

# 공랭형 NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O 흡수식 냉동기의 모사 및 실험적 연구

오 민 규, 김 현 준, 김 성 수, 강 용 태\*  
경희대학교 대학원, \*경희대학교 기계산업시스템공학부

## Simulation and Experimental Study on an Air-Cooled NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O Absorption Chiller

Min Kyu Oh, Hyun Jun Kim, Sung Soo Kim, Yong Tae Kang †

Graduate School, Department of Mechanical Engineering, Kyung Hee university, Kyung-gi 400-710, Korea

\*Department of Mechanical Engineering, Kyung Hee university, Kyung-gi 400-710, Korea

(Received January 31, 2005; revision received August 29, 2005)

**ABSTRACT:** The objective of this paper is to study the effects of the cooling air mass flow rate and the heat input variation by the simulation and the experiment. An air-cooled NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O absorption chiller is tested in the present study. The nominal cooling capacity of the single effect machine is 17.6 kW (5.0 USRT). The overall conductance (UA) of each component, the cooling capacity, coefficient of performance and each state point are measured with the variation of the cooling air mass flow rate and the heat input. It is found that the COP and cooling capacity increase and then decreases with increasing the heat input. It is also found that the COP and the cooling capacity increase and keep constant with increasing the cooling air mass flow rate. The maximum COP is estimated as 0.51 and the optimum cooling air mass flow rate is 217 m<sup>3</sup>/min from the present experiment.

**Key words:** Air-cooled absorption chiller(공랭형 흡수식 냉동기), Ammonia-water(암모니아-물), Ambient temperature(외기온도), Cooling air mass flow rate(냉각공기 유량)

### 기 호 설 명

COP : 성적계수  
C<sub>p</sub> : 비열 [kJ/kg °C]  
G : 공기체적유량 [m<sup>3</sup>/min]  
 $\dot{m}$  : 유량 [kg/s]  
Q : 열전달량 [kW]  
RT : 냉동톤  
T : 온도 [°C]

UA : 총열관류율 [kW/K]  
UA<sub>o</sub> : 기준 총열관류율 [kW/K]

### 그리스 문자

$\eta$  : 효율

### 하첨자

AA : 단일분석기  
Abs : 흡수기  
ACA : 공기냉각흡수기  
Con : 응축기

† Corresponding author

Tel.: +82-31-201-2990; fax: +82-2-201-8106

E-mail address: ytkang@khu.ac.kr

- Des* : 발생기
- Evap* : 증발기
- fuel* : 사용연료
- GFD* : 가스구동발생기
- HHV* : 고위발열량
- HX* : 열교환기
- input* : 공급
- loss* : 손실
- Pre* : 과냉기
- SCA* : 용액냉각흡수기
- SHD* : 용액가열발생기
- SHX* : 용액열교환기

1. 서 론

냉난방시스템에서 환경친화적이고 에너지절약형 시스템의 필요성이 강조되면서 흡수식 시스템의 중요성 및 수요가 증가하고 있다. 흡수식 냉동기는 기본적으로 자연냉매를 사용하여 환경독성이 없으며 천연가스 또는 폐열을 이용하므로 에너지 수급의 불균형을 해소할 수 있는 장점이 있다. 또한 구동원으로 LNG, LPG, 경유 등을 사용하므로 고가의 전력에너지를 사용하는 증기압축식 냉동기에 비해 상대적으로 운전비용이 저렴하다. 현재 사용되고 있는 흡수식 냉동기의 냉매/흡수제로는 물/리튬브로마이드(H<sub>2</sub>O/LiBr)와 암모니아/물(NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O) 등이 있다. 대형 공조용 시스템으로 널리 쓰이고 있는 물/리튬브로마이드 시스템은 물의 우수한 열역학적 특성과 무독성, 장치의 안전성 등의 장점이 있으나, 증발온도가 0℃ 이하로는 불가능하며 결정화 문제로 인해 공랭화가 불가능한 단점이 있다. 이에 비해 암모니아/물 시스템은 암모니아 자체의 독성과 작동압력이 고압이라는 단점이 있으나, 환경친화적 자연냉매이며 결정화 문제가 없어 공랭화가 가능하고 최대 -70℃까지 증발온도를 얻을 수 있어 저온획득이 용이하다는 장점 등으로 차세대 냉동시스템으로 기대를 모으고 있다.

