

不同交错排布对潮流能垂直轴水轮机性能的影响

于书帆¹, 陈建¹, 昌垚晖², 李春¹

(1. 上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093; 2. 国能浙江公司余姚电厂, 浙江 余姚 315400)

摘要: 为了优化潮流能垂直轴水轮机排布方案, 采用计算流体力学(CFD)方法得到双水轮机在不同轴间距 H 、不同相对位置角(RPA) β 及前后排水轮机不同尖速比 λ 下平均功率系数 C_p 变化规律, 分析流场的速度和涡量云图, 解释变化机理。同时, 对比单、双水轮机尾流速度分布情况, 探究双水轮机尾流特性。结果表明: 后排水轮机处于前排水轮机尾流区内时平均功率系数随轴间距增大线性增大, 处于尾流区外时双水轮机间距较小、平均功率系数较大; 受前排水轮机尾流的影响, 后排水轮机最佳尖速比会随着距离和角度的不同发生变化; 双水轮机交错排布的平均功率系数高于单水轮机, 但尾流速度需要较长的距离恢复。

关键词: 潮流能; 垂直轴水轮机; 优化布置; CFD; 最佳尖速比; 尾流特性

中图分类号: TK730 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2022.01.021

[引用本文格式] 于书帆, 陈建, 昌垚晖, 等. 不同交错排布对潮流能垂直轴水轮机性能的影响[J]. 热能动力工程, 2022, 37(1): 157-165. YU Shu-fan, CHEN Jian, CHANG Yao-hui, et al. Influence of different staggered arrangements on the performance of vertical axis turbine with tidal current energy[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(1): 157-165.

Influence of Different Staggered Arrangements on the Performance of Vertical Axis Turbine with Tidal Current Energy

YU Shu-fan¹, CHEN Jian¹, CHANG Yao-hui², LI Chun¹

(1. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093;
2. Guoneng Zhejiang Yuyao Power Plant, Yuyao, China, Post Code: 315400)

Abstract: In order to investigate the optimized layout of the tidal current energy vertical axis hydraulic turbine, computational fluid dynamics (CFD) method was used to obtain the variation laws of average power coefficient C_p under different axial spacings H , relative position angle (RPA) β and different tip speed ratios λ of upstream and downstream hydraulic turbines, the velocity and vorticity contours of the flow field were analyzed to explain the changing mechanism. At the same time, the wake velocity distributions of single hydraulic turbine and double hydraulic turbines were compared to explore the wake characteristics of double hydraulic turbines. The results show that the average power coefficient increases linearly with the increase of the spacing when the downstream hydraulic turbine is located inside the wake zone of the upstream hydraulic turbine, while outside the wake zone, the spacing between the double hydraulic turbines is smaller and the average power coefficient is larger. Due to the influence of the wake flow of the upstream hydraulic turbine, the optimal tip speed ratio of the downstream hydraulic turbine changes with the variations of distance and angle. The staggered arrangement of double hydraulic turbines can make the average power coefficient higher than that of single hydraulic turbine, but the recovery of wake velocity needs a long distance.

Key words: tidal current energy, vertical-axis turbine, optimized layout, CFD, optimum tip speed ratio, wake flow characteristics

收稿日期: 2021-04-21; 修订日期: 2021-04-21

作者简介: 于书帆(1995-), 女, 河南开封人, 上海理工大学硕士研究生。

通讯作者: 陈建(1979-), 男, 浙江金华人, 上海理工大学副教授。

引 言

海洋是地球上可再生能源宝库,潮流能因其可预测性、周期性和能量密度大等优点,越来越受到重视^[1-3]。垂直轴水轮机作为提取潮流能的核心装置,具有结构简单、发电机布置合理和无需偏航机构等优点^[4-5],因此其阵列整体性能的研究对扩大潮流能水电站的规模和工业化具有非常重要的实用价值。为提高垂直轴水轮机阵列性能,国内外相关学者已开展了一些研究。郭峰山等人^[6]利用数值模拟技术研究了竖轴潮流能水轮机的阵列排布问题,结果表明,合理选择上游水轮机的间距可提高下游水轮机的效率,优化的双排水轮机排布方案提升了整个机群的效率。王凯等人^[7]基于 CFD 软件研究了不同密实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,结果表明,相位角对不同密实度双机组水轮机效率的影响规律相似。谢永和等人^[8]探究了不同排布下两个垂直轴水轮机尖速比相同时功率的变化,分析了一个轴间距下的不同排布角度和一个排布角度下的不同轴间距对整体性能的影响,提出应尽量避免后水轮机完全处于前水轮机尾流中。Stephanie Ordonez-Sanchez 等人^[9]进行了一种新型交叉流涡轮功率性能的实验分析,首次给出了横流式单涡轮和三种不同涡轮阵列结构下涡轮轴向速度分布和下游速度亏损的详细图,结果表明,垂直轴涡轮在近尾迹位置产生的速度亏损和湍流强度更低,装置的几何形状与水槽中流动的发展致使下游尾流不对称。Ji 等人^[10]研究两台水轮机在不同布置方式下的水动力性能,提出在两个并排涡轮机后方的速度增大区域布置其他涡轮机更为有利,并对两种间距下交错排布的情况做了简单分析。Guangnian Li 等人^[11]提出垂直轴涡轮机的尾流对下游涡轮的性能有很大影响,特别是串联会大大降低下游涡轮的功率系数,在布置时应避免下游水轮机处于上游水轮机尾流区域。

