

文章编号:1007-6735(2015)02-0103-07

DOI:10.13255/j.cnki.jusst.2015.02.001

地热驱动有机朗肯-单级压缩制冷系统的热力学分析

武卫东, 陈小娇, 于文远

(上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘要: 建立了地热驱动有机朗肯-单级压缩制冷系统的热力学模型, 根据热力学第一定律和第二定律, 以系统性能系数和炯效率作为系统性能的评价指标, 研究分别以 R245fa, R123, R114, R141b 作为循环工质时, 地热流温度(发生温度)、凝汽温度和蒸发温度对系统性能的影响, 并筛选出适用于中温地热能驱动的有机朗肯-单机压缩制冷系统最佳工质. 计算结果表明, R141b 综合性能最佳, 根据典型工况下 R141b 作为循环工质时系统炯损的分布情况, 在发生器和冷凝器处进行改进将大大提高系统的炯效率.

关键词: 地热能; 朗肯循环; 蒸汽压缩制冷循环; 热力学分析

中图分类号: TK 513.15

文献标志码: A

Thermodynamic Analysis of Organic Rankine-Single-Stage Vapor Compression Refrigeration System Powered by Medium-Temperature Geothermal Energy

WU Weidong, CHEN Xiaojiao, YU Wenyuan

(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: A thermodynamic model of organic Rankine-single-stage vapor compression refrigeration system was built. From the point of view of the first and second laws of thermodynamics, the effects of generating temperature, condensing temperature and evaporation temperature on system performance were studied when using R245fa, R123, R114 and R141b as working fluids respectively, taking the system coefficient of performance and exergy efficiency as evaluation criteria. The calculated results show that R141b is the optimal working fluid. Then the distribution of exergy loss was investigated under typical working conditions with R141b as working fluid. It is concluded that the condenser of vapor compression refrigeration system and the boiler of organic Rankine cycle are the key components to improve the exergy efficiency of the whole system.

Key words: geothermal energy; Rankine cycle; vapor compression refrigeration cycle; thermodynamic analysis

收稿日期: 2015-01-26

基金项目: 上海市自然科学基金资助项目(14ZR1429000); 上海市人才发展资金资助项目(2010008)

第一作者: 武卫东(1973-), 男, 副教授. 研究方向: 制冷新技术. E-mail: usstwwd@163.com

地热能是一种清洁能源,基本上不造成大气污染,也不会排放温室气体,来源稳定,平均利用系数高于 71%^[1]. 地热能储藏量巨大,据 IGA(International Geothermal Association)^[2]报道,地热能的年产能占据了地热能、风能、太阳能和潮汐能这 4 类新能源总年产能的 80% 以上,只要开发上限合理,地热田的寿命可达 100~300 a^[3]. 目前,地热能的开发主要有以下两条途径:一是地热发电^[4];二是地热直接利用(供热、制冷). 有机朗肯循环(ORC)是中温地热能利用的一种有效方式,它使用低沸点有机物作为循环工质,能将低品位热源中的热能转化为动力并输出,可直接带动蒸汽压缩制冷(VCR)系统的压缩机实现循环制冷. 在大力倡导开发新能源的背景下,有机朗肯-蒸汽压缩制冷的研究受到了越来越多的重视^[5]. ORC 循环工质的选择对系统性能有较大影响,因此,最优工质的选择对于系统运行具有重大意义. 乔卫来等^[6]以循环效率、运行压力和膨胀比作为指标筛选朗肯循环的循环工质,发现 R142b, Rc318 和 R600 适合于低温朗肯循环;胡冰等^[7]研究了基于 ORC 的低温地热制冷系统,将系统性能系数 COP 和每千瓦制冷量对应的工质流量作为指标进行工质优选,但没有从焓的角度对系统进行考量;卜宪标等^[8]对船舶烟气和冷却水余热驱动的有机朗肯-蒸汽压缩空调系统进行工质筛选,同样没有将焓效率纳入评价标准. 现有文献中,在进行工质优选时,主要从热力学第一定律角度对 ORC-VCR 系统进行考量,或者对 ORC 和 VCR 进行单独的焓分析,对 ORC-VCR 系统进行整体分析的还比较少见. 焓作为衡量工质品位的量值,能指导操作者根据工质焓值的大小和焓损的大小来确定工质品位的高低和鉴定热力设备(过程)热力学的完善性,指导节能工作以更具针对性和目的性的方式展开.

