

TK730.1
5567

水轮机原理及水力设计

甘肃工业大学 曹 鹏

清 华 大 学 姚志民

内 容 简 介

本书系统地叙述了水轮机的工作原理,相似原理在水轮机中的应用,水轮机的汽蚀、泥沙磨损和水力振动,水轮机的特性及选型计算,水轮机各过流部件的主要参数的确定及水力计算等。

本书是高等工业学校水力机械专业《水轮机原理及水力设计》课程的规划教材,也可作为高等教育自学考试流体机械类专业的教材,还可供其他专业师生以及从事水力机械研究、设计和生产的工程技术人员参考。

水轮机原理及水力设计

甘肃工业大学 曹 鹏

清 华 大 学 姚志民

☆

清华大学出版社出版

北京 清华园

北京京辉印刷厂印刷

新华书店总店科技发行所发行

☆

开本: 787×1092 1/16 印张: 16.75 字数: 428千字

1991年6月第1版 1991年6月第1次印刷

印数: 0001—4000

ISBN 7-302-00825-6/TV·15

定价: 4.40 元

前 言

本教材是根据 1985 年 9 月在兰州召开的高等工业学校流体动力机械类专业教材编审委员会水力机械专业教材编审小组会议审定的《水轮机原理及水力设计》教学大纲和教材编写大纲编写的。

《水轮机原理及水力设计》是水力机械专业的主要专业课程之一。本书的主要内容包括水轮机原理、特性及选型计算、各主要过流部件的水力设计等。

本书除作为高等工业学校水力机械专业教材外，也可作为高等教育自学考试机械类流体机械专业的教材，还可供有关专业师生以及从事水力机械科研、设计和生产制造的工程技术人员参考。

本书共分十一章，其中第一、二、三、四、五、九、十、十一章由甘肃工业大学曹鹏同志编写，第六、七、八章由清华大学姚志民同志编写。全书由曹鹏同志统稿。

本书由华中理工大学罗南逸同志主审，清华大学高建铭同志也参加了部分审阅。

在本书编写过程中，清华大学出版社责任编辑陆琦同志对本书的编辑出版作了大量的工作，哈尔滨大电机研究所、东方电机厂等单位给予了帮助和支持。我们在此一并谨致以深切的谢意。

由于编者水平所限，书中缺点错误在所难免，殷切希望读者给予批评指正。

目 录

常用符号	V
第一章 绪论	1
第一节 水轮机的定义及其分类	1
第二节 水轮机的基本工作参数	2
第三节 水轮机中的损失和效率	4
第四节 我国水轮机制造业的发展概况	6
第二章 水轮机的工作原理	8
第一节 水轮机内的液流运动	8
第二节 水轮机基本方程	13
第三节 引水部件的作用原理	18
第四节 导水部件的作用原理	20
第五节 排水部件的作用原理	23
第三章 相似原理在水轮机中的应用	26
第一节 概述	26
第二节 Π 定律在水轮机中的应用	29
第三节 水轮机的单位参数	33
第四节 水轮机尺寸对效率的影响	35
第五节 水轮机的比转速	39
第六节 比转速与水轮机的几何尺寸及性能的关系	41
第四章 水轮机的汽蚀、泥沙磨损和水力振动	49
第一节 水轮机的汽蚀	49
第二节 水轮机的泥沙磨损	63
第三节 水轮机中的水力振动及其消除措施	68
第五章 水轮机特性及水轮机选型计算	74
第一节 特性曲线的定义和类型	74
第二节 用模型试验绘制水轮机的特性曲线	80
第三节 水轮机的飞逸特性	86
第四节 水轮机的力特性	88
第五节 水轮机的标准化与系列型谱	94
第六节 水轮机的选型计算	99
第六章 轴流式水轮机转轮的水力设计	107
第一节 概述	107
第二节 轴流式转轮叶片的水力计算方法	108
第三节 轴流式水轮机转轮中的液流运动	111