综上所述,现有研究多针对前后水轮机尖速比固定且大小相同时,前后水轮机相对位置对潮流能

利用系数的影响,但对不同前后水轮机尖速比对整体功率系数的影响研究较少。Stefania Zanforlin 等人^[12]研究表明,后排风力机由于受到前排风力机的影响,其最佳尖速比会发生偏移,交错布置时分别为两个风力机设置合适的尖速比可以使两个风力机的功率最大化。因此,本文选用 CFD 数值模拟方法,研究双水轮机在不同间距和角度的排布下,前后水轮机不同尖速比变化对功率系数的影响,且开展单水轮机和双水轮机尾流速度分布的对比分析。

1 水轮机模型及 CFD 数值模拟

1.1 水轮机工作原理及几何参数

垂直轴水轮机为固定偏角四叶片垂直轴水轮机,主要由转轴、支撑臂、叶片和其他部件组成,叶片沿圆周均匀分布,相邻叶片间相差 90°。

水轮机工作原理图如图 1 所示。水轮机受力分析是研究垂直轴水轮机的基础。图 1 为垂直轴水轮机其中一个叶片运行在某个相位角时的受力分析,半径为 R 的水轮机绕坐标原点以转速 ω 逆时针旋转,线速度为 $U = R\omega$,来流流速为 V_0 ,运动过程中叶片与来流的相对速度为 W ,定义叶片弦线与相对速度方向的夹角为叶片攻角 α ,叶片的方位角为 θ 。当气流流过翼型时将产生垂直于相对速度的升力和平行于相对速度的阻力。将叶片上的阻力 F_D 和升力 F_L 沿叶片运行轨迹圆的切向和径向分解,可得到单个叶片对整个水轮机的切向分力和径向分力^[13],在切向力的作用下推动叶片转动。

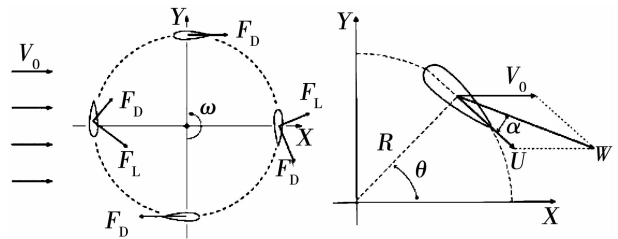


图 1 水轮机工作原理示意图

Fig. 1 Schematic diagram of working principle of hydraulic turbine

垂直轴水轮机的基本设计参数如表 1 所示。

表 1 水轮机的设计参数

Tab.1 Design parameters of hydraulic turbine

参 数	数 值
来流速度 $V_0/\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	3.3
叶片数 N	4
叶片展长 b/m	3
水轮机直径 D/m	2.7
叶片弦长 C/m	0.2

1.2 湍流模型及网格划分

目前,垂直轴潮流能水轮机常采用的湍流模型为 Standard $k-\varepsilon$ 湍流模型、RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型和 SST $k-\omega$ 湍流模型^[14-15]。Menter 于 1994 年提出了 SST $k-\omega$ 湍流模型,模型使用混合函数将标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型与 $k-\omega$ 湍流模型结合起来,在近壁面采用 $k-\varepsilon$ 湍流模型,在远壁面采用 $k-\omega$ 湍流模型。因此,该模型不仅具有较高的近壁面计算精度和适应性,还具有在远场计算优势。本文也选用 SST $k-\omega$ 湍流模型对垂直轴潮流能水轮机进行相应的数值模拟。

考虑到沿延伸方向的垂直轴水轮机叶片轮廓的相同特征,将水轮机模型简化为二维再进行非定常数值模拟,既节约了成本又大大降低了计算量,在一定误差范围内其结果是可靠的^[16]。建立如图 2(a)所示的 $40D \times 40D$ 的正方形计算域,单水轮机旋转中心为坐标原点(0,0),左侧为来流速度入口,右侧为压力出口,水轮机中心距上、下壁面各 $20D$,保证计算域中的流场充分自由发展。为了提高计算效率,将计算域划分为互不重叠的子区域,采用适应性较强的非结构网格,水轮机的旋转域如图 2(a)所示。由于旋转域为水流和水轮机相互作用的区域,为精确捕捉叶片近壁面的流动特征,在叶片翼型表面进行局部加密,如图 2(b)所示。首先在紧贴翼型表面设置了边界层,第 1 层边界层网格高度为 0.01 mm 。同时,对整个旋转域采用了尺寸函数功能,使网格密度由叶片表面向外逐渐减小,加速收敛并提高求解过程的稳定性。

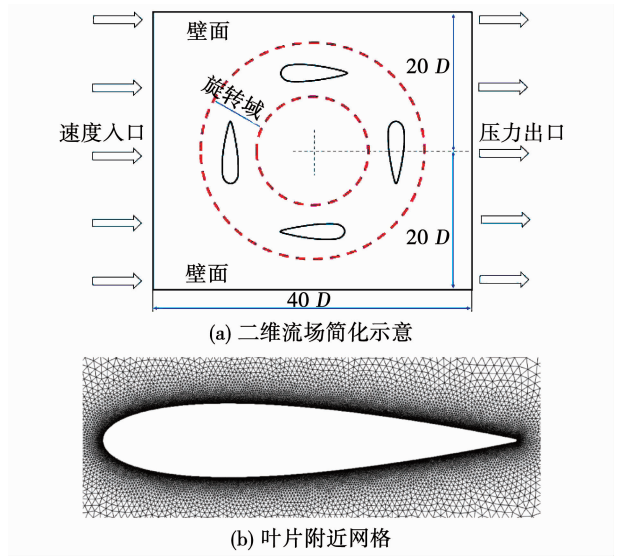


图 2 水轮机计算流域和叶片周围网格划分
Fig.2 Hydraulic turbine computational domain and mesh division around blade

