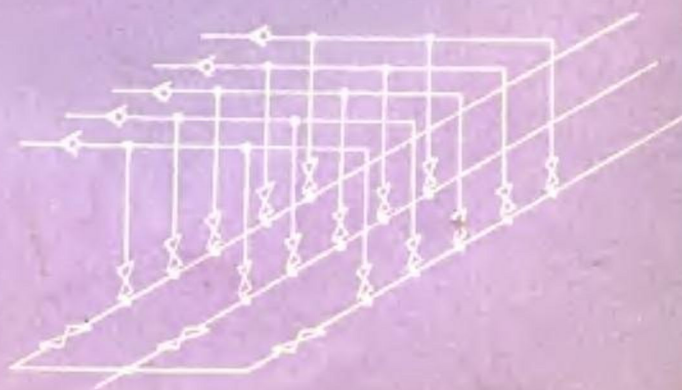


矿井排水装置 运行与 选择设计

煤炭工业
白铭声

42.07

编著



5X09/13

矿井排水装置运行与选择设计

白 铭 声 编著

煤炭工业出版社

内 容 提 要

本书主要阐述矿井排水装置的运行与选择设计。重点讲述了排水装置的作用、组成、装置特性及联合运行的机理,详细地分析了排水装置节能和维护其性能的途径与措施,通过分析传统选型设计存在的问题,指出按耗能最少原则选择排水装置的方法。本书附录介绍了自吸水箱有效容积计算公式及经济管径计算公式的推导。

此书可作为在煤炭及其他采矿工业中从事排水装置运行、管理和选择设计工作的科技人员的参考书,亦可供高等院校师生参考。

责任编辑:李淑琴

矿井排水装置运行与选择设计

白 铭 声 编 著

煤炭工业出版社 出版

(北京安定门外和平里北街21号)

煤炭工业出版社印刷厂 印刷

新华书店北京发行所 发行



开本850×1168mm^{1/32} 印张6⁵/₁₆

字数165千字 印数 1—1,760

1990年9月第1版 1990年9月第1次印刷

ISBN 7-5020-0416-5/TD·377

书号 3206

定价 2.90元

前 言

为适应煤炭工业和其它采矿工业发展的需要，近年来，国内外在排水装置方面，从节约能源、提高可靠性和扩大适应性出发，做了一系列工作并取得了许多研究成果。

本书根据采矿工作者所从事的大量工作是运行和选型的特点，在水泵运行方面，择取了水泵充水方式、以水泵机械特性和流体特性的内在联系为基础的启动方式分析，联合工作的条件和效益，特别是以装置效率这一新概念为理论依据，分析各种节能措施等内容为主；在选择计算方面，着重阐述了从获得较高装置效率出发，进行选型计算的新方法，并对选型中的某些问题做了阐述。

作者希望根据这些新发展和本人研究成果编写的此书，能为从事运行和设计工作的人员提供有益的帮助。

此书采用了与本人编写的《矿井通风机设备运行与组合设计》一书相同的风格，力图深入浅出，既适合于实际应用，又可做为深入研究的基础。

由于作者水平有限，书中难免有不妥之处，希望广大读者批评指正。

本书承刘茂林同志详细审阅提出了宝贵意见，谨致衷心谢意。

编 者

目 录

第一章 绪论	1
§ 1 排水装置的作用及组成	1
§ 2 离心泵工作原理	3
§ 3 管路特性	15
§ 4 工况	19
§ 5 汽蚀与吸水性能	20
第二章 排水装置运行	27
§ 1 装置特性	27
§ 2 充水方式	35
§ 3 水泵启动与停止	47
§ 4 调节	58
第三章 排水装置联合工作	70
§ 1 管路串联应用	70
§ 2 管路并联应用	73
§ 3 水泵串联工作	78
§ 4 水泵并联工作	83
第四章 水泵结构	90
§ 1 常用主排水泵结构	90
§ 2 轴向推力及其平衡	96
§ 3 气泡泵	102
§ 4 射流泵	105
第五章 排水装置节能和维护性能的途径与措施	113
§ 1 装置节能的途径和措施	113
§ 2 维护装置性能的途径和措施	123
§ 3 节能措施的选择	137
第六章 排水装置排水管路中的水力冲击	140
§ 1 工业供水管路中的水力冲击	140
§ 2 矿井排水管路中的水力冲击	150
§ 3 矿井排水管路中水力冲击的防护	153

