

냉수파이프에 의한 온실의 제습 및 증발냉각효율

윤남규^{1*} · 김문기¹ · 남상운²

¹서울대학교 농공학과, ²안성산업대학교 농촌개발학과

Dehumidification and Evaporative Cooling Efficiency by Water Pipes in Greenhouse

Yun, Nam-Kyu^{1*} · Kim, Moon-Ki¹ · Nam, Sang-Woon²

¹Department of Agricultural Engineering, Seoul National University, Suwon 441-744,
Korea.

²Department of Rural Development Engineering, Ansong National University, Ansong
456-749, Korea.

Abstract

Greenhouse crop production under critical summer climate in Korea has considerable difficulties because of high temperature and relative humidity. In this study, some water pipes were tested as a means of the dehumidification and increment of evaporative cooling efficiency. As a result of heat transfer characteristic analysis, overall heat transfer coefficient of copper pipe was larger than steel pipe, and estimated values were smaller than measured values. The condensed quantities of vapor were not significantly different between copper pipe and steel pipe, however dehumidifying effect by the water pipes was significantly large. It was estimated based on the results that the evaporative cooling system by the water pipe will be able to increase the evaporative cooling efficiency of about 48%, and decrease the temperature of about 1.3°C.

주제어 : 냉수파이프, 온실제습, 환경조절, 증발냉각, 온실냉방

key words : water pipe, greenhouse dehumidification, environment control,
evaporative cooling, greenhouse cooling

*corresponding author

서론

최근 국제경제의 개방화 추세에 따른 국내 농업의 대응방안의 하나로 첨단시설농업의 도입이 빠른 속도로 추진되고 있다. 이러한 첨단시설농업은 자동화에 의한 생육환경의 조절 및 제어가 용이하며, 작업의 생력화, 작물의 주년안정생산 및 생산물의 고품질화를 가능하게 한다.

시설내의 생육환경 조절 및 제어에 의한 주년안정생산을 확보하기 위해서는 겨울철의 난방과 여름철의 냉방이 가장 중요한 과제가 된다. 특히, 우리 나라와 같이 사계절의 변화가 뚜렷한 경우에는 계절별 기상조건변화에 따른 적절한 환경관리의 필요성이 절실히 요구된다. 온실에서 냉방문제는 여름철 주간의 과도한 일사부하로 인해 장치 및 설비의 비용이 많이 들고, 냉방효율에 비하여 설비의 운용비용이 크기 때문에 그 연구가 크게 미진한 실정이다. 그러나, 많은 자본과 기술이 투자된 현대화된 온실에서 여름철 고온에 대응하는 환경조절기술의 부족으로 휴작을 하거나 열악한 환경 하에서 재배를 실시함으로써 시설의 주년이용과 활용도 제고에 심각한 문제점을 야기할 뿐만 아니라 원예산물의 가격불안정의 주요원인의 하나로 대두되고 있으므로 여름철 온실 환경의 적정화에 관한 연구는 시설재배의 시급한 당면과제가 아닐 수 없다.

현재까지의 여름철 온실의 냉방방법으로는 물의 증발잠열을 이용한 증발냉각법이 가장 효과를 인정받고 있다. 증발냉각법에는 패드 앤팬(pad and fan)법, 미스트앤팬(mist and fan)법, 포그앤팬(fog and fan)법 등이 있으며, 이들 방법 중에서 포그앤팬법이 냉방효과가 균일하고, 환기설비비가 비교적 적으며, 냉방효율이 뛰어난 것으로 평가되고 있다(三原, 1980). 그러나, 이러한 증발냉각법은 실내의 수증기량이 증가하게 되므로 실내의 습도

가 증가하게 되어 일정 시간이 경과한 후에는 더 이상의 증발냉각이 발생하지 않게 되는 단점이 있다.

따라서 본 연구에서는 온실의 냉방효율 증대를 목적으로 온실내부에 냉수파이프를 설치하여 제습에 관한 실험을 실시하고, 냉수파이프의 전열특성 및 제습에 의한 증발냉각효율의 증대를 이론적으로 해석하고 실험결과와 비교하여 그 적용성을 검토하였다.

