

三种中低温余热蒸汽发电系统的比较研究

吴俐俊, 张晓君

(同济大学 机械与能源工程学院, 上海 201804)

摘要: 建立了 150~350 °C 中低温余热蒸汽低沸点有机工质联合循环(S-ORC)发电系统数学模型, 比较了相同热源条件下, 水蒸气朗肯循环(SRC)、有机朗肯循环(ORC)及 S-ORC 三种发电系统的热效率、烟效率、运行压力、发电量。结果表明: 150~210 °C 热源条件下, ORC 有着最高的热效率、烟效率和发电量; 210~350 °C 热源条件下, S-ORC 的各项性能有优势, 其热效率和烟效率均高于 SRC 和 ORC 发电系统。

关键词: 中低温余热蒸汽; 朗肯循环; 发电系统

中图分类号: TM617

文献标志码: A

Comparative Study of Three Power Generation Systems with Medium-low Temperature Waste Heat Steam

WU Lijun, ZHANG Xiaojun

(School of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: A mathematical model for steam-organic Rankine cycle (S-ORC) power generation system at 150~350 °C was established. S-ORC power generation system consists of steam Rankine cycle (SRC) and organic Rankine cycle (ORC) power generation systems. Thermal efficiency, exergy efficiency, operation pressure and capacity of the systems were compared under the same heat source conditions. The results show that under the condition of 150~210 °C heat source, ORC has the highest thermal efficiency, exergy efficiency and power generation. While under the condition of 210~350 °C heat source, the performance of S-ORC has an advantage over SRC and ORC. Its thermal efficiency and exergy efficiency are higher than those of SRC and ORC power systems.

Key words: medium-low temperature residual heat steam; Rankine cycle; power generation system

一, 广泛存在于电厂和钢铁企业等。针对目前余热利用率较低现状^[1-3], 中低温能源的回收利用技术日益成为相关领域的研究热点。中低温余热发电技术主要有水蒸气朗肯循环(SRC)、有机朗肯循环(ORC)和余热蒸汽低沸点有机工质联合循环(S-ORC)^[4]。ORC 一般应用于 200 °C 以下的热源, 主要优点是热效率高, 系统结构简单紧凑, 使用热源广, 能有效回收低温热能^[5]。国外学者对 ORC 研究还处于理论研究和小规模实验阶段, 工程应用较少。传统的 SRC 发电技术比较成熟, 主要应用于 500 °C 以上的热源。S-ORC 是从能量梯级利用的角度, 将 SRC 和 ORC 复合为一体。对于 S-ORC 系统, 文献[6-7]的研究结果表明, S-ORC 发电系统利用水蒸气汽化潜热大和有机工质汽化潜热小的特点达到余热利用是可行的。它不仅实现了能量的阶梯利用, 还对以水蒸气作为工质发电难以回收的 200 °C 以下余热也可加以利用, 因此对于低品位工业余热的开发利用具有重要参考意义。

本文针对 150~350 °C 的余热蒸汽, 在相同热源条件下, 利用 Excel 中的 VBA 模块建立数学模型, 调用工质物性查询软件 Refprop 8.0 中的物性函数, 模拟计算了各发电系统的热效率、烟效率及发电量。通过对 SRC、ORC、S-ORC 系统的比较研究, 为进一步有效余热利用拓展新的思路。

1 系统模型

1.1 S-ORC 的工作原理

S-ORC 系统原理如图 1 所示。该系统属于联合循环, 是由一级 SRC 和二级 ORC 串联组成的双工质双循环。SRC 和 ORC 同属于朗肯循环^[8], 区别在于循环工质。SRC 的工质是水, ORC 的工质是有机工质。一级循环和二级循环的温熵(T-S)图如图 2 和

150~350 °C 余热蒸汽是余热排放的重要形式之

3所示。基本设备包括一级透平机、一级发电机、一级冷凝器(二级蒸发器)、二级透平机、二级发电机、二级冷凝器、工质泵等。其中,a-b过程为水蒸气在一级透平机中的绝热膨胀做功过程,计算时理想地视为等熵过程,b-c为水蒸气在一级冷凝器(二级蒸发器)中的定压放热过程;1-2过程为有机工质在二级透平机中的绝热膨胀做功过程,2-3过程为有机工质在二级冷凝器中等压放热过程,3-4过程为有机工质在工质泵中的绝热压缩过程,4-1过程为有机工质在二级蒸发器中的等压吸热过程。

