

水力发电厂的 水轮机设备



苏联电站部水力发电建设总局著

电力工业出版社

水力发电厂的 水轮机设备

苏联电站部水力发电建设总局 著
技术科学博士A.A.莫罗佐夫教授主編
电力工业部水力发电建设总局专家工作室翻译
华东水利学院水能利用教研组校訂



电力工业出版社

本書是一本設計手冊，它包括設計水電廠時所必需的有關水輪機設備的各種材料。書中引用了蘇聯大型水輪機製造的數據，水輪機規格及其構造參數標準；這些材料反映了蘇聯水輪機製造界的最新成就。此外并闡述了成批生產的小出力水輪機的規格。

本書包括水輪機設備各部件的水力計算方法、運轉綜合特性曲線的制定方法、有關水輪機調速器及輔助設備的資料，以及對於發電機、起重機和運輸工具的概述。

本書供水電廠設備的設計工程師和技術員，以及高等工業學校中水輪發電機製造、動力等專業的学生使用。

本書由電力工業部水力發電建設總局專家工作室電機組張貴榮、馮紹武、李鉄民、蔣肇奇、林久成、盧國發、李世文、呂孟如、何永傑等同志翻譯，由華東水利學院水能利用教研組伍正誠教授、姜國宝教授、周之豪講師和沈曾源講師校訂。

МЭО СССР ГЛАВГИДРОЭНЕРГОСТРОЙ
ПОД РЕДАКЦИЕЙ ДОКТОРА ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК ПРОФЕССОРА А. А. МОРОЗОВА
ТУРБИННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ
ГОСЭНЕРГОИЗДАТ МОСКВА 1949

水力發電廠的水輪機設備

根據蘇聯國立動力出版社1949年莫斯科版翻譯

電力工業部水力發電建設總局專家工作室翻譯

華東水利學院水能利用教研組校訂

*

541S81

電力工業出版社出版(北京右街26號)

北京市書刊出版業營業登記證出字第082號

北京市印刷一厂排印 新華書店發行

*

787×1092 $\frac{1}{16}$ 開本 * 25 $\frac{1}{2}$ 印張 * 444千字 * 定價(第10類)4.00元

1957年8月北京第1版

1957年8月北京第1次印刷(0001—5,100冊)

原 序

本参考手册包含有关水力发电厂設計时必需的水輪机設備的現代資料。

苏联水輪机制造業的迅速發展和巨大成績要求把过去曾出版过的資料加以补充。1937年由列宁格勒斯大林金屬工厂(ЛМЗ)出版的圖册“苏联动力設備”現在已經極陈旧了。在这本書出版以后的年代里,列宁格勒斯大林金屬工厂曾制造出了世界上最巨型的水輪机,制出了很多种新型的轉輪,进行了大量的有关水輪机过水部分的研究工作;其中包括尾水管的各种形狀。

特別应当指出的是,列宁格勒斯大林金屬工厂和全苏水力机械制造研究所(ВИГМ)針对着轉輪气蚀現象所进行的研究工作。

以后,列宁格勒斯大林金屬工厂和全苏水力机械制造研究所制定了水輪机的規格圖表,并且进行了水輪机的水力和結構参数标准化的工作。現在,列宁格勒斯大林金屬工厂根据所定的規格表正进行着大型和中型水輪机体系广泛的規格統一工作。在小型水輪机制造方面有一系列的工厂組織着成批的水輪机生产。

除此之外,在計算方面还創造了許多新的方法。其中包括苏联工程师們所拟定的按水輪机模型試驗的数据求水輪机效率的方法,繪制運轉綜合(通用)特性曲綫的方法,計算蝸壳及計算調節保証等方法。

同时,發明了貫流式水輪机,及設在填体内的特殊型式水輪机机組的新思想。最后应当指出,在苏联水力发电厂(以下簡称水电厂)水輪机設備自动化方面,近十年来所获得的成就是巨大的。

列宁格勒斯大林金屬工厂和托拉斯“水电設計院”列宁格勒分院所进行的水輪机設備資料的系統化整理,給予了利用極完整資料的可能性。这些資料反映了苏联技术上新的成就、苏联水輪机制造業的發展,以及世界上水輪机制造的重要数据。

因为有了制定好的根据綜合特性曲綫選擇和計算水輪机的方法,使本書的內容丰富起来,使它在方法上具备了指導的性質。

符合于本書的指導性任务,在本書中还包括了一些輔助設備的說明,如:压力水管的閘門,油和压缩空气系統、机組的技术供水、水輪机壳和尾水管的排水以及發电机、起重机和运输工具等的簡要說明等,这些在設計水电厂时都是十分必要的。

这本参考手册是在列宁格勒斯大林金屬工厂和水电設計院列宁格勒分院工作的工程师們集体編写的。

本書的編著工作是在列宁格勒工学院教授、荣誉的科学家和技术家,技术科学博士A.A.莫罗佐夫直接指导与参加編著下进行的;編审委员会中的成員有:水电設計院列宁格勒分院水輪机設計室主任兼总工程师A.П.柯洛契科夫;列宁格勒斯大林金屬工厂水輪机总設計师,副教授H.H.科瓦廖夫;列宁格勒工学院教授、技术科学博士A.A.薩巴涅也夫及水电設計院列宁格勒分院总工程师H.A.菲利莫諾夫。