재료 및 방법

1. 냉수파이프의 전열특성 분석

(1) 열전달계수의 계산

온실 내에 설치된 냉수파이프에 의한 열전달을 해석하기 위해서는 파이프 속을 흐르는 냉수와 파이프내면 사이의 대류열전달과 파이프 면을 통한 전도열전달, 그리고 파이프외면과 온실내 공기와의 대류열전달이 종합적으로 고려되어야 한다. 이러한 총열전달량을 구하기 위해서는 먼저 총열전달을 표현하는 총열전달계수를 산정해야 하며, 그 산정식은 다음과 같다(Albright, 1990; Holman, 1990).

$$U = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i} \frac{1}{h_i} + \frac{A_o \ln(r_o/r_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o}} \quad (1)$$

여기서, A_i , A_o 는 파이프의 내부 및 외부표면적(m^2), h_i , h_o 는 파이프의 내부 및 외부의 열전달계수($W/m^2\text{ }^\circ C$), r_i , r_o , L 는 파이프의 내경과 외경, 길이(m), k 는 파이프의 열전도계수($W/m\text{ }^\circ C$)이다.

일반적으로 열전도계수는 온도의 영향을 받는데, 본 연구에서 사용된 파이프의 재료인 구리와 강철, 그리고 공기와 물의 온도에 따른 열전도계수는 Table 1과 같다. Table 1에서 보는 바와 같이 공기와 물의 열전도계수는 그 값이 매우 작으므로 열교환시스템의

Table 1. Thermal conductivity of experimental materials(W/m°C).

material	temperature, °C				
	0	10	20	30	40
copper	386	385	385	384	383
steel	43	43	43	43	43
water	0.556	0.585	0.602	0.619	0.633
air	0.024	0.025	0.026	0.026	0.027

해석에서 공기 및 물의 전도열전달은 무시하였다.

온실내 공기의 흐름은 실험온실의 조건이 측창환기 만을 허용한 상태이고, 내부풍속도 1 m/s 이하로 미소한 자연대류계이며, 파이프 내의 물의 흐름은 강제대류계로 해석된다. 따라서, 이들 흐름에 대한 대류열전달계수를 산정하는 데 있어서도 이러한 특성이 고려되어야 한다.

파이프 표면과 주변공기와의 대류열전달계수는 실험에 의해 제시된 자연대류계에서의 수평원통에 대한 간단한 산정식을 사용할 수 있으며, 층류에 대한 산정식은 다음과 같다(Albright, 1990; Holman, 1990).

$$h_o = 1.32 (\Delta t / d)^{0.25} \quad (2)$$

여기서, h_o 는 수평원통과 주위유체와의 대류열전달계수(W/m²°C), Δt 는 유체와 파이프 표면 사이의 온도차(°C), d 는 파이프의 외경(m)이다.

관내의 강제대류흐름에서의 대류열전달계수는 다음의 일반적인 대류열전달계수 산정식에 의해서 구할 수 있다(Albright, 1990; Holman, 1990).

$$h_i = N_u \frac{k}{d} \quad (3)$$

여기서, h_i 는 관내흐름의 대류열전달계수(W/m²°C)이고, k 는 유체(물)의 열전도계수(W/m°C)이며, d 는 특성길이(내경, m), N_u 는 무차원의 수인 Nusselt수이다.

Dittus와 Boelter(1930)는 매끄러운 관 내부

를 흐르는 완전히 발달된 난류에 대해서 유체를 냉각할 경우에 대해 다음과 같은 관계식을 제시하였다(Holman, 1990).

$$N_u = 0.023 R_e^{0.8} P_r^{0.3} \quad (4)$$

여기서, R_e 는 무차원의 Reynolds수, P_r 는 무차원의 Prandtl수를 나타내며, 유체의 물리적 성질은 유체의 체적온도에서의 값을 쓴다.

식(1)에 의해 계산된 총열전달계수는 이론적으로 예측되는 값이며, 실험에 의한 실측값은 총열전달량으로부터 다음 식에 의해 구해진다(Albright, 1990; Holman, 1990).

$$U = \frac{Q}{A \cdot \Delta T} \quad (5)$$

여기서, Q 는 실제의 총열교환량(W), A 는 열교환면적(m²), ΔT 는 공기와 물의 온도차(°C)를 나타낸다.

