

熊则男 乔宗亮 编著



回转式压缩机与泵

——共轭件啮合动态测试

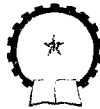
机械工业出版社

381328

回转式压缩机与泵

——共轭件啮合动态测试

熊则男 乔宗亮 编著



机械工业出版社

20015
(京) 新登字054号

本书以回转式压缩机的第二代——螺杆压缩机和最新一代——涡旋压缩机为重点，系统阐述了回转式压缩机与泵的理论、计算、结构与设计，以及共轭件啮合动态测试原理和装置。

全书共分七章。第一章介绍了回转压缩机与泵的工作过程和性能分析；第二、三、四、五章系统介绍了螺杆压缩机、单螺杆压缩机、滚动活塞压缩机和涡旋压缩机等回转式压缩机的工作机理，热力和动力特性与分析，以及设计与计算方法；第六章阐述了共轭件的啮合原理，共轭件在回转压缩机中的应用，以及共轭件啮合动态测试的原理、方法和装置；第七章对齿轮泵、螺杆泵、叶片泵和涡旋泵等回转泵作了系统介绍。

本书可供压缩机、泵、机械、制冷、空调等领域的科研人员、工程技术人员，大专院校师生和研究生使用。

图书在版编目 (CIP) 数据

回转式压缩机与泵——共轭件啮合动态测试/熊则男，
乔宗亮编著. —北京：机械工业出版社，1995. 4

ISBN 7-111-04398-7

I. 回… ①熊②乔… ①回转式压缩机②泵
N. ①TH455②TH3

中国版本图书馆CIP数据核字 (94) 第08641号

出版人：马九荣 (北京市百万庄南街1号 邮政编码100037)

责任编辑：贺毓鑫 版式设计：王颖 责任校对：肖新民

封面设计：郭景云 责任印制：路琳

机械工业出版社印刷厂印刷·新华书店北京发行所发行

1995年4月第1版·1995年4月第1次印刷

850mm×1168mm¹/32·10.375印张·273千字

0 001—1 500 册

定价：20.90元

前 言

本书系统阐述了回转式压缩机与泵的理论、计算、结构与设计。第一章介绍了回转压缩机与泵的工作过程和性能分析。第二、三、四、五章系统介绍了螺杆压缩机、单螺杆压缩机、滚动活塞压缩机和涡旋压缩机等各类回转式压缩机的工作机理,热力、动力特性与分析,以及设计与计算方法。其中重点是回转式压缩机的第二代——螺杆压缩机和最新一代——涡旋压缩机。鉴于回转式压缩机的核心件多为成对共轭的运动件(含平面啮合和空间啮合),第六章系统阐述了共轭件的啮合原理,共轭件在回转式压缩机中的应用,以及共轭件啮合动态测试原理和装置。第七章对齿轮泵、螺杆泵、叶片泵和涡旋泵等回转泵作了系统介绍。

书中包含了作者及其同伴们二十多年以来经过验证了的工作成绩、经验和最新重大科研成果。共轭件啮合动态测试系国家自然科学基金项目,获国家科技进步奖、国际博览会发明金奖、中国发明专利等;涡旋压缩机及其批量生产手段是作者承担的国家八五重点攻关项目,研制成功的涡旋制冷压缩机已通过了国家级鉴定,居国内领先地位,达到国际先进水平,获国家教委科技进步一等奖,获五项发明和实用新型专利,并已进行高新技术向生产力的转化。

本书为机械工业出版社高学术水平专著。

本书由西安交通大学回转机械研究中心的熊则男教授和乔宗亮教授编著。绪论、第一、二、四章由乔宗亮编写,第三、五、六章由熊则男编写,第七章由乔宗亮、刘四虎编写,第六章中加工机床误差诊断一节由刘嗣洪编写,徐博等参加了本书的资料收集工作。

本书由中国科学院院士雷天觉教授和黄锡阁高工(教授级)

IV

审阅，在此深表谢意。

书中缺点错误在所难免，欢迎读者指正。

目 录

前言

绪论	1
----------	---

第一章 回转式压缩机与泵的工作过程与性能	4
----------------------------	---

一、回转式压缩机的工作过程	4
二、回转泵的工作过程和特点	9
三、回转式压缩机与泵的主要性能参数	11

第二章 螺杆压缩机	20
-----------------	----

一、概述	20
二、螺杆压缩机转子的齿形型线	28
三、螺杆压缩机的热力过程	44
四、螺杆压缩机吸、排气孔口的确定	64
五、螺杆压缩机的能量调节	73
六、螺杆压缩机转子的受力	77
七、螺杆制冷循环系统	88