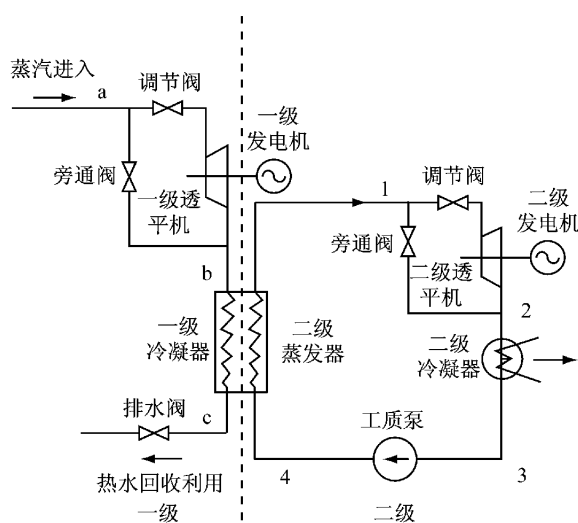


图1 S-ORC的系统原理图

Fig.1 Schematic diagram of S-ORC system

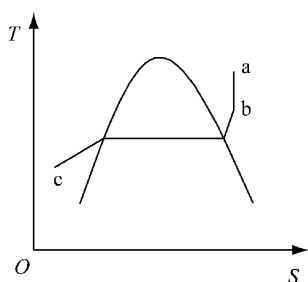


图2 一级循环 T-S 图

Fig.2 T-S diagram of level one cycle

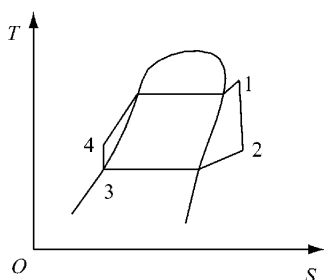


图3 以工质 R236ea 为代表的二级循环 T-S 图

Fig.3 T-S diagram of level two cycle represented for R236ea

1.2 S-ORC 的数学模型

对于一级循环,a-b过程为水蒸气在一级透平机中的绝热膨胀做功过程,计算时理想地视为等熵过程,则水蒸气在一级透平机中输出的功率

$$P_{T1} = q_{ms}(h_a - h_b)\eta_T$$

式中: q_{ms} 为一级循环水蒸气的质量流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$; h_a, h_b 分别为一级透平机进、出口水蒸气的比焓, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$; η_T 为透平机的内效率。一级透平机中水蒸气的不可逆损失

$$I_{T1} = q_{ms}T_0(s_b - s_a)$$

式中: s_a, s_b 分别为一级透平机进、出口水蒸气的比熵, $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$; T_0 为环境温度,K。过程b-c为水蒸气在一级冷凝器(二级蒸发器)中的定压放热过程,放出的热量

$$Q_{cl} = q_{ms}(h'_b - h_c)$$

式中: h'_b, h_c 分别为一级冷凝器进、出口水蒸气的比焓, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$,其中 $h'_b = h_b$ 。一级冷凝器中的不可逆损失

$$I_{cl} = q_{mf}T_0\left(s_c - s_b + \frac{Q_{cl}}{T_{L1}}\right)$$

式中: q_{mf} 为工质的质量流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$; $T_{L1} = T_c - \frac{T_b}{\ln(T_c/T_b)}$,其中 T_b, T_c 分别为一级循环冷凝器进、出口冷却流体的温度(也是二级循环工质进、出二级蒸发器的温度),K; s_c 为一级循环冷凝器出口水蒸气的比熵, $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$ 。

