

HANDBOOKS

[美] PAUL C. HANLON

COMPRESSOR
HANDBOOK



压缩机手册

郝 点 等译
陈建义 审校



中国石化出版社

压缩机手册

[美] Paul C. Hanlon

郝 点 魏统胜 胡丹梅
李尽亮 罗晓兰 杨成炯 于明礼 译

陈建义 审校

中国石化出版社

著作权合同登记 图字:01-2001-1720 号

Original edition Copyright (2001) by The McGraw-Hill Companies, Inc. All rights reserved.
中文版权(2002)为中国石化出版社所有。版权所有,不得翻印。

图书在版编目(CIP)数据

压缩机手册/(美)汉隆(Paul C. Hanlon),郝点等译.
—北京:中国石化出版社,2003
ISBN 7-80164-303-8

I. 压… II. ①汉…②郝… III. 压缩机-技术手册
IV. TH45-62

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2002)第 090429 号

中国石化出版社出版发行

地址:北京市东城区安定门外大街 58 号

邮编:100011 电话:(010)84271850

<http://www.sinopec-press.com>

E-mail: press@sinopec.com.cn

北京精美实华图文制作中心排版

三河市三佳印刷装订有限公司印刷

新华书店北京发行所经销

*

787×1092 毫米 16 开本 32.75 印张 834 千字 印 1—2000

2003 年 1 月第 1 版 2003 年 1 月第 1 次印刷

定价:85.00 元

撰 稿 人

Bark, Karl-Heinz *MaxPro Technologies* (CHAPTER 11 GAS BOOSTERS)

Bendinelli, Paolo *Turbocompressors Chief Engineer, Nuovo Pignone* (CHAPTER 3 COMPRESSOR PERFORMANCE—DYNAMIC)

Blodgett, Larry E. *Southwest Research Institute* (CHAPTER 6 COMPRESSOR AND PIPING SYSTEM SIMULATION)

Camatti, Massimo *Turbocompressors Design Manager, Nuovo Pignone* (CHAPTER 3 COMPRESSOR PERFORMANCE—DYNAMIC)

Chen, H. Ming, Ph.D., P.E. *Mohawk Innovative Technology, Inc.* (CHAPTER 19 PRINCIPLES OF BEARING DESIGN)

Epp, Mark *Jenmar Concepts* (CHAPTER 8 CNG COMPRESSORS)

Gajjar, Hasu *Weatherford Compression* (CHAPTER 14 THE OIL-FLOODED ROTARY SCREW COMPRESSOR)

Giachi, Marco *Turbocompressors R&D Manager, Nuovo Pignone* (CHAPTER 3 COMPRESSOR PERFORMANCE—DYNAMIC)

Giacomelli, Enzo *General Manager Reciprocating Compressors, Nuovo Pignone* (CHAPTER 7 VERY HIGH PRESSURE COMPRESSORS)

Gresh, Ted *Elliott Company* (CHAPTER 4 CENTRIFUGAL COMPRESSORS—CONSTRUCTION AND TESTING)

Hanlon, Paul C. *Lee Cook, A Dover Resources Company* (CHAPTER 17 RECIPROCATING COMPRESSOR SEALING)

Heidrich, Fred *Dresser-Rand Company* (CHAPTER 2 COMPRESSOR PERFORMANCE—POSITIVE DISPLACEMENT)

Heshmat, Hooshang, Ph.D. *Mohawk Innovative Technology, Inc.* (CHAPTER 19 PRINCIPLES OF BEARING DESIGN)

Kennedy, William A., Jr. *Blackmer/A Dover Resource Company* (CHAPTER 9 LIQUID TRANSFER/VAPOR RECOVERY)

Lowe, Robert J. T. F. *Hudgins, Inc.* (CHAPTER 21 COMPRESSOR CONTROL SYSTEMS)

Machu, Erich H. *Consulting Mechanical Engineer, Hoerbiger Corporation of America, Inc.* (CHAPTER 20 COMPRESSOR VALVES)

Majors, Glen, P.E. *C.E.S. Associates, Inc.* (CHAPTER 18 COMPRESSOR LUBRICATION)

Netzel, James *Chief Engineer, John Crane Inc.* (CHAPTER 16 ROTARY COMPRESSOR SEALS)

Nix, Harvey *Training-n-Technologies* (CHAPTER 5 COMPRESSOR ANALYSIS)

Patel, A.G., PE *Roots Division, Division of Dresser Industries Inc.* (CHAPTER 13 STRAIGHT LOBE COMPRESSORS)