第三章 单螺杆压缩机	95
------------------	----

一、单螺杆压缩机的工作原理和特点	95
二、单螺杆压缩机的主要几何参数	100
三、单螺杆压缩机的啮合副型线	107
四、单螺杆压缩机封闭螺槽容积的计算	121
五、单螺杆压缩机泄漏通道和泄漏量的计算	130
六、单螺杆压缩机的排气量与气量调节	138

第四章 滚动活塞压缩机	142
-------------------	-----

一、滚动活塞压缩机的工作原理	142
二、滚动活塞压缩机的热力计算	145
三、滚动活塞压缩机的运动与动力学分析	151
四、滚动活塞压缩机的发展动向	158

第五章 涡旋压缩机	162
-----------------	-----

VI

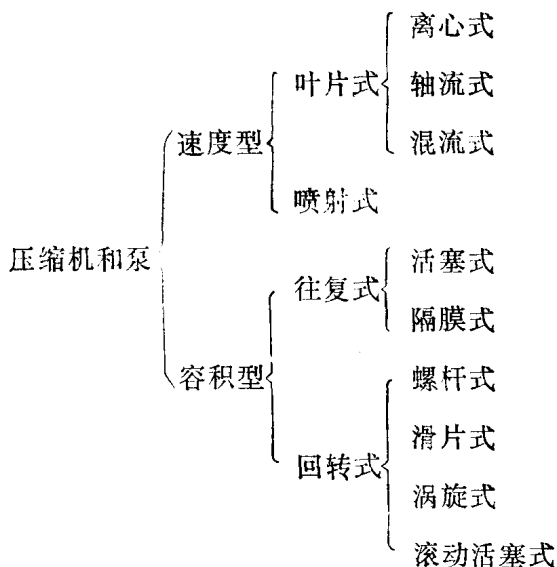
一、涡旋压缩机的基本结构和工作原理	163
二、涡旋压缩机涡旋盘的几何理论	166
三、涡旋压缩机的动力分析与计算	182
四、涡旋压缩机设计方法与优化设计	201
五、涡旋压缩机的功率和效率	216
第六章 共轭件啮合动态测试	228
一、共轭件啮合的基本原理和应用	228
二、坐标转换	230
三、共轭啮合的基础理论	239
四、共轭件啮合动态测量原理及装置	249
五、加工机床的误差诊断	271
六、螺杆压缩机转子副啮合间隙及其变动量与性能指标的 关系	235
第七章 回转泵	288
一、齿轮泵	288
二、螺杆泵	302
三、叶片泵	311
四、涡旋泵	320
参考文献	325

绪 论

压缩机和泵是最常见的流体机械。在用管道输送流体时，可用于增加流体的能量，克服流动阻力，实现沿管道输送流体。

压缩机和泵均属通用机械，在矿山、冶金、化工、石油、国防、交通运输、农业等部门得到广泛的应用。随着人民生活水平的不断提高，压缩机和泵还将跟着家用电器进入千家万户。

通常将输送气体介质并提高气体压力的流体机械称为压缩机；将输送液体介质并提高其能头的流体机械称为泵。压缩机与泵的品种与规格繁多，按工作原理可分类如下：



叶片式与喷射式流体机械均属于速度型流体机械。

叶片式流体机械又称为透平式流体机械。利用旋转的工作叶轮把机械能传递给流体介质，提高流体的压能。根据流体介质在

叶轮内流动方向的不同，叶片式流体机械主要分为离心式与轴流式两种。前者如离心式压缩机和离心泵，后者如轴流式压缩机和轴流泵。这类机械结构小，效率高，流量大而均匀，能由高速原动机直接带动。缺点是不能自吸（对泵而言），流量变化时，压力和效率也将随之改变。

喷射式流体机械中没有叶轮，是利用一种介质的动能来输送另一种流体介质，结构十分简单。如喷射泵即为典型的喷射式流体机械。

容积型流体机械是通过其工作容积的周期性变化来实现流体的增压和输送的。

容积型流体机械中往复式流体机械是依靠活塞在汽缸内作往复运动来实现工作容积的周期性变化。往复式压缩机及活塞泵都是应用很普遍的活塞式流体机械，是往复式流体机械中的一种。这种流体机械具有排出压力较高，压力不随流量的改变而改变，小流量时效率较高等优点。不足之处是体积与重量都较大，不能与高速原动机直接相连，调节工况也较复杂。隔膜式流体机械也是往复式流体机械中的一种，利用膜片的运动来实现工作容积的周期性变化。这种流体机械密封性能好，容积效率高，但未得到普遍应用。

