



全国高等教育自学考试

泵与风机 自学辅导

全国高等教育自学考试指导委员会 组编
缪思恩 编著

浙江大学出版社

Q · G · G · G · D · J · Y · Z · X · K · S

内容提要

本书是针对全国高等教育自学考试指定教材《泵与风机》编写的学习指导书。为方便学员自学,全书按《泵与风机》教材的结构分为六章,第一章绪论;第二章离心式泵与风机的基本理论;第三章离心式泵与风机的性能;第四章离心式泵与风机的结构;第五章轴流式泵与风机;第六章泵与风机的运行与调节。

本书可作为全国高等教育自学考试电厂热能动力工程专业《泵与风机》课程自考生的自学辅导书,也可作为有关专业泵与风机课程的教学辅导书。

图书在版编目(CIP)数据

泵与风机自学辅导 / 全国高等教育自学考试指导委员会组编. 缪思恩编著. —杭州:浙江大学出版社, 2002. 7

ISBN 7-308-02983-2

I. 泵... II. ①全... ②缪... III. ①泵—高等教育—自学考试—自学参考资料 ②鼓风机—高等教育—自学考试—自学参考资料 IV. TH3

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2002)第 032999 号

出版发行 浙江大学出版社

(杭州浙大路 38 号 邮政编码 310027)

(E-mail: zjupress@mail. hz. zj. cn)

(网址: <http://www.zjupress.com>)

责任编辑 徐宝澍

排 版 浙江大学出版社电脑排版中心

印 刷 金华市地质彩印厂

经 销 浙江省新华书店

开 本 787mm×1092mm 1/16

印 张 6

字 数 154 千

版 印 次 2002 年 7 月第 1 版 2002 年 7 月第 1 次印刷

印 数 0001—3070

书 号 ISBN 7-308-02983-2/TH·059

定 价 10.40 元

出版前言

为了完善高等教育自学考试教育形式,促进高等教育自学考试的发展,我们组织编写了全国高等教育自学考试自学辅导书。

自学辅导书以全国考委公布的课程自学考试大纲为依据,以全国统编自考教材为蓝本,旨在帮助自学者达到学习目标,顺利通过国家考试。

自学辅导书是高等教育自学考试教育媒体的重要组成部分,我们将根据专业的开考情况和考生的实际需要,陆续组织编写出版文字、音像等多种自学媒体,由此构成与大纲、教材相配套的、完整的自学媒体系统。

全国高等教育自学考试指导委员会
1999年10月

目 录

第 1 章 绪 论	(1)
1.1 泵与风机在国民经济中的地位和作用	(1)
1.2 泵与风机的主要性能参数	(3)
1.3 泵与风机的分类	(4)
1.4 泵与风机的发展趋势	(7)
第 2 章 离心式泵与风机的基本理论	(8)
2.1 离心式泵与风机的工作原理	(9)
2.2 流体在叶轮中的运动	(10)
2.3 泵与风机的基本方程式	(13)
2.4 叶轮进口的预旋	(13)
2.5 有限叶片时基本方程式的修正	(14)
2.6 泵与风机实际扬程和全压的计算	(16)
2.7 叶片型式分析	(18)
第 3 章 离心式泵与风机的性能	(20)
3.1 泵与风机的功率、损失与效率	(21)
3.2 离心式泵与风机的性能曲线	(25)
3.3 相似理论及其在泵与风机中的应用	(28)
3.4 汽蚀	(36)
第 4 章 离心式泵与风机的结构	(40)
4.1 热力发电厂常用的泵与风机的构造	(40)
4.2 离心式泵与风机的主要部件	(42)
4.3 离心式泵的轴向推力及其平衡	(47)
4.4 轴封装置	(51)
第 5 章 轴流式泵与风机	(54)
5.1 轴流式泵与风机的工作原理	(54)
5.2 轴流式泵与风机的构造	(57)
5.3 轴流式泵与风机的性能曲线	(60)

第 6 章 泵与风机的运行与调节	(62)
6.1 管路特性曲线和泵与风机的工作点	(63)
6.2 泵与风机的联合运行	(66)
6.3 泵与风机的调节	(69)
6.4 泵与风机运行的稳定性	(74)
6.5 叶片的切割与加长	(77)
6.6 泵与风机的选型	(80)
主要符号	(85)
角 标	(86)
参考文献	(87)

第1章 绪论

[主要内容]

1. 泵与风机在国民经济及热力发电厂中的地位和作用

介绍泵与风机的定义,泵与风机在国民经济各个领域中的应用以及泵与风机在热力发电厂生产过程中的应用。

2. 泵与风机的主要性能参数

介绍泵与风机的主要性能参数,如流量、扬程、全压、功率、转速、效率及汽蚀余量等。

3. 泵与风机的分类

介绍泵与风机的各种分类方法以及各种泵与风机的工作原理。

4. 泵与风机的发展趋势

介绍泵与风机当前的发展趋势。

[学习目标]

1. 了解泵与风机在国民经济及热力发电厂中的地位及作用,能正确认知和表述泵与风机的定义,能在“热力发电厂生产过程示意图”上正确表示出各主要泵与风机的名称、所在位置及作用。

