

文章编号:1671-6833(2011)04-0094-05

## 有机朗肯循环的热力学分析

马新灵, 孟祥睿, 魏新利, 王培萍, 常佳

(郑州大学 化工与能源学院, 河南 郑州 450001)

**摘 要:**应用热力学第一定律和第二定律对有机朗肯循环低温余热发电系统进行了热力计算、能量分析和熵分析. 并以 R245fa 为工质, 针对 100 ℃ 左右的热源, 在给定工况下分析计算了系统的热效率. 研究表明:影响热效率的因素为蒸发器出口、膨胀机出口以及冷凝器内的工质状态参数;要减少系统的不可逆损失, 需减少各热力过程的有温差传热和摩擦损耗, 即选取高效传热的蒸发器和冷凝器及设计制造适合有机工质的膨胀机;在冷凝器入口前加装回热器, 可有效减少传热温差引起的不可逆损失, 加装回热器后整个系统的热效率提高了 0.32%. 研究结果可供有机朗肯循环系统设计作参考.

**关键词:**热力学;余热发电;有机朗肯循环;分析

**中图分类号:** TK123

**文献标志码:** A

### 0 引言

利用有机朗肯循环 (Organic Rankine Cycle, ORC) 系统, 将低品位热能 (一般低于 200 ℃, 如太阳能、工业余热等) 转化为电能, 既有助于解决能源紧缺问题, 又能减少常规能源利用过程中  $\text{CO}_2$ ,  $\text{NO}_x$ ,  $\text{SO}_2$  的排放, 同时提高了能源的总利用率. 因此受到越来越多研究者的关注和重视<sup>[1-3]</sup>.

关于有机朗肯循环低温余热发电系统的热力分析, 虽然有一些机构也进行了研究<sup>[4-6]</sup>, 但对热力过程、能量转换和熵等都是定性分析, 没有可供参考的具体数据. 笔者以 R245fa 为工质, 针对 100 ℃ 左右的热源, 在给定工况下对影响 ORC 低温余热发电系统热效率的因素进行分析, 并提出了该系统的改进意见.

### 1 有机朗肯循环的原理

常规的朗肯循环系统以水—水蒸汽作为工质, 系统由锅炉、汽轮机、冷凝器和给水泵 4 组设备组成. 工质在热力设备中不断进行等压加热、绝热膨胀、等压放热和绝热压缩 4 个过程, 将高温高压水蒸汽的热能转化为机械能进而转化为电能. 有机朗肯循环与常规的蒸汽朗肯循环类似, 只是采用的是低沸点有机物作为工质. 该循环系统由蒸发器、膨胀机、冷凝器和工质泵组成, 如图 1 所

示. 工质在蒸发器中从低温热源中吸收热量产生有机蒸汽, 进而推动膨胀机旋转, 带动发电机发电, 在膨胀机中做完功的乏气进入冷凝器中重新冷却为液体, 由工质泵打入蒸发器, 完成一个循环.

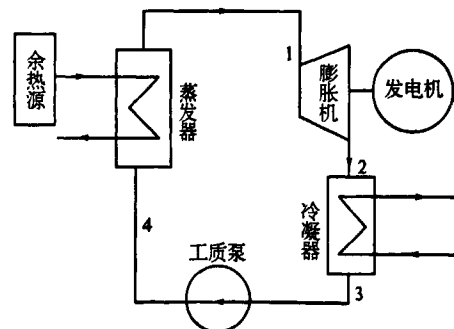


图 1 有机朗肯循环余热发电系统原理图

Fig. 1 Schematic diagram of ORC waste heat power generation

对于低品位的焓热, ORC 技术与常规的水蒸汽朗肯循环相比有很多优点. 最显著的特点是, 相对于水蒸汽而言, 有机工质的沸点低, 在压力不太高 (0.15 ~ 0.5 MPa 左右), 温度 60 ~ 70 ℃、甚至 40 ~ 50 ℃ 左右, 就可以汽化为蒸汽, 从而可以利用原来废弃的品位较低的热能, 将这些能源再生后以电能的形式输出.

