

水电站空化探测方法现场评估

(西班牙) Xavier ESCALER 等

[摘要] 对正在发生转轮叶片进水边空化的混流式水轮机进行了一项试验性调查,使我们能够对基于振动的实际空化探测和预测方法的多个方面进行评估。在3台真机上所做的探测试验由运行中测量到的水轮机导轴承振动、导叶振动及尾水管振动三部分构成。本文对关于有效值、自动功率频谱和振幅解调制结果进行了讨论,并用装有仪器的锤进行了动态校验。校验过程中,把其中一个加速仪安装在叶片上,其他加速仪布置在外部位置。试验获得了叶片与远方传感器之间的频率响应函数,并在几台机组之间进行了比较,还对不同的传导路径进行了调查。

[关键词] 空化; 探测方法; 评估

引言

转轮叶片的进水边空化可能带来严重的空蚀,这是困扰水电厂运行人员的严重问题。为了延长检修间隔时间,应该避开在空化最大的工况下运行。为了达到这一目的,有必要拥有一个探测空化的可靠方法。目前,已经有数种探测和预测真机空化的方法,所有这些方法都基于振动。例如:Farhat 等人^[1], Bourdon^[2] 和Kaye^[3] 等作者在最近的作品中致力于把这些方法应用于水轮机真机上并取得了满意的结果。主要工作基本上集中在确定最佳的测量位置、最好的探测技术以及遭受空化区域的传导作用。为了能够对受到攻击材料上的绝对空化强度进行量化,这些数据是必要的。这样,如果考虑了材料的类型以及其耐蚀性能就可以对空化进行预测。在遭受进水边空化的三台真机上进行了探索性的试验,对当前的探测方法和预测方法的可行性进行了评估。

真机测量工作

选择3台立轴混流式水轮机进行试验性调查,其中

两台HT1和HT2属于水电厂A,除转轮外其他条件都一样。机组HT2保留原来的转轮,其转轮用铸铁制成,但最近在HT1刚刚装备了一台不锈钢转轮,并对设计进行了改善。这些水轮机单机最大输出功率为65 MW,总额定流量为 $115 \text{ m}^3/\text{s}$,净水头约为122.5 m。两台机组 $N=250 \text{ r/min}$, $Z_b=15$, $Z_v=24$ 。第三台真机HT3属于另外一个水电厂B,Escaler^[4] 和Vizmanos 等人^[5] 已经在他们的文章中对其进行了介绍。这台机组比前面两台要小一些,其最大功率约为11 MW,此外其水轮机轴承由橡胶制成并且无油膜工作。

