

## 삼중효용 LiBr/물 흡수식 냉방기의 사이클 시뮬레이션

### Cycle simulation of a triple effect LiBr/water absorption chiller

조 광 운\*, 정 시 영\*\*, 정 은 수\*\*\*  
 K. W. Cho, S. Jeong, E. S. Jeong

**Key words** : Absorption chiller(흡수식 냉방기), Cycle simulation(사이클 시뮬레이션), Triple effect (삼중효용), LiBr/water(LiBr/물)

#### Abstract

Basic design of a 50USRT(175kW) triple effect absorption chiller driven by hot gas has been carried out for both parallel and series flow cycles. Parallel flow cycle showed higher COP, however, the temperature in the generator was also higher than that in series flow cycle. Dynamic operation behavior of a parallel flow system at off-design conditions, such as the change in heat transfer medium temperature or the construction change of the system components, has been investigated in detail. It was found that the cooling capacity was seriously decreased by reducing hot gas flow rate and UA-value in the high temperature generator. However, the system COP was improved, because thermal load in the system components was reduced. The COP and the cooling capacity was found to be improved as cooling water temperature decreased or chilled water temperature increased. The optimum ratio of solution distribution could be suggested by considering the COP, the cooling capacity and the highest temperature in the system, which is critical for corrosion.

#### 기 호 설 명

a : 저온재생기로의 용액분배비  
 A : 흡수기, 용액순환량  
 b : 중온재생기로의 용액분배비  
 C : 응축기  
 COP : 성능계수 ( $= \dot{Q}_c / \dot{Q}_{A,R}$ )

$c_p$  : 비열  
 D : 냉매 순환량, 냉매발생량  
 DX : 용액의 농도차  
 E : 증발기  
 G : 재생기, 용액의 질량 유량  
 H : 고온부  
 L : 저온부  
 M : 중온부  
 $\dot{m}$  : 질량유량  
 Q : 열전달율  
 $RQ_{ac}$  : 흡수열과 응축열의 비

\* 서강대학교 대학원

\*\* 서강대학교 기계공학과

\*\*\* 홍익대학교 기계공학과

- SHX : 용액열교환기
- x : 농도
- UA : 총괄열전달계수 × 전열면적

상첨자

: 증기

하첨자

- a : 흡수기
- c : 응축기비열
- chil : 냉수
- cool : 냉각수
- coolm : 응축기 입구
- e : 증발기
- g : 재생기
- h : 고온부
- hot : 고온가스
- I : 입구
- l : 저온부
- m : 중온부
- o : 출구, 기준값
- shx : 용액열교환기

1. 서 론

LiBr/물을 작동유체로 사용하는 삼중효용 흡수식 냉방기는 현재 사용하고 있는 이중효용 흡수식 냉방기에 1단을 추가하여 사이클이 구성된다. 삼중효용 흡수식 냉방기는 냉방 COP가 1.7정도로 예측되어 COP가 1.2 정도인 종래의 이중효용 기기에 비해 약 30%의 에너지 절약효과가 기대된다.

Yoon<sup>(1)</sup>은 여러 가지 흡수식 사이클에 대한 해석을 수행하여 정리하였고 Grossman등<sup>(2)</sup>은 LiBr/물을 이용한 사중효용 흡수식 사이클을 해석해 COP가 2.2 정도임을 밝혔으나 고온재생기에서의 온도가 315°C가 되어 부식 문제가 심각하리라는 예측을 하였다. 또한 Herold등<sup>(3)</sup>은 LiBr/물을 이용한 삼중효용 흡수식 냉방기의 부식문제를 해결하고자 Alkiltrate라는 작동유체를 이용한 삼중효용 흡수식

사이클에 대한 연구를 수행하였다. Abrahamsson등<sup>(4)</sup>은 다중효용 흡수식 사이클을 일관적이고 논리적인 방법으로 비교하고자 Carnot 사이클을 도입해 분석하였다. Ziegler등<sup>(5)</sup>은 일중효용을 기본 사이클로 하여 조합하는 형식의 방법을 도입해 여러 다중효용 사이클을 해석하였다.

본 연구에서는 삼중 효용 흡수식 냉방기의 사이클 해석을 위해 정상상태(steady state)에서 시스템의 기준설계점을 선정한 후, 기준설계점에서 벗어나는 운전 조건에서 시스템의 성능 특성을 동특성 해석 프로그램을 이용하여 알아보았다.

2. 정상상태 사이클 시뮬레이션

2.1 삼중효용 흡수식 냉방기 사이클

LiBr/물을 이용한 삼중효용 흡수식 냉방사이클은 용액분배 방법에 따라 크게 직렬과 병렬로 나뉘어진다. Fig.1에 표시된 직렬사이클에서는 희용액이 흡수기에서 모두 고온재생기로 보내져 농용액으로 재생된다. 고온재생기에서 발생한 냉매 증기의 응축열은 중온재생기의 가열에 이용되고, 거기서 발생한 냉매증기의 응축열을 저온 재생기의 가열원으로 해서 순차 이용하는 방식이다.

