

水轮机水力振动 译文集

中国科学院
水利电力部 水利水电科学研究院

水利电力出版社



水轮机水力振动译文集

中国科学院
水利电力部 水利水电科学研究院

水利电力出版社

内 容 提 要

译文集介绍了美、日、西德、瑞典等国家近十年关于尾水管涡带运动、转轮迷宫止漏装置压力脉动、卡门涡以及叶片进出口边脱流等水力因素引起的水轮机振动、噪声及其防止措施的部分研究成果，重点是涡带运动。文集可供从事水轮机振动研究的科研、制造、运行部门及有关院校专业人员参考。

本文集在译校过程中，得到伍正诚、梅祖彦、钱志春、刘祖德、王民富、王盛义等同志的大力协助，在此深表谢意。

水轮机水力振动译文集

中国科学院水利水电科学研究院
水利电力部

*

水利电力出版社出版

(北京德胜门外六铺炕)

新华书店北京发行所发行·各地新华书店经售

水利电力出版社印刷厂印刷

*

787×1092毫米 32开 $10^{1/8}$ 印张 227,000 千字
1979年3月北京第一版 1979年3月北京第一次印刷
印数 0001—5750 册 每册 0.81 元
书号 15143·3411

目 录

编者的话	1
一、高比速混流式模型水轮机不稳定空腔流的测定	10
二、混流式水轮机尾水管内脉动速度和脉动压力的 测量	41
三、混流式水轮机在部分负荷和超负荷时的运行 情况(摘要)	59
四、高比速混流式水轮机部分负荷时尾水管内 不稳定流的研究	79
五、水轮机转轮出口旋流引起的压力脉动特性	107
六、水轮机出口强制涡核的汽蚀特性	131
七、补气 and σ 值对混流式水轮机部分负荷运行的 影响	148
八、水轮机和水泵的振动(选登、摘录)	160
九、混流式水轮机尾水管的补气试验	175
十、混流式水轮机不稳定工况时向转轮区补压缩空气	196
十一、高尾水位及部分负荷下混流式水轮机的 运行性能(摘要)	202
十二、水轮机的自激振动	211
十三、混流式水轮机的自激振动	223
十四、水电站结构振动的原因和处理	234
十五、水轮机振动和噪声的减小	253
十六、减低水泵水轮机的振动	270
十七、水泵水轮机的振动和运行不稳定分析	294

编 者 的 话

——关于水轮机的水力振动

随着水电建设的不断发展，水轮机的使用水头和单机容量在不断提高，因而对处理水轮发电机组运行中的振动、噪声以及与之相关的动态应力等的要求亦愈来愈高，并希望在机组设计时就能对可能引起振动、噪声的有关水力因素进行仔细研究，并加以控制和预防。在这种情况下，对于水轮机水力稳定性的研究日趋重要。

这本译文集介绍了水轮机由于水力原因而产生振动的部分文章。对于水轮机振动的机械原因、电气原因以及振动体本身的振动特性或与之相关的动态应力等则不予涉及。

本译文集涉及的水轮机振动的水力原因主要包括以下四个方面：

- (1) 尾水管涡带；
- (2) 水轮机迷宫止漏装置中的压力脉动；
- (3) 卡门涡；
- (4) 叶片进出口边附近的脱流。

现分别扼要地加以介绍。

(一) 尾 水 管 涡 带

尾水管涡带是混流式水轮机或定桨式水轮机在部分负荷

(约在开度的40~70%或最优流量的30~80%范围)时尾水管中出现的一种不稳定流动现象,它所产生的压力脉动是造成这类机组振动和出力摆动的最主要根源。本文集的重点就是介绍这个问题的近期研究成果,主要包括下述几方面的内容。

