

온실난방을 위한 히트펌프의 성능에 관한 연구

A Study on the Greenhouse Heating Performance of Heat Pump System

윤 용 철* · 서 원 명* · 이 석 건**
Yoon, Yong Cheol · Suh, Won Myung · Lee, Suk Gun

Summary

This experiment was carried out to study on the effect of greenhouse heating by water-to-water heat pump system employing heating water tank(ground water) as the heat source.

Followings are the results obtained from this study ;

1. The heat amount absorbed from evaporator and the heat amount rejected from condenser were approximately 9,000~12,000kcal/h and 13,000~17,000kcal/h, respectively.
2. The heat efficiencies of evaporator and condenser used in this experiment were approximately 79% and 83%, respectively.
3. The maximum heating load estimated for the experimental greenhouse was about 18,000~25,000kcal/h, which was found to be about 28~32% higher than the heating capacity of the heat pump system adopted for this experiment.
4. The coefficients of performance(COP) for the heat pump and the total heat pump system were approximately 2.9~3.5 and 1.5~2.4, respectively.
5. The coefficient of performance(COP) calculated from the Mollier Diagram was about 3.2~3.4, which was reasonably close to the COP estimated on the basis of measured values.
6. The temperature of experimental greenhouse heated by the heat pump system could be maintained about 12~15°C higher than that of a control greenhouse.

I. 서 론

시설원예는 자본집약적이고 고도의 영농기술이 필요한 농업형태일 뿐만아니라 우리 농업 중에서 부가가치가 높고 대외 경쟁력이 큰 산업형 작물생산 체계로서 향후 잠재력과 수출 가능성이 매우 높은 농업이다. 따라서 정부에서는 1990년

대 초반부터 시설원예분야를 경쟁력 있고 자생력 있는 산업으로 육성하기 위하여 투자확대와 제도 개선을 추진하고 있다. 또한 최근 소득향상에 따른 식품소비의 고급화 및 다양화로 주곡소비는 감소하는 반면, 시설원예 작물소비는 급속히 증가하고 있는 실정이다. 특히 원예시설의 현대화로 시설이 대형화 및 자동화되면서 주년생산을

*경상대학교 농과대학
**경북대학교 농과대학

키워드 : 온실, 물-물 방식의 히트펌프, 난방

위한 년중재배체계가 도입되고 있다. 이에 따라 시설원에 재배면적과 시설채소의 연간 소비량도 지속적으로 증가하여 '96년말 현재 우리 나라 시설원에 재배면적과 1인당 연간 소비량은 각각 45,000ha와 54kg정도이다.³⁾ 이것은 '80년에 비해 각각 17% 및 20%정도 증가한 것이다. 그리고 우리 나라 농업 총 생산액중에서 시설원에 작물의 비중이 '90년의 26%에서 '95년에는 36%까지 증가하였다.

이상과 같이 원예시설의 용도는 농업용 시설물의 하나로 그 중요성이 점점 높아지고 있다. 따라서 최근 이 분야에 관한 연구가 활발히 진행되고 있는 실정이고, 이미 다수의 연구결과가 보고된 적이 있다.^{2,4~7)}

현대화 온실의 설치면적 증가와 년중재배체계의 도입은 상대적으로 난방면적을 증가시키는 요인이 된다. 즉 난방은 안정적인 작물생산과 고품질 및 다수확을 위해서 원예시설에 필수적이다. 실제 '92년 이후 시설원에 재배면적은 연간 약 11% 정도 증가하고 있으나, 난방면적은 연간 약 38%씩 급격히 증가하여 '96년말 현재 시설의 난방면적은 전체 재배면적의 20% 정도로 추정되고 있다. 또한 이들 난방면적 중 88% 이상이 온풍난방기를 사용하고 있으며, 온풍난방기의 보유대수는 '96년말 현재 약 50,000대 정도로 '92년 이후 연평균 40%씩 증가하고 있다.⁸⁾

그러나 최근 유가 상승으로 인하여 시설농업의 난방에너지 부담이 크게 증가되고 있다. 예를 들어 서부 경남지역에 있는 한 농협의 자료를 살펴보면, '96년 12월 1일과 '97년 3월 1일, '98년 1월의 유가는 각각 269원/ℓ, 281원/ℓ 및 501원/ℓ로 '95년 12월 1일(184원/ℓ)에 비해 각각 32%, 35% 및 172% 정도 오른 것을 알 수 있다. 현재 난방비 부담 때문에 재배를 포기하는 농가도 속출하고 있는 실정이다. 따라서 시설원에 농업을 대내·외적으로 경쟁력 있는 산업으로 육성하기 위해서는 무엇보다도 총 생산비의 30~50%를 차지하는 난방에너지 부담을 줄여야

한다. 또 시설원에 사용되는 난방연료의 대부분은 화석연료인 경유 혹은 중유(벙커 B, C)이기 때문에 배기가스에 의한 대기오염도 배제될 수 없는 문제다.

