

振荡水柱波能装置冲击式空气透平 优化数值模拟研究

张 真, 刘 臻*, 张晓霞

(中国海洋大学 工程学院, 山东 青岛 266100)

摘 要:冲击式空气透平是振荡水柱式波能发电装置的二级能量转换装置,具有自启动性能好、在大流量系数区保持较高效率等优势,近年来应用越来越广泛。有学者提出在冲击式透平动叶片尖端安装环结构的设计,可以改善动叶片叶尖间隙处的气流流动形态,提高透平的工作性能。依托于此观点,构建了安装有环结构的冲击式透平的三维定常数值模型,并通过网格数量无关性及试验数据,验证了该数值模型的准确性与可靠性,随后开展了一系列仿真计算。此外,研究了不同环结构厚度对冲击式空气透平输入系数、扭矩系数及透平效率的影响规律,确定最优结构参数,该优化结果可为实际工程应用中冲击式空气透平的结构选型提供可靠依据。后续将对端板、嵌槽等其他尖端结构展开研究,实现冲击式透平的进一步优化。

关键词:振荡水柱式;冲击式透平;尖端结构;环结构厚度;数值模拟计算

中图分类号:P751;TV136

文献标志码:A

文章编号:1002-3682(2021)01-0020-09

doi:10.3969/j.issn.1002-3682.2021.01.003

引用格式:ZHANG Z, LIU Z, ZHANG X X, et al. Numerical study on optimization of impulse air turbines for OWC wave energy conversion[J]. Coastal Engineering, 2021, 40(1): 29-36. 张真, 刘臻, 张晓霞. 振荡水柱波能装置冲击式空气透平优化数值模拟研究[J]. 海岸工程, 2021, 40(1): 29-36.

随着社会经济的高速发展,能源供需矛盾的日益突出,人类社会对清洁能源与能源利用的先进技术需求有增无已。近年来,世界各国纷纷调整能源结构,不断完善可再生能源的开发形式及利用技术,提高能源利用率,增强能源竞争力。

海洋能具有分布范围广、储存量大、可再生性优越等特点,是极具开发潜力的可再生能源。海洋能包括波浪能、海流能、潮汐能、温差能和盐差能等多种能量形式。其中,波浪能因其分布广泛、能流密度高、方便提取与转化、可与已有防波堤相互耦合等优点,是如今被开发利用最为广泛的海洋能之一。

根据捕能原理的不同,波浪能发电装置主要分为越浪式(Overtopping)、振荡体式(Oscillating Body)和振荡水柱式(Oscillating Water Column, OWC)三种。总体上看,国际波浪能技术正朝着高效率、高可靠、易维护的方向发展^[1]。相比之下,振荡水柱式波能发电装置结构简单,可与防波堤结合,其能量转换装置空气透平不与海水接触,且除透平外无其他可活动机械部件,因此安装成本更低,维护更为便利,装置寿命更长^[2],更加符合当今发展趋势。

空气透平是振荡水柱式波能发电装置的二级能量转换装置,目前主要分为威尔斯式与冲击式。威尔斯式透平由 Wells 在 1976 年提出^[3],该装置具有失速现象,到达失速点时,扭矩的骤减会使得装置性能极具下降。此外,威尔斯式透平还具有自启动性能差、工作噪声大、工作范围窄等缺点。为克服以上不足,

收稿日期:2020-11-30

资助项目:国家自然科学基金委员会-山东省人民政府联合基金项目——典型波浪能装置能量捕获-传递-转换耦合模型的构建与优化(U1906228);中央高校基本科研业务费专项资金资助项目——耦合型振荡水柱沉箱防波堤研究与优化(201822010)

作者简介:张 真(1995—),女,硕士研究生,主要从事海洋可再生能源开发与利用方面研究。E-mail: 17667931912@163.com

* **通信作者:**刘 臻(1979—),男,教授,博士,主要从事海洋可再生能源开发与利用方面研究。E-mail: liuzhen@ouc.edu.cn

(王佳实 编辑)

Kim 在 1988 年提出了冲击式透平^[4-5],该装置的自启动性能更好,在大流量系数区可保持较高的效率,且不存在失速现象,在振荡水柱式波能发电装置中的应用愈发广泛。冲击式透平是压力型透平,其主要不足在于,装置运行期间,动叶片压力面到吸力面的压差会使得一部分气流进入叶尖间隙,形成泄流,产生较大的动力损失。

