

实海况下流速梯度对潮流能水轮机水动力性能影响的数值研究

司先才^{1,2}, 王树杰^{1,2}, 袁 鹏^{1,2}, 谭俊哲^{1,2}, 于晓丽¹, 张敬斌¹

(1. 中国海洋大学工程学院, 青岛 266100; 2. 青岛市海洋可再生能源重点实验室, 青岛 266100)

摘 要: 针对实海况条件下来流梯度, 基于现场实测的流速和水深数据, 对实尺度水平轴潮流能水轮机水动力学性能进行仿真, 对比水轮机在流速梯度影响下获能和轴向力变化规律。结果表明, 真实潮流场中流速梯度不仅对水轮机的获能和轴向力产生影响, 还会造成流场的布放水深对水轮机实际获能产生影响。同时, 流速梯度造成水轮机运行时所荷载荷发生动态变化, 使得叶片处于不同位置时轴向力和转矩呈现周期性波动, 影响叶片的获能和动力稳定性, 引起振动和寿命疲劳等问题。

关键词: 流速梯度; 水平轴潮流能水轮机; 获能特性; 动态载荷; 水动力学性能

中图分类号: TK730

文献标识码: A

0 引 言

潮流能是借助于海洋潮流运动实现能量转换的一种清洁、无污染的可再生能源。作为能量转换的核心部件, 潮流能水轮机运行时所处的环境和工况较为恶劣。为获得较高的来流速度, 水轮机通常放置在水道、湾、河海入口等位置^[1], 流场结构很复杂, 岸线形状、地形结构、底部边界层、湍流等因素均有可能在流场不同区域内造成流速差异^[2]。因处于非均匀的流场中, 水轮机叶片转动到不同位置所受来流速度及外力不断发生变化, 这不仅会对水轮机的获能带来影响, 还会进一步造成叶片振动或寿命疲劳问题^[3]。

目前已有部分研究机构和学者开始对复杂来流条件下的水轮机性能进行了初步的研究, 如英国 Manchester 大学的 Gant^[4] 等对非定常流中潮流能水轮机的性能进行研究。文献[5]对不同偏航角的外部来流对水轮机获能性能的影响进行对比。Colby 等^[6] 基于线性波浪理论研究水轮机在波流共同作用下的特性规律。Milne 等^[7] 基于 BEM 理论, 研究在水深影响下非均匀流、波、湍流等参数对水轮机产生的动态载荷特性。盛传明等^[8] 利用 1/7 指数率研

究海流梯度影响下的速度场、水轮机压力场等分布变化规律。英国 Swansea 大学的 Williams 等^[9] 进行了将现场实测数据与潮流能水轮机数值模拟相结合的研究。

上述研究内容与深度与当前潮流能技术的发展进程密切相关。一方面, 这些研究都对输入条件进行了简化, 虽考虑了复杂流场的部分参数, 但仍然没有完全脱离理想条件的假设和实验室比例模型的层面。另一方面, 对于大尺度潮流能水轮机样机的长期稳定运行研究仍然不够系统深入, 使得前期的研究成果无法通过实物样机进行验证, 同时也揭示了该研究领域所面临的巨大挑战和未来研究方向。

本文利用真实潮流场实测的流速和水深数据, 基于实尺度的潮流能水轮机进行仿真和计算, 研究流速梯度对水轮机水动力学性能的影响, 同时分析流场实际可获取的能量随水深的分布规律, 并进一步考察了叶片轴向力和转矩的变化特性。

1 研究对象与计算方法

1.1 研究对象

研究对象为中国海洋大学研制的 50 kW“海远

收稿日期: 2017-03-10

基金项目: 国家自然科学基金(51479185; 51279191)

通信作者: 司先才(1979—), 男, 博士、讲师, 主要从事海洋可再生能源方面的研究。sixiancai@ouc.edu.cn

1"号水平轴潮流能水轮机,其设计采用重力式座海底结构,如图1所示。水轮机叶片直径为10 m,轮毂中心距离支架底部距离为12.5 m。

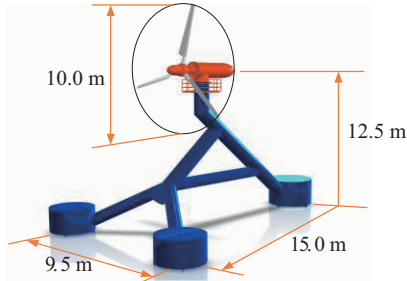


图1 水轮机模型

Fig. 1 Model of turbine

依据叶素理论,所考察的水轮机叶片可看作由无数个翼型微元组成,单个微元被称为叶素,如图2所示。

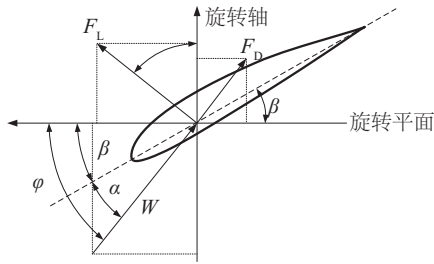


图2 叶素受力示意图

Fig. 2 Schematic diagram of BEM

仿真时叶素轴向力和转矩计算公式为:

$$dF = F_L \cos \phi + F_D \sin \phi \quad (1)$$

$$= 0.5 \rho W^2 (C_L \cos \phi + C_D \sin \phi) c dr$$

$$dT = (F_L \sin \phi - F_D \cos \phi) r \quad (2)$$

$$= 0.5 \rho W^2 r (C_L \sin \phi - C_D \cos \phi) c dr$$

式中, ϕ ——入流角, rad; α ——叶素攻角, rad; β ——叶素俯仰角, rad; r ——叶素距旋转中心距离, m; C_L ——升力系数; C_D ——阻力系数; ρ ——介质密度, kg/m³; W ——相对速度, m/s; c ——翼型弦长, m; F_L ——升力系数; F_D ——阻力, N。

因此,对于半径为 R 的叶片,轴向力 F 、转矩 T 和功率 P 分别为:

$$F = \int_0^R dF \quad (3)$$

$$T = \int_0^R r dF \quad (4)$$

$$P = \sum_{i=1}^B Q_i \omega \quad (5)$$

式中, B ——叶片数量; Q_i ——叶素扭矩, Nm。

为表征来流速度与水轮机转速的关系,引入尖速比 λ , 其表达式为:

$$\lambda = \frac{\omega R}{V} \quad (6)$$

式中, ω ——水轮机转动角速度, rad/s; V ——水流速度, m/s; R ——水轮机叶片半径, m。

1.2 数值方法

1.2.1 控制方程

通常将海水为不可压缩的流体,且满足三维 N-S 方程。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (7)$$

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i' u_j'} \right) + S_i \quad (8)$$

式中, ρ ——流体密度; μ ——流体的动力黏度系数; p —— t 时刻某空间点处压力; u_i ——该点在此时刻对应的速度分量; S_i ——添加的源项; $-\rho \overline{u_i' u_j'}$ ——雷诺应力项。

1.2.2 湍流模型

湍流模型采用 Realizable k - ε 模型,该模型基于标准 k - ε 模型改进而来,由于采用新的湍流粘度计算公式,考虑了旋转、曲率等因素带来应变率的问题,有效避免了标准 k - ε 模型计算时针对大应变出现负的正应力情形,其数学表达式为:

$$\frac{\partial}{\partial t} (rk) + \frac{\partial}{\partial x_i} (rkx_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (9)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 E \varepsilon - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} \quad (10)$$

式中, k ——湍流动能; ε ——湍动耗散率; σ_k 、 σ_ε ——湍动能 k 和湍动耗散率 ε 对应的 Prandtl 数, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.2$; x_i 、 x_j ——位置坐标分量; u_i ——速度坐标分量; G_k ——平均速度梯度引起的湍流动能 k 的产生项; μ ——流体动力粘性系数, $\mu = \rho C_\mu k^2 / \varepsilon$, C_μ 为模型常数,可调常数 C_2 为 1.9。

1.2.3 计算域及网格划分

计算域尺寸设置为 250.0 m × 50.0 m × 37.8 m,其中 37.8 m 是潮流场的实测水深值,如图3所示。水

轮机位置距离入口边界为 50 m。计算域入口速度依据考察需要设定不同流速值,出口边界处流动假定为充分发展的自由流,并设定为压力出口条件,除此之外其他边界条件设为 WALL,靠近计算域边界处采用 Realizable $k-\varepsilon$ 模型的标准壁面函数。由于水轮机叶片模型是复杂的三维几何体,网格划分时采用非结构化网格生成方式。为了准确描述水轮机在旋转过程中动态特性,旋转域转动方式采用滑移网格技术,并在整个仿真计算过程中采用非稳态迭代方式。

