

轴流压缩机原理 与气动设计

李超俊 余文龙 编

机械工业出版社

轴流压缩机原理 与气动设计

李超俊 余文龙 编



机械工业出版社

本书系统地论述了轴流压缩机的基本理论、气动设计原则与方法。在本书的前面几章中，讨论了轴流压缩机的基元级、平面叶栅、级中损失与效率、叶片扭曲规律与成型、压缩机性能曲线，以及两种常用的气动设计计算方法。在后面几章中，对三元流动、不稳定气动现象及跨音速、超音速压缩机进行了一定的分析与探讨。最后一章介绍我国及美、日、德、苏的典型产品结构。

本书是高等学校透平机械及风机专业师生及研究生指定的教学参考书，也可供有关专业的技术人员参考。

轴流压缩机原理与气动设计

李超俊 余文龙 编

*

责任编辑：王存新

封面设计：王 伦

*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南里一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第 117 号)

重庆印制一厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 787×1092 1/16·印张 19·字数 462 千字
1987年9月重庆第一版·1987年9月重庆第一次印刷

印数 0.001—2.652·定价：4.50元

*

统一书号：15033·6755

前 言

轴流压缩机是各工业部门应用得十分广泛的机器之一，特别在石油、化工、动力、冶金、采矿及国防工业上更占有重要的地位。随着我国四个现代化事业的发展，对轴流压缩机的设计、生产与运行提出了愈来愈高的要求，迫切要求这方面的工程技术人员能较好地掌握轴流压缩机的原理、设计等方面的知识与技能。本书的编写就是为上述目的服务的。

本书主要论述固定式轴流压缩机的工作原理与设计方法。全书共分十三章，前九章属基本原理与气动设计部分，要求读者在较深入掌握基础理论的前提下，熟悉轴流压缩机的主要工作原理与计算方法；其后三章为提高部分，介绍目前轴流压缩机理论及实践中所存在的问题、科研动态与发展方向；最后一章介绍目前国内外一些主要轴流压缩机生产厂家的典型产品结构，以便对轴流压缩机有个较全面的认识。

本书在编写中力求做到由浅入深，由点及面，上下联系，前后呼应。读者在阅读本书时，需要有一定的工程热力学与流体力学基础知识。本书是高等院校流体机械、动力机械及叶片机械等有关专业的教学参考书，也可供从事这方面工作的工程技术人员参考。

本书第一、二、五、六、七、八、九、十一、十二章及第四章的第一至第八节由李超俊编写；第三、十、十三章及第四章的第九节由余文龙编写。最后全书由李超俊统一定稿，并由西安交通大学程迺晋教授审校。全书在编写过程中得到西安交大动力系朱报桢、常鸿寿等同志的支持与帮助，特此表示深切谢意。

由于编者水平有限，书中难免有欠缺纰误之处，望读者批评指正。

编 者

一九八五年九月

主要符号说明

a	音速; 翼型前缘至最大挠度处距离	\bar{f}	$\bar{f} = f/b$
\bar{a}	a 的相对值, $\bar{a} = \frac{a}{b}$	f_h	叶道喉部面积
a_{cr}	临界音速	F	质量力; 外力; 通流面积
b	叶弦长	H	能量头; 机械功; 形状因子
c	绝对速度; 翼型最大厚度	h	能量头
\bar{c}	翼型最大相对厚度, $\bar{c} = c/b$	h_i	能量损失
c_{u1}, c_{z2}	绝对速度在轴向(Z 轴方向)的分量	h_t	理论能量头
c_r	绝对速度在 r 方向的分量	\bar{h}	能量头系数
c_θ	绝对速度在 θ 方向的分量	I	滞止转子焓
c_u	绝对速度在切线方向的分量	i	焓; 冲角
c_p	定压比热; 压升系数; 压力恢复系数	K_L	减功系数
c_v	定容比热	K_m	流量修正系数
c_x	阻力系数 $c_x = c_{xp} + c_{x\theta} + c_{xs}$	K_y	喘振裕度
c_{x0}	环端面损失系数	K_ψ	能量头修正系数
c_{xp}	叶型损失系数	K_η	效率修正系数
c_{xs}	二次流损失系数	k	绝热指数
D	直径; 扩压因子	L	对单位质量气体输入的机械功(1kg工质的功)
\bar{d}	轮毂比	l	叶高; 翼型中线长
e	翼型前缘至最大厚度处距离	M	马赫数; 动量矩
\bar{e}	$e = e/b$	m	质量流量
f	翼型中线最大挠度; 叶道面积		

N 功率
 N_e 有效功率
 n 转速(r/min); 多变指数
 P 阻力
 P_l 升力
 p 压力
 Q 热量
 Q_f 流动损失所转化的热量
 Q_w 工质与外界交换的热量
 q 对单位质量工质所加的热量; 无因次气动函数
 R 半径; 气体常数
Re 雷诺数
 r 半径;
 Δr 叶片相对切割量
 s 熵
 T 绝对温度
 T_u 紊流度
 t 栅距; 摄氏温度 $^{\circ}\text{C}$; 时间
 U 内能
 u 圆周速度; 单位质量内能
 V 体积; 容积流量
 v 比容; 速度
 w 相对速度
 Z 叶片数
 z 绝对坐标系轴向坐标; 级数
 α 绝对速度与圆周速度之间夹角; 攻角; 重热系数; 前缘楔形角
 β 相对速度与圆周速度之间夹角; 冲波波面角
 β_b 叶型安装角
 $\Delta\alpha, \Delta\beta$ 气流转折角
 δ 气流出口落后角
 δ_r, δ_r' 径向间隙、相对径向间隙
 δ_a, δ_a' 轴向间隙、相对轴向间隙
 ε 压力比(压比)
 η 效率
 η_d 动叶栅效率
 η_s 静叶栅效率
 η_m 机械效率
 η 漏气损失系数
 η_e 有效效率

