

GOVP1199810461

1) 631.34  
L2937  
V.2  
2) 621.47

최종보고서

KW19-

# 자연에너지를 이용한 온실 난방 시스템 개발

Development of Greenhouse Heating System  
Using Natural Energy Resources

연구기관 : 충 북 대 학 교

농 립 부

## 최 종 보 고 서

1994년도 농림수산특정연구사업에 의하여 완료한 “자연에너지를 이용한 온실난방 시스템 개발”에 관한 연구의 최종보고서를 별첨과 같이 제출합니다.

- 첨부: 1. 최종보고서 8부  
2. 최종보고서 디스켓 1매

1997. 12. 20

주관협력기관 : 충북대학교

총괄연구책임자 : 송 현갑 (인)

주관연구기관장 : 이 낭호

## 제 출 문

농림부 장관 귀하

본 보고서를 “자연에너지를 이용한 온실난방 시스템 개발” 과제  
의최종보고서로 제출합니다.

1997. 12. 20

주관협력기관 : 충북대학교

연구책임자 : 교수 송현갑

연 구 원 : 유 영선

연 구 원 : 노 정근

# 요 약 문

## I. 제목

자연에너지를 이용한 온실난방 시스템 개발

## II. 연구개발의 목적 및 중요성

UR협상의 타결로 국내 농산물 시장은 개방이 불가피하며, 또한 지구 환경 보존을 위한 그린라운드의 국제적 협상이 다가오고 있는 현재의 시점에서 농산물의 시장경쟁력 제고와 사회적으로 심각한 문제가 되고 있는 대기오염 등의 공해로부터 농작물 재배환경을 보존하는 것은 무엇보다도 중요한 연구과제이며, 자연에너지를 이용한 온실용 난방 시스템의 개발은 이러한 두 가지 과제를 동시에 해결할 수 있는 효과적인 방안이다.

농업은 본래 자연에너지 특히 태양에너지를 생체에너지(식량에너지)화 하는 생명산업이다. 따라서 겨울철 시설농업의 생산비용을 최소화한다는 것은 자연에너지의 이용영역을 확대하여 농업생산의 질을 높이고, 동시에 생산비를 절감하게 된다.

현재 온실용 난방시스템은 주열원이 화석에너지이며, 온실재배작물의 생산비용 중 난방비가 차지하는 비율은 50%이상으로, 급속히 증가하고 있는 시설농업의 재배면적을 고려할 때 난방비의 절감은 필연적이며, 국가적 차원에서 정책적으로 유도해야 할 필요성이 있다.

본 연구에서 개발하려는 온실용 난방 시스템은 현재 화석에너지를 이용하는 난방시스템의 난방비용을 60~70%절약하고, 환경오염을 최소화 할 수 있는 Heat Pump시스템이다.

우리 나라 겨울철 온실 난방 열량의 평균치는  $100 \text{ kcal/hr} \cdot \text{m}^2$ 으로 500평 온실의 난방 열량은  $150,000 \text{ kcal/hr}$ 이다. 겨울철 온실 재배기간을 5개월로 할 경우 500평 온실 난방에 필요한 석유는 약 200 드럼이다.

이와 같은 과도한 온실 난방에너지 절약 방안에 관한 본 연구는 자연 에너지를 이용하여 온실 난방을 할 수 있는 시스템 개발이었으며, 석유 에너지를 60~70% 절약할 수 있는 시스템이 될 것이다. 온실 난방 에너지 부담은 어느 한 농가의 문제가 아니라 전국 시설 원예 재배 농가의 어려움이므로 이를 해결하려는 것이 본 연구의 목적이다.

이와 같은 필요성에 부응하여 본 연구에서는 무공해인 저온 자연 에너지를 고온의 유용 에너지로 유도하기 위한 하나의 방법으로  $-10^{\circ}\text{C}$ 이하의 기온에서도 실용화가 가능한 고효율의 난방 시스템을 개발하여 겨울철 온실 난방에 이용할 수 있도록 함으로서 온실 난방 비용을 현재 화석 에너지를 이용하는 온실의 경우보다 온실 재배 작물의 대외 경쟁력을 제고하는데 연구의 중요성을 두었다.

### III. 연구개발 내용 및 범위

자연에너지를 이용한 온실난방 시스템개발의 연구내용과 범위를 요약하면 다음과 같다.

구 분	연구 개발 내용	연구 개발 및 범위
1차년도 (1995년)	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 지역별, 계절별 태양강도 분석</li> <li>2. 난방부하결정</li> <li>3. 물-물 NEHS 구성 및 실험</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1) -7℃, -9℃ 이하 기온 분포 지도 작성</li> <li>2) 계절별 수평면 태양강도분석 (10년 자료)</li> <li>3) 지역별, 외기온도 수준별 Greenhouse 난방부하 결정</li> <li>4) 물대물 열펌프 설계, 제작 및 실험</li> </ol>
2차년도 (1996년)	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 잠열축열재 개발</li> <li>2. 지하축열조 설계, 제작 및 실험</li> <li>3. 공기-공기 NEHS 시스템 개발</li> <li>4. 경제성을 고려한 시스템 개발</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1) 잠열온도 조절기법 개발</li> <li>2) 잠열재 Tube 설계</li> <li>3) 지하 축열조 개발</li> <li>4) NEHS 개발을 위한 중요 요소 개발</li> <li>5) 중요 요소의 규모 결정 이론 정립 및 응용</li> <li>6) NEHS의 특성 실험 분석</li> <li>7) 경제성을 고려한 분석 연구</li> </ol>
3차년도 (1997년)	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 실용화 규모의 잠열 축열 - NEHS 복합 Greenhouse 난방 시스템 개발</li> <li>2. 실용화 접근실험 및 분석</li> <li>3. 경제성 분석</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1) 실험실 규모 연구에서 축적한 자료를 활용하여 실용화 규모로 개발</li> <li>2) 경제성 분석(농촌경제를 고려한 시스템 개발)</li> </ol>

## IV. 연구개발결과 및 활용에 대한 건의

### 1. 연구개발결과

자연에너지를 이용한 온실난방 시스템 개발의 연구결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 30개 지역의 겨울철 외기온  $-7\sim-9^{\circ}\text{C}$ 이하의 일수를 분석하여 동일선지도를 만들므로써 온실난방 시스템 설계의 기초자료를 확보하였다.
- (2) 물 - 물 히트펌프를 구성, 제작하여 실험하므로써 성능계수,  $\text{COP} = 2.5\sim 4.4$ 를 얻을 수 있었다.
- (3) 그린하우스내 잉여태양에너지와 히트펌프에서 공급되는 열을 저장하기위한 잠열축열재(  $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$ )를 선택하여 물성을 안정시켰으며, 그린하우스 난방에 알맞게 상변화 온도를 하향조절 하는 기법을 개발하였다.
- (4) 잠열재를 축열매체로 하는 지하잠열축열조를 개발하여 온실내에 설치하였으며, 외기온  $-6^{\circ}\text{C}$ 에서 축열조가 없는 온실에서 보다  $7\sim 9^{\circ}\text{C}$  더 높게 실온을 유지하는 온실난방효과를 얻었다.
- (5) 온실난방용 히트펌프(NEHS)개발을 위한 이론을 정립하여 중요요소의 규모 결정에 활용할 수 있도록 하였다.
- (6) NEHS는 '공기 - 공기'와 '공기 - 물'의 두 가지 기능을 갖도록 구성·제작하였으며, 이 회로내에 AVACTHE를 고안·제작 설치하여 외기온이  $-5^{\circ}\text{C}$ 이하에서도 히트펌프가 원활하게 작동할 수 있도록 하였으며, 성능계수(COP)를 3.5~4.3까지 제고할 수 있었다. 현재 국내·외 기술 수준은 COP가 3.5정도인 것으로 보고되고있다.
- (7) Greenhouse - PCM - Heat pump(히트펌프)시스템의 열평형에 대한 이론식을 정립하므로써 난방되고 있는 greenhouse시스템에서의

열흐름 특성을 분석할 수 있었으며, 효율적인 온실난방의 체계확립에 기여할 수 있었다.

- (8) Greenhouse, PCM축열조와 Heat pump의 3개 단위요소를 조합하여 4개의 모델 (단일green-house, greenhouse - PCM, greenhouse - Heat pump, greenhouse - PCM - Heat pump)을 구성하여 단계별로 실험분석한 결과
  - 4단계 난방시스템 모두에서 주간과 야간의 열손실이 야간의 열손실 보다 2~3배 더 크게 나타났고,
  - Greenhouse - PCM - Heat pump(히트펌프)시스템은 외기온이  $-7\sim-8^{\circ}\text{C}$ 에서  $12\sim15^{\circ}\text{C}$ 의 난방효과를 얻을 수 있었다.
- (9) Greenhouse - PCM - Heat pump모델의 온실 난방시스템의 에너지 절감효과는 60~80% 이었다.
- (10) 본 연구에서 개발한 HEHS 온실난방 시스템은 에너지 차원에서나 열에너지 가격차원 모두 경제성이 있는 것으로 분석되었다.

## 2. 활용에 대한 건의

- (1) 농업의 본질이 자연에너지 특히 태양에너지를 바이오 에너지로 전환하는 과정이므로 시설농업생산에 자연에너지를 최대한으로 활용해야 한다는 것은 농업을 본래의 상태로 회귀하게 하는 중요한 일이다.
- (2) 온실난방을 위하여 사용되고 있는 석유에너지(연간 전국적으로 4,560,000드럼 소비)를 자연에너지로 대체함으로써 온실난방 비용을 절감할 뿐만 아니라 농촌환경보존에 크게 이바지 할 것이다.



- (3) 온실난방에 자연에너지를 최대한으로 활용하므로서 석유난방 시스템으로 인한 농산물 품질 저하를 방지할 뿐만 아니라 온실 재배 농산물의 품질을 고급화 할 수 있다.
- (4) 본 연구에서 개발한 실험실 규모의 Greenhouse - PCM - Heat pump 시스템을 실용화 규모로 확대 개발하여 보급하기 위하여서는 우리 나라 농촌 경제실정에 맞는 형태로 간단화, 현장실증실험을 통하여 지역별, 작물별, 시설농업규모별로 규격화하는 실용화 접근 연구가 큰 규모로 수행되어야 하므로 농림부기획과제로 하여 지금까지 연구결과를 집대성하여야 할 것으로 사료된다.
- (5) 농촌에 보급하기위한 대규모 실용화 접근연구를 완성한 후 이 시스템을 시설 농업 난방용 농업기계로 지정하여야 할 것으로 사료된다.

- SUMMARY -  
(영문요약문)

It is desirable to use the renewable energy for the greenhouse heating in winter season.

The use of natural energy for greenhouse heating makes possible not only to save fossil fuel and conserve the green farm environment but also to promote the quality and reduce the price of agricultural products.

In this study, the greenhouse heating system using the natural energy resources(NEHS) has been developed and thermal characteristics of the system were analyzed. These results could be summarized as follows:

1. The average continuous clouded days under 7°C of ambient temperature for 11 standard stations and the number of days below the ambient air temperature of -7°C and -9°C were analyzed
2. Theoretical equations of greenhouse heating load was derived and the maximum heating load was determined by the equations.
3. A suitable PCM to store the solar thermal energy for the greenhouse heating was selected and the unstable thermophysical properties were stabilized.
4. Three types of heat pump system, water-to-water, air-to-water and air-to-air were designed and constructed, and the coefficient of performance (COP) of these systems were analyzed. The COP of water-to-water heat pump was higher than the others.
5. COP of the heat pump could be promoted by the automatic variable area capillary tube heat exchanger(AVACTHE) designed in this study.
6. The COP of the heat pump systems developed in this study were 4.0 level above 0°C and 3.0 level below 0°C of the ambient air temperature.

7. Greenhouse heating effect of the greenhouse-PCM-heat pump system on the basis of the setting temperature was about 5~25℃ in the daytime and -7~-8℃ in the nighttime.
8. The heating effect of the greenhouse-PCM-heat pump system was better than that of the other greenhouse heating model.
9. The energy saving rate of the greenhouse-PCM-heat pump system developed in this study was about 60~80%.

-CONTENTS-

(영문목차)

Charter I. Intruduction .....	1
Charter II. Theory and data analysis .....	2
Section 1. Economic analysis of heat pump .....	3
1. Analysis of the energy consumption .....	3
2. Relationship between the energy cost and heat pump COP .....	6
Section 2. Collection and analysis of Korean meteorological inforamtions .....	10
Section 3. Theory of the greenhouse heating load .....	18
1. Greehouse heating load for the daytime .....	20
2. Greehouse heating load for the nighttime .....	22
section 4. Theory of the stalbilization of PCM physical properties and phase change temperature control .....	26
1. crystalization theory for the stabilization of PCM physical properties .....	26
2. theory of phase change temperature control of PCM .....	35
3. Decision of PCM mass required .....	40
Section 5. Theory for the design of the heat pump system .....	42
Charppter III. Composition of latent heat sorage system and the experimental analysis for solar energy storage ...	58

Section 1. PCM selection and its physical stabilization for greenhouse heating .....	58
Section 2. Physical stabilization test of $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$ .....	58
Section 3. Composition of the underground latent heat storage system for the solar energy storage .....	60
Section 4. Analysis of thermal storage and the greenhouse effect of the underground latent heat storage system .....	64
Charppter IV. Composition of the heat pump system and the experimental equipment .....	67
Section 1. Composition of water to water heat pump system and its performance test .....	68
Section 2. Composition of air to water heat pump and its performance analysis .....	74
Section 3. Composition of air to air heat pump and the performance test .....	95
Charppter V. Composition of greenhouse - heat pump -latent heat storage system .....	103
Section 1. Necessity to study .....	103
Section 2. Heat balance of greenhouse heating system .....	103
Section 3. System design and construction .....	107
Charppter VI. Conclusion .....	125
References .....	127

# -목차-

제 I 장 서론 .....	1
제 II 장 이론 및 자료분석 .....	3
제 1 절 열펌프의 경제성 분석 .....	3
1. 열에너지 차원에서의 분석 .....	3
가. 열펌프의 성능 분기점 분석 .....	4
나. 석유 보일러와 열펌프의 PER 비교 .....	4
2. 열에너지 가격 차원에서의 열펌프 성능 분기점 분석 .....	6
가. 주택용 전력 사용량별 요금 .....	6
나. 심야 전력 요금(원) .....	7
다. 심야 전력 요금을 기준으로 한 COP 분기점 분석 .....	8
1) 심야 전력 “갑”을 열펌프에 사용하는 경우 : .....	8
2) 심야 전력 “을”을 열펌프에 사용하는 경우 : .....	8
3) 심야 전력 “을”을 심야 이외의 시간에 사용하는 경우 : .....	9
제 2 절 우리 나라 기상 자료 수집 분석 .....	10
1. 지역별, 월별 일조시간 분석 .....	10
2. 지역별, 겨울철 월별 평균 수평면 태양 강도 분석 .....	13
3. 연속 비청명 일수 분석 .....	14
4. 지역별 겨울철 외기 온도대별 일수 .....	15

제 3 절 온실 난방 부하 결정 이론 및 분석 .....	18
1. 주간 난방 부하 .....	20
2. 야간 난방 부하 .....	22
제 4 절 PCM 물성안정 및 상변화 온도조절이론 .....	26
1. PCM 물성안정을 위한 결정핵(結晶核)이론 .....	26
가. 자연적 결정핵 형성 이론 .....	27
나. 조핵제 첨가에 의한 결정화 이론 .....	31
1) 조핵제에 의한 PCM결정화 모델 .....	31
2) 흡착·성충이론에 의한 결정화 성장을 분석 .....	33
2. PCM 상변화 온도 조절에 대한 이론 .....	35
3. 잠열 축열재 소요량 결정 .....	40
제 5 절 히트펌프 주요요소 설계를 위한 이론 분석 .....	42
1. 히트펌프 설계를 위한 P-h선도 .....	43
2. 응축기 (Condenser)전열 면적 .....	43
3. 증발기(evaporator)전열 면적 결정이론 .....	46
4. AVACTHE 전열면적 결정이론 .....	49
5. 압축기 (compressor)의 규모 결정 .....	53
6. 히트펌프의 성능계수, COP(Coefficient of performance): .....	54
7. 송풍기 크기 결정 .....	56

제 III 장 태양에너지 저장 잠열 축열 시스템 구성 및 실험 분석 .....	58
제 1 절 온실 난방용 잠열축열재 선택 및 물성안정 .....	58
제 2 절 Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> · 10H <sub>2</sub> O의 물성 안정 시험 .....	58
제 3 절 지하 태양열 잠열축열 시스템 구성 .....	60
1. 잠열재 Tube 구성 .....	60
2. 지하 잠열축열조 개발 .....	61
3. 온실내 지하잠열축열조 설치 .....	63
제 4 절 지하 잠열 축열시스템의 축열 및 온실난방효과분석 .....	64
1. 축열 특성 분석 .....	64
2. 잠열축열시스템의 온실난방효과 분석 .....	65
제 IV 장 히트펌프시스템 구성 및 실험 .....	67
제 1절 물 - 물 히트펌프 시스템의 구성 및 성능실험 .....	68
1. 물 - 물 히트펌프 회로 구성 .....	68
2. 물-물 히트펌프 실험장치 및 방법 .....	69
가. 실험장치 .....	69
나. 실험방법 .....	70
3. 결과 및 고찰 .....	70
가. Condenser전열매체(물)의 유량이 냉매압력에 미치는 영향 .....	70
나. 열펌프 주요부위의 냉매 입·출구온도 변화 .....	71
다. 물-물 히트펌프의 성능계수, COP의 실험적 분석 .....	72



제 2 절 공기-물 히트펌프 구성 및 성능분석 .....	74
1. 공기-물 히트펌프 회로구성 .....	74
2. 공기 - 물 히트펌프의 T - S와 P - h선도 .....	75
3. 공기 - 물 히트펌프 제작 .....	77
4. 공기-물 히트펌프 시스템의 실험 장치 및 방법 .....	77
가. 실험 장치 .....	77
나. 실험방법 .....	78
5. 결과 및 고찰 .....	79
가. 공기-물 히트펌프 주요 부위의 냉매 입출구 온도 .....	79
나. 냉매의 평형 고·저압과 외기온과의 관계 .....	81
다. 응축기 입구 온도에 대한 AVACTHE의 영향 .....	82
라. 외기온이 AVACTHE의 열교환에 미치는 영향 .....	83
마. AVACTHE가 팽창 밸브의 성능에 미치는 영향 .....	84
바. 난방 목적 히트 펌프의 표준 냉매 주입차트 .....	85
사. 냉매 주입량이 히트 펌프 성능에 미치는 영향 .....	87
1) R22 주입량의 변화에 따른 압축기의 소요 전력 .....	87
2) R22 주입량의 변화에 따른 응축기의 흡수 열량 .....	88
3) R22 주입량이 COP에 미치는 영향 .....	89
아. AVACTHE가 COP에 미치는 영향 .....	91
1) AVACTHE가 압축기의 소비 전력에 미치는 영향 .....	91
2) AVACTHE가 응축기의 흡수 열량에 미치는 영향 .....	92
3) AVACTHE가 COP에 미치는 영향 .....	93
6. 공기 - 물 히트펌프 시스템의 구성 및 성능실험의 결과 요약 .....	94
제 3 절 공기-공기 히트펌프 구성 및 성능실험 .....	95
1. 공기-공기 열펌프 회로 구성 .....	95

2. 공기-공기 열펌프 시스템 제작 및 성능 .....	96
3. 공기-공기 히트펌프 시스템의 실험장치 및 방법 .....	98
가. 실험장치 .....	98
나. 실험장치 .....	98
4. 결과 및 고찰 .....	99
가. 공기-공기 열펌프 시스템의 공기 가열 특성 .....	99
나. 공기-공기 히트펌프시스템의 성능분석 .....	100
다. AVACTHE가 히트펌프 COP에 미치는 영향 .....	101
5. 공기-공기 히트펌프 시스템의 성능실험 결과 요약 .....	102
제 V 장 그린하우스-히트펌프-잠열축열 시스템 구성 및 성능실험 .....	103
제 1 절 필요성 .....	103
제 2 절 그린하우스 난방시스템의 열평형 .....	103
제 3 절 시스템 구성 및 제작 .....	107
1. 공기-공기 히트펌프 구성 (NEHS) .....	107
2. 잠열축열 시스템 .....	108
3. 그린하우스 - 히트펌프 - 잠열축열 시스템의 실험장치 및 방법 .....	110
가. 실험장치 .....	110
나. 실험 방법 .....	112
4. 결과 및 고찰 .....	113
가. 히트펌프 성능분석 .....	113
나. 가열시스템없는 그린하우스 내 열흐름 특성 분석 .....	114
다. 그린하우스 - PCM 시스템에서의 열흐름특성분석 .....	115
라. 그린하우스 - 히트펌프 시스템에서의 열흐름 특성 분석 .....	116

마. 그린하우스-PCM-열펌프 시스템에서의 열흐름 특성분석 .....	116
바. 그린하우스 - PCM - 히트펌프 시스템에서의 전(全)열전달 .....	118
사. 외기온을 기준으로 한 그린하우스 난방효과 .....	119
아. 그린하우스 설정실온을 기준으로 한 그린하우스 난방효과 .....	121
자. 그린하우스 난방시스템의 자연에너지 의존을 분석 .....	122
5. 그린하우스-히트펌프-잠열축열 시스템의 온실난방효과에 관한 .....	124
제 VI 장. 결론 .....	125
참고문헌 .....	127

## 제 I 장 서론

지구환경보존을 위한 그린라운드의 국제적 협상이 구체화되고 있는 현시점에서 화석에너지 과다 사용으로 인한 환경오염문제는 모든 산업분야에서 그 심각성을 더 해가고 있다.

특히, 생명산업인 농업분야에서 이와 같은 공해로부터 농작물 재배환경을 보존하는 것은 무엇보다 중요한 과제이며, 자연에너지를 이용한 온실난방시스템의 개발은 시설농업용 화석에너지 절약과 환경오염을 동시에 해결할 수 있는 효과적인 방법이다.

지금과 같이 석유에너지 가격이 폭등하여 1드림에 120,000원하는 고유가 시대에 겨울철 시설농업난방에 자연에너지 의존율을 높이는 것은 농산물의 질을 높일 뿐만아니라 시설농업생산비를 최소화하는 일석이조의 효과를 얻게된다.

현재까지는 저유가 덕으로 온실재배작물의 생산비중 난방비가 차지하는 비중은 50%정도였으나, 기금의 유가폭등은 난방비 부담이 겨울철 온실 가온재배를 포기해야 할 위기를 맞고 있다.

최근 10년동안에 급속히 증가한 시설농업 재배면적은 세계제 2위의 자리를 차지하게 되었으며, 이에 따라 겨울철 온실난방용 석유에너지 소비량은 급속히 증가하고 있다. 이와 같은 실정을 고려할 때 온실난방비 절약은 절실하며, 국가적 차원에서 정책적으로 깨끗하고 값싼 에너지 개발을 유도해야할 필요성이 있다.

이와 같이 많은 양의 석유에너지절약과 환경오염을 방지하고 농업의 본질을 회복하기 위하여 본 연구에서는 무공해인 저온자연에너지(태양에너지, 지하수, 하천, 가정과 공장에서 나오는 폐수, 토양에너지, 공기중 저온에너지)를 이용 가능한 온도 수준의 유용에너지로 유도하기 위한 저장시스템과 기계적 시스템을 개발하여 겨울철 온실난방에 이용할 수있도록 함으로서 시설 농업 생산비를 절감하고 공해를 방지하여 농산물 가격을 낮추고 품질을 고급화 함으로서 국제적 경쟁력을 제고하려 하였다.

이와 같은 연구를 기초로하여 실용화 규모의 연구를 지역별 작목별 그리고 규모별로 지속적으로 수행하여 깨끗한 자연에너지를 농업생산에 회귀시킴으로서 깨끗한 농업생산 환경속에서 깨끗한 농산물을 생산할 수 있는 연구의 시발점이 되도록 하는데 중요성을 두었다.

## 제 II 장 이론 및 자료분석

본장에서는 열펌프를 공간난방열공급 시스템으로 하는 경우의 경제성분석, 열펌프열원이 되는 자연에너지가 담겨있는 기상여건에 대한 자료 분석, 난방공간의 예로서 온실난방에 대한 난방부하 결정이론정리, 난방부하를 설계부하로 한 열펌프 주요요소의 설계이론정립 그리고 열펌프와 결합될 잠열축열조의 축열매체에 대한 물성안정이론을 정리하려 한다.

### 제 1 절 열펌프의 경제성 분석

열펌프는 자연속에 잠재되어 있는 저온 열에너지를 에너지원으로 하여 냉·난방, 저·고온 열에너지를 얻을 수 있도록 하는 기기로서 에너지원은 풍부하고, 무료로 이용 가능 하지만, 열펌프를 작동하는데 전기 에너지가 필요하기 때문에 열펌프를 이용하여 얻은 열에너지와 소모되는 전기에너지간에 존재하는 열에너지 차원의 손익과 동시에 화석 에너지를 기준으로 한 난방 비용과 열펌프를 활용하는 경우의 난방 비용간의 경제성을 분석하는 것은 열펌프 개발에 앞서 해야 할 중요한 일이라고 판단된다.

그러므로 여기서 일반 석유 보일러 경우와 열펌프간의 열에너지 차원의 분석 비교와 두 경우간의 난방 비용 차원에서의 경제성을 비교 분석하려 한다.

#### 1. 열에너지 차원에서의 분석

발전기가 1 kW·h의 전력을 생산해 내는데 필요한 연료 소비 열량과 이 전력을 이용해서 열펌프가 1 kW·h의 열에너지를 창출해 내는데 필요한 열펌프 성능 계수를 열펌프 성능 분기점이라고 한다. 이 분기점 보다 성능 계수, COP 가 커야 열펌프의 존재 가치가 있게 된다.

가. 열펌프의 성능 분기점 분석

1 kW·h의 전기를 발전하기 위한 연료 소비 열량은 일반적으로 2,450 kcal이다.

- 열펌프의 열출력 = 열펌프가 사용한 전력량(kW·h)  
 $\times 860(\text{kcal/kW}\cdot\text{h}) \times \text{COP}$  ----- (2-1)

- 발전기의 소비 열량 = 발전 전력량(kW·h)  
 $\times 2450(\text{kcal/kW}\cdot\text{h})$  ----- (2-2)

그런데 발전기에서 발전된 전력을 열펌프가 그대로 사용하게 되므로, 식 (2-1)과 식 (2-2)가 같게되며, 당연히 열펌프가 사용한 전력량(kW·h)은 발전 전력량(kW·h)이 되므로 다음과 같은 방정식을 쓸 수 있다.

$$860 \times \text{COP} = 2,450 \quad \text{-----} \quad (2-3)$$

$$\therefore \text{COP} = \frac{2450}{860} = 2.85$$

COP = 2.85는 열에너지 차원에서의 열펌프의 성능 분기점이며, COP = 2.85보다 성능 계수가 더 큰 열펌프를 개발 이용하여야 초기 에너지에 맞먹는 공해 없는 난방 기기로서 열펌프의 존재 가치가 성립한다.

나. 석유 보일러와 열펌프의 PER 비교

1 차로 공급하는 열에너지와 얻는 열에너지의 비, PER(Primary thermal Energy Ratio)을 이용하여 비교하는 것이 편리하다. PER는 다음과 같이 정리된다.

$$\text{PER} = \frac{\text{열출력}}{\text{1차 열에너지}} \quad \text{-----} \quad (2-4)$$

$$\text{보일러의 PER} = 0.88 \sim 0.93 \quad \text{-----} \quad (2-5)$$

$$\text{열펌프의 PER} = \frac{860}{2450} \times \text{COP} = 0.35 \times \text{COP} \quad \text{-----} \quad (2-6)$$

이 경우 열펌프의 성능 분기점은 식 (2-5)과 식 (2-6)가 같음으로서 얻어진다.

$$0.35 \times \text{COP} = 0.88 \quad : \quad \text{COP} = 2.5$$

혹은,

$$0.35 \times \text{COP} = 0.93 \quad : \quad \text{COP} = 2.66$$

이상과 같이 보일러의 PER에 따라 열펌프의 성능 계수 COP = 2.50~2.66이 되어야 하며, 이 분기점보다 높은 COP를 열펌프가 가져야 한다.



2. 열에너지 가격 차원에서의 열펌프 성능 분기점 분석

가. 주택용 전력 사용량별 요금

Table 1. Electric power rates of residence with electric power consumption  
(1997. 10월현재)

COP	전력 사용량 (kW·h)	요금 (원)	단가 (원/kW·h)	COP	전력 사용량 (kW·h)	요금 (원)	단가 (원/kW·h)
3.78	5	540	108.0	2.99	160	13,670	85.4
2.50	10	710	71.0	3.06	170	14,870	87.5
2.03	15	870	58.0	3.13	180	16,070	89.3
1.82	20	1,040	52.0	3.18	190	17,270	90.9
1.69	25	1,210	48.4	3.23	200	18,460	92.3
1.61	30	1,380	46.0	3.47	210	20,820	99.1
1.55	35	1,550	44.3	3.59	220	22,580	102.6
1.51	40	1,720	43.0	3.70	230	24,290	105.6
1.47	45	1,890	42.0	3.79	240	26,020	108.4
1.44	50	2,060	41.2	3.89	250	27,750	111.0
1.56	55	2,460	47.0	3.97	260	29,490	113.4
1.66	60	2,850	47.5	4.05	270	31,220	115.6
1.75	65	3,250	50.0	4.10	280	32,950	117.7
1.82	70	3,650	52.1	4.19	290	34,680	119.6
1.89	75	4,050	54.0	4.25	300	36,420	121.4
1.95	80	4,450	55.6	5.04	350	50,360	143.9
2.00	85	4,850	57.1	5.50	400	62,900	157.3
2.04	90	5,250	58.3	6.13	450	78,790	175.1
2.08	95	5,650	59.5	6.50	500	92,920	185.9
2.11	100	6,040	60.4	7.57	550	118,810	216.2
2.44	110	7,680	69.8	8.23	600	141,090	235.2
2.59	120	8,880	74.0	9.28	700	185,550	265.1
2.71	130	10,080	77.5	10.07	800	230,210	287.8
2.82	140	11,280	80.6	10.69	900	274,780	305.3
2.91	150	12,480	83.2	11.18	1000	319,340	319.34

나. 심야 전력 요금(원)

심야 전력은 “갓”, “을”로 분류하며, “갓”은 심야 시간대에만 사용해야 하고, “을”은 심야 시간과 그 밖의 시간에도 사용할 수 있다. 한국 전력 공사가 인정하는 “축전식”, “축열식” 또는 “축냉식” 전력기기를 매일 밤 10시부터 다음날 오전 8시까지(10시간) 사용하는 전력으로 1 kW·h 당 전력 요금은 다음과 같다.

표 2. Electric power rates of off-peak electricity. (1997.10월현재)

구 분	기본 요금(원/kw·h)	전력 사용 요금(원/kw·h)
갓	21.80	• 월간 최저 요금 : 430
을	$5200 \times \frac{\text{기타시간 사용 전력량}}{\text{월간 총사용 전력량}}$	• 심야 시간 : 24.60 (COP=0.861) • 기타 시간 : 68.80 (COP=2.41)

표 1. 에 정리된 전력 사용량별 요금과 COP 분기점과의 관계를 그림으로 나타내면 다음과 같다 (그림 1 참조).

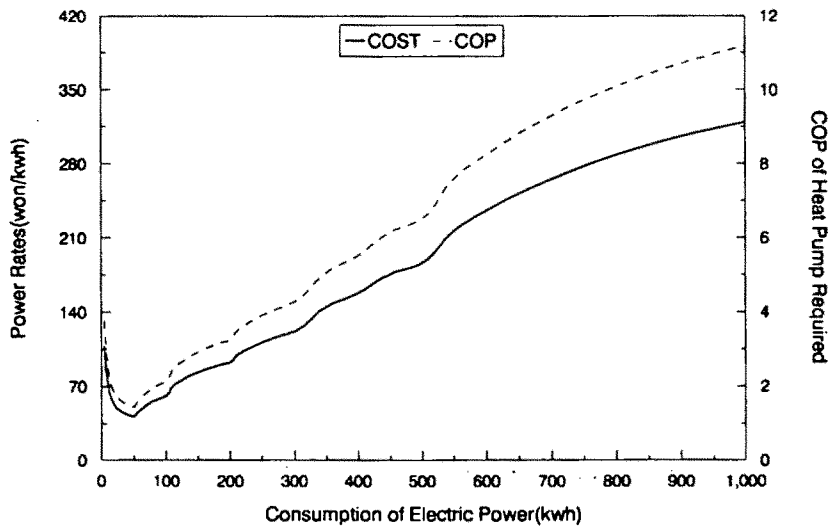


Fig. 1 Electric power rates and economical COP of heat pump with the electric power consumption.

다. 심야 전력 요금을 기준으로 한 COP 분기점 분석

1) 심야 전력 “갑”을 열펌프에 사용하는 경우 :

표 2에서 보는 바와 같이 심야 전력 “갑”의 요금은 단일 요금으로 21.8 원/kW·h 이며, 보일러용 석유값은 618 원/ℓ 이므로 열펌프를 이용한 경우와 석유 보일러를 사용한 경우의 단위 난방열을 얻기 위한 비용은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\cdot \text{열펌프의 경우} : \frac{21.8}{860 \times \text{COP}} = \frac{0.0253}{\text{COP}} \text{ (원/kcal)} \text{ ----- (2-7)}$$

$$\cdot \text{석유 보일러의 경우} : \frac{618}{8600 \times 0.88} = 0.0817 \text{ ----- (2-8)}$$

식 (2-7)과 식 (2-8)을 같게 함으로서 열펌프의 난방 비용과 석유 보일러의 난방 비용이 같게 되기 위한 열펌프의 성능 계수 COP 분기점을 구할 수 있게 되며, 그 값은 다음과 같다.

$$0.0817 = \frac{0.0253}{\text{COP}} , \quad \text{COP} = 0.31$$

다시 말해서, 열펌프의 성능 계수 COP가 0.31만 되어도 석유 보일러를 사용하는 경우와 난방 비용이 같게 소요된다. 이것은 열펌프를 사용한 난방 비용과 석유 보일러를 사용하여 난방하는 비용이 같게 되는 필요한 열펌프의 성능 계수이다.

2) 심야 전력 “을”을 열펌프에 사용하는 경우 :

심야 전력 “을”을 심야에만 사용하는 경우 전력 요금은 24.6 원/kW·h 이므로 COP 분기점 분석을 위한 다음과 같은 식을 쓸 수 있다.

$$\frac{24.6}{\text{COP} \times 860} = 0.0817$$

그러므로 분기점 COP = 0.35이다.

3) 심야 전력 “을”을 심야 이외의 시간에 사용하는 경우 :

심야 전력 “을”을 그 밖의 시간에 사용하는 경우 전력 요금은 68.8 원/kW·h 이므로 COP 분기점 분석을 위한 다음과 같은 식을 쓸 수 있다.

$$\frac{68.8}{\text{COP} \times 860} = 0.0817$$

이 식으로부터 성능 계수 분기점  $\text{COP} = 0.979$ 이다.

심야 전력을 “을”을 심야와 주간에 사용할 때, 주·야간 시간 비율로 COP 분기점을 분석하여 정리하면 그림 2와 같은 결과를 얻을 수 있다.

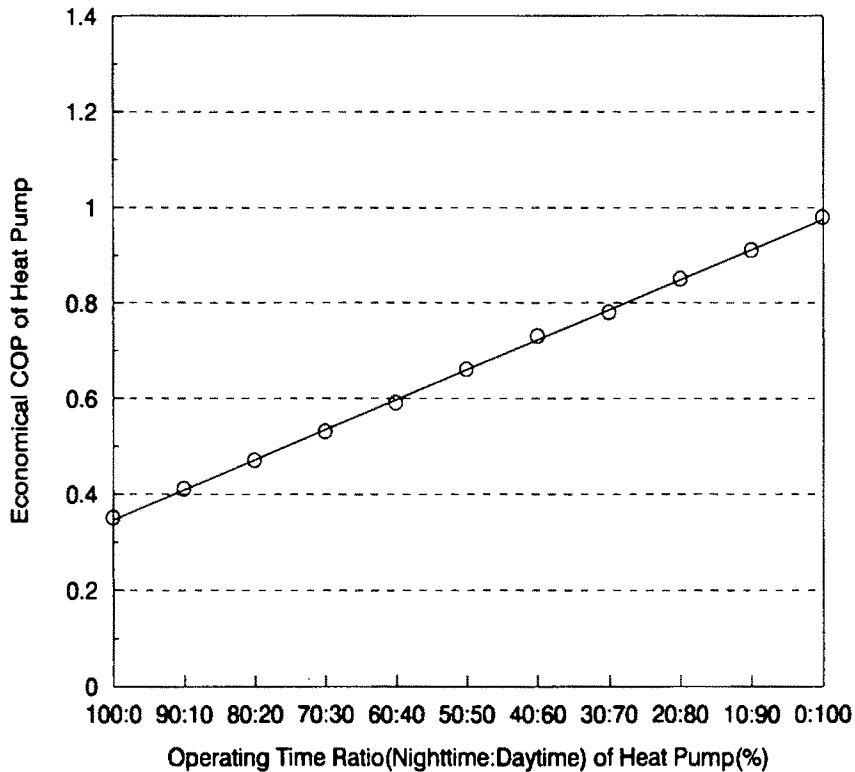


Fig. 2. Economical COP of heat pump with operating time ratio(night time : daytime) in case of off-peak electricity(EUL).

## 제 2 절 우리 나라 기상 자료 수집 분석

우리 나라 최근 10년간의 기상 자료를 지역별로 수집하여 자연 에너지 이용에 필요한 자료를 손쉽게 활용할 수 있도록 다음과 같이 분석 정리하였다.

### 1. 지역별, 월별 일조시간 분석

구름 없이 청명한 날의 일조시간을 가조 시간(加照時間)이라고 하며, 이는 낮의 길이와 같게 된다. 낮의 길이를 구하는 일몰 시간각(남중시부터 일몰시까지),  $W_s$ 는 다음 식으로 표현된다.

$$W_s = \cos^{-1}(\tan \phi \tan \delta) \quad \text{-----} \quad (2-9)$$

낮의 길이인 가조 시간각은  $2W_s$ 가 되며, 경도  $15^\circ$ 가 한시간에 해당하므로 가조 시간은 (2-9)식으로부터 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$t_s = 2 \frac{W_s}{15} = \left( \frac{1}{7.5} \right) \cos^{-1}(-\tan \phi \tan \delta) \quad \text{-----} \quad (2-10)$$

기상 조건에 따라 일조시간은 가조 시간보다는 짧게 되며, 그 기준은 수평면 직사 태양 강도가  $120 \text{w/m}^2$  이상인 시간을 일조시간으로 그 이하의 태양 강도를 갖는 시간을 비일조 시간으로 규정하고 있으며, 가조 시간에 대한 일조시간의 비를 일조율,  $K_s$ 라 정의하여 다음 식으로 표현하고 있다.

$$K_s = \frac{t_r}{t_s} \quad \text{-----} \quad (2-11)$$

여기서,

$t_s$  = 가조 시간 (hr/day),  $t_r$  = 일조 시간 (hr/day)

$W_s$  = 일몰 시간각 (degree),  $\phi$  = 위도 (degree)

$\delta$  = 적위 ( $-23.5^\circ \leq \delta \leq +23.5^\circ$ )

$K_s$  = 일조율,  $K_d$  = 비일조 시간 (hr/day)

지역별 월평균 일조 시간,  $t_r$ 을 10년간(1984~1994) 평균으로 조사 분석하였으며, 가조 시간  $t_s$ 는 (2-10)식으로 구하였다. 그리고 최대 축열 용량을 결정하는데 필요한 비일조 시간,  $t_d$ 는 다음과 같이 하였다.

$$t_d = t_s - t_r \quad \text{----- (2-12)}$$

(2-10)식에 의하여 분석한 겨울철 월별(10, 11, 12, 1, 2, 3월) 일 평균 가조 시간,  $t_s$ 는 표 3과 같으며, (2-11)식과 8년간 측정된 실제 자료를 통하여 분석된 겨울철 일 평균 일조 시간,  $t_r$ 은 표 4와 같다.

Table 3. Daily possible sunshine hours,  $t_s$  for 11 standard stations in Korea.

