

H₂O/LiBr 双吸收式热变换器系统多目标参数优化

王汉治^{1,2}, 李华山^{1,2}, 王令宝^{1,2}, 王显龙¹, 卜宪标¹

(1.中国科学院 广州能源研究所,中国科学院可再生能源重点实验室,广东 广州 510640; 2.中国科学院大学,北京 100049)

摘要:以双吸收式热变换器作为研究对象,综合考虑系统总传热面积 A_{tot} 、热效率 COP 、总焓损失 I 和热源输入焓 Ex_{in} ,通过线性加权法建立了以 A_{tot}/COP 和 I/Ex_{in} 为目标函数的多目标评价模型。利用多目标模型对系统进行参数优化的结果表明,多目标评价模型能同时考虑多个优化目标,相比单一目标更为合理;在给定的工况范围内,存在最优的发生温度、蒸发温度、吸收温度、吸收/蒸发温度以及第一溶液热交换器效能,使多目标函数最小;尽可能降低冷凝温度和提高第一溶液热交换器效能有利于提高系统的整体性能。

关键词:双吸收式热变换器; 技术经济性; 能源利用率; 多目标优化

中图分类号: TK123 文献标志码: A 文章编号: 1671-5292(2016)05-0725-07

DOI:10.13941/j.cnki.21-1469/tk.2016.05.016

0 引言

随着能源与环境问题的日益突出,能源消耗与环境污染问题已被社会广泛关注。工业过程中大量低品位废热直接排放到环境中,不仅造成巨大的能源浪费,也对环境造成热污染^[1]。吸收式热变换器(AHT)是一种通过吸收过程将热量从低温位提升到高温位的装置,在太阳能、地热能和工业余热利用等领域具有广阔的应用前景^[2]。AHT运行过程中,仅消耗少量泵功,因此具有十分显著的节能效果^[3-5]。

单级 AHT 系统的温升只有 30 °C 左右,而两级 AHT 能产生比单级 AHT 更高的温升^[6],但其系统较为复杂。双吸收式热变换器(DAHT)能实现与两级 AHT 相同的温升,并且具有结构简单、造价较低的优势^[6,7]。

近年来,许多学者对 DAHT 系统的热力性能进行了研究。赵宗昌提出了两种 DAHT 循环,并对其热力性能进行了分析^[8,9]。Horuz 和 Kurt 研究了 DAHT 制蒸汽系统,并将其应用于一家纺织公司进行废热回收^[10]。张晓冬对一种新的溶液循环 DAHT 系统的焓效率进行了分析^[11],研究表明,与普通循环相比,新循环系统能在较宽的工况条件

下维持高性能的运行。郝兆龙基于热力学第一、第二定律研究了 DAHT 各操作温度、循环倍率、溶液热交换器换热效率和系统温升等参数对系统焓效率和主要部件焓损失的影响,明确了最大焓损失的发生部件,并提出了改进措施^[12]。

目前,对 DAHT 系统的研究大多是针对单一目标进行的,而多目标模型能更好地评价一个系统的综合性能^[13-15]。因此,本文建立了 DAHT 系统的数值模型,并在此基础上研究了系统总传热面积、热效率、总焓损失和热源输入焓构成的目标函数随系统操作参数和设计参数变化的规律。

1 系统模型

DAHT 循环流程如图 1 所示。发生器中的 H₂O/LiBr 稀溶液被中温热流体加热变成浓溶液,并产生冷剂水蒸气;冷剂水蒸气在冷凝器中冷凝成饱和水;一部分饱和水流经蒸发器,被中温热流体加热成饱和水蒸气,然后进入吸收/蒸发器,被来自发生器的一部分浓溶液吸收;吸收过程中释放的热量将来自冷凝器的另一部分冷剂水加热成具有较高温度的饱和水蒸气;这部分水蒸气随后进入吸收器,被来自发生器的另一部分 H₂O/LiBr 浓溶液吸收,放出高温热量,对外供热。DAHT

