

海洋温差能发电透平设计及性能影响

葛云征^{1,2}, 彭景平¹, 陈风云¹, 刘蕾¹, 刘伟民^{1*}

1. 自然资源部第一海洋研究所, 青岛 266061

2. 西安交通大学能源与动力工程学院, 西安 710049

摘要 通过对海洋温差能发电向心透平气动部分进行设计, 对其气动性能及喷嘴的影响进行模拟研究。采用经验参数和遗传算法对其进行一维参数设计, 并通过三维造型得到透平气动模型。采用计算流体动力学(CFD)技术对透平的三维流场和性能进行了数值模拟。结果表明, 在设计工况下透平的气动效率达到 86.5%。在此基础上, 对设计工况下的喷嘴-叶轮径向间隙和喷嘴叶片安装角进行分析, 得到喷嘴-叶轮相对径向间隙为 0.04 左右, 可变喷嘴安装角约为 37° 时, 透平的效率最高。因此, 在设计工况下, 可通过对喷嘴-叶轮径向间隙和喷嘴安装角进行微调来得到更高的透平效率; 在非设计工况下, 可采用可调喷嘴来适应不同工况下的流动, 使得透平在不同工况下均有较好的工作性能。

关键词 海洋温差能; 发电系统; 透平气动效率

海洋温差能发电系统^[1]是通过透平将表层温海水(约 25℃)与深层冷海水(约 5℃)之间的温差转化为电能的系统。在海洋温差能发电系统中^[2], 驱动发电机发电的透平起着重要作用, 其效率直接影响到整个系统的效率及输出。考虑到径向向心透平具有结构简单、径向尺寸大、轮周效率高等特点^[3], 以 7.5 kW 径流向心透平为研究对象, 在对其气动结构设计完成后进行了气动性能方面的研究。

为了获得更高的发电效率, 有必要对海洋温差

能发电向心透平气动部分进行设计和优化。透平的气动部分主要包括蜗壳、喷嘴、叶轮和扩压器。蜗壳、喷嘴和叶轮的设计对整个透平的影响很大, 而扩压器的形式则相对简单。因此, 主要对向心透平蜗壳、喷嘴和叶轮进行气动设计与优化, 并对整个气动设计部分进行了仿真分析。目前, 天津大学的赵伟阁^[4]研究过 200 W 饱和氨工质透平; 国外的 Nithesh 等^[5-7]分别以 R22 和 R134a 为工质对 2 kW 海洋温差发电透平进行了气动设计及性能研究, 研究

收稿日期: 2020-10-12; 修回日期: 2020-12-21

基金项目: 国家自然科学基金面上项目(41976204); 中韩海洋科学共同研究中心项目(PI-2018-4); 国家自然科学基金青年基金项目(51709055)

作者简介: 葛云征, 工程师, 研究方向为海洋温差能发电, 电子信箱: gyz1248@163.com; 刘伟民(通信作者), 研究员, 研究方向为海洋可再生能源, 电子信箱: lwmxjtu@163.com

引用格式: 葛云征, 彭景平, 陈风云, 等. 海洋温差能发电透平设计及性能影响[J]. 科技导报, 2021, 39(6): 96-101; doi: 10.3981/j.issn.1000-7857.2021.06.014

结果表明,在设计优化透平叶片数量、安装角和圆角等相关参数后,透平的最高效率为74%。Kim等^[8-9]对工质为R32的100 kW海洋温度发电向心透平采用RTDM程序进行了气动设计,并利用CFD技术对透平进行了三维数值模拟研究。

1 透平气动设计

在海洋温差能发电向心透平中,氨工质首先以一定的速度进入蜗壳,气流在蜗壳内均匀分布,进入导向喷嘴加速以获得更高的速度,然后气流高速进入叶片通道,推动叶轮旋转通过轴带动发电机发电,最后完成做功的流体流入扩压器,从透平排出进入管道。在氨向心透平的设计过程中,其基本设计原则与ORC有机向心透平没有明显区别^[10],但由于氨的热物性与蒸汽、有机工质等常规工质有着显著的区别,这使得在透平的设计过程中必须充分考虑氨热物性的影响。