水电設計院列宁格勒分院工程师H.H.凱拉列娃也直接参加了編审委员会的工作。

本書的目的是为了便于設計机关进行水輪机設備的設計工作,以及作为在相应的高等工業学校中研究專門性的課程和作畢業設計时参考之用。

編审委员会希望,这本参考指南中的資料能够給予参加解决摆在苏联水电事業前面巨大任务的工程师們以重大的帮助。

編审委员会

目 录

第一篇 主要的水轮机设备

編著者:

副教授, 技术科学候补博士 Н.Н.斯米尔諾夫 (第一至二, 七至十, 十二至十五, 十七节)。

工程师 Г.М.謝列勃利雅科夫 (第三至六, 十八至廿一节)。

工程师 Д.О.金杜斯 (第九至十节的小型水电厂部分和第二十九节)。

教授, 技术科学博士 А.А.薩巴涅也夫 (第十一节)。

教授, 技术科学博士 А.А.莫罗佐夫 (第十六, 二十二节)。

工程师 Ф.В.阿諾索夫

工程师 Н.Н.凱拉列娃

工程师 А.П.柯洛契科夫

(第二十三至二十五, 三十至三十一节)

第一章 水輪机的型式和参数	8
第一节 水輪机的型式及其使用范围	8
第二节 水輪机的基本参数及模型	10
第三节 水輪机的效率和損失	13
第四节 水輪机的效率与直径及水头的关系	15
第五节 效率变化对化引数值 Q_1' 和 n_1' 的影响	19
第六节 水輪机的異型部件对水輪机的效率和出力的影响	19
第七节 逸速轉数	22
第八节 軸向力与轉动部分的重量	25
第二章 水輪机壳和尾水管	27
第九节 水輪机壳	27
第十节 尾水管	36
第十一节 运用驅水装置以防水头下降	42
第十二节 吸出高及气蝕	43
第三章 水輪机基本参数的选择	47
第十三节 选择反击式水輪机基本参数的概述	47
第十四节 根据規格圖表选择反击式水輪机	49
第十五节 根据主要綜合特性曲綫选择反击式水輪机	51
第十六节 根据对数座标特性曲綫选择水輪机	56
第十七节 別利通冲击式水輪机基本参数的选择	61
第四章 水輪机工作和运轉綜合(通用)特性曲綫	63
第十八节 概述	63
第十九节 工作和运轉綜合特性曲綫的繪制	69
第二十节 繪制法蘭西斯式水輪机运轉綜合特性曲綫的范例	72
第二十一节 繪制卡波蘭式水輪机运轉綜合特性曲綫的范例	73
第二十二节 电厂的运轉綜合特性曲綫的繪制	79
第五章 选择水輪机主要設備用的資料	79

第二十三节	轉輪基本数据表和尺寸	79
第二十四节	已制成的水輪机蝸壳的范例	85
第二十五节	推荐的尾水管尺寸	90
第二十六节	水輪机使用范围綜合圖表	94
第二十七节	螺旋槳式水輪机和卡波蘭式水輪机的規格表	95
第二十八节	法蘭西斯式水輪机的規格表	101
第二十九节	小型水电厂的成套水輪机	107
第三十节	卡波蘭式及螺旋槳式水輪机的主要綜合特性曲綫	114
第三十一节	法蘭西斯式及別利通式水輪机的主要綜合特性曲綫	120

第二篇 水輪机調节系統的设备

編著者:

副教授 М. И. 斯米尔諾夫(第三十二至三十三节)。

工程师 А. А. 叶夫道基莫夫(第三十四至三十六节)。

工程师 Ю. Е. 嘎尔卡維(第三十七至三十八, 四十至四十一节)。

教授, 技术科学博士 А. А. 莫罗佐夫(第三十九节)。

第六章	水輪机調节系統部件	142
第三十二节	自动調速器的型式及动作原理	142
第三十三节	調速器及調节機構中作用筒的選擇和調速器構造的描述	147
第三十四节	油压裝置	155
第三十五节	油压裝置中的油泵	153
第三十六节	空气壓縮机裝置	160
第三十七节	減压閥	162
第七章	調节保証計算	166
第三十八节	任务的提出, 計算目的及計算标准	166
第三十九节	水錘作用时, 計算压力升高及降低的簡要說明	168
第四十节	調节时轉数变动的近似計算	177
第四十一节	列宁格勒斯大林金屬工厂所采取的調节保証的精确計算	178

第三篇 輔助设备

編著者:

工程师 Г. М. 謝列勃利雅科夫(第四十二至四十四节)。

工程师 Э. Я. 明格利(四十五至五十九节)。

第八章	压力水管的閘門	183
第四十二节	概述	183
第四十三节	閘門的基本型式	184
第四十四节	閘門型式的選擇	193
第九章	机組的油系統	196
第四十五节	油系統的作用和組織	196
第四十六节	使用的油的种类	198
第四十七节	油的数量和使用的期限	199
第四十八节	油系統中的生产过程	201
第四十九节	机組用油系統的设备 and 器具的選擇	207
第五十节	已裝成的油系統的范例	213
第五十一节	計算公式, 定义; 和国定全苏的油制标准	216
第十章	水电厂的技术供水	221
第五十二节	用水部門	221

