

低溫微霧降溫系統運用於開頂溫室之研究

洪福良¹ 黃禮棟² 姚銘輝^{2*}

摘要

洪福良、黃禮棟、姚銘輝。2016。低溫微霧降溫系統運用於開頂溫室之研究。台灣農業研究 65(2):146–153。

本研究以開頂溫室為對象，利用低溫微霧機進行蒸發冷卻的降溫試驗，以評估低溫微霧機的降溫效益。傳統鼓風式噴霧降溫系統，利用擾流風扇搭配常溫細霧、噴霧量及環境內濕度之影響，在無法降低水霧溫度的情況下，使溫室設施內的降溫效果不彰。因此，本研究利用低溫微霧降溫系統，以 100 kgf cm⁻² 壓力噴出 10°C 低溫微霧，利用熱氣上升冷氣下降原理，將高溫、高濕的氣體透過溫室上方開頂機構排出設施外，讓溫室內濕度能有效控制及改善，達到降溫效果。試驗結果顯示，在 12:00，室外氣溫為 28.2°C，則對照組 (ORG1) 溫室在無任何降溫設備控制之下，受到太陽輻射而產生的熱累積量來到最大，為當日最高溫 39.8°C，相較於試驗組 (ORG2) 溫室在低溫微霧降溫系統的作用下，當時溫度為 22.2°C，濕度為 72.8%，其降溫幅度達 15°C 以上，且狀態變化平穩。顯示開啟低溫微霧降溫系統後，可大幅度降低溫室內的溫度。

關鍵詞：開頂溫室、低溫微霧、噴霧系統、蒸發冷卻。

前言

開頂溫室的通風對流為目前農業設施較普遍應用的降溫方式，可使溫室內外空氣進行交換，排除設施內高溫高濕的空氣，可減少因高濕而衍生的病蟲害而促進植物生長。通風方式可分為機械通風及自然通風 2 種，為減少成本支出，農家多使用自然通風。惟後者容易造成通風量不足之情況，此時就必須利用機械通風加以輔助改善。在通風良好情況下，設施內降溫極限僅止於與外部氣溫相同，若是作物所需溫度低於外氣溫時，則可應用蒸發冷卻原理使用噴霧降溫，作為一種解決高溫的方法 (Prenger *et al.* 2002)。

在噴霧冷卻的應用上，微霧之蒸散速率影響降溫系統的冷卻能力，是相當重要的參數。當霧滴離開噴嘴後，在空氣中高速運動所產生的摩擦與吸熱的過程中粒徑會逐漸蒸散與縮小，霧粒的生命週期可由 Langmuir 方程式

(Reist 1993) 計算之，如公式 1 所示：

$$t = \frac{\rho RT (d^2)}{8DM (P_s - P_L)} \quad (1)$$

$$\text{其中 } D \approx D_0 \left(\frac{T_m + 273}{T_0} \right)^{1.94} \quad (2)$$

公式 1、2 中， ρ 為水的密度 (g cm⁻³)， R 為氣體常數 62,360 (cm³ · mmHg K⁻¹ · mole⁻¹)， T 為環境絕對溫度 [K = (°C + 273)]， d 為霧粒之初始粒徑 (cm)， t 為微霧粒從初始粒徑 d 至完全蒸散之時間 (s)， D 為空氣中水蒸氣之擴散係數， D_0 為水蒸汽在 1 大氣壓和 0°C 情況下之擴散係數 (0.219 cm² s⁻¹)， T_m 為微霧的溫度 (°C)， T_0 為 273.15 (K)， M 為水分子量 (18 g mole⁻¹)， P_s 為微霧溫度 (T_f) 時之飽和蒸汽壓 (mmHg)， P_L 為水蒸汽在環境溫度下的蒸汽壓 (mmHg)。