2. 掌握泵与风机的主要性能参数,正确认知和表述流量的定义及单位,正确认知和表述扬程、全压的定义及单位,知道全压、动压、静压三者之间的关系及表达式,正确认知和表述有效功率、轴功率和原动机功率的定义及它们之间的关系,正确认知和表述转速的定义及提高转速的重要性,正确认知和表述效率的定义及提高效率的重要意义。

3. 了解热力发电厂中泵与风机的各种类型及特点,知道高、中、低压泵的压力范围,知道风机按其所产生全压的分类方法,能简述叶片式泵与风机的分类,能简述容积式泵与风机的分类,了解各类泵与风机的工作原理及特点。

[本章重点]

泵与风机在热力发电厂中的地位和作用,主要性能参数,叶片式泵与风机的分类。

1.1 泵与风机在国民经济中的地位和作用

1.1.1 泵与风机的定义

泵与风机是一种将原动机的机械能转换为被输送流体能量的流体机械。

这里需要注意以下两点:

1. 泵与风机属于流体机械的范畴,作为流体机械,是将流体能量与机械能之间进行相互转换,但泵与风机与其他流体机械(如汽轮机或水轮机)的不同之处在于前者是将机械能转变为流体的能量,而后者是将流体的能量转换成机械能,如图 1-1 所示。

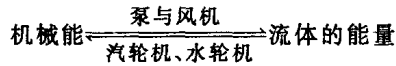


图 1-1 机械能与流体能量的转换

2. 泵与风机的区别在于：泵输送的流体为液体，而风机输送的流体为气体。

1.1.2 泵与风机在国民经济中的地位和作用

泵与风机在国民经济各个领域中有非常广泛的用途，如农业中用于灌溉和排涝，矿山坑道中用于坑道排水和通风，冶金工业中用于冶炼炉的鼓风及气体输送，石油化工工业中用于输送各种原料及成品，城市生活中用于供水和排水，建筑物内的通风和空调。除此之外，在其他各行各业中泵与风机还被广泛用于输送各种流体。所以说，泵与风机是一种通用机械。

泵与风机的耗电量约占全国用电量的 $\frac{1}{5}$ 左右，这也从一个侧面反映了其应用的广泛性。

在热力发电厂中，泵与风机作为主要的辅助设备，担负着连续输送各种介质的任务，在热力发电厂电力生产过程中起着十分重要的作用。如图 1-2 所示，图中各类泵有：给水泵、凝结水泵、循环水泵、疏水泵、补给水泵、灰渣泵、冲灰水泵、主油泵和工业水泵；各类风机有：引

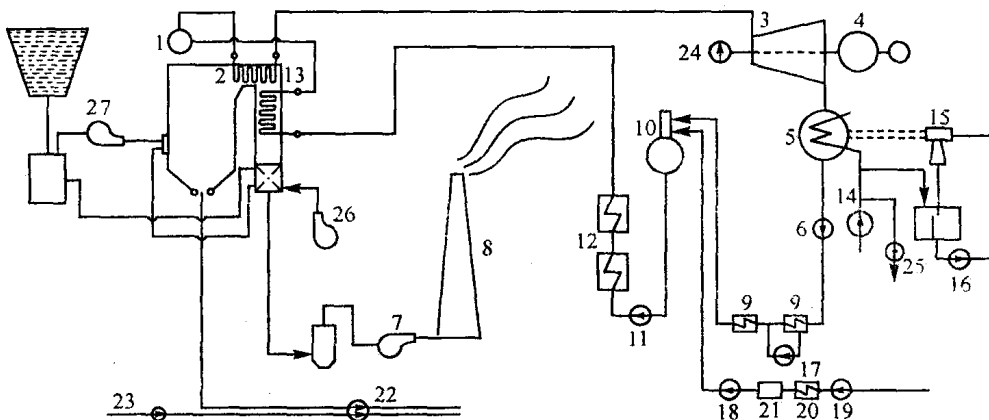


图 1-2 热力发电厂生产过程系统简图

1—锅炉汽包；2—过热器；3—汽轮机；4—发电机；5—凝汽器；6—凝结水泵；7—引风机；8—烟囱；9—低压加热器；10—除氧器；11—给水泵；12—高压加热器；13—省煤器；14—循环水泵；15—射水抽汽器；16—射水泵；17—疏水泵；18—补给水泵；19—生水预热器；21—化学水处理设备；22—灰渣泵；23—冲灰水泵；24—油泵；25—工业水泵；26—送风机；27—排粉风机

风机、送风机和排粉风机。其中给水泵用于向锅炉输给水，凝结水泵用于将凝汽器热井中的凝结水加压后送往低压加热器，循环水泵用于向凝汽器输送大量的冷却水，疏水泵用于排送各处的疏水，补给水泵用于补充管路系统的汽水损失，灰渣泵和冲灰水泵用于排除锅炉燃烧后的灰渣，主油泵用于提供汽轮发电机组各轴承润滑及调节系统工作油，工业水泵用于提供各种冷却用水，引风机用于将锅炉燃烧后的烟气从锅炉引至烟囱，送风机用于为锅炉炉膛燃烧提供足够的空气，排粉风机用于将制粉系统分离出来的含有煤粉的热空气送入锅炉燃烧。因此，了解泵与风机的基本工作原理，掌握其运行、调节的有关知识，对于保证电厂安全、可靠地发电具有十分重要的意义。另一方面，热力发电厂中各类泵与风机总耗电量约占整个厂用电的 70%~80%，所以，改善和提高泵与风机的效率，降低其运行能耗，对于提高整个电厂的运行经济性、降低发电成本也有着重要意义。

