

太阳能再热式有机朗肯循环发电系统性能研究

赵国昌¹ 王永¹ Scott Thompson² 宋丽萍³ 王振华⁴ 孙琪⁴

(1. 沈阳航空航天大学航空航天工程学部(院), 沈阳 110136; 2. 密西西比州立大学机械工程系, 密西西比州 39762;
3. 沈阳航空航天大学科学与技术协会, 沈阳 110136; 4. 中航工业沈阳发动机设计研究所, 沈阳 110015)

摘要: 建立了带抛物槽式集热器的太阳能再热式有机朗肯循环发电系统模型, 研究了再热式有机朗肯循环系统热效率增加量与输出功率增加量随蒸发温度的变化规律。结果表明: 当再热压力比为 0.25 时, 太阳能再热式有机朗肯循环系统能有效地提高系统总效率, 输出功率随蒸发温度增加近似呈线性增加。对分别以 R11、R114、R134a 和 R245fa 为工质的再热式有机朗肯循环系统热效率提高量进行比较, 以 R245fa 为工质的再热式有机朗肯循环热效率提高最大, 达 4.3%。

关键词: 有机工质; 太阳能; 有机朗肯循环; 再热式; 热效率

中图分类号: TK5 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2016)02-0215-07

Performance of Reheating Solar Organic Rankine Cycle System for Power Generation

Zhao Guochang¹ Wang Yong¹ Scott Thompson² Song Liping³ Wang Zhenhua⁴ Sun Qi⁴

(1. Faculty of Aerospace Engineering, Shenyang Aerospace University, Shenyang 110136, China

2. Mechanical Engineering, Mississippi State University, MS 39762, USA

3. Science and Technology Association, Shenyang Aerospace University, Shenyang 110136, China

4. AVIC Shenyang Engine Design and Research Institute, Shenyang 110015, China)

Abstract: Solar low-temperature waste heat sources below 200°C were analyzed from the perspective of thermodynamics and an organic Rankine cycle (ORC) power generation system of solar reheat using trough collectors based on the basic solar power ORC generation system was designed. The thermal efficiency of working fluids and the influence of various parameters on the system were studied by establishing a thermodynamic calculation model with four chosen organic substances. The thermal efficiency and net output power of the reheat ORC system and the basic Rankine cycle at different evaporation temperatures, as well as the influence of operating environment on the system were studied by modeling analysis of parabolic trough collector and ORC system. When the reheating pressure ratio was 0.25, results showed that the reheating ORC system can efficiently improve the total efficiency of the system, and the output power increased linearly as evaporation temperature increased. The effect of different working fluids on the ORC system was compared, and the efficiency increase was the largest when using R245fa, which was increased by 4.3%. As the evaporation temperature increased, the overall system efficiency with R245fa as working fluid firstly increased quickly but then increased slowly, and reached the largest value at evaporation temperature between 110°C and 130°C. Wind speed had minimal influence on the system efficiency, causing changes of only around 1%, while light intensity had great influence on the system efficiency. As light intensity increased, the total efficiency of the system was increased by 5%.

Key words: organic working fluids; solar energy; organic Rankine cycle; reheating; thermal efficiency

引言

有机朗肯循环系统(ORC)是一种以对环境无污染的有机物为工质,以低品位热能工业余热、发动机余热、太阳能热、地热等为热源的热力循环系统,它具有结构简单、设备紧凑、回收余热量大、效率高等特点,是回收低品位热能的有效方法之一^[1]。近年来,随着社会生产和人民生活水平的提高,能源消耗日益增大,有机朗肯循环越来越受到人们的关注。Quoilin等^[2-3]利用压缩机搭建一个有机朗肯循环系统,以R123为工质研究了有机朗肯循环系统的工作性能;Schuste等^[4]对ORC发电系统进行了仿真模拟,研究了系统的发电效率以及有机朗肯循环发电系统的发电成本;裴刚等^[5]建立了带有工质液态区与两相区二级蒸发器的太阳能低温热发电系统模型,指出R113发电效率最高。在有机朗肯循环研究中,再热式有机朗肯循环系统的研究还不多见,李宁等^[6]针对120℃以下的低温余热热源研究了纯工质在再热式有机朗肯循环系统中的热力性能;徐杰等^[7]以系统热效率最大为计算原则,提出了以R123为工质的有机朗肯循环系统最佳再热压力的确定方法;顾伟^[8]对比研究了再热、回热和抽汽回热对有机物朗肯循环的影响,指出再热型有机朗肯循环输出功率高于基本循环系统。本文在有机朗肯循环发电系统的热力模型基础上,用抛物槽式集热器为再热式ORC系统热源,建立太阳能再热式ORC发电系统模型,以R11、R114、R134a和R245fa为循环工质,研究太阳能再热式ORC发电系统中不同工质对整个系统的热效率及输出功的影响及运行环境对系统性能的影响。