第四节	轴流式水轮机的设计参数	113
第五节	轴流式水轮机转轮流道的主要几何参数	117
第六节	无限薄翼型直列叶栅的诱导速度	123
第七节	用奇点分布法解薄翼直列叶栅绕流问题	129
第八节	轴流式水轮机转轮进出口流速分布规律	133
第九节	用奇点分布法计算轴流式水轮机转轮叶片	136
第十节	绘制轴流式水轮机转轮叶片木模图	140
第七章	混流式水轮机转轮的水力设计	145
第一节	概述	145
第二节	混流式水轮机的设计参数	147
第三节	混流式水轮机转轮流道主要几何参数与转轮叶片进出口边的轴面投影	151
第四节	混流式水轮机转轮的内部流动	157
第五节	混流式水轮机转轮叶型的骨线方程	161
第六节	混流式水轮机转轮流道轴面流线的绘制及轴面流速的分布	162
第七节	混流式水轮机转轮流道速度矩的分布	167
第八节	$\omega_u = 0$ 的二元理论转轮叶片绘型方法	168
第九节	混流式水轮机转轮叶型骨线的加厚	171
第十节	转轮叶片绘型质量的初步估计	175
第十一节	混流式水轮机转轮叶片木模图的绘制	179
第八章	引水部件的水力设计	184
第一节	引水室的主要类型	184
第二节	蜗壳中的液流运动	186
第三节	蜗壳的主要参数	189
第四节	圆形断面蜗壳水力计算 (一)	195
第五节	圆形断面蜗壳水力计算 (二)	198
第六节	混凝土蜗壳水力计算	203
第七节	蜗壳设计中的几个问题	207
第八节	座环固定导叶水力计算	208
第九章	导水部件的水力设计	214
第一节	导水部件的基本类型及其主要参数的选择	214
第二节	导水叶片的水力设计	217
第三节	导水叶片的标准化的	222
第十章	吸出管的水力设计	224
第一节	吸出管的基本类型	224
第二节	直锥形吸出管的水力设计	225
第三节	弯肘形吸出管的水力设计	228
第四节	弯肘形吸出管的标准化的	232
第十一章	冲击型水轮机	234
第一节	概述	234

第二节	切击式水轮机的工作原理	239
第三节	切击式水轮机的性能分析及其主要参数的选择	248
第四节	斜击式水轮机的基本原理	252
第五节	双击式水轮机的基本原理	254
参考文献		257

第一章 绪 论

第一节 水轮机的定义及其分类

水能资源在我国能源的组成中占有很重要的地位,它是永不枯竭,既能再生、又不污染环境的优质能源。根据普查,我国水能资源居世界第一位,其理论蕴藏量为6.76亿kW,可以开发利用的为3.78亿kW,而现在已开发的仅有9%左右。可见,我国水能资源的开发利用有着广阔的发展前景,在防洪、灌溉、航运、发电、工业供水、水产养殖等国民经济各部门的发展中将发挥极大的长远的综合效益。

众所周知,水力发电不需燃料,不需运输,运行成本低廉,运转灵活,速动性高,调度性能好,可以成为电力系统中经济可靠的备用负荷和担负尖峰负荷的优质电源。水力发电还具有一次能源和二次能源同时开发的独特优点。根据我国当前能源结构的实际,能源部在制订能源工业发展的总方针中提出了要“大力开发水电”^{〔1〕}。世界上许多国家,如日本、美国以及西欧各国,为了获得长期稳定的能源保证,面对石油、煤炭能源供应紧缺的现实,又重新开始重视水能资源的开发了。

水轮机就是开发水能资源的设备之一。

一、水轮机的定义

水轮机是利用水(液体)能并转换为机械能的机器设备。

二、水轮机的分类

根据水轮机的定义,可理解为液体能量在水轮机中是变化的。因此,可以从能量的变化方式,也就是从作用原理对水轮机进行分类。

由流体力学知,单位重量液体的能量为

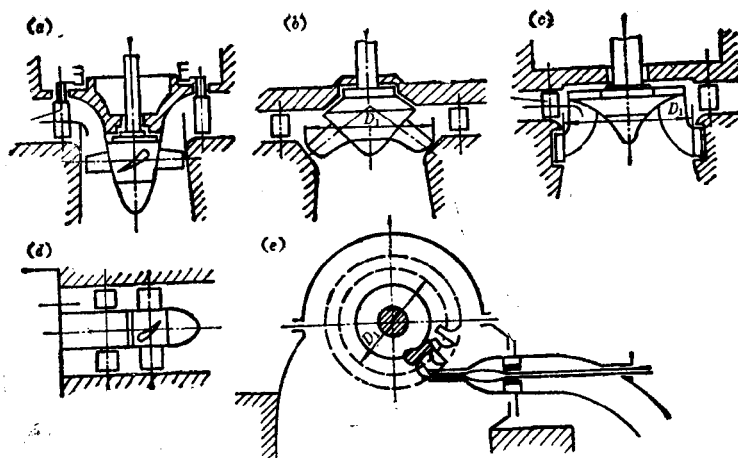
$$e = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} \quad (1-1)$$

由式(1-1)可以看出,水轮机中液流能量的变化可有三部分:单位位置势能 z ,单位压力势能 p/γ ,单位动能 $V^2/2g$ 。

水轮机中液流的势能和动能都发生变化,即水轮机同时利用液流势能和动能的,称为反击型水轮机。形成可以利用这两种能量的条件是:水轮机主要工作部分(转轮)应设置在闭式管路系统中。

水轮机的转轮(亦称工作轮)装置在开式管路系统中,只能利用液流动能(或含位置势能)的水轮机称为冲击型水轮机。

这样的分类法比较概括,为使问题的研究深入,还应进一步按转轮区中液流相对于水轮机轴的流动方向划分为:(a)轴流式、(b)斜流式、(c)混流式、(d)贯流式、(e)冲击型切击式。如图1-1所示。



