

活塞式压缩机

弗康志尔·M·H·苏著

活 塞 式 壓 縮 機

原理、构造与設計基础

〔苏〕 M. II. 弗廉克耳 著

西安交通大学压缩机教研组 译

化学工业出版社

书中阐述气体压缩的热力基础、活塞式压缩机的理论与计算，讨论活塞式发动机与电动机驱动时的设计问题，以及实际产品的资料。

特别详细地研究输气量调节的方法，给出计算用的公式。

本书供活塞式压缩机方面的设计人员与高等学校学生参考之用。也可供维护使用压缩机的工程师参考用。

本书翻译的分工如下：序言、绪论、第一章，郁永章译；第二章，邹隆清译；第三章，石华鑫译；第四章，郁永章、石华鑫、蔡炳焯译；第五章，郁永章译；第六、七、八章，石华鑫译；第九、十章，张聪译。最后由石华鑫总校，并做文字和统一的工作。

М. И. ФРЕНКЕЛЬ
ПОРШНЕВЫЕ
КОМПРЕССОРЫ
МАШГИЗ (МОСКВА 1949 ЛЕНИНГРАД)

活塞式压缩机
原理、构造与设计基础

西安交通大学压缩机教研组 译

化学工业出版社出版 北京安定门外和平街

北京市书刊出版业营业许可证出字第092号

化学工业出版社印刷厂印刷

新华书店科技发行所发行 各地新华书店经售

开本：787×1092毫米1/16 1960年12月第1版

印张：22 1/16 插页：8 1960年12月第1版第1次印刷

字数：405千字

印数：1—6,500

定价：(10) 2.90元

书号：15063·0671

序 言

近年来，对活塞式压缩机的需要有了急剧的增长。这不仅是因为原来使用压缩机的那些技术部门的普遍发展，而且是因为压缩机已使用于许多新的生产当中而引起的。适应这种增长起来的需要，在苏联，活塞式压缩机的生产已发展成为巨大的专门的动力机械制造部门。因此也就有必要为设计压缩机的设计师和大学生们编写一部系统的叙述活塞式压缩机的原理、计算、构造、并且对其进行分析的参考书。本书的宗旨就是在一定程度上满足对这种书籍的要求。

本书是以著者在列宁格勒加里宁工学院“压缩机”专业讲课讲义为基础编写的。编辑本书的过程中利用了国家氮素机器设计局所属化学机械制造科学研究院、苏梅市伏龙芝机器制造厂与中亚细亚化工机械厂等苏联活塞式压缩机设计方面起主导作用的机关的许多档案材料，有很大一部分是由著者本人在苏联的科学研究工作中以及在设计与使用活塞式压缩机中所收集积累起来的材料。

活塞式压缩机要消耗巨大的动力，在机械制造厂的技术装备中，压缩机消耗的功率，约占全部消耗功率的30~40%；在化学工厂中，用于氮肥和合成液体燃料生产的压缩机所消耗的功率在数万瓦以上；建筑与采矿工程中的大量小型压缩机，也要消耗很大一部分功率。因而，节省电力消耗具有很明显的重要性。本书非常重视提高压缩机经济性的方法，并且围绕这一问题，对压缩机的原理、结构与输气量的调节分别的加以研究和讲述。

在原理部分的叙述中，改用了一些术语，原来的术语虽被用于压缩机的一些文献中，但都不能确切地表达它们所表达的概念的实质，或者与在相近的科学技术部门中，对已牢固存在的表达同样概念的术语不一致。此外，还加进了许多新的术语，这是在探讨活塞式压缩机的原理和输气量的调节的新的章节中产生的。

书中把多级活塞式压缩机的结构方案加以系统化并进行了分析，指出了在确定新的压缩机结构方案时一般的综合指导原则。此外，叙述了活塞式压缩机与活塞式发动机及电动机联合运转的要点。

在讲述活塞式压缩机结构元件的各章中，尽可能略去那些在其他专业教程中有充分讲解的非典型机件。

书中把调节输气量的各种方法进行了分类与比较，并且给出进行计算和评定各种不同调节方式经济性所必需的公式。

书中列举了许多结构实例，并指出了各种不同用途压缩机的典型特征，以及它们所具有的优缺点。

本书对苏联工厂所生产的压缩机的设计给予了很大的重视。应当指出，在几个五年计划里，已生产出来的压缩机的数量和品种已经有了急剧的增加。在战后时期，由于在卫国战争

(4)

期間已經开始了大规模的设计工作，苏联的压缩机制造工厂已轉上了生产新式的、更加完善的压缩机，这些压缩机都是在广泛采用最新技术成就和标准化的基础上设计的。

本书沒有研究用于制冷设备的活塞式压缩机，就計算方法和结构形式講，它們乃是独立的課程所研究的对象。

最后，在編写本书的过程中，曾蒙技术科学博士Д. И. 奇亚科夫教授审閱本书手稿并提出了宝贵意见，А. И. 季杰尔曼工程师、О. Ф. 芝拉錢工程师、О. Н. 謝庫諾娃工程师提供了許多已生产的压缩机的材料，М. А. 克托奇哥夫工程师为很大一部分手稿进行了校对工作，著者在此向他們致以深切的謝意。著者特別向为本书进行了仔細編輯加工的С. Н. 卡拉杰耶夫工程师表示謝意。

