

# 엔진구동 지열 열펌프의 성능 분석(Ⅲ)<sup>†</sup>

— 대체냉매를 이용한 증기압축식 열펌프의 운전특성 —

## Performance Analysis of an Earth Coupled Heat Pump System Operated by an Engine(Ⅲ)<sup>†</sup>

— Operating Characteristics of a Vapour Compression type Heat Pump Using Alternate Refrigerant —

김영복*	이승규*	김성태*	송대빈*	강호철**
Y. B. Kim	S. K. Lee	S. T. Kim	D. B. Song	H. C. Kang

### ABSTRACT

This study was performed to get the optimal operating conditions of an water-air compact heat pump system using R-134a. The experiments was done for three elvels of the air mass flow rate and the compressor driving speed during air-heating process. The temperature of the air at the condenser inlet and outlet was 17~23℃, 36~44℃, respectively. The average temperature of the refrigerant at the evaporator and condenser was 10℃, 60℃, respectively. The temperature of the refrigerant was not depending on the air mass flow rate and the compressor driving speed. The pressure of the refrigerant at the condenser inlet and outlet was ranged of 10~18.5kg/cm<sup>2</sup> and that at the evaporator was ranged of 3.1~3.3kg/cm<sup>2</sup>. The pressure drop at the condenser and evaporator was about 1.5, 1.2 kg/cm<sup>2</sup>, respectively. The performance of coefficient for air heating was about 3.3~4.0.

**주요용어(Key Words):** 열펌프(Heat pump), 공기온도(Air temperature), 물온도(Water temperature), 냉매온도(Refrigerant temperature), 냉매압력(Refrigerant pressure)

### 1. 서 론

농업생산이 자연환경에 의존하던 형태에서 안정적 인공환경제어 생산이 증가함에 따라 겨울철 난방은 물론 여름철 냉방까지 필요하게 되어 에너지

소비가 늘어나는 것은 물론 설비도 난방설비, 냉방설비가 필요하게 되었다. 따라서 운전방법에 따라 냉방기능과 난방기능을 발휘할 수 있는 열펌프와 같은 장치가 필요하게 된다. 열펌프(Heat pump)는 暖房, 冷房, 除濕, 冷却, 加熱 등 열과 수분의 이동을 조

<sup>†</sup> 본 연구는 1997년도 학술진흥재단의 공모과제연구비에 의하여 연구되었음.

\* 경상대학교 농업기계학과, 농어촌개발연구소

\*\* 경상대학교 농업기계공학과 인턴연구원

결할 수 있는 다목적 환경조절장치로서 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 청정 에너지인 지열이용이 가능하다는 등의 장점도 있다.

열펌프의 기초 이론은 1824년 Carnot에 의하여 처음으로 제안(望月貞雄, 1982) 되었으며, 1852년 영국의 물리학자인 Kelvin은 냉동 장치가 난방용으로도 사용될 수 있다는 주장을 처음으로 하였다(Harry, 1983). 이후 열펌프에 대한 기술은 점차 발전하여 압축기의 성능이 향상되면서 더욱 발전하였고, 1973년과 1978년 오일쇼크 이후 기술적으로 상당히 발전된 열펌프가 개발되었다.

국내에서도 열펌프에 대한 연구가 진행되어 왔으며, 그것은 宋(1996) 등에 의한 온실난방을 위한 히트펌프시스템 개발에 대한 연구, 최(1993)에 의한 축열식 열펌프의 적용사례, 金(1987) 등에 의한 축열수조를 이용한 열펌프 난방 특성에 대한 연구 등이 있다. 그리고 일본에서는 열펌프의 농업에 대한 응용 연구가 상당히 진행되었으며, 미국의 J. E. Bose (1985)와 Oklahoma주립대(1988)에서는 지중열교환 방식으로 지열을 교환시켜 히트펌프의 열원으로 이용하는 시스템의 전반적인 사항에 관해 조사 연구한 바 있다. 그리고 Lee Miles(1994), Harry J. Sauer, JR (1983) 등은 히트펌프의 구성, 사용, 경제성, 유지관리 등 이론과 실제의 일반적인 사항에 대하여 설명한 바 있고, 미국 냉동서어비스 엔지니어학회에서는 히트펌프의 설계와 평가를 위한 지침을 제시하였다.

본 연구에서는 저열원을 물, 고열원을 공기로 한 대체냉매 증기압축식 열펌프를 설계, 제작, 실험하여 운전조건에 따라 공기와 물의 온도변화, 열펌프 냉매의 압력과 온도변화를 분석하여 실용화를 위한 제작, 운전자료로 활용하고자 하였다. 열펌프 장치의 구성에 있어서 필요에 따라 냉방과 난방 사이클을 바꿀 수 있도록 배관계통을 구성하였고, 실험은 공기를 가열하는 과정에 대해 실시하였으며, 경시별 온도와 압력변화, 운전조건별 온도와 압력변화를 분석하였다. 운전조건은 응축부 송풍공기유량의 수준을 3수준, 압축기 구동회전수를 3수준으로 하였다.

