

溫室細霧冷卻系統之開發與性能研究

Development and Performance Test of Mist Cooling System for Greenhouse

台灣省農業試驗所農工系副研究員

陳加忠
Chiachung Chen

台灣省農業試驗所農場管理室助理

陳志昇
Chih-shen Chen

摘要

為疏解台灣地區設施栽培所用溫室夏季熱累積問題，利用蒸發冷卻技術可使溫室內溫度低於大氣溫度，因此對使用者之生產栽培產期調整幫助極大。傳統式水簾與風扇之配合設備能夠提供穩定之降溫性能，但是由於水簾內水份於停止使用時不易蒸發，產生青苔與長菌等問題，而其成本昂貴，無法為業者利用。本研究中利用與傳統水牆相同作業原理，開發試驗細霧型降溫系統，以噴頭提供蒸發冷卻所需水量，並增加水滴與空氣之作用時間以增加作業效率，並以熱能平衡原理以量化溫室內溫度分佈梯度。研究結果顯示，此型噴霧降溫系統之作業效率接近80%，降溫性能可使溫室內溫度低於大氣溫度5~7°C，增加風扇能力以提高溫室內空氣速度可使降溫效果更均勻。溫室降溫模式對於溫室內部縱向溫度梯度現象預測能力良好，準確於5%以內。增加遮蔭率與增大溫室內風量為提高降溫能力之有效方式，但必須配合作物之需求加以利用。此型噴霧降溫系統結構簡單，成本低廉，適合國內設施業者使用。

關鍵詞：細霧，冷卻系統，溫室。

ABSTRACT

In order to relieve the problems of heat accumulation for greenhouse in summer, the technique of evaporative cooling was an effective method to reduce the temperatures of the inside greenhouse lower than those of outside air. It could provide the opportunity for the farmers to adjust the harvest periods for culture under protection. The traditional equipments of pad and fan have the stable cooling performance, however, the moisture within the water adsorbing materials of the pad could not be evaporated completely at the rest time, then the serious mold and fungi development would be happen. Because the materials of fan and pad all were imported from abroad, the high cost of equipments decreased the demand for farmers. In this study, the evaporative cooling principle same as pad and fan was adopted to develop a mist cooling system. The required water for evaporating was provided by nozzles operated by high pressure pump. The special design of long path for air flow encountered with mists increased the evaporative efficiency. A thermal model was established to quantify the temperature distribution gradient in the greenhouse. The results of this research indicated the

operated efficiency of the mist cooling system was nearly 80%. The temperature of inside greenhouse can be lower 5-7°C than those of outside air. The accuracy of the temperature predictive performance is within 5%. Increase the shading ratio and ventilation rate were the dominant factors to increase the cooling ability, however, the growing conditions for crops planted in the greenhouse need to be considered. The structure of this equipments developed in this study was simple and inexpensive. It was worthed recommending to farmers.

Keywords: Mist, Cooling system, Greenhouse.

壹、前 言

為減少農業氣象中豪雨，颱風及寒流等不利因子對作物生產之衝擊，國內利用溫室等設施進行栽培之面積已逐年增加，但由於台灣地區位於亞熱帶與熱帶地區，夏季強日照量造成溫室內嚴重的熱累積問題，使得內部作物之生長受到阻礙，因此國內溫室之降溫問題急需研究。

溫室之降溫方法有遮蔭、通風、蒸發冷卻與利用冷凍機械等四種。遮蔭方法係利用各種遮光材料以減少進入溫室之日照量，必須配合其他環控作業才能有效地疏解熱累積量^(8·12)。利用通風降溫之效果，不論自然通風或是機械通風，其降溫之限度在於與大氣溫度相同^(5·8·10)。以冷氣機等機械冷凍設備雖然可以有效地降低溫室內部溫度，但其設備資本昂貴，運作成本高，適合使用之作物有限。在兼顧作物成本需要與作業成本之雙重要求下，蒸發冷卻技術可使溫室內部溫度低於大氣溫度，為一值得利用之降溫技術。

由於國外溫室之主要使用國家如歐洲、美國與日本均處於溫帶，溫室之研究與應用主要重點在於加熱與保溫，因此有關溫室降溫之研究並不多見。Van Bavel等人⁽³⁰⁾曾描述6種降溫方法，並模擬計算其降溫效果。Montero等人⁽²⁷⁾則測試水牆(Pad and fan)，噴霧系統(Misting and fan)與細霧系統(Fogging and fan)的降溫效果，後兩者係直接於溫室內部加以噴霧，其結果顯示水牆系統之性能最為穩定。Garzoli氏⁽¹⁹⁾提出另一型蒸發冷卻利用技術，以正壓型風扇將高溫低濕之空氣強制通過水牆再進入溫室內部。Landsberg等人⁽²⁴⁾則提出數學公式以模擬大氣溫度，日照量與通風量對水牆性能之影響，但其理論公式並未加以驗證。Seginer與Livne氏⁽²⁸⁾亦提出模擬公式以比較屋頂高度與蒸發冷卻設備之有

無作用對溫室內部氣溫與植物葉溫之影響。

日本研究界對於溫室降溫之有關研究亦不多見，其蒸發冷卻技術之利用共包括水牆、噴霧與細霧系統^(13·14·15)