著 者

緒 論

现有的各种形式的压缩机，也就是用来压缩气体的机器，可以分成两大类。其中一类的压缩的方法是先传给气体以很大的速度，随之将动能变成排出气体的压缩功。在这种机器里，压力的提高是由于由许多物质微粒构成的气流运动的变化，亦即是由于气体惰性所引起的，离心式压缩机和轴流式压缩机是这类机器的主要形式，喷射式压缩机也应属于此类。另外一类是活塞式压缩机，是借活塞运动将气体由低压空间送入高压空间的机器。

活塞式压缩机的一般特点是：在这种压缩机中气体的压缩和压出是通过压缩室容积的周期性反复缩小而实现的。当压缩室容积增大时，压缩室与吸入管路联通或直接与外面的大气相通，吸入新鲜气体。当压缩室容积缩小时，对室中所容气体进行压缩，以后就压入高压空间。

属于活塞式压缩机范围以内的，除了那些压缩室是由气缸和在气缸中进行往复运动的活塞构成的活塞式压缩机以外，还有各种迴轉式压缩机，这种压缩机对气体压缩是由在气缸中迴轉的活塞进行的。

根据活塞式压缩机的压力范围，一般分为下列几类：

真空泵 用以吸尽压力低于大气压力的空间的气体，进行压缩，然后再把气体排到具有大气压力的容积中去。

气体吹送机 排出压力在2計示气压以下。这种机器广泛使用于冶金生产中以供给空气，此时即叫作鼓风机。

低压压缩机 用于2~10計示气压。使用这种机器的基本范围是气动设备。

中压压缩机 用于10~100計示气压。这种机器主要在化学工业用以分离气体，用于石油提炼工业和远距离供气干綫站。

高压压缩机 用于100~1000計示气压或更高的压力。主要用于氮肥和其气体的高压合成生产中，用于借深度冷冻（达220計示气压）法进行气体分离的设备和气体装瓶（达350計示气压）。

高压压缩机有时用来进一步压缩初压力数倍于大气压的气体，这种压缩机叫做增压压缩机。循环泵也应看作增压压缩机的变型。循环泵在合成设备中的作用是使气体进行循环，为此，需将进气为220~1000計示气压的气体，提高10~30气压，用以克服系统中的阻力。

本书所讨论的只限于低压、中压和高压压缩机。并且我們所說的活塞式压缩机也只是指这三类压缩机。

活塞式压缩机的使用者中间，化学工业占首位。气体在高压下进行处理与合成的工艺过程出现得并不久，但在最近20年間获得了广泛的发展：如出现了强大的氮肥工业，有了合成甲醇的生产，前途极宽广的合成法制取汽油的工业也开始发展起来，所有这些部門都是以在

高压下加工气体为基础的。在氮肥生产中，由氮氢混合气体制取氨，依哈伯-博希、尼特劳仁和法烏杰尔的方法，是在250~300气压下进行的，依柯扎尔——800气压，而依克劳德——1000气压。为了达到这以前从未听说过的压力，就出现了许多大输气量的巨型压缩机。

由于活塞式压缩机的压力范围极广，因此就有许多种作用形式和结构布置方案，这在很大程度上也是由输气量的不同而引起的。输气量的范围可由1~2公升/分到500米³/分。根据吸入量的大小分为：压缩自由状态气体在10米³/分以下的小输气量压缩机；由10到100米³/分的中等输气量压缩机和100米³/分以至更多的大输气量压缩机。

一些压缩机的运转只需要几百瓦，而另一些则需要消耗6000仟瓦以上，因此也可以根据所需功率划分现代活塞式压缩机。

此外，活塞式压缩机还可按其用途和使用条件来区分。例如空气压缩机不能用于氧气，为可移动的设备制造的压缩机与在固定条件下使用的压缩机不同。

由于方案、尺寸和用途不一，所以结构和布置也极不相同，别种机器在这方面很难和活塞式压缩机相比。要对那些已经设计好但还没制造出的许多种结构形式进行优缺点比较就更加困难了。活塞式压缩机的设计师必须考虑到各种不同结构的特点，并用批判分析的方法求得在每一个别情况下的最好结构。

目 录

| | | |
|-----------------------------|-------|-----|
| 序言 | | (3) |
| 緒論 | | (7) |
| 第一章 活塞式压缩机的热力基础 | | 1 |
| 第一节 气体状态方程式与气体的特性曲线 | | 1 |
| 第二节 压缩机各级中的理论压缩功 | | 4 |
| 第三节 热力关系 | | 16 |
| 第四节 实际过程 | | 23 |
| 第五节 吸入系数 | | 26 |
| 第六节 压缩机的输气量与供气量 | | 32 |
| 第七节 多级压缩 | | 34 |
| 第八节 功率与效率 | | 42 |
| 第九节 实际气体循环功与容积系数的其他公式 | | 45 |
| 第二章 级数的选择与级间压缩的配置 | | 47 |
| 第一节 压缩机经济级数的选择 | | 47 |
| 第二节 级间压缩的经济配置 | | 53 |
| 第三节 级数对活塞力大小的影响 | | 56 |
| 第三章 压缩机的组成形式与驱动 | | 59 |
| 第一节 压缩机的型式与方案 | | 59 |
| 第二节 驱动及它与压缩机的组成形式 | | 75 |
| 第四章 活塞式压缩机动力学 | | 88 |
| 第一节 惯性力及其平衡 | | 88 |
| 第二节 压缩机的转速与活塞行程 | | 102 |
| 第三节 飞轮矩的确定 | | 107 |
| 第四节 异步与同步电动机驱动时, 压缩机的飞轮矩 | | 117 |
| 第五章 压缩机热力与动力计算举例 | | 128 |
| 第一节 热力计算说明 | | 128 |
| 第二节 压缩机的热力计算 | | 131 |
| 第三节 同步与异步电动机驱动时飞轮矩与电流脉动值的确定 | | 140 |
| 第六章 活塞式压缩机的结构元件 | | 156 |
| 第一节 气缸 | | 156 |
| 第二节 活塞 | | 173 |
| 第三节 活塞杆 | | 180 |
| 第四节 活塞环 | | 181 |
| 第五节 柱塞 | | 185 |

