

시설원에 습도환경 제어를 위한 냉각식 제습기 개발

강금춘 연광석 유영선 김영중 강연구 백 이

Development of a Refrigeratory-Based Dehumidifier for Humidity Environment Control in Greenhouse

G. C. Kang K. S. Yon Y. S. Ryou Y. J. Kim Y. K. Kang Y. Paek

Abstract

During the winter season in Korea, the relative humidity of greenhouse at night often exceeds 90% because air temperature inside the greenhouse is usually controlled using a heater with all of windows closed to minimize heat loss, thereby requiring the use of a dehumidifier that can maintain optimum humidity levels of 70~80% to provide a good growth condition of crops. Also, such a high humid condition can cause the development of a pest, such as insects, fungi or diseases. However, the use of most conventional dehumidifiers for low temperature dehumidification is limited because their performance is degraded due to frost accumulation on the evaporator coil. This study was carried out to develop a refrigeratory-based dehumidifier suitable for low temperature dehumidification in greenhouse cultivation. The developed dehumidifier consists of a condenser and an evaporator installed separately so that relative and absolute humidity levels can be reduced when air passed through the condenser and evaporator, respectively. The prototype dehumidifier showed a dehumidification capacity of 5~7 kg/h when air with a temperature of 15~25°C and a relative humidity of 70~95% came into the dehumidifier. Under the condition that either temperature or relative humidity was fixed, the amount of condensed water was proportional to the levels of both temperature and relative humidity.

Keywords : Greenhouse, Relative humidity, Energy, Dehumidifier, Dehumidification rate

1. 서론

습도에 대한 작물의 생체반응 실험에 의하면 상대습도 40% 이하의 조건에서 광합성의 억제가 시작되고, 20% 이하의 저습도가 되면 엽면 증산량이 지나치게 증가하여 심할 경우 고사하게 된다. 반면에 80% 이상의 고습도 환경에서는 광합성 작용의 장애가 발생하며, 병균의 번식이 쉬워지고, 식물체의 내병성도 저하된다. 또한 이 같은 고습도 환경에 연속적으로 노출되면 식물체의 세포 및 형태의 개체변이를 가져오게

되며 작물의 품질저하를 초래할 수 있어 습도는 작물재배 관리에 있어 중요한 항목의 하나이다(이, 1991).

겨울철 주간 온실내부의 온도는 일사량 유입으로 온실내 공기온도가 20°C 이상이 되고, 야간에는 난방기의 가동으로 10~18°C로 유지된다. 또한 시설원예는 작물재배 특성상 관수 및 방제작업이 빈번하고, 온실 내 상대습도의 관리를 대부분 자연환기에 의존하고 있다. 그러나 난방기간 동안 온실내의 기온유지를 위한 열손실을 방지하기 위하여 피복자재의 밀폐도가 높은 것을 사용한 온실 내 야간의 상대습도는 90%

The article was submitted for publication in July 2007, reviewed and approved for publication by editorial board of KSAM in August 2007. The authors are Geum Choon Kang, Researcher, KSAM member, National Institute of Agricultural Engineering, Suwon, Korea, Kwang Suck Yon, Professor, KSAM member, Department of Biosystems Engineering, Chungbuk National University, Cheongju, Korea, Young Sun Ryou, Senior Researcher, KSAM member, Young Joong Kim, Yoen Ku Kang, Researcher, KSAM member, National Institute of Agricultural Engineering, Suwon, Korea, and Yee Paek, Researcher, KSAM member, Protected Horticultural Experiment Station, National Horticultural Research Institute, Busan, Korea. Corresponding author: G.C Kang, Researcher, National Institute of Agricultural Engineering, Suwon, 441-100, Korea; E-mail: <kanggch@rda.go.kr>.

이상으로 높아지는 경우가 많이 발생하고 있다. 이때 온실내의 온도가 노점 온도 이하로 내려가면 공기 중의 수분이 작물 표면에 응축되며 이것은 오이와 메론에서 노균병, 탄저병, 토마토와 피망에서 곰팡이병 등을 발생시키고, 호접란, 장미, 스타티스 등에서 연무병, 엽고병, 근부병, 잣빛곰팡이병, 노균병 등의 발생원인이 되고 있다(岡野利明, 1999). 특히 호접란의 경우는 자연개화기인 5~6월경 외기온이 야간 실내 설정온도(18℃)보다 높아 난방기가 거의 작동되지 않고, 야간에는 실내온도가 낮아지면서 온실내 상대습도가 높아져 잣빛곰팡이의 발생 빈도가 높아진다. 이를 방지하기 위해 난방기를 작동시켜 상대습도를 낮추어 주고 있다. 이와 같은 방법은 꽃의 성장을 과도하게 촉진시켜 화질의 저하가 우려될 뿐만 아니라 난방에너지의 과소비로 인한 생산비 증가 원인이 된다.

따라서, 본 연구에서는 이와 같은 문제를 해결하기 위하여 시설원에 습도환경 제어가 가능한 냉각식 제습기를 개발하였으며, 개발된 냉각식 제습기의 제습성능, 열교환기 입출구 온습도, 공기배출 거리에 따른 온습도 변화 및 제습기성능계수(COP) 등을 분석하였다.

2. 재료 및 방법

가. 시설원예용 제습기 설계

1) 제습기의 냉각부하

시설원예에는 밀폐된 온실 내에서 작물을 재배하기 때문에 야간에 상대습도가 90% 이상의 과습조건이 빈번하게 발생되고 있다. 온실은 실내의 체적이 크기 때문에 제습량이 많고 작동온도의 범위도 10~25℃로 폭이 크므로 비용과 성능을 고려할 때 온실 내의 제습에는 냉각식의 제습기가 적합하며, 냉각식 제습기는 다른 제습방식에 비해서 설비나 성능면에서 유리하여 공기의 노점온도가 -20~10℃ 범위에서도 사용이 가능하므로 시설원예용 제습기로의 적용이 가장 유리한 방법이라 할 수 있다.

