



## 저작자표시 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.
- 이차적 저작물을 작성할 수 있습니다.
- 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#) 

碩士學位論文

지하공기열 이용을 위한 제습 및  
난방 히트펌프시스템에 관한 연구

濟州大學校 大學院

機械工學科

高 智 云

2013年 2月



# 지하공기열 이용을 위한 제습 및 난방 히트펌프시스템에 관한 연구

指導教授 朴潤鐵

高智云

이 論文을 工學 碩士學位 論文으로 提出함.

2013年 2月

高智云의 工學 碩士學位 論文을 認准함.

審査委員長 \_\_\_\_\_ (印)  
委 員 \_\_\_\_\_ (印)  
委 員 \_\_\_\_\_ (印)

濟州大學校 大學院

2013年 2月

A study on the heat pump system with  
dehumidification function for the heat utilization  
of the underground air

Jiwoon Ko

(Supervised by professor Youn Cheol Park)

A thesis submitted in partial fulfillment of the requirement for the degree of  
Master of Engineering

2013. 2

Department of Mechanical Engineering  
GRADUATE SCHOOL  
JEJU NATIONAL UNIVERSITY

# 목 차

List of Figures .....	iv
List of Tables .....	vi
Nomenclature .....	vii
Summary .....	viii
I. 서 론 .....	1
1.1 연구의 배경 .....	1
1.2 연구동향 및 목적 .....	3
1.2.1 국내 시설원예 히트펌프 기술의 현황 .....	3
1.2.2 연구의 목적 .....	4
II. 이론해석 .....	5
2.1 성적계수 .....	5
2.2 냉각 제습능력 .....	6
2.3 습공기의 상태변화 .....	7
III. 제주도 지하공기열의 특성 .....	9
3.1 수평형 지하공기 취출시스템 .....	9
3.2 수직형 지하공기 취출시스템 .....	13
IV. 실험장치 및 실험방법 .....	17
4.1 환경제어설비 .....	17
4.2 히트펌프 시스템 .....	20
4.2.1 병렬증발 히트펌프 시스템 .....	22
4.2.2 직렬증발 히트펌프 시스템 .....	24

4.3 계측장치 .....	26
4.4 실험조건 및 실험방법 .....	29
V. 결과 및 고찰 .....	31
5.1 정상상태운전 특성 .....	31
5.2 병렬증발 히트펌프 시스템의 성능특성 .....	34
5.3 직렬증발 히트펌프 시스템의 성능특성 .....	46
5.4 히트펌프 시스템의 제습성능 .....	58
VI. 결 론 .....	60
참고문헌 .....	62

## List of Figures

Fig. 2-1 Psychrometric change in the status of the process .....	8
Fig. 3-1 Schematic diagram of horizontal ground air heat utilization system .....	10
Fig. 3-2 Picture of horizontal type underground air supply system .....	11
Fig. 3-3 Horizontal heat exchanger after passing the ambient temperature and discharge temperature .....	12
Fig. 3-4 Schematic diagram of vertical ground air heat utilization system ..	14
Fig. 3-5 Picture of vertical type underground air supply system .....	15
Fig. 3-6 Humidity and temperature variation in the vertical type underground air extracting system .....	16
Fig. 4-1 Picture of environmental chambers .....	18
Fig. 4-2 Schematic diagram of experimental apparatus .....	18
Fig. 4-3 Apparatus for the capacity measuring and environment control device .....	19
Fig. 4-4 Schematic diagram of test heat pump .....	21
Fig. 4-5 Picture of heat pump .....	21
Fig. 4-6 Schematic diagram of parallel evaporator system .....	23
Fig. 4-7 Pressure-Enthalpy diagram of parallel evaporator system .....	23
Fig. 4-8 Schematic diagram of Series evaporator system .....	25
Fig. 4-9 Pressure-Enthalpy diagram of Series evaporator system .....	25
Fig. 5-1 Pressure of the heat pump system cycle with outdoor 70%RH .....	32
Fig. 5-2 Temperature of the heat pump system cycle with outdoor 70%RH .....	33
Fig. 5-3 Dehumidification performance with variation of relative	

humidity in 3 parallel connected evaporator ( $T_{ain}=15^{\circ}\text{C}$ ) .....	36
Fig. 5-4 Dehumidification performance with variation of relative	
humidity in 3 parallel connected evaporator ( $T_{ain}=17^{\circ}\text{C}$ ) .....	37
Fig. 5-5 Dehumidification performance with variation of relative	
humidity in 3 parallel connected evaporator ( $T_{ain}=20^{\circ}\text{C}$ ) .....	38
Fig. 5-6 Total dehumidification amount with the relative	
humidity variation at each suction air temperature .....	40
Fig. 5-7 Air temperature variation that is passing through each	
heat exchanger( $T_{ain}=15^{\circ}\text{C}$ ) .....	42
Fig. 5-8 Air temperature variation that is passing through each	
heat exchanger( $T_{ain}=17^{\circ}\text{C}$ ) .....	43
Fig. 5-9 Air temperature variation that is passing through each	
heat exchanger( $T_{ain}=20^{\circ}\text{C}$ ) .....	44
Fig. 5-10 The average heating COP with variation of suction	
air temperature .....	45
Fig. 5-11 Dehumidification performance with variation of relative	
humidity in 3 parallel connected evaporator ( $T_{ain}=15^{\circ}\text{C}$ ) .....	48
Fig. 5-12 Dehumidification performance with variation of relative	
humidity in 3 parallel connected evaporator ( $T_{ain}=17^{\circ}\text{C}$ ) .....	49
Fig. 5-13 Dehumidification performance with variation of relative	
humidity in 3 parallel connected evaporator ( $T_{ain}=20^{\circ}\text{C}$ ) .....	50
Fig. 5-14 Total dehumidification amount with the relative	
humidity variation at each suction air temperature .....	52
Fig. 5-15 Air temperature variation that is passing through each	
heat exchanger( $T_{ain}=15^{\circ}\text{C}$ ) .....	54
Fig. 5-16 Air temperature variation that is passing through each	
heat exchanger( $T_{ain}=17^{\circ}\text{C}$ ) .....	55
Fig. 5-17 Air temperature variation that is passing through each	
heat exchanger( $T_{ain}=20^{\circ}\text{C}$ ) .....	56
Fig. 5-18 The average heating COP with variation of suction	
air temperature .....	57



## List of Tables

Table 2-1 Psychrometric state changes .....	8
Table 4-1 Specification of thermocouple .....	27
Table 4-2 Specification of digital pressure transducer .....	27
Table 4-3 Specification of Hygrometers .....	28
Table 4-4 Specification of watt meter .....	28
Table 4-5 The experimental environment conditions air .....	30
Table 5-1 Dehumidification performance of the heat system .....	59

## Nomenclature

COP	: Coefficient of performance
COP <sub>c</sub>	: Coefficient of performance in refrigeration
COP <sub>h</sub>	: Coefficient of performance in heating
W	: Power consumption
Q <sub>1</sub>	: Inhalation calories
Q <sub>2</sub>	: Emission calories
D	: Dehumidification, [kg/h]
$\delta$	: Dry air specific gravity, [kg/m <sup>3</sup> ]
Q	: Dry air airflow, [m <sup>3</sup> /h]
$\chi_1$	: Absolute humidity of the cooling coil inlet air, [kg/kg]
$\chi_2$	: Absolute humidity of the cooling coil outlet air, [kg/kg]

## SUMMARY

An experimental study is conducted to develop a horizontal-vertical type underground air picking system. The experiment, which is processed with change of temperature and humidity, conducted to improve effectiveness and to develop a system that will use ground air source and can be applied to horticulture facilities in Jeju Island. Temperature and humidity was adjusted several times during the experiment which was modify underground air conditions.

For the heat pump cycle, multiple evaporators and condensers were used with one compressor in the developed system. While passing several condensers, the temperature of dehumidified underground air which just passed through multiple evaporators rises.

The experiment for the developed heat pump system is conducted in two ways, the series evaporating cycle and the parallel evaporating cycle. The temperature of dehumidified air rose when it passes through the condensers in the experiment of parallel, series evaporating heat pump system.

As results, the heating performance showed about a same level of capacity on average heating system compare to the general unit heaters. However, on the test of series heat pump cycle, the dehumidification did not occur at the third evaporator. In the parallel and series heat pump system, the temperature of air that just completed dehumidification in a evaporator goes up when it passes a condenser. The parallel evaporating heat pump system showed 2.44 in COP, and the series system showed 2.01 which is 18% decreased numerical value compare to parallel one. Also the capability of dehumidification of parallel heat pump cycle was 0.93 kg/kWh, but series cycle had 0.69 kg/kWh. The result indicates that the parallel heat pump cycle system has much efficiency than the series pump system.

# I. 서 론

## 1.1 연구의 배경

현대 사회에서 화석연료 사용이 급증하면서 화석연료의 고갈과 이에 따른 지구온난화와 이산화탄소 발생량의 감소를 위하여 대체에너지 및 신재생에너지 개발이 시급한 상황에서 정부에서는 저탄소 녹색성장을 제시하면서 다양한 정부 정책을 수립하였으며, 신재생 에너지의 보급목표도 매년 증가하는 추세이다. 신재생에너지의 보급과 확산에 많은 노력을 기울이고 있지만 2009년 국내 1차 에너지 생산 대비 신재생에너지 생산 비중은 2.5%로, 독일(10.0%), 덴마크(20.1%), 프랑스(8.1%), 스페인(9.5%), 일본(3.4%), 미국(5.7%)등의 선진국과 비교해서도 매우 낮은 수치를 보이고 있는 추세이다. 하지만 태양광, 풍력에너지 등 주요 신재생에너지 예산은 2003년 1,180억원에서 2009년 7,976억원으로 증가하고 있다.

신재생에너지 중에서도 지열은 다른 신재생에너지와 달리 기상조건과 관계없이 항상 사용가능한 에너지원이나, 국내 지열 보급 현황은 2000년경에 지열 냉난방 시스템을 처음 도입 후 초기 시장진입 단계에서 많은 시행착오를 겪었다. 그 이유는 전문 시공기술과 관련기준 등이 없어, 소비자들의 만족도가 높지 않았던 것이 사실이다. 하지만 2003년부터 체계적인 시스템을 도입하고, 기술 인력이 확보되면서 경쟁력을 바탕으로 한 시장 확보가 가능하게 되었다. 지열 냉난방 시스템의 보급은 연간 100%이상의 지속적인 성장을 보일 정도로 시장이 확대되고 있다. 이 처럼 시장 확대에 신재생에너지센터의 지원제도가 많은 기여를 하였다 [1].

제주지역은 농업, 축산업, 수산업의 1차 산업과 3차 산업인 관광 사업을 기반으로 하는 산업 구조를 지니고 있으며, 특히 1차 산업인 농업에서는 남쪽지역의 특색을 살린 열대식물들의 재배가 활발히 이루어지고 있다. 또한 제주도는 지역적으로 청정지역이라는 이미지가 강하고 청정에너지 발굴과 이용은 지역 환경과

더불어 지역의 에너지자립도 향상을 위해서 반드시 필요한 실정이다.

그러나 제주도의 지열시스템의 경우는 다른 지역에 비해 시스템 이용에 한계를 보이고 있다. 이러한 이유 중 하나는 제주지역의 경우, 화산활동에 의해 생성된 지질구조로 토양의 공극이 많고 송이층이나 현무암과 같은 기공을 포함하고 있어 지열을 직접적으로 이용하기에는 타 지역에 비해 열전도 계수가 떨어지는 것이 일반적인 견해이다[2]. 반석에 지중과 공극의 관계는 지중의 공극에 존재하는 공기를 취출하는 방법으로 지중에 존재하는 지열을 회수할 수 있다. 현재 보급중인 지열 히트펌프는 지하에 폐루프형(Closed Loop) 지중 열교환기를 삽입하여 지질구조의 전도와 열교환기를 순환하는 유로기의 대류를 통하여 지중 열을 획득하고 있으나 지하공기의 취출은 별도의 열교환유체가 필요 없이 일반적인 공기열 히트펌프와 같은 기기를 이용할 수 있다. 따라서 제주도에서는 지하공기 이용의 적극적인 이용방안을 위하여 이에 맞는 히트펌프의 연구와 개발이 필요하다.

## 1.2 연구동향 및 목적

### 1.2.1 국내 시설원예 히트펌프 기술의 현황

지열 히트펌프 시스템은 크게 지중 열교환기, 히트펌프, 부하기기로 구분되어지며 무엇보다도 실제 적용 예정인 현장에서의 설치환경 및 운전 조건이 지열 히트펌프 시스템의 성능에 큰 영향을 미친다. 특히 지중 열교환기는 히트펌프의 열원으로써 매우 중요한 요소이며 지열 히트펌프 성능에 큰 영향을 미친다[3].

현재 시설원예 시설에 적용하고 있는 난방 방식들은 난방유에 의한 연소 발열을 대부분 이용하고 있다. 난방유를 이용하는 방식에는 연소에 대해 직접 열교환 후 전달하는 방식과 온수를 저장하여, 이를 이용하는 방식을 주로 사용되고 있다 [4]. 지금까지 보급된 난방 방식들은 연료의 소모가 많고, 화석연료를 이용한 연소내 내부 온도가 급격히 상승하다가 설정 온도가 되면 연소가 중단 되면서 시설원예의 내부 온도가 급격히 내려가는 경향을 보이고 있으며, 이러한 급격한 온도경향은 시설원예에서 재배되는 작물에 악영향을 미치게 된다.

또한 시설원예에 히트펌프 시스템을 이용할 경우, 제주도의 지역 및 지질 특성을 고려한 열펌프의 기술이 부족하고 부하와의 밸런스 유지기술, 부하의 배분 및 컨트롤 부문 등에 기술적인 문제점이 많이 지적되고 있는 실정이다.

## 1.2.2 연구의 목적

화산섬인 제주도는 지층구조가 화산지층으로 이루어져 있으며, 다공성 지질 구조로 육지부에서 이용되고 있는 지열 히트펌프 시스템을 적용하기에는 난이한 지역적 특성을 가지고 있다. 제주도에서 지하굴착 시공을 하여 블로어(Blower)를 장착한 후 공기를 흡입하면 다공성 지질 구조와 화산섬 지역의 지질구조 특성상 다량의 지하공기가 분출된다.

이와 관련된 기초적인 조사에 따른 지하 공기의 특성을 살펴보면, 제주도 소재의 애월읍에 위치한 시설원예농가에서 토출되는 지하공기의 온도는 18.8℃이고 습도는 85.5%이며, 다른 소재지인 구좌읍에 위치한 시설원예농가에서는 온도는 18.5℃ 이고 습도는 85.5% 이다. 이를 통하여 제주도 전역의 지하공기 온도와 습도가 비슷한 것을 알 수 있다[5].