1 太阳能再热式ORC发电系统

太阳能再热式ORC发电系统由以下几部分组成:抛物槽集热器、蒸发器、再热器、高压膨胀机1、低压膨胀机2、冷凝器、工质泵以及发电机,其循环原理如图1所示。工质吸收集热器中的热量蒸发变成高温高压气体,进入高压膨胀机膨胀做功,当蒸汽膨胀做功后,引入再热器,蒸汽被再次加热至设定蒸发温度后输入到低压膨胀机中继续做功,从低压膨胀机出来的乏汽进入冷凝器中冷凝成饱和液体,再通过工质泵输送到蒸发器,完成一次发电系统的做功循环。

2 太阳能再热式ORC系统模型

太阳能再热式ORC系统分为集热器模块和ORC循环模块,采用抛物槽式集热器和再热式循环

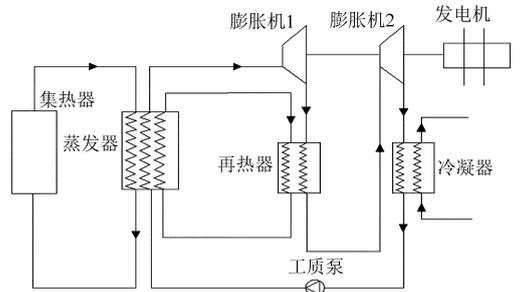


图1 再热式太阳能有机朗肯循环发电系统

Fig. 1 Reheating solar organic Rankine cycle power system

分别建立槽式集热器和再热式ORC热力学模型。

2.1 槽式太阳能集热器模型

设计中应用的一维能量平衡集热器模型^[9]如图2所示。金属吸热管表面涂有选择性涂层,根据选择性涂层的吸收率和发射率以及在给定节点中流过集热元件的传热流体的温度确定其所吸收的热量,其所吸收能量的大部分通过集热元件壁传递到导热油(过程1~2),少部分热量在集热元件外表面通过对流和辐射回到真空环(过程3~4),通过玻璃罩的热传导作用(过程4~5)、玻璃罩和大气之间的辐射(过程5~7)以及与环境的热对流(过程5~6)回到大气中损失掉。

