

具有新的溶液循环双吸收式热变换器 η 分析

张晓冬*, 李健丰

(大连理工大学 化工学院, 辽宁 大连 116012)

摘要: 依据溴化锂溶液的热力学性质和热力学第二定律,对具有一种新的溶液循环的双吸收式热变换器的热力过程进行了 η 分析.结果表明:与普通循环相比,新的溶液循环不仅具有更高的性能系数和 η 效率,而且吸收蒸发器具有更宽的操作范围.当热源温度、冷凝温度和吸收器的温度分别为 70 25 和 150 $^{\circ}\text{C}$ 时,普通循环的 η 效率是 56.2%,而新循环的 η 效率是 65.7%.当在吸收蒸发器和再生器之间增加第二溶液热交换器时,新循环的 η 效率可以达到 69.6%,而且吸收蒸发器的操作范围进一步增加.同时也讨论了其他操作参数对系统 η 效率的影响.

关键词: 双吸收式热变换器;新的溶液循环; η 分析; η 效率;工业余热回收
中图分类号: TB616 **文献标识码:** A

0 引言

吸收式热变换器是回收低温位工业余热的有效节能装置.在当前能源紧张,能源价格不断上涨的情况下,研究和开发适合各种工业需求的吸收式热变换器意义重大.单级吸收式热变换器其温升只有 30 $^{\circ}\text{C}$ 左右,只能适用于对余热温升要求不高的场合.由于两级吸收式热变换器 TSAHT(two-stage absorption heat transformer)和双吸收式热变换器 DAHT(double absorption heat transformer)能够将工业余热的温度提升 60 $^{\circ}\text{C}$,这两类吸收式热变换器能够满足一些有更高温升需求的工业余热回收.两级吸收式热变换器是由两个单级吸收式热变换器所构成.其系统构成复杂,设备成本高,不便于产业化.相比之下,双吸收式热变换器不仅能达到两级吸收式热变换器的温升,而且其结构简单,成本也低许多.

Rivera等^[1,2]对两级和传统的双吸收式热变换器的热力性能进行了研究.尹娟等^[3,4]也进行了类似的研究工作.最近, Rivera等^[5]对墨西哥炼油厂采用双吸收式热变换器回收丁烷和戊烷塔

顶热并用于塔底的加热热源的可行性进行了分析.但是这种循环吸收蒸发器温度变化范围窄,特别是在吸收器的温度较高时维持其较高性能系数的可操作范围变得更窄.为了克服这种缺点, Zhao等^[6]提出了一种新的溶液循环方式并对其热力循环性能系数和温升特性进行了分析研究.这两种循环的主要区别是:在传统循环中进入吸收蒸发器的溴化锂溶液是来自吸收器的中等浓度的溶液,而新的溶液循环则来自发生器的较高浓度的溶液.为了进一步提高这种新型双吸收式热变换器的热力性能系数和效率,本文在吸收蒸发器和发生器之间增加了第二溶液热交换器,通过离开与进入吸收蒸发器的稀溶液与浓溶液的热量交换,可以提高循环的热效率.

为了更好地了解新的溶液循环方式以及具有两个溶液热交换器的双吸收式热变换器的热力学性能,本文依据热力学第二定律,对系统各个部件的 η 损和系统的 η 效率进行分析计算,从有效能利用率的角度来分析系统的热力学性能.

收稿日期: 2005-10-25; 修回日期: 2007-01-28.
作者简介: 张晓冬* (1956-), 女, 副教授.

1 具有新的溶液循环的双吸收式热变换器的火用分析

具有新的溶液循环方式的双吸收式热变换器以及相应的工质循环如图 1 和图 2 所示. 具有新的溶液循环方式又有两个溶液热交换器的双吸收式热变换器如图 3 所示. 为了叙述方便, 将传统的双吸收式热变换器以及图 1 和图 3 所示的新型双吸收式热变换器分别称为 DAHT1 DAHT2 和 DAHT3.

