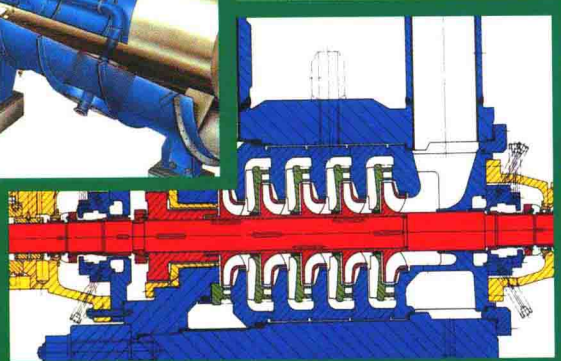
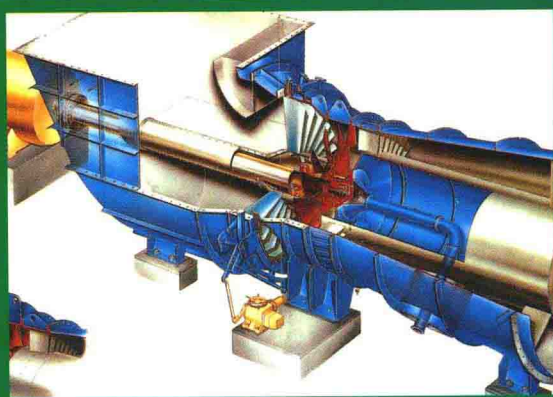


高等学校教材

泵与风机

华北电力大学 安连锁 主编



中国电力出版社
www.cepp.com.cn

高等学校教材

泵 与 风 机

华北电力大学 安连锁 主编



中国电力出版社
www.cepp.com.cn

内 容 提 要

本书主要讲述泵与风机的基本理论及运行调节和选择。内容包括：绪论，叶片式泵与风机的基本理论，叶片式泵的性能及结构，叶片式风机的结构及性能，泵与风机的运行、调节及选择，容积式泵与风机及其他类型泵简介等。

本书可作为高等学校热能动力工程专业教材，也可作为有关专业泵与风机课程的参考书，并可供有关专业工程技术人员学习参考；同时，可作为函授热能动力工程专业用书。

图书在版编目 (CIP) 数据

泵与风机/安连锁主编. —北京：中国电力出版社，2001
高等学校教材

ISBN 7-5083-0701-1

I. 泵… II. 安… III. ① 泵—高等学校—教材 ② 鼓风机—高等学校—教材 IV. TH3

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2001) 第 045600 号

中国电力出版社出版

(北京三里河路 6 号 100044 <http://www.cepp.com.cn>)

航远印刷有限公司印刷

新华书店北京发行所发行·各地新华书店经售

*

2001 年 8 月第一版 2005 年 1 月北京第三次印刷

787 毫米×1092 毫米 16 开本 15.25 印张 342 千字

印数 6501—9500 册 定价 **21.00** 元

版 权 专 有 翻 印 必 究

(本书如有印装质量问题,我社发行部负责退换)

前 言

本书是根据高等学校热能动力工程专业本科人才培养目标，在原《泵与风机》的基础上编写的。

全书共五章，其中绪论、第一章、第三章由安连锁编写，第二、四、五章由吕玉坤编写。本书由安连锁教授主编，王松岭教授主审。

限于编者水平，书中缺点和错误在所难免，恳请读者批评指正。

编 者

2001 年 5 月

目 录

前言	
绪论	1
第一节 泵与风机在国民经济建设和火力发电厂中的地位	1
第二节 泵与风机的基本性能参数	2
第三节 泵与风机的分类及工作原理	6
第一章 叶片式泵与风机的基本理论	10
第一节 流体在叶轮内的流动分析	10
第二节 叶片式泵与风机的能量方程式	15
第三节 叶片出口安装角对理论能头的影响及其选用原则	18
第四节 叶片数有限时对理论能头的影响	23
第五节 叶片式泵与风机的损失和效率	31
第六节 叶片式泵与风机的性能曲线	40
第七节 泵与风机的运行工况点	52
第八节 叶片式泵与风机的相似定律	57
第九节 泵与风机的通用性能曲线	64
第十节 比转速和型式数	67
第十一节 轴流式泵与风机的机翼理论	74
习题	77
第二章 叶片式泵的性能及结构	79
第一节 泵内气蚀	79
第二节 叶片式泵的结构形式及主要部件	90
第三节 轴向力、径向力及其平衡	94
第四节 轴端密封	102
第五节 电厂常用叶片式泵的典型结构类型	105
第六节 泵性能试验	116
习题	123
第三章 叶片式通风机的结构及性能	125
第一节 叶片式通风机的结构形式及主要部件	125
第二节 叶片式通风机的无因次性能曲线和空气动力学略图	133
第三节 叶片式通风机的选择曲线概述	137
第四节 通风机性能试验	138
第五节 通风机噪声	147
第六节 电厂常用叶片式通风机的典型结构类型	151
习题	159

