

DOI :10.3876/j.issn.1000-1980.2009.04.016

考虑流固耦合的轴流式叶片强度分析

商 威 ,廖伟丽 ,郑小波

(西安理工大学水利水电学院 ,陕西 西安 710048)

摘要 :以轴流式水轮机全流道三维湍流数值计算结果为基础 ,分析水轮机的压力脉动 ,采用弹性力学非稳态有限元法分析轴流式叶片的强度 ,利用弱耦合技术 ,对固体域和流体域进行顺序迭代 ,并进行了水轮机的流固耦合分析 .结果表明 ,在水压力作用下 ,叶片变形的最大位移发生在叶片出水边靠近叶片外缘处 ,最大应力出现在叶片上端面和法兰相接处 ,叶片变形对压力脉动的幅值影响明显 .

关键词 :轴流式叶片 ;非定常 ;有限元 ;弱耦合 ;强度

中图分类号 :TK730.2 文献标识码 :A 文章编号 :1000-1980(2009)04-0441-05

研究表明^[1-4] ,造成水轮机转轮叶片振动疲劳断裂的原因是作用在叶片上的稳定应力和振动交变应力对叶片材料的累计损伤造成的微裂纹和裂纹的扩展 .水轮机转轮刚强度分析是降低叶片裂纹发生率 ,提高水力机组运行稳定性的一种重要手段 .目前 ,水轮机叶片刚强度分析方法主要有以下几种 : (a)采用简化方法建立叶片表面水压力分布的数值解析模型 ,将此数值模型与结构动力学方程相结合并进行刚强度分析 . (b)对水轮机转轮内部或者全流道内的流动进行非定常数值模拟 ,将得到的水压力以载荷的形式施加至叶片结构分析的几何模型并进行刚强度分析^[5] .这种方法中的水压力传递方式对分析结果与实际相符程度有较大影响 . (c)流固耦合的研究方法 .这种方法中的流体域和固体域的计算模型以及求解过程中两域之间的信息传递方式对分析结果的影响较大 .

从理论上讲 ,采用 CFD 技术进行原型水轮机的非定常流动计算 ,可以获得较准确的压力分布信息 ,有利于提高强度计算的准确性^[6] .本文对轴流式原型水轮机进行了三维非定常湍流计算 ,分析了水轮机流道内多个测点的压力脉动的主要频率、幅值大小和变化规律 ,并在弱耦合的基础上 ,考虑非定常水流对叶片的影响 ,对变形后的叶片重新建模后进行了非定常计算 ,得到了压力脉动的主要频率 .

1 数值计算模型

1.1 流动分析模型

本文采用基于雷诺时均的 N-S 方程、 $k-\epsilon$ 紊流模型、有限体积法和非结构化网格模拟轴流式转轮通道内的流动 .

a. 流动控制方程^[7] .对于不可压黏性流体 ,采用连续性方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{U}) = 0 \tag{1}$$

和动量方程

$$\frac{\partial \rho \mathbf{U}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \otimes \mathbf{U}) - \nabla \cdot (\mu_{\text{eff}} \nabla \mathbf{U}) = \nabla p + \nabla \cdot (\mu_{\text{eff}} \nabla \mathbf{U})^T + \mathbf{B} \tag{2}$$

$$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t \qquad \mu_t = c_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon}$$

式中 : ρ ——流体密度 ; $\mathbf{U}$ ——速度矢量 ; p ——压力 ; $\mathbf{B}$ ——附加项 ; μ_{eff} ——有效黏性系数 ; μ_t ——紊流黏性系数 ; c_μ ——给定常数 ; k ——紊流脉动动能 ,表示紊流的速度尺度 ; ϵ ——紊流脉动动能的耗散率 ,表示紊流

收稿日期 :2008-08-27
基金项目 :国家自然科学基金(90410019 50809054)
作者简介 :商威(1981—) ,女 ,黑龙江五常人 ,硕士研究生 ,主要从事水力机械研究 .