1.2 泵与风机的主要性能参数

泵与风机的性能可用泵与风机的性能参数来表示。主要的性能参数有流量、扬程、全压、功率、效率及转速等,对于泵而言,还有反映其汽蚀性能的汽蚀余量。

1. 流量

单位时间内泵与风机输送流体的数量称为流量。

流量可分为体积流量 q_v 和质量流量 q_m 两种,两者的定义及常用单位如下:

体积流量 q_v ——单位时间内泵与风机输送流体的体积,常用单位为 m^3/s , m^3/h , L/s 等。

质量流量 q_m ——单位时间内泵与风机输送流体的质量,常用单位为 kg/s , t/h 等。

质量流量 q_m 与体积流量 q_v 的关系为

$$q_m = \rho q_v$$

式中: ρ ——输送流体的密度。

对于风机而言,因气体密度随温度、压力的改变而有较大的变化,所以风机中常采用体积流量。

2. 扬程 H (全压 p)

扬程 H 和全压 p 表示流体通过泵与风机后所获得的能量,即流体在泵与风机进出口的能量差,但两者的定义不同,所用单位也不一样。扬程用于泵,而全压则用于风机,使用时应加以注意,两者的定义及常用单位如下:

泵的扬程 H ——单位重量的液体通过泵后所获得的能量,其单位为米液柱。

风机的全压 p ——单位体积的气体通过风机后所获得的能量,其单位为 Pa 。

风机的全压 p 又可以分为静压 p_s 和动压 p_d 两部分,全压、静压、动压之间的关系为

$$p = p_s + p_d$$

扬程和全压从本质上讲是一致的,都是表示流体通过泵或风机后能量的增量,只是表示方式不同,两者之间的换算关系为

$$p = \rho g H$$

式中: ρ ——输送流体的密度, kg/m^3 ;

g ——重力加速度。

3. 功率 P

泵与风机的功率可分为有效功率 P_e 、轴功率 P 及原动机功率 P_g 三种。其中有效功率 P_e 表示单位时间内流体通过泵与风机后获得的能量;轴功率 P 表示原动机传递到泵与风机轴上的功率,即泵与风机的输入功率;考虑到原动机功率传递至泵与风机的过程中存在着机械损失,所以原动机的输出功率 P_g 通常大于轴功率 P ,两者的关系为

$$P_g = \frac{P}{\eta_{lm}}$$

式中: η_{lm} ——传动效率。

4. 效率 η

泵与风机的效率 η 是指泵与风机的有效功率 P_e 与轴功率 P 之比,即 $\eta = \frac{P_e}{P}$,它反映泵

与风机工作过程中对输入能量的利用率,是泵与风机重要的技术经济指标之一。

5. 转速 n

泵与风机的转速 n 是指单位时间内,泵与风机轴绕自身轴线旋转的次数,常用单位为 r/min 。转速和泵与风机的流量、扬程(全压)、功率、效率都有着密切的联系,当泵与风机的扬程(全压)不变时,提高转速可以减少叶轮级数,缩短轴的长度,增加轴的刚性,提高运行的安全性。转速的增加也可以减小叶轮直径,从而减小泵与风机的体积和重量,减少占地面积及材料消耗。对于输送高温流体的泵来说,泵体直径的减小导致泵壳厚度减薄,从而可减小运行过程中出现的热应力。由于上述原因,目前国内外已普遍采用高转速的锅炉给水泵。

6. 汽蚀余量 Δh_r

泵的汽蚀余量又称必需汽蚀余量,是指单位重量的液体从泵的入口处到叶片入口压力最低点的压力降,它反映了泵抗汽蚀性能的好坏。因汽蚀现象只可能发生在泵中,所以风机中无此参数。汽蚀余量的单位为米液柱。有关必需汽蚀余量的详细内容请参阅第3章第3.4节的有关部分。

1.3 泵与风机的分类

1.3.1 泵与风机的分类方法

泵与风机的分类方法有许多,可按其用途进行分类,也可按其工作时产生的压强进行分类,如图1-3所示,还可按其工作原理进行分类,如图1-4所示。

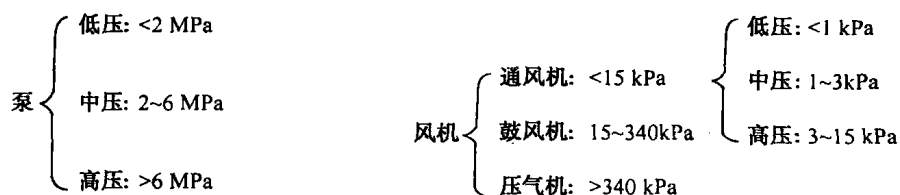


图 1-3 按工作时产生的压强分类

1.3.2 泵与风机的工作原理简介

1. 叶片式泵与风机的工作原理

常用的叶片式泵与风机有离心式、混流式和轴流式三种。

离心式泵与风机示意图分别见图1-5和图1-6。在离心式泵与风机中,流体沿轴向流入叶轮后,流动方向转为主要沿径向流动,在流出叶轮时流体的流动方向几乎与轴线垂直。在流体流动过程中,叶轮上的叶片对流体做功,使流体的压力能和动能均得以增加。

