

엔진구동 지열 열펌프의 성능 분석(II)[†]

- 소형 증기압축식 열펌프의 성능 분석 -

Performance Analysis of an Earth Coupled Heat Pump System Operated by an Engine(II)

- Performance Analysis of a Vapour Compression type Compact Heat Pump -

김 영 복* 송 대 빈* 손 재 길**

Y. B. Kim D. B. Song J. K. Son

ABSTRACT

In this study, the coefficient of performance of a vapour compression heat pump system was analyzed for the evaluation of the heat pump performance. A water-to-air heat pump was assembled and tested by changing the level of the compressor driving speed and the air mass flow rate during air heating process. The coefficient of performance for air heating was 2.6~3.8 and that for water cooling was 1.0~1.4. The coefficient of performance was not depending on the levels of the compressor driving speed or levels of the air mass flow rate, but on the temperature of the air and water. The coefficient of performance for air heating increased by about 0.2 with the water temperature increasing by 1℃.

주요용어(Key Words): 열펌프(Heat pump), 열유속(Heat flux), 성능계수(Coefficient of performance)

1. 서 론

오늘날의 농업여건은 농산물 시장의 국제화, 농업의 첨단과학 기술화, 환경보전과 지속적 농업으로 요약될 수 있으며 특히, 환경문제가 큰 관심사로 등장하면서 오염을 줄이는 방향으로 환경보전적 농업 생산이 강조되고 있다. 그리고 국민의 농산물 소비

형태가 다양한 농산물, 청정 농산물, 고품질 농산물을 원하고 있으므로 자연환경에 의존하던 불안정한 생산에서 보다 안정적인 인공환경제어 생산이 필요하며, 농업이 첨단과학기술을 도입한 기술집약형 산업으로 변화하는 과정으로서 환경제어형 생물생산 시설이 증대하고 있기 때문에 에너지 다소비형 농업 시설이 증대하고 있다. 이러한 변화는 농업생산이

[†] 본 연구는 1997년도 학술진흥재단의 공모과제연구비에 의하여 연구되었음.

* 경상대학교 농업기계공학과, 농어촌개발연구소

** 동성전기주식회사

환경제어형으로서 주년 생산이 되어감을 나타내는 데 이에 따라 겨울철 난방은 물론 여름철 냉방이 필요하고 또한 중요하게 되었다. 뿐만 아니라 식물공장형 농업생산시설이 도입 보급되면 냉·난방은 물론 습도의 조절까지 필요하게 되며 이러한 목적을 달성할 수 있는 열펌프와 같은 설비가 필요하게 된다.

열펌프(Heat pump)는 暖房, 冷房, 除濕, 冷却, 加熱 등 열과 수분의 이동을 조절할 수 있는 다목적 환경 조절장치로서 농산물의 재배, 저장, 가공 등 농업시설의 냉·난방, 제습은 물론 양액재배에서의 양액의 냉각·가열에도 이용할 수 있어서 주년 다양하게 이용할 수가 있다. 그리고 열펌프는 에너지 이용효율이 매우 높고 청정에너지인 지열이용이 가능하며, 생산물의 고품질화, 출하조절이 가능하다는 등의 장점이 있다.

선 등(1997)은 R-12의 대체냉매인 R-134a를 적용한 태양열 열펌프 장치를 설계, 제작하여 실험하였으며, 송 등(1996)은 온실 난방을 위한 열펌프 시스템 개발에 대한 연구를 수행한 바 있다. 윤 등(1997)은 겨울철 난방과 여름철 냉방 및 제습용으로 이용되고 있는 공기-물 방식의 열펌프를 제작하여 여름철 온실의 야간 냉방 및 제습 효과에 대해서 실험적으로 검토한 결과 열펌프 시스템의 성능계수는 1.99~2.22의 범위에 있다고 보고하였다. 강(1999)은 열펌프의 열원의 수준별 성능계수를 분석한 바 있다.

일본의 袋井内山商會(株)에서는 2대의 7.5kW급 압축기를 사용한 물-공기형 열펌프가 난방 68,000~80,000kcal/h의 능력을 낸다고 하였고, 青木伸雄(1989)은 250평(825m²)의 1층 커튼 연동온실용 열펌프로서 5.5kW급 압축기 2대에 의해 구동되는 지하수를 열원으로 하는 시스템을 제안하였으며 냉매는 R-22로서 냉방능력 40,000~45,000kcal/h로 설계하였다. 古在 등(1986)은 물-물형 엔진구동 열펌프 시스템에서 45~55℃의 온수를 축열조에 저장 이용하였다. 또한 4.4kW 출력의 열펌프로서 바닥면적 165m²인 파이프 하우스 2개동에 지중 가온을 할 수 있다고 하였으며, 이때 열원은 약 10℃ 정도의 지하수를 이용하였다.

본 연구에서는 환경보전형인 지열교환방식을 채택한 대체냉매 중기압축식 열펌프를 설계, 제작, 성능분석하여 열원에 따른 성능변화와 특성변화를 파악하므로써 그 운전자료로서, 그리고 실용화 보급에 대한 기술자료로서 활용하고자 하였다. 분석항목은 경시별온도변화, 열유속의 변화, 성능계수의 변화, 운전조건과 성능계수의 관계 등으로서 운전조건은 응축부 송풍공기유량의 수준을 3수준, 압축기 구동 회전속도를 3수준으로 하였다. 열펌프 장치의 구성에 있어서는 열펌프 사이클의 두 열원을 물-공기방식으로 하고 별도의 열교환기를 설치하여 지열교환방식을 채택할 수 있도록 하여 지열을 이용하는 과정에서 지하수 오염과 낭비를 방지하므로써 시스템이 최대한 환경보전형으로 되도록 하며, 필요에 따라 냉방과 난방 사이클을 바꿀 수 있도록 배관계통을 구성하였다.