그러나 이러한 지하공기를 직접적으로 시설원예용으로 이용할 경우에 공기 중의 습도가 매우 높아 농작물에 악영향을 미치게 되어 농작물재배에 차질을 빚을 수 있다. 이 같은 문제점을 보완하기 위하여 토출되는 지하공기의 제습이 필요한 실정이다. 현재 국내·외에서 많은 제습 기술개발이 이루어지고 있으며 복합적인 기능을 가진 하이브리드 제습기 등의 개발도 이루어지고 있지만, 제주도의 특수한 지형적 특징을 반영한 지하공기 전용 제습시스템에 대한 연구가 이루어지지 못하고 있다.

본 연구에서는 제주도의 지하공기 특성상 상대습도가 높아 직접적인 이용이 불가능하므로 제습기능을 구비한 히트펌프 시스템을 개발하기 위하여, 다양한 사이클의 히트펌프 장치를 구성하여 각각의 사이클의 성능 예측 및 검증을 위한 자료를 제시하였다.

## II. 이론해석

### 2.1 성적계수

냉동기나 열펌프 성능은 성능계수로 표시하고 있다. 이 성능 계수 COP(Coefficient of Performance)는 종래의 시험방법에서는 정격 조건에서 얻은 오직 하나만의 고정상수로 성능을 제시하는 방법이다. 동력(W)을 공급 받아 저열원( $Q_2$ )으로부터 열을 흡수하여 고열원( $Q_1$ )으로 방출하므로 열기관과 다르게 그 양부를 판단한다. 하지만 냉동기는 열을 흡수함으로써 저열원의 온도를 내리게 하고, 열펌프는 고열원으로 열을 공급함으로써 온도를 높이는 장치의 성향을 띄고 있으며 다음과 같이 COP에 대한 관계식이 성립된다[6].

$$\text{냉동기의 성적계수}(COP_c) = \frac{\text{흡입열량}(Q_2)}{\text{공급일량}(W)} \quad (1)$$

$$\text{열펌프의 성적계수}(COP_h) = \frac{\text{방출열량}(Q_1)}{\text{공급일량}(W)} \quad (2)$$

$$\text{즉, } COP_c = \frac{Q_2}{W} = \frac{Q_2}{Q_1 - Q_2} \quad (3)$$

$$COP_h = \frac{Q_1}{W} = \frac{Q_1}{Q_1 - Q_2} \quad (4)$$



## 2.2 냉각 제습능력

냉동사이클을 이용한 냉각식 제습방법은 가장 일반적인 방법이며 통상적으로 냉각식 제습이라 하면 냉동사이클을 이용한 방법을 일컫는다. 여름철에 가정용 냉방기를 운전하면 실내기에서 응축수가 발생하게 되는데, 이는 실내 공기가 냉각코일을 통과하는 과정에서 실내 공기의 노점온도보다 낮은 냉각코일의 표면과 접촉하여 공기 중의 수분이 응축되기 때문이다.

실내 공기가 냉방기의 냉각코일을 통과하게 되면 초기에는 공기의 온도만이 강하되어 현열만 감소하게 된다[7]. 현열만 감소하는 과정을 거친 공기는 포화선을 따라 온도가 강하되면서 공기 중의 수분이 응축되어 현열과 잠열이 동시에 감소하는 과정이 진행된다. 이 과정에서의 실내 공기 중의 수분이 응축된 제습량  $D$ 는 식(5)와 같다.

$$D = \delta \times Q \times (\chi_1 - \chi_2) \quad (5)$$

$D$  : 제습량

$\delta$  : 건조공기 비중, [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

$Q$  : 건조공기 풍량, [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]

$\chi_1$  : 냉각코일 입구 공기의 절대 습도, [ $\text{kg}/\text{kg}$ ]

$\chi_2$  : 냉각코일 출구 공기의 절대 습도, [ $\text{kg}/\text{kg}$ ]

### 2.3 습공기의 상태변화

습공기의 상태를 나타내는 인자는 건구온도, 상대습도, 절대습도, 엔탈피 (Enthalpy), 습구온도 및 비체적 등이 있다. 하지만 습공기는 자연현상에 의하거나 인공적으로 가열되거나 냉각되기도 하고, 가습 및 감습 되기도 한다. 이러한 과정에서 습공기의 상태량인 온도, 습도, 비체적 및 엔탈피 등은 변화된다.

습공기의 상태 변화 중 건구온도, 습구온도, 엔탈피 및 비체적은 증가하고, 노점온도 및 절대습도가 불변일 때 상대습도는 감소하게 되고 습공기는 가열인 상태가 된다. 또한 건구온도, 습구온도, 노점온도, 절대습도, 엔탈피 및 비체적이 증가하게 되면, 상대습도 또한 감소하고 습공기의 상태는 냉각 및 감습 상태가 된다.

Fig. 2-1에서 P점으로 표시된 상태량은 외부로부터 받는 영향의 종류에 따라 여러 가지 방향으로 변화한다. 이 때 습공기의 상태량의 변화는 Table 2-1과 같다[8].

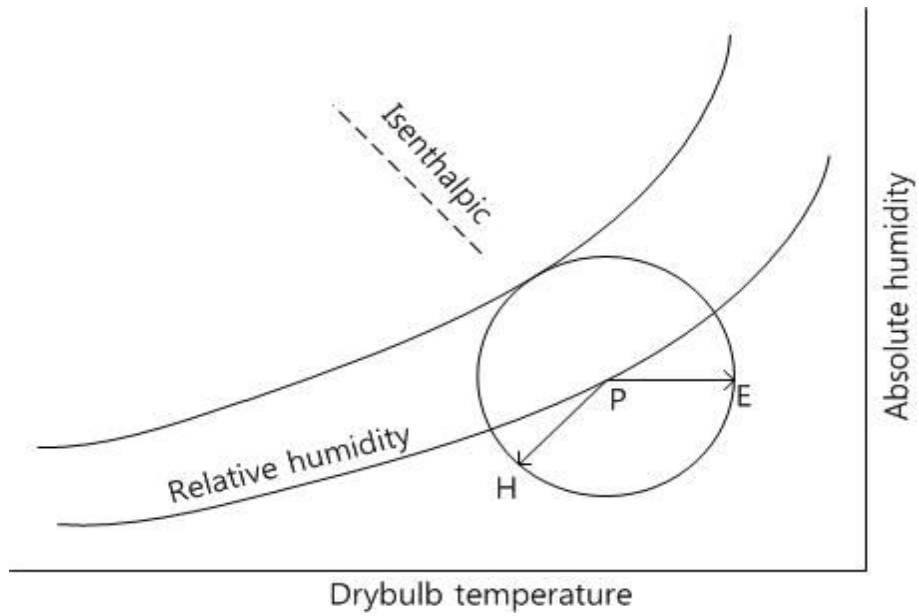


Fig. 2-1 Psychrometric change in the status of the process

Table 2-1 Psychrometric state changes

	Dry bulb temperature (t)	Wet bulb temperature (t')	Dew point temperature (t'')	Absolute humidity (x)	Relative humidity ( $\varphi$ )	Enthalpy (h)	Specific volume (v)	Variation
P->E	↑	↑	=	=	↓	↑	↑	Heating
P->H	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	Cooling dehumidification

### Ⅲ. 제주도 지하공기열의 특성

#### 3.1 수평형 지하공기 취출시스템

제주도의 지하공기의 특성을 파악하기 위하여 제주도 내에 지하공기를 취출하여 사용하고 있는 곳에서 지하공기의 온도 및 습도를 측정하였다. 첫 번째 측정은 수평형으로 설치한 임의의 지하공기를 취득할 수 있는 취출시스템을 통하여 지하공기의 특성을 파악하였으며, Fig. 3-1은 수평형 지하공기 취출 시스템의 개략도이다.

수평형 지하공기 취출시스템은 지름 500mm의 외부 흡입구를 통하여 지하 5m, 가로 2m, 세로 2.5m의 정방향의 사각 공간으로 총 길이는 47.1m이다. 내부는 자갈골재 및 토목 공사분으로 충전되어 있으며, 이러한 지중 열교환기를 통과하여 열교환된 공기를 15kW급 블로워 모터를 사용하여 이동시킨 후 블로워와 연결된 덕트를 따라 실내에 슬릿형 분출구(Slit type air diffuser)를 통하여 공급하는 시스템이며, Fig. 3-2는 수평형 지하공기 취출시스템의 현장설치 사진이다.

이러한 수평형 지하공기 취출시스템의 설치건물에서는 외부에서 흡입된 공기가 열교환기를 거치면서 습도가 급격히 상승함에 따라 공기 이동경로에 국부적인 정체구간에서 결로 현상이 발생하면서 천정에서 물이 새거나 고이게 되면서 건물에 부식 및 내부 환경에 악영향을 미친다.

수평형 지하공기 취출시스템을 이용한 실험데이터는 흡입공기 온도와 습도가 각각 6.8℃ 및 71.8%로 일정하게 나타나고 있으며, 토출되는 공기 온도는 약 17℃로 약 10℃ 증가하여 실내 난방에 사용될 수 있는 온도이나 상대습도가 약 99.8%의 습도로 실내로 토출되는 것을 확인할 수 있다. 지하공기의 특성 실험결과는 Fig. 3-3에 나타낸 바와 같다.

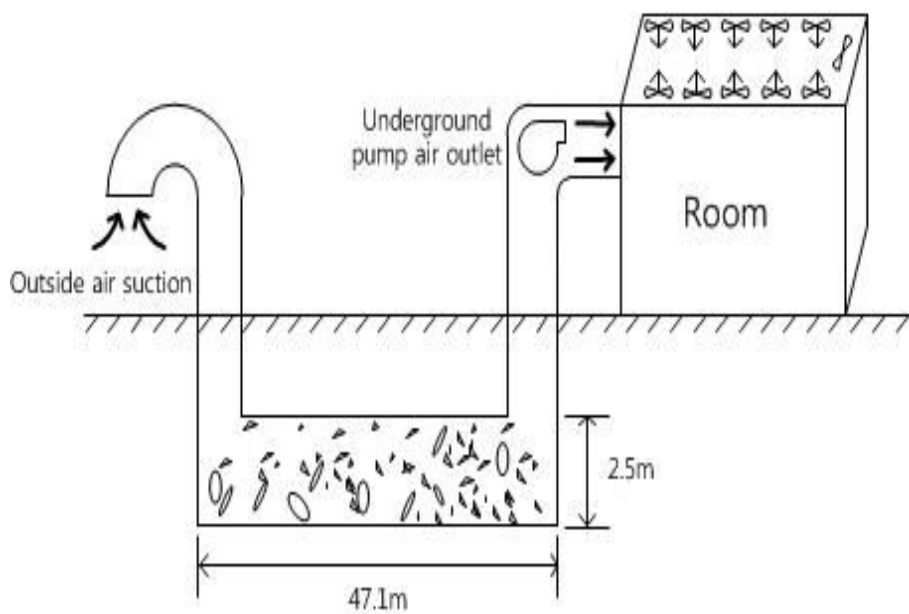


Fig. 3-1 Schematic diagram of horizontal ground air heat utilization system



(a) 외기취입구의현장



(b)지중 열교환기의 매설부 현장



(c) 지하공기 반송장치



(d) 실내 지하공기열 토출구

Fig. 3-2 Picture of horizontal type underground air supply system

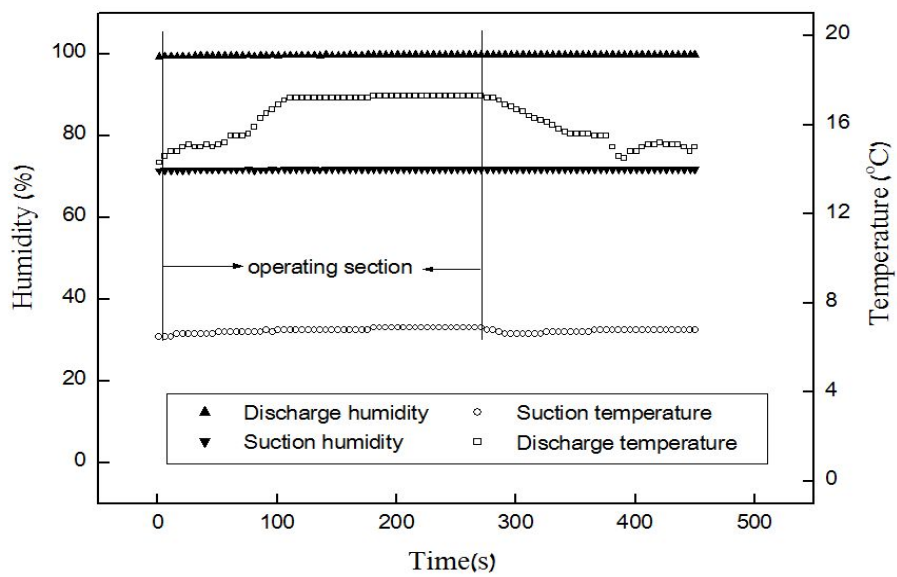


Fig. 3-3 Horizontal heat exchanger after passing the ambient temperature and discharge temperature

### 3.2 수직형 지하공기 취출시스템

시설원에 재배방식은 농작물의 축성재배 또는 열대식물을 재배하기 위하여 시설원예의 온도와 습도를 재배작물에 알맞은 조건으로 유지하여야 하며, 임의의 수직형 지하공기 취출시스템은 지하 천공부의 공기를 직접 취출하여 시설원예에 직접적으로 이용하는 방식이다. 제주도의 경우 열대식물과 온실재배가 증가하는 추세이며, 냉·난방의 경우 지하 공기 취출시스템으로는 그 용량이 부족하여 보조 열원장치를 구비하여 부족한 열원을 충당하고 있다.

측정 장소는 임의의 지하공기를 취득할 수 있는 수직형으로 설치된 취출시스템을 가동시켜 지하공기의 특성을 파악하였으며, Fig. 3-4은 수직형 지하공기 취출시스템의 개략도이다.

수직형 지하공기 취출시스템은 지하공의 설치고도, 지질의 특성을 고려하여 깊이 50m, 직경 250mm 를 갖는 수직 지하공이 천공되어 있으며, 15kW급 블로워 모터를 사용하여 시설원예 내부로 공기를 유입시키는 방식이다. Fig. 3-5는 수직형 지하공기 취출시스템의 현장 설치 사진이다.

측정결과 외기온도와 습도가 각각 26.1℃ 및 24%일 때, 지하 천공부로부터 시설원예 내부로 취출되는 공기의 온·습도는 각각 17.7℃ 및 63%이다. 외부공기 상태와 취출공기의 상태를 비교 하였을 때 상대습도는 약 39%의 차이를 보이는 것을 알 수 있다. 외기온도와 비닐하우스 내부온도를 비교 하였을 경우 비닐하우스 내부의 온도가 약 4.8℃ 낮은 것을 알 수 있다. Fig. 3-6은 시설원예 내부공기, 외부공기 및 시설원예 내부로 취출되는 지하공기의 온도와 상대습도를 비교한 그래프이다.



