

5 RT 공랭형 NH₃-H₂O 흡수식 냉동기의 발생기 입력 열량과 외기온도 변화에 따른 성능분석

윤 희 정, 김 성 수, 강 용 태*
경희대학교 대학원, *경희대학교 기계산업시스템공학부

Performance Analysis of a 5 RT Air-Cooled NH₃-H₂O Absorption Chiller with the Variations of Heat Input and Ambient Temperature

Hee Jung Yun, Sung Soo Kim, Yong Tae Kang*

Department of Mechanical Engineering, Graduate School, Kyung Hee University, Kyung-gi 449-710, Korea

*School of Mechanical and Industrial Engineering, Kyung Hee University, Kyung-gi 449-710, Korea

(Received August 6, 2003; revision received March 12, 2004)

ABSTRACT: The objective of this paper is to study the effects of the input gas flow rate and the ambient temperature variation on the absorption cycle performance. An air-cooled NH₃-H₂O 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 cooling capacity, coefficient of performance, burner efficiency, and each state point are measured with the variations of the heat input and the ambient temperature. It is found that the COP and cooling capacity increase with increasing the generator exit temperature up to a certain temperature and then decrease. It is also found that the COP and the cooling capacity decrease with increasing the ambient temperature. The maximum COP of 0.51 is obtained from the present experiment.

Key words: Air-cooled absorption chiller(공랭형 흡수식 냉동기), Ammonia-water(암모니아-물), Ambient temperature(외기온도), Heat input variation(입열량 변화)

기 호 설 명

T : 온도 [°C]

COP : 성능계수
 C_p : 비열 [kJ/kg °C]
LPG : 프로판 가스
 \dot{m} : 유량 [kg/s]
 P : 압력 [kPa]
 \dot{Q} : 열전달량 [kW]
RT : 냉동톤

그리스 문자

η : 효율

하첨자

cw : 냉수
 d : 발생기
 e : 증발기
 $fuel$: 사용연료
 g : 발생기 출구

† Corresponding author

Tel.: +82-31-201-2990; fax: +82-31-202-8106

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

input : 공급

loss : 손실

1. 서 론

최근 들어 생활수준의 향상으로 인해 쾌적한 생활환경을 추구함에 따라 냉·난방기 설치비용이 증가하고 있다. 특히 난방설비로는 증기압축식 시스템과 흡수식 시스템이 주요 기기로 공급되고 있다. 하지만 증기압축식 시스템은 구동에너지를 전기로 사용하여 하절기 전력수급의 불균형을 일으키고, 냉매로 CFC 및 HCFC 계열의 인공냉매를 사용하여 지구온난화와 오존층파괴의 원인이 되고 있다. 반면 흡수식 시스템은 천연가스 또는 폐열을 열원으로 사용하여 하절기 최대 전력부하를 줄이고 가스수요가 적은 하절기에 가스수요를 증대시켜 국가적 에너지수급 차원에서 이득이 된다. 또한 냉매로는 환경친화적인 자연냉매(물, 암모니아 등)를 사용하고 난방을 위한 보일러의 추가설치 없이 난방과 난방이 장비한 대로 해결되며 증기압축식에서는 압축기를 사용하는 반면에, 흡수식 시스템은 적은 동력을 필요로 하는 펌프를 사용함으로써 긴 수명과 적은 유지비용을 제공한다.

흡수식 시스템은 그 필요성에 의해 소형 상업용(암모니아-물 시스템)과 중·대형 산업용(리튬브로마이드-물 시스템)으로 분류되어 많은 연구가 진행되어 왔다. 시스템의 성능을 향상시키기 위한 방법으로는 열교환기 성능향상과 내부 열회수의 방법이 있다.⁽¹⁾ 열교환기 성능향상을 위한 연구는 흡수기를 위주로 이루어져 왔는데, 전열관의 형상가공⁽²⁾과 표면에 거칠기를 주는 방법⁽³⁾과 같은 기계적인 방법과 박막형 및 기포형과 같이 효과적인 열전달 모드를 개발하는 방법이 있다. 화학적인 방법으로는 계면활성제를 첨가하여 전열관에서의 젖음률을 향상시키는 방법⁽⁴⁾ 등이 연구되어져 왔다. 또한 내부 열회수는 용액의 유로를 변경시켜 용액과 배기가스의 열을 회수하는 방법⁽⁵⁾ 등이 있다.

