

风机和压缩机 设计与应用

FENGJI HE YASUOJI SHEJI YU YINGYONG

张展 主编



 机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

风机和压缩机的 设计与应用

主 编 张 展

参 编 曾建峰 张弘松 邢淮阳 杨富松



机械工业出版社

本书主要介绍风机和压缩机的设计与应用,内容主要包括风机和压缩机的分类及其应用、风机的设计、活塞式压缩机、多级轴流式压缩机的设计以及风机和压缩机的术语,内容新颖,图文并茂,编写时注重先进性、科学性,简明实用。

本书适合从事风机、压缩机设计与制造的工程技术人员使用,也适合大专院校相关专业师生阅读参考。

图书在版编目(CIP)数据

风机和压缩机的设计与应用/张展主编. —北京:

机械工业出版社, 2014. 12

ISBN 978 - 7 - 111 - 48527 - 8

I. ①风… II. ①张… III. ①风机②压缩机

IV. ①TH4②TH45

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2014)第 265937 号

机械工业出版社(北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037)

策划编辑:黄丽梅 责任编辑:黄丽梅 张丹丹

版式设计:霍永明 责任校对:任秀丽

封面设计:马精明 责任印制:刘 岚

北京京丰印刷厂印刷

2015 年 1 月第 1 版·第 1 次印刷

169mm×239mm·11.75 印张·232 千字

0 001—3 000 册

标准书号:ISBN 978 - 7 - 111 - 48527 - 8

定价:32.00 元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

电话服务

网络服务

社 服 务 中 心:(010) 88361066

教 材 网:<http://www.cmpedu.com>

销 售 一 部:(010) 68326294

机工官网:<http://www.cmpbook.com>

销 售 二 部:(010) 88379649

机工官博:<http://weibo.com/cmp1952>

读者购书热线:(010) 88379203

策划编辑电话:(010) 88379770

封面无防伪标均为盗版

前 言

风机和压缩机都是用于输送气体的机械，从能量转换观点来看，其又都是将原动机的机械能转换为气体的动能和压力的机械，在石油和化学工业、矿山和冶金工业、航空航天和航海工程、能源工程和车辆工程等国民经济的各个部门都有广泛的应用。由于应用场合、性能参数、输送介质和使用要求的不同，风机和压缩机的品种及规格繁多，其结构型式多种多样。

为了适应教育、生产、科研工作的需要，我们编写了《风机和压缩机的设计与应用》。在编写时，注重先进性、科学性、实用性，内容新颖、图文并茂，力求简明实用。

全书由张展主编统稿，曾建峰、张弘松、邢淮阳、杨富松参与编写与整理。

在编写过程中，本书得到上海交通大学张国瑞教授、同济大学归正教授的支持。洛阳矿山机械工程设计研究院副所长赵宗立高级工程师、上海电力环保设备总厂有限公司龚建民高级工程师也参与了部分编写与审稿工作，在此深表感谢。

本书旨在抛砖引玉，其中若有不妥之处，敬请广大专家、学者及读者批评指正。

编 者

目 录

前言

第 1 章 风机和压缩机的分类及其应用	1
1.1 风机和压缩机的分类	1
1.2 风机和压缩机的应用	5
1.3 通风机的结构和主要性能参数	9
1.4 型式与分类	13
1.5 性能与设计	14
1.6 零部件	19
1.7 运行与试验	22
1.8 装置与辅助设备	25
1.9 气动与几何参数	27
1.10 简图、公式中的名称与单位	29
第 2 章 风机的设计	31
2.1 通风机	31
2.1.1 主要性能参数	31
2.1.2 结构	36
2.1.3 测绘	37
2.2 离心式通风机的设计	50
2.2.1 方案选择	50
2.2.2 设计计算步骤	51
2.2.3 离心式通风机设计计算实例	56
2.3 轴流式通风机的设计	60
2.3.1 轴流式通风机的量纲一的系数	61
2.3.2 设计计算步骤	64
2.3.3 设计计算实例	66
2.4 鼓风机和压缩机	68
2.4.1 基本结构	68
2.4.2 轴流式鼓风机和压缩机	69
2.4.3 鼓风机、压缩机常用材料	71
2.5 通风机基本型式与结构	72
第 3 章 活塞式压缩机	88
3.1 活塞式压缩机的分类及其组成	88
3.2 活塞式压缩机的主要性能参数	92
3.3 活塞式压缩机的主要零部件	93

第4章 多级轴流式压缩机的设计	108
4.1 轴流式压缩机的结构与设计	108
4.1.1 轴流式压缩机的结构	108
4.1.2 多级轴流式压缩机中流体流动的特点	109
4.1.3 基本参数的沿级变化	112
4.1.4 进气室和排气室的计算	118
4.1.5 确定首级、末级的参数与压缩机的级数	121
4.1.6 逐级进行热力气动计算	125
4.1.7 原始翼型与叶片造型	127
4.2 轴流式压缩机的设计步骤	131
4.3 多级轴流式压缩机的设计实例	132
第5章 风机和压缩机的术语	146
5.1 工业通风机、鼓风机和压缩机术语	146
5.2 冷暖通风设备术语	157
5.3 容积式压缩机术语	166
5.4 往复压缩机术语	167
参考文献	179

第 1 章 风机和压缩机的分类及其应用

风机和压缩机是用于输送气体的机械，从能量转换的观点来看，其又都是将原动机的机械能转化为气体的动能和压力能的机械。风机和压缩机广泛应用于国民经济的各个领域，尤其是矿山、冶金、石油、化工、航空航天、航海、能源和车辆工程等领域。

1.1 风机和压缩机的分类

1. 按产生的压强高低分类

按照升压的高低，输送气体的机械分为通风机、鼓风机和压缩机。我国 JB/T 2977—2005《工业通风机、透平鼓风机和压缩机 名词术语》规定：

- 1) 升压小于 30kPa 的机械称为通风机。
- 2) 出口表压强在 30kPa ~ 0.2MPa 之间的机械称为鼓风机。
- 3) 出口表压强大于 0.2MPa 的机械称为压缩机。

2. 按工作原理分类

风机和压缩机按工作原理不同可分为三类：

- (1) 容积式 容积式包括活塞式（见图 1-1）和回转式，后者又可分为滑片式（见图 1-2）、罗茨式（见图 1-3）和螺杆式（见图 1-4）等。
- (2) 叶片式 叶片式又称透平式，包括离心式（见图 1-5）、混流式（见图 1-6）、轴流式（见图 1-7）和横流式（见图 1-8）。
- (3) 喷射式如图 1-9 所示。

活塞式风机（又称为往复式风机）通常由两部分组成：一部分是直接和气体进行能量交换的工作端，另一部分是和其他机械进行动力传递的传动端。工作端主要包括缸体、活塞（或柱塞）、吸入阀和排出阀。

现以工作过程的示功图（见图 1-1a）来说明活塞式风机的工作原理。示功图的横轴为缸体的容积，纵轴为缸体内气体的压强。当用作气体输送机械时，缸体内的压强沿 $ABCD$ 线按

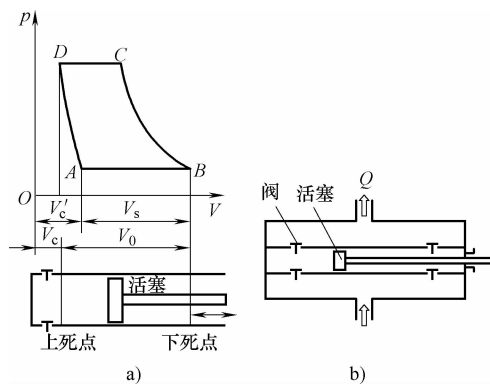


图 1-1 活塞式风机工作过程的示功图
a) 活塞式风机的工作原理 b) 单缸活塞式风机

逆时针方向变化。在活塞向右方移动的瞬间,缸体内的压强降到 A 点,这时吸入阀开启,排出阀关闭,随着活塞向右移动,低压气体被吸入缸体,这期间缸体内的气体压强保持不变,吸入过程至活塞移动到缸体容积最大的下死点 B 为止,随后排出过程开始。在活塞向左移动的瞬间,缸体内的压强从 B 点上升到 C 点,吸入阀关闭,排出阀开启,活塞继续向左移动并排出高压气体,至活塞到达缸体容积最小的上死点 D 为止。活塞往复一次完成一个工作循环。图 1-1b 所示为单缸活塞式风机的示意图。

在回转式风机中,转子和壳体之间(或两个转子之间)形成封闭气体的工作腔,当转子转动时,工作腔的容积发生变化,以达到和气体交换能量的目的。回转式机械的工作原理和往复式机械相同,但回转式风机不再设置吸入阀和排出阀,而代之以和叶片式风机相似的吸入口和排出口。

回转式风机圆筒状的转子上开有沟槽,槽内装有可以自由滑动的叶片,称作滑片,转子中心偏离壳体中心。如图 1-2 所示,当转子转动时,滑片在离心力的作用下向外滑出紧压在壳体内壁上,同时滑片和壳体围成的工作腔容积沿周向变化。调节转子的偏心率可以改变流量。

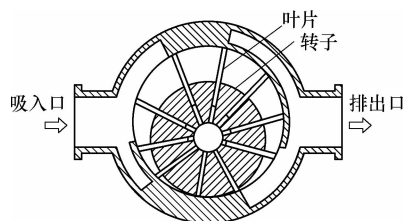
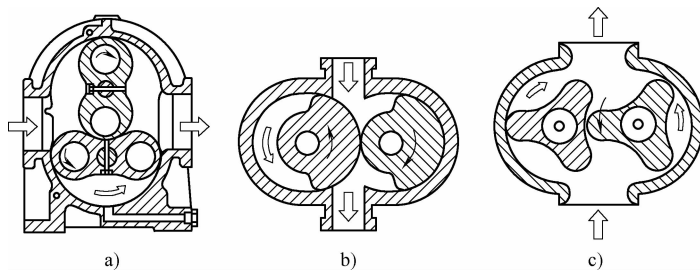


图 1-2 滑片式风机

用于气体时,为了提高滑片和壳体之间的密封效果并加强润滑,有时可以采取喷油的措施。喷油对压缩机可以起到冷却气体、减少能耗的作用。

图 1-3a 所示为一台双叶回转式风机的示意图。两个转子由一对同步齿轮驱动作反向旋转,在转动过程中,转子表面和壳体内壁围成的工作腔容积周期性地变化。转子之间保持很小的间隙,以免互相接触,因而不需要润滑,寿命长。由于间隙对泄漏效率有影响,所以该种机械不宜用于高压流体,多用来输送气体,罗茨式风机的一种。转子型线有由外摆线和内摆线组合而成的组合摆线、基圆半径等于转子节圆半径的 $1/\sqrt{2}$ 的渐开线以及包络线等。此外,还有图 1-3b 所示的单叶回转式、图 1-3c 所示的三叶回转式以及更多叶的回转式等。



a) 双叶回转式 b) 单叶回转式 c) 三叶回转式

图1-4所示为三螺杆式风机，是由瑞典IMO公司发明的。该风机的转子由一根主动螺杆和两根从动螺杆组成。从理论上讲，采用摆线和次摆线的组合型线作为齿形的双线螺纹，主、从动螺杆间的啮合线能将螺旋槽严密地切断，从而形成完全封闭的工作腔。为了保持运行平稳，在设计从动螺杆的齿形时，还应使作用在螺旋表面上的气体压强对从动螺杆形成一很小的力矩，用以克服摩擦，保证从动螺杆自行转动，避免和主动螺杆之间有动力传递。三螺杆式机械的摩擦损失小，使用转速高。

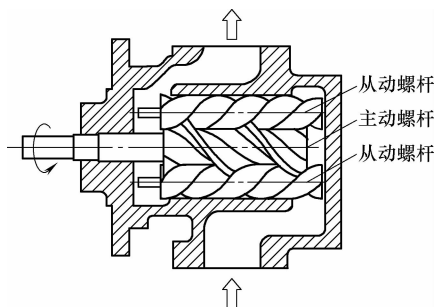


图1-4 三螺杆式风机

在叶片式风机中，离心式风机和压缩机是应用最广泛的一种。在图1-5所示的离心式风机中，气体在几乎与转动轴线垂直的流面上流过叶轮。由于这种形式的风机主要是利用转动离心力来产生压强升，而一般说来，该部分压强升总是远大于相对速度改变产生的压强升，故适用于高压升的情况。不过，该种风机的使用流量相对较小，因为如果叶片的轴向宽度过大，将会导致效率下降。因此，离心式风机通常用于高压强升和小流量的情况。

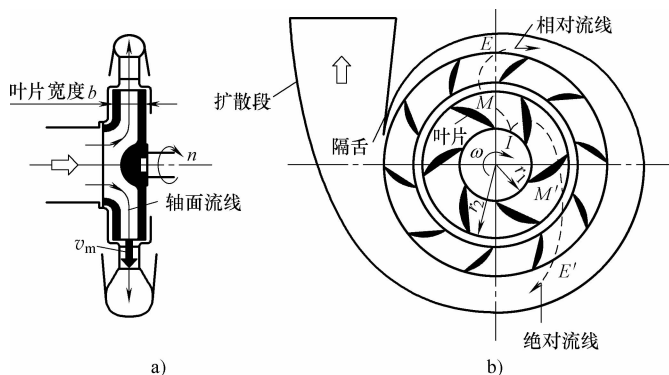


图1-5 离心式风机

a) 离心式风机轴面图 b) 离心式风机剖面图

目前，混流式风机的应用也日益广泛。图1-6所示为混流式风机的剖面图，它主要由叶轮、扩压器和蜗壳等部分组成。混流式风机的叶轮轮毂和主体风筒的形状为圆锥形。一般，气体沿轴向进入叶轮，而气体在叶轮中的流动方向与轴线成某一角度，气体的流动具有强烈的三维特征。混流式风机兼有离心式和轴流式风机的特点，其压力系数高于轴流式风机，而流量系数比离心式风机高。

如图1-7所示，轴流式通风机由轮毂1、叶片2、轴3、外壳4、集流器5、整流罩6、导叶7、扩散器8等部分组成。根据所需要的压强和动叶轮数目不同，轴

流式通风机又分为单级（见图 1-7a）和多级（见图 1-7b）两种。多级轴流式通风机上还有后级叶轮和后导叶。在轴流式通风机中，流体质点基本上沿着以转动轴线为中心的圆柱面或圆锥面流动。在同一流面上，叶轮进口和出口处的圆周速度基本相同，其压强升主要由扩压产生，因此，轴流式通风机的压强升比离心式低。由于轴流式通风机叶片根部的圆周速度较小，不可能产生很大的压强升，这也限制了其单级压强升的提高，因为尽管叶片端部可以产生较高的压强升，但如果叶片端部和根部之间的压强升差别过大，在根部会发生回流而影响性能。另外，当流量变化时，叶片端部和根部的过流情况也随之改变，因而轴流式通风机的最高效率也比离心式低。但是，由于轴流式通风机叶轮的进口断面面积较相同外径的离心式叶轮大，所以过流能力较大。由此可知，轴流式通风机一般用在低压强升、大流量的场合。

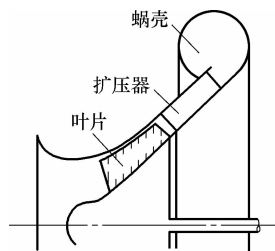


图 1-6 混流式风机的剖面图

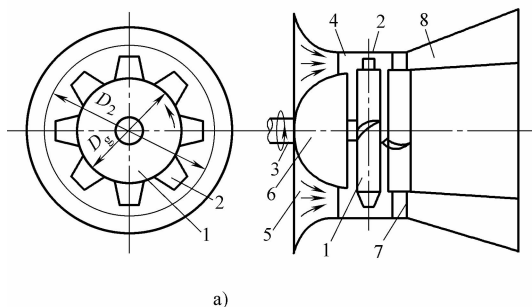


图 1-7 轴流式通风机

a) 单级轴流式通风机 b) 多级轴流式通风机

1—轮毂 2—叶片 3—轴 4—外壳 5—集流器 6—整流罩 7—导叶 8—扩散器

图 1-8 所示为横流式风机的工作原理示意图，过流部分由叶轮、蜗壳和隔舌组成，叶片采用不扭曲的二元前弯叶片。当不带壳体的叶轮在流体中开始转动时，由于离心力的作用，叶轮内的气体被向外排出，在叶轮中心部分形成低压区。低压达到一定程度后，叶轮外的气体在叶轮的部分区域开始回流，并形成横穿叶轮的流动，即流体从叶轮的一部分区域流入而从另一部分区域流出，同时在流入流出区域的相间处产生中心不在叶轮旋转中心的偏心旋涡。偏心旋涡的中心位置沿着圆周向叶轮旋转的方向缓慢地移动，

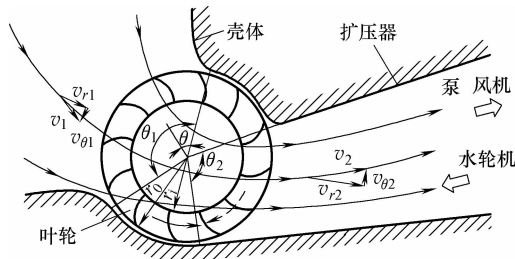


图 1-8 横流式风机的工作原理示意图

从而导致气体的流入、流出方向也不断地改变。当在叶轮外配置不对称的蜗壳以后，旋涡中心的位置被固定在隔舌附近，流动方向也稳定下来，这样就构成了可供使用的横流式气体输送机械。若使流体从相反的方向流入，带动叶轮转动以输出动力，这就成为了横流式流体动力机械。

喷射式风机主要由喷嘴、吸入室、混合室和扩散管等部分组成，如图 1-9 所示。高压流体（工作流体）通过喷嘴加速喷出时，由于湍流黏性应力的作用，将喷嘴附近的气体带走，使那里形成负压区，吸入室内的气体被吸入，在混合室内与射流混合并进行能量交换，能量趋于一致的混合流体进入扩散管后将大部分动能转换为压强能。由于是通过两种速度不同的流体混合来传递能量，故射流风机的损失较大，最高效率为 30% ~ 40%。不过，因为此种风机结构简单，工作可靠，使用方便，所以被广泛用于高温、高压等特殊工作条件下。

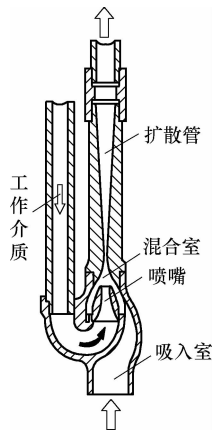


图 1-9 喷射式风机

本书主要介绍叶片式风机中离心式和轴流式通风机和压缩机的原理及气动设计，在此基础上读者不难了解其他类型风机和压缩机的原理和气动设计。

1.2 风机和压缩机的应用

风机和压缩机广泛应用于国民经济的各个领域和人们的日常生活中。例如，在家庭中广泛使用的电风扇和吹风机，计算机中的冷却风扇，空调机和电冰箱中的制冷压缩机等均是风机和压缩机的实际应用。应用场合不同，对尺寸和性能方面的具体要求也不同。例如，空调制冷系统的压缩机要求尺寸小、重量轻、密封性好、制冷量大、噪声小、抗振性好，且在不同的运行工况下都能正常工作。常用的制冷压缩机类型主要有以下几种：

(1) 斜盘式压缩机 斜盘式压缩机分为单向和双向两种，气缸数一般有 5、6、10 等几种，斜盘的运动使进入气缸的润滑油飞溅到各润滑部位，高速时容积效率低。

(2) 旋转滑片式压缩机 滑片式压缩机的气缸有圆柱面和椭圆面两种，前者的转子在气缸内偏心配置，后者为同心配置。滑片安装在转子上的纵向凹槽内，转子旋转时通过离心力使滑片紧贴气缸壁，故低速时容积效率高。这种压缩机结构简单，成本低。

(3) 滚动活塞式压缩机 压缩机的滚动活塞装在曲轴上，自转的同时绕气缸中心线公转，转子与气缸的接触点转到进口处时开始吸气，到下侧时停止吸气，转子旋转，容积减小，气压升高，高于排气压强时排气。这种压缩机易损件较少、寿

命长。

(4) 汪克尔式 (Wangkel) 压缩机 汪克尔式压缩机又称摆线式压缩机, 于 1962 年由德国的 Borsig 公司生产。它的气缸型线为双弧外摆线, 转子为三顶点内包络线, 两者同一方向旋转改变基元容积大小。该压缩机采用接触式密封, 可靠性和稳定性高, 但高速时容积效率较低。

(5) 螺杆式压缩机 螺杆式压缩机靠气缸内螺杆的回转造成螺旋状齿形空间的容积变化来完成气体的压缩过程。为适应车用空调小而轻的要求, 螺杆式压缩机需要向小型化发展, 但存在相对泄漏量大、相对喷油量多、动力损失大、对轴承的要求较高等问题, 必须进一步提高压缩机的性能。

(6) 涡旋式压缩机 涡旋式压缩机是用于车辆空调系统较为理想的一种容积式压缩机, 近年来备受重视而发展迅速。涡旋式压缩机的动涡旋盘借助曲轴机构绕静涡旋盘转动, 两者之间形成月牙腔。压缩机工作时, 静涡旋盘外侧的进气口引入气体封闭于月牙腔内, 气体在向中心运动过程中容积减小, 压强提高, 最后通过静涡旋盘轴向中心孔排出。

以下举例说明风机和压缩机在国民经济主要工业部门中的应用。

在煤炭工业中, 通风机用于矿井井下通风, 根据通风机服务区域的不同又分为主通风机和局部通风机 (简称主扇和局扇)。

在冶金工业中, 鼓风机为高炉和各种冶炼设备提供氧气或空气。

在石油天然气工业中, 压缩机是气举法开采原油的关键设备。气举法是用高压压缩机, 将天然气加压注入油层夹管和油管的环形空间, 再使油气混合物沿油管举升到地面。为了更有效、更容易地使油气混合物举升到地面, 必须提高加注天然气的压强, 因此活塞式压缩机和透平压缩机是比较合适的压缩机械。

随着石油化工和化工工业的发展, 压缩机被广泛用来压缩和输送石油化工和化工生产过程中的气体。近 30 年来, 由于离心压缩机技术和水平的不断提高, 离心压缩机已经成为石油化工和化工生产过程中应用最广泛的压缩机。下面介绍具有代表性的日产 30 万吨乙烯生产装置中的三种压缩机以及大化肥装置的五种压缩机。

乙烯是衡量一个国家石油化工工业发展水平的重要标志, 是生产石化产品中最基础的原料, 因此乙烯装置在石油化工中具有特别重要的地位。与乙烯装置配套的简称为“三机”的压缩机, 包括裂解气压缩机、丙烯压缩机和乙烯压缩机。

由美国德莱赛兰和日本三菱重工 (MH) 合营的 MD-R 公司是我国乃至全球乙烯用压缩机最大的供应商。此外, 意大利的新比隆公司、德国的伍德公司和德马格公司、丹麦的诺文科公司以及日本日立制作所等也都是世界上著名的压缩机制造商。我国的沈阳鼓风机厂基本上代表了我国离心式压缩机的技术水平。目前, 我国现有的乙烯装置配套的“三机”基本上都是引进的, 如目前已投产的 30 万吨乙烯装置中的三种压缩机基本上都是从 MD-R 公司引进的, 其基本参数见表 1-1。

表 1-1 乙烯装置中的三种压缩机的基本参数

压缩机		型号	级数	介质	进口流量/ (m ³ /h)	进口温度 /℃	进口压强 /MPa	出口压强 /MPa	转速/ (r/min)	总功率/ kW
裂解气 压缩机	低压缸	4M9-5	5	裂解气	95509	40	0.135	0.579	5105	17606
	中压缸	4M3	3		22003	38	0.539	1.133		
	高压缸	3M10-8	8		12037	40	1.023	3.793		
丙烯压缩机		4M-9	9	丙烯气	14888	-40	0.133	1.706	4638	13792
乙烯压缩机		4M-7	7	乙炔气	7229	-101	0.109	1.873	9777	2368

大化肥装置中应用的离心式压缩机包括原料气压缩机、空气压缩机、合成气压缩机、氨压缩机和二氧化碳压缩机。表 1-2 所示为大化肥装置中的五种压缩机的基本参数。图 1-10 所示为离心式压缩机的外形图和内部结构图。

表 1-2 大化肥装置中的五种压缩机的基本参数

压缩机		型号	级数	介质	进口流量 /(m ³ /h)	进口温度 /℃	进口压强 /MPa	出口压强 /MPa	转速 /(r/min)	总功率 /kW
空气 压缩机	低压缸	5CK57	3	空气	54080	162	0.0913	0.634	6600	7983
	高压缸	7CK31	7		7935	169	0.599	3.691	10700	
原料气 压缩机	低压缸	9C26	9	原料气	8878	32.22	0.431	1.472	10800	4075
	高压缸	9B26	9		2750	43.33	1.423	4.493	10800	
合成气 压缩机	低压缸	2BC9	9	合成气	6359	37.78	2.573	6.510	10372	16868
	高压缸	2BF9-8	8		2346	7.78	6.370	15.292	10372	
氨压缩机	低压缸	4C57	4	氨气	34715	-32.2	0.101	0.330	6700	9165
	高压缸	7CK45	7		26011	30.7	0.327	1.898	8900	
二氧化 碳压缩机	低压缸	2MCL607	7	二氧化 化碳	27636	40	0.96	2.1	7200	7210
	高压缸	2BCL306/A	6		27636	42	2.05	14.4	13900	

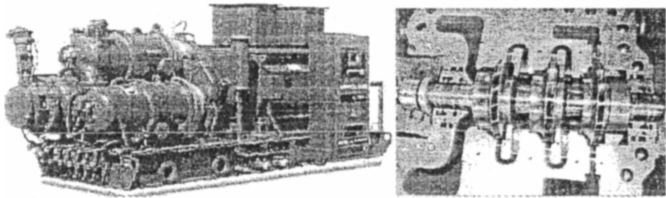


图 1-10 离心式压缩机的外形图和内部结构图

在航空工程中，空气喷气发动机是目前飞机上用的主要航空发动机，在形式上它可以分为无压缩机的空气喷气发动机和燃气涡轮发动机两种。前者可分为超声速

冲压式发动机和高超声速冲压式发动机，后者可分为涡轮喷气发动机（见图 1-11）、加力式涡轮喷气发动机、涡轮风扇发动机（见图 1-12）、加力式涡轮风扇发动机、涡轮螺旋桨发动机和涡轮轴发动机。在燃气涡轮发动机中就用了压缩机。

涡轮喷气发动机是以空气作为介质的，空气通过进气道进入压缩机进行压缩，提高压强，从压缩机流出的高压空气在燃烧室与喷入的燃料混合燃烧，形成很高能量的高温高压燃气，进入涡轮膨胀并部分变为机械能带动压缩机旋转，从涡轮流出的高温高压燃气在尾喷管继续膨胀，并沿发动机轴向以高速从喷口向外喷出，从而使发动机获得反作用推力。在燃气涡轮发动机中，压缩机和涡轮都由旋转的和静止的叶片组成，压缩机的作用是提高流过它的空气总压。

以柴油作为主要燃料的柴油机动力装置是目前使用较为广泛的且具有较高经济性能的动力推进装置，在柴油机装置中就用到压缩机。压缩空气系统中有空气压缩机，用来起动主机和发动机组及其他需要压缩空气的设备。

船用和车用发动机已广泛采用增压技术来改善发动机性能，以提高发动机动力性、经济性和

降低废气排放。因为在车用发动机中使用涡轮增压器能有效地提高发动机的平均有效压强，从而大幅度地提高发动机的比功率和燃油经济性；同时又能降低噪声和废气中的有害成分；并随着技术的发展，在改善发动机的转矩特性、提高发动机的低速性能和加速响应特性等方面也发挥了重要的作用。车用发动机涡轮增压器主要由压气机部分、涡轮部分、中间部分等组成。车用发动机涡轮增压器要求整体结构尺寸小、重量轻、效率高、可工作范围广、寿命长以及成本低，这就使得结构形式上有其特殊性。压缩机一般为径流离心式，由进口段、叶轮、扩压器和集气器组成。进口段设计成圆柱形，有的还装有导向叶片；叶轮选用摩擦损失和流动阻力较小、结构又较简单的半开式，普遍采用径向叶片，目前在小型增压器中已开始并越来越多地采用前倾后弯叶片，以提高效率，扩大流量范围；扩压器多采用无叶扩压器，虽最高效率较低，但随流量变化平稳，能适应较宽的流量范围；集气器的形状为蜗壳状或等截面状，视增压器在发动机中的位置和进气管数目而定。图 1-13 所示为离心式压缩机叶轮。

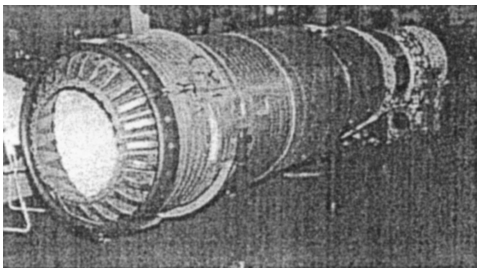


图 1-11 涡轮喷气发动机

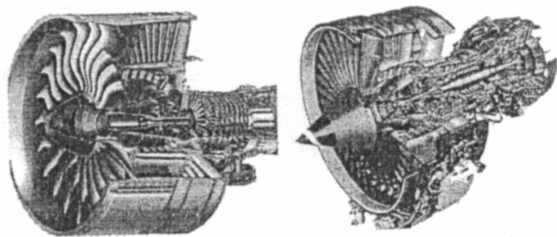


图 1-12 涡轮风扇发动机

在水电站以及铁路和公路建设、矿山建设、水利和土建工程的供气系统中广泛使用活塞式压缩机（见图 1-14），它又分为移动式 and 固定式。水电站供气系统分低压空气系统和高压空气系统，前者的压强一般为 0.7MPa ，主要负责机组制动、机组调相压水、维护检修及空气围带用气；后者压强为 $2 \sim 3\text{MPa}$ ，负责油压装置的用气。电站供气系统由空压机、储气罐、气水分离器、各种阀门及监控装置等组成。热电厂锅炉中的重要设备有送风机和引风机（见图 1-15）。送风机的作用是向炉膛供给燃烧所需的空气。空气温度与室温相同，所需风压不超过 15kPa ，属于通风机的范围。送风机普遍采用机翼型后弯式叶片离心风机，目前大容量机组多采用轴流式风机。离心式送风机一般采用双速电动机驱动，并配有入口导流器调节风量；轴流式送风机则可以通过变角度调节来改变风量。

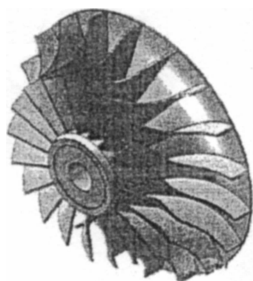


图 1-13 离心式
压缩机叶轮



图 1-14 活塞式压缩机

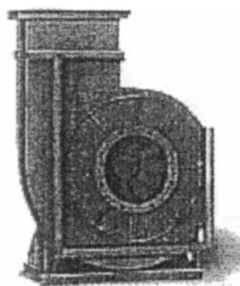


图 1-15 离心式引风机

引风机用于将燃料在锅炉中燃烧后产生的高温烟气排入到大气中去。烟气温度较高，通常在 $150 \sim 200^{\circ}\text{C}$ ，故需要引风机的轴承具有良好的冷却条件。由于烟气中带有飞灰，引风机易磨损，一般采用板式叶片。对于除尘效率高或者用于燃油锅炉的引风机，可以采用后弯机翼型离心风机或者轴流式风机，轴流式风机用作锅炉引风机将是今后发展的趋势。

1.3 通风机的结构和主要性能参数

1. 通风机的结构

轴流式通风机主要由集流器、整流罩、叶轮、导叶、机壳、扩散器（包括外筒和流线体）等部分组成，单级和多级轴流式通风机的结构如图 1-7 所示。图 1-16 所示为常见的单吸离心式通风机的结构。离心式通风机主要由集流器和进风箱、叶轮、传动轴、蜗壳、出风口等部件组成。

1) 集流器的作用是将气体平滑地导入叶轮，因此，集流器的形状需要精心设

计和制作,以保证叶轮入口具有良好的气流状态。进风箱只用在大型的或双侧进风的离心式通风机上,其主要作用是使轴承装在通风机机壳的外面,便于安装和检修。进气箱的出口与集流器的入口相连接。

2) 叶轮是通风机的核心部件,它由原动机驱动,叶轮旋转时便将原动机的机械能传递给气体,使气体的压强升高。离心式通风机的叶轮一般由轮盖、轮盘、叶片和轴盘组成,其结构有焊接和铆接两种形式。叶片有后弯、前弯和径向三种形式。

3) 蜗壳是由蜗板和左右两块侧板焊接或咬口而成的。蜗壳的作用是汇集从叶轮流出的气体,并引导至蜗壳出口,再把气体输送到管道中或直接排放到大气中去。有的通风机的蜗壳还可将气体的部分动能转变为静压能。为了制作方便,蜗壳一般设计成等宽度截面。

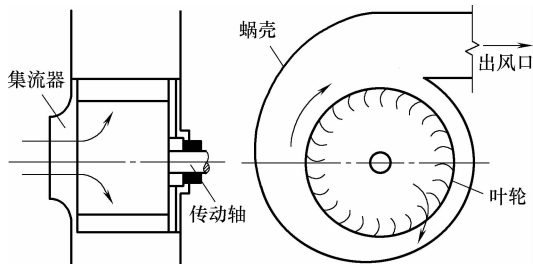


图 1-16 离心式通风机的结构

此外,有的离心通风机还装有前导器,它由可调节的叶片制成,其作用是采用改变叶片角度的方法,获得不同的风机性能,以扩大通风机的的工作范围。轴向前导器装在集流器的通道内,径向前导器装在进风箱内。有的风机出口还装有扩散器,其作用是将出口气流的部分动能转变为静压能,以减少出口的动压损失。扩散器紧接蜗壳的出口,其截面一般为方形或圆形。

2. 通风机的主要性能参数

流量、升压、功率、效率、噪声和转速等是表征通风机性能的主要参数。

(1) 流量 通风机的流量一般是指单位时间内流过通风机进口截面的气体体积,又称体积流量,单位为 m^3/s 、 m^3/min 或 m^3/h ,可依次用 Q_s 、 Q_{min} 或 Q_h 表示。

通风机的容积流量,如无特殊说明,是指单位时间内流过入口截面的空气在标准状况下的体积,即在压强为 101325Pa 、温度为 20°C 、相对湿度为 50% 时的体积,其密度为 $1.2\text{kg}/\text{m}^3$ 。

当介质非空气或为非标准状态的空气时,需按实际情况计算其密度。例如当通风机用于抽引锅炉的烟气时,可根据烟气的成分、温度、压强按混合气体的计算方法求出其密度。

因为通风机内气体的升压不太高,一般可忽视其压缩性。因此,通风机的容积流量为单位时间内流过通风机内任一截面的气体体积。

通风机的流量有时也用质量流量表示。质量流量是指单位时间内流过通风机进口截面的气体质量,单位为 kg/s 、 kg/min 或 kg/h ,可依次用 $Q_{m,s}$ 、 $Q_{m,\text{min}}$ 或 $Q_{m,h}$ 表示。

(2) 升压 根据不可压缩流体的伯努利方程, 流过某截面的单位体积流体具有的总能量包括势能和动能两部分。对于气体, 若不考虑重力的影响, 单位体积气体具有的势能可用气体的压强 p_{st} 表示, 称为气体的静压。单位体积气体具有的动能可用流动速度产生的动能 p_d 表示, 称为气体的动压。过流截面上气体的静压与动压之和称为气体的全压, 亦即流过截面的单位体积气体具有的总能量。用 p 表示全压。于是, 可得关系式

$$p = p_{st} + p_d \quad (1-1)$$

式中 p 、 p_{st} 和 p_d 的单位均为 Pa。

通风机的全压是指通风机出口截面上气体的全压与通风机进口截面上气体的全压之差, 即单位体积的气体流过通风机后所获得的总能量。通常把通风机的全压称为通风机的升压。如用下标 1 和 2 表示通风机的入口截面和出口截面, 用 Δp 表示通风机的升压, 则

$$\Delta p = (p_{st2} + p_{d2}) - (p_{st1} + p_{d1}) \quad (1-2)$$

在截面上气体流动速度较均匀的情况下, 截面上气体的动压可用下式表示:

$$p_d = \frac{\rho}{2} v^2 \quad (1-3)$$

式中 v ——流过截面的气体平均速度 (m/s);

ρ ——气体的密度 (kg/m^3)。

因此, 式 (1-2) 可写成

$$\Delta p = \left(p_{st2} + \frac{\rho}{2} v_2^2 \right) - \left(p_{st1} + \frac{\rho}{2} v_1^2 \right) \quad (1-4)$$

通风机的动压是指通风机出口截面上气体的动压, 即通风机中未被利用的能量, 用 Δp_d 表示, 可写成

$$\Delta p_d = p_{d2} = \frac{\rho}{2} v_2^2 \quad (1-5)$$

通风机的全压与通风机的动压之差, 称为通风机的静压, 即被有效利用的能量, 用 Δp_{st} 表示, 可写成

$$\Delta p_{st} = \Delta p - \Delta p_d \quad (1-6)$$

(3) 功率 通风机所输送的气体在单位时间内从通风机中获得的能量称为通风机的有效功率或全压有效功率, 用 P_e 表示, 单位为 kW。对于通风机来讲, 一般不考虑气体的压缩性, P_e 的计算公式为

$$P_e = \frac{\Delta p \cdot Q_s}{1000} \quad (1-7)$$

式中 Δp ——通风机的全压（升压，Pa）；

Q_s ——通风机的流量（ m^3/s ）。

通风机的静压有效功率为

$$P_{\text{est}} = \frac{\Delta p_{\text{st}} \cdot Q_s}{1000} \quad (1-8)$$

式中 Δp_{st} ——通风机的静压（Pa）。

单位时间内通风机叶轮对气体所做的功，称为通风机的内部功率，用 P_i 表示。内部功率等于通风机的有效功率加上通风机内部损失掉的所有功率。

单位时间内原动机传递给通风机轴的能量称为通风机的轴功率，用 P 表示。通风机的轴功率减去通风机轴承内机械损失所消耗的功率等于通风机的内部功率。

（4）效率 效率是反映风机性能优劣的重要指标，表征能量利用和转换的程度。通风机的有效功率与轴功率之比称为通风机的效率或全压效率，用 η 表示，可写成

$$\eta = \frac{P_e}{P} = \frac{\Delta p \cdot Q_s}{1000P} \quad (1-9)$$

通风机的静压有效功率与轴功率之比称为通风机的静压效率，用 η_{st} 表示，可写成

$$\eta_{\text{st}} = \frac{P_{\text{est}}}{P} = \frac{\Delta p_{\text{st}} \cdot Q_s}{1000P} \quad (1-10)$$

通风机的有效功率与内部功率之比称为通风机的内部效率或全压内部效率，用 η_i 表示，可写成

$$\eta_i = \frac{P_e}{P_i} = \frac{\Delta p \cdot Q_s}{1000P_i} \quad (1-11)$$

通风机的静压有效功率与内部功率之比称为通风机的静压内部效率，用 η_{ist} 表示，可写成

$$\eta_{\text{ist}} = \frac{P_{\text{est}}}{P_i} = \frac{\Delta p_{\text{st}} \cdot Q_s}{1000P_i} \quad (1-12)$$

（5）噪声 从生理学观点来说，凡是使人烦躁和讨厌的声音都称为噪声。噪声是环境的主要污染源之一，对人体的健康有害。通风机的噪声主要来自空气动力性噪声和机械噪声。用电动机作为原动机时还有电磁噪声。噪声是通风机的性能参数之一。噪声的高低通常用 A 声级来评定，用 L_A 表示，单位为 dB（A）。

（6）转速 n 通风机的转速通常用叶轮每分钟旋转的周数来表示，单位为 r/min 。转速本来不属于性能参数，但由于通风机的流量、压力、功率、噪声等都随着通风机的转速改变而改变，所以也把它列为通风机的性能参数之一。

1.4 型式与分类

1. 一般术语

术 语	定义或说明
风机	通风机、透平鼓风机和透平压缩机及回转式鼓风机的总称
（风机）本体	风机的定子与转子的总称
辅助设备	风机本体以外的附属设施或部件。如进气箱、集流器、消声器、调节与控制系统、冷却系统、润滑系统与密封系统等
（风机）装置	风机本体、原动机与辅助设备的总称
通风机	通风机是一种能接收机械能的旋转式机械，它借助于一个或多个装有叶片的叶轮来保持空气或其他气体连续地流通过风机，而且其单位质量功一般不超过 25kJ/kg，通风机压力一般不超过 30kPa
离心风机	工质气体以增大半径的径向流动方式通过叶轮的透平式风机
轴流风机	工质气体主要以轴向流动方式通过叶轮的透平式风机
透平鼓风机	出口压力（表压）高于 30kPa 但不超过 200kPa，或压力比大于 1.3 但不超过 3 的透平式风机，主要分为离心鼓风机与轴流鼓风机
透平压缩机	出口压力（表压）高于 200kPa，或压力比大于 3 的透平式风机，主要分为离心压缩机与轴流压缩机
混流风机	工质气体主要以介于径向和轴向之间的流向通过叶轮的透平式风机。总体接近于离心风机
斜流风机	工质气体主要以介于径向和轴向之间的流向通过叶轮的透平式风机。在机壳和轮毂形成的环形截面流道中，机壳和轮毂沿流动方向均呈半径扩大的锥形。总体接近于轴流风机
旋涡鼓风机	工质气体在旋涡的作用下，能够反复多次进入叶轮叶片间流道获得能量的透平式鼓风机，是一种特殊的离心鼓风机（见图 1-17）
悬臂式	叶轮安装在轴伸端，轴承布置在叶轮的一侧
双支承式	在轴的两个支承点之间安装叶轮
缸	风机本体单一机壳所包含的部分
段	由中间冷却，进气与出气隔开的级或级组
级	离心风机由每个叶轮与其相配合的固定元件（隔板、蜗室等）组成。轴流风机由旋转叶栅与静叶栅（前导叶、后导叶等）组成，也包括机壳、轮毂等相应的流道部分
单吸入	气流由叶轮的一侧进入离心式叶轮
双吸入	气流由叶轮的两侧进入离心式叶轮
机号	以分米度量的通风机叶轮叶片外径值。例如№15，即叶轮外径为№15dm
透平	一种通过旋转叶轮上的叶片与流体之间的相互作用，实现机械与流体能量之间相互转变的机械，也称为涡轮

2. 通风机

工业通风机的名词术语见 GB/T 19075—2003 和 GB/T 1236—2000。

术 语	定义或说明
子午加速轴流通风机	在机壳和轮毂形成的环形截面流道中，机壳呈圆柱筒的斜流风机，叶轮流道中气流的子午面分速度呈加速状态
多叶通风机	叶片数很多的前向叶片离心通风机

3. 透平鼓风机、压缩机

术 语	定义或说明
垂直剖分型	剖分面与轴线垂直的剖分机壳结构型式，也称为筒型（barrel type）
水平剖分型	沿轴线的水平面剖分的机壳结构型式
多轴型	在大齿轮外周布置若干带有叶轮的小齿轮轴，叶轮悬臂安装在小齿轮轴端的机组
整体组装型	鼓风机或压缩机装置（包括其附属零部件）由配管连接安装在整体的共同底座上
背靠背型	多级离心压缩机的一个转子上，两段的最后一级叶轮轮盘彼此相邻的排列型式
等温型	机组设置的冷却器可以将气体压缩过程产生的热量几乎全部带走，使压缩过程接近等温过程
管线型	长途输送管线中用于气体中途增压的压缩机
高速鼓风机	工作转速高于 3000r/min 的鼓风机
低速鼓风机	工作转速小于或等于 3000r/min 的鼓风机

1.5 性能与设计

1. 一般术语

术 语	定义或说明
性能	在一定的条件下，风机的压力、轴功率、效率、噪声等与流量之间的关系
性能曲线	表示各性能参数之间关系的曲线
无因次性能曲线	用无因次参数表示的风机性能曲线
计算性能曲线	用理论计算的方法求得的性能曲线
管网特性	流经管网的气体流量与管网阻力之间的关系
进口条件	风机运行时，在其进口法兰处气体的总压、总温、流量、介质组分等参数的总称
容积流量	单位时间通过风机流道某一截面的气体容积
质量流量	单位时间通过风机流道某一截面的气体质量
出口条件	风机运行时在其出口法兰处气体的静压、温度流量、介质组分等参数的总称
升压	风机的出口与进口的压力差

(续)

术 语	定义或说明
压力比	气体液压缩后的压力 p_2 和被压缩前的压力 p_1 之比: $\frac{p_2}{p_1}$
流量系数	表征流量大小的特征速度与圆周速度之比, 可表示为: $\varphi = \frac{q_V}{Au} \left(A \text{——以叶轮直径计算的圆面积, } A = \frac{\pi d^2}{4} \right)$
相对速度	叶轮的叶片流道中气流质点相对流道壁面的速度
圆周速度	转子上某一点的切线速度。 $u_i = \omega r_i$
绝对速度	旋转叶轮流道中运动的气流质点相对静止坐标的速度, 等于相对速度与圆周速度的矢量和
速度三角形	旋转叶轮流道中某一气流质点的圆周速度、相对速度和绝对速度矢量构成的三角形
轴向速度	气流质点速度的轴向分量
径向速度	气流质点速度的径向分量
切向速度	气流质点速度的切向分量
子午速度	气流质点速度在子午面上的分量
比转速	通风机比转速表示为: $n_s = n \frac{q_V^{1/2}}{(k_{pt} \cdot p_F) h_{ad}^{3/4}}$
周速系数	叶轮出口绝对速度的切向分量与叶轮圆周速度之比, 即 $\Psi_{2u} = \frac{C_{2u}}{u_2}$
滑动	离心式叶轮出口部分的气流角滞后于叶片几何角的现象
滑动系数	离心式叶轮出口处气体绝对速度切向分量的实际值 C_{2u} 与理论值 $C_{2u\infty}$ (无限多叶片叶轮气体出口速度的切向分量) 之比即: $\mu = \frac{C_{2u}}{C_{2u\infty}}$
反作用度	气体在叶轮中得到的理论静压能量头和叶轮传给气体的理论能量头之比, 又称为反应度或反动度
机械损失	功率传递过程中传动部件 (如齿轮、轴承、联轴器等) 运转时的摩擦损失
扩压损失	流体在扩压流道中流动产生的损失
冲击损失	叶栅进口处因气流角与进口几何角不一致而产生的损失
摩擦损失	气流与流道壁面的摩擦而产生的损失
流动损失	气流在流道中流动的全部损失之和
轮阻损失	叶轮旋转时轮盘的外表面 (离心式叶轮包括轮盖、轮盘的外侧面、轮缘部分等) 与周围气体摩擦产生的损失
二次流	与主气流方向不一致的流动
潜流	气流流经叶片顶部间隙, 从高压侧向低压侧的流动

(续)

术 语	定义或说明
泄漏	在机组的各间隙处, 介质从高压侧向低压侧回流
内泄漏	在机壳内气流经各间隙由高压向低压的回流
外泄漏	经风机的轴端处由机壳内向大气的泄漏
泄漏损失	由泄漏而造成的损失
泄漏系数	气体的泄漏量与流经叶轮的有效流量之比, 通风机用容积流量计算, 鼓风机、压缩机用质量流量计算
轮阻系数	叶轮的轮阻损失与理论能量头之比
内功率	计入流动损失、泄漏损失、轮阻与热交换损失后, 传给气体的有效功率
内效率	有效功率与内功率之比
轴功率	驱动风机主轴的功率
装置轴功率	原动机的输出功率
功率裕度	风机在正常运行点运行, 原动机的额定功率和风机装置轴功率之比
机械效率	风机内功率和风机轴功率之比
装置效率	风机的轴功率和装置轴功率之比
松动转速	叶轮与轴仅靠过盈配合构成的无键连接转子。当其转速升高到某一定值时, 叶轮内孔与轴表面的径向压紧力等于零, 轴与叶轮松动, 转动不同步
临界转速	与转子振动的固有频率相等的转速。根据弯振时不同的振型, 有第一临界转速、第二临界转速等
弯振	转子旋转时, 与轴线垂直方向的振动
扭振	转子旋转时因扭曲变形引起的圆周方向振动
回转效应	叶轮悬臂安装的转子, 运行时除了绕其几何中心转动以外, 还绕着其轴承中心旋转的进动现象
工作面	气流流经叶片, 压力较高的侧面
非工作面	气流流经叶片, 压力较低的侧面
旋转脱流	叶栅中由于局部气流脱离, 旋涡团向相邻的叶片流道转移的现象
喘振	风机与管网联合工作, 当流量减少到一定值时风机与管网出现大幅度低频率的气流脉动、机组振动急增的现象
喘振点	风机发生喘振时的工况点
喘振界线	性能曲线上喘振点的连线
自动模化	当某相似准则数超过某一定值(临界值)模化计算时, 就可以不考虑该准则的影响
几何相似	不同风机流道所有几何尺寸(包括表面粗糙度)对应值之比相等
运动相似	不同风机流道中各对应点的速度图形相似
动力相似	不同风机流道中对应点上性质相同的力比值相等方向相同
相似设计	根据相似理论作设计

(续)

术 语	定义或说明
近似相似	当不能完全满足相似条件时，必须保证最主要的一些相似准则得到满足
特征尺寸	表示风机规格或流道几何特征的代表性尺寸
尺寸效应	根据相似理论设计风机时，由于实物与模型的几何尺寸不一样，使两者性能不完全相似的现象
滞止	在增速流动中，当流量增大至某一定值时，在流道的某一截面处气流速度达到音速，这时流道中的气流速度就不可能再增大，流量也达到最大值

2. 通风机一般术语

术 语	定义或说明
对数性能曲线	用对数坐标表示的通风机性能曲线
选择性能曲线	将某一系列通风机的叶轮直径、转速和周速，以及相应的在稳定工作区域内大于或等于最高效率的 90% 的性能参数标在同一对数坐标中，供选型用的曲线
系列综合性能曲线	将同一系列、不同机号、不同转速通风机的性能参数标在同一坐标系中的曲线
空气动力略图	用叶轮外径比值的百分数标注的通风机结构简图
通风机静压	通常规定为通风机压力减去用马赫数修正的通风机动压
通风机动压	通风机出口截面的平均动压，由质量流量、出口平均气体密度和通风机出口面积进行计算
通风机压力	通风机出口截面滞止压力和通风机进口截面滞止压力的差值
通风机的轴功率	供给通风机轴的机械功率
通风机效率	通风机空气功率 P_u 除以叶轮功率 P_r
通风机轴效率	通风机空气功率 P_u 除以通风机轴功率 P_a
通风机静轴效率	通风机静空气功率 P_{us} 除以通风机轴功率 P_a
通风机总效率	通风机空气功率 P_u 除以电动机输入功率 P_e
压力系数	通风机的压力 p_F 与 $\left(\frac{1}{2}\rho_1 u^2\right)$ 之比，即 $\psi_t = \frac{k_{pt} p_F}{\frac{1}{2}\rho_1 u^2}$ （此处 ρ_1 ——通风机入口介质密度）
静压系数	通风机的静压 p_{sF} 与 $\left(\frac{1}{2}\rho_1 u^2\right)$ 之比，即 $\psi_s = \frac{k_{pst} p_{sF}}{\frac{1}{2}\rho_1 u^2}$ ，式中 k_{pst} 为静压不均衡系数，通风机静压状态下的一个系数
通风机内功率	计入流动损失和泄漏损失，单位时间里传给气体的有效功。可以表示为： $P_{in} = \frac{P_e}{\eta_{in}}$
内功率系数	通风机的内功率系数可以表示为： $\lambda_{in} = \frac{2P_{in}}{A\rho_1 u^3}$

(续)

术 语	定义或说明
比直径	为满足相同的流量和压力时，衡量不同类型的通风机叶轮直径大小的特征值，可表示为： $D_s = D \frac{k_{pt} p_{tF}}{q_v}$ ，式中 D 为风机叶轮直径， p_{tF} 为通风机全压 还可以表示为： $D_s = 0.993 \frac{\Psi_1^{1/4}}{\varphi^{1/2}}$ ，式中 Ψ_1 为全压系数， φ 为流量系数
比流量	屋顶通风机的比流量按下式计算： $\bar{\theta} = \frac{\psi}{\lambda}$ ，式中 λ 为功率系数
压缩性修正系数	不可压缩流体的通风机压力（或静压）与可压缩流体的通风机压力（或静压）之比