(6)

| | | |
|-----|-----------------------|-----|
| 第六节 | 填函 | 186 |
| 第七节 | 气阀 | 193 |
| 第八节 | 曲柄-连杆机构, 机身与机架的元件 | 206 |
| 第七章 | 输气量的调节 | 222 |
| 第一节 | 作用于驱动的调节 | 222 |
| 第二节 | 作用于管路方面的调节 | 225 |
| 第三节 | 作用于气缸气阀上的调节 | 233 |
| 第四节 | 连通补助容积的调节 | 241 |
| 第五节 | 改变活塞行程的调节 | 261 |
| 第六节 | 综合调节 | 262 |
| 第七节 | 各种调节方法的比较 | 266 |
| 第八节 | 调节特性与贮气器容量 | 267 |
| 第九节 | 自动输气量调节器 | 273 |
| 第十节 | 自动操纵系统 | 280 |
| 第八章 | 压缩机的润滑 | 283 |
| 第一节 | 对润滑油的要求, 所采用的润滑油与润滑系统 | 283 |
| 第二节 | 润滑油消耗量定额 | 285 |
| 第三节 | 气缸的润滑 | 285 |
| 第四节 | 运动机构的润滑 | 288 |
| 第九章 | 辅助设备与管路 | 293 |
| 第一节 | 冷却器 | 293 |
| 第二节 | 油分离器与缓冲容器 | 308 |
| 第三节 | 安全阀 | 311 |
| 第四节 | 管路 | 313 |
| 第十章 | 活塞式压缩机的结构 | 320 |
| 第一节 | 小输气量压缩机 | 320 |
| 第二节 | 中输气量压缩机 | 325 |
| 第三节 | 大输气量压缩机 | 333 |
| 第四节 | 具有惯性活塞的柴油压缩机 | 341 |
| 第五节 | 循环泵 | 344 |
| 第六节 | 输气量系列与压力系列 | 346 |
| 附录 | | 349 |

第一章 活塞式压缩机的热力基础

第一节 气体状态方程式与气体的特性曲线

众所周知，在理想气体的整个状态变化中，它的状态参数间的关系可用克拉彼龙的状态方程式来表示。

$$P \cdot v = R \cdot T \quad (I, 1)$$

实际的气体在不大的压力与温度大大高于冷凝温度的情况下，是十分准确的遵守状态方程式 (I, 1) 的。但在高压下就会发生很大的误差，并且在特别高压下就超出了理想气体状态方程式的范围，被压缩的气体容积比理想气体的容积要大得多。

实际气体对状态方程式 (I, 1) 的误差，可用以下的原因来解释：在压缩气体时，容积的变化只是由于分子间距离的缩小，而分子本身并不发生变形。分子所占的总容积，即所谓分子总容积，其大小固定不变。在高压下，气体容积的很大一部分为分子所占去，并且可以明显的看出压力的增加与气体容积的缩小不相适应。另一方面，压缩气体时，气体分子互相接近，分子内聚力增大，并且由此而产生的内压力在某种程度上使气体容积进一步缩小。这样，影响被压缩气体容积的有两种相反的因素：即分子的内聚力和分子总容积的影响。

范德瓦尔在自己所提出的状态方程式中考虑到了这两者的影响。

$$\left(P + \frac{a}{v^2} \right) (v - b) = R \cdot T \quad (I, 2)$$

式中系数 a 考虑了分子内聚力的影响，而 b 是代表分子总容积。

方程式 (I, 2) 适用于汽相、液相，以及在接近凝结点并有相当大的分子内聚力的过热不太大的蒸汽，在这些状态范围内，都能给出恰当的得数。当气体温度不仅大大高于凝结温度而且也高于临界温度时，即使在高压下，分子内聚力也是很小的，因此不采用范德瓦尔方程式。范德瓦尔方程式也不适用于氢、氮、常温下的空气等，也就是说不适用于与高压技术有主要关系的气体。

理想气体在恒温下采用波义尔-马略特定律： $P \cdot v = \text{定值}$ 。理想气体时 $P \cdot v$ 对于 P 的关系可由一条平行于 P 轴的直线表示 (图 1)。至于某些实际气体，如氢、氮和空气，当在压缩机中处于远远超过他们的临界数值的高压和高温下时， $P \cdot v$ 与 P 的关系近似地为一條直线，但不是水平的而是向上倾斜的直线。