본 연구에서는 상용으로 사용되고 있는 암모니아 소형 흡수식 냉동기의 입력열량 변화에 따른 운전특성을 파악하여 성능에 영향을 미치는 인자들을 밝혀내고, 외기온도 변화에 따른 운전특성 변화를 분석하는 데 목적이 있다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 실험장치의 사이클 개략도를 나타낸다. 본 실험장치는 Serval사의 5RT 공랭형 흡수식 냉동기로서 장비의 특성은 Table 1에 나타나 있다. 사용연료는 LPG를 사용하고, 가스소비량은 1.33 m³/h이다. LPG는 가스저장용기를 빠져나와 두번의 압력강하를 거쳐 최종적으로 2.5 kPa로 감압되어 연소된다. 냉수는 냉동기에서 7℃로 나와

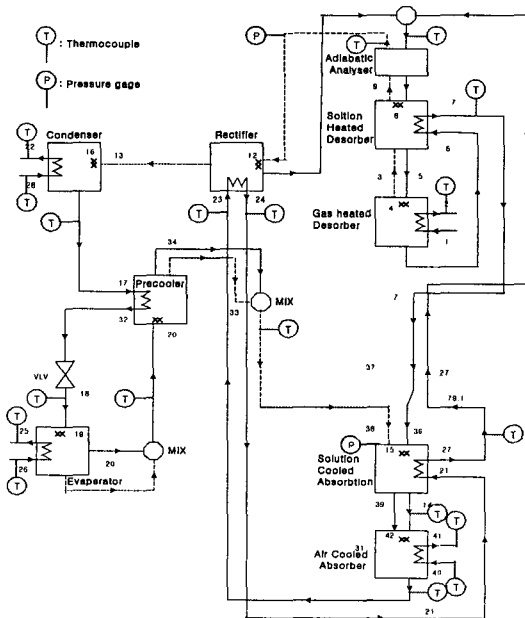


Fig. 1 Cycle diagram of the absorption chiller.

Table 1 Specifications of the chiller tested

Description	Specifications
Gas input	29.67 kW
Delivered capacity	17.58 kW
Rated chilled water flow	0.757 kg/s
Refrigerant type	NH ₃
Strong solution mass flowrate	0.0376 kg/s
Weak solution mass flowrate	0.0235 kg/s
Strong solution concentration	50%
Weak solution concentration	10%
Chilled water temperature	Supply water: 12.8℃ Return water: 7.2℃

서 일단 냉수탱크에 저장되고, 여기서 히터에 의해 가열되어 12°C가 되어 냉동기로 되돌아간다. 또한 실험장치의 발생기는 세 부분으로 나눌 수 있다. 버너에서 직접 열을 받아들이는 부분과 고온의 약용액과 내부 열교환에 의해 열을 받는 부분, 열교환은 없지만 물질교환을 통해 기상냉매의 순도를 높이는 부분으로 나눌 수 있다. 흡수기는 강용액에 의해 냉각되는 용액냉각흡수기와 외기에 의해 냉각되는 공기냉각흡수기 두 부분으로 나뉜다. 증발기는 응축된 냉매가 관 내부에서 증발을 하고 증발관 외부로 냉수가 흘러내리는 방식으로 되어 있다. 또한 실험장치의 버너는 아래의 경우 작동에 제약을 받는다. 냉수의 흐름 체크 스위치에 의해 유동이 멈추었을 때, 온도센서에 의해 냉수의 온도가 4.4°C 이하로 내려갔을 때, 부력 스위치에 의해 응축기 팬이 돌지 않을 때, 고온센서에 의해 발생기 표면이 과열될 때, 압력센서에 의해 고압이 3.2MPa를 넘을 때, 그리고 수위센서에 의해 증발기의 냉수수위가 낮을 때 버너는 가스제어밸브에 의해 자동으로 차단된다.

