

# 新型潮汐双向竖井贯流式水轮机能量特性研究

郑源<sup>a</sup>, 吴春旺<sup>a</sup>, 牟敏<sup>b</sup>, 杨春霞<sup>b</sup>

(河海大学 a. 能源与电气学院; b. 水利水电学院, 南京 210098)

**摘要:** 为了研究某潮汐电站开发的新型高效低水头大流量双向竖井贯流式水轮机的能量特性,进行了模型试验与数值模拟计算。在模型试验中测试了水轮机正反双向、不同叶片安放角、不同导叶开度下的水头、流量和扭矩等参数,绘制了水轮机模型综合特性曲线,并与数值模拟结果进行了对比。试验结果表明,水轮机额定工况下,正向效率可达 89.68%,反向效率可达 84.08%,满足该潮汐电站运行要求;数值模拟结果与试验结果吻合,验证了数值模拟的可靠性,同时通过将换算后的原型试验结果与 CFD 数值模拟结果进行对比发现,在偏离设计工况点但是保持额定水头不变时,改变导叶开度引起的流量变化比改变叶片安放角引起的流量变化对数值模拟结果的偏差影响略大。

**关键词:** 贯流式水轮机; 能量特性; 双向; 低水头; 潮汐; 竖井

**中图分类号:** TK 733+.8 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-1683(2013)01-0066-05

## Research on Energy Characteristics of New Type Bidirectional Shaft Tubular Turbine

ZHENG Yuan<sup>a</sup>, WU Chunwang<sup>a</sup>, MU Min<sup>b</sup>, YANG Chunxia<sup>b</sup>

(a. College of Energy and Electrical Engineering;

b. College of Water Conservancy and Hydropower Engineering, Hohai University, Nanjing 210098, China)

**Abstract:** In order to research the energy characteristics of the new type, high efficiency, low head, large discharge, bidirectional shaft tubular turbine for a tidal power station, the mode test and numerical simulation were employed. The parameters such as the head, discharge, and torque under different conditions of positive and negative directions, turbine blade angles, and guide vane openings of the shaft tubular turbine were determined and used to draw the synthetic characteristic curve of the turbine model, which was compared with the numerical simulation results. The test results indicated that the positive and reverse efficiency of the turbine can reach 89.68% and 84.08%, respectively under the standard running conditions, which can satisfy the operation requirements of tidal power station. The test results were similar to the numerical simulation results, which validated the reliability of numerical simulation. In addition, comparing the prototype test results and CFD numerical simulation results, we found that when the designed point is deviated but the rated head is the same, the discharge variation caused by the changing of the guide vane opening has more effects on the numerical simulation results than that caused by the changing of the blade angle.

**Key words:** tubular turbine; energy characteristic; bidirectional; low head; tidal; shaft

潮汐能作为蕴藏在海洋中的一种可再生资源,蕴藏量非常巨大,世界海洋能蕴藏量约为 20 亿 kW,可开发利用的容量达 8 亿 kW,开发潜力巨大。潮汐能是可再生、无污染的洁净能源,与常规水电能源发电站相比,开发优势明显。目前,世界上潮汐能资源较丰富的国家几乎都在进行开发利用研究<sup>[1]</sup>。

据对全国可开发装机容量 200 kW 以上的 424 处港湾坝址的调查资料表明,我国的潮汐能蕴含量为 1.1 亿 kW,可开发总装机容量为 2 179 万 kW,年发电量 624 亿 kW·h,容量在 500 kW 以上的站点共 191 处,可开发总装机容量为 2 158 kW<sup>[2]</sup>。

近几年来,灯泡贯流式机组及轴伸贯流式机组在我国低水头资源的开发中获得了广泛应用。然而,同属于贯流式机组之一的竖井贯流式机组在我国只有数量极少的小容量机组在运行。竖井贯流式水轮发电机组,因竖井顶部是敞开的,所以发电机、齿轮增速器等大部件可以直接从竖井坑吊进吊出,结构简单、安装、维护方便,水力性能优良,造价便宜。其得不到开发、推广使用的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、采用增速器的连接方式及双调结构的受油器布置如何解决等关键技术缺乏深入

