

高等学校教材

泵与风机

重庆大学流体力学教研室

电力工业出版社

内 容 简 介

本书以叶片式泵与风机为主,重点讲述泵与风机的基本原理、运行调节和选择使用。全书共分五章:第一章泵与风机的叶轮理论,第二章泵与风机的设备性能,第三章泵与风机的结构及平衡密封问题,第四章泵与风机的运行和调节,第五章泵与风机的选择和设计简述。

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

高等学校教材

泵 与 风 机

重庆大学流体力学教研室

*

电力工业出版社出版

(北京德胜门外六铺炕)

新华书店北京发行所发行·各地新华书店经售

水利电力印刷厂印刷

*

787×1092毫米 16开本 14.25印张 324千字 2插图

1980年6月第一版 1980年6月北京第一次印刷

印数 0001—7150册 定价 1.65元

书号 15036·4070

前 言

本书系根据1978年4月原水利电力部组织制订的高等学校“电厂热能动力”专业《泵与风机》教材编写大纲进行编写的，是“电厂热能动力”专业的专业课教材。

本书共分五章并有附录。为了满足该专业的特点和需要，全书的重点放在第一、二、四章，即泵与风机的基本原理、设备性能和运行调节上，对泵与风机的整体结构也有一般性的叙述（第三章），考虑到电厂目前的生产实际情况，在第五章中编入了对泵与风机进行改进设计的内容。由于教学时数有限，有些内容用小字排印，供各校在教学时选择。

本书在取材上，力求讲清楚基本概念、基本原理和基本方法，同时，也尽可能反映国内外先进的科学技术水平，并着重围绕泵与风机的能量转换、设备性能及运行调节中经常遇到的主要问题进行讲述，以达到精选内容的目的。

本书由重庆大学流体力学教研室编写。一至三章由郭立君同志编写，绪论及第四章由周义光同志编写，第五章及附录由况文仲同志编写，并由郭立君同志主编。

书稿经1979年4月在重庆大学召开的审稿会议讨论研究，参加会议的有：南京工学院（主审单位），东北电力学院，西安交通大学，浙江大学，山东工学院等院校。会上各院校代表对书稿提出了不少宝贵意见。初稿修改后，又经南京工学院、东北电力学院进行了复审。对此我们表示衷心的感谢。

由于我们水平有限，加之时间紧迫，书中定有不少缺点和错误，希望读者给予批评指正。

编 者

1979年10月于重庆

目 录

前 言

绪 论	1
0-1 泵与风机在国民经济中及热力发电厂中的地位和作用	1
0-2 泵与风机的主要参数	2
0-3 泵与风机的分类	5
0-4 泵与风机发展趋势	9
第一章 泵与风机的叶轮理论	11
1-1 离心式泵与风机的叶轮理论	11
1-2 轴流式泵与风机的叶轮理论	29
思考题	39
习 题	39
第二章 泵与风机的设备性能	41
2-1 功率、损失和效率	41
2-2 泵与风机的性能曲线	47
2-3 相似理论在泵与风机中的应用	55
2-4 无因次性能曲线、通用性能曲线	66
2-5 水泵内的汽蚀	69
2-6 性能曲线的测试方法	86
思考题	101
习 题	101
第三章 泵与风机的结构及平衡、密封问题	104
3-1 电厂中常用的泵与风机典型结构类型	104
3-2 泵与风机的主要部件	115
3-3 轴向力、径向力及其平衡	120
3-4 密封装置	126
思考题	130
第四章 泵与风机的运行和调节	131
4-1 管路特性曲线及工作点	131
4-2 管路特性曲线对泵与风机性能的影响	134
4-3 泵与风机的并联、串联工作	135
4-4 运行工况的调节	140
4-5 泵与风机的切割与加长	149
4-6 泵与风机的启动与运行	153
4-7 运行中的几个问题	159
思考题	172
习 题	172
第五章 泵与风机的选择与设计简述	175
5-1 泵与风机的选择	175
5-2 泵与风机的设计简述	181
*5-3 离心泵叶轮的绘型	190
附录 I 泵与风机的型号编制	
附录 II 性能参数的估算法	
附录 III-1 常用泵的性能曲线综合图	
附录 III-2 4-73型风机的选择曲线	
附录 IV 推荐常用的泵和风机的水力模型和空气动力学图	
附录 V 单位换算	
参考文献	

绪 论

0-1 泵与风机在国民经济中及热力发电厂中的地位和作用

汽轮机、水轮机、泵与风机均属流体机械。前两者是把流体的势能和动能转变为机械能的动力设备，而泵与风机则是把机械能转变为流体（液体、气体）的势能和动能的一种动力设备。

泵与风机广泛地应用在国民经济的各个方面。例如，农业方面的灌溉和排涝，采矿工业中坑道的通风及排水，风动工具和水力采煤的动力，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等，都离不开水泵和风机。此外，在化学工业和原子能工业等部门中，还需用到输送带腐蚀性液体以及金属及非金属液体的特殊泵。

在热力发电厂中，泵与风机起着极为重要的作用。图 0-1 绘出了热力发电厂的系统简图，其中，1 是锅炉汽包，2 是过热器，由过热器引出的过热蒸汽送入汽轮机 3，带动发电机 4 转动。汽轮机的排汽进入凝汽器 5，凝结水经过凝结水泵 6，除盐装置 7，升压水泵 8，依次送到二个低压加热器 9 加热，然后进入除氧器 10 除氧，再由给水泵 11 压过二个高压加热器 12 送入省煤器 13，最后进入锅炉汽包 1 中。