2. 재료 및 방법

가. 열펌프 실험장치 시스템

본 실험에 사용한 열펌프 실험 장치의 개략도는 그림 1과 같으며 사진 1은 그 실험 사진을 나타낸 것이다. 실험 장치는 그림 1에서 보는 바와 같이 냉매 순환 경로상에 밸브를 설치하여 그 개폐에 따라 냉매의 흐름 방향을 바꿈으로서 냉방, 혹은 난방이 되도록 하였으며, 이에 따라 다른 쪽 열원에서는 각각 물의 냉각, 가열 과정이 동반되는 물-공기를 열원으로 하는 중기 압축식 열펌프 시스템을 구성하였다. 응축기의 열교환 공기 유량을 조절할 수 있도록 별도의 저항을 이용한 조절 스위치로 송풍기 구동 모터의 회전속도를 3단으로 제어할 수 있도록 하였고, 벨트전동형 개방형 압축기의 회전속도를 정밀제어하여 그 영향을 분석하기 위하여 압축기의 구동원을 변속 전동기로 하여 제어하였다.

나. 열펌프 실험장치 구성 요소

(1) 압축기(Compressor)

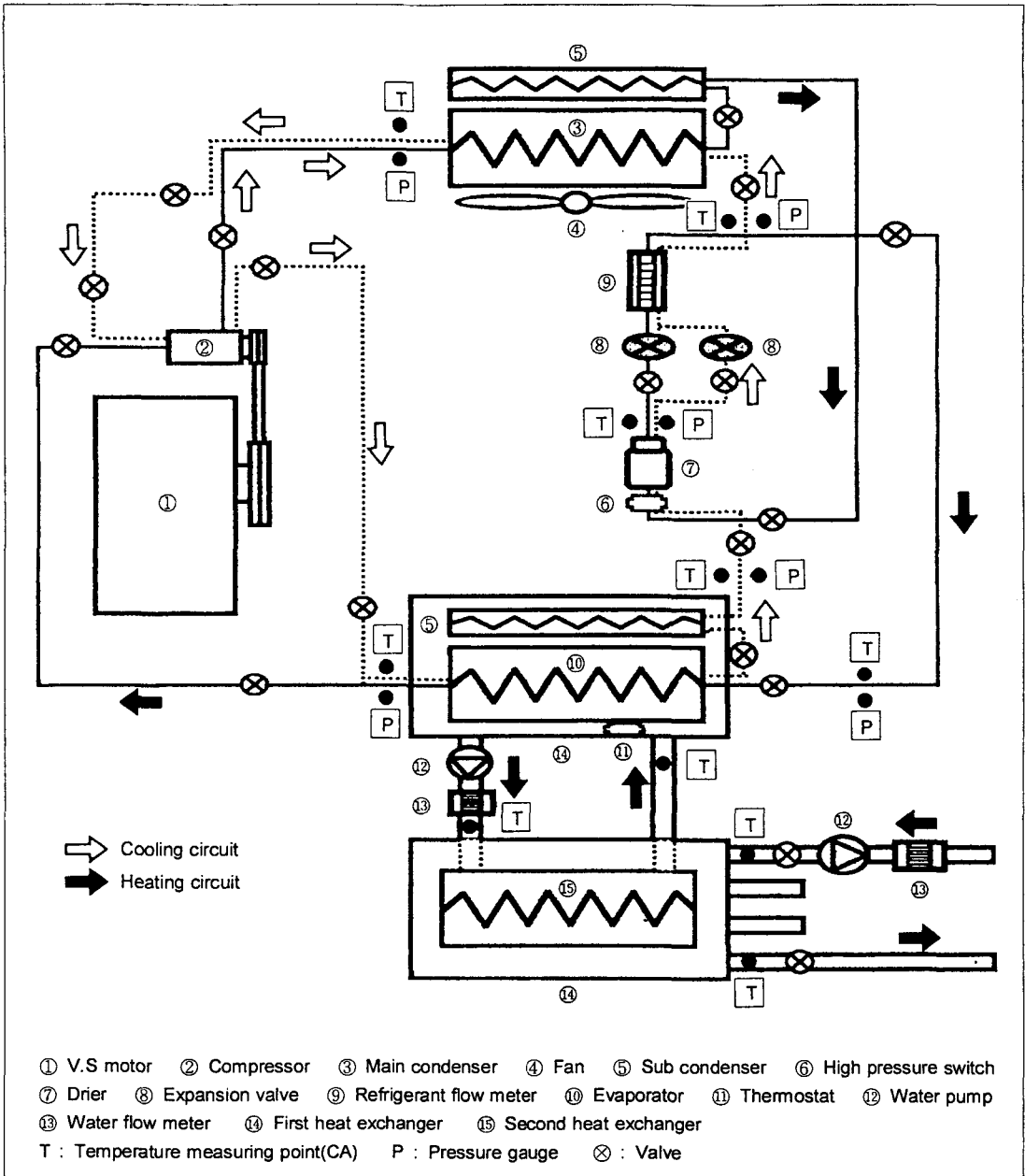


Fig. 1 Block diagram of heat pump system for experiments.

압축기는 개방식 구동형 압축기로서 냉매를 순환 시키며 냉매의 증발을 쉽게 하기 위하여 냉매의 압력과 온도를 높여주는 역할을 하는데, 본 연구에서는 그 회전 속도에 따른 운전 특성과 성능변화를 분석하기 위하여 3상의 변속 전동기로 구동하였으며,

주요 제원은 표 1과 같다.

(2) 응축기(Condenser)

응축기는 압축기에서 토출되는 고온 고압의 냉매 가스를 물 또는 공기를 사용해서 응축시키며, 이때

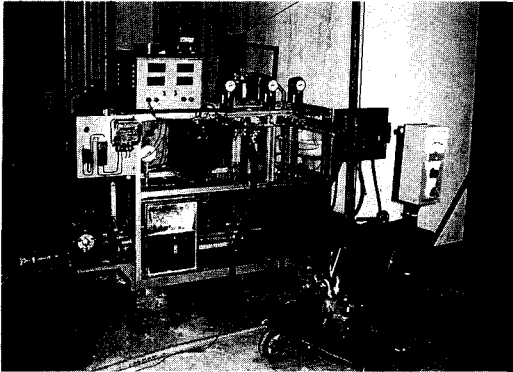


Photo 1 Heat pump system for experiments.