(a) 轴流式；(b) 斜流式；(c) 混流式；(d) 贯流式；(e) 冲击型切击式。

图 1-1 水轮机型式示意图

水轮机还可按结构特征来分类：如按转轮叶片可分为定桨式和转桨式；如按转轮轴的布置方式可分为立式和卧式。

综上所述，可以列出水轮机的型式及适用范围简表，如表 1-1。

表 1-1 水轮机的型式及适用范围

水 轮 机 的 型 式			适用水头范围 (m)
按能量转换分	按水流方式分	按结构特征分	
反 击 型	贯 流 式	定 桨 式 转 桨 式	< 20
	轴 流 式	定 桨 式 转 桨 式	$3 \sim 80$
	斜 流 式	定 桨 式 转 桨 式	$40 \sim 120$
	混 流 式		$30 \sim 700$
	辐 流 式		$300 \sim 700$
冲 击 型	切 击 式	水 斗 式	$300 \sim 1770$
	斜 击 式		$50 \sim 400$
	双 击 式		$10 \sim 150$
	环 击 式		$> 250 \sim 300$

第二节 水轮机的基本工作参数

一、水头

在流体力学中分析伯努利方程的水力学意义、几何意义、能量意义时，已经提出了水头

的概念。可以认为式 (1-1) 中的 $(z + p/\gamma)$ 是静水头, $V^2/2g$ 是动水头 (或称流速水头)。既然式 (1-1) 表示某一单位重量液体的能量, 也就可以认为“头”是具有能量含义的。由此, 可以定义: 水头是单位重量液体 (水) 所具有的机械能量。

1. 电站装置水头 H_z

装置水头 H_z 是图 1-2 中断面 I ~ I 间单位重量液体的能量差 (或称电站毛水头)、即上下游水位差。

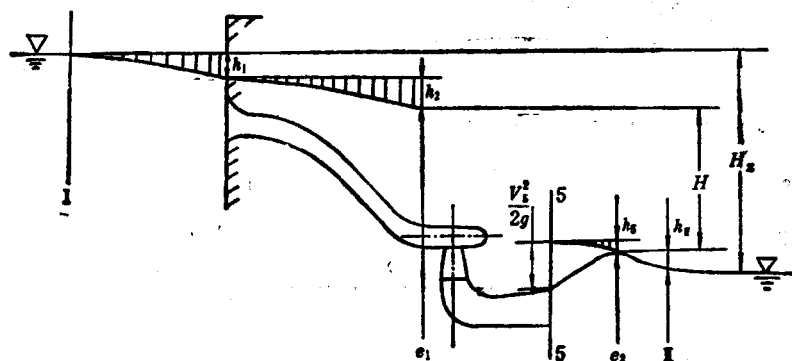


图 1-2 水电站和水轮机的水头

2. 水轮机工作水头 H

水轮机进出口单位重量液体的能量差称为水轮机工作水头 (或称电站净水头)。图 1-2 中将断面 e_1 、断面 e_2 各定为水轮机进口和出口断面, 水轮机的工作水头为

$$H = H_z - h_1 - h_2 - h_3 \quad (1-2)$$

为什么不以吸出管进口或出口处作为水轮机的出口断面? 因为吸出管是水轮机的一部分, 故不能以吸出管进口为准; 而吸出管形状和水轮机工作状况都影响出口处液流速度分布, 从而影响水头损失 h_3 值 (如图 1-2 所示), 故也将 5~ e_2 段看作是水轮机的一部分。吸出管出口动能 $V_2^2/2g$ 除损失一部分 h_3 外, 转变为位能了。由于位能的增加, 吸出管出口处水位抬高了, 表明吸出管对水轮机本身利用能量的影响比较大, 具体影响程度待后叙述。国际电工委员会 (IEC) 对确定各类水轮机净水头的方法做了规定, 见参考文献[3][27]。

水电站设计部门经常提供:

- 1) 最大水头 H_{max} 是水轮机运行范围内允许出现的最大净水头。
- 2) 最小水头 H_{min} 是水轮机运行范围内允许出现的最小净水头。
- 3) 计算水头 H_c 是水轮机发出额定轴功率时的最小水头, 用它确定发电机功率及尺寸。
- 4) 平均水头 H_p , 通常有两种情况。其一是算术平均水头, 系指各种可能水头的平均值, 它只提供作用于水轮机的水头大致水平, 可用于设计资料不全的小型电站水轮机。其二是加权平均水头, 系考虑了各种水头可能持续的的时间的平均水头, 即电能加权平均水头

