

《东方电机》

技术参考资料

(国外抽水蓄能机组译文专辑)

11

东方电机厂

四川东方大电机研究所

东方电机厂科学技术协会

1989.12

东方电机厂
四川东方大电机研究所
东方电机厂科学技术协会
1989.12
PDG

TM31
8-11

责任编辑：李金路、马国珩

《东方电机》 技术参考资料

第十一期 1989年12月出版 1973年创刊

(内部发行)

编 辑 者：《东方电机》编辑部
地 址：四川省德阳市
电 报 挂 号：3 0 5 5
电 传：610516 CDEM W CN
内部报刊准印证：德阳字第00018号
印 刷 者：德阳报社印刷厂

3363.4

17-



编 者 的 话

抽水蓄能机组在工业发达国家被广泛用于调节电网的尖峰负荷，其技术特性、总体布置、制造工艺和运行方式均有别于常规的水轮发电机组。随着我国电网容量日益增大，建造抽水蓄能电站的任务已开始提上了议事日程，发电设备制造厂开发和研制抽水蓄能机组也势在必行。为了帮助专业人员了解国外抽水蓄能机组的发展动态，学习借鉴国外抽水蓄能机组的先进经验和技術，我们编译了这本译文专辑。由于我们对抽水蓄能机组亦较生疏，缺点和错误在所难免，请读者批评指正。

在本专辑的选题和审稿过程中，得到了陈锡芳、傅自清、樊世英、温国珍、吴茂璠和陈金松同志的大力支持，在此谨致谢意。

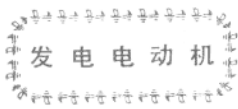
目 次



莱扎赫电站水泵水轮机的设计特点	(西德) Paul M. Schmidhuber (1)
根据水头选择可逆式水力机械的基本参数	(苏) Д.Я. Алексапольский等 (10)
可逆式水力机械蜗壳对能量指标的影响研究	(苏) Ю.И. Федулов等 (12)
可逆式水力机械水泵工况下蜗壳内水流结构的研究	(苏) В.Э. Дранковский等 (15)
可逆式水力机械通流部分压力脉动及导水机构导叶上力矩 的试验研究	(苏) П.С. Завьялов等 (19)
高水头水泵水轮机的应力与压力脉动	(日) 山口雄三等 (24)
高水头水泵水轮机转轮叶片应力脉振的试验研究	(日) 山口雄三等 (31)
混流式水泵水轮机导水机构和座环参数的确定	(苏) Д.Я. Алексапольский (40)
可逆式水力机械导水机构的力特性	(苏) Г.А. Соколовский (44)
水泵水轮机大轴机械密封的发展	(英) S.A. Craven等 (49)
水泵水轮机在非额定工况和瞬态工况下的工业试验结果分析	(法) S. Casacci等 (57)
可逆式水泵水轮机组的起动	(法) M. Leclercq (70)

水泵和水泵水轮机的试运行 (美) B. Eyden (78)

德拉肯斯堡水电站的球阀及电子调速器 (奥地利) E. Preslmayr (90)



高水头抽水蓄能电站发电电动机的额定容量极限
..... (加) D. T. Bath (92)

367/367MVA 发电电动机 (日) 中村二三男等 (102)

关西电力公司奥多多良木电站320MVA/314MW发电电动机
..... (日) 谷越敏彦等 (108)

巴特克雷克抽水蓄能工程发电电动机的设计特点
..... (美) D. G. McLaren 等 (116)

关于发电电动机通风模拟方法的研究 (日) 福岛满等 (125)

巴斯康特抽水蓄能电站发电电动机挡风板故障与振动特性
..... (美) K. K. Dwivedy 等 (138)

水轮发电机组可逆式转子的扇形瓦推力轴承
..... (苏) A. B. Терешенко (152)

论提高可逆式水轮发电机推力轴承运行可靠性的措施
..... (苏) И. Я. Токарь 等 (156)

抽水蓄能电站大型发电电动机的制造问题
..... (苏) С. И. Гольденберг 等 (159)

萊扎赫电站水泵水轮机的设计特点

(西德) Paul M. Schmidhuber等

本文介绍了水轮机及其电站设备的主要结构特点。

萊扎赫电站的历史

1911至1913年间,上巴伐利亚州距慕尼黑东南方36公里处,建成了德国第一座萊扎赫抽水蓄能电站(Leitzach I)。起初,该电站设备由四台混流式水轮机组成,总功率为12MW。以后几年,电站不断扩建,建成了抽水蓄能电站。由于压力管道上严重的腐蚀损坏和材料的疲劳,萊扎赫电站的设备运行到1968年为止。1980年,在原址开始建造新的萊扎赫抽水蓄能电站(Leitzach I/neu),取代了原来的机组。暴露在外面已损坏的压力管道由置于隧洞中浇灌在混凝土内的管道所代替。

结构的设计依据和技术数据

该水泵蓄能电站无人操作,必须全自动地运行。当电网因故障停止供电时,不用外来电源而遥控起动水轮机发电。监控可在现场进行,但一般是通过许多外部控制中心进行。

水力机械是一级水泵水轮机,立轴,转轮直径2990mm,双向转速333r/min。蜗壳的强度按承受 $21.2 \times 10^5 \text{ Pa}$ 的压力设计。测绘的上下游水位差128m(图1),水轮机工况时额定流量为 $46.9 \text{ m}^3/\text{s}$,额定功率为49.1MW,水泵工况时额定流量为 $32.6 \text{ m}^3/\text{s}$,额定功率为45.5MW。

