

doi:10.11835/j.issn.1000-582X.2019.01.007

ORC 利用工业锅炉烟气余热发电技术经济性评估

刘亚玲¹, 张 诚², 刘 朝²

(1.四川省特种设备检验研究院 锅炉检验事业部,成都 610061;

2.重庆大学 a.能源与动力工程学院;b.低品位能源利用技术及系统教育部重点实验室,重庆 400044)

摘要:对 ORC 利用工业锅炉烟气余热发电系统进行经济性评估,采用不同换热器结构,对不同工质和余热温度下 ORC 系统净输出功、单位装机容量投资成本、发电成本和投资回收年限进行对比分析。结果表明,随着烟气流量和温度的增大,系统投资回收年限减小;以采用 R123 和 FS 换热器组合(管翅式蒸发器与壳管式冷凝器组合)时经济性最优,单位装机容量成本为 23 800 元/kW,单位发电成本为 0.285 元/kWh,投资回收年限为 5.58 年,净输出功为 91.5 kW;采用 SS(蒸发冷凝器均为管壳式换热器)换热器组合时,经济性最差。热经济分析表明,R123 最适合作为 ORC 利用工业锅炉烟气余热发电系统的工质。

关键词:有机朗肯循环;热经济评估;发电成本;投资回收年限

中图分类号:TK222

文献标志码:A

文章编号:1000-582X(2019)01-070-09

Thermo-economic evaluation of organic Rankine cycle power generation system driven by industrial boiler waste heat

LIU Yaling¹, ZHANG Cheng², LIU Chao²

(1. Boiler Inspection Department, Sichuan Special Equipment Inspection Institute, Chengdu 610061, P.R.China;

2a. Key Laboratory of Low-Grade Energy Utilization Technologies and Systems, Ministry of Education;

2b. College of Energy and Power Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, P.R.China)

Abstract: In this paper, thermo-economic evaluation of organic Rankine cycle power generation system driven by industrial boiler waste heat is carried out. In particular, the effects of different heat exchanger configuration, working fluids and heat source temperature on net power output (W_{net}), electricity production cost (C_{EPC}), investment cost per power output (C_{CPR}) and payback period (P_{PPD}) are compared and analyzed. The results show that the P_{PPD} decreases with heat source temperature and mass flow rate increasing. The heat exchanger configuration FS (finned tube heat exchanger as evaporator and shell and tube heat exchanger as condenser) performs efficiently and has the best economic benefit, which gives C_{CPR} 23 800 RMB/kW, C_{EPC} 0.285 RMB/kWh, P_{PPD} 5.58 years and W_{net} 91.5 kW, while the economic benefit of heat exchanger configuration SS (two shell and tube heat exchangers as evaporator and condenser) is the worst. From economic point of view, R123 is the best working fluid for organic Rankine cycle power

收稿日期:2018-07-19

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51576019);装备预先研究项目(3110010602)。

Supported by National Natural Science Foundation of China (51576019), and Equipment Pre-research Projects (3110010602).

作者简介:刘亚玲(1990—),女,助理工程师,主要从事锅炉压力容器压力管道检测研究。

刘朝(联系人),男,教授,博士生导师,(E-mail)liuchao@cqu.edu.cn。

generation system driven by industrial boiler waste heat.

Keywords: organic Rankine cycle; thermo-economic evaluation; electricity production cost; payback period

社会的发展伴随着能源消耗和环境污染,是当今世界各国亟待解决的问题。我国工业锅炉排烟余热所占锅炉热量比重较大,大部分没有得到充分的利用,对其回收利用是节约能源的重要措施。但是,锅炉烟气余热温度较低,一般在 $150\sim 300\text{ }^{\circ}\text{C}$ 之间,属于低品位能源,受水沸点和潜热较高的限制,传统的蒸汽动力循环对低温热源转换效率极低,经济性差。在低温热电转换技术中,有机朗肯循环(organic Rankine cycle, ORC)由于有热回收率高、结构简单、灵活性高,运行费用低的优点,使用最广泛^[1]。目前,研究者对 ORC 系统应用于各类中低温余热进行了大量的研究,如太阳能^[2],地热能^[3]和生物质能^[4]等。其中,地热能和生物质能 ORC 在国外已经有部分系统实现了商业化,以欧洲的 Turboden 和以色列的 ORMAT 公司发展最为成熟。目前,国内还没有能推出成熟 ORC 发电机组的公司,从研究的内容上看,主要包括工质优选、循环优化、循环对比、实验研究、部件分析等。总体上看,理论研究工作较多,实验较少,实验机组大多由各种成熟的部件组装而来,技术上高效率透平研制、高速轴承研制、密封系统研制、动态控制系统研制等内容涉及较少。另外,国内企业及市场对新技术的反应速度比科研机构滞后,2011 年后,国内众多企业对该技术表现出浓厚兴趣。国内企业对该技术的研究均处于起步阶段,少数单位有工业或半工业化的试验样机(如开山 100 kW ORC 余热发电系统),各企业的试验机械功率等级在 $100\sim 500\text{ kW}$ 之间。

