

# 溶液热交换器对双吸收式热变换器性能的影响

李华山<sup>1,2,3,4</sup>, 王汉治<sup>1,2,3,4</sup>, 王令宝<sup>1,2,3,4</sup>, 王显龙<sup>1,2,3</sup>, 卜宪标<sup>1,2,3</sup>

(1. 中国科学院广州能源研究所, 广东 广州 510640; 2. 中国科学院可再生能源重点实验室, 广东 广州 510640;  
3. 广东省新能源和可再生能源研究开发与应用重点实验室, 广东 广州 510640; 4. 中国科学院大学, 北京 100049)

**摘 要:** 针对一种具有较高热力性能且工况范围较宽的双吸收式热变换器(DAHT)系统建立数学模型. 利用 EES 软件对系统进行计算模拟, 分析溶液热交换器对 DAHT 系统的性能系数、第二定律效率、总传热面积以及技术经济性的影响. 结果表明, 溶液热交换器对 DAHT 系统性能具有重要影响, 其中发生器与吸收器之间的溶液热交换器对 DAHT 系统的影响较发生器和吸收/蒸发器之间的溶液热交换器对 DAHT 系统的影响更为显著. 随着溶液热交换器效能的升高, DAHT 系统的性能系数与第二定律效率均逐步升高, 总传热面积却呈先减小后增加的趋势. 出于技术经济性考虑, 工程设计中应根据实际工况对 DAHT 系统的溶液热交换器进行优化.

**关键词:** 双吸收式热变换器(DAHT); 溶液热交换器; 换热器效能; EES 软件

中图分类号: TK 123

文献标志码: A

文章编号: 1008-973X(2017)03-0471-07

## Influence of solution heat exchangers on double absorption heat transformer (DAHT)

LI Hua-shan<sup>1,2,3,4</sup>, WANG Han-zhi<sup>1,2,3,4</sup>, WANG Ling-bao<sup>1,2,3,4</sup>,  
WANG Xian-long<sup>1,2,3</sup>, BU Xian-biao<sup>1,2,3</sup>

(1. *Guangzhou Institute of Energy Conversion, Chinese Academy of Sciences, Guangzhou 510640, China;*  
2. *Key Laboratory of Renewable Energy, Chinese Academy of Sciences, Guangzhou 510640, China;*  
3. *Guangdong Key Laboratory of New and Renewable Energy Research and Development, Guangzhou 510640, China;*  
4. *University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China*)

**Abstract:** A mathematical model was established for the double absorption heat transformer (DAHT) with wider range in which the system can maintain high thermodynamic performance. With engineering equation solver (EES), the influence of solution heat exchangers on the coefficient of performance, second law efficiency, total heat transfer area and the technical economy of DAHT system was investigated. Results show that the solution heat exchangers have significant impact on the DAHT system performance; compared with the solution heat exchanger between the generator and absorber/evaporator, the impact of the one that between the generator and absorber is more prominent. As the effectiveness of the solution heat exchangers increases, the coefficient of performance and second law efficiency of the DAHT system increase, but the system total heat transfer area first decreases and then increases. Taking technical economy into account, the solution heat exchangers should be optimized according to the specific working conditions in the design of the DAHT system.

收稿日期: 2015-11-03.

浙江大学学报(工学版)网址: www.zjujournals.com/eng

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51106161); 中国科学院可再生能源重点实验室基金资助项目(Y507J71001); 广东省科技计划资助项目(2013B010405013).

作者简介: 李华山(1981—), 男, 助理研究员, 博士生, 从事低焓热能利用技术研究. ORCID: 0000-0002-6094-4367.

E-mail: lihs@ms.giec.ac.cn

通信联系人: 卜宪标, 男, 副研究员. ORCID: 0000-0002-9683-7993. E-mail: buxb@ms.giec.ac.cn

**Key words:** double absorption heat transformer (DAHT); solution heat exchanger; heat exchanger effectiveness; Engineering Equation Solver (EES)

吸收式热变换器(absorption heat transformer, AHT, 又称为第二类吸收式热泵)是开发利用低品位热能的有效技术手段<sup>[1]</sup>. 在过去的几十年里, 国内外专家围绕 AHT 开展了大量的研究工作, 取得了丰硕的研究成果<sup>[2]</sup>. 目前, 单级吸收式热变换器(single-stage absorption heat transformer, SAHT)技术已较为成熟, 但其温升仅 30 °C 左右<sup>[3]</sup>, 只适用于对温升要求不高的工况. 为了拓宽 AHT 的适用范围, 研究人员提出了多种高温升的 AHT 系统<sup>[4-8]</sup>, 其中, 双吸收式热变换器(double absorption heat transformer, DAHT)不仅可以达到与两级吸收式热变换器(two-stage absorption heat transformer, TAHT)同等程度的温升, 并且其结构相对简单, 制造成本低<sup>[9-11]</sup>, 受到了越来越多的关注.

