

超/亚临界 ORC 联合发电系统热力性能分析

杨新乐, 董思含, 黄菲菲, 乔约翰

(辽宁工程技术大学 机械工程学院 辽宁 阜新 123000)

摘要: 本研究在单纯超临界、亚临界的 ORC(有机朗肯循环)发电系统基础上,提出一种新型超临界、亚临界 ORC 联合发电系统,并建立其理论模型。通过编制计算机程序,分别对单纯超临界、亚临界 ORC 以及新型联合发电系统的热力性能进行比较。结果表明:采用 R143a、R245fa 作为联合系统的两循环区工质,当依次单独改变超临界、亚临界区蒸发压力时,各循环区质量流量变化与单纯超临界、亚临界 ORC 相似。前者随蒸发压力的增大而逐渐递增,后者则呈相反变化趋势,联合发电系统的热力性能均优于单纯超临界、亚临界 ORC。同时随两循环区蒸发压力的增大而不断提高,但增幅减小,且提高超临界区蒸发压力可使系统热力性能最佳。采用 R134a、R245fa 作为系统两循环区有机工质,可使联合发电系统焓损失达到最小。

关键词: 低温蒸汽; 有机朗肯循环; 超/亚临界联合; 有机工质; 热力性能

中图分类号: TK11 文献标识码: A
DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2016.02.001

引言

在矿藏热采过程尾端存在大量低温余热蒸汽,直接排放不仅浪费能源且会对环境造成严重的热污染^[1];采用有机朗肯循环可对低品位余热进行有效回收^[2]。ORC 发电系统通过驱动有机工质,将低品位余热转化为高品位电能,有效解决了能源浪费及环境热污染问题^[3-4]。

为提升基本 ORC 系统热力性能,国内外研究学者对超临界 ORC 系统进行了大量的研究。文献[5]分别分析了 16 种不同超、亚临界循环工质对两系统热力性能的影响并对参数进行了优化;文献[6]通过采用 24 种有机工质,对超临界 ORC 系统进行分析比较,结果表明选择合适的蒸发参数可提高系统的热力性能;文献[7]比较了以 CO₂、R32 及混

合工质 R32、R134a 作为超临界 ORC 系统工质的热力学性能;文献[8]建立了带回热器的超临界 ORC 发电系统,比较并分析了在超临界工况下,回热器对系统性能的影响,研究显示增加回热器可降低系统在最佳工况下的蒸发压力。

综上,超临界 ORC 系统在蒸发阶段工质由液态直接转化成气态,使蒸发温度不断上升,实现了工质与余热源温度更好的匹配,缩小了蒸发阶段换热温差,从而提升基本 ORC 系统的热力性能^[9-10]。然而对于带有潜热的低温蒸汽热源,由于低温蒸汽自身潜热量远大于其显热量,如采用单纯超临界系统则会出现潜热利用不足之后又导致显热利用不上、大量热源的焓被浪费的问题。为充分回收利用蒸汽热源潜、显热,本研究提出一种新型超/亚临界 ORC 联合发电系统(以下简称联合系统)。采用联合系统后,超临界循环区与亚临界循环区分别吸收热源潜、显热,这样在保证了对余热源充分利用的同时,还可整体提高蒸发温度,系统焓损失大幅降低,进而提升系统热力性能。

1 超/亚临界 ORC 联合发电系统

联合系统循环过程及 $T-s$ 图如图 1-图 2 所示。系统包括:蒸发器、冷凝器、工质泵和汽轮发电机组等设备。循环则由超临界循环区与亚临界循环区共同组成(其中,实线代表超临界区,虚线代表亚临界区)。

低温蒸汽进入蒸发器 1 中,用自身所含潜热将有机工质加热(1-2),被加热至超临界状态的高温、高压工质进入汽轮机 1 内做功(2-3),随后,乏

收稿日期: 2015-03-30; 修订日期: 2015-10-28

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51104083, 51174269, 51374123, 51574136)

作者简介: 杨新乐(1980-),男,辽宁盘锦人,辽宁工程技术大学博士,教授。

汽排入冷凝器 1 中冷凝成饱和液态(3-4),再由工质泵 1 加压(4-1)最终回到蒸发器 1 中;完全释放潜热后的低温余热饱和蒸汽利用自身所剩显热,在蒸发器 2 内与亚临界工质进行换热使其形成饱和气态后(8-5),进入汽轮机 2 中膨胀做功(5-6),接着流入冷凝器 2 中放热成饱和液态有机工质(6-7),再通过工质泵 2 加压(7-8)重新进入蒸发器 2 中进而完成整个联合系统循环。

