

Revised VX 흡수식 냉동사이클의 수치 해석

장 원 영, 정 은 수*, 김 병 주*

홍익대학교 기계공학과 대학원, *홍익대학교 기계공학과

A Numerical Analysis of a Revised VX Absorption Cooling Cycle

Won-Young Chang, Eun Soo Jeong*, Byong Joo Kim*

Graduate School, Hong Ik University, Seoul 121-791, Korea

*Department of Mechanical Engineering, Hong Ik University, Seoul 121-791, Korea

(Received December 19, 2000; revision received March 8, 2001)

ABSTRACT: A revised VX cycle using ammonia/water as the working fluid is a cycle which is suitable to produce cooling utilizing low temperature heat sources. The cycle was analyzed numerically to investigate the effects of the design and operating conditions on the performance. It was shown that both COP and cooling capacity were significantly influenced by the performance of the rectifier. Insufficient UA of the rectifier reduced both ammonia mass fraction and mass flow rate of the vapor entering the condenser, which produced cooling effect in the evaporator. As the temperature and the mass flow rate of the heat source increased, both COP and exergetic efficiency decreased due to the irreversibilities produced in heat exchangers, but cooling capacity did not vary much. Cooling capacity increased significantly as the coolant temperature decreased, although COP and exergetic efficiency remained nearly constant.

Key words: Absorption refrigeration(흡수식 냉동), Ammonia/water(암모니아/물), Low temperature heat sources(저온열원), Cycle simulation(사이클 해석)

기 호 설 명

E_{ex} : 엑서지 효율

h : 비엔탈피 [kJ/kg]

\dot{m} : 질량유량 [kg/s]

p : 압력 [kPa]

\dot{Q} : 열전달률 [kW]

s : 비엔트로피 [kJ/kg-K]

T : 온도 [°C]

UA : 총합열전달계수×면적 [kW/°C]

\dot{W} : 일률 [kW]

x : 암모니아의 질량분율

그리스 문자

ϵ : 엑서지 [kJ/kg]

하첨자

$COND$: 응축기

D : 설계점

$EVAP$: 증발기

$high$: 고압

† Corresponding author

Tel.: +82-2-320-1676; fax: +82-2-322-7003

E-mail address: esjeong@wow.hongik.ac.kr

HPG	: 고압재생기
int	: 중압
IPA	: 중압흡수기
IPG	: 중압재생기
low	: 저압
LPA	: 저압흡수기
REC	: 정류기
RHX	: 냉매열교환기
SHX	: 용액열교환기
0	: 기준점

1. 서 론

에너지의 효율적인 변환과 절제된 사용을 위하여 태양열과 폐열 등 저온의 미활용 에너지를 경제적이고 환경친화적인 방법으로 활용할 수 있는 기술의 개발이 요구되고 있다. 주위에서 쉽게 발견할 수 있는 저온의 에너지는 산업공정에서 발생되는 배기가스를 비롯하여 태양열, 지열 등 무수히 많다. 이러한 미활용 에너지는 그 양은 막대하나 온도가 낮으므로 변환효율이 낮아 경제적인 이유로 방치되고 있다. 저온의 미활용 에너지가 존재하고 냉·난방이 요구되는 경우에 흡수식 냉동시스템은 저급의 방치되는 에너지를 경제적으로 활용할 수 있는 수단을 제공한다.

저온의 미활용 에너지를 이용하는 흡수식 시스템에 대한 연구는 그리스,⁽¹⁾ 미국,⁽²⁾ 스페인,⁽³⁾ 일본,⁽⁴⁾ 그리고 인도⁽⁵⁾ 등 전세계적으로 광범위하게 진행되고 있다. 폐열을 사용하는 흡수식 시스템의 경우 단효용(single-effect) 사이클로 개발되어 상업적으로 판매, 운전되고 있으나, 이 사이클은 비교적 고온의 열원을 사용하고 있다. 저온의 미활용 에너지를 사용하는 흡수식 시스템을 구현하기 위해서는 이중상승(double-lift) 사이클과 같은 보다 진보된 사이클이 요구된다. 리튬브로마이드와 물을 사용하는 흡수식 시스템은 물의 빙점 이하의 온도에서 구동이 불가능하고, 또한 저온에서 리튬브로마이드의 용해도가 낮아서 이중상승 사이클 중 가장 효율이 높은 VX(Vapor eX-change) 사이클에 사용할 수 없다.⁽²⁾

