

냉매 과냉각 시스템을 이용한 열펌프의 성능향상에 관한 연구

· 손 창 효*, 윤 찬 일**, 박 승 준*, 이 동 건**, 오 후 규***

Performance Enhancement of the Heat Pump Using the Refrigerant Subcooling System.

Chang Hyo Son, Chan Il Yoon, Dong Geon Lee, Seung Jun Park Hoo Kyu Oh

- * 부경대학교 대학원 냉동공학과
- ** 한성에너지 (주) 기술개발 연구원
- *** 부경대학교 냉동공조공학과

Abstract : The performance characteristics of heat pump system using the new refrigerant subcooling system were investigated. The new heat pump system has the ice storage tank to accumulate the latent heat of the refrigerant during the night-time. The heat is released to subcool the saturated refrigerant liquid at the outlet of a condenser in the daytime. The experimental apparatus is a well-instrumented heat pump which consisted of a refrigerant loop and a coolant loop. The test sections(condenser and evaporator) were made of tube-in-tube heat exchanger with the horizontal copper tube of 12.7 [mm] outer diameter and 9.5 [mm] inner diameter. The evaporating temperatures ranged from -5 [°C] to 0 [°C] and the subcooling degrees of the refrigerant varied from 15 [°C] to 25 [°C]. The test of the ice storage was carried out at evaporating temperature of -10 [°C] and the ice storage mode is an ice-on-coil type. The main results were summarized as follows ; The refrigerant mass flow rate and compressor shaft power of the heat pump system were independent of the subcooling degrees. The cooling capacity of the heat pump system increases as the evaporating temperature and subcooling degree increase. The cooling capacity of the heat pump system is about 25 to 30% higher than that of normal heat pump system. The COP of the heat pump system which subcooled the refrigerant liquid at the outlet of the condenser is about 28% higher than that of the normal heat pump system.

Key words: Heat pump(열펌프), Refrigerant subcooling system(냉매 과냉각 시스템), Ice storage heat(빙축열), COP(성적계수), Cooling capacity(냉각능력)

1. 서론

빙축열 히트펌프 장치는 주·야간 전력의 평균화, 열원기기의 용량축소, 운전비의 절감 등 많은 장점을 가지고 있지만, 초기 투자비가 크며, 기기의 효율이 저하되는 등 여러 가지 문제점을 가지고 있다.⁽¹⁾ 최근 들어 이러한 문제들을 해결하기 위해서, 냉매 과냉각 시스템을 이용한 빙축열 히

트펌프 장치(이하 과냉각 시스템)에 관한 연구가 활발히 진행되고 있다.

과냉각 시스템은 기존의 빙축열 열펌프 장치에 소규모 축냉조를 설치하여 심야전력으로 야간에 물을 축냉한 후, 이 축열을 주간 냉방운전시 냉매 과냉각용으로 사용함으로써 열펌프의 성능향상과 운전비를 절감할 수 있는 시스템이다. 그러나 지금까지 과냉각 시스템에 관한 연구는 매우 부족

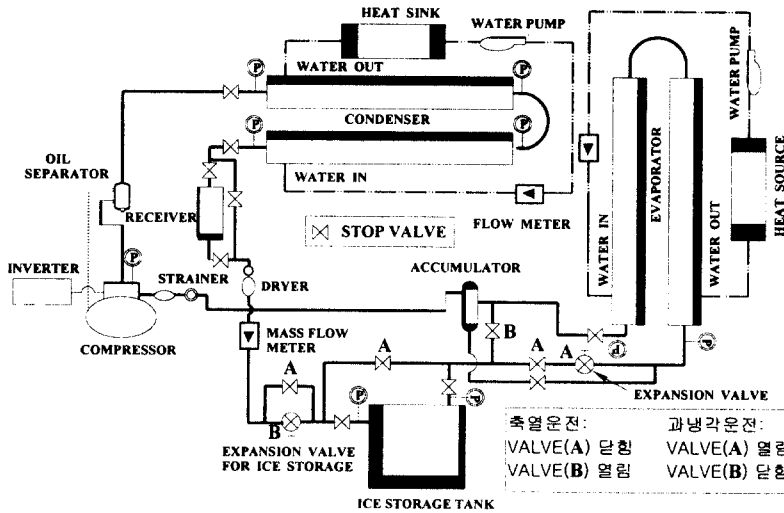


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

하며 체계적이지 못하다. 이로 인해, 과냉각 시스템의 설계는 대부분 경험에 의해서 이루어지고 있는 실정이다.