收稿日期: 2012-11-19 修回日期: 2013-01-04 网络出版时间: 2013-01-24  
网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/13.1334.TV.20130124.1128.008.html>  
基金项目: 海洋可再生能源专项资金项目(GHM E2011CX02)  
作者简介: 郑源(1964),男,山东日照人,教授,博士,从事流体机械及工程研究。E-mail: zhengyuan@hhu.edu.cn

的研究、设计<sup>[3]</sup>。因此,新型高效低水头大流量双向竖井贯流式机组开发与研制具有重大意义。

本文针对为我国某潮汐电站开发的新型高效低水头大流量双向竖井贯流式水轮机的能量特性进行了模型试验与数值模拟研究,分析了该水轮机的能量特性,得出相应的结论,为双向竖井贯流式水轮机组的研究积累经验。

## 1 模型参数

开发的样机将安装在我国某潮汐抽水蓄能试验电站。该电站以试验为主发电为辅,由民间筹资兴建、政府政策支持,是一项集能源开发、科学促淤围垦、海洋生态养殖等浅海海域资源综合利用的公益性试验电站,属全球第一座AB库潮汐电站。

原型水轮机直径为1.6 m,叶片数为3,导叶数为15。额定转速200 r/min,额定流量8.5 m<sup>3</sup>/s,最大水头3.65 m;最小水头2.0 m;平均水头2.56 m;额定水头2.5 m。正向额定工况的叶片安放角为0°,导叶开度为55°。反向额定工况的叶片安放角为0°,导叶转角为75°。图1为高效低水头大流量双向竖井贯流式水轮机整体流道示意图。

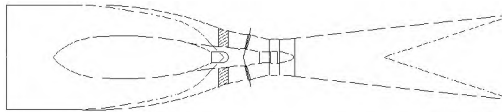


图1 流道示意图

Fig. 1 Schematic diagram of flow channel

模型水轮机转轮直径为0.35 m,按照相似理论,换算出模型水轮机额定转速应为914.3 r/min。

## 2 研究方法

### 2.1 试验条件

采用河海大学多功能水力机械试验台<sup>[4]</sup>,按照DL 446 91《水轮机模型验收试验规程》<sup>[5]</sup>进行水轮机设计与建造。试验台不仅可以做立式、卧式水泵、水轮机模型装置特性试验,而且可以做可逆式水泵、水轮机模型装置特性试验、正反向水泵工况和正反向水轮机工况等多功能的试验研究。在进行水泵试验时,利用辅助泵可以很容易地做到零扬程和负扬程水泵工况。

整个试验台为立式封闭循环系统,总容量为50 m<sup>3</sup>,主要设备由尾水箱、压力水箱、电磁流量计、供水泵(或辅助泵)、电动闸阀、手动蝶阀、Φ500管道等组成。

试验台主要参数如下:

扬程  $H = -5 \sim 20$  m; 流量  $Q = 0 \sim 1$  m<sup>3</sup>/s;

转矩  $M = 0 \sim 200$  N·m; 转速  $n = 0 \sim 2\,000$  r/min。

试验台主要参数的测量仪器见表1。

试验台循环管路系统横剖面图见图2。

取贯流式水轮机进水管位于压力箱(1-1断面),出水管出口处位于尾水箱(2-2断面)(见图2),则贯流式水轮机水头为:

$$H = \left( \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 \right) - \left( \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 \right) \quad (1)$$

