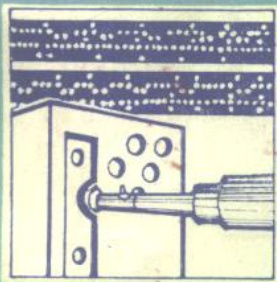


高等学校试用教材



# 水 轮 机

华中工学院程良骏 主编



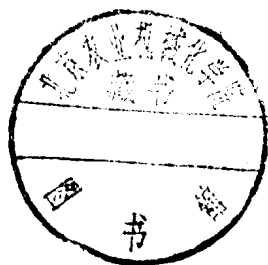
机械工业出版社

TC 5/56

高等学校试用教材

# 水 轮 机

华中工学院程良骏 主编



机械工业出版社

ER70/37

## 水 轮 机

华中工学院程良骏 主编

\*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第 117 号)

机械工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

\*

开本 787×1092<sup>1</sup>/<sub>16</sub>·印张 23·字数 562 千字

1981 年 10 月北京第一版·1981 年 10 月北京第一次印刷

印数 0,001—3,800·定价 2.35 元

\*

统一书号: 15033·5075

# 前 言

本教材是根据一九七八年四月在天津召开的高等学校一机部对口专业座谈会精神及同年九月在兰州召开的“一机部水力机械专业教材编审会”制定的《水轮机》教学大纲和教材编写大纲编写的。

《水轮机》是水力机械专业的主要专业课之一。本书的主要内容包括：水轮机原理、特性及选型计算，水轮机各通流部件的水力设计计算，水轮机主要部件的结构及强度计算。在编写过程中对体系有所改进、内容上作了充实，吸取了近年来国内外研究成果和实践经验。

本书是高等学校水力机械专业的教学用书，也可供从事水轮机设计、制造、运行及科学研究等方面的工程技术人员参考。本教材是按照课程学时数为 90 学时编写的。带 \* 号的章节酌情可安排在实际性环节中讲授或由学生自学。

本书由华中工学院程良骏教授主编，在统稿过程中徐纪方同志协助主编作了大量工作。其中，第一、二、三、四章由华中工学院程良骏教授编写，第五、六、七、十章由罗南逸同志编写，第八、十二、十三章由甘肃工业大学杨荫棠同志编写，第九、十一章由张丕祚同志编写，第十四、十五、十六、十七、十八章由华中工学院徐纪方同志编写。

本书由甘肃工业大学曹鹏副教授主审。

在本书编写过程中，得到哈尔滨大电机研究所、东方电机厂、天津发电设备厂、杭州发电设备厂及天津电气传动设计研究所等单位的帮助和支持。第一机械工业部教材编辑室责任编辑孙祥根同志对本书的编辑出版作了大量工作。我们谨此一并表示感谢。

由于编写者水平有限，书中难免有错误和不妥之处，殷切希望使用本教材的师生及其他读者给予批评指正。

## 常 用 符 号

- $A$ ——过水断面面积,  $m^2$   
 $a$ ——转轮叶片开口,  $mm$   
 $a_0$ ——导叶开度,  $mm$   
 $a_{0M}$ ——模型水轮机导叶开度,  $mm$   
 $B$ ——座环支柱高度,  $m$   
 $b_0$ ——导水机构高度,  $m$   
 $\bar{b}_0$ ——导水机构相对高度,  $\bar{b}_0 = b_0/D_1$   
 $C$ ——离心力,  $N$   
 $C_M$ ——水力矩系数  
 $C_F$ ——水力系数  
 $C_x$ ——阻力系数  
 $C_y$ ——升力系数  
 $D_0$ ——导叶轴线分布圆直径,  $m$ ; 主轴内径,  $m$   
 $D_{0M}$ ——模型水轮机导叶轴线分布圆直径,  $m$   
 $D_1$ ——转轮标称直径,  $m$   
 $D_{1M}$ ——模型转轮标称直径,  $m$   
 $D_2$ ——转轮出口直径,  $m$   
 $D_3$ ——尾水管进口直径,  $m$   
 $D_c$ ——控制环小耳孔分布圆直径,  $m$   
 $D_p$ ——主轴直径,  $m$   
 $D_{sm}$ ——转轮接力器直径,  $m$   
 $D_y$ ——控制环大耳孔所在圆周的直径,  $m$   
 $d_0$ ——射流直径,  $mm$   
 $d_B$ ——转轮体直径,  $m$   
 $\bar{d}_B$ ——轮毂比,  $\bar{d}_B = d_B/D_1$   
 $d_n$ ——喷嘴直径,  $mm$   
 $d_{sm}$ ——导水机构接力器直径,  $m$   
 $E$ ——水流的机械能,  $N \cdot m$ ; 材料的弹性模数,  $N/m^2$   
 $e$ ——水流的单位机械能,  $m$   
 $F$ ——过水断面面积,  $m^2$   
 $G$ ——重量,  $N$   
 $G$ ——用奇点分布法计算轴流式转轮叶片时, 某点的各种速度的矢量和,  $m/s$   
 $G_r$ ——翼型骨线两面  $G$  的切向分量,  $m/s$   
 $H$ ——水头,  $m$   
 $H_{av}$ ——平均水头,  $m$   
 $H_{max}$ ——最大水头,  $m$   
 $H_{min}$ ——最小水头,  $m$   
 $H_r$ ——设计水头,  $m$   
 $H_s$ ——吸出高,  $m$   
 $h_s$ ——理论吸出高,  $m$   
 $J$ ——惯性矩,  $cm^4$   
 $J_p$ ——极惯性矩,  $cm^4$   
 $\bar{K}_i$ ——单翼汽蚀指数  
 $k$ ——蜗壳常数  
 $k_v$ ——速度系数  
 $k_u$ ——圆周速度系数  
 $k_\sigma$ ——汽蚀安全系数  
 $L$ ——翼弦长度,  $mm$ ; 水斗间距,  $mm$   
 $L/t$ ——叶栅密度  
 $L_{II}$ ——导水机构中的转臂长度,  $m$   
 $l_p$ ——转叶机构中的转臂长度,  $m$   
 $M$ ——力矩,  $N \cdot m$   
 $M_0$ ——弯矩,  $N \cdot m/m$   
 $M_h$ ——水力矩,  $N \cdot m$   
 $M_K$ ——扭转力矩,  $N \cdot m$   
 $M_T$ ——摩擦力矩,  $N \cdot m$   
 $M_y$ ——密封力矩,  $N \cdot m$   
 $M'_i$ ——单元水力矩,  $N \cdot m$   
 $N$ ——功率,  $kW, MW$   
 $N'_i$ ——单元功率,  $kW$   
 $N_s$ ——比转速,  $m \cdot HP$   
 $n$ ——转速,  $rpm$   
 $n_0$ ——导叶相对偏心距  
 $n'_i$ ——单元转速,  $rpm$   
 $n'_{i0}$ ——最优单元转速,  $rpm$   
 $n'_{iR}$ ——单元飞逸转速,  $rpm$   
 $n'_{i,r}$ ——设计单元转速,  $rpm$   
 $n_{cr}$ ——临界转速,  $rpm$   
 $n_R$ ——飞逸转速,  $rpm$   
 $n_s$ ——比转速,  $m \cdot kW$   
 $P_b$ ——作用在导叶转臂上的驱动力,  $N$   
 $P_c$ ——连杆作用力,  $N$   
 $P_{co}$ ——转叶机构中推拉架作用力,  $N$

