

〈論 文〉

공랭형 병렬방식 2중효용 흡수식 냉방시스템의 사이클 해석

오명도* · 김선창** · 김영률* · 김영인* · 이흥원***

(1992년 11월 30일 접수)

Cycle Analysis of Air-Cooled Double-Effect Absorption Cooling System with Parallel Flow Type

M.D. Oh, S.C. Kim, Y.L. Kim, Y.I. Kim and H.W. Lee

Key Words : Absorption Cooling System(흡수식 냉방시스템), Air-Cooled Double-Effect(공랭형 2중효용), Parallel Flow Type(병렬흐름 방식)

Abstract

A gas-fired 4RT absorption heat pump was designed as an air-conditioner for domestic use during the summer. The absorption heat pump is air-cooled, double-effect, LiBr-H₂O system with parallel flow type. The performance of the absorption heat pump in the cooling mode of operation was investigated through cycle modeling and simulation to obtain the system characteristics with parameter changes. System parameters considered in this analysis were the inlet temperature of cooling air to the absorber, the working solution concentrations, the ratio of the amount of the weak solution from the absorber, and the LTD's of each heat exchange component. The optimum designs and operating conditions were determined based on the operating constraints and the coefficient of performance.

기 호 설 명 (Symbol Description)

- | | |
|--|-------------------|
| a : 용액분배율 | 하첨자 |
| h : 엔탈피 (kJ/kg) | A : 흡수기 |
| m : 질량유량 (kg/hr) | air : 냉각공기 |
| P : 압력 (kPa) | C : 응축기 |
| \dot{Q} : 열 (kJ/hr) | E : 증발기 |
| T : 온도 (°C) | $HX1$: 고온 용액열교환기 |
| X : 중량 농도 (wt %/100) | $HX2$: 저온 용액열교환기 |
| ΔX : 중량 농도차 (wt %/100) | gen : Generator |
| COP : 성능계수 (Coefficient of Performance) | $G1$: 고온발생기 |
| LTD : 출구온도차 (Leaving Temperature Difference) | $G2$: 저온발생기 |
| | H : 농용액 |
| | M : 중간용액 |
| | L : 희용액 |

*정회원, 생산기술연구원 기계기술실용화센터
 **생산기술연구원 기계기술실용화센터
 ***삼성전자 가전종합연구소

1. 서 론

생활수준의 향상으로 쾌적한 생활공간을 추구함에 따라 냉난방 설비 설치율이 날로 증가하고 있으며 특히 냉방기의 설치비율은 매년 급격하게 증가하고 있는 실정이다. 이에 따라 여름에는 냉방 전력 소비량이 급증하여 전력예비율이 위험수위에 다달아서 제한 송전을 검토해야 할 단계에 이르러 국가적 사회적으로 하절기 전력수급에 큰 불균형을 초래하고 있다. 실제 공조 설비의 냉난방 에너지 소비량은 건물전체 에너지의 50% 이상이며 이중 약 70%를 전기에너지가 차지하고 있다. 이에 따라 냉방용 전기에너지를 타에너지로 대체해야 할 필요성의 증가로 가스를 연료로 하여 겨울에는 난방을 여름에는 냉방을 수행할 수 있는 공조시스템의 개발과 보급이 급속히 확대되고 있다. 현재까지 국내에 보급된 흡수식 가스 냉난방기기는 1985년 이전 12대에 불과하던 것이 1991년도에 881개의 건물로 보급이 확대되었으며 그 신장추세도 급증하고 있다. 그러나 지금까지 국내에 보급된 흡수식 냉난방기기는 그 용량이 중대형 건물을 대상으로 한 50RT 이상의 수냉형 흡수식 냉온수기가 대부분이었다. 최근 일본을 중심으로 5RT 이하의 소형인 공랭형 흡수식 냉난방기의 개발에 대한 연구가 활발히 진행되고 있으며 곧 상용화될 전망이다.

대부분의 흡수식 냉난방시스템은 효율을 증대시키기 위하여 2중효용 흡수냉동 사이클을 채택하고 있으며 작동유체로는 $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ 를 사용하고 있다. 공랭형 흡수기에서는 일반적으로 공기 출구온도가 40~50℃가 되고 흡수기와 응축기의 온도는 50~55℃가 되어 수냉형 흡수기 온도 40℃에 비하여 10~15℃가 높게되므로 수냉형에 비해 용액농도가 5~8% 높게 되고 고온 재생기의 온도가 약 50℃까지 상승하여 그 작동압력이 대기압을 넘게 된다. 이런 조건에서는 냉방사이클의 작동범위가 흡수액인 LiBr 용액의 결정라인에 근접하게 되어 흡수기에서의 흡수능력이 저하된다. 따라서 공랭형에서의 용액 결정화를 방지하려면 대부분의 수냉형 흡수식 시스템에 적용되고 있는 직렬흐름 방식보다는 병렬흐름 방식이 더 유리하다. 공랭형과 수냉형의 열교환 특성을 비교하면 공랭형의 경우 흡수기의 공기측 열전달률이 24 W/m²K이고 수냉형의 경

우는 흡수기의 물측 열전달률이 1200 W/m²K 정도이므로 공랭형의 경우 기존의 플레이트핀을 사용하면 용액측 전열면적에 비해 공기측 전열면적이 15배 정도이므로 실질열전달률은 약 350 W/m²K 정도가 된다. 따라서 공랭형이 수냉형에 비해 약 3배의 전열면적이 요구되며 이는 커다란 용적의 흡수기가 필요함을 의미한다. 이 결과 흡수식 시스템에 공랭형을 적용하기 위해서는 소형이며 고효율의 열교환기 기술개발이 매우 중요하다.