이상과 같은 문제 때문에 시설원예용 난방에너지 절감기술, 즉 보온력 향상, 난방기의 열효율 향상 등에 관한 연구가 국내·외적으로 꾸준히 수행되어 왔다.^{10~14)} 그리고 태양열, 지열, 폐열 및 지하수 등의 자연열을 이용한 대체에너지에 대한 연구결과도 다수 발표되었다.^{15~17)} 더욱이 선진외국에서는 공업용 및 산업용으로 주로 사용되고 있는 히트펌프를 이용한 온실의 냉·난방 및 제습효과에 대해 오래 전부터 연구되어 왔고,^{9,18~19)} 실제로 온실에 적용한 사례도 있다. 그러나 국내에서는 이러한 히트펌프를 이용한 온실의 난방효과에 대한 연구결과가 거의 없는 실정이며, 공업용 및 산업용 히트펌프의 보급도 미미한 실정이다.

따라서 본 연구는 지하수를 열원으로 하는 히트펌프를 제작하여, 온실의 난방효과에 대해 실험적으로 검토한 후, 온실 난방에 필요한 히트펌프의 기초적인 설계자료를 제시하는데 그 목적이 있다.

II. 실험장치 및 방법

1. 히트펌프 시스템의 설계

온실 난방실험에 이용된 히트펌프는 水-水방식으로 제작되었으며, 주요 구성 기기의 제원은 Table 1과 같다.

Table 1에서 증발기 및 응축기 열량, 전열면적 및 증발기의 순환유량은 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$Q = KA\Delta t \dots\dots\dots (1)$$

$$Q = GC(t_1 - t_2) \dots\dots\dots (2)$$

Table 1. Specification of heat pump system components

Items	Specifications	Remarks
Compressor	-Power : 5.5kW(7.5Hp) -Type : reciprocating	
Evaporator and Condenser	-Capacity : 5RT -Absorbed or rejected heat amount: 16,600kcal/h -Heat exchange area : 2m ² -Design flow rate: 44 ℓ /min	Heating efficiency : 80% (13,280kcal/h)
Working fluid	-R-22	
Radiator	-Capacity of heat exchange : 24,000kcal/h -Heat exchange area : 68m ²	

여기서,

Q : 증발기 및 응축기의 열량(kcal/h)

K : 열전달계수(kcal/m²h²℃)

A : 전열면적(m²)

Δt : 對數 평균온도차(℃)

G : 증발기로 순환하는 유량(kg/h)

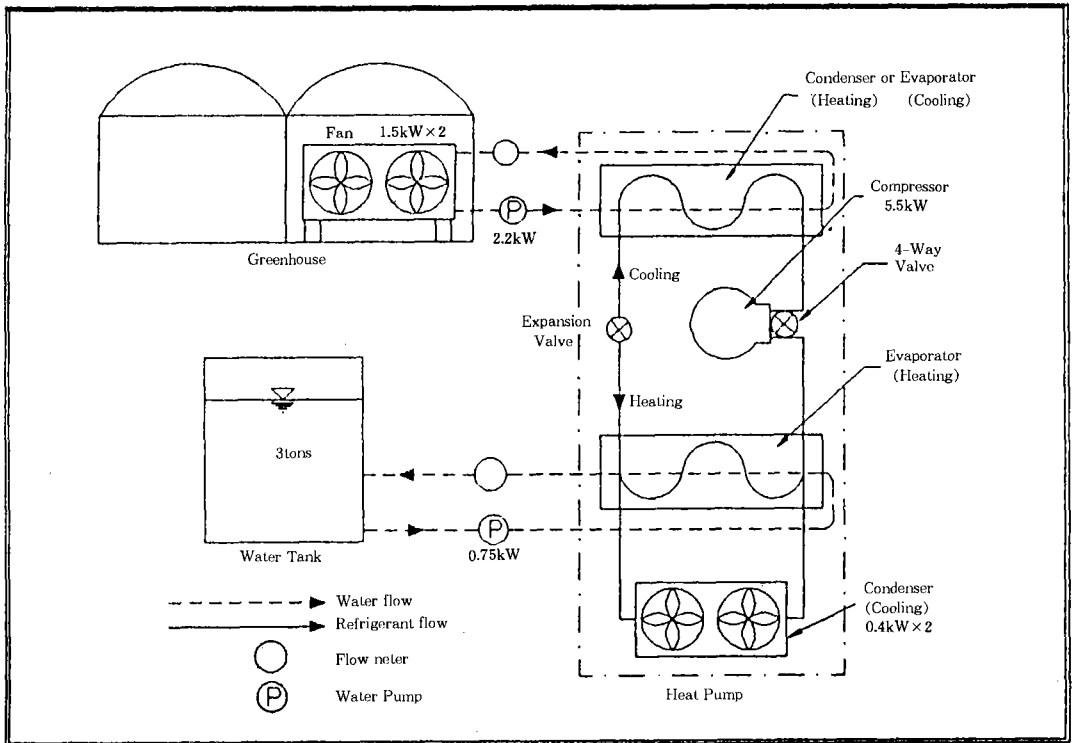
C : 물의 비열(kcal/kg℃)