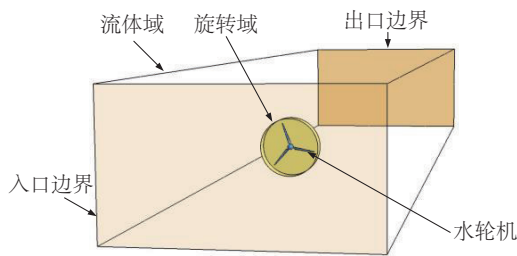


图3 计算域模型

Fig. 3 Schematic diagram of CFD domain

2 ADCP 实测流速数据及输入条件

2.1 实测流速

在投放潮流能水轮机前期阶段,针对具体布放海域进行流速和水文气象等方面的详细调查,确保所选定的目标海域能够满足潮流资源利用最大化目标,同时便于后期工程阶段的施工。

在目标海域调查时,采用船载设备进行走航式潮流测量,掌握该区域的海流分布特点。依据走航获得的测量数据在流速较大水域内选取一点进行定点流速和水深的观测。

定点流速观测采用自容式坐底观测系统,即声学多普勒方向波浪海流计(ADCP)。为了获得观测点在不同涨落潮期间的流速变化,观测时将仪器置于海底,记录时间为 21 d,频次每 20 分钟 1 次。水深观测与流速记录同步进行,从而获取连续的水深资料,不同时间测得的部分涨落潮流速数据经过整理如图 4 所示。

由图 4 可见几乎所有流速在水深方向都具有明显的梯度,随着水深增加,流速大小逐渐减小。以“Day05-Flood”为例,在接近海底处流速为 1.05 m/s,而靠近海平面时流速为 1.77 m/s,整体速度差达到

0.72 m/s。为便于分析与对比,将实测数据除以水深值和最大流速,得到流速随水深分布无量纲化曲线,如图 5 所示。由图 5 可知(V/V_{vp} 表示速度变量和实测的速度梯度; H/H_0 为水深变量和实测的最大水深值),在距离海底 1/4 水深处流速约为海平面位置处流速 80%,1/3 水深处流速约为最大流速 85%,在一半水深位置处流速约为最大流速 90%。

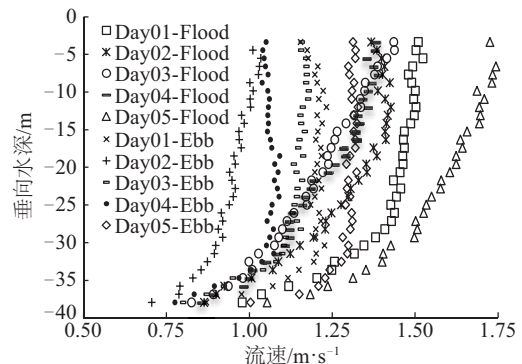


图4 潮流实测场流速分布

Fig. 4 ADCP data from tidal stream site

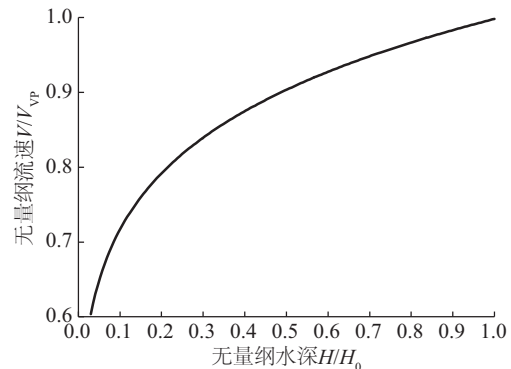


图5 无量纲流速分布

Fig. 5 Velocitylost of ADCP data

2.2 入口流速条件

假设流速观测点即是水轮机实际投放位置,并基于上述实测流速数据“Day05-Flood”进行仿真计算。依据“海远 I”号水平轴潮流能水轮机实际三维尺寸,参照流速测定水深值,可算出水轮机在旋转时面对来流的大小。靠近海平面位置实测流速大小为 1.77 m/s,记为 V_{pmax} 。以叶片旋转一周形成的扫略面为参考,叶片转至最高点时距离地面为 17.5 m,此位置高度对应实测流速为 1.64 m/s,记为 V_{tmax} ;叶片转至最低点时距离地面为 7.5 m,对应实

测流速 V_{\min} 为 1.4 m/s; 轮毂中心距离地面 12.5 m, 对应实测流速 V_{tc} 为 1.52 m/s; 整个叶片旋转面内梯度流速的平均值为 1.55 m/s, 记为 V_{avg} , 如图 6 所示。

