



高等学校教材

# 泵和压缩机

王仁东 吴东棣 潘永密 编



中国工业出版社

18  
35

高等学校教材



# 泵和压缩机

王仁东 吳东棣 潘永密 編

璩定一 李又新 审閱

中国工业出版社

本书是根据 1964 年所修訂的化工机械专业泵和压縮机課程教学大綱(草案)而編写的,作为高等工业学校化工机械专业的試用教科书。

根据“少而精”的教学原則,本书只包括活塞式压縮机、离心泵和风机三方面的內容,着重叙述这两种机器的操作原理、基本性能、总体结构、零件部件结构和技术要求,而往复泵、噴射泵、迴轉泵等方面的內容,本书沒有介紹。

本书压縮机部分由华东化工学院吳东棣同志执笔,泵及风机部分由浙江大学潘永密同志执笔,由华东化工学院瓊定一同志及化学工业部第一化工設計院李又新同志审閱;全书由浙江大学王仁东同志負責主編。

## 泵和压縮机

王仁东 吳东棣 潘永密 編

化学工业部图书編輯室編輯(北京安定門外和平里七区八号楼)

中国工业出版社出版(北京佟麟閣路丙10号)

北京市书刊出版业营业許可証出字第 110 号

中国工业出版社第四印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·各地新华书店經售

开本 $787 \times 1092\frac{1}{16}$ ·印张 $6\frac{1}{2}$ ·插頁 1·字数 140,000

1965 年 8 月北京第一版·1965 年 8 月北京第一次印刷

印数 0001—2,600·定价(科五) 0.75 元

統一书号: K15165·3894(化工-378)

## 編 写 說 明

本书是根据1962年高等工业学校化工机械专业教材編审小組會議的決議而編写的。在高等教育部和化学工业部的正确领导下，編写工作得以順利进行。教材內容在1963和1964年的會議上經過討論，又作了两次修改，在“少而精”的教学原則方面作了一些努力。例如将活塞泵、噴射泵等学生自学不太困难的內容刪去了，以便集中力量学习最主要的內容，即活塞式压縮机、离心泵和风机方面。选材时着重化工机械专业工作者所必需的有泵和压縮机的基础知識，也就是这两种机械的基本性能和操作原理。学习这門課程以前，学生們如能通过生产实习、生产劳动等环节，对化工厂常用的泵、风机和压縮机先获得一定的感性知識，則对学习会有很大的帮助。

本书压縮机部分执笔者是华东化工学院吳东棣同志，泵和风机部分是浙江大学潘永密同志，經本人汇总整理。但限于我們对党的教育方針政策的認識水平和业务水平，本书內容一定还有很多不妥当或錯誤的地方，希望兄弟学校以及其他有关单位的同志們随时提出批評和指正。在編写过程中，得到各兄弟学校許多同志的帮助，并承华东化工学院張定一同志及化学工业部第一化工設計院李又新同志提出改进意見，特在此致謝。

王仁东

1965.2.

# 目 录

## 编写说明

緒論	1
第一章 活塞式压缩机的热力过程	4
第一节 概述	4
第二节 单级压缩	5
第三节 多级压缩	13
第二章 活塞式压缩机的动力学与总体结构	17
第一节 活塞式压缩机的动力学	17
第二节 活塞式压缩机的总体结构	26
第三章 活塞式压缩机主要零部件的结构	30
第一节 活塞	30
第二节 气缸	32
第三节 阀	36
第四节 填料函	37
第五节 传动机构	39
第四章 活塞式压缩机的运转	43
第一节 活塞式压缩机输气量的调节	43
第二节 活塞式压缩机的润滑	46
第五章 离心泵的工作原理	50
第一节 离心泵的工作原理及分类	50
第二节 离心泵的基本方程式	51
第三节 叶片的离角 $\beta_{x_2}$ 及轴向涡流对扬程的影响	53
第四节 离心泵的基本性能曲线及阻力损耗	56
第五节 离心泵的相似理论 比例定律及其应用	60
第六节 离心泵的通用特性曲线	62
第七节 离心泵叶轮的切割	63
第八节 离心泵的比转数及各种比转数的叶轮	65
第六章 离心泵的运转	68
第一节 离心泵在管路上的工作	68
第二节 使用离心泵时管路中的流量调节	70
第三节 离心泵的串联与并联工作	72
第七章 离心泵的结构与选用	75
第一节 离心泵主要零部件的结构及作用原理	75
第二节 离心泵的类型及典型示例	81
第三节 离心泵的工作区综合总图及离心泵的选择	84
第四节 离心泵的空蚀与吸液高度	85
第五节 离心泵使用注意点	87
第八章 风机	89
第一节 风机的分类	89
第二节 离心式通风机	89
第三节 离心式鼓风机及压缩机	95
附录	98
参考文献	99

## 緒 論

泵与压缩机是用来增加流体的能量的机械。

化工厂中的原料、半成品与最终产品多数是流体，因此，泵与压缩机在化工厂中占有重要的地位。它们在化工厂中的用途主要有：

1. 输送流体通过管路与设备，克服流体流动的阻力并将流体升举到一定的高度，或增加流体的压力，以满足工艺过程的需要。
2. 增加流体的动能，以满足某些操作过程的需要。
3. 进行一些辅助的操作，如通风、供排水等。

