

# 高温 LiBr 双吸收式热变换器焓分析

郝兆龙, 马学虎\*, 兰忠, 白涛

(大连理工大学 化学工程研究所, 辽宁 大连 116024)

**摘要:** 基于热力学第一、第二定律建立了高温 LiBr 双吸收式热变换器热力学模型. 模型考察了系统各操作温度、循环倍率( $R_f$ )、溶液热交换器换热效率( $E_f$ )和系统温升( $T_{gl}$ )对系统焓性能(ECOP)、主要部件焓损失( $E_d$ )和总焓损失( $E_t$ )的影响. 结果表明, 吸收器和再生器是整个系统焓损失最大的部件; ECOP 随着再生温度、蒸发温度、吸收-蒸发温度和溶液热交换器换热效率增加而增加; 随着吸收温度、冷凝温度、循环倍率和系统温升增加而减小. 为了获得较好的系统性能, 系统温升不应该超过 72 K.

**关键词:** 双吸收式热变换器; 系统性能; 热力学分析; 焓分析

**中图分类号:** TB657.5 **文献标志码:** A

## 0 引言

目前在石油化工和冶金等工业生产过程中存在大量的高温废热源, 这些废热的价值并没有被充分地加以利用, 而是应用到需要较低温位热能的地方. 由热力学第二定律可知, 热能品质上是有差别的, 若把高品质的热能用于仅需低品质热能的地方, 虽然热能在数量上是相等的, 但是造成了可用能(焓)值的极大浪费. 吸收式热变换器(AHT)可以将部分废热热能回收提高温位后重新在高温位进行利用, 在能量品质利用方面实现了节约, 近年来在工业领域受到越来越多的关注<sup>[1-3]</sup>. 然而, 目前 AHT 技术在国内工业领域还没有得到应有的大范围推广, 其中一个主要原因是其适用温度范围的限制, 常规 AHT 一般应用于回收 120 °C 以下的废热源. 溴化锂溶液-水作为吸收式系统应用最广泛的工质对, 其在高温状态下对金属的强腐蚀性是制约 AHT 适用工况范围扩展的瓶颈. 针对 AHT 应用于高温工况下存在的键问题, 大连理工大学化学工程研究所进行了一系列的研究. Chen 等<sup>[4]</sup>实验研究了高温(150 ~ 200 °C)条件下不锈钢在溴化锂溶液中的腐蚀特性, 得到了高温条件下基础腐蚀实验数据. 根据溴化锂溶液中不锈钢腐蚀特性, Chen 等<sup>[5]</sup>提出了

一种改进的水热法在不锈钢 304 表面制备 SiO<sub>2</sub> 膜, 实验分析该膜的抗腐蚀性表明, 该膜可以有效减小溴化锂溶液在高温条件下对不锈钢的腐蚀. 应用该 SiO<sub>2</sub> 膜在线成膜工艺, 郝兆龙等<sup>[6]</sup>建立了首台高温工况条件下吸收式热变换器(HAHT)实验样机, 其功率为 5 kW, 工质对为溴化锂溶液-水, 工作温度为 150 ~ 205 °C. 实验测试表明, 该 HAHT 输出可用热温度大于 200 °C, 系统温升大于 40 °C, COP 大于 0.4, 达到设计要求, 实验过程中无明显腐蚀现象. 为了提高 HAHT 热力学性能, 马学虎等<sup>[7]</sup>提出一种新的高温双再生器吸收式热变换器, 其在传统 AHT 的再生器和冷凝器之间增加了一个再生器, 分析表明系统 COP 可以提高 20%, 达到 0.61.

本文在文献报道关于 HAHT 相关研究的基础上, 采用双吸收式热变换器(DAHT)进一步提高回收热的温位, 基于热力学第二定律焓分析方法对高温双吸收式热变换器(HDAHT)进行研究, 分析在高温工况下操作温度、循环倍率( $R_f$ )、溶液热交换器换热效率( $E_f$ )和系统温升( $T_{gl}$ )对系统焓性能(ECOP)、主要部件焓损失( $E_d$ )和总焓损失( $E_t$ )的影响规律, 以期为进一步研制高温位、大温升的 HDAHT 提供热力学工况和系统性

收稿日期: 2012-03-14; 修回日期: 2013-03-30.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51176018).