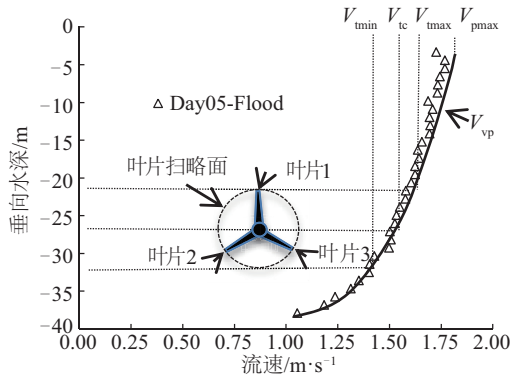


图6 流速梯度和水轮机布放位置

Fig. 6 Velocity profile and height of turbine

在数值仿真时, 将上述截取的不同水深处流速作为来流条件, 分别考察水轮机在这些均匀流速下水动力性能。对于梯度来流“Day05-Flood”数据输入分为 2 步, 即先对实测流速进行拟合, 得到流速随水深分布的函数关系式, 然后将函数关系以 UDF 形式输入求解器作为速度入口条件, 并记为 V_{vp} , 求解水轮机在此输入条件下获能和受力情况。

实测流速 V 随水深分布的函数关系为:

$$V = \frac{1}{4.7878} \ln\left(\frac{H}{0.0065}\right) \quad (11)$$

式中, H —— 水深, m。

3 计算结果

3.1 水轮机获能系数和轴向力

3.1.1 均匀流速下获能系数

为对比能量转换效率, 考察不同均匀来流条件下水轮机获能系数, 如图 7 所示。外部来流速度不同, 对应获能系数曲线随尖速比变化趋势较为一致, 即随尖速比提高而增大, 当达到最大值后开始逐渐下降。尽管入口来流大小不同, 但水轮机整体获能特性和最大获能效率基本保持不变, 不同流速对应的获能系数曲线几乎重合。在流速 V_{pmax} 和 V_{tmin} 条件下, 水轮机均在尖速比 λ 约为 6.5 时获能效率最高, 约为 0.3。从实际能量获取看, 不同流速单位体积水由于动能不同, 故同一获能系数下水轮机实

际功率输出并不相等。

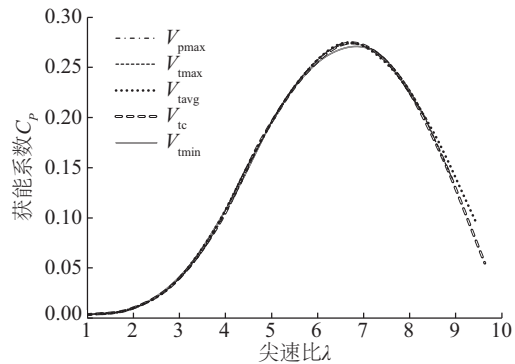


图7 不同流速下水轮机获能系数

Fig. 7 C_p distribution VS TSR

3.1.2 不同流速下实际获能对比

由于在仿真时入口条件采用了梯度流速 V_{vp} , 依据定义采用式(11)在同一转速下求得的尖速比不是一个定值, 因而不便于横向同其他均匀来流进行比较。为了直观地考察流速梯度对水轮机实际获能的影响, 使用角速度作为变量进行对比, 分别计算不同流速条件下水轮机实际获能, 如图 8a 所示, 将计算结果除以水轮机额定功率 50 kW, 得到无量纲化结果, 如图 8b 所示。从图 8 可看出, 不同流速条件下实际获能分布同其获能系数曲线分布规律较为近似, 大小随角速度增加而增大, 到达峰值后开始下降。在低转速下, 水轮机实际获能差异不大; 在较高转速下, 由于输入速度之间存在差异, 实际获能相差较为明显。对应流速 V_{pmax} , 当水轮机在旋转速度为 2.34 rad/s 时达到最大获能, 实际值约 60 kW, 约为额定功率的 1.2 倍; V_{tmin} 实际流速值大小为 V_{pmax} 的 80%, 而其此时对应获能是 28.43 kW, 仅为额定输出功率 57%, 由此可见梯度流速对于水轮机实际获能和功率输出存在重要影响。流速 V_{tmax} 和 V_{tc} 对应最大获能分别为 46.06 和 37.87 kW, 均低于额定功率。另外, 采用梯度流速作为入口条件, 水轮机运行时正对来流大小介于 V_{tmax} 和 V_{tmin} 之间, 对应获能分布也体现这一特点, 整体上位于两者对应的曲线之间, 最大值为 42.6 kW, 是额定功率 85%。同时, 对于流速 V_{tc} 和 V_{avg} 之间微小差异, 在功率输出上可体现出来。从总体上看, 梯度流速 V_{vp} 、轮毂中心位置流速 V_{tc} 和扫掠面平均流速 V_{avg} 对应的获能曲线均位于流速 V_{tmax} 和 V_{tmin} 曲线之间, 但