轴流式泵与风机示意图分别见图1-7和图1-8。在轴流式泵与风机中,流体沿轴向流入叶轮后,近似地在与转轴同心的圆柱面内沿轴线方向作螺旋运动,在流出叶轮时流体的流动方向主要还是沿着轴线方向。借助旋转叶片对流体产生的升力,使流体增加压力能和动能。

混流式泵的示意图如图1-9所示。在混流式泵与风机中,流体沿轴向流入叶轮,流出叶轮时,流体的流动方向与轴线形成一个交角。

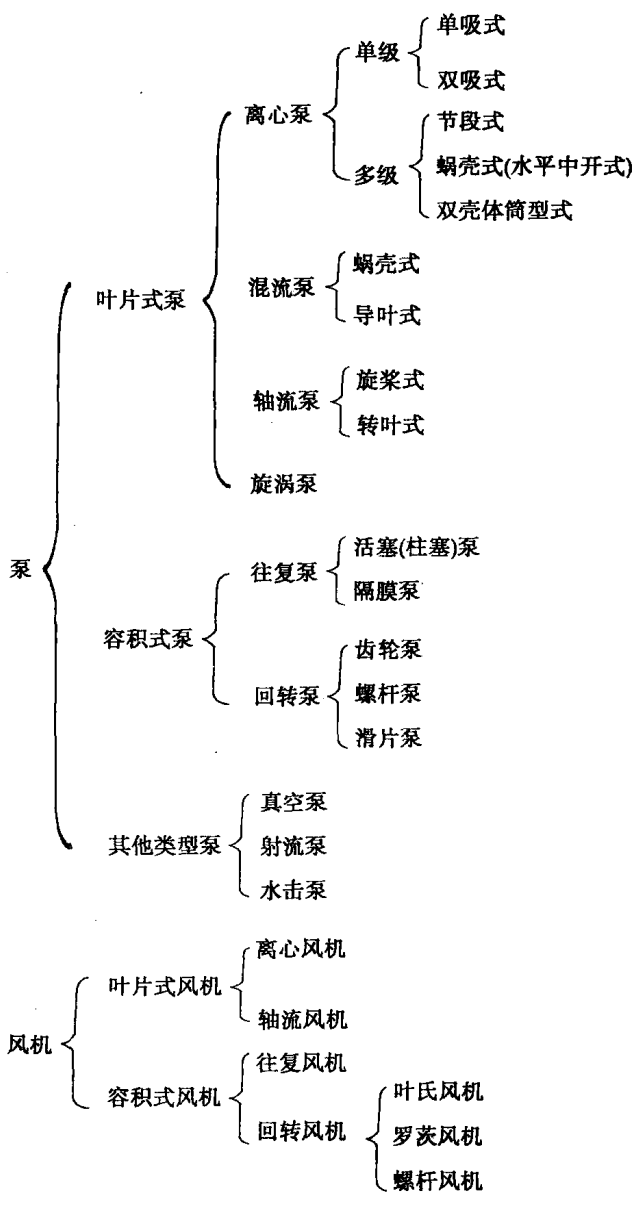


图 1-4 按工作原理分类

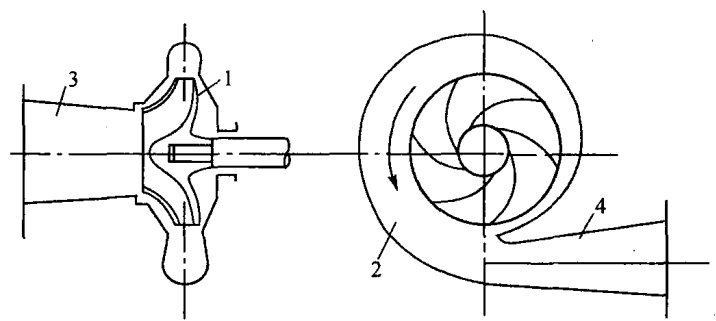


图 1-5 离心泵示意图

1—叶轮;2—压水室;3—吸入室;4—扩散管

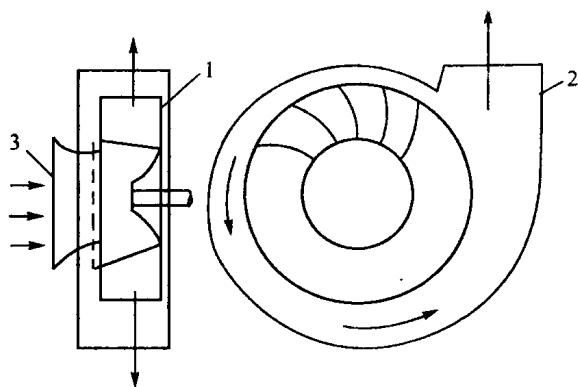


图 1-6 离心风机示意图

1—叶轮;2—机壳;3—集流器(入口管)