현재까지 국내에서 흡수식 히트펌프에 대한 학문적 연구는 매우 미진하여 김⁽¹⁾ 등이 저온폐열 회수를 위한 제2종 수냉형 흡수식 열펌프의 개발연구를 수행한 바 있으며, 원⁽²⁾ 등은 작동매체에 따른 제1종 수냉형 2중효용 흡수식 시스템의 성능해석을 시도하였다. 외국에서는 오래전부터 흡수식 히트펌프에 대한 연구가 활발히 진행되어 많은 논문이 발표된 바 있고 그중에서도 흡수식 히트펌프의 기본설계와 성능예측에 핵심적인 기술인 사이클 해석연구에서도 많은 발전이 있었다. Alefeld와 Ziegler⁽³⁾는 $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ 를 작동유체로 하여 개선된 흡수식 사이클에 대한 연구를 수행하였으며, 또한 이들은 1987년에는 다단 흡수식 사이클의 COP를 간편하게 산출해낼 수 있는 방법을 제시하였다.⁽⁴⁾ Arh와 Gaspersic⁽⁵⁾은 실제 작동 유체를 고려하여 열역학적 성질도 충분히 반영하여 COP를 계산할 수 있는 방법을 제시하였다. Kaushik⁽⁶⁾은 복합염 수용액을 작동유체로 하여 1중, 2중 효용 흡수식 사이클의 모델링과 시뮬레이션을 수행하였다. 이와 같이 수냉형 흡수식 냉난방기에 대한 연구개발은 그동안 활발히 진행되어 왔으나 기존 에어컨과 같은 공랭형의 경우는 앞서 설명한 바와 같이 공랭화에 따른 제한요소로 인하여 그 연구개발의 역사가 오래지 않다. 1970년경부터 미국에서는 R717-H₂O를 사용하여 공랭형 흡수식 냉온수기가 실용화되기는 하였으나 R717이 갖는 독성과 폭발성의 이유로 일본에서는 실용화되지 못하였다. 일본에서는 1987년부터 공랭형 흡수기의 열전달 특성과 물질이동 특성을 향상시키기 위한 실험이 Kurosawa, 河野恭二, 大内富久^(7~10) 등에 의해 수행되었으며 관련된 대부분의 연구는 냉방 COP 향상과 소형화를 목적으로 하여 공랭형 2중효용 냉난방 시스템 개발에 치중하여 진행되어 왔다.^(11~17)

국내외에서 특히 소형인 공랭형 흡수식 시스템 개발이 활성화함에 따라 시스템의 최적설계 조건을

예측하기 위하여 그 성능 및 특성 해석을 위한 시스템 시뮬레이션 연구의 필요성이 있다고 생각되나 지금까지 공랭형 병렬흐름방식의 성능 시뮬레이션에 대한 구체적인 연구결과는 보고된 바가 없다. 따라서 본 연구에서는 소형 공랭형 2중효용 병렬흐름 방식의 흡수식 냉방시스템의 개발을 목표로 하여 사이클 시뮬레이션을 시도하였으며 작동조건과 설계조건 변경에 따른 시스템의 대응특성과 최적성능을 예측하였다.

2. 시스템 모델링

2.1 시스템 개요

흡수식 히트펌프에서 2중효용 사이클이란 냉매 증기를 발생시키는 발생기를 2단으로 설치하여, 고온발생기에서 발생한 냉매 증기를 저온발생기의 열원으로 사용하여 냉매 증기를 발생시킴으로써 효율을 증가시키는 사이클을 말한다.

본 연구에서는 흡수기 및 응축기의 냉각원으로 공기를 사용하고, 작동매체로 LiBr-H₂O를 사용하는 병렬흐름방식(parallel flow type)을 채택하였다. 병렬흐름방식은 흡수기에서 농도가 묽어진 회

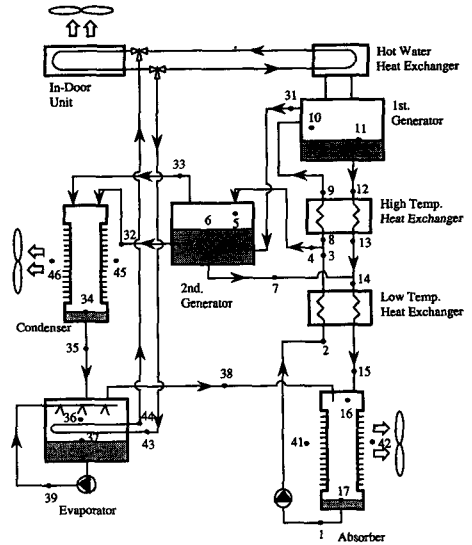


Fig. 1 Schematic diagram of air-cooled double-effect absorption heat pump with parallel flow type

용액이 저온용액 열교환기를 거쳐 일부는 고온발생기로, 다른 일부는 저온발생기로 흐르게 되며 고온발생기에서 재생된 농용액과 저온발생기에서 재생된 중간농도용액이 혼합되어 흡수기로 되돌아오는