有机工质在回收显热方面也有较高的效率,

收稿日期: 2011-01-17; 修订日期: 2011-04-20

作者简介: 马新灵 (1977-), 女, 河南南阳人, 郑州大学讲师, 博士研究生, 主要从事低温余热利用和生物质液化的实验研究.

由于朗肯循环中显热和潜热二者的比例不相等,而 ORC 系统中显热的比例较大,因此采用该技术要比水蒸汽的朗肯循环可回收较多的热量<sup>[3]</sup>。

ORC 系统还具有设备简单、良好的机动性、高度的安全性及对维护保养的要求比较低等优点。

## 2 ORC 系统的热力过程及能量分析

以 R245fa(五氟丙烷)干性物质<sup>[4]</sup>做工质时,理想的有机朗肯循环为如图 2 所示的 1-2s-3-4-5-6-1,4 个热力过程组成。

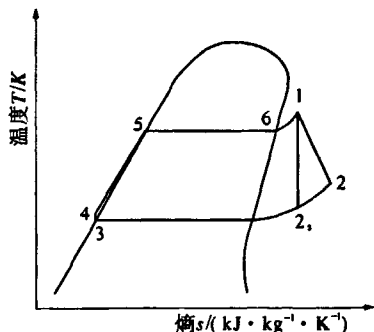


图 2 R245fa 为工质的 ORC 系统的温-熵图  
Fig. 2  $T-S$  Thermodynamic diagram of ORC system for R245fa

在正常工作时,工质处于稳定流动状态,各热力过程及能量关系如下(以单位质量工质为基准)<sup>[7]</sup>。

(1)等压吸热过程(4-5-6-1).有机工质在蒸发器中被余热流预热、蒸发、汽化,工质吸收的热量为:

$$q_1 = h_1 - h_4 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (1)$$

(2)等熵膨胀过程(1-2s).工质对外输出的功为:

$$w_T = h_1 - h_{2s} \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2)$$

(3)等压放热过程(2s-3).由膨胀机排出的乏气进入冷凝器被冷却工质(一般为循环水)冷凝,工质放出的热量为:

$$q_{2s} = h_{2s} - h_3 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3)$$

(4)等熵压缩过程(3-4).冷凝后的液体工质进入储液罐,通过工质泵升压并送至蒸发器,外界对工质做的功为:

$$w_P = h_4 - h_3 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (4)$$

则理想循环的热效率为:

$$\eta_i = \frac{w'}{q_1} = \frac{w_T - w_P}{h_1 - h_4} = \frac{h_1 - h_{2s} - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4} \quad (5)$$

在实际的热力循环中,所有过程都是不可逆的.尤其是有机蒸汽在膨胀机内的膨胀过程(1-

2)与理想的等熵膨胀(1-2s)差别相当显著,所以实际的有机朗肯循环为 1-2-3-4-5-6-1.

实际的膨胀过程对外输出的功为:

$$w_T = h_1 - h_2 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (6)$$

膨胀机的等熵效率为:

$$\eta_s = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (7)$$

在冷凝器中的放热量为:

$$q_2 = h_2 - h_3 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (8)$$

实际循环的热效率为:

$$\eta_i = \frac{w}{q_1} = \frac{w_T - w_P}{h_1 - h_4} = \frac{h_1 - h_2 - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4} \quad (9)$$

式中: $h_1, h_{2s}, h_2, h_3, h_4$  分别为各状态点的比焓值, kJ/kg.

