海洋温差发电混合工质二次热回收循环系统理论和实验研究

陈凤云, 彭景平, 刘 蕾, 葛云征, 王泉斌, 刘伟民*

（自然资源部 第一海洋研究所，山东 青岛 266061）

摘 要：因海洋温差发电系统中可利用的温差较小，发电效率相对较低，寻求海洋温差发电系统高效热力循环方式一直是该领域的重要研究内容。本文构建了非共沸混合工质的海洋温差发电热力循环，增加了稀溶液支路的二次热回收装置，并进行理论分析与数值计算，得到了循环效率与工质浓度、透平进口压力和抽气系数等参数之间的关系。结果表明：通过增加稀溶液支路的二次热回收装置，循环效率最高可达 5.25%。研建了 10 kW 二次热回收海洋温差发电系统，得到了平稳运行工况下的系统性能，发电系统效率最高达 3.8%，同时得到了蒸发器和冷凝器在该换热条件下的换热系数，为工程应用提供基础数据和技术支撑。

关键词：海洋温差发电；热力循环；循环效率；工质浓度；抽气系数

中图分类号：TK11 **文献标志码：**A **文章编号：**1671-6647(2024)01-0185-11

doi: 10.12362/j.issn.1671-6647.20220524002

引用格式： 陈凤云, 彭景平, 刘蕾, 等, 2024. 海洋温差发电混合工质二次热回收循环系统理论和实验研究[J]. 海洋科学进展, 42(1): 185-195. CHEN F Y, PENG J P, LIU L, et al, 2024. Theoretical and experimental study on secondary heat recovery cycle system of mixed working fluid for ocean thermal energy conversion[J]. Advances in Marine Science, 42(1): 185-195.

目前中国仍以化石燃料为主，2020 年 CO_2 排放量约为世界总量的三分之一。为尽早实现“双碳”目标，需建立新型能源系统，因此，可再生能源技术已成为中国目前构建新能源系统的重点方向之一（吴浩宇等, 2020）。

海洋温差能是储量大、资源稳定的清洁可再生能源，受海水温度的限制，海洋温差发电系统效率较低，影响热-电转换效率的主要因素是发电系统的热力循环方式，这种循环方式也是近年来该领域研究的热点和难点。目前国内外海洋温差发电采用的热力循环方式主要有朗肯（Rankine）循环、卡利纳（Kalina）循环和上原（Uehara）循环，采用的工质一般为氨或氨-水混合物（Liu et al, 2020）。

Rankine 循环结构简单可靠，但热源变温放热与单工质恒温蒸发存在不可逆熵损失，其循环效率相对较低（Chen et al, 2019）。Kalina 循环是通过混合工质变温蒸发，使蒸发吸热与热源放热能更好地匹配，减少不可逆熵损失，提高循环效率，该循环可用作联合循环中的低温发电循环（何茂刚等, 2009；张益民等, 2009），在地热、余热等低温发电利用中也被广泛采用（Kalina, 1984; Kalina, 1988; Kalina, 1989; Dipippo, 2004）。Uehara 循环同样采用氨-水混合物为运行工质，通过双工质变温蒸发、抽气回热等措施充分利用吸收的热量，提高循环效率，循环效率可达 4.91% 左右（Uehara, 1998）。

其他学者在朗肯循环的基础上进行了改进，如增加透平做功后气体的热回收，或者采用多级朗肯循环。Yoon 等（2014）构建了改进的朗肯循环方式，循环中增加了透平做功后气体的热回收，预

收稿日期：2022-05-24

资助项目：山东省自然科学基金项目（ZR201910310263）；国家自然科学基金项目（41976204）

作者简介：陈凤云（1981—），女，副研究员，博士，主要从事海洋温差能利用方面研究. E-mail: cfyqdu2000@163.com

*** 通信作者：**刘伟民（1964—），男，研究员，博士，主要从事海洋热能利用方面研究. E-mail: lwmxjtu@163.com

（陈 靖 编辑）

热进入蒸发器的工质，同时采用两级透平做功，循环效率为 2.40%。Kusuda 等（2015）对两级朗肯循环进行了理论计算及实验，得到当工质流量在两级循环中的质量比为 1∶1 时，循环效率最大约为 2.8%。

我国学者对海洋温差发电循环的研究基本处在计算现有的 Rankine 循环和 Uehara 性能阶段。王义强（2011）通过对 Uehara 循环的数值模拟计算与优化发现，随透平进口处气体压力的增大，循环效率和循环净功率先增大后减小。沈卫凯（2012）研究得出在 Uehara 循环系统中冷海水温度的变化对循环性能的影响更大。岳娟等（2014）对单工质朗肯循环进行了优化研究。吴春旭等（2015）对以 R227ea/ammonia 为工质的 Rankine 循环进行了理论研究，得到当 R227ea 的质量分数为 0.15 时，循环效率最大为 3.1%。