第四章	泵与风机的运行、调节及选择	160
第一节	泵与风机的串联、并联运行	160
第二节	泵与风机的运行工况调节	164
第三节	离心式泵与风机叶片的切割与加长	187
第四节	离心泵的系列型谱	191
第五节	泵与风机的启动和运行	193
第六节	泵与风机运行中的几个问题	199
第七节	泵与风机的选择	206
	习题	210
第五章	容积式泵与风机及其他类型泵简介	212
第一节	容积式泵与风机	212
第二节	其他类型泵简介	221
附录 I	泵与风机的型号编制	224
附录 II	几种风机的空气动力学略图	228
附录 III	常用单位换算	230
附录 IV	水的物理性质	234
附录 V	吸声材料的吸声系数	235
	参考文献	236

绪 论

第一节 泵与风机在国民经济建设和火力发电厂中的地位

泵与风机是一类能将原动机的机械能转换成被输送流体的压力势能和动能的流体机械(图 0-1)。如果输送的流体是液体,则称为泵;输送的流体为气体,则称为风机。

泵与风机属于通用机械的范畴,它们在国民经济的各个部门中应用十分广泛。例如:农业方面的排涝、灌溉;采矿工业中坑道的通风及排水;冶金工业中各种冶炼炉的鼓风以及气体和液体的输送;石油工业中的输油和注水;化学工业中高温、腐蚀性气体的排送;一般工业部门的厂房、车间空调以及原子防护设备的通风等,都离不开泵与风机。据统计,在全国的总用电量中,泵与风机的耗电约占 30%左右,其中泵的耗电约占 21%左右。

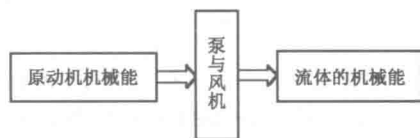


图 0-1 泵与风机能量转换示意图

电力部门的工作者尤其关心泵与风机在电力工业的作用。图 0-2 所示为火力发电厂系统简图。由图可以看出,在火力发电厂中,向锅炉送水的给水泵、向汽轮机凝汽器送冷却水的循环水泵、排送凝汽器中凝结水的凝结水泵、排送热力系统中各处疏水的疏水泵、向热力网系统补水的补给水泵、向锅炉输送燃料的排粉机、向锅炉输送空气的送风机、排除锅炉烟气的引风机等,都是电厂的重要辅助设备。此外,还有生水泵、工业水泵以及用来输送各种润滑油、药液、排除锅炉灰渣的特殊用泵等。总之,泵与风机在火力发电厂中的应用极为广泛,起着极其重要的作用。所以曾有人比喻说:“如果把电厂比作一个人,那么给水泵就相当于人的心脏或大动脉,而送、引风机就相当于人的呼吸系统”。人的心脏起着新陈代谢、促进血液循环的作用以维持人的生命,泵与风机在火力发电厂中则起着补充营养(煤、气、水等),排除垃圾(渣、烟等),促使电厂气、汽、水、煤通道的通畅,保证整个电厂的正常发供电。

从经济角度看同样如此。泵与风机是电厂的耗电大户,特别是给水泵素有“电老虎”之称。据统计,各种泵与风机的耗电量约占厂用电的 70%~80% (采用汽动给水泵除外),其中泵约占 50%,风机约占 30%。

从安全可靠性方面看,由于泵与风机故障而引起停机、停炉的事例是很多的,并且由此造成了很大的直接和间接的经济损失,更应引起我们的重视。经验表明,增加安全性和提高效率相比,有着同等的甚至更大的经济效益。特别是随着机组向大容量、高效率、自动化方向的发展,对泵与风机的安全可靠性也提出了越来越高的要求。例如:现代大型锅炉容量大,汽包的水容积相对较小,如果锅炉给水泵由于某种原因发生故障而中断给水,则汽包在一二分钟甚至更短的时间内就可“干锅”,引发重大设备事故。此外,泵

