

# 入口段线型影响潮流能导流增效装置水动力性能的数值模拟研究

郑美云, 李卓越, 杜鹏, 胡海豹, 陈效鹏, 黄潇

(西北工业大学 航海学院, 陕西 西安 710072)

**摘要:**潮流能导流增效装置能够大幅提升潮流能水轮机的能量提取效率,应用前景广阔。以 OpenFOAM 开源代码作为数值模拟平台,开展了垂直轴水轮机导流增效装置性能的模拟研究。针对典型垂直轴潮流能水轮机设计了多种导流增效装置,通过系统的模拟分析,总结了导流增效装置相关参数对其水动力学性能的影响,深入分析了速度场、压力场的变化规律,研究了入口段线型对水轮机导流增效装置的影响,并得到了能量提取效果最优的线型,为导流增效装置的设计提供了技术参考。

**关键词:**潮流能;水轮机;OpenFOAM;导流罩

中图分类号:P75

文献标志码:A

文章编号:1000-2758(2021)01-0093-08

当今世界,石油等化石能源依旧占据能源使用量的80%以上。随着国际能源问题的日益突出,世界各国都在积极开发新型清洁能源。海洋能指依附在海水中的可再生能源,包括潮流能、波浪能、温差能和盐差能等。全球海洋能的储量极为丰富,据估计,总储量达750多亿千瓦,可开发储量达64亿千瓦,其中可开发潮流能储量达3亿千瓦<sup>[1]</sup>。我国周边海域海洋能理论储量约为61亿千瓦,可开发储量达9.8亿千瓦,其中可开发潮流能储量为2179万千瓦<sup>[2]</sup>。

潮流能又称海流能,是指潮水在水平运动时所含有的动能。与潮汐能类似,潮流能也是由太阳和月球的引力作用引起的海水运动所产生的动能,是一种可再生能源。在离岸较远的宽阔海域中,潮流的流速和方向的规律性较弱,不具有开发条件。但在沿岸、水道和港湾等海域,潮流的流速和方向具有很强的规律性,而且这些海域的潮流流速普遍较高,为潮流能的开发提供了有利条件。潮流能的开发不需要像潮汐能发电站一样修建大坝,也不会破坏海洋环境,同时,潮流能的能量密度比风能和太阳能

高,这些特点使得潮流能的开发利用成为了新能源开发的重要一环<sup>[3]</sup>。

我国周边海域潮流能总储量很多,但是流速普遍较低,造成潮流能发电机组尺寸过大、获能功率低,同时发电机组尺寸过大会对周边海域环境产生不利影响。水轮机的输出功率可以用以下公式表示:

$$P = \frac{1}{2} \rho A V^3 \mu \quad (1)$$

式中: $P$ 为水轮机输出功率; $\rho$ 为流过水轮机的水流密度; $A$ 为水轮机工作面积; $V$ 为流过水轮机的水流速度; $\mu$ 为水轮机的工作效率。由公式(1)可知,在水轮机尺寸与工作效率确定的情况下,水轮机的获能功率与水流流速的3次方成正比。在发电机组尺寸受限的情况下,提升水流流速成为了提升水轮机获能功率的优选方案。导流增效装置也称为导流罩或扩散器,是一种可以提高水轮机工作段水流流速的装置,原理同风力机扩散器类似,通过前部曲线段的壁面干扰流场环境,使得水轮机工作段的水流流速增加。由公式(1)可知,当导流增效装置开口面

收稿日期:2020-07-07

基金项目:广东省基础与应用基础研究基金(2019A1515110863)与中央高校基本科研业务费(3102020HHZY030004)资助

作者简介:郑美云(1970—),女,西北工业大学工程师,主要从事海洋工程与自动控制研究。

通信作者:杜鹏(1989—),西北工业大学副教授,主要从事复杂环境水动力研究。e-mail:dupeng@nwpu.edu.cn

积是水轮机工作面积的1.5倍时,水轮机工作段理论流速变为原来的1.5倍,水轮机的获能效率是原来的3.3倍。目前各国对潮流能水轮机导流罩的研究尚处于试验示范阶段,对导流罩曲线段线型的研究较少。

本文以垂直轴水轮机为研究对象,采用CFD数值模拟方法,开展了垂直轴水轮机导流增效装置性能模拟研究,完成了水轮机及导流增效装置的几何建模,使用OpenFOAM中的snappyHexMesh模块进行了叶片和导流增效装置的网格划分,利用OpenFOAM中的不可压流体求解器模拟研究了导流增效装置外形参数等对垂直轴水轮机水动力学性能的影响规律。