因为1-1断面和2-2断面比较大,且  $v_1 \approx v_2 \approx 0$ ,当使用

表1 测量仪器

Table 1 Measuring devices

测量仪器	制造单位	型号	精度
差压传感器	中日合资重庆横河川仪有限公司	EJA110A	±0.1%
电磁流量计	中德合资上海光华爱尔美特仪器有限公司	RFM 4110 500	±0.2%
扭矩仪	湖南长沙湘仪动力测试仪器有限公司	JCZ-200 N·m	±0.1%

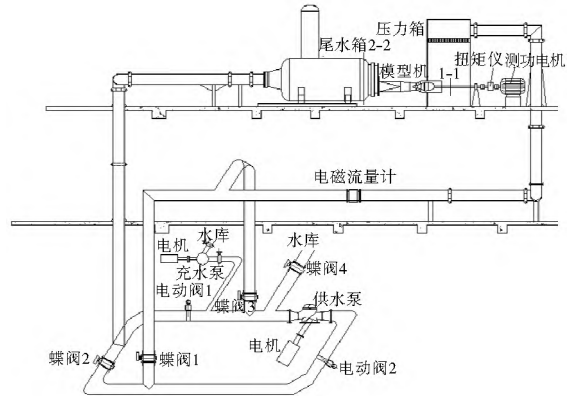


图2 试验台循环管路系统横剖面图

Fig. 2 Schematic diagram of the cross section of the test bed circulating pipe system

差压传感器时,  $z_1 = z_2$ , 则贯流式水轮机水头为:

$$H = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} \quad (2)$$

式中:  $H$  为水轮机水头(m);  $p_1, p_2$  为断面1-1、2-2处的压强(Pa);  $v_1, v_2$  为断面1-1、2-2处的流速(m/s);  $z_1, z_2$  为断面1-1、2-2处相对于同一基准面的相对高度(m);  $\rho$  为密度(kg/m<sup>3</sup>);  $g$  为重力加速度(m/s<sup>2</sup>)。

### 2.2 试验方法

每个叶片安放角,试验采用等水头变转速的方法进行模型试验研究,根据“保持原、模型的斯特努哈数  $S_h = \frac{VT}{L}$  值相等”的原则进行试验研究。

水轮机单位转速为:

$$n_{11} = \frac{n_p D_{1p}}{\sqrt{H_p}} = \frac{n_m D_{1m}}{\sqrt{H_m}} \quad (3)$$

水轮机单位流量为:

$$Q_{11} = \frac{Q_p}{D_{1p}^2 \sqrt{H_p}} = \frac{Q_m}{D_{1m}^2 \sqrt{H_m}} \quad (4)$$

模型水轮机的效率:

$$\eta = \frac{N_M + N_0}{\rho g Q_M H_M} \times 100\% \quad (5)$$

式中:  $D_{1p}, D_{1m}$  为原、模型水轮机直径(m);  $Q_p, Q_m$  为原、模型水轮机的流量(m<sup>3</sup>/s);  $H_p, H_m$  为原、模型水轮机的水头(mH<sub>2</sub>O);  $n_p, n_m$  为原、模型水轮机的转速(r/min);  $N_M$  为模型水轮机输出轴功率(W),  $N_M = \frac{nM}{9.55}$ , 其中  $M$  为水轮机扭矩(N·m);  $N_0$  为空载功率(W)。

真机水轮机的效率根据模型试验对应的效率换算确定,本次效率的换算采用以下所列的《水轮机模型验收试验规

程》DL 446 91 中推荐的胡顿(Hutton)公式进行换算。

$$\frac{1 - \eta_p}{1 - \eta_{w0}} = 0.3 + 0.7 \left[ \frac{D_M \gamma_p}{D_p \gamma_M} \left( \frac{H_M}{H_p} \right)^{1/2} \right]^{1/5} \quad (6)$$

其效率修正值按下式计算:

$$\eta_p = \eta_w + \Delta\eta$$

$$\Delta\eta = (1 - \eta_{w0}) \left[ 1 - 0.3 - 0.7 \sqrt[5]{\frac{D_M}{D_p} \frac{H_M}{H_p}} \right] \quad (7)$$