对于二级循环,4-1过程为有机工质在二级蒸发器(一级冷凝器)中吸收一级循环透平机出口乏汽热量的过程,有机工质在二级蒸发器中吸收的热量

$$Q_e = Q_{cl} = q_{mf}(h'_1 - h_4)$$

式中: h_4, h'_1 分别为二级蒸发器进、出口有机工质的比焓, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ 。二级蒸发器中的不可逆损失

$$I_e = q_{mf}T_0\left(s_4 - s'_1 - \frac{Q_e}{T_H}\right)$$

式中: s_4, s'_1 分别为二级蒸发器进、出口有机工质的比熵, $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$; $T_H = T_1 - \frac{T_4}{\ln(T_1/T_4)}$,其中 T_1, T_4 分别为二级蒸发器进、出口加热流体的温度,K。1-2过程为有机工质在二级透平机中绝热膨胀做功的过程,理想的可逆绝热膨胀过程为等熵过程,实际的计算过程需要考虑透平机的内效率 η_T ,则有机工质在二级透平机中输出的功率

$$P_{T2} = q_{mf}(h_1 - h_2)\eta_T$$

式中: h_1, h_2 分别为二级透平机进、出口有机工质的比焓, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$,其中 $h_1 = h'_1$ 。有机工质在二级透平

机中的不可逆损失

$$I_{T2} = q_{mf} T_0 (s_2 - s_1)$$

式中: s_1, s_2 分别为二级透平机进、出口有机工质的比熵, $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$. 2-3 过程为有机工质在二级冷凝器中的等压放热过程, 放出的热量

$$Q_{c2} = q_{mf} (h'_2 - h_3)$$

式中: h'_2, h_3 分别为二级冷凝器进、出口有机工质的比焓, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$, 其中 $h_2 = h'_2$. 冷凝器中的不可逆损失

$$I_{c2} = q_{mf} T_0 \left(s_3 - s'_2 + \frac{Q_{c2}}{T_{L2}} \right)$$

式中: s'_2, s_3 分别为二级冷凝器进、出口有机工质的比熵, $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$, 其中 $s'_2 = s_2$; $T_{L2} = \frac{T_{L \cdot \text{in}} - T_{L \cdot \text{out}}}{\ln(T_{L \cdot \text{in}}/T_{L \cdot \text{out}})}$, 其中 $T_{L \cdot \text{in}}, T_{L \cdot \text{out}}$ 为二级冷凝器进、出口冷却流体的温度, K . 3-4 过程为有机工质在工质泵中绝热压缩过程, 计算时理想地视为等熵过程, 则工质泵消耗的功率为

$$P_p = \frac{q_{mf} (h_4 - h'_3)}{\eta_p}$$

式中: h'_3, h_4 分别为工质泵进、出口有机工质的比焓, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$, 其中 $h_3 = h'_3$; η_p 为工质泵的效率. 工质泵中的不可逆损失

$$I_p = q_{mf} T_0 (s_4 - s'_3)$$

式中: s'_3, s_4 为工质泵进、出口有机工质的比熵, $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$, 其中 $s'_3 = s_3$. 单位质量工质的发电能力

$$C = \frac{P}{q_{mf}} = \omega_i \eta_g$$

式中: P 为系统的发电功率, kW ; η_g 为发电机效率;

ω_i 为工质在二级透平机中的比功, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$. 系统的热效率

$$\eta_e = \frac{P_{T1} + P_{T2} - P_p}{Q_c - Q_a}$$

式中: Q_a, Q_c 分别为一级透平机进口水、一级冷凝器出口水所带走的热量, kJ . 系统的炯效率

$$\eta_{ex} = \frac{P_{T1} + P_{T2} - P_p}{E_{in}}$$

$$E_{in} = Q_c \frac{T_H - T_{L2}}{T_H}$$

式中: E_{in} 为系统得到的炯, kJ . 对于稳定系统, 系统的不可逆损失

$$I = T_0 \left(\sum_{out} s - \sum_{in} s - \sum \frac{Q_i}{T_i} \right)$$

2 三种发电系统的比较与分析

2.1 SRC 发电系统的模拟结果

SRC 的循环工质为水, 为了保证 SRC 和 S-ORC 有相同的热源条件, 其透平机出口温度也设定为 45°C , 出口压力为对应的饱和压力, 工质的冷凝温度为 37°C , 透平机的内效率为 0.8, 工质泵的效率为 0.7.

表 1 为 SRC 发电系统的模拟结果. 可以看出, SRC 发电系统的热效率随着热源温度的上升而增加, 最大热效率达到 13.19%, 在热源温度为 150°C 时, 系统热效率仅有 4.97%; 系统的炯效率也随着热源温度的升高而增加, 最大炯效率达到 39.76%, 最小炯效率仅为 28.15%.

