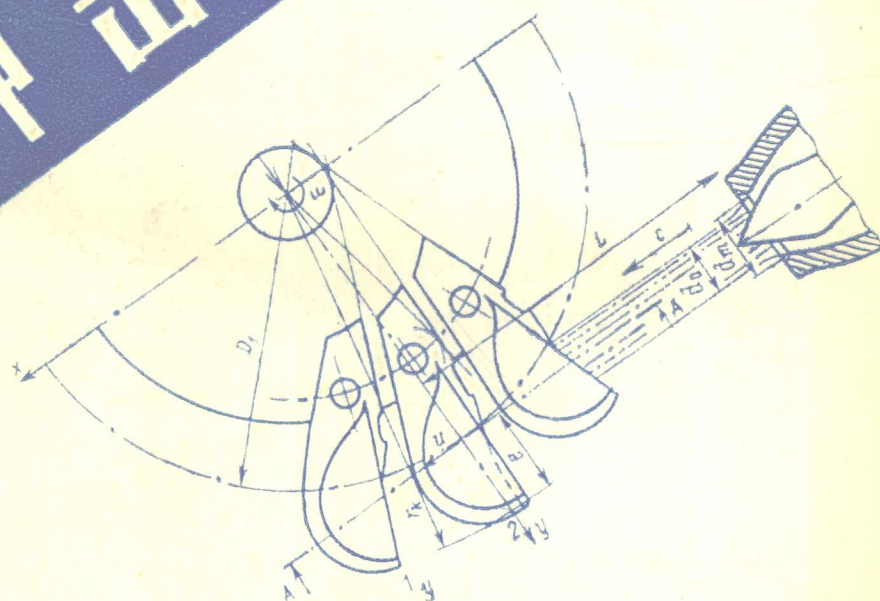


童建栋 编

冲击式水轮机



河海大学出版社

水轮机丛书之二

冲击式水轮机

童建栋 编

江苏工业学院图书馆
藏书章

河海大学出版社

主 审 宋盛义
责任编辑 谢业保
责任校对 孔长才

水轮机丛书之二

冲击式水轮机

童建栋 编

*

河海大学出版社出版

河海大学出版社发行

浙江良渚印刷厂印刷

开本787×1092 1/16 印张: 7.5 字数: 250千字

1991年10月第一版 1991年10月第一次印刷

印 数: 0001—1000

ISBN 7-5630-0415-7/TK·17

定 价: 10.00 元

序

这是一套技术改造丛书。我国目前有大中小水电站近六万座，但约有三分之一左右的机组由于投产年代较早，设备老化现象十分普遍，造成效率低下，气蚀严重，影响到农村的用电水平，也降低了水电企业的效益。由于水电机组一般是不宜返厂修理的，因此，保证机组正常运行既取决于设备的设计制造质量，也靠运行管理人员的尽心尽力及对专业知识的掌握程度。为了提高我国水电设备的设计、制造与运行管理水平，促进水轮机技术改造工作，编写这样的一套丛书是很必要的。

专门为水轮机的技术改造编写一套丛书是一种新的尝试。迄今为止，国内已出版过不少水轮机专业的教科书，内中也不乏好书，有的还阐述得相当精彩。但是，它们都有一个共同的特点，即常常是在不同阶段的同一教育大纲的指导下编写出来的，故不少教材的深度与广度及其阐述方法常常是非常的一致，以至一些基本内容都是被经典化了的。这对于学生掌握基础知识是十分合适的，但对设备的技术改造而言，尚须补充一些专门的知识。因此，作为一种选择，编写一套专著式的丛书，对于开拓思路，提高水平，也许不失为是一种有益的尝试。

其实，这种“专著”式的丛书本身也可以看作是一种选修课教材。因此，这是一套本来不应由象笔者那样没有什么教育经验的人所编写的丛书。只是由于我国水电设备技术改造的现实需要，才迫出来的。据我们近年来全国20多个中小电站的现场测试，发现原型水轮机的效率都远远低于模型效率，而且，一旦偏离设计工况点，还会造成效率的急剧下降。气蚀现象也非常普遍，曾经发现有的电站运行三个月后就要更换工作轮的。这样的设备不改造是不行的。因此，近年来水电设备的技术改造问题已成了一个很热门的话题。

中小水电设备的技术改造是一项很复杂的工作。老电站改造一般可作出加强维护继续运行、改进设备提高性能、彻底重建使之现代化及报废退役等四种决策，需要具备较多的经验和资料。正是由于这样一种需要，使笔者感到有一种难以推卸的责任感，觉得要为从事农村中小水电设备技术改造的朋友们写一点东西，以弥补资料的不足。基于这样的考虑，笔者打算以后几年陆续的出一些集子。根据初步的安排，这套丛书的前几卷以讲理论为主，加大深度，介绍一些分析问题方法，后部分多介绍技术改造的实际经验与结构图册，增强读者解决实际问题的能力。

本书是丛书之二，主要介绍冲击式水轮机的基本理论及设计方法。承蒙宋盛义高级工程师审阅原稿并提出宝贵意见，作者在此表示衷心的感谢。河海大学出版社的查一民副教授、谢业保及孙红星同志大力促成，孔长才工程师帮助校对了原稿，并绘制了部分插图，减少了书中的错误与疏漏之处，谨对他们认真过细的工作表示深刻的谢意。

由于作者学识有限，谬误和不妥之处在所难免，恳请读者批评指正。

作者

一九九一年九月于杭州

目 录

第一章 概论	(1)
第一节 冲击式水轮机的一般特性.....	(1)
第二节 现代水斗式水轮机技术及发展趋势.....	(5)
第二章 水斗式水轮机的工作过程	(15)
第一节 射流理论.....	(15)
第二节 工作轮与射流的相对运动.....	(20)
第三节 工作轮上的作用力.....	(29)
第三章 斗叶绕流特性	(32)
第一节 斗叶进口对绕流过程的影响.....	(32)
第二节 斗叶绕流.....	(39)
第三节 绕流过程中的能量平衡.....	(49)
第四章 水斗式水轮机的设计与选择	(60)
第一节 主要部件的结构特点.....	(60)
第二节 斗叶式水轮机水力计算.....	(65)
第三节 结构部件的强度计算.....	(74)
第四节 水斗式水轮机的选择.....	(80)
第五章 水斗式水轮机试验	(82)
第一节 试验装置.....	(82)
第二节 特性试验.....	(88)
附录一：国产水斗式水轮机的产品目录	(96)
附录二：国外水斗式水轮机基本参数	(110)