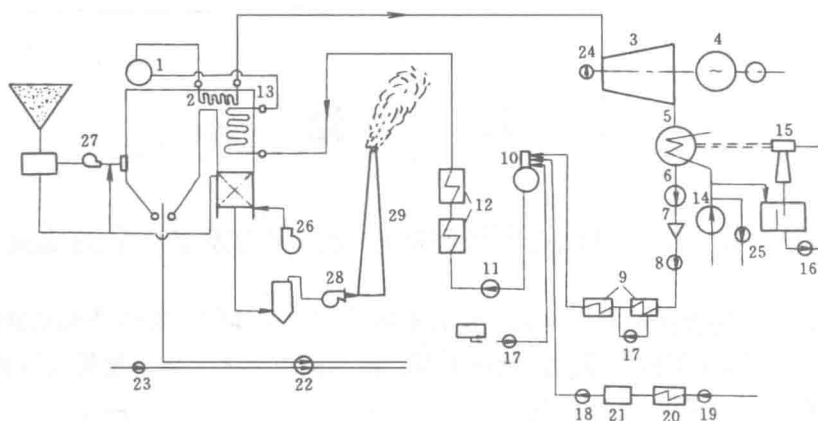


图 0-2 火力发电厂系统简图

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—除盐装置；8—升压泵；
9—低压加热器；10—除氧器；11—锅炉给水泵；12—高压加热器；13—省煤器；14—循环水泵；15—射水抽气器；
16—射水泵；17—疏水泵；18—补给水泵；19—生水泵；20—生水预热器；21—化学水处理设备；22—灰渣泵；
23—冲灰水泵；24—液压泵；25—工业水泵；26—送风机；27—排粉风机；28—引风机；29—烟囱

与风机的运行方式也直接影响到电厂的安全经济运行。所有这些都表明，泵与风机的安全经济运行是与整个电厂的安全经济运行密切相关的。

为了实现泵与风机的安全经济运行，首先，必须对它们的原理、结构和调节运行特性有一个详细而深入的了解。同时，随着泵与风机设备的不断更新和高技术驱动装置的投入，还需不断地提高运行操作技术和管理水平。这些都要求我们努力学好“泵与风机”课程，打好今后从事工程技术实践的基础。

第二节 泵与风机的基本性能参数

一、泵的基本性能参数

泵的基本性能参数包括流量 q_v 、扬程 H 、轴功率 P_{sh} 、效率 η 、比转速 n_s 、允许汽蚀余量 $[NPSH]$ （或允许吸上真空高度 $[H_s]$ ）等，它们从不同的角度表示了泵的工作性能，现分述如下。

1. 流量

泵的流量是指泵在单位时间内所输送的液体量。通常用体积流量 q_v 表示，单位是 m^3/s 、 L/s 、 m^3/h ，这些单位可以互相换算（见附录Ⅲ）。对于非常温水或其它液体也可用质量流量 q_m 表示，单位是 kg/s 、 t/h 。显然 q_v 和 q_m 的换算关系为：

$$q_m = \rho q_v \quad (0-1)$$

式中 ρ ——液体的密度， kg/m^3 。

2. 扬程

泵的扬程，又称能头（也有用全压表示的，如给水泵），是指单位重力液体从泵进口

截面 1 经叶轮到泵出口截面 2 所获得的机械能（或势能和动能）（参见图 0-3），用 H 表示，单位是 m 。其数学表达式可写为：

$$H = E_2 - E_1$$

式中 E_2 ——泵出口截面处单位重力液体的机械能， m ；

E_1 ——泵进口截面处单位重力液体的机械能， m 。

即：

$$E_2 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + Z_2$$

$$E_1 = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + Z_1$$

式中 p_2 、 p_1 ——泵出口、进口截面处液体的压强， Pa ；

v_2 、 v_1 ——泵出口、进口截面处液体的平均速度， m/s ；

Z_2 、 Z_1 ——泵出口、进口截面中心到基准面的距离， m ；

ρ ——液体的密度， kg/m^3 。

因此泵的扬程可写为：

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + (Z_2 - Z_1) \quad (m) \quad (0-2)$$