따라서, 본 연구에서는 R22를 작동유체로 하여 과냉각 시스템의 성능 및 사이클 특성을 파악하고, 과냉각 시스템과 종래 빙축열 열펌프장치와의 성능을 비교·분석하여 과냉각 시스템 설계를 위한 기초자료를 제공하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 본 연구에 사용된 실험장치의 개략도를 나타낸 것으로 압축기, 응축기, 팽창밸브(축열용 팽창밸브, 과냉각 운전용 팽창밸브), 증발기 그리고 액분리기로 구성되는 증기 압축식 열펌프 장치이다. 그림에서 실선은 압축기로 구동되는 냉매순환경로를 나타내며, 점선은 냉동기유의 회수 경로를 나타낸다. 그리고, 이점쇄선은 열원수 펌프에 의해 구동되는 열원수의 순환경로를 나타내고 있다. 냉매순환경로는 야간의 축냉 운전시와 주간 과냉각 운전시가 다르다. 야간 축냉운전시 냉매는 압축기, 응축기, 수액기, 팽창밸브, 축열조 그리고 액분리기를 통과하여 다시 압축기로 순환한다. 그리고 주간 과냉각 운전시는 압축기, 응축기, 수액기, 축열조, 팽창밸브, 증발기 그리고 액분리기를 통과하여 다시 압축기로 순환한다. 응축

기와 증발기로 유입되는 열원수는 항온조에서 일정한 온도와 유량으로 조절되며, 시험부인 증발기는 내관으로 냉매가 흐르고, 내관과 외관의 환상공간으로 열원수가 냉매와 반대방향으로 흐르는 이중관식 열교환이다. 빙축열조는 야간의 축열 운전동안 냉열을 저장하였다가 주간 과냉각 운전시 냉매액을 과냉각시키는 과냉각부로 사용된다. 그 외 형 치 수는

570mm(W)×570mm(L)×1070mm(H)의 크기로 두께 20 mm의 안전강화 투명 아크릴로 제작하였고, 외부로의 열손실을 막기 위해 35 mm 단열벽을 설치하였다. 축열조에 설치된 열교환기는 외경 12.7 mm, 전장 2200 mm의 hair-pin 형상이다. 열교환기의 피치는 제빙이 진행되는 동안 얼음의 브리지 현상을 방지하기 위해 80 mm로 하였으며, 각 단간의 거리는 80 mm로 하였다.

2.2 축냉 실험

축냉운전은 심야의 값싼 전력요금을 이용할 수 있는 밤 10시부터 다음날 아침 8시까지 10시간 동안 실시하였다. 축열조에 상수를 140 [l]정도 충전한 후, 냉매는 압축기, 응축기, 팽창밸브, 축열조, 액분리기에서 다시 압축기로 순환되도록 밸브를 조작하였다. 그리고, 시스템을 안정화시킨 후, 축열용 팽창밸브를 조절하여 증발온도를 -10℃(냉매가 증발기내에서 완전히 증발할수 있는 온도)로 일정하게 유지하면서 축냉운전을 하였다. 이때, 증발기로 냉매가 흐르지 않도록 과냉각용 팽창밸브는 폐쇄하였다. 축냉 운전동안 시간에 따른 응축온도 및 축열조내 수온변화를 측정하기 위해서 응축기와 축열조내에 T형 열전대를 설치하였다. 시간에 따른 IPF의 변화는 축열조내 5개소에 설치된 수위계를 매 30분마다 측정하여 그 평균값으로 계산하였다. Table. 1은 축냉운전시의 실험조건을 나타낸 것이다.