的长度尺度。

b. 计算模型与网格. 本文的分析对象为轴流式水轮机,流体计算域的实体模型如图 1 所示.研究对象的转轮直径为 8.5 m,叶片为 5 个.原型导叶开度对应的模型导叶开度为 40 mm,桨叶角度为 35°(全关位置为 0°),单位转速为 145 r/min,单位流量为 2.334 m³/s,水头 17.5 m,转速为 71.4 r/min.网格划分所采用的技术:尾水管采用结构化网格技术,其余过流部件采用非结构化网格技术,叶片区域采用局部加密技术.动静部分之间采用 GGI(general grid interfaces)拼接网格技术.

1.2 刚度分析模型

1.2.1 有限元方程^[8-9]

对于给定荷载的叶片刚度分析,一种较为有效的方法就是有限元分析.有限元分析首先要确定所剖分的单元的刚度矩阵和质量矩阵,其次要利用结构的动力平衡条件和边界条件将各个单元按原来的结构重新连接起来,形成整体的有限元方程

$$M\ddot{\delta} + C\dot{\delta} + K\delta = Q_c + P + R - F_{\delta} \tag{3}$$

式中: M ——结构质量矩阵; C ——结构阻尼矩阵; K ——结构刚度矩阵; Q_c ——结构在原始状态下的离心力载荷向量; P ——结构表面上的等效节点载荷向量; F_{δ} ——结构初应力引起的等效节点载荷向量; R ——节点集中力向量.

1.2.2 有限元分析几何模型与网格

在进行有限元分析之前,必须建立合理的水轮机叶片三维实体模型.水轮机叶片的几何形状很复杂,是一种空间扭曲型曲面,为实现建模的参数化和自动化,采用三维造型软件 MDT 来建立水轮机叶片三维有限元分析模型.水轮机叶片几何模型建立后,采用四面体网格对叶片模型进行网格划分.

2 轴流式叶片的动态特性分析

选取转轮中的 1 个叶片进行强度计算,叶片几何模型和计算网格如图 2 所示.叶片材料性质参数:弹性模量为 30 GPa,泊松比为 0.3,密度为 8 000 kg/m³.载荷施加方法:通过插值方法将定常分析所获得的该工况点表面的水压力加载至桨叶叶片的对应节点上.叶片约束条件:叶片法兰通过枢轴与转轮连接,刚度很大,作固定端处理,法兰靠枢轴侧面上所有节点均约束 3 个方向位移.

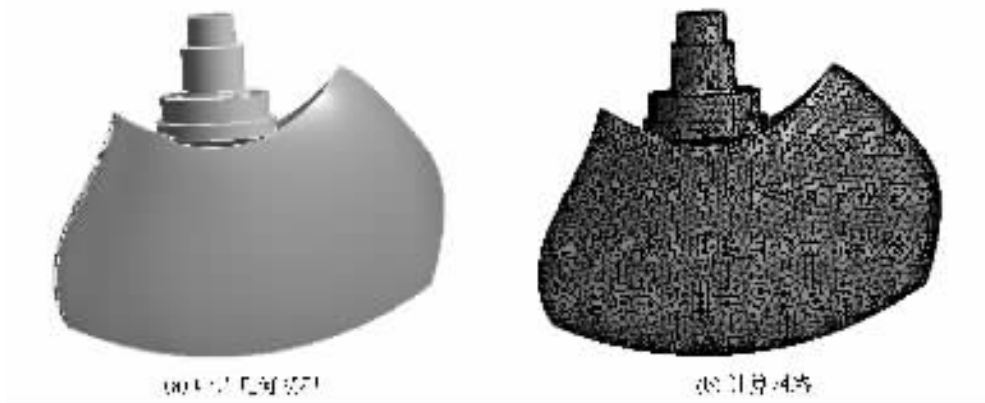


图 2 叶片几何模型和计算网格

Fig. 2 Geometrical model and grids of the blade

从计算结果可知,最大应力出现在叶片上端面 and 法兰相接的地方,最大位移出现在叶片出水边靠近轮缘的地方.为了更直观地显示应力和变形,图 3 和图 4 分别给出了该工况下叶片的应力分布云图和变形云图.表 1 给出了叶片在水压力作用下振动频率的计算结果.



