第 43 卷第 4 期
2013 年 7 月

东南大学学报(自然科学版)
JOURNAL OF SOUTHEAST UNIVERSITY (Natural Science Edition)

Vol. 43 No. 4
July 2013

doi:10.3969/j.issn.1001-0505.2013.04.023

微型有机朗肯循环热电系统建模与性能分析

邵应娟[1] 金保昇[1] 钟文琪[1] Liu Hao[2]

([1] 东南大学能源热转换及其过程测控教育部重点实验室,南京 210096)
([2] 诺丁汉大学建筑与环境学院,英国诺丁汉,NG7 2RD)

摘要:为研究环保新型有机工质应用于微型朗肯循环热电联供系统的适应性和循环效率,针对3种有机工质 HFE7000,HFE7100 和 Neo-pentane,构建了典型微型有机工质朗肯循环热电联供循环系统,并建立了系统热力学能量流通模型,研究了循环温度、回热器温差、过热和过冷对系统效率的影响.结果表明:所选工质可适用于微型有机朗肯循环,有机工质自身性质对循环效率有一定影响;系统各项效率均随着蒸发器出口温度的升高和冷凝器出口温度的降低而增加;在循环中增设回热器有利于提高系统发电效率,有机工质在回热器进出口之间每 10 ℃的温度差,可将微型有机朗肯循环系统的发电效率提高 0.4% ~0.5%;对工质采用过热和过冷手段,均会降低微型有机朗肯循环系统的循环效率.

关键词:分布式能源;微型热电联产系统;有机朗肯循环;低温热发电;热力学分析

中图分类号:TK16 **文献标志码**:A **文章编号**:1001-0505(2013)04-0798-05

Modeling and performance analysis of micro-CHP system with organic rankine cycle

Shao Yingjuan[1] Jin Baosheng[1] Zhong Wenqi[1] Liu Hao[2]

([1] Key Laboratory of Energy Thermal Conversion and Control of Ministry of Education, Southeast University, Nanjing 210096, China)
([2] School of the Built Environment, University of Nottingham, Nottingham NG7 2RD, United Kingdom)

Abstract: To investigate the suitability and cycle efficiency of novel environment friendly organic working fluid applied to the micro combine heating and power (M-CHP) system, organic Rankine cycle (ORC) in the M-CHP system was constructed and thermodynamically analyzed for three organic fluids HFE7000, HFE7100 and Neo-pentane. The effects of the cycle temperature, the temperature difference of the internal heat exchanger (IHE), and superheating and subcooling on the cycle efficiency were studied. The results show that the proposed organic fluids are adaptive in the M-CHP system and have effect on the cycle efficiency. Both the increase of the evaporator temperature and the decrease of the condenser temperature increase the CHP electrical efficiency. The use of the IHE can increase the electrical efficiency of the M-CHP system, which approximately increases by 0.4% to 0.5% for every 10 ℃ temperature drop on the IHE warm side. Both superheating and subcooling decrease the CHP electrical efficiency.

Key words: distributed energy sources; micro-combine heating and power system; organic Rankine cycle; low-temperature thermal power generation; thermodynamic analysis

分布式能源(distributed energy sources, DES)通常是指分布在需求侧的能源梯级利用、资源综合利用和可再生能源综合利用设施,可作为现有供能系统的有益补充[1].热电联产(CHP)是最具代表

收稿日期:2013-03-02. **作者简介**:邵应娟(1983—),女,博士;金保昇(联系人),男,教授,博士生导师,bsjin@seu.edu.cn.
基金项目:中国博士后科学基金特别资助项目(2013T60486)、教育部博士点新教师基金资助项目(20120092120045).
引文格式:邵应娟,金保昇,钟文琪,等.微型有机朗肯循环热电系统建模与性能分析[J].东南大学学报:自然科学版,2013,43(4):798-802.[doi:10.3969/j.issn.1001-0505.2013.04.023]