Ciambelli 等<sup>[8]</sup>研究了以  $H_2O/H_2SO_4$  为工质的 DAHT 的热力性能. Martínez 等<sup>[12-13]</sup>研究了以  $H_2O/LiBr$  为工质 DAHT 的热力性能. 尹娟等<sup>[9,14]</sup>分别研究了以 TFE/E181 和 TFE/NMP 为工质的 DAHT 系统, 并与  $H_2O/LiBr$  DAHT 进行了对比分析. Reyes 等<sup>[15]</sup>对比分析了以  $H_2O/CaCl$  为工质的 DAHT 与 SAHT 的热力性能. Romero 等<sup>[16-17]</sup>对以  $H_2O/LiBr/C_2H_6O_2$  为工质的 DAHT 和 THAT 在工业余热回收领域的应用潜力进行了评价. Rivera 等<sup>[18]</sup>对墨西哥炼油厂采用 DAHT 回收丁烷和戊烷塔顶热, 并用于塔底加热的方法的可行性进行了分析. Khamooshi 等<sup>[19]</sup>对作为水净化装置热输入端的两种 DAHT 系统进行了对比分析. Zhao 等<sup>[20]</sup>提出了一种新的 DAHT 系统, 其特征是: 从发生器出来的溶液被分成两部分, 其中一部分进入吸收器, 吸收来自吸收/蒸发器的工质蒸汽, 另一部分进入吸收/蒸发器, 吸收来自蒸发器的工质蒸汽. 为了进一步提高这一系统的热力性能, 张晓冬等<sup>[10]</sup>在发生器和吸收/蒸发器之间增加了第二溶液热交换器, 研究表明, 当热源温度、冷凝温度和吸收温度分别为 70、25 和 150 °C 时, 新系统的效率可以达到 69.6%, 较普通循环提高约 23.8%; 同时, 由于进入吸收/蒸发器的工质溶液直接来自于发生器, 其浓度不受吸收器中溶液浓度的影响, 新系统维持高性能的工况范围也将变得更宽.

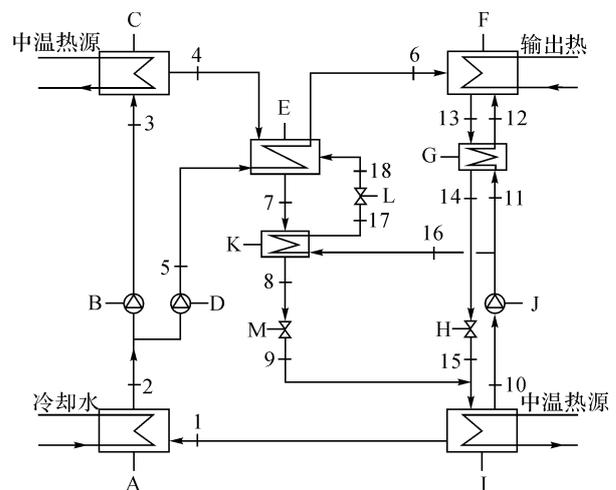
溶液热交换器是提升 AHT 性能的重要辅助设备<sup>[13,21-22]</sup>, 但目前关于 DAHT 的研究主要关注的是发生温度、蒸发温度、吸收温度、冷凝温度及吸收/蒸

发温度等与系统热力性能之间的关系, 关于溶液热交换器对 DAHT 系统性能影响的研究却不多, 特别是其对系统整体性能的定量研究的还未见报导. 本文以  $H_2O/LiBr$  为工质, 对文献<sup>[10]</sup>提出的 DAHT 系统热力过程进行数值模拟, 研究溶液热交换器效能对 DAHT 系统性能系数、第二定律效率、总传热面积及技术经济性的影响, 为新型 DAHT 系统的设计和提供理论指导.