对于冲击式透平的性能优化,学者们做出了诸多研究。Thakker 和 Dhanasekaran 率先利用 CFD(Computational Fluid Dynamics)技术探索了透平叶尖间隙泄流的机理,研究了叶尖间隙对透平性能的影响^[6]。Hyun 等在动叶片尖端安装了端板结构,同时在环面导流罩的相应区域设置沟槽,提出了“简单嵌入式”结构,以降低叶尖间隙泄流的不利影响^[7];此外,Hyun 等还探索了雷诺数 Re 对透平性能的影响,研究指出,雷诺数的增大最多可使透平效率提高约 7%^[8]。Liu 等针对冲击式透平进行了一系列 3-D 定常数值计算,研究了叶尖间隙对间隙泄流及动叶片顶部涡面卷曲的影响,该部分研究成果直接服务于韩国济州岛 500 kW Yongsoo OWC 装置中透平的结构优化及性能预测^[9];随后,Liu 等开展了进一步的定常数值模拟研究,通过对动叶片扭转角、动叶片稠度、动叶片与导流叶片稠度比和动叶片尖端结构等结构参数的研究^[10-14],提出对透平结构的优化及工作性能的改进建议。

目前,国内对冲击式透平动叶片尖端结构的研究较少,本文在前人研究的基础上,进一步对动叶片尖端结构做出改变,研究环结构厚度对透平性能的影响,并通过对研究结果的分析,为冲击式空气透平的实际应用提供合理建议。

1 研究内容

1.1 模型构建

本文通过三维机械设计软件 Solidworks 2015 及流体网格划分软件 ICEM CFD 16.0 进行几何模型的构建与网格划分,并借助流体力学软件 FLUENT 16.0 实现数值模拟计算。

1.1.1 模型结构

环结构透平由传统型透平和环结构两部分组成。其中,传统型透平基本结构尺寸参考 Setoguchi 团队的研究成果^[15-16](图 1)。透平包含 26 对导流叶片及 30 个动叶片,导流叶片对称分布于动叶片两侧。导流叶片为板式结构,其轮廓线由长 l_s 为 34.8 mm 的直线段及半径 R_a 为 37.2 mm 的圆弧段组成。导流叶片的叶片厚度 t_g 为 2 mm,径向弦长 $l_g=70$ mm,叶片间隔 $S_g=30.8$ mm,中心线弯曲角 $\delta=60^\circ$,叶片装置角 $\theta=30^\circ$ 。动叶片由压力面和吸力面组成,压力面为一段半径 R_p 为 30.2 mm 的圆弧,吸力面为一段半长轴 E_a 及半短轴 E_s 分别为 125.8 mm、41.4 mm 的椭圆弧,两端弧线通过半径 R_i 为 0.5 mm 的小圆弧平滑连接。动叶片厚度 t_r 为 16.1 mm,径向弦长 l_r 为 54 mm,叶片间隔 $S_r=26.7$ mm 入射角 γ 为 60° 。动叶片与导流叶片之间的间距 $G=20$ mm。环结构厚度为 0.7 mm,安装在传统型透平动叶片尖端,并保持叶尖间隙不变。环结构透平三维模型图如图 2 所示,结构图如图 3 所示,透平其他结构参数见表 1。

1.1.2 网格划分

空气透平中流体基本控制方程为不可压缩流体连续方程和雷诺时均方程,对控制方程采用有限体积法构造离散方程,其中扩散项采用中心差分格式进行空间离散,对流项采用二阶精度迎风格式进行空间离散;采用 SIMPLE 算法执行压力-速度耦合,以获得更快的收敛速度。本文参考 Pereiras 等的模型建议^[17],选用 Realizable $k-\epsilon$ 湍流模型。另外,本文所有计算均在定常条件下展开,并采用固定入口流速、改变透平转速的方法实现完整流量系数范围的覆盖。

模型整体计算流域的组成及分布如图 4 所示,各区域之间通过 interface 实现数据传递,本文采用 MFR 模型(Multiple Reference Frame Model)进行计算。为保证动叶片处流动充分发展,本文将透平上、下游导

流叶片区分别向两侧进行延伸,参照 Liu 等的研究^[18],延伸长度取动叶片区的 8 倍长度。此外,在上导流叶片区的首段设置速度入口边界条件,在下导流叶片区的末端设置压力出口边界条件。本文在全流域采用结构化网格,并将动叶片区的网格进行加密处理,以保证计算精度。