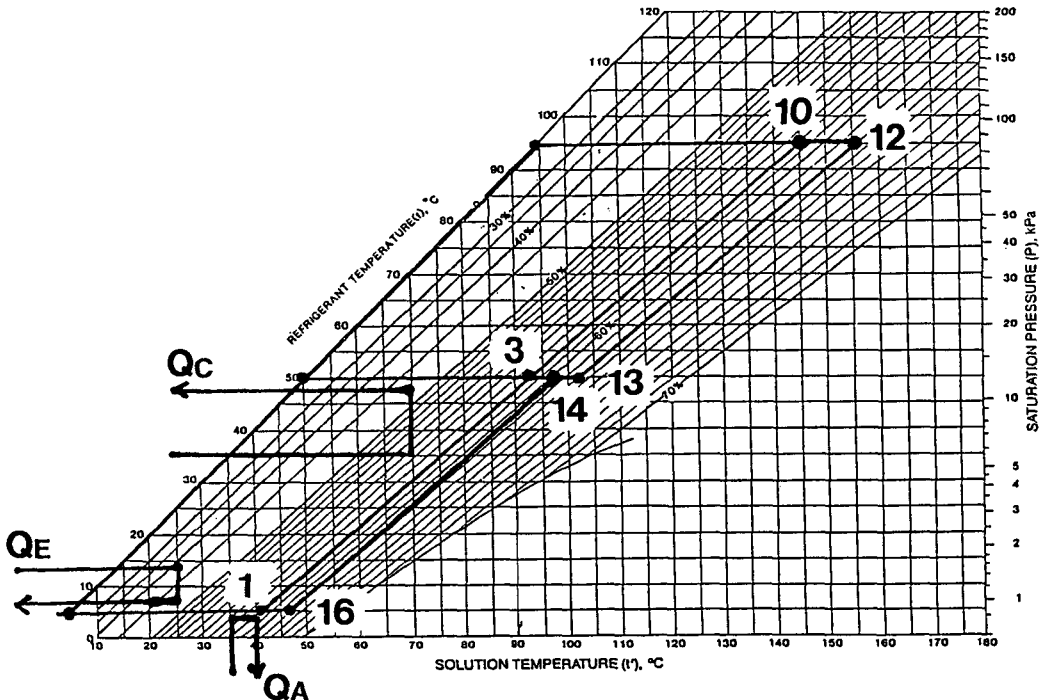


Fig. 2 Absorption cycle on the equilibrium chart for LiBr-H₂O solution

방식이다. Fig. 1은 본 연구에서 사용된 공랭형 병렬흐름방식 시스템의 모델이며 Fig. 2는 각 상태점을 표시한 Dühring 선도이다. Fig. 2에서 보는 바와 같이 병렬흐름방식에서는 직렬흐름방식에 비해 흡수기 입구 부근의 농도가 결정 한계선으로부터 좀 더 떨어져 있으므로 용액 결정화의 염려가 상대적으로 적으며, 고온발생기의 압력이 직렬흐름 방식보다 낮아지는 장점이 있다.

2.2 작동조건

냉방능력은 가정용 냉방기를 기준으로 하여 4RT (51,000 kJ/hr) 정도로 설정하였으며, 증발기에서의 냉수의 입출구 온도는 각각 12°C, 7°C 그리고 흡수기에서 냉각공기의 온도차는 8°C로 하였다. 이와같은 기본 조건하에서 흡수기 입출구에서의 용액 농도차, 용액분배율 및 냉각공기의 입구온도를 변수로 하여 냉방기의 성능 및 운전 제한조건에 대하

여 분석하였으며, 또한 각 열교환기에서의 설계변수인 열교환 매질의 출구온도와 상응하는 사이클 작동점온도와의 차이로 정의되는 LTD (leaving temperature difference, 이하 LTD라 함)가 시스템 특성에 미치는 영향도 검토하였다.

본 연구에서 수행한 계산의 기본설정 조건과 변수의 범위는 그동안 연구되었던 내용⁽¹⁸⁾과 경험을 바탕으로 결정하였으며 Table 1에 나타내었다.

2.3 모델링

주어진 설정 조건에서의 상태점들은 다음의 평형 방정식으로부터 구하였다. 이 때 시스템의 각 구성요소(component)는 정상상태로 가정하였다.

(1) 질량 평형방정식 (Mass balance equations)

$$\text{전체 질량평형} : \sum \dot{m}_{in} - \sum \dot{m}_{out} = 0 \quad (1)$$

$$\text{LiBr 질량평형} : \sum (\dot{m}X)_{in} - \sum (\dot{m}X)_{out} = 0 \quad (2)$$

Table 1 Nominal conditions and ranges of system simulation parameters

Parameters	Nominal Conditions	Ranges
Absorber Concentration Difference ($\Delta X = X_M - X_L$)	3%	2~4%
Solution Distribution Ratio (a)	0.4	0.1~0.45
Temperature of Cooling Air (T_{Air})	35°C	33°C ~ 38°C
Leaving Temperature Difference at Absorber (LTD_A)	1°C	-2°C ~ 2°C
Leaving Temperature Difference at Evaporator (LTD_E)	2°C	1°C ~ 3°C
Leaving Temperature Difference at Condenser (LTD_C)	2°C	1°C ~ 3°C
Leaving Temperature Difference at 2nd Generator (LTD_{G2})	7°C	6°C ~ 8°C
Effectiveness of Solution H.X.	0.85	0.7~0.95

(2) 에너지 평형방정식(Energy balance equations)

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}h = 0 \quad (3)$$

$$\sum (\dot{m}h)_{in} - \sum (\dot{m}h)_{out} = 0 \quad (4)$$

(3) 상태방정식(Equation of state)

$$\text{LiBr-H}_2\text{O 용액} : f_1(h, X, T) = 0 \quad (5)$$

$$f_2(P, X, T) = 0 \quad (6)$$

$$\text{냉 매} : f_3(P, T) = 0 \quad (7)$$

사이클 시뮬레이션에 의한 시스템의 정상상태 성능해석을 용이하기 위하여 다음과 같은 가정을 도입하였다.

(1) 발생기, 흡수기를 나오는 LiBr-H₂O 용액과 응축기, 증발기를 나오는 냉매의 압력과 온도는 각 구성요소 내의 압력, 온도와 평형상태에 있다.

(2) 증발기를 나오는 냉매는 포화증기(saturated vapor)이다.

(3) 응축기를 나오는 냉매는 포화수(saturated water)이다.

