

文章编号:1672-3961(2024)06-0167-09

DOI:10.6040/j.issn.1672-3961.0.2023.235

海洋温差循环满液式换热器传热计算方法及 试验研究

张天旭^{1,3}, 刘延俊^{1,2,3*}, 陈云², 薛钢^{2,3}, 王一铭^{1,3}

(1.山东大学机械工程学院, 山东 济南 250061; 2.山东大学海洋研究院, 山东 青岛 266237; 3.山东大学高效洁净机械制造教育部重点实验室, 山东 济南 250061)

摘要:为解决海洋温差能发电中换热器的计算问题,基于 MATLAB 软件,提出一种应用于海洋温差能发电(ocean thermal energy conversion, OTEC)满液式换热器沸腾传热与凝结传热的传热计算方法,并建立海洋温差能满液式换热器数学模型。在此模型的基础上,针对表层 25~30 °C 温海水、深层 4~6 °C 冷海水的 OTEC 循环工况,分析不同循环工况下换热器传热系数的变化情况;针对进水温度、进水流量、壳程压力对换热效率的影响进行数值计算,得出 OTEC 循环工况下不同因素对满液式换热器传热系数的影响。研究表明,OTEC 循环工况下蒸发器传热系数与温海水的进水温度、流量、壳程压力呈正相关;冷凝器传热系数与冷海水的流量呈正相关,与进水温度、壳程压力呈负相关。通过海洋温差循环试验平台进行试验,将试验结果与数学模型相对比,验证了数学模型的准确性。

关键词:海洋温差能发电;满液式换热器;沸腾传热;凝结传热;传热计算

中图分类号:P743.4 **文献标志码:**A

引用格式:张天旭,刘延俊,陈云,等.海洋温差循环满液式换热器传热计算方法及试验研究[J].山东大学学报(工学版),2024,54(6):167-175.

ZHANG Tianxu, LIU Yanjun, CHEN Yun, et al. Heat transfer calculation method and experimental study on ocean thermal energy conversion flooded heat exchanger[J]. Journal of Shandong University (Engineering Science), 2024, 54(6):167-175.

Heat transfer calculation method and experimental study on ocean thermal energy conversion flooded heat exchanger

ZHANG Tianxu^{1,3}, LIU Yanjun^{1,2,3*}, CHEN Yun², XUE Gang^{2,3}, WANG Yiming^{1,3}

(1. School of Mechanical Engineering, Shandong University, Jinan 250061, Shandong, China; 2. Institute of Marine Science and Technology, Shandong University, Qingdao 266237, Shandong, China; 3. Key Laboratory of High-Efficiency and Clean Mechanical Manufacture of Ministry of Education, Shandong University, Jinan 250061, Shandong, China)

Abstract: In order to solve the calculation problem of heat exchanger in ocean temperature difference energy generation, we proposed a heat transfer calculation method applied to the boiling heat transfer and condensation heat transfer of ocean thermal energy conversion (OTEC) full-liquid heat exchanger based on MATLAB software, and established a mathematical model of ocean thermal energy full-liquid heat exchanger, and analyzed the change of heat transfer coefficient under different cycle qualities on the basis of this model. On the basis of this model, the changes of heat transfer coefficients of heat exchangers under different circulating qualities were analyzed for the OTEC circulating conditions of 25-30 °C for surface warm seawater and 4-6 °C for deep cold seawater. At the same time, the influence of inlet water temperature, inlet water flow rate and shell pressure on the heat transfer efficiency was calculated, and the influence of different factors on the heat transfer coefficient of the full-liquid heat exchanger under the OTEC cycle condition was obtained. The study showed that the heat transfer coefficient of the evaporator was positively correlated with the inlet water temperature, flow rate and shell pressure of warm seawater under OTEC cycle condition; the heat transfer coefficient of the condenser was positively correlated with the flow rate of cold seawater, and negatively correlated with the inlet water temperature and shell pressure. The test was carried out through the ocean temperature differential cycle test platform, and the test results were compared with the mathematical model to verify the accuracy of the mathematical model.

收稿日期:2023-09-18

基金项目:南方海洋科学与工程广东实验室(湛江)资助项目(ZJW-2019-05)

第一作者简介:张天旭(1999—),男,辽宁朝阳人,硕士研究生,主要研究方向为海洋可再生能源利用技术。E-mail: ztxsdu@163.com

* 通信作者简介:刘延俊(1965—),男,山东济南人,教授,博士生导师,博士,主要研究方向为海洋可再生能源利用、深海探测技术与装备开发。E-mail: lyj111@sdu.edu.cn

Keywords: ocean thermal energy conversion; flooded heat exchanger; boiling heat transfer; condensation heat transfer; heat transfer calculation

0 前言

人类的生产生活离不开能源,然而伴随着工业的快速发展,化石能源枯竭和环境问题日益显著,在应对能源枯竭巨大挑战的背景下,发展可再生能源成为实现可持续发展的有效可行途径。海洋覆盖了地球表面约70%,储存有巨大的能源,海岸线100 km范围内的海洋热能储量高达7.2~9.3 TW^[1],我国海洋能资源丰富,具有极大的开发潜力^[2]。海洋温差能是一种清洁无污染、储量巨大的可再生能源,具有温差稳定、能量密度较高、可再生性以及可综合利用的特性^[3-4],但受限于海洋温差小、循环效率低等因素^[5],如何提高循环效率成为海洋温差能研究的一大重点。

