

응축기 배열 회수에 의한 흡수식 냉동기의 고효율화에 관한 연구

박 찬 우[†]
익산대학, 컴퓨터응용기계과

A study on the Characteristics of the High Efficiency absorption Chiller
by Heat Recovering from Condenser.

Chan woo Park[†]

[†]*Iksan National College, Department of Computer Based Applied Mechanical Engineering. 194-5,
Ma-dong, Iksan-city, Jeonbuk, Korea*

ABSTRACT: In order to utilize the refrigerants condensation heat of condenser on the absorption chiller system, the solution cooling condenser(SCC) were proposed, which weak solution of absorber outlet use as a cooling water. As the UA of the solution cooling condenser increased, increasement of COP is about maximum 0.09 in occasion of single effect and is about maximum 0.08 in occasion of double effect series flow. In the case of heat exchanger efficiency is about 0.85, it's increments are 0.08 and 0.072, each. And solution cooling condenser is a more effective device in the single effect absorption system more than double effect system for the principle of operation. In order to increases the heat of solution cooling condenser, if reduce the flow rate of cooling water or the value of UA, it makes COP increase a little, but it brought COP decrease because of increasing the pressure of system.

Key words: Absorption (흡수식), COP(성적계수), H₂O/LiBr (물/리튬브로마이드)

기 호 설 명	
A	: 전열면적 [m ²]
Abs	: 흡수기
Cond	: 응축기
COP	: 성능계수
Eva	: 증발기
SCC	: 용액냉각응축기
Gen	: 재생기
HSX	: 고온용액열교환기
HTG	: 고온재생기
LSX	: 저온용액열교환기
LTG	: 저온재생기

<i>m</i>	: 질량 유량 [kg/s]
<i>P</i>	: 압력 [mmHg]
<i>Q</i>	: 열량 [kW]
SR	: 용액 분리비
SX	: 열교환기
LMTD	: 대수평균온도 [°C]
<i>U</i>	: 총괄 열전달계수 [kW/m ² ·°C]

하첨자

abs	: 흡수기
c	: 냉각수
con	: 응축기
eva	: 증발기
hg	: 고온재생기
out	: 출구
s	: 용액

[†]Corresponding author
Tel.: +82-63-850-0779; fax: +82-63-850-0774
E-mail address: cwpark@iksan.ac.kr

sat : 포화용액온도
 scc : 용액냉각응축기
 0 : 초기값

1. 서론

최근 흡수식 선진국의 2중 효율 흡수식 고효율 제품들의 성적계수(COP)는 고위발열량 기준으로 1.35인 제품들이 대부분이다. 이러한 흡수식 냉동기의 고효화를 위하여 제품에 적용되고 있는 방법^{(1),(2)}으로는 고효율 고온/저온 용액 열교환기, 냉매드레인 열교환기, 용액냉각흡수기, 배가스/용액 열교환기, 공기에열기, 2단 증발 흡수기 적용 방안 등이 있다. 하지만 이러한 방안들 중 일부는 이미 기존 해외 흡수식 업체에서 특허권이 있는 상태이다.

지금까지 흡수식 냉동기의 고효율화와 관련된 연구로는 A. Shitara^{(1),(2)}, K. Saito⁽³⁾, Park. C. W.⁽⁴⁾, Jeong. S. Y.⁽⁵⁾ 등이 흡수식 사이클에 여러 가지 고효율 요소기기를 적용하여 성능계수의 고효율화를 효과적으로 구현하는 방법에 대해서 연구하였다. 하지만 아직 알려지지 않은 고효율화 방법이 더 연구되어야 할 상황이다.

그동안 흡수식 시스템에서 응축기의 응축열은 시스템 밖으로 버리는 무효에너지로 간주되었으며 이 부분에 대한 배열 회수에 대한 연구는 미미하였다. 본 연구는 이렇게 버려지는 응축기의 배열을 회수하여 시스템의 성적계수(COP)의 증가 요소로 활용하고자 한다. 이와 관련하여 용액 냉각응축기(Solution Cooled Condenser)라는 것을 시스템에 추가하고자 하며, 시스템에서 그 효과 및 특성을 수치적으로 연구하고자 한다.