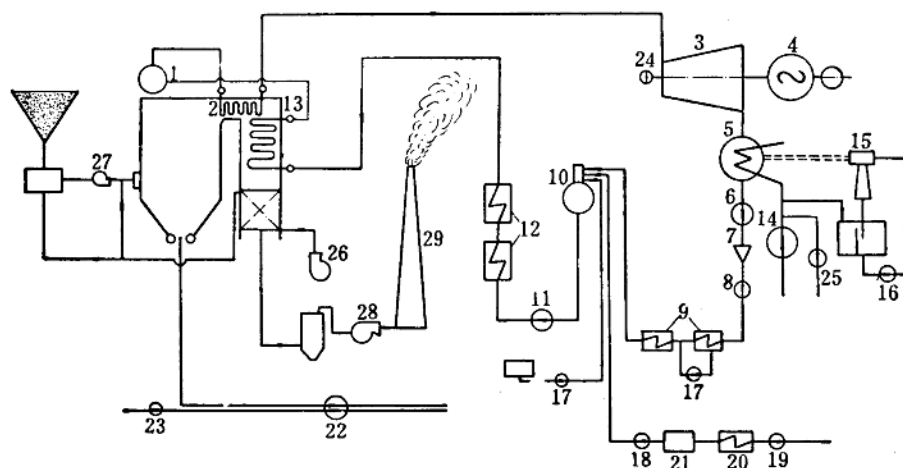


图 0-1 热力发电厂系统简图

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；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

为了使做功后的蒸汽凝结，需设置循环水泵14向凝汽器输送冷却水；为排除凝汽器中的空气和气体，装设有射水抽气器15和射水泵16；为排除各处疏水有疏水泵17；为了补充管路系统的汽水损失，设有补给水泵18，补给水是由生水水泵19将水送入生水预热器20，经化学水处理设备21处理后由补给水泵送入系统的；排除锅炉燃烧后的灰渣需要灰渣泵22和冲灰水泵23。此外还有供汽轮机各轴承润滑用的油泵24，供各水泵风机轴承冷却用水的工业水泵25等等。

另外，炉膛燃烧需要煤粉和很好的通风，为此装设有送风机26，排粉风机27，引风机28，锅炉的排烟最后由烟囱29排入大气。

由图0-1不难看出，用泵输送的介质有给水、凝结水、冷却水、润滑油类等液体；用风机输送的介质有空气、烟气以及煤粉空气混合物等。这些泵和风机应该适应各种不同的工作条件和要求，如循环水泵需输送每小时高达几千吨的大流量，给水泵则要输送几十或几百大气压、温度为 $100\sim 200^{\circ}\text{C}$ 以上的高温流体，吸风机要输送 $100\sim 200^{\circ}\text{C}$ 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，因此，就需要能满足各种工作要求具有不同结构类型的泵与风机。

在发电厂的生产过程中，若泵与风机发生故障，往往会使主机主炉的正常工作受到影响，例如，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。如果给水泵突然发生故障，就会使锅炉缺水，甚至造成锅炉烧干锅的事故。因此，电厂热能动力专业的人员，必须掌握泵与风机的原理、性能和结构，并使它为安全发电服务。

另外，泵与风机所消耗的电量又是十分大的，例如，一个一百万千瓦的发电厂，一般厂用电占机组容量的 $5\sim 10\%$ 左右，即消耗电量 $5\sim 10$ 万千瓦，其中泵与风机所消耗电量（假定全部由电动机驱动）约占大容量机组全部厂用电的 $70\sim 80\%$ ，即消耗电量 $4\sim 8$ 万千瓦。由此可见，提高泵与风机的效率，降低泵与风机的耗电量，是减少发电厂的厂用电、提高发电厂的供电能力、降低发电厂成本的关键。但目前泵与风机在运行中尚存在不少问题，对电厂的安全与经济运行是很不利的。如有的设备陈旧，效率低，需要改造；有的在设备选择时裕量过大，长期在低效区运行；引风机，排粉风机耐磨性差；调节方法只求简便，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发电，而且要能在运行中发挥它的最大效能，尽可能提高它的效率，使泵与风机得到既安全、又经济合理的使用。

0-2 泵与风机的主要参数

泵与风机的主要性能参数包括：流量 Q 、压头 H （水泵称为扬程，风机称为全风压）、功率 N 、效率 η 、转速 n 以及比转数 n_s ，对于水泵来说，还有表示泵汽蚀性能的参数，即汽蚀余量 Δh 或吸上真空高度 H_s 。这些参数反映了泵或风机的整体性能。对于每一台泵或风机，为了使运转较安全和不致使效率下降太多，都规定了一个工作范围。如果泵或风机能在这些参数所规定的工作范围内运转，则可得到既安全又经济合理地使用。

一、流量

流量是指泵与风机在单位时间内所输送流体的数量，它可以用体积流量 Q 表示，也可以用重量流量 G 表示。体积流量 Q 的常用单位为升/秒、米³/秒或米³/时。重量流量的常用单位为牛/秒或千牛/时（公制单位为公斤/秒或吨/时）。

体积流量与重量流量的关系为：

$$G = \gamma Q \quad \text{牛/秒}$$

式中 γ —— 流体重度，牛/米³；

Q —— 体积流量，米³/秒。

如采用公制单位则：

$$G = \gamma Q \quad \text{公斤/秒}$$

式中 γ —— 流体重度，公斤/米³；

Q —— 体积流量，米³/秒。

当温度 $t = 0^\circ\text{C}$ 时，水的重度 γ 为 9810 牛/米³，空气的重度为 12.68 牛/米³，由于空气的重度很小，并随温度、压力的变化而变化，所以在风机设计中，一般不采用重量流量。

