

doi:10.3969/j.issn.1674-8530.2013.03.009

## 超低水头竖井贯流式水轮机转轮数值模拟优化

杨春霞<sup>1</sup>, 郑源<sup>2</sup>, 郑璐<sup>3</sup>, 李效旭<sup>1</sup>, 周大庆<sup>2</sup>, 李玲玉<sup>2</sup>(1. 河海大学水利水电学院, 江苏 南京 210098; 2. 河海大学能源与电气学院, 江苏 南京 210098; 3. 河海大学  
企业管理学院, 江苏 常州 213022)

杨春霞

**摘要:** 结合江苏苏北某电站, 研究开发了一种设计水头为 2 m 左右的超低水头竖井贯流式水轮机. 基于 Navier - Stokes 方程, 采用 SIMPLEX 算法对该竖井贯流式水轮机全流道三维定常不可压湍流流场进行了数值模拟, 分析了超低水头转轮叶片翼形、直径及安放角对水轮机性能的影响. 分析了多个方案的水力性能, 选出了最佳的水轮机转轮. 结果表明: 在满足电站设计要求的情况下, 翼型优化后, 转轮直径为 1.75 m、叶片安放角为 23° 时的水轮机, 在效率、水力损失等方面都表现出最佳的性能. 该超低水头竖井贯流式水轮机在导叶开度为 65°, 设计水头为 2.1 m 时, 数值模拟出的流量为 10.05 m<sup>3</sup>/s, 效率最高为 87.6%. 以 GD - WS - 35 水轮机模型试验研究该水轮机的能量性能, 在设计工况下, 对数值模拟效率最高的水轮机方案试验的结果: 模型装置的流量为 0.398 m<sup>3</sup>/s, 效率为 83.34%; 按原模型转换规律转换为原型装置数据, 则流量为 9.96 m<sup>3</sup>/s, 效率为 85.14%; 数值模拟效率比模型试验效率的结果略高, 误差范围为 ±3%.

**关键词:** 竖井贯流式水轮机; 超低水头; 转轮; 优化; 数值模拟

中图分类号: S277.9

文献标志码: A

文章编号: 1674 - 8530(2013)03 - 0225 - 05

## Numerical simulation and optimization of shaft tubular turbine runner with super-low head

Yang Chunxia<sup>1</sup>, Zheng Yuan<sup>2</sup>, Zheng Lu<sup>3</sup>, Li Xiaoxu<sup>1</sup>, Zhou Daqing<sup>2</sup>, Li Lingyu<sup>2</sup>

(1. College of Water Conservancy and Hydropower Engineering, Hohai University, Nanjing, Jiangsu 210098, China; 2. College of Energy and Electrical Engineering, Hohai University, Nanjing, Jiangsu 210098, China; 3. College of Business Management, Hohai University, Changzhou, Jiangsu 213022, China)

**Abstract:** For a hydropower station in North Jiangsu province, a shaft tubular turbine with about 2 m super low head was developed to effectively make use of low head hydro resources. The three-dimensional, steady, turbulent flow in the flow passage of the turbine was numerically simulated by using the Navier - Stokes equations and the SIMPLEX algorithm, and the influences of vane section profile, runner diameter and stagger angle on the turbine performance were analyzed. Eventually, an optimal runner was specified by comparing the performance of different design cases. The results showed that after optimization the turbine with 1.75 m diameter and 23° stagger angle not only has met the design requirements by the hydro-power station but also exhibits the best efficiency and the highest output power. At the design point (head 2.1 m, flow rate 10 m<sup>3</sup>/s), the turbine efficiency is 87.6%. Based on the optimized turbine a model turbine GD - WS - 35 was made and its performance was measured in laboratory. Under the design condition (flow rate 0.398 m<sup>3</sup>/s), the best efficiency of the model was 83.34%. By applying the scaling law of hydro-turbine, the peak efficiency of the prototype of this

收稿日期: 2012 - 05 - 17

基金项目: 国家海洋局海洋可再生能源专项资金资助项目(GHME2011CX02)

作者简介: 杨春霞(1988—),女,江苏盐城人,博士研究生(yangchunxia@hhu.edu.cn),主要从事流体机械及水利水电工程研究.

郑源(1964—),男,山东日照人,教授,博士生导师(zhengyuan@hhu.edu.cn),主要从事流体机械及水利水电工程研究.

model will be 85.14% at the flow rate of  $9.96 \text{ m}^3/\text{s}$ . The CFD predicted peak efficiency is slightly higher than experimental one, suggesting the error is within  $\pm 3\%$  range.

