

高等学校试用教材

制冷离心式压缩机

西安交通大学 常鸿寿 编
周子成

GAO DENG XUE
XIAO JIAO CAI

机械工业出版社

k 冷凝
kc 冷凝器的冷凝
lim 极限
lk 漏气
loss 损失
m 机械的、中间的、均方根值
max 最大的
min 最小的
p 多变、等压
r 半径方向
s 等熵
sum 全部
sc 蜗壳
t 全参数(滞止参数)

tot 总的
th 理论
u 圆周方向
ved 无叶扩压器
vd 有叶扩压器
z 轴向
0 蒸发
 ∞ 无限多叶片
 上角标:
 — 平均值
 0 常压下
free 自由运动
K 机器
R 真正的

前 言

本书是根据1985年5月高等工业学校流体动力机械教材编审委员会制冷及低温工程专业教材分编审委员会制订的教学计划和教学大纲,以及审定的编写大纲编写的,是制冷及低温工程专业四年制大学本科专业课程的教材,也可供制冷、空调、化工等专业的设计和运行工程技术人员参考。

离心式制冷机大致可分为两类:一类为冷水机组,其蒸发温度在 $0\sim 5^{\circ}\text{C}$ 之间,大都用于生产和生活用的空调。在这种制冷机中,离心式压缩机和与其配套的辅助设备往往装成一个机组,由一个制冷机制造工厂生产。另一类为低温机组,其蒸发温度为 $-5\sim -160^{\circ}\text{C}$,一般用于各种不同的化工石油等流程中。在这种情况下,离心式压缩机可以单独配置,并由专业厂生产。

本书重点讨论了制冷离心式压缩机所需的热力学和流体力学基础知识,离心式压缩机的叶轮和固定元件的理论、设计方法以及机组的性能和调节。另外,还叙述了离心式压缩机的叶轮和固定元件的理论、设计方法、机组的性能和调节,以及离心式制冷机所使用的制冷剂 and 制冷循环,还对压缩机的结构和辅助设备也作了概括的介绍,并且用具体范例介绍了制冷离心式压缩机的设计计算,对普遍使用的三元叶轮理论也作了介绍。但由于空调事业的日益发展,本书叙述的重点仍放在冷水机组上,对低温机组的有关问题,仅作附带说明。

本书由常鸿寿、周子成合编,常鸿寿统稿主编。其中第一、二、六、七、九、十章由常鸿寿编写;第三、四、五、八章由周子成编写。由西安交通大学朱报祯和上海交通大学袁仲民审稿,西安交通大学徐忠也审阅了个别章节。

在编写过程中参阅了上海机械学院叶振邦、西安交通大学常鸿寿主编的《离心式制冷压缩机》(机械工业出版社1981年8月)一书。叶振邦同志对本书提出了不少宝贵意见。另外重庆通用机器厂、上海第一冷冻机厂、沈阳鼓风机厂、西安交通大学以及美国特灵公司香港代理处等单位,也对本书提供了不少资料,在此一并致谢。由于编写者水平有限,难免有谬误之处,敬请读者予以批评指正。

常鸿寿 周子成

1987.8

主要符号表

A	面积	Z	级数
b	子午面上流道宽度	α	气流的绝对角度
c	声速, 气流绝对速度, 比热容	$\bar{\alpha}$	流量系数
D	直径, 扩散系数	β	气流的相对角度
d	直径	Δ	差值、叶片摺边宽度、表面平均凸出高
E	最大形变势能	ϵ	压比
F	力	ϵ_0	制冷系数 ($\epsilon_0 = 1/K_0$)
h	比焓	ϵ_2	速度修正系数 ($\epsilon_2 = c''_{r2}/c'_{r1}$)
Δh	焓差、能量头、损失	η	效率
i	冲角	θ	扩压角、边界层动量厚度
L	动量矩	κ	比热(容)比、等熵指数
L_b	流道长度	λ	反作用度、直径比
l	流线长度	μ	分子量、滑动因子、动力粘度
M	马赫数	ν	运动粘度
N	叶片数、迷宫密封齿数	ξ	流动损失系数
m	质量、指数、长度比例系数	π	无量纲比值
n	转数	ρ	密度
p	压力	τ	叶片阻塞系数、切向应力
P	功率	φ	流量系数
Q	热、热量、制冷量	ψ	能量头系数
q	单位工质的热量、准正交线坐标	Ω	迷宫密封齿尖节距
q_m	质量流量, q_{m00} 单位质量制冷量	ω	角速度
qv	体积流量, qv_{00} 单位体积制冷量	下角标:	
R	气体常数、半径、制冷剂代号(R)	A	叶片几何角
r	半径	cr	临界的
Re	雷诺数	df	轮阻
S	熵、密封齿尖间隙	des	设计工况
s	比熵、叶片周向厚度	e	出口或后面截面
T	转矩、热力学温度	ev	蒸发器液面上
t	摄氏温度	eq	当量
u	圆周速度、单位质量气体的内能	es	等熵出口
V	比容	hyd	流动
W	总功	hp	多变膨胀
w	气流相对速度	hs	等熵膨胀
x	干度	i	进口或前面截面
y	挠度	in	进口处
z	压缩性系数	j	任一流管上

目 录

主要符号表

第一章 绪论	1
§ 1-1 制冷压缩机的种类及比较	1
§ 1-2 离心式制冷机的分类	3
§ 1-3 离心式制冷压缩机基本工作原理	5
§ 1-4 离心式制冷机的发展	8
第二章 级内气体流动的基本方程、基本概念和损失	9
§ 2-1 速度三角形	9
§ 2-2 连续性方程	11
§ 2-3 欧拉方程式	13
§ 2-4 能量方程式	15
§ 2-5 伯努利方程式	18
§ 2-6 压送功、级的等熵过程与多变过程	21
§ 2-7 级效率	25
§ 2-8 级中的能量损失	28
第三章 叶轮	45
§ 3-1 叶轮的能头	45
§ 3-2 能头系数、反作用度、叶轮的型式	51
§ 3-3 级的性能曲线	54
§ 3-4 叶轮主要参数的确定	59
§ 3-5 叶片的成型	69
§ 3-6 叶轮的堵塞流量	73
第四章 固定部件	78
§ 4-1 无能量加入的一元稳定流动	78
§ 4-2 扩压器	82
§ 4-3 蜗壳	90
§ 4-4 弯道和回流器	95
§ 4-5 进气室	99
第五章 离心式制冷压缩机的热力气动设计	101