性的分布式能源技术[2]. 有机朗肯循环(organic Rankine cycle,ORC)中,循环工质为具有较低临界温度的有机工质而非传统的水蒸气[3],其对热源温度要求较低,100 ℃左右的热源就可以维持其正常运行,是利用低温热源(太阳能、生物质能、地热和工业余热等)的有效途径[4-5]. 现有中大规模 ORC 系统的良好运行说明有机朗肯循环具有广阔的应用前景. 当前,全球范围内建筑能源消耗已达总能耗的 40% 以上[6],适用于建筑物的微型有机朗肯循环热电联产还处于研究起步阶段. 采用微型热电联产技术(M-CHP)对独栋建筑进行热电联供,可极大地节省能源和资源;而有机工质的微型 ORC 循环技术能明显提高发电效率,同时保证汽轮机出口干度,提高系统运行的可靠性[7].

微型 ORC 系统的工质选择、循环回路和热力循环参数等均与现有中大规模机组有显著区别,亟需开展深入研究. 为此,本文针对小规模、低参数有机工质热电联产系统,选择多种新型有机溶液作为循环工质,建立热力学能量流通模型,研究循环温度、换热器温差、过热和过冷对发电和系统效率的影响,以期为微型有机朗肯循环热电系统技术应用提供参考.

1　系统构建

微型有机朗肯循环低温热电联产系统主要由蒸发器、汽轮机、冷凝器和工质泵 4 个热力设备组成. 本文选取的是带有回热器的代表性 ORC 系统(见图 1). 在该闭合回路中,有机工质经工质泵升压,先进入回热器被初步加热,再被送到蒸发器中,产生高压工质蒸汽,进入汽轮机中膨胀做功,带动发电机输出电能;做功后的有机工质,先进入回热器放热,再在冷凝器中进一步放热给冷却水,并对外输出热能;工质液体再次流回循环泵,完成循环并不断重复.

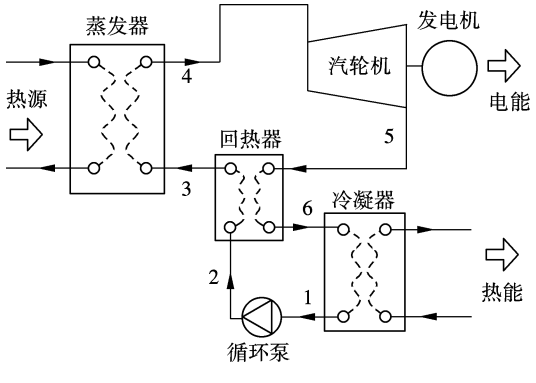

图 1　典型有机朗肯循环示意图

2　系统模型的建立

2.1　有机工质选择

良好的循环工质通常具有以下特征:沸点适中、临界压力/温度低、比容小、黏度/表面张力低、导热系数高、无毒无腐蚀性等[8]. 过去使用的有机工质通常包括氢氯氟烃化合物(HCFCs)、氢氟碳化合物(HFCs)和氟利昂系列(如 R114,R113,R11)等[8-9]. 随着全球范围内环保要求的不断提高,对臭氧层具有明显破坏性的氟利昂系列和全氯氟烃(CFCs)系列化合物已全部被禁止使用. 近年来,作为上述替代品的氢氯氟烃系列和氢氟碳系列由于具有较高的全球变暖潜能值(GWP),也将在全球范围逐渐被禁止使用.

因此,针对有机朗肯循环的研究中,循环工质的选择是重点也是难点,不但要考虑工质的热物理性,也必须重视其环保性能. Tsai [10]指出,部分氢氟醚系列溶液(hydrofluo-roether)可作为有机循环工质的高效环保替代品, 如 HFE7000, HFE7100, HFE7200 和 HFE7500 等.

根据温熵图中饱和蒸汽曲线的斜度,有机工质可分为干工质(如 Neo-pentane)、湿工质(如水)和等熵工质(如 R123),有机工质的干湿性对其适用性和循环效率都有影响[11]. 模拟中选用 HFE7000, HFE7100 和 Neo-pentane 三种干工质作为循环工质,其主要物理性质见表 1. 由表可知,这些有机工质均具备良好的热物理性质和较低的全球变暖潜能值,对臭氧层不造成破坏.