第五十三节	技术供水的方式	223
第五十四节	设备、器具和引水管的选择	227
第十一章	水电厂的压缩空气系统	232
第五十五节	需要压缩空气的部门	232
第五十六节	空气压缩机装置方式	233
第五十七节	设备、器具与导管断面的选择	236
第十二章	水轮机蜗壳与尾水管的排水	243
第五十八节	排水的作用和方式	243
第五十九节	排水装置设备的选择	245

第四篇 各种已制成的水轮机的数据

編著者:

工程师H.H.凱拉列娃

工程师A.П.柯洛契科夫

工程师Г.М.謝列勃利雅科夫

副教授, 技术科学碩士И.Н.斯米尔諾夫

工程师H.H.謝尔賓斯卡亞

(第六十至六十五节)。

第十三章	已制成的水轮机的数据表	249
第六十节	苏联已制成的水轮机设备的基本数据	249
第六十一节	苏联已制成的水轮机设备的詳細数据	256
第六十二节	外国主要水力发电厂已制成的水轮机设备的基本数据	262
第十四章	水轮机設備圖	278
第六十三节	卡波蘭式和螺旋槳式水轮机	278
第六十四节	法蘭西斯式和別利通式水轮机	291
第六十五节	新式水轮机結構設計圖	303

第五篇 水力發電机

編著者:

工程师Г.С.高里士曼(第六十六至七十二节)。

工程师Д.О.金杜斯(第七十三至七十四节)。

第十五章	概論	309
第六十六节	基本数据	309
第六十七节	机械特性	311
第六十八节	励磁和厂用电	313
第十六章	構造数据	314
第六十九节	水力发电机构造的概述	314
第七十节	各种輔助裝置及其尺寸和重量	320
第十七章	“电力”工厂所制豎軸水力发电机的数据表	323
第七十一节	“电力”工厂的規格表	326
第七十二节	“电力”工厂設計和制造出的水力发电机的数据	331
第十八章	小型水电厂的發電机	333
第七十三节	工厂的規格表	333
第七十四节	发电机的傳动机构和飞輪	333

第六篇 水力发电厂的吊車設備

編著者:

技术科学碩士, 工程师Я.Р.格罗托夫。

第十九章 概論	343
第七十五节 关于选择起重运输设备的规定	343
第七十六节 水电厂中的电动桥式吊车	346
第七十七节 水电厂中的电动门式吊车	349
第七十八节 手动吊车、电动滑车、复式滑车和摇车	351
第七十九节 铁路平板车及特种运输工具的外形尺寸	351
第二十章 数据表	352
第八十节 各种桥式吊车起重量的标准及其跨度的等级	352
第八十一节 轻作业方式电动桥式吊车的基本参数和外形尺寸	354
第八十二节 手动桥式双梁吊车和起重量为2,3和5吨的电动滑车的基本参数与外形尺寸	355
第八十三节 运输工具和铁路平车	358

第七篇 附 录

編著者:

工程师A.A.叶夫道基莫夫(第八十四——八十五节)。

工程师И.М.曉木斯(第八十六——八十九节)①。

工程师Г.М.謝列勃利雅科夫

工程师A.П.柯洛契科夫

} (第九十至九十五节)。

第二十一章 水輪机試驗	369
第八十四节 試驗种类和起勁試驗	369
第八十五节 水輪机效率測定試驗	373
第二十二章 水电厂水力机械设备的自动化	375
第八十六节 自动化的基本原则	375
第八十七节 水电厂水力机械设备各主要部件的自动化	377
第八十八节 水力机组自动化的实例	383
第八十九节 器械說明及圖例	386
第二十三章 技术条件和规范	390
第九十节 通論	390
第九十一节 水电厂的水輪机设备(卡波蘭式法蘭西斯式豎軸水輪机)設計与供貨的技术条件	390
第九十二节 水电厂的水輪机设备(別利通式橫軸水輪机)設計和供貨的技术条件	396
第九十三节 水电厂的水輪机设备(卡波蘭式和法蘭西斯式豎軸水輪机)供貨规范表	399
第九十四节 水电厂的水輪机设备(別利通式橫軸水輪机)供貨规范表	401
第九十五节 度量的換算	402