§ 5-1 制冷剂的合理选择	101
§ 5-2 计算制冷剂热物性的方程式	107
§ 5-3 离心式制冷机循环	114
§ 5-4 制冷离心式压缩机的一元稳定流动热力、气动计算	121
第六章 相似理论的应用	135
§ 6-1 π 定律与相似准则	135
§ 6-2 完全相似	138
§ 6-3 导出参数、通用特性曲线和比转速	141
§ 6-4 不完全相似	145
第七章 离心式制冷机的特性及调节	152
§ 7-1 离心式压缩机的特性曲线	152
§ 7-2 离心式制冷机的调节	158
第八章 单级离心式制冷压缩机设计和性能预测的流道损失法	168
§ 8-1 单级制冷离心式压缩机流道中各主要截面上的状态参数	168
§ 8-2 损失和效率	176
§ 8-3 计算示例	183
第九章 叶轮的三元流动设计	192
§ 9-1 三元叶轮的几何描述及运动分析	192
§ 9-2 三元叶轮正命题求解	198
§ 9-3 三元叶轮逆命题求解	204
第十章 离心式制冷机的构造	210
§ 10-1 不同机组的构造及离心式制冷机的系列化	210
§ 10-2 离心式制冷机的构造特点	217
§ 10-3 离心式制冷机的辅助设备	226
附录	231
本书采用的法定单位与其它单位制换算表	231
参考文献	232

第一章 绪 论

§1-1 制冷压缩机的种类及比较

一、制冷压缩机的种类

压缩式制冷机是由压缩、冷凝、节流、蒸发四个过程所组成的制冷系统，其中作为压缩过程中所使用的机器，可以是容积式（如活塞式、螺杆式压缩机），也可以是透平式（主要是离心式压缩机），它们在制冷循环中所起的压缩作用差别不大，但其工作原理、结构形式、使用场合以及其它特点却有很大的不同。

从热力学知道，气体压力的大小决定于单位时间内气体分子撞击单位表面积的次数与强烈度。如果增加容器内气体温度，可以提高压力，但当温度降低后，则气体又恢复到原来压力，故此法不可取。因此，提高压力的方法主要是增加单位容积内气体分子的数目，也就是使分子间的距离缩短。使分子距离缩短的方法有：（1）减少分子所占封闭空间的容积，这就是容积式压缩机最基本的工作原理。图1-1和图1-2分别为活塞式和螺杆式压缩机简图。可以看出气体在气缸内随着容积的减少而直接受到压缩。（2）利用惯性的方法，通过气流的不断加速、减速，因惯性而彼此挤压，使分子间距离缩短。图1-3为单级制冷离心式压缩机的纵剖面图。由于转子的高速旋转，旋转叶轮中叶片与气流间有力的相互作用，使气流产生了压力能与动能，而后在扩压器中又把动能转变为压力能。

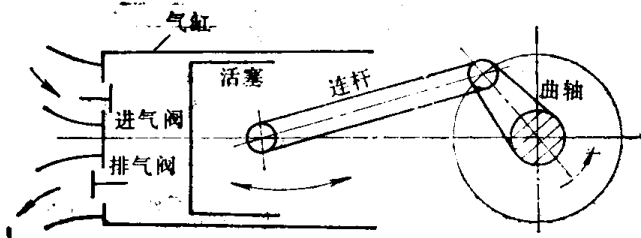


图1-1 活塞式压缩机简图

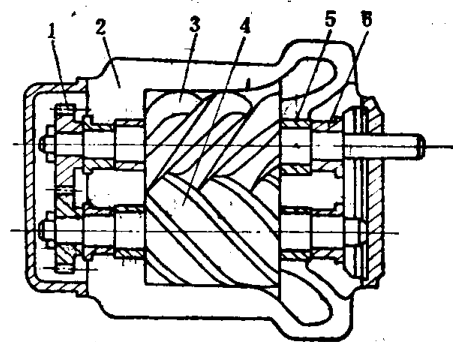


图1-2 螺杆式压缩机简图

1—同步齿轮 2—气缸 3—阳转子 4—阴转子
5—轴密封 6—轴承

由于压缩原理的不同，其结构形式也有很大差别。活塞式压缩机是活塞在气缸中作往复运动，考虑到往复运动所带来惯性力的影响，转速不能很高，因而制冷量较小，但其压力范围较宽，机器效率较高，制造技术成熟。因而为目前中、小型制冷量的制冷机所广泛采用。螺杆式压缩机是用一对阴阳螺杆转子作啮合的旋转运动，使转子凹槽与气缸内壁之间所构成的容积不断发生变化，以达到吸气、压气的目的。近来由于改进了螺杆型线的加工工艺和检测手段以及采取了相应的减少噪声的措施，使之在中等制冷量的制冷机中得到广泛应用。离心式压缩机属于透平机械，它可分为转子及定子两部分，转子中的叶轮是把功传递给气体的

唯一部件，而定子中的扩压器、回流器、蜗壳等是用来改变气流运动方向以及把速度能转变为压力能的部件。离心式压缩机由于转速高、流量大，因而在结构尺寸较小的条件下能得到大的制冷量，另外，利用各种不同制冷剂的物理特性，也可使离心式压缩机用在较小制冷量的制冷机中。图1-4为用不同压缩机时，其制冷机的蒸发温度和制冷量的范围。

离心式制冷压缩机与一般离心式压缩机在工作原理、结构形式方面基本相同，所不同的是它压缩的制冷剂一般价格较贵，有的需要防爆，故不允许泄漏。因此，结构上要求有可靠的密封。其次在参数表达上也不同，在一般离心式压缩机中，通过进、出口压力值和质量流量来表示其性能，而在制冷离心式压缩机中，则常用冷凝温度 t_k 、蒸发温度 t_0 以及制冷量 Q_0 来表示其性能。对氟里昂制冷机，由于制冷剂的分子量大，单机压比高，声速低而马赫数 $M_{u_2} = \frac{u_2}{a_1}$ 较大，因

此在气动设计中要予以注意，同时对声速 c_1 小的工质，其圆周速度 u_2 亦小，故叶轮材料可使用铸铝合金。

二、离心压缩机的优缺点

上述各种型式的压缩机均有一定的特点和使用范围，离心式与活塞式压缩机相比，具有以下一些优点：

1) 机器的重量和尺寸小，占地面积小。在相同制冷量时（特别是大制冷量时），离心式包括增速齿轮箱的重量只有活塞式压缩机重量的 $1/5 \sim 1/8$ ，价格也便宜。

2) 结构简单，工作可靠，几乎没有易损件，连续工作周期长。机组运行的自动化程度高，可实行制冷量的无级调节。

3) 离心式压缩机由于运转时剩余的惯性力极小，运转平稳，因而对基础要求低。目前国内外生产的空调用R11、R12的系列产品，离心式压缩机组可直接装在单筒式的蒸发冷凝器上，无需另外设计基础。