농가보급형 플라스틱 온실 모델인 1-2W형 1,000 m² 규모 온실의 경우 온실 내부에 보온을 위하여 지상으로부터 2.5 m 위치에 수평커튼을 설치하면 제습이 필요한 내부의 체적은 총 2,520 m³이다.

온실에서 작물을 재배할 경우에는 작물에 따라서 생육 적정 상대습도가 차이는 있으나 대개 70~85% 수준이다. 제습기는 겨울철 온도가 내려가는 기간뿐만 아니라 봄, 가을에도 사용하여야 하므로 실내의 공기온도가 10~25℃일 때, 상대습도를 95%에서 70%까지 제습할 경우 습공기의 상태량을 구하여 제습기의 냉각부하를 계산할 수 있다.

습공기 체적당 수증기의 양은 다음 식 (1)을 이용하여 산출하였다.

$$M = \frac{x}{v} \quad (1)$$

여기서, M : 체적당 수증기 양(kg/m³)
 x : 절대습도(kg/kg)
 v : 비체적(m³/kg)

2) 압축기 소요동력

그림 1은 설계 조건에서 냉매의 상태변화를 Refrigeration Utility Program(Technical University, Denmark)을 이용하여 p-h(압력-엔탈피) 습공기선도상에 나타낸 것이다.

온실의 실내 공기온도를 기준으로 냉매 R22를 사용한 스크롤타입의 압축식 냉동장치를 설계하기 위하여 응축온도 37.8℃, 증발온도는 4.4℃로 설정하였다. 또한 냉동효과를 올리고 압축기의 액 압축을 방지하기 위하여 증발기로 들어가는 액체의 냉매는 과냉각 온도 8.3℃, 압축기로 들어가는 냉매의 과열도는 11.1℃로 설정 하였으며, 응축열량은 일반적인 냉각식 제습기의 예상 COP를 5.0으로 가정하여 계산하였다(신성엔지니어링설계실, 1991).

그림 1로부터 증발기 입구 ①점에서의 공기엔탈피($h_1=235.97$ kJ/kg), 증발기 출구 ②점에서의 공기엔탈피($h_2=415.58$ kJ/kg), 응축기 출구 ④점에서의 공기엔탈피($h_4=235.97$ kJ/kg)를 각각 구하였으며, 응축기 입구 ③점에서의 공기엔탈피는 예상 COP의 응축열량을 고려하여 결정하였다($h_3=449.40$ kJ/kg).

그림 1을 이용하여 압축기의 소요동력을 결정하고자 하였으며, 앞의 설계조건에서 1,000 m² 면적의 온실(체적 2,520 m³)에 필요한 냉각열량을 증발기의 흡수열량(Q_E)으로 하여 응축기의 방열량(Q_C), 압축기 이론동력(W)을 식 (3)과 식 (4)를 이용하여 산출하였다(신성엔지니어링설계실, 1991).

$$Q_E = G_r(h_2 - h_1) \quad (2)$$

$$Q_C = G_r(h_3 - h_4) \quad (3)$$

$$W = G_r \cdot (h_3 - h_2) \quad (4)$$

여기서, Q_E : 증발기의 흡수열량(kW)
 Q_C : 응축기 방열량(kW)
 G_r : 냉매 순환율(kg/s)
 h_1 : 증발기 입구에서 공기의 엔탈피(kJ/kg)
 h_2 : 증발기 출구에서 공기의 엔탈피(kJ/kg)
 h_3 : 응축기 입구에서 공기의 엔탈피(kJ/kg)
 h_4 : 응축기 출구에서 공기의 엔탈피(kJ/kg)
 W : 압축기 이론동력(kW)

압축기 이론동력으로부터 압축기의 축동력을 결정하기 위

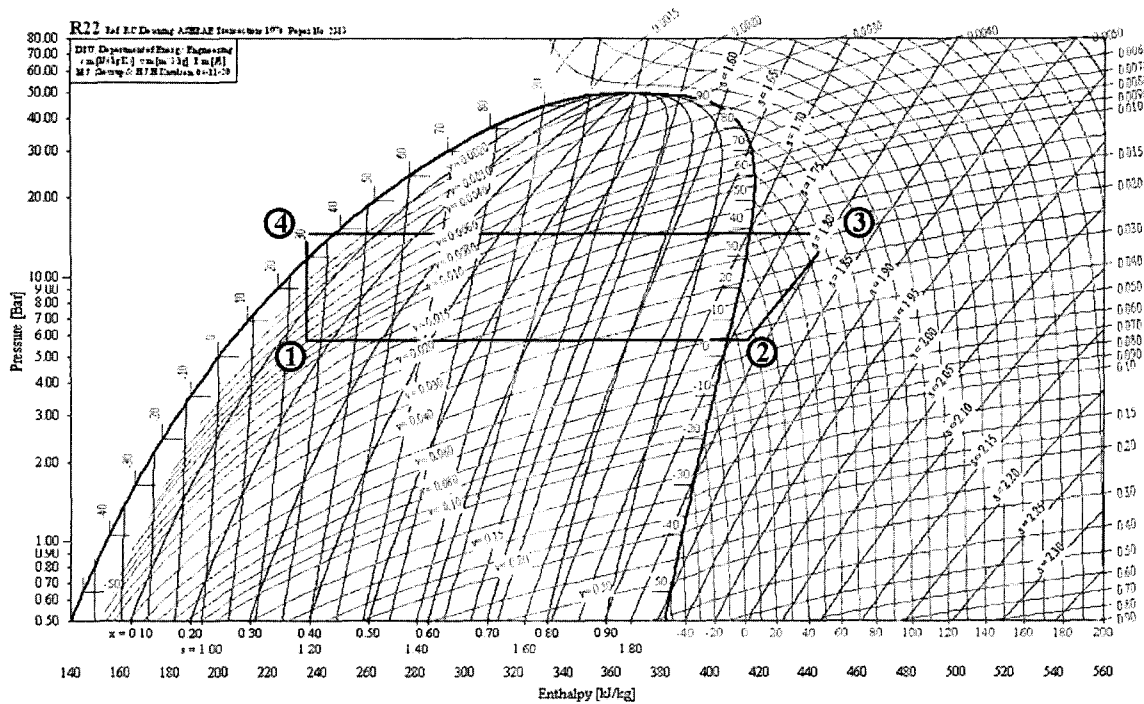


Fig. 1 Change in pressure (p) and enthalpy (h) of the refrigerant used in this study.