第七章 排水装置选择设计	160
§ 1 排水系统	160
§ 2 水泵房内装置布置	164
§ 3 选择计算中的某些问题	171
§ 4 选择排水装置	178
§ 5 按耗能最少原则选择排水装置	180
附录 1	191
附录 2	192
参考文献	195

第一章 绪 论

§ 1 排水装置的作用及组成

在矿井建设和生产过程中，大气降水、含水层水、断层水、老空水等水源通过各种渠道涌入矿井，形成矿水。由于各矿的地质、水文地质、地形特征、气候条件的差异，地面和地下积水不同，以及开采方法的不一，其涌水量的大小也不一样，少的每小时几十立方米，多的几百立方米，特大的超过千立方米。几乎没有矿水的干燥矿井只是极少数。

涌入矿井的水依靠自重沿大巷中有一定坡度的排水沟流入水仓，集中起来，而后由排水装置排到地面。图1-1所示为竖井排水装置，由井底车场附近水仓来的水经过篦子1和进水阀2分流进入水井3，混在矿水中的大块物质被拦截在篦子外。当水井中水位上升到规定的上限时，启动水泵4，水井中的水沿进水管7进入水泵，经排水管8送到地面排水沟。排水装置连续工作一段时间，水井以及和它沟通的水仓水位同时下降到下限时，应停止水泵工作。当水位回升到上限时，再启动水泵。这样，将连续涌入矿井的水周期地排除井外，造成良好的环境，保证生产正常进行。

排水装置不仅要及时排除涌水正常时期的矿水，而且还要排除涌水高峰时期的矿水。南方降雨量多的地区，最大涌水量有时达正常时期的2~4倍。当矿井遭到突然涌水的袭击，甚至被淹没的情况下，还必须采取紧急措施抢险排水，以尽早恢复生产。

排水装置始终伴随生产而工作，直到矿井报废为止，才能完成自身的任务。因此，它是矿井生产必不可少的一项重要装置。为了保证顺利开采，要求排水装置必须可靠地工作。除此之外，

