

|||||||
 論 文
 |||||

폐온수 이용 제 2종 흡수식 열펌프의 열역학적 설계해석

강 병 하* 김 영 인**, 이 춘 식**

Thermal Design Analysis of an Absorption Heat Transformer for using Waste Hot Water

Byung Ha Kang*, Young In Kim**, and Chun Sik Lee**

ABSTRACTS

A computer program for thermal design analysis has been developed to predict the performance of an absorption heat transformer. The effects of temperature boost, cooling water temperature and effectiveness of components on the performance were investigated.

Not only the detailed thermodynamic states such as temperatures, concentration of the solution, and mass flow rate at each point of the process but also the heat transfer rate in each component could be easily determined with given input parameters.

The system's coefficient of performance (COP) was seen to increase with increased effectiveness of components, decreased temperature boost of hot water, and decreased cooling water temperature.

Even though the COP increases with increased effectiveness of the components, the variation in the COP is not substantial above certain values of the effectiveness. A reference design point can be selected on this basis.

* 한국과학기술원, 기계공학부

** 정회원 한국과학기술원, 기계공학부

기 호 설 명

- C : 농도 (LiBr 중량%)
 C_p : 물의 비열 ($\text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$)
 COP : 시스템의 성적계수
 f : 상태방정식
 G : 폐온수량 (kg/hr)
 h_j : j 상태점에서의 엔탈피 (kJ/kg)
 h_j' : j' 상태점에서 증기의 엔탈피 (kJ/kg)
 m_j : j 상태점에서의 유량 (kg/hr)
 P : 압력 (kPa)
 Q : 열전달량 (kJ/hr)
 T_j : j 상태점에서의 온도 ($^\circ\text{C}$)

첨 자

- A : 흡수기
 a : 흡수제
 B : 승온된 폐온수
 C : 응축기
 E : 증발기
 G : 발생기
 HX : 용액열교환기
 H : 농용액
 L : 희용액
 r : 작동매체
 S : 냉각수
 W : 폐온수

그리스문자

- ϵ : 구성부분의 효율

1. 서 론

에너지 고가시대에 산업화에 의한 에너지 사용량이 증가하면서 에너지 절약의 필요성이 절실히 요구됨에 따라 에너지 소비량의 50%에 달하는 폐열을 회수 이용할 수 있는 기기의 연구에 많은 관심을 기울이고 있다. 종래의 폐열회수방법으로는 열교환기를 부착하여 연소용 공기

의 예열, 공정 배열등으로 공정에너지를 절약하는 수동적인 것이기에 온도레벨에 따른 단계적 공급을 하기에는 어려운 점이 많았다. 그러나 제 2종 흡수식 열펌프를 사용하면 고온의 폐수 및 폐가스로 부터 고온수와 증기를 만들수 있어 보다 더 유용하게 폐열에너지를 이용할 수 있다. 따라서 이에 관한 폭넓은 연구가 행해지고 있다.

高田[1]은 흡수식 열펌프사이클에 대한 해석을 개념적으로 수행하였고 G. Grossman[2,3,4]은 실험용 폐열이용 흡수식 열펌프의 제작을 위한 개념설계 및 성능분석을 행한 이후 흡수식 열펌프의 성능을 향상시키기 위해 흡수기와 발생기에 단열흡수 및 단열발생과정을 도입하였다 또한 흡수식 열펌프의 성능에 미치는 폐온수, 냉각수, 용액순환량의 영향에 대한 연구를 Computer Simulation에 의해 고찰하였다.

흡수식 열펌프의 응용연구로서는 G. Grossman [5]이 냉각수를 사용하지 않는 개회로 (Open Cycle) 흡수식 열펌프에 관해 연구하였고, 태양열 난방시스템과 흡수식 열펌프를 조합한 연구가 K.F. Knoche[6]에 의해 수행되었다.

본 연구에서는 LiBr-H₂O를 작동유체로 하고 폐온수로 운전되는 제 2종 흡수식 열펌프(Absorption Heat Transformer)의 제작을 위한 설계에서 냉각수온도, 온수의 승온폭, 용액열교환기 및 각 구성부분들의 효율(effectiveness)이 중요한 설계변수임을 고려하여 이들이 시스템의 성능에 미치는 영향을 분석하였다.