## 1 双吸收式热变换器系统

### 1.1 工作原理

本文所研究的 DAHT 系统如图 1 所示, 主要由发生器、冷凝器、蒸发器、吸收/蒸发器、吸收器、溶液热交换器、泵以及节流元件等组成. 工作流程如下: 在中温热源的加热下, 进入发生器的  $H_2O/LiBr$  稀溶液中的部分水分蒸发出来, 产生冷剂蒸汽, 冷剂蒸汽进入冷凝器, 在其中被冷凝成液态. 冷凝后的工质分成两部分: 一部分经泵升压后进入蒸发器, 在其中被中温热源加热产生中压蒸汽, 并进入吸收器/蒸发器; 另一部分被泵升压后进入吸收/蒸发器中, 在其中被吸收过程释放的热量加热成高压蒸汽, 并进入吸收器. 发生终了的  $H_2O/LiBr$  浓溶液也分为两部



A-冷凝器; B-冷剂泵 1; C-蒸发器; D-冷剂泵 2; E-吸收/蒸发器; F-吸收器; G-第一溶液热交换器; H-节流阀 1; I-发生器; J-溶液泵; K-第二溶液热交换器; L-节流阀 2; M-节流阀 3; 数字 1~18-状态点

图 1 双吸收式热变换器(DAHT)系统流程图

Fig. 1 Flow chart of double absorption heat transformer (DAHT) system

分:一部分被泵升压后经第二溶液热交换器换热后进入吸收/蒸发器,吸收来自蒸发器的中压蒸汽,释放出次高温热,吸收终了的稀溶液流经第二溶液热交换器及节流元件后返回到发生器中;另一部分被泵升压后经第一溶液热交换器换热后进入吸收器,吸收来自吸收/蒸发器的高压蒸汽,释放出高温热,吸收终了的稀溶液流经第一溶液热交换器及节流元件后返回到发生器中。

1.2 数学模型

为了简化计算,进行如下假设:1)系统处于热平衡和稳定流动状态;2)忽略系统散热损失和流动阻力损失;3)冷凝器、蒸发器以及吸收/蒸发器出口的制冷剂均处于饱和状态;4)发生器出口的浓溶液、吸收器出口稀溶液以及吸收/蒸发器出口稀溶液均处于饱和状态;5)将系统各换热器的综合传热系数视为常数;6)流体经过节流阀是等焓过程;7)不计泵功影响。

DAHT 系统各个部件的质量平衡与能量平衡方程为

$$\left. \begin{aligned} \sum q_{m,in} - \sum q_{m,out} &= 0, \\ \sum q_{m,in} x_{in} - \sum q_{m,out} x_{out} &= 0, \\ (\sum Q_{in} - \sum Q_{out}) + [\sum (q_{m,in} h_{in}) - \sum (q_{m,out} h_{out})] + W &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中: $q_m$  为质量流量; $x$  为  $H_2O/LiBr$  溶液中  $LiBr$  的质量分数; $h$  为比焓值; $Q$  为控制体的交换热量; $W$  为控制体所做的功;下标“in”和“out”分别表示进入和流出控制体。

换热器效能表示实际换热量与最大可能换热量之比。第一、第二溶液热交换器效能  $\epsilon_{SHE1}$  和  $\epsilon_{SHE2}$ <sup>[7]</sup> 分别定义为

$$\epsilon_{SHE1} = \frac{m_{13} c_{p,13} (t_{13} - t_{14})}{m_{11} c_{p,11} (t_{13} - t_{11})}, \epsilon_{SHE2} = \frac{m_7 c_{p,7} (t_7 - t_8)}{m_{16} c_{p,16} (t_7 - t_{16})}. \quad (2)$$

式中: $c_p$  为定压比热容; $t$  为温度;下标“7”、“8”、“11”、“13”、“14”及“16”对应图 1 中的状态点。

DAHT 系统性能系数  $\eta_{COP}$  与第二定律效率  $\eta_{II}$  定义如下:

$$\left. \begin{aligned} \eta_{COP} &= \frac{Q_{abs}}{Q_{gen} + Q_{evp}}, \\ \eta_{II} &= \frac{Q_{abs} (1 - T_{amb}/T_{abs})}{Q_{gen} (1 - T_{amb}/T_{gen}) + Q_{evp} (1 - T_{amb}/T_{evp})}. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

式中: $T$  为温度;下标“abs”、“gen”、“evp”及“amb”分别表示吸收器、发生器、蒸发器与系统周围环境。

DAHT 系统各设备的传热面积  $A$  由下式计算:

$$A = \frac{Q}{K \Delta t}. \quad (4)$$

式中: $K$  为传热系数; $\Delta t$  为传热温差. 其中  $\Delta t$  按索柯洛夫公式<sup>[23]</sup> 计算如下:

$$\Delta t = \Delta t_{max} - a \delta_s - b \delta_l. \quad (5)$$

如果换热设备中有一流体发生相变,则  $\delta_s = 0$ , 式(5)可简化为:

$$\Delta t = \Delta t_{max} - b \delta_l. \quad (6)$$

式中: $\Delta t_{max}$  为加热与被加热流体间的最大温差; $\delta$  为流体在换热设备中的温度变化;下标“l”表示温度变化较大的流体,“s”表示温度变化较小的流体; $a$ 、 $b$  为与换热设备中流动状态有关的常数。