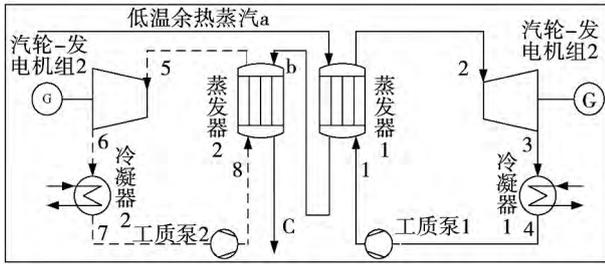
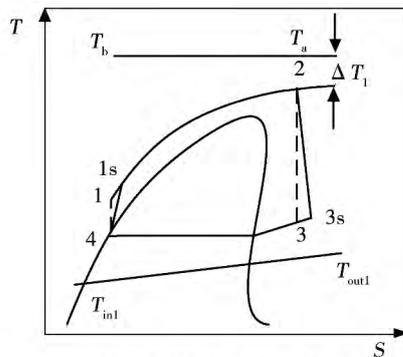
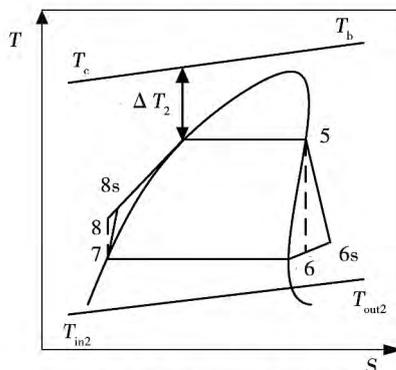


图 1 联合系统原理图

Fig. 1 Schematic diagram of ORC combined system



(a) 超临界区热力循环 T-s 图



(b) 亚临界区热力循环 T-s 图

图 2 联合系统热力循环 T-s 图

Fig. 2 T-s diagram of thermodynamic cycle of ORC combined system

2 系统热力分析理论模型

余热蒸汽放热量:

$$Q = m_g (h_a - h_b) + m_g c (T_b - T_c) \quad (1)$$

超临界区:

(1) 蒸发器 1:

$$Q_{e1} = m_g (h_a - h_b) = m_{wf1} (h_2 - h_{1s}) \quad (2)$$

$$I_{e1} = M_g [(h_a - h_b) - T_0 (s_a - s_b)] - m_{wf1} [(h_2 - h_{1s}) - T_0 (s_2 - s_{1s})] \quad (3)$$

(2) 汽轮机 1:

$$W_{t1} = m_{wf1} (h_2 - h_3) \eta_{t1} = m_{wf1} (h_2 - h_{3s}) \quad (4)$$

$$I_{t1} = m_{wf1} T_0 (s_{3s} - s_2) \quad (5)$$

(3) 冷凝器 1:

$$Q_{c1} = m_{wf1} (h_{3s} - h_4) \quad (6)$$

$$I_{c1} = m_{wf1} T_0 [(s_4 - s_{3s}) - \frac{h_4 - h_{3s}}{T_{cw}}] \quad (7)$$

$$T_{cw} = \frac{T_L + T_0}{2}$$

(4) 工质泵 1:

$$W_{p1} = m_{wf1} (h_1 - h_4) / \eta_{p1} = m_{wf1} (h_{1s} - h_4) \quad (8)$$

$$I_{p1} = m_{wf1} T_0 (s_{1s} - s_4) \quad (9)$$

净功率:

$$W_{net1} = (W_{t1} - W_{p1}) \eta_{m1} \cdot \eta_{e1} \quad (10)$$

亚临界区:

(5) 蒸发器 2:

$$Q_{e2} = m_g (h_b - h_c) = m_{wf2} (h_5 - h_{8s}) \quad (11)$$

$$I_{e2} = m_g [(h_b - h_c) - T_0 (s_a - s_c)] - m_{wf2} [(h_5 - h_{8s}) - T_0 (s_5 - s_{8s})] \quad (12)$$

(6) 汽轮机 2:

$$W_{t2} = m_{wf2} (h_5 - h_6) \eta_{t2} = m_{wf2} (h_5 - h_{6s}) \quad (13)$$

$$I_{t2} = m_{wf2} T_0 (s_{6s} - s_5) \quad (14)$$

(7) 冷凝器 2:

$$q_{c2} = m_{wf2} (h_{6s} - h_7) \quad (15)$$

$$I_{c2} = m_{wf2} T_0 [(s_7 - s_{6s}) - \frac{h_7 - h_{6s}}{T_{cw}}] \quad (16)$$