容积型流体机械中回转式流体机械是借助于转子在汽缸内作回转运动来实现工作容积的周期性变化。如螺杆式压缩机和螺杆泵、滑片式压缩机和滑片泵、涡旋压缩机和涡旋泵、滚动活塞式压缩机以及齿轮泵等均属于这类机械。回转式流体机械结构简单、紧凑，重量轻，能与高速原动机直接相连，效率较高且运行安全可靠。在相当大的领域内有取代往复式流体机械的趋势，有着广阔的发展前景。

回转式压缩机中气体的压缩是通过旋转工作容积的变化来实现的。该工作容积除了周期性地扩大和缩小外，空间位置也在改变。若在汽缸上合理地布置吸气和排气孔，即可实现压缩机吸气、压缩和排气的单向工作过程。

回转式压缩机中没有往复运动机构，通常不设气阀，具有结构简单、体积小、重量轻、零部件（特别是易损件）少、平衡性好、振动小、运行平稳可靠、操作简便、易于实现自动化等优点。

回转式压缩机的主要缺点是转子表面大多是复杂的曲面，给加工与检测带来一定困难。压缩机的运动机件之间以及运动机件和固定机件之间，通常以保持一定大小的运动间隙来实现气体密封，而这些间隙的存在，气体泄漏难以避免，从而导致回转式压缩机的压比一般都较小。

回转泵大多用于输送油类液体或应用于液压传动系统中，因此它们常被称为油泵或液压泵。回转泵与往复泵均属容积型泵，所不同的是回转泵的转子在泵体内作回转运动。回转泵转子转数可较高，无冲击，结构紧凑，体积比往复泵小得多，管理和使用也较方便。回转泵大多是间歇排送液体，其流量的波动要比离心泵的大，但又比往复泵的波动小得多，可看成是均匀流量。

回转泵的排出压力一般较高，而啣送的流量不大，通常适用于输送小量的液体。回转泵在液压传动系统中得到了广泛的应用。

无论是回转压缩机还是回转泵，今后都需要进一步发挥长处，克服存在的问题，逐步扩大应用范围。

第一章 回转式压缩机与泵的工作过程与性能

一、回转式压缩机的工作过程

回转式压缩机属容积型压缩机，其工作过程由吸气、压缩和排气三个过程组成。回转式压缩机工作时，大多有若干个工作容积依次进行相同的工作过程。这些工作容积的几何参数和容积值随转子转角 φ 变化的规律完全相同，因此只要研究其中某一个工作容积的全部工作过程，即可了解整个压缩机的工作过程。回转式压缩机中的工作容积通常被称为基元容积。

1. 理论工作过程

一般来说，回转式压缩机的转子每旋转一周，基元容积就完成压缩机的一个工作循环。实际上，基元容积的容积值就是转子转角 φ 的函数。

为便于说明问题，首先假定回转式压缩机是在无摩擦、无换热、无泄漏、无穿通容积、无吸气和排气损失的情况下进行吸气、压缩和排气，即不存在实际工作过程中的一切损失。其次假定基元容积的容积值与转角 φ 呈直线变化关系。回转式压缩机在上述情况下的工作过程，可定义为理论工作过程。

现在对几种具体不同的工作过程讨论如下。

(1) $V_0 = 0$ 、 $V_1 = V_4 = 0$ 的理想工作过程 压缩机在理想工作情况下的 $V-\varphi$ 图如图1-1 a所示。其横坐标为转子的转角 φ ，纵坐标为基元容积的容积值 V 。以基元容积在容积值最小时的转子转角为开始的转角 φ_0 。在理想工作情况下相应的 $p-V$ 图如图1-1 b所示。

