

高等学校教材

泵与风机

第二版

重庆大学 郭立君 主编



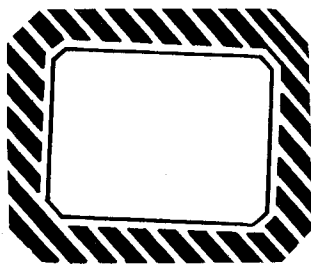
高等学校教材

泵 与 风 机

第 二 版

重庆大学 郭立君 主编

江苏工业学院图书馆
藏书章



中国电力出版社

内 容 提 要

本书以讲述叶片式泵与风机为主,重点介绍泵与风机的基本原理、设备的性能及其运行调节。全书共分:绪论;第一章泵与风机的结构;第二章泵与风机的叶轮理论;第三章泵与风机的性能;第四章相似理论在泵与风机中的应用;第五章泵的汽蚀;第六章泵与风机的运行;第七章泵与风机的选型。

本书为高等工科院校“电厂热能动力”专业的专业必修课教材,也可作为有关专业泵与风机课程的教学参考书,还可作为有关专业工程技术人员参考书。

图书在版编目(CIP)数据

泵与风机/郭立君主编. -2版. -北京:中国电力出版社,
1996

高等学校教材

ISBN 7-80125-253-5

I. 泵… II. 郭… 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(96)第18192号

中国电力出版社出版

(北京三里河路6号 邮政编码100044)

北京市京东印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·各地新华书店经售

*

1986年12月第一版

1997年5月第二版 1997年5月北京第五次印刷

787毫米×1092毫米 16开本 11.5印张 257千字

印数46531—55620册 定价10.80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)

第 二 版 前 言

本书是在 1986 年第一版教材的基础上,根据原能源部教育司《1993~1995 年高等学校教材编审出版计划》及在 1990 年 8 月河北省承德市召开的全国高等学校热能动力类专业教学委员会“流体力学、泵与风机”教学组第三次扩大会议审议的《泵与风机》教材修订大纲编写的。它是高等工科院校“电厂热能动力”专业的专业必修课教材。

在第一版教材的使用过程中,认识到教材中有些内容已不能适应当前教学改革形势的需要。为此,这次修订再版时,编者在总结经验的基础上,力求在以下几方面有所改进:

一、为了体现教材的先进性,努力反映泵与风机的新技术与新成果;同时删去过时的产品。

二、为加强教材的适用性,内容以电厂大型机组的泵与风机为主,并增强了轴流式泵与风机的内容。

三、为了进一步明确每章内容的侧重点,将原来的全书共四章改为共七章,各章内容、写法和细节均有所调整和更新,各章还加强了思考题和习题。

本书由重庆大学郭立君副教授主编,并修订第二、三、四、五章;绪论、第一、六、七章和附录由周义光副教授修订。

本书由东南大学马文智教授主审。在修订过程中,得到各兄弟院校的大力支持和协助,在此一并表示衷心感谢。

由于编者水平有限,书中难免存在缺点和错误,欢迎读者批评指正。

主 编

1994 年 6 月于重庆大学

226

前 言

本书是在电力工业出版社 1980 年 6 月出版的第一轮教材的基础上, 根据 1982 年 9 月热能动力类专业教材编审委员会武汉会议上确定的教材编审规划重新编写的, 是高等工科院校“电厂热能动力”专业的专业必修课教材。

全书共分四章, 以讲述叶片式泵与风机为主。根据专业的特点和要求, 内容侧重在泵与风机的基本原理、设备性能和运行调节等方面。在编写中注意了加强基本概念、基础理论和基本方法这一基本要求, 同时也力求反映国内外先进科学技术。为了使学生能牢固掌握所学知识, 各章均附有例题、思考题和习题。