投稿日期：2015 年 7 月 17 日；接受日期：2015 年 9 月 15 日。

* 通訊作者：mhyao@tari.gov.tw

¹ 農委會農業試驗所農業工程組研究助理。台灣 台中市。

² 農委會農業試驗所農業工程組研究員。台灣 台中市。

在一液體平面上各種不同溫度之蒸汽壓 (如 P_s)，可由 Antoine equation 估算之 (Dean 1985)，如公式 3 所示：

$$\ln P_{\infty}(T) = A - \frac{B}{T} \quad (3)$$

公式 3 中， T 為液體絕對溫度 (K)， A 、 B 為常數值。水在 20°C 時， $A = 21.18$ ， $B = 5,367$ 。

在研究微霧與空氣接觸時產生的熱交換量時，需分為兩個情況討論，一為微霧與空氣間的溫度差而產生的顯熱交換量，如熱傳導、熱對流及熱輻射等 (Katsoulas *et al.* 2001)；二為微霧和周圍空氣的水蒸氣分壓之間的壓差而產生的質傳，所造成的潛熱交換量，而兩者的代數總和即為空氣與微霧間的總熱傳量，其空氣與微霧之顯熱交換量如公式 4，微霧蒸散時所產生的潛熱交換量如公式 5 所示：

$$Q_c = h_c (T_a - T_w) \times A \quad (4)$$

$$Q_e = h_{fg} \times \Delta m_{fg} = h_{fg} \times \sigma (\omega_a - \omega_s) \times A \quad (5)$$

公式 4、5 中， Q_c 為顯熱量 (W)， h_c 為空氣與水表面之熱傳係數 ($W m^{-2} K^{-1}$)， T_a 為空氣溫度 (K)， T_w 為微霧溫度 (K)， A 為微霧之體表面積 (m^2)， Q_e 為潛熱量 (W)， h_{fg} 為微霧單位質量的汽化熱，即焓值 ($kJ kg^{-1}$)， Δm_{fg} 為微霧在相變化過程的質量變化率，即質傳量 ($kg s^{-1}$)， σ 為質傳係數 ($W m^{-1} K^{-1}$)， ω_a 空氣中絕對濕度 ($kg kg^{-1} dry air$)， ω_s 為微霧溫度的絕對濕度 ($kg kg^{-1} dry air$)。

在應用上，若質傳量為正值時，則表示空氣中的水分將凝結出來；若為負值時，表示水滴將蒸發至空氣中，空氣中的水分將增加。在整理公式 4 及 5 後，可得微霧與空氣的總熱交換量 Q_t 為：

$$Q_t = Q_c + Q_e = [h_c (T_a - T_w) + \sigma (\omega_a - \omega_{w,s}) h_{fg}] \times A \quad (6)$$

水蒸氣在空氣中移動的狀態下，符合

Lewis 提出的，對於空氣絕熱加濕過程，熱傳係數 (h_c) 及質量擴散係數略約相等，其 h_c 與 σ 之比 (路易士數) 約等於 1 (Holman 1990)，且等於濕空氣比熱 (C_p) 之理論 (Hwalader & Liu 2002)。故公式 1 可改寫為公式 7，並代入公式 6 整理後即可得總熱交換量如公式 8 所示。

$$Q_c = C_p \sigma (T_a - T_w) \times A \quad (7)$$

$$Q_t = \sigma (h_a - h_w) \times A \quad (8)$$

h_a 為周圍空氣的焓值 ($kJ kg^{-1} dry air$)， h_w 為霧滴邊界面層空氣的焓值 ($kJ kg^{-1} dry air$)。公式 8 說明霧粒溫度 T_w 時之邊界面層附近空氣與環境的焓差，即焓位勢與微霧表面積對總熱交換量的影響，噴霧系統中的 A ，則為所有水滴表面積的總和。此點可知水滴藉由高壓霧化增加其體表面積後，可直接提升其總熱交換量，如公式 10 所示， V_{total} 為噴霧總體積 (L)， i 為同體積之水滴總數， S_{total} 為總熱交換面積 (m^2)。

$$V_{total} = i \times \pi d^3 6^{-1} \quad (9)$$

$$S_{total} = i \times \pi d^2 \quad (10)$$

本研究為瞭解低溫微霧在降溫過程中設施內溫度及相對濕度之變化及分布情形，採用曲面繪圖軟體 (Surface Mapping System; Surfur 7.0) 繪製溫度及相對濕度之等高線分布圖。此外，計算溫度及相對濕度之標準差代表其分布均勻度。