## 1 垂直轴水轮机工作原理及模拟方法

### 1.1 工作原理

潮流能水轮机的工作原理与风力发电机类似,通过叶片受力作用将流体水平运动所蕴含的动能转换为水轮机的转动动能。当海水流经水轮机叶片时,由于水流的冲击作用,叶片的受力面和背力面所受的压力不同。多个叶片同时受力时,可使得水轮机受到的力矩始终为一个方向,从而保证水轮机沿一个方向旋转。水轮机开始旋转后,通过机械装置带动发电机的转子旋转,从而产生电动势,带上外载荷后即可输出电流。

水轮机相关工作参数是表示水流在通过水轮机时水流动能转换为水轮机机械能过程中的特征数据。主要包括水头 $H$ 、流量 $Q$ 、输出功率 $P$ 、效率 $\mu$ 以及转速 $n$ 。水头(工作水头)是指水轮机入口处和出口处单位质量的水流能量差<sup>[3]</sup>。根据定义可写出水轮机水头公式

$$H = E_1 - E_2 = \left( Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} \right) - \left( Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} \right) \quad (2)$$

设水轮机在水流速度为 $U$ 的情况下做匀速圆周运动(见图1),角速度为 $\omega$ ,叶片旋转半径为 $r$ ,运动时间为 $t$ ,则水轮机叶片位置可表示为

$$\theta = \omega t \quad (3)$$

$$x = r \cdot \cos\theta = r \cdot \cos\omega t \quad (4)$$

$$y = r \cdot \cos\varphi = r \cdot \sin\omega t \quad (5)$$

通过上式可以得到水轮机叶片坐标随时间的变化规律。 $x$ 方向水流诱导速度为 $u$ , $\beta$ 为叶片倾角(见

图1)。则此刻叶片处的合速度为

$$W_d = \omega \times r + (U + u) \cos\beta \quad (6)$$

且叶片处水流流速为

$$U_D = U + u \quad (7)$$

则(6)式可以改写为

$$W_d = \omega \times r + U_D \cos\beta \quad (8)$$

为方便起见,将速度向沿叶片方向和垂直叶片方向分解,得

$$W_d \cos\alpha = \omega r + U_D \cos\beta \sin\theta \quad (9)$$

$$W_d \sin\alpha = U_D \cos\beta \cos\theta \quad (10)$$

式中: $\alpha$ 为叶片的气动攻角; $\theta$ 为叶片旋转角度。整合(9)式和(10)式得

$$\tan\alpha = \frac{U_D \cos\beta \cos\theta}{\omega r + U_D \cos\beta \sin\theta} \quad (11)$$

$$W_d^2 = (\omega r + U_D \cos\beta \sin\theta)^2 + (U_D \cos\beta \cos\theta)^2 \quad (12)$$

叶片在旋转过程中,由于与水流流向之间存在夹角,故叶片在旋转过程中会产生阻力 $F$ 和升力 $L$ (见图1),将阻力与升力沿着周向和径向分解为叶片所求得切向力 $f_t$ 和径向力 $f_n$

$$f_t = L \cdot \sin\alpha - F \cdot \cos\alpha \quad (13)$$

$$f_n = -L \cdot \cos\alpha - F \cdot \sin\alpha \quad (14)$$

由于论文研究的水轮机为阻力型垂直轴水轮机,故叶片为水轮机提供的旋转力矩为

$$T = f_t \cdot r = (L \cdot \sin\alpha - F \cdot \cos\alpha) \cdot r \quad (15)$$

在图1所示的坐标系中,将叶片所求得切向力 $f_t$ 和径向力 $f_n$ 分解为沿 $x$ 轴方向的推力 $f_x$ 和沿 $y$ 轴方向的横向力 $f_y$

$$f_x = -f_t \sin\theta - f_n \cos\beta \cos\theta \quad (16)$$

$$f_y = -f_t \cos\theta - f_n \cos\beta \sin\theta \quad (17)$$

将所求的各力沿叶片方向积分得到单个叶片的受力以及力矩为

$$F_t = \int_0^l f_t dl \quad F_n = \int_0^l f_n dl$$

$$F_x = \int_0^l f_x dl \quad F_y = \int_0^l f_y dl \quad (18)$$

$$\bar{T} = \int_0^l T dl \quad (19)$$

叶片在旋转过程中,其受力随着旋转角度和旋转速度的变化而变化,故在水轮机旋转过程中,每旋转一周水轮机所受平均转矩和平均功率为

$$T_b = \frac{N}{2\pi} \int_0^{2\pi} \bar{T} d\theta$$

$$P_g = \frac{N}{2\pi} \int_0^{2\pi} \bar{T} \cdot \omega d\theta \quad (20)$$

式中,  $N$  为水轮机叶片数量, 本文中水轮机  $N = 3$ 。

对于垂直轴水轮机而言, 水轮机的工作面积为

$$A = 2HR \quad (21)$$

式中:  $A$  为工作面积;  $H$  为水轮机的高度;  $R$  为水轮机叶片旋转半径。在水轮机工作段内, 海水未流过水轮机时所蕴含的动能为

$$E = \frac{1}{2} \rho \int U_a^3 dA \quad (22)$$

式中:  $E$  为工作面积内海水所蕴含总动能;  $U_a$  为海水流速;  $\rho$  为海水密度。在水轮机工作段内, 海水流过水轮机之后所蕴含的动能为

