

高等学校教材

# 离心式压缩机原理

(修订本)

西安交通大学 徐忠 主编

GAO DENG XUE  
XIAO JIAO CAI

机械工业出版社

学

PDG

**N**

$\gamma$	导出压缩性系数	5	回流器进口
$Z$	叶片数、压缩性系数 希腊字母	6	回流器出口
$\alpha$	绝对速度方向角、摩擦鼓风损失系数、收缩系数、子午流线切线与轴线间夹角	$a$	大气条件
$\alpha_A$	固定元件叶片安装角	$B$	叶片
$\beta$	相对速度方向角、损失系数	$c, cr$	临界值
$\beta_A$	叶轮叶片安装角	$df$	轮阻
$\Gamma$	环量	$diff$	扩压器
$\gamma$	比热比	$eq$	当量
$\Delta$	叶片折边厚度	$fric$	摩擦
$\delta$	叶片厚度、落后角	$hyd$	流动, 水力
$\varepsilon$	压力比	$i$	任一截面, 气体任一组份
$\zeta$	流动损失系数	$ic$	吸气室
$\eta$	效率	$imp$	叶轮
$\eta_{hyd}$	流动效率	$in$	进口
$\eta_m$	机械效率	$j$	气体任一组份
$\Theta, \Phi, \Psi$	形状系数	$l$	内漏气
$\theta$	扩张角、轮盖斜度	$m$	子午分量、平均值、混合物
$\kappa$	定熵指数	$max$	最大
$\lambda$	轮径比、阻力系数、压力损失比、预旋度	$min$	最小
$\lambda_1$	摩擦系数	$mix$	尾迹混合
$\mu$	动力粘度、滑移系数	$opt$	最佳值
$\nu$	运动粘度	$out$	出口
$\rho$	气流密度、水力半径、反作用度	$p$	压力面
$\sigma$	指数系数	$pol$	多变
$\tau$	阻塞系数	$r$	对比参数
$\varphi$	相对湿度、自由焓、角坐标	$r, u, z$	径向、周向、轴向分量
$\psi$	能量头系数、 $z$ 轴与 $q$ 线法向之间的夹角、流函数	$s$	定熵、吸力面、蜗壳、间隙
$\Omega$	反作用度	$sec$	二次流
$\omega$	角速度、偏心因子 下角标	$sep$	分离
0	叶轮进口、设计状态	$st$	滞止, 饱和
1	叶轮叶道进口	$sh$	冲击
2	叶轮出口	$T$	等温
3	扩压器进口	$t$	喉部
4	扩压器出口	$th$	理论
		$tot$	总的
		$v$	叶片扩压器、等容过程
		$vl$	无叶扩压器
		$x, y, z$	直角坐标分量
		I, II, ..., N	段数
		$\infty$	无限多叶片数

## 前 言

本书是在1980年出版的高等学校试用教材《离心式压缩机原理》的基础上,根据1985年12月高等学校流体动力机械教材分编审委会(扩大)会议制订的新教学计划和教学大纲以及审定的修改大纲修订的。

本书初版由西安交通大学透平压缩机教研室和沈阳鼓风机厂工人大学合编,1973年由西安交通大学出版社出版,后由西安交通大学透平压缩机教研室四位同志(即修订本作者)改编,1980年由机械工业出版社出版。本版是在上述两版基础上修订而成的。

在这次修订中,我们把设计中主要参数的选择和通流部分基本尺寸的确定放到热力设计一章中,并编排在本书的最后部分,不作为课堂讲授内容,只是让学生在设计时参考。并对叶轮参数对性能的综合影响,相似原理基础的阐述,旋转失速和喘振,实际气体热力参数的计算等作了较大的改动。其余各章节也在不同程度上作了修改与补充。

本书内容包括气体流动的基本方程和基本概念、级中能量损失、叶轮、固定元件、相似原理的应用、性能曲线和调节、三元流动、实际气体、热力设计等。书中还附有气体热力性质表。

本书是动力机械系高年级学生透平压缩机课程的教材之一。也可供从事离心压缩机工作的工程技术人员参考。

本书第一、五章由西安交通大学程乃晋编写,绪论、第七、八章由徐忠编写,第二、四、六章由李超俊编写,第三、九章由黄淑娟编写,最后全书由徐忠定稿。由于我们水平有限,错误和不妥之处在所难免,我们恳切地欢迎读者批评指正。本书由朱报祯主审,他对书稿提出了许多宝贵的修改意见,在此谨致谢意。

作者还感谢刘玄、马将发两位厂长代表沈阳鼓风机厂资助了本书的出版费用。

编 者

1988. 12. 于西安交通大学

# 物理量符号说明

$A$	面积	$m_i$	尺寸比例
$a$	加速度	$m_v$	容积多变指数
$B$	第二维里系数	$m_T$	温度多变指数
$b$	叶道宽度	$n$	转速、法向坐标
$c$	绝对速度	$n_{cr}$	临界转速
$c'$	声速	$n_s$	比转速
$c_p$	定压比热容	$n_V$	容积等温指数
$c_v$	定容比热容	$n_T$	温度等温指数
$D$	直径, 扩压因子	$P$	功率
$d$	叶轮进口轮壳直径、含湿量	$P_i$	内功率
$d_h$	水力直径	$P_s$	轴功率
$d_z$	轴的最大直径	$p$	压力
$e_r, e_\theta, e_z$	圆柱坐标单位矢量	$Q$	热量
$F$	力	$Q_0$	与外界的热交换量
$F_f$	摩擦力	$q$	曲线坐标
$F_m$	质量力	$q_m$	质量流量
$F_s$	表面力	$q_v$	体积流量
$f$	单位质量上摩擦力、逸度	$R$	矢径、气体常数
$f/p$	逸度系数	$Re$	雷诺数
$G$	重力	$r$	半径
$h$	比焓, 能量头	$r, \theta, z$	圆柱坐标
$h_r$	余比焓	$r_c$	曲率半径
$i$	冲角, 级数	$s$	位移, 比焓
$i, j, k$	直角坐标单位矢量	$S_r$	斯特路哈里数
$K$	粗糙度	$s_r$	余比焓
$K_s, K_T$	相似参数	$T$	热力学温度
$K_v$	比容比	$t$	时间、温度
$K_\eta$	各段效率比	$t_{w1}$	水温
$L$	轴承间距	$t_\theta$	叶片在周向的厚度
$l$	长度	$U$	湿周
$l/t$	叶栅稠度	$u$	圆周速度、内能
$M$	力矩	$v$	比容
$Ma$	马赫数	$W$	功
$Ma_c$	绝对速度马赫数	$w$	相对速度
$Ma_m$	机器马赫数	$X$	叶轮极限数、极性因子
$Ma_w$	相对速度马赫数	$x$	水蒸汽量、导出压缩性系数
$m$	子午流线坐标, 多变指数	$x, y, z$	直角坐标