本文通过对上述多种热力循环性能计算发现，Uehara 循环中稀溶液支路经一次热回收后进入吸收器，此时进入吸收器时的工质温度为 18 ℃ 左右，且稀溶液支路流量约为循环溶液总流量的 80%，这部分工质携带热量未被充分利用。针对以上问题本文构建了采用非共沸混合工质的海洋温差发电热力循环，增加稀溶液支路的二次热回收装置，并进行理论分析与数值计算，得到了不同温差下循环效率与各参数之间的关系。研建 10 kW 海洋温差能发电新循环实验装置，得到了系统平稳运行工况下的性能，该研究为其在海洋温差能发电工程中应用奠定理论基础和提供科学依据。

1 二次热回收循环原理与热力过程分析

1.1 二次热回收循环原理

二次热回收循环原理见图 1。二次热回收循环流程为：①储液罐中的主溶液通过工质泵依次进入回热器 a、回热器 b、回热器 c；②在 3 个回热器内预热后进入蒸发器吸收温海水热量成气液两相混合物；③进入分离器，在分离器中分离为稀溶液和气体两种；④气体进入透平 a 做功，做功后的部分气体被抽离进入抽气回热支路，剩余气体进入透平 b 做功；⑤进入吸收器与回热后抽取的气体和稀溶液混合，随之进入冷凝器放热冷凝为液态进入储液罐。稀溶液回热支路工作流程为：从分离器中分离出的稀溶液先后进入回热器 c 和回热器 a，分别预热进入蒸发器的工质，最后进入吸收器与抽气和做功后的乏气混合。抽气回热支路为：第一级透平做功后的气体被抽出进入回热器 b，预热主循环中的工质，然后进入吸收器。

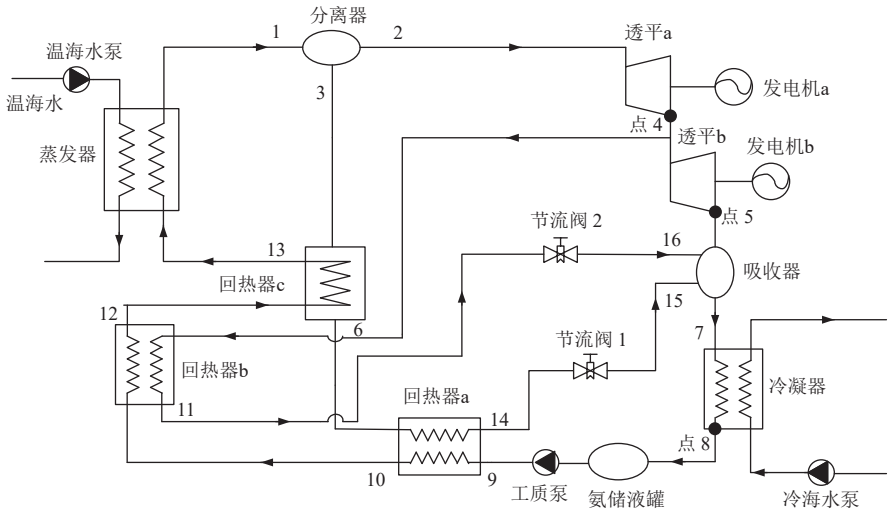


图 1 二次热回收循环原理示意图

Fig. 1 Schematic diagram of secondary heat recovery cycle

1.2　循环过程热力分析

在对二次热回收热力循环分析过程中，为便于计算，对热力过程进行了以下简化：①发电系统工质在循环内均处于定常稳定流动状态；②气体在循环中各分离点和交汇点的压力相等，忽略在系统内的流动阻力损失；③工质在冷凝器出口为饱和状态；④系统内工质与外界环境无热交换；⑤系统内各换热器端差为 2 ℃。

1.2.1　蒸发单元热力分析

蒸发单元包括蒸发器和分离器。混合工质溶液在蒸发器内吸收温海水热量成为气液混合物，经分离器后分离为气体和浓度较低的液体。在一定蒸发器出口压力下，分离器出口的气体和液体状态参数可通过 REFPROP 物性程序得到。

根据质量守恒方程，蒸发器内工质流量 m_1 为：

$$m_1 = m_2 + m_3, \tag{1}$$

式中：m_2为分离器后气体的工质流量（kg/s）；m_3为分离器后稀溶液支路流量（kg/s）。

根据能量守恒方程，蒸发器内的吸热量 Q_E 为：

$$Q_E = c_W m_W (T_{WI} - T_{WO}) = m_1 (h_1 - h_{13}), \tag{2}$$

式中：c_W为表层温海水比热（kJ/(kg·℃)）；m_W为表层温海水质量流量（kg/s）；T_{WI}为表层温海水进口温度（℃）；T_{WO}为表层温海水出口温度（℃）；h_1为蒸发器出口处工质焓值（kJ/kg）；h_{13}为蒸发器进口处工质焓值（kJ/kg）。

1.2.2　冷凝单元热力分析

冷凝单元包括吸收器、冷凝器和储液罐。透平 b 做功后的乏气、两级透平之间抽气和二次回热后的稀溶液在吸收器内混合，随之进入冷凝器放热给冷海水冷凝为饱和液体，进入储液罐。