θ 翼型弯曲角
 λ 速度系数
 μ 动力粘性系数; 阻升比
 ν 运动粘性系数
 ξ 损失系数
 ξ 损失系数
 ρ 密度
 σ 总压恢复系数
 ϕ 流量系数
 Ψ 能量头系数 $\psi=2\bar{h}$; 流函数
 ω 旋转角速度
 $\bar{\alpha}$ 总压损失系数
 Ω 反动度; 涡度
 Γ 速度环量
 τ 叶栅稠度 $\tau=b/t$

下角标符号

a 轴向
 ad 等熵
 cr 临界
 d 动叶
 eq 当量
 h 叶根
 i 级序
 in 压缩机进口
 M 模型
 m 平均值
max 最大值
min 最小值
 n 法向分量
opt 最佳
out 压缩机出口
 p 计算工况
pol 多变
st 级或静止参数
 t 叶尖
 u 切向
 x 直角坐标系 x 轴坐标
 y 直角坐标系 y 轴坐标
 z 直角坐标系 z 轴坐标; 末级

目 录

主要符号说明

第一章 绪论	1
第一节 透平压缩机的功能与分类	1
第二节 轴流压缩机的发展概况	3
第三节 轴流压缩机的主要技术参数和 典型结构	5
第二章 轴流压缩机基本工作原理	6
第一节 轴流压缩机简图及基本研究 方法	6
第二节 基元级叶型与叶栅的主要几何 参数	8
第三节 基元级增压原理	9
第四节 基元级速度三角形	14
第五节 级中能量分析	17
第六节 压缩过程、压缩功及效率	20
第七节 基元级的反动度及预旋	24
第八节 叶栅扩张度与扩压因子	32
第三章 轴流压缩机级中的损失	35
第一节 流动损失及其计算	35
第二节 叶栅效率	51
第四章 平面叶栅试验研究	55
第一节 概述	55
第二节 平面叶栅吹风实验	55
第三节 平面叶栅正常特性曲线	58
第四节 平面叶栅变工况综合特性曲线	59
第五节 平面叶栅额定工况特性曲线	60
第六节 无因次额定工况特性曲线	64
第七节 M 数与 Re 数对叶栅性能的影响	67
第八节 基元级叶栅造型	73
第九节 美国NACA系列叶栅试验概况 及其在压缩机设计中的应用	79
第五章 叶片扭曲规律	86
第一节 概述	86
第二节 径向平衡方程式	88
第三节 等环量扭曲规律	93
第四节 等反动度扭曲规律	100

第五节 固体旋绕扭曲规律	104
第六节 一般通用扭曲规律	106
第七节 叶片叶身设计	110
第六章 多级轴流压缩机	111
第一节 概述	112
第二节 多级轴流压缩机中各级的特点	113
第三节 单级效率与多级效率的关系	114
第四节 多级轴流压缩机通流部分形式	117
第五节 多级轴流压缩机的级间影响与 协调	119
第六节 多级轴流压缩机中各级能量头 的分配及流量系数与反动度 的沿级变化	121
第七节 多级轴流压缩机参数的选择	125
第七章 多级轴流压缩机气动设计 (一)	129
第一节 设计方法与设计原则	129
第二节 轴流压缩机的设计要求及影响 因素	130
第三节 多级轴流压缩机平面叶栅气动 设计法	132
第八章 多级轴流压缩机气动设计 (二)	144
第一节 相似理论在轴流压缩机中的应 用	144
第二节 轴流压缩机模型试验装置	153
第三节 结构参数对性能的影响与修正	156
第四节 多级轴流压缩机模化气动设计 法	164
第九章 轴流压缩机的性能曲线	171
第一节 轴流压缩机性能曲线的定义与 作用	171
第二节 性能曲线的表示方法	172
第三节 轴流压缩机性能曲线的特点	175
第四节 轴流压缩机的喘振特性及防喘 振措施	177
第五节 轴流压缩机的管网特性与调节	181

第十章 三元流动 184

第一节 绝对运动与相对运动的运动参数 185

第二节 基本方程 188

第三节 三元流动问题的简化计算模型 195

第四节 叶轮机械三元流动的计算模型——二类相对流面理论 200

第五节 速度梯度法(流线曲率法) 211

第六节 无限元方法简介 219

第十一章 轴流压缩机的不稳定工况 223

第一节 阻塞工况 223

第二节 旋转失速 224

第三节 喘振工况 233

第四节 旋转失速与喘振的区别及其判别准则 237

第五节 轴流压缩机的颤振 242

第十二章 超音速压缩机 247

第一节 概述 247

第二节 几种超音速基元级的方案 249

第三节 超音速压缩机叶栅增压原理 250

第四节 超音速基元级的叶型 253

第五节 超音速气流通过叶栅的情况 258

第六节 超音速压缩机叶栅的“唯一冲角” 262

第七节 超音速压缩机叶栅的冲波附体过程 266

第八节 超音速压缩机基元级的损失 269

第九节 超音速叶栅某些参数的选择 277

第十节 超音速压缩机叶栅与冲波结构 280

第十三章 轴流压缩机的结构简介 284

第一节 轴流压缩机结构设计原则与三化问题 284

第二节 轴流压缩机的典型构造 284

参考文献 295

主要符号说明

a 音速; 翼型前缘至最大挠度处距离	f $f=f/b$
a a 的相对值, $a=\frac{a}{b}$	f_h 叶道喉部面积
a_c 临界音速	F 质量力; 外力; 通流面积
b 叶弦长	H 能量头; 机械功; 形状因子
c 绝对速度; 翼型最大厚度	h 能量头
\bar{c} 翼型最大相对厚度, $\bar{c}=c/b$	h_i 能量损失
c_a, c_z 绝对速度在轴向(Z 轴方向)的分量	h_t 理论能量头
c_r 绝对速度在 r 方向的分量	\bar{h} 能量头系数
c_θ 绝对速度在 θ 方向的分量	I 滞止转子焓
c_u 绝对速度在切线方向的分量	i 焓; 冲角
c_p 定压比热; 压升系数; 压力恢复系数	K_L 减功系数
c_v 定容比热	K_m 流量修正系数
c_x 阻力系数 $c_x=c_{x\rho}+c_{x\sigma}+c_{xs}$	K_y 喘振裕度
$c_{x\sigma}$ 环端面损失系数	K_ψ 能量头修正系数
$c_{x\rho}$ 叶型损失系数	K_η 效率修正系数
c_{xs} 二次流损失系数	k 绝热指数
D 直径; 扩压因子	L 对单位质量气体输入的机械功(1kg工质的功)
J 轮毂比	l 叶高; 翼型中线长
e 翼型前缘至最大厚度处距离	M 马赫数; 动量矩
e $e=e/b$	m 质量流量
f 翼型中线最大挠度; 叶道面积	