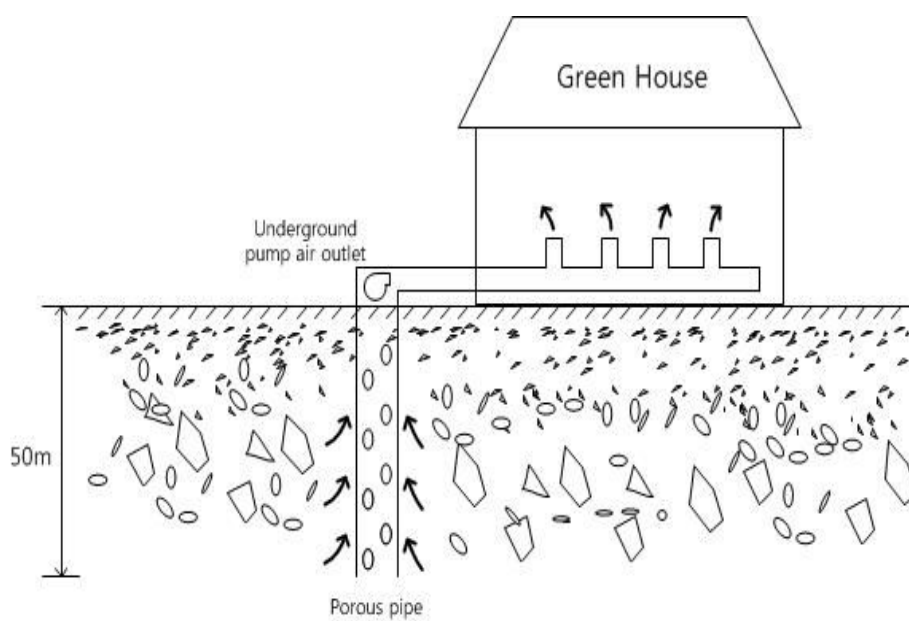


Fig. 3-4 Schematic diagram of vertical ground air heat utilization system



(a) 시설원에 설치 장소 전경



(b) 지하공기 이동 덕트



(c) 지하공기 반송장치



(d) 지하공기 취출시스템의 외부 전경

Fig. 3-5 Picture of vertical type underground air supply system

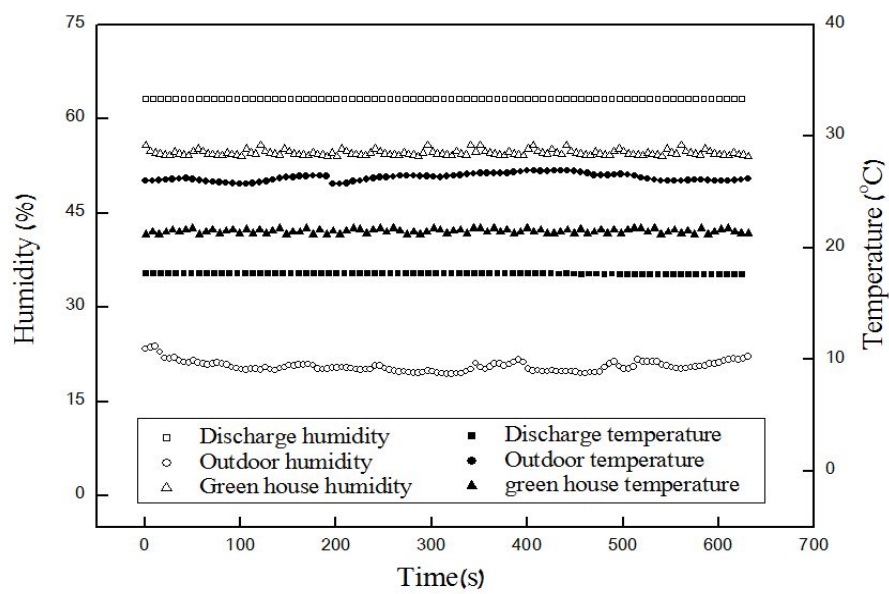


Fig. 3-6 Humidity and temperature variation in the vertical type underground air extracting system

## IV. 실험장치 및 실험방법

### 4.1 환경제어설비

본 연구에서는 히트펌프의 제습효율과 COP(COP; Coefficient of Performance)를 산출하기 위하여 제주도의 지하공기의 특성을 모사할 수 있는 환경챔버에서 실험을 수행하였다. 환경챔버는 열손실을 최소화 할 수 있도록 두께 150mm의 단열재를 사용하여 설계되었으며, 실제크기는 약  $27\text{m}^3$  이며, Fig. 4-1는 환경챔버와 제어부의 사진으로 지하공기의 상태를 모사할 수 있으며, 환경챔버의 개략도는 Fig. 4-2와 같다.

시스템의 열량을 계산하기 위하여 열교환기에 공급되는 공기는 에어샘플러(Air sampler)를 이용하여 공기의 상태량을 측정하였으며, 공기의 상태량을 일정하게 유지하기 위한 수단 중 공기의 온도를 상승시킬 목적으로 7Kw급 PTC(Positive Temperature Coefficient)전기히터와 SCR(Silicon Controlled Rectifier)을 이용하여 자동조절 하였으며, 공기의 온도를 하강시키기 위하여 3HP급 냉동기와 팬코일유닛(Fan coil unit)을 설치하였다. 또한 공기의 습도를 맞추기 위하여 가습기와 제습기를 설치하였다. Cord Tester를 이용하여 Cord Tester내에 있는 노즐 40mm 2개와 50mm의 노즐을 이용하여 통과하는 공기의 상태량과 풍량을 측정하였으며, 지하공기의 취출되는 공기의 풍속의 범위를 벗어나게 하지 않도록 인버터(Inverter)를 이용하여 풍속을 조절하였다. Fig. 4-3은 환경챔버의 항온 및 항습을 위해 설치된 시스템의 사진이다.



Fig. 4-1 Picture of environmental chambers

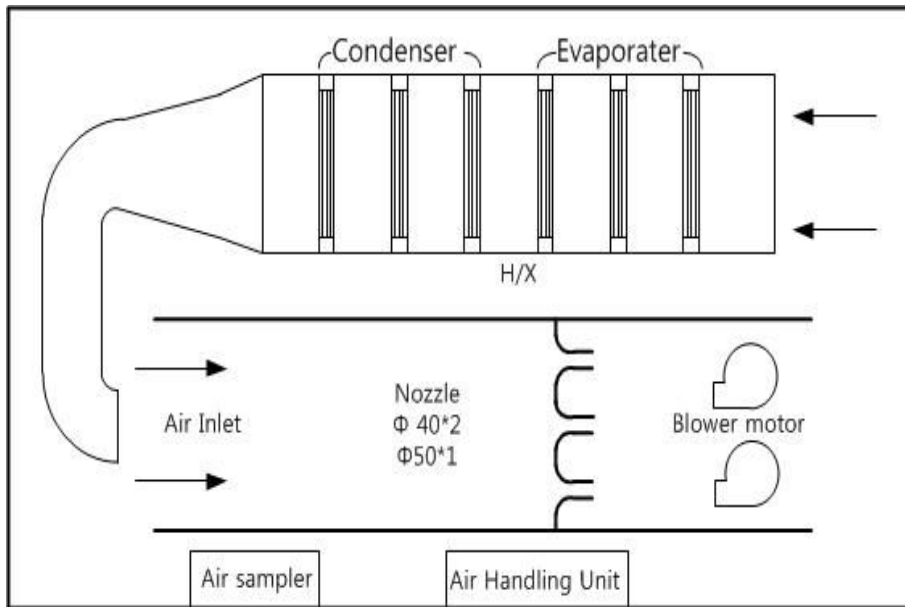
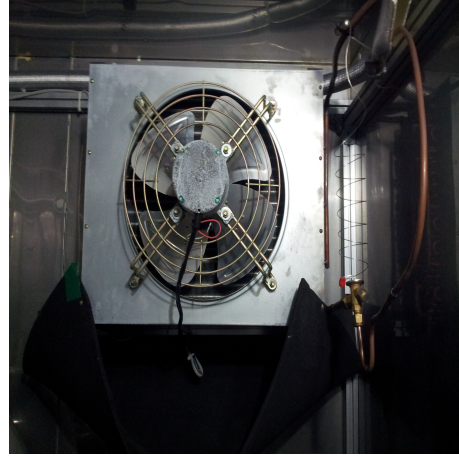


Fig. 4-2 Schematic diagram of experimental apparatus



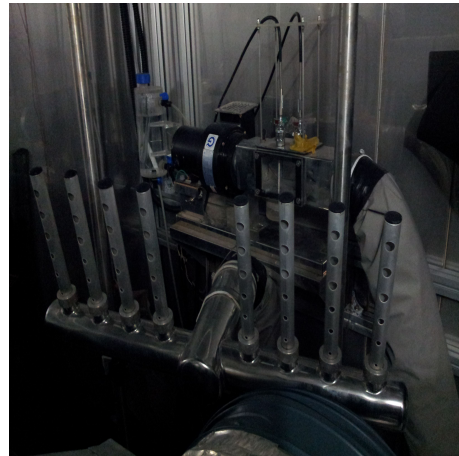
(a) Condensing unit



(b) Fan coil unit



(c) Cord tester



(d) Air sampler

Fig. 4-3 Apparatus for the capacity measuring and environment control device

## 4.2 히트펌프 시스템

본 연구의 제습기능을 구비한 히트펌프 시스템은 지하에서 유입되는 지하공기의 이슬점온도 및 상태량을 파악하고 냉매의 증발압력을 조절함으로써 증발기에서 제습과정을 거치고, 제습과정 중 온도가 감소한 공기를 응축기로 다시 통과시킨 후 난방에 필요한 온도까지 상승시켜 실내로 공기를 유입시키는 시스템이다.

히트펌프 시스템의 성능 테스트를 위하여 자체적으로 각각 1RT급의 용량을 갖는 3개의 증발기 및 응축기를 갖춘 시스템을 설계·제작하였고 응축기는 병렬로 연결하였으며, 증발기는 병렬연결과 직렬연결의 두 가지 방법으로 연결하였다. 또한 사이클 실험의 편의성을 위하여 응축기와 증발기가 각각 분리되도록 제작되었으며, 증발기와 응축기를 직접 육안으로 볼 수 있도록 덕트의 재질은 투명 아크릴을 사용하였다.

액체냉매와 기체냉매의 순환량을 조절하기 위하여 수액기(Liquid receiver)와 어큐뮬레이터(Accumulator)를 설치하였고, 구동장치로 밀폐식 왕복동 압축기를 사용하였다. 압축기의 용량은 3HP이며 정격전압은 220V이다. 배관의 열손실을 최소화하기 위해서 단열작업을 하였으며 Fig. 4-4는 히트펌프 시스템의 설계도이며, Fig. 4-5는 히트펌프 시스템의 단열 작업 전의 실제 모습이다.

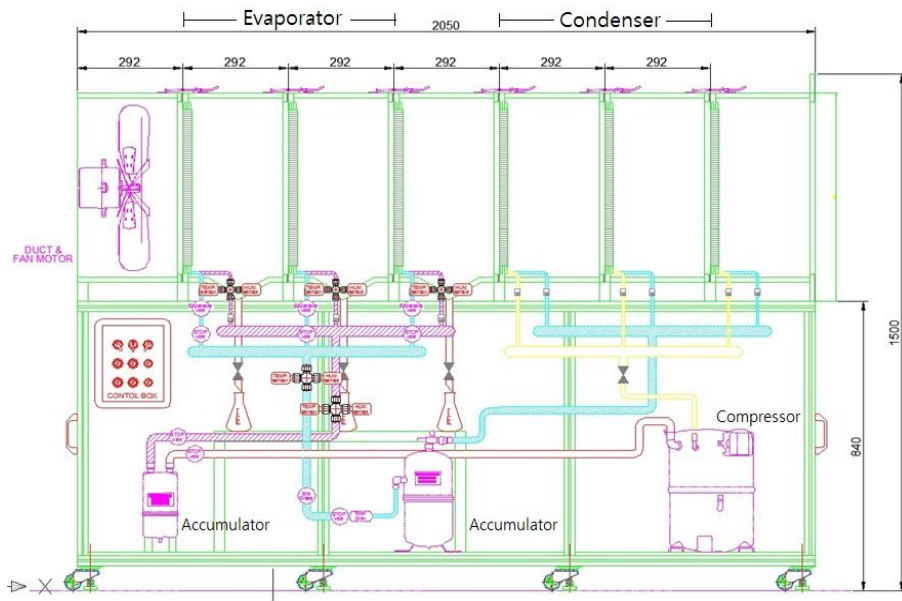


Fig. 4-4 Schematic diagram of test heat pump



Fig. 4-5 Picture of heat pump



#### 4.2.1 병렬증발 히트펌프 시스템

3단으로 분리된 증발기의 연결형식에 있어서 병렬증발 히트펌프 시스템은 증발기가 병렬로 연결되는 사이클이며, 냉매를 압축기에서 압축 후 응축기 입구헤더(Header)에서 3개의 응축기로 냉매를 보내어 응축시킨다. 응축된 냉매는 응축기 출구헤더부에서 하나의 배관으로 모인 후 수액기와 증발기 입구헤더를 거쳐 각각의 팽창밸브를 거친 후 각각의 증발기에서 증발과정이 이루어진다. 증발과정을 마친 냉매는 증발기 출구헤더부에서 후단압력조절기를 거치고 하나의 배관으로부터 어큐물레이터에서 기체냉매와 액체냉매로 분리되고 다시 압축과정을 거쳐 다시 응축기에 공급되어 하나의 사이클을 이루게 된다. Fig. 4-6은 병렬증발 히트펌프 시스템설비의 개략도이며, Fig. 4-7은 압력 사이클 선도이다.