(8) 工质泵 2:

$$W_{p2} = m_{wf2} (h_8 - h_7) / \eta_{p2} = m_{wf2} (h_{8s} - h_7) \quad (17)$$

$$I_{p2} = m_{wf2} T_0 (s_{8s} - s_7) \quad (18)$$

净功率:

$$W_{net2} = (W_{t2} - W_{p2}) \eta_{m2} \cdot \eta_{e2} \quad (19)$$

系统总净功率:

$$W_{net} = W_{net1} + W_{net2} \quad (20)$$

系统热效率:

$$\eta = \frac{W_{net}}{Q} = \frac{W_{net1} + W_{net2}}{Q_{e1} + Q_{e2}} \quad (21)$$

系统总焓损:

$$I = I_{e1+e2} + I_{t1+t2} + I_{c1+c2} + I_{p1+p2} \quad (22)$$

系统热源焓:

$$E_h = m_g [(h_a - h_c) - T_0 (s_a - s_c)] \quad (23)$$

系统焓效率:

$$\eta_{ex} = \frac{W_{net}}{E_h} \quad (24)$$

式中: m_g 、 m_{wf1} 、 m_{wf2} —余热热源、超临界区、亚临界区工质质量流量, kg/s; h —比焓, kJ/kg; W —功率, kW; Q —换热量, kJ/s; s —比熵, kJ/(kg·K); η —热效率; η_{ex} —焓效率; I —焓损失, kW; c —余热流比热容, kJ/(kg·K); T —温度, K; E_h —输入焓, kJ/s; η 角标 t1 和 t2、m1 和 m2、g1 和 g2—两区汽轮机内效率、机械传动效率及发电机效率; p1 和 p2—两区工质泵; e1、e2—两区蒸发器; c1 和 c2—两区冷凝器; in1 和 in2、out1 和 out2—两区冷凝器内冷却水进出口状态; cw1 和 cw2—两区冷却水温升平均值; 角标 a、b、c—余热源在蒸发器 1 进口(饱和蒸汽)状态点、蒸发器 2 进口(饱和水)状态点及蒸发器 2 出口(排放水)状态点; 0—环境; 1—8—工质各状态点, S—各状态点对应的实际状态点, net1 和 net2—两区净值。

3 联合系统性能分析及比较

以热采油页岩过程尾端 383.15 K、0.14 MPa 的低温余热饱和蒸汽作为热源, 单井筒流量为 100 t/h, 取环境温度为 25 °C, 冷凝温度为 35 °C, 热源出口为 85 °C 的液态饱和水。超临界区蒸发器 1 内容点温差 $\Delta T_1 = 5$ K, 亚临界区蒸发器 2 内容点温差 $\Delta T_2 = 7$ K。计算过程中设定 $\eta_{t1} = \eta_{t2} = 0.65$, $\eta_{p1} = \eta_{p2} = 0.8$, $\eta_{m1} = \eta_{m2} = 0.85$, $\eta_{e1} = \eta_{e2} = 0.85$, 同时假定系统中各换热的热力过程均在等压条件下完成, 工质物性参数来源于 NIST 提供的 REFPROP 8.0 程序。

3.1 超压临界区蒸发压力对系统热力性能影响及比较分析

根据文献 [2]、[11] 的推荐, 分别选取 R143a、R245fa 作为联合系统超临界、亚临界区以及单纯超临界、亚临界 ORC 系统循环工质。为使二者乏汽均能够充分水冷且保证汽轮机正常工作的最小压差, 根据工质物性的不同, 设定超临界区汽轮机背压为 0.98 MPa, 亚临界区汽轮机背压为 0.2 MPa。表 1—表 2 为改变联合系统超、亚临界区蒸发压力时, 不同蒸发压力对联合系统以及单纯超临界、亚临界 ORC 系统各参数和热力性能的影响。

受工质物性参数影响, 超临界与亚临界二者蒸发压力参数的变化截然不同。超临界工质 R143a 在自身允许条件下, 蒸发压力 p_{ez} 最大可达到 5.56 MPa。对于亚临界循环工质 R245fa 来讲, 其蒸发压力 p_z 最大为 1.41 MPa。因而在对联合系统进行热力分析时, 必须要分别考虑超、亚临界区蒸发压力对整个系统的影响。同时, 为保证变量间对应关系, 在改变系统循环中任意区参数时, 必须保持另一循环参数恒定。根据文献 [1]、[8] 可知, 无论对于超临界还是亚临界循环, 提高系统蒸发压力均可提升系统热力性能。因此, 为使联合系统性能达到理想效果, 在考虑 p_{ez} 对系统热力性能的影响时, 令 $p_z = 1.41$ MPa; 同理, 在研究亚临界区蒸发压力 p_z 对系统热力性能的影响时, 设定 $p_{ez} = 5.56$ MPa。

