

抽汽 - 乏汽联合回热对低温蒸汽 ORC 系统
热力性能影响杨新乐, 黄菲菲, 戴文智, 董思含
(辽宁工程技术大学 机械工程学院 辽宁 阜新 123000)

摘 要: 为充分回收矿藏热采过程中尾端的低温蒸汽余热, 根据热力学第一、第二定律, 在单独抽汽回热、单独乏汽回热系统的基础上, 提出一种新型抽汽 - 乏汽联合回热系统, 并建立以低温蒸汽为热源的抽汽 - 乏汽联合回热理论模型。通过编制计算程序分别对带抽汽回热的 ORC 循环、乏汽回热 ORC 循环以及联合回热 ORC 循环的热力学性能进行了分析, 并与无回热 ORC 循环的性能进行了比较。结果表明: 3 种回热循环的热效率、净输出功以及焓效率均随蒸发压力升高而升高, 其中联合回热循环的热力性能最高, 分别能达到 11.37%、7 593 kW 及 51.9%, 比相同工况下的无回热 ORC 循环分别增高百分比为 19.6%、12.5% 及 15.1%; 对于单位功耗焓损, 各循环则表现为随蒸发压力的升高而逐渐递减, 且有联合回热循环的单位功耗焓损 < 抽汽回热 < 乏汽回热 < 无回热 ORC 循环, 在蒸发温度为 105 °C 时, 对应单位功耗焓损分别为 0.91、0.95、1.06 及 1.22; 同时, 在相同抽汽压力下, 联合回热循环的抽气系数 α 小于单独抽汽回热循环, 工质质量流量基本相同, 联合回热循环具有更好的热力性能。

关 键 词: 低温蒸汽余热; 有机朗肯循环 (ORC); 抽汽回热; 乏汽回热; 联合回热; 热力性能

中图分类号: TK11 文献标识码: A

引 言

在灌注蒸汽进行油页岩开采过程的尾端存在大量低温余热蒸汽, 而低温余热蒸汽由于其自身携带大量潜热, 通过有机朗肯循环对其加以利用, 可以取得显著节能效果。

有机朗肯循环系统是回收中低温余热的有效途径之一^[1]。理论研究表明, 系统中采用回热可进一步提升 ORC 系统热力性能。Mago 等以干流体 R113 作为工质, 对比分析了抽汽回热 ORC 系统与

无回热的 ORC 系统的热力性能^[2]; Desai 等采用了再热与回热相结合的技术使系统的热效率得到提高^[3]; 文献 [4] 以 100 °C 导热油为热源, 在膨胀机尾端添加了回热器, 利用膨胀机尾端的乏汽对有无回热的 ORC 系统进行了实验研究, 结果表明带回热时膨胀机绝热效率及循环热效率均有所提高^[4]; Saleh 等分析了不同工质下有无回热器的效率变化^[5]; 文献 [6] 建立了带回热器的超临界有机朗肯循环模型, 分析了超临界工况下增加回热器对低温余热发电系统性能的影响, 得到增加回热器后系统最佳工况的蒸发压力降低的结果; 文献 [7] 设计了抽汽回热式有机朗肯循环系统, 以利于高效利用、回收发动机排气余热, 缓解环境污染; 文献 [8] 以 R600 和 R245fa 为工质, 对分级抽汽回热系统和无回热 ORC 系统的热力性能进行比较, 显示抽汽回热系统具有更优越的性能。

综上所述, 对带回热的 ORC 系统的研究多集中在单独的抽汽回热或乏汽回热, 但抽汽回热因其抽汽系数的存在致使工质做功不完全, 而且由于干性工质在汽轮机尾端处于过热状态, 具备大量过热源, 使得工质在冷凝器中焓损较大; 乏汽回热虽然削弱了抽汽回热的不足, 但因其蒸发器入口温度最大只能达到汽轮机尾端乏汽温度, 从而系统蒸发温度降低, 系统受到限制。此外, 对系统的分析多为回收燃气废热及低温导热油的剩余热量, 而针对带有潜热的蒸汽的利用研究较少。为了弥补对抽汽回热及乏汽回热研究的不足, 本研究以矿藏热采尾端低温余热蒸汽为热源, 在上述研究基础上^[9-10], 通过分析单独抽汽回热、乏汽回热系统热力特性, 提出将抽汽回热与乏汽回热结合, 在与抽汽回热取得相同质量流量的情况下, 由于乏汽回热的作用, 使得同一

收稿日期: 2013-12-19; 修订日期: 2014-01-06

基金项目: 国家自然科学基金重点项目 (50534030); 国家自然科学基金资助项目 (51104083, 51374123)

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

抽汽压力下的抽汽系数减小,从而获得更多净输出功率,改善系统性能。

1 抽汽 - 乏汽联合回热 ORC 发电系统

1.1 系统工作原理

抽汽 - 乏汽联合回热系统由蒸发器、抽汽式汽轮机、背压式冷凝器、抽汽回热器与乏汽回热器组成。整个系统可以看成是抽汽回热系统与乏汽回热系统的耦合。

其中,联合回热系统的循环过程及 $T-s$ 图如图 1 - 图 2 所示。从蒸发器中流出的饱和蒸汽 1 进入汽轮机,在膨胀至抽汽压力 p_2 时,从中抽取 a 份额的蒸汽并将其导入抽汽回热器,其余蒸汽继续做功至汽轮机尾端以冷凝压力 p_3 进入乏汽回热器加热,之后从流入冷凝器中定压放热,冷凝后工质回到乏汽回热器中被加热,进入抽汽回热器与抽汽混合至 p_2 压力下的饱和状态。再经高压级工质泵加压,将其引至蒸发器中定压吸热,完成整个循环。

