

# 냉매과냉각에 의한 열펌프의 성능향상에 관한 연구

윤찬일\* · 박승준\* · 노건상\*\* · 이상훈\*\*\* · 정재천\*\*\*\* · 오후규\*\*\*\*\*

(한국박용기관학회)

## Study on Performance of Heat Pump using a subcooled refrigerant

C. I. Yoon\*, S. J. Park\*, G. S. Ro\*\*, S. H. Lee\*\*\*, J. C. Jung\*\*\*\*, H. K. Oh\*\*\*\*\*

(KOSME)

Abstract : In this paper, a new type refrigerant liquid subcooling system which adopts ice storage system is proposed. And the cycle characteristics of a new system was investigated. Since this system subcools a refrigerant in the daytime using the ice stored by electric power in the night, it is high efficiency heat pump system which have the merit of ice storage system and possible to improve the performance of the heat pump.

The running to storage the ice was carried out for 10 hours in the night and the evaporating temperature was set on  $-5^{\circ}\text{C}$ . Subcooling operation stayed as  $30^{\circ}\text{C}$  subcooling degree and performed till the water in the IST(Ice storage tank) was reached  $12^{\circ}\text{C}$ .

The experimental result showed that a new system was superior to the existing refrigeration system generally. The total cooling capacity of a new system was about 11% higher than that of the existing refrigeration system. And the COP of a new system was improved by 22% compared to the existing refrigeration system.

Key Words : Heat pump(열펌프), Refrigerant subcooling(냉매과냉각), Ice storage system(빙축열시스템), COP(성적계수), Ice-on-coil(관외착빙), Cooling capacity(냉각능력)

### 1. 서 론

산업의 발전과 생활수준 향상으로 인해 더욱 쾌적하고 안락한 작업 및 주거 환경이 요구되고 있다. 이러한 요구와 함께 냉동·공조기들이 급증하였으며 이것들에 의한 전력수요량의 증가는 큰 문제로 대두되고 있다. 특히 여름철 주간 전력은 피크(peak)를 발생하고 있으며 이러한 피크(peak)는 매년 급격히 증가하는 경향이 있다. 이 때문에 전력 수급의 효율성 면에서 주간과 야간의 전력수요 평균화가 요구되고 있다. 이러한 요구에 부응하기 위한 하나의 방법으로써 야간의

값싼 전력을 사용하여 얼음으로 냉열을 저장하였다가 주간 냉방시 이것을 사용하는 빙축열 시스템이 주목받고 있다. 빙축열 시스템은 여름철 주간전력 피크컷(peak cut), 열원기기의 용량축소, 운전비용의 절감등의 이점을 가지고 있다. 그러나 초기투자비가 크고 설치시의 공간문제 때문에 소비자들의 욕구를 충족시키지 못하고 있다.<sup>1)</sup> 또한 대부분 중·대형 건물에만 적용되고 있기 때문에 고성능이면서 콤팩트하여 소형건물이나 가정용으로 적용 가능한 빙축열유닛이 절실히 요구되고 있다. Fig. 1(a)는 기존의 냉매액 과냉각 시스템을, (b)는 본 연구에서 새롭게 제안하는 냉매액 과냉각 시스템(이하 과냉각 시스템 및 과냉각 운전이라 칭함)의 개략도이다. 응축기 출구의 냉

