

第一机械工业部
水力机组生产考察团

赴苏考察专业报告

(一)

水轮机设计部分

1958年5月

布拉次克水轮机技术設計部分

一、数 据:

型 式	PO BM-550
計算水头	$H_p = 96$ 公尺
最高水头	$H_{max.} = 106$ 公尺
最低水头	$H_{min.} = 92$ 公尺
出 力	$N = 204,000$ 瓩
轉子直徑	$D_1 = 5.5$ 公尺
轉 速	$n = 125$ 轉/分
飞逸轉速	$n_p = 225$ 轉/分
流 量	$Q = 238$ 立方公尺/秒
吸出高度(要求)	$H_s = -0.5$ 公尺
水 推 力	$P_{oc.} = 1350 \div 1450$ 吨
总 重 量	740吨
蝴蝶閘	220吨
轉 子 重	100吨
渦 壳	100—170吨
軸	41吨
座 环	62吨

二、水力設計与試驗結果

1. 轉子

設計要求:

$$H_{max} = 106^m, \quad n = 125 \text{轉/分}$$

$$D_1 = 5.5 \text{公尺}, \quad H_p = 96^m, \quad N = 20.4 \text{万瓩}, \quad Q_1 = 810 \div 820 \text{立升/秒}$$

要求找到符合上列条件, 汽蝕系数低, 效率好, 且在部分負荷下也能稳定運轉的轉子。另外, 由于轉子尺寸大, 需分半運輸, 故要求叶片为偶数以便制造。电站建設初期, 水头仅有 50 公尺, 水位抬高需相当年月, 故也应照顧到在較低水头下长期運轉是否适用。

設計經過: 設計及研究工作是分二方面进行的①如何就現有轉子进行修正使其符合电站条件②以計算方法得出新的轉子。最初曾研究了PO82, PO638, PO211, 以及國外的几种型号。

PO82 型汽蝕性能很好, 过水能力嫌小, 效率稍低。經研究改进其形状: 如增加下环錐角, 割短泄水边, 改变上冠形状, 改变导水机构高度, 改变叶片数等經試驗后得知其过水能力可以符合要求, 而效率在同等条件下也不比現有效率最好的轉子为低, 叶片

数改为偶数后汽蚀系数也未变坏。唯一存在的问题为轉子下水流的不稳定现象。

PO211 型过水能力很大, 适用于較低水头, 以前試驗效率較 PO82 好, 經減低其导水机构高度至 $B_0 = 0.2D$ 得知效率減低 1%, 且汽蚀系数較 PO82 大, 因此就不能采用它了。

PO638 及 PO655 型最优单位轉速較 PO82 高, PO638 汽蚀性稍好, 655 相等, 其轉子下水流不稳定现象較 PO82 型为好, 但效率較 PO82 低 1% 以上。

結合上述各型轉子的研究結果又用計算方法設計出几种新的轉子 PO640, 662, 671, 673 等。經初步試驗选定了 640, 662 及 82 的修正型, 最后在大型試驗台試驗說明:

最高效率 82 修正型与 662 相等, 640 略低一点, 而最高效率区域則 662 較 82 还广一些, 汽蚀系数以 662 最低, 轉子下的不稳定现象則以 640 最好, 662 稍差。而 82 要强烈得多。說明采用 662 为最合适的。这就是初步結論。

不稳定现象: 世界上許多已運轉的徑流軸流式水輪机存在此現象, 即在非最优工作条件下運轉时, 轉子下部水流产生压力脉动, 严重的使泄水管基础甚至整个机組震动。

金屬工厂及全苏水力机械研究院开始系統深入的研究了此問題, 不过目前仍限于模型上的观测, 試驗的主要方法为用 Датчик 測量泄水管內壁上的水压波动情况及用高速摄影方法拍摄轉子下水流变化情况。观察中发现当工作不稳定时轉子下水流中有螺旋状的空洞汽泡旋渦或垂直向下的(空洞)汽泡旋渦, 当螺旋状的(空洞)汽泡旋渦触及泄水管壁或底部时就会产生对泄水管壁或基础的震动, 垂直向下的旋渦危險性較小。压力脉动值的大小与旋渦的强度一般是符合的。压力脉动与汽蚀也有一定的关系, 一般是汽蚀較严重时压力脉动也大, 但在汽蚀使水輪机效率突降时, 脉动值反而減小了。超过此点又繼續增大。

不稳定现象发生的原因初步分析有三: ①叶片泄水边尖端形状的响影, 尖端厚度产生渦流, 美国轉子此点特別显著, 所以叶片泄水边, 一定要尖的, (当然要考慮磨損影响), ②在非計算条件下工作, 水流情况不好, 这是固定叶片或轉子的根本毛病, 在計算条件下进水无冲击, 水流合乎理想, 当負荷改变导水瓣方向改变后就使水流方向与叶片方向不一致, 使出水具有切綫速度, 形成了螺旋状旋渦。③叶片形状不好: 研究了现有轉子形状, 发现叶片进水边为徑向的效率較好, 惟其叶片弯曲轉弯太急造成水流脱离叶片的现象, 其不稳定现象較严重, 而 PO638 型叶片轉变和緩的就稳定些。PO640 进水边非徑向但曲綫平緩稳定性好, PO662 进口为徑向, 叶片弯曲較 PO82 和緩故稳定性效率均好。

不稳定现象在形状較适宜的轉子是可以大大減少的, 不过由于轉子叶片是固定的总不能符合所有工作条件, 因而在非最优条件下总要有此现象。試圖以減低吸出高度的办法以消除此现象証明是不够有效的, 降低吸出高度可以消灭可見的空洞旋渦, 而消灭不了水流的波动。最有效的办法仍为补入空气, 但补入空气在大多数情况下都要使效率降低, 只有在特別小的負荷下才能提高效率, (見試驗曲綫)。因而补入空气需根据需要进行选择适当的时机, 补入适当的数量, 既能防止運轉不稳定的现象又要得到較好的效率。輸入空气需进行自动調整, 使其导与水机构开度联系起来。

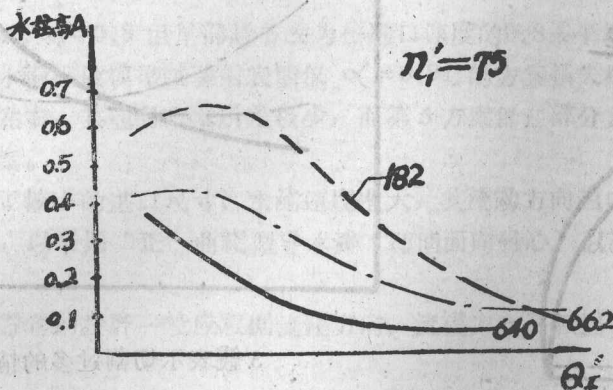
关于补入空气的方式也进行了試驗, 表明由軸中心孔向轉子中心散布均匀补入最为有效, 而对效率响影最少。