2. 제 2종 흡수식 열펌프 사이클 해석

2.1 제 2종 흡수식 열펌프 사이클

제 2종 흡수식 열펌프 사이클은 주요 5개 부분, 즉 발생기(Generator), 응축기(Condenser) 증발기(Evaporator), 흡수기(Absorber)와 용

액 열교환기(Solution Heat Exchanger)로 이루어져 있으며 Fig.1은 그 계통도를 나타낸 것

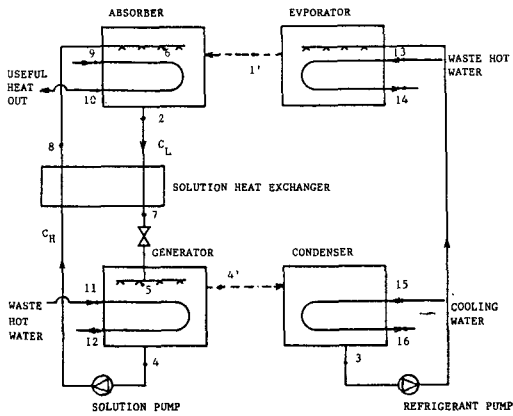


Fig.1 Schematic diagram of an absorption heat transformer cycle.

이다. 여기서 실선은 유동의 흐름이 액체 상태, 점선은 증기상태를 표시한다. Fig.2는 발생기와 흡수기 사이에서 순환하는 LiBr 수용액에 대한 흡수사이클의 평형상태도이며, 6 → 2가 흡수과정, 2 → 7이 희용액과 농용액의 열교환 과정, 5 → 4가 발생기내에서의 가열비등·농축과정, 4 → 8이 열교환 2 → 7에 대응하는 농용액축의 상태변화를 나타낸다.

제 2종 흡수식 열펌프 사이클에는 제 1종 흡수식 열펌프 사이클과 흡수냉동사이클과는 달리

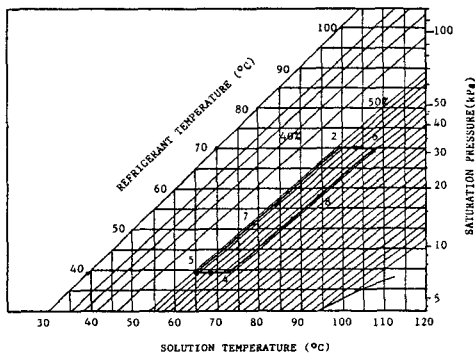


Fig.2 A typical absorption cycle on the equilibrium chart for lithium bromide-water solution.

발생기와 응축기가 저압부로 되며 이 압력은 응축기 내를 흐르는 냉각수온도와 열전달면 사이의 온도 차에 의해 결정된다. 증발기와 흡수기는 고압부로서 이 압력은 증발기내로 흐르는 폐온수의 온도와 열전달면 사이의 온도 차에 의해 결정된다.

발생기내가 저압으로 유지되므로 LiBr 수용액은 비교적 저온인 폐온수에 의해 가열되어 흡수제와 작동매체의 큰 비등점차이에 의해 작동매체인 물만을 증기상태로 응축기로 보내고 발생기에 남아있는 LiBr 농용액은 용액순환펌프에 의해 흡수기로 보내진다. 또한 흡수기에서 나오는 LiBr 희용액은 중력에 의해 발생기로 되돌아오며 발생기와 흡수기 사이에 있는 용액 열교환기를 통해 LiBr 농용액과 열교환 된다.