表 1　工质主要热物理性质

有机工质	HFE7000	HFE7100	Neo-pentane
分子式	$n\text{-}C_3F_7OCH_3$	$C_4F_9OCH_3$	C_5H_{12}
沸点/℃	35.23	60.03	35.87
临界温度/℃	164.6	195.3	196.5
临界压力/kPa	2 478	2 229	3 364
蒸发热焓/(kJ · kg^{-1})	132.4	111.5	357.8
全球变暖潜势 GWP	450	410	3
臭氧消耗潜值 ODP	0	0	0

2.2　能量流通数学模型

假设系统处于稳定流动状态,蒸发器、冷凝器等设备与环境不进行换热,各换热器、冷凝器以及连接管道的压力损失忽略不计,冷凝器出口工质为饱和液体. 对系统进行一系列简化,设定工质泵等熵效率 $\eta_{pump,IS}=85\%$,回热器热效率 $\eta_{IHE}=97\%$;蒸发器热效率 $\eta_{evap}=96\%$,冷凝器热效率 $\eta_{cond}=98\%$;汽机等熵效率 $\eta_{turb,IS}=85\%$,发电机效率 $\eta_{alt}=90\%$. 所选工况中蒸发器的输入热量值 $Q_{in}=25$

kW,冷却水温度 $T_w = 13$ ℃. 因此,可根据能量稳态流通方程对循环中的主要热力过程进行计算.

工质首先在循环泵中被压缩升压,对应图 1 中的过程 1-2. 该过程中,工质接收的外功为泵的功耗,则

$$W_{pump} = \frac{W_{pump,IS}}{\eta_{pump}} = m_f(h_2 - h_1) \tag{1}$$

$$W_{pump,IS} = m_f(h_{2s} - h_1) \tag{2}$$

式中,W_{pump} 为泵的实际功耗;η_{pump} 为泵的实际效率;$W_{pump,IS}$ 为理想状态下(即等熵过程中)泵的理想功耗;$h_i(i = 1,2,\cdots,6)$ 为实际过程后状态点 i 处的工质焓值;$h_{is}(i = 1,2,\cdots,6)$ 为等熵过程后状态点 i 处的工质焓值;m_f 为工质的质量流量.

随后,工质在蒸发器中吸热变为高压蒸汽,对应图 1 中的过程 2-4. 该过程中工质接受外功为

$$Q_{evap} = Q_{in}\eta_{evap} = m_f(h_4 - h_2) \tag{3}$$

高压蒸汽继续进入汽轮机膨胀做功,对应图 1 中的过程 3-4. 该过程中工质对外所做功耗 W_{turb} 及绝热可逆状态下汽轮机的理想功耗 $W_{turb,IS}$ 分别为

$$W_{turb} = W_{turb,IS}\eta_{turb} = m_f(h_3 - h_4) \tag{4}$$

$$W_{turb,IS} = m_f(h_3 - h_{4s}) \tag{5}$$

式中,η_{turb} 为汽机的实际效率.

ORC 系统总发电量 W_{el} 可表示为

$$W_{el} = W_{turb}\eta_{alt} \tag{6}$$

做功后工质经过冷凝器凝结为液体,对应图 1 中的过程 4-1. 该过程中冷却水吸收热量为

$$Q_{water} = m_f(h_6 - h_1)\eta_{cond} = m_{f,water}h_{water} \tag{7}$$

式中,$m_{f,water}$ 为冷却水质量流量;h_{water} 为冷却水增加的焓值. 此冷凝过程中,冷凝器内热量由有机工质传至冷却水的放热过程可分为 3 个阶段. 在有机工质侧表示为 2 个非相变过程(即工质由过热蒸汽被冷却至饱和蒸汽的过程和工质液体进一步放热至过冷水的过程)和 1 个工质由气态冷却至液态的相变放热过程. 在模拟计算过程中,窄点(饱和蒸气与冷却水的最小温差点)处的最小温差值设定为 5 K. 通过设定冷却水入口温度,即可得到冷却水的出口温度.

