DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2014.12.011

混流式水轮机转轮流场单向、双向 流固耦合数值的分析比较研究^{*}

金 连 根¹, 毛 建 生¹, 方 兵^{1,2*} (1. 浙江同济科技职业学院 机电系, 浙江 杭州 311231; 2. 浙江大学 电气工程学院, 浙江 杭州 310027)

摘要:针对水轮机转轮单向流固耦合和双向流固耦合计算结果的比较问题,建立了精确的水轮机流场及结构场模型,分别对低水 头、低转速和高水头、高转速两种工况下转轮单向、双向流固耦合进行了数值模拟。对比了两种工况在单向、双向耦合时转轮表面流 体域的最大压力、最大速度及转轮结构域的最大应力、最大应变、最大总位移,最后结合流固耦合公式对计算结果作了进一步的分 析。研究结果表明,在使用单向流固耦合进行数值计算时,流固耦合作用越强,则计算偏差越大;通过同一流场和结构场的单向流固 耦合和双向流固耦合计算值对比可知,无论是流体域还是结构域的计算值,相同节点的单向耦合计算值均小于理论上更为精确的双 向耦合计算值。

关键词: 混流式水轮机;转轮;单向;双向;流固耦合;数值分析 中图分类号: TH122; TK73 文献标志码: A

文章编号:1001-4551(2014)12-1564-05

Comparison between one-way and two-way FSI numerical analysis of francis turbine runner

JIN Lian-gen¹, MAO Jian-sheng¹, FANG Bing^{1,2}

(1. Department of Mechanical and Electrical Engineering, Zhejiang Tongji Vocational College of Science and

Technology, Hangzhou 311231, China;

2. College of Electrical Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: Aiming at comparing the result between one-way and two-way FSI numerical computation of Francis turbine runner, the accurate fluid field and structure field were modeled. Two conditions of low head, low speed and relatively high head, high speed of one-way and two-way FSI were simulated. The maximum pressure, velocity of the fluid field around the runner and the maximum stress, strain, total displacement of the runner in different simulation were compared. Based on the comparison and deeper analysis on the FSI formula, the results indicate that the stronger the fluid-structure interaction is in the one-way FSI numerical simulation, the larger the numerical error is. On same of fluid field, structure field, initial condition, boundary condition and mesh genaration, the value of one-way FSI is smaller than that of two-way FSI which is more accurate in theory on the same node, whatever in the fluid field or in the structure field.

Key words: francis turbine; runner; one-way; two-way; fluid-structure interaction(FSI); numerical analysis

收稿日期: 2014-05-15

基金项目:浙江省水利厅重点科技资助项目(RB1217);浙江省水利厅一般科技资助项目(RC1348);浙江省科技厅研究计划资助项目 (2013C32020)

作者简介: 金连根(1954-),男,浙江余姚人,副研究员,主要从事小水电水轮机设计、小水电培训方面研究. E-mail:jlg3010@126.com **通信联系人**: 方 兵,男,讲师,博士研究生. E-mail:178662470@qq.com

0 引 言

近几年,随着流固耦合技术和计算机软、硬件技术的发展,双向流固耦合算法研究及应用逐渐引起学者的重视。在水力机械双向流固耦合计算方面,目前可查文献还较少,张立翔等^[8]利用广义变分原理进行了水轮机叶片双向流固耦合模态分析,计算的模态频率与试验测试值基本吻合,HSchmucker等^[9]借助AN-SYS-CFX软件计算了低水头水轮机转轮叶片单向耦合和双向耦合问题,发现转轮刚度对计算结果的一致性影响很大,肖若富等^[10]通过对流体方程和结构方程的双向迭代分析了水轮机转轮在双向耦合下的应力特性,得出转轮变形量大小是单、双向耦合计算结果差别的重要因素的结论。

本研究结合某小型水电站水轮机建立精确的蜗 壳、转轮、尾水管流道模型,进行低水头低转速和高水 头高转速两种工况下单、双向流固耦合计算对比,并 对计算结果进行分析。

1 流固耦合理论

1.1 流体控制方程

通常流体流动的守恒定律包括质量守恒、动量守 恒、能量守恒,对于一般不考虑能量传递的水轮机内 部水流运动可以用如下质量守恒方程和动量守恒方 程^[11]来描述:

质量守恒方程:

$$\frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\rho_f v \right) = 0 \tag{1}$$

动量守恒方程:

$$\frac{\partial \rho_f \boldsymbol{v}}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\rho_f \boldsymbol{v} \boldsymbol{v} - \boldsymbol{\tau}_f \right) = \boldsymbol{f}_f \tag{2}$$

式中:t一时间; f_f 一体积力矢量; ρ_f 一流体密度; v一流体速度矢量; τ_f 一剪切力张量,表示为:

$$\tau_f = (-p + \mu \nabla \cdot v)I + 2\mu e$$

式中: p —流体压力; μ —动力粘度; e —速度应力张 量, $e = 1/2(\nabla v + \nabla v^{T})$ 。

1.2 结构控制方程

结构部分的守恒方程可以由牛顿第二定律导出:

$$\rho_s \ddot{d}_s = \nabla \cdot \sigma_s + f_s \tag{3}$$

式中: ρ_s 一固体密度; σ_s 一柯西应力张量; f_s 一体积 力矢量; \ddot{a} 一固体域当地加速度矢量。

1.3 流固耦合方程

不考虑热传导的流固耦合在交界面处,应满足流体位移(d_f)与结构位移(d_s)相等、流体应力(τ_f)与结构应力(τ_f)与

$$\begin{cases} d_{f} = d_{s} \\ \tau_{f} \cdot \boldsymbol{n}_{f} = \tau_{s} \cdot \boldsymbol{n}_{s} \end{cases}$$
(4)

式中: n_f , n_s — τ_f 、 τ_s 的法向矢量。

1.4 双向流固耦合离散方程

将式(1~4)联立,经离散化处理后可得流固耦合 离散方程^[9]:

$$\begin{bmatrix} A_{jf} & A_{js} \\ A_{sf} & A_{ss} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta X_{f}^{k} \\ \Delta X_{s}^{k} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_{f} \\ B_{s} \end{bmatrix}$$
(5)

式中:k—迭代时间步; A_{f} , ΔX_{f}^{k} , B_{f} —流场的系统 系统矩阵、待求解和外部作用; A_{s} , ΔX_{s}^{k} , B_{s} —结构部 分的对应项; A_{sf} , A_{ss} —流固耦合矩阵。

2 计算模型

本研究结合某小型水电站型号为HL360A-LJ100 的混流式水轮机建立了精确的水轮机蜗壳、叶轮和尾 水管三维模型,将模型导入ANSYS-CFX软件,所生成 的全流道流体模型及转轮模型如图1、图2所示。

在水轮机数值模拟中,转轮及其所在的流体域



图1 全流道流体网格模型



图2 转轮结构网格模型

是分析的重点。转轮材料为合金钢0Gr3Ni5Mo,密度 7 850 kg/m³,弹性模量210 MPa,泊松比0.3,转轮直径 1 000 mm,叶片数13。由于流体域和结构域形状都异 常不规则,该计算中采用自适应网格划分,单元尺寸 通过设置 relevance 值进行控制(该方法可根据物理场 的特性及 relevance 值自动控制网格大小),为保证计 算精度,该计算中将 relevance 值设为最大值100。转 轮体及其体内流场流固耦合交界面采用相同大小网 格尺度,从而保证流场和结构场计算结果的精确传递 和收敛的稳定性。单元类型为四面体单元,整个水轮 机流道计算域划分的单元数为2 023 207,节点数360 326,转轮体单元数为50 877,节点数为93 451。通过 最终计算结果可以看出,转轮变形之后光滑,位移分 布较为连续,说明网格划分符合计算要求。

3 边界条件和计算工况

流体域为由蜗壳、转轮、尾水管包围的全流道,流 场入口压力设定为由水头产生的静水压力,流场出口 设定为开放式出口,出口压力为一个标准大气压,转轮 所在流体域与转轮结构体接触部分定义为流固耦合边 界。转轮是水轮机中最为关键的旋转过流部件,可指 定其所在水体的旋转速度。在结构分析中,本研究根 据转轮在运行时的受力特点,在转轮上冠与发电机主 轴连接处施加沿着转轮轴向的位移约束以及绕轴旋转 的力矩约束,力矩方向与转轮旋转方向相反。为了比 较单向、双向及强、弱耦合下的应力、应变及变形,本研 究统一设定为50 000 N·m,选取水头 H 分别为150 m、 320 m,对应转速 n 分别为375 r/min、1 000 r/min 两个 工况进行分析,计算工况如表1所示。