该水力发电设备由拉文斯堡的埃舍维斯有限公司在1981/82年间提供,包括带尾水管的水泵水轮机、直径2300mm的球阀、调速器、辅助设备,如冷却水处理、压缩空气供给和排水设备等,以及自控和遥控的液压部件用的全部装置。

厂房内引水压力管道系统

设计进入建筑物的水压力时,考虑到了由于此时要相应产生约为静态力计算值100%的附加波动,并且该力应尽量直接传向基础。这些问题对于水泵水轮机是十分重要的。

为了平衡通向压力管道的隧洞可能产生的水压,在电站厂房的上游侧单独设有一个通大气的带调压件的调压室(图2)。

蜗壳弹性地(用特殊弹性件)浇注在混凝土基础内,基础部分构成了该系统的支撑点。通过一个装在蜗壳压力套管上的套环(凸缘),将作用到球阀和蜗壳上的管道压力直接传递到混凝土上。同时,球阀通过一个中间管与蜗壳牢固相连,蜗壳的升高部位也置于该中间管上。

在停机状态下进行检查之后,为了不拆除压力管道便能拆下球阀密封垫圈,采用四个安装支撑将球阀支撑在蜗壳的基础上,然后便可拆下中间管。

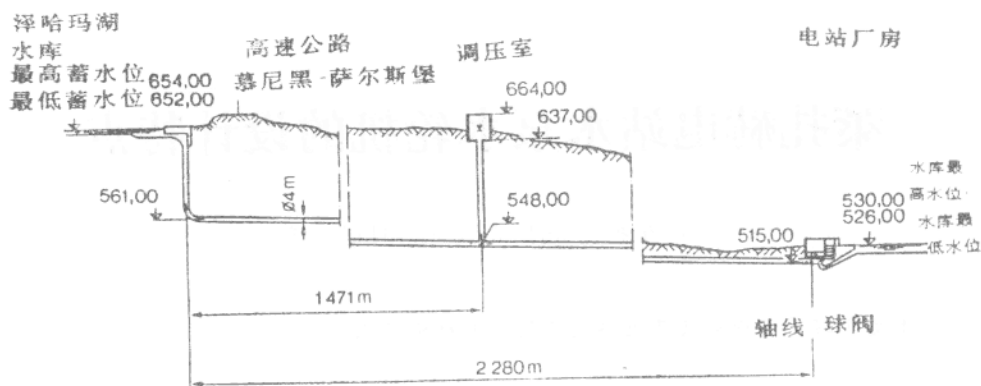


图1 新莱扎赫 (Leitzach I/II) 抽水蓄能电站剖面图

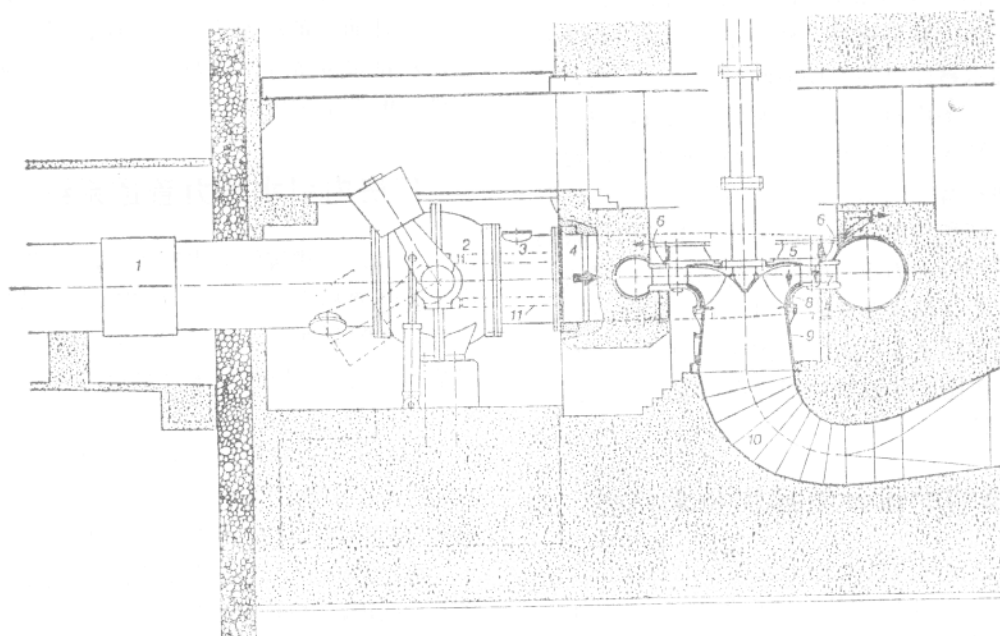


图2 建筑物内的引水压力管道系统

1. 伸缩节; 2. 带重锤关闭的球阀; 3. 中间管; 4. 支撑点 (蜗壳法兰); 5. 水轮机顶盖; 6. 预加力的接器缸; 7. 座环; 8. 通导水机构的底环; 9. 尾水锥管; 10. 尾水管; 11. 4个安装支撑

