

喷射器对地热有机朗肯循环发电系统性能的影响

彭继慎, 鲁广栋, 宋立业, 李逃昌

(辽宁工程技术大学 电气与控制工程学院 辽宁 葫芦岛 125105)

摘要: 为了缓解由于冷凝温度较高带来的高背压问题, 提出一种带喷射器的 ORC(有机朗肯循环)发电系统。针对 373 K 地热热源, 分析了不同工质及冷凝温度下, 喷射器对系统性能的影响, 并将其在有/无分流 2 种工况下进行比较。结果表明: 采用喷射装置可提高系统性能, 存在一最佳升压比 a 使系统性能最大, 其中 ORC-分流喷射系统 > ORC-喷射系统 > ORC 系统, 若以 R245fa 为工质, 在 $T_c = 298$ K 时, 经分流喷射的系统较喷射 ORC 及 ORC 系统焓效率分别高出 1.89% 和 6.43%。工质临界温度越高, 采用喷射装置对系统性能提高越大, 通过分流可以削弱工质对喷射装置的影响, 使其更接近 ORC 系统的工质表现规律: R236fa > R114 > R245fa > R152a。当系统冷凝温度较高时, 采用喷射装置具有重要意义。

关键词: 喷射器; 冷凝温度; 最佳升压比; 临界温度; 系统性能

中图分类号: TM611.3 文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2016.07.005

引言

随着经济发展而带来的能源消费增长, 使太阳能、地热能以及工业余热等大量中低温能源逐渐受到重视^[1-2]。有机朗肯循环作为回收中低品位能源的关键技术^[3], 其以低沸点有机物取代传统水蒸气作为工质, 能够取得较好性能, 但其多为背压系统, 工质在膨胀机中焓降较小, 致使系统性能较差, 对能源利用不充分。

文献[4]中为提高背压发电机组效率, 提出将背压式汽轮机组与有机朗肯循环耦合的热电联产系统, 以实现较高焓效率。文献[5~7]通过增加喷射器, 采用膨胀机尾端乏汽引射低温制冷工质实现冷电联供的目的, 表明喷射器能够提高工质压力, 进而有利于能源回收。

在以上研究的基础上, 提出带喷射器的 ORC 发电系统, 通过利用 ORC 循环尾端热源加热喷射器中工作流体, 用以引射膨胀机尾端工质, 可以实现降低系统背压的目的。为了提高 ORC 循环中换热效率, 根据文献[8], 在蒸发器尾端对热源进行分流, 并对喷射器在有/无分流 ORC 系统中性能进行比较, 为 Middle Temperature Energy Utilization 提供借鉴。

1 带喷射器的 ORC 发电系统

1.1 系统工作原理

ORC-喷射系统由 ORC 部分与喷射循环耦合而成。其中 ORC 循环包括一级蒸发器、一级预热器、膨胀机、冷凝器以及工质泵; 喷射部分则包含二级换热器、喷射器以及工质泵。如图 1 为带喷射器的 ORC 系统图。喷射循环通过利用 ORC 部分未充分利用的余热在二级换热器中加热喷射器工作流体, 用以引射 ORC 循环膨胀机尾端低压工质, 使其升压至冷凝压力进入冷凝器冷凝, 可降低系统背压, 在一定程度上提高系统性能。若喷射循环热源为一级预热器出口余热, 此时系统为 ORC-喷射系统, 阀门 1 关闭, 阀门 2 打开; 若喷射循环热源来源于一级蒸发器出口经分流产生的低温余热, 则系统为 ORC-分流喷射循环, 阀门 1 打开, 阀门 2 关闭。

图 2 为带喷射器的 ORC 系统温熵图, 其中图 2(a) 为 ORC-喷射循环, 图 2(b) 为 ORC-分流喷射循环。

1.2 系统热力分析理论模型

(1) 一级循环

换热器工质质量流量的确定:

$$m_{wf} = \frac{Q_e}{r_{wf}} = \frac{m_g C_{p,g} (T_g - T_1 - T_p)}{r_{wf}} \quad (1)$$

收稿日期: 2015-10-27; 修订日期: 2015-11-18

基金项目: 辽宁省教育厅创新团队项目(LTJ2011101、LT2010047)