第一章 概 论

第一节 冲击式水轮机的一般特性

1. 水轮机中水流能量的利用方式

水轮机是一种将水能转化为机械能的原动机。在伯努利方程式中：

$$E = \frac{P}{\rho g} + \frac{C^2}{2g} + Z = \text{const.} \quad (1.1)$$

单位质量运动液体所含的能量可以分为三项，即表示液体势能的压能 $P/\rho g$ 与位能 Z ，及动能 $C^2/2g$ 。

在实际液体中要考虑到水流的能量损失，故对图1.1所示的0-0、3-3及下游断面H，可写出实际液体的伯努利方程式：

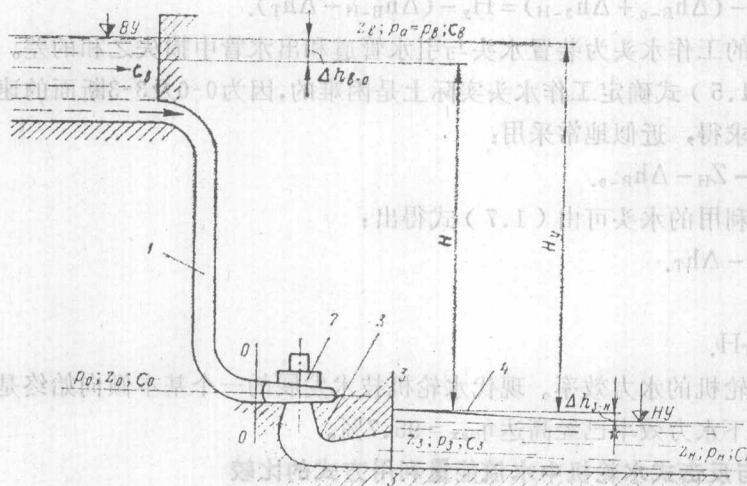


图1.1 反击式水轮机装置

1. 引水压力管道；2. 水轮机；3. 尾水管；4. 下游

$$\frac{C_0^2}{2g} + \frac{P_0}{\gamma} + Z_0 = \frac{C_3^2}{2g} + \frac{P_3}{\gamma} + Z_3 + H_T + \Delta h_{0-3} = \frac{C_H^2}{2g} + \frac{P_H}{\gamma} + Z_H + \Delta h_{0-H}$$

$$= \text{const.} \quad (1.2)$$

式中 H_T 为水轮机利用的单位质量液体的能量，即有效水头。此外，还可对上下游断面写出：

$$H_y = E_B - E_H = \left(\frac{C_B^2}{2g} + \frac{P_B}{\gamma} + Z_B \right) - \left(\frac{C_H^2}{2g} + \frac{P_H}{\gamma} + Z_H \right) \quad (1.3)$$

考虑到上下游水流速度 C_B 与 C_H ，及压力 P_B 、 P_H 之差很小，故可认为 $C_B = C_H \approx 0$ ， $P_B \approx P_H \approx$

P_a ，其中 P_a 为大气压力，有：

装置水头：

$$H_y = Z_B - Z_H. \quad (1.4)$$

水轮机的工作水头 H 被定义为水轮机进口(0-0)断面与出口(3-3)断面的比能差，有：

$$H = \left(\frac{C_0^2}{2g} + \frac{P_0}{\gamma} + Z_0 \right) - \left(\frac{C_3^2}{2g} + \frac{P_3}{\gamma} + Z_3 \right). \quad (1.5)$$

故考虑到(1.2)式后，有：

$$\left\{ \begin{aligned} \left(\frac{C_0^2}{2g} + \frac{P_0}{\gamma} + Z_0 \right) - \left(\frac{C_3^2}{2g} + \frac{P_3}{\gamma} + Z_3 \right) + \Delta h_{B-0} - H_T - \Delta h_{B-3} &= 0; \\ \left(\frac{C_B^2}{2g} + \frac{P_B}{\gamma} + Z_B \right) - \left(\frac{C_H^2}{2g} + \frac{P_H}{\gamma} + Z_H \right) - H_T - \Delta h_{B-H} &= 0. \end{aligned} \right. \quad (1.6)$$

式中 $\Delta h_{B-H} - \Delta h_{B-3} = \Delta h_{3-H}$ ， $\Delta h_{B-3} - \Delta h_{B-0} = \Delta h_T$ 分别表示下标所代表的断面间的水力损失，其中 Δh_T 是水轮机中的水力损失。由上可得：

$$H = H_T + \Delta h_T; \quad H_y = H_T + \Delta h_{B-H}; \quad (1.7)$$

$$H = H_y - (\Delta h_{B-0} + \Delta h_{3-H}) = H_y - (\Delta h_{B-H} - \Delta h_T). \quad (1.8)$$

表明水轮机的工作水头为装置水头与引水管道和出水管中损失之和的差。

此外，按(1.5)式确定工作水头实际上是困难的，因为0-0及3-3断面的速度与压力场并不一致，且不易求得，近似地常采用：

$$H = Z_B - Z_H - \Delta h_{B-0}. \quad (1.9)$$

故水轮机所利用的水头可由(1.7)式得出：

$$H_T = H - \Delta h_T.$$

或写为：

$$H_T = \eta_T H. \quad (1.10)$$

式中 η_T 为水轮机水力效率。现代水轮机技术发展的一个基本倾向始终是要提高 η_T 值，虽然在某些工况下水力效率已经高达 $\eta_{\max} = 95.7\%$ 。

2. 冲击式与反击式水轮机中水流能量利用方式的比较

根据水流能量的利用方式，可将水轮机分为冲击式或反击式水轮机。冲击式水轮机是利用流体的动能工作的，但在反击式水轮机中，还利用了液体的压能与位能，故可根据能量利用方式的不同，确定水轮机的一般特性。

水力原动机的工作轮可以利用水流的动能与势能来作功。因此，若将工作轮进出口的水流参数分别以下标1、2表示的话，则在一般情况下可得方程：

$$H_T = \frac{C_1^2 - C_2^2}{2g} + \frac{P_1 - P_2}{\gamma} + Z_1 - Z_2 + \Delta h_P. \quad (1.11)$$

式中 Δh_P 为工作轮中的水力损失。

反击式水轮机中水流能量的转换可按式(1.6)~(1.8)来描述，并可定义表示势能利用方式的反击度系数：

$$e_p = \frac{\left(\frac{P_1}{\gamma} + Z_1\right) - \left(\frac{P_2}{\gamma} + Z_2\right)}{H} \quad (1.12)$$

