

doi:10.11918/j.issn.0367-6234.2016.08.030

不同密度垂直轴潮流能水轮机的相位干扰

王 凯,孙 科,张 亮

(哈尔滨工程大学 深海工程技术研究中心,哈尔滨 150001)

摘 要:为研究不同密度双机组垂直轴潮流能水轮机在不同初始相位角下的水动力性能,采用 CFD 数值模拟方法得到各个水轮机组的效率曲线变化规律,并通过分析不同密度水轮机在不同初始相位角下的压力云图和涡量图,解释变化机理.研究表明:相位角对不同密度双机组水轮机的效率影响规律相似,随着相位角的增大,1 号机组中高速比效率逐渐减小,而 2 号机组效率随着相位角增加而增大;当不同密度水轮机处于中间相位角时,两个机组的效率基本一致,有利于电能输送,且此时机组受到的压力最小.所以不同密度潮流能双机组水轮机应选取中间相位角为最优相位角.

关键词:垂直轴潮流能水轮机;双机组;密度;CFD;初始相位角;水动力性能

中图分类号:TK730;O352

文献标志码:A

文章编号:0367-6234(2016)08-0179-06

Impaction of initial phase angle on performance of the vertical axis tidal turbines with different density

WANG Kai,SUN Ke,ZHANG Liang

(Deepwater Engineering Research Center,Harbin Engineering University, Harbin 150001, China)

Abstract: In order to examine the impaction of different initial phase angles on the hydrodynamic performance of vertical axis tidal twin-turbine with different densities, this paper used CFD numerical simulation method to obtain the variation law of efficiency curves, and then explained the change mechanism through the detail analysis of the pressure diagram and vorticity graph of different density vertical axis tidal turbine with different phase angles. The results show that the influences of the phase angle on different density twin-turbine are similar. With the increase of phase angle, the efficiency of unit 1 with middle and high ratios is reduced gradually, unit 2 is the exact opposite of unit 1; When different density tidal turbine works at the respective middle phase angle, the efficiency of unit 1 and unit 2 of almost the same, which benefits the power delivery. Moreover, middle phase angles minimize the pressure of units. So the respective middle phase angle should be chosen as the optimal phase angle for different density tidal twin-turbines.

Keywords: vertical axis tidal turbine;twin turbine;density;CFD;initial phase angle;hydrodynamic performance

自从第3次科技革命以来,能源成为各个国家的经济命脉.我国是一个能源生产大国和消费大国,拥有丰富的化石能源资源^[1].在经济高速增长条件下,我国能源的消耗速度比其他国家更快,能源枯竭的威胁可能来得更早、更严重^[2].可再生能源的开发利用更加迫在眉睫,潮流能作为海洋可再生能源的一种,以其可持续、密度大、可预测的优势受到人们的青睐^[3-4].

垂直轴潮流能水轮机由于旋转方向不受来流影

响、叶片结构简单容易加工、工作速比低不易产生空化的优点备受关注.本文采用的垂直轴水轮机属于升力型,驱动水轮机转动的驱动力主要来自叶片的升力.在叶片旋转一周的过程中,叶片实际来流速度为远方水流速度与旋转速度两者的叠加,叶片的升阻力会随着叶片位置角变化而变化,升力沿轨迹圆切线的分量是驱动叶轮转动的主要动力来源.和涡方法、流管法相比,CFD方法能够获得更多的流场瞬时信息,且随着计算机的高速发展计算精度更加精确,所以CFD方法在垂直轴水轮机的应用非常广泛^[5-8].迄今为止研究人员对单个垂直轴水轮机的研究已经取得了诸多成果,但随着能源需求加大,潮流能水轮机必将进入到双机组乃至多机组共同工作发电的时代.双机组垂直轴潮流能水轮机的研究还处于起步阶段,文献[9-10]利用涡方法和实验方法研究水轮机旋转方向、水轮机间距和来流攻角对水轮

收稿日期:2015-03-23

基金项目:国家自然科学基金(51209060, 11572094);高等学校博士学科点专项科研基金(20122304120035);黑龙江省自然科学基金(E2016021);哈尔滨市科技创新人才研究专项资金(2015RQQXJ014)

作者简介:王 凯(1989—)男,博士研究生;

张 亮(1959—)男,教授,博士生导师

通信作者:孙 科,sunke@hrbeu.edu.cn

机效率的影响,得出这 3 个因素变化时会对输出功率和转矩振动方面存在有利和有害干扰.文献[11]对四叶片对转双机组垂直轴水轮机进行水动力性能研究,当 2 个直径为 4 m、水轮机间距为 0.5 m 时效率最大.文献[12-13]分别对垂直轴水轮机机群进行了模拟,绘制了不同排布形式的水轮机群效率与叶尖速比的曲线,为多机组的水轮机排布提出了意见.

