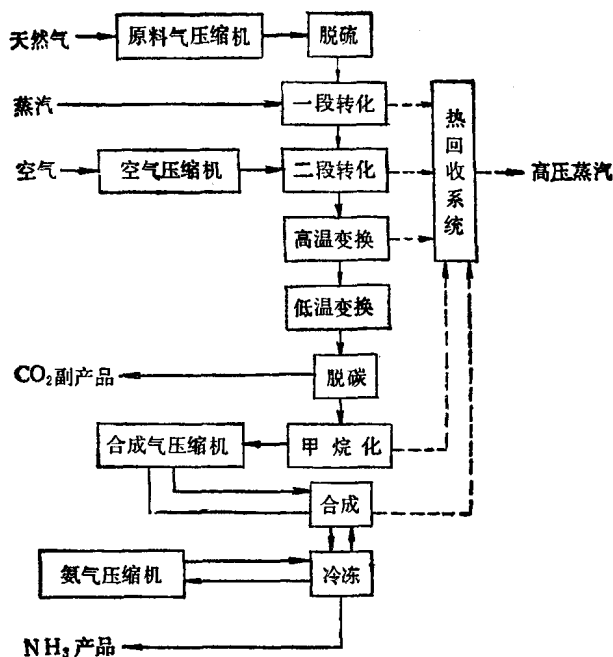
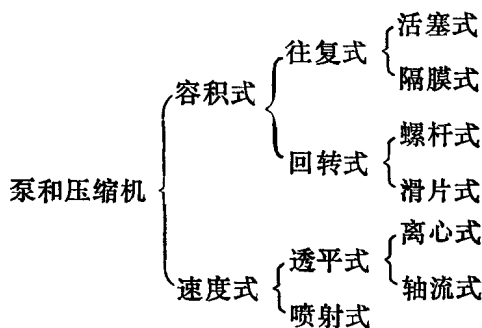


图 1.1-2 生产合成氨原理流程示意图

泵和压缩机因用途广泛而种类繁多。这里仅按作用原理和典型结构形式，大致分类如下：



此外，还可按结构、级数、压力、工质、用途等进行各种分类。

容积式泵和压缩机是依靠容积的周期性变化来实现流体的增压与输送。透平式泵和压缩机是依靠高速旋转的叶轮做功并将流体的动能转变为压力能来实现流体的增压与输送。喷射泵也属于速度式，但它没有叶轮，而是依靠一种流体力质的动能来输送另一种流体力质。

以上这些机器各有特点，适用于不同的应用场合。各种常用泵和压缩机的适用范围可参考图1.1-3和图1.1-4。就泵来说，在各种化工厂中大量应用的是离心泵，同时也应用其它型式的泵。就压缩机来说，活塞压缩机适应的压力范围大，能耗较低，故应用较为普遍。近年来螺杆式压缩机和透平式压缩机发展迅速，应用范围不断扩大。透平式压缩机因适用于大流量，故在一些大型化工厂中占有重要的地位。