현재 흡수식 시스템의 연구는 소형 상업용(암모니아-물 시스템)과 중·대형 산업용(물-리튬브로마이드 시스템)으로 분류되어 많은 연구가 진행되어 왔다. 또한 냉동시스템 성능향상을 위한 연구로는 열교환기 성능향상 및 내부 열회수를 목적으로 하는 연구가 진행되어 왔다.<sup>(1-3)</sup> 열교환

기 성능향상을 위한 연구는 전열관의 형상가공<sup>(4)</sup>과 표면에 거칠기를 주는 방법<sup>(5)</sup>과 같은 기계적인 방법과 박막형과 기포형과 같이 효과적인 열전달 모드를 개발하는 방법이 있으며, 화학적인 방법으로는 계면활성제를 첨가하여 전열관에서의 젖음을 향상시키는 방법<sup>(6)</sup> 등의 연구가 선행되었다.

본 연구에서는 상용으로 사용되고 있는 소형 암모니아 흡수식 냉동기의 모사 및 실험을 통해 운전특성을 파악하고 냉동능력 및 성능에 미치는 영향을 분석하는 데 그 목적이 있다.

2. 사이클 모사

2.1 상용 시스템의 모사

본 연구에서는 일반적인 흡수식 시스템 모사 프로그램인 ABSIM(ABsorption SIMulation)<sup>(7)</sup>을 사용하였다.

Fig. 1은 상용 시스템의 모사를 위한 NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O 흡수식 사이클이다. 시스템의 냉방용량은 5RT이고, 공기에 의해서 응축기와 공기냉각흡수기가 냉각된다. 열원은 LPG 연소가스이다. 특징은 일반

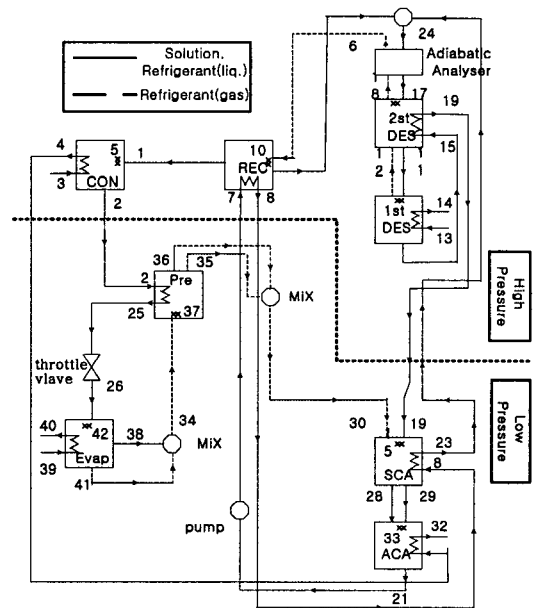


Fig. 1 Cycle diagram of a conventional NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O system.

적으로 UA가 큰 유닛인 흡수기를 용액냉각흡수기와 공기냉각흡수기 부분으로 나누어 성능향상을 이루고 있다.

2.2 상용 시스템의 모사결과 및 감도분석

Table 1과 Table 2에 각 유닛에 대한 기본조건과 열적조건이 제시되어 있다. 본 연구에서는 외기온도가 35℃, 냉방용량이 5RT일 때를 기준으로 모사를 수행하였고 감도분석시 버너효율은 85%로 고려하였다.