# 目 录

前言

物理量符号说明

绪论	1
第一节 压缩机的分类	1
第二节 离心式压缩机的应用	2
第三节 离心式压缩机的工作原理	5
第一章 气体流动的基本方程和基本概念	8
第一节 欧拉方程式	8
第二节 能量方程式	10
第三节 伯努利方程式	12
第四节 气体压缩过程和压缩功	14
第五节 级的总耗功和功率	18
第六节 级中气体状态参数的变化	19
第七节 级效率	22
第八节 流量及流量系数	24
第九节 能量头及能量头系数	26
第二章 级中能量损失	29
第一节 摩擦损失	29
第二节 分离损失	31
第三节 二次流损失	37
第四节 尾迹损失	39
第五节 $Re$ 数和 $Ma$ 数对流动损失的影响	40
第六节 级的性能曲线	44
第七节 漏气损失	47
第八节 轮阻损失	53
第三章 叶轮	57
第一节 叶轮典型结构比较	57
第二节 叶轮的主要结构参数	62
第三节 能量头、周速系数的计算	65
第四节 叶轮主要参数对级性能的影响	68
第五节 半开式、混流式叶轮	79
第四章 固定元件	85
第一节 吸气室	85
第二节 无叶扩压器	88
第三节 叶片扩压器和直壁形扩压器	93
第四节 弯道和回流器	97
第五节 蜗壳(排气室)	100
第五章 相似原理在离心压缩机中的应用	105

# V

第一节	相似原理的基础知识	105
第二节	离心压缩机的相似条件	107
第三节	相似原理的应用	109
第四节	相似模化设计	115
第五节	性能换算	117
<b>第六章</b>	<b>离心式压缩机的性能曲线和调节</b>	<b>128</b>
第一节	离心式压缩机的性能曲线	128
第二节	压缩机与管网联工作	132
第三节	旋转失速和喘振	135
第四节	压缩机的串联和并联	140
第五节	离心式压缩机的调节	142
<b>第七章</b>	<b>三元流动</b>	<b>150</b>
第一节	运动参数	150
第二节	基本方程式	156
第三节	简化计算模型	164
第四节	流线曲率法	167
第五节	绝对无旋运动	177
<b>第八章</b>	<b>实际气体</b>	<b>180</b>
第一节	实际气体的压缩性系数	180
第二节	实际混合气体	185
第三节	实际气体的热力学性质	189
第四节	实际气体的压缩过程	194
<b>第九章</b>	<b>离心式压缩机热力设计</b>	<b>205</b>
第一节	中间冷却与分段	205
第二节	热力设计概述	210
第三节	压缩机中各段各级主要参数的选择	216
第四节	级通流部分基本尺寸的确定	224
第五节	计算例题	229
附表 1	饱和水蒸气压力 $P_s$ 与温度的关系	247
附表 2	各种气体的热力特性表	248
附表 3	气体的压缩性系数、比焓偏差及逸度系数表	250
参考文献		259

# 绪 论

## 第一节 压缩机的分类

按照压缩气体的方式不同，压缩机通常分为两类：一类是容积式压缩机；另一类是透平式压缩机。从能量观点来看，压缩机是把原动机的机械能转变为气体能量的一种机械。

### 一、容积式压缩机

容积式压缩机气体压力的提高，是利用气体容积的缩小来达到的。活塞式压缩机是一种典型的容积式压缩机。它的简图与工作原理示于图0-1中。它是由气缸和活塞组成，而活塞则由连杆、曲轴带动，在气缸里作来回运动。活塞在图上所示的方向移动时，由于气缸中的气体容积缩小，使气体压力上升。气体的吸气及排气则由气缸上的进、排气阀进行控制。

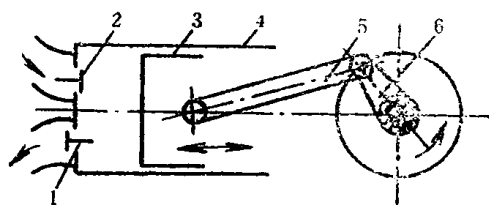


图0-1 活塞式压缩机简图

1—排气阀 2—进气阀 3—活塞 4—气缸 5—连杆 6—曲轴

### 二、透平式压缩机

透平式压缩机是一种叶片旋转式机械。在透平式压缩机中，气体压力的提高是利用叶片和气体的相互作用来达到的。透平式压缩机的分类有下列几种：

#### （一）按压力分类

鼓风机：压力在0.015~0.35MPa；

压缩机：压力超过0.35MPa以上，一般带有中间冷却器。

#### （二）按结构型式分类

离心式压缩机：气体在离心式压缩机中的运动，是沿着垂直于压缩机轴的径向进行的。

离心式压缩机中气体压力的提高，是由于气体流经叶轮时，由于叶轮旋转，使气体受到离心力的作用而产生压力；与此同时气体获得速度，而气体流过叶轮、扩压器等扩张通道时，气体的流动速度又逐渐减慢而使气体压力得到提高。

轴流式压缩机：气体在轴流式压缩机中的运动，是沿着平行于压缩机轴的轴向进行的。

在轴流式压缩机中，同样由于转子旋转，使气体产生很高的速度，而当气体流过依次排列着的动叶和静叶栅时气体的流动速度就逐渐减慢而使气体压力得到提高。图0-2为轴流式压缩机的简图。轴流式压缩机一般由吸气室、级组、排气室等组成。其中每一排动叶栅和其后的静叶栅，构成轴流式压缩机的一个级。图中左端转子结构是轮盘套装在轴上的型式，右端是轮鼓的型式。