Reighard, G. *Howden Process Compressors, Inc.* (CHAPTER 15 DIAPHRAGM COMPRESSORS)

Rossi, Eugenio *Turbocompressors Researcher, Nuovo Pignone* (CHAPTER 3 COMPRESSOR PERFORMANCE—DYNAMIC)

Rowan, Robert L., Jr. *Robert L. Rowan & Associates, Inc.* (CHAPTER 22 COMPRESSOR FOUNDATIONS)

Shaffer, Robert W. *President, Air Squared, Inc.* (CHAPTER 12 SCROLL COMPRESSORS)

Tuymer, Walter J. *Hoerbiger Corporation of America, Inc.* (CHAPTER 20 COMPRESSOR VALVES)

Traversari, Alessandro *General Manager Rotating Machinery, Nuovo Pignone* (CHAPTER 7 VERY HIGH PRESSURE COMPRESSORS)

Vera, Judith E. *Project Engineer, Energy Industries, Inc.* (CHAPTER 23 PACKAGING COMPRESSORS)

Weisz-Margulescu, Adam, P. Eng. *FuelMaker Corporation* (CHAPTER 10 COMPRESSED NATURAL GAS FOR VEHICLE FUELING)

Woollatt, Derek *Manager, Valve and Regulator Engineering, Dresser-Rand Company & (Screw Compressor Section)* (CHAPTER 1 COMPRESSOR THEORY; CHAPTER 2 COMPRESSOR PERFORMANCE—POSITIVE DISPLACEMENT)

主 编 简 介

(ABOUT THE EDITOR)

Paul C. Hanlon 是美国肯塔基州路易斯维尔市 (Louisville, Kentucky) C. Lee Cook 公司产品设计经理。毕业于辛欣那提大学 (University of Cincinnati) 机械工程专业。40 余年来, 一直从事发动机、压缩机以及化工、石油和气体加工业中主要设备密封装置的设计、应用和故障诊断工作。Hanlon 先生还为主要技术期刊撰写过许多论文。

译 者 序

压缩机是一种应用广泛,又与现代工业和生活的各个领域密切相关并发挥重要作用的通用机械设备。在现今经济技术趋于全球化的形势下,《压缩机手册》为学习、研究和掌握国外压缩机技术现状和发展方向,提供了重要的应用技术资料,对从事于压缩机使用、研究、设计、制造和经营等工程技术和管理人员都有重要的参考价值。

本书为美国2001年最新的第一版压缩机综合技术手册。全书共有23章,第1章~第3章为压缩机的工程理论基础;第4章~第6章为压缩机的试验和分析技术;第7章~第11章为压缩机的特殊用途;第12章~第15章为特殊类型的压缩机;第16章~第20章为压缩机密封、轴承和气阀等重要零部件的应用技术;第21章~第23章为压缩机控制、安装等有关技术问题,附录中还提供了压缩机的重要应用数据和图表。

《压缩机手册》是数十位压缩机行业专家的应用技术成果的总结,内容覆盖了各方面的压缩机应用技术领域。本书除了论述压缩机的工程基础以外,还介绍了压缩机及其零部件的许多结构形式和实际应用技术,并对影响压缩机寿命的重要零部件进行了讨论和分析,是一本将压缩机理论与实践、设计与应用、制造与维护相结合的综合性实用技术手册。

本书第1、6~15章、附录由郝点翻译,第2~4章由魏统胜翻译,第5章由罗晓兰翻译,第16~18章由于明礼翻译,第19章由胡丹梅翻译,第21、22章由李尽亮翻译,第20、23章由杨成炯翻译,全书由陈建义审校。

本书内容丰富、涉及专业知识领域广泛,由于翻译者水平和时间所限,译文中难免出现错误和不足之处,恳请给予批评指正。

译者

2002.12

序 言

压缩机是一种“在我们周围无处不在”而我们又对其知之甚少的机械设备。在我们的家庭、工作场所以及我们所使用的各种形式的运输工具中都可发现它的存在。压缩机可用于制冷、发动机、化工过程、气体输送、机械制造以及几乎各个需要输送或压缩气体的场所。

压缩机的设计和制造涉及许许多多的工程学科（例如流体力学、热力学、摩擦学和应力分析等），所以，在本手册的第一版中，我们只能“介绍一些重点内容”，而不可能做得比这更多了。

压缩机涉及的领域如此广泛、包含的种类和规格又是如此繁多，以致于我们很难在这样一本小型的、且仅代表少数作者的工作书籍中涵盖所有的内容。但或许它更重要的意义在于，给我们开启了出版更大型的、第二版压缩机手册的大门。