1. 涡带形成的原因

这是一个核心问题。目前尚存在不同的看法。从早期的研究直至现在,有一部分人还是引用圆管中旋转流引起的不稳定现象来解释水轮机尾水管中的涡带现象。根据轴对称圆管中流动的试验结果,当管中流体旋转时,圆管中的压力由管壁到中心是逐渐减小的,当管中轴向流速与圆周速度的比值减小到一定程度后,管中心部分将出现回流,它大致也是轴对称的,不产生压力脉动,有人把这一现象称为第一次过渡;而当上述比值继续减小到某一程度时,回流区将变成不对称、不稳定的螺旋状涡流,压力脉动也随之出现,这就是第二次过渡,美国有些学者称它为“涡流的突变”(Vortex breakdown)。美国的卡西迪^[1]、帕尔德^[2]、福尔维^[3]等大致就是这种看法,他们所用的试验装置可参看格里希等文章后面的讨论。至于为什么会发生上述的突变,原因还不清楚。

另一种意见强调了转轮在涡带形成中的作用,认为在部分负荷下,由于转轮出口水流的旋转在尾水管中产生回流,当回流到达转轮区后,在转轮的作用下,在尾水管中心部分形成强制涡,此涡在涡壳——导叶——转轮水流不对称的情况下将发生偏心,涡流的偏心会引起涡流的螺旋状运动,形成通常所说的螺旋状涡带。它与圆管中旋转流形成的旋涡是不同的,两者所引起的压力脉动幅值与频率特性以及流态等



奇妙的缘分图

我有个姐姐，她是位具有非凡才能的女性，但不幸已经夭折。血型与缘分的关系就是她最先发现的。

记不清是战前的何年何月，总之是在我上高中的时候，姐姐出乎意料地由一个酷爱文学的少女，一变而为东京女子高等师范数理专科的学生。

有一天，她给我看了上面这个缘分图。

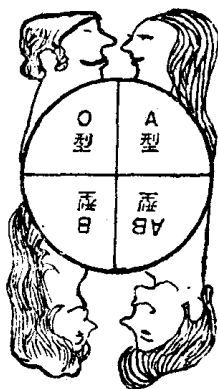


图 1. 血型与缘分

“这是血型与缘分的关系。若是男的，能娶一个按顺时针方向相邻血型的女子为妻谓之良

3. 涡带压力脉动的相似问题及影响因素

涡带压力脉动的相似性是存在的。对于相似系列的水轮机（包括涡壳、转轮、尾水管），其涡带的旋转频率与转速近似成比例，即 $\frac{f_{\text{涡}}}{f_{\text{转}}} = \mu \approx \text{常数}$ ，用相似定律讲，就是斯特鲁哈数守恒。更准确些说，当转速不变时，随着开度的增大 $f_{\text{涡}}$ 略有下降；而转速和开度都保持不变，则在对应振幅峰值的临界汽蚀系数 σ_p 值左右时 $f_{\text{涡}}$ 略有波动。不同系列的水轮机，常数 μ 值也是不同的。但涡带压力脉动的幅值，在模型试验中大致与试验水头成比例，即相对振幅 $\frac{\Delta p}{H} \approx \text{常数}$ 。

由于影响幅值的因素较多，从模型到原型的换算往往有较大的误差，但其变化趋势是一致的。

影响压力脉动的因素有水头 H 、开度 α （或出力、流量）吸出高度 H_s （或 σ 值）等。水轮机机型也是一种影响因素。

压力脉动幅值 Δp 与开度 α 的关系中，当其它参数不变时，在相对开度为50%左右时振幅值最大。

可用下式表示：

$$\Delta p = K \left(1 - \frac{Q}{Q_0} \right) Q$$

式中 Δp ——压力脉动幅值；

K ——常数；

Q ——流量；

Q_0 ——对应于最优工况时的流量。

由上式可知， Δp 在 $\frac{Q}{Q_0} = \frac{1}{2}$ 时出现最大值。

压力脉动振幅与 σ 的关系是很值得注意的。当其它运行参数保持不变而仅变化装置汽蚀系数 σ_p 时，则在某一临界

举个典型的例子。有名的相扑大力士贵之花和现在的夫人宪子一见钟情，马上订了婚，这是在贵之花十九岁那年的夏天，而在他二十岁又八个月的时候便举行了婚礼。

从贵之花来讲，没有丝毫理由急于结婚。照理说他倒是应该担心过早结婚会对他造成不利。因为他干的是靠名气而博得人们捧场的职业，况且正在修练中。因而遭到他亲哥哥和他的师傅等人的猛烈反对。