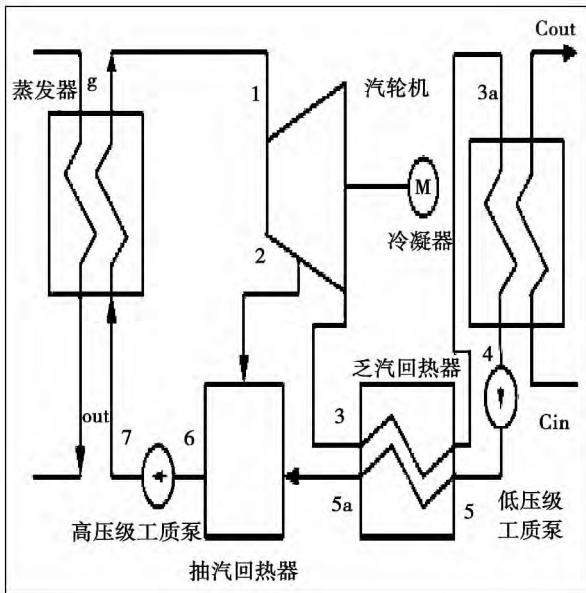


图 1 联合回热 ORC 发电系统原理图

Fig. 1 Schematic diagram of a combined recuperation ORC power generation system

1.2 系统热力分析理论模型

(1) 蒸发器

$$Q_{7-1} = m_g (h_g - h_{out}) = m_{wf} (h_1 - h_7) \quad (1)$$

$$I_{7-1} = m_g [(h_g - h_{out}) - T_0 (s_g - s_{out})] - m_{wf} [(h_1 - h_7) - T_0 (s_1 - s_7)] \quad (2)$$

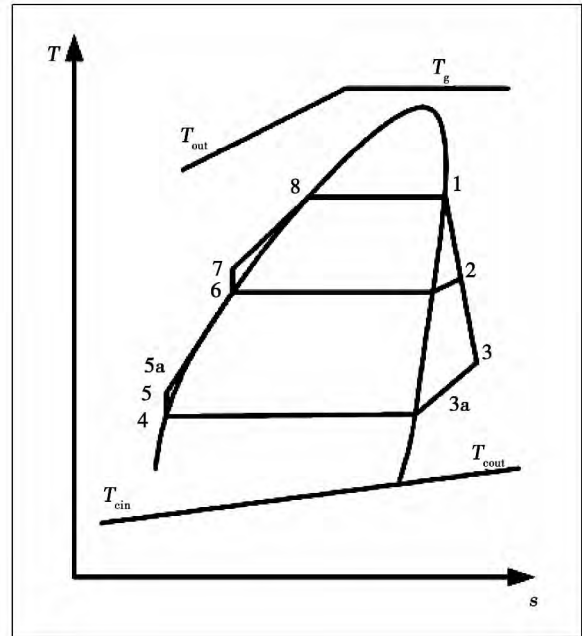


图 2 联合回热 ORC 发电系统热力循环温熵图
Fig. 2 $T-s$ diagram of the thermodynamic cycle of a combined recuperation ORC power generation system

(2) 汽轮机

$$W_{1-2-3} = m_{wf} [(h_1 - h_2) + (1 - a)(h_2 - h_3)] \cdot \eta_t \quad (3)$$

$$I_{1-2-3} = m_{wf} T_0 [(s_2 - s_1) + (1 - a)(s_3 - s_2)] \quad (4)$$

(3) 乏汽回热器

$$Q_{3-3a} = m_{wf} (1 - a) (h_3 - h_{3a}) = m_{wf} (1 - a) (h_{5a} - h_5) \quad (5)$$

$$I_{3-3a} = m_{wf} (1 - a) \{ [(h_3 - h_{3a}) - T_0 (s_3 - s_{3a})] - [(h_{5a} - h_5) - T_0 (s_{5a} - s_5)] \} \quad (6)$$

(4) 冷凝器

$$Q_{3a-4} = m_{wf} (1 - a) (h_{3a} - h_4) = m_{cw} (h_{c,out} - h_{c,in}) \quad (7)$$

$$I_{3a-4} = m_{wf} (1 - a) [(h_{3a} - h_4) - (s_{3a} - s_4)] \quad (8)$$

(5) 低压级工质泵

$$W_{4-5} = m_{wf} (1 - a) (h_5 - h_4) / \eta_p \quad (9)$$

(6) 抽汽回热器

$$Q_{5a-6} = m_{wf} a (h_2 - h_6) = m_{wf} (1 - a) (h_6 - h_{5a}) \quad (10)$$

$$I_{5a-6} = m_{wf} \{ [a(h_2 - h_6) - T_0 (s_2 - s_6)] - [(1 - a)(h_6 - h_{5a}) - T_0 (s_6 - s_{5a})] \} \quad (11)$$

$$a = (h_6 - h_{5a}) / (h_2 - h_{5a}) \quad (12)$$

(7) 高压级工质泵:

$$W_{6-7} = m_{wf}(h_7 - h_6) / \eta_p \quad (13)$$

净输出功:

$$W_{net} = W_{1-2-3} \cdot \eta_m \cdot \eta_e - W_{4-5} - W_{6-7} \quad (14)$$

总焓损:

$$I = I_{7-1} + I_{1-2-3} + I_{3-3a} + I_{3a-4} + I_{5a-6} \quad (15)$$

热效率:

$$\eta = W_{net} / Q_{7-1} \quad (16)$$

单位功耗焓损:

$$I_{dwg} = W_{net} / I \quad (17)$$

式中: m —质量流量 kg/s; h —比焓 kJ/kg; W —功 kW; Q —热流量 kJ/s; η —效率; s —比熵 kJ/(kg · K)。 I —焓损失 kW; 角标 wf、cw 代表有机工质及冷凝水; 角标 1-7 代表工质和热源各状态点; 角标 3a 和 5a—乏汽回热器冷热端出口状态点; 角标 net 代表净值; 角标 dwg 代表单位功率; 角标 g、out、c_{in}、c_{out}—热源及冷却水进出口状态; 角标 t、p、m、e 分别代表汽轮机内效率、工质泵效率、机械效率和发电效率。

2 联合回热循环性能分析

根据文献 [8] 和文献 [11 - 12] 的推荐, 选取 R245fa 为工质对系统进行性能分析, 以对流热采油页岩技术尾端的低温余热蒸汽 (383.15 K, 0.14 MPa) 作为热源, 单井筒余热流量为 27.8 kg/s, 取环境温度为 25 °C, 在汽轮机背压是 0.2 MPa 的条件下工作, 其中汽轮机进汽压力可调。计算过程中设 $\eta_t = 0.65$, $\eta_p = 0.8$, $\eta_m = 0.85$, $\eta_e = 0.85$, 同时假定系统中各换热器热力过程均为等压过程, 工质物性参数的选取来源于美国 NIST (美国国家标准与技术研究院) 提供的 REFPROP 8.0 程序。

抽汽 - 乏汽联合回热系统是在单独抽汽、乏汽回热循环的基础上提出的, 由抽汽回热系统、乏汽回热系统组成。通过分别研究抽汽压力 p_2 、回热器效能 ε 对 ORC 循环的影响, 确定联合系统的热力性能; 并将抽汽回热、乏汽回热及联合回热系统性能规律与基本 ORC 系统进行比较, 确定最优系统。

2.1 抽汽回热对系统热力性能影响

对于抽汽回热系统, 不同设备中工质质量流量不同, 在汽轮机的不同阶段质量流量也因抽汽系数 a 的存在而有所差异, 定义净输出功与单位质量工质汽轮机进出口焓降的比值为当量质量流量, 以便对系统净输出功进行分析。

$$m = \frac{m_{wf} [(h_1 - h_2) + (1 - a)(h_2 - h_3)]}{h_1 - h_3} \quad (18)$$

图 3 表示工质 R245fa 在不同蒸发温度 T_1 下, 抽汽压力 p_2 对带抽汽回热的 ORC 系统净输出功的影响。由图中可看出, 当 T_1 大于 65 °C 时, 随 p_2 的增大, 系统净输出功表现出先增大后减小的趋势, 而当 T_1 小于 65 °C 时, 净输出功则随 p_2 的增大而减小。这是由于在一定的 T_1 下, 没有有机工质蒸汽进入汽轮机的过热度为 0 K, 而系统是在背压 p_3 一定的条件下运行, 此时汽轮机进、出口焓差为一定值, 因此系统净输出功仅取决于汽轮机中工质的质量流量 m 。随 p_2 的增大, 如表 1 所示, 抽汽系数 a 不断增加, 同时工质在蒸发器入口处温度是 p_2 的饱和温度, 因而工质蒸发器入口温度及焓值均随 p_2 递增, 单位质量有机工质在蒸发器中的吸热量减小, 对于具有潜热的蒸汽热源放热量变化近似忽略不计, 所以工质质量流量 m_{wf} 不断增加。由此在 m_{wf} 与 a 的共同作用下, 系统质量流量 m 不断变化, 与净输出功变化规律一致。在 T_1 为 105 °C 的工况下, 当 p_2 取 0.5 MPa 时, 可实现最大净输出功 7 171 kW, 此时 m 取最大值 313.6 kg/s。

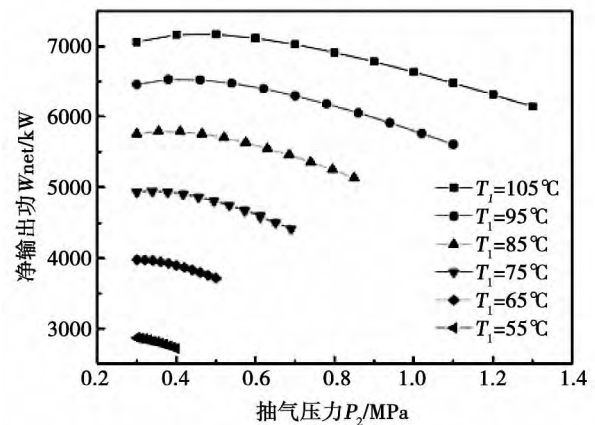


图 3 不同蒸发温度, 抽汽压力条件下系统净输出功变化规律

Fig. 3 Law governing changes in the net output power of the system under the condition of different evaporation temperatures and steam extraction pressures

单位功耗焓损是指系统每输出单位功损失的焓, 是衡量单位功不可逆损失的标志。不同蒸发温度 T_1 下, 系统单位功耗焓损随抽汽压力 p_2 的变化如图 4 所示, 随 p_2 增加, 单位功消耗的焓损先降低后增加, 存在一最佳抽气压力使得系统不可逆程度最小。随 T_1 升高, 蒸发器中由于温差导致的不可逆损

