

# 工质 R245fa、R1233zd(E) 对有机朗肯循环系统 热力学性能的影响

李永胜, 李致宇, 张海刚, 张婕妤

山东天瑞重工有限公司, 山东 潍坊 261071

**摘要:**为了研究传统工质 R245fa 和低全球变暖潜能值工质 R1233zd(E) 在回热式有机朗肯循环(organic Rankine cycle, ORC)系统中的热力学性能,使用工程方程求解器(engineering equation solver, EES)软件建立采用 2 种工质的系统热力学模型,分析不同运行参数下系统热效率和焓效率。结果表明:与采用 R245fa 为工质相比,采用 R1233zd(E) 的系统热效率提高了 12.85%,焓效率提高了 27.42%;通过调整蒸发器的过热度和冷凝器的过冷度,可以进一步提高系统的热力学性能。

**关键词:** ORC; 热力学性能; EES; 工质筛选; 焓分析

**中图分类号:** TK115

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1673-6397(2024)01-0017-06

**引用格式:** 李永胜, 李致宇, 张海刚, 等. 工质 R245fa、R1233zd(E) 对有机朗肯循环系统热力学性能的影响[J]. 内燃机与动力装置, 2024, 41(1): 17-22.

LI Yongsheng, LI Zhiyu, ZHANG Haigang, et al. Influence of working fluids R245fa and R1233zd(E) on the thermodynamic performance of organic Rankine cycle system [J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2024, 41(1): 17-22.

## 0 引言

我国拥有丰富的可利用余热资源,虽然我国中高温余热回收技术较为成熟,但在温度低于 150 °C 的低温余热资源回收技术和设备尚有不足,能源利用效率相对较低。回收低温余热的热功转换技术主要包括有机朗肯循环(organic Rankine cycle, ORC)、卡琳娜循环和闪蒸循环<sup>[1]</sup>。相对于卡琳娜循环复杂的系统结构和闪蒸循环的两相膨胀,ORC 系统具有结构简单、余热回收效率高、投资成本低、运行可靠、便于维护等优点<sup>[2]</sup>。ORC 系统采用低沸点有机物代替水作为工质,利用有机工质在相对较低的蒸发温度下仍能维持较高蒸发压力的特性,实现对低温余热的高效回收。

ORC 研究主要集中在循环结构构建、工质筛选和参数优化 3 方面。良好的循环结构能够提高系统的热力学效率,唐建平等<sup>[3]</sup>探讨了单、双压蒸发结构对 ORC 系统性能的影响,研究发现,当工质的临界温度高于单压蒸发最优温度时,系统可选择双压蒸发结构,在相同条件下,双压蒸发结构余热回收比单压结构多 204 kW,但双压循环的设计更复杂且建设成本更高。工质筛选也是 ORC 设计的重要内容,谢攀等<sup>[4]</sup>对余热温度为 85~200 °C 的某工业余热,利用 ORC 系统,采用 R245fa、R600a、R601 等 19 种工质进行性能研究,结果显示,各有机工质及其最优效率的温度区间分别为 R290( $\leq 90$  °C)、R600(90~110 °C)、CF3I(110~125 °C)、R601( $\geq 150$  °C);刘帅<sup>[5]</sup>研究了不同工作参数下 ORC 低温余热发电系统的变工况特性,研究结果表明,当热源温度为 90 °C、质量流量为 0.35 kg/s、冷水温度为 25 °C 时,系统性能最佳,且

收稿日期:2023-11-21

基金项目:山东省中央引导地方科技发展资金项目(YDZX2022207)

第一作者简介:李永胜(1961—),男,山东青州人,工程技术应用研究员,俄罗斯工程院外籍院士,主要研究方向为磁悬浮动力节能技术,E-mail:tr9909@126.com。

冷水流量对系统性能的影响较小。

随着基加利修正案的通过,高全球变暖潜能值(global warming potential, GWP)的工质逐步被淘汰,氢氯氟烯烃(HCFOs),如 R1224yd(Z)、R1233zd(E)成为具有潜力的替代工质。为了研究以 R1233zd(E)工质的 ORC 系统在替代 R245fa 工质中的作用,本文中使用工程方程求解器(engineering equation solver, EES)建立回热式 ORC 系统热力学模型,比较使用这 2 种工质的系统热效率和焓效率,分析系统的关键运行参数。