(4) 고온 발생기에서 나온 증기는 포화수에 이를 때까지 저온 발생기의 열원으로 사용된다.

(5) 외부로의 열손실(heat loss) 및 관내에서의 압력강하는 없다.

이러한 기본 평형방정식과 가정하에서 공랭형 흡수식 시스템의 각 구성기기에서의 에너지 평형방정식과 질량 평형방정식들을 구해보면 다음과 같다.

1. 증발기

$$\text{질량 평형방정식} : \dot{m}(35) = \dot{m}(38) \quad (8)$$

에너지 평형방정식 :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_E &= \dot{m}(38) \cdot h(38) - \dot{m}(35) \cdot h(35) \\ &= \dot{m}(38) \cdot [h(38) - h(35)] \\ &= \dot{m}_E \cdot [h(43) - h(44)] \end{aligned} \quad (9)$$

2. 응축기

$$\text{질량 평형방정식} : \dot{m}(35) = \dot{m}(33) + \dot{m}(32) \quad (10)$$

에너지 평형방정식 :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_c &= \dot{m}(33) \cdot h(33) + \dot{m}(32) \cdot h(32) \\ &\quad - \dot{m}(35) \cdot h(35) \\ &= \dot{m}_c \cdot [h(46) - h(45)] \end{aligned} \quad (11)$$

3. 흡수기

$$\text{질량 평형방정식} : \dot{m}(1) = \dot{m}(15) + \dot{m}(38) \quad (12)$$

$$\dot{m}(1) \cdot X_L = \dot{m}(15) \cdot X_M \quad (13)$$

에너지 평형방정식 :

$$\dot{Q}_A = \dot{m}(38) \cdot h(38) + \dot{m}(15) \cdot h(15)$$

$$- \dot{m}(1) \cdot h(1)$$

$$= \dot{m}_A \cdot [h(42) - h(41)] \quad (14)$$

4. 고온발생기

$$\text{질량 평형방정식} : \dot{m}(9) = \dot{m}(31) + \dot{m}(12) \quad (15)$$

$$\dot{m}(9) \cdot X_L = \dot{m}(12) \cdot X_H \quad (16)$$

에너지 평형방정식 :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{c1} &= \dot{m}(31) \cdot h(31) + \dot{m}(12) \cdot h(12) \\ &\quad - \dot{m}(9) \cdot h(9) \end{aligned} \quad (17)$$

5. 저온발생기

$$\text{질량 평형방정식} : \dot{m}(4) = \dot{m}(33) + \dot{m}(7) \quad (18)$$

$$\dot{m}(4) \cdot X(4) = \dot{m}(7) \cdot X(7) \quad (19)$$

에너지 평형방정식 :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{c2} &= \dot{m}(33) \cdot h(33) + \dot{m}(7) \cdot h(7) \\ &\quad - \dot{m}(4) \cdot h(4) \\ &= \dot{m}(31) \cdot [h(31) - h(32)] \end{aligned} \quad (20)$$

6. 고온 용액교환기

$$\text{질량 평형방정식} : \dot{m}(8) = \dot{m}(9) \quad (21)$$

$$\dot{m}(12) = \dot{m}(13) \quad (22)$$

에너지 평형방정식 :

$$\dot{Q}_{HX1} = \dot{m}(8) \cdot [h(9) - h(8)] \quad (23)$$

$$= \dot{m}(12) \cdot [h(12) - h(13)] \quad (24)$$

7. 저온 용액교환기

$$\text{질량 평형방정식} : \dot{m}(15) = \dot{m}(14) \quad (25)$$

$$\dot{m}(3) = \dot{m}(2) \quad (26)$$

에너지 평형방정식 :

$$\dot{Q}_{HX2} = \dot{m}(3) \cdot [h(3) - h(2)] \quad (27)$$

$$= \dot{m}(15) \cdot [h(14) - h(15)] \quad (28)$$

2.4 계산 수행과정

위에 기술한 평형방정식, 상태방정식과 기본 가정들을 이용하여 다음과 같은 과정을 통하여 계산을 수행하였다.

(1) 응축기에서의 냉각공기 출구온도를 가정한다.

(2) 주어진 조건과 각 구성요소의 LTD로부터 흡수기, 증발기 및 응축기의 출구온도를 계산한다.

(3) 증발 압력과 응축압력을 계산한다.

(4) 흡수기 입출구에서의 용액농도를 계산한다.

(5) 저온 발생기 출구에서의 용액온도를 가정한다.

(6) LTD_{G2}로 부터 고온발생기의 온도, 압력을 계산한다.

(7) 농용액 농도를 가정한다.

- (8) 열 및 물질 평형으로부터 각 상태점에서의 물성치를 계산한다.
 - (9) 저온발생기에서의 에너지평형과 고온용액 열교환기의 효율을 만족시키는 농용액 농도와 저온발생기 출구온도를 계산한다.
 - (10) 각 열부분에서의 열량 및 냉각공기와 냉수의 유량을 계산한다.
 - (11) 응축기와 흡수기에서의 유량을 비교한다.
 - (12) (11)의 결과에 따라 (1)에서의 냉각공기 출구온도를 재조정하여 다시 계산을 수행한다.
- 계산과정의 자세한 내용이 Fig. 3의 시뮬레이션