式中:  $\eta_p, \eta_w$  为原、模型水轮机的效率;  $H_p, H_M$  为原、模型水轮机的水头(m);  $\gamma_p, \gamma_M$  为原、模型液体的动力黏滞系数 ( $m^2/s$ );  $D_p, D_M$  为原、模型水轮机的转轮直径(m);  $\Delta\eta$  为原、模型水轮机的效率修正值;  $\eta_{w0}$  为模型水轮机最高效率。

### 2.3 数值模拟方法

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

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (8)$$

$$\rho \frac{\partial}{\partial t} (u_i) + \rho u_i \frac{\partial}{\partial x_j} (u_i) = \rho f_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} \quad (9)$$

采用 GAMBIT 前处理软件对水轮机组进行几何建模, 采用四面体单元, 对体进行非结构网格划分, 并进行网格大小无关性验证。网格总数为  $249\ 6 \times 10^4$  个, 当残差曲线达到 0.0001 以下时, 认为计算收敛。为了保证计算精度, 采用二阶迎风格式, 隐式求解。速度和压力方程用 SIMPLEC 算法耦合<sup>[7]</sup>。由于水轮机工作水头确定, 所以采用压力进口和压力出口条件, 进出口压力差可由工作水头减去粗估的进出口动水头求得。在计算域的进口边界上给定压力值  $p_1$ , 并假定速度垂直进口面, 进口压力设定为 24 525 Pa。在计算域的出口边界上给定压力值  $p_2$ , 出口压力设置为 0。在固体壁面处采用无滑移边界条件, 在近壁区采用标准壁面函数, 如果边界转动, 边界上的速度为给定的周向速度<sup>[8-10]</sup>。

## 3 结果与分析

模型试验测试了模型多个导叶开度(正向发电工况取  $40^\circ, 45^\circ, 50^\circ, 55^\circ, 60^\circ, 65^\circ$  共 6 个角度, 反向发电工况取  $65^\circ, 70^\circ, 75^\circ, 80^\circ, 85^\circ$  共 5 个角度)下, 每个叶片安放角(正向发电工况取  $4^\circ, +2^\circ, 0^\circ, -2^\circ, -4^\circ$ , 反向发电工况取  $0^\circ$ )的水头  $H$ 、流量  $Q$ 、转速  $n$  和轴功率  $M$ , 计算出了每个试验工况下单位转速  $n_{11}$ 、单位流量  $Q_{11}$  和模型水轮机效率  $\eta$  绘制了转轮的综合特性曲线并与 CFD 数值模拟结果进行了比对。

### 3.1 试验数据分析

表 2、表 3 分别为正、反向发电工况叶片安放角  $0^\circ$  时, 水轮机原、模型在额定水头下的数据。可见在正向发电额定工况(叶片安放角  $\varphi$  为  $0^\circ$ , 导叶开度  $a$  为  $55^\circ$ , 水头为 2.5 m)下, 模型流量为  $0.406\ m^3/s$ , 对应原型流量为  $8.49\ m^3/s$ , 模型装置的效率为 87.71%, 换算到原型装置的效率为 90.30%; 反向发电额定工况(叶片安放角为  $0^\circ$ , 导叶开度  $a$  为  $75^\circ$ , 水头为 2.5 m)下, 模型流量为  $0.377\ m^3/s$ , 对应原型流量为  $7.87\ m^3/s$ , 模型装置的效率为 81.06%, 换算到原型装置的效率为 84.08%。即水轮机在额定工况下, 正反双向均有较强的

过流能力和较大的效率。

表 2 正向发电工况数据(叶片安放角  $0^\circ$ 、额定水头)

Table 2 Data under the forward generating condition (setting angle of blade of  $0^\circ$ , rated head)