- $P_p$ ——作用在轴流式转轮叶片转臂上的驱动力, N  
 $P_{sm}$ ——接力器作用力, N  
 $P_z$ ——轴向水推力, N  
 $P'_{1z}$ ——单元轴向力, N  
 $P'_{1z1}$ ——作用在一个叶片上的单元轴向力, N  
 $p$ ——水压力, Pa  
 $p_r$ ——额定工作油压, Pa  
 $p_v$ ——汽化压力, Pa  
 $p_{va}$ ——真空压力, Pa  
 $Q$ ——流量, l/s,  $m^3/s$   
 $Q_0$ ——点源; 切力, N/m  
 $Q'_{1z}$ ——单元流量, l/s,  $m^3/s$   
 $Q'_{1z0}$ ——最优单元流量, l/s,  $m^3/s$   
 $Q'_{1z1}$ ——设计单元流量, l/s,  $m^3/s$   
 $Q_r$ ——设计流量, l/s,  $m^3/s$   
 $R$ ——支反力, N  
 $S$ ——接力器行程, mm; 喷针行程, mm  
 $T$ ——拉力, N/m  
 $t$ ——栅距  
 $U$ ——变形位能, N·m  
 $u$ ——圆周速度, m/s; 变形挠度, mm  
 $V$ ——变形动能, N·m; 体积,  $m^3$   
 $v$ ——水流速度, m/s  
 $v_c$ ——蜗壳进口速度, m/s  
 $v_m$ ——轴面速度, m/s  
 $v_r$ —— $v$  的径向分速度, m/s  
 $v_u$ —— $v$  的圆周分速度, m/s  
 $v_x$ —— $v$  的轴向分速度, m/s  
 $v_u r$ ——速度矩,  $m^2/s$   
 $w$ ——相对速度, m/s; 变形挠度, mm; 复势函数  
 $x$ ——内力, N/m; 内力矩, N·m/m  
 $y$ ——变形挠度, mm  
 $z$ ——转轮叶片数  
 $z_0$ ——导叶数  
 $z_{0M}$ ——模型水轮机导叶数  
 $W$ ——断面模数,  $cm^3$   
 $W_p$ ——抗扭断面模数,  $cm^3$   
 $\alpha_0$ ——导叶出流角, °  
 $\alpha_c$ ——蜗壳来流角, °  
 $\alpha_d$ ——导叶出口角, °  
 $\beta$ ——转轮内的水流角, °  
 $\beta_c$ ——叶片安放角, °  
 $\Gamma$ ——环量,  $m^2/s$   
 $\gamma$ ——水的重度,  $N/m^3$   
 $\gamma(s)$ ——旋涡密度  
 $\Delta h$ ——堰顶水头, mm  
 $\delta$ ——蜗壳水流角, °; 叶片厚度, mm; 壳体厚度, mm  
 $\epsilon$ ——导叶偏心距, mm  
 $\zeta$ ——速度系数  
 $\eta_h$ ——水力效率  
 $\eta_{hw}$ ——转轮的水力效率  
 $\eta_n$ ——喷嘴效率  
 $\eta_v$ ——尾水管回能系数  
 $\theta$ ——叶片包角; 变形转角, °  
 $\mu$ ——摩擦系数; 泊桑比; 流量系数; 粘滞系数  
 $\xi_{max}$ ——最大压力上升系数  
 $\pi$ ——无量纲数  
 $\rho$ ——水的密度,  $kg/m^3$   
 $\rho_f$ ——机械损失  
 $\rho_h$ ——水斗的水力损失  
 $\rho_n$ ——喷嘴的水力损失  
 $\rho_s$ ——射流的水力损失  
 $\sigma$ ——汽蚀系数; 过水断面线长度, mm; 等势线长度, mm  
 $\sigma_b$ ——弯曲应力, Pa  
 $\sigma_{co}$ ——综合应力, Pa  
 $\sigma_{cr}$ ——临界汽蚀系数  
 $\sigma_{ex}$ ——外汽蚀指标  
 $\sigma_{in}$ ——内汽蚀指标  
 $\sigma_o$ ——表面张力, N/m  
 $\sigma_p$ ——装置汽蚀系数  
 $\sigma_t$ ——拉应力, Pa  
 $\sigma^*$ ——初生汽蚀系数  
 $\Phi$ ——势函数  
 $\varphi$ ——转轮叶片转角  
 $\varphi_0$ ——蜗壳包角  
 $\chi$ ——螺栓的载荷系数  
 $\Psi$ ——流函数  
 $\Omega$ ——当量力矩,  $kg \cdot m^2/s^2$ ; 面积,  $m^2$   
 $\omega$ ——角速度, rad/s  
 $\omega$ ——旋涡矢量

# 目 录

## 第一篇 反击型水轮机原理

第一章 概述	1
§ 1-1 水轮机的工作参数	1
* § 1-2 水轮机类型和构造概述	4
§ 1-3 水轮机比转速与汽蚀的初步介绍	15
* § 1-4 国内外水轮机的成就与发展概况	17
第二章 反击型水轮机工作原理	25
§ 2-1 反击型水轮机中水流运动的初步分析	25
§ 2-2 反击型水轮机转轮的作用原理	29
§ 2-3 反击型水轮机引水部件的作用原理	31
§ 2-4 反击型水轮机导水部件的作用原理	33
§ 2-5 尾水管的工作原理	34
第三章 水轮机的相似准则	36
§ 3-1 概述	36
§ 3-2 水轮机的相似条件	36
§ 3-3 水轮机的 $\pi$ 数	36
§ 3-4 水轮机的单元工作量	39
§ 3-5 比转速	42
§ 3-6 水轮机相似工况下的效率换算问题	46
第四章 水轮机中的多相流动问题	48
§ 4-1 水轮机中多相流动的意义	48
§ 4-2 水轮机中汽蚀的类型	48
§ 4-3 水轮机的汽蚀系数	50
§ 4-4 汽蚀的水动力学研究	56
§ 4-5 水轮机汽蚀破坏与防护问题	62
§ 4-6 水轮机的泥砂磨损问题	64
§ 4-7 泥砂磨损与汽蚀对水轮机的联合作用	65
第五章 反击型水轮机的模型试验及特性曲线	67
§ 5-1 水轮机模型试验的意义和任务	67
* § 5-2 水轮机模型能量试验	67
* § 5-3 水轮机主要综合特性曲线的绘制	72

