

竖轴潮流能水轮机叶片安装位置研究

李广年, 李家旺

(宁波大学海运学院, 宁波 315211)

摘 要: 将竖轴潮流能水轮机简化为二维形式, 以二维机翼非定常运动数值分析方法为基础, 构建多机翼非定常运动的边界元法模型, 并在此基础上开发竖轴潮流能水轮机结构受力数值预报方法。利用该方法研究竖轴潮流能水轮机叶片安装位置对水轮机叶片、水轮机转子受力的影响规律。研究表明: 安装位置靠近叶片翼型可提升水轮机的获能效率, 安装位置靠近翼型中部可使叶片、转子的受力减小。

关键词: 潮流能; 水轮机; 叶片; 安装位置; 力学性能

中图分类号: U661.3

文献标识码: A

0 引 言

人类活动对化石能源的过度利用和掠夺性开发使得现代文明和世界经济面临严重威胁^[1]。增加可再生能源在当今世界能源结构中的比重是解决能源问题的一个重要方向。蕴含于海洋中的潮流能是海洋可再生能源的一种, 具有无污染、可再生、可预测性强以及开发成本低等优点, 包括中国在内的世界各国竞相研发海洋潮流能开发利用技术^[2]。水轮机作为叶轮式海洋潮流换能装置的一种, 其应用非常广泛。竖轴水轮机具有不受来流方向限制, 叶片结构简单, 工作速比低、噪音小, 发电系统可装在水面以上等特点^[3]。

竖轴潮流能水轮机结构简单, 起支撑作用的转动主轴、竖直的长叶片以及叶片与转轴之间的连接装置组成整个水轮机。此前的研究多关注于如何优化水轮机结构参数用以提高水轮机获能效率^[4-7]。叶片安装位置是影响水轮机动力响应及结构性能的参数之一。Maître 等^[8]利用 Fluent 软件研究了水轮机的安装位置对获能效率的影响。李 岩等^[9]利用开源软件 Open FOAM 研究了叶片安装位置对竖轴潮流能水轮机力学性能的影响规律。本文系统研究竖轴潮流能水轮机叶片安装位置对水轮机获能效率、力学响应的影响规律, 期望研究结果可为相关人员提供技术支持。

1 基本方法

建立图 1 所示的坐标系, 机翼参考点 b 的平动速度为 U , 机翼绕旋转中心 O 的转动角速度为 Ω , 均匀来流为 V_A , 其无穷远处的速度为:

$$V_A = (V_{Ax}, V_{Ay}, V_{Az}) \quad (1)$$

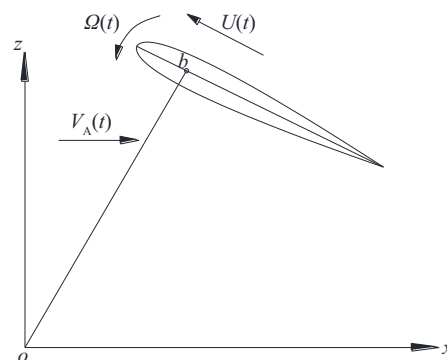


图 1 叶片运动简图

Fig. 1 Schematic diagram of blade motion

用 $\Phi(p, t)$ 表示速度势, 它在流体域中满足拉普拉斯方程:

$$\nabla^2 \Phi(p, t) = 0 \quad (p \in \tau_e) \quad (2)$$

在物面上满足不可穿透条件:

$$\left. \frac{\partial \Phi}{\partial n} \right|_{s_b} = (U + \Omega \times r) \cdot n_b \quad (3)$$

在无穷远处和均匀来流的速度势吻合, 并满足

收稿日期: 2017-09-19

基金项目: 国家自然科学基金(51679216); 浙江省自然科学基金(LY15E090007)

通信作者: 李广年(1981—), 男, 博士、副教授, 主要从事海洋潮流能换能器理论方面的研究。nianlg@aliyun.com

初始扰动为零的条件和 Kutta 条件。

$$\Phi(p, t) \approx xV_{Ax} + yV_{Ay} + zV_{Az} \quad (p \rightarrow \infty) \quad (4)$$

式中, p ——流场中的点; t ——时间; τ_c ——叶片周围的流体域, 即选取的控制体; S_b ——无界流中的机翼表面; r ——物面上的点在坐标系 xoz 下的矢径; n_b ——物面上点的单位法向量, 指向物体内部(即流场的外部)。