1.1 透平气动参数选取

在整个温差能发电系统的设计过程中,通过对整个循环系统的热力计算,可以得到透平进出口的相关参数,如压力、温度和流量等^[11],结果见表1。

表1 透平设计参数及指标

参数	数值
进口总压 p_1 /MPa	0.9
进口总温 T_1 /K	297.15
出口静压 p_2 /MPa	0.75
流量 Q /($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)	0.388
等熵效率 η_{ise}	0.85

1.2 透平一维气动设计

在透平的一维初始设计和热力计算过程中,透平内的流动通常可以看作是忽略比热和等熵指数随温度变化、绝热和无粘的稳态流动。氨透平按表1中的参数和指标进行设计,得到主要的气动参数和几何参数。为了获得发电透平的一维设计参数,必须有更多的基本参数,如反动度 Ω 、轮径比 \bar{D}_2 、速比及速度系数(喷嘴速度系数 φ 和叶轮速度系数 ψ)和叶轮角度(叶轮进口绝对气流角 α_1 和出口相

对气流角 β_2)必须得到确定。透平效率与其关系如式(1)所示

$$\eta_u = 2\bar{u}_1 \left(\phi \cos\alpha_1 \sqrt{1 - \Omega} - \bar{D}_2^2 \bar{u}_1 + \bar{D}_2 \psi \cos\beta_2 \sqrt{\Omega + \phi^2 (1 - \Omega) + \bar{D}_2^2 \bar{u}_1^2 - 2\bar{u}_1 \phi \cos\alpha_1 \sqrt{1 - \Omega}} \right) \quad (1)$$

最终这7个基本参数由经验参数和遗传算法优化得到^[12]。表2列出了7个基本参数的范围和数值。在已知设计参数和主要基本参数确定的基础上,计算了氨透平内部流道热力参数,完成了一维热力设计。表3列出了使用遗传算法进行一维热力设计的结果。从表3可以看出,设计的透平输出功率为7.65 kW,等熵效率为0.875,基本满足透平设计要求。

表2 基本参数的范围及优化结果

基本参数	参考范围	结果
Ω	0.35~0.55	0.48
μ	0.3~0.5	0.38
\bar{u}_1	0.65~0.7	0.656
φ	0.92~0.98	0.96
ψ	0.75~0.9	0.84
α_1 /($^\circ$)	12~30	15
β_2 /($^\circ$)	20~45	35

表3 一维热力设计结果

参数	设计结果
叶轮转速 N /($\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$)	21000
喷嘴出口速度 c_1 /($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	160.5
喷嘴出口压力 p_2 /MPa	0.795
喷嘴出口温度 T_2 /K	290
喷嘴进口高度 b_1 /mm	4.436
叶轮进口绝对气流角 α_1 /($^\circ$)	16
叶轮进口相对气流角 β_1 /($^\circ$)	90
叶轮进口相对速度 w_1 /($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	40.9
叶轮进口直径 D_1 /mm	126.8
轮周速度 u_1 /($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	159.4
叶轮出口绝对气流角 α_2 /($^\circ$)	99.364
叶轮出口绝对速度 c_2 /($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	49.15
叶轮出口相对气流角 β_2 /($^\circ$)	35.745
叶轮出口外径 R_{2o} /mm	57
叶轮出口内径 R_{2i} /mm	28.8
输出功 P /kW	7.65
等熵效率 η_{ise}	0.875

1.3 透平三维造型设计

在以上一维设计得到的参数基础上,对氨透平主要气动部件进行了三维设计^[13]。在蜗壳设计过程中,根据透平的设计参数采用梨形非对称截面几何参数进行蜗壳设计;根据氨透平喷嘴出口亚音速流动的特点,选用TC-2P气动叶片型线作为喷嘴形状;采用基于圆柱面的非可展直纹抛物面对叶轮叶片形状进行设计^[14]。最后,海洋温差能发电氨透平气动部件的设计如图1所示,其中叶轮叶片数为12个,喷嘴叶片数为20个。