Erickson and Tang⁽²⁾은 폐열에 의하여 구동되는 암모니아/물 흡수식 냉동기에 적용할 수 있는 사이클들을 정상상태 사이클 해석을 통하여 비교

하였고, semi-GAX 사이클이 일반적인 이중상승 사이클들에 비하여 COP가 20% 정도 높다고 제시하였다. Valles et al.⁽³⁾은 냉각수가 충분하지 않은 지역의 폐열을 이용하기 위하여 공냉형 흡수식 냉동기에 적용할 수 있는 사이클들을 비교하였다. 국내의 경우 고온 열원에 대한 고효율 흡수식 모델로서 Jeong⁽⁶⁾과 Yoon et al.⁽⁷⁾이 암모니아/물 GAX 흡수식 냉동사이클에 대한 수치적 해석모델을 제시하였다. Chang et al.⁽⁸⁾은 저온열원을 이용하는 흡수식 냉동기에 적합하다고 현재 제시되어 있는 사이클들에 대하여 정상상태의 사이클 해석을 수행하여 modified VX 사이클, advanced VX 사이클, semi-GAX 사이클은 재생기의 출구온도가 100℃ 이상이거나 응축기와 흡수기의 출구온도가 40℃ 이하일 경우에는 성능이 우수하나, 재생기의 출구온도가 100℃ 이하이거나 응축기와 흡수기의 출구온도가 40℃ 이상일 경우에는 COP가 급격히 감소하는 것을 보였다. Chang et al.⁽⁸⁾은 100℃ 이하의 저온열원에 의하여 구동되는 공냉형 암모니아-물 흡수식 냉동기에 가장 적합한 사이클로 revised VX 사이클을 제안하였다.

본 연구에서는 Chang et al.⁽⁸⁾에 의하여 제안된 revised VX 사이클에 대하여 정상상태의 사이클 해석을 수행하여 5RT의 냉동용량을 갖는 사이클을 설계하고, 내부열교환기(용액열교환기, 냉매열교환기, 그리고 정류기)의 UA(총괄열전달계수×열전달면적)의 변화와 열원과 냉각수의 온도가 냉동기의 성능에 미치는 영향을 알아보았다. Chang et al.⁽⁸⁾은 내부열교환기들의 유용도(effectiveness)와 정류기를 나오는 증기의 암모니아 질량분율이 일정하다고 가정하였고 외부열교환기들에는 열전달모델을 적용하지 않았으나, 본 연구에서는 모든 열교환기들에 대수평균온도차를 이용한 열전달모델을 적용하여 해석하였다. 실제 냉동기의 가장 큰 비가역성은 외부열교환기들에서 일어나므로 사이클을 보다 완전하게 해석하기 위해서는 외부열교환기들의 열전달모델을 포함시켜야 한다.⁽¹⁰⁾ 또한, 대수평균온도차를 이용한 열전달모델을 사용하면 열교환기의 면적이 냉동기의 성능에 미치는 영향을 직접 알 수 있다.

2. Revised VX 사이클의 구성과 작동원리

Fig. 1은 classic VX 사이클의 단점인 두 단

(exergetic efficiency)은 시스템이 얻은 엑서지와 시스템에 공급된 엑서지의 비를 나타내고, 다음과 같이 정의된다.

$$E_{ex} = \frac{\dot{m}_{41}(\epsilon_{42} - \epsilon_{41})}{\dot{m}_{31}(\epsilon_{31} - \epsilon_{32}) + \dot{m}_{33}(\epsilon_{33} - \epsilon_{34})} \quad (2)$$

$$\epsilon = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3)$$

여기서 ϵ , h , s 는 각각 단위질량당의 엑서지, 엔탈피, 그리고 엔트로피를 나타낸다.