하여 압축기의 효율 및 안전성을 고려하여 다음 식 (5)를 사용하여 계산하였다(신성에너지엔지니어링제실, 1991).

$$N_c = \frac{W \times S}{\eta} \quad (5)$$

여기서, N_c : 축동력(kW), η : 압축기의 효율, S: 안전계수

3) 증발기 전열면적

냉각식 제습기에 사용되는 증발기인 냉각코일은 대부분이 플레이트 핀-튜브 형식이며, 1.6~2.3 t의 강판제 상자속에 공기의 흐름과 직각으로 몇 열의 냉각관을 배열하고 또한 이것을 공기의 흐름방향으로 몇 단을 배열한다. 경제성이나 크기를 고려하여 핀의 피치가 작은 쪽이 유리하지만 제습용 냉각코일은 공기중의 수분이 핀 표면에 응축하여 수적으로 흐르기 때문에 지나치게 피치를 작게 하면 수적이 흘러내리지 않고 핀 사이에 맺혀서 공기의 흐름을 막게 된다. 피치는 일반적으로 3.0 mm 이내가 적당하다(이, 1989).

증발기 열교환 면적의 설계는 압축기 냉매의 증발온도 4.4℃, 응축온도 37.8℃에서 정격 운전할 때의 증발기에서 흡수하는 열량과 같거나 약간의 여유를 두고 설계하여야 한다.

증발기의 흡수열량은 다음 식으로부터 구할 수 있다(靑木伸雄, 1993).

$$Q_E = \rho \cdot V \cdot (h_2 - h_1) \quad (6)$$

여기서, Q_E : 증발기의 흡수열량(kW)

ρ : 공기밀도(kg/m³)

V: 풍량(m³/s)

h_1 : 증발기 입구에서 공기의 엔탈피(kJ/kg)

h_2 : 증발기 출구에서 공기의 엔탈피(kJ/kg)

또한 파이프 속의 냉매와 공기가 비혼합 상태에서 열교환하는 직교류형 열교환기의 열전달율은 다음 식으로 계산할 수 있다(서, 1990).

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (7)$$

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln[(T_{h2} - T_{c2}) / (T_{h1} - T_{c1})]} \quad (8)$$

여기서, U : 총 열전달계수(W/m²·℃)

A : 전열면적(m²)

ΔT_m : 대수평균온도차(LMTD)

T_{h1} : 고온측 입구부의 온도(℃)

T_{h2} : 고온측 출구부의 온도(℃)

T_{c1} : 저온측 입구부의 온도(℃)

T_{c2} : 저온측 출구부의 온도(℃)

핀 튜브 열교환기에서 내부로 냉매가 흐르고 관의 외부로 공기가 통과하며 열교환 하는 경우에 총 열전달계수는 28 W/m²·℃를 사용하였다(Webb, 1994).

증발기 열전달율과 증발기 흡수열량이 동일하므로 증발기의 전열면적은 식 (9)로 구할 수 있다.

$$A = \frac{Q_E}{U \cdot \Delta T_m} \quad (9)$$

다음으로 고려해야할 사항은 공기가 증발기를 통과할 때의 풍속이며, 증발기 표면에 응축된 응축수의 비산을 막기 위하여 보통 3 m/s 이하로 하며 2.5 m/s 내외가 적당하다(신성엔지니어링설계실, 1991).

증발기를 통과하는 공기의 풍속을 검토하기 위하여 유효전면적(frontal area)을 다음 식을 이용하여 구하였다.

$$F_A = L \cdot R \cdot P \quad (10)$$

여기서, F_A : 증발기 유효 전면적(m^2)
 L : 전면에서의 파이프 길이(m)
 R : 전면에서의 냉매 파이프 배열 단수
 P : 냉매 파이프의 간격(m)

위에서 구한 유효 전면적과 증발기를 통과하는 풍량의 관계에서 다음 식과 같이 풍속을 계산할 수 있다.

$$v = \frac{V}{F_A} \quad (11)$$

여기서, v : 풍속(m/s)
 V : 풍량(m^3/s)

4) 응축기 전열면적

냉각식 제습기에 사용되는 응축기는 증발기와 동일하게 대부분이 플레이트 핀-튜브 형식을 사용한다. 응축기의 방열량은 다음 식으로부터 구하였다(青木伸雄, 1993).

$$Q_C = \rho \cdot V \cdot (h_3 - h_4) \quad (12)$$

여기서, Q_C : 응축기 방열량(kW)
 ρ : 공기밀도(kg/m^3)
 V : 풍량(m^3/s)
 h_3 : 응축기 입구에서 공기의 엔탈피(kJ/kg)
 h_4 : 응축기 출구에서 공기의 엔탈피(kJ/kg)

나. 시설원예용 제습기 제작응축기

기존 제습기는 증발기 및 응축기가 나란히 설치되어 있어 흡입공기 온도가 15°C 이하로 저하되면 냉매의 압력이 저하되어 증발기에 성애가 발생하게 된다. 이러한 단점을 보완하기 위한 방법으로 시설원예용 제습기는 증발기 및 응축기를

분리 배치하여 저온에서의 작동을 원활하도록 설계하여 제작하였다.

