

# 混流式水轮机导叶叶道内湍流场的大涡模拟

王文全, 张立翔, 闫 妍, 何士华

(昆明理工大学 工程力学系, 云南 昆明 650093)

**摘 要:**应用非定常不可压缩流体  $N-S$  控制方程和大涡模拟动态亚格子湍流模型, 基于混合网格技术, 采用 SIMPLEC 算法实现速度、压力变量的分离求解, 得到了型号为 A55x 的某试验模型水轮机活动导叶全流道速度场、压力场以及涡量场分布。计算结果表明, 活动导叶绕流形成的涡带向下游进一步发展, 造成转轮进口速度及压力分布的不均匀, 直接影响转轮内的流动状态。同时还研究了导叶后不均匀流场的动态特性, 发现越靠近下游时间平均的压力和速度不均匀度越来越小, 但各断面的瞬时不均匀度值相差较大, 提出寻找叶后时间平均上始终处于最小速度不均匀度的断面应成为未来水轮机水力设计的重要设计指标。

**关 键 词:**混流式水轮机; 流动动态特性; 导叶流道; 大涡模拟; 动态亚格子模型

中图分类号: TK730 文献标识码: A

## 引 言

目前, 在能源供需矛盾十分突出的情况下, 作为目前及可见的未来一段时间内承担主要水力发电任务的水轮发电机组, 其生产安全性对国民经济有着重大的影响。近代水轮机的发展趋势向提高单机容量、比转速和适用水头、以降低机组造价、减少投资、提高效益及适应巨型电站发展的需要。但高水头、大流量和高单机容量的水轮发电机组带来了许多新的技术难题, 如巨型机组剧烈的水力振动、叶栅二次流动、叶片的断裂和疲劳损伤等成为许多学者关注的问题<sup>[1-3]</sup>。

基于大涡数值模拟思想, 采用动态亚格子湍流模型<sup>[4-5]</sup>, 对型号为 A55x 的试验模型导叶流道采用大涡模拟方法进行全三维的数值模拟, 得到了叶道内流场的速度、压力及涡量场分布, 捕捉到了一些叶后不均匀流场的动态流动信息, 可为探索影响水力机组的水力振动因素、改进叶型设计和提高整机效率等提供更有价值的参考。

## 1 数值模型

### 1.1 控制方程

采用盒式滤波函数, 对不可压缩粘性流体的连续方程和动量方程作过滤运算后, 得:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \nu \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) + \tau_{ij} \right] \quad (1)$$
$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2)$$

式中:  $p$ —压力;  $u_i$ —速度;  $\tau_{ij} = -(\overline{u_i u_j} - \bar{u}_i \bar{u}_j)$  称为亚格子应力, 它是过滤掉的小尺度脉动和大尺度脉动间的动量输运。利用涡粘模型, 假定亚格子应力:

$$\tau_{ij} = -2(C_s \Delta)^2 S_{ij} (|\mathcal{S}|) + \frac{1}{3} \tau_{kk} S_{ij} \quad (3)$$

式(3)为常用 Smagorinsky 亚格子模式。式中:  $C_s$ —常数;  $\Delta$ —网格尺度; 右边最后一项为一对角线张量;  $|\mathcal{S}| = \sqrt{2S_{ij} S_{ij}}$  是应变率张量  $S_{ij}$  的模。  $S_{ij}$  为大尺度应变率张量, 即:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left[ \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right] \quad (4)$$

动力模式方法需要对湍流场进行多次过滤, 在计算网格尺度  $\Delta$  上的过滤结果用上标“ $\sim$ ”表示, 相应的亚格子应力用  $\tau_{ij}$  表示,  $\tau_{ij} = \widetilde{u_i u_j} - \bar{u}_i \bar{u}_j$ , 在试验网格  $\alpha\Delta$  ( $\alpha > 1$ ) 上的过滤结果用上标“-”表示, 相应的压格子应力用  $T_{ij}$  表示,  $T_{ij} = \overline{u_i u_j} - \bar{u}_i \bar{u}_j$ , 由此定义可解应力  $L_{ij}$  为<sup>[6]</sup>:

$$L_{ij} = T_{ij} - \tau_{ij} = \overline{u_i u_j} - \bar{u}_i \bar{u}_j \quad (5)$$