各种类型的泵与压缩机各有其一定的适用范围。图1及图2分别说明了各类泵与压缩机适用的流量与扬程或终压的范围，可供初步选型时参考。

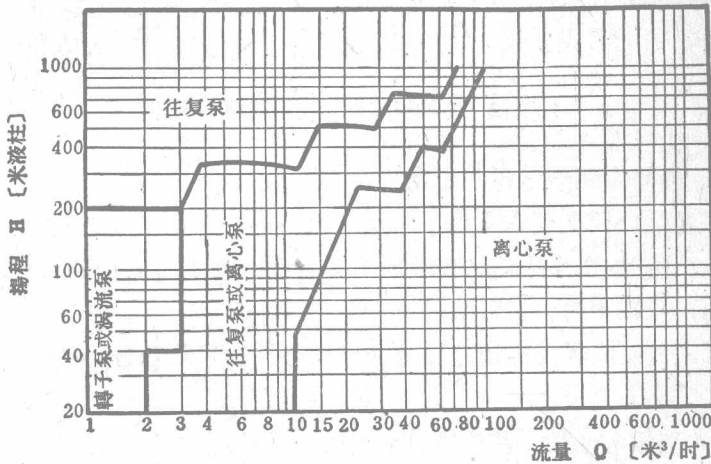


图 1 各种泵的适用范围

化工厂中用的泵与压缩机应当能符合下列基本要求：

1. 适应介质的特性——化工厂中处理的流体种类极多，其中有的具有强烈腐蚀性，有的含有固体颗粒，有的处于极低或极高温下。所选的泵与压缩机的结构必须适应这些特点。
2. 满足工作条件的要求——化工厂对泵与压缩机的生产能力与终压或扬程的要求是多种多样的；所选的泵与压缩机应当在指定的工作条件范围内具有较高的效率，而且能在一定范围内进行调节。
3. 运转可靠——化工生产很多是连续的大生产，而泵与压缩机往往是化工厂的关键设备。如果泵或压缩机产生故障，常会造成很大的经济损失，严重时会发生重大事故。所以，对化工厂的泵与压缩机来说，运转可靠性是十分必要的，有时甚至居于首要地位。

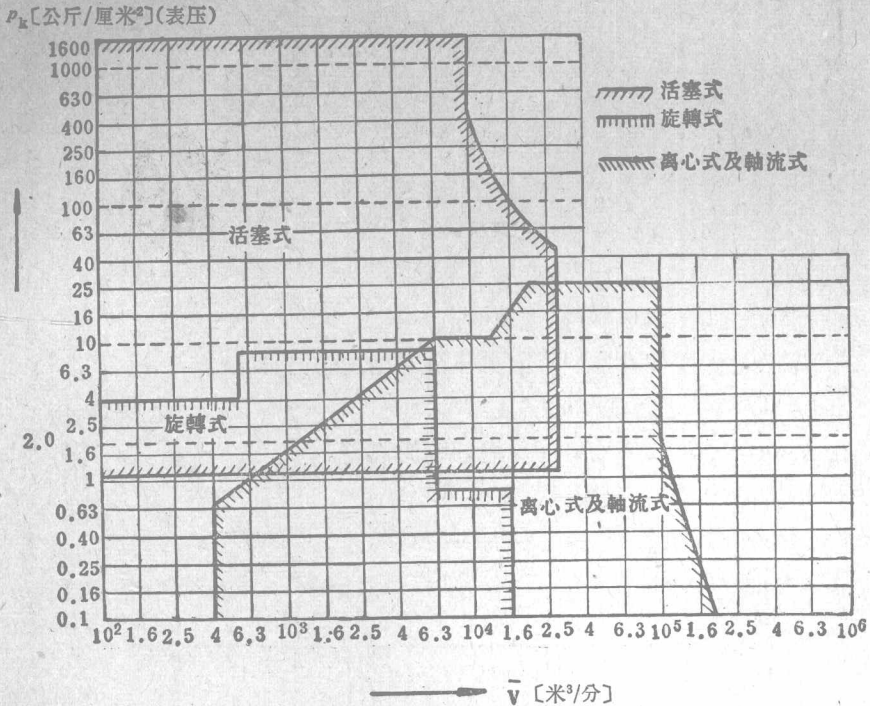


图 2 各种压缩机的适用范围

4. 操作经济、检修方便——泵与压缩机是需要大量动力的机器，它们的动力消耗在生产成本中占显著地位，因此要求所选用的泵与压缩机的效率尽可能高一些，保证经济的操作。泵与压缩机又是经常需要检查修理的机器，因此要求它们检修方便，以节省劳动力，缩短停工时间，或减少备台、备品。

化工机械技术人员担负着正确地选择与使用泵与压缩机的任务，其中包括以下几个方面：

1. 选择合适的型号与台数。在选择时必须充分掌握机器的性能，作必要的计算与比较。当选不到合适的型号时，有时需选用接近的型号，并将参数或结构作一些改变。

2. 保证正常的连续运转。应当在充分掌握机器的性能与结构的基础上，制订严格的操作规程、维护保养制度及正确的调节控制方法等。

3. 组织泵与压缩机的检修。要按照泵与压缩机的特点，规定计划预修的间隔期与检修项目，备品、备件的准备与管理方法，修理质量的检查指标与检查方法等。在日常工作中，要及时发现泵与压缩机的故障，分析其产生原因，并及时采取措施。