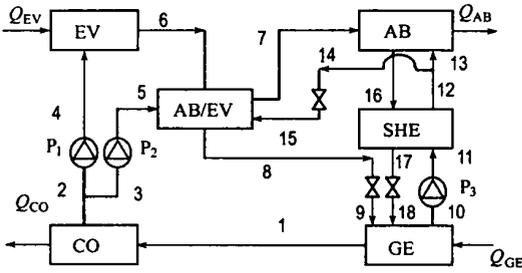


图 1 DAHT2 的构成

Fig. 1 Configuration of DAHT2

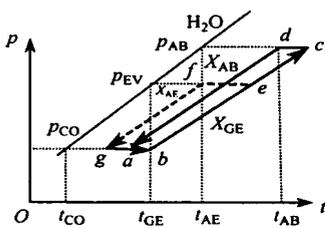


图 2 新的溶液循环

Fig. 2 A new solution cycle in DAHT 2 and DAHT3

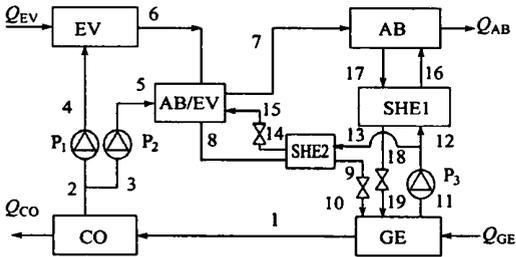


图 3 DAHT3 的构成

Fig. 3 Configuration of DAHT3

为了分析双吸收式热变换器各个部件的火用损和系统总的火用效率, 本文作如下的假定:

- (1) 系统处于稳态条件;
- (2) 离开发生器、吸收器和吸收蒸发器的溶液处于饱和态, 即温度、压力和浓度达到热力学平

衡态;

- (3) 离开冷凝器的冷凝液没有过冷;
- (4) 忽略热损失和压力损失;
- (5) 忽略机械泵的功;
- (6) 忽略吸收蒸发器中的传热温差, 即吸收温度和蒸发温度相同;
- (7) 溶液热交换器内冷热流体的最小温差为 5℃.

1.1 系统部件的火用损

比火用定义为

$$e = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (1)$$

式中: h 和 s 分别为比焓和比熵; 下标 0 表示标准态.

根据质量、能量和火用的衡算方程, 可以得到系统每一部分的火用损. 这里取工质水的质量流率 $m_7 = 1 \text{ kg/s}$ 作为计算的基准. 对于发生器, 以 DAHT2 为例, 其发生器的质量、能量和火用的衡算方程如下 (参见图 4).

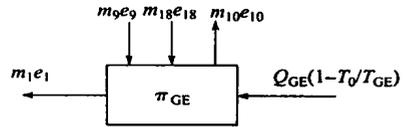


图 4 DAHT2 发生器的火用衡算

Fig. 4 Exergy balance of the generator in DAHT2

质量衡算方程

$$m_9 + m_{18} - m_1 - m_{10} = 0 \quad (2)$$

能量衡算方程

$$Q_{GE} + m_9 h_9 + m_{18} h_{18} - m_1 h_1 - m_{10} h_{10} = 0 \quad (3)$$

火用衡算方程

$$Q_{GE}(1 - T_0/T_{GE}) + m_9 e_9 + m_{18} e_{18} - m_1 e_1 - m_{10} e_{10} - c_{GE} = 0 \quad (4)$$

将方程 (1)~(3) 代入到 (4) 中, 可以得到发生器中的火用损如下:

$$c_{GE} = -\frac{T_0}{T_{GE}} Q_{GE} - T_0(m_9 s_9 + m_{18} s_{18} - m_{10} s_{10} - m_1 s_1) \quad (5)$$

上式中 $m_i (i = 1, 2, 3, \dots, 18)$ 为各个流股的质量流率, kg/s ; $e_i (i = 1, 2, 3, \dots, 18)$ 为各个流股的比火用, kJ/kg ; Q_{GE} 为发生器的热负荷, kW .

用同样方法可以得到其余部分的火用损. 3 种 DAHT 各个部件的火用损均表示在表 1 中.

