DOI: 10.3901/JME.2013.04.140

高水头水泵水轮机转轮的抗振防裂纹设计*

庞立军^{1,2} 吕桂萍² 刘晶石¹ 贾伟¹

(1. 哈尔滨大电机研究所水力发电设备国家重点实验室 哈尔滨 150040;

2. 哈动国家水力发电设备工程技术研究中心有限公司 哈尔滨 150040)

摘要: 流体激发转轮振动是目前高水头水泵水轮机稳定运行的关键问题之一。转轮的振动问题主要是由于活动导叶和转轮叶片之间形成的无叶区内不稳定流体相互作用所引发的水力激振在转轮上的力学响应。通过对叶栅干扰的产生机理分析,揭示了这种水力激振力的频率和振型决定于不同活动导叶数和转轮叶片数形成的叶栅组合方式,当转轮在水下的固有频率以及与之相对应的同相振型或反相振型同水力激振力发生耦合时,将会诱发转轮共振,并造成疲劳破坏。结果表明,选择最佳的叶栅组合可以最大限度地降低转轮发生共振的可能性,采用有限元法开展转轮结构的水下振动特性分析和控制局部高应力水平,以及保证良好的制造质量,可以有效提高转轮的抗振防裂纹能力。

关键词: 水泵水轮机 转轮 水力激振 叶栅干扰 共振

中图分类号: TK730

Anti-vibration and Crack Control Design of High-head Pump-turbine Runner

PANG Lijun^{1,2} LÜ Guiping² LIU Jingshi¹ JIA Wei¹

(1. State Key Laboratory of Hydropower Equipment,

Harbin Institute of Large Electrical Machinery, Harbin 150040;

2. Hadong National Hydropower Equipment Engineering and

Technology Research Center Co., Ltd., Harbin 150040)

Abstract: Runner vibration excited by fluid is one of the key issues in the stable operation of high-head pump-turbine. Runner vibration is the mechanical response of hydraulic excitation induced by interaction of unstable fluid in vaneless gap between wicket gates and runner blades. It is concluded that the frequency of hydraulic exciting force and vibration mode depend on the relationship of numbers of wicket gates and runner blades. When the natural frequency of runner in water and the corresponding cophase and antiphase vibration mode are coupled with hydraulic exciting force, the runner resonance will be occurred which could cause fatigue failure. Results show that choosing the optimal relationship of numbers of wicket gates and runner blades could awfully reduce the possibility of runner resonance. By using finite element method, vibration characteristics of runner in water are analyzed and the local high stress level is managed. Then, the high manufacturing quality is ensured and anti-vibration and crack control ability of runner is improved.

Key words: Pump-turbine Runner Hydraulic excitation Cascade interference Resonance

0 前言

高水头水泵水轮机的发展,关键问题之一是有
关转轮的振动问题,尤其是水头超过 500 m 后此问

题更是引起了业内人士的特别关注^[1]。水泵水轮机
在稳定运行工况下,由转轮叶片和活动导叶之间的
叶栅干扰引起的水力激振与转轮的振动特性发生
耦合时,将会诱发转轮的共振现象,由此引起的动
态应力将会使转轮的疲劳强度显著降低,很可能造
成疲劳破坏^[2]。瑞士 GONZALEZ 等采用计算流体
动力学(Computational fluid dynamics, CFD)手段对

* 国家重点基础研究发展计划(973 计划, 2010CB736208)和国家科技支撑
计划(2012BAF12B16-1)资助项目。20120912 收到初稿, 20130110 收到
修改稿

离心泵进行的三维非定常模拟显示,预测非设计工况下叶片过流频率与叶栅干扰有关的流场出现了干涉不一致现象,根据无叶区的流场分布, NICOLET 等^[3]建立了基于静止和转动部件之间阀网格驱动的激励源简化水声模型,得到了共振条件对压力脉动的影响。采用数值模拟研究方法所获得的成果对于水泵水轮机的动静干涉及转轮抗振防裂纹设计具有重要意义。

随着水泵水轮机水头的升高,转轮比转速也随之降低,转轮设计趋于扁平状,使转轮本身的振动频率有所降低,而叶栅干扰的水力激振频率则随着转速的升高而上升,这两种因素提高了转轮产生共振的概率。因此,本文从水泵水轮机转轮抗振防裂纹设计角度出发,对叶栅干扰的产生机理和转轮的振动特性进行了系统研究,提出了避免转轮产生共振的有效措施。