经济性评估是有机朗肯循环系统商业化的前提,能够正确估价工程项目有效性,从而寻求到技术与经济的最佳结合点,为具体的 ORC 工程项目分析提供方法基础。前期的研究中,多数致力于 ORC 系统热力研究、工质选择和主要设备性能研究。对经济性评估的研究虽然也很多,但由于采用的设备,特别是换热器,差异很大,边界条件各不相同,不具有可比性,不能为不同 ORC 系统结构之间的经济性对比提供有力的参考。因此,文中对 ORC 利用工业锅炉烟气余热发电技术进行了经济性评估,系统采用不同换热器结构,对不同工质和余热温度下 ORC 系统净输出功、单位装机容量投资成本、发电成本和投资回收年限进行了对比分析。

1 数学模型

亚临界有机朗肯循环系统由泵、蒸发器、膨胀机、发电机和冷凝器组成,如图 1 所示。有机工质经过泵加压后被送入蒸发器中,在蒸发器中被废热源加热、汽化形成高压饱和蒸汽,进入膨胀机膨胀做功,膨胀机带动发电机发电,从膨胀机出来的低压蒸汽进入冷凝器,被冷凝介质冷凝后,又被泵加压送入蒸发器中,进行下一轮循环。亚临界有机朗肯循环的 T - s 图,如图 2 所示。

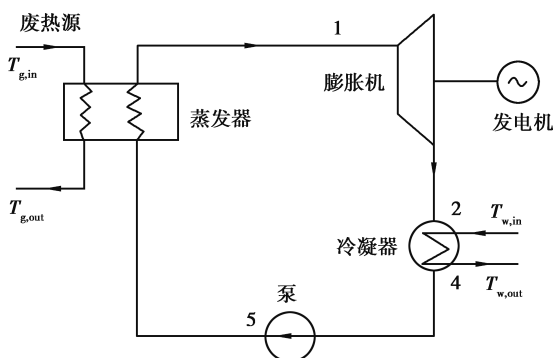


图 1 有机朗肯循环系统图
Fig.1 Schematic diagram of ORC

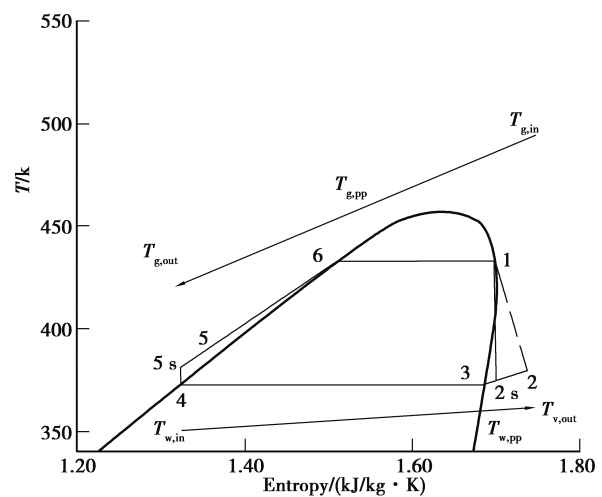


图 2 有机朗肯循环 T - S 图
Fig.2 T - s cycle curve of ORC

文中采用了板式换热器(P)、管壳式换热器(S)和管翅式换热器(F)3 种不同类型的换热器。对应不同的

蒸发器和冷凝类型,分别建立了 PP、FP、SS 和 FS 4 种不同换热器组合形式的 ORC 系统。

在换热器模型计算中,不同换热器及不同区域流体的换热系数分别采用以下换热关联式计算:板式换热器的单相区采用 Chisholm-Wanniarachchi 关联式^[5],沸腾换热区采用 Yan-Lin 关联式^[5],冷凝换热区采用 Yan-Lio-Lin 关联式^[5];对于翅片管束换热器,烟气侧采用 Young 关联式^[6],管内单相区采用 Gnielinski 关联式^[7],管内沸腾换热区采用 Kandlikar 关联式^[8],管内冷凝换热区采用 Shah 关联式^[9];对于管壳式换热器,管内单相区采用 Gnielinski 关联式^[7],管内沸腾换热区 Gungor-Winterton 关联式^[10],管内冷凝换热区采用 Shah 关联式^[9]。

经济模型采用国际化工过程设计关联式^[11]:

蒸发器和冷凝器:

$$\log C_b = K_1 + K_2 \log A + K_3 (\log A)^2, \quad (1)$$

膨胀机和泵:

$$\log C_b = K_1 + K_2 \log W + K_3 (\log W)^2, \quad (2)$$

其中: A 为换热面积; W 为功率; C_b 为常压运行基本费用,考虑材料,压力修正后的费用如下:

$$C_{BM} = C_P (B_1 + B_2 F_M F_P), \quad (3)$$

其中: F_M, F_P 分别为材料修正系数和压力修正系数, F_M 根据使用材料取值,压力修正系数计算如下:

$$\log F_P = C_1 + C_2 \log P + C_3 (\log P)^2, \quad (4)$$

其中, $K_1, K_2, K_3, B_1, B_2, C_1, C_2$ 和 C_3 为设备投资费用系数,如表 1 所示。

表 1 设备投资费用系数

Table 1 the values of constants for different equipment

	板式换热器	管壳式换热器	翅片管式换热器	工质泵	膨胀机
K_1	4.665 6	4.830 6	4.324 7	3.389 2	2.247 6
K_2	-0.155 7	-0.850 9	-0.303	0.053 6	1.496 5
K_3	0.154 7	0.318 7	0.163 4	0.153 8	-0.161 8
C_1	0	0.038 81	-0.001 64	-0.393 5	—
C_2	0	-0.112 72	-0.006 27	0.395 7	—
C_3	0	0.081 83	0.012 3	-0.002 26	—
B_1	0.96	1.63	1.63	1.89	—
B_2	1.21	1.66	1.66	1.35	—
F_m	1	1.3	1.25	1.5	—
F_{bm}	—	—	—	—	3.3