1.3 计算方法及边界条件

采用有限体积法求解雷诺时均方程,对流项采用较高分辨率的二阶迎风差分格式,其他项均采用中心差分格式和 SST $k-\omega$ 湍流模型。动静交界处使用多参考系模型(MRF),滑移网格通过区域网格之间的滑动来实现区域的运动,在网格交接面对计算中的数据进行传递^[17]。

边界条件设置:工质为不可压缩流体,来流速度 3.3 m/s ,矩形左边为速度入口;采用压力出口边界条件,矩形右边为压力出口,压力等于大气压;壁面和叶片表面均设置为无滑移壁面;静域和旋转域交界处设为交接面,旋转区域的转速根据水轮机转速设定。

1.4 网格无关性验证

对单个四叶片 NACA0018 翼型的垂直轴水轮机进行网格划分,给定尖速比为 2.5,采用不同网格参数分别生成 23 万,33 万,45 万和 54 万网格进行网格无关性验证。同时,保持网格数一定,验证计算达到稳态时所需要的迭代步数,结果如图 3 所示。可以看到,当网格数达到 45 万后,水轮机的功率系数已基本不受网格数量的影响。当迭代步数到达 864 步时,水轮机功率系数基本不再改变,计算基本达到稳态,因此选择迭代步数为 864 步。

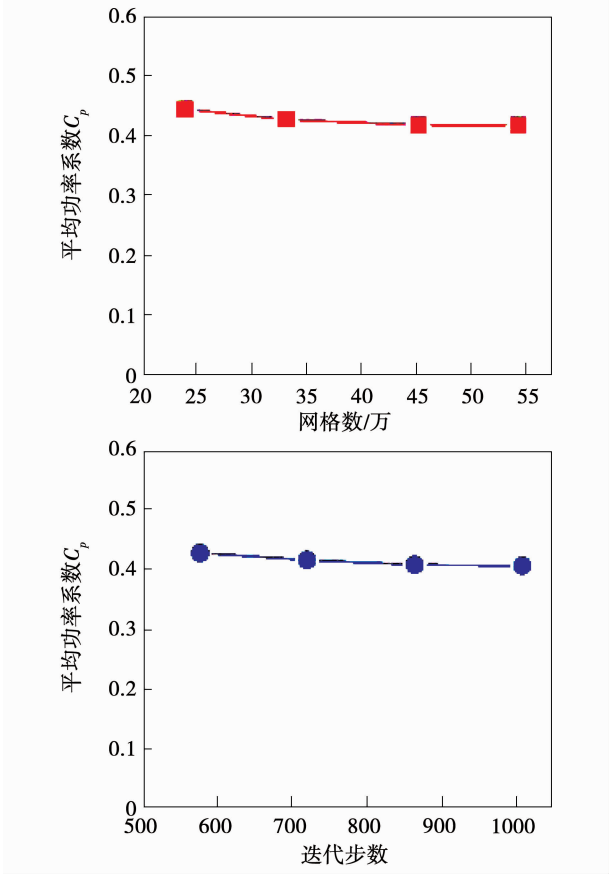


图 3 网格无关性验证

Fig. 3 Grid independence verification

1.5 阵列水轮机物理模型及计算域

以双水轮机为阵列单位,通过水轮机轴间距 H 和相对位置角 β 确定两水轮机的相对位置,研究平均功率系数在双水轮机尖速比 λ 不同的情况下,随水轮机不同间距和相对位置角变化的规律。如图 4 所示。

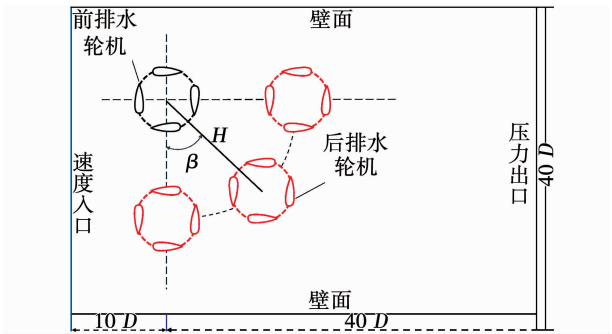


图 4 双水轮机模型示意图

Fig. 4 Schematic diagram of double hydraulic turbine models

图中水轮机轴间距 H 表示双水轮机旋转中心的距离,相对位置角 β 是双水轮机旋转中心连线与 Y 轴之间的夹角。前排水轮机绕中心逆时针旋转,后排水轮机绕中心顺时针旋转。当相对位置角 β 处于 $0^\circ \sim 90^\circ$ 之间时,为交错布置,水轮机结构参数保持不变。双水轮机机组的计算域为 $50D \times 40D$,入口边界距离前排水轮机旋转中心的间距为 $10D$,出口边界距离前排水轮机的旋转中心为 $40D$ 。双水轮机采用的网格参数及边界条件与前面所述单水轮机模型一致,由于计算域扩大,网格总数增加到约 55 万。

2 计算结果及分析

由于后排水轮机最佳工作尖速比可能受前排水轮机尾流的干扰产生变化,因此在保持前排水轮机尖速比 λ_1 为 2.5 的前提下,后排水轮机尖速比 λ_2 分别选择为 1.75, 2.0, 2.25 和 2.5 4 种情况下,展开距离、角度和尖速比对功率系数影响的研究。

2.1 交错排布水轮机间距对平均功率系数的影响

前排水轮机与后排水轮机的平均功率系数 C_p 随水轮机间距 H 变化的曲线如图 5 所示。

由图 5 可知, λ_2 为 1.75, 2.0 和 2.25 时, β 为 $30^\circ, 45^\circ$ 和 60° 情况下 C_p 随间距 H 的变化趋势基本相同, $H = 2.5D$ 之前趋于稳定, $H = 2.5D$ 之后有所降低; β 为 75° 和 80° 时,随着 H 增大 C_p 呈相同趋势线性增大。