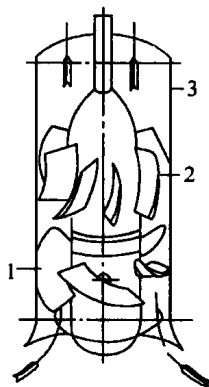


图 1-7 轴流泵示意图

1—叶轮;2—导流器;3—泵壳

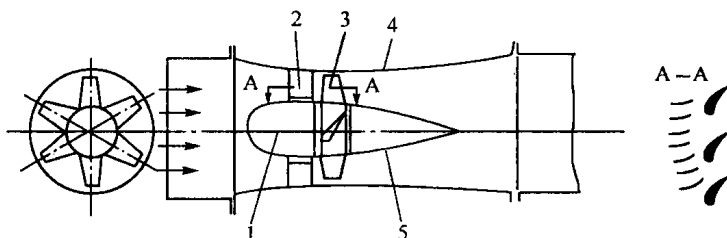


图 1-8 轴流式风机示意图

1—整流罩;2—前导叶;3—叶轮;4—扩散筒;5—整流体

一般而言,离心式泵与风机的使用最为广泛,轴流式泵与风机所输送的流体流量比离心式泵大,但扬程(全压)比离心式低,而混流式泵与风机的性能则介于离心式泵和轴流式泵之间。

2. 容积式泵与风机的工作原理

容积式泵与风机是依靠工作容积的周期性变化来输送流体,并对流体作功的。例如,往复泵依靠活塞的往复运动使工作容积发生周期性变化对流体作功,齿轮泵、螺杆泵及罗茨风机等均是依靠齿轮或螺杆的啮合过程使工作容积产生周期性变化,从而对流体作功。

3. 喷射泵的工作原理

喷射泵的工作原理是利用从喷嘴喷出的高速工作流体将喷嘴周围的流体带入混合室,然后经过扩压管扩压后与工作流体一起排出,达到输送流体的目的。这种泵的特点是没有任何运动部件,完全依靠工作流体的能量使被输送流体增加能量,因而其工作可靠,但效率较低。

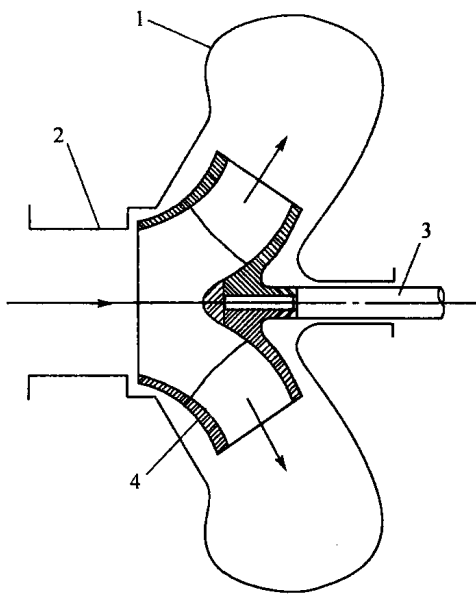


图 1-9 混流泵示意图

1—泵壳;2—吸入管;3—轴;4—叶轮

1.4 泵与风机的发展趋势

随着科学技术的不断发展及生产需求的进一步增加,泵与风机在容量及性能上均有了较大的提高,正朝着大容量、高速化、高性能的方向发展。

所谓大容量是指随着大型汽轮发电机组的投产,与之配套的泵与风机容量不断增大。锅炉给水泵的压力已发展到超临界压力 25.6~29.4MPa,大型机组离心式送风机的驱动功率已达 6700kW,而且大机组对风机的要求主要是增大流量而不是提高风压,所以大型风机向轴流式方向发展。

所谓高速化是指泵与风机的工作转速在不断提高,这是因为提高转速可减小泵与风机的体积和重量,节省材料及设备占地面积。

所谓高性能是指泵与风机效率不断提高,从而有效降低能耗,可靠性不断提高,噪声降低。各种自动检测、自动控制技术的应用,使得泵与风机工作的自动化程度也不断提高。

第2章 离心式泵与风机的基本理论

[主要内容]

1. 离心式泵与风机的工作原理

介绍离心式泵与风机的工作原理及装置简图。

2. 流体在叶轮中的运动

研究流体在叶轮中的运动规律,介绍圆周速度 u 、相对速度 w 、绝对速度 v 的概念,绝对速度角 α 的概念,流动角 β 的概念,速度三角形的作法,理论流量 q_{vT} 的概念和排挤系数 ψ 的概念。

3. 泵与风机的基本方程

介绍流体在叶轮中运动的各项假设,推导泵与风机的基本方程式,在基本方程式的基础上讨论扬程(全压)的组成以及增加扬程(全压)的方法,介绍流体在叶轮进口处预旋的概念以及有限叶片情况下对基本方程式的修正方法。