为表明气体对于波义尔-马略特定律的误差，纵座标 $P \cdot v$ 代以一相对值

$$\rho = \frac{P \cdot v}{P_0 \cdot v_0} \quad (I, 3)$$

更属方便，式中 P_0 、 v_0 相当 1 绝对气压与 0°C 时的参数。

ρ —— 表征在不同的温度和压力时， $P \cdot v$ 相对于 $P_0 \cdot v_0$ 的变化，即称特性曲线系数。

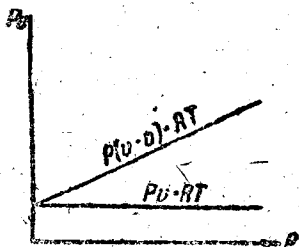


图 1 $T = \text{定值}$ 时，按照克拉彼龙与范德瓦尔方程式的特性曲线

大部分工业用气体在各种温度与压力下 ρ 的图表可根据实验资料来制订。

图2的曲线是氮素工业中最重要的气体之一——氮氢混合气(N_2+3H_2)——在温度由 0° 到 $200^\circ C$ 和压力达1000绝对气压范围内的特性曲线系数 ρ 的数值。

图2中,对于温度 0° 、 25° 、 50° 、 100° 和 $200^\circ C$ 的实线曲线是根据杰明格和舒普的资料[2]画成的。对于其余的温度用虚线所划的曲线是由内插法得到的。

氮氢混合气达6000绝对气压时的气体特性曲线数值在图3中表示。由0到1000绝对气压的曲线部分,根据迪明和舒普的资料画成,由1000到3000绝对气压部分,是根据阿马格的资

