

溫室蒸發冷卻系統降溫效果 量化指標之建立

方 煒

國立台灣大學農業機械工程學系副教授

摘 要

採自然通風或強制通風方式降溫的溫室皆不可能使溫室內氣溫降至大氣溫度以下。蒸發冷卻法為進一級之可行選擇，常見者有風機濕簾法、風機水霧法及風機微霧法等三種。風機濕簾法簡稱水牆法為應用最廣，但是水牆效率常被誤認為就是水牆系統之效率，其實不然。另外，效率為100%的噴霧系統仍然不能將溫室溫度降至同於外界之濕球溫度的現象也常讓許多人不解，此些錯覺之答案皆與所謂「效率」的定義有關。本研究探討各種蒸發冷卻方法之效率，推導新公式以重新定義新名詞並釐清觀念上容易造成混淆之疑點。在水牆系統方面，包括闡述水牆效率與水牆系統效率之不同，水牆系統「適用性」計算公式之導出，水牆系統「降溫極限」計算公式之導出及定義水牆系統之「有效性」。在噴霧系統方面，包括噴霧系統「理論降溫度數」計算公式與「噴水量理論極限值」計算公式之導出，最後並探討噴霧系統之效率、可用率及有效性。

關鍵詞： 溫室，蒸發冷卻，效率，有效性

QUANTITATIVE MEASURES OF THE EFFECTIVENESS OF EVAPORATIVE COOLING SYSTEMS IN GREENHOUSE

Wei Fang

*Associate Professor, Department of Agricultural Machinery
Engineering, National Taiwan University.*

ABSTRACT

It is not possible to have a greenhouse temperature lower than ambient temperature by using natural or forced ventilation along. Evaporative cooling methods such as "Fan and Pad", "Fan and Mist" and "Fan and Fog" are some better choices for greenhouse cooling. "Fan and Pad", also termed "wetted wall system", is popular in controlled environment agriculture of Taiwan. Nevertheless, the terms for pad (wetted wall) efficiency and system efficiency were somehow confused. Also, many people can not understand why a greenhouse with nozzles having 100% efficiency fails to bring the temperature of the house

down to the outdoor wet bulb temperature. All these misunderstanding were all originated from the definition of the term "Efficiency". This study tried to reinvestigate the efficiency of the three evaporative cooling systems and the efficiency of its' components. First, focussing on the fan and pad system: equations for the calculation of the suitability and the lowest temperature that the system can achieve were developed. The effectiveness of the fan and pad system was also defined. Secondary, focussing on the fogging system: equations for the calculation of the theoretical amount of temperature that can be reduced and the maximum amount of water required by a fogging system were developed. The concepts of efficiency, availability and effectiveness of a fogging system were also introduced.

Keywords: Greenhouse, Evaporative Cooling, Efficiency, Effectiveness

一、前言

國內利用設施進行栽培之面積正逐年增加，但本省高溫期長達八個月的不利因素，使得降溫成爲設施內環控之首要訴求。若無法將溫室內溫度降至合適範圍，設施內栽培便根本無法全年進行，這不僅會造成投資的浪費，環控農業將難以推動，植物工廠將變成一個難圓的夢想，設施終將淪爲只具遮雨功能之簡易溫室或棚架。

一般只具遮雨功能之完全開放型簡易溫室，其最低溫爲同於大氣溫度，很難作進一步有效的控制，但可作爲密閉型溫室是否使用其它降溫設備之判斷標準。密閉型溫室若無良好之通風，其溫度高出室外10~20°C也是可能，若有足夠的通風可維持每分鐘同溫室體積的空氣交換量，則可保持溫室內溫度只比室外溫度高約4~5°C。風量加大，降溫能力可望加強，但有其極限，此降溫極限亦同於外界氣溫。溫室結構、風機馬力、窗戶位置、開口大小與入口之風速等，全都影響降溫系統之使用效率。