在我国机械制造业中，泵和压缩机是两大行业，发展十分迅速。它们正逐步满足国民

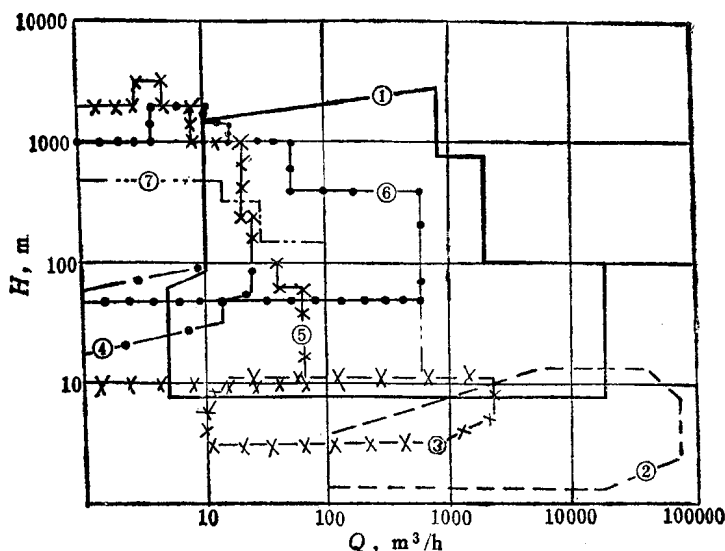


图 1.1-3 各种常用泵的适用范围

1—离心泵；2—轴流泵；3—混流泵(-x-)；4—旋涡泵；5—电动往复泵；6—三螺杆泵；7—蒸汽往复泵

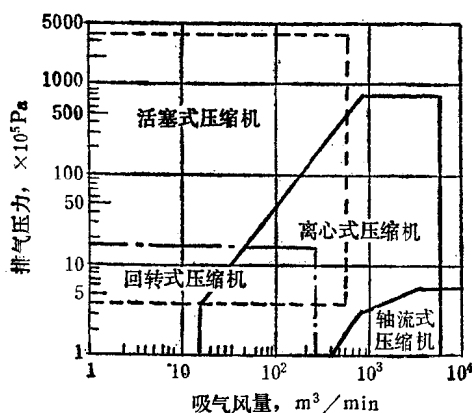


图 1.1-4 各类压缩机的适用范围

经济各部门的需要，绝大多数产品实现了国产化。目前提高泵和压缩机的工作可靠性与降低能耗是其主要发展方向。据对流体机械能量消耗的调查，仅全国化肥厂的耗电量就占全国总耗电量的4~5%，而压缩机的耗电量又占其中的70%以上，由此可见，提高泵和压缩机设计效率和维持其高效运行，在节能方面具有十分重要的意义。

本书以流体机械中应用最广并最具典型性的活塞式、螺杆式和离心式泵与压缩机为主要对象，从实际应用出发，对其基本工作原理、典型结构、选型使用与设计等基本知

识和技术进行简明扼要的阐述。通过教学掌握了这几种典型机器的基本知识和技术，不仅能应用来解决实际问题，而且能够用来了解和分析其它流体机械。

本书使用法定计量单位，一般参数不加注计量单位。

第二节 流体力学与热力学的基础知识

本节简述有关的流体力学与热力学的基本知识，以作为阐述流体在泵和压缩机内部流动的基础。为研究问题方便，除特殊情况外，均假设流体作一元定常流动，即认为任意通流截面上的流体参数（如速度、压力等）是均一的，并且是不随时间而变化的。这种假设是一种科学抽象与简化，它既能突出流动现象的本质和规律性，又具有有效的工程实用价值。

一、连续方程式

连续方程式是流体质量守恒的表达式。流体通过流道任意截面的质量流量守恒关系，可用如下的连续方程表示

$$G = \rho C_n f = \text{const} \quad (1.2-1)$$

式中 G ——流体的质量流量，kg/s；

ρ ——流体在所取任意截面上的密度，kg/m³；

C_n ——流体速度在垂直于该截面上的投影，m/s；

f ——所取任意截面的面积，m²。

二、能量方程式

1. 能量方程式（焓值方程式）

能量方程式是物质能量守恒定律的表达式。若取离心压缩机的一级为例，如图1.2-1

所示，其级进口截面1-1与级出口截面2-2之

间的气体为一开口热力系统。对于单位质量的气体而言，由热力学定常流动的能量方程可知：

$$\begin{aligned} w + q &= c_p(T_2 - T_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(Z_2 - Z_1) \\ &= h_2 - h_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(Z_2 - Z_1) \quad [\text{J/kg}] \end{aligned} \quad (1.2-2)$$

式中 w ——通过转轴加给单位质量气体的机械功；

q ——外界加给单位质量气体的热量；

$h_2 - h_1$ ——气体热焓的增量；

$\frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$ ——单位质量气体动能的增量；

$g(Z_2 - Z_1)$ ——单位质量气体位能的增量。

此即为能量方程式，亦称焓值方程式。应用该式须注意以下几点：

(1) 能量守恒应以流体质量守恒为前提，即须满足连续方程。

(2) 该式对无粘性或有粘性气体都适用。因为粘性气体所产生的能量损失将以热量形式传给气体，从而使气体的温度（焓值）增加。

(3) 通常外界不输入给压缩机级中的气体热量，而且通过机壳向外界的放热量很小可略而不计，故一般取 $q = 0$ 。

(4) 位能变化很小，故一般取 $g(Z_2 - Z_1) = 0$ 。

(5) 该式适用于通道或机器任意两个通流截面之间的气体开口系统。如果所取两个任意截面上的流速相等或差值很小，其间有机械能加入，则

$$w = h_2 - h_1 \quad (1.2-3)$$

如果所取两个任意截面上的流速相差较大，但其间无机械能加入，则

$$c_p(T_2 - T_1) = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} \quad (1.2-4)$$