Fig. 2는 각 유닛의 UA에 따른 성적계수 변화를 나타낸 결과이다. 상대적으로 증발기에 따른 성능변화가 가장 크게 나타난다. 이는 증발기의 UA에 따라 성적계수에 가장 영향을 미치는 냉매 증발량이 달라지기 때문이다. 즉, 증발기의 UA/UA<sub>0</sub> 값이 1.0이 될 때 증발기를 빠져나가는 냉매의 건도가 1이 되고 UA/UA<sub>0</sub>의 값이 1.0 이하일 때는 이성분혼합물인 냉매 중의 물의 성분이 증발하지 못하고 액류상태로 흡수기로 들

어가게 되어 COP의 급격한 감소를 초래한다. 또한 UA비가 1 이상에서는 증발기의 UA에 비해 증발할 수 있는 냉매량이 부족하게 되어 잠열뿐 아니라 현열 열전달이 일어나 성적계수의 증가폭이 급격히 감소하게 된다. 일반적으로 공랭식 흡수식 시스템에서 흡수기와 증발기의 성능이 전체 성능에 가장 큰 영향을 미친다. 본 연구의 조건에서 증발기의 UA/UA<sub>0</sub>가 약 1.1 이상이 되면 큰 변화 없이 흡수기와 유사한 경향을 보이고 있다. 따라서 본 연구의 증발기 UA 값은 1.1에서 최적값을 가지고, 공랭식 흡수기는 약 1.0에서 최적값을 가지며, 응축기와 정류기는 조금 과도설계되었음을 알 수 있다.

3. 실험장치 및 방법

3.1 실험장치

본 실험장치는 Serval사의 5RT 공랭형 흡수식 냉동기로서 장비의 특성은 Table 3에 나타나 있다. 연료는 LPG를 사용하며, 실험시 일정한 냉방부하를 유지하기 위해서 냉동기에서 7℃로 낮은 냉각수를 냉수탱크에 저장한 후 히터에 의해 가열하여 12℃가 되어 냉동기로 되돌아가는 방식을 구성하였다.

Fig. 3은 실험장치 개략도이다. 실험장치의 운전 사이클을 살펴보면, 먼저 냉각을 요하는 신호에 의해 버너가 점화되고 발생기를 가열시킴으로써 용액이 비등하게 한다. 냉매(NH<sub>3</sub>)는 물보다 낮은 온도에서 비등하므로 고압을 형성하여 물과 냉매를 분리하게 된다. 발생기의 내부 압력에 의해 냉매가스가 발생기를 떠나 응축기로 들어가게 된다. 응축기 코일 내에서 냉매가 가지고 있던 열을 공기 중으로 방출함으로써 응축되어 액체로

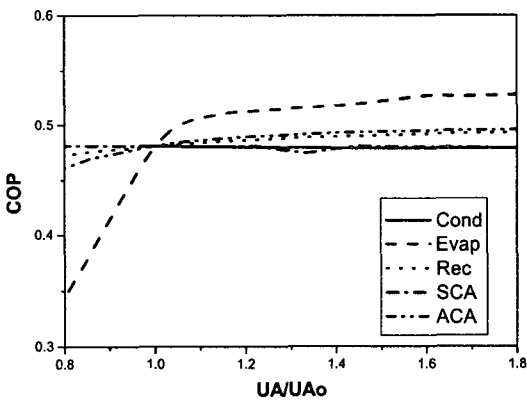


Fig. 2 COP versus UA variation.

Table 1 Basic conditions of unit

	GFD	SHD	AA	Rec	Con	Eva	Pre	SCA	ACA
UA <sub>0</sub> (kW/K)	0.9	0.4	0.01	0.23	1.2	2	0.2	0.45	2.2
Pres. (kPa)	1500	1500	1500	1500	1500	500	500	500	500

Table 2 Basic conditions for simulation

	Temp. (℃)	Concentr. (%)	Vapor (%)	Mass flow (kg/s)
Highside	176	99.9	100	0.041
Lowside	3.7	16.6	2.6	0.014