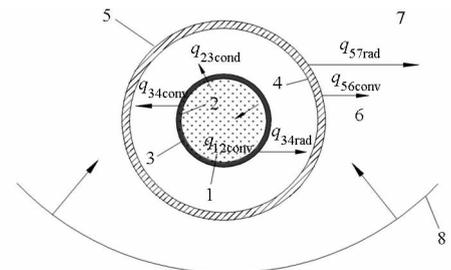


图2 槽式集热器模型

Fig. 2 Trough collector model

1. 导热油 2. 金属吸热管内壁 3. 金属吸热管外壁 4. 玻璃罩内表面 5. 玻璃罩外表面 6. 集热器周围空气 7. 当地环境 8. 抛物槽反光镜面

对集热器进行热力学分析,其吸收的太阳辐射能为

$$q = IA\rho_m\tau_e\alpha_c \quad (1)$$

式中 I ——太阳辐射强度, W/m^2

A ——槽式集热器开口面积, m^2

ρ_m ——集热器的镜面反射率

τ_e ——玻璃罩透光率

α_c ——涂层吸收率

根据集热器吸收的太阳辐射能,集热器模型为

$$q = q_{34\text{conv}} + q_{34\text{rad}} + q_{23\text{cond}} \quad (2)$$

$$q_{23\text{cond}} = q_{12\text{conv}} \quad (3)$$

$$q_{45\text{cond}} = q_{34\text{conv}} + q_{34\text{rad}} \quad (4)$$

$$q_{45\text{cond}} = q_{56\text{conv}} + q_{57\text{rad}} \quad (5)$$

$$\eta_{\text{col}} = \frac{q_{12\text{conv}}}{IA} \quad (6)$$

式中 $q_{34\text{conv}}$ ——金属吸热管壁面与玻璃罩之间的对流换热量, W

$q_{34\text{rad}}$ ——金属吸热管与玻璃罩内表面之间的辐射换热量, W

$q_{23\text{cond}}$ ——金属吸热管吸收的热量, W

$q_{12\text{conv}}$ ——传热流体的吸热量, W

$q_{45\text{cond}}$ ——通过玻璃罩的热量, W

$q_{56\text{conv}}$ ——玻璃罩与周围空气对流换热量, W

$q_{57\text{rad}}$ ——玻璃罩向周围空气的辐射量, W

η_{col} ——集热器集热效率

集热器中存在换热过程, 在集热器管内流体工质的出口温度为

$$T_0 = T_1 + \frac{60q_{12\text{conv}}}{0.001q_v\rho_1 c_1} \quad (7)$$

其中 $q_{12\text{conv}} = h_1 \pi D_2 l (T_2 - T_1)$ (8)

$$h_1 = Nu_2 \frac{\lambda_1}{D_2} \quad (9)$$

式中 q_v ——体积流量, L/min

ρ_1 —— T_1 温度下工质密度, kg/m^3

c_1 —— T_1 温度下工质比热容, $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$

h_1 ——工质和集热管金属壁面的对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$

D_2 ——金属吸热管内径, m

l ——集热器长度, m

T_0 ——工质进口温度, K

T_1 ——工质平均温度, K

T_2 ——金属吸热管内壁面的平均温度, K

Nu_2 ——金属吸热管内表面的努赛尔数

λ_1 —— T_1 温度下工质的导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$

采用 Genilinski 简化公式计算金属管内表面处的努赛尔数

$$Nu_2 = 0.012(Re_1^{0.87} - 280)Pr_1^{0.4} \left[1 + \left(\frac{D_2}{l} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \left(\frac{Pr_1}{Pr_2} \right)^{0.11} \quad (10)$$

式中 Re_1 ——流体雷诺数

Pr_1 ——流体工质在温度 T_1 时的普朗特数

Pr_2 ——流体工质在金属吸热管内壁面温度为 T_2 时的普朗特数

金属吸热管吸收的热量和金属吸热管壁面与玻璃罩的对流换热量为

$$q_{23\text{cond}} = \frac{2\pi\lambda_{23}l(T_2 - T_3)}{\ln \frac{D_3}{D_2}} \quad (11)$$

$$q_{34\text{conv}} = h_{34}A_3(T_3 - T_4) \quad (12)$$

当金属吸热管与玻璃罩之间的环形空间压力小于 133 Pa 时, 换热过程为自由分子对流, 换热系数 h_{34} 计算式^[10]为

$$h_{34} = \frac{k_{\text{std}}}{\frac{D_3}{2} \ln \frac{D_4}{D_3} + b\lambda \left(1 + \frac{D_3}{D_4} \right)} \quad (13)$$

其中 $b = \frac{2-c}{c} \frac{9\gamma-5}{2\gamma+2}$ (14)

$$\lambda = 2.331 \times 10^{-20} \frac{T_m}{P\delta^2} \quad (15)$$

式中 k_{std} ——标况下气体的导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$

T_m ——金属管与玻璃管平均温度, K

P ——真空区域空气压力, Pa

δ ——分子自由程, cm

c 为系数, 一般取 $c = 1$; 对于空气^[11], $k_{\text{std}} = 2.44 \times 10^{-2} \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, $\gamma = 1.39$, $\delta = 3.53 \times 10^{-8} \text{ cm}$ 。当金属吸热管与玻璃罩之间的环形空间压力大于 133 Pa 时, 由对流换热过程得到

$$q_{34\text{conv}} = \frac{2.425k_{34}(T_3 - T_4) \left(\frac{Pr_{34}Ra_{D_3}}{0.861 + Pr_{34}} \right)^{0.25}}{\left[1 + \left(\frac{D_3}{D_4} \right)^{0.6} \right]^{1.25}} l \quad (16)$$