4) 易于实行多级压缩和节流，把制冷剂蒸气引入压缩机中间级时，可得到完全的中间冷却，并可在各蒸发器中得到几种蒸发温度，以满足某些化工流程的要求。

5) 对大型的低温机组，可以采用经济性高的工业汽轮机直接拖动，这对有废热蒸汽的工业企业来说，经济性更高。

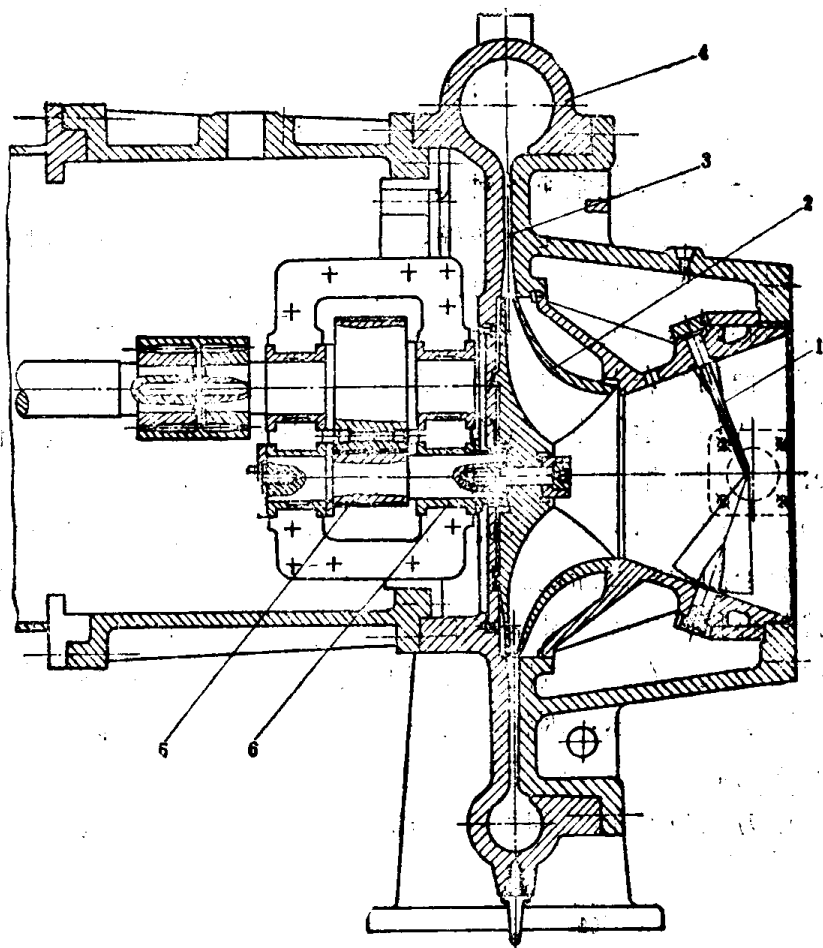


图1-3 单级空调用离心式压缩机

1—进口可转导叶 2—叶轮 3—无叶扩压器 4—蜗壳
5—增速齿轮 6—轴

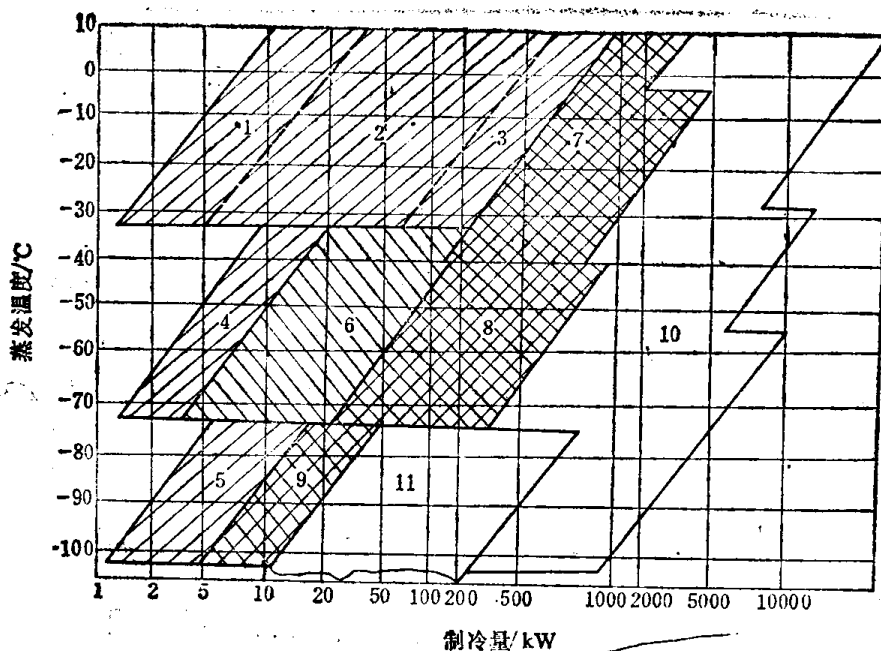


图1-4 各种形式制冷机的蒸发温度和制冷量范围

1—全封闭活塞式 2—半封闭活塞式 3—开启式活塞式 4—两级压缩系统的活塞式
5—复叠式下部活塞式 6—两级压缩系统的回转式 7—单级螺杆式 8—两级压缩系
统的螺杆式 9—复叠式下部螺杆式 10—离心式 11—空气透平式

离心式制冷压缩机有下列缺点：

- 1) 一般离心式的效率比活塞式要低，为了保证叶轮有一定的出口宽度，制冷量不能太小，否则会大大降低机器的效率。
- 2) 为了得到较高的压比，则需多级压缩，同时一般要用增速传动，对开启式机组还要有轴端密封，这些均增加了制造上的困难和结构的复杂性。

§1-2 离心式制冷机的分类

离心式制冷机可按其用途、结构形式、使用的制冷剂等进行分类。

一、按用途分类

按所生产的离心式制冷机，可分为冷水机组和低温机组。

1) 冷水机组一般用于空调，其蒸发温度在 0°C 以上，冷凝温度为 40°C 。它广泛用于高层建筑、舰艇船舶、航空飞机等舒适性空调用的制冷系统，以及生产工艺流程（如矿井、纺织、精密机械加工、感光胶片、果品、电视显像管车间等）中。所需的制冷量一般在几百千瓦到一万千瓦以上。在制冷量较大的场合，如采用集中供冷的区域性空调已采用这种机组。空调不仅能提高产品质量，而且对提高工作人员劳动生产率也是一种必要措施。据统计，夏天设置空调，在工厂可提高工效25~35%，办公室可提高效率35%。

采用制冷脱湿去除高炉炼铁过程所需空气中的水分，可使炼铁的焦比降低，铁的质量提高，同时由于鼓风机进口温度的降低，使压缩功减少而补偿了制冷机所需功率。

2) 低温机组一般用于化工流程，蒸发温度为 $-5\sim-160^{\circ}\text{C}$ ，常用的是一 $5\sim-40^{\circ}\text{C}$ ，使用的工质一般是化工流程中的副产品。在气体的液化、分离、溶剂的回收、冷却等均需大量的冷量。例如在合成橡胶厂、润滑油脱蜡过程使用氨制冷机，氯化乙烯树脂装置中使用的

丙烯制冷机，高压聚乙烯装置中使用的乙烯、丙烯制冷机均需几千千瓦以上的冷量。在液化天然气工业中采用全冷冻法，可使 600m^3 的天然气液化为 1m^3 的液体，以便于运输。

低温机组还可用于啤酒工业、人造干冰、人造冰场、冷冻土壤、竖井掘进、低温试验室和大型冷库等。

二、按机组形式分类

离心式制冷机机组可分为开启式、半封闭式和全封闭式。

开启式机组简图如图1-5，机组的布置是把压缩机、增速器与原动机分开，在机壳外用联轴节连接（图1-5 a）。有的机组则是压缩机、增速器装在同一机壳内，由增速器轴与电动机轴连接（图1-5 b）。在这些机组中为了防止制冷剂的泄漏，在轴的外伸端处必须装有机机械密封。

