

빙축열 에어컨의 동적 사이클 해석

고재윤*, 서태범**

*LG전자 에어컨 연구소(jee.koh@hotmail.com), **인하대학교 기계공학부(Seotb@inha.ac.kr)

Dynamic Analysis of Cool Thermal Storage Air Conditioning System

Koh, Jae-Yoon*, Seo, Tae-Beom**

*A/C Laboratory, LG Electronics, Changwon, Korea(jee.koh@hotmail.com),

**Dept. of Mechanical Eng., Inha University(seotb@inha.ac.kr)

Abstract

In this study, dynamic characteristics analysis of AC system is investigated using a cool thermal storage system. A analysing program for cool thermal storage AC system is developed. The performances are studied by several variables and dynamic characteristics. Comparing the result at conventional operation condition with that at the condition using ice storage system, this study showed the effects of the sub cooled degree, superheated degree, efficiency of compressor and evaporating temperature. At the condition using thermal storage system, the thermal storage process was operated during midnight being not needed the cooling of the AC unit through the continuous running of the condenser. The refrigerant was sub-cooled using stored energy after being discharged from the air source condenser during the daytime. The COP was increased owing to the sub-cooling of refrigerant during daytime, thus the power consumption was effectively decreased.

Keywords: 축냉(Cool thermal storage), 과냉도(Sub cooled degree), AC(air conditioning unit)

기 호 설 명

하 첨 자

ε	: tank effectiveness	comp	: compressor
h, q	: enthalpy (kJ/kg)	compout	: compressor outlet
P	: pressure (kPa)	eva	: evaporator
Q	: storeag Energy (kJ)	in	: inlet
T	: temperature (°C)	out	: outlet
W	: compressing work (kW)	outdoor	: outdoor
η	: efficiency	sub	: sub cooled
		sup	: superheated

접수일자 : 2008년 1월 25일, 심사완료일자:2008년 2월 22일

교신저자 : 서태범(seotb@inha.ac.kr)

1. 서 론

대체에너지 개발 및 에너지 저장 시스템의 효율적 이용에 대한 연구⁽¹⁾는 많은 연구자들로부터 지속적으로 수행되고 있으며, 산업분야에서는 발전설비의 효율적인 운영 및 하계 피크부하 절감을 위한 에너지 저장개념으로 주로 이용하고 있다. 특히 한국전력에서는 심야전력지원제도를 도입하여 축열 시스템의 보급을 지원하고 있다. 그 중 빙축열 시스템은 야간에 냉동기를 구동하여 탱크에 냉열을 저장하였다가 주간에 냉방에 이용하는 시스템으로, 최근에는 단위 체적 및 중량당 열에너지의 저장용량이 큰 잠열을 이용하는 축열 시스템이 공조용으로 주로 채택되고 있다.⁽²⁾ 또한, 축열조에 저장된 냉열로 냉동 시스템의 응축기 고압 측 냉매를 과냉하면 공조기의 COP를 높일 수 있으므로, 축냉 시스템을 이용하면 공조기의 주간 전력소비를 감소시킬 수 있다.⁽³⁾

본 논문에서는 잠열이용 빙축열 시스템의 축냉 및 방냉 과정의 정적, 동적 열역학 사이클을 해석하고 축냉 시스템을 이용할 경우 얻을 수 있는 운전비용 절감효과를 간략히 평가하였다.

2. 시스템 모델링

모델링은 정격능력 28kW인 냉방시스템을 대상으로, 야간에 심야 전기를 이용하여 100% 축냉하고 이를 주간에 사용하는 전축냉 방식기준으로 운전하되, 부분축열로 50%이상의 축냉운전도 가능하도록 설계하였다. 축냉이용 운전시간은 08:00~22:00 중 선택할 수 있으며, 축냉 시간은 심야전기요금 적용 시간인 22:00~08:00 중 선택할 수 있다. 만일, 축냉이용 운전시간 중 방냉이 완료되어 잔여 축냉량이 부족한 경우에는 대기열원을 이용한 실외기 운전 모드로 전환하게 된다. 냉매가 직접 순환하는 직접 팽창식으로 사이클을 구

성하였고, 이때의 적용된 냉매는 R-22이다. 냉매가 축열조 내부의 열교환기를 순환하여 열교환기주위로 열음이 생성하는 관외착빙형 축열조로 구성되어 있고, 방열과정에서는 축열조 평균 온도 20℃에 도달할 때 까지 냉열 회수가 가능한 것으로 가정하였다.

축열조의 용량별 특성은 3000 kg, 3500 kg, 4000 kg의 3가지로 평가하였다. 정격 용량 28 kW용 축열조에 채워지는 물의 무게를 3,500 kg로 기준할 경우, 10시간의 축열 과정으로 축열조에 저장되는 정격열량은 약 1,008,000 kJ이며, 이 중 현열이 차지하는 열량은 약 290,000 kJ이고 나머지는 잠열 축열량이 된다.

시스템의 요구부하에 따라 적절한 냉매의 유량 및 압력이 제어될 수 있도록 압축기는 용량 가변형, 팽창기구는 전자 팽창변으로 가정하였고, 축열된 냉열은 냉매과냉에 이용되는 방식으로 사이클을 구성하였다. 실제 사이클과 유사하도록 응축기와 증발기의 압력손실을 고려하였다. 배관 및 기타장치들의 압력손실과 열손실은 고려하지 않았다.

그림 1은 축열조 3000 kg, 3500 kg, 4000 kg의 3가지 용량에 따른 축냉운전과정 해석결과이다. 시간당 일정량의 축열을 하는 조건에서 축열조 내의 현열 축열과정인 약 2.9시간까지는 압축일이나 냉매의 질량유량, 축열조 효율이 일정하게 유지된다. 그러나 잠열 축열 과정이 시작되면서 축열조의 효율은 1.0에서부터 축냉 과정이 마치는 10시간이 경과하면 약 0.5까지 급격히 감소한다. 축열조 내의 전열을 증가시키기 위해 냉매유량을 증가시켜야하고 이에 따라 압축기 소요 동력이 증가하게 된다. 축열조별 용량에 따라 해석한 결과 3,000 kg 축열조의 경우 축열조 내부의 잠열 열교환이 진행되면서 축열조 효율이 0.5에 가까워지는 8시간부터 전열저항이 커지고 조내의 잠열 축냉량의 비율이 높아 축열조의 효율이 저하되면서 요구 증발열량이 급격히 상승하게 됨을 볼 수 있다. 이에 따르면 축열조 효율이 약 0.6까지 도달되는 축열 범위를 이용하는 것이

에너지 효율 면으로 바람직한 것을 알 수 있다. 축열조 용량이 3500 kg, 4000 kg의 조건에서는 축열열량 증가에 따른 요구 증발열량의 증가비율이 유사하여 본 해석의 기준을 축열조 용량 3500 kg으로 하였다.

축열공조시스템의 성능을 검토하기 위해 표 1과 같이 축열, 방열 각각의 조건에서 증발온도, 압축기효율, 과냉도, 과열도 등을 각각 변화시키며 결과를 비교하였다.

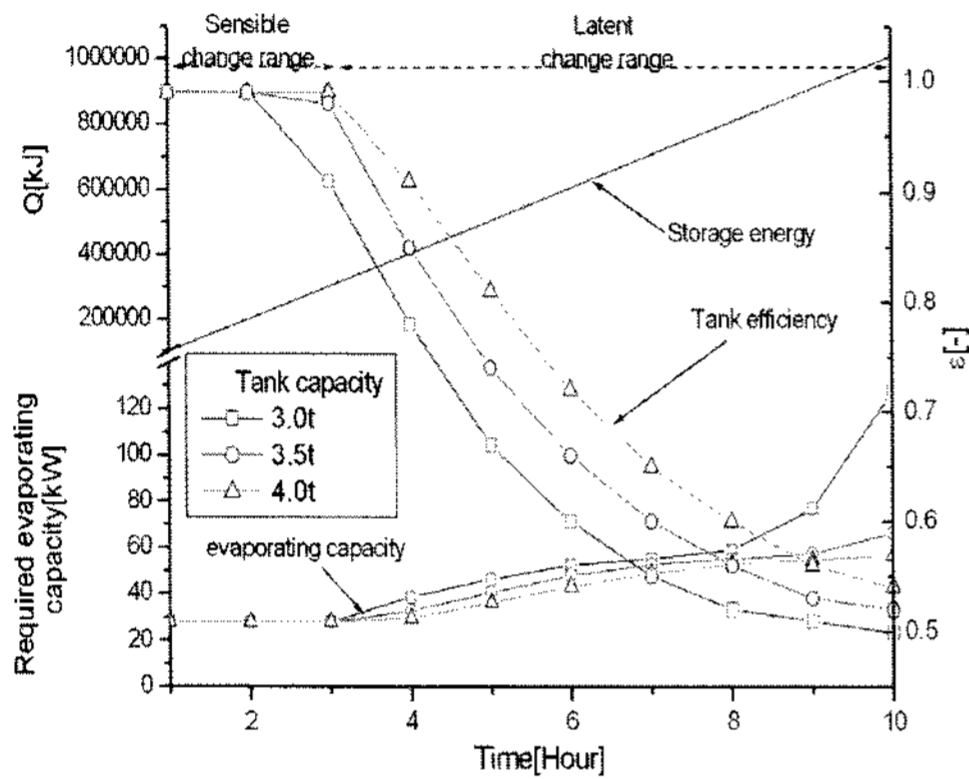


그림 1 축열운전 시 탱크 특성

2. 1 축열과정

축냉 사이클은 그림 2(a)와 같이 압축기 → 실외 응축기 → 팽창기구 → 증발기 → 압축기의 과정을 순환하면서 축열조 내의 물을 얼리는 것으로, 증발기 관련 정보는 증발온도, 압력손실, 과열도이며 이를 통해 증발기의 작동점이 결정된다. 압축기는 압축기 효율을 지정할 수 있도록 하였다. 응축기 관련 정보는 응축온도, 압력손실, 과냉도이며 이를 통해 응

축기의 작동점이 결정된다. 이 냉동 사이클에 대한 P-h 선도는 그림 3과 같다. 각 점에 대한 계산은 입력 값으로 받은 온도와 각각의 압력손실들을 고려해 Refprop 7.0을 이용해 각 점의 상태량을 계산한다.