全书采用中华人民共和国法定计量单位, 并附有各种单位换算表。

本书由重庆大学郭立君主编。第一、二、三章由郭立君编写。绪论、第四章和附录由周义光编写。

本书由南京工学院马文智主审。在编写过程中, 还得到各兄弟院校的大力支持与协助, 在此表示衷心感谢。

由于我们的水平有限, 书中难免存在缺点和错误, 欢迎读者批评指正。

编 者

1985 年 12 月于重庆

目 录

第二版前言

前 言

绪 论	1
第一节 泵与风机在热力发电厂中的作用	1
第二节 泵与风机的分类及其工作原理	2
第三节 泵与风机主要的性能参数	6
第四节 泵与风机的发展趋势及新技术成就	9
第一章 泵与风机的结构	12
第一节 泵与风机的主要部件	12
一、泵的主要部件； 二、风机的主要部件	
第二节 电厂常用泵与风机的典型结构	24
一、泵的典型结构； 二、风机的典型结构	
第二章 泵与风机的叶轮理论	38
第一节 离心式泵与风机的叶轮理论	38
一、离心式泵与风机的工作原理； 二、流体在叶轮内的运动及速度三角形； 三、能量方程式（Euler 方程式）及其分析； 四、离心式叶轮叶片型的分析； 五、有限叶片叶轮中流体的运动； 六、有限叶片叶轮中流体的运动微分方程式； 七、流体进入叶轮前的预旋	
第二节 轴流式泵与风机的叶轮理论	55
一、概述； 二、轴流式泵与风机叶轮理论的基本概念； 三、能量方程式	
第三章 泵与风机的性能	65
第一节 功率、损失与效率	65
一、功率； 二、损失与效率	
第二节 泵与风机的性能曲线	71
一、离心式泵与风机的性能曲线； 二、轴流式泵与风机的性能曲线	
第三节 性能曲线的测试方法	79
一、常规测试； 二、自动化测试； 三、热力学法测试泵效率	
第四章 相似理论在泵与风机中的应用	92
第一节 相似条件	92
一、几何相似； 二、运动相似； 三、动力相似	
第二节 相似定律	93
一、流量相似关系； 二、扬程（全压）相似关系； 三、功率相似关系	
第三节 相似定律的特例	95
一、改变转速时各参数的变化——比例定律； 二、改变几何尺寸时各参数的变化； 三、改变密度时各参数的变化	
第四节 比转数	97

一、泵的比转数 n_s ； 二、风机的比转数 n_y ； 三、比转数公式的说明； 四、比转数的应用；	
五、比转数对性能曲线的影响	
第五节 无因次性能曲线	102
一、无因次性能参数； 二、无因次性能曲线	
第六节 通用性能曲线	105
第五章 泵的汽蚀	108
第一节 汽蚀现象及其对泵工作的影响	108
一、汽蚀现象；二、汽蚀对泵工作的影响	
第二节 吸上真空高度 H_s	111
第三节 汽蚀余量 Δh	114
一、有效汽蚀余量 Δh_a ； 二、必需汽蚀余量 Δh_r ； 三、有效汽蚀余量 Δh_a 与必需汽蚀余量 Δh_r 的关系； 四、汽蚀余量 Δh 与吸上真空高度 H_s 的关系	
第四节 汽蚀相似定律及汽蚀比转数	119
一、汽蚀相似定律； 二、汽蚀比转数； 三、汽蚀比转数公式的说明； 四、托马 (Thoma) 汽蚀系数 σ	
第五节 提高泵抗汽蚀性能的措施	122
一、提高泵本身的抗汽蚀性能； 二、提高吸入系统装置的有效汽蚀余量 Δh_a	
第六章 泵与风机的运行	127
第一节 管路特性曲线及工作点	127
一、管路特性曲线； 二、工作点	
第二节 泵与风机的联合工作	130
一、泵与风机的并联工作； 二、泵与风机的串联工作； 三、相同性能泵联合工作方式的选择	
第三节 运行工况的调节	134
一、节流调节； 二、入口导流器调节； 三、汽蚀调节； 四、变速调节； 五、可动叶片调节	
第四节 叶片的切割与加长	139
第五节 现代高压锅炉给水泵的运行特点	142
第六节 运行中的主要问题	142
一、泵与风机的振动； 二、噪声； 三、磨损； 四、暖泵； 五、最小流量； 六、轴向力及其平衡； 七、径向力及其平衡	
第七章 泵与风机的选型	159
第一节 选型原则	159
第二节 选型的已知参数	159
第三节 选型方法	160
一、泵的选型方法； 二、风机的选型方法	
附录 I 泵与风机的型号编制	166
附录 II 泵系列型谱及风机性能选择曲线	171
参考文献	177

绪 论

第一节 泵与风机在热力发电厂中的作用

泵与风机是将原动机的机械能转换为被输送流体（液体、气体）的压力能和动能的一种动力设备。输送液体的称为泵；输送气体的称为风机。

在热力发电厂中，泵与风机起着全厂水、气输送的作用。图 0-1 是热力发电厂的系统简图。

由图 0-1 看出，向锅炉送水有给水泵；向汽轮机凝汽器送冷却水有循环水泵；排送凝汽器中凝结水有凝结水泵；排送热力系统中各处疏水有疏水泵；为了补充管路系统的汽水损失，又设有补给水泵；排除锅炉燃烧后的灰渣设有灰渣泵和冲灰水泵；另外，还要供给汽轮机各轴承润滑用油的润滑油泵；供各水泵、风机轴承冷却用水的工业水泵等。

此外，炉膛燃烧需要煤粉和空气，为此设有排粉风机、送风机，为排除锅炉燃烧后的烟气，设有引风机。

由上述泵与风机中不难看出，用泵输送的介质有给水、凝结水、冷却水、润滑油等；用风机输送的介质有空气、烟气以及煤粉与空气的混合物和水与灰渣的混和物等。虽然都是泵与风机，但各有不同的工作条件和要求，如给水泵需要输送压力为几个甚至几十 MPa，温度可高达 200℃ 以上的高温给水，循环水泵则要输送每小时高达几万吨的大流量冷却水，引风机要输送 100~200℃ 的高温烟气，灰渣泵、排粉风机则要输送含有固体颗粒的流体。因