除上述分类外，压缩机也常用气体的种类来命名，如氨气压缩机、氢气压缩机、氧气压缩机等。也有以使用场合来命名，如高炉鼓风机，制冷压缩机等。

在使用方面，一般容积式压缩机宜用于中、小流量的场合；相反，透平式压缩机宜用于大流量的场合。在图0-3中表示了容积式压缩机和透平式压缩机的使用范围<sup>〔1〕</sup>。

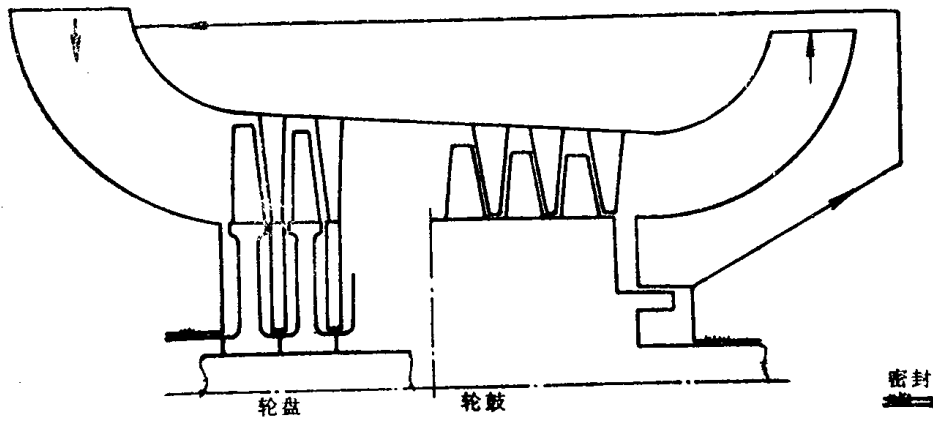


图0-2 轴流式压缩机简图

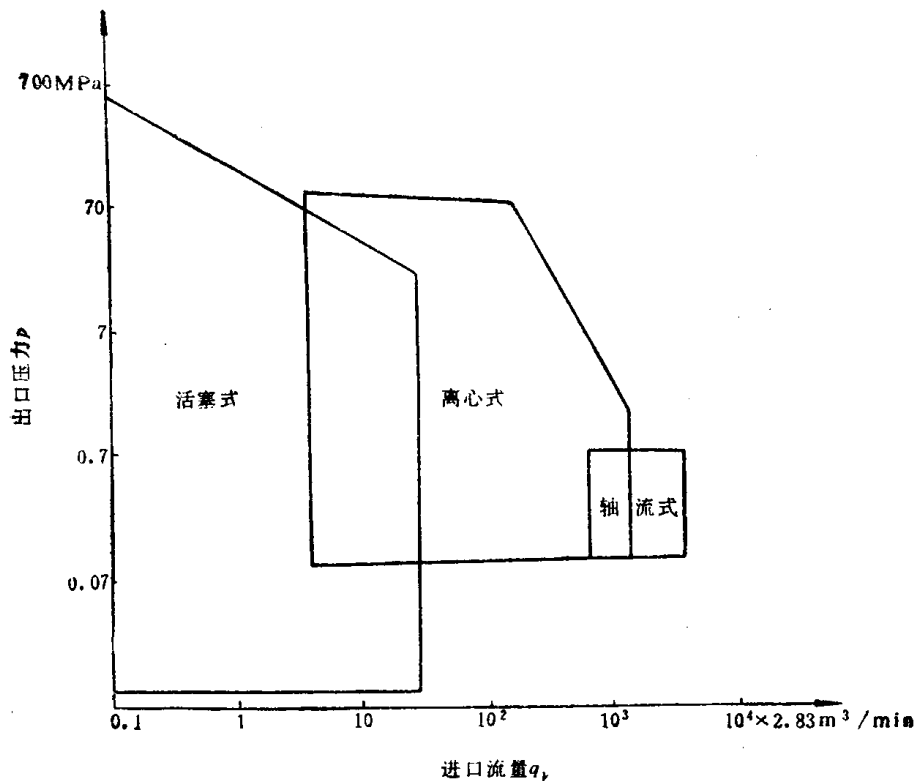


图0-3 各类压缩机的使用范围

## 第二节 离心式压缩机的应用

离心式鼓风机和压缩机在国民经济各部门中占有重要的地位。特别是在冶金、石油化工、天然气输送、制冷以及动力等工业部门获得广泛应用。现在简述如下：

### 一、冶金工业

#### (一) 高炉鼓风

在生铁的冶炼过程中，必须把一定量的空气送给高炉供燃烧之用，以提高炉内温度。例如每生产1 t 生铁约需5~6 t 空气、1.5 t 焦炭、3 t 矿石。可见，需用空气量是很大的。高



炉鼓风机的风量与高炉有效容积、焦炭量等有关。鼓风机的风压取决于炉内及通道中的阻力。从60年代初以来，1000m<sup>3</sup>以上高炉鼓风机趋向采用轴流式压缩机。目前最大的离心式高炉鼓风机，是苏联70年代初期制造的K7000—41—1型，功率为30MW，但以采用静叶可调式轴流压缩机更为有利。

### (二) 氧气炼钢

采用纯氧顶吹转炉炼钢，能使炼钢速度快、投资省。它生产一炉钢仅需20多min时间。在冶炼（包括炼钢和富氧炼铁）过程中，需用高压氧气压缩机将纯氧送入转炉。目前世界上最大的氧压机，流量72000m<sup>3</sup>/h，排气压力3.75MPa，功率12.15MW。由于纯氧在高压下极易燃烧产生爆炸，这给高转速离心式氧压机的设计带来一定困难。氧气压缩机的技术关键是材料的选用、密封的可靠性（用以防止润滑油泄入）、转子的振动问题、气体温度的限制等。