图 1 流体计算域实体模型

Fig. 1 Entity model of computation domain for flows

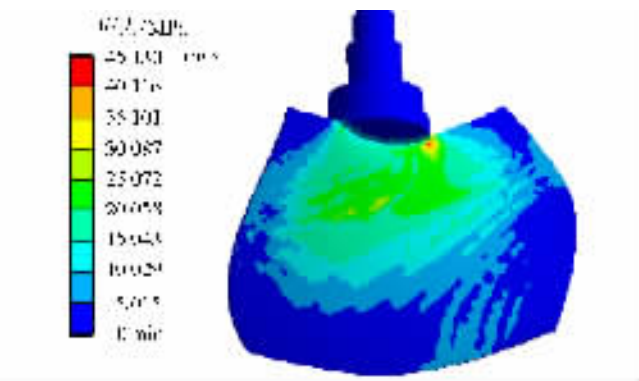


图 3 叶片等效应力分布

Fig. 3 Distribution of equivalent stress on the blade

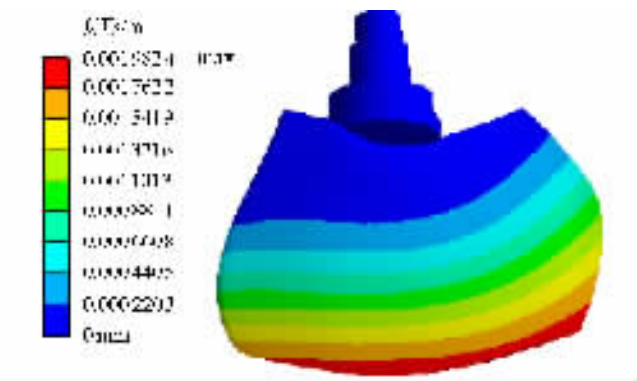


图 4 叶片总变形分布

Fig. 4 Distribution of total deformation on the blade

表 1 叶片在水压力作用下的固有频率

Table 1 Natural frequencies of blades in response to water pressure

阶次	1	2	3	4	5	6	7	8	9
频率/Hz	44.795	75.151	109.83	149.67	153.72	197.71	236.98	243.81	284.29

从表 1 可以看出,随着计算阶数的增加,叶片的振动频率会越来越大,各阶频率的变化幅度也相差较大。

3 考虑流固耦合作用的非定常分析

先通过网格交互式耦合并行技术将计算得到的变形后的叶片位移数据传递给流体域,在过流部件变形后的流体域进行三维非定常湍流计算,然后进行转轮流固耦合效应下水轮机的压力脉动性能预测。非定常计算中,时间步长取 0.004 668 53 s,每个时间步里转轮旋转 2°。