그림 2, 3에서 보는 바와 같이 시설원예용 제습기의 구조는 압축기, 응축기, 증발기, 송풍기 등으로 구성된 냉동사이클로 이루어져 있다. 압축기와 송풍기가 내장된 본체 케이스의 좌우에 각각 1개씩의 공기 흡입구를 설치하였으며, 공기흡입구

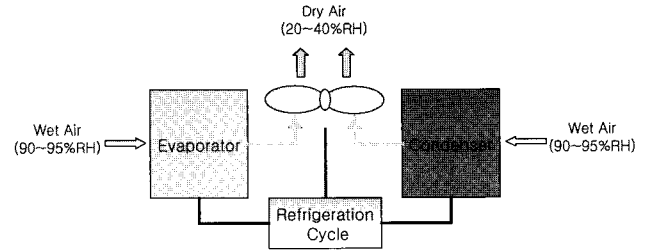


Fig. 2 Schematic diagram of the dehumidification system.

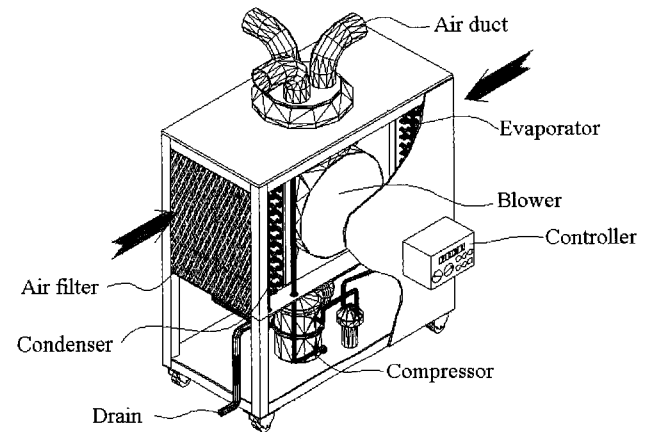


Fig. 3 Schematic diagram of the dehumidifier developed in this study.

후면에 증발기와 응축기를 배치하였고 제습된 공기의 원활한 배출을 위해 상부에 3방향으로 공기배출관을 부착하였다.

송풍팬에 의해 좌우로 동시에 흡입된 온실 내의 습공기는 증발기와 응축기를 통과하게 되며, 이때 증발기에서는 냉각제습과정을 통하여 절대습도가 낮아진 차가운 공기가 생성되고 응축기에서는 가열과정을 통하여 상대습도가 낮아진 고온의 공기가 생성된다. 이와 같이 냉각제습과 가열과정에서 얻어진 건 공기는 다시 혼합된 후 공기배출 덕트(Ø150 mm)를 통해 온실 내로 배출된다. 이때 증발기 표면에서 생성된 응축수는 중력에 의해 흘러내려 배출관을 통하여 제습기 밖으로 배출된다.

본 연구에서 개발한 시설원예용 제습기의 크기는 1.0×0.8×1.1 m(L×W×H)이다. 증발기와 응축기는 전면적 0.74×0.6 m

크기의 핀-튜브 방식으로 제작하였으며, 직경 9.5 mm의 동관을 사용하여 증발기는 5열 20단, 응축기는 8열 20단으로 배열하였다. 증발기 및 응축기의 전열면적은 각각 33.5 m², 53.6 m² 이었다.

냉각식 제습기의 압축기는 냉동사이클의 회로 내에서 냉매의 압력을 증가시키며, 운전중에는 고압측 냉매의 압력이 높을수록 제습성능을 높일 수 있기 때문에 저압측과 고압측의 압력차를 크게 하는 것이 보다 유리한 방법이다. 따라서 본 연구에서는 압력차를 크게 할 수 있는 스크롤타입의 압축기를 시설원예용 제습기에 적용하였으며, 냉매로서 R22를 사용하였다.

송풍기는 증발기 및 응축기에서 냉매와 습공기와와의 열전달 성능에 영향을 미치므로 풍량이 1 m³/s인 것을 사용하였으며, 송풍기 1대로 좌우측에 설치된 증발기와 응축기쪽으로 습공기가 강제흡입 되도록 설치하였다.

표 1에 시설원예용 제습기의 주요 제원을 나타내었다.

Table 1 Specifications of the dehumidifier

Item	Specification	
Area of greenhouse	1,000 m ² (10a)	
Type of dehumidification	Refrigeration	
Size of dehumidifier (L×W×H)	1,000×800×1,100 mm	
Refrigerant	R22	
Capacity of compressor	2.25 kW	
Fan	Airflow rate	1 m ³ /s
	Power input	900 W
Evaporator	Type	Shell and tube (740 mm×20 row×5 column)
	Area of heat exchange	33.5 m ²
Condenser	Type	Shell and tube (740 mm×20 row×8 column)
	Area of heat exchange	53.6 m ²

다. 성능시험

1) 제습성능 시험

시설원예용 제습기의 제습성능을 분석하기 위하여 그림 4에 나타낸 바와 같이 240 m² 크기의 플라스틱 온실 내부에 100 m² 크기의 시험용 온실을 설치한 후 제습기를 설치하였으며, 시험 온실내의 온도 및 상대습도는 온수보일러 및 가습기를 이용하여 조절하였다.

제습기의 습공기 입구와 출구에 각각 열전대(T-type thermocouple)와 습도센서(Hygro transmitter, DELTA OHM, ITALY)를 설치하였으며, 데이터수집장치(Hybrid recorder MV200, YOKOGAWA, Japan)를 이용하여 건구온도와 상대

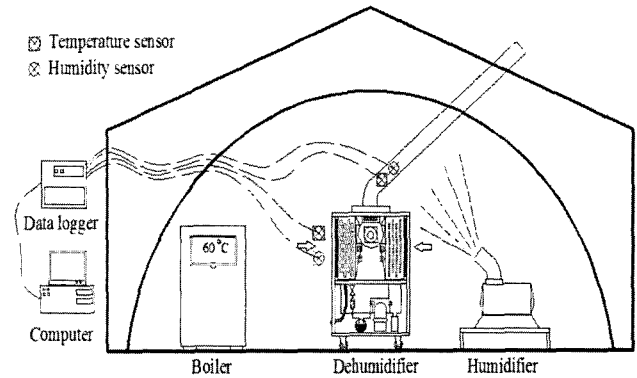


Fig. 4 Locations of sensors for measuring air temperature and relative humidity in the experimental greenhouse.

