

셸앤디스크형 열교환기를 적용한 프레온 냉동장치의 성능특성 연구

하 옥 남[†], 김 양 현^{*}, 박 찬 수^{**}, 이 승 재, 김 진 현^{***}

조선대학교 기계공학과, ^{*}조선이공대학 건축설비학과, ^{**}광전엔지니어링, ^{***}조선대학교 대학원 기계공학과

The Study on Performance Characteristics in Freon Refrigeration System using Shell and Disk Type Heat Exchanger

Ok-Nam Ha[†], Yang-Hyun Kim^{*}, Chan-Soo Park^{**},
Seong-Jae Lee, Jin-Hyun Kim^{***}

ABSTRACT: Nowadays heat exchangers that have been applied for freon refrigerating systems, a shell and tube type condenser and a flooded evaporator have been used, but because of their large size, large space for installation and more amount of refrigerants are needed. In this study, we will find the most suitable operating condition of shell and disk type optimum heat exchanger which can minimize the amount of a refrigerant and allow its minimum leakage. The condensing pressure of refrigeration system is increased from 15.0bar to 16.0bar and degree of superheat is increased from 0 to 10°C at each condensing pressure. As a result of study, It revealed that shell and disk type heat exchanger was applicable to the freon refrigeration system

Key words: Flood evaporator(만액식 증발기), Degree of superheat(과열도), Condensing pressure(응축압력)

기 호 설 명

- m_r : 냉매 질량유량, [kg/h]
- m_{cw} : 응축기 냉각수 질량유량, [kg/h]
- ΔT_{ch} : 증발기 냉수 입출구 온도차, [°C]
- ΔT_{cw} : 응축기 냉각수 입출구 온도차, [°C]
- P_s : 압축기 흡입압력, [bar]
- Q_e : 증발기 흡열량, [kW]
- Q_c : 응축기 방열량, [kW]

1. 서 론

냉동장치는 소형 냉장고에서부터 자동차, 선박, 고층건물, 그리고 대규모 화학플랜트에 이르기까지 산업 전반에 걸쳐 광범위하게 이용되고 있다. 특히, 화학공정산업에서는 가스의 분리 및 액화, 혼합물질내의 필요한 물질을 분리하기 위한 응고, 저온저장 액체의 과잉압력을 방지하기 위한 유지 공정, 그리고 건조와 반응열 제거 등에 이용되어지고 있다.⁽¹⁾

프레온 냉동장치에 대부분 적용되고 있는 열교환기는 셸앤튜브형(Shell and Tube type)의 응축기와 만액식 증발기가 사용되고 있으나 장치의 대형화로 인하여 설치공간이 넓어지고, 장치 중

[†] Corresponding author

Tel.: +82-062-230-7945; fax: +82-062-230-7055

E-mail address: apc615k@nate.com

에 냉매의 충전량이 많아진다는 문제점을 가지고 있다.

이러한 문제점을 해결할 수 있는 방안으로 기존의 셸앤튜브형 열교환기의 최적운전 조건을 찾아 문제점을 최소화하는 방법⁽²⁾과 새로운 열교환기를 사용하는 방법이 있을 것이다.

본 연구에서는 문제점을 해결할 수 있는 방법으로 장치 내의 냉매량을 최소화하고 냉매의 누설이 적은 셸앤디스크형(Shell and Disk type)의 고밀도 열교환기⁽³⁾를 사용하여 아직까지 연구가 미흡한 셸앤디스크형 냉동장치의 냉매에 따른 성능에 대한 기초 데이터를 얻고자 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 R22를 작동유체로 사용하였으며 장치는 압축기, 응축기, 수액기, 항온조, 팽창장치 및 기타 부속기기로 구성하였다. 장치계 내

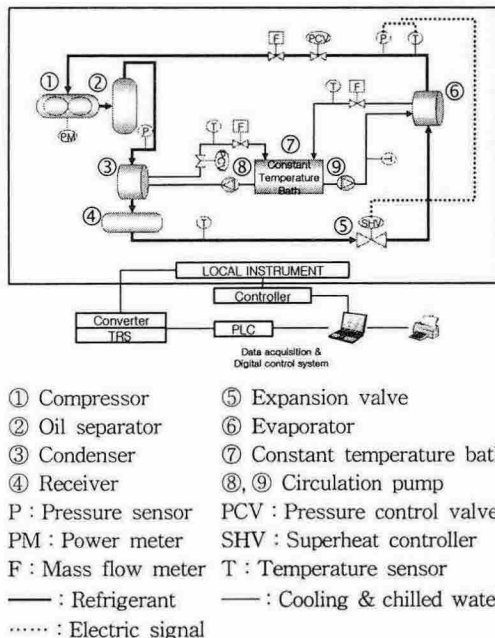


Fig. 1 The schematic of freon refrigeration system.