t_1, t_2 : 유입 및 유출수온(℃)

윗 식에서 대수 평균온도차, 열전달계수 및 냉매의 증발온도는 각각 12.5℃, 500kcal/m²h²℃, 0℃로 하였다. 그리고 증발기의 유입수온은 열원을 지하수인 경우를 고려하여 15℃로 하였고, 유출수온은 10℃로 하여 증발기 및 응축기의 설계 자료로 사용하였다.

나. 실험온실 및 히트펌프 시스템 구성

난방실험에 이용된 히트펌프 시스템 및 실험온실의 개략도는 Fig. 1과 같고 응축기 및 증발기의 단면도는 Fig. 2 및 Fig. 3과 같다.



Unit ; mm

Fig. 1. Schematics of heat pump and greenhouse

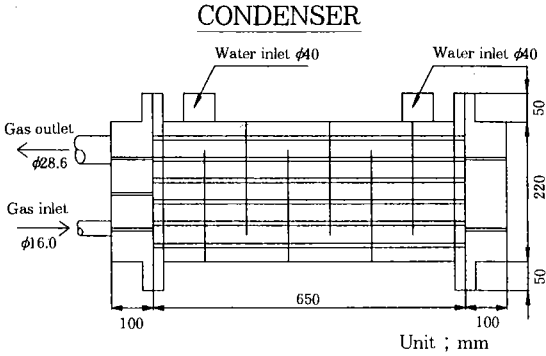


Fig. 2. Cross section of condenser

OFF하였기 때문에 일일 작동시간이 실험기간동안 항상 동일하지는 않다(가동시간 : 약 780분~990분).

히트펌프에 의한 온실 난방실험의 경우, 히트펌프의 증발기로 공급되는 수원은 지하수를 사용할 계획이었으나 수원확보가 어려워 Fig. 1에서와 같이 급수탱크를 제작하여 적정수준으로 덩혀진 온수를 공급하였다. 급수탱크내에는 전기히터(10KW×3)를 설치하여 증발기로 유입되는 수온을 조절하였다.

증발기 및 응축기로의 순환유량은 유량계로 측정하였으며, 이 유량계에는 유량조절용 체크 밸브가 설치되어 있다. 그리고 증발기와 응축기로 유출입하는 수온은 온도센서(Thermocouple : T type)로서 5분간격으로 측정하였다. 또 Mollier 선도를 검토하기 위하여 압축기, 증발기 및 응축기 입·출구의 온도도 수온과 같이 열전대 온도센서로서 측정하였으며, 저압 및 고압게이지의 압력변화도 계속 관찰하였다.

온실내·외의 건·습구 온도는 정확성 확보를 위하여 열전대 온도센서를 이용한 강제 공기유동식 온도측정장치(Aspirated thermometer)로 측정되었다. 이 때 공기 유동 파이프 한쪽에는 소형 팬을 부착하여 약 5m/s 정도로 공기유속을 조성하였다. 실험구 및 대비구 온실의 각 부위별 온도측정 위치는 Fig. 4와 같다.