其中 $Ra_{D_3} = \frac{g\beta(T_3 - T_4)D_3^3}{\alpha\nu}$ (17)

式中 λ_{23} ——金属吸热管内表面和外表面平均温度下的导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$

T_3 ——金属吸热管外表面温度, K

D_3 ——金属吸热管外径, m

A_3 ——金属吸热管外表面面积, m^2

h_{34} ——集热管金属壁面和玻璃罩之间空气的对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$

T_4 ——玻璃罩内表面温度, K

k_{34} ——气体在金属管与玻璃管平均温度下的导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$

Pr_{34} ——气体在金属管与玻璃管平均温度下的普朗特数

D_4 ——玻璃套管内壁面直径, m

β ——热膨胀系数, K^{-1}

α ——热扩散系数, m^2/s

ν ——气体在金属管与玻璃管平均温度下的运动粘度, m^2/s

玻璃罩的热量为

$$q_{45\text{cond}} = \frac{2\pi\lambda_{45}l(T_4 - T_5)}{\ln \frac{D_5}{D_4}} \quad (18)$$

式中 λ_{45} ——玻璃套管的导热系数, $W/(m \cdot K)$

T_5 ——玻璃套管外壁面温度, K

D_5 ——玻璃套管外壁面直径, m

玻璃罩与周围空气对流换热量为

$$q_{56\text{conv}} = h_{56} \pi A_5 (T_5 - T_6) \quad (19)$$

式中 h_{56} ——集热管壁面与空气的对流换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$

A_5 ——玻璃套管外表面积, m^2

T_6 ——环境温度, $^{\circ}C$

玻璃罩向周围空气的辐射量为

$$q_{57\text{rad}} = \sigma A_5 \varepsilon_5 (T_5^4 - T_7^4) \quad (20)$$

式中 σ ——斯忒藩-波尔兹曼(Stefan - Boltzmann)常量, $W/(m^2 \cdot K^4)$

ε_5 ——集热管外表面发射率

联立方程(8) ~ (20) 获得未知参数 T_2 、 T_3 、 T_4 、 T_5 、 T_0 以及集热器效率 η_{col} , 则太阳能 ORC 发电系统的总效率为

$$\eta_{\text{overall}} = \eta_{\text{col}} \eta_{\text{cycle}} \quad (21)$$

2.2 太阳能再热式有机朗肯循环模型

假设系统处于稳定运行状态, 各热力设备与环境不进行换热, 集热器、蒸发器、冷凝器以及连接管道的压力损失可以忽略不计, 冷凝器出口工质为饱和液体, 则该系统循环温-熵曲线如图 3 所示。图 3 中 1 为高压膨胀机的入口状态点, b 为高压膨胀机出口状态点, a 为低压膨胀机入口状态点, 2 为膨胀机实际出口状态点, 2s 为低压膨胀机理想出口状态点, 3 为冷凝器出口状态点, 4s 为工质泵理想出口状态点, 4 为工质泵实际出口状态点。

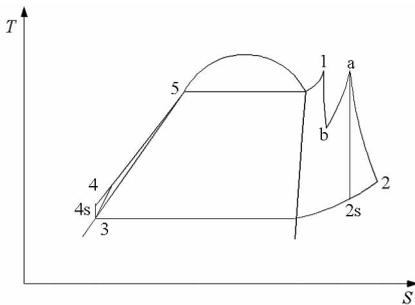


图 3 再热式有机热力循环图

Fig. 3 Reheating organic thermodynamic cycle

对再热式有机朗肯循环系统进行热力分析, 其热力方程如下:

工质泵的耗功为

$$w_p = \frac{h_{4s} - h_3}{\eta_p} \quad (22)$$

式中 h ——工质比焓, J/kg , 下角标 4s、3 为图 3 中所示的状态点

η_p ——工质泵效率

单位质量工质在蒸发器中的吸热量为

$$q_1 = h_1 - h_4 \quad (23)$$

下角标 1、4 表示图 3 中所示的状态点。

高压膨胀机输出功为

$$w_{11} = \frac{h_1 - h_b}{\eta_t} \quad (24)$$

式中 h_b ——b 状态点的比焓, J/kg

η_t ——膨胀机的等熵效率

低压膨胀机的单位吸热量为

$$q_2 = h_a - h_b \quad (25)$$

低压膨胀机的输出功为

$$w_{12} = \frac{h_a - h_{2s}}{\eta_t} \quad (26)$$

式中 h_a ——a 点的比焓, J/kg

h_{2s} ——状态点 2s 处的比焓, J/kg

由式(22) ~ (26) 可得再热式 ORC 循环的效率为

$$\eta_{\text{cycle}} = \frac{w_{11} + w_{12} - w_p}{q_1 + q_2} \quad (27)$$

系统净输出功为

$$w = w_{11} + w_{12} - w_p \quad (28)$$

3 系统性能分析

计算不考虑蒸发器、冷凝器、工质泵和再热器等设备的压降, 膨胀机等熵效率设为 0.85, 机械效率设为 0.8, 工质泵效率设为 0.9, 冷凝器工质进口和出口温度分别设为 $45^{\circ}C$ 和 $35^{\circ}C$ 。表 1 为集热器尺寸及性能参数。

表 1 集热器尺寸及性能参数

Tab.1 Dimensions and performance parameters of collector

参数	数值
镜面反射率 ρ_m	0.94
统调误差 η_a	0.92
跟踪误差 η_s	0.98
几何误差 η_g	0.93
其他误差 η_o	0.96
钢管内径 D_2/mm	66
钢管外径 D_3/mm	70
玻璃罩内径 D_4/mm	80
玻璃罩外径 D_5/mm	88
集热管长度 l/m	5
玻璃透光率 τ_c	0.96
涂层吸收率 α_c	0.04
玻璃辐射系数 ε_c	0.86

以 R11、R134a、R114 和 R245fa 作为有机工质, 研究其对有机朗肯循环系统的影响, 其热物性如表 2 所示。在抽气回热式及再热式有机朗肯循环的

研究中,对循环中抽气回热压力及再热压力的研究是国内外学者研究的重点^[12-14]。不同工质在系统中所对应的最佳再热压力比不一样,为了研究再热式有机朗肯循环系统的整体影响,确定再热压力比时尽可能将其设定为每种工质的最佳再热压力比^[15]。图 4 给出了上述 4 种工质随再热压力比增大时系统热效率的变化曲线。由图 4 可知,随再热压力比的增大,系统热效率呈先增大后减小的趋势,且再热压力比在 0.25 附近 4 种工质的热效率均达到最大值。这说明再热压力比为 0.25 时,再热循环相对于基本循环热效率提高效果突出,所以下计算与讨论设定再热压力比(p_a/p_1)为 0.25。

表 2 工质的物性参数

Tab. 2 Property parameters of working fluids

工质	临界温度/°C	分子量	干湿性
R11	198.0	137.4	绝热工质
R134a	101.1	102.0	绝热工质
R114	145.7	170.9	干工质
R245fa	154.3	134.0	干工质

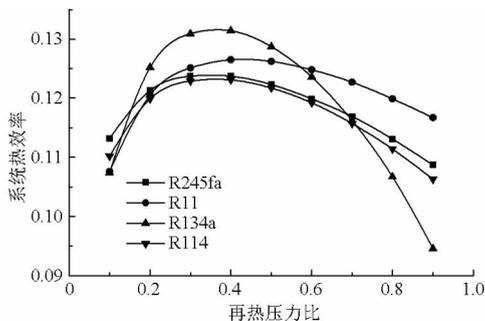


图 4 系统热效率随再热压力比的变化曲线

Fig. 4 Changes of system thermal efficiency with reheating pressure ratio

3.1 不同工质对系统的影响

由于膨胀机做功方式的特殊性,其热效率直接影响动力输出功的大小,系统热效率是衡量系统可行性的关键,因此,研究系统热效率和净输出功在不同蒸发温度下的变化以及两者之间关系非常重要。当进入 2 级膨胀机前的蒸发温度为 60°C,以 10°C 温差递增时,用软件编程计算得到系统热效率和净输出功随蒸发温度变化的关系如图 5、图 6 所示。由图 5 可知,系统热效率随蒸发温度升高而不断增大,温度增加,热效率增加,但热效率的增加幅度逐渐减小;由图 6 可知,系统净输出功随蒸发温度的增加基本呈线性增加,蒸发温度越高净输出功随温度增加的幅度越大。当系统的流量确定后,可根据图 6 对系统净输出功进行定量分析。

