

## 암모니아 흡수식 냉동기 시스템 특성에 관한 실험적, 수치해석적 연구

이찬호, 강승우, 김성현  
고려대학교 화공, 생명공학과

### Numerical and experimental studies on the system characteristics of ammonia absorption refrigerator

Chan Ho Lee, Sung-Woo Kang and Sung Hyun Kim  
Department of Chemical and Biological Engineering, Korea University

#### 1. 서론

오존층 문제 및 지구 온난화 문제에 대한 대안으로 제시된 몬트리얼 의정서(1987)와 교토 의정서(1997) 등에 의해 자연냉매인 물, 암모니아 등을 사용하는 흡수식 냉동기에 대한 관심이 높아지고 있다. 이와 더불어 생활수준이 향상됨에 따라 공기조화 및 냉동분야가 전 세계적으로 급격히 성장하였는데 대표적인 에너지 다소비형 산업으로 알려져 있는 이 분야에서 사용되는 공조 장치 및 냉동기는 대부분 전기에너지를 사용하는 냉매 압축 방식으로 에너지 효율을 개선하는데 한계가 있는 것으로 여겨지고 있다. 따라서 이와 같은 환경 및 에너지 절약 측면에서 냉매 압축 방식의 단점을 보완할 수 있는 흡수식 공조 장치 및 냉동기에 대한 연구, 개발이 최근 선진국을 중심으로 활발하게 진행되고 있으며 특히 냉동분야에 적용이 가능한 암모니아 흡수식 냉동 시스템에 대한 연구가 미국, 일본 및 유럽에서 진행되고 있다. 그러나 암모니아 흡수식 냉동 시스템을 대상으로 지금까지 진행된 연구들을 살펴보면 시스템 구성 요소 중 흡수기만을 대상으로 한 실험적 연구와 시스템 성능평가를 위해 수학적 모델을 이용한 이론적 연구가 독립적으로 주로 수행된 반면 실제 시스템 성능을 대상으로 실험 결과와 수학적 모델에 의한 이론적 예측결과를 상호 비교하거나 보완하여 시스템 특성을 분석한 연구는 매우 적은 것을 알 수 있다. 따라서 본 연구에서는 실험실 규모의 암모니아 흡수식 냉동 시스템을 제작 및 운전하였고 이로부터 운전변수에 따른 시스템 성능변화를 분석하였다. 또한 시스템 성능평가를 위한 수학적 모델을 구성하였으며 이를 활용하여 이론적으로 예측한 시스템 성능과 실험 결과를 비교하였다. 이 과정에서 시스템 성능에 큰 영향을 미치는 내부열교환기들의 효율(Effectiveness)의 경우 이에 관한 실험 결과를 적용하여 성능평가 모델을 개선하였고 이러한 방법으로 개선된 성능평가 모델을 활용하여 시스템 주요 운전변수에 따른 시스템 성능변화에 대한 수치모사를 수행하였다.

#### 2. 이론

##### 2-1. 암모니아 흡수식 냉동기 시스템 성능평가 모델

일반적으로 흡수식 냉동기의 성능은 성적계수(Coefficient of Performance, COP)로 나타내

는 데 이의 정의는 식(1)과 같다.

$$COP \equiv \frac{Energy\ output}{Energy\ input} = \frac{Q_{eva}}{Q_{gen} + W_{pump}} \quad (1)$$

그러나 대부분의 흡수식 냉동기의 경우 식(1)에서 pump를 가동하기 위해 필요한 일 에너지( $W_{pump}$ )는 상대적으로 작기 때문에 많은 경우에 이를 무시하고 다음과 같이 식(2)를 이용하여 성능을 계산한다.

$$COP \approx \frac{Q_{eva}}{Q_{gen}} \quad (2)$$

본 연구에서는 흡수식 냉동 시스템의 성능평가 모델을 구성하기 위해 Fig. 1과 같이 시스템을 모델링 하였고 에너지 및 물질수지식을 다음과 같이 도입하였다.

