

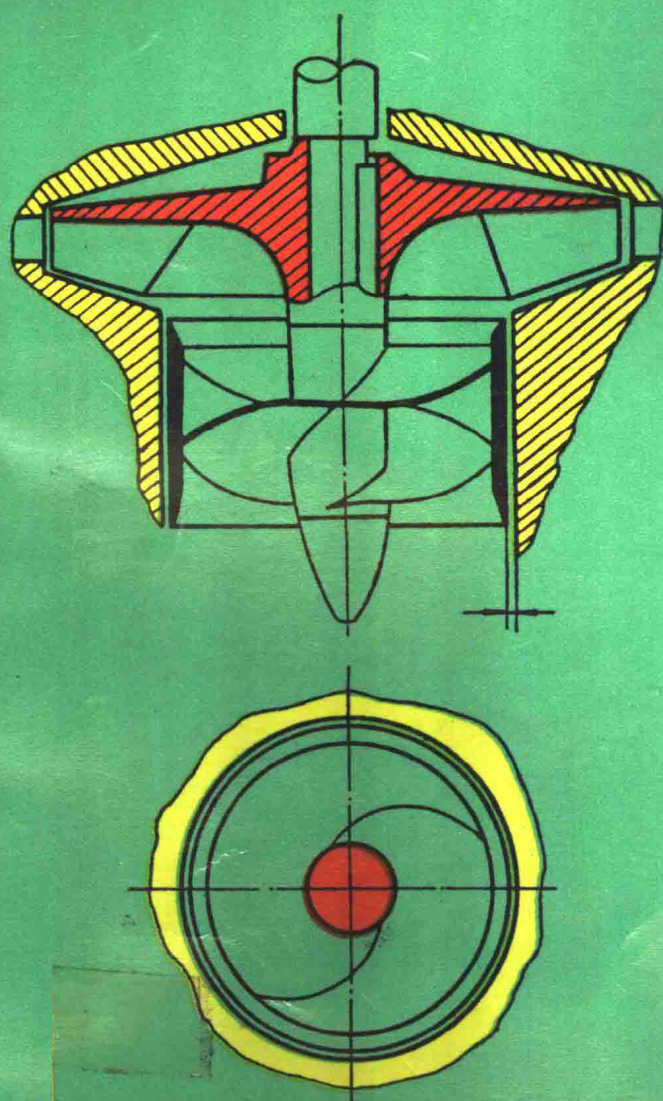
泵与风机

BENG YU FENGJI

杨惠宗

袁仲文

陆火庆 编



上海交通大学出版社

泵 与 风 机

杨惠宗 袁仲文 陆火庆 编

江苏工业学院图书馆
藏书章

上海交通大学出版社

(沪)新登字 205 号

内 容 提 要

本书是根据1991年制订的泵与风机教材大纲编写的,内容有:离心泵、离心通风机和轴流通风机的基本理论,汽蚀性能,主要部件的尺寸估算,运行特性,节能技术,选型以及典型结构等;并对噪声机理和降低通风机噪声措施作了较详细的介绍。

本书为高等工科院校制冷工程专业教材,也可作为有关动力工程专业泵与风机课程的教学参考书。本书也可供有关专业工程技术人员参考。

泵 与 风 机

出 版: 上海交通大学出版社

(淮海中路 1984 弄 19 号)

发 行: 新华书店上海发行所

印 刷: 立信常熟印刷联营厂

开 本: 787×1092(毫米) 1/16

印 张: 13.25

字 数: 324,000

版 次: 1992 年 7 月 第 1 版

印 次: 1992 年 8 月 第 1 次

印 数: 1—2,850

科 目: 276—319

ISBN 7-313-01060-5/TH·11

定 价: 3.80 元

前 言

本书是根据1991年制订的泵与风机教材大纲编写的,供高等院校制冷工程或动力机械工程专业应用,计划学时为45学时。编写过程中,在满足教材大纲所规定的基本要求的前提下,本着少而精,理论联系实际等原则来处理内容,并以陆用为主,兼顾船用,使学生的知识面可以宽一些,适应性更强一些。

为了加深理论联系实际,使概念清楚、结构完整和重点突出,其内容按泵与风机的共性和个性两方面来编排。例如,离心式泵与风机的叶轮机理(泵与风机的运行、节能、调节和选型)基本相同,共列成一章,而离心泵与通风机的尺寸估算、性能和结构不一样,就分别独立成章。另外,对噪声机理和降低噪声措施作了较详细的介绍。