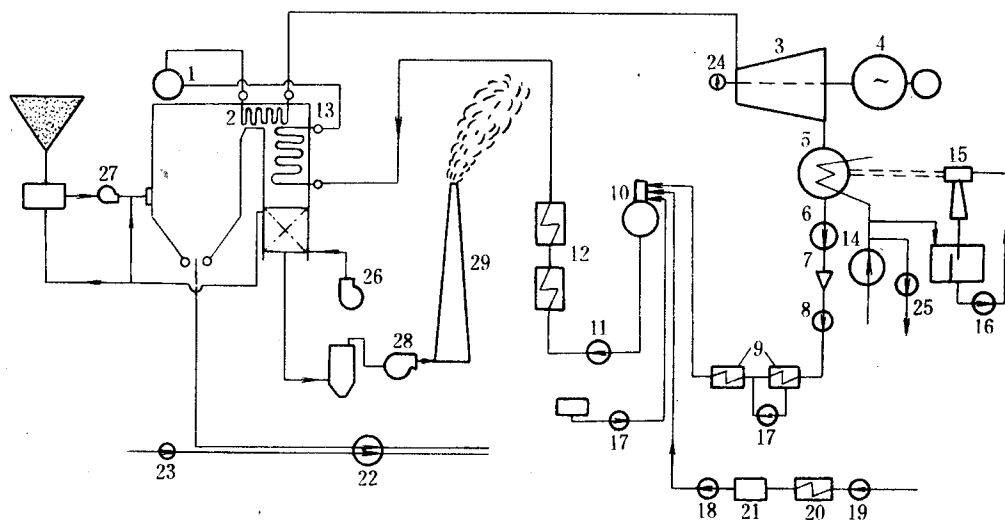


图 0-1 热力发电厂系统简图

- 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—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—生水预热器；20—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；28—引风机；29—烟囱

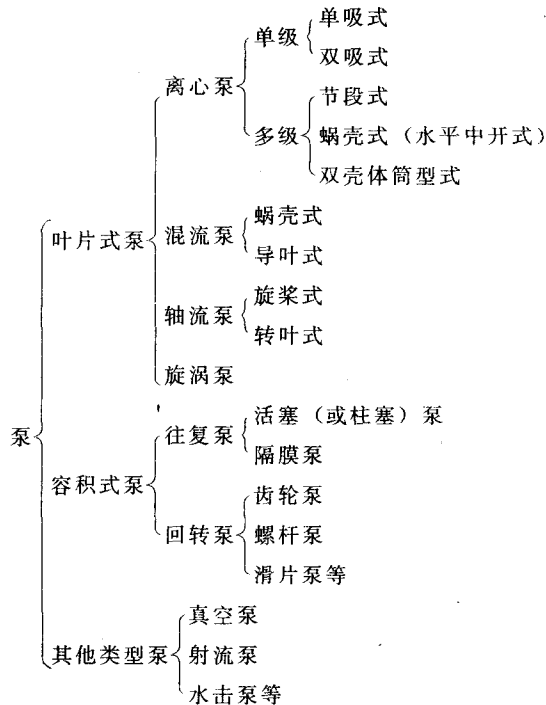
此，需要满足各种工作条件和要求而具有不同结构型式的多种泵与风机。

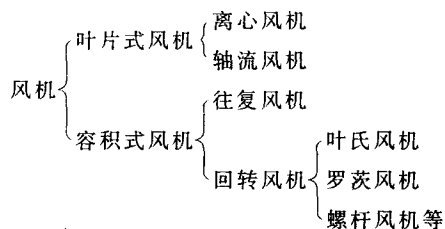
在发电厂的电力生产过程中，由于泵与风机发生故障而引起停机、停炉，发不出电的例子很多，并由此造成巨大的经济损失。实践证明，提高泵和风机的安全可靠性是尤为重要的。特别是当今，机组向大容量、单元制方向发展，对泵与风机的安全可靠性与主机具有等同的要求。如有两台循环水泵的汽轮机，其中一台循环水泵发生故障，汽轮发电机就要降低出力。又如现代的大型锅炉，容量大、汽包的水容积相对较小，如果锅炉给水泵发生故障而中断给水，则汽包在极短的时间内“干锅”迫使停炉，甚至停机。由此表明，泵与风机的安全经济运行是与电厂的安全经济运行密切相关的。

另外，泵与风机在电厂中耗电量很大，各类泵与风机总耗电约占整个厂用电的 70%~80%，整个厂用电约占发电量的 12% 左右。由此可见，提高泵与风机的效率，降低耗电量，是减少电厂厂用电，提高发电厂供电能力，降低成本的一个重要途径。近年来，许多电厂的泵与风机进行了节能技术改造，并淘汰了一大批低效产品，进而使泵与风机效率有了较大提高，但在设备的选择使用上还存在裕量过大，长期在低效区运行；调节方法上只求简便，忽视对运行经济性的影响等。所以学习泵与风机，不仅为了保证安全可靠发电，而且还要在运行中发挥其最大经济效益。