### (三) 氧气的制取

炼钢所需要的氧气，可以通过分离空气得到，因为空气中约有1/5体积的氧气和4/5体积的氮气。虽然氧气和氮气是均匀的混合在一起，但可以利用它们的沸点不同，通过精馏中的蒸发冷凝将它们分开。为实现这个过程，就需要用压缩机压缩空气来提高压力。例如，低压制氧流程，须将空气压缩到0.6MPa左右。目前用于这种流程的双轴四级式离心压缩机，其应用范围得到扩大。

### (四) 烧结风机

为了在高炉中采用精料，贫矿必须进行选矿使之成为富矿粉，再在烧结机中进行烧结，使矿料烧结成适合于高炉冶炼的炉料。方法是先将矿石在移动带上进行烧结。这时需要抽风机吸进空气并吸走烧结产生之烟气。由于燃烧后的气体含有大量的灰分以及烟气温度较高（150℃左右），以致叶轮的磨损及腐蚀较为严重，因此在抽风机前应采用除尘装置。目前最大的烧结风机是后向叶片双吸式离心风机，流量40km<sup>3</sup>/min，压力0.017MPa，转速900r/min，用于400m<sup>2</sup>烧结机。

## 二、石油化学工业

### (一) 油田注气

将不能直接利用的油田伴生气加压回注来提高油层压力，是一种常用的增加采油量的方法。注气压缩机多用于海上平台。早期注气压缩机多采用活塞式，随着注气量的增加，以及离心式压缩机的高压化，逐渐采用了离心式压缩机。目前注气用离心式压缩机最高压力已达71MPa，是离心式压缩机最高压力等级。

### (二) 合成氨

为了实现粮食增产，需要大量的化肥。化肥中最基本的成分为合成氨。有了合成氨即可生产出尿素、硝酸铵、硫酸铵等各种化肥。合成氨是由氮气和氢气化合而成。氮是由空气分离或其它方法获得，氢则由煤（或石油、天然气）燃烧分解而得。氮和氢的混合气，用压缩机提高压力，然后进入合成塔，合成为氨。在合成塔中，氮氢混合气不能全部合成氨，因此需要使用高压循环压缩机，将未合成的混合气重新送入合成塔。在合成氨厂中，压缩机是关键设备之一，对于产量大于600t/d的氨厂，几乎都采用离心式压缩机。年产30万t以上大型合成氨装置，若采用离心式压缩机，则可降低投资60%~70%，并由于采用汽轮机驱动，几乎可以不用外来电力，使装置热效率达到70%。这种明显的经济性，曾是推动离心式压缩机高压化的主要

因素之一。合成氨装置使用四种离心式压缩机：空气压缩机、原料气压缩机、合成气压缩机、氨冷冻压缩机。合成气压缩机一般使用压力为15~32MPa，最高达42MPa。

### (三) 尿素

氨与二氧化碳合成尿素，需要二氧化碳离心式压缩机。该种压缩机属于高压比、重介质、小流量。年产48万t尿素合成装置的二氧化碳压缩机，其排气压力为15MPa，流量为27800m<sup>3</sup>/h，采用双缸，低压缸转速7200r/min，高压缸转速13900r/min，由汽轮机驱动，功率7100kW。

### (四) 甲醇

甲醇是化工原料的良好溶剂，一般采用合成法生产。大型甲醇合成装置规模为年产20~60万t，均采用离心式压缩机，典型流程使用四缸筒型压缩机串联，将原料气从1~1.8MPa压缩到32~45MPa的合成压力，转速11000~16000r/min，功率16~20MW。甲醇合成气相对分子质量变化可达20%~25%，要求压缩机转速在90%~105%范围内可调。此外气体中带有固体粒子或液滴，成为这种压缩机的特有问題。

### (五) 乙烯

乙烯装置规模已达年产75万t。所使用的离心式压缩机包括裂解气压缩机、丙烯压缩机和乙烯压缩机。裂解气的主要成分是：乙烯、丙烯、丁二烯。目前最大的裂解气压缩机为四缸串联，进口流量3860m<sup>3</sup>/min，由汽轮机驱动，功率37MW。

### (六) 石油精炼

目前石油精炼大都分为四个不同的工艺过程，即蒸馏、精炼、催化裂化、重整。裂化和重整这两个过程，需要对气体进行压缩。催化裂化用透平压缩机包括石油气压缩机和空气压缩机。石油气压缩机出口压力1.5MPa左右，空气压缩机出口压力0.3MPa左右。重整压缩机主要压送富氢循环气，要求压缩机长期连续运转，并且为了使催化剂再生，需要在一个很短时间内降低转速和压力来压送相对分子质量较大的含氮气体。重整离心式压缩机的进口压力2.75MPa，出口压力4.26MPa。也有进口压力为1.5MPa，出口压力为3.0MPa的。

### (七) 加氢脱硫

在重油加氢脱硫装置中所使用的是循环气压缩机，其进口压力为14~22MPa，出口压力16~24MPa。暴露在高压氢气中的金属材料可能产生氢脆现象，需要特别考虑它的选材和热处理。

## 三、天然气输送

经处理的天然气不含有害杂质，它可通过天然气管道系统直接送至用户。天然气管道需要在一定距离上安装升压装置，用以弥补压力损失，因此需要天然气输送压缩机。这种压缩机的流量范围大致在50~2800m<sup>3</sup>/min。由于输气钢管制造技术的进步，输气压力将从6.0~7.5MPa提高到10MPa。

## 四、制冷

在石油化工中，无论是制造合成氨、生产合成橡胶、乙烯等，还是气体液化等工业，以及科学研究、精密机床加工、纺织工业、食品工业的空气调节，都需要大量的冷源。冷源是通过制冷装置得到的。采用的制冷工质有氟里昂、氨、丙烯、乙烯等。制冷的基本原理是：利用压缩机将气体压缩，经冷水吸收其热量，使之变为液体，再膨胀至低压，液体经蒸发吸热作用以达到制冷目的。因此，压缩机是制冷装置的主要设备。例如，乙烯分离需利用丙烯制冷