在3台转轮中,空蚀主要集中在叶片负压面进水边附近的局部区域。图1中的照片显示的是一台备用转轮经过数年运行后的空化损坏情况。由于进水边空化带来的材料损失很大。

测量仪器由4台微型高频加速仪组成,其共振频率约52 kHz,用水泥和螺钉对测量仪器进行固定。对发出的声音则采用一个共振频率约为200kHz 的传感器进行探测。

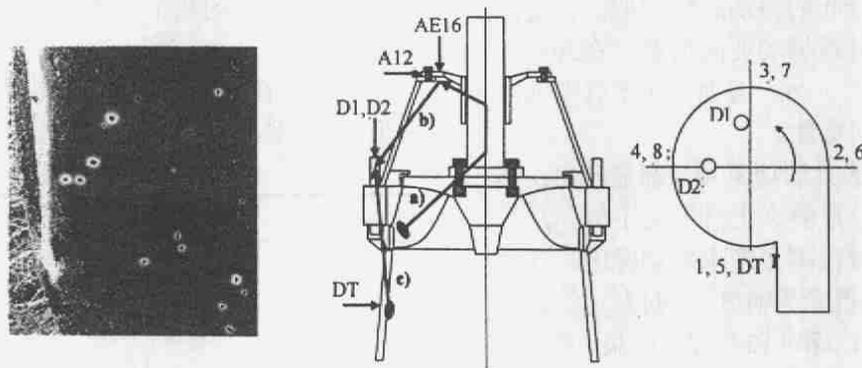


图1 (左) 备用转轮空化情况。图中和(右)水轮机轮廓及测量位置

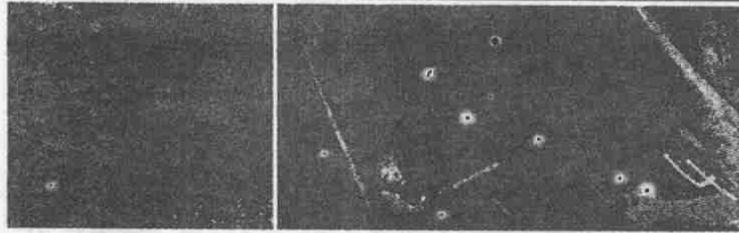


图2 左) 机组HT2在校验试验中观察到的空化情况。右) 安装在空化区域附近的加速仪和冲击锤。

用一台光电转速探头对转动的轴进行无接触探测。此外用一个装有钢制头的冲击锤进行校验试验, 冲击锤的频率范围达10kHz。记录之前, 对所有这些传感器的信号都进行了调制并放大处理。最后用一台12位1MHz A/D数据采集系统对输出信号进行同时取样, 取样频率为100kHz。

HT1和HT2水轮机以及在运行过程中的测量位置图见图1。位置A12与水轮机导轴承上与压力钢管径向成90°的一个加速仪所相对应。位置AE16显示的是一个轴向声音传感器。布置在活动导叶中心臂顶端的加速仪命名为D1和D2。最后, 位置DT显示的是安装在尾水管壁上的加速仪。HT1和HT2上的传感器都安装在相同位置, 这一点很重要。在运行中只对机组HT3的A13位置进行测量。

从尾水管进入孔处进入转轮进行动态校验。加速仪DT安装在一片叶片上, 安装点与空化区域相邻, 布置在D2的加速仪也被移到轴上。图2左边的照片显示了机组HT2转轮叶片上的空化情况。右边的照片显示的是安装在叶片上的加速仪以及冲击锤。

机组HT2在20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60 和65 MW工况运行, 而机组HT1只在25, 35, 45, 55 和65 MW工况运行。对机组HT3只测量100%导叶开度运行工况。

结果

探测技术

首先, 机组HT2的加速仪及声音传感器的均方根平均值示于图3。从1~49kHz及25~49kHz频率上所计算出来的数据以输出功率的函数方式在左边和右边分别绘制出来。水导轴承和导叶的振动趋势相似。但是测量到的导叶振动比水导轴承振动要高得多。在30和60 MW工况探测到最大振动。另一方面, 尾水管中的测量位置显示了不同的振动特性。

除DT外, 任何位置的自动功率频谱都显示出: 当负荷变化时, 整个频率波段要么上升要么下降。尽管如此, 在变化加大时高频范围表现出宽频段区。在传感器A12 和AE16上表现得尤为清晰。图4左边绘出了机组HT1和HT2相应位置D2和A12的部分结果。可以观察到机组HT2位置A12在40kHz 附近表现出最大的振幅, 同时机组HT1在30kHz 附近发生同样的情况。此

外, 位置A12在30MW工况的频谱比机组HT2在60MW工况的频谱稍高。为了确定振动源, 在30~40kHz频率区间对信号进行带通滤波处理, 用Hilbert 变换计算线。通过的频率可以很好地示出水动频率峰值结果。

图4右侧示出的机组HT2位置A12的检测结果表明: 当机组在低负荷工况运行时, 30~40kHz 波段范围内的振动主要在 $0.27f_f$ 内进行调制。与此相反, 在高负荷时的主频峰值为 $f_v=24f_f$ 。 $0.27 \cdot f_f$ 的最大振幅发生在30MW, f_v 的最大振幅发生在60 MW。AE16传感器的测量结果完全一样。在30 MW时, 频谱的基准值大大地上升, 就好像强紊流与这一运行工况相联系在一起一样。如果考虑到导叶传感器, 那么 $f_b (=15 \cdot f_f)$ 处的频率峰值、一些谐波以及 f_f 也很重要。

校验

校验试验在机组静止和无水的情况下进行。对与A12相邻的叶片进行打击, 记录所引起的在相同叶片上、正好处于A12前面的轴里面、A12本身以及在D1里面的振动。从图5可以说明叶片起初的激励是朝着轴的上部进行传导, 然后再传到导轴承, 最后到达导叶。在传导过程中, 振动以很低的幅度随时间延时进行衰减而到达导叶。叶片上的振动达到约 300 m/s^2 , 轴上达到 10 m/s^2 , 轴承上达到 5 m/s^2 , 最后到达导叶时, 振动不超过 1 m/s^2 。而且, 以表1中所列出的叶片上的第一个振动为基准对测量到的响应之间的延时平均值进行计算。以机组HT1为例, 轴中的加速仪在叶片 $0.87 \cdot 10^{-3} \text{ s}$ 后, 而导轴承中的加速仪在 $1 \cdot 10^{-3} \text{ s}$ 后, 活动导叶中的加速仪在 $3.7 \cdot 10^{-3} \text{ s}$ 后开始探测到一些振动。