材料與方法

試驗溫室

本研究所使用的試驗溫室設置於行政院農委會農業試驗所 (Taiwan Agricultural Research Institute) 內 (24°1'49"N, 120°41'45"E; north-south direction)，其結構為圓屋頂鋁管塑膠布溫室，長度為 12 m、寬度為 5 m，屋頂高度為 4.3 m，集水槽高度為 3 m，覆蓋材料

為 0.18 mm 厚之 PEP (polyethylene plastics) 利得膜。無內外遮蔭，4 側立面裝有防蟲網及捲揚作業的塑膠布，開口方向為東西向，屋頂為捲揚開頂式，由馬達驅動使塑膠布捲收至屋頂頂部。屋頂兩側開頂面積各為 31.2 m²，占圓頂總面積 52%。同樣式溫室兩棟相鄰，試驗組溫室則內部裝設低溫微霧降溫系統，對照組僅只有開頂自然通風為對照比較，溫室規格如圖 1 所示。

低溫微霧系統之設計與架構

本研究利用台灣羽和企業股份有限公司所生產的噴霧控制系統，以低溫水作為低溫微霧空調主機之設計基礎，將冷卻介質-水，經由 5 道過濾器過濾後注入第 1 水箱儲存，再由循環馬達輸送至蒸發器熱交換為 6–8°C 之低溫水之後，經由水離子化器進行 2 次過濾並分解為更細小的離子以增加霧化效果。離子化後之潔淨水會進入第 2 水箱儲存，最後由下方出口處之高壓水泵送至低溫水管路及各噴頭執行噴霧降溫作業，而噴頭端的擾流風扇則以強制對流方式增加微霧的熱交換效率，提升降溫效果。系統設計圖如圖 2 所示。

微氣候量測設備

溫度感測元件採用 Campbell Scientific Inc. 所生產的 Type E thermocouple，線徑大

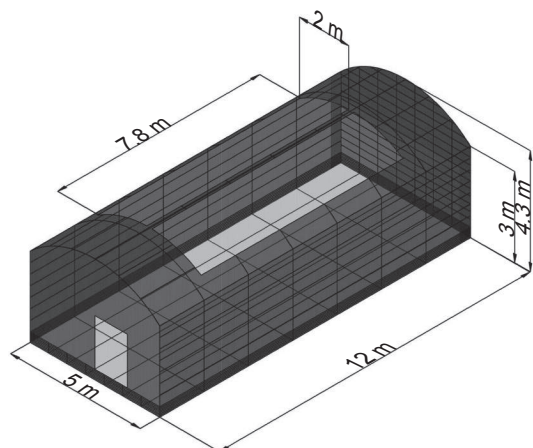


圖 1. 開頂溫室示意圖。

Fig. 1. Schematic diagram of the open roof greenhouse.

小為 0.076 mm，其溫度感測器在溫室內中央斷面及距離地面 1 m 水平面處等距放置，量取溫室內溫度場分布狀況。Type E 溫度感測器分布於地面上方高度 1 m 與 3 m 的水平斷面，共 12 點。溫、濕度感測器採用 Vaisala Inc. 所生產的 HMP60，其溫度範圍為 40–60°C，濕度範圍為 0–100% RH。其元件採用電容式 INTERCAP® 芯片，可省去更換芯片時還需重新校準過程中的停機時間，將本元件分別置於溫室橫向室外與平面中心，距離地面 1、2 及 3 m 各裝設 1 組，共計 3 組，量測溫室內的相對濕度值及溫室外大氣相對濕度值。各感測器架設位置如圖 3 所示，溫室之溫、濕度分布，溫度誤差為 ± 0.3°C，相對濕度誤差為 ± 3%，資料擷取間隔設定為 1 min，擷取時間設為 00:00–23:59 共 1,440 min。