병렬사이클에서는 Fig.2에 표시된 것처럼 흡수

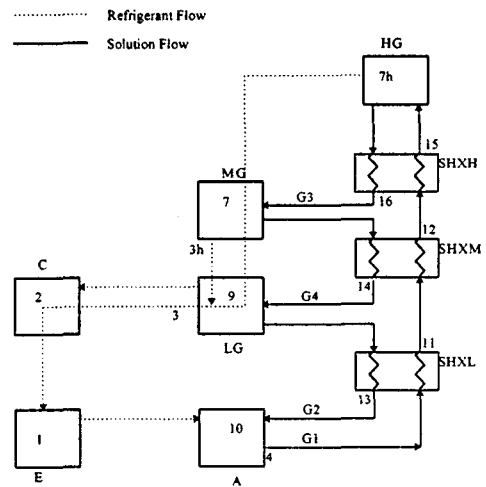


Fig.1 Schematic diagram of a series flow triple effect absorption chiller

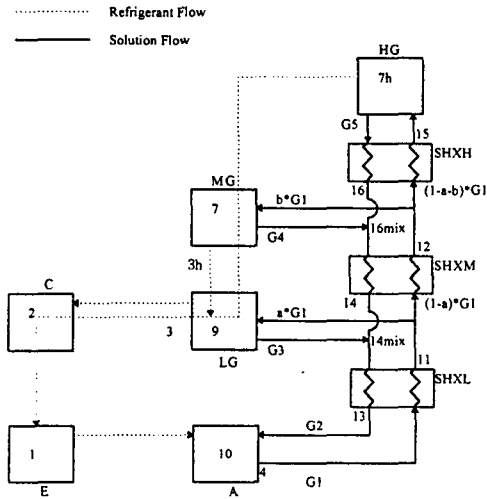


Fig.2 Schematic diagram of a parallel flow triple effect absorption chiller

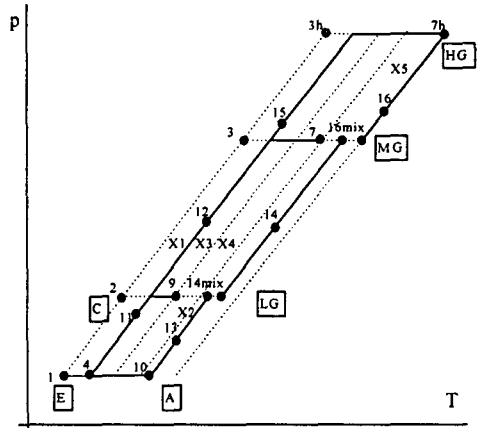


Fig.4 Parallel flow triple effect cycle on Dühring chart

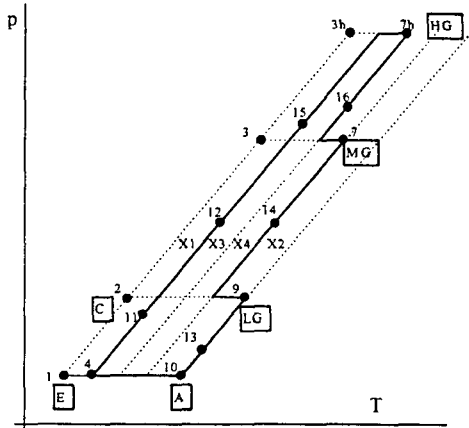


Fig.3 Series flow triple effect cycle on Dühring chart

기에서 나온 회용액이 세 개의 재생기에 나누어 들어간다.

Fig.3과 Fig.4에는 직렬과 병렬사이클이 각각 Dühring선도 상에 표시되어 있다.

## 2.2 정상상태 프로그램

정상상태에서 삼중효용 흡수식 냉방기의 기준설

계점 선정을 위해 아래와 같은 가정을 하였다.

- ① 시스템의 각 요소에서 열역학적 상태는 평형 상태라고 가정한다.
- ② 주변으로의 열손실은 무시한다.
- ③ 펌프일은 무시할 만큼 작다.
- ④ 모든 요소에서 시간에 따른 상태량의 변화가 없다.(steady state steady flow process)

직렬과 병렬사이클에 대한 시스템의 각 요소에서의 질량평형 방정식, 농도평형 방정식, 열평형 방정식이 Table 1에 나타나 있다.