图6中显示的是叶片上的加速仪和水轮机导轴承上的加速仪之间的相干函数及频率响应函数经过平均处理的情况。

表1示出在HT1和HT2真机叶片上测量到的冲击响应到达其他测量位置的延时情况。

表 1

时间 (s)	HT1	HT2
轴	$0.873 \cdot 10^{-3}$	$0.825 \cdot 10^{-3}$
轴承A12	$1.003 \cdot 10^{-3}$	$0.875 \cdot 10^{-3}$
导叶D1	$3.668 \cdot 10^{-3}$	$1.425 \cdot 10^{-3}$

叶片和轴承之间的倒数频率响应函数在图7中显

示。冲击叶片传感器附近并考虑把其信号作为激励信号而把轴承信号作为响应，获得叶片和轴承的函数。冲击轴承传感器附近并考虑把其信号作为激励信号而把叶片信号作为响应，从而获得倒数函数。

如图1所示，转轮与轴之间有一个机械性连接，因

此来自叶片的激励先到达轴，然后传到轴承座。这样从叶片到轴承座的全部传导函数就是由叶片到轴、然后再从轴到轴承所引起的。图8中对机组HT2和HT3的检测结果比较时发现，从叶片到轴承的响应函数有很大的不同，但从叶片到轴的函数结果相似。