第一章 绪 论

第一节 透平压缩机的功能与分类

透平机械或叶片机械一般都具有主要的工作元件——叶片。工作轮叶片旋转时与工质相互作用，将能量加给工质，或自工质中取出能量，这就是透平机械的基本功能。前者有透平压缩机、鼓风机、通风机、风扇及泵等被动机械；后者有汽轮机、燃气轮机、水轮机及风力机等原动机械。

透平压缩机是透平机械中的一种，它是用来提高气体压力，并输送气体的机械，有时也通称为风机。

透平压缩机按其中工质流动的方向，可以分为以下四种：

轴流压缩机：是指气体在压缩机内的流动方向大致平行于压缩机旋转轴的压缩机，见图1-1。它是本书讨论的主要对象。

离心压缩机：也称径流压缩机，是指气体的流动方向大致与旋转轴相垂直的压缩机，见图1-2。

斜流压缩机：它的情况介于前二者之间，其气体流动方向与旋转轴成某一夹角，如图1-3所示。

混合压缩机：指同一台压缩机内，同时具有轴流式与离心式工作轮叶片的压缩机。一般轴流级在前，离心级在后，如图1-4所示。

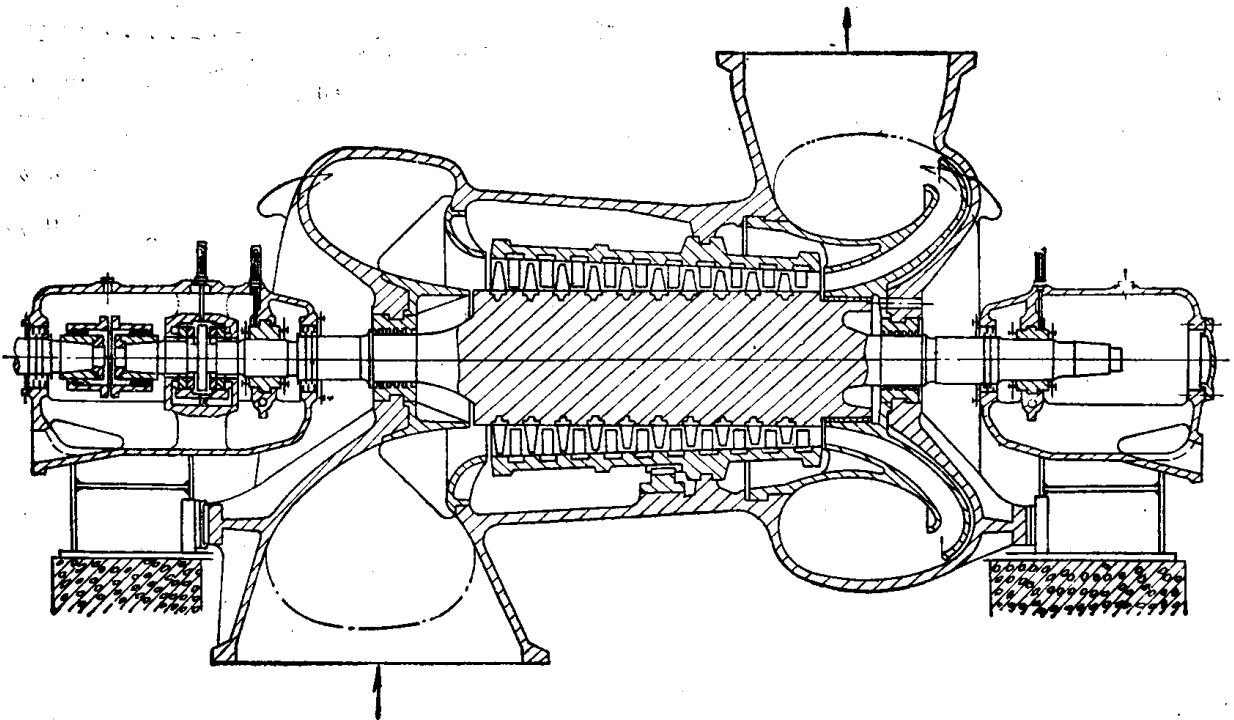


图1-1 轴流压缩机

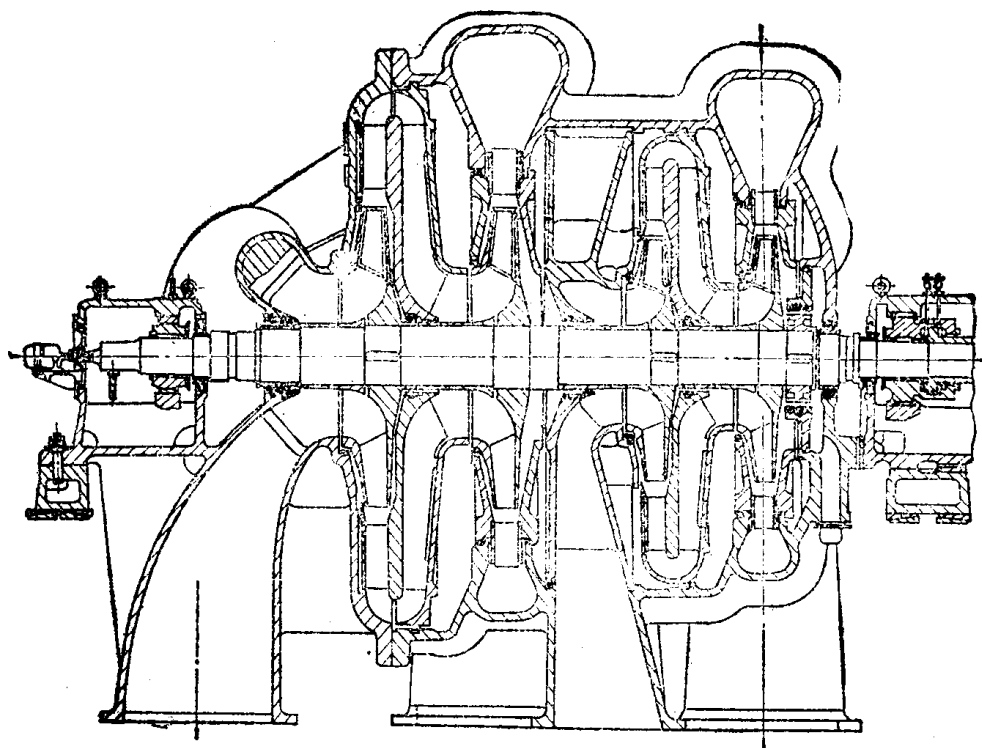


图1-2 离心压缩机

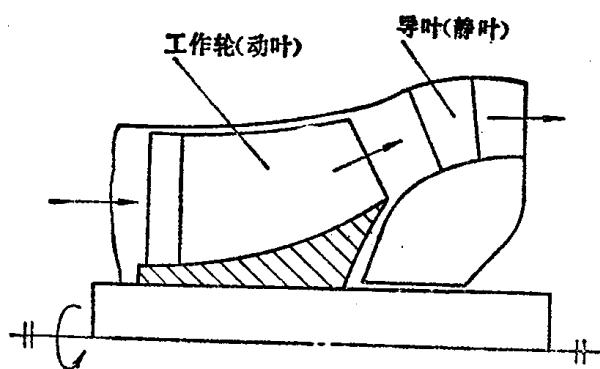


图1-3 斜流压缩机

透平压缩机若按工质压力提高的程度分类，还可以分为风扇、通风机、鼓风机与压缩机四种。

风扇 这种风机无外壳，亦称自由风机，其所提高的压力甚小。在标准状况下，其出口全压值低于 100Pa (表压)。日常所见的家用风扇就属于这类风机。

通风机 在标准状况下，其出口全压值不大于 15000Pa (表压) 的风机。

鼓风机 升压在 $15000\sim 250000\text{Pa}$ 之间的

风机。

压缩机的升压大于 250000Pa ，或压比大于 3.5 的风机。压缩机的压比又称压缩比，是压缩机出口与进口处气体压力之比。

