

# NH<sub>3</sub> 냉동장치의 과열도 변화에 의한 성능 특성 연구 II

— 열교환기 타입 변경 —

하 옥 남<sup>†</sup>, 권 일 욱, 전 상 신, 이 승 재, 정 송 태,  
하 경 수\*, 윤 갑 식\*\*, 이 중 인\*\*\*, 홍 경 한\*\*\*\*  
조선대학교 기계공학과, \*조선대학교 대학원 기계공학과, \*\*광주기능대 산학협력처,  
\*\*\*조선이공대 자동차과, \*\*\*\*대우일렉트로닉스(주)

## The Study on Performance Characteristics of NH<sub>3</sub> Refrigeration System for Various Degree of Superheat

— Part II : The Change of Heat Exchanger Type —

Ok-Nam Ha<sup>†</sup>, Il-Wook Kwon, Sang-Sin Jeon, Seung-Jae Lee, Song-Tae Jung,  
Kyung-Soo Ha\*, Kab-Sig Yun\*\*, Jong-In Lee\*\*\*, Kyung-Han Hong\*\*\*\*  
*Department of Mechanical Engineering, Chosun University, Kwangju 501-759, Korea*  
*\*Graduate School, Department of Mechanical Engineering, Chosun University, Kwangju 501-759, Korea*  
*\*\*Polytechnic College, Industrial-Educational Cooperation, Kwangju 500-170, Korea*  
*\*\*\*Department of Automobile, Chosun College of Science & Technology, Kwangju 501-759, Korea*  
*\*\*\*\*DAEWOO Electronics Co., Kwangju 506-729, Korea*

(Received September 23, 2004; revision received December 30, 2004)

**ABSTRACT:** Since the use of CFC and HCFC refrigerants are to be restricted due to the depletion of ozone layer, this experiment applies the NH<sub>3</sub> gas to study the performance characteristics of NH<sub>3</sub> refrigeration system by the superheat control for improving the energy efficiency. The experiments are carried out for the condensing pressure of refrigeration system from 1,500 kPa to 1,600 kPa and for degree of superheat from 0°C to 10°C at each condensing pressure. As a result of experiment, when the degree of superheat is 0°C at each condensing pressure, the refrigeration system has the highest performance.

**Key words:** CFC(염화불화탄소), HCFC(염화불화탄화수소), Degree of superheat(과열도) Condensing pressure(응축압력)

### 기 호 설 명

$\dot{m}_{cw}$  : 응축기 냉각수 질량유량 [kg/h]

$\dot{m}_r$  : 냉매 질량유량 [kg/h]

$P_s$  : 증발압력 [kPa]

$Q_c$  : 응축기 방열량 [kW]

$Q_e$  : 증발기 흡열량 [kW]

$T_{ch}$  : 증발기 냉수 출구온도 [°C]

$T_{cw}$  : 응축기 냉각수 출구온도 [°C]

† Corresponding author

Tel.: +82-62-230-7050; fax: +82-62-230-7055

E-mail address: onha@chosun.ac.kr

### 1. 서 론

최근에 세계적으로 큰 문제가 되고 있는 오존 파괴 문제는 1974년 Rowland 교수와 Molina 박사가 발표한 학설이 본 문제의 발단이 되었다.

이후 산업용 냉동장치의 냉매로 사용된 R-11, R-12, R-502 등 특정 프레온계 물질은 선진국에서는 1996년 1월 1일 기준으로 생산 및 사용이 전면적으로 금지되었고, 개발도상국은 2010년 1월 1일을 기준으로 생산 및 사용이 전면적으로 금지될 예정이다. 현재 냉동장치에 적용하고 있는 냉매는 광범위하게 있지만 HCFC계 냉매는 지구환경을 파괴시키는 물질로 분류되어 현재 선진국에서는 생산 및 사용에 대한 규제를 하고 있다. 이에 따라 HCFC계 대체냉매로서 HFC계 냉매가 개발되어 상용화되고 있지만 열전달률이 낮고 냉동유 선정과 재료 선택에 까다로움이 있다. 특히, 지구온난화지수(Global Warming Potential, GWP)가 높아 환경친화적인 물질이 아니기 때문에 냉매 선정에 대단히 어려움을 갖고 있으며, 이러한 어려움을 해결할 수 있는 냉매개발은 계속 진행되고 있다.<sup>(1-3)</sup>

화학제조, 정유, 석유화학공업, 비료생산 공정 중에 많이 사용되고 있는 물질 중 냉매로서 이용할 수 있는 물질은 유기화합물인 암모니아, 탄화수소계인 프로판, 프로펠렌 등이 있다. 이들 냉매는 천연가스로서 공정 중 쉽게 얻을 수 있고 구입하기가 쉬우며 가격이 저렴하며, 특히 지구환경에 저축을 받지 않는 환경친화적인 냉매이다.