(hour/day)

Station Month (day)	Chun- cheon	Kang- rung	Seoul	Cheong- ju	Taegu	Jeonju	Jinju	Kwang- ju	Pusan	Mokpo	Jeju
JAN(31)	9.7	9.7	9.7	9.7	9.9	9.9	9.9	9.9	10.0	10.0	10.1
FEB(28)	10.6	10.6	10.6	10.6	10.7	10.7	10.7	10.7	10.7	10.7	10.8
MAR(31)	11.8	11.8	11.8	11.8	11.8	11.8	11.8	11.8	11.8	11.8	11.8
APR(30)	13.3	13.0	13.0	13.0	13.0	13.0	13.0	13.0	13.0	13.0	13.0
MAY(31)	14.1	14.0	14.0	14.0	14.0	14.0	13.9	13.9	13.9	13.8	13.7
JUN(30)	14.6	14.6	14.6	14.5	14.5	14.4	14.3	14.3	14.3	14.3	14.2
JUL(31)	14.3	14.0	14.3	14.2	14.2	14.2	14.1	14.1	14.1	14.1	14.0
AUG(31)	13.4	13.4	13.4	13.4	13.3	13.3	13.3	13.3	13.3	13.3	13.2
SEP(30)	12.2	12.2	12.2	12.2	12.2	12.2	12.2	12.2	12.2	12.2	12.2
OCT(31)	11.0	11.0	11.0	11.0	11.0	11.0	11.1	11.1	11.1	11.1	11.1
NOV(30)	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.1	10.1	10.1	10.1	10.1	10.2
DEC(31)	9.4	9.4	9.4	9.5	9.5	9.6	9.7	9.7	9.7	9.7	9.8
SUM	12.0	12.0	12.0	12.0	12.0	12.0	12.0	12.0	12.0	12.0	12.0

**Table 4.** Monthly average daily real sunshine hours,  $t_r$  for 11 stations.

$$( t_r = k_s \times t_s ) \text{ (hr/day)}$$

Station Month	Chun- cheon	Kang- rung	Seoul	Cheong- ju	Taegu	Jeonju	Jinju	Kwang- ju	Pusan	Mokpo	Jeju
1	4.95	6.21	5.37	5.41	6.31	5.06	6.13	5.56	6.68	4.82	2.23
2	6.26	6.14	6.39	6.42	6.41	5.20	6.23	6.00	6.84	5.02	3.08
3	6.95	6.11	6.69	6.69	6.35	5.73	6.42	6.59	6.90	6.27	4.68
4	7.43	7.02	5.82	8.04	7.24	7.62	6.81	7.23	7.79	7.07	6.32
5	7.74	7.58	7.74	8.18	7.51	7.84	6.80	7.76	7.40	7.36	7.20
6	7.74	5.54	7.28	7.73	6.33	6.64	5.47	6.30	6.91	6.23	6.30
7	4.97	4.58	4.19	5.40	4.53	3.99	4.10	4.79	5.83	4.99	6.43
8	6.30	4.83	5.31	6.68	5.59	5.80	5.56	6.64	7.10	6.85	6.50
9	6.23	5.37	6.73	6.31	5.37	5.63	4.88	6.09	5.67	5.90	5.41
10	5.82	5.92	6.62	6.45	6.40	6.79	6.23	6.86	7.06	6.25	5.02
11	4.65	5.56	4.97	4.83	5.64	4.65	5.52	4.86	6.46	4.75	4.06
12	4.42	5.66	4.56	4.60	5.76	4.44	5.80	4.45	6.51	4.23	2.49
Aver- age	6.12	5.90	5.97	6.40	6.12	5.78	5.83	6.09	6.76	5.81	4.98

## 2. 지역별, 겨울철 월별 평균 수평면 태양 강도 분석

잠열재를 이용한 태양열 저장 시스템의 규모를 결정하고, 이용 가능 잉여 태양에너지를 예측하기 위해서는 겨울철 월별 일 평균 수평면 전태양 강도의 분석이 필요하다. 이 필요성에 부응하여 전국 11개 지역에 대한 10년간의 월별 수평면 전태양 강도를 표 5와 같이 분석·정리하였다.

Table 5. Monthly average daily global horizontal solar radiation(MJ/m<sup>2</sup>) month for 11 standard stations during 1984~1994.

Station Month (day)	Chun- cheon	Kang- rung	Seoul	Cheong- ju	Taegu	Jeonju	Jinju	Kwang- ju	Pusan	Mokpo	Jeju
JAN(31)	223.36	270.53	236.37	249.74	278.10	245.95	312.51	262.87	296.75	265.93	170.89
FEB(28)	285.68	298.76	294.16	307.38	306.87	276.01	343.81	299.70	325.45	295.75	218.43
MAR(31)	417.73	409.96	411.12	425.52	412.52	394.96	470.85	425.98	435.25	455.39	370.59
APR(30)	490.85	501.83	492.00	537.21	497.47	508.28	542.09	499.78	521.15	543.46	493.75
MAY(31)	562.07	586.65	562.35	599.74	563.47	575.76	600.58	567.10	551.60	613.05	588.94
JUN(30)	556.81	494.86	531.91	568.46	506.21	530.84	530.39	505.67	517.97	542.39	528.91
JUL(31)	449.10	461.59	386.75	461.61	436.59	449.07	473.91	448.96	473.89	486.29	548.19
AUG(31)	474.25	440.67	418.41	499.62	456.63	478.55	513.96	502.98	514.18	560.54	528.60
SEP(30)	400.09	391.76	419.94	415.31	381.62	400.54	412.64	412.93	384.93	442.76	410.45
OCT(31)	324.03	346.80	355.46	392.71	360.96	386.99	404.20	381.83	389.73	399.91	378.43
NOV(30)	291.68	257.58	227.45	234.57	262.59	240.74	296.77	245.92	291.97	265.88	240.05
DEC(31)	193.73	236.70	196.39	208.68	244.77	215.34	281.86	215.77	272.61	228.95	168.72



### 3. 연속 비청명 일수 분석

Table 6. Monthly maximum and average continuous clouded days under 7℃ of ambient temperature for 11 standard stations in Korea.

Area	month	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Chuncheon	Maximum	8(8)	4(4)	5(5)	3(2)	3(3)	4(0)	9(0)	4(0)	9(0)	6(0)	6(6)	3(3)
	Average	3.00	2.25	2.86	2.14	2.43	2.14	5.68	3.17	3.86	3.14	2.67	2.50
Kang-rung	Maximum	7(7)	7(7)	7(7)	3(3)	4(0)	9(0)	22(0)	9(0)	11(0)	7(0)	4(2)	7(7)
	Average	2.75	3.87	4.00	2.71	3.43	6.00	8.14	5.50	6.28	3.86	2.83	2.83
Seoul	Maximum	8(8)	7(7)	4(4)	4(0)	5(0)	4(0)	17(0)	7(0)	9(0)	3(3)	4(3)	3(3)
	Average	3.00	3.25	2.43	2.57	2.71	3.29	9.57	4.33	3.71	2.43	2.33	2.17
Cheon-ju	Maximum	7(7)	8(8)	4(4)	3(2)	4(0)	5(5)	12(0)	5(0)	8(0)	4(3)	3(3)	4(4)
	Average	2.63	3.25	3.00	2.43	1.86	3.00	7.71	3.83	4.43	2.57	2.33	2.50
Taegu	Maximum	8(8)	5(5)	4(4)	3(1)	5(0)	8(0)	17(0)	4(0)	11(0)	3(3)	3(3)	2(2)
	Average	2.87	3.50	2.57	2.28	2.57	3.57	7.57	3.17	6.00	2.57	2.33	1.50
Jeon-ju	Maximum	8(8)	7(7)	4(4)	4(1)	5(0)	7(0)	20(0)	8(0)	11(0)	3(0)	8(4)	5(5)
	Average	3.37	3.50	3.00	2.71	2.57	3.14	8.14	4.00	5.14	2.86	3.50	3.50
Jinju	Maximum	7(7)	5(5)	4(4)	4(2)	5(0)	9(0)	16(0)	7(0)	14(0)	3(1)	5(3)	4(4)
	Average	2.12	3.50	2.86	2.86	3.14	4.28	7.43	4.17	6.57	2.43	2.50	1.83
Pusan	Maximum	8(8)	5(5)	4(4)	3(1)	4(0)	7(0)	15(0)	6(0)	15(0)	4(4)	4(2)	2(2)
	Average	2.37	3.62	2.86	2.57	3.14	4.14	6.57	3.50	6.71	2.57	2.17	1.50
Kwang-ju	Maximum	8(8)	4(4)	3(3)	4(2)	4(0)	7(0)	9(0)	5(0)	10(0)	4(4)	6(4)	6(6)
	Average	3.37	2.87	2.71	2.57	2.71	4.28	6.57	3.67	4.57	2.57	3.50	2.67
Mokpo	Maximum	8(8)	6(6)	5(5)	4(0)	7(0)	5(0)	9(0)	4(0)	4(0)	4(0)	6(4)	6(6)
	Average	4.00	3.00	3.28	3.14	3.57	4.57	5.28	3.17	3.00	2.86	3.83	3.50
Jeju	Maximum	12(12)	11(11)	6(6)	4(1)	4(0)	8(0)	9(0)	6(0)	10(0)	12(3)	8(3)	18(18)
	Average	7.62	7.37	4.00	3.00	3.00	5.00	5.57	4.00	6.43	4.28	4.83	9.83

( ) : Monthly continuous clouded days lower than the ambient temperature of 7℃

태양열 저장 이용에서 연속 비청명 일이 길어지면, 보조 열원이 더 많이 필요하게 되어 태양열 의존도가 떨어진다.

그러므로 저장 시스템의 규모와 보조 열원의 규모를 결정하기 위해서는 연속 비청명 일수를 분석 정리할 필요가 있다.

이와 같은 필요성에 따라 표 6과 같이 전국 11개 지역에 대한 10년간의 외기온이 7℃이하인 월별 최대 또는 평균 연속 비청명 일수를 분석·정리하였다.

#### 4. 지역별 겨울철 외기 온도대별 일수

외기온,  $T_{out}$ 과 greenhouse내 설정 온도,  $T_c$ 는 태양 강도, 연속 비청명 일수와 함께 greenhouse의 겨울철 난방 부하 결정과 열 펌프 구조 및 용량을 결정하는데 중요한 요인이 된다. 이를 위하여 외기온이 -7℃이하와 -9℃이하의 일수를 30개 지역에 대하여 10년간의 평균치를 표 7과 같이 분석·정리하였고, 전체적인 외기온도 분포를 쉽게 알수 있도록 그림 3. (a), (b)와 같이 온도대별 일수를 같은 일수선으로 나타내었다.

Table 7. The number of days below the ambient air temperature of -7℃ and -9℃.

지역명	-7℃이하 일수	-9℃이하 일수	지역명	-7℃이하 일수	-9℃이하 일수
철원	20	19	광주	7	4
강화	10	9	목포	4	4
인천	9	6	울진	8	6
서울	9	6	안동	9	9
수원	9	8	대구	9	7
춘천	19	9	포항	6	4
속초	6	5	선산	10	9
강릉	6	4	거창	10	10
원주	19	10	울산	6	4
계천	19	10	부산	4	0
서산	9	9	마산	4	0
청주	9	9	진주	6	6
대전	9	8	승주	9	5
군산	6	5	고흥	5	4
전주	8	6	계주	0	0

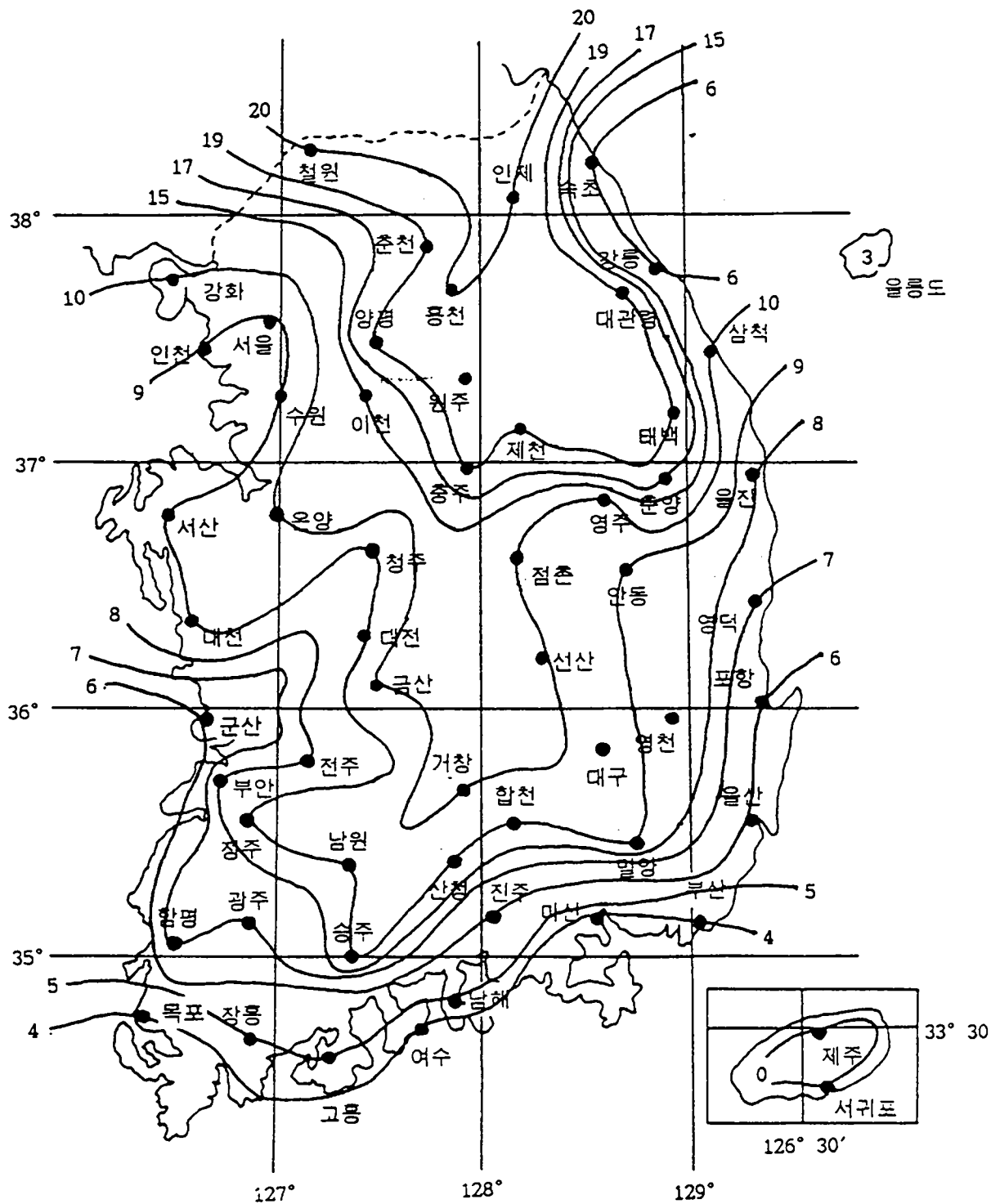


Figure 3(a). The number of days below the ambient air temperature of  $-7^{\circ}\text{C}$ .

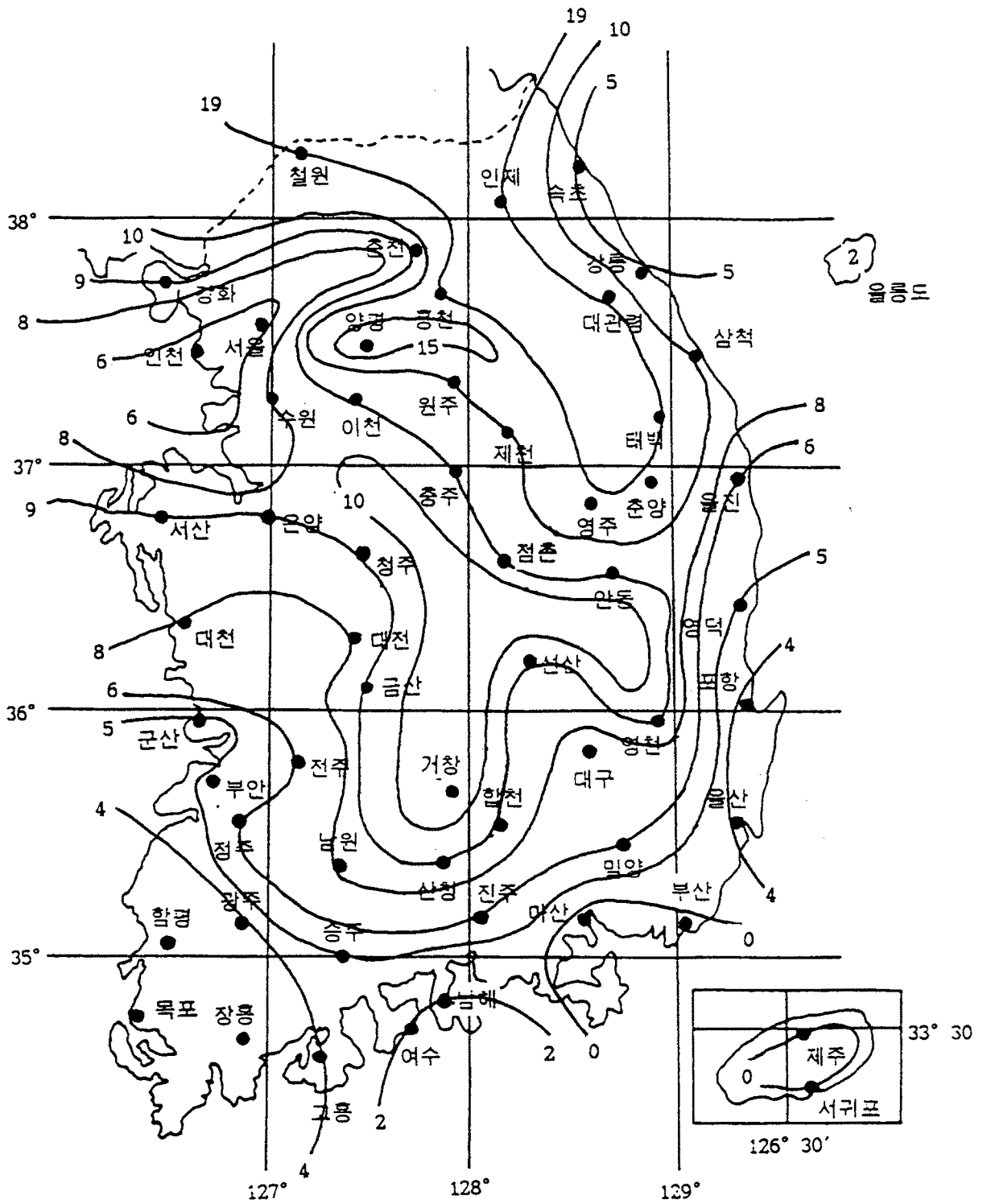


Figure 3(b). The number of days below the ambient air temperature of  $-9^{\circ}\text{C}$ .

그림 3(a)에서 보는 바와 같이 우리 나라 전체로 보아 외기온이 -7℃이하인 일수는 0~20일이었으며, 동, 남, 서 해안 지대에서는 4~10일의 분포를 보였으며, 중부 이북 산간 지대는 10~20일의 분포를 보였다. 그리고 내륙 지역일수록 외기온이 낮기 때문에 -7℃이하인 일수가 10~19일을 나타냈으며, 남부 지방이라 하더라도 내륙 산간 지대는 외기온이 낮게 나타났다.

제주도의 경우에는 외기온이 -7℃로 내려간 경우가 없었다. 그림 3(b)에서 보는 바와 같이 우리 나라 전체로 보아 -9℃이하인 일수가 0~19일 이었으며, 동·남·서 해안의 평야지대에서는 0~9일을 보였으며, 남부지역이라 해도 내륙 산간지대의 경우에는 8~10일을 나타내고 있으며, 중부 이북 산간지대에서는 10~19일로 나타났다. 제주도와 경남 해안 지역이 높은 온도를 보였으며, -9℃이하로 외기온이 내려가는 경우가 거의 없었다.

### 제 3 절 온실 난방 부하 결정 이론 및 분석

앞 절에서 분석한 지역별 태양 강도와 외기온을 근거로 겨울철 greenhouse의 난방 부하를 다음과 같은 열 평형 이론식을 이용하여 계산하였다.

Greenhouse의 난방 부하 ( $\dot{Q}_q$ )를 산정하기 위한 열평형식은 식 (2-14)과 같다.

$$\dot{Q}_q = \dot{Q}_L - \dot{Q}_{IS} - \dot{Q}_{soil} \text{ ----- (2-14)}$$

여기서,

$$\begin{aligned} \dot{Q}_L &= A_w(h_t + h_{vent}) \cdot \Delta T_a \\ &= A_w \cdot h_h \cdot \Delta T_a \text{ ----- (a)} \end{aligned}$$

$$\dot{Q}_{soil} = \alpha_{soil} \cdot A_s \cdot q_{soil} \quad \text{----- (b)}$$

$$\dot{Q}_{IS} = \dot{Q}_s \cdot \tau = A_{sw} \cdot q_{IS} \quad \text{----- (c)}$$

식 (b)에서 토양의 열에너지 흡수율 ( $\alpha_{soil}$ )은 표 8에서 보는 바와 같이 12시 30분에 최고값(15%)을 보였다.

Table 8. Thermal energy absorption rate of soil.

Time	$\alpha_{soil}$ (%)
09 : 30	08.42
10 : 30	13.83
11 : 30	14.77
12 : 30	15.00
13 : 30	14.95
14 : 30	13.18
15 : 30	11.95
16 : 30	07.89

식 (c)에서 greenhouse cover film의 태양에너지 투과율 ( $\tau$ )은 시간별로 정리하면 표 9에서 보는 바와 같이 12시 30분에 투과율이 85%로서 최고 값을 보였다.

Table 9. Solar radiation transmittance of greenhouse cover film.

Time	$\tau$ (%)
09 : 30	69.0
10 : 30	78.8
11 : 30	83.7
12 : 30	85.0
13 : 30	83.7
14 : 30	78.8
15 : 30	69.0
16 : 30	55.1

### 1. 주간 난방 부하

주간 난방 부하는 greenhouse내에 투과되는 태양 복사 에너지와 토양의 흡수열을 고려하여 다음과 같은 방법으로 계산할 수 있다.

- 토양 흡수 energy에 의한 실온 상승 효과

$$\Delta T_{\text{soil}} = \frac{\dot{Q}_{\text{soil}}}{h_h \cdot A_w}$$

$$\dot{Q}_{\text{soil}} = A_w \cdot h_h \cdot \Delta T_{\text{soil}} \text{ ----- } \textcircled{d}$$

- Greenhouse내에 투과된 태양 에너지에 의한 실온 상승 효과

$$\Delta T_s = \frac{\dot{Q}_{IS}}{h_h \cdot A_w} = \frac{A_s \cdot \dot{q}_{IS}}{h_h \cdot A_w} = R_g \cdot \frac{\dot{q}_{IS}}{h_h}$$

$$\dot{Q}_{IS} = A_w \cdot h_h \cdot \Delta T_s \text{ ----- } \textcircled{c}$$

식 ㉑, ㉒, ㉓를 식(2-14)에 대입하면, 다음과 같다.

$$\dot{Q}_q = A_w \cdot h_h (\Delta T_a - \Delta T_{soil} - \Delta T_s) \text{ ----- (2-15)}$$

$$Q_q = A_w \cdot h_h \left[ \int_{t_1}^{t_2} (T_c - T_{out} - \Delta T_{soil} - \Delta T_s) dt \right]$$

$$q_q = h_h \left[ \int_{t_1}^{t_2} (T_c - T_{out} - \Delta T_{soil} - \Delta T_s) dt \right] \text{ ----- (2-16)}$$

여기서,

$$\Delta T_a = T_c - T_{out}$$

$$\int_{t_1}^{t_2} (T_c - T_{out} - \Delta T_{soil} - \Delta T_s) dt = DH_s (\text{Degree - hour})$$

$$Q_q = A_w \cdot h_h \cdot DH_s$$

or

$$q_q = h_h \cdot DH_s \text{ ----- (2-17)}$$



## 2. 야간 난방 부하

야간에는 태양열의 공급이 없기 때문에  $\dot{Q}_{IS} = 0$ 이므로 식 (2-16)에서  $\Delta T_s = 0$ 으로 하면 다음과 같은 결과를 얻게 된다.

$$Q_{q_n} = A_w \cdot h_h \left[ \int_{t_1}^{t_2} (T_c - T_{out} - \Delta T_{soil}) dt \right]$$

or

$$q_{q_n} = h_h \left[ \int_{t_1}^{t_2} (T_c - T_{out} - \Delta T_{soil}) dt \right] \quad \text{----- (2-18)}$$

$$DH_{s_n} = \int_{t_1}^{t_2} (T_c - T_{out} - \Delta T_{soil}) dt \text{ 로 놓으면,}$$

$$Q_{q_n} = A_w \cdot h_h \cdot DH_{s_n}$$

or

$$q_{q_n} = h_h \cdot DH_s \quad \text{----- (2-19)}$$

여기서,

$\dot{Q}_q$  : Greenhouse heating load (kcal/hr)

$\dot{Q}_L$  : Heat loss from greenhouse (kcal/hr)

$\dot{Q}_{IS}$  : Solar radiation in greenhouse (kcal/hr)

$\dot{Q}_{soil}$  : Absorption energy of soil in greenhouse (kcal/hr)

$h_t$  : Heat transfer coefficient of greenhouse cover (kcal/hr)

$h_{vent}$  : Ventilation heat transfer coefficient (kcal/hr)

$h_h$  : Total heat transfer coefficient of greenhouse (kcal/hr)

$$( = h_t + h_{vent} )$$

$A_w$  : Greenhouse wall area (m<sup>2</sup>)

$A_s$  : Greenhouse floor area (m<sup>2</sup>)

$$R_g = \frac{A_s}{A_w}$$

$T_c$  : Greenhouse cover temperature (°C)

$T_{out}$  : Ambient air temperature (°C)

$T_{soil}$  : Soil surface temperature (°C)

$$\Delta T_a = T_c - T_{out}$$

$\alpha_{soil}$  : Thermal absorption rate of soil (%)

$Q_{soil}$  : Soil absorption energy per unit area

$t$  : Time (hour)

$\dot{Q}_{dn}$  : Nighttime heating load (kcal)

$DH_{s_n}$  : Nighttime degree hour

그린하우스의 야간난방부하는 특별한 경우를 제외하고는 주간난방부하보다 크기 때문에 야간난방부하를 기준으로 난방시스템이 설계됨으로 야간난방부하를 분석하여 표 10과 그림 4와 같이 정리하였다. 이때 그린하우스 설정실온은  $T_c = 10^\circ\text{C}$ 로 하였다.

표 10와 그림 4에서 보는 바와 같이 최저 외기온이  $-10^\circ\text{C}$ 인 경우의 최대 난방 부하는 보온 커튼이 없는 경우  $2361.7 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{night}$  이었고, 보온 커튼이 있는 경우에는  $1416.6 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{night}$ 이었으며, 최저 외기온이 높아짐에 따라 최대 난방 부하는 점차로 감소하여 최저 외기온  $0^\circ\text{C}$ 에서는 각각  $884.8$ ,  $505.85 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{night}$ 였다.

Table 10. Nighttime heating load of greenhouse with and without thermal curtain in various minimum ambient air temperature.

Minimum Ambient Air Temperature (°C)	Heating Load of Greenhouse without Thermal Curtain		Heating Load of Greenhouse with Thermal Curtain	
	(kcal/m <sup>2</sup> · night)	(Kcal/m <sup>2</sup> h)	(kcal/m <sup>2</sup> · night)	(Kcal/m <sup>2</sup> h)
-10.0	2361.70	144.73	1416.60	88.54
-9.0	2215.40	138.5	1326.44	82.90
-8.0	2068.76	129.3	1236.05	77.25
-7.0	1921.43	120.10	1145.20	71.58
-6.0	1773.06	110.82	1053.66	65.85
-5.0	1623.30	101.46	961.20	60.88
-4.0	1472.16	92.01	867.83	54.24
-3.0	1321.01	82.56	774.45	48.40
-2.0	1171.58	73.22	682.23	42.64
-1.0	1025.60	64.10	592.32	37.02
+0.0	884.80	55.30	505.85	31.62
+1.0	750.38	46.90	423.64	26.48
+2.0	621.48	38.84	345.11	21.57
+3.0	496.72	31.05	269.34	16.83
+4.0	374.72	23.42	195.41	12.21
+5.0	254.10	15.88	122.40	7.65

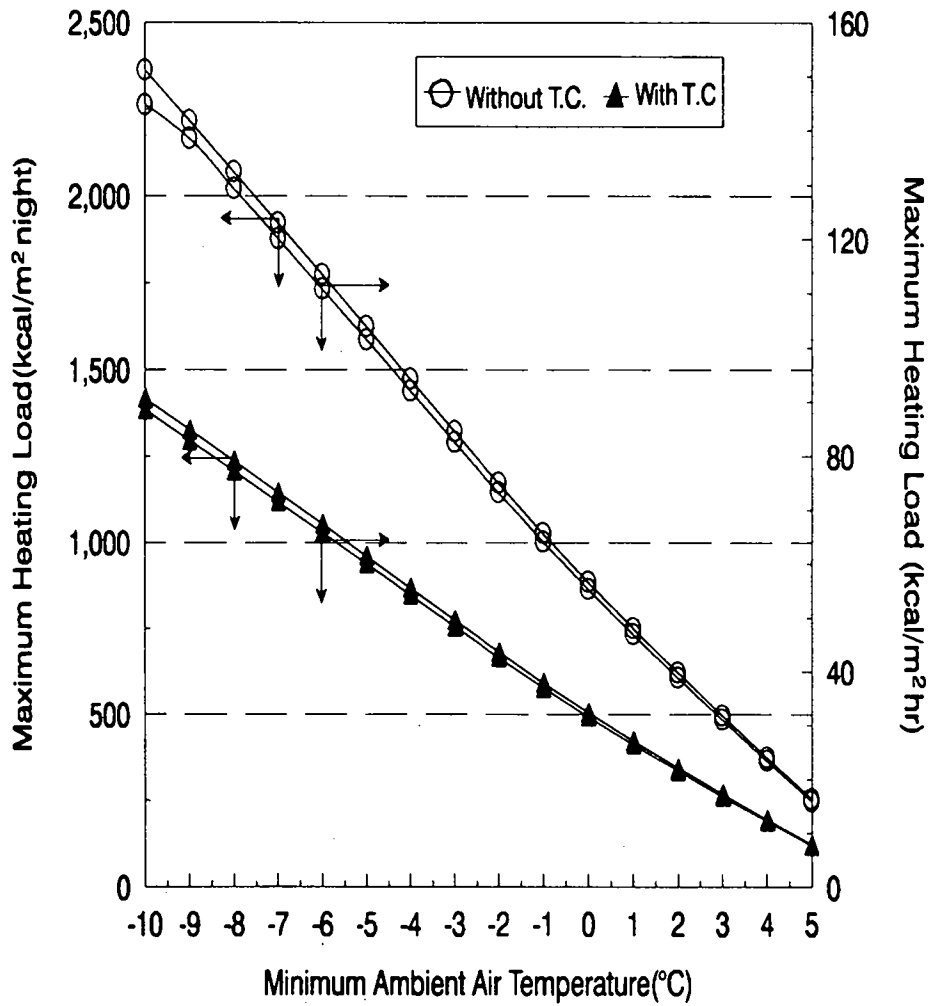


Fig. 4. Nighttime heating load of greenhouse with and without thermal curtain in various minimum ambient air temperature.

## 제 4 절 PCM 물성안정 및 상변화 온도조절이론

상변화 잠열재의 대부분은 상변화 사이클 상에 불안정 요인을 가지고 있으며, 이를 안정시켜야 잠열축열재로서 기능을 발휘할 수 있게 된다.

불안정 요인의 결과는 상분리현상과 과냉현상으로 나타난다. 상분리현상은 적정 증점제를 적정량 첨가하므로써 해결할 수 있으나, 과냉현상은 결정핵 형성과 관련되며, 결정핵 분포와 크기는 잠열량에 큰 영향을 주기 때문에 결정핵 형성에 관한 이론분석이 선행되어야 하며, 이론에 맞는 실험이 이루어지는 것이 바람직하다. 그리고 하나의 PCM은 고유 상변화 온도를 가지고 있기 때문에 그보다 낮은 온도에서 사용할 필요가 있을 경우에는 또다른 PCM을 개발하여야 하는 어려움이 있다. 이를 보다 쉽고, 경제적으로 해결하기 위한 방법으로 이미 개발된 PCM의 상변화 온도를 하향 조절하는 기법을 개발하기 위하여 본 연구에서는 PCM의 상변화 온도조절이론 분석과 실험을 수행하였다.

### 1. PCM 물성안정을 위한 결정핵(結晶核)이론

PCM이 가열 과정에서 열을 많이 흡수 저장하였다가, 냉각 과정에서, 흡수·저장했던 열을 가능한 많이 방출하기 위해서는 냉각과정에서 PCM의 결정화 작용이 치밀하게 잘 이루어져야 한다. 이를 위해서는 PCM내에 적정 크기의 결정핵이 충분히 분포되어 있어야 하는데, 이렇게 되기 위해서는 PCM 자체 내에 결정핵 형성 능력이 있거나, 그렇지 못하면 외부에서 적정한 조핵제를 첨가하여야 한다.

이상과 같은 PCM의 결정핵에 관한 이론을 정리하고, 이를 실용화의 기초 자료로 활용하려 한다.

#### 가. 자연적 결정핵 형성 이론

PCM 자체 내에서 결정핵이 형성되는 과정을 결정핵 형성 에너지 차원에서 분석

하면 다음과 같다.

안정된 결정핵을 형성하는데 필요한 일은 결정핵 경계표면을 형성하는데 필요한 일과 새로운 결정핵 입자의 질량을 형성하는데 필요한 일의 합으로 표현할 수 있다.

$$W = W_s + W_v \text{ -----(2-20)}$$

식 (2-20)에서,  $W_s$ 는 표면형성에서 일어나는 에너지 변화,  $\Delta F_s$ 로 공급되며,  $W_v$ 는 상변화에서 얻어지는 free energy에 의하여 공급된다. 그러므로 식 (2-20)은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\Delta F = \Delta F_s + \Delta F_m \text{ -----(2-21)}$$

여기서,

$$\Delta F_s = 4 \pi r^2 \cdot \sigma = W_s$$

$$\Delta F_m = -\frac{4}{3} \pi r^3 \cdot \Delta F_v = W_v$$

이 관계식을 식 (2-21)에 대입하면 다음과 같이 된다.

$$\Delta F = 4 \pi r^2 \sigma - \frac{4}{3} \pi r^3 \cdot \Delta F_v \text{ -----(2-22)}$$

식 (2-22)을 미분하고,  $\Delta F' = 0$ 으로 하면 PCM 결정핵의 임계반경,  $r_k$ 을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\Delta F' = 8 \pi r \sigma \cdot (-4) \pi r^2 \cdot \Delta F_v = 0$$

$$\therefore r_k = \frac{2\sigma}{\Delta F_V} \text{-----(2-23)}$$

식 (2-23)을 식 (2-22)에 대입하면,  $r_k$  반경의 입자형성 에너지,  $\Delta F_k$ 을 구할 수 있다.

$$\Delta F_k = \frac{4}{3} \pi r_k^2 \sigma \text{-----(2-24)}$$

열 역학적 비유동 과정에서

$$T dS = dH - V dP = dH - dF \text{-----(2-25)}$$

상변화 온도,  $T_m$ 에서는 PCM의 입자 형성이 이루어지지 않았기 때문에  $\Delta F = 0$ 가 된다.

그러므로 식 (2-25)에서 다음과 같은 관계를 얻게 된다.

$$\Delta S = \frac{\Delta H_V}{T_m} \text{-----(2-26)}$$

상변화 결과 얻어지는  $\Delta F_V$ 는 식 (2-25)에 식 (2-26)을 대입하므로써 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} \Delta F_V &= \Delta H_V - T \Delta \frac{H_V}{T_m} \\ &= \Delta H_V \left( \frac{T_m - T}{T_m} \right) = \eta \cdot \Delta H_V \text{-----(2-27)} \end{aligned}$$

식 (2-23)에 식 (2-27)을 대입하므로써, 결정핵 임계반경,  $r_k$ 을 상변화 잠열량,  $\Delta H_V$ 로 표현할 수 있다.

$$r_k = \frac{2T_m}{(T_m - T)} \cdot \frac{\sigma}{\Delta H_V} = \frac{2\sigma}{\eta \cdot \Delta H_V} \text{-----(2-28)}$$

이 식에서 보는 바와 같이 임계반경,  $r_k$ 보다 결정핵 반경이 작을수록 잠열량,  $\Delta H_v$ 는 커지지만 결정핵 반경이  $r_k$ 보다 작으면 녹아 버리기 쉽고,  $r_k$ 보다 크면 미립자는 계속해서 성장하기 때문에  $\Delta H_v$ 는 작아진다. 그러므로 가능한 한 결정핵 반경이  $r_k$ 에 접근하는 것이 바람직하다.

임계 결정핵 반경을 갖는 미립자를 형성하기 위한 free - energy 변화,  $\Delta F_k$ 는 식 (2-28)을 식(2-24)에 대입하므로써 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\Delta F_k = \frac{16 \pi}{3} \cdot \frac{\sigma^3}{\eta^2 \Delta H_v^2} \text{-----}(2-29)$$

임계반경 의 구형입자 체적,  $V_k$ 는 식 (2-28)에 의하여 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$V_k = \frac{4}{3} \pi r_k^3 = \frac{32 \pi}{3} \cdot \left[ \frac{\sigma}{\eta \cdot \Delta H_v} \right]^3 \text{-----}(2-30)$$

임계구형입자 체적 내에 포함되어 있는 분자수,  $N_k$ 는 식(2-30)을 이용하여 구할 수 있다.

$$N_k = \frac{V_k \cdot N_k \cdot \rho}{M} = \frac{32 \pi \cdot \rho \cdot N_k}{3M} \left[ \frac{\sigma}{\eta \cdot \Delta H_v} \right]^3 \text{----}(2-31)$$

여기서,

$$\frac{V_k \cdot \rho}{M} = \text{Number of moles} = N_m$$

$$N_m \cdot N_A = \text{Number of moecules} = N_k$$

· 결정핵 형성을 :  $T_g$

단위 시간에 자발적으로 형성되는 미립자수,  $T_g$ 는 Arrhenius법칙에 의하여 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$T_g = A \exp(-\Delta F_k) \text{-----}(2-32)$$



식 (2-32)에 식 (2-29)을 대입하면 다음과 같다.

$$T_g = A \exp\left(-\frac{16 \pi}{3} \cdot \frac{\sigma^3}{\eta^2 \Delta H_V^2}\right)$$

$$T_g = A \exp\left[-\frac{16 \pi}{3} \cdot \frac{T_m^2 \sigma^3}{\Delta H_V^3 (T_m - T)^2}\right] \text{-----}(2-33)$$

여기서,

$W$  : 안정된 결정핵을 형성하는 데 필요한 일.

$W_s$  : PCM액체 속에서 새로운 결정체의 경계표면을 형성하는데 필요한 일

$W_V$  : 새로운 결정핵의 mass을 형성하는데 필요한 일

$\Delta F$  : 결정화 작용에서 생기는 free - energy change

$\Delta F_s$  : 입자표면 형성에서 생기는 free - energy change

$\Delta F_m$  : 새로운 입자의 mass형성에서 생기는 free - energy change

$\Delta F_V$  : 상변화시 단위 체적당의 free - energy change

$r$  : 미립자 반경

$\sigma$  : 단위 면적당 표면 형성 에너지

$r_k$  : 미립자의 임계반경

$\Delta F_k$  :  $r_k$ 반경의 미립자를 형성하는 free - energy change

$\Delta H$  : 엔탈피 변화

$\Delta S$  : 엔트로피 변화

$T_m$  : 상변화 온도

$V_k$  : 임계반경,  $r_k$ 인 구형입자의 체적

$\rho$  : 미립자의 밀도

$M$  : 분자량

$N_m$  : 몰수

$N_A$  : 아보가드로 상수

$N_k$  : 미립자가 갖는 분자수

$\eta = \frac{T_m - T}{T_m}$  : 상대 과냉도 ( Relative supercooling)

$\Delta H_v$  : 단위 체적당 잠열량 변화

$T_g$  : 결정핵 형성을

#### 나. 조핵제 첨가에 의한 결정화 이론

##### 1) 조핵제에 의한 PCM결정화 모델

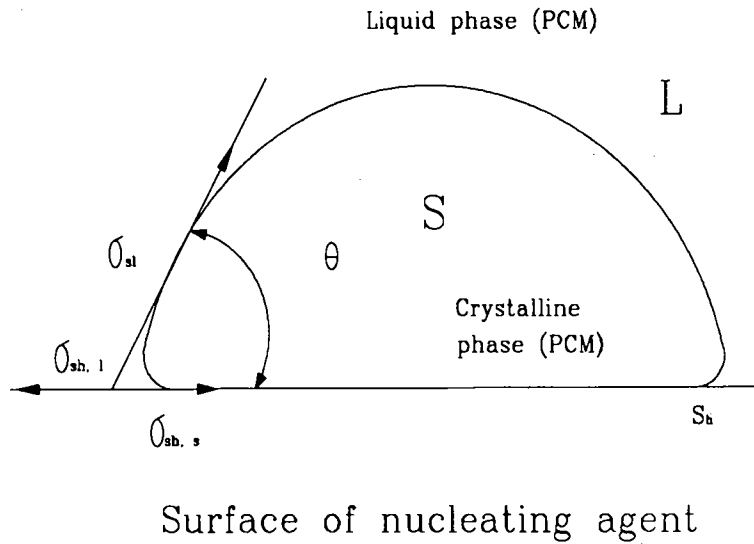


Fig 5. Model for heterogeneous nucleation.

