

文章编号: 1000-4874(2008)-06-0715-07

基于流固耦合的水轮机振动的数值研究*

刘小兵¹, 刘德民^{1,2}, 曾永忠¹, 王辉艳¹

(1. 西华大学能源与环境学院, 四川成都 610039;

2. 清华大学热能与工程系, 北京 100084)

摘 要: 该文研究应用 ADINA 软件采用任意拉格朗日欧拉(arbitrary Lagrange-Euler, ALE)法对一混流式水轮机转轮进行了流固耦合计算, 得出了转轮在空气中和水中的频率和模态。通过计算表明在水压载荷和黏性载荷的作用下, 水轮机的转轮频率存在一定程度的下降, 模态发生了变化。并应用动态断裂力学预测了该转轮可能发生的裂纹破坏。

关 键 词: 流固耦合; 水轮机; 振动; 数值研究

中图分类号: TH3; TH133.3; TH136

文献标识码: A

Numerical simulation of vibration of hydraulic turbine based on fluid-structure coupling*

LIU Xiao-bing¹, LIU De-min^{1,2},

ZENG Yong-zhong¹, WANG Hui-yan¹

(1. School of Energy and Environment, Xihua University, Chengdu 610039, China;

2. Department of Thermal Engineering, Tsinghua University, Beijing 10084, China)

Abstract: By adopting the Arbitrary Lagrange-Euler (ALE) method and the software ADINA, the fluid-structure coupling (FSC) problem of a Francis turbine is calculated. The vibration frequency and mode of the runner in the air and in the water are obtained. The calculation results show that runner frequency of the turbine is reduced in certain degree under the effect of water pressure and viscous force, and the mode is changed too. By using dynamic fracture mechanics, the possible cracking damage of the runner is predicated.

Key words: fluid-structure coupling; hydraulic turbine; vibration; numerical simulation

* 收稿日期: 2008-06-18(2008-10-06 修改稿)

基金项目: 四川省杰出青年科技基金资助 (05ZQ026-008)

作者简介: 刘小兵(1965—),男, 汉,四川阆中市人,教授,博士.

1 前言

随着水轮机组朝着大尺寸、大容量的方向发展,其自身的固有频率也随之降低,与干扰激振力的频率非常接近。一方面,水轮机在运行过程中,由于卡门涡列、周期性脱流、尾水涡带振动、转轮进口的压力波动等因素产生的周期性干扰激振力,使转轮叶片产生振动,尤其当激振力的频率与转轮的固有频率相同或相近而发生共振。另一方面,转轮的剧烈振动不仅能导致机组结构破坏,减少寿命,而且大大降低机组运行效率和出力,同时还会引起水工建筑物的振动。因此必须进行机组固有频率的计算和实验,并在设计制造阶段进行结构部件特性的评价^[1]。近年来,一些研究人员一直在完善混流式水轮机转轮在水力激励作用下的静动应力的计算方法,文献[2]采用在叶片上人工加水压力负荷的方法计算了水压力对于转轮动力特性的影响,文献[2, 3]中利用顺序耦合的方法计算了混流式水轮机转轮在各工况下的静应力,但其研究中只对转轮内的流场进行了三维计算,没有考虑到尾水管、导叶和蜗壳对于转轮内部流动的影响,使得流场计算得到叶片表面的压力载荷不一定很准确,文献[4]对混流式水轮机全流道进行了 CFD 计算,得到了转轮叶片表面上的水压力载荷分布,再利用顺序流固耦合的方法对转轮进行了耦合计算。本研究则应用 ADINA 软件来实现紧耦合计算方式,得出其频率和模态变化,应力应变状态。

2 数学模型

2.1 基本方程

对于不可压缩的黏性流体,其 N-S 方程为^[5]:

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} - \frac{1}{\rho} \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} = \mathbf{f}_B \quad (2)$$

式中: t 为时间, $\mathbf{u}$ 为流体速度; ρ 为密度; $\boldsymbol{\tau}$ 为应力张量; ν 为黏性系数; ∇ 为哈密顿算子,

$$\nabla = \left\{ \frac{\partial}{\partial x}, \frac{\partial}{\partial y}, \frac{\partial}{\partial z} \right\}$$

$\mathbf{f}_B$ 是外加载荷。

2.2 ALE 坐标下的控制方程

任意拉格朗日—欧拉(arbitrary Lagrange-Euler, ALE)法可以很好地跟踪固体边界和流体边界的运动状况,通过坐标变换将直角坐标系下的连续方程和动量方程变换到 ALE 坐标系下的连续方程和动量方程,能很好的反映耦合界面的网格变化^[6-8]。