导叶 转角( $^\circ$ )	模型流量 $/(L \cdot s^{-1})$	原型流量 $/(m^3 \cdot s^{-1})$	模型效率 (%)	原型效率 (%)
40	336.2	7.03	69.13	74.68
45	362.5	7.58	79.05	82.78
50	385.5	8.06	85.73	88.23
55	406.3	8.49	87.71	90.30
60	420.5	8.79	85.23	87.94
65	431.5	9.02	82.53	85.74

表 3 反向发电工况数据(叶片安放角  $0^\circ$ 、额定水头)

Table 3 Data under the backward generating condition (setting angle of blade of  $0^\circ$ , rated head)

导叶 转角( $^\circ$ )	模型流量 $/(L \cdot s^{-1})$	原型流量 $/(m^3 \cdot s^{-1})$	模型效率 (%)	原型效率 (%)
65	331.3	6.92	69.53	74.64
70	361.3	7.55	81.48	84.31
75	376.6	7.87	81.06	84.08
80	391.7	8.19	79.95	83.16
85	409.2	8.55	78.34	82.05

由表 4 可见原型装置最高效率可达 91.55%, 对应的叶片安放角为  $-2^\circ$ 。但是综合表 4、表 5 不难看出, 叶片安放角为  $-2^\circ$  时, 通过转轮的流量较小, 出力较小; 随着叶片安放角由  $-4^\circ$  到  $+4^\circ$  的增加, 水轮机的过流能力不断增大, 同时出力增加, 效率则随着叶片安放角的增加先上升后下降; 虽然叶片安放角为  $0^\circ$  时的最高效率比叶片安放角为  $-2^\circ$  时略有下降, 但是在额定水头下的效率,  $0^\circ$  要优于  $-2^\circ$ , 且叶片安放角为  $0^\circ$  时水轮机的过流能力较好, 出力较大。

表 4 正向发电工况不同叶片安放角最高效率

Table 4 Highest efficiency of different setting angles of blade under the forward generating condition

叶片 转角( $^\circ$ )	导叶 转角( $^\circ$ )	水头 $/m$	模型流量 $/(L \cdot s^{-1})$	原型流量 $/(m^3 \cdot s^{-1})$	模型效率 (%)	原型效率 (%)
4	55	3.00	467.2	9.76	88.77	90.83
2	55	3.00	445.1	9.30	89.27	91.24
0	55	2.80	414.0	8.65	89.16	91.33
-2	50	3.00	370.7	7.75	89.65	91.55
-4	50	2.50	336.7	7.04	88.88	90.92

表 5 正向发电工况的数据(导叶开度  $55^\circ$ 、额定水头)

Table 5 Data under the forward generating condition (guide vane angle of  $55^\circ$ , rated head)

叶片 转角( $^\circ$ )	模型流量 $/(L \cdot s^{-1})$	原型流量 $/(m^3 \cdot s^{-1})$	模型效率 (%)	原型效率 (%)
4	449.5	9.39	85.23	87.29
2	428.0	8.94	87.94	89.91
0	406.3	8.49	87.71	90.30
-2	372.2	7.78	87.48	89.76
-4	350.2	7.32	86.90	89.23

由试验数据可见,随着导叶开度的增加,通过水轮机的流量不断增加,而水轮机的效率随着开度的增加先上升后下降,可知当导叶开度过大时,水轮机的水力损失较大。由图3可以看出,水轮机高效区主要集中在导叶开度 $50^\circ$ 到 $65^\circ$ 之间,确以 $55^\circ$ 最优。综合来看,模型水轮机高效区比较宽,效率变化比较平缓,应用于低水头电站有比较显著的经济意义。