表 1 为蒸发压力与各系统中工质流量的变化规律。由表 1 可见, 当蒸发压力逐渐增大时, 单纯超临界与亚临界 ORC 系统质量流量变化规律截然不同。前者随蒸发压力的变化工质流量不断增加, 后者则呈相反趋势变化。系统工质比焓值不同是导致这一现象的原因。超临界 ORC 工质比焓值随蒸发压力的增大而减小, 导致工质单位做功量下降, 为保证吸热量则需大量工质换热。亚临界 ORC 工质比焓值随蒸发压力的增大而增大, 致使单位质量工质做功能力增强, 工质质量流量减小。对于联合系统而言, 蒸发压力的不同会导致系统各循环区内质量流量变化的不同。如在超临界区, 工质流量的变化趋势与单纯的超临界 ORC 系统一样, 随 p_{ez} 的增大而逐渐增加, 原因也与单纯超临界 ORC 系统一致。但此时亚临界区却保持不变, 这是由于亚临界区的蒸发参数为定值所导致。同理, 当改变 p_z 时, 也会出现超临界区质量流量不变, 而亚临界区质量流量同单纯

亚临界 ORC 系统一样,出现减小趋势。另外,在联合系统中,超临界、亚临界两区换热量分别由余热流潜、显热提供,而在单纯 ORC 系统中,热源潜、显热

量只提供给超临界、亚临界其中一个即可,所以相较于单纯系统来说,单独改变联合系统各个循环区蒸发压力时,质量流量会比单纯 ORC 系统有所减小。

表 1 p_{cz} 、 p_z 对不同系统质量流量的影响

Tab. 1 Effect of evaporator pressures p_{cz} and p_z on system mass flow rate

联合系统 超临界区($p_z = 1.41$ MPa)			超临界 ORC	联合系统 亚临界区($p_{cz} = 5.56$ MPa)			亚临界 ORC
p_{cz} /MPa	m_1 /kg · s ⁻¹	m_2 /kg · s ⁻¹	m /kg · s ⁻¹	p_z /MPa	m_1 /kg · s ⁻¹	m_2 /kg · s ⁻¹	m /kg · s ⁻¹
3.76	305.2	12.4	319.6	0.30	15.1	376.6	335.1
4.16	316.4	12.4	331.3	0.55	14.0	376.6	310.5
4.56	329.7	12.4	345.2	0.79	13.3	376.6	296.0
4.96	345.8	12.4	362.1	1.03	12.8	376.6	286.0
5.36	365.4	12.4	382.6	1.30	12.5	376.6	278.7
5.56	376.7	12.4	394.4	1.41	12.4	376.6	275.7

表 2 为蒸发压力与各系统热力性能间的变化规律。如表 2 所示,联合系统超临界区与单纯超临界 ORC 系统相比,在系统净输出功、热效率、焓效率方面均随 p_{cz} 的增大而逐渐增加。当改变联合系统亚临界区 p_z 时,其变化规律也与单纯亚临界 ORC 系统一致,即随蒸发压力的增加而不断提高。且联合系统热力性能均大于同蒸发压力下单纯超临界、亚临界 ORC 系统。例如:超临界循环区的蒸发压力

$p_{cz} = 4.56$ MPa 时,联合系统较单纯超临界 ORC 系统的净输出功、系统热效率以及焓效率分别增加了 5.72%、0.48% 及 5.28%;同理,在亚临界区蒸发压力 $p_z = 1.03$ MPa 时,联合系统较单纯亚临界 ORC 系统热力性能分别增加了 13.89%、1.76% 及 9.39%。这是由于联合系统在蒸发阶段充分利用了余热源的潜、显热量,且在换热过程中超临界区蒸发温度恒定,系统整体焓损失减小所导致。

表 2 p_{cz} 、 p_z 对不同系统热力性能的影响

Tab. 2 Effect of evaporator pressures p_{cz} and p_z on system thermal performance

联合系统 超临界区($p_z = 1.41$ MPa)				超临界 ORC			联合系统 亚临界区($p_{cz} = 5.56$ MPa)					亚临界 ORC		
p_{cz} /MPa	W_{net} /kW	η	η_{ex}	W_{net} /kW	η	η_{ex}	p_z /MPa	W_{net} /kW	η	η_{ex}	W_{net} /kW	η	η_{ex}	
3.76	4643	7.15	32.35	4335	6.67	28.94	0.30	5898	9.08	41.10	1214	1.87	8.11	
4.16	5092	7.84	35.48	4781	7.36	31.92	0.55	5995	9.23	41.77	3138	4.83	20.95	
4.56	5471	8.42	38.12	5158	7.94	32.84	0.79	6049	9.31	42.14	4216	6.49	28.15	
4.96	5783	8.90	40.29	5468	8.42	36.51	1.03	6085	9.37	42.40	5343	7.61	33.01	
5.36	6027	9.23	41.99	5711	8.79	38.13	1.3	6112	9.41	42.58	5481	8.44	36.59	
5.56	6123	9.42	42.66	5807	8.94	38.77	1.41	6123	9.42	42.66	5703	8.78	38.07	