## 2. 재료 및 방법

### 가. 열펌프 실험장치 시스템

본 실험에 사용한 열펌프 실험 장치는 열펌프 성능실험에 대한 본 연구자들의 다른 논문, 즉, 한국농업기계학회지 제24권 제6호에 나타난 제2보와 동일하며, 그 개략도를 나타내면 그림 1과 같다. 실험 장치는 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 증기 압축식 열펌프 시스템을 구성하였다. 응축기의 열교환 공기 유량을 조절할 수 있도록 별도의 저항을 이용한 조절 스위치로 송풍기 구동모터의 회전속도를 3단으로 제어할 수 있도록 하였고, 벨트전동형 개방형압축기의 회전속도를 정밀 제어하여 그 영향을 분석하기 위하여 압축기의 구동원을 변속 전동기로 하여 제어하였다.

### 나. 계측 장치

냉매의 압력변화를 측정하기 위하여 압축기 전후, 팽창밸브 전후의 4곳에 눈금식 압력계를 설치하였으며, 증발기 열교환기에서의 물 순환량을 계측하기 위해 적산 물유량계를 설치하여 단위 시간당 유량을 산정하였던 바 실제 계량치와 비교한 후 이상없음을 확인하고 사용하였다. 그리고 열펌프 구동에 필요한 전력량을 측정하기 위하여 압축기 구동용 가변속 전동기에 소요되는 전력을 측정하기 위한 적산 전력계와 응축기에서 공기 순환용 팬 구동 전동기에 소요되는 전력을 측정하기 위해 각각 적산 전력계를 설치하여 적산 전력량을 측정하여 공급 전력을 계산하였다. 이때 열펌프 성능계수 분석을 위한 순수 전동기 공급 동력을 알아보기 위해 실험번호의 수준별로 전동기를 공회전시켜 그 때의 소요동력을 측정하였으며, 이 값을 열펌프 구동에 소요된 전동기 동력에서 빼므로써 열펌프 구동에 투입된 순수 소요 동력을 계산하였다. 각 위치에서의 냉매온도, 공기와 물의 입출구 온도 등을 측정하기 위해 열펌프 실험에서 다점온도 기록계를 설치하였으며, 데이터처리를