降溫試驗

本研究利用水為降溫介質，將水經過多級淨化處理後，經熱交換器冷卻為 6–7°C 低溫冰水，進入高壓幫浦加壓至 100 kgf cm⁻² 壓力後，輸送至開頂溫室內架設於 2.5 m 高度的 38 顆結構精密的不鏽鋼霧化噴頭 (直徑 0.15 mm)，噴頭內部產生強大的離心力及渦流，高速噴出粒徑約為 16 μm 之 10°C 高壓微霧 (Yu *et al.* 2015)。再藉由 6 組擾流風扇產生風速為 3.4 m s⁻¹ 之離心氣流攜帶，迅速地傳送至溫室內各處，使降溫更有效率 (Arbel *et al.* 2003)。試驗於 2014 年 2 月 17 日 10:00–17:00 期間啟動低溫微霧降溫系統，共 7 h。控制策略為利用 PLC 數位控制器，當溫室內環境濕度低於 60% 時，低溫微霧降溫系統立即啟動，利用熱氣上升、冷氣下降原理，經開啟開頂，將高溫、高濕的氣體排出設施外，讓溫室內溫、濕度能有效控制及改善，達到降溫效果。當濕度達到 80%，則停止噴霧。為瞭解微霧系統之冷卻效果，以兩棟同規格之開頂溫室做比較試驗，觀察室內溫度之變化。一為自然通風之對照組 (ORG1)，另一為低溫降溫系統試驗組 (ORG2)，觀察室內濕度在 60–80% 區間之最大降溫效果。

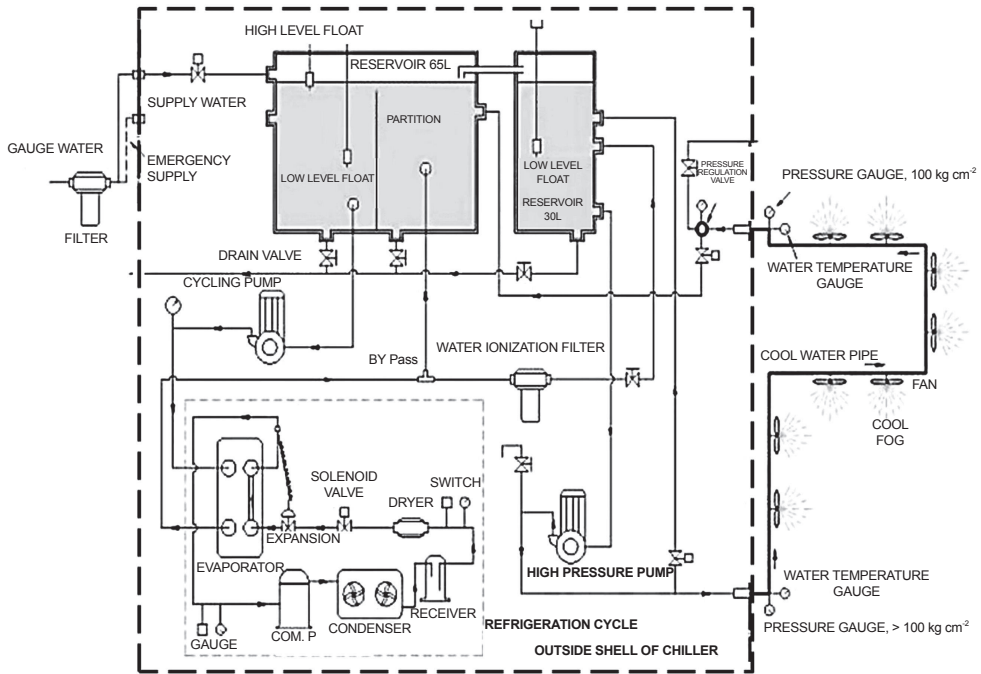


圖 2. 低溫微霧系統圖。

Fig. 2. Layout of the micro-fog chiller blowing/spraying system.

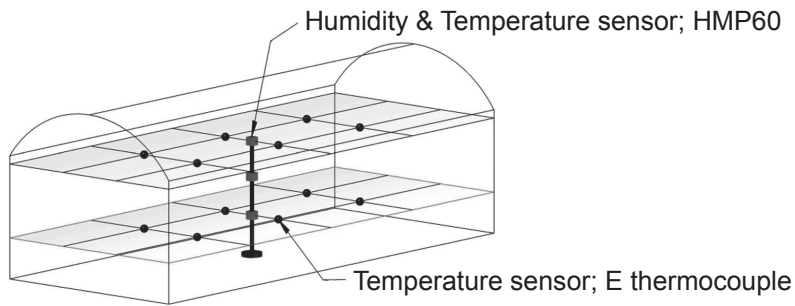


圖 3. 感測器配置圖。

Fig. 3. Layout of the allocation of measuring sensors for temperature and relative humidity.