Table 1 Specifications of the compressor

Type	Wobble plate (Variable displacement)	
Number of cylinders	5 Valve	
Capacity (2,000 rpm)	6,377kcal/h (25,300 BTU/Hr)	
Maximum RPM	6,500	
Compressor oil	UCON 488 (265cc)	
Clutch coil voltage	DC 24V, 79W MAX	
Refrigerant	R-134a	
Direction of rotation	Clockwise	
Lubricant	265ml(Synthetic oil)	
Displacement volume	MAX.	148cc/Rev
	MIN.	9.8cc/Rev
Speed	Max. continuous	6,500RPM
	Transient	8,000RPM

방출되는 응축 잠열을 비롯한 방출열을 이용하여 공기를 가열하여 난방에 이용하게 된다. 본 실험에서는 송풍기로서 공기를 응축기 사이로 통과시켜 열교환 시킴으로서 그 과정을 수행하였다. 본 연구에 사용된 응축기는 알루미늄 튜브와 황동 핀으로 구성되어 있으며, 방열 효과를 높이기 위하여 보조 응축기

Table 2 Specifications of the condenser

Main Condenser	Core size (mm)	374.2×290×44	
	Heat transfer area(m ²)	Fin	3.84
		Tube	0.048
	Fin pitch(mm)	3.7	
Sub Condenser	Core size(mm)	152×256×22	
	Heat transfer area(m ²)	Fin	0.732
		Tube	0.102
	Fin pitch(mm)	3.5	
Fluid	Inside the condenser	Freon	R-134a
	Outside the condenser	Air	

(Sub Condenser)를 별도로 부착하여 실험하였다. 주요 제원은 표 2와 같다.

(3) 증발기(Evaporator)

증발기는 팽창밸브로부터 나온 고온 저압의 냉매 액체를 기화시키는 과정에서 주위로부터 열을 흡수하여 냉매의 엔탈피가 증가하게 되고 그 증가하는 양만큼 주위를 냉각시키는 기능을 하게 된다. 응축기의 열원은 지열을 이용할 목적으로 저열원 매체를 물로 하였으며, 냉매가 물이 어는 온도 이하가 되었을 때를 대비하여 물속에 부동액을 넣을 목적으로 응축기부 열교환 장치를 2단으로 하였다. 즉, 1차 열교환기에서는 응축기내의 냉매와 그 외부의 물-부동액 혼합액이 열교환되며, 물-부동액 혼합액은 2차 열교환기로 순환하면서 땅 속을 순환하여 들어온 물과 열교환하도록 하여 지열이나 다른 액체로부터 열을 채취할 수 있도록 하였다. 주요 제원은 보조 응축기(Sub Condenser)를 제외한 응축기와 동일하다.

(4) 팽창 밸브(Expansion valve)

팽창 밸브는 열펌프 사이클에서 가장 기본적인 제어 기기라고 할 수 있는데, 냉매의 증발이 쉽도록 저압으로 만들어 주기 위하여 단열 팽창시키며, 부하에 따라서 냉매의 흐름을 조절하는 기능과 증발기

Table 3 Specifications of the expansion valve

Temperature range(℃)	-30~80
Operation control method	Thermostatic control valve
Equalizer type	Internal equalizer type
Capacity(R/T)	1.0
Valve type	Ball (S D1/8)

Table 4 Specifications of the variable speed motor

Model	VSM-FT, TEFC-414
Input voltage	AC 220/380V
Regurated power	5.5kW, 7.5HP, Three phase
Revolution range	150~3,700 rpm

입구의 압력을 일정하게 하는 기능을 가지고 있는데 그 주요 제원은 표 3과 같다.

(5) 변속 전동기(Variable speed motor)

열펌프 압축기를 구동하기 위하여 5.5kW급의 변속 삼상 유도전동기를 이용하였으며, 그 회전속도에 따른 열펌프 운전특성과 성능과의 관계를 알아보기 위하여 회전속도별로 실험하였다. 전동기의 주요 제원은 표 4에 나타난 바와 같다.

(6) 냉매

본 연구에서는 냉동기 및 열펌프의 냉매로서 가장 많이 사용되어 온 CFC 냉매가 지구 오존층 파괴와 지구 기온 상승 등의 주된 요인으로 문제시 되어왔기 때문에 그에 대한 대체 냉매로서 HFC-134a를 사용하였다. HFC-134a의 오존파괴지수는 0, 온실효과 지수는 0.3이다.

(7) 공기 순환 송풍기

응축기 내에서 냉매로부터 열을 방출시켜 공기를 가열하기 위하여 공기 순환용 송풍기를 부착하였으며, 송풍기의 구동모터의 회전속도를 3단으로 조절

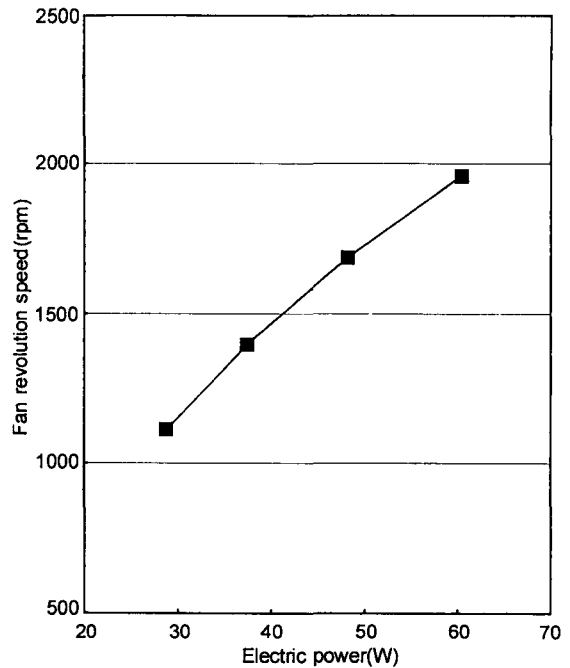


Fig. 2 Relation between fan revolution speed and electric power.