4. 泵与风机实际扬程或全压的计算

介绍实际运行时,泵的扬程和风机全压的计算方法。

5. 叶片型式分析

介绍后弯式、径向式及前弯式叶片的概念,对采用这三种型式叶片时流体获得能量的大小以及能量的组成情况进行比较,并介绍这三种型式叶片的阻力损失及适用范围。

[学习目标]

1. 了解并能简述离心式泵与风机的工作原理。

2. 掌握流体在叶轮中的运动规律,熟练掌握叶轮进、出口速度三角形的画法,知道分析流体运动时所作的基本假设,能正确表述圆周速度 u 、相对速度 w 、绝对速度 v 的概念及计算方法,能正确表述绝对速度角 α 、流动角 β 的概念,绝对速度在圆周方向分速度 v_u 以及轴面分速度 v_m 的概念及计算方法,知道理论流量 q_{vT} 的概念及计算方法,知道排挤系数 ψ 的概念。

3. 掌握泵与风机的基本方程式及影响扬程(全压)的因素,熟记泵与风机的基本方程式,能正确表述增加扬程(全压)的方法,能正确表述扬程(全压)的组成部分,知道叶轮进口预旋的含义,知道对基本方程式进行修正的原因及方法。

4. 熟练掌握泵与风机实际扬程(全压)在不同情况下的计算公式,并能灵活应用这些公式进行具体计算。

5. 深刻理解后弯式、径向式和前弯式叶片的特点及应用范围,能熟练绘制这三种叶片的进、出口速度三角形,知道这三种速度三角形的特点,能对这三种叶片型式产生的总能量、动能以及阻力损失大小进行分析比较,知道三种叶片型式的优缺点及适用范围。

[本章重点]

速度三角形,基本方程式,实际扬程(全压)的计算,各种叶片型式的特点及应用范围。

2.1 离心式泵与风机的工作原理

2.1.1 叶轮的表示方法

叶轮一般由前、后盖板和盖板之间的若干叶片所组成。叶片有圆柱形叶片和扭曲叶片两种形式,前者叶片表面是一个柱面,而后者叶片表面与三个投影面的交线均为曲线。叶轮通常用两个视图来表示,如图 2-1 所示。图 2-1(a)为平面投影图,图 2-1(b)为轴面投影图。平面投影是把叶轮前盖板去掉后的投影,而轴面投影则需采用机械制图中的旋转投影法,如图 2-1(a)中叶片上的点 a 和点 c 在轴面投影图上分别为 a'' 和 c'' ,图中 b 为叶片宽度,它是轴面投影图中流道内接圆的直径。

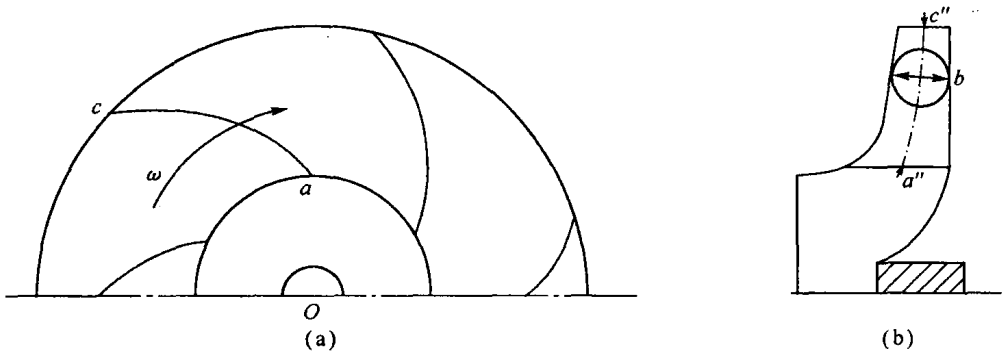


图 2-1 离心式泵与风机叶轮
(a)叶轮平面投影;(b)叶轮轴面投影

2.1.2 工作原理

离心泵的装置简图如图 2-2 所示。充满流体的叶轮在旋转时,流体被甩向叶轮外缘,并沿压出管排出。这样,在叶轮中心就形成了真空,叶轮入口处流体在外界压力作用下源源不断地向中心补充,由于叶轮的连续旋转,形成了泵与风机的连续工作过程。

2.1.3 进、出口压差

在叶轮内、外缘封闭的情况下,以角速度 ω 旋转,此时进、出口的压差

$$\Delta p = p_2 - p_1 = \rho \omega^2 \left(\frac{r_2^2 - r_1^2}{2} \right) \tag{2-1}$$

式中: ρ ——流体密度, kg/m^3 ;
 ω ——叶轮旋转角速度, $1/\text{s}$;
 r_1, r_2 ——叶轮进、出口半径, m 。

上式表明:

- 1. Δp 与流体密度成正比,流体密度越大, Δp 越大。
- 2. Δp 与 ω^2 成正比,转速越高, Δp 越大。
- 3. Δp 与叶轮外径和内径的平方差成正比,内、外径相差越大, Δp 越大。