외부에서 조핵제를 첨가하면 첨가하지 않은 상태에서 보다 적은 과포화 상태 또는 낮은 과냉 상태에서 결정화 작용이 시작된다. 이렇게 하기 위하여 조핵제 표면과 결정화 되어가는 PCM면간에 충분한 친화력이 있어야 하며, 이와 같은 친화력은 핵형성 자유 에너지를 감소시킨다.

Turnbull은 Volmer와 그 후계 학자들이 개발한 자연적 결정핵 형성 이론을 정리하였으며, 조핵제를 첨가하는 경우에는 그림 5과 같이 결정화되어가는 PCM은 첨가된 조핵제 표면에 반구로된 모자 형태를 이룬다고 가정하였다.

그림 5의 모델에서 일어나는 표면장력의 평형은 다음 식으로 표현된다.

$$\sigma_{sh,1} = \sigma_{sh,s} + \sigma_{sl} \cdot \cos \theta \text{ -----(2-34)}$$

자연적 결정핵 형성을 위한 자유에너지 변화,  $\Delta F_k$ 와 조핵제를 첨가할 때의 결정화 자유 에너지 변화,  $\Delta F'_k$ 와의 비는 다음과 같다.

$$\phi = \frac{\Delta F'_k}{\Delta F_k} = \frac{(2 + \cos \theta)(1 - \cos \theta)}{4} \text{ (참고문헌 57 참고)}$$

이 관계식을 다음과 같이 다시 정리할 수 있다.

$$\Delta F'_k = \frac{(2 + \cos \theta)(1 - \cos \theta)}{4} \cdot \Delta F_k \text{ -----(2-35)}$$

식 (2-35)에 식 (2-29)을 대입하면 다음과 같이 된다.

$$\Delta F'_k = \frac{(2 + \cos \theta)(1 - \cos \theta)}{4} \cdot \left( \frac{16 \pi}{3} \cdot \frac{\sigma^3}{\eta^2 \Delta H_V^2} \right) \text{ -----(2-36)}$$

만약 조핵제와 PCM이 친화력이 전혀 없으면, 그림 5에서  $\theta = 180^\circ$  가 되고 식 (2-35)에서  $\frac{(2 + \cos \theta)(1 - \cos \theta)}{4} = 1$ 이 되므로  $\Delta F_k = \Delta F_k^0$ 이 된다.

이 결과는 조핵제를 첨가한 경우의 자유에너지와 첨가하지 않은 자연적 핵 형성 자유에너지차가 같다는 의미로서 조핵제 첨가 효과가 전혀 없다는 것을 시사해 준다. 만약 조핵제와 PCM이 친화력이 대단히 크게 되면,  $\theta = 0^\circ$  가 되어 식 (2-35)에서  $\frac{(2 + \cos \theta)(1 - \cos \theta)}{4} = 0$ 이 되므로 조핵제 첨가로서 결정화 작용에 필요한 자유에너지가 전혀 발생하지 않는다는 의미로서, 과냉과 과포화 현상이 전혀 없이 조핵작용이 아무런 장애 없이 쉽게 일어나게 된다. 그러므로 실제로 적당한 친화력이 있는 조핵제를 첨가하는 경우에는  $0 < \phi < 1$ 이 된다.

조핵제를 첨가할 경우의 결정핵 형성은 다음 식으로 표현된다(참고문헌 57.58 참고).

$$J = K \exp\left(\frac{-\Delta F_k \phi}{RT}\right) = K \exp\left(\frac{-\Delta F_k^0}{RT}\right) \text{-----}(2-37)$$

이 식에서 결정핵 형성을, J는  $\phi$ 의 값이 0.1 ( $\theta = 53^\circ$ ) 이상이 될 경우에는 지수항의 영향을 크게 받게 되고, 값이 0.02 ( $\theta = 34^\circ$ ) 이하인 경우에는 지수항의 영향보다는 상수 K값의 영향을 크게 받는다.

## 2) 흡착·성충이론에 의한 결정화 성장을 분석

조핵제를 중심으로 핵이 형성된 후 이 핵을 중심으로 PCM의 결정화 작용이 진행된다. 이때 결정이 점점 커지는 성장을 흡착·성충이론에 의하여 분석하면 다음과 같다.

이차원 흡착·성충과정에서 발생하는 자유에너지 (free - energy)

$$\Delta F = J x \sigma_1 - J x^2 R T \frac{\rho}{M} \ln \Sigma \quad \text{-----}(2-38)$$

식 (2-38)를 미분하고  $\Delta F$ 가 최대가 되는 임계  $x$ 값을 구한다.

$$0 = J \sigma_1 - 2 J x R T \frac{\rho}{M} \ln \Sigma,$$

$$x_k = \frac{\sigma_1 M}{2 \rho R T \ln \Sigma_k} \quad \text{-----}(2-39)$$

식 (2-38)에 식 (2-39)식을 대입하면 임계 자유에너지,  $\Delta F_k$ 는 다음과 같이 된다.

$$\Delta F_k = \frac{J \sigma_1^2 M}{4 \rho R T \ln \Sigma_k} \quad \text{-----}(2-40)$$

식 (2-40)을 식 (2-37)식에 대입하면 결정화 성장율은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\gamma = \frac{dZ}{dt} = K \exp \left[ \frac{-J \sigma_1^2 M}{4 \rho (R T)^2 \ln \Sigma_k} \right] \quad \text{-----}(2-41)$$

여기서,

$\sigma_{sh,1}$  : PCM 액상과 조핵제 표면간의 장력.

$\sigma_{sh,s}$  : PCM 고상과 조핵제 표면간의 장력.

$\sigma_{s,1}$  : PCM 액상과 고상 경계표면의 장력.

$\theta$  : PCM 고상과 조핵제 표면간의 접촉각.

M : 분자량.

$\Delta F_k$  : 자연적 결정핵 형성과정에서의 표면 Free energy change.

$\Delta F'_k$  : 조핵제를 첨가하는 경우의 핵형성 과정에서의  
표면 Free energy change.

J : 결정핵 성장을.

$$\Sigma = \frac{\eta_\Sigma}{\eta_o}$$

R : 기체 상수.

$\eta_\Sigma$  : 과포화 용액의 몰농도.

$\eta_o$  : 포화 용액의 몰농도.

$x$  : 결정핵 형상 차원.

$\sigma_1$  : 선형 표면에너지.

Z : 결정 성장 방향의 거리.

$K'$  : 상수.

$\gamma$  : 결정입자성장율.

## 2. PCM 상변화 온도 조절에 대한 이론

순수 잠열재 A에 용질 B가 용해되지 않고, mole fraction  $a_B$ 가 A에 혼합되어 있는 경우, 혼합물의 melting point에서 two phase의 chemical potential이 같게 되므로 다음과 같은 평형식을 쓸 수 있다.

$$\mu_a^*(S) = \mu_A(l) \text{ -----(2-42)}$$

$$\mu_A^*(l) = \mu_A^*(l) + RT \ln(a_A) \text{ -----(2-43)}$$

식 (2-43)를 식 (2-44)에 대입하면,

$$\mu_A^*(S) = \mu_A^*(\ell) + RT \ln(a_A) \text{ -----(2-44)}$$

식 (2-44)를 RT로 나누면,

$$\frac{\mu_A^*(\ell) - \mu_A^*(S)}{RT} = -\ln(a_A) = -\ln(1 - a_B) \text{ -----(2-45)}$$

$a_B=0$ 일 때  $T = T^*$  (순수 잠열재 상변화 온도)이므로 (2-45)식을 다음식으로 표시할 수 있다.

$$\frac{\Delta G_{\text{melting},m}(T)}{RT} = -\ln(1 - a_B) \text{ -----(2-46)}$$

$$\frac{\Delta G_{\text{melting},m}(T^*)}{RT} = -\ln 1 \text{ -----(2-47)}$$

$a_B$ 가 작은 값을 갖는 경우  $\ln(1 - a_B) = -a_B$ 임으로 식 (2-47)을 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\frac{\Delta G_{\text{melting},m}(T^*)}{RT} = a_B \text{ -----(2-48)}$$

Energy balance equation  $T \Delta S = \Delta H - \Delta G \text{ -----(2-49)}$

식 (2-49)을 RT로 나누고, 식 (2-42)에 대입하면 다음 식을 얻는다.

$$\left. \begin{aligned} \frac{\Delta G_{\text{melting},m}(T)}{RT} &= \frac{\Delta H_{\text{melting},m}(T)}{RT} - \frac{\Delta S_{\text{melting},m}}{R} = a_B \\ \frac{\Delta G_{\text{melting},m}(T^*)}{RT^*} &= \frac{\Delta H_{\text{melting},m}(T^*)}{RT^*} - \frac{\Delta S_{\text{melting},m}}{R} = a_B \end{aligned} \right\} \text{---(2-50)}$$

식 (2-46) - (2-42)을 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\frac{\Delta G_{\text{melting}}(T)}{RT} - \frac{\Delta G_{\text{melting}}(T^*)}{RT^*} = -\ln(1-a_B) + \ln 1 = a_B$$

----- (2-51)

식 (2-50)를 식(2-51)에 대입하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\frac{\Delta H_{\text{melting},m}(T)}{RT} - \frac{\Delta S_{\text{melting},m}}{R} - \left[ \frac{\Delta H_{\text{melting},m}(T^*)}{RT^*} - \frac{\Delta S_{\text{melting},m}}{R} \right] = a_B$$

$$\left[ \frac{1}{T} - \frac{1}{T^*} \right] = \frac{R \cdot a_B}{\Delta H_{\text{melting},m}} > 0 \text{이어야 하므로,}$$

$$\therefore \frac{1}{T} > \frac{1}{T^*}, \quad T^* > T$$

이와 같은 결과로 순수한 상변화 물질에 작은 양의 불순물이 녹지 않은 상태에서 혼합되는 경우, 순수한 경우의 melting point  $T^*$ 는 혼합된 경우의 melting point  $T$ 보다 높게 나타나게 됨을 알 수 있다. 다시 말해서 순수 잠열재보다 상변화 온도가 높은 제 2의 물질을 혼합하므로써 상변화 온도를 하향 조절할 수 있게 된다.

여기서,

A : 순수한 상변화 물질

B : 불순물



$a_A$  : A의 mole fraction

$a_B$  : B의 mole fraction

$\mu_A(l)$  : Solution A의 chemical potential

$\mu_A^*(l)$  : Pure liquid A의 chemical potential

$\mu_A^*(s)$  : Pure solid A의 chemical potential

$T^*$  : Pure A의 melting point

T : A와 B가 혼합된 상태에서의 melting point

R : Gas constant

$\Delta G_{melting,m}(T)$  : A와 B가 혼합된 상태에서 액체와 고체간의  
chemical potential 차

$\Delta G_{melting,m}(T^*)$  : A의 액체와 고체간의 chemical potential 차

$\Delta H_{melting,m}(T)$  : A와 B가 혼합된 상태에서 액체 - 고체간의 엔탈피 차

$\Delta G_{melting,m}(T^*)$  : 순수 상변화 물질의 고체 - 액체간의 엔탈피 차

$\Delta S_{melting,m}$  : 상변화 물질의 고체 - 액체간의 엔트로피 차

#### 가. $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$ 의 상변화 온도조절

앞에서 설명한 PCM 상변화 온도 조절에 대한 이론에 근거하여, 온실난방을 위한 태양열저장에 적합한  $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$ 의 상변화 온도를 조절하였다.

물성을 안정시킨  $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$ 에 온도 조절제를 용융 혼합하여 상변화 온도를 조절하였다. 상변화 온도 조절제의 함량 변화에 따른 잠열재의 조절된 온도 변화는 그림 6와 같이 나타났으며, 온도 조절제의 함량 변화와 상변화 사이클에 따른 잠열량 변화는 그림 7과 같은 현상으로 나타났다.

그림 6에서 보는 바와 같이 그린하우스내 잉여 태양 에너지를 저장하는데 적절한 온도, 16~18℃는 온도 조절제 10%에서 얻을 수 있었으며, 이 때 잠열량은 그

림 7에서 보는바와 같이 29~31 kcal/kg이었다.

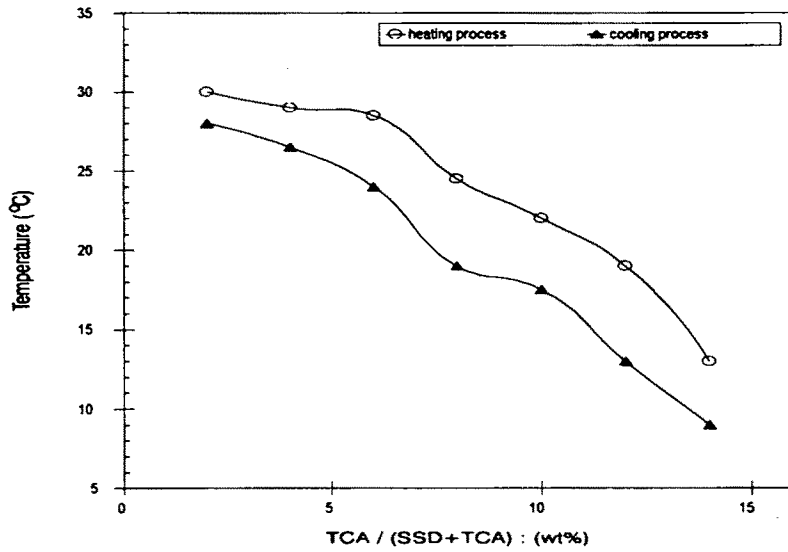


Fig. 6 Melting point control of SSD by the TCA as a phase change temperature controller.

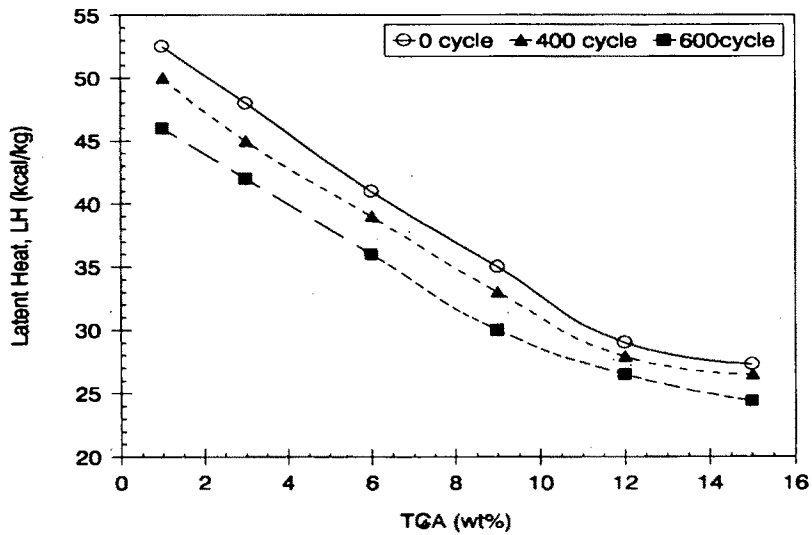


Fig. 7 Latent heat decrease of SSD as a function of TCA content in accordance with phase change cycles

※ TCA = Temperature Control Agent

※ SSD = PCM

### 3. 잠열 축열재 소요량 결정

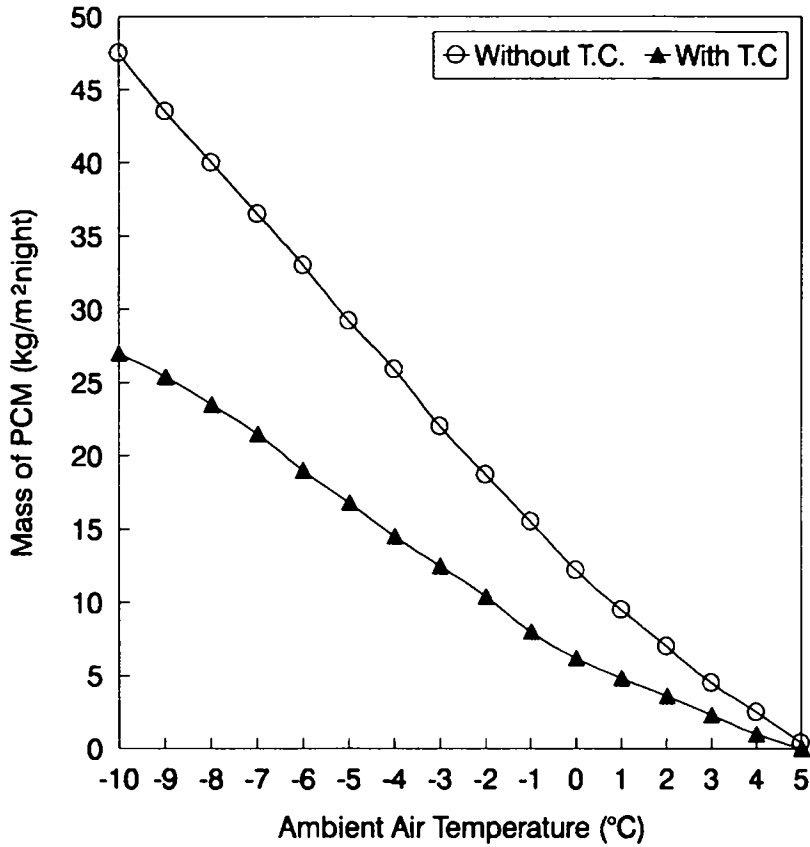


Fig. 8 Requirement of PCM mass for the greenhouse heating as function of the ambient temperature.

그린하우스내 태양에너지 저장에 소요되는 PCM(Phase Change Materials)질량은 다음과 같은 이론식으로 결정한다.

$$M_{PCM} = \frac{q_d}{(c_{p_i} \cdot \Delta T_s + c_{p_i} \cdot \Delta T_l + LH)_n} \text{-----}(2-52)$$

여기서 :  $q_g = h_h \left( 1 - \frac{\Delta T_{soil}}{\Delta T_a} \right) \times \frac{DH}{0.65}$  : greenhouse heating load

$DH$  : degree hour

$\Delta T_{soil}$  : greenhouse heating effect by heat storage in soil (℃)

$\Delta T_a$  : temperature difference between the ambient temperature and greenhouse setting temperature (℃)

$LH$  : latent heat of PCM (kcal/kg)

$\eta$  : efficiency of latent heat storage system

$c_{p_s}, c_{p_l}$  : specific heat of PCM on the solid and liquid phase (kcal/kg℃)

$\Delta T_s$  : temperature difference between the temperature of liquid phase and phase change temperature (℃)

$\Delta T_l$  : temperature difference between the temperature of solid phase and phase change temperature (℃)

식 (2-52)에 그린하우스 난방 부하와 잠열축열재의 열특성을 대입하여 그림 8와 같이 그린하우스에 보온막(thermal curtain : T.C.)이 있는 경우와 없는 경우에 대한 PCM 소요량을 구하였다.

## 제 5 절 히트펌프 주요요소 설계를 위한 이론 분석

히트펌프는 compressor, condenser, evaporator, expansion valve, AVACTHE와 이들 주요 요소를 연결하는 pipe line과 valve들로 구성되어 있다. 이들 주요 요소와 pipe line에는 냉매가 compressor에 의하여 순환되면서 액상, 기상, 기·액 2상으로 상변화를 이루면서 저온의 열에너지를 흡수하여 고온화된 열에너지를 방출한다.

이때, 일정한 유동율을 유지하면서 히트펌프 회로 내를 순환하는 냉매의 질량을 매개로 전달되고 있는 열에너지는 주요 부위에서 평형을 이룰 뿐만 아니라 전체 시스템에서도 평형을 이룬다. 그러므로 각 부위에서의 냉매질량과 열에너지 평형의 이론을 근거로 하여 히트펌프 주요 구성요소의 적정 규모를 결정하는 것은 성능계수가 높은 히트펌프를 설계하는데 대단히 중요한 과정이다.

## 1. 히트펌프 설계를 위한 P-h선도

히트펌프 주요요소의 이론분석을 위한 압력 - 엔탈피(P - h)선도는 그림 9와 같다.

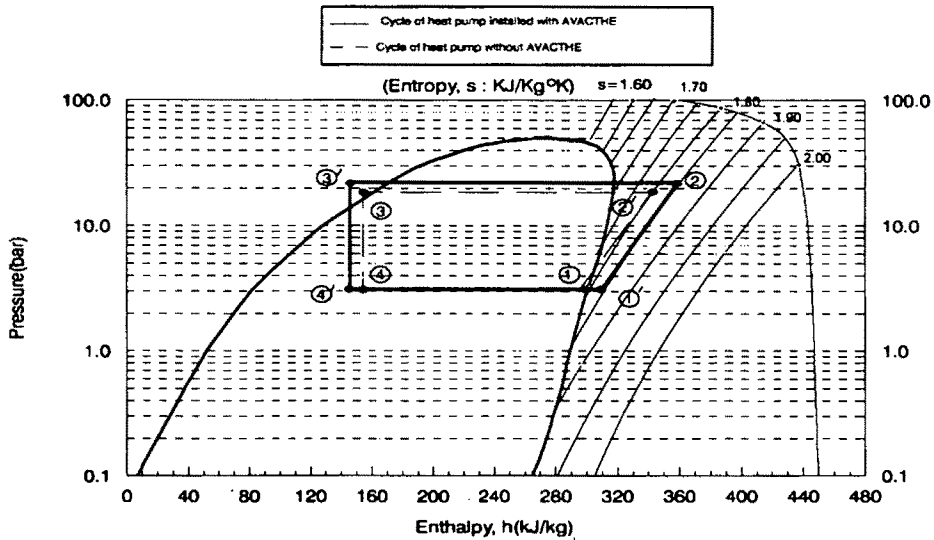


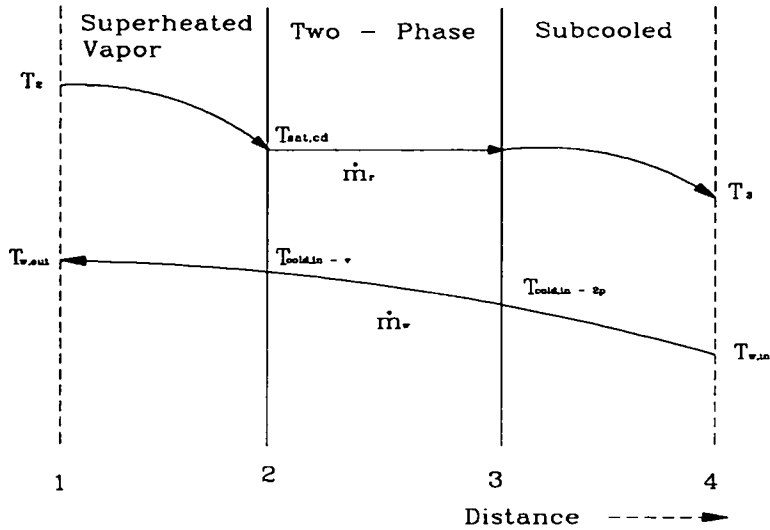
Fig. 9 P-h diagram for the heat pump.

그림 9에서 보는 바와 같이 점선은 AVACTHE가 없는 경우의 사이클이고, 실선은 AVACTHE가 응축기 출구와 증발기 입구에 설치된 경우의 사이클이다. 과열 현상(①~①')은 압축기입구전에서 나타나고, 과냉 현상(③~③')은 응축기 출구 직전에서 나타나고 있음을 보여주고 있다. 그림 9를 중심으로 히트펌프사이클을 상세히 설명하면, ①~②는 압축과정, ②~③은 응축과정, ③~④는 팽창과정 그리고 ④~①은 증발과정으로 히트펌프사이클을 이룬다.

## 2. 응축기 (Condenser) 전열 면적

히트펌프 응축기내를 흐르는 냉매의 상변화와 온도변화는 밀접한 관계를 가지고 있으며, 냉매의 온도변화는 그림 10(a)의 위 부분 곡선과 같고, 응축기로부터 열을 전달받는 전열매체(물 혹은 공기)의 온도변화는 그림 10(a)의 아래 곡선과 같다.

그림 10(a)와 같은 상변화와 온도 변화를 기초로 한 열평형식과 질량평형이론을 근거로 응축기 전열 면적에 관한 이론식을 정리하면 다음과 같다.



Temperature profile of the counterflow concentric tube condenser

Fig 10(a). Temperature profile of the counterflow concentric tube condenser

가. 응축기에서의 heat balance

$$q_{cd} = q_{v,cd} + q_{2p,cd} + q_{l,cd} \text{-----}(2-53)$$

$$q_{v,cd} = \dot{m}_r (h_2 - h_{g,cd})$$

$$q_{2p,cd} = \dot{m}_r \cdot h_{fg,cd}$$

$$q_{l,cd} = \dot{m}_r (h_{f,cd} - h_3)$$

$$q_w = \dot{m} C_p w (T_{w,out} - T_{w,in})$$

$$\begin{aligned}
 q_{cd} &= q_w = A_{cd} \cdot U_{cd} \cdot \Delta T_{LM,ca} \\
 &= \dot{m}_r(h_2 - h_{g,cd}) + \dot{m}_r h_{fg,cd} + \dot{m}_r(h_{f,cd} - h_3) \text{-----}(2-54)
 \end{aligned}$$

(2-54)식 중 전열전달 계수,  $U_{ca}$ 를 기상, 기·액상과 액상으로 나누어 정리하면 다음과 같다.

$$\left. \begin{aligned}
 \frac{1}{U_{v,cd}} &= \frac{1}{\alpha_{m_o,cd}} + \frac{D_{i,cd}}{2\lambda_t} \ln\left(\frac{D_{o,cd}}{D_{i,cd}}\right) + \frac{1}{\alpha_w} \left(\frac{D_{i,cd}}{D_{o,cd}}\right) \\
 \frac{1}{U_{2p,cd}} &= \frac{1}{\alpha_{m_{2p},cd}} + \frac{D_{i,cd}}{2\lambda_t} \ln\left(\frac{D_{o,cd}}{D_{i,cd}}\right) + \frac{1}{\alpha_w} \left(\frac{D_{i,cd}}{D_{o,cd}}\right) \\
 \frac{1}{U_{l,cd}} &= \frac{1}{\alpha_{m_{l,cd}}} + \frac{D_{i,cd}}{2\lambda_t} \ln\left(\frac{D_{o,cd}}{D_{i,cd}}\right) + \frac{1}{\alpha_w} \left(\frac{D_{i,cd}}{D_{o,cd}}\right)
 \end{aligned} \right\} \text{-----}(2-55)$$

· (2-54)식 중 대수 평균온도차,  $\Delta T_{LM,ca}$ 를 기상, 기·액상과 액상으로 나누어 정리하면 다음과 같다.

$$\left. \begin{aligned}
 T_{LM_o,cd} &= \frac{(T_{sat,cd} - T_{cold,in_o}) - (T_2 - T_{w,out})}{\ln\left(\frac{T_{sat,cd} - T_{cold,in_o}}{T_2 - T_{w,out}}\right)} \\
 T_{LM_{2p},cd} &= \frac{T_{cold,in_o} - T_{cold,in_{2p}}}{\ln\left(\frac{T_{sat,cd} - T_{cold,in_{2p}}}{T_{sat,cd} - T_{cold,in_o}}\right)} \\
 T_{LM_{l,cd}} &= \frac{(T_3 - T_{w,in}) - (T_{sat,cd} - T_{cold,in_{2p}})}{\ln\left(\frac{T_3 - T_{w,in}}{T_{sat,cd} - T_{cold,in_{2p}}}\right)}
 \end{aligned} \right\} \text{-----}(2-56)$$



· 필요한 응축기 표면적을 구하면 다음과 같다.

$$A_{cd} = A_{v,cd} + A_{2p,cd} + A_{l,cd}$$

$$A_{v,cd} = \frac{q_{v,cd}}{U_{v,cd} \cdot \Delta T_{LM,v,cd}}$$

$$A_{2p,cd} = \frac{q_{2p,cd}}{U_{2p,cd} \cdot \Delta T_{LM,2p,cd}}$$

$$A_{l,cd} = \frac{q_{l,cd}}{U_{l,cd} \cdot \Delta T_{LM,l,cd}}$$
(2-57)

· 응축기 나관의 직경이 주어지는 경우 전열관의 길이는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$L_{cd} = \frac{A_{cd}}{\pi D_{o,cd}}$$

$$= \frac{A_{v,cd} + A_{2p,cd} + A_{l,cd}}{\pi D_{o,cd}}$$
(2-58)

### 3. 증발기(evaporator)전열 면적 결정이론

· 증발기 전열 tube에 대한 외부 열원인 유체의 흐름은 직교흐름인 경우가 대부분이다.

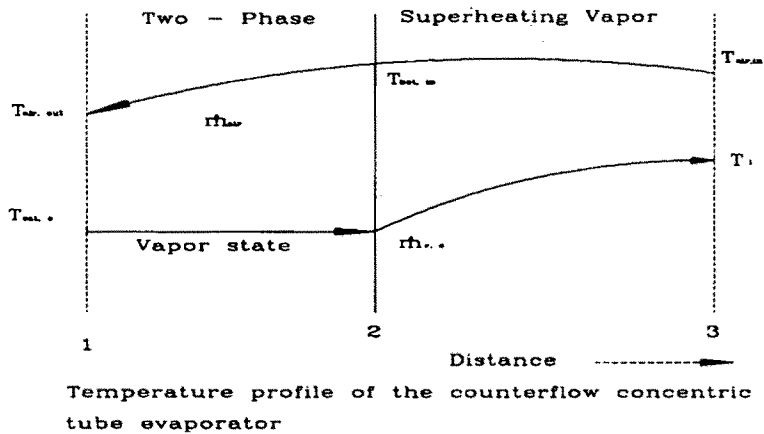


Fig 10(b). Temperature profile of the counterflow concentric tube evaporator

증발기 내 냉매의 온도변화와 상변화가 그림 10(b)에 나타나 있으며 아래 곡선에서 보는 바와 같이 기·액상에서는 상변화가 일어나고 있는 잠열구간이기 때문에 온도가 일정하게 유지되었으며, 과열증기 부분에서는 냉매의 온도가 상승하고 있다. 위 곡선은 열원 유체의 온도변화를 나타내고 있으며, 열을 냉매에 공급하기 때문에 곡선적으로 감소하고 있음을 보여주고 있다. 그림 10(b)의 상변화와 온도 변화 곡선을 활용하여 증발기의 소요 크기를 결정하는 수식을 정리하면 다음과 같다.

· 증발기에서의 heat balance

$$\dot{m}_{r,e} = \frac{\dot{m}_{r,c}}{2} \quad (2 \text{ group의 병렬 회로로 되어 있다.})$$

$$q_e = 2 \cdot (q_{2p,e} + q_{v,e}) \text{-----}(2-59)$$

$$q_{2p,e} = \dot{m}_{r,e}(h_{g,e} - h_4) = \dot{m}_{r,e} \cdot h_{f,g_e}(1 - x_4)$$

$$= \dot{m}_{air,e} \times C_{p,air,2p}(T_{hot,in} - T_{air,out})$$

$$q_{v,e} = \dot{m}_{r,e}(h_1 - h_{g,e})$$

$$= \dot{m}_{air,e} \times C_{p,air,v}(T_{air,in} - T_{hot,in})$$

$$q_e = A_e \cdot U_e \cdot \Delta T_{LM,e} = 2 \{ \dot{m}_{r,e}(h_1 - h_{g,e}) + \dot{m}_{r,e}(h_{g,e} - h_4) \} \text{-----}(2-60)$$

· (2-60)식 중 전열전달계수,  $U_e$ 를 기·액상과 기상으로 나누어 정리하면 다음과 같다.

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{U_{i,2p}} &= \frac{1}{\alpha_{air}} + \frac{D_{i,e}}{2\lambda_t} \ln\left(\frac{D_{o,e}}{D_{i,e}}\right) + \frac{1}{\alpha_{m,2p_s}} \left(\frac{D_{i,e}}{D_{o,e}}\right) \\ \frac{1}{U_{i,v_s}} &= \frac{1}{\alpha_{air}} + \frac{D_{i,e}}{2\lambda_t} \ln\left(\frac{D_{o,e}}{D_{i,e}}\right) + \frac{1}{\alpha_{m,v_s}} \left(\frac{D_{i,e}}{D_{o,e}}\right) \end{aligned} \right\} \text{-----(2-61)}$$

· (2-60)식 우변에 있는 대수온도차,  $\Delta T_{LM_i}$ 를 기·액상과 기상으로 나누어 정리하면 다음과 같다.

$$\left. \begin{aligned} T_{LM_{2p}} &= \frac{T_{hot,in} - T_{air,out}}{\ln\left(\frac{T_{hot,in} - T_{sat,e}}{T_{air,out} - T_{sat,e}}\right)} \\ T_{LM_{v_s}} &= \frac{(T_{air,in} - T_1) - (T_{hot,in} - T_{sat,e})}{\ln\left(\frac{T_{air,in} - T_1}{T_{hot,in} - T_{sat,e}}\right)} \end{aligned} \right\} \text{-----(2-62)}$$

· (2-59), (2-60), (2-61)과 (2-62)식을 이용하여 증발기의 적정 전열면적을 구하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\left. \begin{aligned} A_e &= 2(A_{2p_s} + A_{v_s}) \\ A_{2p_s} &= \frac{q_{2p_s}}{U_{2p_s} \cdot \Delta T_{LM_{2p}}} \\ A_{v_s} &= \frac{q_{v_s}}{U_{v_s} \cdot \Delta T_{LM_{v_s}}} \end{aligned} \right\} \text{-----(2-63)}$$

· 증발기 나관의 길이  $L_e$ 를 tube수,  $N_e$ 로 정리하면 다음과 같다.

$$\left. \begin{aligned} A_e &= 2(A_{v,e} + A_{2p,e}) = N_e L_e \pi D_{o,e} \\ L_e &= \frac{A_e}{N_e \pi D_{o,e}} = \frac{2(A_{v,e} + A_{2p,e})}{N_e \pi D_{o,e}} \end{aligned} \right\} \text{-----(2-64)}$$

#### 4. AVACTHE 전열면적 결정이론

응축기와 증발기 사이에 AVACTHE(Automatic Variable Area Capillary Tube Heat Exchanger)라는 열교환기를 설치하여 증발기에서 나온 저온냉매와 응축기에서 나온 고온 냉매간에 열교환을 하게 하여 히트펌프의 성능을 높이는 데 기여하도록 하였다. AVACTHE 내에서의 열교환에 의한 온도변화를 그림 11에 나타내었다.

이 그림에서  $\dot{m}_t$ 는 응축기에서 나온 액상냉매가 AVACTHE tube로 들어가는 유량이고,  $\dot{m}_s$ 는 증발기에서 나온 냉매가 shell관으로 들어가는 유량이다.