海洋温差能发电(ocean thermal energy conversion, OTEC)是利用海洋表层温海水(25~30 ℃)和深层冷海水(4~6 ℃)^[6]驱动热力循环产生功率^[7],通过温差实现低沸点工质相变与循环,驱动透平实现做功发电^[8]。现有的海洋温差能循环方式主要为朗肯循环、Kalina循环、上原循环以及国海循环。其中朗肯循环发展较早、成熟性较高、稳定性好,成为海洋温差能循环中应用较广的循环形式。循环过程中,实现能量交换的关键设备为换热器,换热器承担着将温海水的热能传递给工质,使工质完全气化,并通过冷海水液化工质的功能。目前换热器的强化换热研究已相对深入,但池沸腾换热与凝结传热计算只停留在试验与经验公式上^[9],未能得出有效的数学模型。因此,针对池沸腾换热关系式与冷凝传热模型的研究有着重要意义。

国内外众多学者对于池沸腾换热计算方法也展开过一系列研究。文献[10]较早地对池沸腾换热展开研究,针对水、烃、低温流体、制冷剂等不同流体展开试验,并发现对于这4类流体,因为性质不同,从而对应有不同的计算方法,并通过试验数据拟合出针对4类流体的经验公式;文献[11]考虑到沸腾传热过程中压力、分子量及表面粗糙度的影响,提出一种针对管外沸腾换热的关系式,该关系式形式简单,应用较广;文献[9]针对满液式蒸发器中的对流换热系数,将液膜的厚度与雷诺数、液体的普朗特数与导热系数通过试验方式进行拟合,提出在CO₂跨临界循环系统中满液式蒸发器对流换

热系数的计算公式;文献[12]采用同源法误差控制方法削减了参数误差,提高了满液式换热器管束外池沸腾的计算及试验精度;文献[13]提出一种管式横流换热器的计算方法,在流体温度确定的情况下,将整个换热器分成有限体积,通过交叉并流换热器的非迭代计算方法计算内部参数,用简单的解析公式计算了两种流体在控制体积出口处的温度,避免了求解非线性代数方程组计算温度的需要;文献[14]提出一种非迭代的管式换热器热计算方法,基于确定的解析公式将换热管分段计算,确定流体沿其流动路径的温度分布和管壁温度,缩短了换热器内部的计算时间。

凝结传热中,水平光管外凝结传热的研究时间最早,文献[15]对光管外凝结传热系数进行了理论推导,其假设传热过程中工质物性参数不变、气态工质速度影响忽略不计、液膜很薄且流速缓慢、气液交界面无温度梯度且不考虑液膜过冷度^[16],提出了膜状凝结的解析解,奠定了膜状凝结的基础;文献[17]采用R134a针对光管凝结传热进行了试验分析,认为Nusselt公式在此条件下误差在10%左右;文献[18]使用R152a进行了光管外凝结试验,并通过Nusselt公式推出理论解,结果表明理论值与试验值的偏差在15%左右。在Nusselt模型的基础上,文献[19]分析了界面热阻、蒸汽过冷度以及不凝结气体含量对凝结传热过程的影响,分析认为在传热系数计算中,界面热阻影响较小,在较低的操作压力下,可忽略不计;文献[20]基于现有的凝结传热计算方法,提出了一种基于控制传热机理的冷凝预测方法,将平均百分比误差缩减到11%,并可用于满液式换热器。Nusselt理论为预测各类制冷剂在管外的凝结传热系数的研究打下了坚实的基础。

作为海洋温差能新兴产业,在冷热源温差较小、海水与工质流量相差较大^[21]等一系列海况环境下,针对换热器换热的性能分析较少。针对OTEC满液式换热器的换热过程,工质在壳程中由液态转变为气态,又在冷凝器中转变为液态,其换热效果影响整个系统的性能,对海洋温差循环中换热器换热效率进行数值计算,可有效预估整个循环系统的工作效率及最佳工作状态,对温差循环系统的设计及评估都具有重要意义,因此急需进行海洋温差能特性下换热器分析进行研究。本研究针对海洋温差

能循环特性,建立了海洋温差能换热器计算模型,采用 MATLAB 软件进行求解,以换热器在海洋温差循环系统的传热系数为求解目标,得出了针对海洋温差能循环满液式换热器的计算方法,研究结果可以为海洋温差能换热器选择及循环计算提供参考。

1 OTEC 满液式换热器

1.1 结构模型

在 OTEC 系统中,多见管壳式与板式换热器,与板式换热器相比,管壳式换热器虽然在结构紧凑性、单位传热面积金属消耗量等方面明显不足,但从实践性与成本考虑,管壳式换热器适用工况范围大、制造成本相对较低、长时间工作可靠性高、制造加工方面经验丰富,因此管壳式换热器往往是工程首选^[22],同时其可靠性高、密封性能好,适合于工作时间长且维修成本高的工作环境,因此选择管壳式换热器作为研究重点。

对于管壳式换热器来说,根据工质在换热器中的流动及蒸发情况,有干式及满液式之分^[23]。与干式换热器相比,满液式换热器换热管表面液体润湿面积大,传热系数高,管程内水源分配均匀、流动阻力小,清洗方便^[24],设备可靠性高。考虑 OTEC 运行工况对设备可靠性的要求,故采用满液式换热器,其三维模型及工作状态如图 1 所示。

