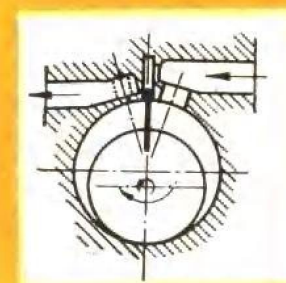
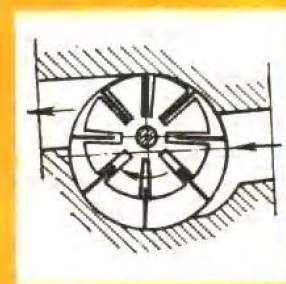


高等学校试用教材



回转式压缩机

西安交通大学 邓定国 主编
束鹏程



机械工业出版社

高等学校试用教材

回转式压缩机

西安交通大学 邓定国 主编
束鹏程



机械工业出版社

本书常用符号表

φ ——转角参数, rad	u ——齿顶(叶轮)圆周速度, m/s
V ——工作(基元)容积, m^3 ; 实际排气量, m^3/min	ε ——相对偏心距
p ——气体压力, N/m^2	l ——有效轴向长度, m
v ——比容, m^3/kg	τ_{1z}, τ_{2z} ——扭转角, rad
T ——绝对温度, K	e ——偏心距, m
N ——功率, kW	σ ——滑片相对厚度
τ ——压力比	η ——效率
k ——绝热指数	下角标符号
f ——(基元、泄漏)面积, m^2	s ——吸气终了状态
i ——传动比	d ——排气状态
r_{1r}, r_{2r} ——节圆半径, m	i ——内压缩终了状态, 内(效率)的
t ——平面曲线的参数	ad ——绝热的
z ——齿(头)数	m ——机械的, 模型的
c ——面积利用系数	opt ——最佳的
m ——多方指数; 分子量	cr ——临界的
	a ——轴向的

前 言

本书是根据一九七八年四月高等学校一机部对口专业教材座谈会精神制订的编写大纲编写的全国试用教材。

本书重点介绍回转式压缩机的特点和设计计算方法。在论述上，着重加强基础理论，对回转式压缩机的工作过程、啮合基础知识等共同的理论问题分章综述。对广泛应用的罗茨鼓风机、螺杆式压缩机以及滑片式压缩机的原理、特点、设计计算等作了较为详细的论述，对其他型式的回转式压缩机也作了一般性介绍。书中还阐述了回转式压缩机示功图测试的主要问题。

本书可作为工科大学压缩机、制冷技术、气体动力机械等专业的教材和化工机械、矿山机械、建筑机械及相近专业的教学参考书，也可供有关工程技术人员参考之用。

全书由邓定国、束鹏程主编。由孙光三写第一、六、七章，束鹏程写第二、三、五章，邓定国写绪论、第四、八章。

本书由华中工学院周瑞秋、赵超人、李之义三同志审稿，对原稿提出了许多宝贵意见。

本书责任编辑——郝育生。

一九八一年三月

目 录

前 言	
本书常用符号表	
绪 论	1
第一章 回转式压缩机的工作过程	4
§ 1-1 一般工作过程	4
§ 1-2 有内压缩及无内压缩过程	5
§ 1-3 理论工作过程与实际工作过程	6
§ 1-4 多级压缩	10
§ 1-5 效率、功率和排气温度	11
§ 1-6 相似理论在回转式压缩机中的应用	16
第二章 啮合的基础知识	19
§ 2-1 坐标变换	19
§ 2-2 齿曲线与齿曲面	25
§ 2-3 平面啮合问题的图解法	32
§ 2-4 用解析包络法求解平面啮合问题	34
§ 2-5 相对速度及啮合条件式	42
§ 2-6 用运动几何学法求解空间啮合问题	46
§ 2-7 齿曲面(线)的等距面(线)	51
第三章 罗茨鼓风机	54
§ 3-1 工作原理和特点	54
§ 3-2 转子的叶型	56
§ 3-3 热力计算	61
§ 3-4 转子的受力分析及临界转数	67
§ 3-5 主要参数的选取	70
§ 3-6 结 构	73
第四章 螺杆式压缩机	76
§ 4-1 工作原理及特点	76
§ 4-2 螺杆齿形	82
§ 4-3 加工螺杆齿面的成形刀具设计	100
§ 4-4 螺杆式压缩机的间隙	110
§ 4-5 排气量计算	116
§ 4-6 内压缩及吸排气孔口	123
§ 4-7 驱动方式及排气量调节	139
§ 4-8 转子的受力分析	147
§ 4-9 主要参数选择	157
§ 4-10 结构及主要零部件	163
第五章 滑片式压缩机	174
§ 5-1 工作原理和特点	174
§ 5-2 排气量计算	175
§ 5-3 吸排气孔口配置	181
§ 5-4 滑片运动、受力及强度计算	186
§ 5-5 滑片的材料	195
§ 5-6 功率与效率	198
§ 5-7 几种特殊结构	202
§ 5-8 结构概述	209
第六章 其他型式的回转式压缩机	215
§ 6-1 单螺杆压缩机	215
§ 6-2 液环式压缩机	226
§ 6-3 偏心滚动转子式压缩机	232
§ 6-4 转子式压缩机	235
第七章 回转式压缩机的喷液	236
§ 7-1 喷液对机器的影响	236
§ 7-2 喷液机组的系统	238
§ 7-3 喷油量的计算	241
第八章 回转式压缩机示功图测试	243
§ 8-1 电阻应变片式压力传感器	243
§ 8-2 压电传感器	249
§ 8-3 集流器及其检试	251
§ 8-4 测试、校准及空腔效应	256
主要参考资料	260