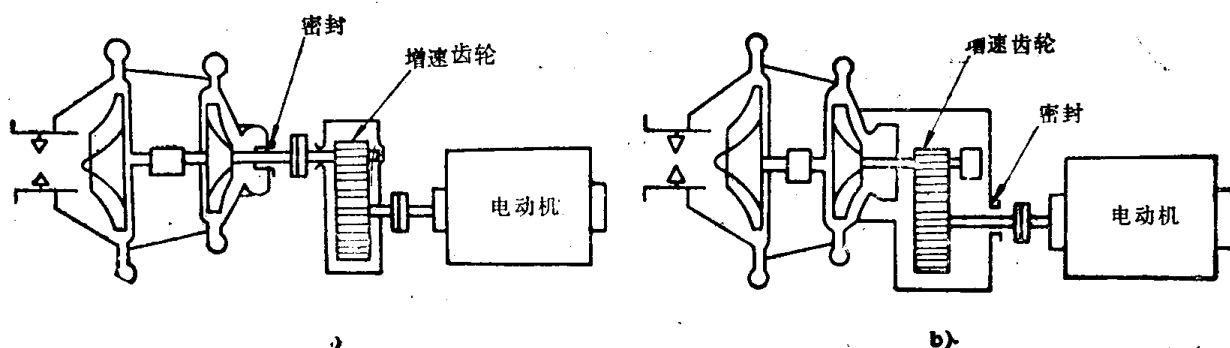


图1-5 开启式机组简图

a) 增速齿轮外装式 b) 增速齿轮内装式

半封闭式机组简图如图1-6。对单级机器可把压缩机、增速器和电动机用一个筒形外壳封装在一起，仅是压缩机的进气口和蒸发器相连，出气口和冷凝器相通。在这种机组中不需要机械密封。但电动机需专门制造，并要考虑其在运转中与冷却和耐氟有关的绝缘问题。

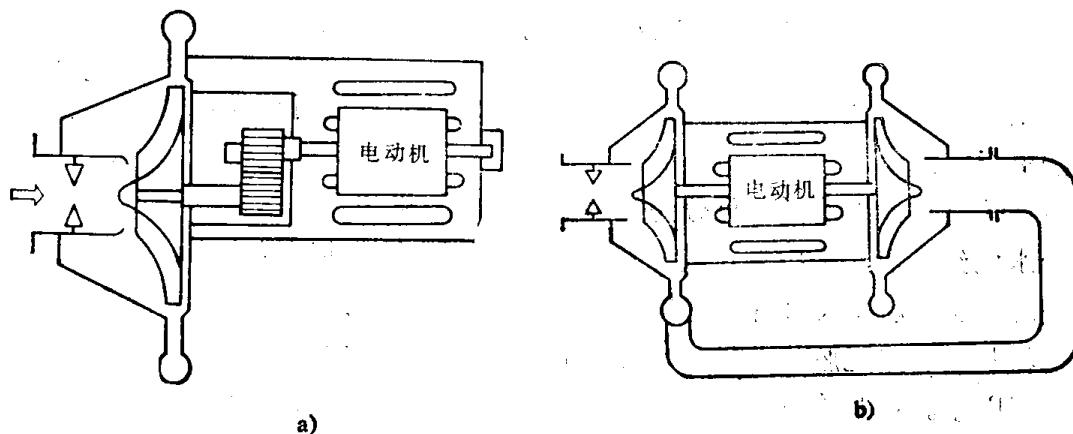


图1-6 半封闭机组简图

a) 单级压缩式 b) 直联两级压缩式

全封闭式机组是把所有制冷机器设备封闭在同一机壳内，如图1-7。对小型制冷机这样做有许多优点：制冷剂泄漏极小，一般不用增速器传动而使构造简单，且噪声小，振动小，同时电动机在制冷剂中得到充分冷却，不会使电动机过载等。

目前国内外机组均按制冷量的大小、蒸发温度的高低、按不同制冷剂的特性而制定离心

式制冷机的系列。我国提出的冷水机组系列规定：对使用R11机组，制冷量范围为290、

$(30 \times 10^4 \text{kcal/h})$ 到 349kW ($360 \times 10^4 \text{kcal/h}$)。对使用R12机组，制冷量范围为 875kW ($75 \times 10^4 \text{kcal/h}$) 到 4420kW ($380 \times 10^4 \text{kcal/h}$)。小于上述范围的用R113等系列，更大的可用R500（或R22）等系列。低温机组使用的制冷剂有氨、乙烯、丙烯等。有的国家也按制冷剂制定了系列，推广这种系列对制造厂和用户均带来极大方便，应予以重视。

三、按冷凝器、蒸发器的布置分类

冷凝器和蒸发器一般使用卧式壳管式，有单筒和双筒两种布置方法。双筒是把冷凝器放在上面，蒸发器放在下面成为上下两段。目前采用的冷水机组，单筒占优势，其制冷量可达 4420kW 以上，制冷量太小时，由于工艺上的原因，有时也做成双筒。单筒是把蒸发器和冷凝器的筒体做成一体（图1-8），把压缩机和其它一些附属设备全部放在筒体上面，这可使结构紧凑，占地面积小，造价低，运转、安装方便。

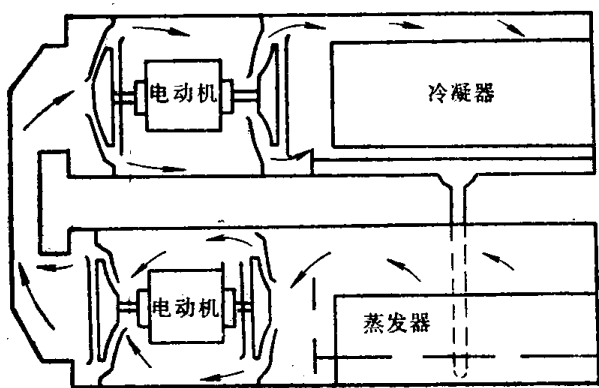


图1-7 直联四段压缩式全封闭型机组简图

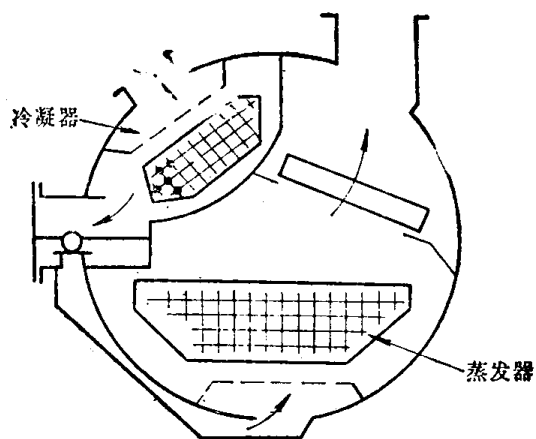


图1-8 单筒式热交换器

§1-3 离心式制冷压缩机基本工作原理

为逐步认识离心式压缩机，先介绍KF100(-30)低温机组中压缩机的结构（图1-9）及基本工作原理。该机以R12为制冷剂，机器可变型使用，在蒸发温度 $t_0 = -30^\circ\text{C}$ 时，制冷量为 1160kW ($100 \times 10^4 \text{kcal/h}$)，压缩机转速 $n = 7500 \text{r/min}$ ，功率 $P = 630 \text{kW}$ 。当制冷机变型为KF150(-15)时，其蒸发温度 $t_0 = -15^\circ\text{C}$ ，制冷量为 1745kW ($150 \times 10^4 \text{kcal/h}$)，转速 $n = 6900 \text{r/min}$ ，功率 $P = 760 \text{kW}$ 。压缩机为四级，气体由蒸发器从吸气管吸入，流经进口导叶调节器进入第一级叶轮，经无叶扩压器、弯道、回流器再进入第二级叶轮，以此类推，最后经蜗壳把气体排至冷凝器。