**Key words:** shaft tubular turbine; super low head; runner; optimization; numerical simulation

我国低水头水力资源十分丰富,该资源一般处于江河中下游的经济发达地区.贯流式水轮发电机组因其转轮效率高、过流量大、建设周期短、总体投资省等优点,是开发利用低水头、大流量水力资源和潮汐能源的良好机型<sup>[1]</sup>.

常规贯流式机组最低水头大多在 4 m 以上,设计流量大于  $20 \text{ m}^3/\text{s}$ ,效率一般达到 87%,最高效率为 90%.通过我国近 20 多年对贯流式电站的开发情况可见,灯泡贯流式水轮机适用于水头范围为 5 ~ 25 m 的电站.但对于超低水头 ( $H_{\text{cp}} \leq 3 \text{ m}$ ) 的电站,若采用灯泡贯流式机组,在经济上不合算,而采用竖井贯流式水轮机代替灯泡贯流式水轮机将是未来的发展趋势<sup>[2]</sup>.

竖井贯流式水轮机组是适用于低水头、大流量的结构简单、维护方便的机型.其主要出发点是在基本不改变流道断面的前提下,解决水轮机转速较低的问题,它克服了轴伸贯流机组改变流道断面从而影响水力性能等问题.它的特征是发电机安装在一个外形类似灯泡、又兼作流道部件的由金属或混凝土制造的通常称之为竖井的壳内<sup>[1]</sup>.目前我国,竖井贯流式电站很少,其主要原因是竖井贯流式机组的流道设计、机组总体的结构型式、增速用齿轮箱及双调结构的受油器布置等关键技术缺乏深入研究,致使这种结构简单,安装、维护方便,水力性能优良,造价低廉的竖井贯流式机组未能得到推广使用<sup>[3]</sup>.

文中通过参数的选择设计与数值模拟优化,开发一种超低水头竖井贯流式水轮机,以达到利用平原地区超低水头资源的目的.

## 1 水轮机概况

根据已给参数,设计水头  $H_d = 2.1 \text{ m}$ ,设计流量  $Q_d = 10 \text{ m}^3/\text{s}$ ;根据竖井贯流式水轮机的系列型谱,初定水轮机转轮直径  $D_1 = 1.75 \text{ m}$ .单位转速  $n_{11}$  的取值,根据电站单机运行最高水头、设计水头、最低允许运行水头及原有水轮机模型曲线确定.水轮机正常运行范围应覆盖模型曲线上的高效率区.经比较计算,水轮机额定转速  $n$  取为  $137 \text{ r/min}$ .图 1 为水轮机全流道三维示意图,包括进水流道、导叶、转轮

和出水流道.



图 1 竖井贯流水轮机全流道示意图

Fig. 1 Sketch of entire flow passage of shaft tubular turbine

## 2 数值模拟方法

### 2.1 控制方程

考虑到流动为三维不可压缩黏性流体,数值计算采用连续性方程和 Navier - Stokes 方程<sup>[4-6]</sup>为控制方程:

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

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \rho f_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j}. \quad (2)$$

Spalart - Allmaras 模型是单方程模型,专门用于求解航空领域的壁面限制流动,对于受逆压梯度作用的边界层流动,其已取得很好的效果,在流体机械中的应用也越来越普遍<sup>[7]</sup>.

### 2.2 算法及边界条件

计算区域为进水流道、导叶段、转轮室和出水流道.采用有限体积法对计算区域三维模型进行网格划分,网格采用适应性强的四面体非结构化网格.采用压力进口和压力出口边界条件.速度项、湍动能项和湍动能黏度系数项采用二阶迎风格式进行离散.速度和压力方程用 SIMPLEC 算法耦合<sup>[8]</sup>.在固壁区采用无滑移边界条件,在近壁区采用标准壁面函数<sup>[9-10]</sup>.

## 3 转轮优化设计

### 3.1 叶片翼型优化

贯流式机组的叶片是空间扭曲叶型,轮毂处叶型与轮缘处相比,进口角、安放角和弯度都比较大.在其他过流部件尺寸参数相同、导叶开度相同时,对改进前后的叶片翼型进行 CFD 模拟计算,并对计算结果进行分析.图 2 为叶片示意图.保持图 2a 中

叶片截面(1-6)形状不变,将每个截面沿 $z$ 轴旋转一个角度,从截面1-6的旋转角度线性递增,重新生成叶片三维模型,得到图2b中所示的改进后叶片.改进后的叶片扭曲角度增大.