除了上述两种分类法外，还有其它一些分类方法。如根据压缩机的用途分；根据压缩机的气缸数分等等。这里不一一介绍了。

透平压缩机中应用得最广泛的还是轴流式与离心式的两种，二者各有自己合适的工作范围与气动特点。与离心式相比，轴流式压缩机有下列一些优点：

1. 在设计工况下效率较高，例如其绝热效率可高 $5\sim 10\%$ 。
2. 流量大、重量轻、体积较小。

其缺点是：

1. 稳定工况范围较窄，性能曲线较陡，变工况性能较差。容易发生喘振工况。

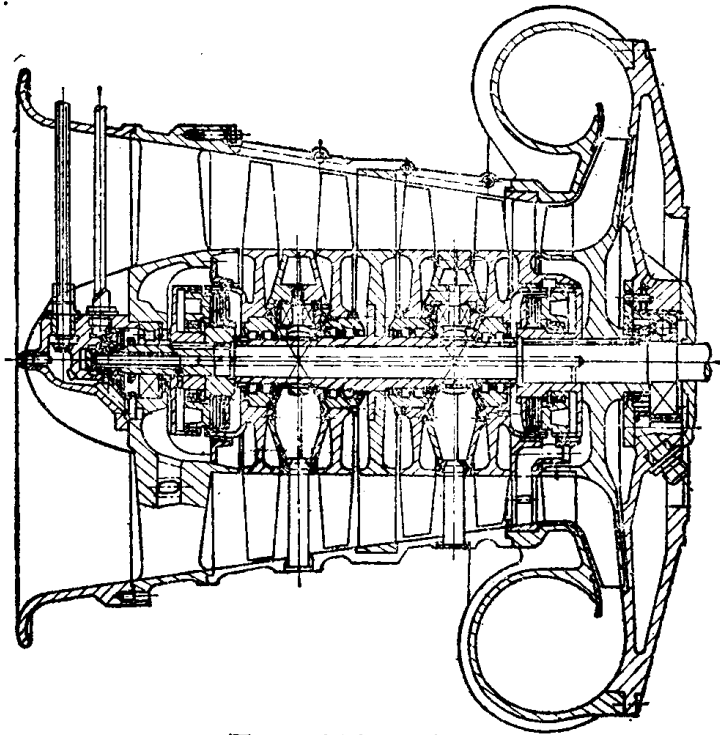


图1-4 混合压缩机

2. 对工质中的杂质敏感，叶片易受磨损。

第二节 轴流压缩机的发展概况

轴流压缩机最早出现于上一世纪中叶，当时曾有人设想让汽轮机倒转，使工质由膨胀过程逆转为压缩过程，以达到对工质增压的目的，但由于当时的科学研究水平和工业生产水平的限制，许多试验未达到预期的结果，主要是效率太低，实用价值不大，故未能真正得到应用。直到本世纪初，由于航空工业飞速发展，轴流压缩机的理论与试验研究工作进展甚快，并不断取得成果，特别是平面叶栅试验与压缩机模化试验研究工作的开展，以及气体动力学方面许多理论工作上的突破，对改善轴流压缩机的性能和完善设计方法起了巨大的促进作用。六十年代以来，由于测试手段的现代化及电子计算机技术的发展，又进一步使压缩机的理论研究、试验及设计工作日臻完善。目前轴流压缩机的效率已可高达90%，而容量也有了很大的提高。

在国外一些工业发达的国家，其透平压缩机生产发展较快。如美国的克拉克公司、英格索尔—兰德公司、阿利斯—查摩公司，日本的三菱、荏原、石川岛播磨及日立公司，瑞士的BST公司(BBC与苏尔寿公司)，联邦德国的德马克及GHH公司，意大利的新比隆公司，苏联的涅瓦工厂、喀山压缩机厂等，生产透平压缩机都已有一定的历史，产品质量较高，且各有特色。