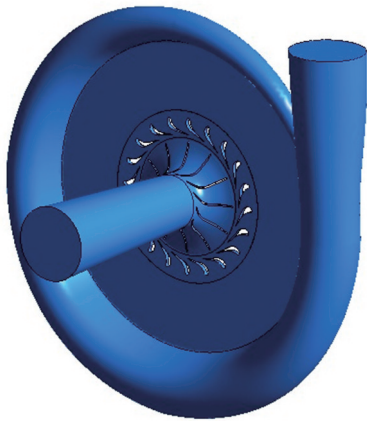


图1 透平三维造型

2 透平数值模拟及性能研究

2.1 数值模拟设置

利用ANSYS-CFX软件对设计的透平气动部分进行了网格划分和数值模拟。入口采用总温总压,出口采用静压边界条件。蜗壳采用四面体进行网格划分,局部网格(如蜗壳舌部部分)加密。叶轮和喷嘴采用六面体网格划分,叶轮喷嘴壁附近 $Y+$ 取30,并进行O形网格加密,整体网格和局部网格如图2所示。在模拟计算过程中,透平的质量流量和效率作为网格无关性指标,其误差小于0.2%。最后得到蜗壳的四面体网格数为752500,喷嘴的六面体网格数为544740,叶轮的六面体网格数为813420。在计算过程中,选用 $k-\epsilon$ 湍流模型,以残差收敛到 10^{-5} 为收敛标准,并同时监测进出口质量流量。

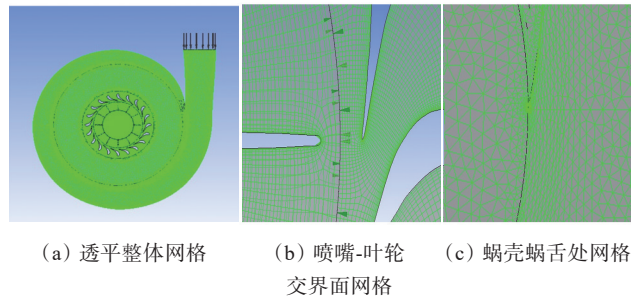


图2 透平整体网格及局部网格

2.2 透平设计工况数值模拟结果分析

设计工况下的模拟计算结果与气动设计结果比较如表4所示。由表4可知,主要参数模拟值与设计参数基本一致,虽然等熵效率和功率均略小于设计值,但误差在1%左右,满足设计要求。图3为透平整体流线图,可以看出,透平整体流动状况良好,流线沿流道方向比较均匀,但叶轮吸入面有小范围的低压区,这在图4中可以看得更清楚。

表4 模拟结果与设计结果对比

参数	设计结果	模拟结果	误差
喷嘴出口速度 $c_1/(m \cdot s^{-1})$	160.5	152.5	4.98%
轮周速度 $u_1/(m \cdot s^{-1})$	149.4	146.3	2.07%
质量流量 $Q/(kg \cdot s^{-1})$	0.388	0.39	0.51%
等熵效率 η_{isc}	0.875	0.865	1.14%
功率 P/kW	7.65	7.54	1.44%

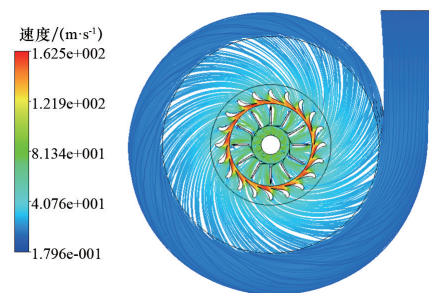


图3 透平整体流线

图4为50%叶高下喷嘴和叶轮流道截面的压力云图和速度流线图,可以看出,喷嘴内的压力分布非常均匀,而在叶片中除了叶片前缘外的压力分布也比较均匀。整体的压力梯度方向大致沿流动方向,流线沿喷嘴和叶轮流道方向均匀流动,叶轮内没有明显的逆压梯度。但从压力云图可以看出,