2. 본론

2.1 응축기 배열 회수 원리

일반적으로 1중 효율 흡수식 냉동기의 응축기에서는 재생기에서 발생된 냉매증기의 응축잠열을 흡수기를 냉각 후 지나온 냉각수와 상변화 열교환을 한 다음에 시스템 외부로 버려지고 있다. 만약 이렇게 외부로 무효하게 버려지는 열을 응축기의 냉매 응축 포화온도 보다 낮은 저온의 흡수기 출구 회용액과 열 교환을 한다면 응축기 배열의 일부를 회수하게 되므로 냉동기의 효율을

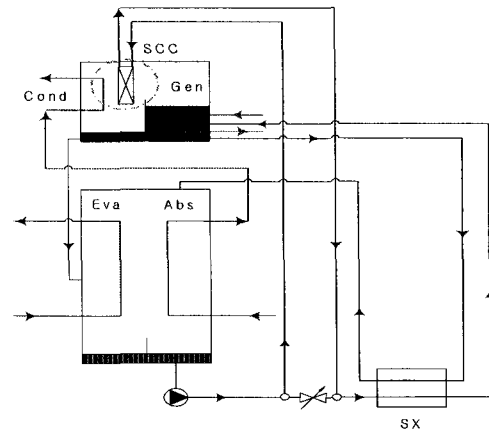


Fig.1 Single effect absorption chiller with SCC.

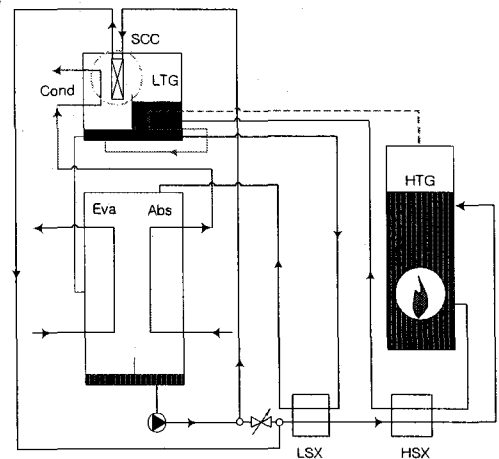


Fig.2 Double effect series flow absorption chiller with SCC.

다소 높일 수 있다고 예상 된다. Fig. 1은 H2O/LiBr 일중효율 흡수식 냉동기에서 상동 응축기 일부에 열교환기를 설치하여 흡수기 출구에서 나온 저온의 흡수액과 재생기에서 발생된 고온의 냉매 증기와 열교환을 하게 한 시스템 개략도를 나타낸 것이다. 여기서 냉매 증기와 저온의 회용액이 열교환하는 장치를 용액 냉각 응축기(Solution Cooling Condenser)라 지칭하기로 한다.

Fig. 2 는 H2O/LiBr 이중 효율 직렬 흐름 흡수식 냉동기에서 흡수기 출구의 저온의 회용액이 저온재생기에서 발생하는 고온의 증기와 용액 냉각 응축기에서 열교환을 한 후 다시 저온 용액 열교환기 입구로 들어가는 시스템 개략도를 나타낸 것이다.

2.2 사이클 모사

2.2.1 적용 사이클 및 용량

용액 냉각응축기의 효과 및 특성을 파악하기 위하여 Fig. 1 및 Fig. 2에 나타낸 바와 같이 H2O/LiBr 방식 1중 효율 흡수식 냉동기와 2중 효율 직렬흐름 방식의 냉동기에 적용하여 수치적 특성을 파악하였다. 일중효율과 이중효율 방식의 시스템 용량은 각각 100RT, 210RT급을 적용하였다. 계산시 적용된 보다 세부적인 조건 및 용량은 Table 1에 나타내었다.

Table 1. Cycle conditions for Simulation.

Cycle		Single effect	Double effect Series Flow
Heat duty [kW,USRT]	Evaporator	351.68kW 100RT	738.54kW 210RT
Flow rate [kg/s]	Cooling water	37.08	58.48
	Chilled water	16.8	35.28
	Weak solution	2.58	3.35
Temperature [°C]	Cooling water inlet	31.0	32.0
	Chilled water outlet	8.0	7.0
UA [kW/°C]	Evaporator	115.50	124
	Absorber	62.5	120
	Condenser	93.0	170
	HTG	-	-
	LTG	-	145
	HSX	6.8	13.1
	LSX		11.3

2.2.2 해석 프로그램 및 변수

본 연구에서 적용된 흡수식 시스템 모사 프로그램은 흡수식 시스템 해석에서 대표적으로 사용되는 ABSIM(ABSORPTION SIMULATION)을 사용하였다. 그리고 용액 냉각응축기의 영향을 파악하기 위하여 계산 시 고려되는 변수로는 용액냉각응축기의 UA와 흡수기 출구에서의 희용액 유량 중 용액냉각응축기로 분류되는 유량 분배 비율(Split Ratio)로 하며 그 정의는 다음 같다.

$$SR = \frac{\dot{m}_{scc}}{\dot{m}_{abs.out}} \quad (1)$$

그리고 용액냉각 응축기 부착 시 수냉식 응축기 UA 감소율, 응축기 냉각수량 감소율 등이다.