根据文献[23],本文中 DAHT 系统各换热器的流体流动状态与常数  $a$ 、 $b$  取值如表 1 所示。

表 1 DAHT 系统各换热器的流体流动状态与相关常数  
Tab.1 Fluid flow states and related constants for heat exchangers of DAHT system

换热器	流体流动状态	$a$	$b$
发生器	交叉流	0.50	0.65
冷凝器	逆流	—	0.65
蒸发器	交叉流	—	0.65
吸收器	交叉流	0.50	0.65
吸收/蒸发器	交叉流	—	0.65
第一溶液热交换器	逆流	0.35	0.65
第二溶液热交换器	逆流	0.35	0.65

系统总传热面积为

$$A_{tot} = A_{gen} + A_{evp} + A_{con} + A_{abs} + A_{A/E} + A_{SHE1} + A_{SHE2}. \quad (7)$$

式中:下标“con”、“A/E”、“SHE1”及“SHE2”分别表示冷凝器、吸收/蒸发器、第一溶液热交换器与第二溶液热交换器。

基于热力学第一定律的 DAHT 系统技术经济性参数  $P_I$  定义为

$$P_I = \eta_{COP} / A_{tot}. \quad (8)$$

该参数能够近似地反映系统热力性能与制造成本的比值<sup>[24]</sup>,  $P_I$  值越大,系统的技术经济性越好。

类似地,基于热力学第二定律的 DAHT 系统技术经济性参数  $P_{II}$  定义为

$$P_{II} = \eta_{II} / A_{tot}. \quad (9)$$

2 模型验证

根据所建立的数学模型,利用 EES 软件对

DAHT 系统的热力过程进行模拟, 计算流程如图 2 所示, 其中  $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$  溶液的物性利用 Patek 和 Klomfar 公式<sup>[25]</sup> 计算。

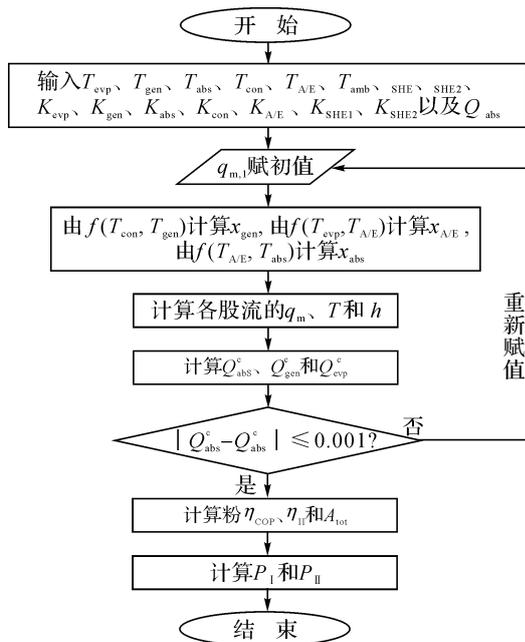


图 2 DAHT 系统模拟计算流程图

Fig. 2 Flow chart of simulated calculation for DAHT system

当发生温度为  $70\text{ }^\circ\text{C}$ , 蒸发温度为  $70\text{ }^\circ\text{C}$ , 冷凝温度为  $30\text{ }^\circ\text{C}$ , 吸收温度为  $150\text{ }^\circ\text{C}$ , 溶液热交换器最小传热端差为  $5\text{ }^\circ\text{C}$  时, 对 DAHT 系统热力性能  $\eta_{\text{COP}}$  与  $\eta_{\text{II}}$  随吸收/蒸发温度的变化进行模拟, 并与文献[10]的计算结果进行对比, 如图 3 所示. 从图中可以看出本文计算得到的系统性能系数和第二定律效率与文

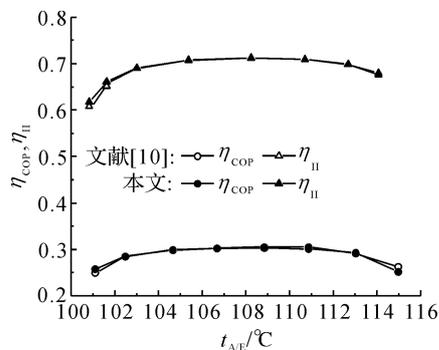


图 3 本文计算结果与文献[10]的对比图: DAHT 系统性能系数与第二定律效率随吸收/蒸发温度的变化

Fig. 3 Calculation results comparison between our work and Reference [10] of coefficient of performance and second law efficiency of DAHT system versus absorption/evaporation temperature