사이클 해석에서 열교환기들의 UA 값, 열원의 온도 T_{31} , T_{33} 과 질량유량 \dot{m}_{31} , \dot{m}_{33} , 냉각수의 온도 T_{35} , T_{37} , T_{39} 와 질량유량 \dot{m}_{35} , \dot{m}_{37} , \dot{m}_{39} , 냉수의 온도 T_{41} 과 질량유량 \dot{m}_{41} , 그리고 저온 흡수기를 나오는 암모니아 수용액의 질량유 \dot{m}_1 은 주어진다. 지배방정식들의 해를 구하기 위하여 다음과 같은 순서로 계산을 수행하였다.

(1) 재생기, 흡수기, 응축기, 그리고 증발기를 나가는 암모니아/물 혼합물의 온도 T_{15} , T_6 , T_{11} , T_1 , T_{21} , T_{24} 를 가정한다.

(2) 정류기를 나가는 암모니아/물 혼합 증기의 질량분율 x_{20} 을 가정하여 상태방정식에서 고압 p_{high} 와 저압 p_{low} 를 계산한다. 무차원 증압 p_{int}^* 는 설계변수이므로 다음의 식에서 증압 p_{int} 를 구한다.

$$p_{int}^* = \frac{p_{int} - p_{low}}{p_{high} - p_{low}} \quad (4)$$

(3) 저압흡수기의 질량보존과 암모니아의 질량보존식을 사용하여 다음과 같이 \dot{m}_8 과 \dot{m}_{25} 를 구한다.

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_1 \frac{x_{25} - x_1}{x_{25} - x_8} \quad (5)$$

$$\dot{m}_{25} = \dot{m}_1 \frac{x_1 - x_8}{x_{25} - x_8} \quad (6)$$

(4) 증압흡수기, 증압재생기, 그리고 저압흡수

기 전체에 대한 질량보존과 암모니아의 질량보존식에서 다음과 같이 \dot{m}_{11} 과 \dot{m}_{26} 를 구한다.

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{25} \frac{x_{26} - x_{25}}{x_{26} - x_{11}} \quad (7)$$

$$\dot{m}_{26} = \dot{m}_{25} \frac{x_{11} - x_{25}}{x_{26} - x_{11}} \quad (8)$$

(5) 펌프-1의 에너지보존에서 상태 12의 엔탈피를 계산하고, 상태방정식에서 T_{12} 를 구한다.

(6) 정류기를 나오는 암모니아 수용액의 온도 T_{13} 을 가정한다.

(7) 용액열교환기-1의 에너지보존식과 열전달관계식을 이용하여 상태 14와 16의 비엔탈피를 계산한다.

(8) 정류기의 질량보존과 암모니아 질량보존식에서 \dot{m}_{18} 과 \dot{m}_{19} 를 구한다.

$$\dot{m}_{18} = \dot{m}_{20} \frac{x_{19} - x_{20}}{x_{19} - x_{18}} \quad (9)$$

$$\dot{m}_{19} = \dot{m}_{20} \frac{x_{18} - x_{20}}{x_{19} - x_{18}} \quad (10)$$

(9) 다음과 같이 표현되는 정류기의 에너지보존식이 만족되는지 확인한다.

$$\dot{m}_{12}(h_{12} - h_{13}) + \dot{m}_{18}h_{18} - \dot{m}_{19}h_{19} - \dot{m}_{20}h_{20} = 0 \quad (11)$$

만약, 식(11)이 만족되지 않을 경우에는 T_{13} 을 새로운 값으로 가정하여 식(11)이 만족될 때까지 (7), (8), (9)의 과정을 반복한다.

(10) 정류기의 열전달관계식이 만족되는지 확인한다.

$$(UA)_{REC} \frac{(T_{18} - T_{13}) - (T_{20} - T_{12})}{\ln[(T_{18} - T_{13}) / (T_{20} - T_{12})]} = \dot{m}_{12}(h_{13} - h_{12}) \quad (12)$$

만약, 식(12)가 만족되지 않으면 x_{20} 을 새로운 값으로 가정하여 식(12)가 만족될 때까지 (1)에서

(10)까지의 과정을 반복한다.

(11) 펌프-2의 에너지보존식에서 h_2 를 구하고, 용액열교환기-2의 에너지보존식과 열전달관계식을 이용하여 상태 4와 7을 구한다.

(12) \dot{m}_{17} 을 가정하여 상태 5의 질량유량, 질량분율, 그리고 엔탈피를 계산한다.

