과열도 변화에 의한 NH_3 냉동장치의 성능특성 연구

전상신† · 권일욱* · 하옥남**

The Study on Performance Characteristics due to the Superheat Temperature of NH_3 Refrigeration System

Sang Sin Jeon, Il Wook Kwon, Ok Nam Ha

Key Words: CFC(염화불화탄소), HCFC(염화불화탄화수소), superheat temperature(과열도) condensing pressure(응축압력), NH_3(암모니아)

Abstract

Nowadays CFCs and HCFCs refrigerants are restricted because it cause depletion of ozone layer. Accordingly, this experiment apply the NH_3 gas and not CFCs and HCFCs for refrigerant to study the performance characteristic from the superheat control and improve the energy efficiency from the high performance. The condensing pressure of refrigeration system is increased from 14.5bar to 16bar by 0.5bar and superheat temperature is increased from 0℃ to 10℃ by 1℃ at each condensing pressure. As the result of experiment, when the superheat temperature is 1℃ at each condensing pressure, the refrigeration system has the high performance.

기호설명

$\dot{m}_s$	:	압축기 흡입증기 질량유량
$\dot{m}_{cw}$	:	응축기 냉각수 질량유량
T_{ch}	:	증발기 냉수 출구온도
T_{cw}	:	응축기 냉각수 출구온도
Q_e	:	증발기 흡열량
Q_c	:	응축기 방열량
P_s	:	압축기 흡입압력
TC	:	응축온도
TE	:	증발온도
q_e	:	냉동능력
P_{sat}	:	포화압력

† 조선대학교 기계공학과 대학원
E-mail : css016@hanmail.net
TEL : (062)230-7945 FAX : +82-62-511-3063
* 조선대학교 기계공학과 대학원
** 조선대학교 기계공학과

1. 서 론

화학공정산업에서 냉동장치의 이용은 (1) 가스 분리 및 액화 (2) 혼합물질내의 필요한 물질을 분리하기 위한 응고 (3) 저온저장 액체의 과잉압력을 방지하기 위한 유지기능 (4) 건조 및 반응열 제거 등에 이용되어지고 있다[1].

냉동장치에 적용하고 있는 냉매는 광범위하게 있지만 HCFC계 냉매는 지구환경을 파괴시키는 물질로 분류되어 생산 및 사용에 대한 규제를 하고 있으며, 일부 산업현장에서는 계속 사용되어지고 있다. HCFC계 대체 냉매로는 HFC계 냉매가 개발되어 상용화하고 있지만 열전달율이 낮고 냉동유 선정과 재료선택 등에 대한 까다로움이 있고 특히, 지구온난화지수(Global Warming Potential, GWP)가 높아 환경친화적인 물질이 아니므로 냉매 선정에 대단히 어려움을 갖고 있으며, 이러한 어려움을 해결할 수 있는 냉매 개발은 계속 진행되고 있다[3,8,10].

화학제조, 정유, 석유화학공업, 비료생산 공정

Table 1 Characteristics of refrigerants

Refrigerant		R717	R290	R134a	R404A	R22	R502
ODP		0	0	0	0	0.055	0.33
GWP		0	3	1300	3300	1700	5600
ASHRAE SAFTY GROUP		B2	A3	A1	A1/A1	A1	A1
TC/TE 40/0℃	q_e(㎉/㎥)	884	664	495	800	795	748
	Power(㎉/㎥)	153	123	90	159	143	149
	COP	5.78	5.40	5.51	5.03	5.55	5.01
TC/TE 40/-20℃	q_e(㎉/㎥)	401	322	213	368	383	353
	Power(㎉/㎥)	122	107	69	134	121	128
	COP	3.28	3.02	3.09	2.75	3.17	2.76
P_{sat}(bar)	-40	0.72	1.11	0.51	1.35	1.05	1.30
	-20	1.90	2.44	1.32	3.06	2.45	2.90
	0	4.29	4.74	2.92	6.07	4.98	5.70
	20	8.57	8.38	5.71	10.91	9.10	10.18
	40	15.54	13.72	10.17	18.16	15.37	16.87

The theoretical refrigeration cycle and saturated properties are based on the NIST REFPROP ver. 6.0[9].

중에 많이 사용되고 있는 물질 중 냉매로서 이용할 수 있는 물질은 유기화합물인 암모니아, 탄화수소계인 프로판, 프로필렌 등이 있다. 이들 냉매는 천연가스로 공정중에서 쉽게 얻을 수 있고 구입하기가 쉬우며 가격이 저렴하며 특히, 지구환경에 저촉을 받지 않는 환경친화적인 냉매라는 점이다.

Table 1에서와 같이 대표적인 냉매 특성을 비교해 보면 암모니아 냉매는 넓은 온도범위에서 우수한 특성을 가지고 있으므로 화학공정 중에 많이 사용되고 있으며 앞으로도 선호하는 좋은 냉매로 이용될 것이다[5,9].

암모니아 냉동장치에 필수적인 구성요소인 증발기는 대다수 만액식 증발기를 사용하고 있다. 만액식 증발기는 열교환기내에 냉매액을 채워 증발잠열을 이용하여 2차 냉매인 브라인을 냉각시키기 위한 칠러방식과 반응기 내·외부에 냉매액을 채워 운전하는 직접냉각 방식이 주로 이용되고 있다. 외부조건변화의 영향으로 인한 증발기내의 냉매액은 hunting이 심하고 압축기로 유입되는 냉매증기의 상태변화를 정확히 판단하여 운전하기란 매우 어렵기 때문에 비효율적, 비정상적인 운전으로 인한 에너지 손실과 운전경비 증가의 원인이 된다.

따라서, 본 연구는 응축압력과 과열도 변화에 대한 성능특성 실험을 하여 운전경비의 절감, 에너지 절약 효과에 대해 고찰하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 응축압력과 냉매 흡입가스의 과열도에 따른 냉동장치의 성능 특성연구를 위한실험장치의 개략도를 나타내고 있다.

본 실험장치는 암모니아를 작동유체로 사용하였으며 장치의 구성에 있어서는 압축기, 응축기, 수액기, 항온조, 팽창장치 및 기타 부속기기로 하였다. 장치계 내의 압력손실을 최소화할 수 있도록 충분한 배관을 고려하여 실험장치를 제작하였고, 장치의 저압부는 외부온도에 의한 영향을 받지 않도록 KS규격에 의하여 단열을 하였다. 시스템내의 작동유체의 상태변화를 측정하기 위해 시스템 내에 압력계, 온도계, 질량유량계, 과열도 제어 컨트롤러, 압력조정밸브, 파워메터를 설치하였으며 계측기의 오차범위(온도 ±0.1℃, 압력 ±0.1 bar, 질량유량 ±0.1%, 소요동력 ±0.1%)이내에서 관리할 수 있도록 실험실내에 항온항습기를 설치하였다. 압축기는 일정한 부하에서 실험할 수 있도록 스크류 개방형 압축기를 사용하였으며, 부하를 일정하게 유지시키기 위해 슬라이드변을 고정하였다.

응축기와 증발기는 Shell & Tube type의 열교환기를 사용하였으며, 상변화용 유체(냉각수, 냉수)는 물을 사용하였다. 상변화용 유체 온도는 28℃를 일정하게 유지시키기 위해 항온조내에 1 kW의 히터와 3-way 유량조절변을 설치하여 온도 컨트롤러에 의해 자동 제어할 수 있도록 항온조를 설치하였다.

증발기측의 냉수의 질량유량을 일정하게 유지시키기 위해 인버터 순환펌프를 사용하여 유량조절 컨트롤 밸브에 의해 자동으로 제어할 수 있도록 하였다. 과열도 제어는 측온 저항체 입력 1점, 압력센서 입력 1점, 외부 start 신호 1점으로 구성되며, 증발기 출구에 취부된 각각의 센서로부터 흡입온도와 흡입압력에 따라 과열도를 계산하여

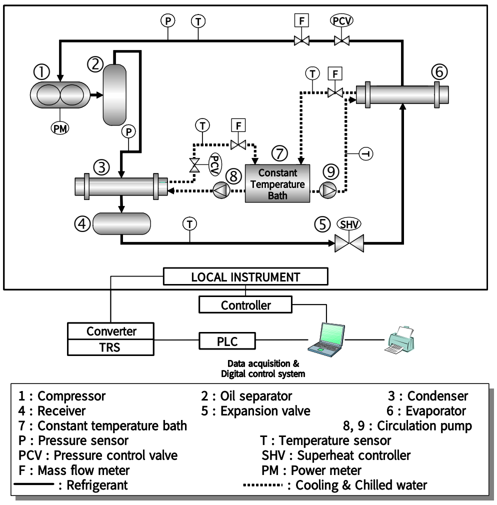

Fig. 1 The schematic of Ammonia refrigeration system.

설정값이 되도록 valve 개도를 PID 제어에 의해 자동조절되는 전자식팽창밸브[7]를 사용하였다. 응축압력 제어는 응축기 상부의 압력센서의 입력값을 받아 설정압력에 따른 응축기 냉각수 유량을 자동으로 조절할 수 있도록 PCV에 의한 PID제어를 하였으며, 응축기 출구측에 질량유량계를 설치하여 냉각수의 질량유량을 측정할 수 있도록 하였다.

2.2 실험방법

냉동장치의 실험가동전 먼저 실험실내의 실내조건을 일정하게 유지시키기 위해 항온항습기를 가동하였고, 증발기측의 유량이 일정하게 제어되고 있는지를 살펴보기 위해 순환펌프를 운전하여 질량유량을 확인하였다. 장치의 운전에 앞서 장치에 부착된 각각의 계측기의 값과 통신으로 송신된 계측값을 비교하여 오차가 없는지 확인한 후, 모니터링 프로그램에 의하여 운전상태를 감시하였다. 운전상태가 안정되면 응축압력을 14.5 bar에서 16 bar까지 0.5 bar씩 단계별로 하였으며, 과열도는 응축압력 조건에 따라 0℃에서 10℃까지 1℃간격으로 단계적으로 실험을 실시하였고, 실험조건 변화에 따라 정확도를 높이고자 반복 실험하였다. 실험결과 값은 Data acquisition system을 통하여 데이터를 2초 간격으로 측정한 후, 자료는 PC를 이용하여 분석하였다.

3. 실험결과 및 고찰

응축압력과 증발기 냉매증기의 과열도를 동일한 조건으로 유지하면서 응축압력과 증발기 과열증기의 과열도를 변화시켜 보았을때 응축기, 증발기의 흡열, 방열량에 따른 열부하량과 압축기 흡입증기 질량유량, 흡입압력 변화, 응축기의 냉각수 질량 유량변화, 증발기 출구의 냉수온도의 변화에 따른 압축기 소요동력과 냉동능력에 대한 COP를 비교한 실험결과를 고찰하였다.

3.1 압축기 흡입증기 질량유량

Fig. 2는 응축압력과 과열도가 높아짐에 따라 질량유량은 전체적으로 감소하는 결과를 보여주고 있다. 응축압력이 높을수록 압축기의 압축비는 증가하게 되고 압축기의 체적효율은 감소하게 되어 질량유량은 감소한다. 또한 과열도가 높아짐에 따라 증발기내의 냉매의 순환량이 감소하게 되므로 압축기에 흡입되는 질량유량은 감소한다. 응축압력 14.5 bar, 과열도 1℃ 조건일때 질량유량은 가장 높게 증가했다. 또한, 과열도 1℃ 조건일때 응축압력이 낮을수록 질량유량은 전체적으로 증가하였고, 과열도 0℃보다 1℃ 조건일때가 질량유량이 증가한 원인은 Fig. 3에서 보는바와 같이 압축기 흡입압력이 높아 흡입증기의 밀도가 커지게 되며 압축기에 흡입되는 단위체적당 질량유량이 증가하는 원인으로 실험결과가 나타났다.

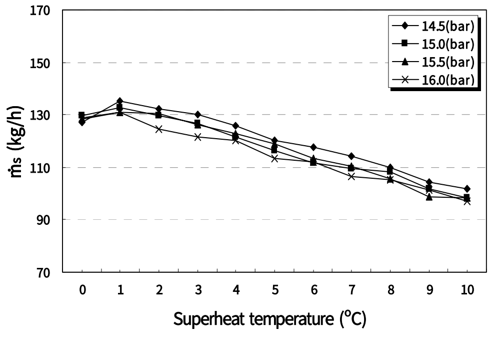

Fig. 2 The relations of suction mass flow rate and superheat temperature at each condensing pressure.

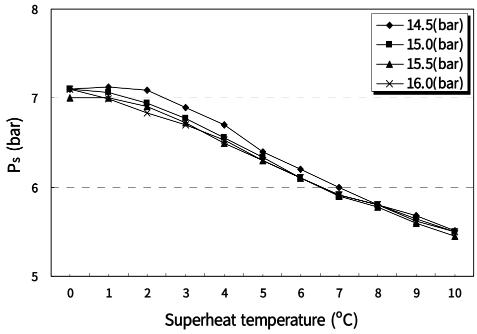

Fig. 3 The relations of suction pressure and superheat temperature at each condensing pressure.

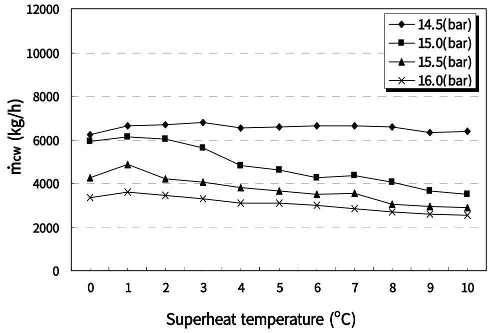

Fig. 4 The relations of cooling water mass flow rate and superheat temperature at each condensing pressure

3.2 압축기 흡입 압력

Fig. 3은 압축기 흡입압력에 대한 실험 결과이다. 응축압력, 과열도가 낮아짐에 따라 흡입압력은 전체적으로 증가함을 나타내었다. 응축압력 14.5 bar 조건에서는 과열도가 높을수록 흡입압력이 고르게 낮아졌으며 응축압력 14.5 bar 이상의 압력에서는 과열도 높아질수록 흡입압력은 전체적으로 낮아졌지만 응축압력 변화에 대한 흡입압력은 근소한 변화만 보였다. 과열도 1℃ 조건에서는 응축압력의 변화에 따라 가장 높은 흡입압력을 나타냈으며 과열도 1℃보다 과열도 0℃ 조건일때 흡입압력이 낮은 원인으로는 증발기 튜브 외측과 냉매액이 접하는 부분에서 비등이 일어나기 때문에 기포는 튜브외측의 좁은 구역내에 한정되고 이들 기포는 주위의 차가운 냉매로의 열전달로 인해 튜브 외측으로부터 멀어진후 사라지는 서브쿨드 비등[11]이 원인인 것으로 나타났다.

3.3 응축기 냉각수 질량유량과 출구온도

Fig. 4, 5는 응축기의 냉각수의 질량유량과 출구온도를 보여주고 있다. 냉각수 질량유량과 출구온도의 관계는 냉각수량이 증가하면 냉각수 출구온도가 낮아지며 반대로 냉각수 질량유량이 감소하면 냉각수 출구온도는 높아진다. 이는 응축기의 방출면적(냉각면적)의 크기와 관계함을 보여주고 있다. 응축압력 14.5 bar와 16.0 bar 에서는 냉각수 질량유량과 출구온도는 과열도를 변화하

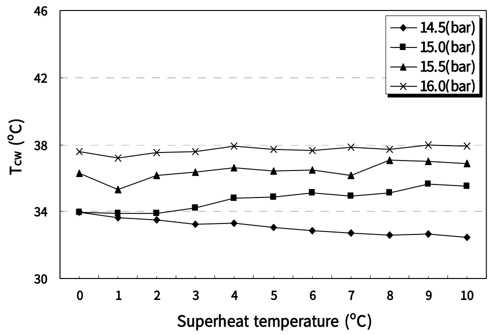

Fig. 5 The relations of cooling water outlet temperature and superheat temperature at each condensing pressure.

여도 큰차이가 없었다. 응축압력 15.0 bar와 15.5 bar, 과열도 1℃~3℃조건에서는 냉각수 질량유량은 과열도가 높아질수록 감소폭과 출구온도의 상승폭이 크게 나타났다. 냉각수 질량유량과 출구온도는 서로 상반관계가 있음을 나타내었다.

3.4 응축기 방열량

Fig. 6은 응축기 냉각수 질량유량과 출구온도에 의해 방열량을 측정한 값이다. 응축압력과 과열도가 높아짐에 따라 방열량은 감소함을 나타내었으며, 응축기 방열량은 압축기 흡입 질량유량, 흡입압력과 비례하므로 압축기 흡입 질량유량과 흡입압력이 높을수록 응축기 방열량도 비례하여 증가하였다. 이는 압축기 흡입 질량유량과 흡입압력이 응축기 방열량 변화에 영향을 주는 요소임을 나타내었다.

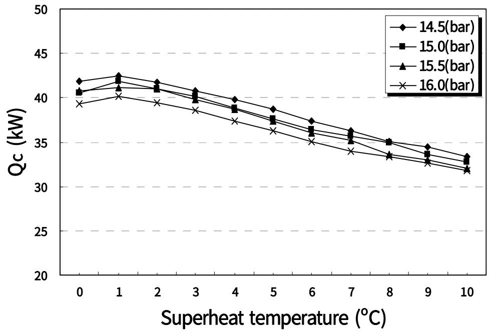

Fig. 6 The relations of condenser heat capacity and superheat temperature at each conden--sing pressure.

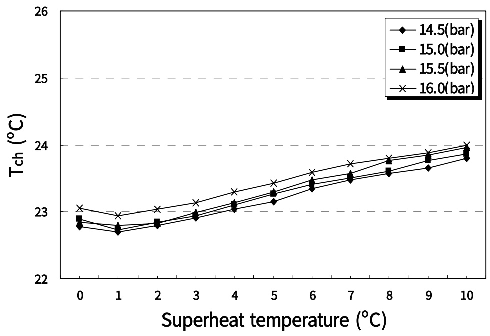

Fig. 7 The relations of chilled water outlet temperature and superheat temperature at each condensing pressure.

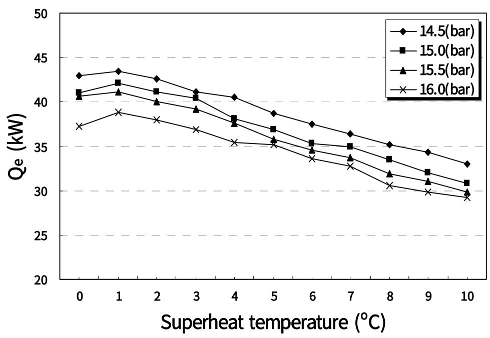

Fig. 8 The relations of evaporator heat capacity and superheat temperature at each condensing pressure.

3.5 냉수 출구온도, 증발기 흡열량

Fig. 7, 8은 증발기 냉수 출구온도와 증발기 흡열량을 나타내었다. 응축압력과 과열도가 높을수록 냉수 출구온도는 높게 나타났으며, 증발기 흡열량은 낮게 나타났다.

냉수 출구온도가 높고 흡열량이 낮은 원인은 압축기의 압축비가 증가하여 압축기 체적효율이 저하하기 때문에 압축기에 유입되는 흡입 질량유량이 감소하기 때문이다.

3.6 소요동력, COP

Fig. 9, 10은 소요동력과 COP를 나타내었다. 응축압력, 과열도가 높을수록 소요동력은 증가하였으며 소요동력의 증가는 Fig. 3 압축기 흡입압력에 따른 압축비와의 관계이다. 응축기 압력을 일정하게 유지시키고 과열도를 높일수록 증발기에서 증발하는 압축기 흡입 질량유량이 감소하게 되며 압축기에 유입되는 흡입압력도 감소하게 된다. 따라서 압축기에 압축비가 증가하므로 소요동력도 증가한다.

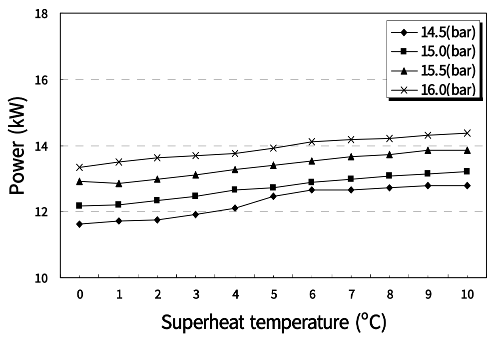

Fig. 9 The relations of power and superheat emperature at each condensing pressure.

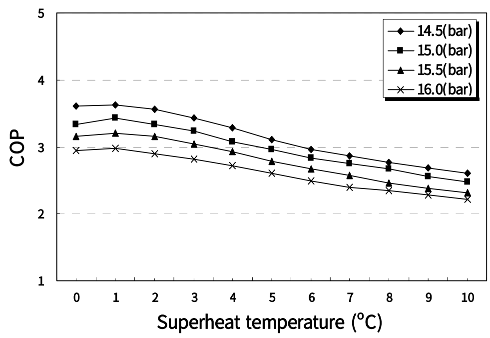

Fig. 10 The relations of COP and superheat temperature at each condensation pressure.

Fig. 10은 압축기 성능계수에 대한 실험결과이다. 압축기 성능계수는 증발기 흡열량과 소요동력과의 관계이다. 응축압력, 과열도가 높을수록 증발기 흡열량은 감소하고 소요동력은 증가했다. 과열도 4℃~10℃ 조건에서는 COP가 큰 폭으로 감소하였다. 이는 압축기 소요동력이 증발기 흡열량보다 증가하기 때문이다.

4. 결 론

응축압력과 과열도 변화에 따른 암모니아 냉동장치의 성능특성은 본 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 응축압력과 과열도가 높을수록 냉매 질량유량이 감소하여 증발기 흡열량이 감소하였다.

(2) 과열도 1℃일때 COP가 가장 높게 나타났다.

(3) 과열도 0℃일때 서브쿨드 비등으로 인해 냉매 질량유량과 증발기 흡열량이 과열도 1℃보다 감소함을 알았다.

(4) 과열도 10℃일때 COP가 25.6%~28.2%로 가장 크게 감소하였다.

참고문헌

(1) Stoecker, W. F., 1982, Refrigeration and Air conditioning, 2nd ed., McGraw-Hill, New York, pp. 1-12., pp. 296~307.

(2) Shreve, R. N. and Brink, J. A., 1977, Chemical Process Industrials, 4th ed., McGraw-Hill, New York, pp. 232~245

(3) E. I. du Pont de Nemours & Co. Ltd., Technical Report, 1989, Du Pont Alternative Refrigerants, Applications Testing of HCFC-123 and HFC-134a

(4) Stillson., 1977 Helical Rotary Screw Compressor Application for Conservation, ASHRAE trans., vol. 83, pt. 1, pp. 185~201.

(5) Effect of Ammonia, Refrig., 1979, Res. Found. Inform. Bull. p. 4, Washington, D.C.

(6) Barthau, G., 1976, Experimental investigation of convective boiling of ammonia at high pressure, Heat and mass transfer source book, All-union conference, Scripta publishing, Minsk, pp. 106~110

(7) Higuchi, K., 1986, Electronic expansion valve and control, Refrigeration, Vol. 61, pp. 45~52

(8) Soloman, S., and Wuebbles, D., 1994, ODPs, GWPs, and Future Chlorine/Bromine loading, Scientific Assessment of Ozone Depletion, pp. 131~136.

(9) Mclinden M., Klein S., Lemmin E., and Peskin A., 1998, "NIST Ｔhermodynamic and Transfort Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixture (REFPROP) ver. 6.0", National Institute of Standards and Technology, Boulder, CO, U.S.A.

(10) Han, J. S., Youn, J. G. and Won, S. P., 1999, A study on performance characteristic of new alternative refrigerant replacing HFC-134a, The Society of Air-conditioning and Refrigerating Engineers of Korea, Proceedings of the SAREK ´99 Summer Annual Conference(Ⅰ), pp. 219~224.

(11) Cengel, Y. A. 2002, Heat Transfer, McGraw--Hill, New York, pp. 461~505.