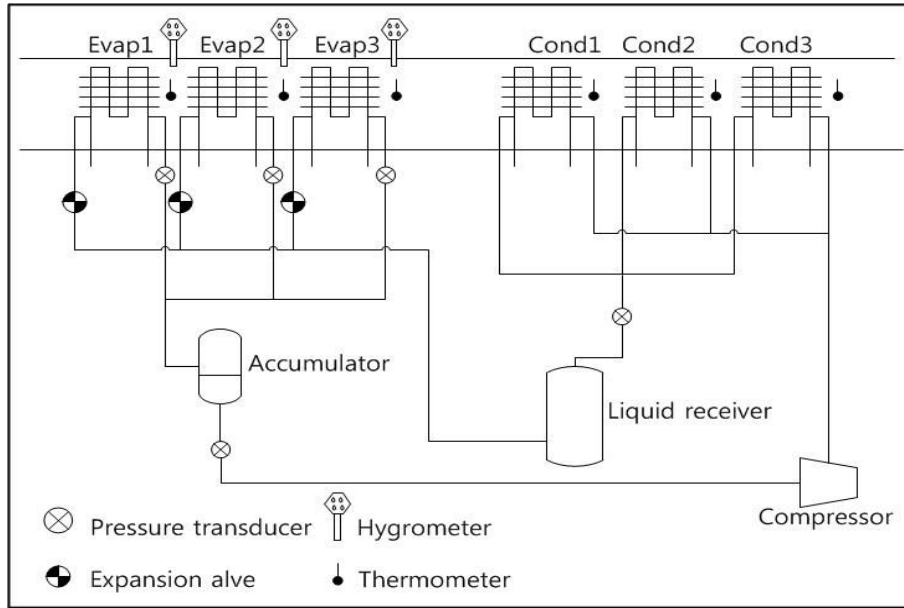


Fig. 4-6 Schematic diagram of parallel evaporator system

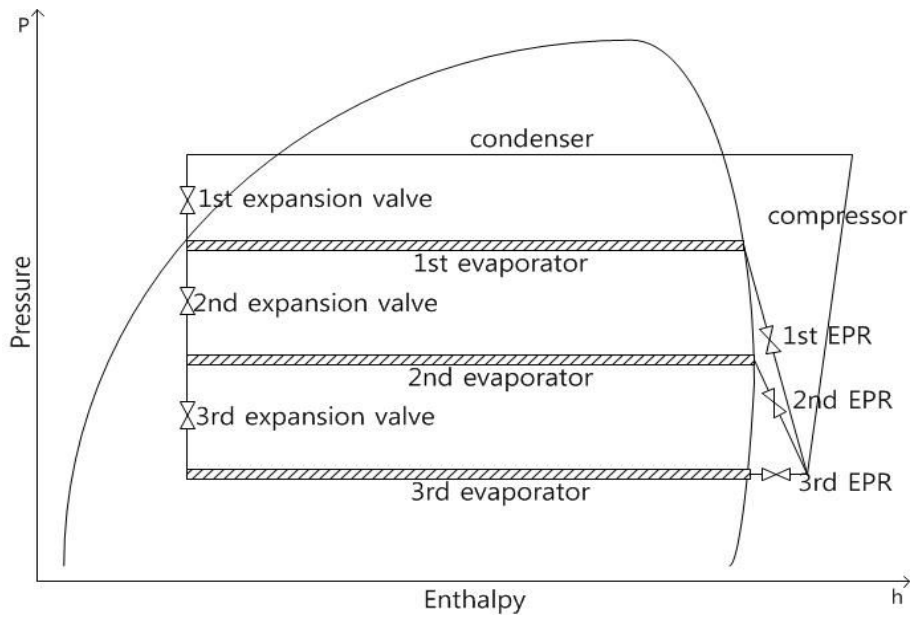


Fig. 4-7 Pressure-Enthalpy diagram of parallel evaporator system

#### 4.2.2 직렬증발 히트펌프 시스템

직렬증발 히트펌프 시스템은 증발기가 직렬로 연결되는 사이클이며, 압축기에서 압축된 고압의 냉매를 응축기 입구헤더부에서 3개의 응축기로 보내어 응축시킨다.

응축된 냉매는 첫 번째 증발기에 유입되어 첫 번째 팽창밸브를 거친 후 증발하여 첫 번째 증발기 출구단에 연결된 첫 번째 어큐물레이터에서 액체냉매와 기체냉매가 분리되어 기체냉매는 후단압력조절기로 보내어진다. 액체냉매는 두 번째 팽창밸브에서 다시 팽창과정을 거쳐 두 번째 증발기에 공급된다. 두 번째 증발기에서 증발한 냉매는 두 번째 증발기 출구에 설치된 두 번째 어큐물레이터에서 기체냉매와 액체냉매로 다시 분리되며, 기체냉매는 후단압력조절기로 보내어지고, 액체냉매는 세 번째 팽창밸브에서 팽창과정을 거쳐 세 번째 증발기에서 증발과정을 거친 후 후단압력조절기를 통과하여, 첫 번째와 두 번째 냉매와 합류하여 다시 압축기에서 압축과정을 거친 후 다시 응축기에 공급되어 하나의 사이클을 이루게 된다.

Fig. 4-8 직렬증발 히트펌프 시스템의 사이클 설비의 개략도이며, Fig. 4-9 압력 사이클 선도이다.

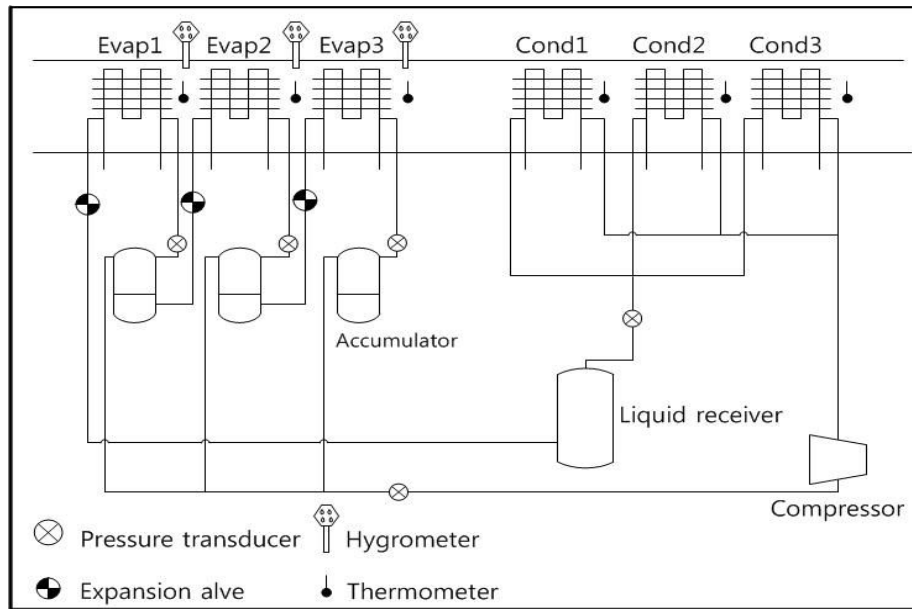


Fig. 4-8 Schematic diagram of Series evaporator system

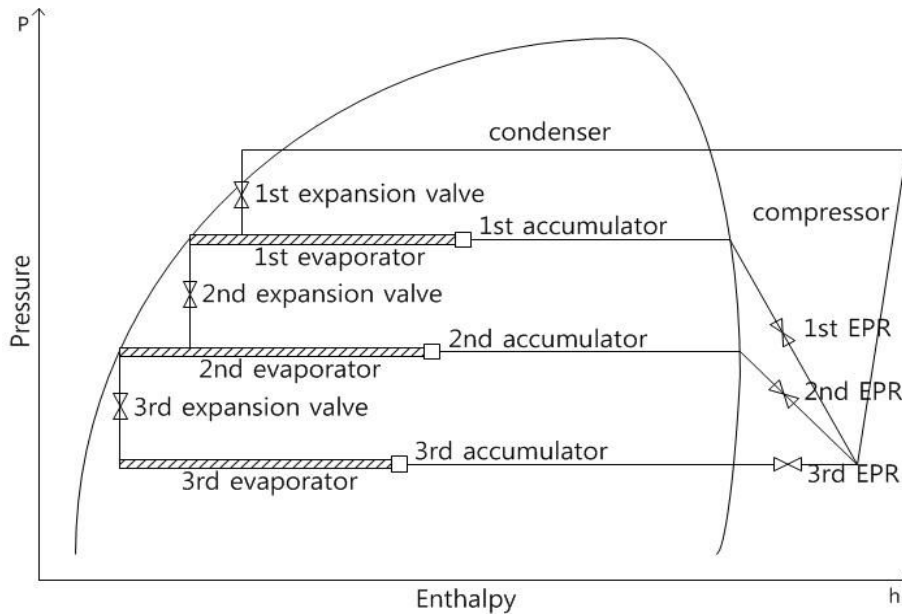


Fig. 4-9 Pressure-Enthalpy diagram of Series evaporator system

### 4.3 계측장치

본 실험에서는 실제의 지하공기의 상태량의 환경을 모사하기 위하여 항온·항습이 가능한 환경챔버 내에서 모든 실험을 수행하였으며, 온도측정은 T-type 열전대(Thermocouple)를 사용하였다. T-type 열전대는 (+쪽)에는 순동(Cu)과 (-)쪽에 Cu-Ni합금으로 구성되어 있고, 본 실험에서 사용한 열전대의 오차범위는  $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 이다. 배관 내에 흐르는 냉매의 온도는 배관 내에 열전대를 삽입하여 측정하였고, 압축기 입·출구 및 증발기와 응축기의 입·출구의 온도를 측정하였다. 또한 각각의 증발기와 응축기를 통과하는 공기의 온도를 측정하기 위하여 증발기와 응축기를 9등분하고 각 부위의 온도를 측정하여 평균값으로 온도를 산출하였다. Table 4-1은 열전대의 실제 설치 사진과 사양을 표기한 표이다.

히트펌프 시스템의 사이클 압력을 측정하기 위하여 압력범위 0~1000psig, 오차범위  $\pm 0.13\%$  측정할 수 있는 압력변환기를 냉동 사이클의 압축기 입·출구, 증발기, 응축기 및 팽창장치 등 각각의 요소 기기의 압력변환기를 배관 내에 삽입하여 압력을 측정하였다. Table 4-2는 실제 압력계의 설치 사진과 사양을 나타내고 있다.

각 증발기의 입구와 출구측 공기의 습도를 측정하기 위하여 Table 4-3에 나타낸 바와 같이 덕트 온·습도 측정기를 설치하였으며, 온·습도 측정 범위는  $-20^{\circ}\text{C} \sim +80^{\circ}\text{C}$ , 0~100% 이고, 오차범위  $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ ,  $\pm 2\%$  이다.

또한 히트펌프 시스템의 소비전력량을 측정하기 위하여 전력량측정계를 사용하였으며 Table 4-4는 사양을 나타내고 있다. 계측기에서 히트펌프 시스템의 나오는 신호를 30ch의 데이터로거에 각각 연결하여 컴퓨터와 네트워킹을 통해 화면에 실시간으로 모니터링 및 데이터가 전송·저장 되도록 하였다.

Table 4-1 Specification of thermocouple

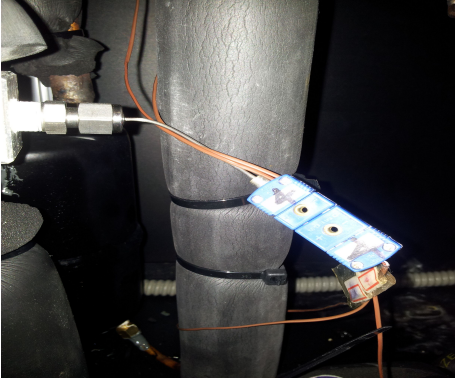
	
Type	T Type
Manufacture	Setra
Range	-200℃ ~ 375℃
glass	AWG28(0.320mm)

Table 4-2 Specification of digital pressure transducer

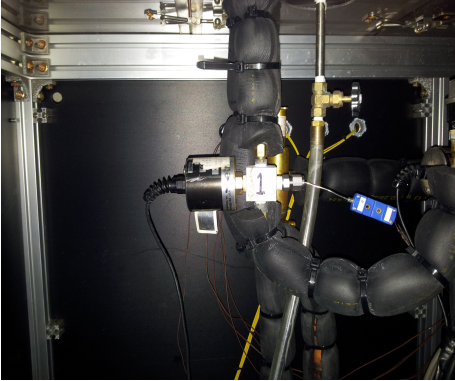
	
Type	Gage pressure
manufacture	Setra
Model	C206
Range	0 to 1000psig
Accuracy	±0.13% FS
Excitation	24V (DC)
Output	4 to 20 mA

Table 4-3 Specification of Hygrometers

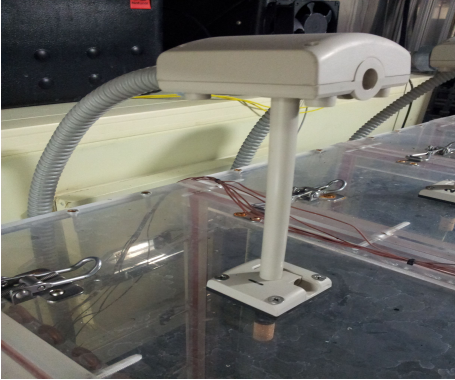
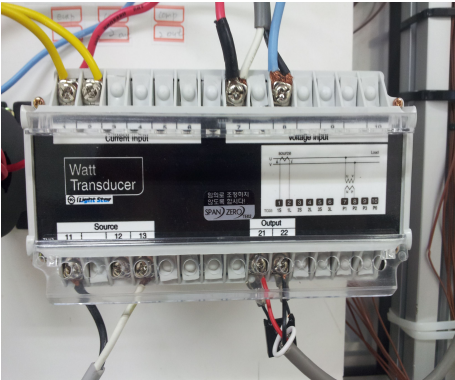
	
Type	GOHO-420
Manufacture	GINICE
Model	Duct humidity sensor
Precision	20-90% (20℃에서 ±3%RH 이내)
Source	15-30 VDC
Output	4-20 mA

Table 4-4 Specification of watt meter

	
Type	KTG-126
Manufacture	Light Star
Model	Watt Transducer
Load	0-500Ω
Accuracy	±0.25%
Source	AC 110/220V ± 10%(50/60Hz)
Output	DC 4-20mA 21(+), 22(-)

#### 4.4 실험조건 및 실험방법

본 연구에서는 지하공기 이용 시 가장 큰 문제가 되는 높은 습도를 효율적으로 증발시키는 기능과 시스템을 평가하기 위한 성능 실험을 수행하였다. 병렬증발 히트펌프 시스템과 직렬증발 히트펌프 시스템 모두 같은 조건에서 실험을 수행하였다. 시스템의 제습효율 및 난방COP를 평가하기 위하여 효율을 측정하였으며, 지하공기열의 특성을 모사하기 위해 환경챔버를 이용하여 흡입공기의 건구온도와 습도를 변화·유지시키면서 수직형 및 수평형 공기 취출시스템을 이용한 지하공기 상태량 측정한 결과 지하공기의 온도가 약 17℃인 것을 감안하여 15℃, 17℃ 및 20℃를 추가하여 비교·분석하였으며, 가습장치를 이용하여 상대습도의 변화를 60%, 70% 및 80%로 변화시켰다. 풍량은 8.5 CMM으로 일정하게 실험을 수행하였다. 실험에 있어 환경챔버와 히트펌프 시스템을 약 1-2시간정도 가동시켜 정상상태를 유지한 후 약 10분 간격으로 데이터를 취득 하였다. Table 4-5는 위에 제시한 실험조건 표이다.