4. 改进泵与压缩机的结构。在使用中发现泵与压缩机的缺点时，要能提出改进措施。当生产上需要改变工艺条件时，要能相应地改变泵与压缩机的结构。必要时，要能对设计部门或制造厂提出一些重要的技术条件或改进意见。

本课程的目的为化工机械专业的学生毕业后担任上述工作打好基础。要求学生通过本课程的学习，掌握典型的泵与压缩机的工作原理、主要性能及基本结构，搞清基本概念，掌握初步分析问题的方法和获得解决实际问题的基本训练。

建国十五年来，我国在泵与压缩机方面已经取得了很大的成就，从解放前几乎完全依赖进口，发展到目前拥有正规的泵与压缩机制造业，能自力更生制造氮肥厂大型高压压缩机、多级高压离心泵等高级产品。泵与压缩机的研究事业也在迅速发展。然而为了真正实现我国的科学技术现代化，在泵与压缩机方面还有许多问题迫切需要解决，有待化工机械方面的研究、设计、生产、维修的人员共同努力。



# 第一章 活塞式压缩机的热力过程

## 第一节 概 述

活塞式压缩机在化学工业中应用得很广泛。它主要用于将原料气体压缩到一定的压力，以满足工艺过程的要求，同时也用于冷冻、气体的装瓶、供应压缩空气等方面。

活塞式压缩机单位时间内排出的气体的体积（换算成吸入状态下的体积）称为其生产能力 $\bar{V}$  [米<sup>3</sup>/分]。按照生产能力的大小，活塞式压缩机可以分为三类：小型—— $\bar{V} \leq 10$  [米<sup>3</sup>/分]，中型—— $\bar{V} = 10 \sim 100$  [米<sup>3</sup>/分]，大型—— $\bar{V} > 100$  [米<sup>3</sup>/分]。

按照终压 $p_k$ 的高低，活塞式压缩机可分为四类：低压压缩机—— $p_k = 2 \sim 10$  [公斤/厘米<sup>2</sup>]（表压）；中压压缩机—— $p_k = 10 \sim 100$  [公斤/厘米<sup>2</sup>]（表压）；高压压缩机—— $p_k = 100 \sim 1000$  [公斤/厘米<sup>2</sup>]（表压）；超高压压缩机—— $p_k > 1000$  [公斤/厘米<sup>2</sup>]（表压）。

当终压较低时，气体经过一次压缩便可达到最终压力，此时采用单级压缩机。当终压较高时，气体的压缩需要分几个阶段进行，每一阶段压缩后气体均经过冷却，此时采用多级压缩机。

按照气缸的空间位置，活塞式压缩机又可分为卧式、立式与角式三类。

一台压缩机中可能有好几个气缸。在同一中心线上的气缸均属于一“列”。按照列的数目，活塞式压缩机又可分为单列的、双列的以及多列的几种。

活塞式压缩机的主要零部件有气缸、活塞、阀、填料函、活塞杆、连杆、十字头、曲轴、机身等，附属装置有润滑系统及输气量调节器等。此外，尚有冷却器、油水分离器、缓冲罐、贮气罐等辅助设备。

活塞式压缩机的结构比较复杂，构件承受的载荷也很复杂，并且产生振动与磨损，因此对设计、制造与装配的要求比较高。它的主要参数如冲程、转速、缸径等应符合生产能力与终压的需要。在各级气缸的布置上，应尽可能使往复运动机构的惯性力平衡、主轴转矩均衡。它的零部件应当有合理的结构形状、足够的强度与刚度，能耐疲劳、耐磨损，气缸应有良好的密封。在零部件的制造方面，要求保证材料的质量及正确的热处理，保证达到所需的加工精度、表面光洁度及硬度。在装配与安装方面，对同心度、垂直度、平行度的偏差要严格控制，对作相对运动的零部件之间的间隙与贴合度亦有严格的规定。

在本课程中主要讨论活塞式压缩机的工作原理、载荷情况、基本结构、技术要求及运转要点，为学生从事实际工作打下基础。

## 第二节 单级压缩

### (一) 理想气体的理论压缩循环

一般气体，当其温度比临界温度高得多而压力比临界压力低得多时，都可当作理想气体处理。理想气体的状态方程式是

$$pv = RT \tag{1-1}$$

式中  $p$  ——绝对压力[公斤/米<sup>2</sup>]； $v$  ——气体的比容[米<sup>3</sup>/公斤]； $R$  ——气体常数，等于  $\frac{848}{M}$  [公斤·米/公斤·°K]，其中  $M$  为气体的分子量； $T$  ——气体的绝对温度[°K]。