文献[9]提出初始相位角的不同对水轮机的水动力性能会产生影响,但它们并没有对其进行研究分析.本文针对该问题利用 CFX 软件进行垂直轴潮流能水轮机的初始相位角研究,通过改变水轮机的叶片数来改变密实度,对比不同相位角对两个机组的效率-速比曲线的影响,并对不同相位角的压力云图进行分析比较.

1 理论基础

垂直轴水轮机来流速度为 v ,水轮机直径为 D ,半径为 R ,叶片数为 Z ,旋转角速度为 ω ,垂直轴水轮机转动过程中某一时刻单个叶片的运动如图 1 所示(以三叶片为例), θ 为叶片位置角,本文中的水轮机属于固定偏角式水轮机^[14].

为了方便分析,定义量纲一的参数如下:

$$\begin{aligned}\sigma &= ZC/\pi D, \\ C_t &= F_t/(0.5\rho v^2 Cb), \\ C_n &= F_n/(0.5\rho v^2 Cb), \\ C_p &= M\omega/(0.5\rho v^2 Db), \\ \lambda &= \omega R/v.\end{aligned}$$

式中: F_t 为叶片切向力,N; F_n 为叶片法向力,N; C 为弦长,m; b 为展长,m; M 为水轮机转矩,N·m; ω 为水轮机旋转角速度,rad/s.

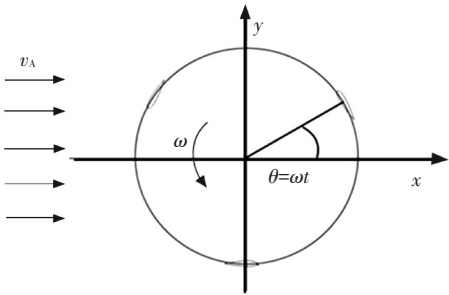


图 1 叶片的运动分析

Fig.1 The motion analysis of blade

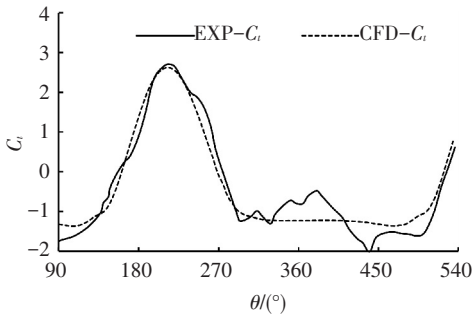
2 CFX 数值模拟

2.1 方法验证

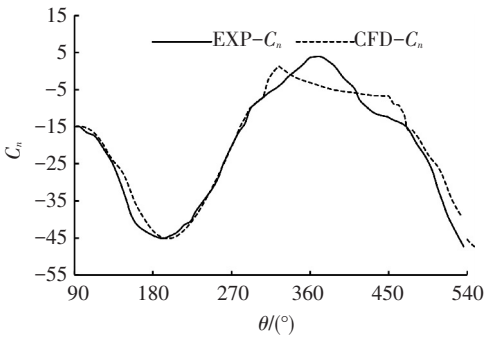
为了验证本文所选用的 CFX 软件在模拟垂直轴潮流能水轮机水动力性能的可靠性,选取经典单个垂直轴水轮机实验模型进行对比.1979 年,美国德

克萨斯科技大学的 Strickland 教授为了方便测量和记录,将垂直轴风机叶片在水池中进行实验.选取其中一种两叶片垂直轴模型进行对比,模型直径 D 为 1.22 m,叶片翼型 NACA0012,密实度为 0.048,速比为 7.5.对选取的水轮机模型进行网格划分,方法参照李志川^[14]在垂直轴水轮机的数值模拟研究中给出入口边界条件为速度入口,出口为压力出口,计算场域边界为自由滑移边界,叶片表面选用无滑移边界条件,湍流模型选取 SST 模型,计算时间步长为旋转域旋转 3° 时所需的时间,计算 15 个周期使计算结果充分收敛.模型旋转域网格数为 31 630,外域网格数为 20 960,旋转域中叶片周围网格加密作为边界层,第 1 层网格高度为叶片弦长的 0.001 倍,有利于提高技术精度.