정상상태 프로그램의 계산순서는 Fig.5에 나타나 있듯이 설계조건으로 냉방용량, 냉수, 냉각수, 고온가스의 출입구온도, 또한, 각 요소에서의 상태를 결정하기 위하여 열매체와 작동유체간의 최소온도차를 가정하는데 삼중효용 사이클에서는 증발기와 냉수, 흡수기와 냉각수, 응축기와 냉각수, 증온재생기와 고온응축기, 저온재생기와 증온응축기 사이의 최소온도차가 필요하다. 이외에 압력손실, 흡수기를 출입하는 용액의 농도차, 용액열교환기 효율, 그리고 병렬사이클에서는 용액분배비를 준다. 이렇게 주어진 조건으로부터 우선 증발기와 응축기의 상태를 계산할 수 있다. 본 연구에서 고려한 사이클에서는 냉각수가 흡수기를 거쳐 응축기를 냉각시키기 때문에 흡수기를 거친 냉각수의 온도( $T_{coolm}$ )를 가정해야 한다. 이것은 곧 흡수기와 응축기에서 방출되는 열량의 비( $RQ_{ac}$ )를 가정한 것과 같다.

Table 1 Heat and mass balance equations

Component	Series flow type	Parallel flow type
E	$\dot{Q}_e = D(h_1' - h_2)$	$\dot{Q}_e = D(h_1' - h_2)$
A	$\dot{Q}_a = Dh_1' + G_2h_{13} - G_1h_4$ $G_1 = G_2 + D, G_1x_1 = G_2x_2 + D$	$\dot{Q}_a = Dh_1' + G_2h_{13} - G_1h_4$ $G_1 = G_2 + D, G_1x_1 = G_2x_2 + D$
C	$\dot{Q}_c = D_{lg}(h_9' - h_2) + (D_{mg} + D_{hg})(h_3 - h_2)$ $D = D_{hg} + D_{mg} + D_{lg}$	$\dot{Q}_c = D_{lg}(h_9' - h_2) + (D_{mg} + D_{hg})(h_3 - h_2)$ $D = D_{hg} + D_{mg} + D_{lg}$
HG	$\dot{Q}_{hg} = D_{hg}h_7' + G_3h_{7h} - G_1h_{15}$ $G_3 = G_1 - D_{hg}$ $G_3x_3 = G_1x_1 - D_{hg}$	$\dot{Q}_{hg} = D_{hg}h_7' + G_5h_{7h} - (1-a-b)G_1h_{15}$ $G_5 = (1-a-b)G_1 - D_{hg}$ $G_5x_5 = (1-a-b)G_1x_1 - D_{hg}, (G_5 + G_4)x_{16mix} = G_5x_5 + G_4x_4$
MG	$\dot{Q}_{mg} = D_{mg}h_7' + G_4h_7 - G_3h_{16} = D_{hg}(h_7' - h_{3h})$ $G_4 = G_3 - D_{mg}$ $G_4x_4 = G_3x_3 - D_{mg}$	$\dot{Q}_{mg} = D_{mg}h_7' + G_4h_7 - bG_1h_{12} = D_{hg}(h_7' - h_{3h})$ $G_4 = bG_1 - D_{mg}, G_{16mix} = G_5 + G_4$ $G_4x_4 = bG_1x_1 - D_{mg}$
LG	$\dot{Q}_{lg} = D_{lg}h_9' + G_2h_9 - G_1h_4 = D_{mg}(h_7' - h_3) + D_{hg}(h_{3h} - h_3)$ $G_2 = G_4 - D_{lg}$ $G_2x_2 = G_4x_4 - D_{lg}$	$\dot{Q}_{lg} = D_{lg}h_9' + G_2h_9 - aG_1h_{11} = D_{mg}(h_7' - h_3) + D_{hg}(h_{3h} - h_3)$ $G_3 = aG_1 - D_{lg}, G_2 = G_3 + G_{16mix}$ $G_3x_3 = aG_1x_1 - D_{lg}, x_2G_2 = G_3x_3 + G_{16mix}x_{16mix}$
SHXH	$\dot{Q}_{shxh} = G_3(h_{7h} - h_{16}) = G_1(h_{15} - h_{12})$	$\dot{Q}_{shxh} = G_5(h_{7h} - h_{16}) = (1-a-b)G_1(h_{15} - h_{12})$
SHXM	$\dot{Q}_{shxm} = G_4(h_7 - h_{14}) = G_1(h_{12} - h_{11})$	$\dot{Q}_{shxm} = G_{16mix}(h_{16mix} - h_{14}) = (1-a)G_1(h_{12} - h_{11})$
SHXL	$\dot{Q}_{shxl} = G_2(h_9 - h_{13}) = G_1(h_{11} - h_4)$	$\dot{Q}_{shxl} = G_2(h_{14mix} - h_{13}) = G_1(h_{11} - h_4)$