收稿日期: 2015-12-18。

基金项目: 广东省科技计划项目(2013B010405013); 国家自然科学基金项目(51106161); 中国科学院可再生能源重点实验室基金项目(y507j71001)。

通讯作者: 卜宪标(1979-),男,副研究员,从事吸附吸收制冷、余热利用及发电技术的研究工作。E-mail: buxb@ms.giec.ac.cn

©1994-2016 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

中的第一溶液热交换器和第二溶液热交换器分别用于回收从吸收器和吸收/蒸发器出来的高温 H₂O/LiBr 稀溶液的部分热量。

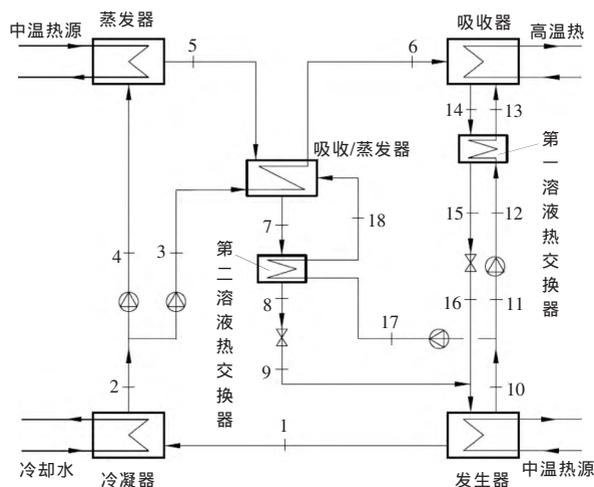


图 1 DAHT 循环原理
Fig.1 Schematic diagram of DAHT

1.1 数值模型

1.1.1 DAHT 系统数值模型

为简化计算,本文对 DAHT 系统的数值模型做如下假设:①系统处于热平衡和稳定流动状态;②冷凝器、蒸发器和吸收/蒸发器出口的制冷剂为饱和状态;③发生器、吸收器和吸收/蒸发器出口的 H₂O/LiBr 溶液为饱和状态;④流体流经节流阀的过程是等焓过程;⑤系统的散热损失和流动过程中的阻力损失可以忽略。

模型中的质量平衡方程和能量平衡方程:

$$\sum m_{in} - \sum m_{out} = 0 \quad (1)$$

$$\sum m_{in} x_{in} - \sum m_{out} x_{out} = 0 \quad (2)$$

$$(\sum m_{in} h_{in} + \sum Q_{in}) - (\sum m_{out} h_{out} + \sum Q_{out}) + W = 0 \quad (3)$$

式中: m 为流量, kg/s; h 为工质的比焓, kJ/kg; x 为 H₂O/LiBr 溶液的浓度, %; Q 为各个部件中的热量交换值, kW; W 为泵功, kW; 角标 in 表示流入, out 表示流出。

模型中 H₂O/LiBr 溶液的物性参数根据 Patek 和 Klomfar 给出的经验公式计算^[16]。

1.1.2 系统性能参数计算

①溶液热交换器效能

换热器效能定义为冷、热流体在换热器中实际最大换热温差和换热器中可能发生的最大换热

温差的比值。因此,第一和第二溶液热交换器的效能为

$$\varepsilon_{SHE1} = \frac{T_{13} - T_{12}}{T_{14} - T_{12}} \quad (4)$$

$$\varepsilon_{SHE2} = \frac{T_{18} - T_{17}}{T_7 - T_{17}} \quad (5)$$

式中:下标数字 7, 12, 13, 14, 17 和 18 均为对应图 1 中的状态点。

②系统总传热面积

DAHT 系统各设备的传热面积 A 的计算式:

$$A = \frac{Q}{K\Delta T} \quad (6)$$

式中: Q 为换热量, kW; K 为传热系数, kW/(m²·°C); ΔT 为传热温差, °C。

ΔT 按索柯洛夫公式计算^[17]:

$$\Delta T = \Delta - a\Delta T_s - b\Delta T_1 \quad (7)$$

其中: Δ 为换热流体间的最大温差, 即冷热流体入口温差, °C; ΔT_s 为温度变化较小的流体的温差, °C; ΔT_1 为温度变化较大的流体的温差, °C; a, b 为与换热流体流动方式有关的常数, 逆流时 $a=0.35$, 顺流时 $a=0.65$, 交叉流时 $a=0.45\sim0.55, b=0.65$ 。