$$H_p = \frac{\sum H_i Q_i T_i}{\sum Q_i T_i} \quad (1-3)$$

式中 H_i ——运行时出现的净水头;
 Q_i ——对应水头下的流量;
 T_i ——该水头出现的持续时间。

也采用时间加权平均水头。

$$H_{pj} = \frac{\sum H_i T_i}{\sum T_i} \quad (1-4)$$

平均水头是指电站经常出现的水头，用它来决定水轮机的转速。

二、流量 Q

单位时间内通过水轮机的液流（水）体积称为流量。

三、转速 n

转速是水轮机轴的周期转数（单位时间内的旋转次数）。在水轮机中有额定转速 n_n ，飞逸转速 n_f 之分。

四、功率 N

具有一定水头和流量的液流通过水轮机对水轮机作功，该液流在单位时间内所作的功称为功率。

$$N = \gamma Q H \quad (\text{kW}) \quad (1-5)$$

式中 γ ——水的重度（9.81kN/m³）；

Q ——流量（m³/s）；

H ——水头（m）。

五、效率 η

输入水轮机的液流功率（能量）并不能全部为水轮机所利用。以效率 η 表示它所能利用的程度，即水轮机轴输出功率 N_t 与输入液流功率 N 之比称为水轮机的效率

$$\eta = \frac{N_t}{N} \approx 90 \sim 95\% \quad (1-6)$$

第三节 水轮机中的损失和效率

水轮机轴输出功率和输入液流功率的不同，表明在水轮机能量转换过程中损失掉了一部分能量。这部分能量按损失特性可划分为容积损失、旋涡损失、机械损失、圆盘损失、出口损失，还有翼型损失、环隙损失等。现分类叙述如下：

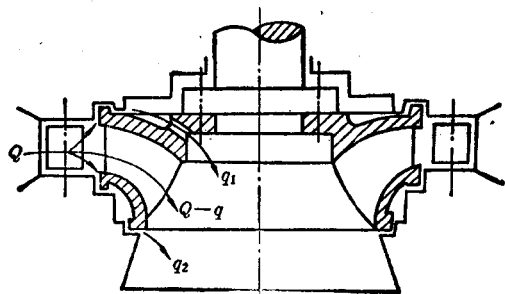


图 1-3

一、容积损失

由于水轮机结构原因，即旋转部分（转轮）与固定部分之间存有间隙，在水轮机工作过程中有一部分液流流量 $q = q_1 + q_2$ 未经转轮作功而漏损掉了，称此漏损流量 q 为容积损失，如图 1-3 所示。

以容积效率 η_v 表征液流流量利用程度,即有效流量的功率与输入液流功率之比,称为水轮机的容积效率。

$$\eta_v = \frac{\gamma(Q-q)H}{\gamma Q H} = 1 - \frac{q}{Q} \quad (1-7)$$

式中 q/Q 为相对容积损失。

二、水力损失

由于液体具有粘性,运动过程中发生摩擦阻力损失,如绕流叶片时产生表面摩擦损失,以及旋涡损失等。克服水轮机内各过流部分的摩擦阻力损失而引起的水头损失称为水力损失。如以 Δh_s 表示水力损失,则可得到表征有效水头所做功与在工作水头下输入液流有效流量所做功之比的水力效率

$$\eta_s = \frac{\gamma(Q-q)(H-\Delta h_s)}{\gamma(Q-q)H} = 1 - \frac{\Delta h_s}{H} \quad (1-8)$$

式中 $\Delta h_s/H$ 为相对水力损失。

三、机械损失

机械损失主要表现在运转中的水轮机轴承、轴密封和一部分推力轴承中。水轮机克服这部分损失所耗功率称为水轮机的机械损失。如以 ΔN_f 表示机械能损失,则可得到以机械效率 η_f 表征水轮机有效输出功率与输入液流有效功率之比的表达式

$$\eta_f = \frac{N - \Delta N_f}{N}$$

式中 $\Delta N_f = \gamma(Q-q)\Delta h_f$

所以

$$\eta_f = \frac{H - \Delta h_f}{H} = 1 - \frac{\Delta h_f}{H} \quad (1-9)$$

式中 $\Delta h_f/H$ 为相对机械损失。

四、圆盘损失

水轮机的圆盘损失主要表现在液流阻止转轮旋转的能量损失,如转轮上冠、下环外表面与液流的摩擦阻力损失。水轮机克服这部分损失所消耗的功率称为水轮机的圆盘损失。如以 ΔN_d 表示圆盘损失,则可得到以这部分效率 η_d (有称为内部机械效率的,但不够确切)表征水轮机有效输出功率与输入液流有效功率之比的表达式

$$\eta_d = \frac{N - \Delta N_d}{N}$$

式中 $\Delta N_d = \gamma(Q-q)\Delta h_d$

所以

$$\eta_d = 1 - \frac{\Delta h_d}{H} \quad (1-10)$$

五、水轮机效率

由式(1-6)知水轮机的效率为轴输出功率与输入液流功率之比,故可写为下式:

$$\eta = \frac{\gamma(Q-q)(H-\Delta h_s-\Delta h_f-\Delta h_v)}{\gamma QH} \quad (1-11)$$

考虑到

$$\eta_s, \eta_f, \eta_v = \left(1 - \frac{\Delta h_s}{H}\right) \left(1 - \frac{\Delta h_f}{H}\right) \left(1 - \frac{\Delta h_v}{H}\right)$$