1 叶栅干扰产生的水力激振

1.1 水力激振的形成

转轮叶片和活动导叶在相对运动过程中,由于尾迹效应在活动导叶出口处产生不均匀的流场,同时转轮叶片在压力负荷作用下产生的周期性流动,将会产生有规律的、周期性的叶栅干扰。这种叶栅干扰可以通过以下傅里叶级数来表述

$$p_s(\theta_s, t) = \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos(nZ_g \theta_s + \phi_n) \quad (1)$$

$$p_r(\theta_r, t) = \sum_{m=1}^{\infty} A_m \cos(mZ_r \theta_r + \phi_m) \quad (2)$$

式中 p_s ——作用于活动导叶上的水力激振

p_r ——作用于转轮上的水力激振

m, n ——谐波次数,取任意整数

A ——各阶谐波的幅值

ϕ ——各阶谐波的相位

θ_r, θ_s ——转动和静止系统的角坐标

$$\theta_r = \theta_s - \omega t$$

Z_g, Z_r ——活动导叶数和转轮叶片数

叶栅间的相互干扰通过一个强烈的调相过程形成统一的水力激振,如图1所示。

图1 叶栅干扰的调相过程

因此,在叶栅形成的无叶区内的水力激振 p_{mn} 可以看做是式(1)和式(2)两种流动乘积的结果。叠加

后的每一个 p_{mn} 分量可以表示为

$$p_{mn}(\theta, t) = A_{mn} \cos(nZ_g \theta_s + \phi_n) \cos(mZ_r \theta_r + \phi_m) \quad (3)$$

式中, A_{mn} 为各谐波叠加后的幅值。

通过三角函数变换,式(3)可以表示为

$$p_{mn}(\theta_s, t) = \frac{A_{mn}}{2} \cos(nZ_g \theta_s - mZ_r \theta_r + \phi_n - \phi_m) + \frac{A_{mn}}{2} \cos(nZ_g \theta_s + mZ_r \theta_r + \phi_n + \phi_m) \quad (4)$$

根据 θ_r 和 θ_s 的关系,作用于转轮上的水力激振表示为

$$p_{mn}(\theta_s, t) = \frac{A_{mn}}{2} \cos(mZ_r \omega t - (mZ_r - nZ_g) \theta_s + \phi_n - \phi_m) + \frac{A_{mn}}{2} \cos(mZ_r \omega t - (mZ_r + nZ_g) \theta_s - \phi_n - \phi_m) \quad (5)$$

经调相后叶栅干扰产生的水力激振的方程是一个时间和空间的函数,这种水力激振代表两种径向激振模式,其振型由节径模数 k 确定

$$k = mZ_r - nZ_g \quad (6)$$

节径模数 k 的符号代表水力激振波形的旋转方向,当 k 为正值时表示与转轮转动方向一致, k 为负值时表示与转轮转动方向相反。

由式(6)可知, Z_g 和 Z_r 的组合方式决定了水力激振的振动模式。以 $Z_g = 20$ 和 $Z_r = 7$ 组合为例,叶栅干扰引起的水力激振如图2所示。

图2 转轮叶片与导叶间的叶栅干扰引起的水力激振

图2中小圆圈表示水力激振点的位置。假设转轮按顺时针旋转,1号叶片首先受到活动导叶尾部的水力干扰而引起激振,然后依次是2~7号叶片,转轮每转动 2.6° ,在转轮周围就会产生1个激振点,且激振点的旋转方向与转轮旋转方向相同。因此,可以把由此引起的水力激振模式看做是节径模数 $k=1$ 的振型^[4]。

作用于转轮上的水力激振的谐振频率为活动导叶的过流频率 f_r 及其倍频,即

$$f_r = nZ_g N \quad (7)$$

作用于活动导叶上的激振力的谐振频率为叶片的过流频率 f_s 及其倍频,即

$$f_s = mZ_r N \quad (8)$$

式中, N 为机组转频。

图2表明了转轮叶片与活动导叶之间叶栅干扰的位置关系,作用在每个激振点上的激振力产生的具有 k 个节径模数的转轮振动模式 p_k 可以表示为

$$p_k = A_0 (\cos k\phi) (\sin 2\pi f_r t) \quad (9)$$

式中, A_0 为转轮振动幅值。

转轮旋转角速度与水力激振偏转角之间的位置关系如表 1 所示。

表 1 叶栅干扰的位置关系

参数	位置 1	位置 2	位置 3	位置 4
转轮旋转角速度 $\omega / (\text{rad/s})$	0	2.6	5.2	7.7
导叶的水力激振 激振偏转角 $\theta_s / (^\circ)$	0	54	108	162
转轮的水力激振 偏转角 $\theta_r / (^\circ)$	0	51.4	102.9	154.3