失减小,系统总焓损减少,同时汽轮机入口工质焓随 T_1 增大而增加,系统净输出功增大,单位功耗焓损降低,当 T_1 为 105 °C 时,单位功耗焓损最小。在同一蒸发温度下,随 p_2 增加,抽气系数 a 增加使进入冷凝器中的工质质量流量减小,蒸发器入口温度提升使系统平均蒸发温度升高,换热器不可逆损失降低,焓损减小足以弥补因增加回热器而产生的焓损,因此总焓损递减,而由图 2 可知净输出功先增大后减小,所以单位功耗焓损是 p_2 的非单调函数,当 $T_1 = 105$ °C、 $p_2 = 0.9$ MPa 时,单位功耗焓损最低至 0.929。

如表 1 所示, T_1 为 105 °C 时,抽汽回热系统各项热力性能指标随 p_2 的变化。因为在系统净输出功表现出随抽气压力 p_2 增大先增大后减小规律的同时,系统从热源吸收热量及获得的焓不断减小,系统的热效率及系统的焓效率随 p_2 的变化规律与净输出功相同。

表 1 在 105 °C 蒸发温度下,抽汽压力对系统热力性能的影响

Tab.1 Influence of the extraction pressure on the thermal performance of the system at the evaporation temperature of 105 °C

p_2 /MPa	m /kg · s ⁻¹	η	η_e	I_{dwg}	I /kW	I_e /kW	I_{cw} /kW	I_t /kW	I_{hr} /kW	m_{wf} /kg · s ⁻¹	m_{cw} /kg · s ⁻¹	W_{net} /kW	a
0.3	309.5	10.15	47.40	1.095	7733	2117	2072	3554	9.541	314.8	2977	7062	0.0781
0.5	313.6	10.61	48.71	0.987	7081	1491	1999	3547	43.07	344.8	2876	7171	0.1864
0.7	308.3	10.63	48.36	0.944	6634	1115	1956	3483	79.85	373.2	2812	7029	0.2650
0.9	298.6	10.45	47.27	0.929	6302	876	1926	3384	115.9	401.8	2768	6783	0.3282
1.1	286.1	10.14	45.73	0.933	6048	730	1905	3262	150.6	431.3	2735	6481	0.3819
1.3	271.5	9.744	43.87	0.953	5853	655	1889	3125	183.7	462.5	2709	6144	0.4292

2.2 乏汽回热对系统热力性能影响

换热器效能表示的是换热器的实际换热效果与最大可能的换热效果之比,定义式如下:

$$\varepsilon = \frac{(t' - t'')_{\max}}{t'_1 - t'_2} = \frac{t_3 - t_{3a}}{t_3 - t_5} \quad (19)$$

其中,分母为流体在换热器中可能发生的最大温差值,分子为冷流体或热流体在换热器中的实际温度差值中的大值。

回热器效能通过影响冷热工质在回热器中的换热效果进而影响带乏汽回热的 ORC 系统性能。工质在回热器中的换热效果随回热器效能 ε 的增加而提升,因此 ε 越大,冷热工质在回热器中的换热越充分,从而从回热器中流出进入冷凝器时的工质温度更加接近冷凝压力下的饱和温度,即冷流体进入回热器的温度,而冷流体流出回热器进入蒸发器时的温度则更接近于从汽轮机中流出的过热蒸汽的温

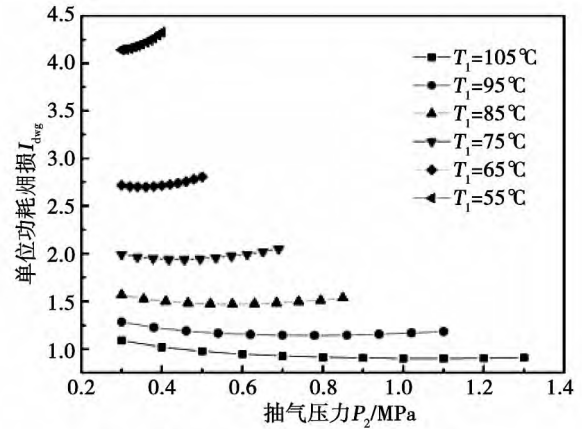


图 4 不同蒸发温度,抽汽压力条件下系统单位功耗焓损变化规律

Fig.4 Law governing changes in unit power consumption exergy loss of the system under the condition of different evaporation temperatures and steam extraction pressures

度,进而系统蒸发温度 T_1 得以提高,系统热效率表现出递增的趋势,如图 5(a) 所示,系统最大热效率可达到 10.67%。与抽汽回热系统相同,蒸发器入口温度提高使系统质量流量 m_{wf} 增大,而且所有工质在汽轮机中全程参与做功,故净输出功 W_{net} 随 ε 不断增加,如图 5(b) 所示。当蒸发温度为 105 °C 时,最大可输出净输出功 7 337 kW。

忽略管道焓损,系统焓损由蒸发器、冷凝器、汽轮机、回热器等设备焓损组成。若无回热器从汽轮机中流出的过热工质直接进入冷凝器会造成焓损失,在系统中加上回热器可使这部分过热工质在回热器中被用于加热从冷凝器出来的冷流体,且回热效能 ε 越大,过热工质在回热器中被利用的越充分,进入冷凝器的工质焓减小,从而工质在冷凝器中焓损降低。对于蒸发器,换热温差是影响系统焓损的主要因素,由于工质进入蒸发器的温度提高减少了换热器的温差,进