回转式压缩机的理想工作过程也由吸气、压缩和排气三个过程组成。由图1-1可以看到，当基元容积与吸气孔口连通的瞬

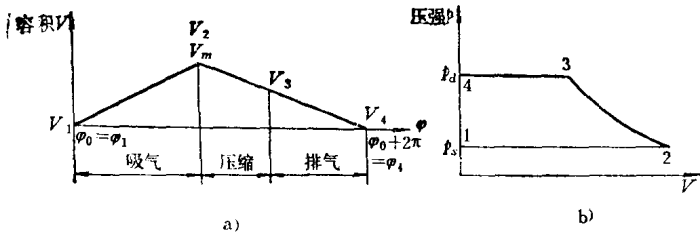


图1-1 回转式压缩机的理想工作过程图

$$(V_0 = 0, V_1 = V_4 = 0)$$

a) 理想压缩机 $V-\varphi$ 图 b) 理想压缩机 $p-V$ 图

时，其容积值为最小值 V_1 。在理想情况下 $V_1 = 0$ 。当基元容积与吸气孔口相脱离的瞬间，其容积值达到最大值 V_2 ，此即吸气容积。基元容积与吸气孔口一脱离，压缩过程立即开始。当基元容积与排气孔口连通的瞬间，其容积值为 V_3 ，此时排气过程立即开始。当基元容积与排气孔口相脱离的瞬间，其容积值为最小值 V_4 ，理想情况下 $V_4 = 0$ ，即无穿通容积。

(2) $V_0 = 0, V_1 \neq 0, V_4 \neq 0$ 的理论工作过程 这种理论工作过程的 $V-\varphi$ 图及 $p-V$ 图分别如图1-2 a 与图1-2 b 所示。

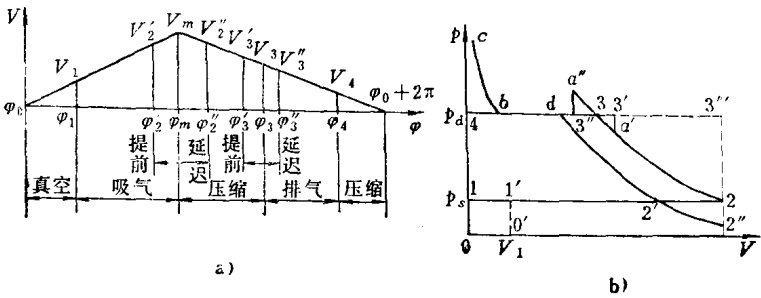


图1-2 回转式压缩机的理论工作过程图

$$(V_0 = 0, V_1 \neq 0, V_4 \neq 0)$$

a) 理论压缩机 $V-\varphi$ 图 b) 理论压缩机 $p-V$ 图

1) 设基元容积等于零时的转角为 φ_0 ，当基元容积与吸气孔口连通的瞬间，其容积值 V_1 不是最小值，此即吸气封闭容积，

这时相应的转角为 φ_1 。由于吸气封闭容积的存在，基元容积内部的气体压力起先低于吸气压力，在与吸气孔口相通之后才恢复到吸气压力 p_s 。因而使得基元容积的开始吸气点延迟。

在图1-2 b 所示的 $p-V$ 图中，吸气过程的压力按 $0-0'-1'-2$ 折线变化，而不再是压力始终等于 p_s 的一条水平直线1-2。

2) 基元容积与吸气孔口相脱离的瞬间，其容积值 V_2 可能正好达到最大容积 V_m ，也可能小于最大容积 V_m 。

由图1-2 a 可看到，当 $V_2 = V_m$ 时，相应的转角 $\varphi_2 = \varphi_m$ ，而从图1-2 b 可看到，压缩线恰好从点2开始。基元容积与吸气孔口相脱离瞬间，其容积值 V_2 小于最大容积 V_m 可能有以下两种情况：

$$V_2 = V'_2 < V_m$$

和

$$V_2 = V''_2 < V_m$$

相应的转角分别为

$$\varphi'_2 < \varphi_m$$

和

$$\varphi''_2 > \varphi_m$$

在 $\varphi'_2 < \varphi_m$ 情况下，基元容积中的气体将在吸气终了之后再行膨胀，直到吸气容积增大到 V_m 时，才从降低了的压力开始压缩。在 $p-V$ 图（图1-2 b）中压力变化曲线将由原来的 $1-2-3$ 变为 $1-2'-2''-2'-d$ ，曲线段 $2'-2''$ 同时代表了气体的膨胀和压缩过程。

在 $\varphi''_2 > \varphi_m$ 的情况下，基元容积在 $V_2 = V_m$ 时吸入的气体将有一部分从吸气孔口处排走，留下的气体在基元容积与吸气孔口脱离之后再开始压缩。若 $V_2 = V''_2$ ，则在 $p-V$ 图中的压力变化曲线将由原来的 $1-2-3$ 变为 $1-2-2'-d$ 。