\* 부경대학교 대학원

\*\* 동명대학 가스냉동과

\*\*\* 아진산업

\*\*\*\* 한서엔지니어링

\*\*\*\*\* 부경대학교

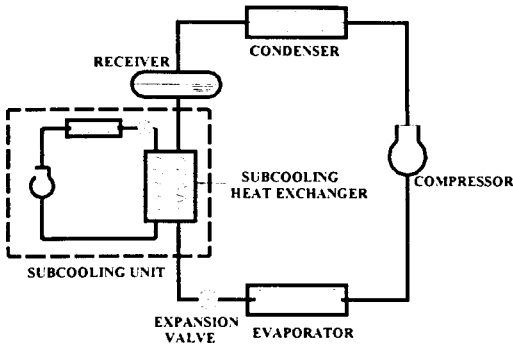


Fig. 1-(a) Existing refrigerant subcooling system

매를 과냉각 시킨다는 점에서는 공통점이 있지만 기존의 과냉각 시스템은 별도의 냉매과냉각용 유닛을 사용한 반면 새로운 시스템은 별도의 냉동 유닛 대신 응축기 출구에 축열조만을 삽입하면 된다. 때문에 본 시스템은 축열시스템이 가진 장점을 유지하는 동시에 열펌프의 성능을 향상시킬 수 있는 장점을 가지고 있다. 또한 수배관이나 2차열매 반송펌프등이 필요 없기 때문에 기존의 냉매액 과냉각 시스템이나 빙축열 시스템보다 단순하고 콤팩트하다.<sup>2)</sup> 따라서 본 연구에서는 심야에 축열된 냉열을 주간 냉방운전시 효과적으로 이용하고자 축열된 냉열을 냉매과냉각용으로 사용하는 새로운 시스템을 제안하고 그 특성 및 성능을 실험적으로 평가하였으며 일반 냉동시스템과도 그 성능을 비교하였다.

## 2. 실험장치 및 방법

Table.1 Experimental conditions

I.D. of testsection(mm)	12.3
Mass flow(kg/h)	30~69
Quality(/)	0~1.0
Condensing temperature(°C)	34~36
Evaporating temperature(°C)	0~-10
Subcooling degrees(°C)	0~31

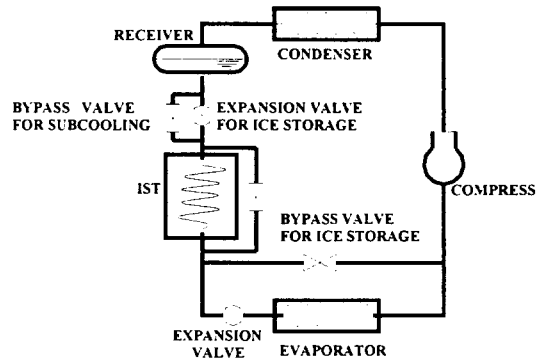


Fig. 1-(b) Refrigerant subcooling system.

### 2.1 실험장치

본 연구에 사용된 실험장치의 개략도를 Fig. 2에 나타내었다. 그림에서 실선은 압축기로 구동되는 냉매순환경로를, 점선은 냉동기유의 회수경로를, 이점 쇄선은 열원수 펌프에 의해 구동되는 열원수의 순환 경로를 나타내고 있다. 냉매순환 경로는 압축기, 응축기, 빙축열조, 팽창밸브, 증발기, 액분리기로 구성되고, 열원수 순환경로는 항온조, 열원수 펌프, 체적식유량계 등으로 구성된다. 열원수는 칠러와 히터로 구성된 항온조를 이용하여 일정한 시험조건을 유지하도록 하였다. 응축기와 테스트부인 증발기는 2중관형 열교환기로서 냉매와 열원수가 반대방향으로 흐르는 대향류형 열교환기이다. 압축기는 R-22용 2마력 반밀폐형이고, 회전수는 인버터(Inverter)로 조절하였다. 축열조는 축열시에는 빙축열조로 과냉각운전시에는 냉매액을 과냉각시키는 냉열원부로 사용된다. 축열조의 외형치수는 570mm(W)×570mm(L)×1070mm(H)의 크기로 제작하였고 외부의 열손실을 막기 위해 35mm 단열벽을 설치하였다. 전면은 가시화가 가능하도록 20mm 두께의 안전강화 투명 아크릴로 제작하였다. 축열매체로서는 수도수를 사용하였으며 조내의 수위변화를 측정하기 위해 수면계를 설치하였다. 실험에서 측정할 주요 항목은 냉매유량, 입력 전력, 시스템의 주요위치에서 냉매온도와 압력, 응축기와 증발기 입출구 열원수 온도 및 유량, 축열조내의 수온 및 수위 등이다. 온도는 증발기,