对于联合系统来说,随 p_{cz} 、 p_z 的持续提高,无论是超临界区还是亚临界区,系统热力性能随蒸发压力的增加一直增大,增幅逐渐减小。由表 2 还可看出,在联合系统中, p_{cz} 的提升对系统热力性能影响更为明显也更具优势。例如:联合系统净输出功、热效率以及焓效率随 p_{cz} 的增大分别最多可增加 1 480 kW、2.27% 及 10.31%;而随 p_z 的不断提高,系统热

力性能分别最多可增加 225 kW、0.34% 及 1.56%。由此可见,在工程实际运行过程中,相比于单纯超临界、亚临界系统,联合系统在提升热力性能方面优势显著。同时,调节超、亚临界区蒸发压力,均会提升系统热力性能,且调节超临界区可使系统性能提升更为显著。

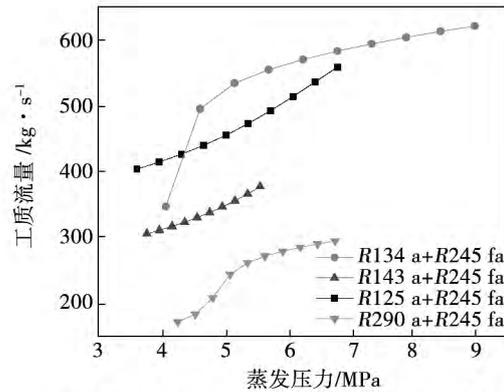
3.2 工质对联合系统热力性能影响

在 ORC 发电系统中,工质选择不同可导致系统热力性能相差甚远。工质的选择应从其热物性、安全性、环保性、经济性、稳定性等诸多方面综合考虑^[12-13]。根据表 2 可知,在联合系统中,超临界区热力性能远优于亚临界区,因此重点考察超临界区工质改变对联合系统热力性能影响。为此保持联合系统亚临界区工质为 R245fa,超临界区分别选取 R134a、R143a、R290 和 R125 4 种工质进行比较。

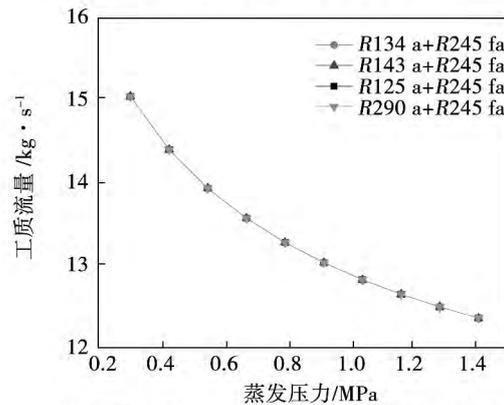
图 3 所示为不同蒸发压力下,联合系统超临界区采用不同有机工质时,系统各区质量流量变化规律。如图 3(a) 所示,对于超临界区来说,工质质量流量均随蒸发压力的提升而增加。其中 R143a、R125 在变化过程中增幅基本保持稳定,而 R290 和 R134a 则会在其蒸发压力较小时突然增大,之后随蒸发压力增大缓慢上升。相比于其他 3 种工质,R134a 的增幅最为明显,这是由于工质热物性不同所导致。图 3(b) 所示,超临界区选取不同工质时,亚临界区工质流量均随蒸发压力的增大而减小,且质量流量保持一致。这是由于亚临界部分均采用 R245fa 为工质所导致。

图 4 为联合系统超临界区采用不同工质时 p_{cz} 、 p_z 对系统净输出功的影响。由图可以看出,无论超临界区采用何种工质,调节 p_z 其系统净输出功率均呈逐渐增加增幅减小的趋势。例如对于超临界、亚临界工质分别为 R290 和 R245fa 的联合系统, $p_z = 0.42、0.55、0.67$ MPa 时,系统净输出功依次为 6 776、6 816、6 846 kW,增幅由 0.59% 下降到 0.44%。当调节 p_{cz} 时,不同工质所对应的净输出功变化规律却不尽相同。超临界工质为 R134a、 p_{cz} 较小时,系统净输出功先减小,随着 p_{cz} 逐渐增大,净输出功也不断提高。而采用 R290 时系统净输出功随蒸发压力的增大呈现先增加后减小再增大的变化规律。其余两种工质系统的净输出功则随压力的提高而一直增加,且增幅减缓。