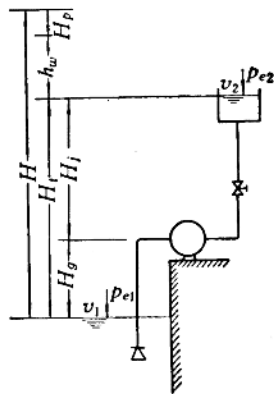


图 0-2 泵的扬程

二、压头

(一) 泵的压头

泵的压头称为扬程，扬程是指单位重量液体通过泵叶轮后所获得的能量增加值，此值仅仅与泵本身有关，而与进、出水管路无关，也不是实际扬水的高度。

水泵在管路系统中工作时，其扬程应包括（图 0-2）：吸水池液面至压水池液面的静压水头 H_s ，两液面之间的压力水头差 H_p 以及流动损失 h_w ；如果进、出水管的直径不同时，在进、出口之间还有速度水头差 $H_d = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$ 。

故水泵的扬程，应为上述各项之和，用符号 H 表示，单位为米液柱高，如果输送的液体是水，则为米水柱高。即：

$$H = H_s + H_p + H_d + h_w$$

式中 H_s —— 静压水头， $H_s = H_d \pm H_g$ ，米，当吸水池液面在泵轴心线以上时， H_g 取“-”号，在轴心线以下时， H_g 取“+”号；

H_d —— 静压出水头，米；

H_g —— 静吸入水头（几何安装高度），米；

h_w —— 总流动损失水头， $h_w = h_{w1} + h_{w2}$ ，米；

H_p —— 压力水头差， $H_p = \frac{p_{e2} - p_{e1}}{\gamma}$ ，米；

其中 p_{e2} —— 排水池液面压力，帕（绝对压力）；

p_{e1} —— 吸水池液面压力，帕（绝对压力）；

γ —— 流体重度，牛/米³。

测量水泵扬程时，通常在泵的入口和出口法兰处各分别装一个真空表和压力表（如果入口压力高于大气压力时，也装压力表）。由其读数和速度水头可以计算出水泵的扬程。

压力表、真空表读数可换算为水柱高度，例如，所输送的液体是水，水的重度等于 9810 牛/米^3 。表压力为 1 工程大气压力时（1 工程大气压力 = 98100 帕或牛/米^2 ），则：

$$H_a = \frac{p_a}{\gamma} = \frac{98100}{9810} = 10 \text{ 米水柱高}$$

所以 1 工程大气压力就相当于 10 米水柱。

当泵入口压力 p （绝对压力）小于大气压力 p_a 时，称为真空，可用下式表示：

$$H_v = \frac{p_a - p}{\gamma} \quad \text{米}$$

当泵入口压力 $p = 0$ 时，则能产生 10 米水柱的真空值，但实际上由于泵入口汽化压力的限制，以及还有流动速度头和流动损失，所以 p 不可能等于零，真空值也总是小于 10 米水柱的。

（二）风机的压头

风机的压头称为全压或全风压，全压系指单位体积的气体流过风机叶轮时所获得的能量增加值，用符号 p 表示，单位为帕或毫米水柱。用毫米水柱的单位是因为风机输送的是气体，它比液体轻得多，例如，在常态情况下，大气压力为 760 毫米汞柱，温度为 20°C ，相对湿度为 50% 时，水的重度为 9793 牛/米^3 ，而空气的重度为 11.77 牛/米^3 ，它们相差 832 倍，所以风机采用毫米水柱而不用米水柱来表示风压。

因为 1 工程大气压 = $9.81 \times 10^4 \text{ 帕}$ ，又，1 工程大气压相当于 10 米水柱 = 10000 毫米水柱，所以，1 毫米水柱高就相当于 9.81 帕。

风机的全压 p 包括静压 p_{st} 和动压 p_d 两部分，即

$$p = p_{st} + p_d \quad \text{帕或毫米水柱}$$

在泵中，动压在全压中所占比例很小，通常不需把静压和动压分开表示，而对于风机来说，动压在全压中所占的比例很大，有时甚至可达全压的 50%。同时还因为在确定管路的工作点时，是采用的静压曲线，因此，风机的风压需要用全压 p 及静压 p_{st} 分别表示。

三、功率

功率系指单位时间内所做功的大小，如果在一秒钟内把 9.81 牛顿重的物体提高到 1 米的高度，这时就对物体做了 $9.81 \text{ 牛} \cdot \text{米}$ 的功，即功率等于 $9.81 \text{ 牛} \cdot \text{米/秒}$ 或 9.81 瓦。瓦的单位在工程上使用起来太小，所以常用千瓦来表示。即

$$1 \text{ 千瓦} = 1000 \text{ 牛} \cdot \text{米/秒或瓦}$$

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，也就是泵与风机的输出功率，用符号 N_e 表示，单位为千瓦。

泵与风机对流体所做的有效功率，必须从原动机那里获得。我们把原动机传递给泵或风机轴上的功率称为轴功率，用符号 N 表示，单位为千瓦。因为在泵与风机内部有各种损失，因而轴功率不可能完全传给流体，所以有效功率始终小于轴功率，即 $N_e < N$ 。由于考