本文建立了地热驱动有机朗肯-单级压缩制冷系统的热力学模型,根据热力学第一定律和第二定律,以系统性能系数和焓效率作为系统性能的评价指标,研究分别以有机工质 R245fa, R123, R114, R141b 作为循环工质时,地热流温度(发生温度)、凝汽温度和蒸发温度对系统性能的影响,筛选出适合于中温地热能驱动的 ORC-VCR 系统最佳工质,并分析典型工况下系统焓损的分布情况,提出具有针对性的可有效提高系统性能的建议.

1 系统原理和工质选择

地热驱动的有机朗肯-蒸汽压缩制冷的热力学

循环和系统示意图如图 1 所示. p 为压力, T 为热力学温度, s 为比熵, h 为比焓.

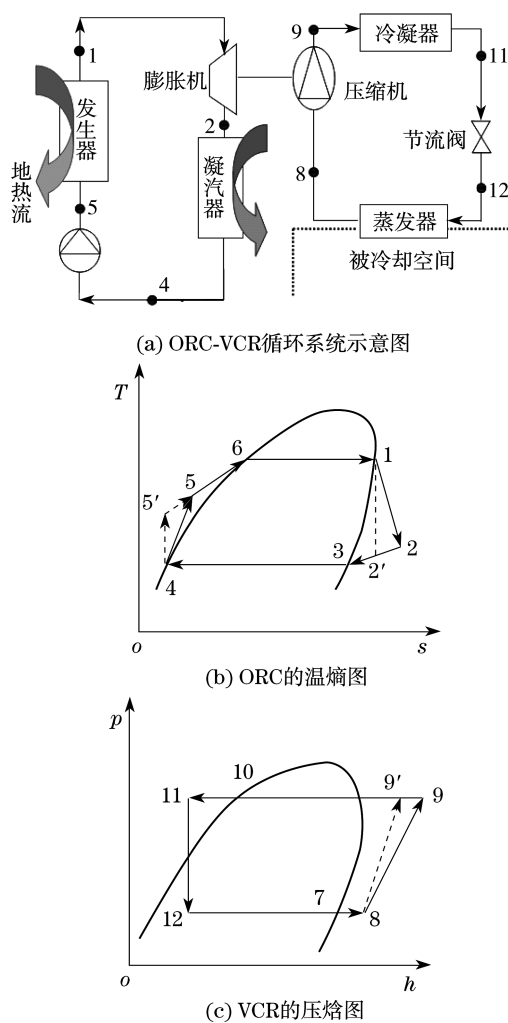


图 1 有机朗肯-单级压缩制冷系统流程图
Fig.1 Schematic diagram of ORC-VCR system

地热驱动的有机朗肯-单级压缩制冷(ORC-VCR)系统主要包括提供动力的 ORC 部分和 VCR 部分. ORC 主要由发生器、膨胀机、凝汽器和加压泵组成. 地热流为发生器中的低沸点工质提供热量,使其定压汽化到饱和蒸汽(5-6-1 过程),饱和蒸汽推动膨胀机对外输出功(1-2 过程),做功之后的低温低压乏汽从膨胀机流出进入凝汽器,在凝汽器中定压向环境温度的冷却水放热(2-3-4 过程),形成饱和的冷凝水流入加压泵并再次进入发生器(4-5 过程). VCR 由冷凝器、节流阀、蒸发器和压缩机组成,低温低压的气态制冷工质在压缩机中被压缩成高温高压气体(8-9 过程),在冷凝器中冷凝成饱和液体并在该压力下被进一步过冷,过冷工质等焓流经节流阀后(9-10-11 过程)压力下降并产生小部

分闪蒸气体,这部分低压液相工质和气相工质的混合物在蒸发器内等压吸热蒸发成气体(12-7-8过程),产生冷量,再流入压缩机进行下一轮循环。朗肯循环的膨胀机推动压缩机,从而驱动制冷循环。为了简化编程过程,本文中朗肯循环和制冷循环采用同种工质。