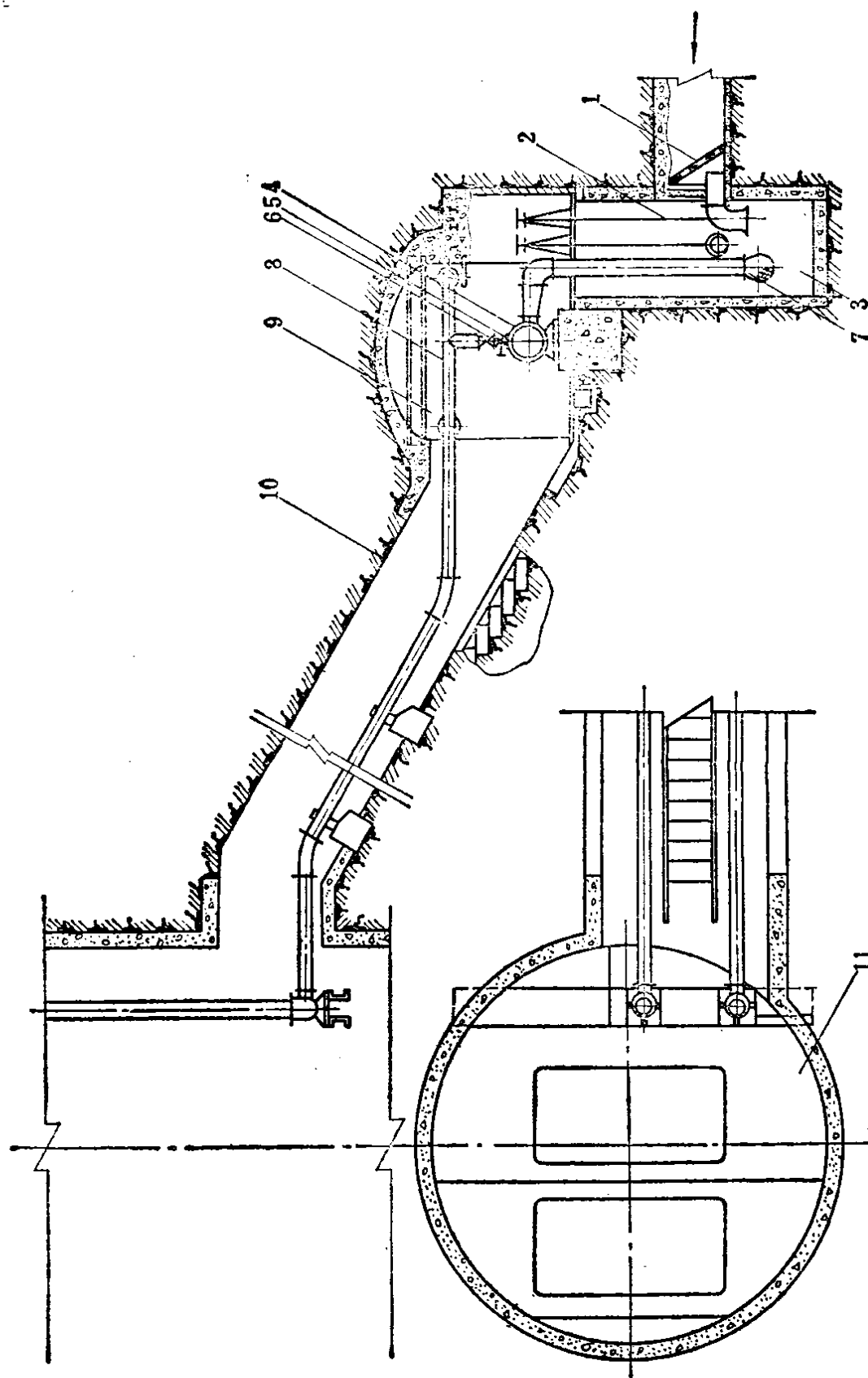


图 1-1 竖井排水装置

1—篦子；2—进水阀；3—水井；4—水泵；5—闸阀；6—止回阀；7—进水
管；8—排水管；9—泵房；10—管子道；11—井筒

由于消耗在排水方面的电量占全矿耗电量的相当大的一部分，因此保证它的经济运行有着十分重要的意义。

排水装置由水泵、电动机、进水管、排水管和 其它 附件组成。从能量观点出发，可将装置分成两部分：泵机组——由水泵和电动机组成，其中水泵的作用是把机械能传递给水，使水获得能量，电动机则把电能转换为拖动水泵的机械能，因此泵机组起着能量转化的作用；另一部分是管路——由进水管、排水管和管路上各种阀门管件组成，水在管中流动时消耗的能量用于克服阻力损失和提高自身的位能。后者是排水装置的最终任务。

§ 2 离心泵工作原理

参看图1-2，离心式水泵启动前必须充满水，而后才能启动。启动达正常转速后，逐渐开启出水口处闸阀11。与此同时，进水管 9 和水井内的水相继进入水泵并经排水管13排至地面。此时，由水井水面到排水管出口形成连续水流，把矿水由井下输送到地面。

水泵由转子和外壳两部分组成。转子由轴 1 和用键固定在轴上的叶轮 2 以及平衡盘 8 等旋转部件组成，外壳由不动的进水段 6、中段 5 和出水段 7 以及轴承和密封等部件组成。

水泵在传递能量过程中主要是靠旋转叶轮的作用。在水充满水泵内腔的情况下，叶轮外围和叶片间的流道中都充满了水。水泵启动后，随着转子的旋转，叶轮亦在充满水的空间中旋转。此时，叶片间流道中的水受到叶片的作用增加了能量并向外缘运动。自叶轮外缘流出的水推动中间段内导水圈 3 和返水圈 4 内的水相继进入次级叶轮并继续增加能量，直至由最后一级叶轮流出的水汇集于出水段螺壳形内腔中，最后通过出水口进入排水管排至地面。水流运动的流程如图中点划线所示。

位于进水段一侧的首级叶轮流道中的水向外缘运动的同时，其进口处形成负压。在此负压和水井水面上大气压的压差作用下，进水管末端的底阀10开启，水井和进水管中的水相继通过进