## 3 ORC 系统的热力性能分析

以 R245fa 为工质回收利用 100 ℃ 左右的低品位热源进行发电时,结合工程实际、各热力设备的性能,选取了如下的操作参数作为计算工况:膨胀机入口温度  $t_1 = 70$  ℃,入口压力  $p_1 = 0.5$  MPa;膨胀机出口压力  $p_2 = 0.15$  MPa;冷却水的入口温度为 20 ℃,出口温度 25 ℃;膨胀机的等熵效率  $\eta_s = 0.7$ . 根据上述条件和 R245fa 的特性,结合制冷剂运算软件 REFPROP.7,计算得到各工况点的状态参数,如表 1 所示。

表 1 计算工况下循环各点的状态参数

Tab.1 State parameters of various points of the cycle for calculation condition

状态点	温度 $t$ / ℃	压力 $p$ / MPa	焓值 $h$ / (kJ·kg <sup>-1</sup> )	熵值 $S$ / (kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> )	状态
1	70.0	0.50	459.23	1.797	微过热蒸汽
2 <sub>s</sub>	39.1	0.15	436.64	1.797	过热蒸汽
2	46.4	0.15	443.42	1.839	过热蒸汽
3	25.1	0.15	233.01	1.115	饱和液体
4	25.2	0.50	233.26	1.115	过冷液体
5	62.7	0.50	285.12	1.279	饱和液体
6	62.7	0.50	451.63	1.775	饱和蒸汽

由表 1 可知,泵进出口工质的温度、焓值变化很小,泵的做功量可忽略不计.则循环的热效率为

$$\eta_i = \frac{w}{q_1} = \frac{w_T}{h_1 - h_4} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_4} \approx \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3} \quad (10)$$

根据表 1 所示的各状态点参数及公式(1)~(10),计算可得该工况下系统的能量转换关系,汇总如表 2 所示。

由表 2 可知,由于利用的是低品位热能,该循环的热效率比较低,只有 7%. 影响热效率的因素

有  $h_1, h_2, h_4 (h_3)$ , 即蒸发器出口蒸汽的参数、膨胀机出口乏气的参数、冷凝器出口饱和液体的参数。显然, 提高蒸发器出口工质的温度和压力, 降低乏气的压力都能提高效率, 但蒸发器出口工质状态由热源决定, 而乏气的压力由冷凝温度确定。因此要提高有机朗肯循环的热效率, 首选的办法是降低膨胀机的不可逆损失, 提高其等熵效率, 从而降低膨胀机出口乏气的焓值; 其次安装回热装置, 减少冷源热损失, 提高能量的利用率。

表 2 计算工况下循环的性能参数

Tab. 2 Performance parameters of the cycle for calculation condition

性能参数	数值
吸热量 $q_1 / (\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$	225.97
膨胀机等熵做功量 $w_T / (\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$	22.59
膨胀机实际做功量 $w_T / (\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$	15.81
放热量 $q_2 / (\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$	210.41
循环热效率 $\eta_i / \%$	7.0

#### 4 ORC 系统的焓分析

在研究有机朗肯循环系统时, 利用热力学第一定律仅能对其热力性能进行分析, 其做功能力还需用热力学第二定律(焓分析法)来分析。

热力系统由任一状态可逆地变化到与环境平衡时所作出的最大理论功称为焓。低温余热所能提供动力的理论最大值, 等于其焓值, 也就是低温余热发电装置的理论最大发电量。温度过低的余热只适宜于做一般的显热利用。如果余热的温度较高, 量也足够大, 那么利用纯低温余热发电产生动力, 就会显示出其经济上的可行性<sup>[5]</sup>。

有机朗肯循环过程存在着各种焓损失, 其中主要的焓损失有: 余热源向中间工质传热过程中的焓损, 热量被排放于环境的焓损, 以及膨胀机的摩擦损耗引起的焓损。

(1) 蒸发器中传热温差引起的焓损为<sup>[8]</sup>

$$e_{41} = T_{\text{en}} \left[ (s_1 - s_4) - \frac{h_1 - h_4}{T_H} \right] \quad (11)$$