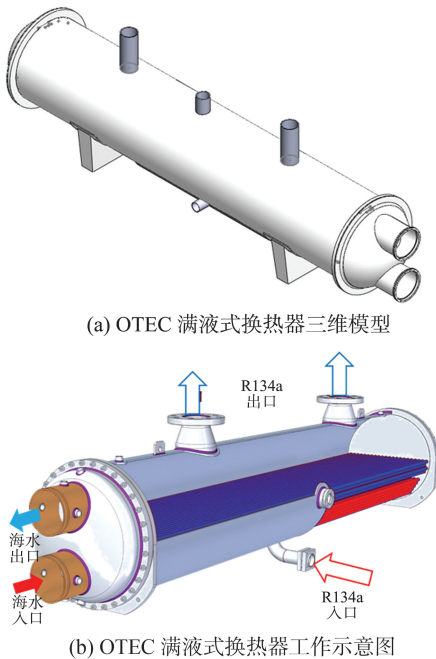


图 1 换热器三维模型及工作示意图

Fig.1 Heat exchanger 3D model and working status

1.2 海洋温差能满液式换热器数学模型

考虑到数学模型与实际差异,为方便计算,对计算过程做以下假设。

(1) 由于换热过程中工质与海水的进口温度、流速等因素可控且稳定,流场状态随时间变化较小,因此假定流场内流体为连续、各向同性的均匀流体,且物性稳定。

(2) 满液式换热器工质在壳程流动速度缓慢,竖直方向上可认为工质流动速度趋近于 0,且温度均匀分布。

(3) 换热系统已做外部隔热,因此假设换热器与外界无热交换。

(4) 换热管束均布在海水进出口处,各管路间流速差异较小,因此可忽略换热管内海水流速差异,即管内海水流动方向一致的换热管路管内流速相同。

管束池沸腾换热系数的预测方法并不多,大多是基于试验数据得出经验公式,在超出工况范围的情况下,准确性降低^[25]。在管束池沸腾模型中,大量试验表明管束池沸腾换热系数高于单管换热系数,目前理论上普遍认为管束池沸腾换热主要由核态沸腾与对流换热、蒸发传热机理等共同控制^[9],在此基础上,提出多种计算方法,其中 Chen 计算模型应用较广^[26],本模型中采用 Chen 计算方法为基本方法,并在 Chen 公式的基础上进行改进。

Chen 公式认为流动沸腾主要有核态沸腾和对流传热 2 种机制构成,即:

$$h_{tp} = Eh_{sp} + Sh_{nb}, \quad (1)$$

式中, h_{tp} 为传热系数, h_{sp} 为对流传热系数, h_{nb} 为池沸腾换热系数, E 为对流传热强化因子, S 为沸腾传热强化因子。

在此基础上,采用 Kutateladze 建议的叠加方法^[27],对 Chen 方法进行叠加改进,即:

$$h_{tp} = \sqrt{(Eh_{sp})^2 + (Sh_{nb})^2}, \quad (2)$$

$$E = 1 + \frac{X^{-1.05}}{1 + We^{-0.5}}, \quad (3)$$

$$S = \frac{1}{1 + 0.4 (Re \times 10^{-4})^{1.4}}, \quad (4)$$

$$X = \frac{1 + \left(0.28 \frac{d}{D}\right) \left(\frac{Re}{1-\varepsilon}\right)^{0.5}}{(1-\varepsilon)^2 Re Pr^{0.4}}, \quad (5)$$

$$We = \rho v^2 L / \sigma, \quad (6)$$

式中: X 为 Martinelli 因子; We 为韦伯数; ρ 为流体密度, kg/m^3 ; v 为流体速度, m/s ; L 为特征长度, m ; σ 为表面张力系数, N/m ; d 为管内直径, m ; D 为管束长度, m ; Re 为雷诺数; Pr 为普朗特数。

针对 h_{sp} ,文献[28]提出了针对 Chen 公式的对流传热计算方法,当管内竖直流动且 $Re \leq 2000$ 时,

$$h_{sp} = \frac{k}{d} \max(Nu_{sp,1}, Nu_{collier}), \quad (7)$$

$$Nu_{collier} = 0.17 Re^{0.33} Pr_1^{0.43} \left(\frac{Pr_1}{Pr_w} \right)^{0.25} \left[\frac{g\beta\rho^2 d^3 (T_b - T_1)}{\mu^2} \right]^{0.1}, \quad (8)$$

当管内水平流动且 $Re \leq 2300$ 时,

$$h_{sp} = \frac{k}{d} \max(Nu_{sp,1}, Nu_{sp,t}), \quad (9)$$

当 $Re > 2300$ 时,

$$h_{sp} = \frac{k}{d} Nu_{sp,t}, \quad (10)$$

式中, g 为重力加速度, β 为膨胀系数, k 为导热系数, d 为换热管内径, μ 为动态黏度, $Nu_{sp,1}$ 为层流下努塞尔数, $Nu_{sp,t}$ 为湍流下努塞尔数, Pr_1 为液态普朗特数, Pr_w 为气态普朗特数, T_b 为壁面温度, T_1 为液相温度。

采用 Gnielinski 公式^[29] 与 Darcy-Weisbach 方法^[30] 计算 Nu 与 h_f 因子,

$$Nu = \frac{(h_f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7\sqrt{h_f/8}(Pr^{2/3}-1)}, \quad (11)$$

$$h_f = \frac{\lambda Lv^2}{2dg}, \quad (12)$$

式中, λ 为沿程水头损失系数, 一般确定方法为根据尼古拉兹实验分区采用经验系数, 在此基础上以布拉休斯公式为基础, 通过计算得到 λ , 即:

$$\lambda = \frac{0.3164}{Re^{0.25}}. \quad (13)$$

采用 Cooper 公式^[31] 计算 h_{nb} , 即:

$$h_{nb} = 55q^{0.67} M^{-0.5} P_R^{0.21} (-\lg Pr)^{0.55}, \quad (14)$$

式中: q 为热流密度, $J \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$; M 为工质的摩尔质量; P_R 为对比压力, 即液体压力与饱和压力比值。