具有不同节径模数 k 的水力激振振型的例子如图3所示。

表 2 Z_g 和 Z_r 不同组合方式下产生的水力激振频率和振型

活动力 导叶数 Z_g	谐波 次数 m	转轮叶片数 $Z_r = 6$				转轮叶片数 $Z_r = 7$				转轮叶片数 $Z_r = 9$			
		谐波 次数 n	活动导叶的 过流频率 f_r	叶片的过 流频率 f_s	节径 模数 k	谐波 次数 n	活动导叶的 过流频率 f_r	叶片的过 流频率 f_s	节径 模数 k	谐波 次数 n	活动导叶的 过流频率 f_r	叶片的过 流频率 f_s	节径 模数 k
20	1	1	20 N	6 N	-14	1	20 N	7 N	-13	1	20 N	9 N	-11
	2	1	20 N	12 N	-8	1	20 N	14 N	-6	1	20 N	18 N	-2
	3	1	20 N	18 N	-2	1	20 N	21 N	+1	1	20 N	27 N	+7
	4	1	20 N	24 N	+4	1	20 N	28 N	+8	2	40 N	36 N	-4
	5	1	20 N	30 N	+10	1	20 N	35 N	+15	2	40 N	45 N	+5
22	1	1	22 N	6 N	-16	1	22 N	7 N	-15	1	22 N	9 N	-13
	2	1	22 N	12 N	-10	1	22 N	14 N	-8	1	22 N	18 N	-4
	3	1	22 N	18 N	-4	1	22 N	21 N	-1	1	22 N	27 N	+5
	4	1	22 N	24 N	+2	1	22 N	28 N	+6	1	22 N	36 N	+14
	5	1	22 N	30 N	+8	1	22 N	35 N	+13	2	44 N	45 N	+1

在表2所列组合中, m 和 n 的取值是一定的,作用于转轮和活动导叶上的激振频率可以由式(7)、(8)获得。节径模数 k 由式(5)计算得出,由此可以获得下列有意义的水力激振形式。

组合20/6: $k = -2; +4$ 。

组合20/7: $k = +1$ 。

组合20/9: $k = -2; -4$ 。

组合22/6: $k = +2; -4$ 。

组合22/7: $k = -1$ 。

组合22/9: $k = +1; -4$ 。

根据上述组合所产生的水力激振的频率和振型,在进行转轮设计过程中,转轮在水中的固有频率及其振型要尽可能避开所选叶栅组合产生的激振模式,否则将会诱发转轮共振,导致机组振动或

图 3 k 个节径模数的振型

1.2 叶栅组合方式

转轮以谐振频率 f_r 做受迫振动,由于谐波对应的振幅是比较低的,同样,节径模数 k 值较小的转轮固有频率更容易产生激振,所以在研究过程中只考虑与导叶数相关的一次、二次谐波和较小的节径模数 k ,对于判断转轮的受迫振动或激发共振是有实际意义的;同时,由于两种谐振波形的叠加很可能激发转轮的反相振动。

为了判断转轮产生共振的可能性,根据式(6)~(8),表2比较了不同活动导叶数 Z_g 和转轮叶片数 Z_r 组合所能激发的水力激振力的频率和振型。

转轮的疲劳破坏。

2 转轮振动

2.1 转轮振动特性

水泵水轮机转轮是在水下工作的,对于转轮本身的振动特性而言,考虑水体对转轮的影响比较符合工程实际。目前,国内外比较普遍的方法是采用 FEM 求解转轮在空气中的固有频率,通过乘以下降系数来估算转轮在水下的固有频率^[5]。由于转轮叶片形状复杂,下降系数与模态振型、叶片翼型以及转轮空间等因素是密切相关的,因此,此方法与真实情况往往会存在较大误差。随着有限元技术的发展,在流体动力学领域,应用流固耦合方法开展流

体与弹性体的耦合振动分析是一种必然趋势^[6]。

以 9 叶片转轮为例,采用流固耦合方法对转轮的水下固有频率进行了振动特性分析。其中,假设水介质为不可压缩的非粘性流体,并考虑了水压力载荷和惯性力的影响^[7]。转轮在水下的计算模型如图 4 所示。