当 λ_2 为 2.5 时,在 β 为 $30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ 的情况下, $H = 2.5D$ 之前 C_p 随 H 的增大先略微减小后增大,且不同 β 下 C_p 数值差距明显; β 为 75° 和 80° 时, C_p 随 H 的增大非线性增大; $H = 2.5D$ 之后, C_p 变化趋势与 λ_2 为 1.75, 2.0 和 2.25 时大体相似。

对比分析 4 种 λ_2 下的 C_p 可知, β 为 $30^\circ, 45^\circ$ 和 60° 时, $H = 2.5D$ 是影响水轮机整体功率系数的转折点。 β 为 75° 和 80° 时,双水轮机之间的间距越大越好。

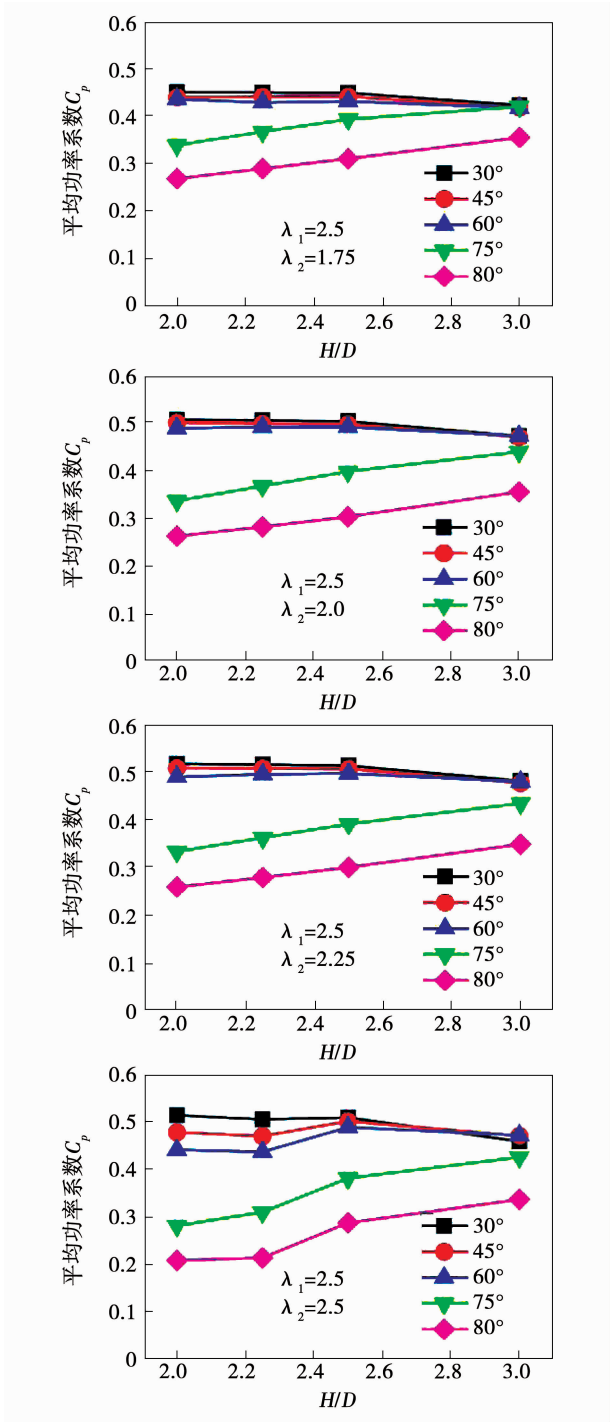


图 5 不同 λ_2 下水轮机的 C_p 随 H 变化曲线图

Fig. 5 Variation curves of C_p with H under different λ_2

为说明不同间距影响双垂直轴水轮机功率系数的原因,对比分析 $\lambda_2 = 2.25, \beta = 60^\circ$ 时,不同水轮机间距 H 下流场的速度云图,如图 6 所示。当 $H = 3D$ 时,双水轮机尾流区相互独立,后排水轮机尾流上侧高流速区域与前排水轮机尾流下侧高流速区的重合区域减小,中间区流速减小, C_p 最小。当 $H = 2D$ 时,双水轮机垂直于来流方向的间距为 D ,由于两水轮机距离较近,后排水轮机尾流上侧高流速区域与前排水轮机尾流下侧的高流速区的重合区域增大。但是,由于两叶轮距离太近,后排水轮机上侧尾流高流速区进入前排水轮机尾流低流速区,导致双叶轮的功率系数相应增加。随着 H 的增大,双水轮机垂直于来流方向的间距增大, $H = 2.25D$ 时后排水轮机上侧尾流高流速区离开前排水轮机尾流低流速区,两叶轮之间的流速增加, C_p 有所提高。 $H = 2.5D$ 时两叶轮之间高流速区进一步增大, C_p 值达到最大。

区域较小,中间区流速减小, C_p 最小。当 $H = 2D$ 时,双水轮机垂直于来流方向的间距为 D ,由于两水轮机距离较近,后排水轮机尾流上侧高流速区域与前排水轮机尾流下侧的高流速区的重合区域增大。但是,由于两叶轮距离太近,后排水轮机上侧尾流高流速区进入前排水轮机尾流低流速区,导致双叶轮的功率系数相应增加。随着 H 的增大,双水轮机垂直于来流方向的间距增大, $H = 2.25D$ 时后排水轮机上侧尾流高流速区离开前排水轮机尾流低流速区,两叶轮之间的流速增加, C_p 有所提高。 $H = 2.5D$ 时两叶轮之间高流速区进一步增大, C_p 值达到最大。

