

有机朗肯循环工质热源转折温度的新求解法及应用

杨新乐, 杨森, 卜淑娟, 李惟慷

(辽宁工程技术大学机械工程学院, 辽宁阜新 123000)

摘要:为获取热源和有机工质的最佳匹配规律,提高系统热力性能,提出求解工质热源转折温度的新方法 & 基于工质热源转折温度的工质与热源最优匹配新方法。首先,通过定义潜热熵差比推导出工质热源转折温度的理论公式,并采用蜻蜓算法进行精确求解;其次,与文献[14]对比,验证模型准确性;最后,对比工质热源转折温度与热源温度筛选最优工质。结果表明:选用的15种工质的热源转折温度与文献[14]的对比误差不超过1.62%,验证了工质热源转折温度求解公式的准确性;当热源温度确定时,选择热源转折温度小于热源温度的工质可获得最佳工况;当工质确定时,选择高于该工质热源转折温度的热源温度可获得最佳工况。

关键词:有机朗肯循环;工质热源转折温度;潜热熵差比;蜻蜓算法;工质与热源匹配

中图分类号:TK221

文献标识码:A

DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2023.04.007

[引用本文格式]杨新乐,杨森,卜淑娟,等.有机朗肯循环工质热源转折温度的新求解法及应用[J].热能动力工程,2023,38(4):46-54. YANG Xin-le, YANG Sen, BU Shu-juan, et al. New solution and application of shift-temperature of heating source for organic Rankine cycle working fluid[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(4):46-54.

New Solution and Application of Shift-temperature of Heating Source for Organic Rankine Cycle Working Fluid

YANG Xin-le, YANG Sen, BU Shu-juan, LI Wei-kang

(School of Mechanical Engineering, Liaoning Technical University, Fuxin, China, Post Code:123000)

Abstract: In order to obtain the best matching rule between heat source and organic working fluid and improve the thermal performance of system, a new method for solving the shift-temperature of heating source for working fluid and a new method for the optimal matching between working fluid and heat source based on the shift-temperature of heating source for working fluid were proposed. Firstly, the theoretical formula of the shift-temperature of the working fluid heat source was derived by defining the latent heat entropy difference ratio, and the dragonfly algorithm was used to solve it accurately; secondly, compare with the literature 14 to verify the accuracy of model; finally, the optimal working fluid was selected by comparing the shift-temperature of the working fluid heat source and the heat source temperature. The results show that the comparison error between the heat source shift-temperature of 15 kinds of working fluids and the literature 14 is not more than 1.62%, which verifies the accuracy of the solution formula for the heat source shift-temperature of working fluids; when the heat source temperature is determined, the best working condition can be obtained by selecting the working fluid whose shift-temperature is less than

收稿日期:2022-03-17; 修订日期:2022-05-06

基金项目:辽宁省教育厅基金项目(LJKZ0367, LJ2020JCL035);兴辽英才计划项目资助(XLYC1807150);辽宁工程技术大学学科创新团队项目(LNTU20TD-15)

Fund-supported Project: Liaoning Provincial Department of Education(LJKZ0367, LJ2020JCL035); Xing Liao Talent Program(XLYC1807150); Discipline Innovation Team Project of Liaoning Technical University(LNTU20TD-15)

作者简介:杨新乐(1980-),男,辽宁工程技术大学教授。

通讯作者:杨森(1996-),男,辽宁工程技术大学硕士研究生。

the heat source temperature; when the working fluid is determined, the best working condition can be obtained by selecting the heat source temperature higher than the shift-temperature of the working fluid.

Key words: organic Rankine cycle, shift-temperature of heating source for working fluid, latent heat entropy difference ratio, dragonfly algorithm, working fluids and heat source matching

引 言

有机朗肯循环(Organic Rankine Cycle, ORC)技术可以将工业余热、太阳能、地热能、生物质能等低品位能源^[1-3]转化为电能,提高能源品位,对节能减排、开发利用新能源起到十分重要的作用^[4-5]。

由于 ORC 利用有机工质代替水蒸气作为循环工质,因此,有机工质的热物性很大程度上影响着系统的整体性能。选择合适的工质对于 ORC 的整体性能至关重要^[6-8]。工质选择不仅受工质的热力学性能、干湿性、环保性及评价指标的制约,还受到热源温度的影响。Liu 等人^[9]研究发现,忽略热源与工质的匹配问题时,会造成循环净功和热效率相互矛盾,即循环热效率较高,系统回收热量、循环净功率较低。朱霄珣等人^[10]建立带内回热的有机朗肯循环系统,选取硅氧烷类、HC 类与 HFC 类 9 种有机工质,研究净输出功与质量流量的变化规律,结果表明:工质临界温度越高,热效率与烟效率越大,净输出功越小,热源与工质匹配性变差;工质的临界温度不宜超出热源温度过高。

Xu 等人^[11]以净输出功为评价指标对不同工质进行参数优化和对比分析,研究发现最优工质的临界温度一般低于热源温度 40 ~ 65 ℃。Amlaku 等人^[12]基于发电能力及系统设备的设计对不同工质进行了比较筛选,结果表明:当热源温度在 80 ~ 160 ℃范围内,工质 R227ea 的发电效率最佳;当热源温度高于 160 ℃时,工质 R245fa 的发电效率最佳。

上述研究表明,进行有机工质筛选时,热源条件不可忽略。为进一步提高工质与热源匹配, Li 等人^[13]研究了 14 种工质净输出功与工质临界温度和热源温度之间的关系,结果表明:工质与热源匹配存在使系统净输出功从有极值向无极值转化的临界热源温度,并将该临界温度定义为工质热源转折温度。工质热源转折温度的提出不仅可以使热源热量得到充分利用,同时也为热源与工质的最佳匹配提供了参考。文献[14]基于梯形理论推导出热源转折温

度的经验公式,然而该经验公式中工质饱和和气液线在蒸发温度处切线斜率的比值为未知参数,随蒸发温度变化不易确定,导致计算过程复杂。

为简化工质热源转折温度的计算过程,本文提出潜热熵差比,推导出工质热源转折温度的理论公式。通过分析工质临界温度、蒸发温度、冷凝温度、窄点温差对热源转折温度的影响,确定工质热源转折温度,得出最大值点即为工质热源转折温度,进而利用蜻蜓算法进行精确求解,并与文献[14]的计算结果进行对比验证。研究结果可为热源与有机工质是否最佳匹配提供判据,为工程实际提供理论依据与指导。

1 ORC 系统模型及热力学模型

1.1 ORC 系统模型

系统工作原理及热力循环如图 1 和图 2 所示。ORC 循环发电系统主要由蒸发器、膨胀机、冷凝器和工质泵组成,图 1 中数字代表工质状态点。低温液态有机工质在蒸发器中吸收热源热量(7→9→8),经过预热(5→6)和蒸发(6→1)过程变为高温高压蒸汽,蒸发器换热窄点位于蒸发泡点(6)处,此时换热温差为 ΔT_p ;随后蒸汽进入膨胀机做功(1→2),做功后的乏气在冷凝器中定压冷凝成液态工质(2→4),经过工质泵升压(4→5),进入蒸发器中与热源换热,如此往复实现循环。

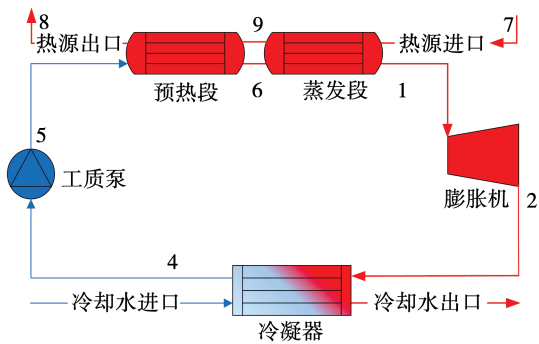


图 1 低温有机朗肯循环发电系统原理图
Fig.1 Schematic diagram of low temperatre organic Rankine cycle power generation system

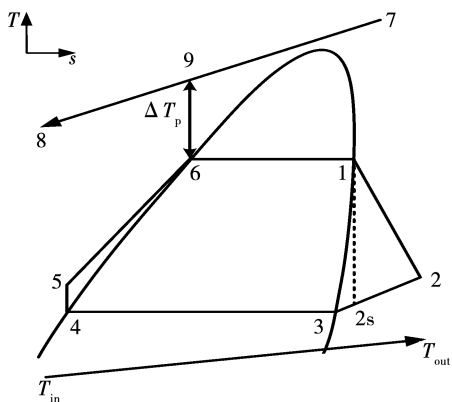


图 2 系统热力循环温熵图

Fig. 2 Tephigram of thermodynamic cycle of system

1.2 系统热力学模型

为方便建立数学模型,保证 ORC 系统稳定运行,基于热力学第一定律和第二定律,对模型做出如下假设:(1) 忽略工质在蒸发器、冷凝器和管道的压降;(2) 忽略系统中工质动能和势能的变化;(3) 忽略工质泵耗功。

蒸发器换热量 Q :

$$Q = c\dot{m}_g(T_7 - T_8) = \dot{m}_a(h_1 - h_5) \quad (1)$$

式中: c —热源比热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; T —温度, K ; h —比焓, kJ/kg ; $\dot{m}_g$ —热源质量流量, kg/s ; $\dot{m}_a$ —工质质量流量, kg/s ;角标 1—8—系统状态点。

膨胀机输出功 W_t :

$$W_t = \dot{m}_a(h_1 - h_{2s})\eta_t = \dot{m}_a(h_1 - h_2) \quad (2)$$

式中: η_t —膨胀机等熵效率, %;下标 2s—等熵膨胀的理想状态点。

系统净输出功 W_{net} :

$$W_{\text{net}} = W_t = \dot{m}_a w \quad (3)$$

式中: w —比功, kJ/kg 。

各状态点焓值 E_j :

$$E_j = \dot{m}_j[(h_j - h_0) - T_0(s_j - s_0)] \quad (4)$$

式中:下标 j —系统各状态点; s —比熵, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$;角标 0—环境,环境温度为 20°C ,环境压力为 101 kPa 。

系统热效率 η :

$$\eta = W_{\text{net}}/Q \quad (5)$$

系统焓效率 η_{ex} :

$$\eta_{\text{ex}} = W_{\text{net}}/E_{\text{in}} \quad (6)$$

式中: E_{in} —热源焓值, kJ 。

2 工质热源转折温度求解

2.1 潜热熵差比

按照有机工质饱和汽线在温熵($T-s$)图上的斜率不同,可将工质分为干工质、等熵工质和湿工质 3 类。其饱和蒸汽线在温熵图上的斜率分别为正、无穷大和负^[15-16],如图 3 所示。

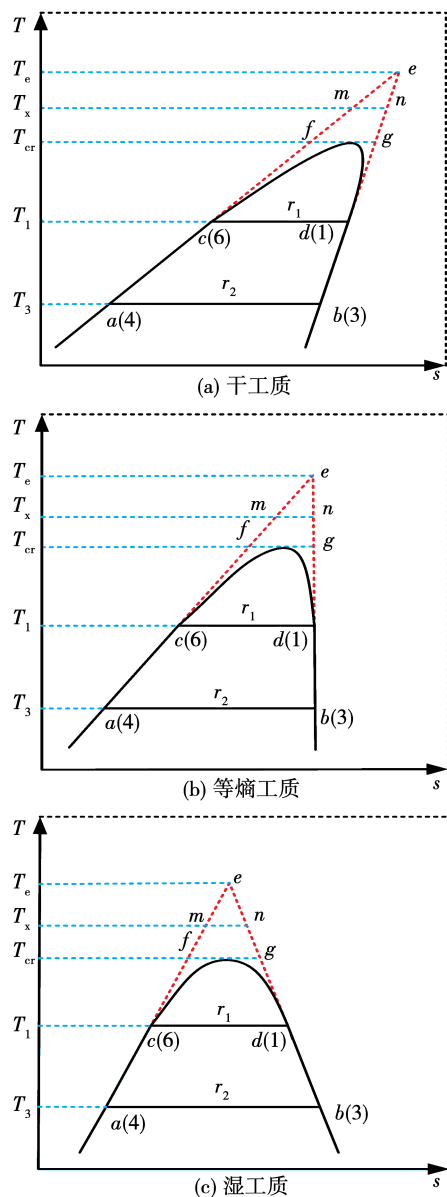


图 3 不同类型工质潜热熵差比示意图

Fig. 3 Schematic diagram of latent heat entropy difference ratio of different types of working fluid

工质在蒸发段的潜热熵差为 r_1 ,在冷凝段的潜热熵差为 r_2 ,两者的比值定义为潜热熵差比 z :

$$r_1 = s_1 - s_6 \quad (7)$$

$$r_2 = s_3 - s_4 \quad (8)$$

$$z = \frac{r_1}{r_2} \quad (9)$$

2.2 中间辅助温度

连接点 a 、 c 和点 b 、 d 并延长交于点 e , e 点温度定义为交点温度,存在 $\triangle abe \sim \triangle cde$ 。

由三角形相似可得:

$$\frac{T_e - T_1}{T_e - T_3} = \frac{r_1}{r_2} \quad (10)$$

结合式(9)、(10)可得交点温度 T_e :

$$T_e = \frac{T_1 - zT_3}{1 - z} \quad (11)$$

设交点温度 T_e 与工质临界温度 T_{cr} 之间存在中间辅助温度 T_x ,符合下式:

$$z = \frac{T_e - T_x}{T_e - T_{cr}} \quad (12)$$

点 f 、 g 分别为等临界温度 T_{cr} 线与线段 ae 、 be 的交点;点 m 、 n 分别为等中间辅助温度 T_x 线与线段 ae 、 be 的交点。

结合式(11)、(12)可得中间辅助温度 T_x :

$$T_x = T_1 + (T_{cr} - T_3)z \quad (13)$$

$$z = \frac{T_x - T_1}{T_{cr} - T_3} \quad (14)$$

2.3 工质热源转折温度

由于忽略工质泵做功,因此系统净输出功 W_{net} 可用膨胀机做功 W_t 替代。根据公式(3)可知, W_t 由比功 w 和工质质量流量 $\dot{m}_a$ 乘积可得,由文献[17]可知,比功 w 可表示为:

$$w = \oint t ds - w_r \quad (15)$$

式中: $\oint t ds$ —循环面积; w_r —摩擦功, kJ/kg 。

如图4所示,在冷凝温度和汽轮机效率确定时,蒸发温度由 T_1 提升为 T_{1a} 和 T_{1b} ,透平出口状态点2变化为2a和2b,循环面积由1-2-3-4-5-6分别增大为1a-2a-3-4-5-6a和1b-2b-3-4-5-6b,摩擦功由1-2-b-a增大为1a-2a-c-a和1b-2b-d-a,而循环面积增大量大于摩擦功增大量,因此汽轮机比功 w 随蒸发温度增大而增大。

比功 w 随蒸发温度升高而升高,只需要确定工质质量流量 $\dot{m}_a$ 随蒸发温度的变化规律,便能得出净输出功随蒸发温度的变化趋势。工质在蒸发器内与

热源换热,工质质量流量 $\dot{m}_a$ 为:

$$\dot{m}_a = \frac{cm_g(T_{in} - T_1 - \Delta T_p)}{h_1 - h_6} \quad (16)$$

式中: T_{in} —热源进口温度, K ; ΔT_p —窄点温差, K 。

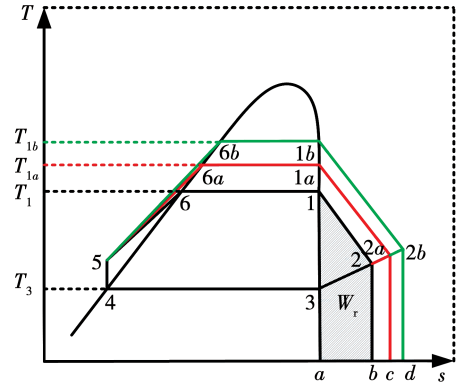


图4 ORC系统比功图

Fig.4 Specific power diagram of ORC system

由于工质在蒸发器内等温等压蒸发,可得:

$$\dot{m}_a = \frac{cm_g(T_{in} - T_1 - \Delta T_p)}{T_1(s_1 - s_6)} \quad (17)$$

结合式(7)可得:

$$\dot{m}_a = \frac{cm_g(T_{in} - T_1 - \Delta T_p)}{T_1 r_1} \quad (18)$$

结合式(9)可得:

$$\dot{m}_a = \frac{cm_g(T_{in} - T_1 - \Delta T_p)}{T_1 z r_2} \quad (19)$$

结合式(14)可得:

$$\dot{m}_a = \frac{cm_g(T_{in} - T_1 - \Delta T_p)(T_{cr} - T_3)}{T_1(T_x - T_1)r_2} \quad (20)$$

$\dot{m}_a$ 对蒸发温度 T_1 求偏导,可得:

$$\frac{\partial \dot{m}_a}{\partial T_1} = -cm_g(T_{cr} - T_3) \times \frac{[(T_x - T_1)r_2 T_1 - (T_{in} - T_1 - \Delta T_p)T_x r_2]}{[T_1(T_x - T_1)r_2]^2} \quad (21)$$

由式(13)、(14)和(21)可得:当热源温度符合

$T_{in} \leq T_1 + \Delta T_p + \frac{(T_{cr} - T_3)zT_1}{T_1 + (T_{cr} - T_3)z}$ 时, $\frac{\partial \dot{m}_a}{\partial T_1} \leq 0$, 工

质质量流量 $\dot{m}_a$ 随蒸发温度 T_1 的增大而减小;当

$T_{in} > T_1 + \Delta T_p + \frac{(T_{cr} - T_3)zT_1}{T_1 + (T_{cr} - T_3)z}$, $\frac{\partial \dot{m}_a}{\partial T_1} > 0$, $\dot{m}_a$ 随蒸发温度 T_1 的增大而增大。然而比功 w 随 T_1 单调上升,所以当 $T_{in} \leq T_1 + \Delta T_p + \frac{(T_{cr} - T_3)zT_1}{T_1 + (T_{cr} - T_3)z}$ 时,

净输出功 W_{net} 可能随蒸发温度 T_1 的增大存在极大值;而当 $T_{\text{in}} > T_1 + \Delta T_p + \frac{(T_{\text{cr}} - T_3)zT_1}{T_1 + (T_{\text{cr}} - T_3)z}$ 时,净输出功 W_{net} 单调递增,不存在极大值。表明,热源进口温度低于一定值时, W_{net} 随 T_1 的增大存在极大值;热源温度高于一定值时, W_{net} 随 T_1 的增大无极大值,此温度即为所求的热源转折温度 T_{shift} :

$$T_{\text{shift}} \leqslant T_1 + \Delta T_p + \frac{(T_{\text{cr}} - T_3)zT_1}{T_1 + (T_{\text{cr}} - T_3)z} \quad (22)$$

2.4 工质热源转折温度的影响因素分析

当窄点温差 ΔT_p 、工质临界温度 T_{cr} 、潜热熵差比 z 、冷凝温度 T_3 和蒸发温度 T_1 确定时,由式(22)即可得出工质热源转折温度 T_{shift} 。然而,热源转折温度为工质固有属性,为一固定值,因此需进一步定性定量分析工质热源转折温度的影响因素,进而确定工质热源转折温度。

2.4.1 窄点温差

窄点温差是工质与热源换热时的最小温差^[18-19],其取值由换热器的换热条件决定,与工质属性无关。因此,窄点温差 ΔT_p 对热源转折温度 T_{shift} 的影响仅体现在取值方面。以工质 R236ea 和工质 R142b 为例,冷凝温度 $T_3 = 308.15 \text{ K}$ 时, T_{shift} 随蒸发温度 T_1 和窄点温差 ΔT_p 的变化如表 1 所示。

表 1 T_{shift} 随 T_1 和 ΔT_p 变化表 (K)

Tab. 1 Change table of T_{shift} with T_1 and ΔT_p (K)

T_1	T_{shift}					
	R236ea			R142b		
	$\Delta T_p = 5$	$\Delta T_p = 8$	$\Delta T_p = 10$	$\Delta T_p = 5$	$\Delta T_p = 8$	$\Delta T_p = 10$
378.15	431.03	434.03	436.03	429.68	432.68	434.68
383.15	433.01	436.01	438.01	431.60	434.60	436.60
388.15	434.70	437.70	439.70	433.20	436.20	438.20
393.15	436.01	439.01	441.01	434.39	437.39	439.39
398.15	436.77	439.77	441.77	434.87	437.87	439.87
403.15	436.60	439.60	441.60	434.21	437.21	439.21
408.15	434.45	437.45	439.45	429.99	432.99	434.99

由表中数据可知,在同一窄点温差 ΔT_p 下,工质热源转折温度随蒸发温度先增大后减小,存在极值;当蒸发温度和冷凝温度确定时,工质热源转折温度的增加值与系统窄点温差的增加值相同。如蒸发温度 $T_1 = 378.15 \text{ K}$ 、窄点温差 $\Delta T_p = 5 \text{ K}$ 时,工质 R236ea

的热源转折温度为 431.03 K,工质 R142b 热源转折温度为 429.68 K。当窄点温差增大为 8 和 10 K 时,工质 R236ea 的热源转折温度分别增大为 434.03 和 436.03 K,工质 R142b 的热源转折温度分别增大 432.68 和 434.68 K,工质热源转折温度的增加量与窄点温差的增加量相同。

2.4.2 工质临界温度

工质临界温度 T_{cr} 是工质的固有属性,不同工质具有不同临界温度,对式(22)中工质临界温度 T_{cr} 求偏导可得:

$$0 < \frac{\partial T_{\text{shift}}}{\partial T_{\text{cr}}} \leqslant \frac{zT_1^2}{[T_1 + (T_{\text{cr}} - T_3)z]^2} \quad (23)$$

显然,工质热源转折温度 T_{shift} 是工质临界温度 T_{cr} 的单调递增函数,临界温度越高的工质其热源转折温度越高。

2.4.3 潜热熵差比

由式(7)、(8)、(9)可知:潜热熵差比 z 由蒸发过程和冷凝过程中的潜热熵差 r_1 、 r_2 决定,而 r_1 、 r_2 与蒸发温度 T_1 和冷凝温度 T_3 密不可分。因此,潜热熵差比 z 主要通过蒸发温度 T_1 和冷凝温度 T_3 对热源转折温度造成影响。

2.4.4 蒸发温度和冷凝温度

图 5 为工质热源转折温度随蒸发温度 T_1 和冷凝温度 T_3 的变化趋势。由图可知,工质 R142b 和 R236ea 的热源转折温度随蒸发温度的增大先增大后减小,随冷凝温度增大而减小;蒸发温度 T_1 对工质热源转折温度影响较大,冷凝温度 T_3 对工质热源转折温度影响较小。如, $T_3 = 298.15 \text{ K}$ 、 $T_1 = 373.15 \text{ K}$ 时工质 R142b 热源转折温度为 428.62 K,当冷凝温度 $T_3 = 298.15 \text{ K}$ 不变、蒸发温度 T_1 提高 10 K,即 $T_1 = 383.15 \text{ K}$ 时,热源转折温度增大至 432.58 K;当蒸发温度 $T_1 = 373.15 \text{ K}$ 不变、 $T_3 = 308.15 \text{ K}$ 时, R142b 的热源转折温度减小为 427.53 K。

虽然改变蒸发温度 T_1 和冷凝温度 T_3 都能求出相应的热源转折温度,但应用到 ORC 系统时,部分所求热源转折温度与其定义不符。图 6 为系统窄点温差 5 K、冷凝温度 298.15 K、膨胀机等熵效率 0.85 工况下,运行工质 R142b 时,系统净输出功在不同热源温度下随蒸发温度的变化趋势。如, $T_1 = 373.15 \text{ K}$ 时可得工质 R142b 热源转折温度为

428.62 K;根据热源转折温度定义,当热源温度高于 428.62 K 时;净输出功 W_{net} 应随蒸发温度增大而增大,不存在极值点。然而在图 6 中:热源温度为 429.15 与 431.15 K 时,工质 R142b 的系统净输出功随蒸发温度增大先增大后减小,存在极大值,与热源转折温度的定义不符;但同时,在 $T_3 = 298.15$ K 时,随着蒸发温度 T_1 的变化,所求热源转折温度存在极大值 435.65 K;当热源温度大于该极大值,如图 6 中取热源温度 436.15 K,净输出功随蒸发温度增大而增大,此时系统净输出功不存在极值点。

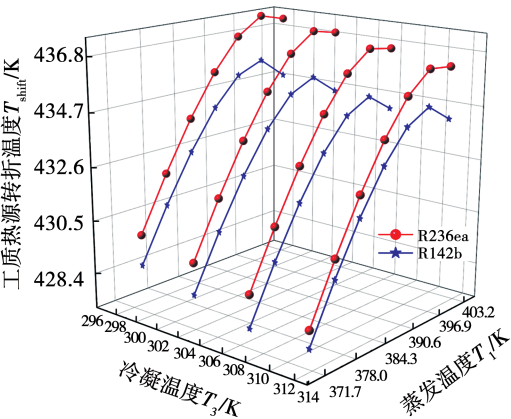


图 5 T_{shift} 随 T_1 和 T_3 变化三维图

Fig. 5 3D diagram of variation of T_{shift} with T_1 and T_3

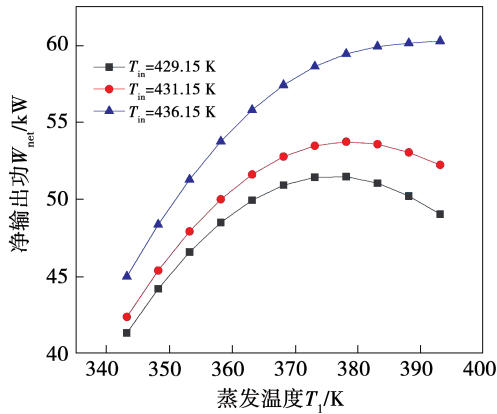


图 6 不同热源温度 R142b 净输出功变化趋势图

Fig.6 Variation trend of net output work of R142b at different heat source temperatures

综上,在对工质热源转折温度产生影响的 5 个因素中,仅蒸发温度 T_1 、冷凝温度 T_3 和工质临界温度 T_{cr} 起决定性作用。式(19)计算得出的热源转折温度随 T_1 变化存在极大值,应用到 ORC 系统验证可知,仅热源温度大于该极大值时,系统净输出功随

蒸发温度增大而增大。因此,工质热源转折温度理论公式即为:

$$T_{\text{shift}} = \max(T_1 + \Delta T_p + \frac{(T_{\text{cr}} - T_3)zT_1}{T_1 + (T_{\text{cr}} - T_3)z}) \quad (24)$$

3 模型验证

为验证工质热源转折温度求解模型的合理性,采用参考文献[14]中参数条件对各工质热源转折温度进行计算,利用具有高收敛性和高覆盖特性的蜻蜓算法^[20-21]精确求解 15 种工质的热源转折温度,并与文献[14]结果进行对比,如表 2 所示。结果表明:本文计算的工质热源转折温度与文献[14]计算结果基本一致,相对误差最大不超过 0.59%,且工质临界温度越大其热源转折温度也越大,与公式(23)分析结论一致,验证了本文模型的合理性、计算结果的准确性。

表 2 工质热源转折温度对比表

Tab.2 Comparison of shift-temperature of working fluid heat source

工质	T_{cr}/K	文献[14] $T_{\text{shift}}/\text{K}$	本文 $T_{\text{shift}}/\text{K}$	误差
R123	456.83	487.31	485.69	-0.33%
R245ca	447.57	471.65	474.45	0.59%
R245fa	427.16	452.50	452.94	0.01%
R600	425.13	450.05	451.37	0.01%
R236ea	412.44	438.71	436.84	-0.43%
R142b	410.26	435.30	434.91	-0.01%
R600a	407.81	430.11	432.08	0.46%
R124	395.43	416.73	417.89	0.28%
R152a	386.41	408.52	408.00	-0.13%
R1234ze	382.52	402.10	403.48	0.34%
R134a	374.21	392.92	393.81	0.23%
R22	369.30	388.16	388.27	0.01%
R1234yf	367.85	384.74	386.55	0.47%
R32	351.26	367.02	367.00	-0.01%
R143a	345.86	359.35	360.67	0.37%

4 工质热源转折温度的应用

图 7 为系统窄点温差 5 K、冷凝温度 303.15 K 工况下 10 种工质在不同热源下系统净输出功 W_{net} 随蒸发温度 T_1 变化趋势图。当热源温度 $T_{\text{in}} = 383.15$ K(图 7(a)),各工质系统净输出功 W_{net} 随蒸发温度 T_1 的增大先增大后减小,均存在净输出功极大值,这是因为热源温度低于工质的热源转折温度;

当热源温度增大到 423.15 K 时(图 7(b)),各工质的系统净输出功 W_{net} 随蒸发温度 T_1 的增大出现了两种变化趋势: R22、R134a、R1234ze、R152a 和 R124 这 5 种工质的净输出功随蒸发温度增大而增大,无极值; R245fa、R600、R236ea、R142b 和 R600a 这 5 种工质的净输出功随蒸发温度的增大先增大后减小,有极大值; 5 种无极值功工质的净输出功明显大于 5 种有极大值功工质的净输出功。

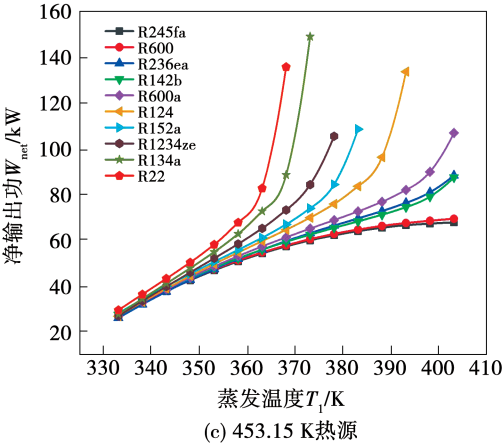
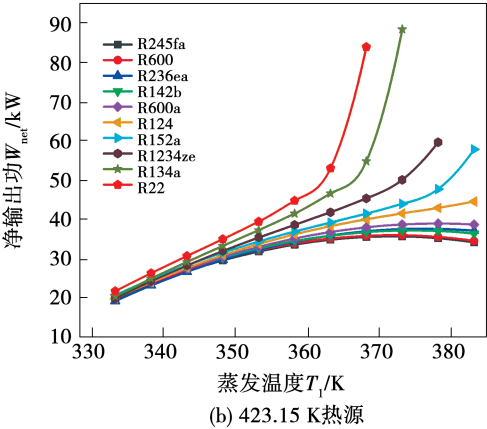
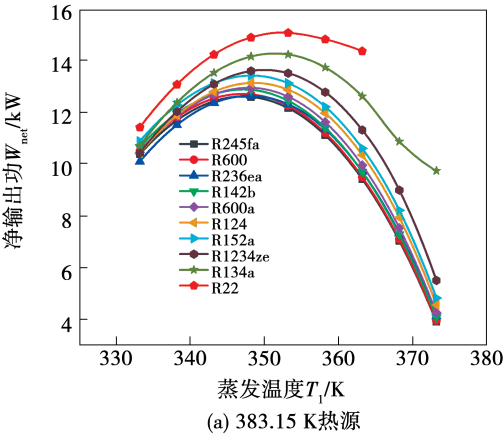


图 7 工质净输出功随蒸发温度变化趋势图
Fig. 7 Variation trend of net output work of working fluid with evaporation temperature

结合各工质的热源转折温度可发现,净输出功无极值的 5 种工质的热源转折温度均小于热源温度,净输出功有极大值的 5 种工质的热源转折温度大于热源温度。热源温度增大到 453.15 K(图 7(c)),此时各工质的系统净输出功均随蒸发温度增大而增大,不存在极值,这是因为热源温度均高于各工质的热源转折温度。对比图 8 可发现,随热源温度升高,各工质净输出功增大,热源温度增大到工质热源转折温度后,系统净输出功从有极大值功向无极值功转变。因此,在 ORC 系统中,为使热源热量充分利用,可以对比热源温度与工质热源转折温度。热源温度确定时,选择热源转折温度小于热源温度的工质;工质确定时,可选择高于该工质热源转折温度的温度作为热源温度,为工质筛选和热源与工质的匹配提供了新方法。由于热源温度为 423.15 K 时运行不同工质时系统净输出功出现两种情况,因此热源选取 423.15 K。该热源下系统热效率和炯效率随蒸发温度的变化趋势如图 8 所示。

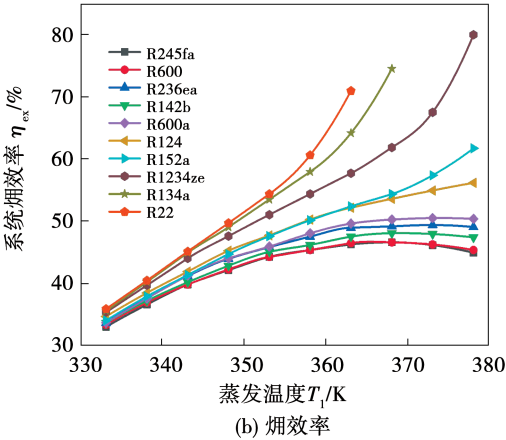
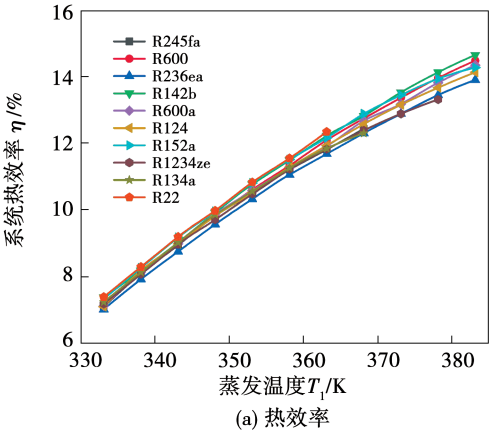


图 8 系统热效率和炯效率随蒸发温度变化趋势
Fig. 8 Variation trend of system thermal efficiency and exergy efficiency with evaporation temperature

由图8(a)可知,随蒸发温度的提高,蒸发压力提升,透平的膨胀比提高,做功能力增强,系统热效率提高;由图8(b)可知,当热源温度确定时,热源焓值固定,系统焓效率只受系统净输出功影响,因此,系统焓效率与系统净输出功随蒸发温度的趋势完全一致。

由图7和图8可知,在423.15 K热源下,若不考虑热源温度与工质的匹配时,工质R142b的系统热效率最大,而其净输出功与焓效率却明显小于其他工质,出现系统热效率和净输出功自相矛盾的情况。而根据热源转折温度提供的工质筛选方法,热源温度为423.15 K时,应选择热源转折温度低于423.15 K的工质如R134a, R1234ze, R152a和R124,综合考虑系统热效率、焓效率与净输出功可确定工质R152a为最优工质。

5 结 论

(1) 工质热源转折温度是工质与热源匹配时的固有属性,仅与工质种类、系统蒸发温度和冷凝温度有关。

(2) 热源温度高于工质转折温度,系统净输出功随蒸发温度的增大而增大,不存在极大值;热源温度低于工质转折温度,系统净输出功随蒸发温度的增大先增大后减小,存在极大值。

(3) 通过对比热源温度与工质热源转折温度选择最优工质,可作为工质筛选和工质与热源匹配的新方法。即热源温度确定时,选择热源转折温度小于热源温度的工质;工质确定时,选择高于该工质热源转折温度的热源温度。

参考文献:

- [1] EPPINGER B. Simulation of the part load behavior of combined heat pump-organic Rankine cycle systems [J]. *Energies*, 2021, 14(13):3870.
- [2] AHMED A, KONDO L, IMRE A. Thermodynamic efficiency maximum of simple organic Rankine cycles [J]. *Energies*, 2021, 14(2):307.
- [3] 李 鹏, 梅中恺, 韩中合, 等. 考虑蒸发器压降的有机朗肯循环性能分析[J]. *动力工程学报*, 2019, 39(1):79-84.
LI Peng, MEI Zhong-kai, HAN Zhong-he, et al. Performance analysis of organic Rankine cycle considering evaporator pressure drop [J]. *Journal of Chinese Society of Power Engineering*, 2019, 39(1):79-84.
- [4] 韩中合, 梅中恺, 李 鹏. 基于 MOGWO 算法的有机朗肯循环多目标优化[J]. *动力工程学报*, 2018, 38(10):829-835.
HAN Zhong-he, MEI Zhong-kai, LI Peng. Multi-objective optimization of an organic Rankine cycle based on MOGWO algorithm [J]. *Journal of Chinese Society of Power Engineering*, 2018, 38(10):829-835.
- [5] 李新国, 南来福, 孟庆良, 等. 基于传热不可逆的有机朗肯循环热力学分析[J]. *中国电机工程学报*, 2018, 38(3):805-813.
LI Xin-guo, NAN Lai-fu, MENG Qing-liang, et al. Thermodynamic analysis of organic Rankine cycle based on irreversibility of heat transfer[J]. *Proceedings of the CSEE*, 2018, 38(3):805-813.
- [6] BAO Jun-jiang, ZHAO Li. A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013, 24:325-342.
- [7] 陈奇成, 徐进良, 苗 政. 中温热源驱动有机朗肯循环工质研究[J]. *中国电机工程学报*, 2013, 33(32):1-7, 13.
CHEN Qi-cheng, XU Jin-liang, MIAO Zheng. Working fluid selection for medium temperature organic Rankine cycle [J]. *Proceedings of the CSEE*, 2013, 33(32):1-7, 13.
- [8] 韩中合, 梅中恺, 李 鹏. 中温有机朗肯循环多目标优化及工质筛选[J]. *太阳能学报*, 2019, 40(10):2739-2747.
HAN Zhong-he, MEI Zhong-kai, LI Peng. Multi-objective optimization and working fluid selection for medium temperature organic Rankine cycle [J]. *Acta Energiae Solaris Sinica*, 2019, 40(10):2739-2747.
- [9] LIU Bo-tau, CHEN Kuo-hsiang, WANG Chi-chuan. Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery [J]. *Energy*, 2004, 29(8):1207-1217.
- [10] 朱霄珣, 李 鹏, 韩中合, 等. 基于工质临界温度的带内回热 ORC 系统性能分析[J]. *太阳能学报*, 2018, 39(11):3039-3048.
ZHU Xiao-xun, LI Peng, HAN Zhong-he, et al. Performance analysis of ORC system with internal heat exchanger based on critical temperature [J]. *Acta Energiae Solaris Sinica*, 2018, 39(11):3039-3048.
- [11] XU Heng, GAO Nai-ping, ZHU Tong. Investigation on the fluid selection and evaporation parametric optimization for sub- and supercritical organic Rankine cycle [J]. *Energy*, 2016, 96:59-68.
- [12] AMLAKU A L, OLAV B. Working fluids for low-temperature heat source [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2010, 30(10):1262-1268.
- [13] LI Xin-guo, ZHAO Wen-jing, LIN Die-die, et al. Working fluid selection based on critical temperature and water temperature in organic Rankine cycle [J]. *Science China (Technological Sciences)*, 2015, 58(1):138-146.

- [14] 李新国,王 伟,翟 哲,等. 有机朗肯循环中的工质热源转折温度及其特征[J]. 化工进展,2017,36(9):3223–3230.
LI Xin-guo, WANG Wei, ZHAI Zhe, et al. Shift-temperature of heating fluid and its characteristics for working fluid in organic Rankine cycle [J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2017,36(9):3223–3230.
- [15] 汪健生,岳开红. 窄点温差匹配对 ORC 系统性能的影响[J]. 机械工程学报,2017,53(8):158–165.
WANG Jian-sheng, YUE Kai-hong. Effect of pinch point temperature difference assignment on the thermal performance of ORC system [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53 (8) : 158 – 165.
- [16] 王建有,王江峰,王红阳,等. 有机朗肯循环地热发电系统工质选择[J]. 工程热物理学报,2017,38(1):11–17.
WANG Jian-yong, WANG Jiang-feng, WANG Hong-yang, et al. Selection of working fluid for organic Rankine cycle used in geothermal power plant [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2017,38(1):11–17.
- [17] 陈则韶. 高等工程热力学[M]. 合肥:中国科学技术大学出版社,2014.
CHEN Ze-shao. Advanced engineering thermodynamics [M]. Hefei:China University of Science and Technology Press,2014.
- [18] 张 超,付经伦,付文成,等. 耦合低温热源的亚临界有机朗肯循环系统参数优化[J]. 工程热物理学报,2017,38(9):1837–1843.
ZHANG Chao, FU Jing-lun, FU Wen-cheng, et al. Parameter optimization of subcritical organic Rankine cycle coupled with low temperature heat source [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2017,38(9):1837–1843.
- [19] WANG Jian-sheng, DIAO Meng-zhen, YUE Kai-hong. Optimization on pinch point temperature difference of ORC system based on AHP-entropy method [J]. Energy, 2017, 141 : 97 – 107.
- [20] 韩中合,梅中恺,李 鹏. 基于 MODA 算法的有机朗肯循环多目标优化[J]. 工程热物理学报,2019,40(11):2483–2490.
HAN Zhong-he, MEI Zhong-kai, LI Peng. Multi-objective optimization for organic Rankine cycle using MODA algorithm [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2019, 40 (11) : 2483 – 2490.
- [21] SEYEDALI M. Dragonfly algorithm; a new meta-heuristic optimization technique for solving single-objective, discrete, and multi-objective problems [J]. Neural Computing and Applications, 2016,27(4):1053–1073.

(姜雪梅 编辑)