对离心式压缩机，由于使用的场合、蒸发温度的高低以及使用不同的制冷剂时，压缩机的缸数、段数和级数是不同的。例如，对KF100(-30)制冷机中的压缩机，其为一缸、四段、四级。对轻分子气体而蒸发温度又较低时（如氨离心式制冷机），因所需级数较多而做成两缸。在要求一台制冷机有几个蒸发温度工作时，则每一个蒸发温度所需的级数可以是一级或多级，我们把这个一级或多级的组成称为压缩机的“段”。

“级”是组成离心式制冷压缩机的基础，也是我们今后重点讨论的对象，它是叶轮及其后的固定元件（对中间级是指扩压器、弯道、回流器及级间密封，对末级则有扩压器和蜗壳）

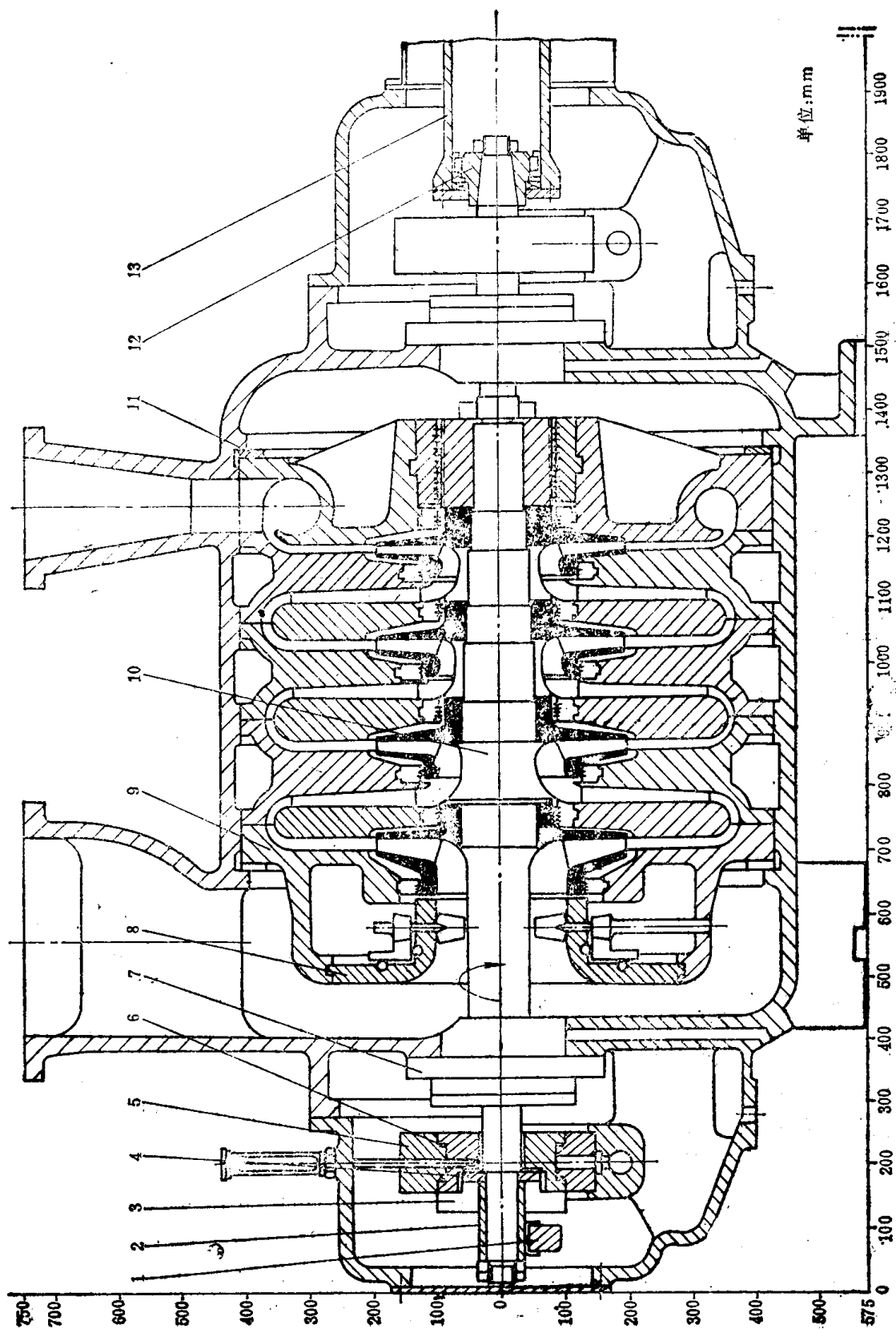


图1-9 KF100(-30)制冷机中离心式压缩机纵剖面图

- 1—顶轴器 2—套筒 3—止推轴承 4—止推轴承 5—轴承 6—调整块 7—机械密封部 8—进口导叶 9—隔板
10—调整块 11—齿轮联轴器 12—连接件 13—套筒

组成。图1-10为离心式压缩机中间级简图。图中数字表示了各个主要截面的代号，它们是：0—0叶轮进口截面，1—1叶轮叶片进口截面，2—2叶轮叶片出口截面，3—3扩压器进口截面，4—4扩压器出口截面，5—5回流器叶片出口截面，0'—0'级出口或下一级进口截面。

下面介绍各元件的作用原理

吸气室 它是为了把气体由蒸发器均匀地引入到第一级而设置的。多级机器的形状见图1-9，单级机器形状参见图1-3。一般作成沿气体流动方向截面积略有减少，是一个压力降低、速度增加的收敛过程。

进口可转导叶见图1-3中件1，它用来调节制冷量。在导叶旋转时，使得进入叶轮的气流绝对速度方向改变，从而改变了进入叶轮的气体流量。

叶轮 也称工作轮，如图1-10，叶轮由轮盖、叶片和轮盘组成（有的把这三部分一起用铝合金铸成）。它是压缩机中把机械能转变为气体能量的唯一部件。在工作时，转子（包括轴和叶轮等）高速旋转，利用其叶片对气体做功，气体由于受离心力的作用以及在叶轮内的扩压流动，使气体通过叶轮后的压力和速度得到提高。

扩压器 气体从叶轮流出的时，它有较高的流动速度。为了充分利用这部分速度能，常在叶轮后面设置了流通面积逐渐扩大的扩压器，用以把速度能转变为压力能，以提高气体的压力。面积逐渐扩大的环形通道称为无叶扩压器，其中装有叶片的称为叶片扩压器。