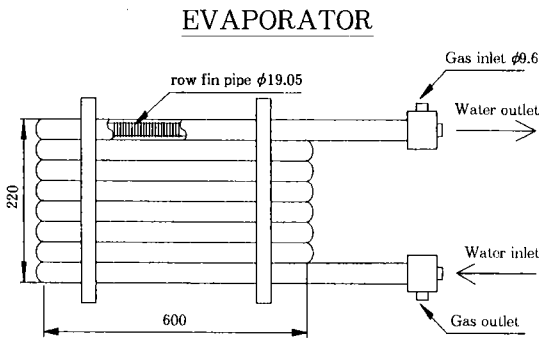


Fig. 3. Cross section of evaporator

실험대상 온실은 경상대학교내에 설치되어 있는 1-2W형 2연동 2중 플라스틱 피복 온실로서, 폭×길이×축고×동고는 11.6×20×2.7×4.6m이며, 온실의 피복면적 및 바닥면적은 각각 458m² 및 232m²이다. 작물의 생육상태를 고려하기 위하여 전 실험기간동안 실험구 및 대비구 온실에서 공히 고추가 재배되었다. 온실 내측에는 보온커튼용으로 주로 사용되고 있는 부직포가 2층으로 설치되어 있다.

2. 실험방법

실험기간은 1996년 12월~1997년 3월까지 약 4개월과 1997년 12월 한달 동안이고, 이 기간동안 야간에만 연속적으로 가동하였다. 단 시스템의 보완 및 수리를 위하여 실험을 실시하지 않았을 때도 있었고, 또 시스템을 인위적으로 ON-

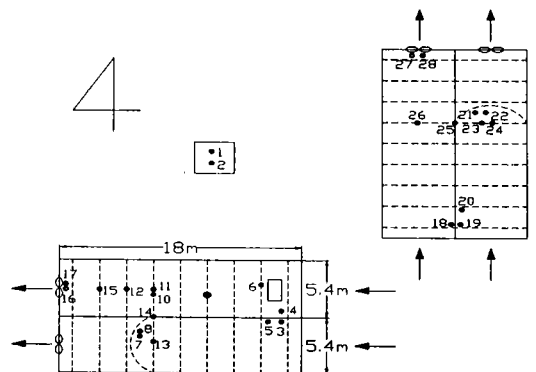


Fig. 4. Schematics of temperature sensor layout

측정된 데이터는 데이터 로그(DATA PAC)와 컴퓨터를 통하여 실험기간동안 연속적으로 기록 및 분석되었다. 그리고 히트펌프시스템의 구성요소별 소비전력은 6개의 독립된 적산전력계를 이용하여 개별적으로 실측하였다.

본 실험에서는 유량 및 수온에 따른 시스템의 성능을 알아보기 위하여 유량 및 수온을 변화시키면서 실험을 실시하였다.

III. 해석방법

1. 성적계수

난방시 히트펌프 자체의 성적계수(COP)는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$COP = \frac{Q_3}{Q_1} = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1} = 1 + \frac{Q_2}{Q_1} \dots\dots\dots (3)$$

여기서,

Q_1 : 압축기 구동에 사용된 소비전력(kW)

Q_2 : 증발기에서 흡수되는 열량(kcal/h)

Q_3 : 응축기에서 방출되는 열량(kcal/h)

식 (3)에서 알 수 있듯이 동일한 에너지를 사용할 경우, 전기히터를 사용하는 경우에 비해 $\frac{Q_2}{Q_1}$ 배의 열량을 더 얻을 수 있다. 따라서 히트펌프를 생에너지형 난방이라고 한다.

그리고 히트펌프 시스템 전체의 성적계수는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$COP_s = \frac{Q_3}{Q_s} \dots\dots\dots (4)$$

여기서, Q_s : 히트펌프 시스템에 사용된 전체 소비전력(kW)

2. 최대 난방부하량 산정

본 연구에서는 일본기상학회²⁰⁾와 岡田²¹⁾ 등이

제시한 산정법을 채용하고, 관류전열부하, 환기전열부하 및 지표전열부하를 고려하여, 현장 적용시험을 거쳐 $m^{1)}$ 이 제안한 다음 식 5를 이용하여 실험 대상온실의 최대 난방부하를 계산하였다.

$$Q_c = 13.2(T_i - T_o) + 33 \dots\dots\dots (5)$$

여기서, Q_c : 최대 난방부하(kcal/h/평)

$T_i - T_o$: 실내·외 최대 설계온도차(°C)

IV. 결과 및 고찰

1. 증발기 및 응축기의 열량

Fig. 5는 실험기간동안 증발기 및 응축기로 유출입하는 순환수의 수온변화를 나타낸 일례이다.

Fig. 5에서 알 수 있듯이 증발기로 유출입하는 수온이 변화를 보이는 것은 앞서서도 기술하였듯이 본 실험의 경우, 일정한 온도의 공급수를 확보하기 위하여 전기히터로 공급 수온을 조절하였기 때문이다. 그러나 공급수온이 인위적으로 설정한 온도에서 일정한 범위내에 있는 것을 알 수 있다.