증발열량은 $h_7 - h_6$ 으로 계산되며, h_1 은 압력 손실 및 과열도가 고려된 값이다. 압축일은 $h_2 - h_1$ 으로 계산되며, h_2 는 압축기의 효율을 통하여 계산된다. 응축열량은 $h_3 - h_5$ 으로 계산되며, 여기서의 h_5 는 압력 손실 및 과냉도가 고려된 값이다. 팽창과정은 등엔탈피 과정으로 $h_5 = h_6$ 로 처리하였다. 표준상태의 해석결과인 Fig. 4를 보면 축열 과정은 낮은 증발온도와 압력과 높은 응축온도, 압력이 요구되어 큰 압축기 소요 동력이 필요한 것을 알 수 있다. 축열 에너지를 이용하여 냉방할 경우에는 기존의 공기열원 공조기와 비교하여 낮은 응축온도와 압력을 이용하여 압축기 소요 동력을 줄일 수 있다.

축냉 시간은 심야시간대인 22:00~08:00(최대 10시간) 중 선택할 수 있으며, 축냉이 완료된 후에는 계산이 종료되도록 하였다. 이 때 축열조의 축냉은 현열 축열과 잠열 축열로 나눌 수 있는데, 현열 축열이 끝난 다음 잠열 축열이 시작된다. 잠열 축열과정에서 열교환기 표면에 제빙량이 증가하면 축열조의 성능에 따라 같은 양의 열량이 축열조로 유입되더라도 실제 축열조로 전달되는 열량은 제빙상태에 따라 변화하게 된다. 축열조의 성능을 평가하기 위해 식(1)과 같이 tank effectiveness의 개념을 도입하였다.

표 1. 시스템 평가조건

heat storage		Case											
		01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11	12
Evaporator	Temp[°C]	-5	-7	-10	-7	-7	-7	-7	-7	-7	-7	-7	-7
	Superheat[°C]	5	5	5	5	6	7	5	5	5	5	5	5
	ΔP[kPa]	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
Condenser	Temp[°C]	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45
	Subcooled[°C]	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	6	7
	ΔP[kPa]	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
Compressor efficiency		0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.75	0.8	0.85	0.8	0.8	0.8

* 1) Total Storage Time : 10hr, 2) Total Release Time : 12hr, 3) Q : 28kW

$$\epsilon = \frac{T_{in} - T_{out}}{T_{in} - T_{ice}} \quad (1)$$

여기서 T_{in} 및 T_{out} 은 축열조로 들어오고 나가는 냉매의 입·출구 온도이며, T_{ice} 는 축열조 내부의 온도이다. 본 연구에서는 이 식을 축열조 내부의 제빙량에 대한 식으로 변경한 Todd's model의 실험 데이터를 이용하였다.⁽⁴⁾

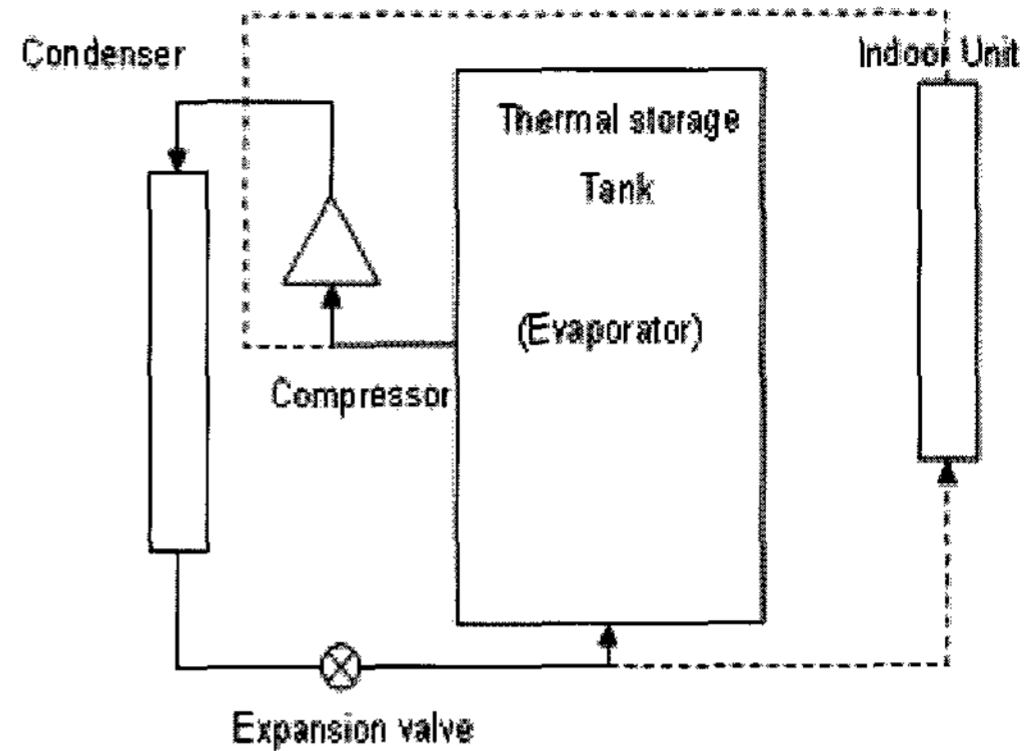
$$\epsilon = 0.9872 - 2.0253CDMC - 2.032CDMC^2 + 1.5643CDMC^3 - 2.6275CDMC^4 \quad (2)$$

여기서, $CDMC$ =생성 열량/전체 축냉량이고 $CDMC$ 가 증가할수록 축열조 내의 열저항이 증가하고 축열조 효율은 저하함을 의미한다.

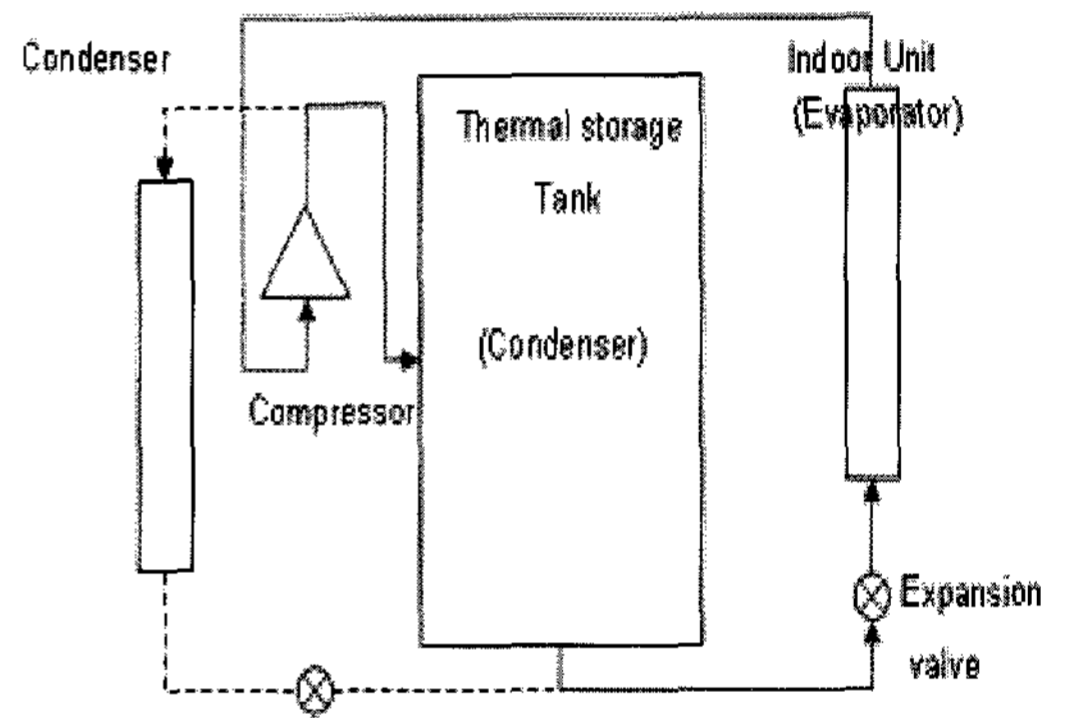
그림 4(a)는 축냉 과정에 대한 순서도이다. 응축기 및 증발기 온도, 과냉각 및 과열 온도, 각 부분에서의 압력손실을 입력한다. 압축기의 효율을 입력한 후 전체 축냉량 및 축냉 시간 정보를 받는다. 입력항들을 통해 시간당 필요한 축냉량 및 냉동 사이클의 각각의 포인트에 대한 상태량을 계산할 수 있다. 그 다음 냉동 사이클의 필요 냉매 유량 및 COP 등을 계산한다.