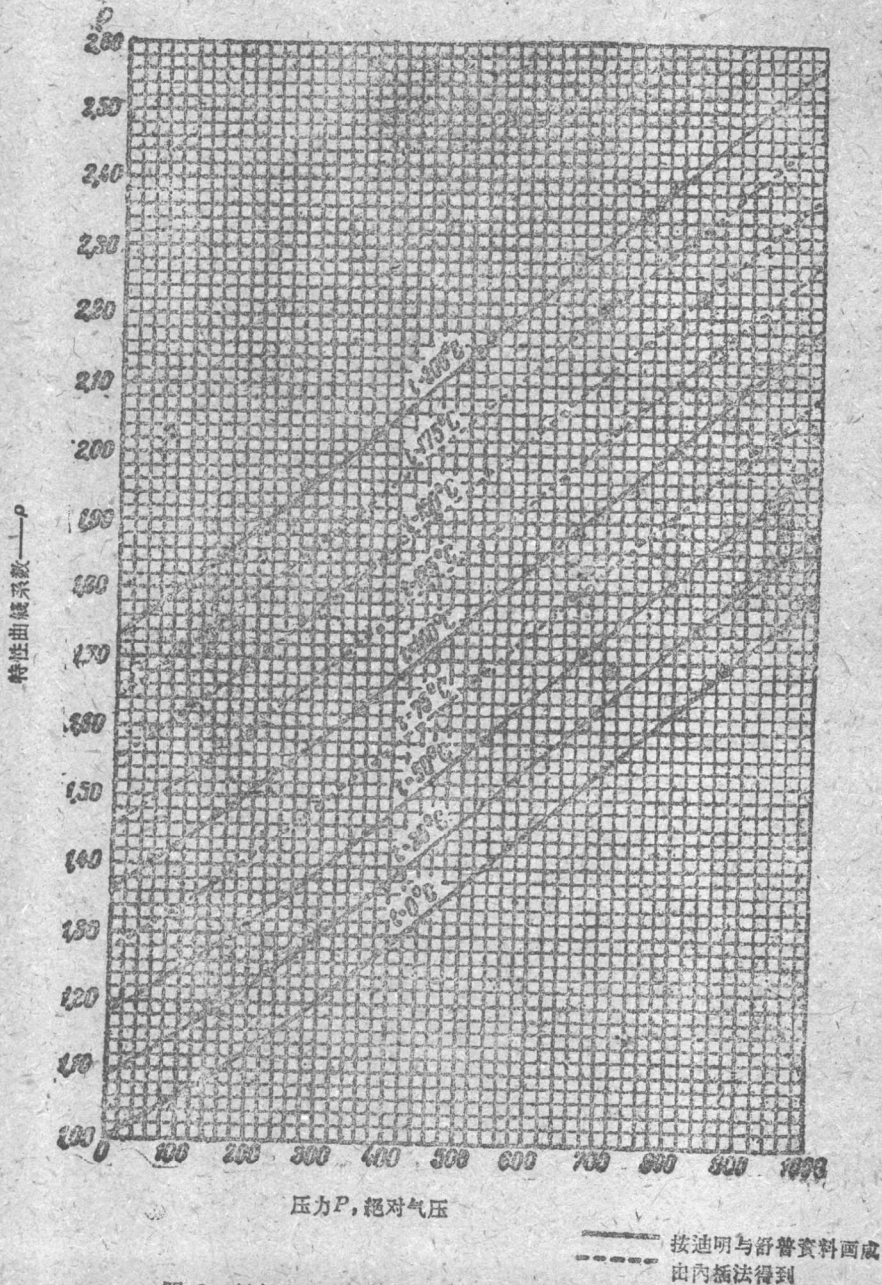


图2 氮氢混合气体(N_2+3H_2)的特性曲线

料,由2500到6000绝对气压部分,是根据勃利奇曼的资料。虚线表示的曲线是根据巴士的资料制成,这两条曲线与勃利奇曼的曲线相差很多,后者比较正确。

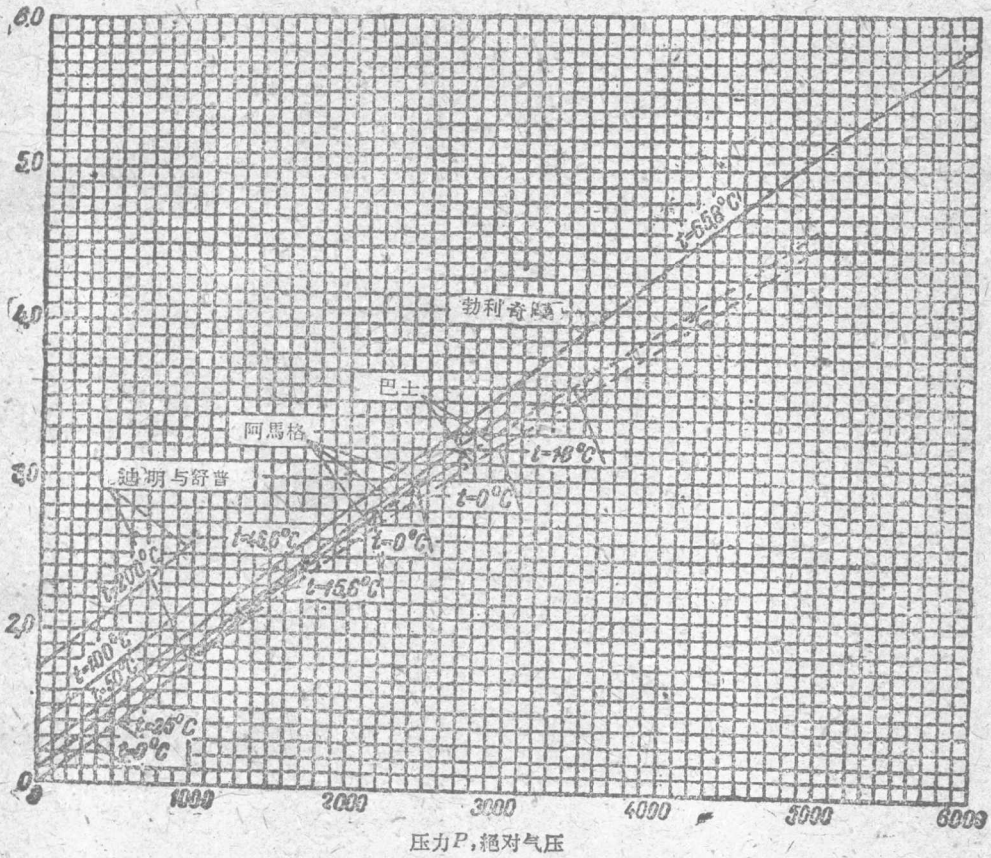


图 3 氮氢混合气(N₂+3H₂)的特性曲线

混合气体 (N₂+3H₂) 的所有特性曲线系数,除迪明与舒普是直接得自氮氢混合气的实验之外,都是按照自由的氮气和氢气的体积比由这两种气体的特性曲线系数计算出来的,其中允许的误差(混合气的实际容积小于其两部分容积之和)不超过百分之一,这点误差就其数值讲,并无实际的意义。

勃利奇曼获得的65°C的氢和68°C的氮的特性曲线系数值,只能使我们作出一条氮氢混合气在65.8°C的温度下在2500到6000绝对气压范围内的特性曲线。但是,图中已很清楚地表明低压范围内,在各种不同温度下其特性曲线几乎全是等距离。根据这一点,可以想象,在高压下这种等距离的关系也同样不会破坏。因此,当假定这种等距离的关系将继续保持以后,于高压范围内,在压缩机的实际计算中,仍可以利用这唯一的一条曲线。

两个图(图2与图3)都表明,特性曲线差不多是一条倾斜的直线,迪普烈方程式表明这种直线关系,

$$P \cdot (v - b) = R \cdot T \tag{I, 4}$$

在足够高的温度下,不仅氮氢混合气可应用此公式,许多其他气体也同样遵循它。

b 的大小决定于气体的不可压缩部分——分子总容积。

方程式(I,4)可以改写成,

$$P \cdot v = R \cdot T + P \cdot b$$

(I, 4')

这表示了 $P \cdot v$ 对于 P 的直线关系(图 1)。

如果注意到在我们感兴趣的温度范围内, 分子内聚力是很微弱的, 同时把考虑它的系数

a 看作是零的时候, 迪普烈方程式也可直接由范德瓦尔方程式得到。

根据迪普烈方程式, 可以把实际气体看作是和分子总容积等大的, 处于雾状的不可压缩的理想液体和容积与分子间隙($v-b$)等大的理想气体的混合物。

如果把 $v' = v - b$ 代入迪普烈方程式 (I, 4) 中, 不难想象分子间隙与理想气体相同, 则得

$$P \cdot v' = R \cdot T$$

也即导出了理想气体的状态方程式。

如果改变方程式 (I, 4') 中的温度, 则在不同温度下, $P \cdot v$ 对于 P 的关系曲线在图中就表现为一系列平行的倾斜直线。理想液体与理想气体的混合物的曲线图也会是这样的; 根据实验资料绘成的氮氢混合气特性曲线(图 2 与 3) 也与之十分相近。必须注意, 氢气特别准确地遵循迪普烈方程式, 氮气亦如此, 而氧气和空气就不那么准确。图 4 是根据阿马格的资料绘制的空气特性曲线图。