하여 공기유량을 3수준으로 조절하도록 하였다. 이때 송풍기의 회전속도는 구동모터 코일의 권선수에 따라 결정되는데 36회전일 때 동력과 송풍기 회전속도의 관계는 그림 2와 같다. 송풍기는 프로펠러 타입으로 직경 300 mm였다.

(8) 물측 열교환기

난방회로시의 증발기의 냉매와 저열원인 물 사이에 열교환을 도모하기 위한 열교환기는 아크릴로 만든 물탱크 내에 흰이 부착된 증발기가 들어 있으며 그 주위로 물이 순환된다. 그 크기는 300×470×400 mm로 되어 있다.

(9) 압력 스위치

제습기 출구측에 장착하였으며 냉매 회로상에 고압 및 저압 이상 발생시 압축기의 마그네트 클러치(Magnet Clutch)에 영향을 주어 냉매 흐름을 차단하는 장치로서 각각 26±3.0kgf/cm².G, 2.0±0.2kgf/cm².G를 기준으로 하였다.

다. 계측 장치

(1) 압력 게이지(Pressure gauge)

냉매의 압력변화를 측정하기 위하여 압축기 전후, 팽창밸브 전후의 4곳에 눈금식 압력계를 설치하였으며, 고압게이지는 0~35kgf/cm², 저압게이지는 0~15kgf/cm² 범위에서 사용토록 설치하였다.

(2) 냉매 유량계(Refrigerant flow meter)

냉매 유량을 측정하기 위하여 팽창밸브와 증발기 사이에 냉매 유량계(한국, 한국유량계공업(주))를 설치하였으며, 그 제원은 용량 0~400l/hr, 압력 0~50 kg/cm², 정밀도 ±2% 범위에서 측정가능한 것이다.

(3) 물 유량계(Water flow meter)

증발기 열교환기에서의 물 순환량을 계측하기 위해 적산 물유량계(한국, 세화정밀(주))를 설치하여 단위 시간당 유량을 산정하였던 바 실제 계량치와 비교한 후 이상없음을 확인하고 사용하였다.

(4) 적산 전력계(Electric power meter)

열펌프 구동에 필요한 전력량을 측정하기 위하여 압축기 구동용 변속 전동기에 소요되는 전력과 응축기에서 공기 순환용 팬 구동 전동기에 소요되는 전력을 측정하기 위해 각각 적산 전력계(한국, LG산전)를 설치하여 적산 전력량을 측정하여 공급 전력을 계산하였다. 이때 열펌프 성능계수 분석을 위한 순수 전동기 공급 동력을 알아보기 위해 실험변수의 수준별로 전동기를 공회전시켜 그때의 소요동력을 측정하였으며, 이 값을 열펌프 구동에 소요된 전동기 동력에서 빼므로써 열펌프 구동에 투입된 순수 소요 동력을 계산하였다.

(5) 온도 자동기록계(Hybrid temperature recorder)

각 위치에서의 냉매온도, 공기와 물의 입출구 온도 등을 측정하기 위해 열펌프 실험에서 다점온도 기록계를 설치하였으며, 데이터처리를 원활히 하기 위하여 온도 데이터를 다점온도계를 통하여 입력하

였다. 이때 온도센서는 K Type(CA)을 사용하였다.

(6) 회전계(Tachometer)

압축기 구동 회전속도와 공기 순환 송풍기 회전속도를 측정하기 위한 회전계는 사용범위가 6~30,000 rpm인 것으로 오차는 6~5,999 rpm 범위에서 1 rpm, 6,000~30,000 rpm 범위에서 2 rpm이다.

라. 실험설계 및 실험 방법

(1) 실험 설계

열펌프 실험은 압축기의 회전속도를 2,000, 2,500, 3,000 rpm의 3수준, 송풍기 구동회전속도를 3수준, 즉, 12.0, 14.8, 17.4 m³/min으로 하여 각각을 조합하여 실험하였다.

(2) 실험 측정 방법

실험은 규정된 실험설계 수준에서 열 펌프를 구동 하면서 물, 공기, 냉매의 온도, 압력, 유량, 전력 등을 측정하였다. 한 실험수준에서 초기의 과도기간을 제외하고 연속적으로 30분간을 가동 측정하였으며, 실험기간 중 온도는 30초 간격으로 측정하였다. 공기 유량, 물의 유량은 동일 실험기간 중 시간 경과에 따라 그 공급량이 변하지 않음을 확인한 후 실험을 시작하여 초기 과도기간이 지난 후부터 실험종료 직전까지의 값을 계측하여 이용하였다. 그런데 압축기 구동력은 정확한 모터 효율을 구하기 어려우므로 압축기를 구동할 때 구동 모터에 공급되는 동력과 압축기를 구동하지 않고 모터만 공회전 할 때의 동력을 측정하여 그 차이로서 구하였다.