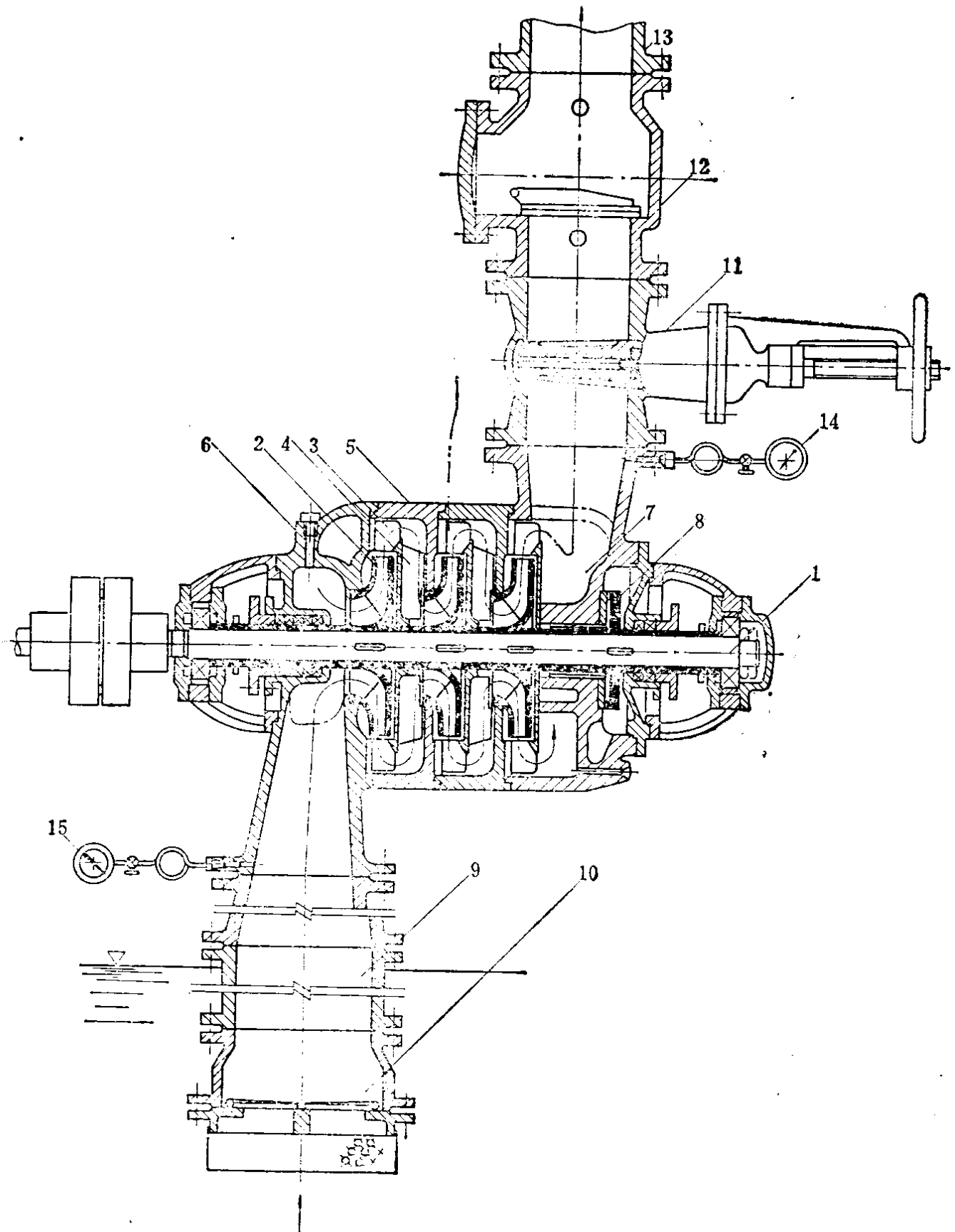


图 1-2 离心式水泵工作示意图

1—轴；2—叶轮；3—导水圈；4—返水圈；5—中段；6—进水段；7—出水段；8—平衡盘；9—进水管；10—底阀；11—闸阀；12—止回阀；13—排水管；14—压力表；15—真空计

水段进入首级叶轮。

在出水口处闸阀开启的情况下，止回阀12的阀板上、下压力差将阀板开启，使水泵出水口的水得以进入排水管排至地面。

水泵工作情况可用压力表14和真空计15监测。

一、工作参数

表征水泵工作状况的基本参数有：流量、扬程、允许吸上真空度、功率、效率和转速。

流量 以“ Q ”表示，是指单位时间内输送水的体积量，常以 $[l/s]$ 或 $[m^3/s]$ 计。

扬程 以“ H ”表示，是指单位重量的水在水泵中增加的能量，以 $[m]$ 计。

允许吸上真空度 以“ H_s ”表示，是标志水泵吸水性能的参数，以 $[m]$ 计。

功率 以“ N ”表示，是指水泵输入功率，又称轴功率，以 $[kW]$ 计。

效率 以“ η ”表示，是指水泵输出功率与输入功率的比值。若水泵流量为 Q ，扬程为 H ，水的密度为 $\rho[kg/m^3]$ ，则输出功率或称有益功率 $N_s = \rho g Q H / 1000 [kW]$ 。此时，效率