依据地热流体的温度,地热主要分为高温地热资源(>150℃)、中温地热资源(90~150℃)、低温地热资源(<90℃)^[9]。这里假设地热流的温度为85~150℃,并假设发生器有5℃的传热温差,则朗肯循环的发生温度为80~145℃。由于朗肯循环中的最高温度——发生温度不能超过所用工质的临界温度^[10],因此,工质选取时必须考虑其临界温度要高于145℃。此外,工质的干湿性也是工质选择中必须要考虑的性质。在ORC循环中,如果使用湿工质,膨胀后期容易形成气-液两相混合物,导致液击,对膨胀机造成机械损伤,故宜选取干工质或者绝热工质。考虑工质环保性,工质的破坏臭氧潜能值(ODP)和全球变暖潜能值(GWP)要尽量小。综合以上3点,通过REFPROP软件的筛选,在本文研究中初步选取的工质如表1所示。

表1 初选工质主要参数

Tab.1 Thermodynamic parameters of selected working fluids

工质	临界温度/℃	临界压力/MPa	ODP	GWP
R245fa	154.16	3.651	0	950
R123	183.83	3.662	0.012	120
R114	145.83	3.257	1	5 500
R141b	204.50	4.212	0.080	150

2 热力学模型

为合理简化计算过程,建立ORC-VCR系统热力学模型之前,首先作以下假设:

- 整个ORC-VCR系统处于稳定状态;
- 发生器和凝汽器处的传热温差都是5℃;
- 朗肯循环工质泵的效率为0.90,膨胀机的效率为0.85,压缩机的等熵效率为0.85;
- 工质在管路中、部件中的压力和热损失不计;
- 工质在朗肯循环的发生器出口是饱和状态,在蒸发器出口有5℃的过热度,在冷凝器出口有5℃的过冷度;

- 被冷却空间与蒸发器之间的温差假定为5℃。

依据以上假设条件对ORC-VCR系统的各个过程进行耦合计算。

a. ORC系统。

加压泵耗功

$$W_p = \frac{W_{p,IS}}{\eta_p} = \frac{q_{m,ORC}(h_5 - h_4)}{0.9} = q_{m,ORC}(h_5 - h_4) \quad (1)$$

式中, $W_{p,IS}$ 为理想等熵过程中的泵耗功; η_p 为泵的等熵效率; $q_{m,ORC}$ 为有机朗肯循环的工质质量流量。

在发生器中,工质等压吸热形成饱和蒸汽,吸热量

$$Q_b = q_{m,ORC}(h_1 - h_5) \quad (2)$$

膨胀机对外输出功

$$W_t = W_{t,IS} \eta_t = q_{m,ORC}(h_2 - h_1) \quad (3)$$

式中, $W_{t,IS}$ 为膨胀机理想等熵过程中的输出功; η_t 为膨胀机的等熵效率。

在凝汽器中,工质乏汽定压冷凝为饱和液体,放热量

$$Q_c = q_{m,ORC}(h_2 - h_4) \quad (4)$$

循环净功

$$W_{net} = W_t - W_p = q_{m,ORC}[(h_2 - h_1) - (h_5 - h_4)] \quad (5)$$

ORC中主要的熵损失有:地热流向发生器中工质传热过程的熵损 $I_{ORC,b}$ 、膨胀机摩擦损耗引起的熵损 $I_{ORC,t}$ 和热量被排放于环境引起的熵损 $I_{ORC,c}$,加压泵的等熵效率较高,熵损较小,故不予考虑。

$$I_{ORC,b} = q_{m,ORC} T_0 \left[(s_1 - s_5) - \frac{h_1 - h_5}{T_6 + \Delta T_{ORC,b}} \right] \quad (6)$$

式中, $\Delta T_{ORC,b}$ 是发生器中的传热温差,设为5℃; T_0 为环境温度。

$$I_{ORC,t} = q_{m,ORC} T_0 (s_2 - s_1) \quad (7)$$

$$I_{ORC,c} = q_{m,ORC} T_0 \left[(s_4 - s_2) - \frac{h_4 - h_2}{T_4 - \Delta T_{ORC,c}} \right] \quad (8)$$

式中, $\Delta T_{ORC,c}$ 是凝汽器中的传热温差,设为5℃。

ORC总熵损失

$$I_{ORC} = I_{ORC,b} + I_{ORC,t} + I_{ORC,c} \quad (9)$$

ORC的熵效率

$$\eta_{ex,ORC} = \frac{W_{net}}{Q_b \left(1 - \frac{T_4 - \Delta T_{ORC,c}}{T_g} \right)} \quad (10)$$