当忽略二阶以上小量项时, 可将上式写为

$$\eta_s, \eta_f, \eta_v = \frac{H - \Delta h_s - \Delta h_f - \Delta h_v}{H}$$

故式 (1-11) 中的

$$H - \Delta h_s - \Delta h_f - \Delta h_v = H\eta_s, \eta_f, \eta_v$$

又考虑式 (1-7), 可得

$$\eta = \eta_s, \eta_f, \eta_v \quad (1-12)$$

严格讲 η_v 与水力损失、机械损失项有关, 故也可按三种类型损失考虑, 此时式 (1-12) 又可写为

$$\eta = \eta_s, \eta_f, \eta_v \quad (1-13)$$

由式 (1-13) 可见, 水轮机的效率等于容积效率、水力效率和机械效率的乘积。

第四节 我国水轮机制造业的发展概况

建国 40 年来, 我国水轮机制造业经历了从无到有、由小到大、独立研究开发的迅速发展, 取得了巨大成就。从 1951 年为四川下碛水电站生产制造出 800 kW 混流式水轮发电机组开始, 到现在几个主要水电设备制造厂已能生产冲击型、混流式、斜流式、轴流式、可逆式等各种型式的大量水电机组。最大单机容量为 32 万 kW 的混流式水电机组和转轮直径为 11.3m 的轴流转桨式水电机组已分别安全运行于龙羊峡、葛洲坝等水电站, 并取得了明显的经济效益和社会效益, 标志着我国水电设备的设计、制造、科学研究能力已步入世界先进行列。但是, 由于我国水能资源开发和电力系统的特点, 大型冲击型和可逆式水电机组生产较少。

在全国已建成的 120 多座大中型水电站中大多数都安装着我国自行设计制造的水轮发电机组成套设备。到 1988 年底, 我国水电装机容量已达 3270 万 kW, 占全国电力总装机容量的 28.3%^[4]。1989 年大中型水电站在建规模为 1407 万 kW, 2000 年以前争取新增水电装机 5000 万 kW^[2], 仅就满足国内水电建设的需要, 已可表明我国水轮机制造业有着广阔的发展前景。

我国混流式水轮机功率和尺寸已有相当的发展, 如白山水电站 30 万 kW 机组于 1982 年已投入运行, 其技术水平相当布拉茨克水电站 23 万 kW 机组。轴流转桨式水轮机转轮尺寸已居世界首位, 如葛洲坝水电站 12.5 万 kW, 17 万 kW 机组于 1981 年已投入运行, 其技术水平相当于具有当代世界最好水平的铁门水电站 17.8 万 kW 机组。这反映出我国反击型水轮机的技术水平得到了较快的提高, 正朝着赶超世界水平稳步前进。

我国水轮机制造业的发展有着如下的特点:

(1) 单机功率增长速度较快。

1959年制成并投入运行的新安江水电站7.25万kW混流式水轮发电机组,已列入当时世界大型水电机组的行列。瑞典作为世界上制造水力发电设备最早的国家之一,从小型机组发展到这样大型机组足足用了40年的时间,而我国还不到10年的时间。再有从1827年富尔聂隆(M. Fourneyron)创造世界上第一台比较好的离心式水轮机算起,经百余年的努力美国才于1936年为达夫力水电站制成11.2万kW混流式水轮发电机组,而我国只用了20多年的时间于1970年为刘家峡水电站制成了30万kW混流式水轮发电机组。同样,我国只用了30年的时间已生产出目前世界上最大水轮机转轮直径的轴流转桨式水轮发电机组。

(2) 科学研究成果转化为工业产品的速度快。

自1963年哈尔滨大电机研究所水力实验室能量试验台、汽蚀试验台经国家鉴定投入使用以来,相继又有水利水电科学研究院机电所、东方电机厂的试验台经国家鉴定投入使用。此外,天津电气传动设计研究所和其他工厂、高等学校的试验台的建设,标志着我国在水轮机科学研究方面已进入完全独立研究开发阶段,并已为我国提供了一批优良性能的转轮及其相应的过流部件,如用于青铜峡、西津、富春江、葛洲坝等水电站的A30转轮,用于刘家峡水电站的A12转轮,用于江厦潮汐电站的GZT003转轮,用于龙羊峡水电站的D06a转轮等及其相应的过流部件。目前,混流式水轮机在水头为75m~400m范围内研制了六个水头段的水力性能较好的新转轮,其效率已从91~91.5%提高到92~92.5%;切击式水轮机转轮效率已从89%提高到91%。这些,对我国1973年公布的转轮型谱已填补了空白和为新型谱的制订打下了良好的基础。

根据文献资料^[5,6]知,从1824年波尔琴首次发明的一种水力原动机被第一次称为水轮机(拉丁字turbo,陀螺之意)开始,1847年法兰西斯提出向心式水轮机,直到1880年才成为较理想的正式产品,其总的相隔年数为56年。而在我国,上述概况表明在较短时期内科学研究成果已转化为工业产品了。又如70年代中期微型水轮机组出现后,不久即批量生产了。