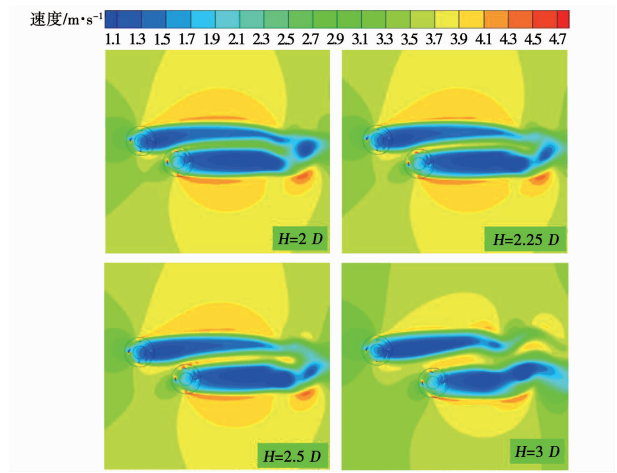


图 6 相对位置角为 60° 时不同水轮机间距对应的速度云图

Fig. 6 Velocity contours corresponding to different hydraulic turbine spacings when $\beta = 60^\circ$

2.2 交错排布水轮机相对位置角对平均功率系数的影响

图 7 为前排水轮机和后排水轮机的平均功率系数 C_p 随相对位置角 β 的变化曲线。由图可知, λ_2 为 1.75, 2.0 和 2.25 时, C_p 随着角度的增大而增大。当 $\beta < 60^\circ$, C_p 只有细微的减小趋势;当 $\beta > 60^\circ$, C_p 显著减小, H 越大 C_p 减小的越慢。

分段 $\lambda_2 = 2.5$ 时, $H = 2D, 2.25D, 2.5D$ 和 $7D$ 的情况下 C_p 随 β 的增大而减小。当 $\beta < 60^\circ$, C_p 减小幅度较缓;当 $\beta > 60^\circ$, C_p 减小趋势增大。当 $H = 3D$ 时 C_p 随 β 的增大先增大后减小,且分界点也为 $\beta = 60^\circ$ 。

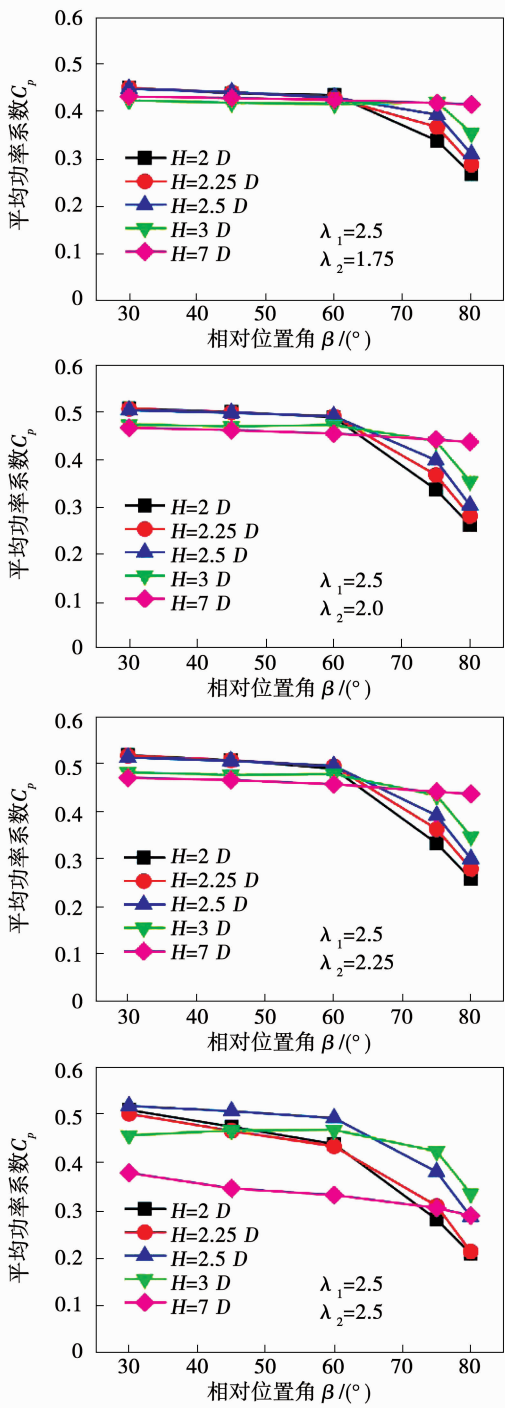


图7 不同尖速比下,水轮机的 C_p 随相对位置角变化曲线图

Fig. 7 Variation curves of C_p with relative position angle under different TSRs

综上所述,双水轮机交错排布时, $\beta=60^\circ$ 是影响功率系数的一个重要转折点。在 $\beta<60^\circ$ 时 C_p 较高, $\beta>60^\circ$ 时后排水轮机处于前排水轮机尾流区的低速区,受尾流影响 C_p 显著降低。但随着间距的增大,

后排水轮机与前排水轮机的尾流区相互独立,影响减小。

对比分析了 $\lambda_2=2.25, H=2D$ 时,不同相对位置角 β 下流场的速度,速度云图如图8所示。当 β 为 $30^\circ, 45^\circ$ 和 60° 时,随着 β 逐渐增大,双水轮机中间高流速区域面积减少,且后排水轮机受前排水轮机尾流影响逐渐加重, C_p 开始受到影响。当 β 为 75° 和 80° 时,双水轮机中间区域为前排水轮机尾流低流速区与后排水轮机尾流上侧高流速区的重合区域,后排水轮机大部分位于前排水轮机尾流低流速区,受前排水轮机尾流的影响更加严重,水流速度很低,造成后排水轮机性能极大下降, C_p 急剧下降。

