

NH₃ 냉동장치의 과열도에 관한 성능 특성 연구 (III)

- 열교환기 타입별 비교 -

이 중 인, 김 양 현*, 박 찬 수**, 하 옥 남****

조선이공대학 자동차과, *조선이공대학 건축설비학과, **광전엔지니어링, ***조선대학교 공과대학 기계공학과

The Study on the Performance Characteristics due to the Degree of Superheat in NH₃ Refrigeration System (III)

- The Comparison of Heat Exchanger Types -

Jong-In Lee, Yang-Hyun Kim*, Chan-Soo Park**, Ok-Nam Ha****

Department of Automobile, Chosun College of Science & Technology, Kwangju 501-759, Korea

*Department of Building Equipment, Chosun College, Gwangju 501-744, Korea

**2-208, Gwangju Techno Park, 958-3 Daechon-dong, Buk-gu, Gwangju 500-706, Korea

***Department of Mechanical Engineering, Chosun University, Kwangju 501-759, Korea

(Received January 12, 2005; revision received September 1, 2005)

ABSTRACT: Recently, production and use of freon substances are restrained due to depletion of ozone layer and global warming. In this aspect of environmental problems, the best solution is to use the natural refrigerant such as ammonia. Thus, this study is to find the optimal operating conditions by comparing the performance between the shell and tube type and shell and disk type heat exchangers using the ammonia refrigerant, and to verify the superiority of the shell and disk type heat exchanger that is not used in field of refrigeration and air conditioning. Finally, this study shows that the shell and disk type heat exchanger is applicable to the ammonia refrigeration system, and this system minimizes the refrigerant charge and installation space.

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]

1. 서 론

최근에 세계적으로 큰 문제가 되고 있는 오존 파괴와 지구온난화의 환경문제로 인해 산업용 냉동장치의 냉매로 사용된 R-11, R-12, R-502 등 특정 프레온계 물질은 1996년 1월 1일 기준으로

† Corresponding author

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

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

생산이 전면적으로 금지되었다. 또한, HCFC계 냉매도 지구환경을 파괴시키는 물질로 분류되어 생산 및 사용에 대한 규제를 하고 있다. 이에 따라, HCFC계 대체냉매로서 HFC계 냉매가 개발되어 상용화되고 있지만 열전달률이 낮고 냉동유 선정과 재료선택에 까다로움이 있다. 특히, 지구온난화지수(Global Warming Potential, GWP)가 높아 지구온난화에 미치는 영향은 무시 못할 정도이므로 환경문제의 관점에서 이들 냉매의 사용은 바람직하지 않다. 이러한 환경문제 측면에서 가장 적합한 해결책은 지구상에 존재하는 무기화합물인 암모니아, 탄화수소계인 프로판, 프로펠렌 등의 천연냉매를 이용하는 것이다. 이들 냉매는 공정 중 쉽게 얻을 수 있고 구입하기가 쉬우며 가격이 저렴하며, 특히 지구환경에 저촉을 받지 않는 환경친화적인 특성을 가지고 있다.^(1,2)

그중에서도 암모니아 냉매는 넓은 온도범위에서 많이 사용되고 있으며 COP 및 열전달이 좋으며 임계온도 및 임계압력이 높아 냉매로서 우수한 특성을 가지고 있지만 독성과 가연성, 폭발성을 갖고 있다는 단점이 있다.^(3,4)

냉동장치의 열교환기는 여러 종류가 있지만, 그중에서 암모니아 냉동장치에 대부분 적용되고 있는 열교환기는 셸 앤드 튜브형(shell and tube type)의 응축기와 만액식 증발기가 사용되고 있다. 하지만 셸 앤드 튜브형 열교환기는 중량이 무거우며 장치의 대형화로 인하여 설치공간이 넓어지고 장치의 부식으로 인한 냉매의 누설과 장치 중에 냉매의 충전량이 많다는 문제점을 가지고 있다.

따라서, 본 연구에서는 이러한 문제점을 해결할 수 있는 방법으로 현재 국내 산업현장에서 냉동, 공조용으로 실용화되고 있는 셸 앤드 디스크형(shell and disk type)의 고밀도 열교환기를 적용하였다. 또한 셸 앤드 디스크형 열교환기와 현재 대부분 암모니아 냉동장치에 사용되고 있는 셸 앤드 튜브형 열교환기의 성능특성을 비교하여 열교환기 타입에 따른 최적 운전조건과 셸 앤드 디스크형 고밀도 열교환기의 우수성을 입증하고자 한다.

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, 장치는 압축기, 응축기, 증발기, 수액기, 팽창장치 및 기타 부속기기로 구성하였다. 장치 내의 압력손실을 최소화할 수 있도록 충분히 고려하여 실험장치를 제작하였고, 장치의 저압부는 외부온도에 의한 영향을 받지 않도록 KS규격에 의하여 단열시공을 하였다. 시스템 내의 작동유체의 상변화를 측정하기 위해 시스템 내에 압력계, 온도계, 질량유량계, 과열도 제어기, 압력조정밸브, 파워미터를 설치하였으며, 계측기의 오차범위(온도 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$, 압력 $\pm 0.1\text{ bar}$, 질량유량 $\pm 0.1\%$, 소요동력 $\pm 0.1\%$) 이내에서 관리할 수 있도록 실

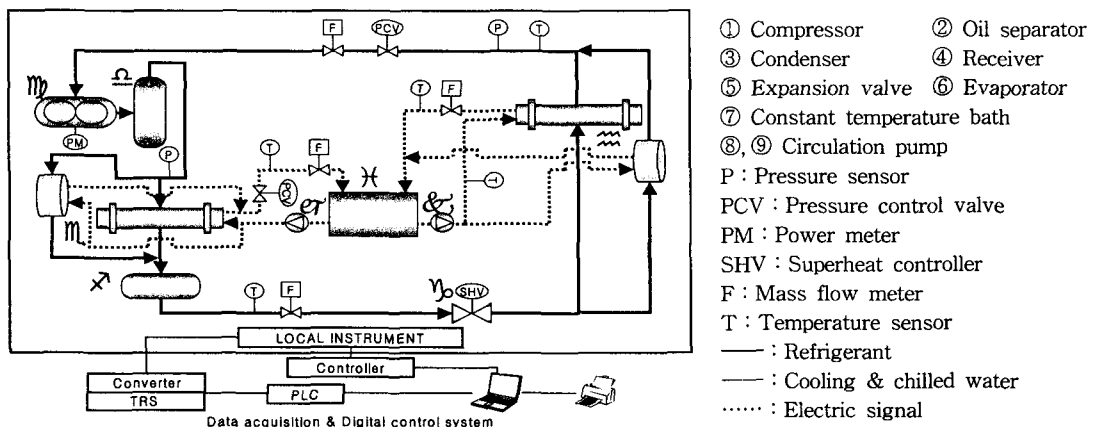


Fig. 1 The schematic of Ammonia refrigeration system.

Table 1 Experimental condition

Condensing pres.	1,500~1,600 kPa
Superheat temp.	0~10°C
Bath temp.	28°C
Ambient temp.	24°C
Chilled water flow rate	6,800 kg/h
Cooling & Chilled water	Demineralized water
Evaporator temp. (Superheat temp. 0°C)	9°C

험실 내에 항온항습기를 설치하였다. 압축기는 일정한 부하에서 실험할 수 있도록 스크류 개방형 압축기를 사용하였으며, 부하를 일정하게 유지시키기 위해 슬라이드변을 고정하였다.

응축기와 증발기는 셀 앤드 튜브형과 셀 앤드 디스크형의 열교환기를 사용하였으며, 상변화용 유체(냉각수, 냉수)는 물을 사용하였다.

상변화용 유체온도를 일정하게 유지시키기 위해 1kW의 히터와 3-way 유량 조절변을 설치하여 온도제어기에 의해 자동제어할 수 있도록 항온조를 설치하였다. 증발기측의 냉수 질량유량을 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⁽⁵⁾를 사용하였다. 과열도는 증발기 출구의 온도와 압력에서 그 압력에 해당하는 포화 온도값을 출구의 온도센서에서 받은 값의 차이로

Table 2 Equipment specification of NH₃ refrigeration system for experiment

Equipment	Model & Type	Specification
Compressor	Screw / Open	118 m ³ /h
Main motor	TEFC	15 kW
Oil cooler	Shell and Tube	7.0 m ²
	Shell and Disk	4.6 m ²
Condenser	Shell and Tube	7.6 m ²
	Shell and Disk	2.2 m ²
Evaporator with knock out drum	Shell and Tube	4.0 m ²
	Shell and Disk	1.6 m ²
Bath tank	Rectangle	1 m ³

계산하였다. 응축압력제어는 응축기 상부의 압력 센서의 입력값을 받아 설정압력에 따른 응축기 냉각수 유량을 자동으로 조절할 수 있도록 유량 조절변을 설치하였고, 응축기측의 냉각수 질량유량을 측정할 수 있도록 질량유량계를 설치하였다. 냉매측의 질량유량을 측정하기 위하여 수액기와 증발기 출구측에 각각 질량유량계를 설치하였다.

Table 2에 본 냉동장치에 사용된 각 장치의 용량을 제시하였다. 열교환기는 전열면적으로 비교하였고, 장치의 허용된 조건의 범위에서 실험할 수 있도록, 셀 앤드 디스크형을 튜브형에 대하여 약 1/3 정도로 설계하였다.

2.2 실험방법

냉동장치의 실험가동 전 먼저 장치의 외부조건을 일정하게 유지시키기 위해 항온항습기를 가동하였고, 증발기측의 냉수 질량유량이 일정하게 제어되고 있는지를 살펴보기 위해 순환펌프를 운전하여 확인하였다. 장치의 운전에 앞서 장치에 부착된 각각의 계측기의 값과 통신으로 송신된 계측값의 오차 여부를 확인한 후, 모니터링 프로그램에 의하여 운전상태를 감시하였다. 운전상태가 안정되면 응축압력을 15.0 bar에서 16 bar까지 0.5 bar씩 단계별로 실험하였으며, 과열도는 응축압력조건에 따라 0°C에서 10°C까지 1°C 간격으로 단계적으로 실험을 실시하였다. 응축압력과 과열도 설정은 초기 운전시 전자식 자동유량조절밸브와 전자식 자동팽창밸브를 사용하여 설정값에 근접시킨 후, 정확한 설정값에 도달하면 일정하게 유지시키기 위하여 수동식 유량조절밸브와 수동식 팽창밸브를 사용하였다. 실험데이터값의 정확도를 높이고자 반복 실험을 하였으며, 실험결과값은 자료획득장치를 통하여 데이터를 2초 간격으로 측정된 후, PC를 이용하여 분석하였다.

3. 실험결과 및 고찰

응축압력에 따른 과열도를 단계적으로 변화시켜 보았을 때 응축기 방열량, 증발기 흡열량, 냉매질량유량, 흡입압력, 응축기의 냉각수 질량유량, 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 증가하였을 때는 응축압력이 증가함에 따라 압축기의 압축비가 증가하게 되고 단위시간 내 압축기에서 배출되는 냉매증기의 체적이 감소하여 체적효율이 감소하게 된다. 그러므로 응축압력이 상승하면 체적효율이 저하함에 따라 냉매 질량유량은 감소하게 된다.

Fig. 3은 증발기 출구에 평형인 증발압력을 나타낸다. 응축압력과 과열도가 높아짐에 따라 전체적으로 감소하는 결과를 나타내고 있다. 이는 과열도와 응축압력이 증가할수록 냉매 질량유량이 감소하기 때문에 압축기의 체적효율이 저하되고 증발기측의 평형온도가 낮아졌기 때문이다. 따라서 증발압력과 냉매 질량유량은 비례 관계가 있음을 알 수 있었다.

동일한 응축압력조건일 때 냉매 질량유량은 과열도 0°C, 1°C 조건에서 셸 앤드 튜브형 열교환기와 셸 앤드 디스크형 열교환기는 서로 다른 차이를 나타내고 있다. 셸 앤드 디스크형 열교환기에서는 과열도 0°C일 때 냉매 질량유량이 가장 많고, 셸 앤드 튜브형 열교환기에서는 과열도 1°C일 때 가장 많은 냉매 질량유량을 나타내었다. 증발압력은 과열도 0°C와 1°C 조건에서 열교환기에 따라 다른 양상을 나타내고 있다. 과열도가 낮을수록, 셸 앤드 튜브형 열교환기에서는 거의 동일하였고, 셸 앤드 디스크형 열교환기에서는 순

차적으로 증가하였다.

셸 앤드 튜브형 열교환기의 과열도 1°C 조건일 때 냉매 질량유량이 가장 높은 원인과 증발압력이 0°C와 1°C에서 비슷한 원인은 증발기 튜브 외측과 냉매액이 접하는 부분에서 비등이 일어나기 때문에 기포는 튜브 외측의 좁은 구역 내에 한정되고 이들 기포는 주위의 차가운 냉매로의 열전달로 인해 튜브 외측으로부터 멀어진 후 사라지는 과냉비등⁽⁶⁾이 발생했기 때문으로 생각된다.

또한, 셸 앤드 디스크형 열교환기의 과열도 0°C 조건일 때 냉매 질량유량이 가장 높은 원인은 셸 앤드 디스크형 열교환기는 판형상의 구조로 냉매와 냉수가 열전달을 이루는 간격이 좁고 조밀하여 단위체적당 전열면적이 극대화되고 2개의 유체가 강한 난류에 의한 와류현상으로 급속하게 열교환이 이루어지게 된다. 그리고, 셸 앤드 디스크형 열교환기에서는 낮은 레이놀드 수에서도 난류를 형성하여 셸 앤드 튜브형 열교환기에서 요구되는 층류보다 열교환 면에서 우수성을 갖게 되어 비등은 평형온도에서 발생하게 된다. 따라서 셸 앤드 디스크형 열교환기에서는 과열도가 낮아질수록 냉매 질량유량과 증발압력은 순차적으로 증가하는 결과를 보이고 있다.

3.2 증발기 흡열량

Fig. 4와 Fig. 5는 각각 증발기의 냉수 입·출구 온도차와 증발기 흡열량을 나타낸다. 동일 응축압력에서 과열도가 높아질 때는 셸 앤드 튜브형 열교환기와 셸 앤드 디스크형 열교환기 모두 Fig. 5

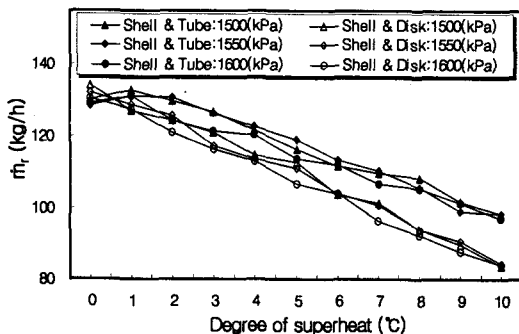


Fig. 2 The relations of refrigerant mass flow rate and degree of superheat at each condensing pressure.

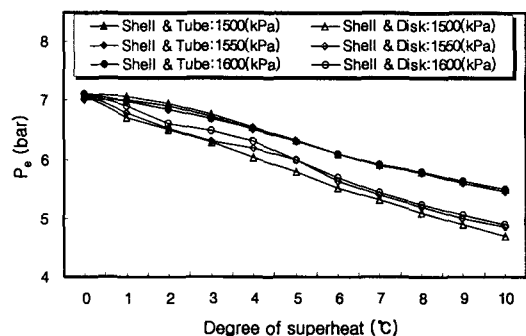


Fig. 3 The relations of suction pressure and degree of superheat at each condensing pressure.

에서 보는 바와 같이 증발기 흡열량이 감소하였다. 이는 과열도가 높아짐에 따라 냉매 질량유량이 감소하여 Fig. 4에서 증발기 냉수 입·출구 온도차가 감소하였기 때문이다.

동일 과열도에서 냉매 질량유량은 셸 앤드 튜브형 열교환기와 셸 앤드 디스크형 열교환기 모두 응축압력이 증가함에 따라 전체적으로 감소하였지만 변화폭은 미소하였다. 따라서, 증발기 흡열량은 셸 앤드 튜브형 열교환기와 셸 앤드 디스크형 열교환기가 동일한 결과를 나타내야 하지만 셸 앤드 디스크형 열교환기는 증발기 흡열량의 변화폭이 미소하고, 셸 앤드 튜브형 열교환기는 셸 앤드 디스크형 열교환기에 비해 감소폭이 커짐을 나타냈다. 셸 앤드 디스크형 열교환기의 감소폭이 미소한 원인으로는 응축압력이 높아짐에 따라 실제 냉동효과가 감소하므로 증발기 흡열량

은 따라서 감소하게 되는데 감소의 차는 아주 미소하고 응축압력이 높을수록 응축기 출구측 냉매액 온도가 높아지지만 셸 앤드 디스크형 열교환기에서는 응축기 출구측 냉매액 온도변화가 아주 미소한 것으로 생각된다. 따라서 응축기 출구측 냉매액 엔탈피 변화가 미소하여 냉수 출구온도와 증발기 흡열량의 변화가 미소함을 나타내었다. 응축기 출구측 냉매액 온도변화가 미소한 결과는 압축기에서 배출된 냉매증기가 응축기에서 상변화 후 열교환 길이가 길어짐에 따라 응축기 출구측 냉매액은 과냉각되어 응축기 냉각수 입구온도와 근접하였기 때문이라고 생각된다.

그리고 과열도 0°C에서 셸 앤드 튜브형 열교환기의 흡열량이 1°C보다 오히려 감소하였는데, 이것은 질량유량에서 설명했던 과냉비동에 의한 것으로 Fig. 4의 냉수 입·출구 온도차에 의한 것임을 알 수 있다.

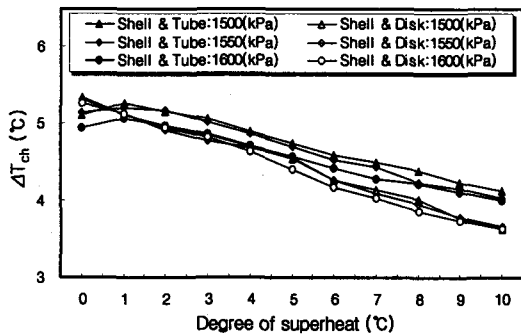


Fig. 4 The relations of chilled water temperature difference and degree of superheat at each condensing pressure.

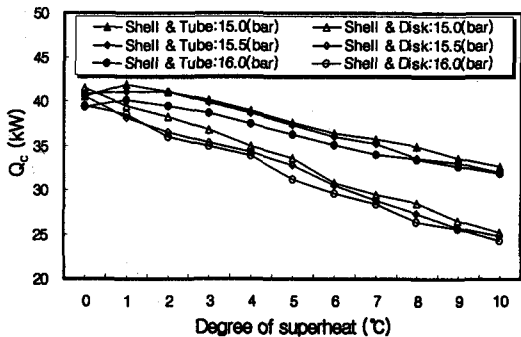


Fig. 5 The relations of evaporator heat capacity and degree of superheat at each condensing pressure.