补入空气量的問題則仍在研究中。

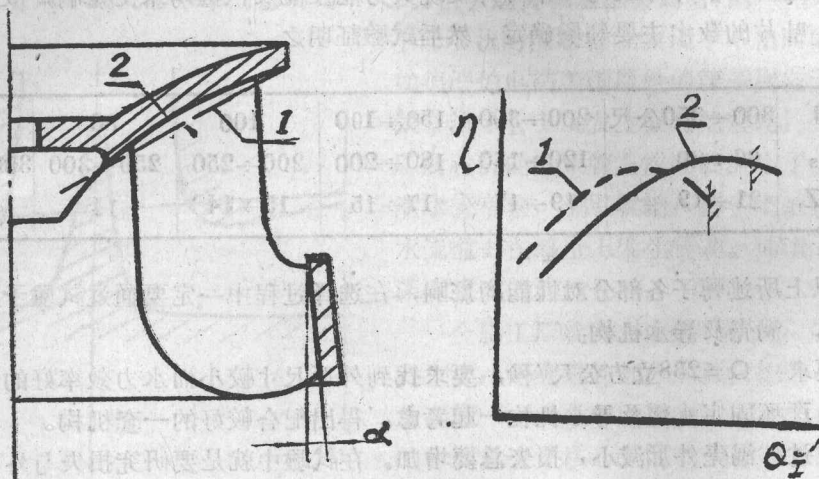
实际水轮机补入空气的规律最好在电站做运转试验，由试验中找出，实验室中很难模拟其全部条件。

附图：

各型转子波动幅比较图



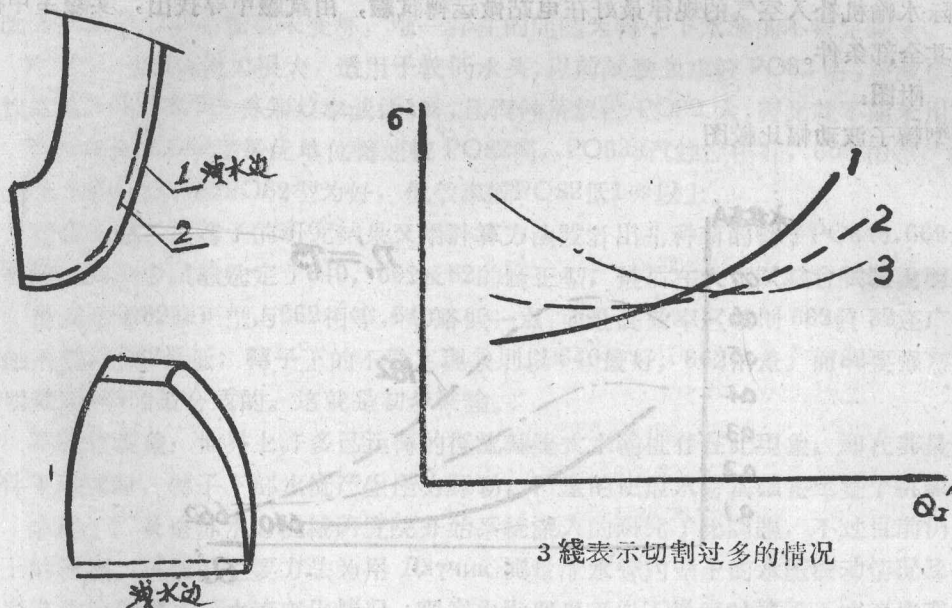
转子各部分形状对于性能的影响



1) 上冠：中比速转子如布拉次克所用的型式，其上冠如为弧线(图中实线)与直线(图中点线1)相比，效率无甚差别，而泄水量则弧形稍大，汽蚀系数弧形的略低一点。

2) 下环：经流轴流式 α 斜角一般在 $3^\circ \sim 13^\circ$ 之间， α 角增大，转子出口直径也加大，速度下降因之汽蚀系数也略降低。但如 α 角太大则扩散作用大，形成旋涡，使效率降低。最后选用角度为 13° 。

3) 泄水边的影响：一般情况下割短泄水边使 σ_{kp} (临界汽蚀系数)下降，但如切得过多，则可能使低负荷区内汽蚀系数上升很多而成为控制数字。切割浅水边后使叶片间空槽距离 a_0 加大，流量可增加，但一般不能超过10%，太多则叶片翼形受破坏效率大大降低。



4) 叶片数目的影响: 在相同条件下叶片数目多, 过水量比較小。叶片数目多磨擦損失也大。但叶片太少要考虑强度不够, 且汽蝕系数也要增加。

布拉次克由15个叶片改为14个叶片发现其力能性能及汽蝕均未受影响, 故决定改用14个叶片。叶片的数字主要經驗确定, 然后試驗証明之。

水头 H	300÷350公尺	200÷300	150÷100	100	80	40
比重 n_s	60÷80	120÷150	180÷200	200÷250	250÷300	300÷350
叶片数 Z_1	21÷19	19÷17	17÷15	15÷14	14	14÷9

所有以上所述轉子各部分对性能的影响, 在选择过程中一定要通过試驗予以确定。

2. 渦壳及导水机构:

設計要求: $Q=238$ 立方公尺/秒, 要求找到外形尺寸較小而水力效率好的渦壳, 并且渦壳需与产环固定水瓣及导水机构一起考虑, 得出配合較好的一套机构。

設計經過: 渦壳外形减小, 損失总要增加。在試驗中就是要研究損失与外形尺寸的关系, 找出尺寸較經濟而損失又无显著增加的形状。要外形尺寸减小有两个方向, 一为减小其进口直径, 即加大进口速度, 通常以下式表示之, $V_{Bx} = \alpha_1 / \sqrt{H}$, 其中 H 为水头一公尺, α_1 为一系数, 对于100公尺水头左右之渦壳过去苏联多采用 $\alpha_1 = 0.6 \div 0.7$ 現試驗了 $\alpha_1 = 0.6, 0.8, 1.0$, 三类渦壳以測定其損失情况。减小外形尺寸的另一方向为研究在一定进口尺寸下, 变化各节断面形状。各节断面形状的設計方法可以根据水流速度距等于常数的规律 ($Cur = Const.$) 計算, 如此設計的渦壳估算其最初几节的磨擦損失要比尾部諸节小得多, 因尾部諸节速度高。按另一种办法設計即各节平均流速等于常数計算 ($Cu = Const$), 其尾部流速是減少了, 不过这可能引起水流不对称的现象。因而考虑了大部分断面根据 $Cur = Const.$ 設計而尾部諸节按 $Cu = Const.$ 設計。于是在