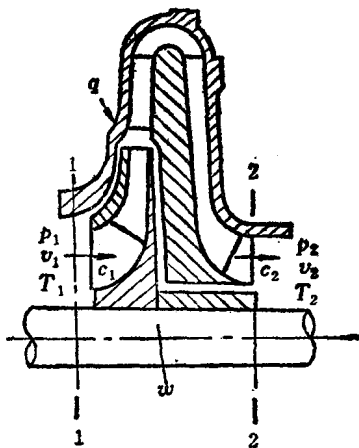


图 1.2-1 表示能量方程用图

该式表示在无机能输入的情况下, 气体焓值增加, 则动能减少。或者说, 温度增加, 速度减小, 反之亦然。

2. 伯努利方程式

伯努利方程式是流体机械能守恒的表达式。对于单位重量的不可压缩流体而言, 通用的伯努利方程式表示为:

$$w' = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + (Z_2 - Z_1) + H'_{\text{hyd}1-2} \quad [\text{m}] \quad (1.2-5)$$

式中 w' ——外界加给单位重量流体的机械功;

$\frac{p_2 - p_1}{\rho g}$ ——单位重量流体的压力能增量;

$H'_{\text{hyd}1-2}$ ——单位重量流体流经1—2截面之间的流动损失, 它以摩擦功的形式表示之。由于该式各项均是单位重量流体所含的能量, 故其单位为米, 表示该能量可折合为该流体的米高位能, 通常称它们为能量头。

对于单位质量的可压缩流体而言, 通用的伯努利方程式表示为:

$$w = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(Z_2 - Z_1) + H_{\text{hyd}1-2} \quad [\text{J/kg}] \quad (1.2-6)$$

由于可压缩流体的密度 ρ 是变量, 并且 ρ 和 p 具有函数关系, 故压力能的增量是一个积分式。

在式 (1.2-6) 中, 不包括热量 q , 焓 h 或温度 T , 仅包括各种机械能, 并且遵守守恒定律, 故伯努利方程式是能量方程式的一个特例。对于可压缩流体, 根据需要, 既可选用式 (1.2-2) 亦可选用式 (1.2-6)。

三、理想气体的状态方程式、过程方程式和压缩功

1. 状态方程式

由热力学可知, 理想气体热力参数压力 p 、比容 v 和温度 T 之间遵守克拉贝隆状态方程式, 即

$$pv = RT \quad (1.2-7)$$

式中 R 为气体常数, 可由气体物性表查得。

2. 过程方程式

气体压缩遵循一定的热力过程, 图1.2-2表示出四种典型的压缩热力过程。其过程方程式可统一表示为:

$$pv^n = \text{const} \quad (1.2-8)$$

式中 n 为过程指数。如用过程始终点的热力参数表示, 则由式 (1.2-7) 和 (1.2-8) 可知:

$$\left. \begin{aligned} \frac{p_2}{p_1} &= \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{\frac{1}{n}} = \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^{\frac{1}{n}} \\ \text{或} \quad \frac{p_2}{p_1} &= \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}} \end{aligned} \right\} \quad (1.2-9)$$