$$\text{총괄 물질수지} : m_7 = m_1 + m_8 \text{ (or } m_6 = m_5 + m_9) \quad (3)$$

$$\text{암모니아 물질수지: } m_7 X_7 = m_1 X_1 + m_8 X_8 \text{ (or } m_6 X_6 = m_5 X_5 + m_9 X_9) \quad (4)$$

$$\text{에너지 수지(RHX): } T_3 = E_{RHX} T_4 + (1 - E_{RHX}) T_2 \quad (5)$$

$$H_5 = H_3 - H_2 + H_4 \quad (6)$$

$$\text{(SHX): } T_9 = E_{SHX} T_6 + (1 - E_{SHX}) T_8 \quad (7)$$

$$H_7 = H_6 + (m_9/m_6)(H_9 - H_8) \quad (8)$$

$$\text{(응축기): } Q_c = m_1(H_1 - H_2) \quad (9)$$

$$\text{(증발기): } Q_e = m_1(H_4 - H_{10}) \quad (10)$$

$$\text{(흡수기): } Q_a = m_5 H_5 + m_9 H_9 - m_6 H_6 \quad (11)$$

$$\text{(발생기): } Q_g = m_1 H_1 + m_8 H_8 - m_7 H_7 \quad (12)$$

## 2-2. 열역학적 물성

수학적 모델을 이용하여 시스템 성능평가를 위한 수치모사를 수행하기 위해서는 냉매인 암모니아와 작동유체인 암모니아 수용액에 대한 열역학적 물성 데이터를 수학적 함수로 적용해야 하며 본 연구에서는 문헌에 제시된 데이터를 활용하였다.

$$\text{암모니아 냉매 포화 증기압: } \ln P = 14.9332 - \frac{2132.5}{T - 32.98} \quad (13)$$

$$\text{암모니아 냉매 엔탈피: } H_l(T) = \sum_{i=0}^6 a_i (T - 273.15)^i \quad (14)$$

$$H_v(T) = \sum_{i=0}^6 b_i (T - 273.15)^i \quad (15)$$

$$\text{암모니아 수용액 포화 증기압: } \log P = A - \frac{B}{T} \quad (16a)$$

$$\text{여기서, A와 B는 다음과 같다. } A = 7.44 - 1.767X + 0.9823X^2 + 0.3627X^3 \quad (16b)$$

$$B = 2013.8 - 2155.7X + 1540.9X^2 - 194.7X^3 \quad (16c)$$

$$\text{암모니아 수용액 엔탈피: } H(T, \bar{X}) = 100 \sum_{i=1}^{16} a_i \left( \frac{T}{273.16} - 1 \right)^{m_i} \bar{X}^{n_i} \quad (17)$$

식 (14), (15)와 (17)의 계수는 문헌 값을 사용하였다.

### 3. 실험

본 연구에서 제작한 암모니아 냉동 시스템의 주요 구성은 다음과 같다. 스팀을 열원으로 하는 kettle type rebolier를 발생기로 제작하였고 발생하는 암모니아의 농도를 99.8% 이상으로 유지할 수 있도록 packing column type의 정류기를 암모니아 냉매 정류 시스템으로 적용하여 설치하였다. 응축기와 증발기용 열교환기의 경우 본 연구에서는 판형 열교환기를 사용하였으며 흡수기의 경우 열 교환 방식은 다관형(shell & tube)으로 흡수방식은 박막형(falling film)으로 제작하였다. 또한 데이터 처리장치로 전체 60 채널을 사용하는 YOKOGAWA data logger를 중심으로 시스템 각 부품부와 배관 내에 온도, 압력 및 유량을 측정하기 위해 RTD, digital pressure gauge와 mass flow meter를 설치하였으며, 각 부품과 배관부는 단열성능이 우수한 EPDM 단열재를 사용하여 단열 하였다. 시스템 운전 시 냉매와 용액이 순환되는 과정은 다음과 같다. 리보일러에서 발생한 냉매인 암모니아 가스는 응축기에서 액체 상태의 암모니아로 응축된다. 응축된 암모니아는 암모니아 냉매의 순도를 높이기 위해 일부는 정류기로 환류 되고, 나머지는 팽창장치를 지나는 과정에서 압력이 낮아지고 증발기로 보내져 저압 상태에서 증발된다. 증발된 암모니아 냉매는 리보일러에서 농도가 낮아진 상태로 배출되어 흡수기로 공급되는 약용액과 접촉하여 흡수된 후 농도가 높아진 강용액 상태로 흡수기에서 빠져 나와 용액 펌프에 의해 시스템 고압부인 정류기로 공급되게 된다. 위의 내용과 같이 본 연구를 위해 제작한 암모니아 냉동 시스템의 개략도를 냉매 및 용액 순환과정을 포함하여 Fig. 2에 나타내었다.