表 1 SRC 发电系统模拟结果

Tab.1 Simulation results of SRC power system

工质	热源进口温度/ $^\circ\text{C}$	Q_{in}/kW	P_T/kW	P_p/kW	P/kW	E_{in}/kW	$\eta_e/\%$	$\eta_{ex}/\%$
水	350	7 487.74	992.23	4.38	987.84	2 484.53	13.19	39.76
水	300	7 234.98	815.29	3.44	811.85	2 172.15	11.22	37.38
水	250	6 988.60	642.83	2.50	640.33	1 848.73	9.16	34.64
水	200	6 752.10	477.28	1.55	475.72	1 510.85	7.05	31.49
水	150	6 535.26	325.49	0.61	324.88	1 153.97	4.97	28.15

注: Q_{in} 为系统吸热量; P_T 为透平机的输出功率, $P_T = P_{T1} + P_{T2}$.

2.2 ORC 发电系统的模拟结果

有机工质的物性对 ORC 性能起关键作用, 国内外学者对 ORC 工质的选择进行了广泛研究^[9-14], 并总结了 ORC 工质的选择原则. 考虑工质的临界温度和安全环保性, 参照有机工质的选择原则, 选用 R141b, R123, R245ca 等七种常用有机物作为 S-ORC 和 ORC 的工质. 为了使 ORC 发电系统获得较高的热效率、发电能力以与 S-ORC 发电系统进行比

较, ORC 工质的选择应根据热源温度等级 (150, 200, 250, 300, 350°C), 同时考虑有机工质的筛选原则进行选择. 其中 150°C 热源选择 R245fa (临界温度: 154.01°C ; 临界压力: 3.650 MPa) 作为发电工质, 其余 200, 250, 300, 350°C 热源均选择临界温度最高的 R141b (临界温度: 204.35°C ; 临界压力: 4.212 MPa) 作为发电工质.

表 2 为 ORC 发电系统模拟结果. 在 ORC 系统

表2 ORC发电系统模拟结果

Tab.2 Simulation results of ORC power system

工质	热源进口温度/℃	Q_{in}/kW	$q_{m_t}/(kg \cdot s^{-1})$	P_T/kW	P_p/kW	P/kW	E_{in}/kW	$\eta_e/\%$	$\eta_{ex}/\%$
R141b	350	7 404.14	24.24	1 235	65	1 170.71	2 457.24	15.81	47.64
R141b	300	7 151.37	23.41	1 193	63	1 130.75	2 147.50	15.81	52.65
R141b	250	6 905.00	22.61	1 152	60	1 091.79	1 827.07	15.81	59.76
R141b	200	6 668.50	21.83	1 113	58	1 054.40	1 492.62	15.81	70.64
R245fa	150	6 451.65	26.36	782	48	734.44	1 139.69	11.38	64.44

中,150℃热源选择的工质为R245fa,200~350℃热源选择的工质为R141b.保证ORC和S-ORC有相同热源条件,同时工质的冷凝温度为37℃,透平机的内效率为0.8,工质泵的效率为0.7.

在热源温度达到200℃以后,由于工质均使用R141b,工质的蒸发温度均为175℃,所以热效率不再变化,最大值为15.81%.整个循环的烟效率最大值为70.64%,出现在200℃热源时,工质对应R141b,工质蒸发温度为175℃.200℃以后随着热源温度的增加,烟效率开始下降.其原因在于,对于亚临界循环,工质的最高临界温度限制了工质的最高蒸发温度175℃,热源温度的升高造成蒸发器中的换热温差变大,不可逆损失增加,使得烟效率下降.

2.3 中低温条件下三种发电系统模拟结果比较

2.3.1 热效率的比较

图4为三种循环发电系统热效率随热源变化图.在150~210℃的低温段,ORC的热效率高于SRC和S-ORC.热源温度达到210℃以后,S-ORC的优势体现出来,其热效率高于SRC和ORC,S-ORC的热效率始终高于SRC.