습도를 10초 간격으로 연속 측정한 후 습공기선도에서 절대습도를 구하고 식 (13)을 이용하여 제습율을 산출하였다.

시험 온실 내의 온도는 온실 내에서의 제습기 사용온도 조건을 고려하여 15~25℃의 범위에서 5℃ 간격으로 3수준 설정하였으며, 상대습도는 70~95% 범위에서 6수준으로 조절하여 시험을 수행하였다.

온실내의 습공기로부터 제거되는 제습율은 다음 식에 의해 얻을 수 있다(송, 1998).

$$W = \rho \cdot V \cdot (X_i - X_o) \tag{13}$$

여기서, W : 제습율(kg/s)
 ρ : 건공기 밀도(kg/m³)
 V : 건공기 풍량(m³/s)
 X_i, X_o: 증발기 입·출구공기의 절대습도(kg/kg)

2) 제습 운전시의 열교환기 입·출구 및 공기배출 거리별 온습도

온실 내에서 제습기가 정상 작동 중 일 때 온실내의 습공기는 제습기의 증발기와 응축기를 통과한 후 저온의 증발기 및 고온의 응축기와 열교환 되어 온도 및 상대습도가 변하게 되며, 다시 혼합되어 최종 배출된다.

이때의 증발기, 응축기 전후의 온습도와 최종 배출되는 공기의 온습도 및 공기배출 거리에 따른 공기의 온습도 변화를 관찰하기 위하여 그림 5에서 보는 바와 같이 응축기 입구와 출구, 증발기 출구, 최종 공기 배출구 및 Ø200 mm, 길이 36 m의 비닐 덕트에 열전대와 습도센서를 설치하고 20시부터 다음날 오전 09시까지 13시간 동안 5분 간격으로 연속 측정 후 이를 분석하였다.

3) 제습기 성능계수 분석

제습기 운전중의 성능계수(COP: Coefficient of Performance)를 분석하기 위하여 그림 5에서와 같이 증발기 입·출

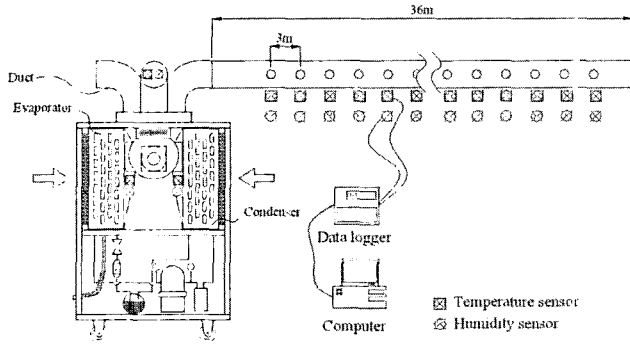


Fig. 5 Locations of temperature and humidity sensors installed in the dehumidifier.

구와 응축기 입·출구의 온도와 상대습도를 측정하였으며, 또한 증발기와 응축기를 통과하는 공기의 풍량은 Electronic Anemometer(APM150, ALNOR, USA)를 이용하여 측정하였다.

다음의 식 (14)를 이용하여 난방 COP(COP_H)와 냉방 COP(COP_C)를 산출하였다(신성엔지니어링설계실, 1991).

$$COP_H = \frac{Q_C}{Q_C - Q_E} \quad COP_C = \frac{Q_E}{Q_C - Q_E} \quad (14)$$

- 여기서, COP_H: 난방 성능계수
- COP_C: 냉방 성능계수
- Q_C: 응축기 방열량(kW)
- Q_E: 증발기 흡수열량(kW)

$$Q_C = V \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (15)$$

- 여기서, V : 풍량(m³/s)
- ρ : 공기 밀도(kg/m³)
- C_p : 공기의 정압비열(kJ/kg·°C)
- T₁, T₂: 응축기 입·출구에서의 공기온도(°C)

$$Q_E = V \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_3 - T_4) \quad (16)$$

- 여기서, V : 풍량(m³/s)
- ρ : 공기 밀도(kg/m³)
- C_p : 공기의 정압비열(kJ/kg·°C)
- T₃, T₄: 응축기 입·출구에서의 공기온도(°C)

3. 결과 및 고찰

가. 시설원예용 제습기 설계

1) 제습기의 냉각부하

표 2에서와 같이 공기온도 10°C일 때 상대습도 95%인 습공기를 70%로 제습하게 되면 제거해야 할 수증기의 양은 5.92 kg이며, 25°C에서는 14.51 kg으로 나타났다.

이때에 필요한 제습기의 흡수열량을 계산하기 위하여 20°C에서의 물의 증발잠열을 2,454 kJ/kg(송 등, 2002)로 하였으며, 계산결과 건구온도 10°C에서는 14,528 kJ, 25°C에서는 35,608 kJ의 열량의 흡수가 필요하였다. 이를 한 시간에 제습하는 것으로 가정하면 냉각부하는 건구온도 10°C일 때 4.0 kW, 25°C일 때 9.9 kW이다. 따라서 시설원예용 제습기의 냉각부하를 9.9 kW로 결정하였다.

2) 압축기 소요동력

앞에서 구한 제습기의 냉각부하(9.9 kW)를 증발기의 흡수열량(Q_E)으로 하여 응축기의 방열량(Q_C), 압축기 이론동력(W)을 식 (3)과 식 (4)를 이용하여 산출한 결과 Q_C는 11.8 kW, W는 1.86 kW 이었다.