绪 论

回转式压缩机是一种工作容积作旋转运动的容积式气体压缩机械。气体的压缩是通过容积的变化来实现，而容积的变化又是借压缩机的一个或几个转子在气缸里作旋转运动来达到。回转式压缩机的工作容积不同于往复式压缩机，它除了周期性地扩大和缩小外，其空间位置也在变更。只要在气缸上合理地配置吸气孔口与排气孔口，就可以实现压缩机的基本工作过程——吸气、压缩、排气以及可能有的气体膨胀过程。

回转式压缩机借容积的变化以实现气体的压缩，这一点与往复式压缩机相同，它们都属于容积式压缩机；回转式压缩机的主要机件（转子）在气缸内作旋转运动，这一点又与速度式压缩机相同。所以，回转式压缩机同时兼有上述两类机器的特点。

回转式压缩机没有往复运动机构，一般也没有气阀，零部件（特别是易损件）少，结构简单、紧凑，因而制造方便，成本低廉；同时，操作简便，维修周期长，易于实现自动化。

回转式压缩机的排气量与排气压力几乎无关，与往复式压缩机一样，具有强制输气的特征。

回转式压缩机运动机件的动力平衡性良好，故压缩机的转数高、基础小。这一优点，在移动式机器中尤为明显。

回转式压缩机转数高，它可以和高速原动机（如电动机、内燃机、蒸汽轮机等）直接相联。高转数带来了机组尺寸小、重量轻的优点。同时，在转子每转一周之内，通常有多次排气过程，所以它输气均匀、压力脉动小，不需设置大容量的储气罐。

回转式压缩机的适应性强，在较广的工况范围内保持高效率。排气量小时，不像速度式压缩机那样会产生喘振现象。

在某些类型的回转式压缩机（如罗茨鼓风机、螺杆式压缩机）中，运动机件相互之间，以及运动机件与固定机件之间，并不直接接触，在工作容积的周壁上无需润滑，可以保证气体的洁净，做到绝对无油的压送气体（这类机器称为无油回转式压缩机）。同时，由于相对运动的机件之间存在间隙以及没有气阀，故它能压送污浊和带液滴、含粉尘的气体。

但是，回转式压缩机也有它的缺点，这些缺点是：

由于转数较高，加之工作容积与吸、排气孔口周期性地相通、切断，产生较为强烈的空气动力噪声，其中以螺杆式压缩机、罗茨鼓风机尤为突出，若不采取减噪消音措施，即不能被用户所乐用。

许多回转式压缩机，如螺杆式、罗茨式、转子式等，运动机件表面多半呈曲面形状，以其啮合运动使工作容积改变，这些曲面的加工及其检验均较复杂，有的还需使用专用设备。

回转式压缩机工作容积的周壁，大多不呈圆柱形，使运动机件之间或运动机件与固定机件之间的密封问题较难满意解决，通常仅以其间保持一定的运动间隙达到密封，气体通

过间隙势必产生泄漏，这就限制了回转式压缩机难以达到较高的终了压力。

回转式压缩机的形式和结构类型较多，分类也各有不同。

按转子的数量区分：单转子和双转子回转式压缩机，个别情况下还有多转子回转式压缩机；

按气体压缩的方式区分：有内压缩和无内压缩回转式压缩机；

按工作容积是否有油（液）区分：有无油（液）和喷油（液）回转式压缩机。

通常都按结构元件的特征区分和命名，目前广为使用的有罗茨鼓风机、滑片式压缩机和螺杆式压缩机。此外，单螺杆压缩机、液环式压缩机、偏心转子式压缩机以及旋转活塞式压缩机等在不同领域内也得到应用。