3. 透平鼓风机、压缩机

术 语	定义或说明
压缩性系数	实际气体的状态方程为 $pV = ZRT$ ，其中 Z 就是压缩性系数
等压(等温)偏差系数	表征实际气体状态变化的修正值，等压偏差系数可以由下式表示： $X = \frac{T}{V} \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right) = \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)$ 等温偏差系数由下式表示： $Y = \frac{T}{V} \left(\frac{\partial V}{\partial p} \right) = \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial p} \right)$ 理想气体： $X = 0$ ， $Y = 1$
等熵压缩过程	被压缩气体与外界没有热交换，没有损失的理想可逆的压缩过程。可以用下式表示： 理想气体： $pV^\kappa = \text{常数}$ ， $\frac{p^\kappa}{T} = \text{常数}$ 实际气体： $pV^{m_s} = \text{常数}$ ， $\frac{p^{m_s}}{T} = \text{常数}$
多变压缩过程	被压缩气体与外界有热交换，有损失的压缩过程。可用下式表示： $pV^n = \text{常数}$ ， $\frac{p^n}{T} = \text{常数}$
等温压缩过程	被压缩气体温度不变的理想压缩过程
等熵指数	实际气体等熵压缩过程中状态参数变化的指数。压力与比体积关系的指数，称作等熵体积指数（ n_s ）；压力与温度关系的指数称作等熵温度指数（ m_s ），由下式表示： $pV^{m_s} = \text{常数}$ ， $\frac{p^{m_s}}{T} = \text{常数}$

(续)

术 语	定义或说明
多变指数	$n_s = \frac{\kappa}{Y}, \quad m_s = \frac{\kappa - 1}{\kappa} * \frac{Y}{1 + X}$ 实际气体多变压缩过程中状态参数变化的指数。压力与比体积关系的指数称作多变体积指数 (n)；压力与温度关系的指数称作多变温度指数 (m)，由下式表示： $pV^n = \text{常数}, \quad \frac{p^m}{T} = \text{常数}$ 式中：$n = \frac{\lg\left(\frac{p_2}{p_1}\right)}{\lg\left(\frac{V_1}{V_2}\right)}, \quad m = \frac{\lg\left(\frac{T_2}{T_1}\right)}{\lg\left(\frac{p_2}{p_1}\right)}$
理论能量头 能量头系数	在叶轮流道中传给每一千克气体的理论能量值 理论能量头与 $\frac{u_2^2}{2}$ 的比值，即 $\Psi_{th} = \frac{h_{th}}{\frac{1}{2}u_2^2}$
等熵能量头	等熵压缩过程风机的能量头，由下式表示： $h_s = \frac{n_s}{n_s - 1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_s - 1}{n_s}} - 1 \right]$
多变能量头	多变压缩过程风机的能量头。由下式表示： $h_{pol} = \frac{n}{n - 1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n - 1}{n}} - 1 \right]$
等温能量头	等温压缩过程风机的能量头，由下式表示： $h_{is} = p_1 V_1 \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right)$
等熵效率	等熵能量头 h_{sd} 与总能量头 h_{tot} 之比，即 $\eta_s = \frac{h_{ad}}{h_{tot}} = \frac{h_{ad}}{(1 + \beta_1 + \beta_{df}) h_{th}}$
多变效率	多变能量头 h_{pol} 与总能量头 h_{tot} 之比，即 $\eta_{pol} = h_{pol}/h_{tot}$
等温效率	等温能量头 h_{is} 与总能量头 h_{tot} 之比，即 $\eta_{is} = h_{is}/h_{tot}$

1.6 零部件

1. 一般术语

术 语	定义或说明
定子	风机本体非旋转部件的总称

(续)

术 语	定义或说明
转子	风机本体旋转部件的总称。例如由主轴、叶轮等构成的部件
机壳	包容了转子的壳体。它的部分内壁面也构成气流通道的部件
上机壳	机壳的水平剖分面以上的部分
下机壳	机壳的水平剖分面以下的部分
内机壳	双层结构的机壳的内层部分, 装有隔板、密封等零部件构成气流通道
外机壳	双层结构机壳的外层部分, 包容并支撑着内机壳
轴端密封	在轴的贯穿机壳的部位设置的密封
迷宫密封	由梳齿型片及与其相配的密封套构成的曲折型节流膨胀通道的装置
机械密封	由至少一对垂直于旋转轴线的工作面在流体压力和补偿机构弹力(或磁力)的作用下, 以及辅助密封的配合下保持贴合与相对滑动面构成的轴端密封
浮环密封	非接触型密封, 工作时由浮动环和旋转轴之间形成的动压液膜封住气体的装置
蜂窝密封	密封体的内表面嵌有蜂窝状密封片的部件
干气密封	非接触型气体润滑自平衡轴端密封
水封	利用液位差封住机壳中的压力气体的部件
抽气器	当流体流经一缩放型截面的通道时, 在其通流截面最小的部位液体的流速最高而压力最低, 利用低压区抽吸气体的部件
填料密封	在轴的外伸部, 贯穿机壳的部位设置填料函并充以填料, 阻止机壳内的气体外漏
主轴	装有叶轮, 有时还有轴套、平衡盘联轴器等部门
叶轮	离心式叶轮由轮盖、叶片、轮盘等构成; 轴流式叶轮由动叶、轮毂等构成。旋转时气体在其通道中获得叶片传递的能量
轮盖	离心式叶轮的气体进口侧与叶片连接的盘状零件
轮盘	离心式叶轮中与轴盘或轴相连, 固定叶片的盘状零件
轴盘	离心式叶轮中连接主轴与轮盘的部件(或零件)
轮毂	轴流风机中与叶片和轴相连接的部件
进口圈	离心式叶轮进口部位, 为提高轮盖强度或与进口密封相配合的零件
闭式叶轮	由轮盘、轮盖与叶片构成的部件
半开式叶轮	没有轮盖的离心式叶轮
开式叶轮	没有轮盖与轮盘, 仅有叶片与轴盘的离心式叶轮
叶片	与气流互相作用, 进行能量传递或转换的片状零件
动叶	轴流风机转子上的叶片
静叶	轴流风机中安装在定子或机壳上的叶片
导叶	用作改变气流方向, 以改变风机性能的叶片装置, 是静叶的一种
前向叶片	叶片出口几何角大于 90° 的离心式叶轮叶片(见图 1-20)

(续)

术 语	定义或说明
径向叶片	叶片出口几何角等于 90°的离心式叶轮叶片（见图 1-20）
后向叶片	叶片出口几何角小于 90°的离心式叶轮叶片（见图 1-20）
三元叶片	按三元流动理论设计的、形状呈空间扭曲形的叶片
圆弧叶片	叶型的中心线是一段圆弧，沿气流运动方向，这圆弧可以是等半径的或是不同的曲率半径
翼型叶片	叶型为机翼形的叶片
平板叶片	叶型的中心线是直线，截面为等厚度的叶片
挠性转子	工作转速高于第一阶临界转速的转子
刚性转子	工作转速低于第一阶临界转速的转子
导流器	改变气流方向的静叶栅，在轴流风机中按其与叶轮的相对位置不同可分为前导流器、中间导流器和后导流器
调节器	改变进入叶轮的气流方向的部件，它可分为径向调节器和轴向调节器
径向调节器	气流沿风机半径方向流动的调节器叶片由平面叶栅构成
轴向调节门	气流沿风机轴线方向流动的调节器
扩压器	装在叶轮后面，将气流的部分动能转换成压力能的部件，包括叶片扩压器和无叶扩压器
进气室	将气体从管网或中间冷却器引入叶轮的部件，是机壳的一部分
蜗壳	将叶轮或扩压器出口的气体引到风机本体外面去的部件，通常是螺旋形的壳体
支腿	机壳上用以支撑风机自身重量，机壳定位的部分
导杆	安装时使定子和转子有一正确的相对位置，以免相互碰伤而设置的长杆
底座	安放并固定风机、变速器、原动机等的部件，使各部件之间相对位置正确
公用底座	安放并固定风机、变速器、原动机等的部件
垫板	底座（或整体底座）与混凝土地面之间的铁板
调整垫片	底座（或整体底座）与垫板之间放置的一组很薄的垫片。用于机组找正
调整螺钉	底座上设置的用于对中调整的螺钉
平衡盘	设置在转子上气体压力较高一侧的盘状零件，工作时由盘两侧气体总压差产生轴向力，用以平衡转子的部分轴向力
平衡腔	以平衡压差为目的，在机壳上设置的腔室
平衡块	平衡校验时加在转子上的重块
轴套	主轴上用于叶轮轴向定位的套筒，有时其表面构成流道的一部分或与密封件配合工作

2. 透平鼓风机与压缩机

术 语	定义或说明
前机壳	垂直剖分机壳压力较低一侧的部件

(续)

术 语	定义或说明
后机壳	垂直剖分机壳压力较高一侧的部件
中机壳	垂直剖分机壳的两垂直剖面之间的部件
平衡气管	连接平衡腔与进气管的管路
挠性支座	支撑风机本体，具有一定挠性的支座
弹性支座	在悬臂式风机中支撑机壳的弹管支座
定位键	装在机壳上，风机运行时机壳热胀维持其对中并具有导向作用的键
隔板	由扩压器、弯道、回流器（有时还有进口导叶）组成的部件
弯道	离心鼓风机、压缩机中从扩压器出口至回流器进口的环形转弯的气流通道
侧板	离心鼓风机、压缩机的隔板中构成扩压器通道的盘状零件
叶盘	离心鼓风机、压缩机的隔板中带有回流器叶片（有时还有扩压器叶片）的部件
阶梯轴	中间较粗，两侧较细，其轴向剖面呈阶梯形的主轴
节鞭轴	安装叶轮的部位有一部分弧形气流通道在轴上加工出来，叶轮间无轴套的主轴
光轴	安装叶轮的部位为等直径的，两端是阶梯形的主轴
端盖	安装在筒型机壳的两端装有密封、轴承等件的部件
铆接叶轮	叶片、轮盖、轴盘用铆钉连接构成的叶轮
焊接叶轮	叶片、轮盖、轴盘用焊接构成的叶轮，常用手工焊接或钎焊
铣制叶轮	在轴盘上铣出叶片，或在轮盖上铣出叶片后再用铆接或焊接的方法制成叶轮
铸造叶轮	用铸造方法制成叶轮毛坯，再用车削、修磨等方法加工的叶轮，有铸铝合金、铸钛合金等
叶根	轴流压缩机叶片固定在轮盘（或转子）或机壳上定位安装的部位
隔叶块	装在轴流压缩机中，使两个相邻叶片根部之间保持叶片节距及流道宽度的零件
锁口件	最后装入机壳轮盘的以某种特殊方法与之固定并对叶片起锁住作用的零件
鼓筒式转子	安装叶片的部分呈圆筒状的轴流压缩机转子，多数为刚性转了（见图 1-21）
盘轴式转子	叶片安装在轴盘上构成叶轮，各级叶轮依次装在主轴上构成转子，多数为挠性转子（见图 1-22）
盘鼓式（转子）	由若干轮盘经焊接或其他方法构成转鼓的转子（见图 1-23）
转鼓	轴流鼓风机、压缩机的转子未装叶片的部件

1.7 运行与试验

1. 一般名词

术 语	定义或说明
型式检验	对产品质量进行全面考核，即对标准中规定的技术要求全部进行检验（必要时由买方与卖方协议，可增加试验项目）

(续)

术 语	定义或说明
出厂检验	产品交货时必须进行的各项试验
机械运转试验	考核风机的振动、轴承温度等诸运行参数的试验,通常在制造厂进行
性能试验	测定风机的流量、进出口压力、转速、轴功率诸性能参数及噪声的试验,在制造厂或用户现场进行
功能试验	考核风机及其所有系统部件(包括隔声、净化装置等)的操作性能,通常在用户现场,风机装置全部安装完毕后进行
见证检验	有买方代表参加的试验与检验
运行试验	风机正式投入使用的初期一段时间里,按照用户使用的实际条件对风机各项指标进行考核的过程
模化试验	根据相似理论制造与实物机器几何尺寸不同的风机或部件测试其气动性能,或同一台风机模拟某一特定的运行条件,做气动性能试验
工况点	系统的阻力曲线与风机的压力—流量性能曲线的交点
部分负荷	机组的流量和压力未达到正常运行点参数值的运行状态
超速试验	叶轮或转子等回转体以高于其正常转速的速度短时间运行以考核其强度
当量转速	为使试验时工况与特定的工况相似,根据相似理论计算确定的转速
盘车	起动前或停机后用手动、电动或其他的方法使转子缓慢地转动
惰转时间	切断原动机的动力(电源、气源)后因惯性转子从工作转速降至零的时间
变转速调节	改变风机转速调节风机性能的方法
进气节流调节	改变进气管节流阀开度、改变管网阻力调节风机工况点的方法
排气节流调节	改变出气管路节流阀开度、改变管网阻力的方法
进气预旋调节	改变风机进口气流方向,调节风机性能的方法
转动叶片调节	改变风机动叶片或静叶片安装角调节风机性能的方法,也分别称为动叶调节和静叶调节。改变风机叶片(动叶、静叶)安装角调节风机性能的方法
等流量调节	风机流量不变,改变其他性能参数(如压力)的调节
等压调节	风机的压力不变,改变其他性能参数(如流量)的调节
旁通调节	利用旁通的管道使风机出口的部分气流返回风机的进口,改变主管路流量的调节
调节系统	调节风机工况所需要的感应元件、信号变换元件、传送元件、执行机构、仪表及其油路、气路、电路系统的总称
联合运行	两台以上风机的串联或并联运行
串联运行	两台以上风机的进出口由气管路首尾依次相连后联合运行
并联运行	两台以上风机的进口与出口分别由气管路连接后联合运行
试验台	供风机装置试验用的装置和设备
孔板	安装在风管中,用来测量流量的中间有孔的盘状元件
喷嘴	壁面里喇叭状的气流收敛元件,装在管路中用来测量流量

(续)

术 语	定义或说明
风洞	具有一定的气流流场，用来对通流部分各组件做静态吹风试验，研究其气动性能的试验装置
风筒	风机试验时进出口的接管。用来模拟运行条件并可提供测点
找正	风机安装过程定子各零、部件相对于转子中心作调整定位的过程：如果有风机变速器，原动机各轴线相对位置调整、定位过程
风机噪声	风机（不包括驱动机）向周围大气和连接管道辐射的噪声总和。一般包括空气动力噪声和机械噪声两部分，以 A 声级或声功率级表示
平衡	改善旋转件的质量分布，以保证旋转件在其轴承中旋转时因不平衡而引起的振动或振动力减小到允许范围的工艺过程
静平衡	调整旋转件的质量分布，使在非旋转状态下测得的旋转件的重心相对于其几何中心的偏移量小于允许范围的工艺过程
动平衡	调整旋转件的质量分布，使其在旋转状态下测得的力与力偶不平衡量小于允许范围的工艺过程
配重	在旋转件上增加（或减少）的质量，用以改善旋转件的质量分布，使其不平衡量减小到允许范围之内

2. 通风机

术 语	定义或说明
稳定工作区	制造厂允许的风机运行的性能范围
经济工作区	不小于通风机最高全压效率 90% 的运行范围
自由排气	通风机的静压（表压）等于零的工况点
全闭	通风机的流量等于零的工况点
风室	可提供测量段并可模拟通风机运行条件的试验装置，它可以是圆形截面或矩形截面。进口风室的截面积至少是风机进口面积或风筒面积的 5 倍，出口风室的截面积至少是风机出口或风筒面积的 9 ~ 16 倍
辅助通风机	为控制被试验风机的工况点，克服通过试验装置的压力损失而设置的通风机
进气试验装置	在通风机进口处连接测试管路（或风室）及仪表，而通风机出口敞开通大气的试验装置
出气试验装置	在通风机的进口处敞开通大气，通风机出口连接测试管路（或风室）及仪表的试验装置
进出气试验装置	通风机进口与出口都连接有测试管路（或风室）及仪表的试验装置

3. 透平鼓风机、压缩机

术 语	定义或说明
正常运行点	机组经常在该点运行，并设计得具有最佳效率的运行点
正常转速	与正常运行点的要求相对应的转速（见图 1-24）

(续)

术 语	定义或说明
100% 转速	高于正常转速曲线之上，任一指定运行点所要求的最高转速。若没有高于正常转速的任一指定运行点，则 100% 转速就是正常转速。由电动机驱动的风机，100% 转速等于变速器（如果有的速比与所配备的电动机转速的乘积（见图 1-24）
压缩机额定点	在 100% 的转速曲线上，任一指定运行点中的最大流量点（见图 1-24）
最高连续转速	对于可变速原动机驱动的压缩机，它至少等于任一指定运行点的最高转速的 105%；对于恒速驱动机的机组，它等于 100% 的转速（见图 1-24）
最低允许转速	制造厂设计允许连续运转的最低转速（见图 1-24）
跳闸转速	超速紧急制动装置动作，迫使原动机停车的转速（见图 1-24）
急定性	在额定转速与额定的气体性质时，喘振点流量与额定点流量之比的百分数（见图 1-24）
可调性	机组在额定的进口温度和气体组分运行时，在额定的出口压力条件下，喘振点流量与额定点流量之间流量变化的百分比（见图 1-24）
允许的最高工作压力	当机组在允许的最高温度运行时，制造厂设计设备的最高连续压力
最高密封压力	在任一指定的静止或运行工况，及起动或停车过程在密封处的最高压力
允许的最高温度	制造厂设备设计风机的最高连续工作的温度
报警点	某参数的设定值，在该值报警器报警，要求修正工况条件
停车点	某参数的设定值，在该值机组自动或手动停车
滞留压力	压缩机停车时压缩机系统中的压力
气密性试验	按规定的试验标准，检验各部位气密性的试验
闭路试验	特殊介质的风机在封闭系统中做闭路循环试验测定风机的性能。该系统中的介质气体不得与大气相通
空气试验	风机的进口或出口与大气相通，用空气做介质进行的性能试验
压力试验	检验承压部件在规定的压力条件下承压能力的试验
真空试验	鼓风机、压缩机组装以后将机壳内保持某一真空度，考核机组的气密性

1.8 装置与辅助设备

术 语	定义或说明
管网	风机进出口连接的气体管路总称
参考气	机壳两端密封装置的内侧腔充加的一定压力的气体
二次平衡气	为使得机壳的两端密封工作条件相同，密封装置内侧腔相邻的空腔内充加的气体
冷却系统	将气体被压缩时产生的热量带走，进行冷却的装置，包括气体管路、水管路、冷却器和阀门等
中间冷却器	为降低被压缩气体的温度，在段与段之间（或缸与缸之间）设置的气体冷却器

(续)

术 语	定义或说明
末端冷却器	设置在压缩机出口的气体冷却器
油路系统	油站及其与风机各供油点之间的连接管路及配件所构成的系统为维护风机轴承的正常运行，提供一定温度和压力的润滑油的系统
调节油系统	为机组的液压传动调节与控制元件正常工作，提供一定压力的调节用油的系统
密封油系统	为了密封部件正常工作，提供一定压力的密封油系统
油站	由油箱、油泵、冷却器、油过滤器、调节与控制阀等构成的供油装置
高位油箱	安装在机组上方的储油罐，保证油路系统以恒定的压力向各供油点供油，当润滑油系统出故障时或突然停车过程中向机组供油
密封油高位油箱	安装在机组上方的密封油储罐，保证以恒定的压差向密封件供油，同时在密封油系统出故障或突然停车过程中向密封件供油
压力油箱	密封的油箱，上部充以压缩空气，保持一定压力，必要时向机组供油
蓄能器	常用皮囊式蓄能器。在一定压力容器腔里设有皮囊，将其内腔分为两部分：一侧是油，另一侧是气体。它具有储存能量、稳定压力、消除油压脉动、节省能耗等功能
脱气槽	将油与混入油中的气体分离开的部件，通常利用电或蒸汽加热、气体扰动等手段进行分离
隔离器	其结构、工作原理与蓄能器相似，不同的是皮囊的一侧是清洁油，另一侧是被污染后的油
流动显示器	油路系统中用来观察油、水等液体的流动状态的部件
油净化器	分离并排除混入油中游离态的水和固体颗粒的部件
防喘振装置	防止风机进入喘振工况的调节和控制系统
测振装置	由测振探头、趋近器、转换器等部件组成的装置，利用测量探头与被测表面间磁场的变化，来测量转子的横向振动和轴向窜动
削声器	安装在风机进口或出口管路上，可有效地降低气流噪声的设备
隔声罩	为隔离风机运行时的噪声，在机组的外缘设置的用来阻隔噪声的罩子
过滤器	装在进口气体管路上，在风机进口前用来除掉气流中固体杂物的装置，或者是油路系统中将油进行过滤的部件
除湿装置	去除气体中水蒸气的装置
备件	由制造厂提供的风机的易损件，通常有密封件、垫片、轴承等
专用工具	安装、维护时为了便于装卸风机的某些部件（如轴承、密封件等）特殊设计的工具、夹具
气液分离器	由多层网格组成的过滤部件，气流流经该部件时气流中的水或其他液滴与气体分离开
旋风分离器	利用气流回转的离心力使气体和液滴或固体颗粒分离的装置

(续)

术 语	定义或说明
整流器	在风筒中设置的整流格栅、导流叶片等部件使气体流动得更加平稳、均匀
盘车装置	风机开车前或刚停车后，使转子缓慢地转动的装置。为检查转子与定子间是否有刮碰，并防止转子冷却不均匀而变形，通常有手动的与电动的两种
联轴器护罩	防止手或其他东西触及旋转的联轴器的部件，有的还装有喷油嘴和回油管，用于向联轴器供油
注水装置	为冷却清洗被压缩气体，向机组流道内注水的设备

1.9 气动与几何参数

术 语	定义或说明
叶型	沿主气流的流动方向叶片横截面的形状
翼型中线	翼型的凸面与凹面之间内切圆中心的连线（见图 1-18）
翼弦	连接翼型中线两端点的线段称内弦；切于翼型凹面的切线称外弦。翼弦通常指内弦
弦长	翼弦的长度
前缘点	翼弦的前端点
后缘点	翼弦的后端点
弯度	翼型中线到翼弦间的距离
最大弯度	弯度的最大值
最大弯度位置	沿翼弦方向，最大弯度处至前缘点距离
相对弯度	弯度与弦长之比： $\bar{f} = \frac{f}{b}$
叶片厚度	叶型内切圆直径
最大叶片厚度	叶片厚度的最大值
最大厚度位置	最大厚度内切圆在翼型中线上的圆心与翼弦前缘点在翼弦上的投影距离
相对厚度	厚度与弦长之比： $\bar{c} = \frac{c}{b}$
前缘方向角	前缘点处翼型中线的切线与翼弦间的夹角（见图 1-18）
后缘方向角	后缘点处翼型中线的切线与翼弦间的夹角（见图 1-18）
翼型弯曲角	$\theta_c = X_1 + X_2$
叶栅额线	叶栅的前缘点（或后缘点）的连线
进口气流角	进口气流相对速度与叶栅额线的夹角（见图 1-19）
出口气流角	出口气流相对速度与叶栅额线的夹角（见图 1-19）
进口几何角	前缘点的中线切线与叶栅额线夹角（见图 1-19）

(续)

术 语	定义或说明
出口几何角	后缘点的中线切线与叶栅额线夹角 (见图 1-19)
叶片安装角	在某一外圆上, 外弦与叶栅额线的夹角 (见图 1-19)
翼型安装角	在某一外圆上, 内弦与叶栅额线的夹角
进口冲角	进口几何角与进口气流角之差。 $i = \beta_{1A} - \beta_1$
气流落后角	出口几何角与出口气流角之差。 $\delta = \beta_{2A} - \beta_2$
气流折转角	出口气流角与进口气流角之差。 $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$
栅距	在圆周方向叶栅中两相邻叶片对应点间的距离 (见图 1-19)
相对栅距	栅距与弦长之比, 即 $\bar{t} = \frac{t}{b}$
稠度	相对栅距的倒数。 $\bar{\tau} = \frac{b}{t}$
叶片高度	轴流风机气流通道内叶片的径向尺寸
展弦比	叶片高度与其弦长之比。 $\bar{\lambda} = \frac{l}{b}$
轮毂比	轴流式风机轮毂 (或转鼓) 的外径与叶轮外径之比
直径比	盘、筒状零件的内径与其外径之比
跨距	转子两径向轴承中点间的距离
相对宽度	离心风机叶轮出口宽度 b_2 与出口直径 D_2 之比。 $\bar{b}_2 = \frac{b_2}{D_2}$
叶片频率	叶片的固有振动频率
叶栅	相同翼型的叶片其对应点距离相等排列的部件
环型叶栅	用两个无限接近的同心圆柱面截取的轴流风机的动叶栅或静叶栅图形
平面叶栅	环型叶栅在平面上展开所得到的图形
环列叶栅	离心风机的叶轮在垂直于主轴的平面上切得的剖面图形
直列叶栅	叶栅额线为直线的叶栅
空间叶栅	组成叶栅的叶型尺寸沿叶片高度变化的, 叶栅内的气流做空间流动的实际叶栅
双列叶栅	为减少叶轮进口处对气流的阻塞, 在其进口处相间隔地将叶片切短, 长短叶片相间构成的叶栅
理想气体	气体分子的体积, 分子间的作用力可以忽略不计, 满足 $pV = RT$ 状态方程的气体
实际气体	不能按理想气体状态方程进行热力计算的气体而满足 $pV = ZRT$ 状态方程的气体
干空气	不含有水蒸气的空气, 即当相对分子质量为 28.966、气体常数为 287J/(kg·K)、温度为 0℃、压力为 98.1kPa 时, 密度为 1.293kg/m ³
湿空气	含有水蒸气的空气

(续)

术 语	定义或说明
(透平鼓风机、压缩机的) 标准状态	压力为 101.3kPa、温度为 0℃ 的干气状态
(通风机的) 标准状态	压力为 101.3kPa、温度为 20℃、相对湿度为 50% 的空气状态
标准空气	标准状态的空气，其密度 $\rho = 1.20\text{kg/m}^3$

注：翼型各参数如图 1-18 所示。

1.10 简图、公式中的名称与单位

1. 简图

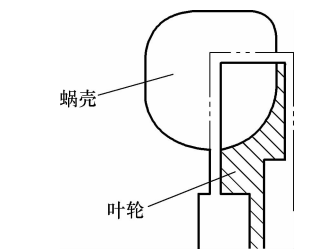


图 1-17 旋涡鼓风机

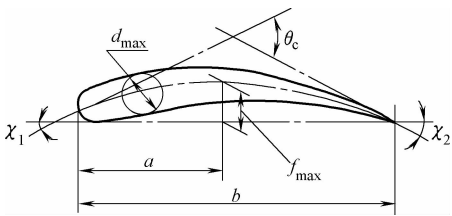


图 1-18 翼型各参数

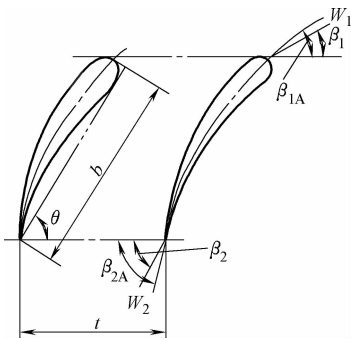


图 1-19 进、出口气流角、几何角叶片安装角

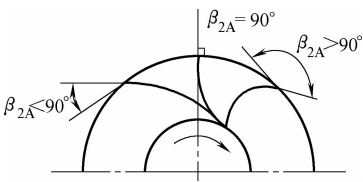


图 1-20 前向、径向、后向叶片

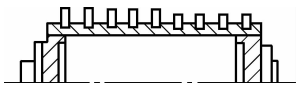


图 1-21 鼓筒式转子



图 1-22 盘轴式转子

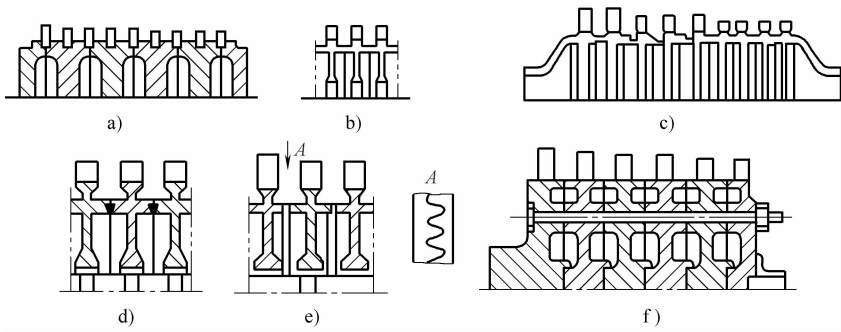


图 1-23 盘鼓式转子

a) 焊接式 b) 拉杆式 c) 径向销钉式 d) 轴向销钉传递转矩
e) 端面齿传递转矩 f) 摩擦传递转矩

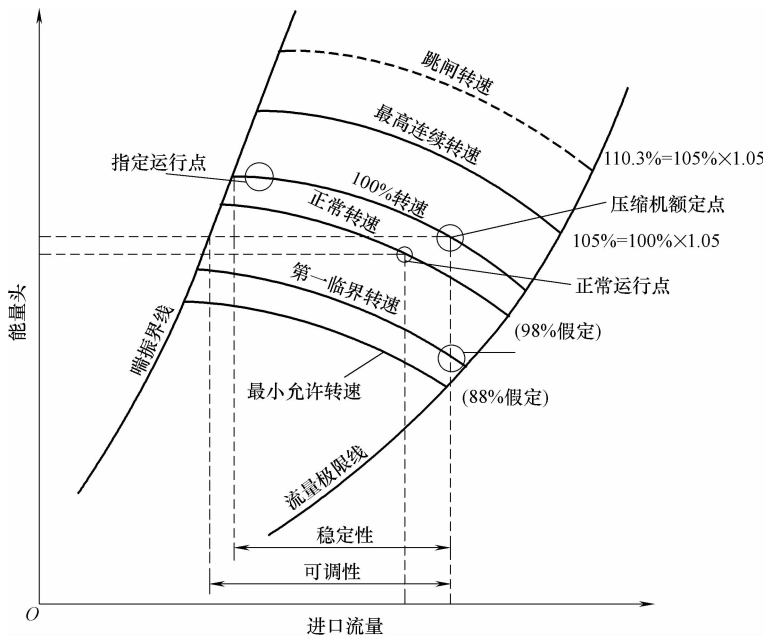


图 1-24 正常转速与相应转速

2. 公式中的名称、符号与单位

名 称	符号	SI 单位	名 称	符号	SI 单位
面积	A	m^2	圆周速度	u	m/s
转速	n	r/min	比体积	v	m^3/kg
压力	p	Pa	运动黏度	γ	m^2/s
气体常数	R	$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	密度	ρ	kg/m^3
半径	r	m 或 mm	角速度	ω	rad/s
热力学温度	T	K			

第 2 章 风机的设计

2.1 通风机

2.1.1 主要性能参数

1. 通风机进口标准状况

通风机进口标准状况是指通风机进口处空气的压力为一个大气压（360mmHg 或 101325Pa）、温度为 20℃、相对湿度为 50% 的气体状况。

2. 气体密度

气体的密度由气体状态方程确定，即

$$\rho = \frac{p}{RT}$$

式中 p ——压强（Pa）；

T ——绝对温度（K）；

R ——气体常数。

3. 流量

习惯上通风机的流量用 Q 表示，其是单位时间内流过通风机的气体容积。容积流量的单位为 m^3/h 、 m^3/min 、 m^3/s 。在通风机的样本上和铭牌上常用 m^3/h ，而鼓风机中常用 m^3/min ，但是，在通风机设计计算和性能计算中均用 m^3/s 。

必须注意的是，通风机的容积流量特指通风机进口处的容积流量。因为随着通风机各流通截面上的压力增加，流过各截面上的容积流量将随之减小。

4. 通风机的全压 Δp

气流在某一点或某一截面上的总压等于该点或截面上的静压与动压之和，而通风机的全压，则定义为通风机出口截面上的总压与进口截面上的总压之差，即

$$\Delta p = \left(\Delta p_{\text{st}2} + \rho_2 \frac{c_2^2}{2} \right) - \left(\Delta p_{\text{st}1} + \rho_1 \frac{c_1^2}{2} \right)$$

式中 $\Delta p_{\text{st}2}$ 、 ρ_2 、 c_2 ——通风机出口截面上的静压、密度和速度；

$\Delta p_{\text{st}1}$ 、 ρ_1 、 c_1 ——通风机进口截面上的静压、密度和速度。

5. 通风机的动压 Δp_d

通风机的动压定义为：通风机出口截面上气体的动能所表征的压力，即

$$\Delta p_d = \rho_2 \frac{c_2^2}{2}$$

6. 通风机的静压 Δp_{st}

通风机的静压定义为：通风机的全压减去通风机的动压，即

$$\Delta p_{st} = \Delta p - \Delta p_d$$

或

$$\Delta p_{st} = (\Delta p_{st2} - \Delta p_{st1}) - \rho \frac{c_1^2}{2}$$

从上式可以看出，通风机的静压既不是通风机出口截面上的静压 Δp_{st2} ，也不等于通风机出口截面与进口截面上的静压差 $(\Delta p_{st2} - \Delta p_{st1})$ 。

7. 通风机的转速 n

通风机的转速是指叶轮每秒钟的旋转速度，一般称为角速度，用 ω 表示。但习惯上常用 n 表示，以每分钟的旋转数为单位 (r/min)。

8. 通风机的功率

(1) 通风机的有效功率 通风机输送的气体在单位时间内从通风机中所获得的有效能量，称为通风机的有效功率。当通风机的压力用全压表示时，称为通风机的全压有效功率 P_e (kW)，则

$$P_e = \frac{\Delta p Q_s}{1000}$$

当用通风机静压表示时，称为通风机的静压有效功率 P_{est} (kW)，则

$$P_{est} = \frac{\Delta p_{st} Q_s}{1000}$$

(2) 通风机的内部功率 P_i (kW) 通风机的内部功率等于有效功率 P_e 加上通风机的内部流动损失功率 ΔP_i ，即

$$P_i = P_e + \Delta P_i$$

(3) 通风机的轴功率 P_s (kW) 通风机的轴功率等于通风机的内部功率 P_i ，加上轴承和传动装置的机械损失 ΔP_m (kW)，即

$$P_s = P_i + \Delta P_m$$

或

$$P_s = P_e + \Delta P_i + \Delta P_m$$

通风机的轴功率又称通风机的输入功率，实际上它也是原动机（如电动机）的输出功率。

9. 通风机的效率

1) 通风机的全压内效率 η_i ，其等于通风机全压有效功率与内部功率之比，即

$$\eta_i = \frac{P_e}{P_i} = \frac{\Delta p Q_s}{1000 P_i}$$

2) 通风机静压内效率 η_{sti} , 其等于通风机静压有效功率 P_{est} 与通风机内部功率 P_i 之比, 即

$$\eta_{\text{sti}} = \frac{P_{\text{est}}}{P_i} = \frac{\Delta p_{\text{st}} Q_s}{1000 P_i}$$

3) 通风机全压效率 η , 其等于通风机全压有效功率 P_e 与轴功率 P_s 之比, 即

$$\eta = \frac{P_e}{P_s} = \frac{\Delta p Q_s}{1000 P_s}$$

或

$$\eta = \eta_i \eta_m$$

其中, η_m 称为机械效率, 且

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_s} = \frac{\Delta p Q_s}{1000 \eta_i P_s}$$

机械效率表征通风机轴承损失和传动损失的大小, 是通风机机械传动系统设计的主要指标。

4) 通风机的静压效率 η_{st} , 其等于通风机静压有效功率 P_{est} 与轴功率 P_s 之比, 即

$$\eta_{\text{st}} = \frac{P_{\text{est}}}{P_s} = \frac{\Delta p_{\text{st}} Q_s}{1000 P_s}$$

或

$$\eta_{\text{st}} = \eta_{\text{est}} \eta_m$$

10. 比转速

比转速可以作为通风机的分类、系列化和相似设计的依据, 因而是通风机非常重要的一个参数, 用 n_s 表示。

通风机的比转速用下式确定, 即

$$n_s = 5.54n \frac{\sqrt{Q_s}}{\sqrt[4]{\left(\frac{1.2}{\rho} \Delta p\right)^3}}$$

式中 Q_s ——流量 (m^3/s);

Δp ——全压 (Pa);

n ——转速 (r/min);

ρ ——通风机进口的气体密度 (kg/m^3)。

当通风机进口处为标准进气状况, 且气体介质为空气时, 上式中的 $\rho = 1.2 \text{ kg}/\text{m}^3$, 故上式可以写成

$$n_s = 5.54n \frac{\sqrt{Q_s}}{\sqrt[4]{\Delta p^3}}$$

一般离心通风机的比转速 $n_s = 15 \sim 80$; 混流通风机 $n_s = 80 \sim 120$; 轴流通风机

$n_s = 100 \sim 500$ 。

对于标准进气状态 ($\rho = 1.2\text{kg/m}^3$)，用量纲一的系数还可表示为

$$n_s = 138 \frac{\varphi^{\frac{1}{2}}}{\Psi_t^{\frac{3}{4}}}$$

对于某一风机，当工况变化时，流量和压力（或流量系数和压力系数）都在变化。因此，每一个工况点都可以计算出一个比转速，即一台风机有很多的比转速。但是，为了便于比较，规定将风机最高效率点的比转速作为该风机的比转速。

另外，通风机的比转速都是指单级单吸入时的比转速，故双吸入单级通风机的比转速为

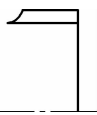
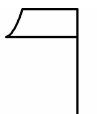
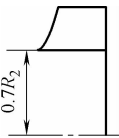
$$n_s = 5.54n \frac{\sqrt{\frac{Q_s}{2}}}{\Delta p^{\frac{3}{4}}}$$

双级单吸入风机的比转速为

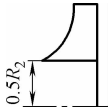
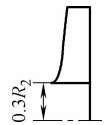
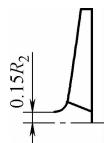
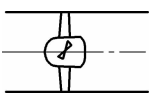
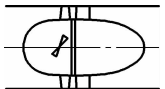
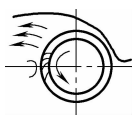
$$n_s = 5.54n \frac{\sqrt{Q_s}}{\left(\frac{\Delta p}{2}\right)^{\frac{3}{4}}}$$

表 2-1 为各种通风机叶轮形式的 n_s 。

表 2-1 各种通风机叶轮形式的 n_s

系 数 叶轮形式	流量系数 φ	压力系数 Ψ_t	转速系数 σ	直径系数 δ	比转速 $n_s = 24.83\sigma$
	1.0	1.0 ~ 1.5	0.438 ~ 0.592	1.19 ~ 1.32	10.9 ~ 14.8
	0.3	0.375	0.68	1.70	16.9
	0.2	0.30	0.657	1.965	16.35

(续)

系 数 叶轮形式	流量系数 φ	压力系数 Ψ_1	转速系数 σ	直径系数 δ	比转速 $n_s = 24.83\sigma$
	0.13	0.50	0.361	2.72	9.0
	0.03	0.55	0.162	5.92	4.04
	0.00185	0.55	0.04	24.4	1.0
	0.3	0.35	0.715	1.62	17.8
	0.3	0.25	0.924	1.535	22.9
	0.1 ~ 0.2	0.03 ~ 0.05	1.78 ~ 3.7	1.10 ~ 1.78	44.2 ~ 92
	1.0	1 ~ 2	0.35 ~ 0.6	1.14 ~ 1.19	8.65 ~ 14.8

注： R_2 为通风机的外圆半径。

2.1.2 结构

图 2-1 ~ 图 2-4 所示为各种通风机的结构图。

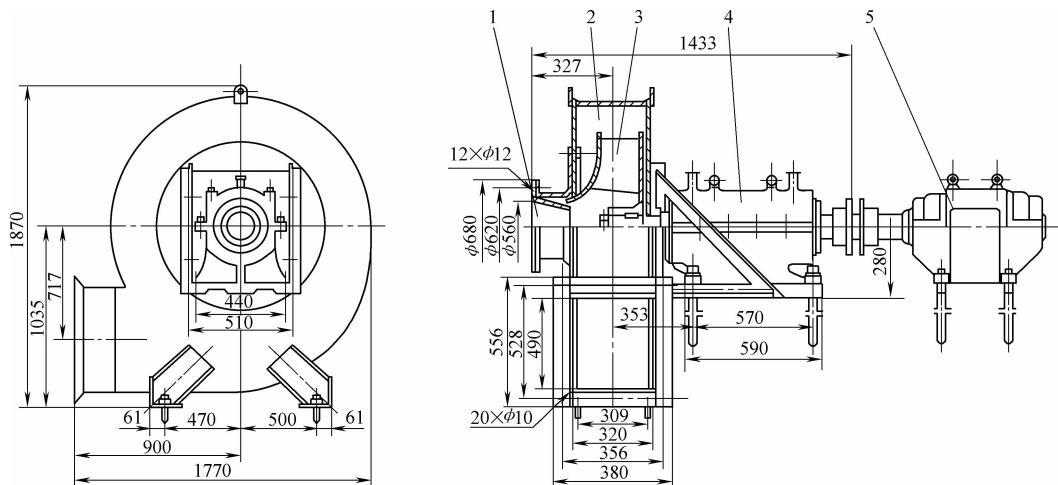


图 2-1 单吸离心通风机结构

1—进风口 2—机壳 3—叶轮 4—传动机 5—电动机

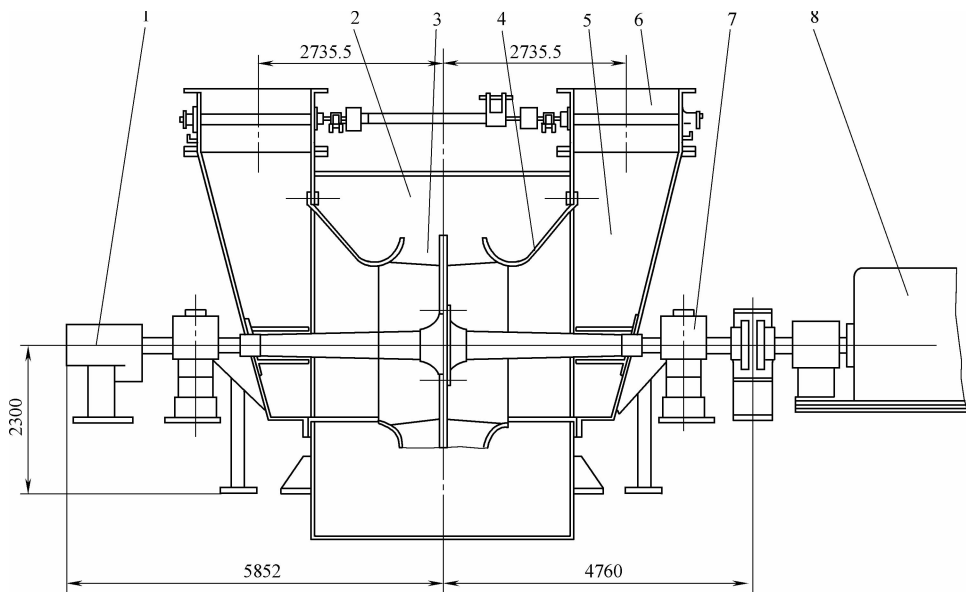


图 2-2 双吸离心通风机结构

1—盘车装置 2—机壳 3—转子组 4—进风口 5—进气箱 6—调节门 7—滑动轴承 8—电动机

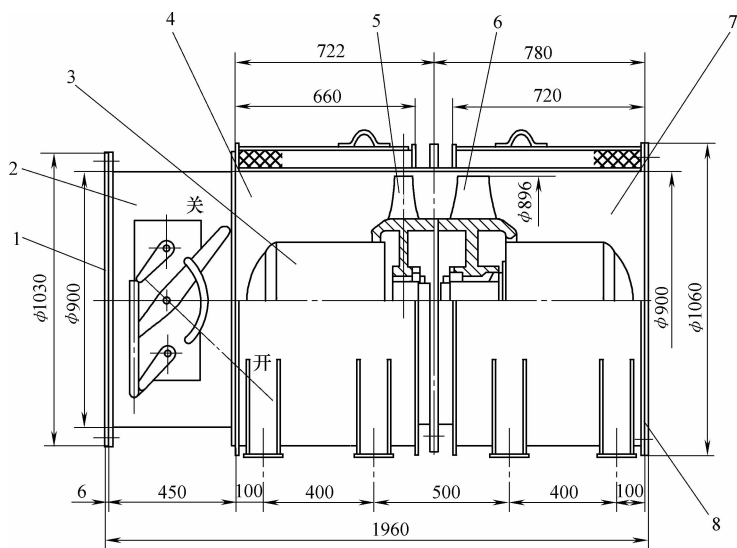


图 2-3 轴流通风机结构

1—出口网 2—调节门 3—电动机 4—二级机壳 5—二级叶轮
6—一级叶轮 7—一级风筒 8—进口网

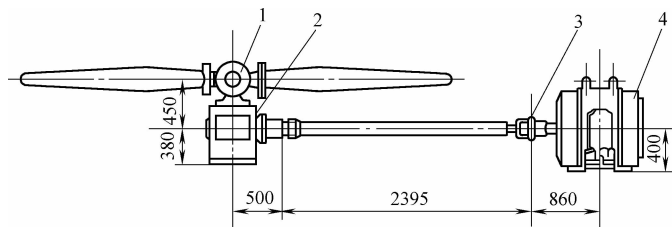


图 2-4 冷却塔轴流通风机结构

1—叶轮 2—齿轮箱 3—传动轴万向联轴器 4—电动机

2.1.3 测绘

1. 通风机测绘要求

- 1) 按测绘制作的通风机要同时保证原测绘样机的力学性能和流体动力性能（流量、压力、效率等）。
- 2) 保证按测绘制作的零部件与原测绘样机的零部件有互换性。

2. 测绘通风机注意事项

- 1) 测绘前可根据有关资料（性能参数及图样等），初步判断所测通风机的型式、规格、大小等，并以此来准备测绘量具、工具和规划测绘方案等。

2) 通风机通流部分的形状和尺寸是保证通风机动力性能的关键。因此, 测绘通风机的通流零部件时, 应尽量保证通流部位的形状和尺寸的准确性, 其中尤为关键的是叶轮的叶片型线和叶片进、出口安装角。标注尺寸也应以通流部位的尺寸为基准。

3) 离心通风机进风口与叶轮前盘间的间隙及轴流通风机的径向和轴向间隙对通风机的性能影响较大, 若因某种原因而无法测量这些间隙时, 则可按下述推荐的数据进行选取。

①离心通风机进风口与叶轮前盘间的间隙有套口和对口两种形式, 如图 2-5 所示。间隙 δ 的值要求越小越好, 但考虑到制造问题, δ 值一般可按 $(0.0015 \sim 0.0040) D_2$ 来选取 (D_2 为叶轮外径), 其绝对值大约在 $2 \sim 4\text{mm}$, 小值用于小风机。

②轴流通风机的径向间隙和轴向间隙如图 2-6 所示。径向间隙可控制在 $0.008 \leq \delta/L < 0.01$ 范围内, 轴向间隙可按 $\Delta = (0.25 \sim 0.40) b$ 选取, 其中 L 为跨距, b 为叶片弦长。

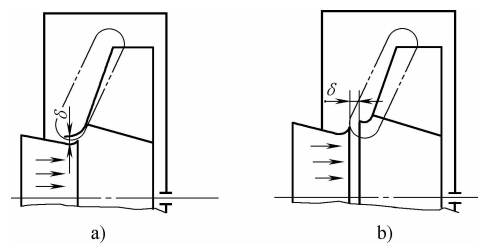


图 2-5 间隙形式
a) 套口 b) 对口

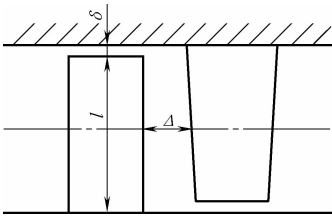


图 2-6 径向间隙和轴向间隙

3. 通风机使用的材料

应根据通风机的用途和使用条件来选择使用的材料。在选择材料时应考虑诸如介质的耐蚀性、介质温度、输送气体的含尘量、防爆性、选材经济性等方面的要求。

通风机主要零部件常用材料的推荐选用见表 2-2。

表 2-2 通风机主要零部件常用材料的推荐选用

名 称	采用材料		技术要求
	材 料	牌 号	
叶轮、叶片	铸铝	ZA1Si9Mg	叶轮外圆周速度 $u_2 \leq 60\text{m/s}$
	普通碳钢	Q235A	—
	普通低合金钢	16Mn	耐磨
	硬铝合金	2A12	防爆
	镍铬钛钢	1Cr18Ni9Ti	耐高温 ($600 \sim 700^\circ\text{C}$), 耐蚀

(续)

名 称	采用材料		技术要求
	材 料	牌 号	
前、中、后盘	普通碳钢	Q235 A	—
	普通低合金钢	16Mn	耐磨
	硬铝合金	2A12	防爆
	镍铬钛钢	1 Cr18 Ni9Ti	耐高温 (600 ~ 700℃), 耐蚀
轴盘 (轮毂)	普通碳钢	Q235 A	轴盘外圆周速度 $u_2 > 45\text{m/s}$
	铸钢	ZG270-500	
	灰铸铁	HT250	轴盘外圆周速度 $u_2 < 45\text{m/s}$
	球墨铸铁	QT350-22	
轴	优质碳素结构钢	35, 45	—
铆钉	普通碳钢	Q235 A	—
	硬铝合金	2A01	防爆
机壳、侧板	普通碳钢	Q235 A	—
	普通低合金钢	16Mn	耐磨
轴承箱、半联轴器	灰铸铁	HT150	—
		HT200	—
支架、拉杆	优质碳素结构钢	25	—
	铸铝	ZA1Si9Mg	—
齿轮	合金钢	35CrMo	—
	优质碳素结构钢	45	—
	灰铸铁	HT250	—
带轮	灰铸铁	HT150	外圆周速度 $u_2 \leq 40\text{m/s}$
		HT200	按外圆周速度大小选用材料等级
滑轨、地脚 垫板等铸件	灰铸铁	HT150	—
		HT200	—

对于输送高温气体的通风机，主要考虑高温下材料的蠕变，不能选用一般材料，用一般碳素钢在温度超过 300℃ 以上时，力学性能下降很快。所以，当介质温度大于 300℃ 时，应选用耐热材料；当介质温度大于 700℃ 时，应选择耐高温合金钢，即注意选用含镍、铬钢种。

对防爆通风机，由于通风机输送的气体介质是一氧化碳、石油气、化学气体以及介质中含有易燃、易爆成分，这类通风机的转子如用一般碳素钢材料制造时，由于部件之间碰撞，或者转子内部吸进砂粒、铁屑等杂质，会引起火花，导致气体燃烧爆炸而造成事故。为了避免事故，当通风机输送易燃、易爆等级比较低的气体介质时，通风机的机壳可用钢板制作，叶轮用铝材料制作，这样当铝叶轮与钢机壳碰撞或摩擦时，不能出现火花而引起事故。但当通风机输送易燃、易爆等级比较高的

气体介质时，则通风机的叶轮与机壳都必须选择铝材料。

对耐磨通风机来说，主要是解决叶片耐磨问题。为使叶片耐磨，可以在叶片表面渗碳、喷镀三氧化二铝或堆焊碳化钨耐磨层，以增加叶轮寿命。

耐腐蚀通风机主要输送介质为含有腐蚀性物质，如酸、碱、盐成分和其他腐蚀性化学气体。该通风机的主要问题是材料的耐蚀性，一般可选用硅铁合金或铝合金以及球墨铸铁，也可采用喷镀技术，如在叶轮、机壳或其他与有腐蚀性气体接触的零部件表面上喷镀塑料、橡胶以及防腐漆，或者采用耐腐蚀塑料，如聚氯乙烯、聚四氟乙烯、聚乙烯等制造通风机。采用耐腐蚀塑料的优点如下：耐蚀性强，能输送一定浓度的具有酸、碱性的介质；重量轻，比强度大；可节约贵金属材料，减轻通风机重量，降低成本。近年来，由于复合材料的出现，玻璃纤维增强塑料（俗称玻璃钢）越来越多地应用于通风机制造中，这类材料具有重量轻，比强度、比模量大，化学稳定性好，耐腐蚀等特点。

4. 通风机铆焊件技术要求

（1）铆焊件材料选用要求 按钢材锈蚀等级规定，对风机产品所选用的钢材，其锈蚀情况可分为四个等级，见表 2-3。

表 2-3 钢材锈蚀等级

等 级	特 征
A	完全被所附轧屑覆盖以及可能有少量锈蚀的钢材表面
B	已开始生锈，而且轧屑也开始剥落的钢材表面
C	轧屑已被锈掉或可刮落，并有少量肉眼可见状腐蚀的钢材表面
D	轧屑已被锈掉，并有大量可见状点腐蚀的钢材表面

材料选用的要求如下：

- 1) 不得选用有夹层、重皮等缺陷的材料。
- 2) 非转动件材料的外表面不能有深度超过 0.5mm 的划痕，对铝材的局部划痕深度不得大于 0.3mm。
- 3) B 级以下的锈蚀材料不得应用在转动件上，也不得应用在其余零部件的外表面上。
- 4) 转动件的材料应有材料合格证明或检验报告。