作用于底环的压力在外圈通过座环、内圈通过尾水锥管传递。因此使底环和尾水管牢固地连接在一起, 从而加强了尾水管上部区的刚度, 且减小了振动。通过尾水锥管上的法兰和适当地用混凝土加固的方法来承受传

递到基础上的这种力。

由于压力通过座环和尾水锥管传递到下部, 因此对座环产生了一向上的合力, 该力由均匀地装在圆周上的19根拉杆来承受。

水轮机轴承径向力应直接传递到混凝土

上。为此，采用了机械上可靠的预加力的液压接力器，接力器缸位于顶盖和机坑里衬之间。这样设计的压力传递方式，对这里所述的混凝土弹性浇灌的尾水管尤为有益，它限制了有可能要由尾水管承受的力。由于采用了弹性封灌方式，内压所产生的力只有约6%传递到混凝土上，节省了加固费用。

这种使压力直接传递到顶盖上的传递方式，要求尽力使轴承在动态过程中达到所要求的刚度。

在混凝土内逐渐出现变形时，液压缸还可再次把紧。

设计特点

1. 机械设计

水力机械的特点是，部件尺寸不仅只根

据允许应力，而主要是按容许的变形确定。与考虑所需要的刚度相比，只从应力的观点出发，部件便制得较薄。这一条件一般适用于水泵水轮机（图3），也较适用于连续运行过程中不断变化的负荷，而且负荷变化越大，水轮机的单位转速越高。这点也就特别适合于反击式水轮机。莱扎赫电站的水泵水轮机，因其比转速约为195r/min处于领先地位。

2. 导水机构

为了符合无人操作的全自动电站的条件要求，在导叶关闭过程中夹住异物时，不能使用易断元件、易弯折元件或易膨胀的元件作为活动导叶的过载保护装置。所以，要由单个的接力器驱动导叶动作（图4）实现全自动化，进而提高水泵水轮机的使用可靠性。

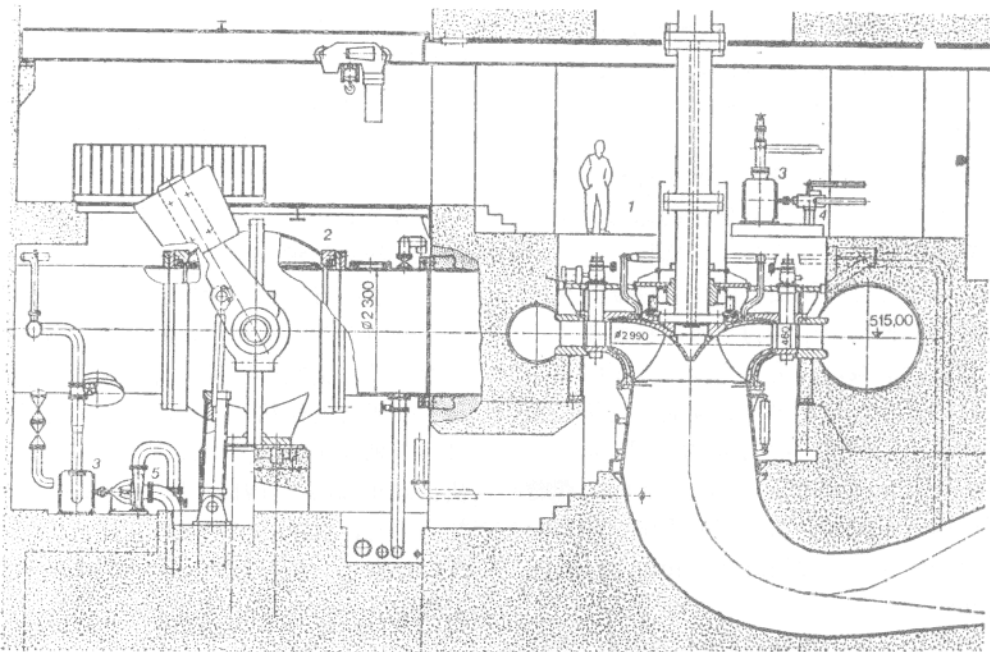


图3 新莱扎赫电站带球阀的水泵水轮机剖面图

扬程 $H_{测绘}=128m$ ； 转速 $n=333r/min$ ； 功率 $P_{水轮机}=49.1MW$ ； $P_{水泵}=45.5MW$ ； 流量 $Q_{水轮机}=46.9m^3/s$ ； $Q_{水泵}=32.6m^3/s$ ； 1.水泵水轮机； 2.球阀； 3.冲击式水轮机； 4.事故油泵； 5.紧急排水装置；