國內利用蒸發冷卻之降溫設備主要以水簾型水牆與溫室內部固定式噴頭噴霧為主。利用固定式噴頭噴霧配合適當之通風作業可使溫室內部溫度低於大氣溫度3~5°C^(5·10)。玻璃溫室利用水牆降溫因其良好的氣密性，可使內部溫度低於外界溫度5~7°C⁽²⁾，其降溫能力勝過細霧法。由於水牆之構造係利用溫室一側安裝蜂巢式之吸水物質，使流水自上方流下，溫室另一端裝置風扇，風扇之產生之負壓力使外界空氣通過水牆進入溫室內部，高溫低濕之空氣因以絕熱方式吸收水汽，因此成為低溫高濕，適合作物生長之空氣。國內使用水牆之主要問題如下：在停止使用之時刻（如傍晚），大氣環境多為高濕，水牆內吸水物質所含水量不易蒸發，因此容易長苔長菌，不僅造成水牆孔徑阻塞，也容易使內部作物受到感染⁽²⁾。將水牆改用噴頭直接向內噴霧，因空氣與水珠接觸時間短，蒸發冷卻之效率不高，影響降溫能力。另一項問題在於水牆之降溫梯度現象，在溫室兩側的溫度差往往高於3-4°C⁽²⁾，影響作物成長之整齊性。

為適用於沙漠地區的蒸發冷卻作業，Luchow等人⁽²⁸⁾開發一種夾層式噴水冷卻系統(Spray cooling system)，用以取代水牆，而空氣以U型路徑進入溫室，在通道上方各以噴頭向下噴水。其研究包括噴頭壓力與噴水對空氣流動的方向等作業條件對降溫性能之影響，其結果顯示噴水方向與空氣流動方向相反時效果最好，其降溫能力可使溫室內部溫度低於大氣溫度5~6°C，而在高溫低濕沙漠氣候（31°C，30%RH）之試驗條件下，此種降溫性能並不理想，實有改良研究之必要。

對於溫室內部微氣候建立數學模式並加以驗證有如下之目的：(1)量化大氣環境參數，溫室結構與覆蓋材料物性，與各項環控設備對於內部微氣候之影響性，(2)以已驗證之模式執行敏感性分析(Sensitive analysis)，用以瞭解變動某項因素對於內部環境影響量化性，此種分析可用以為溫室規畫設計之參考。有關模式之詳細評論如陳氏等人⁽⁴⁾與⁽²¹⁾。國外之相關研究主要以保溫等性為主^(16·17·22·24)，近年來有關溫室降溫之模式建立已有報導^(23·31)。Jan等人⁽²³⁾之研究以雙層塑膠布溫室為主，蒸發冷卻方式係利用高壓幫浦(350Psi)與噴嘴，其結果顯示溫室內部溫度並未能夠低於大氣溫度。Villits等人⁽³¹⁾則提出包含41項方程式之溫室模式，以預測溫室內部相對濕度、氣溫、作物葉溫與地溫，其準確性均在4%之內。此模式並且考慮溫室內部溫度梯度之分佈性。

國內有關溫室環境模式之研究中，王氏⁽¹⁾以氣象預報之大氣資料為輸入參數，代入模式以預測內部微氣候，但未考慮環控設備之影響。陳氏等人⁽⁵⁾則以感測器所量測之數值為變數代入溫室模式內，並與量測之數據加以比較進行驗證，預測值與量測值誤差在2°C以內，此熱環境式並加以推衍以研究內外遮蔭對微氣候影響⁽⁸⁾與不織布浮動層覆蓋熱環境模式⁽¹¹⁾。

由於完善設計之水牆系統能夠使溫室內部溫度低於外界氣溫，尤其在台灣夏季，能使溫室氣溫低於30°C以內，因此對於作物栽培如花卉生產之花期調整有極大助益。傳統型利用蜂巢式水牆除了生苔長菌之問題，更由於完全由國外進口資材，售價高昂，無法為一般花卉業者所利用，因此開發替代蜂巢式吸水物質型水牆之研究有其急迫性，此研究中參考原Luchow等人⁽²⁶⁾之原來構造，加以修改以適用國內之需求。

此研究之目的在於開發適合國內使用之蒸發冷卻系統，研究其作業效率。在模式研究方面，推衍以溫室內溫度梯度分佈為主體之熱環境模式，以實測數據加以驗證，並進行敏感性分析以量化降溫性能之影響因子。

貳、熱環境模式

此模式之建立主要用以研究蒸發冷卻效果對於

溫室內部微氣候之影響，因為研究之重點在於局部微氣候之影響性，因此模式之熱環境範圍主要考慮因子為溫室屋頂以下，植床以上之溫度環境。另一考慮重點為溫室之內部溫度並非完全均勻分佈，而是有梯度差存在。其熱環境系統如圖1所示。相關之假設條件參考以往之研究^(5·8)敘述如下：

1. 溫室覆蓋材料之熱傳係數為定值，與溫度變化無關。
2. 熱輻射係數為定值，紅因波長或日照量而改變。
3. 溫室內空氣，建構材料與植物之熱場為穩定狀況(Steady-state)，與時間不相關。
4. 土壤之熱傳量因盆栽植物之栽植植床隔離作用，對此微氣候之影響可加以忽略不計。

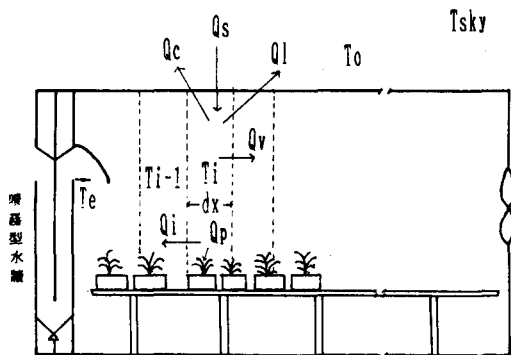


圖 1. 溫室區段熱環境系統

Fig 1. Enviromental thermal system for a specific section of greenhouse

(一)熱能公式之建立：

以熱能平衡原理推衍溫室內部某一特定區段之公式考慮之因子說明如下：區段之度為dx，

1. Q_s ：進入溫室之太陽能量

$$Q_s = I_s \cdot T_r \cdot d_x \cdot W_g \dots\dots\dots (1)$$

I_s ：大氣日照量(W/m^2)