(2) 열전달량의 계산

두 가지 유체를 경계로 하고 있는 면에서의 열전달은 대류와 전도로 구성되며, 이러한 계에서의 총열전달량은 온도차를 열 저항의 합으로 나눈 값이 된다. 또한 이 총열전달량은 총열전달계수에 의해서 나타내어지며 그 관계식은 다음 식과 같다(Albright, 1990; Holman, 1990).

$$Q = U \cdot A \cdot (MTD) \quad (6)$$

여기서, Q 는 열교환량(W), U 는 총열전달계수(W/m²°C), A 는 열교환면적(m²), MTD

는 평균온도차(°C)이다. 식(4)에서 총열전달계수 U의 값은 식(1)에 의해 구한 이론 값이며, 열교환량 Q도 역시 이론적 계산에 의한 예측치이다. 그리고, 평균온도차는 입구와 출구에서의 온도차가 다르기 때문에 일반적으로 대수평균온도차를 많이 사용한다. 대수평균온도차는 다음 식과 같이 나타낼 수 있다 (Albright, 1990; Holman, 1990).

$$LMTD = \frac{(\theta_{n1} - \theta_2) - (\theta_{n2} - \theta_1)}{\ln[(\theta_{n1} - \theta_2)/(\theta_{n2} - \theta_1)]} \quad (7)$$

여기서, LMTD는 대수평균온도차(°C), θ_{n1} , θ_{n2} 는 각각 파이프 입구와 출구에서의 공기 온도(°C), θ_1 , θ_2 는 각각 파이프 입구와 출구의 수온(°C)이다.

또한 실험에 의한 냉수파이프시스템의 열교환량은 파이프의 입구와 출구에서의 온도차 및 통과유량에 따라 다음 식과 같이 결정된다(Albright, 1990).

$$Q = \dot{m}_w c_w (\theta_2 - \theta_1) \quad (8)$$

여기서, \dot{m}_w 는 물의 질량유량(kg/s), c_w 는 물의 비열(J/kg°C), θ_1 , θ_2 는 파이프의 입구와 출구의 온도(°C)이다.

2. 냉수파이프에 의한 제습효과 실험방법

실험온실은 양지붕형 2연동 PC온실로서 방향은 남북동이고, 그 제원은 Fig. 1과 같다. 실험에 사용된 냉수파이프는 동파이프와 아연도금스틸파이프의 두 가지 재질의 제품을

사용하였으며, 각각의 규격 및 특성은 Table 2와 같다.

파이프의 총 길이는 30m로 각각 6m의 파이프를 5개씩 물이 새지 않도록 연결하여 사용하였다. 냉수파이프는 작물체의 생장점 높이인 1.8m 위치에 설치하였다. 파이프 및 주요센서의 배치도는 Fig. 2와 같다.

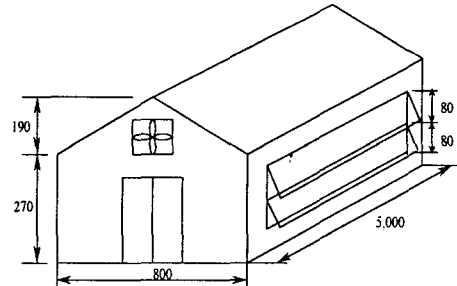
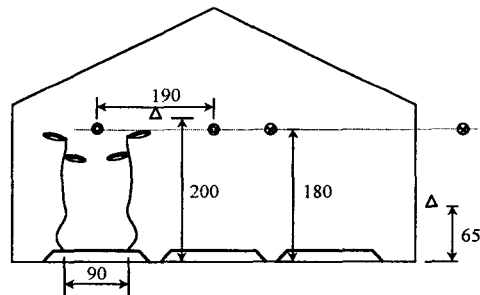


Fig. 1. Dimension of greenhouse for the experiment(unit : cm).



△: 일사계 ⊗: 건습구 온도계 ⊙: 냉수파이프
Fig. 2. Layout of pipes and sensors in the greenhouse(unit : cm).