表 1 双吸收热变换器的焓损和焓效率

Tab. 1 The exergy losses and exergy efficiencies of double absorption heat transformers

部件	条目	焓损计算公式 (DAHT2)	$\Omega_j/\%$		
			DAHT1	DAHT2	DAHT3
发生器	焓损	$\pi_{GE} = -\frac{T_0}{T_{GE}}Q_{GE} - T_0(m_{9^59} + m_{18^518} - m_{10^510} - m_{1^51})$	22.44	17.24	16.61
	内部焓损	$\frac{T_0}{T_{CO}}Q_{CO} - T_0(m_{1^51} - m_{2^52} - m_{3^53})$	2.67	2.52	2.45
冷凝器	外部焓损	$Q_{CO}\left(1 - \frac{T_0}{T_{CO}}\right)$	0	0	0
	总焓损	$\pi_{CO} = Q_{CO} - T_0(m_{1^51} - m_{2^52} - m_{3^53})$	2.67	2.52	2.45
蒸发器	焓损	$\pi_{EV} = -\frac{T_0}{T_{EV}}Q_{EV} - T_0(m_{4^54} - m_{6^56})$	1.14	1.19	1.25
吸收蒸发器	焓损	$\pi_{AE} = -T_0(m_{5^55} + m_{6^56} + m_{15^515} - m_{7^57} - m_{8^58})$	5.68	5.67	4.41
吸收器	输出焓	$EX_{AB} = Q_{AB}\left(1 - \frac{T_0}{T_{AB}}\right)$			
	内部焓损	$\pi_{AB} = \frac{T_0}{T_{AB}}Q_{AB} - T_0(m_{7^57} + m_{13^513} - m_{16^516})$	5.70	1.98	1.14
热交换器	焓损	$\pi_{HE} = -T_0(m_{16^516} + m_{11^511} - m_{12^512} - m_{17^517})$	6.17	5.66	3.93
阀	焓损	$\pi_{V_1} = -T_0(m_{14^514} - m_{15^515})$			0.56
	焓损	$\pi_{V_2} = -T_0(m_{8^58} - m_{9^59})$	0	0	0
溶液泵	焓损	$\pi_{V_3} = -T_0(m_{17^517} - m_{18^518})$			
	焓损	$\pi_{P_3} = -T_0(m_{10^510} - m_{11^511})$	0	0	0
溶剂泵	焓损	$\pi_{P_1} = -T_0(m_{2^52} - m_{4^54})$			
	焓损	$\pi_{P_2} = -T_0(m_{3^53} - m_{5^55})$	0	0	0
焓损系数总和		$\sum \Omega_j$	43.8%	34.3%	30.4%
焓效率 η_{COP}		$\eta_{COP} = 1 - \sum \Omega_j$	56.2%	65.7%	69.6%
性能系数 COP		$COP = Q_{AB}/(Q_{GE} + Q_{EV})$	0.249	0.292	0.309
焓效率 η_{COP}		$\eta_{COP} = COP(1 - T_0/T_{AB})/(1 - T_0/T_{GE})$	56.2%	65.7%	69.6%

1.2 焓损系数和焓效率

焓效率 η_{COP} 被定义为系统的输出焓和输入焓之比:

$$\eta_{COP} = \frac{Q_{AB}(1 - T_0/T_{AB})}{Q_{GE}(1 - T_0/T_{GE}) + Q_{EV}(1 - T_0/T_{EV})} \tag{6a}$$

当 $T_{GE} = T_{EV}$ 时, 方程(6a) 成为

$$\eta_{COP} = COP(1 - T_0/T_{AB})/(1 - T_0/T_{GE}) \tag{6b}$$

这里 COP 是性能系数, 定义为

$$COP = \frac{Q_{AB}}{Q_{GE} + Q_{EV}} \tag{6c}$$

系统内每个部件的焓损系数定义为

$$\Omega_j = \frac{\pi_j}{Q_{GE}(1 - T_0/T_{GE}) + Q_{EV}(1 - T_0/T_{EV})} \tag{7}$$

系统的焓效率和部件焓损系数之间的关系为

$$\eta_{COP} = 1 - \sum \Omega_j \tag{8}$$

2 结果和讨论

根据溴化锂溶液的热力学性质关联式^[7~9] 以及上面的公式, 可以得到在给定条件下 3 种 DAHT 各个部件的焓损系数和系统总的焓效率, 计算结果列于表 1 中. 由表 1 可见, 系统的焓损主要发生在发生器、吸收器、吸收蒸发器和换热器上, 它们构成系统焓损的主要部分. 通过采用新的溶液循环和增加第二溶液热交换器, 发生器和吸收器内的焓损明显减少. 从而导致系统焓效率的提高, 在给定的操作条件下, 系统焓效率从 56.2% 增加到 65.7% 和 69.6%, 操作参数对系

统的性能系数和焓效率的影响表示在图 5 ~ 8 中.