압축기의 효율을 85%, 안전계수를 1.1(신성엔지니어링설계실, 1991)로 하면, 압축기의 축동력은 2.4 kW이다. 따라서 스크롤타입의 압축기중 소요동력이 위에서 계산된 2.4 kW와 가장 근사치인 2.25 kW의 압축기(ZR36K3-PFV, Copeland, USA)를 선정하였다.

3) 증발기 전열면적

본 연구에 사용하기 위하여 선정된 스크롤타입의 2.25 kW의 압축기(ZR36K3, Copeland, USA)는 증발온도 4.4°C, 응축온도 37.8°C로 정격 운전할 때의 소비전력은 2.26 kW가 소요되고, 이때의 증발기 흡수열량은 9.3 kW 이었다. 증발기 흡수열량을 식 (9)에 대입하여 전열면적을 구하여 30.2 m²을 얻었으며, 이를 근거로 직경 9.5 mm 파이프를 냉매관으로 사용하여 길이 740 mm의 냉매관을 5열 20단으로 구성하고 핀의

Table 2 Psychrometric properties of moist air in greenhouse for design of dehumidifier

Indoor temperature (°C)	Relative humidity (%)	Dew point temperature (°C)	Absolute humidity x (kg/kg')	Specific volume v (m ³ /kg)	Water vapor content M (kg/m ³)	Total water vapor content of air in greenhouse of 2,520m ³ (kg)
10.0	95	9.2	0.007245	0.811457	0.008928	22.50
10.0	70	4.8	0.005322	0.808978	0.006579	16.58
25.0	95	24.1	0.019047	0.870472	0.021881	55.14
25.0	70	19.1	0.013923	0.863513	0.016124	40.63

간격은 2.5 mm, 파이프 간격은 25.4 mm로 하였다.

이 때의 냉매관의 총 길이는 74 m가 되며 표 3에서 파이프 간격 25.4 mm 및 핀의 간격 2.5 mm에 따른 유효면적환산계수 0.4526 m²/m으로 환산하면 33.5 m²로 이론식에 의해 산출한 열전달면적 30.2 m²를 만족 하였다.

Table 3 Conversion factors for calculating effective areas based on fin and pipe pitches (Unit: m²/m)

Fin Pitch (mm) Pipe Pitch (mm)	2.1	2.5	3.3
25.4	0.3837	0.4526	0.3631
31.8	0.7835	0.6556	0.38573

또한 결정된 증발기의 유효 전면적(FA)을 계산한 결과 0.376 m² 이었으며 이를 식 (11)에 대입하여 증발기를 통과하는 공기의 풍속을 계산한 결과 풍속은 2.6 m/s로 나타나 응축수의 비산을 방지할 수 있는 적절한 크기임을 검증하였다.

4) 응축기 전열면적

식 (12)에 의하여 계산된 응축기 방열량은 11.9 kW로 압축기가 정격운전 할 때의 응축기의 방열량 보다 약간 크게 하는 것이 적절한 것으로 판단된다.

여기서 구한 응축기의 방열량을 식 (9)에 대입하여 열전달면적을 구하여 53.5 m²을 얻었으며 이를 근거로 직경 9.5 mm 파이프를 냉매관으로 사용하여 길이 740 mm의 냉매관을 8열 20단으로 구성하고 핀의 간격은 2.5 mm, 파이프 간격은 25.4 mm로 결정하였다.

이 때의 냉매관의 총 길이는 118.4 m로 유효면적환산계수로 환산하면 53.6 m²로 이론식에 의해 산출한 열전달면적 53.5 m²를 만족할 수 있었다.

나. 제습성능

제습기로 흡입되는 공기의 상대습도가 70%에서 95%까지 변화할 때 공기온도가 제습율(kg/h)에 미치는 영향을 분석하여 그림 6에 나타내었다.

공기온도 15°C에서는 상대습도 70%의 공기가 제습기를 통과할 때 제습율은 4.7 kg/h였으며, 90%에서는 6.6 kg/h로 분석되었고, 동일 온도에서는 상대습도가 높을수록 제습율이 높게 나타났다.

공기온도 20°C 및 25°C에서도 비슷한 경향으로 나타났으며, 제습율은 상대습도에 따라 5.1~5.5 kg/h에서 6.8~7.0 kg/h로 증가하였다. 이것은 습공기선도에서 알 수 있듯이 온도차가 커짐에 따라서 절대습도가 커지기 때문이다.

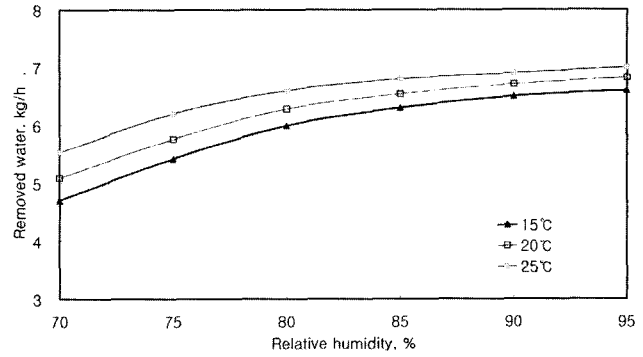


Fig. 6 Removed water as affected by air temperature and relative humidity.

동일 상대습도에서는 공기온도가 높을수록 제습율이 높게 나타났으며, 이 또한 절대습도의 증가에 기인하는 것으로 판단된다. 따라서 제습기는 온도가 및 상대습도가 높은 조건일수록 제습율이 높게 나타나 온실에서와 같은 비교적 다습한 환경에서 효과가 클 것으로 기대된다.