将 CFD 数值模拟结果与实验结果对比,如图 2 所示.从图 2 中可以看出,法向力系数曲线和切向力系数曲线在总体趋势上拟合程度较高.法向力系数平均值误差为 4.9%,切向力系数平均值误差为 2.1%,误差小于 5%,因此验证了本文 CFD 方法的可行性.



(a) 切向力系数的实验值和 CFD 结果对比



(b) 法向力系数的实验值和 CFD 结果对比

图 2 实验值和 CFD 结果对比曲线

Fig.2 Comparison between calculated and experimental values

2.2 双机组水轮机模型

本文采用了哈尔滨工程大学自行设计的双机组垂直轴潮流能水轮机模型.单机直径 $D=4$ m,翼型为 NACA0018,弦长 $C=0.6$ m,两机组间距为 0.6 m,叶片数 $Z=2,3,4$,密实度分别为 0.095 5、0.143 0、0.191 0 这 3 种密实度不同的双机组垂直轴水轮机,

水轮机旋转域网格,如图 3 所示.

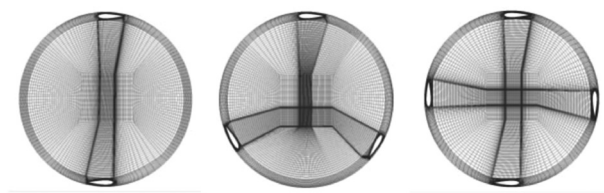


图 3 不同密实度水轮机网格

Fig.3 Gird distribution of different density of turbines

双机组水轮机在初始时刻的相位角定义以二叶片为例,如图 4 所示.机组分为 1 号、2 号机组,1 号机组叶片 2 弦长与水流方向平行(即不同叶片数的一号机组始终有一个叶片在位置角 270°),2 号机组定义叶片 3 轴心到叶轮轴心的连线和 Y 轴方向夹角为相位角,用 σ 表示,如图 4 所示相位角为 30° .即在改变相位角时,只有 2 号机组的叶片位置在变化,1 号机组叶片位置不变.两叶片水轮机的相位角 σ 为 0° 、 30° 、 60° 、 90° 、 120° 、 150° ,中间相位角为 90° .三叶片水轮机的相位角 σ 为 0° 、 30° 、 60° 、 90° ,中间相位角为 60° .四叶片水轮机的相位角 σ 为 0° 、 15° 、 30° 、 45° 、 60° 、 75° ,中间相位角为 45° .另外计算单个机组水轮机在敞水域中的水动力模型作为对比,用 single 表示.

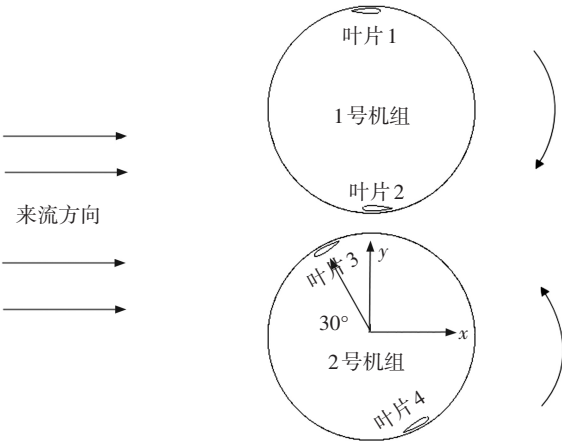


图 4 初始相位角定义

Fig.4 Definition of initial phase angle

3 结果分析与比较

本文利用 CFX 软件模拟双机组垂直轴潮流能水轮机在敞水域中的运行状态,来流速度为 $v_A = 3 \text{ m/s}$,叶尖速比分为 0.5、1.0、1.5、2.0、2.5、3.0、3.5、4.0、4.5 共 9 个工况.