Table 3 Specifications of chiller

Description	Specifications
Gas Input	29.67 kW
Delivered capacity	17.58 kW
Rated chilled water flow	0.757 kg/s
Refrigerant type	NH <sub>3</sub>
Strong solution mass flowrate	0.0376 kg/s
Weak solution mass flowrate	0.0235 kg/s
Strong solution concentration	50%
Weak solution concentration	20%
Chilled water temperature	Supply water : 12.8°C, Return water : 7.2°C

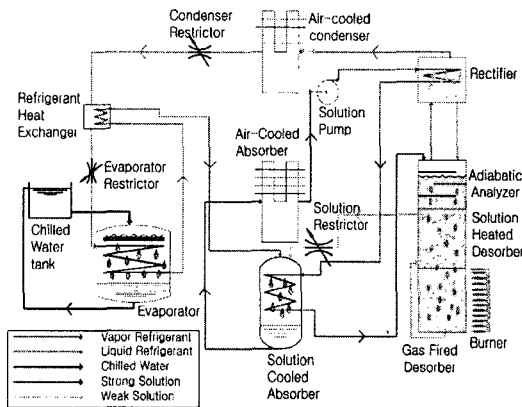


Fig. 3 Diagram of 5 RT single-effect NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O absorption chiller (Servel, US).

바뀌고 온도는 조금 낮아진다. 냉매액이 응축기를 떠나 증발기 내의 코일 내부로 흘러간다. 증발기 코일 외부에 흐르는 냉수에 의해서 냉매는 증발되고 냉수에 포함된 열을 제거하여 온도는 다시 낮아져서 실내로 흘러간다. 증발된 냉매가스는 용액 냉각식 흡수기로 들어간다. 발생기에서 냉매를 발생시키고 남은 희용액(Weak solution)은 압력차에 의하여 용액 냉각식 흡수기로 흘러가서 다시 차갑게 되어 냉매를 흡수한다. 용액 냉각식 흡수기에서 나온 냉매가스와 용액의 혼합물질은 공냉식 흡수기로 유입되고 응축팬에 의해 코일을 통과해서 유입된 주위공기에 열을 주게 되어 완전한 흡수를 마치고 강용액(Strong solution)이 된다. 이 강용액은 펌프를 거쳐 발생기로 들어가게 되며 사이클은 반복된다.<sup>(8)</sup>

3.2 실험방법

실험장치의 온도측정은 장비 구성요소의 입·출구에는 K-type 열전대를 설치하였고 냉수배관에는 백금저항온도계를 설치하여 측정하였다. 냉수의 유량은 전자유량계를 냉수출구에 설치하여 측정하고, LPG의 유량은 질량유량계를 사용하여 측정하였다. 온도 및 유량 측정 시 측정오차는 각각 ±0.25 K와 ±0.00125 kg/s이다. 냉수는 실내 부하를 대신하여 냉수탱크에서 수중용 히터로 제어하면서 인위적으로 냉방부하를 가하여 냉수 출구온도가 7°C를 유지하도록 하였다. 압력은 고압부인 Leveling chamber와 저압부인 용액냉각 흡수기에 설치하여 측정하였다.

실험결과 분석시 성적계수는 다음과 같이 정의된다.

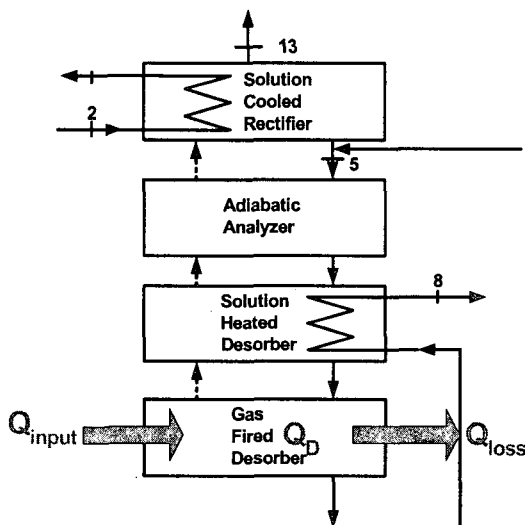


Fig. 4 Schematic diagram of the generator.