Tcoolm이 결정되면 흡수기의 상태를 계산할 수 있고 증온재생기에서의 농도차와 고온재생기의 농도차를 가정하면 질량평형방정식과 농도평형방정식을 계산할 수 있다. 그런 다음 저온재생기, 증온응축기, 증온재생기, 고온응축기, 고온재생기를 차례로 계산하고, 모든 용액열교환기를 계산한다. 고온응축기에서의 응축열과 증온재생기의 재생열량을 비교하고, 증온응축기에서의 응축열과 저온재생기에서의 재생열량을 비교한다. 그리고 가정한 응축열과 흡수열의 비와 실제 열량비를 비교하여 이 값들이 일치할 때까지 가정값들을 바꾸어 가면서 계산을 반복한다. 모든 요소의 상태가 결정되면 COP와 대수평균온도차(LMTD)를 이용하여 각각 요소들의 열교환 면적을 구한다.

### 2.3 정상상태 프로그램의 실행 결과

기준 설계조건으로 냉방용량(cooling capacity)을 50USRT(175kW)로 가정하였다. 냉수의 입출구 온도로 각각 12°C, 7°C를 주었으며, 냉각수 입출구 온도는 32°C, 37°C로 가정하였다. 그리고 증

발기, 응축기, 흡수기, 세 개의 재생기 모두의 최소 온도차는 2°C로 가정하였다. 농도차와 용액분배비(병렬 사이클의 경우)를 변화시켜 계산을 수행한 결과 농도차 5%, a=0.33, b=0.33을 기준으로 선정하였다. 재생기와 응축기, 흡수기와 증발기 사이의 압력손실은 무시하였다. 열교환기 효율은 모두 0.8로 가정하였다.

기준설계조건에서의 계산 결과는 Table 2와 Table 3에 표시되어 있다. 여기서 고온재생기의 온도가 두 사이클의 경우 모두 현재 기술로는 상당한 부식문제를 일으키는 영역이지만, 현재 부식억제에 대한 많은 연구가 진행 중이고, 이것이 해결된다는 가정하에 연구를 진행하였다. 병렬사이클의 경우 COP가 1.73이었고 직렬사이클의 경우에는 COP가 1.62로 나타났다. 그러나, 고온재생기의 온도는 병렬사이클이 직렬사이클보다 15°C 정도 높아지는 단점이 있다. 삼중효용흡수식 냉방사이클에서는 COP측면에서 직렬사이클보다는 병렬사이클이 유리하기 때문에 이어지는 운전특성 해석은 병렬에 대해서만 실시하였다.

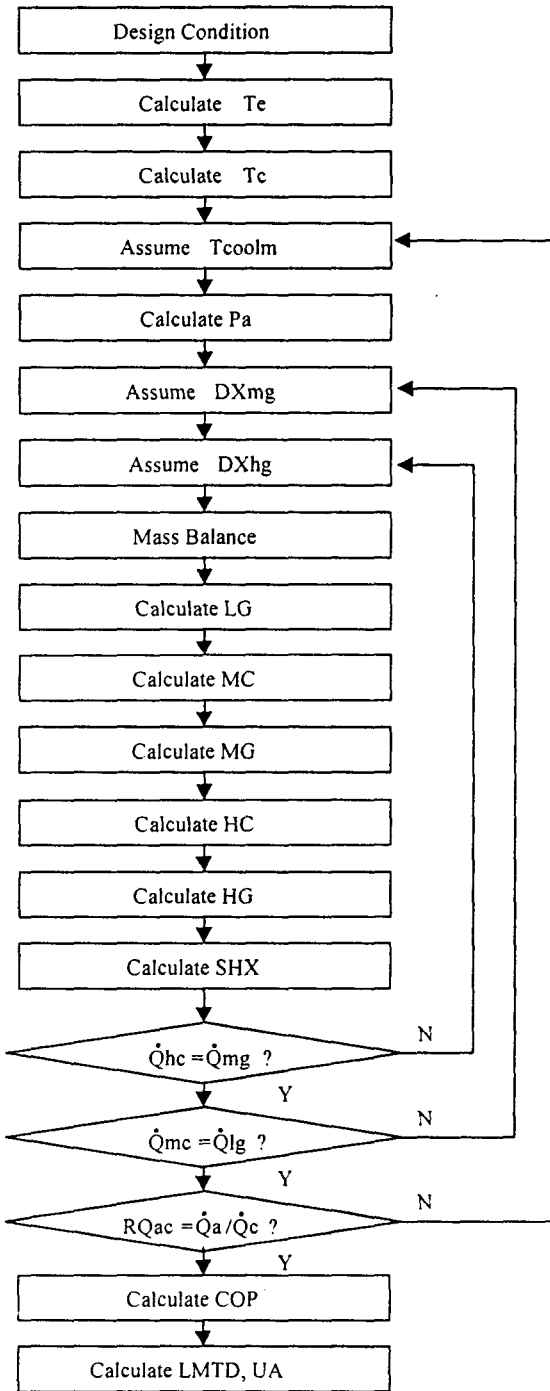


Fig.5 Calculation procedure of a triple effect absorption cycle

Table 2 Reference design conditions of a parallel flow triple effect LiBr/Water absorption chiller