$\alpha=0.8$ 的方案中又分为三种不同规律设计的断面。共按五种方案做了试验:

- 1) $Cur=Const.$ $\alpha=0.8$
- 2) $Cur=Const.$ $\alpha=0.6$
- 3) $Cur=Const.$ $\alpha=0.94$
- 4) $Cur=Const.$ $\alpha=0.8$

5) $Cur=Const.$ $\alpha=0.8$ 但尾部诸节改为按进口速度的0.8按平均流速等于常数的方法设计。以同一水轮机做模型试验后表明仅 $\alpha=0.94$ 的方案损失略大, 其效率較最高的减小0.5~1%左右, 其他各方案所差极少, 而第5方案仅在部分负荷时稍好一些。现准备采用第5方案。

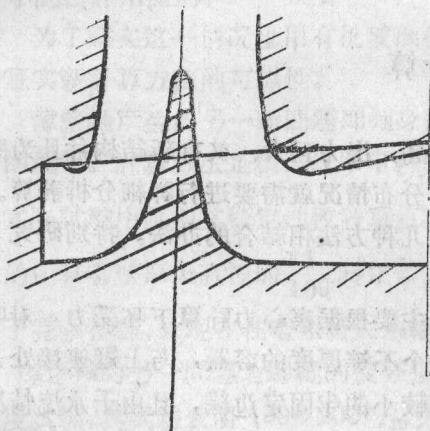
由于渦壳采用了較小的进口尺寸, 水流速度增大, 其流动方向趋向于切綫方向, 因而在滿负荷情况下, 以采用“正”曲綫型导水瓣(即凹面向軸心)以減少过大的速度环量为宜。

座环固定水瓣方向的设计一般应根据流綫方向, 流綫方向系根据一定的渦壳形状决定的。

3. 泄水管:

设计要求: 要求挖深度小, 而在所有设计条件下均能使机组平稳工作的泄水管。初步设计中采用 $h=2.6D_1$, 而訂戶要求进一步研究减小 h 的可能性。

设计过程: 对于徑向軸流式水轮机, 泄水管中水流所含有动能仅为全部水头的5%, 所以泄水管对于輪机总效率的影响是不大的。但从运转稳定性方面看, 同一型号的轉子用不同形状的泄水管就表现了不相同的情况, 例如德涅伯电站美国所做的轉子用在美国设计的狭窄泄水管上就发生强烈的震动, 用在金属工厂所设计的泄水管上震动就减小了。其原因为泄水管窄狭, 側壁收缩, 轉子下的螺旋状旋渦水流撞击在墙壁上发生震动。而泄水管的底部深度也有同样的影响。



金属工厂就两方面进行研究: ①为改进现有型式, 研究錐管部分的錐角影响, 研究不同的高度 h 对效率的影响, ②为研究漏斗状的中间具有“核心”的泄水管称为“水力錐”(Гидрокон), 此种泄水管的提出是根据如下的

看法: 认为“核心”可能起破坏中心部分旋渦水流的作用, 有利于水轮机的稳定运转。

形状与性能的关系及试验结果: 泄水管内水流性质非常复杂, 无法进行理論的计算, 完全依靠试验改进形状。金属工厂认为目前最好的肘管为4号管系列(形状均屬相似的), 并且卡布兰式与徑向軸流式通用此系列。理論上各型轉子似应有其单独适合的泄水管, 试验中証明好的肘管通用在各型轉子上, 其效果都是好的。

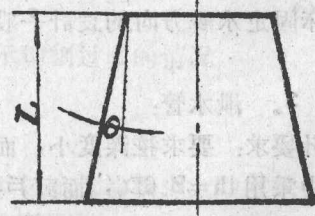
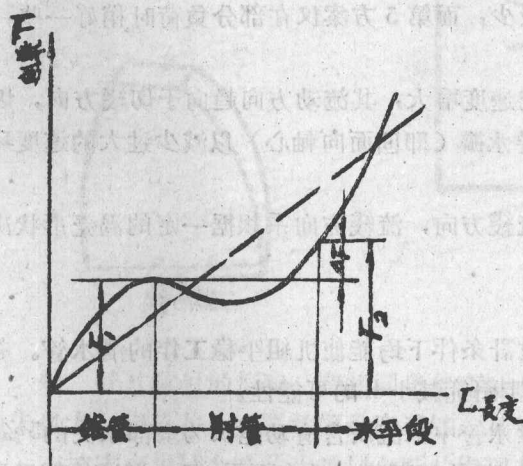
肘管部分应采取收缩管的方式, 即其断面积較錐形管部分要有适当收缩, 这是由于肘管本身損失已很大, 再繼續扩散其水力損失更大。试验証明肘管出口面积 F_2 与进口面积 F_1 的比例 $\frac{F_2}{F_1}=1.3$ 时最好。

錐管角度 θ 以 $8^\circ \sim 10^\circ$ 最好，太小使断面縮小磨擦損失大，太大則使液流脫离管壁产生旋渦現象。注意在不同长度 L 下其最好的 θ 角也不同。

水平扩散管部分如宽度一定則高度上以 $11 \sim 12^\circ$ 扩散角为宜，如宽度上也呈扩散形則高度上要相应减少。

泄水管全高 h ，对效率影响很少，試驗表明 $h=3D$ 与 $h=1.27D$ 效率差别不到 1%。

“水力錐”金屬工厂試驗初步表明其效率不好，而旋渦及脉动現象仍存在，全苏水力机械研究所則認為其对汽蝕性略有改善。仍在繼續研究中。



三、关于强度計算

由于布拉次克水輪机参数特殊：尺寸大，水头高，出力巨大；又有新結構并且为吸收现在运行机組的經驗，其結構部件的强度及負荷分布情况就需要进行詳細分析計算。研究过程中均采用理論分析、模型試驗及实物試驗几种方法相結合的办法。特別研究了轉子、軸、渦壳及頂盖的应力情况。

1. 轉子：以往徑向軸流式轉子的强度計算中主要根据离心力計算下环受力，对叶片本身还没有什么精確的計算方法。严格講叶片是个不等厚度的容器，与上冠連接處是剛性的固定邊緣而下环則为可以扭轉及变形的剛性較小的半固定邊緣，且由于水流情况經常变化，为变动的負荷，其精確計算几乎是不可能的。所以只能以近似法計算，本設計中研究了叶片作为弯曲柱的計算方法。計算按正常工作及飞逸轉速两种情况分別計算，正常工作下假定叶片負荷是均匀分布的，此时离心力很小可不考虑，而飞逸轉速下以叶片所受扭矩很小也可略去不計，仅按离心力計算。