系统总传热面积:

$$A_{tot} = A_{Gen} + A_{Evp} + A_{Con} + A_{Abs} + A_{A/E} + A_{SHE1} + A_{SHE2} \quad (8)$$

③系统热效率

系统热效率:

$$COP = \frac{Q_{Abs}}{Q_{Evp} + Q_{Gen} + W_p} \quad (9)$$

式中: W_p 为系统中泵功率的总和, kW。

④热源输入焓

DAHT 的热源输入焓:

$$Ex_{in} = Q_{Evp} \left(1 - \frac{T_0}{T_{Evp}}\right) + Q_{Gen} \left(1 - \frac{T_0}{T_{Gen}}\right) \quad (10)$$

式中: T_0 为环境温度, $T_0=25$ °C。

⑤系统焓损失^{[11],[18]}

发生器焓损失:

$$I_{Gen} = -Q_{Gen} \frac{T_0}{T_{Gen}} - T_0 (m_9 s_9 + m_{16} s_{16} - m_1 s_1 - m_{10} s_{10}) \quad (11)$$

冷凝器焓损失:

$$I_{Con} = Q_{Con} - T_0 (m_1 s_1 - m_2 s_2) \quad (12)$$

蒸发器焓损失:

$$I_{\text{Exp}} = -Q_{\text{Exp}} \frac{T_0}{T_{\text{Exp}}} - T_0(m_4s_4 - m_5s_5) \quad (13)$$

吸收器焓损失:

$$I_{\text{Abs}} = Q_{\text{Abs}} \frac{T_0}{T_{\text{Abs}}} - T_0(m_6s_6 + m_{13}s_{13} - m_{14}s_{14}) \quad (14)$$

系统中其他部件的焓损失可由式(15)统一描述:

$$I_i = -T_0(m_{\text{in}}s_{\text{in}} - m_{\text{out}}s_{\text{out}}) \quad (15)$$

式(11)~(15)中:下标 i 表示研究的各个部件,这里包括吸收/蒸发器、第一溶液热交换器、第二溶液热交换器、泵和节流阀;下标 in 和 out 分别表示流入和流出的流体;数字下标与图 1 中的状态点对应。

DAHT 系统中总的焓损失可表示为

$$I = I_{\text{Abs}} + I_{\text{Con}} + I_{\text{Gen}} + I_{\text{Exp}} + \sum I_i \quad (16)$$

1.2 多目标评价模型

(1) 优化目标

从模型的经济性和技术性层面对模型进行优化,优化目标包括系统总传热面积 A_{tot} 、系统热效率 COP 、系统总焓损失 I 和热源输入焓 E_{xin} 。以小传热面积、高热效率、低焓损失和高输入焓为目标建立以下两个目标函数。

第一目标函数 $F_1(X)$:

$$\text{Min}; F_1(X) = \frac{A_{\text{tot}}}{COP} \quad (17)$$

第二目标函数 $F_2(X)$:

$$\text{Min}; F_2(X) = \frac{I}{E_{\text{xin}}} \quad (18)$$

第一目标函数的物理意义是系统获得单位热效率所需的面积,体现的是一个系统的热经济性指标;第二目标函数被称为焓损失系数或可持续性指数,是热力学第二定律的重要指标,用于评价一个系统对能量的利用水平^{[13],[19],[20]}。