축열조의 경우 축열조 모델링을 통해 현열 축냉량과 잠열 축냉량을 구분한 후, 현열축열 소요시간을 계산한다. 현열 축냉량의 경우에는 축열조에 유입된 열량이 모두 물로 전달된다고 가정하였다. 반면, 현열 축냉 시간을 통해 계산한 잠열 축냉 소요시간에 대해서는 축열조의 효율을 계산하여 냉매가 축열조 내부 열교환기를 흐를 경우 이때의 실제 축냉량을 계산한다. 이 값이 앞서 계산한 시간당 축냉량과 같다면 이 양을 얼음이 얼게 되면서 얻게 된 열량이라고 할 수 있지만, 같지 않다면 냉매의 유량을 재계산하도록 한다. 입력 값인 빙축열조의 전체 축냉량과 계산을 통해 얻은 축냉량이 같거나, 입력한 축냉 시간과 실제 계산한 축냉한 시간이 같다면 계산을 종료하고, 결과를 출력한다. 그렇지 않다면, 계산 시

간 및 소요 동력을 재계산하여 이를 합산한다.



(a) 축열과정



(b) 방열과정

그림 2. 빙축열 시스템 개략도

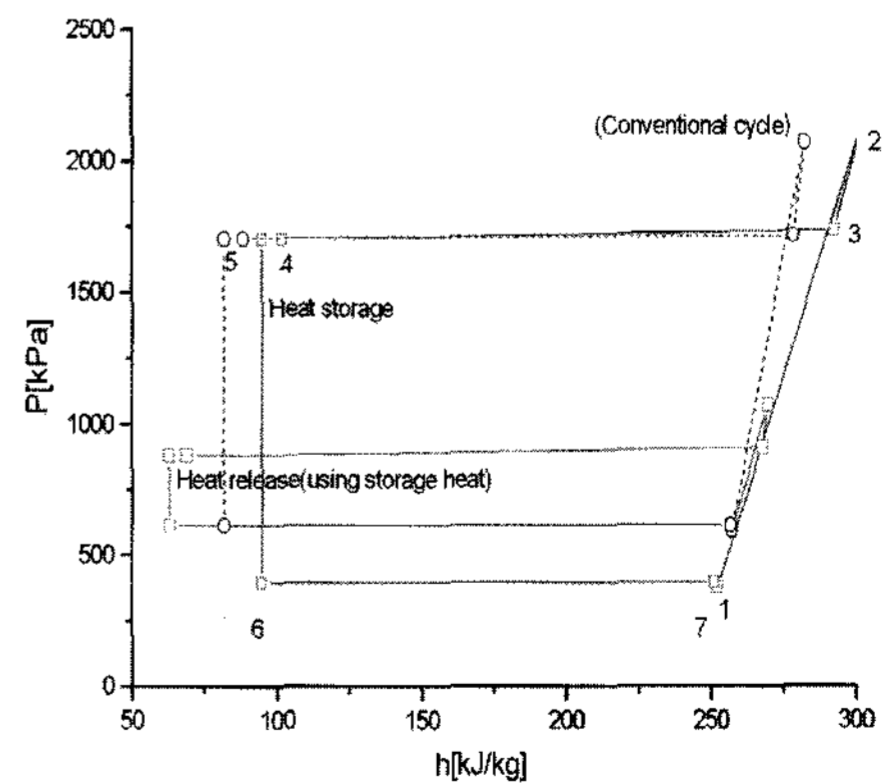
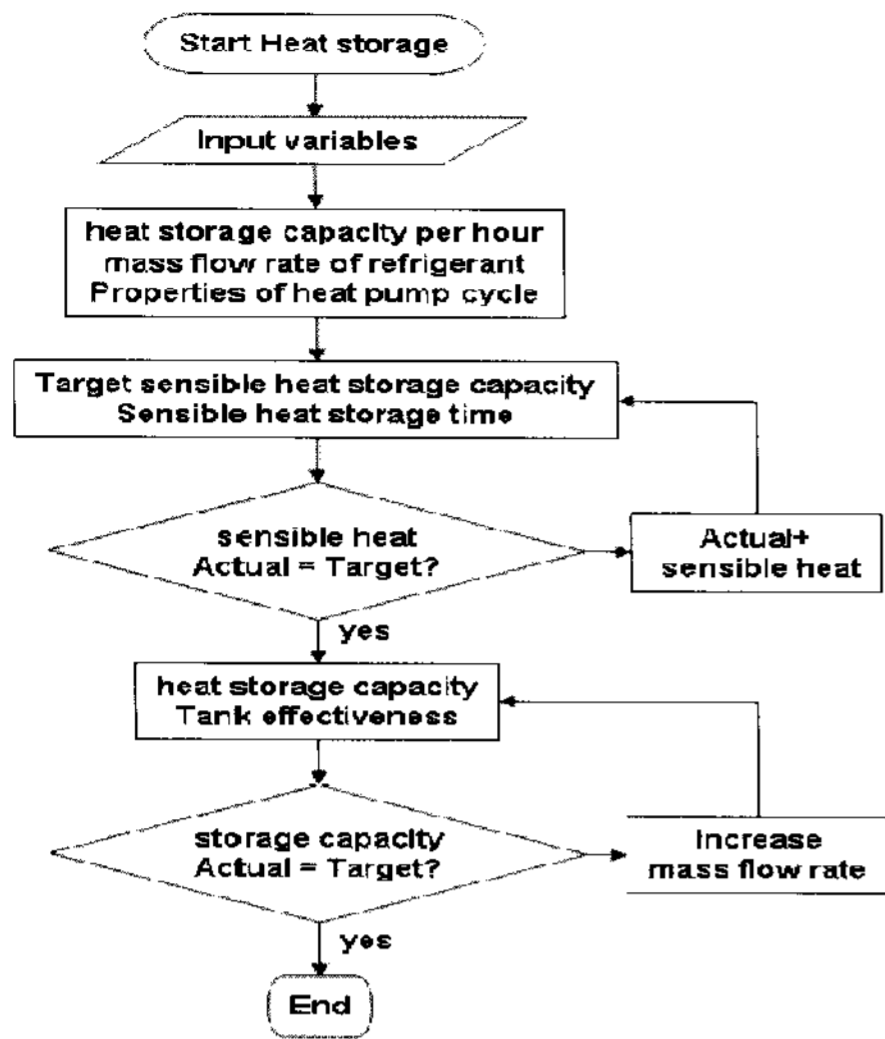
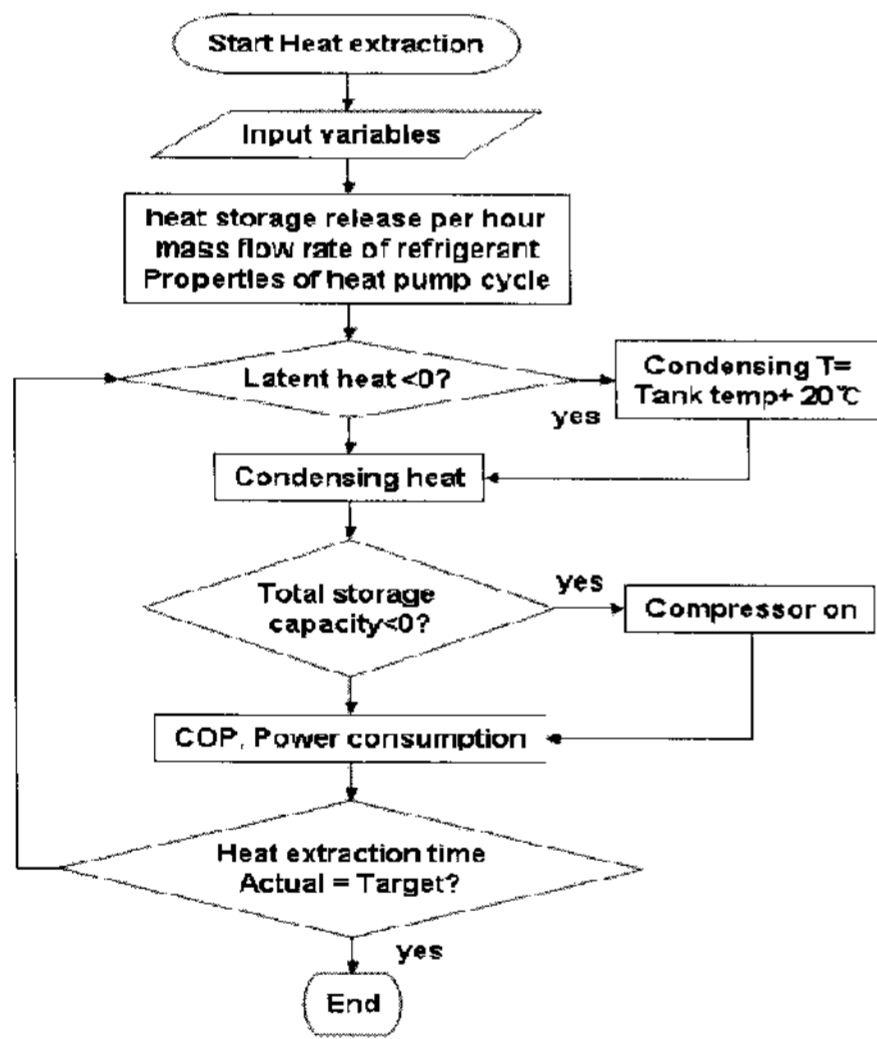