## 1 ORC 系统

回热式 ORC 系统的工作原理与常规朗肯循环相似,主要包括工质泵中的绝热压缩、蒸发器中的定压吸热、膨胀机中的绝热膨胀和冷凝器中的定压放热 4 个热力过程。回热式 ORC 系统的原理如图 1 所示,图中,H 表示热水,C 表示冷却水,R 表示工质,R1~R6 代表同一种工质在循环中经历的不同热力学状态。由图 1 可知:有机工质首先从低温废水中吸收热量,转变为高温高压的过热气体,然后进入透平式膨胀机,推动透平膨胀机做功以发电。透平膨胀机出口的乏汽进入回热器,然后进入冷凝器被冷却水冷却。液态工质经过工质泵加压后,进入回热器进行预热,最后进入蒸发器完成整个循环<sup>[6-8]</sup>。ORC 的温熵图如图 2 所示,图中  $T$  为系统中工质的热力学温度, $s$  为工质的熵。

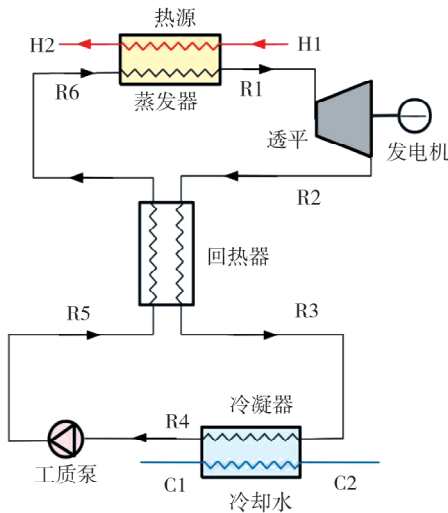


图1 ORC系统原理图

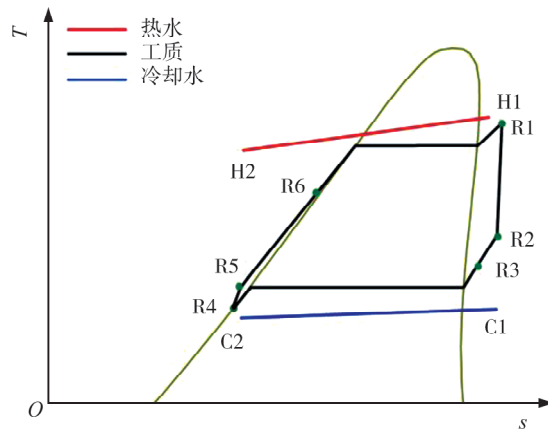


图2 ORC的  $T-s$  图

## 2 ORC 系统建模

ORC 主要包括蒸发器、冷凝器、工质泵和膨胀机。为简化分析,做如下假设:1)该系统在稳态条件下运行;2)忽略流动过程中的压力损失和热量损失;3)工质泵和膨胀机的等熵效率为 0.8<sup>[9-10]</sup>。

ORC 系统中各部件的质量平衡方程为:

$$\sum q_{m,in} = \sum q_{m,out} \quad (1)$$

式中: $q_{m,in}$  为系统中各部件流入工质的质量流量,kg/s; $q_{m,out}$  为各部件流出工质的质量流量,kg/s。

ORC 系统中各部件的能量平衡方程为:

$$\sum (Q_{in} - Q_{out}) + \sum (q_{m,in} h_{in} - q_{m,out} h_{out}) + \sum (P_{in} - P_{out}) = 0 \quad (2)$$

式中: $Q_{in}$  为输入热流量,kW; $Q_{out}$  为输出热流量,kW; $h_{in}$  为输入比焓,kJ/kg; $h_{out}$  为输出比焓,kJ/kg; $P_{in}$  为输入功率,kW; $P_{out}$  为输出功率,kW。

各部件的焓平衡方程为:

$$\sum (q_{m,\text{in}} e_{\text{xin}} - q_{m,\text{out}} e_{\text{xout}}) + E_{\text{xQ}} = E_{\text{xD}}, \quad (3)$$

式中: $e_{\text{xin}}$  为输入比焓, kJ/kg; $e_{\text{xout}}$  为输出比焓, kJ/kg; $E_{\text{xQ}}$  为热量焓, kJ/kg; $E_{\text{xD}}$  为焓损, kJ/kg。

每个状态点的比焓

$$e_{\text{xi}} = (h_{\text{in}} - h_{\text{out}}) - T_0(s_{\text{in}} - s_{\text{out}}), \quad (4)$$