而工质在蒸发器中的焓损下降。尽管工质质量的增大及回热器的加入,使汽轮机及回热器中焓损增加,但总焓损依旧呈逐渐减小的趋势,故与图 5(c)表现出的规律一致,焓效率逐渐增大,换热器效能从 0.1 提高至 0.9 可使系统效率增加 7.88%。

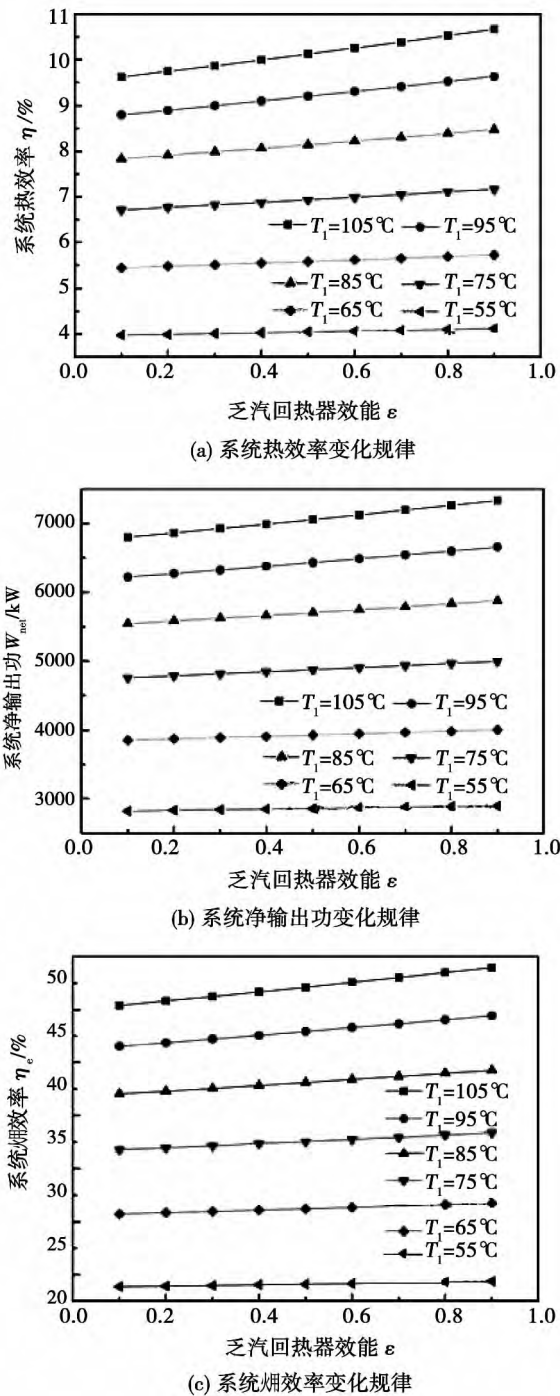


图 5 不同蒸发温度,回热器效能时系统热力性能变化规律

Fig. 5 Law governing changes in the thermal performance of the system at various evaporation temperatures and efficiencies of the recuperator

由图 5 可知,系统的净输出功、热效率及焓效率除随回热器效能 ϵ 增加而递增外,也是蒸发温度 T_1 的增函数,且 T_1 越大 ϵ 对系统热力性能影响越明显,如 T_1 为 55 °C 时,系统净输出功只增加 2.69%,而提升 T_1 至 105 °C 时,系统净输出功可增加 7.87%。但是 T_1 的升高及 ϵ 增加均是以增加换热器面积为前提的,所以在实际运行中应综合考虑系统的热力性能及经济性能,使系统性能达到最优状态。

2.3 不同系统热力性能比较

抽汽回热及乏汽回热均可以通过使系统蒸发温度 T_1 升高,进入冷凝器的工质焓值降低来提高系统性能,但是抽汽回热中抽汽系数 a 的存在限制了系统的做功能力,且乏汽回热对平均蒸发温度的提高效果低于抽汽回热,为了能更好地分析联合回热系统性能,将不同系统热力性能进行比较。

图 6 是无回热 ORC 系统和抽汽回热、乏汽回热以及联合回热系统的热力性能随蒸发压力 p_1 的变化规律。由图可以看出不同系统的热力性能随 p_1 的增加均呈现出逐渐增加,增幅减小的趋势,且联合回热系统具有最优热力性能,无回热 ORC 系统性能最差,抽汽回热与乏汽回热性能相近。净输出功由工质质量流量及汽轮机进出口焓降共同决定。图 6(a) 表示的是净输出功随 p_1 的变化规律,随 p_1 增加,一方面各系统的工质质量流量均降低,另一方面各系统的汽轮机进出口焓降逐渐提高,这决定了系统的净输出功呈逐渐增加、增幅逐渐减小的趋势。与此同时,图 7 所示联合回热系统的工质流量与抽汽回热系统近似相同,大于乏汽回热系统,无回热的 ORC 系统的工质质量流量最低;对于带抽汽的 ORC 系统,抽汽系数 a 的存在使得部分工质做功不完全,因此根据图 8 在不同抽汽压力 p_2 下的抽汽系数,确定不同系统质量流量关系为:联合回热系统 > 乏汽回热系统 > 抽汽回热系统 > 无回热的 ORC 系统,与图 6(a) 所示净输出功规律一致,联合回热系统的净输出功率比乏汽回热、抽汽回热及无回热的 ORC 分别高出 3.49%、5.88% 及 12.49%。