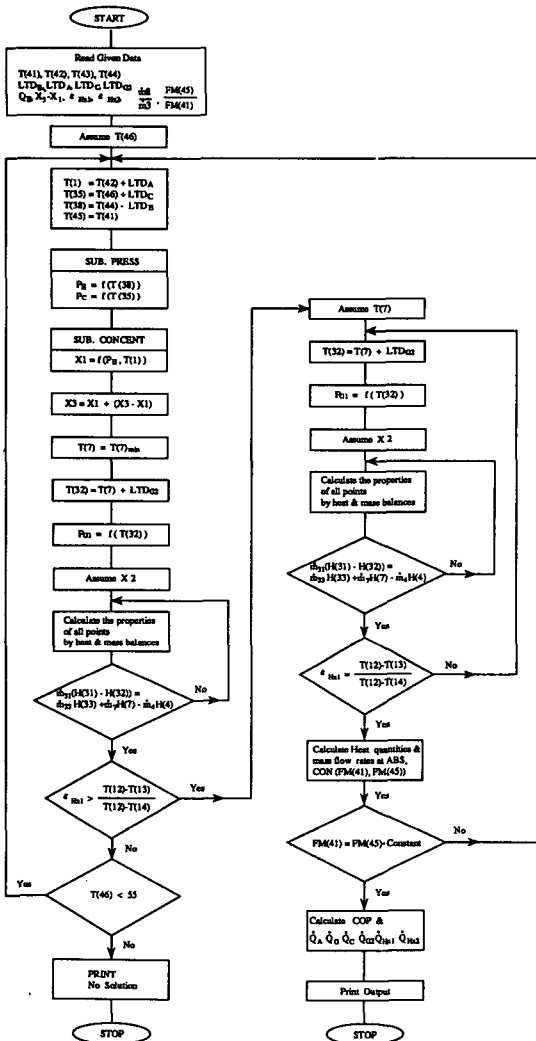


Fig. 3 Simulation flow chart of air-cooled parallel flow type absorption heat pump system

Flow Chart에 나타나 있다. 기본적으로 병렬흐름 방식은 직렬흐름 방식에 비해 시스템이 복잡하기 때문에 계산을 수행하기 위하여는 직렬방식에 비하여 응축기에서의 냉각공기 출구온도, 농용액의 농도 및 저온발생기 출구의 용액온도 등의 중간 계산 값을 가정하여 질량평형과 에너지평형을 맞추어 가야하기 때문에 수렴할 때까지 상당히 많은 반복계산과 복잡한 계산과정을 거쳐야 한다.

3. 결과 및 고찰

3.1 흡수기 입출구 용액농도차 및 용액분배율에 의한 영향

용액분배율과 흡수기 입출구 용액농도차가 성능에 미치는 영향을 Fig. 4에 나타내었다. 여기서 용액분배율은 흡수기에서 나온 회용액을 고온발생기로 보내는 비율을 의미한다. Fig. 4에 의하면 a 가

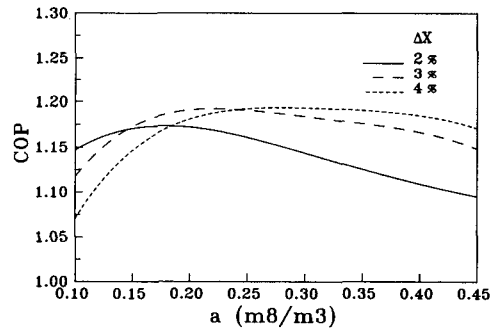


Fig. 4 Effects of solution distribution ratio and absorber concentration difference on the cooling COP

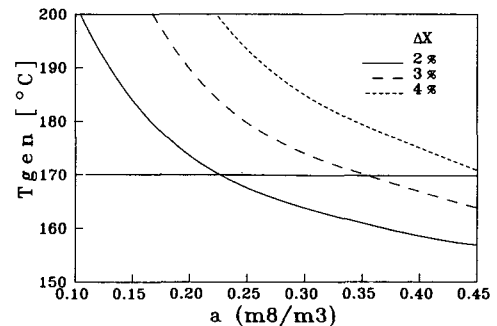


Fig. 5 Effects of solution distribution ratio and absorber concentration difference on the temperature at the 1st generator

0.15보다 작은 부분에서는 농도차 ΔX 가 작을수록 COP가 향상되지만 a 가 0.25보다 커지면 그 반대 현상이 나타남을 알 수 있다. 또한 각각의 농도차에 대하여 COP관점에서만 생각하면 그 값이 최대가 되는 용액분배율 a 의 임계점이 있음을 알 수 있다. 여기서 용액분배율 a 가 0에 가까워지는 것은 사이클이 일중효용화 되는 것이고 a 가 1에 가까워지는 것은 사이클이 직렬방식화 되는 것이므로 병렬방식의 COP가 두가지 경우보다는 높다는 것을 나타내고 있다.

고온발생기에서 가열증기의 과열온도가 170°C 이상이 되면 LiBr 용액에 의한 부식율이 크게 증가하므로 고온발생기의 온도가 170°C 이하이어야 바람직하다.⁽¹⁹⁾ Fig. 5, 6, 7은 용액의 분배율과 농도차에 따른 운전 제약조건을 제시하고 있다. Fig. 5는 용액분배율과 용액농도차에 따른 고온발생기의 온도를 나타낸 것인데 그림에서 알 수 있는 바와 같이 ΔX 가 4%인 경우에는 모든 a 값에서 170°C ~ 200°C 정도의 매우 높은 온도를 가지게 되며 ΔX 가 2%인 경우에는 모든 경우에 있어서 대기압 이하가 되지만 COP가 낮기 때문에, 가장 적합한 운전조건은 $\Delta X=3\%$, $a=0.40$ 일 때로 판단된다. Fig. 7은 각 조건에서의 결정 한계를 표시한 것이다. 이 경우 ΔX 가 2%일 때에는 용액분배율이 0.20 이상이면 LiBr용액의 결정의 위험이 작지만 Fig. 4에서 알 수 있듯이 COP가 낮아지므로 용액농도차와 용액분배율은 앞에서 제시한 $\Delta X=3\%$, $a=0.4$ 가 적절하다고 판단된다.