主要符号註釋

A ——工作能力; 机組中心綫間的距离。

a ——水压波沿压力水管的傳播速度。

σ_0 ——导水翼的开度。

B ——气压表的压力; 寬度。

b_0 ——导水翼的高度。

D ——直徑。

① 第八十六至八十九节是作者利用A.H.盖尔曼工程师所編的原資料編写的。

D_0 ——从导叶樞軸中心綫計起的直徑。
 D_a ——从定子的柱叶或基座环入口端計起的直徑。
 D_1 ——轉輪額定(入口)直徑。
 D_2 ——轉輪出口直徑。
 d ——別利通式水輪机噴嘴直徑。
 d_0 ——別利通式水輪机射流直徑。
 E ——彈性系数。
 F ——面积。
 f ——交流电頻率; 表示水錘作用影响的系数。
 G ——重量。
 g ——重力加速; 重量。
 H ——水头。
 H_p ——計算水头。
 H_0 ——靜水头。
 H_s ——靜吸出高。
 H_B ——轉輪下部的真空。
 ΔH_B ——尾水管內由于水錘作用而产生的附加真空。
 h_s ——假定的吸出高。
 h_{w0} ——水力損失水头。
 h_T ——摩擦損失水头。
 J ——慣性矩。
 k ——蝸壳常数; 滾動摩擦系数。
 L, L_T ——压力水管的長度。
 L_C ——蝸壳長度。
 L_B ——尾水管長度。
 l_t ——电机鉄心長度。
 M ——力矩。
 N ——水輪机軸上的出力, 以瓩計。
 N'_1 ——出力引算率。
 n ——每分鐘的轉数。
 $n_{\max}$ ——負荷卸除后的最大轉数。
 $n_{\min}$ ——加負荷后的最小轉数。
 n_p ——逸速轉数, 以每分鐘計。
 n_s ——比轉系数。
 n'_1 ——轉数引算率, 以每分鐘計。
 n'_{1p} ——逸速轉数率, 以每分鐘計。
 $\Delta n'_1$ ——轉数引算率改正值, 以每分鐘計。
 P ——有效出力, 以瓩計; 載重量。
 P_{oc} ——軸向压力。
 p ——压力; 磁極对数。
 Q ——流量。
 Q_K ——空气壓縮机的生产能力。
 Q_x ——通过減压閥(空放裝置)的最大流量。
 Q_φ ——相当于蝸壳最大圓角的流量。
 Q'_1 ——流量引算率。

Q_{1x} ——減压閥(空放裝置)的流量引算率。

Q_1^* ——通过噴嘴的流量引算率,以公升/秒計。

q ——通过蝸壳子午斷面的流量。

r_T, r_B ——相对摩擦損失。

S ——視在功率,以千伏安計;作用筒活塞行程。

T_0 ——导水翼开启時間。

T_s ——导水翼关闭時間。

t ——時間。

t_r ——昇压波至压力前池的进程時間及反射波返回時間。

U ——电压。

u ——切綫速度。

V_{ac} ——动态真空。

V ——压力水管中 $r=1$ 及 $H=H_0$ 时的水流速度;容积。

V_c ——蝸壳中 $r=1$ 及 $H=H_0$ 时的平均速度。

v ——速度。

v_0 ——当 r_0 时及 $H=H_0$ 时的初速度。

v_r ——絕對速度的幅向分量。

v_u ——絕對速度的切綫分量。

v_{max} ——最大真空区中的速度。

v_5 ——尾水管出口的速度。

v_{II} ——作用筒活塞的运动速度。

z_1 ——轉輪叶片的数目;別利通式水輪机斗叶的数目。

z_0 ——导叶的数目;別利通式水輪机噴嘴的数目。

α ——角度;轉輪叶片旋轉角度。

α_1 ——在射流斷面上速度分佈不均系数。

β ——角度;轉数的变化率。

δ ——調速器的偏度;压力水管壁的厚度。

ξ ——水錘作用时压力的升高率;損失系数。

ξ_1 ——水錘作用时第一相压力的升高率。

ξ_m ——水錘作用时压力的極限升高。

η ——效率;水錘作用时压力的降低率。

η_1 ——水錘作用时第一相(阶段)压力的降低率。

η_m ——水錘作用时压力的極限降低。

$\Delta\eta$ ——效率改正值。

μ ——滑动摩擦系数。

ρ ——压力水管的特性常数;蝸壳斷面的半徑。

σ ——气蝕系数;压力水管的特性常数。

σ_{kp} ——临界气蝕系数。

τ ——水輪机相对开度。

τ_0 ——水輪机开始的相对开度。

τ_K ——水輪机相对的終点开度。

τ_x ——減压閥完全开放及水輪机关闭时压力水管的开度。

$\Delta\tau$ ——每一相的开度变化。

φ ——轉輪叶片裝置角度;蝸壳圍角。

ψ ——流量系数。

ω ——角速度。

第一篇 主要的水輪机設備

第一章 水輪机的型式和参数

第一节 水輪机的型式及其使用范围

水輪机的型式：水輪机型式或系統是以轉輪的原則性的特点为表征的。

現代应用的水輪机有下列几种主要型式：

- (1) 卡波蘭式水輪机，
- (2) 螺旋槳式水輪机，
- (3) 法蘭西斯式水輪机，
- (4) 別里通式水輪机，

卡波蘭式水輪机的特征是各个叶片成輻射狀的分佈在轉輪輪殼上，在水輪机的工作状态变化时，这些叶片能够圍繞本身的軸旋轉。轉輪範圍內的水流方向是軸向的。

同样，**螺旋槳式水輪机**的叶片通常也是輻射狀地分佈的，但其与卡波蘭式水輪机所不同的地方就是螺旋槳式水輪机的叶片牢固地固定在轉輪的輪殼上。

法蘭西斯式水輪机也和螺旋槳式水輪机一样，具有固定的叶片。法蘭西斯式水輪机与上述两种型式的区别，就是其叶片为軸向輻流式分佈的，此外，叶片还用輪环箍住。轉輪範圍內的水流方向由輻射方向变为軸向方向。