作者简介: 彭继慎(1969-), 男, 辽宁阜新, 辽宁工程技术大学教授。

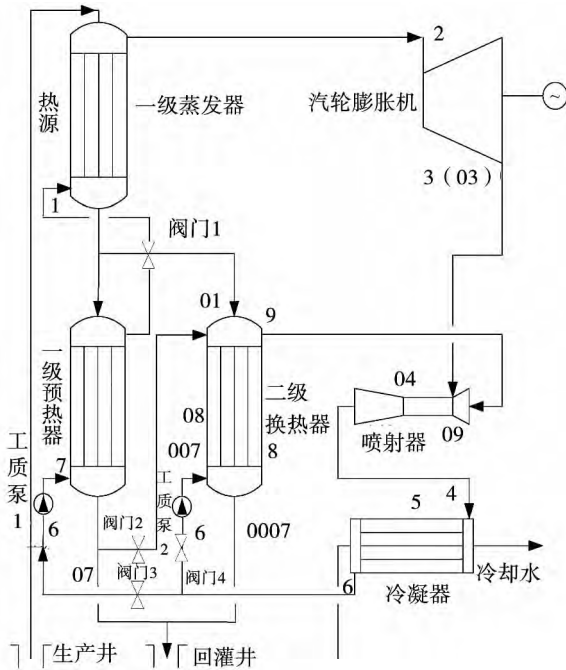


图 1 带喷射器的 ORC 发电系统原理图
Fig. 1 Schematic diagram of an ORC power generation system provided with a jet ejector

对于无分流喷射循环, 热源在一级预热器中排放温度 T_{07} 按照换热平衡计算; 若系统存在分流, 则可通过设定预热器出口热源温度 T_{07} 计算分流热源质量流量, 即分流系数 ε 。则预热器中换热量:

$$Q_y = m_{wf}(h_1 - h_7) = m_g C_{p,g}(T_{01} - T_{07}) = m_g(1 - \varepsilon) C_{p,g}(T_{01} - T_7 - T_p) \quad (2)$$

(2) ORC - 喷射系统模型:

预热器排放温度:

$$T_{07} = T_{01} - \frac{m_{wf}(h_1 - h_7)}{m_g C_{p,g}} \quad (3)$$

二级换热器入口焓:

$$E_{in} = E_{07} = m_g [(h_{07} - h_0) - T_0(s_{07} - s_0)] \quad (4)$$

二级蒸发器换热量:

$$Q_{0e} = m_g(h_{07} - h_{08}) = m_{0wf}(h_9 - h_8) \quad (5)$$

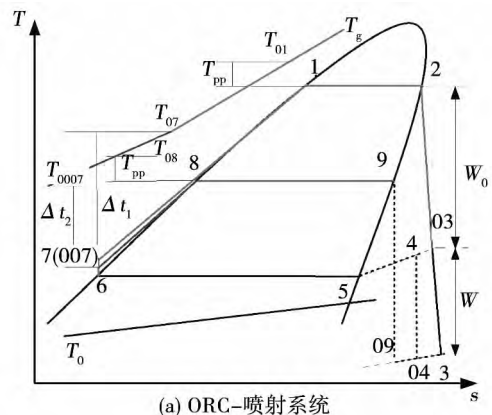
(3) ORC - 分流喷射系统模型:

热源分流系数:

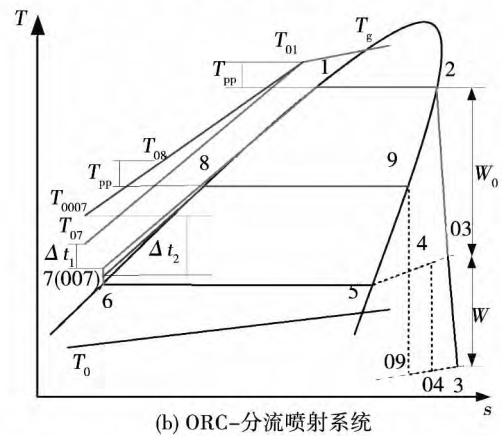
$$\varepsilon = 1 - \frac{(h_2 - h_1)(h_1 - h_7)}{(h_g - h_{01})(h_{01} - h_{07})} \quad (6)$$