Table 4-5 The experimental environment conditions air

Inlet air temp (°C)	Relative humidity (%)	Air flow rate (m <sup>3</sup> /min)
15	60	8.5
	70	
	80	
17	60	
	70	
	80	
20	60	
	70	
	80	

## V. 결과 및 고찰

### 5.1 정상상태운전 특성

정상상태의 운전 특성을 살펴보기 위하여 1-2시간동안 병렬증발 히트펌프 시스템을 가동 후 설정온도와 습도로 정상상태에 도달하였을 때 10분간 자료를 획득하였다. 일반 냉동 사이클의 압력변화와는 다르게 3개의 증발기와 응축기로 구성되어 있어 각각의 증발기 압력 및 온도를 측정하였다. 앞서 제시한 실험조건표의 온도와 상대습도는 70%로 유지하여 정상상태 운전 특성을 측정하였으며, 흡입온도가 상승할수록 압축기 출구에서 나오는 압력은 흡입되는 공기가 15℃일 때 약 11.24 kg/cm<sup>2</sup>, 17℃ 및 20℃일 때 각각 약 12.14 kg/cm 및 약 13.98 kg/cm<sup>2</sup>으로 온도가 올라갈수록 압력이 높아지는 것을 알 수 있고, 또한 저압측 압력 또한 고압측 압력과 동일한 변화를 보이고 있다. Fig. 5-1은 흡입온도별 압력 측 데이터 그래프이다. 흡입온도에 따라 전체적으로 압력이 높아지지만 10분간 변화 없이 일정하게 측정되었다.

에어샘플러를 이용하여 정상상태의 온도특성을 살펴보았다. 흡입공기의 온도를 설정하고, 각 증발기와 응축기 통과시의 공기온도를 측정하였다. 흡입온도에 따라 첫 번째 증발기부터 순차적으로 세 번째 증발기까지 온도가 감소하는 것을 알 수 있다. 흡입공기의 온도가 15℃일 때 증발기를 통과하는 공기의 온도가 첫 번째 증발기에서 약 6.7℃, 두 번째 증발기에서 약 4.1℃, 세 번째 증발기에서 약 2.6℃로 측정되었으며, 흡입공기의 온도가 17℃일 때 첫 번째 증발기에서 약 8.4℃, 두 번째 증발기에서 약 5.9℃, 세 번째 증발기에서 약 4.2℃가 측정되었다. 20℃일 때는 첫 번째 증발기에서 약 10.9℃, 두 번째 증발기에서 약 8.6℃, 세 번째 증발기에서 약 7.1℃가 측정되었으며, 첫 번째 응축기를 통과할 때 공기의 온도가 급격히 상승하는 것을 알 수 있으며, 10분간 변화 없이 일정하게 온도가 측정되었다. Fig. 5-2는 흡입공기온도별 온도측 데이터를 나타낸 것이다.

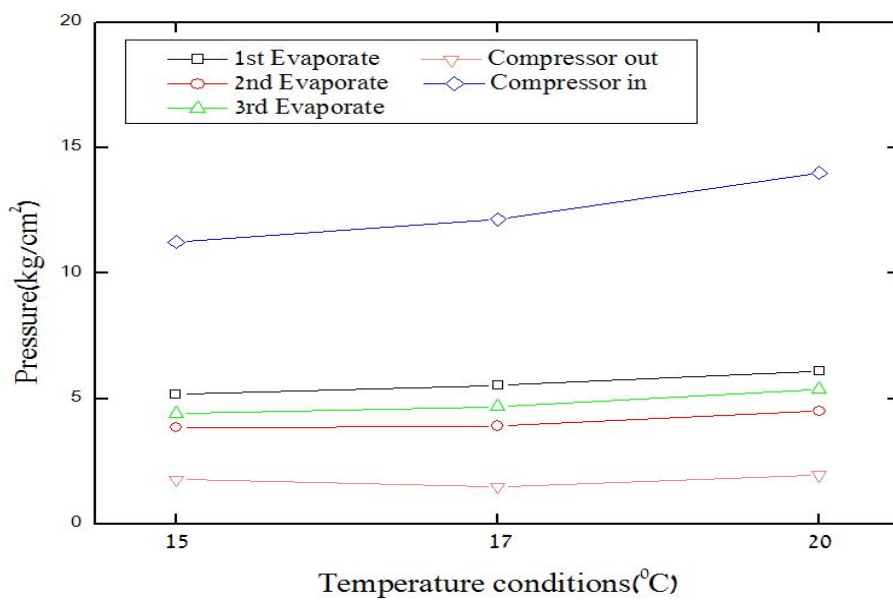


Fig. 5-1 Pressure of the heat pump system cycle with outdoor 70%RH

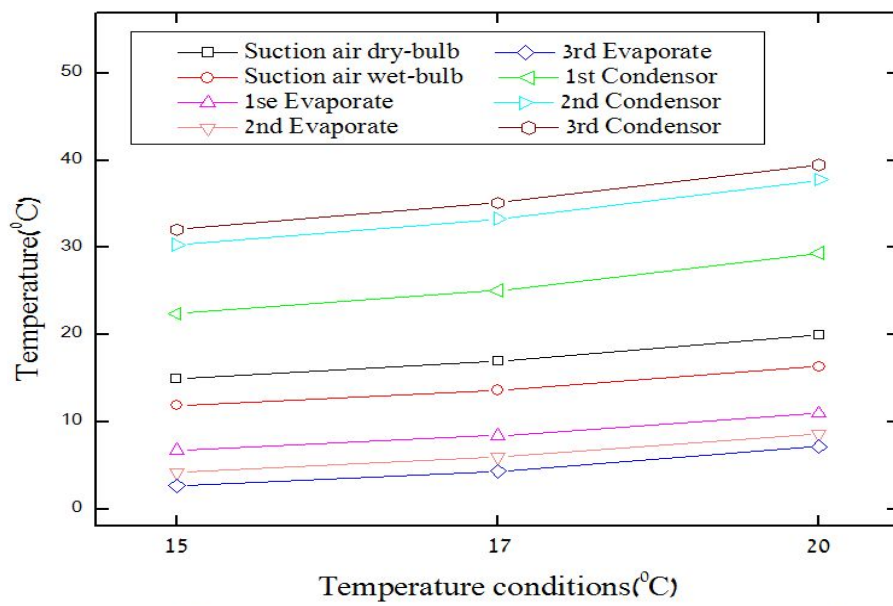


Fig. 5-2 Temperature of the heat pump system cycle with outdoor 70%RH

## 5.2 병렬증발 히트펌프 시스템의 성능특성

병렬증발 히트펌프 운전은 3단계에 걸쳐 제습이 이루어진다. 실험결과 첫 번째 증발기에서 대부분의 제습이 일어나는 것을 알 수 있으며, 이러한 현상은 상대습도가 높을 때 더 많은 차이를 나타내고 있다. 상대습도가 높아질수록 제습량 또한 증가하는 것을 알 수 있다. 흡입 공기온도가 15℃이고, 상대습도가 60%, 70% 및 80%일 때 첫 번째 증발기에서 0.529 kg/h, 0.892 kg/h 및 1.201 kg/h의 제습량을 보이고 있고, 두 번째 증발기에서 0.596 kg/h, 0.637 kg/h 및 0.673 kg/h, 세 번째 증발기에서 0.331 kg/h, 0.342 kg/h 및 0.388 kg/h의 제습량을 나타내었다. 첫 번째 증발기에서 많은 제습량을 보이고 있으며 두 번째와 세 번째 증발기에서는 제습량의 차이가 크게 나지 않는 것을 알 수 있다. Fig. 5-3은 흡입공기온도가 15℃일 때 상대습도별 제습량의 변화를 나타내는 그래프이다.

Fig. 5-4는 흡입공기온도가 17℃일 때 상대습도별 제습량의 변화를 나타내는 그래프이다. 흡입공기온도가 17℃일 때에도 첫 번째 증발기에서 제습량이 높은 것을 알 수 있으며, 흡입공기온도가 17℃이고, 상대습도가 60%, 70% 및 80%일 때 첫 번째 증발기에서 0.689 kg/h, 0.995 kg/h 및 1.279 kg/h의 제습량을 보이고 있다. 두 번째 증발기에서 0.636 kg/h, 0.687 kg/h 및 0.710 kg/h, 세 번째 증발기에서 0.426 kg/h, 0.419 kg/h 및 0.423 kg/h의 제습량을 나타내고 있다.

Fig. 5-5에 나타낸 바와 같이 흡입공기온도가 20℃인 경우에도 제습량이 많아지는 것을 알 수 있지만 흡입공기온도가 15℃, 17℃와 동일한 패턴의 그래프를 보이고 있으며, 흡입공기온도가 20℃이고, 상대습도가 약 60%, 70% 및 80%일 때 첫 번째 증발기에서 0.882 kg/h, 1.314 kg/h 및 1.337 kg/h의 제습량을 보이고 있으며, 두 번째 증발기에서 0.719 kg/h, 0.757 kg/h 및 0.819 kg/h, 세 번째 증발기에서 0.503 kg/h, 0.463 kg/h 및 0.453 kg/h의 제습량을 보이고 있다.

흡입공기의 상대습도를 변화시켰을 때 각각의 흡입공기온도에 변화에 대하여 70%일 때 제습이 가장 많이 이루어졌으며, 흡입공기 상대습도가 70%일 때 첫 번째 증발기의 성능을 살펴보았다. 흡입공기의 온도가 17℃일 때 15℃일 때보다 11.5% 제습량이 증가하였으며, 흡입공기의 온도가 20℃일 때는 15℃일 때보다

47.3%의 제습량이 증가하였다. 흡입온도와 상대습도가 증가함에 따라 두 번째 증발기와 세 번째 증발기에서 약간의 제습량의 증가를 보이지만 이미 첫 번째 증발기에서 많은 제습을 보이고 있어 두 번째와 세 번째 증발기에서는 제습량 변화의 차이가 거의 없는 것으로 사료된다.

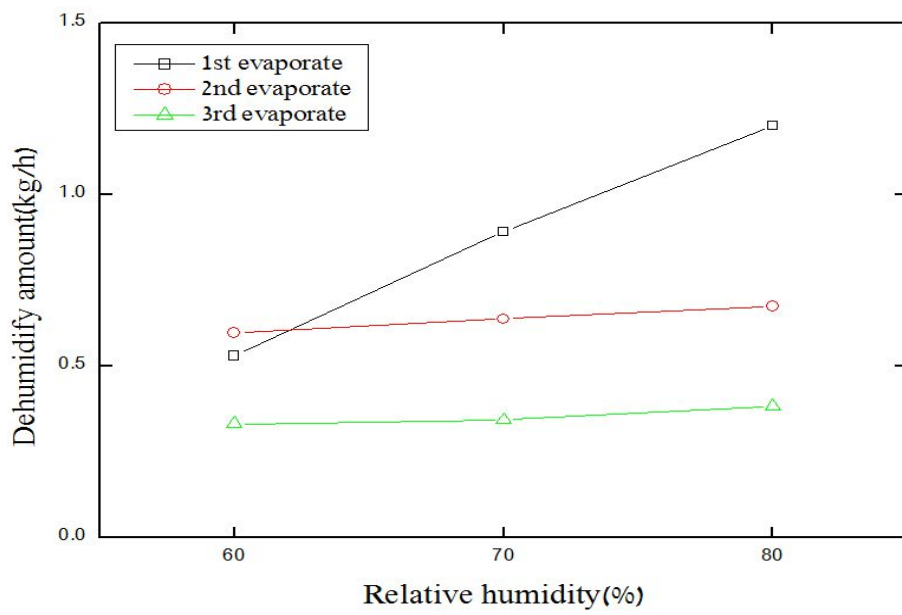


Fig. 5-3 Dehumidification performance with variation of relative humidity in 3 parallel connected evaporator ( $T_{\text{in}}=15^{\circ}\text{C}$ )

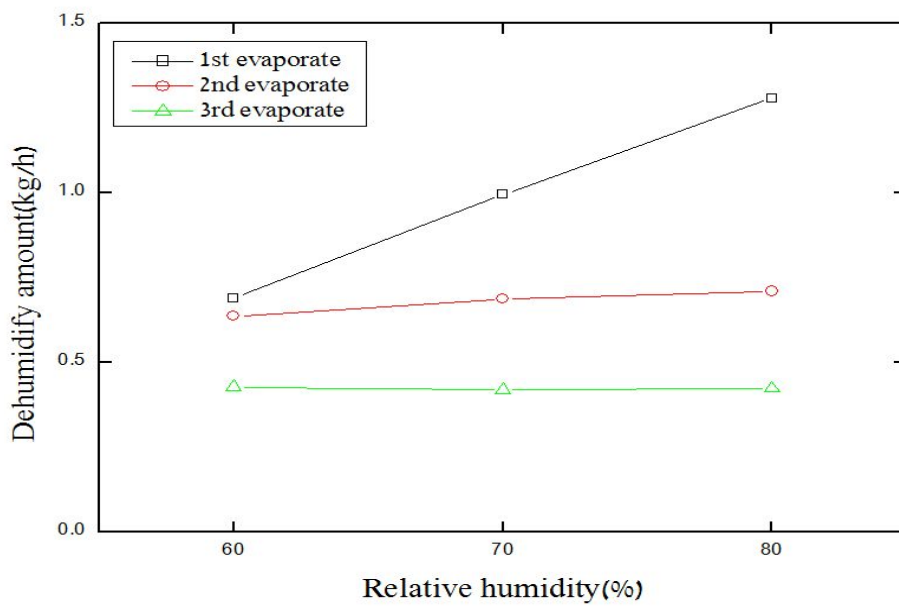


Fig. 5-4 Dehumidification performance with variation of relative humidity in 3 parallel connected evaporator ( $T_{\text{in}}=17^{\circ}\text{C}$ )



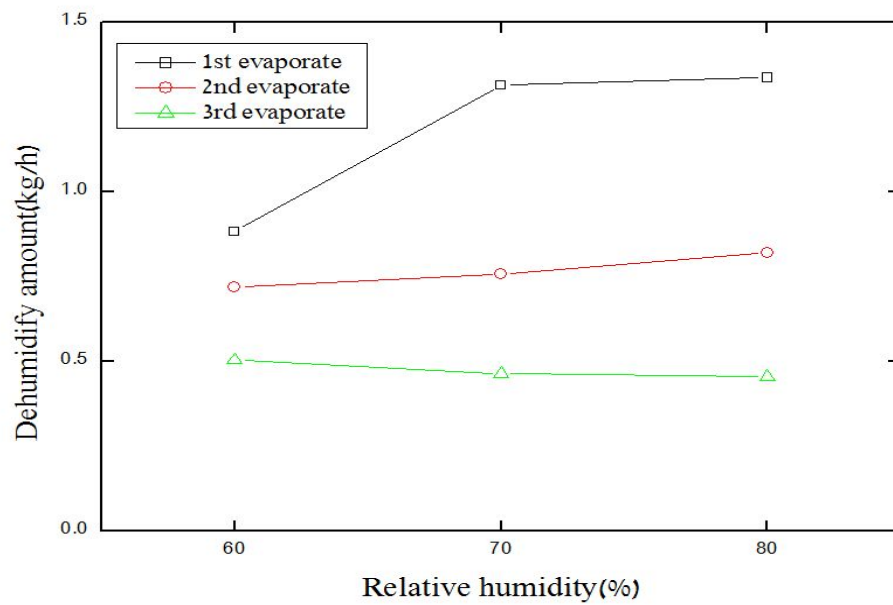


Fig. 5-5 Dehumidification performance with variation of relative humidity in 3 parallel connected evaporator ( $T_{\text{in}}=20^{\circ}\text{C}$ )

흡입공기온도가 15℃ 이고, 상대습도가 60%, 70% 및 80%일 때 총 제습량은 1.456 kg/h, 1.871 kg/h 및 2.257 kg/h으로써 상대습도 60%에 비하여 70%일 때는 28.5% 15℃의 경우와 같은 80%일 때는 55.0% 증가하였다.