各种回转式压缩机的简图示于图 0-1 中。

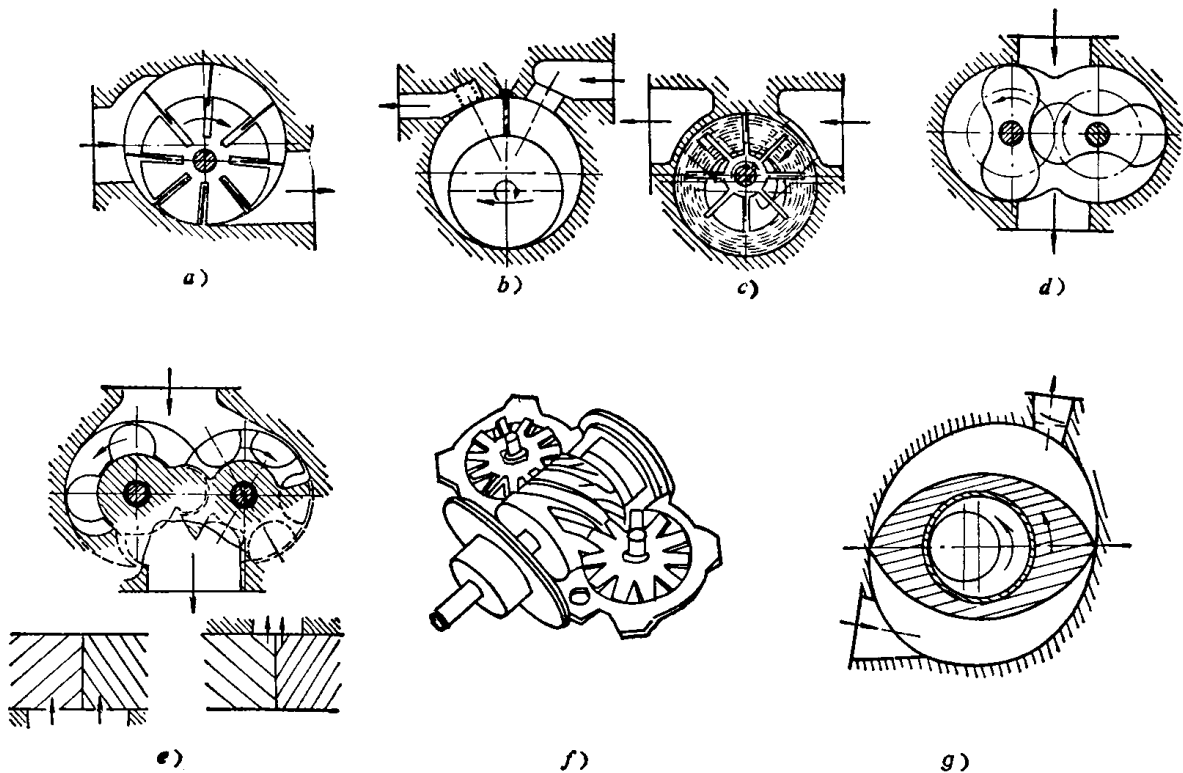


图0-1 各种回转式压缩机简图

a) 滑片式压缩机 b) 偏心转子式压缩机 c) 液环式压缩机 d) 罗茨式鼓风机
e) 螺杆式压缩机 f) 单螺杆压缩机 g) 旋转活塞式压缩机

上述各种回转式压缩机，除罗茨鼓风机属无内压缩的机器外，其余均是有内压缩的机器。

回转式压缩机大多作为中、小排气量，中、低压压缩机或鼓风机之用。目前，回转式压缩机在冶金、化工、石油、交通运输、机械制造以及建筑工程等工业部门得到广泛的应用；随着人民生活水平的逐步提高，在耐用消费品中也将得到广泛的应用。不同类型的回转式压缩机的应用范围如图 0-2 所示。