의 압력손실을 최소화할 수 있도록 충분히 고려하여 실험 장치를 제작하였고, 장치의 저압부는 외부온도에 의한 영향을 받지 않도록 KS규격에 의하여 단열 시공을 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 ± 0.1 bar, 질량유량 $\pm 0.1\%$, 소요동력 $\pm 0.1\%$)이내에서 관리할 수 있도록 하였다. 압축기는 일정한 부하에서 실험할 수 있도록 스크류 개방형 압축기를 사용하였으며, 부하를 일정하게 유지시키기 위해 슬라이드변을 고정하였다.

본 실험에 적용된 셸앤디스크형 열교환기는 Fig. 2에서 보는 바와 같이 응축기로서 적용될 때는 열교환기 내의 유체의 흐름은 A Side에 냉각수가 B Side에는 고온·고압의 냉매 가스가 흐르는 구조로 되어 있으며 증발기로 적용될 때는 A Side에 냉수가 흐르고, B Side에는 액체냉매와 냉수가 열교환하여 상(Phase)을 변화시켜 증발잠열을 이용하는 구조로 되어 있다.⁽⁴⁾

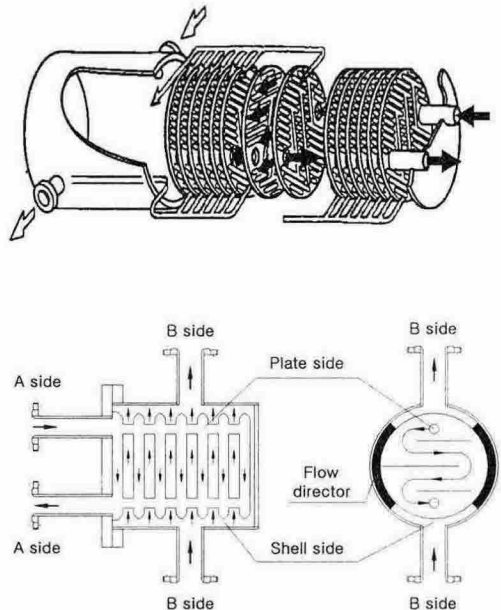


Fig. 2 Details of flow direction in the shell and disk type heat exchanger.

상변화용 유체(냉각수, 냉수)는 물을 사용하였다. 상변화용 유체 온도를 일정하게 유지시키기 위해 1 kW의 히터와 3-way 유량 조절변을 설치하여 온도 제어기에 의해 자동 제어할 수 있도록 항온조를 설치하였다.

증발기 측의 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 자동 조절하는 전자식팽창밸브⁽⁵⁾를 사용하였다. 응축압력 제어는 응축기 상부의 압력센서 입력 값을 받아 설정압력에 따른 응축기 냉각수 유량을 자동으로 조절할 수 있도록 압력 조절변을 설치하였으며, 응축기 측의 냉각수 질량유량을 측정할 수 있도록 질량유량계를 설치하였다. 또한, 냉매의 질량유량을 측정하기 위하여 수액기와 증발기 출구 측에 각각 질량유량계를 설치하였다.

2.2 실험방법

냉동장치의 실험가동 전, 장치에 부착된 각각의 계측기의 값과 통신으로 송신된 계측값을 비교하여 오차여부를 확인한 후, 모니터링 프로그램에 의하여 운전상태를 감시하였다. 증발기 측의 유량이 일정하게 제어되고 있는지를 살펴보기 위해 순환펌프를 운전하여 질량유량을 확인하였다.