T_r ：進入溫室內部之日照量之比例

2. Q_c ：透過溫室周壁與屋頂與外界大氣之熱傳導與對流量

$$Q_c = 2 \cdot h \cdot d_x \cdot U_w \cdot (T_i - T_o) + W_g \cdot d_x \cdot U_r \cdot (T_i - T_o) \dots\dots\dots (2)$$

h：周壁高度(m)

W_g ：溫室寬度(m)

U_w ：周壁熱傳係數($W/m^2 \cdot C$)

U_r : 屋頂熱傳係數(W/m²·C)

T_i : 溫室內部溫度(°C)

T_o : 大氣溫度(°C)

3. Q_i : 因未完全密閉隔絕自周壁進入溫室內之通氣能量

$$Q_i = m_i \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_i - T_o) \dots\dots\dots (3)$$

m_i : 因滲透作用進入溫室內部的通氣量

ρ : 空氣密度

C_p : 空氣之比容, 1006 J/kg · °C

4. Q_v : 自水牆方向流入此區域之通氣能量

$$Q_v = m_v \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_i - T_{i-1}) \dots\dots\dots (4)$$

M_v : 此區域內之機械通風量(m³/s)

T_{i-1} : 前一區域內之溫度(°C)

5. Q_r : 溫室內部因長波熱輻射進入大氣之熱量

$$Q_r = \varepsilon \cdot F \cdot \sigma \cdot d_x \cdot W_g \cdot [T_{i,k}^4 - T_{a,k}^4] \dots\dots\dots (5)$$

ε : 溫室內部對外界之長波熱輻射係數

F : 溫室內部對外界之長波熱傳形狀係數

σ : 波茲曼常數, 5.67 × 10⁻⁸ W/K⁴ · m²

$$T_{i,k} = T_i + 273.16 \dots\dots\dots (6)$$

$T_{a,k}$ 之計算式採用以下公式⁽⁸⁾ :

$$T_{a,k} = 0.0552(T_o + 273.16)^{1.5} \dots\dots\dots (7)$$

6. Q_p : 溫室內部因蒸散作用所吸收之能量^(4, 18)

$$Q_p = Q_s \cdot P_f \cdot d_x \cdot W_g \cdot 0.262 \cdot (0.8 + 0.01 \cdot T_i) \dots\dots\dots (8)$$

P_f : 植物栽植面積與地面面積比值

依熱能平衡原理, 溫室內部特定區段之熱能系統公式為 :

$$Q_s = Q_c + Q_i + Q_v + Q_r + Q_p \dots\dots\dots (9)$$

(二) 環境模式之解析

將公式(1)~(8)代入公式(9)中, 以求解特定區段之內部溫度, 因公式自身包含溫度之四次冪, 因此以數值分析法求解, 又因每次計算時需要輸入前一區段之溫度, 因此利用替迭法(Iterative method)求出各小區段之溫度。此研究中, 每一區段之長度為1 m, 沿溫室縱向, 共區分為12段。計算方式係以BASIC語言撰寫完成程式軟體「COOLING」加以計算執行。內部溫度 T_i 值係以副程式依Bi-Section法加以計算, 其收斂判別如同以往研究^(5, 8)。模式之執行計算流程如下 :

1. 首先輸入大氣溫度、相對濕度、日射量, 並以計算大氣密度。

2. 以Bi-Section法計算第1區段之內部溫度(T_1), 以通過水牆後之空氣溫度(T_e)為此區段之 T_{i-1} 值。

3. 以計算所得之 T_1 值與大氣資料, 用以計算第2區段之溫度 T_2 值。

4. 重複計算 T_3 至 T_{12} 之數值並加以列印。

參、材料與方法

一、使用溫室

此研究所使用之塑膠布溫室長12m, 寬4.6m, 屋簷高度3.2m, 其覆蓋材料為2mmPVC, 透光率約65%, 兩側周壁裝置防蟲網, 屋頂為密閉式, 具有內外遮蔭設備, 遮蔭率各為50%, 兩側具有夾網塑膠布用以執行捲揚作業。

溫室一端裝置通風風扇, 每分鐘風量為267 m³, 通風時室內風速約0.5m/s。另一端為噴霧型降溫系統。

植床為活動植床, 僅在中間維持人員通行之走道, 植物面積約佔地面面積80%, 所種植作物為粗肋草之觀葉作物。

二、噴霧型降溫系統

此型降溫系統之示意圖如圖2。其應用原理與傳統水牆完全相同, 係使大氣空氣與水氣混合達到降溫增濕之效果。以噴頭之噴霧以提供水份, 結構係以L型鋼為骨架, 烤漆鋼板作為屋頂與外壁以耐風雨, 內部的隔間係以PC塑膠平板組成, 因此設置

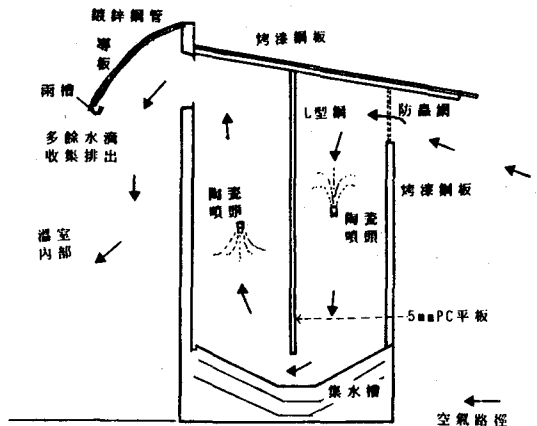


圖2. 噴霧型降溫系統 (比例 1:300)