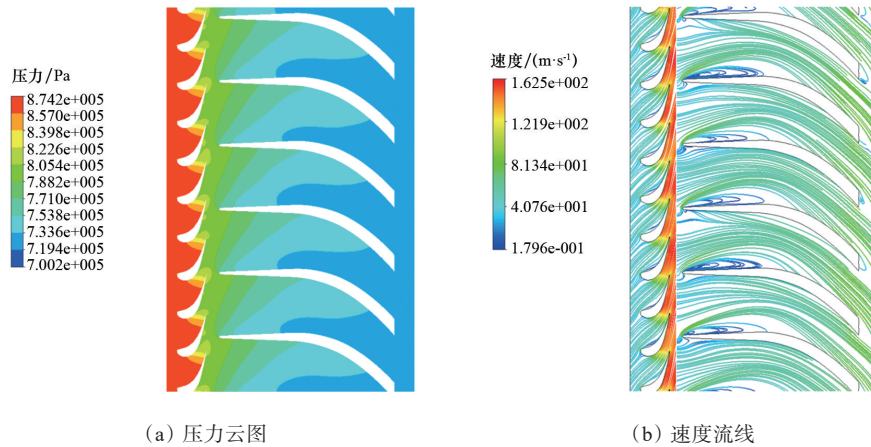
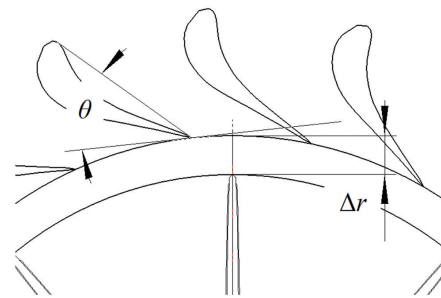


图4 50%叶高处喷嘴及叶轮通道截面的压力云图和速度流线

在叶片前缘的吸力面处有一个小范围的低压区,这在速度流线上可以更清楚地看到在这个区域产生一个小涡,流体会在这个区域产生回流并造成流量损失,这将在一定程度上导致叶轮效率的降低,从而导致透平效率较低。

总体而言,虽然叶片吸力面存在一定流动损失,但整体效率较高,证明该设计已经符合海洋温差能透平的设计要求。

图5 Δr 及 θ 示意

3 叶轮-喷嘴径向间隙及喷嘴叶片安装角影响分析

根据文献[3],由于透平在非设计工况下的效率和功率会变化较大,合理使用可调喷嘴将在一定程度上改善透平在非设计工况下的流动状况。因此,本节从气动方面讨论了可调喷嘴在海洋温差能透平上应用的可行性。可调喷嘴对透平的影响主要包括两个方面:喷嘴-叶轮径向间隙 Δr 及喷嘴叶片安装角度 θ ,其示意图如图5所示。在对透平设计工况进行模拟分析的基础上,选取上述两个参数作为研究对象,对不同参数下透平的效率特性进行研究。

3.1 喷嘴-叶轮径向间隙影响分析

喷嘴叶片出口处的流动具有很强的脉动性,会直接影响叶轮内气流的流动。喷嘴与叶轮之间存在一定的径向间隙,不仅可以使工作流体均匀地流

入叶轮,也是防止叶轮摩擦喷嘴的必要条件。但是,如果径向间隙过大,则会使进入叶轮的气流紊乱,因此合理的喷嘴-叶轮间隙是保证透平效率的重要因素之一。如式(2)所示,透平的径向间隙 Δr 通常用相对值表示

$$\Delta \bar{r} = \frac{\Delta r}{D_1} = \frac{1}{2} \left(\frac{D_N}{D_1} - 1 \right) \quad (2)$$

式中,其中 D_N 是喷嘴叶片的出口直径。

设计的透平喷嘴-叶轮径向相对间隙初值为0.05。因此,为了研究这种变化对透平工作性能的影响,在喷嘴安装角度不变的情况下,选取0.02~0.08之间的值对透平在设计工况下进行数值模拟,得到了透平效率随透平喷嘴-叶轮径向间隙的变化关系,如图6所示。可以看出,透平效率的最大值在相对间隙约为0.04时得到。如果透平相对间隙高于0.04,效率会有较大程度的降低。因此,可以认为在设计工况下,喷嘴-叶轮径向间隙=0.04时,