### 4. 결과 및 고찰

#### 4-1. 냉매 및 약용액 유속이 냉매 및 용액 열교환기 효율에 미치는 영향

냉매 유속에 따른 냉매 열교환기 효율 변화에 대한 실험 결과를 그림 3에 약용액 유속에 따른 용액 열교환기 효율 변화를 그림 4에 각각 나타내었다. 두 그림에서 본 연구의 실험범위 내에서 용액 열교환기의 효율이 냉매 열교환기 효율보다 전체적으로 높은 것을 알 수 있었고 냉매 유속이 증가함에 따라 냉매 열교환기의 효율은 증가하지만 약용액 유속의 증가는 용액 열교환기 효율에 크게 영향을 미치지 않는 것을 알 수 있었다. 일반적으로 기상 냉매

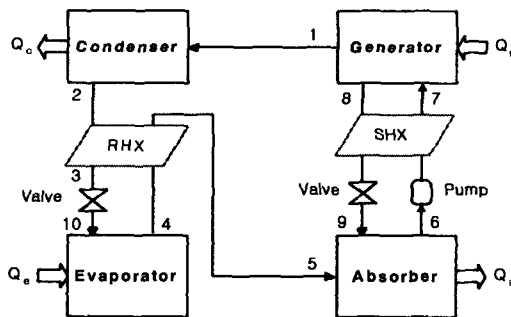


Fig. 1 Schematic Diagram of Ammonia Absorption Refrigeration System

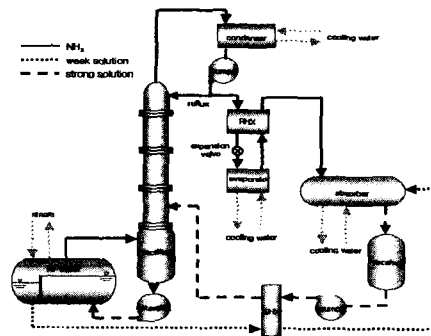


Fig. 2 Schematic Diagram of Real Type Ammonia Absorption Refrigeration System

의 비열이 액상 냉매 혹은 작동유체의 비열보다 작기 때문에 기-액 열교환기의 효율은 액-액 열교환기의 효율보다 낮은 것으로 알려져 있다. 따라서 위의 실험결과는 냉매 열교환기 내에서는 응축된 암모니아 냉매와 기화된 암모니아 냉매 사이의 열 교환이 일어나는 반면에 용액 열교환기 내에서는 농도가 다른 작동유체 사이의 열 교환이 일어나기 때문에 얻어진 결과로 설명할 수 있다. 마찬가지로 용액 열교환기와 달리 냉매 열교환기의 경우 열 교환 효율이 유체 유속에 민감한 이유도 기상 냉매의 낮은 비열 때문인 것으로 생각된다.

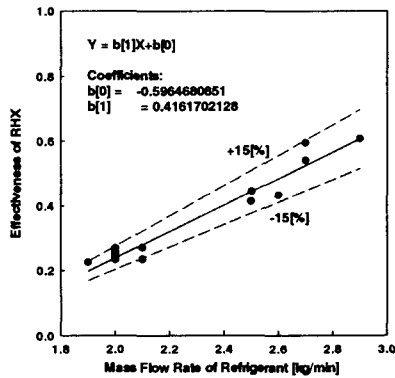


Fig. 3 Effects of Refrigerant Flow Rate on Effectiveness of RHX

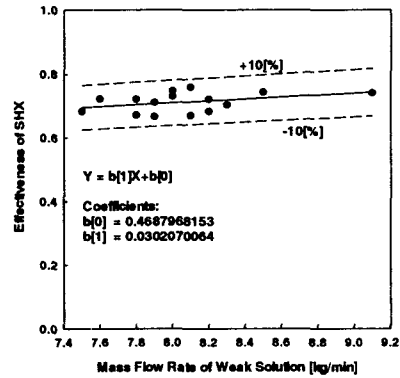


Fig. 4 Effects of Weak Solution Flow Rate on Effectiveness of SHX

#### 4-2. 실험 결과와 수치모사 결과의 비교

그림 5에 응축기 냉각수 온도에 따른 시스템 성능 변화에 대한 실험결과와 이론적 예측결과를 비교하여 나타내었다. 그림 5의 이론적 예측결과는 냉매 및 용액 열교환기의 효율에 따라 3가지 경우에 대한 수치모사를 수행한 결과로 각각의 조건은 다음과 같다.