本文采用线性加权评价函数法建立一个包含第一和第二目标函数的多目标评价模型 $F(X)$:

$$\text{Min}; F(X) = \lambda_1 F_1(X) + \lambda_2 F_2(X) \quad (19)$$

式中的 λ_1 和 λ_2 根据如下公式进行计算^[19]:

$$\lambda_1 = \frac{F_2^1 - F_2^2}{(F_1^2 - F_1^1) - (F_2^1 - F_2^2)} \quad (20)$$

$$\lambda_2 = \frac{F_1^2 - F_1^1}{(F_1^2 - F_1^1) - (F_2^1 - F_2^2)} \quad (21)$$

其中: F_1^1 为定义域 X 内 $F_1(X)$ 取得的最小值 $F_1(X_1)$; F_2^2 为定义域 X 内 $F_2(X)$ 取得的最小值 $F_2(X_2)$;

F_1^2 为 $F_1(X)$ 在 X_2 处的取值 $F_1(X_2)$; F_2^1 为 $F_2(X)$ 在 X_1 处的取值 $F_2(X_1)$ 。

(2) 优化参数选取

根据 DAHT 系统涉及的操作和设计参数,选取发生温度 T_{Gen} 、蒸发温度 T_{Exp} 、冷凝温度 T_{Con} 、吸收/蒸发温度 T_{AE} 、吸收温度 T_{Abs} 、第一溶液热交换器效能 $\varepsilon_{\text{SHE1}}$ 和第二溶液热交换器效能 $\varepsilon_{\text{SHE2}}$ 作为优化参数。

$$X = [T_{\text{Gen}}, T_{\text{Exp}}, T_{\text{Con}}, T_{\text{AE}}, T_{\text{Abs}}, \varepsilon_{\text{SHE1}}, \varepsilon_{\text{SHE2}}]^T \quad (22)$$

式中各个参数的取值范围如下: T_{Gen} 为 65~85 °C; T_{Exp} 为 65~85 °C; T_{Con} 为 25~35 °C; T_{AE} 为 100~110 °C; T_{Abs} 为 130~150 °C; $\varepsilon_{\text{SHE1}}$ 为 0~0.9; $\varepsilon_{\text{SHE2}}$ 为 0~0.9; 设计工况 $X_0 = [70, 70, 30, 107, 140, 0.8, 0.8]^T$ 。

2 计算结果与分析

本文采用由 DAHT 系统总传热面积、热效率、总焓损失和热源输入焓构成的目标函数对 DAHT 系统的发生温度、蒸发温度、冷凝温度、吸收/蒸发温度、吸收温度、第一和第二溶液热交换器效能进行优化分析。

图 2 给出了目标函数随发生温度的变化趋势。随着发生温度的升高,第一目标函数值不断下降,且下降的幅度随发生温度升高而减小。随着发生温度的升高,第二目标函数的值在发生温度较低时先有下降趋势,然后随发生温度的升高而升高,在 71 °C 左右第二目标函数有最优值,此时的焓损失系数为 0.38,该点对应的第一目标函数值为 42.82。随着发生温度的升高,多目标函数值的变化趋势也呈先减小后增大趋势,在发生温度约为 76 °C 时有最小值 0.47,此时对应的第一和第二目标函数值分别为 32.73 和 0.39。

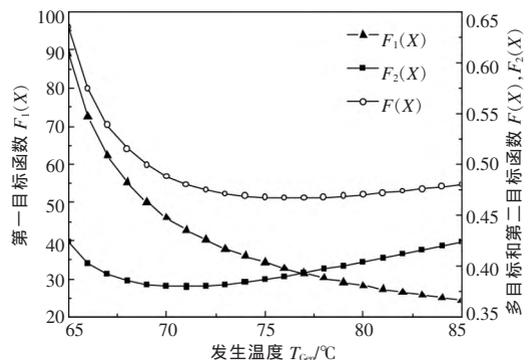


图 2 目标函数值随发生温度的变化

Fig.2 Objective functions vs. generator temperature

图 3 给出了目标函数随蒸发温度的变化趋势。由图 3 可见,蒸发温度对目标函数的影响趋势与发生温度的影响类似,但影响幅度相对较小。当蒸发温度约为 68 °C 时,第二目标函数有最优值,所对应的第一和第二目标函数值分别为 52.30 和 0.38。当蒸发温度约为 74 °C 时,多目标评价函数有最优值 0.50,所对应的第一和第二目标函数值分别为 39.60 和 0.39。