한편 발생기에서 나온 과열증기는 응축기에서 포화액 상태로 냉각되어 작동매체 순환펌프에 의해 증발기로 보내진다. 증발기내에서 폐온수에 의해 열을 얻어 포화증기 상태로 된 작동매체는 흡수기에서 LiBr 농용액에 흡수되어 희용액으로 된다. 이 흡수과정에서 발생하는 열량에 의해 흡수기를 통하는 폐온수가 가열되어 고온수로 된다. 이때 얻어지는 고온수 온도는, 무한대의 열교환 면적을 사용할때, 흡수되는 작동매체증기의 포화온도보다 용액의 비등점 상승분 만큼 높게 된다.[7]

2.2 관련계산식

흡수사이클해석에는 질량, 에너지평형방정식과 상태방정식등이 사용되며 계산과정을 단순화시키기 위하여 다음과 같이 몇가지 가정을 세웠다.

- i) 발생기에서 나오는 LiBr농용액상태는 발생기 내부의 온도, 압력과 같다.
- ii) 흡수기에서 나오는 LiBr 희용액은 평형상태로 가정한다.
- iii) 증발기에 유입된 작동매체는 전부 포화증기상태로 나온다고 가정한다.
- iv) 응축기에서 나오는 작동매체는 응축온도

에서의 포화액으로 가정한다.

v) 외부로의 열손실과 관내의 압력손실은 무시한다.

vi) 발생기, 흡수기, 증발기 및 응축기 내부에서는 질량의 변화가 없다고 가정한다.

계산에 사용되는 LiBr 수용액에 관한 압력, 온도, 농도의 관계와 엔탈피, 농도, 온도의 관계는 참고문헌[8]의 계산식을 인용하여 부프로그램을 만들었고, 작동매체인 물에 관한 물성치 계산은 참고문헌[9]에서 인용하였다.

1) 증발기

연속 방정식 : $m_3 = m_1'$ (1)

에너지평형방정식 :

$Q_E = m_3 (h_1' - h_3)$
 $= m_{13} C_p (T_{13} - T_{14})$ (2)

$m_{13} = m_{14}$ (3)

상태방정식 : $P_E = f_r (T_E)$ (4)

증발기 효율 :

$\epsilon_E = (T_{13} - T_{14}) / (T_{13} - T_E)$ (5)

2) 흡수기

연속 방정식 : $m_2 = m_8 + m_1'$ (6)

$m_2 C_L = m_8 C_H$ (7)

에너지 평형 방정식 :

$Q_A = m_1' h_1' + m_8 h_8 - m_2 h_2$
 $= m_9 C_p (T_9 - T_{10})$ (8)

$m_9 = m_{10}$

상태 방정식 : $C_L = f_a (T_2, P_E)$ (9)

$h_2 = f_a (C_L, T_2)$ (10)

$h_1' = f_r (P_E)$ (11)

흡수기의 효율 :

$\epsilon_A = (T_{10} - T_9) / (T_2 - T_9)$ (12)

3) 발생기

연속 방정식 : $m_5 = m_4 + m_4'$ (13)

에너지평형방정식 :

$Q_G = m_4 h_4 + m_4' h_4' - m_7 h_7$
 $= m_{11} C_p (T_{11} - T_{12})$ (14)

$m_{11} = m_{12}$ (15)

상태방정식 : $C_H = f_a (T_4, P_C)$ (16)

$h_4 = f_a (C_H, T_4)$ (17)

$h_4' = f_r (T_4, P_C)$ (18)

발생기의 효율 :

$\epsilon_G = (T_{11} - T_{12}) / (T_{11} - T_4)$ (19)

4) 응축기

연속 방정식 : $m_4' = m_3$ (20)

에너지평형방정식 :

$Q_C = m_4' h_4' - m_3 h_3$
 $= m_{15} C_p (T_{16} - T_{15})$ (21)

$m_{16} = m_{15}$ (22)

상태방정식 : $h_3 = f_r (P_C)$ (23)

$P_C = f_r (T_C)$ (24)

응축기의 효율 :

$\epsilon_C = (T_{16} - T_{15}) / (T_C - T_{15})$ (25)

5) 용액열교환기

연속 방정식 : $m_8 = m_4$ (26)

$m_2 = m_7$ (27)

에너지평형방정식 :

$m_8 h_8 - m_4 h_4 = m_2 h_2 - m_7 h_7$ (28)

상태방정식 : $h_7 = f_a (C_L, T_7)$ (29)

용액열교환기 효율 :

$\epsilon_{HX} = (T_2 - T_7) / (T_2 - T_4)$ (30)

6) 제약조건식

온도 T_w 의 페온수가 G kg/hr 이 발생하는 곳에서는 이 페온수를 전부 이용하는 것이 최적설계가 되므로 다음과 같은 조건식을 얻을 수 있다.