증발기 및 응축기의 유출입구 수온차와 유량 및 물의 비열을 이용하여 산정된 증발기의 흡열량과 응축기의 발열량은 전체 실험기간동안 각각

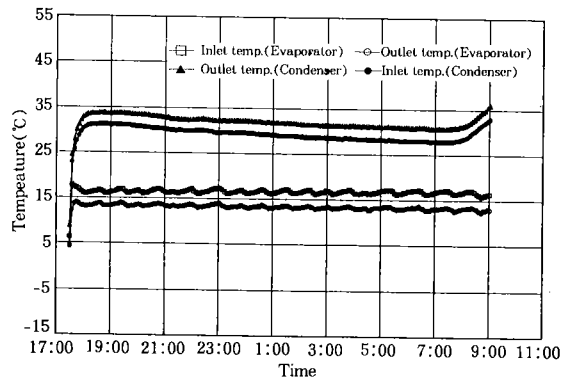


Fig. 5. Variations of inlet and outlet water temperature

약 124,000kcal~191,000kcal, 181,000kcal~269,000kcal범위에 있었다. 이것을 단위 시간당 열량으로 환산하면 각각 9,000kcal/h~12,000kcal/h, 13,000kcal/h~17,000kcal/h 정도의 범위로서 비교적 그 분포범위가 크다는 것을 알 수 있다. 이것은 히트펌프 성적계수(COP)이 온실내·외 기온차 뿐만아니라 증발기와 응축기로 순환하는 유량 및 수온 등의 영향을 받기 때문인 것으로 판단된다. 단, 위의 값들 중에서 온실의 난방열량인 응축기 열량에는 실제로 히트펌프 시스템을 작동할 때 온실내에 설치되어 있는 열교환기나 펌프 등의 작동 등으로 발생하는 기계적인 열량은 포함되어 있지 않다.

여기서, 히트펌프 설계당시 가정한 효율과 증발기 및 응축기 작동결과의 효율을 비교하기 위하여 단위 시간당 열량을 중심으로 살펴보면 다음과 같다. 즉 증발기의 효율은 67~90% 범위에 있고, 그 평균값은 약 79% 정도이다. 그리고 응축기의 효율은 72~94% 범위로 그 평균값은 83% 정도였다. 단, 이들 값은 증발기의 경우 Table 1에서 가정한 효율 80%의 열량 13,280kcal/h를 이용한 것이고, 응축기의 경우는 이 값에 압축기의 일량을 더한 값(5.5×860kcal/h)을 이용하여 계산되었다. 이상에서 증발기 및 응축기의 평균효율은 각각 79% 및 83% 정도로 Table 1에서 가정한 80%와 거의 같음을 알 수 있다.

2. 최대 난방부하량

전체 실험기간을 통하여 비교적 외기온이 낮았던 '96년 12월말경부터 '97년 2월말경까지 약 2달간의 최저 외기온은 -14.0~-1.0℃ 범위에 있었다. 이 때 온실내 최저 기온은 11.0~18.0℃ 정도로 유지할 수 있었다. 그리고 실내·외 최대 온도차는 17.0~25.0℃ 정도의 범위에 있었다.

따라서 실내·외 최대 온도차를 17.0~25.0℃의 범위를 기준으로 식 (5)를 이용하여 바닥적이 약 70평인 실험구 온실의 최대 난방부하량

을 구하면 약 18,000~25,000kcal/h 정도이다. 그러나 실제로 히트펌프를 작동하여 온실에 가한 난방열량, 즉 응축기의 발열량은 13,000~17,000kcal/h 정도로서 난방열량 산정식으로구한 값 보다 약 28~32% 정도 작은 것을 알 수 있다. 그러나 실제로 실험구 온실의 온도는 특별히 추웠던 날을 제외하면 일반적인 작물의 생육적온인 12~16℃ 정도로 유지할 수 있었다.

이와 같이 산정된 난방열량과 실제의 난방열량간에 차이를 보이는 것은 일반적으로 난방열량 산정치에는 온실의 구조적인 특성을 비롯한 작물의 생리적인 현상 및 이들로 인하여 야기되는 2차적인 경계조건 등에 의한 영향이 전혀 고려되지 않았고, 그 열량은 미미하지만 실제로 히트펌프 시스템을 작동할 때 시스템 자체에서 발생하는 기계적인 열량이 포함되어 있지 않았기 때문인 것으로 판단된다.