在总速度势 Φ 中分出已知的均匀来流项, 并记扰动速度势为 φ , 则有:

$$\Phi = xV_{Ax} + yV_{Ay} + zV_{Az} + \varphi \quad (5)$$

φ 应该满足以下定解条件:

$$\nabla^2 \varphi(p, t) = 0 \quad (p \in \tau_c) \quad (6)$$

$$\left. \frac{\partial \varphi}{\partial n} \right|_{S_b} = (U - V_A + \Omega \times r) \cdot n_b \quad (7)$$

$$\nabla \varphi \rightarrow 0 \quad (p \rightarrow \infty) \quad (8)$$

$$\nabla \varphi \rightarrow 0 \quad (t = t_0) \quad (9)$$

此处, t_0 表示初始时刻。

采用基于速度场的方法, 在机翼表面 S_b 上分布源汇 σ , 在翼剖面中弧线 S_m 上布置线性涡 Γ 以产生升力; 用离散的点涡 Γ_w 近似模拟尾涡面 S_w 。这样这在流场中任意点 p 处的诱导速度可表示为:

$$V(p, t) = \nabla \int_{S_b} \sigma(q, t) G(p, q) ds_q + \int_{S_m + S_w} \Gamma(q, t) K(p, q) ds_q \quad (10)$$

其中:

$$G(p, q) = \frac{1}{2\pi} \ln r_{p,q} \quad (11)$$

$$K(p, q) = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{y_p - y_q}{r_{pq}^2}, -\frac{x_p - x_q}{r_{pq}^2} \right) \quad (12)$$

$$r_{p,q} = \sqrt{(x_p - x_q)^2 + (y_p - y_q)^2} \quad (13)$$

采用压力相等的 Kutta 条件, 可表述为机翼尾缘上下表面的压强之差为零, 即:

$$p_u - p_d = 0 \quad (\text{在机翼尾缘}) \quad (14)$$

应用非定常伯努利方程, 流场中任意一点的动压力可表示为:

$$\frac{p - p_\infty}{\rho} = -\frac{\partial \varphi}{\partial t} + (U - V_A + \Omega \times r) \cdot \nabla \varphi - \frac{1}{2} (\nabla \varphi)^2 \quad (15)$$

有:

$$\begin{aligned} \frac{p_u - p_d}{\rho} &= \frac{\partial \varphi_d}{\partial t} - \frac{\partial \varphi_u}{\partial t} + (U - V_A + \Omega \times r_u) \cdot \nabla \varphi_u - \\ &\quad (U - V_A + \Omega \times r_d) \cdot \nabla \varphi_d + \frac{1}{2} (\nabla \varphi_d)^2 - \frac{1}{2} (\nabla \varphi_u)^2 = 0 \end{aligned} \quad (16)$$

式中, p_u ——机翼尾缘上表面的压力; p_d ——机翼尾缘下表面的压力; φ_d ——机翼尾缘下表面的扰动速度势; φ_u ——机翼尾缘上表面的扰动速度势; r_u ——机翼尾缘上表面处的矢径; r_d ——机翼尾缘下表面处的矢径。

求得机翼表面单元上扰动速度后, 根据非定常伯努利方程, 即式(15)计算得到在每一单元上的压力分布, 由压力积分计算机翼叶片受到的流体水动力。式(15)中扰动势的时间导数可采用有限差分法进行计算:

$$\frac{\partial \varphi}{\partial t} = \frac{\varphi(t) - \varphi(t - \Delta t)}{\Delta t} \quad (17)$$

计算过程中任一时刻 t , 扰动速度势 $\varphi(t)$ 中通过扰动速度 $V(t)$ 的线积分确定, 理论上积分起点应距机翼无穷远, 实际计算中将起点距水轮机旋转中心 O 10 倍半径处, 从该点先积分到水轮机旋转中心, 再从点 O 积分到下尾缘点, 进一步积分得到整个翼面单元的扰动速度势, 可表示为:

$$\varphi(q) = \varphi_0 + \int_{q_1}^q V \cdot dl \quad (18)$$

式中, φ_0 ——机翼下尾缘点 q_1 的扰动速度势, $\varphi_0 = \varphi(q_1)$ 。

定义机翼表面压力系数:

$$C_p = \frac{p - p_\infty}{0.5\rho V_A^2} \quad (19)$$

机翼受力为:

$$f = 0.5\rho V_A^2 \int_c C_p n dS \quad (20)$$

式中, S ——叶片表面积。

对机翼参考点 O 的力矩为:

$$q = 0.5\rho V_A^2 \int_{S_b} C_p (r \times n) dS \quad (21)$$

$$F = \sum_{i=1}^Z f, \quad Q = \sum_{i=1}^Z q_i \quad (22)$$

式中, F ——水轮机转子受力; Q ——转子力矩; Z ——水轮机叶片数量。

叶片合力系数为:

$$\bar{f} = \frac{f}{0.5\rho V_A^2 Cb} \quad (23)$$

式中, C ——水轮机叶片弦长; b ——水轮机叶片展长。

定义叶片切向力系数:

$$\bar{f}_t = \frac{f_t}{0.5\rho V_A^2 Cb} \quad (24)$$

定义叶片法向力系数:

$$\bar{f}_n = \frac{f_n}{0.5\rho V_A^2 Cb} \quad (25)$$

叶片的力矩系数为:

$$C_q = \frac{q}{0.5\rho V^2 Db \cdot R} \quad (26)$$

式中, D ——水轮机直径; R ——水轮机半径。

水轮机转子受力系数为:

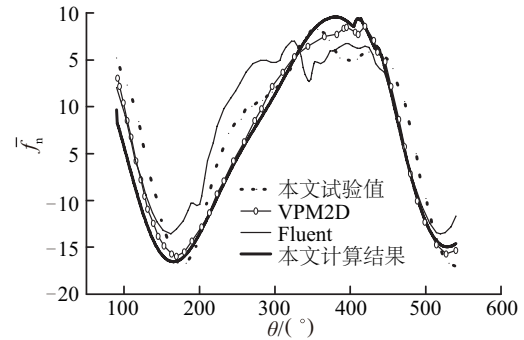
$$\bar{F} = \frac{F}{0.5\rho V^2 Db} \quad (27)$$

水轮机转子力矩系数为:

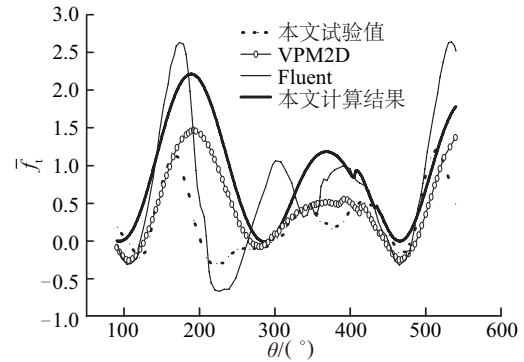
$$C_Q = \frac{Q}{0.5\rho V^2 Db \cdot R} \quad (28)$$

定义水轮机速比为 λ , 叶片安装位置定义为自转轴至叶片前缘距离弦长比为 c/C (c 表示叶片安装位置点)。此前许多研究人员对竖轴水轮机的水动力性能做过详细研究, 比较有代表性的是 Strickland 的试验。试验模型半径为 $R=0.61$ m, 叶片数量 $Z=2$, 叶片翼型为 NACA0012, 弦长 $C=0.0914$ m, 展长 $B=1.1$ m, 旋转速度 $\omega=0.749$ rad/s。该试验是 Strickland 的团队针对竖轴风力机的气动力性能开展的^[10]。试验详细测量了叶片的法向力、切向力、转子叶片压力分布以及叶片尾流演化特征等。试验过程中保持转速不变, 通过改变迎流速度实现尖速比的改变。Strickland 的试验结果常作为一个较为可靠的数据参考。

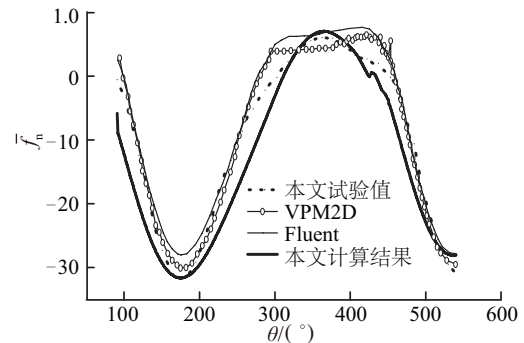
图 2 本文计算结果与试验值及相关文献结果 (VPM2D 方法、Fluent 方法) 的对比情况^[11,12]。分析对比各种计算方法的结果可看出, 本文提出的计算方法得出的结果与相关文献方法计算结果以及试验结果的大体趋势吻合较好, 只是和试验值相比, 谷值和峰值计算结果与试验值的偏差有所不同。整体上看, 各种计算方法对法向力的预报比切向力的预报更加接近试验值。对比图 2 可知: 尖速比不同, 相关计算方法模拟结果与试验值偏差不同。在尖速比 $\lambda=2.5$ 时, 计算结果与 VPM2D 结果对曲线的波动不能完全捕捉, 说明本文方法及 VPM2D 方法在对低尖速比情况下的水轮机模拟相对不足。