以上两种情况均导致基元容积吸气量的减少。

3) 若在基元容积与排气孔口脱离的瞬间，其容积值 V_4 未达到最小值，此时的 V_4 值即为排气封闭容积，与其相应的转角为 φ_4 。

由图1-2 a 可以看到，基元容积与排气孔口脱离瞬间的转角 φ_4 ，并未达到一个工作循环所需的全部转角。若一个工作循环

所需的全部转角为 2π ，则有 $\varphi_4 - \varphi_0 < 2\pi$ 。这表明排气封闭容积的产生是由于排气过程提前结束造成的。

由于排气封闭容积的存在，排气结束后留下的气体再度被压缩，因而基元容积排气压力变化曲线由图1-2 b 中的直线3-4变为曲折线3-b-c。

4) 基元容积与排气孔口相连通的瞬时，基元容积中的气体压力 p_i 称为内压缩终了的压力，它与吸气压力之比值称做内压力比。压缩机排气管道内的压力 p_d 称为外压力或背压力，它与吸气压力之比值称为外压力比。内压力比由吸、排气孔口的形状、尺寸和位置来确定，而外压力比则取决于运行工况或工艺流程。

回转式压缩机与一般的往复式压缩机不同，它的内压力比与外压力比可以相等，也可以不等。为便于分析内、外压力比不等对回转式压缩机带来的影响，假定在 $V_0 = 0$ 的理论工作过程中，基元容积与吸气孔口相连通瞬时所具有的容积 V_1 等于零；基元容积与吸气孔口相脱离瞬时所具有的容积 V_2 等于 V_n ；基元容积与排气孔口相脱离时所具有的容积 V_4 等于零。

当内、外压力比相等时，即 $p_i = p_d$ 时，压缩机的理论功在图1-2 b 中用面积1-2-3-4-1表示。

当内压力比大于外压力比，即 $p_i > p_d$ 时，基元容积一旦与排气孔口连通，其中气体迅速流向排气孔口，而使基元容积中的气体压力突然降至 p_d 。此后，随着基元容积的继续缩小而将气体排出。这种情况下的气体压缩功用图1-2b中的面积1-2-3-a''-3''-4-1表示，面积3-a''-3''-3则代表了 $p_i > p_d$ 所引起的附加损失功。

当内压力比小于外压力比，即 $p_i < p_d$ 时，基元容积一旦与排气孔口连通，排气管中的气体将迅速倒流入基元容积中，使其中的压力突然从 p_i 上升到 p_d 。此后，随着基元容积的继续缩小而将气体排走。这种情况下的气体压缩功用图1-2 b 中的面积1-2-a'-3'-4-1表示，相应的附加损失功则可用面积3-a'-3'-3

表示。

(3) $V_0 \neq 0$ 情况下的理论工作过程 回转式压缩机中的 $V_0 \neq 0$ ，意味着基元容积不能缩小到零，基元容积中的气体不能全部被排出。这类似于往复式压缩机的余隙容积。这部分剩余高压气体在下一个工作过程开始时总要先膨胀到一定压力后，基元容积方能再吸入新气体（涡旋压缩机中的剩余气体不膨胀）。此处的 V_0 称为穿通容积。

图1-3为 $V_0 \neq 0$ 情况下比较完整的理论示功图。该图表示了回转式压缩机穿通容积 $V_0 \neq 0$ ，吸气过程的开始时间延迟，吸气、排气过程的结束时间都提前，内压力比小于外压力比的情况。

2. 实际工作过程

回转式压缩机的实际工作过程与理论工作过程大体相似，但也存在着明显的差别，这主要是由于讨论理论工作过程时的一些假设，在实际工作过程中并不存在。

实际上压缩机不可能在无泄漏、无摩擦、无热交换、无余隙容积情况下进行吸气、压缩和排气，而且在气体流经吸、排气孔口等处时，还必然有流体动力损失。所有这些因素都要影响到压缩机的性能。

泄漏是影响回转式压缩机性能的主要因素，因为它与机器的排气量及效率密切相关。

压缩机中气体从较高压力处向吸气孔口或处于吸气过程的基元容积泄漏，称为外泄漏。外泄漏直接使排气量减少，轴功率增加，其不利影响特别明显。

压缩机中气体从较高压力处向开始压缩的基元容积泄漏称为

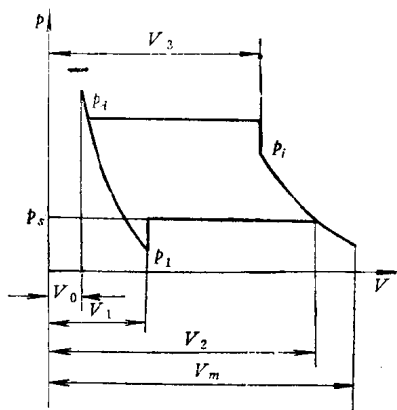


图1-3 $V_0 \neq 0$ 时压缩机的理论示功图

内泄漏。内泄漏不会直接影响压缩机的排气量，但它会使气体在压缩过程中的参数发生变化。如由于压力较高的气体温度较高，该气体泄漏到开始压缩的基元容积，与该基元容积中的原有气体混合，使压缩过程在较高的温度下进行，这不仅使压缩机的轴功率增加，还会间接减小排气量。