* § 5-4 水轮机模型汽蚀试验	77
§ 5-5 水轮机的飘逸特性	81
§ 5-6 水轮机的力特性	83
§ 5-7 转轮后的压力脉动及稳定性指标	89
§ 5-8 反击型水轮机主要综合特性曲线的分析比较	91
第六章 反击型水轮机的标准系列及选型计算	94
§ 6-1 反击型水轮机的标准化	94
* § 6-2 反击型水轮机的系列型谱	96
§ 6-3 选择水轮机的原始资料、任务及原则	102
§ 6-4 水轮机的选型计算	103
* § 6-5 综合运转特性曲线的绘制	107

## 第二篇 反击型水轮机水力设计

第七章 引水部件的水力设计	111
§ 7-1 引水室的型式及适用范围	111
§ 7-2 蜗壳中的水流运动	112
§ 7-3 蜗壳的型式及主要参数的选择	114
§ 7-4 圆形断面蜗壳的水力计算	119
* § 7-5 混凝土蜗壳的水力计算	125
§ 7-6 座环支柱的水力计算	129
第八章 导水机构的水力设计	132
§ 8-1 导水机构的类型	132
§ 8-2 径向式导水机构的几何参数	133
§ 8-3 径向导水机构的水动力学特性	136
§ 8-4 径向导水机构的水力设计	142
* § 8-5 斜向导水机构的水力设计	144
第九章 轴流式转轮的水力设计	148
§ 9-1 概述	148
§ 9-2 转轮中的水流运动及基本假设	149
§ 9-3 转轮设计参数及流道几何参数的确定	154
§ 9-4 奇点分布法概述	157
§ 9-5 翼型骨线的计算	158

§ 9-6 翼型外廓的计算和绘型 .....	170	§ 14-1 水轮发电机组的布置型式 .....	243
* § 9-7 奇点分布规律的选择 .....	173	§ 14-2 混流式水轮机的结构 .....	246
* § 9-8 翼型表面速度和压力的确定 .....	177	§ 14-3 转桨式水轮机的结构 .....	248
* § 9-9 设计步骤 .....	177	§ 14-4 贯流式水力机组的结构 .....	251
第十章 混流式转轮的水力设计 .....	179	§ 14-5 斜流式水轮机的结构 .....	252
§ 10-1 混流式转轮的水力设计方法 .....	179	§ 14-6 小型水轮机的结构 .....	254
§ 10-2 转轮设计参数的确定 .....	181	第十五章 引水部件 .....	257
§ 10-3 转轮流道的确定 .....	182	* § 15-1 金属蜗壳及座环的结构 .....	257
§ 10-4 二元理论 ( $\omega_w = 0$ ) 的轴面流线和 轴面速度的确定 .....	187	§ 15-2 金属蜗壳的强度计算 .....	261
§ 10-5 轴对称势流的特征 .....	190	§ 15-3 没有埋入混凝土中的 座环的强度计算 .....	269
§ 10-6 叶片微分方程式及其 积分——叶片绘形 .....	193	* § 15-4 埋入混凝土中的座环的 强度计算 .....	277
* § 10-7 翼型骨线的加厚 .....	196	第十六章 导水机构 .....	282
* § 10-8 叶片厚度的影响 .....	198	* § 16-1 导水机构的结构 .....	282
§ 10-9 叶片有限数的影响 .....	201	* § 16-2 导水机构运动图的绘制 .....	291
* § 10-10 转轮内液流流动情况的检查 .....	202	§ 16-3 导水机构接力器参数的确定 .....	294
* § 10-11 转轮叶片木模图 .....	204	§ 16-4 导叶 .....	299
第十一章 尾水管 .....	209	* § 16-5 支持盖和顶盖 .....	304
§ 11-1 尾水管的类型 .....	209	§ 16-6 控制环 .....	307
§ 11-2 直锥形尾水管的设计 .....	210	第十七章 转轮 .....	313
§ 11-3 弯曲形尾水管的设计 .....	213	* § 17-1 混流式转轮的结构 .....	313
§ 11-4 尾水管的实验研究 .....	215	§ 17-2 混流式转轮的轴向 水推力及其减轻装置 .....	314
<b>第三篇 冲击型水轮机</b>			
第十二章 切击式水轮机 .....	218	§ 17-3 混流式转轮的强度计算 .....	317
§ 12-1 冲击型水轮机概述 .....	218	* § 17-4 轴流式转轮的结构 .....	322
§ 12-2 射流与水斗的相互作用 .....	220	* § 17-5 转轮接力器的计算 .....	329
§ 12-3 射流对水斗的运动 .....	223	§ 17-6 轴流式转轮叶片的强度计算 .....	335
* § 12-4 切击式水轮机的特性试验 .....	228	* § 17-7 受油器及操作油管 .....	338
* § 12-5 切击式水轮机的选型计算 .....	232	* § 17-8 转桨式水轮机 调速器装置的特征 .....	342
* § 12-6 零件的力学计算 .....	234	第十八章 主轴与轴承 .....	344
第十三章 斜击式水轮机 .....	237	* § 18-1 水轮机主轴的结构 .....	344
§ 13-1 斜击式水轮机的特征 .....	237	§ 18-2 主轴的强度计算 .....	346
§ 13-2 斜击式水轮机的能量转换 .....	237	§ 18-3 主轴的振动计算 .....	351
§ 13-3 斜击式水轮机的特性试验 .....	239	* § 18-4 水轮机导轴承的结构 .....	354
§ 13-4 斜击式水轮机的其它设计参数 .....	242	* § 18-5 推力轴承结构简介 .....	357
<b>第四篇 反击型水轮机结构及强度计算</b>			
*第十四章 结构概述 .....	343	参考文献 .....	359