与 V_{avg} 曲线更为接近。

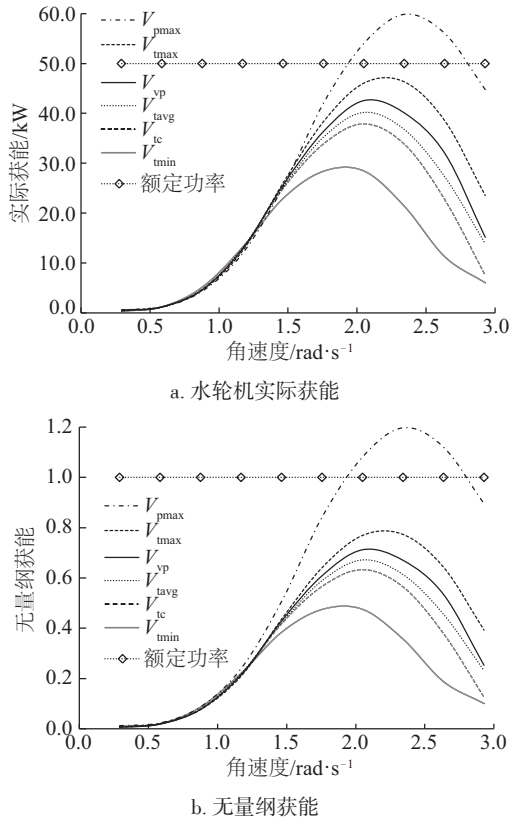


图 8 不同流速下水轮机获能

Fig. 8 Energy extraction under different velocity

3.1.3 均匀来流下轴向力系数对比

考察不同均匀流速下水轮机轴向力系数变化规律,如图 9 所示。来流条件不同,其轴向力系数分布趋势基本一致,随尖速比增加而增大,但是不随入口速度发生变化,不同流速对应轴向力系数曲线基本重合,这一特点与其获能系数曲线相一致,说明在设计尖速比范围内运行的水轮机,其获能系数

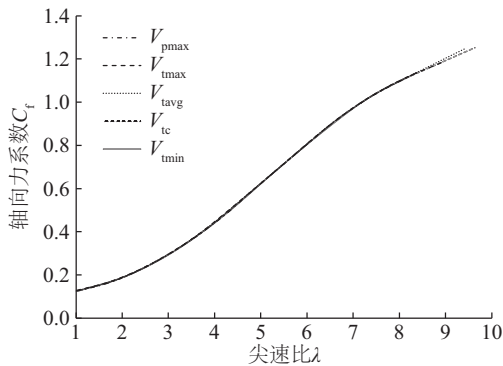


图 9 不同流速下水轮机轴向力系数

Fig. 9 C_t distribution VS TSR

和轴向系数独立于外部来流速度。

3.1.4 不同来流条件下轴向力对比

水轮机轴向力在不同流速下随旋转角速度变化趋势如图 10a 所示。同等转速下,较大来流速度对应较大轴向力。流速 V_{pmax} 条件下,当水轮机转速达到最高获能效率时,对应轴向力为 112.64 kN,是其达到额定功率获能时 1.3 倍(见图 10b)。而对应流速 V_{tmin} ,其轴向力大小为 78.46 kN,仅为 V_{pmax} 额定功率获能时轴向力的 90%。

梯度流速 V_{vp} 对应轴向力曲线与其获能曲线相似,在分析的对象中,与流速 V_{tavg} 对应曲线最为接近。从上述分析可知,若以流速 V_{pmax} 对应曲线为基准,真实潮流场的流速梯度现象整体上降低了水轮机轴向力,同时以减少实际获能为基础。

