# 混流式水轮机导叶绕流的三维湍流数值模拟

辛 📲 张兰金<sup>2</sup> 常近时<sup>2</sup>

(1. 中国农业大学 工学院,北京 100083; 2. 中国农业大学 水利与土木工程学院,北京 100083)

摘 要 在现有水轮机引水元件(包括导叶)内部流场数值计算方法和设计理论的基础上,基于 Navier Stokes 方程 和标准的 & 紊流模型,采用贴体坐标和交错网格系统,用 SIMPLEC 算法对一模型机的蜗壳、座环和导叶进行了 联合计算。计算结果表明:混流式水轮机导叶叶间流道中的水流运动沿周向呈周期性变化,叶道中间水流速度较 大,越靠近叶片速度越小;随着导叶开度的增大,水流切向速度减小,径向速度增大,导叶出口的水流角增大;导叶 出口水流速度及环量分布不均匀,与工况变化有关,进行转轮及全流道三维湍流计算时应考虑这一因素;叶型表面 水流速度和压力分布随导叶开度变化的规律比较复杂。

关键词 导叶; Navier Stokes 方程; *k*- 紊流模型; SIMPLEC 算法; 三维数值模拟 中图分类号 TK 730.3 文章编号 1007-4333 (2005) 02-0053-05 文献标识码 A

### Numerical simulation of 3-D turbulent flow through wicket gates

Xin Zhe<sup>1</sup>, Zhang Lanjin<sup>2</sup>, Chang Jinshi<sup>2</sup>

(1. College of Engineering , China Agricultural University , Beijing 100083 , China ;

2. College of Water Conservancy and Civil Engineering , China Agricultural University , Beijing 100083 , China)

Abstract Numerical simulation of internal flows through wicket gates in a Francis turbine was performed. The mathematical models of three-dimensional viscous flow in casing and tandem cascade are based on the solution of Navier-Stockes equations with the standard k- turbulence model. A body-fitted curvilinear coordinates, a staggered grid and the SIMPLEC algorithm were adopted in this simulation process. The results showed that the distribution of the circumferential flow presented periodical changes between the wicket gates, and the outflow velocity and circumference was uneven based on the operating conditions in the vanes. The velocity and pressure on the wicket gates surface varied complicatedly under the various guide openings. The result of the three-dimensional simulation in the different operation conditions provided the boundary conditions for the numerical simulation in the runner and the whole flow passage of a model Francis turbine with some information.

Key words wicket gates; Navier-Stockes equations; k- turbulence model; SIMPLEC algorithm; three-dimensional numerical simulation

导叶是水轮机中重要的过流元件,主要作用是 调节流量和改变进入转轮液流的速度环量,需要时 完全关闭使水轮机停止运行。随着计算机技术和计 算流体力学的迅速发展,采用数值方法研究混流式 水轮机导叶绕流已成为改进和优化水轮机引水元件 以及水轮机全通道设计的重要手段。近几十年来, 水力机械内部流动的数值模拟取得了巨大进步,已 由无黏流动发展到黏性流动,由二维流动、准三维流 动发展到全三维流动解<sup>[1-4]</sup>。

由于水轮机内部结构与流动的复杂性,水轮机 引水元件(包括导叶)内部流动三维湍流数值模拟多 以蜗壳、蜗壳和固定导叶、固定导叶和活动导叶双列 叶栅的单独计算或联合计算为主<sup>(5-13)</sup>,而对蜗壳、 座环和导叶进行联合水动力学计算的文献较少。笔 者应用 Navier-Stockes 方程和标准的 k- 紊流模型, 采用贴体坐标和交错网格系统,用 SIMPLEC 算

收稿日期: 2004-11-01

基金项目:中国机械联合会"三峡水利枢纽工程成套设备研制项目(ZZ01-01-04)"

作者简介: 辛, 副教授, 博研究生; 常近时, 教授, 博士生导师, 通讯作者, 主要从事流体机械研究。

法<sup>(14,15)</sup>对一模型机的蜗壳、座环和导叶进行联合水动力学计算,分析导叶绕流的特点,以期为转轮进口边界条件的合理给定提供依据。

## 1 基本方程与计算方法

### 1.1 基本方程

54

一般情况下,水轮机引水元件内部流动认为是 三维黏性不可压定常湍流运动,可用 Navier-Stockes 方程来描述。引入 Boussinesq 涡黏性假设后,连续 方程和动量方程的时均方程形式为:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

$$u_{j} \frac{\partial u_{i}}{\partial x_{j}} = - \frac{\partial p^{*}}{\partial x_{i}} + \frac{\partial}{\partial x_{j}} \left[ \mu_{\text{eff}} \left( \frac{\partial u_{i}}{\partial x_{j}} + \frac{\partial u_{i}}{\partial x_{j}} \right) \right] + F_{i}$$
(2)