尽管如此，贵之花仍不改变主意，顽强坚持到底，终于使哥哥和师傅折服。

“我就是看中了她。”贵之花说。

这句话虽可解释为袒护爱人，但我觉得道出了他的真情实感。

红得发紫的贵之花，不管从哪方面讲，要找爱人那是太容易啦。然而，这位天真无邪的青年初中一毕业就进入了相扑界，专心练功四年，因而他心地纯朴，毫不犹豫地许多女子中挑选了宪子，并果断地娶其为妻。对此应做何理解呢？原因是多方面的，但是最主要的是因为贵之花的花的血型是B型，而宪子正好是O型。

一般说，B型男子觉得O型女子可爱，而O型女子认为B型男子可靠有为。这已成为普遍的看法。

(2) 控制涡带的偏心距。在尾水管中装同轴扩散管就起这种作用。文集中有一篇文章专门介绍采用此装置的原、模型试验结果。这种办法在原型机组上采用得也不多。

(3) 引入适当的阻尼。如各种补气方式属于此类。

从五十年代至今，曾对各种补气办法进行了大量的现场试验和模型试验，取得了比较成功的结果，应用也极为广泛。我们特转载了一篇日本中西幸一等 1963 年发表的文章^[5]。

补气的一个关键问题是选择最优补气量（即消除涡带压力脉动的最小补气量）。许多试验表明，要完全消除涡带压力脉动，大约需要 2 % 左右的补气量（在大气压力条件下与水轮机设计流量之比）。如只要求使振幅减小到某一定程度，补气量也可以小于 1 %。但补气量过小，反而会使振幅值增大。对于相同的补气量，一般说原型上的效果比模型可能更好些，这是由于气泡的阻尼作用不仅与相对容积有关，还与其绝对体积和气泡的直径都有关。

至于补气的位置，可以根据机组具体条件而定。当必须采用压缩空气时，则要考虑经济效益的问题。

必须特别指出，转轮的叶型参数和结构形状对涡带的运动有很大的影响。因此在水力设计和水力试验阶段，应尽可能将涡带运动控制在较小的范围内，使水轮机在不采取任何附加措施的情况下也能安全运行。日本细井丰、吉本太司夫等的文章谈到了这方面的看法。这是目前国外水轮机试验研究中一个值得注意的趋势。

(二) 水轮机迷宫止漏装置中的压力脉动

中、高水头混流式水轮机的止漏装置相对比较复杂，间

隙一般也较小，止漏装置前后的压差较大，当机组由某种原因发生周期性偏心运动时，则易于在间隙中造成较大的压力脉动。

迷宫中的压力脉动达到一定程度时，往往能引起机组的自激振动。这种振动是由振动体（机组的转动部分）本身的运动所决定的。因而，要研究实际机组的自激振动必须同时研究振动体的有关特性。自激振动是在振动体自振频率下发生的，因而具有共振的性质，一旦发生就特别强烈，必须及时予以处理。

由迷宫止漏装置中的压力脉动引起机组自激振动的例子很多，各部位的止漏装置都可以引起振动，它所激发的振动形式也是多种多样的。文集中有两篇文章介绍水轮机转轮侧密封和顶盖下的旋转压力场引起的转子横向自激振动的例子。在本克的文章中，有一个例子谈到了转子的纵向自激振动。

关于这一问题的理论研究目前还不充分，原因是边界条件复杂，影响因素众多。但这并不妨碍对此问题作一定性的说明，以致提出一些消除的方法。

（三）卡 门 涡

卡门涡现象及其所引起的振动问题在流体力学或机械振动学中都有专门介绍。在水轮机中，卡门涡主要出现在导叶或叶片的出水边，而且也只在它引起叶片共振的情况下才被发觉。它大多数是以频率比较单纯的噪声的形式表现出来。卡门涡的频率可用斯特鲁哈公式来计算：

$$f = S \frac{W}{d} \text{ (次/秒)}$$

式中 S ——斯特鲁哈数, $S=0.18\sim 0.22$;

d ——出口边厚度(米);