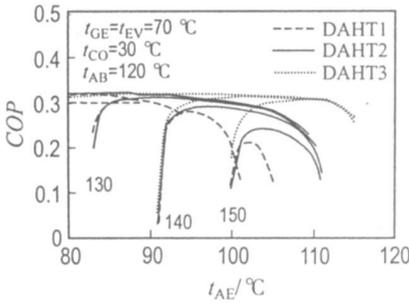


图 5 t_{AE} 对 COP 的影响

Fig. 5 The effect of t_{AE} on COP

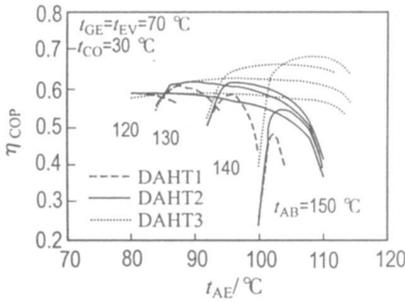


图 6 t_{AE} 对 η_{COP} 的影响

Fig. 6 The effect of t_{AE} on η_{COP}

图 5 和图 6 分别表示系统性能系数和焓效率随吸收蒸发温度 t_{AE} 的变化情况. 由图可见, 与 DAHT1 相比 DAHT2 和 DAHT3 的 t_{AE} 变化范围、性能系数和焓效率明显增加. 吸收温度愈高, 增大的幅度愈明显. 新的溶液循环存在更宽的 t_{AE} 变化范围的原因是: 吸收蒸发器内的吸收或蒸发温度 t_{AE} 是由吸收压力 p_{AE} (p_{AE} 也等于 p_{EV}) 和离开吸收蒸发器的溶液浓度 X_{AE} (以氯化锂的质量分数表示) 决定的. 当蒸发温度 t_{EV} 不变也即吸收压力 p_{AE} 不变时, 吸收蒸发温度 t_{AE} 仅由 X_{AE} 决定. 对于传统的溶液循环 $X_{AE} < X_{AB} < X_{GE}$, 而对于新的溶液循环 $X_{AE} < X_{GE}$. 当冷凝温度和热源温度一定时离发生器的浓溶液的浓度 X_{GE} 也是一定的, 所以对于新的溶液循环, 吸收蒸发温度变化的范围明显大于传统的循环. 这种特性使得具有新的循环的双吸收式热变换器的操作弹性更大, 系统也更加稳定高效.

与 DAHT2 相比 DAHT3 的性能系数和焓效率增加的主要原因是, 通过第二溶液热交换器, 使得进入吸收蒸发器的浓溶液与离开的稀溶液进行热量交换, 能量利用更加合理, 吸收蒸发器和发生

器的焓损减小. 吸收蒸发器的温度 t_{AE} 或吸收器的温度 t_{AB} 越高, 这种效果越明显. 因此, 对于那些要求较高输出温度的双吸收式热变换器, 增加第二溶液热交换器是必要的.

图 7 和图 8 分别给出了在不同冷凝温度下和发生温度下, 系统的焓效率随吸收温度 t_{AB} 变化的情况. 由图可见, 随着吸收温度的增加, η_{COP} 逐渐增加, 当 t_{AB} 达到某一临界值时, 突然下降. 冷凝温度越高, 冷凝器的外部焓损越大, 系统的焓效率越低. 发生温度越高, 输入的热焓越大, 系统的焓效率越低. 这一点也可以从式(6b) 看出.