結果與討論

蒸散時間與熱交換方程式

由公式 1 及 2 可得出，當溫室內之平均溫度為 39.8°C，微霧粒徑為 16 μm，以及溫度為 10°C 時，計算得出霧粒的生命週期為 0.6 s。當微霧粒徑為 16 μm，將噴霧量 78.28 mL min⁻¹ 代入公式 9， $78.28 = i \times \pi \times (0.0016)^3 \times 6^{-1}$ ，則 $i = 3.65 \times 10^{10}$ ，代入公式 10， $S_{total} = 3.65 \times$

$10^{10} \times \pi \times (0.000016)^2 = 29.35$ ，可求出微霧之總熱交換面積為 29.35 m² min⁻¹。並以環境溫度 39.8°C、相對濕度 25.4% 的條件下，以 10°C 低溫水噴霧，其空氣中熱傳導係數的 $\sigma = 0.033 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ 估算本試驗所採用的噴頭 1 min 所能帶走的熱量，由濕空氣線圖求出 $h_a = 69.81 \text{ (kJ kg}^{-1} \text{ dry air)}$ 與 $h_w = 29.27 \text{ (kJ kg}^{-1} \text{ dry air)}$ 。將參數數值代入公式 7 及 8 之中， $Q_t = 0.033 (69.81 - 29.27) \times 3.65 \times 10^{10} \times 4 \times \pi \times (8$

$\times 10^{-6})^2 = 39$ ，即可求得總熱交換量約為 39 kW。當環境溫度高時，促進霧滴蒸散並與空氣產生潛熱交換的原因，為兩者水蒸氣壓的壓力差，而溫度越低，其水蒸氣的分壓越低。當微霧的水蒸氣壓力低於空氣中水蒸氣的壓力時，空氣中的水蒸氣則會在微霧的邊界層上產生凝結 (Abdel-Ghany *et al.* 2006)。反之，微霧邊界層上的水蒸氣則會蒸散至空氣中，使空氣中濕度增加。若霧粒未蒸散完全的狀態下，水滴易附著在作物上，造成植物發生病蟲害，也使得溫室內的環境變成潮濕的情況，故在應用上需以強制通風增加霧粒飄移的距離並提升蒸散效率及降溫效果。

低溫微霧降溫試驗

本研究以 data logger 記錄 2 月 17 日 10:00 開啟低溫微霧降溫系統至 17:00 量測結束，並觀察開頂溫室溫、濕度變化情形。低溫微霧降溫試驗中，依不同的濕度設定值，對溫室內實際溫度變化範圍有極大的影響。根據 Fukatsu & Hirafuji (2005) 研究顯示，感測器訊號配合 PID 程序控制器，其反應時間為 1 s，具有高準確性與高反應性的特性，本研究利用其反應特性可精準控制濕度範圍。本研究利用 PID 程序控制濕度，低於 60% 則啟動低溫微霧系統，濕度高於 80% 則關閉系統。結果顯示，低溫微霧降溫系統作動後 5 min 之變化情形，如圖 4 所示，內部溫度可由原來的 31.8°C 降至 24.4°C，相對濕度亦由原本之 35.2% 增加

至 74.5%，濕度每分鐘增加效率為 17.7%。由圖 5 可觀察出，於 11:00 之後 ORG2 溫室內相對濕度變化漸趨穩定，表示整個空間的濕度分布均勻，且隨著濕度增加而溫度變化呈現下降之趨勢，亦可看出此系統在開啟後，約 1 h 即能將溫室內溫度調節達到穩定狀態。表 1 顯示在 12:00，室外氣溫為 28.2°C，則 ORG1 溫室在無任何降溫設備控制之下，受到太陽輻射而產生的熱累積量來到最大。其溫度當日最高溫為 39.8°C、濕度為 25.4%，相較於 ORG2 溫室在低溫微霧降溫系統的作用下，溫室內平均溫度為 22.2°C，濕度為 72.8%，其降溫幅度達 15°C 以上。