W ——出口边相对速度(米/秒)。

现在人们对卡门涡的规律性已经比较熟悉, 在绝大多数情况下都可以在设计时就加以考虑和避免。当由于偶然的“疏忽”出现这类问题时, 也可以根据已知的特征去辨别它, 并用已有的经验加以消除。

文集中瑞典本克和赫尔门的文章主要就是介绍处理这类问题的实际经验的。

(四) 叶片进出口边附近的脱流

在非设计工况下, 转轮叶片的进口或出口边附近将会发生脱流。这种脱流形成的压力脉动一般都是随机性的(即振幅变化无规律, 频谱不固定), 大多只引起不甚规律的流动噪声, 而引起叶片有规律的振动和噪声的例子则很少, 而且多半也是在共振时才被发现。至于在什么条件下这种随机性的脱流压力脉动能变成有规律的压力脉动, 目前还没有成熟的见解。

书中有两篇文章谈及这类振动。其中一篇介绍水泵水轮机出口脱流造成的振动, 并通过转轮改型来减轻振动。另一篇介绍一个原型电站由转轮叶片进口边脱流引起异常噪声的例子, 文中详细介绍了他们怎样通过各种试验判明了噪声的根源, 以及解决的办法。介绍这些鲜见的事例目的在于当实际工作中遇到一时难于辨明的振动或噪声时, 可帮助我们开拓思路。

以上介绍, 仅供读者参考。

参 考 文 献

- [1] J. J. Cassidy, "Experimental study and analysis of draft-tube surging" PB 187285, 1969.
- [2] U. J. Palde, "Influence of draft tube shape on surging characteristics of reaction turbines", U. S. Bureau of Reclamation Report, REC-ERC-72-24 1972.
- [3] Falvey, H.T., Cassidy, J. J., "Frequency and amplitude of pressures generated by swirling flow," 5th Symposium IAHR, Stockholm, 1970 Pt. I E 1.
- [4] 堀口勇吉等, "水轮机尾水管补气试验", 译文见电机译丛1964年第4期, 原文载富士时报, Vol. 38. No. 7. 1963.
- [5] 译文载电机译丛1964年第10期。

一九七八年八月

一、高比速混流式模型水轮机 不稳定空腔流的测定

[西德] R. 格里希 J. 拉贝

符号和定义

a —— 水的总含气量;

D_2 —— 转轮直径;

f —— 频率;

g —— 重力加速度;

H —— 试验水头;

H_a —— 大气压力;

H_s —— 吸出高度;

H_v —— 汽化压力;

n —— 转速;

n_1 —— 比转速 $n_1 = \frac{n\sqrt{P}}{H^{5/4}}$;

n'_1 —— 单位转速 $n'_1 = \frac{nD_2}{\sqrt{H}}$;

P —— 输出功率 PS ($= 0.986$ 英制马力);

P_a —— 空腔内的压力;

$P_{\text{总}}$ —— 总压力;

ΔP —— 压力脉动双振幅;

Q —— 流量;

Q'_1 —— 单位流量 $Q'_1 = \frac{Q}{D_2^2\sqrt{H}}$;

r —— 半径,

R —— 尾水管半径,

α_3 —— 导叶角度,

η —— 水轮机效率,

ρ —— 水的密度,

σ —— 托马汽蚀系数, $\sigma = \frac{(H_a - H_v - H_s)}{H}$;

θ —— 圆周角 (参看图1-3)。

注 脚

0 —— 最优 (设计值)。

(一) 引言

在动力规划和开发已经发生变化的形势下, 很多水电站的运行时间大多数是用来带尖峰负荷。因此这类电站中的水轮机多数运行时间都是偏离最优效率点的, 除非这些水轮机是为峰荷电站设计的。水轮机运行偏离设计工况愈远, 速度和压力的脉动就愈大, 它能引起一系列的实际问题。