그림 3. P-h 선도



(a) 축열과정



(b) 방열과정

그림 4. 사이클 해석 순서도

2.2 방냉과정

방냉 사이클은 그림 2(b)와 같이 축열조 → 팽창밸브 → 실내 증발기 → 압축기 → 축열조로 이루어져 있다. 압축기를 통과한 냉매를 과냉방식을 이용해 축열조의 냉열을 회수하며, 이 때 증발온도는 약 7°C이며, 냉매가 증발기를 지나며 냉방 부하를 감당하게 된다. 그림 4(b)는 방냉의 순서도이다. 증발기에 관

한 입력은 증발 온도, 압력 손실, 과열도이며 이를 통해 증발기의 작동 포인트가 결정된다. 압축기는 압축기 효율이 입력이 된다. 응축기의 입력 값은 응축기 압력 손실, 과냉도이다. 방냉 시의 주요 입력 값은 냉방 부하이다. 증발온도는 기본적으로 입력 값으로 고정되어 있으며, 입력 값인 시간당 냉방부하로 잠열 축냉량을 사용할 경우에는 응축 온도를 일정한 것으로 가정하고, 현열 축냉량을 사용할 경우에는 축열조 내부의 온도 변화에 따라 응축기의 온도가 상승하게 된다. 축열조 평균 온도가 20°C에 도달되어 축열조의 저장열량이 모두 소모되면 축열조 이용은 정지되고 나머지 부하량은 대기 열원의 공조기가 감당한다. 이 과정을 통해 사이클에 대한 각 포인트가 결정되며, 증발기의 입·출구 엔탈피 차이를 이용하여 냉매의 유량이 결정된다.

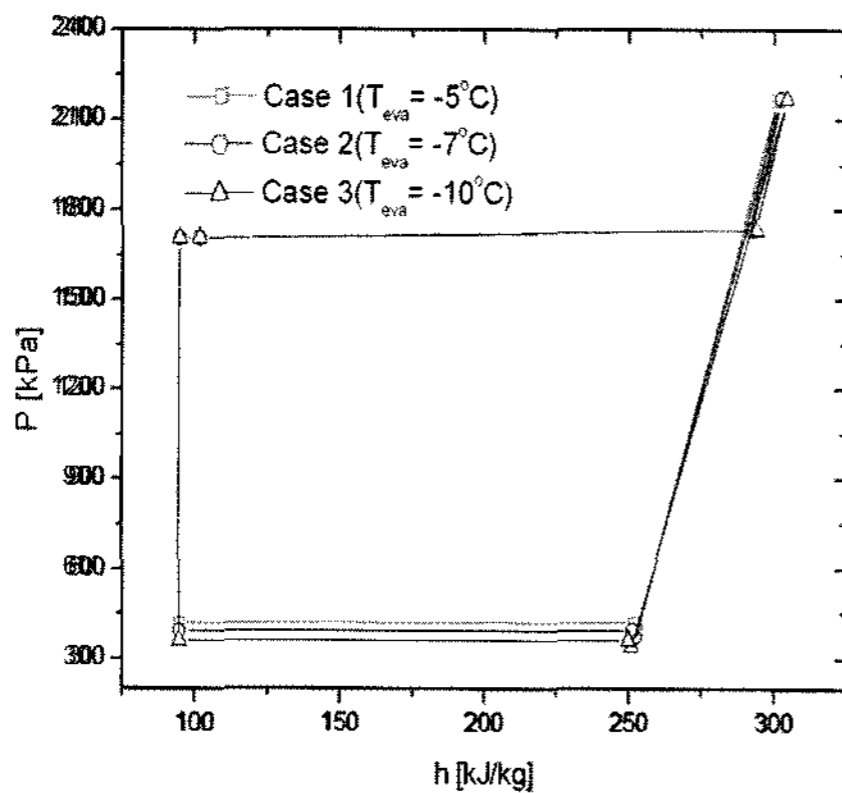
3. 결과

3.1 축열과정

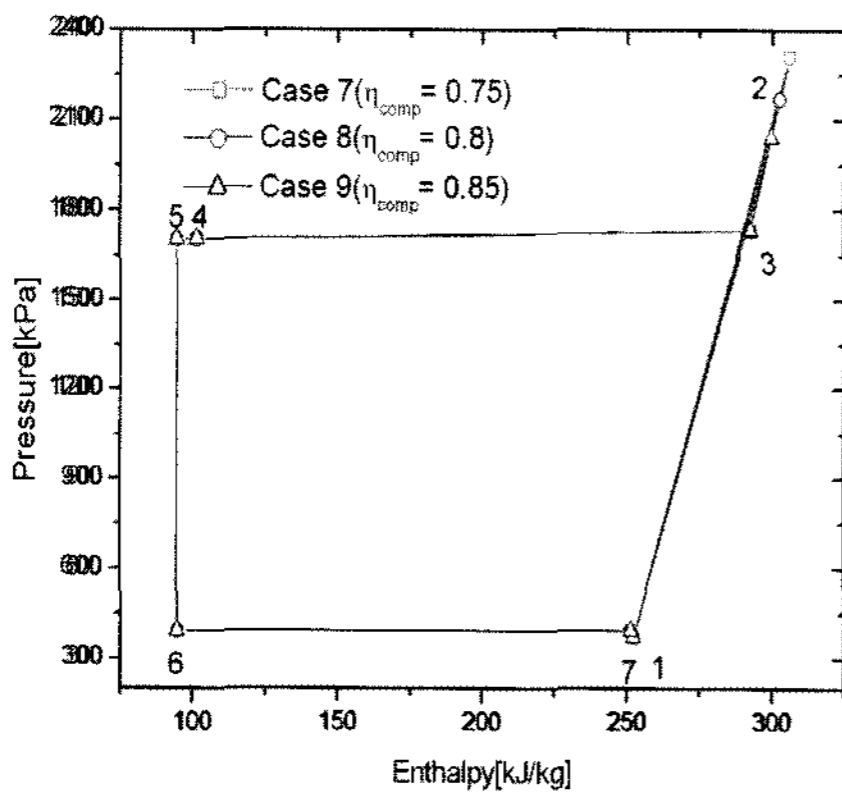
그림 5는 사이클의 각 요소의 변화에 따른 p-h 선도이고 그림 6(a)는 과냉도의 변화에 따른 단위 증발열량, COP등의 결과이다. 과냉도의 증가에 따라 증발기의 유효 흡열량은 증가하고 COP도 비례적으로 향상되는 것으로 나타났다.^(5,6) 그러나 과냉도가 압축기 출구온도에 미치는 영향은 크지 않은 것으로 나타났다. 본 해석에서는 목표 증발용량을 고정해놓고 압축기 효율변화를 부여하여 사이클 해석을 실시하였다. 압축기 효율의 저하됨에 따라 압축기 출구온도는 높아지고 따라서 압축기 소요 동력이 증가하게 된다. 동일 증발용량에서 압축기 효율향상에 따라 COP도 비례적으로 향상되는 것으로 나타났다. 그림 6(b)는 과열도의 변화에 따른 단위 증발열량, COP등의 결과이다. 압축기 출구온도는 과열도가 높아짐에 따라 높아진다. 동일 응축압력에서 과열도를 높일수록 증발기에서 증발하는 냉매 질량유량이 감소하게 되며 증발압력이 감소하

기 때문에 평형온도가 낮아져 비체적은 커지게 되고 체적효율은 저하되어 소요 동력이 증가하게 된다.^(7,8) 동일 응축압력에서 과열도가 높아질 때 COP는 감소한다.