2.2 실험방법

실험장치의 작동방법은 다음과 같다. 먼저 냉각을 요하는 신호가 발생기에 주어지면 버너가 점화되어 발생기를 가열시킴으로써 용액이 비등하게 한다. 냉매(NH₃)는 물보다 낮은 온도에서 비등하므로 고압을 형성하여 물과 냉매가 분리되고, 발생기의 내부압력에 의해 냉매가스가 발생기를 떠나 응축기로 들어가게 된다. 응축기 코일 내에서 냉매가 가지고 있던 열을 공기 중으로 방출함으로써 응축되어 액체로 바뀌고 온도는 조금 낮아진다. 냉매액이 응축기를 떠나면서 실내로부터 열을 받은 냉수가 증발기 내의 코일 외부로 흘러간다. 냉수에 포함된 열은 냉매로 전달되어 냉매를 증발시키고 냉수가 갖고 있는 열을 제거하여 냉수의 온도는 다시 낮아져서 실내로 흘러가고 증발된 냉매가스는 용액 냉각식 흡수기로 들어간다. 발생기에서 냉매를 발생시키고 남은 희용액(Weak solution)은 압력차에 의하여 용액 냉각식 흡수기로 흘러가서 다시 차갑게 되고 냉매를 흡수한다. 용액 냉각식 흡수기에서 나온 냉매가스와 용액의 혼합물질은 공기식 흡수기로 들어가고 응축팬에 의해 코일을 통과해서 유입된 주위공기에 열을 주게 되어 완전한 흡수를 마치고

강용액(Strong solution)이 된다. 이 강용액은 펌프를 거쳐 발생기로 들어가게 되고 사이클은 반복된다. 온도측정은 Fig. 1에 나타나 있듯이 장비구성요소의 입·출구에 K-type 열전대를 설치하였고, 냉수 배관에는 백금저항온도계를 설치하여 냉방부하를 측정하였다. 냉수의 유량은 전자유량계를 냉수 출구에 설치하여 측정하고, LPG의 유량은 질량유량계를 사용하여 측정하였다. 온도 및 유량측정시 측정오차는 각각 ± 0.32 K와 ± 0.0013 kg/s이다. 냉수는 실내부하를 대신하여 냉수탱크에서 수중용 히터로 제어를 하면서 인위적으로 냉방부하를 가하여 냉수 출구온도가 7°C를 유지하도록 하였다. 압력은 고압부인 발생기 출구와 저압부인 용액냉각흡수기에 설치하여 측정하였다. 외기온도는 18~40°C 사이에서 일정하게 유지하고, 냉수유량은 0.75 kg/s으로 일정하며 습도조절은 하지 않은 상태에서 시스템이 정상상태에 이르렀을 때 데이터를 수집한다. 성능계수는 다음과 같이 정의된다.

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_{input}} \quad (1)$$

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

$$\dot{Q}_{input} = \dot{m}_{fuel} \times \text{Higher heating value of fuel} \quad (3)$$

여기서 \dot{Q}_e 는 증발기에서의 냉방부하이고, \dot{Q}_{input} 은 LPG의 고위발열량과 유량의 곱이다. Fig. 2는 발생기에서의 검사체적을 나타낸다. 이때 버너-발생기의 효율은 식(4)와 같이 정의된다. 식(4)의 분자는 발생기 안의 작동유체로 들어가는 열전달률을 나타내고, 식(5)로 계산되며

$$\eta_{generator/burner} = \frac{\dot{Q}_d}{\dot{Q}_{input}} \quad (4)$$

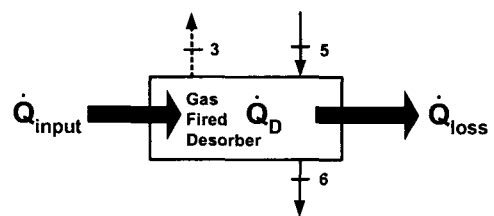


Fig. 2 Control volume of the desorber.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_d &= \dot{Q}_{input} - \dot{Q}_{loss} \\ &= \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_6 h_6 \end{aligned} \quad (5)$$