图 4 转轮水下固有频率计算模型

通过 ANSYS 软件进行有限元分析,计算结果显示,转轮在水下的振动模式可以分为两种类型,一种是转轮上冠和下环的位移偏转振型几乎相同,称之为同相振型,如图 5 所示;另一种是反相振动,由于水泵水轮机转轮结构设计的特殊性,叶片对整体结构约束很大,需要承受弹性延伸和压缩,而每个叶片的上冠和下环相对位移较小,导致在两叶片间的上冠和下环必须采取反相振型,如图 6 所示。转轮各阶固有频率及振型计算结果如表 3 所示。

图 5 转轮水下振动的同相振型

图 6 转轮水下振动的反相振型

表 3 转轮水下固有频率及振型

节径模数 k	空气中 f_0/Hz	水下 f_2/Hz	下降系数	振型
0	144.9	98.6	0.68	轴向振动
	504.9	479.1	0.95	反相振动
1	95.5	85.5	0.89	摆动
	293.3	265.3	0.90	摆动
2	166.8	151.2	0.90	四瓣振动
3	284.3	264.2	0.93	六瓣振动

计算分析表明,节径模数 $k \geq 4$ 的高阶振型,从转轮的结构和刚性来看,由于灵敏度较低,所以表现的并不明显;转轮在水下的振型与空气中基本一致,但不同节径模数 k 所对应的固有频率在水下的下降系数是不同的;转轮存在上冠、下环的反相振动模式。

2.2 转轮的同相振动与反相振动

根据上述分析,假设 Z_g 、 Z_r 组合为 22/9,当 $m=5$ 、 $n=2$ 时,节径模数 $k=1$ 的转轮振型容易同叶栅干扰产生的水力激振($k=1$)发生耦合而产生同相共振,因此在设计时要求转轮振型为 $k=1$ 的水下固有频率($f=85.5\text{ Hz}$)要避开水力激振频率($f_r=2 \times 22 \times N\text{ Hz}$)。

对于该组合引起转轮反相振动的水力激振而言,当 $n=1$ 、 $m=2, 3$ 时,对应的主要振型有 2 个,一个是节径模数 $k_1=-4$ 、以 $22N\text{ Hz}$ 的激振频率反向转动,一个是节径模数 $k_2=+5$ 、以 $22N\text{ Hz}$ 的激振频率正向转动,两种水力激振的振动形式可表示为

$$p_1 = A \sin(2\pi f_r t + k_1 \phi) \quad (10)$$

$$p_2 = A \sin(2\pi f_r t - k_2 \phi) \quad (11)$$

式中, p_1 为反向水力激振模式, p_2 为正向水力激振模式。

由式(10)、(11)相互叠加可以得到一个复合后的水力激振模式,其方程为

$$p_1 + p_2 = 2A_0 \cos\left(\frac{k_1 + k_2}{2}\phi\right) \sin\left(2\pi f_r t - \frac{k_1 - k_2}{2}\phi\right) \quad (12)$$

如果选用两个最小的 k 值组合,两种水力激振的振型叠加后,根据式(9)可以得到

$$k_1 + k_2 = Z_r \quad (13)$$

因此,当相位 $\phi=0 \sim 2\pi$ 时,式(12)中振幅项的余弦函数为零,说明振型叠加后所形成的振动形式与转轮在水下的反相振动振型相一致,容易激发转轮的反相共振。对于 22/9 的 Z_g 、 Z_r 组合,当 $n=1$ 时,其最小的 k_1 、 k_2 的算术和为 9,与叶片数 Z_r 相

同,因此,转轮反相振动的固有频率($f = 479.1 \text{ Hz}$)要求避开活动导叶的过流频率($f_r = 22 \text{ N Hz}$)。

通常情况下,当转轮叶片与活动导叶之间的水力干扰产生的水力激振力引起转轮振动时,首先采用这种复合后的水力激振模式^[8]。因此,转轮在水下的反相振动频率要求避开 $n=1$ 时的活动导叶过流频率,否则将引发转轮的反相共振。

3 转轮抗振防裂纹设计

发生水力激振时,转轮振动引起的动态应力对于转轮的抗疲劳强度而言是极其有害的。水泵水轮机转轮的动态应力集中区和振动区如图 7 所示。

图 7 转轮动态应力集中区和振动区

3.1 激振方式的选择

从水力激振形式方面考虑,可以通过活动导叶数和转轮叶片数的匹配来选择最佳的激振方式。

由于 Z_g 和 Z_r 不同组合的振型差异将会引起施加在转轮两个相邻叶片上的激振力之间存在相位超前或滞后,结果导致响应振幅会有所差异。假设作用在两个相邻叶片上的激振力具有 180° 的相位滞后,则两相邻叶片之间的上冠和下环将由于振动位移相差较大而出现偏斜,即作用在相邻叶片上的激振力差异越大,转轮偏转也越大。