根据质量守恒，进入冷凝器内的工质流量m_7为：

$$m_7 = m_5 + m_{15} + m_{16}, \tag{3}$$

式中：m_5为第二级透平出口工质质量流量（kg/s）；m_{15}为稀溶液支路工质质量流量（kg/s）；m_{16}为抽气支路工质质量流量（kg/s）。

冷凝器入口的焓h_7可通过能量守恒确定：

$$h_7 = \frac{m_5 h_5 + m_{15} h_{15} + m_{16} h_{16}}{m_7}, \tag{4}$$

式中：h_5为透平 b 出口工质焓值（kJ/kg）；h_{15}为吸收器进口处稀溶液支路工质焓值（kJ/kg）；h_{16}为吸收器进口处抽气支路工质焓值（kJ/kg）。

冷凝器换热量 Q_C 计算式为：

$$Q_C = c_C m_C (T_{CI} - T_{CO}) = m_8 (h_7 - h_8), \tag{5}$$

式中：c_C为深层冷海水比热（kJ/(kg·℃)）；m_C为冷海水质量流量（kg/s）；T_{CI}为深层冷海水进口温度（℃）；T_{CO}为深层冷海水出口温度；h_7为冷凝器进口处工质焓值（kJ/kg）；h_8为冷凝器出口处工质焓值（kJ/kg）。

在该循环计算中，根据假设条件，假设冷凝器出口点 8 的工质处于饱和状态，因此冷凝器出口点 8 处的工质压力p_8和焓值h_8可根据点 8 处的温度T_8和工质浓度z_8进行确定；依据冷凝器出口点 8 的压力值p_8和假设条件中忽略在系统内的流动阻力损失，可得透平 b 出口处压力值p_5=p_8；同时根据假设条件忽略流动阻力损失，则冷凝器进口压力等于出口压力即$p_7 = p_8$，冷凝器进出口工质浓度相等即$z_7 = z_8$，则依据式（4）计算得到冷凝器入口处焓值h_7，可通过物性程序查出该点处的温度和熵值。

工质泵出口工质焓值h_9由工质泵对工质做的机械功W_p计算得出：

$$h_9 = h_8 + W_p, \tag{6}$$

$$W_p = \int_{p_8}^{p_9} v\mathrm{d}p \approx \bar{v}(p_9 - p_8), \tag{7}$$

式中：p_8 为冷凝器出口处工质压力（kPa）；p_9 为工质泵出口处工质压力（kPa）；$\bar{v}$为点 8 处工质的比容（m^3/kg）。

1.2.3 做功单元热力分析

做功单元包括透平 a 和透平 b 两级透平，抽气点在透平 a 出口，抽气压力为透平 a 进口和透平 b 出口压力的平均值 p_4：

$$p_4 = \frac{p_2 + p_5}{2}, \tag{8}$$

式中：p_2 为透平 a 进口工质压力（kPa）；p_5为透平 b 出口工质压力（kPa）。

假设透平 a 和透平 b 均为等熵膨胀，透平 a 和透平 b 的进出口处工质熵值相等，即 $s_4 = s_2 = s_5$，同时由透平出口和冷凝器出口工质压力相等即p_5=p_8，通过查询物性程序分别得到循环中透平 a 和透平 b 之间抽气点（点 4）处和透平 b 出口（点 5）处工质的理论状态下焓值h'_4和h'_5。

点 4 和点 5 处实际焓值h_4和h_5分别为：

$$h_4 = h_2 - \left(h_2 - h'_4\right)\eta, \tag{9}$$

$$h_5 = h_4 - (h_4 - h'_5)\eta, \tag{10}$$

式中：η为透平 a 和透平 b 的等熵效率，取值为 0.8；h_2 为透平 a 进口处工质的焓值（kJ/kg）。

透平 a 输出功：

$$W_{T_1} = m_2(h_2 - h_4), \tag{11}$$

式中m_2 为进入透平 a 的工质质量流量（kg/s）。

透平 b 输出功：

$$W_{T_2} = (m_2 - m_4)(h_4 - h_5), \tag{12}$$

式中m_4 为透平 a 和透平 b 中间抽取气体的质量流量（kg/s）。

1.2.4 回热单元热力分析

循环中回热单元包括 2 个支路即稀溶液支路和中间抽气支路，稀溶液支路包括回热器 c 和回热器 a。回热器 a 和回热器 c 进、出口处工质的压力相等，即 $p_{14} = p_6 = p_3$。

回热器 a 能量守恒方程：

$$m_6(h_6 - h_{14}) = m_9(h_{10} - h_9), \tag{13}$$

式中：m_6 为稀溶液支路工质质量流量（kg/s）；m_9工质泵出口处主溶液质量流量（kg/s）；h_6为回热器 a 中稀溶液进口处工质焓值（kJ/kg）；h_{14}为回热器 a 中稀溶液出口处工质焓值（kJ/kg）；h_9为回热器 a 中主溶液进口处工质焓值（kJ/kg）；h_{10}为回热器 a 中主溶液出口处工质焓值（kJ/kg）。

回热器 c 能量守恒方程：

$$m_6(h_3 - h_6) = m_{12}(h_{13} - h_{12}), \tag{14}$$

式中：m_{12}为进入回热器 c 的主溶液工质质量流量（kg/s）；h_3为回热器 c 稀溶液支路进口处工质焓值（kJ/kg）；h_{12} 为回热器 c 中主溶液进口的工质焓值（kJ/kg）；h_{13}回热器 c 中主溶液出口的工质焓值（kJ/kg）。