如图 5 所示,密实度不同的双机组水轮机的初始相位角在变化时,各个机组的效率曲线都会有相应变化.通过对比图 5(a)~(f)的效率变化曲线可以看出,双机组的各个水轮机效率明显比单个机组的效率要高,特别在中高速比时更加明显;不同密实度的水轮机效率曲线随相位角变化的规律相似;在不

考虑相位角为 0° 时的情况下,1 号机组随着初始相位角的变大,中高速比下的效率逐渐减小,2 号机组随着初始相位角的变大,中高速比下的效率逐渐变大.相位角为 0° 时,两个机组的效率曲线和中间相位角效率曲线基本重合,即两叶片水轮机的 0° 相位角效率曲线和 90° 相位角效率曲线相近,三叶片水轮机的 0° 相位角效率曲线和 60° 相位角效率曲线相近,四叶片 0° 相位角效率曲线和 45° 相位角效率曲线相近.

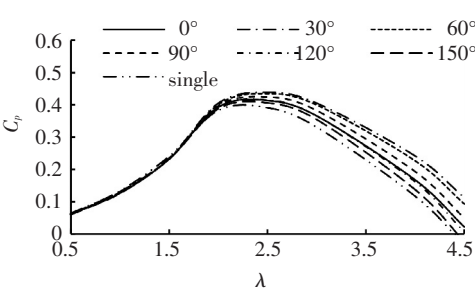
如图 6 为两叶片双机组水轮机在不同相位角下的两个机组和单机组敞水域的效率曲线对比曲线,从图 6(a)~(d)中可以看出,相位角的变化对双机组水轮机两个机组的效率有很大影响. 0° 相位角时两个机组效率曲线相近,基本重合. 30° 时两个机组效率差最大,随着相位角的增大,两个机组的效率差逐渐减小,到 90° 相位角时两个机组效率曲线基本重合,随着相位角持续增大,两个机组间的效率差逐渐变大,到 150° 时达到最大.所以相位角从 $30^\circ \sim 150^\circ$,两叶片双机组水轮机的两个机组间的效率差先减小后增大,在相位角为 90° 时效率最接近.相位角为 90° 时,1 号机组的叶片 2 和 2 号机组的叶片 3 间距最远,两叶片之间的干扰较小,使两个机组的效率相互影响较小,发电功率相近.在双机组水轮机实际工作中两个机组发电功率相近更有利于电能的输出控制^[15],所以从这方面考虑选取 0° 和 90° 相位角较优.

如图 7(a)为三叶片双机组水轮机在 60° 相位角时的效率对比图,从图中可以看出此相位角下,两个机组效率曲线基本重合;图 7(b)为四叶片双机组水轮机在 45° 相位角时的效率对比图,此时两个机组的效率也基本相同.通过对比不同相位角下的效率变化情况,三叶片和四叶片双机组水轮机两个机组效率的变化规律和两叶片的相同.不同密实度的双机组水轮机效率随相位角变化规律相同.随着相位角增大,两个机组之间的效率差逐渐变小,当达到中间相位角时,效率差基本为 0,相位角继续增大,效率差逐渐变大.所以不同密实度水轮机在对应的中间相位角时,两个机组效率相近,有利于电能的输出控制.

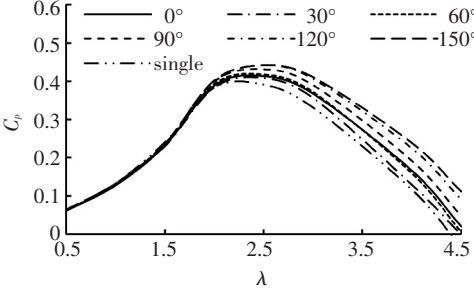
如图 8 为两叶片双机组水轮机在不同初始相位角情况下,选取 2 号机组的叶片在同一位置角时的压力云图进行对比分析.从图 8 中可以明显看出在相位角为 0° 、 30° 、 120° 、 150° 的情况下,两个机组之间的叶尖高压区域相互连接,说明此相位角时的两机组叶片距离较近影响较大, 60° 时的两个机组高压区域未连接但高压区域远大于 90° 中间相位角.通过

分析各相位角的压力云图,90°相位角时两个叶轮的高压区域没有相互连接且高压区域最小,则 90°相

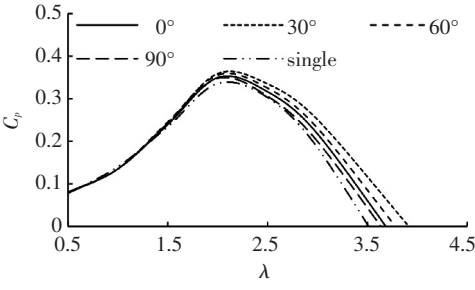
位角时两个叶轮受到的压力最小,且两个叶轮间相互影响最小.