作者简介: 郝兆龙(1983-), 男, 博士生; 马学虎\*(1965-), 男, 教授, 博士生导师, E-mail: xuehuma@dlut.edu.cn.

能等数据,为实验样机设计和运行提供理论指导.

## 1 高温 LiBr 双吸收式热变换器工作原理

HDAHT 工作循环如图 1 所示,包括吸收器(AB)、再生器(GE)、吸收-蒸发器(AE)、冷凝器(CO)、蒸发器(EV)和溶液热交换器(HX). 高温废热量提供给再生器,使 LiBr 稀溶液在中间温度  $t_g$ (大于  $150\text{ }^\circ\text{C}$ )和低压  $p_g$ (正压)条件下浓缩产生水蒸气工质,水蒸气进入冷凝器,在低温  $t_c$  和低压  $p_c$  条件下冷凝放出热量被循环冷却介质带走. 冷凝器冷凝水一部分经由泵进入蒸发器,吸收高温废热量在中间温度  $t_e$  和高压  $p_e$  下蒸发;另一部分冷凝水经由泵进入吸收-蒸发器吸收热  $Q_{ac}$  在高温  $t_{ac}$  和最高压力  $p_a$  下蒸发. 质量分数为  $X_1$  的浓溶液从再生器经由泵经过溶液热交换器进入吸收器,在最高温度  $t_a$  和最高压力  $p_a$  条件下吸收来自吸收-蒸发器的蒸汽,放出吸收热  $Q_a$ (高品位输出可用热)成为中间质量分数  $X_2$  的溶液. 该中间质量分数溶液一部分经过溶液热交换器回到再生器完成一次循环,而另一部分进入吸收-蒸发器吸收来自蒸发器的蒸汽工质,放出吸收热  $Q_{ac}$  后成为低质量分数  $X_3$  的稀溶液流回再生器完成循环.

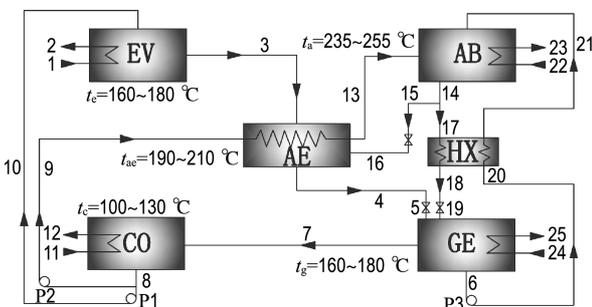


图 1 高温双吸收式热变换器循环示意图

Fig. 1 Schematic of high temperature double effect absorption heat transformer

## 2 热力学模型

基于热力学第一、第二定律焓分析方法建立 HDAHT 热力学模型,基本假设如下:

- (1)吸收器、吸收-蒸发器 and 再生器出口溶液处于平衡状态;
- (2)蒸发器、吸收-蒸发器 and 冷凝器出口蒸汽(水)工质均为饱和状态;
- (3)再生器出口蒸汽处于过热状态;

(4)忽略系统部件的热损失和降压;

(5)流体经过节流阀是等焓过程;

(6)用高温水作为废热源向再生器和蒸发器提供热量,并且带走吸收器放出的吸收热,低温水作为冷却介质带走冷凝器释放的热量;

(7)环境参考温度( $T_0$ )为  $298.15\text{ K}$ .

忽略核效应、电磁效应、电子效应和化学效应,流体的焓计算式为<sup>[8]</sup>

$$\dot{E} = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (1)$$

其中  $h_0$  和  $s_0$  为参考环境温度( $T_0$ )下的值.