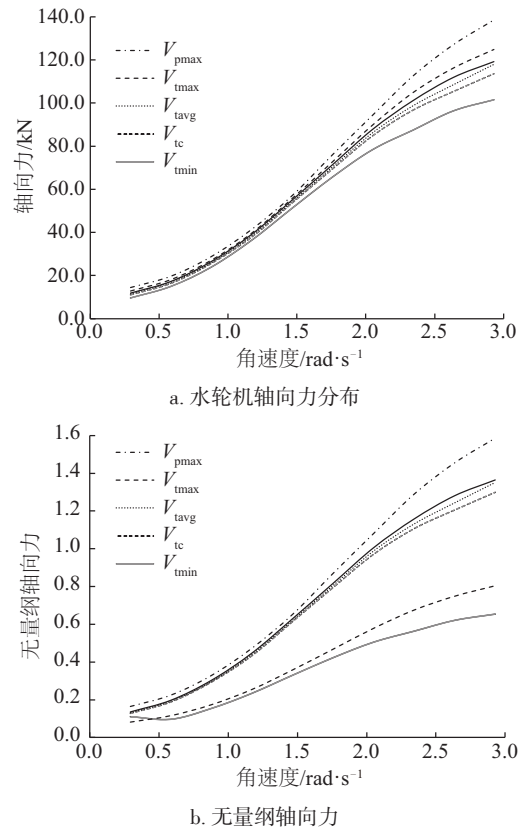


图 10 不同流速下水轮机轴向力分布

Fig. 10 Axial thrust distribution under different velocity

3.2 不同布放水深对水轮机获能的影响

在潮流场流速测定时同步进行水深记录,“Day05-Flood”数据测得水深值为 -37.8 m,水轮机直径为 10 m,为保证在获能过程中叶片处于全淹

没状态且不接触海底, 仿真计算的水深范围选定为-30~-6 m。如图 11 所示, 安装在不同水深时, 水轮机实际输出功率差异较为明显。从海平面向流场底部方向随着水深的增加, 实际输出功率在不断减小。靠近海平面时, 由于流速较大, 实际输出功率为 59.8 kW。水轮机实际的安装水深为-25 m, 可见输出功率约为 35 kW, 低于机组的额定设计功率。在水深为-32 m 流场底部, 由于受流速梯度影响最大, 其输出功率仅为 20 kW。另外, 水深超过-22 m 以后, 其输出功率出现陡降的现象。基于上述分析, 水平轴潮流能水轮机设计时需要充分考虑将来投放海域的流速和水深特点, 仿真结果表明布放水深会对水轮机获能以及机组实际输出功率产生较大影响。在满足工程安全、成本控制且不影响航道通行安全前提下, 设计阶段应保证水轮机载体结构具有应有的高度, 以保证布放后的水轮机位于流速较大且梯度较小的水深, 从而有利于提高水轮机实际获能。

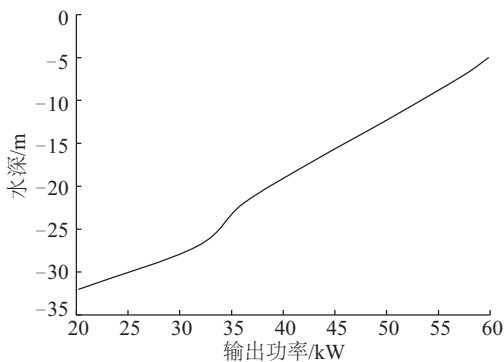


图 11 水轮机不同布放水深的实际输出功率
Fig. 11 Height effect on power output of turbine

3.3 梯度流速对叶片影响

3.3.1 轴向力

从能量转换情况看, 水轮机工作在梯度流速 V_{vp} 下实际获能与扫略面平均流速 V_{avg} 对应获能非常接近, 因而对比了 2 种流速下水轮机处在最高获能效率时 3 个叶片轴向受力情况, 如图 12 所示。由于流速 V_{avg} 是均匀来流, 叶片在转动时其轴向力大小几乎不发生变化, 3 个叶片轴向力曲线完全重合。对应 V_{vp} 流速, 由于来流存在梯度变化, 运行时叶片轴向力大小随所处位置的不同而发生变化, 整体上呈现周期性波动, 变化幅度约 5.1%。另外, 对比 2 种

流速下单叶片轴向力大小, 梯度流速 V_{vp} 要高于均匀流速 V_{avg} 对应的轴向力, 这也说明了前者对应水轮机整体轴向力高于后者的原因。

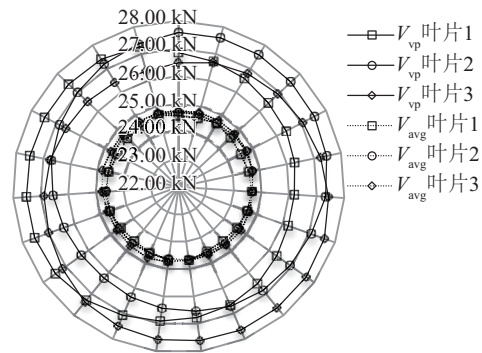


图 12 叶片在周期内产生的轴向力
Fig. 12 Axial force distribution of blades

对 2 种流速下水轮机整体轴向力变化作了对比, 如图 13 所示。对于梯度流速 V_{vp} , 在同一旋转周期 T 内 3 个叶片轴向力大小均发生了明显的波动, 但是水轮机整体轴向力波动幅度不大, 从具体数据看不到 1%。均匀流速 V_{avg} 对应整体轴向力变化幅度也可以忽略。从图 13 可知, 外部流速梯度对单个叶片轴向载荷影响较大, 而对水轮机整体轴向受力影响较小。因而在水轮机设计与安全性能分析评估时, 需要考虑真实潮流场的流速梯度给叶片造成的疲劳载荷问题。