$G = m_{13} + m_{11} + m_9$ (31)

7) 시스템의 성능

일반적으로 열펌프의 성적계수는 성적을 나타내는 중요한 척도로서 이 성적계수의 증가가 실용적인 면에서 바람직 하나 종류가 다른 열펌프끼리의 성적계수 비교는 의미가 없다. 왜냐하면 압축식 열펌프의 성적계수는 3~4 정도이고, 제 1종 흡수식 열펌프의 성적계수는 1.6 정도인 반면 제 2종 흡수식 열펌프는 그 성적계수가 열역학 제 2법칙에 의해 훨씬 낮은 값으로 제한되기 때문이다. 제 2종 흡수식 열펌프에서 구동열

원이 폐열원과 순환펌프로 되어 있으나 순환펌프에 사용되는 에너지가 폐열원에 비해 무시할 만큼 적은 양이므로 성적계수는 다음과 같이 쓸 수 있다.[5]

$$COP = \frac{Q_A}{Q_G + Q_E} \dots\dots\dots (32)$$

이상적인 경우와 비교를 위해 제 2종 흡수식 열펌프에서 발생기와 응축기대신 폐열원의 온도 (T_w)와 냉각수온도(T_s) 사이에서 운전되는 Carnot 열펌프와 흡수기, 증발기대신 승온된 온도(T_B)와 폐열원의 온도(T_w) 사이에서 운전되는 Carnot 열기관을 사용하는 이상적인 Carnot 사이클에서 계산되는 최대도달 성적계수는 다음과 같다.[2]

$$(COP)_{max} = \frac{T_B(T_w - T_s)}{T_w(T_B - T_s)} \dots\dots\dots (33)$$

2.3 계산방법

제 2종 흡수식 열펌프의 성능에 영향을 미치는 설계 변수를 모두 독립적으로 변화시키면서 결과를 구할 경우 많은 계산시간이 필요하고 번거로운 과정때문에 본연구에서는 모든 설계변수를 기준설계상태로 유지시키고 한번에 한개 변수만을 변화시키는 방법을 사용했다.

3. 결과 및 검토

설계분석을 위해 여러가지 설계변수에 대한 시스템의 성능 분석이 행해졌으며 설계분석의 기준으로서 실험용 제 2종 흡수식 열펌프의 제작을 위한 설계치를 기준설계상태로 선택하였다. 폐열원으로 80°C 온도의 폐온수가 매시간당 50,000 kg 생성되는 곳에서 32°C의 냉각수를 사용하 경우 승온폭을 10°C로 하였다.

Table 1 에 기준설계조건에서 계산된 기준설계 상태가 나타나 있으며 상태점의 위치는 Fig.1 과 일치한다.

Table.1 Nominal Condition for Design Analysis

Input parameters:

Waste hot water temperature: 80°C
Total flow rate of waste hot water;
50,000kg/hr

	Inlet temp. (°C)	Outlet temp. (°C)	Effectiveness
Absorber	80	90	0.556
Evaporator	80	75	0.500
Generator	80	75	0.625
Condenser	32	37	0.714
Solution Heat Exchanger	-	-	0.769

Calculated parameters :

Strong Solution(C_H) = 54.9 % weight LiBr
Weak Solution(C_L) = 50.2 % weight LiBr
Condensing Pressure(P_C) = 6.9988 kPa
Evaporating Pressure(P_E) = 31.20 kPa
 $Q_A = 412,772.4$ kJ/h
 $Q_E = 424,210.4$ kJ/h
 $Q_G = 414,403.7$ kJ/h
 $Q_C = 425,841.8$ kJ/h
 $COP = 0.492$