本书的绪论、第2章和第5章前半部分由杨惠宗副教授编写;第1章、第4章由袁仲文副教授编写;第3章、第5章后半部分和第6章由陆火庆副教授编写。全书由杨惠宗统稿。

本书由上海交通大学动力机械工程系尉迟斌教授审阅校正,并提出了宝贵的意见,特此致谢。

由于编者水平有限,资料搜集也嫌不足,且限于篇幅,故对有些问题论述不够深入,谬误之处也在所难免,敬希读者随时指正,以便修正。

编者 1992年9月

主 要 符 号

A	过流截面; 振幅
b	叶轮、导叶和蜗壳的流道宽度; 叶展
C	声速; 汽蚀比转数
c	流体的绝对速度
C_x	阻力系数
C_y	升力系数
D	叶轮、导叶和泵壳直径
D_1	密封环直径
d_h	轮毂直径
d_B	轴径
F	力
f	频率
g	重力加速度
H	扬程
H_{an}	泵的安装高度
H_d	动扬程
H_p	静扬程
H_s	吸上真空高度
H_T	理论扬程
$H_{T\infty}$	无限多叶片的理论扬程
h	阻力损失
Δh_l	沿程阻力
Δh_M	局部阻力
I	声强
i	导叶进口冲角
K	环流系数; 系数
L_1	声强级
L_p	声压级
$\bar{L}_p$	平均声压级
$L_{p,1}$	风机的比声压级
L_w	声功率级
$L_{w,1}$	比声功率级
l	弦长; 长度
M	质量

N	功率; 轴功率
N_e	有效功率
N_g	原动机功率
$NPSH$	汽蚀余量
$NPSH_e$	有效汽蚀余量
$NPSH_r$	必需汽蚀余量
$\bar{N}$	功率系数
n	转速
n_s	比转数
P	声压
p	风机全压
p_a	大气压力
p_B	饱和蒸汽压力
p_d	风机动压
p_m	表压
p_p	风机静压
p_s	吸入口压力
p_T	理论全压
$p_{T\infty}$	无限多叶片的理论全压
Q	流量
$\bar{Q}$	流量系数
q	泄漏量
R	半径; 流体作用于叶栅叶型上的力
Re	雷诺数
S	叶片厚度; 球面积
S_a	叶片在圆周方向的厚度
T	周期
t	温度; 时间
u	圆周速度
w	相对速度
X	迎面阻力
Y	升力
Z	叶片数目; 几何位置高度
α	绝对速度与圆周速度之间的夹角
$\bar{\alpha}$	房间内表面平均吸声系数
β	相对速度与圆周速度反方向之间的夹角
β_a	叶片安装角
γ	重度
δ	冲角

η	总效率或全压效率
η_p	静压效率、叶栅效率
η_h	水力效率
η_m	机械效率
η_v	容积效率
θ	角
λ	线性尺寸比; 升力角; 波长
μ	流量系数
ν	运动粘度; 轮毂比
ρ	密度; 曲率半径; 反作用系数
Σ	总和
ψ	叶片排挤系数; 校正系数
ω	角速度
Γ	速度环量
$[\]$	允许值
下角标:	
0	叶轮进口处参数
1'	叶轮进口前参数
1	叶轮进口后参数
2	叶轮出口前参数
3	叶轮出口后参数
4	蜗壳或导叶进口处参数
c	临界值
M	模型
r	径向参数
s	吸入口或吸入管参数
sh	实物
u	周向参数
z	轴向参数
∞	无限多叶片参数

绪 论

泵与风机主要用来抽汲、输送和提高流体能量的一种机械。目前泵不仅用在船舶上,而且在采矿、选矿、冶炼和轧钢等方面;在采油、输油、炼油、化纤、化肥、印染等方面;在航空、火箭导弹、人造卫星等方面;在电力、城市排水等方面;在原子能发电、核反应堆等方面;在农业防涝、排灌、人工降雨、挖河造田等方面都获得了广泛的应用。风机主要应用在矿井、地下工程、地下发电厂通风、锅炉的通风和引风;化工厂高温腐蚀气体的排送;车间空调和原子防护设备的通风等方面。由此可见,泵与风机应用非常广泛,几乎涉及国民经济各个领域,故属于通用机械范畴。

解放前,我国泵与风机制造工业几乎空白,只有少数几个大城市有一些修配厂,大部分泵与风机依赖进口。

解放后,泵与风机制造工业获得迅速发展。在第一个五年计划期间,先后建立了一些专业工厂,开始大量生产泵与风机。1958年后,在沈阳、上海、北京、天津、广州、重庆、武汉等地又陆续兴建了一批泵与风机制造厂。60年代末,在国务院科学规划委员会机械组水泵专业小组的指导下,分工协作、设计新产品、进行定型与标准化工作,同时迅速采取措施以提高现有产品质量,这就大大地促进了我国泵与风机设计制造技术的提高。目前,我国泵与风机的技术和产量基本上满足了国民经济各部门的需要,有些产品已达到或接近国际先进水平。