以后我们将把那种在实际应用上发现与理想气体有较大误差的气体叫做实际气体。除了有特殊的说明外, 在所有的情况下, 实际气体应用迪普烈方程式是正确的。

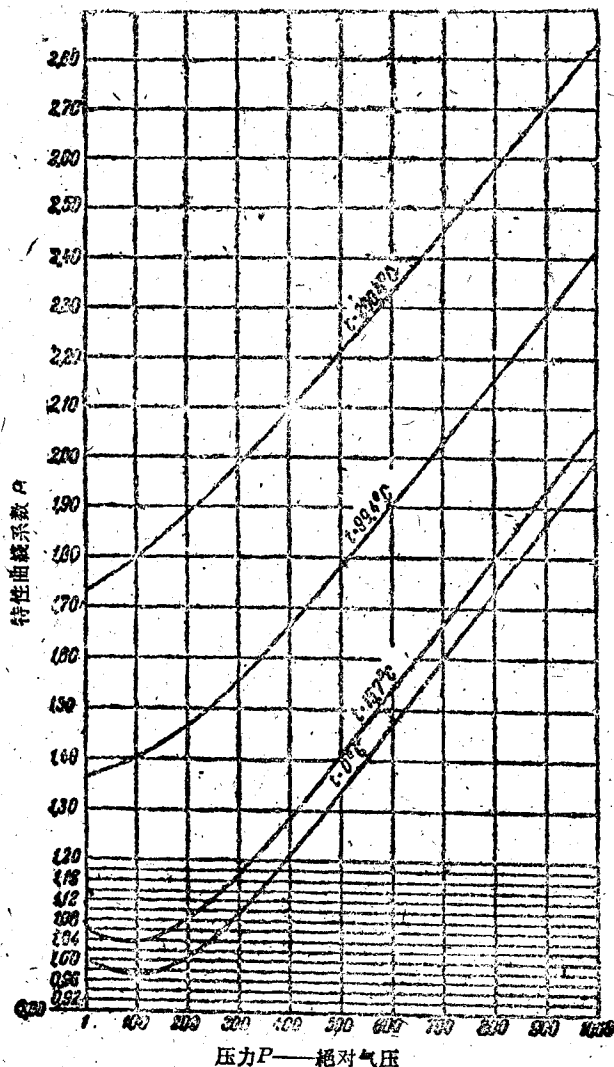


图 4 空气的特性曲线

第二节 压缩机各级中的理论压缩功

一级压缩和多级压缩的区别在于一级压缩用于终压和初压的比值不大的场合, 多级压缩用于中等或大的压力比的场合。多级压缩机原则上就是一系列依次工作的单级压缩机联结在一个机器中, 并在各级间有气体中间冷却装置。它的每个各别级的工作过程基本上和一个单级压缩的压缩机相同, 这使我们孤立地看待多级压缩机中各级的气体压缩过程。所要注意的只是与各种压力范围内, 首先是高压下进行工作相联系的一些特殊条件。

绝热压缩

绝热过程即与周围环境没有热交换。实现这种过程的必要条件就是气缸壁不渗透热量和

活塞在运动时不发生摩擦。

绝热过程中理想气体的容积与压力的关系可由下式表示：

$$P \cdot v^k = \text{常数} \quad (I, 5)$$

绝热曲线指数的数值 k 在单原子气体时为 1.67，双原子气体时为 1.4~1.41，三原子与多原子气体时为 1.2~1.3。

混合气体的绝热曲线指数可依下式决定：

$$\frac{1}{k-1} = \sum \frac{r_i}{k_i-1} \quad (I, 6)$$

式中： k ——未知的混合气体绝热曲线指数；

k_i ——各组成气体的绝热曲线指数；

r_i ——各组成气体的容积。

理想气体绝热压缩的理论循环功，由面积 1-2-3-4 (图 5) 表示。它可由压缩气体的吸入功，单纯压缩功与压出功之和决定。

被吸入气体所作之功，由面积 4-1-1'-4' 表示，在一公斤气体时等于：

$$-P_1 \cdot v_1$$

实际上，气体在面积为 F 的活塞上作用的力为 $P_1 \cdot F$ ，它在活塞作 S 长度的位移时所作之功 $P_1 \cdot F \cdot S = P_1 \cdot v_1$ ，这功是传给压缩机运动机构的，所以它前面有一负号。

面积 1-2-2'-1' 表示单纯由初压 P_1 压缩到终压 P_2 所消耗的功。与活塞单元移动相应的单元的功等于：

$$-P \cdot dv,$$

而在压缩阶段所需的总功为：

$$\int_{v_1}^{v_2} -P \cdot dv$$

式中负号是考虑到压缩进行中功的增长是正的，可是 dv 是负的。

面积 2-3-4'-2' 表示压出所需的功，等于：

$$P_2 \cdot v_2.$$

因此，绝热压缩循环所需的功可表示为：

$$l_{ax} = -P_1 \cdot v_1 + \int_{v_1}^{v_2} -P \cdot dv + P_2 \cdot v_2$$

由方程式 (I, 5) 得：

$$P = \frac{P_1 \cdot v_1^k}{v^k};$$

由此：

$$\begin{aligned} \int_{v_1}^{v_2} -P \cdot dv &= P_1 \cdot v_1^k \cdot \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v^k} = \frac{P_1 \cdot v_1^k}{1-k} (v_1^{1-k} - v_2^{1-k}) \\ &= \frac{P_1 \cdot v_1}{k-1} \left[\left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{1-k} - 1 \right] = \frac{P_1 \cdot v_1}{k-1} \left[\left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} - 1 \right] \end{aligned}$$