欲使溫室內溫度低於大氣溫度，蒸發冷卻法爲進一級之可行選擇，常見者有風機濕簾法(Fan and Pad)、風機水霧法(Fan and Mist)及風機微霧法(Fan and Fog)等三種，前者簡稱水牆法。水牆效率常被誤認爲即爲水牆法之效率，其實前者決定後者之值，但二者絕非相同。水牆效率定義爲通過該設備之實際降溫度數與最大理論降溫度數(濕球降)之比值。水牆效率實際上已然不

可能達到100%，採用水牆降溫的溫室系統更不可能將室內氣溫降至與外界空氣之濕球溫度相同。另外，噴霧法中所謂之「效率」亦常引起認知上的困擾，有必要將此些名詞做一有系統之整合與進一步之探討。

二、研究目的

1. 探討各種蒸發冷卻方法中所謂之「效率」，推導新公式以重新定義新名詞並釐清疑點。
2. 水牆系統「適用性」計算公式與水牆系統「降溫極限」計算公式之導出。
3. 水牆系統「有效性」之定義。
4. 噴霧系統「理論降溫度數」計算公式與「噴水量理論極限值」計算公式之導出。
5. 探討並定義噴霧系統之效率、可用率及有效性。

三、文獻探討

水牆法中設計良好者其水牆效率一般爲75%-85%，此爲衆人所熟知的；但較爲衆人所忽略的是需有許多的附帶條件配合方能達此85%之效率。在系統操作與維護上亦有許多看似微細繁瑣但卻絕對重要的細節(方, 1994)。風量與水量的適當配合爲系統是否功能正常的重要關鍵。風量過大(風速過高)會降低空氣與溼簾之接觸時間，效率反而下降。

圖1顯示不同直徑的水珠在兩種不同溫度、三種不同濕度的情況下，需要墜落幾米才會完全蒸發(Frankel, 1986)。以水珠直徑為100微米(μm) (即0.1 mm) 為例，在氣溫30°C與相對濕度50%的環境下，水珠在完全蒸發前可移動之距離為2米。

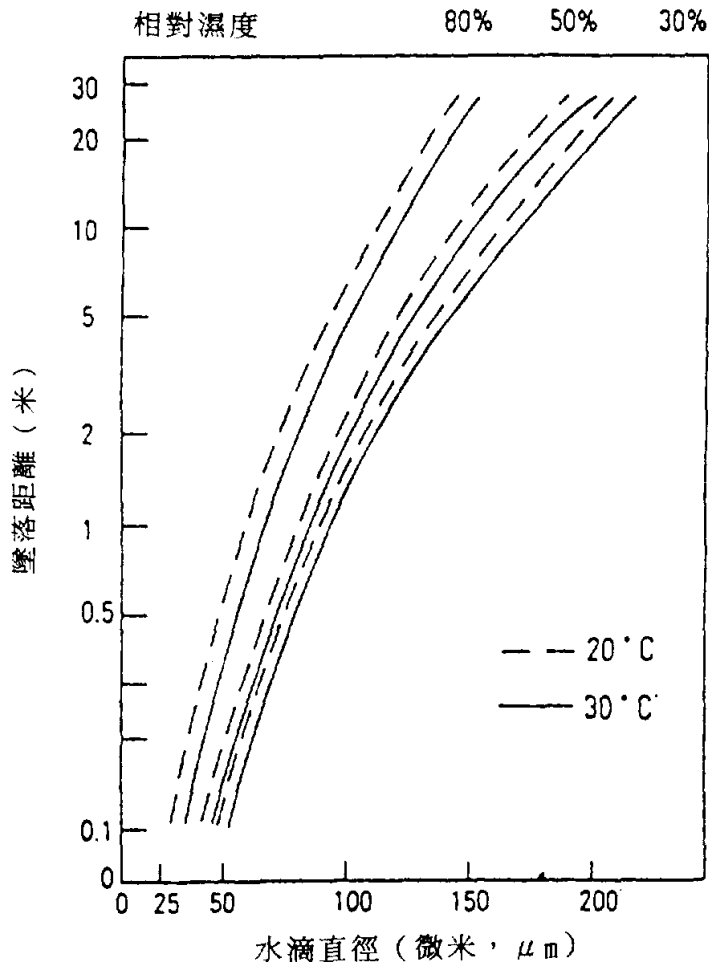


圖1 溫濕度與顆粒大小對水珠蒸發前所能移動之距離之影響

(摘自Frankel, 1986)

