

混流式水轮机蜗壳改造的型线优化及数值模拟

周文斌, 敏 政, 张玉良

(兰州理工大学 流体动力与控制学院, 甘肃 兰州 730050)

摘要: 针对长期运行于含泥沙水流的混流式水轮机蜗壳, 提出基于蜗壳改造的型线优化方案. 利用数值模拟的方法对改型前与改型后的蜗壳进行数值模拟, 给出了改造后的蜗壳和原蜗壳的水动力学特性的差异. 得到一种工程中可行的抗泥沙磨损, 提高水力性能的蜗壳改造方法. 经 3 a 运行后检查证明蜗壳磨蚀情况得到明显改善.

关键词: 蜗壳; 改造; 优化设计; 数值模拟

中图分类号: TK730⁺.3

文献标识码: A

文章编号: 1004-0366(2006)04-0098-04

An Optimal Design of a Spiral Case Based on its Rebuild of Francis Turbine and Its Numerical Simulation

ZHOU Wen-bin, MIN Zheng, ZHANG Yu-liang

(College of Fluid Power and Control Engineering, Lanzhou University of Science and Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract: A scheme of optimal design for the spiral case used in silt-laden water flows was put forward based on its rebuild. The method of numerical simulation was used to analyse the differences of flow characteristics between the optimal and the former spiral cases. A new method was summarized to decrease silt erosion in engineering. Silt erosion to the optimally designed spiral case was improved obviously after it had worked in silt laden flows for 3 years.

Key words: spiral case; rebuild; optimal design; numerical simulation

蜗壳是水轮机引水部件的重要组成部分, 常规的蜗壳设计方法基本上都是按照蜗壳内部任意一点满足 $V_u \cdot r = K$ (K 为常数) 来设计. 根据这一关系, 随着蜗壳尾段半径减小, 含泥沙水流速度增大会造成尾段的严重磨蚀, 降低蜗壳的使用寿命, 因此水轮机蜗壳中的磨蚀问题一直是重要的研究课题^[1]. 在小水电站工程实践中往往采用结合现场实际工作条件, 方便易行的改造方案^[2], 结合本例我们采用割掉蜗壳严重磨蚀的尾段重新焊接的方法来延长蜗壳的使用寿命. 通过对蜗壳尾段型线的优化设计, 达到减小泥沙磨损, 提高水力性能, 增加蜗壳使用寿命的目的. 并利用 CFD 仿真的方法对此进行数值模拟, 对比和分析蜗壳改造前后的水力性能, 为新型抗泥沙磨损蜗壳的设计提供有益的参考.

1 改造方案

针对应用广泛的小型机组, 以青海省古浪堤水电站的 HL200-WJ-71 水轮机组蜗壳为对象进行优化改造, 该蜗壳进口直径 1 m, 包角 355°, 隔舌处定义为 0° 包角, 逆水流为包角增加方向. 机组设计工况是水头 $H = 45$ m, 流量 $Q = 3.5$ m³/s, 效率 $\eta = 0.8$. 将蜗壳尾段按照 $V_{i\tau}$ (速度切向分量平均值) 保持不变的方案来改造, 也就是改变蜗壳截面积的变化规律, 使改造后的蜗壳自改造起始位置以后的任一截面的 $V_{i\tau}$ 等于蜗壳改造起始位置处的 $V_{i\tau}$, 达到控制尾段流速的目的. 具体的做法是利用流量沿包角呈线性分布的规律, 求出 Φ (Φ 为改型起始角度) 包角所在断面处的流量, 因为原蜗壳在 Φ 角度下对应的截面积 S_s .

已知,所以此断面的 V_{us} 可以利用流量除以相应的截面积求得.当包角 $\varphi < \Phi$ 时流量仍呈线性分布的规律,若各截面 V_{us} 始终等于 Φ 角度所对应截面的 V_{us} ,利用对应角度下的流量除以 V_{us} 就可以得到对应角度下的蜗壳截面的截面积,由所求得的截面积可算出该截面优化后的型线参数^[3,4].根据蜗壳磨损的情况,选择在 $\Phi = 160^\circ$ 处改造,蜗壳 Φ 包角对应断截面过流量为 $Q_s = Q \cdot \Phi/360^\circ$;该截面水流速度切向分量平均值 $V_{us} = Q_s/S_s$.包角 $\varphi < \Phi$ 时过流量为 $Q_t = Q \cdot \varphi/360^\circ$;截面积 $S_t = Q_t/V_{us}$,将 S_t 与原蜗壳面积相等的截面参数作为新型线的参数进行优化.改造前后不同包角对应截面积的对比如图1所示.