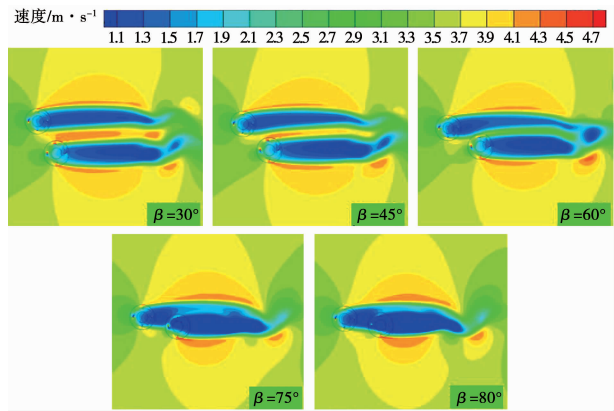


图8 前后排水轮机不同相对位置角下的速度云图

Fig. 8 Velocity contours at different relative position angles of upstream and downstream turbines

2.3 交错排布水轮机尖速比对平均功率系数的影响

保持 $\lambda_1=2.5$ 不变,水轮机1和水轮机2的平均功率系数 C_p 随 λ_2 的变化曲线,如图9所示。由图可知, β 为 $30^\circ, 45^\circ$ 和 60° 时,最佳 λ_2 为 2.25。在 $\lambda_2<2.25$ 时, C_p 随 λ_2 的增大而增大;在 $\lambda_2>2.25$ 时, C_p 有所减小,在 H 为 $2.5D$ 和 $3D$ 时,减小趋势缓慢,而 H 为 $2D, 2.25D$ 和 $7D$ 时减小的较为剧烈。

当 β 为 75° 和 80° 时,最佳 λ_2 为 2.0。 H 为 $2.5D$ 和 $3D$ 时, C_p 受尖速比影响较小,功率系数曲线较为平缓,此时水轮机的工作范围比较广泛;而 λ_2 为 2.0 时, H 为 $2D, 2.25D$ 和 $7D$ 时, C_p 减小趋势较大。由此可见,当双水轮机交错排布时,合理选择后排水轮

机 2 的尖速比,可明显提高 C_p 值。

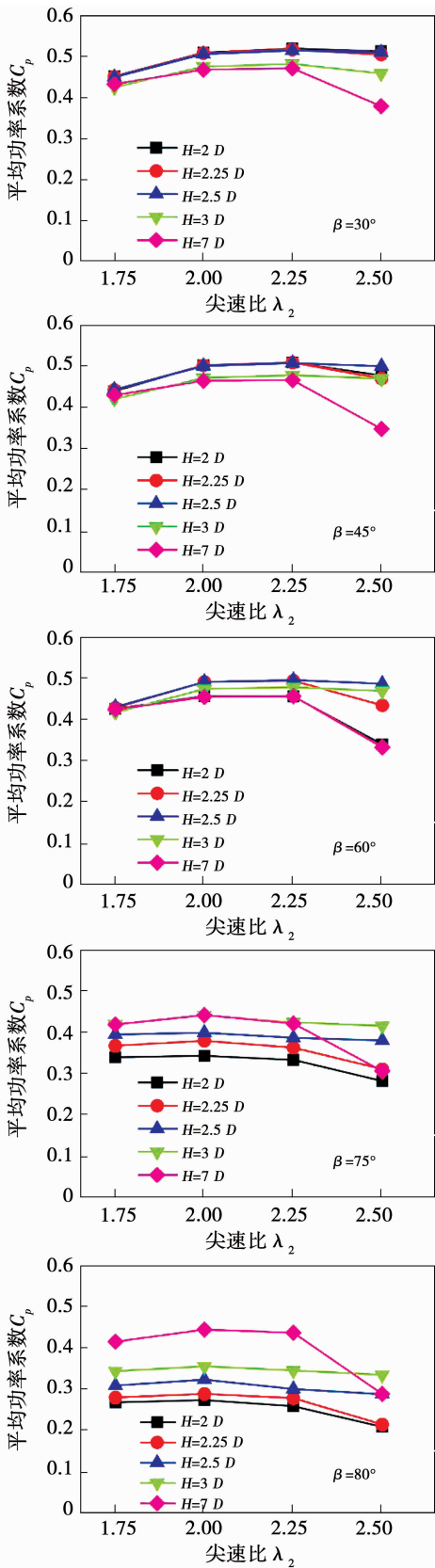


图 9 不同相对位置角下 C_p 随 λ_2 变化曲线图

Fig.9 Variation curves of C_p with λ_2 under different

RPA

根据 β 分别为 $30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 75^\circ$ 和 80° 时对应的最佳间距 H 以及最佳 λ_2 得到最大平均功率系数 $C_{p,max}$ 进行对比分析,结果如表 2 所示。随着 β 增大,最优间距 H 由 $2D$ 变为 $7D$,中间过渡点为 $H = 2.5D$;前排水轮机最佳尖速比由 2.25 变为 2.0 。在 $\beta < 60^\circ$ 时, $C_{p,max}$ 之间数值相差约为 0.01 ; $\beta > 60^\circ$ 时 $C_{p,max}$ 之间数值相差最大为 0.055 。最大 $C_p = 0.5177$ 对应的最优排布方式为 $\beta = 30^\circ, H = 2D, \lambda_1 = 2.5, \lambda_2 = 2.25$ 。

表 2 最优参数下 $C_{p,max}$ 对比

Tab.2 Comparison of $C_{p,max}$ under optimal parameters

$\beta/(^\circ)$	$C_{p,max}$ 对应的 H	$C_{p,max}$ 对应的 λ_2	$C_{p,max}$
30	$2D$	2.25	0.517 7
45	$2D$	2.25	0.506 6
60	$2.5D$	2.25	0.496 0
75	$7D$	2.0	0.440 8
80	$7D$	2.0	0.444 9