3.2 냉각공기 입구온도가 시스템 성능에 미치는 영향

흡수기와 응축기의 냉각원으로 사용되는 냉각공기의 입구온도가 하절기 기후조건에 따라 변동하므로 그 변화가 COP 및 고온발생기의 온도, 압력에 미치는 영향을 알아 보았으며 그 결과를 Fig. 8에 나타내었다. 냉각공기의 온도가 증가할수록 냉방 COP는 감소하며, 고온발생기의 온도와 압력이 증가하여 시스템 제한조건을 벗어날 수가 있다. 특히 냉각공기의 온도가 35°C 이상이 되면 고온발생기의 압력이 대기압을 초과하게 되며 온도 역시 170°C를 넘게되어 부식율이 증가하게 될 것으로 예측된다.

수냉형 시스템의 경우에는 냉각탑 용량의 조절로 냉각수의 온도 조절이 가능하여 냉각수 입구온도 변동에 의한 영향에 대응할 수 있지만 공랭형인 경

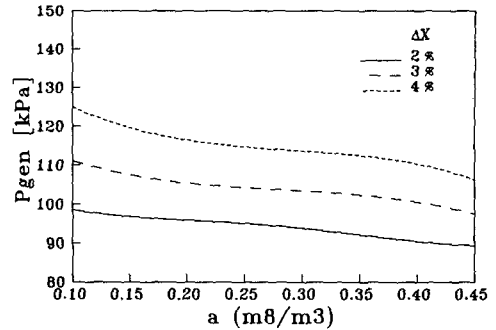


Fig. 6 Effects of solution distribution ratio and absorber concentration difference on the pressure at the 1st generator

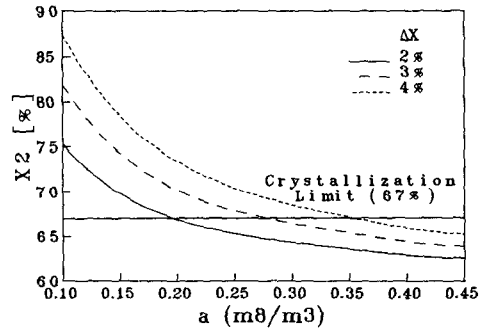


Fig. 7 Effects of solution distribution ratio and absorber concentration difference on the concentration of strong solution

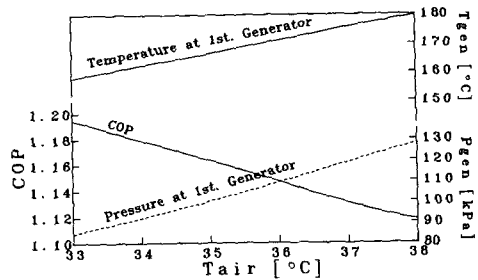


Fig. 8 Effect of cooling air temperature on the pressure, the temperature at the 1st generator and the COP (at $a=0.4$, $\Delta X=3\%$)

우, 냉각공기의 입구온도는 운전시의 하절기 기후조건에 의존하는 것이므로 이로인한 성능저하의 예측이 필요하며, 실제 시스템의 설계에도 충분히 고려되어야 할 것이다.

3.3 각열교환기에서의LTD(LeavingTemperature Difference)에 의한 영향

Fig. 9는 흡수기에서의 출구온도차(LTD)가 시스템 성능에 미치는 영향을 나타내고 있다. 그림에서 알 수 있듯이 LTD가 증가할수록 COP는 낮아지고 고온발생기의 온도는 높아지게 되며 LTD가 1°C 이상에서는 고온발생기의 온도가 170°C 정도되어 부식율이 증가할 것으로 예측된다. 따라서 흡수기 설계시에는 LTD를 1°C 이하로 하여야 고온발생기에서의 온도 제한조건을 만족할 것이며 또한 LTD를 1°C 이하로 하기 위해서는 흡수기에서의 전열특성이 매우 고성능화 되어야 하는 것을 의미한다.

Fig. 10, 11 및 12는 각각 증발기, 응축기, 저온발생기에서의 LTD에 의한 영향을 나타낸 것이다. 증발기의 경우에도 LTD가 증가하면 COP는 낮아지며 고온 발생기의 압력은 높아지게 된다. 이 경우 LTD가 약 2.3°C 이상이 되면 고온발생기의 압력이 대기압을 초과하게 되므로 증발기의 경우에는 LTD를 2°C 이하로 하여야 바람직할 것이며, 응축기에서도 역시 LTD가 약 2.3°C 이상이 되면 고온

발생기의 압력이 대기압을 넘게 되므로 2°C 이하의 LTD가 적절하다고 생각된다. 저온발생기의 경우도 다른 열교환기와 동일한 경향을 나타내고 있으며 본 연구에서 검토한 시스템의 경우에는 LTD가 7°C 이하로 설계하는 것이 적절할 것으로 판단된다. 이와 같이 모든 열교환기에 있어서 LTD가 증가할수록 성능저하를 유발하고, 감소할수록 성능향상에 도움이 되지만 LTD는 열교환기 제작문제와 관련된 설계변수이므로 실용성이 고려된 적당한 값의 선정이 필요하다고 생각된다.