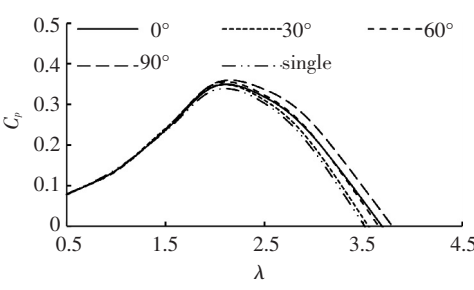
(a) 两叶片水轮机 1 号机组



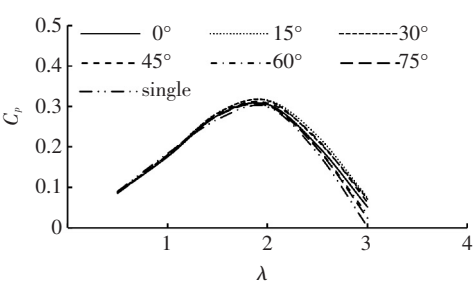
(b) 两叶片水轮机 2 号机组



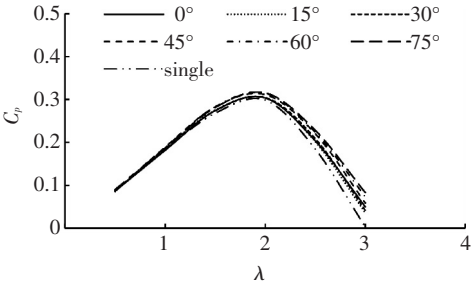
(c) 三叶片水轮机 1 号机组



(d) 三叶片水轮机 2 号机组



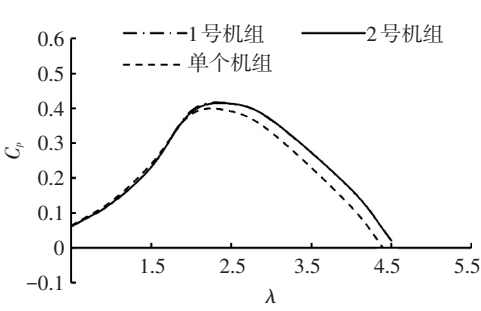
(e) 四叶片水轮机 1 号机组



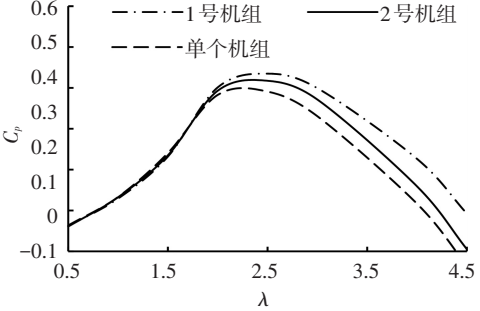
(f) 四叶片水轮机 2 号机组

图 5 不同密度水轮机组的效率随相位角变化规律曲线

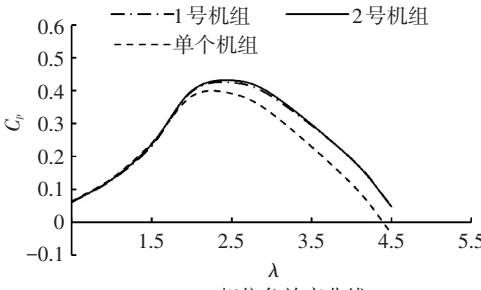
Fig.5 The efficiency curves of different density turbines under different phase angles