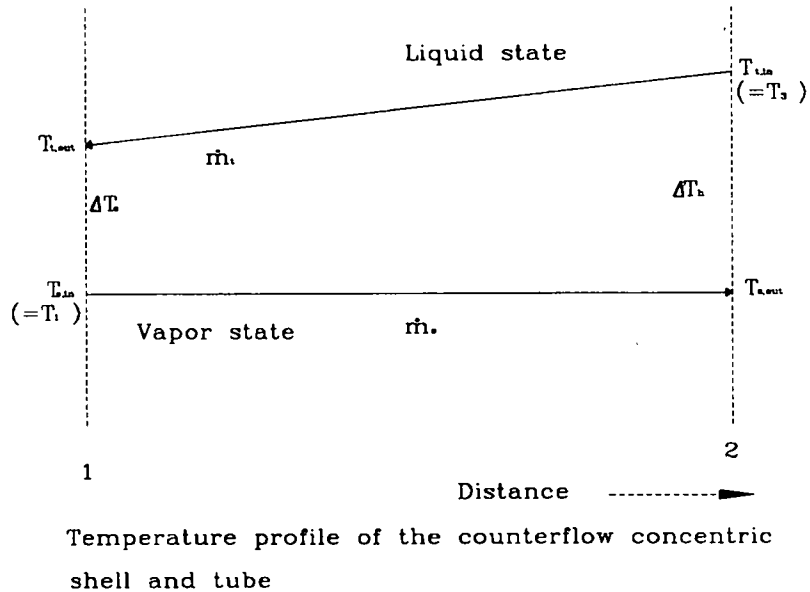


Fig 11. Temperature profile of the counterflow concentric shell and tube

• 셸과 튜브 내에서의 열평형

$$\begin{aligned}
 \dot{q}_t &= \dot{m}_{r,t} \cdot C_{p,t,l} (T_{t,in} - T_{t,out}) \cdot N_{tube} \\
 &= \dot{G}_{r,t} \times \rho_{r,t} \times C_{p,t,l} (T_{t,in} - T_{t,out}) \cdot N_{tube} \\
 \dot{q}_s &= \dot{m}_{r,s} \times C_{p,s,g} (T_{s,out} - T_{s,in}) \\
 &= \dot{G}_{r,s} \times \rho_{r,s} \times C_{p,s,g} (T_{s,out} - T_{s,in})
 \end{aligned}
 \left. \vphantom{\begin{aligned} \dot{q}_t \\ \dot{q}_s \end{aligned}} \right\} \text{-----(2-65)}$$

$$\begin{aligned}
 \dot{q}_{t,s} &= \dot{q}_t = \dot{q}_s \\
 &= N_{tube} \cdot U_{t,s} \cdot A_{tube} \cdot \Delta T_{LM,t} \\
 &= U_{t,s} \cdot A_s \cdot \Delta T_{LM,t} \text{-----(2-66)}
 \end{aligned}$$

• (2-66)식 좌측 항에 있는 전열달계수,  $U_{t,s}$

$$\frac{1}{U_{t,s}} = R_t + R_s \left( \frac{D_{o,t}}{D_{i,t}} \right) + \frac{1}{\alpha_t} + \frac{D_{o,t}}{2\lambda_t} \ln \left( \frac{D_{o,t}}{D_{i,t}} \right) + \frac{1}{\alpha_s} \left( \frac{D_{o,t}}{D_{i,t}} \right)$$

• 벽의 저항을 무시하면

$$\frac{1}{U_{t,s}} = \frac{1}{\alpha_s} + R_{cc} + \frac{1}{\alpha_t} \left( \frac{D_{o,t}}{D_{i,t}} \right)$$

• 대수평균 온도차,  $\Delta T_{LM}$

$$\begin{aligned}
 T_{LM} &= \frac{(T_{t,in} - T_{s,out}) - (T_{t,out} - T_{s,in})}{\ln \left( \frac{T_{t,in} - T_{s,out}}{T_{t,out} - T_{s,in}} \right)} \\
 &= \frac{(T_3 - T_{s,out}) - (T_{t,out} - T_1)}{\ln \left( \frac{T_3 - T_{s,out}}{T_{t,out} - T_1} \right)}
 \end{aligned}$$

$$\dot{m}_{r,t} = \frac{P_{(ps)} \times 0.7355 (Kw/PS) \times 860 (Kcal/h \cdot Kw) \times COP}{(h_2 - h_1)} \quad \text{-----} (2-67)$$

$$\left. \begin{aligned} \dot{G}_{r,s} &= \frac{\dot{M}_{r,s}}{\rho_{r,g} \times 3,600} \\ \dot{G}_{r,t} &= \frac{\dot{M}_{r,t}}{\rho_{r,l} \times 3,600} \end{aligned} \right\} \quad \text{-----} (2-68)$$

$$\left. \begin{aligned} a_t &= \frac{N_{w,t} \times \lambda_{t,t_1}}{D_{o,t}} \\ a_s &= \frac{N_{w,s} \times \lambda_{t,s}}{D_{o,s}} \end{aligned} \right\} \quad \text{-----} (2-69)$$

$$\left. \begin{aligned} N_{usi} &= \frac{\left(\frac{f_{si}}{8}\right) \cdot Re_{si} \cdot Pr_{si}}{1.7 + 12.7 \cdot \left(\frac{f_{si}}{8}\right)^{0.5} \cdot (Pr_{si}^{0.667} - 1)} \\ N_{uti} &= \frac{\left(\frac{f_{ii}}{8}\right) \cdot Re_{ii} \cdot Pr_{ii}}{1.7 + 12.7 \cdot \left(\frac{f_{ii}}{8}\right)^{0.5} \cdot (Pr_{ii}^{0.667} - 1)} \end{aligned} \right\} \quad \text{-----} (2-70)$$

$$\left. \begin{aligned} f_{si} &= (1.82 \log_{10} Re_{si} - 1.64)^{-2} \\ f_{ii} &= (1.82 \log_{10} Re_{ii} - 1.64)^{-2} \end{aligned} \right\}$$

$$\left. \begin{aligned} Re_{si} &= \frac{\rho_{si} \cdot V_{si} \cdot D_{osi}}{\mu_{si}} \\ Re_{ii} &= \frac{\rho_{ii} \cdot V_{ii} \cdot D_{oii}}{\mu_{ii}} \end{aligned} \right\}$$

$$\left. \begin{aligned} V_{ii} &= \frac{\dot{G}_{r,ii}}{N \cdot A_{ii}} \\ V_{si} &= \frac{\dot{G}_{r,si}}{A_{si} - \sum A_{to}} \end{aligned} \right\}$$

(2-65), (2-66), (2-67), (2-68), (2-69)과 (2-70)식에 의하여 AVACTHE tube 의 나관면적을 구하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$A_{tube} = \frac{0.85 \times G_{r,s} \times \rho_{gas} \times Cp_{gas} \times \Delta T_{gas}}{U_{t,s} \cdot N_{tube} \cdot \Delta T_{LM,t}} \text{-----}(2-71)$$

여기서;

$f_u$  : friction factor of fluid in capillary tube

$f_{si}$  : friction factor of fluid in shell

$N_{tube}$  : Number of capillary tubes

$Nu_{ti}$  : Nusselt number of fluid in capillary tube

$Nu_{si}$  : Nusselt number of fluid in shell

$Pr$  : Prantl number

$R_t$  : Fouling resistance of liquid in tubes

$R_s$  : Fouling resistance of vapor in shell

$Re$  : Reynolds number

$\dot{M}_{r,s}$  : Mass flow rate in shell (Kg/sec)

$\dot{M}_{r,t}$  : Mass flow rate in capillary tube (Kg/sec)

$\dot{G}_{r,s}$  : Volumetric flow rate of refrigerant in shell (m<sup>3</sup>/sec)

$\dot{G}_{r,t}$  : Volumetric flow rate of refrigerant in capillary tube (m<sup>3</sup>/sec)

$U_{t,s}$  : Overall heat transfer coefficient (Kcal/m<sup>2</sup> · sec · K)

$V_n$  : Fluid velocity of refrigerant in capillary tube (m/sec)

$V_{si}$  : Fluid velocity of refrigerant in shell (m/sec)

$\alpha_t$  : Convection coefficient of liquid in tube (Kcal/m<sup>2</sup> · sec · K)

$\alpha_s$  : Convection coefficient of vapor in shell (Kcal/m<sup>2</sup> · sec · K)

$\rho$  : Density of  $R_{22}$  (Kg/m<sup>3</sup>)

$Cp$  : Specific heat (Kcal/ Kg · °C)

$\lambda_t$  : Thermal conductivity of capillary tube (Kcal/ m<sup>2</sup>·sec·℃)

$\mu$  : Coefficient of viscosity (Kg/m·sec)

$\nu$  : Coefficient of kinetic viscosity(m<sup>2</sup>/sec)

P : Compressor power (PS)

$h_2$  : Enthalpy of refrigerant in condenser inlet (Kcal/Kg)

$h_3$  : Enthalpy of refrigerant in condenser outlet (Kcal/Kg)

### 5. 압축기 (compressor)의 규모 결정

· 이론 압축일과 실제 압축일 그리고 냉매의 질량유량을 정리하면 다음과 같다

$$\begin{aligned} \dot{W}_{R,C} &= \frac{\dot{W}_{th,c}}{\eta_{comp} \cdot \eta_{me}} = \frac{\dot{m}_{r,c}(h_2 - h_1)}{\eta_{comp} \cdot \eta_{me}} \\ &= \frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_4} \cdot \frac{q_{cd}}{\eta_{comp} \cdot \eta_{me}} \quad \text{-----(2-72)} \end{aligned}$$

$$\therefore \dot{m}_{r,c} = \dot{m}_{r,cd} = \frac{q_{cd}}{h_2 - h_3}, \quad h_4 = h_3$$

$$\dot{W}_{th,c} = \dot{m}_{r,c}(h_2 - h_1) = \frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_3} \cdot q_{cd} = \frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_4} \cdot q_{cd} \quad \text{-----(2-73)}$$

$$\dot{m}_{r,c} = \left( \frac{n_{s,comp}}{60} \right) \cdot \rho_g \cdot V_{pl} \cdot Z_{pl} \cdot \eta_v$$

$$\dot{m}_{r,c} = \left( \frac{n_{s,comp}}{60v_c} \right) \left( \frac{\pi D_{pl}^2}{4} \right) \cdot D_p \cdot Z_{pl} \cdot \eta_v$$



· 압축기의 체적효율,  $\eta_v$

$$\begin{aligned}\eta_v &= \frac{v_s}{v_c} \left[ 1 + \frac{V_c}{V_{comp}} \left\{ 1 - \left( \frac{p_{sat, cd} + \Delta p_{v, out}}{p_{sat, e} - \Delta p_{v, in}} \right)^{\frac{1}{r}} \right\} \right] \\ &= \frac{v_s}{v_c} \left[ 1 + \frac{V_c}{V_{comp}} \left\{ 1 - \left( \frac{p_{low}}{p_{high}} \right)^{\frac{1}{r}} \right\} \right]\end{aligned}$$

여기서,  $0 \leq \eta_v \leq 1$

· 압축기의 축동력과 실제소모 전력, ( $P_c$ ,  $P_{R,C}$ ):

$$P_c = \frac{m_{r,c}(h_2 - h_1)}{\eta_{motor}} \text{-----}(2-74)$$

$$P_{R,C} = (h_2 - h_1) \cdot \left( \frac{n_{s,comp}}{60v_c} \right) \cdot \left( \frac{\pi D_{pt}^2}{4} \right) \cdot D_P \cdot Z_{pt} \cdot \frac{\eta_v}{\eta_{comp} \cdot \eta_{me}} \text{-----}(2-75)$$

6. 히프펌프의 성능계수, COP(Coefficient of performance):

$$COP = \frac{\text{출력}}{\text{입력}} = \frac{\text{heat gain}}{\text{power input}} = \frac{q_w}{P_{R,C}} \text{-----}(2-76)$$

$$\left. \begin{aligned}q_w &= \dot{m}_w \cdot Cp_w \cdot (T_{w, out} - T_{w, in}) \\ q_{air} &= \dot{m}_{air} \cdot Cp_{air} \cdot (T_{air, out} - T_{air, in})\end{aligned} \right\} \text{-----}(2-76-1)$$

$$P_{R,C} = (h_2 - h_1) \cdot \left( \frac{n_{s,comp}}{60v_c} \right) \cdot \left( \frac{\pi D_{pt}^2}{4} \right) \cdot D_P \cdot Z_{pt} \cdot \frac{\eta_v}{\eta_{comp} \cdot \eta_{me}} \text{-----}(2-76-2)$$

(2-76)식에 (2-76-1)식과 (2-76-2)식을 대입하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
COP &= \frac{q_{cd}}{P_c} = \frac{q_w}{P_{R,C}} \\
&= \frac{\dot{m}_{r,c}(h_2 - h_3)}{\dot{m}_{r,c}(h_2 - h_1)/\eta_{motor}} \\
&= \frac{\dot{m}_w \cdot Cp_w(T_{w,out} - T_{w,in})}{\dot{m}_{r,c}(h_2 - h_1)/\eta_{motor}} \\
COP &= \frac{\dot{m}_w \cdot Cp_w(T_{w,out} - T_{w,in})}{(h_2 - h_1) \cdot \left( \frac{n_{s,comp}}{60v_c} \right) \cdot \left( \frac{\pi D_{pt}^2}{4} \right) \cdot D_P \cdot Z_{pt} \cdot \frac{\eta_v}{\eta_{comp} \cdot \eta_{me}}}
\end{aligned}$$

-----(2-77)

여기서,

$n_{s,comp}$  : compressor motor speed ( r. p. m )

$V_{swept}$  : swept volume (  $m^3$  )

$D_F$  : compressor displacement, ( m )

$\rho_g$  : density of refrigerant in vapor phase ( Kg/  $m^3$  )

$Z_{pt}$  : number of cylinder ( or piston )

$\gamma$  : ideal isentropic process, the polytropic exponent

$\eta_v$  : volumetric efficiency of compressor

$\eta_{isen}$  : isentropic ( or compressor ) efficiency ( =0.72, Rice & Fischer )

$\eta_{comp}$  : compression efficiency

$\eta_{me}$  : mechanical efficiency

## 7. 송풍기 크기 결정

$$\left. \begin{aligned} HP &= \frac{0.0098}{60} \cdot \frac{\dot{G}_{air} \times \rho_{air} \times \Delta P_{air}}{\eta_{fan} \cdot \eta_D} \text{ (KW)} \\ HP &= \frac{1}{4,500} \cdot \frac{\dot{G}_{air} \times \rho_{air} \times \Delta P_{air}}{\eta_{fan} \cdot \eta_D} \text{ (PS)} \end{aligned} \right\} \text{-----(2-78)}$$

(2-78)식에서 공기체적유량,  $\dot{G}_{air}$ 와 압력강하,  $\Delta P$ 를 구하면 다음과 같다  
(응축기의 경우)

• 공기 유량

$$\dot{q}_{cd} = Cp_{air} \times \dot{G}_{air} \times \rho_{air} \times \Delta T$$

$$\dot{G}_{air} = \frac{\dot{q}_{cd}}{Cp_{air} \cdot \rho_{air} \cdot \Delta T} \text{-----(2-78-1)}$$

• 압력 강하 :  $\Delta P_{air}$

a) 전압력 (total pressure) :  $\Delta P_{air} = \Delta P_v + \Delta P_s$

b) 동압 (kinetic pressure) :  $\Delta P_v = \frac{\rho_a \cdot v_{fan}^2}{2g}$

c) 정압 (static pressure) :  $\Delta P_s = \frac{f_p \cdot \dot{G}_{air}^2 \cdot L_p}{2 \rho_a \cdot g \cdot De' \cdot \psi} \left( \frac{De'}{P_L} \right)^{0.4} \left( \frac{P_C}{P_L} \right)^{0.8}$

여기서,  $\psi = (\mu/\mu_w)^{0.14}$

$$De' = \left[ (P_T \cdot P_s - \frac{\pi D_{o,e}^2}{4} \times l) \right] - \left[ \frac{\pi (D_{r,e}^2 - D_{o,e}^2) \cdot H_f \cdot N}{4} \right]$$

여기서,

$g$  : gravity acceleration ( $m/s^2$ )

$f_p$  : pressure loss coefficient

$L_t$  : air flow distance in tube (m)

$P_C$  : tube pitch in vertical direction to the air flow (mm)

$P_T$  : tube pitch in flow direction (mm)

$P_L$  : distance between two neighbour tubes (m)

$P_S$  : vertical distance between two tubes lines (m)

$De'$  : equivalent diameter ( $4 \times \text{net volume} / \text{total surface area of H.T.}$ )

$\psi$  : viscosity correction factor by temperature difference =  $(\mu / \mu_w)^{0.14}$

$\eta_{fan}$  : fan efficiency, 65%

$\eta_D$  : drive efficiency, 95%

$\Delta p_v$  : dynamic pressure difference ( $Kg/m^2$ )

$\Delta p_s$  : static pressure difference ( $Kg/m^2$ )

$H_{fe}$  :

N : number of fan motor

## 제 III 장 태양에너지 저장 잠열 축열 시스템 구성 및 실험 분석

겨울철에도 청명한 날에는 greenhouse 내부 온도는 태양열에 의하여 35℃까지 상승하며, 상당량의 잉여 태양 에너지가 있게 된다. 이와 같은 잉여 태양에너지를 지하 잠열축열조에 주간에 저장하였다가 야간 또는 비청명 일에 사용하는 것은 바람직하다. 이를 위하여 열에너지를 고농축 저장 가능한 상변화 잠열재를 선택하고, 물성을 안정시켜, 지하 잠열 축열 시스템을 구성, 실험 분석하여 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

### 제 1 절 온실 난방용 잠열축열재 선택 및 물성안정

- 겨울철 온실 내부 온도는 15~25℃가 적정 온도 수준이므로 28~30℃ 온도 수준의 잠열재인  $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$ 를 선택하였으며,
- 이 물질의 특성인 과냉현상과 상변화 불안정성을 안정시키기 위하여, 과냉현상 방지, 조핵제로 BRX를 상변화 안정제로 AAP를 첨가하여 물성을 안정시켰다.

### 제 2 절 $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$ 의 물성 안정 시험 (상변화 사이클 시험)

잠열재의 물성 안정을 검증하기 위하여 600사이클의 상변화 시험을 하였으며, 그 결과는 표 11, 그림 12과 같다. 여기서 보는 바와 같이 잠열재의 물성은 상변화 사이클 증가에도 좋은 안정성을 보임으로서 실용화 접근에 가능성을 보여 주었다.

Table 11. Effect of phase change cycle on the thermophysical properties of  $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$ (SSD).

Grade of SSD	Number of Phase Change Cycles	$T_m$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	Latent Heat (kcal/kg)	$C_p$ (kcal/kg $^{\circ}\text{C}$ )	
				Solid	Liquid
Reagent Grade	0	29.72	53.08	0.742	1.002
Industrial Grade	0	30.33	52.50	0.680	0.779
	100	30.20	52.30	0.635	0.782
	200	29.90	52.00	0.584	0.822
	300	30.00	50.30	0.701	0.885
	400	30.90	48.90	0.703	0.899
	500	30.30	49.50	0.701	0.854
	600	30.50	50.50	0.702	0.855

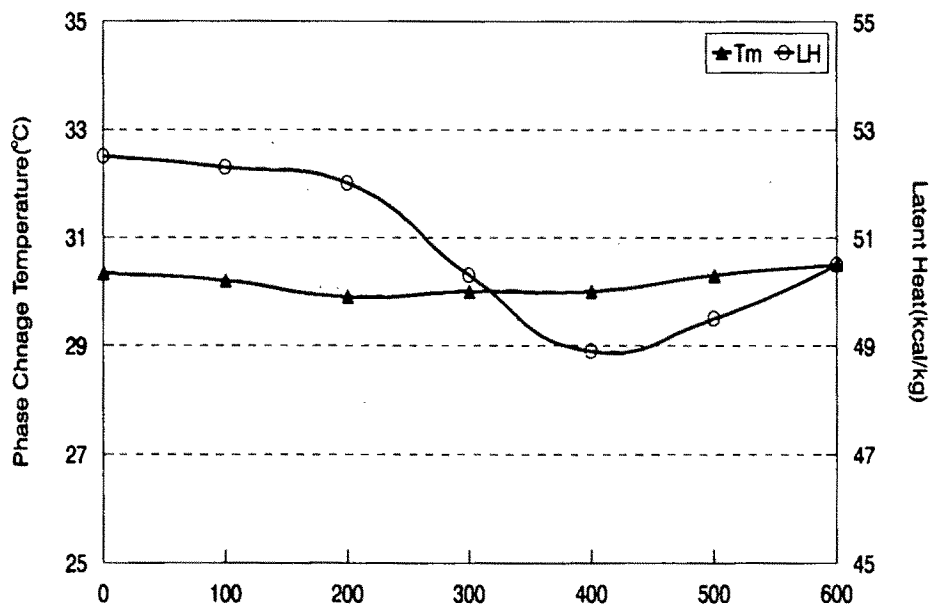


Fig. 12. Variation of phase change temp. ( $T_m$ ) and latent heat of  $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O} + \text{BRX} + \text{AAP}$  according to the phase change cycle.

### 제 3 절 지하 태양열 잠열축열 시스템 구성

#### 1. 잠열재 Tube 구성

지하잠열축열조를 개발하기 위하여 잠열재 튜브를 그림 13(a), (b)와 같이 값이 저렴하고 현장에서 쉽게 만들어 쓸 수 있도록 만들었다. 재료는 polyethylene film + Al film + polyethylene film + Al film으로 된 다층 film으로 크기는 열전달을 고려하여  $50\text{mm} \times 5\text{mm} \times 500\text{mm}$ 로 하였다. 그림 13(b)와 같이 잠열재 Tube를 집적할 수 있는 잠열축열 단위요소(unit element)를 구성하여 이를 조합함으로써 온실난방부하에 상응하는 축열조를 구성할 수 있도록 하였다.

Unit element of latent heat storage system

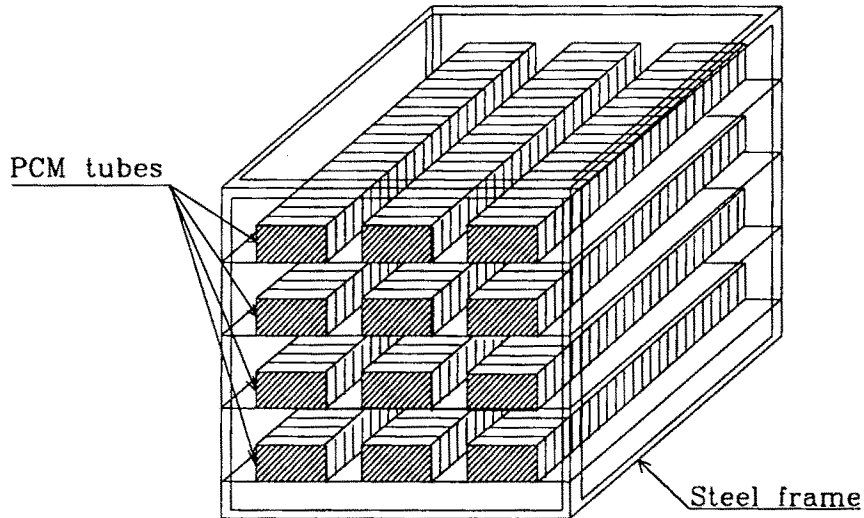


Fig 13(a) Unit element Composed with PCM tube

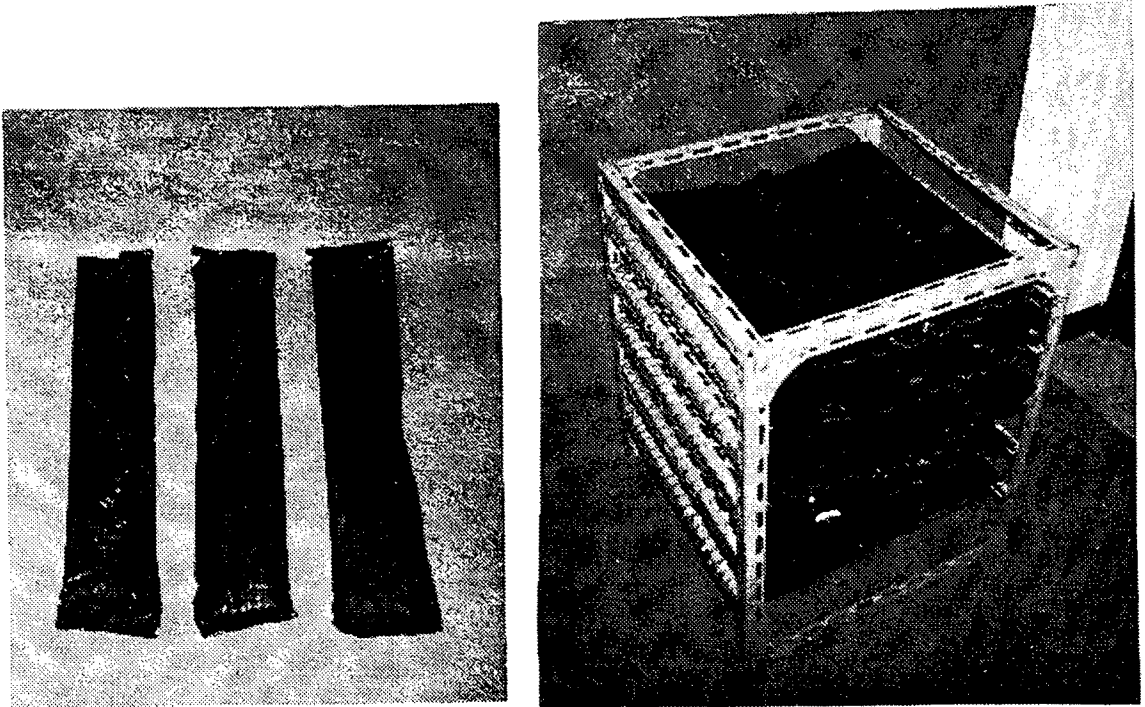


Fig 13(b). Photo of PCM tube and Unit element composed with PCM tube

## 2. 지하 잠열축열조 개발

지하잠열조는 PCM 튜브로 구성된 단위요소(unit element)(그림 13(a), (b) 참조)를 조합하여 그림 14(a), (b)와 같이 설계, 제작하여 지하에 매설하고 그린하우스에서 잉여 태양열에 의하여 가열된 더운 공기가 blower에 의하여 PCM 튜브 사이로 순환하므로써 열에너지가 저장된 후 태양이 없고 그린하우스 내 공기가 설정온도보다 낮아질 때 찬 공기가 순환하여 그린하우스 내의 공기를 가열하도록 하였다.



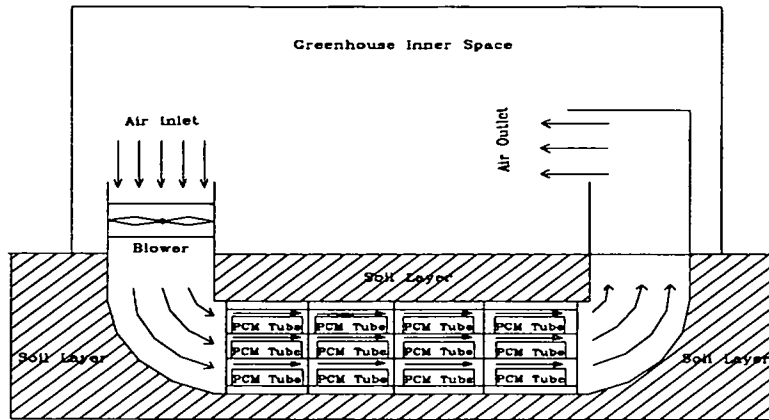


Fig 14(a) Underground latent heat storage system



Fig 14(b) Photo of the underground latent heat storage system

### 3. 온실내 지하잠열축열조 설치

그림 15은 앞에서 설계, 제작한 잠열축열조를 지하에 설치한 온실-지하잠열 축열조의 전체적인 형태를 나타낸 것이다.

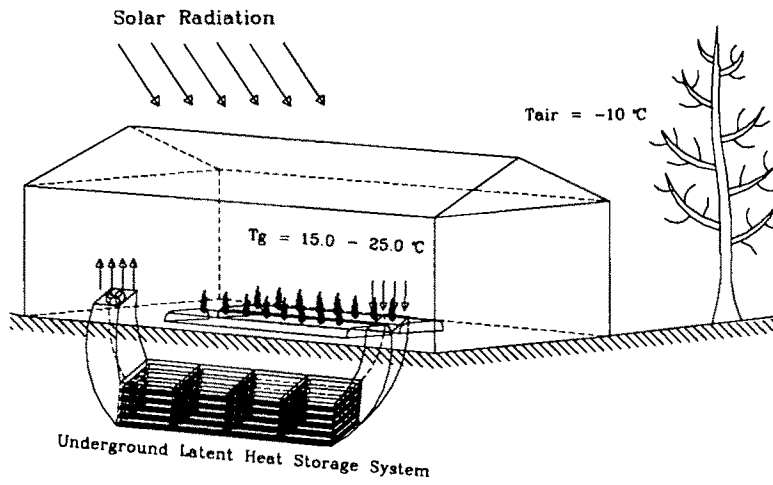


Fig 15 Configuration of greenhouse - solar energy - latent heat storage system

## 제 4 절 지하 잠열 축열시스템의 축열 및 온실난방효과분석

### 1. 축열 특성 분석

그림 14에서와 같이 구성한 지하 잠열축열조의 축열특성은 실험적인 분석에 의하여 그림 16과 같은 결과를 얻을 수 있었다. 이 그림에서 보는 바와 같이 지하 잠열축열조에 축열된 태양열 에너지는 그린하우스 외부에 복사된 4,000 kcal/m<sup>2</sup>에 대하여 25%였으며, 토양에 저장된 열량은 16.3%이었다.

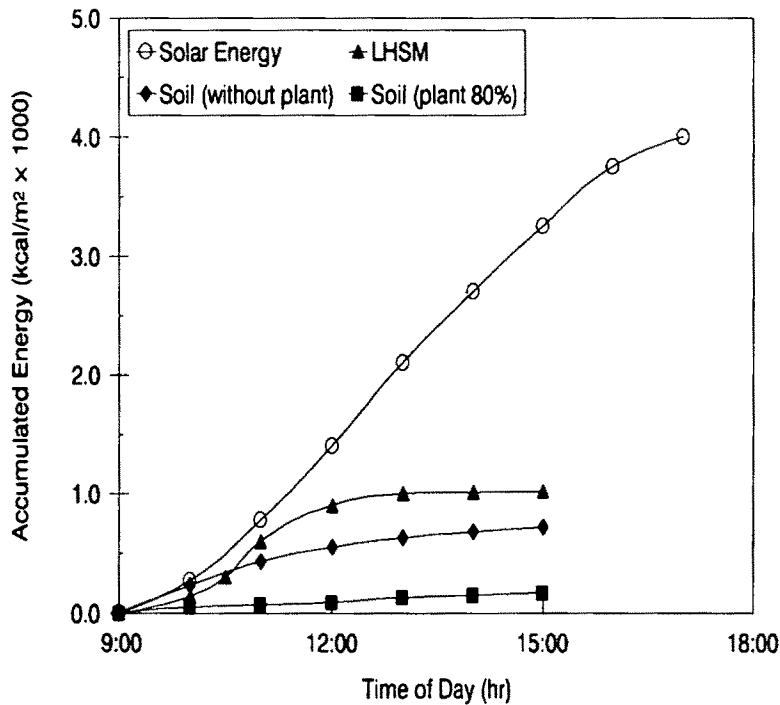


Fig. 16 Accumulated solar energy and stored energy in underground latent heat storage system and bed soil for greenhouse heating

## 2. 잠열축열시스템의 온실난방효과 분석

겨울철 온실 재배기간 동안 지중형 잠열 축열 시스템을 이용한 greenhouse 난방효과에 관한 실험을 수행하여, 그림 17과 같은 결과를 얻을 수 있었으며, 축열조를 설치하지 않은 greenhouse 실온과 외기온을 기준으로 지중형 잠열축열조의 온실 난방 효과를 분석한 결과 그림 18과 같이 나타났다. 그림 18에서 보는 바와 같이 아침 9시부터 오후 4시 30분까지는 축열조가 없는 온실 온도가 축열조가 있는 온실 온도보다 높았으나, 오후 4시 30분이 지난 오후와 야간에는 축열 시스템이 있는 경우가 7~9℃ 정도 높게 나타남으로서 바람직한 축열 효과를 나타내었다. 특히 외기온이 최저가 되는 새벽 1시부터 8시까지는 축열조가 있는 온실의 실온이 6.5~8℃ 높게 나타났고, 외기온을 기준으로 보면 잠열축열조가 있는 온실 기온은 외기온보다 8~18℃ 높게 나타났으나, 하루중 최저 외기온 시간대의 온실 기온이 설정 온도를 안정적으로 유지하기 어려운 실정이므로 이를 보충하기 위한 방안으로 본 연구에서는 저온 자연 에너지를 열원으로 하는 열펌프 시스템 개발에 착수하였다.

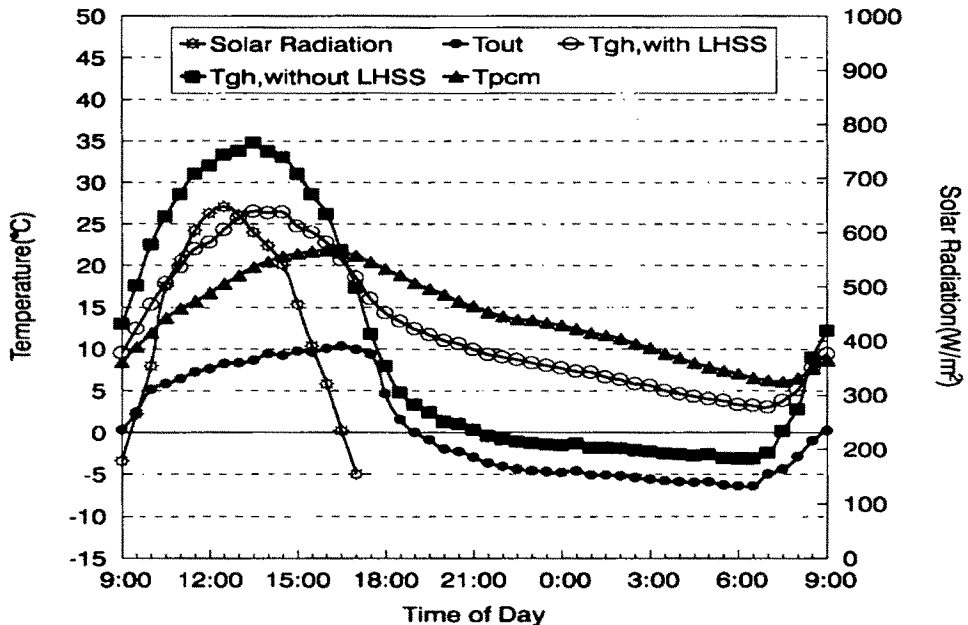


Fig 17 Greenhouse heating effects of solar energy - latent heat storage system

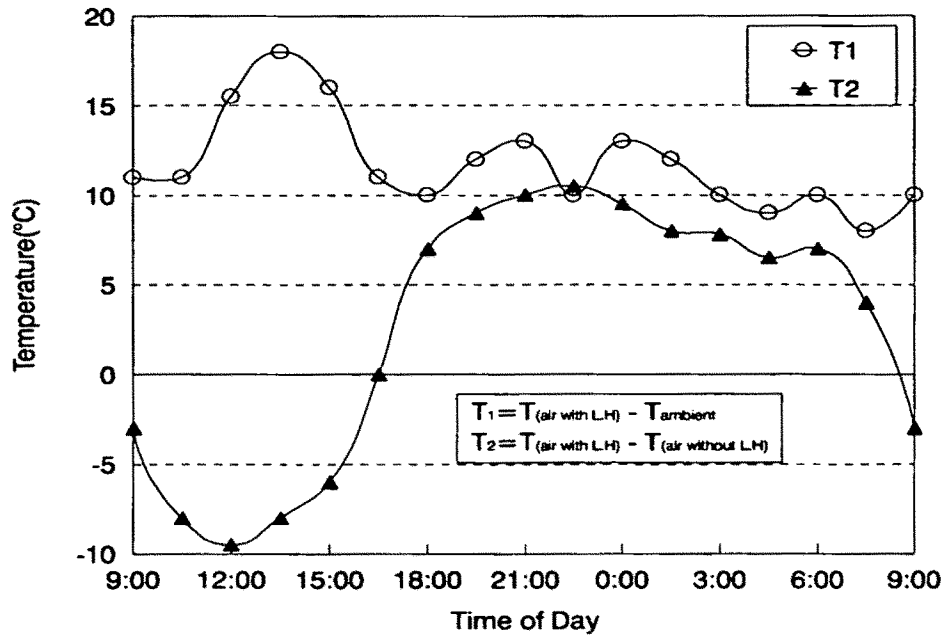


Fig. 18 Greenhouse heating effects analyzed by the temp. difference between the greenhouse air temp. with and without latent heat storage system.

## 제 IV 장 히트펌프시스템 구성 및 실험

히트펌프 시스템은 열원과 열전달 매체를 중심으로 여러 가지 형태로 조합하여 시스템을 구성 할수 있다. 그 형태를 분류하여 정리하면 그림 19와 같으며, 본 연구에서 구성하여 실험한 형태는 그림 19에서 점선블럭으로 표시한 부분이다.

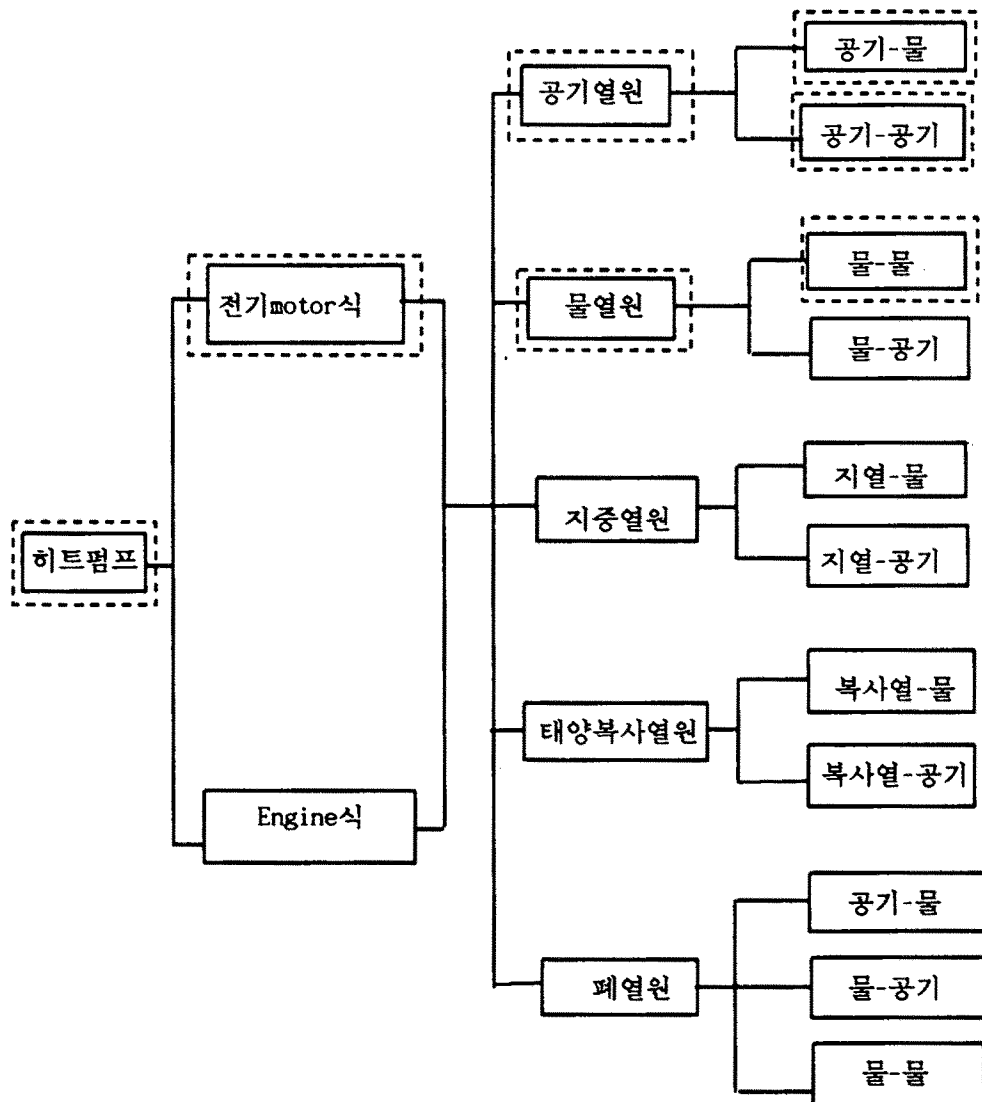


Fig. 19 Classification of heat pump

# 제 1절 물 - 물 히트펌프 시스템의 구성 및 성능실험

## 1. 물 - 물 히트펌프 회로 구성

물을 열원으로 하여 물을 열전달매체로 하는 물-물 히트펌프를 그림 20과 같이 회로를 구성하고, 그 성능을 분석하였다. 제 II장, 제 3절에서 제시하고 있는 이론에 의하여 온실 난방부하를 결정하고 이에 따라 히트펌프의 압축기의 규모를 결정하게 되며, 압축기규모를 중심으로 응축기, 증발기, AVACTHE의 크기를 제 II장, 제 5절에 제시하고 있는 이론에 근거하여 설계하였다.

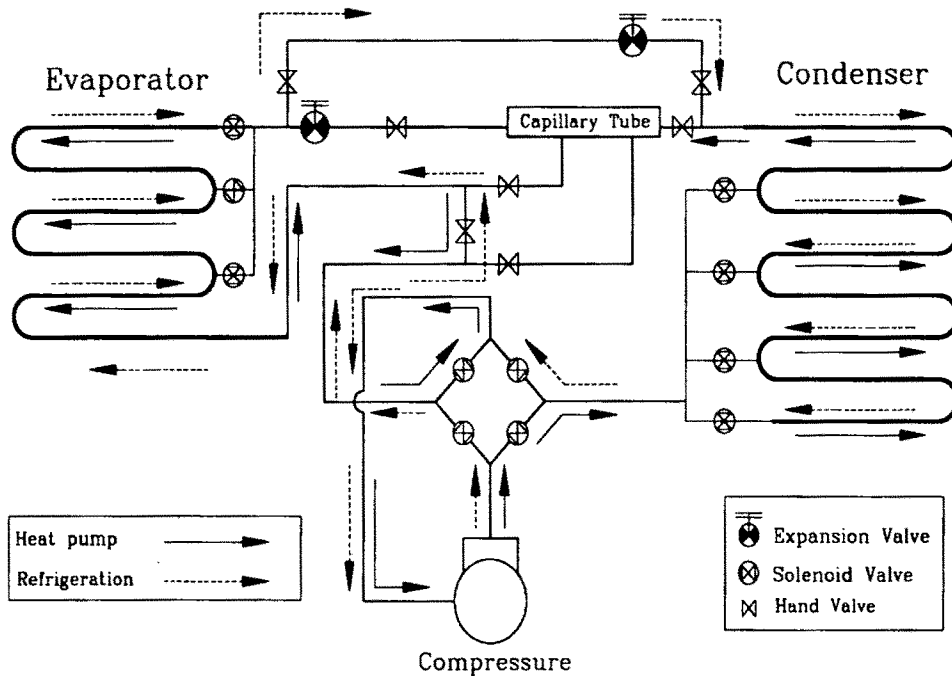


Fig. 20 Circuit diagram of water to water heat pump composed for greenhouse heating.

## 2. 물-물 히트펌프 실험장치 및 방법

### 가. 실험장치

그림 20과 같이 구성한 물-물 heat pump 회로도를 근거로 그림 21과 같이 작품을 제작하여 실험하였다.

이 시스템의 주요부위의 입출구 냉매온도와 물온도를 측정하기 위하여 19개의 T type thermocouples를 부착하여 hybrid recorder를 통하여 컴퓨터에 연결하였고, compressor와 condenser, evaporator의 fan motor 그리고 물순환 pump 의 소모전력을 측정하기 위하여 전력계를 사용하였으며, flowmeter를 물순환 회로상에 설치하였다. 그리고 냉매의 상변화 상태를 관찰하기 위하여 냉매회로 주요부위 입출구에 sight glass 5개를 설치하였고, compressor의 Enthalpy차와 전력계로 측정한 compressor의 실제소모전력으로 냉매 유량  $m$ ,을 구할수 있도록 하였다.

본 시스템에 사용된 압축기는 밀폐 로타리형 2마력이고, condenser는 2중관형 물 순환식을 사용하였다.