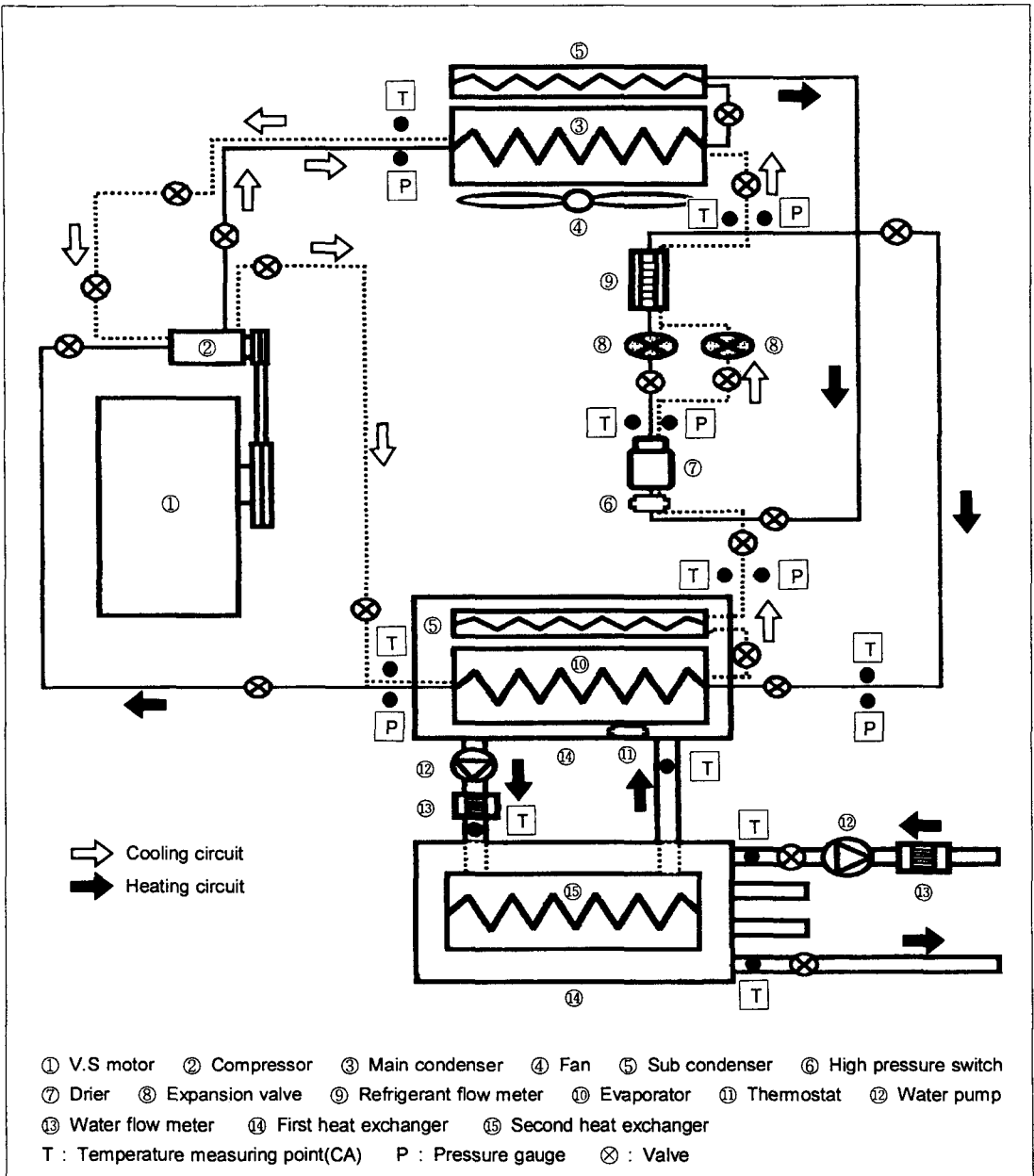


Fig. 1 Block diagram of heat pump system for experiments.

원활히 하기 위하여 온도 데이터를 다점온도계를 통하여 입력하였다. 이때 온도센서는 K Type(CA)을 사용하였다. 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.

#### 다. 실험방법 및 성능계산

##### (1) 실험방법

열펌프 실험은 압축기의 회전속도 2,000, 2,500, 3,000 rpm의 3수준, 송풍기 구동회전속도 3수준, 즉, 12.0, 14.8, 17.4 m<sup>3</sup>/min으로 하여 각각을 조합하여

실험하였다. 실험은 규정된 실험설계 수준에서 열펌프를 구동하면서 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 공급크기가 변하지 않음을 확인한 후 실험을 시작하여 초기 과도기간이 지난 후부터 실험종료 직전까지의 값을 계속하여 이용하였다.

(2) 성능계수 계산식

열펌프의 실험 성능척도로서 열펌프의 난방 및 냉방 성능계수는 다음 식으로 계산하였다.

$$Coph = (m_a \times C_{p_a} \times \Delta T_a) / (W_{motor-load} - W_{motor-idle}) \dots\dots\dots (1)$$

- 단, Coph : 난방성능계수.
- ma : 공기유량.
- C<sub>pa</sub> : 공기비열.
- ΔT<sub>a</sub> : 공기온도차
- W<sub>motor-load</sub> : 압축기구동시의 모터투입동력.
- W<sub>motor-idle</sub> : 공회전운전시의 모터투입동력.

$$Copc = (m_w \times C_{p_w} \times \Delta T_w) / (W_{motor-load} - W_{motor-idle}) \dots\dots\dots (2)$$

- 단, Copc : 냉방성능계수. m<sub>w</sub> : 물 유량.
- C<sub>pw</sub> : 물 비열. ΔT<sub>w</sub> : 물 온도차

3. 결과 및 고찰

가. 물 온도의 변화

열펌프 증발기를 통과할 때 증발기내의 냉매의 증발열을 공급해 주는 물의 경시별 온도변화를 알아보기 위하여 압축기 구동 회전속도 2,000 rpm일 때 송풍기의 공기유량 수준별로 증발기로 들어오는 입구 물 온도와 출구 물 온도를 나타내면 그림 2와 같다. 입구 물 온도변화에 따른 열펌프 성능 변화를 알아보기 위하여 일정 온도를 제어하지 않고 수돗물을 공급하였기 때문에 그에 따라 시간 경과에 따라 약

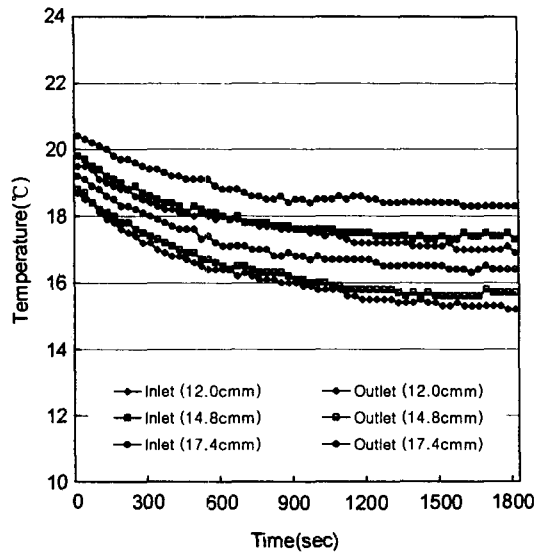


Fig. 2 Temperature history of the water at the evaporator inlet and outlet depending on time as function of the air mass flow rate(cmm) for the compressor driving speed of 2,000 rpm.

간식 하강하고 있으며, 그 범위는 20°C에서 17°C 정도까지였다. 이에 따라 증발기를 통과하는 물의 출구 온도는 약 19°C에서 15°C 정도까지 변하고 있었다. 물의 입출구 온도차가 비교적 적은 것은 증발기내의 냉매와 물의 열교환을 활발히 하기 위하여 그 열교환기 내에 교란판을 설치하고 물의 유동을 증대시킬 목적으로 유량을 조절하였기 때문이다.