以上计算费用以 1996 年物价作为基准,考虑物价和经济因素,根据化工行业每年发布的化工设备成本指数 I ,对设备投资费用进行换算,换算公式为

$$C_{BM,current} = C_{BM,1996} I_{current} / I_{1996}, \quad (5)$$

其中:1996 年成本指数 $I_{1996} = 382, I_{current} = 556.8$ (2015 年成本指数)

设备投资总费用:

$$C_{tot} = C_{BM,evap} + C_{BM,cond} + C_{BM,tur} + C_{BM,pp}, \quad (6)$$

考虑有效运行时间,成本回收因子 R 为

$$R = \frac{i(1+i)^L}{(1+i)^L - 1}, \quad (7)$$

其中, i 为年利率,取 5%; L 为系统使用寿命,取 20 年。

发电成本 C_{EPC} (electricity production cost):

$$EPC = \frac{R \cdot C_{\text{tot}} + C_{\text{coms}}}{W_{\text{net}} \cdot t_{\text{op}}}, \quad (8)$$

其中: W_{net} 为系统净输出功, C_{coms} (cost of operation and maintenances) 为运行管理费用, 取系统总费用的 1.5%, t_{op} 为年运行小时数, 取 7 500 h。

系统动态投资回收年限计算公式为

$$P_{\text{PPD}} = \frac{\ln \frac{W_{\text{net}} t_{\text{op}} C_{\text{elec}} - C_{\text{coms}}}{W_{\text{net}} t_{\text{op}} C_{\text{elec}} - C_{\text{coms}} - i \cdot C_{\text{tot}}}}{\ln(1 + i)}, \quad (9)$$

其中, C_{elec} 为当前电价。

以上经济估算公式中的价格单位均为美元(\$), 后面分析中根据实际汇率转换为人民币值。

2 工质选择和计算条件

工质选择对 ORC 系统性能有很大影响。良好的工质应该具有以下特点: 在相同蒸发温度和冷凝温度下, 绝热焓降大; 传热性能好, 换热系数大; 工质临界参数、常压下沸点等热物理性质适宜; 化学稳定性好、不分解、腐蚀性小、毒性小、环保; 经济性好, 来源丰富, 价格低; 干工质或等熵工质; ODP 值为零, GWP 值低, 欧洲最新要求 $GWP < 150$, 高于 150 的工质是目前应用或者研究最为广泛的工质, 作为参考工质。

选取工质: R245fa, R236ea, R600, R601a, R123。考虑到 R245fa 和 R236ea 为当前 ORC 发电系统使用最广泛和研究较普遍的工质, 虽然, 其 GWP 值较最新要求高, 但作为对比分析, 参考价值较大, 在文中被选择作为计算工质。工质的主要性质如表 2 所示。

表 2 工质主要参数

Table 2 Properties of candidate organic working fluids

工质	分子量	临界温度/°C	临界压力/MPa	ODP	$\frac{GWP}{100_{\text{yr}}}$
R236ea	152.04	139.3	3.50	0.000	1410
R600	58.12	152	3.80	0.000	~20
R245fa	134.05	154	3.65	0.000	1050
R123	152.93	183.7	3.66	0.010	77
R601a	72.15	187.2	3.38	0.000	~20

文中模拟计算条件如表 3 所示。

表 3 计算条件

Table 3 Parameters for calculation

参数	数值	单位
热源温度	160~200	°C
烟气体积流量	30 000~40 000	m ³ /h
蒸发器夹点温差	5~29	°C
冷凝器夹点温差	5~29	°C
泵效率	0.7	—
环境温度	25	°C
环境压力	101	kPa
烟气露点	82	°C

3 结果与分析

3.1 热力分析

对于开式热源(既热源出口温度不定的热源),较高的热效率并不对应高的系统净输出功,相反,热效率较高时,系统净输出功很小。对这类热源的评价多采用系统净输出功为评价指标,追求输出功最大化。所以,文中热力分析仅以系统净输出功为评价指标。

针对不同蒸发量的工业锅炉,在不同烟气温度下,ORC 利用锅炉烟气余热发电技术的热力性能,以确定 5 种初选工质对不同温度和流量烟气的匹配性,得到不同热源条件下循环主要参数表。在工质初选中,工质的临界温度是一个重要参数,根据以往研究,在亚临界 ORC 中,工质临界温度低于热源温度 20 °C 左右为益。表 4 为不同参数锅炉及不同烟气温度下工质选择与对应净发电功率。对不同蒸发量锅炉余热回收中,烟气温度分别为 160、170、180、190、200 °C 对应的优化工质分别是 R236ea, R236ea, R245fa 和 R600, R123 和 R601a,以及 R123 和 R601a。另外,工质膨胀压比在 5~8 之间,这个参数范围是汽轮机膨胀效率的最佳区间,且循环压力在 0.8~2 MPa 之间,低压力运行参数对设备选材要求不高,有利于降低机组成本投资。