为了驗證計算方法的正确性，在模型上做了下列試驗：① PO123 型轉子及 PO82 金屬模型在飞逸試驗台上試驗了离心力所給予的响影，② PO123 及 PO82 金屬模型受靜扭矩及靜止軸向力作用的影响，③ PO123 及 PO82 的有机玻璃模型受靜力矩及軸向力的試驗，④ 以有机玻璃模型在水流中試驗受水流作用时的受力情况。通过上述試驗找出叶片应力及叶片表面所受压力。由于实际水輪机运轉条件很难模拟故工地測驗实物

上的負荷分布及应力情况更是有意义的。将上述实验室的測驗与運轉水輪机的測驗綜合起来才更能得到可靠的結果。通过已有轉子的驗證才可使用到新型轉子上去。

布拉次克的計算方法就是通过上述的驗證的，証明結果大致符合。主要結果有：

- 1) 轉子应力最高处为叶片泄水边与上冠及下环交界处。
- 2) 上冠如为曲綫形可使叶片应力略降低。
- 3) 上冠应力一般是不高的。
- 4) 下环应力也低，其尺寸应可較按模型尺寸比例放大的数值大大減薄。这为分半轉子下环的工鉅焊接創造了条件。
- 5) 正常運轉时叶片下端徑向变形很小，在飞逸轉速下 PO82 的下环变形也不过 0.6mm。

轉子应力的計算及試驗研究工作目前仍在金屬工厂及苏联科学院机械研究所(Имаш)进行中，預計今年对于徑向軸流式轉子的計算方法及使用应力提出正式建議。

金屬工厂对于 PO640 式轉子初步計算結果为应力在 1,000 公斤/公分² 左右，正式試驗結果尚未得出。据称 PO662 型轉子叶片形状与 640 型很接近估計其应力情况也很接近。

2. 軸：

在本設計中采用的結構为薄壁的筒状焊接軸，其法兰厚与軸壁厚的比大于 1 过去的計算方法不适用。在过去計算方法中考虑法兰为四周自由支持假定其軸向弯矩全部传递与軸身，未考虑联轴螺栓有很大的固定力量促使法兰变形，形成固定边缘，因而使法兰至軸身过渡处应力計算值較实际高出很多。根据新方法計算焊接的薄壁軸在法兰上的应力是不高出許用值的。

为了証实这一情况也用有机玻璃模型以偏极光方法在列宁格勒日丹諾夫大学做了試驗証实新計算方法的可靠性。

薄壁軸产生的另一新問題即軸身薄筒的稳定性問題，即会不会因軸壁太薄而产生扭皺的现象。計算方法是根据提摩申科所著“彈性系統的稳定性”一書，所得数值很安全。而实际試驗中証明其稳定性較計算值要小些，不过壁厚为直径的 $\frac{1}{10} \sim \frac{1}{15}$ 仍是十分安全的，只有壁厚为直径的 $\frac{1}{100}$ 时才需詳細校核。不过由于巨大的軸与模型情况相差很多，难于完全推断，故现在在哈尔科夫水輪机厂做一模型試驗，其目的之一为驗證其稳定性。

焊接軸的另一問題为焊缝的疲劳强度，中央机械研究院进行了大試样焊缝的弯曲疲劳强度試驗。其試驗表明 $150 \div 200 \text{ m}^3/\text{m}$ 大試样的电焊焊接焊缝(材料为 22K 与 20ГЦЛ 或 22K 与 22K) 在表面精加工后其疲劳强度与母体金屬相差不多，但如有夹渣則降低較多。經測量運轉中的水輪机其軸負荷的变动幅度很小，不过 20% ÷ 30%，仅在发电机自动同期投入電網时受到一次冲击，所以疲劳强度对于水輪机軸說不是很关键的。可以認為是很安全的。在上述所做大小的模型試驗及在古比雪夫电站初次使用焊接軸均將为此問題提供进一步的資料。

关于法兰至軸身的过渡段以成錐形体为宜，固其弯矩是逐漸減小的，对此过渡段的比例尺寸及形状，列宁格勒工业大学正在研究中目前尚无結論。

3. 渦壳：

过去渦壳計算方法系假定渦壳为一环形容器 (TOPO)，对于鑄造渦壳这是比較接

近的，对于鋼板焊制的渦壳說靠近座环部分还比較正确，而其外周則呈多角容器，形状就差得多。不过应力最大处仍在鋼板与座环相接处，某些試驗証明过去的計算仍是可靠的。因本設計渦壳巨大，更精确的計算可节省較多材料，因而按有弯矩的环形容器原理进行計算。此方法計算表明座环与鋼板相接处应力較以前方法計算的要大。新的計算方法尚未經詳細的試驗証明。初步模型試驗表明鋼板与座环接界处应力确較过去方法計算值为高。金屬工厂正拟进行較大的模型試驗，以及实际部件測量以証实之。新公式的应用尙有待进一步的証明，而使用现有的計算方法时，其使用应力也不宜提高。

4. 頂盖

以前的計算方法仅考虑单向的弯曲，方法比較粗略，对于內膛中筋等处的应力不能計算出。經模型測量及实际部件測量証明恰是筋上应力最大，尤其是在筋上开孔轉角处，过去有此处开裂的情况。

现在按双向桁架 (Две-Контурная Рама) 計算較单向桁架复杂得多。計算值与模型測量值很接近，認為新方法是可靠的。

双向桁架为：除考虑頂盖为一四周边緣固定的环承受对称的扭曲力外，还要考虑徑向断面上所受的內力負荷，这主要是頂盖平面上切向力的投影組成的。由此可解出筋上应力情况。

頂盖計算及試驗表明筋上开孔是无益的本設計中筋的厚度也要大大加厚。

四、布拉克茨克水輪机主要部件結構选择

此水輪机的主要結構选择問題集中在三个工件上：轉子，大軸，渦壳。茲分別介紹于后。

(一) 轉子：

1. 主要問題：

- ① 毛坯制造 (要求可靠，經濟，生产周期短)。
- ② 材料选择 (要求有必要的强度及抗空蝕性)。
- ③ 两半的結合 (轉子尺寸过大，必須分半制造方能运输)。