透平的性能达到最佳。

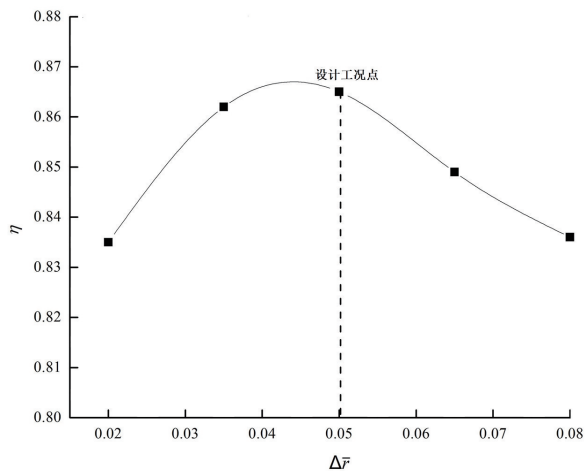


图6 Δr 对透平效率的影响

3.2 喷嘴叶片安装角影响分析

设计的喷嘴叶片初始安装角为 35° 。为了研究透平性能与喷嘴安装角的关系,在喷嘴-叶轮径向间隙不变的情况下,对喷嘴安装角进行了参数分析。为了保证喷嘴与叶轮之间径向间隙不变,将喷嘴叶片分别绕喷嘴尖端逆时针和顺时针旋转,得到不同角度的叶片安装角(从 θ' 变化至 θ'')。因此,在一定范围内选取5个变化角度对透平进行数值模拟,得到了设计工况下透平效率与喷嘴安装角的关系曲线(图7)。

由图7可以看出,透平效率对于喷嘴安装角的变化比较敏感,在安装角约在 37° 时,透平效率达到

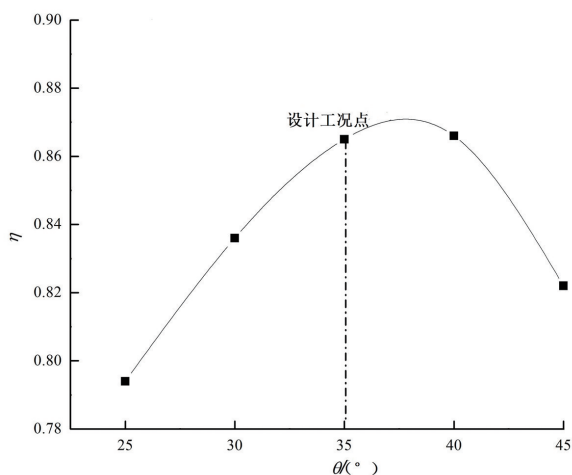


图7 θ 对透平效率的影响

最大值;而偏离此区间,透平效率会小幅下降。因此,在喷嘴安装角约为 37° 时,设计工况下的透平获得最佳工作性能。

4 结论

通过对海洋温差能发电向心透平气动部分进行设计及性能研究,得到以下结论。

1) 透平在设计工况下效率的模拟结果为86.5%,与设计值相差很小,透平内部流场较好,满足设计要求。

2) 设计工况下,在喷嘴-叶轮相对径向间隙约为0.04时,可变喷嘴安装角约为 37° 时,透平的效率最高;透平效率随喷嘴-叶轮相对径向间隙和喷嘴安装角的增大先增加后降低。原设计的喷嘴-叶轮相对径向间隙和喷嘴安装角可进行微调至最优间隙和安装角,以获得更高的透平效率。

3) 虽然设计工况下的喷嘴-叶轮径向间隙与喷嘴安装角均满足要求,但设计工况下的最佳径向间隙和喷嘴安装角,并不能保证透平在整个工况范围内都具有最佳工作性能。因此,为了满足全工况的要求,需采用可调喷嘴来适应透平不同工况下的流动,使得透平在不同流量下均有较好的工作性能,这是下一步工作的内容。