根据 Chen 公式计算所得结果, 在传热系数变化趋势上与实际结果趋势一致, 但会出现随沸腾传热进行, 传热系数逐渐高于实际沸腾传热系数的情况, 这是因为 Chen 公式认为流动沸腾主要有核态沸腾和对流传热两种机制构成, 而在沸腾传热含气量增高时, 核态沸腾会受到明显抑制, 对流蒸发沸腾成了主要的沸腾机制, 因此计算得到的沸腾传热系数会明显高于实际的沸腾传热系数, 对此借鉴 Saisorn-Wongwises^[32] 修正方法, 采用水头损失系数修正 Martinelli 因子, 即:

$$X = \left(\frac{\phi_1^2 - 1}{6.627} \right)^{\frac{1}{0.761}}, \quad (15)$$

式中: ϕ_1 为水头损失, 同时根据满液式换热器特征,

对 Chen 公式进行修正, 求得修正传热系数

$$F(f(v, \rho_1, \rho_g, \sigma_1, \sigma_g)), \quad (16)$$

式中:

$$f(v, \rho_1, \rho_g, \sigma_1, \sigma_g) = v \left(\frac{\rho_1}{\rho_g} \right)^{0.5} \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_g} \right)^{0.1} / n, \quad (17)$$

$$F(x) = -0.67x^2 + 0.8386x + 0.0708. \quad (18)$$

修正过的传热系数计算公式为:

$$h = \sqrt{(Eh_{sp})^2 + (Sh_{nb})^2} F. \quad (19)$$

OTEC 中冷凝器的凝结传热, 与沸腾传热采取不同的计算方法, 主要区别在于管外传热系数的计算与换热器整体传热的计算公式。满液式换热器壳程冷凝为膜状凝结, 故以 Nusselt 提出的膜状凝结理论解为基础进行计算推导^[33]。

水平管外凝结传热系数计算公式采用 Nusselt 公式, 即:

$$h_o = 0.725 \left[\frac{\rho^2 g h_\lambda^3 r}{\mu d (t_s - t_w)} \right]^{\frac{1}{4}}, \quad (20)$$

式中: r 为蒸汽潜热, J/kg ; h_λ 为工质导热系数, $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$; μ 为运动黏度, m^2/s ; t_s 为蒸汽温度; t_w 为壁面温度。

采用 Gnielinski 公式^[30] 对光管管内对流换热系数进行计算, 即:

$$B_m = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7\sqrt{f/8}(Pr^{2/3}-1)}, \quad (21)$$

$$h_{ip} = B_m \frac{\lambda}{d} \left[1 + \left(\frac{d}{L} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.11}, \quad (22)$$

式中阻力系数采用 Filonenko 公式^[34] 计算, 即:

$$f = (1.82 \lg Re - 1.64)^{-2}. \quad (23)$$

由于试验台管道使用次数较少, 可忽略污垢热阻, 采取与蒸发器相同的拟合修正因子, 其中 x 与公式(16)含义相同, 通过热阻分离法计算冷凝器冷凝传热系数, 最终的传热系数计算公式为:

$$h = \frac{9.364x + 0.52}{1/h_o + (d_o/d_i)(1/h_{ip}) + R_w}. \quad (24)$$

2 数值分析

在数学模型基础上, 首先对海洋温差能常用工质进行了换热性能分析, 同时针对进水温度、进水量、壳程压力对换热效率的影响进行计算, 得出 OTEC 工况下不同因素对满液式换热器传热系数的变化情况。

本研究主要针对 OTEC 蒸发器沸腾传热与冷凝器凝结传热的传热系数, 建立数学计算模型, 求解传热系数公式, 实现 OTEC 中换热器传热系数的

数学计算。在海洋温差循环工况下,即蒸发器入口温度 28 ℃、压力 80 kPa、温水侧流量 590 kg/h、壳程压力 520 kPa,冷凝器入口温度 6 ℃、压力 110 kPa、冷水侧流量 560 kg/h、壳程压力 305 kPa 的工况下,以进水温度、进水压力、进水流量及壳程压力为自变量,流体物性参数及传热系数为因变量,计算自变量参数单独变化时 OTEC 换热器传热系数变化趋势。

2.1 工质优选

伴随着循环进行,工质的热力学参数处于不定变化的过程。以往工质热力学参数主要依赖于图表查询,局限性与误差较大,且无法应用于动态计算当中。自 1873 年范德华方程式^[35]提出以来,工质热力学参数计算方程层出不穷,一类是以试验数据为基础推出经验公式,这类公式往往形式复杂、限制多,还有一类是应用于工程计算中,这类公式应用范围广,形式比较简单。

REFPROP 是由美国国家标准与技术研究院开发、用以流体及混合工质物性参数计算的软件,可通过输入工况条件获取工质热力学参数图表或不同状态下的热力学参数^[36],其在很多研究中均作为物性参数的参考。因此本算法中物性参数的选取均为 MATLAB 软件中调用 REFPROP 中 NIST 物性参数库获取不同状态下工质参数。

不同工质在蒸发器中的传热系数对比如图 2 所示,相较于传统 ORC 循环采用的纯氨工质,R134a、R1234yf、R245fa 循环工质在换热上更具优势,同时考虑到工质的可燃性、低毒性、经济性等因素,在循环过程中选择 R134a 为循环工质。