本书将对广为应用的螺杆式压缩机、罗茨鼓风机和滑片式压缩机作较为详细的论述，而对其他的回转式压缩机仅作一般介绍。

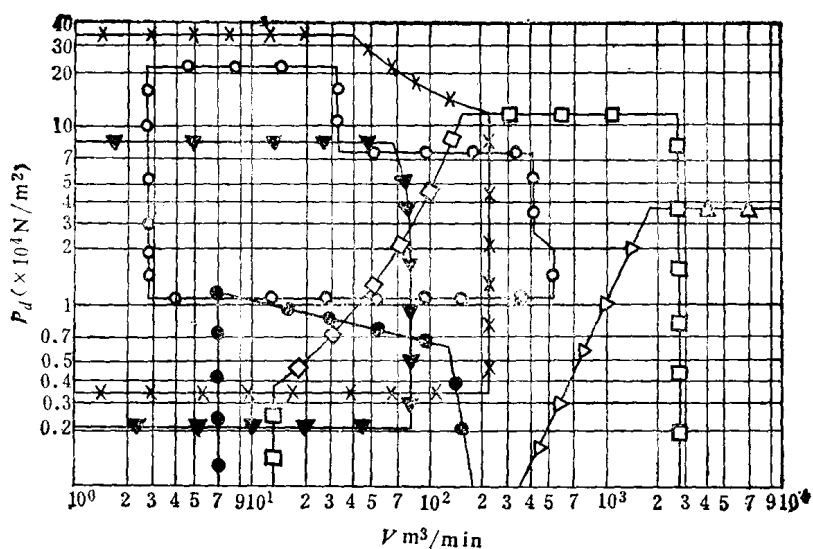


图0-2 各种类型回转式压缩机的使用范围

×-×-×—活塞式压缩机 □-□-□—离心式压缩机 ○-○-○—螺杆式压缩机 △-△-△—轴流式压缩机
●-●-●—罗茨鼓风机 ▼-▼-▼—滑片式压缩机

对回转式压缩机的研究，主要是提高效率，降低噪声，减低成本以及延长使用寿命，以充分发挥其长处，使其在与其它类型压缩机的相互竞争中逐步稳定或扩大自己的使用范围。目前，围绕最优化设计，下列几方面的研究工作有待进行：

1. 回转式压缩机主要结构参数、热力参数及性能参数的最优化选择；
2. 改进和创立回转式压缩机的运动机构（包括对啮合部份的参数、形状与啮合特性的研究）；
3. 进一步减轻机组重量，减小机组尺寸，发展快装、低噪声、全自动化机组；
4. 改革主要零部件的制造工艺，提高精度、延长寿命、降低成本。

第一章 回转式压缩机的工作过程

§ 1-1 一般工作过程

回转式压缩机转子的每个运动周期（例如旋转一周）内，分别有若干个相同的工作容积依次进行相同的工作过程。因此，在研究回转式压缩机的工作过程时，只需讨论其中某一个工作容积的全部过程，就能完全了解整个机器的工作，这一工作容积，称为基元容积。

设转子旋转一周，基元容积完成压缩机的一个工作循环，因此，可以认为基元容积的容积值是转子转角参数 φ 的函数。

图 1-1 中，横坐标表示转子的转角参数 φ ，它从转子的某一特定位置算起。例如在图中，即以基元容积最小时的位置作为开始的转角（ $\varphi = 0$ ）。纵坐标表示基元容积在相应转角 φ 下的容积值。

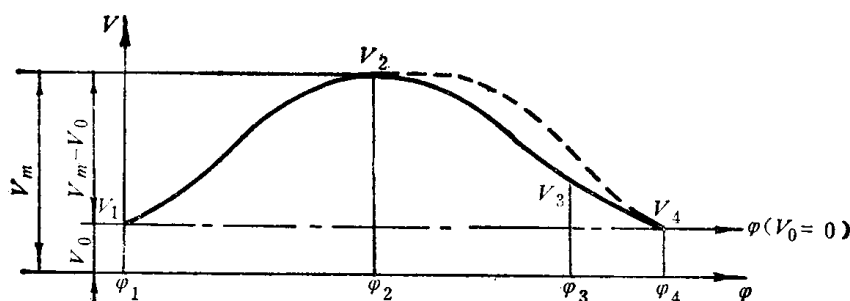


图 1-1 不同转角 φ 时基元容积的容积值

图中，采用下列符号表征基元容积在某些特定条件时的容积：

V_1 ——基元容积与吸气孔口相连通瞬时具有的容积，亦即吸气过程开始时的容积；

V_2 ——基元容积与吸气孔口相脱离瞬时具有的容积，亦即吸气过程终了时的容积；

V_3 ——基元容积与排气孔口相连通瞬时具有的容积，亦即排气过程开始时的容积；

V_4 ——基元容积与排气孔口相脱离瞬时具有的容积，亦即排气过程终了时的容积；

V_0 ——基元容积所能达到的最小容积值。由于这一容积的存在，基元容积内的气体不能全部被排出。余留的高压气体将从排气孔口移向吸气孔口。所以， V_0 又称为穿通容积；