式中: $T_0$  为环境热力学温度, K; $s_{\text{in}}$  为输入比熵, kJ/(kg·K); $s_{\text{out}}$  为输出比熵, kJ/(kg·K)。

由式(2)可得 ORC 系统中各部件的能量平衡方程。

蒸发器的能量平衡方程为:

$$Q_{\text{eva}} = q_{m,\text{R1}}(h_{\text{R1}} - h_{\text{R6}}) = q_{m,\text{H1}}(h_{\text{H1}} - h_{\text{H2}}), \quad (5)$$

式中: $Q_{\text{eva}}$  为蒸发器的吸热量, kW; $q_{m,\text{R1}}$  为工质在 R1 状态下的质量流量, kg/s; $h_{\text{R1}}$  为工质在状态 R1 的比焓, kJ/kg; $h_{\text{R6}}$  为工质在状态 R6 的比焓, kJ/kg; $q_{m,\text{H1}}$  为工质在 H1 状态下工质的质量流量, kg/s; $h_{\text{H1}}$  为工质在状态 H1 的比焓, kJ/kg; $h_{\text{H2}}$  为工质在状态 H2 的比焓, kJ/kg。

膨胀机的能量平衡方程为:

$$P_{\text{t}} = q_{m,\text{R1}}(h_{\text{R1}} - h_{\text{R2}}) = q_{m,\text{R1}}(h_{\text{R1}} - h_{\text{R2s}}) \cdot \eta_{\text{t}}, \quad (6)$$

式中: $P_{\text{t}}$  为透平膨胀机的输出功, kW; $h_{\text{R2}}$  为工质在状态 R2 的比焓, kJ/kg; $h_{\text{R2s}}$  为工质在 R2 状态下的理想比焓, kJ/kg; $\eta_{\text{t}}$  为膨胀机的等熵效率。

工质泵的能量平衡方程为:

$$P_{\text{p}} = q_{m,\text{R5}}(h_{\text{R5}} - h_{\text{R4}}) = q_{m,\text{R5}}(h_{\text{R5s}} - h_{\text{R4}})/\eta_{\text{p}}, \quad (7)$$

式中: $P_{\text{p}}$  为泵耗功, kW; $q_{m,\text{R5}}$  为工质在 R5 状态下的质量流量, kg/s; $h_{\text{R4}}$  为工质在 R4 状态下的比焓, kJ/kg; $h_{\text{R5}}$  为工质在 R5 状态下的比焓, kJ/kg; $h_{\text{R5s}}$  为工质在 R5 状态下的理想比焓, kJ/kg; $\eta_{\text{p}}$  为工质泵的等熵效率。

冷凝器的能量平衡方程为:

$$Q_{\text{con}} = q_{m,\text{R4}}(h_{\text{R3}} - h_{\text{R4}}) = q_{m,\text{C2}}(h_{\text{C2}} - h_{\text{C1}}), \quad (8)$$

式中: $Q_{\text{con}}$  为冷凝器的吸热量, kW; $q_{m,\text{R4}}$  为工质在 R4 状态下的质量流量, kg/s; $h_{\text{R3}}$  为工质在 R3 状态下的比焓, kJ/kg; $q_{m,\text{C2}}$  为工质在 C2 状态下的质量流量, kg/s; $h_{\text{C2}}$  为工质在 C2 状态下的比焓, kJ/kg; $h_{\text{C1}}$  为工质在 C1 状态下的比焓, kJ/kg。

回热器的能量平衡方程为:

$$Q_{\text{reg}} = q_{m,\text{R2}}(h_{\text{R2}} - h_{\text{R3}}) = q_{m,\text{R6}}(h_{\text{R6}} - h_{\text{R5}}), \quad (9)$$

式中: $Q_{\text{reg}}$  为回热器的换热量, kW; $q_{m,\text{R2}}$  为工质在 R2 状态下的质量流量, kg/s; $q_{m,\text{R6}}$  为工质在 R6 状态下的质量流量, kg/s。