다. 제습 운전시의 열교환기 입·출구 온도

그림 7은 난방기의 작동으로 온실내 공기온도 17°C, 상대습도가 72~87%로 유지되고 있는 20시부터 09시까지 13시간 동안의 증발기 출구부분에서 측정된 온도의 경시변화를 나타낸 것이다.

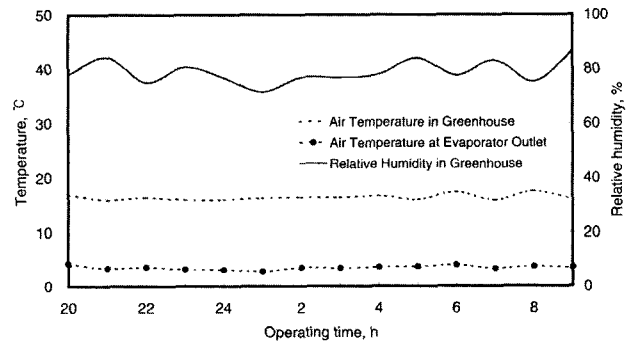


Fig. 7 Changes in air temperature and relative humidity measured at evaporator outlet.

제습기로 유입되는 온도 17°C의 공기는 증발기의 냉각코일과 열교환에 의하여 약 13°C에 해당하는 열을 냉매가 증발하는데 잠열로 빼앗기고 4°C로 냉각되어 배출되었으며, 이 상태에서의 상대습도는 포화상태에 달해 그림에 표시하지 않았다.

배출 공기온도 4°C는 앞서 증발기 설계조건에서 제시하였던 14°C 보다 낮아 증발기의 전열면적 설계가 적절한 것을 알 수 있었으며, 또한 일정한 온도 및 상대습도 조건에서 제습기의 운전은 큰 변화 없이 안정되게 작동하는 것으로 나타났다.

그림 8은 온도 17°C, 상대습도 72~87%의 습공기가 제습

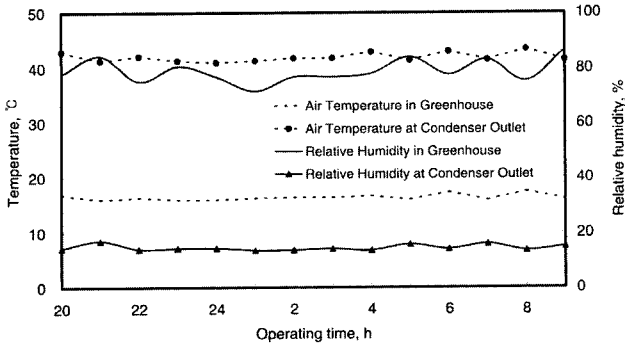


Fig. 8 Changes in air temperature and relative humidity measured at the condenser outlet.

기의 응축기를 통과할 때 출구에서 측정된 온도의 경시변화를 나타낸 것이다.

제습기로 유입되는 온도 17°C의 공기는 응축기의 냉매관과 열교환에 의하여 약 43°C의 공기가 배출 되었으며, 이 상태에서의 공기의 상대습도는 14%로 낮아졌다.

배출 공기온도 43°C와 상대습도 14%는 응축기 전열면적 설계시의 조건인 공기온도 40°C, 상대습도 15%에 근사한 값으로 응축기의 전열면적이 적절한 설계임을 확인 할 수 있었다.

그림 9는 온도 17°C, 상대습도 72~87%의 습공기가 제습기를 통과하며 증발기 출구에서 온도 4°C, 상대습도 100%의 공기가 배출되고, 응축기 출구에서는 온도 43°C, 상대습도 14%의 공기가 배출되어 송풍기에 의해 혼합된 후 제습기의 공기배출관을 통해 최종 배출되는 공기의 온도 및 상대습도의 경시 변화를 나타낸 것이다.

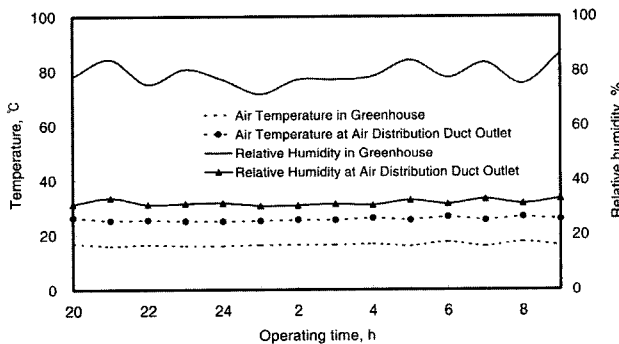


Fig. 9 Changes in air temperature and relative humidity measured at duct outlet.

최종 배출되는 공기는 증발기와 응축기에서 배출되는 공기가 혼합되어 온도 27°C, 상대습도 32%의 공기가 최종 온실로 공급되어 온실내의 습도를 낮춘다.

여기서 배출되는 공기온도가 온실내의 공기온도 보다 약 10°C 상승되어 공급됨으로써 난방에 소요되는 에너지를 절감할 수 있을 것으로 기대된다.

라. 공기배출 거리에 따른 온습도 변화

그림 10은 제습기에서 최종 배출되는 온도 약 27°C, 상대습도 32%의 공기가 비닐 덕트를 통해 온실로 배출될 때 덕트 길이에 따른 공기의 온도 및 상대습도의 경시변화를 나타낸 것이다.

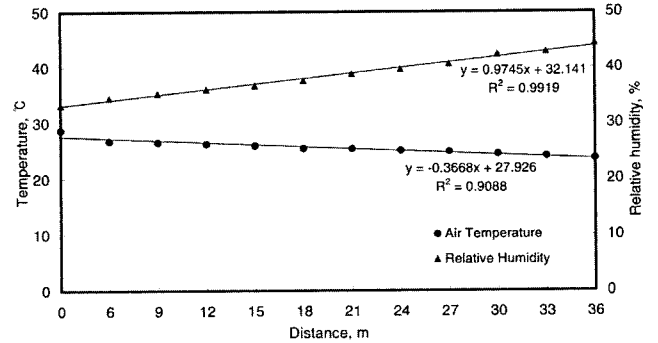


Fig. 10 Effects of distance from outlet of air distribution duct on air temperature and relative humidity.