3. 시스템 변경에 따른 성적계수

본 연구에서는 시스템의 효율을 개선하기 위하여 앞에서 기술한 것 같이 증발기로 순환하는 유량 및 유입 수온을 변경시키고, 또 응축기용 펌프의 용량을 줄여서 실험을 수행하였다. 이에 대한 성적계수를 식 (3)으로 산정하고 그 결과를 정리해 보면 Table 2와 같다. 성적계수는 식 (3)에서도 알 수 있듯이 응축기의 발열량이나 증발기의 흡열량으로부터 구할 수 있다. Table 2

Table 2. COPs of heat pump and total system

Flow rates Water temperatures	Heat pump		Total system		Remarks
	53 ℓ/min	89 ℓ/min	53 ℓ/min	89 ℓ/min	
14~16℃	2.9~3.5	2.8~3.5	1.6~1.7	2.2~2.4	Total electric power consumption per day of system -53 ℓ/min ; 130~160kW -89 ℓ/min ; 100~130kW
16~18℃	2.9~3.1	3.1~3.5	1.5~1.6	2.2~2.4	
18~21℃	2.8~3.4	2.9~3.5	1.5~1.6	2.1~2.4	
21~24℃	3.0~3.4	3.1~3.4	-	2.2~2.3	
Average	2.9~3.4	3.0~3.5	1.5~1.6	2.2~2.4	

에 나타나 있는 성적계수는 증발기의 흡열량으로부터 계산되었다. 이것은 실험기간 동안 응축기 발열량은 온도센서의 오작동으로 일부 데이터의 결손이 있었고, 증발기의 흡열량으로부터 구한 성적계수가 응축기의 발열량으로부터 구한 성적계수와 별 차이가 없었기 때문이다.

그리고 Table 2의 비교란에 기술하였듯이 히트펌프 전체 시스템의 일일 전력소비량은 시스템 변경전후 각각 130~160kW, 100~130kW의 범위에 있었다.

Table 2에서 알 수 있듯이 유량을 증가시키거나 수온을 높혀도 히트펌프의 성적계수에는 큰 차이를 발견할 수 없지만, 전체 시스템의 성적계수는 증가된 것을 알 수 있다. 이것은 유량을 증가시킬 때 순환펌프를 적정용량의 소형 순환펌프로 교체하였기 때문이다. 이와 같이 전체 시스템의 성적계수를 개선하기 위해서는 가능한 범위 내에서 소비전력을 고려하여 선택할 필요가 있다.

古在²²⁾ 등의 보고에 의하면, 일반적으로 히트펌프의 성적계수는 2~5정도로서 본 연구에서 이용한 히트펌프의 성적계수는 그 중간정도임을 알 수 있다.

Fig. 6과 Fig. 7은 실험기간동안 비교적 외기온이 낮았던 날들을 중심으로 히트펌프의 성적계수와 최저 외기온 및 실험온실의 최저 기온과의 관계를 각각 나타낸 것이다.

Fig. 6과 Fig. 7에서 알 수 있듯이 성적계수는

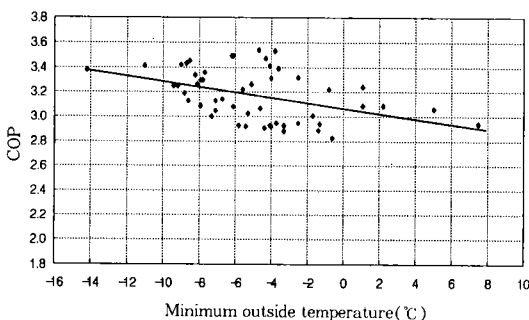


Fig. 6. Relationship between COP and minimum outside temperature

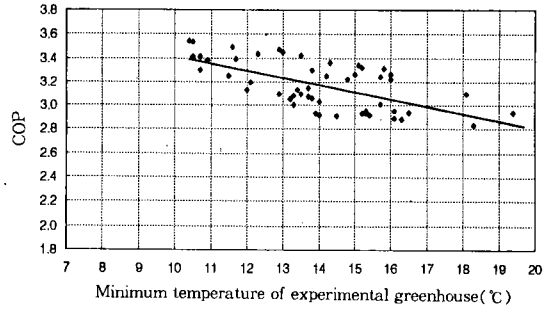


Fig. 7. Relationship between COP and minimum temperature of experimental greenhouse

실내·외 최저 기온이 높을수록 약간 감소하는 경향을 보이고 있다. 이것은 실내·외 최저 기온이 높을수록 압축기의 소비전력이 많아지기 때문이다. 즉, 압축기에 과부하가 걸리기 때문인 것으로 판단된다.