稳态时控制体焓平衡速率方程为

$$0 = \sum_j \left[ 1 - \frac{T_0}{T_j} \right] \dot{Q}_j - \dot{W} + \sum_i \dot{m}_i e_i - \sum_e \dot{m}_e e_e - \dot{E}_d \quad (2)$$

对主要部件建立能量、质量和焓平衡.

蒸发器:

$$\dot{m}_3(h_3 - h_{10}) = \dot{m}_1(h_1 - h_2) \quad (3)$$

$$(E_d)_e = \dot{E}_{10} + \dot{E}_1 - \dot{E}_3 - \dot{E}_2 \quad (4)$$

冷凝器:

$$\dot{m}_7(h_7 - h_8) = \dot{m}_{11}(h_{12} - h_{11}) \quad (5)$$

$$(E_d)_c = \dot{E}_7 + \dot{E}_{11} - \dot{E}_8 - \dot{E}_{12} \quad (6)$$

吸收器:

$$\dot{m}_{13}h_{13} + \dot{m}_{21}h_{21} - \dot{m}_{14}h_{14} = \dot{m}_{22}(h_{23} - h_{22}) \quad (7)$$

$$\dot{m}_{21}X_1 = \dot{m}_{14}X_2 \quad (8)$$

$$(E_d)_a = \dot{E}_{13} + \dot{E}_{21} + \dot{E}_{22} - \dot{E}_{14} - \dot{E}_{23} \quad (9)$$

再生器:

$$\dot{m}_7h_7 + \dot{m}_6h_6 - \dot{m}_5h_5 - \dot{m}_{19}h_{19} = \dot{m}_{24}(h_{24} - h_{25}) \quad (10)$$

$$\dot{m}_6X_1 = \dot{m}_5X_3 + \dot{m}_{19}X_2 \quad (11)$$

$$(E_d)_g = \dot{E}_5 + \dot{E}_{19} + \dot{E}_{24} - \dot{E}_7 - \dot{E}_6 - \dot{E}_{25} \quad (12)$$

吸收-蒸发器:

$$\dot{m}_3h_3 + \dot{m}_{16}h_{16} - \dot{m}_4h_4 = \dot{m}_9(h_{13} - h_9) \quad (13)$$

$$\dot{m}_4X_3 = \dot{m}_{16}X_2 \quad (14)$$

$$(E_d)_{ab} = \dot{E}_3 + \dot{E}_9 + \dot{E}_{16} - \dot{E}_{13} - \dot{E}_4 \quad (15)$$

溶液热交换器:

$$\dot{m}_{17}h_{17} + \dot{m}_{20}h_{20} = \dot{m}_{18}h_{18} + \dot{m}_{21}h_{21} \quad (16)$$

$$(E_d)_{hx} = \dot{E}_{17} + \dot{E}_{20} - \dot{E}_{18} - \dot{E}_{21} \quad (17)$$

泵:

$$\dot{W}_{p1} = \dot{m}_{10}v_8(p_e - p_c) \quad (18)$$

$$\dot{W}_{p2} = \dot{m}_9v_8(p_a - p_c) \quad (19)$$

$$\dot{W}_{p3} = \dot{m}_6 v_b (p_a - p_g) \quad (20)$$

$$\dot{W}_p = \dot{W}_{p1} + \dot{W}_{p2} + \dot{W}_{p3} \quad (21)$$

其中  $v$  为比体积,  $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$ .

系统总焓损失

$$E_t = (E_d)_e + (E_d)_c + (E_d)_a + (E_d)_g + (E_d)_{ab} + (E_d)_{hx} \quad (22)$$

焓效率 ECOP 定义为系统输出的焓值与输入焓值的比:

$$ECOP = \frac{E_{23} - E_{22}}{(E_1 - E_2) + (E_{24} - E_{25}) + \dot{W}_p} \quad (23)$$

循环倍率定义为

$$R_f = \dot{m}_{14} / \dot{m}_7 \quad (24)$$

溶液热交换器换热效率是指实际换热量与最大可能换热量之比:

$$E_f = \frac{h_{21} - h_{20}}{h_{17} - h_{20}} \quad (25)$$

系统温升定义为

$$T_{g1} = t_{14} - t_3 \quad (26)$$

溴化锂溶液物性由 Kaita [9] 提出的公式计算, 水和水蒸气物性数据来自文献[10].