在混流式水轮机中, 主要问题发生在部分负荷工况。这些问题, 也就是尾水管中较大的脉动和其它部分的中等脉动, 都是起始于泄水锥的螺旋状空腔涡带引起的。

本文是关于尾水管中空腔流的特征及其对通过水轮机水流的影响的简短报告。

(二) 试验台和测量设备

试验是在图1-1所示的封闭循环试验台上进行的。

通过改变系统中的压力, 可以使测量在汽蚀工况和无汽

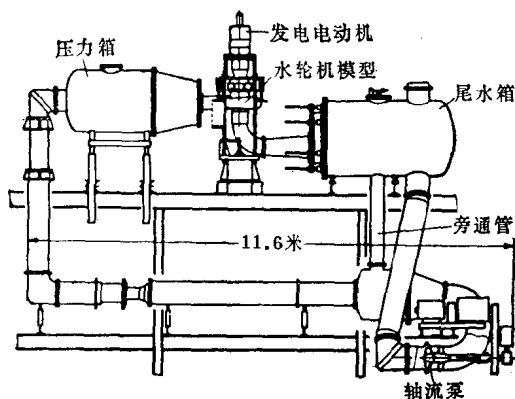


图 1-1 试验台

蚀工况下进行。

为测定不稳定总压力和静压力，使用了美国库利特 (KULITE) 出品的半导体压力传感器制成的压力探头 (参看文献[1]、[2]、[4]、[5])。由于传感器直径很小，仅 2 毫米，可使总压和静压探头做的很小，测量时对水流的干扰也最小。

(三) 汽蚀工况下尾水管内总压力的分布

如图 1-2 所示的混流式水轮机特性曲线，将讨论下述运行工况。我们首先考虑无旋出流线。在这条线上的工况点运行时，转轮的出流是无旋的，也就是在尾水管（至少在泄水锥附近）没有涡带或死水区。除了这条线两侧很小的区域外，所有其它工况点，如果系统压力足够低同时水中的含气量足够高的话，都将包含一个充满空气或空气-水蒸汽的空腔。

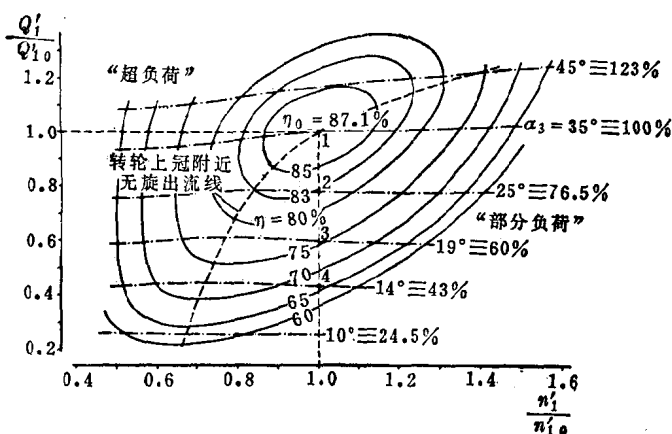


图 1-2 混流式水轮机特性曲线

$n_{10} = 295$ (转/分); $D_2 = 272.1$ (毫米); 1、2、3、4—工况点, 其参数为: $Q'_{10} = 1.275$ (米³/秒); $n'_{10} = 76.8$ (转/分)

在超负荷区 (位于无旋线的左侧) 尾水管水流呈现下列情况:

在导叶开度不变 (流量 $Q \approx$ 常数) 和系统压力不变时, 中心涡带的尺寸随转速的降低而增大, 涡带中的总压力降也增大。无汽蚀工况时测得的最大总压力降为 $0.3\rho gH$ (在图 1-3 测量平面Ⅲ处)。

涡带 (包括空腔在内) 中的总压力分布近似为一抛物线, 在涡核范围外近似为常数。当转速降低到一定的 n'_1/n'_{10} 比值以下时, 有空腔或无空腔的涡带就变得不稳定起来, 并

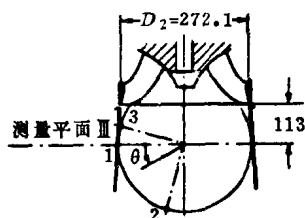


图 1-3 测量平面