風機水霧法由於水霧之顆粒大小又分為水霧與細霧(micromist)，其顆粒大小分別為1 mm與0.1 mm，由圖1可知，1 mm (1000 μm)直徑的水珠在溫室環境中要完全蒸發的可能性幾乎為零，0.1 mm (100 μm)直徑的水珠在本省夏季午後的溫室環境下大約需要2至5米的距離才能完全蒸發。溫室內噴嘴所在高度與噴嘴安裝之角度決定其所噴出之水珠所能經過的距離，是以直接影響其效率。溫室屋頂愈高，便能選擇安裝噴霧顆粒

較粗的噴嘴。噴嘴安裝在PE或PVC管上時，應朝著斜上方，仰角呈45度，使得所噴出之霧粒能在空氣中有一最長之軌跡。水壓的大小與噴嘴的設計會直接影響顆粒的大小，亦影響其蒸發效率，霧粒較大者蒸發的量少，帶走的熱少，效率較差。霧滴若能在落地前即蒸發一半，則其效率為50%。換言之，有約50%的水份能有效蒸發帶走蒸發潛熱，此蒸發的水份佔全部噴出水份量之百分比為噴嘴的效率(Bottcher, et al., 1993)，但常被誤認為即是噴霧降溫系統的效率。

風機微霧法所產生之水霧顆粒為0.01–0.05 mm，由圖1可知，水珠直徑小於或等於0.05 mm (50 μm)者，在80%相對濕度的溫室環境中要完全蒸發所需經過的距離尚小於一米，若環境更濕則需要的距離會增加。風機微霧法之噴嘴效率達到100%是可能的，此者表示百分之百的水份皆可蒸發。影響因子除了前述的水壓大小、顆粒大小、噴嘴設計、噴嘴所在高度及噴嘴之朝向等之外，溫室內部之溫濕度狀況亦為主要的影響因子。

圖1顯示在較高溫的環境(30°C)水珠完全蒸發所需墜落的距離為較短。然而，溫度的影響並不是很大，濕度是比較重要的因子。溫室內相對濕度值(RH, %)對噴嘴效率(β)之影響頗大，其關係式如下所示(Bottcher et al., 1993)：

$$\beta = 1.1906 - 0.009077 * RH$$

其中，RH的適用範圍在60至96%，相對應的 β 值則在0.65與0.3之間。在文獻中並未註明噴嘴安裝的高度、角度、水壓與水珠之顆粒大小，但由其效率值吾人可推測出此式僅適用於風機水霧法，即水珠顆粒較大者。

如何使空氣與噴嘴噴出之水珠有最長之接觸時間？Lüchow與Zabeltitz (1992)的實驗探討噴出之水珠與空氣流向對降溫效果之影響，頗具參考價值。如圖2所示，其噴水側有別於傳統之風機水霧法，此系統之特色在空氣與水霧之接觸時間頗長，噴嘴分別安裝於兩夾層，空氣流經兩夾層，在一邊噴出之水珠與空氣流向為同向(Con-current Flow)，另一邊則為反向(Counter-current Flow)。空氣通過此噴水側之

降溫效率(β)可採水牆效率之計算公式。

$$\beta = \frac{T_i - T_a}{T_i - T_w}$$

其中, T_i , T_a 如圖2所示, 分別為進入與離開噴水側之空氣溫度, T_w 則為外界空氣之濕球溫度。Lüchow與Zabeltitz探討以下三種情況之降溫效率, 簡列如下:

1. 使用單列水管, 空氣流向與噴嘴噴水之方向相同。
2. 使用單列水管, 空氣流向與噴嘴噴水之方向相反。
3. 使用雙列水管, 空氣流向與噴嘴噴水之方向先相同再相反。