系统的热效率取决于工质的平均吸热与平均放热温度,在背压一定时,随 p_1 增大,系统平均吸热温度不断增加而平均放热温度不变,故热效率随 p_1 呈现单调递增、增幅减小的变化规律,如图 6(b) 所示。对于抽汽回热,蒸发器入口温度对应于 p_2 下的饱和温度,而乏汽回热能够降低工质进入冷凝器的温度,即抽汽回热具有提高系统吸热温度,乏汽回热具有降低放热温度的作用,因此系统热效率均大于无回

热 ORC 系统; 联合回热系统是抽汽回热系统与乏汽回热系统的耦合, 由计算结果可知, 联合回热系统在提高蒸发温度的同时降低了吸热温度, 故系统热效率最大。无回热 ORC 系统、抽汽回热、乏汽回热及联合回热系统能实现的最大热效率分别为 9.504%、10.66%、10.66% 及 11.37%。

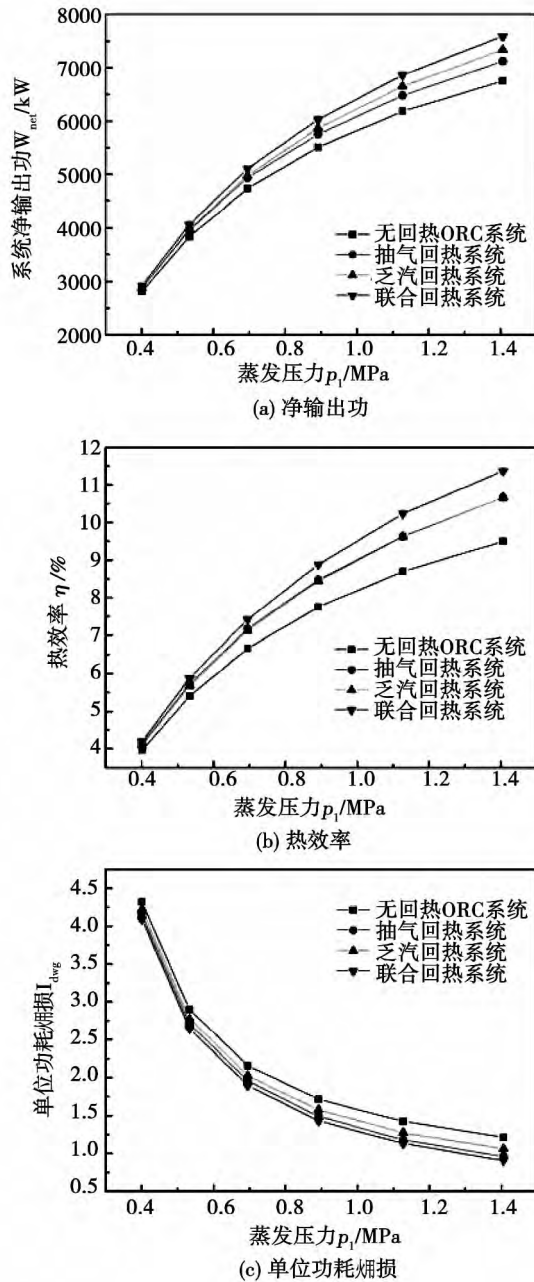


图 6 不同回热系统, 热力性能随蒸发压力变化规律

Fig. 6 Law governing changes in the thermal performance of various recuperation systems with the evaporation pressure

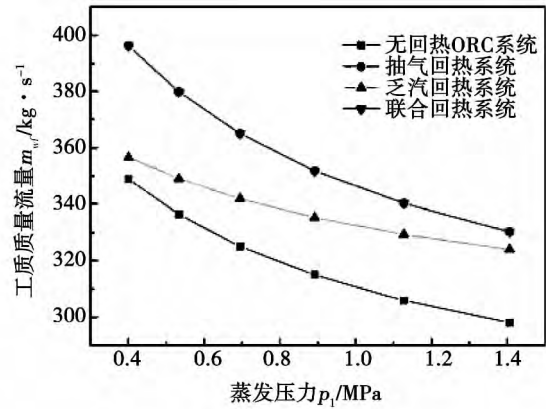


图 7 不同回热系统, 工质质量流量随蒸发压力变化规律

Fig. 7 Law governing changes in the mass flow rate of various recuperation systems with the evaporation pressure

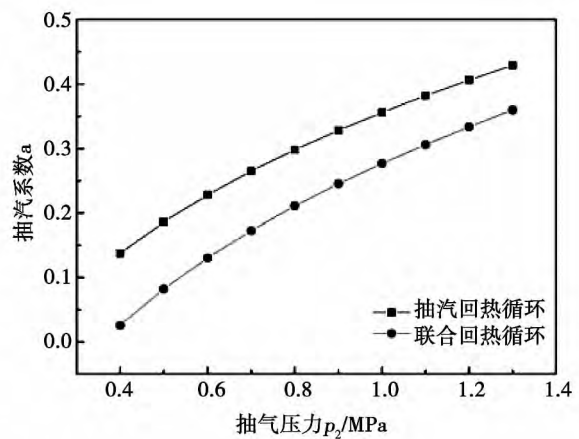


图 8 不同回热系统, 抽汽压力条件下抽汽系数比较

Fig. 8 Comparison of the steam extraction coefficients under the condition of various recuperation systems and steam extraction pressures