$$COP = \frac{Q_e}{Q_{input}} \quad (1)$$

$$Q_e = \dot{m}_{cw} \times C_p \times \Delta T_{cw} \quad (2)$$

$$Q_{input} = \dot{m}_{fuel} \times HHV \quad (3)$$

여기서,  $Q_e$ 는 증발기에서 열전달률을 의미하며,  $Q_{input}$ 은 LPG의 고위발열량과 유량의 곱으로 나타낸다. 버너-발생기의 효율은 다음과 같이 정의된다. Fig. 4와 같이 식(4)의 분자는 발생기 안의 작동유체로 들어가는 열전달률을 나타내고 식(5)로 계산된다.

$$\eta_{generator/burner} = \frac{Q_d}{Q_{input}} \quad (4)$$

$$Q_d = Q_{input} - Q_{loss} \quad (5)$$

식(5)에서  $Q_{loss}$ 는 손실열량을 의미하며 외기온도와 배기가스의 온도를 측정함으로써 구할 수 있다.

#### 4. 결과 및 고찰

본 연구에서는 냉방능력 5RT 공랭형 흡수식 냉동기의 모사 및 실험을 통해 운전특성 및 성능 분석을 수행하였다. 실험 및 모사시 동일조건으로는 외기온도 35℃, 냉수유량 0.75 kg/s, 냉수출구온도 7℃로 일정하게 유지시킨 상태에서 도출한 결과이다.

Fig. 5는 냉각공기 온도변화에 따른 압력변화를 나타낸 것이다. 모사와 실험결과를 살펴보면 온도가 상승함에 따라 고압부의 압력은 상승하고 저압부는 감소하는 경향을 보인다. 외기온도 상

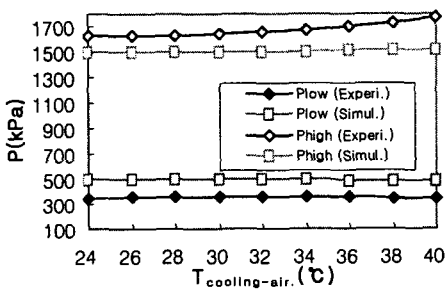


Fig. 5 Pressure versus  $T_{cooling-air}$ .

승시 냉각효과의 감소로 인해 응축기 내에 냉매 증기가 적층하게 되고, 결국 응축기 내부 압력은 상승하게 된다. 또한 증발기로 유입되는 냉매량 감소로 인해 증발기 내부 압력도 감소하게 된다.

Fig. 6과 Fig. 7은 냉각공기 온도변화에 따른 COP와  $Q_e$ 의 변화를 나타낸 것이다. 모사와 실험결과를 살펴보면 외기온도가 상승함에 따라 COP와 냉방용량은 감소하는 것으로 나타나고 있다. 이는 공랭형 흡수식 시스템으로서 외기온도가 냉각 작용을 하고 있기 때문에 응축기와 흡수기의 냉각효과 감소로 인해 응축기에서의 응축량 감소와 흡수기에서의 흡수능력이 감소하게 된다. 이에 따라 냉방용량은 감소하고 COP도 감소하는 경향을 보인다.

Fig. 8과 Fig. 9는 냉각공기 유량변화에 따른 COP와  $Q_e$ 의 변화를 나타낸 것이다. 모사와 실험결과를 살펴보면 고유량에서 서로 다르게 나타난 것을 확인할 수 있다. 우선 모사의 경우 냉각공기 유량이 증가하면 냉방용량과 COP가 증가하다가 일정하게 유지되는 경향을 보이고 있다. 이는 냉각공기 유량 증가로 인해 응축기 내의 냉각효과 상승에 의해 냉방용량이 증가하다가 일정유량 이상에서는 거의 일정하게 된다. 이와는 달리 실험

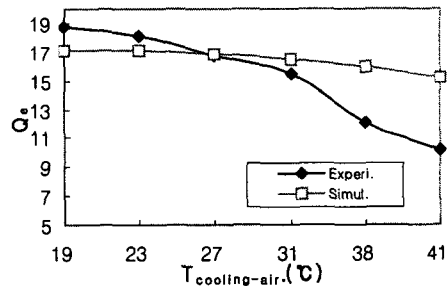


Fig. 6 Cooling capacity versus  $T_{cooling-air}$ .