# 第一篇 反击型水轮机原理

## 第一章 概 述

### § 1-1 水轮机的工作参数

#### 一、水轮机的工作水头

水轮机是把水流付出的机械能转换成转轮的机械能，使转轮和主轴克服各种阻力而连续运转起来的机器。

水流的机械能是水量和水流单位机械能的乘积，水量为：

$$\gamma Qt = \rho g Qt \quad (1-1)$$

式中  $\gamma$  ——水的重度，其值为  $9810 \text{ N/m}^3 \approx 10000 \text{ N/m}^3$ ；

$\rho$  ——水的密度，一般为  $1000 \text{ kg/m}^3$ ；

$g$  ——重力加速度，一般等于  $9.81 \text{ m/s}^2$ ；

$Q$  ——单位时间内流过一既定过流断面的水流体积，叫做流量，一般以  $\text{m}^3/\text{s}$  计；

$t$  ——测量流过该既定过流横断面水量的时间，以  $\text{s}$  计。

所谓既定过流断面是不断地有水流流过的河段上或水管中或其它过流部件中适当选定的一个横断面，选定后就不再随意改变。如果该横断面面积为  $A (\text{m}^2)$ ，水流流过该横断面的平均流速为  $v (\text{m/s})$ ，则流量为

$$Q = Av (\text{m}^3/\text{s}) \quad (1-2)$$

所以水量为  $\gamma Qt = \rho g Qt = 9810 Qt (\text{N})$ ，它实质上是  $t$  时间内流过该过流截面的水流重量。

单位机械能是每单位重量水流的机械能量，以  $e$  表示，即

$$e = \frac{p}{\gamma} + z + \frac{\alpha v^2}{2g} (\text{m}) \quad (1-3)$$

式中  $p$  ——压强 (Pa)；

$p/\gamma$  ——单位压力势能 (m)；

$z$  ——相对于既定基准面的位置高度或称单位位置势能 (m)；

$v$  ——既定过流断面的平均速度 (m/s)；

$\alpha v^2/2g$  ——单位动能 (m)；

$\alpha$  是计及既定过流断面上速度分布不均匀引起单位动能不均匀的系数，称为动能不均匀系数。

由式 (1-1) 及 (1-3) 可知，水流的机械能为

$$E = \gamma Qt e (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (1-4)$$

水流对水轮机付出的机械能为水流在水轮机进口断面  $i-i$  (图 1-1) 与出口断面  $O-O$  处的机械能之差, 即

$$E_i - E_o = \gamma Q t (e_i - e_o) \quad (1-5)$$

水轮机进口断面与出口断面处水流单位机械能之差称为水轮机的工作水头  $H$ , 即

$$H = \frac{E_i - E_o}{\gamma Q t} = e_i - e_o \quad (1-6)$$

由式 (1-3) 有

$$e_i = \frac{p_i}{\gamma} + z_i + \frac{\alpha_i v_i^2}{2g} \quad (1-7)$$

为了求出单位压力势能  $\frac{p_i}{\gamma}$ , 我们对上游  $A-A$  断面和水轮机进口断面  $i-i$  列伯努利方程

$$\frac{p_A}{\gamma} + z_A + \frac{\alpha_A v_A^2}{2g} = \frac{p_i}{\gamma} + z_i + \frac{\alpha_i v_i^2}{2g} + \Delta h_{A-i} \quad (1-8)$$

这里,  $\frac{p_A}{\gamma} = h_A$ , 而  $\Delta h_{A-i}$  是引水管的沿程损失和局部损失 (如进水闸门及弯管等的损失) 之和。

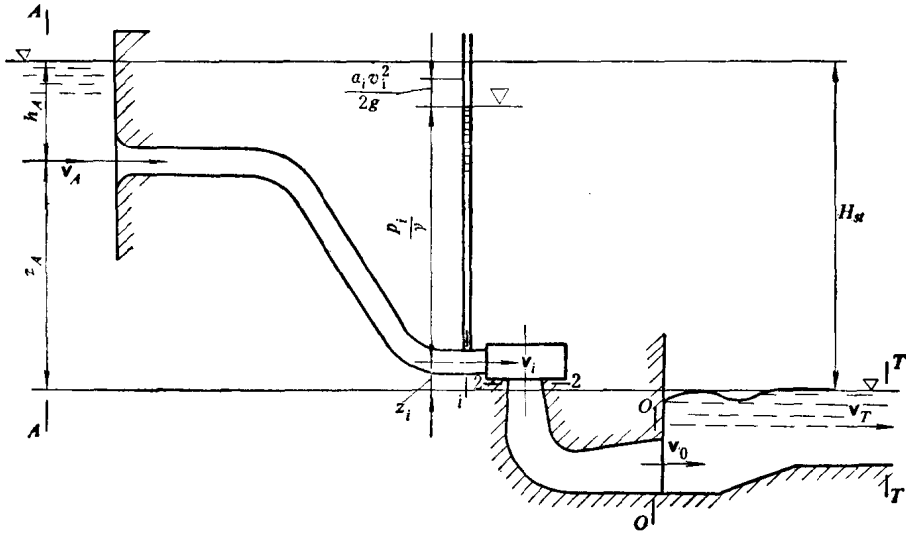


图1-1 水电站和水轮机的水头

由图 1-1 可见,  $h_A + z_A = H_{st}$ ,  $H_{st}$  是水电站的静态水头, 即上下游水位差。于是由式 (1-8) 得

$$\frac{p_i}{\gamma} = H_{st} - z_i + \frac{\alpha_A v_A^2}{2g} - \frac{\alpha_i v_i^2}{2g} - \Delta h_{A-i} \quad (1-9)$$

将上式代入式 (1-7), 则有

$$e_i = H_{st} + \frac{\alpha_A v_A^2}{2g} - \Delta h_{A-i} \quad (1-10)$$

出口截面  $O-O$  (图 1-1) 相对于下游水面的单位能量  $e_o$  可以按不同的方式确定, 因而相

应得到不同的水轮机水头的表达式。

为了与水轮机试验的国际规程一致， $e_o$ 按下式确定

$$e_o = \frac{p_o}{\gamma} - z_o + \frac{\alpha_o v_o^2}{2g} = \Delta h_o + \frac{\alpha_o v_o^2}{2g} \quad (1-11)$$

这里  $\Delta h_o = \frac{p_o}{\gamma} - z_o$ ，显然只有  $\frac{p_o}{\gamma} = z_o$ ，才有  $\Delta h_o = 0$ ， $v_o = Q/A_o$ ，其中  $Q$ ——水轮机的流量， $A_o$ —— $O-O$  断面的面积。