随蒸发压力 p_1 增大, 蒸发器中换热温差减小, 各系统焓损降低, 而净输出功率增大, 焓损与净输出功率比值下降, 因此各系统单位功耗焓损均呈减小趋势。抽汽回热与乏汽回热都具有减小系统焓损的作用, 但是对于抽汽回热, 不仅能够提高蒸发温度 T_1 、降低进入冷凝器中的工质质量流量, 使蒸发器、冷凝器中焓损下降, 且由于在汽轮机中部分工质做功不完全, 不可逆损失减小, 所以其单位功耗焓损小于乏汽回热系统, 不同系统单位功耗焓损如图 6 (c) 所示。

图6-图8表明,联合回热系统在结合了抽汽回热与乏汽回热系统的优点的同时,通过乏汽回热降低了相同抽汽压力下的抽汽系数 a ,又通过抽汽回热提高了系统的工质流量,弥补了抽汽回热与乏汽回热的缺陷。

3 结 论

(1) 在不同蒸发温度下,随抽汽压力的增大,系统热力性能表现出先增加后减小的趋势,存在最优抽汽压力,在蒸发温度为105℃时,净输出功、热效率、炯效率分别可达到7 171 kW、10.66%及48.71%;

(2) 随换热器效能 ε 的增大,系统热力性能均呈递增趋势,且在蒸发温度较高时,热力性能增加幅度明显,当 ε 从0.1增至0.9时,净输出功、热效率及炯效率可增加7.87%、10.87%及7.88%;

(3) 对于低温蒸汽,联合回热系统综合了抽汽回热系统与乏汽回热系统性能的优点,其热力性能随蒸发压力的增大不断增长;在相同蒸发压力下质量流量较大,在相同抽汽压力下抽汽系数较小;

(4) 联合回热系统具有最优热力性能,抽汽回热与乏汽回热系统热力性能次之,无回热的ORC系统热力性能最差,联合回热系统能够改善系统热力性能,其净输出功、热效率及炯效率可分别增至7 593 kW、11.37%及51.9%。

参考文献:

- [1] Hung T. C. Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids [J]. *Energy Conversion and Management*, 2001, 42(5): 539-553.
- [2] Mago P J, Chamra L M, Srinivasan, et al. An examination of regenerative organic Rankine cycles using drying fluids [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2008, 28(8-9): 998-1007.
- [3] Desai N B, Bandyopadhyay S. Process integration of organic Rankine cycle [J]. *Energy*, 2009, 34(10): 1674-1686.
- [4] 徐荣吉, 席 旻, 何雅玲. 内回热/无回热有机朗肯循环的实验研究[J]. *工程热物理学报*, 2013, 34(2): 205-210.
XU Rong-ji, XI Huan, HE Ya-ling. Experimental study of an organic Rankine cycle with and without an inner recuperator [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2013, 34(2): 205-210.
- [5] Saleh B, Koglbauer G, Wendland M, et al. Working fluids for low temperature organic Rankine cycles [J]. *Energy*, 2007, 32(7): 1210-1221.
- [6] 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. Influence of a recuperator on the performance of its low temperature waste heat power generation system under the supercritical operating condition [J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2013, 28(2): 42-47.
- [7] 张红光, 张 健, 杨 凯, 等. 抽汽回热式有机朗肯循环系统热力学分析[J]. *农业机械学报*, 2013, 44(5): 35-40.
ZHANG Hong-guang, ZHANG Jian, YANG Kai, et al. Thermodynamic analysis of a steam extraction and recuperation type organic Rankine cycle system [J]. *Journal of Agricultural Machinery*, 2013, 44(5): 35-40.
- [8] 韩中合, 叶依林, 王 璟. 分级抽汽回热式太阳能低温有机朗肯循环系统的热力性能分析[J]. *汽轮机技术*, 2012, 54(2): 81-85.
HAN Zhong-he, YE Yi-lin, WANG Jing. Thermodynamic performance analysis of a staged steam extraction type solar energy low-temperature organic Rankine cycle system [J]. *Steam Turbine Technology*, 2012, 54(2): 81-85.
- [9] 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. Thermodynamic analysis of a low temperature waste heat ORC system in the process of the convection heat-based oil shale exploitation [J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2012, 27(6): 664-668.
- [10] 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 the working medium on the thermal performance of an ORC system with low temperature steam serving as the heat source [J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2013, 28(2): 139-144.
- [11] 王辉涛, 王 华. 低温太阳能热力发电 ORC 工质的选择[J]. *动力工程*, 2009, 29(3): 287-291.
WANG Hui-tao, WANG Hua. Working medium selection for solar energy low temperature thermal power generation organic Rankine cycles [J]. *Journal of Power Engineering*, 2009, 29(3): 287-291.
- [12] MAIZZA V, MA IZZA A. Unconventional working fluids in organic Rankine cycles for waste energy recovery systems [J]. *Applied thermal engineering*, 2001, 21(3): 381-390.