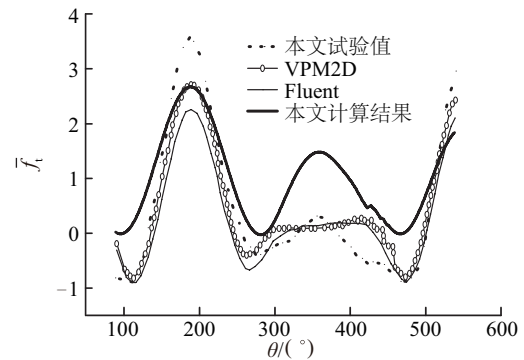
a. 叶片法向力系数随位置角的变化 ($\lambda=2.5$, $Z=2$)



b. 叶片切向力系数随位置角的变化 ($\lambda=2.5$, $Z=2$)



c. 叶片法向力系数随位置角的变化 ($\lambda=5.0$, $Z=2$)



d. 叶片切向力系数随位置角的变化 ($\lambda=5.0$, $Z=2$)

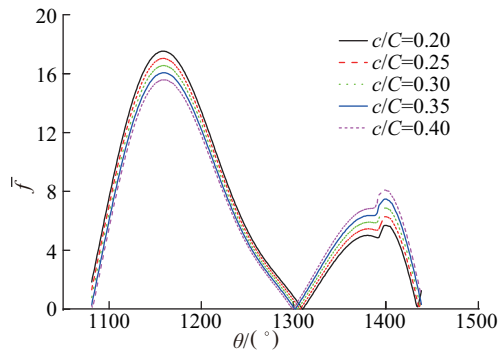
图 2 本文计算结果与相关文献计算结果对比

Fig. 2 Comparisons between calculated results in this paper and those in related literatures

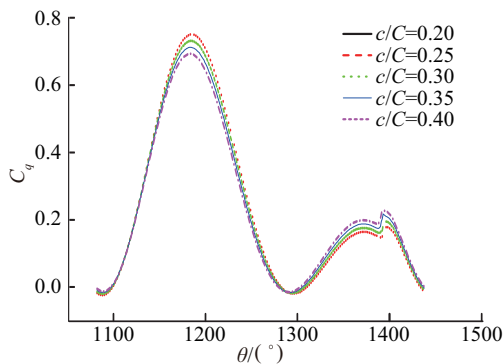
2 叶片安装位置对竖轴水轮机水动力特性的影响分析

竖轴潮流能水轮机通过轮辐将叶片固定在一起,轮辐与叶片的连接位置的改变会影响叶片在转动过程中的俯仰力矩,影响叶片受力,从而影响水轮机的水动力性能。本节计算 2 种水轮机模型,叶片均采用 NACA0018 翼型,叶片弦长 $C=0.25$ m,水轮机半径 $R=1$ m,模型 A 为单叶片水轮机,模型 B 为双叶片水轮机。叶片安装位置分别取在 $c/C=0.20, 0.25, 0.30, 0.35$ 和 0.40 处。

图 3 所示为叶片所受合力及力矩系数。由于该模型是单叶水轮机,因此叶片合力、力矩系数也等于水轮机转子的合力、力矩。由图 3 可知,在上游盘面叶片的受力和产生的力矩均随 c/C 的增大而增大,在下游盘面,叶片受力和力矩系数均随 c/C 的增大而减小,叶片旋转一周的过程中,力矩系数均值减小。