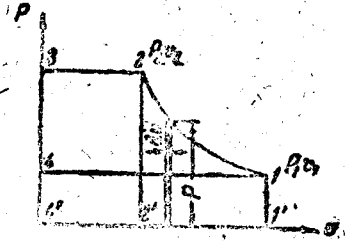


图 5 压缩机中的理论压缩循环

考虑到

$$\frac{v_1}{v_2} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{k}}$$

则得:

$$\int_{v_1}^{v_2} -P \cdot dv = \frac{P_1 \cdot v_1}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

将积分值代入总功的公式

$$\begin{aligned} l_{ax} &= \frac{P_1 \cdot v_1}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + P_2 \cdot v_2 - P_1 \cdot v_1 \\ &= \frac{P_1 \cdot v_1}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + P_1 \cdot v_1 \left(\frac{P_2 \cdot v_2}{P_1 \cdot v_1} - 1 \right) \\ &= \frac{P_1 \cdot v_1}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + P_1 \cdot v_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \\ &= P_1 \cdot v_1 \cdot \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \end{aligned}$$

所以, 绝热压缩循环的功

$$l_{ax} = P_1 \cdot v_1 \cdot \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \frac{\text{公斤} \cdot \text{米}}{\text{公斤}} \quad (I, 7)$$

所得表示功 l_{ax} 的公式系指 1 公斤气体而言, 其压力单位为 公斤/米², 比容单位为 米³/公斤。

往往需要确定的功不是压缩 1 公斤气体的, 而是任意数量的气体, 在以绝对气压表示压力的情况下, 使用下面的公式要方便些。

$$L_{ax} = 10000 \cdot p_1 V_1 \cdot \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \text{公斤} \cdot \text{米} \quad (I, 7')$$

式中: V_1 ——压缩前气体的体积。

对于双原子气体, 当 $k=1.4$ 时

$$L_{ax} = 35000 \cdot p_1 V_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{0.286} - 1 \right] \text{公斤} \cdot \text{米} \quad (I, 7'')$$

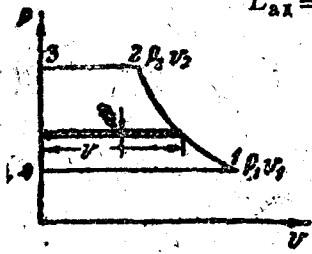


图 6 压缩循环的功

为确定实际气体压缩循环所需的功, 如图 6 中面积 1-2-3-4 所表示的, 我们划出宽为 dP 的单元面积, 其大小为:

$$dl_{ax} = v \cdot dP$$

在 P_1 到 P_2 范围内进行积分, 可得

$$l_{ax} = \int_{P_1}^{P_2} v \cdot dP$$

现在我们可以求得绝热过程中, 实际气体的 v 对于 P 的关系了。实际气体体积对于压力的关系, 与理想气体的情况一样, 受压缩过程中温度增长的影响。为决定实际气体绝热压缩过程的温度, 我使用休列的公式, 这公式不考虑热容量的变化。

$$\frac{T}{T_1} = \left(\frac{v_1 - b}{v - b}\right)^{k-1} \quad (I, 8)$$

另一方面, 根据方程式 (I, 4) 得

$$\frac{T}{T_1} = \frac{P \cdot (v-b)}{P_1 \cdot (v_1-b)},$$

由此得

$$\frac{v-b}{v_1-b} = \left(\frac{P_1}{P}\right)^{\frac{1}{k}} \quad (\text{I, 9})$$

或

$$P \cdot (v-b)^k = \text{定值} \quad (\text{I, 9'})$$

要注意, 在方程式 (I, 8), (I, 9) 与 (I, 9') 中, 分子間的容积, 正如理想气体的容积一样, 决定于其余的参数。

由方程式 (I, 9) 可得出

$$v = (v_1-b) \cdot \left(\frac{P_1}{P}\right)^{\frac{1}{k}} + b.$$

将所得 v 值代入压缩循环功的方程式中, 则得,

$$l_{ax} = \int_{P_1}^{P_2} (v_1-b) \cdot \left(\frac{P_1}{P}\right)^{\frac{1}{k}} \cdot dP + \int_{P_1}^{P_2} b \cdot dP,$$

或从积分符号后面提出常数, 可得,

$$l_{ax} = (v_1-b) \cdot P_1^{\frac{1}{k}} \cdot \int_{P_1}^{P_2} \frac{dP}{P^{\frac{1}{k}}} + b \int_{P_1}^{P_2} dP$$

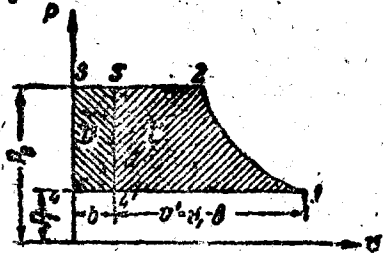


图 7 实际气体压缩循环所需功的分析

经过积分, 我们就得到下列实际气体绝热压缩的理想循环所需功的方程式:

$$l_{ax} = P_1 (v_1-b) \cdot \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + (P_2 - P_1) \cdot b. \quad (\text{I, 10})$$