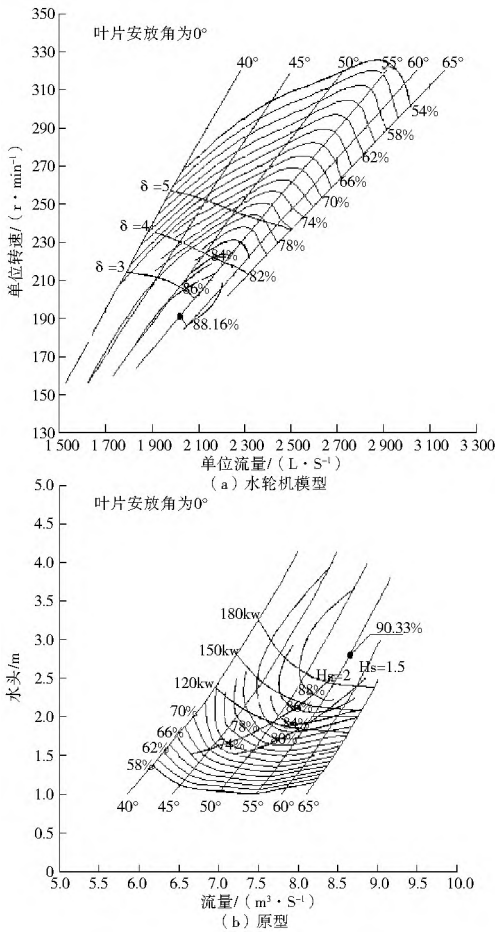


图3 正向发电工况叶片安放角 $\theta$ 水轮机模型与原型特性曲线

Fig. 3 The characteristic curves of the hydraulic turbine model (a) and prototype (b) with the setting angle of blade of  $\theta$  under the forward generating condition

### 3.2 误差分析

试验误差分为系统误差和随机误差两部分。系统误差是服从某一确定规律而不具有抵偿性的误差,它主要取决于测量仪表误差。根据试验设备可求出试验台在模型试验中效率测量的系统误差 $E_{\eta S} = 0.304\%$ 。随机误差是服从统计规律并且具有抵偿性的误差,常用概率统计法处理,误差呈 $t$ 分布。根据试验实际测量结果,可求出模型试验效率测量的随机误差 $E_{\eta R} = 0.24\%$ 。从而求得模型试验效率的总误差 $E_{\eta} = 0.387\%$ ,满足水轮机模型试验规程要求。

### 3.3 数值结果分析

将换算后的原型试验结果与CFD数值模拟结果进行对比(见图4、图5),可见在设计工况点,即叶片安放角 $\theta$ ,水头 $2.5\text{ m}$ ,导叶开度 $55^\circ$ 的情况下,流量的相对误差仅 $0.47\%$ ,效率的相对误差也只有 $0.9\%$ ;改变叶片安放角,但是保持在

额定水头,最优导叶开度 $55^\circ$ 时工作,流量有少量变化,而试验结果与数值模拟结果依旧保持一致,最大偏差不过 $2.34\%$ ;改变导叶开度,但是保持在额定水头,叶片设计安放角 $\theta$ 时工作,在流量偏离设计工况点较多时,流量和效率均有略为明显偏差,同样和设计流量相差 $1\text{ m}^3$ 的工况下,改变导叶开度的工况偏差仅有 $1.2\%$ ,而改变叶片安放角的工况的偏差达到 $6.2\%$ ,即和设计工况点相比,流量变化量相等的情况下,改变导叶开度引起的流量变化比改变叶片角度引起的流量变化对数值模拟结果的偏差影响略大。

总体来说,试验结果和数值模拟结果吻合度较高,在额定工况附近最小相对偏差仅 $0.47\%$ ,而在偏离额定工况时,偏差较大,最大相对偏差约 $8\%$ 。造成偏差的主要原因一方面由于模型试验的试验误差,另一方面,在偏离额定工况时,数值模拟计算由于模型和边界条件等因素限制,不能完全真实反映实际情况,所以计算值与试验结果之间有所偏差。综合来看,数值模拟结果与试验结果吻合较好,验证了数值模拟的可靠性。