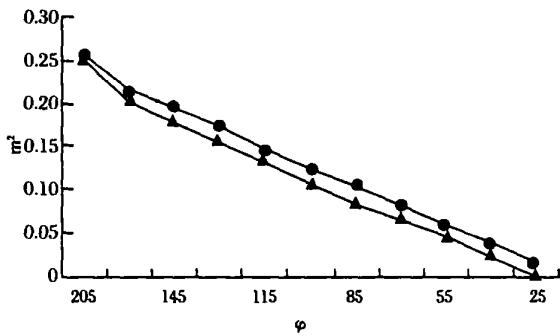


图1 蜗壳改造前后截面积随包角变化情况
▲ 改造前面积 ● 改造后面积

2 数值模拟

2.1 基本方程

水轮机引水元件内部流动可认为是三维粘性不可压缩定常湍流运动^[5],其内部流动可用N-S方程来描述,引Boussinesq涡粘性假设后,连续方程和动量方程的时均方程形式为

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0, \quad (1)$$

$$\rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + \rho F_i, \quad (2)$$

其中 ρ 是流体密度; $u_i (i = 1, 2, 3; j = 1, 2, 3)$ 为流体的速度分量; p 是包括紊动能 k 的折算压力; μ_{eff} 是等效粘性系数,等于粘性系数 μ 和Boussinesq涡粘性系数 μ 之和,即

$$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t,$$

ρF_i 是质量力.为了确定 μ_t ,引入标准的 $k - \epsilon$ 紊流模型:

$$\mu = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}, \quad (3)$$

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu}{\alpha} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + p_k - \rho \epsilon \quad (4)$$

$$\rho \frac{D\epsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu}{\alpha} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + C_\epsilon \frac{\epsilon}{k} p_k - C_\epsilon \rho \frac{\epsilon^2}{k}, \quad (5)$$

上式中 $x_i (i = 1, 2, 3)$ 分别代表 x, y, z 坐标 p_k 为紊动能生成项,由下式确定:

$$p_k = \mu \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] \frac{\partial u_i}{\partial x_j}. \quad (6)$$

式(3)~(5)中紊流模型常数分别为

$$C_\mu = 0.09, C_\epsilon = 1.44, C_\epsilon = 1.92, \alpha = 1.0, \alpha_\epsilon = 1.3.$$

此紊流模型构成了蜗壳内部流动的封闭方程组.

2.2 网格划分与计算方法

水轮机蜗壳及固定导叶区的计算区域复杂,其网格的离散有结构化网格和非结构化网格.结构化网格难以妥善地处理所求解的不规则区域,而非结构化网格的空间分布比较自由.网格点之间的连接没有方向性,处理不规则计算区域时,通过局部加密网格及在边界上的特殊处理来适应不规则区域,因此本例选取非结构化网格对改型前和改型后的蜗壳用完全相同的方法划分网格.利用有限体积法对连续方程和动量方程在空间方向进行离散.采用SIMPLEC算法求解压力-速度耦合方程,对动量方程、湍动能与湍耗散方程求解采用一阶迎风格式.

2.3 边界条件

本例中蜗壳进口边界条件设定为设计工况下的进口流速,出口边界条件是平均压力.在固体边界上给定流体无滑移和无渗透条件,在壁面附近的区域采用标准壁面函数法处理.

2.4 计算结果

蜗壳改造前后的对称面速度如图2、3所示.