세부적인 계산 범위는 Table 2에 나타내었다.

Table 2. Parameters for Simulation.

Parameter	Unit	value
UA of Solution Cooling Condenser	[kW/°C]	0.5 ~ 30.0
Split Ratio(SR)	-	0 ~ 1.0
Decrease ratio of UA for condenser	-	0.3~1.0
Decrease ratio of cooling water flow rate for condenser	-	0.3~1.0

3.결과 및 고찰

기존 시스템에 용액냉각기의 첨가에 따른 효과 및 기타 영향을 파악하는 것이 본 연구의 주요 관점이며, 이에 따른 결과 및 고찰을 보면 다음과 같다.

3.1 용액냉각응축기의 영향

과연 흡수식 시스템에서 흡수식 출구 희용액 온도가 응축기의 냉각 열매체로서 역할이 가능한지를 파악해 볼 필요가 있다. 일반적으로 2중 효율 직렬 흐름 시스템은 저온재생기에서 발생하는 증기의 온도가 약 91°C정도이며 1중 효율 시스템은 80°C정도이다. 아울러 응축기 응축온도는 이중 효율과 이중효율의 경우 모두 대략 39°C정도이며 흡수기 출구온도는 약 36°C정도이다.

이곳에서 흡수액 출구와 증기와 응축 열전달이 발생할 때의 대수온도차(LMTD)를 구할 수 있다. 용액냉각응축기의 대수 온도차의 정의는 다음과 같다.

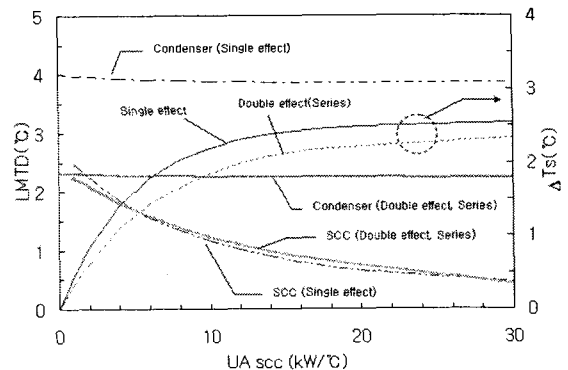


Fig. 3 LMTD & Temperature difference of SCC vs. UA_{scc}. (SR=1)

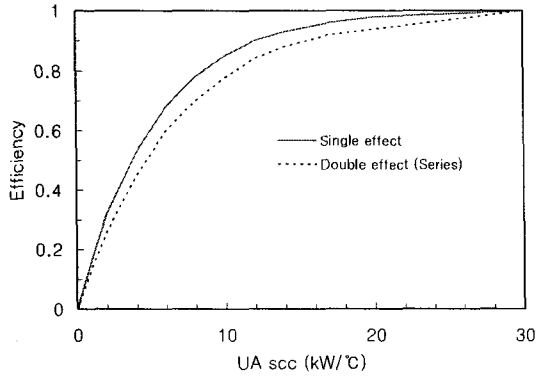


Fig. 4 SCC Heat exchanger efficiency vs. UA_{scc}. (SR=1)

$$LMTD = \frac{T_{s,i} - T_{s,o}}{\ln \left[\frac{T_{sat} - T_{s,o}}{T_{sat} - T_{s,i}} \right]} \quad (2)$$

Fig. 3은 Table 1 과 같은 기본조건에서 용액 냉각응축기의 UA값 증가에 따른 용액냉각응축기에서 대수온도차(LMTD)와 용액 냉각 응축기의 입출구 온도차 그리고 수냉식 응축기의 대수온도차(LMTD)를 나타낸 것이다.