系统。丙烯压缩机的进口温度在 $-40^{\circ}\text{C}$ 左右，乙烯压缩机进口温度则在 $-101^{\circ}\text{C}$ 左右。在这样低的温度下不仅转动零件，而且静止零件也用含镍合金钢制造。目前世界上最大的离心式压缩机是丙烯冷冻压缩机，流量 $3700\text{m}^3/\text{min}$ ，功率达 $53.7\text{MW}$ 。

## 五、动力工业

### (一) 燃气轮机

小功率燃气轮机是一种小型动力装置。它的特点是体积小、重量轻、便于移动、维修方便、起动快。离心式压缩机是小功率燃气轮机装置中的重要组成部分。燃气轮机装置是由燃气轮机、压缩机和燃烧室组成。压缩机提高空气压力并送入燃烧室，在燃烧室内空气与喷进的油一起燃烧，得到高温高压燃气进入燃气轮机膨胀做功，推动燃气轮机转动。燃气轮机所发出功率除拖动压缩机外，其余输出有效功率可以带动发电机或其它从动机械。因此，压缩机性能好坏直接影响装置输出的功率。

### (二) 内燃机增压

内燃机增压是利用内燃机气缸排出的废气驱动涡轮机，这种涡轮机通常称作废气涡轮。废气涡轮拖动离心式压缩机。空气经压缩机提高压力后进入内燃机气缸。这样空气量增加了，燃油量就可相应地增多，对同样大小的机组，功率就能大大提高，一般可提高功率 $50\% \sim 100\%$ 或更高。

### (三) 动力风源

在机械、建筑、采矿等工业中，就象利用电能一样，广泛利用压缩空气（压力一般在 $0.6 \sim 0.9\text{MPa}$ ），以带动各种风动工具（如风镐、风动铆钉锤及空气锤等）。因此，在这些企业中，压缩机就成为必不可少的动力设备。

勤劳勇敢的中国人民，在很早以前就懂得了离心式风机的原理，制造了结构轻巧、使用方便的砮谷风车。但是由于封建地主的长期统治和一百多年来帝国主义和官僚资本主义的残酷压榨，使我国人民的才能和智慧得不到发展，造成了我国的贫穷和落后。解放前，离心式压缩机制造工业也和其它工业一样都是非常落后的，除了沿海大城市还能生产少量低压通风机外，根本谈不上离心式鼓风机和压缩机的生产。

1949年中华人民共和国成立后，开始进行大规模的经济建设。39年来，我国已能生产冶金、石油化工、制冷、动力等各个工业部门用的多种类型的离心式压缩机、鼓风机、通风机。为了胜利地完成建设社会主义的现代化强国的伟大历史使命，我们必须加倍努力，使离心式压缩机的生产，无论在品种、质量和数量上，迅速赶上和超过世界先进水平。

## 第三节 离心式压缩机的工作原理

图0-4表示离心式压缩机的简图。气体由吸气室吸入。通过叶轮对气体做功，使气体压力、速度、温度提高。然后流入扩压器，使速度降低，压力提高。弯道和回流器主要起导向作用，使气体流入下一级继续压缩。最后，由末级出来的高压气体经蜗室和出气管输出。

由于气体在压缩过程中温度升高，而气体在高温下压缩，消耗功将会增大。为了减少压缩耗功，故对压力较高的离心式压缩机，在压缩过程中采用中间冷却，即由某中间级出口的气体，不直接进入下一级，而是通过蜗室和出气管，引到外面的中间冷却器进行冷却，冷却后的低温气体，再经吸气室进入下一级压缩。

离心式压缩机零件很多，这些零件又根据它们的作用组成各种部件。我们把离心式压缩机中可以转动的零、部件统称为转子。不能转动的零、部件称为静子。

## 一、转子

转子是离心式压缩机的主要部件。它是由主轴、叶轮和平衡盘等组成。

### (一) 叶轮

叶轮也称为工作轮。它是压缩机中最重要的一个部件。气体在叶轮叶片的作用下，跟着叶轮作高速的旋转。而气体由于受旋转离心力的作用，以及在叶轮里的扩压流动，使气体通过叶轮后的压力得到了提高。此外，气体的速度能也同样是在叶轮里得到了提高。因此，可以认为叶轮是使气体提高能量的唯一途径。

叶轮是由轮盘、轮盖和叶片组成。这种叶轮称为闭式叶轮。按照工艺方法的不同，叶轮又可分为铆接叶轮、铣制铆接叶轮、焊接叶轮和整体铸造叶轮。

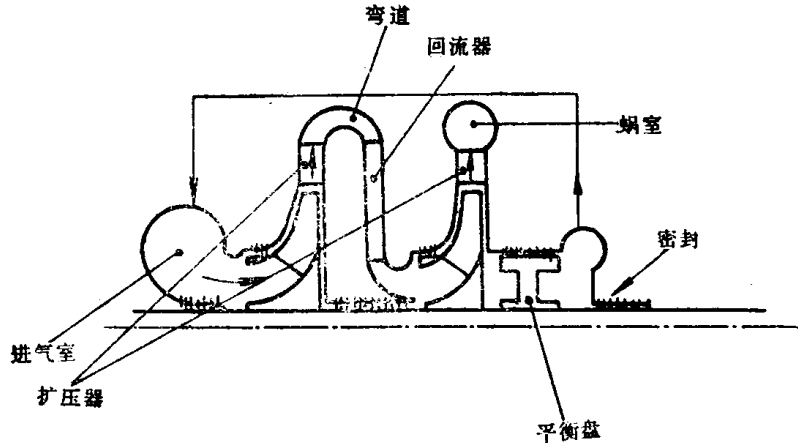


图0-4 离心式压缩机简图

### (二) 主轴

主轴上安装所有的旋转零件。它的作用就是支持旋转零件及传递转矩。主轴的轴线也就确定了各旋转零件的几何轴线。

主轴是阶梯轴，以便于零件的安装。各阶梯突肩起轴向定位作用。也可采用光轴，因为它有形状简单、加工方便的特点。

### (三) 平衡盘

在多级离心式压缩机中，由于每级叶轮两侧的气体作用力大小不等，使转子受到一个指向低压端的合力，这个合力称为轴向力。轴向力对于压缩机的正常运转是不利的，它使转子向一端窜动，甚至使转子与机壳相碰，造成事故，因此要设法平衡（消除）它。