4. Mollier Diagram

압축기, 증발기 및 응축기 입·출구의 온도와 저압 및 고압게이지의 압력을 토대로 시스템의 모리에르 선도를 그려보면 Fig. 8과 같다. Fig. 8은 전체 실험기간동안 특정 증발온도 및 응축온도에 대하여 나타낸 것이다. 즉 최소 및 최대 온도에 대해서만 나타낸 것이다.

Fig. 8을 기준으로 계산된 히트펌프의 성적계수는 3.2~3.4 정도로서 이것은 앞에서 제시한 성적계수 2.9~3.5와 거의 유사함을 알 수 있다. 그리고, 압축기의 배출온도는 95~105°C 정도로서 이것도 실제로 계측한 90~100°C와 큰 차이가 없음을 알 수 있다.

5. 온실의 온도 변화

Fig. 9 실험구 및 대비구 온실의 온도와 외기온의 경시적변화를 나타낸 것이다. 단, Fig. 9의 (a)는 '97년 2월 11일 저녁부터 2월 12일 아침까지, 그리고 Fig. 9의 (b)는 '97년 1월 8일에서 1월 10일까지 온도변화를 연속적으로 나타낸 결과이다.

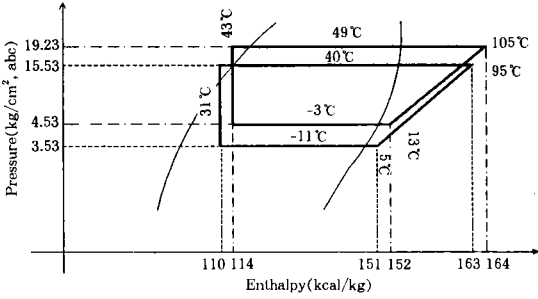
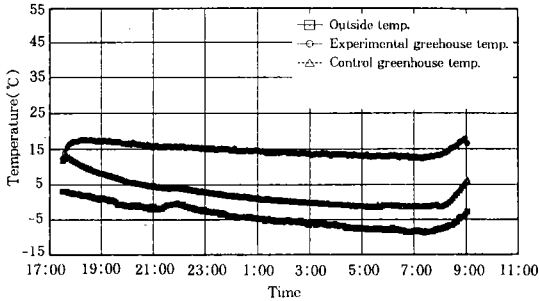
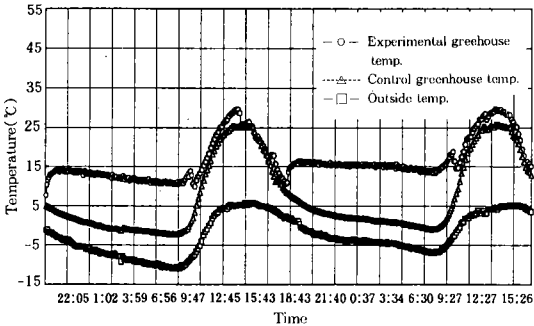


Fig. 8. Mollier Diagram



(a) February 11



(b) January 8~10

Fig. 9. Temperature variations of experimental greenhouse and control greenhouse

Fig. 9에서 실험온실의 온도가 약간 흔들리고 있는 것은 온실내에 설치되어 있는 온풍덕터에서 배출되는 공기의 유속이 커서 온실내 공기의 빠른 유동때문인 것으로 판단된다. 그러나 그 온도 변화의 영향이 그다지 크지 않기 때문에 본 실험에서는 이들 값을 그대로 사용하였다.

전 실험기간을 통하여 히트펌프에 의한 온도조절 범위는 기상조건에 따라 다소 차이는 있었지만, 실험구 온실이 대비구 온실에 비해 12~15°C 정도 높게 유지되었다.

V. 결론

본 연구에서는 지하수 등을 열원으로 하는 水-水 방식의 히트펌프를 제작하여 온실의 난방 효과에 대하여 실험적으로 검토하였다. 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 증발기의 흡열량과 응축기의 방열량은 각각 124,000~191,000kcal, 181,000~269,000kcal 정도의 범위에 있고, 이것을 시간당 열량으로 환산하면, 각각 9,000~12,000kcal/h, 13,000~17,000kcal/h 정도였다.

2. 본 실험에 이용한 증발기 및 응축기의 열효율은 각각 79%, 83% 정도였다.

3. 난방열량 산정식으로 계산된 실험구 온실의 최대 난방부하량은 18,000~25,000kcal/h 정도로 응축기 방열량보다 약 28~32% 정도 많았다.