假设水力激振力按正弦规律变化, Z_g 个活动导叶作用在第 i 个转轮叶片上的力 F_i 可以表示为

$$F_i = F_0 \sin(Z_g \theta) \quad (14)$$

$$\theta = 2\pi \times n_r t + 2\pi \frac{i-1}{Z_r} \quad (15)$$

式中, θ 为静止坐标系的角坐标, n_r 为机组转速, F_0 为单个导叶的作用力。

由式(14)、(15)可以推出,两相邻叶片间激振力的差异

$$|\Delta F| = |F_{i+1} - F_i| = 2F_0 \left| \sin\left(\frac{Z_g}{Z_r} \pi\right) \right| \times$$

$$\left| \cos\left[Z_g \left(2\pi n_r t + \frac{2i-1}{Z_r} \pi\right)\right] \right| \quad (16)$$

式中,由于振幅项包括 $Z_g \pi / Z_r$, 所以 $|\Delta F|$ 将随着不同的叶栅组合而改变。

由此可知,当 $Z_g = mZ_r$ 时转轮的振动响应为最小。但根据式(6),这种组合将会产生强烈振动或噪声,这主要是由 $k=0$ 的水力激振振型引起的。因此,为了使转轮的振动响应减少到最低程度,建议采用由 $Z_g = mZ_r + 1$ 给定的组合或最接近这种组合的值,而相对应的最不利的组合则是 $Z_g = Z_r(2m+1)/2$ 或最接近该组合的值。

以响水涧电站水泵水轮机为例,在设计过程中选择 Z_g 、 Z_r 组合为 20/9,其相邻叶片间水力激振力振幅项的正弦值为 $|\sin(\pi Z_g / Z_r)| = 0.64$,与其他叶栅组合相比,转轮的振动响应得到了很大程度的降低,同时,转轮节径模数 $k=2$ 的固有频率 55.1 Hz 合理避开了来自活动导叶的水力激振频率 83.3 Hz。运行情况表明,这种叶栅组合方式下的机组振动、摆度及压力脉动均在标准规定范围之内。

3.2 静强度校核

从强度角度考虑,降低转轮的静态高应力,可以有效降低动态应力幅值。

通常情况下,进行水泵水轮机转轮的强度分析时,主要考虑水轮机工况、水泵工况和飞逸工况^[9]。应用 ANSYS 软件对上述 9 叶片转轮进行有限元分析,计算结果如表 4 所示,转轮叶片的应力分布如图 8 所示。

表 4 转轮强度有限元计算结果

计算工况	最大应力 $\sigma_{\max}/\text{MPa}$	最大应力出现位置
水轮机工况	93.8	叶片与上冠相交的进水口处
水泵工况	84.9	叶片与上冠相交的进水口处
飞逸工况	214.7	叶片与上冠相交的进水口处

图 8 转轮叶片的应力分布图

尽管有限元分析技术已经发展的非常成熟,但

是由于受到实体建模和网格划分的限制, 转轮叶片的高应力与真实情况仍存在着一定的误差。为此, 采用子模型算法对高应力区域进行分析, 更能够反映该区域的真实应力水平。ANSYS 提供的子模型技术是在原有模型分析结果的基础上, 通过截取局部高应力区域模型, 在充分考虑和调整叶片与上冠、下环过渡圆角的情况下, 将有限元网格进行精细划分, 从而获得局部区域模型上更为精确的计算结果, 转轮叶片子模型网格划分如图 9 所示, 子模型分析结果如表 5 所示。

由表 5 可知, 由于局部网格的细分和过渡圆角的施加, 子模型计算得出的局部高应力要高于整体

图 9 转轮叶片子模型

计算结果, 且与过渡圆角的大小有关, 随着过渡圆角的增大, 局部区域的应力集中系数有所降低。因此, 采用精细化分析, 并选择适当的过渡圆角, 可以准确计算出转轮叶片与上冠、下环焊接处的局部高应力, 同时降低转轮的动态应力幅值, 从而使转轮由于振动产生裂纹的风险降至最低^[10]。

表 5 转轮叶片子模型计算结果

工况	叶片与上冠区域				叶片与下环区域			
	过渡圆角半径 $R=30\text{ mm}$		过渡圆角半径 $R=40\text{ mm}$		过渡圆角半径 $R=30\text{ mm}$		过渡圆角半径 $R=40\text{ mm}$	
	局部高应力 σ/MPa	应力集中 系数 K	局部高应力 σ/MPa	应力集中 系数 K	局部高应力 σ/MPa	应力集中 系数 K	局部高应力 σ/MPa	应力集中 系数 K
水轮机工况	109.5	1.17	101.6	1.07	80.2	1.53	75.5	1.44
水泵工况	98.3	1.15	92.4	1.08	83.1	1.62	77.3	1.54
飞逸工况	215.7	1.00	203.1	0.95	199.3	1.61	192.4	1.56

