

不同太阳能热源下混合工质 ORC 系统性能分析

顾煜炯, 陈礼敏, 耿直

(华北电力大学国家火力发电工程技术研究中心, 北京市 昌平区 102206)

Performance Analysis of ORC System for Non-Zeotropic Mixtures Under Different Solar Energy Sources

GU Yujiong, CHEN Limin, GENG Zhi

(National Thermal Power Engineering & Technology Research Center,
North China Electric Power University, Changping District, Beijing 102206, China)

摘要: 工质性质是影响有机朗肯循环(organic Rankine cycle, ORC)系统性能的重要因素之一。在不同热源温度下, 对采用 R601、R245fa 作为组分的 9 种不同质量配比工质的 ORC 系统热力性和经济性进行计算, 然后采用灰色关联法对系统性能进行分析及综合评价, 并与纯工质的性能进行对比。研究表明, 混合工质系统的热力学指标与温度滑移大小近似成反比。当温度滑移大于 5K 时, 纯工质性能更优, 且经济性也优于混合工质系统。综合来看, 热源温度一定时, 灰色关联度随着蒸发温度的升高呈现先增大后减小的趋势; 混合工质 R601/R245fa (0.1/0.9) 的温度滑移最小, 其性能也最优。采用 R601 和 R245fa 混合作为工质的系统在热源温度为 160℃ 时, 灰色关联度最大, 系统性能更优。

关键词: 太阳能; 非共沸混合工质; 有机朗肯循环(ORC); 灰色关联度; 热源温度

ABSTRACT: The characteristic of working fluids is one of the important factors that affect organic Rankine cycle (ORC) system. Under the different heat source temperature, 11 substances were adopted as the subcritical ORC working fluids, R245fa and R601, as well as 9 non-zeotropic binary mixtures in different mass ratios. The thermal and economic model of the ORC had carried on the analysis. Finally, the method of grey correlation was used to evaluate the system performance. The study shows that the thermodynamic indexes of non-zeotropic binary mixtures are approximately inverse proportional to the temperature glides. When the temperature slip is greater than 5℃, the pure industrial performance is better. The system using the non-zeotropic

mixtures is less economical than the pure working fluids. In combination, when the heat source temperature is fixed, the grey correlation grade increases first and then decreases with the increase of evaporation temperature. The temperature glide of R601/R245fa(0.1/0.9) is the best and its performance is optimal. Using mixed R601 and R245fa as working fluid, system performance is best when the heat source temperature is 160℃.

KEY WORDS: solar energy; non-zeotropic mixtures; organic Rankine cycle (ORC); grey correlation grade; heat source temperature

0 引言

太阳能是一种理想的可再生能源, 是取之不尽用之不竭的能源。能源电力发展“十三五”规划提出, 要大力发展新能源, 预计到 2020 年实现非化石能源占一次能源消费比重为 15%, 太阳能年利用量达 1.4 亿 t 标准煤以上^[1]。由于太阳能热发电技术的初始投资较高、效率较低, 近年来引起了研究人员的广泛关注^[2]。有机朗肯循环(organic Rankine cycle, ORC)系统是指利用低沸点有机工质将热能转换为使用方便、输送灵活的高品位电能。由于太阳能分散而且能流密度低, 有机工质的沸点低但临界温度高, 太阳能热发电系统很好的将有机朗肯循环系统与小规模太阳能聚焦装置结合, 可以高效地实现热电转换^[3]。

有机工质对 ORC 系统的性能有很大的影响。采用纯工质极大地限制了系统性能的提高, 但混合工质可以实现工质与热源的良好匹配^[4], 是当

基金项目: 北京市自然科学基金(3172031); 中央高校基本科研业务费专项资金(2016XS24, 2017MS017)。

Beijing Natural Science Foundation (3172031); Fundamental Research Funds for the Central Universities (2016XS24, 2017MS017).

前的研究热点。赵力等^[5]采用 3 种不同比例的 R245fa/R152a 混合物作为循环工质, 对太阳能 ORC 系统进行了性能分析和对比。结果表明, 在一定条件下, 混合工质系统的热效率低于纯工质系统; 而在增加回热器后, 混合工质系统效率的提高更为显著。Chen 等^[6]提出使用非共沸混合物为超临界循环工质回收温度为 120~200℃ 的余热。将 R134a/R32(0.7/0.3)超临界 ORC 循环系统与 R134a 亚临界 ORC 系统进行热力性能比较, 相较于纯工质系统, 使用混合工质可以将系统热效率提高 1.07%~3.22%。李友荣等^[7]提出混合工质的相变温度滑移会使换热器的平均换热温差减小, 从而增大了系统的投资费用, 其经济性较差。

目前对于混合工质与热源最佳匹配的研究较少, 因此本文综合考虑系统热力性和经济性等多项因素, 构建系统灰色关联度评价模型, 对采用 R601/R245fa 工质的 ORC 系统进行了综合评价, 得到了不同热源温度下的系统最佳运行参数; 并与纯工质进行比较, 最终得到了适宜混合工质的最佳热源温度条件。

1 系统模型

太阳能混合工质 ORC 发电系统的原理图如图 1 所示, $T-s$ 图如图 2 所示。太阳能集热装置聚集太阳能并转化为集热管内导热油的热能。导热油在蒸发器中加热有机工质使其汽化成饱和蒸汽(5-6-1); 高温高压的新蒸汽进入膨胀机做功带动发电机发电(1-2); 膨胀后的乏汽在冷凝器中定压

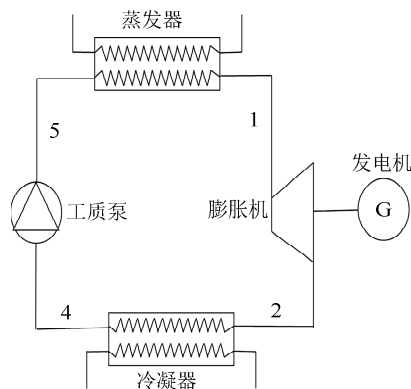


图 1 混合工质基本 ORC 发电系统原理图

Fig. 1 Schematic diagram of organic Rankine cycle using non-zeotropic mixtures

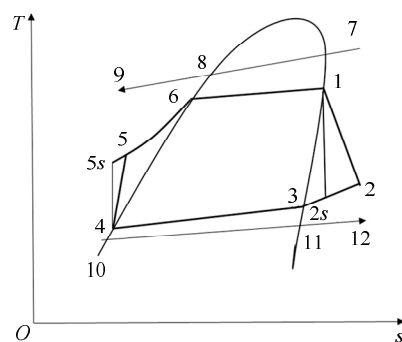


图 2 混合工质基本 ORC 发电系统 $T-s$ 图

Fig. 2 $T-s$ diagram of organic Rankine cycle using non-zeotropic mixtures

冷凝放热成饱和液体(2-3-4); 冷凝后的液体由工质泵加压至蒸发压力下的过冷液体状态(4-5); 之后进入到蒸发器中再次吸热蒸发, 由此形成一个循环过程。尽管采用回热的有机朗肯循环系统可以提升系统的热效率, 但是同时会增加系统的总换热面积, 增大系统投资成本^[7], 故本文只考虑基本 ORC 系统。