Table 2. Dimension and characteristic of cool-water pipes.

		Copper pipe	Steel pipe	Remarks
Material		Copper	Steel	
Diameter (mm)	Outside	22.2	27.5	
	Inside	19.92	20.0	
Thickness (mm)		1.14	3.75	
Length (m)		30	30	6 m × 5 EA
Surface Area(m ²)	Outside	2.092	2.592	
	Inside	1.877	1.885	

파이프에 공급된 물의 온도는 18~20℃였고, 통과유량은 약 7~15 l/min 정도로 조절하였다. 측정은 파이프의 입구로부터 10m지점에서 실시하였다. 측정항목은 파이프내의 유량, 입구 및 출구의 수온, 파이프 표면 온도 및 주변온도, 파이프표면의 수증기 응축량과 실내의 상대습도 등을 파이프의 재질별로 측정하였다. 온도는 0.3 mm T형 열전대를 센서로 하여 다점기록계(HR2300, Yokogawa)를 이용하여 기록하였고, 통풍속도가 1.5~2.0 m/s의 범위를 유지하도록 직접 제작한 통풍식 건습구온도계를 사용하여 실내외의 건구 및 습구온도를 측정하였다. 유량은 유량계(MW25, 대한정밀)로 측정하였다. 수증기 응축량은 측정자가 파이프표면에 응축된 물방울을 직접 닦아내어 전자저울로 그 무게를 측정하였다.

3. 제습에 의한 증발냉각효율의 증가

일반적으로 실험 전후의 건구 및 습구온도를 알면 증발냉각효율의 증가를 다음 식에 의해서 구할 수 있다(Albright, 1990).

$$\Delta E(\%) = 100 \left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} - 1 \right) \quad (9)$$

여기서, Δt_1 , Δt_2 는 제습 전후의 냉각가능온도(℃)로서 일반적으로 70~80%인 증발냉각효율을 75%로 가정하면 다음 식으로 주어진다(Albright, 1990).

$$\begin{aligned} \Delta t_1 &= (T_{d1} - T_{w1}) \times 0.75 \\ \Delta t_2 &= (T_{d2} - T_{w2}) \times 0.75 \end{aligned} \quad (10)$$

여기서, T_{d1} , T_{d2} 는 제습 전후의 건구온도(℃)이고, T_{w1} , T_{w2} 는 제습 전후의 습구온도(℃)이다. 또한, 제습전후의 냉각가능온도의 차($\Delta t_2 - \Delta t_1$)는 제습에 의해서 추가로 냉각이 가능한 온도량이 된다.

결과 및 고찰

1. 냉수파이프의 전열특성 분석결과

냉수파이프의 전열특성량중 하나인 총열전달량을 실제로 사용된 동파이프와 아연도금스틸파이프 각각에 대하여 계산식 (8)에 실측된 온도차와 유량을 적용하여 분석한 결과, 두 파이프 사이에 약간의 총열전달량의 차이가 있었으나, 이것은 재질상의 차이라기보다는 실측 온도차 및 유량의 변화에 기인한 것으로 해석상 큰 의미가 없는 것으로 판단되었다.

두 가지 냉수파이프의 총열전달량을 실험 결과에 의한 값과 식(8)에 의하여 계산된 예측값을 비교한 결과를 Fig. 3에 제시하였다. 두 경우 모두 실측값이 예측값 보다 현저히 크게 나타나 있음을 알 수 있다. 이와 같은 차이가 나타나는 것은 예측값을 계산할 때 가정된 조건에는 파이프 표면이 단순히 공기만으로 접촉된 것으로 되어 있으나 실측상태에서는 파이프 표면에 수증기가 응축되어 있으므로 이것이 공기중의 열을 빼앗아 일부가 증발되면서 전달되는 열량이 포함되기 때문인 것으로 판단된다. 따라서, 증발열에 대한 항목이 예측치 계산식에 포함될 수 있도록 연구되어야 할 것으로 판단된다.