그림에서 보듯이 두 시스템의 용액 냉각기의 대수온도차는 UA가 증가함에 따라 점차 감소하는데 0.5 kW/°C에서는 약 2.5°C 정도이며 12 kW/°C에서는 약 1°C 정도였다. 용액냉각응축기 입출구 온도차는 UA가 증가함에 따라 초기에는 급격히 증가하다가 일중효용은 대략 10 kW/°C, 이중 효용일 경우에는 12 kW/°C 이후로는 그 증가폭이 둔화되다. 본 계산의 최대값인 30 kW/°C에서는 일중효용에서는 2.5°C로 거의 일정하였으며 이중효용에서는 2.3°C 정도에 다르나 그 이후 증가 추세는 매우 미미한 상태이다. 반면에 수냉식 응축기에서의 대수평균온도차의 변화는 용액냉각응축기 미 부착시 일중 효용일 경우 약 4°C 정도이고 이중 효용 일 경우 약 2.3°C 정도이다. 용액 냉각 응축기 UA가 증가함에 따라 그 값은 약간 감소하는 추세를 보이나 그 감소량은 매우 미미한 상태이다.

Fig 4는 용액 냉각응축기의 UA 증가에 따른 열교환기 효율을 나타낸 것이다. 본 조건에서는 흡수기 출구 회용액 유량이 전부 용액냉각응축기로 보내어지므로 식 (1)에 의하여 용액 분배율

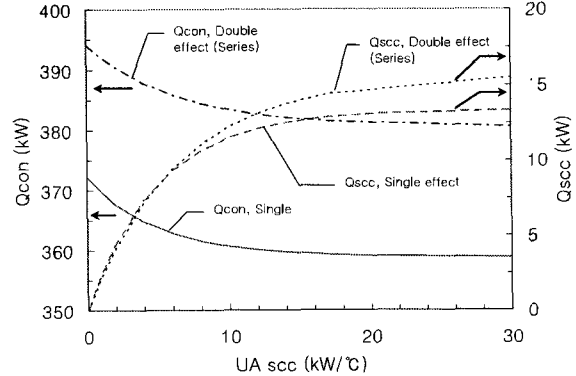


Fig. 5 Condenser & SCC heat duty vs. UA_{scc}. (SR=1)

(SR)은 1이다. UA가 작을 경우에는 그 값이 증가함에 따라 효율은 급격히 증가하나 그 증가량은 점차 둔화되어 일중효용은 대략 10 kW/°C, 이중 효용일 경우에는 약 12 kW/°C 경우에 그 값은 약 0.85 정도가 된다.

Fig. 5는 용액냉각기의 UA가 증가함에 따른 수냉식 응축기와 용액냉각흡수기의 열량변화를 나타낸 것이다. 용액냉각응축기의 UA가 증가할수록 응축기 열량은 감소하며, 용액냉각응축기의 열량은 증가하게 된다. 이는 응축기에서 제거하던 기존의 열량 중 일부를 용액 냉각 응축기에서 담당하게 됨을 의미한다. 하지만 응축기에서 시스템 외부로 제거되는 열량에 비해 용액냉각 응축기에서 회수하는 열량은 응축기 배열 용량의 3.2%~4.0% 정도에 해당된다. 이는 수냉식 응축기 냉각수량이 회용액 유량에 비해 월등히 많기 때문에 생기는 현상이라고 판단된다.

Fig. 6은 용액냉각기의 UA값 증가함에 따른 성능계수(COP)의 변화량을 나타낸 것이다. 용액 냉각응축기를 장착하지 않았을 경우에 비하여 COP 증가량은 일중 효용의 경우 최대 0.09 정도이고, 이중효용의 경우 0.08 정도이다. 열교환기 효율이 약 0.85일 정도일 경우에는 그 증가량은 각각 0.08, 0.072 정도가 된다. 이중효용시스템이 일중효용시스템에 비해 그 증가량이 적은 이유는 일중효용시스템은 재생기의 증기 발생열량의 전량을 응축기로 보내지만, 이중 효용에서는 시스템의 전체 냉매 순환량 중 절반 이상이 넘는 약 53% 량의 재생 냉매 증기 열량을 응축기에서 처리하지 않기 때문이다. 즉 고온 재생기에서 발

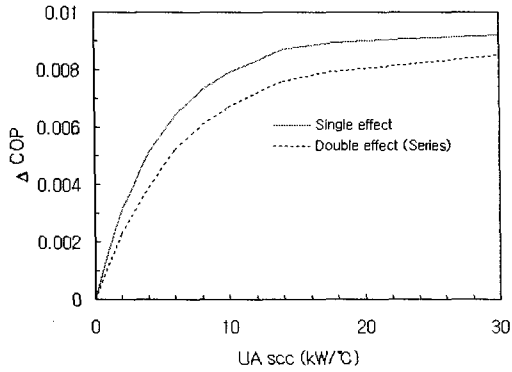


Fig. 6 Δ COP vs. UA scc. (SR=1)