对于不设有回热器的循环过程,图 1 中点 3 和点 6 的工况分别完全等同于点 2 和点 5;对于设有回热器(IHE)的循环过程,汽轮机出口处工质先与泵出口处工质换热,由于回热器两侧的工质质量流量不变,则回热器中的传热过程可表示为

$$(h_5 - h_6)\eta_{IHE} = h_3 - h_2 \tag{8}$$

综上,该 ORC 系统的循环效率 η_{ORC}、发电效率 η_{el}、供热效率 η_{th} 和热电联产总效率 η_{ov} 可分别表示为

$$\eta_{ORC} = \frac{W_{turb} - W_{pump}}{Q_{in}} \tag{9}$$

$$\eta_{el} = \frac{W_{el} - W_{pump}}{Q_{in}} \tag{10}$$

$$\eta_{th} = \frac{Q_{water}}{Q_{in}} \tag{11}$$

$$\eta_{ov} = \frac{Q_{water} + W_{el} - W_{pump}}{Q_{in}} \tag{12}$$

3 结果与讨论

3.1 温度影响

蒸发器和冷凝器温度对朗肯循环性能有重要影响. 以 HFE7100 为例,冷凝器出口处工质温度 $T_C = 293,303,313$ K 时,ORC 系统的循环效率和相同温度条件下的 Carnot 循环效率 η_{Carnot} 随 T_C/T_E 的变化曲线见图 2. 由图可知,当冷凝器出口处工质温度 T_C 一定时,ORC 系统循环效率的范围为 9% ~ 16%,远低于相同工况下的 Carnot 循环效率,且随着蒸发器出口处工质温度 T_E 的升高而增加. 随着冷凝器出口处工质温度的升高,ORC 系统循环效率和 Carnot 循环效率均下降.

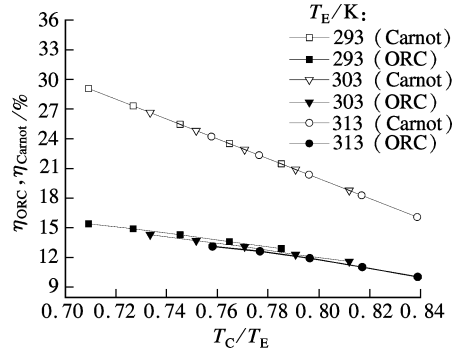

图 2 T_C 恒定时循环效率随 T_C/T_E 的变化

同样,以 HFE7100 为例,蒸发器出口处工质温度 $T_E = 373,393,413$ K 时,ORC 系统的循环效率和 Carnot 循环效率随 T_C/T_E 的变化曲线见图 3. 由

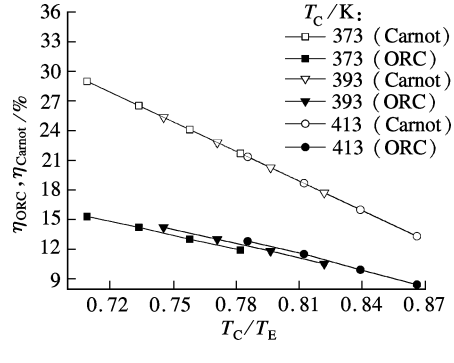

图 3 T_E 恒定时循环效率随 T_C/T_E 的变化

图可见,当蒸发器出口处工质温度 T_E 一定时,ORC 系统的循环效率范围为 8% ~16%,且随着冷凝器出口处工质温度 T_C 的降低而升高. 随着蒸发器出口处工质温度的升高,ORC 系统效率整体提高. 3 种有机工质的模拟结果均显示出相同的规律性.

3.2　回热器影响

在实际应用中,为实现热量的充分利用,可在朗肯循环中加入回热器(见图 1). 回热器是一个换热装置,工质在进入冷凝器放热给冷却水之前,可先经过回热器放出部分热量,预热循环泵处流出的工质液体. 设定汽轮机出口工质进入冷凝器前温度可降低 0 ~ 30 ℃. 以 HFE7000 为例,ORC 系统的发电效率随回热器温差变化曲线见图 4. 由图可知,增设回热器有利于提高发电效率,循环工质在回热器进出口之间每 10 ℃的温度差,可将系统的发电效率提高 0.4% ~0.5%. 同时,由于增设回热器不改变朗肯循环系统的蒸发器出口温度和冷凝器出口温度,其对整个系统的热电联产总效率不产生影响.