式中: 为流体密度;  $u_i(i = 1, 2, 3)$ 和  $u_j(j = 1, 2, 3)$ 为流体的速度分量;  $p^*$ 为包括紊动能 k 的折算压 力,  $p^* = p + \frac{2}{3} k, p$ 为压力;  $\mu_{eff}$ 为等效黏性系数,  $\mu_{eff} = \mu + \mu_i$ , 其中  $\mu$  为流体动力黏性系数,  $\mu_i$  为 Boussinesq 涡黏性系数;  $F_i$  为质量力。为确定  $\mu_i$ , 引入标准 k- 紊流模型:



$$\boldsymbol{\mu}_t = C_{\boldsymbol{\mu}} \frac{k^2}{2} \tag{3}$$

$$\frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_i}{k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_t} \right] + P_k - (4)$$

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{D} \right) \frac{\partial}{\partial x_t} \right] + C_1 \frac{\partial}{k} P_k - C_2 \frac{2}{k}$$
(5)

式(1) ~ (5) 中:  $x_i$ (i = 1, 2, 3)代表 x, y, z 坐标;  $P_k$ 为紊动能生成项

$$P_{k} = \boldsymbol{\mu}_{t} \left( \frac{\partial u_{i}}{\partial x_{j}} + \frac{\partial u_{i}}{\partial x_{j}} \right) \frac{\partial u_{i}}{\partial x_{j}}$$
(6)

式(3) ~ (5) 中:紊流模型常数分别为  $C_{\mu} = 0.09$ ,  $C_1 = 1.44$ ,  $C_2 = 1.92$ , k = 1.0, k = 1.3。此紊流 模型构成了支配水轮机引水元件内部流动的封闭非 线性方程组。

#### 1.2 计算域的网格划分及方程的数值解法

由于水轮机引水元件内部的计算区域十分复 杂,为避免计算域局部产生网格奇异,影响流动计算 的准确性,故采用非结构化网格。为提高导叶绕流 的计算精度,在导叶周围进行了局部网格加密。蜗 壳、座环和导叶联合计算区域及网格划分见图1。

本研究对连续方程和动量方程在空间方向的离



图 1 蜗壳、座环和导叶联合计算区域及网格划分

Fig. 1 Computational region and mesh in spiral casing , stay rising and wicket gates

散采用有限体积法。离散方程的求解方法为:对压 力-速度耦合采用 SIMPLEC 算法;对动量方程、湍 动能、湍耗散方程采用二阶迎风格式。计算中松弛 系数的选取:压力 0.1 ~ 0.3,动量 0.5 ~ 0.7,湍动能 与湍耗散 0.5 ~ 0.8,在最优工况附近取大值,在远 离最优工况时取小值。

### 1.3 边界条件

给定进口断面流量作为蜗壳进口条件,平均压 力为出口边界条件。在固体边壁上给定流体无滑移 条件,在壁面附近的流动区域采用壁面函数法处理。

## 2 计算结果与分析

本研究计算对象模型的主要参数为:转轮直径  $D_1 = 350 \text{ mm}$ , 蜗壳基圆半径  $R_0 = 264.7 \text{ mm}$ , 座环 支柱数  $Z_s = 12$ ,活动导叶数  $Z_0 = 24$ ,导叶分布圆直 径  $D_0 = 416 \text{ mm}$ ,试验水头 H = 30 m。

工况 1 为小流量工况(60 %负荷):单位流量 *Q*<sub>11</sub> = 785 L/s,单位转速 *n*<sub>11</sub> = 78 r/min;工况 2 为 最优工况:单位流量 *Q*<sub>11</sub> = 1 050 L/s,单位转速 *n*<sub>11</sub> = 77.8 r/min;工况 3 为大流量工况(5 %功率限 制线上):单位流量 Q<sub>11</sub>=1290L/s,单位转速 n<sub>11</sub>= 78 r/min。

2.1 中位面上的流线分布

图 2 示出工况 2 导叶中位面上的流线分布(工







况1和3略),各工况均未发生脱流。

### 2.2 导叶叶间流速分布

图 3 示出 3 种工况下导叶叶间以及导叶所夹两 流道中,从进口到出口 4 个截面上的流速分布情况。 由图可见,导叶中的水流运动沿周向呈周期性变化, 叶道中间水流的速度较大,越靠近叶片速度越小,随 着导叶开度的增大,水流的切向速度减小,径向速度 增大,导叶出口的水流角增大;导叶出口水流速度不 均匀,导叶开度越小不均匀程度越大。若导叶出水 边到转轮进水边距离较大,则水流速度在这一段流 程中可逐渐均化,可认为转轮进口速度分布是均匀 的;若导叶出水边到转轮进水边距离较小,则转轮进 口处水流速度分布不均匀,给转轮水动力学计算和 实际运行带来诸多难题。