State Points (See Fig.1)	Temperature (°C)	Mass Flow Rate(kg/hr)
1'	70	172.3
2	98.0	2012.1
3	39	172.3
4	72	1839.8
4'	72	172.3
5	63.3	2012.1
6	107.3	1839.8
7	78	2012.1

State Points (See Fig.1)	Temperature (°C)	Mass Flow Rate (kg/hr)
8	94	1839.8
9	80	9874.9
10	90	9874.9
11	80	19827.9
12	75	19827.9
13	80	20297.2
14	75	20297.2
15	32	20375.2
16	37	20375.2

Fig.3은 온수의 승온폭에 대한 성적계수의 변화를 나타내며 비교를 위해 이상적인 Carnot 사이클일 경우인 최대도달 성적계수도 함께 나타내었다. 승온폭이 증가하면서 성적계수가 약간 감소하나 승온폭 12°C 이상에서는 급격히 감소함을 알 수 있다. 이것은 승온폭의 변화와 함께 농용액의 농도는 일정하게 유지되나 희용액의 농도는 점점 높아져 농용액의 농도와 거의 같아지기 때문이다. 또한 승온폭이 15°C 이상인 경우는 용액의 균형이 맞지 않아 흡수사이클을 이루지 못하였다.

Fig.4 ~ 7은 시스템구성성분의 효율이 성적계수와 농도에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 발생기, 응축기 그리고 흡수기는 효율이 0.4 ~ 0.6에서 성적계수가 크게 변하고, 증발기에서는 0.3 ~ 0.5에서 크게 변화나 그 이상의 값에서는 거의 일정하게 나타나므로 설계시 발생기, 응축기, 흡수기는 그 효율값을 0.6, 증발기는 0.5 근처에서 선정해야함을 알 수 있다.

또한 이 그림에서 농도폭의 증가와 함께 성적계수도 증가함을 알 수 있으나 어느 정도 값 이상에서는 농도폭이 증가해도 성적계수의 변화가 거의 없음을 나타내고 있다. 발생기와 응축기의 효율이 희용액의 농도에 전혀 영향을 미치지 않고, 흡수기와 증발기는 농용액의 농도에 전혀 영향을 미치지 않음에 따라 농용액의 농도는 발생

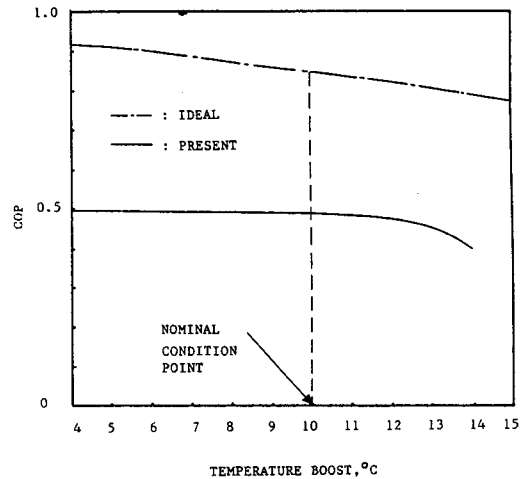


Fig.3 Effect of temperature boost of hot water on performance.

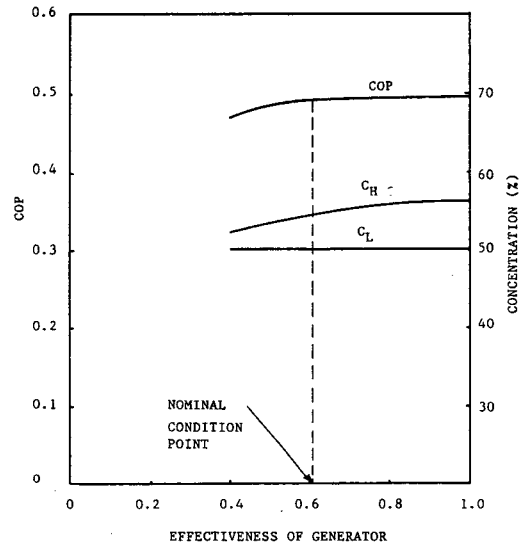


Fig.4 Effect of effectiveness in a generator on performance and concentration.