式(5)左边  $L_{ij}$  是已知量, 只要在计算网格上一次过滤后再做一次过滤, 就可以获得; 右边用式(3) Smagorinsky 模式代入, 最后得到:

$$L_{ij} = (C_s \Delta)^2 M_{ij} \quad (6)$$

收稿日期: 2008-03-20; 修订日期: 2008-12-07

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50579025); 国家自然科学基金重点基金资助项目(50839003); 云南省自然科学基金资助项目(2007A030M)

作者简介: 王文全(1977-)男, 四川蓬安人, 昆明理工大学讲师, 博士

$$M_{ij} = -2\Delta^2 \left[ \alpha^2 \left( \frac{C_S^{\Delta}}{C_S^{\Delta}} \right)^2 \left| \bar{S} \right| \bar{S}_{ij} - \left| \bar{S} \right| \bar{S}_{ij} \right] \quad (7)$$

假设大涡数值模拟的网格  $\Delta$  和  $\alpha\Delta$  都足够小, 模式系数与网格无关, 即  $C_S^{\alpha\Delta} = C_S^{\Delta}$ 。取  $\alpha=2$ , 得到:

$$M_{ij} = -2\Delta^2 \left[ 4 \left| \bar{S} \right| \bar{S}_{ij} - \left| \bar{S} \right| \bar{S}_{ij} \right] \quad (8)$$

利用最小二乘法优化空间点上的误差, 得:

$$\frac{d}{dC_S^{\Delta}} \left( \left[ L_{ij} - (C_S^{\Delta})^2 M_{ij} \right]^2 \right) = 0 \quad (9)$$

由式(9)可求出动态系数  $C_S^{\Delta}$  为:

$$C_S^{\Delta} = \frac{\langle L_{ij} M_{ij} \rangle}{\langle M_{ij} M_{ij} \rangle} \quad (10)$$

式中:  $\langle \rangle$  一在平行于壁面的平面内的均值。采用式(10)的平均方法可以避免动态模型系数  $C_S^{\Delta}$  的剧烈波动和计算的不稳定, 保持计算模型在空间的局部特性。

### 1.2 数值方法及边界条件

采用有限体积法对控制方程在空间上进行离散, 对流项采用二阶迎风格式, 扩散项采用中心差分格式。每个时间步上, 应用 SIMPLEC 方法进行离散方程的求解。在时间离散上, 采用二阶全隐式格式。在本计算中, 时间步长选为 0.000 2 s, 共计算 6 445 步, 相当于以进口流速流过 5.2 个活动导叶轴线长  $L$ 。

进口边界条件: 进口面上, 给定速度  $u_i$  和湍流强度; 出口边界条件: 出口面上, 采用自由出流的边界条件; 壁面边界条件: 在壁面处应用无滑移边界条件, 近壁区采用标准壁面函数。

### 1.3 计算对象

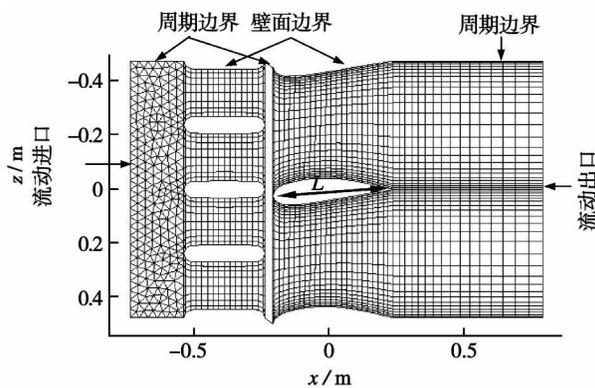


图 1 整体计算数值模型

(图中流向和展向每隔 5 个网格线进行显示)

计算对象为 A55x 型号的导水机构流道, 活动导叶轴线长  $L=446.3$  mm。在  $y$  方向, 计算模型高度  $h/L=0.34$ , 为了展示流动的周期性, 在展向( $z$  方向)模拟两个流道, 如图 1 所示。为了准确捕捉活动

导叶流道及其叶后不均匀流场的动态特性, 导叶区域和叶后区域网格划分采用八节点六面体结构网格, 在  $z$  方向网格节点采用双指数律分布, 紧贴导叶壁面第一层网格距离  $d$  设置较小,  $d/L=2.4 \times 10^{-3}$ 。由于几何模型比较复杂, 其余区域网格划分采用四面体非结构网格。共计划分结构单元数 1 504 000, 共计划分非结构单元数 193 128。