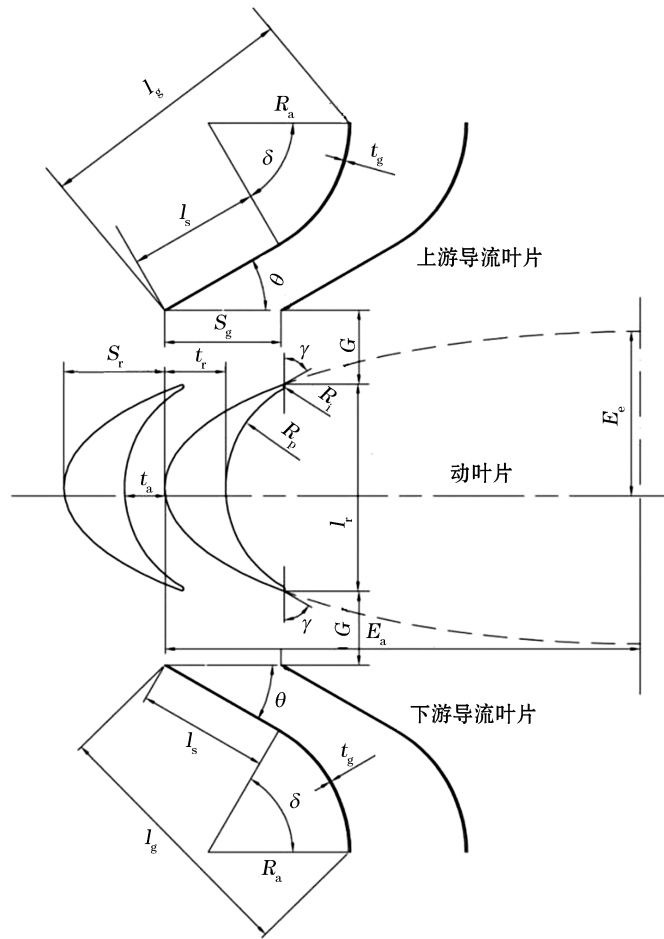


图 1 透平结构

Fig.1 Structural dimensions of turbine

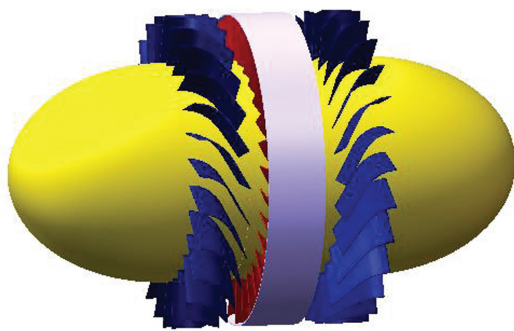


图 2 透平三维模型

Fig.2 Three-dimensional model of turbine

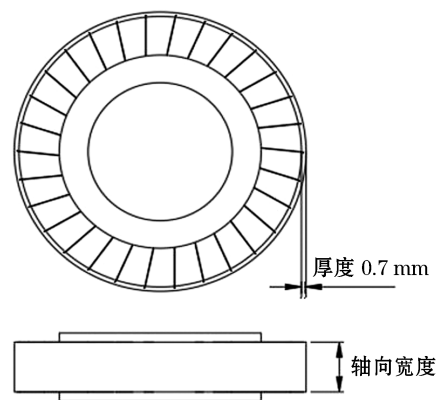


图 3 环结构结构图

Fig.3 Structure diagram of ring structure

表 1 透平其他结构参数表

Table 1 Other structural dimensions of the turbine

结 构	参 数	结 构	参 数
透平直径/mm	298	轮毂头椭球体半长轴/mm	150
轮毂直径/mm	210	轮毂头椭球体半短轴/mm	105
叶尖间隙/mm	1	环结构厚度/mm	0.7
中值半径处动叶片稠度	2.02	环结构轴向宽度/mm	56
上、下游导流叶片间透平长/mm	499	转速/($r \cdot \text{min}^{-1}$)	0~1 800