3.3 소요동력

Fig. 6은 압축기 소요동력을 나타낸다. 압축기 소요동력은 셸 앤드 튜브형 열교환기와 셸 앤드 디스크형 열교환기 모두 응축압력과 과열도가 높아짐에 따라 전체적으로 증가하였다.

동일 응축압력에서 과열도를 높일수록 증발기에서 증발하는 냉매 질량유량이 감소하게 되며 증발압력이 감소하기 때문에 평행온도가 낮아져 비체적은 커지게 되고 체적효율은 저하되어 소요동력은 증가하게 된다.

동일 과열도에서 응축압력을 변화시켰을 때를

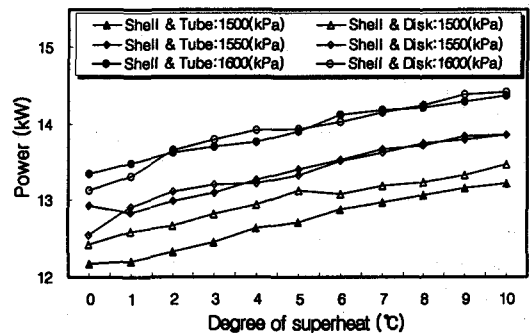


Fig. 6 The relations of power and degree of superheat at each condensing pressure.

살펴보면 Fig. 2에서 보는 바와 같이 응축압력이 증가할수록 압축비가 증가하게 되어 소요동력은 증가함을 나타내었다.

3.4 COP

COP는 증발기 흡열량과 소요동력과의 비이다. 셸 앤드 튜브형 열교환기와 셸 앤드 디스크형 열교환기 모두 과열도와 응축압력이 높을수록 감소하였지만 열교환기 타입별 성능계수의 차이는 근소하였다. 특히, 응축압력이 높을수록 셸 앤드 디스크형 열교환기와 셸 앤드 튜브형 열교환기의 성능계수는 비슷하였다. 이는 COP가 증발기 흡열량과 소요동력의 비로 계산된 값이기 때문에 셸 앤드 디스크형 열교환기에서는 Fig. 7에서 보는 바와 같이 응축압력에 따라 증발기 흡열량이 거의 동일하였고, 셸 앤드 튜브형 열교환기에서는 감소하였기 때문이다.

동일 응축압력에서 과열도가 높아질 때는 셸 앤드 튜브형 열교환기와 셸 앤드 디스크형 열교환기 모두 COP가 전체적으로 감소하는 결과를 나타내었다. 이는 과열도가 높아짐에 따라 증발기 흡열량은 감소하고 소요동력은 증가하기 때문이다. 하지만 셸 앤드 튜브형 열교환기에서는 과열도가 1°C에서 COP가 가장 높게 나타났으며 셸 앤드 디스크형 열교환기에서는 과열도 0°C일 때 COP가 가장 높게 나타났다. 이러한 원인으로는 셸 앤드 튜브형 열교환기는 과열도 0°C일 때 과냉비등으로 인해 냉매 질량유량이 감소하였기 때문이다.

동일 과열도에서 응축압력이 높아짐에 따라 셸

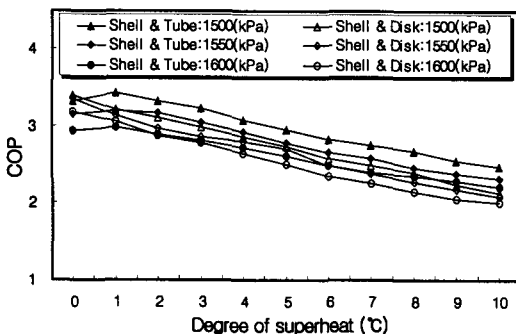


Fig. 7 The relations of COP and degree of superheat at each condensation pressure.