中间抽气支路主要包括回热器 b，透平 a 和透平 b 中间抽取的气体经回热器 b 预热主溶液，后经节流阀 1 进入吸收器。

回热器 b 能量守恒方程：

$$m_{10}(h_{12} - h_{10}) = m_4(h_4 - h_{11}), \tag{15}$$

式中：m_{10}为进入回热器 b 的主溶液工质质量流量（kg/s）；m_4为透平 a 和透平 b 中间抽取的气体工质质量流量（kg/s）；h_4为透平 a 和透平 b 中间抽取气体的焓值（kJ/kg）；h_{11}为回热器 b 的抽气支路出口处工质焓值（kJ/kg）。

1.2.5　节流单元热力分析

分离器分离出的稀溶液两级回热后经节流阀降压至透平 b 出口压力，随后进入吸收器；透平 a 和透平 b 中间抽出的气体通过回热器 b 后经节流阀进入吸收器。

节流阀部分工质物性参数关系式如下：

$$p_{16} = p_{15} = p_8, \tag{16}$$

式中p_{15}和p_{16}分别为节流阀 1 和节流阀 2 出口处工质压力（kPa）；

$$\begin{cases} h_{15} = h_{11} \\ h_{16} = h_6 \end{cases}, \tag{17}$$

式中h_{15} 和h_{16} 分别为节流阀 1 和节流阀 2 出口处工质的焓值（kJ/kg）。

1.2.6　循环性能计算

循环效率是基于热力学第一定律评价热力循环性能的指标，其定义是系统净输出功与吸热量的比值， 根据对循环各单元的热力学分析，该二次热回收循环的循环效率表达式为:

$$\eta = \frac{m_2(h_2 - h_4) + (m_2 - m_4)(h_4 - h_5) - W_{\mathrm{P}}}{m_1(h_1 - h_{13})} \times 100\% 。 \tag{18}$$

2　循环性能的影响规律分析

通过对上述循环效率表达式的分析可知，影响非共沸混合工质海洋温差发电热力循环效率的主要因素有工质浓度、透平进口压力、冷海水温度和抽气系数等，本文分别对以上各参数计算分析，其中氨水混合物工质浓度指混合物中氨工质质量占混合物总的质量比。

2.1　工质浓度对循环效率的影响

当温、冷海水温度已知，且蒸发器、冷凝器换热端差一定时，工质蒸发器、冷凝器出口温度也相应确定，此时循环中各节点参数与混合工质的浓度有关，因此需首先确定混合工质浓度，本文计算了在相同透平进口压力、抽气系数下工质浓度对循环效率的影响，结果见图 2。图中温海水温度 27 ℃、冷海水温度 5 ℃，混合工质采用氨−水混合物。由图 2可知，在相同透平进口压力下，循环效率均随工质浓度的增大先增大后减小。在透平进口压力为 0.87 MPa 时，工质浓度由 0.880 上升到 0.915 时，循环效率由 4.04% 上升到 5.15%；当浓度继续升高至 0.92 时，循环热效率降低到了 4.46%。出现该现象的原因是随着混合工质浓度升高，分离器内的氨气相比例增大，进入透平内的气体质量流量增大，但此时气体在透平内焓降减小，即气体在透平内的做功减少，根据循环效率计算公式，循环效率升高表明进入透平内氨气体流量增大的强度大于氨在透平内焓降减小的强度。

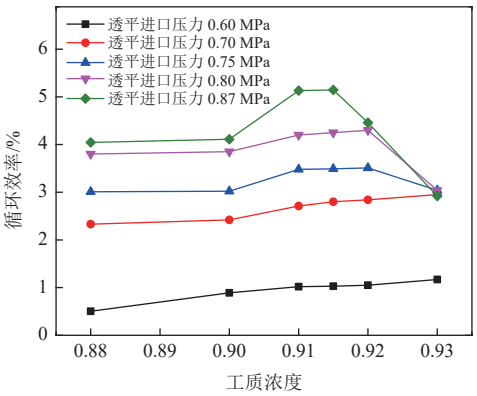


图 2　工质浓度与循环效率的关系

Fig. 2　Relationship between work fluid concentrations and thermal efficiencies

2.2 透平进口气体压力对循环效率的影响

在给定蒸发温度、冷凝温度以及抽气系数的前提下，改变进入透平 a 的气体压力，计算得到了循环效率在不同工质浓度下随透平 a 进口压力的变化关系，结果见图 3。

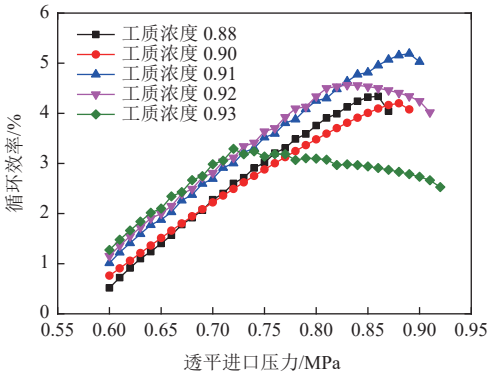


图 3 透平进口压力与循环效率的关系

Fig. 3 Relationship between pressures of turbine inlet and cycle efficiency

由图 3 可知，在不同氨工质浓度下，循环效率随透平 a 进口压力的变化规律均一致，均随透平 a 进口气体压力的增大先增加，达到最大值后直线降低。在工质浓度为 0.88 条件下，当透平 a 进口气体压力由 0.60 MPa 上升至 0.85 MPa 时，循环效率由 0.05% 逐渐上升至 4.32%；当透平进口气体压力继续上升至 0.87 MPa 时，循环效率下降至 4.04%。