在压缩机中，人们最为关注的是那些寿命有限的零部件（例如轴承、密封和气阀），以及那些承受高应力的部件。有关这些部件的讨论和分析占据了本手册的大部分篇幅，但与此同时，仍有相当的篇幅用于讨论压缩机的理论、应用以及若干不同类型的压缩机。

本手册中的许多内容都是以经验原理为基础的，所以本手册不失为压缩机设计人员和制造人员的实用指南。本手册还介绍了对所有读者都有用的压缩机测试和分析方法，并且本手册对任何一个对压缩机感兴趣的人都会有所裨益。

Paul C. Hanlon

目 录

第 1 章 压缩机原理	(1)
参考文献	(10)
第 2 章 压缩机性能——容积式压缩机	(11)
第 3 章 压缩机性能——动力学特性	(25)
第 4 章 离心式压缩机——结构和试验	(83)
参考文献	(132)
第 5 章 压缩机分析	(134)
第 6 章 压缩机与管道系统模拟	(155)
参考文献	(164)
第 7 章 超高压压缩机(超过 100 MPa[14500 psi])	(165)
参考文献	(193)
第 8 章 CNG 压缩机	(196)
第 9 章 液体输送与蒸汽回收	(209)
第 10 章 车辆燃料加注用压缩天然气	(215)
第 11 章 气体增压器	(225)
第 12 章 涡旋式压缩机	(234)
第 13 章 直叶罗茨式压缩机	(238)
第 14 章 喷油螺杆式压缩机	(243)
第 15 章 隔膜式压缩机	(249)
第 16 章 回转式压缩机密封	(261)
参考文献	(270)
第 17 章 往复式压缩机的密封	(272)
第 18 章 压缩机润滑	(299)
第 19 章 轴承设计原理	(309)
参考文献	(411)
第 20 章 压缩机气阀	(413)
参考文献	(430)
第 21 章 压缩机控制系统	(431)
第 22 章 压缩机的基础	(448)
参考文献	(454)
第 23 章 撬装式压缩机	(455)
参考文献	(463)
附 录	(466)
索 引	(502)

第 1 章 压缩机原理

Derek Woollatt
Manager, Valve and Regulator Engineering
Dresser-Rand Company

1.1 符号表

		单 位 (见如下说明)	国际单位制单位换算因数 (译者附注)
a	气体中的音速	英尺/秒 (ft/s)	0.3048m/s(米/秒)
a, b	以压力形式表示的状态方程的常数		
A, B	以压缩性系数表示的状态方程的常数		
B	内径	英寸 (in)	2.54×10^{-2} m(米)
CL	以行程容积分数表示的余隙		
c_p	定压比热	英尺·磅力/磅·°R(ft·lbf/lbm·°R)	5.380328J/(kg·K)(焦/千克·开)
c_v	定容比热	英尺·磅力/磅·°R(ft·lbf/lbm·°R)	5.380328J/(kg·K)(焦/千克·开)
e	比内能(即单位质量的内能)	英尺·磅力/磅(ft·lbf/lbm)	2.98907J/kg(焦/千克)
E	内能	英尺·磅力(ft·lbf)	1.35582J(焦耳)
F	流通面积	平方英寸(in ²)	6.4516×10^{-4} m ² (米 ²)
h	比焓(即每单位质量焓值)	英尺·磅力/磅(ft·lbf/lbm)	2.98907J/kg(焦/千克)
H	焓	英尺·磅力(ft·lbf)	1.35582J(焦耳)
HP	功率(Horsepower)	马力	
J	焦耳当量	英尺·磅力/英制热单位 BTU (ft·lbf/BTU)	1.285069×10^{-3}
k	比热比($= c_p/c_v$)		
m	质量流量	磅/秒(lbm/s)	0.453592kg/s(千克/秒)
M	质量	磅(lbm)	0.453592kg(千克)
n_T	温度等熵指数		
n_V	容积等熵指数		
N	压缩机转速	转/分(r/min)	
p	压力	磅力/平方英寸 绝压(lbf/in ² A)	6.894757×10^3 PaA(帕 绝压)
PW	功率	英尺·磅力/分(ft·lbf/min)	2.2597×10^{-2} W(瓦)
q	传热速率	英热量单位/秒(BTU/s)	1.055056×10^3 J/s(焦耳/秒)
Q	传热量	英热量单位(BTU)	1.055056×10^3 J(焦耳)
R	气体常数	英尺·磅力/磅·R(ft·lbf/lbm·R)	5.380328J/(kg·K)(焦/千克·开)
s	比熵	英尺·磅力/磅·R(ft·lbf/lbm·R)	5.380328J/(kg·K)(焦/千克·开)