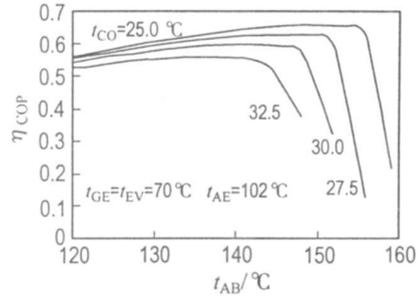


图 7 不同冷凝温度下 t_{AB} 对 η_{COP} 的影响

Fig. 7 Effect of t_{AB} on η_{COP} for different t_{CO} (DAHT2)

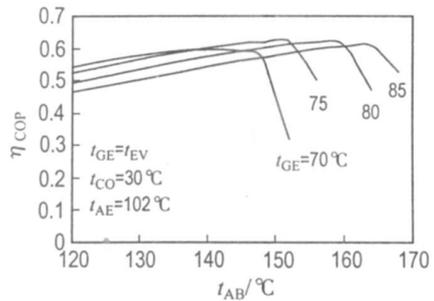


图 8 不同发生温度下 t_{AB} 对 η_{COP} 的影响

Fig. 8 Effect of t_{AB} on η_{COP} for different t_{GE} (DAHT2)

3 结 论

(1) 与普通循环相比, 新的溶液循环具有维持更高的性能系数和焓效率的操作弹性. 当热源温度、冷凝温度和吸收器的温度分别为 70、25、150 °C 时, 普通循环的焓效率是 56.2%, 而新循环的焓效率是 65.7%. 当在吸收蒸发器和再生器之间增加第二溶液热交换器时, 新循环的焓效率可以达到 69.6%, 而且系统保持高性能的范围, 即操作弹性进一步增加.

(2) 系统的焓效率随着冷凝温度或发生温度的提高而降低, 随着吸收蒸发温度的增加先缓慢上升, 而后急剧下降。

参考文献:

- [1] RIVERA W, BEST R, HERNANDEZ J, et al. Thermodynamic study of advanced absorption heat transformer — I. Single and two stage configurations with heat exchangers [J]. *Heat Recovery Syst & CHP*, 1994, 14(2): 173-184
- [2] RIVERA W, BEST R, HERNANDEZ J, et al. Thermodynamic study of advanced absorption heat transformer — II. Double absorption configuration [J]. *Heat Recovery Syst & CHP*, 1994, 14(2): 185-193
- [3] 尹娟, 史琳, 王鑫, 等. 双效吸收式热变换器热力性能分析 [J]. *流体机械*, 2000, 28(8): 50-53
- [4] 尹娟, 史琳, 朱明善, 等. 二次提升型吸收式热变换器热力性能分析 [J]. *清华大学学报 (自然科学版)*, 2000, 40(10): 88-91
- [5] 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]. *Int J Energy Res*, 2003, 27(14): 1279-1292
- [6] ZHAO Zong-chang, ZHOU Fang-wei, ZHANG Xiao-dong, et al. The thermodynamic performance of a new solution cycle in double absorption heat transformer using water/lithium bromide as the working fluids [J]. *Int J Refrig*, 2003, 26(3): 315-320
- [7] PATTERSON M R, BLANCO H P. Numerical fits of properties of lithium-bromide water solutions [J]. *ASHRAE Trans*, 1988, 94(2): 2059-2077
- [8] TALBI M M, AGNEW B. Exergy analysis an absorption refrigerator using lithium bromide and water as the working fluids [J]. *Appl Therm Eng*, 2000, 20(7): 619-630
- [9] SUN D W. Thermodynamic design data and optimum design maps for absorption refrigeration systems [J]. *Appl Therm Eng*, 1997, 17(3): 211-221

Exergy analysis of double absorption heat transformers with a new solution cycle

ZHANG Xiao-dong*, LI Jian-feng

(School of Chem. Eng., Dalian Univ. of Technol., Dalian 116012, China)

Abstract Exergy analysis of a double absorption heat transformers with a new solution cycle is carried out based on the thermodynamic properties of the aqueous solution of lithium bromide and the second law of thermodynamics. The results show that the new solution cycle has not only a wider available working range of absorption or evaporation temperature in absorbing evaporator, but also a higher exergy efficiency than those of the common cycle reported in literatures. When heat resource temperature, condense temperature and absorber temperature are 70, 25 and 150°C respectively, the exergy efficiency of the common solution cycle is 56.2%, while it is 65.7% for new solution cycle. When the second solution heat exchanger is set between the absorbing evaporator and generator, higher exergy efficiency of 69.6% could be obtained further. The effects of some operating parameters on exergy efficiency are also discussed.

Key words double absorption heat transformers; new solution cycle; exergy analysis; exergy efficiency; industrial heat recovery