- 냉매 및 용액 열교환기의 역할을 고려하지 않는 경우 ( $E_{RHX}=E_{SHX}=0$ )
- 냉매 및 용액 열교환기의 효율이 일정하다고 가정한 경우 ( $E_{RHX}=E_{SHX}=0.8$ )
- 냉매 및 용액 열교환기의 효율을 유체 유속의 함수로 고려한 경우

그림 5에서 볼 수 있듯이 냉매 및 용액 열교환기의 역할을 고려하지 않는 수학적 모델의 경우 실험결과와 비교하여 작은 값을 예측하는 결과를 얻을 수 있었고 반대로 냉매 및 용액 열교환기의 효율을 임의의 값으로 일정하다고 가정한 모델의 경우 실험결과보다 큰 값을 예측하는 것을 알 수 있었다. 따라서 본 연구에서는 그림 3, 4에 나타내었듯이 냉매 및 용액 열교환기의 효율을 유체 유속에 대한 함수로 실제 실험 데이터로부터 구하여 이를 성능평가 모델에 적용하였다. 이러한 방법으로 개선된 모델의 수치모사 결과는 그림 5에서 볼 수 있듯이 실제 시스템의 성능을 잘 예측할 수 있음을 알 수 있었다.

#### 4-3. 냉매 및 용액 열교환기가 시스템 성능에 미치는 영향 비교

개선된 시스템 성능평가 모델을 활용하여 냉매 및 용액 열교환기가 시스템 성능에 미치는 영향을 비교하기 위해 다음 3가지 경우를 대상으로 수치모사를 수행하였다.

- a. 냉매 및 용액 열교환기 모두 시스템에 포함된 경우(RHX and SHX)
- b. 용액 열교환기만 시스템에 포함된 경우(SHX)
- c. 냉매 열교환기만 시스템에 포함된 경우(RHX)

위 각각의 경우를 대상으로 발생기 출구온도에 따른 시스템 성능변화를 그림 6에 나타내었다. 그림 6에서 볼 수 있듯이 시스템 내에 용액 열교환기만 포함된 경우의 수치모사 결과가 시스템 내에 냉매 및 용액 열교환기 모두 포함된 경우의 결과와 비교하여 큰 차이가 없음을 알 수 있었다. 따라서 이러한 수치모사 결과로부터 용액 열교환기가 시스템 성능에 미치는 영향이 냉매 열교환기에 비해서 상대적으로 크다는 것을 알 수 있었다.