### 3 结果与讨论

系统的主要操作温度、蒸发器输入功率和溶液热交换器换热效率作为模型的初始已知条件:  $t_c$  为  $108 \sim 128 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_e$  和  $t_g$  为  $163 \sim 180 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_a$  为  $236 \sim 257 \text{ }^\circ\text{C}$ , 吸收-蒸发温度  $t_{ae}$  为  $192 \sim 210 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $E_f$  为  $0.1 \sim 0.9$ ,  $Q_e$  为  $5 \text{ kW}$ .

#### 3.1 再生温度和蒸发温度对系统的影响

图 2 和 3 给出  $t_e$  和  $t_g$  对各个主要部件  $E_d$ 、系统 ECOP 和  $E_t$  的影响. 由图可知, 随着  $t_e$  和  $t_g$  从  $168 \text{ }^\circ\text{C}$  增加到  $177 \text{ }^\circ\text{C}$ , 吸收器  $E_d$  占系统  $E_t$  比例从  $28\%$  减小到  $24\%$ ; 再生器  $E_d$  占系统  $E_t$  比例从  $13\%$  增加到  $30\%$ , 成为焓损失最大的部件; 而溶液热交换器  $E_d$  占系统  $E_t$  比例从  $23\%$  减小到  $5\%$ , 成为焓损失最小的部件. 随着  $t_e$  和  $t_g$  的增大, 虽然吸收器的蒸汽和进出口溶液温差减小, 但是溶液与热源的温差仍然较大, 所以吸收器  $E_d$  占系统  $E_t$  比例下降幅度较小; 随着  $t_g$  增加, 再生器出口溶液质量分数  $X_1$  增大而吸收-蒸发器出口溶液质量分数  $X_3$  减小, 再生器进出口溶液浓度差增大, 所以成为焓损失最大的部件. 而随着再生器出口溶液温度增大, 进入溶液热交换器的溶液温差减小, 所以溶液热交换器  $E_d$  急剧减小. 由

图 3 可知, 随着  $t_e$  和  $t_g$  的增大, 系统  $E_t$  先减小后缓慢增加, 并且随着  $t_a$  增大, 系统  $E_t$  增大. 系统 ECOP 先是急剧增加, 当  $t_e$  和  $t_g$  增加到某一值时, ECOP 增加变缓, 同时可看出  $t_a$  越高, ECOP 越低.

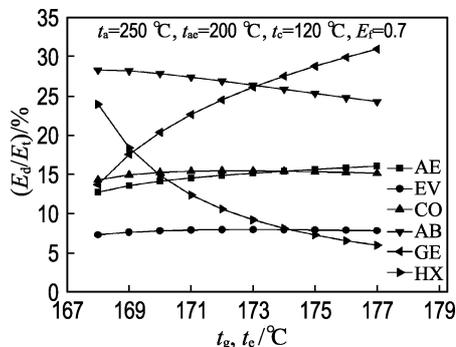


图 2 再生温度和蒸发温度对各个部件焓损失的影响

Fig. 2 Variation of percentage of exergy destruction in each component with the generator and evaporator temperatures

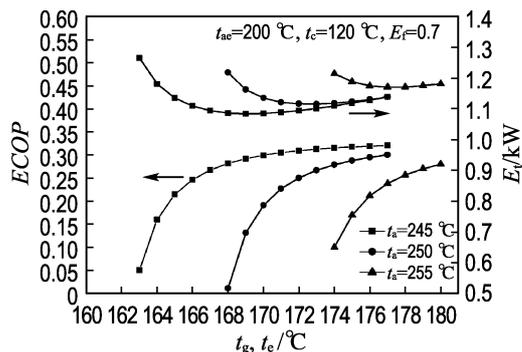


图 3 再生温度和蒸发温度对系统 ECOP 和  $E_t$  的影响

Fig. 3 Variation of ECOP and  $E_t$  with the generator and evaporator temperatures