二级换热器入口焓:

$$E_{in} = \varepsilon E_{01} = \varepsilon m_g [(h_{01} - h_0) - T_0(s_{01} - s_0)] \quad (7)$$



(a) ORC-喷射系统



(b) ORC-分流喷射系统

图 2 带喷射器的 ORC 发电系统热力循环温熵图
Fig. 2 T - S diagram of the thermal cycle of an ORC power generation system provided with a jet ejector

二级蒸发器换热量:

$$Q_{0e} = \varepsilon m_g(h_{01} - h_{08}) = m_{0wf}(h_9 - h_8) \quad (8)$$

此时, $T_{07} = T_7 + \Delta t_1 = T_7 + T_p$, 低于 ORC - 喷射系统热源排放温度, 则在一级换热器中不可逆损失较小, 二级换热器入口处热源焓高于 ORC - 喷射系统。

(3) 喷射器模型:

喷射器升压比:

$$a = \frac{p_c}{p_3} \quad (9)$$

为使系统始终保持非负压运行, 设 $p_3 \geq p_0$, 则有:

$$1 \leq a \leq \frac{p_c}{p_0} \quad (10)$$

喷射器换热量:

$$Q_{inj} = m_{0wf}(h_9 - h_4) = m_{wf}(h_4 - h_3) \quad (11)$$

喷射器允许工作条件:

$$E_9 - m_{wf}e_4 \geq m_{0wf}e_4 - E_3 \quad (12)$$

即 ,

$$m_{wf}(s_3 - s_4) \leq m_{0wf}(s_4 - s_9)$$

(4) 系统焓效率模型

热源输入焓:

$$E_g = m_g [(h_g - h_0) - T_0(s_g - s_0)] \quad (13)$$

系统输出功:

$$P = W_{ORC} + W_{inj} - W_b - W_{0b}$$

$$= \left[\begin{matrix} m_{wf} [(h_2 - h_{03}) + (h_{03} - h_3)] \eta_t \\ - m_{wf}(h_7 - h_6) / \eta_b - m_{0wf}(h_{007} - h_6) / \eta_b \end{matrix} \right] \eta_m \eta_E \quad (14)$$

系统焓效率:

$$\eta_{exe} = \frac{P}{E_g} \quad (15)$$

式中: E —焓 kJ ; e —比焓 kJ/kg ; m —质量流量 kg/s ; T —温度 K ; h —比焓 kJ/kg ; s —比熵 $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; p —压力 MPa ; r —比潜热 kJ/kg ; C_{p_g} —定压比热 $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; Q —吸热量 kJ ; W —功 kW ; P —输出功 kW ; η —效率; Δt_1 、 Δt_2 —一级、二级预热器冷端温差 K ; T_p —夹点温差 K ; ε —分流系数; a —升压比。角标: in—入口; g—入口热源; wf、0wf—一级及二级换热器中工质; ORC、inj—ORC 部分、喷射器; e、0e—一级、二级蒸发器; exe—焓; t、b、0b、m、E—膨胀机、工质泵 1、工质泵 2、摩擦和发电; 0—环境; 1~9 各状态点; 007、0007—二级换热器中工质入口及热源出口状态参数点; c—冷凝状态点。

2 系统初始参数的确定

本研究以流量 27.8 kg/s 、温度 373 K 地热水为热源,分析在有/无分流 ORC 系统中,喷射器对系统焓效率的影响。计算过程中,系统各参数如表 1 所示。

表 1 系统初始参数

Tab. 1 Initial parameters of the system

系统初始参数	数值
冷凝温度 T_c / K	293 - 303
环境压力 p_0 / MPa	0.103
夹点温差 T_p / K	5
膨胀机绝热效率 η_t	0.65
工质泵绝热效率 η_b	0.80
机械摩擦效率 η_m	0.85
发电效率 η_e	0.85