我国解放前的透平压缩机生产基本上是空白的，只有少数工厂生产过一些小型的离心鼓风机及一般的通风机。解放后这方面进展较快，特别是离心压缩机的生产已具有一定的水平与较大的规模，且品种规格也较齐全。其主要制造厂有沈阳鼓风机厂、陕西鼓风机厂、武汉鼓风机厂、上海鼓风机厂及重庆通用机械厂等。我国轴流压缩机起步较晚，在这方面，国防

工业中航空与舰船用轴流压缩机走在前面。此外,上海汽轮机厂、哈尔滨汽轮机、南京汽轮机厂、杭州汽轮机厂及青岛汽轮机厂也生产了燃气轮机装置用及高炉鼓风用的轴流压缩机。近年来陕西鼓风机厂从意大利新比隆公司引进技术,将对我国轴流压缩机的生产与发展起推动作用。1956年我国首先在西安交通大学设立了压缩机专业,二十多年来为培养与输送这方面的技术人材发挥了一定的作用。

由于透平压缩机在冶金、动力、国防、化工、石油、航空运输等工业方面应用日益广泛,各工业国都普遍重视透平压缩机的生产与科研工作,投入大量的人力与物力,以求进一步的发展。

从透平压缩机的发展方向来看,其主要目标是提高压缩机的经济性、可靠性和实用性。具体地说,目前主要的发展趋势是:

大容量化:即不断提高压缩机的流量与容量,这是由于当前工业生产的日趋大型化所决定的,例如高炉鼓风机从1961年到1970年的十年中,其流量提高了三倍,功率提高了六倍,八十年代又有进一步的提高。目前轴流压缩机的功率最大已达150000kw,最大的流量达20000m³/min。

高效化:由于透平压缩机耗电量大,是各种工业设备中主要的耗能装置。目前国内外节能呼声日益高涨,提高压缩机效率以提高其经济性是具有重大意义的现实问题,特别是对经常运行的大容量压缩机,节能更为迫切。要提高效率,就要设法减小压缩机中的各种损失,开展这方面的理论与试验研究工作;改善设计工况及变工况下压缩机的性能;采用符合实际流动情况的设计与计算方法等等。目前,对压缩机中的二次流、旋转失速与喘振的研究及三元流动设计法的探讨等,都属于这方面的课题。

高压化:轴流压缩机的缺点之一是压比较低,这就使它的使用范围受到一定的限制。为了扩大使用范围,就要努力提高压缩机的级压比,解决高压比下的压缩机性能问题。超音速、跨音速透平压缩机已在航空工业上获得普遍的应用,而固定式的轴流压缩机也正在开展这方面的研究工作,与此相关的有高流速、冲波、机器的高转速及材料等问题。目前固定式轴流压缩机单机压比已有达到7~9的。

低噪音化:透平压缩机的噪音较大,直接影响到人们的工作、生活与健康,近年来愈来愈引起大家的关注。噪音水平的高低已成为衡量压缩机性能好坏的一项重要技术指标。国际标准化组织(ISO)曾建议工业区内的噪音不能超过85dB,目前透平压缩机要达到此项要求还要经过一番努力。降低轴流风机的噪音,除了机械噪音外,主要是要研究气动噪音产生的原因、机理、影响因素及降噪措施。它们也已成为目前亟待解决的问题与科研课题之一。

除了上述一些趋势及与之相关的科研方向外,透平压缩机的“三化”,即系列化、通用化、标准化问题也应予以极大的重视。透平压缩机的应用面广泛、品种繁多,要最大限度地满足用户的需要,同时又要尽可能减少品种,缩短生产周期,提高产品质量,降低成本,就必须提高“三化”水平。这不但是节省人力、物力,缩短设计与制造周期的一种先进工业生产管理方法,而且能集中力量,研究少量的基本叶型、叶轮与元件,提高压缩机效率与各种性能,以更快地有效地提高压缩机质量和发展新产品。我国已着手进行这方面的工作,但还须进一步加以完善。

第三节 轴流压缩机的主要技术参数和典型结构

表示轴流压缩机性能的主要技术参数一般有：压缩机的流量、压比、效率与功率。

压缩机的流量通常是根据用户的需要给定，可用容积流量 $V(\text{m}^3/\text{s})$ 或质量流量 $m(\text{kg}/\text{s})$ 表示，在给定的进气状况或标准状况下二者可以相互换算。

压缩机的压比 $\epsilon_c = p_{out}/p_{in}$ 。这里 p_{out} 、 p_{in} 各表示压缩出口与进口的气体压力。此外，也常可单独用出口压力（背压）表示工质压力提高的程度，其单位为Pa。

压缩机效率的表示方法较多，有绝热效率 η_{ad} 、多变效率 η_{pol} ，还有将压缩机的外损失也都考虑进去的压缩机有效效率 η_e 。

压缩机功率是指驱动压缩机所需要的轴功率 N_e ，其单位为kW。

一般对每一台压缩机产品，都应该用铭牌标明其主要技术参数、所用的工质和进气条件。

为了使读者对轴流压缩机有个初步的认识，在这里先以一种产品为例，对它的结构作一些介绍。

图1-5为我国生产的Z3250-46型轴流压缩机的纵剖面图，它作高炉鼓风用，由汽轮机拖动。整个转子1支于止推支持轴承3及支持轴承2上，压缩机的通流部分由各级组的主要工作元件——静叶4与动叶5的环形叶栅构成，气缸有垂直中分面与水平中分面，并由后者将气缸分为前气缸6与后气缸7。气体经进气管（进气室）8，收敛器10、进气导流器11，在级组中压缩后，经出口导流器12、扩压器13，再由出气管（出气室）9排出。