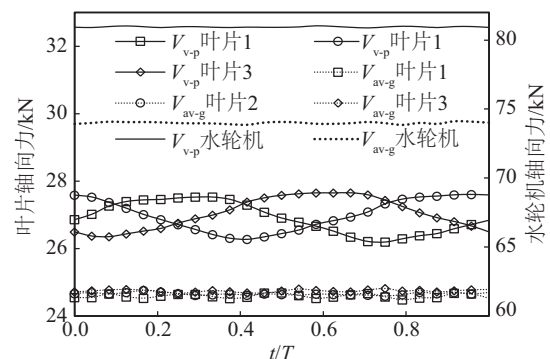


图 13 同一周期内水轮机和叶片受力对比
Fig. 13 Comparison of force between blades and turbine

3.3.2 叶片产生的转矩

在水轮机转动周期内, 均匀流速 V_{avg} 对应单个叶片产生的转矩变化情况与其轴向力相似, 波动幅度在 1.35%, 几乎可忽略, 如图 14 所示。在梯度流速 V_{vp} 作用下, 单个叶片产生的转矩波动现象非常

明显。以“叶片 1”为例,它最大轴向输出转矩为 5346.35 Nm,最小值为 4143.9 Nm,而在同一个周期内轴向平均转矩为 4782.48 Nm,波动幅度达到 13.4%。同时,由于 3 个叶片之间存在 120° 夹角,因此每个叶片在同一周期内获得最大转矩所对应的时刻不同,相邻叶片之间相差约 $1/3$ 周期,换算成角度正好是它们之间的夹角,3 个叶片最小轴向转矩输出也具有上述特点。

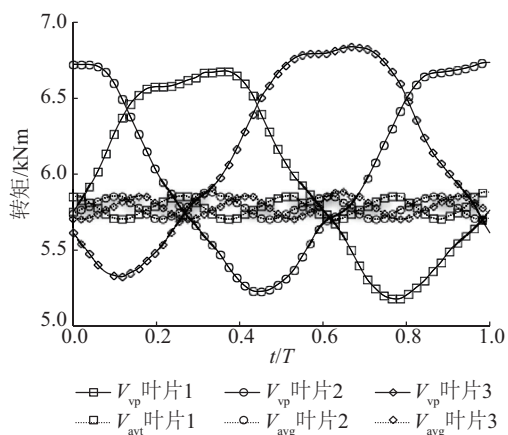


图 14 叶片在周期内产生的轴向转矩

Fig. 14 Axial torque of blades in one rotating cycle

3.3.3 输出功率

由于叶片获能与转矩直接相关,因而单个叶片在同一周期内获能与其转矩特性曲线非常相似,均出现了周期性波动,且波动幅度明显高于水轮机整体的变化,如图 15 所示。以“叶片 2”为例, V_{vp} 流速下平均获能为 14.1 kW,最大获能为 15.8 kW,波动幅度达到 12.1%。另外,2 种流速下水轮机整体获

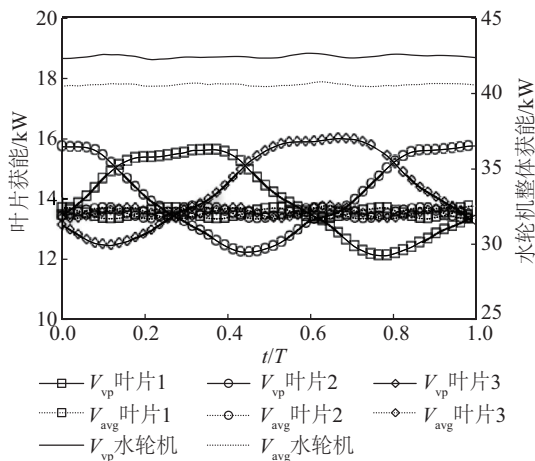


图 15 叶片获能和水轮机功率输出对比

Fig. 15 Comparison of power output

能比较平稳,稍有变化,但波动幅度可忽略。流速 V_{vp} 对应整体平均获能为 42.5 kW,波动峰值为 42.7 kW,波动幅度仅为 0.5%。从而可看出,梯度流速对单个叶片的获能影响较大,对水轮机整体获能影响幅度不明显。

4 结 论

基于真实潮流场实测的流速和水深数据,对实际尺度的水轮机进行仿真计算,分析它在不同流速条件下水动力学性能。

1)在设计尖速比范围内,不同大小均匀来流速不会影响到水轮机获能效率和轴向力系数,但对其实际功率输出有显著影响。流速 V_{pmax} 条件下,在最高获能系数下水轮机实际获能为额定功率的 1.2 倍,而流速 V_{min} 对应的最高获能只能达到其额定输出功率的 57%。