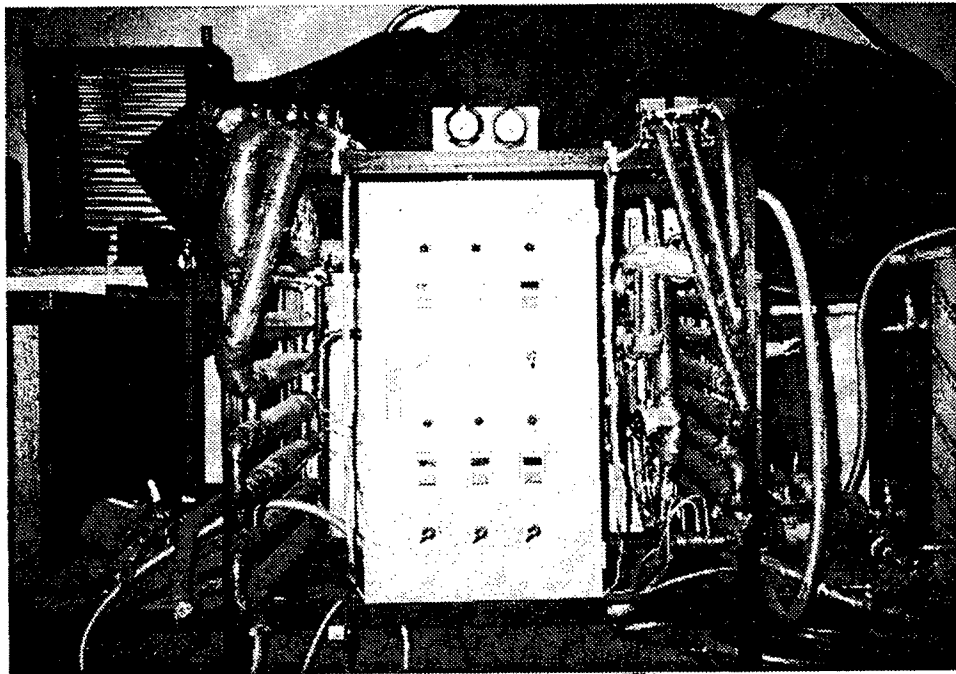


Fig. 21 Photo of Water to water heat pump and Experimental equipment



## 나. 실험방법

그림 21에서 보여주고 있는 실험장치에서 전열매체인 물 순환을 open loop로 하여 각 부위온도, 유량(물), 냉매의 고압과 저압 그리고 compressor의 소모전력을 condenser에 들어가는 수온변화에 따라 측정하였으며, 이때 증발기에 순환되는 물의 입구온도는 7~13℃로 변화시켰으며, 유량 100 ℓ/hr ~300 ℓ/hr로 하였다.

응축기에 순환되는 물의 유량은 28.59~445 ℓ/hr로 변화시켜가며 입,출구온도를 측정하여 물-물 히트펌프의 COP를 쉽게 분석할 수 있도록 하였다.

## 3. 결과 및 고찰

### 가. Condenser전열매체(물)의 유량이 냉매압력에 미치는 영향

Evaporator내에 흐르고 있는 물온도가 7℃~13℃인 저온열원에서 열펌프를 난방목적으로 작동하는 경우, 그림 22과 같이 Condenser에서 가열되는 물의 유량이 적을 수록 열펌프내 순환하고 있는 냉매(R<sub>22</sub>)의 고압과 저압은 상승하였으나, 냉매(R<sub>22</sub>)의 저압의 상승폭은 적었고, 고압은 곡선적으로 상승하였으며 그 상승폭은 저압의 경우보다 컸다. 그리고 팽창변 형태에 따른 압력차는 물의 유량이 63 l/hr이상에서는 적었으나 63 l/hr이하에서는 그 차가 크게 나타났다. 유량이 63 l/hr이하에서 증발기 열원온도가 13℃인 경우의 capillary type팽창변의 경우가 orifice type의 경우보다 높은 고압을 나타냈고, 이 경우 저압은 반대현상을 보였다.

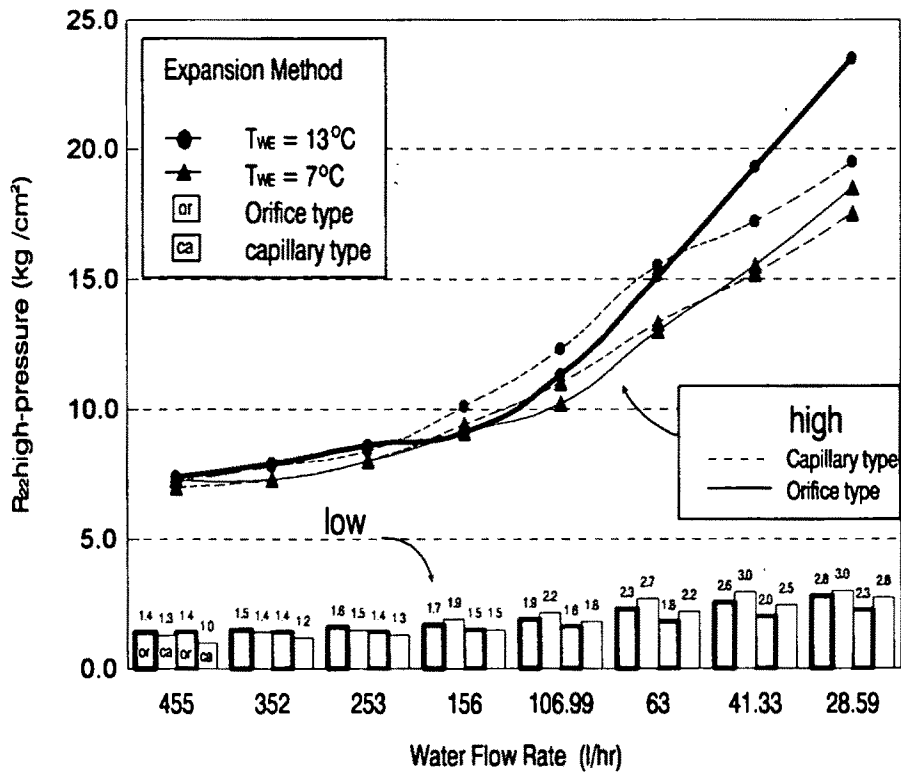


Fig. 22. Relationship between  $R_{22}$  pressure and water flow rate in accordance with expansion valve type

#### 나. 열펌프 주요부위의 냉매 입·출구온도 변화

그림 23 에서 보는 바와 같이 냉매가 열펌프 회로내를 기-액으로 상변화 하면서 압축기에 의하여 순환할 때 냉매( $R_{22}$ )의 온도는 증발기 출구에서는  $-1.5^\circ\text{C} \sim 0^\circ\text{C}$ 이었으며, 압축기의 토출에서는  $100^\circ\text{C} \sim 130^\circ\text{C}$ 이었고, 응축기 출구에서는  $27^\circ\text{C} \sim 40^\circ\text{C}$ 인 것으로 보아 가열된 물의 온도는 물의 유량이  $63 \sim 156$  l/hr인 저유량에서  $63^\circ\text{C} \sim 85^\circ\text{C}$  정도로 가열되었음을 시사해 주고 있다.

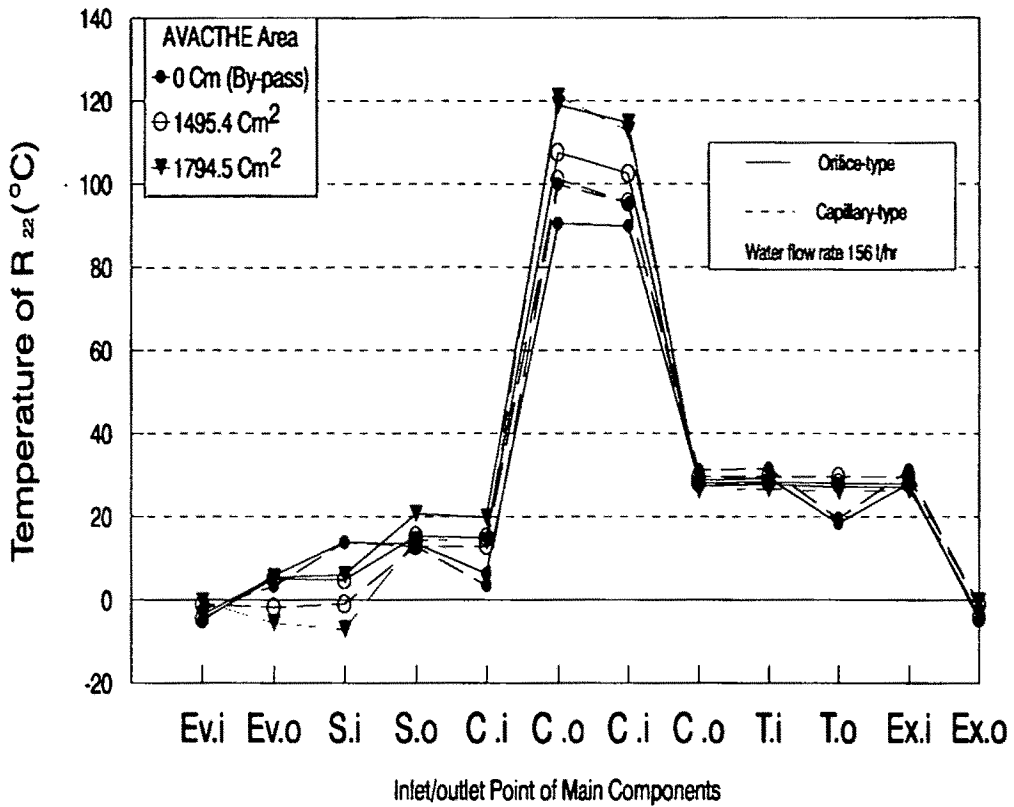


Fig. 23. Inlet/outlet temperature of main components of heat pump with water flow rate of 156 l/hr

다. 물-물 히트펌프의 성능계수, COP의 실험적 분석

그림 24와 같이 물-물 열펌프에서 가열매체(물)의 평균온도와 증발기내의 냉매온도와의 차가 클수록 열펌프의 성능, COP는 감소하였으며, 이 온도차가 10°C에서 60°C까지 증가함에 따라 열펌프의 COP는 4.5에서 2.9로 감소하였다.

물-물 열펌프의 COP는 일반적으로 공기-물 열펌프의 COP보다 0.5내지 0.7정도 높게 나타냈다. 이와 같은 결과는 증발기의 열원이 물인 경우에는 열원이 공기인 경우보다 더 많은 양의 열을 공급하기 때문인 것으로 사료된다. 물속에 잠재

되어 있는 저온열원을 이용한 열펌프가 성능 COP가 좋으나, 공기보다 물을 대량으로 공급하기 어려운 것이 단점이다.

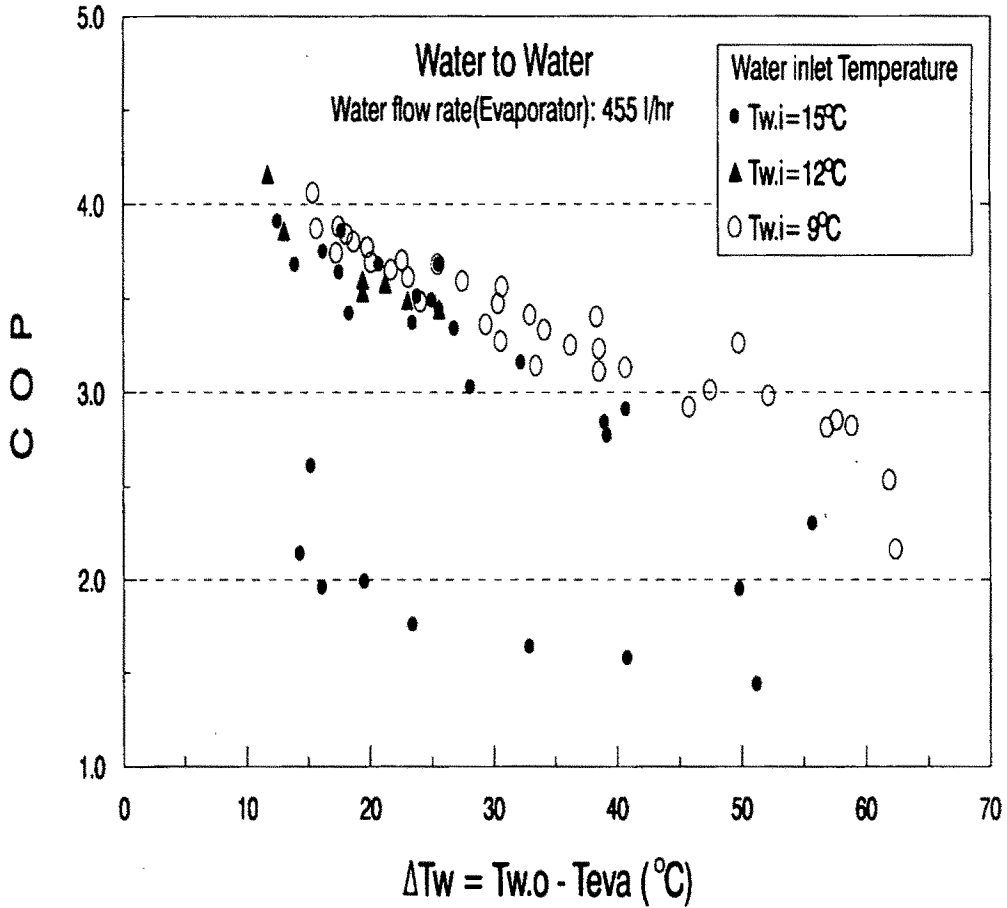


Fig. 24. Effect of inlet water temperature and temperature defference between the water outlet mean temp.,  $T_{w.o}$ , and  $R_{22}$  inlet/outlet mean temp. in evaporator,  $T_{eva}$  on the COP.

## 제 2 절 공기-물 히트펌프 구성 및 성능분석

### 1. 공기-물 히트펌프 회로구성

공기-물 히트펌프 회로를 공간 및 바다난방에 활용할 수 있도록 그림 25과 같이 구성하였다.

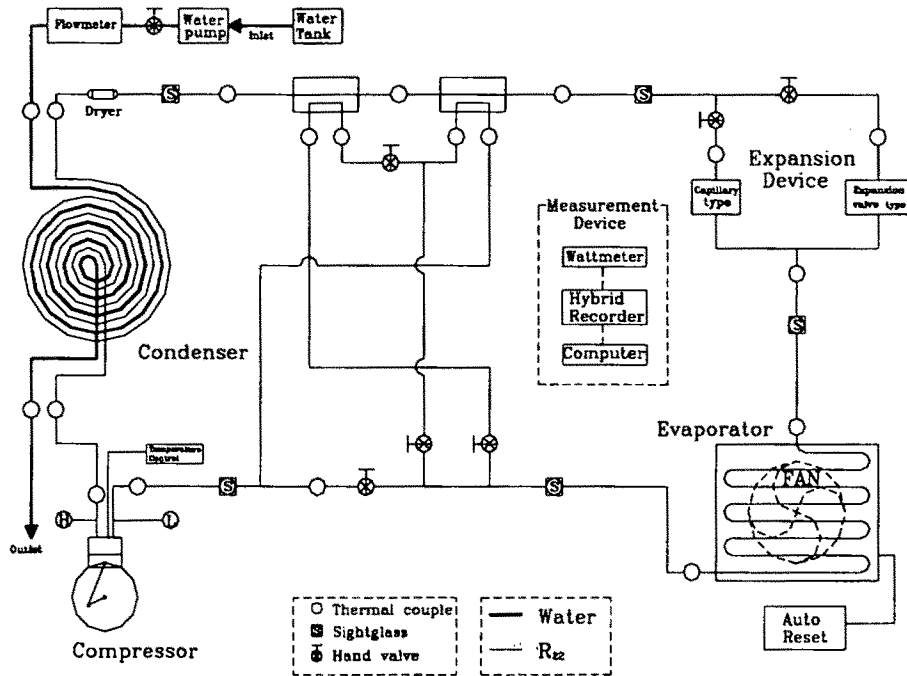


Fig 25. The circuit of air to water heat pump.

## 2. 공기 - 물 히트펌프의 T - S와 P - h선도

그림 25과 같이 구성된 회로의 Heat Pump 작동 사이클을 Temperature Entropy(T-S)와 P-h선도로 나타내면 그림 26(a), (b)와 같다.

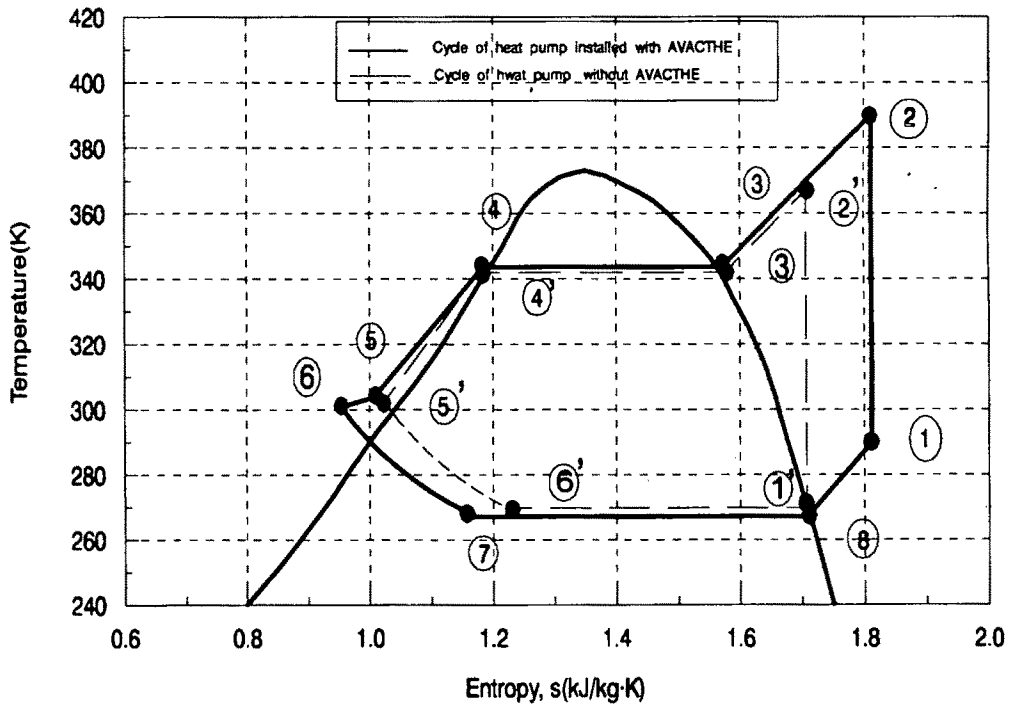


Fig 26(a). T-S diagram of air to water heat pump.

그림 26(b)는 본 연구에서 구성한 히트펌프 회로도(그림 25)를 실제로 설계 제작 하여 작동시켰을 때 일어나는 냉매 압력과 냉매가 운반하는 엔탈피와의 관계를 그림 으로 나타낸 것이다.

이 그림에서 보여주고 있는 점선은 응축기와 증발기 사이에 열교환기(AVACTHE : Automatic Variable Area capillary Tube Heat Exchanger)를 설치하지 않았을 경우 의 P-h diagram이고, 실선은 열교환기를 설치한 경우의 P-h선도이다.

AVACTHE가 설치된 경우에는 증발기에서 엔탈피가  $h_1 - h_6 = \Delta h_E$ 만큼 증가하였고, 응축기에서는 엔탈피가,  $h_4 - h_3 = \Delta h_\infty$ 만큼 증가함으로써 증발기에서 흡수열량이 증가하고, 응축기에서는 공급열량이 증가하여 AVACTHE는 히트펌프 COP증가에 기여하게 된다.

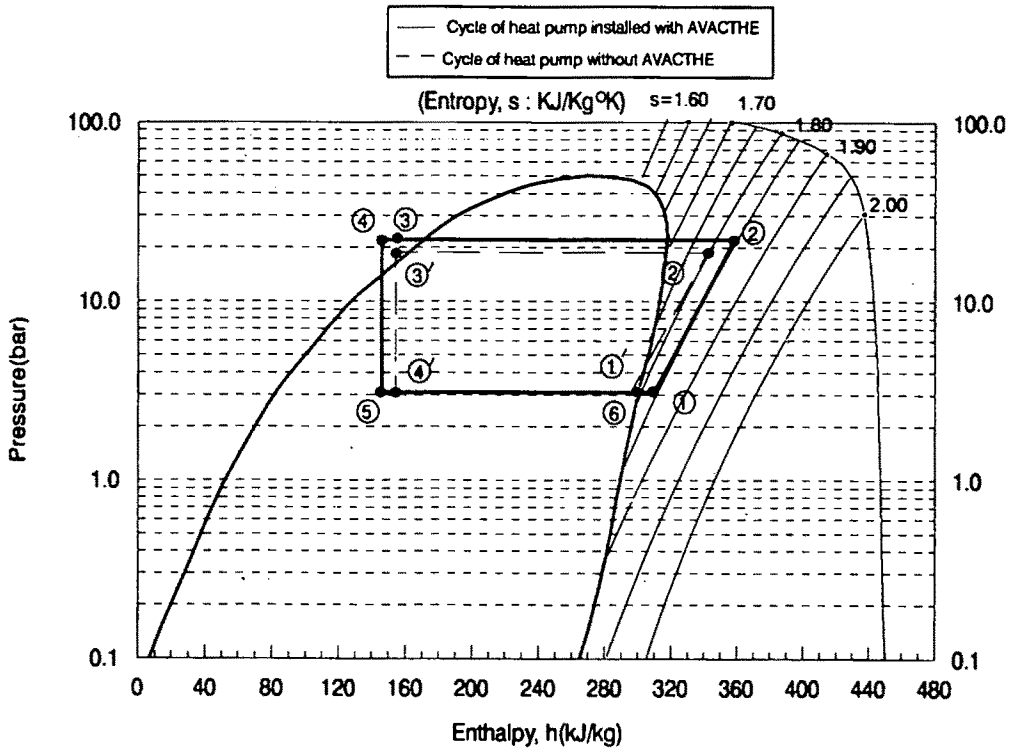


Fig 26(b). P-h diagram of air to water heat pump

### 3. 공기 - 물 히트펌프 제작

제 II장 제 3절에서 정리한 이론식들에 의하여 공간 난방부하의 규모를 먼저 결정하고, 제 II장 제 5절에 정립한 이론식들에 의하여 공기-물 히트펌프의 주요 구성 요소의 규모를 정하여 설계·제작하였다.

### 4. 공기-물 히트펌프 시스템의 실험 장치 및 방법

#### 가. 실험 장치

본 연구의 공기-물 열펌프 회로도와 실험장치는 그림 25, 그림 27과 같다. 시스템회로 주요부위의 입출구 냉매온도와 물온도를 측정하기 위하여 19개의 T type thermocouple을 부착하여 hybrid recorder에 자동 기록되도록 하였으며, 유량계를 물순환 회로선상에 설치하였다. 그리고 냉매의 상변화 상태를 육안으로 관찰하기 위하여 냉매회로 주요부분의 입출구에 sight glass 5개를 설치하였다. 냉매유량은 고·저압 압력계로 간접 계량하였다.

본 시스템에 사용된 압축기는 왕복밀폐형 3마력이고, 응축기는 2중관형 물순환식을 사용하였으며, 히트펌프가 소모하는 동력을 측정하기 위하여 Energy analyzer (Watt-meter)을 사용하였다.



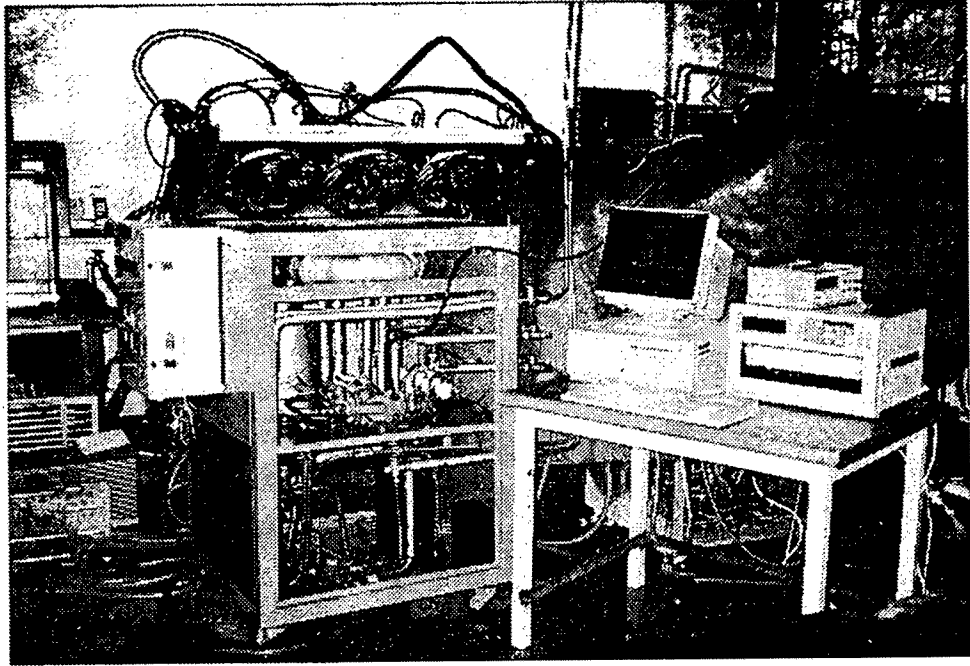


Fig 27. Photo of air to water heat pump and experimental equipment

#### 나. 실험방법

표 12에서와 같이 실험 변수와 측정항목을 설정하여 공기-물 히트펌프의 열특성과 성능을 측정하였다. 실험 기간은 1997년 1월~4월이었으며, 이 기간에 외기온은  $-15\sim-16^{\circ}\text{C}$ 로 폭 넓게 변화하였으므로 본 실험에서 설정한 열원온도는 인위적인 조절없이 자연적인 외기온을 그대로 활용할수 있었으며, 응축기에 들어가는 물의 온도는 냉수조로 쉽게 조절할 수 있었다. 그리고 물의 유량은 30분 간격으로 변화시켜 가며 flowmeter로 측정하였다. 그리고 냉매주입량은 정밀scale로 달아서 단계별로 변화시켜 가며 실험하였다.

팽창밸브는 2가지 형태로 회로상에 설치하여 우열을 비교 실험하였으며, AVACTHE는 크기별로 2단계로하고 by pass도 설치하여 그 성능을 비교할 수 있도록 하였다.

Table 12. Combination of experimental variables and measuring items for heat pump performance test.

variable item	Ambient air temp. ( $^{\circ}\text{C}$ )	Water inlet temp. ( $^{\circ}\text{C}$ )	Water flow rate ( l/h)	Refrigerant charging rate (Kg/ m <sup>3</sup> )	Measuring items
Range	-13 f 10	7 f 10	5 f 300	250 f 550	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Temperature of important point of <math>R_{22}</math> circuit</li> <li>• High and Low pressure in <math>R_{22}</math> circuit</li> <li>• Water temperature heated by condenser</li> <li>• Electric power consumption</li> <li>• AVACTHE effect</li> </ul>

## 5. 결과 및 고찰

### 가. 공기-물 히트펌프 주요 부위의 냉매 입출구 온도

그림 28에서 보는 바와 같이 냉매가 히트펌프 회로내를 압축기에 의하여 기체-액체로 변하면서 순환하고 있을 때 냉매(R22)의 온도는 외기온  $-10^{\circ}\text{C}$ 에서 증발기 입출구 온도차가  $5^{\circ}\text{C}$ 였으며, AVACTHE 전열 면적이 클수록 압축기 입구 온도와 출구 온도가 높게 나타났다. 그리고 AVACTHE의 열교환 면적이 적을수록 팽창변 입출구 온도차가 적게 나타났으며, 팽창변 입, 출구 온도차는  $40^{\circ}\text{C}$ 였으며, 응축기 입출구 온도차는 AVACTHE 열교환 면적이 클수록 크게 나타남으로서 가열대상 매체인, 물이 더 많은 열을 얻고 있음을 알 수 있었다.

그림 28에서 횡축의 약자로 된 각 점의 명칭을 정식 명칭으로 다시 쓰면 다음과 같다.

- |                                                |                                                |
|------------------------------------------------|------------------------------------------------|
| Ev.i : Inlet of evaporator                     | Ev.o : Outlet of evaporator                    |
| S.i : Inlet of shell in AVACTHE                | S.o : Outlet of shell in AVACTHE               |
| Cm.i : Inlet of compressor                     | Cm.o : Outlet of compressor                    |
| Cd.i : Inlet of condenser                      | Cd.o : Outlet of condenser                     |
| T.i : Inlet of tube in AVACTHE                 | T.o : Outlet of tube in AVACTHE                |
| EX.i : Inlet of expansion valve                | Ex.o : Outlet of expansion valve               |
| by : By pass                                   | 1-ex. : AVACTHE area of (0.062m <sup>2</sup> ) |
| 2-ex. : AVACTHE area of (0.124m <sup>2</sup> ) |                                                |

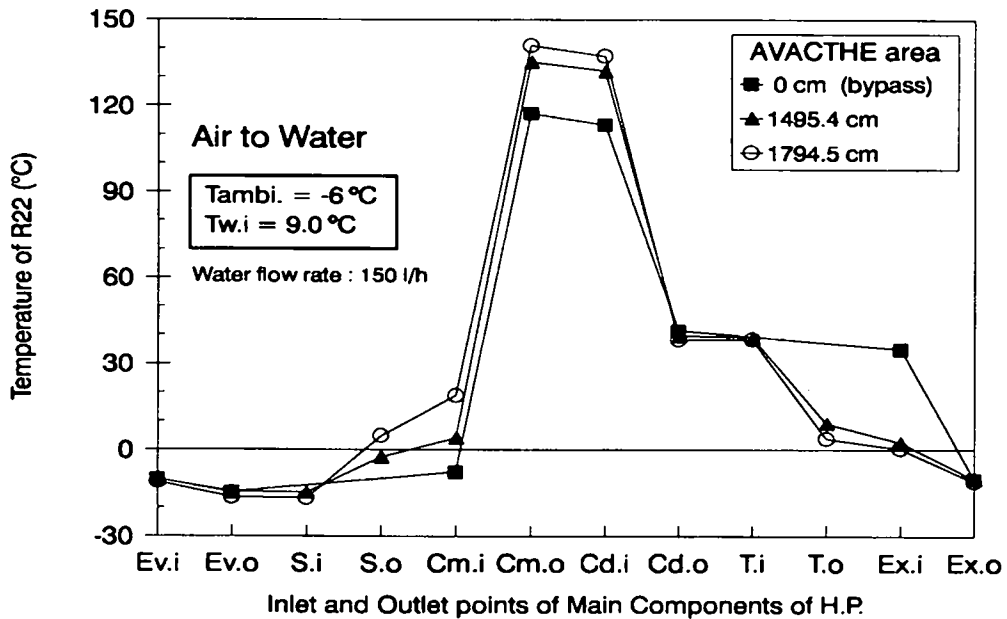


Fig 28. Inlet and outlet temperature of main points in air to water heat pump circuit

나. 냉매의 평형 고·저압과 외기온과의 관계

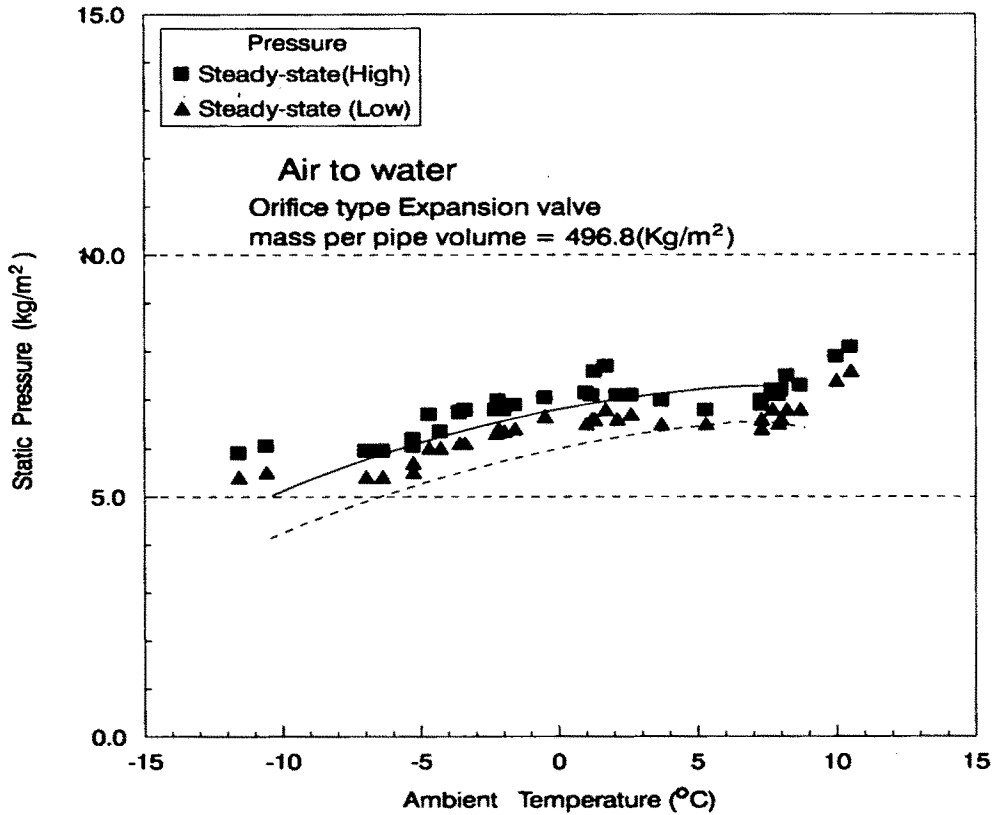


Fig. 29 Ambient temperature effect on the static low and high pressure for maximum COP of heat pump

COP가 최대가 되는 냉매량을 주입하고, 그 경우의 히트펌프가 정지한 상태에서의 고·저압 평형 압력이 외기온에 따라 변화하는 상태를 분석 정리하였다.

그림 29에서 보는 바와 같이 외기온이 -12°C에서 10°C로 증가함에 따라 저압은 5.5 kg/㎤에서 7.5 kg/㎤로 곡선적 증가를 보였으며, 고압은 6.0 kg/㎤에서 8.0 kg/㎤로 곡선적 증가를 나타내었다.

다. 응축기 입구 온도에 대한 AVACTHE의 영향

응축기 입구 온도에 대한 AVACTHE의 영향은 그림 30-(a)에서와 같이, AVACTHE가 없는 경우(bypass)에 응축기 입구 온도는 110~136℃이었고, AVACTHE의 면적이 111.8 ㎤인 경우 응축기 입구 온도는 122~136℃이였으며, AVACTHE의 면적이 134.2 ㎤인 경우에 응축기 입구 온도는 134~149로 나타났다. 이와 같은 결과는 히트 펌프에 AVACTHE을 설치함으로써 COP가 향상될수 있음을 시사해 주는 것이다.

그림 30-(b)에 나타난 것과 같이 AVACTHE가 없는 경우와 AVACTHE가 설치된 경우에 응축기 입구 온도는 외기온의 영향을 받는다. 이러한 경우, 응축기 입구 온도는 외기온이 증가함에 따라 비례적으로 증가한다. AVACTHE가 설치된 경우는 그렇지 않은 경우(by pass)에 비하여 응축기 입구 온도가 약 15~16%정도 더 높게 나타났다.

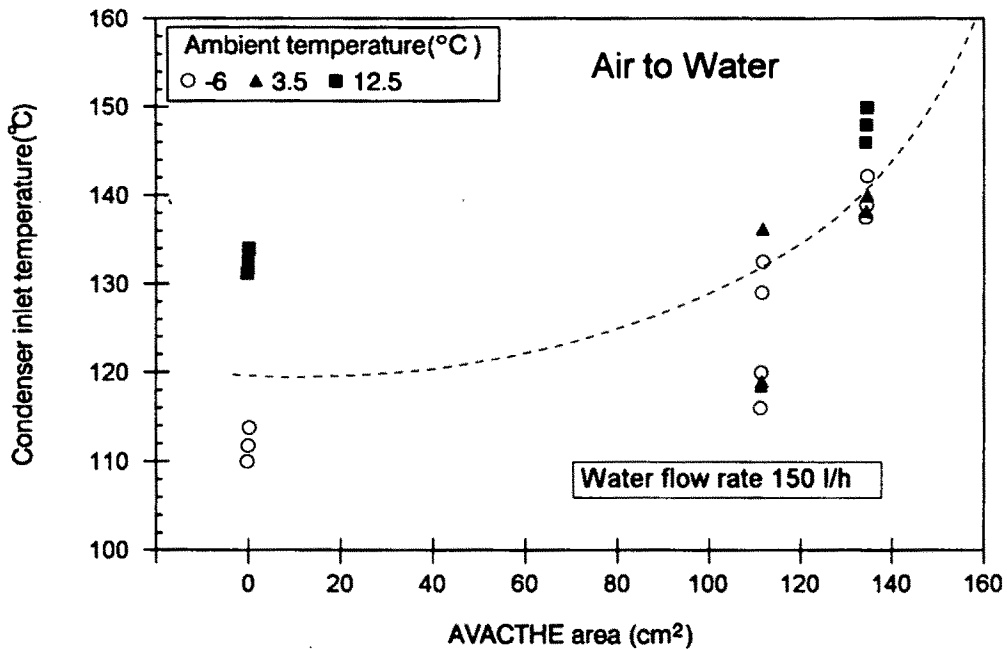


Fig. 30-(a) AVACTHE effect on the condenser inlet temperature

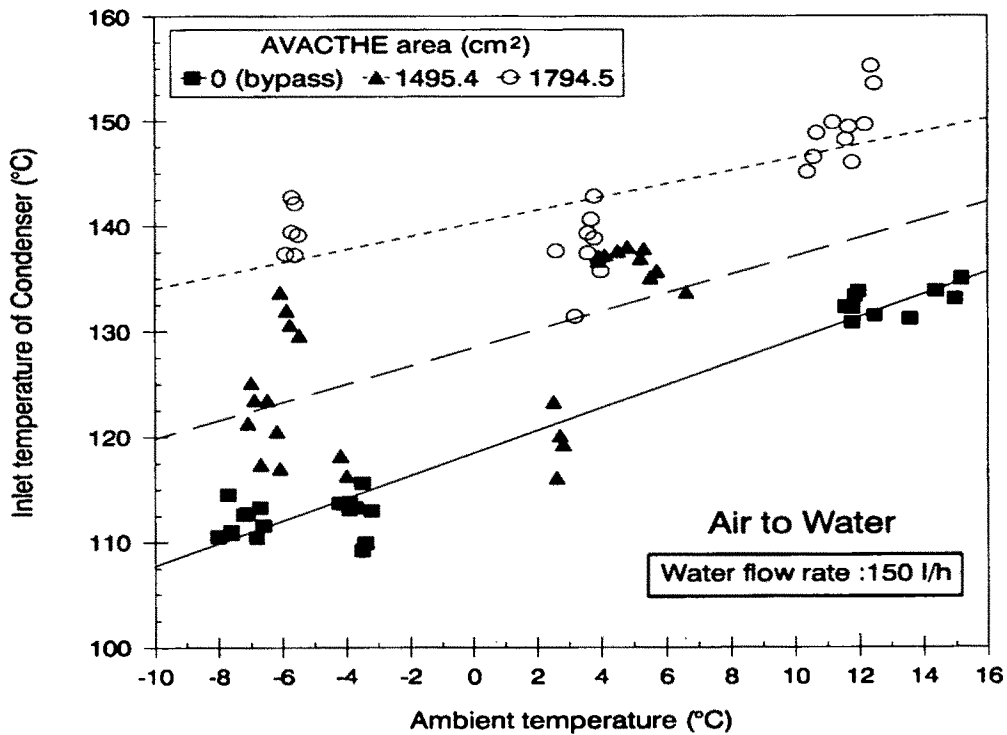
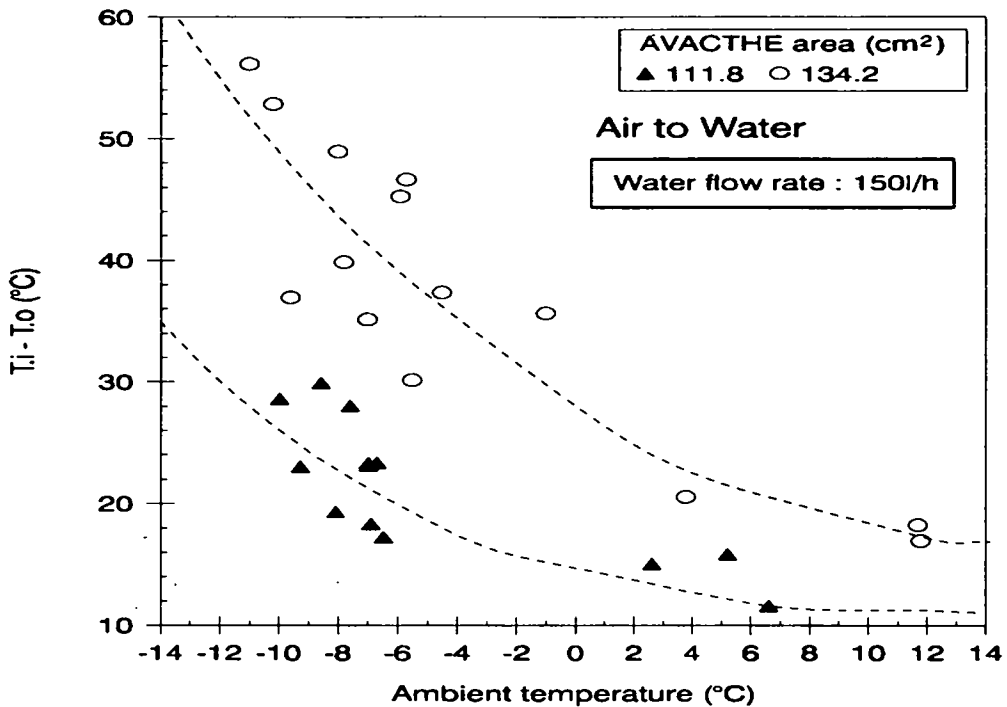


Fig. 30-(b) Ambient temperature effect on the condenser inlet temperature

라. 외기온이 AVACTHE의 열교환에 미치는 영향

외기온이 AVACTHE의 열교환에 미치는 영향은 그림 31와 같으며, 여기서 AVACTHE의 입구와 출구의 온도 차이는 외기온에 역비례하며, AVACTHE의 입·출구 온도 차이는 외기온 0°C 이하인 경우가 외기온 0°C 이상인 경우보다 더 크다. 이러한 결과는 외기온 0°C 이하인 경우가 0°C 이상인 경우에서 보다 AVACTHE의 열교환 효율이 더 좋다는 것을 의미한다.