对于可逆绝热过程 (通常简称绝热过程, 应称等熵过程), 它假定对外绝热, 对内不

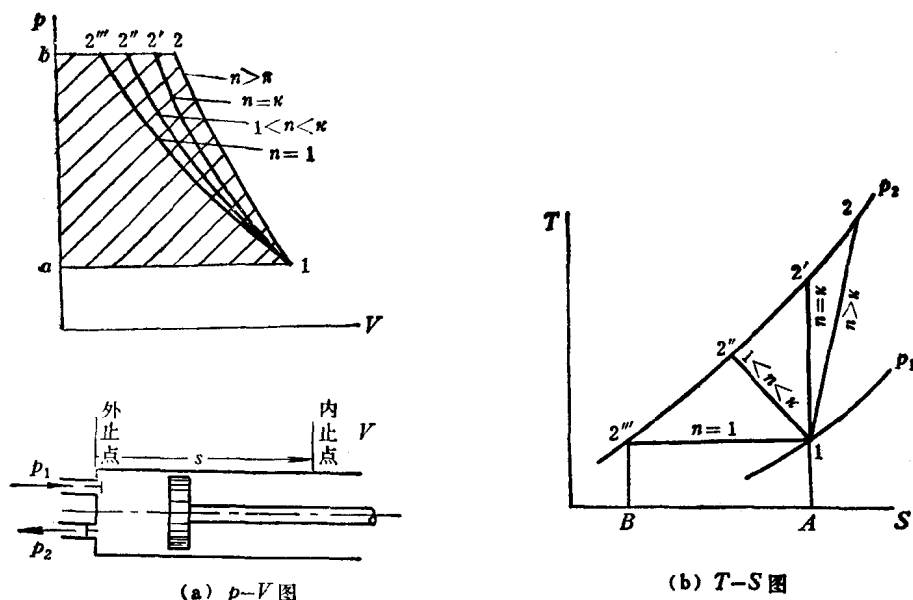


图 1.2-2 压缩过程示意图

计损失, 则 $n = \kappa = \frac{c_p}{c_v}$ 。 κ 为比热比, 称绝热指数, 它可由气体物性表查得。图中该过程线为 $1-2'$ 。

对于多方过程, 若假定对外绝热, 对内计入损失, 则多方指数 $n > \kappa$, n 值既与 κ 值有关, 又与损失的多少有关。实际上过程的多方指数是变化的, 但通常取平均值 $n = \frac{n_1 + n_2}{2}$ 。压缩机的实际压缩过程与这种多方过程十分接近, 图中该过程线为 $1-2$ 。

对于伴随冷却的多方过程, 它是既对外放热, 又对内计入损失的过程, 称有冷却的多方过程, 其 $1 < n < \kappa$ 。图中该过程线为 $1-2''$ 。

对于等温过程, 它因对外放热较多, 在计入损失的情况下, 可保持过程中的温度不变, 其 $n = 1$ 。图中该过程线为 $1-2'''$ 。由于 $pv = \text{const}$, 所以有:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{v_1}{v_2}; \quad T_2 = T_1 \quad (1.2-10)$$

3. 压缩功

压缩机的主要目的是提高输送气体的压力, 也就是提高气体的压力能。为此需着重解决伯努利方程中的 $\int \frac{dp}{\rho}$ 积分问题。所以这里所指的压缩功乃是等于 $\int \frac{dp}{\rho}$ 值的外界输入功, 它可表示为:

$$w = \int_1^2 v dp = (p_2 v_2 - p_1 v_1) - \int_1^2 p dv \quad (1.2-11)$$

或

$$W = mw = m \int_1^2 v dp = (p_2 V_2 - p_1 V_1) - \int_1^2 p dV \quad (1.2-12)$$

式中 w ——外界对单位质量气体所作的功, J/kg;
 W ——外界对质量为 m 公斤的气体所作的功, J;
 v ——比容, m^3/kg ;
 V ——体积, m^3 。

式 (1.2-12) 中第一项 $(p_2V_2 - p_1V_1)$ 为气体流动时外界克服气体压力所作的移动功。它是在活塞或螺杆压缩机中的吸气过程和排气过程中外界对气体所施加的功。第二项 $-\int p dV$ 为气体不流动仅受压缩外界所作的功。它是在容积封闭的情况下, 活塞或螺杆运动过程中所施加的功。由以上吸气、压缩、排气三个过程完成了一个气体压缩循环过程, 故 W 称为循环压缩功或称为循环指示功。而对离心压缩机来说, 这些过程是同时连续进行的, 故 w 称为流动压缩功, 简称压缩功。

将上述的状态方程和过程方程代入式 (1.2-11) 中可推导出多方压缩功为

$$w_{\text{pol}} = \frac{n}{n-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (1.2-13)$$

多方压缩功 W_{pol} 相当于图 1.2-2(a) 中面积为 $a12ba$ 的耗功, 而 w_{pol} 相当于图 (b) 中面积为 $A122''BA$ 的热量。

同理绝热压缩功表示为:

$$w_{\text{ad}} = \frac{\kappa}{\kappa-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (1.2-14)$$