ALE 坐标系可以看成是原坐标系加上它的位移的坐标变换,有

$$\mathbf{x} = \boldsymbol{\xi} + \mathbf{d}(\boldsymbol{\xi}, T) \equiv \mathbf{x}(\boldsymbol{\xi}, T) \quad (3)$$

$$f(\mathbf{x}, t) = f(\boldsymbol{\xi} + \mathbf{d}(\boldsymbol{\xi}, T), T) \quad (4)$$

式中:运动坐标系 $(\mathbf{x}, T)$ 被转换成了新的坐标系 $(\boldsymbol{\xi}, T)$, T 表示新坐标系中时间, $\boldsymbol{\xi}$ 表示位置, $\mathbf{d}(\boldsymbol{\xi}, T)$ 表示位移。并有

$$\frac{\partial f}{\partial T} = \frac{\partial f}{\partial t} + \frac{\partial f}{\partial \mathbf{x}} \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial T} \quad (5)$$

若用 $\mathbf{w}$ ($\mathbf{w} = \partial \mathbf{x} / \partial T$) 来表示运动坐标系的速度,则可得 ALE 坐标系下的流体运动的控制方程:

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (6)$$

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + [(\mathbf{u} - \mathbf{w}) \cdot \nabla] \mathbf{u} - \frac{1}{\rho} \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} = \mathbf{f}_B \quad (7)$$

3 水轮机过流部件的几何物理模型

利用 UG 的几何建模功能^[9, 10],建立一电站水轮机 HLA551-LJ-84 转轮叶片的实体模型(如图 1 所示)及其全流道模型(如图 2 所示)。其水轮机的基本参数为:

设计水头: $H = 20$ m; 设计流量: $Q = 3.4$ m³/s; 转速: $n = 428.5$ r/min; 固定导叶数量: $Z_2 = 8$; 活动导叶数量: $Z_1 = 16$; 导叶高度: $b_0 = 255$ mm; 导叶分布圆直径: $D_0 = 986$ mm; 导叶类型: 正曲率导叶; 转轮标称直径: $D_1 = 840$ mm; 转轮叶片数: $Z = 14$ 。

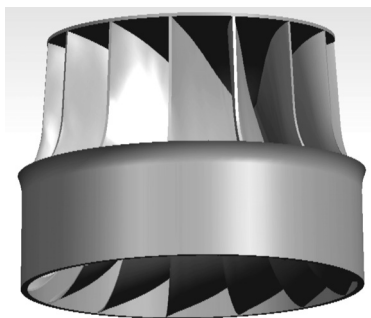


图1 转轮三维图



图2 水轮机全过流部件三维模型

4 数值计算

4.1 求解方法

在很多耦合问题中, 流体的压力影响固体的变形, 同时固体的变形又影响流体的形态, 这种类型的分析为紧耦合。而在某些情况下固体变形非常小, 它对流体的影响可以忽略, 只需要流体的边界压力施加到固体上, 流体和固体模型之间不需要迭代, 这种类型的分析为松耦合。本研究应用 ADINA 软件采用流体-结构紧耦合求解方法。其求解耦合方程采用迭代求解的方法, 迭代求解适于求解大规模的问题, 对计算机资源的需求相对小一些^[11]。迭代法的主要求解步骤如下:

(1) 用单独求解流体方程的方法来求解流体压力 X_f^k

$$F_f[X_f^k, \lambda_d \underline{d}_s^{k-1} + (1 - \lambda_d) \underline{d}_s^{k-2}] = 0 \quad (8)$$

根据预先获得的固体位移变量 $\underline{d}_s^{k-1}$, $\underline{d}_s^{k-2}$ 来求解流体矢量, $\lambda_d (0 < \lambda_d < 1)$ 是位移松弛因子。

(2) 用单独求解固体方程的方法来求解结构位移 X_s^k

$$F_s[X_s^k, \lambda_\tau \underline{\tau}_f^k + (1 - \lambda_\tau) \underline{\tau}_f^{k-1}] = 0 \quad (9)$$

根据预先获得的流体压力变量 $\underline{\tau}_f^k$, $\underline{\tau}_f^{k-1}$ 来求解结构位移, $\lambda_\tau (0 < \lambda_\tau < 1)$ 是应力松弛因子。