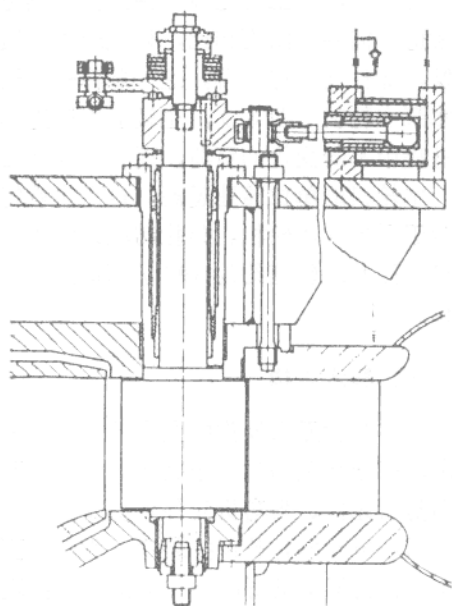


图4 配有单个接力器和三轴承的导叶。每个轴承都由一导向件和一缓冲件组成，缓冲件处用一轴向压紧的弹性体产生一挤压力，以减轻振动。

接力器和水轮机顶盖之间用螺栓刚性把合。活塞杆上装有套在联杆内的球形铰链，联杆轴承拆卸时可以不拆下活塞杆。

由于要求必须用最低的压力就能产生控制力，所以使用单个接力器时，控制压力不会产生太大的振动。另一方面，为了防止导叶本身的变形，要求导叶必须能承受接力器的最大压力。因此，控制压力在 $P_0 = 60 \times 10^5 \text{ Pa}$ 和 $P_0 = 55 \times 10^5 \text{ Pa}$ 之间。导叶的调节时间以调压室较长的引水管道内压力冲击的最大允许值为准。关闭时间为40s，打开时间为20s。

如果只由接力器操纵导叶的运动，由于摩擦力和水压力波动值的不同，每台接力器的控制时间必定不同。这样，会使导叶彼此处于不同位置，致使因流入导叶的水不平衡

而造成导叶的水压转矩增大。

为了避免这种情况，将导叶轴颈用控制杆互相连接，共同组成了一个协联杆系统，以保证导叶的同步动作（图4和图5）。

为了在导叶过载（例如关闭过程中夹住异物）时使导叶保持不变形，将同步动作的同步连杆与连接板相接，并且能使过载的导叶从协联杆系统中脱开。同步动作的同步连杆连同仍在协联机构内的接力器一起继续按调节的路线动作，而脱开的导叶及其接力器则停止不动。连接板的脱开力矩决定于导叶夹住异物时的允许负载。在莱扎赫电站，它大约为最大水压力矩的两倍。

过载保护装置在关闭方向和打开方向都起作用。

与普通的，然而脱开动作复杂的单台接力器（这种接力器每台配有一个脱开用的控制阀）相比，这种机械传动的同步动作协联杆的优点在于，所有的接力器只需一个带主隔板的控制阀，况且它是一种不用维修的、机械上可靠的传动元件。与液压传动或电动的功能元件比较，它还具有能承受巨大动作力的优点。

考虑到在所有运行工况下的可靠性，还设计了导叶轴承（图4）。

一般的导叶轴承由铜轴套制成，用四氟乙烯塑料做为滑动材料，并分成一导向件和一缓冲件。钢轴套在控制部件上的安装方法和目前所有的结构件一样，在缓冲部件中通过一个轴向压缩的弹性件产生一压力，从而使径向和轴向一样都能减小震动。在计算调节功率时，必须适当考虑由于压紧力而产生的附加摩擦力矩。该值反映在导叶的水压力矩值中。

3. 轴系

安装在三个径向轴承和一个止推轴承上的径向和轴向轴系，由发电机轴、中间轴和

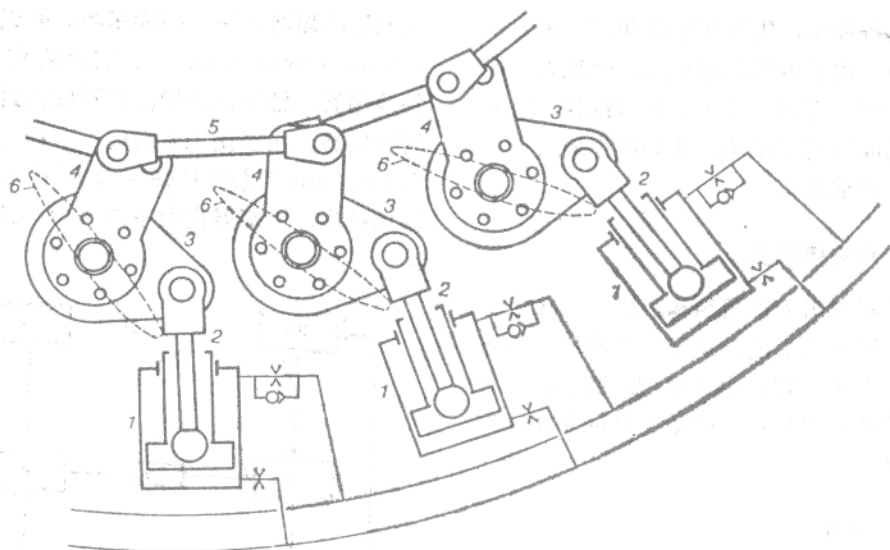


图5 导叶调节机理示意图

同步动作的协联杆 5 保证所有导叶的同步调节，但也能在过载时从复合结构中脱开

1.接力器；2.活塞杆；3.转臂；4.连接板；5.同步连杆；6.导叶

水轮机轴组成。水轮机轴和转轮之间的连接件由耐摩擦连接件制成，并且有五倍的防滑动安全系数。其它用于传递转矩的连接处，装有径向销钉。

4. 水轮机轴承

为了使轴承最佳地承受作用到转轮上的径向力，水轮机轴承的位置应尽可能地接近转轮（径向力在此对转轮的影响较大）。如前所述，该力不会象通常那样经过水轮机顶盖和座环传向基础，而是经过有预加力的液压接力器缸继续传递到轴承面上。