绝热压缩功 W_{ad} 相当于图 (a) 中面积为 $a12'ba$ 的耗功, 而 W_{ad} 相当于图 (b) 中面积为 $A12'2''BA$ 的热量。

由图可见, 多方压缩功大于绝热压缩功, 这是因为多方压缩过程计入了能量损失, 造成压缩困难, 所以需多消耗功。由图 (b) 还可看出, 实际的多方压缩过程有熵增, 它是不可逆的过程。若使损失不断减小, 则多方压缩功将不断接近绝热压缩功, 并以绝热压缩功为极限。

有冷却的多方压缩功仍可用式 (1.2-13) 表示, 但由于 $n < \kappa$, 故压缩功有所减少, 它相当于图 (a) 中面积为 $a12''ba$ 的耗功, 或图 (b) 中面积为 $A12''2''BA$ 的热量。

有冷却的等温压缩功可表示为:

$$w_{\text{is}} = RT_1 \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (1.2-15)$$

等温压缩功 w_{is} 相当于图 (a) 中面积为 $a12''ba$ 的耗功, 而 w_{is} 相当于图 (b) 中面积为 $A12''BA$ 的热量。

由图可见, 有冷却的压缩过程耗功较少, 并以耗功最少的等温压缩功为极限。由于结构上的原因, 有的压缩机往往仅在级与级之间, 并在压缩机之外, 采用中间冷却措施。

四、实际气体的状态方程式、过程方程式和压缩功

在热力学中, 以不考虑或考虑气体分子本身体积和分子间的作用力来区分理想气体或实际气体。通常对临界温度较低的气体, (如空气、氧、氮、氢等) 在低压力下可按理想

气体处理；但在高压下（如超过 $50 \times 10^5 \text{ Pa}$ 时）按理想气体处理其误差就较大，而应按实际气体处理。有些临界温度较高的气体（如氨、二氧化碳，石油气、乙烯等）即使在压力不太高时也应按实际气体处理。

1. 实际气体的状态方程式

工程中实际气体的状态方程式多表示为：

$$pv = ZRT \quad (1.2-16)$$

式中 Z ——压缩性系数。

由 Z 来计及气体分子体积和作用力的影响。当 $Z = 1$ 时即为理想气体。实际气体的 Z 可大于或小于 1。 Z 的确定是专门的研究课题，方法较多，这里仅简单介绍较为实用的参数法。

(1) 二参数法 $Z = f(P_r, T_r)$ 将式 (1.2-16) 改写如下：

$$Z = \frac{pv}{RT} = \frac{p_c V_c}{RT_c} \cdot \frac{p/p_c \cdot v/v_c}{T/T_c} = Z_c \frac{p_r v_r}{T_r} \quad (1.2-17)$$

式中 p_c 、 v_c 和 T_c ——分别为气体的临界压力、临界比容和临界温度，均为定值。 p_c 、 T_c 可由气体物性表查得。

$p_r = \frac{p}{p_c}$ 、 $v_r = \frac{v}{v_c}$ 和 $T_r = \frac{T}{T_c}$ ——分别为对比压力、对比比容和对比温度。

根据气体对比态定律可知，一切气体在相同的对比压力和对比温度下，具有相同的对比比容。由式 (1.2-17) 可知，当各种气体的 p_r 和 T_r 相同时，其 $\frac{p_r v_r}{T_r}$ 也必相同，这样 Z 就

取决于 Z_c 了。在此基础上，有人根据 26 种气体的实验结果，绘出了 $Z = f(p_r, T_r)$ 通用二参数图，例如图 1.2-3 所示。更为详细的二参数图，参见文献 [1]。

(2) 三参数法 $Z = f(p_r, T_r, \omega)$ 由于各种气体的 Z_c 值并不相等，因此仅以 p_r 、 T_r 二参数表示的通用 Z 曲线图就有一定的误差。有人认为 Z_c 的不同在于非球形分子偏心所引起的吸力偏差，并以偏心因子 ω 表示这种影响。 ω 的计算式为：

$$\omega = -1 - \log p_{v,pr} \quad (\text{在 } T_r = 0.7 \text{ 情况下}) \quad (1.2-18)$$