T.i = inlet temperature of AVACTHE tubes  
 T.o = outlet temperature of AVACTHE tubes

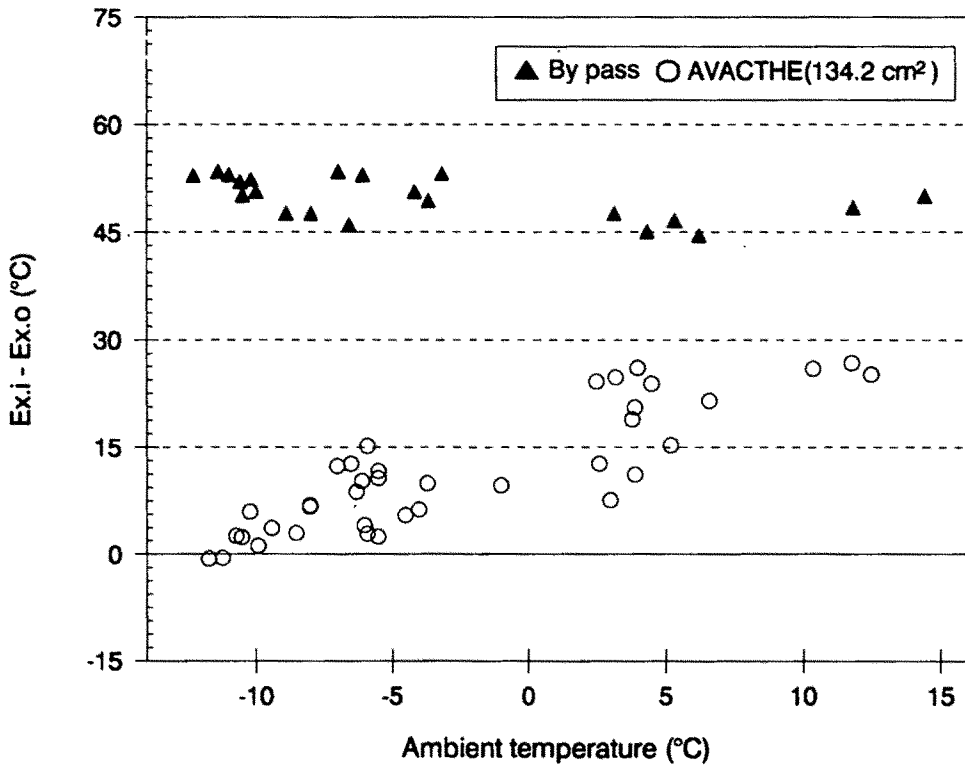
Fig. 31 Ambient temperature effect on the inlet and outlet temperature difference of AVACTHE tubes

마. AVACTHE가 팽창 밸브의 성능에 미치는 영향

외기온 변화에 따른 팽창 밸브의 성능은 그림 32와 같으며, AVACTHE가 없는 경우 팽창 밸브의 입·출구 온도 차이는 주로 45~50°C이었으나, AVACTHE가 설치된 경우 팽창 밸브의 입·출구의 온도 차이는 외기온의 증가에 따라 0~28°C로 증가하였다.

AVACTHE가 없는 경우(bypass)에 팽창 밸브의 입구와 출구의 온도 차이는 AVACTHE가 있는 경우보다 크다. 이것은 bypass의 경우 응축기의 출구로부터 냉

매의 높은 온도가 열교환 없이 팽창 밸브로 직접 흡입되기 때문이며, 그러나 AVACTHE가 설치된 경우에는 응축기에서 나오는 고온의 냉매가 증발기에서 나오는 낮은 온도의 냉매와 열교환을 한 후에 팽창 밸브로 들어가기 때문이다.



Ex.i = inlet temperature of Expansion valve  
 Ex.o = outlet temperature of Expansion valve

Fig. 32 AVACTHE effect on the performance of expansion valve in accordance with the ambient temperature

바. 난방 목적 히트 펌프의 표준 냉매 주입차트

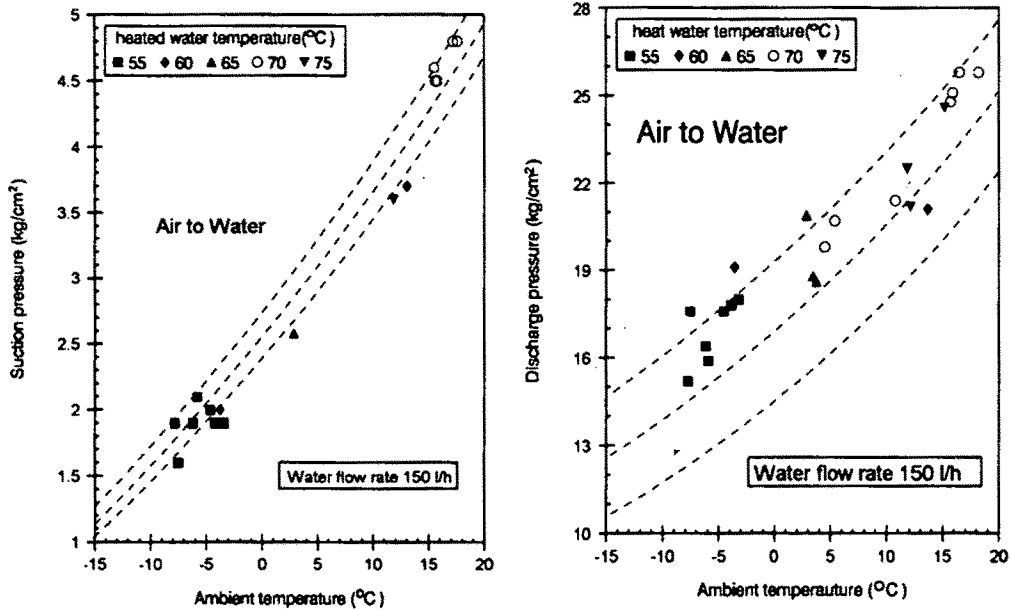
히트 펌프가 최적으로 설계·구성되었다 하더라도 만약 히트 펌프 회로에



정확한 냉매량이 주입되지 않았다면, 그 시스템은 최고의 성능을 발휘할 수 없다. 그러므로 외기온에 따라 냉매의 적정량을 주입할 수 있는 기준이 되는 도표를 만드는 것은 매우 중요하다. 히트 펌프의 성능은 외부 온도, 저압 그리고 고압에 따라 변화하고 열량은 냉매 주입량의 차에 의하여 변한다.

그림 33-(a), (b)에서 등근 모양, 삼각형 그리고 사각형의 점들은 본 연구에서 실험을 통하여 얻은 것이다. 그리고 실선과 점선은 "typical heating data chart"로부터 얻은 값이다.

그림 33-(a), (b)에서 보는 것과 같이, 실험 값은 "typical heating data chart"와 거의 일치한다. 그러므로, 이 도표는 흡입과 배출 압력, 외부 온도와 가열된 물의 온도로 구성되며, 히트 펌프의 표준 냉매 적정 주입량을 위하여 사용함으로써 최대 COP를 얻을수 있게 된다.



(a) Suction pressure - Ambient temperature      (b) Discharge pressure - Ambient temperature

Fig. 33 Refrigerant standard charging chart in the heating mode

사. 냉매 주입량이 히트 펌프 성능에 미치는 영향

1) R<sub>22</sub> 주입량의 변화에 따른 압축기의 소요 전력

그림 34은 R<sub>22</sub> 주입량의 변화에 따른 히트 펌프 압축기의 소요 전력에 대한 영향을 물의 유량별로 나타낸 것이다. 압축기의 소요 전력은 R<sub>22</sub> 주입량 증가에 따라 비례하여 곡선적으로 증가하였으며, R<sub>22</sub> 주입량 380 kg/m<sup>3</sup>에서 소요 전력은 최대값을 보였다.

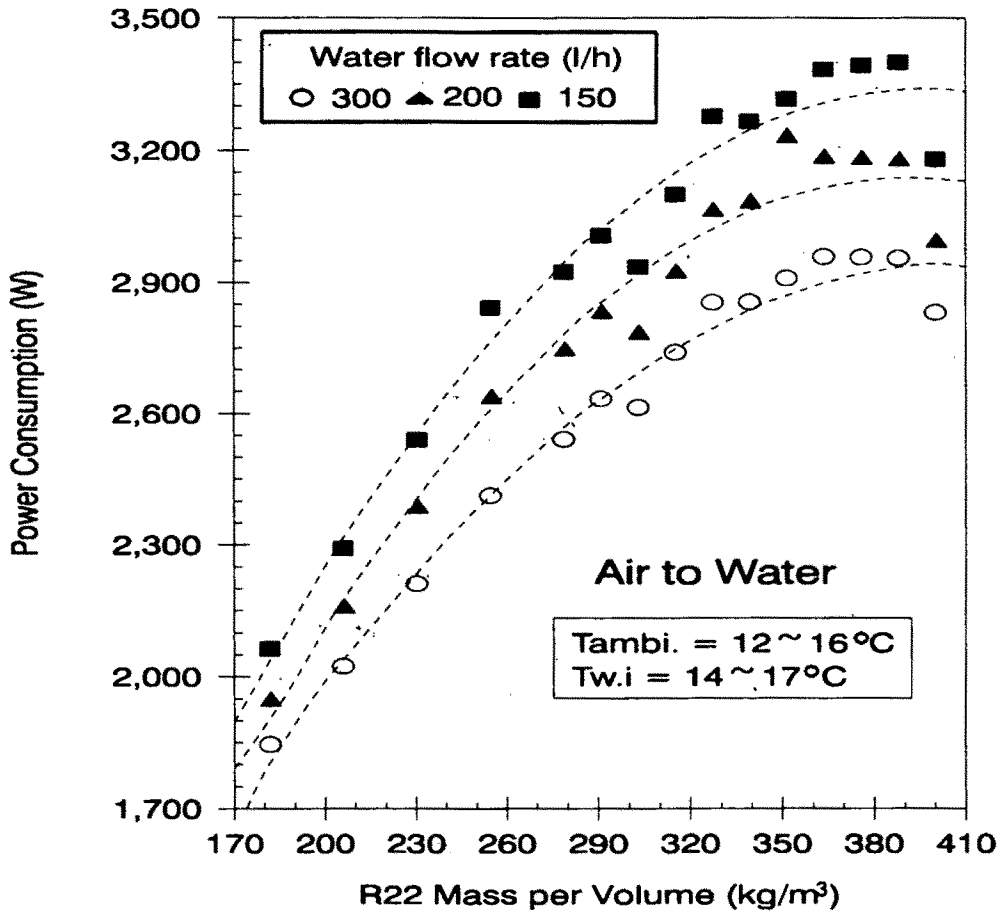


Fig. 34 Relationship between R<sub>22</sub> charge mass and compressor power consumption

응축기에 흡입되는 물의 유량 150 l/h, 200 l/h와 300 l/h의 모든 경우, 최대 소요 전력은 R<sub>22</sub> 주입량이 380 kg/m<sup>3</sup>일 때 나타났다. 그리고 소요 전력은 응축기에 흡입되는 물의 유량이 감소할수록 증가하였다. 그러므로 히트 펌프의 COP 분석을 위해서는 압축기의 소요 전력과 히트 펌프의 파이프 체적당 R<sub>22</sub> 주입량에 영향을 받는 응축기 흡수 열량을 정확하게 분석하는 것이 필요하다.

## 2) R<sub>22</sub> 주입량의 변화에 따른 응축기의 흡수 열량

R<sub>22</sub> 주입량과 응축기에서의 흡수 열량과의 관계를 응축기로 흡입되는 물의 유량 변화에 따라 그림 35에 나타내었다. 그림 35에서 보는 것과 같이 응축기에서 흡수된 열량은 R<sub>22</sub>의 주입량의 증가에 따라 증가하였고, 응축기의 흡수 열량의 증가율은 R<sub>22</sub> 주입량 290 kg/m<sup>3</sup> 이하에서 높았으며, 290 kg/m<sup>3</sup> 이상에는 그 증가율이 감소하였다.

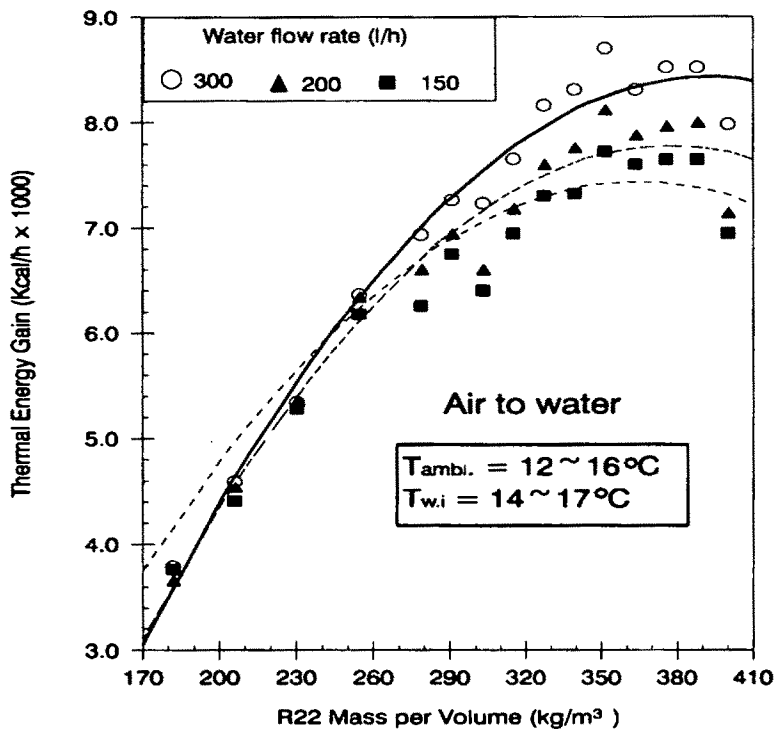


Fig. 35 R<sub>22</sub> charge effect on the thermal energy gain of condenser in accordance with water flow rate in condenser

응축기에서 흡수되는 열량은 R<sub>22</sub> 주입량 290 kg/m<sup>3</sup> 이하에는 응축기로 순환되는 물 유량에 크게 영향을 받지 않았지만, 290 kg/m<sup>3</sup> 이상에서의 열량은 물의 유량 증가에 따라 비례하여 증가하였다. 흡수 열량의 최대치가 되는 R<sub>22</sub> 주입량은 380 kg/m<sup>3</sup>으로 압축기의 소요 전력 최대치의 값이 나타난 위치와 같았다. 그리고 R<sub>22</sub> 주입량의 최적값은 R<sub>22</sub> 주입량과 COP (Coefficient Of Performance)와의 관계 분석을 통하여 찾을 수 있을 것으로 판단된다.

### 3) R<sub>22</sub> 주입량이 COP에 미치는 영향

히트 펌프 시스템의 파이프 체적당 R<sub>22</sub> 주입량에 따른 COP의 변화를 응축기로 들어가는 물의 유량 변화에 따라 그림 36에 나타내었다.

그림 36에서 보는 것과 같이, 응축기로 들어가는 물의 유량이 150 l/h, 200 l/h 그리고 300 l/h에서, COP는 R<sub>22</sub> 주입량이 170 kg/m<sup>3</sup>부터 350 kg/m<sup>3</sup>까지 변화함에 따라 비례적으로 증가하나, R<sub>22</sub>의 주입량 350 kg/m<sup>3</sup> 이상에서 COP는 감소한다. 다시 말해서, 응축기에 들어가는 물 유량의 세 경우 모두 COP의 최대치는 R<sub>22</sub>의 주입량이 350 kg/m<sup>3</sup>일 때 나타났다.

압축기 소요 전력의 최대치와 응축기 흡수 열량의 최대치는 R<sub>22</sub> 주입량이 380 kg/m<sup>3</sup> 일 때이었으나, 최대 COP가 나타난 것은 R<sub>22</sub> 주입량 350 kg/m<sup>3</sup>에서 나타난 것은 주시할 만한 결과이다.

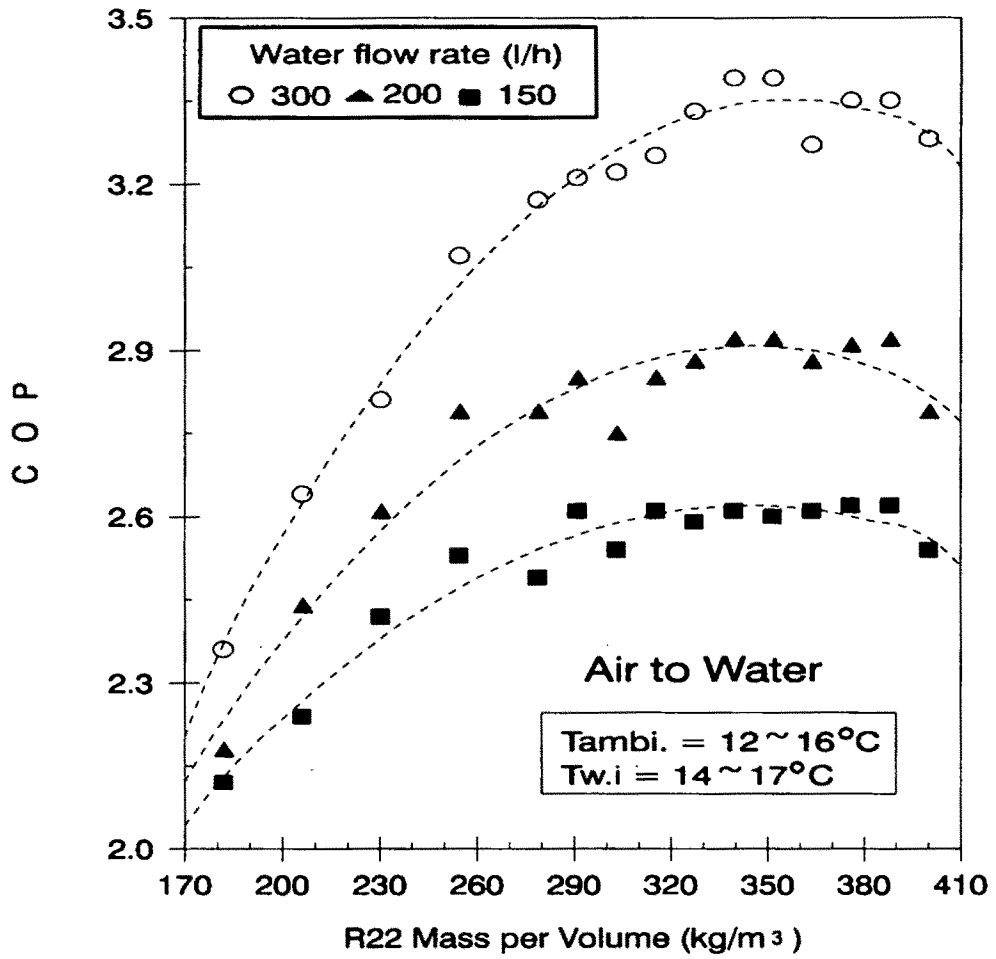


Fig. 36 R<sub>22</sub> charge effect on the COP depending on the water flow rate in condenser

아. AVACTHE가 COP에 미치는 영향

1) AVACTHE가 압축기의 소비 전력에 미치는 영향

AVACTHE가 압축기의 소비 전력에 미치는 영향을 외기온의 변화에 따라 그림 37에 나타내었다. 그림 37에서 보는 것과 같이, 압축기의 소비 전력은 외기온이 상승함에 따라 비례적으로 증가하였으며, 저온에서 소비 전력은 bypass의 경우가 AVACTHE가 설치된 경우보다 15% 더 컸으며, 외기온이 높아질수록 bypass의 경우가 AVACTHE가 설치된 경우의 소비 전력보다 점점 크게 나타났다.

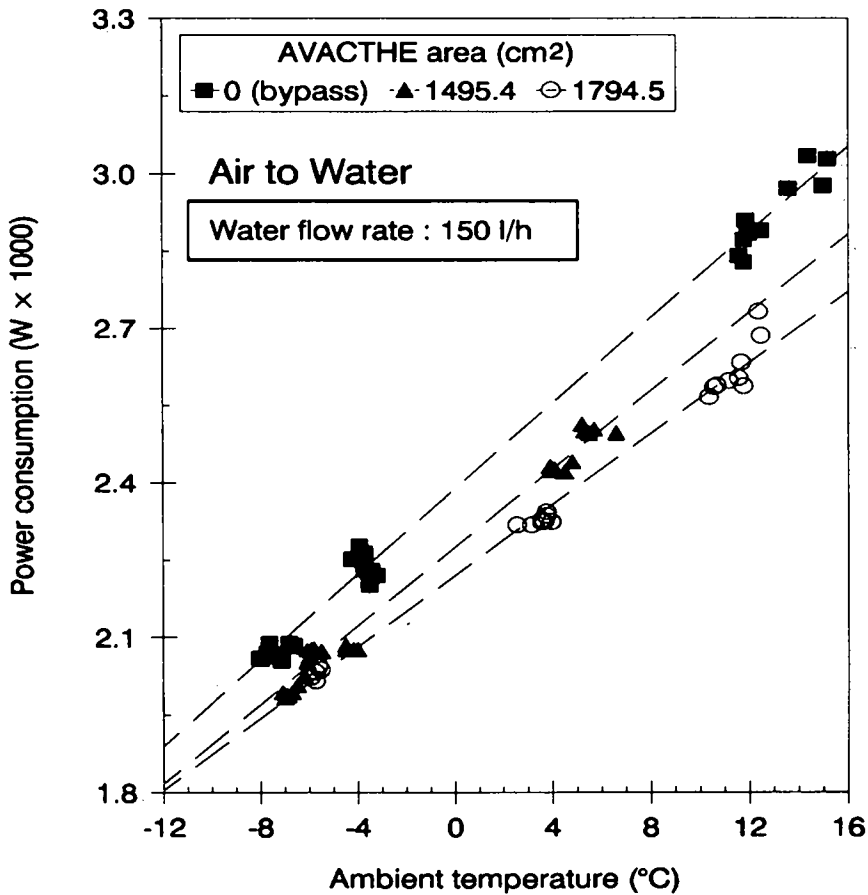


Fig. 37 The AVACTHE effect on the compressor power consumption as a function of the ambient temperature

## 2) AVACTHE가 응축기의 흡수 열량에 미치는 영향

AVACTHE가 응축기에서 얻은 열량에 미치는 영향을 외기온 변화에 따라 그림 38에 나타내었다. 그림 38에서와 같이, AVACTHE가 설치된 경우와 bypass의 경우 외기온  $-12 \sim -5^{\circ}\text{C}$ 에서 얻는 열량의 차이는 뚜렷하지 않다. 그러나 외기온  $-5^{\circ}\text{C}$  이상에서 bypass의 경우는 AVACTHE가 설치된 경우보다 응축기에서 얻는 열량이 더 많았다.

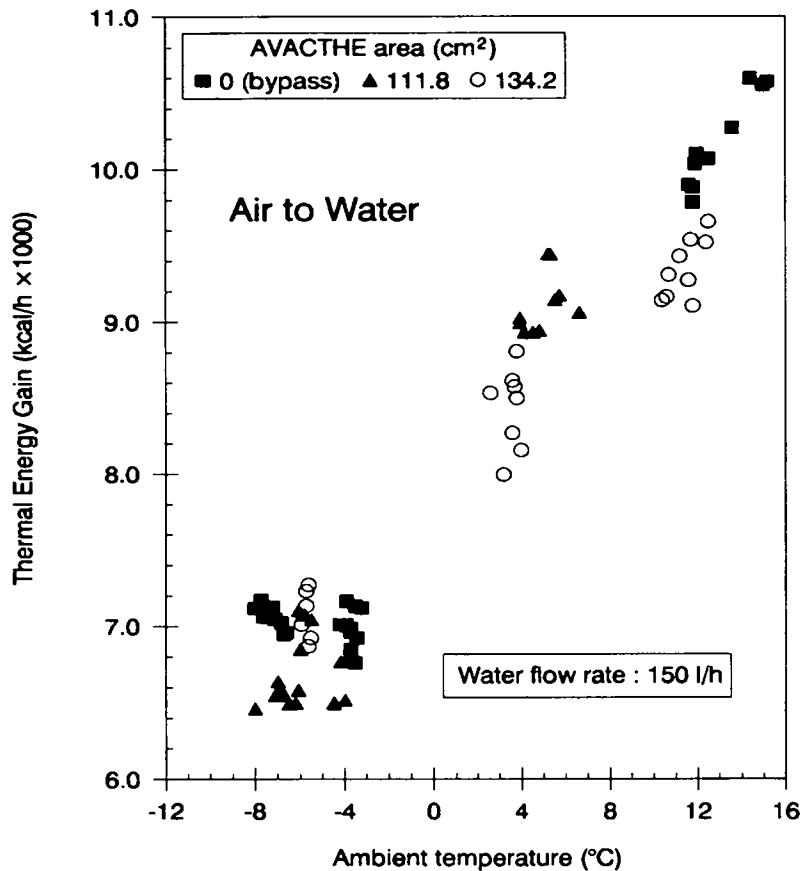


Fig. 38 The AVACTHE effect on the thermal energy obtained from the condenser as a function of the ambient temperature

### 3) AVACTHE가 COP에 미치는 영향

AVACTHE의 면적 변화가 COP에 미치는 영향을 외기온의 함수로 그림 39에 나타내었다.

그림 39에서 보는 바와 같이, 외기온이  $-5^{\circ}\text{C}$  이하에서 히트 펌프에 AVACTHE를 설치한 경우의 COP는 AVACTHE가 없는 경우(bypass)보다 더 높게 나타났으나,  $-5^{\circ}\text{C}$  이상의 외기온에서는 AVACTHE가 없는 경우에 COP가 더 높은 현상을 보였다.

이와 같은 결과는 히트 펌프 회로에 AVACTHE를 설치하는 것은 외기온이  $-5^{\circ}\text{C}$  이하일 때 NEHS의 운전을 부드럽게 해주는 것은 물론이고, COP를 크게 증가시켜 주는 역할을 하고 있음을 증명해 주고 있다. 지금까지 히트 펌프 시스템이 외기온  $-5^{\circ}\text{C}$  이하에서 실용화가 어려운 것으로 보고되고 있으나, 이 시스템을 도입함으로써 실용화의 가능성이 커질 것으로 판단된다.

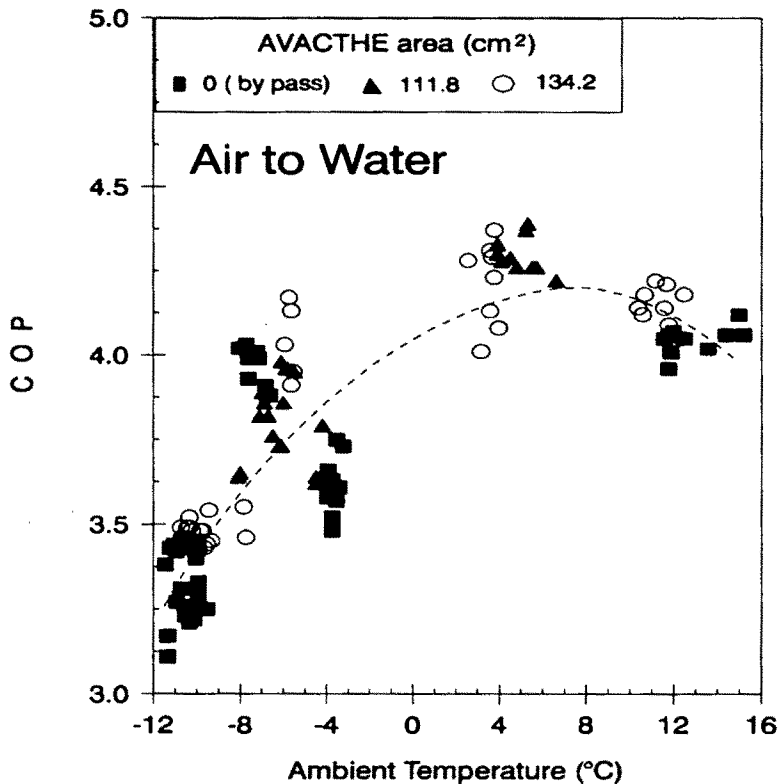


Fig. 39 The AVACTHE effect on the COP as a function of the ambient temperature



## 6. 공기 - 물 히트펌프 시스템의 구성 및 성능실험의 결과 요약

대기중에 잠재되어 있는 저온 열에너지를 이용한 그린하우스 난방시스템을 개발하기 위하여

공기 - 물형태의 가열 목적과 냉각목적을 겸용할 수 있는 복합형 히트펌프를 그림 25와 그림 27과 같이 구성 제작하여 그 성능을 실험하였다.

이 시스템 내에는 열원인 대기온도가  $-5^{\circ}\text{C}$ 이하에서도 높은 성능으로 히트펌프가 작동할 수 있도록 하는 AVACTHE(Atomatic Variable Area Capillary Tube Heat Exchanger)를 설치하여, 이 요소가 히트펌프 성능에 미치는 영향도 실험적으로 분석하였다. 이상의 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. AVACTHE면적이  $134.2\text{m}^2$ 인 경우 압축기 토출온도는  $140^{\circ}\text{C}$ 였으며, Bypass의 경우에는  $120^{\circ}\text{C}$ 였고, 이때 팽창변 입출구 온도차는  $40^{\circ}\text{C}$ 를 보였다.
2. 최적냉매를 주입하고 작동한 후 정지 고압은 외기온  $-12^{\circ}\text{C}$ 에서  $6.0\text{ bar}$ , 외기온  $10^{\circ}\text{C}$ 에서  $7.8\text{ bar}$  이었고, 이때 정지저압은  $5.0\text{ bar}$ 와  $6.8\text{ bar}$ 를 보였다.
3.  $R_{22}$  주입량을  $350\text{kg/m}^3$ 으로 할 때 COP가 최대치를 보였으나 응축기에서 최대열량은  $R_{22}$  주입량  $380\text{kg/m}^3$ 에서 나타났으며, 그열량은,  $8000\sim 8,500\text{Kcal/hr}$ 이었다.
4. 히트펌프의 성능계수, COP는 외기온이  $-5^{\circ}\text{C}$ 이하에서 Bypss의 경우보다 AVACTHE를 설치한 경우가 높았으며, AVACTHE의 면적  $134.2\text{m}^2$ 일 때 가장 높은 COP를 나타내었다.

### 제 3 절 공기-공기 히트펌프 구성 및 성능실험

#### 1. 공기-공기 열펌프 회로 구성

열펌프를 greenhouse 냉·난방용으로 실용화 하기 위하여 공기-공기 열펌프 시스템을 간단화 하여 그림 40과 같이 구성하였다.

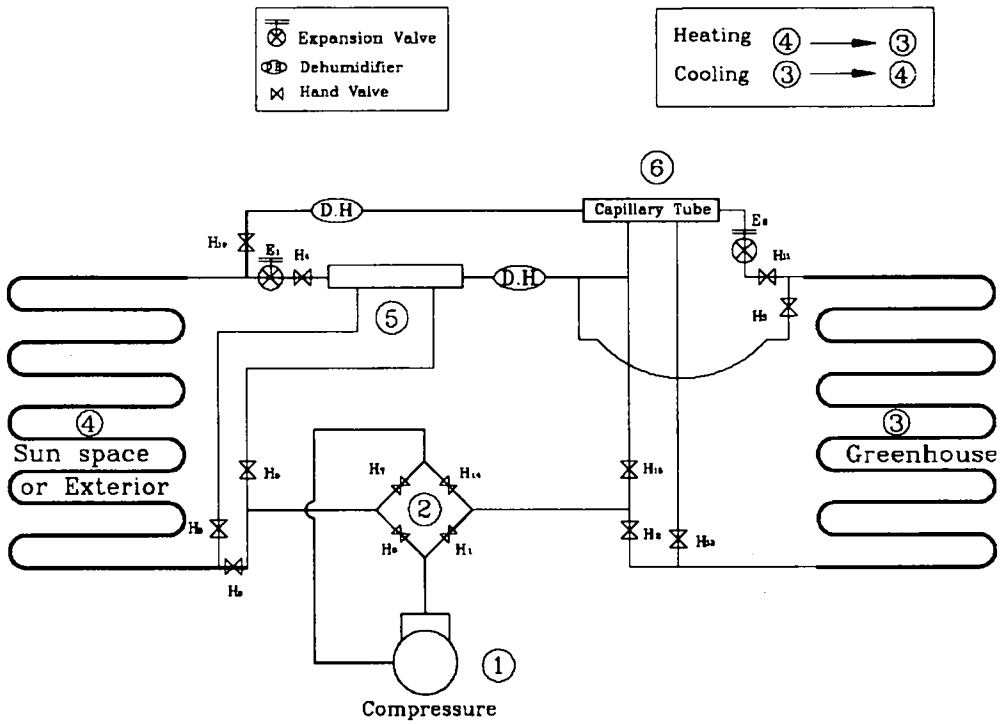


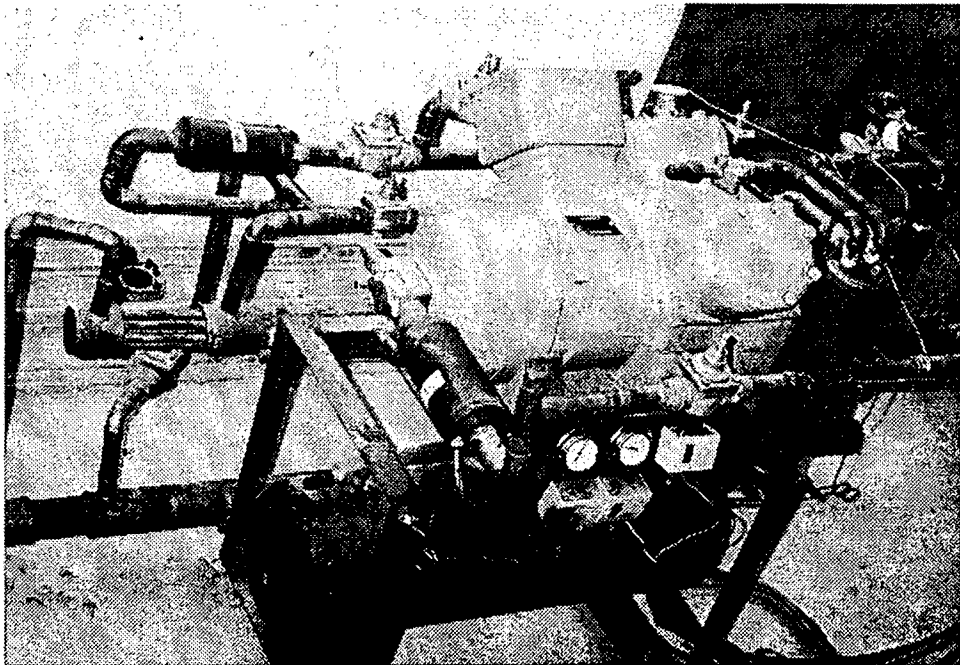
Fig. 40. Circuit of air-air type heat pump system for the greenhouse heating and cooling.

## 2. 공기-공기 열펌프 시스템 제작 및 성능

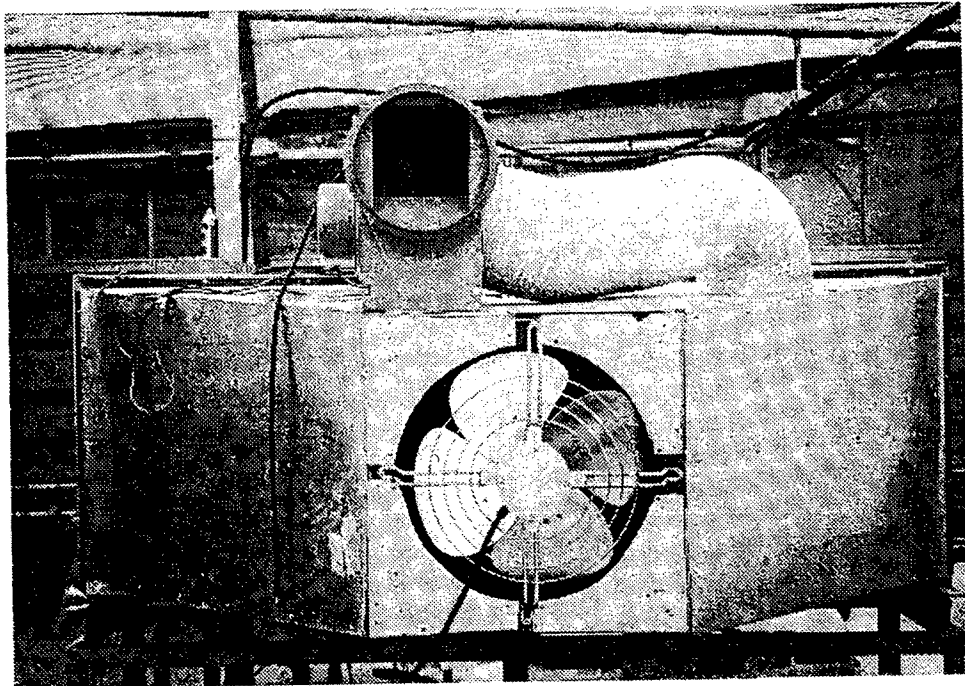
### 가. 열펌프 시스템 제작

그림 40에서 보는 바와 같이 ①은 압축기, ③은 응축기(겨울철) 또는 증발기(여름철) 그리고 ④는 greenhouse 밖에 위치한 증발기(겨울철) 또는 응축기(여름철)를 나타내고 있다. ②번은 Reversing valve로서 냉매 흐름 방향을 조절하여 ③번이 여름철에는 증발기 역할을 하여 냉방용으로 작동되도록 하고, 겨울철에는 응축기 역할을 하여 난방용으로 작동하도록 하는 4way valve이다.