(3) 流体节点的位移 d_f^k

$$d_f^k = \lambda_d d_s^k + (1 - \lambda_d) d_s^{k-1} \quad (10)$$

式中的 d_s^k 为结构位移, 在进行迭代求解时, 每求解一步, 都用收敛准则来判定解是否满足收敛条件, 如果解满足了收敛条件则停止求解输出结果。

4.2 界面处理方法

在计算中, 对流体和叶片的耦合面采用如下方式处理: 叶片为结构模型, 指定叶片的六个表面为耦合面, 在流体中相应指定六个面作为耦合面, 耦合界面示意图, 如图 3。

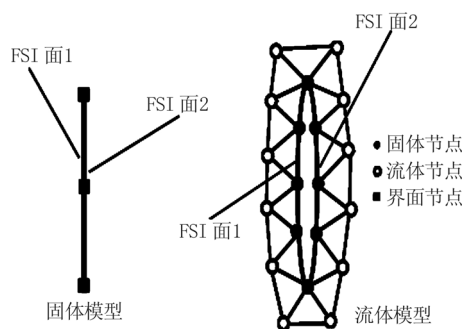


图3 流固耦合面示意图

4.3 网格划分

本研究求解采用 ADINA 中的 3D-Fluid 流体单元, 该单元为三维四面体单元 (4 节点)。对蜗壳、导叶、转轮部分进行结构划分, 对叶片和导叶进行局部加密。

4.4 边界条件

给出和时间相关的蜗壳进口法向牵引力, 加在动量守恒方程的右侧作为集中力载荷。其法向牵引力 $F(t)$ 为

$$F(t) = \int h^v \tau_{nn}(t) dS \quad (11)$$

式中: h^v 为速度在边界的值, $\tau_{nn}(t)$ ($\tau_{nn} = n \cdot \tau_0 \cdot n$)

为时变法向应力。法向应力是由压力和法向剪应力组成的,在开边界上,通常法向剪应力和压力相比是可以忽略的。因此,法向牵引力通常施加在压力已知的开边界上。蜗壳边壁设为固壁,固壁边界条件设为滑移边界条件。

将转轮的上冠和下环进行平动约束,将叶片与上冠和下环连接的部位,泄水锥部位进行固定约束。对流固耦合交接面施加 FSI 边界条件,对于每个叶片分别指定流固耦合顺序号。流固耦合交接面不仅仅是个交接面,实际上是一个动墙边界条件,要求解结构的位移。

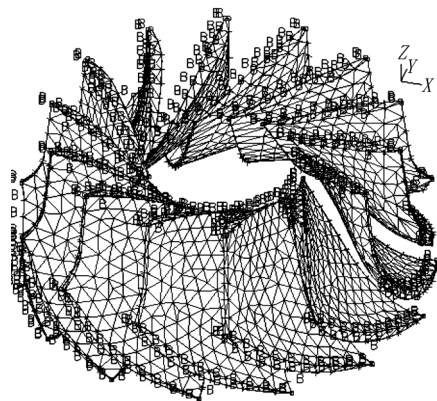


图 4 叶片上施加固定约束

采用 ADINA 中的 3D-Solid 单元对结构进行网格划分,为了模拟上冠和下环的焊接部位,对其施加固定约束,如图 4。分别对每个叶片指定流固耦合边界,与流体模型中一一对应。求解时间步长在流体模型中指定。

选用的结构材料为 ZG0Cr13NiMo,其材料的弹性模量 $E=2.1 \times 10^{11} \text{ Pa}$,泊松比 $\mu=0.3$,密度 $\rho=7850 \text{ kg/m}^3$ 。