对于高压水泵，有时也近似用泵出口和进口的压强差（ $p_2 - p_1$ ）来表示扬程的大小。此时，扬程的表达式可写为：

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} \quad (m) \quad (0-3)$$

3. 功率和效率

（1）轴功率。作为泵的性能参数，轴功率通常是指泵的输入功率，也就是原动机传到泵轴上的功率，故称为轴功率，用 P_{sh} 表示，单位为 kW 。

（2）有效功率。通过泵的液体在单位时间内从泵中获得的能量称为泵的有效功率。由于这部分能量被流出泵的液体所携带，故又称为输出功率，用 P_e 表示。其计算式为：

$$P_e = \frac{\rho g q_v H}{1000} \quad (kW) \quad (0-4)$$

式中 q_v ——体积流量， m^3/s ；

H ——扬程， m ；

g ——重力加速度， m/s^2 。

（3）内功率。液体通过泵时要引起一系列损失，我们把实际消耗于液体的功率称为泵的内功率，用 P_i 表示。它等于有效功率加上除轴承、轴封外在泵内损失掉的功率。即：

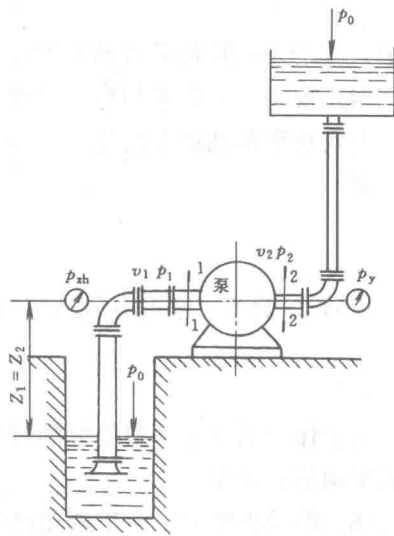


图 0-3 总扬程的确定

$$P_i = P_e + \Sigma \Delta P \quad (\text{kW}) \quad (0-5)$$

式中 $\Sigma \Delta P$ ——除轴承、轴封外在泵内损失掉的功率。

(4) 效率。轴功率和有效功率之差是泵内产生的损失功率，其大小用泵的效率来衡量。有效功率和轴功率之比称为泵的效率，亦称泵的总效率，用 η 表示，通常以百分数计，即：

$$\eta = \frac{P_e}{P_{sh}} \times 100\% \quad (0-6)$$

(5) 内效率。泵的有效功率与内功率之比称为泵的内效率，用 η_i 表示，即：

$$\eta_i = \frac{P_e}{P_i} \times 100\% \quad (0-7)$$

由于作为泵性能参数的泵的效率通常是指总效率，因此，在本书中如无特殊说明，泵的效率均指总效率。

(6) 原动机功率。由于原动机轴和泵轴之间的传动存在机械损失，所以，原动机功率 P_g （一般是指原动机的输出功率）通常要比轴功率大些。其计算式为：

$$P_g = \frac{P_{sh}}{\eta_{tm}} \quad (\text{kW}) \quad (0-8)$$

式中 η_{tm} ——传动装置的传动机械效率，它随传动装置的不同而异，如表 0-1 所示。

表 0-1 传动方式与传动效率 η_{tm}

类 型	传 动 名 称	效 率 η_{tm}
圆柱齿轮传动	6、7 级精度闭式传动（油液润滑）	0.98 ~ 0.99
	8 级精度闭式传动（油液润滑）	0.97
圆锥齿轮传动	6、7 级精度闭式传动（油液润滑）	0.97 ~ 0.98
	8 级精度闭式传动（油液润滑）	0.94 ~ 0.97
减 速 器	单级圆柱齿轮减速器	0.97 ~ 0.98
	双级圆柱齿轮减速器	0.95 ~ 0.96
	单级圆锥齿轮减速器	0.95 ~ 0.96
	双级圆锥 - 圆柱齿轮减速器	0.94 ~ 0.95
皮带传动	平皮带无压紧轮开式传动	0.98
	平皮带有压紧轮开式传动	0.97
	三角皮带开口传动	0.95 ~ 0.96
	同步齿形带	0.96 ~ 0.98
联 轴 器	弹性联轴器	0.99 ~ 0.995
	液力联轴器	0.95 ~ 0.97（定速或最大转速比时）
	齿轮联轴器	0.99
电动机直联传动		1.00

(7) 配套功率。在选择原动机时，考虑到过载的可能，通常在原动机功率的基础上

考虑一定的安全系数，以计算出原动机的配套功率 P_{gr} ：

$$P_{gr} = KP_g = K \frac{P_{sh}}{\eta_{lm}} = K \frac{\rho g q_v H}{1000 \eta \eta_{lm}} \quad (\text{kW}) \quad (0-9)$$

式中 K ——电动机容量安全系数。它与电动机的容量大小、泵的工作特性有关。对于一般泵其取值可参考表 0-2，对于一些特殊用途的泵可参考有关规定。

4. 转速

泵的转速是指泵轴每分钟的转数，用 n 表示，单位为 r/min 。它是影响泵性能的一个重要因素，当转速变化时，泵的流量、扬程、功率等都将发生变化。

此外，还有泵的比转速（或型式数）、汽蚀余量（或吸上真空高度）等，这些将分别在以后有关章节中讨论。

表 0-2 电动机功率与容量安全系数 K

电动机功率 (kW)	电动机容量安全系数 K	电动机功率 (kW)	电动机容量安全系数 K
0.5 以下	1.5	> 2 ~ 5	1.20
> 0.5 ~ 1	1.4	> 5	1.15
> 1 ~ 2	1.3	> 50	1.08

注 电厂中泵与风机所选用的电动机功率均远大于 5kW，但 K 值仍可采用 1.15。

二、风机的基本性能参数

风机的基本性能参数包括流量 q_v 、全压 p 、静压 p_{st} 、功率 P_{sh} 、全压效率 η 、静压效率 η_{st} 、转速 n 、比转速等，它们从不同的角度表示了风机的工作性能，现分别介绍如下。