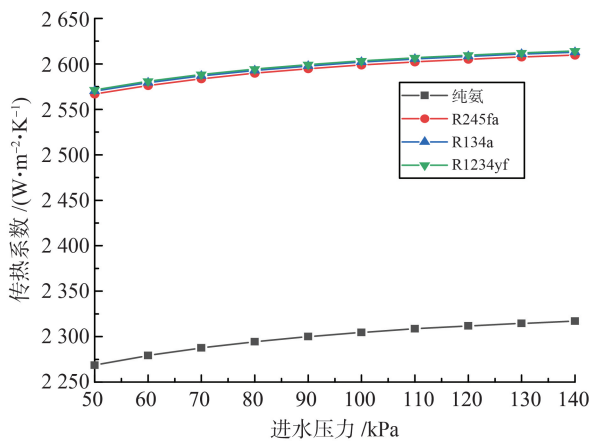


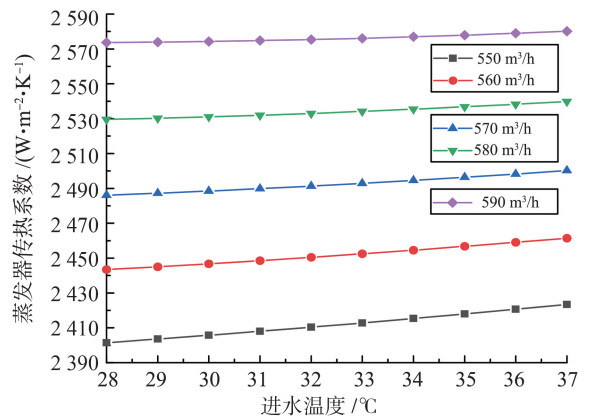
图 2 不同工质传热系数对比

Fig.2 Comparison of heat transfer coefficients of different working fluids

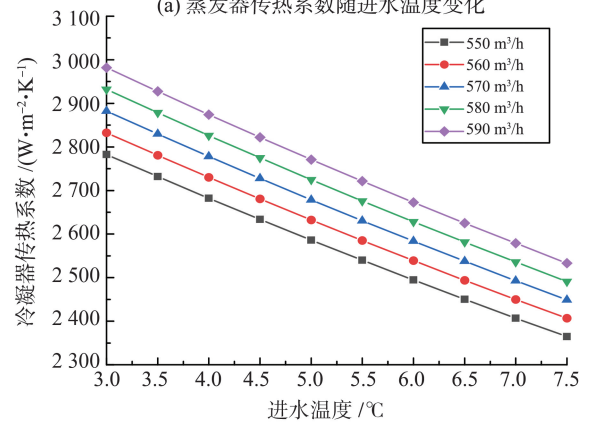
2.2 传热系数随进水温度变化

在 OTEC 工况下,通过改变冷热源进水温度参数,计算换热器在不同进水流量下传热系数随着温

海水入口温度变化情况,如图 3 所示,蒸发器传热系数随进水温度的升高逐渐上升,冷凝器传热系数随进水温度的升高逐渐减小。



(a) 蒸发器传热系数随进水温度变化



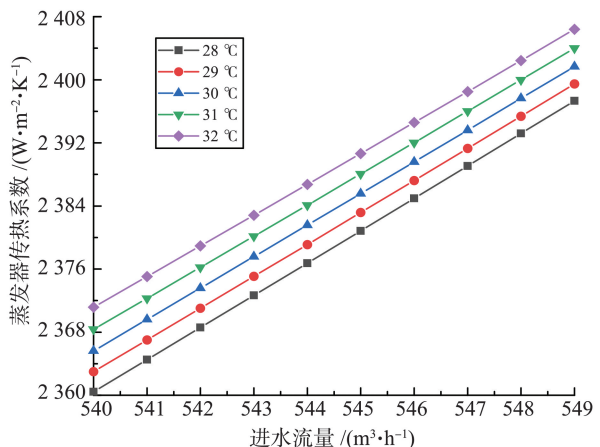
(b) 冷凝器传热系数随进水温度变化

图 3 传热系数随进水温度变化图

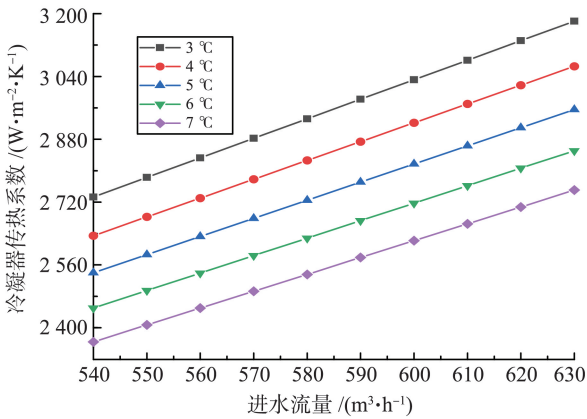
Fig.3 Heat transfer coefficient versus inlet water temperature

2.3 传热系数随进水总流量变化

进水流量为管内冷热海水流量,其对传热系数的影响如图 4 所示。从图 4 可以看出,在不同的进水温度下,随着进水流量的增加,蒸发器与冷凝器的传热系数均呈上升趋势,但冷热源流量的增加也会造成海水泵功耗的增加,因此要合理平衡海水泵功耗与传热系数的关系。



(a) 蒸发器传热系数随进水流量变化



(b) 冷凝器传热系数随进水流量变化

图4 传热系数随进水总流量变化

Fig.4 Heat transfer coefficient changes with total water flow rate

2.4 传热系数与壳程压力变化关系

壳程压力影响工质的相变温度,间接影响换热器在循环中的换热效率,换热器传热系数随壳程压力变化曲线如图5所示。由图5可以看出,蒸发器传热系数与壳程压力呈正相关,冷凝器传热系数与壳程压力呈负相关,这是由于随着壳程压力的变化,工质的比热容和蒸发与冷凝温度会发生变化,从而使蒸发与冷凝过程中吸收的热量发生变化,进而影响到换热器的传热系数。