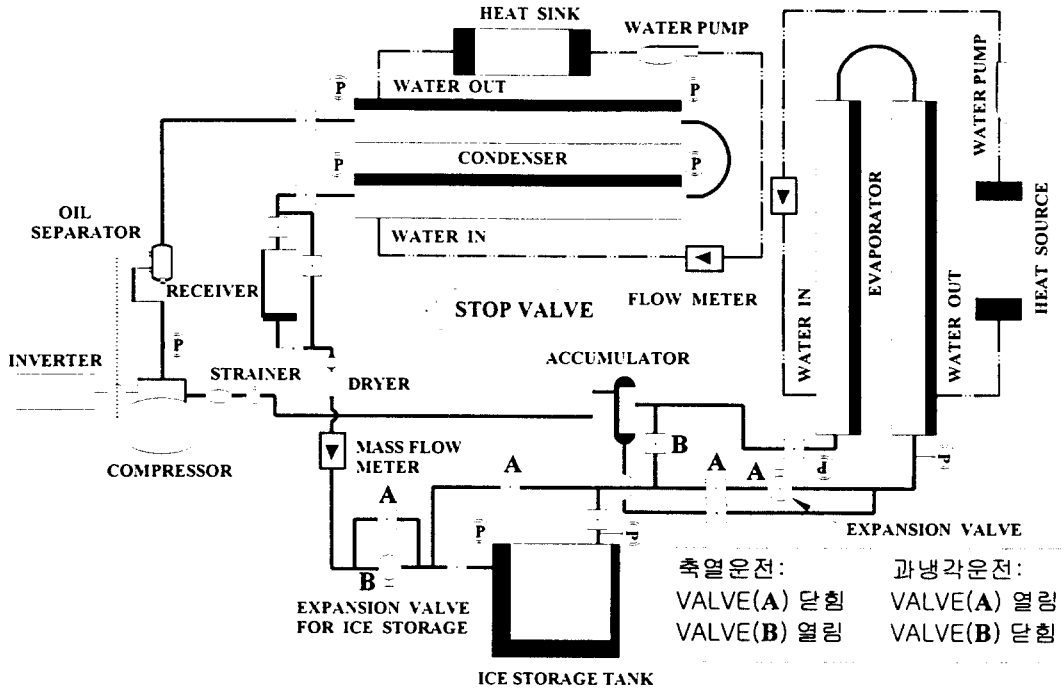


Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus.

압축기, 응축기, 축열조 등에서 T-type 열전대를 사용하여 측정하였으며 장치내를 순환하는 냉매 유량은 수액기 출구에 설치된 질량유량계로서 측정하였다. 또한 압력은 장치의 각부분에 압력계 이지와 차압계를 설치하여 측정하였다. 그리고 압축기 소요동력은 powermeter를 사용하여 측정하였다.

## 2.2 실험 방법 및 조건

본 실험에서는 냉매 과냉각용 냉동유닛을 제작하여 야간에 축열하고 주간에 축열된 냉열을 이용하여 냉매 과냉각 실험하였다. 또한 냉매 과냉각 시스템의 성능을 일반냉동시스템과 비교하기 위해 두 시스템의 사양 및 실험조건을 동일하게 하여 실험하였다. 실험조건을 Table.1에 나타낸다.

야간의 축열운전은 먼저 축열조내 물의 온도가 12℃가 될때 까지 예냉을 한 후 축열운전을 시작한다. 운전이 시작된 후 코일 주위의 착빙으로 인한 전열효과 감소 현상을 줄이기 위해 조내 물

의 온도가 0℃가 될 때 까지 증발온도 0℃로 운전을 행하고 조내 물이 0℃에 가까워지면 증발온도를 -5℃로 낮추어 축열운전을 하였다. 냉매 및 축열조내 물의 온도 변화를 2분마다 측정하고 조내의 초기 수위 및 매 시간 마다 수위를 측정하였다. 운전시간은 밤10시부터 다음날 아침8시까지 10시간 동안 실시하였다. 축열 운전시 냉매는 압축기→응축기→수액기→축열용팽창밸브→축열조→액분리기에서 다시 압축기로 순환한다. 제빙 방식은 관외착빙(Ice on Coil)방식으로 하였다.