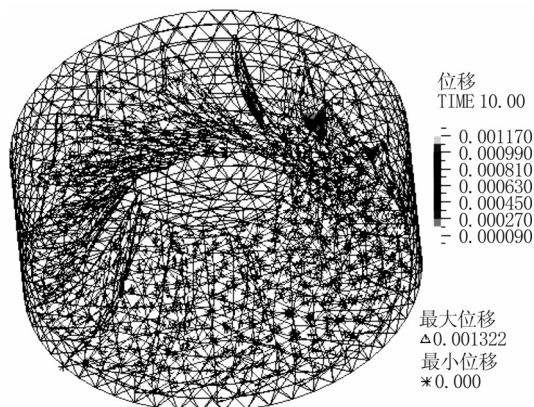


图 5 叶片的应变的数值模拟

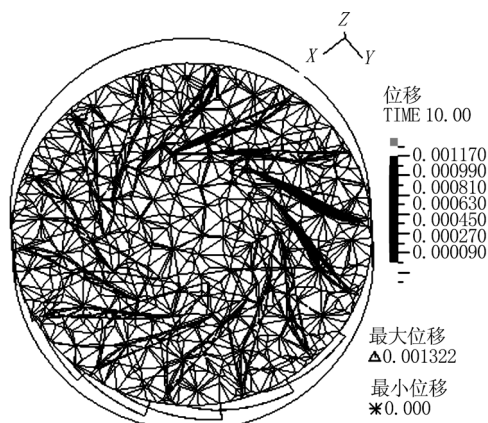


图 6 叶片横断面应变的数值模拟

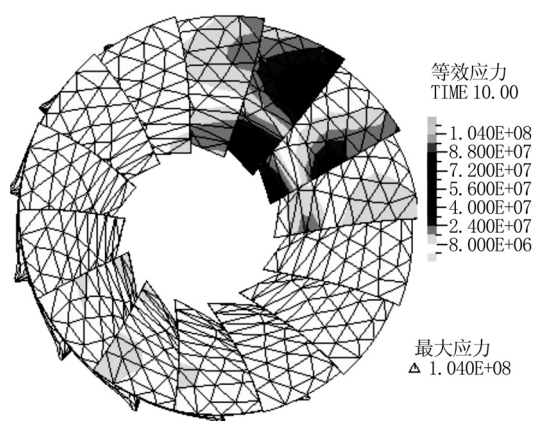


图 7 叶片应力的数值模拟

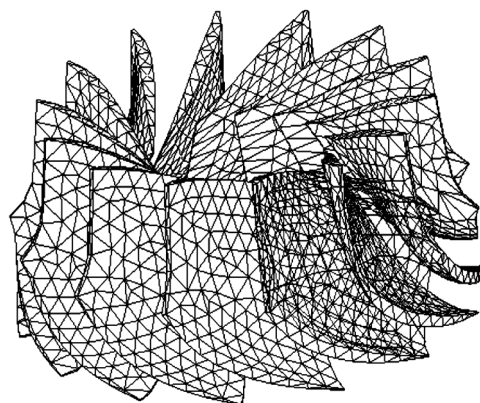


图 8 设计工况下一阶模态的数值模拟

表 1 设计工况下转轮频率及影响系数

阶次	水中运行 状态下 (Hz)	空气中静态 (Hz)	影响系数
1	1756	2195	0.800
2	1758	2197	0.801
3	1759	2204	0.798
4	1759	2204	0.798
5	1761	2210	0.796
6	1762	2221	0.793
7	1763	2269	0.776
8	1764	2280	0.773
9	1765	2287	0.771
10	1765	2288	0.771

表 2 小流量工况下转轮频率及影响系数

阶次	水中运行 状态下 (Hz)	空气中静态 (Hz)	影响系数
1	1441	2195	0.656
2	1442	2197	0.656
3	1443	2204	0.654
4	1444	2204	0.655
5	1445	2210	0.653
6	1446	2221	0.651
7	1447	2269	0.638
8	1448	2280	0.635
9	1449	2287	0.634
10	1449	2288	0.633

$Q=3.40\text{ m}^3/\text{s}$)、小流量工况 ($H=20\text{ m}$, $Q=2.38\text{ m}^3/\text{s}$) 和大流量工况 ($H=20\text{ m}$, $Q=3.74\text{ m}^3/\text{s}$) 的计算。计算得到转轮上的最大位移为 1.322 mm , 发生在叶片出水边靠近上冠部位。最小位移为 0 mm , 如图 5。横截面图 6 可以看出, 应变较大地方发生在叶片出水边。所以出水边就像一简直梁, 受到载荷的作用不断地在作扭曲变形, 受到该种疲劳载荷的长期作用, 出水边就会遭到破坏。第十三个叶片上最大应力为 104 MPa , 发生在叶片出水边靠近上冠处, 如图 7。由结构力学知道, 该处为焊接部位, 为应力集中点, 疲劳破坏集中作用点, 叶片在这个部位遭到的破坏比较严重。另外该区域还为空蚀破坏的主要发生区, 因此应力和空蚀的综合作用使得很多电站转轮在此区域遭到破坏。