(3) 大、中、小型并举,成套供应产品。

1988年底时,我国水电总装机中大、中、小型比重分别为43%、20%、37%,表明大、中、小型机组同时都有了发展,且都是成套供应设备,这也是我国水电设备制造业的特点之一。还应说明,到目前我国生产的小型水电设备已进入国际市场,向美国、土耳其、新加坡等9个国家出口了230多套。^[6]

我国水轮机的研制工作正向着高水头、高转速、大功率发展,要努力使轴流式水轮机的功率等级达25万kW,混流式水轮机达80万kW,高水头可逆式水轮机达30万kW,以及贯流式水轮机和高水头切击式水轮机达2万kW。为此,要进一步完善科学研究基地、生产基地,加强科技储备工作,积极研究开发新机型、新品种,大力提高中小型水轮机的通用化、系列化和标准化以及自动化的水平,进一步提高辅机配套能力,提高设计计算能力,完善产品质量保证体系,提高产品质量稳定性,为我国水能资源的开发利用提供优良设备。为了实现在2000年前再新增水电装机5000万kW的任务,加速我国社会主义四个现代化的建设,要求我们水轮机制造业的全体工作者勤奋努力,艰苦奋斗,共同为大力开发水电和本学科的发展做出应有的贡献。

第二章 水轮机的工作原理

第一节 水轮机内的液流运动

液流质点在水轮机内的运动是复杂的空间运动。对水轮机流道的流速场实测表明,其流动参数随着三个空间坐标而变化,即具有三元流动特性。一般讲,液流质点在水轮机工作过程中是不定常的复杂运动。由于液流运动的复杂性,用严格的数学方法来计算和表征液流运动的规律是很困难的,甚至是不可能的。因此,只能人为地作出一些基本反映实际流动主要规律的假设,以便能够较简便地运用数学方法研究分析水轮机内液流运动的规律。

实验表明,水轮机在水头、流量、转速都为常数的条件下工作时,液流在蜗壳、导水叶片、转轮、吸出管中的运动随时间的变化都不大,可以近似认为是定常运动。

实验还表明,液流的粘性影响主要体现在脱流情况下的边界层里,边界层以外的区域中可以忽略液流粘性的影响。除吸出管以外,水轮机流道中液流运动基本上都是收缩的。因此,在研究液流运动规律时可以忽略粘性的影响。

液流是定常运动;液流是无粘性的理想流体。这就规定了有条件地来讨论研究液流在水轮机内的运动规律。事实上,水轮机在运行时水头、流量是经常变化的,此时水轮机内的液流运动是非定常运动。

研究分析液体质点在水轮机内的运动和研究分析其他刚体运动一样,可以运用速度分析法。由理论力学知,点的速度合成定理为:动点在每一瞬时的绝对速度等于其牵连速度与相对速度的矢量和,即

$$V = U + W \quad (2-1)$$

此定理也称为速度平行四边形定理。其矢量图的形状是平行四边形,也可简化为三角形(即平行四边形的一半),因此,定名为流速三角形。可以利用这个矢量图以图解方式研究液流通过水轮机的各个部件的分流速。所以常把流速三角形作为分析液流质点运动规律的工具。

液流在水轮机内的运动取决于过流部件的形状。首先分析液流质点在转轮内的运动。从图2-1的A-A剖面可以见到转轮叶片组成一个环列叶栅。当转轮叶片为无穷多时,液流质点M将沿叶片相切方向运动,对转轮来讲是相对运动,即点M的相对流速W。同时,液流质点M与转轮一起作旋转运动,称为点M的牵连流速U。对不动坐标系而言,液流质点M的运动为绝对运动,即点M的绝对流速V。W、U、V可组成点M的流速合成图,如图2-2所示。

由于水轮机过流部件的几何形状不完全相同,如混流式和轴流式的叶片形状就不相同,故不能只利用上述平面上的液流运动来分析转轮内的液流运动,因为沿流线的流速是变化的。

为了能利用流速三角形统一简便地对水轮机内液流流速场进行分析比较,令坐标系的某一坐标轴和牵连流速重合,这样的坐标系就是坐标轴与转轮旋转轴重合的坐标系。由此可以利用轴截面这个概念。所谓轴截面就是通过水轮机转轮轴线的平面,也称轴面,或子午面。如图

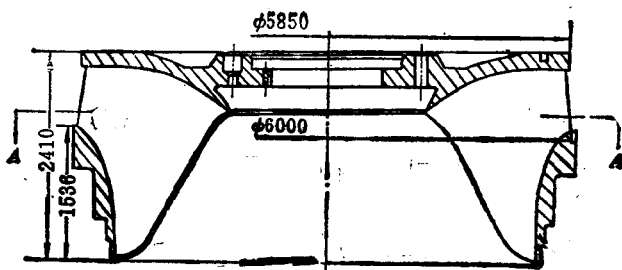


图 2-1 转轮内点 M 的流速图

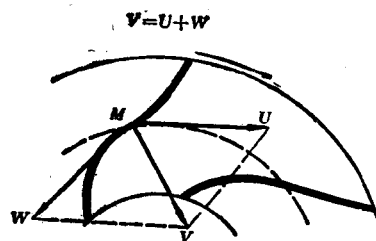
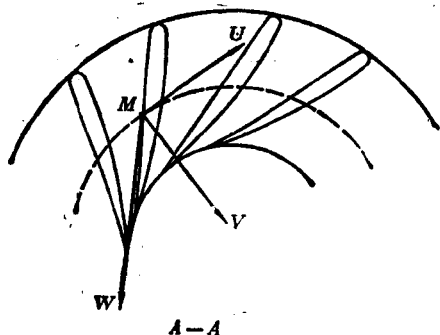