운전상태가 안정되면 응축압력을 15.0bar에서 16.0bar까지 0.5bar씩 단계별로 실험하였으며, 과열도는 응축압력 조건에 따라 0에서 10℃까지 1℃간격으로 단계적으로 실험을 실시하였다. 과열도 설정은 초기 운전 시 전자식 팽창밸브를 사용하여 설정값에 근접시킨 후, 정확한 설정값을 일정하게 유지시키기 위하여 수동식 팽창밸브를 사용하였다. 실험 데이터 값의 정확도를 높이고자 반복 실험을 하였으며, 실험결과 값은 자료 수집 장치(Data Acquisition system)을 통하여 데이터를 2초 간격으로 측정된 후, 자료는 PC를 이용하여 분석하였다.

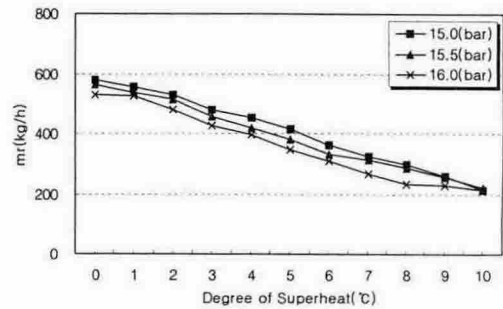


Fig. 3 The relations of suction mass flow rate and degree of superheat at each condensing pressure.

3. 실험결과 및 고찰

응축압력에 따른 과열도를 변화시켜 보았을 때, 냉매 질량유량, 압축기 흡입압력, 응축기 냉각수 질량유량과 냉각수 입출구 온도차, 응축기 방열량, 증발기 흡열량과 증발기 냉수 입출구 온도차, 증발기 출구의 냉수온도의 변화에 따른 압축기 소요동력과 냉동능력에 대한 COP를 비교한 실험결과를 고찰하였다.

3.1 냉매 질량유량

Fig. 3는 압축기 흡입증기 질량유량을 나타낸 것이다. 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 증발기 내의 냉매 순환량이 감소하게 되므로 냉매의 질량유량은 감소한다.

응축압력 16.0bar, 과열도 8℃ 이상일 때, 예상보다 그래프가 완만한 것을 볼 수 있다. 이는 셀앤디스크형 열교환기가 소형이고 R22의 특성상 질량유량의 변화가 다른 냉매에 비해 매우 크다는 점을 감안할 때, 이 실험의 실험조건을 만족하지 못하기 때문으로 사료된다. 셀앤디스크형 열교환기가 이러한 조건일 때, 즉 응축압력이 높고 과열도가 과도하게 높을 경우, 냉매 질량유량의 컨트롤에 있어서 불안정함을 보였다.

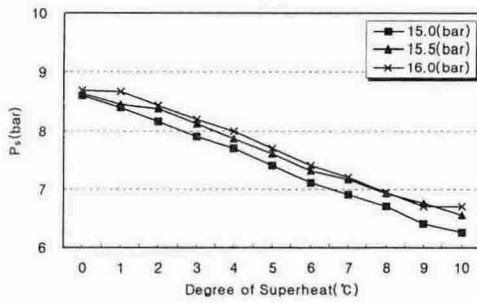


Fig. 4 The relations of suction pressure and degree of superheat at each condensing pressure.

3.2 압축기 흡입압력

Fig. 4은 압축기 흡입압력에 대한 실험 결과이다. 동일 응축압력에서 과열도가 높아짐에 따라 전체적으로 감소하는 결과를 나타내고 있다. 이는 Fig. 3에서 보는 바와 같이 과열도가 증가할수록 냉매 질량유량이 감소하고, 증발기에서 증발되는 냉매증기의 비체적이 증가함에 따라 밀도는 감소하게 된다. 따라서 압축기 체적 효율이 저하하여 증발기 측의 평형온도가 낮아져 증발압력은 감소하게 된다.

응축압력에 따른 압축기 흡입압력은 응축압력이 높아질수록 상승하였다. Fig. 3에서 보듯이 응축압력이 높을수록 압축기 흡입증기 질량유량이 감소하게 된다. 따라서 압력도 감소되어야 하지만 전체적인 사이클에서 볼 때 응축압력의 증가는 고압을 상승시키고 일정한 과냉도를 갖으며 이에 따라 저압을 상승시키게 되므로 질량유량의 감소량에 비해 저압의 상승이 더 크게 작용한 것으로 판단된다.