上式系对 1 [公斤] 气体而言。对于任意数量的气体，上式可写为

$$pV = GRT \tag{1-2}$$

式中  $G$  ——气体的重量[公斤]； $V = Gv$  气体的总体积[米<sup>3</sup>]。

活塞式压缩机中，活塞每往复运动一次在气缸中进行的各过程的总和称为一个循环。

假定气缸中的气体没有任何洩漏损失，在吸入与排出阀门中没有阻力，排出气体时气缸中的气体被全部排尽，并且在吸入与排出过程中气体的温度始终保持不变，则此时的工作循环称为理论压缩循环。理论压缩循环的“压容图”如图 1-1 所示。令气体在吸入管道中的压力为  $p_1$ ，温度为  $T_1$ ，排出管道中的压力为  $p_2$ 。当活塞向右运动时，吸入阀开启，气体在恒定的压力  $p_1$  下进入气缸，直至充满气缸的全部容积  $V_1$  为止，此为吸入过程（线 4—1）。当活塞反向运动时，吸入阀关闭，由于气缸容积的缩小，气体压力上升，待容积缩小到  $V_2$  时，压力上升到  $p_2$ ，此为压缩过程（线 1—2）。此后排出阀打开，气体在恒定的压力  $p_2$  下被全部排出气缸，此为排出过程（线 2—3）。当活塞再度向右运转时，气缸中的压力由  $p_2$  瞬时下降到  $p_1$ （3—4）。压缩过程是一个热力学过程，而吸入与排出两个过程则是流动过程。

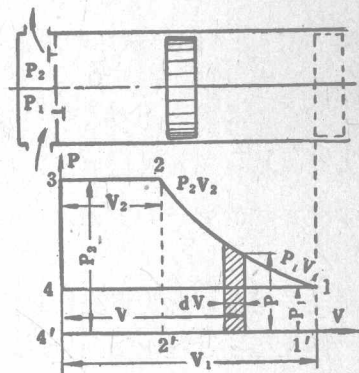


图 1-1 活塞式压缩机的理论压缩循环示意图

现在来研究一下每一次循环中活塞对气体所作的功（简称为循环功） $L$ 。如果取活塞对气体所作的功为正值，则气体对活塞所作的功应当取负值。

在吸入过程中，气体对活塞做功，其值为  $p_1V_1$ ；在压缩过程中活塞对气体做功，其值为  $-\int_1^2 p dV$ ；在排出过程中，活塞对气体做功，其值为  $p_2V_2$ 。循环功为此三者之代数和，即

$$L = -p_1V_1 + \left(-\int_1^2 p dV\right) + p_2V_2 \text{ [公斤·米]} \tag{1-3}$$

由于  $p_2 V_2 - p_1 V_1 = \int_1^2 d(pV) = \int_1^2 p dV + \int_1^2 V dp$ , 故上式可写为

$$L = \int_1^2 V dp \quad [\text{公斤} \cdot \text{米}] \quad (1-4)$$

在压容图上 (图 1-1),  $L$  即曲线图形 1-2-3-4-1 的面积。

显然, 循环功的数值与压缩过程 (1-2) 中的  $p-V$  关系有关, 而此项关系决定于压缩过程的性质。由热工学中得知, 气体的压缩过程可以假设为等温、绝热、多变三种, 相应地也可以有等温、绝热、多变三种理论循环。下面分别加以讨论。

在等温循环中, 压缩过程中的  $p-V$  关系式为

$$pV = \text{常数}$$

将此关系式代入式 (1-4), 可以得到等温循环的理论循环功  $L_{\text{等温}}$ ,

$$L_{\text{等温}} = p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1} \quad [\text{公斤} \cdot \text{米}] \quad (1-5)$$

在绝热循环中, 压缩过程的  $p-V$  关系式为

$$pV^k = \text{常数}$$

式中  $k = c_p / c_v$  —— 气体的绝热指数, 可由手册上查得 (常见气体的绝热指数可参阅附录一)。相应地, 绝热循环的理论循环功  $L_{\text{绝热}}$  为

$$L_{\text{绝热}} = p_1 V_1 \frac{k}{k-1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad [\text{公斤} \cdot \text{米}] \quad (1-6)$$

在多变循环中, 气体温度发生变化, 同时也与外界有热量交换。在理论分析中, 可以假设多变循环的  $p-V$  关系为一指数方程式:

$$pV^m = \text{常数}$$

式中  $m$  为一常数, 称为多变指数。当气体在压缩过程中受到冷却时,  $m$  大于 1 而小于  $k$ 。如果气体在压缩过程中受到加热, 则  $m > k$ 。多变压缩循环的理论循环功为

$$L_{\text{多变}} = p_1 V_1 \frac{m}{m-1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \quad [\text{公斤} \cdot \text{米}] \quad (1-7)$$

在同样的初压  $p_1$  与终压  $p_2$  下, 三种压缩循环的理论循环功数值是不同的, 如图 1-2 所示。由图可见, 等温循环所需的功最小, 绝热循环所需的功较大, 而有适当冷却的多变循环 ( $1 < m < k$ ) 所需的功介于二者之间。

在实际的压缩过程中, 由于传热速率的限制, 等温循环是不可能实现的, 一般的压缩循环往往趋近于绝热循环。然而, 从节省功耗的观点出发, 我们还是应尽量使气缸得到良好的冷却。