图 2-2 点 M 的流速合成图

2-3 圆柱坐标系所示点 M 的牵连流速 U 就是圆周速度 U ，它垂直于轴截面 $MOO'M'$ 。

流速三角形中的绝对流速 V 如图 2-4 所示，可以分成两个分量：沿着圆周流速向量方向的分量 V_u ，称为绝对流速的圆周分量；垂直于圆周流速向量方向的分量 V_m 恰好在轴截面上，故称为轴面流速。

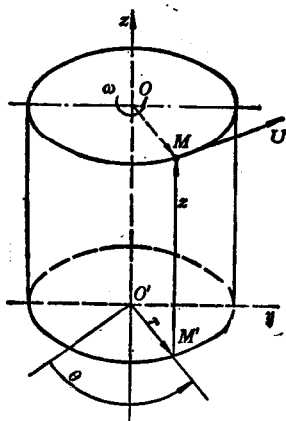


图 2-3 圆柱坐标系

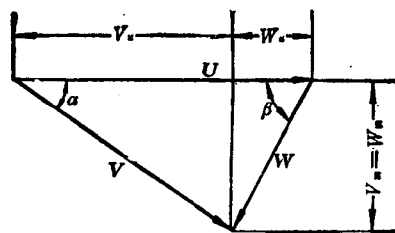


图 2-4 流速三角形

根据水轮机工作参数，利用流速三角形可以计算转轮内任一液流质点的相对流速 W 以及各个分速度等。依此可以分析转轮内液流的运动状态。

一、转轮叶片进出口处流速三角形的绘制

在讨论之前，应先明确计算工况和非计算工况两种工作状况的含意。计算工况系指水轮机过流部分各个部件的形状和尺寸是在液流定常运动情况下，按给定的水轮机工作参数设计计算所得。这样的水轮机在计算的工作参数条件下运行时，可以达到最高效率。非计算工况

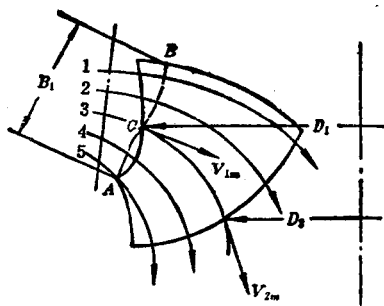


图 2-5 转轮进出口边流速图

系指水轮机在非设计计算的工作参数条件下运行的工作状态。

为便于讨论分析将转轮进口边处的各流速符号都加注角标 1，而出口处加注角标 2，如图 2-5 所示。例如混流式水轮机转轮流道和叶片的进出口边位置确定后，即可绘制混流式转轮叶片进出口边处的流速三角形。

叶片进口边处点 C 的圆周流速 U_1 可以按下式决定

$$U_1 = \frac{n\pi D_1}{60} \quad (2-2)$$

式中 D_1 ——转轮进口边处点 C 的直径；

n ——水轮机转速 (r/min)。

叶片进口边处点 C 的轴面流速 V_{1m} ，可以从液流的连续方程来决定其值。在忽略流速沿转轮进口宽度变化的情况下

$$V_{1m} = \frac{Q_k}{A_1} \quad (2-3)$$

式中 Q_k ——流过转轮的流量，此流量比水轮机流量 Q 小一漏水量 q ，即 $Q_k = Q - q$ ；

A_1 ——叶片进口边轴面液流的过水断面面积。

式 (2-3) 中 V_{1m} 不加说明都是把各个流速看作与液流总方向垂直成法线关系的截面（过水断面）中流速的平均值。

在图 2-5 中轴面液流的过水断面面积是以曲线 AB 绕转轮轴线旋转一周的旋转面，曲线 AB 与轴面液流的流线（线 1、2、3、4、5）相垂直，并经过转轮叶片进口边点 C。流速三角形正是对这一点做的。旋转面面积等于母线 AB 的长度 B_1 和绕水轮机轴线旋转时 AB 线的重心所绘的圆周长度之乘积。同时，由于部分旋转面被叶片所占据，故所求的轴面液流的过水断面面积为

$$A_1 = \pi D_{1c} B_1 - \delta_1 Z B_1 \quad (2-4)$$

式中 D_{1c} ——母线 AB 的重心位置的直径；

δ_1 ——叶片进口边处圆周上测得的叶片厚度，见图 2-6；

Z ——叶片数。

将式 (2-4) 右端上下各乘 πD_{1c} ，可得

$$A_1 = \pi D_{1c} B_1 \frac{\pi D_{1c} - \delta_1 Z}{\pi D_{1c}}$$

$$\text{令 } \Psi_1 = \frac{\pi D_{1c} - \delta_1 Z}{\pi D_{1c}} = 1 - \frac{\delta_1 Z}{\pi D_{1c}} \quad (2-5)$$