V_m ——基元容积所能达到的最大容积值，它可与往复式压缩机的行程容积相比拟，若不计穿通容积的存在，它即为吸入容积。

各符号的注脚表示以下含义：

1 ——表示吸气开始时基元容积中的状态；

2 ——表示吸气终了时基元容积中的状态；

3 ——表示排气开始时基元容积中的状态；

4——表示排气终了时基元容积中的状态。

最理想的情况是在基元容积开始扩大的瞬时，基元容积开始吸入气体，且在基元容积达到最大容积 V_m 时，停止吸气，这时的吸气过程如图1-1中的曲线 V_1-V_2 所示。

同样，排气过程终了，应在基元容积达到最小值 V_0 时，如图中的 V_4 点。曲线 V_3-V_4 表示排气过程， V_2-V_3 表示压缩过程。

理想的情况是不存在穿通容积，即容积 $V_0=0$ 。这样，基元容积中的气体可被全部排出。此时，图1-1中的横坐标如点划线所示。

满足上述条件的回转式压缩机，其工作容积得到最充分的利用。

如果基元容积开始吸入气体并不恰在最小基元容积时，则将产生吸气封闭容积。若不计泄漏的影响，由于吸气封闭容积的存在，使基元容积在开始扩大的一段时间内，基元容积内的气体压力低于吸气孔口处的气体压力。然后，在基元容积与吸气孔口连通时产生容积不变的压缩——定容积压缩，待基元容积内气体压力达到吸气孔口处的压力后，才进入正常的吸气过程。所以，吸气封闭容积影响了基元容积的正常充气。

若排气过程不在最小基元容积时终止，则产生排气封闭容积。理论上，该容积内的气体将被压缩到远远大于内压缩终了压力的某一数值，这将使压缩机的耗功显著增加。这部分余留的高压气体，将在随后的吸气过程的初期进行膨胀，导致压缩机吸气量的降低。

§ 1-2 有内压缩及无内压缩过程

在压缩机运转过程中，若基元容积的缩小并非在与吸、排气孔口隔绝的状态下进行的，亦即基元容积缩小过程中尚与吸、排气孔口连通，因而其内的气体压力保持不变，这种机器便称为无内压缩的压缩机。即将图1-1中的 φ_2 与 φ_3 重合，亦即基元容积与吸气孔口脱离的同时，就与排气孔口相通。这样，基元容积里的气体压力并非因容积的缩小得以提高，而是在与排气孔口相通时，由排气管中的气体倒流入基元容积，使基元容积内的气体定容积压缩达到排气管中的压力。

有时，基元容积在一定转角范围内保持不变的最大容积，如图1-1中虚线所示。此时，倘若基元容积中气体的排出即使在转角 φ_3 大于 φ_2 的位置开始，因仍保持最大容积，故仍属无内压缩的压缩机。

在无内压缩的压缩机中，气体的压缩过程（在排气管道中进行）如图1-2中线1所示。

由图可见，在无内压缩机器中，压缩过程是定容积过程，其功率消耗比有内压缩的压缩机大。多耗的功如图中阴影面积所示。因而，无内压缩的压缩机是不经济的，它只限于低压鼓风使用。

回转式压缩机中，大多采用有内压缩的压缩机，仅在压力比小于2的低压力比时，方采用无内压缩的机器。

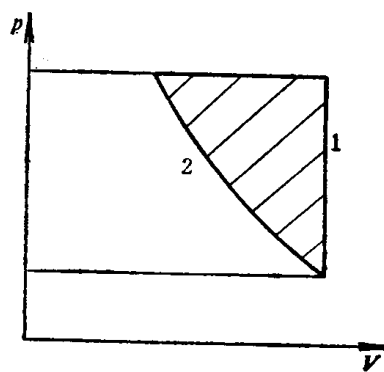


图1-2 有内压缩与无内压缩过程比较

1—无内压缩 2—有内压缩

§ 1-3 理论工作过程与实际工作过程

为了由浅入深地说明问题，首先讨论回转式压缩机的理论工作过程。

在理论压缩机中，假定不存在实际工作过程中的一切损失，即压缩机是在无摩擦、无热交换、无余隙容积、无泄漏、无吸排气压力损失的情况下进行吸气、压缩和排气的。

理论压缩机中，基元容积中各个有特殊意义的容积值，如 V_0 、 V_1 、 V_2 、 V_3 、 V_4 、 V_m 等，取决于压缩机的几何尺寸。因此，一旦这些容积一定，基元容积中的气体压力也随之而定。

首先研究不具有穿通容积 ($V_0 = 0$) 时工作容积与转角参数 φ 的关系。为方便起见，假定 $V-\varphi$ 为直线关系，如图 1-3 所示。相应的 $p-V$ 图示于图 1-4 中。