이는 흡입공기온도가 17℃ 일 때도 15℃와 같은 경향을 나타내고 있으며, 상대습도가 60%, 70% 및 80%일 때 총 제습량은 1.756 kg/h, 2.106 kg/h 및 2.417 kg/h을 보이고 있으며 상대습도가 약 60%에 비하여 상대습도 70%일 때는 19.9%, 80%일 때 37.6% 증가하였다.

이는 흡입공기온도가 20℃ 일 때도 15℃ 및 17℃경우와 같은 경향을 나타내며 상대습도가 60%, 70% 및 80%일 때 총 제습량은 2.104 kg/h, 2.534 kg/h 및 2.609 kg/h을 보이고 있으며 상대습도가 약 60%에 비하여 상대습도 70%일 때는 20.4%, 80%일 때 24% 증가하였다. Fig. 5-6은 흡입공기온도에 따른 습도별 총 제습량의 그래프이다. 흡입온도가 동일하지 않더라도 첫 번째 증발기에서 두 번째 증발기를 통과할 때의 제습량은 약 20%로 비슷한 수준을 나타내고 있다.

흡입공기온도별 상대습도가 70% 일 때 총 제습량을 비교할 경우 15℃에서는 1.871 kg/h의 제습량을 나타내었고 흡입공기 온도가 17℃ 일 때는 15℃일 때보다 12.5% 증가한 2.106 kg/h의 제습량을 나타내고 있으며, 20℃일 때는 15℃일 때보다 35.4%증가한 2.534 kg/h의 제습량을 나타내고 있다. 이는 온도가 높아짐에 따라 습공기의 수분함량이 높아 제습량이 증가 한 것으로 사료된다.

흡입공기의 흡입온도와 상대습도에 따라 각각의 증발기의 제습량은 다르지만 온도와 상대습도가 높아질수록 총 제습량 또한 증가하는 것을 알 수 있다.

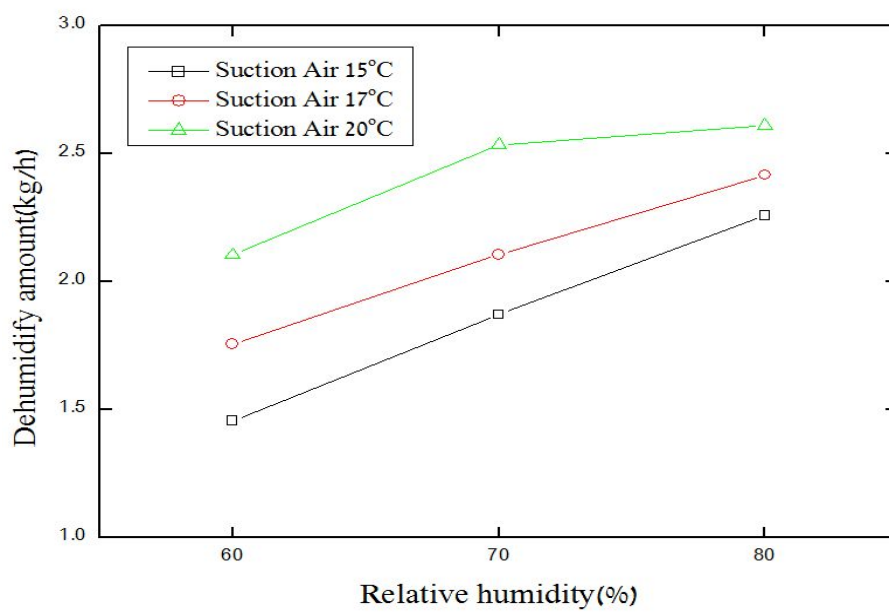


Fig. 5-6 Total dehumidification amount with the relative humidity variation at each suction air temperature

본 연구에서 개발한 제습기능을 구비한 히트펌프 시스템의 개발 목적은 제습 능력과 난방COP 향상에 있다. 난방COP를 계산함에 앞서 흡입공기와 토출공기의 온도변화를 측정하였으며, 흡입온도가 15℃이고 상대습도가 60%, 70% 및 80%일 때 토출되는 공기의 온도는 각각 29.9℃, 32.1℃ 및 33.5℃를 나타내고, Fig. 5-7은 흡입공기온도가 15℃일 때 3개의 증발기와 연속적으로 설치된 3개의 응축기를 통과하면서 변화되는 공기의 온도를 나타내고 있다.

흡입온도가 17℃이고 상대습도 60%, 70% 및 80%일 때 토출되는 공기의 온도는 32.7℃, 35.1℃ 및 36.7℃를 보이고 있으며, Fig. 5-8은 흡입공기의 온도가 17℃ 일 때 각각의 상대습도 변화에 따른 각 열교환기를 통과하는 공기의 온도변화를 나타내고 있다. 마지막 응축기를 통과하면서 실내에 토출되는 공기의 온도는 32.7℃, 35.1℃ 및 36.7℃로서 상대습도가 10% 증가함에 따라 토출온도 또한 평균적으로 약 2℃ 증가함을 알 수 있다.

위와 마찬가지로 흡입온도가 20℃이고 상대습도 60%, 70% 및 80%일 때 토출되는 공기의 온도는 37.27℃, 39.47℃ 및 41.6℃를 보이고 있다. Fig. 5-9는 흡입공기의 온도가 20℃일 때의 각각의 상대습도 변화에 따른 온도를 나타내고 있으며, 응축기 토출되는 공기의 온도는 37.27℃, 39.47℃ 및 41.6℃로 앞서 증발기를 거친 공기가 응축기를 지나면서 온도가 상승함으로써 난방에 적합한 공기의 상대량이 됨을 알 수 있다.

히트펌프시스템의 난방COP를 살펴보기 위하여 세 번째 증발기를 통과하면서 제습을 마친 공기에서부터 토출구까지의 난방COP를 산출하였다. Fig. 5-10은 병렬 히트펌프 사이클의 흡입온도별 평균 난방COP 그래프이며, 흡입공기온도 15℃, 17℃ 및 20℃일 때 난방COP는 2.34, 2.46, 및 2.53 으로 산출되었고, 흡입공기온도가 17℃ 일 때는 흡입공기온도가 15℃에 비해 5% 증가한 난방COP는 2.46이며 20℃ 일 때는 15℃대비 8%증가하였다. 이는 흡입공기가 올라가면서 자연적으로 난방COP 또한 증가한 것으로 사료된다.

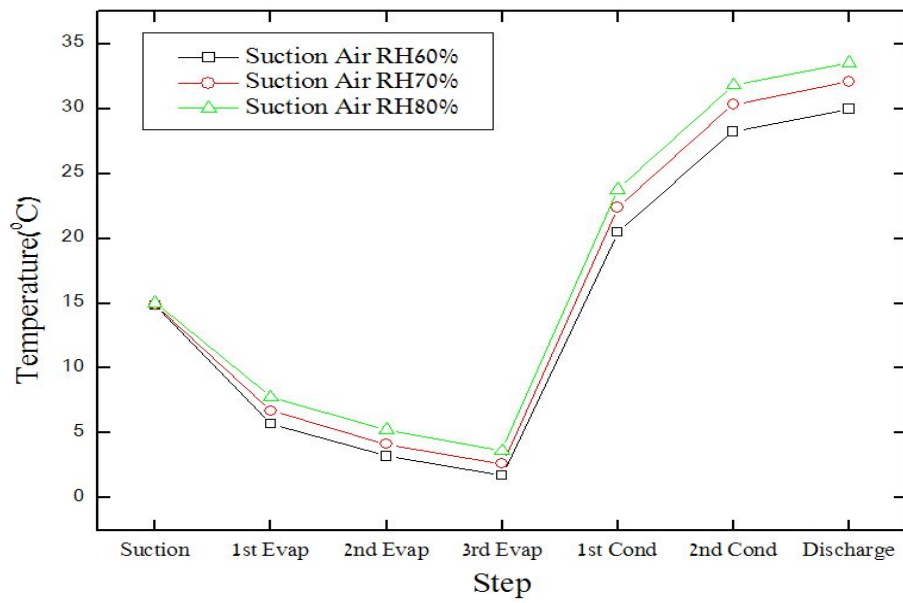


Fig. 5-7 Air temperature variation that is passing through each heat exchanger( $T_{\text{in}}=15^{\circ}\text{C}$ )

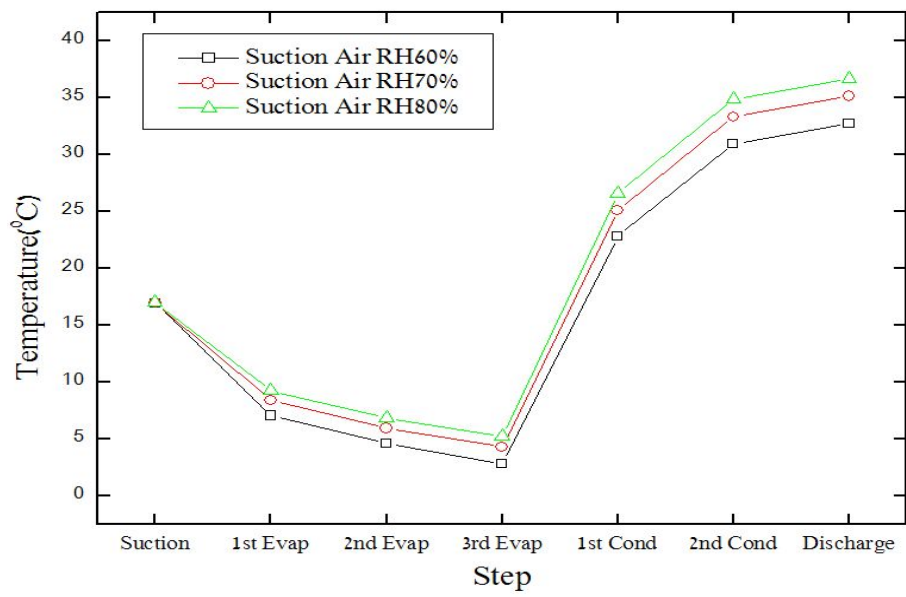


Fig. 5-8 Air temperature variation that is passing through each heat exchanger( $T_{\text{ain}}=17^{\circ}\text{C}$ )

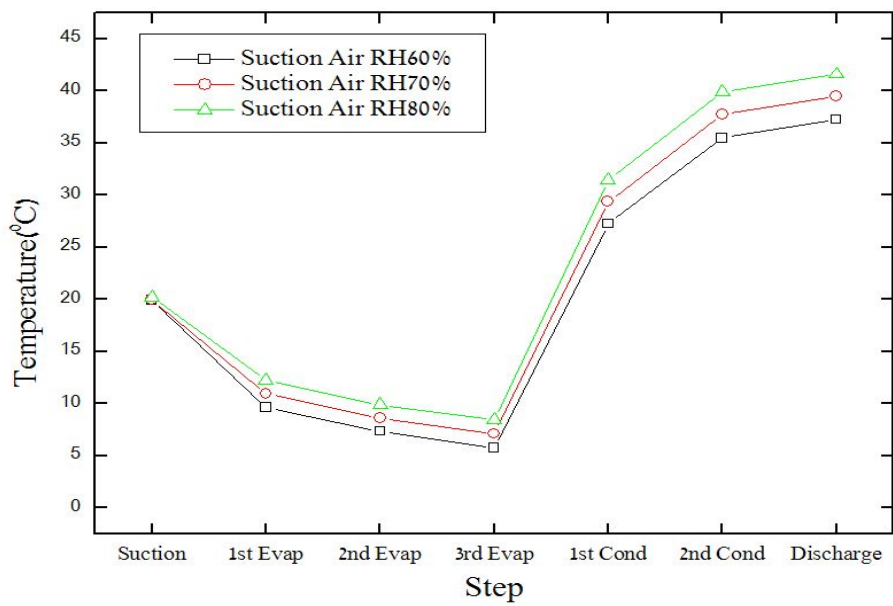


Fig. 5-9 Air temperature variation that is passing through each heat exchanger( $T_{\text{in}}=20^{\circ}\text{C}$ )

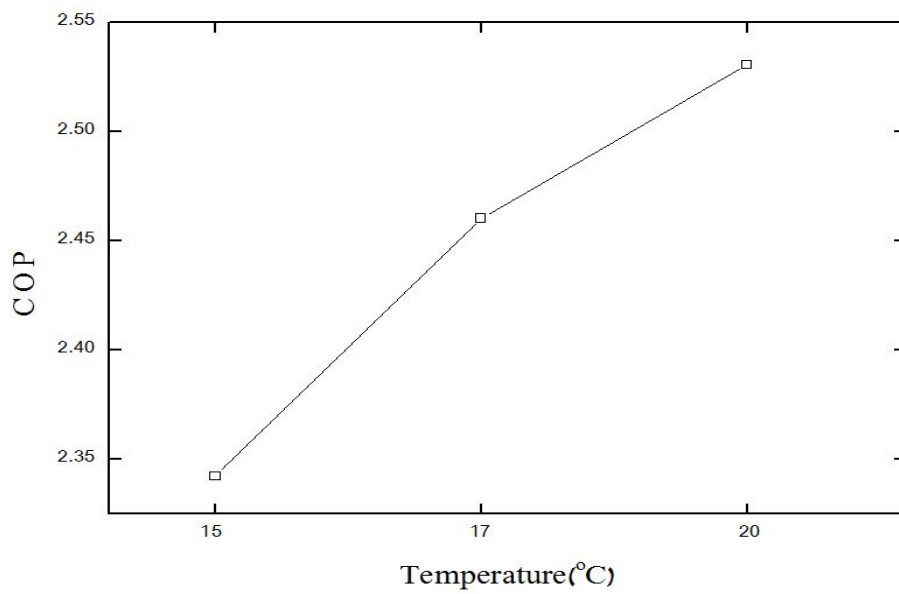


Fig. 5-10 The average heating COP with variation of suction air temperature



### 5.3 직렬증발 히트펌프 시스템의 성능특성

본 연구에서는 앞서 설명한 직렬증발 히트펌프 시스템에서 수액분리기를 거친 냉매가 팽창밸브로 유입되어 첫 번째 증발과정을 거친 후 증발과정을 마친 냉매를 첫 번째 어큐플레이터를 거쳐 기체와 액상으로 나뉜 냉매를 사이클 압력을 이용하여 액상냉매만 직접적으로 두 번째 팽창밸브에 유입시키는 방식을 동일한 방법으로 세 번째 과정까지 거치는 히트펌프 설비의 사이클이다. 흡입공기온도가 15℃이고, 상대습도가 60%, 70% 및 80%일 때 첫 번째 증발기에서 0.306 kg/h, 0.606 kg/h 및 1.139 kg/h의 제습량을 보이고, 두 번째 증발기에서 1.491 kg/h, 1.386 kg/h 및 1.350 kg/h, 세 번째 증발기에서 모두 0 kg/h의 제습량을 보여주고 있다. Fig. 5-11은 흡입공기온도 15℃일 때 상대습도별 제습량의 변화를 나타내는 그래프이다. 병렬증발 히트펌프 운전에서는 첫 번째 증발기에서 증발이 모두 이루어진 반면에 직렬증발 히트펌프 운전에서는 두 번째 증발기에서 제습이 많이 이루어진 것을 알 수 있다. 그 이유는 병렬증발 히트펌프 운전에서는 첫 번째 증발기에서 세 번째 증발기의 냉매의 온도가 점차 떨어지는 반면 직렬증발 히트펌프 운전에서는 첫 번째 증발기의 온도가 두 번째 증발기의 온도보다 높아 두 번째 증발기에서 제습이 많이 이루어진 것으로 사료된다.