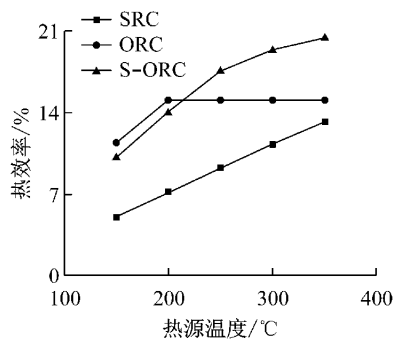


图4 三种发电系统热效率
Fig.4 Thermal efficiency of three power generation systems

2.3.2 烟效率的比较

图5为三种发电系统烟效率图.在150~210℃的低温段,ORC的烟效率高于SRC和S-ORC.210℃左右以后,ORC的烟效率低于S-ORC.SRC的烟效率在150~350℃温度段一直处于最低水平,其原因有两个:①水是一种湿工质且常压下沸点较高

(100℃),为了保证工质在透平机出口的干度,工质在透平机出口处于负压段,考虑到设备的安全性(大于9 kPa),其出口温度最低只能达到45℃,高于ORC的37℃;②SRC在低温段的热效率低于ORC.

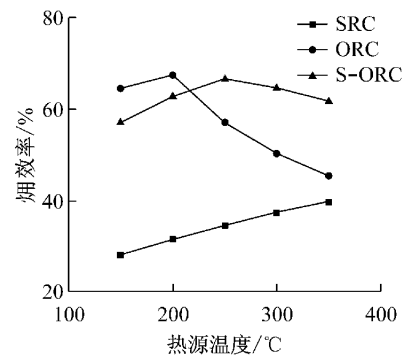


图5 三种发电系统烟效率

Fig.5 Exergy efficiency of three power generation systems

2.3.3 发电量

三种系统发电量如图6所示.热源温度在150~210℃时,ORC发电量大于S-ORC和SRC;热源温度超过210℃后,S-ORC的系统发电量超过ORC和SRC.SRC的发电量始终小于S-ORC.热源温度达到210℃以后,ORC系统的发电量上升趋势明显小于SRC,当热源温度达到350℃时,ORC和SRC的发电量已非常接近.

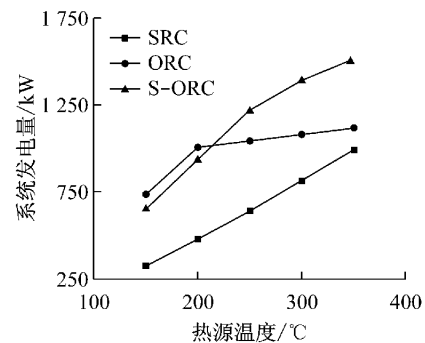


图6 三种系统发电量

Fig.6 Power generation of three systems

从图5还可以看出,通过调节S-ORC的一级循

环出口温度, S-ORC 的系统发电量线的斜率在低温段与 ORC 发电量线较为接近, 而中、高温段与 SRC 较为接近. 这表明, 通过调节 S-ORC 系统的一级循环出口温度, S-ORC 系统与中、高、低温热源均有很好的匹配性.

3 S-ORC 发电系统模拟结果及分析

3.1 S-ORC 的热效率

热效率是一种依据热力学第一定律的能量分析法, 它能确定系统的外部损失, 为节能指明一定的方向. S-ORC 热效率随一级循环透平机出口温度变化如图 7 所示, 随热源温度变化如图 8 所示, 最优热效率如图 9 所示.

由图 7 可知, 在各温度热源条件下, 热效率随着一级循环的出口温度上升而增加, 并且高温热源的热效率明显高于低温热源; 当保持有机工质和一级循环出口温度不变时, 随着热源温度的上升, 系统的热效率逐步增加.