热力学分析表明,动力系统采用级间加热的方式时其做功能力和经济性能都有很大的提高,本文

控制进入第一级膨胀机的蒸发温度以及冷凝温度,保持系统其他工况不变,研究通过 2 级加热的再热式循环系统相对于单级加热循环系统的热效率和净输出功的变化关系。计算得到再热式循环系统与单级循环系统热效率和净输出功随蒸发温度变化的变化量,结果如图 7 和图 8 所示,对于单级膨胀的循环,蒸发温度为膨胀机的入口温度;对于再热式循环系统,2 级膨胀机的入口温度相同,即 $T_1 = T_a$ 。

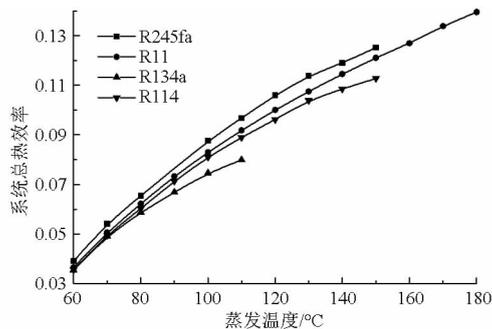


图 5 不同蒸发温度下再热式 ORC 系统总效率

Fig. 5 Overall efficiency of reheating ORC system at different evaporation temperatures

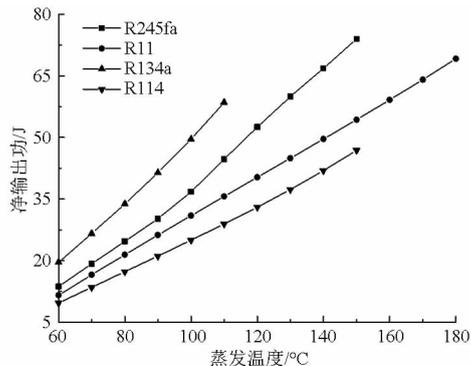


图 6 不同蒸发温度下再热式系统净输出功

Fig. 6 Net power output of reheating ORC system at different evaporation temperatures

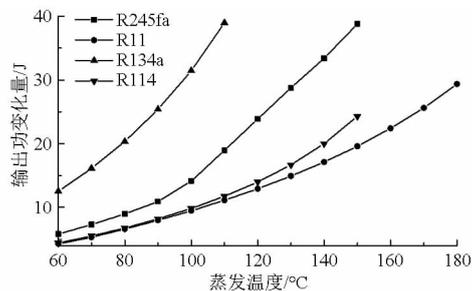


图 7 不同蒸发温度下净输出功的变化量

Fig. 7 Changes of net power output at different evaporation temperatures

由图 7 可知,4 种工质采用再热式循环较单级循环的净输出功有很大的提高,蒸发温度在 100°C 以后,净输出功的增加幅度明显变大;由图 8 可知,在再热式循环系统中,随蒸发温度的升高循环热效率近似按线性关系增大,R245fa 的循环效率在

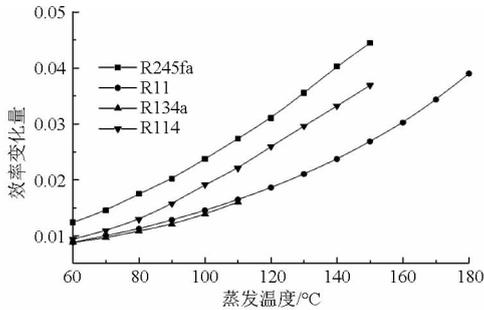


图8 不同蒸发温度下热效率的变化量

Fig. 8 Changes of thermal efficiency at different evaporation temperatures

150℃时增加了4.3%，增加幅度最大。这是因为在较高蒸发温度下，系统会产生非常高的膨胀损失使膨胀效率降低。采用再热膨胀时，虽然膨胀效率有所降低，但是多级膨胀产生的有用功会明显提高，整个系统的热效率会相应提高。其次，再热式膨胀过程降低了膨胀过程中压力和系统对设备材料的要求。