(13) 중압재생기의 질량보존과 암모니아의 질량보존이 만족되는지 확인한다. 만약, 이 식들이 만족되지 않으면 \dot{m}_{17} 을 새로 가정하여 (12)와 (13)의 과정을 반복한다.

(14) 외부 열교환기들인 재생기, 흡수기, 응축기, 그리고 증발기의 열전달률을 계산하고, 열원, 냉각수, 냉수의 출구온도들을 구한다. 출구온도들이 각 열교환기의 열전달관계식을 만족시키는지 확인한다. 예를 들어, 응축기의 열전달관계식은 다음과 같이 표현된다.

$$(UA)_{CON} \frac{(T_{20} - T_{40}) - (T_{21} - T_{39})}{\ln[(T_{20} - T_{40}) / (T_{21} - T_{39})]} = \dot{m}_{20}(h_{20} - h_{21}) \quad (13)$$

외부 열교환기들의 열전달관계식이 만족될 때까지 T_{15} , T_6 , T_{11} , T_1 , T_{21} , T_{24} 를 새로 가정하여 (1)에서 (14)까지의 과정을 반복한다.

4. 결과 및 토론

본 연구의 목표는 90℃ 이상 100℃ 이하의 저온열원과 40℃ 이하의 냉각수를 이용하여 0℃의 냉수를 만드는 냉동용량 5RT급의 암모니아/물 흡수식 냉동기를 설계하고 그 특성을 알아보는 것이다. 기준설계조건은 가장 가혹한 조건인 열원 온도 90℃, 냉각수 온도 40℃로 하였다. 무차원 중간압력 p_{int}^* 은 COP에 큰 영향을 미치지 않으나, 이용 가능한 열원의 최저온도는 $p_{int}^* = 0.325$ 일 때 가장 낮으므로⁽⁸⁾ $p_{int}^* = 0.325$ 로 고정하였다. 또한, 저압흡수기를 나오는 용액 증 중압흡수기로 공급되는 용액의 질량비 \dot{m}_g / \dot{m}_1 이 작아질수록 COP도 상승하고 사용 가능한 열원의 온도도 낮아지므로 $\dot{m}_g / \dot{m}_1 = 0.01$ 로 하였다.⁽⁸⁾

내부열교환기들인 용액열교환기, 냉매열교환기,

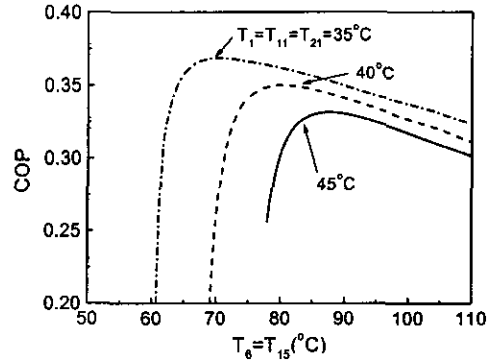


Fig. 2 Effect of generator outlet temperature on COP.

그리고 정류기의 UA 값들을 구하기 위하여 먼저 외부열교환기들인 재생기, 흡수기, 응축기, 그리고 증발기의 열전달 모델을 고려하지 않은 내부사이클을 해석하였다. 외부열교환기들의 최소온도차를 5℃로 가정하여 재생기의 출구온도 $T_{15} = T_6 = 85^\circ\text{C}$, 흡수기와 응축기의 출구온도 $T_1 = T_{11} = T_{21} = 45^\circ\text{C}$, 증발기 출구온도 $T_{24} = -5^\circ\text{C}$ 로 하였다. 용액열교환기와 냉매열교환기의 유용도는 0.95, 정류기를 나가는 증기의 암모니아 질량분율 $x_{20} = 0.999$, 그리고 냉동용량 5RT를 만족시키는 내부열교환기들의 UA를 Table 1에 나타내었으며, 펌프-2를 통과하는 암모니아 수용액의 질량유량 $\dot{m}_1 = 0.2289 \text{ kg/s}$ 이다.