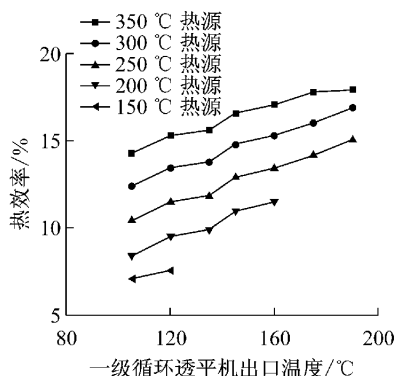


图 7 S-ORC 热效率随一级循环透平机出口温度变化

Fig.7 Variation of S-ORC thermal efficiency with turbine outlet temperature for cycle one

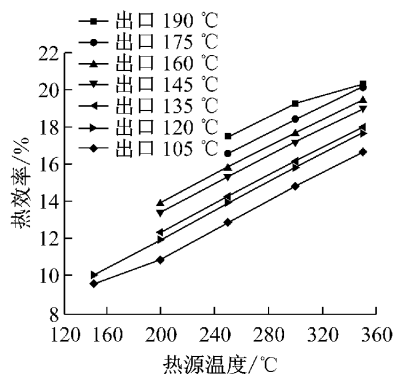


图 8 S-ORC 热效率随热源温度变化

Fig.8 Variation of S-ORC thermal efficiency with heat source temperature

由图 8 可知, 在保证一级循环出口温度、工质不变的情况下, 热效率随着热源温度的上升而增加.

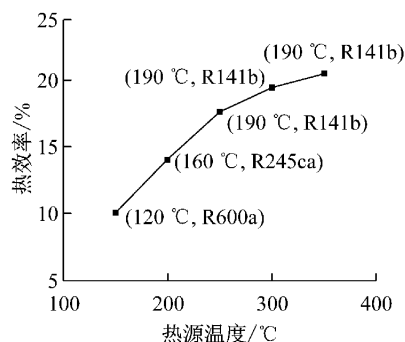


图 9 150~350℃ 热源 S-ORC 最大热效率

Fig.9 S-ORC maximum thermal efficiency at 150~350 °C heat source

由图 9 可知, 随着热源温度的增加, 最大热效率逐渐增加, 但上升趋势变缓. 其原因在于, 随着热源温度的上升, 由于二级循环有机工质最高临界温度的限制, 使得一级循环逐步占据整个系统的主导地位, 系统的热效率将主要受到一级循环的影响. 当热源温度高于 250℃ 时, 最大热效率的二级循环均使用临界温度最高的 R141b 作为工作介质.

3.2 S-ORC 的焓效率

焓效率是一种焓分析法, 其除了考虑控制体输入与输出的可用能外, 还要考虑控制体内各种不可逆因素造成的不可逆损失, 它比能量分析更全面, 更能深刻指明能量损耗的本质. S-ORC 焓效率随一级循环透平机出口温度变化如图 10 所示.

由图 10 可知, 各温度热源条件下, 焓效率随着一级循环透平机出口温度的升高而增加, 均在一级循环透平机出口温度最高点达到最大值.