흡입공기온도가 17℃이고, 상대습도가 60%, 70% 및 80%일 때 첫 번째 증발기에서 0.689 kg/h, 1.184 kg/h 및 1.050 kg/h의 제습량을 보이고, 두 번째 증발기에서 1.416 kg/h, 1.577 kg/h 및 1.620 kg/h, 세 번째 증발기에서 모두 0 kg/h의 제습량을 보여주고 있다. 이처럼 위의 흡입공기온도 15℃와 마찬가지로의 패턴을 나타내고 있으며, Fig. 5-12는 흡입공기온도 17℃일 때 상대습도별 제습량의 변화를 나타내는 그래프이다. 또한 흡입공기온도가 20℃이고, 상대습도가 60%, 70% 및 80%일 때 첫 번째 증발기에서 0.449 kg/h, 0.989 kg/h 및 1.597 kg/h의 제습량을 보이고 있고, 두 번째 증발기에서 1.750 kg/h, 1.627 kg/h 및 1.672 kg/h, 세 번째 증발기에서 모두 0 kg/h의 제습량을 보여주고 있으며, Fig. 5-13은 흡입공기온도 20℃일 때 상대습도별 제습량의 변화를 나타내는 그래프이다. 흡입공기 온도 15℃ 및 17℃와 마찬가지로 두 번째 증발기에서 제습량이 높은

것을 알 수 있다. 위와 같이 세 번째 증발기에서 제습량이 없는 이유는 두 번째 증발기보다 세 번째 증발기의 온도가 높으므로 습공기의 상태변화에 따라 습공기가 가열이 되면 절대습도는 불변이 되고 상대습도는 떨어지므로 제습량이 없는 것으로 산출하였다.

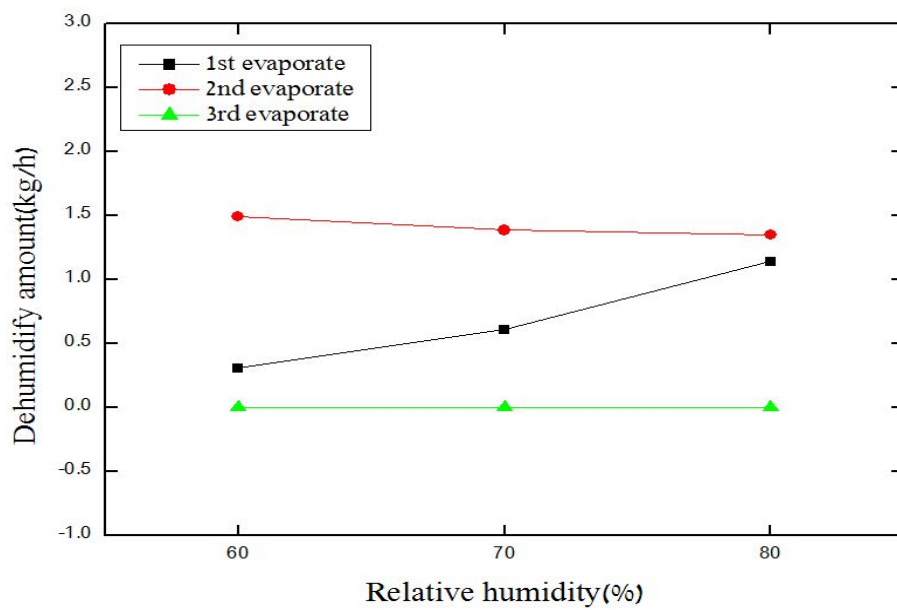


Fig. 5-11 Dehumidification performance with variation of relative humidity in 3 parallel connected evaporator ( $T_{\text{in}}=15^{\circ}\text{C}$ )

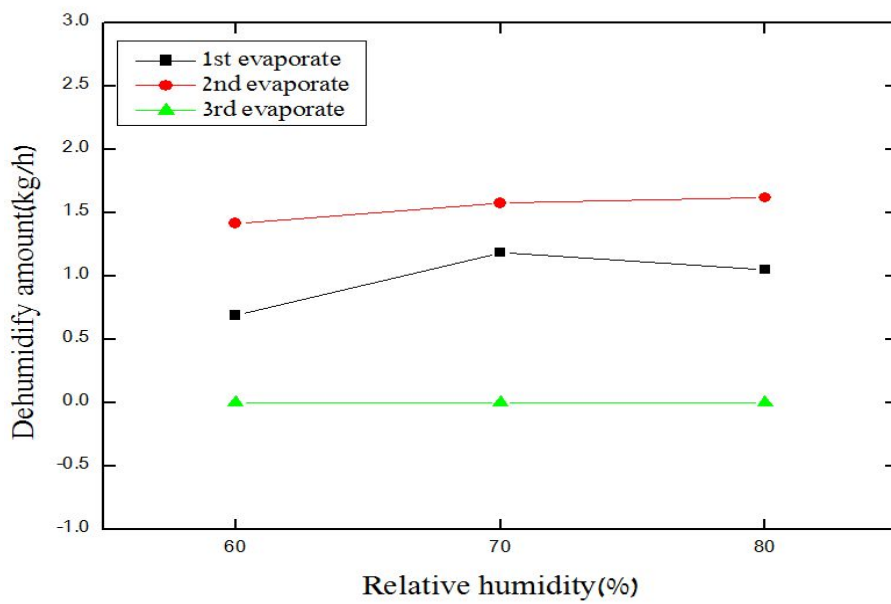


Fig. 5-12 Dehumidification performance with variation of relative humidity in 3 parallel connected evaporator ( $T_{\text{ain}}=17^{\circ}\text{C}$ )

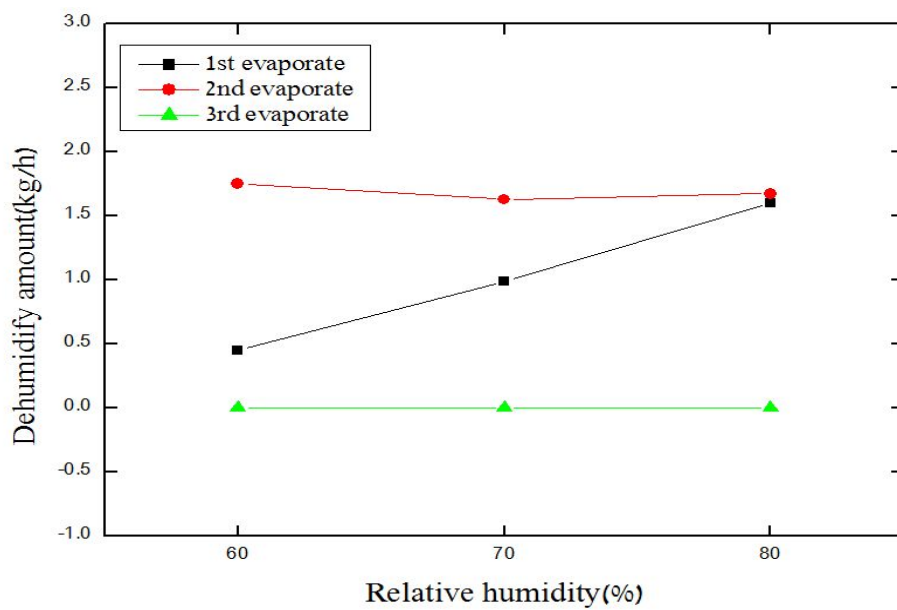


Fig. 5-13 Dehumidification performance with variation of relative humidity in 3 parallel connected evaporator ( $T_{\text{air}}=20^{\circ}\text{C}$ )

직렬증발 히트펌프 시스템은 병렬증발 히트펌프 사이클과 마찬가지로 온도와 상대습도가 증가함에 따라 제습량이 증가함을 알 수 있다. 흡입공기온도가 15℃이고, 상대습도가 60%, 70% 및 80%일 때 총 제습량은 1.797 kg/h, 1.991 kg/h 및 2.489 kg/h이고, 상대습도가 60%에 비해 70%일 때의 총 제습량은 10.8%가 증가하였으며, 상대습도가 80%일 때 60%의 총 제습량 대비 38.5%증가함을 알 수 있다.

이는 흡입공기온도가 17℃일 때 15℃와 같은 총 제습량의 패턴을 나타내고 있으며, 흡입공기온도가 17℃이고, 상대습도가 60%, 70% 및 80%일 때 총 제습량은 2.105 kg/h, 2.270 kg/h 및 2.670 kg/h를 보이고 있다. 상대습도가 60%에 비해 70%일 때의 총 제습량은 7.8%가 증가하였으며, 상대습도가 80%일 때 60%의 총 제습량 대비 약 26.8%증가함을 알 수 있다.

흡입공기온도가 20℃이고, 상대습도가 60%, 70% 및 80%일 때 총 제습량은 2.199 kg/h, 2.616 kg/h 및 3.269 kg/h를 보이고, 상대습도가 60%에 비해 70%일 때의 총 제습량은 18.9%가 증가하였으며, 상대습도가 80%일 때 60%의 총 제습량 대비 48.6%증가함을 알 수 있다. Fig. 5-14는 흡입공기온도에 따른 습도별 총 제습량의 그래프이다.

흡입공기 온도별 상대습도가 70%일 때 총 제습량을 비교할 경우 15℃에서는 1.991 kg/h의 제습량을 나타내었고 흡입공기 온도가 17℃일 때는 15℃비해 14% 증가한 2.270 kg/h의 제습량을 나타내고 있으며, 20℃일 때 15℃대비 31.3%증가한 2.616 kg/h의 제습량을 나타내고 있다.

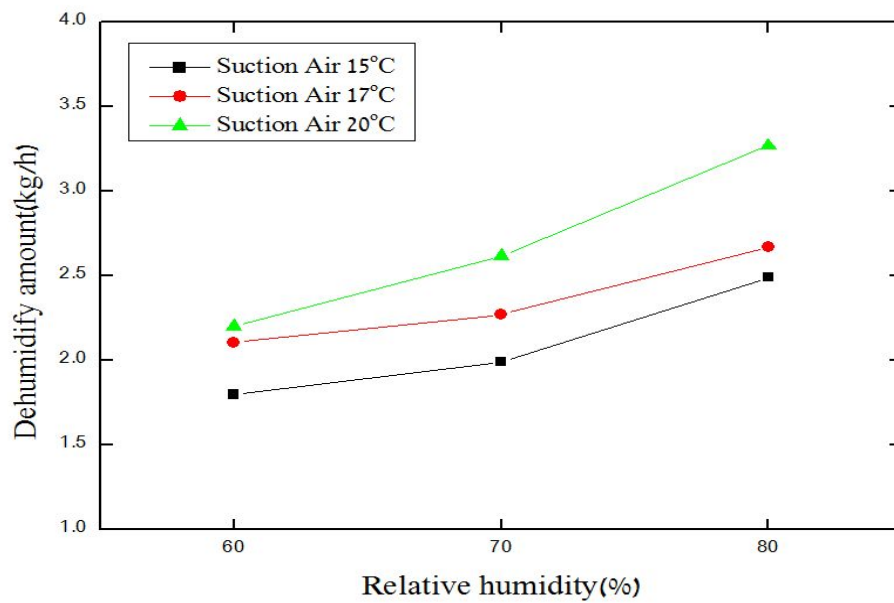


Fig. 5-14 Total dehumidification amount with the relative humidity variation at each suction air temperature

직렬증발 히트펌프 시스템 또한 난방COP을 산출하기 위하여 흡입공기와 토출공기의 온도변화를 측정하였고, 흡입온도가 15℃이고 상대습도 60%, 70% 및 80%일 때 토출되는 공기의 온도는 26.9℃, 28.67℃ 및 29.42℃를 보이고 있으며, Fig. 5-15는 흡입공기온도가15℃ 일 때 상대습도별 흡입온도에서 토출온도의 변화 그래프이다. 흡입온도가 17℃이고 상대습도 60%, 70% 및 80%일 때 토출되는 공기의 온도는 29.01℃, 33.78℃ 및 32.91℃를 보이고 있으며, Fig. 5-16은 흡입공기온도가 17℃ 일 때 상대습도별 흡입온도에서 토출온도의 변화 그래프이다. 위와 마찬가지로 흡입온도가 20℃이고 상대습도 60%, 70% 및 80%일 때 토출되는 공기의 온도는 35.76℃, 37.80℃ 및 38.78℃를 보이고 있다. Fig. 5-17은 흡입공기온도가 20℃ 일 때 상대습도별 흡입온도에서 토출온도의 변화 그래프이다.

병렬증발 히트펌프 운전에서는 세 번째 증발기까지 온도가 떨어지고 첫 번째 증발기부터 온도가 상승하지만 직렬증발 히트펌프 운전에서는 두 번째 증발기까지 온도가 떨어지고 세 번째 증발기부터 응축기까지 온도가 증가하는 것을 알 수 있다. 그 이유는 직렬증발 사이클을 구성함에 있어 과도한 어큐플레이터 사용과 관로의 마찰손실로 인하여 냉매에 흐름에 부하가 발생하면서 세 번째 증발기까지 냉매가 제대로 흐르지 못하여 이러한 현상이 나타난 것으로 사료된다.

난방COP 또한 병렬증발 히트펌프 시스템과 마찬가지로 세 번째 증발기를 거치면서 제습을 마친 공기로 부터 토출구까지의 흡입 온도별 평균 난방COP을 산출하였다. 병렬증발 히트펌프 사이클보다 낮은 것으로 산출된 것을 알 수 있으며, 흡입공기온도가 15℃일 때 난방COP은 1.9이고 흡입공기온도가 17℃일 때는 흡입공기온도 15℃에 비해 5.2% 증가한 난방COP은 2.0이며 20℃일 때는 15℃대비 11.5%증가한 2.12이다. Fig. 5-18은 직렬증발 히트펌프 사이클의 흡입온도별 평균 난방COP을 나타낸 그래프이다.