通过计算得出了三种工况下转轮在空气中 10 阶频率以及耦和计算下的转轮 10 阶频率, 表 1、2、3 分别为设计工况、大流量工况、小流量工况下的频率变化。同时计算了三种工况下转轮各阶的模式变化, 图 8 给出了设计工况下的一阶模式变化, 虚线及其区域示出了其模式的变化情况。

表 3 大流量工况下转轮频率及影响系数

阶次	水中运行 状态下 (Hz)	空气中 静态 (Hz)	影响系数
1	1590	2195	0.724
2	1592	2197	0.724
3	1593	2204	0.722
4	1593	2204	0.723
5	1595	2210	0.721
6	1596	2221	0.719
7	1597	2269	0.704
8	1598	2280	0.701
9	1599	2287	0.699
10	1599	2288	0.698

5 结果分析及结论

4.5 数值计算结果

本研究进行了三个工况, 设计工况 ($H=20\text{ m}$,

我们将本研究的计算结果与国外和国内计算数据和同类型的试验进行了比较。图 9 和图 10 分

别给出了一些研究中转轮频率影响系数的计算结果和测试结果。

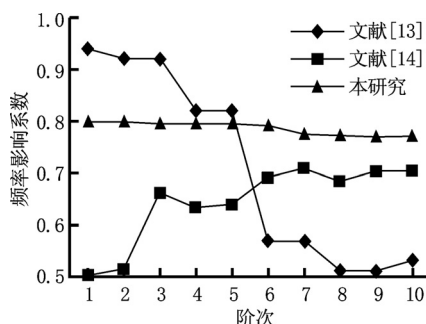


图9 转轮频率计算影响系数比较

由图9可以看出与文献[13,14]相比,本研究的流固耦合计算结果第四、五阶 0.798 和 0.796 与文献[13]中 0.82, 0.821 比较接近,六、七、九、十阶从 0.793 至 0.771 与文献[14]从 0.792 至 0.605,变化规律相似均为先变大后变小,数值要比[14]大一些。还可以发现本研究计算出的频率影响系数在 10 阶振型上比较接近,影响系数在 0.77 至 0.8 之间变化,变化范围比较小。设计工况下大多数机组的运行状况都很好,所以设计工况下运行是避免机组出现振动破坏的最好措施。

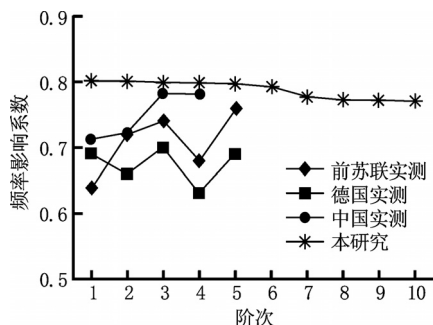


图10 转轮测试频率影响系数比较

由图10可以看出与实测数据相比,本研究的流固耦合计算结果要比实测数据大一些,水压力对叶片自激频率的影响要小些,这是由于实测是将叶片置于静水中测量的,这时周围水体范围宽,水流受干扰运动比叶片置于流道中会大得多,对叶片的作用也就会大些^[15]。本研究计算采用的是紧耦合方式,将水压力和结构的相互作用进行了考虑,得出频域影响系数在 0.77~0.80,并且比较稳定波动不大,更接近实际情况,这充分说明水轮机在设计工况运行时,其影响系数是基本恒定的不会出现较大的变化,除非在恶劣工况到最优工况过渡时,才会出现较大的频率波动,这种波动会使转轮承受较大

的瞬间载荷,导致转轮结构破坏。

另外,水轮机转轮叶片的裂纹问题属于有限尺寸裂纹问题,叶片受到冲击载荷的作用^[16]。从应力结果可以看出叶片受到法向冲击载荷和冲击剪切应力,这两种应力方式决定了该裂纹属于介于 I 型裂纹(受到法向冲击载荷产生的张开型裂纹)和 II 型裂纹(受到冲击剪切应力产生的张开型裂纹)之间的混合裂纹,对于该种裂纹的预防主要从设计方法上减少发生共振的可能性。避免叶片受到极限载荷的疲劳强度破坏。

通过与前人的计算结果和实验数据的比较,也表明了本研究中采用的计算方法的可行性。

参 考 文 献:

- [1] 常近时,寿梅华,于希哲. 水轮机运行[M]. 北京: 水利电力出版社, 1983.
CHANG Jin-shi, SHOU Mei-hua, YU Xi-zhe. Turbine operations [M]. Beijing: China Waterpower Press, 1983.
- [2] 梁权伟.考虑流固耦合作用的水轮机转轮动力特性分析[D].北京, 清华大学研究生论文, 2003.
LIANG Quan-wei. Dynamic characteristic analysis of Francis turbine with considering FSI [D]. Master Thesis, Beijing: Tsinghua University, 2003.
- [3] 罗永要,王正伟,梁权伟. 混流式水轮机转轮动载荷作用下的应力特性[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2005, 45(2): 235~237.
LUO Yong-yao, WANG Zheng-wei, LIANG Quan-wei. Stress characteristic of Francis turbine under dynamic load [J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 2005, 45 (2): 235-237.
- [4] LIU De-min, LIU Xiao-bing. Vibration analysis of turbine based on fluid-structural coupling [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 21(4): 40-43.
- [5] Adina theory and model guide [M]. Adina R&D, Inc.
- [6] LIU Xiao-bing, CAO Shu-you. Numerical prediction of vortex flow in hydraulic turbine draft tube for LES [J]. J. of Hydrodynamics, 2005, 17(4): 448-454.
- [7] 郭鹏程,罗兴琦,等.混流式水轮机内三维定常湍流数值研究[J]. 水动力学研究与进展, A 辑, 2006, 21(2): 181-189.
GUO Peng-cheng, LUO Xing-qi, et al. 3D turbulence numerical research of the Francis Turbine [J]. Journal of Hydrodynamics, Ser. A, 2006, 21(2): 181-189.
- [8] LIU Xiao-bing. Studies of solid-liquid two-phase turbulent flow and wear in hydraulic machinery [J]. J. of Hydrodynamics, 1996, 8(2): 45-50.
- [9] LIU Xiao-bing. Analysis of Basset force of particle motion in turbulent flows by spectral method. of Hydrodynamics, 2001, 13(4): 88-91.
- [10] 刘小兵,等.含沙河流中混流式和轴流式水轮机优化设计及其软件包的开发[J]. 水动力学研究与进展, A 辑,

- 2002, 17(5): 580-585.
- LIU Xiao-bing, et al. Study of optimal hydraulic design and development of the software package of Francis turbine and axial turbine in sandy water [J]. Journal of Hydrodynamics, Ser. A, 2002, 17(5): 580-585.
- [11] 刘德民, 刘小兵. 水轮机尾水管及泄水槽内流动的数值模拟及改进设计[J]. 水力发电, 2007, 11: 65-69.
- LIU De-min, LIU Xiao-bing. Numerical simulation of turbulent flow in hydraulic turbine draft tube and discharge weep and its improving design [J]. Waterpower, 2007, 11: 65-69.
- [12] 高建铭, 王曾璇, 王新民. 三门峡水电站转轮叶片断裂原因分析报告[R]. 清华大学水利系, 1991.
- GAO jian-ming, WANG zeng-xue, WANG Xin-ming. The reason analysis report of San Men George hydraulic power station[R]. Beijing: Tsinghua University hydraulic department, 1991.
- [13] 陈香林. 混流式水轮机叶片流固耦合动力特性研究[D]. 昆明理工大学硕士学位论文, 2004, 12: 73-80.
- CHEN Xiang-lin. Dynamic characteristic studies of Francis hydro turbine blades in fluid-structure interaction [D]. Doctor Thesis, Kunming: Kun Ming Science and Technology University, 2004, 12: 73-80.
- [14] 王少波. 混流式水轮机转轮动力特性分析及综合优化设计[D]. 机械科学研究所博士学位论文, 2003, 5: 65-68.
- WANG Shao-bo. Dynamic characteristic analysis and synthetically optimization of Francis turbine's runner [D]. Doctor Thesis, Zhen Zhou: Mechanical Scientific research institute, 2003, 5: 65-68.
- [15] DASGUPTA S K. 中水头混流式水轮机转轮水流诱发裂纹的认识[M]. 曹春林译自 IAHR Symposium, 1986, 国外大电机, 1989: 224-230.
- DASGUPTA S K. Cognition of medium head Francis turbine evokes cracks[M]. Cao Chun-lin translates the IAHR Symposium 1986, foreign large motor, 1989: 224-230.
- [16] 李成家, 张双平, 等. 水轮机转轮裂纹的检测分析与研究[J]. 西北电力技术, 2001, 6: 21-23.
- LI Cheng-jia, ZHANG shuang-ping, et al. Detection analysis and research of Hydraulic turbine runner cracks [J]. Northwest eclectic power technology, 2001, 6: 21-23.