2)流速梯度对水轮机实际获能和轴向力有较大影响。从分析数据看,流速梯度降低了水轮机实际获能,其最高获能仅为额定输出功率的 85%。同流速 V_{pmax} 在额定功率获能时水轮机轴向力比较,流速梯度对应下轴向力会明显降低。另外,由于流速梯度的存在,使得实际潮流场中的布放水深对水轮机实际功率输出存有明显影响。

3)流速梯度在叶片转动过程中造成其轴向力和转矩发生周期性波动,波动幅度最高可达 13.4%,因而在分析校核水轮机安全性能时,需要着重考虑叶片的疲劳载荷问题。

以上结论是基于 CFD 仿真进行的初步分析,由于海洋环境的复杂性以及现实条件制约,上述结论没有实测的数据予以对比,故未来该领域进一步研究亟需大量实测数据进行验证。本文可为大尺度潮流能水轮机的设计优化及性能预测评估提供依据,也可为实海况复杂来流条件下潮流能水轮机水动力学性能研究提供一种思路和方法。

[参考文献]

- [1] Evans P, Mason-Jones A, Wilson C, et, al. Constraints on extractable power from energetic tidal straits[J]. Renewable Energy, 2015, 81: 707—722.
- [2] Feng Qing, Xiao Qianlu. Velocity and shear stress profiles for tidal effected channels[J]. Ocean Engineering, 2015, 101: 172—181.

- [3] Eggers A J, Digumarthi R, Chaney K. Wind shear and turbulence effects on rotor fatigue and loads control [J]. ASME Journal of Solar Energy Engineering, 2003, 125(4): 402—409.
- [4] Gant S, Stallard T. Modeling a tidal turbine in unsteady flow [A]. Proceedings of the Eighteenth International Offshore (Ocean) and Polar Engineering Conference [C], Vancouver, Canada, 2008.
- [5] O'Rourke F, Boyle F, Reynolds A, et al. Hydrodynamic performance prediction of a tidal current turbine operating in non-uniform inflow conditions [J]. Energy, 2015, 93(Part 2): 2483—2496.
- [6] Colby J A, Adonizio M A. Hydrodynamic analysis of kinetic hydropower arrays [J/OL]. Waterpower XVI, www.verdantpower.com, 2009.
- [7] Milne I A, Sharma R N, Flay R G J, et al. The role of waves on tidal turbine unsteady blade loading [A]. Proceedings of the 3rd International Conference on Ocean Energy [C], Bilbao, Spain, 2010.
- [8] 盛传明, 张理, 袁鹏, 等. 海流速度梯度对水平轴潮流能水轮机水动力学性能的影响 [A]. 第二届中国海洋可再生能源发展年会暨论坛 [C], 广州, 中国, 2013.
- [8] Sheng Chuanming, Zhan Li, Yuan Peng, et al. Impact of velocity profile on hydrodynamic performance of horizontal axis turbine [A]. The Second China Marine Renewable Energy Annual Development Conference. Guangzhou [C], Guangzhou, China, 2013.
- [9] Williams A J, Croft N, Masters I, et al. Combined BEM-CFD modeling of tidal stream turbine using site data [A]. International Conference on Renewable Energies and Power Quality (ICREPQ'10) [C]. Granada, Spain, 2010.

CFD STUDY ON HYDRODYNAMIC PERFORMANCE OF HORIZONTAL AXIS TIDAL TURBINE IN A REAL VELOCITY GRADIENT ENVIRONMENT

Si Xiancai^{1,2}, Wang Shujie^{1,2}, Yuan Peng^{1,2}, Tan Junzhe^{1,2}, Yu Xiaoli¹, Zhang Jingbin¹

(1. College of Engineering, Ocean University of China, Qingdao 266100, China;

2. Qingdao Key Laboratory of Marine Renewable Energy, Qingdao 266100, China)

Abstract: According to the real ocean tidal field complex conditions, this paper studied the hydrodynamic performance of full-scale horizontal axis tidal stream turbine using velocity profile and bathymetry data from a real tidal stream site, and compared the power and axial force coefficient of the turbine under the influence of the velocity gradient. The results showed the velocity gradient not only affects the energy conversion and axial force, but also decreases power output of the turbine with the increase of the water depth. Moreover, the velocity gradient will bring dynamic loading to the turbine, and cause the axial force and torque of the blade fluctuate cyclically when rotates locate in different positions. Consequently it reduces power and dynamic stability of the blade as well as produces issues such as vibration and life fatigue.

Keywords: velocity profile; horizontal axis tidal turbine; characteristic of energy extracting; dynamic loading; hydrodynamic performance