1. 泵与风机的分类

泵与风机种类繁多,根据机理可分下列三类:

1) 叶片式 利用旋转叶轮产生离心力或升力来输送流体并提高其压力的一种机械。按其能量获得的方式又分为离心式、轴流式和旋涡式几种。这种型式的机械结构小、重量轻、效率高、流量大而均匀,能与高速原动机相连。它的主要缺点是不能自吸(对泵而言),流量变化时,压力和效率也随之而变化。属于这种型式的有离心泵、混流泵、轴流泵、旋涡泵、离心式通风机和压气机以及轴流式通风机等。

离心通风机排出压力较低,一般不超过 $15000 \text{ N/m}^2 (1500 \text{ mmH}_2\text{O})$,在此压力下可以认为气体是没有受到压缩的,因此它们的工作原理与泵完全相同。

2) 容积式 按其结构和机理又分为活塞式和回转式两种,现分述如下:

(1) 活塞式 利用活塞在缸体内作往复运动,使缸内容积变化,从而吸入或排出流体并能提高压能的一种机械。这种机械的排出压力较高,且不随流量变化而变化,小流量时效率也较高,但它的主要缺点是重量尺寸大,不能与高速原动机直接相连,调节工况复杂。用来输送液体者称为活塞泵;输送气体者称为活塞式压缩机。两者除结构有些不同外,其吸排过程是相同的。

(2) 回转式 利用一对或几个特殊形状的回转体(齿轮、螺杆、刮板或其它形状的转子)在壳体内作旋转运动而完成流体的输送或提高其压力的一种机械。这种型式的机械结构简单、紧凑、安全可靠,能与高速原动机相连。输送粘性液体的有齿轮泵、螺杆泵、刮板泵;用来提高气体压力的有螺杆式制冷压缩机和罗茨鼓风机等。

(3) 喷射式 利用工作流体的能量使被输送的流体增加能量,以达到输送流体的目的。工程上常用的有水喷射泵、蒸汽喷射泵和冷凝器的真空泵等。这种泵结构简单、无运动部件、工作稳定、使用方便,但效率低、经济性差。

2. 泵与风机的主要参数

泵与风机的性能是以它的特性参数表示的,其特性参数是在额定工况下的流量 Q 、扬程 H 或风压 p 、转速 n 、功率 N 和效率 η 以及汽蚀余量 $NPSH$ 。这些参数在泵或风机产品的铭牌上均有介绍,现分述如下:

1) 流量 泵或风机在单位时间内所输送的体积流量 Q (m^3/h 、 m^3/s 或 L/s) 或质量流量 Q_m (t/h 、 t/s 或 kg/s)。

体积流量与质量流量之间的关系为

$$Q_m = \rho Q \quad (1)$$

式中: ρ 为流体的密度 (kg/m^3 、 t/m^3), 常温清水 $\rho = 10^3 \text{ kg}/\text{m}^3$ 。

通风机的流量是指标准工况 ($t = 20^\circ\text{C}$, $p = 101.3 \text{ kPa}$, $\phi = 50\%$) 下单位时间内流过风机入口处的气体体积流量 Q 。若实测的流量和密度为 Q_1 和 ρ_1 , 则标准工况下的流量为

$$Q = Q_1 \rho_1 / 1.2 \quad (2)$$

2) 扬程(风压) 流体在泵或风机内所增加的能量,即单位质量流量(单位体积流量)经过泵或风机时所获得的能量增加值称为扬程 H 或风压 p , 并以单位 m 或 N/m^2 , Pa (用在风机)表示。