3.3 结构影响振动

从振动特性方面考虑, 影响转轮在水下固有频率的主要因素包括转轮自身的质量、结构形式和周围水体的附加质量。叶片的流道形状是由转轮的性能决定的, 通常情况下具有不可改变性, 而转轮的振动主要表现为其外缘振动的波形, 容易受外缘形状的影响。因此, 可以通过增加上冠、下环的厚度来提高转轮的各阶固有频率。同时, 调整转轮与顶盖、底环之间的相对间隙来改变水体的附加质量效应, 也可以达到提高转轮的固有频率的目的^[11]。

图 10 为转轮上冠、下环外缘厚度变化的对比图, 其在空气和水中的固有频率及振型如表 6 所示。

图 10 转轮外缘加厚形状

表 6 转轮固有频率对比

节径模数 k	原结构		外缘加厚结构	
	空气中 f_1/Hz	水下 f_2/Hz	空气中 f_1/Hz	水下 f_2/Hz
0	144.9	98.6	165.5	112.5
	504.9	479.1	521.2	491.3
1	95.5	85.5	118.3	90.6
	293.3	265.3	320.0	278.2
2	166.8	151.2	181.6	160.1
3	284.3	264.2	303.1	275.8

对比表 6 的计算结果可知, 转轮在空气中的固有频率取决于本身的刚性及质量, 随着形状的改变, 转轮的刚性提升效果要高于质量增加效果, 使固有频率得到提高。但转轮在水下的固有频率提高得并不明显, 这主要是因为结构变化引起的水的附加质量效果高于转轮本身的质量增加效果所造成的。因此可以通过调整转轮与顶盖、底环的间隙来改变水的附加质量效果。经验表明, 调整转轮与顶盖的轴向间隙, 影响效果可以达到 15% 左右, 调整转轮与底环的顶隙, 影响效果可以达到 5% 左右。

3.4 控制制造过程

从控制制造过程的角度考虑, 保证良好的产品质量可以提高转轮的抗疲劳性能^[12]。

转轮上冠、下环和叶片一般采用低碳马氏体不锈钢材料, 在开展不锈钢材料防裂纹及疲劳特性研

究工作的同时,在制造厂或工地进行组焊时,焊接材料应采用与母材相匹配的不锈钢焊丝,同时需要保证焊接材料在 $580^{\circ} \sim 620^{\circ}$ 进行退火热处理,使焊材的力学性能达到母材的水平,将焊接残余应力降至最低,并对所有焊缝进行100%无损检测。对于大中型转轮叶片要采用精炼铸造、钢板模压和数控加工的制造工艺,保证过流表面光滑,无裂纹或凹凸不平等缺陷,特别是叶片与上冠、下环焊接处的过渡圆弧处,不允许出现铲磨缩颈或伤痕。

4 结 论

(1) 叶栅干扰引起的水力激振力的频率和振型,主要是由不同活动导叶数和转轮叶片数的组合方式决定的。

(2) 转轮在空气中和水下的振型是基本一致的,在水中不同节径模数 k 对应的固有频率下降系数是不同的。

(3) 转轮的标准振型主要包括同相振型和反相振型,为避免转轮产生共振,同相振型需要避开与其具有相同节径模数的水力激振模式,反相振型需要避开不同水力激振波形被叠加后形成的具有与叶片数相同个激振点的水力激振模式。

(4) 为提高转轮抗振防裂纹能力,选择最佳的叶栅组合方式是设计过程中必须考虑的重要因素,应用现代有限元技术进行转轮强度的精确校核,并选择适当的过渡圆角来降低应力集中系数,是降低转轮动态应力幅值、防止裂纹产生的有效方法,同时,通过调整上冠和下环的厚度、转轮与顶盖的轴向间隙以及转轮与底环的顶隙,可以起到错频消振效果,保证良好的产品质量也可以提高转轮的抗疲劳性能。

参 考 文 献

- [1] 钟苏. 关于水轮机抗振与防裂纹设计的建议[J]. 水力发电学报, 2005, 31(2): 54-57.
ZHONG Su. Suggestions on the design of the anti-vibration and crack-proof of turbine[J]. Hydraulic Power Generation, 2005, 31(2): 54-57.
- [2] 黄源芳, 刘光宁, 樊世英. 原型水轮机运行研究[M]. 北京: 中国电力出版社, 2010.
HUANG Yuanfang, LIU Guangning, FAN Shiyang. Research on prototype hydro-turbine operation[M]. Beijing: China Electric Power Press, 2010.
- [3] NICOLET C, RUCHONNET N, AVELLAN F. One-dimensional modeling of rotor stator interaction in

francis pump-turbine [C/CD]// 21st IAHR Symp, Switzerland, 2002.