产生这种现象的主要原因是当工质浓度一定时，随着透平 a 入口气体压力增大，进入透平内的气体焓值增加，蒸发器内平均吸热温差相应升高，而透平出口处工质参数不变，因此气体在透平内的做功量增大。但随着压力的继续增大，分离器内水的气相分压力增大，氨的气相分压力降低，进入透平的气体质量流量迅速减少，则透平内的做功量减少，循环效率骤降。因此，对于二次热回收热力循环在固定工质浓度下，均对应一个最佳透平 a 进口气体压力值使得循环效率最高。由图 3 可知，当温海水温度为 27 ℃、冷海水温度为 5 ℃ 时，海洋温差发电二次热回收循环的最优工质浓度为 0.915、循环效率达 5.25%。

2.3 抽气系数对循环效率的影响

计算了在固定工质浓度和透平 a 进口气体压力条件下，循环效率随抽气系数变化规律，结果见图 4。图中抽气系数指两级透平中间抽气质量占总气体质量的比值。

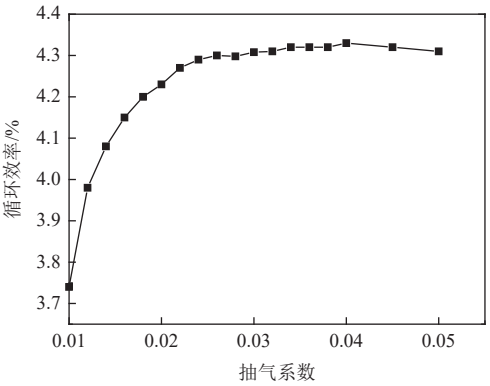


图 4 抽气系数与循环效率的关系

Fig. 4 Relationship between extraction factors and thermal efficiencies

由图 4 可知，循环效率随抽气系数增大而增大，当抽气系数为 0.03 时，继续增大抽气系数，循环效率基本保持不变。这是因为当从两级透平之间抽气时，抽出的部分气体预热进入蒸发器的溶液，使得在蒸发器内的吸热量减少，因此循环效率增加。若继续增大抽气系数，虽蒸发器吸热量减少，但进入透平 b 内的做功气体量减少，进而减少了发电输出功率。因此，在保持系统效率和发电输出功率都最优的前提下确定最佳抽气系数为 0.03。

2.4 冷海水温度对循环性能的影响

考虑不同季节不同海域条件的影响，或冷海水在提升过程中与周围环境换热，导致进入发电系统的冷海水温度发生变化，发电系统性能也相应受到影响。因此研究了二次热回收循环效率与输出功随冷海水温度变化的规律。在给定温海水温度，并选取合适的工质浓度、透平 a 进口气体压力的

前提下，改变冷海水温度，循环效率及净输出变化规律见图 5。

由图 5 可知，循环效率和净输出功均随冷海水温度的升高而直线下降。当冷海水温度由 4 ℃升高至 9 ℃时，循环效率由 4.87% 降低至 3.48%，即运行过程中冷海水温度升高了 5 ℃，循环效率下降了 28.7% 左右。

这是因为当冷海水温度升高而冷凝器换热端差不变时，冷凝温度相对升高，则透平 b 出口处气体的压力升高，焓值升高，因此气体在透平内做功减少，循环效率降低。从图 5 还可看出，装机容量为 15 kW 的发电系统净输出功率从 7 kW 减小到 3 kW。这是因为冷凝器在换热量确定的条件下，冷海水温度升高导致冷海水流量增大，冷海水泵功耗增加，系统净输出功率减小。所以，在海洋温差发电系统中需做好冷海水输送管道的保温，避免管内冷海水与管外温海水之间换热。

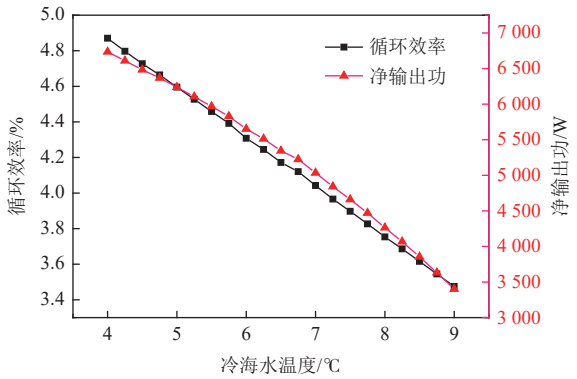


图 5　循环效率、净输出功与冷海水温度的关系

Fig. 5　Relationship between cold seawater temperatures and cycle efficiencies, turbine outputs