因此，提高了轴承的刚度，继而使迷宫环密封间隙的同心率保持稳定，减轻了下部迷宫环密封在异常运行工况下不可避免的滑擦，并减少了密封环的磨损。

该轴承为圆筒形结构，与扇形瓦轴承相比，具有众所周知的良好的缓冲性能。由一固定在轴法兰上的离心油盘使油进行循环，同时使旋转的压力油通过集油盘的孔进入润

滑油槽，以便重新流回离心油盘。

5. 主轴密封

在离心油盘外，还装有静压转动圆环密封作为轴的密封。这种密封不必拆卸轴承即能安装和取下。运行中，密封不受擦碰，因而磨损很少。该密封要承受过滤过的密封水的负荷，但只要水中无腐蚀物质，就不会磨损。在这种情况下，水还要通过冷却水循环系统中的旋流器进行过滤。根据转动环密封的静压，其圆周速度可以很高。因此，在上述情况下的圆周速度为25m/s时，与其它结构的设备比较，该值相当于中间值。

6. 与导水机构底环相连的尾水管

尾水管为全钢件且涂过防锈油。尾水锥管用堆焊方式焊在尾水管的上部。由于锥管承受径向压力，所以其结构刚度很强。如前所述，导水机构的底环支系在锥管上，其优点是刚性连接，在压力作用下，导叶底环不

至于下垂得很多，使与导叶端面之间保持一定的间隙。由于内外加有支撑，而且为了提高强度和防止变形，采用了拱形结构，底环不必再制成加筋的结构，就能理想地与导水机构下部轴承配合。

7. 水轮机顶盖

水轮机顶盖为焊接结构。底部凸缘由一厚的分段环拼合而成，从环上车出所需的外形轮廓。众所周知，由于刚度的要求，应避免采用薄壁的焊接板。厚壁不锈钢的卸压管焊在顶盖上。

8. 球阀

由细晶结构钢TTStE36焊接而成的球阀，作为主关闭和检修关闭阀，并装有控制水流的阀门密封环，该环由轧制的不锈钢制成。密封环在包铜的球阀壳体面上滑动。焊接结构的旋转体由两台油压接力器开启，用重锤关闭。与利用钢管水压操作的接力器相比，其优点在于关闭的可靠性大，因为它不取决于压力管道内的水压，而且也不用维修接力器。

9. 调速器

水泵水轮机由电液调速器控制。调节和自动控制所需的压力油由一电动泵供给，在电动泵故障时，由一台冲击式水轮机驱动的泵供油。泵将油送进一储气罐内，储气罐的设计容积为接力器容积的三倍并能够打开球阀，且不必再补充油。

10. 辅助设备

(1) 冷却水处理

冷却水取自球阀上游压力钢管，经两个冷却水自动过滤器过滤。每台过滤器设计的百分之百过滤时的冷却水量为300m³/h，过滤精度为0.3mm。需用冷却水的部件为：

发电机冷却器、空压机冷却器、射流泵用水（Spaltbewässerung）、空调机和通风设备冷却器、轴承油冷却器以及轴密封用的水封供给器。由于使用了旋流器，不会使颗粒大于0.1mm的杂质从轴密封用的水封供给器内排出，冷却器内留下的杂质流入排水池。