3 计算结果及分析

3.1 工质的选择

工质是影响 ORC 系统性能的关键因素^[8~10]。根据 $\partial T / \partial s$ 是否大于零,工质可分为干工质、等焓工质及湿工质。在系统中工质选择一般应优先考虑工质毒性、易燃易爆性及环境友好性等。根据文献 [9~10] 推荐,本文选取 R245fa、R114、R236fa 及 R152a 四种工质进行分析。如图 3 所示,可知不同工质临界温度表现为 $R245fa > R114 > R236fa > R152a$,其中工质有干工质及湿工质 2 种。

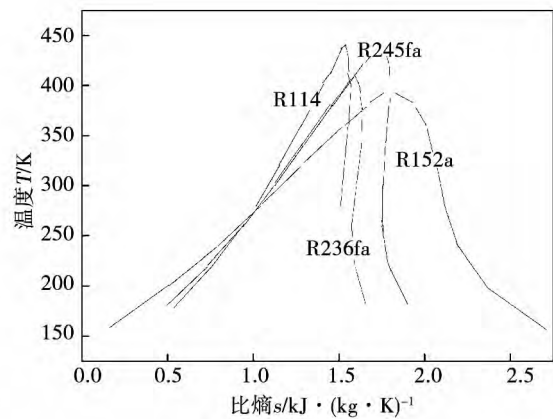


图 3 不同工质温熵图

Fig. 3 $T-s$ diagram of various working media

3.2 不同工质时,喷射器对 ORC 系统性能影响

在 ORC 系统中增加喷射器,能够降低工质在膨胀机出口背压,增大单位工质焓降,提高系统性能。喷射器升压比 a 是指通过采用喷射器使膨胀机尾端压力得到的提升比,对于冷凝温度确定的系统,冷凝压力固定,升压比 a 决定了膨胀机出口压力,对系统性能具有重要意义。为了使系统运行简单、可靠,应避免工质在膨胀机中压力为负压状态,根据式(10~12),不同工质升压比范围存在差异。如图 4 所示,工质临界温度越高,在一定冷凝温度下,膨胀机出口处背压越低,其升压比范围一般较小。

图 4 为在有/无分流 ORC 系统中,不同工质一级换热器最佳蒸发温度随喷射器升压比 a 变化规律。如图所示,当 a 为 1.0 时,表明喷射器未工作,系统为 ORC 系统,此时各工质均以最佳蒸发温度 339 K 运行。在 $a = 1.1$ 时,由于单位工质焓降增

大,工质质量流量增加有助于提高系统性能,各工质最佳蒸发温度出现降低。在有/无分流 ORC 系统中, R245fa 最佳蒸发温度均在允许蒸发温度范围内,表现一致;而对于临界温度较低的工质,由式(12)喷射器工作条件限制,在 ORC - 喷射系统中其允许蒸发温度范围减小,最小蒸发温度即为最佳蒸发温度。随 a 增加,各工质均以最小允许蒸发温度运行,最佳蒸发温度逐渐升高,增幅逐渐减缓,且有 $R152a > R236fa > R114 > R245fa$ 的规律。此时,分流 ORC 系统由于将蒸发器出口热源分流进入二级换热器,用以加热喷射器工作介质,其入口温度较高,允许蒸发温度范围增大,最佳蒸发温度相对低于 ORC 喷射系统。对于喷射器,其性能主要受引射流体及被引射流体的流量和温度影响,而以上两因素皆由一级换热器蒸发温度控制,因此根据式(10)及式(12)升压比范围及喷射器工作条件限制,最佳工况下,一级蒸发温度具有图 4 所示规律。

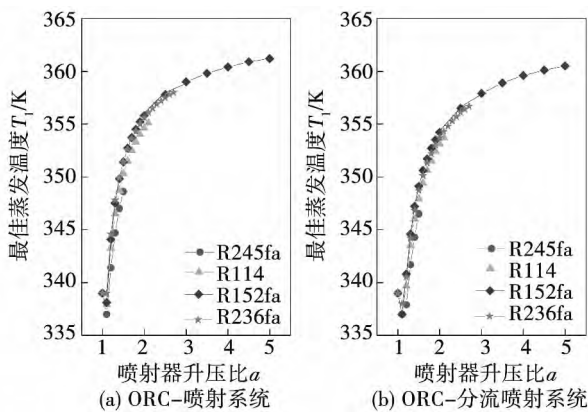


图 4 不同工质时升压比对最佳蒸发温度的影响
Fig. 4 Influence of the boosting pressure ratio on the optimum evaporation temperature when various working media are adopted