2. 毛坯制造有下列几个主要方案：

i 轉子上下两环分別分半鑄成，翼片則用硬模鑄造，然后用焊接方法将上冠下环联接起来，此方案具有下列优点：a) 簡化鑄造过程，避免使用巨大鑄造設備。б) 叶片用硬模鑄造可获得較精确的表面，可减少或省去叶片的机械加工。в) 成本較全鑄者为低。其缺点为 a) 焊接量較大。б) 上冠焊缝受力大。в) 下环焊缝不易检查。

ii 叶片与上冠下环的各一个扇形段組成一体，分別鑄成，然后再将各单元焊接起来。本方案之优点：a) 可以使上冠焊缝处于較有利的地位，受力較小，б) 下环焊缝便于检查，其缺点：a) 鑄造較前一方案复杂，б) 上冠各扇形段间的焊接較复杂，в) 装配焊接过程中控制变形較困难。

iii 上冠用鋼板焊成，此方案之优点在于：a) 可以在厂內自行解决毛坯問題 (列宁格勒金屬工厂鑄鋼力量較弱)，б) 可減輕重量。但有較严重的缺点：a) 本結構中鋼板相互重迭，焊缝无法检查，б) 可靠性差，若干焊缝不易焊到。

iv 鑄造，此方案之缺点在于：a) 造价較高，б) 水輪机台数甚多，使协作厂

(新喀拉馬多爾斯克廠) 負擔過重。

以上諸方案中以第一方案為最好，其成本低，而可靠性較第三方案好。現在是試驗研究工作的主要方向。

材料選擇有下列方案：

i) 包焊不銹鋼 $1 \times 18H9T$ (在葉片的背面以防止空蝕) 其優點為：包焊不銹鋼已在卡布蘭式水輪機上使用，有一定經驗，但具有下列缺點：a) 本水輪機之水頭較高，流速較大，可能在運轉時剝落，б) 必須在水輪機轉子焊完熱處理後再行包焊，否則由於奧斯田體與葉片材料的热膨脹系数不同可能產生內應力，这样就使葉片不可能在焊前分別包焊 (這種論點存在於列寧格勒金屬工廠設計處，ЦНИИТМаш 的試驗證明這種顧慮是不必要的)。

ii) 堆焊不銹鋼：本方案之優點：a) 不銹鋼與葉片成一整體，б) 可利用帶狀焊條自動堆焊，這種堆焊方法熔化深度淺，質量好，表面光滑。

iii) 合金鋼葉片 (奧斯田體鋼，奧斯田體—純鐵體鋼或其他抗空蝕性好，可焊性高的低合金鋼)。優點：a) 不必包焊或堆焊，б) 較可靠。缺點：a) 成本高，б) 高合金鋼翼片與低合金鋼上環的焊接困難。

iv 全部用不銹鋼鑄成：優點：沒有焊接工作。缺點：a) 大型不銹鋼鑄件的鑄造工藝尚待掌握，б) 成本高。

上述諸方案中工廠較傾向於第二方案。

兩半結合有下列方案：

i) 上冠用法蘭聯結，下環用兩焊縫在安裝工地焊接。本方案之優點：a) 在安裝地點不需要昂貴的大型機械加工設備，б) 不需要綁環，可減輕重量。

ii) 上下均用綁環，綁環分半製造，在中間站焊接並進行最後機械加工，本方案之優點：可靠。缺點：a) 綁環費金屬，上綁環重 8,000 公斤下綁環用重 15,700 公斤，б) 加工費大，б) 需要中間加工站。

iii) 上冠用法蘭，下環用綁環聯結，本方案較方案 (ii) 可少用一綁環，但其他缺點仍舊存在。

iv) 上下環全部用焊接聯結，本方案之最大缺點在於：必須在水电站附近特別修建一座加工廠，備有大型熱處理爐一座，八米立車一台，200 噸起重機一台，及大平台等昂貴設備，投資額達一千五百萬至二千萬盧布，其中廠房造價達三百萬至四百萬盧布。

上述方案中，從成本看第一方案最低，製造及安裝的總周期略長於綁環方案，但總工時低於綁環方案，故以第一個方案較好，一切試驗研究工作均按此方案進行中。

(二) 大軸：

1. 主要問題：

① 材料選擇。

② 工藝方案。

材料選擇方面已決定採用 20ГC，此種鋼具有過去所用中碳鋼相類似的強度，但可焊性高，冶煉及鑄造簡單。

2. 工藝方案有四：

① 全鍛，此方案之缺點：a) 需要巨大的鑄鋼設備，б) 需要巨型的鍛壓設備，

в) 材料利用率低, г) 鍛造时压缩比不能太大, 因此鍛件中机械性能难保证。д) 机械加工量大。

ii) 軸筒用空心鑄件鍛成, 法兰用硬模鑄造, 然后用电渣焊焊成, 本方案之优点:

а) 大大简化鍛造及鑄造过程, б) 减少金属消耗量, в) 减少机械加工量, г) 提高质量。д) 成本低。

iii) 軸筒用两个厚鋼板弯成的半筒形电渣焊接而成, 其他与方案 ii) 相同, 其优点与方案 ii) 相似, 总的成本两名相差极微, 但本方案生产周期稍长。目前存在最大问题是厚板压延的质量不高, 有夹层现象, 影响机械性能。

在哈尔科夫厂设计的克里門楚格电站軸拟分两半硬模鑄造再用一环形焊缝在中间相联, 此方案最经济, 但尚在試驗阶段。

使用焊接軸較歪鍛軸每根可降低30%造价, 节省大鍛压设备, 节省数十吨金属, 有巨大的经济意义。

1958年2月24—25日在 ЦНИИТМАШ 召开的大軸焊接会议决议中推荐采用第二方案。工厂已按此方案向协作单位訂貨。

(三) 渦壳:

1. 主要問題:

① 材料选择 (要求强度高, 可焊性好, 便于弯曲)。

② 工艺掌握 (包括下料, 弯板, 装配, 焊接)。

2. 解决方案。

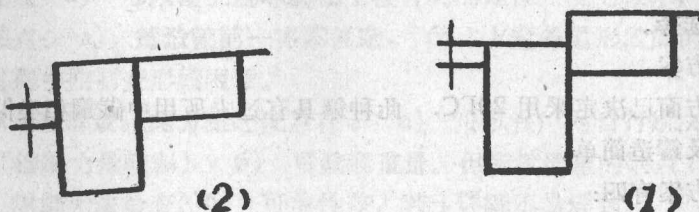
采用 CXЛ—4 低合金鋼 (1—19 节; 20—23 节, 仍用 MCT—3) 这种鋼已在造船业中广泛采用, 具有良好的可焊性, 及較高的强度, 焊接接头可保证 ($\delta_s \geq 40$ 公斤/公厘²) $\delta_b \geq 57$ 公斤/公厘² $\sigma_k \geq 8$ 公斤公厘/公厘²)。可使用 30^m/m 鋼板而 cm3. 則需 50^m/m. 本鋼种适合于冷弯, 在渦壳的曲率情况下, 可不用热处理。采用此种鋼后比 MCT—3 每台水輪机可省鋼 80—90 吨。也解决了金属工厂无大型滚压设备的困难 (仅能滚压 30 公厘鋼板)。