## 2 计算结果

### 2.1 瞬时压力场和速度场分布

图 2 为  $t=1.209$  s 时,  $y/L=0.168$  断面的瞬时压力分布。从图中可见, 在整个计算流道中, 流体压力先从进口端向固定导叶流道逐渐减小, 然后逐渐增大通过活动导叶流道, 在出口段压力逐渐趋于平稳。沿导叶负力面出现几个明显的负压中心, 说明流体在活动导叶前端受到撞击后, 形成旋涡, 波浪式沿负力面向下游流动, 受活动导叶曲率的进一步影响, 流向涡进一步伸长, 并形成反向涡对进入叶后, 形成复杂的尾迹流动。沿活动导叶压力面出现明显的逆向压力梯度, 在活动导叶压力面的尾翼附近, 边界层可能发生分离, 形成脱落涡, 一同混入叶后复杂的尾迹流动。

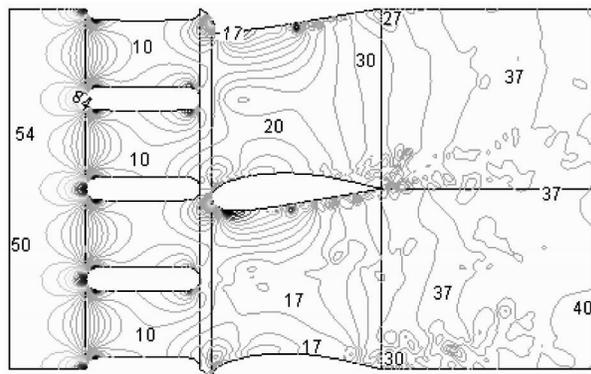


图 2  $t=1.209$  s 时,  $y/L=0.168$  断面的压力分布(Pa)

图 3 为  $t=1.209$  s 时,  $y/L=0.168$  断面的瞬时  $x$  方向的速度分布。由图可见, 固定导叶的尾迹流动直接影响下游活动导叶流道, 直至出口段, 说明进行固定导叶流线型设计的重要性。同时, 在活动导叶压力面接近尾翼的附近, 出现明显的回流区, 证实流体在逆向压力梯度作用下, 在活动导叶压力面边界层上形成脱落涡。在活动导叶负力面, 沿壁面的反向速度, 也进一步证实流动旋涡沿负力面螺旋式的前进。

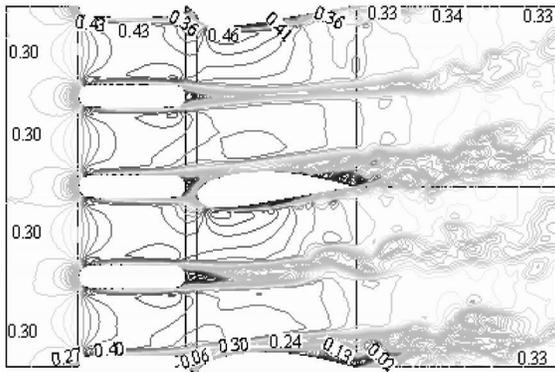


图 3  $t=1.209\text{ s}$  时,  $y/L=0.168$  断面的  $x$  方向的速度分布(m/s)

2.2 瞬时涡量场分布

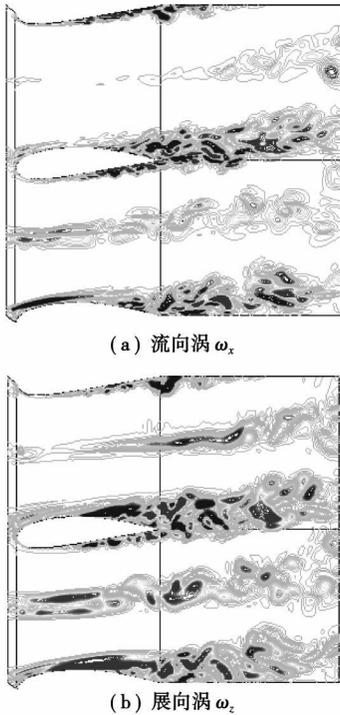


图 4  $t=1.209\text{ s}$  时,  $y/L=0.168$  断面涡量分布, 深色: 涡量  $\geq 20\text{ 1/s}$ ; 浅色: 涡量  $\leq -20\text{ 1/s}$