2. 냉수파이프에 의한 제습효과 실험결과

시간에 따른 파이프 입구와 출구의 수온을 측정한 결과는 Fig. 4와 같다. Fig. 4에서 보는 바와 같이 유입수온을 동일하게 유지하였을 때, 출구수온은 아연도금파이프가 동파이프 보다 다소 높게 나타났는데, 이는 파이프의 열교환면적의 차이와 파이프 속을 흐르는 유량(동파이프 0.20~0.22kg/s, 아연도금스틸파이프 0.13kg/s)의 차이에 기인한 것으로 판단된다.

길이 30 m인 파이프의 표면에 응축되어 제

거된 수분의 양을 실측한 결과, 단위시간당 동파이프의 경우는 0.355 kg/hr, 아연도금파이프의 경우는 0.367 kg/hr의 수증기가 제거된 것으로 나타났다(Fig. 5). 제습이전의 온실 내 상대습도가 77.6%, 건구온도는 33.2℃, 공기의 밀도는 1.11 kg/m³, 온실의 체적이 2920 m³이므로 실내 공기중의 수증기의 총량은 41.776 kg이다. 따라서, 온실 전체길이에 대해서 냉수파이프를 설치하고, 이를 동마다 3개씩 배치한다면 제습량은 동파이프는 1.775 kg/hr, 아연도금파이프는 1.835 kg/hr이 된다.

두 파이프로부터 제거된 전체 수증기량

이 0.722 kg/hr이므로 절대습도의 변화를 가져오며 그 변화량은 제습량에 비례한다. 제습을 실시할 경우에 대한 온실 내 상대습도의 시간경과에 따른 변화는 Fig. 6과 같다.

일반적으로, 상대습도는 제습 이외에도 온도상승으로 인해 감소되기도 하나 절대습도는 수증기의 추가 공급이 없이는 증가하지 않는다. 실험결과, 냉수파이프에 의한 수증기 응축에 의해서 초기에는 급격한 절대습도의 감소 경향을 보였으나, 1시간이 경과한 후부터는 외기의 절대습도와 평행하게 관측되었

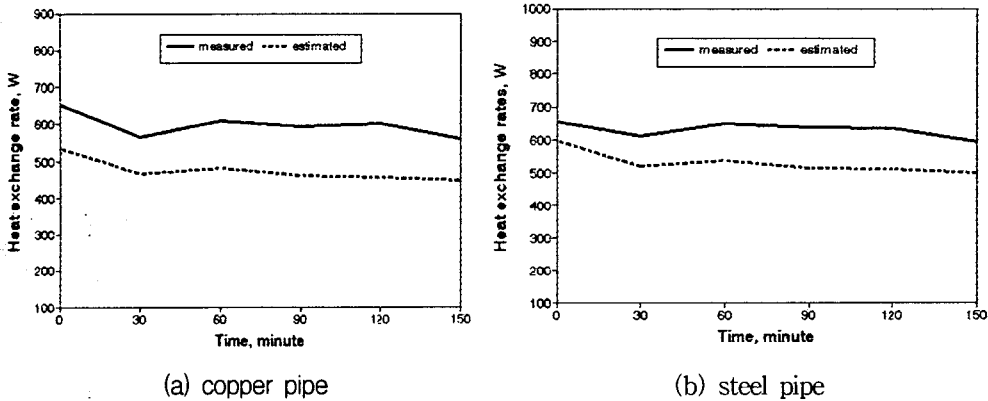


Fig. 3. Comparison of heat exchange rates in cool-water pipe systems.

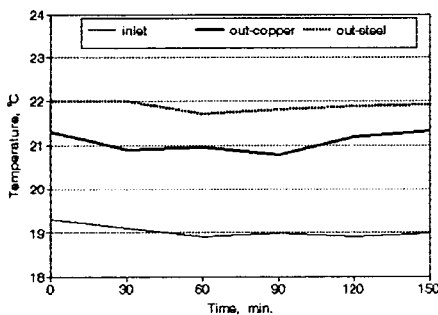


Fig. 4. Variation of water temperature at each pipe outlet.