a. 合力系数

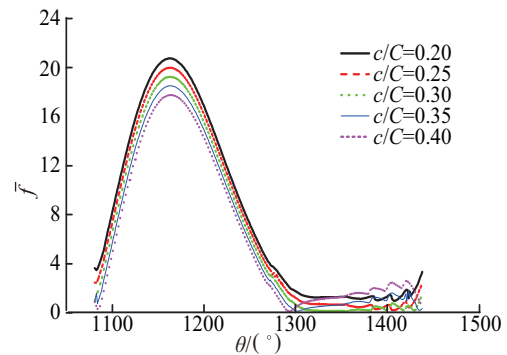


b. 力矩系数

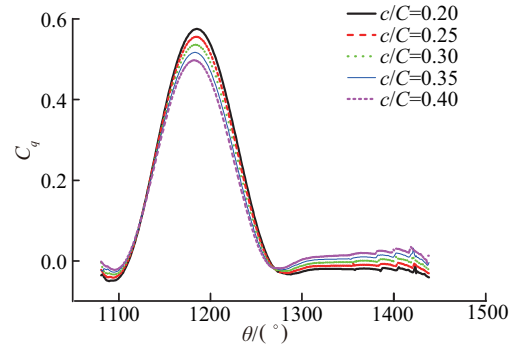
图 3 叶片安装位置对叶片受力的影响 ($Z=1, \lambda=2.0$)Fig. 3 Mechanical properties of single blade against installation position ($Z=1, \lambda=2.0$)

图 4 双叶片水轮机叶片受力特性计算分析结

果与图 3 所得规律基本相似。从图 3、图 4 均可看出,叶片在上游盘面旋转时,随着安装位置靠近叶片翼型中部,叶片力矩峰值对应的位置角提前。



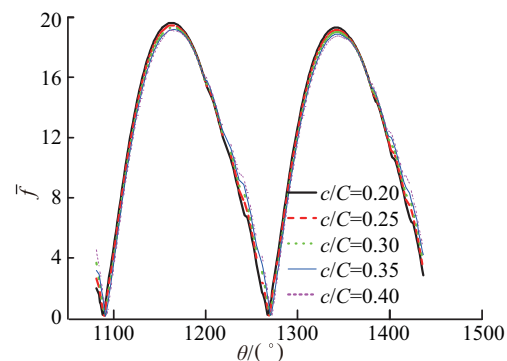
a. 合力系数



b. 力矩系数

图 4 叶片安装位置对叶片受力的影响 ($Z=2, \lambda=2.7$)Fig. 4 Mechanical properties of single blade against installation position ($Z=2, \lambda=2.7$)

图 5 所示为叶片安装位置对水轮机转子性能的影响。由图 5a 可知,不同的叶片安装位置情况下,水轮机转子瞬时受力随位置角的变化差别不大,而水轮机旋转一周的过程中,转子受力均值随 c/C 的增大而减小。由图 5b 可知,转子的力矩系数随 c/C 的增大,其峰值减小,而谷值的绝对值减小



a. 合力系数

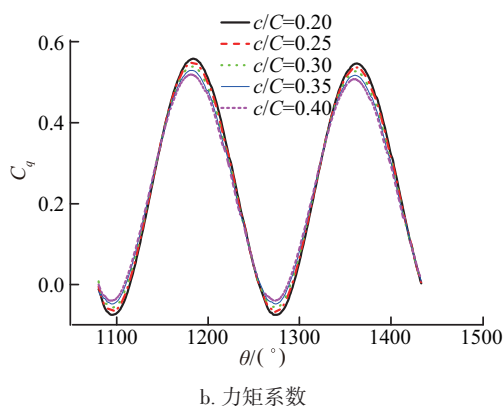


图5 叶片安装位置对水轮机转子受力的影响 ($Z=2$, $\lambda=2.7$)

Fig. 5 Mechanical properties of rotor against installation position ($Z=2$, $\lambda=2.7$)

(计算结果显示谷值为负),随着 c/C 的增大,转子力矩波动减小,转子在旋转一周的过程中均值减小。综合以上分析,从能量利用率的角度出发,叶片安装位置靠近首缘有利,从叶片及转子结构强度、疲劳和振动角度考虑,叶片安装位置靠近中部有利。

3 结 论

本文以竖轴水轮机单个叶片非定常运动数值分析方法为基础,建立多叶片非定常运动的边界元法模型。具体给出模型中源汇、附着涡和尾涡的分布方式以及处理方式,给出非线性压力 Kutta 条件的建立过程。开发竖轴潮流能水轮机水动力性能预报程序,并安排模型试验验证预报程序的精度,同时与相关文献计算结果进行详细比对。使用竖轴潮流能水轮机水动力性能预报程序,详细分析竖轴潮流能水轮机叶片安装位置对水轮机获能效率以及水轮机自身结构性能的影响规律。主要结论如下:

1)从能量利用率的角度出发,叶片安装位置靠近叶片翼型首缘有利,这种情况下可提升水轮机的获能效率。

2)从叶片及转子结构强度、疲劳和振动角度考虑,叶片安装位置靠近中部有利,这种情况下可使叶片、转子的受力减小,受力波动减弱。

[参考文献]

[1] 张瑞敏,牛余凤. 生态文明视角下中国能源开发利用的法治与伦理思考[J]. 社会纵横, 2015, (5):

49—52.