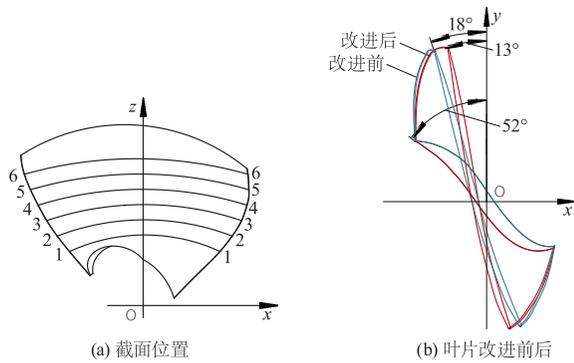


图2 叶片示意图

Fig. 2 Schematic of blades

### 3.2 转轮直径

不同的转轮直径对水轮机组的过流能力、出力等有着重要的影响.图3给出了原直径尺寸、1.1倍转轮直径、1.2倍转轮直径的转轮剖面示意图.

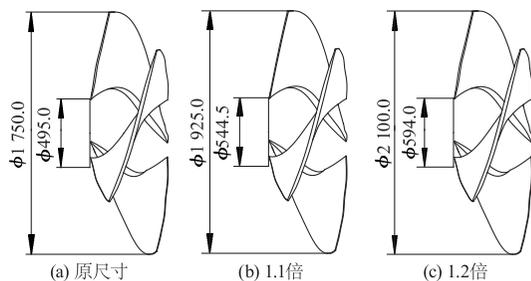


图3 不同转轮直径剖面图

Fig. 3 Sectional drawing of runners with different diameters

### 3.3 不同叶片安放角

叶片安放角 $\phi$ 是指叶片骨线沿流动方向的切线和圆周方向的夹角,不同的安放角对水轮机性能有很大影响.图4给出了叶片安放角为 $15^\circ$ 、 $23^\circ$ 和 $28^\circ$ 时的示意图.

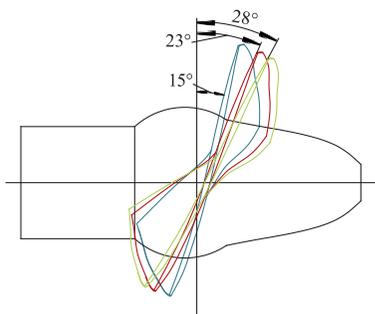


图4 不同安放角时单叶片位置图

Fig. 4 Single blade at different stagger angles

## 4 计算结果及分析

### 4.1 不同叶片翼型计算结果分析

效率和能量损失是衡量水轮机性能的重要指标.表1列出了在导叶开度为 $65^\circ$ 时,叶片翼型改进前后的水轮机组的转轮进出口断面水头损失 $\Delta h$ 、效率 $\eta$ 、流量 $Q$ 的计算结果.由表可知,在相同导叶开度下,不同叶片翼型对水轮机的效率有一定的影响,其中改进后水轮机效率较高,达到了 $87.6\%$ .改进后的水轮机在转轮进口断面至转轮出口断面水头损失有所降低,由 $0.113\text{ m}$ 降至 $0.103\text{ m}$ .

表1 叶片翼型改进前后的计算结果

Tab. 1 Results for different section profiles of vane

状态	$\Delta h/\text{m}$	$\eta/\%$	$Q/(\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$
改进前	0.113	87.4	9.60
改进后	0.103	87.6	10.05

### 4.2 不同转轮直径计算结果分析

通过CFD模拟计算,得到表2所示的不同转轮直径计算结果.由表可见,导叶开度为 $65^\circ$ 时,在过流部件几何相似的条件下,不同的转轮直径对水轮机的效率有一定的影响,随转轮直径尺寸的变大,效率降低.其中转轮直径为 $1.75\text{ m}$ 时,效率最高,达到了 $87.6\%$ .由表还可知,水轮机在转轮进口断面至转轮出口断面的水头损失随直径尺寸的变大先减小后增大; $1.75\text{ m}$ 和 $1.93\text{ m}$ 转轮直径下的转轮进口断面至转轮出口断面的水头损失相差不大,较 $2.10\text{ m}$ 转轮直径时的水头损失小一些.同时,不同的转轮直径对水轮机的过流能力也有一定的影响,随着转轮直径增大,过流能力相应提高,但是相比效率及转轮部分水力损失的变化,总体上水力性能在降低.