随着压缩过程性质的不同, 气体的排出温度

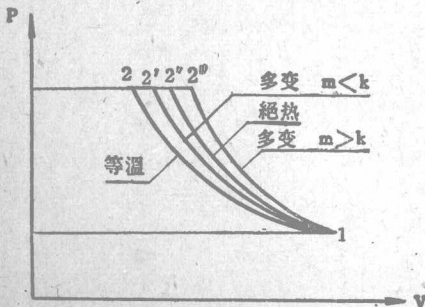


图 1-2 压缩过程的性质对循环功大小的影响

$T_2$  也是不同的；在等温循环中

$$T_2 = T_1 \quad (1-8)$$

在绝热循环中

$$T_2 = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (1-9)$$

在多变循环中

$$T_2 = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} \quad (1-10)$$

在  $1 < m < k$  的情况下

$$(T_2)_{\text{绝热}} > (T_2)_{\text{多变}} > (T_2)_{\text{等温}}$$

## (二) 实际压缩循环

前面的理论分析中，曾作了一系列的假设，而在实际的压缩循环中，问题远非这样简单。首先，在实际压缩过程中，被压缩的气体不可能全部排出气缸，而总有一点存留在所谓“余隙”中。余隙空间包括活塞在行程终点时与气缸盖间的间隙（照顾到活塞热膨胀及气体中带液的可能），阀座下面的空间，以及其他的死角，这些地方的气体是排不出去的。其次，气体流经阀时总有一定的阻力。再次，气缸与气体间的传热情况，气流中涡旋损失，气体的洩漏等因素，也对压缩循环有一定影响。

实际压缩循环的“压容图”称为实际示功图，图 1-3 为一典型的示例。图中  $V_M$  表示余隙容积， $V_h = FS$  称为气缸的行程容积（ $F$ ——活塞面积， $S$ ——冲程）。令气缸的全容积为  $V_1$ ，可见

$$V_1 = V_h + V_M \quad (1-11)$$

在排出过程结束时，气缸中存留着体积为  $V_M$  的气体，其压力为排出结束时的压力（点 3）。当活塞离开缸盖而运动时，这一部分气体开始膨胀，直到压力降至吸入开始时的压力，方允许新鲜气体进入。此时，其体积已增大至  $V_4$ 。

设吸入管道中的压力为  $p_1$ （名义吸入压力）。为了使吸入阀开启，阀的前后必须有一定的压力差，因此，气缸内的压力必须低于  $p_1$ 。图 1-3 中点 4 为吸入阀开始开启之点，点 5 相应于吸入阀全开时之情况。其后，由于阀片的惯性波动，吸入线呈现为一波浪形的曲线。至点 1 处，吸入阀关闭。在吸入过程中，气缸内的压力始终低于  $p_1$ ，其平均值为  $p_B$ ，简称实际吸入压力。吸入过程中的平均压力损失为  $\Delta p_B = p_1 - p_B$ 。

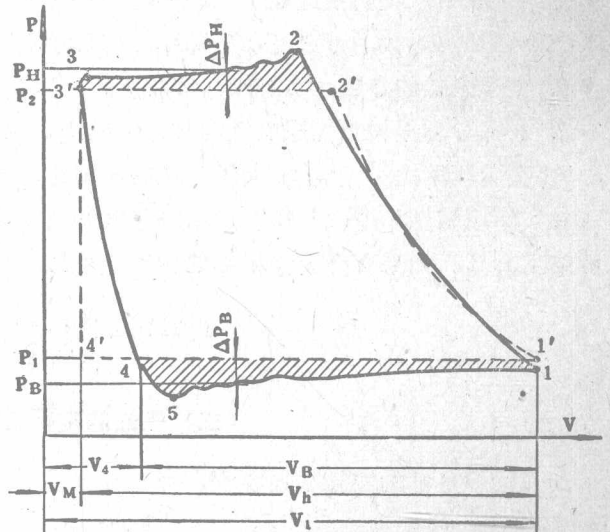


图 1-3 活塞式压缩机实际示功图示例

实际被吸入气缸的气体的体积为  $V_B$ ，亦称为气缸的实际吸入容积。由上述分析可见，由于余隙中气体的膨胀，气缸的实际吸入容积  $V_B$  小于气缸的行程容积  $V_h$ 。即是说，余隙的存在降低了生产能力。

由点 1 起，活塞开始反向运动。压缩过程沿曲线 1—2 进行。由于排出阀的阻力（有时还有冷却器及油水分离器的阻力），开始排出时的压力必须大于排出管道中的压力  $p_2$ （名义排出压力），到点 2 排出阀才全部开启。其后，排出过程的曲线亦呈现波浪形。至点 3，排出阀关闭，一个循环至此完成。排出过程中的平均压力为  $p_H$ （简称实际排出压力），平均压力损失为  $\Delta p_H = p_H - p_2$ 。

气缸在工作一定时间后，其温度高于气体的吸入温度而低于排出温度。因此，在压缩循环中，传热过程是不稳定的，时而气体向气缸加热，时而气缸向气体加热。因此，膨胀曲线（3—4）与压缩曲线（1—2）都是复杂的曲线。如果我们仍要用指数曲线  $pV^m = \text{常数}$  来近似地表示  $p-V$  关系的话，则指数  $m$  必须逐点变化而不是一个常数。对膨胀曲线，开始时  $m > k$ ，在中間某一点上， $m = k$ ，而在后一段上， $m < k$ 。对压缩曲线，亦是开始对  $m > k$ ，中間某一点上  $m = k$ ，而在后一段上  $m < k$ 。这是因为在膨胀过程中气缸壁的冷却比气体的冷却快，而在压缩过程开始时气体的温度低于气缸壁和活塞。