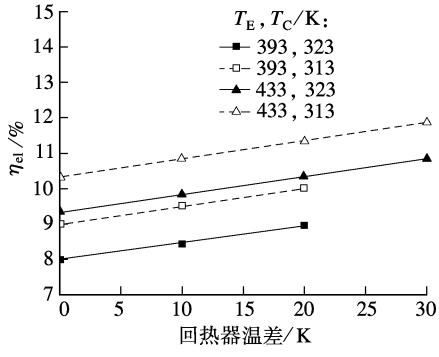

图 4　发电效率随回热器温差变化

3.3　过热/过冷影响

常规蒸汽朗肯循环中普遍采用过热蒸汽法避免蒸汽在汽轮机中冷凝. 以 Neo-pentane 为例,ORC 系统的发电效率随工质过热温度的变化曲线见图5. 图中,T 为设有回热器的朗肯循环中有机工质经过回热器降低的温度值. 由图可见,对于设有回热器和不设回热器的循环,ORC 系统的发电效率均随着过热温度的升高而降低,总体呈线性规律. 在选取的过热温度范围(0 ~30 ℃)内,过热温度每提高 10 ℃,系统的发电效率降低 0.08% ~ 0.13%. 由于本文采用的 3 种有机溶剂均为干工质,其工质蒸汽在汽轮机中膨胀做工后仍然处于过热蒸汽区,因此,3 种工质的模拟结果均表明,在有机朗肯循环中加入过热过程会降低系统的发电效率.

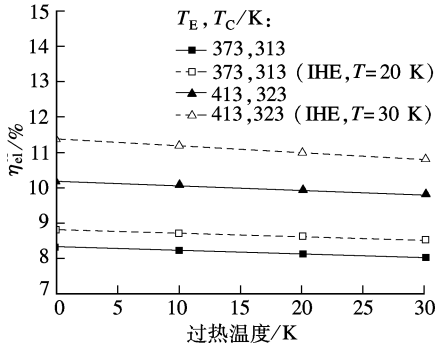

图 5　发电效率随工质过热温度的变化

朗肯循环中也常对冷凝器中工质采用过冷方法,以保证进入循环泵工质为液态. 以 Neo-pentane 为例,ORC 系统的发电效率随工质过冷温度的变化曲线见图 6. 由图可见,对于设有回热器和不设回热器的循环,ORC 系统的发电效率随着过冷温度的增加而明显降低,呈线性规律. 在选取的过热温度范围(0 ~ 20 ℃)内,过冷温度每增加 10 ℃,系统的发电效率降低约 0.5%. 3 种有机溶剂的模拟结果均表明,在循环中增加过冷过程会降低系统的发电效率.

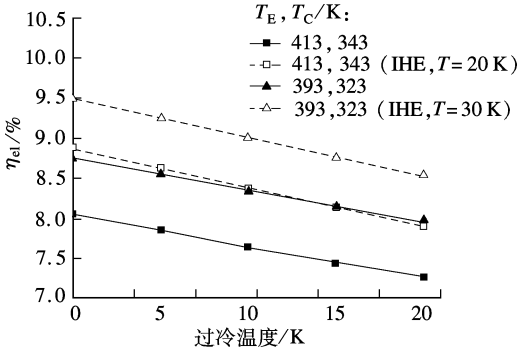

图 6　发电效率随工质过冷温度的变化

3.4　工质影响

当 T = 10 K, T_C = 303 K 时,采用 3 种工质的微型 ORC 系统的发电效率见图 7. 由图可见,当 T_E = 433 K 时,采用 Neo-pentane 系统的发电效率模拟值可达 13.8%,而采用其他 2 种工质也可达 11%