3.4 용액열교환기의 효율에 의한 영향

흡수식 시스템은 무효 에너지의 회수와 시스템의 성능 향상을 위하여 2개의 열교환기가 설치되어 있다. Fig. 13은 2개의 용액열교환기의 효율이 시스템의 냉방 COP에 미치는 영향을 보여주고 있다. 고온, 저온 용액열교환기 모두 효율이 높을수록 시스템의 냉방 COP가 향상되며, 고온 용액열교환기 보다는 저온 용액열교환기가 시스템의 성능향상에 미치는 영향이 더 크음을 알 수 있다. 이것은 작동

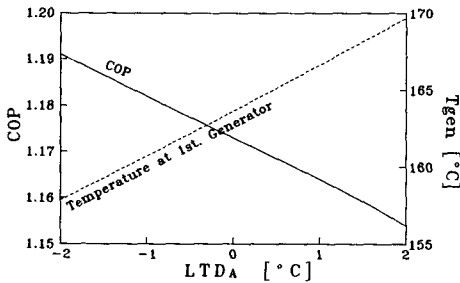


Fig. 9 Effect of LTD_A on the COP and the temperature at the 1st generator (at $a=0.4$, $\Delta X=3\%$ and $T_{air}=35^\circ\text{C}$)

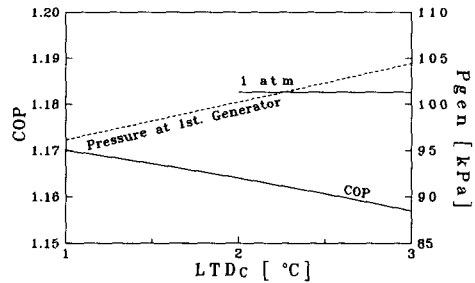


Fig. 11 Effect of LTD_C on the COP and the pressure at the 1st generator (at $a=0.4$, $\Delta X=3\%$ and $T_{air}=35^\circ\text{C}$)

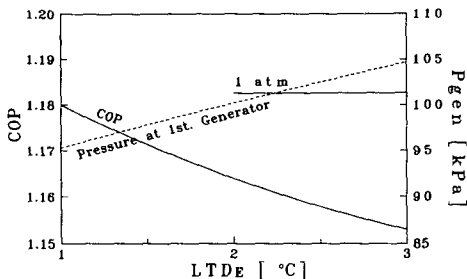


Fig. 10 Effect of LTD_E on the COP and the pressure at the 1st generator (at $a=0.4$, $\Delta X=3\%$ and $T_{air}=35^\circ\text{C}$)

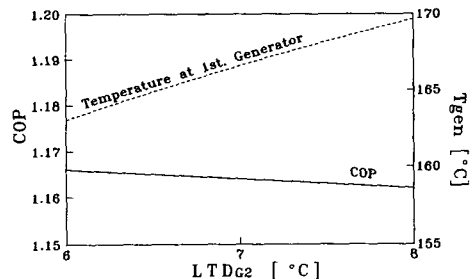


Fig. 12 Effect of LTD_{G2} on the COP and the pressure at the 1st generator (at $a=0.4$, $\Delta X=3\%$ and $T_{air}=35^\circ\text{C}$)

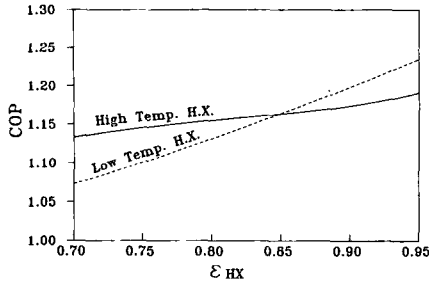


Fig. 13 Effect of solution heat exchanger efficiency on the COP (at $a=0.4$, $\Delta X=3\%$ and $T_{Air}=35^{\circ}\text{C}$)

사이클에서 각 열교환기에서의 열량이 적은 용액열교환기측이 더 크고 용액분배에의한 처리용량도 크기 때문인 것으로 생각된다. (Table 2 참조) 따라

서 2중효용 흡수식 시스템에서 용액열교환기 개선을 통하여 시스템의 효율을 향상시키기 위해서는 고온 용액열교환기보다는 저온 용액열교환기의 성능 향상에 더욱 노력하여야 할 것이다.

3.5 최적 작동 조건과 설계 조건

본 연구를 통하여 시스템의 성능과 설계 제약조건 측면에서 최적 작동조건과 설계조건을 구하였다. 이 조건은 앞에서 기술한 기본 설정조건과 거의 일치하였으며 Table 2는 각 구성요소의 입출구에서의 온도, 압력, 용액농도, 유량 및 열량 등을 보여주고 있다. 본 연구에서 사용된 시스템은 용액농도가 59.90%에서 64.48% 사이에서 작동하며, 흡수기와 증발기에서의 압력은 0.92 kPa이다. 흡

Table 2 Characteristics of each component of air-cooled absorption system at the optimum conditions

Component		Temp. [°C]	Pressure [kPa]	Concentration [%]	Flowrate [kg/hr]	Heat Quantity [kJ/hr]
Absorber	inlet	50.69	0.92	63.17	437.50	70150
	outlet	44	0.92	59.90	461.37	
1st Generator	inlet	146.33	100.23	62.61	176.57	43830
	outlet	166.63	100.23	64.48	171.44	
2nd Generator	inlet	78.73	5.83	59.90	276.82	29770
	outlet	91.52	8.92	61.40	267.92	
Evaporator	inlet	12.53	0.92	-	110.02	51000
	outlet	5	0.92	-	22.0	
Condenser	inlet	91.52	8.92	-	22	24680
	outlet	42.63	8.92	-	22	
High Temp. H. X	inlet	166.63	100.23	64.48	171.44	19900
		78.73	5.83	59.90	184.55	
	outlet	102.37	10.31	64.48	171.44	
Low Temp H. X	inlet	95.06	8.92	62.90	439.36	30960
		44.00	0.92	59.90	461.37	
	outlet	56.91	1.36	62.90	439.36	
		78.73	5.83	59.90	461.37	
Cooling COP		1.164				

* Cooling COP = $\frac{Q_E}{Q_{G1}}$

수기에서의 발열량은 응축기에서 보다 2.8배 크며, 고온발생기에서의 열량은 저온발생기에서의 열량의 68% 정도이다. 이것은 2중효용 사이클에서 저온발생기의 역할이 고온발생기에서와 마찬가지로 그 역할이 매우 중요함을 나타내고 있다.