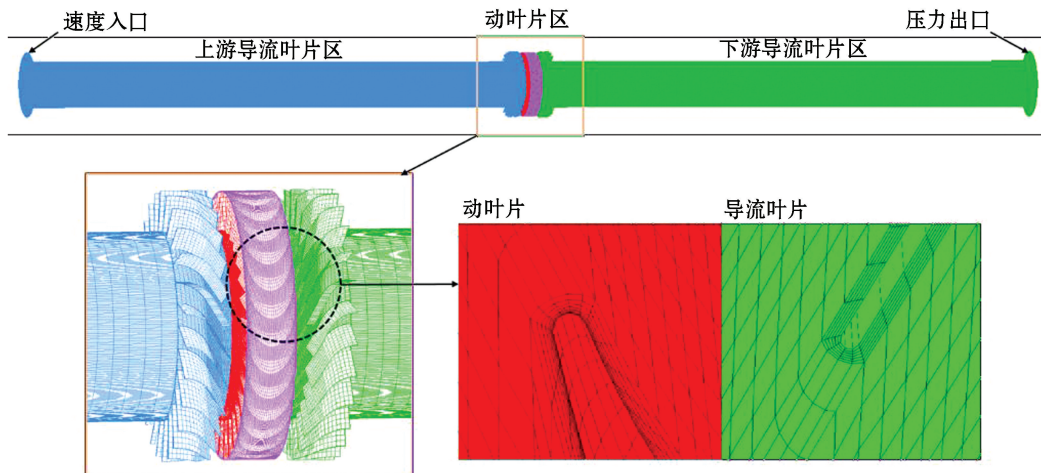


图 4 数值模型流域划分及网格细节

Fig.4 Watershed division and grid details of numerical model

1.2 定常性能评价参数

目前,对于透平的理论研究已经形成系统的体系,对于冲击式透平的工作性能,主要通过输入系数(C_A),扭矩系数(C_T),透平效率(η)以及流量系数(ϕ)四个无量纲参数进行量化评价,其中输入系数表征汲取能量的能力,扭矩系数表征输出扭矩的能力,各参量定义式如下:

$$C_A = \frac{2\Delta p Q}{\rho_a (v_n^2 + U_R^2) b l_r z v_a}, \quad (1)$$

$$C_T = \frac{2T_0}{\rho_a (v_n^2 + U_R^2) b l_r z v_R}, \quad (2)$$

$$\eta = \frac{T_0 \omega}{\Delta p Q} = \frac{C_T}{C_A \phi}, \quad (3)$$

$$\phi = \frac{v_a}{U_R}, \quad (4)$$

式中, Δp 为透平上、下游端压差; Q 为通过透平的空气流量; T_0 为透平输出扭矩; ρ_a 为空气密度; v_n 为轴向入射环面流速; U_R 为动叶片圆周速度; b 为叶片高度; l_r 为动叶片径向弦长; z 为动叶片数目; v_a 为轴向圆面速度; ω 为动叶片角速度。

2 研究结果

2.1 模型验证

数值模型的网格疏密对计算时长和计算精度均有影响。因此,在研究开展前,首先进行了网格数量的无关性验证,以验证该数值模型的准确性。分别选取 1.4×10^6 , 2.0×10^6 以及 2.8×10^6 三种网格数量进行数值模拟计算,并将计算结果与试验值进行对比,该数值模型可靠性及准确性验证结果见图 5。由图 5 可见,3 种网格数量下,透平效率曲线相差不大,且均与试验值拟合良好,综合考虑计算时间及计算精度,本文选用网格数量为 2.0×10^6 的数值模型开展研究。

其次,本文将数值计算结果与该装置对应的物理模型试验结果进行了对比,以验证该数值模型的可靠性。该部分物理模型试验于中国海洋大学工程学院国家重点实验室开展,透平定常性能测试平台主要分为定常风洞、透平和数据采集及控制系统四个部分,各部分装置位置如图 6 所示。图 7 为数模计算结果与物模试验结果的对比情况。由图 7a 与图 7b 可见,数值结果的趋势与试验结果的趋势相符,但当 $\phi > 1$ 时,输入系数与扭矩系数的数值曲线均高于试验曲线,这是由于在数值模型中定义气流时,通常直接将空气近似为

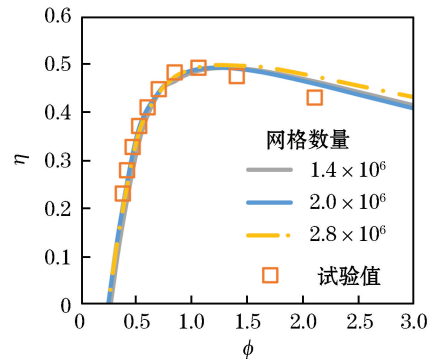
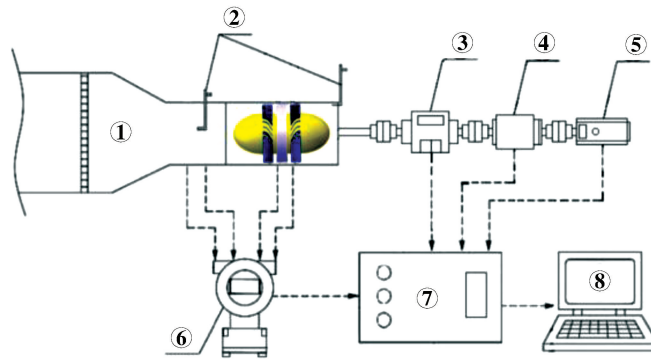