4. 히트펌프 및 시스템의 성적계수는 각각 2.9~3.5, 1.5~2.4의 범위에 있었다.

5. Mollier Diagram을 이용하여 계산한 히트펌프의 성적계수는 3.2~3.4정도로서 실제로 측정된 값으로 산정한 결과와 큰 차이가 없었다.

6. 히트펌프 시스템을 가동한 실험구 온실의 기온은 기상조건에 따라 다소 차이는 있었지만, 대비구 온실에 비해 12~15°C 정도 높게 유지할 수 있었다.

이상의 결과는 실험결과를 현상적으로 검토한 것에 불과하며, 앞으로 보다 구체적인 실험을 통하여 온실난방을 위한 압축기의 용량, 증발기 및 응축기의 열교환기 전열면적, 경제성 등에 대한 검토가 필요한 것으로 판단된다.

본 연구는 농림부에서 시행한 농림수산
특정연구사업인 “고효율 환경조절 및 에너
지 절약형 온실구조의 최적설계”의 연구비
지원에 의해 수행된 연구결과의 일부임.

참 고 문 헌

1. 경상남도·경상대학교(1995), 시설원에 기술·경영 지원교육, pp. 106~107.
2. 김문기(1989), 마이크로컴퓨터를 이용한 온실의 환경제어, 시설원에연구 2(2), pp. 24~33.
3. 농림수산부(1996), '95 화훼재배현황과 '96 채소생산실적.
4. 민영봉·정태상·김성태(1993), 그린하우스 온도제어 시뮬레이션, 경상대학교 논문집 32(2), pp. 39~145.
5. 박중춘·박상근·김광용·이병일·서원명·민영봉 외 4인(1993), 시설원에 현대화 모델 하우스 설정 및 재배효과에 관한 연구, 1992 농촌진흥청 3차년도 연구보고서.
6. 서원명·민영봉·윤용철(1990), Microcomputer를 이용한 Greenhouse의 온도制御 System, 농업기계학회지 15(2), pp. 134~142.
7. 서원명·민영봉·박중춘(1994), 온실의 냉방관리를 위한 기화냉각 시스템 도입, 경상대학교 시설원에연구 창간호, pp. 173~178.
8. 유영선(1997), 시설원예의 에너지 비용 절감 방안, 제4회 침농협정기총회기념 연구발표회, 한국첨단농업시설협회, pp. 73~89.
9. Berghmans. J.(1983), Heat Pump Fundamentals, pp. 156~191.
10. Morris, L. G., E. S. Trickett, F. H. Vanstone, and D. A. Vells(1958), The limitation of maximum temperature in a glasshouse by the use of a water film on the roof, J. Agr. Eng. Res., 3, pp. 121~130.
11. Walker, P. N.(1978), Surface heating greenhouses with power plant cooling water. TRANSACTIONS of the ASAE 21(2), pp. 322~328.
12. Walker, P. N.(1979), Greenhouse surface heating greenhouses with power plant cooling water: Heat transfer characteristics. TRANSACTIONS of the ASAE 25(2), pp. 1370~1380.
13. 横田兼一·堀口郁夫(1970), 温水の掛け流し式温室に関する研究, 農業氣象 26(2), pp. 7~12.
14. 小森友明·關平和(1988), 温室の温水カーテンにおける熱移動の解析 農業氣象 44(3), pp. 195~202.
15. 古在豊樹 武内英雄 林眞紀夫(1983), 内部集熱型水蓄熱方式による太陽熱利用温室の集熱性能. 農業氣象, 38(4), pp. 361~369.
16. 大原源二 内藤文男(1981), 温室用太陽熱暖房システムの設置と問題点[1], 農業および園藝 56(6), pp. 741~746.
17. 大原源二 内藤文男(1981), 温室用太陽熱暖房システムの設置と問題点[2], 農業および園藝 56(8), pp. 997~1002.
18. 小國研作(1982), 温室用ヒートポンプに関する研究 農業氣象, 37(4), pp. 317~322.
19. 吉在豊樹·林眞紀夫外3인(1985), 温室におけるヒートポンプ利用, 農業氣象, 41(3), pp. 231~239.
20. 日本農業氣象學會(1977), 農業氣象, 33(特別), pp. 33~41.
21. 岡田益己(1980), 温室設計の基礎と實際, 養賢堂, pp. 172~204.
22. 古在豊樹 林眞紀夫·板木利隆(1986), 園藝環境工學における最近の話題(4), 農業および園藝 61(5), pp. 91~95.