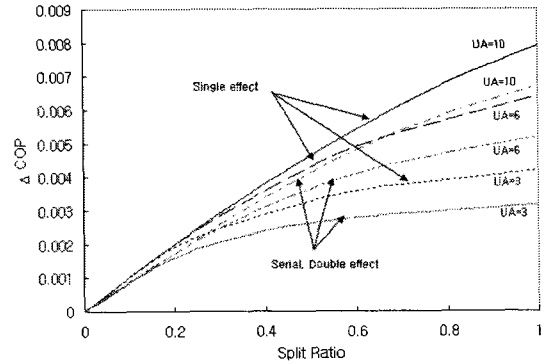


Fig. 8 Δ COP vs. Split Ratio.

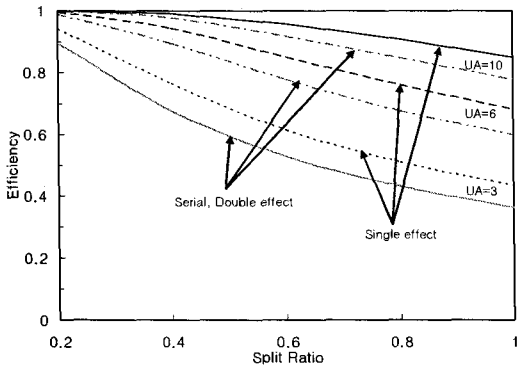


Fig. 7 SCC Heat exchanger efficiency vs. Split Ratio.

생한 냉매증기열량은 저온재생기에서 2차 냉매 증기 발생 열량원으로서 소모되고 응축액 상태로 응축기 하부의 냉매 저장부를 통하여 증발기로 소모되어 버리기에 용액냉각응축기에서 활용할 수 있는 증기량은 시스템 전체 냉매량의 약 48%에 해당하는 저온재생기에서 발생한 냉매량 뿐이기 때문이다. 그러므로 이러한 측면에서는 용액 냉각응축기는 이중효용시스템보다 일중효용시스템에서 보다 효과적인 요소기이다.

3.2 용액 분배비의 영향

흡수기 출구의 회용액 중 일부만 용액 냉각응축기로 분배하고 나머지 유량은 저온 열교환기 회용액 입구 전에서 용액냉각응축기에서 가열된 후 되돌아온 용액과 합류해서 저온열교환기로 들어갈 경우에 흡수기 출구용액 중 용액 냉각응축기로 가는 비율이 성능 변수가 될 수 있다. 이러한 경우로는 2중 효용 시스템에서 냉매드레인 열

교환기를 부착 할 경우에 흡수기 회용액 출구의 일부 유량을 냉매드레인 열교환기로 보내기 때문이다. Fig. 7은 용액 분배율 변화에 따른 열교환기 효율을 나타낸 것이다. 총합열전달 계수가 일정할 경우에 분배비율이 증가함에 따라 용액냉각 응축기 열교환 효율이 내려가며 분배비율이 일정할 경우엔 용액냉각응축기 UA가 클수록 열교환기 효율은 증가하게 된다.

Fig. 8은 용액 분배율 변화에 따른 성능계수(COP)의 변화량을 나타낸 것이다. 총합열전달 계수가 일정할 경우에 분배비율이 증가함에 따라 성능계수(COP)의 변화량은 증가하며 분배비율이 일정할 경우엔 용액냉각응축기 UA가 클수록 성능계수(COP)의 변화량은 증가하게 된다. 만약 원하는 분배량과 열교환기 효율을 정해진다면 Fig. 8과 Fig. 9를 이용하여 그 열교환기의 총합열전달 계수와 성능계수(COP)증가의 기여도를 예측할 수 있다.

3.3 응축기의 영향

본 내용에서 언급 했듯이 용액 냉각응축기의 열회수량이 수냉식 응축기의 열량보다 적은 이유를 수냉식 응축기 냉각수량이 LiBr 회용액 유량에 비해 매우 많기 때문 이라고 분석하였으며 이에 따라 흡수기측 냉각수량은 고정하고 응축기측 냉각수량이나 응축기의 UA를 감소에 따른 성능계수의 변화량을 파악하였다. Fig. 9에서 보듯이 응축기의 냉각수 유량이나 UA값이 줄어들때 따라 성능계수의 증가량은 오히려 감소함을 나타낸다. 그리고 응축기 UA를 감소한 경우가 냉각수량 감소하는 경우보다 더 크게 감소하는 경향을 보인다. 이렇게 예상과 달리 성능계수가 감소하