方程式 (I, 10) 表明, 实际气体的压缩循环功可作为两个功之和: 压缩体积等于分子間隙的理想气体所需的功, 和运送理想液体 (分子总容积) 由吸入空间到压出空间所需的泵功。图 7 就表明分析压缩循环所需总功的情形。面积 1-2-3'-4' 表示原始容积为 v_1-b 的理想气体的压缩循环功——压缩机的功, 它等于:

$$l'_{ax} = P_1 \cdot (v_1-b) \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right].$$

将气体中容积为 b 的不可压缩部分由压力为 P_1 的吸入空间移至压力为 P_2 的压出空间所需的功——泵功, 由面积 4'-3'-3-4 表示, 它等于

$$l''_{ax} = (P_2 - P_1) \cdot b.$$

根据求普烈方程式, 在相等温度下, 例如当温度为 t 时, 可写成:

$$P_2 \cdot (v_{2t} - b) - P_1 \cdot (v_{1t} - b) = 0,$$

由此:

$$(P_2 - P_1) \cdot b = P_2 \cdot v_{2t} - P_1 \cdot v_{1t},$$

式中, $P_2 \cdot v_{2t} - P_1 \cdot v_{1t}$ ——是气体做外功能力的增加量。

最后一个等式使我们由必须与分子总容积发生关系之中解脱出来, 因为方程式 (I, 10) 中的第二个被加数, 可按任何一条等温曲线所决定的外功增加量代替。

把最后的方程式的右边乘上并除以压力为 1 绝对气压和温度为 0°C 时的 $P_0 \cdot v_0$ 以后，我们就得到了在实际使用上很便利的形式：

$$(P_2 - P_1) \cdot b = P_0 \cdot v_0 \cdot \left(\frac{P_2 \cdot v_{2t}}{P_0 \cdot v_0} - \frac{P_1 \cdot v_{1t}}{P_0 \cdot v_0} \right) = P_0 \cdot v_0 \cdot (\rho_2 - \rho_1).$$

由于气体特性曲线的近似等距离性(图 2、3、4)，差数 $(\rho_2 - \rho_1)$ 可取自任何等温曲线，但是最方便的是全部利用与吸入温度相符合的那条等温曲线。

将得到的数值 $(P_2 - P_1) \cdot b$ 代入方程式 (I, 10) 中，得：

$$l_{ax} = P_1 \cdot (v_1 - b) \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + P_0 \cdot v_0 \cdot (\rho_2 - \rho_1)$$

此外，根据求甫里方程式，可得：

$$P_1 \cdot (v_1 - b) = P_0 \cdot (v_1 - b) \cdot \frac{T_1}{273},$$

式中 T_1 代表被吸入气体的绝对温度。

鉴于在 $P_0 = 1$ 绝对气压时的气体容积，比在高压 P_1 时大许多倍，因此差数 $(v_0 - b)$ 与 v_0 相差极微，所以可写成

$$P_1 \cdot (v_1 - b) = P_0 \cdot v_0 \cdot \frac{T_1}{273}.$$

另一方面：

$$P_0 \cdot v_0 = \frac{P_1 \cdot v_1}{\rho_1}$$

式中 ρ_1 代表在吸入压力与吸入温度下的特性曲线系数。

进行最后的一些换算以后，就可以得到下面的实际气体绝热压缩循环总功的最终程式：

$$l_{ax} = \frac{P_1 \cdot v_1}{\rho_1} \cdot \left\{ \frac{T_1}{273} \cdot \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + (\rho_2 - \rho_1) \right\} \text{公斤} \cdot \text{米/公斤} \quad (\text{I}, 11)$$

或对于任何数量的气体在以绝对气压表示压力的情况下：

$$L_{ax} = 10000 \cdot \frac{p_1 \cdot V_1}{\rho_1} \cdot \left\{ \frac{T_1}{273} \cdot \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + (\rho_2 - \rho_1) \right\} \text{公斤} \cdot \text{米} \quad (\text{I}, 11')$$

若已知的被压缩气体的容积，不是在高压级吸入压力时，而是在 $p_0 = 1$ 绝对气压，或是另一低压 p' 时，即与理想气体的误差实际上并不存在的情况时，合理地考虑到下面的关系式

$$\frac{p_1 \cdot V_1}{\rho_1} = p_0 \cdot V_0 = p' \cdot V' \cdot \frac{273}{T_1},$$

则压缩总功的方程式可改为：

$$L_{ax} = 10000 p' V' \left\{ \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + \frac{273}{T_1} \cdot (\rho_2 - \rho_1) \right\} \text{公斤} \cdot \text{米} \quad (\text{I}, 11'')$$

在导出公式 (I, 10) 与 (I, 11) 的过程中，曾利用 (I, 8) 的关系式，如所指出过的，是假设气体热容量在压缩过程中不变的。实际上，气体的热容量是随压力的变化而改变的，因此，在压缩具有不同初压力的气体时，虽然压力比和初温相同，可是他们的终了温度也是不一样的。这样，在空气的熵图 [9] 中，绝热地由 1 压缩到 3 绝对气压，温度由 0° 增加到