注意:上述结论只是在叶轮内外缘封闭的情况下得到的,实际工作过程中流体的运动要

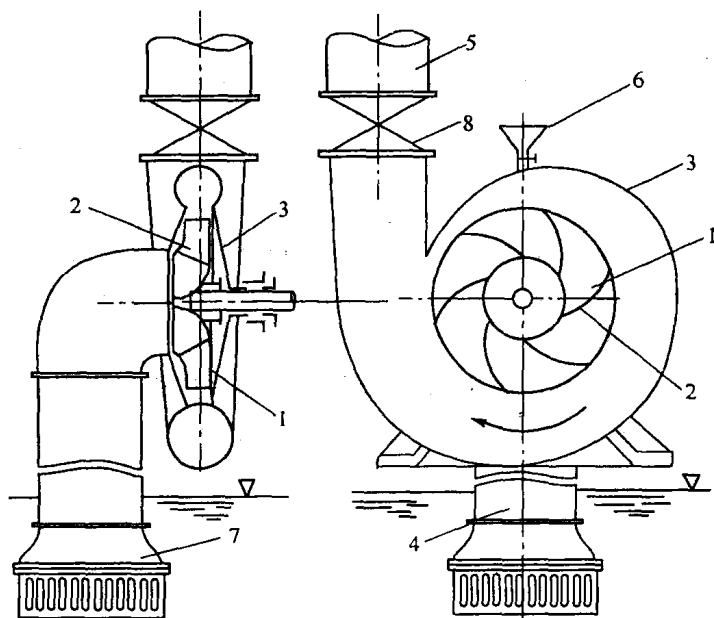


图 2-2 离心泵装置简图

1—叶轮；2—叶片；3—泵壳；4—吸入管；5—压出管；6—引水漏斗；7—底阀；8—阀门

复杂得多。

2.2 流体在叶轮中的运动

2.2.1 分析流体运动时的基本假设

真实流体在叶轮内的运动比较复杂,为了便于分析,先作如下假设:

1. 叶轮内叶片数无限多,且厚度无限薄,这样流体就严格按照叶片的型线流动。
2. 流体为理想流体,流动过程中无能量损失。
3. 流体不可压缩。对液体而言,这一假设比较接近实际情况。对气体而言,在全压不大的情况下,也比较接近实际,对于全压较大的情况,则可采用修正的方法使之接近实际情况。
4. 流体作定常流动,即叶轮内所有参数不随时间而变化。
5. 流体在叶轮内的流动是轴对称流动。

分析流体在叶轮内的运动需要用到以上这些假设,在这些假设基础上得出的结论与实际情况相比是有一定偏差的,但这毕竟使问题得以简化。为使分析结果更加符合实际情况,可再通过各种修正的方法加以解决。

2.2.2 流体在叶轮中的运动

在分析流体运动时,将一个动坐标系固定在叶轮上随叶轮一起旋转,流体质点相对于固定坐标系的运动(绝对运动)可分解为与流体质点重合处动坐标系相对于固定坐标系的运动(牵连运动)加上流体质点相对于动坐标系的运动(相对运动),即流体质点的绝对速度 $\vec{v}$ 等于牵连速度 $\vec{u}$ 和相对速度 $\vec{w}$ 的矢量和

$$\vec{v} = \vec{u} + \vec{w}$$

(2-2)

2.2.3 速度三角形的作法

如图 2-3 所示,要作出任一流体质点运动时的速度三角形,可在叶轮平面投影图上按以下步骤进行:

- 1. 作出流体质点处的半径 $\overline{OA}$,在 A 点处按照叶轮的旋转方向作出牵连速度 $\vec{u}$ 。
- 2. 沿叶片的切线方向作出相对速度 $\vec{w}$ 。
- 3. 以 $\vec{u}$ 和 $\vec{w}$ 为邻边作平行四边形,其对角线即为绝对速度 $\vec{v}$ 。将 $\vec{w}$ 平移至平行四边形的对边,即可获得一个速度三角形,如图 2-3 所示。

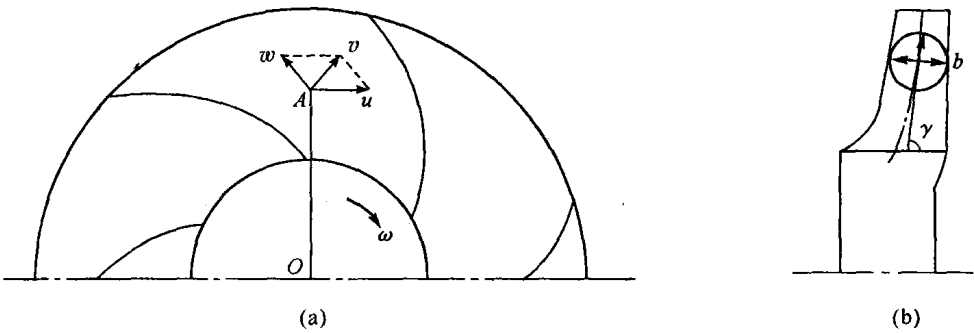


图 2-3 速度三角形的作法
(a)叶轮平面投影;(b)叶轮轴面投影

须注意,从图 2-3 中叶轮的轴面投影图上看,相对速度所在平面与轴线并不一定相垂直,即 γ 不一定为 90° ,所以速度三角形所在的平面与叶轮的平面投影面之间有一夹角,只有当 $\gamma=90^\circ$ 时,这两个平面才平行。