式中 $p_{v,pr}$ ——为气体的对比饱和蒸汽压力。

有的气体物性表中列出了 ω 值，如文献 [11]。

三参数求 Z 的方法如下：

$$Z = Z^{(0)} + \omega Z^{(1)} \quad (1.2-19)$$

式中 $Z^{(0)}$ ——为球形分子结构（如惰性气体氦、氖、氩）的气体压缩性系数。

$\omega Z^{(1)}$ 可看作对 $Z^{(0)}$ 的修正项。 $Z^{(0)}$ 和 $Z^{(1)}$ 都是 p_r 、 T_r 的函数其数值可查阅文献 [11] 附录中的数据表。

(3) 四参数法 $Z = f(p_r, T_r, \omega, X)$ 对于有极性的气体，尚需考虑分子极性力所引起的偏差。有人用极性因子 X 表示这种影响。 X 的计算式为：

$$X = \log p_{v,prx} - \log p_{v,pr} \quad (\text{在 } T_r = 0.6 \text{ 情况下}) \quad (1.2-20)$$

式中 $p_{v,prx}$ ——极性气体的对比饱和蒸汽压力；

$p_{v,pr}$ ——普通气体的对比饱和蒸汽压力。

四参数求 Z 的方法如下：

$$Z = Z^{(0)} + \omega Z^{(1)} + X Z^{(2)} \quad (1.2-21)$$

式中 $Z^{(0)}$, $Z^{(1)}$, $Z^{(2)}$ 都是 p_r , T_r 的函数, 其数值可查阅文献[11] (新版本)。

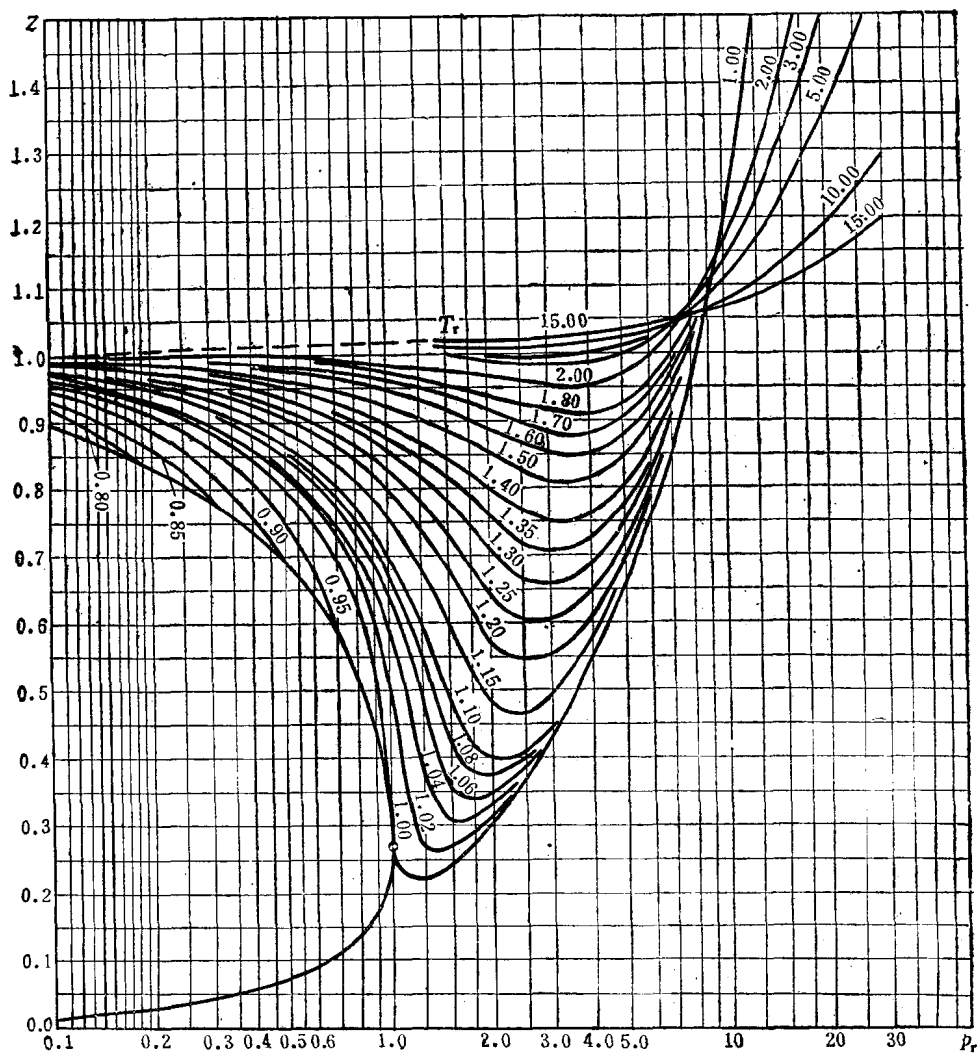


图 1.2-3 通用二参数求 Z 图

对于非极性气体使用三参数法求 Z 可有足够的精度。对于极性气体使用四参数法求 Z 可有足够的精度。

2. 实际气体的过程方程式