3.2 以 R245fa 为工质的太阳能再热式有机朗肯循环

由图5和图8可知，在太阳能再热式有机朗肯循环中相同蒸发温度下 R245fa 的热效率最大，其临界温度为 154℃，由于再热式系统的温度不能太高，所以 R245fa 适合太阳能再热式有机朗肯循环发电系统。如图9所示，增加以 R245fa 为工质的太阳能再热式有机朗肯循环系统的蒸发温度可以得到更高的有机朗肯循环效率，虽然会降低集热器的集热效率，但系统的总效率会随之增大，与以 R245fa 为工质的有机朗肯循环系统相比，R245fa 再热式有机朗肯循环系统的总效率最大可提高 4.3%，这主要是由于再热式 ORC 系统实现了蒸汽的 2 次做功，温度提高虽然会降低集热器的集热效率，但提高了蒸汽的做功能力，ORC 系统总效率在 110~130℃ 之间增幅最大，在 150℃ 左右时系统循环效率为 12.6%，系统总效率为 7.8%，达到最大值。

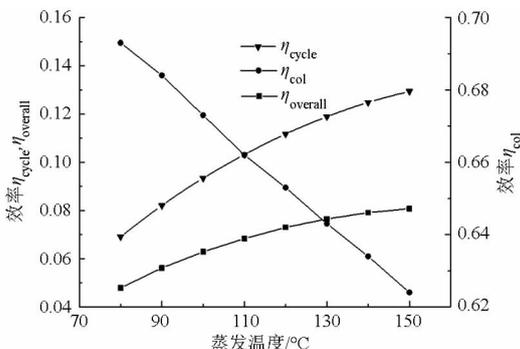


图9 不同蒸发温度对系统效率的影响

Fig. 9 Influence of different evaporation temperatures on ORC system efficiencies

3.3 运行环境对太阳能再热式有机朗肯循环系统的影响

运行环境的不同也会给系统的运行带来重要的影响，以所选工质 R245fa 为工作流体，其他条件保持不变，蒸发温度为 100℃，考虑当地风速和光照强度对系统效率的影响。风速为 3 m/s 时，研究光照强度对系统的影响；光照强度为 800 W/m² 时，研究风速对系统的影响。由图 10 可知，风速越高，系统总效率越低，风速对系统效率的影响在风速大于 4 m/s 时，其影响效果减弱；光照越强，系统效率越来越大，且增大幅度先变大后减小，当光照强度为 500~800 W/m² 时，系统效率增加量较大，大于 800 W/m² 时系统效率增加量减小。

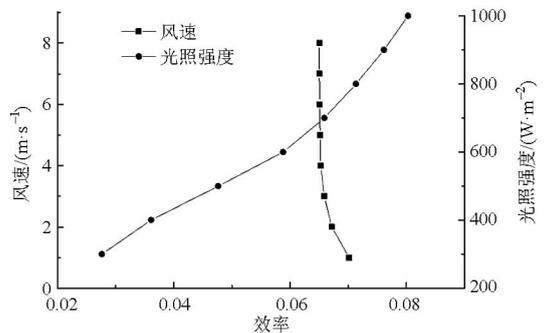


图10 工作环境下风速和光照对系统效率的影响

Fig. 10 Effects of wind speed and light intensity on system efficiency

4 结论

(1) 4 种工质中，再热式有机朗肯循环系统总效率随着蒸发温度的增大而升高，当蒸发温度接近工质的临界温度时系统总效率增加速度均变缓。4 种工质在相同蒸发温度下，R245fa 获得最高循环效率 12.6% 和最高系统总效率 7.8%，适合用于太阳能再热式有机朗肯循环系统。

(2) 通过计算分析，4 种工质在再热式太阳能 ORC 发电系统中获得的单位净输出功均比基本有机朗肯循环发电系统中获得的单位净输出功高，且再热式有机朗肯循环中随蒸发温度的升高，单位净输出功的增加量呈上升趋势，4 种工质中 R134a 增加量最大。

(3) 相同蒸发温度条件下，系统总效率的改变量 R245fa 最大，且最大效率比基本有机朗肯循环发电系统的最大总效率提高 4.3%，系统效率在 110~130℃ 之间增幅达到最大值，是最佳蒸发温度。