주간의 과냉각운전은 아침 9시부터 오후 7시까지 실시하였으며 냉매온도 및 조내물의 온도를 축열운전시와 마찬가지로 2분마다 측정하였으며 해빙량 측정을 위해 매시간 마다 조내 수위 변화를 측정하였다. 축열조 출구의 냉매액 온도를 18, 10, 5℃(과냉각도 18, 26, 31)로 설정하여 실험하였고 증발온도는 0℃, -3℃, -5℃, -8℃, -10℃로 하였다. 과냉각 운전은 조내 물의 온도가 12℃가 될 때까지 행하고 그 이후는 일반 냉동시스템운

전을 행하는 것으로 하였다. 과냉각 운전시 냉매는 압축기→응축기→수액기→축열조→팽창밸브→증발기→액분리기에서 다시 압축기로 순환하게 된다. 과냉각 운전시 과냉각도는 축열조를 통과하는 냉매와 축열조를 바이패스하는 냉매 비율을 조절하여 일정하게 유지하였다. 성능을 비교하기 위한 일반냉동시스템의 운전은 과냉각 운전과 동일한 조건으로 실행하였다.

### 3. 데이터 정리

냉매에 대한 열역학적인 데이터는 CSD 상태방정식을 기초로하여 프로그래밍된 NIST의 REFPROP를 이용하여 계산하였으며, 냉동시스템의 성능을 파악하기 위해 냉각열량 및 COP를 계산하였다. 냉각열량은 증발기 열원수의 유량 및 온도를 이용하여 다음의 식으로 계산하였다.

$$Q_e = m_w \cdot c_{pw} \cdot \int_{T_{w,in}}^{T_{w,out}} dT \quad (1)$$

여기에서  $m_w$ 는 증발기측 열원수의 유량이며,  $T_{w,in}$ 과  $T_{w,out}$ 는 각각 증발기측 열원수의 입구와 출구 온도를 나타내며,  $c_{pw}$ 는 증발기측 열원수의 비열을 나타낸다. 냉동장치의 성능을 나타내는 중요한 지표인 성능계수(COP)는 축열운전시와 과냉각운전시 각각 계산하였으며 계산식은 다음

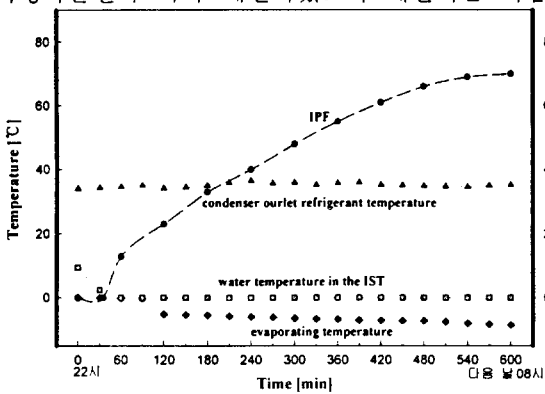


Fig. 3 Temperature variation of the ice storage system with increasing running time.

과 같다.

$$COP = \frac{Q_e}{W} \quad (2)$$

여기에서  $Q_e$ 는 축열시 는 축열된 열량을 나타내고 과냉각 운전시는 증발기에 의한 냉각열량을 나타낸다.  $W$ 는 압축기의 소요동력 이다.

축열운전 및 과냉각 운전시의 IPF(Ice Packing Factor)는 축열조내 초기수위와 매시간 마다 측정된 수위 차에 의하여 다음의 식으로 계산하였다.

$$IPF = \frac{V_i}{V_w} = \frac{\Delta h}{(1 - \rho_i / \rho_w)(V_w / A_{IST})} \quad (3)$$

여기에서  $V_i$  : 조내 얼음의 체적[m<sup>3</sup>]

$V_w$  : 조내물의 체적[m<sup>3</sup>]

$\Delta h$  : 수위차[m]

$\rho_i$  : 얼음의 밀도[kg/m<sup>3</sup>]

$\rho_w$  : 물의 밀도[kg/m<sup>3</sup>]