（2）主要铆焊件的拼接规定 通风机铆焊件在不影响性能和外观质量的情况下允许拼接，应符合下列规定：

- 1) 离心通风机叶轮。叶轮的轮盘与轮盖允许拼接块数不得超过表 2-4 的规定。除平轮盖外，其余轮盖一般为径向拼接。轮盘与平轮盖接缝位置如图 2-7、图 2-8 所示。

表 2-4 轮盘、轮盖允许拼接的块数

叶轮直径/mm	平轮盖	锥面轮盖	单圆弧轮盖	双圆弧轮盖	轮 盘
280 ~ 400	—	—	—	—	—
>400 ~ 1000	≤2	≤2	≤2	≤2	≤2
>1000 ~ 1600	≤2	≤3	≤3	≤3	≤3
>1600 ~ 2800	≤3	≤4	≤4	≤4	≤3
>2800	≤4	≤5	≤6	≤6	≤3

注：1. 叶轮直径是指叶片出口直径。

2. “—”表示不允许拼接。

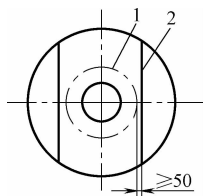


图 2-7 轮盘的接缝

1—轮毂外缘 2—接缝

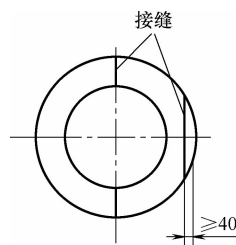


图 2-8 平轮盖的接缝

2) 离心通风机进风口。叶轮直径大于或等于 400mm 的 a、b 型进风口允许在环面和锥面的切点附近接一道环形接缝；c 型进风口允许在切点附近接一道椭圆形接缝；e 型进风口的筒板允许有轴向接缝。各型进风口的接缝位置如图 2-9 所示，等分拼接块数见表 2-5。

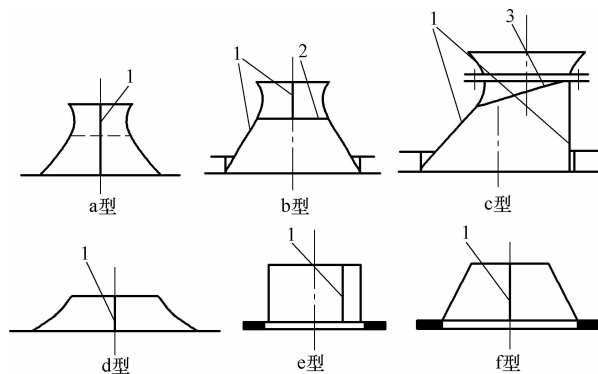


图 2-9 各型进风口的接缝位置

1—接缝 2—环焊缝 3—椭圆接缝

表 2-5 允许进风口等分拼接块数

类型	a		b			c				d	e		f	
部位	环面	锥面	环面	锥面	槽形圈	上环面	下环面	锥面	槽形圈	整体	圆筒	法兰	锥面	法兰
叶轮直径 / $\times 10^2$ mm	块 数													
≤ 4	—	—	—	—	≤ 2	—	—	—	≤ 2	—	—	≤ 2	—	≤ 2
$> 4 \sim 8$	≤ 2	≤ 2	≤ 2	≤ 2						≤ 2	≤ 2			
$> 8 \sim 12.5$	≤ 3	≤ 4	≤ 3	≤ 4						≤ 3	≤ 3		≤ 3	
$> 12.5 \sim 16$										≤ 4				
$> 16 \sim 18$	≤ 4	≤ 5	≤ 4	≤ 5	≤ 3	≤ 4	≤ 4	≤ 5	≤ 3	≤ 4	≤ 3			
$> 18 \sim 20$														
$> 20 \sim 22.4$	≤ 5	≤ 6	≤ 5	≤ 6	≤ 4	≤ 5	≤ 5	≤ 6	≤ 4	≤ 6	≤ 4	≤ 5	≤ 4	
$> 22.4 \sim 25$														≤ 6
$> 25 \sim 28$	≤ 6	≤ 7	≤ 6	≤ 7		≤ 6	≤ 6	≤ 7		≤ 5		≤ 7		≤ 6
> 28	≤ 7	≤ 8	≤ 7	≤ 8	≤ 5	≤ 7	≤ 7	≤ 8	≤ 5	≤ 6	≤ 8	≤ 5	≤ 8	≤ 5

3) 离心通风机调节门。调节门的筒板和法兰圈允许拼接块数见表 2-6，且接缝应避开圆周的等分孔。

表 2-6 调节门的筒板、法兰圈允许拼接块数

叶轮直径/×10 ² mm	筒板块数	法兰圈块数	筒板接块最短长度	
≤8	≤2	≤2	≥1/3 周长	
>8 ~ 12.5	≤3		≤3	≥1/4 周长
>12.5 ~ 16	≤4			
>16 ~ 18				
>18 ~ 20				
>20 ~ 22.4	≤5	≤4	≥1/5 周长	
>22.4 ~ 25			≤6	≥1/6 周长
>25 ~ 28				
>28				

4) 离心通风机机壳。离心通风机机壳侧板的接缝一般应与出风口边平行或垂直。

当叶轮直径小于或等于 1600mm 时，蜗壳板的接缝位置如图 2-10 所示；当叶轮直径大于 1600mm 时，接缝位置可从图 2-10、图 2-11 中任选。当选用图 2-11 时，其允许拼接块数不得超过 $2n - 1$ 块（ n 为表 2-7 中蜗壳板的块数，但不包括扩压段部分）。

机壳的侧板、蜗壳板、法兰圈以及角钢圈的允许拼接块数见表 2-7。

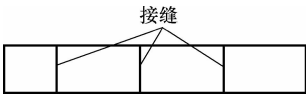


图 2-10 蜗壳板拼接形式 I

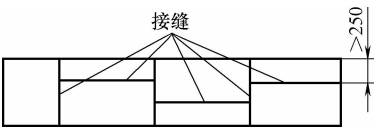


图 2-11 蜗壳板拼接形式 II

表 2-7 机壳主要件的拼接块数

叶轮直径/ $\times 10^2$ mm	侧 板	蜗壳板 (n)	法兰圈	角钢圈
2.8 ~ 4	—	≤ 3	≤ 2	≤ 2
> 4 ~ 6.3	≤ 2			
> 6.3 ~ 9	≤ 3			
> 9 ~ 12.5	≤ 4	≤ 4	≤ 3	≤ 3
> 12.5 ~ 16	≤ 5			
> 16 ~ 20	≤ 6	≤ 5	≤ 4	
> 25 ~ 25	≤ 7	≤ 6	≤ 5	≤ 4
> 25 ~ 28	≤ 8	≤ 7	≤ 6	
> 28	≤ 9	≤ 8	≤ 7	

注：1. 侧板块数包括图样中给定块数。

2. 角钢圈和法兰圈为等分拼接。

5) 轴流通风机集流器。对高度大于 100mm 的圆筒与环面相切的集流器，允许于切点处有环焊缝，如图 2-12 所示；周向允许等分拼接块数见表 2-8。

6) 轴流通风机整流体。高度大于 100mm 的圆筒与椭球面（见图 2-13）或球面（见图 2-14）相切而成的整流体，允许于切点处有环焊缝，周向允许等分拼接块数见表 2-8。

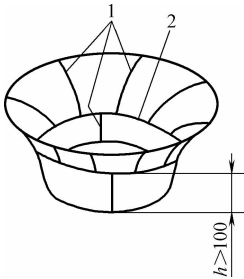


图 2-12 集流器的拼接

1—接缝 2—环焊缝

表 2-8 集流器和整流体等分拼接块数

类 别	集流器		整流体	
	环 面	筒 面	球 面	筒 面
叶轮直径/ $\times 10^2$ mm	块 数			
9 ~ 12.5	≤ 6	≤ 2	≤ 6	≤ 2
> 12.5 ~ 16	≤ 8	≤ 4	≤ 8	≤ 4
> 16 ~ 20	≤ 10		≤ 10	

(续)

类 别	集流器		整流体	
	环 面	筒 面	球 面	筒 面
叶轮直径/ $\times 10^2\text{mm}$	块 数			
>20 ~ 25	≤ 12	≤ 6	≤ 12	≤ 6
>25 ~ 28			≤ 14	
>28	≤ 14			

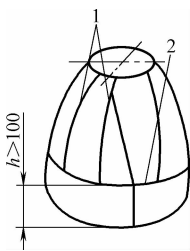


图 2-13 整流体的拼接 I
1—接缝 2—环焊缝

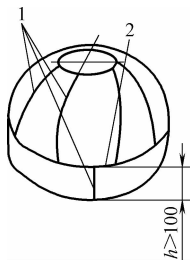


图 2-14 整流体的拼接 II
1—接缝 2—环焊缝

7) 轴流通风机轮毂。直径大于 1000mm 的毂盘，允许两块或三块拼接，具体拼接位置如图 2-15 或图 2-16 所示。

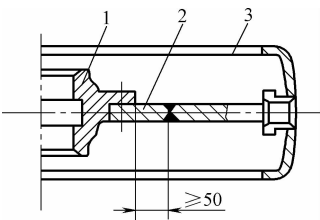


图 2-15 球面毂壳的拼接
1—轴盘 2—毂盘 3—球面毂壳

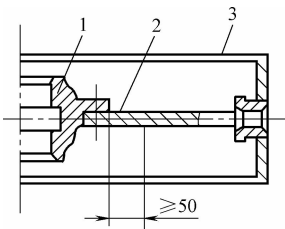


图 2-16 圆筒毂壳的拼接
1—轴盘 2—毂盘 3—圆筒毂壳

球面毂壳（见图 2-15）和圆筒毂壳（见图 2-16）周长允许拼接块数见表 2-9，且接缝应避开圆周上的等分孔。

表 2-9 毂壳周长允许拼接块数

毂壳外径/mm	球面毂壳	圆筒毂壳	接块最短长度
>600 ~ 1000	≤ 2	≤ 2	$\geq 1/4$ 周长
>1000	≤ 4		

(3) 铆焊件的落料公差 非配合件剪切的极限偏差如下：

1) 剪切件的极限偏差，不得超过表 2-10 中 A 级偏差的数值。

表 2-10 线性尺寸的极限偏差 (单位: mm)

级别	尺 寸 范 围										
	2 ~ 30	>30 ~ 120	>120 ~ 400	>400 ~ 1000	>1000 ~ 2000	>2000 ~ 4000	>4000 ~ 8000	>8000 ~ 12000	>12000 ~ 16000	>16000 ~ 20000	>20000
A	± 1	± 1	± 1	± 2	± 3	± 4	± 5	± 6	± 7	± 8	± 9
B	± 1	± 2	± 2	± 3	± 4	± 6	± 8	± 10	± 12	± 14	± 16
C	± 1	± 3	± 4	± 6	± 8	± 11	± 14	± 18	± 21	± 24	± 27
D	± 1	± 4	± 7	± 9	± 12	± 16	± 21	± 27	± 32	± 36	± 40

2) 剪切件直角边的垂直度公差, 不得超过表 2-11 中 F 级公差数值。

表 2-11 铆焊件的几何公差 (单位: mm)

公差 级别	尺 寸 范 围									
	30 ~ 120	>120 ~ 400	>400 ~ 1000	>1000 ~ 2000	>2000 ~ 4000	>4000 ~ 8000	>8000 ~ 12000	>12000 ~ 16000	>16000 ~ 20000	>20000
E	0. 5	1. 0	1. 5	2. 0	3. 0	4. 0	5. 0	6. 0	7. 0	8. 0
F	1. 0	1. 5	3. 0	4. 5	6. 0	8. 0	10. 0	12. 0	14. 0	16. 0
G	1. 5	3. 0	5. 5	9. 0	11. 0	16. 0	20. 0	22. 0	25. 0	25. 0
H	2. 5	5. 0	9. 0	14. 0	18. 0	26. 0	32. 0	36. 0	40. 0	40. 0

非配合件的气割公差如下:

- 1) 气割件尺寸的极限偏差, 不得超过表 2-10 中 B 级偏差的数值。
- 2) 气割件直角边垂直度公差, 按表 2-11 中 F 级公差数值的 1.2 倍选取。
- 3) 凡不进行“机加”的气割件, 外缘应圆滑过渡, 其局部凸凹尺寸应不大于 3mm。

未注公差的间隙配合件的落料公差如下:

- 1) 间隙配合的轴类件, 其落料的下极限偏差按表 2-10 中 A 级的下极限偏差取, 上极限偏差为零。
- 2) 间隙配合的孔类件, 其落料的上极限偏差按表 2-10 中 B 级的上极限偏差取, 下极限偏差为零。
- 3) 机壳中蜗壳板宽度的落料上极限偏差取表 2-10 中 A 级的上极限偏差之半; 下极限偏差取表 2-10 中 A 级下极限偏差的数值。
- 4) 通风机叶片尺寸的极限偏差, 不得超过表 2-10 中 A 级偏差的数值。
- 5) 圆筒的周长落料公差, 应等于圆筒的配合公差与圆周率 π 的乘积值的 80%。
- 6) 配合件直角边垂直度公差, 按表 2-11 中的 E 级选取。

(4) 铆焊件的制造公差 未注公差的铆焊件的制造公差如下:

1) 不经弯曲成形的非配合件, 其制造极限偏差同铆焊件的落料公差中第 1) 和第 2) 条的规定。

2) 经弯曲成形的非配合件, 成形后的极限偏差按表 2-10 中的 B 级选取。

3) 不经弯曲成形的配合件, 其制造偏差与铆焊件的落料公差相同。

4) 与圆筒外径配合的孔类件, 其孔径的上极限偏差, 按表 2-10 中 B 级的上极限偏差选取, 下极限偏差为零; 圆筒外径的下极限偏差, 按表 2-10 中 A 级的下极限偏差选取, 上极限偏差为零。

5) 与圆筒内径配合的轴类件, 其外径的下极限偏差, 按表 2-10 中 A 级的下极限偏差选取, 上极限偏差为零; 圆筒内径的上极限偏差, 按表 2-10 中 B 级的上极限偏差选取, 下极限偏差为零。

6) 离心通风机进风口喉径的极限偏差, 不得超过名义尺寸的 $\pm 0.6\%$ 。

7) 组合件非配合尺寸的极限偏差, 按表 2-10 的 C 级选取。

8) 组合件非配合边缘的垂直度公差, 按表 2-11 的 G 级选取; 配合边缘的垂直度公差, 按表 2-11 的 E 级选取。

9) 组合件法兰面的平面度公差, 按表 2-11 的 F 级选取。

离心通风机铆焊件的几何公差如下:

1) 叶片型线的线轮廓度公差按表 2-11 的 F 级选取, 其公称尺寸为叶片弧长。

2) 弧形轮盖的线轮廓度公差按表 2-11 的 F 级选取, 其公称尺寸为叶轮直径。

3) 进风口弧面部分型线的线轮廓度公差按表 2-11 的 F 级选取, 其公称尺寸为进风口喉径。

4) 单件侧板的平面度公差按表 2-11 的 F 级选取; 组装成机壳后侧板的平面度公差按表 2-11 的 G 级选取。

5) 叶片进、出口安装角的极限偏差为 α^{+1}_0 。

6) 叶片出口边对轮盘的垂直度公差, 应小于或等于叶片出口宽度的 1/100。

7) 任意三个相邻叶片, 于出口端的两个节距 (弦长) 之差 K 值不得超过表 2-12 的规定。

表 2-12 叶片节距之差 K 值

(单位: mm)

叶轮直径	K	叶轮直径	K
≤ 1000	$0.0045 \times \text{叶轮直径}$	$> 2000 \sim 2500$	$0.0042 \times \text{叶轮直径}$
$> 1000 \sim 2000$	$0.0043 \times \text{叶轮直径}$	> 2500	$0.0041 \times \text{叶轮直径}$

8) 拼装前的叶轮轮盖的平面度公差按表 2-11 的 E 级选取; 组装成叶轮后轮盘的平面度公差按表 2-11 的 G 级选取。

9) 叶轮轮盖内径的圆跳动公差, 应等于或小于叶轮与进风口最小单侧间隙值的一半; 叶轮端面的圆跳动公差见表 2-13。

表 2-13 叶轮端面的圆跳动公差 (单位: mm)

项 目	叶轮直径					
	200 ~ 400	> 400 ~ 1000	> 1000 ~ 1600	> 1600 ~ 2500	> 2500 ~ 3150	> 3150 ~ 5000
轮盘轴向圆跳动	2.0	3.0	4.0	5.0	5.5	6.5
轮盖轴向圆跳动	2.5	3.5	5.0	5.5	6.5	7.5

轴流通风机铆焊件的几何公差如下:

1) 叶片型线的线轮廓度公差, 不应超过所测叶片截面弦长的 1/150, 叶片表面划痕深度不得大于 0.5mm。

2) 叶片扭曲角的偏差, 不得超过 $\pm 1^\circ$ 。

3) 任意三个相邻叶片, 于外圆处两个相应端点节距 (弦长) 之差 K' 值不应超过表 2-14 的规定。

表 2-14 叶片节距之差 K' 值 (单位: mm)

叶片数	叶轮直径							
	≤ 630	> 630 ~ 800	> 800 ~ 1250	> 1250 ~ 2000	> 2000 ~ 3150	> 3150 ~ 5000	> 5000 ~ 8000	> 8000
> 10	3.0	4.0	6.0	8.0	10.0	12.0	20.0	30.0
≤ 10	4.8	6.4	9.6	13.0	16.0	22.0	30.0	40.0

4) 导叶、集流器、整流体的弧面型线与量形样板的间隙, 不得大于所测弧长的 1/100。

5) 叶轮的圆跳动公差, 不应超过表 2-15 的规定。

表 2-15 轴流通风机叶轮的圆跳动公差 (单位: mm)

项 目	叶轮直径					
	≤ 630	> 630 ~ 800	> 800 ~ 1250	> 1250 ~ 2000	> 2000 ~ 3150	> 3150 ~ 5000
轮毂径向与轴向圆跳动	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0
叶轮外径径向圆跳动	1.0	1.5	2.0	3.5	3.0	4.0
叶轮外径轴向圆跳动	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	10.0

6) 导叶在风筒中的安装角偏差不得大于 $\pm 1^\circ$ 。

7) 机壳尺寸的极限偏差和几何公差不应超过表 2-16 的规定。

8) 空心传动轴不加工外径的径向圆跳动公差, 不应超过表 2-17 的规定。

9) 属于用户作连接用的连接件, 其连接孔的位置度公差应小于或等于

$\phi 1.5\text{mm}$ 。

表 2-16 机壳尺寸的极限偏差和几何公差 (单位: mm)

项 目	叶轮直径							
	≤ 630	> 630 ~ 800	> 800 ~ 1250	> 1250 ~ 2000	> 2000 ~ 3150	> 3150 ~ 5000	> 5000 ~ 8000	> 8000
不加工的筒内径极限偏差	+2.00 0	+3.00 0	+4.00 0	+4.50 0	+5.00 0	+5.50 0	+6.00 0	+7.00 0
两端法兰圈平行度公差	2.00	2.50	3.00	3.50	4.00	4.50	5.00	6.00
内径圆度公差	1.00	1.50	2.00	2.25	2.50	2.75	3.00	3.50

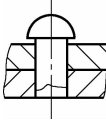
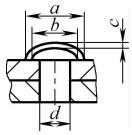
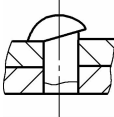
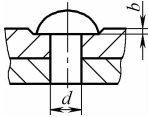
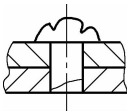
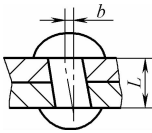
表 2-17 空心传动轴径向圆跳动公差 (单位: mm)

外圆直径	≤ 200	$> 200 \sim 300$	> 300
径向圆跳动	2	3	4

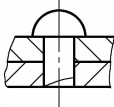
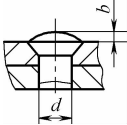
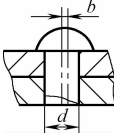
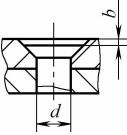
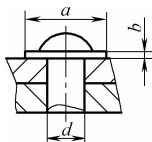
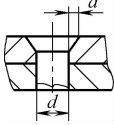
(5) 铆接质量要求

- 1) 铆接件的间隙, 在两倍铆钉直径范围内不得大于 0.1mm, 其余部位不得大于 0.3mm。
- 2) 铆钉头部应光滑平整, 局部划伤深度不得大于 0.4mm。
- 3) 严禁有松动的铆钉。
- 4) 铆接质量的其余要求见表 2-18。

表 2-18 铆接质量要求

缺 陷	简 图	质量要求与 极限偏差	缺 陷	简 图	质量要求与 极限偏差
钉头未压上 被铆件		不允许	钉头偏小		$a - b \leq 0.1d$ $c \leq 0.1d$
钉头偏压 被铆件		不允许	钉头边缘的 母材被压伤		$b \leq 0.04d$
钉头裂纹		不允许	钉头倾斜		$b \leq 0.03L$

(续)

缺 陷	简 图	质量要求与 极限偏差	缺 陷	简 图	质量要求与 极限偏差
钉头周缘缺陷		不允许	沉头偏高		$b \leq 0.05d$
头部轴线 线位移		$b \leq 0.1d$	沉头偏低		$b \leq 0.03d$
钉头出现帽缘		$a \leq 1.9d$ $b \leq 0.1d$	沉头不完整		$a \leq 0.05d$

5. 通风机零部件主要加工部位的公差配合和表面粗糙度

通风机中主要机械加工部位的公差配合及表面粗糙度的选择列于表 2-19 中，表中给出的数值均为一般情况下的选用，在有特殊要求的情况下，测绘者可根据实际要求进行选取。

表 2-19 通风机中主要机械加工部位的公差配合及表面粗糙度的选择

配合部位及有关部位	配合精度	表面粗糙度 $Ra/\mu\text{m}$
叶轮轴盘与主轴	H7/k6	1.6
主轴与滚动轴承内孔	K6	0.8
带轮、联轴器内孔与主轴	H7/k6	1.6
叶轮与轴盘止口	H8/h8	3.2
轴承箱内孔与滚动轴承外圆	J7	1.6
对开轴承箱上、下止口	H8/js7	3.2
轴承箱侧盖止口	f9	3.2
带轮槽		3.2 ~ 1.6
半联轴器外圆		3.2
叶轮外圆		6.3

(续)

配合部位及有关部位		配合精度	表面粗糙度 $Ra/\mu\text{m}$
键槽 (孔、轴)	两侧面	JS9/n9	3.2
	底 面		6.3
主轴中心孔			1.6
销孔			1.6

2.2 离心式通风机的设计

离心式通风机的主要气动部件是叶轮、外壳和集流器。叶轮由前盘、后盘和固定在两盘之间的叶片组成。叶轮是通风机中将原动机的机械能转换为气体能量的唯一部件，其几何形状、尺寸和转速等基本参数制约着气体在叶轮中流动的特征，决定着风机的流量、升压，以及流量与升压之间的关系。气体在通风机中的实际流动情况相当复杂，其中涉及各种流动损失，利用数字方法准确求出其特性是很困难的。为此，首先需要在一定的条件下，建立一个理想的叶轮模型，通过分析理想的叶轮模型，在得到基本参数之间关系的基础上，再加以修正，使其逐步接近于实际情况。

2.2.1 方案选择

通风机设计时给定的条件主要有：体积流量 Q 、全压升 Δp 、工作介质及其密度 ρ （或工作介质温度、湿度等），以及结构上的要求和其他方面的特殊要求等。

对通风机设计的一般要求如下：

- 1) 满足所需流量和升压的工况点应在最高效率点附近。
- 2) 最高效率值要高，效率曲线要平坦。
- 3) 压力特性曲线的稳定工作区间要宽。
- 4) 工艺性好，结构简单。
- 5) 足够的强度和刚度，工作安全可靠。
- 6) 噪声低。
- 7) 调节性能好。
- 8) 通风机尺寸尽可能小，质量轻。
- 9) 维护方便。

一般情况下，上述各项要求很难同时得到满足，气动性能与结构（强度、工艺）之间往往也存在矛盾，因此，设计时应抓住主要矛盾，并注意协调解决。例如，对大型通风机，一般力求高效率，兼顾结构与工艺，对小型通风机的要求则相反。根据通用机的用途不同，要求也不一样，如锅炉用引风机要求有良好的耐磨

性；公共建筑通风机则要求低噪声，多翼式离心通风机具有此特点。

大流量时采用双吸气，可使通风机的尺寸小、重量轻、平衡性好。

(1) 叶片形式的合理选择 在一定转速下，后向叶轮的压力系数 ψ_t 较小，则叶轮直径较大，而效率较高。前向叶轮则相反。

对于低比转速通风机，其泄漏损失的相对比例一般较大，应引起注意。

(2) 通风机传动方式的选择 通风机传动方式分为电动机直联型（A型）、带传动型（B、C、E、F型）和联轴器传动型（D型）三种。对于A、D、F三种传动方式，通风机转速与电动机转速相同；而对于B、C、E三种传动方式，则均为变速，设计时可灵活选择通风机转速。一般对于小型通风机，与电动机直联传动方式A应用广泛，对于大型通风机，因带传动不适用，多采用传动方式D、F。对于高温、多尘的工作条件，传动方式还应考虑电动机、轴承的防护和冷却问题。

(3) 蜗壳外形尺寸应尽可能地小 对于高比转速的通风机，可采用缩短的蜗形；对于低比转速的通风机，一般选用标准蜗形。有时为了减小蜗壳尺寸，可选用蜗壳出口速度大于通风机进口速度（即 $c_c > c_0$ ）的方案，此时在出口装设出口扩压器，以提高其静压值。

2.2.2 设计计算步骤

1. 计算比转速 n_s

根据给定的设计参数，如流量 Q 、升压（全压） Δp 、介质及其进口状态等要求，按照下式求其比转速 n_s 。

$$n_s = \frac{Q^{\frac{1}{2}} n}{\left(\frac{1.2}{\rho} \Delta p \right)^{\frac{3}{4}}}$$

式中 ρ ——气体密度（ kg/m^3 ）；

n ——叶轮转速（ r/min ），设计时若未给定转速，可以先初定，然后依据 n_s 确定通风机的类型及叶片形式。

n_s 的取值一般为

$n_s = 2.7 \sim 12$ ，前向叶片离心式

$n_s = 3.6 \sim 16$ ，后向叶片离心式

$n_s > 16$ ，双吸入或并联离心式

$n_s = 18 \sim 36$ ，轴流式

2. 初选叶片出口安装角 β_{2A}

根据试验统计资料：对于机翼形叶片，在 $\beta_{2A} = 45^\circ \sim 47^\circ$ 时效率较高；压力系数 Ψ_t 与叶片出口安装角 β_{2A} 成线性关系，如图 2-17 所示，图中 Ψ_t - β_{2A} 的拟合关系式为

$$\Psi_t = 0.00787\beta_{2A} + 0.60$$

3. 计算叶轮圆周速度 u_2

根据所选的 β_{2A} 值查图 2-17 得到 Ψ_t 值, 再按照下式计算叶轮圆周速度 u_2 (单位: m/s):

$$u_2 = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho \Psi_t}}$$

一般有

$\Psi_t = 0.6 \sim 0.8$, 强后向叶片

$\Psi_t = 0.8 \sim 1.2$, 后向叶片

$\Psi_t = 1.2 \sim 1.4$, 径向叶片

$\Psi_t = 1.4 \sim 2.4$, 前向叶片

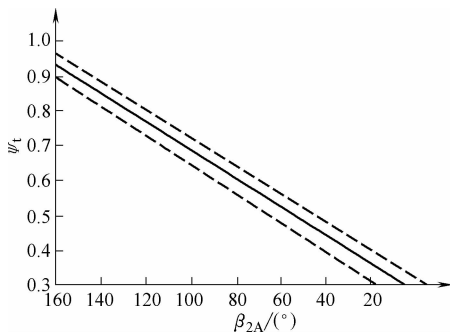


图 2-17 压力系数 Ψ_t 与叶片出口安装角 β_{2A} 的关系

4. 确定叶轮外径 D_2 (单位: m) 和圆周速度 u_2 (单位: m/s)

$$D_2 = \frac{60u_2}{\pi n}$$

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}$$

式中 n ——叶轮转速 (r/min)。

由于 $D_2 \propto 1/n$, 上述计算可进一步判断所选择的转速 n 是否合理。一般来说, 提高转速可使通风机结构尺寸减小。电机机的转速 n 依下式计算:

$$n = 60f/p$$

式中 f ——普通交流电的频率, 一般为 50Hz;

p ——极对数, 随着磁极对数的增加, 电动机重量增加, 成本将成倍地增长。

5. 计算叶片进口直径 D_1

根据叶道中损失为最小的原则, 依下式关系计算叶片进口直径 D_1 的大小:

$$\frac{D_1}{D_2} = 1.193 \sqrt[3]{\varphi}$$

式中 φ ——流量系数, 依相应的公式计算;

D_2 ——叶轮外径。

上式适用于后向、径向和 $\varphi < 0.3$ 的前向叶轮, 而对 $\varphi > 0.3$ 的前向叶轮, 用上式求得的 D_1/D_2 值偏大。为此, 对于 $\varphi > 0.3$ 的前向叶轮, D_1/D_2 值可以直接在 0.8 ~ 0.95 范围内选取。

6. 确定叶轮进口直径 D_0

考虑到叶片进口转弯与分离的影响, 一般要求叶片进口稍有加速, 通常取

$$D_1 = (1.0 \sim 1.05) D_0$$

7. 确定叶片数 z

根据下式计算叶片数:

$$z \approx \frac{8.5 \sin \beta_{2A}}{1 - \frac{D_1}{D_2}}$$

然后合理地进行圆整。

8. 确定叶片进、出口宽度 b_1 和 b_2

对于后向前轮,大都采用锥形或弧形前盘,一般以 β_{2A} 值大小依经验公式选取 c_{2r}/u_2 值,并按相应公式计算叶片出口阻塞系数 τ_2 ,代入下式求 b_2 值大小:

$$\frac{b_2}{D_2} = \frac{\varphi}{4\tau_2 \frac{c_{2r}}{u_2}}$$

其中

$$\beta_{2A} = 35^\circ \sim 48^\circ \text{ 时, } c_{2r}/u_2 = 0.21 \sim 0.25$$

$$\beta_{2A} = 48^\circ \sim 60^\circ \text{ 时, } c_{2r}/u_2 = 0.25 \sim 0.28$$

$$\tau_2 = \frac{t_2 - \sigma_2 \left(1 + \frac{2\Delta}{b_2} \right)}{t_2}$$

式中 t_2 ——叶片出口节距;

σ_2 ——叶片出口厚度;

Δ ——叶片折边;

b_2 ——叶片出口宽度。

而其叶片进口宽度为

$$b_1 \approx \frac{b_2 D_2}{D_1}$$

对于前向叶轮,其叶片进口宽度应该比按照相应的理论计算求出的大得多。前苏联中央空气流体动力研究院推荐,当其比转速 $n_s = 4.5 \sim 11.7$ 时,按下述范围选取:

$$\frac{D_1}{D_2} = 0.25 \sim 0.35 \text{ 时, } b_1 = (1.2 \sim 1.5) \frac{D_1}{4}$$

$$\frac{D_1}{D_2} = 0.35 \sim 0.5 \text{ 时, } b_1 = (1.5 \sim 2.0) \frac{D_1}{4}$$

$$\frac{D_1}{D_2} > 0.5 \text{ 时, } b_1 = (2.0 \sim 2.5) \frac{D_1}{4}$$

若采用平直前盘,则 $b_2 = b_1$ 。若采用锥形前盘,在 D_1/D_2 一定的情况下, θ 的取值不宜太大,参考表 2-20 选取 θ 值,求得 b_2 的值。

表 2-20 锥形前盘倾斜角 θ 的取值范围

D_1/D_2	0.3 ~ 0.45	0.45 ~ 0.55	> 0.5
$\theta/(\circ)$	< 20	< 25	< 35

9. 计算叶片进口安装角 β_{1A}

根据流体的连续性方程，即下式，求叶片进口径向速度 c_{1r} （单位：m/s）：

$$c_{1r} = \frac{Q_{th}}{\pi D_1 b_1 \tau_1}$$

式中 Q_{th} ——理论流量；

τ_1 ——叶片进口阻塞系数。

先预选 τ_1 ，然后再验算。根据速度三角形，进口气流角为

$$\beta_1 = \arctan \frac{c_{1r}}{u_1}$$

其中， u_1 （单位：m/s）为

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$$

一般取冲角 $i = -8^\circ \sim 8^\circ$ ，则进口叶片角为

$$\beta_{1A} = \beta_1 + i$$

10. 验算全压 Δp

1) 根据下式计算无限多叶片的理论升压 $\Delta p_{th\infty}$ （单位：Pa）：

$$\Delta p_{th\infty} = \rho u_2^2 \left(1 - \frac{c_{2r}}{u_2} \cot \beta_{2A} \right)$$

2) 根据所选叶轮形式，参照相应的计算关系，计算滑移系数（也称环流系数） μ 的大小，求得理论压力（单位：Pa），即

$$\Delta p_{th} = \mu \Delta p_{th\infty}$$

3) 实际全压 Δp （单位：Pa），即

$$\Delta p = \mu \eta_h \Delta p_{th\infty}$$

式中 η_h ——流动效率。

如果以水力学公式（叶轮入口气流全压 $\Delta p_i = \xi_i \frac{\rho}{2} c_i^2$ ， c_i^2 为入口气流流速）估计损失，因其损失系数 ξ_i 范围太大，一般以比转速大小相对于同类通风机进行类比估算。如果计算出的实际全压 Δp 与使用要求接近，则认为满足要求；如果 Δp 偏离使用要求太大，则需要适当更改参数（如 β_{2A} 和叶片数 z ），重新进行计算。

11. 叶片型线绘制

根据所选叶片形状和相应的计算公式，分别计算有关参数，如叶片圆弧半径 R_k 、圆弧中心所在半径 R_0 等的大小，然后参照相应的方法作图得其型线。

12. 确定蜗壳尺寸

- 1) 根据经验公式的相应计算关系选定蜗壳宽度 B 。
- 2) 根据下列公式计算蜗壳出口张开度 A 。
- 3) 用等边基方法或不等边基方法近似求作蜗壳内壁型线。其中：

$$R'_2 = (1.0 \sim 1.05) R_2$$

$$R_I = R'_2 + \frac{1}{8}A$$

$$R_{II} = R'_2 + \frac{3}{8}A$$

$$R_{III} = R'_2 + \frac{5}{8}A$$

$$R_{IV} = R'_2 + \frac{7}{8}A$$

- 4) 蜗舌的设计。蜗舌舌尖圆角半径 r' 一般取

$$\frac{r'}{D_2} = 0.03 \sim 0.06$$

蜗舌与叶轮间隙 t 一般取

$$\frac{t}{D_2} = 0.05 \sim 0.10, \text{后向叶片}$$

$$\frac{t}{D_2} = 0.07 \sim 0.15, \text{前向叶片}$$

13. 计算通风机所需功率

- 1) 根据相应的公式关系等求得全压效率

$$\eta = \eta_h \eta_l \eta_{df} \eta_m$$

式中 η_h 、 η_l 、 η_{df} 和 η_m ——流动效率、泄漏效率、轮阻效率和机械传动效率。

- 2) 根据下式计算电动机功率（单位：kW），即

$$P_M = \frac{\Delta p Q}{\eta} k \times 10^{-3}$$

式中 k ——功率储备系数。

依据上式计算结果，按使用要求选择电动机的类型及其大小。所选配的电动机功率应大于或等于上式的计算值，但不宜超过太多，尤其对要求低噪声的通风机更是如此。

14. 气动性能试验、检验和修正设计

在结构设计基础上，进行通风机模型（或实物）的气动性能试验，得出 Δp 、 P 、 η 与 Q 的关系（或 ψ_l 、功率系数 λ 、 η 和 φ 的关系），检验设计是否符合给定要求。若不满足设计要求，应进行修改。

2.2.3 离心式通风机设计计算实例

1. 已知条件与设计要求

已知：通风机的介质为空气；进口状态为：压力 $p_j = 760\text{mmHg}$ ，温度 $t_j = 20^\circ\text{C}$ ，相对湿度 $h_u = 50\%$ ，空气密度 $\rho = 1.2\text{kg/m}^3$ 。

要求设计一台一般用途的通风机，其性能参数如下：流量 $Q = 42000\text{m}^3/\text{h}$ ，全压 $\Delta p = 3240\text{N/m}^2$ ，全压效率 $\eta \geq 0.78$ 。

2. 主要设计计算步骤

(1) 根据比转速 n_s 确定通风机类型及叶片形式 因已知该通风机进口状态为标准状态，则性能不需换算，依照相应关系得

$$n_s = \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{\Delta p^{\frac{3}{4}}} n = \frac{\left(\frac{42000}{3600}\right)^{\frac{1}{2}}}{(3240)^{\frac{3}{4}}} n = 0.00804n$$

初选通风机转速 $n = 960\text{r/min}$ ，则

$$n_s = 0.00804 \times 960 = 7.72$$

因要求 $\eta \geq 0.78$ ，故采用后向叶轮离心通风机，圆弧叶片。预计功率 $P > 52\text{kW}$ ，不适宜采用带传动，采用 D 式传动。

(2) 选取叶片出口安装角 β_{2A} 经验表明：后向叶轮中 $\beta_{2A} = 40^\circ$ ，其效率一般较高，由图 2-17 查得 $\beta_{2A} = 40^\circ$ 时， $\Psi_t = 0.47$ 。

(3) 依照下式计算所需圆周速度 u_2

$$u_2 = \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho \Psi_t}} = \sqrt{\frac{3240}{1.2 \times 0.47}} \text{m/s} = 75.8 \text{m/s}$$

(4) 确定叶轮外径 D_2 及其圆周速度 u_2

$$D_2 = \frac{60u_2}{\pi n} = \frac{60 \times 75.8}{\pi \times 960} \text{m} = 1.51 \text{m}$$

选定 $D_2 = 1.5\text{m}$ ，并计算确定 u_2 ，即

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = \frac{\pi \times 1.5 \times 960}{60} \text{m/s} = 75.5 \text{m/s}$$

(5) 确定叶片进口直径 D_1 大小 根据下列关系计算流量系数。

已知理论流量 $Q_{th} = Q + Q'$ ，今取泄漏流量 $Q' = 0.01Q$ ，则有

$$Q_{th} = 1.01Q = 11.78\text{m}^3/\text{s}$$

$$\varphi = \frac{Q_{th}}{\frac{\pi}{4} D_2^2 u_2} = \frac{11.78}{\frac{\pi}{4} \times 1.5^2 \times 75.5} = 0.0883$$

由下列关系有

$$\frac{D_1}{D_2} \geq 1.194 \sqrt[3]{\varphi} = 1.194 \times \sqrt[3]{0.0883} = 0.531$$

则得

$$D_1 = \frac{D_1}{D_2} \times D_2 = 0.531 \times 1.5\text{m} = 0.8\text{m}$$

(6) 确定叶轮进口直径 D_0 计及叶片进口处转弯与分离的影响, 一般要求叶片进口稍有加速, 通常选取 $D_1 = (1.0 \sim 1.05) D_0$, 这里取

$$D_0 = \frac{D_1}{1.05} = \frac{0.8}{1.05}\text{m} = 0.76\text{m}$$

(7) 确定叶片数 z 由下式有

$$z \approx 8.5 \frac{\sin \beta_{2A}}{1 - \frac{D_1}{D_2}} = 8.5 \times \frac{\sin 40^\circ}{1 - 0.531} = 11.65$$

选取 $z \approx 11$ 。

(8) 确定叶片进、出口宽度 b_1 和 b_2 利用下式计算出口阻塞系数 τ_2

$$\tau_2 = \frac{\frac{\pi D_2}{z} - \frac{\delta_2}{\sin \beta_{2A}} - \frac{2\Delta \delta_2}{b_2 \sin \beta_{2A}}}{\frac{\pi D_2}{z}}$$

这里选取压制叶片, 板厚 $\delta_2 = 6\text{mm}$, 与前后盘的连接采用焊接工艺, 此时折边 $\Delta = 0$, 则有

$$\tau_2 = \frac{\frac{\pi D_2}{z} - \frac{\delta_2}{\sin \beta_{2A}}}{\frac{\pi D_2}{z}} = \frac{\frac{\pi \times 1.5}{11} - \frac{0.006}{\sin 40^\circ}}{\frac{\pi \times 1.5}{11}} = 0.98$$

根据 $\beta_{2A} = 40^\circ$, 选取 $c_{2r}/u_2 = 0.24$, 依下式关系求 b_2 的值:

$$\frac{b_2}{D_2} = \frac{\varphi}{4\tau_2 \frac{c_{2r}}{u_2}} = \frac{0.0883}{4 \times 0.98 \times 0.24} = 0.0939$$

则得

$$b_2 = 0.0939 D_2 = 0.0939 \times 1.5\text{m} = 0.14\text{m}$$

已选后向叶轮, 锥形前盘, 则有

$$b_1 \approx \frac{b_2 D_2}{D_1} = 0.14 \times \frac{1.5}{0.8}\text{m} = 0.2625\text{m}$$

(9) 确定叶片进口安装角 β_{1A} 先假设: $\tau_1 = 0.94$ 。

根据相关公式有

$$c_{1r} = \frac{Q_{th}}{\pi D_1 b_1 \tau_1} = \frac{11.78}{\pi \times 0.8 \times 0.2625 \times 0.94} \text{ m/s} = 19 \text{ m/s}$$

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} = \frac{\pi \times 0.8 \times 960}{60} \text{ m/s} = 40.192 \text{ m/s}$$

$$\beta_1 = \arctan \frac{c_{1r}}{u_1} = \arctan \frac{19}{40.192} = 25.3^\circ$$

这里取 $i = 3.6^\circ$ ，则得

$$\beta_{1A} = \beta_1 + i = 29^\circ$$

然后验算阻塞系数 τ_1 值，依照下式有

$$\tau_1 = \frac{\frac{\pi D_1}{z} - \frac{\delta_2}{\sin \beta_{1A}}}{\frac{\pi D_1}{z}} = \frac{\frac{\pi \times 0.8}{11} - \frac{0.006}{\sin 29^\circ}}{\frac{\pi \times 0.8}{11}} = 0.946$$

故上述的初步假设合适。

(10) 验算全压 Δp 根据下式计算无限多叶片的理论全压 $\Delta p_{th\infty}$ ：

$$\Delta p_{th\infty} = \rho u_2^2 \left(1 - \frac{c_{2r}}{u_2} \cot \beta_{2A} \right) = 1.2 \times 75.5^2 \times (1 - 0.24 \cot 40^\circ) \text{ Pa} = 4887 \text{ Pa}$$

按照相应的公式计算滑移系数 μ ，求得理论全压 Δp_{th} ：

$$\mu = \frac{1}{1 + \sin \beta_{2A} \frac{\pi}{2z(1 - D_1/D_2)}} = \frac{1}{1 + \sin 40^\circ \frac{\pi}{2 \times 11 \times (1 - 0.531)}} = 0.836$$

则得理论全压为

$$\Delta p_{th} = \mu \Delta p_{th\infty} = 0.836 \times 4887 \text{ Pa} = 4085 \text{ Pa}$$

这里取流动效率 $\eta_h = 0.84$ ，则实际全压为

$$\Delta p = \mu \eta_h \Delta p_{th\infty} = 4085 \times 0.84 \text{ Pa} = 3431 \text{ Pa}$$

可见所得全压 $\Delta p = 3431 \text{ Pa}$ 比所要求的 3240 Pa 大得多，应该改变参数，重新计算。

因初步设计的全压偏大，因此可将 β_{2A} 偏小选取。现在重新选取 $\beta_{2A} = 38^\circ$ ，叶片数 $z = 11$ ，计算过程从略，计算所得主要数据如下。

叶片数无限多时的理论全压为

$$\Delta p_{th\infty} = 1.2 \times 75.5^2 \times (1 - 0.24 \cot 38^\circ) \text{ Pa} = 4788 \text{ Pa}$$

滑移系数为

$$\mu = \frac{1}{1 + \sin 38^\circ \frac{\pi}{2 \times 11 \times (1 - 0.531)}} = 0.843$$

理论全压为

$$\Delta p_{th} = 0.843 \times 4788 \text{ Pa} = 4036 \text{ Pa}$$

实际全压为

$$\Delta p = 4036 \times 0.84 \text{ Pa} = 3390 \text{ Pa}$$

与设计要求的全压接近, 说明上述设计计算合适。

(11) 叶片型线绘制 已知所选为后向叶轮, 圆弧叶片, 按照下列公式计算该叶片圆弧半径 R_k 和圆弧中心所在半径 R_0 :

$$\begin{aligned} R_k &= \frac{R_2^2 - R_1^2}{2(R_2 \cos \beta_{2A} - R_1 \cos \beta_{1A})} \\ &= \frac{\left(\frac{1.5}{2}\right)^2 - \left(\frac{0.8}{2}\right)^2}{2\left(\frac{1.50}{2} \cos 38^\circ - \frac{0.8}{2} \cos 29^\circ\right)} \text{ m} = 0.828 \text{ m} \\ R_0 &= \sqrt{R_k^2 + R_2^2 - 2R_k R_2 \cos \beta_{2A}} \\ &= \sqrt{0.683^2 + 0.75^2 - 2 \times 0.683 \times 0.75 \cos 38^\circ} \text{ m} = 0.431 \text{ m} \end{aligned}$$

然后参照相关设计方法作图得其型线, 该步骤有待结构设计完成后进行。

(12) 确定蜗壳尺寸 依经验式关系选取其宽度 B :

$$B = 2.0b_1 = 2 \times 0.2625 \text{ m} = 0.525 \text{ m}$$

根据相应公式有

$$c_{2u} = u_2 - c_{2r} \cot \beta_{2A} = (75.5 - 0.24 \times 75.5 \times \cot 38^\circ) \text{ m/s} = 52.31 \text{ m/s}$$

据一般经验公式有

$$c'_{2u} = (0.65 \sim 0.75) c_{2u}$$

这里取 $c'_{2u} = 0.69 c_{2u}$, 则

$$c'_{2u} = 0.69 \times 52.31 \text{ m/s} = 36.09 \text{ m/s}$$

按照相关公式得蜗壳出口张开度为

$$A = \frac{Q}{Bc'_{2u}} = \frac{11.67}{0.525 \times 36.09} \text{ m} = 0.616 \text{ m}$$

故等边基方边长 $a = \frac{A}{4} = 0.154 \text{ m}$ 。

按下列公式计算各段圆弧半径 R 为

$$R'_2 = R_2 = 0.75 \text{ m}$$

$$R_I = R_2 + \frac{1}{8}A = \left(0.75 + \frac{1}{8} \times 0.616\right) \text{ m} = 0.827 \text{ m}$$

$$R_{II} = R_2 + \frac{3}{8}A = \left(0.75 + \frac{3}{8} \times 0.616\right) \text{ m} = 0.981 \text{ m}$$

$$R_{\text{III}} = R_2 + \frac{5}{8}A = \left(0.75 + \frac{5}{8} \times 0.616\right) \text{m} = 1.135 \text{m}$$

$$R_{\text{IV}} = R_2 + \frac{7}{8}A = \left(0.75 + \frac{7}{8} \times 0.616\right) \text{m} = 1.289 \text{m}$$

以等边基方法作图求得蜗壳内壁型线,如图 2-18 所示。同时取蜗壳出口长度 C 为

$$C = 1.4A = 1.4 \times 0.616 \text{m} = 0.86 \text{m}$$

取蜗舌处圆弧半径 $r'/D_2 = 0.03$, 则

$$r' = 0.03 \times 1.5 \text{m} = 0.045 \text{m}$$

又取 $t/D_2 = 0.06$, 则

$$t = 0.06 \times 1.5 \text{m} = 0.09 \text{m}$$

(13) 计算通风机所需功率 已知给定条件 $\eta \geq 0.78$, 按照下式计算电动机功率:

$$\begin{aligned} P_{\text{M}} &= \frac{\Delta p Q}{\eta} k \times 10^{-3} \\ &= \frac{3240 \times 11.67}{0.78} \times 1.15 \times 10^{-3} \text{kW} \\ &= 55.75 \text{kW} \end{aligned}$$

因使用无特别要求,参照电动机样本暂选 JO₂-91-6 电动机拖动,其额定功率 $P = 55 \text{kW}$ 。

在得到以上主要参数的基础上,进行结构设计和通风机模型(或实物)的气动性能试验,得出 Δp 、 P 、 η 与 Q 的关系(或 Ψ 、 λ 、 η 和 φ 的关系),检验设计是否符合给定要求,若不满足设计要求,应进行修改设计。

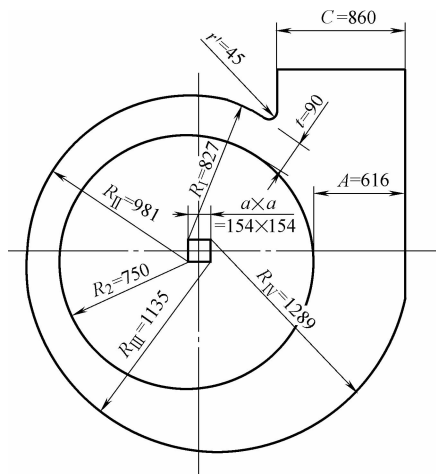


图 2-18 离心通风机蜗壳内壁型线

2.3 轴流式通风机的设计

根据我国对通风机的分类方法,风压在 4900Pa 以下,气体沿轴向流动的通风机称为轴流式通风机。图 2-19 所示为轴流式通风机的典型结构,气体由集流器 1 流入,在叶轮 2 中获得能量,再流入导叶 3,导叶可将一部分偏转的气流动能转变为静压能,最后气体流经扩散筒 4,将一部分轴向气流动能转变为静压能,然后输入管路中。

叶轮和导叶组成级。因为轴流式通

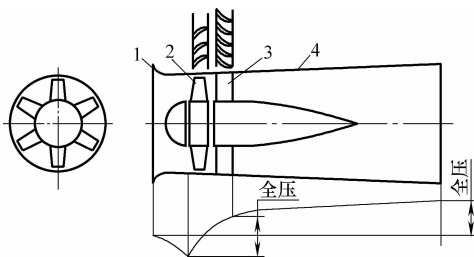


图 2-19 轴流式通风机的典型结构

1—集流器 2—叶轮 3—导叶 4—扩散筒

风机的全压较低,一般都采用单级。低压轴流式通风机的升压在 490Pa 以下,高压轴流式通风机一般也在 4900Pa 以下。因此,与离心式通风机相比,轴流式通风机具有低压、大流量的特点。

目前,单级轴流式通风机的全压效率可达 90% 以上,带有扩散筒的单级通风机的静压效率可达 83% ~ 85%。一般轴流式通风机的压力系数较低, $\Psi_t < 0.3$, 而流量系数较高, $\varphi = 0.3 \sim 0.6$, 单级轴流式通风机的比转速为 $n_s = 18 \sim 90$ ($1 \text{ kgf} \cdot \text{m/s} = 98 \text{ N} \cdot \text{m/s}$)。

但是,近年来轴流式通风机已逐渐向高压方向发展,例如,目前国际上已制造出的动叶可调轴流式通风机,其全压高达 14210Pa,许多大型离心式通风机有被轴流式通风机取代的趋势。

目前轴流式通风机的设计方法主要有两种:一种是利用单独叶型空气动力试验所得到的数据进行设计,称为孤立叶型设计方法;另一种是利用叶栅理论和叶栅吹风试验成果来进行设计,称为叶栅设计法。

这里只介绍第一种孤立叶型设计法。本设计方法是根据相似原理和现有不同类型轴流式通风机的试验数据,按照轴流式通风机主要参数之间的最佳结合关系来确定通风机的主要参数。

2.3.1 轴流式通风机的量纲一的系数

轴流式通风机主要的设计参数包括:流量 Q 、全压 Δp 、叶轮直径 $D(\text{m})$ 和转速 $n_{\text{sec}}(\text{s}^{-1})$ 。根据上述参数,引入如下几个量纲一的系数及其关系表达式。

(1) 流量系数

$$\varphi = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D_t^2 u_t} = Q \frac{1}{D_t^3 n_{\text{sec}}} \cdot \frac{4}{\pi^2} \quad (2-1)$$

式中 D_t ——叶轮外径;

u_t ——叶轮圆周速度。

流量系数 φ 代表不同型号风机在相同叶轮直径和相同转速下风量的相对值。

(2) 压力系数

$$\Psi_t = \frac{\Delta p}{\rho u_t^2} = \frac{\Delta p}{\rho D_t^2 n_{\text{sec}}^2 \pi^2} \quad (2-2)$$

压力系数 Ψ_t 代表不同型号风机在相同叶轮直径和相同转速下风压的相对值。

(3) 直径系数

$$\delta = D_t \sqrt[4]{\frac{2\Delta p}{\rho Q^2}} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{4}} = 2^{\frac{1}{4}} \frac{\Psi_t^{\frac{1}{4}}}{\varphi^{\frac{1}{2}}} \approx 1.189 \frac{\Psi_t^{\frac{1}{4}}}{\varphi^{\frac{1}{2}}} \quad (2-3)$$