2.4 双水轮机与单水轮机尾流特性的对比分析

基于前面网格无关性验证可知,单水轮机 $\lambda = 2.5$ 时,平均功率系数为 0.4 ,而在多数情况下双水轮机交错排布的平均功率系数高于 0.4 ,功率有所提高。但由于双水轮机近距离排布时尾流相互干扰,使得其尾流速度恢复情况与单水轮机不同。考虑到在水轮机阵列排布中,下游水轮机功率会受到上游水轮机尾流的影响,因此需进一步探究双水轮机排布时的尾流特性。

分别选取单水轮机 λ 为 2.5 ,以及双水轮机间距 $H = 2D, \beta$ 为 $60^\circ, \lambda_1$ 为 $2.5, \lambda_2$ 为 2.25 时运行稳定点的尾流速度 V /来流速度 V_0 的曲线图,观察尾流速度恢复情况,如图 10 所示。由图 10(a)可知,尾流区近距离 $1D \sim 10D$ 内单水轮机中心最低流速只恢复到来流的 $20\% \sim 30\%$; $15D$ 和 $20D$ 处的速度相比来流仍较低,但是 $20D$ 后单水轮机尾流速度恢复到来流的 80% 。由图 10(b)可知,前排水轮机的尾流速度恢复较好,后排水轮机的尾流低流速区域大于前排水轮机,且不同记录位置上的速度都相对较低。结合图 6 和图 8 双水轮机速度云图可知,前排水轮机的低速区与水轮机 2 的高速区相互融合,在

后排水轮机的影响下,前排水轮机后方 $1D \sim 10D$ 内的流速比单水轮机提高了大约 10%, 其中心最低流速恢复到来流的 40% 左右。但 $10D$ 后双水轮机流速都比单水轮机低, $30D$ 后双水轮机尾流速度恢复到来流的 80% 以上。

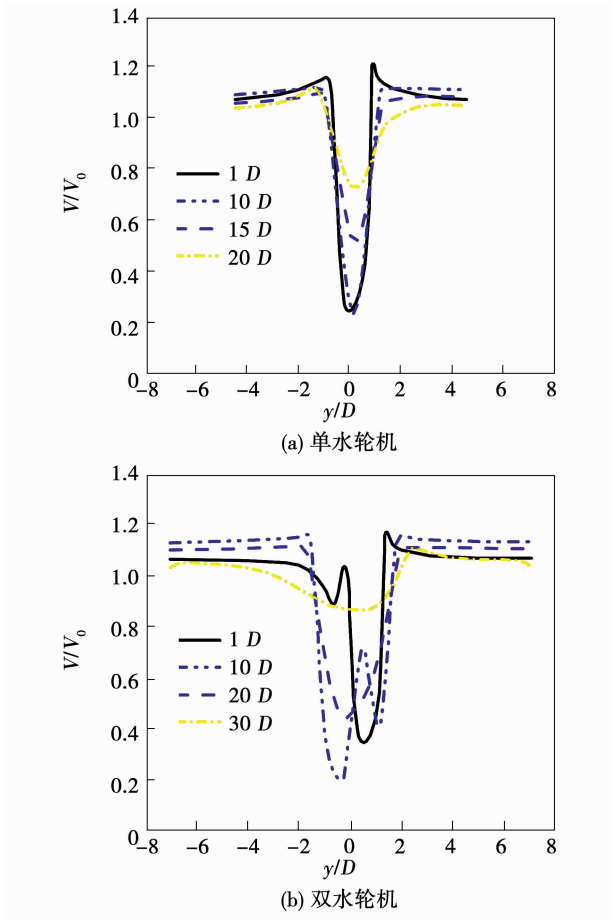


图 10 水轮机尾流速度分布图

Fig. 10 Hydraulic turbine wake velocity distribution diagram

对比单水轮机和双水轮机尾流涡量分布云图分析尾流速度恢复特性,尾流涡分布云图如图 11 所示。观察图 11 可知,单水轮机旋转时,尾流上涡区和下涡区逐渐靠近并相互影响,直到尾流涡脱落增大了扰流强度,促使速度恢复。在双水轮机尾流前段,前排水轮机下涡与水轮机后排上涡融合消失;尾流中间段间隔较远的前排水轮机上涡区与后排水轮机下涡区逐渐靠近,加长了形成涡脱落的距离;后期涡开始脱落,扰流强度增大加快了速度恢复。因此,相比于单水轮机,双水轮机交错排布方式尾流速度

需要更长的距离恢复。

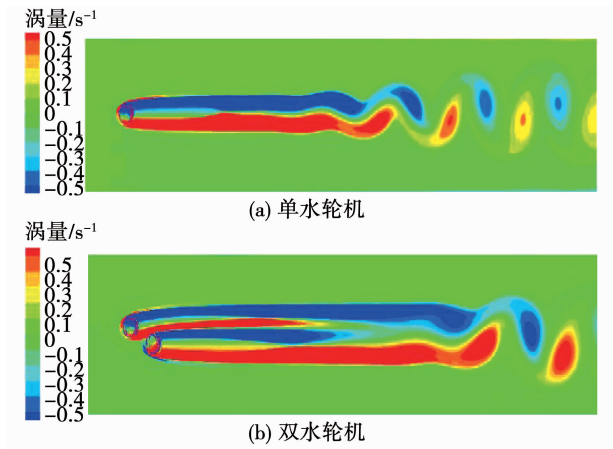


图 11 尾流涡分布云图

Fig. 11 Contours of wake vortex distribution

3 结 论

(1) 水轮机间距 H 不同时,当后排水轮机位于前排水轮机尾流区外, $H = 2.5D$ 之前 C_p 波动不大, $H = 2.5D$ 之后 C_p 全都下降;当后排水轮机位于前排水轮机尾流区内,随 H 的增大 C_p 显著增大。