根据式(4)、式(13)可知,净输出功为工质质量流量与汽轮机进出口焓降之积。当超临界区参数一定时,随 p_z 增加,系统的工质质量流量均降低,同时,系统汽轮机进出口焓降值有所提高,二者共同作用最终决定了系统净输出功呈现不断增加、增幅减小的趋势。同理,当 p_z 确定好后,随 p_{cz} 的不断提高,焓差增幅逐渐减小,与质量流量的共同作用最终决定了系统净输出功的变化趋势。



(a) 不同工质、 p_{cz} 、 p_z 对超临界区质量流量变化规律



(b) 不同工质、 p_{cz} 、 p_z 对亚临界区质量流量变化规律

图 3 不同工质、 p_{cz} 、 p_z 对各循环区质量流量变化规律

Fig. 3 Trend for mass flow rate of each circulation in combined ORC system under different evaporator pressures (p_{cz} and p_z) and working fluids

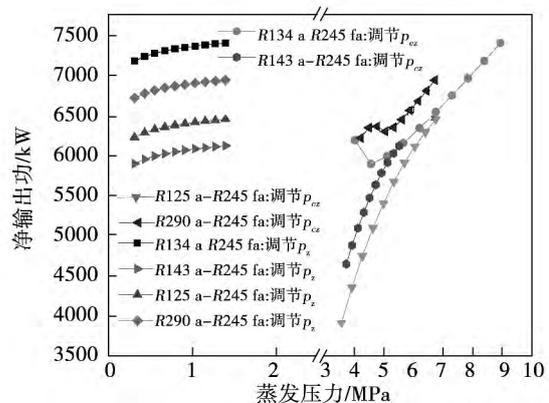


图 4 不同工质、 p_{cz} 、 p_z 对系统净输出功的影响

Fig. 4 Effect of evaporator pressures p_{cz} and p_z on the net output power of combined ORC system under different working fluids

图 5 为分别调节 p_{cz} 、 p_z 时,不同超临界区工质对联合系统热效率的影响。由于余热源输入热量一定,因此系统热效率参数的变化主要来自系统净输出功的影响。这样,联合系统热效率的变化规律与其净输出功变化规律相似。从图中可以看出, p_{cz} 的变化对系统热效率的影响更为显著,但当 p_{cz} 较小时,不同工质对应的系统热效率均小于改变 p_z 时系统热效率。

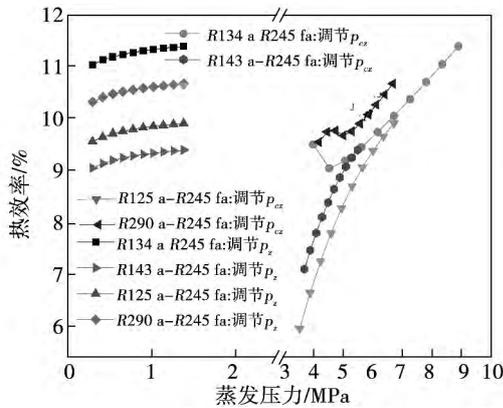


图 5 不同工质、 p_{cz} 、 p_z 对系统热效率的影响
Fig. 5 Effect of evaporator pressures p_{cz} and p_z on the thermal efficiency of combined ORC system under different working fluids

图 6 为不同 p_{cz} 、 p_z 及工质对联合系统焓效率的影响。

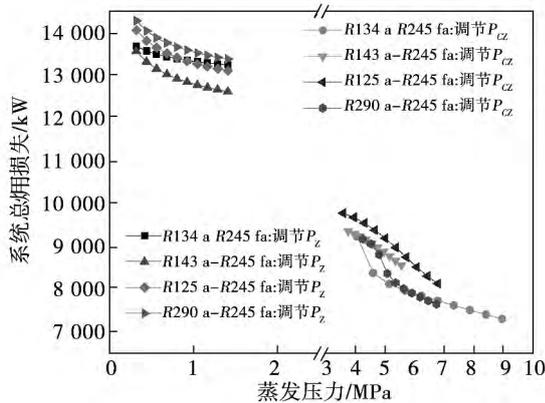


图 6 不同工质、 p_{cz} 、 p_z 对系统焓损失的影响
Fig. 6 Effect of evaporator pressures p_{cz} and p_z on the exergy consumption of combined ORC system under different working fluids