将式 (1-10) 及 (1-11) 代入式 (1-6) 则水轮机的工作水头为

$$H = H_{st} - \Delta h_{A-i} + \frac{\alpha_A v_A^2}{2g} - \Delta h_o - \frac{\alpha_o v_o^2}{2g} \quad (1-12)$$

由于面积  $A_o$  与水轮机的结构有关，而且  $A_o$  越大， $\alpha_o v_o^2/2g$  就越小，所以有时可以只计及出口断面的单位势能，即  $e_o = \Delta h_o$ 。于是

$$H = H_{st} - \Delta h_{A-i} + \frac{\alpha_A v_A^2}{2g} - \Delta h_o \quad (1-13)$$

如取距水轮机有一定距离的下游断面  $T-T$  为出口断面，则

$$e_o = \frac{\alpha_T v_T^2}{2g}$$

于是

$$H = H_{st} - \Delta h_{A-i} + \frac{\alpha_A v_A^2}{2g} - \frac{\alpha_T v_T^2}{2g} \quad (1-14)$$

这就是说，水轮机的工作水头等于水电站的净水头。如果  $\alpha_A v_A^2/2g = \alpha_T v_T^2/2g$ ，则

$$H = H_{st} - \Delta h_{A-i} \quad (1-15)$$

实际上水轮机的工作水头可按此式计算，当然  $\Delta h_{A-i}$  需根据具体情况考虑。

## 二、水轮机的功率和效率

水流对水轮机每秒钟付出的机械能为

$$\begin{aligned} N_s &= \frac{E_i - E_o}{t} = \frac{\gamma Q t (e_i - e_o)}{t} = \gamma Q H = \rho g Q H \\ &= 1000 \times 9.81 Q H = 9810 Q H \text{ (W)} = 9.81 Q H \text{ (kW)} \end{aligned} \quad (1-16)$$

注意到流量  $Q$  中有一部分  $q$  损失了，通过水轮机转轮作功的实际流量为

$$Q - q = Q \left( 1 - \frac{q}{Q} \right) = Q (1 - \xi_q) = Q \eta_q \quad (1-17)$$

$\xi_q = \frac{q}{Q}$  叫作相对容积损失，而  $1 - \xi_q = \eta_q$  就叫作容积效率。

于是，水流真正付给转轮的功率为  $\gamma Q \eta_q H$ 。但这个功率中一部分  $\Delta N_h$  将用来克服水力阻力而损失掉。若水轮机中的水力损失为  $\Delta h_h$ ，则

$$\Delta N_h = \gamma Q \eta_q \Delta h_h$$

令

$$\xi_h = \frac{\Delta N_h}{\gamma Q \eta_q H} = \frac{\Delta h_h}{H} \quad (1-18)$$

并称之为相对水力损失，而

$$\eta_h = 1 - \xi_h \quad (1-19)$$

就叫水力效率。

当转轮在水中转动时，为了克服水对旋转的阻力，还要消耗一部分功率，叫作盘旋损失或圆盘损失，以  $\Delta N_d$  表之。

令  $\xi_d = \frac{\Delta N_d}{\gamma Q \eta_q H}$  并称之为相对盘旋损失，而  $1 - \xi_d = \eta_d$  则称为内部机械效率。

同时，克服主轴与轴承之间的机械摩擦阻力要消耗功率  $\Delta N_m$ ，这叫作外部机械摩擦损失。令  $\xi_m = \frac{\Delta N_m}{\gamma Q \eta_q H}$  并称之为相对外部机械摩擦损失，而  $1 - \xi_m = \eta_m$  则称为外部机械效率。

于是水轮机主轴轴端能发出的功率为

$$\begin{aligned} N &= \gamma Q \eta_q H - \Delta N_h - \Delta N_d - \Delta N_m \\ &= K Q \eta_q H \left( 1 - \frac{\Delta N_h + \Delta N_d + \Delta N_m}{\gamma Q \eta_q H} \right) \\ &= \gamma Q \eta_q H (1 - \xi_h - \xi_d - \xi_m) \\ &\approx \gamma Q \eta_q H (1 - \xi_h)(1 - \xi_d)(1 - \xi_m) \ominus \\ &\approx \gamma Q H \eta_q \eta_h \eta_d \eta_m \\ &= \gamma Q H \eta = 9.81 Q H \eta \text{ (kW)} \end{aligned} \quad (1-20)$$

所以，水轮机的总效率为

$$\eta = \eta_q \eta_h \eta_d \eta_m \quad (1-21)$$

水轮机的轴端功率必须用来克服工作机械（例如发电机）对主轴产生的阻力矩  $M$ ，并在稳定状态下以每分钟  $n$  转的速度旋转。此时

$$N = M \frac{2\pi n}{60} = M \omega = \gamma Q H \eta \quad (1-22)$$

式中  $\omega$  是角速度，以 rad/s 计，轴端力矩  $M$  以 N·m 计。

水头  $H$ 、流量  $Q$ 、转速  $n$  和力矩  $M$  及效率  $\eta$  都是水轮机的一些基本工作参数。

## \* § 1-2 水轮机类型和构造概述

根据转轮前后水流单位压力势能  $\frac{p_1}{\gamma}$  与  $\frac{p_2}{\gamma}$  是否相等的原则把水轮机分成所谓反击型和冲击型两大类，即

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} > 0 \text{ 的为反击型水轮机；}$$

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = 0 \text{ 的为冲击型水轮机。}$$

再参考转轮中水流流动的形式，配合转轮构造特征或水流作用于转轮上的方向等条件，把两类水轮机分成下列各式：

⊖ 这里有关相对损失的连乘积数值很小，可忽略不计。

- |     |   |              |                                    |
|-----|---|--------------|------------------------------------|
| 反击型 | } | 1. 辐流式 (FL)  |                                    |
|     |   | 2. 混流式 (HL)  |                                    |
|     |   | 3. 斜流式 (XL)  | { (1) 斜流定桨式 (XD)<br>(2) 斜流转桨式 (XZ) |
|     |   | 4. 轴流式 (ZL)  | { (1) 轴流定桨式 (ZD)<br>(2) 轴流转桨式 (ZZ) |
|     |   | 5. 贯流式 (GL)  | { (1) 贯流定桨式 (GD)<br>(2) 贯流转桨式 (GZ) |
| 冲击型 | } | 1. 切击式 (QJ)⊖ |                                    |
|     |   | 2. 斜击式 (XJ)  |                                    |
|     |   | 3. 双击式 (SJ)  |                                    |
|     |   | 4. 环击式 (HJ)  |                                    |