3.3 응축기 방열량

Fig. 5, 6는 응축기의 냉각수의 유량과 입출구 온도차를 보여주고 있다. Fig. 5의 15.0bar, 과열도 0과 1°C가 예상보다 낮음을 알 수 있다. 이는 냉각수관의 관경의 제한으로 인해 상승하지 못한 것으로 사료된다.

Fig. 7은 응축기 냉각수 유량과 입출구 온도차에 의해 방열량을 측정할 값이다. 응축압력과

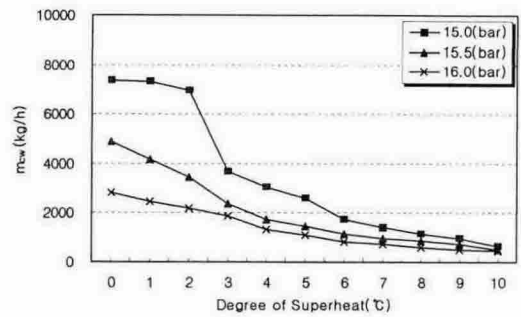


Fig. 5 The relations of cooling water mass flow rate and degree of superheat at each condensing pressure.

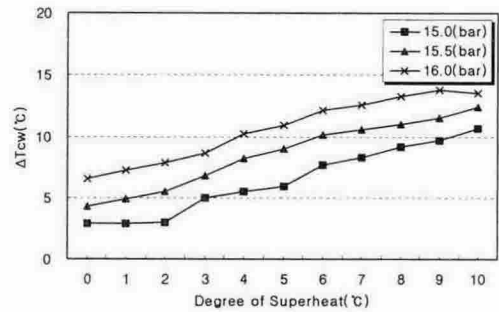


Fig. 6 The relations of cooling water temperature and degree of superheat at each condensing pressure.

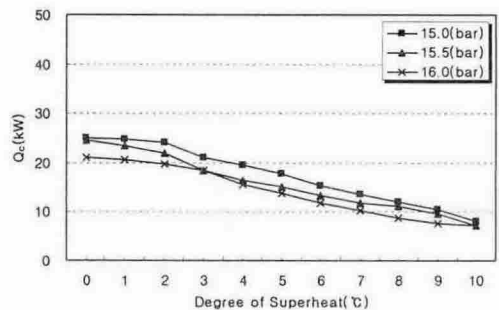


Fig. 7 The relations of condenser heat capacity and superheat temperature at each condensing pressure.

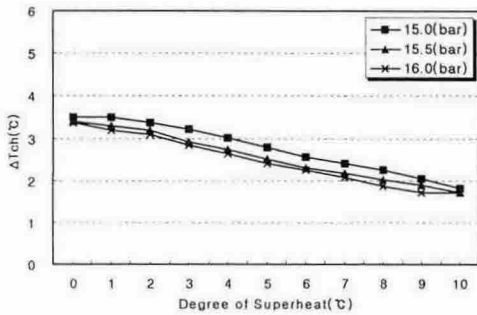


Fig. 8 The relations of chilled water temperature and degree of superheat at each condensing pressure.

과열도가 높아짐에 따라 방열량은 감소하였다. 응축기 방열량은 냉각수 유량에 큰 영향을 받는 것으로 나타났다.

3.5 증발기 흡열량

Fig. 8은 증발기 냉수 입출구 온도차를 나타내며, Fig. 9는 증발기 냉수의 유량과 입출구 온도차에 의한 증발기 흡열량을 나타낸다. 응축압력이 높을수록 증발기에서 냉매의 포화압력은 높아지게 되고 이에 따라 냉동효과는 줄어들게 된다. 과열도에 관해서는 Fig. 3의 냉매 질량유량의 저하가 그 원인이라 할 수 있겠다. 응축기 방열량과 증발기 흡열량을 비교하였을 때 열량이 거의 비슷한 것을 볼 수 있다. 일반적으로 응축기 방열량이 압축기 소요동력만큼의 열량이 증발기에 비해 커야하는데도 이러한 결과가 나온 것은 장치 내 유분리기에서 나온 순환냉동기유의 방열로서 설명된다.