直径系数 δ 代表不同型号风机在相同风量和相同风压下叶轮直径的相对值。

(4) 转速系数

$$\sigma = n_{\text{sec}} \sqrt[4]{\frac{Q^2}{\left(\frac{2\Delta p}{\rho}\right)^3}} \cdot 2 \sqrt{\pi} = \left(\frac{1}{2}\right)^{\frac{3}{4}} \frac{\varphi^{\frac{1}{2}}}{\Psi_1^{\frac{3}{4}}} \approx 0.595 \frac{\varphi^{\frac{1}{2}}}{\Psi_1^{\frac{3}{4}}} \quad (2-4)$$

转速系数 σ 代表不同型号风机在相同风量和相同风压下转速的相对值。

(5) 直径系数、转速系数与压力系数、流量系数的关系

流量系数 φ 、压力系数 Ψ_1 、直径系数 δ 和转速系数 σ 这四个量纲一的系数由式 (2-3) 和式 (2-4) 联系起来, 由此可得

$$\Psi_1 = \frac{1}{2\sigma^2\delta^2} \quad (2-5)$$

$$\varphi = \frac{1}{\sigma\delta^3} \quad (2-6)$$

可见, 上述四个量纲一的系数的最佳结合就成为每两个最佳量纲一的系数 φ_{opt} 、 $\Psi_{1\text{opt}}$ 或 σ_{opt} 、 δ_{opt} 之间的排列问题。若已知最佳的 σ_{opt} 和 δ_{opt} , 则可求出最佳的 $\Psi_{1\text{opt}}$ 和 φ_{opt} , 反之亦然。因此, 若已知最佳的 σ_{opt} 和 δ_{opt} , 可以方便地计算一台已定风量、风压的通风机的最佳叶轮直径 D_{opt} 和最佳转速 n_{opt} 。由式 (2-3) 和式 (2-4) 可以得到计算最佳直径 D_{opt} 和最佳转速 n_{opt} 的表达式, 即

$$D_{\text{opt}} = \frac{\delta_{\text{opt}}}{\sqrt[4]{\frac{2\Delta p}{\rho Q^2}} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{4}}}$$

$$n_{\text{opt}} = \frac{\sigma_{\text{opt}}}{\sqrt[4]{\frac{Q^2}{\left(\frac{2\Delta p}{\rho}\right)^3}} \cdot 2 \sqrt{\pi}}$$

在轴流式通风机设计中, 通常是在给定风量和风压的情况下求最佳的叶轮直径和最佳转速, 所以, 量纲一的系数 δ 和 σ 对叶轮的最佳设计具有重要意义。图 2-20 所示为叶轮最佳参数——直径系数 δ_{opt} 和转速系数 σ_{opt} 的关系曲线, 图上标有最小轮毂比 d 。图中共有 5 条曲线。其中, Tot2 曲线表示风机由动叶轮和后置导叶组成, 装在管道中; Tot3 曲线表示风机由动叶轮、后置导叶和扩散器组成, fa1、fa2 和 fa3 曲线表示风机由动叶轮和后置导叶组成, 导叶后全部气流动能当作损失来考虑, 属于导叶后直接排气式。fa1 和 fa2 基本一致, fa3 与 fa1 和 fa2 有差别。不同叶型在不同阻力和升力比值的情况下曲线会有所不同, 例如 fa3 比 fa1 和 fa2 叶型的阻力和升力比值要大。一般在轴流式通风机设计时, 选择在图示短线部分的参数。大部分通风机应选择 Tot3 曲线上的参数。

图 2-20 给出了各种通风机的直径系数 δ 和转速系数 σ 。效率曲线表示的是各种

通风机的最高效率。设计通风机时,可利用此图选择最合适的通风机形式,设计点必须选择在 δ 曲线上。离开此曲线就不能获得最高效率。例如,模型叶轮($\varphi=1$, $\Psi_1=1/2$)位于 δ 曲线的下面,它的效率不高,因此,图2-20也称叶轮的最佳 $\sigma-\delta$ 曲线(但在大的 σ 范围内,按 $\sigma-\delta$ 曲线来估计轴流式通风机的最佳工况点时不太可靠),在产生相同流量和全压时,可采用不同形式的通风机。

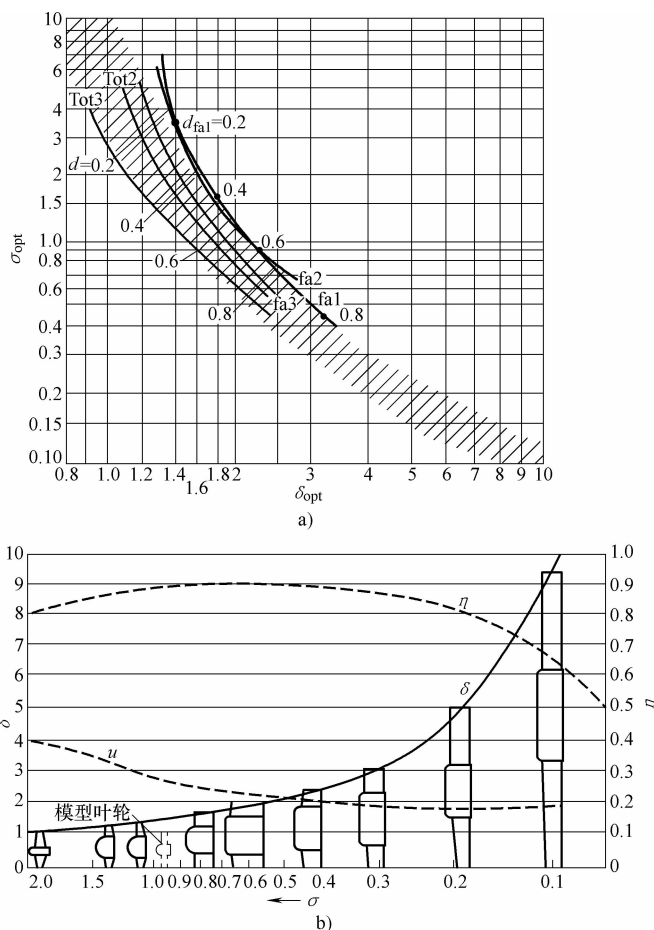


图 2-20 轴流式通风机参数曲线

a) 叶轮最佳参数曲线 b) $\sigma-\delta$ 图上各种叶轮的最高效率曲线

对于低负荷的通风机, Weining 根据无限多叶片理论, 定义了一个由下式表示的计算系数 μ 来考虑孤立叶型与叶栅的区别。他在研究圆弧叶片叶栅的基础上 (见图 2-21), 提出了如下公式

$$\mu = \frac{\frac{t}{b} \sin \beta_m \ln \frac{R^2 + 1}{R^2 - 1}}{\frac{\pi}{2}}$$

其中

$$\mu = \theta_{\infty} / \theta$$

$$\beta_m = \frac{1}{2}(\beta_1 + \beta_2)$$

式中 θ_{∞} ——无限多叶片数时圆弧叶片的圆心角, $\theta_{\infty} = \beta_2 - \beta_1$;

θ ——有限叶片数时的圆心角;

R ——圆弧叶栅保角变换的特性值。

为了计算方便, 将 μ 的定义式作成图解形式, 如图 2-22 所示。其中相对栅距的选取范围为

$$0.5 < \frac{t}{b} < 1.5$$

由图 2-21 可知, θ 与 θ_{∞} 的差值为

$$2\gamma = \theta - \theta_{\infty}$$

$$\gamma = \frac{\theta - \theta_{\infty}}{2} = \frac{\theta_{\infty}}{2} \cdot \frac{1 - \mu}{\mu} = \frac{\theta}{2} (1 - \mu)$$

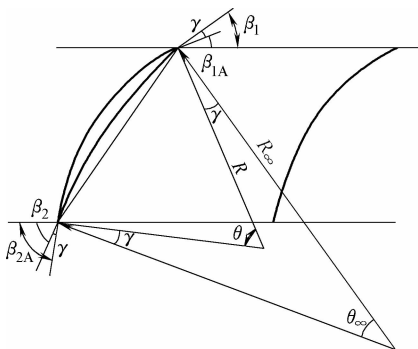


图 2-21 单圆弧叶型

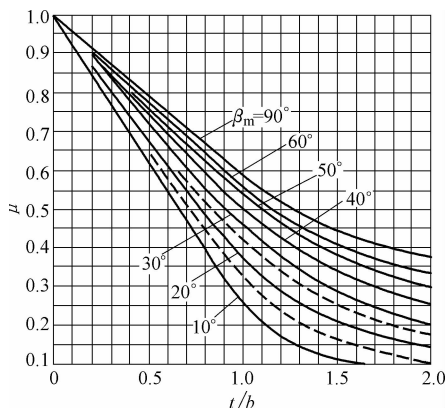


图 2-22 设计叶栅时计算系数 μ
随 t/b 的变化曲线

在已知 $\frac{t}{b}$ 和平均气流角 β_m 的情况下, 利用图 2-22 查得 μ , 即可计算出差角 γ ,

进而求出实际叶片的进出口安装角:

$$\beta_{1A} = \beta_1 - \gamma; \quad \beta_{2A} = \beta_2 + \gamma$$

实践证明, 以上计算适用于圆弧形叶栅。

2.3.2 设计计算步骤

通常情况下, 进行轴流式通风机设计时, 流量 Q 和全压 Δp 是已知的。转速需按照电动机或其他驱动机械的情况选取。第一种孤立叶型设计法的步骤如下:

1) 求转速系数 σ 。

$$\sigma = n_{\text{sec}} \sqrt[4]{\frac{Q^2}{\left(\frac{2\Delta p}{\rho}\right)^3}} \cdot 2 \sqrt{\pi} = \frac{2^{\frac{1}{4}} \sqrt{\pi}}{60} \cdot n \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{\Delta p}{\rho}\right)^{\frac{3}{4}}}$$

式中 n ——每分钟的转数。

这样, 根据求出的转速系数, 由图 2-20 和图 2-22 可得到所需要的最佳叶轮的直径系数 δ 、最小轮毂比 d 和相应的效率 η 。

2) 计算压力系数 Ψ_1 和流量系数 φ 。压力系数 Ψ_1 和流量系数 φ 分别由式 (2-5) 和式 (2-6) 求得。

3) 计算叶轮外径 D_1 和圆周速度 u_1 。由式 (2-2) 可得

$$D_1 = \frac{60}{n\pi} \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho\Psi_1}} \quad (2-7)$$

叶轮外径处的圆周速度为

$$u_1 = \frac{n\pi D_1}{60}$$

4) 计算轴向平均流速。

$$c_z = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D_1^2 (1 - d^2)}$$

5) 根据轮毂比选择叶片数 z 。

6) 确定计算截面, 计算各个截面的扭速 Δc_u

由欧拉方程可得

$$\Delta c_u = \frac{\Delta p}{\rho u \eta}$$

式中 u ——计算截面半径处的圆周速度。

7) 计算各个截面的叶片宽度 b 。由气动方程可得

$$C_y b = \frac{4\pi\Delta p}{\rho z \omega W_m \eta} = \frac{2\Delta p t}{\rho u W_m \eta} \quad (2-8)$$

式中 t ——叶栅栅距, $t = \frac{\pi D}{z}$ 。

当选定了叶型之后, 可选择各截面的升力系数 C_y 和相应的攻角 α 值, 并按式 (2-8) 计算各个截面的叶片宽度 b 值。

若选用等环量流型进行设计, 则沿叶高各个截面 $\Delta p = \text{常数}$, 式 (2-8) 可简化为

$$C_y b = \frac{\text{const}}{W_m} \quad (2-9)$$

8) 计算各个截面的气流参数和几何参数, 绘制叶型图。

如果没有给定风机转速, 则可选择几种转速, 分别进行最佳方案的计算, 然后根据用户的要求, 确定最合适的转速和叶轮直径。

2.3.3 设计计算实例

例 2-1 已知风机参数如下: 风量 $Q=91.75\text{m}^3/\text{s}$, 全压 $\Delta p=735\text{N}/\text{m}^2$, 工作介质密度 $\rho=1.2\text{kg}/\text{m}^3$ 。

试设计一台由叶轮和后导叶组成的轴流式通风机, 要求叶轮直径 $D_t\leq 3\text{m}$ 。

解 本例只计算叶轮部分。

首先, 选取五种转速分别进行最佳方案的计算, 计算结果列于表 2-21。

根据表 2-21 中五种转速方案计算结果的比较, 并考虑到 $D_t\leq 3\text{m}$ 的限制条件, 选取方案Ⅳ, 即 $n=480\text{r}/\text{min}$, $\sigma=1.31$, $d=0.50$, $\delta_{\text{opt}}=1.53$, $\Psi_t=0.1245$, $D_t=2.790\text{m}$, $\eta=0.86$ 。

表 2-21 五种转速方案计算结果

项 目	转速/(r/min)				
	方案Ⅰ 290	方案Ⅱ 375	方案Ⅲ 420	方案Ⅳ 480	方案Ⅴ 590
$\sigma=\frac{2^{\frac{1}{4}}\sqrt{\pi}}{60}\cdot n\frac{Q^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{\Delta p}{\rho}\right)^{\frac{3}{4}}}$	0.792	1.022	1.145	1.31	1.61
d (查图 2-20)	0.69	0.60	0.56	0.50	0.43
δ_{opt} (查图 2-20)	1.88	1.68	1.615	1.53	1.44
$\Psi_t=\frac{1}{2\sigma^2\delta^2}$	0.226	0.169	0.146	0.1245	0.093
$D_t=\frac{60}{n\pi}\sqrt{\frac{\Delta p}{\rho\Psi_t}}$ (m)	3.4	3.03	2.91	2.790	2.6
$u_t=\frac{n\pi D_t}{60}$ (m/s)	51.6	59	68.7	69.4	80.2
η (查图 2-20)	0.90	0.885	0.87	0.86	0.84

若取传动效率 $\eta_m=0.98$, 则本方案所需的功率为

$$P=\frac{Q\Delta p}{1000\eta\eta_m}=\frac{91.75\times 735}{1000\times 0.86\times 0.98}\text{kW}=80\text{kW}$$

根据 GB/T 3235—2008《通风机基本型式、尺寸参数及性能曲线》取 $D_t=2.8\text{m}$, 则圆周速度为

$$u_t = \frac{n\pi D_t}{60} = \frac{480 \times \pi \times 2.8}{60} \text{ m/s} = 70.4 \text{ m/s}$$

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2\pi \times 480}{60} \text{ s}^{-1} = 50.3 \text{ s}^{-1}$$

轴向速度

$$c_z = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D_t^2 (1 - d^2)} = \frac{91.75}{\frac{\pi}{4} \times 2.8^2 (1 - 0.50^2)} \text{ m/s} = 19.8 \text{ m/s}$$

根据轮毂比 $d = 0.50$ ，取叶片数 $z = 12$ 。

选取等环量流型，则各个计算截面的扭速为

$$\Delta c_u = \frac{\Delta p}{\rho u \eta} = \frac{735}{1.2 \times 0.86 u} \approx \frac{712}{u}$$

$$C_y b = \frac{4\pi \Delta p}{\rho z \omega W_m \eta} = \frac{4\pi \times 735}{1.2 \times 12 \times 50.3 \times 0.86 W_m} \approx \frac{14.8}{W_m}$$

选用 RAF-6E 叶型，沿叶高划分的七个截面的计算结果列于表 2-22。

表 2-22 动叶轮各个截面计算结果

项 目	单位	计算截面轮毂比 d						
		I 0.5	II 0.5625	III 0.6875	IV 0.75	V 0.8125	VI 0.9375	VII 1.00
$D = D_t d$	m	1.4	1.576	1.924	2.1	2.276	2.62	2.8
u	m/s	35.20	39.58	48.38	52.78	57.5	65.98	70.38
c_z	m/s	19.8	19.8	19.8	19.8	19.8	19.8	19.8
$\Delta c_u = \frac{712}{u}$	m/s	20.2	18.0	14.7	13.5	12.5	10.8	10.1
$u - \frac{\Delta c_u}{2}$	m/s	24.1	30.58	41.1	46.03	50.93	60.57	65.3
$W_m = \sqrt{c_z^2 + \left(u - \frac{1}{2} \Delta c_u\right)^2}$	m/s	31.2	36.4	45.5	50.2	54.6	63.7	68.2
$C_y b = \frac{14.8}{W_m}$		0.475	0.407	0.326	0.295	0.272	0.233	0.217
C_y (选取)		1.12	1.015	0.87	0.818	0.777	0.719	0.70
b	m	0.423	0.401	0.375	0.361	0.350	0.324	0.310
α	(°)	6.9	5.78	4.27	3.83	3.3	2.5	2.33
$\beta_m = \arcsin \frac{c_z}{W_m}$	(°)	39.4	33.0	25.8	23.2	21.3	18.15	16.9
$\beta_A = \beta_m + \alpha$	(°)	46.3	38.78	30.07	27.03	24.6	20.65	19.23

2.4 鼓风机和压缩机

2.4.1 基本结构

离心式鼓风机和压缩机的基本结构由转子、定子、轴承等组成（见图 2-23）。转子由主轴、叶轮、联轴器等组成，有时还有轴套、平衡盘。定子由机壳、隔板、密封（级间密封和轴端密封）件、进气室和蜗室等组成。隔板由扩压器、弯道、回流器组成。有时在叶轮进口前设有进气等导流器。

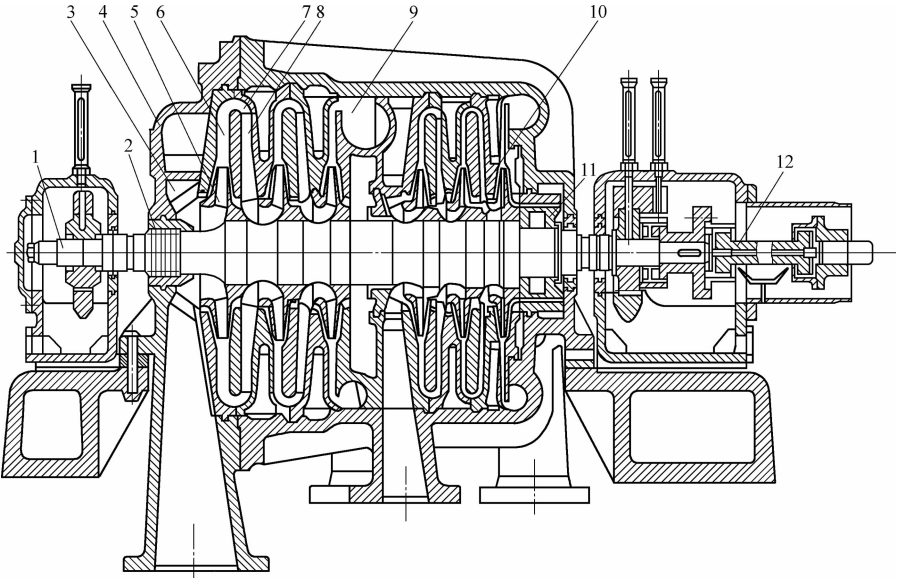


图 2-23 鼓风机、压缩机的结构

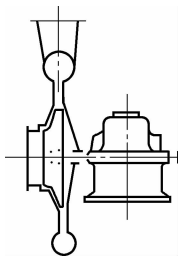
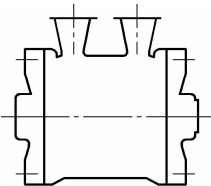
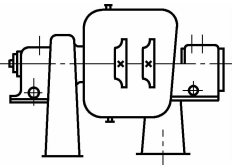
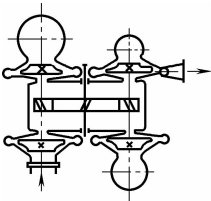
- 1—主轴 2—轴端密封 3—进气室 4—机壳 5—叶轮 6—扩压器 7—弯道
8—回流器 9—蜗室 10—级间密封 11—平衡盘 12—联轴器

按结构和传动方式的不同分类见表 2-23。

表 2-23 按结构与传动方式的不同分类

离心式鼓风机		离心式压缩机	
单级低速		水平剖分型	

(续)

离心式鼓风机		离心式压缩机	
单级高速		筒型	
多级高速		等温型	

单级和多级鼓风机均可制成单吸式和双吸式，单吸式叶轮的进气口设在一侧，双吸式在左右两侧，这种结构主要用于大风量时，其优点是轴向力可以互相平衡。

排气压力在 0.2MPa 以上的离心式压缩机，为获得较高的压力比，必须采用高转速。另外，壳体也要承受较高的压力。2MPa 以下压力多采用水平剖分的结构，拆检比较容易。高压的离心式压缩机采用筒型结构，圆筒内部装有水平剖分的隔板组。

工业上用的离心式压缩机为多级式，一个机壳内可放入 10 ~ 11 个叶轮。离心式压缩机的每级均由叶轮和一组固定元件组成，如图 2-24 所示。固定元件由扩压器、弯道和回流器组成。

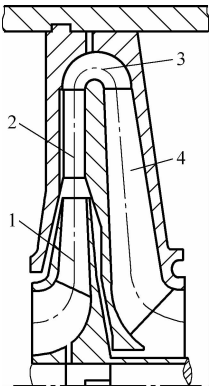


图 2-24 离心式压缩机的中间级
1—叶轮 2—扩压器 3—弯道
4—回流器

2.4.2 轴流式鼓风机和压缩机

轴流式鼓风机主要用于高炉鼓风以及大型风洞上。轴流式压缩机用于喷气发动机和燃气透平中压缩空气。

图 2-25 所示为多级轴流式压缩机，其由进气管、收敛器、进气导管、级组、整流器、扩压器以及出气管组成。转轴（或转鼓）上安装有叶片构成的转子。导流器固定于机壳上，并与机壳一起构成定子。转子支撑在轴承上，轴承既要承受整

个转子的径向载荷,又要承受工作时的轴向载荷。收敛器的作用是使进入导流器之前的气流加速,并能获得较均匀的速度场与压力场。进气导流器是为进入第一级前建立所需的速度场(大小和方向)。通过各级叶轮,气体接受了机械能而被压缩。整流器是为了使气流在扩压器进口处具有轴向速度以及为了压缩气体。在扩压器中由于气流动能的减小使气流继续增压。出气管用以将气体由扩压器送入压缩气体输送管道。

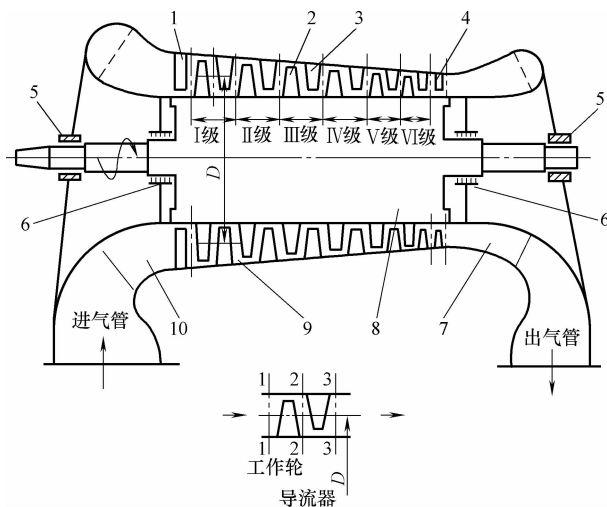


图 2-25 多级轴流式压缩机

1—进气导流器 2—工作轮 3—导流器 4—整流器 5—轴承 6—密封装置
7—扩压器 8—转子 9—机壳(气缸) 10—收敛器

图 2-25 下图表示出工作轮与其后的导流器组合,称为压缩机的级。轮上安置的动叶把轴功传给气体,提高气体的总能量及组织气体的流向。导流器上的静叶只是把气体的动能转变为压力能并组织气体的流向。前部级的叶片较长,级进口的马赫数较大,级效率较差。中间各级叶片变短,变工况时受到的影响小,级效率较好。后面数级由于压力较高,容积量已变小,叶片更短,叶片端部效应的影响显著,所以级效率也低。如果转速偏离设计要求时,喘振首先易在前后数级中发生。

轴流式压缩机的叶片多用铬基不锈钢锻制,经特殊的叶型加工后,把叶片镶在转鼓上。镶嵌的槽榫有各种结构,如图 2-26 所示。也可以将每个叶轮与轴直接用静配合紧固在轴

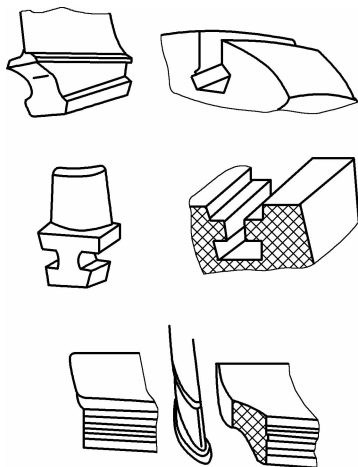


图 2-26 动叶及转鼓上的槽榫

上。静叶可直接单片周向装入气缸，或者制成装配式静压环的结构，如图 2-27 所示。

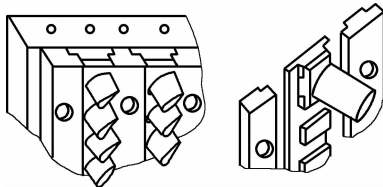


图 2-27 装配式静压环

2.4.3 鼓风机、压缩机常用材料

鼓风机、压缩机常用材料见表 2-24。

表 2-24 鼓风机、压缩机常用材料

零件名称	材料名称	牌 号	标准编号
机壳	灰铸铁	HT250	GB/T 9439—2010 GB/T 1348—2009
	铸钢	ZG 230-450	
	铸钢	ZG 270-500	
	球墨铸铁	QT 450-10	
隔板	灰铸铁	HT250	GB/T 9439—2010
轮盘、轮盖	优质碳素结构钢	45	GB/T 699—1999 GB/T 3077—1999 GB/T 1220—2007
	合金结构钢	35CrMo	
	合金结构钢	35CrMoV	
	不锈钢酸钢	Cr17Mn4	
	合金结构钢	34CrNi3Mo	
	合金结构钢	18CrMnMoB	
叶片	合金结构钢	20MnV	GB/T 3077—1999
	合金结构钢	30CrMnSi	GB/T 3077—1999
	不锈钢酸钢	2Cr13	GB/T 1220—2007
铆钉	合金结构钢	20Cr	GB/T 3077—1999
	合金结构钢	25Cr2MoVA	GB/T 3077—1999
	合金结构钢	20CrMo	GB/T 3077—1999
	不锈钢酸钢	2Cr13	GB/T 1220—2007
主轴	优质碳素结构钢	45	GB/T 699—1999 GB/T 3077—1999 GB/T 3077—1999
	合金结构钢	35CrMo	
	合金结构钢	35CrMoV	
	合金结构钢	40Cr	
	合金结构钢	18CrMnMoB	

2.5 通风机基本型式与结构

1. 离心式通风机各种传动型式及结构（见表 2-25 和图 2-28）

表 2-25 离心式通风机各种传动型式及结构

传动型式	符号	结 构 说 明
电动机直联	A	通风机叶轮直接装在电动机轴上
带轮	B	叶轮悬臂安装,带轮在两轴承中间
	C	带轮悬臂安装在轴的一端,叶轮悬臂安装在轴的另一端
	E	带轮悬臂安装,叶轮安装在两轴承之间(包括双进气和两轴承支撑在壳体上)
联轴器	D	叶轮悬臂安装
	F	叶轮安装在两轴承之间

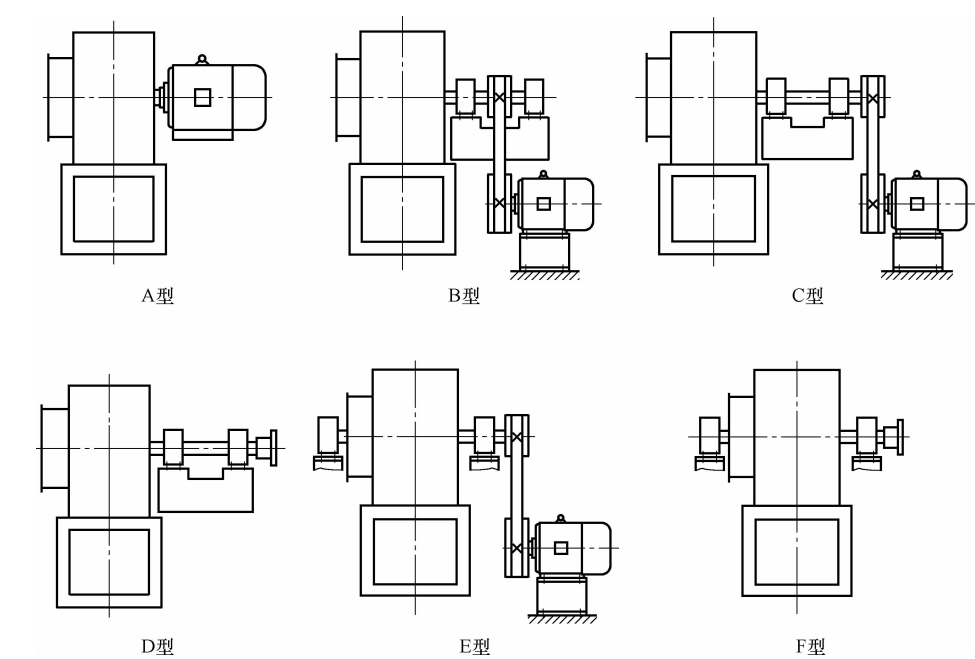


图 2-28 离心式通风机各种传动型式及结构

2. 轴流式通风机的各种传动型式及结构（见表 2-26 和图 2-29）

表 2-26 轴流式通风机的各种传动型式及结构

传动型式	符号	结 构 说 明
电动机直联	A	通风机叶轮直接装在电动机轴上
带轮	C	带轮悬臂安装在轴的一端,叶轮悬臂安装在轴的另一端

(续)

传动型式	符号	结 构 说 明
联轴器	D	叶轮悬臂安装
	F	叶轮安装在两轴承之间

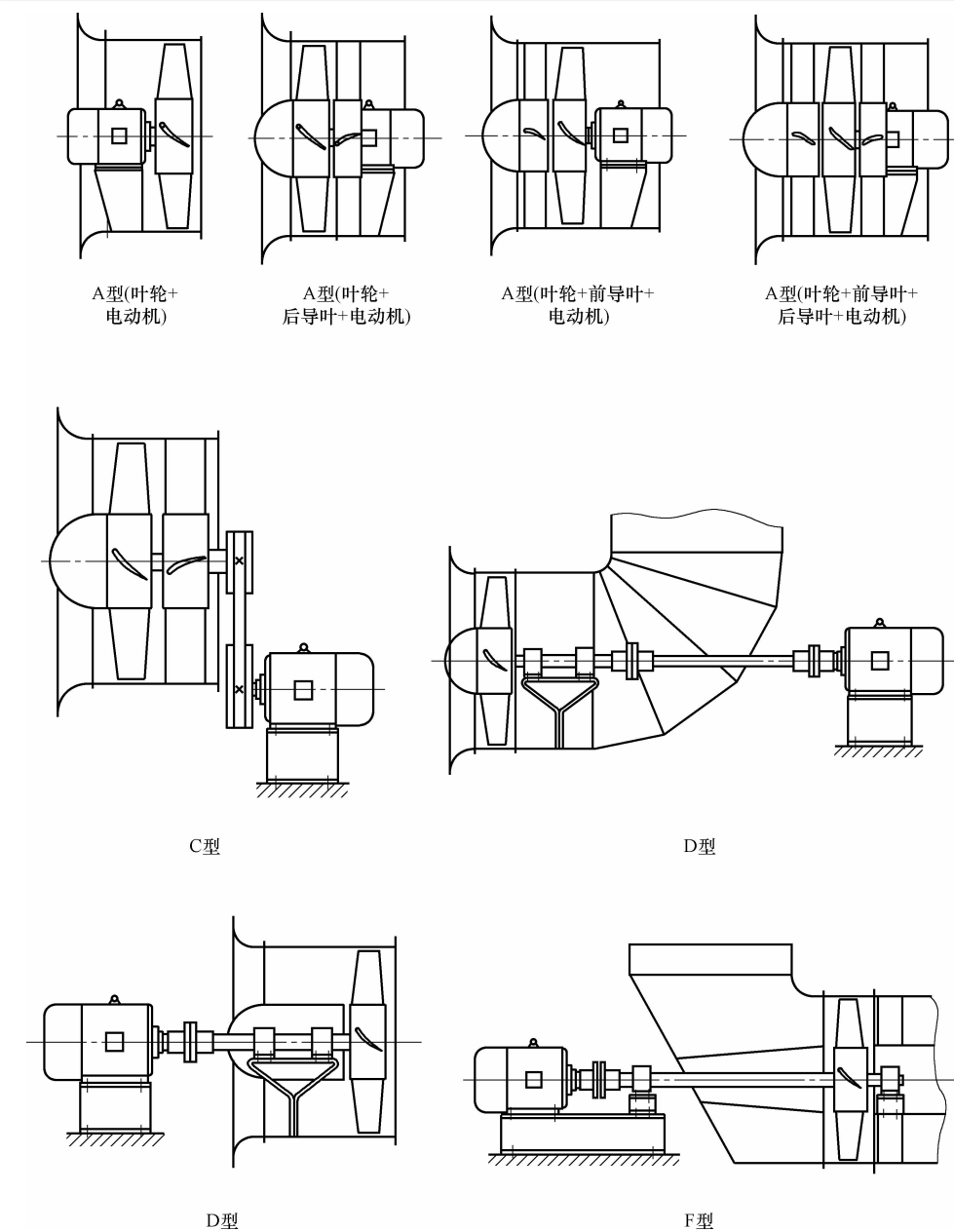


图 2-29 轴流式通风机各种传动型式及结构

3. 轴流式通风机的轮毂比与轮毂直径（见表 2-27）

表 2-27 轴流式通风机的轮毂比与轮毂直径

叶轮直径 /mm	轮毂直径/mm						
	▲100	112	125	140	▲160	180	200
	轮毂比						
250	0.400	0.448	0.500	0.560	0.640	0.720	—
280	0.357	0.400	0.446	0.500	0.571	0.643	0.714
315	0.317	0.356	0.397	0.444	0.508	0.571	0.635
355	0.282	0.315	0.352	0.394	0.451	0.507	0.563
400	—	0.280	0.313	0.350	0.400	0.450	0.500
450	—	—	0.278	0.311	0.356	0.400	0.444
500	—	—	—	0.280	0.320	0.360	0.400
560	—	—	—	—	0.286	0.321	0.357
630	—	—	—	—	—	0.286	0.317
710	—	—	—	—	—	—	0.282
800	—	—	—	—	—	—	—
900	—	—	—	—	—	—	—
1000	—	—	—	—	—	—	—
1120	—	—	—	—	—	—	—
1250	—	—	—	—	—	—	—
1400	—	—	—	—	—	—	—
1600	—	—	—	—	—	—	—
1800	—	—	—	—	—	—	—
2000	—	—	—	—	—	—	—
2240	—	—	—	—	—	—	—
2500	—	—	—	—	—	—	—
2800	—	—	—	—	—	—	—
3150	—	—	—	—	—	—	—
3550	—	—	—	—	—	—	—
4000	—	—	—	—	—	—	—
4500	—	—	—	—	—	—	—
5000	—	—	—	—	—	—	—

(续)

叶轮直径 /mm	轮毂直径/mm						
	224	▲250	280	315	355	400	450
	轮毂比						
250	—	—	—	—	—	—	—
280	—	—	—	—	—	—	—
315	0.711	—	—	—	—	—	—
355	0.631	0.704	—	—	—	—	—
400	0.560	0.625	0.700	—	—	—	—
450	0.498	0.556	0.622	0.700	—	—	—
500	0.448	0.500	0.560	0.630	0.710	—	—
560	0.400	0.446	0.500	0.563	0.634	0.714	—
630	0.356	0.397	0.444	0.500	0.563	0.635	0.714
710	0.315	0.352	0.394	0.444	0.500	0.563	0.634
800	0.280	0.313	0.350	0.394	0.444	0.500	0.563
900	—	0.278	0.311	0.350	0.394	0.444	0.500
1000	—	—	0.280	0.315	0.355	0.400	0.450
1120	—	—	—	0.281	0.317	0.357	0.402
1250	—	—	—	—	0.284	0.320	0.360
1400	—	—	—	—	—	0.286	0.321
1600	—	—	—	—	—	—	0.281
1800	—	—	—	—	—	—	—
2000	—	—	—	—	—	—	—
2240	—	—	—	—	—	—	—
2500	—	—	—	—	—	—	—
2800	—	—	—	—	—	—	—
3150	—	—	—	—	—	—	—
3550	—	—	—	—	—	—	—
4000	—	—	—	—	—	—	—
4500	—	—	—	—	—	—	—
5000	—	—	—	—	—	—	—

(续)

叶轮直径 /mm	轮毂直径/mm						
	▲500	560	630	▲710	800	900	▲1000
	轮毂比						
250	—	—	—	—	—	—	—
280	—	—	—	—	—	—	—
315	—	—	—	—	—	—	—
355	—	—	—	—	—	—	—
400	—	—	—	—	—	—	—
450	—	—	—	—	—	—	—
500	—	—	—	—	—	—	—
560	—	—	—	—	—	—	—
630	—	—	—	—	—	—	—
710	0.704	—	—	—	—	—	—
800	0.625	0.700	—	—	—	—	—
900	0.556	0.622	0.700	—	—	—	—
1000	0.500	0.560	0.630	0.710	—	—	—
1120	0.446	0.500	0.563	0.634	0.714	—	—
1250	0.400	0.448	0.500	0.568	0.640	0.720	—
1400	0.357	0.400	0.450	0.500	0.571	0.643	0.714
1600	0.313	0.350	0.394	0.444	0.500	0.563	0.625
1800	0.278	0.311	0.350	0.394	0.444	0.500	0.556
2000	—	0.280	0.315	0.355	0.400	0.450	0.500
2240	—	—	0.281	0.317	0.357	0.402	0.446
2500	—	—	—	0.284	0.320	0.360	0.400
2800	—	—	—	—	0.286	0.321	0.357
3150	—	—	—	—	—	0.286	0.317
3550	—	—	—	—	—	—	0.282
4000	—	—	—	—	—	—	—
4500	—	—	—	—	—	—	—
5000	—	—	—	—	—	—	—

(续)

叶轮直径 /mm	轮毂直径/mm						
	1120	▲1250	1400	1600	▲1800	2000	▲2240
	轮毂比						
250	—	—	—	—	—	—	—
280	—	—	—	—	—	—	—
315	—	—	—	—	—	—	—
355	—	—	—	—	—	—	—
400	—	—	—	—	—	—	—
450	—	—	—	—	—	—	—
500	—	—	—	—	—	—	—
560	—	—	—	—	—	—	—
630	—	—	—	—	—	—	—
710	—	—	—	—	—	—	—
800	—	—	—	—	—	—	—
900	—	—	—	—	—	—	—
1000	—	—	—	—	—	—	—
1120	—	—	—	—	—	—	—
1250	—	—	—	—	—	—	—
1400	—	—	—	—	—	—	—
1600	0. 700	—	—	—	—	—	—
1800	0. 622	0. 694	—	—	—	—	—
2000	0. 560	0. 625	0. 700	—	—	—	—
2240	0. 500	0. 558	0. 625	0. 714	—	—	—
2500	0. 446	0. 500	0. 560	0. 640	0. 720	—	—
2800	0. 400	0. 446	0. 500	0. 571	0. 642	0. 714	—
3150	0. 356	0. 397	0. 444	0. 500	0. 571	0. 635	0. 711
3550	0. 315	0. 352	0. 394	0. 451	0. 500	0. 563	0. 631
4000	0. 280	0. 313	0. 350	0. 400	0. 450	0. 500	0. 560
4500	—	0. 278	0. 311	0. 356	0. 400	0. 444	0. 498
5000	—	—	0. 280	0. 320	0. 360	0. 400	0. 448

注：带“▲”者为优先选用数。

4. 离心式通风机叶轮叶片进、出口安装角 (β_{1A} 、 β_{2A}) 的表示方法 (见图 2-30)

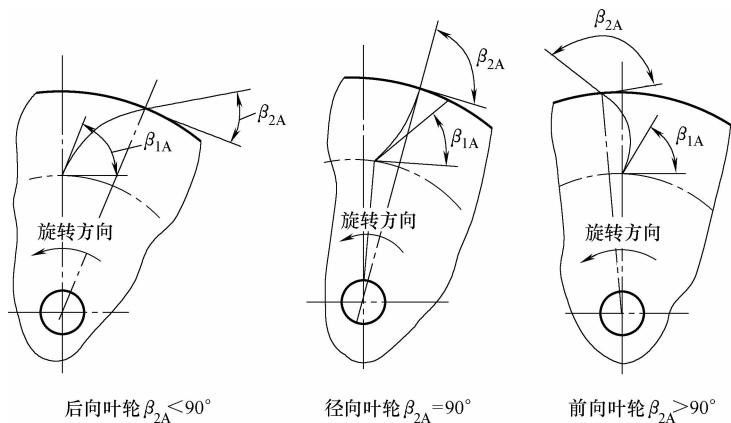


图 2-30 离心式通风机叶轮叶片进、出口安装角 (β_{1A} 、 β_{2A}) 的表示方法

5. 离心式通风机导流叶片 (叶轮前的导叶片) 的安装角

以叶片全开时的位置作为零度, 如图 2-31 和图 2-32 所示。

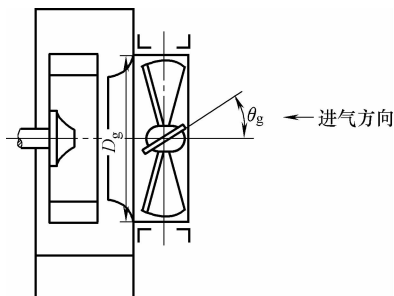


图 2-31 轴向进气

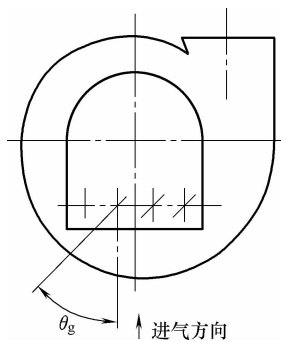


图 2-32 径向进气、带进气箱

6. 离心式通风机进气箱的位置

按叶轮旋转方向, 并根据安装角的不同, 各规定五种基本位置 (从原动机侧看), 如图 2-33 所示。

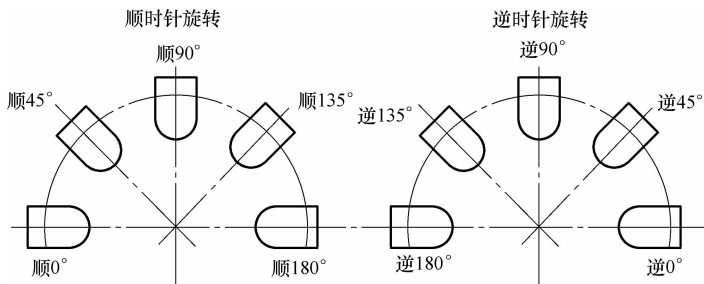


图 2-33 离心式通风机进气箱的位置

7. 离心式通风机出气口的安装位置

按叶轮旋转方向，并根据安装角度的不同，各规定八种基本位置（从原动机侧看），如图 2-34 所示。当不能满足使用要求时，则允许采用表 2-28 所列的补充角度。

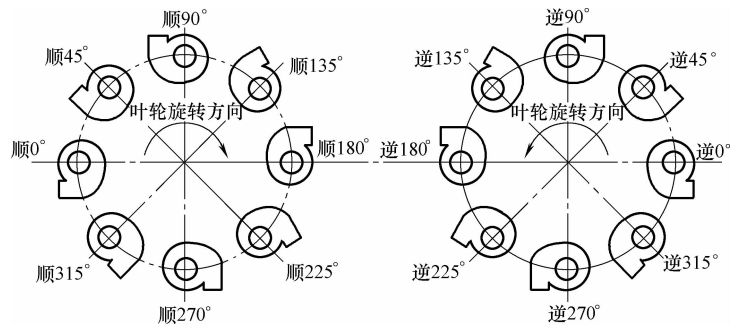


图 2-34 离心式通风机出气口的安装位置

表 2-28 离心式通风机出气口的安装位置（补充角度）

补充角度	15°	30°	60°	75°	105°	120°	150°	165°	195°	210°
------	-----	-----	-----	-----	------	------	------	------	------	------

8. 轴流式通风机叶轮叶片、前导叶片（叶轮前的导叶片）、后导叶片（叶轮后的导叶片）的安装角

表示方法如图 2-35 所示。该安装角度是指平均半径 r_m 处的数值，其计算公式为

$$r_m = \frac{D}{2} \sqrt{\frac{1 + d^2}{2}}$$

式中 d ——叶轮的轮毂比， $d = \frac{d_h}{D}$ ；

D ——叶轮直径；

d_h ——轮毂直径。

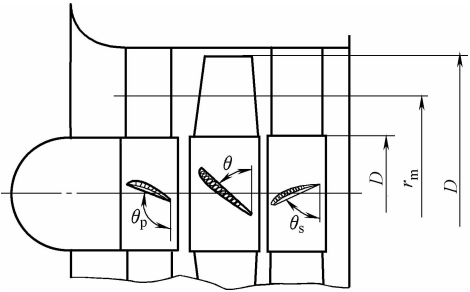


图 2-35 轴流式通风机叶轮叶片、前导叶片与后导叶片安装角的表示方法

θ_p —前导叶片安装角 θ —叶轮叶片安装角 θ_s —后导叶片安装角

9. 通风机集风器的进口直径 D_g （见图 2-31 和图 2-36）、筒型进口直径 D_o （见图 2-37）、轴流式通风机扩散筒出口直径 D_b （见图 2-36）与具有圆截面的出风口直径

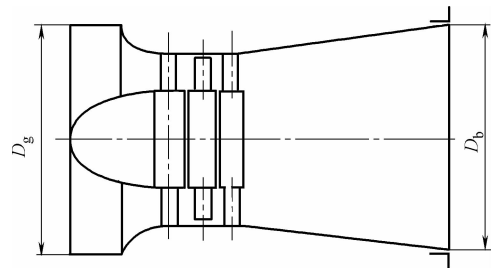


图 2-36 集风器的进口直径 D_g

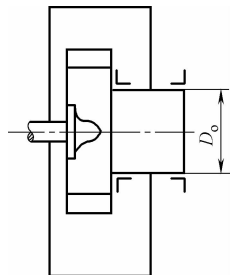


图 2-37 筒型进口直径 D_o

这四种直径应符合表 2-29 的规定。

表 2-29 通风机进口直径、筒型进口直径、轴流式通风机扩散筒出口直径
与具有圆截面的出风口直径

(单位: mm)

▲1.00	▲1.40	▲2.00	▲2.80	▲4.00	▲5.60	▲8.00
1.06	1.50	2.12	3.00	4.25	6.00	8.50
▲1.12	▲1.60	▲2.24	▲3.15	▲4.50	▲6.30	▲9.00
1.18	1.70	2.36	3.35	4.75	6.70	9.50
▲1.25	▲1.80	▲2.50	▲3.55	▲5.00	▲7.10	▲10.00
1.32	1.90	2.65	3.75	5.3	7.50	

注: 1. 带“▲”者为优先选用数 ($R20$ 系列)。

2. 表中数字乘以 10^n , n 为大于 1 的正整数。

10. 通风机叶轮采用推荐叶片数（见表 2-30）

表 2-30 通风机叶轮叶片推荐数

2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	24	32	40	48	64
---	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----

注: 叶片数 40、48、64 只适用于离心式通风机。

11. 在最佳工况点（离心式通风机为最高风机效率、矿井风机为最高静效率）的动压系数 $\bar{p}_d$ 与压力系数 $\bar{\Psi}_t$ 之比

$\bar{p}_d$ 与 $\bar{\Psi}_t$ 之比应符合下式:

$$\frac{\bar{p}_d}{\bar{\Psi}_t} \leq 0.1 + 0.075\bar{p}$$

12. 最高风机效率

对于系列通风机，其每个规格的最高风机效率应大于或等于 70%。

13. 符号规定

在标准 GB/T 17774—1999 《工业通风机 尺寸》中,规定下列符号与缩写:

D ——叶轮公称外径 (见图 2-38 ~ 图 2-40);

D_R ——叶轮实际外径 (见图 2-38 ~ 图 2-40);

d_1 ——节圆直径;

d_2 ——孔径;

d_3 ——螺栓直径;

d_4 ——垫圈直径;

e ——机壳厚度;

g ——孔的相对位置;

t ——螺栓孔之间的弧长;

N ——孔数;

α ——螺栓孔之间的夹角。

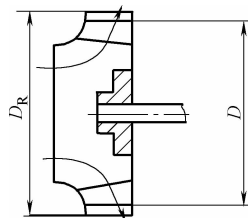


图 2-38 离心式通风机的叶轮

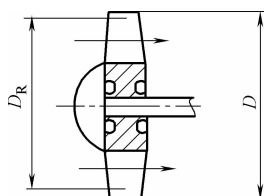


图 2-39 轴流式通风机的叶轮

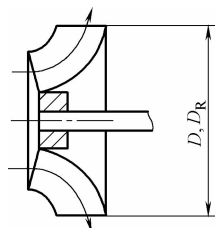


图 2-40 混流式通风机的叶轮

14. 要求的特征

1) 通风机尺寸用叶轮公称外径命名。在 100 ~ 200mm 范围内,采用 R10 系列和 R20 系列对风机尺寸命名 (见表 2-31); 对于大于 1000mm 的叶轮外径,可以从 R20、R40 或 R80 系列中选用数值。

表 2-31 风机尺寸

(单位: mm)

叶轮公称外径 $D^{①}$			叶轮公称外径 $D^{①}$		
<u>100</u>	280	<u>800</u>	180	<u>500</u>	1400
112	<u>315</u>	900	<u>200</u>	560	<u>1600</u>
<u>125</u>	355	<u>1000</u>	224	<u>630</u>	1800
140	<u>400</u>	1120	<u>250</u>	710	<u>2000</u>
<u>160</u>	450	<u>1250</u>			

① 下面带横线的是 R10 系列。

2) 圆形法兰特征 (见图 2-41)。最小的实际节圆直径可能与机壳内径、机壳厚度、法兰和机壳连接处角焊缝或曲率半径以及标准垫圈直径有关。

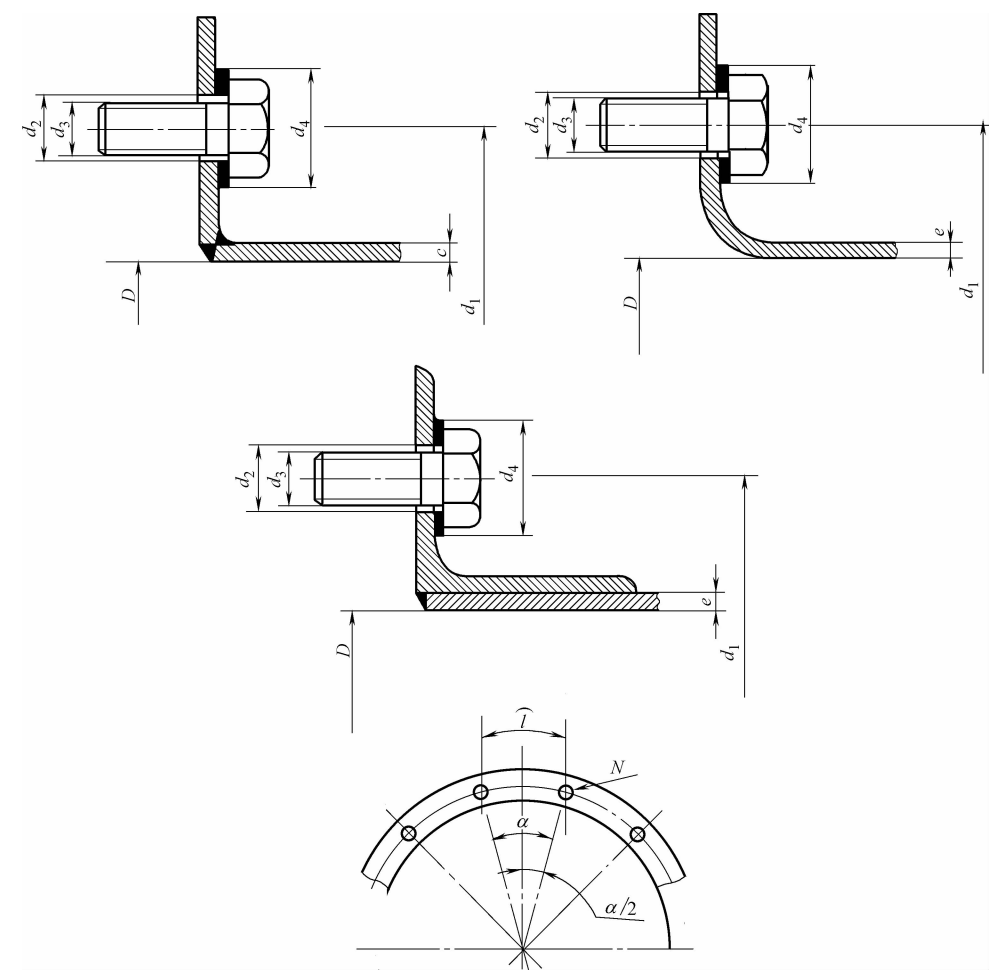


图 2-41 圆形法兰

法兰孔数可被 4 除尽，使筒体与轴线垂直。法兰孔应沿圆周均布。当要求机壳剖分时，允许法兰分成两半。在狭窄的安装条件下，更便于风机的安装。

一般用途风机圆形法兰尺寸见表 2-32；重型风机圆形法兰尺寸见表 2-33。

表 2-32 一般用途风机圆形法兰尺寸 (单位：mm)