그중에서 암모니아 냉매는 넓은 온도범위에서 우수한 특성을 가지고 있어 화학공정 중에 많이 사용되고 있으며, 앞으로도 선호하는 좋은 냉매로 이용될 것이다.<sup>(4)</sup>

암모니아 냉동장치에 대부분 적용되고 있는 열교환기는 Shell & Tube Type의 응축기와 만액식 증발기가 사용되고 있으나 장치의 대형화로 인하여 설치공간이 넓어지고, 장치 중에 냉매의 충전량이 많아진다는 문제점을 가지고 있다.

이러한 문제점을 해결할 수 있는 방안으로는 기존의 Shell & Tube Type 열교환기의 최적화된 조건을 찾아 문제점을 최소화하는 방법<sup>(5)</sup>과 새로운 열교환기를 사용하는 방법이 있을 것이다.

본 연구에서는 문제점을 해결할 수 있는 방법으로 장치 내의 냉매량을 최소화하고 냉매의 누

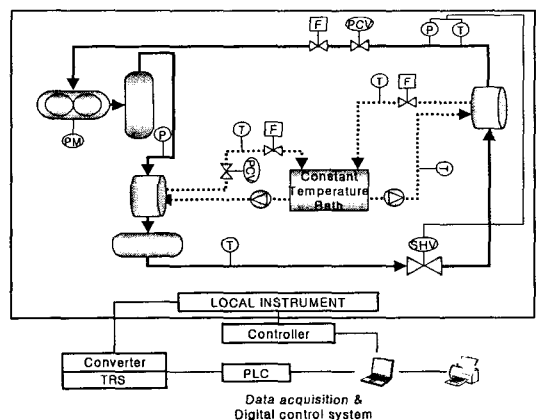
설이 적은 Shell & Disk Type의 고밀도 열교환기<sup>(6)</sup>를 사용하여 아직까지 연구가 미흡한 Shell & Disk Type 냉동장치의 성능에 대한 기초 데이터를 얻고자 한다. 이는 지구환경의 보호와 장치의 개선으로 인한 산업안전성의 도모에 기여할 것으로 기대된다.

### 2. 실험장치 및 방법

#### 2.1 실험장치

Fig. 1은 응축압력에 따른 과열도 변화에 대한 냉동장치의 성능 특성 연구를 위한 실험장치의 개략도를 나타내고 있다.

본 실험장치는 암모니아를 작동유체로 사용하였으며 실험조건은 Table 1과 같다. 장치는 압축기, 응축기, 증발기, 항온조, 팽창장치 및 기타 부속기기로 구성하였다. 장치의 저압부는 외부온도에 의한 영향을 받지 않도록 KS 규격에 의하여 단열시공을 하였다. 시스템의 성능측정을 위해 시스템 내에 압력계, 온도계, 질량유량계, 과열도 계



- ① Compressor
- ② Oil separator
- ③ Condenser
- ④ Receiver
- P : Pressure sensor
- PM : Power meter
- F : Mass flow meter
- ⑤ Expansion valve
- ⑥ Evaporator
- ⑦ Constant temperature bath
- ⑧, ⑨ Circulation pump
- PCV : Pressure control valve
- SHV : Superheat controller
- T : Temperature sensor
- : Refrigerant
- ..... : Electric signal

Fig. 1 The schematic of ammonia refrigeration system.

Table 1 Experimental condition

Condensing pres. (kPa)	1,500~1,600
Superheat temp. (°C)	0~10
Bath temp. (°C)	28
Ambient temp. (°C)	24
Chilled water flow rate (kg/h)	6,800
Cooling & Chilled water	Demineralized water