为了简化模型, 假设系统为开口稳流系统, 过程中混合物的组分不发生变化, 系统各部件间的压力损失忽略不计, 除换热器外的设备及连接管路中, 与管外介质的热量交换忽略不计。

1.1 热力学模型

1.1.1 蒸发器模型

过程 5-1 为有机工质在蒸发器中的定压吸热过程, 包括预热段、蒸发段 2 个阶段。热源的总放热量为

$$Q_f = m_f(h_7 - h_9) \quad (1)$$

有机工质的总吸热量为

$$Q_e = m_e(h_1 - h_5) \quad (2)$$

有机工质的质量流量为

$$m_e = \frac{m_f(h_7 - h_9)}{h_1 - h_5} \quad (3)$$

蒸发器的焓损失为

$$I_e = m_f(e_7 - e_9) - m_e(e_1 - e_5) \quad (4)$$

式中: m_e 、 m_f 分别为工质和低温烟气的质量流量, kg/s; h_5 、 h_1 和 e_5 、 e_1 分别为工质在蒸发器中的进、出口比焓和比焓, kJ/kg; h_7 、 h_9 和 e_7 、 e_9 分别为热源在蒸发器中的进、出口比焓和比焓, kJ/kg。

1.1.2 膨胀机模型

膨胀机的输出功率为

$$W_t = m_e (h_1 - h_{2s}) \eta_t = m_e (h_1 - h_2) \quad (5)$$

膨胀机的焓损失为

$$I_t = m_e (e_1 - e_2) - W_t \quad (6)$$

式中: h_1 、 h_2 分别为工质在膨胀机中的进、出口比焓, kJ/kg; h_{2s} 为工质在膨胀机出口处的理想状态下的比焓, kJ/kg; η_t 为膨胀机的相对内效率, %。

1.1.3 冷凝器模型

有机工质的放热量为

$$Q_c = m_e (h_2 - h_4) \quad (7)$$

冷却水的吸热量为

$$Q_{\text{water}} = m_e (h_{10} - h_{12}) \quad (8)$$

冷却水的质量流量为

$$m_{\text{water}} = \frac{m_e (h_2 - h_4)}{(h_{10} - h_{12})} \quad (9)$$

冷凝器的焓损失为

$$I_c = m_e (e_2 - e_4) - m_{\text{water}} (e_{10} - e_{12}) \quad (10)$$

式中: h_2 、 h_4 分别为工质在冷凝器中的进、出口比焓, kJ/kg; e_2 、 e_4 分别为工质在冷凝器进、出口比焓, kJ/kg; e_{12} 、 e_{10} 分别为冷凝水在冷凝器的进、出口比焓, kJ/kg。

1.1.4 工质泵模型

工质泵的耗功量

$$W_p = \frac{m_e (h_{5s} - h_4)}{\eta_p} = m_e (h_5 - h_4) \quad (11)$$

工质泵的焓损失

$$I_p = m_e (e_4 - e_5) - W_p \quad (12)$$

式中: h_4 、 h_5 分别为有机工质在泵中的进、出口比焓, kJ/kg; h_{5s} 为工质在工质泵出口处的理想状态下的比焓, kJ/kg; η_p 为工质泵的绝热压缩效率, %。

1.1.5 循环模型

循环输出功率为

$$W_{\text{net}} = W_t - W_p \quad (13)$$

热效率为

$$\eta_{\text{th}} = W_{\text{net}} / Q_c \quad (14)$$

焓效率为

$$\eta_{\text{ex}} = W_{\text{net}} / E_{\text{in}} \quad (15)$$

其中

$$E_{\text{in}} = m_e (e_7 - e_9) \quad (16)$$

1.2 经济性模型

本文选取循环功比 r_w 、单位净输出功率的换热面积 (APR) 和单位电力产出成本 (levelized energy cost, LEC) 作为目标函数来对 ORC 系统的经济性指标进行分析。其中, 功比为

$$r_w = W_{\text{net}} / W_t \quad (17)$$

单位净输出功率换热面积为

$$A_{\text{PR}} = \frac{A_{\text{total}}}{W_{\text{net}}} \quad (18)$$

换热面积

$$A = \frac{Q}{K \cdot \Delta T_m} \quad (19)$$

式中: Q 为换热器的换热量, kJ; K 为换热器的传热系数, W/(m²·K); ΔT_m 为对数平均温差, K。在计算时将蒸发过程分为预热段和蒸发段, 将冷凝过程分为预冷段和冷凝段, 分别计算 APR 值。

系统的单位电力产出成本是指系统每发电 1kW·h 所需要的成本。由于 LEC 受多种因素的影响, 若全部考虑在内, 往往会加大计算的难度而带来不必要的工作量。本文只考虑 ORC 系统中蒸发器、膨胀机、冷凝器、工质泵四大关键设备的购置费用, 进而得到 ORC 系统的投资回收期。

ORC 系统各部件在环境压力下运行所需要的基本费用^[8-9]为

$$\lg C_b = K_1 + K_2 \lg Z + K_3 \lg Z^2 \quad (20)$$

式中: C_b 为以 1996 年的美元价值估算的部件基本费用, \$; Z 为各设备的特征参数, 如对换热器进行计算时为换热面积, 对工质泵进行计算时为所需电功; 对膨胀机进行计算时为膨胀功; K_1 、 K_2 、 K_3 为设备费用的相关参数, 取值分别为 3.2138、0.2688、0.07961^[9]。

压力修正系数

$$F_p = C_1 + C_2 \lg p + C_3 \lg p^2 \quad (21)$$

式中: p 为各个设备运行时的平均压力, 对换热

器而言为其运行压力，对工质泵、膨胀机而言为其运行的平均压力； C_1 、 C_2 、 C_3 为压力修正系数，取值分别为-0.06499、0.05025、0.01474^[10]。

修正后的设备费用

$$C_{BM} = C_b + (B_1 + B_2 F_M F_P) \quad (22)$$

式中： F_M 为设备材料修正系数，取值为 1.25^[10]； B_1 、 B_2 为设备费用修正系数，取值分别为 1.8、1.5^[10]。

以 1996 年美元价值计算出的费用为

$$C_{1996} = C_{BM,e} + C_{BM,t} + C_{BM,c} + C_{BM,p} \quad (23)$$

以 2015 年美元价值计算出的费用

$$C_{2015} = C_{1996} \frac{C_{EPCI2015}}{C_{EPCI1996}} \quad (24)$$

式中， $C_{EPCI1996}$ 、 $C_{EPCI2015}$ 为折算系数，取值分别为 382、525.7^[10]。

电站年发电量为

$$P_{AE} = W_{net} \eta_g T_Y \quad (25)$$

式中： η_g 为发电机传动效率，取值为 95%； T_Y 为 ORC 系统的年运行时间，据太阳能资源情况不同，本文设其值为 3000h。

投资回收因子为

$$F_{CR} = \frac{i(1+i)T_{pl}}{(1+i)T_{pl} - 1} \quad (26)$$

式中： i 为系统利率，取值为 5%； T_{pl} 为系统的使用周期，设定为 20a^[11]。

单位电力产出成本

$$C_{LE} = \frac{F_{CR} C_{2015} + C_{opl}}{P_{AE}} \quad (27)$$

式中， C_{2015} 为该年度电站机组的初投资，USD； C_{opl} 为运行维修成本，取值为 1.5%× C_{2015} ^[12-13]，USD； P_{AE} 为年发电量，kW·h。

1.3 工质筛选

在 ORC 系统工质筛选过程中，通常要考虑以下几个方面：

1) 有机工质应该具有良好的热力学性能，如沸点、粘度和临界点等。

2) 良好的温熵图形状，为保证透平的安全高效运行，应尽量选用干工质和等熵工质。

3) 应据热源温度及系统最大承受压力来选择具有合适工质，利于整个系统的设计。

4) 环保性、安全性和化学稳定性。优先选择臭氧层衰减指数(ODP)和温室效应指数(GWP)较低的工质。

非共沸混合工质是指将沸点不同的两种或两种以上的有机工质进行混合作为 ORC 的循环工质。非共沸混合工质在定压蒸发和冷凝过程中具有温度滑移的热力学特征。可以通过对混合工质组元的选择和各组元配比的优化，实现在蒸发器及冷凝器工质与变温热源和冷源温度较好的匹配，从而减少换热过程中由于冷热流体温差的不均衡性引起额外的不可逆熵增，从而提高系统的焓效率。由于压力越低，混合工质的温度滑移越大。为了保证冷凝过程混合工质与冷却介质的良好匹配，混合工质冷凝过程的温度滑移限制在 15K 以下。

根据工质筛选的原则，选取临界温度为 150~200℃的纯工质 R245fa 与 R601 作为基本组元，进行合理配比后得到所需的九类混合工质，工质的热物理性质通过软件 REFPROP 8.0 得到，如表 1 所示。

表 1 ORC 系统候选工质热物性和环境特性
Tab. 1 Thermodynamic and environmental properties of working fluid

工质	$T_{cri}/^{\circ}\text{C}$	p_{cri}/MPa	$T_b/^{\circ}\text{C}$	ODP	GWP	类型
R245fa	154.01	3.65	15.19	0	950	干工质
R601	196.55	3.37	35.87	0	20	干工质

1.4 系统初始条件的设定

系统采用质量流量为 10kg/s 的 T55 号导热油作为低温热源，采用冷却水作为冷源，入口温度设定为 25℃，其质量流量由系统制冷需求决定。首先根据两种纯工质的临界温度，研究热源温度为 150℃时，系统热力性和经济性与蒸发温度的关系；然后在热源温度 120~190℃条件下基于灰色关联法研究混合工质系统的综合性能。采用过热过程将增加蒸发器的不可逆性同时降低系统的热效率，故设定膨胀机入口处的工质蒸发压力下的饱和蒸汽^[14]。由于有机工质物性在临界点附近变化剧烈，为避免系统运行达到近临界区，设定

循环所能达到的最大压力为低于工质临界压力的70%^[15]。系统计算的初始条件如表2所示。本文分别选取系统的热力性与经济性指标对系统性能进行了综合评价,尤其考虑工质蒸发过程的滑移温度和热源温度对系统性能的影响。

表2 ORC系统初始计算条件

Tab. 2 The operating parameters for the ORC system

参数	数值
导热油入口温度 $T_7/^\circ\text{C}$	120~190
热源质量流量 $m_f/(\text{kg/s})$	10
环境温度 $T_0/^\circ\text{C}$	25
环境压力 p_0/kPa	101.325
冷却水入口温度 $T_{10}/^\circ\text{C}$	25
膨胀机的等熵效率 $\eta_t/\%$	80
工质泵的等熵效率 $\eta_p/\%$	80
蒸发器的夹点温差 $\Delta T_{pe}/^\circ\text{C}$	10
冷凝器的夹点温差 $\Delta T_{pc}/^\circ\text{C}$	5
最大蒸发压力 $p_{\max}$	$0.7p_{\text{cri}}$

1.5 混合工质和纯工质性能对比

共沸混合工质的研究与应用大大拓宽了ORC工质的选用范围,在进行ORC系统分析时,采用混合工质与纯工质的系统性能对比往往是研究的重点。由于混合工质相变过程的温度滑移特性,与等压等温蒸发及冷凝的纯工质进行对比时,蒸发温度及冷凝温度比较基准点的选取直接影响ORC系统的性能,从而得到截然不同的结论。

目前最常用的基准点选择方法有两种。一种是设定混合工质蒸发压力下的泡点温度为纯工质的蒸发温度,混合工质冷凝压力下的露点温度为纯工质的冷凝温度。另一种比较方法是以混合工质蒸发压力下的露点温度为纯工质的蒸发温度,混合工质冷凝压力下的泡点温度为纯工质的冷凝温度。第1种方法,增大了混合工质蒸发和冷凝过程的温差,使得混合工质性能较优^[16];而第2种方法增大了纯工质蒸发和冷凝过程的温差,使得纯工质的性能较优^[5]。可见,不同基准点的选择对系统性能分析有着至关重要的作用。为了能够客观地比较采用混合工质与纯工质系统的性能,同时为了实际过程中膨胀设备的稳定运行,本文设定混合工质蒸发压力下的露点温度和冷凝压力下的泡点温度为定值,将混合工质蒸发压力下及冷凝压力下两相区的平均温度作为纯工质的

蒸发温度和冷凝温度,比较采用非共沸混合工质与纯工质系统热力性能。

上述基准点的选取方法,导致混合工质和纯工质在对比时的蒸发温度和冷凝温度不相同,因此选取11个工况点进行系统性能分析比较,具体设定的工况点如表3所示,然后利用Matlab软件进行模拟计算。

表3 纯工质系统和混合工质系统状态点的选择

Tab. 3 The state point selection for system using pure working fluids and non-zeotropic mixtures

工况点	纯工质		混合工质	
	$T_1/^\circ\text{C}$	$T_4/^\circ\text{C}$	$T_1/^\circ\text{C}$	$T_4/^\circ\text{C}$
工况1	69.95	37.46	75	35
工况2	75.35	37.46	80	35
工况3	79.95	37.46	85	35
工况4	85	37.46	90	35
工况5	90.35	37.46	95	35
工况6	94.95	37.46	100	35
工况7	100	37.46	105	35
工况8	105.36	37.46	110	35
工况9	110.4	37.46	115	35
工况10	115.43	37.46	120	35
工况11	120.46	37.46	125	35

2 结果分析

2.1 热力性分析

图3为各工况下,不同混合工质、不同混合工质的温度滑移值。可见,随着蒸发温度的升高,混合工质的温度滑移都随之略有下降;且混合工质R601/R245fa(0.1/0.9)和R601/R245fa(0.2/0.8)的温度滑移较低,R601/R245fa(0.6/0.4)的温度滑移最高。

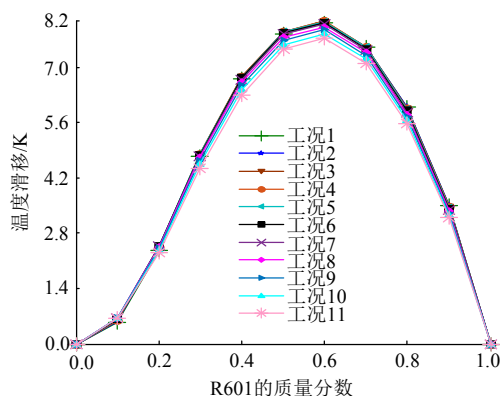


图3 不同混合工质的温度滑移的变化规律

Fig. 3 The evaporation glide of the R601/R245fa for various composition proportions

图 4 为不同工况下 ORC 系统输出功率的变化规律。可见, 随着蒸发温度的升高, 系统的输出功率呈现先增大后减小的趋势, 各工质系统输出功率均在蒸发温度为 95~100℃(即工况 5~工况 6)间取得最大值。混合工质 R601/R245fa(0.1/0.9)在蒸发温度由 75℃变化到 95℃时, 循环输出功率由 156.59 kW 增大到 175.09 kW; 在蒸发温度由 95℃变化到 125℃时, 循环输出功率由 175.09 kW 减小到 108.46 kW。

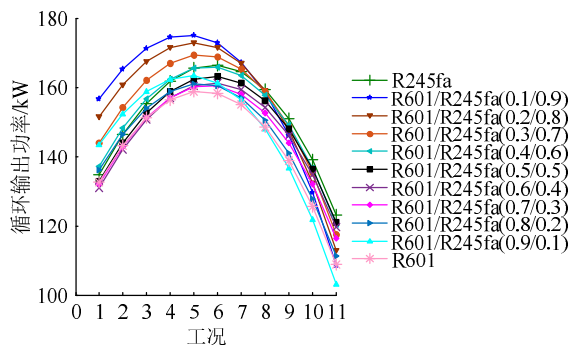


图 4 不同工况下 ORC 系统输出功率的变化规律

Fig. 4 The net output power of the R601/R245fa for various composition proportions

在图 4 中对比纯工质和混合工质系统可知, 随着混合工质中 R601 比例的增大, 混合工质系统的质量流量逐渐减小, 但单位流量工质流经膨胀机的做功量逐渐增大, 两者共同变化决定系统的输出功率。R601/R245fa(0.4/0.6)和 R601/R245fa(0.9/0.1)在蒸发温度为 90℃(即工况 4)及其以下时, 系统净输出功率高于 R245fa 系统; R601/R245fa 质量比为(0.1/0.9)~(0.3/0.7)的混合工质在蒸发温度为 105℃(即工况 7)及其以下时, 系统净输出功率高于 R245fa 系统。大部分混合工质的输出功率都高于 R601 系统, 最多高出纯工质 R601 系统输出功率 18.14%; 但 R601/R245fa(0.9/0.1)在蒸发温度高于 105℃时的输出功率小于纯工质 R601 系统, 在蒸发温度较高时, 输出功率取得最小值。R601/R245fa(0.1/0.9)系统相较于其他混合工质净输出功更大, 高于纯工质 R245fa 系统 1.76%~16.12%, 高于纯工质 R601 系统 3.14%~18.14%。

以上结果表明, 混合工质 R601/R245fa 的质量比为(0.1/0.9)~(0.3/0.7)时, 混合工质的最大输出

功率高于两种纯工质系统。

图 5 为不同工况下 ORC 系统热效率的变化规律。可见, 随着蒸发温度的升高, 平均吸热温度升高, 平均放热温度不变, 因此工质的热效率都逐渐升高。其中 R601/R245fa(0.1/0.9)、R601/R245fa(0.2/0.8)和 R601/R245fa(0.9/0.1)具有较高的热效率, 分别为 7.87%~13.29%、7.56%~13.13%和 7.33%~13.20%。R601/R245fa(0.6/0.4)的热效率最低, 为 6.55%~12.54%。

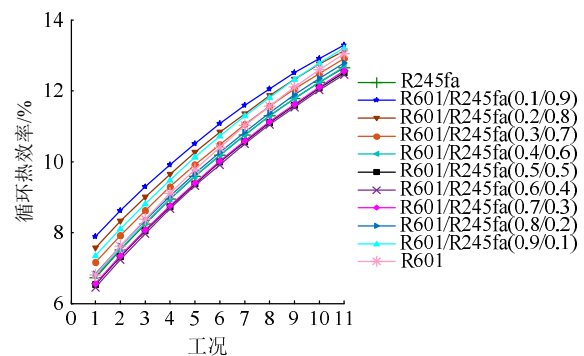


图 5 不同工况下 ORC 系统热效率的变化规律

Fig. 5 The thermal efficiency of the R601/R245fa for various composition proportions

在图 5 中对比纯工质和混合工质可知, 随着混合工质中 R601 比例的增大, 系统的热效率呈现先减小后增大的趋势, R601/R245fa(0.1/0.9)的热效率最大。这是受基准点选取的影响, 当混合工质温度滑移较小时, 系统的平均吸热温度较纯工质系统高; 当工质的温度滑移逐渐增大终使得系统的平均吸热温度低于纯工质时, 纯工质系统的性能较优。当混合工质蒸发过程的温度滑移高于 5K 时混合工质系统的热效率将低于纯工质系统。混合工质 R601/R245fa 质量比为(0.1/0.9)~(0.4/0.6)、(0.8/0.1)~(0.9/0.1)系统热效率高于纯工质 R245fa 系统; 其中 R601/R245fa 质量比为(0.1/0.9)、(0.2/0.8)和(0.9/0.1)时, 系统的热效率高于纯工质 R601 系统。

以上结果表明, 混合工质 R601/R245fa 的质量比为(0.1/0.9)、(0.2/0.8)和(0.9/0.1)时, 混合工质的热效率高于两种纯工质系统, 其中 R601/R245fa(0.1/0.9)系统可以获得较高的热效率。

图 6 为不同工况下 ORC 系统焓效率的变化规律。不同工质的热效率和焓效率在同种工况下

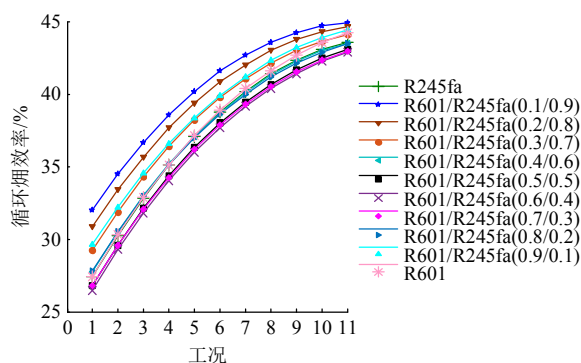


图6 不同工况下 ORC 系统焓效率的变化规律

Fig. 6 The exergy efficiency of the R601/R245fa for various composition proportions

的差别不大。在系统的 4 个设备中蒸发器的焓损失最大。随着蒸发温度的升高,工质与热源间的平均传热温差减小,蒸发过程中不可逆焓损失逐渐降低,导致系统的焓效率逐渐增大。其中 R601/R245fa(0.1/0.9)、R601/R245fa(0.2/0.8)和 R601/R245fa(0.9/0.1)具有较高的焓效率,分别为 32.00%~44.90%、30.83%~44.60%和 29.61%~44.41%。R601/R245fa(0.6/0.4)的焓效率最低,为 26.44%~42.86%。

在图 6 中对比纯工质和混合工质系统可知,相比于纯工质系统,混合工质由于温度滑移的存在,显著降低了系统蒸发不可逆损失,使得系统的焓效率有所升高。混合工质 R601/R245fa 的质量比为(0.1/0.9)~(0.4/0.6)和(0.9/0.1)时,其焓效率高于纯工质 R601 和 R245fa 系统。且随着蒸发温度的升高,混合工质系统焓效率与纯工质的差异越来越小。

以上结果表明,混合工质 R601/R245fa 的质量比为(0.1/0.9)、(0.4/0.6)和(0.9/0.1)时,混合工质的焓效率高于两种纯工质系统,其中 R601/R245fa(0.1/0.9)系统可以获得较高的焓效率。

2.2 经济性分析

图 7 为不同工况下 ORC 系统循环功比的变化规律。功比是反映系统循环净功与膨胀机做功量的比值,是评价循环经济性的一项重要指标。如图 7 所示,随着蒸发温度的升高,虽然循环输出功率和透平的输出功量都逐渐增大,但由于膨胀机做功量的增大幅度要大于循环输出功率的增大幅度,导致功比 r_w 逐渐减小。对比纯工

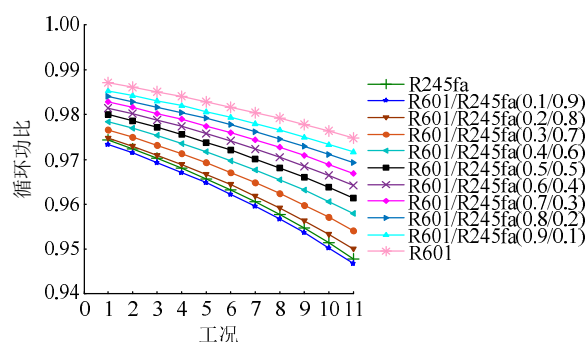


图7 不同工况下 ORC 系统循环功比的变化规律

Fig. 7 The cycle power ratio of the R601/R245fa for various composition proportions

质和混合工质系统可知,随着混合工质中 R601 的比例增大,循环功比呈增大的趋势,但混合工质 R601/R245fa(0.1/0.9)系统的功比取得最小值,为 0.946~0.973,略低于 R245fa 系统。纯工质 R601 系统的功比最大,为 0.975~0.987。

图 8 为不同工况下 ORC 系统 APR 的变化规律。可见,随着蒸发器出口温度的升高,工质的 APR 值呈下降趋势。APR 值由系统总的换热面积和系统输出功率共同决定。随着蒸发温度的升高,系统的工质质量流量减小,工质的吸热量减小,导致换热面积逐渐减小。虽然循环输出功率呈现先增大而后减小的趋势,但其减小的幅度小于总换热面积减小的幅度,APR 值也不断减小。在工况 1~3 时, R601/R245fa(0.1/0.9)的 APR 值最小,为 3.39~3.96 m^2/kW ;在工况 4~11 时, R601 的 APR 值最小,为 2.30~3.17 m^2/kW 。

在图 8 中对比纯工质与混合工质系统可知,随着 R601 比例的增大,所以 APR 值即系统输出

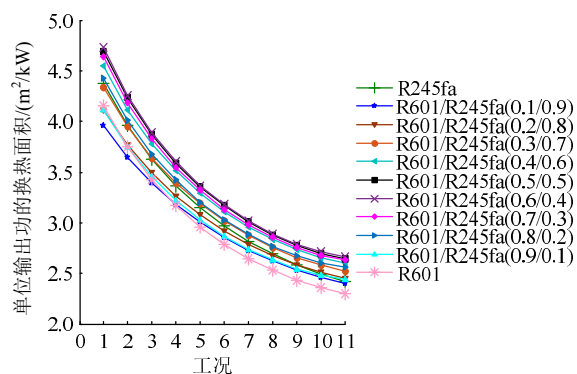


图8 不同工况下 ORC 系统 APR 的变化规律

Fig. 8 The APR of the R601/R245fa for various composition proportions

单位净功所需的换热面积呈现先增大后减小的趋势。纯工质 R601 系统的 APR 值最小。

由于 ORC 系统投资费用中, 换热器费用占据主要部分, 而换热器的费用主要与换热器的换热面积有关, 其次与膨胀机的膨胀功及泵所需的泵功。图 9 给出了不同工况下不同工质系统的 LEC 变化规律。可见, 随着蒸发温度的升高, 投资费用先减小后增大, LEC 值呈现先减小而后增大的趋势, 存在着适宜的蒸发温度使得系统的 LEC 值最小, 这与 APR 随着蒸发温度变化趋势不同。

在图 9 中对比纯工质和混合工质系统可知, 在工况 1~7 时, R245fa 的 LEC 值最大; 在工况 8~11 时, R601/R245fa(0.1/0.9) 的 LEC 值最大。在工况 1~4 时, R601/R245fa(0.9/0.1) 的 LEC 值最小; 在工况 5~11 时, R601 的 LEC 值最小。在整个温度区间内, R601/R245fa(0.9/0.1) 的 LEC 值最小, 为 0.4502 USD/(kW·h)。综合来看, 纯工质系统的经济性较混合工质系统更优。

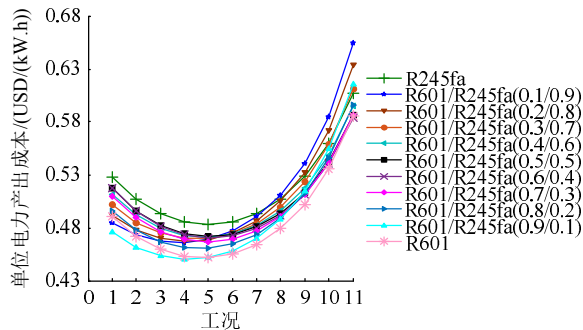


图 9 不同工况下 ORC 系统 LEC 的变化规律

Fig. 9 The LEC of the R601/R245fa for various composition proportions

3 综合评价

3.1 指标的初始化处理

设由 m 个被评价的对象和 n 个评价指标构成的评价矩阵为 $X=(x_{ij})_{m \times n}$, $i=1,2,\dots,m$, $j=1,2,\dots,n$ 。在多指标评价中, 有些指标值越大越好, 这类指标为效益型指标, 如本文对 ORC 系统的研究中, 循环输出功率、热效率、炯效率、循环功比都是效益型指标; 另一类指标则是值越小越好, 这类指标为成本型指标如 APR、LEC。在综合评价时,

首先必须将指标同趋势化, 一般是将逆向指标和适度指标转化为正向指标。指标正向化的方法很多, 本文采用取倒数的方法, 即

$$x_{ij}^* = \frac{1}{x_{ij}}, x_{ij} \neq 0 \quad (28)$$

除了热效率和炯效率之外, 其余各评价指标都具有不同的量纲, 为了消除由不同指标数据在单位及数量级带来的不可公度性, 需要对各评价指标做无量纲化处理。本文采用均值化处理方法进行无量纲化处理。

对于效益型指标无量纲化处理, 即

$$P_{ij} = x_{ij} / \sum_{i=1}^m x_{ij} \quad (29)$$

对成本型指标无量纲化处理, 即

$$P_{ij} = \frac{x_{ij}^*}{\sum_{i=1}^m x_{ij}^*} \quad (30)$$

式中: P_{ij} 为无量纲化处理后的指标数据; $\sum_{i=1}^m x_{ij}$ 、 $\sum_{i=1}^m x_{ij}^*$ 分别为效益型指标和成本型指标中第 j 个指标的和。

在综合评价中, 各评价指标的地位、作用与影响各不相同, 必须根据每个指标的重要性程度来确定各指标的权重。而权重则直接关系到指标对总体评价的贡献性的大小。因而, 合理的确定各指标的权重对综合评价非常重要。熵权法^[17]是一种依据各指标所包含的信息量的多少来确定指标权重的客观赋权法, 某个指标的熵越小, 说明该指标的变异程度越大, 提供的信息量也就越多, 在综合评价中所起的作用也就越大, 则该指标所占的权重也就越大。且通过该方法确定某一指标在所有指标中所占的权重时, 是根据不同方案该指标值之间的差异程度来显示其重要程度的。

第 j 项评价指标的熵为

$$E_j = \frac{\sum_{i=1}^m P_{ij} \ln P_{ij}}{\ln m} \quad (31)$$

当 P_{ij} 的变异程度越大, 该指标的熵 E_j 越小, 则该评价指标对综合评价的重要程度也越大。各

评价指标的权重因子为

$$w_j = (1 - E_j) / [\sum_{j=1}^n (1 - E_j)] \quad (32)$$

权重因子 w_j 反映了指标的信息量, 直观地反映出了各指标的重要程度, w_j 值越大, 该指标所占的比重越大。

灰色关联法^[18]的基本思想是: 根据某个问题的实际情况确定出理想的最优序列; 然后, 通过方案的序列曲线和几何形状与理想最优序列的曲线和几何形状的相似程度来判断其之间的关联程度; 曲线和几何形状越接近, 则说明其关联程度越大, 方案越接近理想最优, 反之亦然; 最后根据关联度大小排序, 判断方案的优劣。