考虑泵与风机运转时可能出现的超负荷情况, 所以原动机的配套功率通常选择得比轴功率大些, 即 $N_g > N > N_e$ 。

四、效率

如前所述, 因为在泵与风机内部有各种损失, 要消耗一部分能量, 轴功率不可能全部变为有效功率。我们把有效功率与轴功率之比称为总效率, 用符号 η 表示。即

$$\eta = \frac{N_e}{N} \times 100\%$$

由上式可见, 当有效功率一定时, 轴功率越小, 则泵与风机的总效率越高, 例如, 某台泵的有效功率为80千瓦, 轴功率为100千瓦, 那么其效率就是80%。

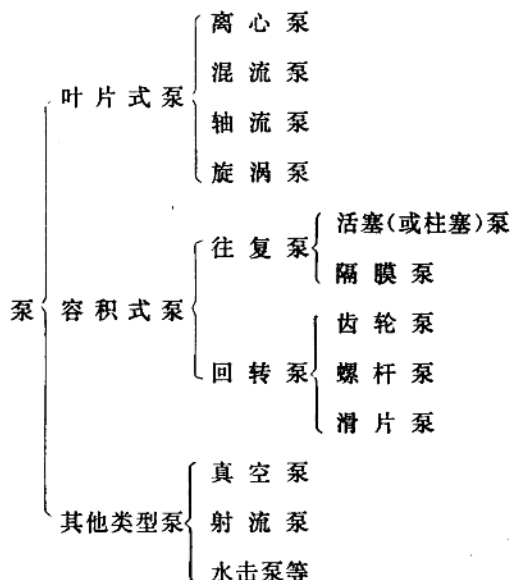
五、转速

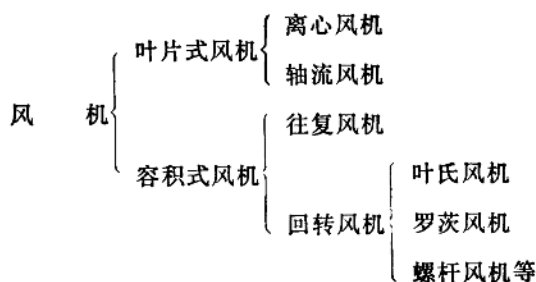
转速系指泵或风机的转轴每分钟的转数, 用符号 n 表示, 单位为转/分。一定的转速, 产生一定的流量 Q 、压头 H , 并对应着一定的轴功率, 当转速改变时, 流量 Q 、压头 H 以及轴功率 N 都将随之改变。所以, 必须按照说明书或铭牌上规定的转速运转, 否则将达不到设计要求, 甚至导致部件超速损伤。

除上述五个参数之外, 还有比转数 n_s , 允许汽蚀余量 $[Δh]$ 或允许吸上真空高度 $[H_s]$, 这些参数将分别在第二章中介绍。

0-3 泵与风机的分类

泵与风机种类繁多, 一般按工作原理, 大致可分类如下:





泵按产生的压力分为：

低压泵：总水头200米水柱以下；

中压泵：总水头200~600米水柱；

高压泵：总水头600米水柱以上。

风机按产生的风压分为：

通风机：风压小于或等于1000~1500毫米水柱；

鼓风机：风压1000~1500毫米水柱到 $29 \times 10^4 \sim 34 \times 10^4$ 帕(3~3.5公斤/厘米²)以内；

压气机：风压在 $29 \times 10^4 \sim 34 \times 10^4$ 帕(3~3.5公斤/厘米²)以上。

通风机按压力大小又可分为：

低压通风机：风压在100毫米水柱以下；

中压通风机：风压在100~300毫米水柱；

高压通风机：风压在300~1500毫米水柱。

各种泵的使用范围如图0-3所示，由图可以看出离心泵所占的区域最大，流量在5~20000米³/时，扬程在8~2800米的范围内。各种风机的使用范围如图0-4所示。这两个图可作为选择泵与风机时的参考。

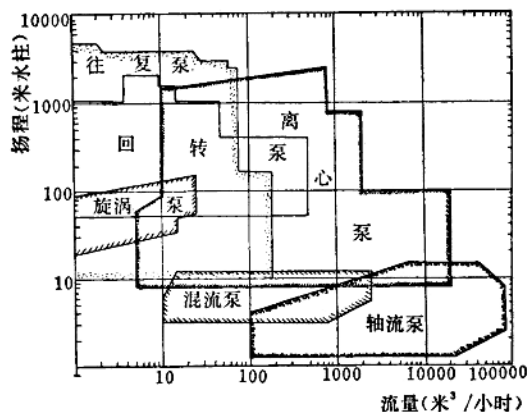


图 0-3 各种泵的使用范围

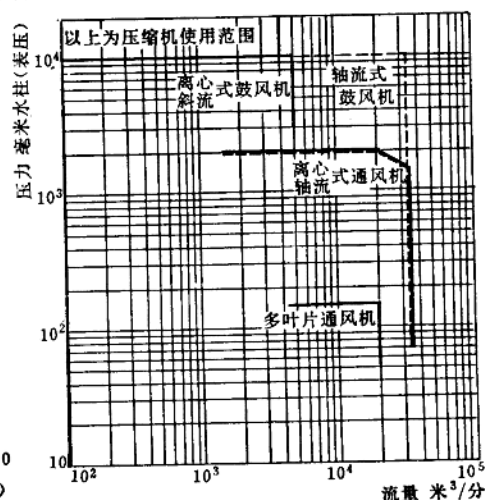


图 0-4 各种风机的使用范围

下面将主要的泵与风机的工作原理、结构特点简述如下:

一、离心式

离心式泵与风机的工作原理是利用叶轮叶片对流体做功,从而使流体通过叶轮后的压能和动能都得到升高,所以能够将流体输送到高处或远处。离心泵最简单的结构型式如图0-5所示,叶轮装在一个螺旋形的压水室(外壳)2内,当叶轮1旋转时,流体通过吸入室3轴向流入,然后转 90° 进入叶轮流道并径向流出,至压水室及扩散管4排出。由于叶轮连续旋转,在叶轮入口处不断形成真空,从而流体将连续不断地由叶轮吸入和排出。

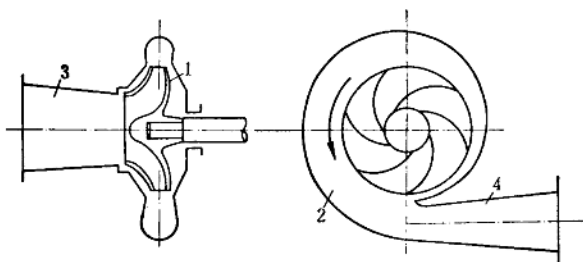


图 0-5 离心泵示意图
1—叶轮; 2—压水室; 3—吸入室; 4—扩散管

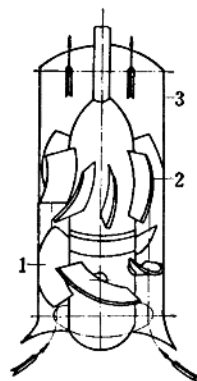


图 0-6 轴流式水泵示意图
1—叶轮; 2—导流器; 3—泵壳

二、轴流式

轴流式泵与风机的工作原理是利用升力对流体做功,使其压能和动能得到升高。其结构如图0-6所示,叶轮1安装在圆筒形泵壳3内,当叶轮旋转时,使流体轴向流入,在叶道内获得能量后,经过导流器2而轴向流出。轴流式的泵与风机适用于大流量、低压头,电厂中可作循环泵及送、吸风机使用。

三、往复式

现以活塞式为例来说明其工作原理和结构,如图0-7所示,活塞泵主要由活塞1在泵缸2内作往复运动来吸入和排出液体。当活塞开始自极左端位置向右移动,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,进入活塞所让出的空间,直至活塞移动到极右端为止,此过程为泵的吸液过程。当活塞从右端开始向左移动时,充满泵的流体受挤压,将吸水阀关闭,并打开压水阀5而排出,此过程称为泵的压水过程。

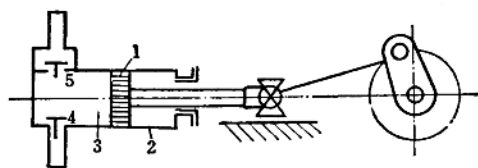


图 0-7 往复泵示意图
1—活塞; 2—泵缸; 3—工作室; 4—吸水阀; 5—压水阀

四、齿轮式

齿轮泵具有一对互相啮合的齿轮,如图0-8所示,图中齿轮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

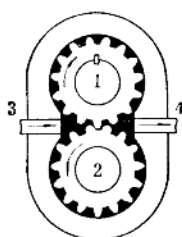


图 0-8 齿轮泵示意图

1—主动轮；2—从动轮；3—吸油管；4—压油管

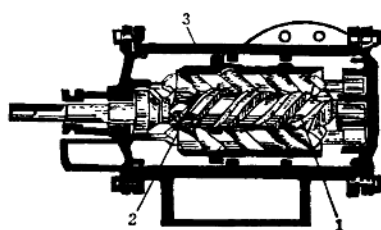


图 0-9 螺杆泵示意图

1—主动螺杆；2—从动螺杆；3—泵壳

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。

五、螺杆式

如图0-9所示，螺杆泵乃是一种利用螺杆互相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 和（有一根、二根或三根的）从动螺杆 2 组成，主动螺杆与从动螺杆作相反方向转动，螺纹互相啮合，流体从吸入口进入，被螺旋轴向推进增压至排出口。此泵适用于高压头、小流量。电厂中常用来作为输送润滑油及调节油的油泵。

六、喷射泵

如图0-10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，因此，使喷嘴附近的液体（或气体）被带走。此时喷嘴出口的后部吸入室造成真空，并抽吸流体 8 与工作流体一起混合，然后通过扩散室 2 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或高压水，前者称为蒸汽喷射泵，后者称为射水抽气器，在电厂中常用于抽除凝汽器中的空气。

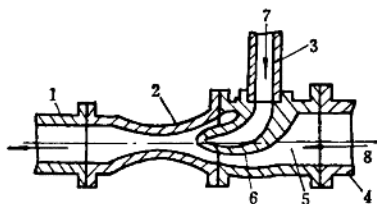


图 0-10 喷射泵示意图

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

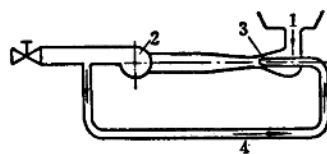


图 0-11 射水-离心泵示意图

1—凝汽器热井；2—离心泵；3—喷嘴；4—再循环管

七、射水-离心泵组

如图0-11所示，它是一个用来代替凝结水泵的泵组。由离心泵出口再循环喷嘴 3 流出的高速射流，与由热井 1 进入喉部的低速凝结水混合在一起，在扩散管中降低速度，把动能转变为压能，进入离心泵 2，再由离心泵升压排出，其中绝大部分流体流经低压加热器和除氧器，最后送至给水泵，还有部分流体便通过再循环管 4 回到喷嘴，继续不断地把凝汽器热井的水抽送出去。国外的使用经验证明，这种泵组，是防止离心泵汽蚀简单经济而