위에서 구한 조건에서 재생기의 출구온도와 흡수기와 응축기의 출구온도가 COP에 미치는 영향

Table 1 UA and heat transfer rate of each heat exchanger

	UA (kW/°C)	Q (kW)
HPG	3.5433	23.0401
IPG	4.3173	29.6012
IPA	4.2571	27.7126
LPA	4.0777	26.1264
SHX-1	3.1313	22.6323
SHX-2	4.9347	35.6073
REC	0.1067	2.1010
COND	2.0007	17.0342
RHX	0.2035	1.9116
EVAP	2.0505	17.5788

Table 2 Temperature and mass flow rate of heat source, coolant and chilled water at design condition

	Inlet temperature (°C)	Mass flow rate (kg/s)
Heating medium to HPG	90	1.0971
Heating medium to IPG	90	1.4096
Coolant to IPA	40	1.3196
Coolant to LPA	40	1.2441
Coolant to COND	40	0.8111
Chilled water to EVAP	5	0.8370

을 Fig. 2에 나타내었다. 흡수기와 응축기의 출구 온도가 낮아질수록 COP는 상승하고, 활용이 가능한 열원의 온도는 낮아지는 것을 볼 수 있다. 흡수기와 응축기의 출구온도가 일정한 경우에 재생기 출구온도가 높을수록 COP가 감소하는 것을 볼 수 있는데, 이것은 재생기의 출구온도가 증가할수록 열교환기들의 열전달률이 증가하여 비가역성이 증가하므로 COP를 감소시키는 것으로 생각된다.⁽¹⁰⁾ 흡수기와 응축기의 출구온도가 45°C일 경우 재생기 출구온도가 85°C 이상이 되어야 시스템이 안정적으로 작동할 수 있다는 것을 볼 수 있다. 따라서, 재생기의 최소온도차를 5°C로 하면 열원의 온도는 90°C 이상이 되어야 한다는 것을 알 수 있다.

외부열교환기들의 최소온도차는 5°C, 그리고 열원, 냉각수, 냉수의 출구와 입구의 온도차를 5°C로 하였을 때 필요한 재생기, 흡수기, 응축기, 증발기의 UA 값과 열교환기의 열전달률들을 Table

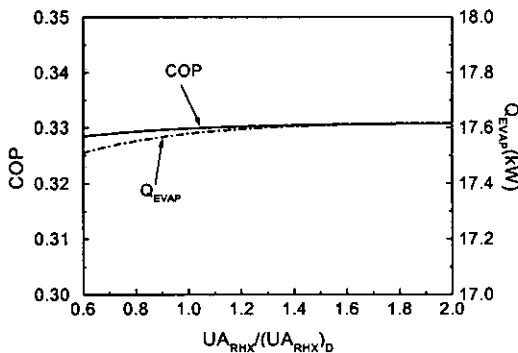


Fig. 3 Effect of UA_{RHX} on COP and cooling capacity.

1에 나타내었다. 또한, Table 2는 기준설계조건에서의 열원, 냉각수, 냉수의 질량유량과 입구 온도들을 나타낸다.

Fig. 3은 Table 1과 2에 제시된 기준설계조건에서 냉매열교환기의 UA를 변화시켰을 때 COP와 냉동용량에 미치는 영향을 보여준다. UA_{RHX} 가 커질수록 COP와 냉동용량은 증가하나 그 변화는 매우 작은 것을 볼 수 있고, 설계값보다 UA_{RHX} 가 작아지면 COP와 냉동용량이 약간 감소하는 것을 볼 수 있다.

용액열교환기들의 UA의 변화가 COP와 냉동용량에 미치는 영향을 Fig. 4에 나타내었다. UA_{SHX} 가 커질수록 COP와 냉동용량은 증가하는 것을 볼 수 있다. UA_{SHX} 가 설계값의 60% 증가하면 COP는 0.01 정도 증가하고, 냉동용량은 약 0.4 kW 증가한다. Table 1에서 볼 수 있는 것처럼 용액

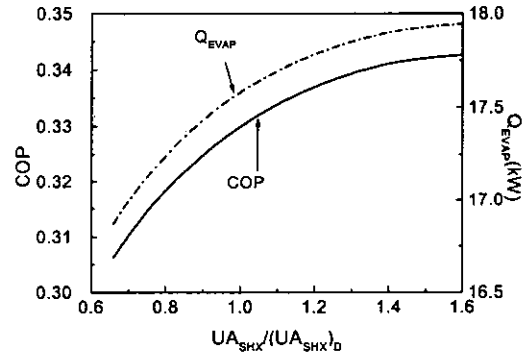


Fig. 4 Effect of UA_{SHX} on COP and cooling capacity.