图 4 为  $t=1.209\text{ s}$  时,  $y/L=0.168$  断面流向和展向涡量分布。从图中可清楚地看见尾迹涡的形成和在空间的演化过程。旋转的涡对在向下游流动过程中, 在空间进一步伸长, 与主流交换能量后, 涡强明显减低。由此可见, 由活动导叶产生的涡带可能进一步扩张到转轮中去, 这种涡带造成转轮进口速度及压力的不均匀, 可进一步影响转轮内的流动状态, 造成转轮空蚀破坏和水力振动。因此, 根据 CFD 计算结果研究水轮机转轮与导叶出水边的距离等设计参数显得尤为重要

2.3 活动导叶后不均匀流场动态分布特性

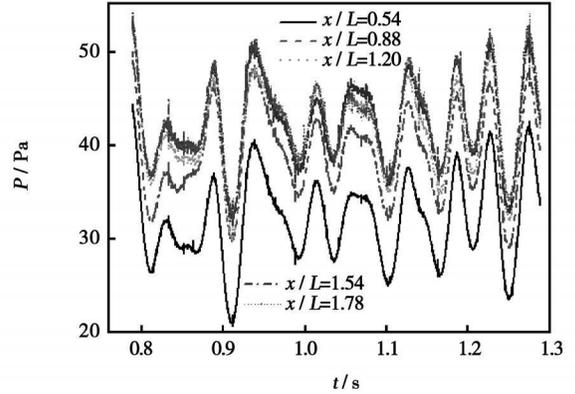


图 5 活动导叶后不同断面面积权重平均下的压力随时间变化

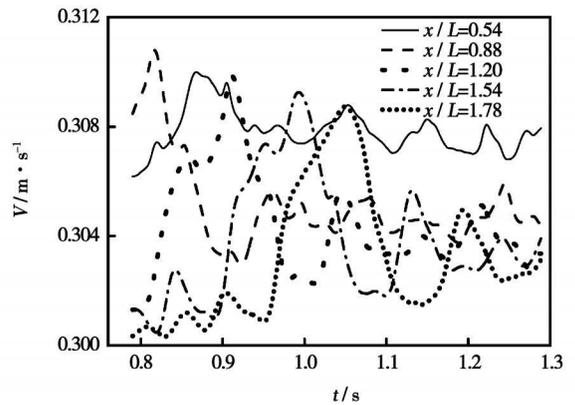


图 6 活动导叶后不同断面面积权重平均下的速度随时间变化

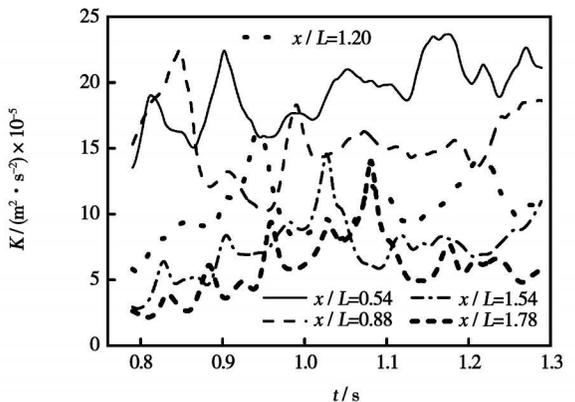


图 7 活动导叶后不同断面面积权重平均下的试验亚格子湍动能随时间变化

图 5 是活动导叶后不同断面面积权重下的平均压力  $P$  随时间变化。从图可见, 越靠近下游, 压力越大, 但随时间变化的最大压力脉动值几乎相等, 并且各断面压力脉动随时间变化趋势一样, 在时间上

不存在相位差,几乎同时出现最大和最小的压力脉动。图6是活动导叶后不同断面面积权重下的平均速度  $V$  随时间变化。由图可见,越靠近上游,速度平均值越大,不同断面,最大速度脉动值几乎相等,但各断面随时间依次出现最大的速度脉动,说明受活动导叶和固定导叶的影响,上游产生的速度波动不间断地向下游传播。同时,压力波的传播远远大于速度波动的传播。图7是活动导叶后不同断面面积权重下的平均试验亚格子湍动能  $K$  随时间变化,靠近上游,试验亚格子湍动能越大,流体涡旋更加强烈,与图4结果是一致的。