S	行程	英寸(in)	$2.54 \times 10^{-2} \text{m}$ (米)
T	温度	兰金温度 $^{\circ}\text{R}$ (Rankine)	5/9K(开尔文)
u	气体流速	英尺/秒(ft/s)	0.3048m/s(米/秒)
U_p	活塞速度	英尺/分(ft/min)	0.3048m/min(米/分)
v	比容积(单位质量容积)	立方英尺/磅(ft ³ /lbm)	$6.2428 \times 10^{-2} \text{m}^3/\text{kg}$ (米 ³ /千克)
V	容积	立方英寸(in ³)	$1.63871 \times 10^{-5} \text{m}^3$ (米 ³)
W	某过程中外界对气体做的功	英尺·磅力(ft·lbf)	1.35582J(焦耳)
WD	一个压缩循环中外界对气体做的功	英尺·磅力(ft·lbf)	1.35582J(焦耳)
Z	压缩性系数(有时称为超压缩性系数)		
Δp	压降	磅力/平方英寸(lbf/in ²)	$6.894757 \times 10^3 \text{Pa}$ (帕)
ρ	密度	磅/立方英尺(lbm/ft ³)	$1.60185 \times 10 \text{kg/m}^3$ (千克/米 ³)
θ	曲柄转角	度	
λ	平均压降表达式中的积分常数		

下角标

C	临界压力或温度
D	压缩机气缸排出
eq	当量(面积)
in	控制容积入口
o	滞止值
out	控制容积出口
R	对比(压力或温度)
SW	行程(行程容积为最大气缸容积减去最小气缸容积)
1、2、3、4	循环中相应的位置(图1-2)
1、2	过程的前、后

注：本节给出的基本方程可采用任何一种一致的单位制。上述符号表中给出的单位是非一致性的，故当采用上述单位时，基本方程中应包含附在每个方程末尾方括号中的换算系数，并且方程的形式即如所给出的那样。如果使用另一种一致的单位制，则不应包含方程后面的换算系数。

1.2 原理

1.2.1 气体定律

根据定义，压缩机用于压缩气体状态的物质。在计算压缩机的性能以及作用在压缩机各部件上的载荷时，需要采用一定的方法来计算气体的物性参数。由于流程压缩机压缩的气体种类繁多且条件各异，所以还没有一个状态方程(即通过压力和温度计算密度的方程)能对各种气体在所有不同条件下的计算都是精确的。以下从最简单的形式开始讨论一些常用的状态方程。最简单的状态方程是理想气体定律：

$$pv = \frac{p}{\rho} = RT \left[\frac{1}{144} \right]$$

只有当气体的温度远高于临界温度，或压力远低于临界压力时，该方程才是准确的。常温常压下的空气完全服从此定律。

为了更精确地预测真实气体的物性，通常引入一个经验值“ Z ”对理想气体定律加以修正。“ Z ”称为压缩性系数或超压缩性系数。 Z 值为气体成分、压力和温度的函数。修正后的方程为：

$$\frac{p}{\rho} = ZRT \left[\frac{1}{144} \right]$$

当且仅当 Z 值精确时,修正的方程才是精确的。在大多数情况下,可用对应态定律确定 Z 值,且精度较高。对应态定律指出: Z 可近似地看成是对比压力 and 对比温度的函数,这样对所有气体,若对比压力和对比温度相同,则 Z 值相同。即:

$$Z = f_n(p_R, T_R) = f_n\left(\frac{p}{p_C}, \frac{T}{T_C}\right)$$

作为对比压力和对比温度函数的 Z 值曲线见图 1-1。对大多数远离临界点或两相区的实际气体,该曲线均可给出合理的结果。

预测压缩机的性能时,还需计算其他的物性参数,如焓、焓、等熵指数等。为此,常通过方程来计算 Z 值,尤其是用计算机进行性能计算时,用方程就比用曲线图方便。可用的状态方程形式很多,以下给出一个最简单的方程即 **Redlich-Kwong 状态方程**。其他的方程精度更高、适用的范围更宽,但形式也更复杂。有关这些方程的讨论可参见文献[2]、[3]。