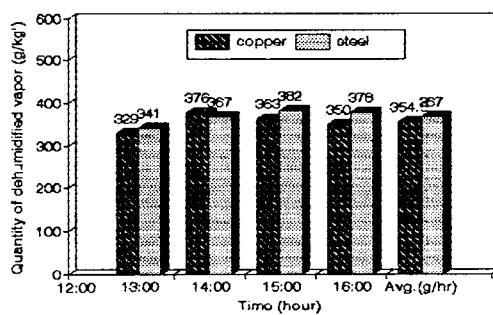


Fig. 5. Quantity of dehumidified vapor per an hour by the water pipe system.

다. 이것은 응축된 수분이 파이프 표면에 막을 형성함으로써 냉수파이프의 제습능력을 저하시켰기 때문인 것으로 판단되었다. 따라서, 냉수파이프 표면의 응축된 수분을 제거할 수 있는 적절한 방법 또는 장치에 대한 추가적인 연구가 필요할 것으로 판단된다. 실내의 상대습도는 증발냉각법의 냉각효율에 직접적으로 영향을 미치는 인자이므로 적극적인 제습방법의 활용으로 상대습도를 효과적으로 낮추는 것은 냉방의 효율을 높이는 것과 직

결된다고 할 수 있다.

3. 증발냉각효율의 분석결과

앞에서 언급한 바와 같이 증발냉각효율의 증가는 공기의 상대습도에 크게 영향을 받으며, 상대습도는 기온의 상승과 제습에 의해 저하시킬 수 있다. 전자는 여름철 온실내의 기온이 외기보다도 높은 것을 감안할 때 부적합하므로 여름철 온실의 상대습도의 저하는 제습에 의지하지 않으면 안 된다.

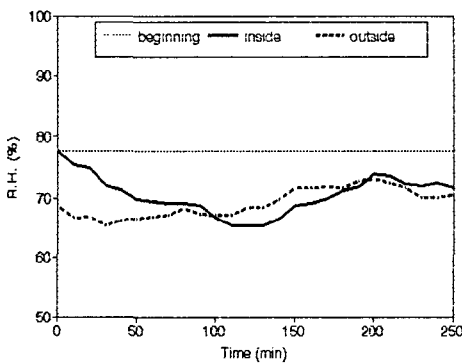


Fig. 6. Variation of relative humidity in greenhouse using the water pipe system.

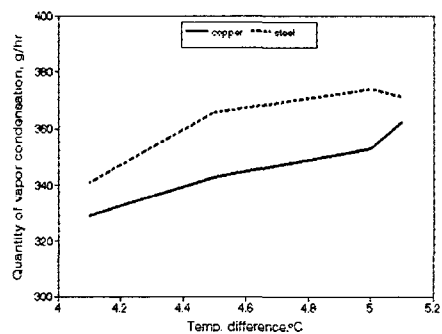


Fig. 7. Variation of condensed vapors according to the temperature difference between dry-bulb and wet-bulb.

Table 3. Results about increment of evaporative cooling efficiency and probable cooling temperature.

Time(min)	Temp.(°C)	efficiency(%)	Time(min)	Temp.(°C)	efficiency(%)
0	0	0	130	1.58	60.00
10	0.45	16.67	140	1.13	42.86
20	0.38	13.89	150	0.68	26.47
30	1.35	50.00	160	1.20	45.71
40	0.90	34.29	170	0.83	31.43
50	1.35	51.43	180	0.60	23.53
60	0.98	37.14	190	0.60	22.86
70	1.05	38.89	200	1.20	46.89
80	1.20	45.71	210	0.75	28.57
90	1.20	45.71	220	1.05	40.00
100	2.18	80.56	230	0.75	28.57
110	1.88	67.57	240	0.45	17.65
120	1.43	52.78	250	0.90	34.29

Fig. 7은 건습구 온도차에 따른 수증기 응축량의 변화를 나타낸 것으로, 이로부터 제습량은 건습구 온도차에 비례한다는 것을 알 수 있으며, 이는 건습구 온도차만큼의 냉각이 가능한 것을 의미하므로, 제습량이 많을수록 냉각할 수 있는 온도범위가 커지는 것을 의미한다.