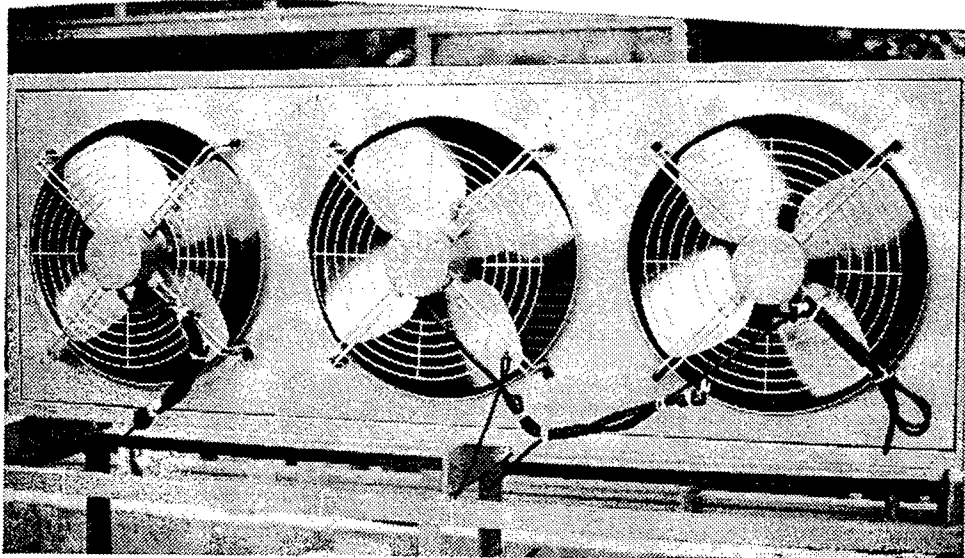
이와 같이 구성된 열펌프 회로도의 각 부위를 제 II장 제 5절에서 정립한 설계 이론에 의하여 그 규모를 결정하므로써 그림 41과 같이 제작하였다.



① : Compressor



③ : Condenser(in winter season) or Evaporator(in summer season)



④ : Evaporator(in winter season) or Condenser(in summer season)

Fig. 41. Heat pump system for the greenhouse heating and cooling.

### 3. 공기-공기 히트펌프 시스템의 실험장치 및 방법

#### 가. 실험장치

공기-공기 히트펌프의 실험장치는 공기-물 히트펌프 시스템의 실험장치인 그림 27과 같이 구성하였다.

시스템 주요부위의 입출구 냉매온도와 물온도를 측정하기 위하여 15개의 T type thermocouple을 부착하여 hybrid recorder에 자동기록되도록 하였으며, condenser에서의 풍량은 정밀풍속계로 여러지점의 풍속을 측정하여 풍량을 산출하였다.

본 시스템에서 사용된 압축기는 반폐형 20마력이었으며, 전력소모량은 Energy analyze(watt meter)를 사용하였다.

#### 나. 실험장치

Table 13. Cobination of experimental variables and measuring items for air - air heat pump system (20PS)

variables item	Bypass	AVACTHE	T. ambi. (℃)	T. cond. inlet air (℃)	T. cond. outlet air (℃)	$R_{22}$ charging rate (Kg/ ml)	Measuring items
Range	0	0	-6℃ f 15℃	12 f 23	50 f 70	250 f 550	- Electric power consumption of heat pump system - Air flow rate in condenser - High and low pressure in $R_{22}$ circuit

표 13에서와 같이 실험변수와 측정항목을 설정하여 실험하고 분석하므로써 공기-공기 히트펌프의 열특성과 성능을 실험적으로 분석하였으며, 이를 요약정리하면 다음과 같다.

#### 4. 결과 및 고찰

##### 가. 공기-공기 열펌프 시스템의 공기 가열 특성

공기-공기형 열펌프가 가열하는 공기 온도를 겨울철 외기온도대별로 실험·분석하여 그림 42과 같은 결과를 얻었다. 그림 42에서 보는 바와 같이 12~22℃의 공기를 50~69℃까지 가열할 수 있었다.

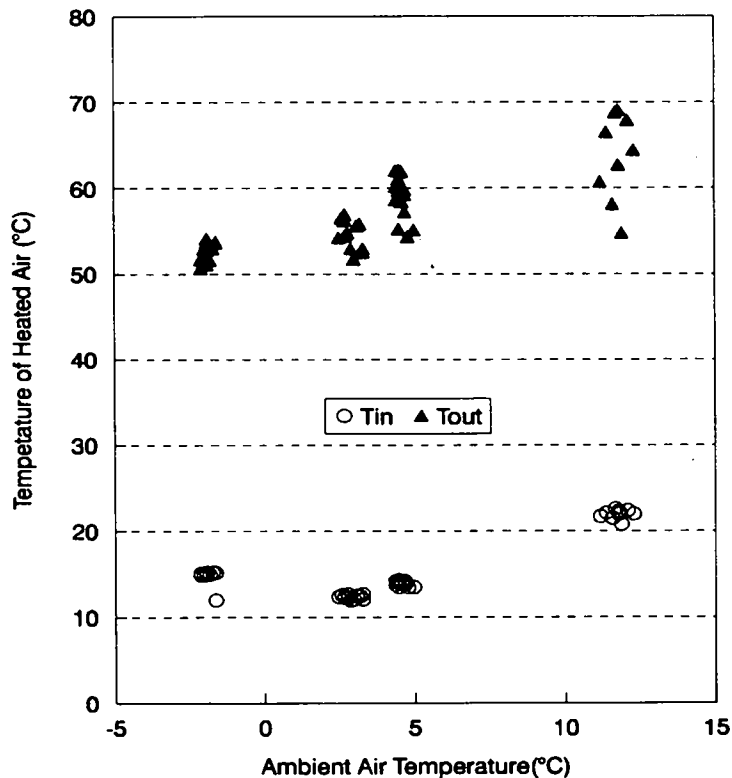


Fig. 42. Heated air temperature variation according to the ambient air temperature.

나. 공기-공기 히트펌프시스템의 성능분석

열펌프 성능을 외기온 변화에 따라 실험·분석하여 그림 43과 같은 결과를 얻었다. 이 그림에서 보는 바와 같이 외기온이 영하인 경우에는 COP가 3.0이고, 외기온이 영상인 경우에는 4.7에 접근함을 보여주고 있다.

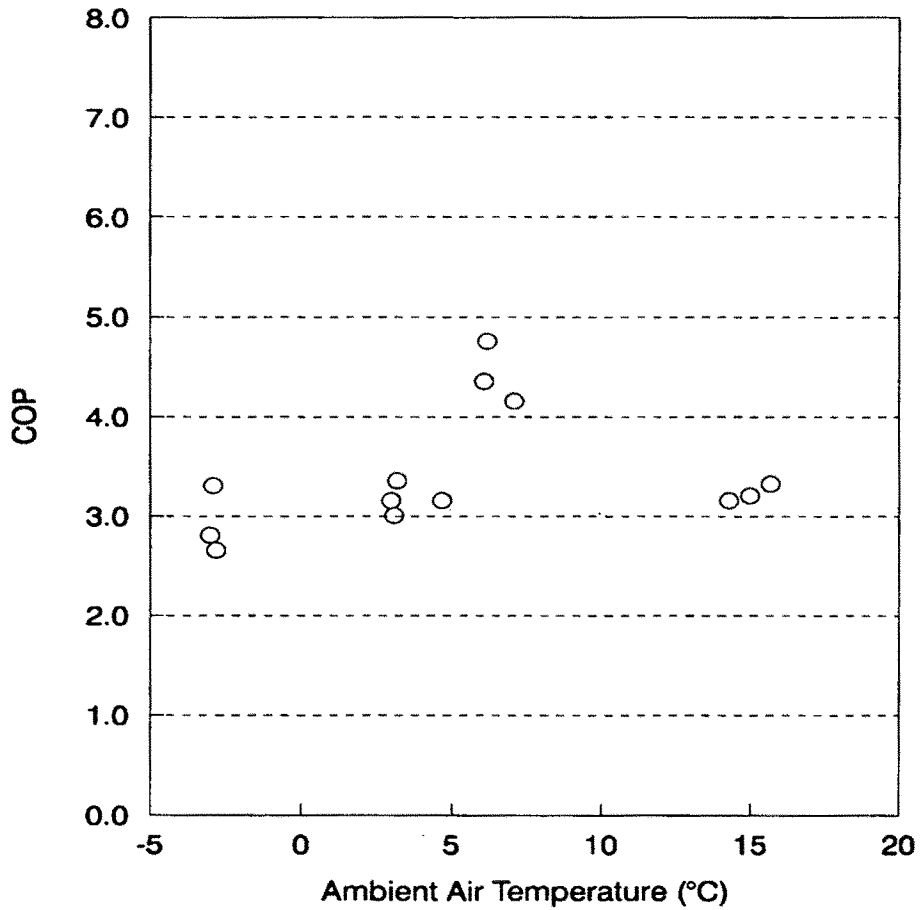


Fig. 43. Effect of ambient air temperature on the COP of air-air heat pump system.

다. AVACTHE가 히트펌프 COP에 미치는 영향

그림 44와 같이 외기온이  $-6\sim 4^{\circ}\text{C}$ 에서 AVACTHE을 설치한 경우가 이를 설치하지 않을 경우(by pass)보다 COP가 높게 나타났으나,  $4\sim 10^{\circ}\text{C}$ 에서는 bypass의 경우의 COP가 높게 나타났다.

히트펌프 회로에 AVACTHE의 설치하는 외기온이  $-5^{\circ}\text{C}$ 이하일 때 히트펌프의 운전을 부드럽게 해주는 것은 물론이고, COP를 크게 증가시켜 주는 역할을 하고 있음을 증명해 주고 있다. 지금까지 히트펌프 시스템이 외기온  $-5^{\circ}\text{C}$ 이하에서 실용화가 어려운 것으로 보고되고 있으나, 이 시스템을 도입함으로써 실용화의 가능성이 커질 것으로 판단된다.

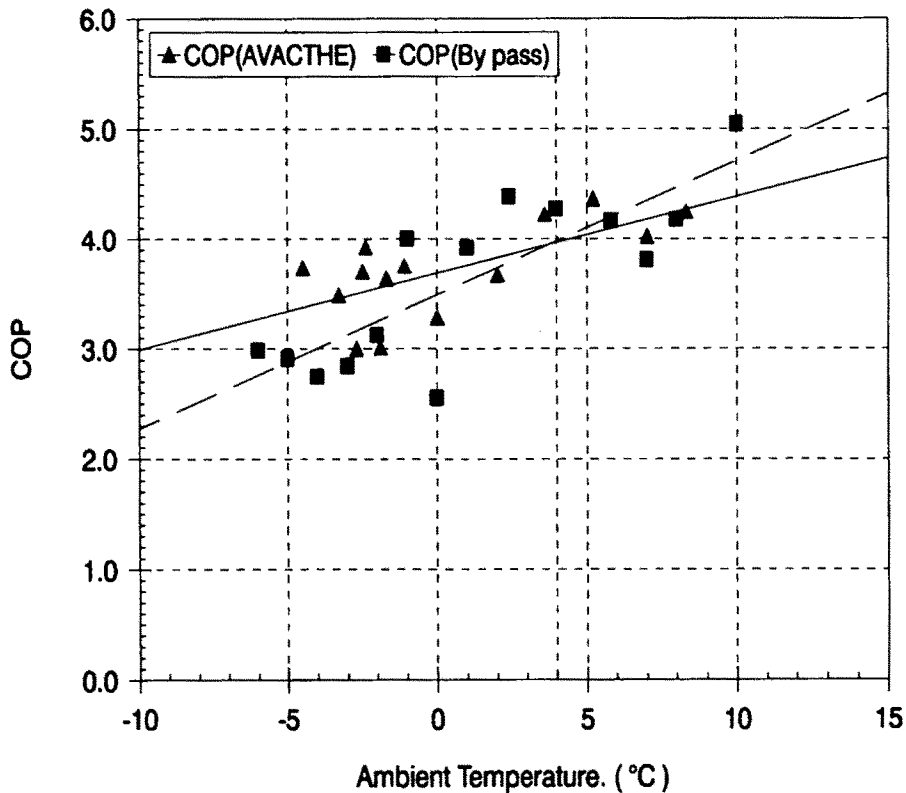


Fig. 44 The AVACTHE effect on the COP as a function of the ambient temperature



## 5. 공기-공기 히트펌프 시스템의 성능실험 결과 요약

공간난방을 위한 실용화 접근 연구로서 20마력규모의 공기-공기 히트펌프 시스템을 구성하고 설계, 제작하여 겨울철에 실험분석한 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 외기온  $-3^{\circ}\text{C} \sim 12^{\circ}\text{C}$ 로 변하는 동안 히트펌프에 의하여  $12^{\circ}\text{C} \sim 23^{\circ}\text{C}$ 의 공기를  $50^{\circ}\text{C} \sim 69^{\circ}\text{C}$ 까지 가열할 수 있었다.
2. 외기온이  $-3^{\circ}\text{C} \sim 15^{\circ}\text{C}$ 로 변함에 따라 공기-공기 히트펌프의 성능계수는 3~4.5로 분석되었으며, 외기온이 증가함에 따라 증가하는 경향을 보였다.
3. 증발기입구와 응축기 출구사이에 AVACTHE를 설치한 경우는 외기온이  $-5^{\circ}\text{C} \sim 8^{\circ}\text{C}$ 로 변함에 따라 성능계수가 3.5~4.5로 분석되었으며, AVACTHE가 없는 경우(bypass)에는 같은 조건에서 성능계수가 2.6~4.5를 보였다. 그리고 외기온이  $4^{\circ}\text{C}$ 이하에서는 AVACTHE가 있는 경우에는 COP가 높게 나타났고, 외기온이  $4^{\circ}\text{C}$ 보다 높은 경우에는 bypass에서 높게 나타났다.

# 제 V 장 그린하우스-히트펌프-잠열축열 시스템 구성 및 성능실험

## 제 1 절 필요성

우리 나라 겨울철 시설 농업에 필요한 평균 난방 열량은 약  $100 \text{ Kcal/ hr} \cdot \text{m}^2$  으로 500명의 시설 농업을 하는 경우 난방열량이  $150,000 \text{ Kcal/ hr}$ 로서 겨울철 그린하우스 재배기간을 5개월로 할 경우 500명에 소요되는 열량을 석유로 환산하면 약 200드럼에 해당되며, 요즈음 석유 가격으로 환산하면 약 20,000천원이 소요된다. 뿐만 아니라, 자연에너지가 아닌 화석에너지로 농사를 하게 됨에 따라 농업의 자연친화적인 본래의 모습을 일그러지게 하고있다.

그래서 본 연구에서는 겨울철 그린하우스 난방을 가능한 한 자연에너지에 많이 의존하고, 반면에 화석에너지 의존도를 될 수 있는 대로 줄이기 위하여 성능 계수, COP가 3이상 되는 히트펌프와 열에너지 저장능력이 큰 잠열축열재를 이용한 그린하우스 난방시스템 개발연구를 수행하였다.

## 제 2 절 그린하우스 난방시스템의 열평형

그림 45에서 보는 바와 같이 태양 복사에너지와 열펌프로부터 얻은 열에너지는 그린하우스 난방을 위한 열원이며, 이 열원은 그린하우스내 공기, 토양, 작물과 상변화 잠열축열조(PCM storage unit)에 저장되고, 나머지열은 그린하우스 필름을 통하여 손실된다.

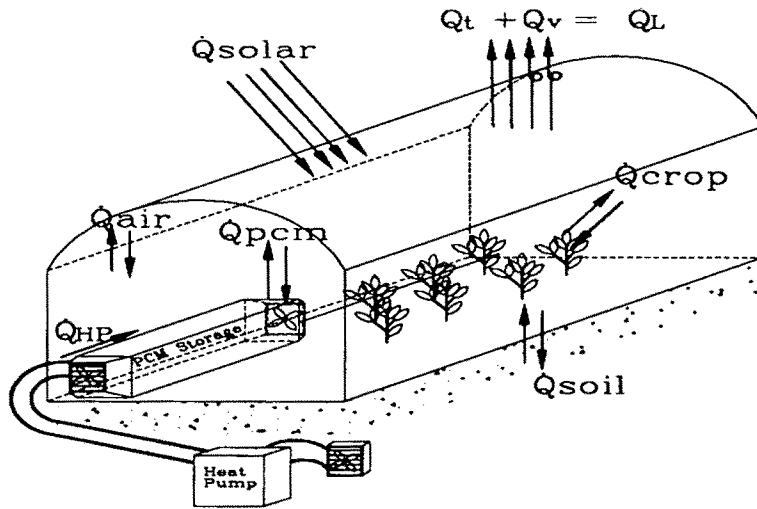


Fig. 45. Energy balance model in the greenhouse heating system equipped with PCM storage unit and the heat pump.

이와 같은 열흐름 평형을 수식으로 정리하면 다음과 같다.

$$\dot{Q}_{solar} + \dot{Q}_{heat\ pump} = \dot{Q}_t + \dot{Q}_v + \dot{Q}_{soil} + \dot{Q}_{crop} + \dot{Q}_{air} + \dot{Q}_{PCM} \quad \text{-----}(5-1)$$

여기서 :

$$\dot{Q}_{solar} = \tau \times I_s \quad \text{-----}(5-1-1)$$

$$\dot{Q}_{heat\ pump} = COP \times \text{Electronic power consumption} \quad \text{-----}(5-1-2)$$

$$\dot{Q}_t = A_g \cdot h_t (1 - f_r) (T_{in} - T_{ambi}) \quad \text{-----}(5-1-3)$$

$$\dot{Q}_v = A_g \cdot h_v (T_{in} - T_{ambi}) \quad \text{-----}(5-1-4)$$

$$\dot{Q}_{soil} = \alpha_{soil} \times A_g \times R_g \times \tau \times I_s = \sum_{i=1}^n m_s^i C p_s \Delta T_i \quad \text{-----}(5-1-5)$$

$$R_g = \left( \frac{A_g - A_{crop}}{A_g} \right)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{crop} &= R_{crop} \times a_{crop} \times \tau \times I_s \\ &= (1 - R_g) \times a_{crop} \times \tau \times I_s \end{aligned} \quad \text{-----(5-1-6)}$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{air} &= (h_a + x \cdot h_w) \times \dot{m}_{air} \\ &= (c_p t + x(LH + c_v t)) \times \dot{m}_{air} \\ &= (c_p t + 0.6220 \frac{p_v}{p_a} (LH_{water} + c_v t)) \times \dot{m}_{air} \end{aligned} \quad \text{-----(5-1-7)}$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{PCM} &= m_{PCM, solid} \times c_{p, solid} (T_{s_2} - T_{s_1}) + LH_{PCM} \times m_{PCM} \\ &\quad + m_{PCM, liquid} \times c_{p, liquid} (T_{l_2} - T_{l_1}) \end{aligned} \quad \text{-----(5-1-8)}$$

- 열펌프로부터 얻은 열량은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\text{Heat gained from heat pump} = \text{Input power} \times \text{COF} \quad \text{-----(5-2)}$$

$$\begin{aligned} \text{COP} &= \frac{\dot{m}_{r.e} (h_2 - h_3) \cdot \eta_{motor}}{\dot{m}_{r.e} (h_2 - h_1)} \\ &= \frac{\dot{m}_w \cdot c_{p,w} (T_{w,out} - T_{w,in}) \cdot \eta_{motor}}{\dot{m}_{r.e} (h_2 - h_1)} \\ &= \frac{\dot{m}_w c_{p,w} (T_{w,out} - T_{w,in})}{(h_2 - h_1) \cdot \left( \frac{\eta_{s,comp}}{60 \nu_c} \right) \cdot \left( \frac{\pi D^2}{4} \right) \cdot D_p \cdot Z_{pt} \cdot \frac{\eta_v}{\eta_{comp} \eta_{me}}} \end{aligned} \quad \text{----(5-2-1)}$$

여기서:

$\dot{Q}_{solar}$  = Solar radiation in the greenhouse. (Kcal / hr)

$\dot{Q}_{heatpump}$  = Heat gained from heat pump (Kcal / hr)

COP = Coefficient of performance of heat pump.

$\dot{Q}_l$  = Heat loss through the greenhouse cover (Kcal / hr)

$\dot{Q}_v$  = Heat loss by the ventilation from the greenhouse (Kcal / hr)

$\dot{Q}_{soil}$  = Heat absorbed and released by the soil in greenhouse (Kcal / hr)

$\dot{Q}_{crop}$  = Heat absorbed and released by the crops (Kcal / hr)

$\dot{Q}_{air}$  = Air enthalpy in greenhouse (Kcal / hr)

$\dot{Q}_{PCM}$  = Heat storage in PCM (Kcal / hr)

$\tau$  = Transmissivity of greenhouse cover

$I_s$  = Solar radiation on the horizontal surface (Kcal / m<sup>2</sup> hr)

$h_i$  = Heat transfer coefficient of greenhouse cover (Kcal / m<sup>2</sup> hr °C)

$h_v$  = Ventilation heat transfer coefficient of greenhouse  
(Kcal / m<sup>2</sup> hr °C)

$A_g$  = Floor area of greenhouse (m<sup>2</sup>)

$f_t$  = Energy saving rate by the thermal curtain

$\alpha_{soil}$  = Heat absorption rate of soil

$R_q$  = Ratio of soil area not covered by the crops =  $\left(\frac{A_g - A_{crop}}{A_g}\right)$

$R_{crop}$  = Ratio of soil area covered by the crops =  $\left(\frac{A_{crop}}{A_g}\right)$

$h_a$  = Enthalpy of dry air (Kcal / Kg)

$h_v$  = Enthalpy of vapor in the air (Kcal / Kg)

$x$  = absolute humidity in greenhouse

LH = Latent heat of water vaporization (Kcal / Kg)

LH<sub>PCM</sub> = Latent heat of PCM (Kcal / Kg)

$\dot{m}_{r,e}$  = mass flow rate of freon gas (Kg / hr)

$\dot{m}_w$  = mass flow rate of water (Kg / hr)

$p_v$  = Partial vapor pressure in the air (Kg / cm<sup>2</sup>)

$p_a$  = Partial dry air pressure in the air (Kg / cm<sup>2</sup>)

$m_{s,i}$  = Mass per soil layer per unit area (Kg/m<sup>2</sup>) (soil layer depth of 5 cm)

$i$  = Number of soil layer

$c_{p,s}$  = specific heat of soil

$\Delta T_i$  = temperature difference between the soil layer

### 제 3 절 시스템 구성 및 제작

#### 1. 공기-공기 히트펌프 구성 (NEHS)

여기서 NEHS는 공기속에 잠재되어 있는 자연에너지를 열원으로 하는 Heat Pump시스템을 말한다. 온실효과에 의하여 태양에너지를 잠열축열조에 저장하여 greenhouse를 난방하는데는 한계가 있으므로 부족한 난방에너지를 보충하기 위하여 히트펌프를 개발하게 되었고, 공기-물 형태를 첨가하였으며, 냉방도 가능하도록 역Carnot사이클을 겸하여 작동할 수 있도록 하였다. 이 복합NEHS시스템의 회로도 구성은 그림 46(a)와 같게 하였고, 제작된 NEHS시스템의 모습은 그림 46(b)와 같다.

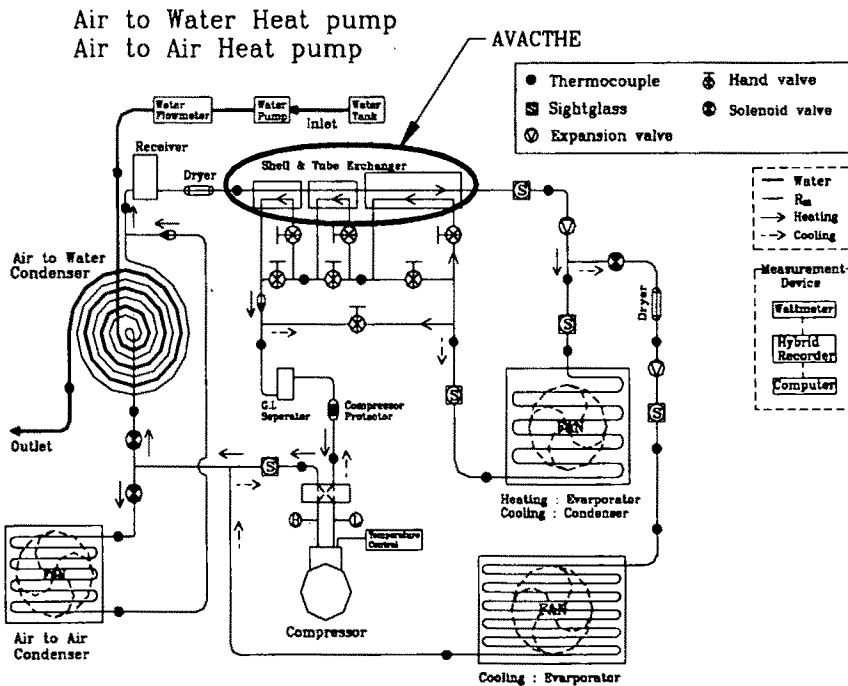


Fig. 46(a) Heat pump system and experimental apparatus

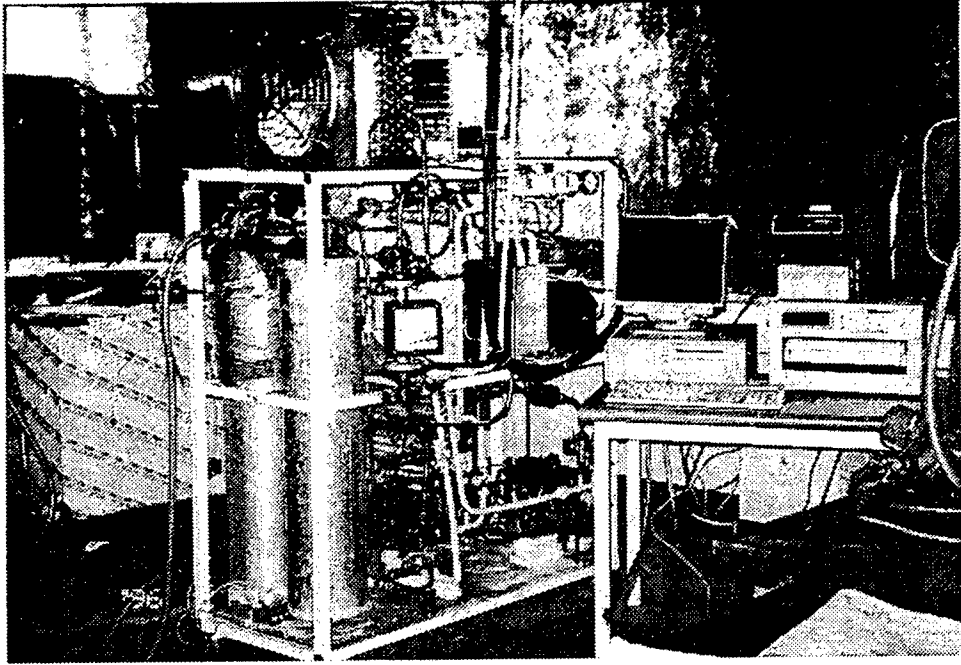


Fig. 46(b) Photo of hybrid heat pump system and experimental apparatus

## 2. 잠열축열 시스템

그림 47 (a), (b)에서 보여주고 있는 잠열축열조는 제 III장, 3절에서 개발한 잠열축열조를 실용화 규모로 수정하여 설계, 제작한 것이다.

$1000\text{kg} \times 25\text{kcal/kg} = 25000\text{kcal}$   
 $6\text{unit} \times 157\text{kg} = 942\text{kg}$  (PCM 0.942ton)  
 $6 \times 18 = 108\text{bags}$

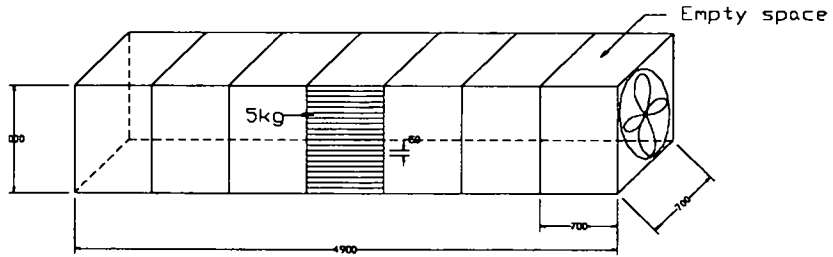


Fig. 47(a) PCM storage system

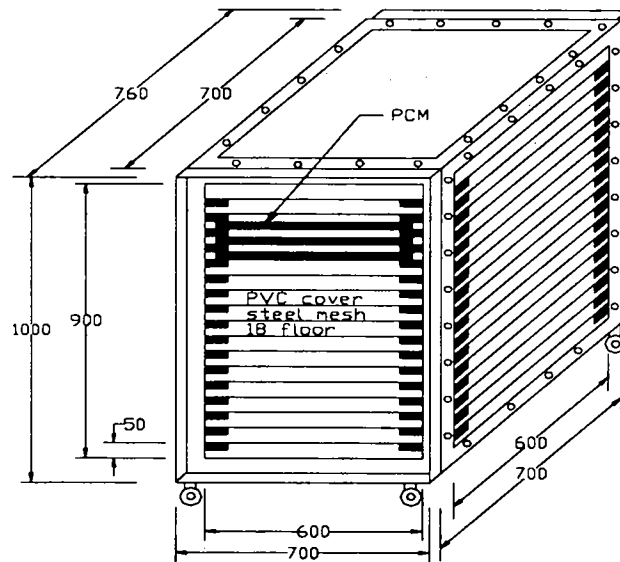


Fig. 47(b) PCM storage unit



잉여 태양에너지와 Heat pump에서 공급하는 열에너지를 저장했다가 난방에너지 부족시에 사용하기 위하여 greenhouse내에 설치한 PCM storage system의 상세도는 그림 24(a), (b)와 같다. 이 시스템은 6개의 PCM storage carts와 1개의 cart는 송풍 space로 이용하였으며, 각각의 PCM storage carts는 그림 47(b)와 같이 18층으로 되어 있으며 각층마다  $560^{\text{mm}} \times 560^{\text{mm}} \times 20^{\text{mm}}$ 로 된 PCM bag를 넣어 잠열축열 매체 역할을 하도록 하였다.

### 3. 그린하우스 - 히트펌프 - 잠열축열 시스템의 실험장치 및 방법

#### 가. 실험장치

그린하우스 효과(Greenhouse effect)를 이용하여 집열된 온실내 잉여 태양에너지를 축열용량(35~40 Kcal/Kg)이 큰 PCM에 축열하여 그 에너지를 태양강도가 충분하지 못한 경우에 그린하우스 난방에 사용하고, 태양에너지의 절대량이 부족한 경우에는 히트펌프로 난방열을 공급할 수 있도록 하기위하여 그림 48과 같은 그린하우스 난방 시스템과 실험장치를 구성하였으며, 그 상세한 치수는 표 14과 같다.

그림 48에서 보는 바와 같이 그린하우스 내·외기온과 PCM축열조내 온도변화 그리고 토양온도를 측정하기 위하여 26개의 thermocouples을 설치하여 hybrid recorder에 기록되도록 하였으며, 1개의 온습도계를 설치하여 실내 습공기의 enthalpy를 분석할 수 있게 하였다.

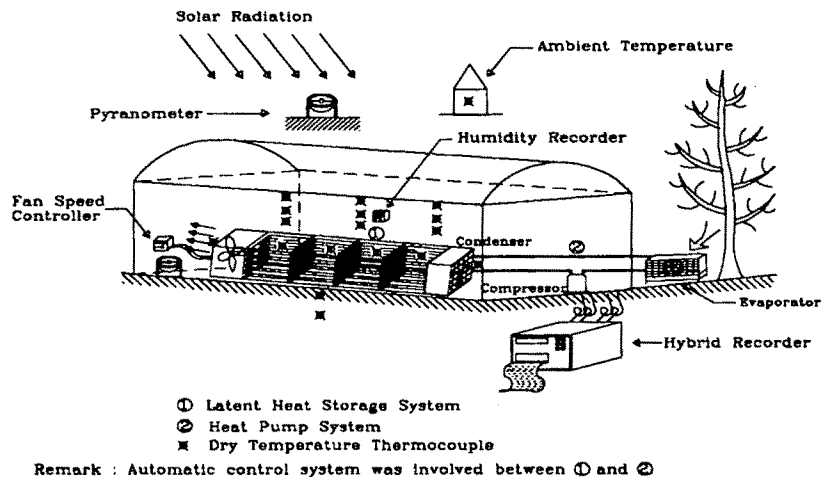


Fig. 48. Greenhouse heating system and the experimental equipment

Table 14. Dimensions of greenhouse heating system and the thermal properties.

Main parts	Dimension	Material	thermal properties
① Greenhouse	Width × Length × Height = 7m × 14m × 3.4m	- Vinyl film - Steel pipe	$\frac{A_g}{A_{wall}} = 0.65$ Where $A_{wall}$ : greenhouse cover area $A_g$ : ground area
② Heat Pump	3Ps (air to air)	$R_{22}$	- COP = 2 ~ 4.5 - Heated air Temperature = 35 ~ 50°C
③ PCM storage system	- PCM storage cart: Width × Depth × Height = 700mm × 700mm × 900mm - Total carts : 4EA - PCM mass : 68EA × 12Kg/bag = 816Kg	- Al + polyethylene film - Stainless - $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$	- Latent heat = 38.5Kcal/Kg - Phase change Temperature = 18 ~ 22°C

또한 그린하우스 안과밖에 1개씩 2개의 pyranometers를 설치하여 그린하우스 내외의 태양강도를 측정하였으며, 그린하우스 커버의 태양열 무과율을 분석할 수 있도록 하였고, 토양온도를 측정하여 지중 축열량을 분석할 수 있도록 하였다.

나. 실험 방법

Table 15. Combination of four type of greenhouse heating systems composed of 3 main parts and the measuring items.

Greenhouse heating models Measuring items	Solar Greenhouse	Solar Greenhouse - PCM heat Storage System	Solar Greenhouse-Heat Pump system	Solar Greenhouse - PCM heat storage-Heat Pump System
① Ambient Temp.	⊙	⊙	⊙	⊙
② Air Temp. in the Greenhouse	⊙	⊙	⊙	⊙
③ Air Humidity in the Greenhouse	⊙	⊙	⊙	⊙
④ Floor Temp. in the Greenhouse	⊙	⊙	⊙	⊙
⑤ Solar Flux	⊙	⊙	⊙	⊙
⑥ Inlet and Outlet temp. of PCM heat Storage System	×	⊙	×	⊙
⑦ Inlet and Outlet Temp. of Heat Pump Condenser	×	×	⊙	⊙
⑧ Air Flow Rate of Heat Pump Condenser and the PCM Storage system	×	⊙	⊙	⊙
⑨ Power Consumption of Heat Pump	×	×	⊙	⊙
⑩ Data Acquisition Interval(min)	30	30	30	30

※ ⊙표는 실험수행의 경우  
 ×표는 실험을 수행하지 않은 경우

실험장치 구성에서 보여준 바와 같이 본 연구의 그린하우스 난방 시스템은 3개의 주요 단위요소로 구성되어 있으며, 이들 3개의 단위요소는 4개의 시스템으로 조합된다.

이와 같이 구성되는 4가지 형태의 그린하우스 난방 시스템의 난방 성능특성을 실험하기 위하여 표 15와 같이 시스템별 측정항목을 조합하여, 1997년 1월 15일에서 3월 25일까지 충청북도 청주지방에서 실험을 수행하였다.

이 실험기간 중 외기온은  $-12^{\circ}\text{C}$ 에서  $15^{\circ}\text{C}$ 이었기 때문에 주위 공기온도의 인위적 조절없이 그린하우스 난방실험을 수행할 수 있었다.

#### 4. 결과 및 고찰

##### 가. 히트펌프 성능분석

그린하우스난방에 사용된 히트펌프의 성능계수, COP는 그림 49와 같이 실험적으로 분석할 수 있었다.

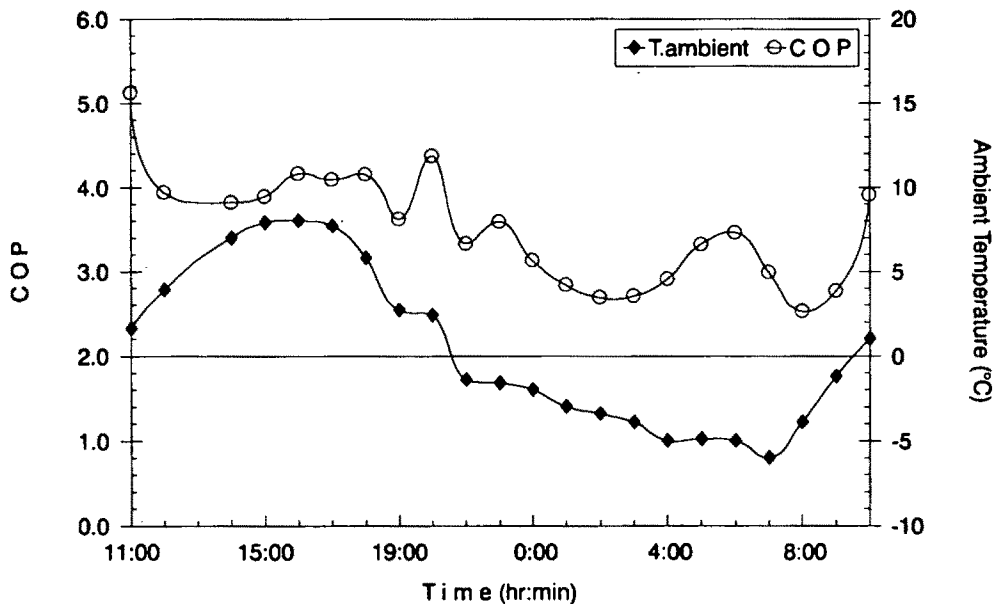


Fig. 49. COP of the heat pump with ambient temperature.

그림 49에서 보는 바와 같이 외기온이 0℃이상인 경우에는 COP가 4.0수준이었고 외기온이 0℃이하인 경우에는 COP가 3.0수준으로 열원인 외기온에 영향을 크게 받고 있음을 쉽게 알 수 있다.

#### 나. 가열시스템없는 그린하우스 내 열흐름 특성 분석

그림 50은 가열시스템없는 그린하우스로 태양복사열만을 받아서 실온을 유지하는 경우의 열흐름 특성을 나타내고 있다. 이 그림에서 보는 바와 같이 외기온이 -6℃ ~ 3℃범위로 변하고 있을 때 태양복사열에 의하여 그린하우스 실온은 0℃ ~ 21℃로 변하고 있음을 보여주었다. 외기온이 가장 낮은 06 ~ 07시 사이에 실온이 0℃로 외기온과 실온차는 4℃ ~ 6℃를 유지하였고 태양강도와 외기온이 높은 주간에는 실온이 10℃ ~ 21℃로 외기온과 실온차는 8℃ ~ 18℃를 유지하였다 ( 5-1식 참고).

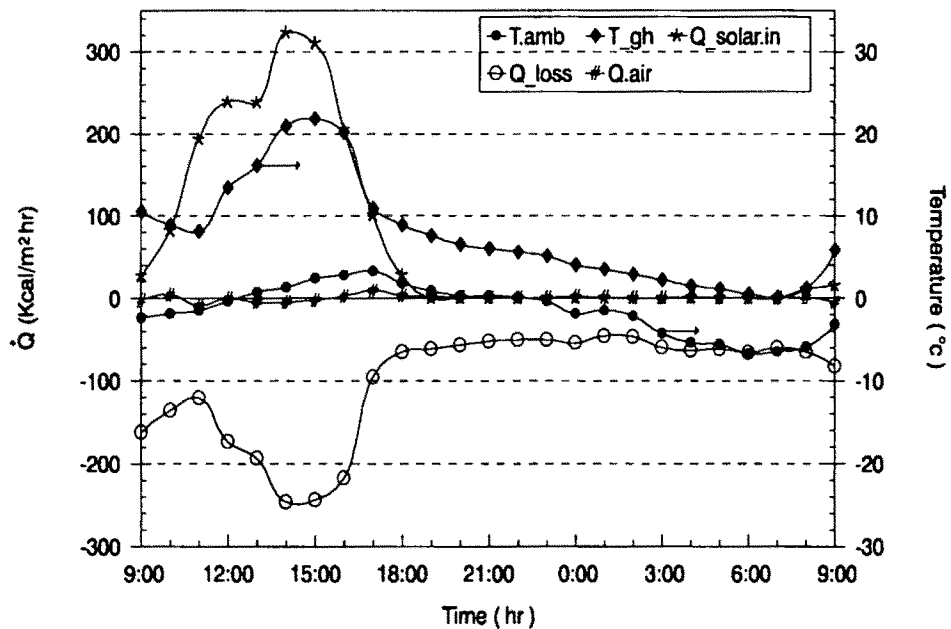


Fig 50. The characteristics of The thermal energy flow and temperature variation in the greenhouse without heating system with the legal time

#### 다. 그린하우스 - PCM 시스템에서의 열흐름특성분석

그림 51은 그린하우스내에 잉여태양에너지를 저장할 수 있는 잠열축열 시스템을 설치한 경우의 열흐름특성과 외기온이  $-8^{\circ}\text{C} \sim -7^{\circ}\text{C}$ 인 05 ~ 07시 사이에 외기온과 실온차이는  $7^{\circ}\text{C} \sim 8^{\circ}\text{C}$ 를 보였고, 외기온과 태양강도가 높은 주간에는 외기온이  $0^{\circ}\text{C} \sim 8^{\circ}\text{C}$ 를 나타내고 있으며, 이때 외기온과 실온차이는  $8^{\circ}\text{C} \sim 18^{\circ}\text{C}$ 를 유지하였다. PCM내의 최대축열량은 태양강도가  $380\text{Kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$ 일때  $100\text{Kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$ 였으며, 토양내 축열량도  $110\text{Kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$ 로 PCM내 축열량과 토양내 축열량은 거의 같은 수준이었다. 그리고 그린하우스 손실열량은 주간에  $100 \sim 280\text{Kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$ 이었으며, 야간에는  $80 \sim 90\text{Kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$ 로 주간의 열손실은 야간의 열손실보다 1.25~3.0배 더 크게 나타내었다 (식 5-1 참조).