第二节 泵与风机的分类及其工作原理

泵与风机类型很多，一般按工作原理分类如下：





泵按产生的压力分为：

低压泵：压力在 2MPa 以下；

中压泵：压力在 2~6MPa；

高压泵：压力在 6MPa 以上。

风机按产生的风压分为：

通风机：风压小于 15kPa；

鼓风机：风压在 15~340kPa 以内；

压气机：风压在 340kPa 以上。

通风机中最常用的是离心通风机及轴流通风机，按其压力大小又可分为：

低压离心通风机：风压在 1kPa 以下；

中压离心通风机：风压在 1~3kPa；

高压离心通风机：风压在 3~15kPa；

低压轴流通风机：风压在 0.5kPa 以下；

高压轴流通风机：风压在 0.5~5kPa。

各种泵的使用范围如图 0-2 所示。由图可以看出，离心泵所占的区域最大，流量在 5~20000m³/h，扬程在 8~2800m 的范围内。各种风机的使用范围如图 0-3 所示。这两个图可作

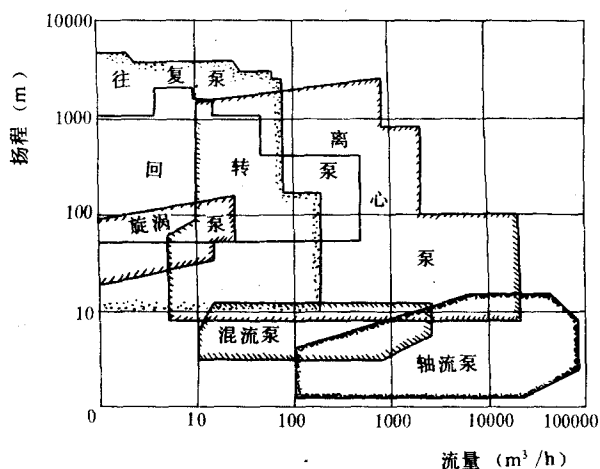


图 0-2 各种泵的使用范围

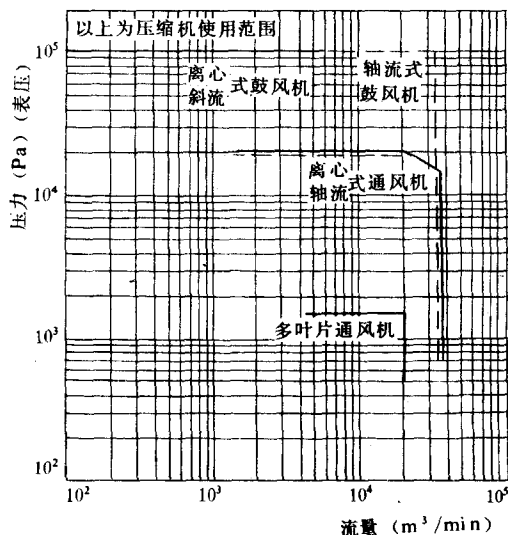


图 0-3 各种风机的使用范围

为选择泵与风机时参考。

下面简述主要泵与风机的工作原理。

1. 离心式泵与风机工作原理

离心式泵与风机的工作原理是，叶轮高速旋转时产生的离心力使流体获得能量，即流体通过叶轮后，压能和动能都得到提高，从而能够被输送到高处或远处。离心式泵与风机最简单的结构型式如图 0-4、图 0-5 所示。叶轮 1 装在一个螺旋形的外壳内，当叶轮旋转时，流体轴向流入，然后转 90°进入叶轮流道并径向流出。叶轮连续旋转，在叶轮入口处不断形成真空，从而使流体连续不断地被泵吸入和排出。

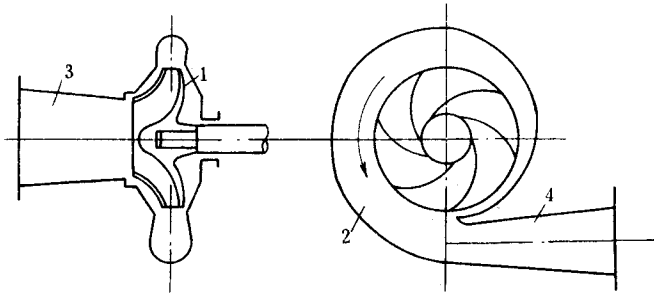


图 0-4 离心泵示意图

1—叶轮；2—压水室；3—吸入室；4—扩散管

2. 轴流式泵与风机工作原理

轴流式泵与风机的工作原理是，旋转叶片的挤压推进力使流体获得能量，升高其压能和动能，其结构如图 0-6、图 0-7 所示。叶轮 1 安装在圆筒形（风机为圆锥形）泵壳 3 内，