表 4 工质选择与对应净发电功率

Table 4 Working fluid selection and net electric power

蒸发量/(t · h ⁻¹)	烟温/°C				
	160	170	180	190	200
10	157.84	191.23	220.22	247.40	281.99
20	180.09	218.20	251.27	282.28	318.68
30	202.35	245.16	282.44	317.17	361.52
35	213.48	258.64	297.97	334.61	381.40
40	224.61	272.13	313.50	352.05	401.28
工质选择	R236ea	R236ea	R245 R600	R123 R601a	R123 R601a

3.2 蒸发温度、蒸发器/冷凝器夹点温差对系统热经济性能的影响

1) 蒸发温度的影响

如图 3 所示,分别采用 R236ea、R600、R245fa 和 R123R601a 工质,高低温侧都使用板式换热器,烟气温度为 160 °C,蒸发夹点温差为 11 °C,冷凝夹点温差为 8 °C 的 ORC 回收蒸发量为 30 t/h 工业锅炉余热时,单位发电成本 C_{EPC} 、单位装机容量投资成本 C_{CPR} 、动态投资回收年限 P_{PPD} 和系统净输出功(W_{net})随蒸发温度的变化情况。随着蒸发温度的增加, C_{EPC} 、 C_{CPR} 和 P_{PPD} 变化趋势一致,都是开始时平缓变化,然后陡增,随蒸发温度呈单调递增趋势, W_{net} 的变化正好相反,随蒸发温度呈单调递减趋势。由于 C_{EPC} 、 C_{CPR} 和 P_{PPD} 3 个指标都是经济指标,是根据投资费用和净输出功经过简单换算获得,作为目标函数优化时与系统设计参数之间的关系式一致的,所以,只需选择其中一个作为优化目标即可。

2) 夹点温差的影响

夹点温差又称节点温差,或窄点温差,是换热过程中蒸发器出口烟气和被加热的饱和水汽之间的最小温差(见图 4)。由图可以看出,随着夹点温差的变化,余热锅炉的相对换热总面积、相对蒸发量、相对排烟温度也随之发生变化。

当夹点温差减小时,余热锅炉的排烟温度下降,烟气余热回收量增加,蒸汽产量也随之增加,即对应着高的余热锅炉热效率,但平均传热温差随之减小,必将增加余热锅炉的换热面积,制造成本增加,在选择夹点温差时,应注意经济技术比较的合理性。从投资费用以及余热利用效率最佳的角度考虑,必然存在一个如何合理选择余热锅炉夹点温差的问题,夹点温差是确定余热锅炉换热面积、蒸发量、排烟温度的重要依据。为此,在设计余热锅炉时,首先就要考虑窄点温差,确定合理夹点温差,这是保证经济技术合理的前提,目前,夹点温差的一般范围为 10~20 °C,最低可达 7 °C。