图 5 网格数对透平效率的影响

Fig.5 Influence of grid number on turbine efficiency



①定常风洞 ②皮托管 ③电磁离合器 ④扭矩传感器 ⑤伺服电机 ⑥压差变送器 ⑦数据采集箱 ⑧计算机

图 6 空气透平定常性能测试平台结构

Fig.6 Schematic diagram of the test platform for air turbine constant performances

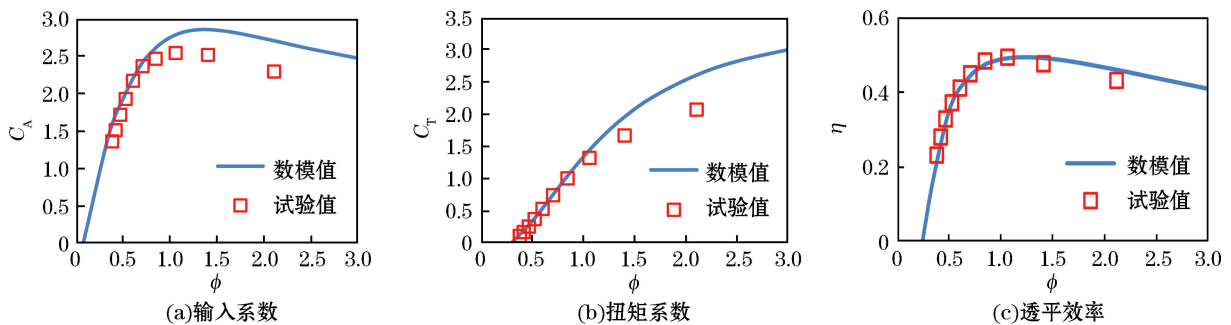


图 7 数模计算结果与物模试验结果的对比

Fig.7 Comparison between the results calculated by numerical model and those tested by physical model

不可压缩流体,且在模拟冲击式空气透平的气流流动时,忽略了流体间的热量交换,而试验中无法消除由系统摩擦、环境条件等因素导致的对流场的影响;由图 7c 可见,整个流量系数范围内数值模型对透平效率的预测与试验结果具有较高的契合度。

2.2 结果分析

本文基于冲击式透平数值模型,开展了一系列定常数值计算。计算中所有工况的入射气流流速均为 8.5 m/s,转速由 400 r/min 逐渐增大到 3 500 r/min。在保证透平其他尺寸结构参数不变的情况下,改变环结构的厚度,通过对比动叶片附近的速度分布云图、压力面与吸力面的压力分布云图以及透平无量纲性能评价参数,来研究环结构厚度对透平工作性能的影响。本文所有模型叶尖间隙均为 1 mm,环结构轴向宽度为 56 mm,厚度分别为 0.3,0.7,1.1 和 1.5 mm。

图 8 为相同流量系数下不同环结构厚度透平动叶片附近的速度云图。由图 8 可见,气流在动叶片迎流端和尾端都出现了流动分离现象:气流经上导流叶片导流,自上而下流经动叶片,在迎流端处,一部分沿着吸力面加速流动,一部分越过迎流端,在压力面发生流动分离。对比图 8a~8d,环结构厚度不同,气流在吸力面中部形成的高速流区的覆盖面积、对应的峰值流速以及动叶片两侧的速度差与速度梯度也不同,随着环结构厚度的增加基本呈现先增大后减小的趋势,当环结构厚度为 1.1 mm 时,吸力面中部高速流区的覆盖面积最大,动叶片两侧的速度差和速度梯度也较大。