$$E = \frac{1}{2} \rho \int U_b^3 dA \quad (23)$$

$U_b$  为海水流速。令  $\int U_a^3 dA = U_1^3$ ,  $\int U_b^3 dA = U_2^3$ , 则海水流经水轮机所损失的动能为

$$\Delta E = \frac{1}{2} \rho \int U_a^3 dA - \frac{1}{2} \rho \int U_b^3 dA = \frac{1}{2} \rho A U_1^3 - \frac{1}{2} \rho A U_2^3 \quad (24)$$

联立(1)式得

$$P = \frac{1}{2} \rho U^3 \mu = \left( \frac{1}{2} \rho A U_1^3 - \frac{1}{2} \rho A U_2^3 \right) C_b \quad (25)$$

式中,  $C_b$  为机械传动效率。令  $V^3 = (U_1^3 - U_2^3) C_p$ , 其中  $C_p$  为水轮机利用能量系数。由贝茨理论得: 水轮机利用效率的理论最大值为 0.593<sup>[3]</sup>。现代水轮机能够达到的最大利用率为 45% 左右, 其主要原因是水轮机尾流中存在大量的涡。

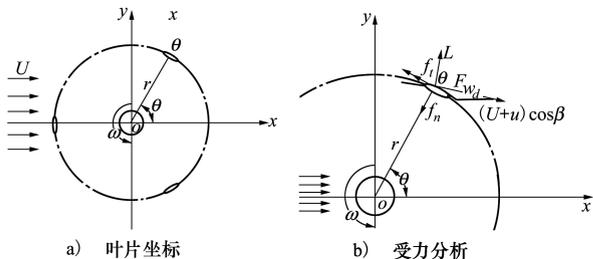


图 1 叶片坐标和受力分析

## 1.2 数值模拟方法

计算流体动力学 (CFD) 方法是在流体力学基本方程控制下的数值分析, 即质量守恒方程、动量守恒方程和能量守恒方程<sup>[4]</sup>。通过求解基本方程, 得到复杂流动环境下的速度、压力、温度等基本物理量的分布情况。论文选择基于 RANS (Reynolds-

averaged Navier Stokes) 方程的单相不可压流动求解器, 控制方程如下:

$$\nabla \cdot V = 0 \quad (26)$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + V \cdot \nabla V = -\nabla p + \frac{1}{Re} \nabla^2 V \quad (27)$$

本研究中的速度压力解耦通过 PIMPLE 算法 (PISO 和 SIMPLE 算法的结合) 求解, 基本思想是在每个时间步长内用 SIMPLE 算法求解, 在时间步长的步进上用 PISO 算法求解<sup>[5]</sup>。PIMPLE 算法将每个时间步长内看成一种稳态的流动 (采用低松弛提高稳定性), 当计算到最后一步时, 采用标准 PISO 算法求解。

论文选择的湍流模型是由 Menter 在 1994 年提出的 SST (shear stress transport)  $k-\omega$  模型<sup>[6]</sup>。通过使用剪应力输运公式结合当前两种主流的二方程湍流模型<sup>[7-8]</sup>的优点, 是一种混合模型。标准  $k-\varepsilon$  模型是一种高雷诺数模型, 适用范围广, 在离壁面较远且压力梯度较小的地方处理能力强。由于标准  $k-\varepsilon$  模型假设流动为完全湍流, 所以只适用于完全湍流的流动模拟。而标准  $k-\omega$  模型与标准  $k-\varepsilon$  模型不同, 在近壁面处层流内处理能力强, 能够很好处理近壁面流动模拟和流动分离。SST  $k-\omega$  模型取两者所长, 补两者所短, 在近壁面处采用标准  $k-\omega$  模型, 在边界层外部的高雷诺数区域采用标准  $k-\varepsilon$  模型, 这使得 SST  $k-\omega$  模型拥有比标准  $k-\omega$  模型和标准  $k-\varepsilon$  模型更高的精度<sup>[9]</sup>。

在本文的研究中, 水轮机的旋转部分采用了六自由度模块。通过固定多个自由度的方式使得水轮机绕着中心旋转。为获得最精确水轮机运动情况, 采用滑移网格进行瞬态流场计算<sup>[10]</sup>。