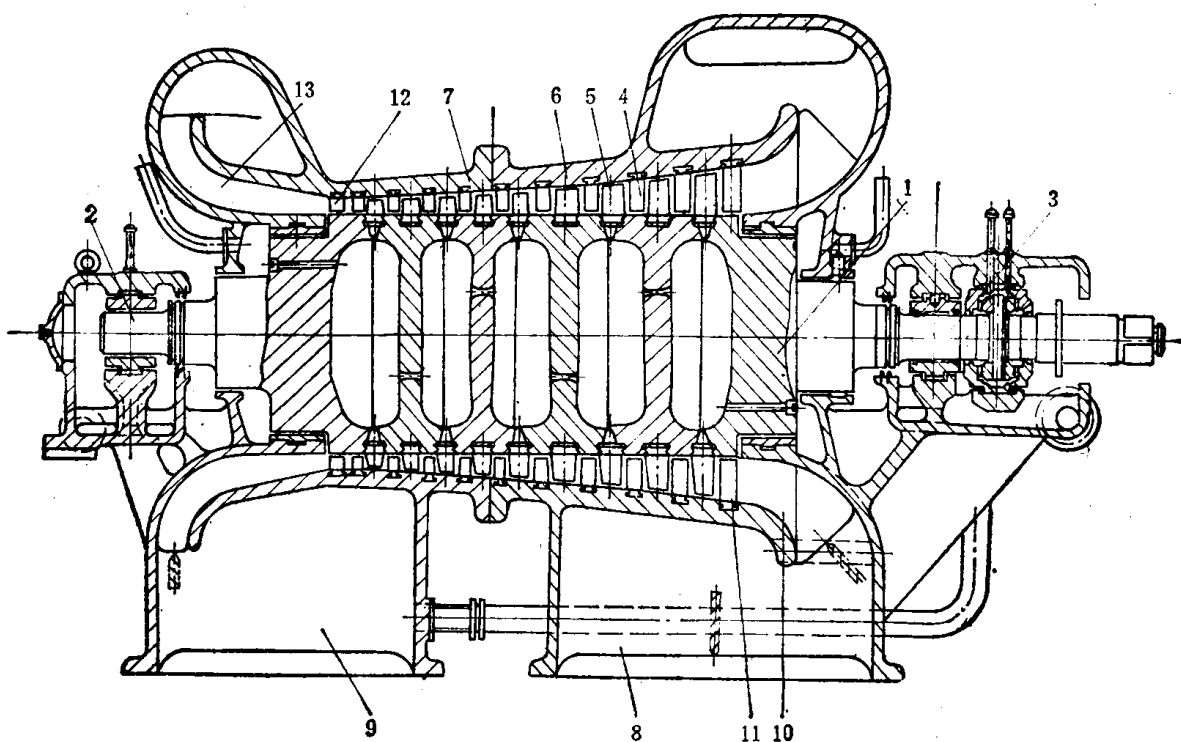


图1-5 我国Z3250-46型轴流压缩机

- 1—转子 2—支持轴承 3—止推支持轴承 4—静叶 5—动叶 6—前气缸 7—后气缸 8—进气管（进气室）
9—出气管（出气室） 10—收敛器 11—进气导流器 12—出口导流器 13—扩压器

第二章 轴流压缩机基本工作原理

第一节 轴流压缩机简图及基本研究方法

在研究轴流压缩机工作原理之前，先要对它主要工作部分的构成有个初步的了解。在上章的轴流压缩机典型结构介绍中，我们已了解到轴流压缩机有两大基本组成部分：一是以转轴为主体的可以旋转的部分，简称为压缩机转子；一是以机壳及装在机壳上各静止部件为主体的固定部分，简称为压缩机静子或定子。

图2-1是一台五级轴流压缩机的通流部分，转鼓形式的转轴上装着五排叶片，组成转子的主要部分。由于运行时，这些叶片随转鼓一起转动，故称为动叶或工作叶片。它们是由叶根榫头部分固定在转鼓或转盘外缘的槽道中的。在每排动叶之后，有一排固定于气缸体上的静止叶片，它们用叶根榫头装在气缸内壁的槽道中，称为静叶（或称为导叶）。通常在第一排动叶之前还有一排静止固定的叶片，称为进口导流叶片（进口导叶），它是用来控制进入第

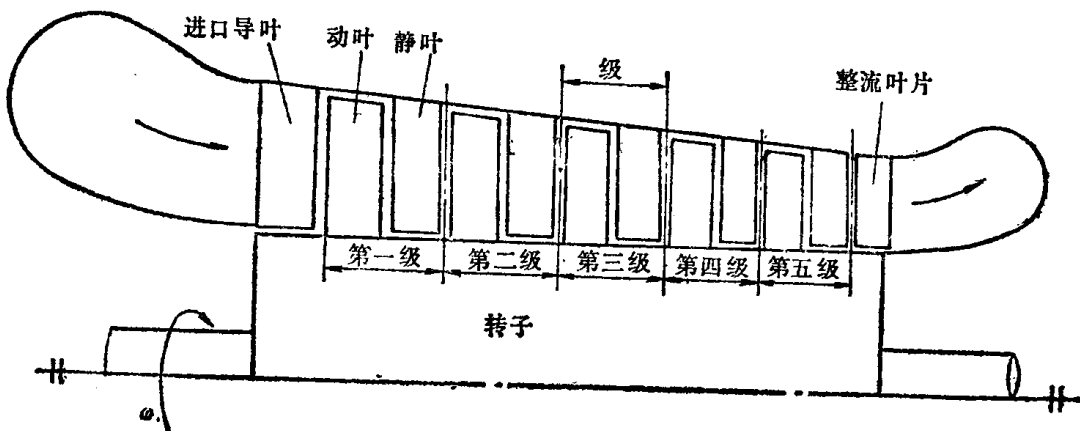


图2-1 轴流压缩机通流部分示意图

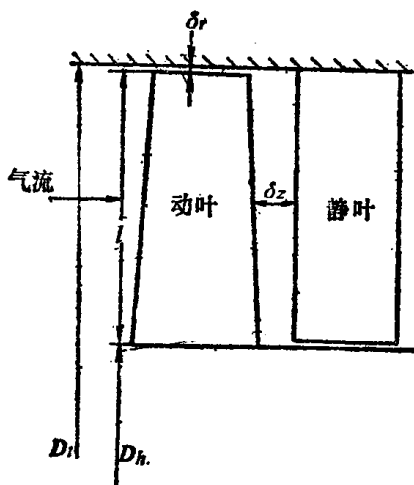


图2-2 级的简图

一排动叶前的气流方向的。如果不用进口导叶，那么气体一般是以轴向方向进入第一排动叶流道，这种情况称作轴向进气。在压缩机最后一排静叶之后，有时还加一排静止叶片，称为整流叶片，其作用是使由最后一排静叶出来的气流方向变为轴向，进入后面的环形扩压器流道后再经排气室排出。