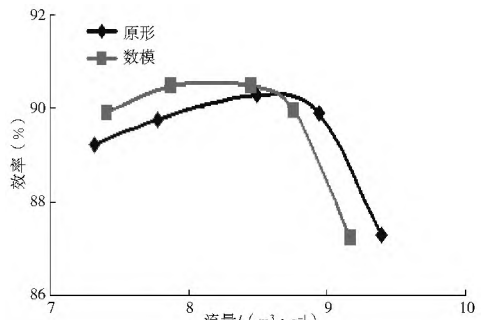


图4 正向发电工况各叶片安放角数据对比(额定水头、导叶开度 $55^\circ$ )

Fig. 4 Comparison of all setting angles of blade under the forward generating condition (rated head, guide vane opening of  $55^\circ$ )

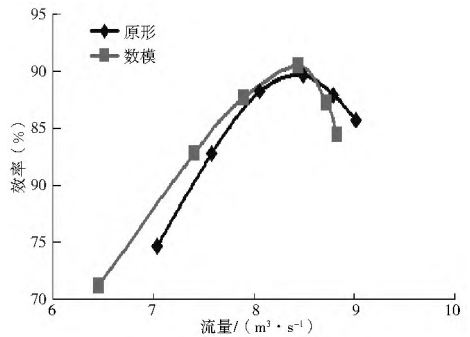


图5 正向发电工况各导叶转角数据对比(额定水头、叶片安放角 $\theta$ )

Fig. 5 Comparison of all guide vane angles under the forward generating condition (rated head, setting angle of blade of  $\theta$ )

## 4 结论

(1)在额定工况下,水轮机正向效率为 $89.68\%$ ,流量为 $8.49\text{ m}^3/\text{s}$ ,反向效率为 $84.08\%$ ,流量为 $7.87\text{ m}^3/\text{s}$ ,正反双向效率高,过流能力强,满足该潮汐电站运行要求。

(2)本机组高效区比较宽,效率变化比较平缓,也可应用于其它低水头电站。

(3) 数值模拟结果与试验结果吻合,验证了数值模拟的可靠性。同时通过将换算后的原型试验结果与 CFD 数值模拟结果进行对比发现,在设计工况点附近,试验结果与数值模拟结果完全一致,而在偏离设计工况点但保持额定水头不变时,改变导叶开度引起的流量变化比改变叶片安放角引起的流量变化对数值模拟结果的偏差影响略大。