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{1000 N} \quad (1-1)$$

转速 以“ n ”表示，是指水泵轴每分钟的转数，以 $[r/min]$ 计。

二、基本方程式

1. 叶片无限多时的理论扬程 $H_{T\infty}$

叶轮旋转时，其叶片间流道中水的运动情况是相当复杂的。为了找到扬程、流量与叶轮几何形状、尺寸、转速之间的关系，可以首先设想一个理想的叶轮，以便于利用数学分析方法得到可以反映上述关系的基本规律。

理想叶轮叶片数为无限多，叶片厚度无限薄，流动中没有任何损失。

叶轮旋转时，叶片间流道中的流体质点一方面随着叶轮旋转而旋转，另一方面又相对于叶片由内缘向外缘流动。前者为牵连运动，后者为相对运动，两者合成为绝对运动。

理想叶轮中水的运动可描绘成图1-3所示的情况。叶轮以角速度 ω 旋转时，叶片内边缘前的水以绝对速度 c_1 流向流道，在外缘处以绝对速度 c_2 脱离叶轮。水在叶片内边缘处的牵连速度（或圆周速度） u_1 与相对速度 w_1 的合成结果显然应与绝对速度 c_1 一致，同样，在叶轮外缘处的牵连速度 u_2 和相对速度 w_2 可以看成是绝对速度 c_2 的分量。

为了便于分析，常把绝对速度 c_1 和 c_2 分成径向速度 c_{1r} 和 c_{2r} 与旋绕速度 c_{1u} 和 c_{2u} 。

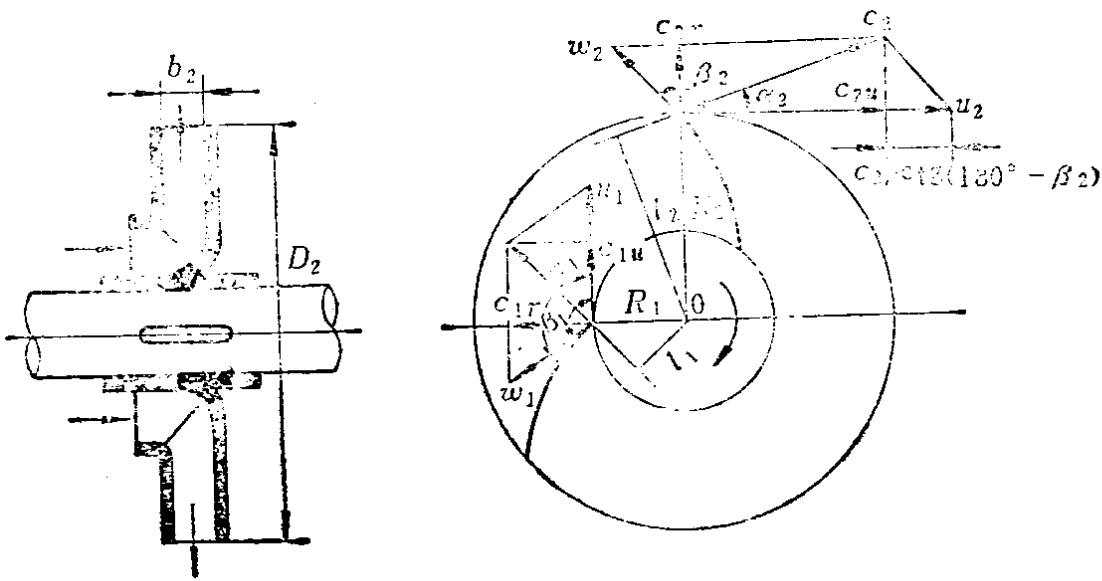


图 1-3 理想叶轮中水流运动速度图

设理想叶轮的扬程为 $H_{T\infty}$ ，理论流量为 Q_T ，此时输出功率为 $\rho g Q_T H_{T\infty}$ ，因为理想叶轮中无损失，则该值应等于输入功率，