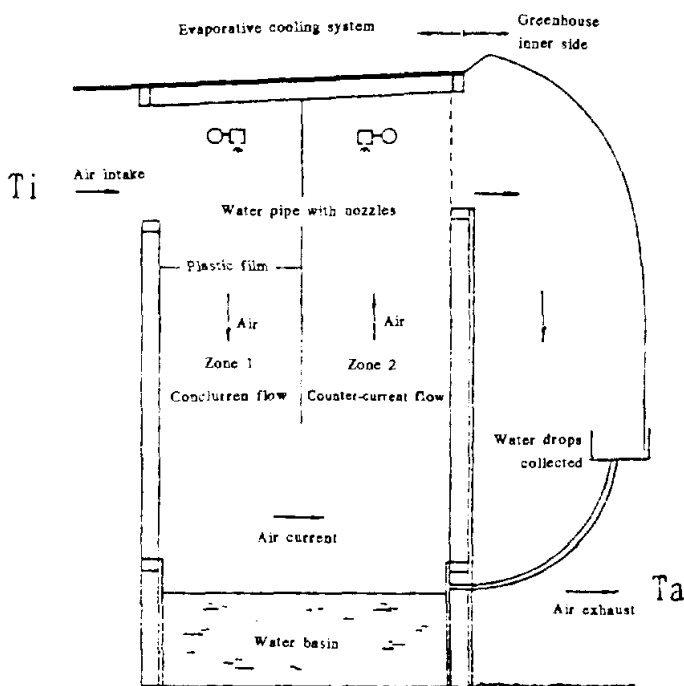


圖2 模擬水牆系統之噴水側結構示意圖

(摘自Lüchow and Zabeltitz, 1992)

第二者優於第一者的原因在於第二者中空氣與水珠之接觸時間較長, 當第一者之水壓為0.5 MPa (約5個大氣壓) 而第二者之水壓為0.2 MPa (2個大氣壓) 時, 二者之降溫效果相差不多, 但很明顯的, 由於第一者使用之水壓較高, 其初始與操作成本皆要比第二者高出許多。第三者使用之水量為前二者之兩倍, 其降溫效果為最佳是可預見的。當用水量與通風量之比在0.16~

0.20之間, 水壓為0.2 MPa (2個大氣壓) 時, 第三者之效率可接近100%。

作者考慮用水量, 降溫效果與安裝成本得到的結論為第二者最佳。此系統的最大好處在成本低廉, 安裝、維修容易且效率比水牆高。此處所謂之效率係指噴水側之降溫效率。效率為100%代表離開噴水側進入溫室之空氣溫度為同於大氣之濕球溫度。

本省在高濕高熱之夏季當可採用此系統, 若經費不缺, 可採用前述之第三種設計, 其效果會比水牆好, 成本也較低廉。台灣省農業試驗所農工系參考前述之系統在台中地區重作試驗, 其系統設計大體上同於前述之第三者, 唯將雙列水管之噴嘴噴水方向皆安裝成與氣流反向, 是否有必要做此「修正」呢? 筆者認為不必要, 解釋如下:

原系統當使用兩根水管時, 其噴水方向與氣流方向雖是一同一反, 但由圖上可知兩噴水方向皆向下, 皆與重力方向相同。本土化的「改良」, 使得第一根水管之噴嘴需朝上噴水, 其噴水之水壓需克服迎面之氣流與重力, 水壓不足則水珠無法迎風上行至頂端; 若水壓夠大, 則水珠微粒化造成水霧, 最前端的水霧被第一波的氣流吸收, 後續之水霧則抵不過迎面的第一波已飽和之強大氣流而被迫隨風下行; 是以不論水壓是大是小皆使空氣與水珠在第一夾層中之接觸時間不增反減。若以上之推論為正確, 則此「修正」之系統不僅需使用較高之水壓且降溫效率不增反降。