由前所述, 无量纲化处理后的评价矩阵 $P=(P_{ij})_{m \times n}$, $i=1,2,\dots,m$, $j=1,2,\dots,n$ 。令 P_0 为理想方案, 其值为矩阵 P 各列的最大值, 则第 i 个对象第 j 个指标与理想方案的关联系数为:

$$r_{ij} = \frac{\Delta \min + \rho \Delta \max}{\Delta_i(j) + \rho \Delta \max} \quad (33)$$

式中, $\Delta \min$ 、 $\Delta \max$ 分别为两级极小差和两级极大差, 表达式为

$$\Delta \min = \min_j [\min_i (|P_{0j} - P_{ij}|)]$$

$$\Delta \max = \max_j [\max_i (|P_{0j} - P_{ij}|)]$$

$$\Delta_i(j) = |P_{0j} - P_{ij}|$$

ρ 为 $\Delta \max$ 的分辨系数或权重, 取值区间为 $[0,1]$, 其取值体现了研究者对 $\Delta \max$ 的重视程度。本文按最佳 ρ 值的客观计算方法, 得到最佳的 ρ 值为 $0.5^{[16]}$ 。

第 i 个被评价对象与理想方案的关联度为

$$R_i = \sum_{j=1}^m w_j r_{ij} \quad i=1,2,\dots,n \quad (34)$$

R_i 值越大, 说明第 i 个被评价的对象与理想方案越接近, 因而可以根据 R_i 的值来确定系统最佳的热力参数。灰色关联法与其他分析方法相比, 具有直观、简便的优点, 且应用范围广泛, 克服了传统方法的局限性。

3.2 综合指标结果分析

图 10 为不同工况下 ORC 系统灰色关联度的

变化规律。在所讨论的蒸发温度的范围内, 随着蒸发温度的升高, 系统的综合性能呈现先增大后减小的趋势。混合工质 R601/R245fa(0.1/0.9) 的灰色关联度在工况点 7 时取得最大值 0.8305, 且系统状态在工况 1~9 之间变化时, 混合工质 R601/R245fa(0.1/0.9) 的灰色关联度最大; 当在工况 10 和 11 时, 纯工质 R601 的灰色关联度最大。结合混合工质同工况下的温度滑移曲线, 可知混合工质系统的灰色关联度近似与温度滑移呈现反比的规律。混合工质 R601/R245fa(0.1/0.9)~(0.3/0.7) 和混合工质 R601/R245fa(0.9/0.1) 的最大灰色关联度大于纯工质 R245fa 系统; 混合工质 R601/R245fa(0.1/0.9) 和 R601/R245fa(0.2/0.8) 的最大灰色关联度大于纯工质 R601 系统。

以上结果表明, 混合工质 R601/R245fa(0.1/0.9) 和 R601/R245fa(0.2/0.8) 系统的灰色关联度最大, 其系统的综合性能最好。

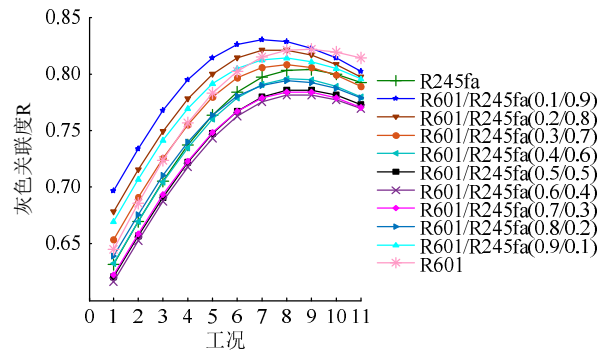


图 10 不同工况下 ORC 系统灰色关联度的变化规律
Fig. 10 The grey correlation grade of the R601/R245fa for various composition proportions

由以上分析可知, 热源温度为 150°C 时, 具有不同工质的 ORC 系统的最大灰色关联度对应的最佳蒸发温度不同。本文整合不同热源温度下灰色关联度最大值对应的工况进行分析, 得到图 11 和图 12 这两图中不同工质的灰色关联度均为该热源温度下该工质所能达到的最大值。

由图 11 和图 12 可见, 同热源条件下, 当混合工质的温度滑移越低, 系统的灰色关联度越高。在热源温度为 120°C 时, 混合工质 R601/R245fa(0.1/0.9) 和 R601/R245fa(0.9/0.1) 的性能优于纯工质系统。随着热源温度的升高, 仅 R601/R245fa(0.1/0.9) 系统的性能优于纯工质。在热源温度为

160℃时, 采用 R601 与 R245fa 组成混合工质的 ORC 系统的灰色关联度最大, 系统性能最优。但当热源温度继续升高时, 系统的性能却随之下降, 当热源温度升高到 190℃时, 系统的灰色关联度下降明显。由此可以看出 R601 和 R245fa 系统并不是适合所有的热源温度条件。

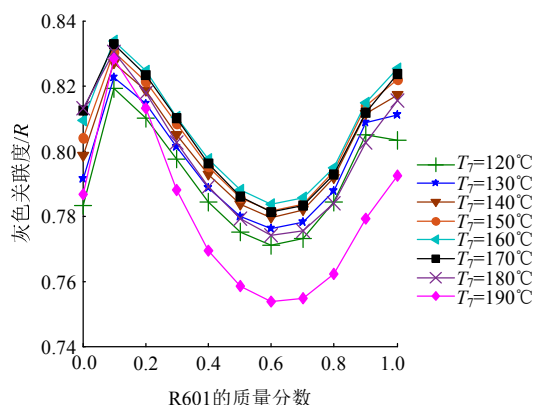


图 11 不同热源温度下 ORC 系统灰色关联度变化规律
Fig. 11 The grey correlation grade of the R601/R245fa under different heat source temperatures

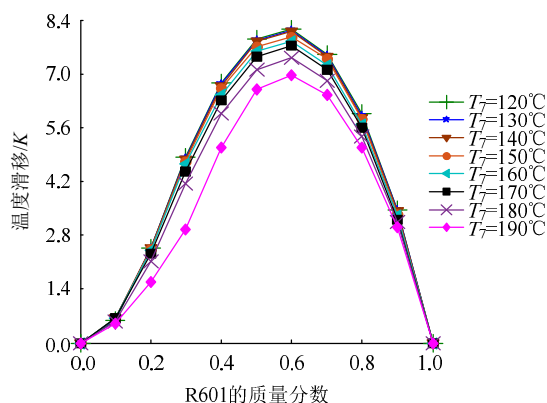


图 12 不同热源温度下 ORC 系统温度滑移的变化规律
Fig. 12 The evaporation temperature glide of the R601/R245fa under different heat source temperatures