在冲击式水轮机中，工作轮利用水流的动能来工作，并可相应定义一个动能转换系数的概念：

$$e_a = \frac{C_1^2 - C_2^2}{2gH} \quad (1.13)$$

如图1.2所示，可对不同断面写出伯努利恒等式：

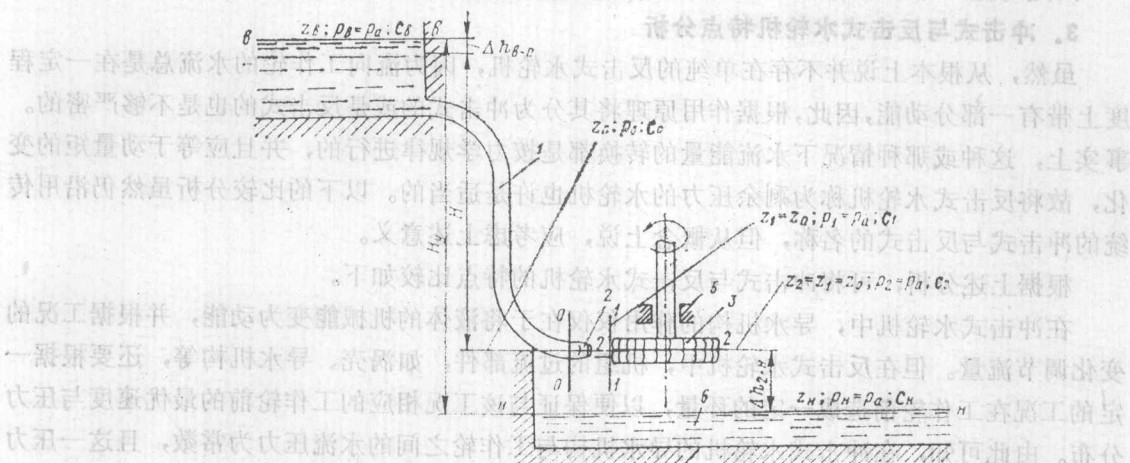


图1.2 冲击式水轮机装置

1. 压力引水管道；2. 喷嘴；3. 工作轮；4. 水轮机轴；5. 轴承；6. 下游

$$\begin{aligned} \frac{C_B^2}{2g} + \frac{P_a}{\gamma} + Z_B &= \frac{C_0^2}{2g} + \frac{P_0}{\gamma} + Z_0 + \Delta h_{B-0} = \frac{C_1^2}{2g} + \frac{P_a}{\gamma} + Z_1 + \Delta h_{B-1} = \\ &= \frac{C_2^2}{2g} + \frac{P_a}{\gamma} + Z_2 + \Delta h_{B-2} + H_T = \frac{C_H^2}{2g} + \frac{P_a}{\gamma} + Z_H + \Delta h_{B-H} + H_T. \end{aligned} \quad (1.14)$$

若令喷嘴中的剩余压力 $\frac{P'_0}{\gamma} = \frac{P_0}{\gamma} - \frac{P_a}{\gamma}$ ，并忽略上下游处动能值 $\frac{C_B^2}{2g}$ 、 $\frac{C_H^2}{2g}$ 及不计

Z_0 、 Z_1 和 Z_2 的差值，则根据图示的上游断面B-B、喷嘴进口断面0-0与工作轮进口1-1断面的比能值，可得出冲击式水轮机的工作水头值：

$$H = Z_B - Z_H - \Delta h_{B-0} = \frac{C_0^2}{2g} + \frac{P'_0}{\gamma} = \frac{C_1^2}{2g} + \Delta h_c. \quad (1.15)$$

式中 Δh_{B-0} 为引水管中水力损失， $\Delta h_c = \Delta h_{0-1}$ 为喷嘴损失。此式表明，在冲击式水轮机中全部水流的能量在扣除喷嘴损失后转化为射流的动能 $C_1^2/2g$ 。

同理，可导出水轮机的有效水头：

$$H_T = \frac{C_1^2}{2g} - \frac{C_2^2}{2g} + \Delta h_{B-2} - \Delta h_{B-0} = \frac{C_1^2}{2g} - \frac{C_2^2}{2g} + \Delta h_K. \quad (1.16)$$

式中 $\Delta h_K = \Delta h_{B-2} - \Delta h_{B-0} = \Delta h_P + \Delta h_c$ ，为冲击式水轮机中的水力损失。

故由(1.15)、(1.16)式可得工作水头与有效水头的关系:

$$H = H_T + \frac{C_2^2}{2g} + \Delta h_c + \Delta h_p = H_T + \Delta h_T \quad (1.17)$$

式中 Δh_T 为考虑到工作轮出口动能损失后的水轮机中的水力损失。

此外,一般应认为 $\Delta h_{2-H} = Z_2 - Z_H$ 不属于冲击式水轮机的损失,而将它看作装置高度的损失。因此,与(1.4)式类似,可写出冲击式水轮机的装置水头为:

$$H_y = Z_B - Z_H = H + \Delta h_{B-0} + \Delta h_{2-H} \quad (1.18)$$

由此可见,冲击式水轮机与反击式水轮机有着本质的不同。

3. 冲击式与反击式水轮机特点分析

虽然,从根本上说并不存在单纯的反击式水轮机,因为流向工作轮的水流总是在一定程度上带有一部分动能,因此,根据作用原理将其分为冲击式的或是反击式的也是不够严密的。事实上,这种或那种情况下水流能量的转换都是按力学规律进行的,并且应等于动量矩的变化,故将反击式水轮机称为剩余压力的水轮机也许是适当的。以下的比较分析虽然仍沿用传统的冲击式与反击式的名称,但从概念上说,应考虑上述意义。

根据上述分析,可将冲击式与反击式水轮机的特点比较如下。

在冲击式水轮机中,导水机构的作用仅仅在于将液体的机械能变为动能,并根据工况的变化调节流量。但在反击式水轮机中,机组的过流部件,如涡壳、导水机构等,还要根据一定的工况在工作轮前造成一定的环量,以便保证与该工况相应的工作轮前的最优速度与压力分布。由此可知,在冲击式水轮机的导水机构与工作轮之间的水流压力为常数,且这一压力在一般情况下即为大气压力,故在冲击式水轮机的工作轮中液体处于无压运动。

在冲击式水轮机中,导水机构后的流体能量都转变为动能的形式,并且工作过程是在空气中发生的,它不象反击式水轮机那样,在导水机构、工作轮及以后的流道中水流压力是变化的,故冲击式水轮机又称为自由射流式水轮机,以区别反击式的压力射流式水轮机。

在反击式水轮机的工作轮后必须设置尾水管,以便恢复压力,并使出口速度降到最低的程度,但从冲击式水轮机工作轮中流出的水流速度在计算工况下是非常小的,因此就没有必要一定要设置尾水管。不设置尾水管就意味着冲击式水轮机只利用了从上游水位至工作轮间的水头,从工作轮至下游水位的位置差作为水头损失被浪费了,故冲击式水轮机没有象反击式水轮机那样利用了装置的全部水头。