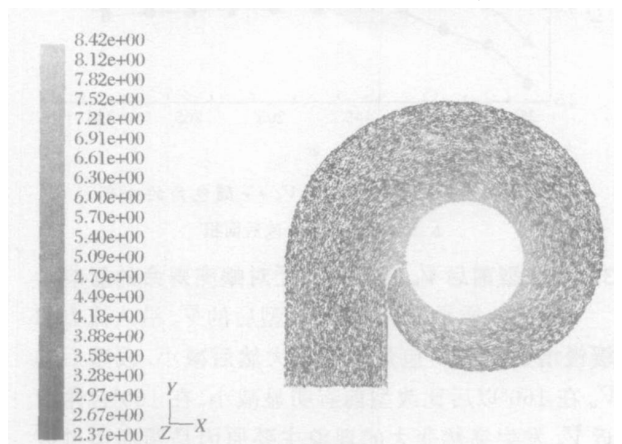


图2 改型前对称面速度分布

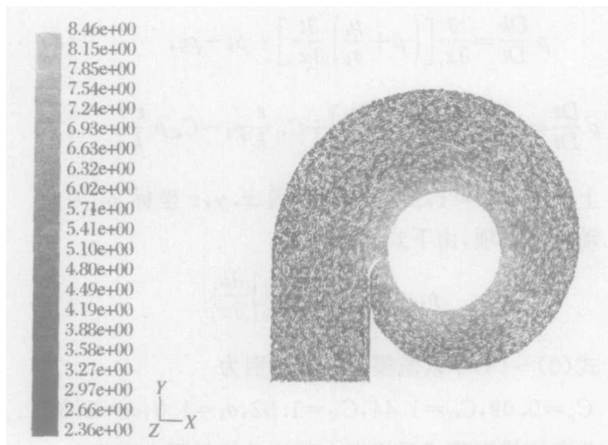
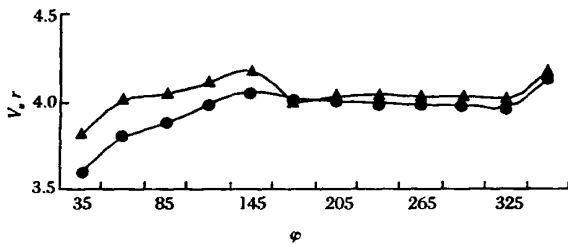


图3 改型后对称面速度分布

3 计算结果分析

3.1 改型前后蜗壳出口 $V_u \cdot r$ 随包角的变化规律

如图4所示,改型前的蜗壳 $V_u \cdot r$ 从35°包角到160°基本为常数,从160°到30°略有增大,但增幅很小,反映出用 $V_u \cdot r = K$ 方法设计的蜗壳圆断面与椭圆断面中 $V_u \cdot r$ 有一定的差异.这主要是因为圆断面同椭圆断面中的流动规律不同所致.由于圆断面在小于 $\varphi = 168^\circ$ 包角的范围内无法与座环在给定位置相接,变化成椭圆断面是制造上的需要;改型后的蜗壳 $V_u \cdot r$ 从255°包角到160°比改型前略小,减小幅度不大,从160°包角到35° $V_u \cdot r$ 缓慢减小,但比改型前减小较多.计算数据反映出这种改型在改型段对 $V_u \cdot r = K$ 规律产生了一定影响,在椭圆断面部分平衡了断面形状变化对 $V_u \cdot r = K$ 规律产生的影响.

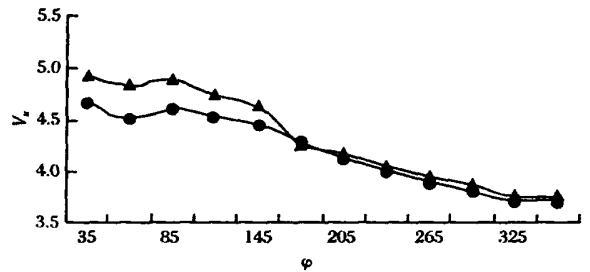
图4 改型前后蜗壳出口 $V_u \cdot r$ 随包角的分布

▲ 改前面积 ● 改后面积

3.2 改型前后 V_u 变化规律及对蜗壳寿命的影响

如图5所示,改型前和改型后的 V_u 沿入流方向缓慢增加,到35°包角达到最大然后减小.改型后的 V_u 在160°以后比改型前有明显减小.在160°包角附近 V_u 发生突然变大的现象主要原因是圆断面过渡到椭圆断面后截面的宽度突然变小,高度有所增加,

使得 V_u 明显变大.在55°包角处 V_u 略有减小由于在该处为使椭圆截面和座环在指定位置相接而人为的扩大了截面面积.

图5 蜗壳改型前后 V_u 随包角分布

▲ 改前面积 ● 改后面积

根据目前含沙水流磨蚀机理研究的成果^[6,7],磨蚀量 W 一般可以表示为^[8]

$$W = A \cdot B \cdot C \cdot D \cdot S^\alpha \cdot V^\beta \cdot T, \quad (7)$$

其中 V 为流体速度, $\beta = 2.7 \sim 3.2$, 式中其他参数表示泥沙特性,材料特性等不变参数,工程应用中可以近似取 $\beta = 3$,即水力机械的磨损同接触面的液体流速的三次方成正比.由改型前 V_u 沿包角的计算数据带入式(7)得出在磨损最严重的35°包角附近磨损量减小量约18%,可以认为蜗壳寿命与最严重磨损部位的磨损量成反比,改型后的蜗壳可以比原型蜗壳寿命约延长23%.