上述型式的水輪机通常总叫做**反击式水輪机**。这些水輪机轉輪的叶片在連續的水流中工作，此連續的水流具有大量的动能和位能，同时其进入轉輪时的压力比由轉輪出来时的压力为大。

別利通式水輪机的特征是轉輪的叶片为斗形，因此这些叶片通称为斗叶。別利通式水輪机斗叶与反击式水輪机叶片的区别就是其斗叶不是在連續的水流中工作，而是借自由射流的作用来工作的。自由射流只有动能，其进入轉輪的压力与由轉輪出来的压力一样。因此別利通式水輪机通常叫做**冲击式水輪机**。

小型的，中型的和大型的水輪机 苏联水輪机制造厂生产各种不同尺寸和出力的水輪机。

为了区分各个水輪机制造厂的规格圖 以及按出力的大小 約略划分 各种水輪机的类别，所有的水輪机分为小型、中型和大型。这种划分是没有标准的固定界限的，因为某一种尺寸的水輪机的額定出力，根据規定水头数值的大小，可能有很大程度的变化。

出力在小水头下不超出 100—200 瓩的范围，和在高水头下不超过 300—500 瓩的水輪机，通常叫做**小型水輪机**。小型水輪机構造的类型可能是橫軸的，也可能是豎軸的。当用于低水头时它与发电机的联系是借助加速傳动裝置。

中型和大型水輪机只有直接与发电机联接在一起的一种裝置。中型水輪机的構造，有豎軸的，也有橫軸式的，而大型水輪机通常是豎軸的。中型水輪机与大型水輪机的区

別是很約略的。它們之間的界限對於低水頭可以採用出力數值為 1000 瓩，而對高水頭可以採用出力數值為 10 000 瓩。

大型水輪機的出力可以達到 100 000 瓩，甚至還要多一些，

各主要型式的水輪機的使用範圍：現代，對於各主型式的中型和大型水輪機，根據水頭的大小可以確定下列約略的使用範圍的界限：

卡波蘭式水輪機——35 公尺以下，

螺旋槳式水輪機——25 公尺以下，

法蘭西斯式水輪機——由 25 公尺至 350 公尺，

別利通式水輪機——200 公尺以上。

水頭在 25 公尺以下的水電廠的水輪機 根據上述的水頭範圍，可採用卡波蘭式水輪機，也可採用螺旋槳式水輪機。蘇聯通常多半採用卡波蘭式水輪機。因為這種水輪機在水頭與負荷變化時，仍有較高的平均運轉效率，並當水電廠的水頭降得較計算水頭低時可發出比螺旋槳式水輪機較高的出力。

螺旋槳式水輪機在製造上是比較便宜的，但只有在水頭變化不大的情況下，以及水電廠加入電力系統運轉，而此電力系統能使機組具有實際上固定的並且適應於水輪機最高效率條件的負荷而運轉時，運用螺旋槳式水輪機在經濟上才是有利的。

水頭由 25 公尺到 35 公尺的水電廠的水輪機 在解決上述水頭範圍內之水輪機型式的選擇問題時，總的說是選擇卡波蘭式水輪機和法蘭西斯式水輪機，在水頭與負荷變化的條件下以及在前面所說的情況下，關於卡波蘭式水輪機發電的優點還是存在的。此外，還應注意到，卡波蘭式水輪機的轉速在同樣的運轉條件下，要比法蘭西斯式水輪機的轉速高，因此就減少了發電機的尺寸與價值。

從另一方面來看，根據氣蝕的條件，卡波蘭式水輪機要求較小的有時甚至是負的吸出高度，這就使尾水管的基礎大為加深並增加水電廠廠房的建築費用。

因此，法蘭西斯式水輪機的設備方案只是在水頭變化較小（大約由 100 到 80%）的情況下及在運轉中保證各機組負荷多半是在機組額定出力的 75 到 100% 的範圍內，即在水輪機的效率數值十分大時，在經濟上才是有利的。

在其他情況下，尤其當水電廠出力很大時最好是裝設卡波蘭式水輪機。

水頭由 200 公尺到 350 公尺的水電廠的水輪機 在 200 公尺以上 350 公尺以下的水頭範圍內，可裝設法蘭西斯式水輪機，也可裝設別利通式水輪機。

在以下的一系列情況下，裝設別利通式水輪機比裝設法蘭西斯式水輪機較便宜。

（1）水輪機須在負荷變化很大的條件下，如担负电气牽引負荷或者在流量變化很大的條件下進行運轉時。

（2）流入水輪機的水含有很多懸浮雜物時。

（3）根據建築條件，從氣蝕觀點來說對水輪機安全運轉所必需的大的負吸出高度為不可能或難以造成時。

轉輪的型式 各型水輪機的全部使用範圍內根據水頭有數種型式的轉輪，這些轉輪之間的區別，就是在通常保持該型水輪機所固有的原則性的特點下葉片間的少許變形。

轉輪的每種型式在其使用範圍內，保證水力設備在建築方面的最大經濟性和水輪機最好的運轉指標。

現代列寧格勒斯大林金屬工廠的規格圖中所包括的中型和大型反應式水輪機的運用範圍，有四種卡波蘭式轉輪的標準型式和六種法蘭西斯式轉輪的標準型式，螺旋槳式水輪機轉輪的型式採用與卡波蘭式水輪機同樣的型式（詳見第二十六、二十七和二十八各節的規格圖）。