表1	计算工况
1X I	り昇工ル

工况	<i>H</i> /m	$n/(\mathbf{r} \cdot \min^{-1})$	
1	150	375	
2	320	1000	

4 计算过程及结果分析

4.1 计算过程

为了比较两种耦合算法计算结果的区别,本研究 分别采用单向耦合法、双向耦合法对转轮进行应力计 算。其中,单向耦合求解过程如图3所示。



图3 水轮机转轮单向耦合分析过程

本研究首先在模块C中对水轮机流场进行全流道 CFD分析,计算得到叶片表面的水压力分布;然后通 过流固耦合边界把水压力分布传递给转轮,在模块D 中进行转轮应力计算。

双向耦合计算则是将流体方程和结构方程按顺 序相互迭代求解(分析过程如图4所示),即先求解混 流式水轮机全流道以获得压力,然后通过流固耦合边 界将压力传递给转轮结构体,对转轮结构进行求解获 得位移,再通过流固耦合边界把位移传递给流场,如 此反复传递迭代,直至耦合系统收敛。



图4 水轮机转轮双向耦合分析过程

为了使单向、双向两种流固耦合算法的计算结果 具有可比性,不仅两种算法边界条件设置、网格划分 完全一致,流体域、结构域对应的求解器设置也完全 一致。其中,结构域求解步控制选择自动时间步(Program Controlled),流体域求解器设置项目较多,主要设 置项如表2所示。

ANSYS-CFX 后处理器功能强大,借助其可视化 和数量化的工具,可以很方便地分析流体域和结构域 的计算结果。篇幅所限,本研究仅列出工况2单向、双 向流固耦合条件下计算得到的转轮结构域总位移分 布图,分别如图5、图6所示。

工况1、2本研究对下单向、双向耦合在流体域上 与转轮接触部分流体的最大绝对压力 p、静态坐标系 中的最大速度 v 和转轮结构域上计算出的最大正应力 表2 流体域求解器主要设置项

差分格式	时间步设定	时间尺度控制	收敛准则
High Resolution	Min Iterations=1	Auto Timescale	Residual Type=RMS
	Max Iterations=100		Residual Target=1.0E-5

<text>

图5 工况2转轮位移分布(单向)



图6 工况2转轮位移分布(双向)

 σ 、最大弹性应变 ε 、最大总位移d分别汇总。计算结果如表3、表4所示。

4.2 结果分析

对比表3、表4可得出如下结论:

(1)流体域和结构域的耦合作用越强,则采用单向耦合得到的计算值偏差也越大。如前所述,由于顺序单向耦合不考虑固体对流体的作用,相当于令双向流固耦合离散式(5)中的 A₆=0,在原理上存在计算偏差,流固耦合越强,则计算偏差越大。工况1(相对弱耦合)下流体域最大绝对压力、静态坐标系中的最大速度和结构域转轮上的最大正应力、最大弹性应变、最大总位移的偏差值分别为6.78%、6.29%、2.39%、2.13%、0.69%;工况2(相对强耦合)下上述5个物理量对应的偏差值分别为14.22%、9.98%、35.00%、32.30%,工况2下5个物理量的相对偏差全面大于工况1的单向偏差。

(2)无论是流体域还是结构域中,5个物理量的 单向耦合最大值均小于相应工况下双向耦合最大 值。具体原因分析如下:

将式(5)双向耦合离散方程矩阵展开,可得:

$$\boldsymbol{A}_{ff}\Delta \boldsymbol{X}_{f}^{k} + \boldsymbol{A}_{fs}\Delta \boldsymbol{X}_{s}^{k} = \boldsymbol{B}_{f}$$

$$\tag{6}$$

$$\boldsymbol{A}_{sf} \Delta \boldsymbol{X}_{f}^{k} + \boldsymbol{A}_{ss} \Delta \boldsymbol{X}_{s}^{k} = \boldsymbol{B}_{s} \tag{7}$$