기, 응축기의 특성에, 희용액의 농도는 흡수기, 증발기의 특성에만 관계함을 알 수 있다. 기, 응축기의 희용액의 농도는 흡수기, 증발기의 특성에만 관계함을 알 수 있다.

발생기, 응축기, 흡수기의 효율이 0.4 보다, 증발기의 효율은 0.3 보다 작을때는 정상운전을

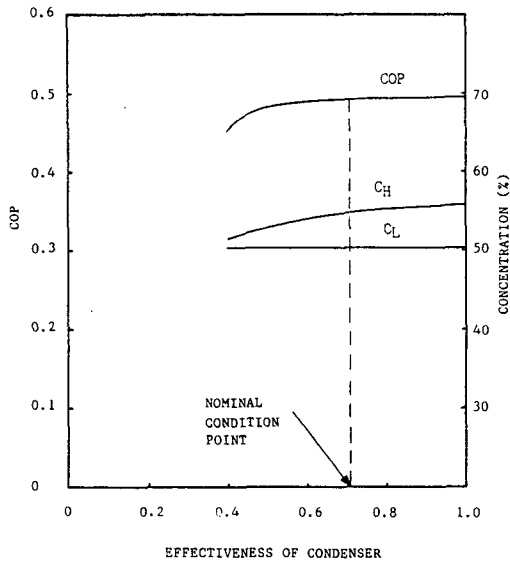


Fig.5 Effect of effectiveness in a condenser on performance and concentration.

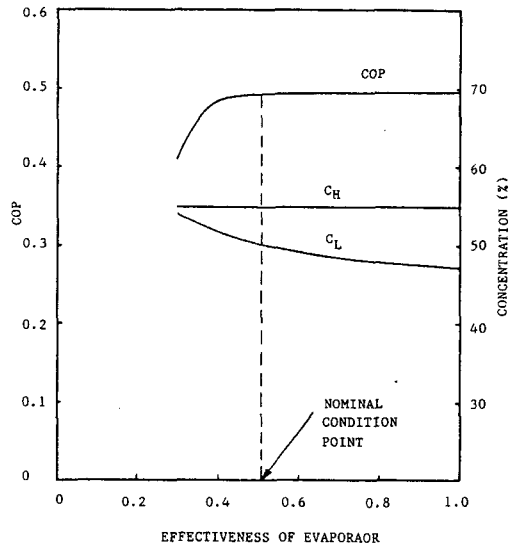


Fig.7 Effect of effectiveness in an evaporator on performance and concentration.

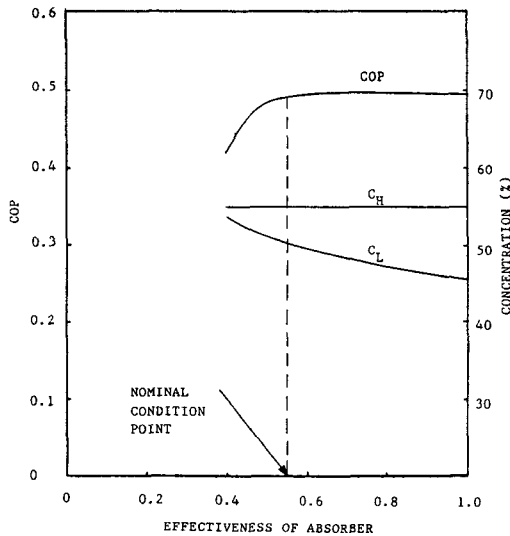


Fig.6 Effect of effectiveness in an absorber on performance and concentration.