3) 转速 泵或风机每分钟的转数 n (r/min)。

4) 功率与效率 原动机传给泵或风机的功率称为轴功率 N_B (kW), 单位时间内流体经过泵或风机后所获的能量称为有效功率 N_e , 即

$$N_e = \rho g Q H / 1000 \quad (\text{kW}) \quad (3)$$

或

$$N_e = p Q / 1000 \quad (\text{kW}) \quad (4)$$

式中: Q 为泵或风机的流量 (m^3/s); H 为泵的扬程 (m), p 为风机的全压 (N/m^2); ρ 为流体密度 (kg/m^3)。

有效功率与轴功率之比称为泵或风机的效率,即

$$\eta = N_e / N_B \quad (5)$$

η 是泵或风机的性能指标,效率越高,则技术经济性越好。

5) 汽蚀余量 $NPSH$ 又称净正吸入水头,它是表示水泵汽蚀性能的主要参数,也是用来确定水泵几何安装高度的重要参数之一。

3. 泵与风机的发展方向

随着工农业和科学技术的发展,泵与风机正朝着产品“三化”(标准化、通用化、系列化),大型、高速、高效及低噪声等方向发展。

1) 产品“三化” 国外大型泵与风机制造厂都实行“三化”采用“三化”能降低成本,缩短生产周期,扩大产品使用范围,以较少的零件品种达到较大应用范围的需要,产品质量与工艺要求都容易得到保证,可采用专用设备与流水线操作,提高生产效率,如 IS 型泵,通用化程度达 80%,几十个品种,只是 3 个托架,4 根泵轴,这样大大提高了劳动生产率和降低了成本。

2) 大型 泵与风机采用大容量后能使一台机组替代几台机组。这样可降低设备和建造费

用,节省材料,节约能源,便于管理和采用自动化技术。我国300 MW发电站动力装置中配置两台5500 kW给水泵,而国外1300 MW发电厂只用一台给水泵,他的性能参数:流量为4908 m³/h,压力344 kg/cm²,功率为47000 kW,效率88%。国外707 MW机组中轴流式鼓风机和引风机单机功率可达11000 kW。目前已出现流量为3300 m³/h管道输油泵,口径为4.6 m立式混流泵和叶轮直径为6.5 m的大型轴流泵。

3) 高速 国外很重视泵与风机高转速化的研究。例如,单级悬臂泵转速从1450 r/min上升到2900 r/min,体积缩小了三分之一,重量减轻50~60%;又如国外一台泵转速为3000 r/min,需用44000 kg钢材制造,但转速提高到7500 r/min,只需10500 kg钢材。由此可见,提高泵与风机的转速,不仅节省原材料,还给制造、运输、使用带来方便。

4) 高效 泵与风机是一种使用量大面广的通用机械,据统计,泵的电能消耗约占全国发电量的20%,风机占10%左右。由此可见,提高泵与风机的效率和运行效率是十分必要的,我国科技人员在提高效率方面做了大量的工作,例如改进后的DG 270—140C型锅炉给水泵,其效率从原来67.2%提高到80%,使每台泵每年节电 153×10^4 kW·h。此外,自行设计的G4—74和Y4—74离心式鼓风机和引风机的效率都达到90%以上。国外已出现效率为92%的混流泵;效率为93%的双吸泵;效率达90.5%以上的4.2m贯流泵。另外,采用三元流动计算与最优化选择叶轮流道形状与尺寸,采用高效合理的调节方法,改进管理和正确选型也是节能的有效措施。

5) 低噪声 噪声对人们的听觉、视觉、神经系统、心血管系统、消化系统和内分泌系统都有严重的危害。泵与风机是一个较强的噪声源,如锅炉送风机的噪声可达124dB,人们在这样高的噪声下长期工作会影响身体健康。因此降低噪声和控制噪声源是当务之急。

目前许多国家在降低噪声和噪声控制的机理、噪声测量技术和噪声限制标准等方面做了大量的科研工作,已开拓成一门新兴学科。

目 录

绪论	I
1 离心泵与风机的基本理论	1
1.1 离心泵与风机的工作原理与主要过流部件	1
1.2 流体在叶轮中的运动、速度三角形	2
1.3 离心式叶轮的能量方程及其分析	7
1.4 叶轮叶片数对扬程的影响、理论扬程与实际扬程	9
1.5 离心式叶轮叶片形式的分析	14
1.6 离心泵与风机的各种损失、功率与效率	18
1.7 泵与风机的特性曲线	24
1.8 泵与风机的相似理论与比转数	27
2 离心泵	40
2.1 离心泵的分类	40
2.2 离心泵的汽蚀	42
2.3 离心泵叶轮主要尺寸的估算及其叶型画法	52
2.4 离心泵压出室和吸水室	74
2.5 离心泵的轴向力及其平衡方法	83
2.6 离心泵结构	86
3 离心式通风机	92
3.1 离心通风机的分类	92
3.2 离心通风机的主要零部件及结构型式	92
3.3 离心通风机的无因次特性和空气动力学略图	106
3.4 离心通风机叶轮主要尺寸的估算	112
4 轴流通风机	124
4.1 轴流风机的结构及工作原理	124
4.2 轴流风机的升力理论	127
4.3 叶栅的气动力基本方程式和叶轮效率	137
4.4 用孤立叶型法确定风机的主要尺寸	139
4.5 轴流风机的特性曲线	151
5 泵与风机的运行、调节和选型	154
5.1 管路特性	154
5.2 离心泵或风机的并联与串联工作	156
5.3 泵与风机的工况调节	157
5.4 泵与风机的选型	160
6 通风机的噪声及其控制	168
6.1 声的基本知识	168