Cooling capacity		$\dot{Q}_c: 50RT(175kW)$		
COP		1.73		
component	T[°C]	P[kPa]	x	UA[kW/°C]
HG	220	434	0.633	0.28
MG	144	64.3	0.613	37.1
LG	86	6.99	0.608	31.2
C	39	6.99		24.2
A	38	0.87	0.568	60.1
E	5	0.87		44.1
SHXH				1.75
SHXM				3.60
SHXL				5.50
Heat Transfer Medium in	Ti[°C]	To[°C]	$\dot{Q}$ [kW]	$\dot{m}$ [kg/s]
HG	1,200	300	101	0.094
C	35.9	37	60.8	13.3
A	32	35.9	217	13.3
E	12	7	175	8.4
refrigerant				0.075
solution				0.926

### 3. 운전특성 시뮬레이션

삼중효용 흡수식 냉방기의 기준 설계값들은 열역학적 정상상태에서의 계산을 통하여 결정되었다.

이렇게 결정된 기준설계 조건에서 시스템의 운전 조건이 벗어나는 경우에 성능 변화는 본 정상상태 프로그램으로 구하기에는 무리가 있다. 예를 들어 실제의 시스템에서는 냉각수 온도가 변하면 시스템을 구성하는 모든 구성요소들이 영향을 받아 농도차, 용액열교환기의 성능, 열교환기에서 최소 온도차 등이 바뀌게 된다. 따라서 냉각수 온도의 변화를 본 정상상태 프로그램으로 알아보기 위해서는 입력조건으로 단순히 냉각수의 온도만을 변화시키는 것이 아니라 영향받는 입력조건들을 모두 알맞게 변화시켜야 한다. 그러나 이러한 입력조건이 어

**Table 3** Reference design conditions of a series flow triple effect LiBr/Water absorption chiller

Cooling capacity		$\dot{Q}_e$ :50RT(175kW)		
COP		1.62		
component	T[°C]	P[kPa]	x	UA[kW/°C]
HG	205	430	0.586	0.28
MG	144	70.4	0.602	33.3
LG	88	6.99	0.617	31.3
C	39	6.99		26.3
A	37.8	0.87	0.568	60.8
E	5	0.87		44.1
SHXH				6.69
SHXM				6.06
SHXL				5.50
Heat Transfer Medium in	Ti[°C]	To[°C]	Q[kW]	m[kg/s]
HG	1,200	300	108	0.1
C	35.8	37	66.8	13.6
A	32	35.9	217	13.6
E	12	7	175	8.4
refrigerant				0.075
solution				0.926

땀게 영향을 받는지 알아내기는 힘든 일이다. 본 연구에서는 Jeong 등<sup>(6-8)</sup>의 연구에서 개발된 동특성 프로그램을 고온 부분에서도 계산 가능하도록 수정하고, 모듈들을 첨가하여 운전특성에 대한 시뮬레이션을 수행하였다.

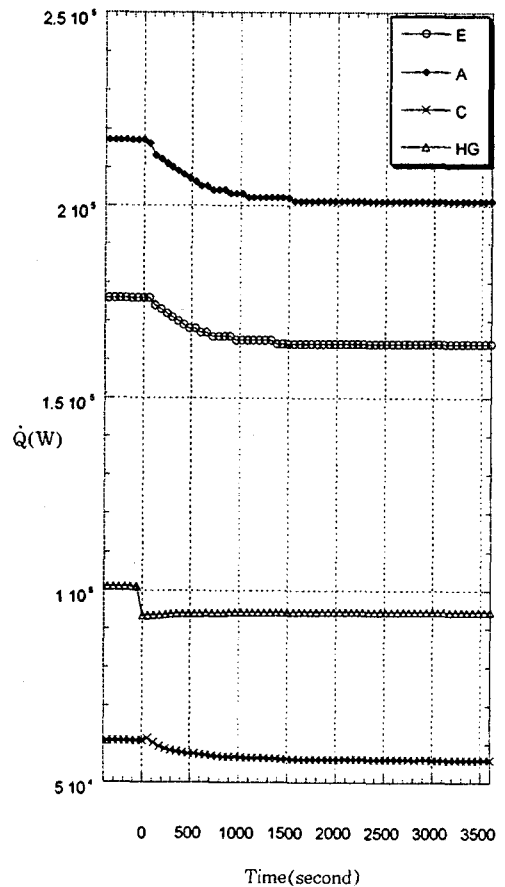
동특성 프로그램으로는 정상상태 시뮬레이션과 달리 고정된 시스템을 대상으로 하므로 입력파일에서 실제 변화되는 조건만을 수정하여 시뮬레이션을 수행하면 주어진 시스템의 운전특성을 묘사, 파악할 수 있다. 또한, 시간에 따른 변화를 알 수 있으므로 기동특성 등도 파악할 수 있다.