D	d_1	$\frac{d_1 - D}{2}$	N 孔数	$\alpha / (^\circ)$	$\hat{l}$	d_2	d_3	$d_4^{\text{①}}$	$e^{\text{①}}$
100	139	19.5	4	90	109	9.5	M8	17	$1.5 \leq e \leq 6$
112	151	19.5	4	90	119	9.5	M8	17	$1.5 \leq e \leq 6$
125	165	20	4	90	130	9.5	M8	17	$1.5 \leq e \leq 6$
140	182	21	8	45	71	11.5	M10	21	$1.5 \leq e \leq 6$
160	200	20	8	45	79	11.5	M10	21	$1.5 \leq e \leq 6$
180	219	19.5	8	45	86	11.5	M10	21	$1.5 \leq e \leq 6$

(续)

D	d_1	$\frac{d_1 - D}{2}$	N 孔数	$\alpha/(\circ)$	$\widehat{l}$	d_2	d_3	$d_4^{\text{①}}$	$e^{\text{①}}$
200	241	20.5	8	45	95	11.5	M10	21	$1.5 \leq e \leq 6$
224	265	20.5	8	45	104	11.5	M10	21	$1.5 \leq e \leq 6$
250	292	21	8	45	115	11.5	M10	21	$1.5 \leq e \leq 6$
280	332	26	8	45	130	11.5	M10	21	$1.5 \leq e \leq 6$
315	366	25.5	8	45	144	11.5	M10	21	$1.5 \leq e \leq 6$
355	405	25	8	45	159	11.5	M10	21	$1.5 \leq e \leq 6$
400	448	24	12	30	117	11.5	M10	21	$1.5 \leq e \leq 6$
450	497	23.5	12	30	130	11.5	M10	21	$1.5 \leq e \leq 6$
500	551	25.5	12	30	144	11.5	M10	21	$1.5 \leq e \leq 6$
560	629	34.5	16	22.5	124	14	M12	21	$1.5 \leq e \leq 6$
630	698	34	16	22.5	137	14	M12	21	$1.5 \leq e \leq 6$
710	775	32.5	16	22.5	152	14	M12	21	$1.5 \leq e \leq 6$
800	869	34.5	24	15	113	14	M12	21	$1.5 \leq e \leq 6$
900	958	29	24	15	125	14	M12	21	$1.5 \leq e \leq 6$
1000	1067	33.5	24	15	140	14	M16	21	$1.5 \leq e \leq 6$
1120	1200	40	32	11.25	118	18	M16	24	$2 \leq e \leq 6$
1250	1337	43.5	32	11.25	131	18	M16	24	$2 \leq e \leq 6$
1400	1475	37.5	32	11.25	145	18	M16	24	$2.5 \leq e \leq 6$
1600	1675	37.5	40	9	132	18	M16	24	$2.5 \leq e \leq 6$
1800	1875	37.5	40	9	147	18	M16	24	$3 \leq e \leq 6$
2000	2073	36.5	40	9	163	18	M16	24	$3 \leq e \leq 6$

① 供参考（根据需要 e 可以增加）。

表 2-33 重型风机圆形法兰尺寸 (单位: mm)

D	d_1	$\frac{d_1 - D}{2}$	N 孔数	$\alpha/(\circ)$	$\widehat{l}$	d_2	d_3	$d_4^{\text{①}}$	$e^{\text{①}}$
250	325	37.5	12	30	85	14.5	M12	24	$8 \leq e \leq 10$
280	355	37.5	12	30	93	14.5	M12	24	$8 \leq e \leq 10$
315	390	37.5	12	30	102	14.5	M12	24	$8 \leq e \leq 10$
355	430	37.5	16	22.5	84	14.5	M12	24	$8 \leq e \leq 10$
400	475	37.5	16	22.5	93	14.5	M12	24	$8 \leq e \leq 10$
450	525	37.5	20	18	82	14.5	M12	24	$8 \leq e \leq 10$
500	575	37.5	20	18	90	14.5	M12	24	$8 \leq e \leq 10$
560	650	45	20	18	102	18.5	M16	30	$8 \leq e \leq 10$
630	720	45	20	18	113	18.5	M16	30	$8 \leq e \leq 10$
710	800	45	20	18	126	18.5	M16	30	$8 \leq e \leq 10$
800	890	45	24	15	116	18.5	M16	30	$8 \leq e \leq 10$
900	990	45	24	15	130	18.5	M16	30	$8 \leq e \leq 10$

对风机出口的每一组的两个尺寸，标准螺栓孔的位置可从表 2-34 中选出。

表 2-34 矩形法兰尺寸 (单位: mm)

风机出口 内机壳 A 或 B	节距 P_A 或 P_B	每边孔数 N		d_3	d_2	q	$e^{①}$
		有角孔	无角孔				
100	71	4	2	M6	7	19	2
112	71	4	2	M6	7	19	2
125	71	4	2	M6	7	19	2
140	71	4	2	M6	7	19	2
160	100	4	2	M6	7	19	2
180	100	4	2	M6	7	19	2
200	100	4	2	M6	7	19	2
224	100	4	2	M6	7	19	2
250	125	4	2	M8	10	19	3
280	125	4	2	M8	10	19	3
315	125	5	3	M8	10	19	3
355	125	5	3	M8	10	19	3
400	125	5	3	M8	10	19	3
450	125	6	4	M10	12	32	5
500	125	6	4	M10	12	32	5
560	125	7	5	M10	12	32	5
630	125	7	5	M10	12	32	5
710	125	8	6	M10	12	32	5
800	125	9	7	M10	12	32	5
900	125	9	7	M10	12	32	5
1000	125	10	8	M12	14	32	5
1120	125	11	9	M12	14	37	5
1250	125	12	10	M12	14	37	5
1400	125	12	10	M12	14	37	5
1600	125	13	11	M12	14	37	5
1800	125	15	13	M12	14	37	5
2000	125	16	14	M12	14	37	5

① 供参考 (根据需要 e 可以增加)。

对确定长宽比的两种替代方法，表 2-35 和表 2-36 说明了以 R20 系列为基础的矩形出口系列。

表 2-35 以 R20 系列为基础的矩形出口系列——长宽比 $k_p^{(2)}$

		短边/mm												
		100	112	125	140	160	180	200	224	250	280	315	355	400 ^①
		$k_p^{(2)}$												
长边/mm	100	1												
	112	0.9	1											
	125	0.8	0.9	1										
	140	0.71	0.8	0.9	1									
	160	0.63	0.71	0.8	0.9	1								
	180	0.56	0.63	0.71	0.8	0.9	1							
	200	0.5	0.56	0.63	0.71	0.8	0.9	1						
	224	0.45	0.5	0.56	0.63	0.71	0.8	0.9	1					
	250	0.4	0.45	0.5	0.56	0.63	0.71	0.8	0.9	1				
	280		0.4	0.45	0.5	0.56	0.63	0.71	0.8	0.9	1			
	315			0.4	0.45	0.5	0.56	0.63	0.71	0.8	0.9	1		
	355				0.4	0.45	0.5	0.56	0.63	0.71	0.8	0.9	1	
	400					0.4	0.45	0.5	0.56	0.63	0.71	0.8	0.9	1
	450	1					0.4	0.45	0.5	0.56	0.63	0.71	0.8	0.9
	500	0.9	1					0.4	0.45	0.5	0.56	0.63	0.71	0.8
	560	0.8	0.9	1					0.4	0.45	0.5	0.56	0.63	0.71
	630	0.71	0.8	0.9	1					0.4	0.45	0.5	0.56	0.63
	710	0.63	0.71	0.8	0.9	1					0.4	0.45	0.5	0.56
	800	0.56	0.63	0.71	0.8	0.9	1					0.4	0.45	0.5
	900	0.5	0.56	0.63	0.71	0.8	0.9	1					0.4	0.45
	1000	0.45	0.5	0.56	0.63	0.71	0.8	0.9	1					0.4
	1120	0.4	0.45	0.5	0.56	0.63	0.71	0.8	0.9	1				
	1250		0.4	0.45	0.5	0.56	0.63	0.71	0.8	0.9	1			
	1400			0.4	0.45	0.5	0.56	0.63	0.71	0.8	0.9	1		
	1600				0.4	0.45	0.5	0.56	0.63	0.71	0.8	0.9	1	
	1800					0.4	0.45	0.5	0.56	0.63	0.71	0.8	0.9	1
		$k_p^{(2)}$												
		450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600	1800
		短边/mm												

注：近似值以常见的“圆整”尺寸为基础。

① 在底线上继续。

② $k_p = \frac{\text{短边}}{\text{长边}}$ 。

表 2-36 以 R20 系列为基础的矩形出口系列——长宽比 $k_g^{(2)}$

		短边/mm												
		100	112	125	140	160	180	200	224	250	280	315	355	400 ^①
		$k_g^{(2)}$												
长边/mm	100	1												
	112	1.12	1											
	125	1.25	1.12	1										
	140	1.4	1.25	1.12	1									
	160	1.6	1.4	1.25	1.12	1								
	180	1.8	1.6	1.4	1.25	1.12	1							
	200	2	1.8	1.6	1.4	1.25	1.12	1						
	224	2.24	2	1.8	1.6	1.4	1.25	1.12	1					
	250	2.5	2.24	2	1.8	1.6	1.4	1.25	1.12	1				
	280		2.5	2.24	2	1.8	1.6	1.4	1.25	1.12	1			
	315			2.5	2.24	2	1.8	1.6	1.4	1.25	1.12	1		
	355				2.5	2.24	2	1.8	1.6	1.4	1.25	1.12	1	
	400					2.5	2.24	2	1.8	1.6	1.4	1.25	1.12	1
	450	1					2.5	2.24	2	1.8	1.6	1.4	1.25	1.12
	500	1.12	1					2.5	2.24	2	1.8	1.6	1.4	1.25
	560	1.25	1.12	1					2.5	2.24	2	1.8	1.6	1.4
	630	1.4	1.25	1.12	1					2.5	2.24	2	1.8	1.6
	710	1.6	1.4	1.25	1.12	1					2.5	2.24	2	1.8
	800	1.8	1.6	1.4	1.25	1.12	1					2.5	2.24	2
	900	2	1.8	1.6	1.4	1.25	1.12	1					2.5	2.24
	1000	2.24	2	1.8	1.6	1.4	1.25	1.12	1					2.5
	1120	2.5	2.24	2	1.8	1.6	1.4	1.25	1.12	1				
	1250		2.5	2.24	2	1.8	1.6	1.4	1.25	1.12	1			
	1400			2.5	2.24	2	1.8	1.6	1.4	1.25	1.12	1		
	1600				2.5	2.24	2	1.8	1.6	1.4	1.25	1.12	1	
	1800					2.5	2.24	2	1.8	1.6	1.4	1.25	1.12	1
		$k_g^{(2)}$												
		450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600	1800
		短边/mm												

注：近似值以常见的“圆整”尺寸为基础。

① 在底线上继续。

② $k_g = \frac{\text{长边}}{\text{短边}}$ 。

第 3 章 活塞式压缩机

活塞式压缩机是利用活塞在气缸内往复运动来压缩气体（空气、氧气、天然气、氢气、氯气等），以提高气体压力并输送具有一定压力气体的机器。

3.1 活塞式压缩机的分类及其组成

活塞式压缩机的分类见表 3-1。

表 3-1 活塞式压缩机的分类

分 类	名 称		说 明
按排量	微型		排气量 $< 1\text{m}^3/\text{min}$
	小型		排气量为 $1 \sim 10\text{m}^3/\text{min}$
	中型		排气量为 $10 \sim 100\text{m}^3/\text{min}$
	大型		排气量 $> 100\text{m}^3/\text{min}$
按排气压力	鼓风机		排气压力 $< 30\text{N}/\text{cm}^2$
	低压	} 压缩机	排气压力为 $30 \sim 100\text{N}/\text{cm}^2$
	中压		排气压力为 $100 \sim 1000\text{N}/\text{cm}^2$
	高压		排气压力为 $1000 \sim 10000\text{N}/\text{cm}^2$
	超高压		排气压力 $> 10000\text{N}/\text{cm}^2$
按压缩级数	单级		气体经一次压缩即达排气终压
	多级		气体经多次压缩达排气终压
按气缸排列方式	直列式	立式	气缸中心线与地面垂直, 机型代号为 Z 气缸中心线呈水平, 且气缸只布置在机身的单侧。机型代号为 P
		卧式	
	角式		气缸中心线互成一定角度, 分别以其气缸排列的方式呈 L、V、W 形为其机型代号, 扇形用 S 表示
	对置式	对动型 (或对称平衡型)	气缸水平置于机身的两侧, 且相邻的曲拐相差 180° 其中气缸在电动机的单侧者, 机型代号为 M 气缸在电动机的两侧者, 机型代号为 H
对置型		气缸水平置于机身的两侧, 且相邻的曲拐相差非 180° , 机型代号为 D	
按气缸的工作容积	单作用式		仅活塞的一侧气缸为工作容积
	双作用式		活塞的两侧气缸均为工作容积, 并实现同一级次的压缩
	级差式		同一气缸与活塞各端面形成几个工作容积, 并实现不同级次的压缩

(续)

分 类	名 称	说 明
按冷却方式	风冷	气缸用空气冷却
	水冷	气缸用水套冷却
按润滑方式	气缸有油润滑	气缸内注油润滑,简称有油润滑
	气缸无油润滑	气缸内不注油润滑,简称无油润滑
按用途	动力用 工艺用	提供动力或仪表用压缩气源 在工艺流程中输送工艺气体

活塞式压缩机（见图 3-1）主要由传动机构和气缸组件及辅助部分组成。活塞式压缩机按气缸中心线的配置位置不同可分为 L 型、V 型、S 型等，具体见表 3-2。

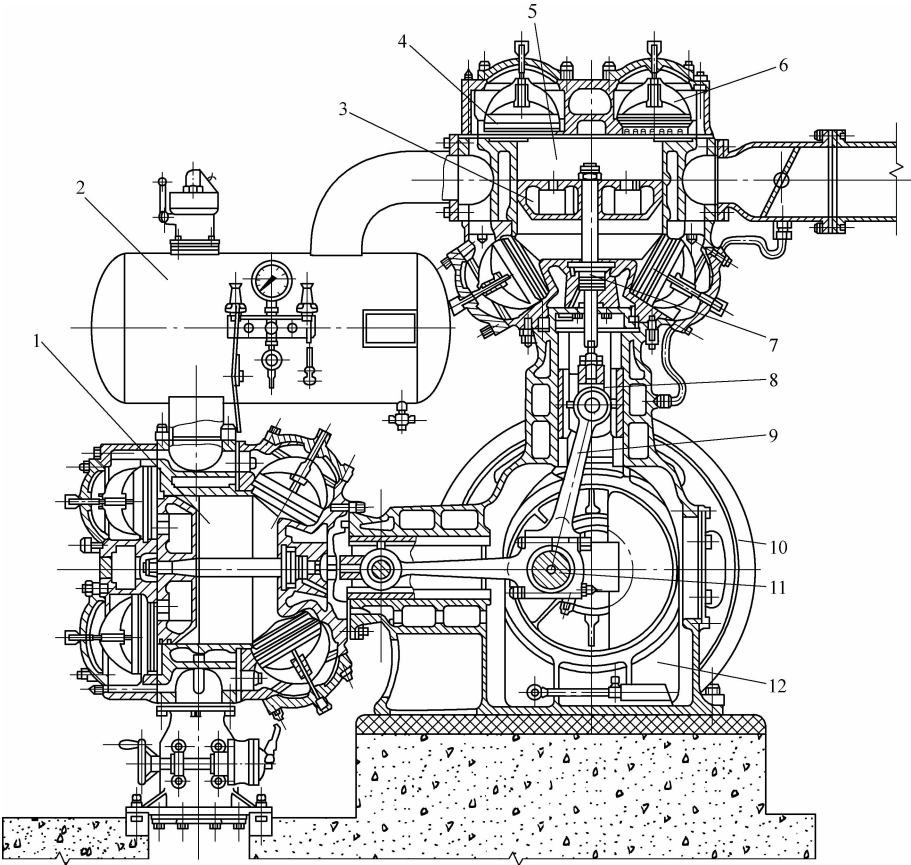


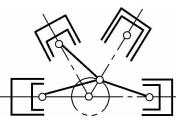
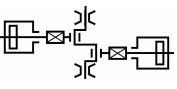
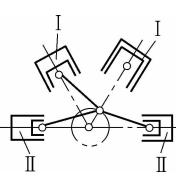
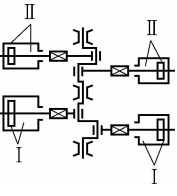
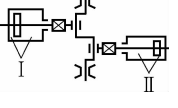
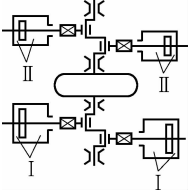
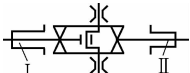
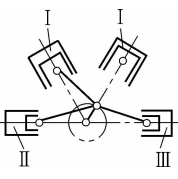
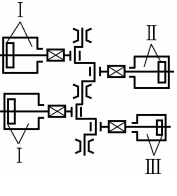
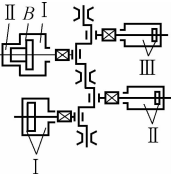
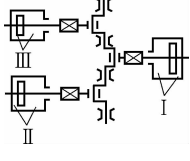
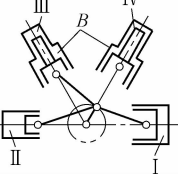
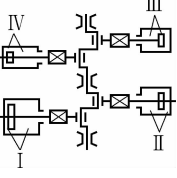
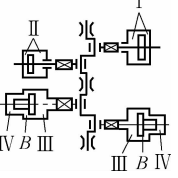
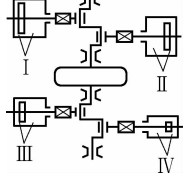
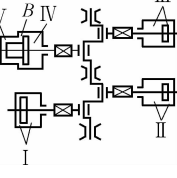
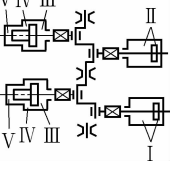
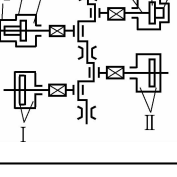
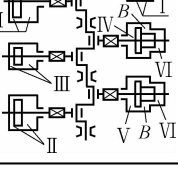
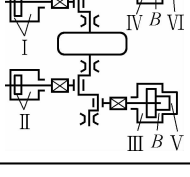
图 3-1 活塞式压缩机

- 1—二级气缸 2—中间冷却器 3—活塞组件 4—排气阀 5—一级气缸 6—吸气阀
7—填料函 8—十字头 9—连杆 10—带轮 11—曲轴 12—机身

表 3-2 压缩机结构

级数	立 式	卧 式	角		
			L 形	V 形	W 形
I					
II					
III					
IV					
V					
VI					

方案实例

式	对称平衡型			对置型
	S 形	M 形	H 形	
				
				
				
				
				
				

3.2 活塞式压缩机的主要性能参数

(1) 排气压力 通常是指最终排出压缩机的气体压力。排气压力应在压缩机末级排气接管处测量, 单位为 Pa。

(2) 排气量 (容积流量) 通常是指单位时间内压缩机最后一级排出的气体换算到第一级进口状态的压力和温度时的气体容积值。排气量的单位通常用 m^3/min , 换算公式为

$$Q_0 = Q_d \frac{p_d}{p_1} \frac{T_1}{T_d} \frac{Z_1}{Z_d} + Q_\varphi + Q_c$$

$$Q_\varphi = \frac{m_w p_{s1}}{\rho_{s1} p_1}$$

式中 Q_d ——末级排出的气体容积 (m^3/min);

p_d 、 T_d 及 p_1 、 T_1 ——所测 Q_d 时的压力和温度以及第一级进口状态的压力和温度 (N/m^2 、K);

Z_1 、 Z_d ——相应于 p_1 、 T_1 及 p_d 、 T_d 时的压缩性系数;

Q_φ ——分离的水分换算到第一级进口状态的容积 (m^3/min);

m_w ——每分钟分离出的水质量 (kg/min);

p_{s1} 、 ρ_{s1} ——相应温度为 T_1 时的饱和蒸气压力 (N/m^2) 和该压力下水蒸气的密度 kg/m^3 ;

Q_c ——中途清除掉的气体换算到第一级进口状态的容积 (m^3/min), 若为中途加进的气体, 则应折算后以负值代入。

压缩机额定排气量即为压缩机铭牌上标注的排气量。

(3) 排气温度 通常是指每一级排出气体的温度。排气温度要比压缩温度低。

(4) 功率 压缩机消耗的功, 一部分是直接用于压缩气体的, 另一部分是用于克服机械摩擦的, 前者称为指示功, 后者称为摩擦功。主轴需要的功为两者之和, 称为轴功。单位时间内消耗的功称为功率, 单位为 kW

(5) 机械效率和轴功率 轴功率为指示功率和摩擦功率之和, 即

$$P_2 = P_i + P_m$$

机械效率为指示功率与轴功率之比, 即

$$\eta_i = \frac{P_i}{P_2}$$

(6) 比功率 指排气压力相同的压缩机, 单位排气量所消耗的功, 单位为 $\text{kW} \cdot \text{min}/\text{m}^3$ 或 $\text{kW} \cdot \text{h}/\text{m}^3$ 。

比功率常用于比较同一类型压缩机的经济性。比较两台压缩机的比功率, 除排

气压力相同外,进气条件、冷却水入口温度、水耗量也应相同。

3.3 活塞式压缩机的主要零部件

(1) 气缸

1) 气缸的结构及气阀的配置如图 3-2 ~ 图 3-6 所示。

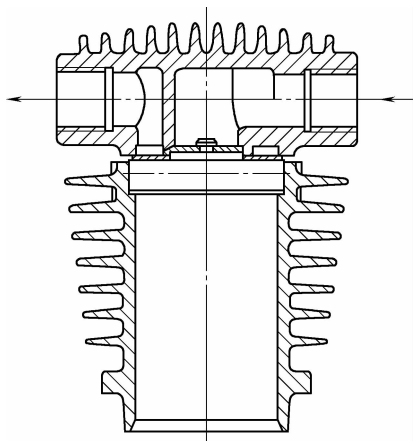


图 3-2 风冷式气缸

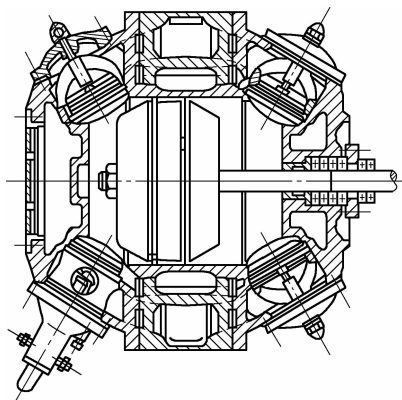


图 3-3 水冷铸铁气缸

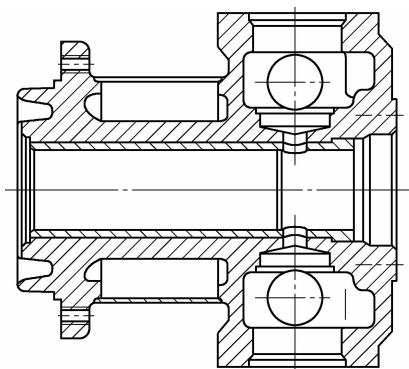


图 3-4 干式带气缸套气缸

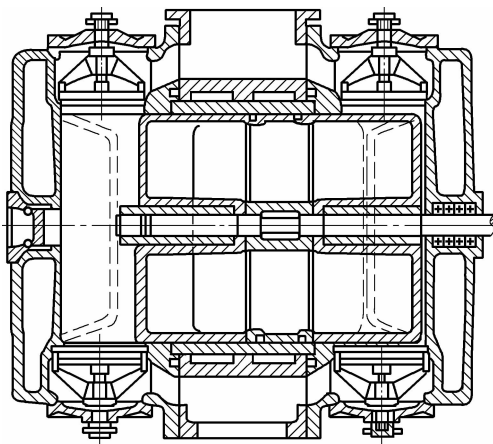


图 3-5 气缸结构与气阀配置 (一)

2) 气缸材料选择见表 3-3。

3) 气缸技术要求见表 3-4、表 3-5。

4) 气缸内壁厚 s 的确定见表 3-6。气缸内壁确定后,其余部分按图 3-7 确定。

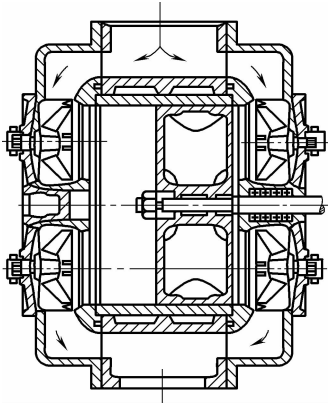


图 3-6 气缸结构与气阀配置（二）

表 3-3 气缸材料选择

气 缸 压 力	材 料	热 处 理
低压气缸($30 \times 10^5 \text{ N/m}^2$)	HT200 HT250	时效处理 170 ~ 241HBW
中压气缸[$(30 \sim 150) \times 10^5 \text{ N/m}^2$]	ZG270-500 QT700-2 QT450-10	时效处理 174 ~ 241HBW
高压气缸($150 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ 以上)	35 锻钢40Cr 30CrMo	
对腐蚀性气体气缸	高镍铸铁	

表 3-4 气缸镜面的要求

参 数 类 型	缸 径/mm	表面粗糙度 $Ra/\mu\text{m}$	热处理硬度 HBW
十字头	$D \leq 300$	0.8 ~ 0.4	190 ~ 240
	$D > 300$	< 1.6	170 ~ 240
无十字头		< 0.4	
	超高压气缸	< 0.025	
缸 径/mm	圆度、圆柱度	镜面中心线与机身 贴合面垂直度	镜面中心与机身 配合止口同轴度
$D \leq 300$	不大于 2 级精度直径公差 80%	100mm 长度上不大于 0.02mm	不大于 0.02mm
$D > 300$	不大于 2 级精度公差		

表 3-5 气缸的几何公差项目

气缸与气缸体、缸座(机身、中体)贴合面对气缸工作表面(或气缸内孔)轴线的垂直度	IT6	
气缸定位止口轴线对气缸工作表面(或气缸内孔)轴线的同轴度	IT8	
气缸工作表面(或气缸内孔)的圆柱度	$D \leq 500\text{mm}$	IT8
	$D > 500\text{mm}$	由设计定

表 3-6 气缸内壁厚的确定

压 力	壁厚计算公式
$(2 \sim 3) \times 10^5 \text{ N/m}^2$	$s = \frac{D}{50} + 0.010\text{m}$
$(3 \sim 6) \times 10^5 \text{ N/m}^2$	$s = \frac{D}{50} + 0.015\text{m}$
$(6 \sim 8) \times 10^5 \text{ N/m}^2$	$s = \frac{D}{50} + 0.015\text{m}$
压力较高时	$s = \frac{\rho D}{2[R_m]} + \alpha, \alpha = 0.020\text{m}$, 是壁厚附加值
钢质气缸	$s = \frac{\rho D}{2[R_m]} + \alpha$

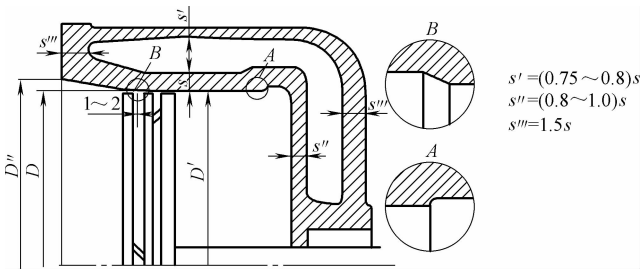


图 3-7 气缸各部分尺寸关系

5) 气缸工作图如图 3-8 所示。

(2) 气缸套 气缸套分为湿式缸套（见图 3-3）和干式缸套（见图 3-4）两种。

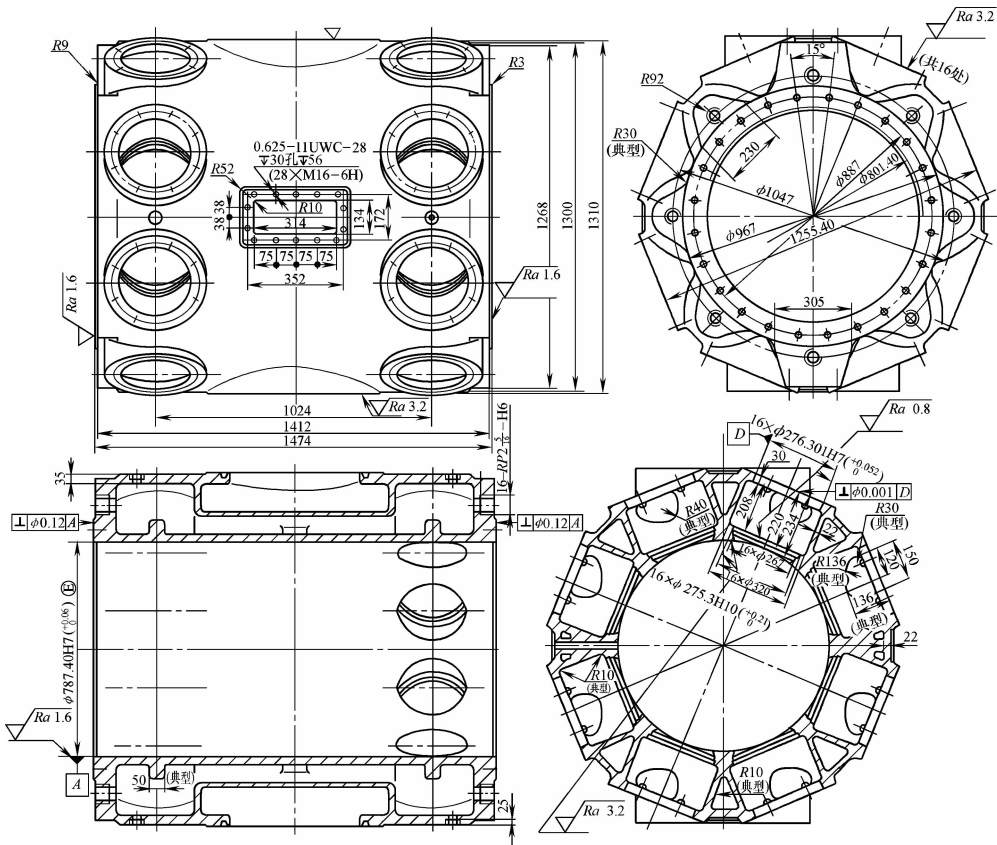
1) 气缸套结构如图 3-9 所示。

2) 气缸套材料选择：珠光体铸铁。

$D \leq 500\text{mm}$ ：190 ~ 241HBW；

$D > 500\text{mm}$ ：170 ~ 241HBW。

3) 干式缸套的厚度见表 3-7。



技术要求

- 1.零件前、后、上、下、左 右均对称

2.零件须经人工时效

3.零件几何形状、尺寸、尺寸公差、表面质量应符合 JB/T 6887—2004

4.铸件铸造缺陷应符合 JB/T 6887—2004
- 5.未注过渡圆角为R7~R10

6.铸件非加工表面涂Hob-2防锈环氧底漆

7.未注尺寸公差按GB/T 1804—2000 IT14，未注几何公差按GB/T 1184—1996D级

8.材料为HT350

图 3-8 气缸工作图

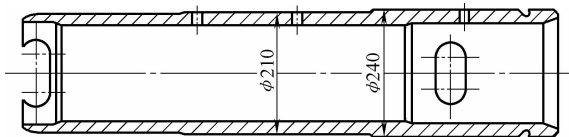


图 3-9 阶梯式气缸套结构

表 3-7 干式缸套的厚度

厚 度	中等气缸直径	大气缸直径	大型压缩机高压级
δ	8 ~ 10mm	16 ~ 25mm	35 ~ 40mm

4) 干式缸套与气缸配合见表 3-8。

表 3-8 干式缸套与气缸配合

接近气缸盖 1/3 缸套长度采用过盈配合	其余部分取间隙配合
过盈量为 $(0.0001 \sim 0.0002) D$	间隙量为 $(0.00005 \sim 0.0001) D$

湿式缸套适用于低压级，与气缸配合是间隙配合。

5) 气缸套表面粗糙度及几何公差选择见表 3-9。

表 3-9 气缸套表面粗糙度及几何公差选择

表面粗糙度	外圆及定位支承端面	$Ra1.6\mu m$
	内圆镜面	表 3-4
几何公差	缸套定位凸缘端面对工作表面轴线的垂直度	IT5
	与气缸配合外圆的轴线对气缸工作表面轴线的同轴度	IT8
	工作表面的圆柱度	IT8

6) 气缸套工作图如图 3-10 所示。

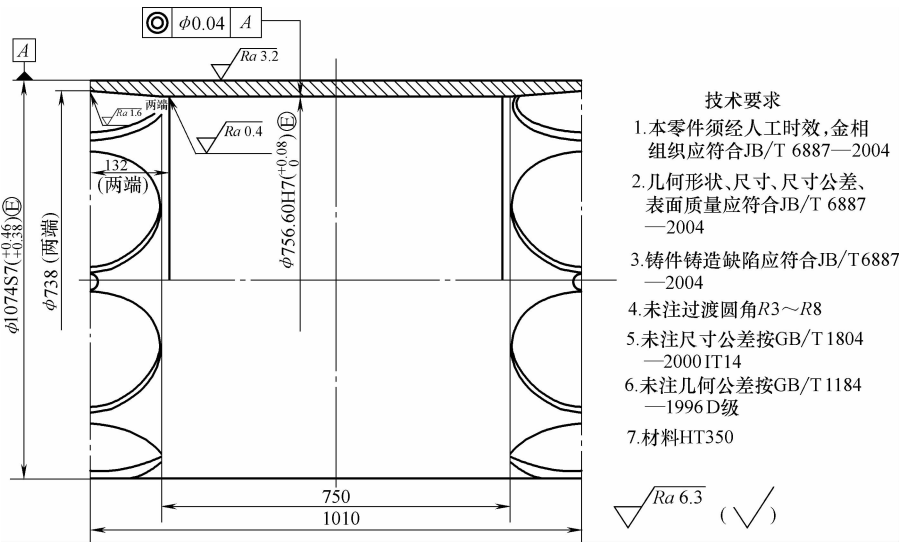


图 3-10 一级气缸套工作图

(3) 活塞

1) 活塞结构如图 3-11 ~ 图 3-13 所示。

2) 活塞材料选择灰铸铁、铝合金、钢、磷青铜。

3) 活塞表面粗糙度及几何公差见表 3-10。

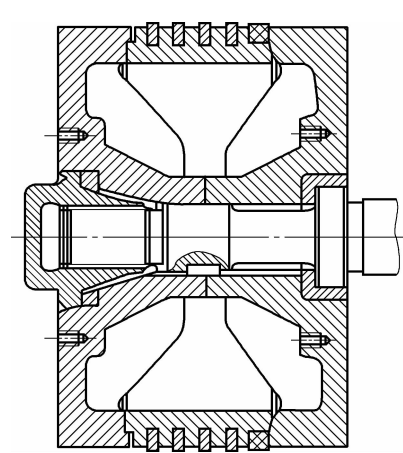


图 3-11 组合鼓形活塞

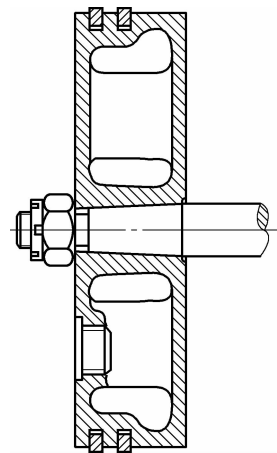


图 3-12 盘（鼓）形活塞

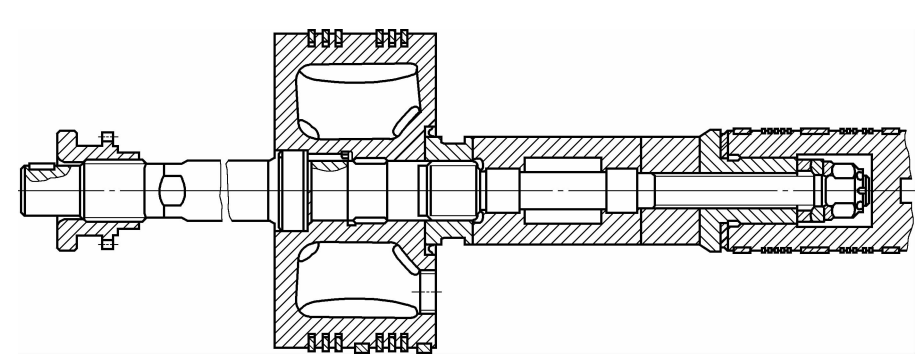


图 3-13 级串联的级差式活塞

表 3-10 活塞表面粗糙度及几何公差

表面粗糙度 $Ra/\mu\text{m}$	活塞外径表面粗糙度	1.6
	活塞环槽两侧面	3.2 ~ 1.6
	与活塞杆外圆配合	1.6
	与活塞杆贴合平面	0.6
几何公差	与活塞杆配合的活塞支承端面对活塞内孔轴线的垂直度	IT5
	活塞外圆柱面轴线对活塞内孔轴线的同轴度	IT7
	活塞外圆柱面轴线对活塞销孔轴线的垂直度	IT6

4) 活塞工作图如图 3-14 所示。

(4) 活塞杆

1) 活塞杆材料选择。

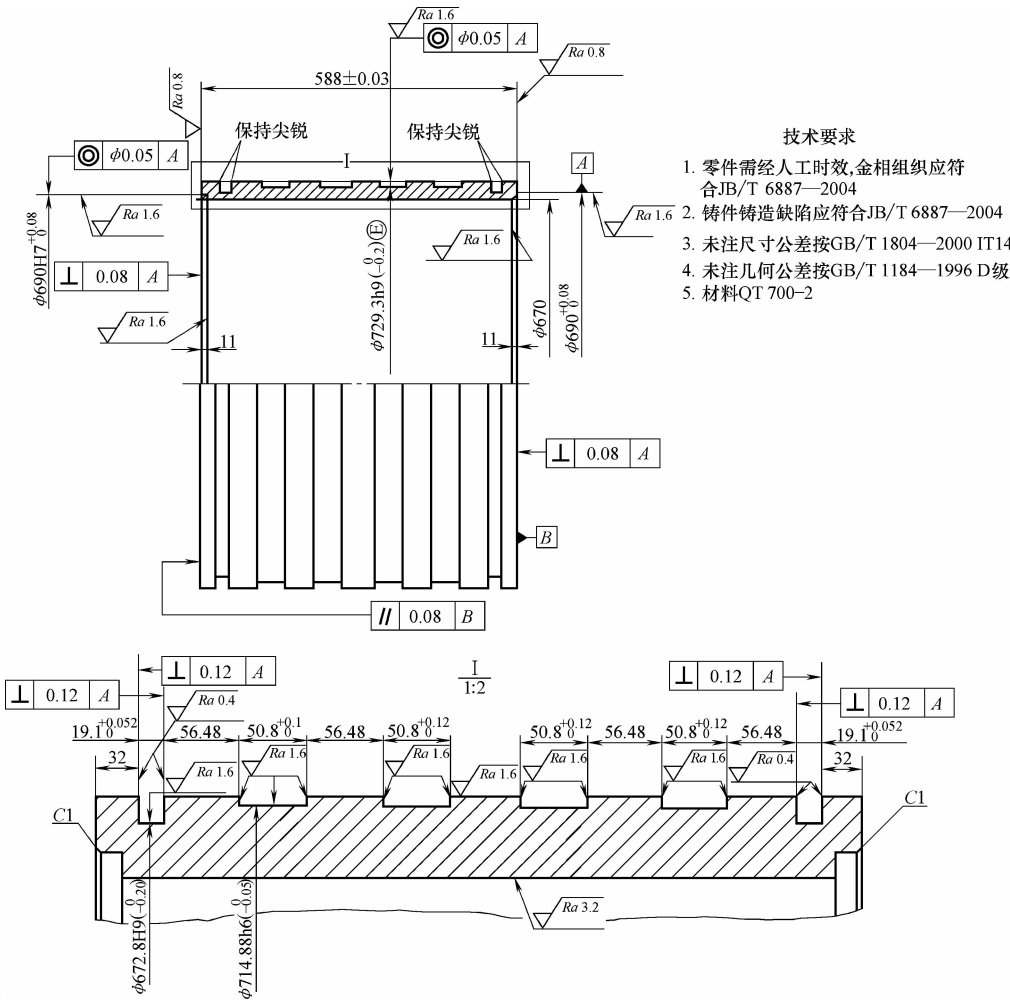


图 3-14 一级气缸活塞中体工作图

- ①一般可应用 35 钢、45 钢，填料配合部分采取表面淬火 43 ~ 54HRC。
 - ②当高压及有一定腐蚀性气体时，可用 38CrMoAlA，采用氮化处理。
 - ③压缩腐蚀性气体，可采用 3Cr13，表面淬火 30HRC 左右。
- 2) 活塞杆表面粗糙度及几何公差见表 3-11。

表 3-11 活塞杆表面粗糙度及几何公差

表面粗糙度	摩擦表面	$Ra0.4\mu m$
	与活塞配合处	$Ra0.8\mu m$
	变截面过渡圆弧面	$Ra1.6\mu m$
	螺纹	$Ra3.2\mu m$

(续)

几何公差	与活塞孔相配合的圆柱面轴线对活塞杆摩擦面轴线的同轴度	IT7
	与活塞配合的轴销端面对活塞杆摩擦面轴线的垂直度	IT5
	螺纹轴线对活塞杆摩擦面轴线的同轴度	IT8
	活塞杆摩擦面的圆柱度	IT7

3) 活塞杆工作图如图 3-15 所示。

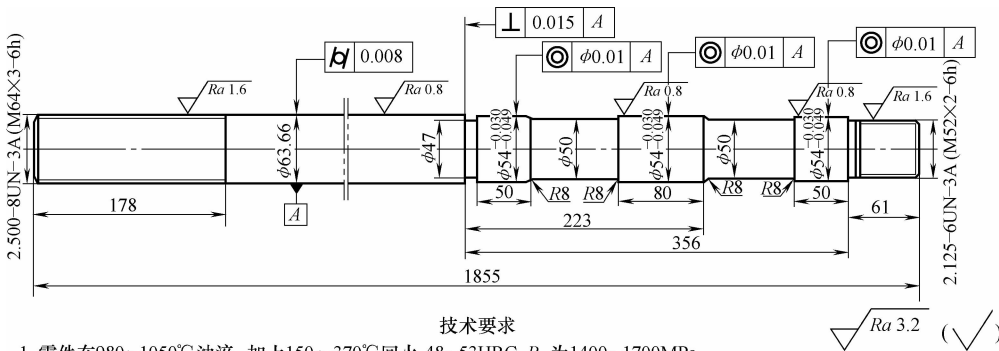


图 3-15 活塞杆工作图

(5) 曲轴

1) 曲轴材料选择一般用 40 钢、45 钢、QT700-2, 极少场合应用 40Cr 合金钢。

热处理: 调质处理 (正火处理) 160 ~ 217HBW。轴颈表面淬火处理 42 ~ 54HRC, 淬透深度 1 ~ 2mm。

2) 曲轴表面粗糙度和几何公差见表 3-12。

表 3-12 曲轴表面粗糙度和几何公差

表面粗糙度	与滑动轴承配合的曲轴主轴颈和曲柄销	$Ra0.8\mu m$
	与滚动轴承配合的曲轴主轴颈	$Ra0.8\mu m$
	油孔圆角过渡 (边缘倒圆角)	$Ra0.8\mu m$
	轴颈各过渡圆弧	$Ra1.6\mu m$
几何公差	曲柄销轴线对主轴颈公共轴线的平行度	IT6
	各主轴颈和连接盘轴颈 (或定位止口) 对曲轴公共轴线的径向全跳动	IT7
	主轴颈和曲柄销的圆柱度	IT7

3) 曲轴工作图如图 3-16 所示。

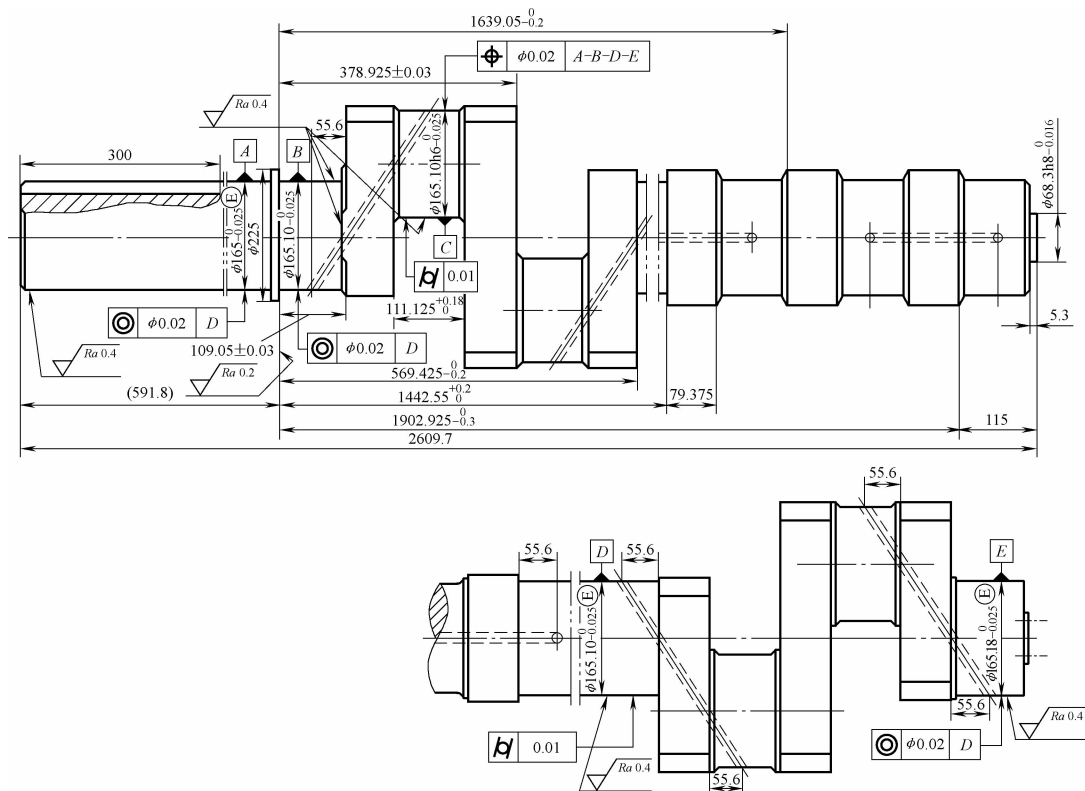
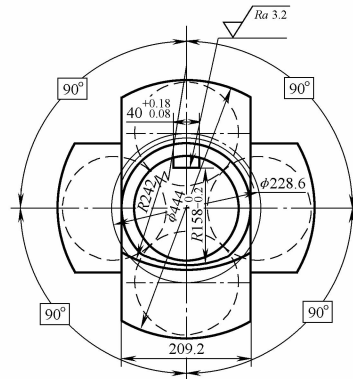


图 3-16 曲轴工作图



技术要求

1. 曲轴应由自由锻毛坯制造，硬度207~269HBW，所有轴颈高频淬火，淬火层4~5，硬度55~63HRC，人工时效消除内应力
2. 磁力探伤，不得有桔皮和其他缺陷
3. 锐边倒圆
4. 未注尺寸公差按GB/T 1804—2000 IT14，未注几何公差按GB/T 1184—1996D级
5. 材料：45钢

(6) 连杆

1) 连杆结构如图 3-17 所示。

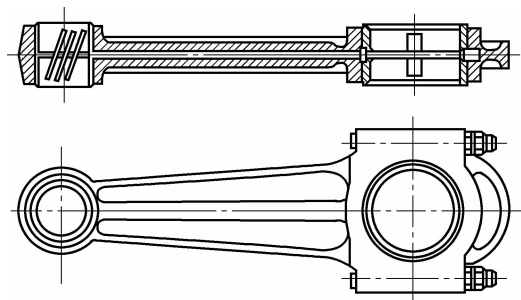


图 3-17 连杆组合

2) 连杆材料一般采用 30 钢、40 钢、45 钢，正火处理。或采用 QT700-2、QT450-10。

3) 连杆表面粗糙度和几何公差见表 3-13。

表 3-13 连杆表面粗糙度和几何公差

表面粗糙度	大、小头孔,螺栓孔	$Ra3.2\mu m$
形位公差	连杆体大小头孔轴心线的平行度	IT6
	连杆螺栓孔轴线的平行度	IT9
	连杆大小头孔的圆柱度	IT7
	连杆螺栓孔端面对其轴线的垂直度	IT6