## 2 导流增效原理及模拟设置

### 2.1 导流增效装置工作原理

水轮机安装导流增效装置后, 水流在流经装置时流场发生变化。图 2 导流增效装置为双向流通式, 当流体从装置左侧流入时, 左侧入口曲线段内壁面会干扰流场, 使得更多的水流进入水轮机工作段内, 随着水流通道逐渐变窄, 水流流速不断增加。水流流经导流段后, 在右侧出口曲线段由于壁面扩张, 在导流段产生低压区, 对入口段流体产生抽吸作用, 进而提高水轮机工作段水流流速, 再冲击水轮机, 提高水轮机获能效率。由连续性原理知, 水轮机

导流增效装置对水流流速影响为

$$V_0 \cdot A = V \cdot a \quad (28)$$

式中： $V_0$  为入口处流体流速； $A$  为入口截面积； $V$  为工作段流体流速； $a$  为工作段截面积。对于垂直轴水轮机来说， $A = DH$ ， $a = dH$ ， $H$  为导流增效装置高度，代入(28) 式中得

$$V_0 \cdot D = V \cdot d \quad (29)$$

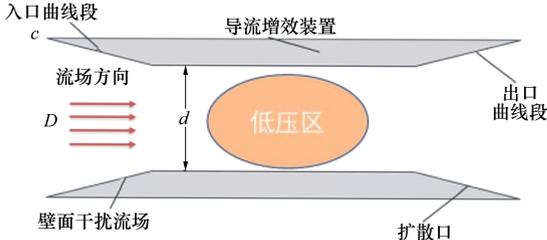


图2 导流增效装置示意图

结合(1)式知,当收缩比  $D/d$  为 1.5 时,  $V/V_0$  为 1.5,水轮机获能功率提高 3.3 倍。由于导流增效装置为左右对称型,且垂直轴水轮机对水流流向无任何要求,所以当水流从右侧流入时,导流增效装置工作原理与上述相同。

导流增效装置应尽量适应双向流动,初步设计如图3所示。其中  $D$  为装置宽度,  $L$  为装置总长,  $d$  为水轮机工作宽度(装置内宽),  $l$  为水轮机导流增效装置工作段长度(导流段长度),  $\theta$  为装置开口角度,  $\Delta l$  为入口曲线段长度,  $\Delta d$  为导流增效装置厚度。由(29) 式知

$$V = \frac{D}{d} V_0 \quad (30)$$

但(30)式所示速度比为理论比值,在实际应用中,由于入口曲线段壁面在干扰流场的过程中,壁面对流体产生一定的阻力效应,导致实际工作流速略低于理论流速。

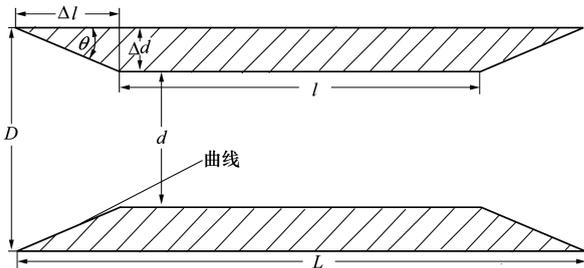


图3 计算域示意图

本文首先针对入口曲线段线型进行导流增效装置设计,在确定  $D, L$  的情况下,选取几种典型线型,对比分析每种线型增效装置对水轮机的影响。具体参数见表1。

表1 导流增效装置线型设计<sup>[11-12]</sup>

变量参数	$\Delta 1$	$\Delta 2$	$\Delta 3$	$\Delta 4$
入口曲线段线型	直线	椭圆	圆型	抛物线
	渐扩型	渐扩型	渐扩型	渐扩型

## 2.2 计算域与网格划分

由于垂直轴水轮机的叶片和导流增效装置都是平面线性直接叠加,故可简化为二维算例(见图4)。

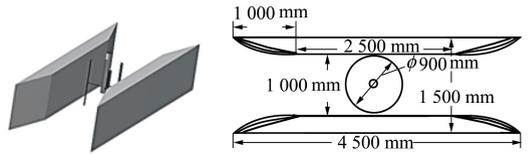


图4 水轮机及导流增效装置

算例示意图如图5所示,矩形区域为计算域,左侧为流体入口,右侧为自由出流。

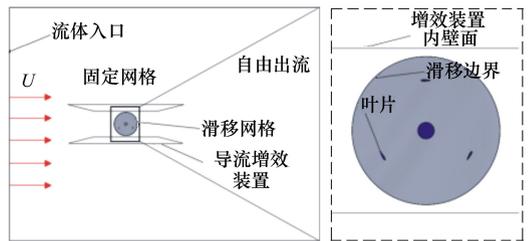


图5 计算域示意图

矩形的上下两侧为无滑移壁面,其流速、压强等参数同流体无穷远处相同。矩形中间旋转区域为水轮机,水轮机上下两侧为导流增效装置。计算域的主要相关参数如表2所示。

表2 计算域相关参数

参数	数值	尺寸关系
导流增效装置宽度/m	1.5	$D$
导流增效装置长度/m	4.5	$L = 3D$
入口距旋转中心距离/m	4.5	$3D$
出口距旋转中心距离/m	7.5	$5D$
上下边界距旋转中心距离/m	4.5	$3D$
导流增效装置区域占比	6.75/108	6.25%