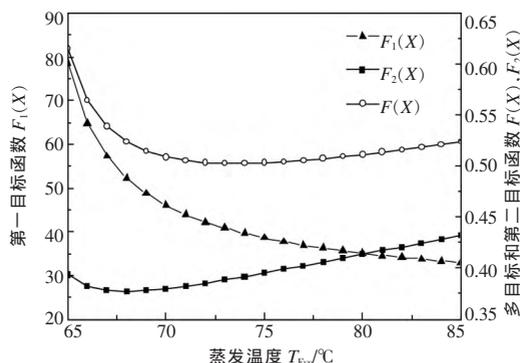


图 3 目标函数值随蒸发温度的变化

Fig.3 Objective functions vs. evaporator temperature

目标函数值随冷凝温度的变化趋势如图 4 所示。从图 4 中可以看出,第一目标函数、第二目标函数以及多目标函数值随冷凝温度的升高均呈单调递增趋势。因此,降低冷凝温度,可使 DAHT 系统的多项性能指标同时得到优化。但冷凝温度受环境温度限制,需要根据具体的运行环境确定,不能无限地降低。

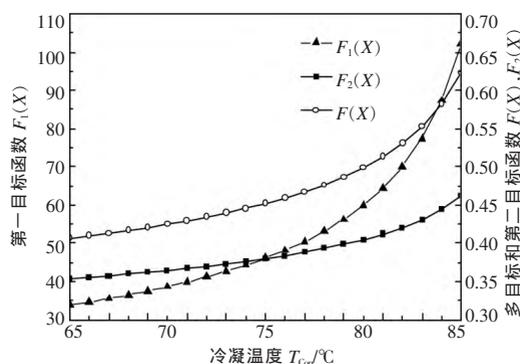


图 4 目标函数值随冷凝温度的变化

Fig.4 Objective functions vs. condenser temperature

图 5 给出了目标函数随吸收/蒸发温度的变化趋势。在给定的吸收/蒸发温度变化范围内,第一目标函数存在一个最优值,当吸收/蒸发温度约为 105 °C 时,第一目标函数最小值为 44.76,所对应的第二目标函数值为 0.38。当吸

收/蒸发温度为 107 °C 时,第二目标函数有最优值 0.38,此时的第一目标函数值为 46.06。在吸收/蒸发温度为 106 °C 时,多目标函数有最优值 0.47,相应的第一和第二目标函数值为 45.14 和 0.38。

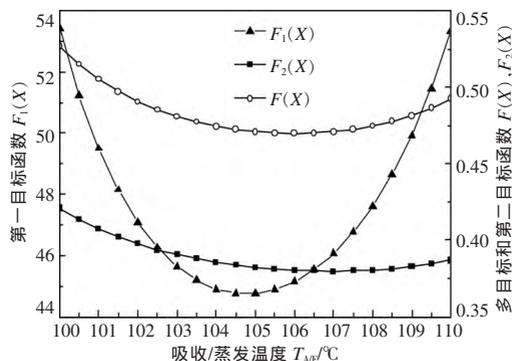


图 5 目标函数值随吸收/蒸发温度的变化

Fig.5 Objective functions vs. absorber/evaporator temperature

吸收温度对目标函数的影响如图 6 所示。随吸收温度升高,第一目标函数单调递增,且增幅越来越大。随吸收温度升高,第二目标函数呈先减小后增大的趋势,当吸收温度约为 140 °C 时有最优值 0.38。从图中可以看出,在吸收温度超过 145 °C 时(系统温升超过 75 °C 时),DAHT 系统获得单位热效率所需的面积以及系统的焓损失系数都会快速升高,性能降低。达到多目标优化值的吸收温度为 136 °C。