噴霧前後溫室內部斷面之溫度分布

圖 6 為當日所紀錄之設施內部溫度分布圖。試驗期間高低溫度差值可定義以一量化指標 (Prenger *et al.* 2002)，用以表示溫度分布的均勻程度與高低值。圖中溫度差值設為 0.5°C。ORG2 溫室由於低溫微霧降溫系統係進行間歇式動作，所以不同時段時在溫度分布上有明顯差異。由圖 6A 可看出進行降溫試驗前，設施內部溫度形成 5–6°C 的溫度梯度差異，其最高溫為 38.2°C，分布於設施中較為不通風且受日照之內側，設施中間部分屬於溫度較低處，其溫度為 32°C，此時溫度標準差值為 $\pm 0.62^\circ\text{C}$ 。啟動低溫微霧降溫系統 3–6 min 後，如圖 6B 與圖 6C 所示，藉由風扇作動使霧粒均勻的散布，增加室內氣流的亂度，改善室內溫度分布

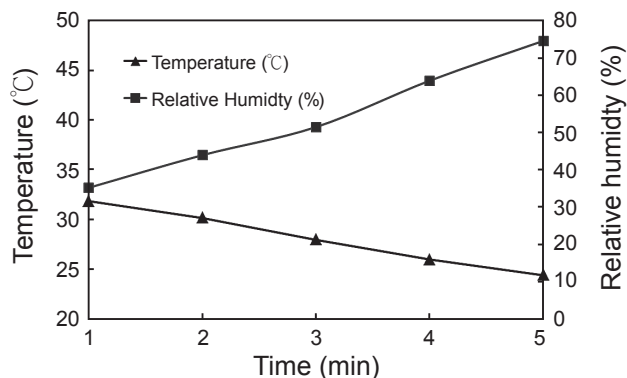


圖 4. 平均溫、濕度於開頂溫室內變化情形。

Fig. 4. Changes in the average temperature and relative humidity inside the open-roof greenhouse.

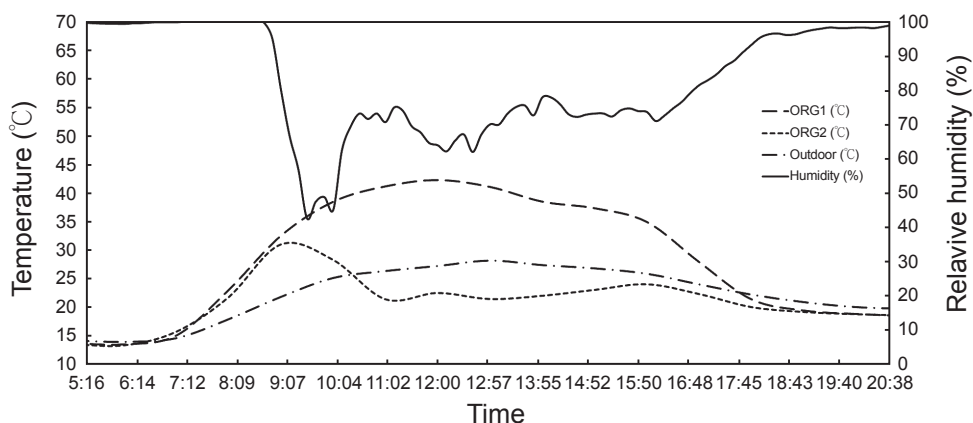


圖 5. 全天降溫試驗之溫、濕度變化圖 (2014 年 2 月 17 日)。

Fig. 5. Diurnal variations of temperature and relative humidity inside and outside greenhouse variation with a micro-fog chiller blowing system on February 17, 2014.

表 1. 連續噴霧操作下室內外溫度與相對濕度之變化 (2014/2/17 10:00–17:00)。

Table 1. Variation of temperature and relative humidity for both indoors and outdoors greenhouse with blowing chill fog (continuous spraying) at the period of 10:00–17:00 on February 17, 2014.