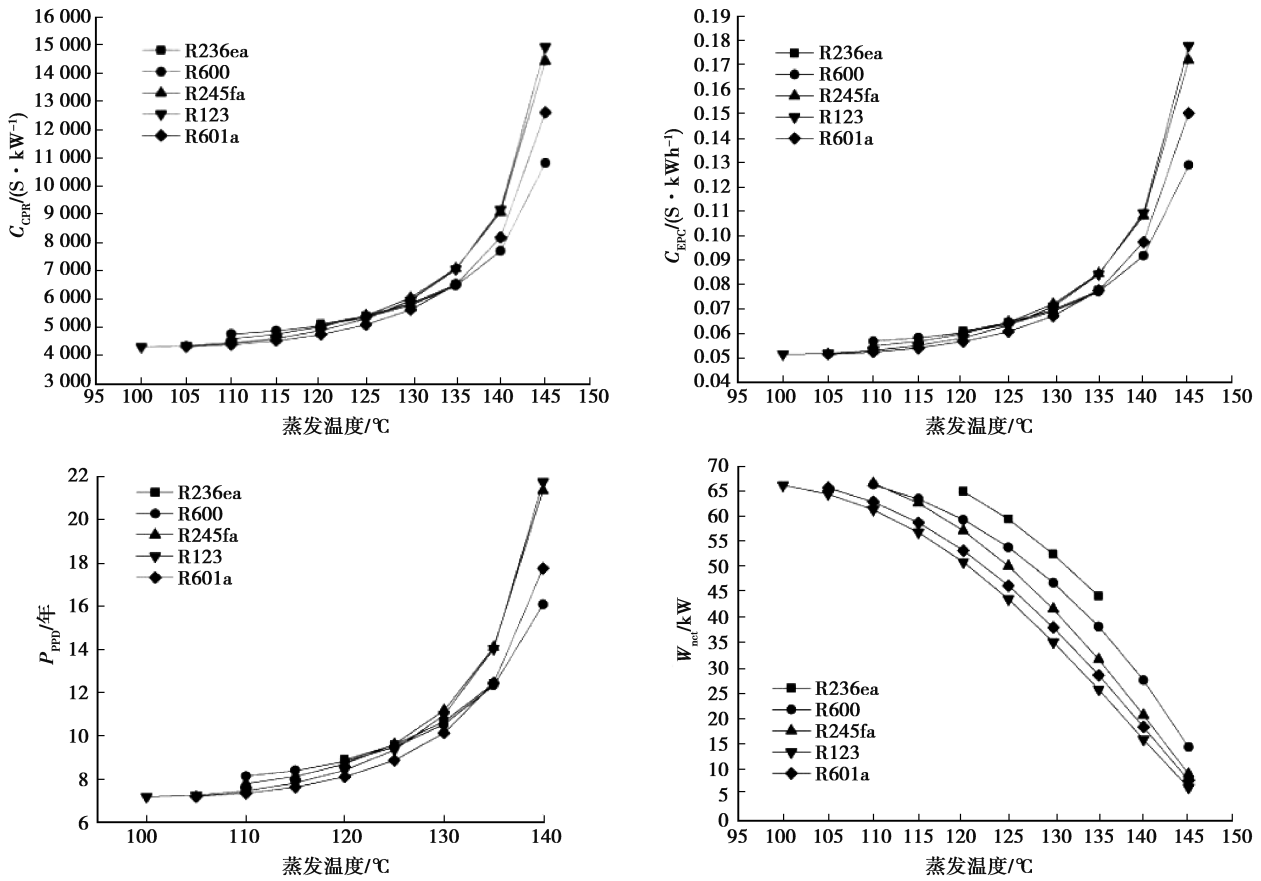


图 3 C_{EPC} 、 C_{CPR} 、 P_{PPD} 和 W_{net} 随蒸发温度的变化情况

Fig.3 EPC, CPR, PPD and W_{net} vs. evaporating temperature of virous working fluids

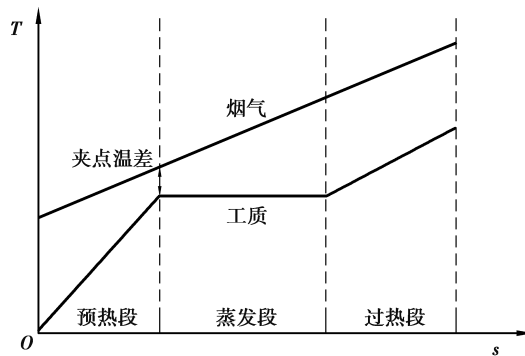


图 4 烟气与工质匹配图

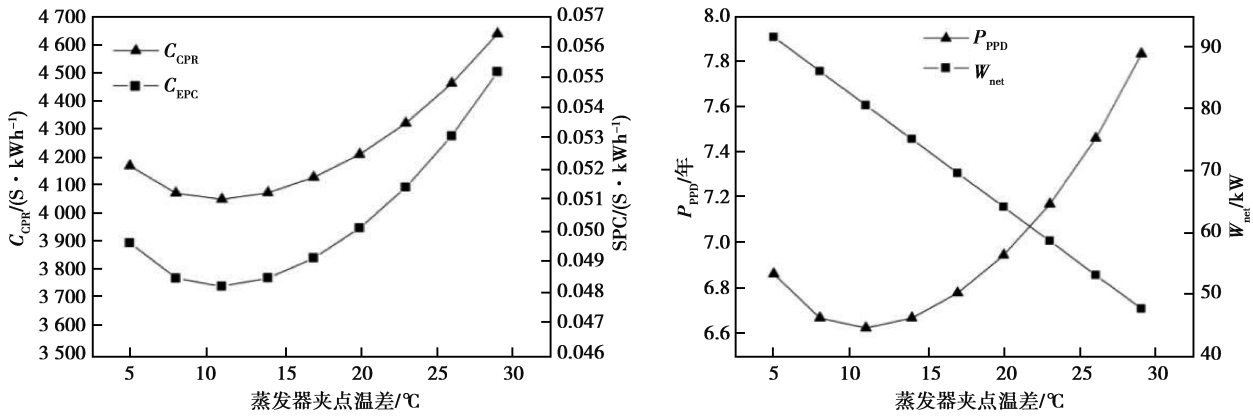
Fig.4 Matching diagram of flue gas and working fluid

如图 5 所示,采用 R123 工质,高低温侧都使用板式换热器,烟气温度为 180 °C,蒸发温度为 125 °C 的 ORC 回收蒸发量为 30 t/h 工业锅炉余热时,单位发电成本 C_{EPC} 、单位装机容量投资成本 C_{CPR} 、动态投资回收年限 P_{PPD} 和系统净输出功(W_{net})随高温换热器夹点温差的变化情况。除了净输出功以外,都存在 1 个极小值,且 3 个指标最佳值(最小值)对应的夹点温差接近,都在 11 °C 附近。从经济性的角度看,仅仅从净输出功的角度来对系统进行设计优化是不合理的,应该综合热力经济性对系统进行设计优化。