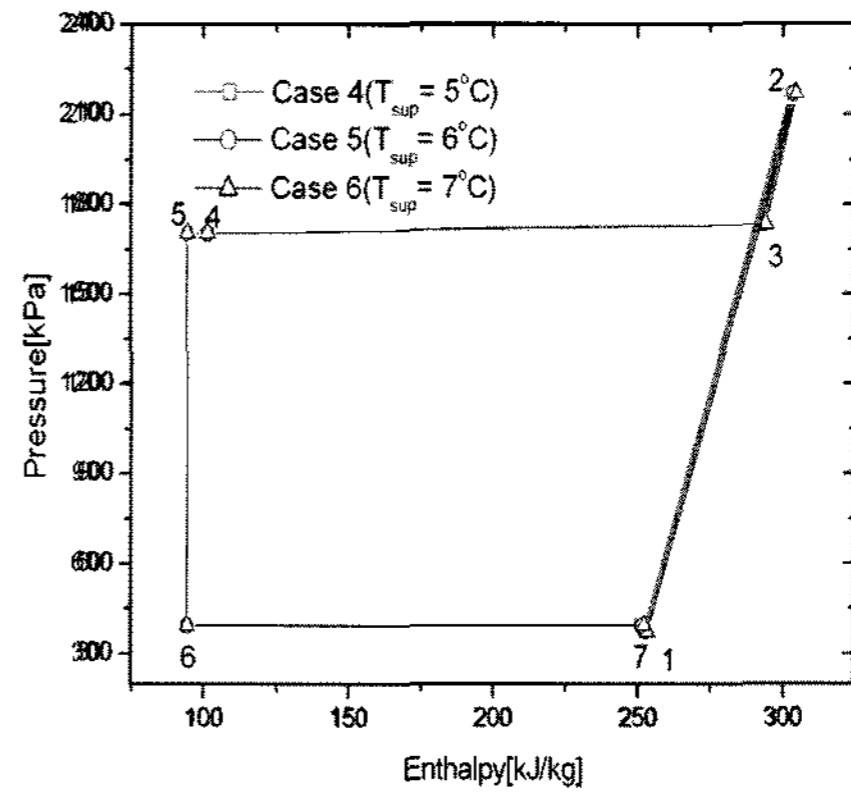
이는 과열도가 높아짐에 따라 증발기 흡열량은 약간 증가하지만 동시에 소요 동력은 역시 증가하기 때문이다. 그러나 과열도 6°C와 7°C에서는 증발기 흡열량과 소요동력 증가비율이 일정하여 COP가 일정하게 나타났다. 평균증발온도를 낮추게 되면 증발기의 열교환 능력은 증가하게 된다. 그러나 높은 압축비를 형성하기 위해 소요 동력이 증가하고 압축기 출구온도는 상승한다. 증발온도를 2°C 낮출 경우 COP는 약 5% 감소한다.



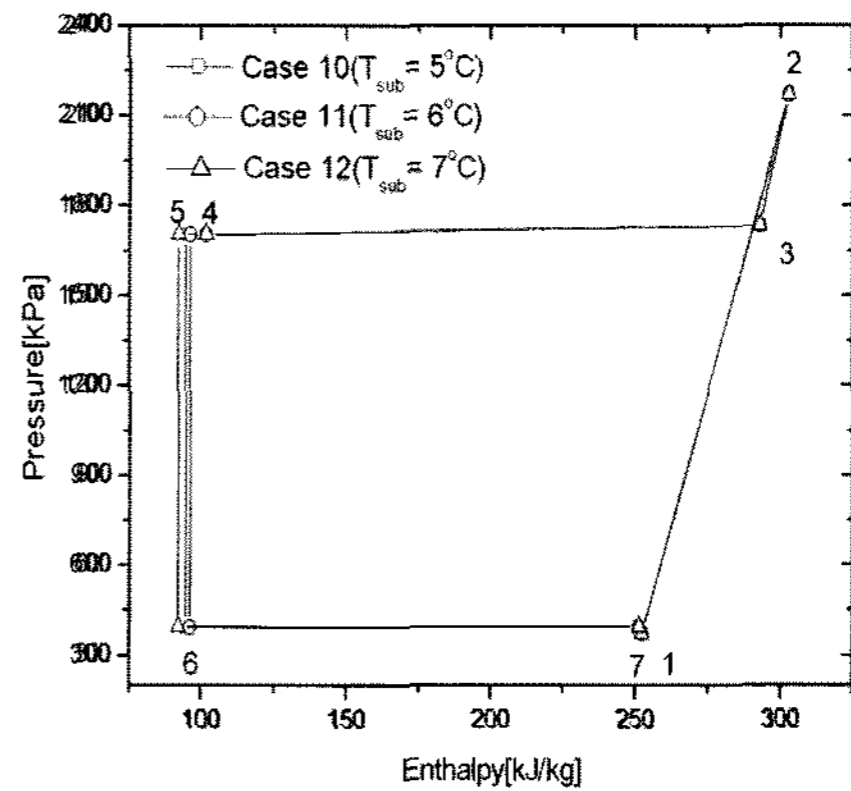
(a)



(b)

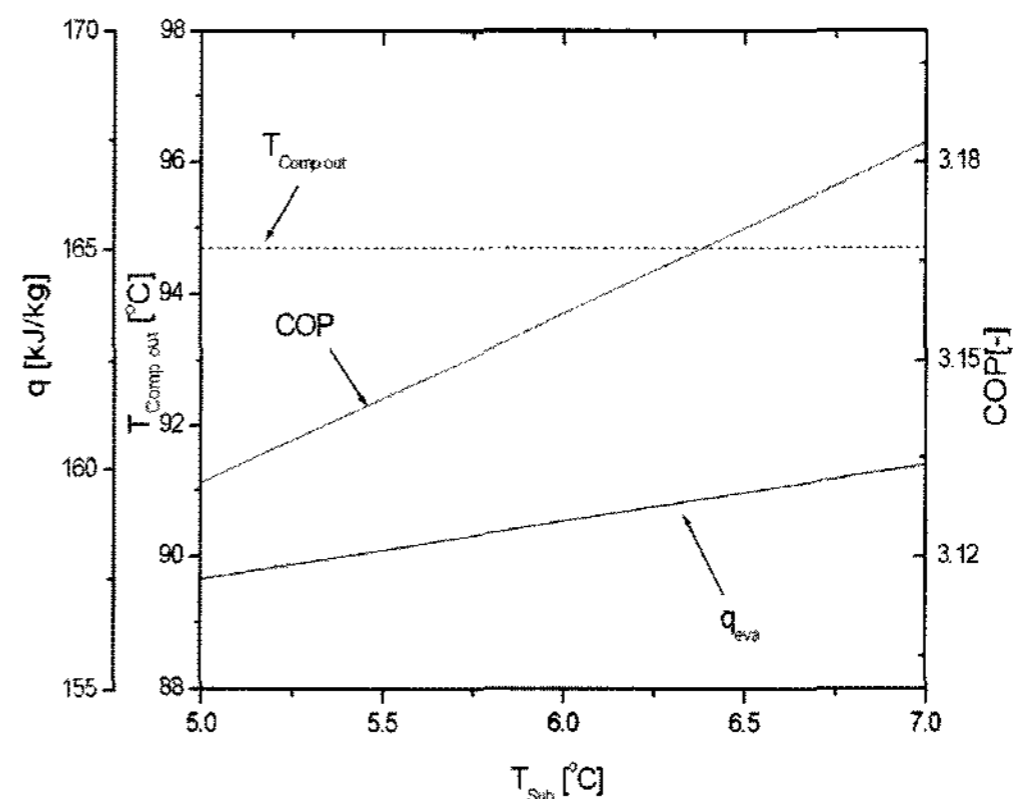


(c)

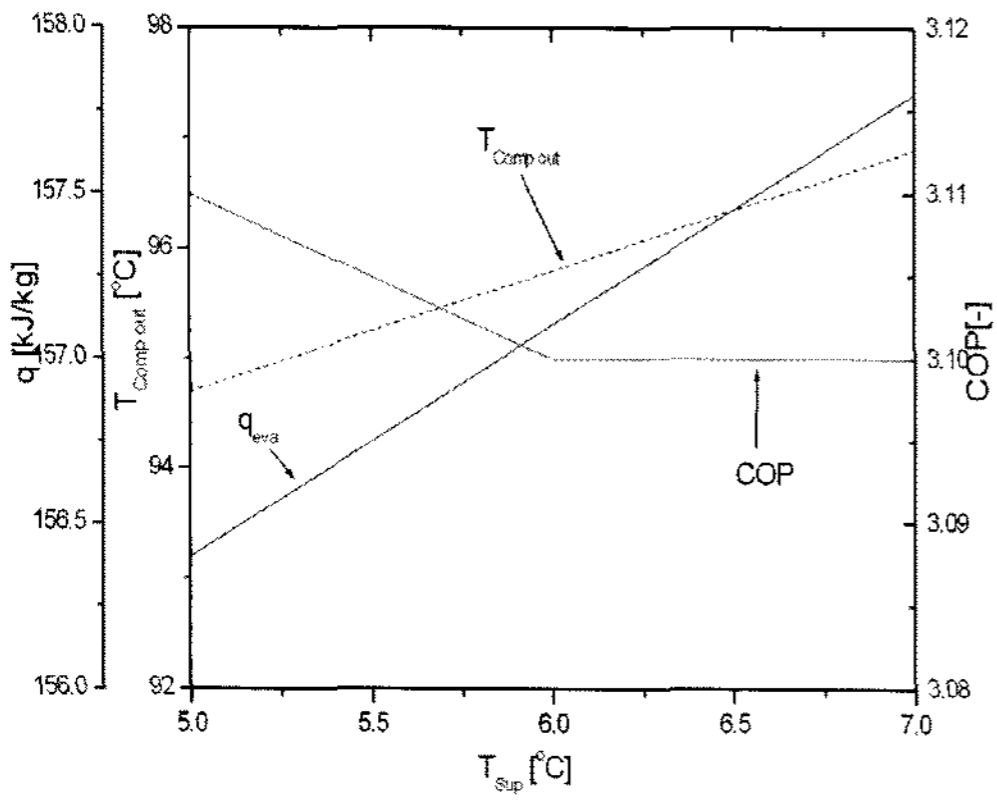


(d)