Table. 1 Test condition for ice storage mode

Ice storage type	Ice-on-coil type
Heat storage material	Water
Heat exchange type	Hair-pin type
Running time, [minute]	600
IPF, [%]	70~80
Refrigerants	R-22
Mass flow rate, [kg/h]	27~32
Evaporating temperature, [°C]	-9~-11
Condensing temperature, [°C]	35~36

2.3 냉매 과냉각 실험

냉매 과냉각 실험은 축냉운전이 완료된 후, 아침 9시부터 축열조내 얼음이 완전히 소모되는 시간까지 7시간 30분 동안 실시하였다. 열펌프 시스템을 과냉각 모드로 운전되도록 밸브를 조작하여 과냉각도 및 증발온도를 일정하게 유지하면서 실험하였다. 과냉각도를 일정하게 유지하기 위해 축열조(과냉각부)를 통과하는 냉매량과 축열조를 바이패스하는 냉매량을 밸브의 개도로 조절하였다. 여기서 과냉각도는 응축기 출구냉매온도($T_{con,out}$)와 축열조 출구를 통과한 냉매와 축열조를 바이패스한 냉매가 혼합된 상태(T_{mix})에서 측정 한 온도차($T_{con,out}-T_{mix}$)를 의미한다.

Table. 2 Test condition for refrigerant subcooling system and normal system

Heat exchanger type	Double-tube type
Running time, [minute]	450
Degree of subcooling, [°C]	15, 20, 25
Refrigerants	R-22
Mass flow rate, [kg/h]	42~76
Evaporating temperature, [°C]	-5~0
Condensing temperature, [°C]	30

3. 실험결과 및 고찰

3.1 축냉운전

Fig. 2는 축냉운전 동안의 증발온도, 응축온도, IPF의 변화를 시간에 따라 나타낸 것이다. 그림에서 IPF(Ice Packing Factor)는 축열전 물의 체적(V_{ice})에 대한 축열후 얼음의 체적($V_{w,i}$)비를 나타내는 것으로 다음과 같다.

$$IPF = \frac{V_{ice}}{V_{w,i}} \quad (1)$$

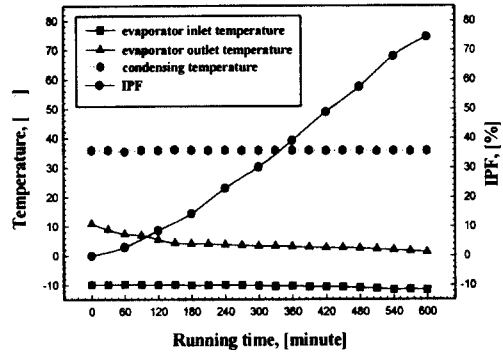


Fig. 2 Variation of the temperature and IPF of ice storage system with running time.

$$= \frac{\Delta h}{[1 - (\rho_{ice} / \rho_w)] \times (V_{w,i} / A_{IST})} \quad (2)$$

여기서, A_{IST} 는 축열조 단면적을 나타내고, $V_{w,i}$ 는 축열전의 물의 체적을 나타낸다. Δh 는 축열전과 축열후 축열조내의 수위차를 나타내고, ρ_w 와 ρ_{ice} 는 각각 물과 얼음의 밀도를 나타낸다. 식(2)에서 얼음의 밀도(ρ_{ice})는 Fukusako⁽²⁾가 제안한 식(3)으로 계산하였다.