目前工厂正按此方案进行試驗研究工作。

五、其他結構問題:

1. 导水机构:

此部分的結構制造劳动量占全机的30%至35%故宜尽量采取标准結構。考虑到轉子型式未最后肯定, 因而頂盖的結構形式也未最后确定下来, 拖工設計中又研究了頂盖的結構方式。一方面要适应轉子上冠形状另一方面也要适应連杆机构要求。



技术設計圖紙中使用的是(1)式。

(2)的形式較好但要使導水軸加長,使用非标准尺寸。尚未得結論。

控制環在古比雪夫电站做成方盒狀截面,結構很堅固但較費材料,內面焊縫的施工較困難,本設計中改用K字形截面了其工藝性較好,但強度方面尚需經過試驗確定是否够。

導水軸的軸瓦系樺木浸膠的,上中軸瓦以油潤滑,下軸瓦以水潤滑。

導水機構的密封裝置(指導水軸及頂蓋底環于關閉位置上用的密封橡皮條)現改用空心三角形的,放在部件上后向中心注入液体可凝固的材料,初步研究為用松香類的丙酮溶液加入細砂。如此經一定時間凝固后即可承受25公斤/公分²水压不致脫出。

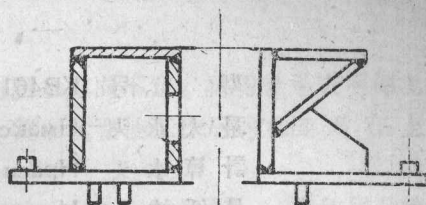


圖 10

頂蓋內積水的排除方法在技術設計內考慮通過頂蓋自行流往座環之固定水瓣排往積水井,因此頂蓋與座環間之周圍空間應與壓力水隔絕,為此將頂蓋座環接縫處加一圈橡皮條。此橡皮條在按裝時放置困難,且很難檢查是否放置妥當。因此在施工設計中曾考慮取消橡皮條,利用可拆卸的鋼管連接導水軸內腔與座環排水孔。這在構造上也有困難。故又傾向于利用電動水泵及射水式抽水機排水,現尚未肯定採取何方式。

2. 主軸承:

技術設計中提出兩種方案,1)為水潤滑橡膠瓦軸承,以渦壳水压較高考慮由軸瓦中段進入當減壓設備損壞水压上升也不致影響上部軟墊箱的安全。此方案的密封也考慮了兩種方式一為普通軟墊箱,另一辦法為用金屬盤密封,使密封裝置不與主軸直接磨擦,而用另一金屬盤與固定在軸上的金屬盤密合,靜止的金屬盤系可調整壓力的,同時有彈簧的彈性支持。後一辦法已在古比雪夫电站試用。其優點為磨擦力小,且減少了軸頸磨損難于拆換的困難。如試用結果良好即擬採用。

2. 油潤滑軸承:系採用電力廠發電機用軸承結構,用于水輪機軸上需加密封裝置以防漏水,此結構複雜,難于拆裝,故技術設計中未採用之。

五、調速器與自動化系統。

調速器採用PM-150型與P型不同處在于增加了額外的電氣液力校正器及差動裝置。電氣液力校正系一與飛擺并行工作的機構,將微小的電流變化借液力放大器作用于控制系統上。因此飛擺與回復機構的動作也可反映負荷,周波,加速,出力的變化。差動裝置可使穩定動作加速。通過此類附加裝置的使用可過渡至純電氣液力調速器的使用。

電氣液力調速器也在研究中,與普通調速器不同之處在于機械的感覺機構完全用電氣元件代替,借此可實現一系列機組的控制,負荷的調整等。

自動化系統中的特點:主要考慮了增加一補入空氣的控制機構,使補入空氣量能隨調速器的動作按一定的規律予以調節,補入的時間及補入量主要根據电站試運轉時確定之。

導水機構安全裝置可能採用經常帶電的系統,當剪斷銷剪斷時系統斷开发出信號。蝴蝶閥的操作系統考慮了事故關閉時操作力矩加大,自動以備用的高压油泵投入。

达里雅尔水轮机技术設計

一、数 据

型 号	KB461—BM196
最大水头	$H_{\text{макс}}=681$ 公尺
計算水头	$H_{\text{расч}}=630$ 公尺
最低水头	$H_{\text{мин}}=570$ 公尺
出 力	$N=65,000$ 瓩
轉 速	$n=500$ 轉/分
飞逸轉速	$n_p=930$ 轉/分
流 量	$Q=12.5$ 立方公尺/秒
轉子直徑	$D_1=1960$ 公厘
轉 子 数	1 个
水 斗 数	19 个
噴 咀 数	4 个
噴 咀 直徑	$d=235$ 公厘
球形閘直徑	$D=1300$ 公厘
調 速 器	Kp—70

二、水 力 設 計

1. 轉 子:

初步試驗中根据 K—461 型, 其单位通流量 $Q_1' = 60 \div 100$ 立升/秒, 单位轉速 $n_1' = 34 \div 42$ 轉/分。模型最高效率为 87.5%。此轉子的缺点在提高效率区在部分負荷处。現在繼續研究更加适合的型式, 模型效率換算由于苏联少有此类电站經驗, 故仅以吉賽頓电站冲击式水轉机的模型試驗結果与实际电站測定結果作比較, 可知其換算結果的可靠性。

轉子水斗工作面形狀的設計还没有理論計算方法, 仍系根据已有各图設計試驗得出最好的 L, b, h 的比例。各截面之出水角 β_2 与所占位置有一定的关系入口处 $\beta_2 \cong 0^\circ$, 而水斗根部 $\beta_2 \cong 60^\circ$, 此关系仅有試驗結果如何从理論分析也还没有定論。另外射水与水斗刃根部距离 Δ 認為与效率也有关系 $\Delta = 0,1 \div 0,25 d_{\text{max}}$ 最合适。此处要考虑到射水在空中的扩大。 Δ 保持一定值可避免水柱撞在根部反射的干扰損失。