4 结论

针对温度为 120~190℃热源, 对采用 R601、R245fa 及其两者作为组分的二元非共沸混合物的 ORC 进行了热力性和经济性的分析。采用灰色关联法对系统综合性能进行了分析, 得到以下结论:

1) 在热源温度为 150℃的条件下, 随着蒸发温度的升高, 混合工质和纯工质的净输出功率呈现先增大后减小的趋势; 混合工质和纯工质的热

效率和焓效率都逐渐增大; 混合工质和纯工质的功比逐渐减小。在经济性方面, APR 值随着蒸发温度的升高, 而逐渐减小, LEC 值随着蒸发温度的升高而呈现先减小后增大的趋势。由于各指标的最佳值所在的蒸发温度不同, 采用综合评价非常重要。最终得到的灰色关联度随着蒸发温度的升高呈现先增大后减小的趋势, 在 105~110℃时, 灰色关联度最大。

2) 在蒸发温度相同的条件下, 混合工质系统的热力学指标与温度滑移有关, 随着温度滑移的升高, 系统的输出功率、热效率和焓效率逐渐减小; 当温度滑移高于 5℃时, 混合工质系统热力学性能不如纯工质系统, 因此, 适当的温度滑移有利于提高系统热力学性。在热经济性方面, 纯工质系统的经济性明显优于混合工质系统, 纯工质 R601 系统的功比较高, APR、LEC 值较低, 系统的经济性更好。

3) R601/R245fa 系统在不同太阳能热源温度条件下, 系统的灰色关联度不同, 在热源温度为 160℃时, 灰色关联度最大, 系统性能更优。因此, 混合工质 R601/R245fa 与温度为 160℃的热源更匹配。

参考文献

- [1] 国家能源局. 国能新能[2016]354 号太阳能发展“十三五”规划[EB/OL]. http://zfxgk.nea.gov.cn/auto87/201612/t20161216_2358.htm.
- [2] 黄建新, 唐梓彭, 魏超. 线聚光太阳能集热器发展综述[J]. 发电与空调, 2016, 37(1): 21-25.
Huang Jianxin, Tang Zipeng, Wei Chao. A review of linear concentrated solar collectors' development[J]. Power Machinery and Air Condition, 2016, 37(1): 21-25(in Chinese).
- [3] Delgado-Torres A M, Garcia-Rodriguez L. Analysis and optimization of the low-temperature solar organic Rankine cycle(ORC)[J]. Energy Conversion and Management, 2010, 51(12): 2846-2856.
- [4] 严晋跃, 路岭, 马一太, 等. 循环工质与变温热源匹配的热力学分析[J]. 工程热物理学报, 1987(4): 314-316.
- [5] Wang X D, Zhao L. Analysis of zeotropic mixtures used in low-temperature solar Rankine cycles for power generation[J]. Solar Energy, 2009, 83: 605-613.

- [6] Chen Huijuan, Goswami D Y, Rahman M M, et al. A supercritical Rankine cycle using zeotropic mixture working fluids for the conversion of low-grade heat into power[J]. Energy, 2011, 36(1): 549-555.
- [7] Li Yourong, Du Meitang, Wu Chunmei, et al. Potential of organic Rankine cycle using zeotropic mixtures as working fluids for waste heat recovery[J]. Energy, 2014, 77(1): 509-519.
- [8] Cayer E, Galanis N, Desilets M, et al. Analysis of a carbon dioxide transcritical power cycle using a low temperature source[J]. Apply Energy, 2009, 86(7): 1055-63.
- [9] Zhang Shengjun, Wang Huaixin, Guo Tao. Performance comparison and parametric optimization of subcritical organic Rankine cycle(ORC) and transcritical power cycle system for low-temperature geothermal power power generation[J]. Applied Energy, 2011, 88(8): 2740-2754.
- [10] Karellas S, Schuster A. Supercritical fluid parameters in organic rankine cycle applications[J]. International Journal of Thermodynamics, 2008, 11(3): 101-108.
- [11] Nafey A S, Sharaf M A. Combined solar organic Rankine cycle with reverse osmosis desalination process: Energy, exergy, and cost evaluations[J]. Renewable Energy, 2010, 35(11): 2571-2580.
- [12] Cayer E, Galanis N, Nesreddine H. Parametric study and optimization of a transcritical power cycle using a low temperature source[J]. Applied Energy, 2010, 87(4): 1349-1357.
- [13] Turton R, Bailie R C, Whiting W B, et al. Analysis, synthesis and design of chemical processes[M]. Pearson Education, 2008.
- [14] Mago P J, Charmra L M, Sriivasan K, et al. An examination of regenerative organic cycle Rankine cycles using dry fluids[J]. Applied Thermal Engineering, 2008, 28(8-9): 998-1007.
- [15] 王羽平, 汤磊, 杨平, 等. 近(亚)临界有机物朗肯循环的性能分析[J]. 中国电机工程学报, 2014, 34(20): 3251-3256.
- Wang Yuping, Tang Lei, Yang Ping, et al. Characteristic Analysis of near-critical (subcritical) organic Rankine cycle[J]. Proceedings of the CSEE, 2014, 34(20): 3251-3256(in Chinese).
- [16] Heberle F, Preißinger M, Brüggemann D. Zeotropic mixtures as working fluids in Organic Rankine Cycles for low-enthalpy geothermal resources[J]. Renewable Energy, 2012, 37(1): 364-370.
- [17] 郭亚军. 综合评价理论与方法[M]. 北京: 科学出版社, 2007.
- [18] 刘思峰, 党耀国, 高志耕, 等. 灰色系统理论及其应用[M]. 北京: 科学出版社, 2004.
- 收稿日期:** 2017-12-10.
- 作者简介:**
- 
- 顾煜炯(1968), 男, 教授, 博士生导师, 主要研究方向为电站设备状态维修理论与技术、可再生能源的利用与开发, guyujiong@263.net;
- 陈礼敏(1994), 女, 硕士研究生, 主要研究方向为中低温太阳能热发电有机朗肯循环系统;
- 耿直(1991), 男, 博士研究生, 主要研究方向为太阳能热发电技术、有机朗肯循环及热力系统优化, huadiangengzhi@163.com。
- (责任编辑 车德竞)