式中, T_g 为地热流温度。

ORC的热效率

$$\eta_{ORC} = \frac{W_{net}}{Q_b} = \frac{W_t - W_p}{q_{m,ORC}(h_1 - h_5)} =$$

$$\frac{q_{m,ORC} [(h_2 - h_1) - (h_5 - h_4)]}{q_{m,ORC} (h_1 - h_5)} = \frac{(h_2 - h_1) - (h_5 - h_4)}{h_1 - h_5} \quad (11)$$

b. VCR 系统.

压缩机耗功

$$W_{com} = \frac{W_{com,IS}}{\eta_{com}} = \frac{q_{m,VCR} (h_{9'} - h_8)}{\eta_{com}} = \frac{q_{m,VCR} (h_9 - h_8)}{\eta_{com}} \quad (12)$$

式中, $W_{com,IS}$ 为理想等熵过程中压缩机耗功; η_{com} 为压缩机的等熵效率; $q_{m,VCR}$ 为 VCR 循环的工质质量流量.

VCR 系统的制冷量

$$Q_{VCR,e} = q_{m,VCR} (h_8 - h_{12}) \quad (13)$$

为了简化系统分析的过程, 将制冷系统视为孤立系统. 由 Gouy - Stodla 公式^[11] 可知, 孤立系统的熵损与其熵增有如下数量关系:

压缩过程熵损失

$$I_{VCR,com} = T_0 q_{m,VCR} (s_9 - s_8) \quad (14)$$

冷凝过程熵损失

$$I_{VCR,con} = Q_{VCR,con} - q_{m,VCR} (s_9 - s_{11}) T_0 \quad (15)$$

式中, $Q_{VCR,con}$ 为冷凝器中工质放热量.

节流过程熵损失

$$I_{VCR,exp} = T_0 q_{m,VCR} (s_{12} - s_{11}) \quad (16)$$

蒸发器中熵损失

$$I_{VCR,e} = T_0 \left[q_{m,VCR} (s_8 - s_{12}) - \frac{Q_{VCR,e}}{T_7 + \Delta T_{VCR,e}} \right] \quad (17)$$

式中, $\Delta T_{VCR,e}$ 是被冷却空间与蒸发器间的温差, 设定为 5 °C; $Q_{VCR,e}$ 为蒸发器制冷量.

制冷系统总的熵损失

$$I_{VCR} = I_{VCR,com} + I_{VCR,con} + I_{VCR,exp} + I_{VCR,e} \quad (18)$$

VCR 的熵效率

$$\eta_{ex,VCR} = \frac{E_{ex,eva}}{E_{ex,eva} + I_{VCR}} \quad (19)$$

式中, $E_{ex,eva}$ 为系统的冷量熵, 即效益熵.

$$E_{ex,eva} = Q_{eva} \left(\frac{T_0}{T_7 + \Delta T_{VCR,eva}} - 1 \right) \quad (20)$$

式中, Q_{eva} 为蒸发器中制冷量; $\Delta T_{VCR,eva}$ 为蒸发器内的传热温差.

制冷系统的 COP

$$COP_{VCR} = \frac{Q_{eva}}{W_{com}} \quad (21)$$

朗肯循环输出功为单级压缩制冷系统的压缩机提供动力, 假定传动过程中能量转化效率 $\eta_{ORC-VCR}$ 为 95%, 即朗肯系统和单级压缩制冷系统之间有如下

联系:

$$W_{net} = W_{com} \eta_{ORC-VCR} \quad (22)$$

朗肯循环 - 单级压缩式制冷循环系统的循环参数:

系统性能系数

$$COP_s = \eta_{ORC} COP_{VCR} \quad (23)$$

系统熵效率

$$\eta_{ex,s} = \eta_{ex,ORC} \eta_{ex,VCR} \quad (24)$$

3 系统参数设置

基于上述所建模型, 运用 EES(engineering equation solver) 计算工具, 可模拟研究地热流温度、凝汽温度、蒸发温度等多个参数对中温地热驱动 ORC - VCR 系统热力性能的影响. 假设地热流与发生器的传热温差为 5 °C, 因此, 地热流温度的变化将实际表现为 ORC 中发生温度的变化. 为了对比选取不同工质在系统中的性能, 当研究上述 4 个参数中的单一参数时, 其余参数取恒定的典型值, 表 2 中列举了循环工况参数(变量参数)的取值范围和典型值.