在升压比及一级蒸发温度确定时,二级换热器蒸发温度对系统不产生任何影响,其仅作为引射流体在喷射器中产生作用,亦具有一定的允许蒸发温度范围。图 5 为以 R245fa 为工质时,在式(10)确定的升压比区间内,以最佳一级蒸发温度运行,允许蒸发温度变化。由图中亦可看出,采用分流技术,使二级蒸发温度范围变大,进一步表明分流对于 ORC - 喷射系统具有一定意义。

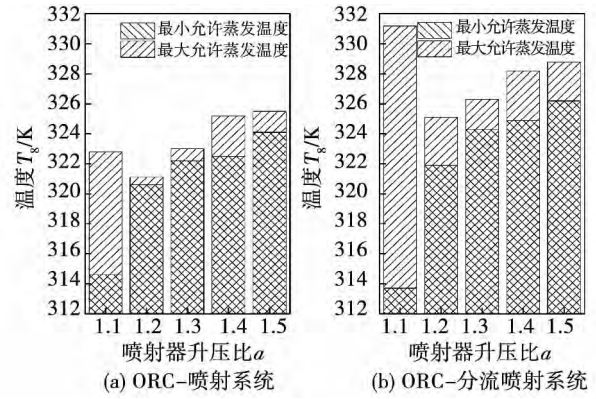


图 5 R245fa 工质时升压比对二级蒸发温度范围的影响

Fig. 5 Influence of the boosting pressure ratio on the secondary evaporation temperature range when the working medium R245fa is adopted

图 6 为在有/无分流 ORC 系统中,喷射器升压比 a 对不同工质焓效率的影响规律研究。如图所示,当 $a = 1.0$ 时,各工质焓效率表现为 $R236fa > R114 > R245fa > R152a$,这是由于工质临界温度越低,在一定蒸发温度下运行时,其潜热较小,更容易实现热源与工质之间换热匹配,系统热力性能从而较高;而 R152a 作为湿工质,潜热值较高,工质质量流量较小,致使工质在换热器中换热不充分,焓损较大,热力性能最差。随升压比 a 增长,在有/无分流 ORC 系统中,各工质焓效率均有先升高后降低的规律,这是由于 a 升高,一方面,单位质量工质焓增加,但如图 4 所示,工质允许最小蒸发温度增高,逐渐偏离基本 ORC 系统最佳运行工况点。当喷射器带来的效果弱于由此引起的蒸发温度增长而产生的负作用,系统性能表现为不断下降。在有/无分流 ORC 系统中,均存在一最佳升压比 a ,且升压比表现为 $R245fa \geq R114 \geq R236fa \geq R152a$,ORC - 分流喷射系统高于 ORC - 喷射系统。

由图 6 可知,在 ORC 系统中采用喷射装置,不同工质之间系统性能具有 $R245fa > R114 > R236fa > R152a$ 的规律;而在分流 ORC 系统中,通过采用喷射器依然表现为 $R236fa > R114 > R245fa > R152a$ 。这是由于采用喷射装置后,最佳蒸发温度变化所致。如图 4(a) 所示,对于 ORC 喷射系统, R245fa 最佳蒸发温度低于其它工质,允许蒸发温度

范围较大,更接近最佳工况;而如图 4(b) 所示,通过采用分流设备,各工质蒸发温度均存在相对降低,更接近 ORC 系统时工质表现规律。在 ORC 喷射系统中,采用 R245fa、R236fa 可使炯效率分别增加 4.54%、3.86%;而在 ORC 分流喷射系统中,采用 R245fa、R236fa 可使炯效率分别增加 6.43%、6.21%。不同工质之间差距较小。以上分析表明,采用喷射能够提高系统性能,且有工质临界温度越高,采用喷射装置越具有重要意义。