#### 3.2 冷凝温度对系统的影响

图 4 和 5 是  $t_c$  对各个主要部件  $E_d$ 、系统 ECOP 和  $E_t$  的影响. 由图 4 可知, 再生器  $E_d$  占  $E_t$  比例从  $t_c$  为  $113 \text{ }^\circ\text{C}$  的  $33\%$  减小到  $123 \text{ }^\circ\text{C}$  时的  $16\%$ . 这是由于当  $t_c$  增大, 再生器内溶液的浓度差减小, 其溶液混合引起的不可逆因素减小. 由图 2 和 4 可知, 再生器不可逆因素主要是由进出口溶液浓度差引起的. 随着  $t_c$  增大, 吸收器  $E_d$  占  $E_t$  比例从  $24\%$  略微增加到  $27\%$ , 虽然  $t_c$  升高, 吸收器进出口溶液浓度差减小, 但是吸收器溶液与热源温差仍然较大, 所以吸收器  $E_d$  占  $E_t$  比例不仅没有减小

反而略微增加. 由此可知, 吸收器  $E_d$  主要是溶液与蒸汽和热源之间温差引起的. 由图 5 可知, 随着  $t_c$  增大, 系统 ECOP 在较低  $t_c$  时缓慢减小, 当  $t_c$  超过某一值时急剧减小;  $E_i$  先减小后增大. 由图还可知,  $t_a$  越高, 系统  $E_i$  损失越大, ECOP 越小.

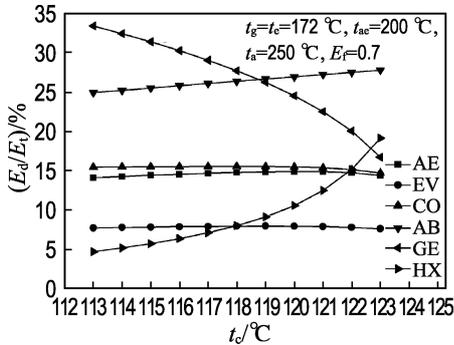


图 4 冷凝温度对各个部件熵损失的影响

Fig. 4 Variation of percentage of exergy destruction in each component with the condenser temperature

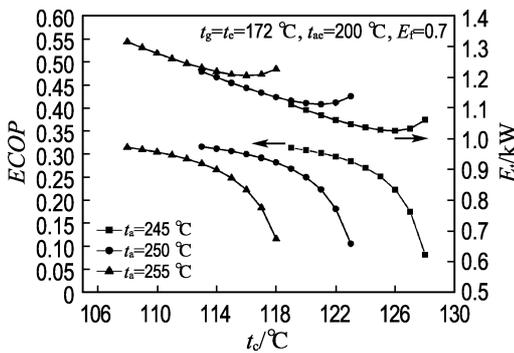


图 5 冷凝温度对系统 ECOP 和  $E_i$  的影响

Fig. 5 Variation of ECOP and  $E_i$  with the condenser temperature

### 3.3 吸收-蒸发温度对系统的影响

图 6 和 7 是  $t_{ae}$  对各个部件  $E_d$ 、系统 ECOP 和  $E_i$  的影响. 由图 6 可知, 吸收器  $E_d$  占  $E_i$  比例较大且受  $t_{ae}$  影响较小. 与图 2 类似, 随着  $t_{ae}$  增大, 再生器  $E_d$  占  $E_i$  比例随之增大而溶液热交换器  $E_d$  占  $E_i$  比例随之减小. 原因与前文讨论的相同, 当  $t_{ae}$  增大, 再生器进出口溶液浓度差增大, 溶液热交换器进出口温差减小. 由图 7 可知, ECOP 随着  $t_{ae}$  增大而增大,  $E_i$  随着  $t_{ae}$  增大而减小;  $t_{ae}$  越高, 系统的热力学性能越差. 由此可知, 提高  $t_{ae}$  可以有效提高系统的性能.