献[10]的计算结果吻合得非常好, 验证了计算模型的有效性. 图中,  $\eta_{\text{COP}}$  与  $\eta_{\text{II}}$  的最大相对误差均出现在较小或较大吸收/蒸发温度时, 分别为  $2.5\%$  和  $4.2\%$ , 主要由对文献[10]数据的反演重构引起。

### 3 计算结果与分析

本文在给定的工况下对 DAHT 系统进行计算分析, 考察溶液热交换器效能对系统性能系数  $\eta_{\text{COP}}$ 、第二定律效率  $\eta_{\text{II}}$ 、总传热面积  $A_{\text{tot}}$  及技术经济性参数  $P_I$  与  $P_{\text{II}}$  的影响. 计算过程中保证溶液热交换器最小端差  $\geq 5\text{ }^\circ\text{C}$ , 所选用的输入参数如下:

- 1) 制热功率:  $20\text{ kW}$ ;
- 2) 发生器: 发生温度为  $70\text{ }^\circ\text{C}$ , 热水进口温度为  $80\text{ }^\circ\text{C}$ , 温降  $5\text{ }^\circ\text{C}$ , 传热系数为  $1.2\text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C})$ ;
- 3) 蒸发器: 蒸发温度  $70\text{ }^\circ\text{C}$ , 热水进口温度  $80\text{ }^\circ\text{C}$ , 温降  $5\text{ }^\circ\text{C}$ , 传热系数  $2.3\text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C})$ ;
- 4) 冷凝器: 冷凝温度  $30\text{ }^\circ\text{C}$ , 冷却水进口温度  $22\text{ }^\circ\text{C}$ , 温升  $3\text{ }^\circ\text{C}$ , 传热系数  $4.5\text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C})$ ;
- 5) 吸收器: 吸收温度  $135\text{ }^\circ\text{C}$ , 载热介质进口温度  $120\text{ }^\circ\text{C}$ , 温升  $10\text{ }^\circ\text{C}$ , 传热系数  $1.2\text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C})$ ;
- 6) 吸收/蒸发器: 吸收/蒸发温度  $104\text{ }^\circ\text{C}$ , 传热系数  $1.2\text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C})$ ;
- 7) 溶液热交换器: 传热系数  $0.4\text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C})$ ;
- 8) 环境温度:  $298.15\text{ K}$ .

文献[19]表明, DAHT 系统的发生温度与蒸发温度一般介于  $70\sim 90\text{ }^\circ\text{C}$ , 为了使 DAHT 系统能够与太阳能低温热转换设备如平板集热器、真空管集热器等高效结合, 本文中 DAHT 系统的发生温度和蒸发温度均取  $70\text{ }^\circ\text{C}$ ; 此外, 系统各换热器的传热系数根据文献[23]的推荐值选取。

如图 4 所示为 DAHT 系统的  $\eta_{\text{COP}}$  随溶液热交换器效能的变化规律. 从图中可以看出, 在给定工况下, 无溶液热交换器的 DAHT 系统的  $\eta_{\text{COP}}$  仅为  $0.222$ , 引入溶液热交换器可以有效地提高 DAHT 系统的  $\eta_{\text{COP}}$ , 且随着溶液热交换器效能的增大, DAHT 系统的  $\eta_{\text{COP}}$  几乎呈线性升高. 当 2 个溶液热交换器均在最小约束温差工况下运行时, 单独配置第一溶液热交换器和单独配置第二溶液热交换器的 DAHT 系统  $\eta_{\text{COP}}$  分别达到了  $0.282$  和  $0.247$ , 相对无溶液热交换器系统分别提高约  $27.0\%$  和  $11.3\%$ . 当第二溶液热交换效能  $\epsilon_{\text{SHE2}} = 0.75$  时, 随着第一溶液热交换器效能的增加, DAHT 系统的  $\eta_{\text{COP}}$  从  $0.245$  升至  $0.308$ , 增幅达  $25.7\%$ ; 当第一溶液热交换效能  $\epsilon_{\text{SHE1}} = 0.75$  时, 随着第二溶液热交换器效能

的增加,DAHT 系统的  $\eta_{COP}$  仅从 0.271 升至 0.299,增幅 10.3% 左右.这一事实说明第一溶液热交换器对 DAHT 系统的  $\eta_{COP}$  的提升较第二溶液热交换器更为显著.