(1) 实际气体的比热 理想气体的比热可认为仅随温度而变。实际气体的比热不仅随温度而变, 也随压力而变。实际气体的等压比热可表示为:

$$c_p = c_{p0} + \Delta c_p \quad (1.2-22)$$

式中 c_{p0} ——理想气体的等压比热;

Δc_p ——考虑压力影响的修正项。

Δc_p 可由图1.2-4查得, 该图是根据烃类气体的数据整理而得, 用于其它类气体仅供参考。

若令实际气体的 $c_p - c_v = \Delta c$, 而 $c_p - c_v$ 可由图1.2-5查得, 则实际气体的比热比为:

$$\frac{c_p}{c_v} = \frac{c_{p0} + \Delta c_p}{c_p - \Delta c} \quad (1.2-23)$$

(2) 实际气体的过程指数 通常仿照理想气体过程方程式的形式, 把实际气体的过程方程式表示为:

$$pv^{\kappa_v} = \text{const} \quad (1.2-24)$$

或

$$\frac{v_1}{v_2} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa_v}} \quad (1.2-25)$$

或

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}} \quad (1.2-26)$$

式中 κ_v ——容积绝热指数;

κ_T ——温度绝热指数。

若把式(1.2-16)代入式(1.2-26), 则实际气体的过程方程式也可表示为:

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{Z_2}{Z_1} \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{\kappa_T}} \quad (1.2-27)$$