(4) 在抛物槽式太阳能再热式有机朗肯循环发电系统中，风速对系统总效率影响较小；随光照强度的增大系统热效率不断增大。

参 考 文 献

- 1 郑浩, 汤珂, 金滔, 等. 有机朗肯循环工质研究进展[J]. 能源工程, 2008(4): 5 - 11.
Zheng Hao, Tang Ke, Jin Tao, et al. Research progress of organic Rankine cycle fluid [J]. Energy Engineering, 2008(4): 5 - 11. (in Chinese)
- 2 Quoilin S, Lemort V, Lebrun J. Experimental study and modeling of an organic Rankine cycle using scroll expander [J]. Solar Energy, 2010, 87: 1260 - 1268.
- 3 Quoilin S, Orosz M, Hemond H, et al. Performance and design optimization of a low-cost solar organic Rankine cycle for remote power generation [J]. Solar Energy, 2011, 85: 955 - 966.
- 4 Schuster A, Karellas S, Kakaras E, et al. Energetic and economic investigation of organic Rankine cycle applications [J]. Thermal Engineering, 2009, 29(8): 1809 - 1817.
- 5 裴刚, 季杰, 李晶, 等. 不同有机工质对太阳能低温热发电效率的影响[J]. 太阳能学报, 2010, 29(5): 581 - 587.
Pei Gang, Ji Jie, Li Jing, et al. Effect of working fluids on the efficiency of low-temperature solar-thermal-electric power generation system [J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2010, 29(5): 581 - 587. (in Chinese)
- 6 李宁, 张鑫, 白皓, 等. 有机朗肯循环与再热式循环低温热源发电系统热力性能研究[J]. 工业加热, 2012, 41(2): 44 - 47.
Li Ning, Zhang Xin, Bai Hao, et al. Study on thermal performance of organic Rankine cycle with reheat cycle low temperature heat generating system [J]. Industrial Heating, 2012, 41(2): 44 - 47. (in Chinese)
- 7 徐杰, 李新禹, 谷操, 等. 有机朗肯循环最佳再热压力的确定[J]. 天津工业大学学报, 2009, 28(6): 83 - 85.
Xu Jie, Li Xinyu, Gu Cao, et al. Determination of the optimal reheating pressure of organic Rankine cycle [J]. Journal of Tianjin Polytechnic, 2009, 28(6): 83 - 85. (in Chinese)
- 8 顾伟. 低品位热能有机朗肯动力循环机理研究和实验验证[D]. 上海: 上海交通大学, 2009.
Gu Wei. Theoretical and experimental study of organic Rankine cycle for low and medium grade heat source utilization [D]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University, 2009. (in Chinese)
- 9 Forristall R. Heat transfer analysis and modeling of a parabolic trough solar receiver implemented in engineering equation solver [R]. NREL/TP-550-34169, 2003.
- 10 Angela M Patnode. Simulation and performance evaluation of parabolic trough solar power plants [D]. Madison: University of Wisconsin-Madison, 1996.
- 11 Thorsten A Stuetzle. Automatic control of the 30MWe SEGS VI parabolic trough plant [D]. Madison: University of Wisconsin-Madison, 2002.
- 12 徐荣吉, 席奂, 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 Rongji, Xi Huan, He Yaling. Experimental study on the performance of the organic Rankine cycles with and without internal heat regeneration [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2013, 34(2): 205 - 210. (in Chinese)
- 13 张红光, 张健, 杨凯, 等. 抽气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 Hongguang, Zhang Jian, Yang Kai, et al. Thermodynamic analysis of regenerative organic Rankin cycle [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(5): 35 - 40. (in Chinese)
- 14 Ziviani D, Beyene A, Venturini M. Advances and challenges in ORC systems modeling for low grade thermal energy recovery [J]. Applied Energy, 2014, 121: 79 - 95.
- 15 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 Zhonghe, Ye Yilin, Wang Jing. Thermodynamic analysis of graded regenerative extraction low-temperature power generation based on solar-heated organic Rankin cycle [J]. Turbine Technology, 2012, 54(2): 81 - 85. (in Chinese)