**4. 운전특성 시뮬레이션 결과**

Fig.6은 부분 부하에서 가스의 공급량이 어느 순간에 기준량에서 90%로 갑자기 줄었을 때 시간에

따른 특성을 나타내고 있다. 시스템은 약 1,500초가 지나면 또 다른 정상상태에 도달하는 것을 알 수 있다. 이러한 방법으로 이후의 결과들은 모두 새로운 정상상태에 도달했을 때의 결과를 나타낸 것이다.

Fig.7은 고온가스의 유량변화에 따른 COP와 냉방용량을 나타낸 것이다. 고온가스의 유량을 증가시키면 냉방용량은 크게 증가하고 COP는 미미하지만 줄어들고 있다. 고온가스의 유량증가로 인해 증기 발생량이 증가하면 각 열교환기에서 열전달량은 증가하는데 UA값은 일정하기 때문에 온도차는 커지게 된다. 열전달 과정에서 온도차가 커지게 되면 비가역성에 의한 엔트로피 생성이 증가한다. 이



**Fig.6** Variation of heat transfer rate due to a sudden decrease(90%) in mass flow rate of hot gas

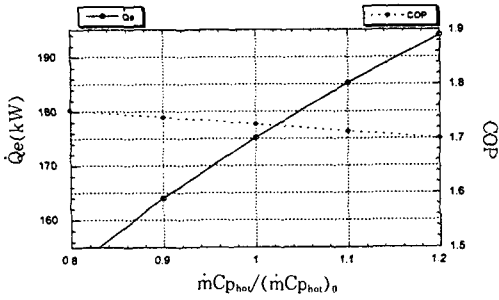


Fig.7 Effect of hot gas flow rate on COP and cooling capacity

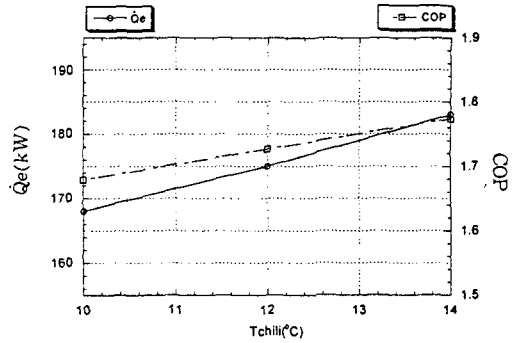


Fig.9 Effect of chilled water temperature on COP and cooling capacity

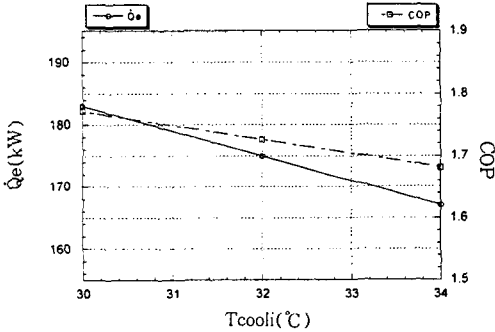


Fig.8 Effect of cooling water temperature on COP and cooling capacity

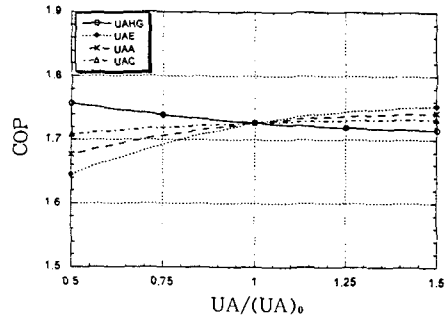


Fig.10 Effect of UA-values in various heat exchangers on COP

러한 이유에서 고온가스의 유량이 증가하면 COP는 감소하게 된다.

Fig.8~9는 냉각수와 냉수의 온도변화에 따른 COP와 냉방용량을 나타낸 것이다. 결과는 냉각수 온도가 증가함에 따라 COP와 냉방용량이 모두 선형적으로 줄어들고 냉수의 온도가 증가함에 따라서는 모두 선형적으로 증가하는 것을 볼 수 있다.

Fig.10~11에는 삼중효용 흡수식 냉온수기에서 각 요소의 UA값이 변화할 때 COP와 냉방용량의 변화가 나타나 있다.