Fig. 2. Misting and fan cooling system

成本低廉。在外部空氣入口裝置防蟲網以防止外界蟲類進入。在內部以塑膠平板分隔成兩間，各裝置5具陶瓷噴頭，噴頭噴出細霧的方向與空氣流動之方向相反，以增加細霧水滴與空氣混合之時間。底部有集水槽，使未霧化之水滴排出。在溫室內部部份以鍍鋅鋼管覆蓋塑膠布導引加濕降溫之空氣進入溫室內部，空氣中多餘水滴沿導板流入雨槽內，雨槽成一傾斜角度便於排出流水至室外。因結構比傳統水牆簡單，因此成本低。加壓至供水邦浦係利用0.5hp，回轉數1500rpm之加壓機，壓力調範圍為15~30kg/cm²。理論供水需求量之計算方式如下：

1. 每分鐘供氣量1.2倍溫室體積(Vol, m³)

2. 每公斤乾空氣最大需水量：(Hs-Ha)

Ha：38°C，35%RH大氣環境下之濕氣比(0.01458kg H₂O/kg dried air)

Hs：與上述空氣狀態同濕球溫度，95%RH之濕氣比(0.01981kg H₂O/kg d.a.)

3. 每分鐘所需供水量計算公式：

$$W_r = 1.2 \text{Vol} \cdot \rho \cdot (H_s - H_a) \dots\dots\dots (10)$$

ρ：空氣密度

在降溫作業開始動作後，溫室兩側塑膠布先利用兩側捲揚設備加以放下，風扇開始抽風使兩側產生氣密性，再開始噴霧作業。作業結束後因噴頭殘留水量小，蒸發快，並無蜂巢型水牆水份不易蒸發問題，因此減少病害機率。

研究時間自1992年6月至9月執行。

三、微氣候量測設備

此研究中量測之氣候因子包括溫室內外之日照能量，溫度與相對濕度，溫室內部風速。感測器之位置如圖3所示。感測器之規格敘述如下：

(一)溫度計

溫度感測元件為PT-100，感測範圍為0-100°C，輸出量為0-5V，校正後準確度0.1°C，具有屏避裝置(Shield)以避免熱輻射與對流引起之誤差。

(二)相對濕度計

濕度感測元件為Rotronic I-100型，為電容型元件，量測範圍0-100%，輸出量為0-1.0 V，輕校正後準確性為1.0%RH^(3,7)。

(三)日照計

利用Eppley Radiometer (Model 8-48)量測，製造廠商為Eppley Lab. Inc.，輸出值0-10mv，校正後誤

- Eppley 日照計
- Pt-100 溫度計
- △ Rotronic 濕度計
- ↓ 熱線式風速計

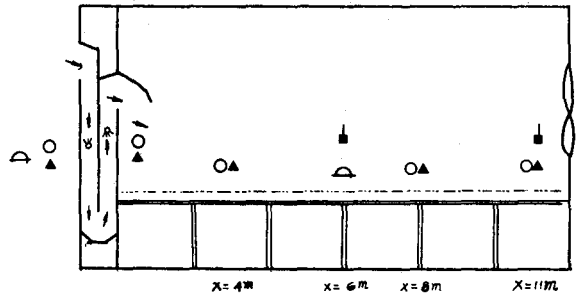


圖 3. 感測器設置位置
Fig. 3. Locations of sensors

差約2.5%，其校正設備係利用Eppley of Reference Standard, Model ESP型日照計，方法如已有文獻(6)。

(四)風速計

風速之感測元件係利用熱線型風速感測元件，製造廠商為Swema air 30型，量測範圍0-3m/s，以電壓輸出，準確性3%以內。

感測器之位置如圖3，大氣狀態之量測設備位於入口附近。外界空氣經加濕降溫進入溫室之入口裝置一組溫濕度計，在溫室縱向第4，8與11公尺處各裝置溫濕度計。感測器之高度則高於盆栽作物上方5-10cm。熱線型風速計則位於溫室之中間與出口附近。

感測器之訊號利用Delta-T LD2 logger型記錄器(Data logger)加以記錄，每30秒取樣一次，以五分鐘之平均值輸入記錄器貯存。

四、參數數值

研究中溫室降溫模式〔公式(1)~(9)〕所用參數數值如表一所示。日照能透過率與通風量為實測值，覆蓋材料之熱傳物性參考已有文獻^(4,10,13,15)

五、細霧降溫系統之作業效率

此研究對象之細霧降溫系統之作業效率(Eff)參考傳統水牆型之效率定義，計算公式如下：

$$Eff = \frac{T_e - T_w}{T_d - T_w} \dots\dots\dots (11)$$

T_d：大氣乾球溫度(°C)

T_w：大氣濕球溫度(°C)

表一、溫室降溫模式之參數值

Table 1. Numerical values of parameter for greenhouse cooling model

符號	說明	數值	單位
T_r	進入溫室內部日照量比率	0.15	
d_x	區段寬度	1.0	m
h_a	周壁高度	2.0	m
W_g	溫室寬度	4.6	m
U_w	周壁熱傳係數	6.7	W/m^2-C
U_r	屋頂熱傳係數	6.8	W/m^2-C
m_i	滲入溫室區段之通氣量	2.0	m^3/s
m_v	進入溫室區段機械通風量	80.1	m^3/s
c	溫度內部對外界長波傳係數	0.32	
F	溫度內部對外界長波形狀係數	0.85	
P_z	植物栽植面積對地面面積比	0.80	

T_a : 離開此系統之空氣溫度 (°C)