一排动叶排与紧跟其后的一排静叶排，构成轴流压缩机的一个级。这种首尾相接、串联而成的各个级，构成轴流压缩机最主要的工作部分，即称为压缩机的通流部分。

工质通过级时，从外界获得能量，提高了压力。所以级是轴流压缩机最基本的工作单元。只要掌握了级中

的气流流动特点与增压原理，即可了解其他各个级以至整台多级压缩机的工作原理了。

图2-2所示，是轴流压缩机一个级的简图。若干动叶与若干静叶绕圆柱面均匀分布构成了环形的动叶排与静叶排。气流就在动叶排与静叶排所构成的环形通道内，即级内沿箭头所示的方向流动。

级的主要尺寸为：

D_i ——级的外径(包括叶片顶部与气缸之间的径向间隙在内)；

D_h ——级的内径，即轮毂直径；

$$d = \frac{D_h}{D_i} \text{—— 轮毂比；}$$

l ——叶片高度；

δ_r ——径向间隙，即叶尖与气缸内壁之间的距离；

δ_z ——轴向间隙，即二叶片排之间的轴向距离。

在研究压缩机级中的流动时，主要是分析动叶排前、动叶排与静叶排之间及静叶排之后，三个垂直于转轴的回转面上气流参数的变化情况，并用1—1截面、2—2截面、3—3截面表示之，这些截面即为级的特征截面。

在研究级中流动之前，细心观察一下就会发现，即使在这些截面上，气流的情况也是复杂的。例如动叶根部与顶部的圆周速度就大不相同。也就是说，由于所处半径位置的不同，叶片沿径向各截面上的流动情况是各异的。故讨论时，一般先从分析某一半径截面处的流动情况入手，再进而了解各不同半径截面处以至整个级中的气流流动情况。

这里就先从级中一个有代表性的半径——级平均半径(均径)处截面上的流动情况讨论开始。

设想用一个直径等于级平均直径，其轴线与压缩机轴线重合的圆柱面去割切级的叶片排，这样就得到了平均半径处的两排叶片(动叶、静叶)切面，如图2-3所示。把由形状相同的叶片切面、彼此以一定距离沿圆周排成一个环形表面称为环形叶栅，图中即为级平均半径处的两个动叶环形叶栅与静叶环形叶栅。这一对环形叶栅组成一个基元级，而叶片的切面即为叶片在该半径处的叶型。压缩机的级正是由无数半径不同的基元级叠加而成的。为了研究方便，还可将环形叶栅在平面上展开成平面叶栅，而认为它在圆周方向是无限长的。图2-4a即为动叶平面叶栅，图2-4b为静叶平面叶栅。实践表明，在分析基元级中的流动情况时，用平面叶栅来代替环形叶栅是既方便又基本上符合实际情况的。

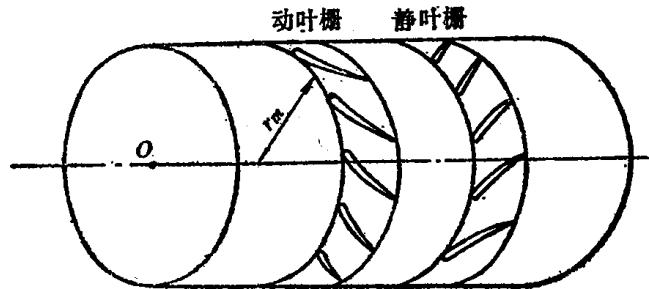


图2-3 平均半径处的环形叶栅

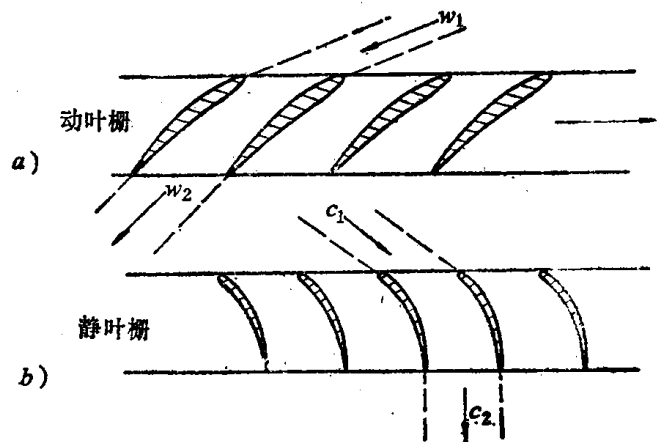


图2-4 动叶与静叶的平面叶栅

通过上面的陈述, 我们明白, 研究压缩机中的流动与工作原理可先从基元级着手, 进而研究级, 最后再掌握整个多级压缩机的工作情况, 这是一个比较合理而有效的研究方法。

第二节 基元级叶型与叶栅的主要几何参数

基元级平面叶栅是由一定数量的相同叶型, 相隔一定距离, 按照给定的要求排列起来组成的。要了解气流在叶栅中的流动, 必须先对叶型及叶栅有所了解。下面介绍一下基元级叶型与叶栅的一些主要几何参数。

一、叶型几何参数 (图2-5)

型面——叶型型线所包围的切面;

中线——叶型型线内切圆圆心的连线;

b ——叶弦, 连接中线两端点的直线;

c ——叶型最大厚度;

$\bar{c}=c/b$ ——叶型最大相对厚度;

f ——叶型中线最大挠度;

$\bar{f}=f/b$ ——相对最大挠度;

e ——叶型前缘至最大厚度处的距离;

$\bar{e}=e/b$ ——最大厚度处的相对距离;

a ——叶型前缘至最大挠度处的距离;

$\bar{a}=a/b$ ——最大挠度处的相对距离;