ORC 系统的净输出功率

$$P_{\text{net}} = P_{\text{t}} - P_{\text{p}} \quad (10)$$

ORC 系统的热效率

$$\eta_{\text{th}} = P_{\text{net}}/Q_{\text{eva}}, \quad (11)$$

式中: $Q_{\text{eva}}$  为蒸发器的吸热量, kW。

ORC 的焓效率

$$\eta_{\text{ex}} = P_{\text{net}}/E_{\text{xQ,eva}}, \quad (12)$$

式中: $E_{\text{xQ,eva}}$  为蒸发器的焓, kW。

### 3 工质和参数对 ORC 系统的影响分析

#### 3.1 工质对 ORC 系统性能的影响

对使用传统工质 R245fa 和使用低 GWP 工质 R1233zd(E) 的系统进行对比, 2 种工质的物性参数如

表1<sup>[11]</sup>所示,ORC系统的输入热力学参数如表2所示。由EES软件编制系统的仿真程序,经建模求解,计算结果如表3所示。

表1 工质物性参数表

工质	临界热力学 温度 $T_{crit}/K$	临界压力 $P_{crit}/$ MPa	臭氧衰减 指数 ODP	GWP 值	安全等级 SG	摩尔质量 $M/$ ( $g \cdot mol^{-1}$ )
R245fa	427.01	3.65	0	1 030	B1	134.05
R1233zd(E)	439.60	3.62	0.000 34	1	A1	130.49

表2 ORC系统的输入热力学参数

环境热力学 温度 $T_0/K$	环境压力 $p_0/kPa$	热源热力学 温度 $T_1/K$	热源质量流量/ ( $kg \cdot s^{-1}$ )	节点热力学 温差/ $K$	过热度/ $K$	过冷度/ $K$	回热度	冷凝热力学 温度/ $K$
293.15	101.3	393.15	50	5	5	5	0.5	398.15