2.2.4 速度三角形的计算

按上述方法可以定性地作出速度三角形,但要知道各项速度的大小,还需通过计算。为方便计算,将 $\vec{v}$ 进一步分解成平行于 $\vec{u}$ 的分量 $\vec{v}_u$ 及垂直于 $\vec{u}$ 的分量 $\vec{v}_m$,如图 2-4 所示。这里 $\vec{v}_m$ 称为轴面速度,它是径向分速度 $\vec{v}_r$ 与轴向分速度 $\vec{v}_a$ 的矢量和。注意:由于速度三角形所在的平面与叶轮平面不一定平行,所以 $\vec{v}_m$ 不一定等于 $\vec{v}_r$ 。仅当 $\gamma=90^\circ$ 时, $\vec{v}_a=0$,此时才有 $\vec{v}_m=\vec{v}_r$ 。

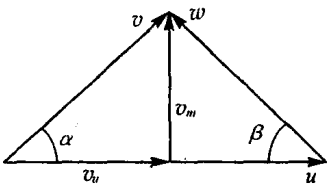


图 2-4 速度三角形

在作速度三角形计算时,通常已知:

- 1. 叶轮的几何参数:如计算点处的叶轮直径 D 、叶片安装角 β 和叶片宽度 b ;
- 2. 叶轮转速 n ;
- 3. 泵与风机的理论流量 q_{vT} 。

泵与风机的理论流量 q_{vT} 是指流经叶轮的流体量,由于泵与风机在工作过程中存在着流体泄漏,所以流经叶轮的流体并不能全部输送给用户,因此理论流量大于泵与风机向用户提供的流量。

根据以上参数,可按下面方法计算速度三角形的各边:

1. $u = \frac{n\pi D}{60}$ (m/s) (2-3)

式中: D ——计算点处叶轮的直径, m ;

n ——叶轮转速, r/min 。

$$2. v_m = \frac{q_{vT}}{A_T} = \frac{q_{vT}}{\pi D b} \quad (\text{m/s}) \quad (2-4)$$

式中: q_{vT} ——泵与风机的理论流量, m^3/s ;

A_T ——不计叶片厚度时流道的有效面积, m^2 ;

D ——计算点处叶轮的直径, m ;

b ——叶片宽度, m 。

若考虑叶片厚度时, 设叶片数为 Z , 叶片厚度为 δ , 每个叶片占据圆周方向的长度

$\sigma = \frac{\delta}{\sin \beta}$, 见图 2-5, 此时流道有效面积

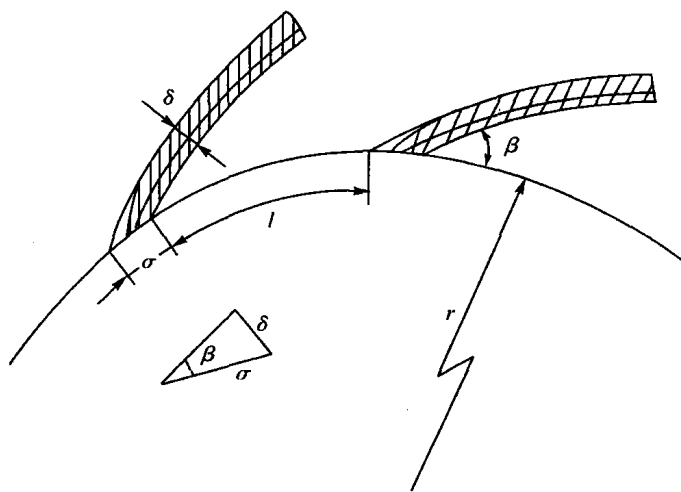


图 2-5 排挤系数示意图

$$A = b(\pi D - Z\sigma) = b\pi D \left(1 - \frac{Z\sigma}{\pi D} \right) = A_T \psi \quad (\text{m}^2) \quad (2-5)$$

式中: $\psi = 1 - \frac{Z\sigma}{\pi D}$, 称为排挤系数, 表示考虑叶片厚度对流通有效面积的排挤因素后, 实际流通面积与理想流通面积之比。叶片厚度越小, ψ 值越大。

由于大泵的叶片厚度与直径之比小于小泵的叶片厚度与直径之比, 即大泵的叶片厚度相对值较小, 所以大泵的排挤系数大于小泵。同理, 对于同一叶轮来说, 出口处的排挤系数 ψ_2 大于进口处的排挤系数 ψ_1 。

$$3. w = v_m / \sin \beta \quad (\text{m/s}) \quad (2-6)$$

式中: β ——流动角, 当叶片数为无限多时, $\beta = \beta_c$ 。

$$4. v = \sqrt{u^2 + w^2 - 2uw \cos \beta} \quad (\text{m/s}) \quad (2-7)$$

$$\text{或} \quad v = \sqrt{v_m^2 + (u - v_m \cot \beta)^2} \quad (\text{m/s}) \quad (2-7a)$$

$$5. \alpha = \arctan \frac{v_m}{u - v_m \cot \beta} \quad (2-8)$$