为了定量描述导叶后尾迹涡带的不均匀程度,分别定义叶后各个垂直于  $x$  轴的断面上的压力不均匀度  $\lambda$  和速度不均匀度  $\delta$ 。

$$\lambda = \frac{2(P_{max} - P_{min})}{P_{max} + P_{min}}, \quad \delta = \frac{2(V_{max}^x - V_{min}^x)}{V_{max}^x + V_{min}^x} \quad (11)$$

式中:  $P_{max}$ 、 $P_{min}$ —断面上的最大压力和最小压力;  
 $V_{max}^x$ 、 $V_{min}^x$ —断面上的  $x$  方向最大速度和最小速度。

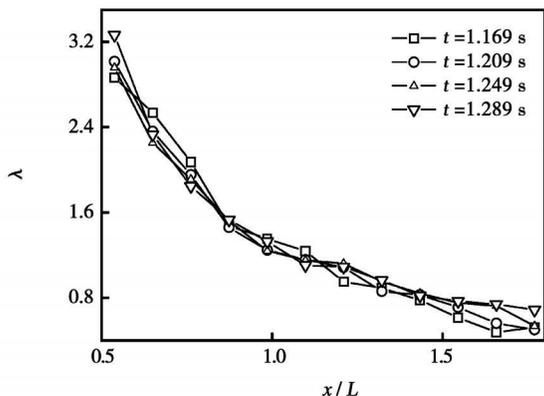


图8 不同时刻活动导叶后不同断面压力不均匀度

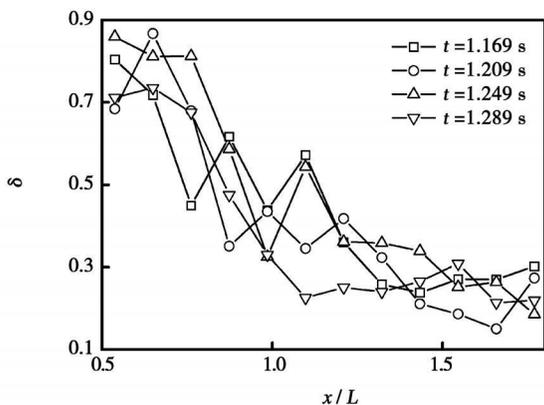


图9 不同时刻活动导叶后不同断面流速不均匀度

图8是不同时刻活动导叶后不同断面压力不均匀度,越靠近下游,压力不均匀度越小,并且在不同时刻压力不均匀度几乎相等,而图9中的速度不均匀度,越靠近下游,总体趋势越小,但在不同时刻,各断面的不均匀度值相差较大,这也是水力设计中较大的难题,因此寻找叶后时间平均上始终处于最小速度不均匀度的断面应成为水轮机水力设计的重要设计指标。

### 3 结 论

基于大涡模拟动态亚格子湍流模型,采用SIMPLEC算法实现速度、压力变量的分离求解,得到了型号为A55x的某试验模型水轮机导水机构全流道速度场、压力场以及涡量场的分布特性。计算结果表明,活动导叶绕流形成的涡带向下游进一步发展,造成转轮进口速度及压力分布的不均匀,直接影响转轮内的流动状态,可进一步造成转轮空蚀破坏和水力振动。同时还研究导叶后不均匀湍流场的动态特性,并采用压力不均匀度和速度不均匀度指标定量分析叶后不均匀流场分布特点,发现越靠近下游时间平均的压力和速度不均匀度越小,但各断面的瞬时不均匀度值相差较大,提出寻找叶后时间平均上始终处于最小速度不均匀度的断面应成为未来水轮机水力设计的重要设计指标,这些研究工作可为深入研究机组的水力振动、改进叶型设计和提高整机效率等提供有价值的参考。

#### 参考文献:

- [1] 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.
- [2] 李 军,苏 明. 涡轮静叶栅二次流的数值模拟[J]. 热能动力工程, 2008, 23(1): 16-20.
- [3] LIEW K M, WANG WEN QUAN, ZHANG LI XIANG, et al. A computational approach for predicting hydroelasticity of flexible structures based on the pressure poisson equation[J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 2007, 72(13): 1560-1583.
- [4] WANG WEN QUAN, ZHANG LI XIANG, YAN YAN, et al. Large-eddy simulation of turbulent flow considering inflow wakes in a Francis turbine blade passage[J]. Journal of Hydrodynamics Ser B, 2007, 19(2): 201-209.
- [5] ZHANG LI XIANG, WANG WEN QUAN. LES of turbulent flow in 3D skew blade passage of a reacting hydro turbine[J]. Modern Physics Letters B, 2005, 19(28-29): 1487-1490.
- [6] GERMANO M, PIOMELLI U, MION P, et al. A dynamic subgrid-scale eddy viscosity model[J]. Physics of Fluid A, 1991, 3(7): 1760-1765.
- [7] MENEVEAU C, KATZ J. Scale-invariance and turbulence models for large eddy simulation[J]. Annual Review of Fluid Mechanics 2000, 32: 1-32.