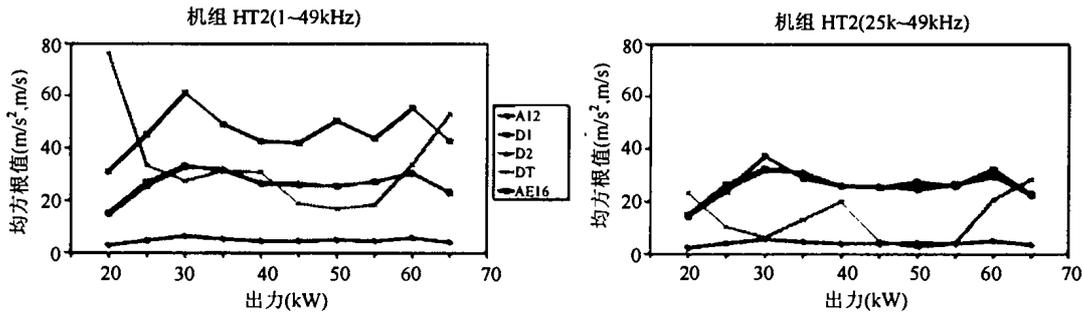


图3 在机组HT2各运行工况测量到的加速仪和声音传感器(1~49及25~49kHz)频率波段的均方根值

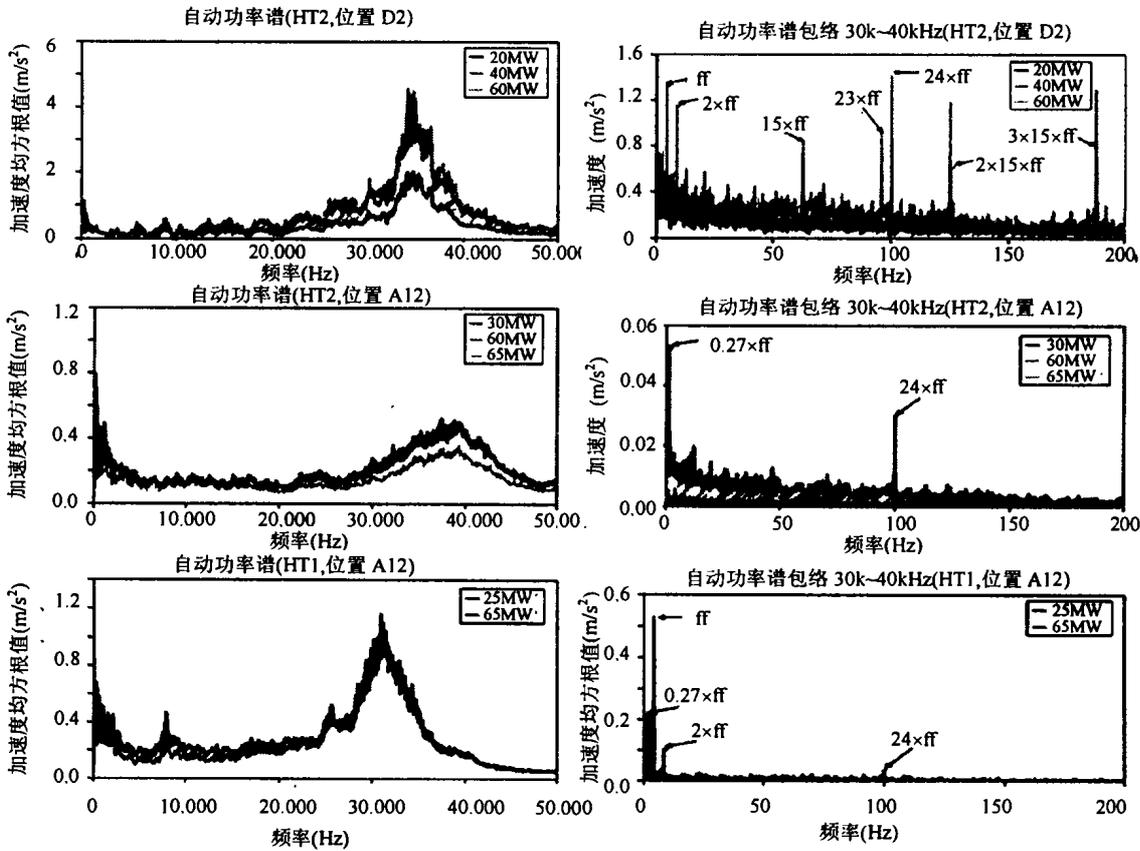


图4 机组振动自动功率频谱(左)和频率波段的振动自动功率频谱(右)

讨论

通过水轮机导轴承和活动导叶的总体振动水平可以找出转轮内部发生最大高频活动的运行工况。这种简单的分析暗示某种类型的空化有可能存在的初步迹象。与此相反，来自尾水管的趋势则不一样。

对振动信号进行比较表明：除尾水管外，能量在

整个频率波段内随机组负荷而变化。高频区域对运行工况特别敏感，频谱的最大振幅取决于测量点的位置并且其形状不相同，正如文献6中Bajic 和Keller所指出的情况一样。所以不可能事先选择更好的波段来探测给定传感器位置的空化。除此之外，同样的传感器在不同的机组测量到的振动信号也不同。