나. 공기온도의 변화

열펌프의 응축기를 통과하여 그 온도가 상승하는 공기의 경시별 변화를 알아보기 위하여 공기유량 12.0 m<sup>3</sup>/min일 때 압축기 구동회전속도의 수준별로 그 변화를 나타내면 그림 3과 같다. 공기의 유입온도는 일부구간을 제외하면 22~23°C 범위내에 있었고, 응축기를 통과한 후의 공기온도는 약 36~37°C 범위로 나타났다. 일반적으로 온풍온도는 30~40°C 정도로 운전된다.

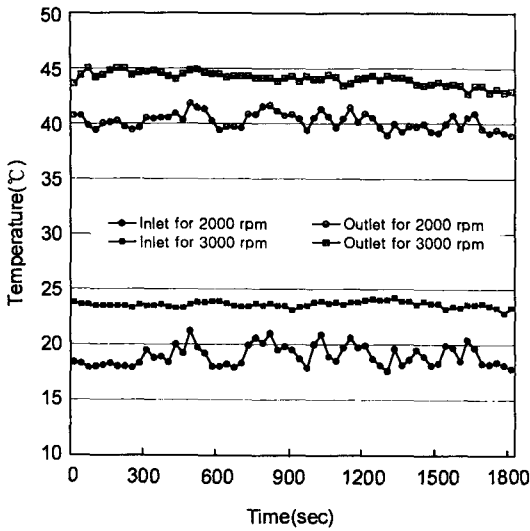


Fig. 3 Temperature history of the air at the condenser inlet and outlet depending on time for the compressor driving speed of 2,000 and 3,000 rpm for the air mass flow rate of 12.0 cmm.

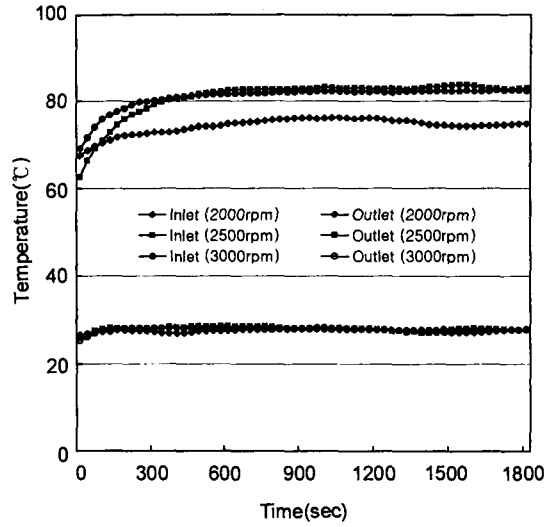


Fig. 4 Temperature history of the refrigerant at the condenser inlet and outlet depending on time for three levels of the compressor driving speed for the air mass flow rate 17.4cmm.

다. 응축기 냉매온도

응축기 입구와 출구에서의 경시별 냉매 온도변화를 살펴보기 위하여 송풍기 공기유량 17.4cmm일 때를 나타내면 그림 4와 같다. 그림을 살펴보면, 열펌프 운전 초기의 과도 구간을 제외한 응축기의 입구 냉매온도는 압축기 구동회전속도에 따라 약 75~84°C 정도로 나타났다. 한편, 응축기의 출구 냉매온도는 실험변수의 수준, 즉, 압축기의 회전속도나 송풍기의 송풍량에 상관없이 약 27°C로 유지되고 있으며, 실험변수의 수준이 변하더라도 약 5°C 이상의 차이를 나타내지는 않았다.

본 실험에서와 같이 응축 냉매의 냉각을 공냉식으로 할 때에는 응축 온도와 공기 온도와의 차는 12~15°C 정도가 되고 수냉식에 비해 열관류율이 불량하기 때문에 응축압력이 높게 되고 응축기의 소요동력이 증가하며, 기온의 변동에 의하여 응축능력이 변하는 결점이 있으나 열펌프로 사용될 경우 증가된 소요동력은 난방열원으로 회수 할 수가 있게 된다. 한편, 압축기의 구동 속도와 송풍기의 공급 유량별 응축기 입출구에서의 냉매 온도 변화를 살펴보면 그림 5에

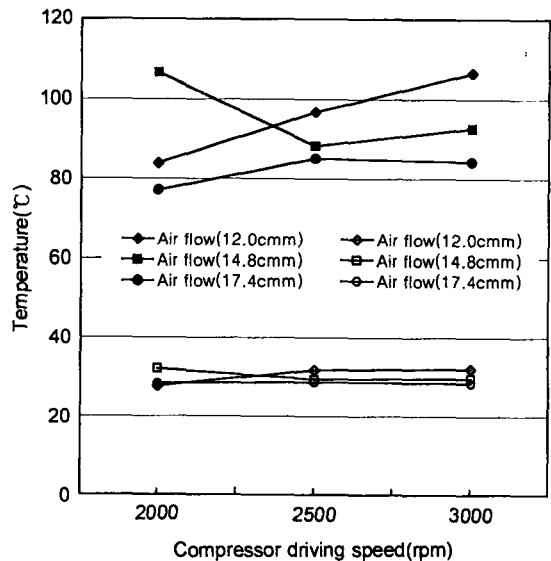


Fig. 5 Temperature variation of the refrigerant at the condenser inlet depending on compressor driving speed (rpm) as function of the air mass flow rate (cmm).