在冲击式水轮机中,水流作用在工作轮叶片上是不连续的,压力射流仅仅作用在某几个叶片上,而不是全部叶片同时受到射流的作用。虽然从原理上说,让射流同时作用在全部叶片上是可能的,但这种结构的冲击式水轮机至今未获应用。在反击式水轮机中不会出现部分叶片工作的情况。

在冲击式水轮机中,由于工作轮内的水流压力不变,因而有可能把工作轮流道适当加宽,以使水流紧贴工作轮叶片的正面,并由空气层把水流与叶片的背面隔开。这样,可使水流不沿工作轮的整个圆周进入其内,而仅在一个或几个局部的地方通过一个或几个喷嘴进入工作轮。此时,水流沿叶片的流动不会发生混乱,因为在工作叶片流道对着某个喷嘴时被水充满,而当它转到下一个喷嘴之前,该工作叶片流道中的水已倾尽。在此之间工作叶片流道逐渐被空气所充满,但这并不影响水轮机工作过程。

由于冲击式水轮机水流进口绝对速度 v_1 很大, 故根据水轮机基本方程式, 在一定的进口水流角 α_1 情况下, 圆周速度 u_1 将是不大的。当圆周速度小及绝对速度在圆周方向的投影较大时, 水轮机进口速度平行四边形呈“伸长”的形状, 且叶片进口角 β_1 也较小。此外, 由于叶片出口角 β_2 常常大于 90° , 故叶片的形状呈镰刀状, 如图1.3所示。这种伸长的速度平行四边形、小的 β_1 角以及镰刀形的叶片形状是冲击式水轮机的特点。

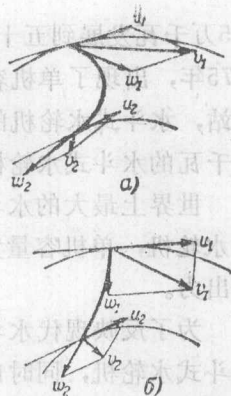


图1.3 低比速与高比速水轮机的进口速度平行四边形

冲击式水轮机的斗叶由于不是同时工作的, 故水轮机的过流量较小, 因而在一定水头和工作轮直径的条件下, 冲击式水轮机的出力是比较小的。此外, 低转速小出力又导致了较低的比速, 故冲击式水轮机适用于高水头小流量的场合。

根据以上分析及试验资料, 可列出冲击式水轮机的主要特性如下:

- 在部分负荷下可通过喷嘴的调节使机组具有较好的特性;
- 工作特性曲线变化缓慢, 高效率区较宽;
- 结构简单, 易损件少, 包括气蚀在内的对部件损坏的可能性小, 运行可靠性高;
- 容易调换导水机构与工作轮, 检修方便;
- 由于水轮机室在大气压力下工作, 故无须有复杂的密封;
- 由于工作轮在空气中旋转, 故容易进行调相运行, 不必象其它水轮机那样要压水运行;
- 由于可采用专门的偏流器等装置, 故在外界负荷变化时不会明显增加或降低引水系统中的压力;

但是, 与混流式水轮机相比, 它也有一些不足之处, 主要表现在:

- 机组运行转速较低, 增加了机组的重量与造价, 但转速的增加又会引起效率的下降;
- 水力效率约比混流式水轮机低1—2%, 若增加喷嘴, 又会引进射流间的互相影响, 引起水流撞击, 降低效率。
- 冲击式水轮机装于下游水位以上, 不能利用全部装置水头。

此外, 冲击式水轮机按照结构形式可分为水斗式水轮机、斜击式水轮机、双击式水轮机, 以及星状式和环流形冲击式水轮机等, 其中后几种属于微特水轮机, 将在本丛书第四册中介绍, 故本书以下以介绍水斗式水轮机的有关问题。

第二节 现代水斗式水轮机技术与发展趋向

1. 现代水斗式水轮机的发展

由于常规能源的不足, 特别是石油价格的上涨, 使得人们对水电开发越来越感兴趣, 近年来水电站的容量也越来越大。一些国家由于经济合理的水力资源已开发得差不多, 因而转向建设高水头的抽水蓄能电站, 这一切有利于水斗式水轮机的应用与技术发展。

在利用水能中, 世界性的对水斗式水轮机的应用感兴趣始于五十年代。当时单机功率从

7.5万千瓦发展到五十年代末的10万千瓦,如Чимего、Куробегава、Вруток等电站。至1975年,出现了单机容量达20~25万千瓦的Аурланг- I、Фрогес、Мон-Сени等一系列水电站,水斗式水轮机的发展速度要快于轴流式水轮机的发展。现在正在研究生产单机40~50万千瓦的水斗式水轮机,以便进一步降低建设与运行的单位成本,提高水电站的经济合理性。

世界上最大的水斗式水轮机首推挪威KVAERNER BRUG 公司为 Сясчма 电站造的两台水轮机,单机容量为31.5万千瓦,该电站工作水头为885m,并在40.5m³/s的流量下发出额定出力。

为了反映现代水斗式水轮机的发展水平,附表1列举了各国单机容量在7万千瓦以上的水斗式水轮机,同时也列举了一些在水斗式水轮机技术发展不同阶段较有代表性的容量较小的机组。表中所列的各个机组都有较详细的特性参数,其中一些引化参数及比速,分别按 $Q_{1TP} = 3.47 Q_1$ 、 $n_{1TP} = 84.7 n_1$ 及 $n_{STP} = 578 n_s$ 确定。

附表2引入了苏联生产的一些典型工作轮的特性参数,代表了当代冲击式水轮机的一定水平。与表中对应的各方案参数,参见表1.1。

此外,在图1.4引入了40年来水斗式水轮机单机容量的发展过程。由图可见,1970年后

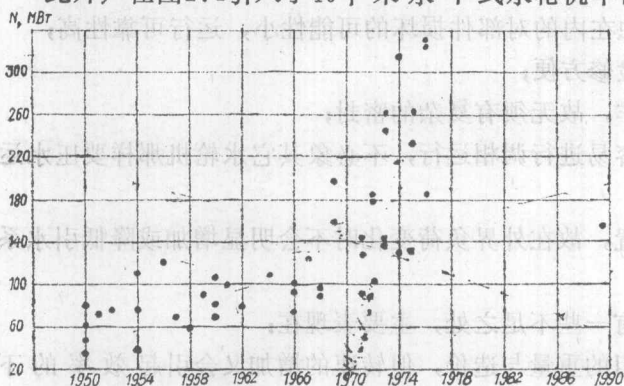


图1.4 大型水斗式水轮机单机容量的发展

单机容量迅速增长,而且一些大型机组即使在水头超过1000米时,也常采用6喷嘴的工作轮。尽管一些大型混流机已经在600米水头上下可以满意地工作,但对500米以上水头的电站,仍常常采用水斗式水轮机。由于单喷嘴工作轮的比速一般不会超过 $n_s = (25 \sim 40) \cdot 10^{-3}$