我们也可依从一般习惯分别称反击型中的 1 和 2 为法兰西斯式, 4 中的 (2) 为卡普兰式, (1) 为螺桨式; 而冲击型中的 1 为培尔登式, 2 为仇戈式, 3 为班克式, 4 为司芬切克斯式。

由于同一型式水轮机的转轮有各种各样的几何形状, 我们把不同直径但几何形状相似的转轮归纳起来, 称之为系列。

水轮机的装置形式如图 1-2 所示。根本区别不外乎开敞式和封闭式两种。就转轮的布置方式来说有立式和卧式, 就转轮数目来说有单轮和多轮, 其中多轮的装置尚有如图 1-3 的各种方案可供参考。

### 一、辐流式和混流式水轮机的构造概述

图 1-4 为美国大古力水电站水轮发电机组。该机组采用了当前世界上最大的混流式水轮机, 其转轮直径  $D_1 = 9.5 \text{ m}$ ,  $n = 85.7 \text{ rpm}$ , 水头变化范围为  $67 \sim 108 \text{ m}$ , 当水头为  $87 \text{ m}$  时功率为  $700 \text{ MW}$ 。

今将辐流式和混流式水轮机各过流部件概述如下。

#### 1. 转轮

辐流式和混流式习惯上称为法兰西斯式。事实上, 早在 1838 年就有了。到 1847 年经过美国人法兰西斯研究改良, 其后又经过许多人进一步的改进, 发展到现在, 已自成一个体系。这个体系的特点是水流经过转轮的流动方向在一定程度上可视作辐向进入, 然后轴向流出。其中辐向程度大的就叫作辐流式。图 1-5 a 为辐流式转轮, b、c 为混流式转轮。它们是在不同水头、流量条件下, 为了更安全、更经济地转换水流机械能而演变出的。但皆由上冠 1、下环 2 和若干叶片 3 组成。混流式转轮一般取进口处的最大直径, 即转轮下环与叶片进口边缘的交点所相应的直径, 作为标称直径  $D_1$ 。图 1-4 中的混流式水轮机标称直径为  $9.5 \text{ m}$ 。