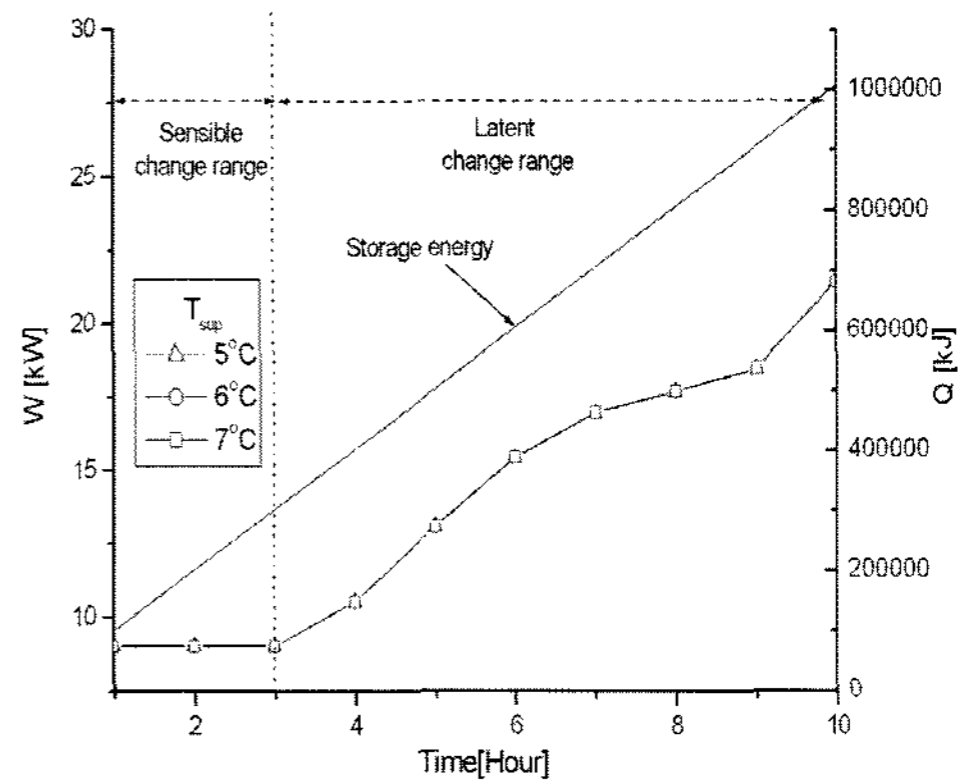
그림 5. 축열과정의 P-h 선도



(a)