식(5)에서 \dot{Q}_{loss} 는 손실열량으로서 연소 폐가스의 방출열량, 연소생성 수증기의 잠열량 및 불완전 연소에 의한 손실열량의 합으로 외기온도와 배기가스의 온도를 측정함으로써 구할 수 있다. 따라서 식(5)로부터 실제 발생기로 투입되는 열량 \dot{Q}_d 를 구할 수 있다. 입력열량은 버너로 공급되는 가스를 안정된 연소가 일어나는 범위 내에서 중앙조정기와 밸브를 이용하여 조절하였다.

3. 결과 및 토론

Figs. 3~7은 17.5kW(5RT)의 실험용 냉동기를 외기온도 35°C로 일정하게, 냉수유량 0.75 kg/s 및 냉수출구온도 7°C로 일정하게 유지시킨 상태에서 실험한 결과이다.

Fig. 3은 입력열량 변화에 따른 압력변화를 나타낸 것이다. 입력열량이 증가함에 따라 냉매증기의 발생량이 증가하고, 발생기 내부온도 및 냉매증기의 온도는 상승한다. 발생기의 온도가 상승함에 따라 냉매증기에 수분함유량이 많아지고 잔여수분은 응축기에서 불응축가스의 역할을 하게 되어 고압부의 압력이 상승한다. 또한 저압부에서는 응축기의 수분 중 일부가 응축되어 전달되므로 증가된 수분이 증발기에서 증발하지 못하고 쌓여서 냉매의 흐름을 방해하게 되고 증발기의 압력도 높아진다.

Fig. 4는 입력열량에 대한 배기가스 온도와 버

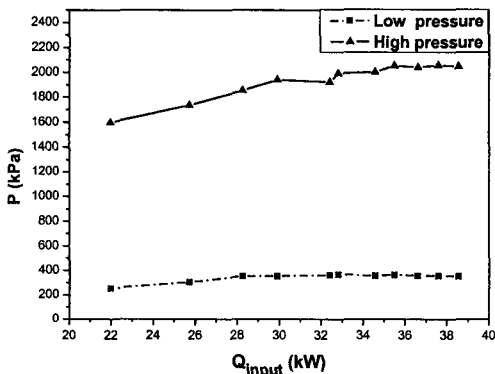


Fig. 3 Pressure versus gas input Q_{input} .

너효율을 나타낸 것이다. 입력열량이 증가함에 따라 배기가스 온도와 버너효율이 상승하는 것을 볼 수 있다. 버너에 공급되는 열량의 증가율보다 발생기에 전달되는 열량의 증가율이 더욱 크므로 버너효율은 커진다. 또한 현재 실험장비의 버너 타입은 직화식으로서 공기가 강제 주입되는 것이 아니라 노즐에서 가스가 분출되어 연소하면서 2차 공기가 자연적으로 유입되는 방식이어서 연료량이 늘어나면 공기비가 작아지게 되어 손실열량이 커지고 배기가스의 온도도 상승하게 된다.

Fig. 5은 발생기 출구온도 변화에 따른 COP와 냉방용량의 변화를 나타낸 것이다. 발생기 출구용액온도 (T_g)는 입력열량을 조절하여 변화시켰다. COP와 냉방용량은 발생기 출구온도가 올라감에 따라 점차 증가하다가 일정온도 이상이 되면 감소하는 경향을 보이고 있다. 이는 발생기에

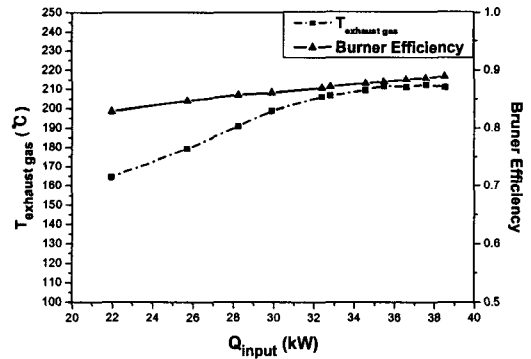


Fig. 4 Exhaust gas temperature and burner efficiency versus Q_{input} .