$A_{IST}$  : 축열조 단면적[m<sup>2</sup>]을 의미한다.<sup>3)</sup>

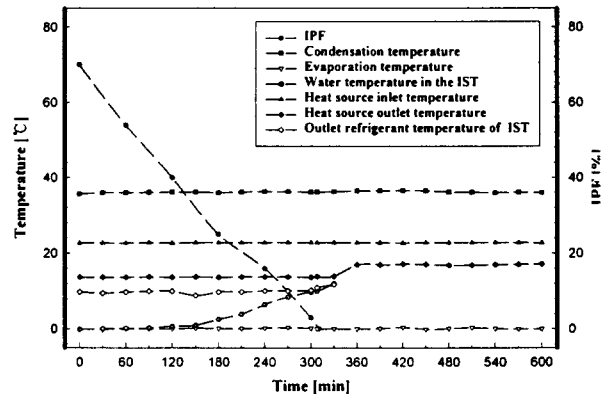


Fig. 4 Temperature variation of refrigerant subcooling system with increasing running time.

Table. 2 parameters of Ice storage system

항 목		사 양
IPF		70 %
COP		0.67
축 열 량	현 열	720 kcal
	잠 열	3107 kcal
	계	3827 kcal

#### 4. 실험결과 및 고찰

##### 4.1 축열 및 과냉각 운전특성

Fig. 3은 야간의 축열운시에 시간의 경과에 따른 증발온도, 응축기 출구의 냉매온도, 축열조내의 수온, 단위시간당의 IPF를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 축열조내의 수온은 얼음이 생성되기 시작하는 점, 즉, IPF곡선과 만나는 점을 지나서는 거의 일정하였다. 그리고, 증발온도 및 단위시간당 IPF(Ice Praction Factor)비율이 시간이 경과함에 따라 점차 저하되는 것을 알 수 있는데, 이것은 코일 주위의 착빙에 따른 열저항과 관련된다. 즉, 착빙이 진행되면서 얼음 그 자체가 열저항이 되기 때문에 열저항도 그만큼 증가한다.<sup>4)</sup> Table.2는 축열운전시 시스템의 능력을 나타내고 있다.

Fig. 4는 야간의 축열운전에 의해 축열된 냉열을 이용하여 냉매를 과냉각시키는 시스템의 특성을 파악하기 위해서, 과냉각 운전시에 응축기 출구온도를 36℃, 증발온도를 0℃, 시스템의 과냉각도를 21℃(축열조 출구 냉매온도는 10℃)로 유지시킨 상태에서 단위시간당의 IPF비율, 열원수 출구온도, 축열조내 수온 및 냉매온도를 나타낸 것이다. IPF는 거의 선형적으로 감소하였고, 열원수의 출구온도는 얼음의 해빙시간이 지난후에 급격히 상승하다가 거의 일정하게 유지되었다. 또한 축열조내 수온과 출구의 냉매온도는 해빙이 완료된 후에 거의 일정하게 상승하였다.

##### 4.2 일반 냉동시스템과의 냉각열량 비교

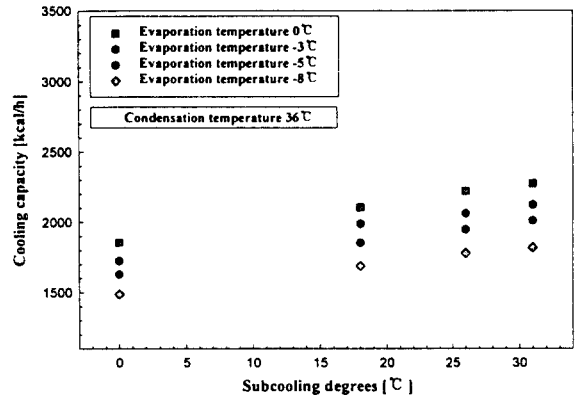


Fig. 5 Comparison between cooling capacity of the refrigerant subcooling system and the non-subcooling system.