又有效的方法。

以上各种泵与风机，对电厂热能动力专业而言，用得最多的是叶片式泵与风机，而叶片式中，又以离心式和轴流式居多，所以在以后各章中均以离心式和轴流式泵与风机为主要讲述对象。

离心式和轴流式泵与风机的主要优点是转速高，流量大，输出流量均匀，在设计工况下效率高等。随着机组容量的增大，在压力要求增加不大的情况下，轴流式得到了日益广泛的应用。往复式虽能获得高压，但转速低，效率低，笨重，流量不均匀，且最大流量受转速的限制，结构和调节又都比较复杂，因此它的应用受到了一定限制。回转式泵与风机的特征介于离心式和往复式之间，其他形式泵与风机一般效率都较低，然而也各有其特点，故可适用于各种特定的场合。

0-4 泵与风机发展趋势

随着现代科学技术的不断发展，近年来，泵与风机在世界各国都正向着大容量、高转速、高效率及自动化等方面发展。

一、大容量

四十年前，五万千瓦的发电机组被看成一项重大的技术成就，而到今天，国内已先后生产出20万、30万千瓦的发电机组，辅机的容量也相应增大，如我国30万千瓦发电机组配用的两台型号为DG500-240的离心式锅炉给水泵，驱动功率每台为5500千瓦，效率70%，是我国目前已投入运行的最大容量的给水泵。再如该机组所配轴流式送、引风机，型号为0.7-11-No23及0.7-11-No29，驱动功率各为2000千瓦及2500千瓦。

由于发电机组的单机容量由10万、20万……180万千瓦不断迅速增长，因此，作为热力发电厂的辅机——泵与风机也日趋大容量化。如国外已建成的130万千瓦发电机组，采用一台给水泵，其驱动功率为49300千瓦；又如正在筹建的180万千瓦发电机组的给水泵，驱动功率为55147千瓦，因而目前大型锅炉给水泵的驱动功率已接近6万千瓦。给水泵的压力也从超高压 $137 \times 10^5 \sim 157 \times 10^5$ 帕（140~160公斤/厘米²），亚临界压力 $177 \times 10^5 \sim 200 \times 10^5$ 帕（180~220公斤/厘米²），发展到超临界压力 $256 \times 10^5 \sim 294 \times 10^5$ 帕（260~300公斤/厘米²）。近来，更有压力高达 340×10^5 帕（350公斤/厘米²）以上的产品。

风机方面，如国外72.9万千瓦机组的两台离心式送风机，合用一台汽轮机驱动，其驱动功率为10100千瓦。又如国外70.7万千瓦机组的轴流式送、引风机，驱动功率均为11000千瓦。这些都是目前世界上最大的辅助设备。但泵与风机发展到大容量后，所采用的型式是不同的，由于泵要求高压头，因此，仍采用离心式。而风机大容量后，并不要求高的压头，所以向轴流式发展。

二、高速化

在六十年代初期，锅炉给水泵的转速一般均在3000转/分，由于泵与风机容量的迅速增加，尤其是给水泵压力的快速增加，导致转速也很快提高。近十几年来，对现代大型锅炉给水泵的转速，已由3000转/分提高到7500转/分。单级扬程已由200米左右达到1000米

以上,因而使级数大大减少,一般采用2~3级即可满足要求,相应的轴的长度也大为缩短,趋向于采用短而粗的刚性轴。提高转速后所产生的效果如表0-1和图0-12所示。由表中所列的数值可见,当转速由3000转/分提高到7500转/分时,重量减轻了76%,级数由5级减少到2级,这就使泵的外型尺寸大为减小。因此,提高转速后,可以减少体积,减轻重量,节省材料,使搬运维修都较为方便。由此带来的经济效果是十分显著的。

表 0-1 不同转速时锅炉给水泵重量和级数的比较

制造年份	机组容量 (万千瓦)	泵转速 (转/分)	排出压力 帕(公斤/厘米 ²)	单级扬程	级数	泵重量 (千牛)
1960	55	3000	1922×10^4 (196)	341	5	432
1965	60	4700	2217×10^4 (226)	567	4	167
1970	66	7500	2187×10^4 (223)	1143	2	103

由于汽轮机容易变速,而且可以和泵直接驱动,所以目前国外大型机组的给水泵多采用汽轮机驱动。例如,在美国是以40万千瓦机组为界,日本和欧洲一些国家则以25万千瓦



图 0-12 不同转速时锅炉给水泵
体积比较示意图

1—为3000转/分时的泵体积; 2—为4700转/分时的泵体积; 3—为7500转/分时的泵体积

机组为界,大于这个容量的机组,采用汽轮机变速驱动,小于这一容量的则采用电动机变速驱动,但采用电动机时一般均加装增速齿轮和液力联轴器进行变速。目前,我国30万千瓦机组是采用汽轮机驱动。

对于送、引风机,一般仍采用电动机驱动(定转速和可变速的电动机)。目前,大型的送、引风机也有采用汽轮机驱动的趋势,因为采用汽轮机驱动,可以提高机组热效率,并能使驱动风机的汽轮机在相当大的范围内变速,因此,与采用电动机相比,当机组负荷降低时,在提高供电出力 and 降低热耗方面都更为有利。