Redlich-Kwong 状态方程为:

$$p = \left(\frac{RT}{v-b} - \frac{a}{v^2 + bv} \right) \left[\frac{1}{144} \right]$$

$$\text{式中 } a = 0.42748 \frac{R^2 T_C^{2.5}}{p_C T^{0.5}} \left[\frac{1}{144} \right];$$

$$b = 0.08664 \frac{RT_C}{p_C} \left[\frac{1}{144} \right]。$$

或

$$Z^3 - Z^2 + (A - B - B^2)Z - AB = 0$$

$$\text{式中 } A = 0.42748 \frac{p_R}{T_R^{2.5}};$$

$$B = 0.08664 \frac{p_R}{T_R}。$$

一旦已知 p_R 和 T_R ,解上述三次方程求 Z 值就相当于在图 1-1 中查得 Z 值。压缩机性能预测中常用的状态方程还有: Soave Redlich Kwong 方程、Peng Robinson 方程、Benedict Webb Rubin 方程、Han Starling 方程、Lee-Kesler 方程以及 API 的方法。这些方法的细节可以在文献中找到(例如文献[2]和[3])。

1.2.2 热力学参数

预测压缩机的性能时,需要用一定的方法计算气体的焓、内能及熵。通常采用容积等熵指数 n_V 和温度等熵指数 n_T 计算较为方便。

对于气体状态的等熵变化,定义等熵指数使下列方程成立。

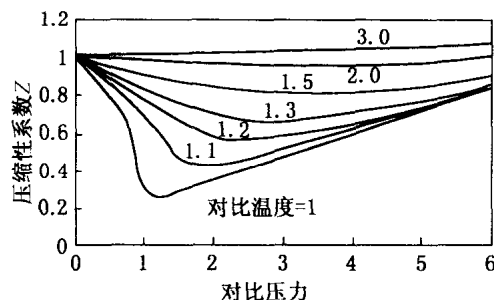


图 1-1 压缩性系数曲线
(基于 Redlich-Kwong 状态方程)

$$pV^{n_v} = \text{常数}$$

$$\frac{p^{n_r}}{T} = \text{常数}$$

对于**理想气体**，易求得它们的热力学参数。对于服从理想气体定律且比热恒定的气体，可用下列公式计算其比参数，也即单位质量气体的热力学参数。

$$\text{比内能} = e = c_v T$$

$$\text{比焓} = h = c_p T$$

$$n_v = n_T = c_p / c_v = k$$

$$\text{比熵的变化量} = s_2 - s_1 = c_p \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right) - R \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right)$$

对于**实际气体**，可以通过气体 Mollier 图或通过状态方程以及低压下比热随温度的变化关系上述参数。具体方法可参见文献[2]、[3]。

对于实际气体，若 Z 值已知，则可用近似方法方便地计算其等熵过程。考虑气体从状态 1 到状态 2 的等熵变化：

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{Z_1}{Z_2} \frac{p_2}{p_1} \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/n_v}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{n_r - 1/n_r}$$

$$\therefore \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/n_v} = \frac{Z_1}{Z_2} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/n_r}$$

显然，若气体的状态不是非常靠近临界点或两相区，即气体的性质类似理想气体，则有 n_r 近似等于 $k = c_p / c_v$ ，进而有：

$$\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/n_v} \cong \frac{Z_1}{Z_2} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/k}$$

1.2.3 热力学定律

计算压缩机循环需要能量方程、气体状态变化的等熵过程方程和流体节流流动定律。

对**固定质量**的气体，其**能量方程**可简单地表述为：气体能量的增加等于作用在气体上的功减去气体向环境的传热量。对压缩机而言，可忽略势能和化学能的变化。在应用固定质量气体的能量方程时，通常还可忽略气体动能的变化。能量方程简化如下：

$$E_2 - E_1 = M(e_2 - e_1) = W - Q[\text{J}]$$

若以**控制容积**(即流体可流进或流出的固定体积)为研究对象，则必须考虑气体流进或流出控制容积时所做的功，并且在许多场合，还需考虑气体动能的变化。故**能量方程**成为：

$$E_2 - E_1 = M_{\text{in}} h_{\text{oin}} - M_{\text{out}} h_{\text{oot}} + W - Q[\text{J}]$$

式中 h_o —— $h + \frac{1}{2} u^2 \left[\frac{1}{32.18} \right]$ ；

h —— $e + pv[144]$ 。

对稳态过程，控制容积内的参数不随时间变化，即 $E_2 = E_1$

则有 $M_{\text{out}} h_{\text{oot}} - M_{\text{in}} h_{\text{oin}} = H_{\text{oot}} - H_{\text{oin}} = W - Q[\text{J}]$