参考文献 (References)

- [1] Binger A. Potential and future prospects for Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) in Small Islands Developing States(SIDS)[J]. Water Science & Technology, 2004, 20 (2): 88-90.
- [2] Berkovsky B. Ocean thermal energy[J]. Impact of Science on Society, 1987, 37(4): 387-392.
- [3] 计光华. 透平膨胀机[M]. 2版. 北京: 机械工业出版社, 1982: 9-11.
- [4] 赵伟阁. 试验用200W氨饱和蒸汽透平的研究与开发[D]. 天津: 天津大学, 2005.
- [5] Nithesh K G, Chatterjee D, Oh C, et al. Design and performance analysis of radial-inflow turboexpander for OTEC application[J]. Renewable Energy, 2016, 85: 834-843.

- [6] Nithesh K G, Chatterjee D. Numerical prediction of the performance of radial inflow turbine designed for ocean thermal energy conversion system[J]. Applied Energy, 2016, 167: 1–16.
- [7] Nithesh K G, Samad A. Integrated CFD–Surrogate optimization to enhance efficiency of turbine designed for OTEC [J]. Main Themes, 2016, 24: 148–152.
- [8] Kim D Y, Kim Y T. Design of a 100kW–class radial inflow turbine for ocean thermal energy conversion using R32[J]. Journal of the Korean Society of Marine Engineering, 2014, 38(9): 1101–1105.
- [9] Kim D Y, Kim Y T. Preliminary design and performance analysis of a radial inflow turbine for ocean thermal energy conversion[J]. Renewable Energy, 2017, 106: 255–263.
- [10] 李艳, 李海波, 顾春伟. 有机工质向心透平气动设计与变工况性能预测[J]. 工程热物理学报, 2013, 34(1): 63–66.
- [11] Chen F Y, Zhang L, Liu W M, et al. Experimental study on the performance of 15 kW OTEC system[J]. Advances in Energy, Environment and Materials Science, 2016, 11: 49–52.
- [12] Song P, Sun J J, Wang K, et al. Development of an optimization design method for turbomachinery by incorporating the cooperative coevolution genetic algorithm and adaptive approximate model[C]//ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition. New York: ASME, 2011: 10.1115/GT2011–45411.
- [13] 葛云征, 彭景平, 吴浩宇, 等. 海洋温差能向心透平的气动设计及性能研究[J]. 可再生能源, 2019, 37(10): 1560–1566.
- [14] 李燕生, 陆桂林. 向心透平与离心压气机[M]. 北京: 机械工业出版社, 1992: 110–132.

Design and performance of turbine in ocean thermal energy conversion

GE Yunzheng^{1,2}, PENG Jingping¹, CHEN Fengyun¹, LIU Lei¹, LIU Weimin^{1*}

1. First Institute of Oceanography, Ministry of Natural Resources, Qingdao 266061, China

2. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China

Abstract In order to improve the cycle efficiency of the ocean thermal energy conversion (OTEC), the performance of a radial inflow turbine is studied. Based on the 1-D thermodynamic design of the turbine with the main parameters determined by experience and modified by a genetic algorithm, an aerodynamic model of the turbine is built through the 3-D design of the volute, the nozzle and the impeller. The performance of the turbine under the design condition is studied by the computational fluid dynamics (CFD) and the numerical results show that the turbine efficiency is 86.5%. Finally, it is shown that the turbine has a good performance when the nozzle–impeller relative radial clearance is 0.04 and the nozzle stagger installation is about 37°. Therefore, the nozzle–impeller radial clearance and the nozzle installation angle can be fine-adjusted to obtain a higher turbine efficiency under the design condition; and under the non-design conditions. An adjustable nozzle mechanism can be used under the off-design conditions to put the turbine in a good working state under various working conditions.

Keywords ocean thermal energy; power generation system; turbine aerodynamic efficiency ●



(责任编辑 刘志远)