5. 결 론

공랭형, 병렬흐름 방식 2중효용 흡수식 냉방기의 성능을 흡수기 입출구의 용액농도차, 용액분배율, 냉각공기의 입구온도 및 각 열교환기에서의 LTD를 변수로하여 사이클 시뮬레이션을 수행하고 검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 용액분배율은 설계조건에 따라서 시스템의 냉방성능을 최대로 하는 임계구간을 갖는다.
- (2) 흡수기 입출구의 용액농도차가 클수록 COP는 좋으나 결정한계 및 고온발생기의 온도, 압력등의 제한으로 인하여 약 3% 정도가 적합하다.
- (3) 용액분배율은 냉방성능 최대구간이 있으나 시스템의 결정한계, 최고온도, 압력등의 제한조건을 위하여는 크게하는 것이 좋다. 용액농도차가 3%인 경우에는 성능저하를 최소화할 수 있는 약 0.4 정도가 적절하다.
- (4) 냉각공기 입구온도는 커질수록 냉방성능이 저하되며, 35°C 이상이 되면 고온발생기의 온도와 압력의 증가로 LiBr 용액에 의한 부식율이 커질 것이므로 이에대한 대책이 필요할 것이다.
- (5) 시스템의 성능과 제한조건을 고려하여 흡수기에서의 LTD는 1°C 이하, 증발기와 응축기에서는 2°C, 저온발생기의 경우에는 LTD를 7°C 이하로 설계하는 것이 적절하다.
- (6) 고온 및 저온 용액열교환기의 효율은 높을수록 좋으나 저온 용액열교환기의 효율이 시스템의 성능에 더 큰 영향을 미친다.

후 기

본 연구는 삼성전자 가전종합연구소의 연구비 지원하에 이루어진 연구결과의 일부로서 관계자 여러분에게 심심한 사의를 표하는 바입니다.

참고문헌

- (1) 조승연, 김영인, 1987, "프로세스 시뮬레이션에 의한 제2중 흡수식 열펌프 성능에 관한 연구," 공기조화·냉동공학논문집, 제16권, 제3호, pp. 295~304.
- (2) 원승호, 이영수, 1991, "작동매체에 따른 2중효용 흡수식 시스템의 성능해석," 공기조화·냉동공학논문집, 제3권, 제4호, pp. 250~255.
- (3) Alefeld, G. and Ziegler, Z., 1985, "Advanced Heat Pump and Air-Conditioning Cycles for the Working Pair LiBr-H₂O: Domestic and Commercial Applications," AHSRAE Trans., HI-85-41, No. 2, pp. 2062~2070.
- (4) Alefeld, G. and Ziegler, Z., 1987, "Coefficient of Performance of Multistage Absorption Cycles," Rev. Int. Froid, Vol. 10, pp. 285~295.
- (5) Arh, S. and Gaspersic, 1990, "Development and Comparison of Different Advanced Absorption," Int. J. Refrigeration, Vol. 13, pp. 41~50.
- (6) Kaushik, S. C., 1988, "Modeling and simulation studies on single/double-effect absorption cycle using water-multicomponent salt(MCS) mixture," Solar Energy, Vol. 40, pp. 431~444.
- (7) Kurosawa, S. and Fujimaki S., 1989, "Development of Air-Cooled Double-Effect Gas-Fired Absorption Water Chiller-Heater," ASHRAE Transactions Vol. 95, Part 1.
- (8) 河野恭二 外., 1987, "垂直菅内 吸收型 吸收器の研究," 第24回 日本傳熱 Symposium 講演論文集.
- (9) 大内富久 外., 1987, "空冷二重效用 吸收冷温水機の開發," 日本冷凍協會 學術講演會 論文集.
- (10) 大内富久 外., 1988, "空冷二重效用吸收冷温水機の開發," 第22回 空氣調和·冷凍 連合講演會 講演論文集.
- (11) 大内富久 外., 1991, "空冷吸收器·凝縮器の配分檢査," 第25回 空氣調和·冷凍 連合講演會 講演論文集.
- (12) 黑澤茂吉, 外., 1989, "空冷化のため吸收 Cycle Simulationによる 評價·研究," 第23回 空氣調和·冷凍 連合講演會 講演論文集.
- (13) 大内富久 外., 1988, "空冷二重效用 吸收冷温水機の開發," 日本冷凍協會 學術講演會 論文集.
- (14) 藤卷誠一郎 外., 1988, "空冷形 Gas 吸收冷温水機の開發," 日本冷凍協會 學術講演會 論文集.

- (15) Ogawa, M., Hoshida, T. and Oda, Y., 1991, "Study on Heat Transfer Analysis for the Vertical Condenser/Absorber of an Air-Cooling Absorption Chiller/Heater," Proc. of Absorption Heat Pump Conference '91, Sept. 30~Oct. 2, Tokyo, Japan.
- (16) Sawada, N. et al., 1991, "Study on Air-Cooled Absorption System for Light Commercial Use," Proc. of Absorption Heat Pump Conference '91, Sept. 30~Oct. 2, Tokyo, Japan.
- (17) Ohuchi, T. et al., 1991, "Development of Absorption Air-Conditioners," Proc. of Absorption Heat Pump Conference '91, Sept. 30~Oct. 2, Tokyo, Japan.
- (18) 오명도, 김영률, 김선창, 김영인, 1992, "수냉형 직렬방식 2중효용 흡수식 냉방기의 열해석과 최적설계," 공기조화·냉동공학논문집, 제4호, 제4권 pp. 332~341.
- (19) 高田秋一, 1989, 吸収冷凍機とヒートポンプ, p. 49.