여기, 압력조정밸브, 파워미터를 설치하였으며, 계측기의 오차범위(온도  $\pm 0.1^\circ\text{C}$ , 압력  $\pm 10\text{ kPa}$ , 질량유량  $\pm 0.1\%$ , 소요동력  $\pm 0.1\%$ ) 이내에서 관리할 수 있도록 실험실 내에 항온항습기를 설치하였다. 압축기는 일정한 부하에서 실험할 수 있도록 30 RT 용량의 스크류 개방형 압축기를 사용하였으며, 부하를 일정하게 유지시키기 위해 슬라이드변을 고정하였다. 응축기와 증발기는 Shell & Disk Type의 열교환기를 사용하였으며, 냉매 상변화용 유체는 물을 사용하였다. 냉매 상변화용 유체온도를 일정하게 유지시키기 위해 1 kW의 히터와 3-way 유량조절변을 설치하여 온도제어기에 의해 자동제어할 수 있도록 항온조를 설치하였다. 증발기 측의 냉수유량을 일정하게 유지시키기 위해 인버터 순환펌프와 유량조절 제어밸브를 설치하였다. 과열도 제어는 수동식 팽창밸브와 증발기 출구에 취부된 각각의 센서로부터 흡입온도와 흡입압력에 따라 과열도를 계산하여 설정값이 되도록 밸브 개도를 PID 제어에 의해 자동조절하는 전자식 팽창밸브<sup>(7)</sup>를 사용하였다. 응축압력 제어는 응축기 상부의 압력센서의 입력값을 받아 설정압력에 따른 응축기 냉각수 유량을 자동으로 조절할 수 있도록 압력 조정변을 설치하였으며, 응축기 측의 냉각수 유량을 측정할 수 있도록 유량계를 설치하였다. 또한, 냉매의 질량유량을 측정하기 위하여 수액기와 증발기 출구 측에 각각 질량유량계를 설치하였다.

## 2.2 실험방법

냉동장치의 실험가동 전 장치의 외부조건을 일정하게 유지시키기 위해 항온항습기를 가동하였고, 증발기 냉수유량이 일정하게 제어되고 있는지를 살펴보기 위해 순환펌프를 운전하여 확인하였다. 장치의 운전에 앞서 장치에 부착된 각각의 계측기의 값과 통신으로 송신된 계측값을 비교하여

오차 여부를 확인한 후, 모니터링 프로그램에 의하여 운전상태를 감시하였다. 운전상태가 안정되면, 일반적으로 산업현장에서 수냉식 응축기에 적용되고 있는 응축압력인 1,500 kPa에서 1,600 kPa까지 50 kPa씩 단계별로 실험하였으며, 과열도는 응축압력 조건에 따라 0°C에서 10°C까지 1°C 간격으로 단계적으로 실험을 실시하였다. 과열도 설정은 초기 운전시 전자식 팽창밸브를 사용하여 설정값에 근접시킨 후, 정확한 설정값을 일정하게 유지시키기 위하여 수동식 팽창밸브를 사용하였다. 실험 데이터값의 정확도를 높이고자 반복 실험을 하였으며, 실험 결과값은 Data acquisition system을 통하여 데이터를 2초 간격으로 측정한 후, 자료는 PC를 이용하여 분석하였다.

## 3. 실험결과 및 고찰

본 연구에서는 각각의 응축압력 조건에서 과열도를 0~10°C까지 1°C 간격으로 단계적으로 변화시켜 보았을 때 응축기 방열량, 증발기 흡열량, 냉매 질량유량, 압축기 흡입압력, 응축기의 냉각수 유량, 증발기 출구의 냉수온도의 변화에 따른 압축기 소요동력과 냉동능력에 대한 COP를 비교한 실험결과를 고찰하였다.

### 3.1 냉매 질량유량, 증발압력

Fig. 2에서 보는 바와 같이 냉매 질량유량은 응축압력과 과열도가 높아짐에 따라 전체적으로 감소하는 결과를 나타내고 있다.

동일 과열도에서 응축압력이 증가했을 때는 응

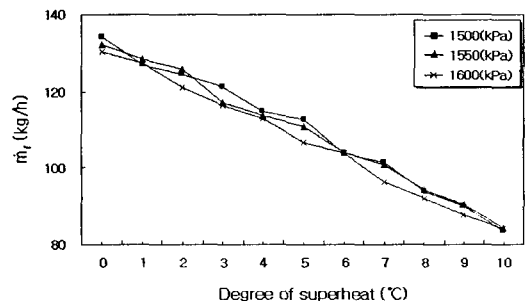


Fig. 2 The relations of refrigerant mass flow rate and degree of superheat at each condensing pressure.