(3) 이론성능과 성능계산식

열펌프의 최대이론성능은 역카르노사이클의 고온 열원온도와 저온열원온도로써 구해지며, 최대이론 난방 성능계수는 아래와 같은 수식으로 표현된다. 그러나 실제의 경우 이것은 장치와 물질의 비가역성으로 인해 이 값보다 낮아지게 된다. 열펌프의 성능은 저온열원과 고온열원의 유체종류와 유속, 열교환부의 전열면적, 냉매와 유량에 영향을 받게 되는데

설계시에는 이러한 관계를 이용하여 최적설계 개념을 도입하여야 한다(강, 1999). 열펌프의 성능계수는 증발기와 응축기의 열원의 에너지 변화를 분석하는 방법과 냉매의 엔탈피 변화를 이용한 방법이 있는데 두 번째 방법은 실제 운전상황하에서는 열펌프의 운전조건이 계속 변하는 상태이기 때문에 냉매의 압력과 온도를 이용하여 냉매엔탈피를 구하고 이를 적분하여 계산하는 것은 많은 노력이 필요하므로 본 연구에서는 실험 성능 척도로서 첫 번째 방법인 열원의 에너지 변화를 분석하였으며, 각 열원의 온도변화와 물질유량, 비열을 분석하여 열펌프의 단위시간당 방열·흡열에너지, 그리고 난방 및 냉방 성능계수를 다음 식으로 계산하였다.

$$Cop_{th-h} = T_h / (T_h - T_l) \dots\dots\dots (1)$$

단, Cop_{th-h} : 이론최대난방성능계수.

T_h : 고온열원온도(K).

T_l : 저온열원온도(K).

$$Cop_{th-c} = T_c / (T_h - T_l) \dots\dots\dots (2)$$

단, Cop_{th-c} : 이론최대냉방성능계수

$$W_{comp} = W_{motor-load} - W_{motor-idle} \dots\dots\dots (3)$$

단, W_{comp} : 압축기 투입동력.

$W_{motor-load}$: 압축기구동시의 모터투입동력.

$W_{motor-idle}$: 공회전운전시의 모터투입동력.

$$Q_a = m_a \times Cp_a \times \Delta T_a \dots\dots\dots (4)$$

단, Q_a : 응축기 방열에너지.

m_a : 공기유량.

Cp_a : 공기비열.

ΔT_a : 공기온도차.

$$Q_w = m_w \times Cp_w \times \Delta T_w \dots\dots\dots (5)$$

단, Q_w : 증발기 흡수에너지.

m_w : 물유량.

Cp_w : 물비열.

ΔT_w : 물온도차

$$Coph = Q_a / W_{comp} \dots\dots\dots (6)$$

단, $Coph$: 난방성능계수

$$Copc = Q_w / W_{comp} \dots\dots\dots (7)$$

단, $Copc$: 냉방성능계수

3. 결과 및 고찰

가. 경시별 공기 온도의 변화

열펌프의 성능의 한 척도로서 가열된 공기의 온도변화를 분석할 필요가 있다. 공기는 열펌프의 응축기를 통과하는 과정에서 그 온도가 상승하는데 경시별 온도변화를 알아보기 위하여 압축기 구동회전속도가 2,000 rpm 일 때 송풍기의 공기유량 수준별로 그 변화를 나타내면 그림 3과 같다. 응축기를 통과하기 위해 들어오는 공기는 실험실내의 공기로서 온도의 크기에 따른 성능 변화를 분석하기 위해 유입할 때의 온도를 제어하지 않고 바로 송풍기를 통해

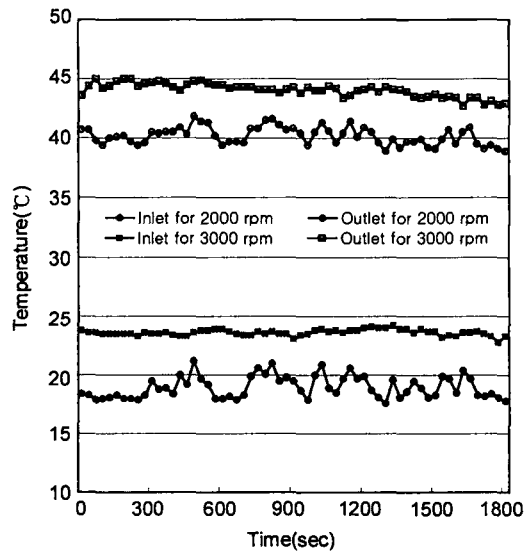


Fig. 3 Temperature history of the air at the condenser inlet and outlet depending on time for the compressor driving speed of 2,000 and 3,000 rpm for the air mass flow rate of 12.0 cmm.

유입시켰는데, 그 온도 변화는 실험기간 중 17~23℃ 범위내에 있었다. 응축기를 통과한 후의 공기 온도는 약 40~44℃를 전후하여 유지되었으며, 그 변동폭은 적었다. 본 실험에서 공기와 열교환되는 응축기 내부의 냉매 온도는 응축기 입구에서 76~107℃, 출구에서 28~32℃ 범위를 나타내고 있었는데 출구 부분의 온도를 기준으로 살펴 볼 때 열교환 면적은 충분한 것으로 판단된다.

나. 압축기 투입동력

압축기 구동에 들어가는 동력은 표 5에 나타난 바와 같이 실험조건에 따라 평균 1.46kW를 기준으로 약간씩 다르게 나타났으며 각각의 값을 적용하여 성능계수를 구하였다.

다. 경시별 성능계수

경시별 성능계수 변화를 알아보기 위하여 압축기 회전속도 2,000 rpm 일 때의 경우를 살펴보면 그림 4에 나타난 바와 같다. 경시별 성능계수는 경시별 열유속을 이용하여 계산한 것인데 실험에서 난방열유속은 대개 4.5~6.5kW 정도로 나타났으며, 물냉각열유속은 초기의 과도기간을 제외하면 약 1.5~2kW으로 나타났다. 경시별 성능계수 변화를 그림 4에서 살펴보면 공기와 물의 입구상태에 따라 성능계수가 다르게 나타났던 바 난방측 성능계수는 실험기간 중 대개 2.6~3.8 범위에서 변하고 있으며, 냉방측 성능계수는 실험 초기를 제외하면 1.0~1.4 범위에서 변한다고 볼 수 있다. 역카르노 사이클의 경우 성능계