나타난 바와 같다. 그림은 각 실험 단위별로 초기 과도기간 10분간을 빼 나머지 실험기간, 즉, 20분간의 측정 평균값을 나타낸 것으로서, 응축기 입구와 출구의 냉매온도 변화는 압축기 구동회전속도나 송풍기 공기유량의 수준과 상관없이 없는 것으로 나타났다. 실험 범위 내에서 응축기 입구 냉매온도는 76~107℃, 출구 냉매온도는 28~32℃ 정도 범위에서 변하고 있으며, 그 평균온도는 약 60℃가 된다. 한편, 열펌프의 성능계수를 크게 하려면 응축온도를 낮게, 증발 온도를 높게 하면 되는데 응축 온도는 냉매를 응축시키기 위한 냉각 유체로서의 공기나 물의 온도에 따라 좌우된다. 일반적으로 응축온도가 높아지면 공기온도나 온수온도를 높일 수 있어서 송풍기와 덕트를 소형으로 할 수 있으나 성능계수가 저하되고 압축기 마력이 증대되며, 또 압축비가 크게 되므로 효율이 떨어진다.

라. 증발기 냉매온도

증발기 입출구 냉매온도의 경시별 변화를 알아보기 위하여 응축기 송풍 공기유량이 14.8cmm일 때의

압축기 구동회전속도 수준별 경시변화를 나타내면 그림 6과 같다. 그림을 살펴보면 증발기 입구 냉매온도는 약 9~7℃, 증발기 출구 냉매온도는 약 13~11℃ 범위에서 시간 경과에 따라 서서히 하강하는 경향을 보였으나 실험 초기의 과도기간을 고려하면 경시별 변화는 별로 없는 것으로 판단된다. 그리고 증발기 입출구 냉매온도는 압축기구동 회전속도와 상관없이 없어 보이는데 그것은 그림 7에 나타난 증발기 입출구 냉매온도는 압축기구동 회전속도와 송풍기 공기유량 수준별로 나타낸 것으로서 각각 실험초기의 과도기간인 10분 동안의 자료를 제외한 나머지 20분간의 운전자료를 평균한 값이다. 그림 7을 살펴보면 압축기 구동회전속도나 송풍기 공기유량의 수준과는 상관없이 증발기 입구 냉매온도는 약 12℃, 출구 냉매온도는 약 8℃를 나타내고 있으며 평균 약 10℃를 나타내고 있다. 이것은 팽창밸브의 기능에 따라 증발기 출구 냉매온도가 조절된 온도로 유지되도록 되어있기 때문으로서 이를 위해 팽창밸브의 열림정도가 조절되어 냉매유량이 조절되기 때문으로 판단된다. 본 실험을 위해 제작된 열펌프의 팽창밸브는 가장 많이 사용되는 냉매제어용 장치로서 이

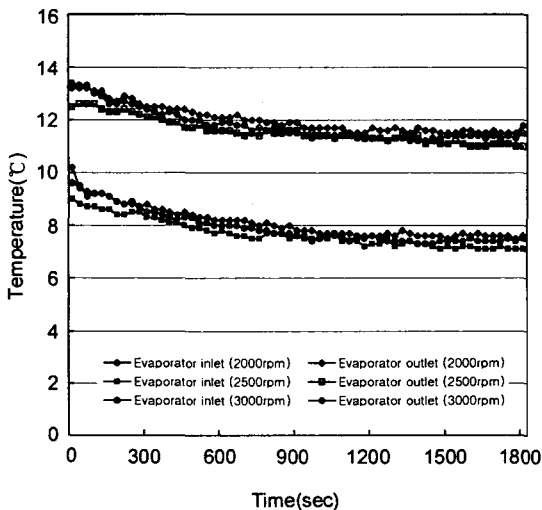


Fig. 6 Temperature history of the refrigerant at the evaporator inlet and outlet depending on time as function of the compressor driving speed for the air mass flow rate of 14.8cmm.

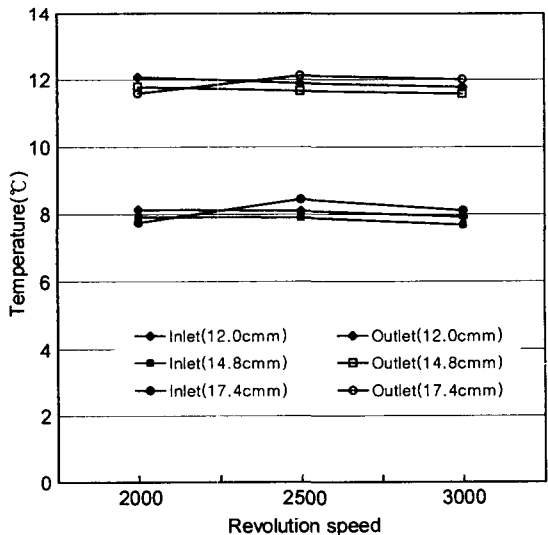


Fig. 7 Average temperature of refrigerant at the evaporator inlet and outlet depending on the compressor driving speed (rpm) as function of the air mass flow rate (cmm).