如图 6 所示, p_{cz} 、 p_z 的增大均会使系统焓损失

呈递减趋势变化,但 p_{cz} 的提高使系统焓损失的下降幅度远高于随 p_z 的变化。而且亚临界区蒸发参数的提高给系统带来的焓损失均远大于调节超临界区时的焓损失。如超临界区采用 R125 作为工质时, $p_z = 0.67、0.91$ 和 1.16 MPa 时,系统焓损失达到 $13\ 509、13\ 225$ 和 $13\ 197$ kW; $p_{cz} = 5.72、6.44$ 和 6.79 MPa 时,系统焓损失分别为 $8\ 724、8\ 284$ 和 $8\ 102$ kW。 p_{cz} 的增加使系统焓损失分别下降了 $5.31\%、2.20\%$,而随 p_z 的增加则分别只下降了 $2.10\%、0.21\%$ 。根据计算结果,当超临界区采用 R134a 工质时,系统焓损失最小可达 7274 kW,热力学性能最佳。

3 结 论

(1) 分别选择 R143a 及 R245fa 作为联合系统超、亚临界区工质时,系统热力学性能均好于采用单纯的超、亚临界 ORC 系统。

(2) 对于超临界区采用 R143a 为工质的联合系统来说,调节任意循环区蒸发压力,系统的热力学性能均优于单纯超、亚临界 ORC 系统。相比于亚临界区,超临界区循环参数的改变对系统热力学性能的提升更为明显,最大可使系统净输出功、热效率及焓效率增加 $1\ 480$ kW、 2.27% 及 10.31% 。

(3) 联合系统超临界区采用 R134a 工质时,系统焓损失最小,系统热力学性能最佳。

参考文献:

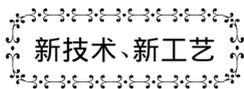
[1] 杨新乐,赵阳升,冯增朝等. 对流热采油页岩过程低温余热 ORC 系统热力分析[J]. 热能动力工程,2012,27(6): 664-668.
YANG Xin-le,ZHAO Yang-sheng,FENG Zeng-chao,et al. Thermal analysis of low temperature waste heat ORC system in the process of mineral mining with steam injection[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power 2012,27(6): 664-668

[2] 杨新乐,赵阳升,戴文智等. 工质对以低温余热蒸汽为热源的 ORC 系统热力性能的影响[J]. 热能动力工程,2013,28(2): 139-144.
YANG Xin-le,ZHAO Yang-sheng,DAI Wen-zhi,et al. Influence of fluid on thermal performance of low temperature steam ORC system [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power 2013,28(2): 139-144.

[3] Schuster A,Karellas S,Kakaras E,etal. Energetic and economic investigation of organic Rankine cycle application[J]. Applied Ther-

- mal Engineering 2009 29(8): 1809 – 1817.
- [4] Larjola J. Electricity from industrial waste heat using high-speed Organic Rankine Cycle(ORC) [J]. International Journal of Production Economics ,1995 41(3): 227 – 235.
- [5] Zhang Shengjun ,Wang Huaixin ,Guo Tao. Performance Comparison and Parametric Optimization of Supercritical Organic Rankine Cycle(ORC) and Transcritical Power Cycle System for Low-Temperature Geothermal Power Generation [J]. Applied Energy ,2011 88(8): 2740 – 2754.
- [6] 高虹,刘朝,贺超,等. 跨临界有机朗肯循环性能分析 [J]. 重庆大学学报 2012 35(12): 57 – 61.
GAO Hong ,LIU Chao ,HE Chao ,et al. Performance analysis of transcritical organic rankine cycle [J]. Journal of Chongqing University 2012 35(12): 57 – 61.
- [7] Chen H ,GOSWAMI D Y ,RAHMAN M M ,etal. A supercritical Rankine cycle using zeotropic mixture working fluids for the conversion of low-grade heat into power [J]. Energy ,2011 36: 549 – 555.
- [8] 姜亮,徐建,朱亚东,等. 超临界工况下回热器对低温余热发电系统性能的影响 [J]. 热能动力工程 ,2013 28(1): 42 – 47.
JIANG Liang ,XU Jian ,ZHU Ya-dong ,et al. The influence of thermodynamic performance on supercritical regenerative low-temperature power generation [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power 2013 28(2): 42 – 47.
- [9] Sotirios K ,Andreas S. Supercritical Fluid Parameters in Organic Rankine Cycle Applications [J]. International Journal of Thermodynamics 2008 11(3): 101 – 108.
- [10] Schuster A ,Karellas S ,Aumann R. Efficiency optimization potential in supercritical organic Rankine cycles [J]. Energy 2010 35(2): 1033 – 1039.
- [11] 胡芃,胡仁东,陈则韶. 超临界有机朗肯循环工质的选择 [J]. 工程热物理学报 2014 35(6): 1045 – 1048.
HU Peng ,HU Ren-dong ,CHEN Ze-shao. Working Fluid Selection for Supercritical Organic Rankine Cycle [J]. Journal of Engineering Thermophysics 2014 35(6): 1045 – 1048.
- [12] B. Saleh ,G. Koglbauer ,M. Wendland ,J. Fischer. Working fluids for low temperature organic Rankine cycles [J]. Energy 2007 32(7): 1210 – 1221.
- [13] 刘超,徐进良,陈奇成,等. 低温跨临界有机朗肯循环工质筛选 [J]. 中国电机工程学报 2013 33(23): 37 – 43.
LIU Chao ,XU Jin-liang ,CHEN Qi-cheng ,et al. Working Fluid Selection for Low Temperature Transcritical Organic Rankine Cycle [J]. Proceeding of the CSEE 2013 33(23): 37 – 43.