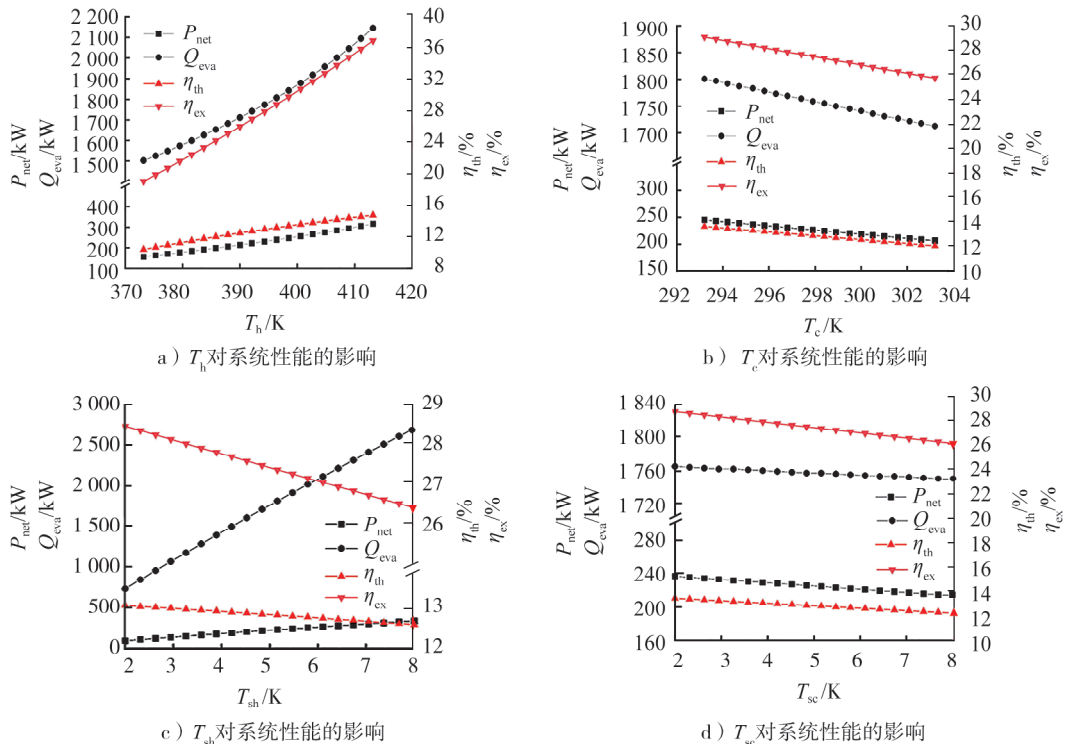
表3 ORC系统的计算结果

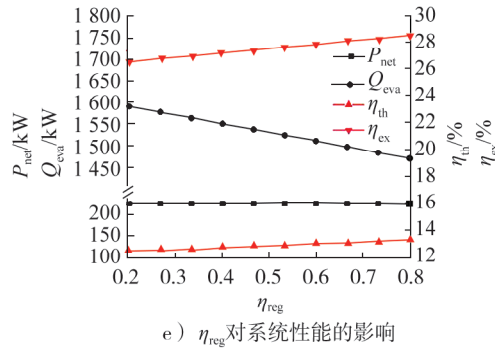
工质	膨胀机做功/ $kW$	泵耗功/ $kW$	净输出功/ $kW$	热效率/ $\%$	焓效率/ $\%$	输入焓/ $kW$
R245fa	246.9	10.390	236.5	12.66	26.95	877.5
R1233zd(E)	234.2	8.397	225.8	12.85	27.42	823.5

由表3可知,在相同输入工况下,使用R1233zd(E)工质后,透平膨胀机输出功降低了5.1%,但泵的耗电量减少了19.2%。泵耗电的减少主要是由于该工质泵的压比更低。与使用R245fa工质的系统相比,尽管使用R1233zd(E)工质的系统净输出功较低,但输入焓更低,系统的热效率与焓效率相对于R245fa分别提高了12.85%和27.42%,说明使用R1233zd(E)工质的系统热力学性能更佳。

### 3.2 参数对ORC系统性能的影响

热源热力学温度  $T_h$ 、热汇热力学温度  $T_c$ 、蒸发器出口过热度  $T_{sh}$ 、冷凝器出口过冷度  $T_{sc}$  和回热度  $\eta_{reg}$  对系统蒸发器吸热量  $Q_{eva}$ 、净输出功  $P_{net}$ 、热效率  $\eta_{th}$  和焓效率  $\eta_{ex}$  的影响如图3所示。



图 3  $T_h$ 、 $T_c$ 、 $T_{sh}$ 、 $T_{sc}$ 、 $\eta_{reg}$  对系统性能的影响

由图 3a)可知:随着  $T_h$  升高,系统的热效率和焓效率均显著提升; $T_h$  从 373 K 升高至 413 K,蒸发器吸热量逐渐增加,最大吸热量为 2 145.0 kW,系统净输出功随之增大;系统净输出功和泵耗功均随  $T_h$  的增大而增加,然而前者的增加趋势更为显著,导致热效率和焓效率均呈上升趋势;热效率和焓效率分别增加了 41.8%和 93.7%。提高热源温度有助于提高平均蒸发温度及系统效率。

由图 3b)可知:随着  $T_c$  升高,系统各性能明显下降;当冷凝器温度由 292 K 升高到 304 K 时,蒸发器吸热量由 1 801 kW 降低为 1 713 kW,输出功由 245.7 kW 降低为 206.5 kW,热效率和焓效率分别降低了 11.1%和 11.0%;热源和热温度对热效率的影响相差不大,但热源温度对焓效率的影响较大,热源温度平均每升高 1 K,系统焓效率约增大 2.3%。提高冷凝器温度减少了卡诺循环的冷热源温差,导致输出功下降,效率降低。

由图 3c)可知:蒸发器过热度  $T_{sh}$  由 2 K 升高至 8 K,蒸发器吸热增加到 2 701 kW,增加了 2.68 倍,输出功增加到 340.3 kW,增加了 2.55 倍;热效率和焓效率分别降低了 3.7%和 7.2%。在系统实际运行中,考虑到安全因素,通常需要增加一定的蒸发器过热度。Hu 等<sup>[12]</sup>研究指出,对于板式蒸发器,当过热度较低时,可能导致蒸发器出口夹带液滴,使系统运行不稳定,输出功不高;过热度较高时,夹带液滴在过热区变为气相,但在过热度较低或夹带液滴较多时,液滴可能无法再次汽化。虽然适度提高蒸发器过热度有助于提升系统发电量,但效率系统略微减小。

由图 3d)可知:随着冷凝器过冷度  $T_{sc}$  增加,蒸发器吸热量减小,由 1 765.0 kW 减小为 1 749.0 kW,输出功由 237.6 kW 减少为 214.2 kW;热效率和焓效率均降低了 9%。冷凝过程中,工质与冷却水夹点温差的位置发生变化,导致冷凝压力升高,冷凝器的焓损失增加,进而影响了整个系统的总体热力学性能,导致系统输出功减小和效率降低。