⊖ 有称切击式为冲击式而用 CJ 作代号的。

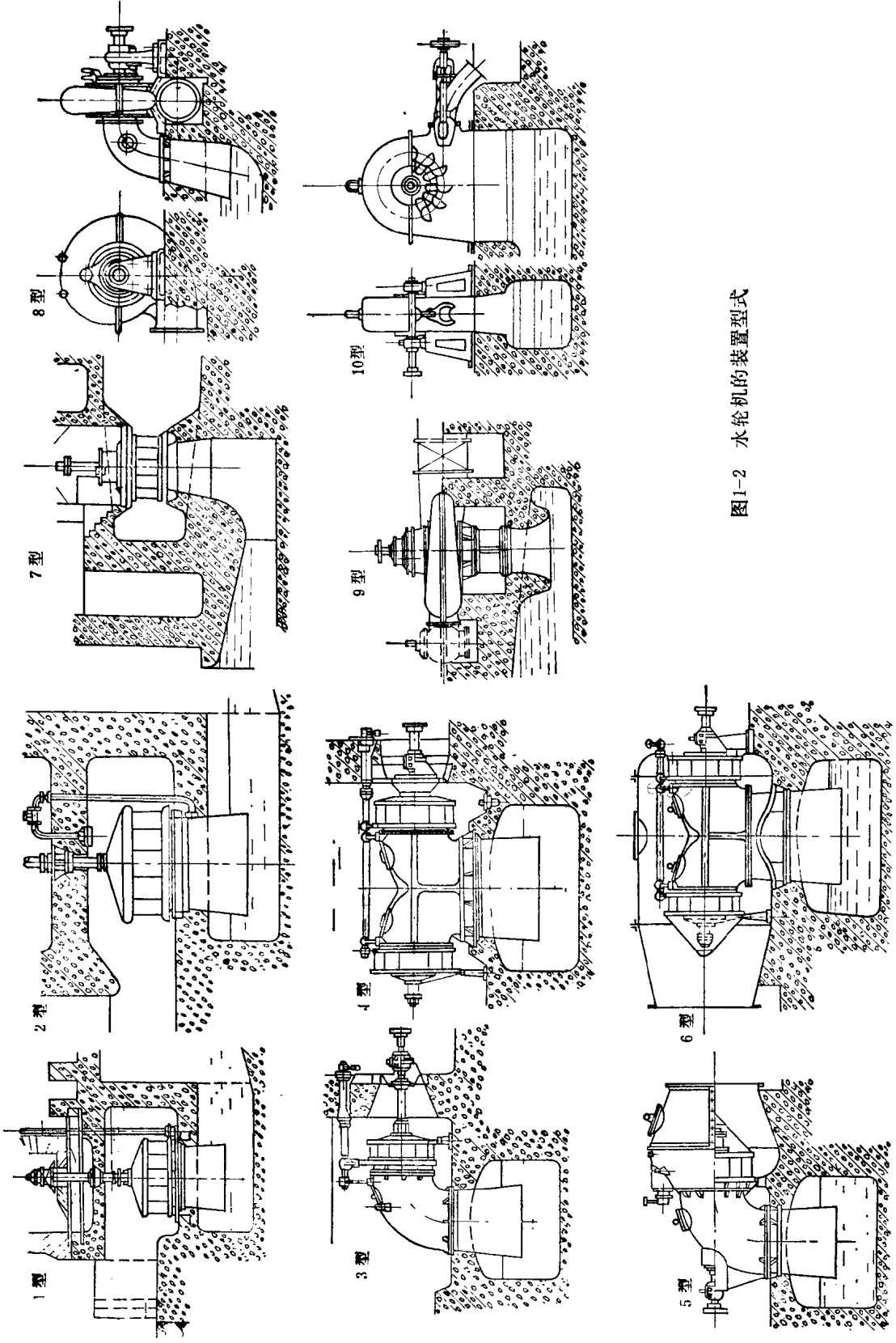


图1-2 水轮机的装置型式

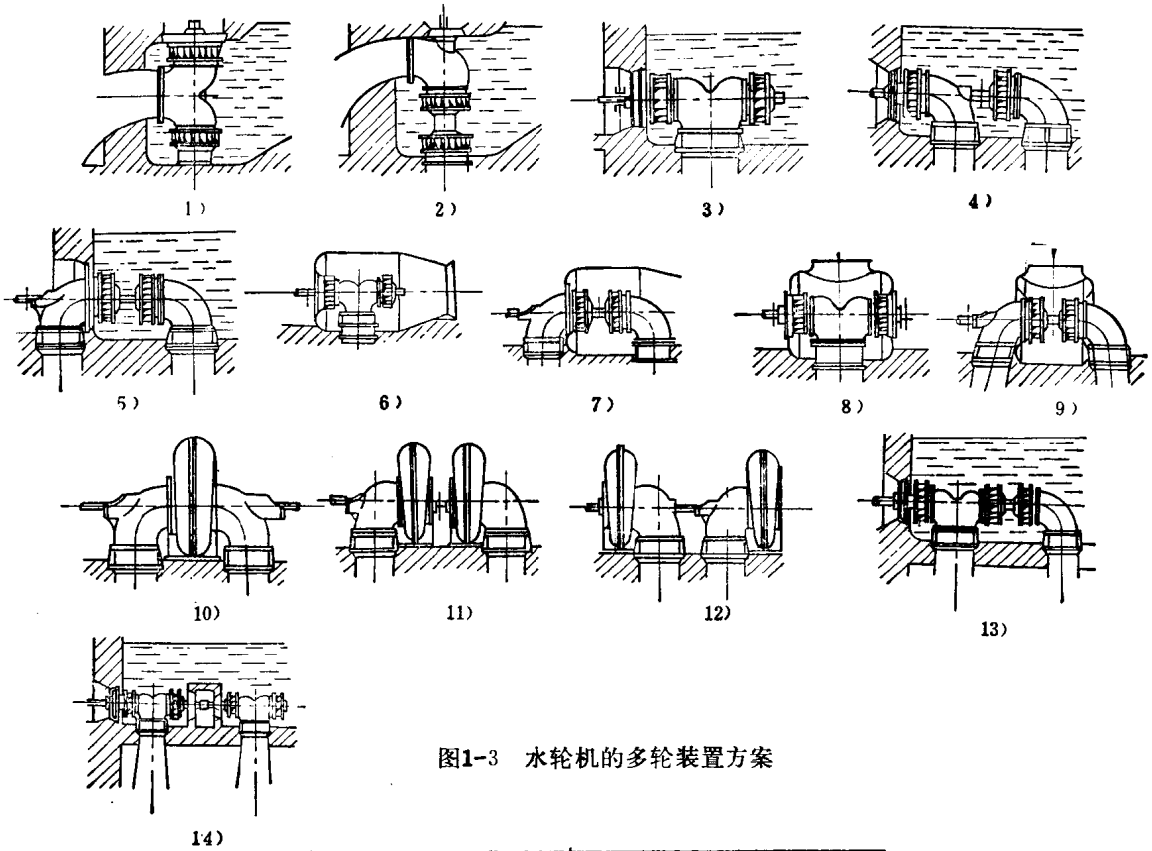


图1-3 水轮机的多轮装置方案

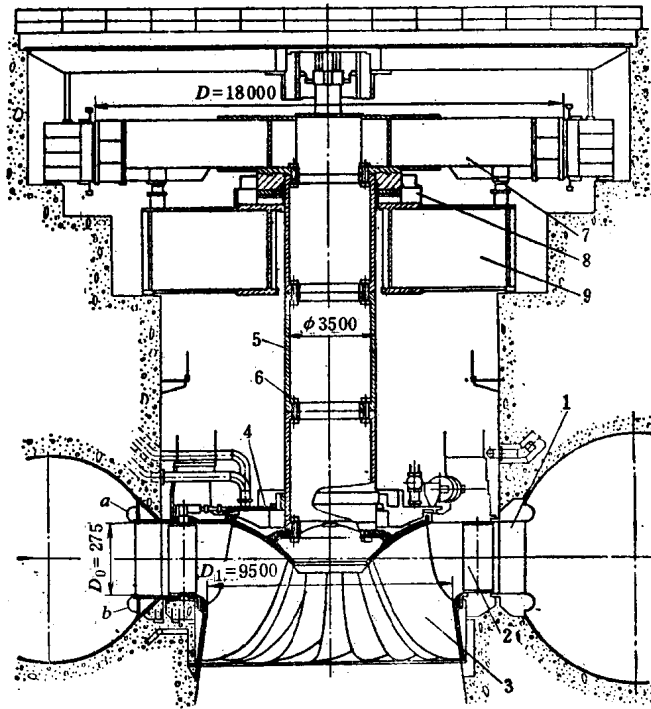


图1-4 混流式水轮发电机组

- 1—座环 2—导水机构 3—转轮 4—顶盖 5—主轴 6—主轴法兰  
7—发电机转子 8—推力轴承 9—发电机下机架

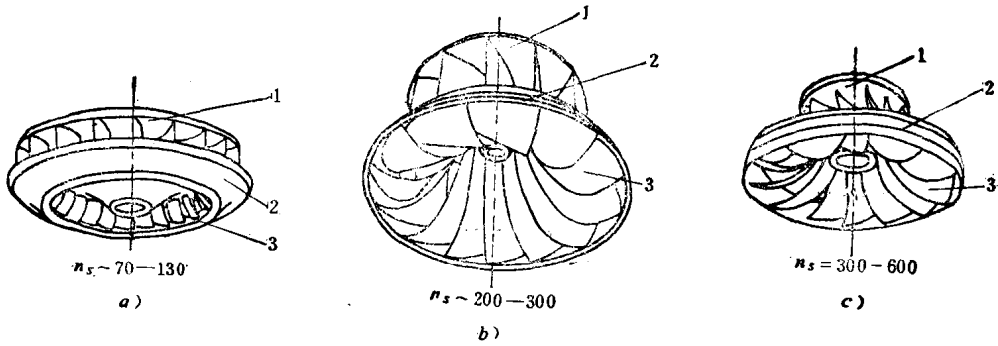


图1-5 辐流式和混流式转轮

## 2. 引水部件

辐流式和混流式水轮机引水部件有明槽式，鼓壳式（即罐式），金属蜗壳式及混凝土蜗壳式（仅在个别情况下，用于低水头混流式水轮机）。我国水轮机牌号中，分别用M, G, J及H表示这四种引水方式。用W表示主轴按卧式布置，而用L表示按立式布置。于是水轮机的装置形式用以下符号表示：