Table 1 Properties of R-134a

Temperature(℃)		Saturated pressure (kPa)	Enthalpy of saturated liquid(kJ/kg)	Enthalpy of saturated vapour(kJ/kg)	Entropy (kJ/kg.K)
Evaporatoer	10	415	62.6	253.5	0.916
Condenser	60	1,681	137.1	276.1	0.897
Critical point	101.15	4,064	240		0.77

팽창밸브는 증발기와 압축기 사이의 냉매가스의 온도를 감지하여 그 온도에 따른 냉매의 포화압력과 팽창밸브내 다이어프램 하단에 작용하는 증발기 유입 냉매압력 및 조절 스프링 압력의 합력과의 평형 관계에 의해 밸브가 열리고 닫히는 정도를 조절하여 냉매의 유량을 조절하는 온도조절 팽창밸브(thermostatic expansion valve)이다. 증발기 부하가 증가하면 증발기 출구냉매의 과열도가 증가하여 높은 온도와 압력에 의해 팽창밸브를 열게 되고, 이에 따라 냉매유량이 증가하게 된다. 반대로 증발기 부하가 감소하면 과열도가 감소하게 되고 팽창밸브는 닫혀 냉매유량이 감소하게 된다. 열펌프의 성능과 소요동력에 크게 영향을 미치는 두 인자는 증발온도와 응축 온도인데 실험에서 증발온도를 10℃, 응축온도를 60℃라고 할 때 냉매 R-134a의 물리에르선도와 특성치값을 참고하여 그때의 특성치값을 나타내면 표 1과 같다.

물리에르선도상에 응축기에서의 과냉과 증발기에서의 과열이 없는 기준사이클을 작도하여 압축기에서의 단열압축선을 따라 압력 1,681 kPa일 때의 상태점을 찾아 엔탈피를 구하면 275 kJ/kg이 되는데 이를 토대로 난방성능계수를 구하면 약 6.4가 된다. 이는 상당히 높은 값이므로 실제로는 압축기동력과 비가역손실, 단열손실 등으로 이보다 낮아지게 된다.

#### 마. 응축기 냉매압력

열펌프내의 냉매 압력변화 상태를 알아보기 위하여 압축기 구동회전속도 3,000 rpm일 때 송풍기의 송풍량별로 나타내어 보면 그림 8과 같다. 그림을

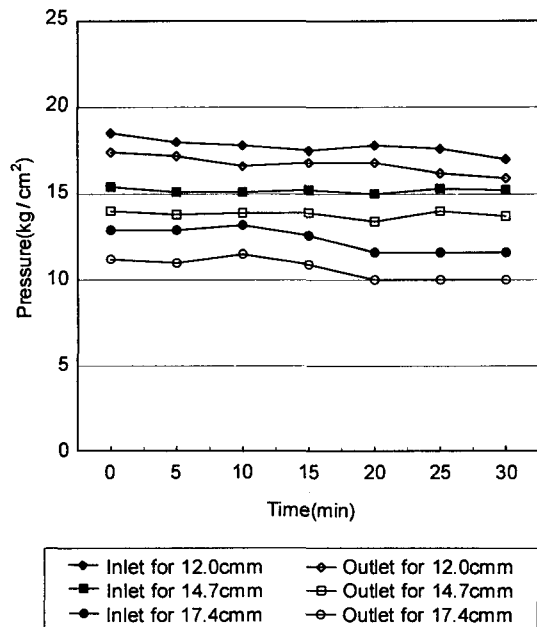


Fig. 8 Pressure history of the refrigerant at the condenser inlet and outlet depending on time for three levels of the air mass flow rate(cmm) for the compressor driving speed of 3,000 rpm.

살펴보면, 송풍기의 공기유량 범위 12.0~17.4cmm에서 응축기 입출구 압력은 약 10~18.5kg/cm² 범위내에 있으며, 입구와 출구의 압력차는 송풍기의 송풍량이 12.0, 14.8, 17.4cmm으로 변할 때 각각 1.0, 1.6, 1.7kg/cm² 정도를 나타내었다. 냉매의 상태를 파악하기 위해 압력과 온도와의 관계를 알아보면 압축기 회전속도 300 rpm, 송풍기 공기유량 12.0 cmm일 때의 응축기내의 압력을 약 11kg/cm², 압축기회전속도

300 rpm, 송풍기 공기유량 17.4 cmm일 때의 압력을 약 18.5kg/cm<sup>2</sup>이라고 하면 이때의 포화온도는 각각 41.8℃, 58.2℃가 되는데 측정된 실제의 냉매온도는 각각 56℃, 67.5℃로서 냉매 과열도가 상당히 높은 상태에서 운전되고 있다는 것을 알 수 있다.

바. 증발기 냉매압력

경시별 증발기 입출구 냉매압력 변화를 알아보기 위하여 응축부 송풍기 공기유량이 12.0cmm일 때의 경시별 변화를 압축기 구동회전속도 수준에 따라 나타내어 보면 그림 9와 같다. 그림을 살펴보면 압축기 구동회전속도의 수준이나 시간의 경과가 증발기 출구 냉매압력에 영향을 미치는 것으로 보기 어렵다.