α_1 ——前缘方向角, 叶型前缘点

处中线的切线与叶弦间的夹角;

α_2 ——后缘方向角, 叶型后缘点

处中线的切线与叶弦间的夹角;

$\theta=\alpha_1+\alpha_2$ ——叶型弯曲角;

r_1 ——叶型前缘小圆半径;

r_2 ——叶型后缘小圆半径。

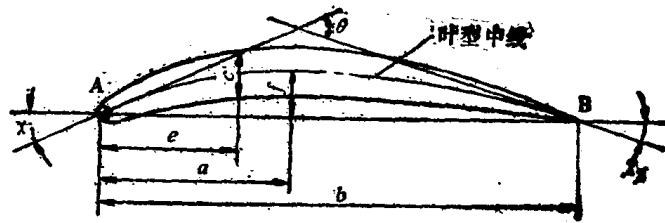


图2-5 叶型参数

二、叶栅几何参数 (图2-6):

叶栅前缘线——叶型前缘点之连线;

叶栅后缘线——叶型后缘点之连线;

t ——栅距, 叶栅中相邻叶型在圆周方向之距离;

$\bar{t}=t/b$ ——相对栅距;

$\tau=b/t$ ——叶栅稠度;

β_0 ——叶型安装角, 叶弦与圆周方向之夹角;

β_{1A} ——进口安装角, 叶型前缘点中线切线与圆周方向的夹角;

β_{2A} ——出口安装角, 叶型后缘点中线切线与圆周方向的夹角;

$\theta=\beta_{2A}-\beta_{1A}$ ——叶型弯曲角。

三、气流特征角 (见图2-6):

β_1 ——气流进口角或称进气角, 是气流进口相对速度 w_1 与叶栅前缘线的夹角;

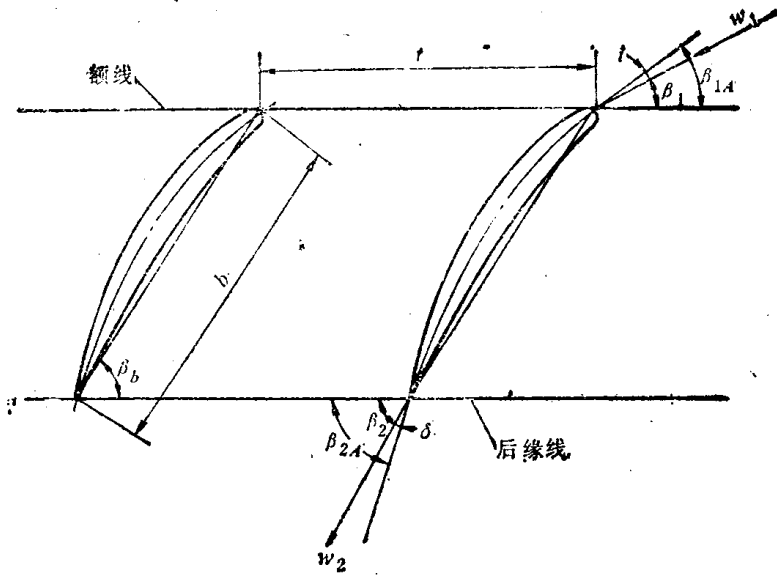


图2-6 叶栅参数及气流特征角

- β_2 ——气流出口角或称出气角，是气流出口相对速度 w_2 与叶栅后缘线的夹角；
- $i = \beta_{1A} - \beta_1$ ——气流进口冲角；
- $\delta = \beta_{2A} - \beta_2$ ——气流出口落后角或简称落后角；
- $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$ ——气流转折角。

第三节 基元级增压原理

一、流道形状与增压的关系

当亚音速气流流过扩张形通道时，其速度减小，静压提高。图2-7所示，为一圆锥形扩张通道，其进口面积为 F_1 ，出口面积为 F_2 。气流进口时速度为 w_1 ，压力为 p_1 。出口时气流速度为 w_2 ，压力为 p_2 ，则 $w_2 < w_1$ ， $p_2 > p_1$ 。

在压缩机基元级中叶栅所构成的通道也是扩张形的，所不同的只是流道形状有别于图2-

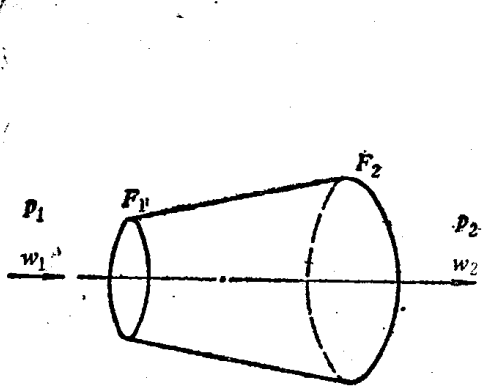


图2-7 圆锥形扩张通道

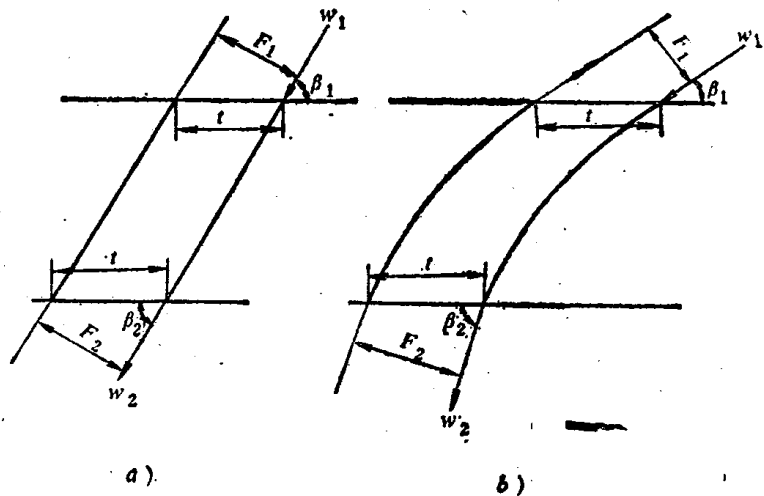


图2-8 平直叶型叶栅与弯曲叶型叶栅