6.2 声级的概念与运算	171
6.3 声波的传播	175
6.4 噪声的频谱及噪声的主观评价	178
6.5 通风机的噪声及其控制	184
6.6 通风机的噪声测量	193
附录	197
参考文献	198

1 离心泵与风机的基本理论

1.1 离心泵与风机的工作原理与主要过流部件

1.1.1 基本工作原理

离心泵与风机是依靠叶轮旋转产生的离心力把机械能转化为流体能量的机械。流体获得能量以后,压力升高,从而能从一个空间流向另一个空间。

为了进一步阐明其工作原理,观察一外周封闭的叶轮,如图 1.1。当叶轮以角速度 ω 旋转时,叶轮内的流体也随叶轮一起旋转,但不能从叶轮流道中流出去,这时叶轮外周的内表面所受的压力将增加。在叶轮流道内取一微小流体,其质量为

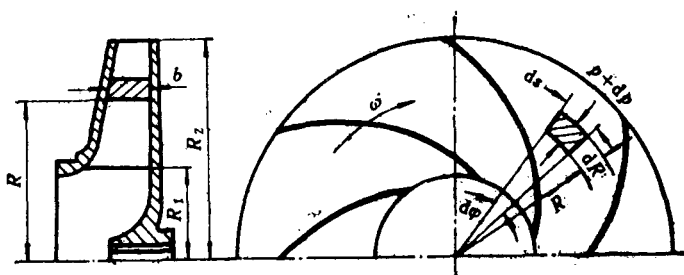


图 1.1 离心泵与风机的工作原理图

$$dm = \rho R b d\varphi dR = \rho b R d\varphi dR \quad (1.1)$$

式中: dR 为微小流体的径向厚度; b 为微小流体的宽度; $R d\varphi$ 为微小流体的周向长度; $d\varphi$ 为微小流体圆周方向的夹角; ρ 为流体密度。

质量为 dm 的微小流体随着叶轮以角速度 ω 旋转时所产生的离心力为

$$dF = dm \cdot R\omega^2 \quad (1.2)$$

将式(1.1)代入式(1.2)得

$$dF = \rho b R^2 \omega^2 d\varphi dR \quad (1.2a)$$

该离心力作用在微小流体 dm 的外周,并在该截面上产生压力 dp ,即

$$dp = \frac{dF}{dA} = \frac{dF}{b R d\varphi} = \rho R \omega^2 dR \quad (1.3)$$

由式(1.2a)可知,离心力随着半径的增大而增加,因此,作用在微小流体 dm 上的压力也随着半径 R 的增大而增加。设叶轮外周和内周的半径分别为 R_1 和 R_2 ,则叶轮外周与内周的压力差为

$$p_2 - p_1 = \int_{R_1}^{R_2} dp = \int_{R_1}^{R_2} \rho \omega^2 R dR = \frac{\rho}{2} (\omega^2 R_2^2 - \omega^2 R_1^2) = \frac{\rho}{2} (u_2^2 - u_1^2) \quad (1.4)$$

式中: u_1 、 u_2 分别为叶轮进口和出口处的圆周速度; p_1 、 p_2 分别为叶轮进口和出口处的压力。

由式(1.4)可知叶轮外周处压力的增加是由于离心力引起的,当叶轮外面的压力小于 p_2 ,

且叶轮外周不封闭时,流体将向外流出叶轮,而在叶轮进口处,由于流动使该地区的压力低于 p_1 ,在吸入空间压力的作用下,流体将不断补充进来,在离心力的作用下达到吸排流体的作用。当圆周速度稳定不变时,叶轮中流体的流动是均匀连续的。由于离心泵与风机是依靠离心力来输送流体把机械能转化为流体能量的,故称为离心式机械。