$$\text{即} \quad M\omega = \rho g H_{T\infty} Q_T \quad (1-2)$$

这里 M 为外加给叶轮的力矩。根据动量矩定理，此外力矩等于每秒钟流经叶轮入口和出口间水的动量矩增量，即

$$M = \rho Q_T (c_2 b_2 - c_1 b_1) \quad (1-3)$$

参看图1-3, 式中 $l_1 = R_1 \cos \alpha_1$, $l_2 = R_2 \cos \alpha_2$ 又 $c_1 \cos \alpha_1 = c_{1u}$, $c_2 \cos \alpha_2 = c_{2u}$, 同时注意到 $\omega R_1 = u_1$, $\omega R_2 = u_2$, 将 (1-3) 式关系代入 (1-2) 式得叶片无限多时的理论扬程表达式

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g} \quad (1-4)$$

此式即为著称的欧拉方程式。它表明了叶片无限多时的理论扬程与速度参数之间的关系。

当 $c_{1u} = 0$ 时, (1-4) 式变为更简单的形式

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 c_{2u}}{g} \quad (1-5)$$

显然, 此时的 $H_{T\infty}$ 值要比 $c_{1u} \neq 0$ 时大。

2. 叶片有限时的理论扬程 H_T

由于实际叶轮的叶片只有几只, 叶片间流道是扩张的, 流动状态复杂, 因此, 叶片有限时的理论扬程较 (1-5) 式的值小。在此可将该时的扬程简称作理论扬程并表达为

$$H_T = K \frac{u_2 c_{2u}}{g} \quad (1-6)$$

式中修正系数 $k < 1$ 。

3. 理论流量 Q_T

在无泄漏等容积损失的情况下, 理论流量可用下式表达为

$$Q_T = F_2 c_{2r} \quad (1-7)$$

式中叶轮出口面积 $F_2 = \pi D_2 b_2$, D_2 为叶轮外缘直径, b_2 为叶轮出口宽度。

4. 理论扬程特性

由 (1-6) 和 (1-7) 式可以看出, 理论扬程和理论流量都与出口速度参数有关, 利用图1-3出口速度图的速度参数之间的关系可以找到 $c_{2u} = u_2 + c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2$, 利用此关系可以将 H_T 与 Q_T 联系起来, 得到

$$H_T = k \frac{u_2}{g} \left(u_2 + \frac{\operatorname{ctg} \beta_2}{F_2} Q_T \right) \quad (1-8)$$

式中 β_2 为叶片出口角。对于确定的水泵, 以一定转速旋转时, u_2 ,

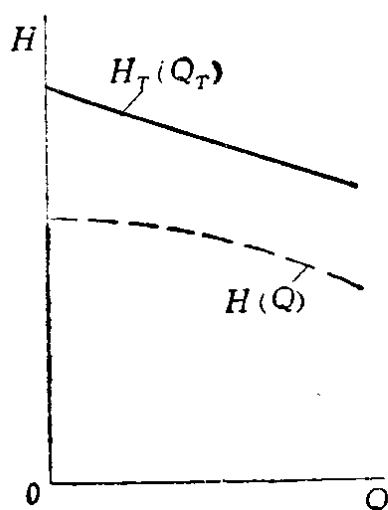


图 1-4 水泵理论和实际扬程特性曲线
——理论扬程特性曲线；-----实际扬程特性曲线

β_2 和 F_2 均为定值。此时，(1-8)式可改写成

$$H_T = A + BQ_T \quad (1-9)$$

式中 A 和 B 为常数。

(1-8) 或 (1-9) 式表达了 H_T 与 Q_T 之间的关系，称为理论扬程特性表达式。利用该式关系可以在 H - Q 坐标图上用图示方法表达理论扬程特性（如图 1-4 所示）为一条直线。由于水泵叶轮叶片出口角 $\beta_2 > 90^\circ$ ，故该直线向下倾斜，表明随着 Q_T 的增加， H_T 逐渐减小。