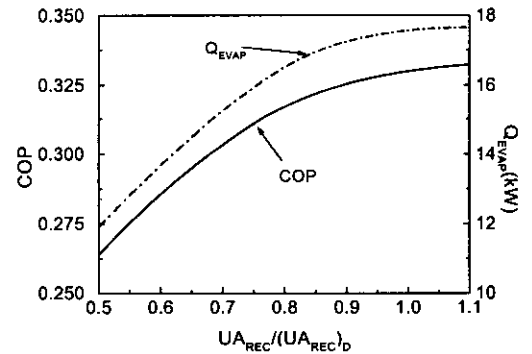


Fig. 5 Effect of UA_{REC} on COP and cooling capacity.

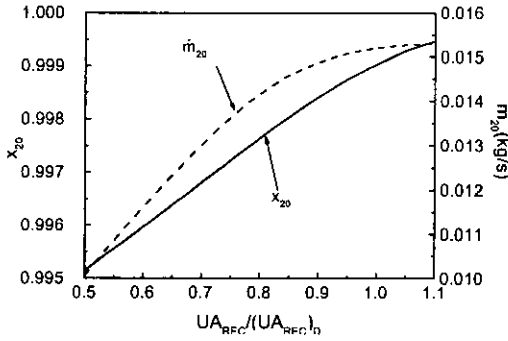


Fig. 6 Effect of UA_{REC} on mass fraction and mass flow rate to condenser.

열교환기들의 UA 값은 매우 크므로 COP와 냉동용량을 향상시키기 위하여 UA_{SHX} 를 과도하게 크게 하는 것은 바람직하지 않다.

Fig. 5는 정류기의 UA 가 COP와 냉동용량에 미치는 영향을 보여준다. UA_{REC} 가 설계값보다 커지면 COP와 냉동용량의 증가는 매우 작으나, UA_{REC} 가 설계값보다 작아지면 COP와 냉동용량은 크게 감소하는 것을 볼 수 있다.

정류기의 역할은 고압 재생기를 나온 암모니아/물 증기를 냉각하여 수증기를 응축시키고 응축기로 가는 암모니아/물 증기의 암모니아 질량분율을 높이는 것이다. Fig. 6에서 UA_{REC} 가 감소할수록 증기의 냉각효과가 작아지므로 정류기에서 응축기로 가는 증기의 암모니아 질량분율이 낮아지는 것을 볼 수 있다. UA_{REC} 가 감소할수록 정류기에서 응축기로 가는 증기의 질량유량 \dot{m}_{20} 이 감소하는 것을 알 수 있는데, 이 질량유량이 증발기에서 냉동효과를 얻는 데 기여한다. 따라서, UA_{REC} 가 감소할수록 냉동용량이 감소하는 것은 \dot{m}_{20} 이 감소하기 때문으로 생각된다. 고압 재생기와 정류기 전체에 대한 질량보존과 암모니아의 질량보존식에서 다음과 같은 식을 구할 수 있다.

$$\frac{\dot{m}_{20}}{\dot{m}_{14}} = \frac{x_{14} - x_{15}}{x_{20} - x_{15}} \quad (14)$$

UA_{REC} 가 작아지면 응축기와 증발기 내부의 암모니아 질량분율이 감소하므로 응축기의 압력과

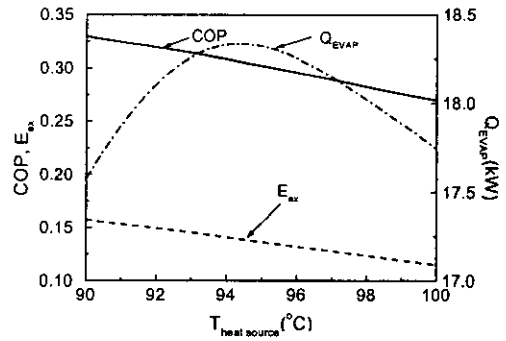


Fig. 7 Effect of heat source temperature on COP, cooling capacity and exergetic efficiency.