3　二次热回收海洋温差发电系统实验

3.1　实验系统介绍

因氨在常温常压下极易挥发，且到达一定浓度遇明火易爆炸，因此本实验中采用制冷剂 R134a 和 R123 的混合物为循环工质，计算了该混合工质下循环效率随透平 a 进口气体压力和工质浓度的关系，结果见图 6，图中工质浓度指混合物中 R134a 质量与总溶液质量的比值。

由图 6 可知，采用 R134a 和 R123 混合物工质的循环性能与氨水混合工质相似，在相同工质浓度下循环效率均随透平 a 入口气体压力的升高先升高后减小，且均存在极大值。当压力小于 570 kPa 时，在同一压力下，工质浓度越高，循环效率越低；当压力大于 570 kPa 时，规律相反，因此在某一特定的温、冷海水温度及工质浓度下，海洋温差发电系统中存在一个最佳透平 a 进口气体压力，使此时循环效率最高。

考虑到实验系统中设备成本及安全保障，系统内压力不宜过大，因此，本实验系统中选用工质为 R134a 和 R123 混合物中 R134a 的质量比为 0.9，在透平进口压力 570 kPa 时循环效率达 5.15%。该实验系统包括热源系统和发电系统，热源系统可提供不同温度的温、冷海水，且温度可调节，当温度过高时，通过冷却塔降低水温。发电系统见图 7。

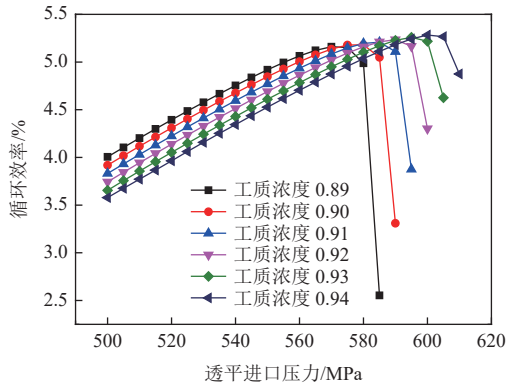


图 6　R134a 和 R123 工质循环效率与透平进口压力关系

Fig. 6　Relationship between cycle efficiencies and turbine input pressures of R134a and R123

图 7 混合工质二次热回收海洋温差能发电系统

Fig. 7 OTEC system of secondary heat recovery using mixed working fluid

3.2 实验结果分析

3.2.1 发电系统性能分析

系统平稳运行过程中，当工质浓度为 0.9，温海水温度 27 ℃，冷海水温度 5 ℃ 时，此时通过自动控制系统使透平 a 进口气体压力为 0.58 MPa，透平 b 进口气体压力为 0.45 MPa，透平 b 出口气体压力 0.36 MPa，温海水流量 61.76 m^3/h，冷海水流量 83.896 m^3/h，得到了海洋温差发电系统效率随时间的变化关系，见图 8。由图 8 可知，发电系统在上述工况下平稳、连续运行，系统效率基本保持稳定，发电系统效率＞3.0%，最高达 3.8%。

同时，海洋温差发电系统运行过程中通过控制透平 a 进口处的气体压力，得到了发电系统性能随透平 a 进口处压力的变化规律，并将理论计算结果与实验值做对比，结果见图 9。

由图 9 可知，在测定透平 a 进口气体压力范围内，系统性能的实验值和理论值规律一致，即系统发电效率均是随透平 a 进口气体压力的增大而增大。当透平进口气体压力为 0.54 MPa 时，此时发电效率最低，为 3.06%；当透平进口气体压力增大至 0.58 MPa 时，发电效率达 3.26%。因此，透平 a 进口气体压力是影响海洋温差系统发电效率的关键参数之一。