(2) 膨胀机的摩擦损耗引起的焓损为

$$e_{12} = T_{\text{en}} (s_2 - s_1) \quad (12)$$

(3) 冷凝器中传热温差引起的焓损为

$$e_{23} = T_{\text{en}} \left[ (s_2 - s_1) - \frac{h_3 - h_2}{T_L} \right] \quad (13)$$

在工质泵中的压缩过程, 不可逆损失较小, 可忽略不计。

则整个热力系统的焓损为

$$e = e_{41} + e_{12} + e_{23} = T_{\text{en}} \left( -\frac{h_1 - h_4}{T_H} - \frac{h_3 - h_2}{T_L} \right) \quad (14)$$

式中:  $s_1, s_2, s_3, s_4$  分别为各状态点工质的比熵值,  $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ;  $T_{\text{en}}$  为环境温度;  $T_H$  为蒸发器中工质的吸热温度;  $T_L$  为冷凝器中工质的放热温度。

根据系统的焓分析, 如要减少不可逆损失, 需减少各热力过程的温差传热和摩擦损耗, 这可从两个方面考虑: 一是选取高效传热的蒸发器和冷凝器, 二是设计并制造适合有机工质的膨胀机。

#### 5 ORC 系统的改进

由于 R245fa 是干工质, 微过热的 R245fa 蒸汽经过不可逆绝热膨胀做功后, 熵将增大, 排出的乏气为过热度更大的蒸汽(过热度在  $20^\circ\text{C}$  以上), 远高于冷凝器内的冷凝温度。若此时直接送入冷凝器冷凝, 不但造成了能量的浪费, 还将加大冷凝器内由于传热温差引起的不可逆损失  $e_{23}$ 。

因此在乏气进入冷凝器之前, 可先通过回热器预热进入蒸发器之前的液体, 然后再进入冷凝器; 经过冷凝的液体, 被工质泵升压后, 先进入回热器吸收乏气的热量, 再送入蒸发器与余热源换热, 如图 3 所示。该回热器与传统蒸汽朗肯循环的抽汽回热作用类似, 但系统要简单得多。

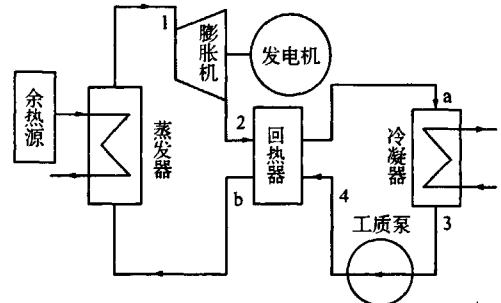


图 3 有回热的 ORC 余热发电系统图

Fig. 3 Schematic diagram of ORC waste heat power generation with recuperator

加装回热器后, 回热器中过热蒸汽的放热量  $q_{2a}$  与饱和液体的吸热量  $q_{4b}$  的关系如下:

$$q_{2a} = h_2 - h_a \quad (15)$$

$$q_{4b} = h_b - h_4 \quad (16)$$

$$q_{2a} \eta_R = q_{4b} \quad (17)$$

此时, 工质在蒸发器内的吸热量为

$$q_1 = h_1 - h_b \quad (18)$$

工质在冷凝器内的放热量为

$$q_2 = h_a - h_3 \quad (19)$$

式中:  $\eta_R$  为回热器的换热效率;  $h_2, h_a, h_4, h_b$  分别为回热器热侧流体进出口的焓值、冷侧流体进出口的焓值;  $h_1, h_3$  分别为蒸发器、冷凝器出口工质的焓值, 单位都是  $\text{kJ}/\text{kg}$ 。

假定回热器能降低膨胀机出口蒸汽 12 ℃ 的过热度,取  $\eta_r = 0.9$ ,则在冷源温度不变,有机工质在膨胀机中的实际做功量不变 ( $w_T = 15.81 \text{ kJ/kg}$ ) 的前提下,回收的热量表现为在蒸发器中少吸收的热量,得到有回热器的新的计算工况下各点状态参数,如表 3 所示.并据此计算出该工况系统的能量转换关系和热效率,结果如表 4 所示.