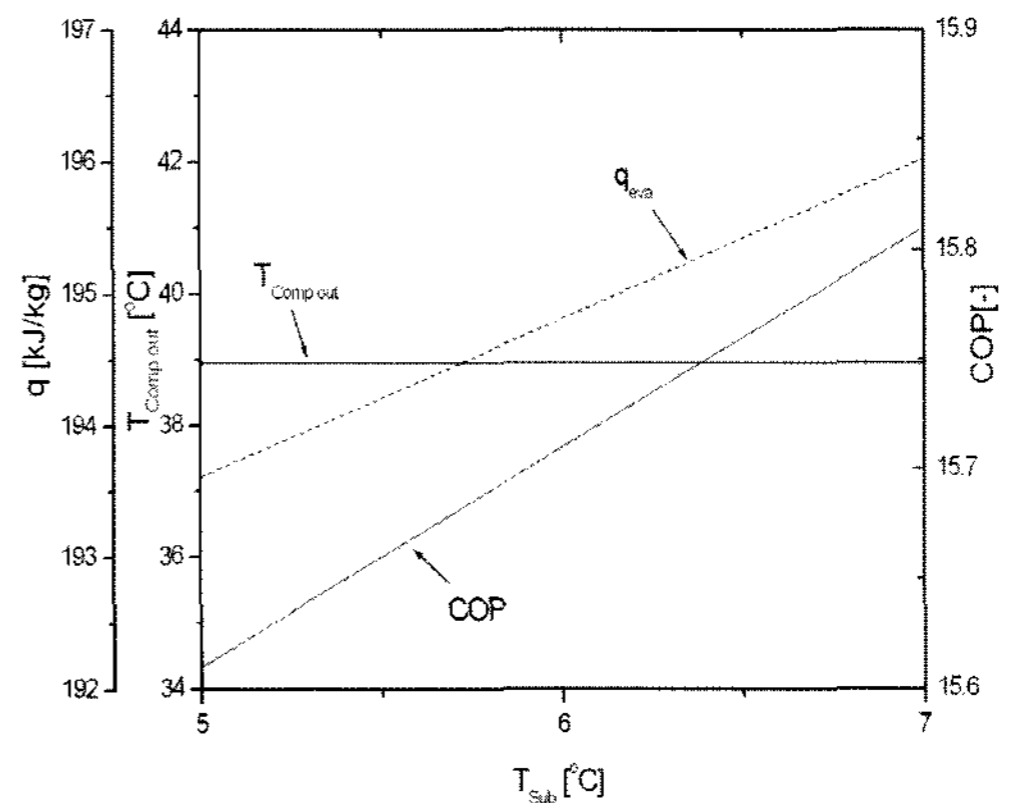


(b) 그림 6. 축열과정 시 사이클 특성

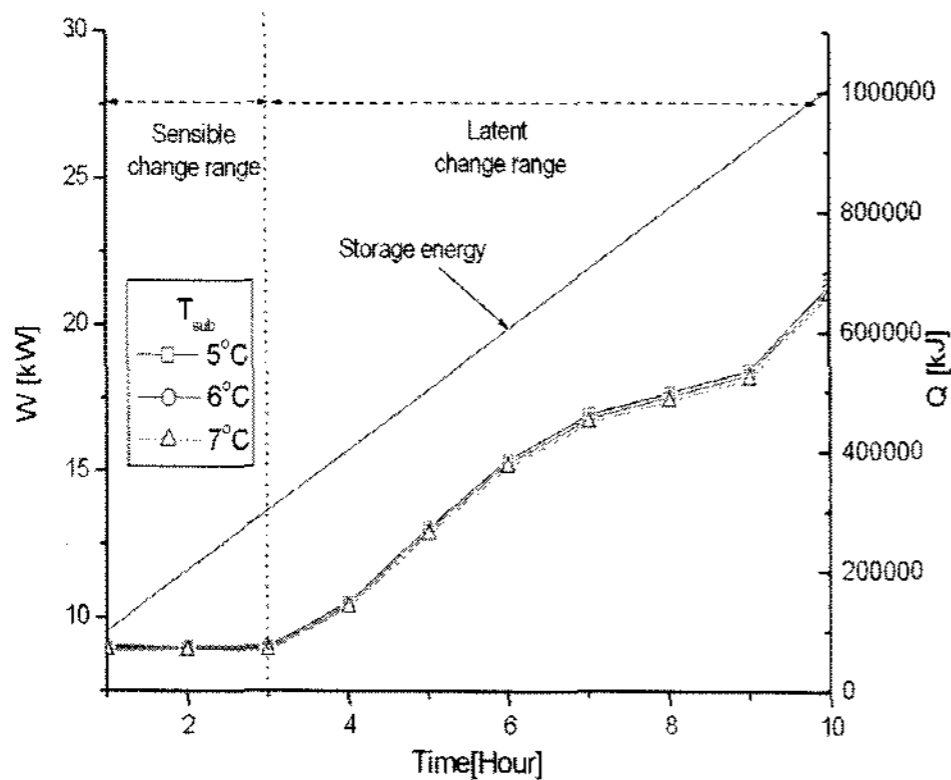


(b) 그림 7 축열과정 시 운전 특성

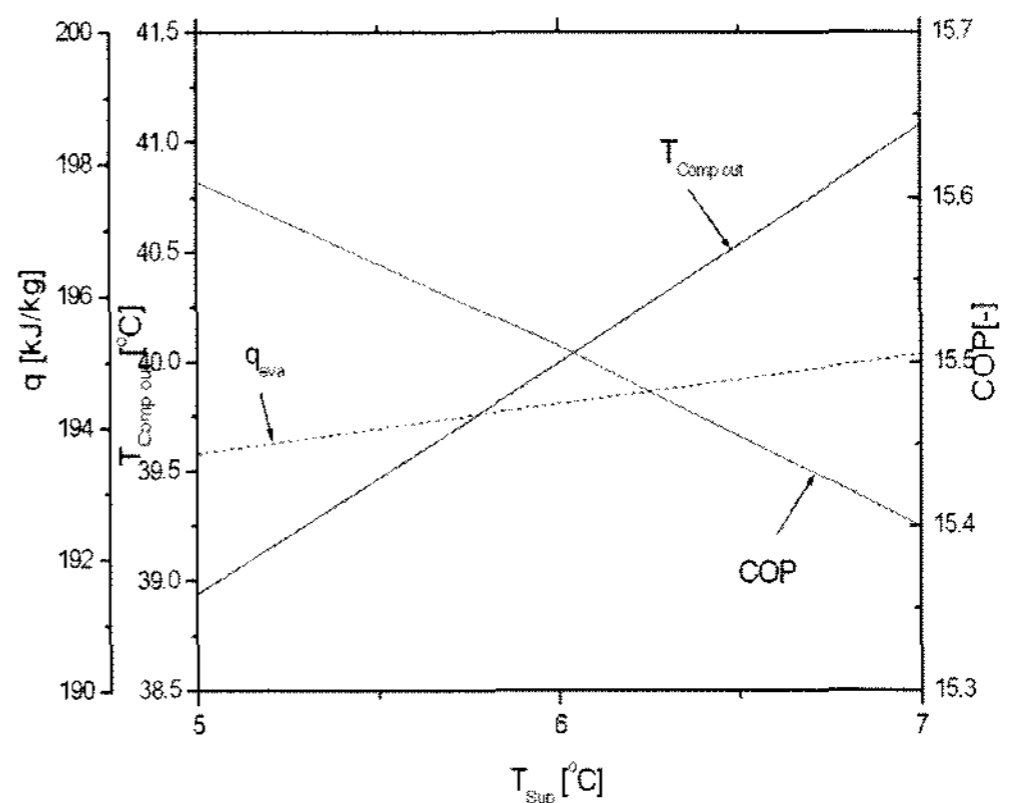
축열과정 중 요구되는 압축기 동력은 과정 전체의 에너지소비량으로 그림 7과 같이 누적된다. 그림 7은 10시간의 축열과정의 과냉도, 과열도의 영향을 나타낸 것이다. 현열축열과정에서는 압축기 소요 동력이 일정하게 유지되다가 잠열축열과정이 시작되면서 열교환기의 전열저항이 커지고 조내의 잠열 축냉량의 비율이 높아 축열조의 효율이 저하되면서 요구 증발열량이 급격히 상승하게 된다. 냉매의 질량유량을 증가시키기 위해 압축기 소요 동력이 급격히 증가하는 과정을 확인할 수 있다.



(a)



(a)

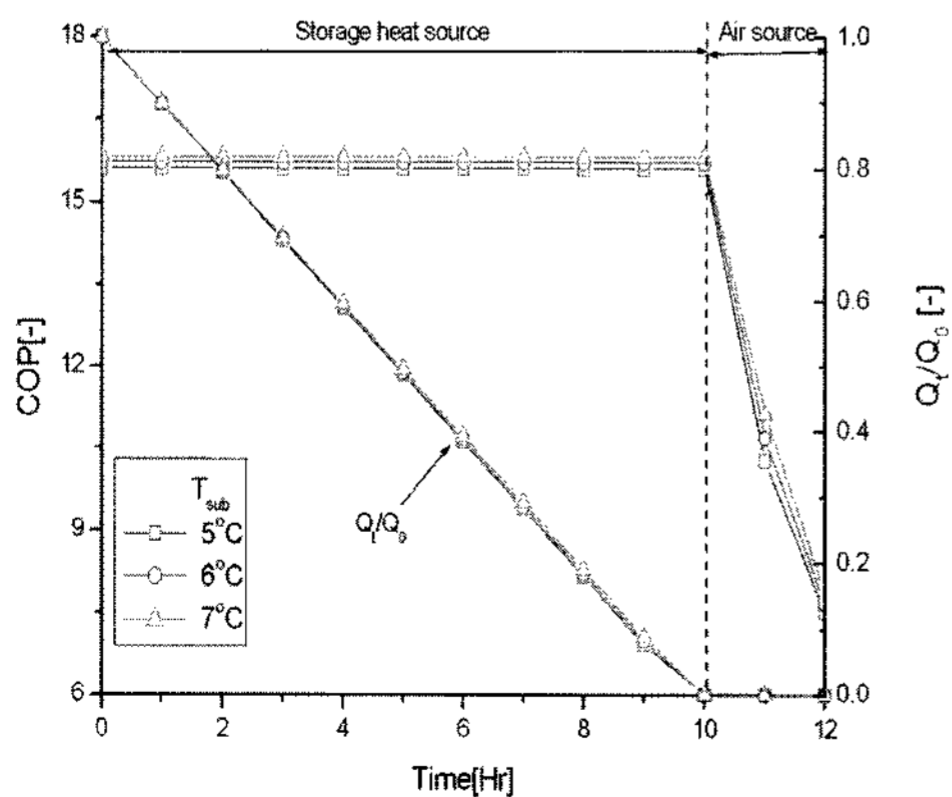


(b)

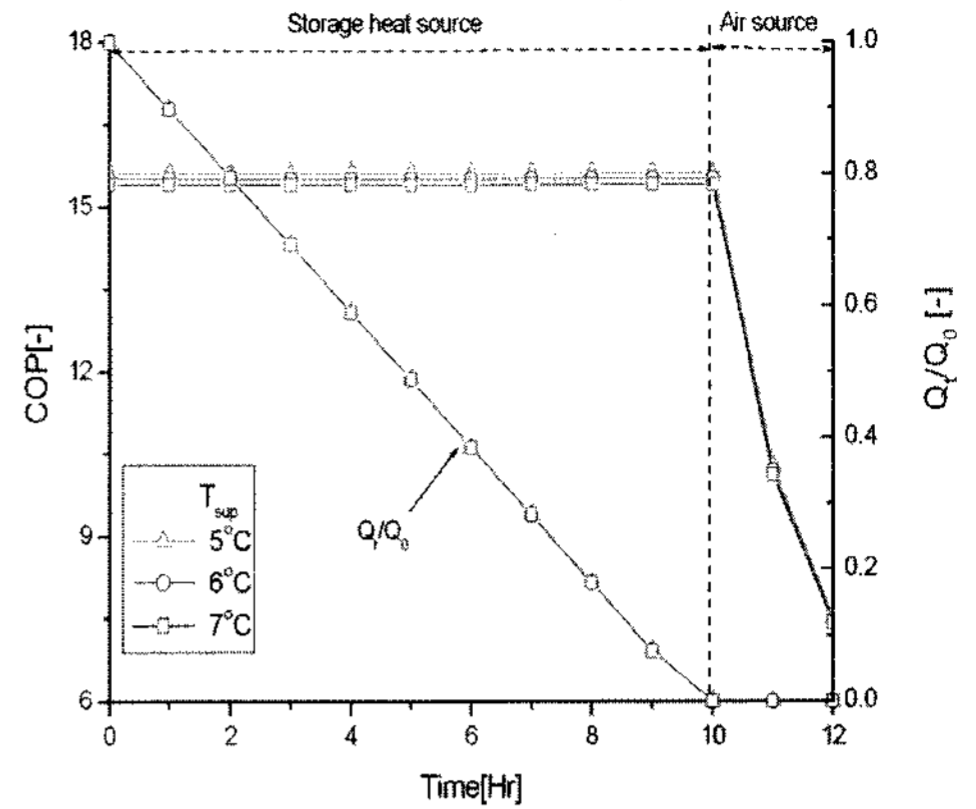
그림 8. 방열과정 시 사이클 특성

그림 8(a)는 방열과정에서의 과냉도의 변화에 따른 결과이다. 과냉도의 증가에 따라 증발기의 유효 흡열량은 증가하고 COP도 비례적으로 향상된다. 그림 8(b)는 방열과정에서의 과열도의 변화에 따른 결과이다. 과열도를 높일수록 냉매의 비체적은 커지고 체적효율은 저하되어 소요 동력이 증가한다. 과열도가 높아질 때 증발기 흡열량은 약간 증가하지만 동시에 소요 동력이 증가하므로, COP는 감소하게 된다. 증발온도를 높이면 소요 동력은 감소되지만 실내기의 토출온도가 높아져 냉방효과가 낮아지게 된다. 증발온도가 높아질 경우 현열비가 급격히 증가하여 증발열교환기의 능력이 저하한다. 따라서 증발온도를 6~8°C범위로 유지하는 것이 바람직하다.

그림 9는 12시간의 방열과정에서 과냉도, 과열도의 변화의 영향이다. 10시간을 기준으로 축냉하였으므로, 축열조의 평균온도가 20°C에 도달할 때까지 저장에너지를 사용하면 축열조의 이용이 정지된다. 나머지 2시간에 해당하는 부하는 대기 열원의 공조기가 감당하게 되고 이때 공조기의 COP는 축열이용에 대비하여 매우 낮다. 낮은 COP는 소비전력량의 증가를 의미하므로 실제 운전조건에서는 일간 부하량에 따라 축열이용시간이 크게 변화할 수 있으므로 대기열원 이용시간을 최소로 유지할 수 있는 부하예측 Logic이 필요하다.