### 3.4 吸收温度对系统的影响

图 8 和 9 是  $t_a$  对各个主要部件  $E_d$ 、系统 ECOP 和  $E_i$  的影响. 由图 8 可知, 随着  $t_a$  增大,

吸收器  $E_d$  占  $E_i$  比例从 25% 略微增加到 28%. 当  $t_a$  增大时, 吸收器出口稀溶液浓度增大, 吸收器进出口溶液浓度差减小, 但是吸收器溶液与热源和蒸汽的温差增大, 最终的耦合效果使其  $E_d$  略微增加. 再次证明了影响吸收器  $E_d$  的主要因素是其溶液与热源和蒸汽的温度差. 另一方面, 随着  $t_a$  增大, 再生器  $E_d$  占  $E_i$  比例从 31% 减小到 17%.

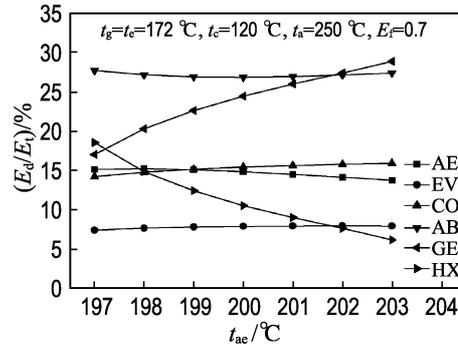


图 6 吸收-蒸发温度对各个部件熵损失的影响

Fig. 6 Variation of percentage of exergy destruction in each component with the absorber-evaporator temperature

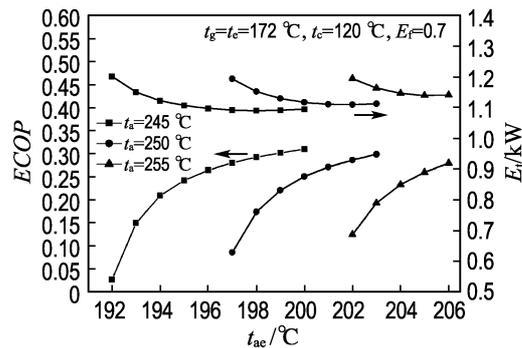


图 7 吸收-蒸发温度对系统 ECOP 和  $E_i$  的影响

Fig. 7 Variation of ECOP and  $E_i$  with the absorber-evaporator temperature

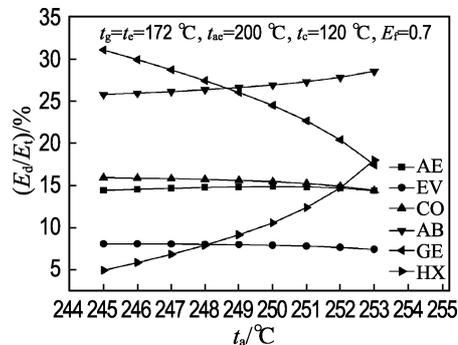


图 8 吸收温度对各个部件熵损失的影响

Fig. 8 Variation of percentage of exergy destruction in each component with the absorber temperature

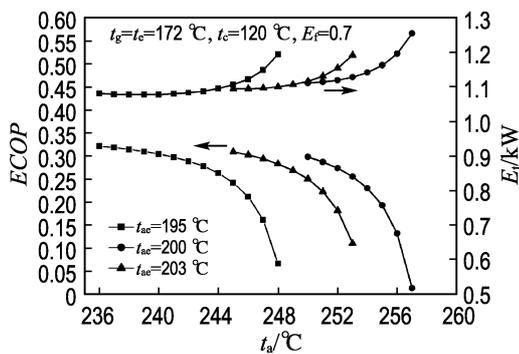


图9 吸收温度对系统 ECOP 和  $E_t$  的影响  
Fig. 9 Variation of ECOP and  $E_t$  with the absorber temperature

这是由于  $t_a$  增大,再生器溶液浓度差减小,同样再次证明了影响再生器的  $E_d$  主要原因是溶液浓度差.由图9可知,随着  $t_a$  增大,系统  $E_t$  增大而 ECOP 减小,系统性能降低.