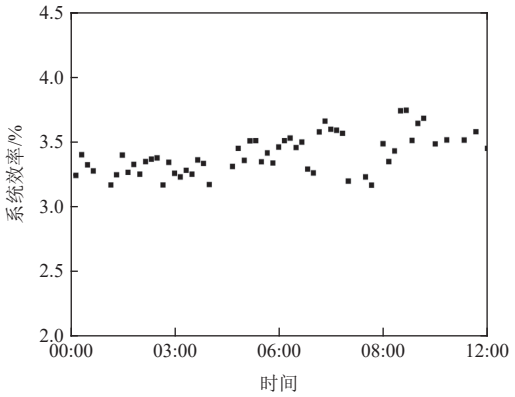


图 8 系统效率与时间的关系

Fig. 8 Relationship between system efficiencies and time

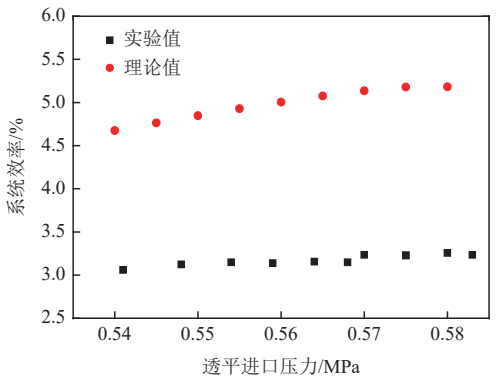


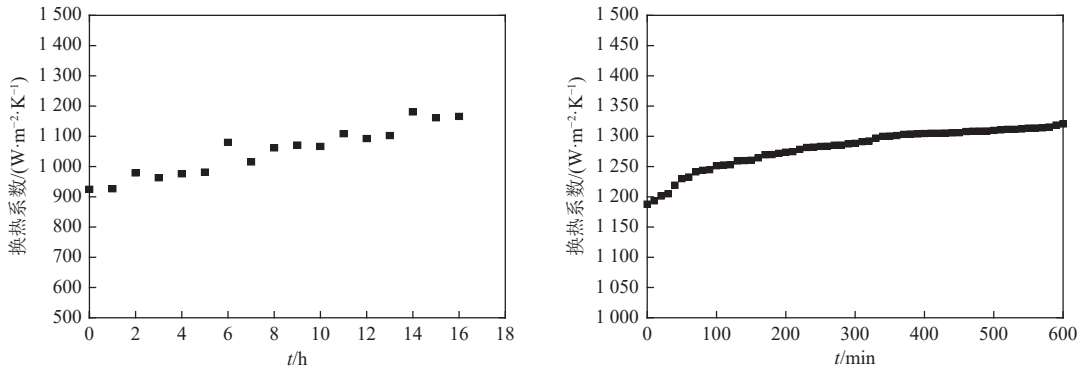
图 9 系统效率与透平进口压力的关系

Fig. 9 Relationship between system efficiencies and turbine inlet pressures

图 9 中实验值小于理论计算结果，这是因为在理论计算过程中只考虑了透平的设计效率 0.8，而在实际运行过程中，透平转动带动发电机发电，因发出的电压不稳定，需经整流逆变后进入三相万用表，因此发电机和整流逆变均会有损耗；同时，系统中透平是针对氨工质设计，而实际发电系统运行工质为氟利昂，未达到透平最佳运行条件，因此实验系统发电效率低于理论计算值。

3.2.2　换热器性能分析

换热器是海洋温差发电系统中吸收温海水热量的关键设备（彭景平等, 2020），因此本文开展了适合海洋温差能装置的低成本高效换热器的研发。在本系统中蒸发器采用单管程管壳式换热器，冷凝器采用双管程换热器。系统中通过测定蒸发器和冷凝器的海水进出口温度、流量可得到蒸发器、冷凝器内换热量，同时系统设计过程中蒸发器、冷凝器换热面积已知，则换热系数结果见图 10。此时蒸发器海水侧温海水进出口温度分别为 26.78 ℃ 和 23.28 ℃，温海水流量为 61.69 m^3/h，工质流量为 7.52 m^3/h；冷凝器冷海水侧进口温度为 5.24 ℃，出口温度为 7.71 ℃，冷海水流量为 82.43 m^3/h。



(a) 蒸发器换热系数　　(b) 冷凝器换热系数

图 10　换热器换热系数

Fig. 10　Heat exchanger transfer coefficients

由图 10 可知，海洋温差能系统中两种换热器在该工况下运行，冷凝器运行性能较蒸发器平稳，这是因为在透平和电机高速转动下，管壳式换热器内流体的流型、压力场和速度场等均会发生周期性变化，动态不稳定现象随时发生。在上述工况下冷凝器换热系数平均在 1 300 W/(m^2·K)，且冷凝器换热系数高于蒸发器，该参数为海上温差能发电系统的设计提供了基础依据。

4　结　语

通过对海洋温差发电非共沸工质二次热回收循环过程的热力学分析与计算，得到了循环性能随各参数的变化规律，同时通过实验结果分析得到了实际发电系统运行性能，主要结论如下。

1）工质浓度对循环效率有显著影响。当温、冷海水温度恒定时，存在最佳氨水工质浓度使循环效率达最高值，当温、冷海水温度分别为 27 ℃ 和 5 ℃ 时，最优工质浓度为 0.915。

2）当工质浓度恒定时，循环效率和透平输出功随透平 a 进口气体压力的升高先升高后降低，存在极大值。

3）冷海水温度对循环效率和装置净输出功影响显著，随着冷海水温度升高，循环效率和净输出功均直线下降。

4）当海洋温差发电系统平稳运行时，系统发电效率基本保持稳定，发电效率＞3%，最高达 3.8%。

5)氟利昂混合工质与海水换热的壳管式冷凝器在运行过程中换热系数平均在 1 300 W/(m^2·K)，且冷凝器换热系数高于蒸发器。

参考文献 (References):

何茂刚, 张新欣, 曾科, 2009. 车用发动机余热回收的新型联合热力循环[J]. 西安交通大学学报, 43(11): 1-5. HE M G, ZHANG X X, ZENG K, 2009. A new combined thermodynamic cycle for waste heat recovery of vehicle engine[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 43(11): 1-5.