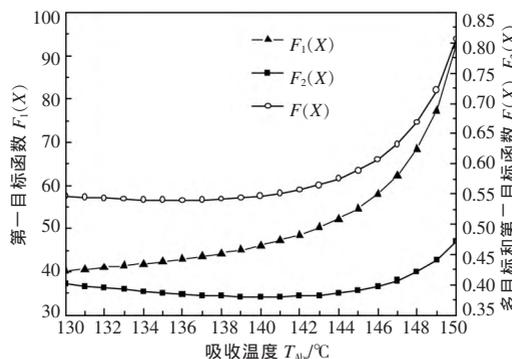


图 6 目标函数值随吸收温度的变化

Fig.6 Objective functions vs. absorber temperature

图 7 给出了目标函数随第一溶液热交换器效能的变化趋势。从图中可以看出,在第一溶液热交换器效能从 0 变化到 0.9 的过程中,目标函数值呈单调递减的趋势。这表明在研究区间内,提高第一溶液热交换器效能能够使 DAHT 系统的各项指标同时得到优化。

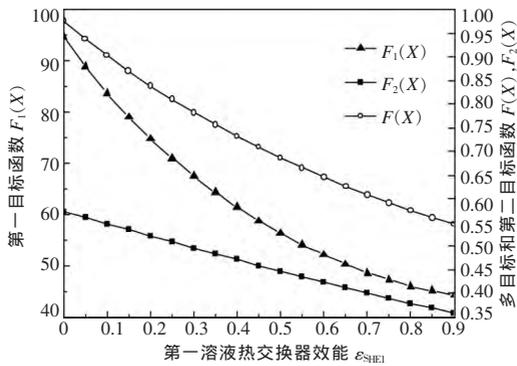


图7 目标函数值随第一溶液热交换器效能的变化
Fig.7 Objective functions vs. efficiency of the first solution heat exchanger

图8给出了第二溶液热交换器效能对目标函数的影响规律。随第二溶液热交换器效能的增大,第一目标函数值呈先减小后增大的趋势,在效能约为0.65时有最优值44.90,此时第二目标函数值为0.40。随第二溶液热交换器效能的增大,第二目标函数呈单调递减趋势。在第二溶液热交换器效能为0.8左右时,多目标优化函数有最优值0.64,此时的第一和第二目标函数值为46.06和0.38。

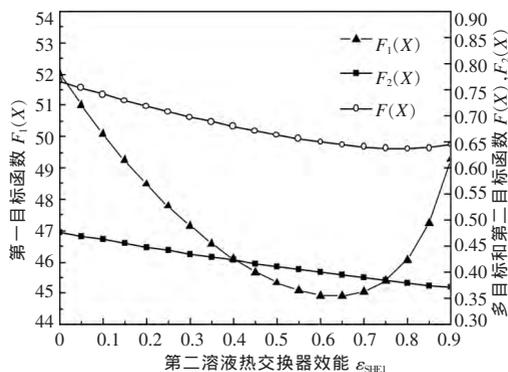


图8 目标函数值随第二溶液热交换器效能的变化
Fig.8 Objective functions vs. efficiency of the second solution heat exchanger

3 结论

多目标评价模型能同时考虑多个评价指标,因此更具合理性。以较小的系统总传热面积、较大的系统热效率、较低的系统总焓损失和较高的热源输入焓为目标确立了两个目标函数 A_{tot}/COP 和 $I/E_{x,in}$,并通过线性加权法建立了 DAHT 系统多目标评价模型。

通过多目标评价模型对发生温度、蒸发温度、冷凝温度、吸收/蒸发器温度、吸收温度、第一和

第二溶液热交换器效能进行参数优化。多目标评价函数取得最优时的值为 0.47, 0.50, 0.41, 0.47, 0.54, 0.55, 0.64; 所对应的第一和第二目标函数结果分别为 32.73 和 0.39、39.60 和 0.39、33.81 和 0.35、45.14 和 0.38、42.87 和 0.38、44.47 和 0.36、46.06 和 0.38。