($D_1/d_0 = 10.5 \sim 17.0$),实验也表明最优效率下的单喷嘴工作轮比速

约为 $(33 \sim 36) \cdot 10^{-3}$,因此,在高水头下单喷嘴的水斗式水轮机的比速通常是比较低的。根据附表1中的资料,图1.5引入了直径比 D_1/d_0 与水轮机工作水头 H 的关系。由图可见,约40年前所造的直径比非常低的Рихлерич($D_1/d_0 = 7.1$)、Кипресес($D_1/d_0 = 8.7$)等电站的机组已不再制造,近年来建造的直径比最大的机组是瑞士的Гларус Плант电站机组($D_1/d_0 = 93.5$)及Фюлли电站机组($D_1/d_0 = 92$),水轮机在1500米水头下工作,相应的比速为 $5.5 \cdot 10^{-3}$,但后一电站是一个建于76年前的老电站,一

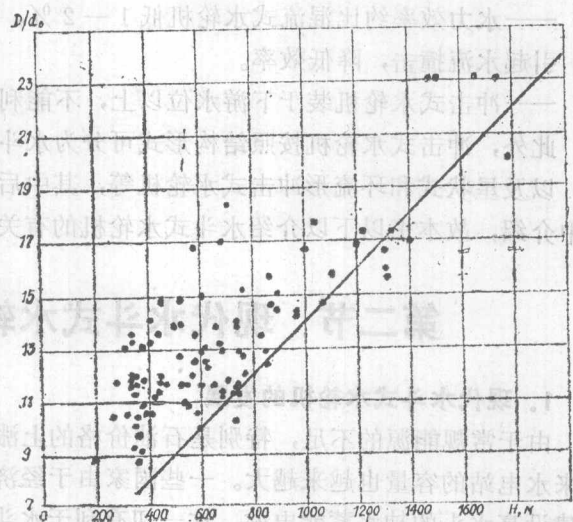


图1.5 直径比与水轮机水头的关系

表1.1 不同方案水轮机的参数比较

参 数	方 案				
	I	II	III	IV	V
转速 rpm	500	428.6	500	428.6	600
工作轮直径 D_1, M	1.86	2.17	1.86	2.17	1.50
喷嘴数 z_c	6	6	4	4	6
最大射流直径 d_{0max}, M	0.152	0.152	0.186	0.186	0.125
直径比 D_1/d_{0max}	12.2	14.3	10.0	11.7	9.9
水轮机比速 $n_s(n_{STP})$	0.086(49.4)	0.073(42.2)	0.086(49.4)	0.073(42.2)	0.103(59.2)
单喷嘴水轮机比速 $n_{sc}(n_{sc-TP})$	0.035(20.2)	0.030(17.2)	0.043(24.7)	0.037(21.1)	0.042(24.2)
计算单位流量 $Q_1'(Q_1'_{TP})$	0.039(0.134)	0.028(0.098)	0.039(0.134)	0.028(0.098)	0.059(0.204)

些参数指标都不够高。

世界上最高水头的水电站是奥地利的 Рейссек Кройцек 抽水蓄能电站, 于1959年建成, 机组工作水头为1771.3米, 单机容量为2.28万千瓦, 并有比速 $n_s = 20 \cdot 10^{-3}$, 直径比 $D_1/d_0 = 20$ 。其次是瑞士的 Шандолин Диксанс 电站, 工作水头为1740米, 相应的比速 $n_s = 17.0 \cdot 10^{-3}$, 直径比 $D_1/d_0 = 35$ 。

图1.5中的直线表示直径比与水头的变化关系。根据一些作者的统计, 大致有:

$$D_1/d_0 = 4 + 0.01H \quad (1.19)$$

但由图可见, 大多数机组的直径比都比按上式算出的结果大, 只有近年来投产机组的直径比与上述统计公式的结果相近。

此外, 还可看出工作轮斗叶数的变化范围并不大。现代大型斗叶式水轮机工作轮的斗叶数没有超过20个的, 从强度与工艺观点看, 希望减小斗叶数。但也有少数电站斗叶数较多, 如 Фюлли 电站机组斗叶数高达54个。

工作轮最大直径的水斗式水轮机为美国的 Нью Колгайт 电站, 有 $D_1 = 4.45$ 米, 相应 $d_0 = 0.335$ 米, 机组在较低的水头 ($H = 413$ 米) 下工作, 该工作轮外径达5.44米, 重量约45吨, 系采用13铬钢整铸。由于近年来铸造技术的发展, 现在已能铸造0.5米厚的部件, 厚度误差约为0.5%左右。对于工作在水质不好电站的机组, 还常在表面镀一层 $0.2 \sim 0.4$ mm 左右的铬层, 以防止斗叶的磨蚀。此外, 还常采用焊接结构的工作轮, 并且能保证斗叶内表面的加工精度与质量。一种全焊结构的机组如图1.6所示, 图中 Эль Сальто II 电站机组除了引水管与配水管及配水管与喷嘴外, 全部采用焊接结构。

苏联著名的塔击夫 (Татевская) 电站的机组采用铸焊结构。Кемано Китимат 电站还从实验的角度出发, 分别对16台机组进行整铸、焊接、铸焊结构及螺栓连接等不同连接方式进行过比较, 经1万小时运行, 发现焊接及螺栓连接方式的可靠性要差一些, 出现一些小的裂纹, 而整铸结构的可靠性较高。图1.7是该电站采用的带台阶的环来连接有关部件的方法, 进一步提高了可靠性。

这期间还对降低导水机构中的损失进行了研究, 逐步采用了不带喷针杆的贯流形结构; 对喷嘴、喷针及斗叶的抗磨防蚀结构进行了研究, 普遍采用镀铬技术; 并对工作轮罩 (室) 的最优形状作了比较研究, 取得了一批可靠性高、整机性能较好的机组。同时, 投入了一批