溶液热交换器对 DAHT 系统的  $\eta_{II}$  的影响如图 5 所示.从图中可以看出,溶液热交换器效能的提升对提高 DAHT 系统的  $\eta_{II}$  同样是有益的,其原因在于引入溶液热交换器可以有效地避免温度相对较低的  $H_2O/LiBr$  浓溶液直接进入吸收器和吸收/蒸发器内,与温度较高的冷剂蒸汽混合,在一定程度上减少了系统的有效能损失;另一方面,溶液热交换器效能的增大,使传热温差减小,溶液热交换器的不可逆损失降低.在双重因素的作用下 DAHT 系统的  $\eta_{II}$  呈逐步增大趋势.此外,2 个溶液热交换器对 DAHT 系统的  $\eta_{II}$  的作用趋势与其对系统的  $\eta_{COP}$  的影响基本一致.

图 6 揭示了 DAHT 系统的  $A_{tot}$  随溶液热交换器效能的变化情况.从图中可以看出,DAHT 系统

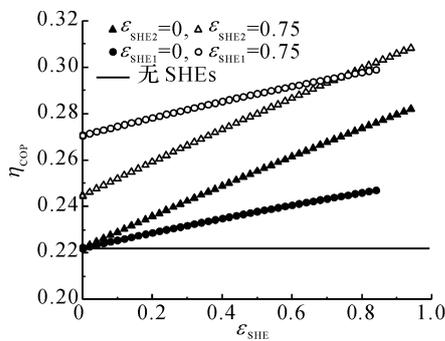


图 4 DAHT 系统性能系数随溶液热交换器效能的变化  
Fig. 4 Coefficient of performance of DAHT system versus effectiveness of solution heat exchangers

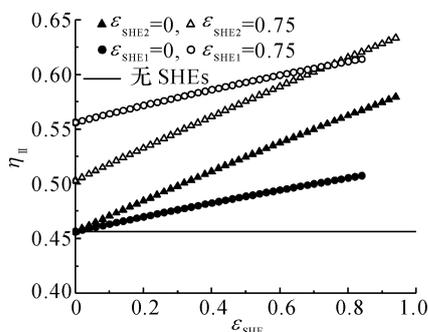


图 5 DAHT 系统第二定律效率随溶液热交换器效能的变化  
Fig. 5 Second law efficiency of DAHT system versus effectiveness of solution heat exchangers

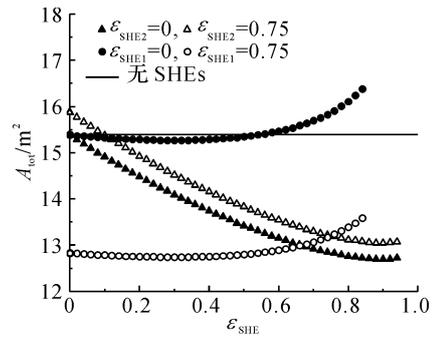


图 6 DAHT 系统总传热面积随溶液热交换器效能的变化  
Fig. 6 Total heat transfer area of DAHT system versus effectiveness of solution heat exchangers

的  $A_{tot}$  随第一、第二溶液热交换器效能的增加均呈先减小后增大的趋势.主要原因在于,随着溶液热交换器效能的增加,虽然系统其他设备的传热面积逐步减小,但溶液热交换器所需的传热面积逐渐增大,二者相互作用,导致系统  $A_{tot}$  呈先减小后增加的趋势.与第二溶液热交换器相比,第一溶液热交换器对减小 DAHT 系统的  $A_{tot}$  至关重要;在给定的工况下,单独配置第一溶液热交换器时,DAHT 系统的最小  $A_{tot}$  约 12.7  $m^2$ ,对应溶液热交换器效能约为 0.89(传热温差约 8.2  $^{\circ}C$ ),相对无溶液热交换器的 DAHT 系统  $A_{tot}$  减少约 17.5%,而单独配置第二溶液热交换器时,DAHT 系统的最小  $A_{tot}$  约 15.3  $m^2$ ,对应溶液热交换器效能约为 0.30(传热温差约 23.7  $^{\circ}C$ ),相对无溶液热交换器的 DAHT 系统  $A_{tot}$  仅减少约 0.8%.此外,值得注意的是,当第二溶液热交换器效能  $\geq 0.53$  时,其进一步提高将会导致 DAHT 系统的  $A_{tot}$  增大.