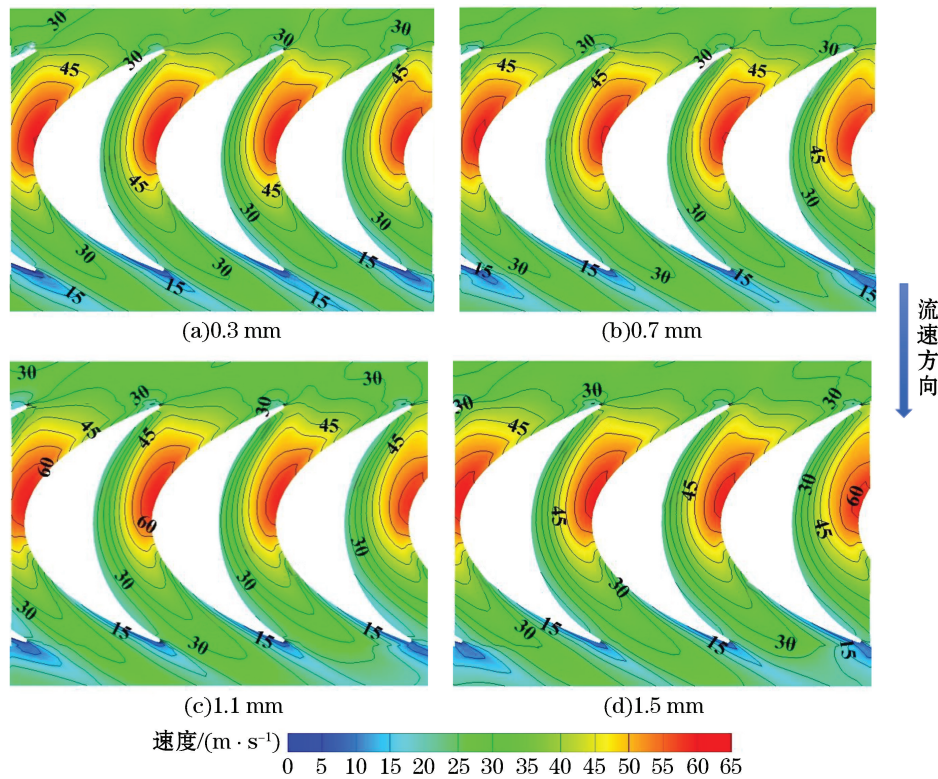


图 8 环结构厚度对透平动叶片附近速度云图的影响($\phi=1.18$)

Fig.8 Influence of ring structure thickness on the velocity cloud maps near the rotor blade of turbine ($\phi=1.18$)

图 9 为相同流量系数下不同环结构厚度透平动叶片两侧的压力云图对比。由图 9 可见,随着环结构厚度的增加,动叶片吸力面上部的高压区域面积先减小后增大,中部的低压区域面积先增大后减小,即吸力面产生的负作用扭矩会随着环结构厚度的增加而先减小后增大;同时,压力面中部的相对高压区域面积先增大后减小,即压力面产生的正作用扭矩会随着环结构厚度的增加而先增大后减小。对比图 9a~9d,当环结构

厚度为 1.1 mm 时,动叶片压力面与吸力面的压差最大,动力损失最小。

图 10 为通过对无量纲性能评价参数的对比,分析了不同环结构厚度对透平工作性能的影响。由图 10 可见,环结构厚度的影响主要体现在输入系数 C_A 上:随着环结构厚度的增加, C_A 呈先减小后增大的趋势,这一趋势在 $1.0 < \phi < 2.0$ 的区间内表现尤为明显,趋势的拐点出现在环结构厚度为 1.1 mm 处。扭矩系数 C_T 随环结构厚度变化不明显,但环结构厚度为 1.1 mm 时, C_T 的值略有提升。因此,由图 9c 可见,在 $1.0 < \phi < 2.0$ 区间内,透平效率随环结构厚度增加先增大后减小,在环结构厚度为 1.1 mm 时达到最高,此时透平效率比 0.7 mm 环结构厚度时提高 12.8%。即在透平其他结构尺寸参数不变的条件下,环结构厚度设定为 1.1 mm 时,透平的工作性能最优,这一结论与分析速度云图、压力云图所得结论相同。