앤드 튜브형 열교환기와 셸 앤드 디스크형 열교환기 모두 COP는 감소하였다. 하지만, 셸 앤드 튜브형 열교환기에서는 셸 앤드 디스크형 열교환기보다 감소량이 크게 나타났다. 이러한 원인으로는 셸 앤드 디스크형 열교환기는 증발기 흡열량이 거의 동일한 반면, 셸 앤드 튜브형 열교환기에서는 응축압력이 높을수록 감소하였으며 소요동력은 응축압력이 변화하여도 두 열교환기 모두 비슷하였기 때문이다.

4. 결 론

응축압력과 과열도 변화에 의한 셸 앤드 튜브형 열교환기와 셸 앤드 디스크형 열교환기를 이용한 암모니아 냉동장치의 성능비교 특성실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 셸 앤드 튜브형 열교환기와 셸 앤드 디스크형 열교환기 모두 동일 응축압력에서 과열도가 높아짐에 따라 증발압력이 저하하여 평형온도가 낮아지고 냉매증기의 비체적이 커지게 되어 냉매 질량유량이 감소함을 알았으며, 동일 과열도에서는 응축압력이 높아짐에 따라 압축비가 증가하여 체적효율의 저하로 인해 냉매 질량유량이 감소함을 알았다.

(2) 각각의 응축압력조건에 따라 셸 앤드 디스크형 열교환기는 증발기 흡열량의 변화폭이 미소하고, 셸 앤드 튜브형 열교환기는 셸 앤드 디스크형 열교환기에 비해 감소폭이 커짐을 알았다.

(3) 셸 앤드 튜브형 열교환기와 셸 앤드 디스크형 열교환기 모두 응축압력과 과열도가 높아짐에 따라 증발기에 유입되는 냉매 질량유량이 감소하여 압축비가 커지므로 소요동력이 증가하여 COP가 감소하므로 에너지 손실이 많아짐을 알 수 있었다.

(4) 셸 앤드 튜브형 열교환기를 사용했을 때는 각 응축압력에 따라 과열도 1°C일 때 COP가 가장 높게 나타났고, 셸 앤드 디스크형 열교환기를 사용했을 때는 과열도 0°C에서 COP가 가장 높게 나타났다. 이 조건이 각 열교환기의 최적운전조건임을 알았다.

(5) 본 연구를 통해 최적화된 운전 하에서 셸 앤드 디스크형 열교환기는 튜브형에 비해 상당히 소형임에도 장치의 성능 면에서 거의 동일함을 알 수 있었다. 따라서 장치 내에 냉매 충전량의

최소화로 암모니아 냉매의 단점을 보완시킬 수 있어 안정된 시스템 운전과 장치의 소형화로 인한 설치면적을 최소화할 수 있으므로 산업현장에 경제적 도움과 지구환경에 많은 잇점을 주리라 본다.

후 기

이 논문은 2005년도 조선대학교 연구보조비 지원에 의하여 연구되었음.

참고문헌

1. E. I. du Pont de Nemours & Co. Ltd., Technical Report, 1989, Du Pont Alternative Refrigerants, Applications Testing of HCFC-123 and HFC-134a.
2. Soloman, S. and Wuebbles, D., 1994, ODPs, GWPs, and Future Chlorine/Bromine loading, Scientific Assessment of Ozone Depletion, pp. 131-136.
3. Effect of Ammonia, Refrig., 1979, Res. Found. Inform. Bull, Washington, D.C., p. 4.
4. Mclinden, M., Klein, S., Lemmin, E. and Peskin, A., 1998, NIST thermodynamic and transport properties of refrigerants and refrigerant mixture (REFPROP) ver. 6.0, National Institute of Standards and Technology, Boulder, CO, U.S.A.
5. Higuchi, K., 1986, Electronic expansion valve and control, Refrigeration, Vol. 61, pp. 45-52.
6. Cengel, Y. A. 2002, Heat Transfer, McGraw-Hill, New York, pp. 461-505.