### 3.5 循环倍率对系统的影响

图10给出了  $R_f$  对系统 ECOP 和  $E_t$  的影响.由图可知,随着  $R_f$  增大,系统 ECOP 急剧减小,而  $E_t$  先减小而后急剧增大;减小  $t_a$ ,能得到较好的系统性能.

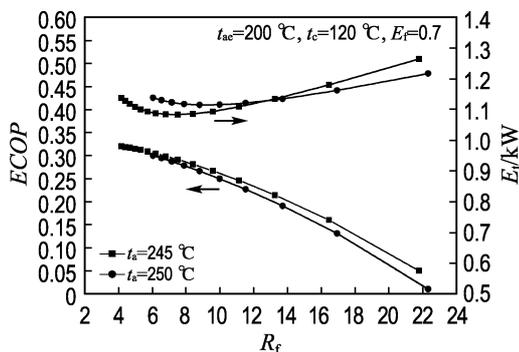


图10 循环倍率对系统 ECOP 和  $E_t$  的影响  
Fig. 10 Variation of ECOP and  $E_t$  with the flow ratio

### 3.6 溶液热交换器换热效率对系统的影响

图11是  $E_f$  对系统 ECOP 和  $E_t$  的影响.由图可知, $E_f$  越高,其回收的热量越多,吸收器和再生器内部温差越小,其焓损失就越低,系统性能越好.所以,溶液热交换器是 HDAHT 重要的部件,其换热效率对系统性能影响明显.

### 3.7 系统温升对系统的影响

图12给出了  $T_{gl}$  对系统 ECOP 和  $E_t$  的影响.一般来说,对于 AHT,系统温升越高,其热力学性能就越差.由图12可知,随着  $T_{gl}$  增加,ECOP 开始基本保持不变,当  $T_{gl}$  超过 72 K,系统

ECOP 开始减小并且减小速率随着  $T_{gl}$  增加而加快.而系统  $E_t$  随着温升增加先是缓慢减小后急剧增加.所以 HDAHT 系统温升不应超过 72 K.

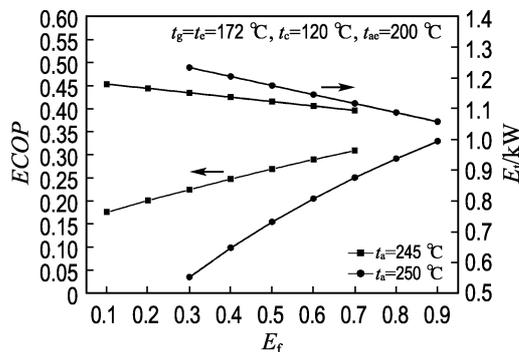


图11 溶液热交换器换热效率对系统 ECOP 和  $E_t$  的影响  
Fig. 11 Variation of ECOP and  $E_t$  with the effectiveness of solution heat exchanger

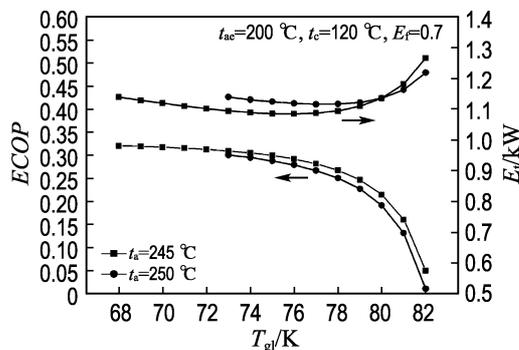


图12 系统温升对系统 ECOP 和  $E_t$  的影响  
Fig. 12 Variation of ECOP and  $E_t$  with the gross temperature lift

## 4 结论

(1)吸收器和再生器是高温 LiBr 双吸收式热交换器焓损失最大的部件.吸收器不可逆因素主要是由溶液与热源和蒸汽之间温差引起的;再生器不可逆因素主要是由进出口溶液浓度差引起的.