在考虑水轮机转轮双向流固耦合问题时,在结构

表3 流体域计算结果

工况	耦合类型及单向计算差值	绝对压力 p/MPa	静态坐标系中的速度 v /(m·s ⁻¹)
1	单向最大值	2.325	69.86
	双向最大值	2.494	74.55
	单向相对偏差η/(%)	6.78	6.29
2	单向最大值	488.5	107.3
	双向最大值	569.5	119.2
	单向相对偏差η/(%)	14.22	9.98

单向相对偏差η-某一工况下某物理量单向耦合计算最大值相对于该工况该物理量双向耦合计算最大值的偏差百分比,下同。

表4 结构域计算结果 工况 耦合类型及计算差值 最大正应力 σ /MPa 最大弹性应变 ϵ 总变形 d /mm 1 单向最大值 0.001 711 7 406.04 1.420 8 双向最大值 415.97 0.001 748 9 1.430 6 单向相对偏差η/(%) 2.39 2.13 0.69 单向最大值 0.002 354 1.9537 2 558.13 双向最大值 858.91 0.003 621 8 2.886 95 单向相对偏差η/(%) 35.02 35.00 32.3

域内,流过转轮的水流产生推力 B_s 推动转轮旋转,反 过来转轮旋转时又受到水流的阻碍作用 $A_{sf}\Delta X_{f}^{k}$;在流 体域内,水头静压力 B_{f} 使水产生流动,水在流动的过 程中要受到结构(主要是转轮)的阻碍作用 $A_{s}\Delta X_{s}^{k}$,因 此,式(6,7)中的流固耦合项 $A_{sf}\Delta X_{f}^{k}$ 、 $A_{s}\Delta X_{s}^{k}$ 最后总体 表现出来的是一种阻碍作用,为方便问题说明,不妨 假设两式中矩阵元素均为正,为表明流固耦合项的这 种阻碍作用,则式(6,7)可变为如下形式;

$$\boldsymbol{A}_{ff}\Delta\boldsymbol{X}_{f}^{k} - \boldsymbol{A}_{fs}\Delta\boldsymbol{X}_{s}^{k} = \boldsymbol{B}_{f} \tag{8}$$

$$-A_{sf}\Delta X_f^k + A_{ss}\Delta X_s^k = B_s \tag{9}$$

在单向流固耦合中,先计算流体域,由于不考虑 转轮结构体对流体域的影响,则式(8)可变为:

$$A_{ff}\Delta X_{f^{\oplus}}^{k} = B_{f} \tag{10}$$

式中: ΔX^{*}_{μ} —单向耦合下流体域待求解项。

式(9)变形可得:

$$\boldsymbol{A}_{ss}\Delta\boldsymbol{X}_{s\dot{\mu}}^{k} = \left(\boldsymbol{B}_{s} + \boldsymbol{A}_{sf}\Delta\boldsymbol{X}_{f\dot{\mu}}^{k}\right) \tag{11}$$

式中: ΔX_{si}^{k} — 单向耦合下结构域待求解项。

而在双向流固耦合中,在做流体域计算时,需要 考虑结构域对流体域的阻碍作用,由式(8,9)可得:

$$\boldsymbol{A}_{ff} \Delta \boldsymbol{X}_{f\mathfrak{N}}^{k} = \left(\boldsymbol{B}_{f} + \boldsymbol{A}_{fs} \Delta \boldsymbol{X}_{s\mathfrak{N}}^{k}\right) \tag{12}$$

$$\boldsymbol{A}_{ss}\Delta\boldsymbol{X}_{s\boldsymbol{\mathcal{X}}}^{k} = \left(\boldsymbol{B}_{s} + \boldsymbol{A}_{sf}\Delta\boldsymbol{X}_{f\boldsymbol{\mathcal{X}}}^{k}\right) \tag{13}$$