DAHT 系统的技术经济性参数  $P_I$  与  $P_{II}$  随溶液热交换器效能的变化分别如图 7 所示.从图中可以看出,任一溶液热交换器的引入都可以提高 DAHT 系统的  $P_I$  与  $P_{II}$ ,同时使用 2 个溶液热交换器对提高系统技术经济性更加有利.在给定的工况下,系统的  $P_I$  与  $P_{II}$  随第一溶液热交换器效能的增大逐渐升高,但当溶液热交换器效能大于 0.80 以后,增幅越来越小,尤其是在溶液热交换器最小传热温差接近 5.0  $^{\circ}C$  时;系统的  $P_I$  与  $P_{II}$  随第二溶液热交换器效能的增大呈先增大后减小的趋势,最佳换热器效能约为 0.61,对应的最小传热温差约 13.2  $^{\circ}C$ .此外,通过对比发现,第一溶液热交换器对系统技术经济性的提高比第二溶液热交换器要显著的多.

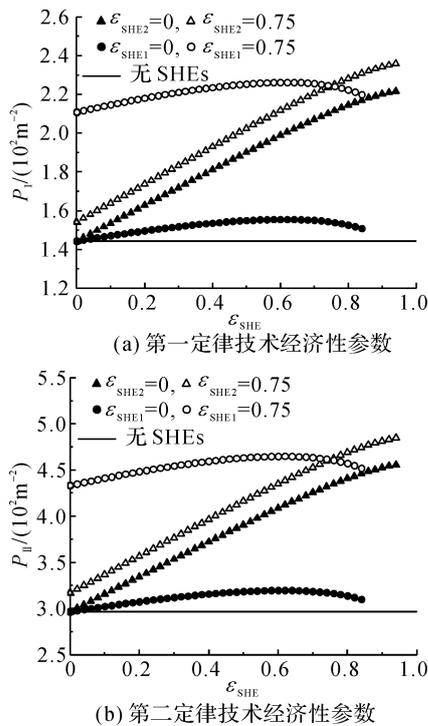


图 7 DAHT 系统第一、第二定律技术经济性参数随液热交换器效能的变化

Fig. 7 First and second law technical economy parameter of DAHT system versus effectiveness of solution heat exchangers

## 4 结 论

(1) 溶液热交换器对 DAHT 系统的性能具有很大的影响, 其中第一溶液热交换器的影响较第二溶液热交换器更为显著;

(2) 随着第一和第二溶液热交换器效能的提高, DAHT 系统的热力性能包括性能系数和第二定律效率均逐渐升高;

(3) 随着第一和第二溶液热交换器效能的提高, DAHT 系统的总传热面积呈先减小后增加的趋势, 即存在最佳的溶液热交换器效能使得系统总传热面积最小;

(4) DAHT 系统的技术经济性随第一溶液热交换器效能的增加而升高, 但随第二溶液热交换器的增加呈先升高后降低的趋势, 即存在最佳的第二溶液热交换器效能使得系统技术经济性最优。

## 参考文献 (References):

[1] 隋军, 刘锋, 郭培军, 等. 低品位余热回收的立式降膜吸收式热变换器研究[J]. 制冷技术, 2015, 35(2): 8-12.  
SUI Jun, LIU Feng, GUO Pei-jun, et al. Study on ver-

tical falling film absorption heat transformer for low grade waste heat recovery [J]. **Chinese Journal of Refrigeration Technology**, 2015, 35(2): 8-12.

[2] RIVERA W, BEST R, CARDOSO MJ, et al. A review of absorption heat transformers [J]. **Applied Thermal Engineering**, 2015, 91: 654-670.

[3] 马庸颇. LiBr-H<sub>2</sub>O 双吸收热变换器热力过程的模拟与优化[D]. 大连: 大连理工大学, 2004.

MA Yong-po. The simulation and optimization of the thermodynamic process of the LiBr-H<sub>2</sub>O double absorption heat transformer [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2004.

[4] FARTAJ S A. Comparison of energy, exergy, and entropy balance methods for analyzing double-stage absorption heat transformer cycles [J]. **International Journal of Energy Research**, 2004, 28(14): 1219-1230.

[5] ZHAO Z C, ZHANG X D, MA X H. Thermodynamic performance of a double-effect absorption heat transformer using TFE/E181 as the working fluid [J]. **Applied Energy**, 2005, 82(2): 107-116.

[6] 尹娟, 史琳, 朱明善, 等. 二次提升型吸收式变热器热力性能分析[J]. 清华大学学报: 自然科学版, 2000, 40(10): 88-91.

YIN Juan, SHI Lin, ZHU Ming-shan, et al. Performance analysis of the two stage heat transformer [J]. **Journal of Tsinghua University: Science and Technology**, 2000, 40(10): 88-91.

[7] 马学虎, 李达, 郝兆龙, 等. 高温双再生器型吸收式热变换器热力循环分析[J]. 大连理工大学学报, 2012, 52(6): 794-798.