(a)

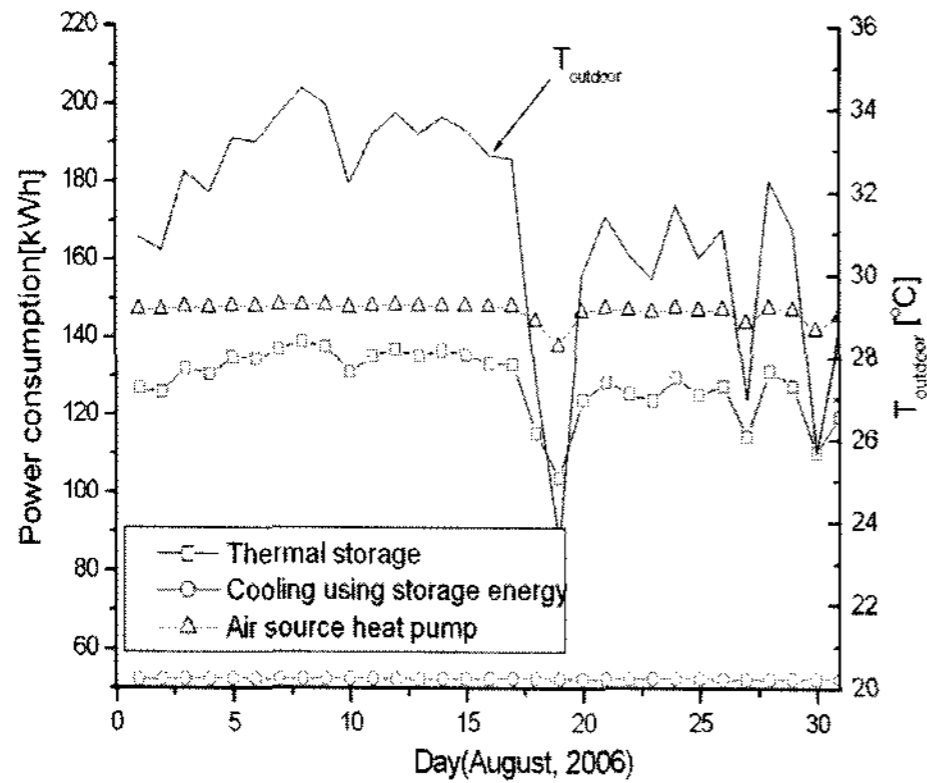


(b)

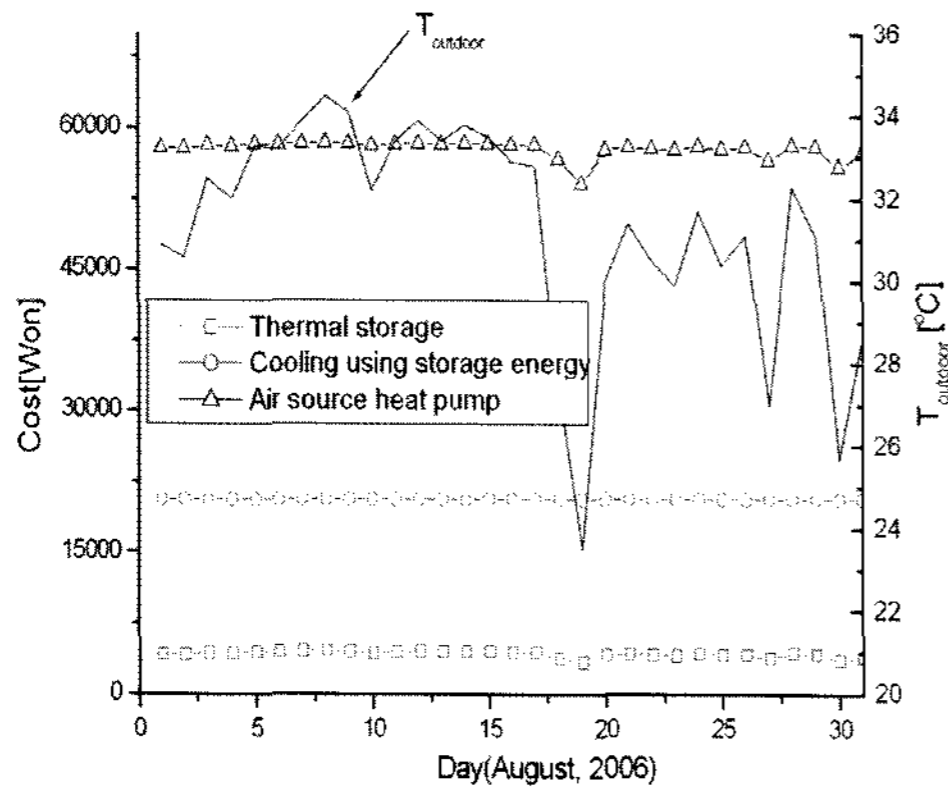
그림 9. 방열과정 시 운전 특성

4. 경제성 검토

2006년 8월 부산지역 기후데이터⁽⁹⁾를 기준으로 28kW공조기를 축냉 10시간, 방냉 12시간 냉방 운전할 경우 소요전력량 및 운전비용을 그림 10에 축냉조건과 비축냉조건으로 비교하였다. 전력의 단가는 한국전력의 전기요금표⁽¹⁰⁾를 기준으로 가정용 고압전력요금을 참고하였다. 비교의 단순화를 위해 기본요금은 무시하였고 월 1,000 kWh 이상을 사용할 경우의 가정용 고압 평균 전력단가와 심야전력 평균 전력단가를 참고하여 계산한 결과, 축열을 이용할 경우 비축열에 비해 1개월의 소비전력량 누적은 약 23%증가(1,051 kWh) 하지만 전력요금을 비교해보면 57%절감(₩1,020,812)이 가능하여 축열 시스템의 운영방법에 따라 단기간의 초기설비비 투자의 회수가 가능함을 보여준다. 고가의 가정용 전력요금단가와 비교하여 심야전력요금의 경쟁력이 높게 결정되어 있는 한국의 기준에서 가능한 결과로 신재생에너지 및 에너지 고효율 기기의 보급을 위해서는 요금정책이 효과적임을 보여주고 있다.



(a) 소요전력량



(b) 운전비용

그림 10. 경제성 해석
(한국, 부산, 2006년 8월)

5. 결론

축열 시스템을 이용한 냉방공조기의 기본 설계를 위하여 사이클 설계와 해석을 수행한 결과 다음과 같은 결과를 얻었다.

1) 축냉시스템을 대상으로 축냉 및 방열과정의 동적 사이클 해석 및 사이클 구성요소들의 입력조건변화에 따른 사이클 특성을 검토한 결과, 축냉 운전 시간 및 축열효율 등을 고려한 축열조의 용량을 선정해야 함을 알 수 있었다.

2) 심야시간 대 냉동기를 가동하여 축열조에 재빙을 하였고, 주간에는 저장된 냉열을 이용하여 방냉하였다. 축냉이용에 따라 주간 시간대 압축기의 소요 동력이 감소하였다. 축냉 시스템의 도입에 의한 주간시간대 소비전력의 심야시간대 이전과 전력요금의 절감 효과를 확인할 수 있었다.

참고문헌

1. Kim, Y. J., et al., 2004, Performance analysis for CO₂ system with sub-cooling loop, Proceeding of the SAREK 2004 Summer Annual Conference, pp. 237-242.
2. Kim, O.J, 2006, A Study on the Energy Storage System Using Air Source Heat Pump for Heating and Cooling, Proceeding of the SAREK 2006 Summer Annual Conference, pp. 1125-1130.
3. Dong-Won Lee., et al., 2007, Sub-cooling Effect using Cold Storage System, Proceeding of the SAREK 2007 Summer Annual Conference, pp. 1067-1071.
4. Jekel, Todd, "Modeling of Ice-Storage Systems," M.S. Thesis, University of Wisconsin - Madison, December 1991
5. Chong, S .G., 2006, Dynamic Characteristics Analysis of Heat Pump System for Heating Using Sewage Water as a Heat Source, Proceeding of the SAREK 2006 Winter Annual Conference, pp. 293-298.
6. Choi., J. G., et al., 2001, Experiment al Study on Super heat Control of a Variable Speed He at Pump, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 18, No.

- 6, pp. 507-514.
7. Choi, J. G., et al., 2001, Performance of the Flow Distribution and Capacity Modulation of a Multi Heat Pump, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 18, No. 6, pp. 507-514.
8. Moon, Y. C., 2004, Performance Coefficient Variation of the Geothermal Heat pump System accompanied by Cooling · Heating Operation, Proceeding of the SAREK 2004 Summer Annual Conference, pp. 1334-1338.
9. KMA, Dongjak-gu Seoul Korea, URL: <http://www.kma.go.kr/intro.html>
10. KEPCO, Kangnam-gu Seoul Korea, URL: http://cyber.kepco.co.kr/cyber/personal/payment/payment_calculate/payment_calculate.jsp