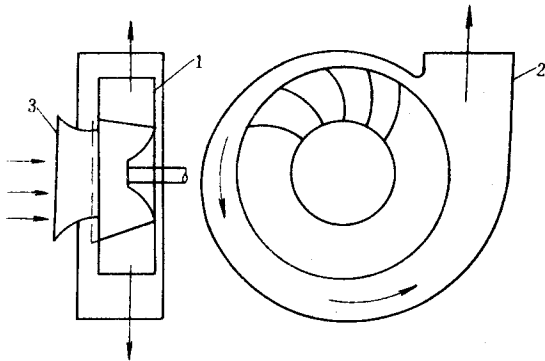


图 0-5 离心风机示意图

1—叶轮；2—机壳；3—集流器（入口管）

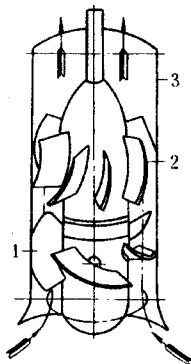


图 0-6 轴流泵示意图

1—叶轮；2—导流器；3—泵壳

当叶轮旋转时，流体轴向流入，在叶片叶道内获得能量后，沿轴向流出。轴流式泵与风机适用于大流量、低压力，电厂中常用作循环水泵及送引风机。

3. 往复泵工作原理

现以活塞式为例来说明其工作原理。如图 0-8 所示，活塞泵主要由活塞 1 在泵缸 2 内作

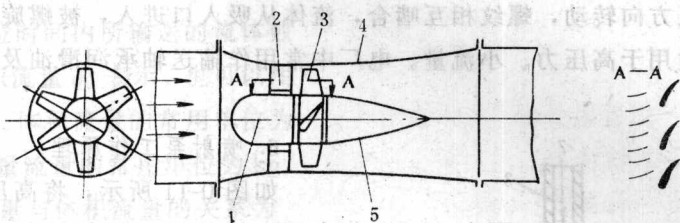


图 0-7 轴流式风机示意图

1—整流罩；2—前导叶；3—叶轮；4—扩散筒；5—整流体

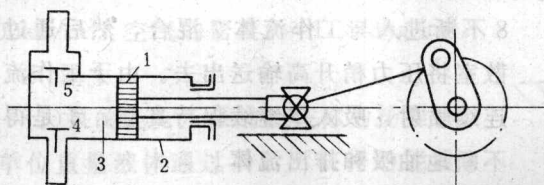


图 0-8 往复泵示意图

1—活塞；2—泵缸；3—工作室；4—吸水阀；5—压水阀

往复运动来吸入和排除液体。当活塞 1 开始自极左端位置向右移动时，工作室 3 的容积逐渐扩大，室内压力降低，流体顶开吸水阀 4，进入活塞 1 所让出的空间，直至活塞 1 移动到极右端为止，此过程为泵的吸水过程。当活塞 1 从右端开始向左端移动时，充满泵的流体受挤

压，将吸水阀 4 关闭，并打开压水阀 5 而排出，此过程称为泵的压水过程。

活塞不断往复运动，泵的吸水与压水过程就连续不断地交替进行。此泵适用于小流量、高压，电厂中常用作加药泵。

4. 齿轮泵工作原理

齿轮泵具有一对互相啮合的齿轮，如图 0-9 所示，齿轮 1（主动轮）固定在主动轴上，轴的一端伸出壳外由原动机驱动，另一个齿轮 2（从动轮）装在另一个轴上，齿轮旋转时，液体沿吸油管 3 进入到吸入空间，沿上下壳壁被两个齿轮分别挤压到排出空间汇合（齿与齿啮合前），然后进入压油管 4 排出。

5. 螺杆泵工作原理

如图 0-10 所示，螺杆泵乃是一种利用螺杆相互啮合来吸入和排出液体的回转式泵。螺杆泵的转子由主动螺杆 1（可以是一根，也可有两根或三根）和从动螺杆 2 组成。主动螺杆

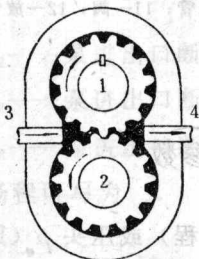


图 0-9 齿轮泵示意图

1—主动轮；2—从动轮；3—吸油管；4—压油管

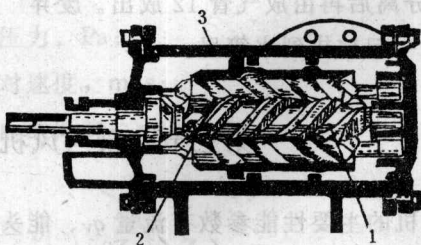


图 0-10 螺杆泵示意图

1—主动螺杆；2—从动螺杆；3—泵壳

与从动螺杆做相反方向转动，螺纹相互啮合，流体从吸入口进入，被螺旋轴向前推进增压至排出口。此泵适用于高压力、小流量。电厂中常用作输送轴承润滑油及汽轮机调速器用油的油泵。