(2) 相对位置角 β 不同时, C_p 随着 β 的增大逐渐减小。 $\beta < 60^\circ$ 时, C_p 下降趋势较小; $\beta > 60^\circ$ 时,除 $H = 7D$ 外, C_p 迅速下降。

(3) 水轮机 2 最佳尖速比 λ_2 随 β 的增大由 2.25 减小到 2。在 $\beta < 60^\circ$ 时,最佳尖速比为 2.25,此时 C_p 上升趋势明显; $\beta > 60^\circ$ 时,最佳尖速比为 2,前后 C_p 波动较小,此时工作范围较广。

(4) 与单水轮机相比,多数情况下双水轮机交错排布的平均功率系数大于单水轮机,但由于尾流涡列区较长,泄涡较晚,导致尾流速度恢复所需距离较长。

参考文献:

[1] 钱伯章,李 敏. 能源结构随能源需求增长而持续多样化——2018 年世界能源统计年鉴解读[J]. 中国石油和化工经济分析,2018(8):51–54.
QIAN Bo-zhang, LI Min. Energy mix continues to diversify as energy demand grows—an interpretation of the World Energy Statistics Yearbook 2018[J]. Economic Analysis of China Petroleum and

Chemical Industry,2018(8):51-54.

[2] 张 亮,尚景宏,张之阳.潮流能研究现状 2015—水动力学[J].水力发电学报,2016(2):1-15.

ZHANG Liang, SHANG Jing-hong, ZHANG Zhi-yang. Research status of tidal current energy 2015-hydrodynamics[J]. Journal of Hydraulic Power Generation,2016(2):1-15.

[3] 昌垚晖,陈 建,鲍 明,等.基于正交试验的非对称垂直轴水轮机数值模拟[J].热能动力工程,2020,35(6):61-68.

CHANG Yao-hui, CHEN Jian, BAO Ming, et al. Numerical simulation of the asymmetric hydrofoil for vertical axis tidal turbines based on the design of orthogonal experiment[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2020,35(6):61-68.

[4] MA Y, HU C, LI Y L, et al. Hydrodynamic performance analysis of the vertical axis twin-rotor tidal current turbine [J]. 2018, 10(11):1694-1715.

[5] 张 亮,李志川,张学伟.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.

ZHANG Liang, LI Zhi-chuan, ZHANG Xue-wei. Research and utilization status of vertical axis power flow turbine[J]. Applied Energy Technology,2011(9):1-7.

[6] 郭峰山,贾 明,林伟豪,等.竖轴潮流能水轮机群数值模拟研究[J].太阳能学报,2014,35(9):1810-1815.

GUO Feng-shan, JIA Ming, LIN Wei-hao, et al. Numerical investigation of vertical tidal turbine arrays[J]. Acta Energiae Solaris Sinica,2014,35(9):1810-1815.

[7] 王 凯,孙 科,张 亮.不同密度垂直轴潮流能水轮机的相位干扰[J].哈尔滨工业大学学报,2016,48(8):179-184.

WANG Kai, SUN Ke, ZHANG Liang. Impaction of initial phase angle on performance of the vertical axis tidal turbines with different density[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2016, 48(8):179-184.

[8] 谢永和,李广年,张兆德.竖轴潮流能水轮机组排列规律试验研究[J].太阳能学报,2017,38(2):537-542.

XIE Yong-he, LI Guang-nian, ZHANG Zhao-de. Experimental study on arrangement law of vertical axis tidal current power turbine sets [J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2017, 38(2):537-542.

[9] SANCHEZ S O, DUNCAN S, PAYNE G S, et al. Experimental evaluation of the wake characteristics of cross flow turbine arrays [J]. 2017,141:215-226.

[10] JI Ren-wei, SUN Ke, WANG Shu-qi, et al. Analysis of hydrodynamic characteristics of ocean ship two-unit vertical axis tidal current turbines with different arrangements [J]. Journal of Coastal Research,2018,(83):98-108.

[11] LI Guang-nian, CHEN Qing-ren, GU Han-bin. Study of hydrodynamic interference of vertical-axis tidal turbine array [J]. Water, 2018,10(9):1228-1242.

[12] ZANFORLIN S, NISHINO T. Fluid dynamic mechanisms of enhanced power generation by closely spaced vertical axis wind turbines [J]. Renewable Energy,2016,99:1213-1226.

[13] SAEED F, PARASCHIVOIUT I, TRIFU O, et al. Inverse airfoil design method for low-speed straight-bladed Darrieus-type VAWT applications [J]. Wind Engineering,2011,35(3):357-368.

[14] FRANCESCO B, ALESSANDRO B, RICCARDO M, et al. Critical issues in the CFD simulation of Darrieus wind turbines [J]. Renewable Energy,2016,85:419-435.

[15] 罗 帅,缪维跑,李 春,等.定常吸气对垂直轴风力机性能影响研究[J].热能动力工程,2021,36(2):115-122.

LUO Shuai, MIAO Wei-pao, LI Chun, et al. Research on the effect of steady suction on the performance of vertical axis wind turbine [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2021,36(2):115-112.

[16] LI Y, CALISAL S M. Three-dimensional effects and arm effects on modeling a vertical axis tidal current turbine [J]. Renewable Energy,2010,35(10):2325-2334.

[17] 江 帆,黄 鹏. Fluent 高级应用与实例分析 [M]. 北京:清华大学出版社,2008.

JIANG Fan, HUANG Peng. Fluent advanced application and case analysis [M]. Beijing:Tsinghua University Press,2008.

(刘 颖 编辑)