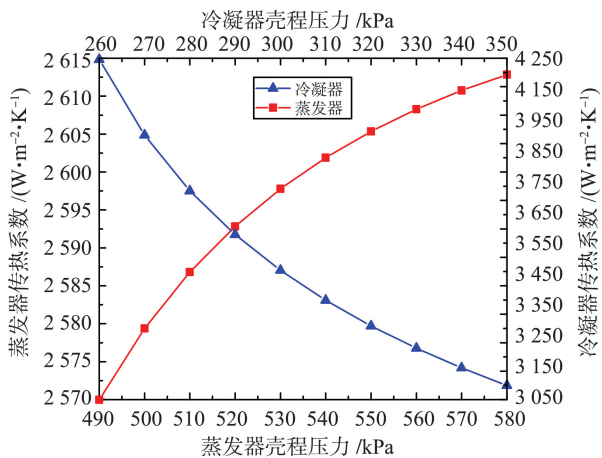


图5 换热器传热系数随壳程压力变化

Fig.5 Heat transfer coefficient of heat exchanger varies with shell side pressure

3 试验系统

海洋温差循环试验平台循环方式为朗肯循环,循环工质为 R134a,热交换由蒸发和冷凝两部分构成。其循环原理如图6所示。

试验装置中主要监测蒸发器与冷凝器进出口数据,其中蒸发器壳体部分长5 m,直径1 m,换热管采用 HAL77-2 铜管,外径为 19 mm,壁厚1.27 mm,管束

个数为 1 010,换热管布局在壳程下半部;冷凝器长 5.0 m,直径 1.2 m,换热管尺寸及材料与蒸发器相同,个数为 1 010,换热管布局在壳程上半部。

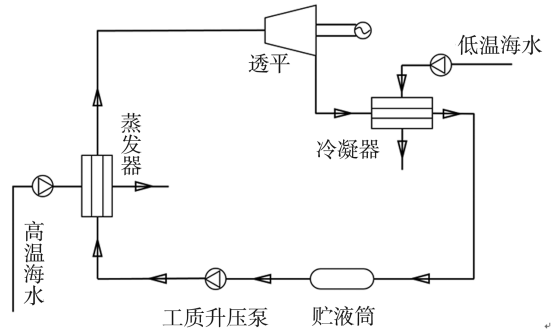
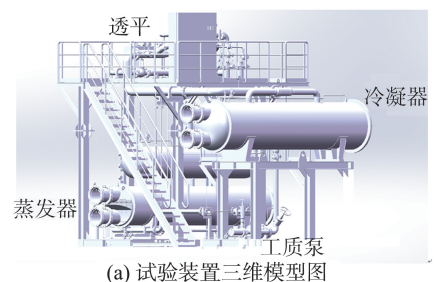


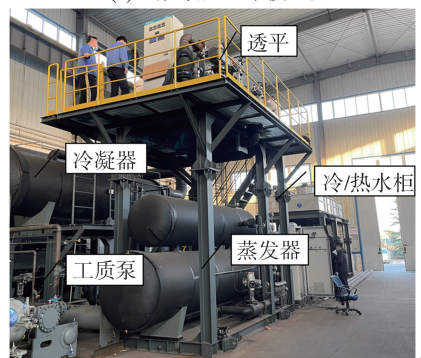
图6 OTEC原理图

Fig.6 OTEC schematic diagram

系统运行时,冷热水机组模拟海洋中表层海水与深层海水,海水在管程中流动,通过冷热水泵泵入循环系统,换热管浸没在液态或两相态的工质中,低沸点工质在壳程通过换热管束吸收表层温海水的热量蒸发,产生的气体进入透平推动其旋转,带动发电机发电,在透平内做功后的乏气随后进入冷凝器,在冷凝器内被深层冷海水冷凝变成液体后进入工质泵,通过工质泵泵入蒸发器进行下一个循环^[37]。试验装置主要由冷水机组、热水机组、冷水泵、热水泵、冷凝器、蒸发器、工质泵、双浮子向心透平组成。三维模型及装置如图7所示。



(a) 试验装置三维模型图



(b) OTEC试验装置

图7 试验台三维模型及装置图

Fig.7 3D model and device diagram of the test bench

针对 OTEC 满液式换热器进出口参数、内部压力等影响换热及循环效率的参数进行 3 组不同试验,每组试验关键参数平均值如表 1 和表 2 所示。

表 1 蒸发器试验参数表

Table 1 Evaporator test parameter table

试验组	壳程 压力/kPa	工质进口 压力/kPa	进水 压力/kPa	进水 温度/°C	温水侧流量/ (kg·h ⁻¹)
1	535	733	74	26.78	564.25
2	532	728	87	26.8	626.08
3	511	731	90	25.8	564.20

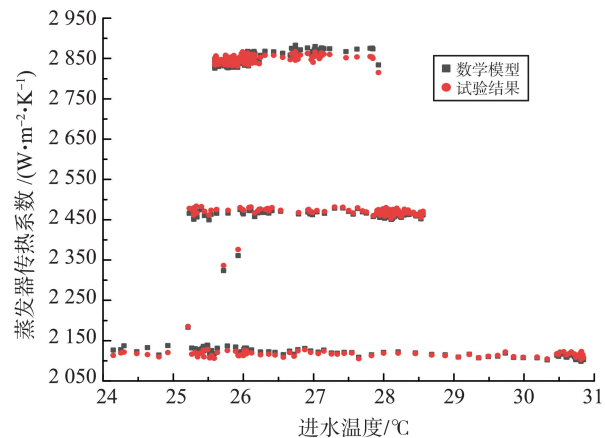
表 2 冷凝器试验参数表

Table 2 Condenser test parameter table

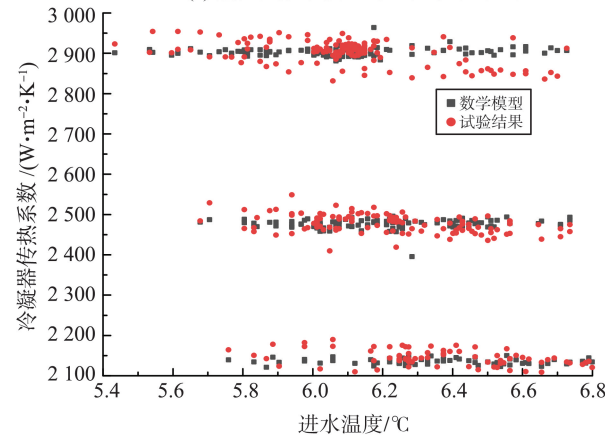
试验组	壳程 压力/kPa	工质出口 温度/°C	进水 压力/kPa	进水 温度/°C	冷水侧流量/ (kg·h ⁻¹)
1	305	7.07	84	6.17	553.97
2	304	6.99	106	6.06	649.05
3	307	7.21	148	6.34	477.07