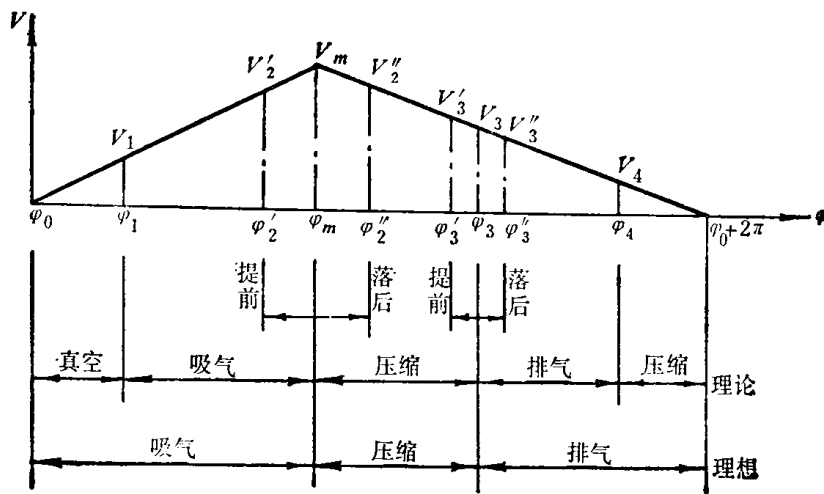


图1-3 理论压缩机的 $V-\varphi$ 图

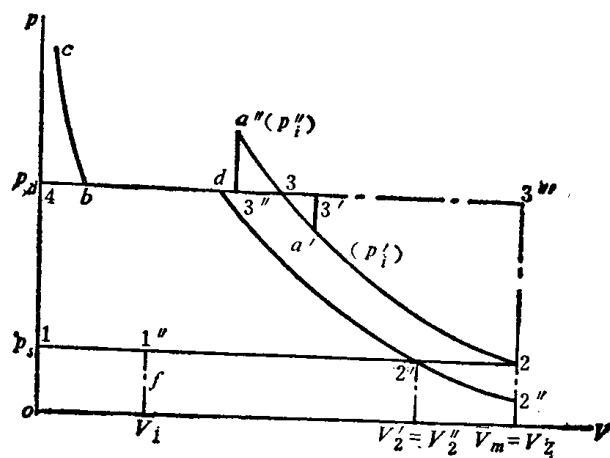


图1-4 无穿通容积时的 $p-V$ 图

当吸气封闭容积 $V_1 \neq 0$ 时。如上所说，吸气封闭容积的产生，是由于基元容积与吸气孔口连通瞬时，基元容积并不是最小值，而已扩大到某一数值 V_1 。从转角来说，设基元容积等于零时的转角为 φ_0 ，它与吸气孔口边缘相连通瞬时的转角为 φ_1 ，必然有

$$\varphi_1 - \varphi_0 > 0$$

由此可见，由于吸气封闭容积的存在，使基元容积的开始吸气点延迟，使基元容积内的气体压力低于吸气压力（若吸气压力为大气压力时，即产生真空）。直至基元容积与吸气孔口相连通后，其间的压力才恢复到吸气压力 p_s 。

相应地在图 1-4 所示的 $p-V$ 图上，吸气过程的压力变化将不是直线 1-2，而是曲折线 $0-f-1''-2$ 。

当排气封闭容积 $V_4 \neq 0$ 时。如上所说，排气封闭容积的产生，是由于基元容积与排气孔口脱离的瞬间，基元容积尚未缩小到它的最小值（若是无穿通容积时，其最小值即等于零），而仍具有容积值 $V_4 > V_0$ 。

从转角来说，基元容积与排气孔口脱离瞬间的转角 φ_4 尚未达到一个工作循环所需的全部转角。如取整个工作循环相应的转角为 2π 时，则如图 1-3 所示，必然有

$$\varphi_4 - \varphi_0 < 2\pi$$

由此可见，由于基元容积排气结束时间的提前，便产生了排气封闭容积。

由于排气封闭容积的存在，气体将在基元容积中再度地受到压缩，大大超过原来的排气压力 p_d ，如图 1-4 所示，在排气即将结束时，再度进行压缩过程 $b-c$ 。于是，基元容积的排气压力变化当由直线 3-4 变为曲折线 3- $b-c$ 。