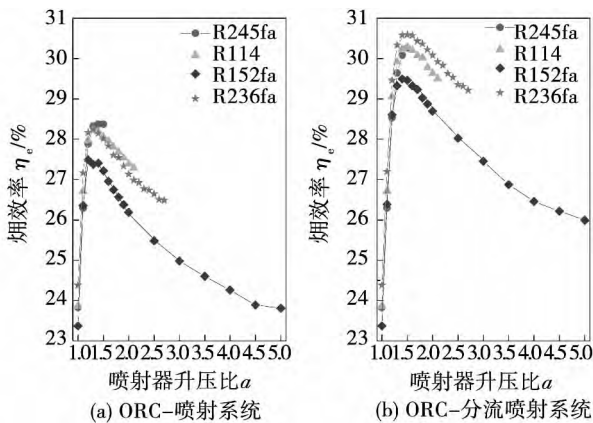


图 6 不同工质时升压比对炯效率的影响

Fig. 6 Influence of the boosting pressure ratio on the exergy efficiency when various working media are adopted

图 7 为在不同升压 a 比时,系统经分流较 ORC - 喷射系统炯效率增量。由图可见,分流喷射系统具有最高性能。在 a 较小时,采用分流系统意义较小。随 a 增加,不同工质的增量均表现为先增加后减小,且 R236fa 的增量高于其它工质,这是其最佳蒸发温度变化导致的。通过采用分流 ORC 喷射,工质 R236fa 较 ORC 喷射系统炯效率增长 2.35%,而 R245fa 仅增长 1.89%。通过将分流喷射系统与喷射系统比较,可知,工质临界温度越低,越应采用分流装置。工质 R152a 作为湿工质,尽管其性能较差,但是采用分流装置,可使系统性能增长较大。

3.3 不同冷凝温度时,喷射器对 ORC 系统性能影响

冷凝温度通过影响系统背压影响系统性能,喷射器作为提高工质背压至冷凝压力的装置,分析不同冷凝温度下,喷射器对系统性能的影响具有重要

意义^[11~12]。

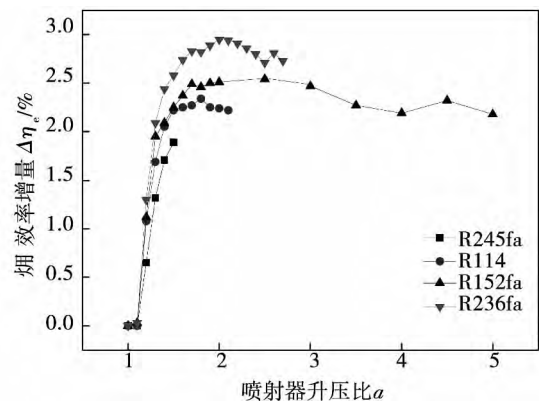


图 7 不同工质时升压比对炯效率增量的影响
Fig. 7 Influence of the boosting pressure ratio on the increment of the exergy efficiency when various working media are adopted

图 8 为以 R245fa 为工质时,在不同冷凝温度 T_c 下,喷射器升压比 a 对有/无分流 ORC 系统炯效率的影响以及采用分流装置时,炯效率的增量。由图可知,在 $a = 1.0$ 时,冷凝温度 T_c 越低,系统炯效率越大;而在 $a = 1.0 \sim 1.1$ 之间时,由于系统允许蒸发温度范围较大,系统可在最佳蒸发温度下运行,有/无分流喷射系统性能一致。此后,随 a 增加,系统炯效率表现为先增加后减小的趋势,当允许升压比低于最佳升压比时,系统只表现出不断增长的现象。当冷凝温度 $T_c = 293 \text{ K}$ 时,由于冷凝压力较低,根据式(10),最大升压比仅为 1.2;而当 $T_c = 298 \text{ K}$ 、 303 K 时,最大升压比分别为 1.5 和 1.7。尽管在相同升压比 a 时, T_c 越低,系统炯效率越大,但是如图所示,在 $T_c = 298 \text{ K}$ 时,分流喷射系统炯效率可实现 30.26%,而在 $T_c = 293 \text{ K}$ 时,分流喷射系统炯效率仅为 29.3%,可见在 T_c 较高时,采用喷射装置在一定程度上具有降低背压的作用,可以取得较好效果。

同时,观察分流喷射系统较 ORC - 喷射系统增量可知,随升压比 a 升高,增量逐渐增加,冷凝温度 T_c 较高的系统允许升压比范围较大,采用分流装置效果越明显。由以上分析可知,在工程实际中,若受环境限制,冷凝温度 T_c 较高,可通过增加分流喷射装置来提高系统性能。