六、降溫模式之準確度

降溫模式之準確度(P)定義如下:

$$P = \frac{\sum \left(\frac{|Y-X|}{Y} \right)}{N} * 100\% \dots\dots\dots (12)$$

- Y: 實測值
- X: 模式預測值
- N: 樣本數目

肆、結果與討論

一、噴霧冷卻作業系統之效率

在四種壓力下噴霧系統之出水量與壓力調整之關係如圖4。以迴歸分析建立其關係式如下:

$$Y = 1.138 + 0.4612 * X, R^2 = 0.98 \dots\dots\dots (13)$$

- X: 噴霧邦浦壓力, kg/cm^2
- Y: 出水量, liter/min

在各施用壓力下, 系統之作業效率以公式(11)計算後, 以當時之大氣相對濕度為縱座標描繪如圖5。

由於作業效率之數據分佈為發散性, 因此以迴歸分析技術最小平方法, 將各壓力下噴霧系統效率對大氣相對濕度之關係加以計算後描繪於圖6。由圖6可

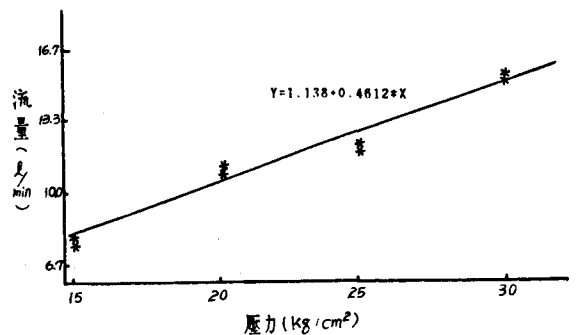


圖4. 噴頭壓力與流量之關係

Fig. 4. Relationships between flow rates of nozzles and pressure

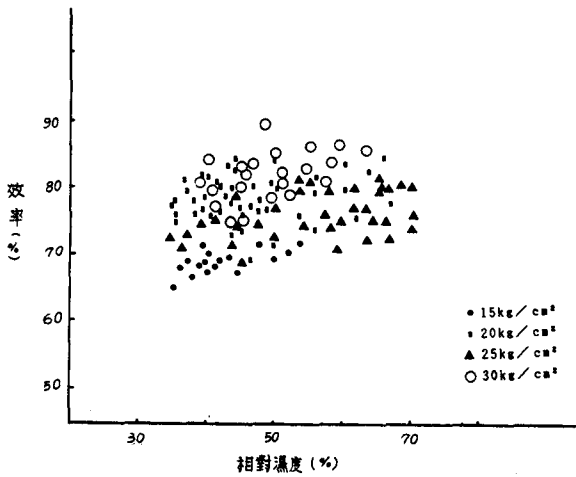


圖 5. 噴頭壓力與蒸發作業效率
Fig. 5. relationships between nozzle pressure and evaporative efficiency

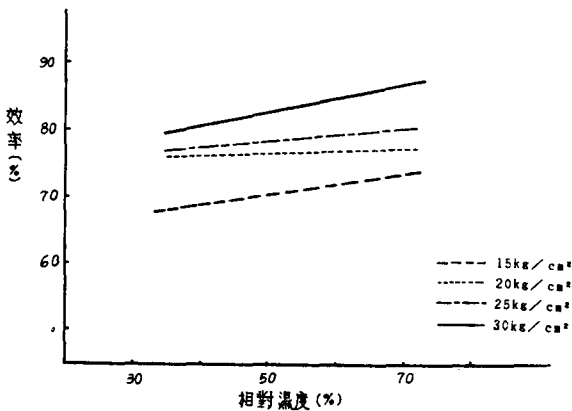


圖 6. 噴頭壓力與蒸發作業效率
Fig. 6. relationships between nozzle pressure and evaporative efficiency

知，以低壓 $15\text{kg}/\text{cm}^2$ 狀態作業時，蒸發冷卻作用效率為70%左右，以 $20\sim 25\text{kg}/\text{cm}^2$ 壓力作業，作業效率接近80%，兩種壓力作業之效率數據，以統計分析並無差異。以高壓 $30\text{kg}/\text{cm}^2$ 狀態下作業之作業效率最高，約為80-90%之間。在高相對濕度之大氣環境下，因乾球與濕球溫度接近，公式(1)之分母小，因此效率之計算值較高；對降溫性能之影響研究中，噴霧設備之加壓調整即設定於 $25\sim 30\text{kg}/\text{cm}^2$ 之間。

噴霧設備之壓力不僅影響供應水量，對霧滴之

大小亦有影響。Goering等人⁽²⁰⁾與Smith等人⁽²⁹⁾曾研究霧粒之蒸發影響因子。此研究之重點主要在於細霧水牆之降溫效率，有關霧粒大小對蒸發效率影響之研究正持續進行。

二、溫室降溫特性：

典型兩種噴霧降溫作業之性能如圖7所示。以 $25\text{kg}/\text{cm}^2$ 壓力作業時，大氣狀態之乾球溫度 31.8°C ，濕球溫度 24.6°C ，相對濕度42%RH，大氣日照量約 $60\text{W}/\text{m}^2$ 通過噴霧系統進入溫室內部之空氣溫度降為 26.5°C ，相對濕度增加為92%，顯示蒸發效率約為75%。低溫之空氣在進入溫室內部後因吸收外界傳入之熱量而溫度逐漸增加，在縱向4.0公尺處為 30.8°C ，8.0公尺處 32°C ，在接近出口處($X=11.0\text{m}$)約 32.8°C ，溫度分佈之梯度現象十分顯著。