综上所述，实际压缩循环是由吸入、压缩、排出与余隙气体膨胀四个过程组成的，其中膨胀过程亦是一个热力学过程。

在图 1-3 中，我们用虚线 1'—2'—3'—4'—1' 表示在相同条件下的理论绝热循环。把它与实际示功图比较，可以发现实际循环与理论循环有下列几个不同之点：

1. 由于余隙的存在，实际吸入容积  $V_B$  小于气缸的行程容积  $V_h$ 。
2. 一部分功损失于克服吸入与排出的阻力，如图中打阴影线的面积所示。
3. 实际压缩比  $\tau = p_H/p_B$  大于名义的压缩比  $p_2/p_1$ 。

在实际压缩循环中，气体在压缩終了时的温度  $T_H$  受到气缸中传热条件的影响，难以从理论上计算。如果有必要作粗略的估算，可以利用式（1-9）即

$$T_H = T_2 = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (1-12)$$

### （三）气缸的实际吸入容积

为了估算气缸的实际吸入容积，令

$$V_B = \lambda_v V_h \quad (1-13)$$

式中  $\lambda_v$  称为容积系数，可以用热力学的方法加以估计。

为了分析与计算的方便，我们将实际示功图加以简化，如图 1-4 所示。图中将吸入过程与排出过程用两条水平线 4—1 及 2—3 代替，其纵坐标分别为  $p_B$  与  $p_H$ 。如是，则图中用粗实线表示的图形 1—2—3—4—1 可近似地代表实际的压缩循环。

由图 1-4 可以看出  $V_B = V_h + V_m - V_4$ 。为了求出  $V_4$ ，我们用一条假想的指数曲线（虚线 3—4）来代表膨胀过程，这条曲线的指数  $m$  是一个常数，而其两端通过点 3 与点 4。此曲线称为等端点多变曲线，而其指数  $m$  称为等端点多变指数。按虚线 3—4，利用多变过

程的  $p-V$  关系式 ( $pV^m = \text{常数}$ ), 可得

$$p_H V_M^m = p_B V_4^m.$$

由此,

$$V_4 = V_M \left( \frac{p_H}{p_B} \right)^{\frac{1}{m}} = V_M \tau^{\frac{1}{m}}.$$

实际吸入容积为

$$V_B = V_h + V_M - V_4 = V_h - V_M \left( \tau^{\frac{1}{m}} - 1 \right) = \lambda_v V_h.$$

因此, 
$$\lambda_v = \frac{V_B}{V_h} = 1 - \frac{V_M}{V_h} \left( \tau^{\frac{1}{m}} - 1 \right) =$$

$$= 1 - Q \left( \tau^{\frac{1}{m}} - 1 \right) \quad (1-14)$$

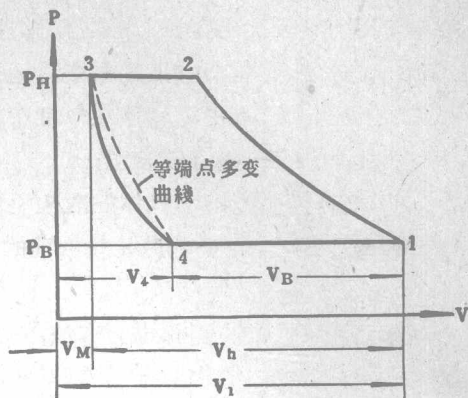


图 1-4 实际示功图的简化描述

式中  $a = \frac{V_M}{V_h}$  —— 气缸的余隙分数。由上式可见,  $a$  愈大则  $\lambda_v$  愈小, 即气缸的利用率愈低, 故我们力求减小余隙空间。对低压气缸,  $a$  值约为 3—8%, 对高压气缸,  $a$  值可达 12% 以上。

式(1-14)中的等端点多变指数  $m$ , 随具体情况而不同, 难以从理论上求得。一般说, 气缸中的压力愈高, 则传热条件愈差,  $m$  愈接近于  $k$ 。在一般计算中, 当名义压缩比在 3~4 范围内时, 可按附录二计算  $m$  值。

当  $m$  与  $a$  为定值时,  $\lambda_v$  随压缩比  $\tau$  的增加而减小, 当  $\tau$  增至某一数值时,  $\lambda_v$  会等于零。此时余隙中的气体在膨胀时充满整个气缸, 因而不可能有新鲜气体进入。从式(1-14), 设  $\lambda_v = 0$ , 可以推算出气缸中的极限压缩比为

$$\tau_{\max} = \left( \frac{1}{a} + 1 \right)^m \quad (1-15)$$

例如, 当  $m=1.2$ ,  $a=0.1$  时  $\tau_{\max}=17.8$ 。

图 1-5 表示终压增高 ( $\tau$  增加) 时实际吸入容积减少的情况。图中曲线 1-2''' 代表  $\lambda_v = 0$  的情况。

为了计算  $\lambda_v$ , 尚需要知道实际吸入压力  $p_B$  与实际排出压力  $p_H$ 。前面指出

$$p_B = p_1 - \Delta p_B$$

$$p_H = p_2 + \Delta p_H$$

可以用下面的公式来估算  $\Delta p_B$  与  $\Delta p_H$ :