弯道及回流器 弯道和回流器是用来把从扩压器出来的气体引入到下一级叶轮进口，它与扩压器一起组成一个隔板。为了均匀地沿轴向引导气体，在回流器中装有导流叶片。

蜗壳 单级离心式压缩机和多级的末一级，不存在把气体引入下一级的问题，所以在叶轮或扩压器后面没有弯道和回流器，而是接上蜗壳，蜗壳的主要目的是把扩压器或叶轮后面的气体汇集起来，引导到冷凝器去。在大多数情况下，由于蜗室外径的逐渐增大和流通截面的渐渐扩大，也使气流起到一定的降速扩压作用。

密封 叶轮在工作时，由于轮盖与固定壁之间的压力比叶轮进口处压力要高，同时由于转子与固定元件之间有相对运动，应有一定的间隙，因此高压气体就要通过这些间隙向低压处泄漏，这种泄漏是一种损失。为了尽量减少这种损失，须装有迷宫密封（图1-10）。对贵重或易爆气体，则在轴端装有绝对不允许泄漏的机械密封（见图1-9）。在有些机器中还使用油膜密封、气体密封等。

平衡盘 由于叶轮上两侧的压力不相等，在转子上受到一个指向叶轮进口的轴向推力（此力在图1-9为向左边作用）。为了平衡这个推力，在末级之后设置一个平衡盘（图1-9中为第四级叶轮后），因平衡盘的左侧为高压，而右侧与进气压力相通，以致形成相反的力平衡掉大部分轴向推力。单双级冷水机组的推力不大，可以不用平衡盘，而由止推轴承承受。

轴承 为了支承高速转动的转子，在轴的两端装有作为支承用的滑动轴承。由于转子上

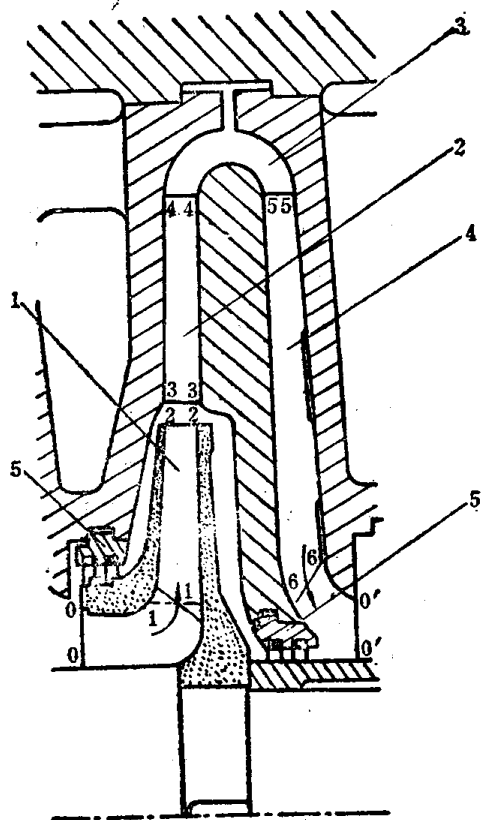


图1-10 离心式压缩机的中间级

1—叶轮 2—扩压器 3—弯道 4—回流器 5—级内密封

的轴向力虽经平衡盘平衡，但仍有部分剩余的轴向力需要由止推轴承承受。在图1-9中支承及止推轴承装于进气侧，在图1-3中止推轴承装于齿轮轴的右侧。

对于支承止推轴承、齿轮箱、机械密封等的润滑，则须设置润滑油系统。润滑油除了进入两元件之间进行润滑以减少摩擦外，还对相对摩擦处起冷却作用。

§1-4 离心式制冷机的发展

离心式制冷机自1922年被美国Carrier博士用于空调以来，历经了60多年的历史，目前在大制冷量的领域中它占有独特的地位。

最初使用的乙醚制冷机，不久就被氯化亚钾基所代替。直到1934年采用R11为制冷剂时，Carrier公司才在空调上得到应用。以后从R113、R114、R12、R22、R500、R502之类的氟里昂到甲烷、乙烷、丙烷、乙烯、丙烯和氨的制冷剂，广泛用于各种蒸发温度和制冷量的范围。

世界各主要发达国家都在生产大型的离心式制冷机，机组的热效率不断提高。进入80年代以来，生产每千瓦冷量平均消耗功率从0.233kW降到0.199kW，整机热效率提高了11.7%，现在还在进一步采用节能机组，以求进一步提高热效率。

我国自1958年起就开始生产离心式制冷机。1963年重庆通用机器厂与西安交通大学自行设计制造了供纺织厂用的R11冷水机组。目前，我国已大量生产了R11冷水和低温机组，以及R12、氨、乙烯、丙烯、丙烷等用于空调和工业制冷场合下的制冷机组。氟里昂离心式压缩机的等熵效率从 $\eta_s=0.75$ 到目前的80%以上。有些工厂不仅有较成熟的生产试验基地，还从引进先进技术着手，进一步扩大生产，以满足各方面的需要。

第二章 级内气体流动的基本方程、 基本概念和损失

离心式压缩机中气体微团是受外力的作用使气体的速度和压力不断发生变化的，且其压缩过程与运动过程是同时进行。为了分析计算加入气体的功与气体参数间的变化关系，首先必须研究气体流动过程中的基本方程。

严格讲，气体在叶轮和固定元件中的流动，由于复杂的流道形状且是一种粘性流动，故气体的运动是三元性质的运动，同时在旋转叶轮的绝对运动中，气体参数是随时间不断变化的、周期性的不稳定流动。这种不稳定的三元粘性流理论，对初次掌握离心式压缩机原理和设计者，不仅有一定难度，同时在一般工程应用中也会带来不便，因此在讨论以下方程时，一般假定沿叶轮流道或每根流束的每一个截面上，气流参数是均匀的，并用某一平均值表示，即把气体的流动作为一元流动来处理。同时假定叶轮内相对运动和固定元件内绝对运动为稳定流动。

直到目前为止，用一元稳定流动理论的设计方法，仍广泛用于离心式压缩机中，即使采用三元流动理论设计的产品，也要依赖于一元稳定流动理论来确定产品的主要几何参数。

§2-1 速度三角形

速度三角形是表明气体在叶轮流道中运动时最简明的方法，它是矢量关系，包括了各个速度的大小和方向；同时可方便地用于欧拉方程式中计算叶轮对气体的作功能力的大小。

图 2-1 表明气体在叶轮中运动的路线。从图中看出，若取坐标系为 z 轴且与叶轮旋转轴一致的圆柱坐标 (r, z, θ) ，并相对于地面为静止时，称为绝对坐标；若坐标是随同叶轮以同样的角速度旋转时，则称为相对坐标。在固定元件中采用绝对坐标。所谓一元流动，无论在相对坐标或绝对坐标中其速度大小均以该处流量除以该处截面。而稳定流动，对叶轮采用圆柱坐标时，仅指相对运动是稳定的。叶轮中的绝对运动则呈周期性的不稳定运动，但是由于离心式压缩机叶轮转速较高，可近似认为按时间平均是稳定流动。