其中导流增效装置区域占比为 6.25%。网格使

用 OpenFOAM 中的 snappyHexMesh 模块进行自动化网格划分,采用滑移网格实现水轮机运动的模拟,在加密滑移边界处网格的同时加密导流增效装置处的网格。论文已开展过网格和时间步独立性分析,选择合适的网格划分策略和时间步,以兼顾模拟精度和计算速度,论文中的算例网格无量纲壁面距离  $y^+$  在 30~50 范围内,满足壁面函数的要求。

### 3 导流增效装置水动力学性能分析

#### 3.1 导流增效装置对水轮机的影响

首先以直线型导流增效装置为研究对象,对比分析安装直线型导流增效装置和不安装导流增效装置水轮机流场及相关数据,分析导流增效装置的作用。无导流增效装置算例的网格数 234 673,时间步长 0.001 s,模拟计算总时长为 5 s。有导流增效装置算例选择直线渐扩型导流增效装置,网格数

285 624,时间步长 0.001 s,模拟计算总时长为 5 min。

由于算例计算的内容为水轮机从静止开始受力不断加速的过程,只能进行瞬态计算,且水轮机叶片线型复杂,水轮机不同叶片之间也会相互影响,导致水轮机的受力非常复杂,所以主要以水轮机的旋转角速度作为主要参考,其他力学分析结果作为辅助参考。水轮机的转动动能为  $E = \frac{1}{2}J\omega^2$ ,其中  $E$  为水轮机转动动能, $J$  为水轮机的转动惯量, $\omega$  为水轮机转动角速度,算例为二维,厚度为 50 mm,转动惯量为  $30 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 。由于水轮机不发生平动,转动动能为水轮机的动能。通过分析水轮机的转动动能可以确定导流增效装置的水动力学性能。由于算例计算时间长,文中只分析水轮机前五秒的加速过程。计算得到前五秒水轮机角速度曲线、受力曲线和水轮机转动动能曲线如图 6 所示。

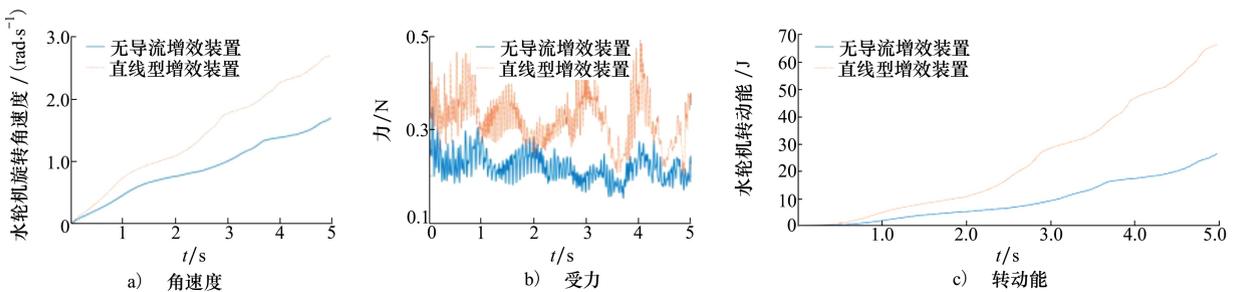


图 6 有无导流增效装置水轮机运行结果对比

由图 6b) 知,有导流增效装置可以显著提高水轮机的受力大小,导流增效装置可以显著提高水轮机旋转角速度和转动动能。安装导流增效装置后,水轮机前五秒平均角加速度变为原来的 1.6 倍,同时由于水轮机工作段内的流体流速显著提高,水轮机的工作流速提高,获能功率提高。

为分析导流增效装置对水轮机水动力学性能的影响,通过分析压力、速度云图、及速度矢量图等分析导流增效装置对水轮机的影响。分析第五秒的速度(见图 7a))、压力(见图 7b))、速度矢量(见图 7c))和导流增效装置区域流线图。图 7a) 为第五秒时刻计算域的速度云图,可以看出导流增效装置内部的速度远远高于导流装置外侧,说明导流增效装置有着很好的聚流增效效果,该效果的产生可通过文丘里效应解释,即当流动的过流断面缩小时,流体会出现流速增大的现象,流速与过流断面成反比,由