平衡盘就是利用它的两边气体压力差来平衡轴向力的零件。它位于高压端。它的一侧压力可以认为是末级叶轮轮盘侧的间隙中的气体压力（高压）。另一侧通向大气或进气管，它的压力是大气压或进气压力（低压）。由于平衡盘也是用热套法套在主轴上，上述两侧压力差就使转子受到一个与轴向力反向的力。其大小决定于平衡盘的受力面积。通常，平衡盘只平衡一部分轴向力。剩余轴向力由止推轴承承受。平衡盘的外缘安装气封，可以减少气体泄漏。

## 二、静子

静子中所有零件均不能转动。它是由机壳、扩压器、弯道、回流器、蜗室和密封等组成。

### (一) 机壳

机壳也称为气缸。机壳是静子中最大的零件。它通常是用铸铁或铸钢浇铸出来的。对于高压离心式压缩机，都采用圆筒形锻钢机壳，以承受高压。

机壳一般有水平中分面，以便于装配。上、下机壳用定位销定位，用螺栓连接。下机壳装有导柱，便于装拆。轴承箱与下机壳分开浇铸。

吸气室是机壳的一部分。它的作用是把气体均匀地引入叶轮。吸气室内常浇铸有分流肋，使气流更加均匀，也起增加机壳刚性的作用。

## (二) 扩压器

气体从叶轮流时，它具有较高的流动速度。为了充分利用这部分速度能，常常在叶轮后面设置了流通面积逐渐扩大的扩压器，用以把速度能转化为压力能，以提高气体的压力。扩压器一般有无叶型、叶片型、直壁型扩压器等多种型式。

## (三) 弯道

在多级离心式压缩机中，气体欲进入下一级就必须使之拐弯，为此就要采用弯道。弯道是由机壳和隔板构成的弯环形空间。

## (四) 回流器

回流器的作用是使气流按所需的方向均匀地进入下一级。它由隔板和导流叶片组成。通常，隔板和导流叶片整体铸造在一起。隔板借销钉或外缘凸肩与机壳定位。

## (五) 蜗室

蜗室的主要目的是把扩压器后面或叶轮后面的气体汇集起来，把气体引到压缩机外面去，使它流向气体输送管道或流到冷却器去进行冷却。此外，在汇集气体的过程中，在大多数情况下，由于蜗室外径的逐渐增大和通流截面的渐渐扩大，也对气流起到一定的降速扩压作用。

## (六) 密封

密封有隔板密封、轮盖密封和轴端密封。密封的作用是防止气体在级间倒流及向外泄漏。为了防止通流部分中的气体在级间倒流，在轮盖处设有轮盖密封。在隔板和转子之间设有隔板密封。这两种密封统称为内密封。为了减少和杜绝机器内部的气体向外泄漏，或外界空气向机器内部窜入，在机器端安置端密封。这种密封统称为外密封。最常用的是迷宫式密封。密封片为软金属制成。可以用车削制成，将它嵌入密封体内。由于密封片较软，当转子发生振动与密封片相碰时，密封片易磨损，而不致使转子损坏。密封的作用原理，是利用气流经过密封时的阻力来减少泄漏量。

下面说明一下离心式压缩机的段和级。正如前述，为了节省压缩机的耗功，压缩机常常有中间冷却器。中间冷却器把全部级分隔成几个段。在每段里，有一个或几个级组成。每个级是由一个叶轮及与其相配合的固定零件所构成。

对于离心式压缩机级来说，从其基本结构上来看，它可分为中间级和末级二种。图 0-4 中第 1 级表示了中间级的型式。它是由叶轮、扩压器、弯道和回流器等组成。气体经过中间级后，将直接流到下一级去继续进行增压。在离心式压缩机的每一个段里，除了段中的最后一级外，都属于这种中间级。图 0-4 中第 2 级表示了末级的型式。它是由叶轮、扩压器、蜗室等组成。气体经过这一级增压后，将排出机外，流到冷却器进行冷却，或送往排气管道输出。对于这二种级的结构型式来说，叶轮是这二种级所共同具有的，而只是在固定元件上有所不同。对于末级来说，它是以前蜗室取代中间级的弯道和回流器，有时还取代了级中的扩压器。

# 第一章 气体流动的基本方程和基本概念

本章讲的是气体流动的基本方程和基本概念，它引用了基元气体流束的概念。基元气体流束的截面尺寸甚小，以致流动的主要参数：速度、压力、温度及密度在气体流束的每一个截面上，都可以认为是个常数。

由于离心式压缩机的级中流道形状比较复杂，并存在气流的摩擦和边界层，气体参数不仅沿流道每一个截面变化，而且在任一截面上的各点，参数亦是变化的。这就是说，级中气体是一个三元流动。此外，由于叶轮的叶片数是有限的，在气流所占空间的任一点上，气体参数周期地随时间而变化，气体的运动是周期性的非定常流动。

在气流作三元非定常运动的情况下，要研究级中气体的流动是十分复杂的。因而在工程上常常作一些假设，首先假设沿流道的每一截面上，气流参数是相同的，并用某一平均值来表示。这就是把气流的流动作为一元流动来处理。同时在取了气流平均参数后，可以认为气流运动是定常流动。实践证明，用本章中所讲的气流流动基本方程，经过这样一些简化假设后，来研究级中气体的流动是比较简便的。

## 第一节 欧拉方程式

利用欧拉方程式来计算叶轮对气体的做功是很方便的。由于叶轮对气体做功，所以叶轮进口到出口截面气体运动速度就有变化。因此在研究叶轮的做功大小时，必须先讨论叶轮进出口的气流速度。这里所讨论的气流速度，均是指流道截面的平均速度。