水斗背面主要根据 Эдель 所創造的按相对运动原理設

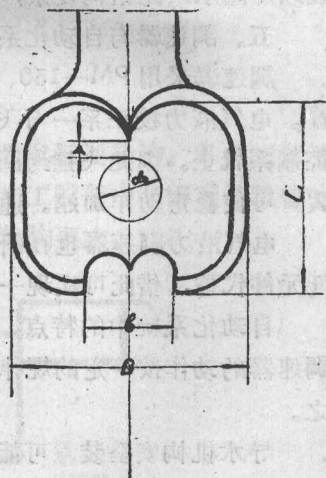


图 11

計的，这对于避免背面切入水柱时的撞击損失很重要。应注意因此方法所得出的背面，往往使水斗壁很薄，需适当修正以保持足够强度。

水斗刃口形成國及刃口的傾斜角金屬工厂認為与水輪机的效率关系不大。

水斗数目的决定亦根据 Эдель 提出的方法，（见 ЛМЗ Сборник）現用18个，此数字也要經過試驗后确定。

2. 外壳上盖的形状:

其形状无法以理論計算求得，因工作完毕的出水方向不定，試驗結果表明如上盖的形状适当，是可以縮小很多，而不致影响效率，其形状要使工作后的水流射在上盖上后，不致反射至工作水流中。

3. 折向器 (Отклонитель) 与分流器 (Отсекатель) 的选择: 一般使用分流器可以將噴咀安置得离轉子近些，如此可使水柱接触轉子之前不致分散。但試驗証明水头較高的冲击式水輪机上，噴咀与轉子中间距离可以容納下折向器在此距离內，其水力效率仍未降低。此外折向器还有下列优点: 作用力矩較小，动作轉角小，所得水柱形状較好，对折向的水容易防护，本身磨損較小，故本設計中采用折向器。

折向器形状及轉动力矩均靠試驗得出。

3. 导水管: 有三个方案: 园数断面均为逐漸減少的。

第一方案:

第二方案:

第三方案

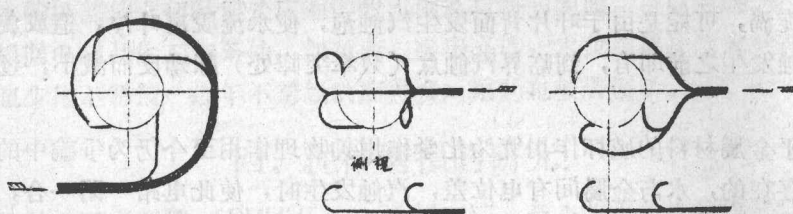


图 12

考虑到噴針杆由主导水管內通过影响水流較大，故改用第二三方案，噴咀与主导水管不在一水平面上使噴針杆只通过管效率可能好些。現試驗尚未得結論。

三、机組布置方案

本設計中采用了立式机組方案其原因为:

1) 电站为地下式厂房，立軸机組要求挖方較少，跨度也小。

2) 厂生产立軸較橫軸有經驗。

3) 結構比橫軸簡單少用一个轉子。

4) 軸本身受力情况要好一些，不受弯曲。

5) 軸承負荷小，容易制造些。

6) 控制机构較簡單。

立軸冲击式水輪机效率是否低的問題，有不同的意見，金屬工厂認為效率不致降低，据說德国 Voith 厂也有同样意見）。

汽蝕与泥砂磨損問題

一、汽蝕現象的研究：

苏联科学院力学研究所及全苏水力机械研究院都进行汽蝕現象的研究工作。前者主要在汽蝕現象的本質的研究，后者則偏重于汽蝕在水輪机性能的影响。

科学院力学研究所所有大小二台裝置，裝置上在一收縮断面处造成高速水流，高速水流內放置圓試棒，試棒背后即造成空蝕地区，在此地区內可測量其压力脉动情况，以高速摄影机 10,000 片/秒拍摄其周期变化情况及利用对某一金屬的損蝕率研究汽蝕强度。最近做了这方面的研究工作，如 ① 圓棒試样背后造成的汽蝕区长度与棒直径的比例对于金屬損失体积（即代表汽蝕强度）的关系，② 試棒高度与体积損失的关系，③ 水流速度与汽蝕强度的关系，研究結果認為汽蝕損失与速度 6 次方成正比，与雷诺数的四次方成正比。

全苏水力机械研究院最近研究了轉子下水流旋渦与汽蝕的关系，認為用“水力錐”式泄水管出現旋渦較少，汽蝕情况也好些。其次認為轉子下的旋渦沒有汽蝕时也是存在的，这是因为非計算条件下旋渦总是存在的。而即使在計算条件下汽蝕如发生得較强烈时也会产生旋渦，可能是由于叶片背面发生汽蝕泡，使水流脱离叶片，造成旋渦。压力的脉动在汽蝕发生之前即有，到临界汽蝕点（效率突降处）脉动反而减小，过后脉动又增大。

汽蝕对于金屬材料的破坏作用究为化学作用抑物理作用至今仍为爭論中的問題，电的作用也是存在的，水与金屬间有电位差，汽蝕发生时，使此电路一閉一合，因而有放电作用，遂对金屬表面起破坏作用。一般認為光滑的金屬表面首先是受电的及化学作用的破坏，表面变粗糙后，机械作用便是主要的了。光滑的表面比粗糙面抗汽蝕性好許多。

汽蝕作用在水輪机中的发生往往用效率突降即临界汽蝕点来标志后，而实际的起始发生点远在此点以前即开始，所以金屬工厂及哈尔科夫工叶大学均以声波或超声波方法观测此点，不过在汽蝕起始发生点并非对金屬就有显著破坏作用，开始有破坏作用之点应在起始发生点与临界汽蝕点之间，正在研究寻找此点的方法。

二、抗汽蝕材料的研究：

主要在列宁格勒金屬工厂及苏联中央机械工艺研究院研究。

其研究方法有二种：1）将各种試样放在元盘上轉动以射流冲击其上，过若干时间后比較各种材料的重量損失，据称水流冲击造成的金屬損失其效果与汽蝕作用造成的相同，可以做为比較材料耐汽蝕性的根据。2）利用高周波电磁震蕩，使金屬試棒在水中产生汽蝕現象。

据中央机械工艺研究院全机實驗室研究認為 20X13H—Л 抗汽蝕性很好但鑄造困难，可焊性也不好，价格也高。抗汽蝕性稍差的有 18ДГС—Л 其价格較上述的便宜多了，但抗泥砂磨損性較差。因泥砂磨損与汽蝕常常同时发生故又研究了一种新合金含鉻

20%，镍 3%，锰 3%，砂 0.4%，左右可以有兩方面的抵抗力，但工艺性能不好，价格也很高。

三、抗汽蝕材料在水輪机上的应用:

汽蝕在徑向軸流式水輪机上主要发生在轉子叶片背面特别是下部临近泄水管处，及下环内面。底环下面临近轉子隙縫处有时也有。說明在叶片工作面也有产生汽蝕的可能，这些地方又往往与泥砂磨損有混合的作用。