1. 流量

风机流量是指单位时间内通过风机进口的气体的体积，用 q_v 表示，单位为 m^3/s ， m^3/h 。若如无特殊说明， q_v 是指在标准进口状态下（ $p_a = 10.13 \times 10^4 \text{ Pa}$ ， $t = 20^\circ\text{C}$ ，相对湿度为 50%， $\rho = 1.2\text{kg}/\text{m}^3$ ）气体的体积。

2. 全压

风机全压是指单位体积气体从风机进口截面经叶轮到风机出口截面所获得的机械能，用 p 表示，单位为 Pa 。和推导式 (0-2) 类似，若忽略位能的变化，风机的全压可表示为：

$$p = (p_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2) - (p_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2) \quad (\text{Pa}) \quad (0-10)$$

式中 p_2 、 p_1 ——风机出口、进口截面处气体的压强， Pa ；

v_2 、 v_1 ——风机出口、进口截面处气体的平均速度， m/s 。

3. 静压

风机的全压减去风机出口截面处的动压 p_{d2} （通常将风机出口截面处的动压作为风机的动压）称为风机的静压，用 p_{st} 表示，即：

$$p_{st} = p - p_{d2} = p_2 - p_1 - \frac{1}{2} \rho v_1^2 \quad (\text{Pa}) \quad (0-11)$$

4. 功率

和泵类似, 风机的功率通常是指输入功率, 亦称轴功率, 用 P_{sh} 表示, 单位为 kW。除此之外, 还有内功率 P_i 、全压有效功率 P_e 、静压有效功率 P_{est} , 其计算式分别为:

$$P_i = P_e + \Sigma \Delta P \quad (\text{kW}) \quad (0-12)$$

$$P_e = \frac{q_v p}{1000} \quad (\text{kW}) \quad (0-13)$$

$$P_{est} = \frac{q_v p_{st}}{1000} \quad (\text{kW}) \quad (0-14)$$

式中 $\Sigma \Delta P$ ——除轴承外风机内损失掉的各种功率。

考虑到可能出现的过载, 在选择原动机的配套功率时, 尚需考虑一定的安全系数, 其处理方法和泵相同 (按表 0-2 选取)。但应指出, 对锅炉引风机, 安全系数 K 一般取 1.3。

5. 全压效率和全压内效率

全压效率是指风机的全压有效功率和轴功率之比, 用 η 表示。一般以百分数计, 即:

$$\eta = \frac{P_e}{P_{sh}} \times 100\% \quad (0-15)$$

同理, 全压内效率等于全压有效功率与内功率之比, 用 η_i 表示, 即:

$$\eta_i = \frac{P_e}{P_i} \times 100\% \quad (0-16)$$

6. 静压效率和静压内效率

静压效率是指风机的静压有效功率和轴功率之比, 用 η_{st} 表示, 即:

$$\eta_{st} = \frac{P_{est}}{P_{sh}} \times 100\% \quad (0-17)$$

同理, 静压内效率等于静压有效功率与内功率之比, 用 η_{ist} 表示, 即:

$$\eta_{ist} = \frac{P_{est}}{P_i} \times 100\% \quad (0-18)$$

和泵相同, 如无特殊说明, 风机的效率均指全压效率。

7. 转速

风机转速是指风机轴每分钟的转数, 用 n 表示, 单位为 r/min。

此外, 还有风机的比转速及其他性能参数, 这将在以后有关章节中讨论。

第三节 泵与风机的分类及工作原理

一、泵与风机的分类

泵与风机的种类繁多, 其用途也各不相同, 按照所产生的全压高低可分为:

低压泵: 压强小于 2MPa;

中压泵: 压强为 2~6MPa;

高压泵: 压强大于 6MPa;