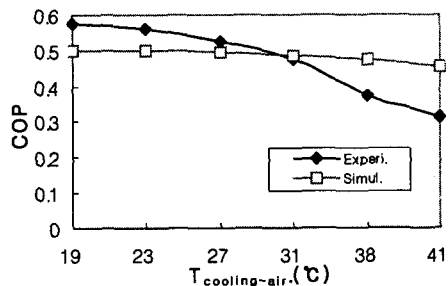
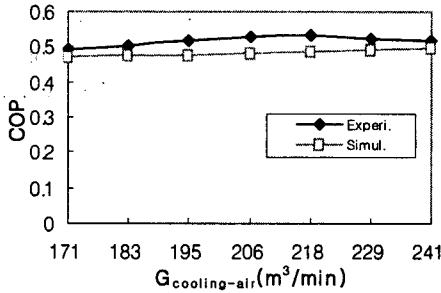
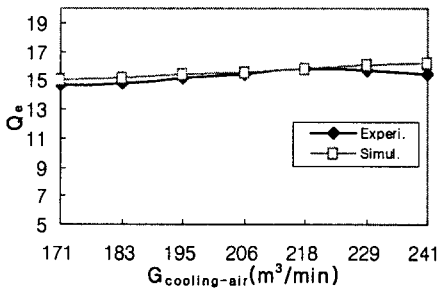


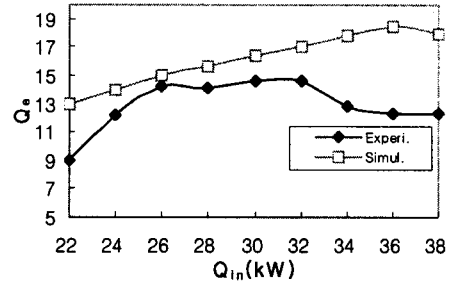
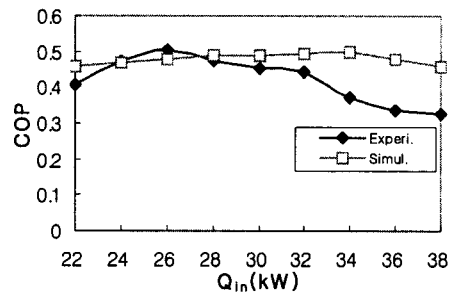
Fig. 7 COP versus  $T_{cooling-air}$ .

Fig. 8 COP versus  $G_{cooling-air}$ .Fig. 9 Cooling capacity versus  $G_{cooling-air}$ .

의 경우는 냉각공기 유량이 커짐에 따라 COP와 냉방용량이 증가하다가 일정유량 이상(본 실험에서는 217 m<sup>3</sup>/min)이 되면 다시 감소하는 경향을 보이고 있다. 그 이유는 실험장치의 버너에서 방출되는 배기가스는 응축팬에 의해 흡입되어서 배출되기 때문에 응축팬의 속도가 일정속도 이상 증가하게 되면 흡입력이 너무 강해져서 버너에서 가스가 모두 연소되기 전에 빠져나오게 되므로 냉방용량이 다시 감소하는 경향을 보이게 된다.