병렬증발 히트펌프 운전에 비해 평균적으로 난방COP이 낮게 산출되었지만 직렬증발 히트펌프 운전에서의 난방COP 또한 병렬증발 히트펌프 운전과 마찬가지로 온도와 습도가 증가함에 따라 난방COP이 증가함을 알 수 있다.



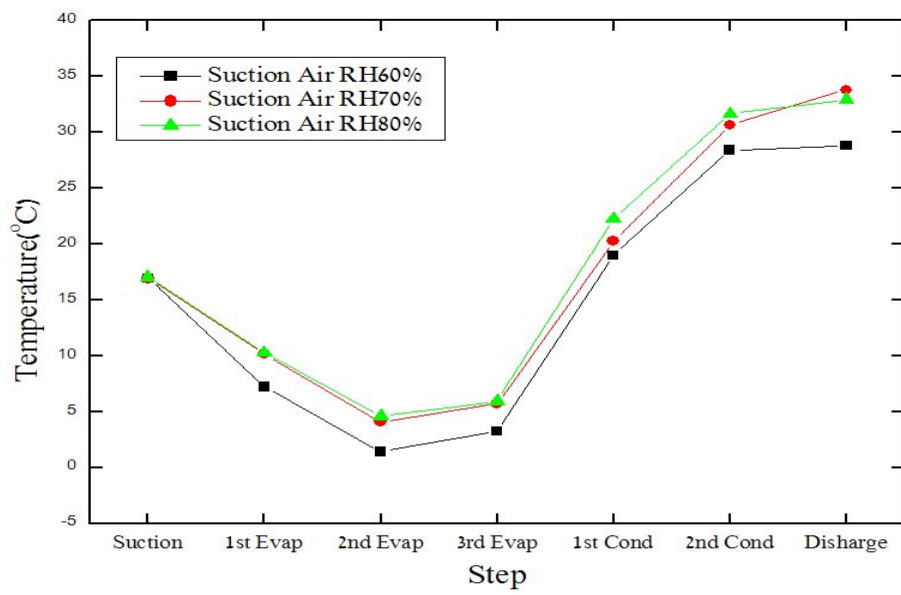


Fig. 5-15 Air temperature variation that is passing through each heat exchanger( $T_{\text{ain}}=15^{\circ}\text{C}$ )

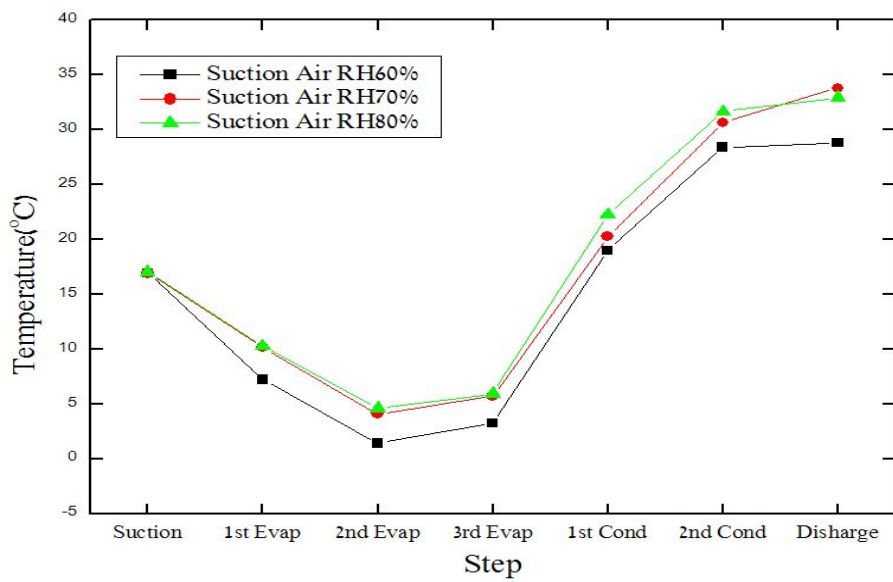


Fig. 5-16 Air temperature variation that is passing through each heat exchanger( $T_{\text{in}}=17^{\circ}\text{C}$ )

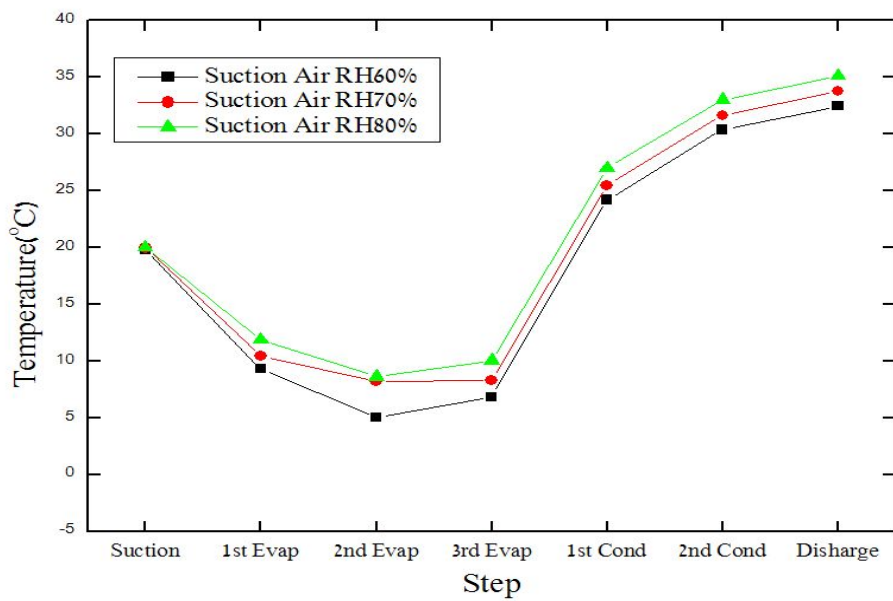


Fig. 5-17 Air temperature variation that is passing through each heat exchanger ( $T_{\text{in}}=20^{\circ}\text{C}$ )

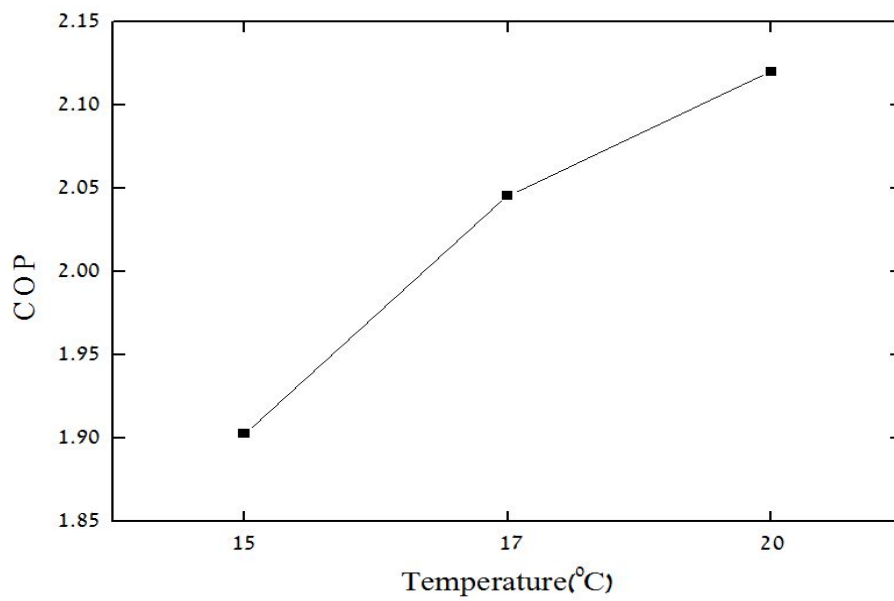


Fig. 5-18 The average heating COP with variation of suction air temperature

#### 5.4 히트펌프 시스템의 제습성능

히트펌프 시스템의 제습성능을 측정하기 이전에 수평형, 수직형 지하공기 취출 시스템에서 수집한 지하공기열의 특성을 분석한 결과, 오차범위가 제일 낮은 흡입공기의 건구온도가 17℃이고 상대습도 70%일 때의 실험 결과에 따라 제습능력을 산출하였다.

병렬증발 히트펌프 시스템의 제습능력은 흡입온도가 17℃이고 상대습도 70%로 측정하였으며, 첫 번째 증발기 표면을 통과하면서 냉각되어 건구온도가 8.4℃, 상대습도 99%의 포화상태가 되고, 두 번째 증발기를 통과하면서 건구온도 5.93℃, 상대습도 99%의 포화상태가 된다. 마지막으로 세 번째 증발기를 통과하면 건구온도는 4.3℃, 상대습도는 98.7%에 도달하게 되는데, 이러한 상태의 공기가 응축기로 유입되면서 건구온도 35.1℃, 상대습도 약 14.4%가 된다. 앞에서 제시한 지하공기의 특성조건으로 공기가 장치를 통과하였을 경우 제습량은 2.11 kg/h이며, 제습성능은 0.93 kg/kWh로 산출되었다.

직렬증발 히트펌프 시스템의 성능 평가 조건은 병렬증발 히트펌프 시스템과 동일하게 실험이 수행되었으며, 흡입온도가 17℃이고 상대습도 70%의 지하에서 취출된 공기가 첫 번째 증발기 표면을 통과하면서 냉각되어 건구온도 10.1℃, 상대습도 99%의 포화상태가 되고, 두 번째 증발기를 통과하면서 건구온도 4.08℃, 상대습도 99%의 포화상태가 되며, 마지막으로 세 번째 증발기를 통과하면 건구온도는 5.7℃, 상대습도는 98.4%가 된다. 이러한 상태의 공기가 응축기로 통과되면서 건구온도 33.8℃, 상대습도 약 17.4%가 된다. 위의 조건대로 공기가 통과하였을 경우 제습량은 2.27 kg/h이며, 제습성능은 0.82 kg/kWh로 산출되었으며, Table 5-1은 병렬증발과 직렬증발 히트펌프 시스템의 제습능력을 산출할 때의 조건과 제습능력을 나타내었다. 병렬증발과 직렬증발 히트펌프 시스템의 제습능력을 비교 할 때 약 11.8%의 감소를 보이고 있다.

Table 5-1 Dehumidification performance of the heat system

Dimension	Parallel	Series
Suction dry bulb temperature (°C)	17	17
Suction relative humidity (%)	69	70
1st Evaporator per dehumidification (kg/h)	0.10	0.54
2nd Evaporator per dehumidification (kg/h)	0.69	1.73
3rd Evaporator per dehumidification (kg/h)	0.42	0
Discharge dry bulb temperature (°C)	35.1	33.8
Discharge relative humidity (%)	14.4	17.4
Air flow rate (m <sup>3</sup> /min)	8.59	8.63
Power consumption (kW)	2.26	2.75
Total dehumidification (kg/h)	2.11	2.27
Dehumidification performance (kg/kWh)	<b>0.93</b>	<b>0.82</b>

## VI. 결 론

본 연구에서는 제주도와 같은 화산지형 구조에서 지하공기를 열원으로 직접 이용할 때 수반되는 공기중의 습도를 제거하고 동시에 난방을 목적으로 하는 히트펌프 시스템의 성능특성에 관한 연구를 수행하였다. 일반적인 냉각제습을 이용하고, 제습과 동시에 난방에 이용할 수 있는 공기의 상태량에 중점을 두고 실험을 수행하였으며, 정량적 난방성능과 제습성능을 평가하여 결과를 요약하면 다음과 같다.

1) 제주도 지하공기열의 특성에 관하여 측정한 결과 지하공기열의 온도는 깊이에 따라 차이를 나타내지만 지하층을 거친 공기의 온도는 연중 15~18℃를 일정하게 유지하며 지역과 굴착 깊이에 따라 차이를 보이지만 70~85%의 상대습도를 나타낸다.

2) 병렬증발 히트펌프 시스템의 경우 첫 번째 증발기에서 세 번째 증발기까지 3단 제습현상이 일어났으며, 제습을 마친 공기가 응축기를 거치면서 온도가 일괄적으로 상승하였고 난방COP는 평균적으로 2.44를 보이고 있다.

3) 직렬증발 히트펌프 시스템의 경우 두 번째 증발기까지만 제습이 이루어졌으며, 그 이유는 과도한 어큐물레이터 사용과 관로의 마찰손실로 인하여 사이클의 부하가 크기 때문이다. 제습을 마친 공기가 세 번째 증발기와 응축기를 거치면서 온도가 일괄적으로 상승하였고, 직렬증발 히트펌프시스템의 난방COP는 평균적으로 병렬증발 히트펌프시스템에 비해 약 18% 감소한 2.01을 나타내고 있다.

4) 병렬증발 히트펌프 시스템에서 제습성능은 0.93 kg/kWh이며, 직렬증발 히트펌프 시스템의 제습성능은 병렬증발 히트펌프 시스템에 비해 약 11.8% 감소한 0.82 kg/kWh 이다. 이것은 난방COP뿐만 아니라 제습능력 또한 병렬증발 히트펌프

프 시스템의 효율이 높다는 것을 알 수 있다.

5) 병렬증발 및 직렬증발 히트펌프 시스템 모두 높은 제습효과를 가져왔으며, 초기에 흡입되는 지하공기의 높은 습도가 시스템에서 충분한 제습을 수행하여 토출되는 지하공기를 일반적인 시설원예뿐만 아니라 건물공조에도 직접사용이 적합한 습도로 토출됨을 알 수 있다.



## 참고문헌

- [1] Ji Woon Ko, Youn Cheol Park, Gwang Soo Ko, The Performance Evaluation of a Ground Air Source Heat for an Air Conditioning System, Proceedings of the SAREK 2012 Summer Annual Conference, pp. 781-784, 2012.
- [2] Youn Cheol Park, Seong Koo Park, In-situ Performance Evaluation of a Ground Source Heat Pump for an Air Conditioning System, Journal of the Korean Society of Marine Engineering, pp. 66-72, 2008.
- [3] Ji Young Kim, Jea Chul Jang, Eun Chul Kang, Ki Chang Chang, Euy Joon Lee, A Study on Analysis of Horizontal GSHP System Operating for Greenhouse, Proceedings of the KSME 2009 Autumn Annual Conference, pp. 2-3, 2009.
- [4] Sung Youn Lee, Study on the Performance of a Ground Source Multi-heat Pump System for a Greenhouse, Graduate School of Hanbat National University : Graduate Degree Research paper, pp. 2-3, 2010.
- [5] Dong Gwan Ko, A Study on Heating System Applied Ground Source Heat Pump(GSHP) for the Agriculture, Graduate School of Jeju National University : Graduate Degree Research paper, pp. 1-2, 2010.
- [6] Seong Eun Hong, Refrigeration Engineering, pp. 58-59, 1997.
- [7] Young Hwan Song, Dehumidification by refrigeration, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, pp. 548-552, 1998.

[8] Chi-woong Shin, SI unit air conditioning system, p. 47, 2005.