Fig. 5는 과냉각 운전시스템과 일반 냉동시스템의 냉각열량을 과냉각도와 증발온도의 변화에 따라 비교한 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 증발온도가 일정한 경우, 과냉각도가 증가할수록 냉각열량은 증가하였고, 과냉각도가 일정한 경우에 증발온도가 증가할수록 냉각열량은 증가하였다. 즉, 과냉각도를 31℃로 하였을 경우 일반 냉동시스템보다 23% 정도 높게 나타났다. 이것은 과냉각도가 증가할수록 증발기 입구 냉매의 건도가 감소하여 거의 포화액 상태가 되고, 증발기내로 흐르는 냉매가스에 의한 증발관 협소현상이 상쇄

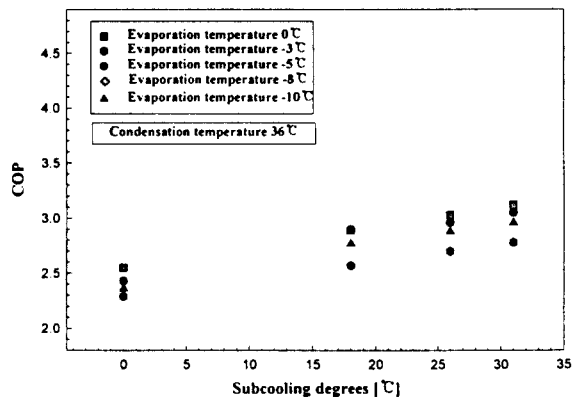


Fig. 6 Comparison between COP of the refrigerant subcooling system and the non-subcooling system.

된다. 따라서 유효전열 면적 및 냉매유량 증가로 인해서 열교환 능력이 향상되기 때문이라 생각된다.<sup>5)</sup>

### 4.3 일반냉동시스템 과의 COP 비교

Fig. 6은 과냉각 운전시스템과 일반냉동시스템의 COP를 과냉각도 및 증발온도의 변화에 따라 비교한 것이다. 전체적으로 냉매 과냉각 시스템의 COP가 일반 냉동시스템보다 큰 값을 가지며, 증발온도 및 과냉각도가 증가할수록 COP도 증가한다는 것을 알 수 있다. 이것은 냉매유량의 증가로 인한 냉각열량의 증가율이 압축기 소요동력의 증가율보다 크기 때문이다.

## 4. 결론

빙축열을 이용하여 응축기 출구의 냉매를 과냉각시킴으로써 성능을 향상 시킬 수 있는 냉매 과냉각 시스템의 특성을 실험하고 기존의 일반 냉동시스템과 그 성능을 비교한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 냉매 과냉각 시스템이 일반냉동시스템보다 증발온도 및 과냉각도가 커질수록 냉각 열량이 증가하며, 과냉각 시스템의 총냉각열량은 일반냉동시스템보다 약 11% 증가하는 것으로 나타났다. 따라서 냉각 열량이 증가한 만큼 열원기기의 용량을 축소 할 수 있을 뿐만 아니라 하절기 부하 변동에도 능동적으로 대처하는 것이 가능하리라 생각된다.

(2) 냉매 과냉각 시스템의 COP는 과냉각도가 증가할수록 커지고, 과냉각도를 약 30℃ 정도로 하였을 경우 냉매 과냉각 시스템이 일반냉동시스템보다 22%정도 증가하는 것으로 나타났다.

## 참 고 문 헌

1. 射場本忠彦, 1990, 氷蓄熱システムの分類, 空気が調和・衛生工學, 第64卷, 第6号, pp. 11-19.
2. Hidemasa Ogoshi, 1988, “冷媒過冷却を用いた氷蓄熱システム“, 冷凍, 第63卷, 第734号, pp. 35-40.
3. 과학기술처, 1989, “공조용 축열시스템 개발(Ⅱ)“, 특정연구개발사업연구보고서, pp. 188-189.
4. T. Coban, R. Boehm, 1989, “Performance of a three-phase, spray-column, direct-contact heat exchanger“, Trans, ASME, vol. 111,
5. 이호림, 2000, “액분배기를 이용한 열펌프의 성능향상에 관한 연구“, 부경대학교석사학위논문, pp 35-63
6. 김정수, 1999, “한전의 축냉식 냉방설비 보급 지원제도“, 1999년 수요관리 기술 워크샵, 한국전력공사 전력연구회, pp. 47-54