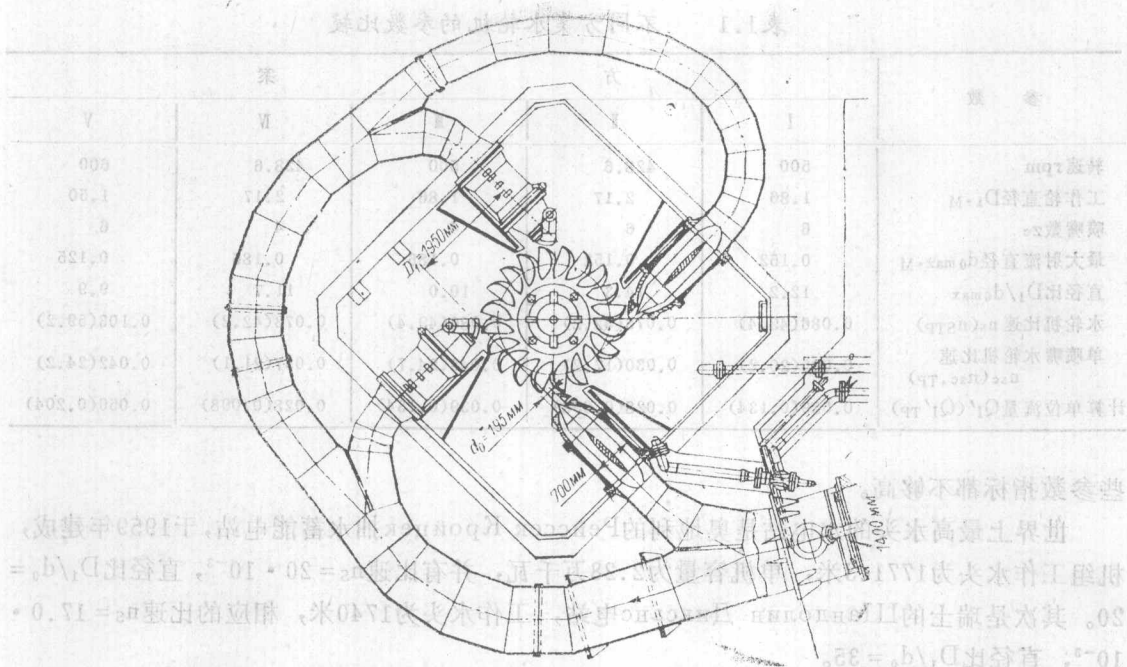


图1.6 全焊结构的水斗式水轮机平面图

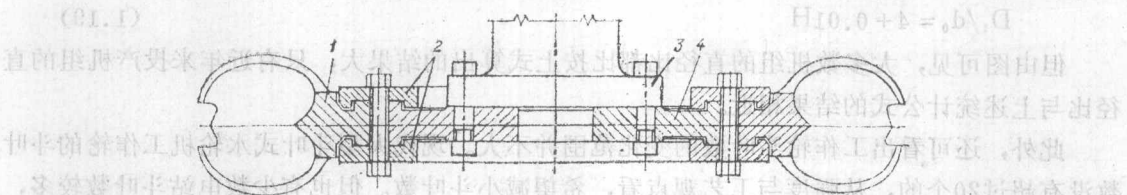


图1.7 工作轮的连接方式

1. 斗叶；2. 连接环；3. 法兰轴；4. 圆盘

技术指标较高的抽水蓄能电站机组。

图1.8为意大利Луго Делио电站三机式布置方案。该电站装有八台机组，由意大利 Riva Toci Escher Wyss及瑞士公司各生产4台，单机容量分别为12.73与12.68万千瓦，机组工作水头为732米，机组比速分别为0.096与0.095。图中部件1为球阀、2为6喷嘴水轮机、3为针阀、4为联轴器、5为水泵桥吊、6为下部支撑、7为5喷嘴水轮机、8为水泵支撑。水斗式水轮机发展的一个方面是改造现有电站设备，增大库容，尽可能采用立式多喷嘴结构，扩机增容，并对调节与提高水轮机室内的压力，使得工作轮有可能在下游水位以下工作的可能性进行了探讨。

2. 水斗式水轮机与高水头混流式水轮机特性的比较

水电开发受自然条件的影响，一般来说低水头站址的开发要容易一些，但对一些高水头小流量的山区河流来说，其水电开发可能在经济上是非常合理的，并相应会促进适用于高水头小流量的水斗式水轮机技术的进一步发展，包括装有水斗式水轮机电站的增多，及单机容量的扩大。但另一方面，一些性能较好的高水头混流式水轮机的出现使得混流式水轮机进入