3.1 静压波动的时域分析

在叶片头部和尾部各设 2 个监测点,具体位置如图 5 所示。图 6 给出了各监测点压力随时间的变化曲线。

从计算结果可知,在叶片的头部和尾部,压力脉动周期性变化很明显,周期约为 0.1680 s,该周期相当于 0.2 倍的转轮周期。在叶片头部,变形前的压

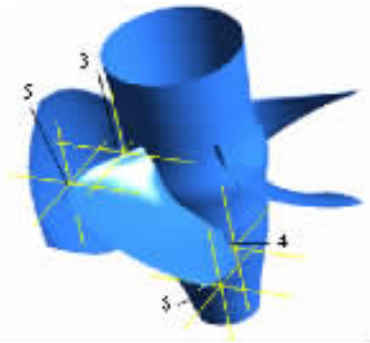


图 5 监测点位置

Fig. 5 Location of monitoring points

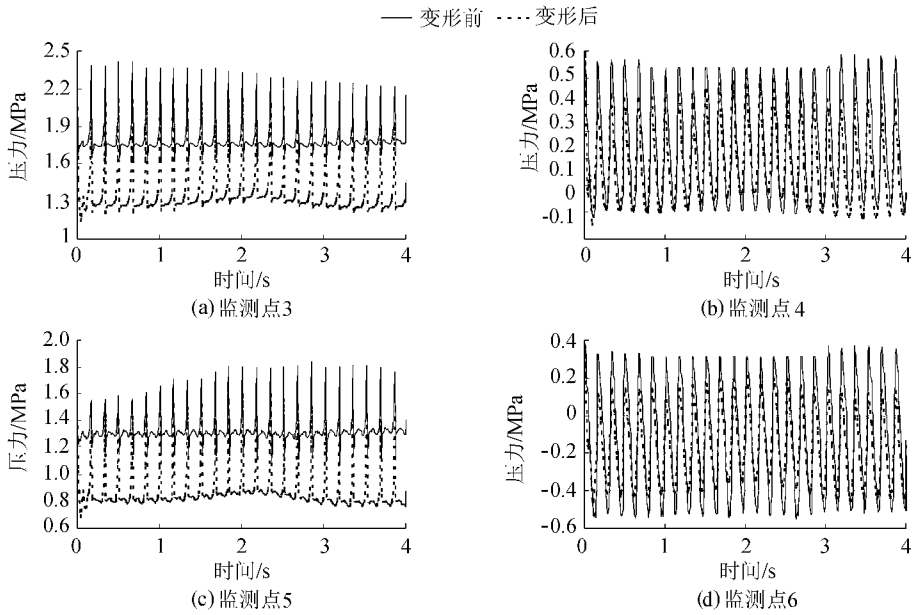


图 6 各监测点压力随时间的变化曲线

Fig. 6 Variation of water pressure fluctuation at various monitoring points with time

力要大于变形后的压力,在叶片尾部,变形前的压力脉动幅值大于变形后的压力脉动幅值,靠近轮毂体的监测点 4,变形后幅值降低到 42.3 kPa,降低了 11.7% 左右,靠近轮缘的监测点 6,变形后幅值降低到 57.6 kPa,降低了 34.2% 左右.

3.2 静压波动的频域分析

对各点的压力变化进行 FFT 变换,得到变形前后各点压力变化的频谱,如图 7 所示.从图 7 可以看出,叶片尾部监测点 4 和 6 均在 5.93 Hz 处存在幅值相对较大的峰,即 1 阶谱.该峰频率 f_1 只与转子转速和转轮叶片数相关,即转速乘以叶片数除以 60 等于叶片通过频率,本文的转速为 71.4 r/min,叶片数为 5,叶片通频为 5.95 Hz,几乎等于 1 阶频率.另外,频谱中还存在着 2 阶谱 11.8 Hz、3 阶谱 17.8 Hz 等高阶谱.各阶谱频率恰好为 1 阶谱频率的整数倍,而其幅值越来越小.比较变形前后的各阶频率,发现变形后相应各阶频率上的幅值反而有所减小.对比监测点 4 和 6,监测点 6 各阶谱的幅值均大于监测点 4 各阶谱的幅值,这说明该处的水流脉动比较大.