증발압력이 모두 낮아지고, 이 압력들의 변화가 흡수기와 재생기의 조건들에 영향을 미치게 된다. UA_{REC} 가 설계값의 50%로 감소하면 x_{20} 은 설계조건일 때의 0.999에서 0.995로, x_{15} 는 0.513에서 0.496으로 약간 감소하나, x_{14} 는 0.561에서 0.516으로 비교적 크게 감소한다. 따라서, UA_{REC} 가 감소할수록 식(14)의 우변의 분자가 작아지므로 \dot{m}_{20} 이 크게 감소한다. Table 1에서 볼 수 있는 것처럼 UA_{REC} 는 다른 열교환기들에 비하여 매우 작으므로 COP와 냉동용량을 향상시키기 위하여 UA_{REC} 를 충분히 크게 하는 것은 매우 효과적이고 경제적인 방법으로 생각된다.

기준설계조건에서 열원의 온도가 COP, 엑서지 효율 E_{ex} , 그리고 냉동용량에 미치는 영향을 Fig. 7에 나타내었다. 열원의 온도가 증가하면 냉동용량은 94°C 부근에서 최대가 되었다가 감소하는 것을 볼 수 있다. 그러나, COP와 E_{ex} 는 열원의 온도가 상승할수록 감소한다. 열원의 온도가 상승할수록 흡수기와 응축기 내부의 평균온도가 상승하므로 엔트로피의 생성률이 증가하여 COP가 감소하는 것으로 생각된다. 또한, 열원의 온도가 상승할수록 냉동기에 투입되는 엑서지는 증가하나 재생기, 흡수기, 그리고 응축기 내부의 평균온도 상승에 의한 엑서지손실도 증가하므로 E_{ex} 가 감소하는 것으로 생각된다.

Fig. 8은 냉각수의 온도가 COP, E_{ex} , 그리고 냉동용량에 미치는 영향을 보여준다. 냉각수의 온도가 낮아지면 COP와 E_{ex} 는 거의 변하지 않음

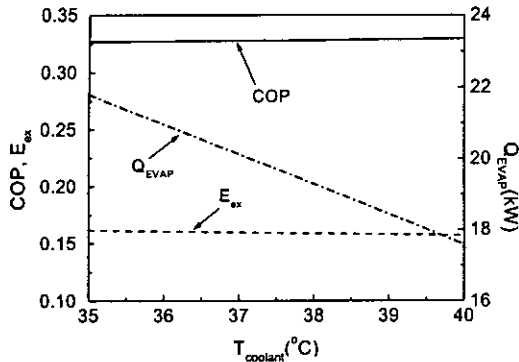


Fig. 8 Effect of coolant temperature on COP, cooling capacity and exergetic efficiency.

나, 냉동용량은 크게 증가한다. 흡수식냉동기에서 펌프일은 열교환기에서 일어나는 열전달률들에 비하여 무시할 수 있을 만큼 작으므로, 재생기를 통한 열유입이 냉동용량의 증가율과 같은 비율로 증가한다는 것을 식(1)에서 알 수 있다. 냉각수의 온도가 낮아질수록 이상적인 흡수식냉동기의 COP와 E_{ex} 는 증가한다. 그러나, 실제 냉동기에서는 냉동용량이 증가하면 각 열교환기들의 열전달율이 증가하므로, 열교환기에서의 엔트로피생성이 증가하여 COP와 E_{ex} 를 저하시킨다. 냉각수 온도가 낮아짐에 따른 COP와 E_{ex} 의 상승효과와 냉동용량 상승에 의한 저감효과가 서로 상쇄되어 COP와 E_{ex} 가 거의 변하지 않는 것으로 생각된다.

고압 재생기와 저압 재생기로 들어오는 열원의 질량유량들이 COP, E_{ex} , 그리고 냉동용량에 미치는 영향을 Fig. 9에 나타내었다. 열원의 질량유량이 증가하면 냉동용량은 증가하나, 질량유량이 설계 조건의 3배가 되어도 냉동용량의 증가는 0.25 kW로 매우 작은 것을 알 수 있다. 열원의 질량유량이 증가할수록 냉동기에 투입된 에너지와 엑서지는 모두 증가하나 냉동용량의 증가는 작으므로 COP와 E_{ex} 는 모두 감소한다.