本土化之系統使用水壓為15 kg/cm² (約15個大氣壓) 時, 可得70%效率, 水壓在20~25 kg/cm²時, 可得80%效率, 水壓在高達30 kg/cm² (約30個大氣壓) 時, 可得80%~90%效率 (陳與陳, 1994)。此本土化之系統與原系統相比, 本土化系統使用了15倍之高壓 (30 vs. 2個大氣壓) 使噴出的水珠能克服重力往上衝, 也使水珠更加的微粒化; 然而, 效率未增反降, 其主要原因除了前述系統上做了不必要之更動與本土氣候的高濕為先天上的不利因素之外, 泵的馬力數, 入、出風口之大小, 噴嘴的數量, 用水量, 風量與風機等都是值得進一步探討的影響因子。

四、水牆降溫系統

在本省，水牆系統已廣泛應用在溫室與禽畜舍之降溫。溫室與禽畜舍皆會累積熱量，熱量的主要來源在溫室為太陽能，在禽畜舍則來自動物體與太陽能。

(一) 水牆降溫系統相關參數與公式

溫室內部熱量累積之速率視太陽能之多寡，溫室結構，被覆資材之種類，溫室氣密程度，遮蔭系統之有無等因子而異。其理論探討多由質量及能量守恆之觀點出發，已有多篇文獻發表(Akhter et al., 1988, Arinze, et al., 1984, Avissar and Mahrer, 1982, Chandra, et al., 1981, Froehlich et al., 1979, Huang and Kato, 1984, Kindelan, 1980, 等)，本文不在此贅述。為簡化分析之過程，本文假設室內每單位底面積每分鐘增加之熱量為已知，以 dQ/dt 表示，其單位為 $\text{kJ}/\text{m}^2/\text{min}$ ，該值乘上溫室底面積可得熱量產生率。

有多少比例的熱量將以顯熱方式被室內的空氣吸收而造成室內空氣溫度的上昇則與室內作物之多寡，葉面積之多寡，灌溉之頻率等息息相關。欲詳細探討可參考Johnstone與Abdallah (1989)之論文。同樣為簡化分析之過程，溫室內部增加的熱量轉換成顯熱之比例以 α 表示($\alpha \leq 1$)。

與水牆降溫系統相關之基本參數簡列如下：

1. 通風造成之內外空氣交換量，以每分鐘 z 倍之溫室體積計算，其中 $z \geq 1$ 。
2. 溫室底面積為 $L \times W1$ (m^2)，假設風向與 L 之方向平行。
3. 平均之溫室高度為 $h1$ (m)。
4. 水牆高度為 $h2$ (m)，寬度為 $W2$ (m)。
5. 外界空氣之濕球降 (乾濕球溫度差)， WBd , ($^{\circ}\text{C}$)。
6. 外界空氣之濕球溫度， Twb , ($^{\circ}\text{C}$)。
7. 水牆效率， β (≤ 1)。
8. 室內空氣溫度， To , ($^{\circ}\text{C}$)。

由上述基本參數可導出次級參數，以下簡列其名稱及計算公式：

1. 溫室體積， $V = L * W1 * h1$, (m^3)。

2. 內外空氣交換率 (風量率)， $C = z * V$, (m^3/min)。
3. 水牆面積， $A = h2 * W2$, (m^2)。
4. 通過水牆之風速， $F = C/A$, (m/min)。
5. 通過水牆之風，橫越溫室所需要的時間， tp , (min)

$$tp = L/F = \frac{L * A}{C} = \frac{h2 * W2}{z * h1 * W1}$$

若 $h1 = h2$ 且 $W1 = W2$

或 $h2 * W2 = h1 * W1$

$$\text{則 } tp = L/F = 1/z, \quad (1)$$

$\therefore z \geq 1, \therefore tp \leq 1$

當 $z = 1$ 時，空氣通過溫室耗時1分鐘，

當 $z = 2$ 時，空氣通過溫室耗時0.5分鐘。

6. 溫室內部空氣之溫度增加率(dT/dt)可透過如下所示之熱平衡式求出：

$$\begin{aligned} & \alpha * (dQ/dt) * L * W1 \\ & = \rho * (h1 * L * W1) * Cp * (dT/dt) \end{aligned}$$