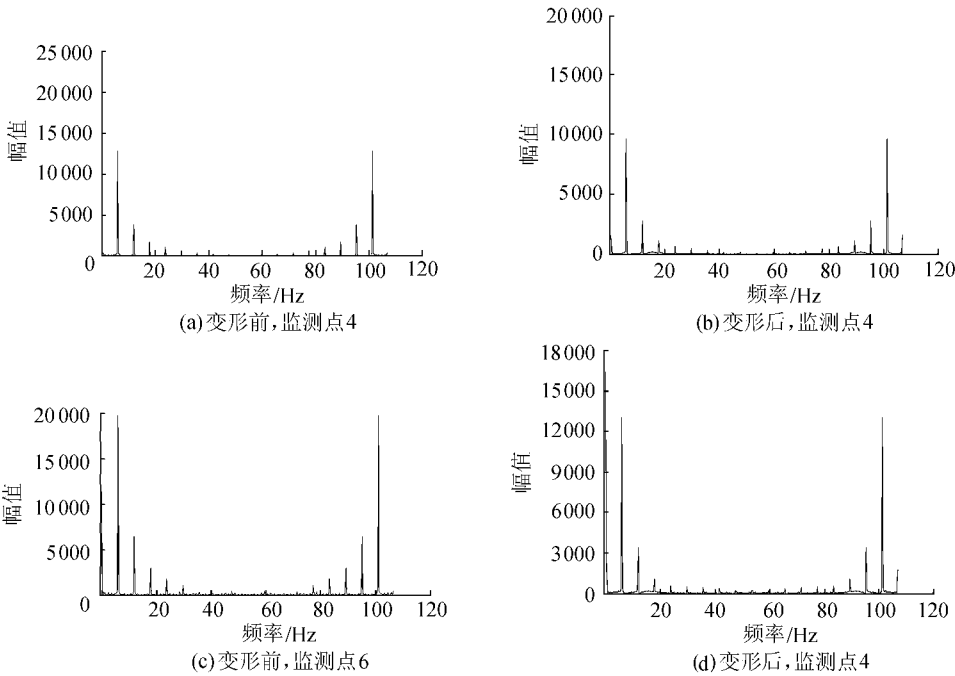


图 7 各监测点压力脉动频谱

Fig. 7 Fluctuating spectra of water pressure at various monitoring points

4 振动特性分析

非定常计算结果表明,叶片头部和尾部各监测点的压力脉动频率(图 7)只与叶片数和转速有关,其主频成分主要包括 5.95 Hz、11.8 Hz 和 17.8 Hz 等.从叶片在水中的固有频率计算结果(表 1)可知,各监测点的压力脉动频率和叶片在水中的固有频率相比,并没有出现相同或倍数关系,说明在此工况下运行,叶片不会出现水压力脉动引发的共振.至于由于尾水管涡带等水力因素引起的频率是否会影响机组的稳定性,这有待进一步研究.

5 结 语

本文针对原型轴流式水轮机进行了全流道三维非定常湍流数值计算及水轮机压力脉动预测,利用弹性力学非稳态有限元法计算了轴流式水轮机转轮叶片的应力和应变,利用弱耦合技术,即对流体力学和固体力学的相应计算进行顺序迭代,进行了水轮机非定常湍流计算的流固耦合分析.

计算结果表明,考虑水压力作用的叶片变形的最大位移发生在叶片出水边与叶片外缘相接处,最大应力出现在叶片上端面 and 法兰相接处.计算工况下,叶片变形对压力脉动的幅值影响较为明显,考虑弱耦合作用,叶片上的水压力脉动幅值有所减小,频率特性变化不大,在此工况下运行,叶片出现水压力脉动引发共振的

可能性较小.

参考文献：

[1] 薛伟 , 陈昭运 . 水轮机叶片裂纹原因及预防措施研究 [J]. 大电机技术 , 2002 (5) : 42-45 .
[2] 瞿伦富 , 王正伟 , 周凌九 . 轴流转浆机组桨叶液固耦合振动特性仿真计算 [J]. 清华大学学报 : 自然科学版 , 1998 , 38 (1) : 15-18 .
[3] 陈国强 , 王乘 , 姬晋延 . 轴流式水轮机叶片刚度和强度有限元分析 [J]. 机械强度 , 2003 , 25 (6) : 690-693 .
[4] 徐纪方 , 王曾璇 , 齐学义 . 水力机械强度计算 [M]. 北京 : 机械工业出版社 , 1989 .
[5] 郑小波 , 罗兴 , 邬海军 . 基于 CFD 分析的轴流式转轮叶片刚强度分析 [J]. 水力发电学报 , 2006 , 25 (5) : 121-124 .
[6] 吴摘锋 . 轴流式水轮机非定常湍流计算及压力脉动性研究 [D]. 北京 : 清华大学 , 2007 .
[7] 郭鹏程 . 水力机械内部复杂流动的数值研究与性能预测 [D]. 西安 : 西安理工大学 , 2006 .
[8] 徐斌 . 混流式水轮机转轮流固耦合的动力特性分析 [D]. 西安 : 西安理工大学 , 2006 .
[9] SAEED M . Finite element analysis : theory and application with ANSYS [M]. Upper Saddle River , NJ : Prentice Hall , 2003 .

Strength of axial flow blades considering fluid-structure interaction

SHANG Wei , LIAO Wei-li , ZHENG Xiao-bo

(Institute of Water Resources and Hydroelectric Engineering , Xi 'an University of Technology , Xi 'an 710048)

Abstract : Based on 3D turbulent numerical simulation results of the whole passage in axial flow turbines , the pressure fluctuation of the Kaplan turbine was analyzed . A strength analysis of the axial flow blades was carried out using an elastic-mechanical unsteady FEM . The fluid domain and solid domain were calculated through sequential iteration using weak coupling technology , and the coupled fluid and solid for the turbines was analyzed . The results show that , in response to water pressure , the maximum displacement occurs at the outlet close to the outside edge of the blades , and the maximum stress occurs at the intersection between the outlet end and flange of the blades . The deformation of the blades has an obvious influence on the amplitude of the pressure fluctuation .

Key words : axial flow blade ; unsteadiness ; finite element ; weak coupling ; strength