$$\rho_{ice} = 917 \times (1 - 1.17 \times 10^{-4} \times T_{ice}) \quad (3)$$

$$(-140 \text{ } ^\circ\text{C} \leq T_{ice} \leq 0 \text{ } ^\circ\text{C})$$

그림에서 축냉운전이 진행되는 동안 응축온도는 거의 변함이 없으나, 증발온도는 축냉시간이 진행됨에 따라 감소하는 것을 알 수 있다. 이것은 열교환기 주위로 착빙이 진행됨에 따라 얼음자체가 열저항으로 되기 때문이라고 판단된다.⁽³⁾ IPF는 축냉운전동안 거의 선형적으로 증가하는 것을 알 수 있다. 즉, 얼음의 형성속도는 운전조건에 관계없이 일정하다는 것을 의미한다. 이것은 열전달 능력이 얼음두께에 큰 영향을 받지 않기 때문인 것으로 생각된다.⁽⁴⁾

Fig. 3은 축냉 운전시간동안의 축열조내 수온의 변화를 나타낸 것이다. 온도측정은 축열조내 상부(h/H=1), 중부(h/H=0.5), 하부(h/H=0)에 각각 4개소 총 12개소에서 열전대를 설치하여 측정하였다. 그림에 나타낸 것처럼 축열조내 수온은 수평적으로 거의 일정하지만 수직적으로는 큰 온도차를 보이고 있다. 또한 운전초 축열조내의 물온도가 거의 동일하지만 물의 온도가 4°C이하로 됨에 따라 축열조내 상부, 중부, 하부에서 온도차가 발생하게 된다. 그러나 축열조내 물의 온도가 감소하다가 4°C이하가 되면, 열교환기 주위에 얼음이 형

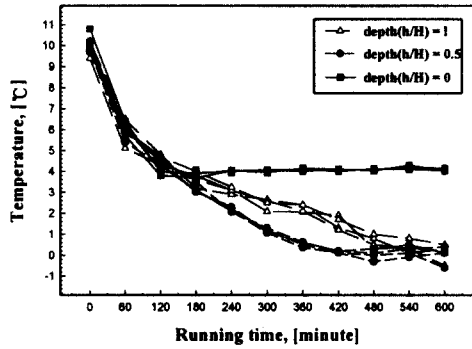


Fig. 3 Temperature variation of water in the ice storage tank with running time during refrigerants subcooling.

성되더라도 축열조 하부온도는 4°C를 유지하는 것을 알 수 있다. 이는 온도에 따른 물의 밀도차로 인하여 4°C의 밀도가 큰 물이 축열조하부에 정제하기 때문이라고 판단된다.⁽⁵⁾

3.2 냉매 과냉각 운전

Fig. 4는 축냉 운전동안의 증발온도, 응축온도, IPF 등의 변화를 시간에 따라 나타낸 것이다. 시간이 경과됨에 따라 응축온도 및 증발온도는 거의 변화가 없으나, 축열조 출구의 냉매온도는 운전 후반부에서 점차 상승하는데, 이는 축열조내의 축냉된 얼음이 점차 소비되어 가기 때문이다. IPF는 운전이 진행되는 동안 거의 선형적으로 감소한다는 것을 알 수 있다.

Fig. 5는 과냉각 운전동안 축열조내 물의 온도를 시간에 따라 나타낸 것이다. 그림에서 알 수

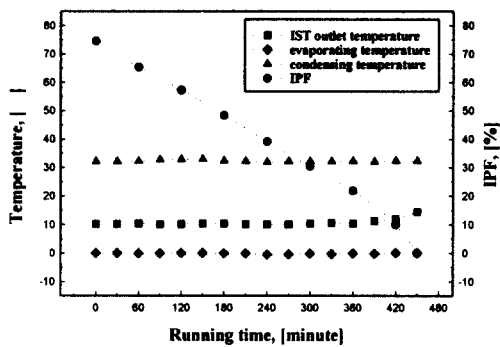


Fig. 4 Variation of the temperature and IPF of a refrigerants subcooling system with running time.