Time	Temperature (°C)			Relative humidity (%)		
	ORG1	ORG2	Outdoor	ORG1	ORG2	Outdoor
00:00	15.1	14.9	15.6	100.0	98.4	88.2
01:00	14.8	14.5	15.4	100.0	97.9	88.5
02:00	14.7	14.4	15.2	100.0	98.3	89.2
03:00	14.4	14.1	14.9	100.0	98.2	88.9
04:00	13.9	13.7	14.4	100.0	98.0	89.0
05:00	13.8	13.6	14.3	100.0	98.6	90.0
06:00	13.6	13.4	14.1	100.0	98.4	90.0
07:00	15.2	15.8	14.7	100.0	99.8	90.1
08:00	23.1	21.9	18.0	76.8	79.1	79.0
09:00	32.6	24.1	21.9	42.1	41.9	59.1
10:00	38.5	25.4	25.2	30.3	46.9	45.4
11:00	39.2	22.5	26.4	26.9	67.6	42.0
12:00	39.8	22.2	28.2	25.4	72.8	37.8
13:00	40.1	22.5	28.2	25.9	67.0	35.4
14:00	38.5	22.1	27.5	31.6	66.5	42.4
15:00	37.4	23.1	26.9	33.7	60.6	45.7
16:00	35.0	24.1	25.9	36.0	65.1	46.8
17:00	28.0	22.4	24.1	53.9	64.6	56.1
18:00	21.5	20.1	22.3	71.8	80.3	66.9
19:00	19.5	19.3	21.0	84.8	86.3	73.7
20:00	18.9	18.9	20.1	93.3	88.0	77.6
21:00	18.6	18.7	19.8	99.1	90.0	79.4
22:00	18.9	18.8	19.9	100.0	89.9	79.8
23:00	18.4	18.4	19.7	100.0	93.1	81.3

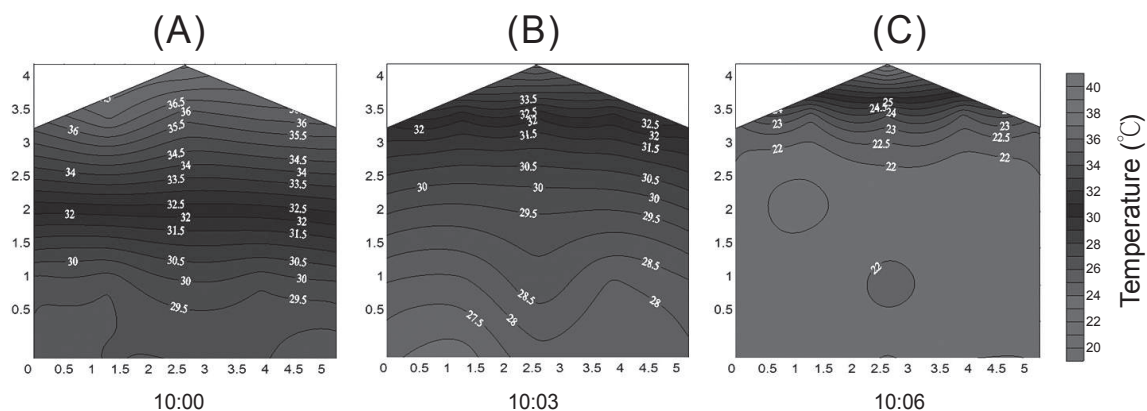


圖 6. 噴霧前後溫室內部斷面之溫度分布情形。

Fig. 6. Changes in temperature profile before and after switching on the micro-fog chiller blowing system in a greenhouse.

之均勻度，提高蒸散冷卻的效應。設施內部溫度值可降至 22.2°C，濕度為 79.7%，且溫度分布較為平均，減緩室內溫度梯度現象的產生，溫度標準差值縮小為 $\pm 0.48^{\circ}\text{C}$ 。

結論

傳統風機式噴霧降溫法已普遍應用於溫室植栽及市場等開放性空間進行降溫調節，但無法調控微霧的溫度及粒徑大小，而使降溫效果受限。本研究採用高壓低溫微霧降溫系統，可調整噴霧出水之壓力大小，配合 0.15 mm 噴頭孔徑使其噴霧粒徑最小化，以 100 kg cm^{-2} 的壓力噴霧，配合擾流風扇，增加微霧飄移距離。大部分霧粒在掉落地面以前就完全蒸發，再利用蒸散冷卻的原理，低溫霧粒與熱氣形成蒸散作用，由開頂溫室上方排出熱氣。溫室內溫度與大氣溫度 (outdoor) 相較之下，其降溫幅度可達 6°C；則 ORG1 溫室在無任何降溫設備控制之下，其降溫幅度達 15°C 以上。本研究之低溫微霧降溫系統，以高壓噴霧能產生較佳的霧化效果，提升蒸發冷卻效率，發揮開頂溫室之最大降溫效益。