(陈 滨 编辑)

ciency by 0.5% – 1% at the rated load while heightening the economic performance under the low load operating conditions far more than those above-mentioned. The retrofitted blade and rear-loaded blade can enhance the performance under the off-design operating conditions by around 4% and 7% ,thus attaining the original intention: under the precondition that the efficiency at the rated load is not becoming lower ,the economic performance under the low load operating conditions can enhance by a large margin. **Key words:** off-design operating condition ,long blade ,bowed and twisted blade ,secondary flow ,boundary layer ,numerical simulation

抽汽-乏汽联合回热对低温蒸汽 ORC 系统热力性能影响 = **Study of the Influence of the Extraction Steam-Exhaust Steam Combined Recuperation on the Thermal Performance of a Low Temperature Steam ORC System** [刊 汉] YANG Xin-le ,HUANG Fei-fei ,DAI Wen-zhi ,DONG Si-han (College of Mechanical Engineering , Liaoning Engineering Technology University ,Fuxin ,China ,Post Code: 123000) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. – 2014 29(3) . – 249 – 255

To fully recover the steam produced from low temperature waste heat during the hot exploitation of mineral resources in the tail portion ,in line with the first and second law of thermodynamics and on the basis of an independent extraction steam recuperation and independent exhaust steam recuperation system ,proposed was a new type extraction steam-exhaust steam combined recuperation system and established was an extraction steam-exhaust steam combined recuperation theoretical model with the low temperature steam serving as the heat source. By preparing a calculation program ,the authors analyzed respectively the thermodynamic performance of an ORC cycle with steam extracted , exhaust steam recuperation ORC cycle and combined recuperation ORC cycle and compared with that of an ORC cycle with no steam extracted. The research results show that all the thermal efficiency ,net output power and exergy efficiency of the three recuperation cycles will increase with an increase of the evaporation pressure ,among them , the combined recuperation cycle has the best thermal performance ,the thermal efficiency ,net output power and exergy efficiency hitting 11.37% ,7 593 kW and 51.9% respectively and 19.6% ,12.5% and 15.1% respectively higher than those of the ORC cycle with no steam extracted under the same operating conditions. For the exergy loss by unit power consumption ,various cycles will exhibit a gradual descending tendency with an increase of the evaporation pressure and the ranking of the exergy loss for unit power consumption can be listed as follows: combined recuperation cycle < extraction steam cycle < ORC cycle with no steam extracted. When the evaporation temperature is 105 °C ,the corresponding exergy losses for unit power consumption are 0.91 ,0.95 ,1.06 and 1.22 respectively. In the meantime ,at the same extraction steam pressure ,the extraction steam coefficient of the combined recuperation cycle α will be lower than that of the independent extraction steam recuperation cycle. Under the condition that the mass flow rate of the working medium is basically the same ,the combined recuperation cycle will result in better thermal performance. **Key words:** low temperature waste heat steam ,organic Rankine cycle ,steam extraction and

recuperation μ exhaust steam recuperation μ combined recuperation μ thermal performance

EHD/脉动流混合强化传热换热器的传热与阻力特性实验研究 = **Experimental Study of the Heat Transfer and Resistance Characteristics of an EHD (Electrohydrodynamics) /Pulsating Flow Hybrid Enhanced Heat Transfer-based Heat Exchanger** [刊 汉] YANG Xia ,LIU Feng-liang ,XIONG Hui ,YANG Qing (College of Electromechanical Engineering ,Wuhan Engineering University ,Wuhan ,China ,Post Code: 430073) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2014 29(3) . - 256 - 261

With water serving as the working medium μ experimentally studied was the influence of the electric field and pulsating flow on the heat transfer and resistance characteristics of a single tube heat exchanger. During the test μ the voltage value is set at 0 - 40 kV μ the frequency of the pulsating flow at $f = 1$ 2 and 3 Hz and its amplitude $A = ii$ μ the time - averaged flow rate inside the tube under the condition of the pulsating flow $q = 0.1 - 0.5$ m³/h. The test results show that under the single action of the pulsating flow in the tube path and an identical flow rate and with an increase of f μ the heat transfer coefficient α has no conspicuous change μ . e. the single action of the pulsating flow plays an inconspicuous role in enhancing the heat transfer inside the round tube. The single action of EHD can remarkably enhance the heat transfer. When the voltage is relatively small $\mu\alpha$ grows slowly and when the voltage $U > 30$ kV $\mu\alpha$ grows relatively quick but with a continuing increase of the voltage $\mu\alpha$ tends to become slow and smooth and can maximally increase by 0.12 times. Both the pulsating flow and EHD can play a certain combination role. f has a relatively big influence on α under the condition of the electric field being intensified μ especially μ when $U > 30$ kV μ the bigger f is μ the greater α in the tube path will be. The corresponding α can increase by about 0.25 times. Under the combination action of EHD and the pulsating flow μ with an increase of Re μ the resistance coefficient in the tube path λ will gradually decline and in case of an identical Re $\mu\lambda$ enhanced by the pulsating flow will be conspicuously higher than that without the pulsating flow. Under the condition that both Re and the frequency are identical μ whether or not the voltage increases has no influence on λ μ . e. the resistance loss mainly comes from the action of the pulsating flow while the electric field has a relatively small influence on λ . **Key words:** EHD (electrohydrodynamics) μ pulsating flow μ hybrid enhancement μ convection-based heat exchange

细微通道内低温 CO₂流动沸腾换热特性研究 = **Study of the Boiling Heat Exchange Characteristics of a Low Temperature CO₂ flow inside a Micro-channel** [刊 汉] ZHANG Liang ,LIU Jian-hua ,DING Yang (Refrigeration Technology Research Institute ,Shanghai University of Science and Technology ,Shanghai ,China ,Post Code: 200093) ,YE Fang-ping (Zhejiang Xinjin Air Conditioning Equipment Co. Ltd. ,Longquan ,China ,Post Code: 323700) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2014 29(3) . - 262 - 266