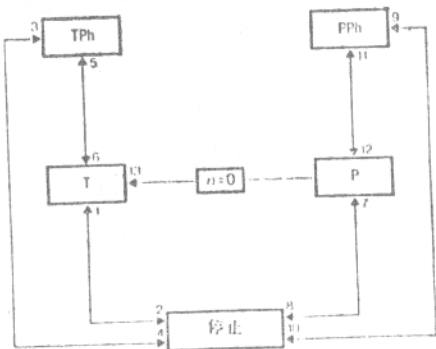


图6 各种运行工况转换时的机组连接图（例如：运行工况转换1：从静止到泵工况；运行工况转换2：从泵工况到静止

TPh调到水轮机工况时的旋转方向；T水轮机工况；P泵工况；PPh调到泵工况时的旋转方向

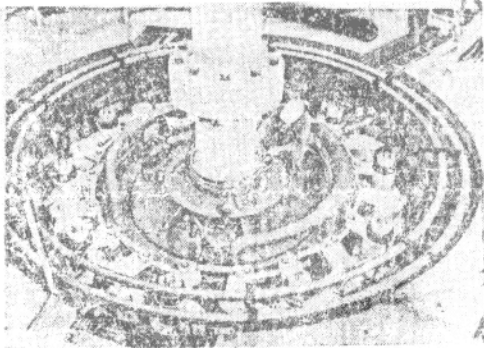


图7 新莱扎赫电站水泵水轮机装配完毕后的导水机构（从水轮机层方向看）。20个转臂与同步动作连杆的传动连杆相联

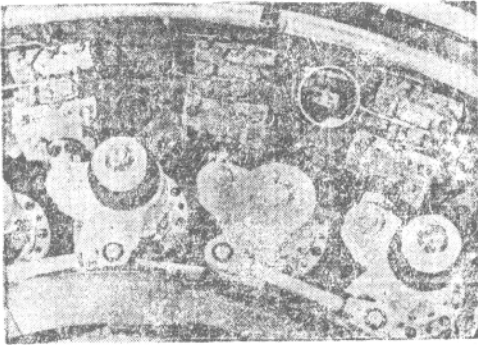


图8 已装配完毕的导水机构调节装置示意图(与图5对比)。在水轮机顶盖与机坑里衬之间可清楚地看到预加力液压接力器缸(见白色圈,参考图2中位置号6)。

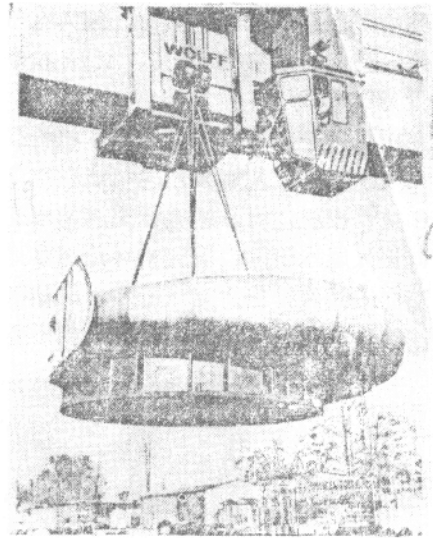


图9 吊装待运的蜗壳

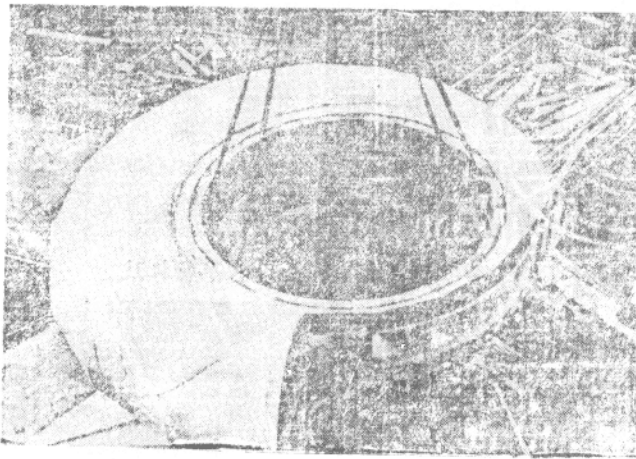


图10 运往安装工地前的蜗壳和支撑环

(2) 排水设备

冷却水大部分在无压状态下流回排水池。因为水是经过一油分离器的油槽流回,所以可能被油污染。

排水池用三台泵排水。正常工作时,三台电动潜水泵将水抽入设置在下池的集水竖井。当电源故障时,由紧急排水系统自动投入。该系统包括一个双喷嘴冲击式水轮机,

冲击式水轮机驱动单独安装的离心泵。

(3) 压缩空气供给装置

压缩空气供给系统,由二台鼓风机用柱塞式压缩机、二台给储气器补气用的可调空气压缩机和一个空气稳压用螺旋式压缩机组成,为了更好地隔音和集中散热,只集中安置在一个机房里。

稳压的空气用于衰减重叠的高频小振幅

压力脉动，借此降低噪声负荷。因为空气吸入比约为满载时水量的0.5%，空压机的设计风量为 $286\text{m}^3/\text{h}$ 。

空压机用于向尾水锥管和导水机构间的水域充气驱水，以使水泵水轮机能在空气中启动和使调相机运行。蜗壳内充满的水通过一管道排入尾水管，以使迷宫环冷却水通过导叶端面的间隙排出。充气排水用的储气器容量设计为 7m^3 ，可相继三次充气而不需要

用空压机中间加气。

泵旋转方向的启动

在转换到泵和调相运行时，水泵水轮机要在排气状态下启动到额定转速，由启动变频器加速。在水泵水轮机停机时，启动变频器通常也起制动作用。图6示出了转换到各个运行工况时的转换方式。

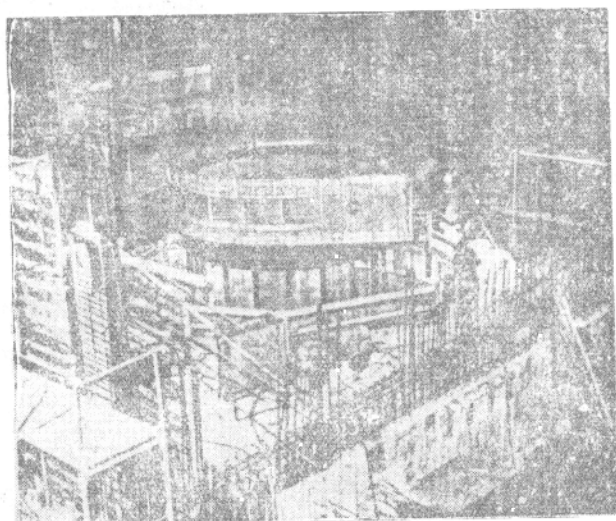


图11 在工地上将蜗壳吊入水轮机坑

将运行工况的转换情况输入到一台随意自动编程机内。用该编程机可直接输入13种运行工况转换的任何一种（例如：工况转换1，是从静止状态转换到水轮机运行；转换8，是从泵工况转换到停机状态）。

安 装

在不拆卸发电机的情况下，导水机构和转轮可向上提，然后拆卸到一旁。因此，水泵水轮机的轴和发电机轴之间装有一中间轴。为了便于拆卸，在水轮机层还装有重25t的起重牵引车，用于吊起水轮机顶盖。水轮机部件及其球阀可用电站厂房吊车通过球阀室吊出（图7至图13）。