3.3 改型后出口液流角的变化及固定导叶修型

从图6可以看出,改型前后的蜗壳出口液流角即固定导叶入口的液流角在 $\varphi > 295^\circ$ 以后都有所增加,变化幅度较大,在 $85^\circ < \varphi < 295^\circ$ 处基本保持不变,从85°到0°缓慢增加.改型后液流角在 $85^\circ < \varphi < 295^\circ$ 范围内略有减小,在 $0^\circ < \varphi < 85^\circ$ 较改型前增大较多,使出口液流角均匀性恶化.总体来说2种蜗壳

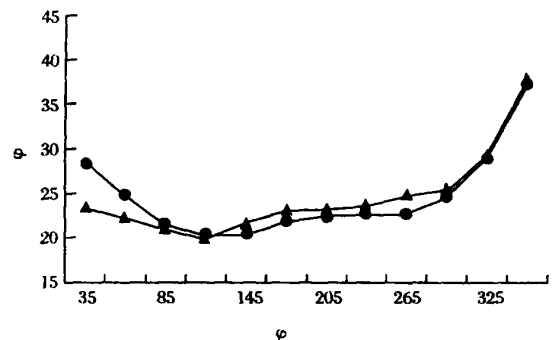


图6 改型前后蜗壳出口液流角随包角的分布

▲ 改前面积 ● 改后面积

水流均匀性都较差。原蜗壳固定导叶选取相同的安放角是不合理的,在 325° 和 35° 包角附近的固定导叶入口会产生一定的冲角。改型后的蜗壳在 35° 附近固定导叶入口液流角比改型前增加 7° 左右。如果改型后蜗壳尾段固定导叶入口安放角不改变,将会在 35° 包角附近的固定导叶入口产生较大冲角,所以在改造中可以根据模拟计算的结果对 35° 包角附近的固定导叶做修型,适当调整入口安放角以减小进口撞击,提高蜗壳水力效率。

4 结论

改型后的蜗壳较改型前有更好的水力性能,降低了蜗壳尾段流速,减小了泥沙磨损,运行 $3a$ 后的检查结果表明改型蜗壳的尾段磨蚀情况有了明显的减小,本改型方案为大型混流式水轮机蜗壳的型线优化设计提供了有益的参考。得出结论如下:

(1) 蜗壳内部流态复杂,改造前蜗壳全段基本符合 $V_u \cdot r = K$,改型后包角 $\varphi < 160^\circ$ 段 $V_u \cdot r$ 较改型前有所减小。

(2) 改型前 V_u 在椭圆断面与圆断面过渡处有突增现象,改型后突增明显减小。改型后的 V_u 在改

型段的最大值比改型前有明显的减小,通过计算得出改型后蜗壳寿命约为原蜗壳寿命的约1.2倍。

(3) 改型后蜗壳出口液流角在包角 $\varphi < 85^\circ$ 以后比改型前有明显增加,出口液流角均匀性较改型前变差,在尾部最后一个固定导叶入口产生较大的冲角,应该依照模拟计算的蜗壳出口液流角对原蜗壳固定导叶进行修型,来减小撞击损失。

参考文献:

- [1] 李仁年,袁建平.含沙水流条件下水轮机蜗壳优化设计方法[J].甘肃工业大学学报,1998,24(1):46-5.
- [2] 敏政,刘有余,齐学义.小型轴流定桨式水轮机的技术改造[J].甘肃科学学报,2003,15(3):82-85.
- [3] 曹鹤鸣.水轮机原理与水力设计[M].北京:清华大学出版社,1991.
- [4] 彭辉,张振华,刘德富.不同蜗壳断面水力计算的数学解法[J].三峡大学学报(自然科学版),2004,26(1):1-3.
- [5] 王福军.计算流体动力学分析——CFD软件原理与应用[M].北京:清华电学出版社,2004.
- [6] 王成民.我国水轮机泥沙磨损课题的研究[J].黑龙江电力,2000,22(6):53-56.
- [7] 田树棠,高建铭.低比速混流式水轮机蜗壳水力性能的试验研究[J].水力发电学报,1994,(4):70-78.
- [8] 单鹰,唐澎,邓杰,等.水轮机导叶抗泥沙磨损水力研究[J].水力发电学报,1996,(2):86-96.

作者简介:

周文斌,(1974-)男,黑龙江省饶河县人,兰州理工大学流体动力与控制学院流体机械及工程专业硕士研究生在读,主要从事水力发电技术方面的研究。