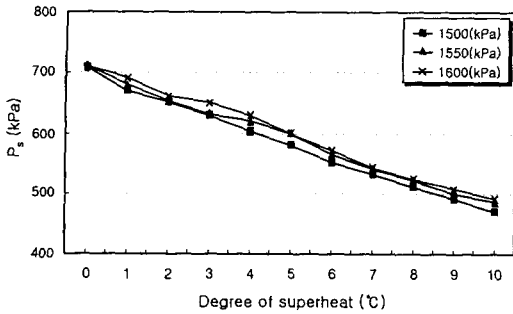


Fig. 3 The relations of suction pressure and degree of superheat at each condensing pressure.

축압력이 증가함에 따라 압축기의 압축비가 증가하게 되고 단위시간 내 압축기에서 배출되는 냉매증기의 체적이 감소하여 체적효율이 감소하게 된다. 그러므로 응축압력이 상승하면 체적효율의 저하에 따라 냉매 질량유량은 감소하게 된다.

Fig. 3의 증발압력은 동일 응축압력에서 과열도가 높아짐에 따라 전체적으로 감소하는 결과를 나타내고 있다. 이는 Fig. 2에서 보는 바와 같이 과열도가 증가할수록 냉매 질량유량이 감소하고, 증발기에서 증발되는 냉매증기의 비체적이 증가함에 따라 밀도는 감소하게 된다. 따라서 압축기 체적효율이 저하하여 증발기 축의 평형온도가 낮아져 증발압력은 감소하게 된다.

동일 과열도에서 응축압력이 증가하면 냉매 질량유량과 증발압력은 변화하지만 차이는 근소하였다. 이는 응축압력의 변화에 따라 냉매 질량유량과 증발압력 변화가 근소함을 나타내고 있다.

### 3.2 응축기 냉각수 질량유량, 출구온도

Fig. 4와 Fig. 5는 응축기의 냉각수의 질량유량과 출구온도를 나타내고 있다. 응축기 냉각수 질량유량과 출구온도는 냉각수량이 증가하면 냉각수 출구온도가 낮아지며, 반대로 냉각수 질량유량이 감소하면 냉각수 출구온도는 높아지는 상반관계를 갖고 있음을 알 수 있다. 이는 응축기의 방출면적(냉각면적)의 크기와 관계가 있는 것을 보여주고 있다.<sup>(5)</sup>

Fig. 4는 응축압력이 낮고 과열도가 낮을수록 응축기 냉각수 질량유량이 증가함을 나타내고 있다. 이는 냉매의 질량유량이 증가함에 따라 응축

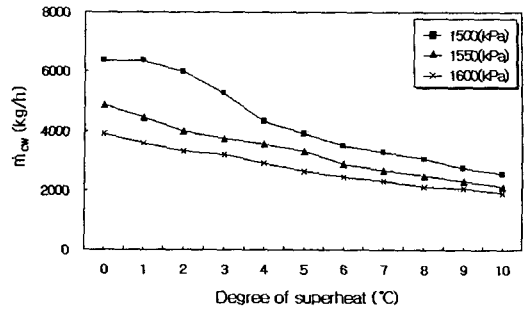


Fig. 4 The relations of cooling water mass flow rate and degree of superheat at each condensing pressure.

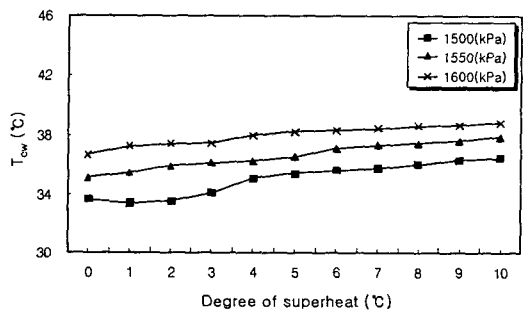


Fig. 5 The relations of cooling water outlet temperature and degree of superheat at each condensing pressure.

기 냉각수 질량유량도 증가하기 때문이다.

과열도 0~4°C 범위에서는 응축압력이 낮을수록 응축기 냉각수 질량유량 증가폭이 컸지만 4~10°C 범위에서는 응축압력이 낮아져도 응축기 냉각수 질량유량 증가폭은 적었다. 이는 과열도가 높아짐에 따라 압축기에서 배출된 냉매증기의 엔탈피가 증가하기 때문에 냉각수 질량유량 증가폭이 커야 하지만 0~4°C 범위보다 적은 원인은 응축기의 열저항 면적이 넓기 때문인 것으로 생각된다.