그리고 압축기의 구동속도와 응축기에서의 공급 공기유량 변화에 따른 증발기의 입출구 냉매압력의 변화 관계를 살펴보면 그림 10과 같다. 이 그림

은 각각 실험초기의 과도상태 구간인 10분간을 제외한 나머지 실험기간의 평균값을 나타낸 것으로, 증발기 입구 냉매압력은 3.1~3.3kg/cm<sup>2</sup>, 출구 냉매압력은 1.8kg/cm<sup>2</sup> 범위내에서 변하고 있으며, 그 압력차는 약 1.2 kg/cm<sup>2</sup>로 나타났다. 그리고 압축기의 구동속도나 공급 공기유량에 따라 증발기 입출구 냉매압력이 변한다고 보기는 어려운 것을 알 수 있다. 증발기 부분의 입구 평균압력을 3.2kg/cm<sup>2</sup>, 출구 평균압력을 1.8kg/cm<sup>2</sup>이라고 할 때, 실험에 사용된 냉매 HFC-134a의 이 압력에서의 포화 온도는 열역학적 성질표에 의하면 각각 1.74℃, -12.1℃가 되는데 실제 측정된 증발기 입출구 온도는 실험 구간에서 입구온도 12℃, 출구 온도 8℃ 정도로서 상당한 차이가 있다. 이것은 12℃와 8℃에서의 포화압력이 각각 4.54kg/cm<sup>2</sup>, 3.976kg/cm<sup>2</sup>인 점을 감안하면 계측 기간의 압력 손실이 상당한 것으로 판단된다.

사. 성능계수

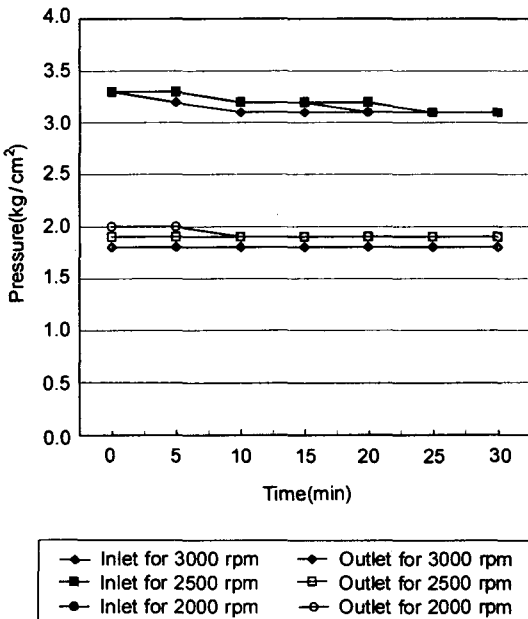


Fig. 9 Pressure history of the refrigerant at the evaporator inlet and outlet depending on time for three levels of the compressor driving speed for the air mass flow rate of 12.0cmm.

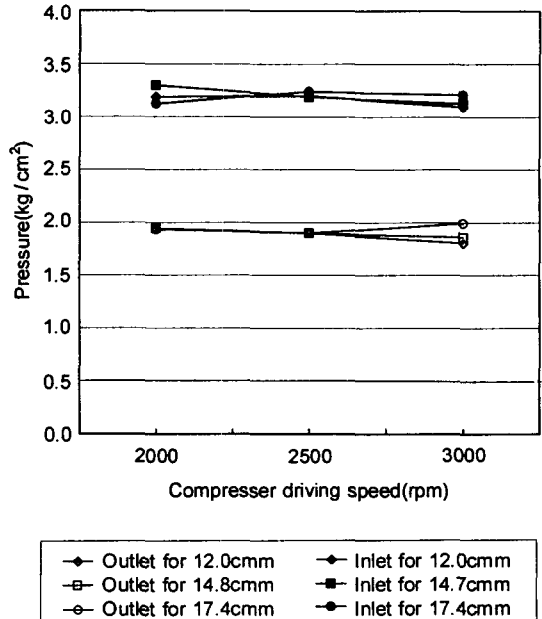


Fig. 10 Average pressure variation of refrigerant at the evaporator inlet and outlet depending on the compressor driving speed depending on the compressor driving speed(rpm) as function of the air mass flow rate(cmm).



성능계수는 압축기의 회전속도와 송풍기의 송풍량에 별로 영향을 받지 않은 채 난방성능계수는 대개 3.3~4.0, 냉방 성능계수는 초기 과도기간을 제외하면 1.1~1.5 범위에 분포하고 있었다. 이것은 시중의 열펌프에 비해서는 비교적 높은 성능이지만 증발기와 응축기에서의 냉매온도를 기준으로 한 기준 냉매사이클에 비교할 때는 비가역 손실과 단열손실 등이 상당한 것을 알 수 있다.

#### 4. 요약 및 결론

본 연구에서는 저열원을 물, 고열원을 공기로 하고 대체냉매 HFC-134a를 사용한 증기압축식 소형 열펌프를 설계, 제작, 실험하여 운전조건에 따라 공기와 물의 온도변화, 열펌프 냉매의 압력과 온도변화를 분석하여 실용화를 위한 제작, 안정된 운전자료로 활용하고자 하였다. 결과를 요약하면 다음과 같다.