在 $30\text{kg}/\text{cm}^2$ 壓力狀態下，大氣乾球溫度 34.8°C ，濕球溫度 25.8°C ，大氣日照量 $520\text{w}/\text{m}^2$ 。水牆出口之空氣其溫度為 27.7°C ，相對濕度為91%，水牆其蒸發效率約79%。縱向4.0公尺之溫度增加為 27.3°C ，8公尺處 30.0°C ，11公尺處 30.5°C ，其降溫能力介於 $4\sim 7^\circ\text{C}$ 。相對濕度沿縱向方向逐漸降低。

由上述任二次之降溫試驗結果可知此型水牆系統具有降溫能力，且可使溫室內部溫度低於外界氣

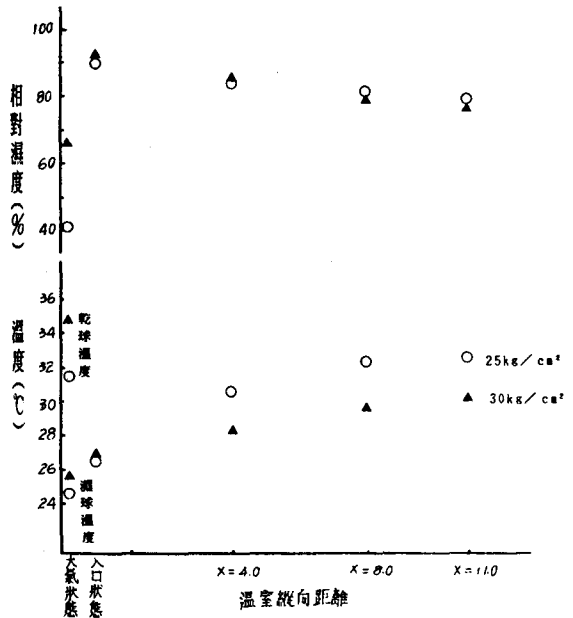


圖 7. 溫室縱方向之溫度分佈
Fig. 7. Temperature distribution at the longitudinal direction

溫其降溫效果在5~8°C左右，由於影響降溫之性能十分複雜，必須以量化模式加以界定。

三、溫室降溫模式預測能力

典型之溫室降溫系統作業性能以內部三處溫度對時間之分佈圖示如圖8，作用壓力為20kg/cm²，試驗期間自09:30至13:30分。濕球溫度約23~24°C，大氣溫度約於32.5~34.5°C。由圖中溫室內部三位置（縱向X=4.0、8.0、11.0m）之量測值與預測值比較，預測性能良好。在X=4.0m位置，量測值高於其

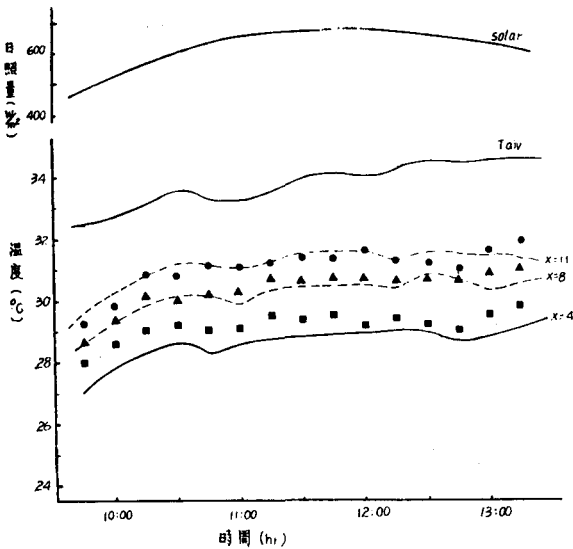


圖 8. 降溫模式驗證 (8月22日)

Fig. 8. Verification of cooling model (Aug. 22)

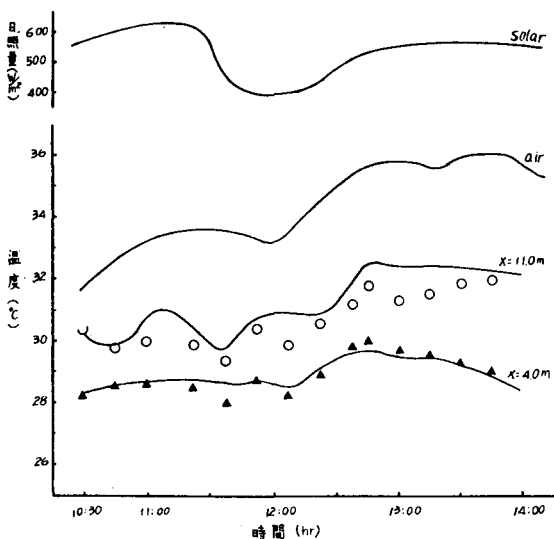


圖 9. 降溫模式驗證 (8月24日)

Fig. 9. Verification of cooling model (Aug. 24)

預測曲線，誤差均在1.0°C以內，即準確度為3.3%左右(1°C/30°C)。X=3.0與X=11.0m之數據預測性能十分接近，誤差在0.5°C，此預測性能結果與Willits等人⁽³¹⁾之模式預測能力相似。

八月二十四日之試驗中，作業壓力為 25 kg/cm²，大氣溫度高達36°C，濕球溫度接近24~26°C。由溫室內部X=4.0與X=11.0m之溫度實測值與預測曲線之比較，可知模式預測能力良好，準確度經計算後在3%以內。

以此模式之預測值與實測值比較，並以此計算準確度，其數值均在5%以內。

由公式(1)可知，此熱傳模式之系統進入能量主要來自太陽光日照量，而降溫能力係由水牆系統進入之低溫空氣加以作業。進入之低溫空氣數量，降溫能力愈好，進入溫室內日照能量愈小，溫度梯度愈不明顯，量化之說明以敏感性分析如下：