的工作者指出，图中曲线1代表普通水斗式水轮机，曲线2代表混流式水轮机，曲线3代表高水头混流式水轮机。其效率曲线为平线，其效率曲线为平线，其效率曲线为平线。

水斗式水轮机的工作流量范围较宽，混流式水轮机的工作流量范围较窄，高水头混流式水轮机的工作流量范围较窄。

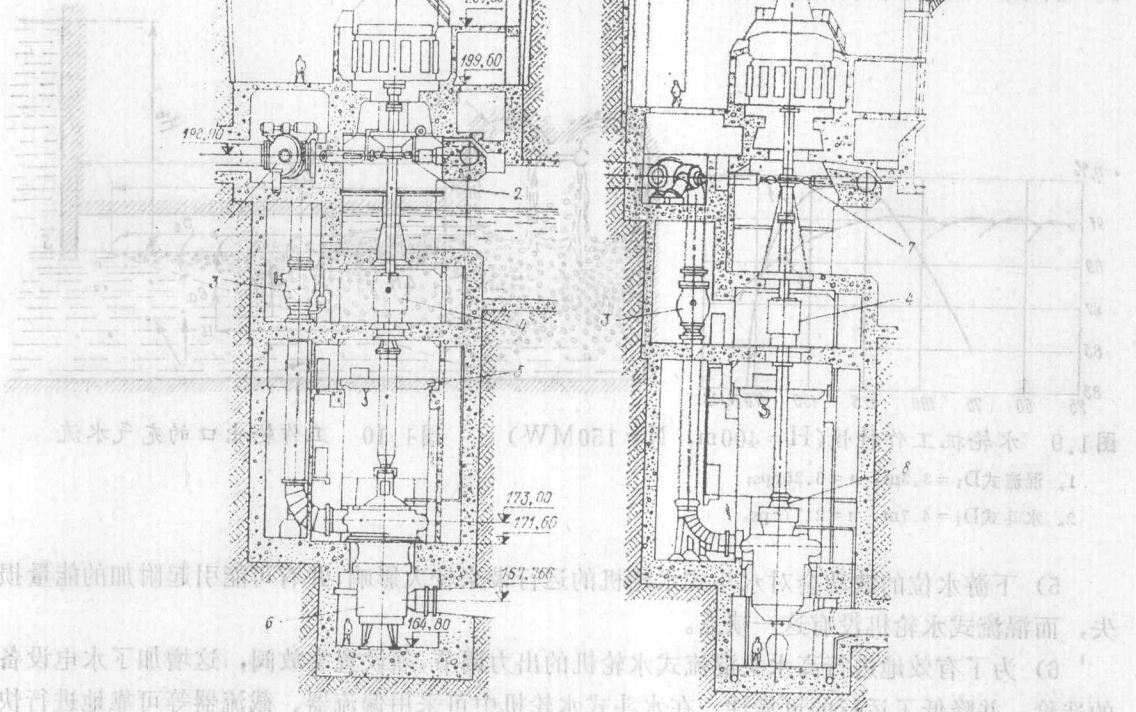


图1.8 抽水蓄能电站的水斗式水轮机

a) Escher Wyss公司制造；

b) Riva Toci 公司制造

1. 球阀；2. 水轮机；3. 针阀；4. 连轴器；5. 水泵用桥车；6. 下推力轴承；7. 水轮机；8. 水泵推力轴承

了原先只靠冲击式水轮机工作的水头范围，这就更进一步对冲击式水轮机提出了较高的技术要求，考虑到大型高水头混流式水轮机在效率等方面的性能要明显高于同水头段的水斗式水轮机，故在选择大型水斗式水轮机时持谨慎态度，需要进行各方面的比较，以便降低电站建设投资，提高经济指标。

在水斗式水轮机与高水头混流式水轮机技术指标比较时，须考虑以下几个方面：

1) 与水斗式水轮机相比，在同样出力情况下，混流式水轮机具有较小的直径与较高转速。

2) 混流式水轮机的尾水管将会引起电站开挖深度的增加，并加大了混凝土的方量；但水斗式水轮机的大型配水管也会引起厂房宽度的增加。

3) 混流式水轮机的最高效率值较高，但在负荷变化时效率会急剧下降，减少发电量，因而不能适应变工况运行的需要。多喷嘴的水斗式水轮机可以根据需要关闭一部分喷嘴，达到调节负荷的目的，并仍能保持较高的效率。图1.9为容量为15万千瓦机组在400米水头下运行

的工作特性比较。图中曲线 1 代表混流式水轮机，水轮机直径 $D_1 = 3.3$ 米，机组转速为 6.25 转/秒，相应的水斗式水轮机 $D_1 = 4.7$ 米， $n = 2.77$ 转/秒，其效率曲线较为平缓，高效区较宽，如曲线 2 所示。

4) 不带尾水管的水斗式水轮机不能利用由工作轮流出的水流能量及工作轮与下游水位间的装置水头，若降低工作轮安装高程，又会使得机组运行时产生水流的充气成泡，如图 1.10 所示，对运行带来有害影响。

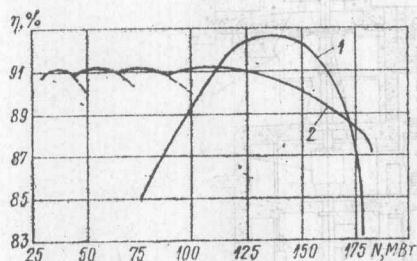


图 1.9 水轮机工作特性 ($H = 400$ m, $N = 150$ MW)

1. 混流式 $D_1 = 3.3$ m, $n = 6.25$ rps;
2. 水斗式 $D_1 = 4.7$ m, $n = 2.77$ rps.

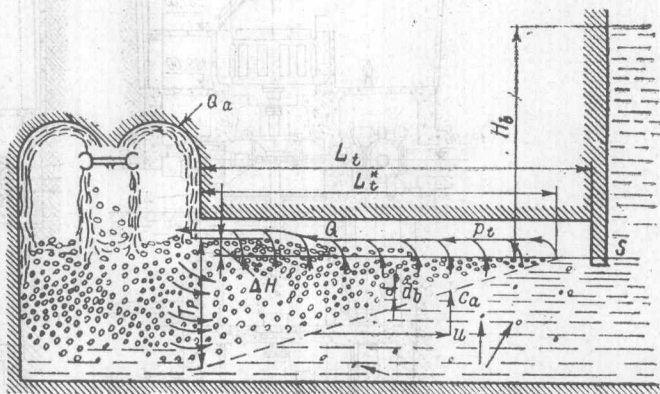


图 1.10 工作轮出口的充气水流

5) 下游水位的波动会对水斗式水轮机的运行带来较大影响，并有可能引起附加的能量损失，而混流式水轮机没有这一缺点。

6) 为了有效地进行高水头混流式水轮机的出力调节，须设置空放阀，这增加了水电设备的造价，并降低了运行的可靠性。在水斗式水轮机中可采用偏流器、截流器等可靠地进行快速调节，不需要专门的放水装置。

7) 水斗式水轮机的工作部件更换比较简单容易，不必象混流式水轮机那样的装拆。

8) 水斗式水轮机工作轮处于空气中运行，因此，调相运行方便，无须象混流式水轮机那样要压气运行。

9) 混流式水轮机过流部件的磨蚀要比水斗式水轮机严重，主要原因在于混流式水轮机具有较大的过流面积，且过流部件的表面材料特性有较大差别，加上运行时维修困难等原因，容易使机件小毛病积累起来。此外，混流式水轮机过流部件型线复杂，容易在工作轮与导水机构的某一局部区域发生应力集中，加上反击式水轮机本身的水流空化现象较为严重，也是引起部件迅速磨蚀的重要原因。

此项比较表明，高水头混流式水轮机的运行可靠性较差，运行成本也比水斗式水轮机高。有人曾对某一电站所装的高水头混流式水轮机与水斗式水轮机进行过比较，发现前者的大修周期为 2—3 年，而后者可达 10~15 年左右。而且，经常检修容易使高水头混流式水轮机失去效率高的优点，故一些国外厂家在水斗式水轮机研究方面的一个工作是提高较低水头段的水斗式水轮机的比速，使之达到高水头混流机的参数水平。

3. 水斗式水轮机的发展趋向

同 1) 现代水斗式水轮机的发展趋向之一是提高水轮机的比速。

为了分析水斗式水轮机的比速关系, 先须确定斗叶的圆周速度 u 与进口绝对速度 $C_0 \approx C_1$ 间最有利的关系。考虑到斗叶的运动应较射流为慢, 即 u 应小于 C_1 , 否则射流来不及进入斗叶的工作部分; 而且, 出口绝对速度 C_2 应小于 C_1 , 故可写出射流对斗叶所作的功为:

$$N = Pu = \frac{Q\gamma}{g}(C_1 - C_2)u \quad (1.20)$$

式中 $C_1 = \phi\sqrt{2gH}$, 其中 $\phi = 1/\sqrt{1+\xi_0}$ 为孔口出流断面形状系数, ξ_0 喷嘴有关的阻力系数 $P = Q\gamma(C_1 - C_2)/g$, 为射流对斗叶的作用力, Q 为水轮机流量, γ 是液体的重度, g 为重力加速度。