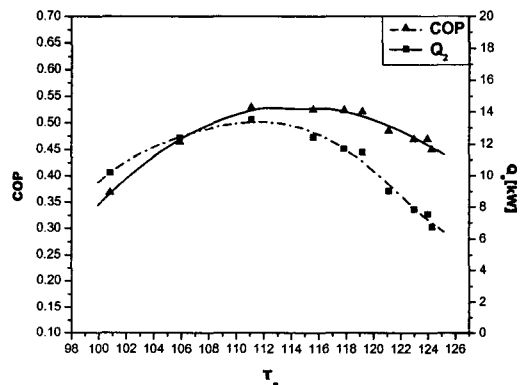


Fig. 5 COP and cooling capacity versus T_g .

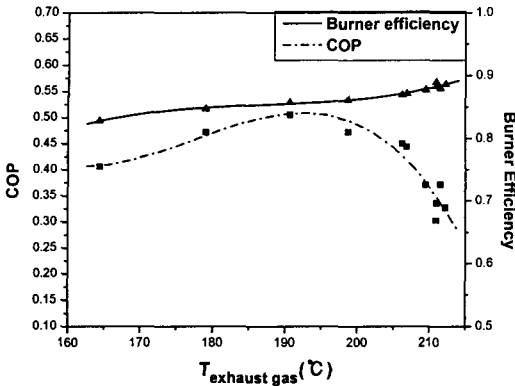


Fig. 6 COP and burner efficiency versus exhaust gas.

공급되는 열량이 많아질수록 냉매증기가 계속해서 증가하여 응축기에 유입되고, 냉매증기가 완전히 응축되지 못한 상태로 증발기에 유입되고, 주어진 증발기 내에서 모두 증발하지 못하여 계속해서 쌓이므로 증발기 내의 압력상승에 의해 냉방용량이 계속해서 줄어든다. 본 실험에서 얻어진 최적 COP는 입력열량 28.3 kW일 때 0.51이고 최대 냉방용량은 14.3 kW이다. Table 1에 나타난 정격 냉방용량(17.58 kW)보다 낮게 나오는 이유는 사용된 LPG의 성분차이와 실험장치가 항온실 내에서 운전이 되므로 충분한 공기가 공급되지 못하여 완전연소를 이루지 못했기 때문이다.

Fig. 6은 COP와 버너효율을 배기가스 온도에 대해 나타낸 것이다. 배기가스의 온도가 상승함에 따라 일정온도까지 COP가 상승하다가 다시 감소하는 경향을 보이고 있다. 이는 앞에서 설명한 대로 발생기의 공급열량은 계속 증가하지만,

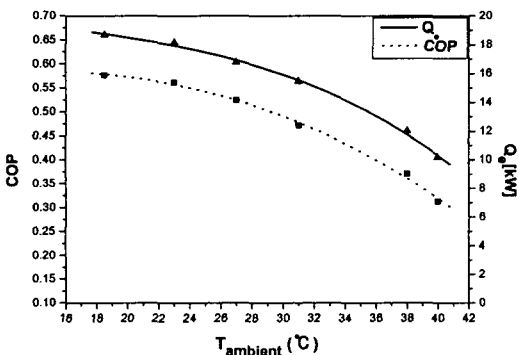


Fig. 7 COP and cooling capacity versus T_{ambient} .

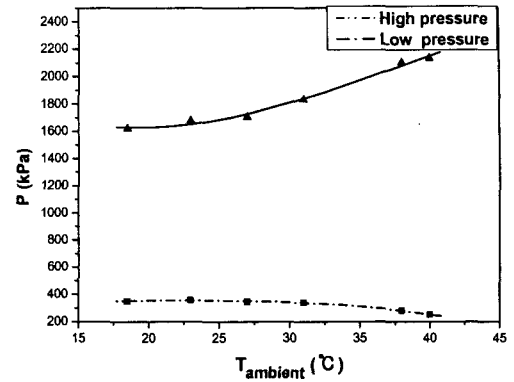


Fig. 8 Pressure versus T_{ambient} .