四、敏感性分析

此研究中溫室內部風速因風扇通風量之限制，其平均風速僅有0.4~0.5m/s。遠低於通常使用值1.2 m/s。在8月22日之大氣狀態下，乾球溫度34.2°C，濕球溫度25.8°C，以兩種通風速度(v=0.5m/s與v=1.0 m/s)對溫室內部溫度之降溫效果計算圖示如圖10。兩種風速對降溫效率之影響並不顯著。但以低風量0.5m/s之作業下，空氣溫度沿縱向而逐漸增加，X=1.0與入口之溫度差約有6°C。對大風量而言，兩側之溫度梯度約為1.5°C，顯示增大風量能有效地降低溫度梯度。

以8月24日之大氣狀態下，兩種風速對降溫性能

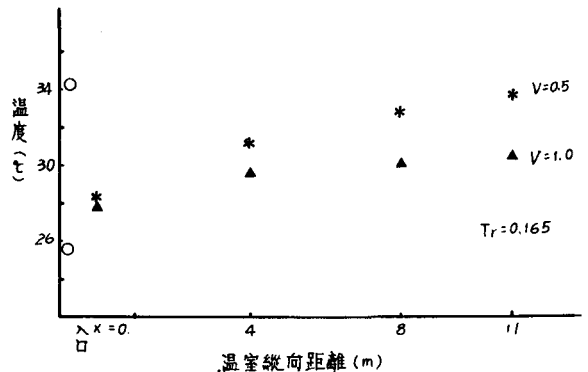


圖 10. 通風量對溫室內溫度分佈之影響

Fig. 10. Effect of ventilated rate on the temperature distribution in greenhouse

之影響如圖 11。對小風量($V=0.5\text{m/s}$)而言, 出口位置之溫度僅低於大氣溫度 2°C 左右, 因此試驗溫室長度有 12m , 若以長達 40m 之設施生產用溫室加以施用, 降溫效果將更低, 溫度差現象更顯著, 在 $v=1.0\text{m/s}$ 之作業狀態下, $X=11.0\text{m}$ 位置降溫效果在 6°C 左右。比較相同風量下 $X=4.0$ 與 $X=11.0$ 兩位置之溫度分佈圖, 風量對溫度梯度之影響十分明顯。

以 8 月 24 日之大氣狀態, 截面積風量為 1.0m/s 時, 有無遮蔭對降溫性能之影響如圖 12 所示。在低日照量(穿透率 $\text{Tr}=0.15$)之狀態下, 溫室內溫度梯度現象並不顯著。對無內外遮蔭之作業下(PVC 塑膠布 $\text{Tr}=0.65$), 在 $X=11.0$ 公尺之溫度與外側相近, 降溫效果不佳, 且溫室兩側溫度差嚴重。對相同大氣狀態下之玻璃溫室而言, 因日照量穿透率可高達 88%, 利用水牆降溫將不能發揮功能。Jan 等人⁽²³⁾試驗雙層塑膠布溫室之蒸發冷卻降溫性能, 其溫室內溫仍高於外溫, 原因即由於未遮蔭之高日照量所引起。國內台糖公司蝴蝶蘭之栽植溫室因利用每分鐘 1.5 倍體積換氣量, 且以二至三層之內外遮蔭產生 10% 以下之日照透過率, 在強風量並且低光照下作業, 可使溫室溫度低於外界 $5\text{--}8^{\circ}\text{C}$ 而維持 30°C ⁽²⁾, 其作業性能可由此研究之模式分析加以說明。

四、蒸發冷卻作業之性能因子

由上述之討論得知, 利用蒸發冷卻作用以進行溫室降溫之設備作業條件可列舉如下:

1. 進入溫室內之空氣於水牆內有足夠之蒸發時間, 使霧化完善, 增加水牆效率。

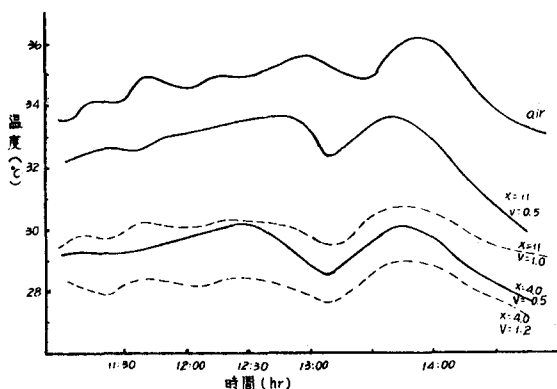


圖 11. 通風量對降溫性能之影響
Fig. 11. Effect of ventilated rate on the cooling performance

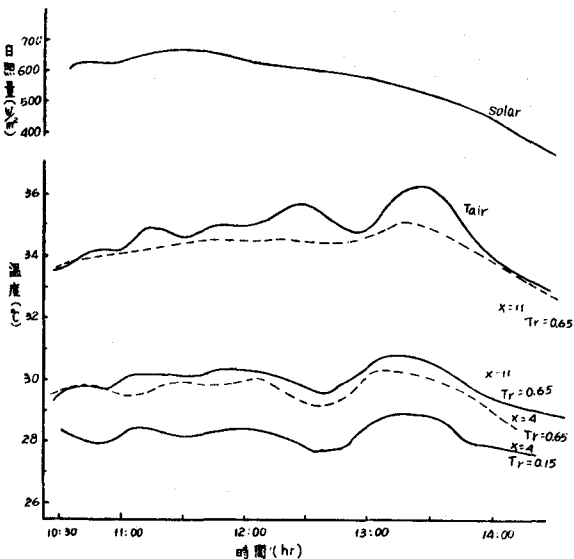


圖 12 遮蔭對降溫性能之影響
Fig. 12 Effect of shading on the cooling performance

2. 溫室之通風量要大, 遮蔭率高, 方可減少內部溫度逐漸增加之梯度現象。

對於高通風量與高遮蔭率之主要限制條件在於栽培作物之需求, 因此並非所有作物皆可在此水牆與風扇系統下栽植。例如蝴蝶蘭因葉片肥厚, 耐強風量且需光性低, 適合利用此型設備。瓜苗需強光照, 在遮蔭網下則易徒長, 因此不適用型設備。