- (1) WM（卧轴明槽）（图 1-2, 3 型）；
- (2) LM（立轴明槽）（图 1-2, 1 型）；
- (3) WG（卧轴罐式）（图 1-2, 5 型）；
- (4) WJ（卧轴金属蜗壳式）（图 1-2, 8 型）；
- (5) LJ（立轴金属蜗壳式）（图 1-2, 9 型）；
- (6) LH（立轴混凝土蜗壳式）（图 1-2, 7 型）。

至于何种情况下采用何种形状的引水部件，将在第七章中叙述。现在可以指出的是各种引水部件的功用是在安全经济的条件下使水流顺利地进入转轮。

引水部件中还包括座环（图1-6），它将水轮机和发电机的重量，水流的轴向推力及蜗壳上面的部分混凝土重量传递到水电站的基础上去，同时协同蜗壳（图 1-7）使水流以一定的方向并且轴对称地进入导水机构。图 1-8 示出了金属蜗壳与座环的连接。

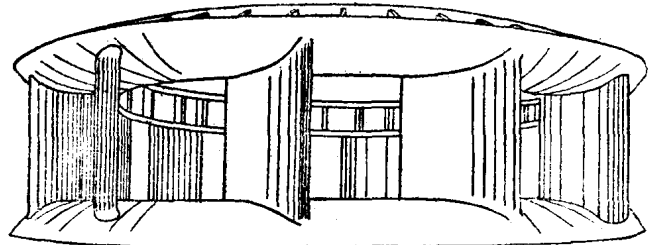


图1-6 混流式水轮机的座环

## 3. 导水机构

导水机构用于调节水轮机流量，大多数导水机构是可以转动的多导叶式，即芬克式导水机构（图 1-9），是 1877 年德国工程师芬克发明的，由轴线与水轮机主轴平行，并均布在圆柱面上的若干个导叶组成。经过不断改进，形成了现代的结构（图 1-10），其每一导叶转轴的上端穿过水轮机的顶盖 3，并固定在转臂 6 上。转臂通过连杆 7 与

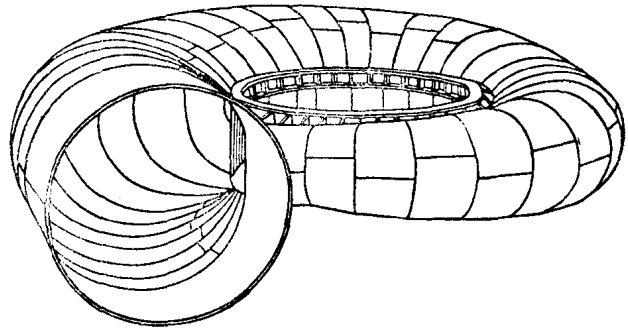


图1-7 水轮机蜗壳



控制环 4 联系而组成转动导叶的四连杆机构。控制环在固定于顶盖上的支承环内滑动，或直接在顶盖上的槽道内滑动。控制环通过销轴 5 与推拉杆 2 铰接。当接力器 1 的活塞移动时，就通过与其铰接的推拉杆驱动控制环转动，于是导叶的开度变化，从而改变水流速度的大小和方向，以达到调节流量的目的。

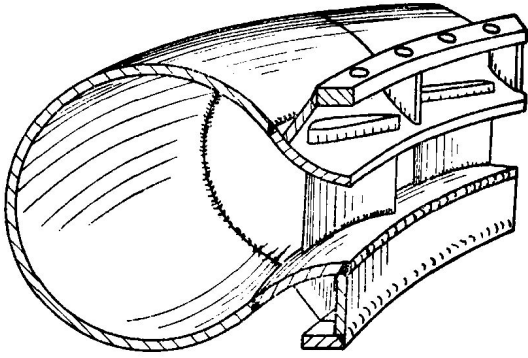


图1-8 蜗壳与座环

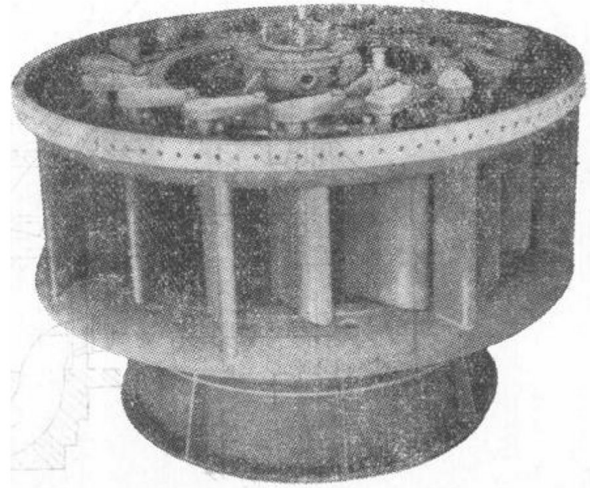


图1-9 芬克式导水机构

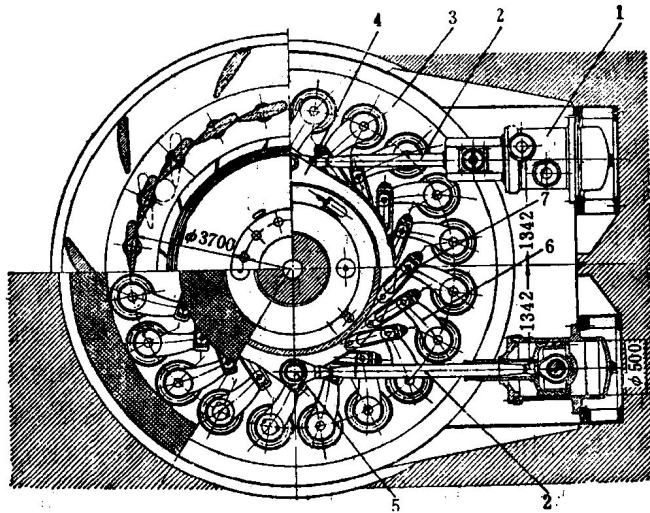


图1-10 现代的导水机构

#### 4. 尾水管

水轮机的出水部件习惯上称为尾水管或吸出管，其形式如图 1-11 所示。

尾水管的功用主要是使转轮出口处水流压力下降，造成一定的真空，来回收水流离开转轮时的部分动能和回收转轮高出下游水面的那一段位能。它回收动能的程度与其形状紧密地联系着。同时回收动能的程度及尾水管的形状，也直接影响到水轮机的经济性和安全性以及整个水电站的建筑费用。因此，应合理地设计和选择尾水管（详见第十一章）。