3.6 소요동력, COP

Fig. 10, 11은 소요동력과 COP를 나타내었다. 응축압력, 과열도가 높을수록 소요동력은 증가하였다. 응축기 압력을 일정하게 유지시키고 과열도를 높일수록 증발기에서 증발하는 냉매 질량유량이 감소하게 되며 증발압력이 감소하기 때문에 압축비가 상승하여 소요동력은 증가하게 된다.

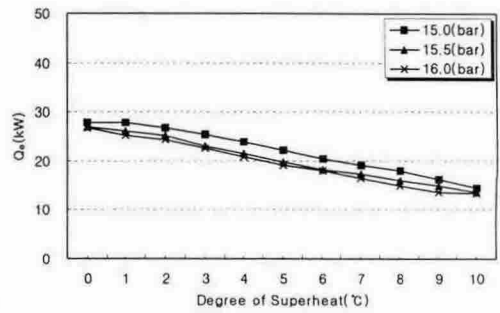


Fig. 9 The relations of evaporator heat capacity and degree of superheat at each condensing pressure.

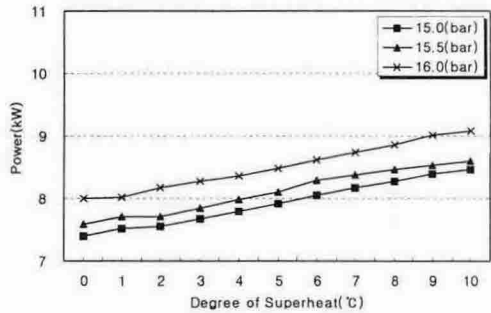


Fig. 10 The relations of power and degree of superheat at each condensing pressure.

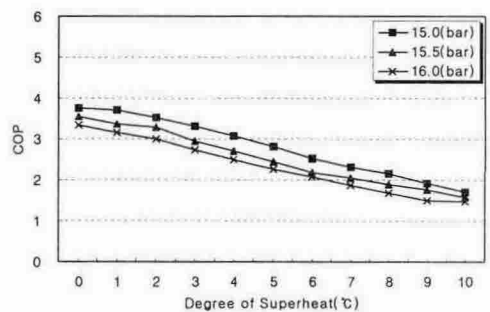


Fig. 11 The relations of COP and degree of superheat at each condensing pressure.

Fig. 11은 COP에 대한 실험결과이다. COP는 증발기 흡열량과 소요동력과의 관계이다. 응축압력, 과열도가 높을수록 증발기 흡열량은 감소하고 소요동력은 증가하였다. 따라서 COP는 감소하게 된다.

4. 결 론

셸앤디스크형 열교환기를 적용한 프레온 냉동 장치의 성능 특성 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 셸앤디스크형 열교환기는 응축압력이 16bar, 과열도 8℃ 이상에서, 즉 응축압력이 높고 과도한 과열도의 조건에서 냉매를 R22로 사용할 때, 불안정함을 보였다.

(2) 응축압력 15.0bar, 과열도 2℃ 이하에서 가장 높은 COP를 나타낸 반면, 많은 양의 냉각수가 필요함을 알게 되었다.

(3) 셸앤디스크형 열교환기는 R22에 대하여 특정부분에서 헤팅이 발견되었다. 이부분에 대하여 추가 연구가 필요함을 알게 되었다.

참고문헌

1. Stoecker, W. F., 1982, Refrigeration and Air conditioning, 2nd ed., McGraw-Hill, New York, pp. 1-12., pp. 296-307.
2. Kwon, I. W., Ha, O. K., 2004, The Study on Performance Characteristics of Superheating the Suction Vapor in NH₃ Refrigeration System, J. Air-Cond. Refrig. Eng., Vol. 16, No. 8, pp. 756-761.
3. Kim, Y. S., 2002, The Study of Disk Shell type Heat Exchanger Development, MOCIE.
4. Ohadi, M. M., et al., 1996, Critical Review of Available Correlations for Two-Phase Flow Heat Transfer of Ammonia, Int. J. Refrigeration, Vol. 19, No. 4, pp. 279-284.
5. Higuchi, K., 1986, Electronic expansion valve and control, Refrigeration, Vol. 61, pp. 45-52.