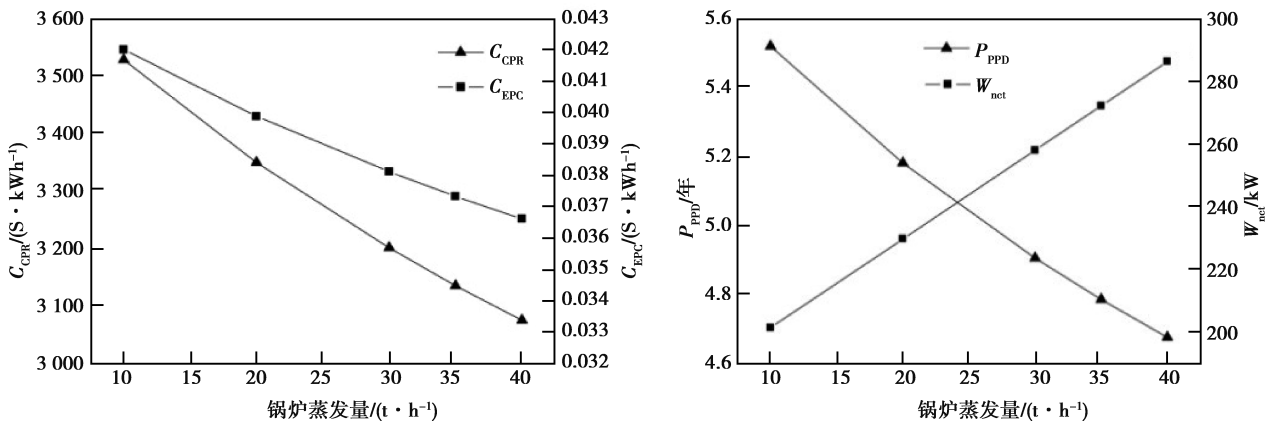
3.3 排烟量和排烟温度对系统热经济性的影响

1) 排烟量的影响

如图 6 所示,采用 R123 工质,高低温侧都使用板式换热器,烟气温度为 180 °C,蒸发温度为 125 °C,蒸发夹点温差为 11 °C,冷凝夹点温差为 8 °C 的 ORC 回收工业锅炉余热时,单位发电成本 C_{EPC} 、单位装机容量投资成本 C_{CPR} 、动态投资回收年限 P_{PPD} 和系统净输出功(W_{net})随锅炉蒸发量的变化情况。可以看出,随着锅炉

图 5 C_{EPC} 、 C_{CPR} 、 P_{PPD} 和 W_{net} 随高温换热器夹点温差的变化情况Fig.5 C_{EPC} , C_{CPR} , P_{PPD} and W_{net} vs. pinch point temperature difference in the evaporator with R123

蒸发量的增大,也就是排烟量的增大,系统的 C_{CPR} 、 C_{EPC} 和 P_{PPD} 随之减小,而 W_{net} 随着增大,即系统排烟量增大后,系统经济效益增大。

图 6 C_{EPC} 、 C_{CPR} 、 P_{PPD} 和 W_{net} 随锅炉蒸发量的变化情况Fig.6 C_{EPC} , C_{CPR} , P_{PPD} and W_{net} vs. industrial boiler duty with R123

2) 排烟温度的影响

如图 7 所示,采用 R123 工质,高低温侧都使用板式换热器,蒸发温度为 125 °C,蒸发夹点温差为 11 °C,冷凝夹点温差为 8 °C 的 ORC 回收蒸发量为 30 t/h 工业锅炉余热时,单位发电成本 C_{EPC} 、单位装机容量投资成本 C_{CPR} 、动态投资回收年限 P_{PPD} 和系统净输出功 (W_{net}) 随烟气温度的变化情况。可以看出,随着烟气温度的增大,系统的 C_{CPR} 、 C_{EPC} 和 P_{PPD} 随之减小,而 W_{net} 呈线性增加。

综上所述,随着烟气流量和温度的增大,系统的投资回收年限减小,即提高系统规模和热源温度有利于提高系统热力经济效益。

3.4 算例

根据以上分析可知,对于采用相同换热器,排烟温度和流量一定的 ORC 发电系统,随着系统蒸发温度、换热器夹点温差及使用工质的不同,系统热经济性存在很大差异,所以,选择一个优化目标对系统主要参数和使用工质进行优化和选择是很有必要的。如图 8 所示,采用不同工质的 ORC 系统回收蒸发量为 30 t/h,排烟温度为 180 °C 的工业锅炉余热时单位发电成本 C_{EPC} 、单位装机容量投资成本 C_{CPR} 、动态投资回收年限 P_{PPD} 和系统净输出功 (W_{net}) 的优化结果。图中工质的临界温度分别为 139.3, 152, 154, 183.7, 187.2 °C, 是按由小到大排列。对于蒸发量为 30 t/h, 排烟温度为 180 °C 的工业锅炉,当 ORC 系统为 SS 换热器组合时,动态投资回收年限大于 7 年,最大值为 8.8 年,最小值为 7.7 年,对应的工质分别为 R236ea 和 R601a;除了采用