증발기의 용적은 제한되어 있기 때문이다. 한편 배기가스의 온도가 상승함에 따라 버너효율이 상승하는 것은 공급열량이 많아져서 발생기로 전달되는 열량이 많아지기 때문이다.

Figs. 7~8은 입력열량을 32.4 kW, 냉수유량을 0.75 kg/s, 냉수 출구온도를 7°C로 고정시킨 상태에서 항온실에서 외기온도를 변화시키면서 실험을 실시한 결과이다.

Fig. 7은 외기온도에 대한 COP와 냉방용량의 변화를 나타낸다. 본 실험장치는 공랭형이기 때문에 흡수기와 응축기에서 공기의 강제순환을 통해 냉각시키고 있다. 따라서 외기온도의 변화에 대해 민감한 반응을 보여주고 있다. 외기온도가 상승함에 따라 COP와 냉방용량은 감소하는 것으로 나타나고 있다. 이는 외기온도가 상승함에 따라 외기에 의해 냉각되는 응축기와 흡수기의 냉각효과가 떨어져서 응축기에서 응축량이 감소하고, 이에 따라 증발기에서 증발하는 양이 감소하기 때문이다. 또한 흡수기의 강용액은 충분히 냉각되지 못해 흡수성능이 떨어지므로 농도가 낮아지고 용액냉각흡수기 출구의 강용액의 온도도 상승한다. 이는 강용액에 의해 냉각되는 정류기와 용액냉각흡수기를 충분히 냉각시키지 못하므로 기상냉매에 수분함유량이 증가되고 흡수성능을 저하시킨다. 그러므로 냉방용량은 감소하고 COP도 감소하는 경향을 보인다.

Fig. 8은 외기온도에 대한 압력변화를 나타낸 것이다. 외기온도가 상승함에 따라 고압부의 압력은 상승하고 저압부는 감소하는 경향을 보인다. 외기온도가 올라가면 발생기에서는 냉매증기

를 계속 생산하지만 응축기에서 응축하지 못하여 응축기의 압력이 상승하고, 증발기로 가는 응축 냉매량이 줄어들어 증발량이 줄어들어서 증발기의 압력은 감소하게 된다. 또한 정류기의 냉각효과 감소로 인해 기상냉매의 수분함유량도 증가하여 수분이 증발기에 쌓이게 되므로 저압부의 압력은 고압부에 비하여 변화폭이 작다.

4. 결 론

본 연구에서의 입력열량과 외기온도에 따른 성능분석의 연구로부터 다음의 결론을 얻었다.

(1) 입력열량이 증가함에 따라 압력, 배기가스 온도, 버너효율이 증가한다. COP와 냉방용량은 증가하다가 일정열량 이상이 되면 다시 감소한다.

(2) 본 실험에서 얻어진 최대 COP는 입력열량 28.3 kW일 때 0.51이고 최대 냉방용량은 14.3 kW이다.

(3) 소형 공랭형 흡수식 냉동기의 운전특성은 외기온도의 변화에 큰 영향을 받는다. 외기온도가 상승함에 따라 고압부는 상승하고 저압부는 감소하여 압력차는 벌어지고, COP와 냉방용량은 감소하게 된다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 목적기초연구(과제번호 R01-2001-000-00398-0) 지원으로 수행되었다.

참고문헌

1. Priedeman, D. K., Garrabrant, M. A., Mathias, J. A., Stout, R. E. and Christensen, R. N., 2001, Performance of a residential-sized GAX absorption chiller, Transaction of ASME, Journal of Energy Resources Technology, Vol. 123, pp. 236-241.
2. 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.
3. 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, Vol. 14, No. 8, pp. 641-647.
4. 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.
5. Lazzarin, R. M., Gasparella, A. and Longo, G. A., 1996, Ammonia-water absorption machines for refrigeration: theoretical and real performances, Int. J. Refrig., Vol. 19, No. 4, pp. 239-246.