제습에 의한 증발냉각효율의 증가 및 냉각가능온도를 계산한 결과는 Table 3과 같다. Table 3의 결과에 의하면 제습을 할 경우에는 제습을 하지 않을 경우 보다 최대 2.2℃, 평균 1.3℃ 더 냉각이 가능하며, 냉방시스템의 효율도 최대 80%, 평균 48% 증가하는 것으로 나타났다. 따라서 온실 전체길이에 걸쳐 냉수파이프를 설치하고, 그 수를 증가시키면 이에 비례하여 응축에 의해 제거되는 수증기량이 증가하고, 이에 따라 상대습도가 낮아지게 되므로 증발냉각효율은 더 크게 증가할 것으로 판단된다.

적 요

극심한 고온으로 인해 정상적인 작물의 재배가 어려운 여름철의 온실 내 기온을 억제시키기 위한 방법 중 가장 효율을 인정받고 있는 증발냉각법은 실내 습도의 증가로 인해 그 사용에 제한을 받게 된다. 본 연구에서는 온실에서 증발냉각법의 냉방효율을 높이기 위한 방법으로 냉수파이프를 설치하여, 그 열적 특성을 분석하고, 제습효과를 조사하였으며, 그 결과를 요약하면 다음과 같다. 동파이프와 아연도금스틸파이프의 총열전달량을 비교한 결과, 동파이프가 다소 크게 나타났으나, 유의성이 없었으며, 두 가지 파이프 모두 이론값 보다 실측값이 더 작게 나타났다. 냉수파이프 표면에 응축되어 제거된 수증기의 양은 동파이프와 아연도금스틸파이프 사이에서 큰 차이를 보이지 않았으나, 두 가지 파이프

모두에서 제습효과는 충분히 큰 것으로 나타났다. 냉수파이프를 설치함으로써 증발냉각시스템의 냉방효율을 평균 48%만큼 높일 수 있으며, 평균 1.3℃만큼의 실내기온을 추가로 냉각시킬 수 있는 것으로 예측되었다. 또한, 냉수파이프를 이용해 증발냉각시스템의 가동으로 인한 실내의 과습문제를 해결하기 위해서는 파이프표면의 응축된 수분을 효과적으로 제거할 수 있는 장치나 방법에 대한 추가적인 연구가 필요할 것으로 판단된다.

인 용 문 헌

1. 남상운, 김문기, 손정익. 1992. 수경재배시스템의 전열특성 및 양액냉각이 작물체온에 미치는 효과. 서울대학교 농학연구지 17 : 97-104.
2. 박상근, 권영삼, 이용범, 임채일. 1982. 하절기 비닐하우스에 차광과 Fog Mist System의 이용이 엽채류(배추, 시금치, 상추)생육에 미치는 영향. 농시보고 24 (월예) : 106-116.
3. 우영희, 남윤일, 송천호, 김형준, 김동역. 1994. 하절기 효율적인 온도습도관리에 관한 연구. 한국생물생산시설환경학회지 3(1) : 58-65.
4. Albright, L. D. 1990. Environment Control for Animals and Plants. An ASAE Textbook Number 4 in a series published by ASAE.
5. Carpenter, W. J. and W. W. Willis. 1959. Comparisons of evaporative fan-and-pad and high pressure mist systems for greenhouse cooling. Proc. Amer. Soc. Hort. Sci. 74 : 711-718.
6. Holman, J. P.. 1990. Heat Transfer(7th ed.). McGraw-Hill Publishing Company, New York.

7. 古在豊樹. 1983. 温室内の除濕法. 四學會共同シンポジウム講演予稿集 p. 27-38.
8. 小島孝之, 近藤英和, 壓崎豊一, 柳川政雄, 田中榮三郎, 藤木徳實, 松尾隆明. 1977. 夏期における温室の過高温抑制法(第1報). 農業施設 8(1) : 13-20.
9. 三原義秋. 1980. 温室設計の基礎と實際. 養賢堂.
10. 三原義秋, 古牧 弘. 1973. 温室の細霧冷房(Fog & Fan)法の実施例について. 農業氣象 28(4) : 231-236.
11. 武富 猛. 1979. ハウスの噴霧冷房による夏季高温対策. 農業および園藝 54(5) : 648-652.
12. 渡部一郎. 1988. 農業環境實驗法. サイエンスハウス.