通风机：全压小于 11.375kPa；

鼓风机：全压为 11.375 ~ 241.6kPa；

压气机：全压大于 241.6kPa。

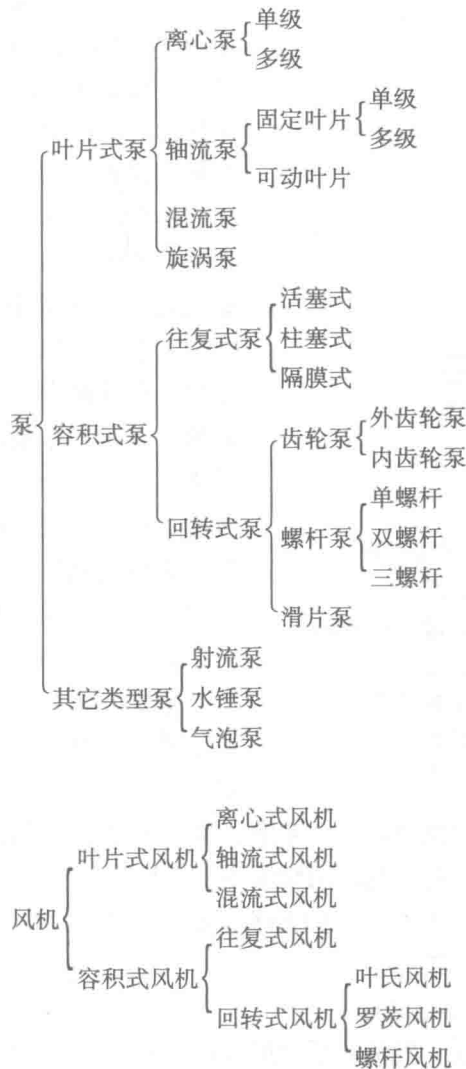
按工作原理的不同，可大致分为三类：

(1) 叶片式泵与风机。工作叶轮旋转时叶轮上的叶片将能量连续的传给流体，从而将流体输送到高压、高位处或远处的泵与风机。例如：离心式、轴流式、混流式泵与风机，如图 0-4 所示。

(2) 容积式（又称定排量式）泵与风机。通过工作室容积周期性变化而实现输送流体的泵与风机。根据机械运动方式的不同还可分为往复式和回转式。

(3) 其它类型的泵与风机。无法归入前面两大类的泵与风机。这类泵与风机的主要特点是利用具有较高能量工作流体来输送能量较低的流体。例如，液环泵、射流泵等。

上述各种类型的泵与风机还可以分得更详细些，如下表所示，可供参考。



二、工作原理

上述三种类型的泵与风机中,用途最广泛的是叶片式泵与风机。这是因为,与其它类型相比,叶片式泵与风机具有效率高,性能可靠,容易调节等优点,特别是可以制成各种能头及流量的泵与风机,以满足不同的需求,所以在火力发电厂及其它工业中得到了广泛的应用。因此,本教材着重讨论叶片式泵与风机;考虑到火力发电厂厂用泵与风机的实际情况,在第五章也对其它类型的泵与风机(如活塞泵和柱塞泵、齿轮泵和螺杆泵、罗茨风机以及液环泵和射流泵等)的工作原理与性能做一般性介绍。

叶片式泵与风机按照叶片对流体做功的原理不同,又可分为离心式、轴流式和混流式三种,如图 0-4 所示。

叶片式泵与风机按照叶片对流体做功的原理不同,又可分为离心式、轴流式和混流式三种,如图 0-4 所示。

1. 离心式泵与风机的工作原理

离心式泵与风机的主要工作部件是叶轮,如图 0-4 (a) 所示。当原动机带动叶轮旋转时,叶轮中的叶片迫使流体旋转,即叶片对流体沿它的运动方向做功,从而使流体的压力势能和动能增加。与此同时,流体在惯性力的作用下,从中心向叶轮边缘流去,并以很高的速度流出叶轮,进入压出室(导叶或蜗壳),再经扩散管排出,这个过程称为压水(气)过程。同时,由于叶轮中心的流体流向边缘,在叶轮中心形成低压区,当它具有足够的真空时,在吸入端压强的作用下(一般是大气压),流体经吸入室进入叶轮,这个过程称为吸水(气)过程。由于叶轮连续地旋转,流体也就连续地排出、吸入,形成离心式泵与风机的连续工作。

2. 轴流式泵与风机的工作原理

如图 0-4 (b) 所示,流体沿轴向流入叶片通道,当叶轮在原动机驱动下旋转时,旋转着的叶片给绕流流体一个轴向的推力,(叶

轮中的流体绕流叶片时,根据流体力学知道,流体对叶片作用有一个升力;同时根据作用力与反作用力相等的原理,叶片也作用给流体一个与升力大小相等、方向相反的力,即这一推力)此叶片的推力对流体做功,使流体的能量增加并沿轴向排出。叶轮连续旋转,即形成轴流式泵与风机的连续工作。