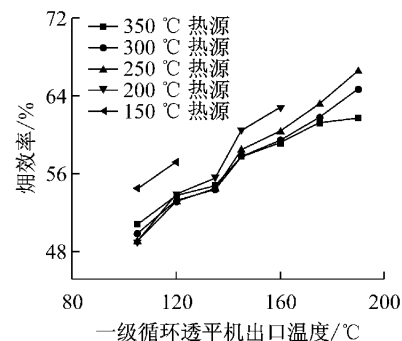


图 10 S-ORC 焓效率随一级循环透平机出口温度变化

Fig.10 Variation of S-ORC exergy efficiency with turbine outlet temperature

由图 11 可知, 焓效率先减小后增大. 这是由于, 在低温段 ORC 的焓效率非常高, SRC 的焓效率低,

随着温度的提高, SRC 在高温段的优势得以体现。

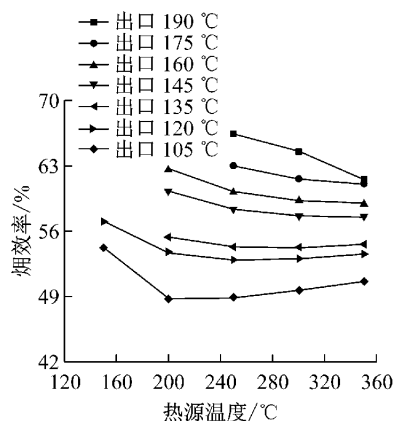


图 11 S-ORC 烟效率随热源温度变化

Fig. 11 Variation of S-ORC exergy efficiency with heat source temperature

由图 12 可知,最大烟效率随着热源温度先增大后减小,在 250℃时二级循环获得的热能占整个发电系统的比例最大,该点的烟效率最大为 66.46%。

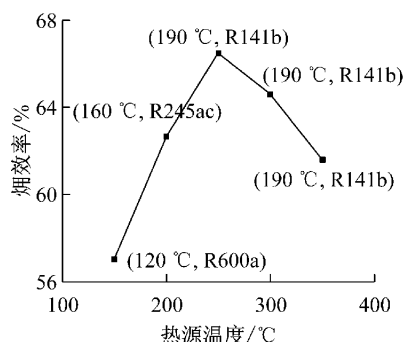


图 12 150~350℃热源 S-ORC 最大烟效率

Fig. 12 S-ORC maximum exergy efficiency at 150~350 °C heat source

3.3 S-ORC 的发电量

通过对发电量的模拟计算可知,系统的发电量随着热源温度的上升而增加。随着热源温度的上升,系统获得的热能不断增加,系统发电量不断变大。

图 13 为 150~350℃热源 S-ORC 系统最大发电量。可以看出,各温度热源的最大系统发电量随着热源温度的上升而增加,但系统发电量的上升趋势有明显的变小现象。其原因在于,有机工质的最高临界温度只有 204.35℃,限制了一级循环透平机出口温度(最高 190℃),热源温度达到 250℃以后,一级 SRC 循环获得的热能逐渐增多,发电量逐渐增大; SRC 在 250~350℃热源段的热效率低于 ORC 在 120~250℃热源段的热效率,因此出现了系统发电量在 250℃以后上升趋势逐渐变小的现象。

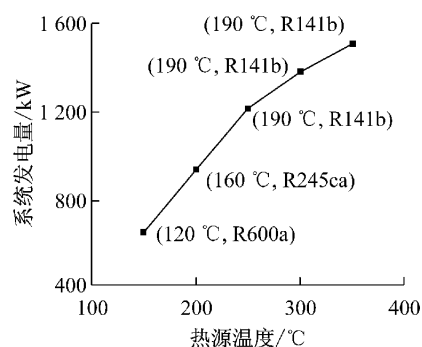


图 13 150~350℃热源 S-ORC 系统最大发电量

Fig. 13 S-ORC maximum power output at 150~350 °C heat source

4 结论

(1) 在 150~210℃热源条件下,三种循环中, ORC 有着最高的热效率、烟效率和发电量。在 210~350℃热源条件下, S-ORC 的各项性能有着明显的优势,其热效率和烟效率均高于 SRC 和 ORC 发电系统。结果表明,低沸点介质与透平机的结合能充分利用 200℃以下的低品位余热热能。对于低等级余热,低沸点工质朗肯循环技术比常规的水蒸气朗肯循环在回收水蒸气凝结时的潜热有较高的效率。

(2) S-ORC 发电系统拥有更好的热源温度匹配性。通过调节 S-ORC 发电系统的一级循环出口温度,在低温热源段利用二级循环获得比 SRC 更高的热效率和烟效率,而在高温段利用一级循环获得比 ORC, SRC 更高的热效率、烟效率和发电量,从而可以灵活地适应热源温度的变化。

(3) 150~350℃各温度热源 S-ORC 发电系统的最大热效率和最大发电量,随着热源温度的上升而增加。150~350℃各温度热源 S-ORC 发电系统的最大烟效率先增加后减小,表明随着热源温度的上升,整个 S-ORC 发电系统开始向一级循环倾斜,受一级循环的影响越来越大。

(4) 对于 150~350℃的余热蒸汽, SRC 发电系统的热效率、烟效率、发电量均低于 ORC 和 S-ORC 发电系统。但 200℃以后, SRC 发电系统的热效率线和发电量线的上升趋势明显大于 ORC 发电系统,在热源温度达到 350℃时,两循环的热效率和发电量已非常接近,表明随着热源温度的上升, SRC 的热效率和发电量将超过 ORC 系统。

参考文献:

- [1] 丁毅,史德明. 钢铁企业余热资源高效利用[J]. 钢铁, 2011,

- 46(10): 88.
DING Yi, SHI Deming. Effective utilization of waste heat from iron and steel enterprise resources [J]. Iron and Steel, 2011, 46(10): 88.
- [2] 舒型武. 简析钢铁工业节能减排的途径[J]. 冶金能源, 2008(3): 6.
SHU Xingwu. Analysis of iron and steel industry energy-saving emission reduction approaches [J]. Metallurgy Energy, 2008(3): 6.
- [3] 张晓鲁. 推动电力发展和电力结构调整, 创建国际一流电力企业[J]. 中国电力, 2001, 34(9): 10.
ZHANG Xiaolu. Promote the development of power as well as electricity restructuring, and creat first-class international electric power enterprises[J]. China Power, 2001, 34(9): 10.
- [4] 张历华, 吴俐俊, 胡颖然. 钢厂企业中低温余热发电系统的比较和优化[J]. 热能与动力工程, 2013, 28(3): 257.
ZHANG Lihua, WU Lijun, HU Haoran. Comparison and optimization of steel companies in low temperature waste heat power generation system [J]. Thermal Energy and Power Engineering 2013, 28(3): 257.
- [5] 冯驯, 徐建, 王墨南, 等. 有机朗肯循环系统回收低温余热的优势[J]. 节能技术, 2010, 28(5): 387.
FENG Xun, XU Jian, WANG Monan, *et al.* Advantages of an organic Rankine cycle system in recovering waste heat at a low temperature [J]. Energy Conservation Technology, 2010, 28(5): 387.
- [6] 黄金, 朱冬生, 李元希, 等. 水蒸气-低沸点介质联合双循环余热发电系统分析[J]. 能源技术, 2009(2): 67.
HUANG Jin, ZHU Dongsheng, LI Yuanxi, *et al.* Analysis of water vapor and low boiling point medium combined dual cycle waste heat power generation system [J]. Energy Technology 2009(2): 67.
- [7] 李慧君, 吴凯槟. 蒸汽-有机工质联合循环发电热经济性分析[J]. 华北电力大学学报, 2011, 38(4): 44.
LI Huijun, WU Kaibing. Steam-organic working fluid thermal combined cycle power economic analysis [J]. Journal of North China Electric Power University, 2011, 38(4): 44.
- [8] 廉乐明, 谭羽非, 吴家正, 等. 工程热力学[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2007.
LIAN Yueming, TAN Yufei, WU Jiazheng, *et al.* Engineering thermodynamics [M]. Beijing: China Architecture and Building Press, 2007.
- [9] 徐建, 董奥, 陶莉, 等. 利用低品位热能的有机物朗肯循环的工质选择[J]. 节能技术, 2011, 29(3): 204.
XU Jian, DONG Ao, TAO Li, *et al.* Using low grade thermal energy circulation of organic Rankine's working medium of choice[J]. Energy Saving Technology, 2011, 29(3): 204.
- [10] 王志奇, 周乃君, 罗亮, 等. 几种低沸点工质余热发电系统的热力性能比较 [J]. 中南大学学报: 自然科学版, 2010(6): 2424.
WANG Zhiqi, ZHOU Naijun, LUO Liang, *et al.* Thermal performance comparison of several kinds of low boiling point working substance of waste heat power generation system[J]. Journal of Central South University: Natural Science Edition, 2010(6): 2424.
- [11] 张新欣, 何茂刚, 曾科, 等. 发动机余热利用蒸气动力循环的工质筛选[J]. 工程热物理学报, 2010, 31(1): 15.
ZHANG Xinxin, HE Maogang, ZENG Ke, *et al.* Engine waste heat utilization of steam power cycle working medium filtering [J]. Journal of Engineering Thermal Physics, 2010, 31(1): 15.
- [12] Drescher U, Bruggemann D. Fluid selection for the organic Rankine cycle (ORC) in biomass power and heat plants[J]. Applied Thermal Engineering, 2006, 27(1): 221.
- [13] Borsukiewicz-Gozdur A, Nowak W. Comparative analysis of natural and synthetic refrigerants in application to low temperature Clausius-Rankine cycle[J]. Energy, 2007, 32(4): 344.
- [14] Bombarda P, Invernizzi C M, Pietra C. Heat recovery from Diesel engines; a thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles[J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 30(2/3): 212.