- [1] Zhang Ruimin, Niu Yufeng. The rule of law and ethical thinking of China's energy development and utilization from the perspective of ecological civilization[J]. Social Sciences Review, 2015, (5): 49—52.
- [2] Blunden L S, Bahaj A S, Aziz N S. Tidal current power for Indonesia? An initial resource estimation for the Alas Strait[J]. Renewable Energy, 2013, 49: 137—142.
- [3] 吕新刚, 乔方利. 海洋潮流能资源估算方法研究进展[J]. 海洋科学进展, 2008, 26(1): 98—108.
- [3] Lyu Xingang, Qiao Fangli. Advances in study on tidal current energy resource assessment methods[J]. Advances in Marine Science, 2008, 26(1): 98—108.
- [4] Han Sang-Hun, Park Jin-Soon, Lee Kwang-Soo. Evaluation of vertical axis turbine characteristics for tidal current power plant based on in situ experiment[J]. Ocean Engineering, 2013, 65: 83—89.
- [5] Marsh P, Ranmuthugala D, Penesis I, et al. Numerical investigation of the influence of blade helicity on the performance characteristics of vertical axis tidal turbines[J]. Renewable Energy, 2015, 81: 926—935.
- [6] Bo Yang, Chris Lawn. Fluid dynamic performance of a vertical axis turbine for tidal currents[J]. Renewable Energy, 2011, 36: 3355—3366.
- [7] 赵广, 苏钧聪, 宿晓辉, 等. 潮流能水轮机转子系统动力学特性研究[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2016, 37(9): 1172—1178.
- [7] Zhao Guang, Su Juncong, Su Xiaohui, et al. Dynamic characteristics of the rotor system of a tidal current energy turbine[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2016, 37(9): 1172—1178.
- [8] Maître T, Amet E, Pellone C. Modeling of the flow in a darrieus water turbine: Wall grid refinement analysis and comparison with experiments[J]. Renewable Energy, 2013, 51: 497—512.
- [9] 李岩, 孙科, 赵金辉, 等. 竖轴水轮机叶片安装位置对水动力性能影响的研究[J]. 船舶工程, 2016, 38(12): 37—40.
- [9] Li Yan, Sun Ke, Zhao Jinhui, et al. Study on effect of vertical axis tidal turbine's blade installation position on hydrodynamic performance[J]. Ship Engineering, 2016, 38(12): 37—40.
- [10] Strickland J H. Vortex model of the Darrieus turbine: An analytical and experimental study[J]. American Society of Mechanical Engineers, 1981, 43(3): 601—622.

- [11] 汪鲁兵. 竖轴潮流水轮机水动力性能理论与实验研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2006: 106—108.
- [11] Wang Lubing. Theoretical and experimental study on hydrodynamic performance of vertical-axis tidal turbine [D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2006: 46—48.
- [12] 孙 科. 竖轴 H 型叶轮及导流罩流体动力性能数值模拟 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2008: 44—51.
- [12] Sun Ke. Numerical simulation on fluid dynamic performance of H-shaped vertical axis turbine and duct [D]. Harbin: Harbin Engineering University. 2008: 44—51.

STUDY ON BLADE INSTALLATION POSITION OF VERTICAL-AXIS TIDAL TURBINE

Li Guangnian, Li Jiawang

(Faculty of Marinetime and Transportation, Ningbo University, Ningbo 315211, China)

Abstract: In this paper, the vertical-axis turbine is simplified into two dimensions, based on the numerical analysis method for the unsteady motion of a two-dimensional airfoil, the boundary element method is developed for unsteady multi airfoil motion. The numerical prediction method of vertical-axis turbine mechanical properties is developed. The influence of the installation position of the blade on the turbine rotor and turbine blade is studied. The results showed that the energy efficiency of the turbine can be improved by the installation position close to the blade airfoil, and the installation position close to the center of the airfoil can reduce the force of blade and rotor. It is expected that the results of this paper can provide technical support for related researchers.

Keywords: tidal power; turbine; blade; installation position; mechanical properties