MA Xue-hu, LI Da, HAO Zhao-long, et al. Analysis of thermodynamic cycle for double effect absorption heat transformer with high temperature [J]. **Journal of Dalian University of Technology**, 2012, 52(6): 794-798.

[8] CIAMBELLI P, TUFANO V. On the performance of advanced absorption heat transformers II: the double absorption configuration [J]. **Heat Recovery Systems and CHP**, 1988, 8(5): 451-457.

[9] 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.

YIN Juan, SHI Lin, WANG Xin, et al. Performance analysis of the two stage heat transformer [J]. **Fluid Machinery**, 2000, 28(8): 50-53.

[10] 张晓冬, 李健丰. 具有新的溶液循环双吸收式热变换器分析[J]. 大连理工大学学报, 2007, 47(3): 333-337.

ZHANG Xiao-dong, LI Jian-feng. Exergy analysis of

- double absorption heat transformers with a new solution cycle [J]. **Journal of Dalian University of Technology**, 2007, 47(3): 333-337.
- [11] 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.
- [12] MARTINEZ H, RIVERA W. Energy and exergy analysis of a double absorption heat transformer operating with water/lithium bromide [J]. **International Journal of Energy Research**, 2009, 33(7): 662-674.
- [13] 郝兆龙,马学虎,兰忠,等. 高温 LiBr 双吸收式热变换器分析[J]. 大连理工大学学报, 2013, 53(3): 327-332.  
HAO Zhao-long, MA Xue-hu, 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.
- [14] 赵宗昌,周方伟,李淞平. TFE-E181 双吸收热变换器热力过程分析[J]. 大连理工大学学报, 2003, 43(5): 604-608.  
ZHAO Zong-chang, ZHOU Fang-wei, LI Song-ping. Analysis of thermodynamic performance of double absorption heat transformer using TFE-E181 as working fluids [J]. **Journal of Dalian University of Technology**, 2003, 43(5): 604-608.
- [15] REYES R M B, GOMEZ V M A, GARCÍA-GUTIÉRREZ A. Performance modelling of single and double absorption heat transformers [J]. **Current Applied Physics**, 2010, 10(2): S244-S248.
- [16] ROMERO R J, MARTINEZ A R, SILVA S, et al. Comparison of double stage heat transformer with double absorption heat transformer operating with Carrol-Water for industrial waste heat recovery [J]. **Chemical Engineering Transactions**, 2011, 25: 129-134.
- [17] ROMERO R J, MARTINEZ A R, SOTELO S S, et al. Advanced inverse heat pump using Carrol-Water [J]. **American Journal of Environmental Engineering**, 2014, 4(4A): 19-29.
- [18] RIVERA W, CERESO J, RIVERO R, et al. Single stage and double absorption heat transformers used to recover energy in a distillation column of butane and pentane [J]. **International Journal of Energy Research**, 2003, 27(14): 1279-1292.
- [19] KHAMOOSHI M, PARHAM K, ROOZBEH I, et al. Applications of innovative configurations of double absorption heat transformers in water purification technology [J]. **Desalination and Water Treatment**, 2015, 57(18): 1-13.
- [20] ZHAO Z C, ZHOU F W, ZHANG X D, 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.
- [21] 王建国,马学虎,林海涛,等. 以溴化锂溶液为工质的吸收式热转换器热力学分析[J]. 大连理工大学学报, 2004, 44(3): 366-370.  
WANG Jian-guo, MA Xue-hu, LIN Hai-tao, et al. Thermodynamic analysis for LiBr-H<sub>2</sub>O absorption heat transformer [J]. **Journal of Dalian University of Technology**, 2004, 44(3): 366-370.
- [22] 钟理,赵文英,谭盈科. 溶液换热器传热效率对高温吸收式热泵性能的影响[J]. 制冷, 2001, 20(2): 10-15.  
ZHONG Li, ZHAO Wen-ying, TAN Ying-ke. Influence of solution heat exchanger effectiveness on performance of high temperature absorption heat pumps [J]. **Refrigeration**, 2001, 20(2): 10-15.
- [23] 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: 23-24.
- [24] 董海虹. 低温热源驱动第二类吸收式热泵的模拟优化研究[D]. 天津:天津大学, 2006.  
DONG Hai-hong. Optimization design and simulation research on the absorption heat transformer of recovering the low temperature waste heat [D]. Tianjin: Tianjin University, 2006.
- [25] PATEK J, KLUMFAR J. A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of LiBr-H<sub>2</sub>O solutions from 273 to 500 K over full composition range [J]. **International Journal of Refrigeration**, 2006, 29(4): 566-578.