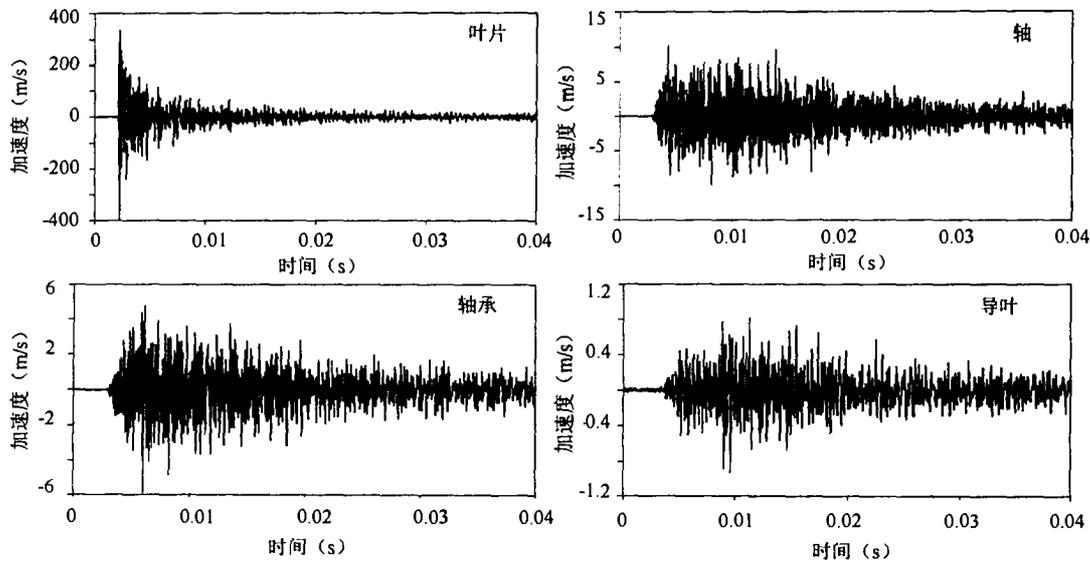


图5 机组HT2叶片上锤击引起的叶片、轴、轴承和导叶振动

振幅解调制技术被证明在确定激励的本质上是很有用的。以HT2机组在30 MW的工况为例, $0.27f_f$ 处的频率波峰暗示尾水管中存在一个部分负载的中心涡带。另外一方面, 在30 MW的工况下, f_v 处的波峰显示叶片上发生进水边空化。水轮机导轴承中的这些频率由加速仪和声音传感器很好地探测出来。通过将这两种传感器探测到的 f_v 波峰到达时的最大振幅作为负荷的函数, 来确定发生最大空化攻击时的确切运行工况。 f_v 的振幅取决于测量的位置和所选择的频率波段。因此, 这一参数本身并不能代表叶片上的绝对空化强度。但是, 在对发生相同类型的空化的两台机组进行比较时, f_v 是调制HT2机组空化的水动力过程, 同时在HT3机组中为 f_b 。Bourdon^[2]指出蜗壳的设计是解释这一差异的原因。

传导性研究表明叶片壁上发生的一个激励先传到轴上, 然后穿过导轴承, 最终到达导叶, 传导路线如图1中 a) 和 b) 所示。能量在其传导过程中逐渐消散, 距离测量点越远, 振幅越低。因为在运行过程中, 导叶上的振动比水轮机导轴承上的振动要大得多, 这就表明导叶有可能探测到非空化性气泡以及通过不同传

导路径的其他振源。一种可能性是通过图1中显示的路径 c) 的尾水管噪声。第二, 主要的水流直接接触了活动导叶, 并且非常靠近叶片出水边。如数位作者已经指出的一样, 进来的水可以充当非空化性气泡溃灭所产生的空化噪声的传导媒介, 这个溃灭并未发生在固体表面上或其附近而是发生在主要流体中。事实上导叶传感器探测到了更高的振动水平及额外的调制性频率。

远距离传感器和固定在叶片上的传感器之间的相干性高于0.8 ~15 kHz, 并在更高的频率上下降。锤的重量和锤尖的硬度是提高传导性的限制性因数。

根据以前的结果, 因为倒数函数具有相似的振幅, 本研究中的真机叶片和轴承之间的倒数的原理(参见Bourdon的论文)^[2]已经得到证实。

从通过使用频率响应函数来建立空化强度量化方法的观点来看, 假定获得具有相似特征的真机相似函数是非常有用的。遗憾的是, 试验中发现从叶片到轴承的传导性在机组HT2和HT3之间并不相同。但两台机组叶片到轴的传导性是相似的。因此, 这些差异主要是由于轴与轴承相接触所产生的。

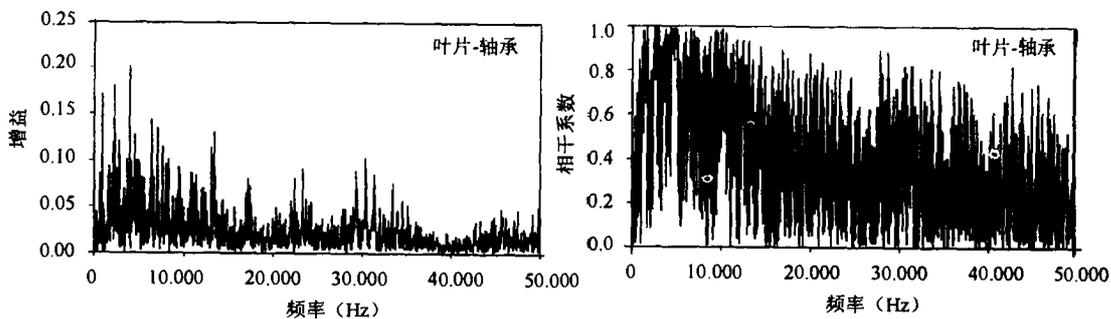


图6 HT2机组被激励叶片上的加速仪与导轴承响应之间的频率响应函数和相干性。

结论

对于转轮叶片进水边空化的探测和空量化来说，导轴承座都是最佳测量点。高频加速仪和声音传感器都是很好的探测传感器并提供了相似的结果。

识别空化脉动水动力频率的最佳方法是采用振幅解调技术，将振幅解调技术应用于高频、宽频振动信号的滤波处理。已经通过追踪机组整个负荷范围内的 f_v 或 f_b 振幅，容易地查明了发生最大空化强度的运行工况。如果不考虑传导特性， f_v 或 f_b 波峰的振幅似乎不足以对叶片上的空化力量进行量化，因为这是由所使用的传感器、测量位置、所选择的频率波段及特殊的