수 이론 계산식에 의하면 난방측 성능계수는 냉방측 성능계수보다 1이 큰 것으로 나타나는데 비해 본 연구의 실험 분석에서는 그 차이가 약 2정도로 나타나는 바 이는 실험 장치의 구성에서 각종 계측 장치와 냉매 역순환을 위한 배관의 증가 등으로 인해 주변과의 단열이 엄격하지 못한 때문으로 판단되는데 이러한 현상은 저온측 흡열을 위한 증발기부의 열교환 능력이 부족할 경우 등에는 그 보조역할을 수행하는 것으로도 볼 수 있을 것이다. 성능계수는 본 연구에

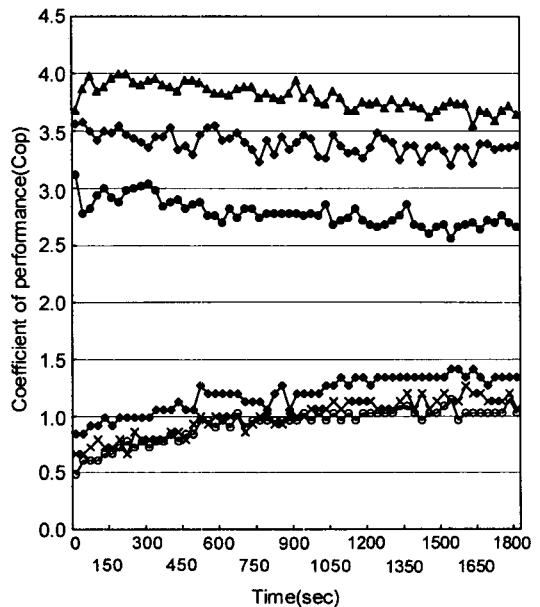


Fig. 4 History of coefficient of performance of the heat pump for air-heating and water-cooling depending on time at 2,000 rpm of the compressor driving speed.

Table 5 Electric power input to drive the compressor

		Air mass flow rate(mm)			Average
		12	14.8	17.4	
Compressor driving speed (rpm)	2,000	1.48	1.57	1.73	1.59
	2,500	1.49	1.39	1.39	1.42
	3,000	1.37	1.39	1.32	1.36
Average		1.45	1.45	1.48	1.46

서처럼 증발기와 응축기의 입출구에서의 물과 공기의 열량변화를 이용해서 분석할 수도 있으나 냉매의 엔탈피와 유량을 이용하여 계산할 수도 있을 것이며, 이는 앞으로의 과제로 남겨두고자 한다. 그럼에서 냉방성능계수는 12.0 cmm에서 가장 크게 나타났고, 난방성능계수는 14.8cmm에서 가장 크게 나타났던 바 이것은 고온열원측의 응축기 방열유체인 공기의 온도와 저온열원측의 증발기 열교환유체인 물의 온도가 실험기간 중 변하고 있으며, 열원의 온도에 따라 성능계수가 영향을 받기 때문이다. 즉, 14.8 cmm에서는 응축기유입공기의 온도가 상대적으로 낮았기 때문에 열교환능력이 증가하여 성능계수가 상승하게 되고 12.0cmm에서는 증발기유입온도가 상대적으로 높았기 때문으로 판단되었다. 그리고 난방기 열교환 유체, 즉, 응축기속의 냉매를 냉각시키는 과정에서 스스로의 온도가 상승하는 유체가 본 실험에서는 공기인데 냉각 유체가 물인 경우에는 성능계수가 약 3, 냉각 유체가 물인 경우에는 약 5~6 정도로 본 실험에서는 상당히 양호한 성능계수를 나타내고 있는 것으로 판단된다.

라. 압축기 구동회전속도 및 송풍기의 풍량 별 성능계수 변화

압축기의 구동회전속도와 송풍기의 송풍량 수준이 열펌프의 난방 성능계수와 냉방 성능계수에 미치는 영향을 살펴보면 그림 5에 나타난 바와 같다. 그림에서 알 수 있듯이 난방 성능계수는 대개 2.8~3.9 범위에서, 냉방 성능계수는 약 0.9~1.2 범위에서 분포하고 있었으며, 압축기의 회전속도와 송풍기의 송풍량의 수준에 따라 일정한 변화 경향을 나타내지는 않았다. 이것은 열펌프의 성능계수는 냉매의 물리에 르선도를 고려하면 기본 사이클에서는 냉매유량과 같은 열펌프의 크기에 관계없이 사용온도 조건에 따라 결정되는 값으로 볼 수 있기 때문으로 볼 수 있고, 또한 응축기나 증발기에서의 열교환 열유속이 열교환 유체의 유량과 온도차, 그리고 전열 면적에 따라 좌우되는데 본 실험에서는 그것들이 충분하기 때문으로 판단된다. 즉, 전열 면적이 송풍기의 최저

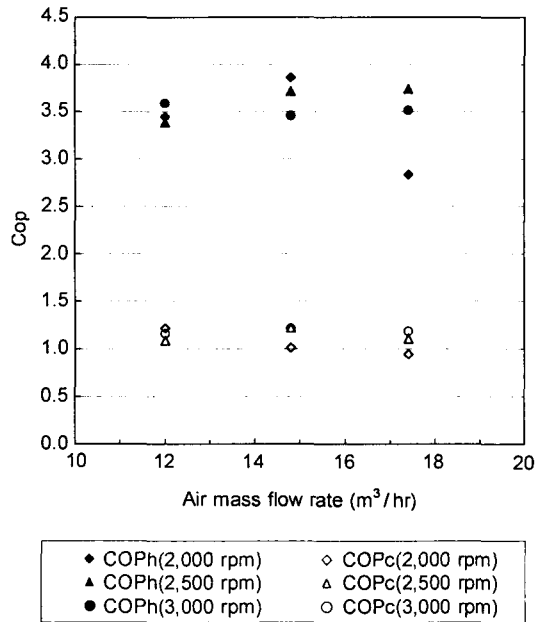


Fig. 5 Coefficient of performance for heating and cooling of the heat pump depending on the air mass flow rate and the compressor driving speed.