別利通式水輪機的轉輪通常不再分成各種型式，因為斗葉的形狀在水輪機各種不同運轉的條件下都能保持一種型式。

水輪機型式和轉輪型式的最後選定應根據經濟上的分析並考慮以下各項：

- (1) 水流的特性，水頭及流量的變化。
- (2) 負荷圖和轉輪動力性質及氣蝕性質的特性。
- (3) 設備、材料和建築工程的費用。

小型水輪機 出力在 200 瓩以下的小型水電廠，其中極大多數是建築在極低的水頭下的（由 1.5 公尺至 5 公尺），通常採用法蘭西斯式和螺旋槳式水輪機。卡波蘭式水輪機由於製造和維護複雜，當出力這樣小時，是很少採用的。

由於成套的發電機的轉速很大，通常每分鐘可達 750—1000 轉，其與水輪機的聯接借助於傳動裝置。運用比法蘭西斯式水輪機轉數為大的螺旋槳式水輪機可以減輕傳動裝置的傳動，在個別情況下，水輪機與發電機是直接聯接着的。

現代的小型水電廠的螺旋槳式水輪機，通常是用卡波蘭式水輪機轉輪製成型式中的一種型式的葉片構成，這些葉片按一定的角度固定着，此角度在規定的水頭與流量數值的情況下保證最有利的運轉條件。

在水頭與流量有季節性變化的情況下，採用帶有卡波蘭式轉輪的螺旋槳式水輪機，這種轉輪裝置有使葉片轉至適應於水頭數值位置的機械。

有時小型水電廠所採用的卡波蘭托曼式水輪機是卡波蘭式水輪機的另一種變形，此種水輪機具有固定的導葉和可旋轉的轉輪葉片。

當水頭在 10 公尺以上時，採用法蘭西斯式橫軸水輪機，這種水輪機多半都是與發電機直接聯接的。

第二節 水輪機的基本參數及模型

基本參數 水輪機的基本參數是以下各項：

H ——水輪機的淨水頭，

Q ——水輪機的流量，

N ——水輪機軸上的出力，

n ——水輪機的每分鐘轉數，

n_s ——比轉係數，

D_1 ——水輪機轉輪的進口直徑，

η ——水輪機的效率，

σ ——气蚀系数。

用以计算水轮机效率的有效净水头等于水电厂预想水头(毛水头)减去引水入水轮机和由水轮机排出水时的水头损失。

反击式水轮机的净水头等于流入水轮机壳的和下游尾水渠中的单位水能的差数,而别利通式水轮机的净水头是当比较面位于切射流中心的圆周最低点的标高时,等于流入喷嘴接合管内或喷嘴集管内的进口断面的单位能。

水轮机几何尺寸是以转轮的标准(计算的)直径 D_1 来表明。

苏联水轮机制造厂采用下列转轮的标准直径 D_1 (见图 1):

- (1) 卡波蘭式与螺旋槳式水轮机——水轮机转轮室的最大直径;
- (2) 法蘭西斯式水轮机——转轮进口边缘的最大直径;
- (3) 别利通式水轮机——切于从喷嘴流出的射流中心线的圆周直径;

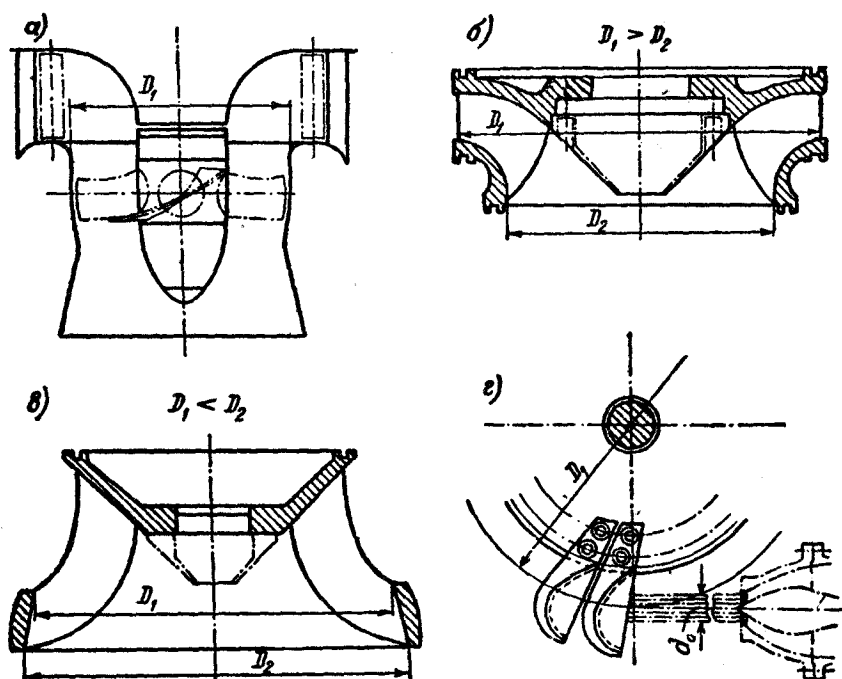


图 1-1 各种转轮标准(计算)直径的图例:

- a—用于卡波蘭式与螺旋槳式水轮机; b—用于转轮 $D_1 > D_2$ 的低速法蘭西斯式水轮机;
 b—用于转轮 $D_1 < D_2$ 的高速法蘭西斯式水轮机; c—用于别利通式水轮机。

外国水轮机制造公司是用另一种的直径来表明水轮机与转轮的标准尺寸的,而且在这方面也没有统一的标准。尺寸不同的水轮机凡带有同一型式的转轮和在几何上相似的过水部分的其他部件,即构成水轮机的轮系。

每一水轮机轮系的特征是其比转系数 n_s , 这种比转系数在数量上等于该轮系水轮机当水头 $H = 1$ 公尺出力 $N = 1$ 马力时的转数。

比转系数的数值随着水轮机工作状态的改变而改变。如果同一轮系的两台水轮机是等角的话,它们的工作状态相同,也就是说在两台水轮机转轮内水流的各对应点所绘制的速度图上速度间的各角度相等。在等角状态下,同一轮系水轮机的比转系数实际上是

相等的。

在实用上，通常算出以下各項的比轉系数：

- (1) 相当于在計算水头和正常轉数情况下水輪机最大出力的計算状态，或者，
- (2) 相当于最高效率值的最良好的状态。

各种輪系水輪机比轉系数的比較只能在算出所欲比較的水輪机的相同的上述状态中的一种状态时的比轉系数的条件下进行；这种比較通常是在上述(1)的状态下进行。

此外，每一水輪机輪系的特征是它們的气蝕特性。这些气蝕特性以气蝕系数 σ 来表明，此系数在数量上等于水輪机內最大动力真空与其有效水头之比。

气蝕系数 σ 与比轉系数有关。

水輪机必須在所有運轉出力和水头下工作而無显著的气蝕現象。

适当的選擇水輪机輪系和吸出高度可保証無气蝕的条件。

水輪机的出力及比轉系数 如以公尺計算水头 H ，以立方公尺/秒計算流量 Q ，以馬力或以瓩計算出力 N 时，則水輪机的出力及其比轉系数將为：

$$N_{l.c.} = \frac{1000 QH}{75} \eta_l = 13.33 QH \eta_l, \quad (1)$$

或
$$N_{kam} = \frac{1000 QH}{102} \eta_l = 9.81 QH \eta_l, \quad (1')$$

$$n_s = \frac{n \sqrt{N_{l.c.}}}{H \sqrt{H}} \text{ 或 } n_s = 1.167 \frac{n \sqrt{N_{kam}}}{H \sqrt{H}}. \quad (2)$$

水輪机模型及換算公式 在規定的 H 与 D_1 的情况下，水輪机的基本参数須在實驗室中根据其模型試驗的数据来求得。

假如以 H_M ， D_M ， n_M ， Q_M ，和 N_M 表示相应于模型的参数时，則实际水輪机的 n ， Q 和 N 可按下列相似公式換算求得：

$$\left. \begin{aligned} \frac{n}{n_M} &= \frac{D_M \sqrt{H}}{D_1 \sqrt{H_M}} \\ \frac{Q}{Q_M} &= \frac{D_1^3 \sqrt{H}}{D_M^3 \sqrt{H_M}} \\ \frac{N}{N_M} &= \frac{D_1^3 H \sqrt{H}}{D_M^3 H_M \sqrt{H_M}} \end{aligned} \right\}. \quad (3)$$

假使，模型的直徑 $D_M = 1$ 公尺，同时在水头 $H_M = 1$ 公尺的情况下进行試驗，則此模型可得到：轉数 $n_M = n'_1$ ；流量 $Q_M = Q'_1$ 和出力 $N_M = N'_1$ 。

在这种情况下，所研究的水輪机及模型水輪机的轉数、流量和出力之間的关系，可用下列公式来表示：

$$\left. \begin{aligned} n &= n'_1 \frac{\sqrt{H}}{D_1} \text{ 及 } n'_1 = \frac{n D_1}{\sqrt{H}} \\ Q &= Q'_1 D_1^3 \sqrt{H} \text{ 及 } Q'_1 = \frac{Q}{D_1^3 \sqrt{H}} \\ N &= N'_1 D_1^3 H \sqrt{H} \text{ 及 } N'_1 = \frac{N}{D_1^3 H \sqrt{H}} \end{aligned} \right\}. \quad (4)$$

数值 n'_1 , Q'_1 和 N'_1 表示水轮机在水头 $H=1$ 公尺和转轮直径 $D_1=1$ 公尺时的转数, 流量和出力。这些数值叫做化引数值: “化引转数”“化引流量”和“化引出力”。