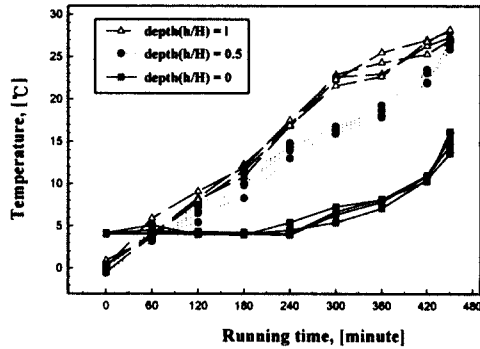


Fig. 5 Temperature variation of water in the ice storage tank with running time during refrigerant subcooling.

있듯이 운전초 축열조 중간부(h/H=0.5)와 상부(h/H=1)의 수온이 하부(h/H=0) 수온보다 낮지만 과냉각 운전이 진행되면서 하부 수온은 거의 일정한 반면 중간부와 상부의 수온은 급격히 높아짐을 알 수 있다. 또한 축열조내 물의 온도는 수평적으로 거의 변화가 없지만, 수직적으로 온도차가 크게 발생함을 알 수 있다. 이는 응축기 출구 냉매와의 열교환에 의해 온도가 상승된 물이 온도차에 의한 밀도차로 인해 축열조의 상부로 이동하기 때문이다.⁽³⁾ 따라서 더욱 확실한 열교환을 위해서는 축열조내 물을 교반시킬 수 있는 장치가 필요하다.

3.3 냉매 순환량

Fig. 6은 과냉각 열펌프 시스템과 비과냉각 열

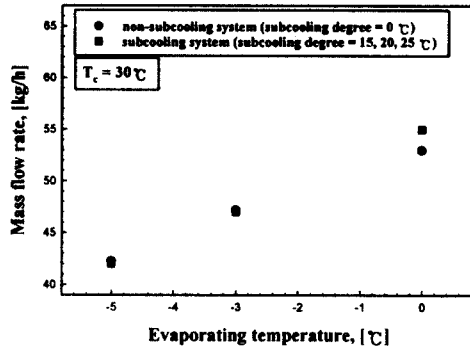


Fig. 6 Comparison between mass flow rate of refrigerant subcooling system and non-subcooling system with evaporating temperature.

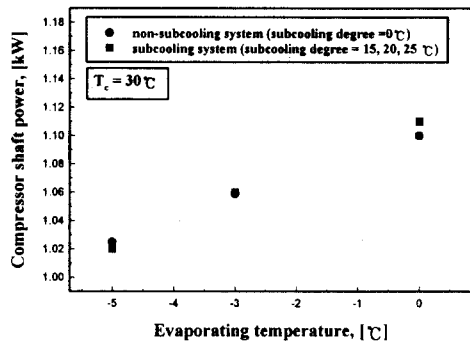


Fig. 7 Comparison between compressor shaft power of the refrigerant subcooling system and non-subcooling system with evaporation temperature.

펌프 시스템의 냉매 순환량을 증발온도의 변화에 따라 비교한 것이다. 그림에 나타난 것처럼 두 시스템 모두 증발온도가 증가할수록 냉매 순환량은 증가하였지만, 과냉각 열펌프 시스템에서 과냉도에 따른 냉매 순환량의 변화는 나타나지 않았다. 또한, 비과냉각 시스템과 과냉각 시스템의 냉매 순환량 차이는 ±5% 이내에 잘 일치하고 있다. 이 결과는 Senlson 등⁽⁶⁾이 보고한 실험결과와 일치하는 것으로 응축기 출구(팽창밸브 전)의 냉매액을 과냉각시켰을 경우와 과냉각을 시키지 않았을 경우의 냉매 순환량은 거의 차이를 보이지 않는다고 하였다. 따라서, 시스템내를 순환하는 냉매 순환량은 과냉각도의 영향보다 증발온도의 영향을 더욱 크게 받는 것을 알 수 있다.