为了研究方便，常常把气体运动时的圆周速度、相对速度和绝对速度画成一个速度三角形，称为气流速度三角形。图1-1表示了叶轮进口和出口速度三角形。 $\beta_1$ 、 $\beta_2$ 分别表示叶轮进、出口处气流相对速度的方向，也即是相对速度与圆周速度反方向间的夹角。 $\alpha_1$ 、 $\alpha_2$ 分别表示叶轮进、出口处气流绝对速度的方向，也即是绝对速度与圆周速度方向间的夹角。此外，常把 $c_1$ 和 $c_2$ 分成两个分速度：圆周分速度 $c_{1u}$ 、 $c_{2u}$ 和径向分速度 $c_{1r}$ 、 $c_{2r}$ 。从图上可得下面关系。

$$w_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1c_{1u} \quad (1-1a)$$

$$w_2^2 = u_2^2 + c_2^2 - 2u_2c_{2u} \quad (1-1b)$$

及

$$c_{1u} = u_1 - c_{1r} \cot \beta_1 \quad (1-2a)$$

$$c_{2u} = u_2 - c_{2r} \cot \beta_2 \quad (1-2b)$$

在讨论了叶轮进出口速度三角形以后，就可以进而讨论叶轮的做功大小了。由于原动机传递给叶轮的功率为 $P = M\omega$ 。其中 $M$ 为传给叶轮的力矩， $\omega$ 为叶轮的旋转角速度。传给叶轮的力矩可用动量矩定理求得。

从动量矩定理得知：所研究的气体质量，在任一瞬时，相对某一固定轴线的动量矩之时间导数，等于所有外力对同一轴线的合成力矩，即

$$\frac{d(mc_u r)}{dt} = M$$

式中  $M$ ——作用于所研究气体质量的所有外力的合成力矩；

$r$ ——由某一固定旋转轴线至该气体质心之距离；

$mc_u r$ ——动量矩。

现在来看图1-2。当外力通过叶轮对气体做功时，外力仅对旋转  $z$  轴产生力矩。由于径向分速度  $c_r$  与  $z$  轴相交，而轴向分速度  $c_u$  与  $z$  轴平行，因此  $mc_r$  与  $mc_u$  对  $z$  轴的动量矩为零。

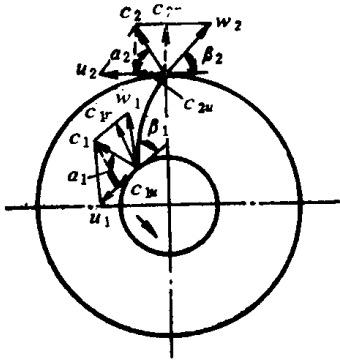


图1-1 叶轮进出口速度三角形

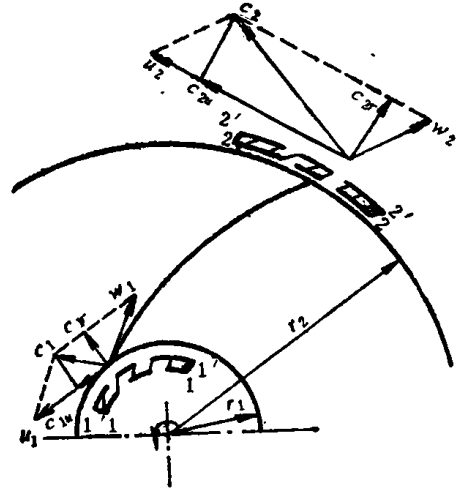


图1-2 导出动量矩变化的引证图

当气体为定常流动时，气体质量在时间  $dt$  内从位置  $1-1'$  到  $2-2'$ ，其总的动量矩的变化，等于二个基元体积  $2-2'$  和  $1-1'$  中动量矩之差。即

$$dm(c_{2u}r_2 - c_{1u}r_1)$$

因此作用在截面  $1-1'$  与  $2-2'$  间气体质量上，总的外力矩可以这样表示

$$M_z = \frac{c_{2u}r_2 - c_{1u}r_1}{dt} dm$$

因为单位时间内的质量流量为

$$\frac{dm}{dt} = q_m$$

故

$$M_z = q_m(c_{2u}r_2 - c_{1u}r_1) \quad (1-3)$$

此即为动量矩方程。

传给叶轮的功率为

$$P = M_z \omega = q_m(c_{2u}r_2 \omega - c_{1u}r_1 \omega)$$

由于

$$u_2 = r_2 \omega, \quad u_1 = r_1 \omega$$

故

$$M_z \omega = q_m(c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1)$$

对  $1\text{kg}$  气体而言，上式变为

$$W_{i,h} = M_z \omega = (c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1) \quad (1-4)$$

因为根据能量转换与守恒定律，传给叶轮的机械功转换成气体的能量，故对  $1\text{kg}$  气体所获得的能量为

$$h_{i,h} = W_{i,h} = c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1 \quad (1-4a)$$

$h_{t,h}$ 称为在叶轮叶片流道中, 1kg气体所得到的能量头, 也称为理论能量头。式(1-4)为透平压缩机的基本方程式, 也称欧拉方程式。

利用进、出口速度三角形, 将式(1-1)代入式(1-4a), 则

$$h_{t,h} = W_{t,h} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \quad (1-4b)$$

公式(1-4b)是欧拉方程式的又一表达形式, 又称为欧拉第二方程式。从式(1-4)及式(1-4b)可知, 如果知道了叶轮进、出口气体的速度, 就可以计算叶轮对1kg气体作功的大小, 而可以不管叶轮内部的气体流动情况。

## 第二节 能量方程式

离心式压缩机的级对每1kg有效气体所消耗的总功, 可以认为是由叶轮对气体作功、内漏气损失、轮阻损失三部分组成。而叶轮对气体作功转换成气体的能量, 是由能量方程式联系起来的。现在来推导流过一个级的气流能量方程式。

参看图1-3, 作垂直于压缩机轴的两个截面1及2, 画出在某一瞬时充满于所研究的级内气体质量为 $m$ 。在画出容积以外的气体, 对于气体质量 $m$ 的作用, 可以认为相应地施加在截面1和2上的气体压力。在级的进口处的截面1上, 气体的状态由下列参数决定: 压力 $p_1$ , 温度 $T_1$ 以及速度 $c_1$ 。在级的出口处的截面2上, 对应的参数为 $p_2$ 、 $T_2$ 和 $c_2$ 。原来位于截面1及2之间的气体质量, 经过很短一段时间 $\Delta t$ 之后, 移动并占有截面1'及2'之间的新的位置。