誌謝

本研究感謝農委會設施農業技術升級計畫 (103 農科-14.4.1-農-C4) 與 (104 農科-16.4.1-農-C4) 的支持，特表謝意。

引用文獻

- Abdel-Ghany, A. M., E. Goto, and T. Kozai. 2006. Evaporation characteristics in a naturally ventilated, fog-cooled greenhouse. *Renew. Energy* 31:2207–2226.
- Arbel, A., M. Barak, and A. Shklyar. 2003. Combination of forced ventilation and fogging systems for cooling greenhouses. *Biosyst. Eng.* 84:45–55.
- Dean, J. A. 1985. *Lange's Handbook of Chemistry*. 13th ed. McGraw-Hill. New York. 1792 pp.
- Fukatsu, T. and M. Hirafuji. 2005. Field monitoring using sensor-nodes with a web server. *J. Robot. Mechatron.* 17:164–172.
- Hawllader, M. N. A. and B. M. Liu. 2002. Numerical study of the thermal hydraulic performance of evaporative natural draft cooling towers. *Appl. Therm. Eng.* 22:41–59.
- Holman, J. P. 1990. *Heat Transfer*. 7th ed. McGraw-Hill. New York. 714 pp.
- Katsoulas, N., A. Baille, and C. Kittas. 2001. Effect of misting on transpiration and conductances of a greenhouse rose canopy. *Agric. For. Meteorol.* 106:233–247.
- Prenger, J. J., R. P. Fynn, and R. C. Hansen. 2002. A comparison of four evapotranspiration models in greenhouse environment. *Trans. ASAE* 45:1779–1788.
- Reist, P. C. 1993. *Aerosol Science and Technology*. 2nd ed. McGraw-Hill. New York. 379 pp.
- Yu, K. C., H. M. Huang, and Y. C. Chiang. 2015. Discussion and measurement of applying a cooling fogging air-conditioning system for working environment cooling and air quality improvement. *J. Appl. Sci.* 15:763–772.

A Study on Applying Micro-Fog Chiller Blowing System in the Open Roof Greenhouse

Fu-Liang Hong¹, Li-Duhng Huarng², and Ming-Hwi Yao^{2,*}

Abstract

Hong, F. L., L. D. Huarng, and M. H. Yao. 2016. A study on applying micro-fog chiller blowing system in the open roof greenhouse. *J. Taiwan Agric. Res.* 65(2):146–153.

This study used an open-roof greenhouse to evaluate the evaporative cooling efficiency of a micro-fog chiller blowing system in the open roof greenhouse. A traditional blowing sprayer cooling system uses turbulent fan with room temperature fog/mist sprayer coordinated with the control of spraying amount and relative humidity to cool down temperature inside a greenhouse. Due to the lack of ability to reduce temperature of the fog, the cooling efficiency inside the greenhouse is not so effective. Therefore, a micro-fog chiller blowing system by spraying 10°C micro-fog at 100 kgf cm⁻² pressure has been setup and applied for this purpose. The opened roof enabled the hot humid air to rise and exhaust from the top openings of the greenhouse, whereas the cold dry air was blowing through side wall openings for cooling down temperature and lowering relative humidity inside the greenhouse. It resulted in excellent cooling effect. Experimental results showed that when the outdoor temperature was 28.2°C at 12:00, the greenhouse (ORG1) without installing the cooling system would cumulate the radiant heat to the maximum extent and increased temperature up to 39.8°C during daytime. On the other hand, the greenhouse installed with a micro-fog chiller blowing system (ORG2) had its temperature to 22.2°C with relative humidity of 72.8%. The cooling effect reached more than 15°C in temperature reduction and could keep it up in a steady state. Results suggest that the micro-fog chiller blowing system is capable of reducing temperature inside the greenhouse effectively.

Key words: Open-roof greenhouse, Micro-fog chiller, Blowing system, Evaporative cooling.

Received: July 17, 2015; Accepted: September 15, 2015.

* Corresponding author, e-mail: mhyao@tari.gov.tw

¹ Research Assistant, Agricultural Engineering Division, Taiwan Agricultural Research Institute, Taichung, Taiwan, ROC.

² Research Fellows, Agricultural Engineering Division, Taiwan Agricultural Research Institute, Taichung, Taiwan, ROC.