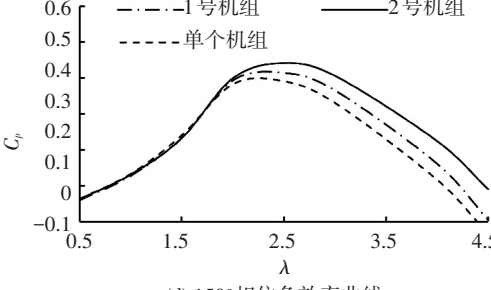
(a) 0°相位角效率曲线



(b) 30°相位角效率曲线



(c) 90°相位角效率曲线



(d) 150°相位角效率曲线

图 6 两叶片水轮机的两个机组的效率曲线对比图

Fig.6 The efficiency curves comparison between two units of two blades turbine

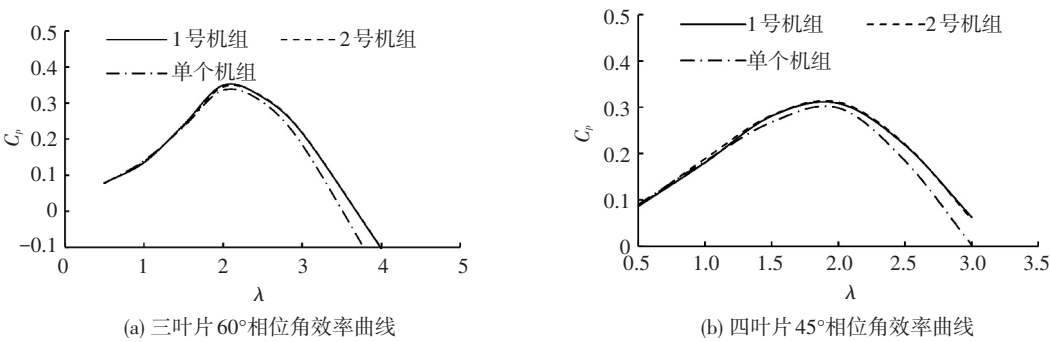


图 7 三、四叶片水轮机中间相位角效率曲线

Fig.7 The efficiency curves of three and four blades turbines under middle phase angles

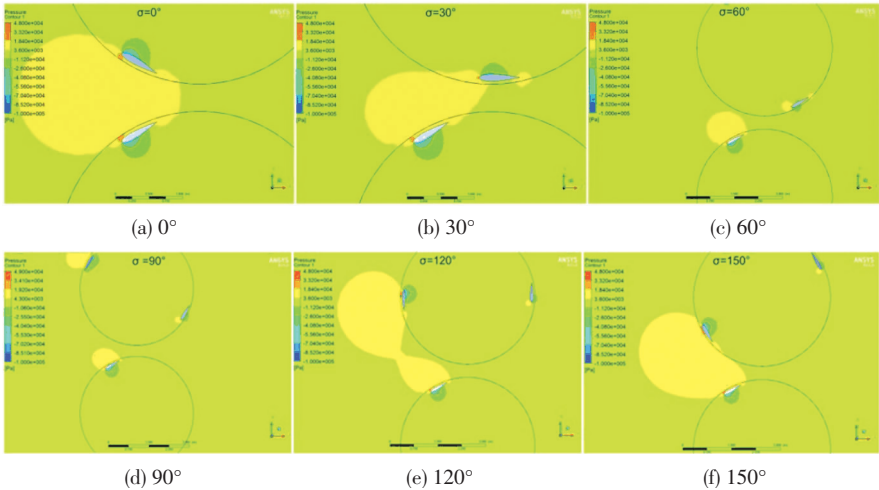


图 8 两叶片双机组水轮机不同相位角压力云图

Fig.8 The pressure diagram of two blades twin-turbines under different phase angles

注:彩图见电子版 (<http://hit.alljournals.cn>) (2016 年第 8 期)

如图 9 为三叶片双机组水轮机在中间相位角 60°和四叶片水轮机在中间相位角 45°时叶尖高压区域最小且两个机组高压区域未连接,和两叶片双机组水轮机的规律相符,在各自中间相位角时两个机组叶片之间相互影响最小且受到的压力最小.图 10 为不同密度双机组水轮机的涡量图.从图 10 中可以看出,双机组水轮机旋转过程中每个

叶片都有尾涡的脱落,脱落的尾涡随着水流向下游运动,在运动过程中会遇到其他叶片产生的尾涡,使这一区域水流复杂,两个水轮机之间的区域明显受到脱落的尾涡的相互影响,使经过这一区域的叶片前缘水流速度发生变化,导致水轮机效率发生变化,并且使叶片的压力增大,对水轮机组的安全性有一定影响.