4) 连杆工作图如图 3-18 和图 3-19 所示。

(7) 十字头

1) 十字头结构如图 3-20 所示。

2) 十字头材料一般采用 ZG270-500 退火处理，或采用 HT250、HT300。

3) 十字头表面粗糙度及几何公差见表 3-14。

4) 十字头工作图如图 3-21 所示。

(8) 气阀

1) 气阀的结构如图 3-22 ~ 图 3-26 所示。

2) 阀片常用材料一般采用 20CrNi14V、30CrMoSiA，38 ~ 54HRC。

在腐蚀性气体中采用 2Cr13、3Cr13、1Cr18Ni9Ti。

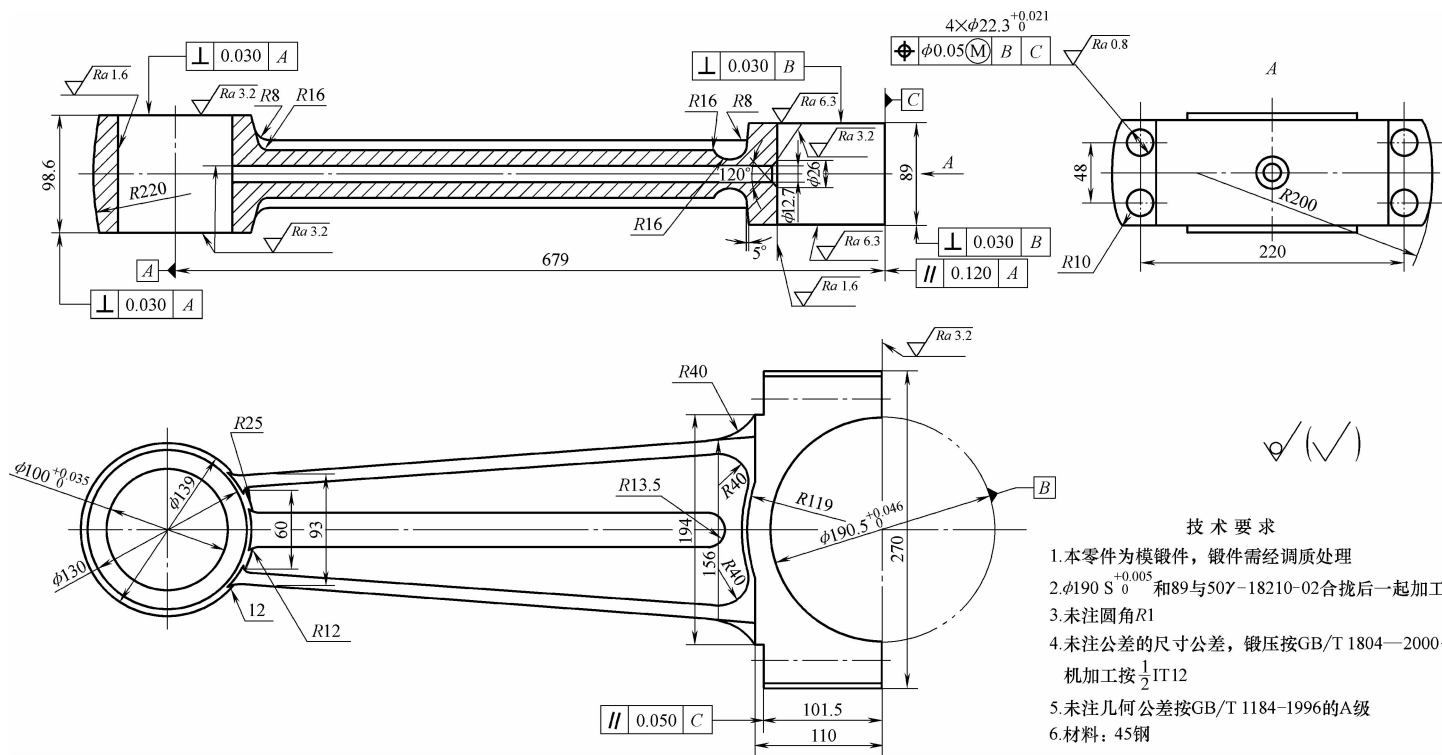


图 3-18 连杆体工作图

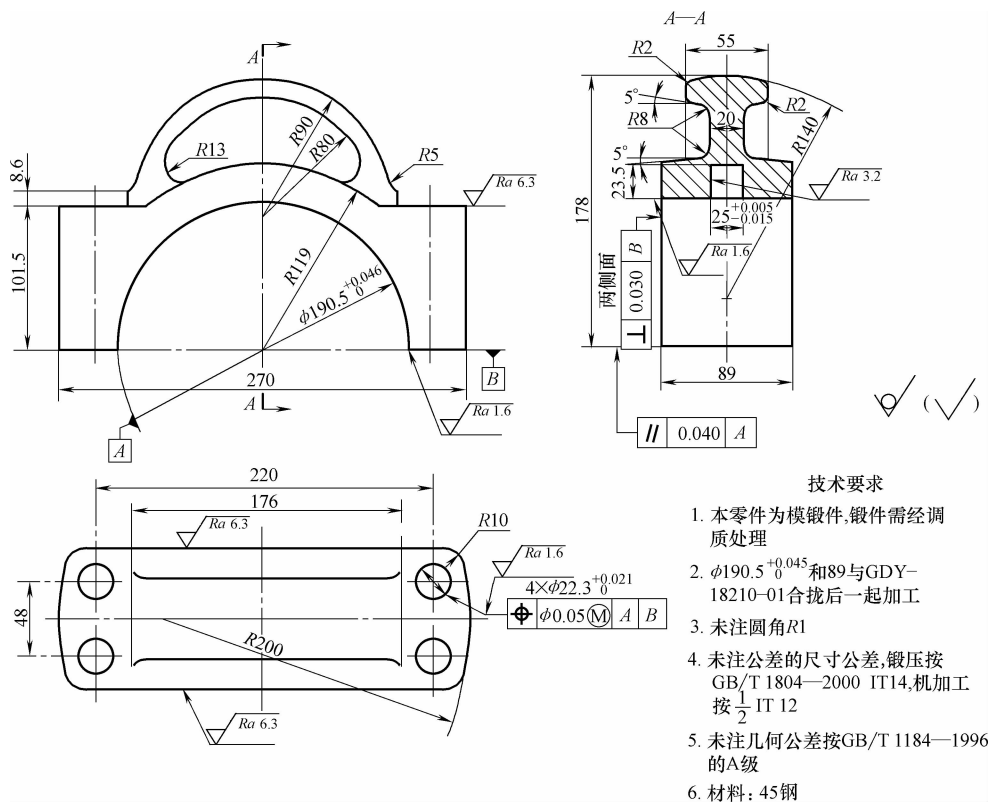


图 3-19 连杆头工作图

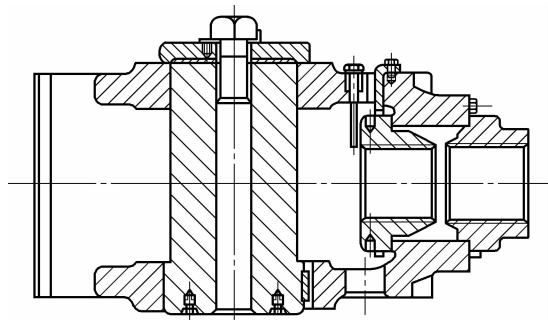


图 3-20 双螺母夹持十字头

表 3-14 十字头表面粗糙度及几何公差

表面粗糙度	工作摩擦表面及销孔	$Ra1.6\mu m$
几何公差	安装活塞杆固定螺母的支承面对十字头摩擦面轴线的垂直度	IT6
	十字头销孔轴线对十字头摩擦面轴线的垂直度	IT6
	安装活塞杆用孔(螺纹孔)轴线对十字头摩擦面轴线的同轴度	IT8
	十字头摩擦面的圆柱度	IT8
	十字头销孔轴线对安装活塞杆固定螺母支承面或结合器端面的平行度	IT6

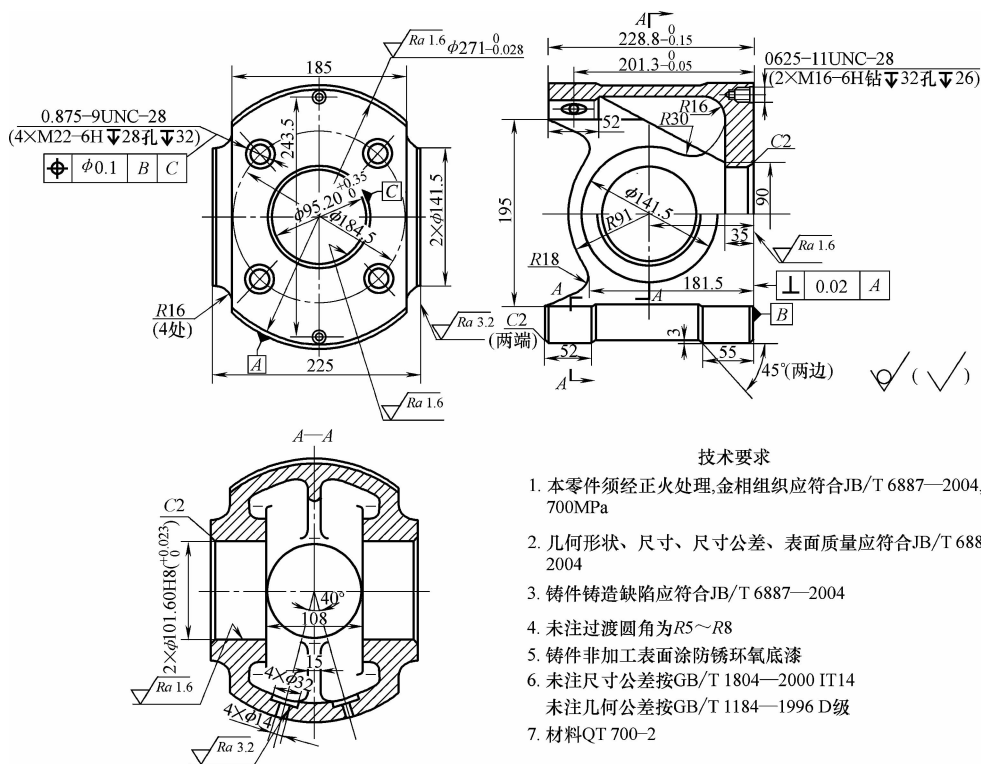


图 3-21 十字头工作图

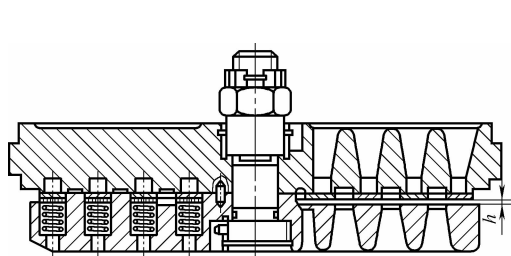


图 3-22 环状气阀

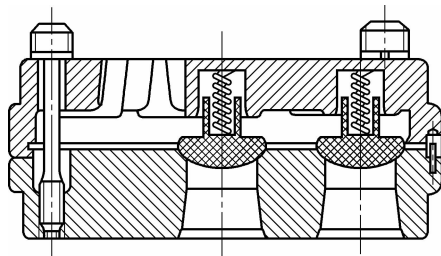


图 3-23 挺杆气阀

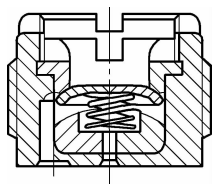


图 3-24 碟状气阀

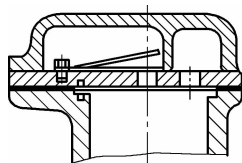


图 3-25 舌簧气阀

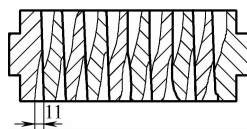
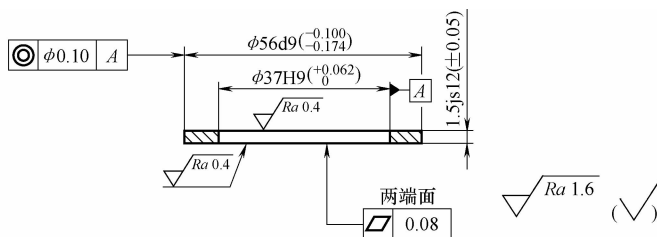


图 3-26 直流气阀

3) 环状阀片工作图如图 3-27 所示。



技术要求

1. 热处理后的阀片硬度46~54HRC。在同一阀片上的硬度差值不超过3个单位
2. 阀片的表面和边缘上不允许有刻槽、刀痕、锐边和裂缝等缺陷
3. 同一阀片的厚度偏差径向同一侧0.01, 周向0.04
4. 阀片材料: 30CrMnSiA
5. 阀片不允许有磁性
6. 各边缘倒钝 $R0.1 \sim R0.3$
7. 同一直径方向的宽度偏差为0.20; 平面翘曲度偏差为0.04

图 3-27 环状阀片工作图

(9) 活塞滑动密封

1) 活塞密封结构。

①金属活塞环密封件如图 3-28 和图 3-29 所示。

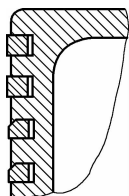


图 3-28 活塞环密封

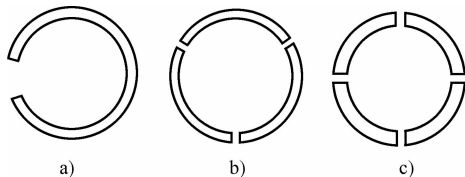


图 3-29 活塞环形状

②无油润滑的活塞密封如图 3-30、图 3-31 所示。

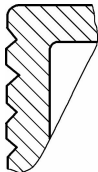


图 3-30 迷宫密封

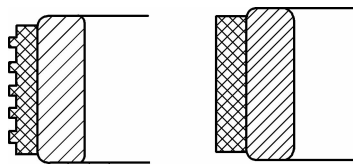


图 3-31 塑料密封

2) 活塞密封材料选择。金属活塞环材料选择如下:

HT200: 用于低压级活塞环;

HT250: 用于高压级活塞环。

优质耐磨合金铸铁是牌号 HT200 及牌号 HT250 中加入少量的铬、钼、铜和镍

第4章 多级轴流式压缩机的设计

4.1 轴流式压缩机的结构与设计

4.1.1 轴流式压缩机的结构

轴流式压缩机的结构比离心式压缩机简单，只要把各个级串联起来，在两端接上进气室和排气室即可。由于不需要像离心式压缩机那样设置弯道、回流器等部件，因而流动损失较小，在缸与缸之间损失减小；提高了压缩机的效率。

轴流式压缩机级的压力比 ε 较低。亚声速压缩机级的压力比一般在 $1.10 \sim 1.35$ 。对于固定式级，压力比为 $1.10 \sim 1.15$ ；对于运输式级，压力比为 $1.25 \sim 1.35$ 。跨声速和超声级的压力比可达 1.5 左右。为了满足压缩机高压力比的要求，必须采用多级。压缩机末级的出口温度是随着压力比的增大而升高的。当出口气体温度过高需要冷却时，可采用多缸压缩机，在缸与缸之间设置中间冷却器。

图4-1所示为多级轴流式压缩机的示意图。图中，I'为进气室，II'为排气室，2为叶轮，3为中间导叶。为了在第一级进口前形成预旋，在进气室后面装有前导叶1。有时，末级叶轮后的导叶仍不能使气流变为轴向，因而在排气室前面增加整流器4。

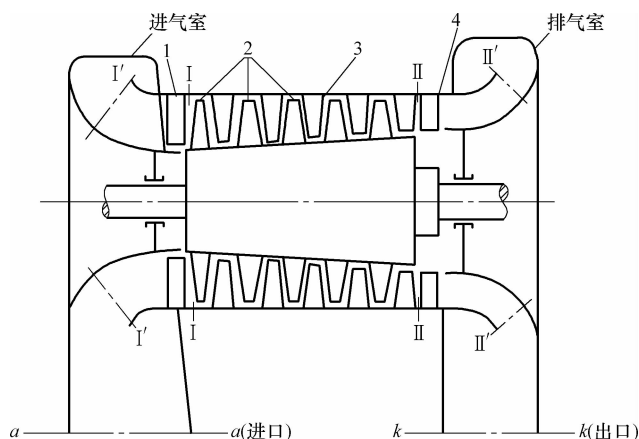


图4-1 多级轴流式压缩机的示意图

1—前导叶 2—叶轮 3—中间导叶 4—整流器

由于气体的可压缩性,轴流式压缩机中的容积流量是逐级减小的,因而通流部分截面的面积也是逐级减小的。图4-2所示为各种通流部分形式的示意图。通流部分大致有以上几种形式:

1) 等外径形式(见图4-2a)。所有级的叶轮外径处都具有最大的和相同的圆周速度。平均半径从首级到末级是逐渐增大的,均径处的圆周速度也是逐渐增大的,这有利于提高级的能量头。与其他通流部分形式相比,在相同压力下,这种形式的级数最少,气缸加工简单,但最后几级的叶片高度可能太短,使级的效率降低。这种形式主要用于运输式压缩机。

2) 等内径形式(见图4-2b)。这种形式的主要优点是转子的结构简单,加工方便,最后几级的叶片高度较等外径形式的高,从而保持其效率不会降低太多。在相同压力下,这种形式的级数最多,轴向尺寸长,适用于固定式压缩机。

3) 等平均半径形式(见图4-2c)。就级数和效率而言,它介于上两种形式之间,但给气缸和转子的加工都带来不便,实际上采用较少。

4) 综合形式(见图4-2d)。前几级采用等外径形式,后几级采用等内径形式。这样做,既可减少级数,又可防止后几级叶片过短,但气缸和转子的加工都很复杂,它适用于高压比、大流量的压缩机。

此外,为了利用离心式级高压力比的优点,将轴流式压缩机的后几级用一个离心式级代替,如图4-2e所示。这样做,既可减少级数,又可避免末级叶片太短、效率降低过多的弊端。

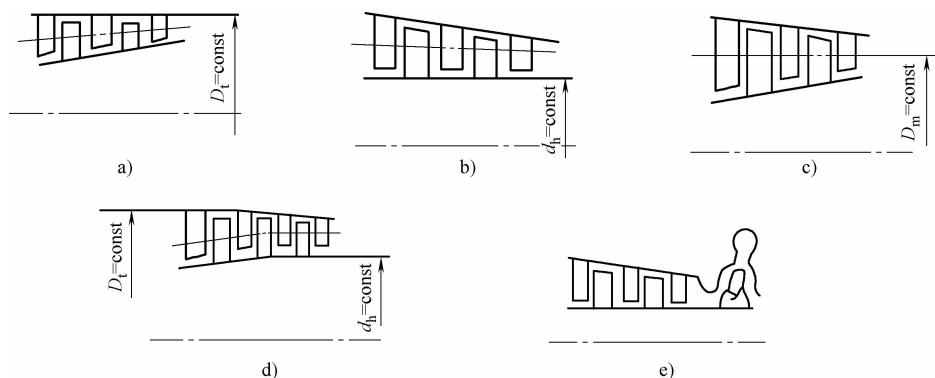


图4-2 通流部分形式的示意图

4.1.2 多级轴流式压缩机中流体流动的特点

在多级轴流式压缩机中,每个级的工作原理是完全相同的。由于各个级在通流部分所处位置不同,而沿通流部分气体的状态是逐级变化的,这样就使各个级内的流动具有不同的特点。可将全部级分为首级、末级和中间级三种类型来分析其中的流动特点。根据这些特点,设计出符合要求的优良的级和整个压缩机。

1. 首级

多级压缩机第一级的设计很重要。它的气动性能和几何参数对后面的级有很大的影响。现从以下几个方面来分析其流动特点：

1) 第一级中的容积流量 Q_1 最大，密度 ρ_1 最小。因此第一级的通流面积大，叶片高度最长，轮毂比最小，一般叶片数也最少。轴流式压缩机的径向尺寸基本上决定于第一级参数的选择。

2) 如采用等环量流型，由于第一级的叶高 l 长，轮毂比 d 小，叶根和叶顶基元级的流动状况差别大，叶片的扭曲度大，根部翼型的弯折角大。解决此弊端的办法是采用等反作用度流型或其他流型。

3) 第一级中气流的温度低，声速低，故临界马赫数 Ma_{cr} 低，叶顶的马赫数 Ma_{w_1} 易达到临界值。为了解决此问题，需要降低圆周速度 u_1 或在动叶的进口采用正预旋。这样做，都会降低级的能量头。

4) 由于第一级的叶片长，材料承受的离心力较大，叶片的强度问题和振动问题较突出。为安全可靠起见，需要增大叶片根部的厚度，这会使基元级的效率明显降低。

5) 压缩机在非设计工况下工作时，首级的气流参数偏离设计工况最远。当压缩机转速下降使流量减小时，会在第一级先出现“旋转失速”，进而引起“喘振”。因此，在设计时应使第一级有较宽的工作范围，以防止出现失速和喘振。

2. 末级

轴流式压缩机末级的工作情况，与第一级恰好相反。末级的气体密度大，容积流量小，叶片短，轮毂比 d 大，所有第一级引起的有关问题，在末级中都不会出现。可以采用等环量流型，不必担心出现超声速。末级的主要问题如下：

1) 叶片太短，特别是在小流量压缩机中采用等外径通流部分形式时，问题就更加尖锐。这时环壁面的摩擦损失和二次流损失的分量都大大增加，使级的效率明显降低。

2) 压缩机在非设计工况下工作时，末级的工况同样偏离设计工况较远。当实际转速高于设计转速时，易在末级先发生失速和喘振。当转速低于设计转速时，则易在末级发生“阻塞”现象。

3. 中间级

中间级的工作条件介于首级和末级之间，几何尺寸适中，无首级叶片过长和末级叶片过短带来的问题，故损失较小，效率较高。在压缩机变工况情况下，级内的流动状态变化较小，不易形成失速或阻塞现象。

多级轴流式压缩机中流动的另一特点是沿环形壁面的边界层由第一级起逐渐增厚，导致通流截面上的轴向速度分配不均匀。

边界层的存在与发展使靠近壁面处的轴向速度 c_x 减小。为了通过设计所规定的流量，近壁面处速度的减小必然要由流道中心部分的速度增加来补偿，其速度图

如图4-3所示。图4-4所示为环形壁面边界层引起的轴向速度图逐渐变化的情况。

从第一级开始,越是后面的级,速度场变化越剧烈。图4-5表示轴流式压缩机的轴向速度 c_z 沿叶片高度逐级变化的试验结果。图中的0线为进口导流器后面 c_z 沿叶高的分布线,1为第一级动叶后面 c_z 的分布线,2、3、4为第二、三、四级动叶后面 c_z 的分布线。这些曲线的形状证实了速度场的变化是逐级增大的,但达到一定级数后,就基本固定下来不再变化。

流道中间轴向速度的增大,使中间基元级动叶栅进口的冲角减小,因而升力系数减小,导致叶片所传递的能量减小。相反,环形壁面附近 c_z 的减小,将导致叶片所传递的能量增加。似乎两者应相互抵消,但实际上由于叶顶和叶根附近边界层增厚和动叶栅进口冲角的增大,会使边界层易于分离,减少叶片传递的能量。总的来说,由于轴向速度沿叶高分布的畸变,将使整个级的能量头减小。

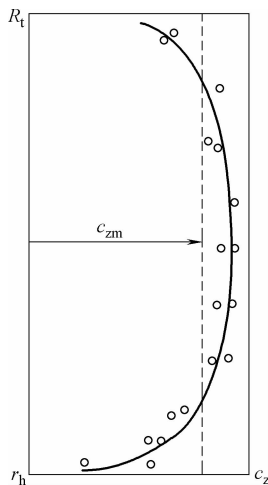


图 4-3 沿叶高轴向速度的分布

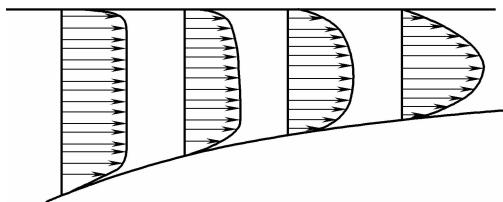


图 4-4 环端面附面层引起逐级轴向速度场的畸变

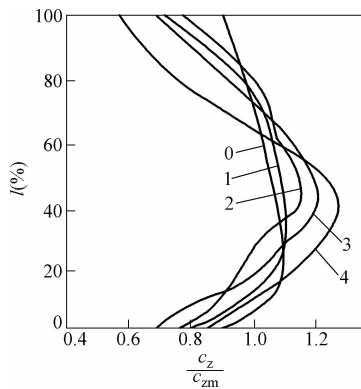


图 4-5 c_z 逐级沿叶高分布的变化

此外,由于前面级的尾迹、二次流等引起的流场不均匀,也会影响到后面级的流动,使级的能量头减小。

上述原因造成的级的能量头减小,会使压缩机达不到需要的压力比。因此,在设计时,需设法予以补偿。补偿的方法有以下几种:

1) 引入减功系数 K_h 。如果设计所要求的能量头为 h ,则计算中所选用的能量头为

$$h' = \frac{h}{K_h}$$

式中 K_h ——小于 1 的系数, 称为减功系数。不同文献推荐了确定 K_h 值的不同方法。前苏联中央锅炉透平研究所的推荐值为

$$\varepsilon < 10 \text{ 时}, K_h = 0.95 \sim 0.98$$

$$\varepsilon = 10 \sim 12 \text{ 时}, K_h = 0.93 \sim 0.96$$

爱凯尔特 (Eckert) 推荐按照图 4-6 中的曲线, 根据级的轮毂比 d 选取 K_h 的值。由曲线可以看出, 当 $d > 0.85$ 时, K_h 下降较快, 故一般要求末级的 d 值不得大于 0.85。

2) 引入流量阻塞系数 K_Q 。边界层的存在和发展, 导致有效通流截面积的减小, 在速度不变的条件下流量便减小。如果设计所要求的质量流量为 Q_m , 则计算所选用的流量为

$$Q'_m = \frac{Q_m}{K_Q}$$

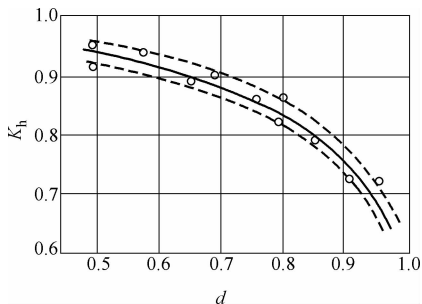


图 4-6 d 与减功系数的关系

K_Q 为小于 1 的系数。美国 NACA 推荐 K_Q 的值可由第一级起逐渐减小到 0.98 ~ 0.96。

3) 加大中间基元级叶片的冲角。对中间部分各个基元级, 设计时所选用的叶栅进口冲角 i 可稍大于所确定的额定冲角 i_n 。这样, 在实际工作中便弥补了由于中间部分轴向速度增大引起冲角减小的缺陷, 使基元级恰好能在 i_n 值附近工作。

为了弥补由于边界层的存在和发展引起的能量头降低, 采取上述方法中任何一种即可。当采取第一种或第二种方法时, 需要同时对级的效率进行修正。如果不考虑边界层增长影响时的效率为 η , 则修正后的效率为

$$\eta' = K_\eta \eta$$

K_η 为小于 1 的系数。苏联中央锅炉透平研究所推荐的 K_η 值如下:

$$\varepsilon < 10 \text{ 时}, K_\eta = 0.975 \sim 0.985$$

$$\varepsilon = 10 \sim 12 \text{ 时}, K_\eta = 0.97 \sim 0.975$$

4.1.3 基本参数的沿级变化

各级能量头的分配和基元级轴向速度、反作用度、叶栅稠度等基本参数的合理选取, 对设计质量轮、尺寸小、气动性能良好的轴流式压缩机是十分重要的。下面介绍这些基本参数应如何逐级合理分配和选取。

1. 各级能量头的分配

多级轴流式压缩机中各个级负荷的分配有以下几种方式:

(1) 等压力比分配法 已知压缩机的压力比为 ε , 用 ε_1 、 ε_2 、 $\cdots$ 、 ε_z 表示各个级的压力比, 如果

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \cdots = \varepsilon_z$$

则

$$\varepsilon_1 \varepsilon_2 \cdots \varepsilon_z = \varepsilon$$

压缩机的级数为 z , 得

$$z = \frac{\ln \varepsilon}{\ln \varepsilon_i}$$

各个级的能量头为

$$\left. \begin{aligned} h_{ad1} &= \frac{\kappa}{\kappa-1} RT_1 \left(\varepsilon_1^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \\ h_{ad2} &= \frac{\kappa}{\kappa-1} RT_2 \left(\varepsilon_2^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \\ &\vdots \\ h_{adz} &= \frac{\kappa}{\kappa-1} RT_z \left(\varepsilon_z^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \end{aligned} \right\} \quad (4-1)$$

由于 ε_1 、 ε_2 、 $\cdots$ 、 ε_z 是相等的, 且各个级的进口温度是逐渐增大的, 即

$$T_1 < T_2 < \cdots < T_z$$

故

$$h_{ad1} < h_{ad2} < \cdots < h_{adz}$$

这种等压力比分配法使级的能量头逐级增大, 级数多时, 末级的能量头可能达到首级的两倍。由欧拉方程, 同时由于 $c_{2u} - c_{1u} = w_{1u} - w_{2u}$, 得理论能量头

$$h_{th} = u c_z (\cot \beta_1 - \cot \beta_2)$$

可见, 在进、出口气流角变化不大的情况下, 这种能量头逐级迅速增大, 必将导致圆周速度 u 和轴向速度 c_z 大幅度增加。 u 的大幅度增加, 使叶片的平均半径逐级大幅度增加, 这将给转子和气缸的工艺带来不便。 c_z 的逐级大幅度增加会使后面通道的截面积迅速减小, 造成末级叶片过短, 级的效率明显下降。此外, 在变工况时, 末级的性能易恶化。显然, 这种逐级大幅度增加负荷的方法是不合理的。等压力比分配法的优点是可以减少压缩机的级数, 但缺点较突出, 实际上很少采用。

(2) 等绝热能量头分配法 多级压缩机的绝热能量头为

$$H_{ad} = \frac{\kappa}{\kappa-1} RT_1 \left(\varepsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \quad (4-2)$$

各个级的绝热能量头之和为

$$\sum_{i=1}^z h_{adi} = h_{ad1} + h_{ad2} + \cdots + h_{adz}$$

由于

$$h_{ad1} = h_{ad2} = \cdots = h_{adz} = h_{adi}$$

所以

$$\sum_{i=1}^z h_{adi} = z h_{adi}$$

式中 z ——级数。

$\sum_{i=1}^z h_{adi}$ 与 H_{ad} 是不等的, 两者之比为重热系数 α , 即

$$\alpha = \frac{\sum_{i=1}^z h_{adi}}{H_{ad}}$$

故级的能量头为

$$h_{adi} = \frac{\alpha H_{ad}}{z} \quad (4-3)$$

多级轴流式压缩机的 α 值一般为 1.02 ~ 1.04。

由于级的进口温度是逐级增大的, 由式 (4-1) 可知等绝热能量头分配法中级的压力比是逐级减小的, 即 $\varepsilon_1 > \varepsilon_2 > \cdots > \varepsilon_z$ 。

等绝热能量头分配法的优点是叶片平均半径可以不变或少变。这样, 通流部分的变化较平缓, 可酌情采用等外径或等内径通流部分的结构形式。它的缺点是压缩机的级数增加。另一不足之处是工作条件较好的中间级的潜力未得到充分发挥。

(3) 结合各个级特点的能量头分配法 各个级的工作特点是两头的级的工作条件较差, 而中间级的工作条件较好, 效率高, 变工况时性能好。故可将分配给中间级的能量头适当增加, 而分配给两头的级的能量头适当减少, 使整个压缩机的负荷由效率高的中间级多承担些。

固定式压缩机各个级能量头分配值推荐如下: 首级: $h_{ad1} = (0.8 \sim 0.9) h_{adm}$

末级: $h_{adz} = (0.9 \sim 0.94) h_{adm}$

中间级: $h_{adi} = (1.07 \sim 1.1) h_{adm}$

级的平均绝热能量头 h_{adm} 由式 (4-4) 计算, 即

$$h_{adm} = \frac{\alpha H_{ad}}{z} \quad (4-4)$$

对于运输式压缩机

首级: $h_{ad1} = (0.5 \sim 0.6) h_{adm}$

末级: $h_{adz} = (0.95 \sim 1.0) h_{adm}$

各个级的能量分配后, 必须满足以下条件:

$$\sum_{i=1}^z h_{adi} = \alpha H_{ad}$$

2. 轴向分速沿级分布

由式

$$h_{th} = u c_z (\cot \beta_1 - \cot \beta_2)$$

可知, 在其他参数一定时, 增大轴向速度 c_z 可增大级的能量头。另一方面, 由式

$$w_1 = \sqrt{c_z^2 + (u - c_{2u})^2}$$

可知, 增大 c_z 将增大 w_1 , 使 Ma_{w1} 增大, 易于接近临界马赫数 Ma_{w1cr} 。因此, 应合理选择各个级的 c_z 值。

图 4-7 表示轴流式压缩机中几种常见的轴向速度分布规律。固定式压缩机中较常采用 1、2 两种分布形式, 即 c_z 基本上逐级不变或稍有下降。 c_z 逐级稍减小可以缓和由于容积流量减小叶高明显下降的矛盾, 使末级的叶片不致太短, 还可减少后面扩散器的负荷, 缩短其长度, 降低扩散器中的损失。缺点是后面级的能量头将降低, 可能要增加压缩机的级数。

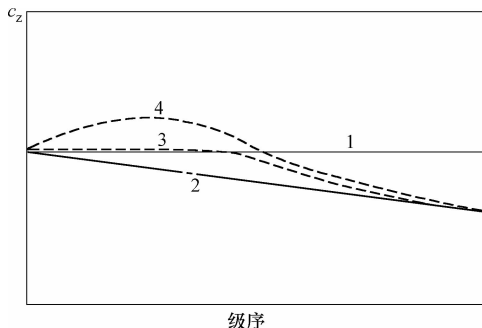


图 4-7 c_z 的逐级变化规律

3、4 两种分布规律主要是为了使第一级以后的几个级有较高的能量头, 特别是分布规律 4 使这些级的能量头还有些增大, 这在运输式压缩机中可以看到。

在级和级间, 轴向速度不允许下降或增大过快, 一般限制在 10% ~ 15% 之间。压缩机中首级和末级的 c_z 值推荐如下:

对固定式压缩机的首级, $c_{1z} = 90 \sim 120 \text{ m/s}$; 对末级, $c_{2z} = 80 \sim 110 \text{ m/s}$ 。

对运输式压缩机的首级, $c_{1z} = 140 \sim 200 \text{ m/s}$; 对末级, $c_{2z} = 100 \sim 170 \text{ m/s}$ 。

3. 反作用度的逐级变化

首先把霍威尔试验得到的图 4-9 所示平面叶相额定特性曲线, 变换为便于应用的用流量系数、能量头系数和反作用度表示的量纲一的特性曲线, 如图 4-8 所示。

轴流式压缩机的流量系数常用式 (4-5) 表示。

$$\varphi_{c_z} = \frac{c_z}{u} \quad (4-5)$$

能量头系数为

$$\psi_{th} = \frac{h_{th}}{u^2} \quad (4-6)$$

将式 $h_{th} = u c_z (\cot \beta_1 - \cot \beta_2)$ 代入式 (4-6), 得

$$\psi_{th} = \frac{u c_z (\cot \beta_1 - \cot \beta_2)}{u^2} = \varphi_{c_z} (\cot \beta_1 - \cot \beta_2)$$

变换为

$$\frac{\psi_{th}}{\varphi_{c_z}} = \cot \beta_1 - \cot \beta_2$$

对于额定工况

$$\frac{\psi_{th}}{\varphi_{c_z}} = \cot \beta_{1n} - \cot \beta_{2n}$$

此式可表示为

$$\frac{\Psi_{th}}{\varphi_{c_z}} = f(\beta_{1n}, \beta_{2n}) \quad (4-7)$$

反作用度为

$$\Omega = \frac{w_{mu}}{u}$$

将式 (4-5) 代入, 得

$$\frac{\Omega}{\varphi_{c_z}} = \frac{w_{mu}}{c_z} = f(\beta_1, \beta_2)$$

对额定工况, 则有

$$\frac{\Omega}{\varphi_{c_z}} = f(\beta_{1n}, \beta_{2n}) \quad (4-8)$$

图 4-9 所示额定特性曲线可表示为

$$\Delta\beta_n = \beta_{2n} - \beta_{1n} = f\left(\frac{b}{t}, \beta_{2n}\right)$$

故式 (4-7) 和式 (4-8) 可变换为

$$\frac{\Psi_{th}}{\varphi_{c_z}} = f\left(\frac{b}{t}, \beta_{2n}\right)$$

和

$$\frac{\Omega}{\varphi_{c_z}} = f\left(\frac{b}{t}, \beta_{2n}\right)$$

联立上两式, 消去其中的 β_{2n} , 得以下关系式:

$$\frac{\Psi_{th}}{\varphi_{c_z}} = f\left(\frac{\Omega}{\varphi_{c_z}}, \frac{b}{t}\right) \quad (4-9)$$

利用霍威尔的试验数据, 可绘出图 4-8 所示的无因次额定工况特性曲线。该图反映的问题实际上与图 4-9 所反映的一样, 只是形式不同, 但使用起来较方便。例如只要知道设计所需要的 Ψ_{th} 和 φ_{c_z} , 选取 Ω 值后, 即可确定应采用的叶栅稠度 b/t 。

由图 4-8 中的曲线可以看出, 不论 b/t 为何值, 每条曲线有一小段比较平坦。在这个平坦区间, 当 Ω/φ_{c_z} 变化时, Ψ_{th}/φ_{c_z} 变化不大。这个平坦区间的上限位于 $\Omega/\varphi_{c_z} = 1.2$ 处, 而下限则随着 b/t 的改变而稍有变化。

还可以看出, 不管 b/t 为何值, Ψ_{th}/φ_{c_z} 的最小值都在 $\Omega/\varphi_{c_z} = 0.8$ 附近的位置。在 $\Omega/\varphi_{c_z} < 0.8$ 的区域内, φ_{c_z} 值一定时, Ψ_{th} 随着 Ω 的增大而减小; 在 $\Omega/\varphi_{c_z} > 0.8$ 的区域内, Ψ_{th} 随着 Ω 的增大而增大。

从获得高效率的观点出发,各个级均径处的反作用度以等于0.5为宜。但实际上在选取各个级均径处的反作用度时,应参照上述无因次额定性能曲线的特点,结合各个级的工作条件和所采用的流型来考虑。

对于第一级,气体的温度低,叶片又长,动叶顶部的 Ma_{w1} 值较大,易于接近临界值。在此情况下,应选取沿叶高等 Ω 的流型或 Ω 变化不大的流型。等 Ω 流型的特点之一是可以采用较大的 u_1 , 获得较高的能量头,仍不致使 Ma_{w1} 超过允许值。由于一般情况下 $\varphi_{c_z} = 0.4 \sim 0.6$, 当 $\Omega = 0.5$ 时, Ω/φ_{c_z} 的值在1左右, Ψ_{th} 值最小。为了提高 Ψ_{th} , 可选取 Ω 值略大于0.5, 因为在 $\Omega/\varphi_{c_z} > 0.8$ 的区域内, Ψ_{th} 是随着 Ω 值的增大而增加的。如仍采用等环量流型,均径处基元级的 Ω 值不宜过低,以免在叶根处出现负 Ω 值; Ω 值也不宜过高,以防止 Ma_{w1} 超过允许值。

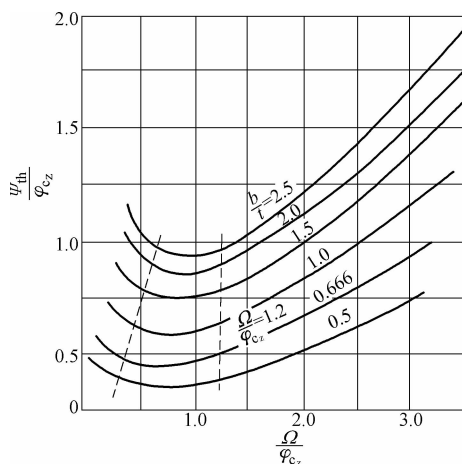


图 4-8 无因次额定工况特性曲线

对于靠后的级,特别是末级,由于气体的温度高,声速大且叶片较短, Ω 值沿叶高变化不大,叶端处的 Ma_{w1} 不易达到临界值,一般采用等环量叶型并增大均径处的 Ω 值,以提高级的能量头。因此,反作用度沿级的分布应该逐级增大。 Ω 值逐级增大,还可使后导叶中的正旋绕逐级减小,甚至变为负旋绕,有利于提高后面级的能量头。

在固定式压缩机中,如压力比不太高,各级的工作条件相差不大,则可对各个级采用相同的流型和均径处相等的反作用度。这样做,可使级间协调较好,也使计算简化。对运输式压缩机,一般要求各个级都能发挥最大的负荷能力,所以比较强调根据各个级的特点,选择不同的流型与不同的反作用度。

4. 各个级的叶栅稠度和展弦比

在进行基元级平面叶栅设计时,一般根据叶栅的气流折转角和出口气流角利用图 4-9 选取叶栅稠度 b/t 。在多级轴流式压缩机中,由于各个级的工作条件不同,应结合各个级的特点,根据图 4-8 所示的无因次额定性能曲线选取 b/t 。对于第一级,由于叶片的根部厚,均径处基元级的 b/t 应小一些,以免叶根处 b/t 过大,流道过窄,使损失增加,后面级的 d 值大,叶片短,沿叶高 b/t 变化不大,可选较大的 b/t 值,使级的能量头增大。也就是说,基元级均径处的 b/t 以逐渐增大为宜。 b/t 的值一般在以下范围内:

对于动叶栅,前面的级, $b/t = 0.6 \sim 1.0$, 后面的级, $b/t = 1.3 \sim 1.5$;

对于静叶栅, $b/t = 1.2 \sim 1.3$ 。

展弦比是指叶片高度 l 与均径处翼弦 b 的比值。

就效率而言, l/b 的值不宜过小, 因为由二次流阻力系数公式可以看出, 二次流损失是随着 l/b 值的减小而增大的。

就机器的尺寸而言, 取较大的 l/b , b 值减小, 可以缩短机器的轴向长度, 但要防止 l/b 值过大, 将引起强度和振动问题。通常要求在强度许可的情况下, 取大一些的 l/b 较好。

由于叶片长度从第一级起是逐级减小的, 各个级的展弦比应从前到后依次递减。设计中 l/b 的推荐值如下:

对固定式压缩机, $l/b = 1.5 \sim 3$ 。

对运输式压缩机, 前面的级, $l/b = 3.5 \sim 4$; 后面的级, $l/b = 2 \sim 3$; 特殊情况下, 可取 1.5。

就工艺而言, 各个级有相同的 b 较为便利, 但会使前面级的 l/b 值过大, 后面级的 l/b 值过小。常见的是将整个通流部分分为几段, 段内几个级有相同的 b 值, 各个段的 b 值, 从前到后, 依次递减。

为了防止失速, 轴流式压缩机的设计工况一般取在失速工况点的 80% 处, 即选取在工况点 $0.8\Delta\beta_{\max}$ 处。该工况点的参数, 以下标 “n” 表示。设计气流折转角可写成

$$\Delta\beta_n = 0.8\Delta\beta_{\max}$$

英国人霍威尔 (Howell) 对 C4 翼型, 对不同翼型厚度 C 、不同翼型弯折角 θ 和不同叶栅稠度 b/t 在不同进口冲角 i 下进行大量试验和分析研究后发现, 在 $C = 0.05 \sim 0.12$, $a/b = 0.4 \sim 0.45$, $\theta = 0^\circ \sim 40^\circ$, $b/t = 0.5 \sim 2.5$, $i = \pm 5^\circ$ 的条件下, $\Delta\beta_n$ 只与 b/t 和 β_{2n} 有关, 即

$$\Delta\beta_n = f(b/t, \beta_{2n})$$

于是, 可根据叶栅试验中 b/t 、 β_{2n} 和 $\Delta\beta_n$ 的数据, 绘出图 4-9 所示的一组曲线, 称为额定特性曲线。额定特性曲线上的一个点代表在设计工况下工作的一个叶栅。不同的点代表不同的叶栅。

可以看出, 在叶栅内流动的计算中, 如果已知某基元级叶栅的进、出口气流角 β_1 和 β_2 , 利用图 4-9 可方便地确定叶栅稠度 b/t 。

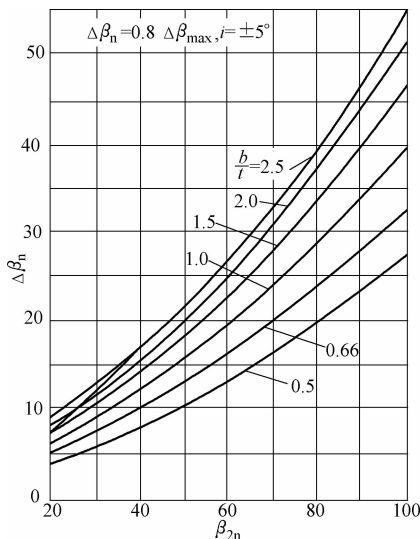


图 4-9 额定特性曲线

4.1.4 进气室和排气室的计算

按给定条件设计多级轴流式压缩机时, 一般给定的条件如下:

- 1) 质量流量 Q_M 或进口条件下的容积流量 Q 。
- 2) 压缩机出口气体的压力 p_a 和温度 T_a ，或给出滞止压力 p_a^* 和滞止温度 T_a^* 。
- 3) 压缩机出口气体压力 p_d 或压力比 $\varepsilon = p_d/p_a$ ，或以滞止形式给出的 p_d^* 和 $\varepsilon^* = p_d^*/p_a^*$ 。
- 4) 介质及其组成、性质等。
- 5) 有时给出转速 n 。

设计时一般先进行进气室和排气室的计算，目的是求出第一级动叶进口前和末级动叶出口后的气体参数，以便下一步对通流部分的各个级进行详细的气动热力计算。

先选择通流部分的形式。假定确定等内径形式，作出图 4-10 所示的通流部分简图。

从压缩机进口截面 $a-a$ 到第一级动叶进口前的截面 1-1 之间的一段为进气室，其中包括前导叶。从压缩机出口截面 $d-d$ 到末级动叶出口截面 $z-z$ 之间的一段为排气室，其中包括后导叶和扩散器。

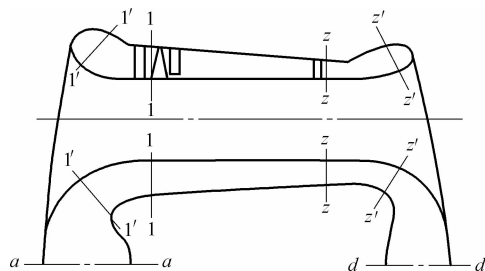


图 4-10 轴流式压缩机通流部分简图

1. 进气室的计算

设 $a-a$ 截面上的气体参数 p_a 和 T_a 为已知。若从大气直接进气， p_a^* 为大气压力， T_a^* 为大气温度，则 p_a 和 T_a 分别为

$$p_a = p_a^* - \frac{\rho c_0^2}{2}$$

$$T_a = T_a^* - \frac{c_0^2}{2c_p}$$

对固定式压缩机，一般 $c_0 = 20 \sim 40 \text{ m/s}$ ；对运输式压缩机， $c_0 = 60 \sim 100 \text{ m/s}$ 。 c_p 为气体的比定压热容。选取 c_0 值后即可求出 p_a 和 T_a 。

若经过进气管道，则应考虑进气管道中的压力损失。

$a-a$ 截面与 1-1 截面间的能量关系式为

$$\int_0^1 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = -\Delta h_{in}$$

式中 Δh_{in} ——进气室的能量头损失， $\Delta h_{in} = \zeta_{in} \frac{c_1^2}{2}$ ；

ζ_{in} ——进气室的损失系数，对于良好的进气室， $\zeta_{in} = 0.05 \sim 0.1$ ，对于条件差的进气室， $\zeta_{in} = 0.1 \sim 0.5$ 。

设为绝热过程，则

$$\int_0^1 \frac{dp}{\rho} = \frac{\kappa}{\kappa-1} RT_a \left[\left(\frac{p_1}{p_a} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] = c_p T_a \left[\left(\frac{p_1}{p_a} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]$$

于是

$$c_p T_a \left[\left(\frac{p_1}{p_a} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] + \frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = -\zeta_{in} \frac{c_1^2}{2}$$

可写成

$$c_p T_a \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_a} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] = \frac{c_1^2}{2} (1 + \zeta_{in}) - \frac{c_0^2}{2}$$

解此方程式，可得 1-1 截面上的压力 p_1 为

$$p_1 = p_a \left\{ 1 - \frac{1}{c_p T_a} \left[\frac{c_1^2}{2} (1 + \zeta_{in}) - \frac{c_0^2}{2} \right] \right\}^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (4-10)$$

若从大气直接进气，则得

$$p_1 = p_a^* \left[1 - \frac{c_1^2}{2c_p T_a} (1 + \zeta_{in}) \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (4-11)$$

1-1 截面上的温度为

$$T_1 = T_a^* - \frac{c_1^2}{2c_p} \quad (4-12)$$

选取 ζ_{in} 和 c_1 值后即可求出 p_1 和 T_1 。

1-1 截面上的滞止参数则为

$$T_1^* = T_1 + \frac{c_1^2}{2c_p} \quad (4-13)$$

$$p_1^* = p_1 \left(\frac{T_1^*}{T_1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (4-14)$$

2. 排气室的计算

压缩机出口 $d-d$ 截面处的滞止压力为

$$p_d^* = p_a^* \varepsilon^* \quad (4-15)$$

设 $d-d$ 截面上的实际滞止温度用 T_d^* 表示，绝热压缩时的滞止温度用 $T_d'^*$ 表示，绝热效率为

$$\eta_{ad}^* = \frac{T_d'^* - T_a^*}{T_d^* - T_a^*}$$

得

$$T_d^* = T_a^* + \frac{T_d'^* - T_a^*}{\eta_{ad}^*}$$

上式中

$$T_d'^* = T_a^* \varepsilon^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

故

$$T_d^* = T_a^* \left(1 + \frac{\varepsilon^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_{ad}^*} \right) \quad (4-16)$$

η_{ad}^* 的值一般为 0.83 ~ 0.92。

$d-d$ 截面上的压力和温度为

$$p_d = p_d^* \left(\frac{T_d}{T_d^*} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (4-17)$$

$$T_d = T_d^* - \frac{c_d^2}{2c_p} \quad (4-18)$$

式中 c_d ——压缩机出口 $d-d$ 截面上的速度, 对固定式压缩机, $c_d = 20 \sim 60 \text{ m/s}$, 对运输式压缩机, $c_d = 70 \sim 100 \text{ m/s}$ 。

压缩机末级动叶出口 $z-z$ 截面上的温度为

$$T_z = T_z^* - \frac{c_z^2}{2c_p} = T_d^* - \frac{c_z^2}{2c_p} \quad (4-19)$$

式中 c_z —— $z-z$ 截面上的速度。

$z-z$ 截面上的压力为

$$p_z = p_d - \rho_d \eta_d \frac{c_z^2 - c_d^2}{2} \quad (4-20)$$

式中 ρ_d —— $d-d$ 截面上气体的密度;

η_d ——排气室的效率, $\eta_d = 0.6 \sim 0.8$ 。

4.1.5 确定首级、末级的参数与压缩机的级数

进行轴流式压缩机级的设计计算时, 需先指定第一级的 d_1 、 u_{1l} 和均径处的 c_{1z} 和 Ω_1 的值。指定不同的参数值将得到不同的结果。设计时可选取几组不同的参数值进行计算, 对所得结果进行比较, 而后确定一个较好的方案。

1. 第一级参数的选取与计算

第一级的气体温度 T_1 低, 声速 a_1 小, Ma_{w1} 大, 且容积流量大, 叶片长, 其工作条件较差, 而第一级参数的大小直接影响到后面的级和整个机器的性能, 所以设计时要特别予以重视。

计算前需要预先指定 u_{1l} 、 c_{1z} 、 d_1 和 Ω_1 的值。符号右下角的 1 是指第一级, 不加任何说明的是指均径处基元级的参数。

轴流式压缩机叶顶圆周速度 u_1 的选取原则与离心式压缩机相同, 即既要为材料强度所允许, 又要受临界马赫数 Ma_{w1cr} 的限制。就马赫数而言, 均径处的 $Ma_{w1cr} = 0.7 \sim 0.85$, 叶顶处的相应值为 $0.9 \sim 0.95$ 。在初步计算时, 对固定式压缩机,

一般取 $u_1 = 200 \sim 300 \text{ m/s}$ ；如采用图 4-11a 所示的鼓形转子，则要注意根部的圆周速度 u_d 不得大于 220 m/s ，对运输式压缩机，图 4-11c 所示组合式转子的 u_1 可达 $300 \sim 320 \text{ m/s}$ ，而图 4-11b 所示盘形转子的 u_1 可达 $350 \sim 390 \text{ m/s}$ 。

转向速度 c_{1z} 和反作用度 Ω_1 的值，按照 4.1.3 节所述原则选取。

轮毂比 d_1 的值，对固定压缩机，一般为 $0.5 \sim 0.85$ ；对运输式压缩机，一般为 $0.4 \sim 0.6$ 。

第一级的通流面积为

$$A_1 = \frac{Q_m k_1}{c_{1z} \rho_1}$$

式中 Q_m ——质量流量；

k_1 ——流量储备系数，第一级的 $k_1 = 1.01 \sim 1.02$ 。

d_1 的值确定后按以下公式计算外径、内径和叶高：

$$\begin{aligned} D_{11} &= \sqrt{\frac{4A_1}{\pi(1-d_1^2)}} \\ d_{h1} &= d_1 D_{11} \\ l &= \frac{D_{11} - d_{h1}}{2} \end{aligned}$$

平均半径为

$$D_{m1} = \frac{D_{11} + d_{h1}}{2}$$

选取 u_1 值，并按下式决定转速：

$$n = \frac{60u_1}{\pi D_{11}}$$

均径处的圆周速度为

$$u = \frac{\pi D_m n}{60}$$

如果设计时转速已指定，应计算出 u_1 值，并检查其是否超过允许范围。

第一级的几何参数确定后，需要检查 Ma_1 是否超过允许值。

由均径处的进口速度三角形，得

$$w_1^2 = c_{1z}^2 + (u - c_{1u})^2 = c_{1z}^2 + (c_{1u} - u)^2$$

可写成

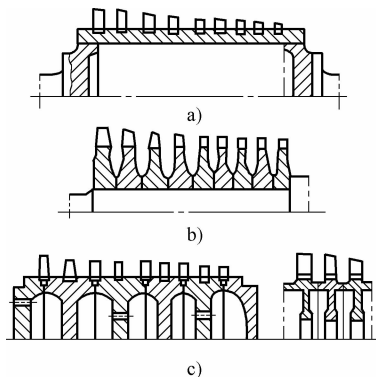


图 4-11 轴流式压缩机的转子
a) 鼓形 b) 盘形 c) 组合式

$$\begin{aligned}
 w_1^2 &= c_{1z}^2 + \left(c_{1u} - u + \frac{c_{2u} - c_{1u}}{2} - \frac{c_{2u} - c_{1u}}{2} \right)^2 \\
 &= c_{1z}^2 + \left[-u \left(1 - \frac{c_{2u} + c_{1u}}{2u} \right) - \frac{c_{2u} - c_{1u}}{2} \right]^2
 \end{aligned}$$

由于 $\Omega = 1 - \frac{c_{2u} + c_{1u}}{2u}$, 上式变为

$$\begin{aligned}
 w_1^2 &= c_{1z}^2 + \left(-u\Omega - \frac{h_{th}}{2u} \right)^2 = c_{1z}^2 + \left(u\Omega + \frac{h_{th}}{2u} \right)^2 \\
 &= \varphi_{c_z}^2 u^2 + \left(u\Omega + \frac{u\Psi_{th}}{2} \right)^2 = \varphi_{c_z}^2 u^2 \left[1 + \left(\frac{\Omega}{\varphi_{c_z}} + \frac{\Psi_{th}}{2\varphi_{c_z}} \right)^2 \right]
 \end{aligned}$$