- [4] HABAN V, KOUTNIK J, POCHYIY F. 1-D Mathematical model of high-frequency pressure oscillations induced by RSI including an influence of fluid second viscosity[C]// 21st IAHR Symposium, Lausanne. 2002: 735-740.
- [5] 庞立军, 吕桂萍, 钟苏, 等. 水轮机固定导叶的涡街模拟与振动分析[J]. 机械工程学报, 2011, 47(22): 159-166.
PANG Lijun, LÜ Guiping, ZHONG Su, et al. Vortex shedding simulation and vibration analysis of stay vanes of hydraulic turbine[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(22): 159-166.
- [6] 王少波, 刘元杰, 梁醒培, 等. 弹性板在粘性流体中的耦合振动分析[J]. 机械工程学报, 2004, 40(7): 63-66.
WANG Shaobo, LIU Yuanjie, LIANG Xingpei, et al. Coupling-vibration analysis of elastic plate submerged in viscous fluid[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004, 40(7): 63-66.
- [7] 肖若富, 韦彩新, 韩凤琴, 等. 液固耦合对水轮机固定导叶振频振型的影响[J]. 华中科技大学学报, 2001, 29(4): 85-87.
XIAO Ruofu, WEI Caixin, HAN Fengqin, et al. Fluid-structure interaction on the nature frequency and the mode of hydraulic turbine stay vane[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology, 2001, 29(4): 85-87.
- [8] NICOLET C, ARPE J, AVELLAN F. Identification and modeling of pressure fluctuations of a francis turbine scale model at part load operation[C]// 22nd IAHR Symposimu on Hydraulic Machinery and Systems. Stockholm, Sweden. 2004: A07-1-17.
- [9] ANTON I, IOAN S. Computation of velocities and pressures on blade of pump-turbine runner[C/CD]// 24th IAHR Symposimu on Hydraulic Machinery and Systems. Stockholm, Sweden. 2004.
- [10] 钟苏, 王德俊, 吕桂萍. 混流式水轮机转轮强度的设计优化[J]. 大电机技术, 2004(5): 36-39.
ZHONG Su, WANG Dejun, LÜ Guiping. Optimization design of runner intensity for the francis turbine[J]. Large Electrical Machinery Technique, 2004(4): 36-39.
- [11] VALERO C, EGUSQUIZA E, LIANG Q, et al. Constraint effects on natural rrequencies in hydraulic turbine runners[C/CD]//24th IAHR Symposimu on Hydraulic

Machinery and Systems. Stockholm, Sweden. 2004.

Journal of Lanzhou University of Technology, 2004,

[12] 齐学义, 贺永成. 混流式转轮叶片裂纹原因分析及处理
技术探讨[J]. 兰州理工大学学报, 2004, 30(2): 59-61.

30(2): 59-61.

QI Xueyi, HE Yongcheng. Discussion on cracking origin
of francis turbine blades and its treatment technique[J].

作者简介: 庞立军(通信作者), 男, 1976 年出生, 高级工程师。主要研究
方向为水轮机结构分析与稳定性设计。

E-mail: panglijun0104@163.com

第 2 届上银优秀机械博士论文奖——铜奖

机械故障诊断的内积变换原理与多小波特征提取方法研究

作者: 袁静

毕业学校: 西安交通大学

指导教师: 何正嘉 瞿艳阳

国民经济行业中的关键机械设备长期运行在重载、疲劳、腐蚀、高温等复杂恶劣的工况下, 设备中的核心零部件和重要机械结构将不可避免地发生不同程度的故障。机械设备一旦出现事故, 将带来巨大的经济损失和人员伤亡。正所谓“千里长堤, 溃于蚁穴”, 若能准确及时识别运行过程中萌生和演变的故障, 对保障机械设备安全运行, 避免经济损失和灾难性事故意义重大。