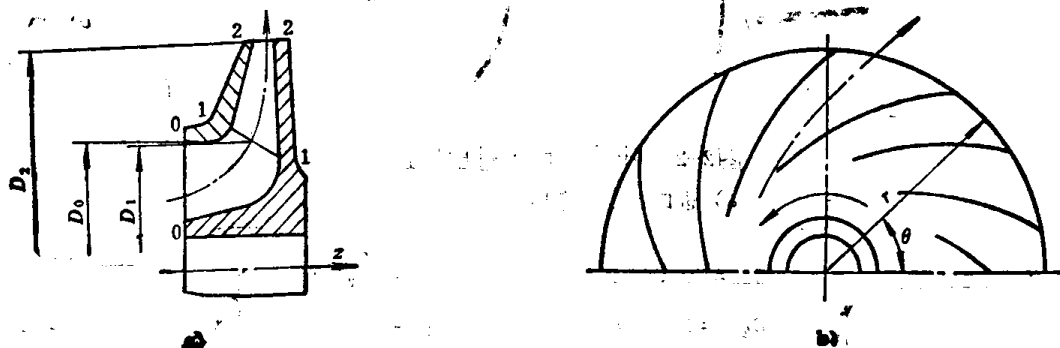


图2-1 叶轮的截面
a) 子午面 b) 径向面

若要进一步研究截面上速度非均一的稳定流动，则下面所得公式仅使用于微元流束（截面无限小的流管）上。

现讨论常规叶轮（指按一元流动理论设计的非空间扭曲叶轮）的进、出截面上的速度三角形。在图2-1中我们把沿轴向的剖面称为子午面，垂直于轴向的剖面称为径向平面；1—1是气体刚进入叶片后的截面，2—2是气体即将离开叶片时的截面。设截面上气流的绝对速度、牵连速度与相对速度分别以 c 、 u 及 w 表示，则当气流以 c_1 进入1—1时，其相对速度

$$w_1 = c_1 - u_1 \quad (2-1)$$

而当气流以 w_2 离开2—2时，其绝对速度

$$c_2 = w_2 + u_2 \quad (2-2)$$

式中 u 为圆周速度，其大小

$$u = \frac{\pi D n}{60} \quad (2-3)$$

图2-2表示 c 、 w 和 u 三者速度的矢量关系。对无限多叶片数的叶轮，其相对速度 w 与叶片型线相切，牵连速度 u 与叶轮的圆周相切，绝对速度 c 则为 w 与 u 的矢量和。

图2-2为后弯式叶轮叶片的进、出口速度三角形。 β_1 、 β_2 分别表示叶轮进、出口处气流相对速度方向，相对速度与圆周速度反方向的夹角。 α_1 、 α_2 分别表示叶轮进、出口处气流绝对速度方向，即绝对速度与圆周速度方向的夹角。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} 。以后我们会知道， c_u 在某种程度上反映压力大小， c_r 则在某种程度上反映流量大小。对常规叶轮，通常设计成 $c_{1u} = 0$ ，即 $\alpha_1 = 90^\circ$ 的进口速度三角形。从图2-2可得下面关系

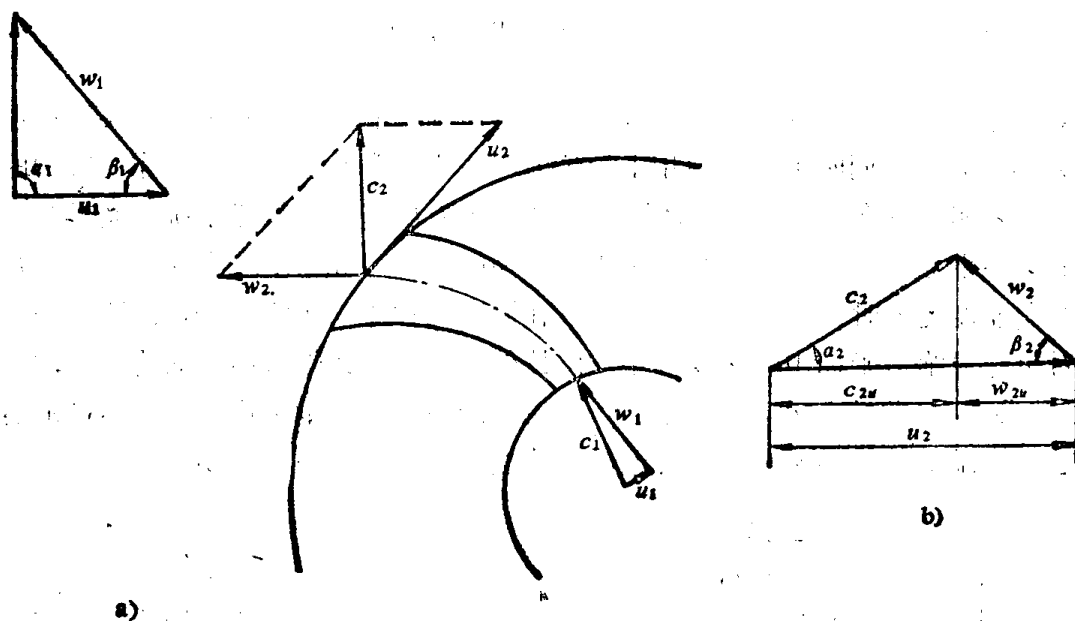


图2-2 叶轮叶片上进出口速度三角形

a) 进口速度三角形 b) 出口速度三角形

$$\left. \begin{aligned} c_{2u} &= c_2 \cos \alpha_2 & w_{2u} &= w_2 \cos \beta_2 \\ c_{2r} &= c_2 \sin \alpha_2 & w_{2r} &= w_2 \sin \beta_2 \end{aligned} \right\} \quad (2-4)$$

从出口速度三角形中还可得下述关系

$$\left. \begin{aligned} c_{2r} &= w_{2r} \\ c_{2u} + w_{2u} &= u_2 \end{aligned} \right\} \quad (2-5)$$

对进口速度三角形同样有以下关系

$$\left. \begin{aligned} c_{1u} &= c_1 \cos \alpha_1 & w_{1u} &= w_1 \cos \beta_1 \\ c_{1r} &= c_1 \sin \alpha_1 & w_{1r} &= w_1 \sin \beta_1 \end{aligned} \right\} \quad (2-6)$$

$$\left. \begin{aligned} c_{1r} &= w_{1r} \\ c_{1u} + w_{1u} &= u_1 \end{aligned} \right\} \quad (2-7)$$

c_u 有时被称为旋绕, 而 c_{1u} 被称为进口预旋, $c_{1u} = 0$ 时, 则称为“无预旋”, 此时有

$$c_1 = c_{1r} \quad (2-8)$$

§2-2 连续性方程

一、质量守恒的连续性方程

连续性方程是质量守恒定律的数学描述, 今后我们采用的是它的积分形式。

在稳定流动中我们取出叶轮通道中如图2-3 a 所示的流管, $i-i$ 及 $e-e$ 为任意两个截面, 截面上流过的质量流量 (单位时间内流过该截面气体的质量, 简称流量) 分别为 $q_{m,i}$ 和 $q_{m,e}$ 。由于 $i-i$ 至 $e-e$ 流管中的流场是稳定的, 其参数不随时间而变, 因此它所包含的质量也不随时间而变。根据质量守恒定律, 便可得出下述结论: 在任一瞬间内, 进入的流量等于流出的流量, 即