伍、結論

綜合上述研究, 所得結論如下:

1. 此研究所開發改良之噴霧水牆其作業效率近於 80%, 已合乎實用要求。因構造簡易, 成本低廉, 適合國內溫室業者使用。
2. 此研究所建立以溫室降溫為目的之熱環境模式, 可用以預測各種大氣狀態下之溫度梯度分佈, 準確度在 5% 以內。
3. 利用敏感性分析可界定風量與遮蔭率對降溫性能之影響。有效利用蒸發冷卻作業之設備執行降溫時亦需考慮作物生理需求。

陸、參考文獻

1. 王鼎盛。1993。台灣地區溫室內溫濕度之預測模式(II)。農業工程學報 39(1):53-70。
2. 胡春光。1993。精密設施(蝴蝶蘭培育溫室)實

- 用心得及探討。台灣花卉園藝 67:23-27。
3. 陳加忠, 曹之祖, 賴建洲。1990。電子相對濕度計之性能評估。農業工程學報 36(4):79-96。
4. 陳加忠, 陳志昇, 黃照明。1992a。溫室環境模式之研究(I)。數學模式分析 中華農業研究 41(1):79-89。
5. 陳加忠, 陳志昇, 黃照明。1992b。溫室環境模式之研究(II)。模式驗證與應用。中華農業研究 41(1):90-114。
6. 陳加忠。1992c。農用日照計之性能試驗與評估。中華農業研究。41(2):216-224。
7. 陳加忠, 曹之祖。1992d。相對濕度計標準校正裝置之製作試驗。中華農業研究 41(4): 371-381。
8. 陳加忠, 陳志昇。1992c。遮蔭裝置對溫室微氣候影響之研究。中華農業研究 41(4):382-392。
9. 陳加忠, 林瑞松。1993a。塑膠布溫室環控系統之研究。農業工程學報 39(2):84-91。
10. 陳加忠。1993b。塑膠布溫室栽培自動技術手冊。I。結構與環控。台中霧峰農試所。
11. 陳加忠, 陳邦華, 曹之祖。1993c。不織布浮動層覆蓋熱環境模式之研究。中華農業研究。42(2):200-215。
12. 陳加忠。1993d。內遮蔭或外遮蔭? 台灣花卉園藝 67:30-31。
13. 三原義秋。1980。溫室設計之基礎と實際, 東京養賢堂。
14. 小倉祐孝, 岡 昌二。1989。園芸施設, 農業施設。20(3):45-58。
15. 西 貞夫。1987。施設園芸ハンドブック。日本施設園芸協會。
16. Arinze, E.A., G.J. Schoenau and R.W. Besant. 1984. A dynamic thermal performance simulation model of an energy conserving greenhouse with thermal storage. Trans. of ASAE 26:508-519.
17. Avissar, R. and Y. Mahrer. 1982. Verification study of a numerical greenhouse microclimate model. Trans. of ASAE 24:1711-1720.
18. Chandva, P., L.D. Albright and N.R. Scott. 1981. A time dependent analysis of greenhouse thermal environment. Trans. of ASAE 23:442-511.
19. Garzoli, K.V. 1989. Cooling of greenhouses in tropical and subtropical climates. ACTA Horticultrae 257:93-100.
20. Goering, C.E., L.E. Bode and M.R. Gebhardt. 1972. Mathematical modeling of spray droplet deceleration and evaporation. Trans. of ASAE 15:220-225.
21. Kano, A. and E. J. Sadler. 1985. Survey of greenhouse models. Japan Agri. Met. 41(1):75-81.
22. Kindelan. 1980. Dynamic modeling of greenhouse environment. Trans. of ASAE 22:1232~1239.
23. Jan E. E., G.A. Giacomelli and K.C. Ting. 1991. Validation of a greenhouse cooling method, ASAE paper 91-4020, ASAE.
24. Langsberg, J.J., B. White and M.R. Thorpe. 1979. Computer analysis of the efficacy of evaporative cooling for glasshouses in high energy environments. JAER 24:29-39.
25. Levit, H.J. and R. Gaspar. 1988. Energy budget for greenhouses in humid-temperate climate. Agricultural and Forest Meteorology 42:241-254.
26. Luchow, K. and C. von Zabeltitz. 1992. Investigation of spray cooling system in a plastic-film greenhouse. JAER 52:1-10.
27. Montero, J.L., T.H. Short. R.B. Curry and W. L. Bauerle. 1981. Influence of evaporative cooling systems on greenhouse environment. ASAE Paper No. 81-4027, ASAE.
28. Seginer, I. and A. Livne. 1978. Effect of ceiling height on the power requirement of forced ventilation in greenhouse. ACTA Horticultrae 115:527-536.
29. Smith, M. Ray. 1970. Analog simulation of in-flight evaporation of spray droplets. Trans. of ASAE 13:587-593.
30. van Bavel, C.H.M., E.J. Sadler and J. Damagnez. 1981. Cooling greenhouse crops in a mediterranean Summer climate. ACTA Horticultrae 115:527-536.
31. Willits, D.H., I. Anmad and M.M. Peet. 1991. A model for greenhouse cooling. ASAE Paper 91-4041. ASAE.

收稿日期: 民國83年2月21日
修正日期: 民國83年4月15日
接受日期: 民國83年4月22日