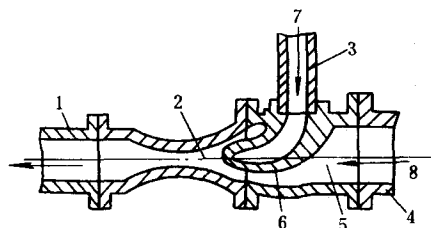


图 0-11 喷射泵示意图

1—排出管；2—扩散室；3—管子；4—吸入管；5—吸入室；6—喷嘴；7—工作流体；8—被抽吸流体

6. 喷射泵工作原理

如图 0-11 所示，将高压的工作流体 7，由压力管送入工作喷嘴 6，经喷嘴后压能变成高速动能，将喷嘴外围的液体（或气体）带走。此时因喷嘴出口形成高速使扩散室 2 的喉部吸入室 5 造成真空，从而使被抽吸流体 8 不断进入与工作流体 7 混合，然后通过扩散室将压力稍升高输送出去。由于工作流体连续喷射，吸入室继续保持真空，于是得以不断地抽吸和排出流体。

工作流体可以为高压蒸汽，也可为高压水，前者称为蒸汽喷射泵，后者称为射水抽气器。在电厂中都可用作抽出凝汽器中的空气。

7. 水环式真空泵工作原理

图 0-12 为水环式真空泵的装置结构图。圆柱形泵缸 2 内注入一定量的水，星形叶轮 1 偏心地装在泵缸内，当叶轮旋转时，水受离心力作用被甩向四周而形成一个相对于叶轮为偏心的封闭水环。被抽吸的气体沿吸气管 7 及接头 5 由吸气孔 3 进入水环与叶轮之间的空间，右边月牙形部分，由于叶轮的旋转，这个空间容积由小逐渐增大，因而产生真空抽吸气体。随着叶轮的旋转，气体进入左边月牙形部分。因叶轮是偏心旋转的，此空间逐渐缩小，气体逐渐受到压缩升压，气与水便由排气孔 4 经接头 6 沿排气管 8 进入水箱 9 中，自动分离后再由放气管 12 放出。废弃的水和空气一起被排到水箱里。

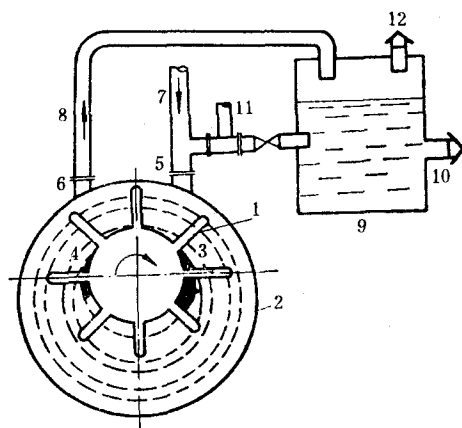


图 0-12 水环式真空泵的装置结构

1—星形叶轮；2—泵缸；3—吸气孔；4—排气孔；
5, 6—接头；7—吸气管；8—排气管；9—水箱；
10—放水管；11—阀；12—放气管

第三节 泵与风机主要的性能参数

泵与风机的主要性能参数有流量 q_v 、能头 H （泵称为扬程）或压头 p （风机称为全压或风压）、功率 P 、效率 η 、转速 n ，泵还有表示汽蚀性能的参数，即汽蚀余量 Δh 或吸上真空高度 H_s 。这些参数反映了泵与风机的整体性能，现分别介绍如下：

1. 流量

流量是指单位时间内所输送的流体数量。它可以用体积流量 q_v 表示,也可以用质量流量 q_m 表示。体积流量的常用单位为 m^3/s 或 m^3/h ,质量流量的常用单位为 kg/s 或 t/h 。质量流量与体积流量的关系为

$$q_m = \rho q_v \quad \text{kg/s}$$

式中 ρ ——流体密度, kg/m^3 。

当温度 $t = 0^\circ\text{C}$ 时,水的密度 $\rho = 1000 \text{kg}/\text{m}^3$,空气的密度 $\rho = 1.293 \text{kg}/\text{m}^3$ 。

2. 能头

(1) 泵的能头 泵的能头称为扬程,系指单位重量液体通过泵后所获得的能量,即流体从泵进口断面 1—1 到泵出口断面 2—2 所获得的能量增加值,用符号 H 表示,如图 0-13 所示,则水泵的扬程为

$$H = E_2 - E_1$$

式中 E_2 ——泵出口断面处单位重量液体的机械能头, m ;