目标函数随第一溶液热交换器效能和冷凝温度的变化趋势呈现单调性。在允许的范围内提高第一溶液热交换器效能和降低冷凝温度,可提高 DAHT 系统的整体性能。

参考文献:

- [1] 顾伟,翁一武,曹广益,等. 低温热能发电的研究现状和发展趋势[J]. 热能动力工程, 2007, 22(2): 115-119.
- [1] Gu Wei, Weng Yiwu, Cao Guangyi, et al. The latest research findings concerning low-temperature heat energy-based power generation and its development trend [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2007, 22(2): 115-119.
- [2] 王子彪,杨勃,熊伟,等. 结合制冷的新型吸收式热变换器热力分析[J]. 可再生能源, 2015, 33(9): 1368-1375.
- [2] Wang Zibiao, Yang Bo, Xiong Wei, et al. Thermodynamic analysis of a new ejection-absorption heat transformer combined with refrigeration [J]. Renewable Energy Resources, 2015, 33(9): 1368-1375.
- [3] Rivera W, Best R, Cardoso M J, et al. A review of absorption heat transformers [J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 91: 654-670.
- [4] 金星, 张小松. 温度参数对升温型溴化锂吸收式热泵性能系数影响程度模拟分析[J]. 流体机械, 2008, 36(7): 55-58, 75.
- [4] Jin Xing, Zhang Xiaosong. Simulation and analysis of influence degree of temperatures to coefficient of performance of absorption heat transformer operation with Water/Lithium Bromide [J]. Fluid Machinery, 2008, 36(7): 55-58, 75.
- [5] 张伟, 朱家玲. 低温热源驱动溴化锂第二类吸收式热泵的实验研究[J]. 太阳能学报, 2009, 30(1): 38-44.
- [5] Zhang Wei, Zhu Jialing. Experimental study on the absorption heat transformer for recovering the low-temperature waste heat [J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2009, 30(1): 38-44.
- [6] 郭开华, 梅建滨. 双温升溴化锂吸收式热变换器的计算机模拟研究[J]. 制冷, 1991(4): 21-27.
- [6] Guo Kaihua, Mei Jianbin. Computer simulation research