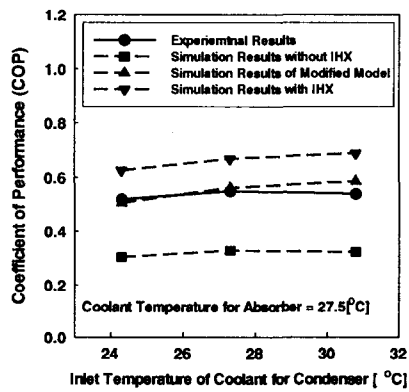


Fig. 5 Comparison between Experimental and Numerical Simulation Results

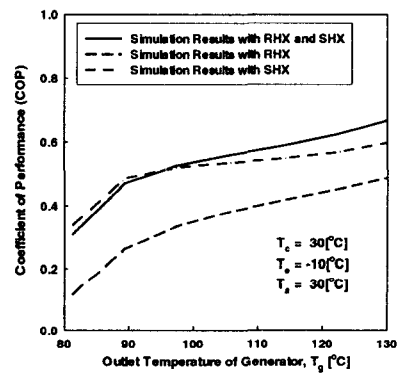


Fig. 6 Effects of Internal Heat Exchanger (RHX and SHX) on COP

#### 4-4. 운전 변수에 따른 시스템 성능 변화

증발기 출구 온도가 다른 경우 발생기 출구 온도에 따른 시스템 성능 변화에 대한 수치모

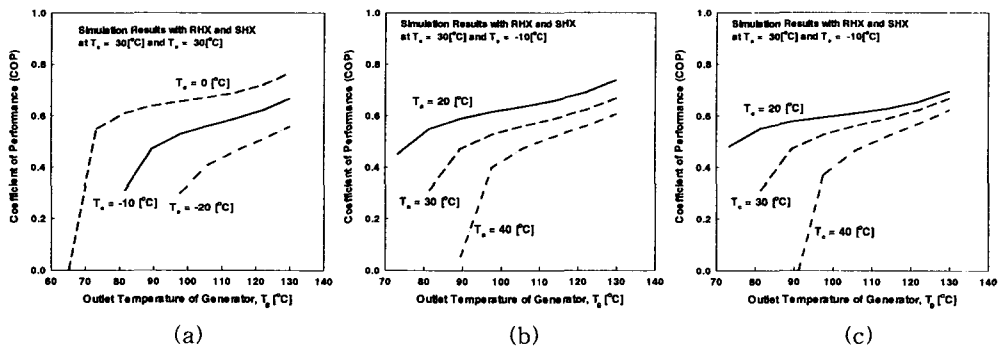


Fig. 7 Variation of the COP with Generator Temperature at Different (a) Evaporator, (b) Absorber and (c) Condenser Temperatures

사 결과를 그림 7 (a)에 나타내었으며 그림 7 (b)와 (c)에는 각각 흡수기와 응축기 출구 온도가 다른 경우를 대상으로 수치모사를 수행하여 그 결과를 나타내었다. 모든 경우에서 발생기 출구 온도가 높아지면 시스템 성능계수인 COP는 높아지는 것을 알 수 있었다. 그러나 그림에서 볼 수 있듯이 발생기 출구 온도는 낮은 영역에서 시스템이 운전될 수 없는 한계점이 존재하는 것을 알 수 있었다. 그림 7 (a)에서 발생기 출구 온도가 같은 조건에서 증발기 출구 온도가 높을수록 시스템 성능계수인 COP가 높아지며 (b)에서는 발생기 출구 온도가 일정할 때 흡수기 출구 온도가 높을수록 COP는 낮아지고 (c)에서 응축기 출구 온도가 높아지면 COP가 낮아지는 것을 알 수 있었다.

## 5. 결론

본 연구를 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 본 연구의 실험범위 내에서 용액 열교환기의 효율이 냉매 열교환기 효율보다 전체적으로 높은 것을 알 수 있었고 냉매 유속이 증가함에 따라 냉매 열교환기의 효율은 증가하지만 약용액 유속의 증가는 용액 열교환기 효율에 크게 영향을 미치지 않는 것을 알 수 있었다.
- (2) 냉매 및 용액 열교환기의 효율을 유체 유속에 대한 함수로 실제 실험 데이터로부터 구하여 이를 적용한 성능평가 모델은 실제 시스템의 성능을 잘 예측하는 것을 알 수 있었다.
- (3) 용액 열교환기가 시스템 성능에 미치는 영향이 냉매 열교환기에 비해서 상대적으로 큰 것을 알 수 있었다.
- (4) 발생기 출구 온도가 높아지면 시스템 COP는 높아지지만 낮은 온도 영역에서는 시스템이 운전될 수 없는 한계점이 존재하는 것을 알 수 있었다. 그리고 발생기 출구 온도가 같은 조건에서 증발기 출구 온도는 높을수록 흡수기와 응축기 출구 온도는 낮을수록 시스템 COP가 높아지는 것을 알 수 있었다.

### 사용기호

|     |                                  |   |                             |
|-----|----------------------------------|---|-----------------------------|
| COP | : Coefficient of performance [-] | T | : Temperature [°C]          |
| E   | : Effectiveness [-]              | Q | : Heat transfer rate [J/s]  |
| m   | : Mass flow rate [kg/s]          | H | : Enthalpy [kJ/kg]          |
| P   | : Pressure [kPa]                 | X | : Ammonia mass fraction [-] |

### 참고문헌

1. Herold, K. E.: "Absorption Chillers and Heat Pumps," CRC Press(1996)
2. Sun, D.- W.: *Energy Convers. Mgmt.* **39**(5-6), 357 (1998)
3. Sözen, A.: *Energy Convers. Mgmt.* **42**, 1699 (2001)
4. Seara, J. F., Sieres, J. and Vzquez, M.: *Int. Journal of Refrigeration* **26**, 28 (2003)
5. Lee, K. B., Chun, B. H., Lee, J. C., Lee, C. H. and Kim, S. H.: *Chemical Engineering Science* **57**, 1923 (2002)