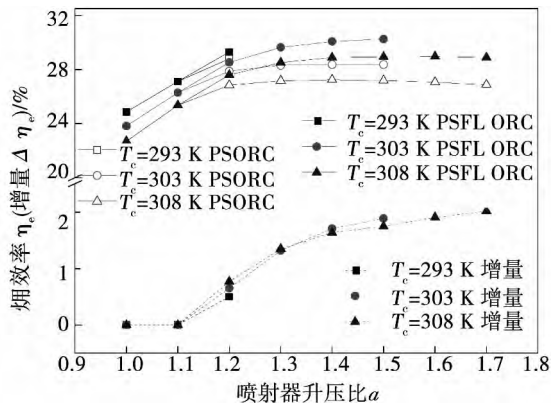


图 8 不同冷凝温度时升压比对焓效率及其增量的影响

Fig. 8 Influence of the boosting pressure ratio on the exergy efficiency and its increment at various condensation temperatures

4 结 论

(1) 通过以上分析得知 ORC - 分流喷射系统性能 > ORC - 喷射系统 > ORC 系统。若以 R245fa 为工质, 在 $T_c = 298 \text{ K}$ 时, 三种系统焓效率可分别实现 30.26%、28.37% 及 23.83%;

(2) 工质临界温度越高, 越应采用喷射装置, 采用 R245fa、R114 及 R236fa 时, 喷射 ORC 系统较 ORC 系统分别增长 4.54%、4.35% 及 3.86%; 对于临界温度较低的工质采用喷射装置时, 应优先考虑分流喷射循环, 此时系统性能表现为 R236fa > R114 > R245fa; 湿工质 R152a 性能较低;

(3) 对于 ORC 系统, 冷凝温度越低, 性能越高, 但其允许升压比 a 存在限制, 采用喷射装置效果有限, 而在冷凝温度较高时, 采用喷射装置能够在一定程度上削弱冷凝温度过高带来的不良影响。

参考文献:

[1] Butcher CJ, Reddy BV. Second law analysis of a waste heat recovery based power generation system [J]. Heat and Mass Transfer, 2007, 50 (11 - 12): 2355 - 2363.

[2] Hettiarachchi HD, Golubovic M, Worek W M, et al. Optimum design criteria for an organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources [J]. Energy, 2007, 32(9): 1698 - 1706.

[3] Campana F, Bianchi M, Branchini L, et al. ORC waste heat recovery in European energy intensive industries: Energy and GHG sav-

ings [J]. Energy Conversion and Management, 2013 (76): 244 - 252.

- [4] 刘 强, 段远源. 背压式汽轮机组与有机朗肯循环耦合的热电联产系统 [J]. 中国电机工程学报, 2013, 33(23): 29 - 36.
- LIU Qiang, DUAN Yuan-yuan. A back-pressure steam turbine unit-based cogeneration system coupled with an organic Rankine cycle [J]. Proceedings of China Electric Machinery Engineering, 2013, 33(23): 29 - 36.
- [5] Zheng B, Weng Y W. A combined power and ejector refrigeration cycle for low temperature heat sources [J]. Solar Energy, 2010, 84 (5): 784 - 791.
- [6] Dai Y P, Wang J F, Gao L. Exergy analysis, parametric analysis and optimization for a novel combined power and ejector refrigeration cycle [J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(10): 1983 - 1990.
- [7] Xu R J, He Y L. A vapor injector-based novel regenerative organic Rankine cycle [J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31(6 - 7): 1238 - 1243.
- [8] 杨新乐, 黄菲菲, 戴文智, 等. 非共沸混合工质 ORC - 分流, 闪蒸系统热力性能分析 [J]. 热能动力工程, 2015, 30(3): 333 - 339.
- YANG Xin-le, HUANG Fei-fei, DAI Wen-zhi, et al. Analysis of the thermodynamic performance of a non-priming hybrid working medium ORC (Organic Rankine Cycle) flow division and flash system [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2015, 30(3): 333 - 339.
- [9] Saleh B, Koglbauer G, Wendland M, et al. Working fluids for low temperature organic Rankine cycles [J]. Energy, 2007, 32(7): 1210 - 1221.
- [10] Liu Bo-tau, Chien Kuo-hsiang, Wang Chi-chuan. Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery [J]. Energy, 2004, 29(8): 197 - 205.
- [11] 魏东红, 鲁雪生, 陆 震, 等. 环境温度对余热驱动的有机朗肯循环系统性能的影响 [J]. 兰州理工大学学报, 2006(32): 6, 59 - 61.
- WEI Dong-hong, LU Xue-sheng, LU Zhen, et al. Impact of the ambient temperature on the performance of an organic Rankine cycle system driven by the waste heat [J]. Journal of Lanzhou University of Science and Technology, 2006(32): 6, 59 - 61.
- [12] 杨 允, 张云杰, 肖云汉. 环境温度对燃气轮机分布式供能系统优化配置的影响 [J]. 热能动力工程, 2013, 28(4): 345 - 351.
- YANG Yun, ZHANG Shi-jie, XIAO Yun-han. Influence of the ambient temperature on the optimized configuration of a gas-turbine-based distributed type energy supply system [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2013, 28(4): 345 - 351.