三、高效率

对大容量的泵与风机,提高效率具有十分重要的意义,世界各国都在研制高效率的水力模型。我国在这方面也进行了大量的工作,产品效率普遍提高,如改进后的DG400-140型锅炉给水泵的效率已达80%, $G_Y 4-73$ 型后弯机翼型叶片离心式送、引风机的效率已达90%以上。

四、自动化

随着科学技术的发展,自动检测技术、自动控制技术和电子计算机已不仅逐步应用于泵与风机的设计、制造过程中,而且还日益广泛地应用在泵与风机的运行上,例如,泵与风机的自动启停,压力、流量、温度等参数的自动检测、显示和控制;主要参数的上下限报警以及泵与风机的自动联锁、保护等。不仅如此,据报导,国外有的泵与风机的实验装置已实现了自动化。总之,自动化水平随着机组大容量化与高速化而不断地发展和提高。

第一章 泵与风机的叶轮理论

1-1 离心式泵与风机的叶轮理论

离心式泵与风机工作时, 由原动机带动叶轮旋转, 叶轮旋转后, 叶轮上的叶片就对流体做功, 从而使通过叶轮的流体能量升高, 因此, 叶轮是实现机械能转换为流体能量的主要部件。为此, 这里将着重讨论叶轮对流体做功的原理, 做功大小的计算, 以及影响做功大小的因素。

一、离心式泵与风机的工作原理

泵与风机的工作过程可以用图1-1来说明。先在叶轮内充满流体, 并在叶轮不同方向上取 A 、 B 、 C …… H 几块流体, 当叶轮旋转时, 各块流体也被叶轮带动一起旋转起来。这时每块流体必然受到一个离心力的作用, 在这个离心力的作用下, 流体的静压能提高了, 这时流体从叶轮的圆心被甩向叶轮的外缘, 于是叶轮中心 O 处就形成了真空。外界流体在大气压力的作用下, 源源不断地沿着吸入管向 O 处补充, 从叶轮得到能量的流体则流入蜗壳或导叶内, 将一部分动能转变为压力能, 然后沿着压力管道排出。这样, 就形成了泵与风机的连续工作。

以上只是对离心式泵与风机的工作原理作了定性的分析。下面, 来进一步分析流体通过叶轮后, 能量增加的大小和与之有关的因素。

如图1-2所示, 假设叶轮外缘封闭, 流体沿流道没有流动, 同时流体之间也没有流动, 即把流道内的流体作为刚体看待。

在叶轮流道内取一流体质点 M , 其所在半径为 r 、厚度为 dr 、宽度为 b , 所对应的圆心角为 $d\varphi$, 则其质量为:

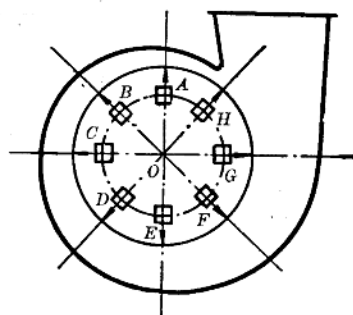


图 1-1 离心式泵与风机工作原理示意图

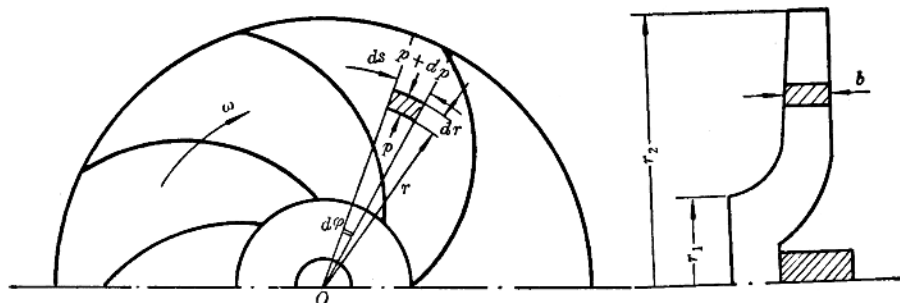


图 1-2 离心式泵与风机的工作原理图

$$dm = \frac{\gamma}{g} r d\varphi dr b$$

当此流体质点随着叶轮以角速度 ω 旋转时, 则产生离心力 dF , 其值等于:

$$dF = dm \frac{u^2}{r} = dm r \omega^2 = \frac{\gamma}{g} d\varphi b \omega^2 r^2 dr$$

此离心力 dF 应被径向压力差所平衡, 即:

$$dF = br d\varphi dp$$

于是:

$$dp = \frac{dF}{br d\varphi} = \frac{\gamma}{g} r \omega^2 dr$$

设流体的重度不变, 且叶轮内缘和外缘的半径各为 r_1 和 r_2 。由 r_1 积分至 r_2 , 则得其相应的压力差为:

$$\begin{aligned} p_2 - p_1 &= \int_{r_1}^{r_2} dp = \frac{\gamma}{g} \omega^2 \int_{r_1}^{r_2} r dr = \frac{\gamma}{g} \omega^2 \left(\frac{r_2^2 - r_1^2}{2} \right) \\ &= \frac{\gamma}{2g} (u_2^2 - u_1^2) \end{aligned} \quad (1-1)$$

单位重量流体在封闭叶轮内旋转时, 由于离心力的作用所提高的静压能为:

$$\frac{\Delta p}{\gamma} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \quad (1-2)$$