气体的流动损失和动力损失对回转式压缩机的耗功也有着明显的影响。

气体的流动损失是指气体在压缩机中流动时的沿程阻力损失和局部阻力损失。前者是由气体粘性引起的，其大小与流速平方成正比，并与流动状态，器壁表面粗糙度以及路程有关；后者是由流道截面突变引起的，其大小也与流速平方成正比，而流道截面突变的情况对之有更显著的影响。

气体的动力损失主要是由于转子扰动气体所产生的摩擦、鼓风的损失。对于喷液的回转式压缩机，气体的动力损失还应包括转子扰动液体所产生的损失。随着电机转速的增高，回转式压缩机的气体动力损失也将明显的增大。

除此之外，内、外压力比不等，吸气被机体加热以及进气时的压力损失等都将引起功耗的增加和排量的减少。

上述诸影响因素均要反映到示功图上。图 1-4 为实测某涡旋压缩机得到的示功图，由该示功图可分析各影响因素所起的作用。

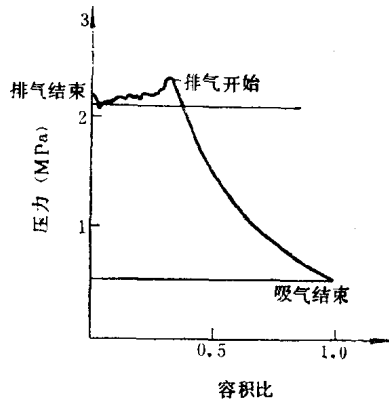


图1-4 涡旋压缩机
实测示功图

二、回转泵的工作过程和特点

回转式压缩机通常都是具有内压缩的，即其基元容积中气体

的压力是在与排气孔口隔绝的状态下提高的。具有内压缩的压缩机与无内压缩的压缩机相比，前者的气体压缩耗功要小得多，这可从图1-5所示的两者 $P-V$ 图的差别看得很清楚。

具有内压缩的压缩机，基元容积中气体的压力是靠其容积的减小来提高的，这时的气体压缩过程可用图1-5中的曲线1-2来表示。

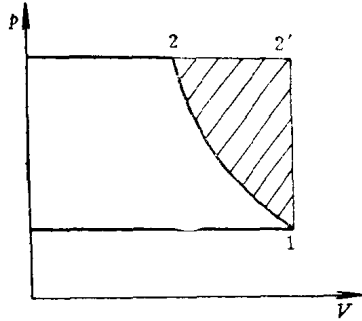


图1-5 有无内压缩过程的比较

无内压缩的压缩机基元容积中的气体压力并不是因为容积的缩小而提高，而是与排气孔口联通时达到提高压力的目的。其气体的压缩过程是等容压缩过程，它可以用图1-5中的直线1-2'来表示。

图1-5中1-2-2'-1所包围的阴影面积表示无内压缩过程的压缩机多消耗掉的功率。所以无内压缩过程的机器一般不能用作压缩机，只能作为低压鼓风机使用。

对于回转泵来说，因其工作介质为不可压缩的液体，不允许机器中存在内压缩过程。

在回转泵的转子每个运动周期内，也分别有若干个相同的工作容积依次进行相同的工作过程，这些工作容积又可称做密封容积。

在回转泵运行时，其密封容积的容积值会发生周期性的变化。当密封容积变大时，形成一定的真空度，油液通过吸油管被吸入；当密封容积变小时，油液就被挤出泵体。为了保证回转泵正常工作、密封容积变大时必须只和吸油管相连；而密封容积变小时，它必须只和排油管相连。泵的吸油口与排油口不能沟通。

回转泵在每一工作周期中吸入或排出的液体容积只取决于密封容积的变化量，即取决于密封容积的几何尺寸。若不考虑泄漏的影响，则回转泵每转一周的排量是确定的。回转泵的理论流量