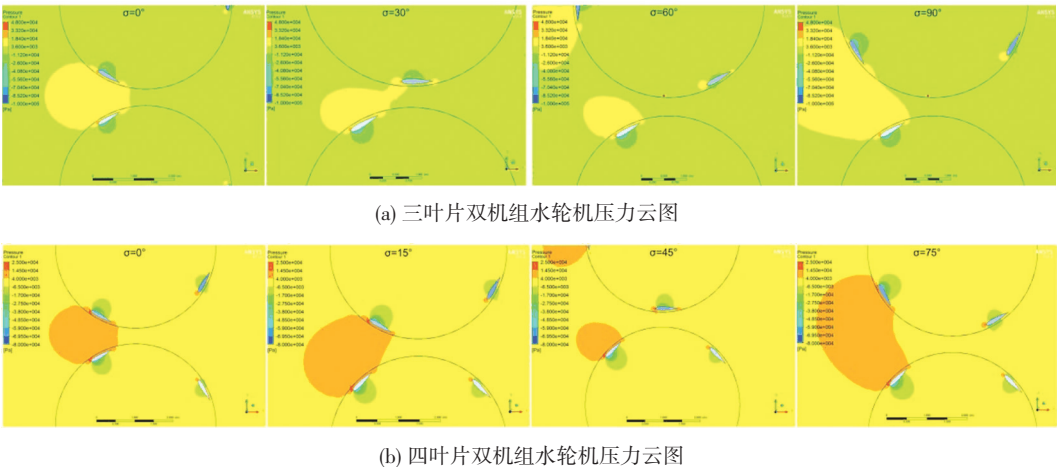


图 9 三、四叶片双机组水轮机压力云图

Fig.9 The pressure diagram of three and four blades twin-turbines under different phase angles

注:彩图见电子版 (<http://hit.alljournals.cn>) (2016 年第 8 期)

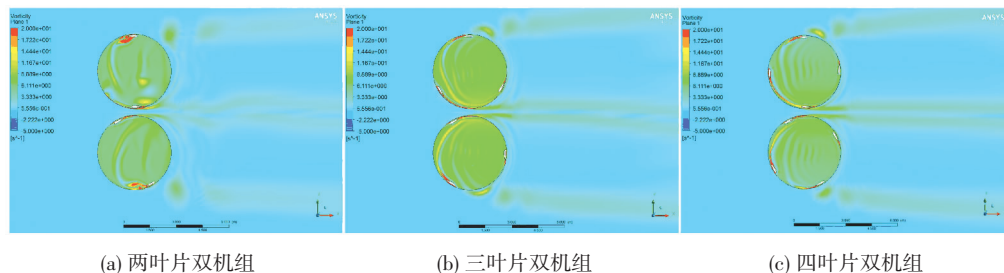


图 10 不同密度水轮机的涡量图

Fig.10 The vortical contour of twin-turbines under different densities

注:彩图见电子版(<http://hit.alljournals.cn>)(2016年第8期)

在各个不同密度的双机组水轮机处于各自的中间相位角时,叶片之间相互影响较小,受到的压力较小,选取中间相位角作为初始相位角能够提高水轮机组的安全性,增加水轮机运行的寿命。

4 结 论

1)不同密度的双机组垂直轴水轮机的初始相位角对各个机组的效率影响较大,不考虑 0° 相位角情况下,随着相位角的变大,1号机组在中高速比的效率逐渐变小,2号机组的效率逐渐变大,这样可以通过调节相位角来控制两个机组的功率输出,以达到对功率输出的要求。

2)不同密度的双机组水轮机在中间相位角时效率差基本为0,随着相位角增大或减小,效率差都会增大,两个机组间发电功率差距变大,不利于电能输出控制。

3)中间相位角时,机组叶尖高压区域最小,且两个机组的高压区域没有相连,两个机组叶轮间相互影响较小,选取中间相位角作为初始相位角能够减小叶尖压力,提高水轮机使用寿命。