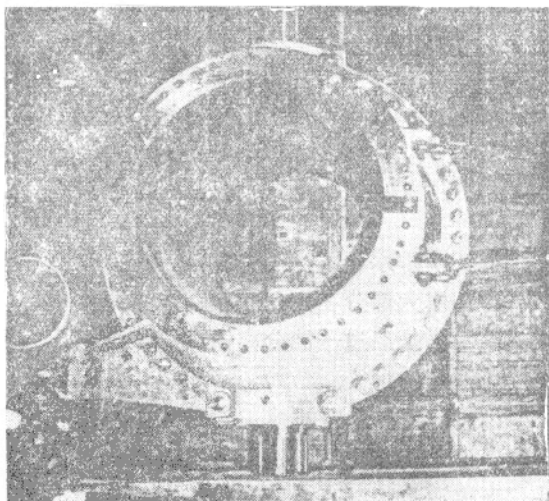


图12 工地上正在安装的球阀



图13 在工地上吊入水轮机机坑前的转轮和轴；
转轮和轴按恰当的摩擦方式互相连结

结 论

抽水蓄能电站最主要的目的就是，在需要时，能有助于在联合电网中完成频率-功率的调节或完成“孤岛”运行。

为了达到这一目的，必然得做到能在短时间内迅速开动使用。目前的技术水平已有

能力做到无需对设备进行大量的人工监控，而是通过采用经过细心而深思熟虑地研究过的装置系统，来满足经济而且高效率的要求。

祝大平 译自

《Elektrizitätswirtschaft》，1983，
Vol.82, №24, 889—894

李金路 校

根据水头选择可逆式水力机械 的基本参数

(苏) Д. Я. Алексапольский 等

可逆式水力机械参数的选择,是根据所设计的水泵和水轮机参数的折衷值进行的,这是因为为了在可逆式水力机械的两个工况获得可能的最高效率,必须保证一定的水头、扬程比值,流量和供水量的比值。

众所周知,双机式可逆式水力机组的电机,在电动机工况和发电机工况实际上有相等的功率和一致的最佳效率特性。希望可逆式水力机械在两个工况都能在最高效率区,或者在接近最高效率区运行,只有在水轮机的输出功率和水泵的输入功率相等的条件下,即

$$N_T = N_H,$$

才能实现。

$$\text{上式中 } N_T = \rho g H_T Q_T \times 10^{-3} \eta_T \quad (1)$$

$$N_H = \frac{\rho g H_H Q_H 10^{-3}}{\eta_H} \quad (2)$$

根据这个条件和综合统计资料,包括文献〔1〕中所引的效率与比转速系数的关系,即可在 Q 、 H 座标上画出水轮机工况和水泵工况的等效率线(图1)。为此,要画上辅助的等 n_s 线。

$$n_s = 3.65 \frac{n \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (3)$$

因为 n_{sH} 与 n_{sT} 的 $\sqrt{\eta_T}$ 值不同(η_T ——水轮机的效率),所以在利用图1时有一个

可忽略的小误差。为了不填满图画,在图面上只对同步转速 $n = 428.6 \text{ r/min}$ 绘了等 n_s 曲线。对于其他同步转速也绘制了同样的曲线。随着转速增高,等 n_s 线向水头轴线靠近。随着转速变化,等功率线的位置实际上不变,因为相对效率值变化不大,即由0.97变到1.0。

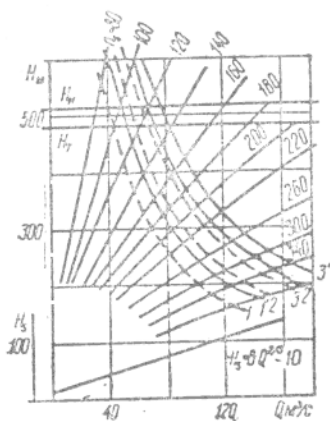


图1 等效率线

-----1、2、3水泵工况下分别等于225MW、
300MW、350MW;
——水轮机工况下分别等于225MW、
300MW、350MW

在有了可逆式水力机械的模型特性曲线时,根据给定的水头和流量即可确定同步转速。为此,必须如图2所示的那样,绘制各种同步转速和真机转轮直径时的模型的水泵

特性曲线。在得到的曲线簇上画上机器应保证的等效率线和等水头线。然后选取按计算参数Q和H工作特性点位于最佳效率点的同步转速值。在此图上也可确定转轮的直径。

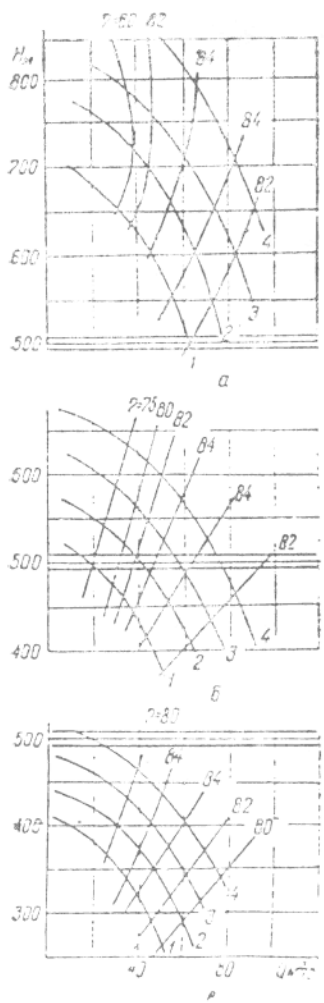


图2 可逆式水力机械的水泵工况工作特性
a— $n=500\text{r/min}$; b— $n=428.6\text{r/min}$; c— $n=375\text{r/min}$;
曲线1、2、3、4—对应于转轮直径为4.3m;
4.7m; 4.9m。