(2)系统 ECOP 随着再生温度、蒸发温度和吸收-蒸发温度增大而增大;随着吸收温度和冷凝温度增大而减小.

(3)溶液热交换器换热效率直接影响系统的性能,应该尽可能提高;该部件焓损失受操作温度影响较大,可以通过对操作温度优化来减少该部件的不可逆因素.

(4)为了获得更好的系统性能,循环倍率应该尽可能低.

(5)对于高温 LiBr 双吸收式热变换器,系统温升越高,系统性能越差,为了获得较好的系统性能,系统温升不应超过 72 K.

### 参考文献:

- [1] MA Xue-hu, CHEN Jia-bin, LI Song-ping, *et al.* Application of absorption heat transformer to recover waste heat from a synthetic rubber plant [J]. **Applied Thermal Engineering**, 2003, **23**(7): 797-806.
- [2] Rivera W, Huicochea A, Martínez H, *et al.* Exergy analysis of an experimental heat transformer for water purification [J]. **Energy**, 2011, **36**(1): 320-327.
- [3] Horuz I, Kurt B. Absorption heat transformers and an industrial application [J]. **Renewable Energy**, 2010, **35**(10):2175-2181.
- [4] CHEN Hong-xia, MA Xue-hu, CHEN Jia-bin, *et al.* Pitting corrosion transformation of SUS304 stainless steel in lithium bromide solution at high temperature [J]. **Materials and Corrosion**, 2009, **60**(5):360-364.
- [5] CHEN Hong-xia, MA Xue-hu, BO Shou-shi, *et al.* Preparation of Fe/Cr doped SiO<sub>2</sub> thin film on 304 stainless steel substrate originated from corrosion [J]. **Corrosion Engineering, Science and Technology**, 2011, **46**(4):453-457.
- [6] 郝兆龙,马学虎,兰忠,等. 高温吸收式热变换器热力学性能实验研究[J]. 高校化学工程学报, 2012, **26**(6):911-916.
- HAO Zhao-long, MA Xue-hu, LAN Zhong, *et al.* Experimental study of thermodynamic performance of high temperature absorption heat transformer [J]. **Journal of Chemical Engineering of Chinese Universities**, 2012, **26**(6):911-916. (in Chinese)
- [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. (in Chinese)
- [8] Bejan A, Tsatsaronis G, Moran M. **Thermal Design and Optimization** [M]. New York: Wiley, 1996.
- [9] Kaita Y. Thermodynamic properties of lithium bromide-water solutions at high temperatures [J]. **International Journal of Refrigeration**, 2001, **24**(5):374-390.
- [10] Irvine T F, Liley P E. **Steam and Gas Tables with Computer Equations** [M]. New York: Academic Press, 1984.

## Exergy analysis of a high temperature water-lithium bromide double effect absorption heat transformer

HAO Zhao-long, MA Xue-hu\*, LAN Zhong, BAI Tao

( Institute of Chemical Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China )

**Abstract:** A thermodynamic model for a high temperature double effect absorption heat transformer based on the first and the second laws of thermodynamics is presented. The model takes account for the effect of operating temperatures, flow ratio ( $R_f$ ), effectiveness of solution heat exchanger ( $E_t$ ) and gross temperature lift ( $T_{gl}$ ) on the exergy coefficient of performance ( $ECOP$ ), exergy destruction in each component ( $E_d$ ) and the total exergy destruction ( $E_t$ ). The experimental results indicate that the absorber and the generator are the largest exergy destruction components in the whole system. In particular,  $ECOP$  increases with the generator, evaporator, absorber-evaporator temperatures, and  $E_t$  increasing and decreases with absorption and condensing temperatures,  $R_f$  and  $T_{gl}$  increasing. Finally, the  $T_{gl}$  should be not over 72 K for improving the performance of the system.

**Key words:** double effect absorption heat transformer; system properties; thermodynamic analysis; exergy analysis