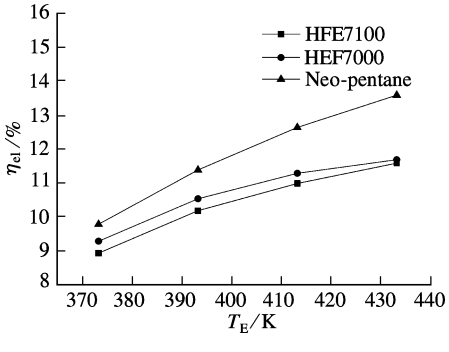

图 7　不同工质对 ORC 系统发电效率的影响

以上. 总体而言,以发电效率高低来评价该 3 种有机工质,在模拟范围内,Neo-pentane 优于 HFE7100 和 HFE7000, HFE7100 在低蒸发温度下优于 HFE7000.

4 结论

1) 所选的 3 种新型环保有机工质均可作为有机朗肯循环溶液的高效环保替代品. 以发电效率高低来评价这 3 种有机工质,在模拟范围内,Neo-pentane 优于 HFE7100 和 HFE7000,而 HFE7100 在低蒸发温度下优于 HFE7000.

2) ORC 系统的循环效率随着蒸发器出口温度的升高和冷凝器出口温度的降低而增大.

3) 在循环中增设回热器有利于提高微型 ORC 系统的发电效率. 有机工质在回热器进出口之间每 10 ℃的温度差,可将系统的发电效率提高 0.4% ~0.5%.

4) 对有机工质采用过热和过冷手段,均会降低微型 ORC 系统的循环效率.

参考文献 (References)

[1] 吴大为,王如竹. 分布式能源定义及其与冷热电联产关系的探讨[J]. 制冷与空调,2006,5(5): 1-6.
Wu Dawei, Wang Ruzhu. Definition of distributed energy resources and discussion on its relationship with CCHP [J]. *Refrigeration and Air-Condition*, 2006, **5** (5): 1-6. (in Chinese)

[2] Denntice M, Sasso M, Sibilio S, et al. Micro-combined heat and power in residential and light commercial applications [J]. *Appl Therm Eng*, 2003, **23** (10): 1247-1259.

[3] Saleh B, Koglbauer G, Wendland M, et al. Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles [J]. *Energy*, 2007, **32**(7): 1210-1221.

[4] 顾伟, 翁一武, 曹广益. 低温热能发电的研究现状和发展趋势[J]. 热能动力工程, 2007, 22(2): 115-119.
Gu Wei, Weng Yiwu, Cao Guangyi. The development and investigation of low-temperature power generation [J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2007, **22**(2): 115-119. (in Chinese)

[5] Dong L, Liu H, Riffat S B. Development of small-scale and micro-scale biomass-fuelled CHP systems—a literature review [J]. *Appl Therm Eng*, 2009, **29**(11): 2119-2126.

[6] Kannan R, Strachan N. Modelling the UK residential energy sector under long-term decarbonisation scenarios: comparison between energy systems and sectoral modelling approaches [J]. *Applied Energy*, 2009, **86** (4): 416-428.

[7] Maizza V, Maizza A. Unconventional working fluids in organic Rankine-cycles for waste energy recovery systems [J]. *Appl Therm Eng*, 2001, **21**(3): 381-390.

[8] Mago P, Chamra L, Srinivasan K, et al. An examination of regenerative organic rankine cycles using dry fluids [J]. *Appl Therm Eng*, 2008, **28**(8): 998-1007.

[9] Wei D, Lu X, Lu Z, et al. Performance analysis and optimization of organic rankine cycle (ORC) for waste heat recovery [J]. *Energ Convers Manag*, 2007, **48** (4): 1113-1119.

[10] Tsai W. Environmental risk assessment of hydrofluoroethers (HFEs) [J]. *J Hazard Mater*, 2005, **199** (1): 69-78.

[11] Liu B, Chien K, Wang C. Effect of working fluids on organic rankine cycle for waste heat recovery [J]. *Energy*, 2004, **29**(8): 1207-1217.