利用得到的曲线图(图1), 可以根据

水头来选择可逆式水力机械的基本参数和它们之间的比例关系。为此, 必须在图上画上水轮机工况和水泵工况的工作水头线。得到了这些线与等功率线(水轮机和水泵)的交点后, 可以确定按统计数据效率最高的流量和输水量。

接着确定可逆式水力机械的另一个基本参数——挖深与水头的关系。为此, 由水泵的汽蚀比转数系数C表达式〔2〕

$$C = \frac{5.62n\sqrt{Q}}{\Delta h^{3/4}} \quad (4)$$

和 $C=900$ 时的比转数系数表达式(3), 可得到

$$\Delta h = 0.204 \cdot 10^{-3} n_{SH}^{4/3} H_H \quad (5)$$

因此, $\sigma_H = \frac{\Delta h}{H_H} = 0.204 \cdot 10^{-3} n_{SH}^{4/3} \quad (6)$

或 $\sigma_H = n_S^{4/3} / 4900 \quad (7)$

取20%的水泵动力吸入水头贮备量, 并忽略引水管中的损失, 即可由方程

$$H_S \cong 10 - 1.2 \Delta h \quad (8)$$

求出必需的相对于下游水位的吸入水头(转轮的挖深)。

将(5)式中的 Δh 代入上式, 可得到如下关系:

$$-H_S = \frac{H_H n_{SH}^{4/3}}{4080} - 10 \quad (9)$$

在文献〔3〕中也引出了同样的方程, 该方程中的系数 σ 是以 $\sigma_{min} = kng^{4/3}$ (10)表示的, 并给出了按统计数据绘制的关系曲线图 $k=f(H)$ 。 $H \geq 300\text{m}$ 时, $k=1.38 \times 10^{-3}$ 。将按方程(3)求出的 n_{SH} 代入公式(9), 可得到

$$-H_S = 1.38 \cdot 10^{-3} n^{4/3} Q^{2/3} - 10 \quad (11)$$

用B表示 $1.38 \cdot 10^{-3} n^{4/3}$, 由(11)式可求出 $-H_S = BQ^{2/3} - 10$ (12)。

可逆式水力机械蜗壳对能量指标 的影响研究

(苏) Ю. И. Федулов等

可逆式水力机械与水轮机相比,由于水泵工况和水轮机工况的最优特性无论在流量 Q_1' ,或是单位转速 n_1' 方面都不一致,对蜗壳提出了新的要求。此外,在水轮机工况下,可逆式水力机械的蜗壳起收敛通道的作用,而在水泵工况下,起扩散通道的作用。在设计引水部件(水轮机工况)、蜗壳、座环和导水机构时,选择水动力和几何计算参数须考虑两种工况的要求。

在计算蜗壳时,决定性的参数是蜗壳的包角 φ_{en} 、子午截面的形状、流量,以及蜗壳在水轮机计算工况下应该形成的或在水泵计算工况下应该承受的水流环量。在水轮机工况下,环量系用水轮机中根据设计水头值通常采用的蜗壳进口截面的流速确定。在水泵工况下,蜗壳承受的水流环量与转轮后的环量相等。

在水轮机中,大多数蜗壳是按以沿蜗壳流速的圆周分量变化规律为基础的方法计算的,圆周分量的变化规律则用 $V_{\text{u}}r = \text{const}$ 表

达式确定。同时,对某些水轮机按 $V_{\text{u}} = \text{const}$ 规律计算的蜗壳虽然外形尺寸稍大,尤其在舌板部分,但在能量指标方面并不比前者差。离心泵的设计和研究表明,最好的离心泵的螺旋式排水道是根据所有子午截面上流速的平均圆周分量恒定不变的条件计算的。

为了研究蜗壳尺寸及其计算方法对可逆式水力机械能量指标的影响,乌克兰科学院机械制造问题研究所为捷列布利亚里克抽水蓄能电站比转速 $n_{\text{sn}} \approx 150$ 、水头约200m的可逆混流式水力机械,研究了1号和2号蜗壳。

对水轮机工况参数按 $V_{\text{u}}r = \text{const}$ 规律计算的1号蜗壳,包角 $\varphi_{\text{en}} = 360^\circ$,圆形横截面。进口截面的流速系数等于 $K = V_{\text{Bx}}/\sqrt{H_{\text{p}}} = 0.95$ 。计算得到的1号蜗壳在座环固定导叶进水边上形成的水流角为 $\alpha_{\text{en}} = 13^\circ$ 。座环固定导叶安装角 $\alpha_{1\text{k}} = 18^\circ$ 。因此在水轮机工况,环绕座环固定导叶有计算冲

这个方程式表明,在所采用的转速下,可逆式水力机械的挖深与水头无关,只与流量有关。

在图1上画出所得到的关系曲线,即可以根据此图确定给定转速下可逆式水力机械的

所有参数值和它们间的比值。

参考文献 3 种从略

吴茂瑶 译自《Гидравлические

машины》,1983, №17, 22-25

马国珩 校