水轮机计算状态的 n'_1 和 Q'_1 数值和比转系数一样共同地表征着转轮的型式(更正确地說即該輪系)。

假定所研究的水轮机的效率 η 与模型水轮机的效率 η_m 相等, 则换算公式(4)即为正确的。当效率数值不同时, 公式(4)要写成下列的关系:

$$\left. \begin{aligned} n &= n'_1 \frac{\sqrt{VH}}{D_1} \sqrt{\frac{\eta}{\eta_m}}; & Q &= Q'_1 D_1^2 \sqrt{VH} \sqrt{\frac{\eta}{\eta_m}}; \\ N &= N'_1 D_1^3 H \sqrt{VH} \frac{\eta}{\eta_m} \sqrt{\frac{\eta}{\eta_m}}; \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

第三节 水轮机的效率和损失

水轮机的效率为水轮机轴上的有效出力 N 与流入水轮机壳的水流出力 N_0 之比, 即

$$\eta = \frac{N}{N_0} = \frac{N}{kQH}, \quad (6)$$

式中 k ——系数, 它与用以表示公式中数值的测量单位有关。

假如 η 以分数表示, H 以公尺表示,

Q 以立方公尺/秒表示, 则:

当 N 以瓩数表示时, $k=9.81$;

当 N 以马力数表示时, $k=13.33$ 。

如果以 $\Delta N = N_0 - N$ 表示水轮机出力的总损失则得:

$$\eta = \frac{N_0 - \Delta N}{N_0}. \quad (7)$$

反击式水轮机的出力损失按其性质可分下列三类:

1. 由于水流与水轮机过水部分内壁的摩擦而产生的水力损失。以 ΔN_τ 表示摩擦损失, 得:

$$\Delta N_\tau = kQh_\tau,$$

式中 h_τ ——摩擦水头损失。

损失的相对数值为

$$\frac{\Delta N_\tau}{N_0} = \frac{h_\tau}{H}.$$

在等速的紊流运动下, 当内壁相当光滑时, 摩擦水头损失最好以下式表示:

$$h_\tau = a \frac{Lv^n}{R^m}, \quad (8)$$

式中 R ——水流的水力半径,

a ——计算内壁粗糙率的系数,

水轮机过水部分中的水流断面按长度不断地变化着。因此计算摩擦损失的公式, 只适用于极小长度 ΔL 的水流段上, 而用段上平均的 R 及 v 的数值。

对任何这样的段的摩擦损失可用下式表示,

$$\Delta h_r = a \frac{\Delta L}{D} \cdot \frac{v^n}{D^{m-1}}, \quad (9)$$

式中, 当比例系数相应变化时, 以与 R 成比例的直径 D 值来代替 R 。

显然, 对几何形状相似的水轮机及其等角运转状态, $\frac{\Delta L}{D}$ 是常数, 而速度 v 与 $\sqrt{H}$ 成比例。因此可以写做:

$$\Delta h_r = c \frac{H^{\frac{n}{2}}}{D^{m-1}}, \quad (10)$$

式中 c ——相似水轮机的不变的系数,

累积全部水流的摩擦损失, 可得:

$$h_r = \sum \Delta h_r = \frac{H^{0.5n}}{D^{m-1}} \cdot \sum c \quad \text{或者,} \quad \text{以 } C = \sum c = \text{const},$$

$$h_r = c \frac{H^{0.5n}}{D^{m-1}},$$

相对的摩擦损失等于:

$$\frac{\Delta N_r}{N_0} = \frac{h_r}{H} = \frac{C}{D^{m-1} \times H^{1-0.5n}}. \quad (11)$$

这就是说: 这些损失与水轮机的直径和水头有关:

2. 所谓“涡流损失”也就是沿着水流由于漩涡而形成的及速度方向和数值的变化等所引起的水力损失, 这种损失并不与摩擦损失有关。在此部分内包括着水流由尾水管流出时的动能损失。

以 ΔN_b 表示此种损失。显然

$$\Delta N_b = k Q h_w,$$

式中 h_w 是上述原因所引起的水头总损失。

相对的损失值

$$\frac{\Delta N_b}{N_0} = \frac{k Q h_w}{k Q H} = \frac{h_w}{H}.$$

此类损失相当于水管中的局部损失。按照水力学的普通公式, 以在任何水流断面上的流速水头乘上相应的总损失系数来表示损失水头;

$$h_w = \zeta \cdot \frac{v^2}{2g} = \zeta \cdot \frac{Q^2}{2g F^2}.$$

式中 F 是与在几何形状上相似的水轮机 D_1^2 成比例的断面面积。

以 $F = m D_1^2$, 得:

$$h_w = \frac{\zeta}{2gm^2} \cdot \frac{Q^2}{D^4} = \frac{\zeta}{2gm^2} \cdot Q_1'^2 H.$$

所以

$$\frac{\Delta N_b}{N_0} = \frac{h_w}{H} = \zeta \frac{Q_1'^2}{2gm^2}.$$

对在几何上相似的水轮机, 在其等角工作状态, ζ, m 和 Q_1' 为常数。所以: