

수냉형 직렬방식 2중효용 흡수식 냉방기의 열해석과 최적 설계

Thermal Analysis and Optimum Design of Water-Cooled, Series-Flow Type, Double-Effect Absorption Heat Pump

오 명 도*, 김 영 룰*, 김 선 창*, 김 영 인*
M. D. Oh, Y. L. Kim, S. C. Kim, Y. I. Kim

Keywords : Absorption Heat Pump (흡수식 히트펌프) Double-Effect (2중효용), COP(성적계수), LiBr-H₂O (리튬브로마이드-물)

ABSTRACT

An absorption heat pump cycle has been modeled and simulated to analyze the system performance of water-cooled, series-flow, double-effect absorption heat pump, which can be applied to a direct gas fired cooling system with the medium range of cooling capacity (15RT level). Effect of absorption cooling system parameters, such as concentration difference, inlet temperature of cooling water, 1st generator temperature, leaving temperature differences of condenser and evaporator and efficiency of solution heat exchanger, has been investigated in the view of system cooling performance.

기 호 설 명

h : 엔탈피 (kJ/kg)
 \dot{m} : 질량유량 (kg/hr)
 P : 압력 (kPa)
 \dot{Q} : 열 (kJ/hr)
 T : 온도 (°C)
 X : 농도 (%/100)
 ΔX : 농도차 (%/100)
 COP : 성적계수 (Coefficient of Performance)
 UA : $\dot{Q}/\Delta T$

$LMTD$: 대수평균 온도차 (Log Mean Temperature Difference)

하 철 자

A : 흡수기
 C : 응축기
 CW : 냉각수
 E : 증발기
 GH : 고온 발생기
 $GL1$: 저온 발생기 냉매측
 $GL2$: 저온 발생기 용액측

1. 서 론

세계적으로 석유에너지 가격이 올라가고 걸프전쟁등으로 공급이 불안정해감에 따라 에너지 절약의식이 고조되고 또한 생활 수준의 향상으로 쾌적한 생활공간을 추구함에 따라 전기 냉방기의 수요가 급증하고 있어 우리나라의 경우 하절기 전력수급의 극심한 불균형을 초래하고 있다. 이와함께 날로 심화되고 있는 지구환경 문제로 오존층 파괴의 요인으로 파악되고 있는 CFC계열 냉매의 사용규제가 본격화되고 있다. 이러한 제반 동향에 따라서 각국은 에너지원의 다변화 및 환경보호를 시급한 해결과제로 연구개발이 진행되고 있다. 이에 따라 우리나라에서도 동력원을 석유나 전기로부터 가스로 전환하여 냉난방을 시킬 수 있는 기기의 필요성이 크게 부각되고 있으며, 정부에서는 하절기 전력 수급의 불균형을 개선하고 에너지원을 다변화하여 국제적인 CFC 규제에도 능동적으로 대처하기 위하여 전기 냉난방기를 대체할 수 있고 고효율기기로서 에너지 절약효과가 큰 가스이용 냉난방기의 개발, 보급에 진력하고 있다.

가스를 이용한 냉난방기술로는 가스흡수식 냉난방기, 가스엔진 구동열펌프, 가스이용 흡수식 냉난방기, 가스이용 스테링 냉난방기 등이 있으나 현재의 기술 수준으로는 가스흡수식 냉난방기가 초기 설치비는 전통식에 비해 다소 비싸지만 운영비가 적게 들고 냉방용 전력요금 인상 및 하절기 가스요금 인하 등 정부의 지원책에 힘입어 충분한 경제성이 있는 것으로 판단되고 있다. 국내에는 1984년 도시가스의 확대 보급과 함께 급속히 흡수식 냉동기와 냉온수기의 설치가 확대되어 현재까지 약 1000여대에 이르고 있으며 그 수요는 매년 증대하고 있다. 지금까지 국내에서 생산하고 있는 것은 40RT 이상의 중대형으로 그 설계기술 및 핵심 부품등을 기술제휴선인 일본등에서 들여와 생산하고 있는 실정이다.

현재까지 국내에서 흡수식 히트펌프에 대한 연구는 매우 미진하여 김⁽¹⁾ 등이 저온폐열 회수를 위한 제2종 흡수식 열펌프의 개발연구를 수행한 바 있으며, 원⁽²⁾ 등은 작동매체에 따른 제1종 2

중효용 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.

Ziegler와 Alefeld⁽³⁾는 LiBr-H₂O를 작동유체로 하여 개선된 흡수식 사이클에 대한 연구를 수행하였으며, Alefeld와 Ziegler⁽⁴⁾는 다단 흡수식 사이클의 COP를 간편하게 산출해 낼 수 있는 방법을 제시하였다. 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 1, 2중 효용 흡수식 사이클의 모델링과 시뮬레이션을 수행하였다.

본 연구에서는 흡수식 히트펌프가 소형화됨에 따라 냉방능력 15RT급 정도의 가스 직화식 수냉형 2중효용 흡수식 히트펌프의 개발을 위한 기초단계로 냉방 COP 관점에서 각 설계조건 변화에 따른 영향을 고려한 최적설계를 수행하기 위하여 필요한 시스템 사이클 해석을 시도하였다. 용액순환 방식은 사이클의 열적 성능을 향상시키기 위하여 수냉형에서 가장 많이 적용되고 있는 직렬방식을 채택하였다.

2. 시스템 모델링

2.1 시스템 개요

흡수식 히트펌프에서 2중효용 사이클이란 냉매증기를 발생시키는 발생기를 2단으로 설치하여 1단 발생기에서 발생한 냉매증기를 이용하여 2단 발생기를 가열, 냉매증기를 발생시킴으로써 효율을 증가시키는 것을 말한다. 본 연구에서는 흡수기 및 응축기를 위한 냉각원으로서 물을 사용하므로 공기를 사용하는 경우에 비하여 흡수기 입, 출구의 냉각수 온도차가 작아 LiBr 용액의 결정석출의 위험이 적다. 그러므로 수냉형에서는 구성이 복잡한 병렬방식(parallel-flow type)보다는 흡수기를 나온 회용액 전량을 고온 발생기로 보내는 직렬방식(series-flow type)이 더 바람직하다.

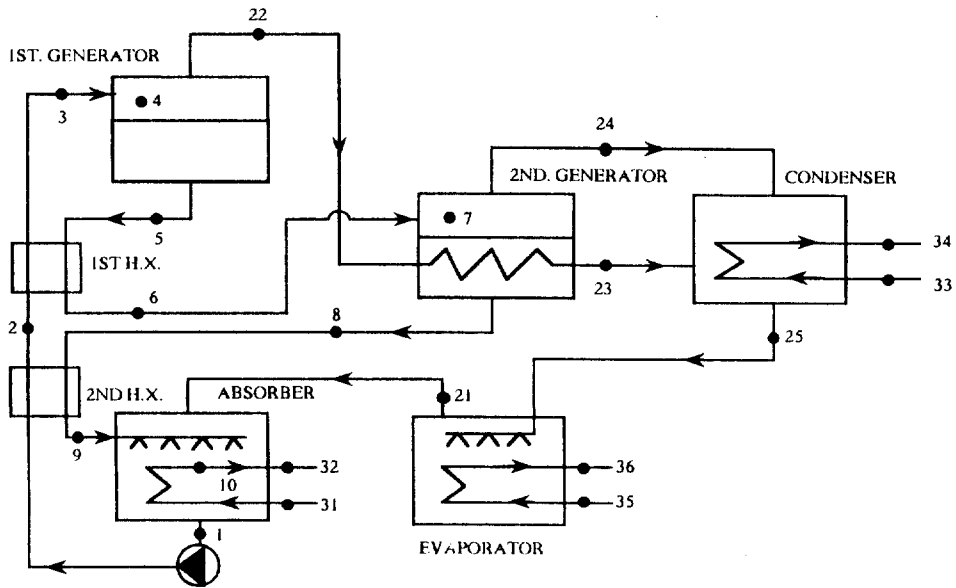


Fig. 1 Schematic diagram of water-cooled, series flow type, double-effect absorption heat pump.

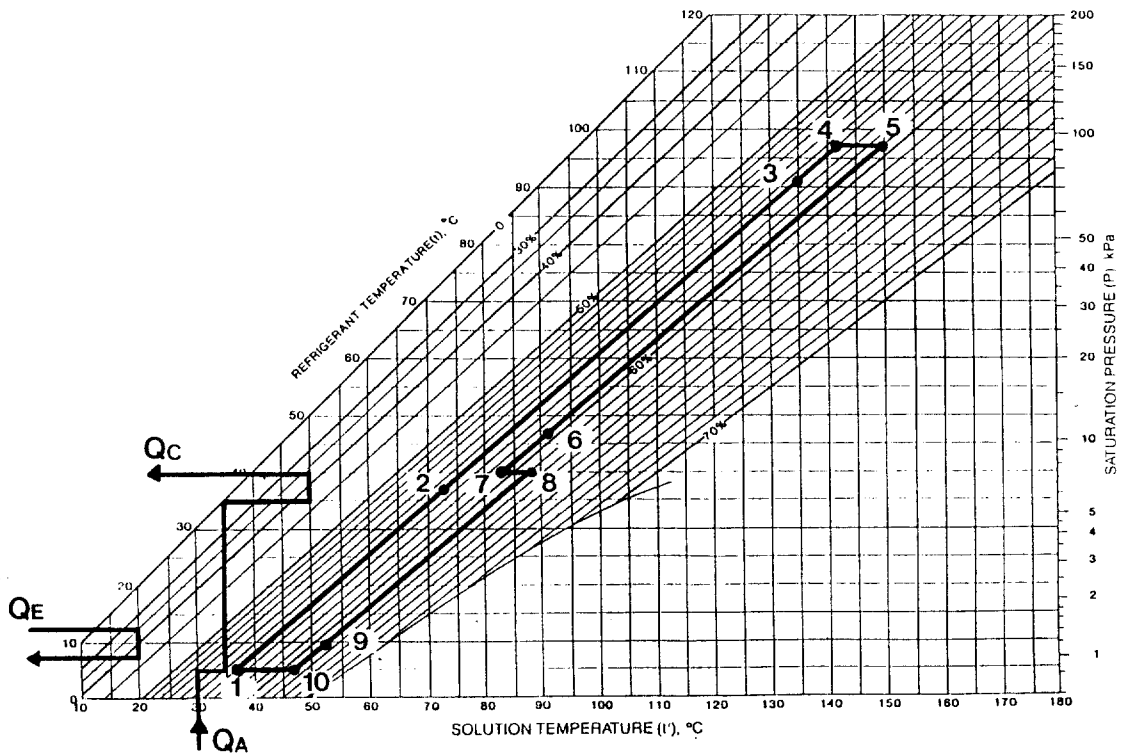


Fig.2 Absorption cycle on the equilibrium chart for LiBr-H₂O solution.

직렬방식의 대표적인 구성은 Fig.1과 같으며 각 상태점을 Dühring선도에 나타낸 것이 Fig.2이다. 이 때 시스템에 필요한 냉각수는 흡수기를 거쳐 응축기로 이어서 흐르는 것으로 하였으며, 고온 발생기에서 나온 증기는 포화수(saturated water)에 이를 때까지 저온 발생기의 열원으로 사용되는 것으로 하였다. 또한 작동 유체로는 흡수식 냉난방 시스템에 가장 범용적으로 사용되고 있는 LiBr-H₂O를 택하였다.

2.2 작동조건

여름철에 20~30명 정도의 사무실을 냉방할 수 있는 냉방기로서 설계 냉방 능력을 15RT정도(190,000 kJ/hr)로 설정하였으며 증발기에서의 냉수의 입, 출구 온도는 각각 12℃, 7℃로 하였다. 또한 냉각수의 유량을 고려하여 흡수기 입, 출구에서의 냉각수 온도차는 4℃로 하였다. 사이클 시뮬레이션에서 각 열교환부분의 설계 변수로는 사이클상에 직접적으로 표시가 불가능한 열교환기 성능변수인 UA나 LMTD 대신에 현재 사용되고 있는 흡수식 냉방기, 흡수식 히트펌프의 작동사이클을^(7,8) 고려하여 열교환 매질의 출구 온도와 사이클 설계점 온도와의 차이로 정의되는 LTD(Leaving Temperature Difference)를 설

Table 1. Nominal conditions and parameter ranges for system simulation

	Nominal Condition	Parameter Range
2nd Generator LTD	8 °C	
Absorber LTD	3 °C	
Evaporator LTD	2 °C	1~3 °C
Condenser LTD	31 °C	2~5 °C
Inlet temperature of cooling water (T ₃₁)	30 °C	26~34°C
Concentration difference (ΔX)	5 %	3~7 %
Efficiency of solution heat exchangers		
1st (High temp.)	0.85	0.68~1.0
2nd (Low temp.)	0.80	0.64~1.0

정하여 정상상태 사이클에서의 최적 열성능에 반영하였다.

성능해석 계산을 수행하기 위하여 먼저 기존 경험을 바탕으로 기본설계 조건하에서의 설정 조건(nominal condition)을 설정하고 증발기와 응축기에서의 LTD, 냉각수 입구온도, LiBr 농도액과 희용액간의 농도차를 변수로 하여 흡수식 냉방기의 성능을 분석하였으며 또한 용액 열교환기의 효율이 성능에 미치는 영향도 알아 보았다. 기본 설정조건 및 변수범위는 Table 1과 같다.

2.3 모델링

주어진 조건에서의 상태점들은 다음의 질량 및 에너지평형 방정식과 상태 방정식으로부터 구하였다. 이 때 각 부문(component)은 정상상태로 가정하였다.

- (1) 질량 평형 방정식(Mass balance equations)

전체 질량 평형 :
$$\sum \dot{m}_{in} - \sum \dot{m}_{out} = 0 \dots\dots\dots (1)$$

LiBr 질량 평형 :
$$\sum (\dot{m}X)_{in} - \sum (\dot{m}X)_{out} = 0 \dots\dots\dots (2)$$

- (2) 에너지 평형 방정식(Energy balance equations)

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

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

- (3) 상태 방정식(Equation of state)

LiBr-H₂O 용액 :
$$f_1(h, X, T) = 0 \dots\dots\dots (5)$$

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

냉 매 :
$$f_3(P, T) = 0 \dots\dots\dots (7)$$

컴퓨터 시뮬레이션에 의한 시스템의 성능해석을 용이하기 위하여 다음과 같은 가정을 하였다.

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

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

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

(4) 외부로의 열손실 및 관내에서의 압력강하는 없다.

이러한 기본평형 방정식과 가정하에서 각 구성기기에서의 에너지 평형방정식 및 질량평형 방정식들을 구해보면 다음과 같다.

(1) 고온 발생기

$$\dot{Q}_{GH} = \dot{m}_{22}h_{22} + \dot{m}_5h_5 - \dot{m}_3h_3 \dots\dots\dots (8)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_5 + \dot{m}_{22} \dots\dots\dots (9)$$

$$\dot{m}_3X_1 = \dot{m}_5X_2 \dots\dots\dots (10)$$

(2) 저온 발생기

$$\dot{Q}_{GL1} = \dot{m}_{22}h_{22} - \dot{m}_{23}h_{23} \dots\dots\dots (11)$$

$$\dot{Q}_{GL2} = \dot{m}_{24}h_{24} + \dot{m}_8h_8 - \dot{m}_6h_6 \dots\dots\dots (12)$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_{24} + \dot{m}_8 \dots\dots\dots (13)$$

$$\dot{m}_6X_2 = \dot{m}_8X_3 \dots\dots\dots (14)$$

(3) 흡수기

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_9h_9 + \dot{m}_{21}h_{21} - \dot{m}_1h_1 \dots\dots\dots (15)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_9 + \dot{m}_{21} \dots\dots\dots (16)$$

$$\dot{m}_9X_3 = \dot{m}_1X_1 \dots\dots\dots (17)$$

(4) 응축기

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_{24}h_{24} + \dot{m}_{23}h_{23} - \dot{m}_{25}h_{25} \dots\dots\dots (18)$$

$$\dot{m}_{25} = \dot{m}_{24} + \dot{m}_{23} \dots\dots\dots (19)$$

(5) 증발기

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{21}h_{21} - \dot{m}_{25}h_{25} \dots\dots\dots (20)$$

$$\dot{m}_{25} = \dot{m}_{21} \dots\dots\dots (21)$$

2중효용 흡수식 히트펌프에서 정의되는 냉방 COP는 증발기에서의 냉방열량을 고온 발생기에 가해지는 열량으로 나눈 값이 된다. 이상과 같은 조건에서 냉동기의 성능에 영향을 주는 변수들을 동시에 변화시키는 것은 결과를 분석하기 어려우므로, 기본 설정조건에서 하나의 변수를

변화시켜가면서 그 영향을 알아보는 방법을 택하였다. 본 수냉형 흡수식 냉방기의 시뮬레이션을 수행하기 위한 컴퓨터 코드의 흐름도(flow chart)는 Fig.3과 같으며 계산에 사용된 LiBr 수용액의 물성치는 McNeely⁽⁹⁾의 식을 사용하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 농용액과 희용액의 농도차 (ΔX)에 의한 영향

먼저 1중효용 및 2중효용 냉방기의 성능을 비교하기 위하여 흡수기에서의 농용액과 희용액의 농도차 ΔX의 변화에 따른 COP값의 변화를 Fig.4에, 2중효용 냉방기에서의 작동 농도와 고온 발생기 내부의 온도를 Table 2에 나타내었다. 기본 설정조건에서 1중효용의 냉방 COP는 ΔX가 3%~7%로 변함에 따라 0.7~0.8 정도의 값으로 큰 변화가 없는 것으로 나타났으며 2중효용의 경우는 1.1~1.3 정도의 냉방 COP를 나타내고 있어 1중효용 보다는 크게 냉방효율이 증가하고 있다.

Table 2에서 고온재생기에서의 작동온도를 변수로한 COP의 변화는 Fig.5와 같다. 농도차가 클수록 용액 순환비가 작아지고 냉방 COP는 향상되는 장점이 있으나, 결정석출의 위험이 뒤따르며 또한 고온 발생기의 운전 온도가 높아져 LiBr용액에 의한 관의 부식율이 증가되는 단점이 생기며 ΔX가 6.7% 이상이 되면 고온 발생기의 압력이 대기압보다 높아진다. 한편 농도차가 작아질수록 고온 발생기의 온도도 낮아지게 되는 장점이 있으나, 작동 농도차가 작아져서 용액순환비가 커지게 되며 냉방 COP도 감소한다. 그러므로 고온 발생기 내부의 압력이 대기압 이하이며 온도가 150℃ 이하이고 용액 순환비를 고려한다면 ΔX=4~5% 정도가 바람직하다.

3.2 흡수기에서의 냉각수 입구온도에 의한 영향

여름철에 기온이 올라감에 따라 냉각수의 온

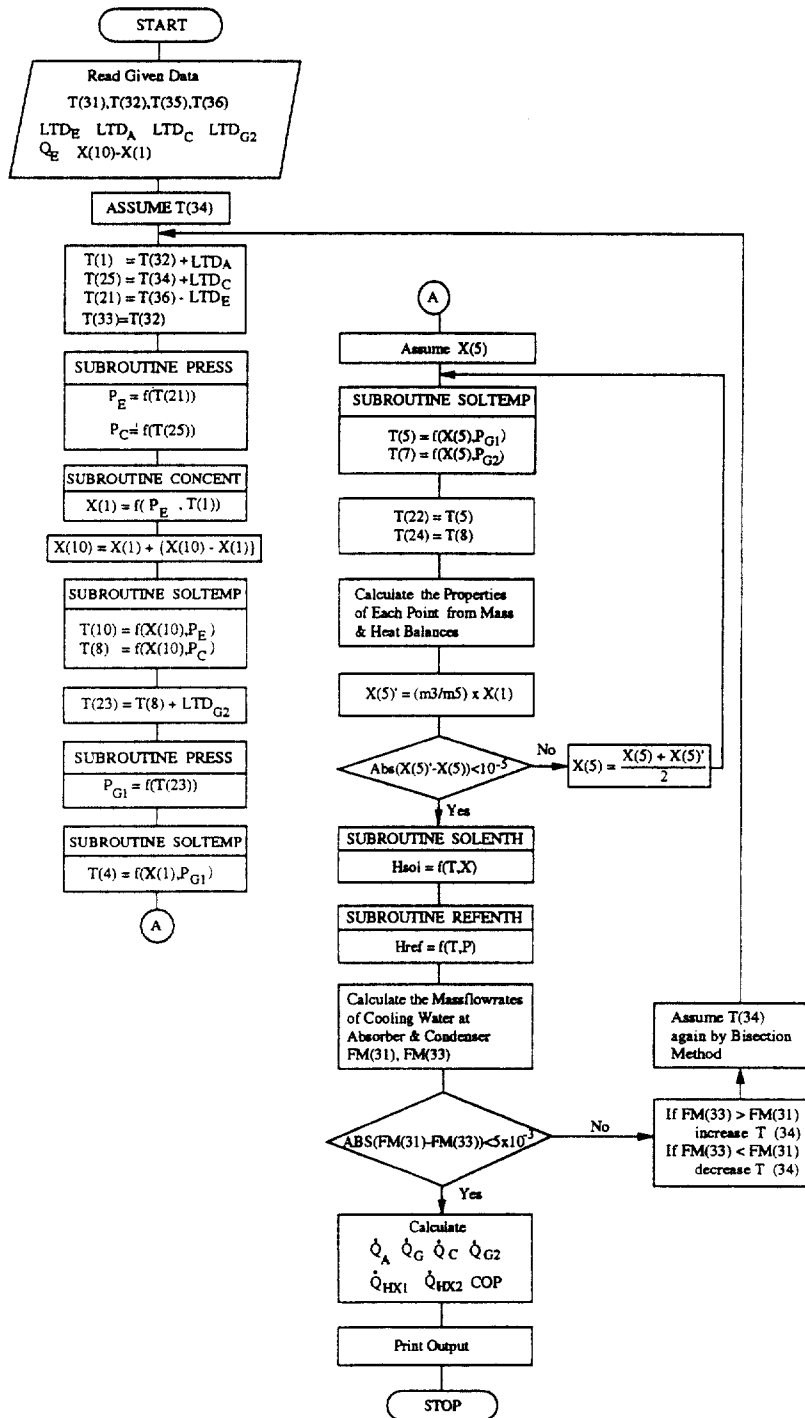


Fig.3 Computer flow chart for absorption system simulation.

Table 2. Temperatures of the 1st generator and operating concentrations of cycle

ΔX (%)		3	4	5	6	7
$T_{1st\ GEN.}$ ($^{\circ}C$)		138.5	142.4	146.3	150.4	154.5
X (%)	Weak Sol.	56.4	56.4	56.4	56.4	56.4
	Medium Sol.	57.8	58.3	58.9	59.4	59.9
	Strong Sol.	59.4	60.4	61.4	62.4	63.4

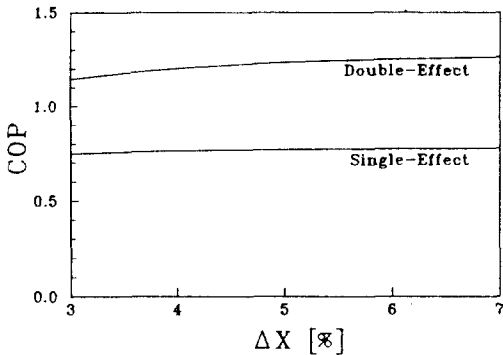


Fig.4 Effect of concentration differences on cooling COP with single and double effect cycles.

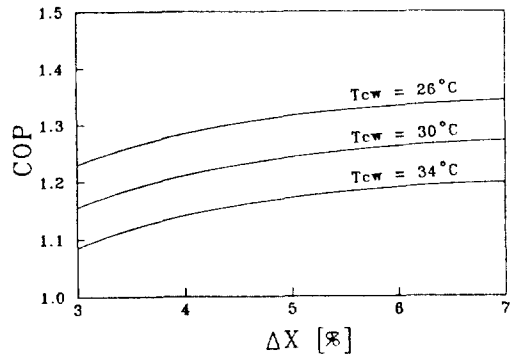


Fig.6 Effect of solution concentration differences on cooling COP with cooling water temperatures.

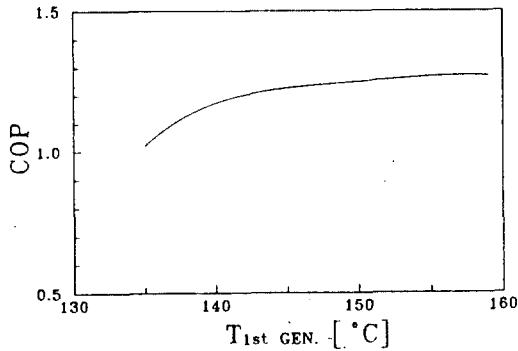


Fig.5 Effect of working temperatures of 1st generator on cooling COP.

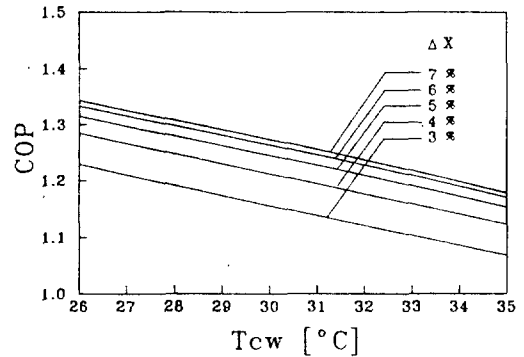


Fig.7 Effect of inlet temperatures of cooling water on cooling COP with ΔX variation (at $T_E=5^{\circ}C$)

도가 영향을 받게되므로 냉각수 입구온도의 변화는 불가피하다. Fig.7에서와 같이 냉각수의 입구온도가 증가하게 되면, 모든 조건에서 고온발생기의 온도, 압력이 높아지며, COP는 감소하게 되어 성능향상에 역효과를 미치게 된다. 이러한 결과는 참고문헌[10]에서 발표된 경향과

일치하고 있다. 냉각수의 온도가 $34^{\circ}C$ 정도가 되면 거의 모든 작동 조건에서 고온발생기의 압력이 대기압을 초과하게 되며, 기본 설정조건인 $30^{\circ}C$ 일 때에는 증발온도가 낮고 농도차가 6% 정도 이상이 되면 고온발생기의 압력이 대기압을 넘게된다. 이러한 상태에서는 냉각탑의

용량이 충분하여야 하며 LTD가 작게될 수 있도록 흡수기에서의 흡수능력이 증대되거나 용량이 큰 흡수기를 설계하여야 한다. 그러나 냉각수의 입구온도가 낮은 26°C의 경우에는 모든 작동조건에서 대기압 이하가 되어 안정된 작동 조건을 이룬다. 이와같이 냉각수의 입구온도는 낮을수록 좋지만 여름철의 기후조건이나 냉각탑의 성능을 고려하여 30°C 정도면 바람직하다고 생각된다.

3.3 증발기에서의 증발온도에 의한 영향

Fig.8에서와 같이 증발기에서의 냉매 증발온도가 높을수록 농용액의 농도가 감소하여 결정 석출의 위험이 감소한다. Fig.9에서는 증발온도가 높을수록 냉방 COP가 증가되는 것을 보여

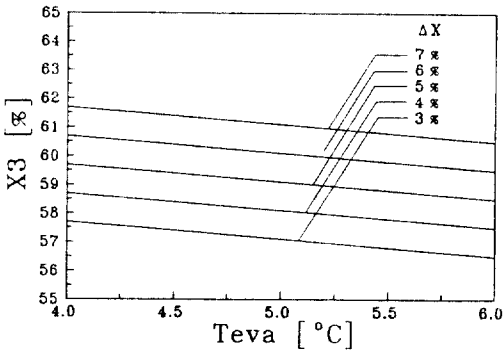


Fig.8 Effect of evaporation temperatures on strong solution concentration with ΔX variation (at $T_{cw}=26^{\circ}\text{C}$)

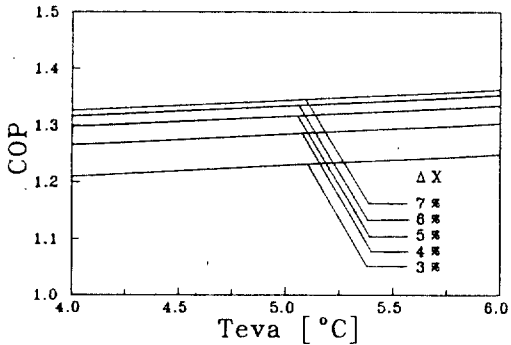


Fig.9 Effect of evaporation temperatures on cooling COP with ΔX variation (at $T_{cw}=26^{\circ}\text{C}$)

주고 있다.

그러나, 증발기에서 냉수의 입, 출구 온도가 고정되어 있는 경우 (일반적으로 12°C, 7°C로 설정) 냉매의 증발온도를 증가시키려면 증발기에서의 LTD_E를 감소시켜야 하는데, 이를 위하여는 열교환기의 전열면적을 크게하거나 전열 성능이 우수한 고성능 열교환기의 개발이 필요할 것이다. 따라서, 기존의 열교환기를 사용할 경우 LTD_E가 2~3°C임을 고려하여 증발온도는 4~5°C 정도가 바람직하다고 생각된다.

3.4 응축기에서의 LTD_C에 의한 영향

응축기에서의 LTD_C에 의한 영향을 알아보기 위하여 기본 설정조건인 증발 온도 5°C, 농도차 5%인 경우에 대하여 계산을 수행하였다. Fig.10

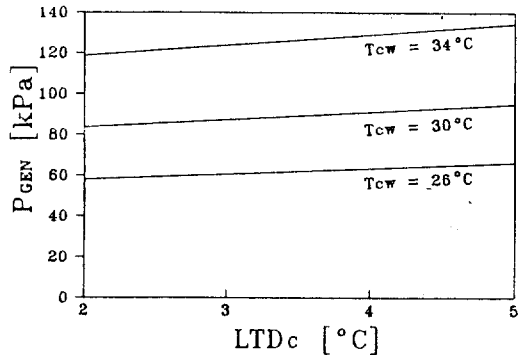


Fig.10 Effect of condenser LTD's on 1st generator pressure (at $T_E=5^{\circ}\text{C}$, $\Delta X=5\%$)

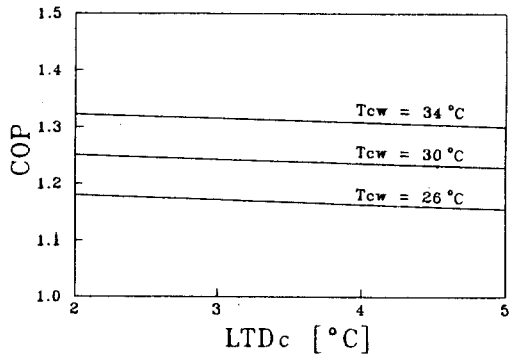


Fig.11 Effect of condenser LTD's on cooling COP (at $T_E=5^{\circ}\text{C}$, $\Delta X=5\%$)

과 11에서 보는 바와 같이 LTD_c 가 증가할 수록 고온발생기에서의 압력이 증가하며, COP는 감소함을 알 수 있다. LTD_c 가 감소할 수록 COP는 향상되지만, LTD_c 가 작으면 열교환기의 성능이 아주 우수해야하며 그 제작기술의 현실적 한계가 있으므로 3°C 정도가 바람직하다고 생각된다.

3.5 증발기에서의 LTD_e 에 의한 영향

증발기에서의 LTD_e 에 의한 영향을 알아보기 위하여 기본 설정조건인 응축온도 $LTD_e=3^\circ\text{C}$, 농도차 5%인 경우에 대하여 계산을 수행하였다. Fig.12와 13에서 보는바와 같이 LTD_e 가 증가할 수록 고온발생기의 온도와 압력은 증가하며 냉

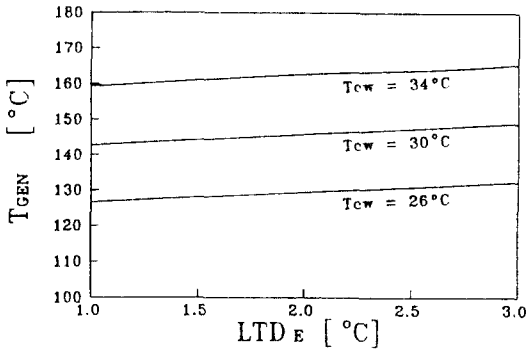


Fig.12 Effect of evaporator LTD's on 1st generator temperature with cooling water temperature variation (at $LTD_c=3^\circ\text{C}$, $\Delta X=5\%$)

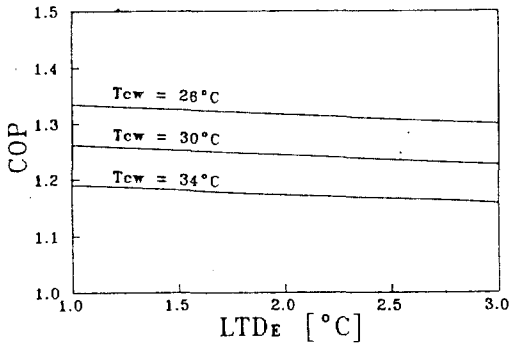


Fig.13 Effect of evaporator LTD's on cooling COP with cooling water temperature variation (at $LTD_c=3^\circ\text{C}$, $\Delta X=5\%$)

방 COP는 감소됨을 알 수 있다.

3.6 용액 열교환기의 효율에 의한 영향

기본 설정조건에서 고온 및 저온 용액 열교환기의 효율이 냉방 COP에 미치는 영향을 Fig.14에 나타내었다. 고온측이나 저온측 모두 용액 열교환기의 효율이 높을수록 시스템의 냉방 COP는 향상됨을 알 수 있는데 고온 열교환기 보다는 저온 열교환기의 효율이 냉방 COP에 미치는 영향이 큼을 알 수 있다. 이것은 작동 사이클에서 각 열교환기에서의 총 엔탈피차가 저온측이 더 크기 때문인 것으로 생각된다. 따라서 흡수식 냉방기의 설계자 및 제작자는 저온 용액 열교환기의 성능향상에 노력하는 것이 COP 향상 측면에서 필요하다.

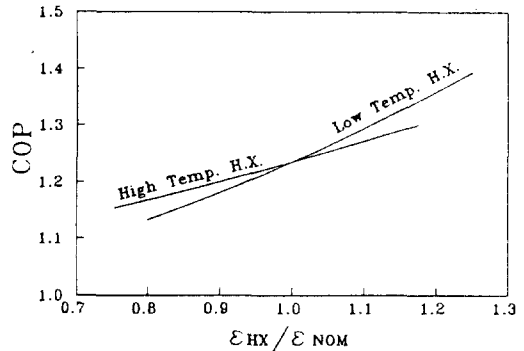


Fig.14 Effect of 1st and 2nd solution heat exchangers efficiencies on cooling COP

4. 결 론

이상과 같이 수냉형 직렬방식 2중 효용 냉방기의 성능을 농용액과 희용액간의 농도차, 흡수기에서의 냉각수 입구온도, 증발온도, 응축기에서의 LTD_c , 증발기에서의 LTD_e 용액 열교환기의 효율을 변수로 하여 냉방 COP 관점에서 검토하고 분석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 흡수기에서의 농용액과 희용액의 농도차는 5% 정도가 바람직하다.

2) 냉각수의 입구온도는 낮을수록 좋으나, 하절기의 기후조건 및 냉각탑의 성능을 고려하여 30°C 정도가 바람직하다.

3) 증발온도는 높을수록 좋으나 열교환기의 제작 문제를 고려하여 냉수의 출구온도가 7°C인 경우 증발온도는 4~5°C 정도가 적합하다.

4) 용축기에서의 LTD_c가 작을수록 COP는 향상되지만, 열교환기의 제작문제를 고려하여 3°C 정도가 적합하다.

5) 용액 열교환기의 효율을 높일수록 좋으나 저온 용액 열교환기의 효율이 더 중요하다.

이상과 같은 결론에 따라 본 흡수식 냉방기의 최적설계 조건에 따른 시스템 각 부문에서의 열량을 계산하면 Table 3과 같다. 따라서 이러한 시스템의 최적 열절산에 근거하여 각 부문에서의 열교환기등의 세부설계가 수행되어질 수 있다.

Table 3. Heat quantities of each components of absorption system at the optimum conditions

System components	Heat quantities (kJ/hr)
Evaporator	190,000
1st. Generator	152,807
Absorber	235,824
Condenser	106,959
2nd. Generator	88,341
High Temp. H.X.	94,606
Low Temp. H.X.	69,013
Cooling COP	1.243

이와같은 결과는 앞으로 개발되어야 할 수냉형 가스 직화식 흡수식 냉온수기의 냉방시스템에 대한 기본설계에 활용 가능할 것이며 기존 흡수식 시스템의 설계변경에도 적용될 수 있다. 본 연구결과의 적용성을 높이기 위해 계속되는 proto-type의 실험을 거쳐 각 부문에서의 적절한 LTD값의 선정 및 작동조건의 현실적 보완의 뒤따라야 할 것이다.

후 기

본 연구는 대성산업 주식회사의 연구비 지원

하에 이루어진 연구결과의 일부로서 관계자 여러분에게 심심한 사의를 표하는 바입니다.

참 고 문 헌

1. 조승연, 김영인, 1987, "프로세스 시뮬레이션에 의한 제2종 흡수식 열펌프 성능에 관한 연구", 공기조화·냉동공학 논문집, 제16권, 제3호, pp.295-304.
2. 원승호, 이영수, 1991, "작동매체에 따른 2종 효용 흡수식 시스템의 성능해석", 공기조화·냉동공학 논문집, 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", ASHRAE 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, B., 1990, "Development and Comparison of Different Advanced Absorption Cycles", 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. 高田秋一, 1989, "吸收 冷凍機と ヒートポンプ", 日本冷凍協會.
8. 高田秋一, 1984, "工業用ヒートポンプ", 省エネルギーセンター, pp.17-34.
9. McNeely, L.A., 1989, "Thermodynamic Properties of Aqueous Solutions of Lithium Bromide", ASHRAE Trans., Fundamentals.
10. N. Inoue, H. Yabase, S. Kannoh and Y. Kayahara, 1991, "Research and Development of Direct-Fired Absorption Heat Pump", Proceedings of Absorption Heat Pump Conference '91, Sept. 30-Oct. 2, Tokyo, Japan, pp.145-150.