1.1.2 主要过流部件

离心泵与风机的主要过流部件有吸入室、叶轮和压出室。图 1.2 和图 1.3 即为最简单的离心泵与风机的过流部件简图。

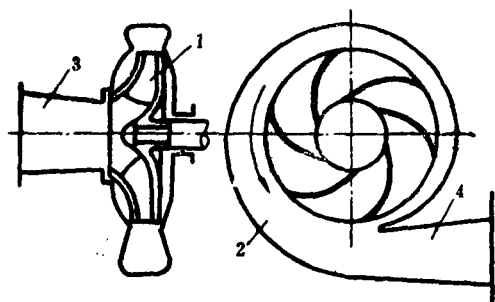


图 1.2 离心泵过流部件简图

1—叶轮；2—压出室；3—吸入室；4—扩散管

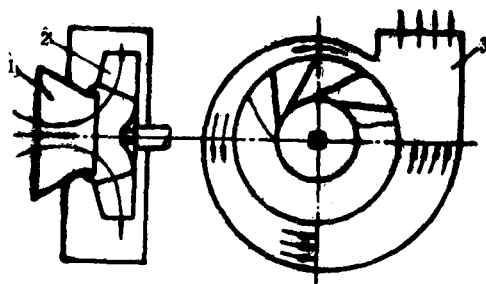


图 1.3 离心风机过流部件简图

1—进口集流器；2—叶轮；3—机壳

吸入室 吸入室的作用是将流体均匀地引入叶轮的进口,在这过程中要求流体流动损失最小,流入叶轮进口时的速度分布均匀。风机的吸入室又称为进口集流器。

叶轮 叶轮是把机械能转化为流体能量的部件,其尺寸大小及过流部分形状是否合理,不仅影响到泵与风机的性能及效率,而且直接影响到叶轮传递能量能力的大小,因此它是泵与风机最重要的部件。

压出室 压出室的作用是收集从叶轮流出的流体,并把流体送入排出管路。另外,流体经过叶轮后不仅增加了压能,也增加了动能,因此,流体从叶轮中流出的速度是很大的,为了减少排出管路内的流动损失,在进入排出管路之前,需要把流体速度降低,把部分动能转化为静压,这个任务也是由压出室完成的。在泵与风机中,压出室是仅次于叶轮的重要部件,它的形状以及叶轮的匹配是否合理,将影响到泵与风机的性能和效率。

在多级泵中为了减少径向和轴向尺寸,用扩压器作为中间级的压出室,而用弯道和圆筒作为中间级的吸入室。在深井泵与斜流泵中亦用空间导叶作为压出室与吸入室。

1.2 流体在叶轮中的运动、速度三角形

在阐述叶轮理论之前,先把离心泵与风机的叶轮表示方法及有关术语介绍如下:

离心泵与风机的叶轮通常有前盖板、后盖板(又称轮盘)及叶片组成,如图 1.4 所示。叶轮的前后盖板都是旋转体,而叶片的形状比较复杂,因此用一般的机械制图方法是很难表示清楚的。在离心泵与风机中,叶轮的几何形状通常用轴面投影和平面投影(又称径向面投影)来表示,现分述如下:

轴面 又称子午面,它是包含叶轮轴心线的平面。经过叶轮轴线可以作出无数多个平面,因此,对一个叶轮而言,可以作无数个轴面,但是经过叶轮上某一点,则只能作一个轴面。

轴面投影 又称子午面投影,是指用一个轴面切割叶轮,再把叶片旋转投影到该轴面上所得到的剖面图称为轴面投影。在叶轮的轴面投影上,习惯只画出叶片的旋转投影图,而不画出轴面与叶片的交线。

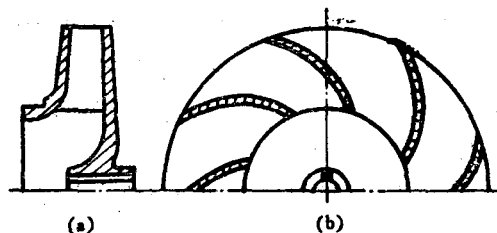


图 1.4 叶轮的轴面投影及平面投影

(a) 轴面投影; (b) 平面投影

轴面截线 一个轴面与叶片有一条交线,将这交线旋转投影到轴面上所得到的投影线,称为轴面截线。

轴面流线 流线在轴面上的旋转投影称为轴面流线。

平面投影 又称径向面投影,是指将一叶轮去掉前盖板后,在一垂直轴的平面上的投影。在平面投影图上充分表示了叶片的形状。

1.2.1 流体在叶轮中的运动、速度三角形

当叶轮以角速度 ω 旋转时,叶轮中某一流体质点 M 一方面将和叶轮一起作旋转运动,另一方面质点 M 在离心力的作用下将产生相对于叶轮的运动,因此,流体在叶轮中的运动是一个复合运动。由理论力学知,对复合运动用矢量法来进行分析研究较为方便。其中叶轮的旋转运动称为牵连运动,其速度以 u 来表示, u 称为牵连速度,又称为圆周速度。流体相对于叶轮的相对运动称为相对运动,其速度用 w 表示,称为相对速度。则流体的绝对速度应为相对速度和牵连速度的矢量和。绝对速度用 c 来表示,则