伯努利定律可知流速的增大伴随流体压力的降低。图 7b) 为第五秒时刻计算域的压力云图,可以看出水流在经过导流增效装置入口曲线段之后,压强降低,产生负压,造成压差,从而产生抽吸作用。图 7c) 为第五秒时刻计算域速度矢量图,可以看到在导流增效装置外部,流体流速方向相差很小,在导流增效装置内部,流体流速方向随着导流增效装置不断变化,且不同区域流速方向相差较大。图 7d) 为第五秒导流增效装置局部区域流线图,可以看到流线在经过导流增效装置入口曲线段时,靠近壁面的流线发生弯曲,使流线紧贴着导流增效装置内壁面。

由图 7 知,流体在流经导流增效装置之前和导流增效装置外侧的水流在流动过程中,流场内部速度大小、方向、压强等分布基本不发生变化。水流在流经导流增效装置入口曲线段时,流速整体增加,靠近壁面处的水流流速方向发生改变,使得水流在靠

近壁面处的流速大于导流增效装置中间区域,即流速从对称轴处向壁面处不断增加,增加到一定程度后,由于壁面的黏滞作用,流速开始减小,直至壁面处,流速变为 0。在导流增效装置前端处,由于水流突然受到阻碍,产生了 2 个尺寸较小的低速、高压区域。水流在经过水轮机时,由于水流对水轮机做过,流速和压力同时减小。

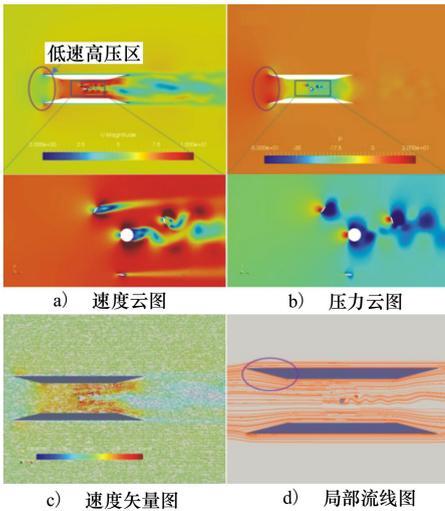


图 7 潮流能装置流场分析

水流在经过水轮机后,在导流增效装置出口曲线段流线发生弯曲,使流线同入口曲线段类似,紧贴着导流增效装置内壁面,并在经过出口曲线段之后逐渐恢复。同时由于内部截面积增加,水流流速降低,压力增加,且靠近壁面处流速相对较高。

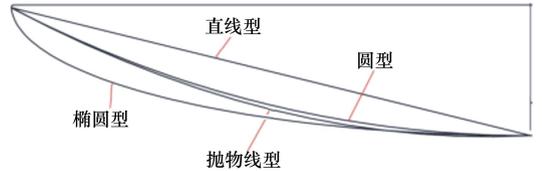


图 8 不同线型导流增效装置入口曲线段示意图

### 3.2 线型对导流增效装置的影响

本节以直线渐扩型、圆形渐扩型、椭圆渐扩型、抛物线渐扩型导流增效装置(见图 8)为研究对象,对比分析安装上述 4 种线型导流增效装置的水轮机工作过程流场及相关参数,分析不同线型对导流增效装置的水动力学性能影响。不同线型导流增效装置计算域总网格数都为 28 万左右,时间步长 0.001 s,模拟计算总时长为 5 s。计算得到前五秒角速度曲线、受力曲线和水轮机转动动能曲线如图 9 所示。