$$\Delta p_B = 0.045 p_1^{0.75} [\text{公斤/厘米}^2] \quad (1-16)$$

$$\Delta p_H = 0.105 p_2^{0.75} [\text{公斤/厘米}^2] \quad (1-17)$$

式中  $p_1$  与  $p_2$  分别为名义吸入压力及名义排出压力 [公斤/厘米<sup>2</sup>]。

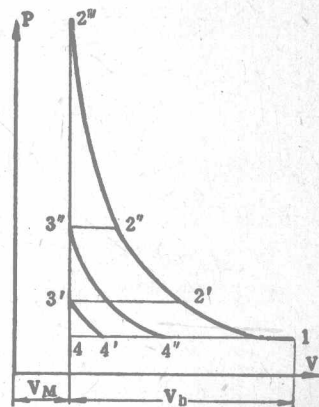


图 1-5 吸入容积随压缩比之增加而减小的情况

#### (四) 气缸的实际生产能力

压缩机的生产能力等于实际输出的气体的体积流量, 按吸入状态计算。当转数  $n$  为一

定时，生产能力取决于每一循环中从气缸排出的气体体积  $V$  [米<sup>3</sup>]（按吸入状态计算）， $V$  称为气缸的实际排出容积。 $V$  之值总是小于气缸的实际吸入容积  $V_B$ ，这是因为：

1. 气体在压缩与排出过程中，通过填料函，活塞环及阀的不严密处有一定的漏洩；
2. 在吸入过程中，气体在气缸中的平均压力  $p_B$  小于名义吸入压力  $p_1$ ，使气体的体积膨胀而占去了一些有效容积；
3. 气缸的温度高于气体的吸入温度，因此在吸入过程中气体受到加热，在吸入结束时气体的温度  $T_B$  将高于进入气缸前的温度  $T_1$ ，这也使气体体积膨胀，减小气缸的有效容积。

为了估算气缸的实际排出容积，令

$$V = \lambda_r \lambda_p \lambda_T V_B \quad (1-18)$$

式中  $\lambda_r$ ——漏洩系数； $\lambda_p$ ——压力降系数； $\lambda_T$ ——加热系数。下面分别对这三个系数加以讨论。

气缸中漏洩损失的大小是随结构与制造、装配的质量而不同的。漏洩损失又可分为对内与对外两种。通过填料函的漏洩属于对外漏洩损失，而通过阀及活塞环的漏洩大多属于对内漏洩损失。在设计时，可以分别加以估算<sup>[6]</sup>。在一般计算中可取  $\lambda_r = 0.95 \sim 0.98$ ，其中对小型低速的压缩机取低值。

粗略看来，压力降系数  $\lambda_p$  似乎应当等于  $p_B : p_1$ 。然而由于吸入过程中的压力波动，这样计算不大准确，故一般还是取经验数值。对压缩机的第一级，当吸入压力为常压时，可取  $\lambda_p = 0.95 \sim 0.98$ ，其中当阀的截面较小或弹簧力过大时取低值。对多级压缩机的中间各级及最后级可取  $\lambda_p = 0.98 \sim 1.0$ <sup>[6]</sup>。

加热系数之值与压缩比及转数有关。压缩比愈大则气缸的温度愈高，转数愈低则气体受热的時間愈长，相应地  $\lambda_T$  愈小<sup>[6]</sup>。通常  $\lambda_T$  之值在  $0.94 \sim 0.98$  范围内。

如果以气缸的行程容积  $V_h$  作为计算基准则实际排出容积为

$$V = \lambda_r \lambda_p \lambda_T \lambda_v V_h = \lambda_H V_h \quad (1-19)$$

式中  $\lambda_H = \lambda_r \lambda_p \lambda_T \lambda_v$ ——气缸的输气系数。

相应地，气缸的生产能力为

$$\bar{V} = nV = \lambda_H nV_h = \lambda_H \bar{V}_h \text{ [米}^3\text{/分]} \quad (1-20)$$

式中  $n$ ——转数[转/分]； $\bar{V}_h = nV_h$ ——气缸的每分钟行程容积。

气缸的每分钟吸入容积为  $\bar{V}_B = nV_B$ 。它与生产能力及气缸的每分钟行程容积间的关系如下：

$$\bar{V}_B = \lambda_v \bar{V} = \frac{\bar{V}}{\lambda_r \lambda_p \lambda_T} \text{ [米}^3\text{/分]} \quad (1-21)$$

### (五) 活塞式压缩机的功率与效率

单位时间内活塞对气体所作的功称为指示功率。实际压缩机的指示功率可以由实测的示功图上求得。令示功图的面积为  $f_i$  [厘米<sup>2</sup>]，示功图的长度为  $s_i$  [厘米]，则平均指示压力为

$$p_i = m_p \cdot \frac{f_i}{s_i} [\text{公斤/厘米}^2]$$

式中  $m_p$ ——示功图的压力比例系数[公斤/厘米<sup>2</sup>/厘米]。由此，单动气缸内的指示功率为

$$N_i = \frac{10^4}{60 \cdot 102} p_i F S n = 1.634 p_i F S n [\text{千瓦}] \quad (1-22)$$

式中  $F$ ——活塞面积[米<sup>2</sup>]； $S$ ——冲程[米]； $n$ ——轉数[轉/分]。双动或差动气缸的指示功率应按气缸的各作用空间分别测定。