### 3.3 응축기 방열량

Fig. 6은 응축기 냉각수 질량유량과 출구온도에 의해 방열량을 측정된 값이다. 동일 과열도에서 응축압력이 낮을수록 응축기 방열량은 전체적으로 증가하였다. 이는 응축압력이 낮을수록 압축기의 체적효율이 상승하고 냉매 질량유량이 증가

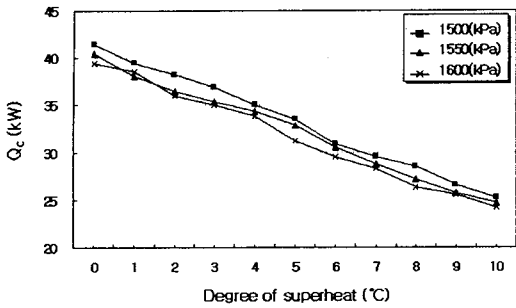


Fig. 6 The relations of condenser heat capacity and degree of superheat at each condensing pressure.

하기 때문이다. 동일 응축압력에서 과열도가 높아질 때는 응축기 방열량은 감소하는 결과를 보이고 있다. 감소 요인은 과열도가 높아짐에 따라 압축기에서 배출된 냉매증기 온도가 높아져 냉매증기의 엔탈피가 증가하므로 단위시간당 응축기에서 제거할 현열 부하량이 증가하지만 Fig. 2에서 보는 바와 같이 냉매 질량유량은 감소하기 때문이다.

### 3.4 증발기 냉수 출구온도, 증발기 흡열량

Fig. 7와 Fig. 8은 증발기 냉수 출구온도와 증발기 흡열량에 대한 실험결과이다.

증발기 흡열량은 냉수 질량유량과 냉수 출구온도에 의해 계산된 값으로서 본 실험에서는 냉수 질량유량을 일정하게 제어했기 때문에 냉수 출구온도와 상반 관계를 갖는다.

동일 응축압력에서 과열도가 높아질 때는 Fig. 8에서 보는 바와 같이 증발기 흡열량이 감소하였다. 이는 Fig. 2에서 보는 바와 같이 과열도가 높아짐에 따라 냉매 질량유량이 감소하여 증발기 냉수 입·출구 온도차가 감소하였기 때문이다.

동일 과열도에서 응축압력이 증가할수록 Fig. 2의 냉매 질량유량은 응축압력이 증가함에 따라 전체적으로 감소하였지만 변화폭은 미소하였다.

감소폭이 미소한 원인으로서는 응축압력이 높아짐에 따라 실제 냉동효과가 감소하므로 증발기 흡열량은 감소하게 되는데 감소의 차가 아주 미소하고, 응축기 출구측 냉매액 온도차도 아주 미소하였기 때문이다. 따라서 응축기 출구측 냉매액 엔탈피 차가 미소하여 냉수 출구온도와 증발

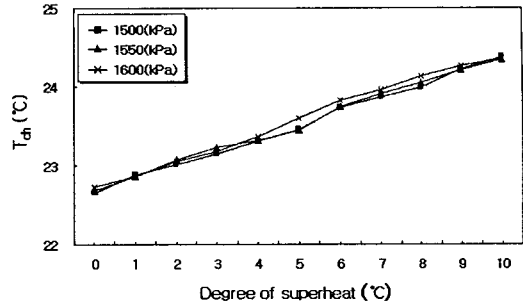


Fig. 7 The relations of chilled water outlet temperature and degree of superheat at each condensing pressure.

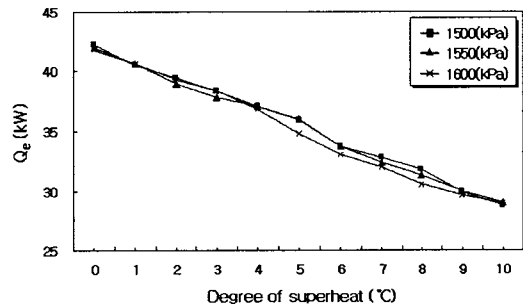


Fig. 8 The relations of evaporator heat capacity and degree of superheat at each condensing pressure.

기 흡열량의 변화가 미소함을 나타내었다. 응축기 출구측 냉매액 온도차가 미소한 결과는 압축기에서 배출된 냉매증기가 응축기에서 상변화 후 열교환 길이가 길어짐에 따라 응축기 출구측 냉매액이 과냉각되어 응축기 냉각수 입구온도와 근접한 것이 원인으로 생각된다.