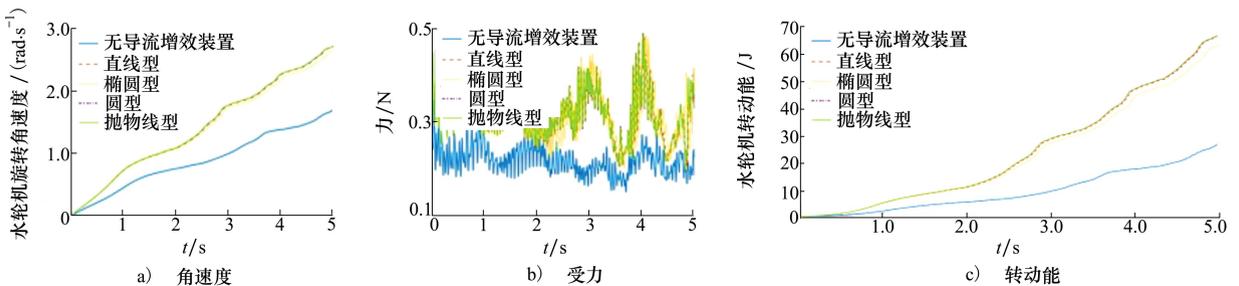


图 9 不同线型导流增效装置对应水轮机运行结果对比

由图 9 知,导流增效装置可以显著提高水轮机的受力大小,但是安装不同线型导流增效装置受力大小和趋势基本相同。由图 9a) 知,安装导流增效装置后,水轮机的角速度发生了很大的变化。由图 9c) 知,安装导流增效装置后,水轮机的转动动能发生了很大的变化。水轮机转速显著提高,且不同选型导流增效装置对应增效效果有所差异,但是差异不大。其中,椭圆渐扩型导流增效装置对水轮机转速的提升效果最差,且与圆、直线、抛物线型相差较大,其次是直线渐扩型导流增效装置,圆形渐扩型导流增效装置略好于直线渐扩型导流增效装置,抛物

线渐扩型导流增效装置对轮机转速的提升效果最好。通过分析压力、速度云图等分析入口曲线段线型对导流增效装置水动力学性能的影响。以第五秒的速度(见图 10)、压力(见图 11)云图为研究对象。

通过分析压力、速度云图等分析入口曲线段线型对导流增效装置的影响。图 10 为第五秒时刻计算域的速度云图,可以看出不同线型导流增效装置内部的速度都远远高于导流装置外侧。图 11 为第五秒时刻计算域的压力云图,可以看出水流在经过导流增效装置入口曲线段之后,压强降低,产生负

压,但是不同线型对应导流增效装置内外压力变化有所区别。入口曲线段线型对导流增效装置水动力

学性能的影响为:抛物线最优,圆形次之,再者是直线,椭圆最差。

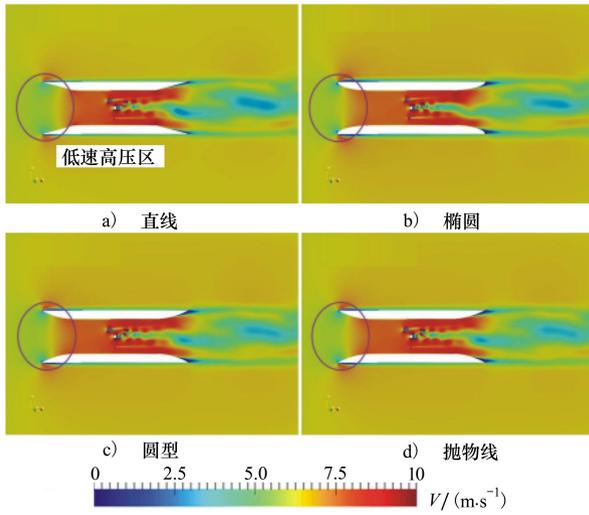


图 10 不同线型导流增效装置及水轮机第五秒速度云图

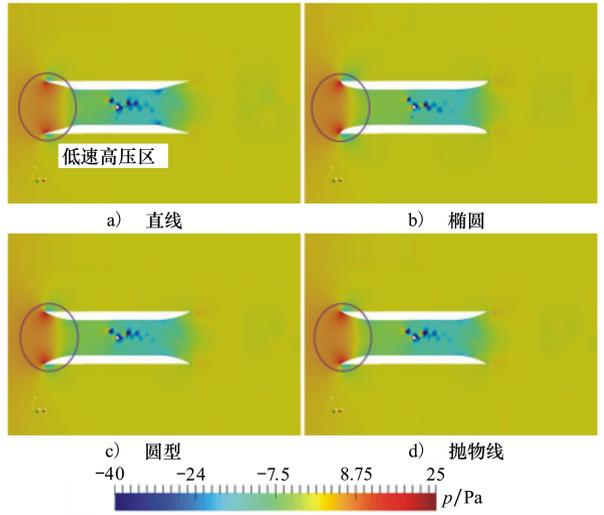


图 11 不同线型导流增效装置及水轮机第五秒压力云图

## 4 结 论

论文以 OpenFOAM 为数值模拟平台,对垂直轴水轮机及导流增效装置进行了模拟计算,分析了导流增效装置主要参数对导流增效装置水动力学性能的影响。利用 OpenFOAM 软件对水轮机和导流增效装置进行了仿真计算,完成了相关的几何建模,利用 OpenFOAM 中的 snappyHexMesh 模块对模型进行了网格划分,采用了 SST  $k-\omega$  湍流模型,得到了导流

增效装置相关参数对导流增效装置水动力学性能的影响。

对不同导流增效装置线型条件下的水轮机进行了模拟计算,总结了线型对水轮机导流增效装置水动力学性能的影响,发现抛物线型的导流增效效果最优,对工程实际有借鉴意义。同时,潮流能水轮机及导流增效装置是一种正在快发研究发展的技术,还需要不断开展深入的研究工作,为进一步的工程化应用奠定基础。