3. 混流式泵与风机的工作原理

与离心式泵与风机相比,混流式泵与风机流量较大,能头较低;但和轴流式泵与风机

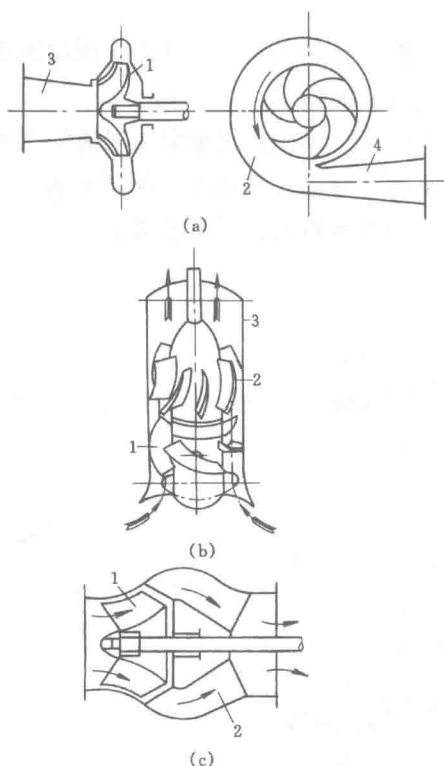


图 0-4 叶片式泵结构示意图

(a) 离心泵示意图

1—叶轮; 2—压出室; 3—吸入室; 4—扩散管

(b) 轴流泵示意图

1—叶轮; 2—导流器; 3—泵壳

(c) 混流泵示意图

1—叶轮; 2—导叶

相比，混流式泵与风机却又流量较小，能头较高。总之，从性能上看，它是介于离心式和轴流式之间的一种泵与风机。而其叶轮形状（图 0-4（c））和工作原理也都具有两者的特点。

【例 0-1】 水泵在如图 0-5 所示的管路系统中工作时，若吸水池液面的压强为 p_{e1} ，压水池液面的压强为 p_{e2} ，且两水池液面的高度差为 H_Z ，吸水管和压水管的流动损失之和为 h_w ，试推导在这种情况下，泵扬程的表达式。

【解】 设泵的扬程为 H ，在如图 0-5 所示的 1-1、2-2 截面上，应用粘性流体总流的伯努利方程得：

$$Z_{e1} + \frac{p_{e1}}{\rho g} + \frac{v_{e1}^2}{2g} + H = Z_{e2} + \frac{p_{e2}}{\rho g} + \frac{v_{e2}^2}{2g} + h_w$$

即：

$$H = (Z_{e2} - Z_{e1}) + \left(\frac{p_{e2} - p_{e1}}{\rho g} \right) + \left(\frac{v_{e2}^2 - v_{e1}^2}{2g} \right) + h_w$$

由已知可得： $(Z_{e2} - Z_{e1}) = H_Z$ ， $v_{e1} \approx 0$ ， $v_{e2} \approx 0$ 。将其代入上式，即可得该情况下泵扬程的表达式为：

$$H = H_Z + \frac{p_{e2} - p_{e1}}{\rho g} + h_w$$

上式表明：泵的扬程可由它的实际工作参数求出。此时，扬程 H 不一定是额定参数，其值会随着工作条件的改变而变化。

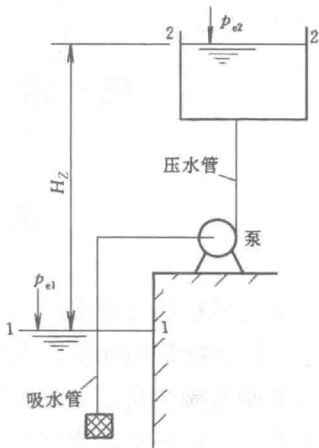


图 0-5 例 0-1 附图

第一章 叶片式泵与风机的基本理论

第一节 流体在叶轮内的流动分析

泵与风机的过流部件可分为三部分：①将流体引向工作叶轮（以下简称叶轮）的吸入室；②转换能量的叶轮；③将流体引向压出管路的压出室。讨论泵与风机的原理和性能，就是要研究流体在泵与风机内的流动规律，从而找出流体的流动与过流部件几何形状之间的关系，确定适宜的流道形状，以便获得符合要求的水力（气动）性能。

吸入室和压出室一般是固定不动的，比较容易研究和分析其中流体的运动规律。而叶轮在工作时是旋转的，其内流体的运动情况比较复杂，使得分析和研究较为困难。因此，叶片式泵与风机的基本理论也就主要集中在对叶轮流道内流体的流动规律的研究上。

一、流体在离心式叶轮内的流动分析

（一）叶轮流道投影图及其流动分析假设

1. 叶轮流道投影图

离心式叶轮的形状用通常的机械制图方法在图纸上是表示不清的。设有一离心式叶轮，如图 1-1 所示，用通常的投影方法能表示出叶轮前后盖板的形状，但不能表示出叶片曲面的形状。为了看到叶片，我们把图 1-1 上的前盖板切割掉，而后再作叶轮的平面投影，得到图 1-1 中右面的部分，称为叶轮的平面投影图。在该图上能见到叶片曲面的平面投影图，但看不出叶片的曲面形状。为了表示叶片的曲面形状，常常附轴面投影图。