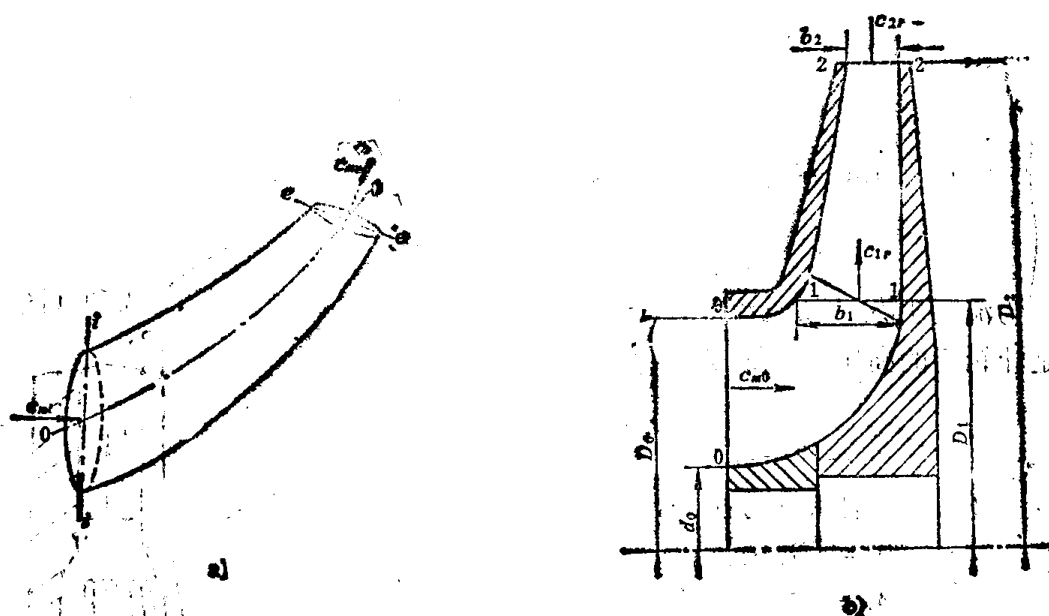


图2-3 推导连续方程用图

a) 流管示意图 b) 叶轮子午面图

$$q_{m,i} = q_{m,e} \quad (2-9)$$

单位为 kg/s 。由于 $i-i$ 及 $e-e$ 为任意截面, 故上述为在稳定流动中任一瞬间流过任一截面的流量 q_m 为定值, 即

$$q_m = \text{const} \quad (2-10)$$

式 (2-9) 及式 (2-10) 即一元稳定流动的连续性方程。

设上述任一主要截面的面积为 A , 截面上气体的密度为 ρ , 比容为 v , 气体垂直于该截面上通流速度为 c_m , 则式 (2-9) 成为

$$\left. \begin{aligned} \rho_1 c_{m1} A_1 &= \rho_2 c_{m2} A_2 \\ A_1 c_{m1} / v_1 &= A_2 c_{m2} / v_2 \end{aligned} \right\} \quad (2-11)$$

而式(2-10)成为

$$\left. \begin{aligned} \rho c_m A &= \text{const} \\ A c_m / v &= \text{const} \end{aligned} \right\} \quad (2-12)$$

二、容积流量

单位时间内流过任一截面的气体容积,称为容积流量,它与质量流量 q_m 的关系如下

$$q_v = q_m v = A c_m \quad (2-13)$$

在离心式压缩机的叶道中,通常以 c_r 代替式中的 c_m ,若机器尺寸已定,即面积 A 一定,则 c_r 的大小代表了流量的大小。若 c_r 一定,则流量的大小反映截面积 A 的大小,以此可用来估计机器的尺寸。

离心式制冷压缩机的容积流量可按该机组的制冷量 Q_0 来确定

$$q_v = Q_0 / q_{v,0} \quad (2-14)$$

式中, $q_{v,0}$ 为单位容积制冷量,单位为 kJ/m^3 ,对不同制冷工质 $q_{v,0}$ 是不同的。

三、叶轮进出口截面上的连续性方程

这里取图2-1及图2-3b中的0—0、1—1及2—2三个主要截面来研究,0—0截面积为

$$A_0 = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_c^2)$$

代入式(2-13),其中 $c_m = c_0$, c_0 通常是轴向的,则

$$\frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_c^2) c_0 = q'_m v_0 \quad (2-15)$$

式中, q'_m 为流过叶轮的质量流量,它等于有效流量 q_m 与轮盖漏气量 $q_{m,ls}$ 的和(图2-4),漏气量 $q_{m,ls}$ 是叶轮后的高压气体通过轮盖处密封的漏气量。

则

$$q'_m = q_m + q_{m,ls} \quad (2-16)$$

1—1及2—2截面积分别为

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= \pi D_1 b_1 \tau_1 \\ A_2 &= \pi D_2 b_2 \tau_2 \end{aligned} \right\} \quad (2-17)$$

式中, τ 为考虑到截面上由于叶片使气体通流面积减小的系数,称叶片阻塞系数。 b_1 、 b_2 为叶轮子午截面上沿轴向的进出口宽度。

对于常规叶轮的1—1、2—2截面, $c_{1m} = c_{1r}$, $c_{2m} = c_{2r}$,把式(2-17)代入式(2-13),使得

$$\left. \begin{aligned} c_{1r} &= \frac{q'_m v_1}{\pi D_1 b_1 \tau_1} \\ c_{2r} &= \frac{q'_m v_2}{\pi D_2 b_2 \tau_2} \end{aligned} \right\} \quad (2-18)$$

径向分速度 c_r 的大小可根据容积流量和截面积来确定。

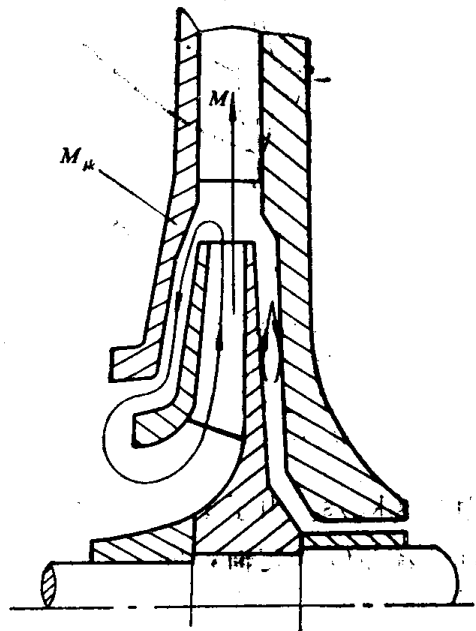


图2-4 叶轮的内漏气损失和轮阻损失分析

(图中 M 即 q_m , M_k 即 $q_{m,ls}$)