彭景平, 陈凤云, 吴浩宇, 等, 2020. 海洋温差发电系统中板式换热器换热特性研究[J]. 海洋科学进展, 38(2): 359-365. PENG J P, CHEN F Y, WU H Y, et al, 2020. Experimental study on heat transfer characteristics of plate heat exchanger in OTEC system[J]. Advances in Marine Science, 38(2): 359-365.

沈卫凯, 2012. OTEC海洋温差发电系统热力循环分析[D]. 青岛: 中国石油大学. SHEN W K, 2012. Analysis of thermodynamic cycle in Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) System[D]. Qingdao: China University of Petroleum.

王义强, 2011. 海洋温差发电上原循环系统的研究[D]. 青岛: 青岛理工大学. WANG Y Q, 2011. Study on the ocean thermal energy conversion of Uehara cycle[D]. Qingdao: Qingdao University of Technology.

吴春旭, 吴必军, 叶寅, 2015. 海洋温差能朗肯循环非公沸混合工质理论研究[J]. 可再生能源, 33(4): 632-636. WU C X, WU B J, YE Y, 2015. Analysis of zeotropic mixtures used in OTEC Rankine cycle system[J]. Renewable Energy Resources, 33(4): 632-636.

吴浩宇, 彭景平, 葛云征, 等, 2020. 一种高效海洋温差能发电循环的性能分析[J]. 海洋科学进展, 38(3): 513-521. WU H Y, PENG J P, GE Y Z, et al, 2020. Studyon performance analysisofthe high-efficiency OTEC cycle[J]. Advances in Marine Science, 38(3): 513-521.

岳娟, 刘伟民, 张理, 等, 2014. 单工质朗肯循环海洋温差能发电系统优化研究[J]. 海洋技术学报, 33(4): 31-38. YUE J, LIU W M, ZHANG L, et al, 2014. Study on the optimization of rankine cycle using ammonia working fluid for ocean thermal energy conversion[J]. Ocean Technology, 33(4): 31-38.

张益民, 王雪峰, 熊兴才, 2009. 卡利纳循环在核电厂二回路系统的应用探讨[J]. 动力工程, 30(6): 105-108. ZHANG Y M, WANG X F, XIONG X C, 2009. Research on application of Kalina-Cycle in second-loop system of nuclear power plants[J]. Nuclear power engineering, 30(6): 105-108.

CHEN F Y , LIU L , PENG J P, et al, 2019. Theoretical and experimental research on the thermal performance of ocean thermal energy conversion system using the rankine cycle mode[J]. Energy, 183: 497-503.

DIPIPPO R, 2004. Second law assessment of binary plants generating power from low-temperature geothermal fluids[J]. Geothermics, 33(5): 565-586.

KALINA A I, 1984. Combined-cycle system with novel bottoming cycle[J]. Journal of Engineering for Turbines and Power, 106(4): 737-742.

KALINA A I, 1988. Method of generating energy EP85305472.4[P]. 1988-12-28.

KALINA A I, LEIBOWITZ H M, 1989. Application of the Kalina cycle technology to geothermal power generation[J]. Transactions-Geothermal Resources Council, (13): 605-611.

KUSUDA E, MORISAKI T, IKEGAMI Y, 2015. Performance test of double-stage rankine cycle experimental plant for OTEC[J]. Procedia Engineering, 105: 713-718.

LIU W M, XU X J, CHEN F Y, et al, 2020. A review of research on the closed thermodynamic cycle of ocean thermal energy conversion[J]. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 119(c). DOI: 10.1016/j.rser.2019.109581.

UEHARA H, IKEGAMI Y, NISHIDA T, 1998. Performance analysis of OTEC system using a cycle with absorption and extraction processes[J]. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers. Series B, 64(624): 2750-2755.

YOON J I, SON CH, BAEK S M, et al, 2014. Efficiency comparison of subcritical OTEC power cycle using various working fluids[J]. Heat and Mass Transfer, 50(7): 985-996.

Theoretical and Experimental Study on Secondary Heat Recovery Cycle System of Mixed Working Fluid for Ocean Thermal Energy Conversion

CHEN Fengyun, PENG Jingping, LIU Lei, GE Yunzheng, WANG Quanbin, LIU Weimin

（*First Institute of Oceanography*, *MNR*, Qingdao 266061, China）

Abstract: Due to the small temperature difference available in the ocean thermal energy conversion (OTEC) system and the low power generation efficiency, searching for high-efficiency thermal cycle has always been an important research aspact in this field. This study constructed a thermodynamic cycle of OTEC with non-azeotropic mixed working fluid, added the secondary heat recovery of the dilute solution branch, performed theoretical analysis and numerical calculation. The relationship between cycle efficiency and parameters such as working fluid concentration, turbine inlet pressure and extraction factor was obtained. The results showed that the cycle thermal efficiency can reach up to 5.25%. A 10 kW secondary heat recovery OTEC system was built, and the system performance under stable operation conditions was obtained. The efficiency of the power generation system is up to 3.8%, and the heat transfer coefficients of the evaporator and condenser under this heat transfer condition were obtained, which provides basic data and technical support for its engineering application.

Keywords: ocean thermal energy conversion；thermal cycle；cycle efficiency；working fluid concentration；extraction factor

Received: May 24, 2022