表 3 有回热器的循环各点的状态参数

Tab. 3 State parameters of various points of the cycle with recuperator

状态点	温度 $t/^\circ\text{C}$	压力 $p/\text{MPa}$	焓值 $h/(\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1})$	熵值 $S/(\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$	状态
1	70.0	0.5	459.23	1.797	微过热蒸汽
2a	39.1	0.15	436.64	1.797	过热蒸汽
2	46.4	0.15	443.42	1.783	过热蒸汽
a	34.4	0.15	432.30	1.813	过热蒸汽
3	25.1	0.15	233.01	1.115	饱和液体
4	25.2	0.50	233.26	1.115	过冷液体
b	32.6	0.50	243.27	1.148	过冷液体
5	62.7	0.50	285.12	1.279	饱和液体
6	62.7	0.50	451.63	1.775	饱和蒸汽

表 4 有回热器的循环的性能参数

Tab. 4 Performance parameters of the cycle with recuperator

性能参数	数值
吸热量 $q_1/(\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1})$	215.96
膨胀机等熵做功量 $w_T/(\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1})$	22.59
膨胀机实际做功量 $w_T/(\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1})$	15.81
回热器高温流体放热量 $q_{2a}(\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1})$	11.12
回热器低温流体放热量 $q_{4b}(\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1})$	10.01
放热量 $q_2/(\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1})$	199.29
循环热效率/%	7.32

图 4 为有回热的有机朗肯循环系统的温熵图.与没有回热的图谱相比,增加了在回热器中的两个热力过程:过热乏气的等压放热过程 2 - a、过冷液体的等压吸热过程 4 - b.且工质在蒸发器中的吸热过程为 b - 1,在冷凝器中的放热过程为 a - 3.

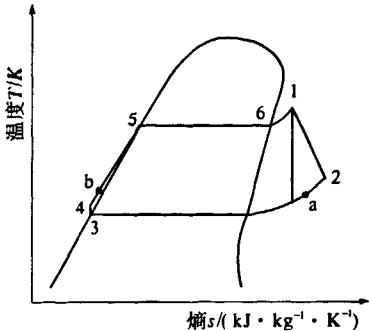


图 4 有回热器的 ORC 系统的温 - 熵图

Fig. 4  $T - S$  Thermodynamic diagram of ORC system with recuperator

增加了回热器之后,将过热乏气的显热进行回收,用来预热进入蒸发器的过冷液体,从而使有机工质在膨胀机中作相同功的情况下,在蒸发器中吸收了较少的热量,同时也降低了冷凝器中工质的放热温度,减少了二者的传热温差和烟损失,将整个系统的热效率提高了 0.32%.虽然总效率仍然不高,但相比原来系统,相对热效率提高了 4.6%,对于余热发电而言,已经相当可观了.

6 结论

应用热力学第一定律和热力学第二定律对有机朗肯循环低温余热发电系统进行了热力计算、能量分析和烟分析.并以 R245fa 作为工质,回收利用 100 ℃ 的低温余热,在给定工况下计算了系统的热效率,得到如下结论:

(1)影响热效率的因素为蒸发器出口、膨胀机出口以及冷凝器内的工质状态参数;

(2)要减少系统的不可逆损失,需减少各热力过程的温差传热和摩擦损耗,即选取高效传热的蒸发器和冷凝器及设计制造适合有机工质的膨胀机;

(3)在冷凝器入口前加装回热器,降低了冷源热损失,有效减少了传热温差引起的不可逆损失.加装回热器后整个系统的绝对热效率提高了 0.32%,相对热效率提高了 4.6%.

参考文献

[1] KARELLAS S, SCHUSTER A. Supercritical fluid parameters in Organic Rankine Cycle applications [J]. Int. J. of Thermodynamics. 2008,11(3):101 - 108.

[2] QUOILIN S. Experimental study and modeling of a low temperature Rankine cycle for small scale cogeneration [D]. Belgium: University of Liege. 2007.