E_1 ——泵进口断面处单位重量液体的机械能头, m 。

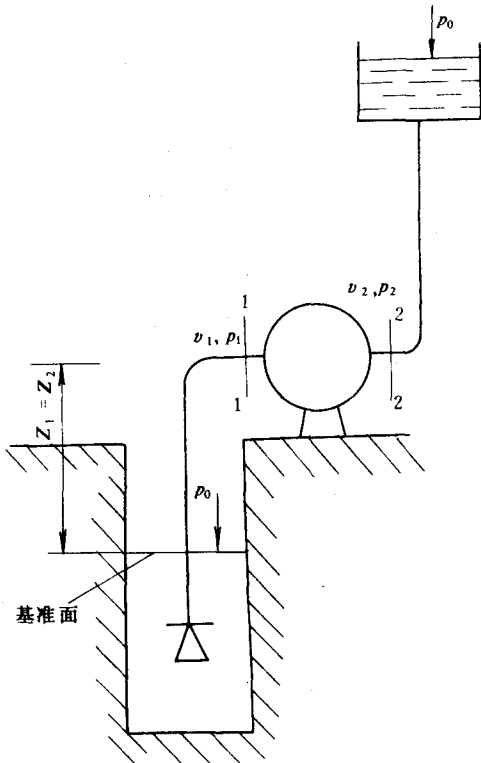


图 0-13 泵的扬程

由流体力学可知,单位重量液体的机械能通常由压力水头 $\left(\frac{p}{\rho g}\right)$ 、速度水头 $\left(\frac{v^2}{2g}\right)$ 和位置水头 (Z) 三部分组成,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_1, p_2 ——泵进出口断面处液体的表压力, Pa ;

v_1, v_2 ——泵进出口断面处液体的绝对速度, m/s ;

Z_1, Z_2 ——泵进出口断面中心到基准面的距离, m 。

因此,泵的扬程可写为

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + (Z_2 - Z_1) \quad \text{m} \quad (0-1)$$

(2) 风机的能头 风机的能头称为全压或风压,包括静压和动压。全压系指单位体积气体流过风机时所获得的总能量增加值,用符号 p 表示,故风机的全压为

$$p = \left(p_2 + \frac{\rho v_2^2}{2} \right) - \left(p_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} \right) \text{ Pa}$$

式中 p_1, p_2 ——风机进口和出口断面处气体的压力, Pa;

v_1, v_2 ——风机进口和出口断面处气体的平均速度, m/s;

ρ ——气体密度, kg/m³。

对风机来说, 由于输送的是气体(可压缩性流体), 即使进出口风管直径相差不大, 但流速仍可相差很大, 因此, 其动压改变较大, 且在全压中所占的比例很大, 有时甚至可达全压的 50% 以上。而克服管路阻力要由静压来承担, 因此风机的风压需要用全压 p 及静压 p_{st} 分别表示, 其中动压以符号 p_d 表示。

$$p_d = \frac{\rho v_2^2}{2} \text{ Pa}$$

风机静压以符号 p_{st} 表示。

$$p_{st} = p_2 - \left(p_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} \right) \text{ Pa}$$

由上可知, 风机的全压 p 包括静压 p_{st} 和动压 p_d 两部分, 即

$$p = p_{st} + p_d \text{ Pa}$$

3. 功率与效率

泵与风机的功率可分为有效功率、轴功率和原动机功率。

有效功率是指单位时间内通过泵或风机的流体所获得的功率, 即泵与风机的输出功率, 用符号 P_e 表示, 单位为 kW。

轴功率即原动机传到泵或风机轴上的功率, 又称输入功率, 用符号 P 表示。

轴功率与有效功率之差是泵与风机内的损失功率。泵与风机的效率为有效功率与轴功率之比。效率的表达式为

$$\eta = \frac{P_e}{P} \%$$

由于原动机轴与泵或风机轴的连接存在机械损失, 用传动效率 η_{tm} 计量。所以, 原动机功率通常要比轴功率大, 其表达式为

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

式中 P_g ——原动机功率;

η_{tm} ——传动效率。

考虑泵与风机运转时可能出现超负荷情况, 所以原动机的配套功率 P_M 通常要更大些, 即

$$P_M = KP_g = \frac{KP}{\eta_{tm}}$$

式中 K ——电动机容量富裕系数。

4. 转速

转速系指泵或风机轴每分钟的转数，用符号 n 表示，单位为 r/min 。

除上述五个参数外，还有比转数 n_s 、允许汽蚀余量 $[\Delta h]$ 或允许吸上真空高度 $[H_s]$ ，这些参数将分别在后面有关章节中介绍。

第四节 泵与风机的发展趋势及新技术成就

随着现代科学技术的不断发展，泵与风机在世界各国也得到了很大发展，首先在设计方法上有了很大进步，从根本上改善泵的动力特性、汽蚀性能和振动特性，制定了一系列新的国际标准，尤其是泵与风机在大容量、高转速、高效率、自动化和可靠性方面达到了新的水平。现分述如下：

1. 大容量

50年代，5万kW的发电机组被看做是一个重大的技术成就，而今天，这一动力只能用来驱动一台130万kW大型机组的给水泵。近年来，国内200MW、300MW机组不断增加，国产300MW机组配套的两台DG500-240型离心式锅炉给水泵，驱动功率每台为5500kW。而目前大型锅炉给水泵的驱动功率已接近60000kW。给水泵的压力也从超高压13.7~15.7MPa，亚临界压力17.7~20MPa，已发展到超临界压力25.6~29.4MPa，近年来，有压力更高达50MPa以上的产品。