(刘 瑶 编辑)

the tubes will tend to be stable after a condensation for about 70 seconds , the temperature on the tube walls will quickly drop in the inclined section at the inlet and tend to be slow and smooth in the vertical section and the section at the outlet. Furthermore , to increase the mass flow rate and the gas content of the fluid at the inlet , the temperature and enthalpy of the fluid as well as the heat exchange coefficients inside and outside the tubes will increase and the influence of both mass flow rate and gas content will gradually decrease. If the inclination angle of the tubes increases by 20 degrees , the temperature of the fluid inside the inclined tube section at the outlet will become lower by about 3 °C. When the temperature inside the water box increases by 10 °C , the bubble formation and separation speed will increase , the heat exchange inside the water box will enhance , the temperature rise on the outer wall of the tubes in the inclined section at the inlet will increase by around 2 °C and the temperature on the outer wall of the tubes in the inclined section at the outlet will heighten by about 0.2 °C. The simulation results obtained by using the software CFD indicate that the most majority of the bubbles in the water box gather on the top of the C-shaped tubes and flow upwards gradually , leading to a movement of the hot fluid upwards and the cold fluid downwards , thus forming a natural circulation. **Key words:** C-shaped tube heat exchanger , coupling heat transfer , condensation heat transfer , natural convection

喷射器对地热有机朗肯循环发电系统性能的影响 = Influence of a Jet Ejector on the Performance of a Geothermal Organic Rankine Cycle Power Generation System [刊 汉] PENG Ji-shen , LU Guang-dong , SONG Li-ye , LI Tao-chang (College of Electrical and Control Engineering , Liaoning Engineering Technology University , Huludao , China , Post Code: 125105) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2016 , 31 (7) . - 30 ~ 35

In order to lessen the high back pressure problems arisen from a relatively high condensation temperature , proposed was an ORC power generation system. For a geothermal heat source at a temperature of 373 K , the influence of the jet ejector on the performance of the system was analyzed under various working media at different condensation temperatures and a comparison was made under the following two operating conditions , one having a flow division and another having not. It has been found that the use of a jet ejector device can enhance the performance of the system and an optimum boosting pressure ratio does exist to make it be the best , among them , an ORC-based flow division jet ejector system > an ORC-jet ejector system > an ORC cycle system. If R245fa serves as the working medium and when $T_c = 298$ K , the flow division jet ejector system will have a higher exergy efficiency than the jet ejector ORC system and the ORC cycle system by 1.89 % and 6.43% respectively. The higher the critical temperature of the working medium , the better in enhancing the performance of the system using the jet ejector device. The flow division can lessen the influence of the working medium on the jet ejector device , thus making the law governing the system efficiency when various media is used closer to that of the ORC cycle system: R236fa > R114 > R245fa > R152a. When the condensation temperature of the systems is comparatively high , the use of a jet ejector device has an important significance. **Key words:** jet ejector , condensation temperature , optimum boosting pressure ratio , critical temperature , system performance