$$\mathbf{c} = \mathbf{w} + \mathbf{u} \quad (1.5)$$

这三个速度矢量组成一个速度三角形,如图 1.5 所示。通常把速度三角形单独画在平面上,如图 1.6。为了计算方便,把绝对速度分解为两个相互垂直的分速度,即与圆周速度相平行的分速度 c_u 和与圆周速度相垂直的分速度 c_r 。 c_u 为绝对速度的圆周分速度, c_r 为绝对速度的轴面分速度,即为绝对速度在轴面上的投影,故又称为轴面速度或子午面速度。当轴面流线是径向时,轴面速度 c_r 才沿径向方向。但在离心泵和风机中习惯把 c_r 称为径向速度。另外,在速度三角形中,通常用 β 来表示相对速度与圆周速度之间的夹角,它表示了相对速度的方向;用 α 来表示绝对速度与圆周速度之间的夹角,它表示绝对速度的方向。

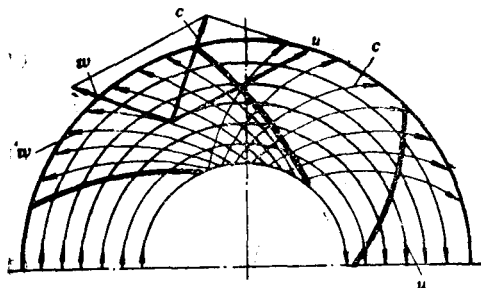


图 1.5 旋转叶轮内的流体运动

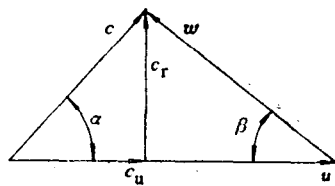


图 1.6 叶轮中流体质点的速度三角形

1.2.2 速度三角形的计算

在叶轮流道中,对任何一点都可作出相应的速度三角形,但是要作出速度三角形必需要知道三个条件。一般来讲,根据泵与风机设计时所采用的参数,可以很方便地求出 u 、 c_r 和 β 角,用这三个条件就可以作出速度三角形,其求法如下:

1. 圆周速度 u

如果知道叶轮的转速 n 及流体质点离轴线的半径 R , 则叶轮在该点的圆周速度为

$$u = \frac{2\pi Rn}{60} = \frac{\pi Dn}{60} \quad (\text{m/s}) \quad (1.6)$$

式中: n 为叶轮转速(r/min); D 为叶轮在该点的直径(m)。

2. 径向分速度 c_r

根据连续流方程式, 径向分速度决定于通过叶轮的流量 Q_T 和垂直于径向分速度的过流截面面积 A , 即

$$c_r = \frac{Q_T}{A} = \frac{Q}{A\eta_v} \quad (\text{m/s}) \quad (1.7)$$

式中: Q_T 为泵与风机的理论流量, 即通过叶轮的理论流量; Q 为泵与风机的实际流量 (m^3/s); η_v 为泵与风机的容积效率(%); A 为叶轮流道内的过流截面面积(m^2), 其值可按式计算, 即

$$A = \pi D b \psi \quad (\text{m}^2) \quad (1.8)$$

式中: D 为相应点处的直径(m), b 为相应点处的叶片宽度(m), ψ 为叶片排挤系数, 它是考虑叶片厚度对流道过流截面面积的影响, 等于实际的有效过流截面面积与无叶片的过流截面面积之比。由图 1.7 可知, 由于叶片厚度的影响将减少一部分过流截面面积, 设叶片厚度为 S , 则叶片在圆周上占去长度为 S_u ,

$$S_u = \frac{S}{\sin \beta_a} \quad (1.9)$$

式中: S_u 为叶片在圆周方向的厚度; β_a 为叶片的安装角。

当叶轮叶片数为 Z 时, 则叶片在圆周方向占去的总长度为 ZS_u , 当叶片宽度为 b 时, 则叶片占去的总面积为 $ZS_u b$, 则有效过流截面面积为

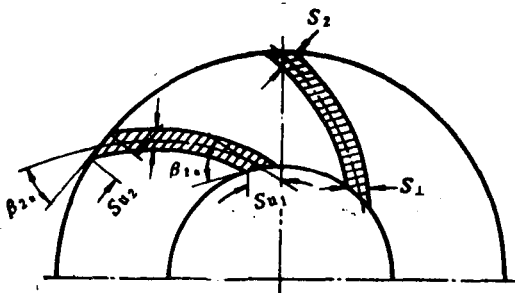


图 1.7 叶片厚度对过流断面面积的影响

$$A = \pi D b - Z S_u b = \pi D b \left(1 - \frac{Z S_u}{\pi D}\right) \quad (1.10)$$