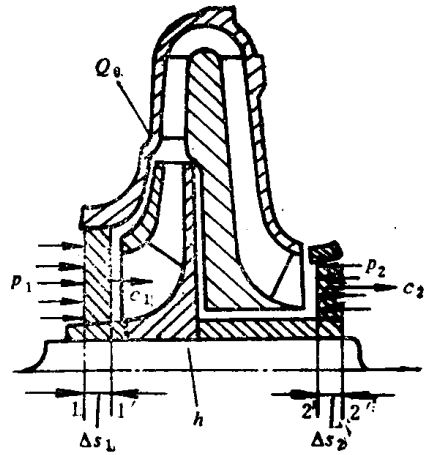


图1-3 导出能量方程式的引证图

根据能量守恒定律, 全部作用在所研究质量 $m$ 上的外力所作的功, 以及外界加入的热量, 都用来使气体质量的动能和内能发生变化。

$$\Delta W \pm \Delta Q_0 = \Delta u + \Delta \left( \frac{mc^2}{2} \right) \quad (1-5)$$

式中  $\Delta W$ ——在时间 $\Delta t$ 内, 作用在所画出的气体质量 $m$ 的外力所做的功;

$\Delta Q_0$ ——气体质量 $m$ 在同一时间内由外界传入的热量取正号, 向外界放出的热量取负号;

$\Delta u$ ——该气体质量内能的变化;

$\Delta \left( \frac{mc^2}{2} \right)$ ——同一质量气体的动能变化。

现在只要确定方程式中的各值, 就可以得到能量方程式。假定气体是定常流动, 则1'—2段中, 气流各点参数和动能不随时间而改变。那么1—2段的气流经过 $\Delta t$ 时间后, 动能和内能的变化, 将等于容积2—2'和1—1'中气流动能之差和内能之差。又由于位移 $\Delta s_1$ 及 $\Delta s_2$ 在数值上很小, 可以认为进口处1截面上的气体参数, 代表了整个体积1—1'的气体参数。同样出口处2截面上的参数, 代表了整个体积2—2'的气体参数。



现在来分别确定式(1-5)中各值:

气体质量  $m$  的内能增量为

$$\Delta u = \Delta m c_v (T_2 - T_1)$$

式中  $c_v$ ——定容比热容。

根据连续条件

$$\Delta m = \Delta m_1 = \Delta m_2$$

则  $\Delta m = A_1 \Delta s_1 \rho_1 = A_2 \Delta s_2 \rho_2 = A_1 c_1 \Delta t \rho_1 = A_2 c_2 \Delta t \rho_2$

式中  $\Delta m_1$ 、 $\Delta m_2$ ——分别为1-1'和2-2'内气体质量;

$\rho_1$ 、 $\rho_2$ ——截面1和2上相应的气体密度;

$A_1$ 和 $A_2$ ——对应于级的各横截面面积。

质量  $m$  的动能增量

$$\Delta \left( \frac{mc^2}{2} \right) = \Delta m \frac{c_2^2}{2} - \Delta m \frac{c_1^2}{2}$$

外力对气体质量  $m$  所作的功  $\Delta W$ , 包括叶轮对气体所作的功  $W_{i.o.}$  以及气体压力在进口处和出口处对气体所作的功。至于气体重力所作的功, 因为极小, 故通常忽略不计。

进口截面上气体压力所做的功为  $p_1 A_1 c_1 \Delta t$ 。出口截面压力所做的功为  $-p_2 A_2 c_2 \Delta t$ , 因力的作用方向与气流流动方向相反, 也就是气体流动时要对外界做功, 故为负值。因此在  $\Delta t$  时间内, 级的进口及出口处, 气体压力所做的功之差值为  $p_1 A_1 c_1 \Delta t - p_2 A_2 c_2 \Delta t$ , 也等于  $\Delta m (p_1 v_1) - \Delta m (p_2 v_2)$ , 这里  $v$  为气体比容。这项功在热力学中称为移动功。

在  $\Delta t$  时间内, 原动机传给叶轮的功为  $\Delta m W_{i.o.}$ , 故

$$\Delta W = \Delta m W_{i.o.} + \Delta m (p_1 v_1) - \Delta m (p_2 v_2)$$

将上面各值代入式(1-5), 则可以得到下式

$$\Delta m W_{i.o.} + [\Delta m (p_1 v_1) - \Delta m (p_2 v_2)] \pm \Delta Q_0 = \Delta m c_v (T_2 - T_1) + \frac{\Delta m}{2} (c_2^2 - c_1^2)$$

将上式除以  $\Delta m$ , 则方程式是对1kg气体而言, 这时

$$\frac{\Delta m W_{i.o.}}{\Delta m} + \frac{p_1}{\rho_1} - \frac{p_2}{\rho_2} \pm \frac{\Delta Q_0}{\Delta m} = c_v (T_2 - T_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$$

比值  $\frac{\Delta Q_0}{\Delta m} = Q_0$  是对1kg气体而言的向外界传出 (或由外界传入) 的热量。因此

$$W_{i.o.} \pm Q_0 = c_v (T_2 - T_1) + \left( \frac{p_2}{\rho_2} - \frac{p_1}{\rho_1} \right) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$$

以  $\frac{p}{\rho} = RT$  和  $c_p = c_v + R$  代入上式, 则

$$W_{i.o.} \pm Q_0 = c_p (T_2 - T_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = h_2 - h_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \quad (1-6)$$

式中,  $c_p$  为定压比热容;  $h$  为比焓;  $R$  为气体常数。  $W_{i.o.}$  的单位为  $N \cdot m/kg$ ;  $Q_0$  的单位为  $N \cdot m/kg$ ;  $c$  的单位为  $m/s$ 。

式(1-6)即为气体稳定流动能量方程式。在应用这个能量方程式时, 应注意以下几点:

(1) 能量守恒是在质量守恒的前提下得到的, 即要满足连续条件。