表2 不同的转轮直径计算结果

Tab. 2 Results for different runner diameters

$D_1/\text{m}$	$\Delta h/\text{m}$	$\eta/\%$	$Q/(\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$
1.75	0.103	87.6	10.05
1.93	0.099	82.9	12.72
2.10	0.113	76.0	15.83

### 4.3 叶片安放角对水轮机性能的影响

通过CFD数值模拟计算,得到表3所示的不同叶片安放角计算结果.由表可知,在其他过流部件相同、导叶开度为 $65^\circ$ 时,不同的转轮叶片安放角对水轮机的效率有一定的影响,随转轮叶片安放角的变大,效率降低.其中,安放角为 $15^\circ$ 时效率最高, $23^\circ$ 时的效率略有下降, $28^\circ$ 时的效率则下降较大.水

轮机的过流能力随转轮叶片安放角增大而增大,转轮进口断面至转轮出口断面的水头损失也随转轮叶片安放角的增大而增大. 总体上,水轮机的转轮叶片安放角为 $23^\circ$ 时,综合性能较好. 虽然水轮机安放角为 $23^\circ$ 时的效率略小于安放角为 $15^\circ$ 时的效率,在转轮进口断面至转轮出口断面的水头损失也略大于安放角 $15^\circ$ 时的水头损失,但相差都不大,且其流量增大了 $2.58\text{ m}^3/\text{s}$ ,增大的比例较大,更接近设计流量. 而安放角 $28^\circ$ 时的水轮机虽其过流能力有所提高,但增幅不大,且效率较低,转轮进口断面至转轮出口断面的水头损失也较大. 故转轮叶片安放角为 $23^\circ$ 时的水轮机总体水力性能较优.

表3 不同叶片安放角计算结果  
Tab.3 Results for different blade stagger angles

$\phi/(\circ)$	$\Delta h/\text{m}$	$\eta/\%$	$Q/(\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$
15	0.091	88.9	7.47
23	0.103	87.6	10.05
28	0.121	81.7	10.92

## 5 水轮机模型试验结果

通过GD-WS-35水轮机模型试验,研究超低水头竖井贯流式水轮机的性能. 保持GD-WS-35型水轮机的转速为 $684.7\text{ r/min}$ ,在设计水头为 $2.1\text{ m}$ 下,导叶开度为 $65^\circ$ 、叶片安放角为 $23^\circ$ 时测试了水轮机. 模型装置的流量为 $0.398\text{ m}^3/\text{s}$ ,出力为 $6.838\text{ kW}$ ,效率为 $83.34\%$ . 按原模型转换规律转换为原型装置数据,则流量为 $9.96\text{ m}^3/\text{s}$ ,出力为 $174.7\text{ kW}$ ,效率为 $85.14\%$ .

由试验结果可见,在设计水头下,水轮机流量为 $9.96\text{ m}^3/\text{s}$ ,非常接近设计流量 $10\text{ m}^3/\text{s}$ ,效率达到 $85.14\%$ ,比数模计算结果 $87.6\%$ 略低.

图5为导叶开度为 $65^\circ$ 、叶片安放角为 $23^\circ$ 时,不同水头下数模、物模计算结果. 由图可见,数模结果的最高效率点比物模结果的最高效率点偏高,但偏差不大,效率误差范围为 $\pm 3\%$ . 产生误差的主要原因:在水轮机模型制作过程中,由于导叶内缘尺寸过小不易加工,故对其内缘进行了适当的加厚;同时,竖井贯流式机组的推力轴承仅承受轴向水推力,其转动部分重量由导轴承承受,为了提高其受力稳定性,对其添加了支撑. 故物模结果的最高效率点偏低,但基本与数值模拟结果相一致,验证了超低水头竖井贯流式水轮机实际运行的可行性.

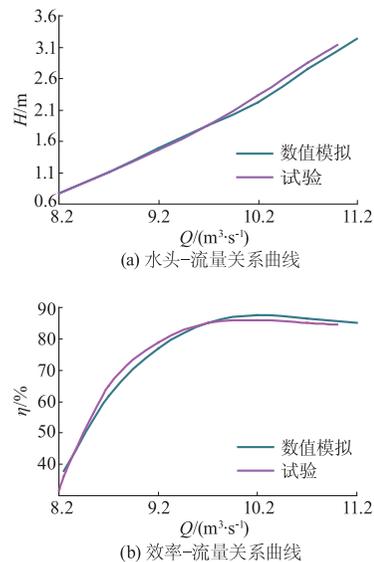


图5 GD-WS-175数模、物模结果  
Fig.5 Computational and experimental results of model turbine GD-WS-175

## 6 结论

开发了超低水头竖井贯流式水轮机,采用改进后的叶片,在转轮直径为 $1.75\text{ m}$ 、叶片安放角为 $23^\circ$ 时,水轮机组具有较好的水力性能. 可得如下结论:

- 1) 采用改进后的叶片,转轮直径为 $1.75\text{ m}$ 时,水轮机组具有较高的效率,水力损失小.
- 2) 叶片安放角为 $23^\circ$ 时流量较大,为 $10.05\text{ m}^3/\text{s}$ .
- 3) 数值计算结果基本与物模模拟结果相一致,效率误差范围为 $\pm 3\%$ ,验证了超低水头竖井贯流式水轮机实际运行的可行性.