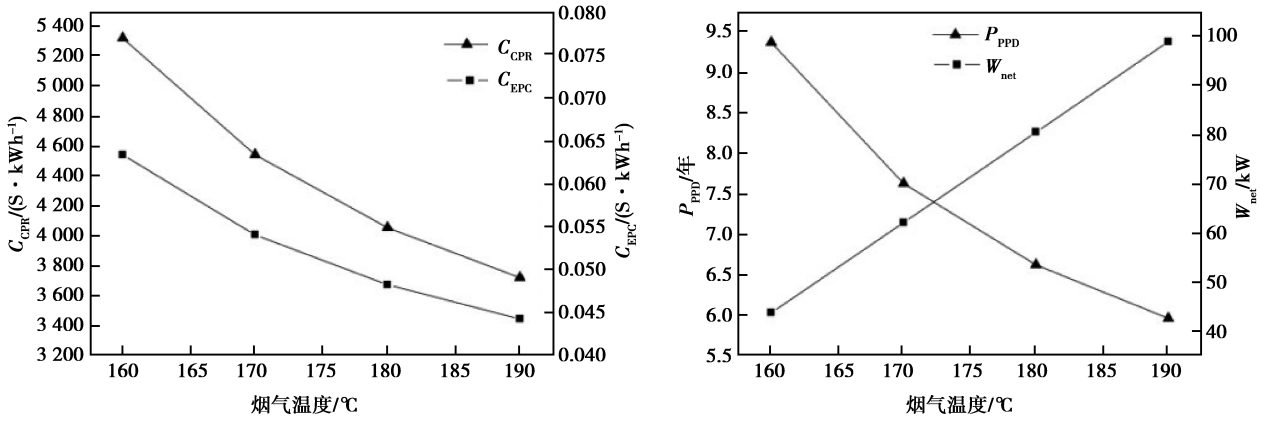


图 7 C_{EPC} 、 C_{CPR} 、 P_{PPD} 和 W_{net} 随烟气温度的变化情况

Fig.7 C_{EPC} , C_{CPR} , P_{PPD} and W_{net} vs. flue gas temperature with R123

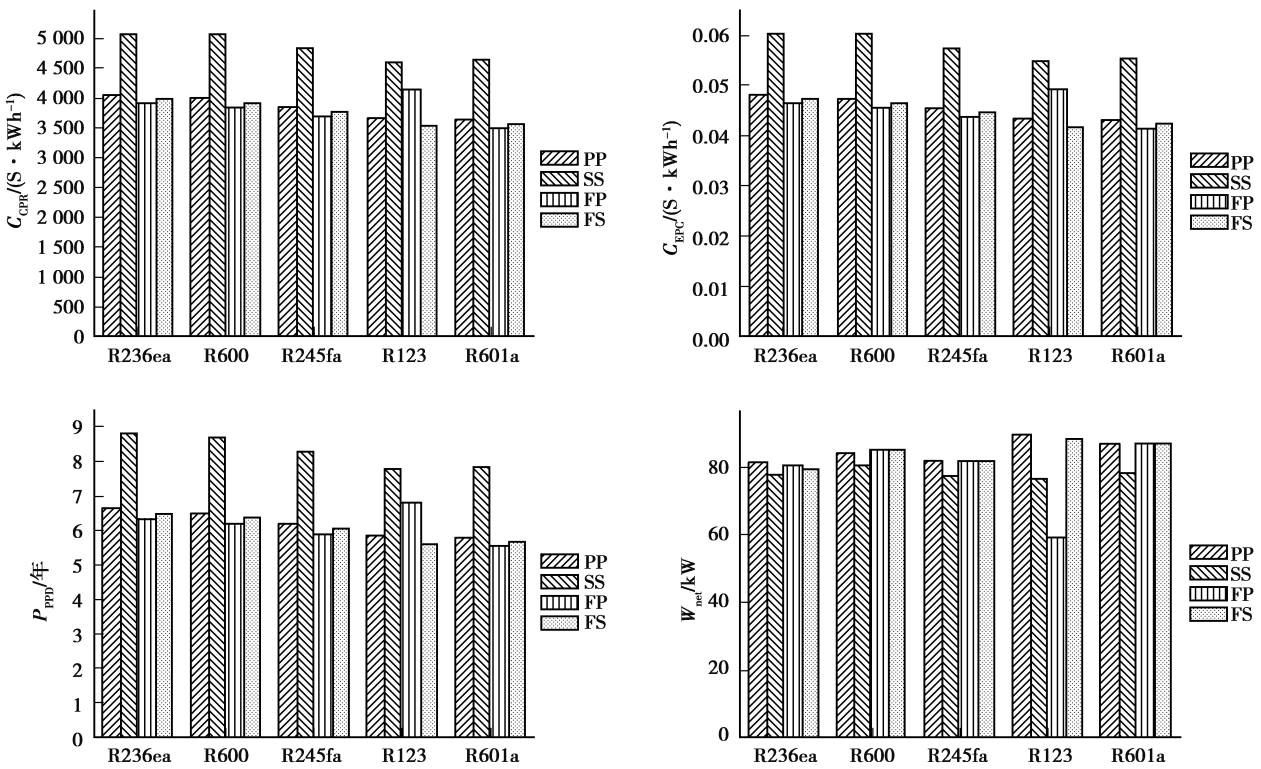


图 8 C_{EPC} 、 C_{CPR} 、 P_{PPD} 和 W_{net} 优化结果

Fig.8 The optimal results of C_{EPC} , C_{CPR} , P_{PPD} and W_{net}

FP 换热器组合的情况,当工质为 R123 和 R601a 时,单位发电成本 C_{EPC} 、单位装机容量投资成本 C_{CPR} 和动态投资回收年限 P_{PPD} 对应的值都最小,且使用 2 种工质时数值相近。因此,R123 和 R601a 有较低的经济指标和较高的净输出功,是理想的候选工质。在 4 种换热器组合中,对于 4 种工质,SS 换热器组合经济性和输出功表现都最差,对于 R123,FS 换热器组合经济性最优,净输出功略低于 PP 换热器组合;对于 R601a,FP 和 FS 换热器组合经济性和净输出功均较优,且两者接近。因此,对于热经济性较好的 2 种工质 R123 和 R601a,R123 采用 FS 换热器组合时经济性最优,R601a 采用 FP 和 FS 换热器组合热经济性接近且最优。采用 R123 和 FS 换热器组合时最优,对应单位装机容量成本为 23 800 元/kW,单位发电成本为 0.285 元/kWh,投资回收年限为 5.58 年,净输出功为 91.5 kW,发电功率为 88.5 kW。

另外,如图 8 所示,R236ea、R600、R245fa 和 R601a 的临界温度逐渐增大。随着临界温度的增大,除 FP

换热器组合以外,在 R123 附近 C_{EPC} 、 C_{CPR} 和 P_{PPD} 存在 1 个最小值, W_{net} 存在 1 个最大值,即 ORC 的热经济性可能与不同工质的性质存在关系,在一定热源温度下,存在 1 个最佳临界温度使得 ORC 的热经济性能最优,该推论可作为 ORC 系统选择对应临界温度工质的参考依据。

4 结 论

对 ORC 利用工业锅炉烟气余热发电技术进行了经济性评估,系统采用不同换热器结构,对不同工质和余热温度下 ORC 系统净输出功,单位装机容量投资成本,发电成本和投资回收年限进行了对比分析,结果表明:

1) 在不同蒸发量锅炉余热回收中,烟气温度分别为 160、170、180、190、200 °C 对应的优化工质分别是 R236ea, R236ea, R245fa 和 R600, R123 和 R601a, 以及 R123 和 R601a。

2) C_{EPC} 、 C_{CPR} 和 P_{PPD} 3 个指标作为目标函数优化时结果一致,随高温换热器夹点温差的变化,除了净输出功以外,都存在 1 个极小值,且 3 个指标最佳值(最小值)对应的夹点温差接近,都在 11 °C 附近;从经济性的角度看,仅仅从净输出功的角度来对系统进行设计优化是不合理的,应该综合热力经济性对系统进行设计优化。

3) 随着烟气流量和温度的增大,系统的投资回收年限减小。提高系统规模和热源温度有利于提高系统热力经济效益。

4) 采用 R123 和 FS 换热器组合时经济性最优,对应单位装机容量成本为 23 800 元/kW,单位发电成本为 0.285 元/kWh,投资回收年限为 5.58 年,净输出功为 91.5 kW;采用 SS 换热器组合时,经济性最差。

参考文献:

- [1] Pethurajan V, Sivan S, Joy G C. Issues, comparisons, turbine selections and applications - An overview in organic Rankine cycle[J]. Energy Conversion and Management, 2018, 166:474-88.