### 3.5 소요동력, COP

Fig. 9와 Fig. 10은 소요동력과 COP를 나타내었다. 응축압력, 과열도가 높을수록 소요동력은 증가하였다. Fig. 3에서 보는 바와 같이 응축압력 변화는 증발압력에 주는 영향이 미소하기 때문에 응축압력이 증가할수록 압축비는 증가하여 소요동력은 증가한다. 과열도가 상승할 때는 증발기에서 증발하는 냉매 질량유량이 감소하고, 증발압력이 감소하기 때문에 평행온도가 낮아져 비체적이 커지게 되고 체적효율은 저하되어 소요동력은

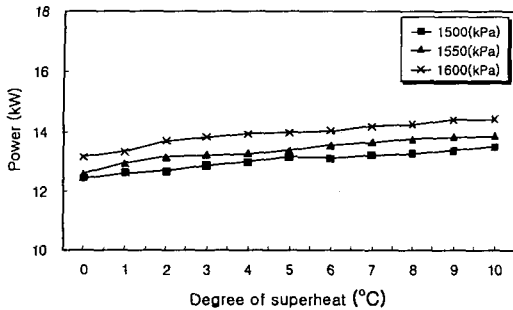


Fig. 9 The relations of power and degree of superheat at each condensing pressure.

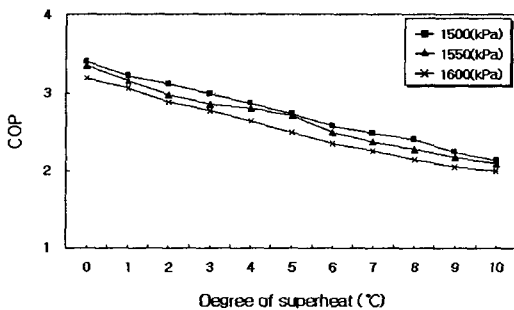


Fig. 10 The relations of COP and degree of superheat at each condensation pressure.

증가한다.

Fig. 10은 성능계수에 대한 실험결과이다. 성능계수는 증발기 흡열량과 소요동력의 결과로서 얻어진 데이터이다. 따라서 응축압력, 과열도가 높을수록 증발기 흡열량은 감소하고 소요동력은 증가하여 성능계수는 감소하였다.

#### 4. 결 론

응축압력과 과열도 변화에 따른 암모니아 냉동 장치의 성능 특성 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 과열도가 높아짐에 따라 증발압력이 저하하여 평행온도가 낮아지고 냉매증기의 비체적이 커지게 되어 냉매 질량유량과 증발기 흡열량이 감소하였다.

(2) 응축압력의 변화는 증발기 흡열량에 미치

는 영향이 미소하였다.

(3) 동일 과열도에서는 각 응축압력에 따라 과냉각이 냉각수 입구온도와 근접하게 일어나 증발기측의 엔탈피 변화가 거의 없었다.

(4) 과열도가 높아질수록 증발기에서 증발하는 냉매 질량유량이 감소하고, 증발압력이 감소하기 때문에 압축기 체적효율이 저하되어 소요동력이 증가하여 에너지 손실이 많아짐을 알 수 있었다.

(5) 과열도 0°C일 때 COP가 과열도 10°C에 비해 각 응축압력에 따라 37.1~37.4% 높게 나타났다.

#### 후 기

본 논문은 2004년도 조선대학교 학술연구비의 지원을 받아 수행되었습니다.

#### 참고문헌

1. Stoecker, W. F., 1982, Refrigeration and Air Conditioning, 2nd ed., McGraw-Hill, New York, pp. 1-12, 296-307.
2. E. I. du Pont de Nemours & Co. Ltd., Technical Report, 1989, Du Pont Alternative Refrigerants, Applications Testing of HCFC-123 and HFC-134a.
3. Soloman, S. and Wuebbles, D., 1994, ODPs, GWPs, and future chlorine/bromine loading, Scientific Assessment of Ozone Depletion, pp. 131-136.
4. Effect of Ammonia, Refrig., 1979, Res. Found. Inform. Bull., Washington, D.C., p. 4.
5. Kwon, I. W. and Ha, O. K., 2004, The study on performance characteristics of superheating the suction vapor in NH<sub>3</sub> refrigeration system, J. Air-Cond. Refrig. Eng., Vol. 16, No. 8, pp. 756-761.
6. Kim, Y. S., 2002, The Study of Disk Shell type Heat Exchanger Development, MOCIE.
7. Higuchi, K., 1986, Electronic expansion valve and control, Refrigeration, Vol. 61, pp. 45-52.