실험 수준에 해당하는 풍량으로 충분하기 때문으로 판단되고 이것은 증발기에서도 마찬가지이기 때문으로 판단된다.

마. 공기온도와 성능계수의 관계

열펌프의 성능은 응축기에서 열을 쉽게 방출할 수 있으면 성능향상이 기대되며, 그것은 본 실험에서와 같이 응축기 공냉식, 즉, 공기 가열식에서는 공기 유량이 충분하고 유입공기 온도가 낮을수록 열교환 능력이 증대되어 충분한 열펌프 성능을 발휘할 수 있을 것이다. 이러한 관계를 알아보기 위하여 압축기 구동 회전속도와 송풍기 공기유량의 수준이 다를 때 응축기 유입공기온도 변화에 따라 난방 성능계수가 변화는 관계를 나타내어 보면 그림 6과 같다. 그림을 살펴보면 압축기와 송풍기의 구동속도에 따라 수준이 다르기는 하지만 유입공기온도가 높을수록 난방 성능계수는 낮아지는 경향을 나타내었다. 이것은

고열원의 온도, 즉, 유입 공기의 온도가 올라가면 응축기속의 고온의 냉매와의 온도차가 작게 되기 때문에 열교환 가능성이 적게 되어 성능계수가 내려가게 되는 것으로 판단된다. 고온열원인 유입공기의 온도와 난방 성능계수의 상관관계를 구해보면 표 6에 나

타낸 바와 같은데 공기유량 12.0cmm, 17.4cmm, 압축기구동회전속도 2,000, 3,000 rpm의 조합실험에서 그 상관관계는 대개 -0.5~-0.6 정도를 나타내고 있다. 즉, 공기 입구온도가 높아지면 난방 성능계수는 낮아지게 된다. 그리고 저온열원인 물의 유입온도와 난방 성능계수와의 상관관계는 표 6에 나타난 바대로 0.536~0.774 범위에 있으며 물의 유입온도가 올라갈수록 난방 성능계수는 올라가게 된다. 이것은 물의 온도가 올라가게 되면 증발기 내의 냉매가 쉽게 열을 흡수할 수 있게 되기 때문이다. 이러한 원리로 인하여 일반적으로 열펌프에서는 저열원과 고열원의 온도차가 적을수록 열펌프 성능계수가 증가하게 된다.

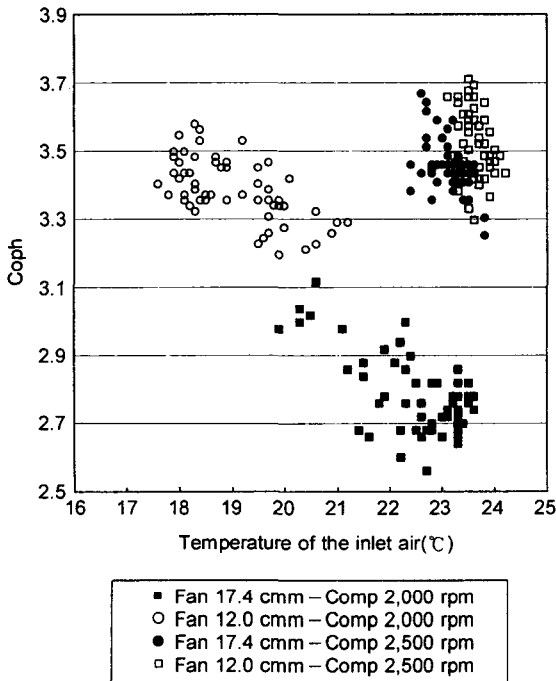


Fig. 6 Variation of coefficient of performance of the heat pump for air-heating depending on the air inlet temperature.

바. 물의 온도와 성능계수와의 관계

저열원인 물의 온도가 난방 성능계수에 미치는 영향을 알아보면 그림 7과 8에 나타난 바와 같이 물의 유입온도가 높을수록 난방성능계수가 높게 나타났는데 그것은 열펌프의 난방 성능계수는 저열원과 고열원의 온도차가 적을수록 높게 나타나기 때문으로 판단된다. 그 상관관계는 표 6에 나타난 바대로 0.54~0.77 정도로 나타났으며, 난방 성능계수에 대한 영향은 고열원인 인입 공기의 온도보다 저열원인 물의 온도에 의한 영향이 크게 나타났다. 그것은 물의 비열이 크고 실험에 사용된 물의 온도가 비교적 높기 때문으로 판단된다.

Table 6 Correlation factor between coefficient of performance for air-heating and temperature of water and air Combination of the operating levels

		Combination of the operating levels			
		F1 - C1	F1 - C3	F3 - C1	F3 - C3
Temperature	Water	0.600	0.643	0.774	0.536
	Air	-0.614	-0.255	-0.621	-0.521

* F1 : Fan 12.0 m³/min. C1 : Compressor revolution speed 2,000 rpm.
 F3 : Fan 17.4 m³/min. C3 : Compressor revolution speed 3,000 rpm.

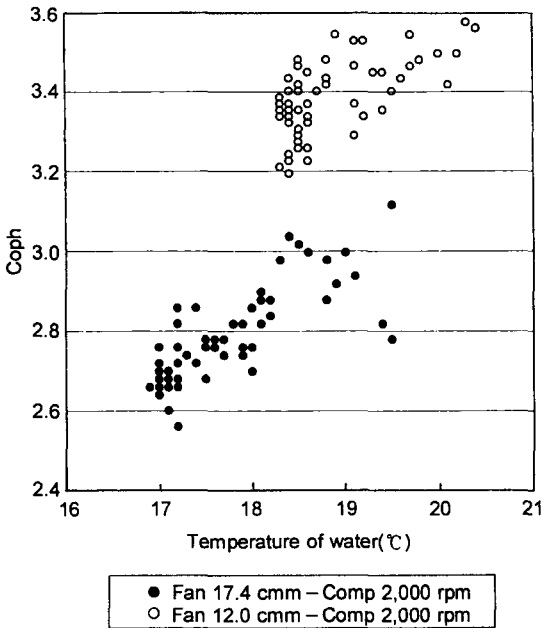


Fig. 7 Variation of coefficient of performance of the heat pump for air-heating depending on the water inlet temperature.