由此得

$$Ma_{w1} = \frac{\varphi_{c_z} u}{a} \sqrt{1 + \left(\frac{\Omega}{\varphi_{c_z}} + \frac{\Psi_{th}}{2\varphi_{c_z}} \right)^2} \quad (4-21)$$

由于均径处的 u 、 φ_{c_z} 、 Ω 已确定, 而 $a = \sqrt{kRT_1}$, 待求出 Ψ_{th} 后, 即可由上式求出均径处的 Ma_{w1} 。

外径处的 Ma_{w1} 要大于均径处的 Ma_{w1} 。如为等反作用度流型的级, 一般 Ma_{w1} 沿半径变化不大。如为等环量流型的级, 应先求出外径处的 φ_{c_z} 、 Ω_t 和 Ψ_{th} 等参数的值, 把它们代入式 (4-21) 计算出外径处的 Ma_1 。

由于 $c_{2ut} = c_{2u} \frac{R}{R_t}$, $c_{1ut} = c_{1u} \frac{R}{R_t}$, $u_t = u \frac{R}{R_t}$, 可得外径处各参数的值为

$$\varphi_{c_z t} = \frac{c_z}{u_t} = \varphi_{c_z} \frac{D}{D_t} \quad (4-22)$$

$$\Psi_{tht} = \frac{h_{th}}{u_t^2} = \Psi_{th} \left(\frac{D}{D_t} \right)^2 \quad (4-23)$$

$$\begin{aligned}
 \Omega_t &= 1 - \frac{c_{2ut} + c_{1ut}}{2u} = 1 - \frac{c_{2u} + c_{1u}}{2u} \left(\frac{D}{D_t} \right)^2 \\
 &= 1 - \left[\left(\frac{D}{D_t} \right)^2 - \left(\frac{D}{D_t} \right)^2 \left(1 - \frac{c_{2u} + c_{1u}}{2u} \right) \right] \\
 &= 1 - (1 - \Omega) \left(\frac{D}{D_t} \right)^2
 \end{aligned} \quad (4-24)$$

叶根处的反作用度则按下式计算:

$$\Omega_h = 1 - (1 - \Omega) \left(\frac{D}{D_h} \right)^2 \quad (4-25)$$

2. 第一级 b/t 的选取与压缩机级数的确定

由图 4-8 中的曲线可知, 在流量系数 φ_{c_z} 一定的情况下, 叶栅稠度 b/t 与级的能

量头 h_{th} 有关。因为在一定的总压力比下, h_{th} 与压缩机的级数 z 有关, 那么 b/t 便与 z 有关了。一般情况下, 先选取 b/t 值而后决定级数 z , 也可以先选取 z 而后确定 b/t 。下面介绍先选取 b/t 而后决定 z 的步骤。

均径处的 c_{1z} 和 u 值已确定, 即 φ_{c_z} 已确定。选取均径处的 b/t 和 Ω 的值后, 即可由图 4-8 求得 Ψ_{th} 的值。于是, 由下式求出第一级的理论能量头:

$$h_{th1} = \Psi_{th} u^2$$

选取第一级的绝热效率 η_{ad1} 后, 则第一级的绝热能量头为

$$h_{ad1} = h_{th1} \eta_{ad1}$$

一般, $\eta_{ad1} = 0.85 \sim 0.93$ 。

各个级的绝热能量头之和为

$$\sum_{i=1}^z h_{adi} = H_{ad} \alpha \quad (4-26)$$

式中 H_{ad} ——1-1 截面与 z - z 截面之间的绝热能量头, $H_{ad} = \frac{\kappa}{\kappa-1} RT_1$

$$\left[\left(\frac{P_z}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] + \frac{c_z^2 - c_1^2}{2};$$

α ——重热系数, $\alpha = \eta_{adc} / \eta_{ad1}$, 根据 η_{ad1} 值由图 4-12 查出 η_{adc} 值, 即可计算出 α 。

压缩机的级数为

$$z = \frac{\sum_{i=1}^z h_{adi}}{h_{adm}} \quad (4-27)$$

式中 h_{adm} ——级的平均能量头。

考虑到第一级和末级应分配较低的负荷, h_{adm} 应稍大于 h_{ad1} 。初算时可取 $h_{adm} = h_{ad1}$, 待计算出 z 值后偏小取整。取整后要修正 h_{adm} 值。而后根据修正后的 h_{adm} 值, 按照 4.1.3 节等熵能量头的原则, 进行各个级的能量头分配。分配时, 第一级要保持 h_{ad1} 的值不变。也可以取消大于 h_{ad1} 的值作为 h_{adm} 代入式 (4-27) 求级数 z 。

3. 末级几何参数的确定

末级的通流面积为

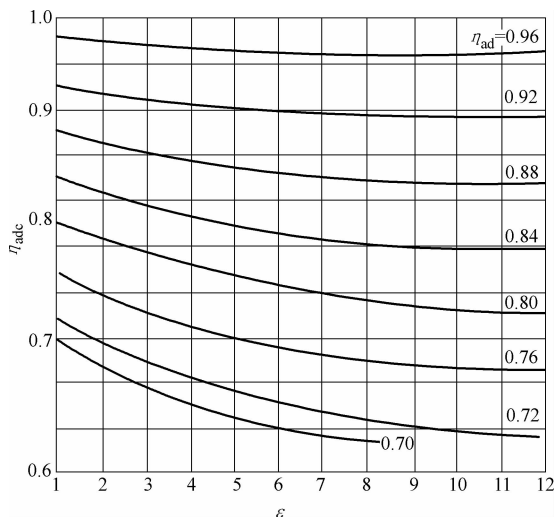


图 4-12 级绝热效率与压缩机绝热效率的关系

$$A_z = \frac{Q_m k_z}{\rho_z c_{zz}}$$

这里的 k_z 需取得比第一级的 k_1 大些。 c_{zz} 和 ρ_z 已在排气室计算中求得。

如果采用等内径通流部分形式, $d_{h1} = d_{h2} = d_h$, 则得末级的外径为

$$D_{t2} = \sqrt{d_h^2 + \frac{4A_z}{\pi}}$$

如采用等外径通流部分形式, $D_{t1} = D_{t2} = D_t$, 则得末级的内径为

$$d_{hz} = \sqrt{D_t^2 - \frac{4A_z}{\pi}}$$

末级的轮毂比为

$$d_z = d_{hz}/D_{tz}$$

末级的叶高为

$$l = \frac{D_{tz} - d_{hz}}{2}$$

压缩机的绝热效率 η_{adc} 和级的绝热效率 η_{ad} 的关系曲线如图 4-12 所示, 由图可见, 随着压缩机的压力比 ε 增大, 级数越多, η_{adc} 与 η_{ad} 之差越大, 而且 $\eta_{adc} < \eta_{ad}$ 。

4.1.6 逐级进行热力气动计算

逐级计算和设计的内容有: ①根据初步确定的首级动叶栅进口前和末级动叶栅出口后的参数和其他参数值确定各个级均径处的气动和热力参数; ②计算和确定各个级的几何尺寸和通流部分尺寸; ③确定各个级沿叶高不同半径处的气动参数和速度三角形; ④设计出满足气动要求并兼顾强度和工艺性能的叶型和叶片。

计算步骤大致如下:

1. 初算各级均径处的热力学参数和级的几何尺寸

首先计算各级均径处叶栅进口的气体温度、压力和密度。需要知道各级的进口速度 c_1 才能计算出级与级间的温度差。但 c_1 为未知数, 可先取各级的轴向速度 c_{1z} 代替 c_1 进行计算。初算时, 还要预选各级的绝热效率 η_{ad} 。

选定通流部分的形式(等内径、等外径或等均径)。根据已求出的轴向速度、给定的流量及通流部分的形式, 决定叶高 l 、内径 d_h 和外径 D_t 。

求出均径处的圆周速度 u 以后, 根据已求出的各级均径处的能量 h_{th} 计算出能量头系数 Ψ_{th} , 并选取各级均径处的反作用度 Ω , 即可根据 Ψ_{th}/φ_{c_z} 和 Ω/φ_{c_z} 由图 4-8 求出各级均径处的 b/t 。选取各级动叶均径处的翼弦 b , 由 b 和叶高 l 可决定栅距 t , 从而确定叶片数 z 。

所有计算要列表进行, 详见 4.3 节多级轴流式压缩机设计实例。

2. 初算各级均径处的气动参数

根据已求出的各级均径处的 u 、 c_z 、 h_{th} 、 Ω 等参数的值, 可计算出均径处的进、

出口的绝对速度、相对速度、绝对气流角 α 和相对气流角 β 的值,并绘出速度三角形。在计算中需要考虑由于环形壁面边界层逐渐增厚和发展引起的能量头降低,采取适当的方法予以补偿。

除进行均径处动叶栅的计算外,还要进行静叶栅的计算。

3. 计算各级的效率

动叶栅效率的计算公式为

$$\eta_s = \frac{1 - \mu \tan \beta_m}{1 + \mu \cot \beta_m}$$

式中 μ ——滑翔系数, $\mu = C_x / C_{yp}$ 。

因此,需要先求出各级均径处的平均相对气流角 β_m 、阻力系数 C_x 和叶型升力系数 C_{yp} 。阻力系数 C_x 是叶型阻力损失、环形壁面摩擦损失和二次流损失系数之和。

计算静叶栅的效率时,只要将上式中的 β_m 更换为平均绝对气流角 α_m 即可。

4. 复算各热力参数和叶高

由于初算时用 c_z 代替 c_1 ,且级效率是自取的,所以计算是近似的。现已求出各个级的 c_1 和级效率,即可用它们进行复算,其方法和步骤与初算相同。再根据复算得到的 ρ ,由下式求叶高:

$$l = \frac{k_1 Q_m}{\rho c_{1z} \pi D}$$

如果初算所取的 c_{1z} 值与求出的 c_1 值接近,且预选的级效率与计算出的级效率也很接近,可不进行复算,即以初算的结果为准。

5. 沿叶高各截面的气动热力计算

为了设计叶片的形状,必须对沿叶高不同半径处的各个截面的基元级进行热力和气动计算,绘出速度三角形。通常沿叶高取7~15个截面,其中包括叶顶、均径处和叶根三个截面。

多级轴流式压缩机通常采用等环量流型和等反作用度流型。不同流型沿叶高的速度分布是不同的,但基元级的计算方法和步骤则相同,只是某些参数的计算公式有些差别。

求出不同半径处的 b/t 后,利用 $t_i = \frac{D}{D_i} t$ 求出不同半径处的栅距 t_i ,即可求得不同半径处的弦长 b_i 。但这样得到的 b_i ,不一定在同一条直线上,应修正为直线,并保持 b_i/t_i 值在推荐的范围内。

6. 叶片成形

求出沿叶高各截面的速度三角形后,即可得出各截面的叶型形状,而后进行叶片形状的设计。

7. 进气室与排气室的复算

计算出的首级进口前与末级出口后的参数，需与进气室、排气室初步计算所得到的值作对比。若相差不大，不需要复算；若相差较大，则要进行复算。复算时的顺序与初算时相反。进气室的计算由首级进口向压缩机进口进行，排气室的计算则由末级出口向压缩机出口进行。最后求出压缩机进口与出口的热力学参数，而后按照这些参数计算压缩机的功率和效率。

4.1.7 原始翼型与叶片造型

平面叶栅的试验方法、叶栅的特性曲线和额定工况下的叶栅特性曲线等内容已论述，这里将讨论原始翼型和叶片造型问题。

原始翼型是指平面叶栅试验所用的翼型，它们相对于翼弦是对称的，如图 4-13 所示。设计中，选取某个原始翼型后，根据已确定的基元级叶栅中的气动参数，给出所需要的弯度非零的翼型，从而画出叶片形状的过程，称为叶片造型。

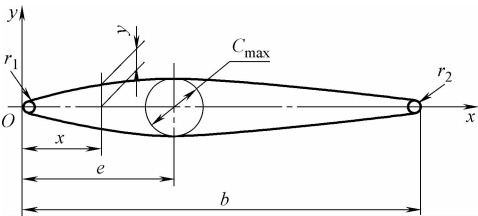


图 4-13 对称叶型基本几何参数

基于叶栅试验数据设计的轴流式压缩机和通风机常用的原始翼型剖面的尺寸列在表 4-1 中。 $\bar{x}$ 和 $\bar{y}$ 是用弦长的百分数表示的。最大相对厚度 $\bar{C}$ 为 10% 左右。如果采用的 $\bar{C}$ 大于或小于 10% 时，可将表中 $\bar{y}$ 按比例放大和缩小。这些翼型的最大相对厚度的位置有所不同。C4 型和 ГТТ-42 翼型的最大厚度到前缘的相对距离 e 为 30%，而 NACA65010 和 BC-6 翼型的 $e = 40\%$ 。试验表明，在中等亚声速的情况下，表中所列几种翼型的性能相差不大。在高亚声速时，NACA65010 翼型的性能较好。轴流式通风机常采用的是 C4 翼型。ГТТ-42 翼型是苏联的一种原始翼型，适用于燃气轮机。

表 4-1 原始叶型的尺寸 $\left(\bar{x} = \frac{x}{b} \times 100, \bar{y} = \frac{y}{b} \times 100\right)$

C4	$\bar{x}$	0.00	1.25	2.50	5.00	7.50	10.00	15.00	20.00	30.00
	$\bar{y}$	0.00	1.65	2.27	3.08	3.62	4.02	4.65	4.83	5.00
	$\bar{x}$	40.00	50.00	60.00	70.00	80.00	90.00	95.00	100.00	$r_1 = 0.12 C_{\max}$ $r_2 = 0.06 C_{\max}$
	$\bar{y}$	4.89	4.57	4.05	3.37	2.54	1.60	1.06	0	
NACA65010	$\bar{x}$	0.00	0.50	0.75	1.25	2.50	5.00	7.50	10.00	15.00
	$\bar{y}$	0.00	0.752	0.890	1.124	1.571	2.222	2.709	3.111	3.746
	$\bar{x}$	20.00	25.00	30.00	35.00	40.00	45.00	50.00	55.00	60.00
	$\bar{y}$	4.218	4.570	4.824	4.982	5.057	5.029	4.870	4.570	4.151

(续)

NACA65010	$\bar{x}$	65.00	70.00	75.00	80.00	85.00	90.00	95.00	100.00	$r_1 = 0.00666b$		
	$\bar{y}$	3.627	3.038	2.451	1.847	1.251	0.740	0.354	0.150			
BC-6	$\bar{x}$	0.00	0.50	2.50	5.00	7.50	10.00	20.00	30.00	40.00		
	$\bar{y}$	0.00	0.80	1.86	2.59	3.10	3.54	4.56	4.92	5.00		
	$\bar{x}$	50.00	60.00	70.00	80.00	90.00	95.00	99.74	100.00			
	$\bar{y}$	4.86	4.45	3.78	2.86	1.74	1.15	0.63	0.00			
ГТТ-42	$\bar{x}$	0.00	0.75	1.25	2.50	5.00	7.50	10.00	15.00	20.00		
	$\bar{y}$	0.00	1.232	1.560	2.159	2.935	3.460	3.874	4.432	4.761		
	$\bar{x}$	30.00	40.00	50.00	60.00	70.00	80.00	85.00	90.00	95.00	100	$r_1 =$ 0.012b
	$\bar{y}$	5.000	4.856	4.446	3.876	3.751	2.316	1.886	1.368	0.849	0	

绘制需要的翼型的方法和步骤如下:

1. 确定翼型的几何角

(1) 叶片进口安放角 β_{b1}

$$\beta_{b1} = \beta_1 + i$$

式中 β_1 ——进口气流角;

i ——进口冲角, $i = \pm 2^\circ$, 在多级压缩机中, 前几级取 $i = 0 \sim -2^\circ$, 后几级取 $i = 0 \sim 2^\circ$ 。

(2) 叶片出口安放角

$$\beta_{b2} = \beta_2 + \delta$$

式中 β_2 ——出口气流角;

δ ——出口落后角, 按下面的经验公式计算:

$$\delta = m\theta \sqrt{\frac{t}{b}} \quad (4-28)$$

式中 θ ——翼型弯折角;

m ——系数, 由下式计算:

$$m = 0.23 \left(\frac{2a}{b} \right)^2 - 0.002\beta_2 + 0.18 \quad (4-29)$$

式中 a ——翼型最大弯度至前缘的距离, 取 $\frac{a}{b} = 0.4 \sim 0.45$ 。

对于收敛型叶栅, 譬如进口导叶, 则

$$\delta = \left[0.23 \left(\frac{2a}{b} \right)^2 - 0.2 \right] \theta \frac{t}{b}$$

(3) 翼型弯折角

$$\theta = \beta_{b2} - \beta_{b1} = \Delta\beta - i + \delta$$

将式(4-28)代入,得

$$\theta = \frac{\Delta\beta - i}{1 - m \sqrt{\frac{t}{b}}} \quad (4-30)$$

其中

$$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$$

2. 确定翼型的中线

翼型常用的中线由圆弧或抛物线组成。

(1) 圆弧中线 圆弧中线一般由两段圆弧构成,如图4-14所示。图中 χ_1 和 χ_2 为中线两端点切线与翼弦的夹角,且 $\chi_1 + \chi_2 = \theta$ 。两段圆弧在最大弯度 a 处相接。两圆弧的半径分别为

$$\left. \begin{aligned} R_1 &= \frac{a}{\sin\chi_1} \\ R_2 &= \frac{b-a}{\sin\chi_2} \end{aligned} \right\} \quad (4-31)$$

一般取 $\chi_1 = 0.6\theta$, $\chi_2 = 0.4\theta$, $\frac{a}{b} = 0.45$ 。如取 $\frac{a}{b} = 0.4$,

则

$$\chi_1 = \left(1.5 - 2 \frac{a}{b}\right)\theta$$

$$\chi_2 = \theta - \chi_1$$

如果中线是一个圆弧,则

$$R_1 = R_2 = R$$

$$\frac{a}{b} = 0.5, \chi_1 = \chi_2 = \frac{\theta}{2}$$

$$R = \frac{b}{2 \sin \frac{\theta}{2}} \quad (4-32)$$

(2) 抛物线中线 在图4-15中,通过坐标原点的一般抛物线方程为

$$(x + Ay)^2 + Bx + Cy + D = 0 \quad (4-33)$$

求导数,得

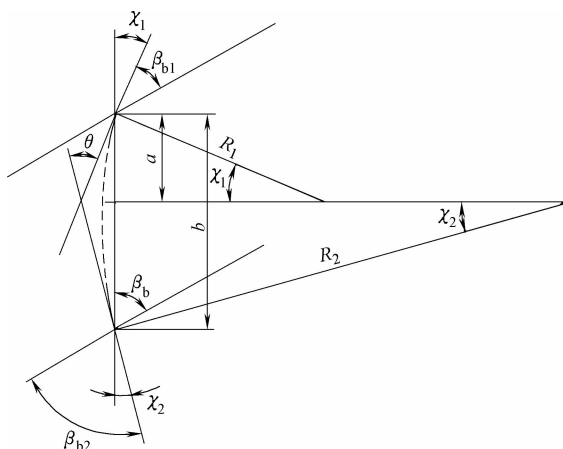


图4-14 圆弧中线的画法

$$2(x + Ay) \left(1 + A \frac{dy}{dx} \right) + B + C \frac{dy}{dx} = 0 \quad (4-34)$$

边界条件是

$$x=0, y=0;$$

$$x=b, y=0;$$

$$x=0, \frac{dy}{dx} = \tan\chi_1;$$

$$x=b, \frac{dy}{dx} = \tan\chi_2。$$

将四个边界条件代入式 (4-33)

和式 (4-34), 得

$$A = \frac{1}{2} (\cot\chi_1 - \cot\chi_2)$$

$$B = -b, C = b \cot\chi_1, D = 0$$

把它们代入式 (4-33), 得

$$\left[x + \frac{1}{2} y (\cot\chi_1 - \cot\chi_2) \right]^2 - bx + by \cot\chi_1 = 0 \quad (4-35)$$

对于曲率较小的翼型, 中线的纵坐标 y 比横坐标 x 小得多, 上式中的 y^2 项可以略去, 则中线方程变为

$$\frac{1}{y} = \frac{\cot\chi_1}{x} + \frac{\cot\chi_2}{b-x} \quad (4-36)$$

式中的 χ_1 和 χ_2 可由下法求得。

当 $x=a$ 时, $\frac{dy}{dx}=0$, 代入式 (4-34), 得

$$2(a + Ay) + B = 0$$

将常数 A 和 B 的表达式代入上式, 整理后得

$$y = \frac{b-2a}{\cot\chi_1 - \cot\chi_2}$$

将上式代入式 (4-35), 整理后得

$$\frac{a}{b} = \frac{3\cot\chi_1 + \cot\chi_2}{4(\cot\chi_1 + \cot\chi_2)} \quad (4-37)$$

将式 (4-37) 与式 $\theta = \chi_1 + \chi_2$ 联立求解, 并考虑 χ_1 和 χ_2 很小, $\tan\chi_1 \approx \chi_1$, $\tan\chi_2 \approx \chi_2$, 最后得

$$\left. \begin{aligned} \chi_1 &= \left(1.5 - \frac{2a}{b} \right) \theta \\ \chi_2 &= \left(\frac{2a}{b} - \frac{1}{2} \right) \theta \end{aligned} \right\} \quad (4-38)$$

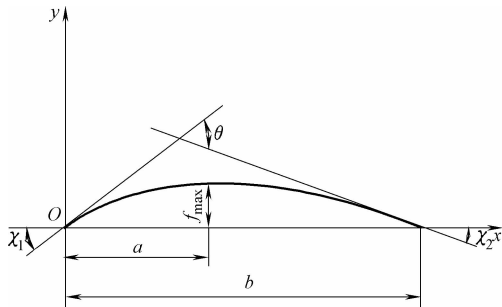


图 4-15 抛物线中心线画法

由式 (4-38) 可知, $\frac{a}{b}=0.45$ 时, $\chi_1=0.6\theta$, $\chi_2=0.4\theta$ 。

设计时, 确定 θ 、 a/b 和 b 值后, 即可由式 (4-38) 先求出 χ_1 和 χ_2 , 而后再由式 (4-36) 画出所需要的翼型中线。

3. 翼型中线长度计算和翼型形状的绘制

为了绘出弯曲翼型的形状, 必须知道中线的弧长 l 。

对于双圆弧中线

$$l = \frac{a\chi_1}{\sin\chi_1} + \frac{(b-a)\chi_2}{\sin\chi_2}$$

对于单圆弧中线

$$l = \frac{b\chi_1}{\sin\chi_1}$$

对于抛物线中线

$$l = \frac{b\theta}{2\sin\frac{\theta}{2}}$$

绘制翼型时先画出翼型的中线。

将中线的弧长当作原始翼型的弦长, 并将中线按原始翼型的横坐标加以分割,

而后通过各分点作弧的法线, 再根据原型翼型的厚度分布得出法线的端点, 连接上下各端点即画出图 4-16 所示的翼型形状。

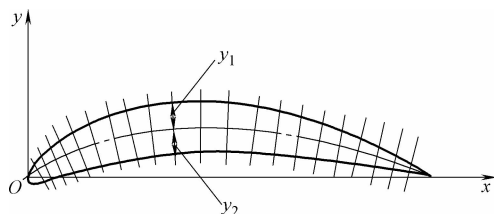


图 4-16 叶型的绘制

4.2 轴流式压缩机的设计步骤

- 1) 进气室的设计计算。
- 2) 排气室的设计计算。
- 3) 首级几何参数与压缩机转速和级数的确定。
- 4) 末级几何参数的计算与通流部分形式的确定。
- 5) 初算各级均径处的热力学参数和各级的几何尺寸。
- 6) 各级均径处基元级的气体动力学计算和效率计算。
- 7) 沿叶高各截面基元级的计算。
- 8) 叶片造型设计。
- 9) 计算压缩机的轴功率和全效率。

通常按列表进行计算, 具体可参见 4.3 节计算实例。

4.3 多级轴流式压缩机的设计实例

设计一台运输式燃气轮机用的轴流式压缩机，给定条件如下：

1) 流量： $Q_m = 40 \text{ kg/s}$ 。

2) 压力比： $\varepsilon^* = 5$ 。

3) 大气条件： $p_a = 101200 \text{ Pa}$ ， $t_a = 10^\circ\text{C}$ ，比定压热容 $c_p = 1005 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$ 。

要求压缩机的体积和质量尽可能小一些。

设计过程如下：

1. 进气室的计算

进气室和排气室简图如图 4-10 所示。

压缩机进口截面 $a-a$ 处的滞止参数值为

$$p_a^* = 101200 \text{ Pa}, T_a^* = 283 \text{ K}$$

$$\rho_a^* = \frac{p_a^*}{RT_a^*} = \frac{101200}{287 \times 283} \text{ kg/m}^3 = 1.246 \text{ kg/m}^3$$

$a-a$ 截面上的气体压力为

$$p_a = p_a^* - \frac{c_0^2}{2} \rho_a$$

取 $c_0 = 80 \text{ m/s}$ ， $\rho_a \approx \rho_a^* = 1.246 \text{ kg/m}^3$ ，得

$$p_a = \left(101200 - \frac{80^2}{2} \times 1.246 \right) \text{ Pa} = 97200 \text{ Pa}$$

$a-a$ 截面上的气体温度和密度分别为

$$T_a = T_a^* - \frac{c_0^2}{2c_p} = \left(283 - \frac{80^2}{2 \times 1005} \right) \text{ K} = 280 \text{ K}$$

$$\rho_a = \frac{p_a}{RT_a} = \frac{97200}{287 \times 280} \text{ kg/m}^3 = 1.210 \text{ kg/m}^3$$

首级进口处 1-1 截面上的压力按式 (4-11) 计算，即

$$p_1 = p_a^* \left[1 - \frac{c_1^2}{2c_p T_a} (1 + \zeta_{in}) \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

选取首级进口的轴向速度 $c_{1z} = 170 \text{ m/s}$ 。压缩机配置前导叶时，一般 $c_1 = (1.1 \sim 1.2)c_{1z}$ ，得 $c_1 = 170 \times 1.15 \text{ m/s} = 195.5 \text{ m/s}$ 。取进气室损失系数 $\zeta_{in} = 0.05$ ，所以

$$p_1 = 101200 \times \left[1 - \frac{195.5^2}{2 \times 1005 \times 283} \times (1 + 0.05) \right]^{\frac{1.4}{1.4-1}} \text{ Pa} = 78300 \text{ Pa}$$

1-1 截面上的气体温度和密度分别为

$$T_1 = \left(283 - \frac{195.5^2}{2 \times 1005} \right) \text{K} = 264 \text{K}$$

$$\rho_1 = \frac{78300}{287 \times 264} \text{kg/m}^3 = 1.033 \text{kg/m}^3$$

1-1 截面上气体的滞止压力为

$$p_1^* = \left(78300 - \frac{195.5^2}{2} \times 1.033 \right) \text{Pa} = 58559.24 \text{Pa}$$

2. 排气室的计算

压缩机出口 $d-d$ 截面上的滞止压力为

$$p_d^* = p_a^* \varepsilon^* = 101200 \times 5 \text{Pa} = 506000 \text{Pa}$$

$d-d$ 截面上的滞止温度为

$$T_d^* = T_a^* \left(1 + \frac{\varepsilon^* \frac{\kappa-1}{\kappa} - 1}{\eta_{ad}^*} \right)$$

式中 η_{ad}^* ——压缩机的绝热效率, 取 $\eta_{ad}^* = 0.88$, 则

$$T_d^* = 283 \times \left(1 + \frac{5^{0.286} - 1}{0.88} \right) \text{K} = 471 \text{K}$$

$d-d$ 截面上的温度为

$$T_d = T_d^* - \frac{c_d^2}{2c_p}$$

式中 c_d ——压缩机出口的速度, 取 $c_d = 80 \text{m/s}$, 则

$$T_d = \left(471 - \frac{80^2}{2 \times 1005} \right) \text{K} = 467.8 \text{K}$$

$d-d$ 截面上气体的压力为

$$p_d = p_d^* \left(\frac{T_d}{T_d^*} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 506000 \times \left(\frac{467.8}{471} \right)^{3.5} \text{Pa} = 494100 \text{Pa}$$

$d-d$ 截面上的气体密度为

$$\rho_d = \frac{p_d}{RT_d} = \frac{494100}{287 \times 467.8} \text{kg/m}^3 = 3.68 \text{kg/m}^3$$

末级出口后截面 $z-z$ 上的温度为

$$T_z = T_d^* - \frac{c_{zz}^2}{2c_p}$$

式中 c_{zz} ——末级出口后的速度, 取 $c_{zz} = 150 \text{m/s}$, 则

$$T_z = \left(471 - \frac{150^2}{2 \times 1005} \right) \text{K} = 459 \text{K}$$

$z-z$ 截面上的压力为

$$p_z = p_d - \rho_d \eta_d \frac{c_{zz}^2 - c_d^2}{2}$$

式中 η_d ——排气室的效率, 取 $\eta_d = 0.7$, 则

$$p_z = \left(494100 - 3.68 \times 0.7 \times \frac{150^2 - 80^2}{2} \right) \text{Pa} = 473300 \text{Pa}$$

z - z 截面上的气体密度为

$$\rho_z = \frac{p_z}{RT_z} = \frac{473300}{287 \times 459} \text{kg/m}^3 = 3.60 \text{kg/m}^3$$

z - z 截面上的滞止温度和滞止压力依次为

$$T_z^* = T_d^* = 471 \text{K}$$

$$p_z^* = p_z \left(\frac{T_z^*}{T_z} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 473300 \times \left(\frac{471}{459} \right)^{3.5} \text{Pa} = 518000 \text{Pa}$$

3. 首级几何参数与压缩机转速和级数的确定

(1) 首级叶轮几何尺寸的确定 首级叶轮进口截面面积为

$$A_1 = \frac{Q_m k_1}{\rho_1 c_{1z}}$$

取流量储备系数 $k_1 = 1$, 则

$$A_1 = \frac{40 \times 1}{1.033 \times 170} \text{m}^2 = 0.228 \text{m}^2$$

选取轮毂比 $d_1 = 0.5$, 则叶轮的外径为

$$D_{t1} = \sqrt{\frac{4A_1}{\pi(1-d_1^2)}} = \sqrt{\frac{4 \times 0.228}{\pi \times (1-0.5^2)}} \text{m} = 0.623 \text{m}$$

叶轮的内径为

$$d_{h1} = 0.623 \times 0.5 \text{m} = 0.311 \text{m}$$

叶片高度为

$$l = \frac{D_{t1} - d_{h1}}{2} = \frac{0.623 - 0.311}{2} \text{m} = 0.156 \text{m}$$

叶轮的直径为

$$D = \frac{D_{t1} + d_{h1}}{2} = \frac{0.623 + 0.311}{2} \text{m} = 0.467 \text{m}$$

(2) 确定压缩机的转速、级数和逐级能量分配 选取轮缘圆周速度 $u_{t1} = 300 \text{m/s}$, 则转速为

$$n = \frac{60u_{t1}}{\pi D_{t1}} = \frac{60 \times 300}{\pi \times 0.623} \text{r/min} = 9200 \text{r/min}$$

均径处的圆周速度为

$$u = \frac{\pi D n}{60} = \frac{\pi \times 0.467 \times 9200}{60} \text{ m/s} = 225 \text{ m/s}$$

均径处基元级的流量系数为

$$\varphi_{c_{1z}} = \frac{c_{1z}}{u} = \frac{170}{225} = 0.756$$

选取反作用度 $\Omega = 0.5$ ，则

$$\frac{\Omega}{\varphi_{c_{1z}}} = \frac{0.5}{0.756} = 0.662$$

选取 $b/t = 1.03$ ，由图 4-8 查得

$$\frac{\Psi_{th1}}{\varphi_{c_{1z}}} = 0.605$$

$$\Psi_{th1} = 0.605 \times 0.756 = 0.457$$

理论能量头为

$$h_{th1} = \Psi_{th1} u^2 = 0.457 \times 225^2 \text{ J/kg} = 23140 \text{ J/kg}$$

选取等熵效率 $\eta_{ad} = 0.91$ ，则等熵能量头为

$$h_{ad1} = 23140 \times 0.91 \text{ J/kg} = 21040 \text{ J/kg}$$

按照 1-1 截面和 z-z 截面上的静参数计算压缩机的等熵能量头。

$$\begin{aligned} H_{ad} &= \frac{\kappa}{\kappa - 1} R T_1 \left[\left(\frac{p_z}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right] + \frac{c_{zz}^2 - c_1^2}{2} \\ &= \left\{ 3.5 \times 287 \times 264 \times \left[\left(\frac{473300}{78300} \right)^{0.286} - 1 \right] + \frac{150^2 - 195.5^2}{2} \right\} \text{ J/kg} \\ &= 171000 \text{ J/kg} \end{aligned}$$

$$\text{重热系数 } \alpha = \frac{\eta_{ad}}{\eta_{adc}} \circ$$

根据级的效率 $\eta_{ad} = 0.91$ 和压力比 $\varepsilon = \frac{506000}{58559.24} = 8.64$ ，由图 4-12 查得压缩机

的效率 $\eta_{adc} = 0.89$ ，则得

$$\alpha = \frac{0.91}{0.89} = 1.022$$

$$\alpha H_{ad} = 1.022 \times 171000 \text{ J/kg} = 174900 \text{ J/kg}$$

压缩机的级数为

$$z = \frac{\alpha H_{ad}}{h_{ad1}} = 8.31, \text{ 偏小取 } z = 8$$

各个级的能量头分配如下：

$$h_{ad1} = 21040 \text{ J/kg}, h_{ad2} = 21670 \text{ J/kg}$$

$$h_{ad3} = 22370 \text{ J/kg}, h_{ad4} = 22370 \text{ J/kg}$$

$$h_{ad5} = 22370 \text{ J/kg}, h_{ad6} = 22370 \text{ J/kg}$$

$$h_{ad7} = 21670 \text{ J/kg}, h_{ad8} = 21080 \text{ J/kg}$$

(3) 首级进口马赫数 Ma_{w_1} 的计算 均径处的 Ma_{w_1} 由下式计算:

$$Ma_{w_1} = \frac{\varphi_{c_{1z}} u}{a} \sqrt{1 + \left(\frac{\Omega}{\varphi_{c_{1z}}} + \frac{\Psi_{th}}{2\varphi_{c_{1z}}} \right)^2}$$

当地声速 $a = \sqrt{kRT_1} = \sqrt{1.4 \times 287 \times 264} \text{ m/s} = 327 \text{ m/s}$

将各值代入上式后, 得

$$Ma_{w_1} = \frac{0.756 \times 225}{327} \times \sqrt{1 + \left(\frac{0.5}{0.756} + \frac{0.457}{2 \times 0.756} \right)^2} = 0.722$$

进口马赫数 Ma_{w_1} 的最大值在叶片顶部。由于本压缩机的第一、二级采用等反作用度叶型, 叶顶处与均径处的 Ma_{w_1} 相差不大。一般, Ma_{w_1} 的允许值为 0.7 ~ 0.85, $Ma_{w_1} = 0.722$ 是允许的。

4. 末级几何参数计算与通流部分形式的确定

选取末级的流量系数 $\varphi_{c_{1z}} = 0.68$, 则轴向速度为

$$c_{1z} = 225 \times 0.68 \text{ m/s} = 153 \text{ m/s}$$

将此速度作为末级出口截面上的平均轴向速度, 则截面的面积为

$$A_8 = \frac{Q_m}{\rho_z c_1} = \frac{40}{3.60 \times 153} \text{ m}^2 = 0.0727 \text{ m}^2$$

现在来分析通流部应采用哪种形式。

如采用等外径形式, 则轮缘直径 $D_{i8} = 0.623 \text{ m}$, 轮毂直径则为

$$d_{i8} = \sqrt{D_{i8}^2 - \frac{4A_8}{\pi}} = \sqrt{0.623^2 - \frac{4 \times 0.0727}{\pi}} \text{ m} = 0.544 \text{ m}$$

轮毂比为

$$d_8 = 0.544 / 0.623 = 0.87, \text{ 此值过大, 本方案不适用。}$$

如采取等内径形式, 则 $d_{i8} = 0.311 \text{ m}$, 轮缘直径为

$$D_{i8} = \sqrt{0.311^2 + \frac{4 \times 0.0727}{\pi}} \text{ m} = 0.435 \text{ m}$$

轮缘圆周速度为

$$u_{i8} = \frac{0.435 \pi \times 9200}{60} \text{ m/s} = 210 \text{ m/s}$$

圆周速度过小, 级的能量过小, 此方案也不适用。决定采用等均径形式。

末级叶片高度为

$$l_8 = \frac{A_8}{\pi D} = \frac{0.0727}{\pi \times 0.467} \text{ m} = 0.0495 \text{ m}$$

末级的理论能量头系数为

$$\begin{aligned}\psi_{\text{th8}} &= \frac{21060 \times 0.91}{225^2} = 0.458 \\ \frac{\psi_{\text{th8}}}{\varphi_{c_{1z}}} &= \frac{0.458}{0.68} = 0.674 \\ \frac{\Omega}{\varphi_{c_{1z}}} &= \frac{0.5}{0.68} = 0.735\end{aligned}$$

由图 4-8 查出, $b/t = 1.2$ 。

5. 初算各级均径处的热力学参数和各级的几何尺寸

在通流部分为等均径方式中, 各个级叶轮的半径为

$$D = 0.467 \text{ m}$$

由于各级进口的绝对速度 c_1 为未知数, 先以轴向速度 c_{1z} 代替 c_1 进行初步计算。

均径处的热力学参数计算见表 4-2, 各级几何尺寸的计算见表 4-3。

表 4-2 各级均径处热力学参数的计算

序号	项 目	单位	级 次								末级 出口后
			1	2	3	4	5	6	7	8	
1	$\varphi_{c_{1z}}$ (初末级已确定, 中间级指定)		0.756	0.756	0.756	0.756	0.737	0.718	0.699	0.680	
2	$c_{1z} = \varphi_{c_{1z}} u$ ($u = 225 \text{ m/s}$)	m/s	170	170	170	170	165.7	161.5	157.2	153	1.50
3	$c_{1z}^2/2$		14450	14450	14450	14450	13730	13040	12040	11700	
4	$\frac{\Delta c_{1z}^2}{2} = \frac{c_{1zi}^2 - c_{1zi+1}^2}{2}$		0	0	0	720	690	680	660	450	
5	h'_{ad} (已分配的 h_{ad} 值)	J/kg	21040	21670	22370	22370	22370	22370	21670	21080	
6	$h_{\text{ad}} = h'_{\text{ad}} + \Delta c_{1z}^2/2$	J/kg	21040	21670	22370	23090	23060	23050	22330	21530	
7	η_{ad} (指定值)		0.915	0.910	0.915	0.910	0.902	0.915	0.910	0.900	
8	$h_{\text{th}} = h'_{\text{ad}}/\eta_{\text{ad}}$	J/kg	22990	23810	24450	24580	24800	24450	23800	23400	
9	$h_i = h_{\text{th}} + \Delta c_{1z}^2/2$ (内部能量头)	J/kg	22990	23810	24450	25300	25490	25130	24490	23850	
10	$\Delta T = h_i/c_p$	K	22.9	23.7	24.3	25.2	25.4	25.0	24.4	23.8	
11	T_1 (级入口温度)	K	264	286.9	310.6	334.9	360.1	385.5	410.5	434.9	459
12	$\varepsilon = \frac{p_{i+1}}{p_i} = \left(\frac{h_{\text{ad}}}{c_p T_1} + 1 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$		1.306	1.289	1.274	1.261	1.241	1.224	1.203	1.184	
13	$p_i = \varepsilon_{i-1} p_{i-1}$ (级入口压力)	Pa	78300	102260	131800	167900	211700	262700	321500	386800	473600
14	$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1}$ (级入口密度)	kg/m ³	1.033	1.240	1.477	1.745	2.05	2.38	2.73	3.11	3.60

表 4-3 各级几何参数的计算

序号	项 目	单位	级 次								末级 出口后
			1	2	3	4	5	6	7	8	
1	$A_1 = \frac{Q_m k_1}{\rho_1 c_{1z}}$ (级入口面积, $k_1 = 1$)	m ²	0.228	0.1898	0.1593	0.1343	0.1177	0.1040	0.0932	0.0840	0.0762
2	$l = \frac{A_1}{\pi D}$ (叶片高度)	m	0.156	0.1292	0.1086	0.0917	0.0802	0.0708	0.0635	0.0572	
3	$D_t = D + l$	m	0.623	0.596	0.576	0.559	0.547	0.538	0.531	0.524	
4	$d_h = D - l$	m	0.311	0.338	0.358	0.375	0.387	0.396	0.404	0.410	
5	$d = d_h / D_t$		0.5	0.567	0.622	0.671	0.707	0.736	0.761	0.782	
6	Ω (选取)		0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	
7	$\Omega / \varphi_{c_{1z}}$		0.662	0.662	0.662	0.662	0.678	0.697	0.715	0.735	
8	$\Psi_{th} = h_{th} / u^2$		0.457	0.471	0.484	0.486	0.491	0.484	0.471	0.464	
9	$\Psi_{th} / \varphi_{c_{1z}}$		0.605	0.623	0.641	0.643	0.666	0.674	0.674	0.683	
10	b/t (由图 4-8 查出)		1.03	1.05	1.15	1.15	1.20	1.30	1.25	1.25	

6. 各级均径处基元级的气体动力计算和效率计算

动叶栅的气体动力计算和效率计算见表 4-4。

表 4-4 各级均径处基元级的气体动力计算和效率计算

序号	项 目	单位	级 次								末级 出口外
			1	2	3	4	5	6	7	8	
1	R (平均半径)	m	0.2335	0.2335	0.2335	0.2335	0.2335	0.2335	0.2335	0.2335	
2	u	m/s	225	225	225	225	225	225	225	225	
3	c_{1z}	m/s	170	170	170	170	165.7	161.5	157.2	153	150
4	h_i (内部能量头)	J/kg	22990	23810	24450	25300	25490	25130	24490	23850	
5	Ω		0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	
6	K_h (边界层引起的减功系数)		1.00	0.98	0.97	0.97	0.97	0.97	0.97	0.97	
7	$\Delta c_u = h_{th} / (K_h u)$	m/s	102.3	107.8	112.2	112.7	113.7	112.2	109.1	107.4	
8	$c_{1u} = u(1 - \Omega) - \Delta c_u / 2$	m/s	61.4	58.6	56.4	56.2	55.6	56.4	58.0	58.8	
9	$c_{2u} = c_{1u} + \Delta c_u$	m/s	163.6	166.4	168.6	168.9	169.3	163.6	167.0	166.2	
10	$w_{1u} = c_{1u} - u$	m/s	-163.6	-166.4	-168.6	-168.9	-169.3	-163.6	-167.0	-166.2	
11	$w_{2u} = c_{2u} - u$	m/s	-61.4	-58.6	-56.4	-56.2	-55.6	-56.4	-58.0	-58.8	
12	$c_1 = \sqrt{c_{1z}^2 + c_{1u}^2}$	m/s	180.7	179.7	179.0	179.0	174.6	171.0	167.5	164.0	
13	$w_1 = \sqrt{c_{1z}^2 + (u - c_{1u})^2}$	m/s	235.9	238.0	239.4	239.6	237.0	233.5	229.3	227.7	

(续)

序号	项 目	单位	级 次								末级 出口外
			1	2	3	4	5	6	7	8	
14	$\alpha_1 = \operatorname{arccot} \frac{c_{1u}}{c_z}$	(°)	70.2	71.0	71.6	71.7	71.5	70.8	69.8	69.0	
15	$\alpha_2 = \operatorname{arccot} \frac{c_{2u}}{c_z}$	(°)	46.1	45.6	45.5	45.4	44.4	43.8	43.3	42.6	
16	$\beta_1 = \operatorname{arccot} \left(-\frac{w_{1u}}{c_z} \right)$	(°)	46.1	45.6	45.5	45.4	44.4	43.8	43.3	42.6	
17	$\beta_2 = \operatorname{arccot} \left(-\frac{w_{2u}}{c_z} \right)$	(°)	70.2	71.6	71.6	71.7	71.5	70.8	69.8	69.0	
18	$\cot \beta_1$		0.9623	0.9793	0.9827	0.9861	1.0212	1.0428	1.0575	1.0875	
19	$\cot \beta_2$		0.3600	0.3443	0.3327	0.3307	0.3346	0.3482	0.3679	0.3839	
20	$\cot \beta_m = \frac{1}{2}(\cot \beta_1 + \cot \beta_2)$		0.6612	0.6618	0.6577	0.6584	0.6779	0.6933	0.9127	0.7354	
21	β_m	(°)	56.5	56.59	56.7	56.6	55.8	55.2	54.5	53.7	
22	$\Delta \beta = \beta_2 - \beta_1$	(°)	24.1	25.4	26.1	26.3	27.1	27.0	26.5	26.4	
	效率计算										
23	t/b		0.971	0.952	0.870	0.870	0.833	0.769	0.80	0.80	
24	b (选取)	mm	60	60	45	45	45	30	30	30	
25	$l/b \times 10^3$		2.60	2.15	2.41	2.04	1.78	2.36	2.11	1.91	
26	$\sin \beta_m$		0.834	0.835	0.836	0.835	0.827	0.821	0.813	0.806	
27	$\tan \beta_m$		1.511	1.516	1.522	1.517	1.470	1.437	1.398	1.360	
28	$C_{xp} = 0.022 - 0.006 \frac{t}{b}$		0.0162	0.0163	0.0168	0.0168	0.0170	0.0174	0.0172	0.0172	
29	$C_{xw} = 0.02 \frac{t}{l} = 0.02 \frac{\frac{t}{b}}{\frac{l}{b}}$		0.0075	0.0089	0.0072	0.0085	0.0094	0.0065	0.0076	0.0084	
30	$C_{yp} = 2 \frac{t}{b} \sin \beta_m (\cot \beta_1 - \cot \beta_2) - C_{xp} \cot \beta_m$		0.9648	0.9976	0.9331	0.9407	0.8915	0.8688	0.8848	0.8947	
31	$C_{xv} = 0.018 C_{yp}^2$		0.0174	0.0180	0.0168	0.0169	0.0160	0.0156	0.0159	0.0161	
32	$C_x = C_{xp} + C_{xw} + C_{xv}$		0.0411	0.0432	0.0408	0.0422	0.0424	0.0395	0.0407	0.0417	
33	$\mu = C_x / C_{yp}$		0.0425	0.0438	0.0437	0.0449	0.0476	0.0455	0.0460	0.0466	
34	$\eta_k = \frac{1 - \mu \tan \beta_m}{1 + \mu \cot \beta_m}$		0.910	0.908	0.908	0.905	0.900	0.906	0.906	0.905	

选取各个级均径处翼弦长度时, 为了便于制造, 将 8 个级分为三组: 第 1、2 级, 取 $b = 60\text{mm}$; 第 3 ~ 5 级, 取 $b = 45\text{mm}$; 第 6 ~ 8 级, 取 $b = 30\text{mm}$ 。

静叶栅的计算从略。

通常计算出的效率 η_s 是均径处动叶栅的效率。考虑到不同半径处叶栅的效率和静叶栅的效率变化不大, 可把 η_s 作为级的效率。计算出各个级的 η_s 值在 0.90 ~ 0.91 之间, 与初算时选取的效率 0.91 完全吻合。

鉴于计算出的各级均径处叶栅的入口速度 c_1 值与 c_{1z} 值相差不很大, 且效率值与预选值吻合, 可不进行复算。

7. 沿叶高各截面基元级的计算

先计算首级沿叶高各截面的热力学参数, 见表 4-5, 而后进行各级各个截面的气体动力计算。

表 4-5 首级沿叶高各截面的热力学参数 ($\Omega = 0.5$, $h_{th} = 22990\text{J/kg}$)

序号	项 目	单位	R_k/R ($R = 0.2335\text{m}$)								
			0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4
1	R_k	m	0.1401	0.1635	0.1868	0.2102	0.2335	0.2568	0.2802	0.3035	0.3264
2	$u_k = u \frac{R_k}{R}$, $u = 225\text{m/s}$	m/s	135.0	157.4	180.0	202.4	225	247.5	270.0	292.3	315.0
3	c_{1zk} (由式 $c_{1zk} =$) ^①	m/s	183.0	183.7	181.5	177.0	170.0	161.0	148.2	132.7	111.3
4	c_{2zk} (由式 $c_{2zk} =$) ^②	m/s	238.4	224.0	208.0	190.2	170.0	146.5	116.8	77.4	—
5	$c_{zm} = \frac{1}{2}(c_{1zk} - c_{2zk})$	m/s	210.7	203.8	196.7	183.6	170.0	153.7	132.5	105.0	55.6
6	$\Delta c_{uk} = h_{th}/u_k$	m/s	170.4	146.0	127.8	113.5	102.3	93.0	85.2	78.7	73.1
7	$c_{1uk} = c_k(1 - \Omega) - \Delta c_{uk}/2$ [由式 $c_{1uk} = (1 - \Omega_m) \frac{h_{thm}}{2}$]	m/s	17.7	5.7	26.1	44.4	61.3	72.2	92.4	106.8	120.9
8	$c_{2uk} = c_{1uk} + \Delta c_{uk}$	m/s	152.7	151.7	153.9	157.9	163.6	170.2	177.6	185.5	194.0
9	$c_{1k} = \sqrt{c_{1zk}^2 + c_{1uk}^2}$	m/s	211.6	204.0	198.2	188.8	180.7	172.0	162.0	149.7	133.1
10	$T_{1k} = T_1^* - c_{1k}^2/2c_p$	K	260.8	262.3	263.5	265.3	266.8	268.3	270.0	272.2	274.2
11	$p_{1k} = p_1^* \left(\frac{T_{1k}}{T_1^*} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$	Pa	74920	76580	77960	79330	81190	82860	84720	87270	89230
12	$\rho_{1k} = \frac{p_{1k}}{RT_{1k}}$	kg/m ³	1.002	1.018	1.030	1.043	1.062	1.076	1.094	1.117	1.134

$$\textcircled{1} \quad c_{1zk} = \sqrt{c_{1zm}^2 + 2h_{thm}(1 - \Omega_m) \ln \frac{R}{R_m} - 2(1 - \Omega_m)^2 w^2 (R^2 - R_m^2)}.$$

$$\textcircled{2} \quad c_{2zk} = \sqrt{c_{2zm}^2 - 2h_{thm}(1 - \Omega_m) \ln \frac{R}{R_m} - 2(1 - \Omega_m)^2 w^2 (R^2 - R_m^2)}.$$

第一级沿叶高取9个截面。考虑到叶顶与叶根需做成球面，将叶顶直径由原来的0.623m调整为0.632m，将叶根的直径由原来的0.311m调整为0.302m。

考虑到第一、二级的轮毂比小，叶片长，决定采用等反作用度叶型，第三级和以后的级则采用等环量叶型。在等反作用度叶型中，沿叶高各截面的反作用度 Ω 和理论能量头 h_{th} 是相等的，轴向速度沿叶高是不同的。它与等环量叶型的计算方法是有所区别的。为简便计，这里只对首级和末级的叶根、均径处和叶顶三个截面的叶栅进行气动计算。计算方法和结果分别见表4-6和表4-7。

表4-6 首级叶根、均径处和叶顶三个截面的气动计算

($\Omega = 0.5$, $h_{th} = 22990 \text{ J/kg}$)

序号	项 目	单位	截 面		
			叶根	均径处	叶顶
1	R_k	m	0.1510	0.2335	0.316
2	$u_k = u \left(\frac{R_k}{R} \right)$	m/s	145.6	225	304.5
3	c_{1zk} (由式 $c_{1zk} =$, 见上表注①)	m/s	183.5	170.0	121.8
4	c_{2zk} (由式 $c_{2zk} =$, 见上表注②)	m/s	231.5	170.0	30.6
5	$e_{mzk} = \frac{1}{2} (c_{1zk} + c_{2zk})$	m/s	207.5	170.0	76.2
6	$\Delta c_{uk} = h_{th}/u_k$	m/s	158.0	102.3	75.6
7	$c_{1uk} = u_k (1 - \Omega) - \Delta c_{uk}/2$	m/s	-6.2	61.3	114.4
8	$c_{2uk} = c_{1uk} + \Delta c_{uk}$	m/s	151.8	163.6	190.0
9	$c_{muk} = \frac{1}{2} (c_{1uk} + c_{2uk})$	m/s	72.8	112.5	152.2
10	$w_{1uk} = c_{1uk} - u_k$	m/s	-151.8	-163.6	-190
11	$w_{2uk} = c_{2uk} - u_k$	m/s	6.2	-61.3	-144.4
12	$w_{muk} = \frac{1}{2} (w_{1uk} + w_{2uk})$	m/s	-72.8	-112.5	-152.2
13	$w_{mk} = \sqrt{c_{mzk}^2 + w_{muk}^2}$	m/s	220	204	170.3
14	$w_{1k} = \sqrt{c_{mzk}^2 + w_{1uk}^2}$	m/s	256.6	235.9	204.5
15	$c_{mk} = \sqrt{c_{mzk}^2 + w_{umk}^2}$	m/s	220	204	170.3
16	$c_{2k} = \sqrt{c_{mzk}^2 + c_{2uk}^2}$	m/s	256.6	235.9	204.5
17	$\alpha_{1k} = \arccot \left(\frac{c_{1uk}}{c_{mzk}} \right)$	(°)	91.7	70.2	33.6