如果需要估算压缩机的指示功率，可以采用下面的近似方法。

如图 1-4 中看出，余隙中的气体在膨胀时反过来对活塞做功，因此，实际压缩循环的循环功应当是

$$L = \int_1^2 V dp - \int_3^4 -V dp = \int_1^2 V dp - \int_4^3 V dp$$

如前所述，压缩曲线与膨胀曲线都是复杂的曲线。然而为了估算循环功，不妨把它们当作绝热曲线来处理，误差不会很大。这样，利用式(1-6)可得

$$L = p_B V_1 \frac{k}{k-1} \left[ \left( \frac{p_H}{p_B} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] - p_B V_4 \left[ \left( \frac{p_H}{p_B} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

因为  $V_1 - V_4 = V_B$  故

$$L = p_B V_B \frac{k}{k-1} \left[ \left( \frac{p_H}{p_B} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] [\text{公斤} \cdot \text{米}] \quad (1-23)$$

式中  $p_B$  的单位为[公斤/米<sup>2</sup>]。

如果以[公斤/厘米<sup>2</sup>]作为  $p_B$  的单位，并令  $\tau = p_H/p_B$ ， $\bar{V}_B = nV_B$ ，我們得到指示功率的计算公式为

$$N_i = \frac{nL}{60 \cdot 102} = 1.634 p_B \bar{V}_B \frac{k}{k-1} (\tau^{\frac{k-1}{k}} - 1) [\text{千瓦}] \quad (1-24)$$

在同样的生产能力与名义吸入、排出压力下，各种型号的活塞式压缩机的指示功率不一定相同，这是因为它们结构上的差异而致使阻力损失不同，冷却效果不同，漏洩量不同等所造成的。可以用所谓指示效率来衡量一台压缩机的完善性。在计算指示效率时，常以理论等温循环或理论绝热循环作为比较的标准。

在理论压缩循环中，假设吸入过程中气体始终处于  $p_1$ 、 $T_1$  下，并且所吸入的气体能被全部排出，故生产能力  $\bar{V} = nV_1$ 。由此，根据式(1-5)，理论等温压缩功率为

$$N_{\text{等温}} = 1.634 p_1 \bar{V} \ln \frac{p_2}{p_1} [\text{千瓦}]$$

等温指示效率为理论等温功率与实际指示功率之比

$$\eta_{i, \text{等温}} = \frac{N_{\text{等温}}}{N_i}$$

其值一般在 0.6~0.78 之間。



考虑到实际压缩循环接近于绝热循环,有时也以理论绝热功率作为比较标准。根据  $\bar{V} = nV_1$  并利用式 (1-6), 可知理论绝热功率为

$$N_{\text{绝热}} = 1.634 p_1 \bar{V} \frac{k}{k-1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \text{ [千瓦]}$$

绝热指示效率为

$$\eta_{\text{绝热}} = \frac{N_{\text{绝热}}}{N_i}$$

其值一般在 0.93~0.97 范围内。

多级压缩机的指示效率可按各级分别计算。

压缩机的轴功率等于指示功率加上消耗于运动部件摩擦中的功率  $N_{\text{TP}}$

$$N = N_i + N_{\text{TP}}$$

压缩机的机械效率为

$$\eta_{\text{机械}} = \frac{N_i}{N}$$

机械效率的数值与压缩机的型式,气缸布置,结构特点,制造与安装质量,以及使用情况有关。当工作正常时,对于中型大型的立式有十字头的压缩机,  $\eta_{\text{机械}} = 0.90 \sim 0.95$ ; 对卧式多级压缩机,  $\eta_{\text{机械}} = 0.88 \sim 0.93$ ; 对小型无十字头压缩机及高压循环机  $\eta_{\text{机械}} = 0.80 \sim 0.85$ 。

按照轴功率选择电动机时,尚应考虑传动效率。

对于多级压缩机,在计算轴功率时,  $N_i$  取为各级指示功率的总和。

## (六) 非理想气体

当气体的状态变化规律与理想气体定律间有较大偏差时,称为非理想气体或实际气体。非理想气体的状态方程式很多,比较便于工程计算的有下列三种:

1. 裘普烈方程式:

$$p(v-b) = RT \quad (1-25)$$

式中  $b$  ——非理想气体与理想气体比容的差值,是温度与压力的函数。

2. 特性方程式:

$$pv = \rho p_0 v_0 \quad (1-26)$$

式中  $p_0 = 1$  [绝对大气压];  $v_0$  ——气体在  $p_0$  与  $273$  [°K] 下的比容;  $\rho$  ——特性系数。特性系数  $\rho$  对各种气体是不同的,且随温度与压力而变化,一般由实验确定。某些气体的  $\rho$  值可由手册中查得,空气与氮氢混合气的  $\rho$  值可参阅附录三。

3. 可压缩性校正式:

$$pv = \xi RT \quad (1-27)$$

式中  $\xi$  称为可压缩系数,它决定于气体的对比温度  $\left( T_{\text{np}} = \frac{T}{T_{\text{KP}}} \right)$  与对比压力  $\left( p_{\text{np}} = \frac{p}{p_{\text{KP}}} \right)$ 。各种气体,当对比状态相同时,  $\xi$  值相等。 $\xi$  值与  $T_{\text{np}}$ ,  $p_{\text{np}}$  的关系可以由各种化工热力学的书上查得。