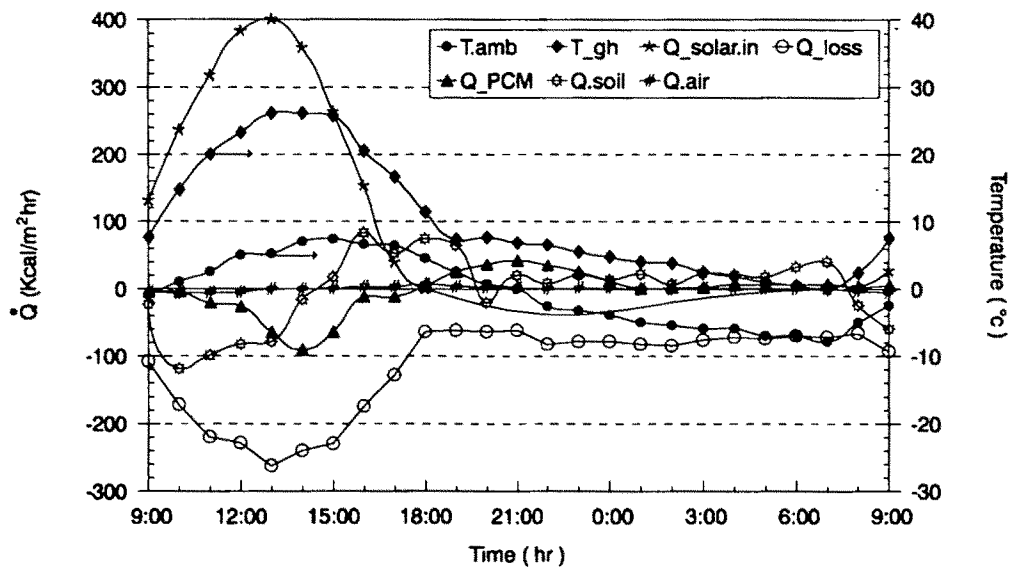


Fig 51. Heat flow and temperature variation in the greenhouse installed with PCM storage unit with legal time.

라. 그린하우스 - 히트펌프 시스템에서의 열흐름 특성 분석

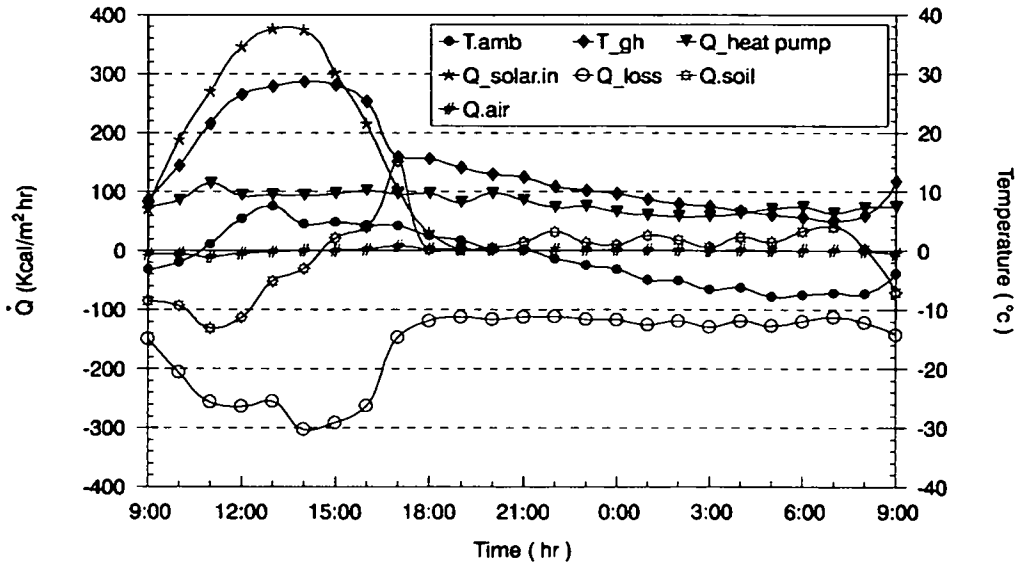


Fig 52. Heat flow and temperature variation in the greenhouse installed with air to air type heat pump with legaltime

그림 52는 그린하우스내에 히트펌프를 설치한 경우의 열흐름 특성과 실온변화를 보여주고 있다. 이 그림에서 보는 바와 같이 외기온이  $-8^{\circ}\text{C} \sim -7^{\circ}\text{C}$ 로 최저를 나타내고 있는 05~07시 사이에 실온과 외기온차는  $13^{\circ}\text{C}$ 를 보였으며, 이는 그린하우스 - 잠열축열 시스템에서 보다  $5^{\circ}\text{C} \sim 6^{\circ}\text{C}$  높은 수준이었다. 히트펌프는  $80\text{Kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \sim 100\text{Kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$ 의 열량을 공급하고 있었으며, 온실의 손실량은  $100\text{Kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \sim 300\text{Kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$ 이었다 (식 5-1 참고).

마. 그린하우스-PCM-열펌프 시스템에서의 열흐름 특성분석

그림 53는 잠열 축열조와 열펌프가 설치된 그린하우스 내에 공급되고 있는 열이 축열매체에 저장되고 있는 열과 그린하우스로부터 손실되고 있는 열흐름을 나타내고 있으며, 외기온도 변화를 보여주고 있으며, 이 결과는 실험적분석과 (5-1)식에 의한 이론적분석에 의한 결과이다. 동시에 이들 열에너지 흐름과 외

기온에 의하여 결과된 그린하우스 난방온도 변화를 나타내고 있다.

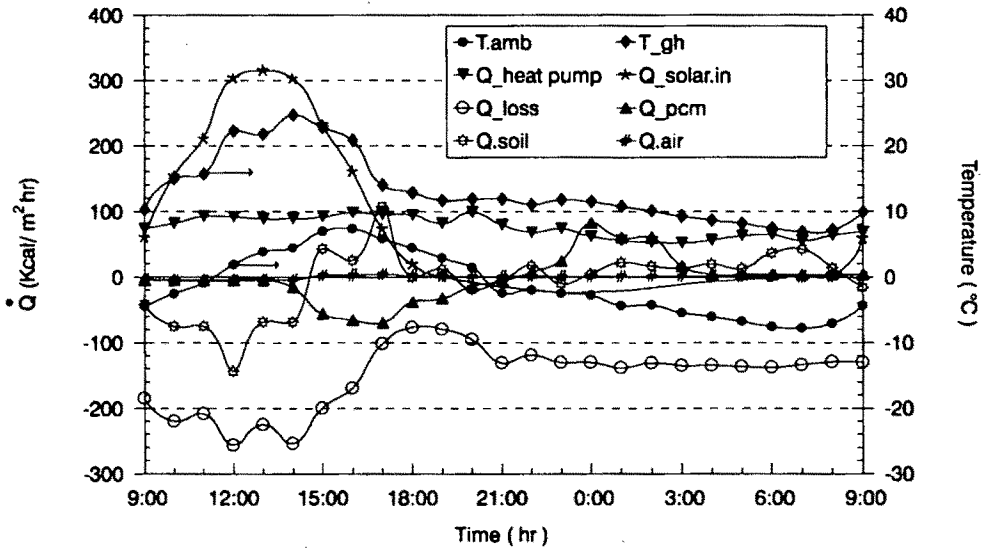


Fig. 53. Characteristics of the thermal energy flow in the greenhouse - PCM - Heat pump system with the legal time and the variation of the inside and outside air temperature of the greenhouse.

50~310 Kcal/ hr · m<sup>2</sup>의 태양열이 9시간 동안 그린하우스 내에 공급되었고, 60~100 Kcal/hr · m<sup>2</sup>의 열이 히트펌프에 의하여 24시간 동안 계속해서 그린하우스 내에 공급되었다.

이 공급되는 열에너지 중 주간에는 80~140 Kcal/hr · m<sup>2</sup>의 열이 토양과 PCM, 그리고 공기 중에 저장되고 있었으며, 200~240 Kcal/hr · m<sup>2</sup>가 그린하우스 밖으로 손실되고 있었다.

야간에는 열펌프에서 60~70 Kcal/hr · m<sup>2</sup>의 열에너지가 방출되어 그린하우스 난방열원으로 활용되고 있었다.

그리고 130~140Kcal/hr · m<sup>2</sup>의 열에너지가 그린하우스 밖으로 손실되고 있음으로서 야간보다 주간 열손실이 70~100Kcal/hr · m<sup>2</sup> 더 크게 나타났고, 이때 외기온은 주간에 -4~8℃였으며 야간에는 0~-8℃이었다. 이와 같이 그린하우스 내부로 공급되는 열원에 힘입어 낮은 외기온을 이기고 그린하우스 내부 공기온도는 주간에는 14~25℃로 유지되었으며, 야간에는 7~14℃로 보온되는 결과를



얻을 수 있었다.

이상의 실험 분석 결과로 주간인 그린하우스의 열손실이 야간의 열손실 보다 2~3배 크게 나타남을 알 수 있었으며, 이 결과는 가능한 한 주간인 잉여 에너지를 많이 축열하므로써 주간인 열손실을 줄이는 것은 물론이고, 저장열을 야간에 난방열로 많이 사용할 수 있는 2중 효과를 얻을 수 있음을 시사해 주었다.

이상과 같은 에너지 분석결과 잠열축열과 히트펌프 시스템의 난방효과에 의하여 야간(19시~7시)에 60~80%의 에너지 절감효과를 얻었음을 확인할 수 있었으며, 열에너지 절약 수준에 비례하여 농업환경 보존에도 크게 기여할 것으로 판단되었다.

#### 바. 그린하우스 - PCM - 히트펌프 시스템에서의 전(全)열전달 특성 분석

그림 54는 잠열축열조와 히트펌프시스템이 그린하우스내에 축열 및 가열시스템으로 설치된 경우의 누적 열흐름 특성과 실온변화를 나타내고 있다.

그림 54에 나타내고 있는 전(全)열전달은 식(5-1-1)~식(5-1-8)을 시간으로 적분하여 분석한 결과이며, 이 그림에서 보는 바와 같이 그린하우스에 공급된 태양에너지는 주간 9시간동안  $1,900\text{Kcal}/\text{m}^2$ 이었으며, 히트펌프에 의하여 공급된 열량도 태양에너지와 거의 같은  $1,900\text{Kcal}/\text{m}^2$ 으로 나타났다.

토양에 저장된 열량은  $500\text{Kcal}/\text{m}^2$  정도이고, 16시까지 축열되었으며 그후 방열되기 시작하여 다음날 아침 6시에 모두 소진되었다. PCM에 저장된 열량은 그후 방열되기 시작하여 다음날 아침 9시까지 유지되었다.

그린하우스 전열손실량은 주간에  $2000\text{Kcal}/\text{m}^2$ , 야간에  $1,800\text{Kcal}/\text{m}^2$ 으로 주야간합해서  $3,800\text{Kcal}/\text{m}^2$ 의 열손실량을 보이고 있다.

이상과 같은 열흐름의 결과로 나타난 실온은  $7^{\circ}\text{C}$ ~ $25^{\circ}\text{C}$ 의 변화를 보였으며, 최저외기온을 나타내고 있는 07시에 실온은  $7^{\circ}\text{C}$ 로 실온과 외기온차는  $15^{\circ}\text{C}$ 를 보였다.

이상과 같은 결과는 주간인 열손실을 감소시키는 방법을 연구하고, 축열시스템을 개발하는 것이 에너지 절약방법임을 시사하고 있다.

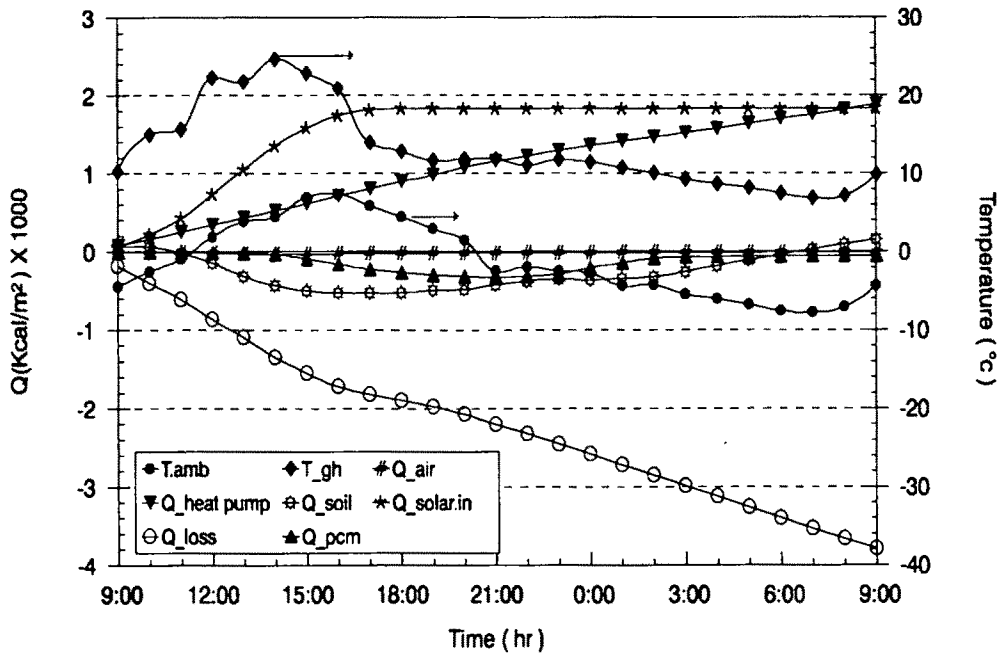
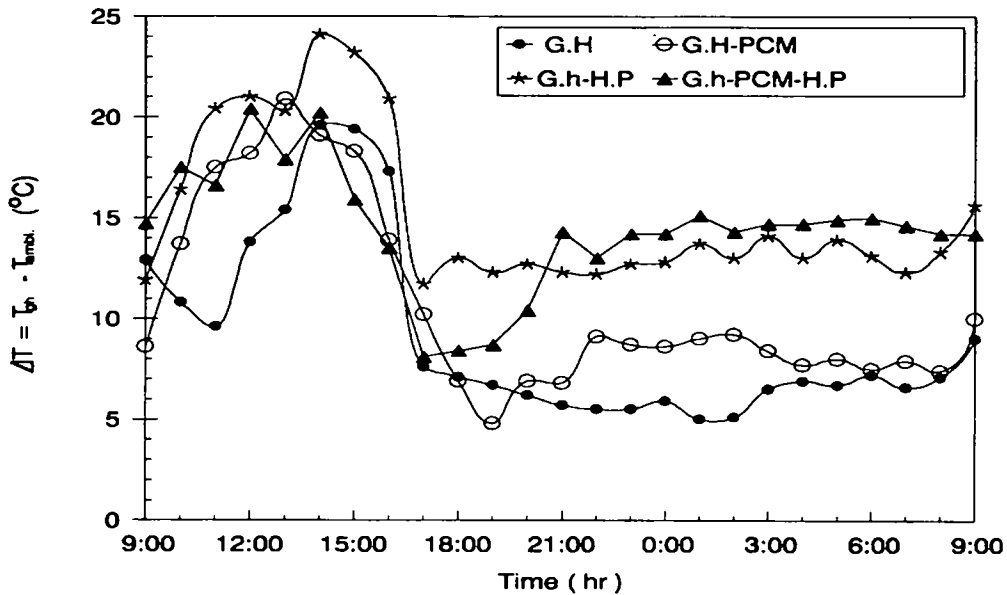


Fig 54. Characteristics of accumulated heat transfer and temperature variation in the greenhouse - PCM - heat pump system with legal time

#### 사. 외기온을 기준으로 한 그린하우스 난방효과

본 연구에서 그린하우스 난방시스템의 난방효과를 외기온을 기준으로 한 그린하우스의 실온과 외기온과의 차로 나타내는 한편 그린하우스 설정실온을 기준으로 한 실온과 설정온도와의 차로 그린하우스 난방효과를 분석하였다.

그림 55에서는 외기온을 기준으로 4가지 형태의 온실난방 시스템의 그린하우스 난방 효과를 분석한 결과를 나타내고 있다.



Air Temperature inside the greenhouse - Ambient air temperature

- ※ T.gh : Greenhouse air temperature, ※ T.ambi : Ambient air temperature
- ※ G.H : Only greenhouse, ※ G.H-PCM : Greenhouse-PCM heat storage system
- ※ G.H-H.P : Greenhouse-Heat Pump system
- ※ G.H-PCM-H.P : Greenhouse-PCM heat storage system-Heat Pump system

Fig. 55. Greenhouse heating effect on the basis of the ambient air temperature

이 그림에서 보는 바와 같이 주간에는 4가지 형태의 온실난방 시스템(단일 그린하우스 시스템, 그린하우스 - PCM축열시스템, 그린하우스- 히트펌프시스템 그리고 그린하우스 - PCM - 히트펌프시스템)모두에서 난방효과가 좋았으나, 주간에서 야간으로 전환되는 시간인 17시에서 21시 사이 4시간 동안에는 난방효과가 그린하우스 - 히트펌프 시스템을 제외한 3가지 난방모델에서는 5~8°C로 대단히 낮게 나타났다.

그러나 21시후 다음날 아침 9시까지의 그린하우스-히트펌프 시스템에서는 난방효과가 12~15°C로 비교적 높은 편이었으나, 그린하우스 난방을 저장열에서 나오는 방열에만 의존하고 있는 그린하우스 - PCM 시스템과 열원이 전혀 없는

단일 그린하우스의 난방효과는 상대적으로 낮게 나타났다.

이 분석결과로 보아 가능한 한 PCM축열용량을 늘리고 히트펌프의 용량과 성능 계수인 COP를 증진하여야 야간의 그린하우스 난방 효과가 상승될 것으로 판단되지만 열공급과 열 저장시스템을 조화있게 하는 적정 규모를 결정하는 것이 대단히 중요할 것으로 판단되었다.

#### 아. 그린하우스 설정실온을 기준으로 한 그린하우스 난방효과

그림 56은 그린하우스 설정온도, 7℃를 기준으로 4가지 형태의 그린하우스 난방시스템에 대한 난방효과를 분석한 결과이며, 이 난방효과는 그린하우스 내 공기온도와 설정온도와의 차로 나타내었다.

이 그림에서 보는 바와 같이 주간에는 4개의 시스템 모두에서 난방효과가 설정온도 7℃보다 2~21℃ 높게 나타났으나, 주간에서 야간으로 넘어가는 전환기에는 급격히 난방효과가 하강하는 현상을 보였다.

오전 10시부터 저녁 21시까지는 그린하우스 - PCM - 열펌프로 구성된 난방시스템이

그린하우스 - 열펌프로 구성된 난방시스템보다 난방효과가 낮았으나, 21시 이후부터는

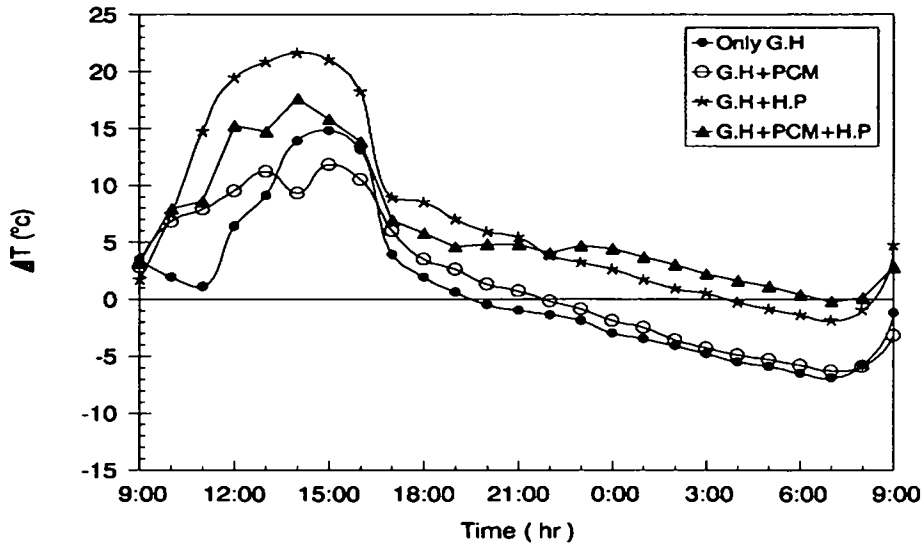
그린하우스 - PCM - 열펌프로 구성된 시스템이 그린하우스 - 열펌프 시스템보다 난방효과가 높게 나타났다.

주간에는 태양에너지와 열펌프에서 공급되는 열에너지가 PCM열저장조에 축열되기 때문에 낮게 나타났고, 주간에서 야간으로 전환되는 시간인 18시에서 21시까지는 아직 PCM에 축열된 열이 방열되지 않은 상태이기 때문에 그린하우스 - PCM - 열펌프 시스템의 난방효과가 그린하우스 - 히트펌프 시스템의 경우보다 낮게 나타난 것으로 판단되었다.

이 그림에서 보는 바와 같이 단일 그린하우스 시스템과 그린하우스 - PCM 축열시스템 간의 난방효과 차이가 비교적 적게 나타난 것으로 보아 이 경우 PCM축열조가 난방효과에 준 영향은 적었으나, 그린하우스 - 히트펌프 시스템과 그린하우스 - PCM - 히트펌프 시스템간의 난방효과 차이가 비교적 크게 나타난 것은 열원이 풍부한 경우에만 PCM축열조가 난방효과에 큰 영향을 준다는 사실을 분명히 나타낸 것이라 하겠다.

이와 같은 결과로 보아 열원규모와 PCM축열조 규모간의 관계를 수식화하고 이에 준하여 PCM축열조 규모를 적절히 결정하여야 할 것으로 판단되었다.

앞으로의 연구에서는 열원규모와 축열조 규모간의 관계에 관한 이론 및 실험적 분석이 심도있게 이루어져야 할 것으로 판단되었다.



G.H, Heating Effect on the basis of greenhouse setting temperature of 7 °C  
 ( T = Air temperature inside the greenhouse - Setting temperature of 7°C)

Fig. 56. Greenhouse heating effect on the basis of the greenhouse setting air temperature

자. 그린하우스 난방시스템의 자연에너지 의존율 분석

그린하우스 난방에너지의 절감율은 난방부하의 자연에너지(태양에너지)의존율과 같으며, 다시말하면 그린하우스 난방부하에 대한 흡수, 저장, 이용된 태양에너지와 열펌프에서 순수하게 얻은 자연에너지의 비로 계산할 수 있으며, 수식으로 표시하면 다음과 같다.

$$\text{에너지절감율} = \frac{\text{흡수, 저장, 이용된 태양에너지} + \text{열펌프에서 순수하게 얻은 열량}}{\text{그린하우스 난방부하 (설정온도 7°C 기준)}}$$

$$E.S.R = \frac{E_{soil}^{solar} + E_{PCM}^{solar} + E_{air}^{solar} + E_{crop}^{solar} + EPC(COP-1)}{G.H.L} \text{ -----(3)}$$

여기서:

E.S.R = Thermal energy saving rate

$E_{soil}^{solar}$  = Solar energy stored in soil

$E_{PCM}^{solar}$  = Solar energy stored in the PCM latent heat storage system

$E_{air}^{solar}$  = Solar energy stored in the air in greenhouse

$E_{crop}^{solar}$  = Solar energy stored in the crops

EPS = Electric power consumption of heat pump system

G.H.L = Greenhouse heating load

COP = Coefficient of performance of heat pump

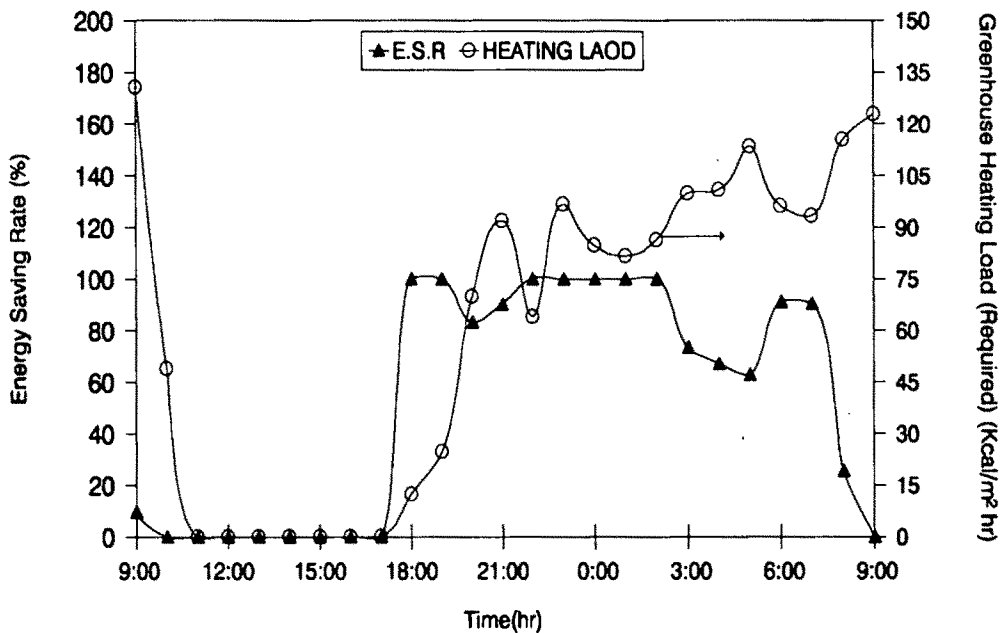


Fig. 57. Energy saving rate with legal time in the greenhouse - PCM - heat pump system in the night and sunny day

실험과 이론분석에 의하여 (5-3)식 우측 각 항을 구하여 대입하고, 그린하우스 설정온도 7℃를 기준으로 그린하우스 난방부하(G.H.L)을 분석하므로써 그림 57과 같이 시간에 따른 난방부하의 변화추이와 본 연구에서 구성한 그린하우스 난방시스템(그린하우스 - PCM - 열펌프 시스템)의 자연에너지 의존율을 분석할

수 있었다.

이 그림에서 보는 바와 같이 쾌청한 낮의 난방부하는 거의 없었으며, 일몰 후부터 증가하여 새벽 5~9시 사이에 가장 큰 값을 보였다.

난방시스템의 절감율도 주간에는 난방부하가 대단히 적었기 때문에 난방에너지를 공급할 필요가 없게 되어 에너지절감율을 고려 할 필요가 없었으나, 일몰 후부터는 주간에 저장되었던 태양에너지가 자연스럽게 공급되기 때문에 에너지 절감율이 60~80%로 증가하였으며, 열펌프작동과 난방부하의 증감에 따라 25~60%를 한계로 증가, 감소현상을 보였으나, 새벽 8~9시 사이에 25~40%로 가장 낮게 나타났다.

이와 같이 에너지절감율의 기복을 없애기 위하여 PCM저장시스템과 열펌프시스템을 조화있게 연계하여 작동할 수 있도록 자동제어시스템을 고안, 설치하여야 할 것으로 사료된다.

#### 5. 그린하우스-히트펌프-잠열축열 시스템의 온실난방효과에 관한 요약 및 결론

겨울철 그린하우스 난방의 화석에너지 의존도를 줄이고, 그 대신 자연에너지 이용률을 높이기 위하여 그린하우스, PCM축열조, 그리고 히트펌프를 그린하우스 난방시스템의 3개 단위요소로 하고, 이들 3요소를 조합하여 4개 모델(단일 그린하우스, 그린하우스 - PCM시스템, 그린하우스 - 히트펌프 시스템, 그린하우스 - PCM - 히트펌프 시스템)의 난방 시스템을 구성하여 단계별로 실험 분석한 결과, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 가. 본 연구에서 구성한 히트펌프의 성능, COP는 외기온의 0℃이상에서 4.0이었고, 0℃이하에서는 3.0이었다.
- 나. 4단계 난방 시스템 모두에서 주간의 열손실이 야간의 열손실보다 2~3배 더 큰 것으로 분석되었으며,
- 다. 그린하우스 설정온도, 7℃를 기준으로 한 난방 효과는 주간에는 5~21℃, 야간에는 -7~8℃로서 그린하우스-PCM-히트펌프 시스템만이 설정온도 이상의 난방 효과를 보였고,
- 라. PCM축열조 규모와 공급 열원 규모가 적정한 그린하우스-PCM-히트펌프 시스템의 난방 효과 가 가장 높게 나타났다.
- 마. 그린하우스 - PCM - 히트펌프로 된 그린하우스 난방시스템의 에너지 절감효과는 60~80%있었다.

## 제 VI 장. 결론

화석에너지로 온실을 난방하므로써 발생하는 농산물 생산비 상승과 환경오염 문제를 동시에 해결하기 위하여 자연에너지를 온실난방에 최대한으로 이용할수 있는 태양에너지 잠열축열시스템과 대기중에 잠재되어 있는 저온열에너지를 열원으로 하는 열펌프를 개발하고 그 성능특성을 분석하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 30개 지역의 겨울철 외기온  $-7\sim-9^{\circ}\text{C}$ 이하의 일수를 분석하여 동일선지도를 만들므로써 온실난방 시스템 설계의 기초자료를 확보하였다.
2. 물 - 물 히트펌프를 구성, 제작하여 실험하므로써 성능계수,  $\text{COP} = 2.5\sim 4.4$ 를 얻을 수 있었다.
3. 그린하우스내 잉여태양에너지와 히트펌프에서 공급되는 열을 저장하기위한 잠열축열재(  $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$ )를 선택하여 물성을 안정시켰으며, 그린하우스 난방에 알맞게 상변화 온도를 하향조절하는 기법을 개발하였다.
4. 잠열재를 축열매체로 하는 지하잠열축열조를 개발하여 온실내에 설치하였으며, 외기온  $-6^{\circ}\text{C}$ 에서 축열조가 없는 온실에서 보다  $7\sim 9^{\circ}\text{C}$  더 높게 실온을 유지하는 온실난방효과를 얻었다.
5. 온실난방용 히트펌프(NEHS)개발을 위한 이론을 정립하여 중요요소의 규모 결정에 활용할 수 있도록 하였다.
6. 히트펌프는 '공기 - 공기'와 '공기 - 물'의 두 가지 기능을 갖도록 구성·제작하였으며, 이 회로내에 AVACTHE를 고안·제작 설치하여 외기온이  $-5^{\circ}\text{C}$ 이하에서도 히트펌프가 원활하게 작동할 수 있도록 하였으며, 성능계수(COP)를  $3.5\sim 4.3$ 까지 제고할 수 있었다.



현재 국내·외 기술 수준은 COP가 3.5정도인 것으로 보고되고있다.

7. Greenhouse - PCM - Heat pump(히트펌프)시스템의 열평형에 대한 이론식을 정립하므로써 난방되고 있는 greenhouse시스템에서의 열흐름 특성을 분석할 수 있었으며, 효율적인 온실난방의 체계확립에 기여할 수 있었다.
8. Greenhouse, PCM축열조와 Heat pump의 3개 단위요소를 조합하여 4개의 모델(단일green-house, greenhouse - PCM, greenhouse - heat pump, greenhouse - PCM - heat pump)을 구성하여 단계별로 실험분석한 결과
  - 4단계 난방시스템 모두에서 주간의 열손실이 야간의 열손실 보다 2~3배 더 크게 나타났고,
  - Greenhouse - PCM - Heat pump(히트펌프)시스템은 외기온이 -7~-8℃에서 12~15℃의 난방효과를 얻을 수 있었다.
9. Greenhouse - PCM - Heat pump모델의 온실 난방시스템의 에너지 절감효과는 60~80%이었다.
10. 본 연구에서 개발한 HEHS 온실난방 시스템은 에너지 차원에서나 열에너지 가격차원 모두 경제성이 있는 것으로 분석되었다.

## 참고문헌

1. 송헌갑, 유영선. 1994. 온실난방을 위한 태양열-지하잠열축열 시스템 개발. 한국농업기계학회지 19(3).
2. 송헌갑, 유영선. 1996. 그린하우스 열환경조절을 위한 파라핀계 화합물의 잠열축열특성. 한국농업기계학회지 21(1).
3. Kaygusuz K., T. Ayhan. 1991. Solar-Assisted Heat Pump Systems and Energy Storage. Solar Energy 47(5) : 383~391.
4. Huang B. K., M. Toksoy. 1986. Transient Response of Latent Heat Storage in Greenhouse Solar System. Solar Energy 37(4) : 270~292.
5. Sushid K., James Y. 1984. Thermal Performance of A Direct Expansion Solar Assisted Heat Pump. Solar Energy 33(2) : 155~162.
6. 吉岡勉 등. 1996. 地中蓄熱型 ソーラ-温室に 關ある研究 (續報) 日本太陽 エネルギ- 22(6) : 58~66.
7. 김 용찬, "물 대 물 열펌프의 정상 상태 성능 시뮬레이션", 1986
8. 김민수, "혼합냉매의 열역학적 물성치 및 열펌프에의 응용", 서울대학교, 1991
9. 日本熱物性學會 編, "熱物性ヘント"フ"シク", 養賢堂, 1990
10. 古在. 豊樹, "施設園藝 におけるヒートホ'ソフ' 利用の 現状と浮求", Refrigeration Vol. 59. No. 683, 1984
11. G. F. Hewitt, "Process Heat Transfer", CRC Press, 199432. Kay. H. Zimmerman, "Heat Pump, Prospects in Heat Pump Technology and Marketing", Lewis publishers. INC., 1987
12. T. Kozai, "Thermal performance of a Solar Greenhouse With in An Underground Heat Storage System", : proceedings of the Inter.Symposium, 1985
13. 田中後六 著, 위용호 석편 "太陽熱 冷暖房 시스템", 世進社
14. G.S. Damasceno, P.A. Douanski, S.Rooke, "Refrigerant charge effects on Heat pump performance", ASHRAE Transactions: Reseach
15. J Pannock, R. Rader maher, "Eualiation of R-134a and R-152A as worleng Geuids in a damestic Regsigesator/Freezer", ASHRAE Transactions No-94-20-2 : Symposia
16. 원성필, "혼합냉매의 열펌프 성능분석", 서울대학교, 1990

17. 류택용, "열펌프 시스템에서 각종 설계 인자들에 따른 압축기 용량의 최적 설계에 관한 연구", 1988
18. 열교환기 핸드북, 대광서림
19. Gordon, S. and McBride, B.J., (1971), "Computer program for calculation of complex chemical Equilibrium compositions, Rocket performance, Incident and Reflected shocks, and Chapman-Jouguet Detonations, NASA Lewis Research center, NASA
20. Cooper, W.D, "The use of Non-Azeotropic Refrigerant Mixtures in Heat Pumps for Energy Saving", Int. J. of Refrig., Vol2, No.1, 1979
21. Nomura, H:, "Application of Nonazeotropic Refrigerant Mixtures in Multi - zone Heat Pump Room Air conditioning with Hot water system", proceedings of XVIIth Int. Congr. of Refrig: E2, Purdue, 1986
22. Bayazitovlu Ozisik, "Element of Heat Transfer" Mc Graw-Hill. 희중당
23. Toyoki Kozai, "Thermal performance of an oil Engine Driven Heat Pump for Greenhouse Heating", J. agric. Engng. Res. 35, 1986
24. S.E.Sutphin "Heat pumps: Installation and Troubleshooting", The Fanm out press. Inc
25. 장기창, "열 펌프 성능 예측 시뮬레이션에 의한 최적 냉매 선정에 관한 연구", 1987
26. 林眞紀夫, "温室におけるヒートホ'ソフ' 利用", J. Agr. Met. 38(4)., 1989
27. 古在豊樹, "温室の日暖房負荷に関する測定と解析", J. Agr. Met. (農業氣象) 38(3)., 1982
28. Makio Hayashi, "Applications of a Heat Pump in Greenhouse Environmental Control (1) Heating System", J. Agr. Met. 38(4), 1983
29. Makio Hayashi, "Cooling Load of a Greenhouse", J. Agr. Met. 41(2), 1985
30. T. Kozai, "Thermal performance of a Solar Greenhouse With in An Underground Heat Storage System", : proceedings of the Inter. Symposium, 1985
31. 電氣書院 編集部 編, "ヒートホ'ソフ' 活用カ'イト" つ"シク", 1985
32. 電氣空調研究會, "ヒートホ'ソフ' 技術"
33. R. D. 히-프', "히트호'소프'"
34. 變田秋一, "産業用 히트호'소프'"
35. D. A. Reay, "히트호'소프'"
36. G. F. Hewitt, "Process Heat Transfer", CRC Press, 1994
37. Kay. H. Zimmerman, "Heat Pump, Prospects in Heat Pump Technology and

- Marketing", Lewis publishers. INC., 1987
38. Heat Pump Design, Analysis and Application, A. S. M. E., 1991
  39. Advances in heat Pumps, A. S. M. E., 1989
  40. N.Olsen, H.Carlsen, N.E.Andersen, "Finite Element Model for Vuilleumier Machine"
  41. S.Troxel, K.Den Braven, "The Use of Nonazeotropic Refrigerant Mixtures In Residential Heat Pump"
  42. K.E.Herold, "Performance Limits for Thermodynamics Cycles"
  43. V.C.Mei, "Heat Transfer of Buried Pipe for Heat Pump Application"
  44. L.W.Swanson, "Thermodynamics Optimization of Irreversible Power Cycles with Constant Exteral Reservoir Temperatures"
  45. H.Carsen, N.E.Andersen, "Simulation Model for the Design of Vuilleumier Machines"
  46. P.F.Monaghan, D.D.Finn,J.M.O'Reilly, "Development of Outdoor Test Facility for Wind Evaperator Heat Pumps"
  47. M.Najafi, W.J.Schaetzle, "Clathrate Heat Pumps Heating System"
  48. P.G.Lundqvist, "Stirling Cycle Heat Pump-An Optmization Study"
  49. J.J.Silvestri, R.P.Scaringe, J.A.Buckman, E.T.Mahefkey, J.E.Leland, "Thermal Response of Heat Pump Augmented Spacecraft Heat Rejection Systems"
  50. J.M.Dzenitis, T.W.Lovell, H.J.Richter, "Two-phase Flow Regime Transitation Under Microgravity Conditions"
  51. G.Chen, W.T.Beale, "System Design and Performance Predication of a Gas-fired Free-piston Stirling Engine/Magnetic Coupling/Compressor Assembly in a Residential Heat Pump"
  52. P.Majumdar, R.K.Sharma, "Heat Transfer in Phase Change Storage Materials"
  53. G.A.Nowakowski, "Application of Asset Center Manufacturing, Cost Estimating Approach in the Development of Gas Heat Pumps"
  54. Srinivas Katipamula, Dennis L.O'Neal, "Transient Dehumidification Charcteristics of Heat Pump in Cooling Mode"
  55. G.A.Nowakowski,T.D.Haubert, J.E.Lambert, ".Inexpensive Method for Performing Continuous Duty Cycle Testing of Engine-draven Gas Heat Pumps"
  56. Lianquan Liu, Dhanes Charoensupaya Zalmen Lavan, "A New Correlation of Adsorption Equilibrium"

57. D.Y.S. Lou, "Solidification Process in a Glauber Salt Mixture", pp.115~122.
58. George A. Lane, Ph.D., "Solar Heat Storage :Latent Heat Materials", Vol. I, pp. 7~8, 1983.