(续)

序号	项 目	单位	截 面		
			叶根	均径处	叶顶
18	$\alpha_{2k} = \operatorname{arccot}\left(\frac{c_{2uk}}{c_{mzk}}\right)$	(°)	53.8	46.1	21.9
19	$\beta_{1k} = \operatorname{arccot}\left(\frac{w_{1uk}}{c_{mzk}}\right)$	(°)	53.8	46.1	21.9
20	$\beta_{2k} = \operatorname{arccot}\left(\frac{w_{2uk}}{c_{mzk}}\right)$	(°)	91.7	70.2	33.6
21	$\beta_{mk} = \operatorname{arccot}\left(\frac{c_{muk}}{c_{mzk}}\right)$	(°)	70.7	56.5	26.6
22	$\Delta\beta_k = \beta_{2k} - \beta_{1k}$	(°)	37.9	24.1	11.8
23	$T_{2k} = T_2^* - \frac{c_{2k}^2}{2c_p}$	K	273.1	278.1	285.1
24	$a_{1k} = \sqrt{kRT_{1k}} \ (T_{1k} = 264\text{K})$	m/s	325	329	332
25	$a_{2k} = \sqrt{kRT_{2k}}$	m/s	332	336	340
26	$Ma_{w1k} = w_{1k}/a_{1k}$		0.79	0.715	0.617
27	$Ma_{c2k} = c_{2k}/a_{2k}$		0.773	0.770	0.603
28	$\left(\frac{b}{t}\right)_k = \left(\frac{b}{t}\right)\frac{R}{R_k}$		1.592	1.030	0.762

表 4-7 末级叶根、均径处和叶顶三个截面的气动计算
($R\Delta c_u$ = 常数, $h_{th} = 23400\text{J/kg}$, $c_z = 153\text{m/s}$, $b/t = 1.25$)

序号	项 目	单位	截 面		
			叶根	均径处	叶顶
1	R_k	m	0.205	0.2335	0.262
2	$u_k = u \frac{R_k}{R}$	m/s	197.6	225	252.5
3	$c_{1uk} = \frac{R}{R_k} c_{1u}$	m/s	66.9	58.8	52.4
4	$c_{2uk} = \frac{R}{R_k} c_{2u}$	m/s	189.2	166.2	148.0
5	$c_{muk} = \frac{1}{2}(c_{1uk} + c_{2uk})$	m/s	128.0	110.5	100.2

(续)

序号	项 目	单位	截 面		
			叶根	均径处	叶顶
6	$w_{1uk} = \frac{R}{R_k} w_{1u}$	m/s	-130.7	-166.2	-200.1
7	$w_{2uk} = \frac{R}{R_k} w_{2u}$	m/s	-84	-58.8	-104.5
8	$w_{mk} = \frac{1}{2} (w_{1uk} + w_{2uk})$	m/s	-69.5	-112.5	-152.3
9	$w_{mk} = \sqrt{c_{zk}^2 + w_{mk}^2}$	m/s	168.0	190.0	216.0
10	$w_{1k} = \sqrt{c_{zk}^2 + w_{1uk}^2}$	m/s	201.1	226.0	252.0
11	$c_{2k} = \sqrt{c_{zk}^2 + w_{2uk}^2}$	m/s	243.3	226.0	222.6
12	$c_{mk} = \sqrt{c_{zk}^2 + c_{mk}^2}$	m/s	199.7	190.0	183.0
13	$\alpha_{1k} = \operatorname{arccot} \frac{c_{1uk}}{c_{zk}}$	(°)	66.4	69.0	71.1
14	$\alpha_{2k} = \operatorname{arccot} \frac{c_{2uk}}{c_{zk}}$	(°)	38.9	42.6	46.0
15	$\beta_{1k} = \operatorname{arccot} \frac{w_{1uk}}{c_{zk}}$	(°)	49.5	42.6	37.4
16	$\beta_{2k} = \operatorname{arccot} \frac{w_{2uk}}{c_{zk}}$	(°)	86.9	69.0	55.7
17	$\beta_{mk} = \operatorname{arccot} \frac{w_{mk}}{c_{zk}}$	(°)	65.6	53.7	45.2
18	$\sin \beta_{mk}$		0.910	0.806	0.709
19	$\Delta \beta_k = \beta_{2k} - \beta_{1k}$	(°)	32.4	26.4	18.3
20	$\left(\frac{b}{t} \right)_k = \frac{b}{t} \left(\frac{R}{R_k} \right)$		1.422	1.25	1.112

8. 叶片造型

以首级叶轮为例,进行叶片造型。选取翼型滑线为双圆弧曲线,其计算方法和计算结果见表4-8。

9. 计算压缩机的功率和效率

由于计算出的首级进口前和末级出口后的气体参数值与进气室和排气室计算中

的参数值相差不大，不需进行复算。

表 4-8 首级叶轮叶片的造型

序号	项 目	单位	截 面		
			叶根	均径处	叶顶
1	t/b		0.627	0.970	1.312
2	β_1	($^{\circ}$)	53.8	46.1	21.9
3	β_2	($^{\circ}$)	91.7	70.2	33.6
4	$\Delta\beta$	($^{\circ}$)	37.9	24.1	11.8
5	a/b (指定)		0.4	0.4	0.4
6	$y_{\max}/b$ (指定)		0.10	0.08	0.06
7	i (指定)	($^{\circ}$)	-1	-1	-1
8	$m=0.23\left(\frac{2a}{b}\right)^2-0.002\beta_2+0.18$		0.1438	0.1869	0.2610
9	$\theta=\frac{\Delta\beta-i}{1-m\sqrt{\frac{t}{b}}}$	($^{\circ}$)	43.9	30.8	18.2
10	$\beta_{b1}=\beta_1+i$ (见图 4-14)	($^{\circ}$)	52.8	45.1	20.9
11	$\beta_{b2}=\beta_{b1}+\theta$ (见图 4-14)	($^{\circ}$)	96.7	75.9	39.1
12	$\chi_1=\left(1.5-2\frac{a}{b}\right)\theta$	($^{\circ}$)	30.8	21.5	12.8
13	$\chi_2=\theta-\chi_1$	($^{\circ}$)	13.1	9.3	5.4
14	$\beta_b=\beta_{b1}+\chi_1$ (见图 4-14)	($^{\circ}$)	83.6	66.6	33.3
15	$R_1=\frac{a}{\sin\chi_1}$	mm	46.9	65.5	108.8
16	$R_2=\frac{b-a}{\sin\chi_2}$	mm	158.2	224.0	379.0

压缩机出口的滞止温度为

$$T_k^*=471\text{ K}$$

压缩机进口的滞止温度为

$$T_a^*=283\text{ K}$$

压缩机出口与进口的滞止温度差为

$$\Delta T^*=(471-283)\text{ }^{\circ}\text{C}=188\text{ }^{\circ}\text{C}$$

压缩机的滞止等熵能量头为

$$\begin{aligned}
 H_{\text{ad}}^* &= \frac{\kappa}{\kappa - 1} R T_a^* \left(\varepsilon^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \\
 &= 3.5 \times 287 \times 283 \times (5^{0.286} - 1) \text{ J/kg} \\
 &= 166200 \text{ J/kg}
 \end{aligned}$$

等熵压缩时出口与进口温度差为

$$\Delta T_{\text{ad}}^* = \frac{H_{\text{ad}}^*}{c_p} = \frac{166200}{1005} \text{ } ^\circ\text{C} = 165.4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

压缩机的等熵效率为

$$\eta_{\text{ad}} = \frac{\Delta T_{\text{ad}}^*}{\Delta T^*} = \frac{165.4}{188} = 0.88$$

假设包括外部泄漏损失在内的压缩机的机械效率为 $\eta_m = 0.97$ ，则压缩机的全效率为

$$\eta_c = \eta_{\text{ad}} \eta_m = 0.88 \times 0.97 = 0.85$$

压缩机的轴功率为

$$P_s = \frac{Q_m H_{\text{ad}}^*}{1000 \eta_c} = \frac{40 \times 166200}{1000 \times 0.85} \text{ kW} = 7821 \text{ kW}$$

第 5 章 风机和压缩机的术语

5.1 工业通风机、鼓风机和压缩机术语 (JB/T 2977—2005)

A

Absolute Velocity	绝对速度
Accumulator	蓄能器
Aerodynamic Scheme	空气动力略图
After Cooler	末端冷却器
Airfoil Blade	翼型叶片
Airfoil Stagger Angle	翼型安装角
Alarm Point	报警点
Alignment	找正
Annular Cascade	环列叶栅
Anti-surge System	防喘振装置
Approximate Similarity	近似相似
Aspect Ratio	展弦比
Attack Angle	进口冲角
Automatic Modelling	自动模化
Auxiliary Fans	辅助通风机
Auxiliary Equipment	辅助设备
Axial Guide Vane Controller	轴流调节门
Axial Fan	轴流风机
Axial Velocity	轴向速度

B

Back to Back Type	背靠背型
Backward Curved Blade	后向叶片
Balancing	平衡
Balance Chamber	平衡腔
Balance Pipe	平衡气管
Balance Piston	平衡盘
Balance Weight	平衡块

Barring	盘车
Base Plate	底座
Bend Duct	弯道
Blade	叶片
Blade Frequency	叶片频率
Blade Height	叶片高度
Blade Root	叶根
Blade Stagger Angle	叶片安装角
Blade Thickness	叶片厚度
Blade Thickness Ratio	相对厚度
Boss	轴盘
Boss Ratio	轮毂比
By-pass Regulating	旁通调节

C

Camber	弯度
Camber Angle of Airfoil	翼型弯曲角
Camber Line	翼型中线
Camber Ratio	相对弯度
Capacity Coefficient	流量系数
Cascade	叶栅
Casing	缸
Casing	机壳
Casing Lower Half	下机壳
Casing Upper Half	上机壳
Casing Impeller	铸造叶轮
Center Impeller	双支承式
Centering Key	定位键
Centrifugal Type	离心风机
Chamber	风室
Characteristic Dimension	特征尺寸
Choking	滞止
Chord	翼弦
Chord Length	弦长
Circumferentially Fluted Shaft	节鞭轴
Closed Impeller	闭式叶轮
Closed Loop Test	闭路试验

Coast Down Time	惰转时间
Coefficient of Head	能量头系数
Coefficient of Inner Power	内功率系数
Coefficient of Peripheral Velocity	周速系数
Coefficient of Static Pressure	静压系数
Coefficient of Total Pressure	压力系数
Combined Operating	联合运行
Complete Performance Curve	系列综合性能曲线
Compressible Factor	压缩性修正系数
Compressible Factor	压缩性系数
Compressor Rated Point	压缩机额定点
Controlled Oil System	调节油系统
Cooling System	冷却系统
Counter Weight	配重
Coupling Guard	联轴器护罩
Critical Speed	临界转速
Curved Blade	圆弧叶片
Cyclone Separator	旋风分离器
Cylindrical Cascade	环型叶栅

D

Dehumidifier	除湿装置
Degassing Tank	脱气槽
Degree of Reaction	反作用度
Diametral Ratio	直径比
Diaphragm	隔板
Dimensionless Performance Curve	无因次性能曲线
Diffuser	扩压器
Diffusion Loss	扩压损失
Directional Angle of Leading Edge	前缘方向角
Directional Angle of Trailing Edge	后缘方向角
Disc Friction Loss	轮阻损失
Disc-drum Type Rotor	盘鼓式转子
Disc-shaft Type Rotor	盘轴式转子
Discharge Angle	出口气流角
Discharge Condition	出口条件
Discharge Testing Bed	出气试验装置

Discharge Throttle Regulating	排气节流调节
Diviation Angle	气流落后角
Double Cascade	双列叶栅
Double-suction Type	双吸入
Drawer	抽气器
Drowned Flow	潜流
Drum	转鼓
Drum Type Rotor	鼓筒式转子
Dry Air	干空气
Dry Gas Seal	干气密封
Duct	风筒
Dynamic Balancing	动平衡
Dynamic Similarlty	动力相似

E

Eliminator	气液分离器
End Cover	端盖
Equi Flow Regulating	等流量调节
Equi Pressure Regulating	等压调节
Equivalent Revolution	当量转速
Extra Leakage	外泄漏

F

Factor of Disc Friction	轮阻系数
Fan	通风机
Fan (Blower Compressor) Noise	风机噪声
Fan Dynamic Pressure	通风机动压
Fan Shaft Efficienty	通风机轴效率
Fan Static Pressure	通风机静压
Fan Static Shaft Efficiency	通风机静轴效率
Fan Total Efficiency	通风机总效率
Fan Shaft Power	通风机的轴功率
Fan Efficiency	通风机效率
Fan Pressure	通风机压力
Field Operating Text	运行试验
Filter	过滤器
Flexible Rotor	挠性转子
Flexible Support	挠性支座

Flow Deflection Angle	气流转折角
Flow Loss	流动损失
Flow Sight	流动显示器
Forward Curved Blade	前向叶片
Free Delivery	自由排气
Friction Loss	摩擦损失
Front Casing	前机壳
Front Line of Cascade	叶栅额线
Functional Test	动能试验

G

Gas Leakage Test	气密性试验
Geometric Similarity	几何相似
Guide Rod	导杆
Guide Vane	导叶
Guide Vane Controller	调节器
Guide Vane Unit	导流器

H

High Speed Blower	高速鼓风机
Honeycomb Seal	蜂窝密封
Horizontal Split Type	水平剖分型
Hub	轮毂

I

Impact Loss	冲击损失
Impeller	叶轮
In-line Cascade	直列叶栅
Inflow Angle	进口气流角
Inlet Geometric Angle	进口几何角
Inlet Pre-whirl Regulating	进气预旋调节
Inlet Throttle Regulating	进气节流调节
Inner Casing	内机壳
Inner Efficiency	内效率
Inner Leakage	内泄漏
Inner Power	内功率
Inner Power of Fan	通风机内功率
Isentropic Compression Process	等熵压缩过程
Isentropic Efficiency	等熵效率

Isentropic Exponent	等熵指数
Isentropic Head	等熵能量头
Isobaric(Isothermal) Deviation Factor	等压(等温)偏差系数
Isothermal Compression Process	等温压缩过程
Isothermal Efficiency	等温效率
Isothermal Head	等温能量头
Isothermal Type	等温型
Intercooler	中间冷却器
J	
JackscREW	调整螺钉
L	
Labyrinth Seal	迷宫密封
Lateral Vibration	弯振
Leading Edge Point	前缘点
Leakage	泄漏
Leakage Factor	泄漏系数
Leakag Loos	泄漏损失
Locking Piece	锁口件
Log Performance Curve	对数性能曲线
Lower Speed Blower	低速鼓风机
Lube Unit	油站
Loose Speed	松动转速
Lube System	润滑油系统
M	
Main Disc	轮盘
Main Shaft	主轴
Margin of Power	功率裕度
Mass Rate of Flow	质量流量
Max Allowable Temperature	允许的最高温度
Max Allowable Working Pressure	允许的最高工作压力
Maximum Blade Thickness	最大叶片厚度
Maxlmum Camber	最大弯度
Maximum Camber Position	最大弯度位置
Maximum Continuous Speed	最高连续转速
Maximum Sealing Pressune	最高密封压力
Maximum Thickness Position	最大厚度位置

Mechanical Efficiency	机械效率
Mechanical Loss	机械损失
Mechanical Running Test	机械运转试验
Mechanical Seal	机械密封
Meridionally Velocity	子午速度
Meridionally Accelerated Axial Fan	子午加速轴流通风机
Middle Casing	中机壳
Milled Impeller	铣制叶轮
Minimum Allowable Speed	最低允许转速
Mixed Flow Type Matt	混流风机
Modelling Test	模化试验
Moist Air	湿空气
Mouth Ring	进口圈
Moving Similarity	运动相似
Multiblade Fan	多叶通风机
Multishaft Type	多轴型
N	
Network	管网
Network Characteristic	管网特性
Noise Insulator	隔声罩
Normal Condition	(透平鼓风机、压缩机) 标准状态
Normal Operating Point	正常运行点
Normal Speed	正常转速
Nozzle	喷嘴
O	
Oblique Flow Type	斜流风机
Oil Film Seal	浮环密封
Oil Pipe Line	油路系统
Oil Purge Uint	油净化器
Oil Seal System	密封油系统
One Hundred Percent Speed	100% 转速
Open Loop Air Test	空气试验
Open Impeller	开式叶轮
Orifice Plate	孔板
Outer Casing	外机壳
Outlet Geomotric Angle	出口几何角

Overspeed Test	超速试验
Overhang Type	悬臂式
Overhead Lube Oil Tank	高位油箱
Overhead Seal Oil Tank	密封油高位油箱

P

Packaged Type	整体组装型
Packing Seal	填料密封
Parallet Operating	并联运行
Particl Load	部分负荷
Perfect Gas	理想气体
Performance	性能
Performance Curve	性能曲线
Performance Test	性能试验
Peripheral Velocity	圆周速度
Pipe Line Type	管线型
Pitch of Cascade	栅距
Pitch-chord Ratio	相对栅距
Plain Shaft	光轴
Plane Cascade	平面叶栅
Plant	(风机) 装置
Plant Efficiency	装置效率
Plate Blade	平板叶片
Point of Operation	工况点
Polytropic Compression Process	多变压缩过程
Polytropic Efficiency	多变效率
Polytropic Exponet	多变指数
Polytropic Head	多变能量头
Predicted Performance Curve	计算性能曲线
Pressurized Oil Tank	压力油箱
Pressure Ratio	压力比
Pressure Rise	升压
Pressure Surface	工作面
Pressure Test	压力试验
Profile	叶型

R

Radial Blade	径向叶片
--------------	------

Radial Guide Vane Controller	径向调节器
Radial Velocity	径向速度
Range of Economy Operation	经济工作区
Range of Stable Operation	稳定工作区
Real Gas	实际气体
Rear Casing	后机壳
Refernce Gas	参考气
Regenerative Blower	旋涡鼓风机
Regulating System	调节系统
Relative Velocity	相对速度
Relative Width	相对宽度
Revolving Effect	回转效应
Rigid Rotor	刚性转子
Riveted Impeller	铆接叶轮
Rotary Blade	动叶
Rotatable Blade	转动叶片调节
Rotating Stall	旋转脱流
Rotor	转子

S

Scroll	蜗壳
Secondary Balancing Gas	二次平衡气
Secondary Flow	二次流
Section	段
Selected Performance Curve	选择性能曲线
Semi-open Impeller	半开式叶轮
Series Operating	串联运行
Settling out Pressure	滞留压力
Shaft Power	轴功率
Shaft Power of Plant	装置轴功率
Shaft End Seal Part	轴端密封
Shim	调整垫片
Shop Inspection	出厂检验
Shroud Cover	轮盖
Shut Off	全闭
Shutdown Point	停车点
Side Wall	侧板

Silencer	消声器
Similar Design	相似设计
Single-suction Type	单吸入
Size	机号
Size Effect	尺寸效应
Sleeve	轴套
Slip	滑动
Slip Factor	滑动系数
Soleplate	公用底座
Solidity of Cascade	稠度
Space Cascade	空间叶栅
Spacer	隔叶块
Span	跨距
Spare	备件
Special Tool	专用工具
Specific Capacity	比流量
Specific Diameter	比直径
Specific Speed	比转速
Spring Support	弹性支座
Stability	稳定性
Stage	级
Standard Air	标准空气
Standard Condition	(通风机的) 标准状态
Static Balancing	静平衡
Stationary Blade	静叶
Stator	定子
Stepped Shaft	阶梯轴
Straightener	整流器
Subsole Plate	垫板
Suction Box	进气室
Suction Condition	进口条件
Suction Surface	非工作面
Suction Testing Bed	进气试验装置
Suction-discharge Testing Bed	进出气试验装置
Support	支腿
Surge	喘振

Surge Point	喘振点
Surge Limit	喘振界线
T	
Tangential Velocity	切向速度
Testing Bed	试验台
Theoretical Head	理论能量头
Three-dimensional Blade	三元叶片
Torsional Vibration	扭转
Trailing Edge Point	后缘点
Transfer Barrier (bladder type) Vessel	隔离器
Trip Speed	跳闸转速
Turbine	透平
Turbo Blower	鼓风机
Turbo Compressor	压缩机
Turndown	可调性
Turning Gear	盘车装置
Type Inspection	型式检验
U	
Unit	(风机) 本体
V	
Vacuum Test	真空试验
Vane Disc	叶盘
Variable Speed Regulating	变转速调节
Velocity Triangle	速度三角形
Vertical Split Type	垂直剖分型
Vibration Monitoring System	测振装置
Volume Rate of Flow	容积流量
W	
Water Enjection	注水装置
Water Seal	水封
Welded Impeller	焊接叶轮
Wind Tunnel	风洞
Witness Inspection	见证试验

5.2 冷暖通风设备术语 (JB/T 4303—1995)

A

Access Door	检查门
Actual Power of Fan; Useful Power of Fan	通风机有效功率
Additional Moisture Per Total Capacity	单位功率的加湿量
Additional Moisture Quantity	加湿量
Adjustable Air Opening	可调节风口
Aerofoil Blade	翼型叶片
Air Curtain	空气幕
Air Damper	风阀
Airflow Rate Under Working Condition	运行风量
Operating Airflow Rate	
Air Handling Section	机组功能段
Air Handling Unit; Air Handler	空气处理机组
Air Moisture Difference Method	空气湿差法
Air Opening	风口
Air Pressure Drop; Air Resistance	盘管风阻力
Air Stream Guide Vane	导流板
Air to Air Heat Recovery Unit	空气-空气热回收装置
Air Velocity at Net Area	净截面流速
Air Vent; Air Eliminator	放气阀
Anti Muffler	抗性消声器
Apparatus Dew Point	机器露点
Arithmetic Mean Temperature Difference	算术平均温差
Automatic-roll Air Filter	自动卷绕式空气过滤器
Automatic-cleaning Air	自动清扫式空气过滤器
Auxiliary Air Hood	补风式排风柜
Axial Fan	轴流式通风机

B

Backward-curved Blades	后向叶片
Baffle Plate	折流板
Bag-type Air Filter	袋式过滤器
Bank of Staggered Tubes	错排管束
Bank of Tubes in Line	顺排管束

Base Plate	风机底座
Belt Drive	带传动
Belt Wheel	带轮
Bend Muffler	消声弯头
Blade	叶片
Butterfly Damper	蝶阀
Bypass Damper	旁通阀
Bypass Factor	旁通系数
Bypass Type VAV Terminal Unit	旁通式 VAV 末端装置
C	
Cabinet Type Fan Coil Unit	柜式风机盘管机组
Casing	机壳
Cassette Type Fan Coil Unit	嵌入式风机盘管机组
Ceiling Diffuser	散流器
Ceiling Fan Coil Unit	卧式风机盘管机组
Center Impeller Type	双支承式叶轮
Centrifugal Fan	离心式通风机
Chamber Casing	箱体
Closed Impeller	闭式叶轮
Coefficient of Heat Transmission Effectiveness	热交换效率系数
Coil	盘管
Coil Component	盘管构件
Coil Construction	盘管构造
Coil Performance	盘管性能
Coil Section	盘管段
Collector	集流器
Column Type Fan Coil Unit	立柱式风机盘管
Complex Tube with Integral Fin	复合轧片管
Concealed Fan Coil Unit Recessed Fan Coil Unit	暗装风机盘管机组
Condensate Drain Pan	凝水盘
Connect Section	中间段
Contact Factor	接触系数
Continuous Plate Fins Tube	管束式套片管
Cooling Air Curtain	冷空气幕 (冷风幕)
Cooling Coil	冷盘管 (空气冷却器)
Corrugated Plate Fins Tube	波纹形套片管

Counter Flow	逆流
Coupling Drive	联轴器传动
Cowl	整流罩
Cross Fins Tube; Plate Collar Fins Tube	套片管
Cross Flow	叉流
Cross-flow Fan; Transverse-flow Fan	贯流式通风机
Curved Blade	圆弧叶片

D

Determination Hole	检测孔
Diamond-shaped Damper	菱形叶片调节阀
Dimensionless Property Curve	无因次性能曲线
Direct Drive	直联传动
Double-suction Type	双进口
Downflow Air Curtain	顶吹空气幕
Down-flow Unit Heater	顶吹暖风机
Downstream Spray Pattern	顺喷
Drain Pipe	泄水管
Drain Plug	泄水堵
Drive Efficiency	传动效率
Dry Condition; Sensible Cooling Condition	干工况
Dry Steam Humidifier	干蒸汽加湿器
Dust Capacity; Dust-holding Capacity	过滤器容尘量
Dust Exhausting Fan	排尘通风机
Dynamic Pressure of Fan	通风机动压

E

Effective Area for Cooling or Heating Medium	冷(热)媒流通面积
Electric Resistance Type Humidifier	电阻式加湿器
Electrode Humidifier	电极式加湿器
Electrostatic Precipitator	静电过滤器
Eliminator; Separator	挡水板
Equipment Acoustic Noise	机组噪声
Evaporation Cooling Section	蒸发冷却段
Exhaust Fan Section	排风机段
Explosion Proof Fan	防爆通风机
Exposed Fan Coil Unit; Cabinet Enclosed Fan Coil Unit	明装风机盘管机组

F

Face Area	迎风面积
Face Velocity	迎风而流速
Face Velocity of Mass	迎风面质量流速
Fan	通风机
Fan Component	通风机部件
Fan-coil Component	风机盘管部件
Fan-coil Unit Performance	风机盘管性能
Fan coil Unit	风机盘管机组
Fan Coil Unit with Double Coil	双盘管风机盘管机组
Fan Coil Unit with Single Coil	单盘管风机盘管机组
Fan Connection in Parallel	通风机并联
Fan Connection in Series	通风机串联
Fan Efficiency; Efficiency of Total Pressure	通风机效率
Fan Performance	通风机性能
Fan Section	风机段
Filter Efficiency	过滤效率
Filter Section	过滤段
Filtration Velocity; Media Velocity	过滤速度
Final Resistance of Filter	过滤器终阻力
Fin Height	肋片高度
Finned Tube	肋管
Finned Tube Bundle	肋管束
Fin Spacing; Fin Pitch	肋片间距
Fin Thickness	肋片厚度
Fin Tube Ratio; Coefficient of Extended Surface	肋化系数
Fixed Air Opening	固定风口
Folded Plate Fins Tube	曲折形套片管
Folded Media-type Air Filter	折叠式过滤器
Floor Fan Coil Unit	立式风机盘管机组
Forward-curved Blades	前向叶片
Frame Type Casing	框架式箱体
Fresh Air Handling Unit	新风机组
Fume Hood; Booth Type Hood	排风柜

G

Grill	格栅风口
-------	------

H

Header	联管箱
Heat-exchange Surface	换热面积
Heating Air Curtain	热空气幕 (热风幕)
Heating Coil	热盘管
Heat Insulating Door	保温门
Heat Pipe Exchanger	热管式换热器
Heat Transmission Coefficient	传热系数
High Efficiency Air Filter Section	高中效过滤器段
Horizontal-flow Air Curtain	侧送式空气幕
Horizontal-flow Unit Heater	横吹暖风机
Hub Boss	轮毂
Humidifier Section	加湿段
Humidifying Efficiency of Humidifier	加湿器的加湿效率

I

Impedance Muffler	阻抗复合消声器
Impeller; Wheel	叶轮
Individual Plate Fins Tube	单管式套片管
Induced Spray by Compressed Air	压缩空气诱导喷雾器
Induction Type VAV Terminal Unit	诱导式 VAV 末端装置
Infrared Humidifier	红外线加湿器
Initial Resistance of Filter	过滤器初阻力
Inlaid Fin Tube	镶片管
Inlet Cone; Inlet Ring	风机吸入口
Inlet Suction	吸入口防护网
Inner Power	通风机内功率
Inspection Window	观察窗

J

Jet Type Humidifier	压力喷雾加湿器
---------------------	---------

L

Latent Heat	潜热
Lighting Lamp	照明灯
Logarithmic Mean Temperature Difference	对数平均温差
Louver Type Air Opening	百叶风口
Lowboy Fan Coil Unit	矮体式风机盘管

M

Main Disc; Backplate	轮盘
Mass Flow Quantity; Mass Flow Rate	量流量
Mass Velocity at Net Area	净截面质量流速
Mechanical Efficiency	机械效率
Mechanical Transmission	机械传动装置
Medium Efficiency Air Filter Section	中效过滤器段
Membrane Type Humidifier	透湿膜加湿器
Mesh Type Air Opening	网格风口
Micro-punch Plate Muffler	微穿孔板消声器
Mixed-flow Tubular Fan	混流式管道风机
Mixing Box	混合段
Modular Air Handling Unit	组合式空气处理机组
Moisture Balance Method	房间平衡法
Motorized 2-way Valve	电动两通阀
Motorized 2-way Valve	电动三角阀
Muffler Section	消声段
Multiflake Type Diffuser	片式散流器
Multi-return Circuit Coil	多回程盘管

N

Net Area; Effective Sectional Area	净截面积
Nominal Additional Moisture Quantity	额定加湿量
Nominal Airflow Rate; Normal Airflow Rate	额定风量 (名义风量)
Nominal Cooling/Heating Capacity Normal Cooling/Heating Capacity	额定供冷 (热) 量
Nominal Cooling/Heating Capacity Per Equipment Weight	单位重量供冷 (热) 量
Nominal Cooling/Heating Capacity Per Input Power	单位功率供冷 (热) 量

O

Once-Through Type Coil	直通式盘管
Open Impeller	开式叶轮
Operating Performance of Fan	通风机运行工况
Opposed Multiblade Damper	对开式多叶调节阀
Overhang Type Impeller	悬臂式叶轮
Outlet Noise	机组出口噪声

Outlet Temperature	出口温度
Outlet Velocity	出口速度
Outside Air Unit Heater	进风加热机组

P

Panel-type Air Filter	板框式空气过滤器
Parallel Flow	顺流
Parallel Multiblade Damper	平行式多叶调节阀
Penetration Rate	穿透率
Percentage of Fresh Air	新风百分比
Percentage of Return Air	回风百分比
Perforated Panel Diffuser	孔板散流器
Performance Curve of Fan	通风机性能曲线
Performance Parameter of Fan	通风机性能参数
Petal Type Spiral Fin Tube	花瓣形绕片管
Plate Blade	平板叶片
Plate-fin Type Heat Exchanger	板翅式换热器
Plate Heat Exchanger	板式换热器
Plate Type Heat Exchanger	平板式换热器
Power Roof Ventilator	屋顶通风机
Pressure Drop for Cooling or Heating Medium	盘管水阻力
Pressure Drop of Spray Chamber	喷水室（段）阻力
Prewirler Vane	导流器
Primary Return Air	一次回风

R

Rack Rail	导轨
Radial-flow Tubular Fan	径流式管道风机
Radial-tipped Blades	径向叶片
Residual Pressure	机组余压
Resistance-muffler	阻性消声器
Return Fan Section	回风机段
Rolled Integral Fin Tube	轧片管
Rotary Air to Air Heat Exchanger; Heat Wheel	转轮式换热器
Roughing Filter Section	粗效过滤器段
Run-around Coil for Heat Recovery	热回收环

S

Secondary Return Air	二次回风
----------------------	------

Semiopen Impeller	半开式叶轮
Sensible Heat	显热
Sensible Heat Factor (SHF); Sensible Heat Ratio (SHR)	显热系数
Shaft Power of Fan	通风机轴功率
Shaft Power of Motor	电机轴功率
Shock-absorber	隔震器
Side Disc; Impeller Rim	轮盖 (前盘)
Single-suction Type	单吸入口式
Single Return Circuit Coil	单向程盘管
Size of Fin Tube	助片管尺寸
Size of Tube Bundle	管束尺寸
Slit Fins Tube; Louver Fins Tube	缝隙肋片管
Slot Type Air Opening	条缝风口
Solenoid Valve	电磁阀
Sound Absorber	消声器
Special Tube With Spiral Fin	异形管绕片管
Specific Speed	比转速
Speed Control Switch	速度控制开关
Spillover	溢水器
Spinning Disk Humidifier; Centrifugal Atomizing Humidifier	离心式加湿器
Spoke Wheel Type Spiral Fin Tube	轮辐形绕片管
Spraying Bank	喷嘴排管
Spray Nozzle	喷嘴
Spray Nozzle Density	喷嘴密度
Spray Pond; Spray Tank	喷水池 (箱)
Spray Section; Spray Chamber	喷水段 (室)
Standard Air	标准空气状态
Standard Rating of Fan	通风机额定性能
Static Pressure of Fan	通风机静压
Steam Trap	疏水器
Straight Blade	直叶片
Sub-high Efficiency Particulate Air Filter Section	亚高效过滤器段
Swirl Diffuser	旋流风口
Supply Fan Section	送风机段

T

Temperature Relay	温度继电器
The Component of Modular Air Handling Unit	组合式空气处理机组
The Performance of Air Handling Unit	空气处理机组性能
Thermostat	温控器
Throttle Type VAV Terminal Unit	节流式 VAV 末端装置
Total Heat	全热
Total Pressure of Fan	通风机全压
Tray Type Diffuser	盘式散流器
Tube Connection	管接头
Tube Grid Spacing	管排距
Tube Pitch; Tube Spacing	管距
Tube Plate; Tube Sheet	管板
Tubular Fan	管道通风机
Twist Blade	扭曲叶片
Two Banks Opposing Spray Pattern	对喷

U

U Bend	U 形管
Ultrasonic Humidifier	超声波加湿器
Unitary Air Handling Unit	整机式空气处理机组
Unit Heater	暖风机
Unit Heater with Axial Fan	轴流式暖风机
Unit Heater with Centrifugal Fan	离心式暖风机
Upstream Spray Pattern	逆喷

V

Variable Air Volume (VAV) terminal unit	变风量末端装置
Velocity of Cooling or Heating Medium	冷(热)媒流速
Volume Flow Rate	容积流量
Volute Casing	蜗壳

W

Wall Plate Type Casing	壁板式箱体
Water Air Ratio	水气比
Water Replenisher	补水器
Water Strainer	水过滤器
Welded Fins Tube	焊片管
Wet Condition; Dehumidifying Condition	湿工况

Wicking-type Plates Humidifier	多孔板加湿器
Wound Crimped Fin Tube	皱折绕片管
Wound Smooth Fin Tube	光滑绕片管
Wound Spiral Fin Tube	绕片管

5.3 容积式压缩机术语 (GB/T 4975—1995)

A	
Absolute Pressure	绝对压力
Actual Specific Energy Requirement	实际比能
Actual Volume Rate of Flow of A Compressor	压缩机实际容积流量
Atmospheric Pressure	大气压力
C	
Clearance Volume	余隙容积
Compressibility Factor	压缩性系数
Critical Pressure	临界压力
Critical Temperature	临界温度
D	
Discharge Pressure	排气压力
Discharge Temperature	排气温度
Displacement for a Displacement Compressor	压缩机理想容积流量
Dynamic Pressure	动压力
Dynamic Temperature	动温度
G	
Gauge Pressure	表压力
I	
Ideal Multi-stage Compression	理想多级压缩
Indicated Power	指示功率
Inlet Pressure (Suction Pressure)	吸气压力
Inlet Temperature (Suction Temperature)	吸气温度
Internal Efficiency	内效率
Internal Power	内功率
M	
Mechanical Efficiency	机械效率
O	
Overall Efficiency	总效率

Overall Stage Pressure Ratio		级的总压力比
	R	
Reduced Pressure		对比压力
Reduced Temperature		对比温度
Relative Clearance Volume		相对余隙容积
	S	
Shaft Power		轴功率
Specified Performance		规定性能
Stage Pressure Ratio		级压力比
Standard Discharge Condition		标准排气状态
Standard Discharge Point		标准排气位置
Standard Inlet Condition (Standard Suction Condition)		标准吸气状态
Standard Inlet Point (Standard Suction Point)		标准吸气位置
Standard Volume Rate of Flow (Standard Capacity)		压缩机标准容积流量
Static Pressure		静压力
Static Temperature		静温度
Swept Volume for a Displacement Compressor		压缩机扫气容积
	T	
Theoretical Efficiency		理论效率
Theoretical Required Power		理论功率
Theoretical Specific Energy Requirement		理论比能
Total Pressure		全压力
Total Pressure Ratio		全压力比
Total Temperature		全温度
	V	
Volumetric Efficiency		容积效率

5.4 往复压缩机术语 (JB/T 9107—1999)

	A	
Actual Pressure		实际压力
Actual Specific Energy Requirement		实际容积比能
Adiabatic Efficiency		绝热效率
After Cooler		后冷却器
After Cooling		后冷却
Air Compressor		空气压缩机

Air Filter	空气滤清器
Air Receiver	储气罐
Air-cooled Compressor	风冷式压缩机
All Purpose Compressor	动力用压缩机
Articulated Connecting Rod	副连杆
Auxiliary Equipment	附属设备

B

Balanced Opposed Type Compressor; Boxer-type Compressor	对动式压缩机
Balancing Volume	平衡容积
Bare Compressor	主机
Barrel	接筒
Barring Device	盘车装置
Bassplate	基座
Belt Drive	带传动
Booster Compressor	增压压缩机
Breather	呼吸器
Buffer	缓冲器
By-pass Control	回路调节

C

Capacity	排气量
Capacity Control	气量控制
Capacity of a Compressor	输气量
Channel Valve	槽状阀
Clearance Cylinder	余隙缸
Clearance Valve	余隙阀
Clearance Volume	余隙容积
Clutch Drive	离合器传动
Coarse oil Strainer	粗滤油器
Coefficient of Capacity	输气系数
Coil Cooler	盘管式冷却器
Combination Compressor; Combined Compressor	复合压缩机
Combined Valve	组合阀
Compensating Pump; Compensator-pump	补偿泵
Composite Piston	组合活塞
Compressed Air Dryer	干燥器

Compressed Medium	压缩介质
Compressibility Coefficient	压缩性系数; 压缩因子
Compressing Components	压缩部分
Compression Ring	气环
Compressor for Pressed Air	动力用压缩机
Compressor for Ship Purpose	船用压缩机
Compressor for The Process Industry	工艺流程用压缩机
Compressor with Crosshead	有十字头压缩机
Compressor with Electro-magnetically Actuated Piston	电磁驱动活塞压缩机
Compressor without Crosshead	无十字头压缩机
Condensate Coefficient	凝析系数
Conic Piston	锥形活塞
Connecting Rod	连杆
Connecting Rod Bearing Cap	连杆大头盖
Connecting Rod Body	连杆体
Connecting Rod Bolt	连杆螺栓
Connecting Rod Bushing	连杆小头衬套
Connecting Rod Nut	连杆螺母
Connecting Rod Screw	连杆螺钉
Connecting Rod Stud	连杆螺柱
Constructional Parameter	结构参数
Continuous Control	连续控制
Control System	控制系统
Control by Clearance Volume	余隙调节
Control by Closed Inlet	关闭吸气口调节
Control by Inlet Valve Unloaded	压开吸气阀调节
Control by Unloaded Inlet Valve at Part Stroke	部分行程压开吸气阀调节
Controlling Means	控制方式
Cooler	冷却器
Cooling System	冷却系统
Counter Weight	平衡块
Coupling Drive	联轴器传动
Crank Radius	曲柄半径
Crank Rotation Angle	曲柄转角
Crankcase	曲轴箱

Crankpin Bearing	连杆大头瓦
Crankshaft	曲轴
Crankshaft Piston Reciprocating Compressor	曲轴活塞压缩机
Crosshead	十字头
Crosshead Body	十字头体
Crosshead Coupling	十字头连接器
Crosshead Pin	十字头销
Crosshead Pin Bushing	十字头销孔衬套
Crosshead Shoe	十字头滑履
Cushion Plate	缓冲片
Cushion Valve	气垫阀
Cylinder	气缸
Cylinder Diameter	缸径
Cylinder Block	气缸体
Cylinder Cover	气缸盖
Cylinder Head	气缸头
Cylinder Liner	气缸套
Cylinder Seat	气缸座

D

Damper Plate	缓冲片
Decontamination Plant	净化装置
Diaphragm	膜片
Diaphragm Compressor	隔膜压缩机
Differential Cylinder	级差气缸
Differential Piston	级差活塞
Direct Connected Drive	同轴传动
Direct-folw Valve	直流阀
Discharge Buffer; Discharge Snubber	排气缓冲器
Discharge Pressure	排气压力
Discharge Pressure of a Compressor	输气压力
Discharge Temperature	排气温度
Discharge Temperature of a Compressor	输气温度
Discharge Valve	排气阀
Dish Valve	碟状阀
Disk Valve	网状阀
Disk Piston	盘形活塞

Distance of The Line to Line; Distance of The Row to Row	列间距
Distance Piece	中体
Diver	驱动器
Double Acting Compressor	双作用压缩机
Double Row Compressor	两列压缩机
Double Stage Compressor	两级压缩机
Double-pipe Cooler	套管式冷却器
Drive System	驱动系统
Driven with Electro-magnetically Actuated Piston	电磁驱动活塞
Driving Efficiency	传动效率
Drop Lubrication	注油润滑
Dry Cylinder Compressor; Dry-up Compressor	干运转压缩机
Dry Cylinder Liner	干式缸套
Dryer	干燥器
E	
Electromotor Driven	电动机驱动
End Bearing	端轴承
End Cooler	后冷却器
Equalizing Ring	均压圈
Equivalent Area of Valve	气阀有效面积
Exhaust Coefficient	抽气系数
Expander ring	弹力环
F	
Filling Compressor	充瓶用压缩机
Fine Oil Filter	细滤油器
Finned Cooler	散热片式冷却器
Flap Valve	舌簧阀
Floating Piston Pin	浮动活塞销
Floating Cross-head Pin	浮动十字头销
Fluid Coupling Drive	液力耦合器传动
Flywheel Moment	飞轮矩
Frame	机身
Frame and Moving Parts	机体部分
Free Piston Compressor	自由活塞压缩机

G

Gas Compressor	气体压缩机
Gas Engine-Compressor	摩托压缩机
Gas Equivalent Velocity in Valve Opening Area	阀隙当量流速
Gas Leak Coefficient	泄漏系数
Gas Seal Coefficient	气密系数
Gas Turbine Drive	透平驱动
Gearbox Drive	变速箱传动
General Purpose Compressor	动力用压缩机
Guide Plate	导片

H

Heating Coefficient	加热系数
High-pressure Compressor	高压压缩机
Horizontal Opposed Compressor	对置式压缩机
Horizontal Compressor	卧式压缩机
H-type Compressor	H 型压缩机
Humidity Coefficient	湿度系数

I

Ideal Compressor	理想压缩机
Indicated Energy	指示功
Indicated Power	指示功率
Indicator Diagram	指示图
Inlet Pressure of a Compressor	进气压力
Inlet Filter	吸气滤清器
Inlet Pressure	吸气压力
Inlet Snubber	吸气缓冲器
Inlet Temperature	吸气温度
Inlet Temperature of a Compressor	进气温度
Inlet Valve	吸气阀
Inner Dead Point	内止点
Integral Compressor	整体压缩机
Intercooler	中间冷却器
Inter-cooling	中间冷却
Intermediate Crosshead	中间滑块
Internal Power	内功率
Internal-combustion-motor Driven	内燃机驱动

Isentropic Efficiency	等熵效率
Isothermal Efficiency	等温效率

L

Labyrinth Compressor	迷宫压缩机
Labyrinth Cylinder	迷宫气缸
Labyrinth Piston	迷宫活塞
Leaf Valve	条状阀
Length of Connecting Rod	连杆长度
Line	列
Liquid Injection Cooling	喷液冷却
Location bearing	定位轴承
Low Pressure Compressor	低压压缩机
L-type Compressor	L 型压缩机
Lubrication System	润滑系统
Lubricator	注油器

M

Main Bearing	主轴承
Main Bearing Cap	主轴承盖
Main Bearing Liner	主轴瓦
Master and Articulated Connecting Rod	主副连杆
Master Rod	主连杆
Mean Gas Velocity in Valve Opening Area	阀隙流速
Mean Gas Velocity in Valve Seat	阀座流速
Mean Indicated Effective Pressure	平均指示压力
Mean Piston Speed	活塞平均速度
Mean Tangential Force	平均切向力
Mechanical Efficiency	机械效率
Medium Pressure Compressor	中压压缩机
Middle Bearing	中间轴承
Minitype Compressor	微型压缩机
Mixed-cooling Compressor	混冷式压缩机
Motor Compressor	整体压缩机；电动压缩机
Mounting Pad	安装垫
M-type Compressor	M 型压缩机
Multi-purpose Compressor; Multi-service Compressor	联合压缩机

Multi-row Compressor	多列压缩机
Multi-stage Compressor	多级压缩机
Multistoried Valve	多层阀
Mushroom Valve	菌状阀
N	
No-foundation Compressor	无基础压缩机
Nominal Pressure	公称压力
Nominal Pressure	名义压力
Non-Lubricated Compressor	干运转压缩机
Normal Force Diagram	法向力图
Normal Force	法向力
O	
Oil Wiper Packing	刮油器
Oil Wiper Ring	刮油圈
Oil Cooler	油冷却器
Oil Dipper	溅油杆
Oil Filter	滤油器
Oil Retainer	阻油圈
Oil Ring	油环
Oil Slinger	甩油环
Oil Sump	油底壳
Oil-slinger Ring	挡油盘
On and Off Control	开停控制
Out Board Bearing	外轴承
Outer Dead Point	外止点
Overall Pressure Ratio	总压力比
Overflow Valve	溢流阀
P	
Packaged Compressor	罩式压缩机
Packing	填料
Packing Case	填料盒
Packing Gland	填料压盖
Packing Ring	密封圈
Performance Parameter	性能参数
Piston	活塞
Piston Ring	活塞环

Piston Rod	活塞杆
Piston Rod Load	活塞力
Piston Rod Load Diagram	活塞力图
Piston Pin	活塞销
Piston Pin Bushing	活塞销孔衬套
Plate Cooler	板式冷却器
Plunger	柱塞
Polytropic efficiency	多变效率
Portable Compressor	移动式压缩机
Power Cylinder	动力缸
Pressed-air Compressor	动力用压缩机
Pressure Lubrication	压力润滑
Pressure Coefficient	压力系数
Pressure Control	压力控制
Pressure Loss	压力损失
Pre-stuffing	前置填函
Process Compressor	工艺流程用压缩机

Q

Quadrantal Compressor	扇型压缩机
-----------------------	-------

R

Radial Compressor	星型压缩机
Rated Pressure	额定压力
Ratio of Crank Radius to Length of Connecting Rod	连杆比
Receiver	储气罐
Reciprocating Compressor	往复压缩机
Reciprocating Compressor Without Crankshaft	无曲轴压缩机
Rectangle Packing	平面填料
Recycle Compressor	循环压缩机
Reed Valve	舌簧阀
Regulation Range	调节范围
Relative Clearance Volume	相对余隙容积
Rider Ring	导向环
Ring Valve	环状阀
Rotational Frequency; Rotational Speed; Rotations Per Minute	转速
Rotational Speed	旋转速度

Row	列
	S
Segmental Piston Ring	弧形活塞环
Separator	分离器
Shaft Piston Compressor	轴活塞压缩机
Shaft Power	轴功率
Shaft Speed Irregularity	旋转不均匀度
Shell and Tube Type Cooler	列管式冷却器
Silencer	消声器
Single-acting Compressor	单作用压缩机
Single-row Compressor	单列压缩机
Single-stage Compressor	单级压缩机
Skid Mounted Compressor	撬装压缩机
Snubber	缓冲器
Sole Plate	底板
Specific Power	比功率
Speed Control	变速调节
Speed Governor	调速器
Splash Lubrication	飞溅润滑
Stage	级
Stage Pressure Ratio	级压力比
Standard Capacity	标准输气量
Starting Device	启动装置
Star-type Compressor	星型压缩机
Stationary Compressor	固定式压缩机
Step Control	分级控制
Stepless Control	连续控制
Stroke	行程
Stroke Control	变行程调节
Stroke Volume; Swept Volume	行程容积
Stroke-bore Ratio	行程-缸径比
Stuffing	填函
Suction Pressure of A Compressor	进气压力
Suction Buffer	吸气缓冲器
Suction Filter	吸气滤清器
Suction Pressure	吸气压力

Suction Temperature	吸气温度
Suction Temperature of a Compressor	进气温度
Suction Valve	吸气阀
Swashplate shaft	斜盘轴
T	
Tail Piece	端体
Tail-cross Head	端滑块
Tangential Force	切向力
Tangential Force Diagram	切向力图
Tan-type Compressor	扇型压缩机
Tapered Packing	梯形填料
Temperature Coefficient	温度系数
The Angle Included Between Two Cranks	曲柄错角
The Area of Holes in Valve Seat	阀座通道面积
The Width of Holes in Valve Seat	阀座通道宽度
Theoretical Adiabatic Power	绝热功率
Theoretical Isentropic Power	等熵功率
Theoretical Isothermal Power	等温功率
Theoretical Polytropic Power	多变功率
Through Piston-rod	贯穿活塞杆
Total Pressure Ratio	全压力比
Total Tangential Force Diagram	总切向力图
Trap	排污箱
Trunk Piston	筒形活塞
Two Line Compressor	两列压缩机
Two-stage Compressor	两级压缩机
U	
Ultra-high-Pressure Compressor	超高压压缩机
Unloader Prong	卸荷叉
V	
Valve Lift	阀片升程
Valve Opening Area	阀隙通道面积
Valve Plate	阀片
Valve Cage	压阀罩
Valve Cover	阀盖
Valve Seat	阀座

Valve Spring	气阀弹簧
Valve Stop	升程限制器
Variable-stage Compressor	变级压缩机
Variable-type	变型
Variant	派生
Vertical Compressor	立式压缩机
Valve	气阀
Volume Coefficient	容积系数
V-type Compressor	V 型压缩机

W

Water Cooled Compressor	水冷式压缩机
Water Sighting Device	视水器
Wet Cylinder Liner	湿式缸套
Work Volume	工作容积
W-type Compressor	W 型压缩机

参 考 文 献

- [1] 全国风机标准化技术委员会. GB/T 3235—2008 通风机基本型式、尺寸参数及性能曲线 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2009.
- [2] 全国压缩机标准化技术委员会. GB/T 4975—1995 容积式压缩机术语 总则 [S]. 北京: 中国标准出版社, 1995.
- [3] 全国压缩机标准化技术委员会. GB/T 4976—1985 压缩机分类 [S]. 北京: 中国标准出版社, 1985.
- [4] 全国风机标准化技术委员会. GB/T 17774—1999 工业通风机 尺寸 [S]. 北京: 中国标准出版社, 1999.
- [5] 全国风机标准化技术委员会. GB/T 19075—2003 工业通风机 词汇及种类定义 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2003.
- [6] 全国压缩机标准化技术委员会. JB/T 2231.1—2013 往复式压缩机零部件 第1部分: 轴、销外径尺寸 [S]. 北京: 机械工业出版社, 2013.
- [7] 全国风机标准化技术委员会. JB/T 2977—2005 工业通风机、鼓风机和压缩机 名词术语 [S]. 北京: 机械工业出版社, 2005.
- [8] 合肥通用机械研究所. JB/T 4303—1995 冷暖通风设备 术语 [S]. 北京: 机械科学研究院, 1996.
- [9] 全国压缩机标准化技术委员会. JB/T 9107—1999 往复压缩机 术语 [S]. 北京: 机械工业部机械标准化研究所, 1999.
- [10] 全国压缩机标准化技术委员会. JB/T 10683—2006 中、高压往复式空气压缩机 [S]. 北京: 机械工业出版社, 2007.
- [11] 张展. 机械设计通用手册 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2012.
- [12] 张展. 实用机械传动装置设计手册 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2012.
- [13] 宝山钢铁(集团)公司设备部. 引进设备机械维修手册(基础设计) [M]. 上海: 上海科学技术出版社, 1998.
- [14] 吴玉林, 陈庆光, 刘树红. 通风机和压缩机 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2011.
- [15] 成心德. 叶片式泵·通风机·压缩机(原理、设计、运行、强度) [M]. 北京: 机械工业出版社, 2011.

FENGJI HE YASUOJI SHEJI YU YINGYONG

地址：北京市百万庄大街22号
邮政编码：100037

电话服务

服务咨询热线：010-88361066

读者购书热线：010-68326294

010-88379203

网络服务

机工官网：www.cmpbook.com

机工官博：weibo.com/cmp1952

金书网：www.golden-book.com

教育服务网：www.cmpedu.com

封面无防伪标均为盗版



机械工业出版社微信服务号 快关注我吧，我是机工社机械科技出版



上架指导 工业技术/机械工程/机械设计

ISBN 978-7-111-48527-8

策划编辑◎黄丽梅 / 封面设计◎马精明

ISBN 978-7-111-48527-8



9 787111 485278 >

定价：32.00元