前面给出的**等熵过程方程**，适用于无损失且无热交换的情况。对实际气体可用 Mollier

图确定它的热力学参数；若气体的特性近似于理想气体，则可用前述等熵过程方程确定其热力学参数，即：

$$pV^{n_p} = \text{常数}$$

$$\frac{p^{\frac{n_p-1}{n_p}}}{T} = \text{常数}$$

不可压缩流体通过节流区的流动定律为：

$$m = F \sqrt{(2\rho\Delta p)} \left[\sqrt{\frac{32.18}{144}} \right]$$

F = 有效流动面积 = 几何流动面积 $\times$ 流量系数

对于理想气体，当压降足够低、流动为亚音速时（往复压缩机中气体流动总是如此），气体的流量为：

$$m = k \frac{p_1}{a_1} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{k+1/2k} F \sqrt{\left[\frac{2}{k-1} \left(\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{k-1/k} - 1 \right) \right]} [32.18]$$

$$\text{若 } \frac{p_2}{p_1} < \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k/k-1} \text{ 则流动达到音速时 } m = k \frac{p_1}{a_1} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k+1/2(k-1)} F [32.18]$$

1.2.4 压缩循环

供给压缩机的功用于增加气体的压力，提高气体的温度并补偿压缩机向外界的传热。在大多数情况下，要求使用尽可能少的能量增加气体压力。由于绝热压缩过程中压缩机与外界无热传递，所以它所做的功最小。这还意味着在压缩机中没有任何损失。尽管等熵过程事实上无法实现，但它可作为确定压缩效率的基准。压缩机等熵效率定义为气体等熵过程中所需要的功除以压缩气体所用的实际功。通常所给出的压缩机的效率都是等熵效率。

然而压缩机等熵效率有可能大于 100%。可逆等温过程所做的功就小于等熵过程所做的功。在可逆等温过程中，通过伴随压缩过程的可逆传热使得气体的温度恒为入口温度。当然此过程也必须是无损失过程。尽管许多压缩机的最终排气温度远低于等熵排气温度，致使所需功率减少，然而几乎在所有情况下，压缩机所需的功率仍总是大于等熵功率，所以人们普遍地用等熵效率来评定压缩机。

1.2.5 容积式(正排量)压缩机理想循环

作为容积式压缩机的一个实例，考虑一台往复式压缩机，它将气体从吸气压力 p_s 压缩至排气压力 p_d 。在压缩机术语中，比值 p_d/p_s 称为压缩比。压缩机的压缩比可与往复式发动机术语形成对照，往复式发动机的压缩比为容积比。往复式压缩机的理想压缩循环如图 1-2 所示。该图给出了以压力一曲柄转角、压力—气缸容积表示的循环过程。循环可以从点 1 开始说明。

点 1 表示活塞给出最大气缸容积时的止点中心位置。此时气缸中气体压力为吸气压力 p_s 。随着活塞的运动，气缸容积减小，缸内气体受压缩，气体的压力和温度升高。在理想情况下，由于无摩擦和传热，过程是等熵的，所以可以应用前述等熵状态变化方程，利用已知的容积变化计算出压力和温度的变化量。

在点 2，气体压力增加到排气压力。此时在理想的压缩机中，排气阀将打开，且气流经过气阀时无压力损失。当活塞运动使气缸容积进一步减小时，缸内气体就排入排气管线，且

缸内压力维持不变。

在点 3, 活塞到达行程终点, 气缸处于最小容积, 排气阀关闭。随着活塞返回运动, 气缸容积增加, 滞留在余隙容积(有时称为固定余隙)内的气体在点 3 处发生膨胀, 其温度和压力也随之下降。同样, 由于无损失和传热, 可以应用等熵状态变化公式计算压力和温度的变化。

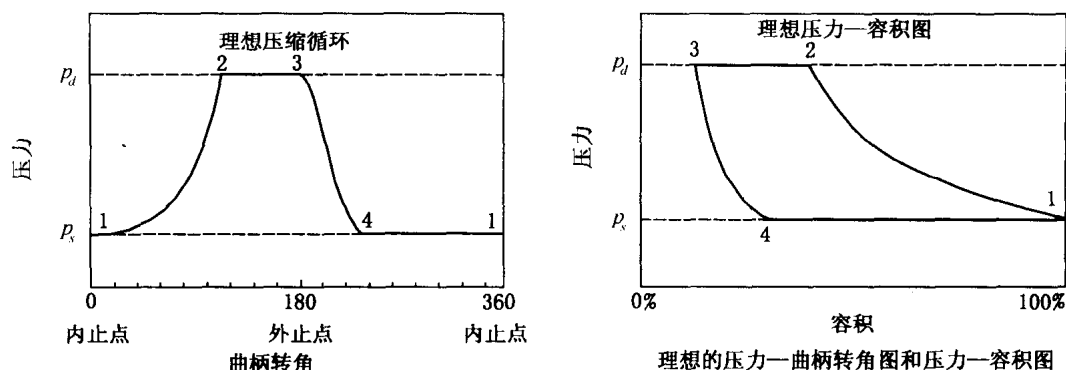


图 1-2 压缩机理想循环

在点 4, 压力已降低到吸气压力, 此时吸气阀打开。当活塞运动进一步增加气缸容积时, 气体通过吸气阀被吸入气缸内。当活塞再次到达止点中心点 1 时, 气缸容积最大, 吸气阀关闭, 并重复以上工作循环。