由于斗叶进出口的相对速度相等, $W_1 = W_2$, 且又有 $W_1 = C_1 - u$, $W_2 = u - C_2$, 故有:

$$N = \frac{Q\gamma}{g}2(C_1 - u)u \quad (1.21)$$

显然, 当工作轮不转, $u = 0$ 时, 或是当工作轮空转, $u = C_1$ 时, 机组的出力均为零, 故可由条件 $dN/du = 0$, 可确定出力最大的条件, 得:

$$u = \psi C_1 \quad (1.22)$$

其中速度系数 $\psi = 0.5$ 。

代入式 (1.21), 可得 $N = Q\gamma \frac{C_1^2}{2g} = Q\gamma H$, 即相当于效率 $\eta = 1$, 工作轮的出力最大。

当已知水头和转速时, 可按下式确定工作轮的直径 D_1 :

$$D_1 = \frac{60u}{\pi n} = \frac{60Ku\sqrt{2gH}}{\pi n} \quad (1.23)$$

式中 $Ku = \phi\psi$

水轮机的比速一般可表示为:

$$n_s = \frac{7}{6} \cdot \frac{n}{H} \sqrt{\frac{N}{\sqrt{H}}} \quad (1.24)$$

代入转速 n 、出力 N 、流量 Q 值:

$$n = \frac{60Ku\sqrt{2gH}}{\pi D_1}; \quad N = \frac{Q\gamma H\eta}{102}; \quad Q = \frac{\pi d_0^2}{4} \phi\sqrt{2gH}, \text{ 并以 } n_{sc} \text{ 表示单喷嘴}$$

水轮机的比速, 则有:

$$n_{sc} = \frac{576Ku\sqrt{\eta\phi}}{D_1/d_0} \quad (1.25)$$

式中 D_1/d_0 为直径比。

可见, 对于同一喷嘴数的水斗式水轮机, 其比速主要与直径比有关。

对于不同喷嘴数的水斗式水轮机, 由于水轮机流量与射流的喷嘴数成正比, 故据 (1.24) 式知, 不同喷嘴数的水轮机比速与机组喷嘴数的平方根成正比。由此可得水斗式水轮机的比速公式:

$$n_s = n_{sc}\sqrt{Z_c} \quad (1.26)$$

现代单喷嘴的水斗式水轮机的最优比速约为 $n_{sc} = (33 \sim 36)10^{-3}$, 相应的直径比为 D_1/d_0

= 13~12。通过斗叶形状、尺寸、数量，在工作轮圆盘上的安置位置及射流直径变化的不同组合，可以进一步研制较高比速的水斗式水轮机。

a. 改变直径比 D_1/d_0

提高水斗式水轮机比速最简单的一个办法是降低直径比。但是，在小的直径比下工作会造成水流间的撞击，并引起射流的作用方向与质点沿斗叶绕流轨迹发生改变，从而降低了机组效率。此外，直径比的变化还受强度条件的限制，通常认为斗叶上的应力与水轮机的工作水头成正比，并与直径比的平方或反比，因此当直径比减小时会引起斗叶上的应力急剧增大，故对高水头水轮机而言，反而要求具有较大的直径比。根据运行经验，一般当水头 $H > 1000$ 米时，要求 $D_1/d_0 > 15$ ，而 $D_1/d_0 = 10$ ，仅用于 $H < 500$ 米的场合。因此，在不影响机组效率与可靠性的前提下，降低直径比的途径主要通过斗叶与射流等参数的优化组合、加工工艺水平的提高，及采用高强度材料等来达到。

b. 增加喷嘴数

增加喷嘴数意味着提高射流对斗叶的作用频率，增加喷嘴数的一个直接结果是促进了大型斗叶式水轮机由横轴向立轴的过渡。第一台立轴 4 喷嘴机组是 1931 年瑞士为意大利的 Рчо Счикетта 电站建造的功率为 2.2 万千瓦的机组，但直到 1950 年才出现 4.63 万千瓦的立轴 6 喷嘴的 Бридж Ривер 电站机组，至今大型水斗式机组几乎都采用立轴 6 喷嘴的结构，仅在少数磨蚀较严重的电站，才采用卧式机组，以便于检修。

根据 (1.26) 式，当喷嘴数增多时可以较大地提高比速，但由于射流间的影响，影响了单个喷嘴时的最优值 n_{sc} ，故总的比速 n_s 的提高会小于按上式确定的值。

但是射流间互相影响对降低机组的逸速是有利的，一般单喷嘴与双喷嘴工作轮的飞逸速度约为额定转速的 1.80~1.85 倍，而对 5~6 个喷嘴的机组，其逸速系数仅为 1.60~1.70 左右。

考虑到这一情况，有时还采用 5 喷嘴结构，以提高单个喷嘴的比速 n_{sc} ，从而使得水轮机总的比速增大。

经验表明多喷嘴水斗式水轮机的最高效率可达 92% 以上，比单喷嘴或双喷嘴结构可以高出约 1.0~1.5% 左右。

c. 增加工作轮数量

提高水斗式水轮机比速与单机容量的另一个可能的途径是采用两个或多个工作轮的结构。苏联列宁格勒金属工厂 ЛМЗ、法国 Neyrpic 公司等都作过探讨研究。图 1.11 为立轴双工作轮结构的水斗式水轮机。此时，相当于将喷嘴数提高了一倍，并能提高水轮机比速约 40~45%。同理，多工作轮水轮机的比速可按式计算：

$$n_s = n_{sc} \sqrt{Z_c Z_F} \quad (1.27)$$

式中 Z_F 为工作轮数目。

模型试验表明，这种双工作轮的水轮机室不会对水轮机的效率产生不利影响，且在同样容量的条

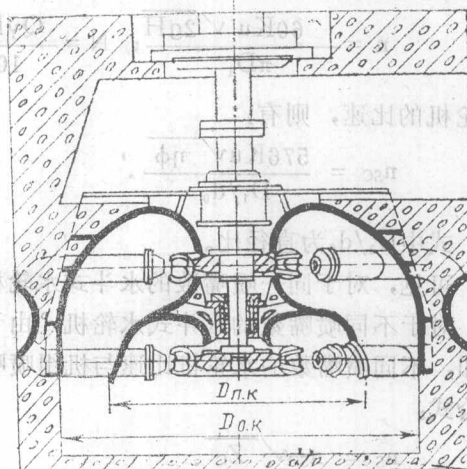


图 1.11 立轴双工作轮的水斗式水轮机