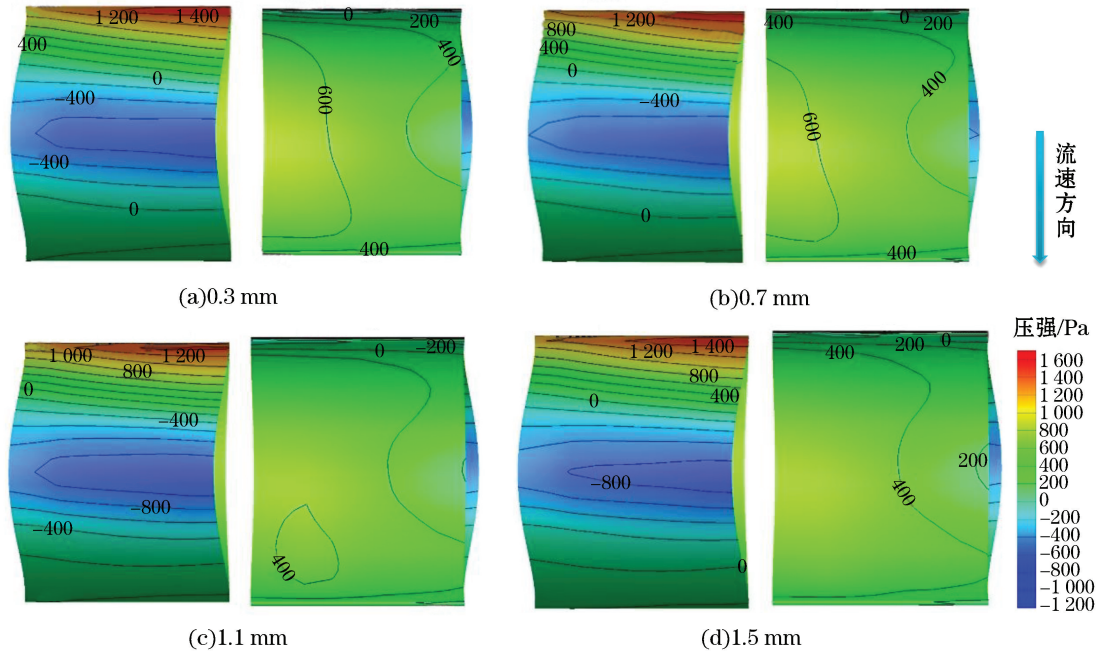


图 9 环结构厚度对透平动叶片吸力面和压力面压力云图的影响($\phi = 1.18$)

Fig.9 Influence of the ring structure thickness on the pressure cloud maps at suction and pressure surfaces of the rotor blade of turbine ($\phi = 1.18$)

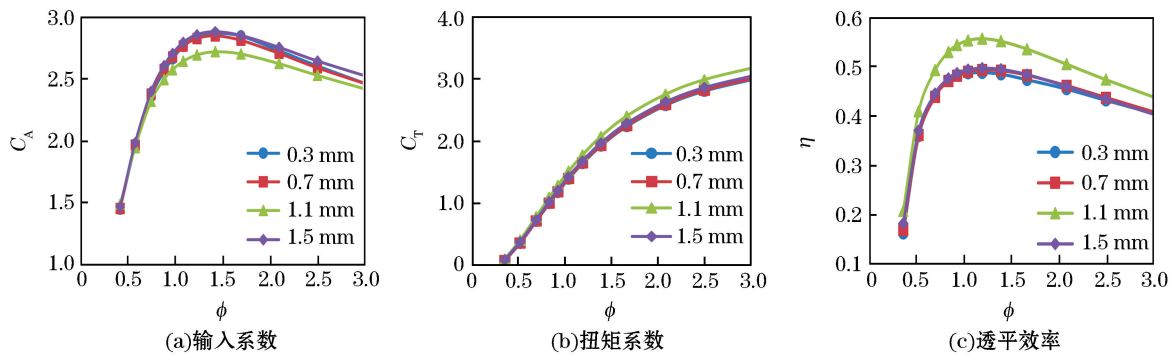


图 10 环结构厚度对透平工作性能的影响

Fig.10 Influence of the ring structure thickness on the working performance of turbine

3 结 语

本文构建了冲击式透平三维数值模型,首先验证了其可靠性和准确性,随后针对不同环结构厚度对透平性能的影响展开了一系列的定常数值计算。研究发现,环结构厚度对动叶片附近的流速、两侧压力分布均有明显影响,这些因素导致了透平输入系数、扭矩系数的变化,进而导致了透平效率的变化。在流量系数 $1.0 < \phi < 2.0$ 区间内,透平效率随环结构厚度的增加呈现先增大后减小的趋势。环结构厚度设定为 1.1 mm 时,透平的工作性能最优。本文对结构参数的优化有效提高了冲击式空气透平的工作性能,可为实际工程中透平的结构选型提供可靠依据,为波浪能向高效转换方向的发展做出一定贡献。

参考文献 (References):