Training Verbaux Damoid Sp 3







图 3 3 种工况下导叶叶间及导叶所夹两流道流速分布

Fig. 3 Velocity distributions among wicket gates under three conditions

### 2.3 导叶出口速度矩分布

图 4 示出 3 种工况下导叶出口速度矩沿周向和 沿叶高的分布情况。由图 4 (a) 可见, 速度矩 vu R 沿 周向呈周期性分布,叶道中间速度矩较大,越靠近叶 片速度矩越小,且速度矩随导叶开度的增大而减小。 由图 4(b) 可见,除靠近导叶上下环壁面较近的地方 速度矩有所减小外,在导叶中间区域基本保持相同。



图 4 3 种工况下导叶出口速度矩 v<sub>u</sub> R 沿周向和沿叶高的分布

Fig. 4  $v_{\rm u} R$  distributions along wicket gates outlet under three conditions

### 2.4 叶型表面水流速度和压力分布

3种工况下导叶叶型表面水流速度和压力的分 布见图 5。叶型表面上点的选取方法为:自叶片尾 部开始,沿叶腹经头部至叶片背面,最后到达叶片尾 部;在叶型曲率变化较小处取点较少,曲率变化较大 处取点较多;横坐标。为由叶片尾部到所取点的叶 型轮廓长度与导叶叶型轮廓总长度的比值。可见, 各工况叶型表面速度分布及压力分布的规律类似。 因叶型各点曲率不同,以及水流在导叶流道中流动 方向发生转折,叶型表面水流速度和压力分布极不 均匀:叶腹表面水流速度高压力低,叶背表面水流速 度低压力高,且叶腹表面水流速度变化较小而叶背 表面水流速度变化较大;叶片头部处水流速度最低 压力最高。随着导叶开度的不同,各工况下叶型表 面水流速度差及压力差不同:小开度下叶型表面水 流速度差和压力差较大,大开度则相反。这说明导 叶上作用的水力矩随导叶开度变化的规律比较复 杂。此外,叶尾两侧的水流速度大小不同,将在进入 转轮前通过动量交换达到均化。







### 3 结 论

7

 1) 混流式水轮机导叶叶间流道中水流的运动 沿周向呈周期性变化,水流的切向速度、径向速度以 及导叶出口的水流角都随工况变化;

2) 导叶出口水流速度及环量分布不均匀,与工 况变化有关;

3) 叶型表面水流速度和压力分布随导叶开度

变化的规律比较复杂;

4) 由于导叶出口流速分布不均匀,进行转轮三 维湍流计算时应考虑这一因素。

### 参考文献

- [1] 吴伟章. 混流式水轮机三维非定常湍流计算[D]. 北京:清华大学,2002
- [2] 崔学明.水轮机转轮内三维湍流流场分析及计算模型

比较[D].北京:中国农业大学,2002

- [3] 李连超.大型混流式水轮机尾水管不稳定水流的研究 [D].北京:中国农业大学,2002
- [4] Cherny S G, Sharov S V, Skorospelov V A, et al. Methods for Three-dimensional flows computation in hydraulic turbines[J]. Russ J Numer Anal Math Modelling, 2003,18(2):87 - 104
- [5] 廖伟丽,李建中.混流式水轮机蜗壳内流动的数值研究[J].大电机技术,2002(2):54-58
- [6] 周晓泉,瞿伦富,吴玉林.水轮机蜗壳和固定导叶内部 流动的数值模拟[J].清华大学学报(自然科学版), 2000,40(8):93-97
- [7] 魏显著,徐忠,郭忠泰.基于三维粘性流分析的轴流式 水轮机固定导叶的优化设计[J].大电机技术,2003
   (1):36-41
- [8] 廖伟丽,李建中.水轮机导叶含端面间隙的水动力学研 究[J].水利学报,2003(2):43-47
- [9] 廖伟丽,李建中.水轮机导水机构力特性的数值实验研 究[J].水利发电学报,2002(4):100-107
- [10] 刘焕明. 水轮机环列导水叶栅网格生成技术及应用

[J].东方电气评论,2000(1):40-42

- [11] Ruprecht A, Bauer C, Riedelbauch S. Numerical analysis of three-dimension flow through turbine spiral case, stay vanes and wicket gates [A]. In: IAHR. Proc. Of 17th IAHR Symp [C]. Beijing: International Research Centre on Hydraulic Machinery, 1994. 71 82
- [12] Parkinson E, Dupont P, Hirschi R, et al. Comparison of flow computation results with experimental flow surveys in Francis turbine [A]. In: IAHR. Proc. Of 17th IAHR Symp[C]. Beijing: International Research Centre on Hydraulic Machinery, 1994. 45 - 58.
- [13] Lipej A, Jost D, Oberdank K, et al. Numerical and experimental flow analysis in a Francis turbine [A]. In : I-AHR. Proc. Of 17th IAHR Symp [C]. Beijing: International Research Centre on Hydraulic Machinery, 1994. 59 - 70.
- [14] 王福军. 计算流体动力学分析 CFD 软件原理与应用[M]. 北京:清华大学出版社,2004.p272
- [15] 陶文铨. 数值传热学[M]. 第 2 版. 西安: 西安交通大学出版社, 2001. p566