设备在运行中萌生的故障(即早期故障), 其故障症状不明显, 特征信息微弱且往往被机械设备运行过程的强噪声所淹没。同时, 复合故障的动态信号表征为多个故障特征的相互耦合。早期微弱故障和复合故障给故障特征提取与故障定位带来更大的困难, 已成为国内外本领域研究的难点和热点。基于故障既是状态(设备性能和状况)又是过程(故障萌生和扩展)这一本质属性, 深入研究了机械故障诊断的内积变换原理与故障动态信号的基函数匹配准则、运行状态下微弱故障动态信号的特征增强机制、复合故障耦合特征的一次性分离和提取方法等基础科学问题和工程实用技术, 正确揭示关键设备运行过程中故障的发生、发展和演化规律, 有效提高机械设备服役性能和预防重大事故发生, 具有重要的理论意义与广阔的应用前景。

工程实际中常用的快速傅里叶变换、短时傅里叶变换、小波变换、第二代小波变换、多小波变换等先进的信号处理方法, 为关键设备运行监测与故障诊断奠定了基础。为了深刻认识它们的共性问题, 对机械故障诊断中诸多信号处理方法的物理本质与关键技术等基础科学问题进行深入研究与探讨。揭示了它们的变换原理都是基于 Hilbert 空间的内积变换, 旨在探求信号中包含与“基函数”最相似或最相关的分量, 其关键在于构造和选择与故障特征波形相匹配的基函数, 使所构造的基函数与动态信号物理特征达到最佳匹配, 实现科学、正确的状态监测与故障诊断。为了规范基函数选用, 归纳并总结了机械故障诊断的内积变换原理中基函数匹配评价准则。通过形象化的仿真实验, 对机械故障诊断的内积变换原理进行验证, 充分证明该原理的正确性和可靠性。同时, 根据试验现象得出若干基函数性质对内积变换的影响规律, 补充和完善了机械故障诊断的内积变换原理。

在以上基于内积变换原理的信号处理方法中, 近年来兴起的多小波变换是小波理论的新发展。它兼备单小波所不能同时具备的多种优良性质, 同时拥有多个时频特征有所差异的基函数, 使得多小波变换在早期故障和微弱故障的特征提取, 以及复合故障特征分离等方面具有显著优势。

为了有效提取机械微弱故障特征和分离复合故障, 从噪声抑制角度, 研究了机械故障信号的多小波降噪方法及改进后处理技术。提出了平移不变多小波的相邻系数降噪方法, 有效消除奇异点附近急剧变化振荡的 Gibbs 现象且具有优越的降噪性, 并将其成功应用于电力机车滚动轴承轻微剥落故障诊断中; 针对旋转机械关键设备, 提出了多小波滑动窗局部阈值降噪方法, 有效克服传统全局阈值的过扼杀现象, 更好地保留信号中的重要微弱特征信息, 该方法在大型风电设备电机轴承诊断和精轧机齿轮箱复合故障诊断中取得较好效果; 为有效提取关键机械设备的复合故障响应特征, 改进了多小波后处理, 并实现了试验台轴承内圈故障和转轴不规则弯曲故障的提取和分离。

为了从内积变换的本质增强强噪声下的早期、微弱和复合故障特征提取能力, 分别研究了基于两尺度相似变换、频域提升变换和时域提升框架的自适应基函数构造方法及在监测诊断中的应用。为了实现多小波基函数的按需构造, 设计了两尺度相似变换中的关键转换矩阵, 并采用峭度指标最大原则对基函数进行优选, 并将其应用于滚动轴承和烟机碰摩故障的诊断中; 基于频域提升变换理论, 设计了两小波提升矩阵并构造了具备多阶消失矩的自适应基函数库, 分别针对典型的轴系、齿轮和轴承故障提出了局部故障谱熵最小原则, 用以优选自适应基函数, 并将其应用于连轧机齿轮箱轴承保持架故障分析和电力机车轴承早期轻微损伤分析; 提出了基于时域提升框架的自适应基函数构造方法, 根据 Hermite 样条插值, 设计了相应矢量预测器和更新器, 采用信息熵最小原则对基函数进行规范, 并将其应用于齿轮箱试验台和电力机车走行部齿轮箱跟车信号分析, 以验证其有效性。

以大型轧连轧机组的关键设备为重点研究对象, 深入研究了非平稳振动信号处理新方法和新技术, 形成了有特色的基于 LabView 的连轧机组非平稳振动故障分析系统, 具有变工况、非平稳设备故障诊断能力和工程实用价值。将多种非平稳信号处理分析方法综合应用于生产一线, 从现场实测数据中诊断出轧机机组的除尘风机轴承故障, 为企业消除隐患、避免事故提供重要依据, 满足生产现场安全可靠运行的迫切需要。