当基元容积与吸气孔口脱离的瞬间，正好达到它的最大容积，则

$$V_2 = V_m$$

相应的转角 φ_2 与转角 φ_m 相重合（图 1-1）。此时，指示图中的压缩线恰好由点 2 开始。

当基元容积与吸气孔口脱离的瞬间，若并不在它的最大容积，这时

$$\begin{cases} \varphi'_2 < \varphi_m \\ V'_2 < V_m \end{cases}$$

或

$$\begin{cases} \varphi''_2 > \varphi_m \\ V''_2 < V_m \end{cases}$$

φ'_2 、 φ''_2 的位置均示于图 1-3 中。

由于 φ'_2 、 φ''_2 与 φ_m 不相重合，使基元容积中的压力变化有所不同。

在第一种情况下，即 $\varphi'_2 < \varphi_m$ 时，基元容积中的气体将在吸气终了之后再度进行膨胀，然后在达到最大容值 V_m 后，才从降低了的压力开始压缩。指示图中，压力变化曲线将由原来的 1-2-3 变成 1-2'-2''-2'- d 。即气体在基元容积中，于两倍的 $\varphi_m - \varphi'_2$ 的转角范围内，依同一曲线 2'-2''-2' 进行膨胀与压缩。

在第二种情况下，即 $\varphi''_2 > \varphi_m$ 时，基元容积中的气体将有一部分重新回流到吸气孔口处，然后在与吸气孔口脱离之后，开始压缩。如图 1-4 所示，压力变化曲线将由原来的 1-2-3 变成 1-2-2'- d ，亦即在两倍的 $\varphi''_2 - \varphi_m$ 的转角范围内，相当于 $V_m - V''_2$ 的气体无益地进入基元容积后再行流出。

上述两种情况都使基元容积吸气量减少。

最后，再看基元容积与排气孔口相通时的情况。

基元容积中的气体因容积缩小而被压缩，并达到一定的压力。即压缩机的基元容积与排气孔口相通之前（包括连通瞬时），基元容积内的气体压力 p_i 称为内压缩终了压力。内压缩终了压力与吸气压力之比，称为内压力比。而排气管内的气体压力（背压力） p_d 称外压力或背压力，它与吸气压力的比值称为外压力比。

吸、排气孔口的位置和形状决定了内压力比。运行工况或工艺流程中所要求的吸、排气压力，决定了外压力比。与一般往复式压缩机不同，回转式压缩机的内、外压力比彼此可以不相等。

下面讨论排气压力 p_d 与内压缩终了压力 p_i 不相等时，即排气孔口与上述最佳情况有所偏差时所引起的影响。

第一种情况，当排气压力低于内压缩终了压力时，如图 1-4 所示，即基元容积中的气体压力 p_i 大于排气压力 p_d 。当两者连通的瞬时，气体在压力差 $(p_i - p_d)$ 的作用下，迅速地流至排气孔口中，使基元容积中的气体压力突降至 p_d 。然后由于基元容积的继续缩小，才将气体排出。

$p_i = p_d$ 时的理论压缩功在图 1-4 中用面积 1-2-3-4-1 表示，而 $p_i > p_d$ 时的压缩功可用面积 1-2-3-a''-3''-4-1 表示。因此，二者的面积差值 3-a''-3''-3 就代表了由此引起的附加损失功。

第二种情况，当排气压力大于内压缩终了压力时，即在基元容积中的气体压力 p_i 尚未达到应有压力值 p_d 时，已与排气孔口相通。这样，在连通的瞬时，排气孔口中的气体将迅速倒流入基元容积中，使其中的压力从 p_i 突然上升至 p_d 。然后，随着基元容积的不断缩小，排出气体。

与第一种情况类似，此时所消耗的压缩功可用面积 1-2-a'-3'-4-1 表示，相应的附加损失功，可用面积 3-a'-3'-3 表示。

由此可见，内、外压力比不等时，总是造成附加能量损失。

无内压缩的压缩机，可以认为是内压缩部分（由压力 p_s 到 p_i ）减少到等于零的特例。如图 1-4 所示，示功图呈长方形 123''4，这是无内压缩压缩机的特征。

以上讨论了不具有穿通容积时的情况。若穿通容积值 $V_0 \neq 0$ 时，类似往复式压缩机中的余隙容积，基元容积中气体不能全部被排出。余留的高压气体膨胀到一定的压力后，基元容积才能吸进新鲜气体，这在示功图中将多出一条膨胀线，这里就不再赘述。