参考文献

- [1] 张亮,李志川,张学伟,等.垂直轴潮流能水轮机研究与利用现状[J].应用能源技术,2011(9):1-7. DOI: 10.3969/j.issn.1009-3230.2011.09.001.
ZHANG Liang, LI Zhichuan, ZHANG Xuwei, et al. The status of research and application of vertical axis tidal turbine[J]. Applied Energy Technology, 2011(9):1-7. DOI: 10.3969/j.issn.1009-3230.2011.09.001.
- [2] 戴军,单忠德,王西峰,等.潮流水轮机的研究进展[J].可再生能源,2010,28(4):130-133. DOI: 10.3969/j.issn.1671-5292.2010.04.031.
DAI Jun, SHAN Zhongde, WANG Xifeng et al. Current research progress of water turbine[J]. Renewable Energy, 2010, 28(4):130-133. DOI: 10.3969/j.issn.1671-5292.2010.04.031.
- [3] ROURKE O, BOYLE F, REYNOLDS A. Tidal energy update 2009[J]. Applied Energy, 2010, 87(2):398-409. DOI: 10.1016/j.apenergy.2009.08.014.
- [4] BATTEN W M J, BAHAJ A S, MOLLAND A F, et al. The prediction of the hydrodynamic performance of marine current turbines[J]. Renewable Energy, 2008, 33(5):1085-1096. DOI: 10.1016/j.renene.2007.05.043.

- [5] 李志川,张亮,孙科,等.垂直轴潮流水轮机数值模拟研究[J].太阳能,2011,32(9):1321-1326.
LI Zhichuan, ZHANG Liang, SUN Ke, et al. Numerical Simulation of Vertical Axis Tidal Turbine[J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 2011, 32(9):1321-1326.
- [6] 盛其虎,周念福,张学伟,等.二维垂直轴水轮机强迫振荡水动力性能分析[J].哈尔滨工程大学学报,2015,36(1):41-45. DOI: 10.3969/j.issn.1006-7043.201312038.
SHENG Qihu, ZHOU Nianfu, ZHANG Xuwei, et al. Hydrodynamic performance analysis of a 2D vertical current turbine with forced oscillation[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2015, 36(1):41-45. DOI: 10.3969/j.issn.1006-7043.201312038.
- [7] STRICKLAND J H, WEBSTER B T, NGUYEN T. A vortex model of the Darrieus turbine; an analytical and experimental study[J]. Journal of Fluids Engineering, 1979, 80(4):500-505. DOI: 10.1115/1.3449018.
- [8] 季剑远.可控偏角竖轴水轮机性能试验研究[D].哈尔滨:哈尔滨工程大学,2008.
JI Jianyuan. Experimental study on the performance of controlled vertical-axis variable-pitch turbine[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2008.
- [9] LI Ye, CALISAL S M. Modeling of twin-turbine systems with vertical axis tidal current turbines; Part I-Power output[J]. Ocean Engineering, 2010, 37(7):627-637. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2010.01.006.
- [10] LI Ye, CALISAL S M. Modeling of twin-turbine systems with vertical axis tidal current turbines; Part II-torque fluctuation[J]. Ocean Engineering, 2011, 38(4):550-558. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2010.11.025.
- [11] KHALID S S, ZHANG Liang, SHENG Qihu. CFD simulation of twin vertical axis tidal turbines system[J]. Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology, 2013, 5(1):233-238.
- [12] 郭峰山.竖轴潮流能水轮机性能分析及机群排布优化[D].大连:大连理工大学,2013.
GUO Fengshan. Performance analysis of vertical-axis tidal current turbines and optimizing turbines array[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2013.
- [13] GOUDE A, AGREN O. Numerical simulation of a farm of vertical axis marine current turbines[C]//Proceedings of the 29th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering. Shanghai: ASME, 2010:335-344. DOI: 10.1115/OMAE2010-20160.
- [14] 李志川.垂直轴潮流能水轮机水力特性数值模拟与试验研究[D].哈尔滨:哈尔滨工程大学,2011.
LI Zhichuan. Numerical simulation and experimental study on hydrodynamic characteristic of vertical axis tidal turbine[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2011.
- [15] BATTEN W M J, BAHAJ A S, MOLLAND A F, et al. The prediction of the hydrodynamic performance of marine current turbines[J]. Renewable Energy, 2008, 33(5):1085-1096. DOI: 10.1016/j.renene.2007.05.043.

(编辑 张红)