表 2 循环工况参数的取值范围和典型值

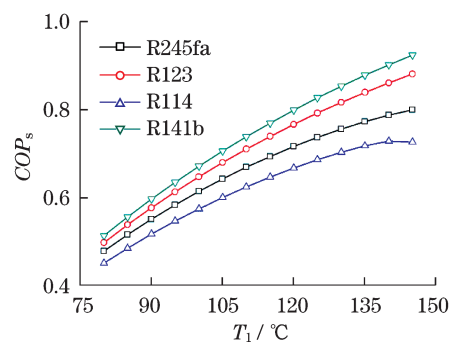
Tab.2 Ranges and typical value of working parameters

工况参数	符号	取值范围	典型值
环境温度	T_0		25
发生温度	T_1	85~145	120
凝汽温度	T_4	30~40	35
冷凝温度	T_{10}		40
蒸发温度	T_7	-5~5	0

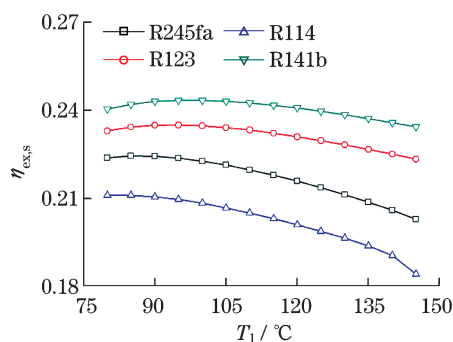
4 模拟结果与分析

4.1 发生温度对系统性能的影响

图 2 显示了 4 种初选有机工质作为循环工质时, 发生温度 T_1 的变化对 COP_s 和 η_{ORC} 产生的影响. 由图 2(a) 可以看出, 随着发生温度的升高, ORC - VCR 的 COP_s 呈近似线性趋势增长. 以 R141b 为例, 当发生温度为 130 °C 时, 系统 COP_s 为 0.85; 而当发生温度增加到 140 °C 时, 系统的 COP_s 增加到 0.90. 在这 4 种工质中, 同一发生温度下对应 COP_s 的大小依次是 R141b, R123, R245fa, R114. R141b 对应的 COP_s 最大, 且随着发生温度的升高, R141b 对应的 COP_s 增长最为明显. 将本计算模型的工质和运行参数设定与文献[7]相同, 本模型计算出的系统 COP_s 为 0.39, 文献[7]的计算结果为 0.38, 两者计



(a) 系统性能系数随发生温度的变化



(b) 系统效率随发生温度的变化

图2 发生温度对系统性能的影响

Fig.2 Effects of generating temperature on system performance

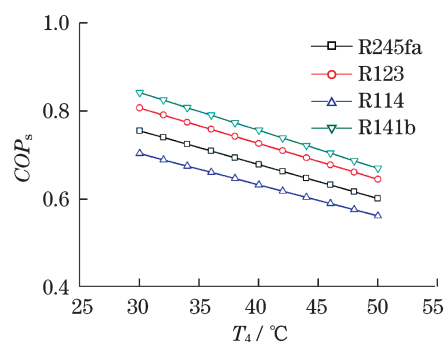
算结果吻合性很好。

由图2(b)可知,发生温度升高时,4种工质的 $\eta_{ex,s}$ 几乎均呈现出先轻微上升再下降的趋势,因此,存在使得焓效率最高的最佳发生温度,且不同工质对应的最佳发生温度不同.在相同发生温度下,系统 $\eta_{ex,s}$ 从高到底依次为R141b,R123,R245fa,R114.当发生温度为130℃时,R141b的 $\eta_{ex,s}$ 为23.8%,比R123,R245fa,R114的值分别高出1.0%,2.7%,4.2%.综合比较 COP_s 和 $\eta_{ex,s}$,R141b是最佳工质.

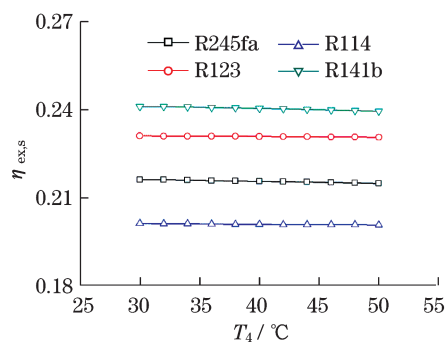
4.2 凝汽温度对系统性能的影响

图3为发生温度不变时,有机朗肯循环的凝汽温度对系统性能的影响.图3(a)是凝汽温度从30℃变化到50℃时,系统 COP_s 的变化.从图中可以看出,随着凝汽温度的升高,不同循环工质的ORC-VCR系统 COP_s 均呈线性减小趋势,不同凝汽温度下,系统性能系数从高到低依次是R141b,R123,R245fa,R114.根据式(2)和式(5),凝汽温度升高时,ORC的循环净功减少,发生器里吸热量不变,因而造成 $\eta_{ex,s}$ 减小,根据式(23),ORC-VCR系统 COP_s 减小.

图3(b)为凝汽温度从30℃变化到50℃时,系统 $\eta_{ex,s}$ 的变化.从图中可以看出,随着凝汽温度的上升,各工质对应的系统 $\eta_{ex,s}$ 均呈缓慢下降趋势,但下



(a) 系统性能系数随凝汽温度的变化



(b) 系统效率随凝汽温度的变化

图3 凝汽温度对系统性能的影响

Fig.3 Effects of condensing temperature on system performance

降幅度并不明显.同等凝汽温度下不同工质作为循环工质时,系统的 $\eta_{ex,s}$ 由大到小依次为R141b,R123,R245fa,R114.以R141b为例,凝汽温度为30℃的时候,R141b对应的 $\eta_{ex,s}$ 为24.1%,比R123,R245fa,R114的值分别高出1.0%,2.5%,4.0%.从凝汽温度的角度综合比较 COP_s 和 $\eta_{ex,s}$,可以看出R141b也是最佳工质.

4.3 蒸发温度对系统性能的影响

图4(见下页)是不同工质作为循环工质时系统的 COP_s 和 $\eta_{ex,s}$ 随蒸发温度的变化.从图4(a)可以看出,随着蒸发温度的升高,4种工质对应的 COP_s 有较为明显的增大,增大的趋势基本一致,以R141b为例,蒸发温度从0℃上升到5℃的过程中,系统 COP_s 增大了0.15. R141b对应的 COP_s 最大,其次是R123和R245fa,R114对应的 COP_s 最小. COP_s 的增大是由于蒸发温度的升高,导致VCR单位质量循环工质的制冷量增大,引起VCR循环的 COP 增大,所以,整个ORC-VCR系统的 COP_s 增大.

从图4(b)可以看出,随着蒸发温度的上升,4种工质对应的系统 $\eta_{ex,s}$ 相对减小,且减小趋势相近,几乎平行.以R141b为例,蒸发温度从0℃上升到5℃时, $\eta_{ex,s}$ 从24.1%降低到21.0%,降低了3.1%.结合式(19)和式(20)分析可知,随着蒸发温度的升高,