溫度增加率 (單位為 $^{\circ}\text{C}/\text{min}$) 之計算式可導出如下：

$$dT/dt = \frac{\alpha * (dQ/dt)}{\rho * h1 * W1} \quad (2)$$

7. 離開水牆後之空氣溫度為 $Txpad$ ，其計算公式可由水牆效率(β)之定義直接導出，表示如下：

$$Txpad = Twb + (1 - \beta) * WBd \quad (3)$$

$$= Tdb - \beta * WBd \quad (3.1)$$

$$\beta = \frac{Tdb - Txpad}{Tdb - Twb} = \frac{Tdb - Txpad}{WBd} \quad (3.2)$$

8. 假設離開水牆後之空氣與室內空氣完全混合，前者之溫度以 $Txpad$ 表示，後者由於室內有熱源，所以混合時室內空氣溫度為 $T1$ 。

$$T1 = To + dT/dt \quad (4)$$

9. 離開水牆後之空氣與室內空氣混合，已知前者之空氣交換率為每分鐘 z 個溫室體積，後者之空氣量則為1個溫室體積，則兩股氣團混合後之空氣溫度為 T_2 ，其計算公式如下所示：

$$\begin{aligned} T_2 &= \frac{z}{z+1} * T_{xpad} + \frac{1}{z+1} * T_1 \\ &= \frac{z}{z+1} * T_{xpad} + \frac{1}{z+1} \\ &\quad * (T_0 + dT/dt) \end{aligned} \quad (5)$$

當 $z = 1$ 時，上式可簡化如下：

$$T_2 = (T_{xpad} + T_0 + dT/dt)/2 \quad (5.1)$$

若混合後之溫度與原室內溫度之差($T_2 - T_0$)仍大於0，則離開該水牆之涼風根本無降溫效果。要保證有降溫效果，則下式應等於或小於0。

$$\begin{aligned} T_2 - T_0 &= \frac{z}{z+1} * (T_{xpad} - T_0) \\ &\quad + \frac{1}{z+1} * (dT/dt) \leq 0 \end{aligned}$$

上式可化簡如下：

$$T_{xpad} \leq T_0 - \frac{1}{z} * (dT/dt) \quad (6)$$

式6所示為離開水牆後之空氣溫度之上限值；當等號成立時，進入溫室之空氣可抵銷系統吸收之熱量而維持等溫，當小於符號成立時，系統有降溫效果。

10. 將 T_{xpad} 之公式(式3)代入式6可導出水牆效率之下限(β_{min})，水牆效率若低於此值則系統無降溫能力。公式7僅在濕球降大於0時適用。若 β_{min} 大於或等於1，則任何水牆在此溫室皆無法產生降溫效果。

$$\beta \geq 1 - \left[\left(T_0 - \frac{(dT/dt)}{z} - T_{wb} \right) / W B d \right] \quad (7)$$

$\beta_{min} =$

$$1 - \left[\left(T_0 - \frac{\alpha * (dQ/dt)}{z * \rho * h_1 * C_p} - T_{wb} \right) / W B d \right] \quad (7.1)$$

重新安排式7，將 T_0 移至不等式左邊，則室內空氣溫度之範圍如下式所示：

$$T_0 \geq (1-\beta) * W B d + T_{wb} + \frac{\alpha * (dQ/dt)}{z * \rho * h_1 * C_p} \quad (8)$$

式8中 T_0 之極小值以 T_{min} 表示，當溫室內溫度大於或等於 T_{min} 時，效率為 β 之水牆可有降溫之能力。反之，若溫室內溫度小於 T_{min} ，則效率為 β 之水牆將達不到降溫效果。

$$\begin{aligned} T_{min} &= (1-\beta) * W B d + T_{wb} \\ &\quad + \frac{\alpha * (dQ/dt)}{z * \rho * h_1 * C_p} \end{aligned} \quad (9)$$