증발기, 흡수기, 응축기와 고온재생기는 외부열교환기로 용액열교환기와 증온재생기, 저온재생기는 내부열교환기로 분류하였다. 외부열교환기에서는 증발기, 흡수기, 응축기의 순서로 열전달 면적이 COP와 냉방용량에 미치는 영향이 큰 것을 알 수 있었으며, 고온재생기에서는 구동열원이 투입되

는 부분이므로 여기의 열전달 면적을 증가시키면 냉방용량이 가장 크게 영향을 받는 것을 알 수 있다. 그러나 고온재생기에서 증기 발생량이 많아지면 모든 열교환기에서 열전달량이 증가하고 사이클이 성능에 불리한 방향으로 변화하므로 COP는 오히려 감소하는 것을 알 수 있다.

내부열교환기에서는 저온열교환기, 증온열교환기, 고온열교환기 순서로 열전달 면적이 COP와 냉방용량에 미치는 영향이 큰 것을 알 수 있다. 또한, 증온재생기와 저온재생기의 열전달 면적변화는 COP와 냉방용량에 크게 영향을 주지 않았다.

Fig.12은 용액 순환량의 COP와 냉방용량에 미치는 영향이 나타나 있다. 용액순환량이 증가하면 COP와 냉방용량 모두가 감소하는 것을 볼 수 있다. 기준 용액순환량에서는 모든 열교환기의 효율이 0.8이지만 유량이 증가함에 따라 열교환기의 효

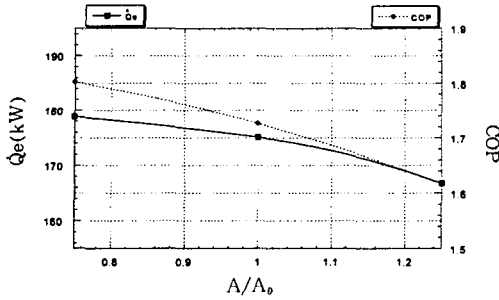


Fig.11 Effect of solution circulation rate on COP and cooling capacity

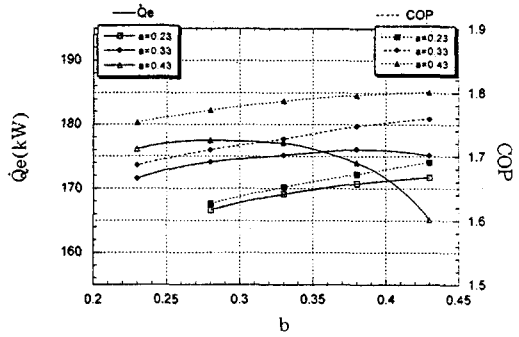


Fig.13 Effect of solution distribution ratio on COP and cooling capacity

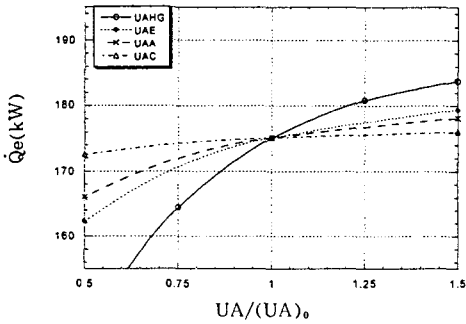


Fig.12 Effect of UA-values in various heat exchangers on cooling capacity

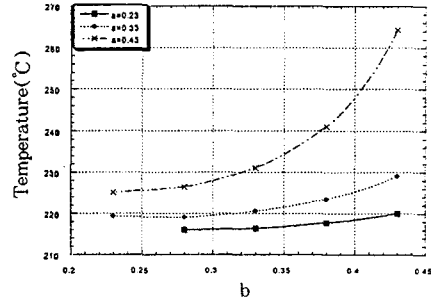


Fig.14 Effect of solution distribution ratio on temperature of high temperature generator

율이 감소하여 고온재생기에 들어가는 용액의 온도가 상당히 낮아진다. 고온재생기에서 증기 발생이 시작되는 점까지 소모되는 열량(현열부분)은 용액량이 많아질수록 커져 증기 발생량이 줄어들기 때문에 냉방용량이 감소되는 것으로 생각된다.

본 연구의 계산 범위 내에서는 용액 순환량을 감소시킬수록 COP와 냉방능력은 증가하나 고온재생기의 온도가 높아져 부식의 위험이 높아진다. 예를 들어 용액 순환량을 기준상태의 75%로 줄이면 COP는 1.8로 증가하고 냉방능력은 179kW로 증가하나 고온재생기의 온도가 243°C로 증가한다.

Fig.13에는 용액분배비의 변화에 따른 COP와 냉방용량을 나타낸 것이다. 고온재생기로 용액을 적게 분배할수록 COP가 증가하는 것을 볼 수 있으나 냉방용량은 고온재생기로의 용액분배비가 0.