设没有叶片时的过流截面面积为 A' ,

$$A' = \pi D b \quad (1.11)$$

比较式(1.8), 式(1.10)和式(1.11), 并将式(1.9)代入得

$$\psi = \frac{A}{A'} = \left(1 - \frac{Z S_u}{\pi D}\right) = \left(1 - \frac{Z S}{\pi D \sin \beta_a}\right) \quad (1.12)$$

式中: S 为叶片厚度, 计算时采用和直径 D 相同的单位, Z 为叶片数。

3. 相对速度 w 的方向

一般来讲,由于流体惯性的影响,在叶轮流道内流体质点的相对运动并不是很好地贴附着叶片表面的,因此要确定流道内某一点的相对速度方向是很困难的。为了解决这个问题,引进无限多叶片数的假定,即假定所研究的叶轮其叶片是无限多的。在这种情况下,流体质点的相对运动只能沿叶片表面进行,因此,叶片的切线方向即为相对速度的方向,即相对速度 w 与圆周速度 u 的夹角 β 等于叶片与圆周方向的夹角 β_a 。为了区分有限多叶片与无限多叶片的情况,采用下标 ∞ 来表示叶轮叶片为无限多时的参数,即 $\beta_\infty = \beta_a$ 。按 u 、 c_r 和 β_∞ 即可作出无限多叶片时的速度三角形,如图 1.8 所示。在这速度三角形中,径向分速度 c_r 决定于通过叶轮的流量和过流截面面积,而与相对速度的方向无关。当流量和过流截面面积不变时, c_r 是不变化的。为了方便,假定有限多叶片和无限多叶片时的过流截面面积是相等的,则径向分速度 c_r 也是相等的。因此,在速度三角形中径向分速度不用下标 ∞ 。同样圆周速度 u 只决定于叶轮的转速 n 和直径 D ,而与叶片数无关,故也不用下标 ∞ 。其它的量,如绝对速度 c ,绝对速度圆周分速度 c_u ,绝对速度与圆周速度的夹角 α ,都与相对速度的方向有关,即与叶片数有关,故当叶片为无限多时均用下标 ∞ 的符号。

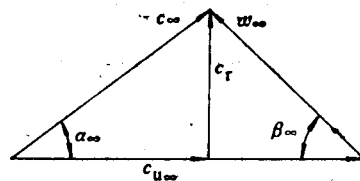


图 1.8 无限多叶片时的速度三角形

1.2.3 进出口速度三角形

1. 进口速度三角形

进口速度三角形包括叶片进口前和进口后两种情况。首先研究叶片进口前的速度三角形。这时由于流体位于叶片的上游,流体运动参数不受叶片影响,而决定于来流的情况。一般情况下,流体进入叶轮是无预旋的,即流体是径向进入叶轮的,这时 $c_{u1}' = 0$, $c_{r1}' = c_1'$, 即 c_1' 是垂直圆周速度 u_1 的。在这种情况下,叶片进口前的速度三角形为一直角三角形。只要知道 c_{r1}' (即 c_1') 和 u_1 , 即可作出叶片进口前的速度三角形, 由于叶片进口前后的直径都为 D_1 , 则

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} \quad (\text{m/s}) \quad (1.13)$$

式中: D_1 为叶片进口直径(m)。

$$c_{r1}' = \frac{Q}{A_1' \eta_v} \quad (\text{m/s}) \quad (1.14)$$

式中: A_1' 为叶片进口前的过流截面面积。在叶片进口前, 过流截面面积不受叶片厚度的影响,可按下式计算,即

$$A_1' = \pi D_1 b_1 \quad (\text{m}^2) \quad (1.15)$$

式中: b_1 为叶片进口宽度(m)。

求得 u_1 和 c_{r1}' 后即可作出进口无预旋时叶片进口前的速度三角形(见图 1.9 a)。

当进口有预旋时,即 $c_{u1}' \neq 0$, 这时 c_{u1}' 为已知,其大小决定于吸入室形状,如半螺旋吸水室。对多级泵而言, c_{u1}' 决定于回流器叶片的出口角。在这种情况下,决定叶片进口前速度三角形的条件为 c_{u1}' 、 c_{r1}' 和 u_1 , 如图 1.9(b)所示。由前面分析可知,由于该处的流体位于叶片的上游,其流动情况不受叶片的影响,因此叶片进口前的速度三角形不受叶片数的影响,即不