5. 결 론

저온열원을 이용하는 흡수식 냉동기에 적합한 사이클인 revised VX 사이클을 채용한 5RT급 암모니아/물 흡수식 냉동기에 대하여 정상상태의 사이클 해석을 수행하였다. 열교환기들에 대수평

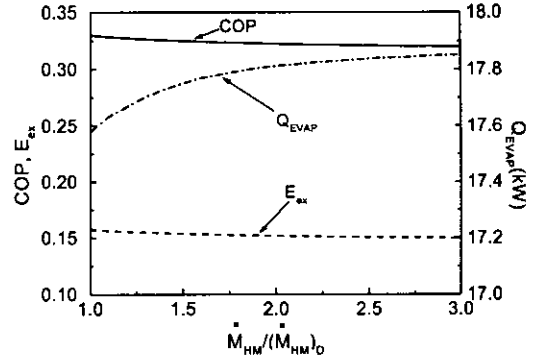


Fig. 9 Effect of mass flow rate of heat source on COP, cooling capacity and exergetic efficiency.

균온도차를 이용한 열전달 모델을 적용하였으며, 내부열교환기들의 UA, 열원과 냉각수의 온도, 그리고 열원의 질량유량이 냉동기의 성능에 미치는 영향을 알아보았다. 내부열교환기인 용액열교환기, 냉매열교환기, 그리고 정류기 중 정류기의 UA를 크게 하는 것이 COP와 냉동용량을 향상시키는 가장 경제적이고 효율적인 방법이다. 정류기의 UA가 작아지면 응축기로 가는 증기의 암모니아 질량분율과 질량유량이 크게 감소하므로 COP와 냉동용량이 모두 감소한다. 열원의 온도가 높아지거나 질량유량이 증가하면 냉동용량이 조금 증가하나 COP와 엑서지효율은 모두 감소한다. 냉각수의 온도가 낮아지면 COP와 엑서지효율은 큰 변화가 없으나 냉동용량은 크게 증가한다.

후 기

이 연구는 1999년도 한국과학재단 연구비(과제번호: 1999-2-304-007-3) 지원에 의한 결과입니다. 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

1. Rogdakis, E. D. and Antonopoulos, K. A., 1992, Performance of a low-temperature NH₃-H₂O absorption-refrigeration system, Energy, Vol. 17, No. 5, pp. 477-484.
2. Erickson, D. C. and Tang, J., 1996, Evalua-

- tion of double-lift cycles for waste heat powered refrigeration, International Heat Pump Conference, Vol. 1, pp.161-168.
3. Valles, M., Boer, D. and Coronas, A., 1998, Refrigeration absorption cycles with ammonia-water driven by low temperature heat sources, IIF-IR-Section B and E, Oslo, Norway, pp. 521-530.
 4. Saito, K., Kimijima, S., Takei, T. and Kawai, S., 1998, Study on the characteristics of ammonia-water absorption refrigerator, IIF-IIR-Sections B and E, Oslo, Norway, pp. 503-512.
 5. Kaushik, S. C., Rao, S. K. and Kumari, R., 1991, Dynamic simulation of an aqua-ammonia absorption cooling system with refrigerant storage, Energy Conversion, Vol. 32, No. 3., pp. 197-206.
 6. Jeong, S., 1995, A numerical simulation of air-cooled ammonia/water GAX absorption cooling cycle, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 7, No. 3, pp. 488-500.
 7. Yoon, J., Chae, J., Park, K., Kwon, O. and Oh, H., 1994, Computer simulation of the absorption cycle using ammonia as a refrigeration, Proceedings of the SAREK, pp. 126-130.
 8. Chang, W.-Y., Jeong, E. S., Kim, B. J., Jeong, S. and Koo, K.-K., 2000, Ammonia-water absorption cycles using low temperature heat sources, Proceedings of the SAREK, pp. 965-971.
 9. Lee, S.-F. and Sherif, S. A., 1999, Second-law analysis of multi-effect lithium bromide/water absorption chillers, ASHRAE Trans., pp. 1256-1266.
 10. Herold, K. E., Rademacher, R. and Klein, S. A., 1996, Absorption Chillers and Heat Pumps, CRC Press, p. 121, 128.