真机所决定的。

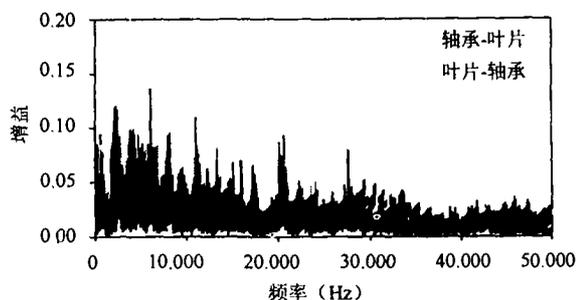


图7 HT2机组叶片和轴承之间倒数频率响应函数

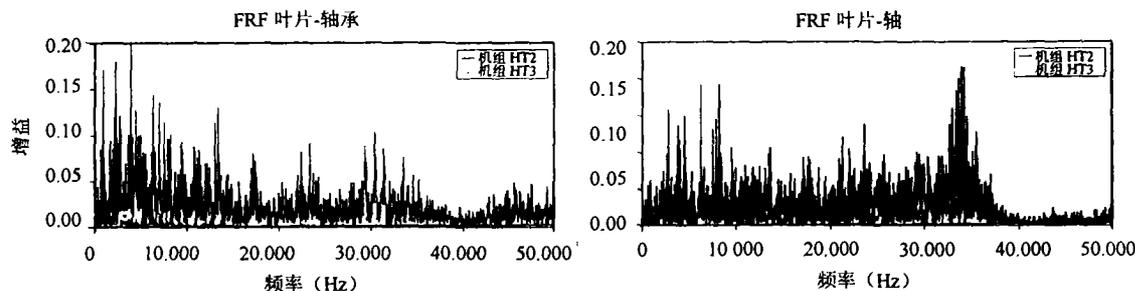


图8 HT2 和 HT3机组之间叶片-轴承和叶片-轴的频率响应函数的比较。

叶片上的冲击力通过轴和轴承传导，到达导叶传感器时振幅很低，因此这证实了在运行过程中这一传感器应该能检测到由于进水边空化而引起的很小的噪声。另一方面，这一传感器很好地探测到了主流体中同时发生的气泡溃灭的声音，该声音比其他噪声源要强。所以导叶是一个良好的探测位置，但不是一个好的进行量化的位置。

使用一个中型试验锤试验性地获得了频率响应函数，并有良好的相干性。在所考虑的真机中，倒数的原理似乎能够用在叶片和轴承之间。

不同的机组在静止和无水的状态时，从叶片到轴承的频率响应函数是不同的。但是叶片与轴和相邻的轴承之间的函数似乎具有相似的增益值。这似乎说明，当形成油膜时，这一类型的试验可能不足以正确地确定轴与轴承之间的传导特性。

参考文献

- [1] Farhat M, Bourdon P, Lavigne P, Simoneau R. 1997, The Hydrodynamic Aggressiveness of Cavitating Flows in Hydro Turbines. Proceedings of the ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting, FEDSM'97, June 22-26, 6 pages.
- [2] Bourdon P. 2000, La Détection Vibratoire de l'Érosion de Cavitation des Turbines Francis. PhD Thesis, EPFL.
- [3] Kaye M. 1999, Cavitation Monitoring of Hydraulic Machines by Vibration Analysis. PhD Thesis, EPFL.
- [4] Escaler X, Egusquiza E, Mebarki T, Avellan, F, Farhat, M. 2002, Cavitation Detection and Erosion Prediction in Hydro Turbines", Proceedings of the 9th of International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Honolulu, Hawaii, February 10-14, 6 pages.
- [5] Vizmanos C, Egusquiza E, Jou E. 1996, Cavitation Detection in a Francis Turbine. Conference Monitoring for Hydro Powerplants II, July 8-11, Lausanne, Switzerland.

王平 译自《21th IAHR SYMPOSIUM, 2001》

张亚梅 校

术语	符号	定义
叶片通过频率	f_b	$f_b = Z_b * f_r$ (Hz)
基频	f_r	$f_r = N/60$ (Hz)
导叶通过频率	f_v	$f_v = Z_v * f_r$ (Hz)
转速	N	r/min
转轮叶片数	Z_b	[-]
导叶数	Z_v	[-]