在卡布兰式水輪机轉子的叶片背面靠近根部处及正面起吊孔有堵焊痕迹表面不够光滑之处，轉子室的内面靠近轉子叶片間隙以下，轉子輪壳表面临近叶片間隙处。这些部分也往往与泥砂磨損有混合的作用。

(部件表面的光滑程度是很重要的。)

在苏联中央机械工艺研究院專門研究了轉子叶片及轉子室鋪焊不銹鋼板的方法，結果为制成 $50 \div 70$ 公厘的窄条，中间开橢圆孔塞焊的办法最有实用价值，在电站上運轉数較不易脫落。苏联工厂已采用这个办法，以电焊堆焊的方法認為不經濟且堆焊后变形太大，而表面又不光滑，其抗汽蝕性要相应減低。

应用不銹鋼为材料鑄造整个叶片或轉子是很不經濟的，对徑向軸流式說鑄成整体工艺上很困难，鑄造質量难保証，废品多。如以之制焊接轉子則焊接技术十分困难，苏联仍在研究如何焊接不銹鋼的問題中。

至于水輪机部件上何时何处应鋪焊耐汽蝕性材料的問題，目前尚缺乏精确的判断方法，主要根据电站具体工作条件，如負荷，吸出高度，水位等以及国家材料供应情况，苏联以前也少用不銹鋼，近年不銹鋼供应得多，用的也較普遍了。

四、泥砂磨損的研究:

列宁格勒水工研究院 (ВНИИГ)，金屬工厂，及全苏水力机械研究院都在进行泥砂磨損现象的研究工作。

泥砂磨損的程度与磨損时间及水中的含砂量成正比，与水流速度的立方成正比，水头高的流速高其磨損也就越厉害。砂粒的硬度是很重要的問題，硬度在摩氏 $5 \div 7^\circ$ 以上的磨損要厉害得多，如石英砂，长石等很危险。砂的顆粒大的磨損也大，砂粒 $0.25 \div 1$ 公厘之間差別不大， 0.25 公厘以下的磨損显著減少。(也有認為 0.1 公厘以下开始減小的)。泥湯悬浮状溶液对部件磨損的影响现正在金屬工厂試驗中，估計磨損影响不大。

对于小砂粒影响的估計有不同的看法，有人認為小砂粒有促进汽蝕的作用，形成汽蝕的“核”因而其影响也未可忽視，全苏水力机械研究院准备研究泥砂与汽蝕作用的关系。

全苏水力机械研究院在研究减少水輪

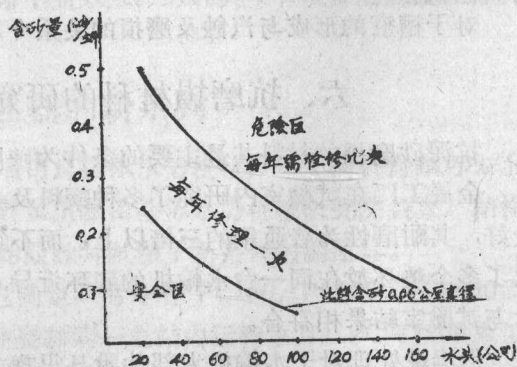


图 13

机部件，如导水办及改进进水情况以减少磨损的问题，以及研究在设计中减低流速采用比速较低的水轮机以减少磨损。另一方面即研究耐泥砂磨损的材料。

全苏水工研究院在试验室中得出下列图表（图13）表明水中含砂量、水头，与水轮机磨损的大致关系，与15个电站实地观测结果相符。（对颗粒及硬度影响未表示出）。

苏联电站部水电设计院也特别在中亚一系列电站上做了长期研究工作：搜集水轮机部件因泥砂磨损的具体材料，其修理方法及工作量的材料搜集，泥砂成分调查，及分析泥砂含量，成分对部件磨损的关系，这些工作都要进行数年之久。

五、水轮机部件受泥砂磨损情况：

水轮机部件受泥砂磨损最大的都分为导水机构，转子。输水钢管及涡壳中磨损不大。受严重磨损的水轮机其效率有降低10%的。兹分述如下：

卡布兰式水轮机转子叶片工作面较背面磨损大些。工作面最初呈浅纹波浪状随后加深成沟状条纹。在叶片安装孔用电焊或塞填堵的痕迹边缘首先磨损，沿水流方向，距孔近处有平滑磨痕，较远处即形成较深的疤痕的沟槽痕迹。叶片背面主要是汽蚀痕迹。转子体及泄水锥上偶有磨痕，不很严重。转子室处于与叶片间隙最小处其磨痕较深，值得注意的是凡焊缝处表面虽已事先磨光，但仍成为每条磨成的沟痕的起始点，形成表面光滑的小坑，另外底环转角处及顶盖靠近转子处的锥面也常有磨痕。

径向轴流转子的磨损集中于下半部，叶片工作面特别是最下面的凹面靠近泄水边，其背面也有，也是最下面严重些。转子下环往往是通流部分中磨损最严重的，形成有尖锐刀口状条纹深沟。严重的可以磨穿，叶片也常有穿通的。止漏环磨损也很快。泄水管喉部偶有磨痕不严重，涡壳有铆钉处也有时形成磨痕。

上述二类水轮机的导水机构特别是导水办下部磨损较严重，一般较转子轻些。导水办轴有磨断的。底环表面一般较顶盖严重。座环固定瓣迎水面有时也有沟痕状磨损。

水轮机轴颈接触轴瓦（水润滑的）及接触软垫处也常会造成很深的磨痕。

分析通流部分磨损面的情况，很难把汽蚀与泥砂磨损的后果完全区别开，有交替作用的情况也有互为因果的作用。全苏水力机械研究院初步提出一种分类方法，把因表面不光滑或不平的原因而产生的做为一类，因局部旋转水流以及加工刀痕处产生的“损伤”均归入此类，第二类为因水流工作条件而产生的汽蚀，此类汽蚀多集中在个别的，不大的一片表面上，又称为局部损伤，其发展要比上一类快得多，而且挖得深。多类似疤痕状。

对于槽痕的形成与汽蚀及磨损的关系今后仍要继续研究。

六、抗磨损材料的研究及在水轮机上的应用

抗泥砂磨损的材料其最主要的条件为硬度，及晶格组织等。

金属工厂在试验室内研究了多种钢材及非金属材料，证明以CT25渗炭处理后性能最好，其耐磨性为普通钢的三倍以上，而不锈钢证明与普通钢无大区别。曾以不同材料做了多个垫环放在同一台水轮机的底环近导水办轴处，经一定时间运转后，拆出称其重量与试验室结果相符合。

但渗炭处理对于水轮机大部件说是很难办到的，（对于某些尺寸小，形状简单的部件或可适用），所以中央机械工艺研究院仍在研究硬质合金堆焊的方法，此方法比较容