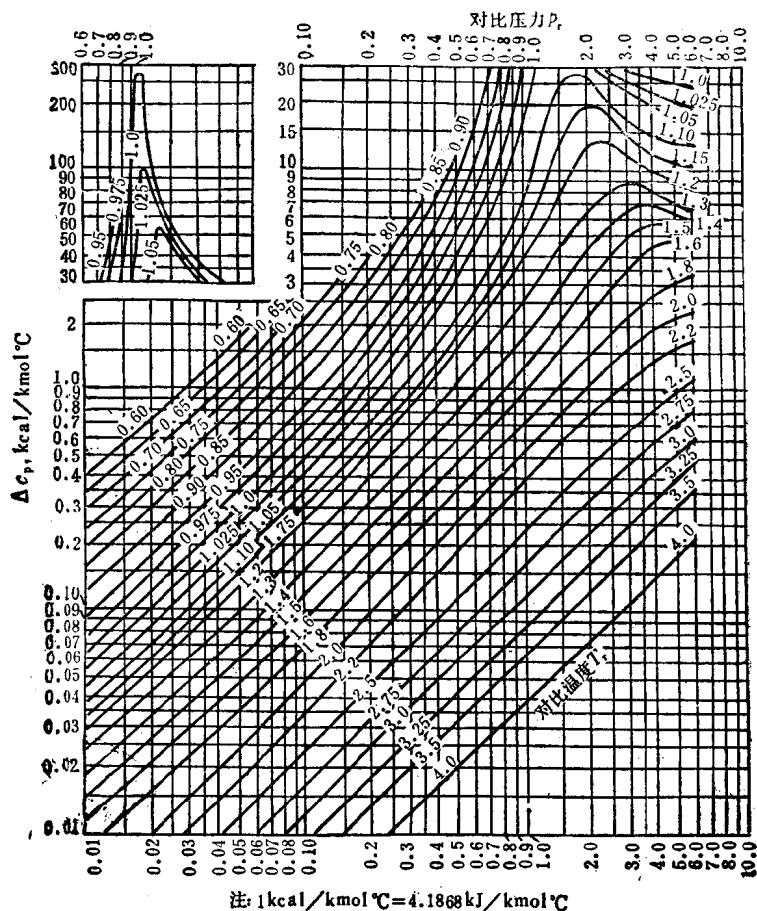


图 1.2-4 Δc_p 曲线

由热力学的微分关系式可分别推导出 κ_T 和 κ_v 的关系式（推导从略）如下：

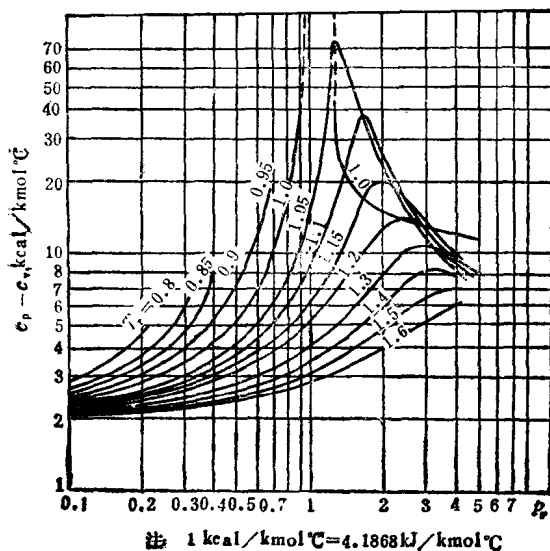


图 1.2-5 $c_p - c_v$ 曲线

$$\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T} = \frac{RZ}{c_p} (1 + x) \quad (1.2-28)$$

式中 $x = \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_p$ ，它可

由图1.2-6查得。

$$\kappa_v = \frac{c_p}{c_v} \frac{1}{y} = \frac{\kappa}{y} \quad (1.2-29)$$

式中 $y = 1 - \frac{p}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial p} \right)_T$ ，

它可由图1.2-7查得。

由式 (1.2-28) 和 (1.2-29) 求得的 κ_T 和 κ_v 为某一状态下的值，在应用到过程方程式

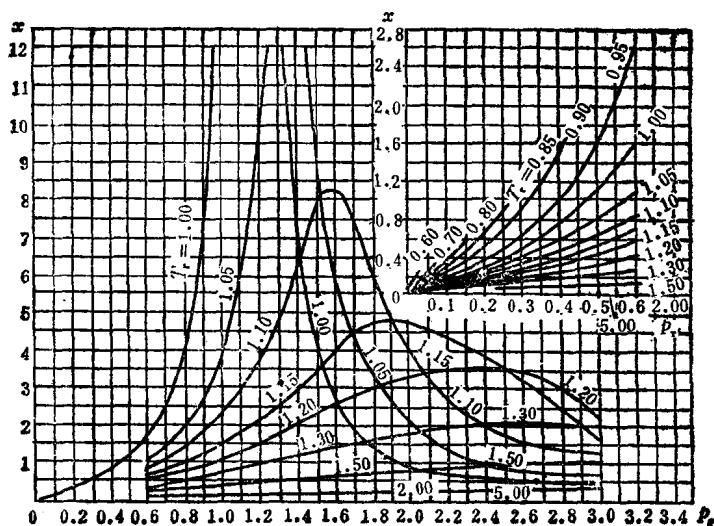


图 1.2-6 x 曲线

(1.2-25)和(1.2-26)时，需将始终点的值加以平均，即 $\kappa_T = \frac{\kappa_{T1} + \kappa_{T2}}{2}$ ， $\kappa_v = \frac{\kappa_{v1} + \kappa_{v2}}{2}$ 。

由上述各式可知，仅当理想气体 $Z=1$ 时，因 $c_p=c_{p0}$ ， $x=0$ ， $y=1$ ，才有 $\kappa_T=\kappa_v=\kappa$ 。而实际气体的 $\kappa_T \neq \kappa_v \neq \kappa$ ，且 $\kappa_T \neq \kappa_v$ ，这是使用实际气体需要特别加以注意的。一般 κ_T 随压力、温度的变化较小，而 κ_v 随压力、温度的变化较大，故较多使用含 κ_T 的过程方程。另外，在压力较高时温度多方指数 n_T 相当接近于 κ_T ，故通常可取 $n_T=\kappa_T$ 。