(姜雪梅 编辑)



新技术、新工艺

Ansaldo 赢得联合循环燃气轮机合同

据《Gas Turbine World》2015年5–6月刊报道,被Fondo Stradtegico Italino占有44.8%股份的意大利Ansaldo Energia能源公司已经在埃及得到了价值超过2亿4千万欧元(2亿6千7百万美元)的3个合同。

前两个合同,阿尔沙拜勃和西杜姆亚特项目,包括把由埃及电力股份公司、埃及电力管理局(它管理超过90%的国家发电容量)拥有的2个燃气轮机简单循环电站改造成CCGT(燃气轮机联合循环)电站。合同要求供应和交工试运转每台额定输出功率为265 MW的3台汽轮机,包括相关的氢冷发电机、空冷凝汽器、变压器和辅助系统。

第三个合同是供应每台额定输出功率约为170 MW的2台AE94.2燃气轮机和相关的发电机用于在布海拉州Al Mahmoudia的开式循环电站,该合同也包括这些设备的工程、安装和起动的服务。

AE94.2简单循环的技术规范和额定性能:

推出年份	ISO基本负荷额定功率/kW	热耗率/kJ/kWh	效率/%	压比	流量/kg/s	涡轮转速/r/min	排气温度/℃	大约的重量/kg	大约的尺寸/L×W×H(长×宽×高)/m
1981	170 000	10 365	34.7	11.5	534.8	3 000	552	279 871	14 × 12.5 × 8.5

(吉桂明 摘译)

超/亚临界有机朗肯循环联合发电系统热力性能分析 = **Thermodynamic Analysis for Power Generation System with Combined Supercritical and Subcritical Organic Rankine Cycle** [刊, 汉] YANG Xin-le, DONG Si-han, HUANG Fei-fei, QIAO Yue-han (Liaoning Technical University, School of Mechanical Engineering, Fuxin, Liaoning, China, Post Code: 123000) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2016, 31(2). - 141 - 147

To further recover the waste heat produced in the process of mineral mining with steam injection, a combined system of supercritical and subcritical Organic Rankine Cycles (ORC) was proposed and corresponding model was established. The thermodynamic analysis of single supercritical ORC, single subcritical ORC, and the newly proposed combined system was performed and compared. The results show that with R143a and R245fa as working fluids for the supercritical and subcritical cycles of the combined system, respectively, the mass flow rate variation with the evaporator pressure of each cycle in the combined system is similar to that of corresponding single ORC; the supercritical ORC gradually increases with the evaporator pressure, while the subcritical ORC has opposite trend. The net power output, thermal efficiency and exergy efficiency of the combined system, however, is better than both single ORC systems, and increases with supercritical and subcritical evaporator pressures. The increase in the supercritical evaporator pressure can result in optimum thermodynamic performance. The comparison of four different working fluids indicates that using R134a and R245fa as working fluids for the supercritical and subcritical cycles of the combined system minimizes the exergy loss. **Key words:** low temperature steam, Organic Rankine Cycle, combined supercritical and subcritical cycle, working fluid, thermodynamic performance

旋转热管搅拌桨反应釜传热性能的实验研究 = **Experimental Investigation on the Heat Transfer Characteristics of Rotating Heat Pipe Paddle in a Reactor** [刊, 汉] LIU Yu-xuan, FAN Hong-tu, CHEN Hai-jun, ZHU Yu-zhao (School of Mechanical and Power Engineering, Nanjing Tech University, Nanjing, Jiangsu, China, Post Code: 211816) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2016, 31(2). - 148 - 153

In this study, a heat pipe agitated reactor is proposed, where the heat pipe plays roles in stirring and transferring heat. This heat pipe can be used to replace the heat exchanger components and stirring devices in a conventional reactor. By experimentally investigating the heat transfer performance of this rotating heat pipe in a reactor, the effects of reaction temperature, rotation speed, cooling water flow rate and the filling ratio in power of heat transfer, total