## 参考文献:

- [1] GERALD L W, WALTER R S. Harvesting ocean energy[M]. Paris: United Nations Educational, Scientific, and Cultural Organization, 1981
- [2] 史宏达,王传崑. 我国海洋能技术的进展与展望[J]. 太阳能, 2017(3): 30-37  
SHI Hongda, WANG Chuankun. Progress and prospect of marine energy technology in China[J]. Solar Energy, 2017(3): 30-37 (in Chinese)
- [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(1): 98-108  
LYU Xingang, QIAO Fangli. Advances in study on tidal current energy resource assessment methods[J]. Advances in Marine Science, 2008(1): 98-108 (in Chinese)
- [4] 郑源,陈德新. 水轮机[M]. 北京:中国水利水电出版社, 2011  
ZHENG Yuan, CHEN Dexin. Water turbine[M]. Beijing: China Water Conservancy and Hydropower Press, 2011 (in Chinese)
- [5] 徐学涛. 水平轴潮流能发电机械叶片设计及特性分析[D]. 杭州:浙江大学, 2012  
XU Xuetao. Design and characteristics analysis on blades of horizontal axis marine current turbine's mechanics[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2012 (in Chinese)

- [6] 蔡德琛. 基于 LES 液雾两相燃烧数值模拟的关键技术研究[D]. 绵阳:西南科技大学, 2015  
CAI Dechen. Research of the key technology for two-phase combustion numerical simulation of fog and liquid based on LES[D]. Mianyang: Southwest University of Science and Technology, 2015 (in Chinese)
- [7] MENTER F R, KUNTZ M, LANGTRY R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model[J]. *Turbulence, Heat and Mass Transfer*, 2003(4): 625-632
- [8] JONES W P, LAUNDER B E. The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1972, 15(2): 301-314
- [9] DU P, OUAHSINE A, TOAN K T, et al. Simulation of ship maneuvering in a confined waterway using a nonlinear model based on optimization techniques[J]. *Ocean Engineering*, 2017, 142: 194-203
- [10] DU P, OUAHSINE A, HOARAU Y, et al. Solid body motion prediction using a unit quaternion-based solver with actuator disk [J]. *Comptes Rendus Mecanique*, 2018, 346(12): 1136-1152
- [11] 李良乾, 朱新河. 潮流能垂直轴水轮机导流罩装置设计与优化分析[J]. *水电能源科学*, 2018, 36(10): 152-156  
LI Liangqian, ZHU Xinhe. Design and optimization analysis of one-way deflector for vertical axis tidal current turbine[J]. *International Journal Hydroelectric Energy*, 2018, 36(10): 152-156 (in Chinese)
- [12] 荆丰梅, 张亮, 张鹏远, 等. 潮流能发电增速导流罩研究[J]. *哈尔滨工程大学学报*, 2012, 33(4): 409-413  
JING Fengmei, ZHANG Liang, ZHANG Pengyuan, et al. Study on an accelerated diffuser of tidal current power generation[J]. *Journal of Harbin Engineering University*, 2012, 33(4): 409-413 (in Chinese)

## Influence of inlet line shape on hydrodynamic performance of tidal energy diffuser

ZHENG Meiyun, LI Zhuoyue, DU Peng, HU Haibao, CHEN Xiaopeng, HUANG Xiao  
(School of Marine Science and Technology, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

**Abstract:** The installation of diffuser is an important way to improve the efficiency of tidal turbines, which is promising for engineering practice. In this paper, the open source code OpenFOAM is used as the platform. Numerical simulations are carried out to investigate the influence of the performance of the diffuser for the vertical axis tidal turbines. Several different types of diffusers are designed by distinguishing the line shape. Through systematic simulations, the influence of inlet line shape on the hydrodynamics performances of tidal energy diffuser is summarized. The velocity field, pressure field, etc. are analyzed to recover the flow modifications induced by the diffuser. The best line shape is finally found which can optimize the harnessing efficiency of the tidal turbine, which provides important clues for the development of tidal energy devices.

**Keywords:** tidal energy; tidal turbine; OpenFOAM; diffuser; numerical simulation; inlet line shape

**引用格式:** 郑美云, 李卓越, 杜鹏, 等. 入口段线型影响潮流能导流增效装置水动力性能的数值模拟研究[J]. *西北工业大学学报*, 2021, 39(1): 93-100

ZHENG Meiyun, LI Zhuoyue, DU Peng, et al. Influence of inlet line shape on hydrodynamic performance of tidal energy diffuser[J]. *Journal of Northwestern Polytechnical University*, 2021, 39(1): 93-100 (in Chinese)