- [1] LIU W M, MA C L, CHEN F Y, et al. Exploitation and technical progress of marine renewable energy[J]. *Advances in Marine Science*, 2018, 36(1): 1-18. 刘伟民, 麻常雷, 陈风云, 等. 海洋可再生能源开发利用与技术进展[J]. *海洋科学进展*, 2018, 36(1): 1-18.
- [2] JALÓN M L, BRENNAN F. Hydrodynamic efficiency versus structural longevity of a fixed OWC wave energy converter[J]. *Ocean Engineering*, 2020, 206: 107260.
- [3] RAGHUNATHAN S, TAN C P, OMBAKA O O. Performance of the wells self-rectifying turbine[J]. *The Aeronautical Journal*, 1985, 89(890): 369-379.
- [4] KIM T W, KANEKO K, SETOBUCHI T, et al. Aerodynamic performance of an impulse turbine with self-pitch-controlled guide vanes for wave power generator[C]//*Proceedings of the 1st KSME-JSME thermal and fluid engineering conference*. Seoul, 1988(2): 133-137.
- [5] SETOBUCHI T, KANEKO K, MAEDA H, et al. Impulse turbine with self-pitch-controlled guide vanes for wave power conversion: performance of mono vane type[J]. *International Journal of Offshore & Polar Engineering*, 1993, 3(1): 73-78.
- [6] THAKKER A, DHANASEKARAN T S. Computed effects of tip clearance on performance of impulse turbine for wave energy conversion [J]. *Renewable Energy*, 2004, 29(4): 529-547.
- [7] HYUN B S, MOON J S, HONG K, HONG S W, et al. Aerodynamic characteristics of impulse turbine with an end plate for wave energy conversion[J]*Journal of Ocean Engineering and Technology*, 2005, 19(6): 1-7.
- [8] HYUN B S, MOON J S, HONG K, HONG S W, et al. Performance prediction of impulse turbine system in various operating conditions [J] *Journal of Ocean Engineering and Technology*, 2007, 21(5): 9-17.
- [9] LIU Z, JIN J Y, CUI Y, et al. Numerical analysis of impulse turbine for isolated pilot OWC system[J]. *Advances in Mechanical Engineering*, 2013(3): 953-956.
- [10] LIU Z, CUI Y, KIM K W, et al. Numerical study on a modified impulse turbine for OWC wave energy conversion[J]. *Ocean Engineering*, 2016, 111: 533-542.
- [11] CUI Y, LIU Z, HYUN B S. Pneumatic performance of staggered impulse turbine for OWC wave energy converter[J]. *Journal of Thermal Science*, 2015, 24(5): 403-409.
- [12] CUI Y, HYUN B S, KIM K. Numerical study on air turbines with enhanced techniques for OWC wave energy conversion[J]. *China Ocean Engineering*, 2017, 31(5): 517-527.
- [13] CUI Y, LIU Z. Effects of solidity ratio on performance of OWC impulse turbine[J]. *Advances in Mechanical Engineering*, 2014, 7(1): 121373.
- [14] LIU Z, ZHAO H Y, CUI Y. Effects of rotor solidity on the performance of impulse turbine for OWC wave energy converter[J]. *China Ocean Engineering*, 2015, 29(5): 663-672.
- [15] SETOBUCHI T, TAKAO M. Current status of self-rectifying air turbines for wave energy conversion[J]. *Energy Conversion & Management*, 2006, 47(15-16): 2382-2396.
- [16] SETOBUCHI T, SANTHAKUMAR S, MAEDA H, et al. A review of impulse turbines for wave energy conversion[J]. *Renewable Energy*, 2001, 23(2): 261-292.
- [17] PEREIRAS B, VALDEZ P, CASTRO F. Numerical analysis of a unidirectional axial turbine for twin turbine configuration[J]. *Applied Ocean Research*, 2014, 47(2): 1-8.
- [18] LIU Z, CUI Y, XU C L, et al. Experimental and numerical studies on an OWC axial-flow impulse turbine in reciprocating air flows[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2019, 113: 109272.

Numerical Study on Optimization of Impulse Air Turbines for OWC Wave Energy Conversion

ZHANG Zhen, LIU Zhen, ZHANG Xiao-xia

(College of Engineering, Ocean University of China, Qingdao 266100, China)

Abstract: Impulse air turbine is a secondary energy conversion device of the oscillating water column (OWC) wave energy converter. It has the advantages of good self-starting performance and high efficiency in the areas with large flow coefficient and has been applied more and more widely in recent years. Some scholars have proposed that the design of installing ring structure at the tip of the rotor blade of the impulse turbine can ameliorate the air flow pattern at the tip clearance of the rotor blade and improve the performance of the turbine. Based on this point of view, a three-dimensional constant numerical model of the impulse turbine with ring structure installed is established and its accuracy and reliability have been verified by grid quantity independence and experimental data. A series of simulation calculations are then carried out. In addition, the influences of the thickness of different ring structures on the input coefficient, torque coefficient and turbine efficiency of the impulse air turbine are studied and the optimal structural parameters are determined. The optimization results can provide a reliable basis for the structure-type selection of impulse air turbines in practical applications. In the future, other tip structures such as the end plates, the bezels, and so on will be studied in order to realize the further optimization of impulse turbines.

Key words: oscillating water column; impulse turbine; tip structure; ring structure thickness; numerical simulation calculation

Received: November 30, 2020