Fig. 10과 Fig. 11은 발생기 입력열량에 따른 COP와  $Q_c$ 의 변화를 나타낸 것이다. 모사와 실험 결과를 살펴보면 COP와  $Q_c$ 는 발생기 입력열량이 증가함에 따라 점차 증가하다가 일정 입력열량 이상이 되면 감소하는 경향을 보이고 있다. 이는 발생기에 공급되는 열량이 많아질수록 냉매 증기는 계속해서 증가하지만 증발기의 증발능력의 한계로 인하여 결국 COP는 감소하게 된다. 초기에는  $Q_c$ 의 증가가 입력열량의 증가보다 빠르므로 COP가 먼저 최고점에 이르게 되고 그 이후에  $Q_c$ 이 최고점에 이르게 된다. 본 실험에서는 입력열량 26.2kW일 때 최대 COP가 0.51로 나타났다.

본 실험결과 중에서 외기온도와 발생기 입력열

Fig. 10 Cooling capacity versus  $Q_{in}$ .Fig. 11 COP versus  $Q_{in}$ .

량의 변화에 따른 COP와  $Q_c$ 의 변화는 모사에서 보다 실험에서 더 크게 나타났다. 그 이유는 발생기의 입력열량의 변화는 발생기에서 배출되는 배기가스가 응축기 및 흡수기에 직접적으로 영향을 주게 되어 실험의 결과가 모사의 결과보다 더 큰 영향을 주는 것으로 나타났다. 한편 이 경우 공랭식에서 외기온도는 응축기와 흡수기의 성능에 절대적으로 영향을 주어 실제 실험의 경우 예민하게 반응을 하나 외기유량에는 둔감하게 반응하는 것으로 나타났다.

## 5. 결 론

본 연구에서의 냉각공기와 입력열량에 따른 성능분석의 연구로부터 다음의 결론을 얻었다.

(1) 입력열량이 증가함에 따라 COP와  $Q_c$ 는 증가하다가 일정열량 이상이 되면 다시 감소하며, 입력열량 26.2kW일 때 최대 COP는 0.51이다.

(2) 냉각공기 유량에 따라 COP와  $Q_c$ 는 증가하다가 일정하게 되며 실제 실험의 경우 배기가스의 유입으로 인해 COP가 증가하다가 감소하는 경향을 나타낸다.

(3) 소형 공랭형 흡수식 냉동기 실험시 최적공기

유량이 존재하며, 본 실험장치에서는  $217 \text{ m}^3/\text{min}$ 이다.

## 후 기

본 연구는 한국과학재단 목적기초연구 특정연구과제(과제번호 R01-2004-000-10736-0) 지원으로 수행되었다.

## 참고문헌

1. Priedeman, D. K., Garrabrant, M. A., Mathias, J. A., Stout, R. E. and Christensen, R. N., 1998, Performance of a Residential-Sized GAX Absorption Chiller, ASME.
2. Jeong, S. Y., 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. 488-501.
3. Kim, B. J., 2004, Dynamic analysis of an ammonia-water absorption chiller, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 16, No. 10, pp. 990-999.
4. Chyu, M.-C. and Bergles, A. E., 1989, Horizontal tube falling film evaporation with structured surfaces, Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer, Vol. 111, p. 524.
5. Cho, H. C., Kim, C. D., Kim, I. S., Park, C. W. and Kang, Y. T., 2002, Characteristics of absorption heat transfer on micro-scale hatched tubes with different surface roughness, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, 14 (8), pp. 641-647.
6. Kang, Y. T., Kunugi, Y. and Kashiwagi, T., 2000, Review of advanced absorption cycles: Performance improvement and temperature lift enhancement, International Journal of Refrigeration, Vol. 23, No. 5, pp. 388-411.
7. Grossman, G. and Zaltash, A., 2001, Absim-modular simulation of advanced absorption systems, International Journal of Refrigeration, Vol. 24, pp. 531-543.
8. Yun, H. J., Kim, S. S., Kim, J. K. and Kang, Y. T., 2004, Performance analysis of a 5 RT air-cooled  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  absorption chiller with the variation of heat input, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, 16(5), pp. 438-443.