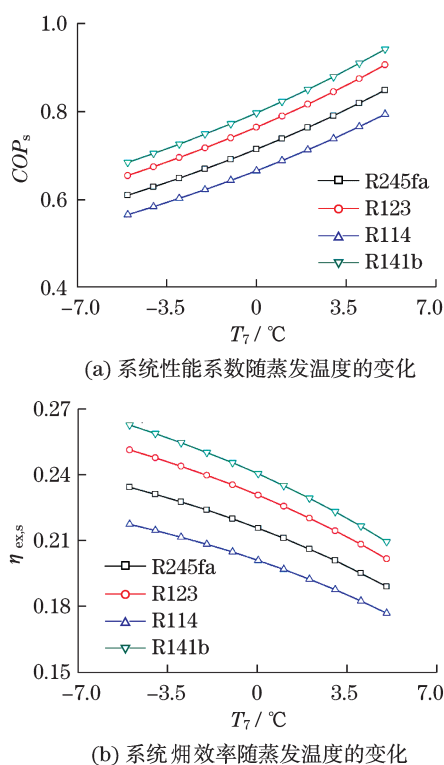


图 4 蒸发温度对系统性能的影响

Fig.4 Effects of evaporation temperature on system performance

制冷量 Q_{eva} 增大, 而 $T_0/(T_7 + \Delta T_{\text{VCR,eva}})$ 减小, 压缩机耗功 W_{com} 减小, 从而会使 $\eta_{\text{ex,VCR}}$ 在某一蒸发温度处存在极大值. 由于蒸发温度不会影响 ORC 的焓效率, 根据式 (24), $\eta_{\text{ex,s}}$ 存在极大值, 本文的计算结果落在了 $\eta_{\text{ex,s}}$ 的下降段. 对比数据还可以发现, 蒸发温度对系统焓效率的影响大于朗肯循环凝汽温度对系统焓效率的影响. 4 种工质相比较, R141b 对应的 $\eta_{\text{ex,s}}$ 最高, R123 和 R245fa 居中, R114 对应的 $\eta_{\text{ex,s}}$ 最小. 不同蒸发温度下, 综合考虑系统 COP_s 和 $\eta_{\text{ex,s}}$, 同样可以看出 R141b 性能最佳.

R141b 的焓效率最高, 可能是由于 R141b 的饱和蒸汽线斜率 (即 dT/ds) 最小, 同等的乏汽压力下, 乏汽过热度也最小, 与冷却水的温差小. 计算结果也证实, 乏汽过热度最大的工质, 焓效率最低. 同样, 乏汽过热度最小的 R141b, 焓效率最高.

5 系统焓损失分析

选定最佳的循环工质之后, 为了给以后系统的优化设计提供参考, 除研究整个系统的性能参数, 如 COP_s 和 $\eta_{\text{ex,s}}$ 之外, 还需要对系统中不同部分的焓损进行分析, 找出系统焓损的主要来源, 优化设计工作

将会更有目标性和针对性, 从而有效地提高系统性能^[12-16].

本文选取已筛选出的 R141b 作为循环工质, 通过工程计算软件 ESS 计算了在表 2 中的典型工况下, 有机朗肯-单级压缩制冷系统中不同部件处的焓损占系统总焓损的比例, 计算结果如图 5 所示.

由图 5 可以看出, 冷凝器部分焓损占系统总焓损的比例最大, 达到 27.8%; 其次是发生器, 占比 25.1%; 膨胀机、压缩机、凝汽器、蒸发器和节流阀分别占比 14.7%, 11.4%, 8.5%, 7.4%, 5.2%. 冷凝器和发生器两者焓损占比达到了 52.9%, 是系统焓损集中的部位, 针对这两个部分进行优化设计将大大提高系统性能.

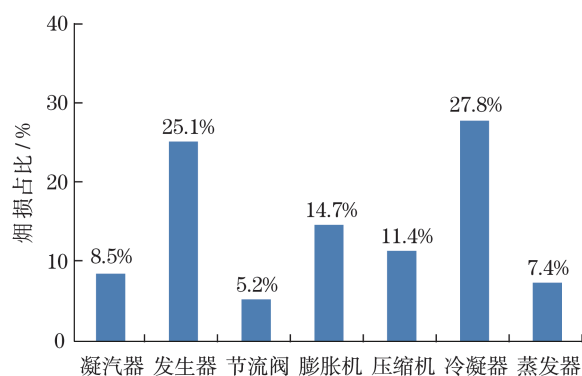


图 5 ORC-VCR 系统典型工况下各部件焓损占比

Fig.5 Distribution of exergy loss of ORC-VCR system

蒸发器、冷凝器和发生器处的焓损主要由传热温差引起, 尤其是在低温换热器中, 极小的温差也会导致较大的焓损. 从设备的角度分析, 可以采用换热效率更高的换热器; 从系统工作流程角度分析, 可以考虑在 ORC 的发生器前先使用太阳能集热装置进行预热, 再使用地热流二次加热的方式以减少发生器内的温差, 还可以直接使用膨胀机出口的乏汽来对发生器前的工质进行预热, 放热后的乏汽与凝汽器内的冷却水温差减小, 降低焓损的效果更为显著. 文献[17]证实, 在 ORC 的凝汽器入口前加装回热器能有效提高系统焓效率. 文献[18]提出余热分级回收和阶梯利用的方法, 也是一个有前景的研究方向.