由图 3e)可知:随着回热度增加,蒸发器吸热减少,由 1 591 kW 减小为 1 472 kW,系统输出功稳定在 225.8 kW,热效率和焓效率分别增加了 6.5%和 6.4%。设置回热器能够有效提升系统的热力学性能,通过抽出乏汽导致蒸发器的换热量减少,系统的输出功基本保持不变,显著提高了系统的热效率和焓效率。

## 4 结论

建立了回热式 ORC 循环系统的热力学模型,并对使用传统工质 R245fa 和低 GWP 工质 R1233zd(E)的系统进行了热力学分析和焓分析,得出以下结论。

1)在设计工况下,使用 R245fa 为工质的系统的热效率和焓效率分别为 12.66%和 26.95%,使用 R1233zd(E)为工质的系统的热效率和焓效率分别为 12.85%和 27.42%。R1233zd(E)工质系统的热效率和焓效率相较 R245fa 提高了 1.5%和 1.7%,因此 R1233zd(E)是一种良好的替代工质。

2)随着热源温度升高和热汇温度降低,系统的热效率和焓效率均得到提升。

3)蒸发器出口工质过热度的增加导致系统的净输出功逐渐增加,但同时系统的热力学效率下降。

4)冷凝器过冷度的增加导致系统的净输出功和热力学效率均下降。

5) 回热器的设置对净输出功率影响不大,但可以显著提升系统的热效率。

#### 参考文献:

- [1] 王永真,朱轶林,潘利生,等. 基于知识图谱的有机朗肯循环研究概览[J]. 太阳能, 2020(2):18-32.
- [2] 冯永强. 中低温余热有机朗肯循环热经济性优化及实验研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学, 2016.
- [3] 唐建平,康丽霞,刘永忠. 基于模拟的单/双压蒸发有机朗肯循环结构选择[J]. 高校化学工程学报, 2021, 35(5): 896-904.
- [4] 谢攀,隆瑞,刘政,等. 低温工业余热利用 ORC 工质选择[J]. 工程热物理学报, 2016, 37(9):1834-1837.
- [5] 刘帅. ORC 低温余热发电系统的变工况特性研究[D]. 兰州:兰州理工大学, 2023.
- [6] 李鹏. 有机朗肯循环与向心透平性能优化及实验研究[D]. 北京:华北电力大学(北京), 2020.
- [7] 胡开永. ORC 系统蒸发器换热特性及过热度对系统稳定性影响研究[D]. 天津:天津大学, 2017.
- [8] 吴腾马,柳建华,徐小进,等. 有机朗肯循环中工质泵对系统性能的影响[J]. 流体机械, 2018, 46(2):68-73.
- [9] YU Z, FENG C, BIAN F, et al. Investigation and optimization of a two-stage cascade ORC system for medium and low-grade waste heat recovery using liquefied natural gas cold energy[J]. International Journal of Refrigeration, 2022, 135:97-112.
- [10] BAHRAMI M, POURFAYAZ F, KASAEIAN A. Low global warming potential (GWP) working fluids (WFs) for organic Rankine cycle (ORC) applications[J]. Energy Reports, 2022, 8:2976-2988.
- [11] 苏文. 基于工质物性的有机朗肯循环分析及 T 形管分离特性研究[D]. 天津:天津大学, 2019.
- [12] HU K Y, ZHU J L, ZHANG W, et al. Effects of evaporator superheat on system operation stability of an organic Rankine cycle[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 111:793-801.

## Influence of working fluids R245fa and R1233zd (E) on the thermodynamic performance of organic Rankine cycle system

LI Yongsheng, LI Zhiyu, ZHANG Haigang, ZHANG Jieyu

Shandong Tianrui Heavy Industry Co., Ltd., Weifang 261071, China

**Abstract:** In order to investigate the thermodynamic performance of the conventional working fluid R245fa and the low GWP working fluid R1233zd (E) in a reheat organic Rankine cycle (ORC) system, the Engineer Equation Solver (EES) is used to establish a thermodynamic model of the system, the thermodynamic and exergy analysis are performed. The effects of the thermal and exergy efficiency of the system are analyzed under different operating parameters. The results show that the thermal efficiency of the system with R1233zd (E) increases by 12.85% and the exergy efficiency increases by 27.42% compared to the system with R245fa as the working fluid. The thermodynamic performance of the system can be further improved by adjusting the degree of overheat of the evaporator and the degree of overcooling of the condenser.

**Keywords:** ORC; thermodynamic performance; EES; working fluid selection; exergy analysis

(责任编辑:刘丽君)