1) 열펌프 장치의 구성에 있어서 필요에 따라 냉방과 난방 사이클을 바꿀 수 있도록 배관계통을 구성하였고 실험은 공기를 가열하는 과정에 대해 실시하였다. 운전조건은 응축부 송풍기 공기유량의 수준을 3수준, 압축기 구동회전속도를 3수준으로 하였다.

2) 응축부의 공기 유입온도는 17~23℃, 응축기를 통과한 후의 공기온도는 약 36~44℃ 범위로서 일반적인 공기가열 열펌프의 운전범위로 나타났으며, 증발기 유입 물온도는 17~20℃, 유출 물온도는 15~19℃ 범위로 나타났다.

3) 응축기 입구 냉매온도는 76~107℃, 출구 냉매온도는 28~32℃ 정도 범위에서 변하고 있으며, 그 평균온도는 약 60℃가 된다. 증발기 입구와 출구에서의 냉매온도는 압축기 구동회전속도나 송풍기 공기유량의 수준과는 상관없이 각각 약 12℃, 8℃를 나타내었으며, 평균 약 10℃를 나타내었다. 이것으로 보아 온도조절 팽창밸브의 기능이 비교적 정확하게 작동하는 것을 알 수 있었다.

4) 응축기 입구와 출구에서의 냉매압력은 송풍기의 공기유량 범위 12.0~17.4cmm에서 약 10~18.5kg/cm<sup>2</sup> 범위내에 있었으며, 입구와 출구의 압력차는 1.0~1.7kg/cm<sup>2</sup> 정도를 나타내었다. 응축기에서의 냉

매온도를 고려하면 과열도가 상당히 높은 상태에서 운전되고 있다는 것을 알 수 있었다. 증발기 입구 냉매압력은 압축기의 구동속도나 공기유량에 상관없이 3.1~3.3kg/cm<sup>2</sup>, 출구 냉매압력은 1.8kg/cm<sup>2</sup> 범위 내에서 유지되었으며, 입출구 압력차는 약 1.2kg/cm<sup>2</sup>로 나타났다. 증발기 입출구 온도가 각각 12℃, 8℃일 때의 포화압력이 각각 4.54kg/cm<sup>2</sup>, 3.976kg/cm<sup>2</sup>인 점을 감안하면 계측기간의 압력 손실이 상당한 것으로 판단되었다.

5) 증발기 과열과 응축기 과냉이 없이 60℃와 10℃ 사이에서 작동하는 R-134a 열펌프의 기본 사이클의 난방 성능계수는 약 6.4로 나타났다. 그런데 측정 계산된 난방 성능계수는 압축기의 회전속도와 송풍기의 송풍량에 별로 영향을 받지 않은 채 3.3~4.0, 냉방 성능계수는 초기 과도기간을 제외하면 1.1~1.5 범위에 분포하고 있었다. 이것은 시중의 열펌프에 비해서는 비교적 높은 성능이지만 증발기와 응축기에서의 냉매온도를 기준으로 한 기준 냉매사이클에 비교할 때는 비가역 손실과 단열손실 등이 상당한 것을 알 수 있었다.

#### 참 고 문 헌

1. 김효경 등. 1987. 축열수조를 이용하는 열펌프식 난방의 특성에 관한 연구. 공기조화·냉동공학 16(4)
2. 유영선, 장진택, 김영중, 윤진하, 이진중. 1999. 열 재생사이클을 이용한 히트펌프의 난방 성능향상에 관한 연구, 한국농업기계학회 1999년 하계학술대회 포스터발표.
3. 이진중, 송현갑. 1999. 저온측과 고온측 냉매간 열교환이 열펌프의 성능특성에 미치는 영향, 한국농업기계학회 1999년 동계학술대회 논문집 4-1. pp. 211-218.
4. 최병윤. 1993. 축열식 열펌프시스템 적용사례. 空氣調和·冷凍技術 22(2).
5. 日本施設園藝協會. 1992. 效率的エネルギー利用, 環境制御方式導入の手引.
6. 青木伸雄. 1989. これからのバイオテック農業はどうなる.光琳.
7. Harry, J. Sauer, JR, Ronald and H. Howell. 1983.

- Heat Pump Systems, John Wiley&Sons.
8. Bose, J. E., J. D. Parker and F. C. McQuiston. 1985. Design/Data manual for closed-loop ground-coupled heat pump systems, ASHRAE
  9. Lee Miles. 1994. Heat Pumps. - Theory and service -, Delmar.
  10. National Rural Cooperative Association. 1988. Closed-Loop/Ground-Source Heat Pump System Installation Guide. Oklahoma State University.
  11. Refrigeration Service Engineers Society, Heat Pump Designer-Estimator, RSES International Head quaters.
  12. Song, Hyun-Gap, Young-Sun, Ryou and Jong-kil, Park. 1996. Development of Heat Pump System for the Greenhouse Heating, Proceedings of ICAME, Volume III.