- [2] Cioccolanti L, Tascioni R, Arteconi A. Mathematical modelling of operation modes and performance evaluation of an innovative small-scale concentrated solar organic Rankine cycle plant[J]. Applied Energy, 2018, 221:464-76.
- [3] Astolfi M, Romano M C, Bombarda P, et al. Binary ORC (Organic Rankine Cycles) power plants for the exploitation of medium - low temperature geothermal sources - Part B: Techno-economic optimization[J]. Energy, 2014, 66:435-46.
- [4] Huang Y, Wang Y, Rezvani S, et al. A techno-economic assessment of biomass fuelled trigeneration system integrated with organic Rankine cycle[J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 53(2):325-31.
- [5] Garcia-Cascales J R, Vera-García F, Corberán-Salvador J M, et al. Assessment of boiling and condensation heat transfer correlations in the modelling of plate heat exchangers[J]. International Journal of Refrigeration, 2007, 30(6):1029-41.
- [6] Institute LPMR. Heat exchanger, 2nd version[J]. China Petrochemical Press, 2013:707-10.
- [7] Gnielinski V. New equations for heat mass transfer in turbulent pipe and channel flows[J]. Int Chem Eng, 1976, 16: 359-68.
- [8] Kandlikar S G. A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes [J]. Journal of heat transfer, 1990, 112(1):219-28.
- [9] Shah M. A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes[J]. International Journal of heat and mass transfer, 1979, 22(4):547-56.
- [10] Gungor K, Winterton R. Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparisons of correlations with data [J]. Chemical engineering research & design, 1987, 65(2):148-56.
- [11] Turton R, Bailie R, Whiting W, et al. Analysis, synthesis, and design of chemical processes[M]. Pearson Education Inc, 2009.