式(1-1)指出, 当叶轮外缘封闭时, 叶轮中流体产生的压力差与叶轮圆周速度的平方差成正比, 而圆周速度等于 $r\omega$; 当叶轮尺寸一定、角速度 ω 越大, 即转速越高时, 压力差越大; 当角速度 ω 一定、叶轮内径越小、外径越大, 则压力差就越大, 但内径的减小和外径的增加都受到一些条件的限制, 不能过大或过小; 并且压力差又与流体的重度 γ (或密度 ρ)成正比, 当不同重度的流体通过尺寸相同转速相等的叶轮时, 重度大的流体, 产生的压力差也大。由于液体的重度远大于气体, 因此泵产生的压力远大于风机的压力。

应指出: 式(1-1)是在叶轮外缘封闭无流量输出时流体压力的升高, 完全是由于离心力作用的结果。当有流量输出时, 不仅有离心力的作用, 而且还有流动时的流体动量改变, 因此, 流体获得的全压应由动量矩的改变来得到。详见本节四。

二、流体在叶轮内的运动

为了深入的讨论泵与风机的原理和性能, 必须首先了解流体在叶轮内的运动规律。由于流体在叶轮中的流动比较复杂, 因而在研究其运动规律时, 首先作两点假设。第一个假设是叶轮中的叶片无限多, 即认为流体质点是严格地沿着叶片的形状流动, 也就是说, 流体质点的运动轨迹与叶片的型线相重合。第二个假设是流体为理想流体, 即没有粘性的流体, 由此可暂不考虑叶轮中的流动损失。这样就可以把叶轮中流体的运动作为一元稳定流动来处理。并且由于液体在很大压差下体积变化甚微, 而气体在压差改变不大时, 体积变化也很小。因此, 在泵与风机叶轮中运动的流体可以认为是不可压缩的。

现在再来分析流体在以上假设的叶轮中的流动。

泵与风机工作时, 流体一方面和叶轮一起作旋转运动, 同时又从叶轮的流道里向外流动, 因此, 流体在叶轮里所作的是一种复合运动。

当叶轮带动流体作旋转运动时, 流体质点则具有一个随叶轮旋转的圆周运动 (牵连运动), 如图1-3 (a) 所示, 其运动速度称为圆周速度, 用符号 $\underline{u}$ 表示。它的方向与圆周的切线方向一致, 大小与所在半径 r 及转速 n 有关。而流体的质点又相对于旋转的叶轮在作相对运动, 如图1-3 (b) 所示, 其运动速度称为相对速度, 用符号 $\underline{w}$ 表示。它的方向是流体质点所在处的叶片切线方向, 它的大小与流量 Q 及流道的形状有关, 因而与绝对速度的径向分速度 v_r 及 β 有关。即 $w = \frac{v_r}{\sin \beta}$ 。流体在叶轮内任何瞬间都既作圆周运动, 又作相对运动。我们把流体相对于机壳的运动, 称为绝对运动, 如图1-3 (c) 所示, 其运动速度称为绝对速度, 用符号 $\underline{v}$ 表示, 它是以上两个速度的向量和, 即:

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

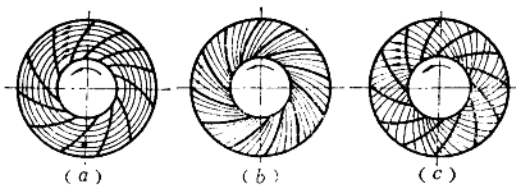


图 1-3 流体在叶轮内的运动
(a) 圆周运动; (b) 相对运动; (c) 绝对运动

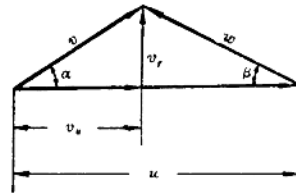


图 1-4 速度三角形

三、速度三角形

由上述关系, 我们可以作出流体在叶轮流道内任意一点的三个速度向量 $\underline{v}$ 、 $\underline{w}$ 及 $\underline{u}$, 由这三个速度组成的向量图, 称为速度三角形, 如图1-4所示。速度三角形是研究流体在叶轮内的能量转换及其性能的基础。叶轮流道内任意一点都可以作出该点的速度三角形。在研究流动状态时, 只需作出叶轮进口及出口的速度三角形就可以了。

为了计算上的方便, 我们把绝对速度 $\underline{v}$ 分解成两个分量: 一个是径向分速 v_r (又称为轴面速度), 它与叶轮的圆周相垂直, $v_r = v \sin \alpha$; 另一个是圆周分速 v_u , 沿圆周方向, $v_u = v \cos \alpha$ 。在速度三角形中, 绝对速度 $\underline{v}$ 与圆周速度 $\underline{u}$ 间的夹角用 α 表示, 相对速度 $\underline{w}$ 和沿反方向的圆周速度 $\underline{u}$ 之间的夹角用 β 表示, 称为流动角。以往风机上习惯用 β 代表 $\underline{w}$ 与同方向的 $\underline{u}$ 之间的夹角。目前国内也已逐步统一到泵规定的方向角。

用符号 β_v 表示叶片的切线和所在圆周切线间的夹角, 称为叶片的安装角, 当流体沿叶片形线运动时, 流动角即等于安装角, 即 $\beta = \beta_v$ 。脚标 “0” 表示进入叶轮前的位置, “1” 表示进入叶道后的位置, “2” 表示流道出口前的位置, “3” 表示流道出口后的位置, “ ∞ ” 表示叶片无限多时的参数。

关于速度三角形的求法, 一般只需知道三个条件就可以作出, 根据泵与风机设计时所采用的参数, 可以较方便的求出 u 、 v_r 和 β 角, 用这三个参数就可以作速度三角形。其求法如下:

(一) 圆周速度 u