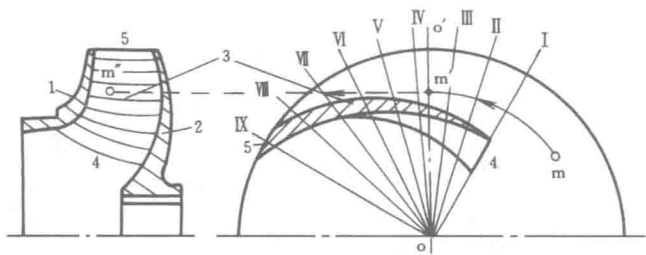


图 1-1 叶轮的轴面投影图、平面投影图和轴面截线图

1—前盖板；2—后盖板；3—叶片；4、5—叶片进口、出口

轴面又称子午面，它是包含叶轮轴心线的平面，经过叶轮的轴心线可以做无数个平面，例如 oo' 面是其中的一个铅垂的轴面。

轴面投影图是指将叶轮上的任意点用旋转投影法投影到同一个轴面上而得到的图。例如，设叶轮上有一流体质点 m （见图 1-1），将此质点用旋转投影法投影到铅垂的轴面 oo' 上，得到投影点 m' ，图 1-1 上的左图就是这个铅垂轴面，上面有一点 m'' ， m'' 就是 m 的轴面投影。类似地，设 oI 为过叶轮叶片进口边的一个轴面，则该轴面与叶片进口边有一条

交线（为了叙述方便，设叶片为无限薄），将这条交线按照旋转投影法投影到铅垂的轴面 oo' 上，则可得到与这条交线形状（叶片进口边形状）完全一样的轴面投影线，如图 1-1 左图上的 4 线。同理，如果从叶片的进口边 d 到出口边 e 按照一定的间隔作一系列轴面，把每一个轴面与叶片的交线按照旋转投影法投影到 oo' 轴面上，则可得到如图 1-1 左图所示的叶轮叶片的轴面投影图。

利用轴面投影图和平面投影图可以清楚地表达出离心式叶轮的几何形状。通常我们为了叙述和分析一些问题而画叶轮的轴面投影图和平面投影图时，只是简单地画成图 1-2 所示的样子。

2. 流动分析假设

由于流体在叶轮内流动相当复杂，为了分析其流动规律，常作如下假设：

(1) 叶轮中的叶片为无限多，即认为叶轮的叶片是一些无厚度的骨线（或称型线）。受叶片型线的约束，流体微团的运动轨迹完全与叶片型线相重合。

(2) 流体为理想流体，即忽略了流体的粘性。因此可暂不考虑由于粘性使速度场不均匀而带来的叶轮内的流动损失。

(3) 流动为稳定流，即流动不随时间变化。

(4) 流体是不可压缩的，这一点和实际情况差别不大，因为液体在很大压差下体积变化甚微，而气体在压差很小时体积变化也常忽略不计。

(5) 流体在叶轮内的流动是轴对称的流动。即认为在同一半径的圆周上，流体微团有相同大小的速度。就是说，每一层流面（流面是流线绕叶轮轴心线旋转一周所形成的面）上的流线形状完全相同，因而，每层流面只需研究一条流线即可。

(二) 叶轮内流体的运动及其速度三角形

1. 叶轮内流体的运动及其速度三角形

叶轮旋转时，流体一方面和叶轮一起作旋转运动，同时又在叶轮流道中沿叶片向外流动。因此，流体在叶轮内的运动是一种复合运动，它可以分解为牵连运动和相对运动。

所谓牵连运动是指：当叶轮旋转时，流体微团在叶轮作用下沿着圆周方向的运动。如图 1-3 (a) 所示。这时可以把流体微团看成好像是固定在叶轮上随叶轮一起旋转的刚体，其速度称为牵连速度，用 $\vec{u}$ 表示。显然它的方向与圆周的切线方向一致，大小与所在的圆周半径 r 和转速 n 有关。

所谓相对运动，是指流体微团在叶轮流道内相对于叶片的运动，如图 1-3 (b) 所示。

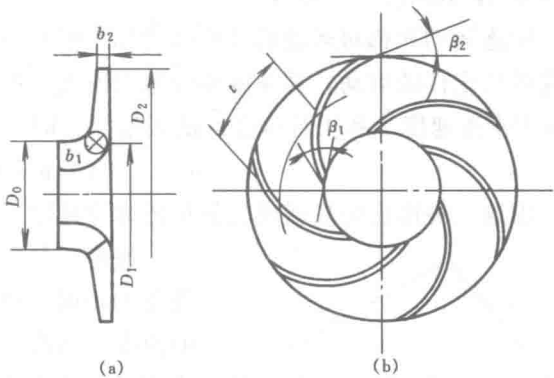


图 1-2 叶轮投影图

(a) 轴面投影；(b) 平面投影

D_1 、 D_2 —叶轮的叶片进出口直径； b_1 、 b_2 —叶轮的叶片进出口宽度； β_1 、 β_2 —叶轮的叶片进出口安装角； D_0 —叶轮进口直径； r —节距