29인 점(a=33, b=0.38 또는 a=0.43, b=28) 이후에는 감소하는 것을 볼 수 있다. 이는 고온재생기로의 용액분배비가 너무 작아지면 중온열교환기에서는 고온용액(고온재생기를 통과한 농용액과 중온재생기를 통과한 농용액)의 온도가 낮아져(중온재생기를 통과한 농용액이 많아지므로) 열전달량이 작아지게 된다. 또한 고온재생기의 온도증가로 인해 고온가스로부터의 열전달량이 작아지게 되어 증기 발생량은 급격히 줄어든다. 이는 Fig.11에서 용액순환량이 감소함에 따라 냉방용량 증가율이 작아지는 이유이기도 하다. 만약 Fig.11에서 용액순환량을 더 줄인다면 용액순환량이 감소함에 따라 냉방용량이 감소하는 구간이 나타나게 된다.

Fig.14에는 용액분배비의 변화에 따른 고온재생기의 온도를 나타낸 것이다. 고온재생기로 용액을



적게 분배할수록 온도가 높아지는 것을 알 수 있다.  $a=0.43$ 일 경우  $b$ 가 증가함에 따라 온도 상승 효과가 매우 큰 것을 알 수 있는데 이 경우에는 Fig.13에서처럼 냉방능력이 급격히 감소하는 경향을 보이므로 이러한 용액분배비는 적절치 않음을 알 수 있다. 또한,  $a=0.23$ ,  $b=0.43$ 일 경우,  $a=0.33$ ,  $b=0.33$ 일 경우,  $a=0.43$ ,  $b=0.23$ 일 경우는 고온재생기로의 분배비는 같으나  $a$ 가 클수록 즉, 저온재생기로의 분배비가 클수록 온도가 높은 것을 알 수 있다.

기준조건(고온재생기 : 0.34, 중온재생기 : 0.33, 저온재생기 : 0.33)에서  $a$ 나  $b$ 가 증가함에 따라 COP는 유리해지지만 냉방용량의 증가는 미미하고 온도상승이 커지므로 이 모든 것을 고려할 때 기준조건이 가장 적절한 것으로 보인다.

#### 4. 결 론

(1) 고온재생기의 가스 공급량이나 전열면적이 줄어들면 냉방용량은 크게 감소하였다. 그러나 시스템의 COP는 각 요소에서 열전달 부하가 줄어들기 때문에 오히려 약간 증가하는 경향을 보였다.

(2) 냉각수 온도가  $1^{\circ}\text{C}$  증가하면 냉방용량은 2.3%, COP는 1.4% 감소하고 냉수온도가  $1^{\circ}\text{C}$  증가하면 냉방용량은 2.3%, COP는 1.4% 증가한다.

(3) 용액순환량은 75%로 줄이면 냉방용량은 2.3%, COP는 4.6% 증가하나 고온재생기의 온도가  $243^{\circ}\text{C}$ 가 되어 부식 측면에서 상당히 불리하다.

(4) 주어진 기준설계 조건에서 용액순환비는 COP와 냉방용량 그리고 고온재생기의 온도를 모두 고려했을 때 각각의 재생기에 1/3씩 분배하는 것이 가장 적절한 것으로 판단된다.

#### 후 기

본 연구는 1996년도 교육부 학술연구조성비(기계공학 : ME96-F-11)에 의해 수행되었으며 이에 깊은 감사를 표합니다.

#### 참 고 문 헌

1. J.I. Yoon, 1995, "Performance evaluation of advanced absorption cycles", Dissertation, Tokyo Univ. of agriculture and technology, pp. 39~100.
2. G. Grossman, A. Zaltash, C. Devault, 1995, "Simulation and performance analysis of a four-effect lithium bromide-water absorption chiller", pp. 1~11.
3. M. S. Ouimette, K. E. Herold., 1993, "Performance modeling of a triple effect absorption chiller", AES-Vol. 31, pp. 233~241.
4. K. Abrahamsson and Å. Jernqvist, 1993, "Carnot comparison of multitemperature level absorption heat pump cycle", Int. J. Refrig. Vol. 16, No. 4, pp. 240~246.
5. F. Ziegler, R. Kahn, F. Summerer and G. Alefeld, 1993, "Multi-effect absorption chillers", Int. J. Refrig. Vol. 16, No. 5, pp. 301~311.
6. S. Jeong, 1990, "Simulation des dynamischen verhaltens einer periodisch wirkenden absorptionswaermepumpe mit dem stoffgemisch ammoniak/wasser", Dissertation, RWTH Aachen.
7. S. Jeong, B. H. Kang, C. S. Lee, and S. W. Karng, 1993, "Computer simulation on dynamic behaviour of a hot water driven absorption chiller", AES-Vol. 31, pp. 333~338.
8. 강상우, 강병하, 정시영, 이춘식, 1996, "저온 폐열회수를 위한 제1종 흡수식 열펌프의 컴퓨터 시뮬레이션", 공기조화·냉동공학 논문집, 제8권 제2호, pp. 187~197.