式中: ΔX_{μ}^{k} , ΔX_{μ}^{k} —双向耦合是流体域和结构域待求 解项。

比较式(10,12)可知,相同节点单向、双向耦合流体域对应计算值 ΔX^{k}_{μ} 、 ΔX^{k}_{μ} 的关系为:

$$\Delta X_{f \neq i}^{k} < \Delta X_{f \neq i}^{k} \tag{14}$$

联立式(11,13,14)可知,相同节点单向、双向耦 合流体域对应计算值 ΔX_{syi}^{k} 、 ΔX_{syi}^{k} 的关系为:

$$\Delta X^{k}_{s\check{\mu}i} < \Delta X^{k}_{s\Im i} \tag{15}$$

5 结束语

为了比较水轮机转轮单向流固耦合和双向流固 耦合两种算法计算结果的区别,本研究以浙江省境内 某小型水电站混流式水轮机为对象,采用UG三维造 型软件建立了构成水轮机流道的3个基础部件--蜗壳、 转轮、尾水管的精确三维模型。将该三维模型导入 ANSYS-CFX软件,生成对应的流体域及结构域计算 模型,在该模型的基础上计算了低水头、低转速工况 和高水头、高转速工况下的单向、双向流固耦合问 题。最后对比了两种工况单向、双向耦合时转轮表面 流体域上的最大压力、最大速度及转轮结构域上的最 大应力、最大应变、最大总位移等关键计算值,并结合 双向流固耦合离散方程简要分析的基础上得出如下 结论:

(1)由于单向耦合不考虑结构域变形对流体域的 影响,在原理上存在计算偏差,通过将本研究两种工 况下的单向流固耦合计算结果对比显示,单向耦合作 用越强,计算偏差越大;

(2) 笔者对同一流场和结构场(网格划分、初始条件、边界条件均相同)构成的流固问题分别做单向、双向耦合方法做计算时,无论是流体域还是结构域的计算值,相同节点的单向耦合计算值均小于理论上更为精确的双向耦合计算值。

上述结论对水轮机流道设计、转轮及叶片设计、 转轮应力特性计算均具有参考意义。

参考文献(References):

- [1] 梁权伟,王正伟. 混流式转轮静强度和振动特性分析[J]. 清华大学学报:自然科学版,2003,43(12):143-150.
- [2] 陈香林,张立翔,闫 华.应力刚化及流体压缩性对混流 式水轮机叶片动力特性的影响分析[J].昆明理工大学学 报,2005,30(6):34-40.
- [3] 张立翔,陈香林,闫 华. 混流式水轮机转轮叶片流固耦 合振动特性分析[J]. 水电能源科学,2005,23(2):37-41.
- [4] 张双全,吴 俊,秦仕信,等. 基ANSYS的混流泵转轮力学 特性分析[J]. 水电能源科学,2010,28(10):107-108.
- [5] 李海亮,严锦丽,王旭峰. 基于 ANSYS 的水轮机转轮流固 耦合分析[J]. 机电工程,2013,30(9):1093-1096.
- [6] 钟国坚. 基于 VG 的水轮机叶片的逆向反求[J]. 机械, 2011(12):30-33.
- [7] 叶学民,李鹏敏,李春曦.叶项间隙对轴流式叶轮机械性 能及噪声的影响研究进展[J]. 流体机械,2014,42(3): 32-39.
- [8] 张立翔,王文全,姚 激. 混流式水轮机转轮叶片流激振动分析[J]. 工程力学,2007,24(8):143-150.
- [9] SCHMUCKER H, FLEMMING F, COULSON S. Two-way Coupled Fluid Structure Interaction Simulation of a Propeller Turbine [C]//IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. London: IOP Publishing, 2010: 152-159.
- [10] 肖若富,朱文若,杨 魏,等. 基于双向流固耦合水轮机转 轮应力特性分析[J]. 排灌机械工程学报,2013,31(10): 862-866.
- [11] 宋学官,蔡 林,张 华. ANSYS 流固耦合分析与工程设 计[M]. 北京:中国水利水电出版社,2012.

本文引用格式:

[[]编辑:李 辉]

金连根,毛建生,方 兵. 混流式水轮机转轮流场单向、双向流固耦合数值的分析比较研究[J]. 机电工程,2014,31(12):1564-1568. JIN Lian-gen, MAO Jian-sheng, FANG Bing. Comparison between one-way and two-way FSI numerical analysis of francis turbine runner[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering,2014,31(12):1564-1568. 《机电工程》杂志:http://www.meem.com.cn