3.4 압축기 소요동력

Fig. 7은 응축온도 30°C일 때 냉매 과냉각 시스템과 비과냉각 시스템의 압축기 소요동력을 증발온도에 따라 비교한 것이다. 압축기 소요동력은 전체적으로 증발온도가 증가할수록 증가하며, 과냉각도에 따른 압축기 소요동력의 변화는 거의 없다. 이것은 압축기의 소요동력에 가장 큰 영향을 미치는 요소가 냉매 순환량인데, Fig. 6에 나타난 것처럼 냉매 순환량은 과냉각도에 의한 영향을 거의 받지 않고 증발온도에 의한 영향을 많이 받기 때문에 증발온도가 증가할수록 냉매 순환량이 증가하여 압축기 소요동력이 커지는 것으로 판단된다.⁽⁷⁾

3.5 냉각능력

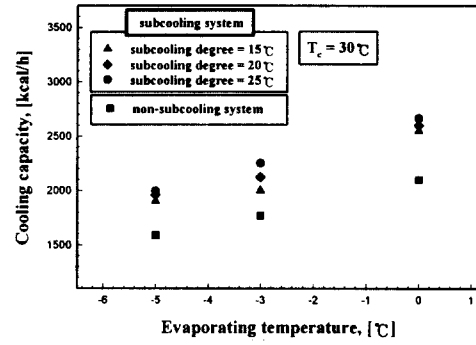


Fig. 8 Comparison between cooling capacity of refrigerant subcooling system and non-subcooling system with evaporation temperature.

Fig. 8은 응축온도가 30°C일 때, 냉매 과냉각 시스템과 비과냉각 시스템의 냉각능력을 증발온도의 변화에 따라 비교한 것이다. 여기서 과냉각 운전시와 비과냉각 운전시의 냉각능력은 증발기 내를 순환하는 냉매의 엔탈피차에 의한 방법과 열원수의 입·출구 온도차에 의한 방법으로 계산한다.

$$Q_{e,ref} = m_{ref} \times \Delta h \tag{4}$$

$$Q_{e,w} = m_w \times C_{p,w} \times (T_{w,in} - T_{w,out}) \tag{5}$$

$C_{p,w}$ 는 물의 정압 비열을 나타내며, $m_{w,sub}$ 와 m_{ref} 는 열원수와 냉매의 질량유량이다. 그림에서 냉각능력은 증발온도가 증가할수록 증가하며 냉매 과냉각 시스템의 냉각능력이 비과냉각 시스템보다 약 28%정도 증가하였다. 또한 냉각능력은 과냉각도가 증가할수록 증가하는데, 증발온도 0°C일 때 과냉각도가 15°C인 경우보다 25°C인 경우가 약 5%정도 증가하는 것을 알 수 있다. 이는 Linton 등⁽⁷⁾의 연구 결과와 거의 일치하는 것으로 이들은 CFC-12를 사용하여 각각 6°C와 18°C의 과냉각도를 주었을 경우, 과냉각도 18°C인 경우가 냉각능력이 10%정도 크다고 보고하였다. 이와 같은 결과들은 응축기 출구의 냉매액을 과냉각시켰을 경우, 응축기를 나온 냉매액이 팽창밸브 통과시 냉매가스로 되는 냉매량이 감소하기 때문이라 생각된다.

3.6 성적 계수

Fig. 9는 냉매액 과냉각 시스템과 비과냉각 시스템의 성적계수(COP)를 증발온도의 변화에 나타낸 것이다. 여기서 과냉각 운전시의 성적계수

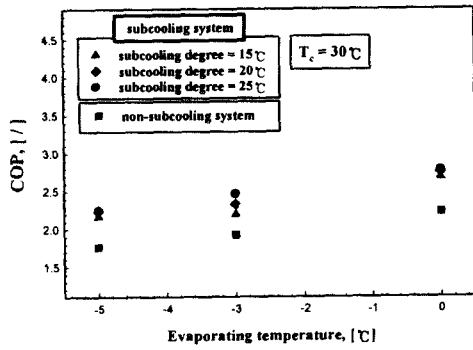


Fig. 9 Comparison between COP of refrigerant subcooling system and non-subcooling system with evaporating temperature.