### 参考文献 (References)

- [1] 钱昌燕,孙媛媛. 贯流式机组的类型及东电大型竖井贯流式机组的开发[J]. 东方电机,2005(1):1-12.  
Qian Changyan, Sun Yuanyuan. Types of tubular units and development of Dfem's large shaft tubular turbine [J]. Dongfang Electrical Machine, 2005(1): 1-12. (in Chinese)
- [2] 中水珠江规划勘测设计有限公司. 灯泡贯流式水电站[M]. 北京:中国水利水电出版社,2009.
- [3] 林其文. 竖井贯流式水轮机机组的设计[J]. 中国制造业信息化,2011,40(17):81-83.  
Lin Qiwen. Design of vertical circulating water turbine group [J]. Manufacture Information Engineering of China, 2011,40 (17):81-83. (in Chinese)

- [ 4 ] 张丽敏,郑源,张成华,等. 用于冷却塔的超低比转数混流式水轮机设计[J]. 农业机械学报, 2010, 41(S1):39-42.  
Zhang Limin, Zheng Yuan, Zhang Chenghua, et al. Study on Francis turbine with super-low specific speed applied in cooling towers[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(S1):39-42. (in Chinese)
- [ 5 ] Saeed R A, Galybin A N. Simplified model of the turbine runner blade[J]. Engineering Failure Analysis, 2009, 16(7): 2473-2484.
- [ 6 ] Coroneo M, Montante G, Paglianti A, et al. CFD prediction of fluid flow and mixing in stirred tanks; Numerical issues about the RANS simulations[J]. Computers and Chemical Engineering, 2011, 35(10): 1959-1968.
- [ 7 ] 刘君,郑源,周大庆,等. 前、后置竖井贯流泵装置基本流态分析[J]. 农业机械学报, 2010, 41(S1):32-38.  
Liu Jun, Zheng Yuan, Zhou Daqing, et al. Analysis of basic flow pattern in shaft front-positioned and shaft rear-positioned tubular pump systems[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(S1):32-38. (in Chinese)
- [ 8 ] Zhou Xiaoquan, Cao Shuyou, Qu Lunfu, et al. Periodic boundary condition in simulation of turbulent flow[J]. Journal of Hydrodynamics, Ser B, 2002, 14(3):111-116.
- [ 9 ] Saeed R A, Galybin A N, Popov V. Modeling of flow-induced stresses in a Francis turbine runner[J]. Advances in Engineering Software, 2010, 41(12): 1245-1255.
- [ 10 ] Xiao Ruofu, Wang Zhengwei, Luo Yongyao. Dynamic stresses in a Francis turbine runner based on fluid-structure interaction analysis[J]. Tsinghua Science and Technology, 2008,13(5): 587-592.

(责任编辑 张文涛)

(上接第219页)

- Huang Si, Deng Qingjian, Wang Hongjun. 3-D analysis for transient flow in a multistage centrifugal pump using sliding mesh[J]. Fluid Machinery, 2009, 37(3):24-27. (in Chinese)
- [ 10 ] Feng Jianjun, Benra F K, Dohmen H J. Application of different turbulence models in unsteady flow simulations of a radial diffuser pump[J]. Forsch Ingenieurwes, 2010,74: 123-133.
- [ 11 ] Suthep Kaewnai, Manuspong Chamaoot, Somchai Wongwises. Predicting performance of radial flow type impeller of centrifugal pump using CFD[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2009, 23: 1620-1627.
- [ 12 ] Wang Weijun, Wang Yang, Ye Daoxing. Analysis on the inner flow field of the low specific speed centrifugal pump base on LES[C]//Proceedings of the 5th International Symposium on Fluid Machinery and Fluids Engineering. Korea; Jeju, 2012;REF1216.
- [ 13 ] Wang Yang, Wang Weijun. Applicability of eddy viscosity turbulence models in low specific speed centrifugal pump[C]//Proceedings of the 26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, 2012: IAHRXXXVI-326.
- [ 14 ] Boller Chr, Seeger T, Vormwald M. Material Database for Cyclic Loading[M]. New York: Elsevier, 1987.

(责任编辑 陈建华)