- on double stage LiBr absorption heat transformer [J]. Refrigeration, 1991(4):21-27.
- [7] 尹娟,史琳,王鑫,等. 双效吸收式变热器热力性能分析[J]. 流体机械, 2000,28(8):50-53.
- [7] Yin Juan, Shi Lin, Wang Xin, et al. Performance analysis of the two stage heat transformer [J]. Fluid Machinery, 2000,28(8):50-53.
- [8] Zhao Z, Zhou F, Zhang X, et al. The thermodynamic performance of a new solution cycle in double absorption heat transformer using water/lithium bromide as the working fluids [J]. International Journal of Refrigeration, 2003,26(3):315-320.
- [9] Zhao Z C, Ma Y P, Chen J B. Thermodynamic performance of a new type of double absorption heat transformer [J]. Applied Thermal Engineering, 2003,23(18):2407-2414.
- [10] Horuz I, Kurt B. Single stage and double absorption heat transformers in an industrial application [J]. International Journal of Energy Research, 2009,33(9):787-798.
- [11] 张晓冬, 李健丰. 具有新的溶液循环双吸收式热变换器焓分析[J]. 大连理工大学学报, 2007,47(3):333-337.
- [11] Zhang Xiaodong, Li Jianfeng. Exergy analysis of double absorption heat transformers with a new solution cycle [J]. Journal of Dalian University of Technology, 2007,47(3):333-337.
- [12] 郝兆龙, 马学虎, 兰忠, 等. 高温 LiBr 双吸收式热变换器焓分析[J]. 大连理工大学学报, 2013,53(3):327-332.
- [12] Hao Zhaolong, Ma Xuehu, Lan Zhong, et al. Exergy analysis of a high temperature water-lithium bromide double effect absorption heat transformer [J]. Journal of Dalian University of Technology, 2013,53(3):327-332.
- [13] 吴双应, 易甜甜, 肖兰. 基于多目标函数的亚临界有机朗肯循环的参数优化和性能分析 [J]. 化工学报, 2014,65(10):4078-4085.
- [13] Wu Shuangying, Yi Tiantian, Xiao Lan. Parametric optimization and performance analysis of subcritical organic Rankine cycle based on multi-objective function [J]. CIESC Journal, 2014,65(10):4078-4085.
- [14] 王志奇, 周乃君, 夏小霞, 等. 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.
- [14] Wang Zhiqi, Zhou Naijun, Xia Xiaoxia, et al. Multi-objective parametric optimization of power generation system based on organic Rankine cycle [J]. CIESC Journal, 2013,64(5):1710-1716.
- [15] 王洪利, 唐琦龙, 贾宁. 多目标优化的双级回热循环与跨临界 CO₂ 热泵耦合系统研究 [J]. 热能动力工程, 2014,29(2):151-155,216.
- [15] Wang Hongli, Tan Qilong, Jia Ning. Study of a multi-objective optimization dual-stage recuperative cycle system coupled with a transcritical CO₂ heat pump [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2014,29(2):151-155,216.
- [16] Patek J, Klomfar J. A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of LiBr-H₂O solutions from 273 to 500 K over full composition range [J]. International Journal of Refrigeration, 2006,29(4):566-578.
- [17] 戴永庆. 溴化锂吸收式制冷技术及应用 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1996.
- [17] Dai Yongqing. The Technology and Application of LiBr absorption Refrigeration [M]. Beijing: China Machine Press, 1996.
- [18] Zebbar D, Kherries S, Zebbar S, et al. Thermodynamic optimization of an absorption heat transformer [J]. International Journal of Refrigeration, 2012,35(5):1393-1401.
- [19] Guo J, Xu M, Cheng L. Thermodynamic analysis of waste heat power generation system [J]. Energy, 2010,35(7):2824-2835.
- [20] Lior N, Zhang N. Energy, exergy, and Second Law performance criteria [J]. Energy, 2007,32(4):281-296.
- [21] 唐焕文. 实用最优化方法 [M]. 大连: 大连理工大学出版社, 2004.
- [21] Tang Huanwen. Practical Optimization Method [M]. Dalian: Dalian University of Technology Press, 2004.

Multi-objective optimization of H₂O/LiBr double absorption heat transformer

Wang Hanzhi^{1,2}, Li Huashan^{1,2}, Wang Lingbao^{1,2}, Wang Xianlong¹, Bu Xianbiao¹

(1.CAS Key Laboratory of Renewable Energy, Guangzhou Institute of Energy Conversion, Chinese Academy of Sciences, Guangzhou 510640, China; 2.University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

Abstract: A mathematic model of the double absorption heat transformer is built in this paper. Taking total heat exchanger area (A_{tot}), coefficient of performance (COP), total exergy destruction (I) and exergy input (Ex_{in}) into consideration, a multi-objective function that incorporates two sub-objective functions, i.e. first objective function A_{tot}/COP and second objective function I/Ex_{in} , is developed by the method of linear weighting. Based on the multi-objective function, a parameter optimization has been carried out. The result shows that, within the given working conditions, there exist an optimal generator temperature, evaporator temperature, absorber/evaporator temperature, absorber temperature and the second solution heat exchanger effectiveness minimizing the multi-objective function values, whereas the condenser temperature and first solution heat exchanger effectiveness show monotonic, and the decrease in condenser temperature or increase in the first solution heat exchanger effectiveness can improve the system performance.

Key words: double absorption heat transformer; technical economy; energy utilization ratio; multi-objective optimization