[3] 张红. 低沸点工质的有机朗肯循环纯低温余热发电技术 [J]. 水泥. 2006 (8):13 - 15.

[4] SOMAYAJI C. First and second law analysis of organic Rankine Cycle [D]. Amecia: Mississippi State University. 2008.

[5] 徐晓村. 纯低温余热发电的动力利用分析 [J]. 能源工程. 2005(4):22 - 25.

[6] 魏东红, 陆震, 鲁雪生, 等. 废热源驱动的有机朗肯循环系统变工况性能分析 [J]. 上海交通大学学报, 2006,40(8):1398 - 1402.

[7] 沈维道, 蒋智敏, 童钧耕. 工程热力学 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2000.

[8] 叶涛. 热力发电厂 [M]. 北京: 中国电力出版社, 2007.

## Thermodynamic Analysis of Organic Rankine Cycle

MA Xin-ling, MENG Xiang-rui, WEI Xin-li, WANG Pei-ping, CHANG Jia

(School of Chemical and Energy Engineering, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China)

**Abstract:** This paper presents energy analysis, thermodynamic calculation and exergy analysis for waste heat power generation system of organic Rankine cycle on the basis of the first and second laws of thermodynamics, and for selected 100 °C low-grade heat source and R245fa organic working fluid, calculates the thermal efficiency of the system in given operating conditions. It shows that the factors affecting the thermal efficiency are the state parameters of organic fluid of the evaporator export, the expander export and condenser interior. In order to reduce the irreversible losses, it is necessary to reduce the temperature difference of heat transfer and friction losses of every thermodynamic process. So measures that can be taken are to choose optimizational evaporator and condenser, to design and manufacture the expander of suitable organic working fluids. Installing the recuperator in the front of the entrance of the condenser can effectively reduce irreversible losses caused by heat transfer of temperature difference. Compared with ORC units with no recuperator, the thermal efficiency of the whole system is improved by 0.32%. The results obtained can be a reference for designing ORC system.

**Key words:** thermodynamics; waste heat power generation; organic Rankine cycle; analysis

(上接第59页)

- [4] STEFAN J. On genetical gorithms for the packing of polygons [J]. European Journal of Operational Research, 1996, 88(1):165 - 181.
- [5] MITSUO G, CHENG Rui-wei. Genetic algorithms and engineering design [M]. John Wiley & Sons, 1997.
- [6] 王凌. 智能优化算法及其应用 [M]. 北京: 清华大学出版社 & Springer Press, 2001: 159 - 166.
- [7] 王凌. 车间调度及其遗传算法 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2003.
- [8] LIU Hu-yao, HE Yuan-jun. Algorithm for 2D irregular-shaped nesting problem based on the NFP algorithm and lowest-gravity-center principle [J]. Journal of Zhejiang University Science: Science in Engineering, 2006(4):121 - 125.

## Packing Research of Two Dimension Irregular Shapes Based On Genetic Algorithm

LI Yang<sup>1</sup>, ZHAO Hua-dong<sup>2</sup>, YANG Wei<sup>3</sup>

(1. Department of Mathematics, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China; 2. School of Mechanical Engineering, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China; 3. WISDRI Engineering & Research Co. Ltd., Wuhan 430223, China)

**Abstract:** In theory, the packing problem of two-dimensional irregular shapes belongs to the NP-hard problems. It is very difficult to find the optimal solution for such a problem because of the high complexity of computation. However, the application of the packing which needs to be addressed urgently is extensive in industry. In this paper, combining with heuristic thinking, the two-dimensional irregular shapes nesting problem, which is solved using genetic algorithm, is modeled as a variant of the traveling salesman problem. And then, an improved multi-path search algorithm based on classic BL (Bottom-Left) nesting is applied in the irregular layout graphics problem successfully.

**Key words:** packing problem; layout algorithm; two-dimensional irregular shapes nesting; genetic algorithm; multi-path search