(COP_{sub})는 식(5)으로 계산한 냉각열량(Q_c)과 압축기 소요동력(W_{sub})으로부터 식(6)으로 계산하였다.

$$COP_{sub} = \frac{Q_c}{AW_{sub}} \quad (6)$$

여기서, A는 일의 열당량이다. 그림에서 알 수 있듯이 성적계수는 과냉각도와 증발온도가 증가할수록 증가하고, 증발온도가 동일한 경우 냉매액 과냉각 시스템의 성적계수가 비과냉각 시스템보다 약 28%정도 증가하였다. 이는 Ogoshi⁽²⁾의 실험 결과와 거의 일치하는 것으로 증발온도가 일정할 때, 냉매액 과냉각 시스템과 비과냉각 시스템의 냉매유량과 압축기 소요동력은 냉매 과냉각도에 무관하지만 냉각열량은 냉매 과냉각도와 밀접한 관계가 있다고 보고하였다. 따라서 성적계수는 과냉각도가 증가할수록 증가하기 때문에 냉각열량이 증가한 만큼 COP도 증가한다고 판단된다.

4. 결론

R-22를 작동유체로 하는 빙축열 이용 냉매액 과냉각 열펌프 시스템의 성능 및 사이클 특성을 파악하고, 비과냉각 열펌프 시스템(일반 열펌프 시스템)의 성능을 비교한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 축냉 및 과냉각 운전시의 사이클 특성에서, 축냉 운전시 IPF는 거의 선형적으로 증가함을 알 수 있었다.
2. 축냉 운전시와 과냉각 운전시의 축열조내 물의 깊이에 따른 온도 변화를 측정된 결과, 수평적

온도차는 거의 없는 반면, 수직적 온도차는 크게 발생함을 알 수 있었다. 효과적인 축냉 및 효율적인 냉열 이용을 위해서는 축열조내 물의 교반이 필요함을 확인 할 수 있었다.

3. 냉매유량 및 압축기 소요동력은 전체적으로 증발온도가 증가할수록 증가하지만 과냉각도의 영향은 거의 없었다.

4. 증발온도 및 과냉각도에 따른 냉각열량 및 COP는 증발온도와 과냉각도가 증가할수록 증가하였으며, 최고 25%~35%까지 높게 나타났다. 따라서 냉각열량이 증가한 만큼 열원기기의 용량을 감소시킬 수 있을 것이다.

참고문헌

- [1] 유효선 등, 1989, 공조용 축열시스템 개발(II), 과학기술처, pp. 162.
- [2] Shoichiro Fukusako, 1990, 水の凍結・氷の融解に関する工學的諸問題, 日本冷凍協會論文集, Vol. 7, No. 1, pp. 1~32.
- [3] 이윤표, 1993, 열저항의 측면에서 본 빙축열조의 구성, 냉동공조기술, Vol. 10, No. 3, pp. 64~73.
- [4] 유효선 등, 1989, 공조용 축열시스템 개발(II), 과학기술처, pp. 79
- [5] 김정수, 1999, 한전의 축냉식 방방설비 보급지원제도, 한국전력공사 전력연구원, pp. 47~54
- [6] W. K. Snelson, Jeffrey W. Linton, Andrew R. Triebe, 1993, System drop-in tests of refrigerant blend R-125/R-143a/R-134a (44%/52%/4%) compared to R-502, ASHRAE Transactions, Vol. 99, No. 2, pp. 17~24.
- [7] J. W. Linton, W. K. Snelson, P. F. Hearty, 1994, Effect of condenser liquid subcooling on system performance for refrigerants CFC-12, HFC-134a, and HFC-152a, 160~165.
- [8] Hidemasa Ogoshi, 1989, 冷媒過冷却を用いた氷蓄熱システム, 冷凍, Vol. 63, No. 734, pp. 35~40.