利用压力-容积图或利用经过压缩机的气体升温, 可以方便地计算每循环所需要的功和驱动压缩机所需要的功率。

设微小时间间隔内气缸容积变化为 dV , 则对气体所做的功可表示为 $p dV$, 故每个压缩循环对气体所做的功即为 $p dV$ 在压缩循环内的积分, 也就是说对气体所做的功等于压力-容积图中曲线所包围的面积(图 1-2)。注意每个循环所做的功和循环图中的面积相等这一结论不只是对理想气体才成立, 因此导致所需功率增加的各种损失的大小都可以通过示功图(常称作压力-容积图)求得。(若指示图上压力单位为磅每平方英寸(psi), 容积单位为立方英寸, 则图面积给出的做功将以英寸·磅(in·lb)表示, 对以英尺·磅(ft·lb)表示的做功必须除以 12)。

一旦已知每个循环所做的功, 则可以计算功率(马力)。若功以 ft·lb 表示, 转速以 r/min 表示, 则:

$$HP = WD N / 33000$$

如果能测量或估计气缸中气体的传热量, 则可应用能量方程计算单位时间内做的功。

$$\text{单位时间内做的功} = m(h_2 - h_1) + q[J]$$

对于无传热的理想气体的循环, Q 为零, 且 $h = c_p T$, 则有

$$\text{功率 } PW = mc_p(T_2 - T_1)[60]$$

现在对于理想气体的理想循环, 压缩为等熵压缩, 可应用等熵关系并根据压比和吸气温度 T_1 计算排气温度 T_2 。

$$\frac{T_2}{T_1} = (p_d/p_s)^{k-1/k}$$

$$\therefore \quad \text{功率 } PW = mc_p T_1 \left[\left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{k-1/k} - 1 \right] [60]$$

对于理想循环, 如果已知入口压缩性系数和平均容积等熵指数, 功率可导出如下
对于单位质量的压缩气体:

$$\text{气体流进气缸所做的功} = p_1 V_1 \left[\frac{1}{12} \right]$$

$$\text{气缸内气体获得的功} = - \int_1^2 p dV \left[\frac{1}{12} \right]$$

$$\text{对排出气缸的气体所做的功} = p_2 V_2 \left[\frac{1}{12} \right]$$

$$\therefore \quad \text{曲轴对单位质量气体所做的功} = \left[-p_1 V_1 - \int p dV + p_2 V_2 \right] [144]$$

注意到 $pV^{n_v} = \text{常数}$, 积分得:

$$\text{对单位质量气体所做的功} = \left[\frac{1}{n_v - 1} [p_2 V_2 - p_1 V_1] + p_2 V_2 - p_1 V_1 \right] [144]$$

$$= \frac{n_v}{n_v - 1} (p_2 V_2 - p_1 V_1) [144]$$

$$= \frac{n_v}{n_v - 1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{n_v - 1/n_v} - 1 \right] [144]$$

$\therefore$ 单位时间做功 = 功率

$$PW = \frac{n_v}{n_v - 1} m p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{n_v - 1/n_v} - 1 \right] [(144) \cdot (60)]$$

(或使用修正的理想气体状态方程($p_v = ZRT$))

$$= \frac{n_v}{n_v - 1} ZRT_1 m \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{n_v - 1/n_v} - 1 \right] [60]$$

理想压缩机终端的排气量, 即通过压缩机终端的流量, 也可通过压力—容积图计算。在理想压缩机中, 气缸吸入的气量等于气缸排出的气量, 且等于 $m_1 - m_4$, 此处点1、4的规定见图1-2。如下述定义, 压缩机的排气量常以**容积效率**的形式给出。注意无任何损失的气缸的容积效率低于100%。容积效率只是把实际排气量和无余隙气缸的排气量关联起来, 它并不能给出气缸效率的有关信息。

$$\text{每个循环的排气量} = M_1 - M_4 = \rho_1 (V_1 - V_4) \left[\frac{1}{1728} \right]$$

$$\text{容积效率定义为 } VE = \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_3}$$

$$\text{每个循环的排气量} = \rho_1 VE (V_1 - V_3) \left[\frac{1}{1728} \right]$$

$$\text{流量(单位时间排气量), } m = \rho_1 VE N (V_1 - V_3) \left[\frac{1}{60 \times 1728} \right]$$