采用非共沸混合工质, 增大换热面积或增大与制冷剂换热的冷却水 (或载冷剂) 流量, 都可以减小换热温差, 起到降低焓损的明显效果. 此外, 从整个系统的角度分析, 应该通过减少各个热力过程的温差和摩擦损耗来减少焓损.

6 结 论

a. 建立了有机朗肯-单级压缩制冷系统的热力学模型,研究了地热流温度(发生温度)、凝汽温度和蒸发温度对系统性能的影响.研究发现,在本文研究条件下,发生温度升高, COP_s 升高,系统 $\eta_{ex,s}$ 先缓慢升高再降低;凝汽温度越高,系统 COP_s 和 $\eta_{ex,s}$ 越低;蒸发温度越高,系统 COP_s 越高, $\eta_{ex,s}$ 越低.

b. 计算结果表明,在本文研究条件下,4种工质对应的综合性能优劣次序为 R141b, R123, R245fa, R114.无论从系统性能还是焓效率角度, R141b 都是表现最佳的工质. R141b 的焓效率最高,可能是由于 R141b 的饱和蒸汽线斜率(即 dT/ds)最小,同等的乏汽压力下,乏汽过热度也最小,与冷却水的温差小.

c. 计算以 R141b 为工质的系统焓损的分布情况,发现冷凝器处焓损占比最大,其次是发生器,针对两者的优化设计将能大幅度提高系统性能.

参考文献:

- [1] 庞忠和,胡圣标,汪集旸.中国地热能发展路线图[J].科技导报,2012,30(32):18-24.
- [2] 马立新,田舍.我国地热能开发利用现状与发展[J].中国国土资源经济,2006,19(9):19-21.
- [3] Axelsson G. Sustainable geothermal utilization—case histories, definitions, research issues and modeling[J]. Geothermics, 2010, 39(4): 283-291.
- [4] Franco A. Power production from a moderate temperature geothermal resource with regenerative Organic Rankine Cycles[J]. Energy for Sustainable Development, 2011, 15(4): 411-419.
- [5] 王志奇,周乃君,夏小霞.有机朗肯循环发电系统的多目标参数优化[J].化工学报,2013,64(5):1710-1716.
- [6] 乔卫来,陈九法,薛琴,等.太阳能驱动有机朗肯循环的工质比较[J].能源研究与利用,2010(2):31-36.
- [7] 胡冰,马伟斌.基于有机朗肯循环的低温地热制冷系统热力学分析[J].新能源进展,2014,2(2):122-128.
- [8] 卜宪标,李华山,王令宝.船舶余热驱动的有机朗肯-蒸汽压缩空调性能分析与工质选择[J].大连海事大学学报,2013,39(4):99-103.
- [9] 汪集旸,刘时彬,朱周.21世纪中国地热能发展战略[J].中国电力,2000(9):85-90.
- [10] Heberle F, Bruggemann D. Exergy based fluid selection for a geothermal Organic Rankine Cycle for combined heat and power generation [J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 30(11/12): 1326-1332.
- [11] 沈维道,童钧耕.工程热力学[M].北京:高等教育出版社,2007.
- [12] 白惠峰,田琦,王增长.太阳能喷射与压缩复合制冷系统的焓分析[J].中北大学学报,2008,29(6):558-562.
- [13] 赖艳华,王庆为,吕明新,等. R404A /CO₂ 复叠式制冷系统的焓分析[J].山东大学学报(工学版),2011,41(6):115-121.
- [14] 王庆为. R404A /CO₂ 复叠式制冷系统的理论分析与优化[D].济南:山东大学,2012.
- [15] 马荣生,刘光远,孙志高.两级压缩制冷循环热力学分析[J].制冷技术,2000(1):39-40.
- [16] 张明智,刘辉.有机朗肯循环的焓传递分析[J].电力科学与工程,2013(2):68-71.
- [17] 马新灵,孟祥睿,魏新利,等.有机朗肯循环的热力学分析[J].郑州大学学报(工学版),2011,32(4):94-98.
- [18] 毕德贵,张忠孝,蔡海军,等.烧结余热发电系统的焓分析[J].上海理工大学学报,2012,34(5):494-498.

(编辑:石 璞)