称其为转轮进口边处的排挤系数，表明叶片排挤液流的程度。于是可得

$$V_{1m} = \frac{Q - q}{\pi D_{1c} B_1 \Psi_1} \quad (2-6)$$

进口边处点 C 的绝对流速 V_1 的方向由导水叶片出口角决定。当已知圆周流速 U_1 、轴面流速 V_{1m} 和绝对流速 V_1 的方向后，就可以绘制转轮叶片进口边点 C 的流速三角形，由此

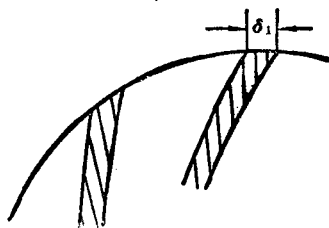


图 2-6 圆周方向叶片厚度

可以确定该点 C 的相对流速 W_1 值及其方向角 (用与圆周方向的夹角 β_1 的大小表示), 也可确定绝对流速 V_1 值及其在圆周方向分速度 V_{1u} 值, 如图 2-7 所示。

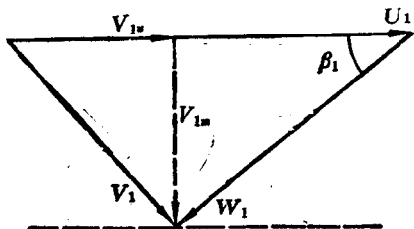


图 2-7 转轮进口边流速三角形

轮计算流量所绘制的叶片进口流速三角形中得到的, 而 β_{1a} 角是转轮叶片进口安放角, 它们之间相差一冲角 α , 即

$$\beta_{1a} = \beta_1 - \alpha \quad (2-7)$$

此冲角 α 不超过 8° 。当叶片与相对流速方向有这一小偏差时, 不发生液流脱流现象, 即不发生冲击水力损失。在转轮叶片设计计算中引用它可以改善叶片翼型的弯曲程度, 具体进行叶片设计计算时, 一般允许取 $\alpha = 2^\circ \sim 3^\circ$ 。

转轮叶片出口边任一点的流速三角形的绘制方法与进口边处相类似。先决定转轮叶片出口边处任一点的圆周流速 U ,

$$U_2 = \frac{n\pi D_2}{60}$$

式中 D_2 ——转轮叶片出口边任一点处的直径。

转轮叶片出口边任一点处的轴面流速 V_{2m} 为

$$V_{2m} = \frac{Q - q}{\pi D_{20} B_2 \Psi_2} \quad (2-8)$$

式中 D_{20} ——叶片出口边处轴面液流过水断面母线重心处的直径;

B_2 ——叶片出口边处过水断面母线长度;

Ψ_2 ——叶片出口边处的排挤系数。

转轮叶片出口边处任一点的相对流速 W_2 的方向由转轮叶片出口安放角 β_{2a} 决定。假定转轮叶片为无限多时相对流速 $W_{2\infty}$ 的方向与叶片出口安放角 β_{2a} 相重合。

当已知圆周流速 U_2 、轴面流速 V_{2m} 和相对流速 $W_{2\infty}$ 的方向后, 就可以绘制出无限多叶片时出口边处任一点的流速三角形。由此, 可以确定该点的相对流速 $W_{2\infty}$ 值, 也可确定绝对流速 $V_{2\infty}$ 值及其方向, 以及其在圆周方向分速度 $V_{2u\infty}$ 值等, 见图 2-8。

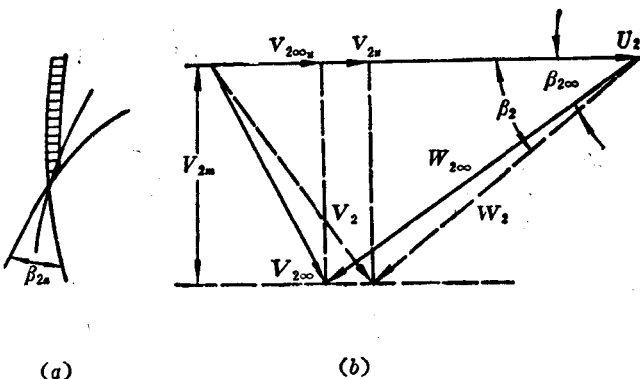


图 2-8 转轮出口边流速三角形

应该指出, 水轮机中转轮叶片是有限数目的, 故沿叶片表面的液流质点的相对运动轨迹是与叶片形状相重合的, 而两相邻叶片空间中的其他大部分液流质点的轨迹与叶片表面形状是