4 试验结果与模型分析

为验证模型的准确性,将数学模型与 3 组试验结果作对比,其结果散点图如图 8 所示,可发现模型与试验结果基本吻合,验证了模型整体的可行性。



(a) 蒸发器数学模型与试验结果对比图



(b) 冷凝器数学模型与试验结果对比图

图 8 数学模型与试验结果对比图

Fig.8 Comparison chart between mathematical model and experimental results

通过试验数据对比,模型误差在 5% 左右,其中冷凝器数学模型误差普遍大于蒸发器数学模型,其

原因主要是随着凝结传热的进行,附着在管壁上的液膜厚度会发生改变,进而影响到换热管束的传热系数,而对于液膜凝结目前还未有精度较高的数值模拟方法,经验公式又具有很大的局限性,因此导致计算结果与实际数值具有一定偏差。

5 结论

(1) 本研究以海洋温差能朗肯循环为基础,基于 MATLAB 软件,对 OTEC 中满液式蒸发器壳程沸腾传热过程进行数学建模,并根据海洋温差循环实际工况,对传统公式进行修正,得到 OTEC 中满液式蒸发器的计算方法。

(2) 对 OTEC 中冷凝器凝结传热过程进行数学建模,并通过试验对凝结传热系数公式进行修正,得到 OTEC 中冷凝器传热系数的计算公式。通过海洋温差循环试验平台,进行 3 组不同的试验,将试验结果与数学模型相对比,验证了数学模型的准确性。

(3) 传热工质方面,R134a、R1234yf、R245fa 等工质在传热系数上明显优于纯氨工质,可见工质选取对循环效率有着很大影响,考虑到工质经济性、可燃性、低毒性等因素,可采用 R134a 工质为循环工质,后续可通过引入非共沸工质提升换热效率。

(4) 在 OTEC 工况下,蒸发器的传热系数与进水温度、进水流量、工质压力呈正相关,冷凝器的传热系数与进水流量呈正相关、与进水温度和工质压力呈负相关,通过改变相应参数可提高传热系数,但同时会影响工质泵与海水泵消耗。因此,正确设定对应参数,对于达到最高效率至关重要。

参考文献:

[1] 张继生,唐子豪,钱方舒. 海洋温差能发展现状与关键科技问题研究综述[J]. 河海大学学报(自然科学版), 2019, 47(1): 55-64.
ZHANG Jisheng, TANG Zihao, QIAN Fangshu. Research review on the development status and key scientific and technological issues of ocean temperature difference energy[J]. Journal of Hohai University (Natural Science Edition), 2019, 47(1): 55-64.

[2] 王项南,麻常雷.“双碳”目标下海洋可再生能源资源开发利用[J]. 华电技术, 2021, 43(11): 91-96.
WANG Xiangnan, MA Changlei. Development and utilization of marine renewable energy resources under the "dual carbon" goal[J]. Huadian Technology, 2021, 43(11): 91-96.