图 1-5 示出了完整的理论示功图，该图表示了穿通容积 $V_0 \neq 0$ ，吸、排气过程提前结束，延迟开始吸气以及内压力比大于外压力比时的理论示功图。

实际工作过程与理论工作过程有很大

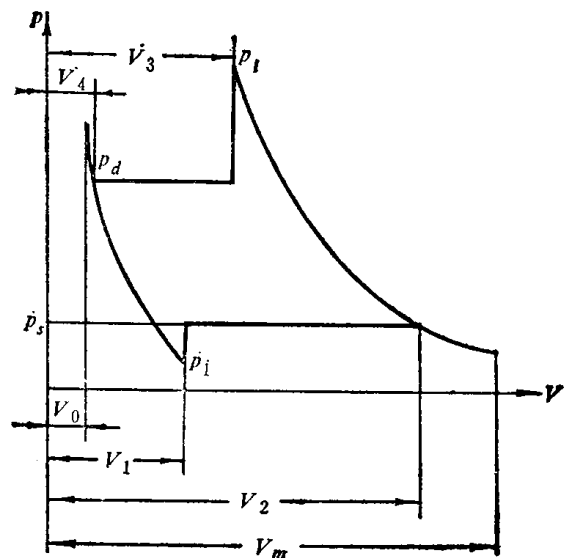


图1-5 理论示功图

的差别，其主要原因是：在实际工作过程中，基元容积内的气体通过间隙泄漏，气体流经吸、排气孔口的压力损失，一切流体动力损失以及气体与外界的热交换等。

由于气体的泄漏，使实际压缩机的排气量和效率都比理论压缩机的为低。泄漏是影响回转式压缩机性能的主要因素。

气体的泄漏可分为内泄漏及外泄漏两类。

凡是所泄漏的气体不会直接影响到压缩机的排气量时，均称为内泄漏。例如，气体从具有较高压力处泄漏至不处于吸气过程的基元容积，即属于内泄漏。因为这种泄漏气体量仍处于基元容积之内，将随该基元容积以后的压缩过程压送至排气孔口，故不会影响到压缩机的排气量。

内泄漏虽不直接影响排气量，却使气体压缩过程中的参数受到改变。例如，由于泄漏的气体与基元容积中气体的混合加热作用，使压缩过程在较高的温度下进行，使压缩机功率增加。显然，由于内泄漏而使温度升高的加热作用，也会间接影响到排气量降低。

直接影响排气量的气体泄漏，称为外泄漏。泄漏到处于吸气过程的基元容积中的气体，或直接泄漏到吸气孔口的气体，均属外泄漏。显然，外泄漏直接使排气量减少、轴功率增加。

其次，是气体流动损失。由流体力学知道，实际气体流动时，存在沿程阻力损失和局部阻力损失。当气流具有脉动时，这种损失将会更大。

沿程阻力损失是由气体粘性引起的，它的大小与流速平方成正比，并与流动状态、表面光洁度以及路程有关。

局部阻力损失是因截面突变引起的，它的大小与截面突变情况有关，并与流速平方成正比。

由上可见，提高转数将使气流速度增加，因而导致流动损失显著增加。对给定的机器，在某一转数下运转时，流动损失为一常数。

还有，流体动力损失。它主要指回转式压缩机转子扰动气体的摩擦鼓风损失，喷液机器转子对液体的扰动损失等。流体动力损失也随转子转数的增加而明显增大。

还有，内外压力不等时的附加损失。如前所述，当回转式压缩机的内外压力不相等时，将多耗一部分压缩功。此外，由于这一压力不等，引起基元容积在与排气孔口连通瞬时，发生气体的定容积膨胀或压缩，又使流动损失加大。

最后，气体进入压缩机时与机体的热交换以及进气压力损失的影响，使吸气结束时温度升高、压力降低。这样，换算到原始状态的吸气量就减少了。

一般地讲，高转数回转式压缩机的气体动力损失对效率起主要影响；低转数时，泄漏损失对效率起主要影响。不论何种类型的回转式压缩机，由于内外压力不相等，将引起附加能量损失，同时伴随着强烈的周期性排气噪音。

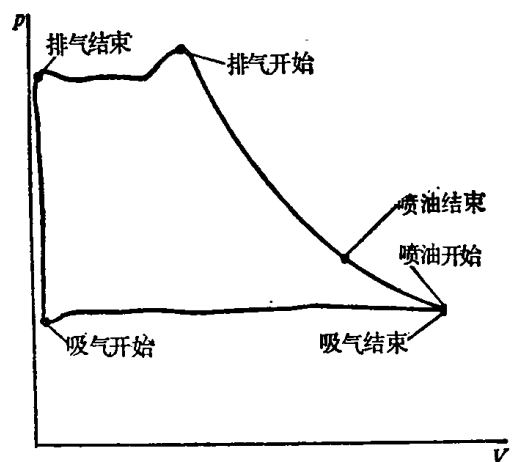


图1-6 滑片式压缩机的实际示功图