#### 参考文献(References):

- [1] 段宏江,张继成.大型潮汐电站关键技术浅析[J].西北水电,2012,(s1):28-33.(DUAN Hong jiang,ZHANG Ji cheng.The Key Technology of Large Tidal Station[J].Northwest Hydropower,2012,(s1):28-33.(in Chinese))
- [2] 陈金松,王东辉,吕朝阳.潮汐发电及其应用前景[J].海洋开发与管理,2008,(11),84-86(CHEN Jin song,WANG Dong hui,LV Zhao yang.Tidal Power Generation and Application Prospect[J].Ocean Development and Management,2008,(11),84-86.(in Chinese))
- [3] 房玉敏,宋桂玲,张清顿.竖井贯流式机组的流道设计及选型优化探讨[J].大电机技术,2009,(1):49-52.(FANG Yu min,SONG Gui ling,ZHANG Qing dun.The Flow Passage Design and Type Selection of Pit Type Tubular Turbine[J].Large Electric Machine and Hydraulic Turbine,2009,(1):49-52.(in Chinese))
- [4] 郑源,李平,陈新方,等.水力机械多功能模型试验台循环管路系统水力设计[J].流体机械,2001,29(11):16-18.(ZHEN Yuan,LI Ping,CHEN Xin fang,et al.Hydraulic Design on Circulating Pipe System with Multiple Rig for Hydraulic Machinery Model Test [J]. Fluid Machinery,2001,29(11):16-18.(in Chinese))
- [5] DL 446 91,水轮机模型验收试验规程[S].(DL 446 91,Hydraulic Turbine Model Acceptance Rules [S].(in Chinese))
- [6] 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 Li min,ZHENG Yuan,ZHANG Cheng hua,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))
- [7] 冯卫民,宋立,左磊,等.轴流泵装置三维非定常湍流流场的数值模拟[J].排灌机械工程学报,2010,28(6):531-536.(FENG Wei min,Song Li,Zuo Lei,et al.3D Numerical Simulation on Unsteady Turbulence Flow in Axial Flow Pump System[J].Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering,2010,28(6):531-536.)
- [8] 郑源,杨春霞,周大庆,等.卧轴双转轮混流式水轮机的优化设计[J].排灌机械工程学报,2012,30(11):341-345.(ZHEN Yuan,YANG Chun xia,ZHOU Da qing,et al.Optimization Design of Horizontal Francis Turbine with Two Runners [J].Journal of Drainage and Irrigation Machine Engineering,2012,30(11):341-345.(in Chinese))
- [9] Saeed R A, Galybin A N, Popov V. Modelling 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.
- [6] 许云锋,左其亭.气候变化对水资源影响的研究现状与展[J].南水北调与水利科技,2011,9(5):80-84.(XU Yun feng,ZU O Qit in.Current Status and Prospect of Research on Influence of Climate Change on Water Resource [J].South to North Water Transfers and Water Science & Technology,2011,9(5):80-84.(in Chinese))
- [7] 李占杰,鱼京善,信达.1951年-2010年贵阳市气温变化特征分析[J].南水北调与水利科技,2011,9(5):31-35.(LI Zhan jie,YU Jing shan,XIN Da.Characteristic Analysis of Temperature in Guiyang from 1951 to 2010 [J].South to North Water Transfers and Water Science & Technology,2011,9(5):31-35.(in Chinese))
- [8] Jonathan, T. O., Julia, E. C.. Abrupt Change in Earth's Climate System [J]. Annual Review Environment and Resources,2006,31:1-31
- [9] Yu P S, Yang T C, Wu C K. Impact of Climate Change on Water Resources in Southern Taiwan [J]. Journal of Hydrology,2002,260:161-175.
- [10] Liqiao Liang, Lijuan Li, Qiang Liu. Precipitation Variability in Northeast China from 1961-2008 [J]. Journal of Hydrology,2011,404:67-76.
- [11] Tao H, Gemmer M, Bai Y G, et al. Trends of Streamflow in the Tarim River Basin during the past 50 years: Human Impact or Climate Change [J]. Journal of hydrology,2011,400:1-9.
- [12] Foland C K, Karl T R, Christy J R, et al. Observed Climate Variability and Change, In: Climate Change 2001: The Scientific Basis [M]. Cambridge: Cambridge University Press, Cambridge U K,2001:99-181.
- [13] 王英,曹明奎,陶波,等.全球气候变化背景下中国降水量空间格局的变化特征[J].地理研究,2006,25(6):1031-1041.(WANG Ying,CAO Ming kui,TAO Bo,et al.The Characteristics of Spatio-temporal Patterns in Precipitation in China under the Background of Global Climate Change [J]. Geographical Research,2006,25(6):1031-1041.(in Chinese))
- [14] 张强,韩永翔,宋连春.全球气候变化及其影响因素研究进展综述[J].地球科学进展,2005,20(9):990-998.(ZHANG Qiang,HAN Yong xiang,SONG Lian chun.The Summarize of Development of Global Climate and Its Effect Factors [J]. Advances in Earth Science,2005,20(9):990-998.(in Chinese))
- [15] 王菱,甄霖,刘雪林,等.蒙古高原中部气候变化及影响因素比较研究[J].地理研究,2008,27(1):171-180.(WANG Ling,ZHEN Lin,LIU Xue lin,et al.Comparative Studies on Climate Changes and Influencing Factors in Central Mongolian Plateau Region [J]. Geographical Research,2008,27(1):171-180.(in Chinese))

(上接第 59 页)