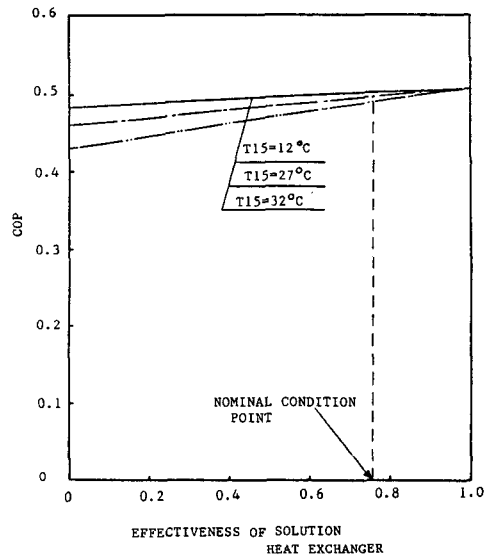


Fig.8 Effect of effectiveness in a solution heat exchanger and cooling temperature on performance.

위한 흡수사이클을 형성하지 못하였다.

Fig.8은 용액열교환기의 효율이 성적계수에 미치는 영향을 나타내고 있으며, $\epsilon_{HX} = 0$ 은 용액열교환기가 없는 경우이고 $\epsilon_{HX} = 1.0$ 은 무한 열전달 면적을 갖는 용액열교환기를 뜻한다. 용액열교환기의 효율이 증가하면 성적계수도 증가하며, 그 증가율은 거의 일정하다.

또한 이 그림에서 냉각수의 온도가 낮을수록 시스템의 성능이 좋음을 알 수 있다. 이것은 냉각수의 온도가 낮아지면 응축기내의 응축압력이 떨어져 기내의 압력이 낮아짐에 따라 발생기에서 보다 적은 열량으로 작동매체증기를 발생시킬 수 있기 때문이다.

4. 결 론

LiBr-H₂O를 사용하는 제 2종흡수식 열펌프의 열역학적 설계해석을 위해 시뮬레이션 프로그램을 작성하여 설계변수가 시스템의 성능에 미치는 영향을 고찰한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 온수의 승온폭이 증가하면 성적계수는 감소하였으며 이 값은 이상적인 최대도달 성적계수보다 훨씬 낮았다.

2) 각 구성성분의 효율이 좋을수록 성적계수가 증가하였으나 0.5~0.6 이상에서는 거의 변화가 없어 설계시 적절한 값을 선정할 기준을 마련하였다.

3) 농용액의 농도는 발생기와 응축기의 특성에, 희용액의 농도는 증발기와 흡수기의 특성에만 관계하였다.

4) 용액열교환기의 효율이 좋을수록 성적계수는 증가하였으며 그 증가율은 거의 일정하였다.

5) 냉각수의 온도가 낮을수록 시스템의 성능이 좋았다.

*참 고 문 헌

1. 高田秋一, "新しい吸収ヒートポンプの提案," Refrigeration, Vol. 59, No. 676, 1984.
2. G. Grossman and H. Perez - Blanco, "Conceptual Design and Performance Analysis of Absorption Heat Pumps for Wastes Heat Utilization" ASHRAE Trans., 88, 1:paper no. 2691, 1982.
3. G. Grossman, "Adiabatic Absorption and Desorption for Improvement of Temperature-Boosting Absorption Heat Pumps," ASHRAE Trans., 88, 2:paper no. 2723, 1982.
4. G. Grossman and K.W.Childs, "Computer Simulation of a Lithium Bromide-water Absorption Heat Pump for Temperature Boosting," ASHRAE Trans., paper no. AC-83-05/04, 1983.
5. H. Perez-Blanco and G. Grossman, "Open cycle Absorption Heat pumps for Low Grade Heat Utilization," ASHRAE Trans., 88, 1:paper no. HO-82-5/3, 1982.
6. K.F. Knoche and D. Stehmeier, "Absorption Heat Pumps for Solar Space Heating Systems," Studies in Heat Transfer PP 401-408, McGraw-Hill, 1979.
7. 高田秋一, "工業用ヒートポンプ," 省エネルギーセンター, Tokyo, 1984.
8. Mc Neely, L.A., "Thermodynamic properties of Aqueous Solutions of Lithium Bromide," ASHRAE Trans., 85, 413, 1979
9. William C. Reynolds, "Thermodynamic Properties in SI," Dept, of Mech. Eng., Stanford Univ., 1979.