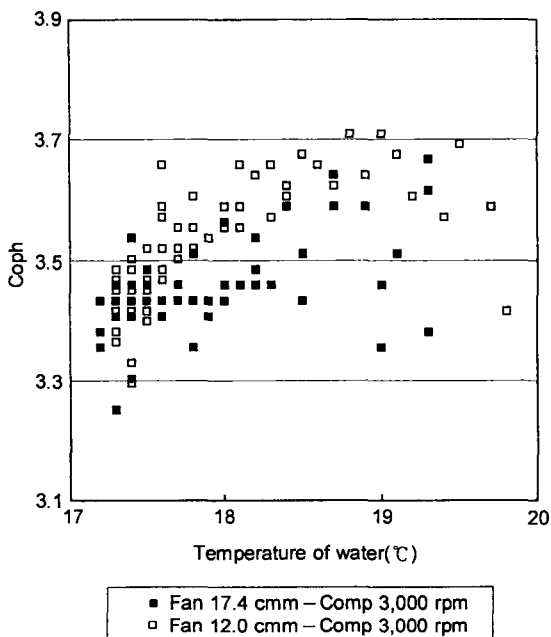


Fig. 8 Variation of coefficient of performance of the heat pump for air-heating depending on the water inlet temperature.

4. 요약 및 결론

본 연구에서는 대체냉매 HFC-134a를 사용한 물-공기 증기 압축식 소형 열펌프를 제작, 운전하여 열펌프 운전환경으로서의 고열원과 저열원의 수준에 따라, 그리고 열펌프 압축기 구동 회전속도와 응축부 송풍기 공기유량의 수준에 따라 열펌프의 성능계수를 분석하므로써 냉난방 겸용 열펌프의 실용화를 위해 최대 성능계수 구형과 안전된 운전조건을 규명하고자 하였다. 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

1) 열펌프 시스템 구성시 냉매의 흐름 방향을 반대 방향으로 할 수 있도록 배관 회로를 구성하여 냉방, 난방 실험이 되도록 구성하였다. 냉매는 대체 냉매인 HFC-134a로 하였으며, 저온 열원은 물, 고온 열원은 공기로 하여 물에서부터 열을 흡수하여 공기를 난방하도록 하였다. 응축기에서의 송풍기 공기유량을 12.0, 14.8, 17.4cmm의 3수준, 압축기 구동회전속도를 2,000, 2,500, 3,000 rpm으로 하여 각각을 조합하여 실험하였다.

2) 응축기로 들어가는 공기의 온도는 실험기간 중 17~23°C 범위내에 있었고, 응축기를 통과한 후의 공기 온도는 약 40°C를 전후하여 유지되었으며, 실험 초기를 제외하면 그 변동폭은 약 3°C 범위내에 있었다. 증발기로 들어가는 물의 온도는 17~20°C 범위였고, 증발기를 통과한 물의 출구온도는 15~19°C 범위로 나타났다.

3) 압축기 구동에 들어가는 동력은 실험조건에 따라 평균 1.46kW를 기준으로 약간씩 다르게 나타났으나 그 변동폭은 최대 0.28kW이었다. 난방 열유속은 약 5kW 정도를 나타내었으며, 흡수 냉방 열유속은 약 1.5~2kW 범위를 나타내었다.

4) 난방 성능계수는 2.6~3.8, 냉방 성능계수는 1.0~1.4 범위에서 변하고 있었으며, 성능계수는 압축기의 회전속도와 송풍기의 송풍량에 별로 영향을 받지 않는 것으로 나타났다.

5) 난방 성능계수는 실험수준에 따라 다르지만 대개 압축기 유입 물온도가 1°C 상승함에 따라 약 0.2 정도씩 상승하는 것으로 나타났으며, 유입공기온도가 높을수록 난방 성능계수는 낮아지는 경향을 나타

내었다.

참 고 문 헌

1. 강호철. 1999. 지열 냉난방 열펌프 시스템의 설계. 경상대학교 석사논문.
2. 선경호, 정현대, 김기선. 1997. 태양열 이용 비프레온계 $\text{CF}_3\text{CH}_2\text{F}$ (R-134a)를 적용 열펌프 시스템에 의한 학교 교실 난방에 관한 연구(II), 태양열 에너지 17(1):3-15.
3. 이건중, 송현갑. 1999. 저온측과 고온측 냉매간 열교환이 열펌프의 성능특성에 미치는 영향, 한국농업기계학회 1999년 동계학술대회 논문집 4-1. pp. 211-218.
4. 유영선, 장진택, 김영증, 윤진하, 이건중. 1999. 열재생 사이클을 이용한 히트펌프의 난방성능향상에 관한 연구, 한국농업기계학회 1999년 하계학술대회 포스터발표.
5. 윤용철, 서원명. 1997. Heat Pump를 이용한 온실 난방에 관한 실험적 고찰, 農業研究所報. 31. pp. 149-157.
6. Song, Hyun Gap, Young-Sun, Ryou, Jong-kil, Pag. 1996. Development of Heat pump System for the Greenhouse Heating, Proceedinga of ICAME, Volume III.
7. 青木伸雄. 1989. これからのバイテワ農業はどう変わる. 光琳.
8. 古在豊樹, 林眞紀夫. 1986. 園藝環境工學における最近の課題(5), ヒートポンプ(2)システム構成の種類と特徴, 農業および園藝. 61. pp. 779-787.