(编辑 单丽华)

as the bed layer coke distribution under the following two operating conditions, i. e.  $O_2/N_2=21:79$  and  $O_2/N_2=25:75$ . The simulation results show that when the oxygen concentration of the primary air is increased from 21% to 25% (by volume), the average temperature of the combustion zone on the surface of MSW bed layer will rise from 1 350 K to 1 466 K, namely, an increment of 116 K. The combustible (coke) content of ash slag will decline from 3.9% to 0.1% (by weight). With an increase of oxygen concentration, the ignition location of the MSW will shift forward with the MSW entering a steady combustion stage ahead of schedule. The simulation results are in good agreement with the test ones measured by predecessors. **Key words:** municipal solid waste (MSW), incineration, oxygen enrichment, numerical simulation, Martin reciprocating grate

10 ~ 100 mm 长度的棉秆在流化床中的燃烧特性 = **Combustion Characteristics of Cotton Stalks of 10 to 100 mm in Length Burnt in a Fluidized Bed** [刊, 汉] / SUN Zhi-ao, JIN Bao-sheng, ZHANG Ming-yao (College of Energy Source and Environment, Southeast University, Nanjing, China, Post Code: 210096) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(2). — 252 ~ 256

Described were the physicochemical characteristics of cotton stalks of 10 to 100 mm in length and their ash. With high alumina bauxite serving as bed material, and on a fluidized bed test rig having a thermal power output of 0.2 MW, the combustion characteristics of pure cotton stalks in question were studied under different operating conditions. It has been found that when the fluidization number  $N$  is greater than 3, the temperature in a dense-phase zone ranging from 850 to 880 °C, and a stable combustion can be maintained, indicating that the cotton stalks and the bed material can be mixed relatively well. During the test, the concentration of main pollutant emissions was measured. After a continuous operation of 38 hours, the bed material has basically kept its original shape and appearance unchanged, and no agglomeration phenomena emerged. The tests show that the pure cotton stalks can adapt themselves to combustion in fluidized beds, and this is of major significance for guiding commercial applications on a large scale. **Key words:** long cotton stalk, bed material, fluidized bed, combustion characteristics

混流式水轮机导叶叶道内湍流场的大涡模拟 = **Large Eddy Simulation of the Turbulent Flow Field in Guide Vane Flow Passages of a Mixed-flow Type Water Turbine** [刊, 汉] / WANG Wen-quan, ZHANG Li-xiang, YAN Yan, et al (Department of Engineering Mechanics, Kunming University of Science and Technology, Kunming, China, Post Code: 650093) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(2). — 257 ~ 260

By using the  $N-S$  control equation of a nonsteady incompressible fluid and the dynamic sub-grid turbulence model of a large eddy simulation, and based on mixed grid techniques, the authors have employed SIMPLEC algorithm to seek separate solutions to velocity and pressure variables. As a result, obtained were the distribution of velocity field, pressure field and vorticity field in the whole flow passages of the movable guide vanes of an A55x type test-model water turbine. The calculation results show that the eddy belt formed by the stream encircling the movable guide vanes further develops downstream, leading to a nonuniform velocity and pressure distribution at the inlet of the rotating wheel and exercising a direct influence on the flow state inside the wheel. In the meanwhile, studied were the dynamic characteristics of the nonuniform flow field after the guide vanes. It has been found that the closer to the downstream, the smaller the time-averaged pressure and speed nonuniformity. However, the values of transient nonuniformity at various cross sections have a relatively big difference. It is proposed that to identify the cross section, which always has the minimum time-averaged speed nonuniformity after the blades, should become an important design effort and index for the hydraulic design of future water turbines. **Key words:** energy source and power engineering, flow field dynamic characteristics, guide vane flow passage, large eddy simulation, dynamic sub-grid model