는

이

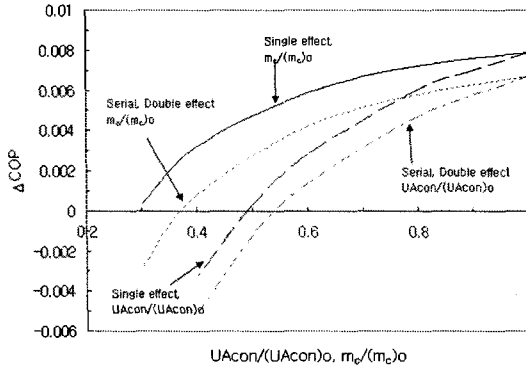


Fig. 9 Δ COP vs. Cooling water flow rate ratio of condenser.($UA_{sc}=10 \text{ kW/}^\circ\text{C}$)

유는 응축기 측 냉각 용량을 감소함에 따라 용액 냉각응축기의 회수 열량은 다소 증가하였지만 전체 시스템 유지를 하기 위한 필요한 양만큼의 응축기 냉각 열량을 제거하지 못하여 시스템 압력이 증가하기 때문이다. 즉 이중효용의 경우에는 재생기 측 압력과 이중효용일 경우에는 응축기와 고온재생기의 압력이 증가하여 증기발생량이 감소함과 동시에 응축기에서 냉각수와의 대수온도차가 감소하여 냉매 응축량도 감소하므로 전체적인 냉매 순환량이 저조하게 되기 때문이다. 즉, 용액 냉각응축기의 열회수량 보다 압력증가에 따른 성능 손실량이 더 크다고 볼 수 있다.

4. 결론

흡수식 냉동기 시스템에서 일반적으로 버려지는 냉매 응축열을 적극적으로 활용하기 위하여 흡수기 회용액을 응축기 냉각용 열매체로 사용하는 용액냉각응축기라는 것을 제안하였다. 시스템 적용에 따른 효과와 그 특성을 파악하였으며 그 결론은 다음과 같다.

- (1) 용액냉각기의 UA값 증가에 따른 성능계수(COP)의 증가량은 용액냉각응축기를 장착하지 않았을 경우에 비하여 이중 효용의 경우 최대 0.09정도이고, 이중효용의 경우 0.08정도이다. 열교환기 효율이 약 0.85일 정도일 경우에는 그 증가량은 각각 0.08, 0.072 정도가 된다.
- (2) 용액 냉각응축기는 이중효용의 원리 특성상

이중효용 흡수식 시스템보다 이중효용시스템에서 보다 효과적인 요소기기이다.

(3) 용액냉각응축기 UA가 일정할 경우에 용액 냉각응축기로 가는 회용액의 분배비율이 증가함에 따라 성능계수(COP)의 변화량은 증가하며 분배비율이 일정할 경우엔 용액냉각응축기 UA가 클수록 성능계수(COP)의 변화량은 증가하게 된다.

(4) 용액 냉각기 열회수량을 증가시키기 위하여 응축기의 냉각수 유량이나 UA값이 줄이면 용액 냉각기 열회수량은 다소 증가하나 시스템 압력이 증가 하게 되어 성능계수의 증가량은 오히려 감소하게 된다.

참고문헌

1. A. Shitara, R. Homma, M.Edera, S.Fujimaki, 1997, "Study on High COP Absorption Chiller-heater", Tokyo Gas, Institute of Energy Technology, Report No.7, pp. 87-93.
2. A. Shitara, S. Fujimaki, 1998, "Study on High COP Absorption Chiller-heater (Part2: Examination and Optimization of High Efficiency Cycle)", Tokyo Gas, Institute of Energy Technology, Report No.7, pp. 143-152.
3. K.Saito, H.Sunggun, S.Kimijima, S.Kawai, 1998, Study on the improvement of COP for absorption refrigerator, Japan Mechanics 8th Environment Engineering Symposium. pp. 360-363.
4. Park C. W, Cho H. U. Cho H. C., Kang Y. T, The study of High Efficiency Cycle Characteristics of the Series flow-Double effect absorption Chiller, 2003, Proceedings of SAREK, pp. 782 -786.
- 5 Jeong S. Y, Cho. E. S, Park C. W, et al. 2003, Effect of the Installation Position and Capacity of a Exhaust Gas Heat Exchanger on the Performance of an Absorption Chiller, Proceedings of SAREK, pp. 772 - 777.