现在 $V_1 - V_3$ 为行程容积(V_{sw})

若已知平均容积等熵指数, 容积效率可以计算如下:

$$VE = \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_3} = 1 - \frac{V_3}{V_1 - V_3} \left(\frac{V_4}{V_3} - 1 \right)$$

现在 $V_3/(V_1 - V_3)$ 为用行程容积分数表示的固定余隙容积, 这也常称为**余隙**(CL), 并

以分数或百分数的形式表示。利用容积等熵指数 n_v 的定义式, 项 V_4/V_3 可以用压力比的形式表示, 则有:

$$VE = 1 - CL \left[\left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{1/n_v} - 1 \right]$$

即

$$VE = 1 - CL \left[\left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{1/n_v} - 1 \right]$$

1.2.6 估算阀损失

对实际阀门的吸排气过程, 气体流经阀门时必然会有压降。该压降会导致压缩机驱动功率增大, 排气量下降。阀损失可估计如下。

为了估计阀产生的功率损失, 通常假设气体流经阀门时是不可压缩的。由于吸入和排出过程中, 气体压力保持相对稳定, 故这种假设是合理的。同时假设连杆的长度足以保证活塞的运动为正弦运动, 则活塞的速度可写成:

$$U_p = \pi N S \sin \theta \left[\frac{1}{12} \right]$$

现在若气体不可压缩, 则通过阀的气体质量与活塞排出的气体质量相等。

$$m = \rho \frac{\pi B^2}{4} U_p \left[\frac{1}{(60)(144)} \right] = \frac{\pi^2}{4} \rho N S B^2 \sin \theta \left[\frac{1}{(1728)(60)} \right]$$

然后假定用流过孔板的不可压缩流动表示通过气阀的流动, 则:

$$\Delta p = \frac{m^2}{2 \rho F_{eq}^2} \left[\frac{144}{32.18} \right] = \frac{\left(\frac{\pi^2}{4} \rho N S B^2 \sin \theta \right)^2}{2 \rho F_{eq}^2} \left[\frac{1}{(32.18)(60^2)(144^2)} \right]$$

注意对于所讨论的问题, 公式中的 F_{eq} 是所有阀的当量面积。即对同样的气体、在相同流量下与气阀具有相同压降的理想孔板的面积。若假定整个吸、排气过程中阀门是全开的, 那么就如阀门设计中公认的那样 F_{eq} 为常数。考虑阀门压降的影响后所修正的压力—容积图如图 1-3 所示。

为计算阀损失产生的功和功率损失, 需要知道压力—容积图(图 1-3)上阀损失部分所占的面积。而这可以很容易地通过计算阀门的平均压降并乘以容积变化来求得。对上述压降表达式积分可求得基于气缸容积平均的平均压降。由图 1-3 可知吸气阀的平均压降为:

$$\overline{\Delta p} = \frac{\int \Delta p dV}{V_1 - V_4}$$

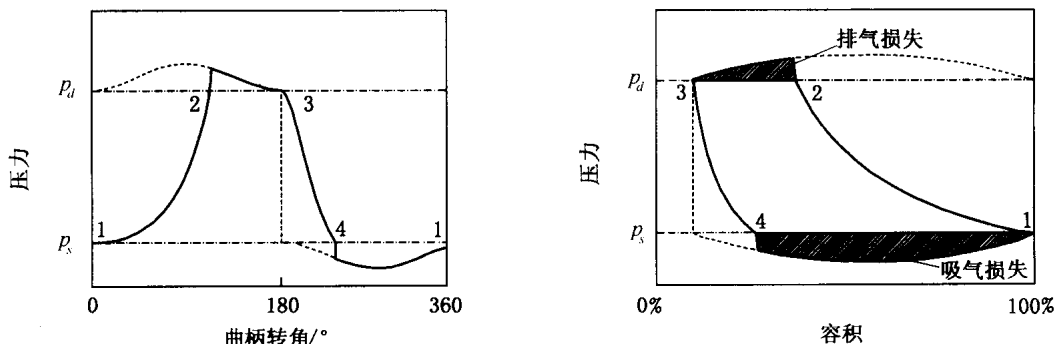


图 1-3 估计阀损失的循环