三、损失和效率

实际上，水泵工作时有各种损失，可分为水力损失，容积损失和机械损失。由于理论扬程和理论流量没有计入损失，因而它们的值大于实际值。

损失的多少可以用相应的效率高低表示，现分述如下：

1. 水力损失和水力效率

水力损失包括摩擦，冲击和涡流损失。由理论扬程减去这些损失之和（ $\Sigma\Delta H$ ）得到实际扬程 $H = H_T - \Sigma\Delta H$ 。实际扬程与理论扬程之比称为水力效率，即

$$\eta_b = \frac{H}{H_T} = 1 - \frac{\Sigma\Delta H}{H_T} \quad (1-10)$$

由此，实际扬程可表达为

$$H = \eta_b H_T = \eta_b k \frac{u_2 c_{2u}}{g} \quad (1-11)$$

2. 容积损失和容积效率

由于水泵转子和固定部件之间的不严密而造成的泄漏和循环

流等容积损失,致使实际流量小于理论流量。由理论流量减去容积损失之和 ($\Sigma \Delta Q$) 得到实际流量 $Q = \sigma Q_T - \Sigma \Delta Q$, 这里的 σ 表示考虑到叶片厚度使叶轮出口面积缩小的系数。实际流量与理论流量之比称为容积效率, 即

$$\eta_0 = \frac{Q}{\sigma Q_T} = 1 - \frac{\Sigma \Delta Q}{\sigma Q_T} \quad (1-12)$$

由此, 实际流量可表达为

$$Q = \sigma \eta_0 Q_T = \eta_0 \sigma \pi D_2 b_2 c_{2r} \quad (1-13)$$

3. 机械损失和机械效率

机械损失包括叶轮底盘外侧与水的机械摩擦损失和轴承摩擦损失等。由水泵轴功率减去该项损失即为传给水的功率 $N_h = N - \Sigma \Delta N_m$ 。后者与前者的比值称为机械效率, 即

$$\eta_m = \frac{N_h}{N} = 1 - \frac{\Sigma \Delta N_m}{N} \quad (1-14)$$

式中文传给水的功率可用 H_T 和 Q_T 两参数表达为 $N_h = \sigma \rho g H_T Q_T / 1000$ kW。

4. 水泵效率与各项效率的关系

利用 (1-11)、(1-13) 和 (1-14) 式的关系分别替换 (1-1) 式中的 Q , H 和 N , 经整理后可得

$$\eta = \eta_h \eta_0 \eta_m \quad (1-15)$$

此式表明水泵的效率等于水力效率, 容积效率和机械效率三者之乘积。

由此可知, 实际功率表达式可写成

$$N = \frac{\rho g Q H}{1000 \eta} \quad (1-16)$$

四、实际特性

实际上很难用计算方法准确地求出水泵的扬程、流量和功率等参数值。水泵工厂提供的水泵特性是利用试验方法得到的。根

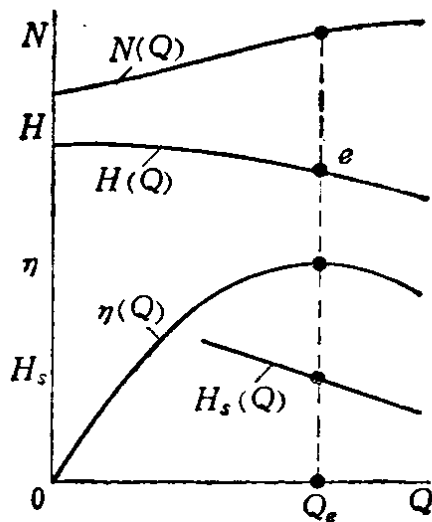


图 1-5 水泵特性曲线

据试验数据绘出一定转速下的扬程、效率、功率和允许吸上真空度与流量的关系曲线，分别称作扬程曲线、效率曲线、功率曲线和允许吸上真空度曲线并顺序以符号 $H(Q)$ 、 $\eta(Q)$ 、 $N(Q)$ 和 $H_s(Q)$ 标志如图 1-5 所示，总称为水泵特性曲线。

由图可看出，水泵有最高效率，与最高效率相应各项参数称为额定参数，通常以下缀“e”表示。例如，以“ Q_e ”表示额定流量。

五、比例定律

彼此相似水泵的特性之间存在着一定关系，这种关系不仅对扩大优性能水泵的规格，而且对水泵运行也有重要意义。

水泵彼此相似条件是：几何相似，运动相似和动力相似。几何相似是指叶轮和各通流部件的几何形状相似；运动相似是指运行时叶轮和各通流部件中各对应位置处流体的对应速度大小成相同比例，方向一致；动力相似是指力相似，主要是粘性力相似，表现为雷诺数彼此相等或均属于自模区。