风机方面，300MW机组原配套0.7-11№23型送风机，已用引进西德TLT公司的FAF20-10-1型动叶可调轴流式风机代替；原配套的0.7-11№29型引风机，已用引进丹麦诺迪斯克公司的ASN-3000/2000N动叶可调轴流风机所代替。日本袖浦1000MW机组的轴流式送风机，其驱动功率为8000kW，美国阿姆斯电厂1300MW机组的离心式送风机、驱动功率为6700kW，这些都是目前世界上热力发电厂的最大的辅助设备。但是泵与风机发展到大容量后，所采用的型式是不同的，由于对泵要求的压力高，因此采用高速离心式。而风机并不要求把风压提高，所以向轴流式发展。

2. 高速化

随着单元机组容量的增大，泵与风机容量迅速增加，尤其是给水泵压力快速增长，导致转速也很快提高。60年代，给水泵转速一般为3000r/min，近年来已提高到7500r/min，泵的单级扬程由200m左右增加到1150m以上，如美国660MW机组配套的给水泵，转速为6500r/min，总扬程达2317m；因而级数从5级减少到2级，相应的轴的长度大大缩短，趋向于采用短而粗的刚性轴。由于转速的提高，泵的外形尺寸大为减小，重量减少，节省了材料，搬运维修都更方便，由此带来的经济效益是十分显著的，如表0-1和图0-14所示。

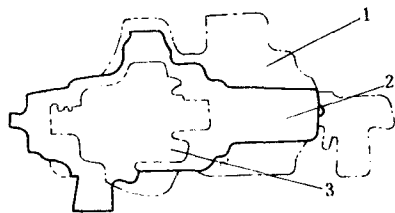


图 0-14 不同转速时锅炉给水泵体积比较示意图

1—3000r/min时的泵体积；2—4700r/min时的泵体积；3—7500r/min时的泵体积

表 0-1

不同转速时给水泵重量和级数比较

制造年份	机组容量 (MW)	泵转速 (r/min)	出口压力 (MPa)	单级扬程 (m)	级数	泵重量 (kN)
1960	550	3000	19.2	341	5	432
1965	600	4700	22.6	567	4	167
1970	660	7500	22.3	1143	2	103

3. 高效率

能源问题已是当今世界的重大问题之一，能源状况直接决定着国家的经济发展，并直接影响到人民生活。泵与风机是耗能大户，泵的电能消耗占全国电能消耗的 21%，风机占 10% 以上。从发电厂看，泵与风机耗电量占厂用电量的 70%~80%，其中泵约占 50%，风机约占 30%。国务院节能 2 号指令规定：凡离心泵、轴流泵效率低于 60%，通风机、鼓风机效率低于 70%，必须分批分期地予以改造或更换。这些年来，我国在这方面做了大量工作，如改进后的 $G_Y4-13.2(73)$ 型后弯机翼叶片离心式送引风机的效率可达 90% 左右，原 10Sh-6 型泵改进为 250S-65 型，效率由 79% 提高到 84%，原 DG500-140 型给水泵，改进为 DG450-180 型后，效率由 72% 提高到 79%，该泵参数为： $q_v=450\text{m}^3/\text{h}$ ， $H=1800\text{m}$ ， $P=3200\text{kW}$ 。经计算，单台泵节电 85.51 万 $\text{kW}\cdot\text{h}/\text{年}$ ，节支 11.97 万元，按年运行 4000h [电费 0.14 元/ ($\text{kW}\cdot\text{h}$) 计]，仅 7 个月就可收回泵的投资。

4. 可靠性

由于泵向大容量、高速化方向发展，因此对泵的可靠性要求越来越高。前苏联投入很大力量从事泵的汽蚀研究，如研究汽蚀新生、潜在汽蚀、断裂汽蚀等；人们从事材料研究，进行材料抗汽蚀能力的试验，研究评价方法和预测泵零件汽蚀寿命的方法；还从事密封研究，近几年在工业中广泛应用端面密封，在输送腐蚀性和磨损性介质时，这种密封能承受压力达 45MPa，温度为 $-200\sim+450\text{C}$ ，摩擦滑动速度达 100m/s。目前，具体对大型锅炉给水泵提出下列可靠性的要求：到大修时的工作寿命为 15000~30000h；转子的振动稳定性（在轴承体处测量）不应大于 35~50 μm ；振动速度的均方值不应超过 7~8.5mm/s；不会由于热膨胀而破坏泵的对中；泵和管路表面温度低于 45 C ；限制最小启动时间；泵体上下温度差不超过 15~20 C ；泵转子可以在 $n=10\sim15\text{r}/\text{min}$ 下转动。最近还提出了泵中汽化时泵能干转 5min 的要求等。可见，对泵的可靠性要求是愈来愈高了。

风机容量也在增大，可靠性要求同样愈来愈高。据报道，美国西屋电气公司建成一台 6.7MW (9000hp) 的变速汽轮机驱动的试验台。还对风机安全可靠做超速试验、振动试验、临界转速和谐振转速试验等。

5. 低噪声

热力发电厂是一个强烈的噪声源，如 300MW 机组的送风机附近的噪声高达 124dB，一般希望控制在 90dB 以下，其他引风机、给水泵、电动机、球磨机等也是高噪声源。噪声污染如同空气污染、水污染一样，对人们健康是十分有害的。随着工业的发展和环境保护、劳