- [3] 刘伟民,麻常雷,陈凤云,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.
LIU Weimin, MA Changlei, CHEN Fengyun, et al. Development and utilization of marine renewable energy and technological progress [J]. Progress in Marine Science, 2018, 36(1): 1-18.
- [4] ROD F, MARKHAM A C, DIAZ J E, et al. Revisiting ocean thermal energy conversion [J]. Marine Policy, 2012, 36(2): 463-465.
- [5] YOON Jungin, SON Changhyo, BAEK Seungmoon, et al. Performance characteristics of a high-efficiency R717 OTEC power cycle [J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 72(2): 304-308.
- [6] 吴浩宇. 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, 2020, 38(3): 513-521.
WU Haoyu. Performance analysis of an efficient ocean thermoelectric power generation cycle [J]. Progress in Marine Science, 2020, 38(3): 513-521.
- [7] VERA D, BACCIOLI A, JURADO F, et al. Modeling and optimization of an ocean thermal energy conversion system for remote islands electrification [J]. Renewable Energy, 2020, 162: 1399-1414.
- [8] SARIS E C, SCHOLTEN W B, KERNER D A, et al. Overview of international ocean energy activities [J]. Ocean Energy Recovery, 1989: 1-8.
- [9] 曲宏伟. CO₂跨临界循环系统满液式蒸发器分析[D]. 天津: 天津大学, 2012.
QU Hongwei. Analysis of flooded evaporator in CO₂ transcritical circulation system [D]. Tianjin: Tianjin University, 2012.
- [10] STEPHAN K, ABDELSALAM M. Heat-transfer correlations for natural convection boiling [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1980, 23(1): 73-87.
- [11] COOPER M G. Saturation nucleate pool boiling: a simple correlation [J]. International Chemical Engineering Symposium Series, 1984, 11: 785-793.
- [12] 王永辉. 内螺纹-外凹穴强化管管内流动换热与管(束)外沸腾传热特性[D]. 大连: 大连理工大学, 2019.
WANG Yonghui. Internal thread-external cavity enhanced tube flow heat transfer and tube (bundle) external boiling heat transfer characteristics [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2019.
- [13] KATARZYNA Węglarz, TALER Dawid, TALER Jan, et al. New calculation method for tube cross-flow heat exchangers [C]//E3S Web of Conferences. Paris, France: EDP Sciences, 2021.
- [14] DAWID Taler, TALER Jan, WRONA Katarzyna. New analytical-numerical method for modelling of tube cross-flow heat exchangers with complex flow systems [J]. Energy, 2021, 228: 120633.
- [15] WILHELM Nusselt. Die oberflächenkondensation des wasserdampfes [J]. Energy, 1916: 541-569.
- [16] 党坤儒. 水平低肋管外 R1234ze(E) 凝结传热数值模拟 [D]. 郑州: 中原工学院, 2021.
DANG Kunru. Numerical simulation of R1234ze (E) condensation heat transfer outside horizontal low-ribbed tubes [D]. Zhengzhou: Zhongyuan Institute of Technology, 2021.
- [17] BELGHAZI M, BONTEMPS A, SIGNE J C, et al. Condensation heat transfer of a pure fluid and binary mixture outside a bundle of smooth horizontal tubes. comparison of experimental results and a classical model [J]. International Journal of Refrigeration, 2001, 24(8): 841-855.
- [18] CHENG B, TAO W Q. Experimental study of R-152a film condensation on single horizontal smooth tube and enhanced tubes [J]. Journal of Heat Transfer, 1994, 116(1): 266-270.
- [19] MINKOWYCZ W J, SPARROW E M. Condensation heat transfer in the presence of noncondensables, interfacial resistance, superheating, variable properties, and diffusion [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1966, 9(10): 1125-1144.
- [20] ZHENG Xiaosheng, JI Zhang, RYHL Kærn Martin, et al. Analysis of prediction methods for non-equilibrium internal flow condensation heat transfer [J]. Applied Thermal Engineering, 2023, 239: 122063.
- [21] 李大树. 海洋温差能开发利用高效热交换技术 [J]. 工业加热, 2019, 48(3): 1-3.
LI Dashu. Development and utilization of high-efficiency heat exchange technology for ocean temperature difference energy [J]. Industrial Heating, 2019, 48(3): 1-3.
- [22] 翟晓宇. 海洋温差能发电系统及其换热器、引射器研究 [D]. 济南: 山东大学, 2021.
ZHAI Xiaoyu. Research on ocean thermoelectric power generation system and its heat exchanger and ejector [D]. Jinan: Shandong University, 2021.
- [23] 刘兵. 满液式蒸发器吸气带液的模型研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2010.
LIU Bing. Model study on suction liquid entrainment of flooded evaporator [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2010.
- [24] 潘丽君. 满液式蒸发器与干式蒸发器的区别 [J]. 制冷, 2011, 30(3): 80-83.
PAN Lijun. The difference between flooded evaporator and dry evaporator [J]. Refrigeration, 2011, 30(3): 80-83.

- [25] 孟凡星. 水平通道内流动沸腾及强化传热调控特性 LBM 模拟[D]. 大连: 大连理工大学, 2022.
MENG Fanxing. LBM simulation of flow boiling and enhanced heat transfer regulation characteristics in horizontal channels [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2022.
- [26] 于凯秋. “Chen”型沸腾传热计算用于小通道传热计算的适应性[J]. 核动力工程, 2010, 31(增刊1): 24-28.
YU Kaiqiu. The adaptability of “Chen” type boiling heat transfer calculation for small channel heat transfer calculations [J]. Nuclear Power Engineering, 2010, 31 (Suppl.1): 24-28.
- [27] LIU Z, WINTERTON R H S. A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1991, 34(11): 2759-2766.
- [28] ZHANG W, HIBIKI T, MISHIMA K. Correlation for flow boiling heat transfer in mini-channels[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004, 47(26): 5749-5763.
- [29] GNIELINSKI V. New equations for heat and mass transfer in the turbulent flow in pipes and channels[J]. NASA STI/Recon Technical Report A, 1975, 41: 22-28.
- [30] ZDZISLAW Kowalczyk, TATARAK Marek. Improved model of isothermal and incompressible fluid flow in pipelines versus the darcy-weisbach equation and the issue of friction factor[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2020, 891: 1-26.
- [31] COOPER M G. Saturation nucleate pool boiling—a simple correlation[J]. Institution of Chemical Engineers Symposium Series, 1984, 86: 785-793.
- [32] SIRA Saisorn, WONGWISES Somchai. Two-phase air-water flow in micro-channels; an investigation of the viscosity models for pressure drop prediction [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2010, 38(2): 212-217.
- [33] 杨世铭,陶文铨. 传热学[M]. 4版. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- [34] 徐莉,臧金光,曾小康,等. 超临界水通道内压降特性分析[J]. 原子能科学技术, 2014, 48(4): 642-647.
XU Li, ZANG Jinguang, ZENG Xiaokang, et al. Analysis of pressure drop characteristics in supercritical water channels [J]. Atomic Energy Science and Technology, 2014, 48(4): 642-647.
- [35] PRODANOV E M. Mathematical analysis of the van der waals equation [J]. Physica B: Physics of Condensed Matter, 2022, 640: 414077.
- [36] 侯云星. 采用非共沸工质的海洋温差发电循环压力能回收系统研究[D]. 济南: 山东大学, 2019.
HOU Yunxing. Research on pressure energy recovery system of ocean thermoelectric power generation cycle using non-azeotropic working fluid [D]. Jinan: Shandong University, 2019.
- [37] 陈风云. 海洋温差能发电装置热力性能与综合利用研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2016.
CHEN Fengyun. Research on thermal performance and comprehensive utilization of ocean thermoelectric power generation device [D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2016.

(编辑:郭少华)