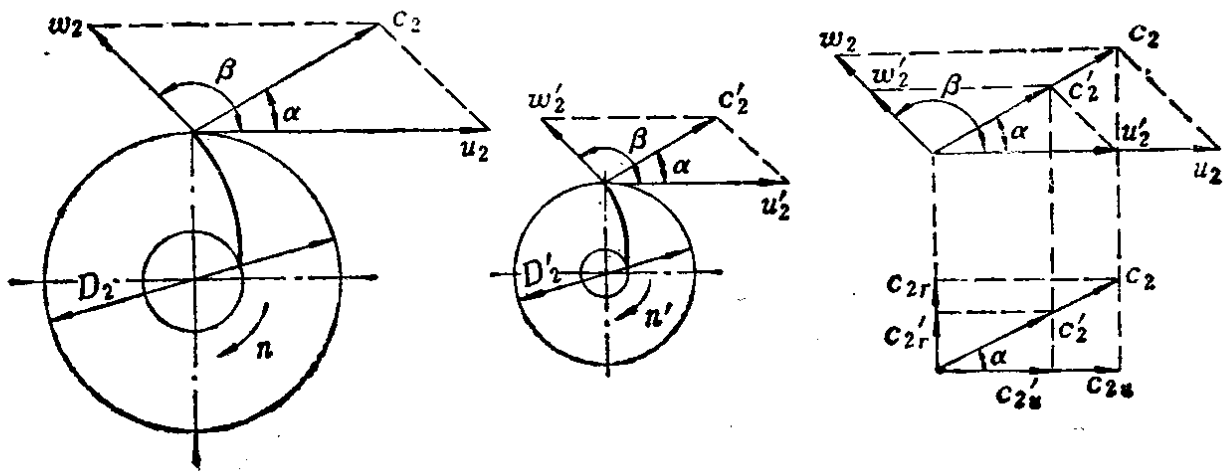


图 1-6 相似叶轮及其速度图

图1-6表示彼此相似叶轮中的任意两个。在几何相似条件下，它们的几何参数之间满足

$$\frac{b_2}{D_2} = \frac{b'_2}{D'_2}, \quad \beta_2 = \beta'_2, \quad \sigma = \sigma'$$

在几何相似条件下，相似运行时的运动参数之间满足

$$\frac{c_{2u}}{u_2} = \frac{c'_{2u}}{u'_2}, \quad \frac{c_{2r}}{u_2} = \frac{c'_{2r}}{u'_2}, \quad k = k'$$

在几何和运动相似条件下，当雷诺数彼此相等或均属于自模区时，彼此运行效率相等

$$\eta = \eta'$$

根据这些相似条件，可以找到它们的扬程之比等于外缘牵连速比的平方，即

$$\frac{H}{H'} = \frac{\eta_h k \frac{c_{2u}}{u_2} \frac{u_2^2}{g}}{\eta'_h k' \frac{c'_{2u}}{u'_2} \frac{u'^2_2}{g}} = \left(\frac{u_2}{u'_2} \right)^2$$

其流量之比等于外缘牵连速度比和外缘直径比的平方之积，即

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{\eta_0 \sigma \pi \frac{b_2}{D_2} \frac{c_{2r}}{u_2} D_2^2 u_2}{\eta'_0 \sigma' \pi \frac{b'_2}{D'_2} \frac{c'_{2r}}{u'_2} D'^2_2 u'_2} = \left(\frac{D_2}{D'_2} \right)^2 \cdot \frac{u_2}{u'_2}$$

利用 $u = \frac{\pi D n}{60}$ 的关系，可以将上述比值改写成如下关系

$$\frac{H}{H'} = \left(\frac{D_2}{D'_2} \right)^2 \left(\frac{n}{n'} \right)^2 \quad (1-17)$$

$$\frac{Q}{Q'} = \left(\frac{D_2}{D'_2} \right)^3 \left(\frac{n}{n'} \right) \quad (1-18)$$

并导出

$$\frac{N}{N'} = \left(\frac{D_2}{D'_2} \right)^3 \left(\frac{n}{n'} \right)^3 \quad (1-19)$$

对于某一确定的水泵，只是转速变化时，由于其自身的尺寸，