공기온도는 선형적으로 하강하여 1 m당 약 0.1°C 낮아지는 경향을 나타냈으며, 상대습도는 1 m당 약 0.3%가 상승하였다.

최초 27°C의 공기는 18 m 지점에서는 25.4°C로 1.6°C가 감소하였으며, 36 m 지점에서는 23.6°C로 3.4°C가 낮아졌다. 또한 상대습도는 최초 32%에서 18 m 지점에서는 37.6%로 5.6%가 증가하였고, 36 m 지점에서는 44.3%로 12.3% 상승하는 것으로 나타났다.

이를 기초로 하여 실제 온실의 길이가 다른 온실에 설치하는 경우에도 배출구로부터의 거리에 따른 비닐 덕트에서의 온도 및 상대습도를 예상할 수 있다.

마. 제습기 성능계수 분석

제습기 운전 중의 COP를 분석하기 위하여 측정된 응축기 입구 및 출구에서의 공기온도는 각각 17°C, 42°C로서 25°C의 차이를 나타냈으며, 응축기 입구에서의 풍량은 0.89 m³/s 이었다. 따라서 응축기의 방열량은 식 (15)로 계산한 결과 26.7 kW 이었다.

또한 증발기의 입구 및 출구에서 측정된 공기온도는 각각 17°C, 4°C로서 13°C의 차로 나타났으며, 증발기 입구에서의 풍량은 0.97 m³/s 이었다.

증발기에서 흡수되는 열량을 식 (16)으로 계산한 결과, 15.2 kW로 산출되었으며, 응축기에서 방열되는 열량과 증발기에서 흡수되는 열량을 식 (14)에 대입하여 COP를 산출한 결과 제습기의 난방 COP는 2.32, 냉방 COP는 1.32로 나타났다.

4. 요약 및 결론

시설원예는 밀폐된 온실에서 작물을 재배하기 때문에 야간에 90% 이상의 과습조건이 빈번하게 발생하고 있으며, 실내의 체적이 크기 때문에 시간당 제습율이 크고 작동온도의 범위가 넓은 냉각식 제습기를 적용하는 것이 유리하다고 판단하였다. 따라서 시설원예 습도환경 제어를 위한 냉각식 제습기를 개발하고자 압축기의 용량 결정과 증발기 및 응축기의 전열면적을 결정하고 제습성능을 구명하였으며, 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 공기온도 25°C에서 상대습도 95%인 습공기를 1시간에 70%로 제습하기 위한 냉각부하는 9.9 kW 이었으며, 이를 이용 압축기는 스크롤타입의 2.25 kW로 선정하였다.
- (2) 증발기는 직경 9.5 mm, 길이 740 mm의 냉매관을 5열 20단으로 구성하고 핀의 간격은 2.5 mm, 파이프 간격은 25.4 mm로 설계하였으며, 이때의 전열면적은 33.5 m²로 증발기를 통과하는 공기의 풍속이 2.6 m/s로 나타나 응축수의 비산을 방지할 수 있는 적절한 크기로 나타났다.
- (3) 응축기는 직경 9.5 mm, 길이 740 mm의 냉매관을 8열 20단으로 구성하고 핀의 간격은 2.5 mm, 파이프 간격은 25.4 mm로 설계하였으며, 전열면적은 53.6 m²로 나타났다.
- (4) 제습기로 흡입되는 공기온도가 15~25°C, 상대습도가 70~95%일 때 제습율은 5.1~7.0 kg/h 수준이었으며, 동일 온도에서는 상대습도가 높을수록 동일 상대습도에서는 온도가 높을수록 제습율이 높게 나타났다.
- (5) 제습기로 유입되는 17°C의 공기는 증발기를 통과하면

4°C, 상대습도 100% 상태로 배출되며, 응축기를 통과하면서 43°C, 상대습도는 14%로 배출되어 송풍기에 의해 이들 두 공기가 혼합된 후 최종 온도 27°C, 상대습도 32%의 공기상태로 온실에 공급되었다.

- (6) 공기배출 거리가 길어짐에 따라 공기온도는 선형적으로 감소하여 1 m당 약 0.1°C씩 낮아지는 경향으로 나타났다으며, 상대습도는 1 m당 약 0.3%씩 상승하는 결과로 나타났다.
- (7) 제습기의 운전중 응축기에서 26.7 kW의 열량이 방열되었으며, 증발기에서는 15.2 kW의 열량이 흡수되었다. 이때 제습기의 난방 COP는 2.32, 냉방 COP는 1.32로 나타났다.

참고문헌

1. Webb, R. L. 1994. Principles of enhanced heat transfer. p.237. A wiley interscience publication. John Wiley & Sons, INC., Pennsylvania, USA.
2. 서정운. 1990. 열전달. p.465. 희중당. 서울.
3. 송영환. 1998. 냉각식 제습. 공기조화냉동공학지 27(6):548-552.
4. 송현갑, 금동혁, 김영복, 김태한, 노정근, 박승제, 박호석, 서상룡, 오인환, 유영선, 이홍주, 장유섭, 조성찬. 2002. 열에너지공학. 문운당. 서울.
5. 신성엔지니어링 설계실. 1991. 제습의 실용설계 (V). 냉동공조기술. 서울.
6. 이성주. 1989. 냉각식 제습장치. p.48-53. 냉동공조기술. 서울.
7. 이용범. 1991. 시설원예. p.123. 서울시립대학교. 서울.
8. 岡野利明. 1999. 農業におけるヒートポンプと蓄熱利用の實際. p.96. 農業電化協會.
9. 青木伸雄. 1993. 農業用ヒートポンプシステム技術. p.45. 農業電化協會.