將 β 之兩個極限值代入式9可得式9.1 ($T_{min0} = T_{min}$ ，當 $\beta = 0$)與式9.2 ($T_{min1} = T_{min}$ ，當 $\beta = 1$)：

$$T_{min0} = T_{db} + \frac{\alpha * (dQ/dt)}{z * \rho * h_1 * C_p} \quad (9.1)$$

$$T_{min1} = T_{wb} + \frac{\alpha * (dQ/dt)}{z * \rho * h_1 * C_p} \quad (9.2)$$

以下簡單說明式9，9.1與9.2代表之物理意義：

- (1) 當溫室內空氣溫度 $\geq T_{min0}$ 之值，任何水牆系統皆有降溫之功能，就算外界空氣為飽和狀態，或者未使用水牆僅為強制通風，由於室外空氣溫度仍低於室內，是以仍有降溫效果。
- (2) 當溫室內空氣溫度 $< T_{min1}$ 之值，任何水牆系統皆無降溫之功能。公式9.2同時顯示使用水牆系統欲將室內溫度降至同於外界空氣之濕球溫度為不可行。
- (3) 室內溫度值在 T_{min} 與 T_{min0} 範圍內時，使用效率為 $\geq \beta$ 之水牆系統才可達降溫之效果
- (4) $T_{min1} \leq T_{min} \leq T_{min0}$ 之關係恆成立。
- (5) 式9.1與9.2等號右邊之第二項代表造成室內空氣增溫之熱量產生率與通風風量率之比。

(二) 水牆系統「適用性」之探討

首先以實例說明水牆系統之「適用性」。已知資料如下：台北地區某溫室之空氣交換率為每分鐘1倍的溫室體積，水牆效率為85%，七月份正午時分大氣乾濕球溫度分別為34與30°C（相對濕度約為75%），溫室高4米，室內溫度為36°C，在本省上空大氣層外圍，七月份正午時分之逐時總輻射能為4.897 MJ/m²/hr，在台北地區同一時間之平均大氣透過光率為0.419，假設有75%的能量進入溫室且其中的50%被室內空氣以顯熱方式吸收，請問此水牆系統在此地區此季節中是否適用？首先計算dQ/dt，再將已知條件代入式7，可得水牆效率之下限（β min）。

$$\begin{aligned}
 dQ/dt &= 4.897 * 1,000 * 0.419 * 0.75/60 \\
 &= 25.6475 \text{kJ/m}^2/\text{min} \\
 \beta \text{ min} &= 1 - \left[(36 - \frac{0.5 * 25.6475}{1 * 1.11 * 4 * 1.0052} - 30)/4 \right] \\
 &= 1 - 0.782 = 0.218
 \end{aligned}$$

已知水牆效率為85%，高於前述計算之0.218，所以此水牆系統在台北地區七月份正午時分可有降溫之效果。

圖3所示為假設大氣溫濕度與日射狀況同前，針對實際的溫室內溫度（y軸）與風量率（z）範圍

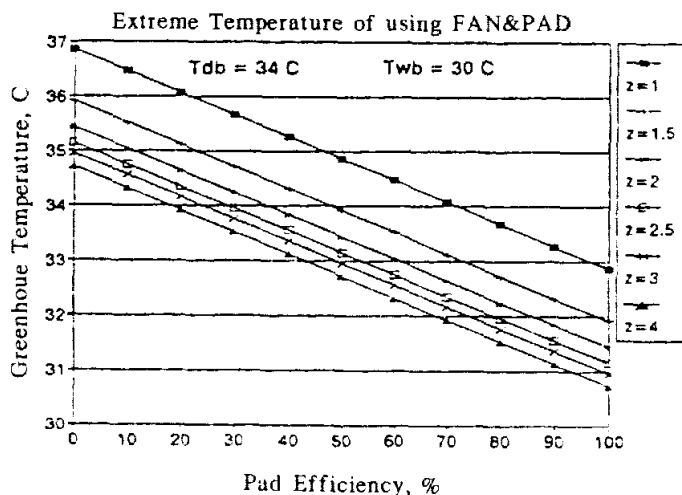


圖3 在不同溫室內溫度與風量率範圍下之水牆效率下限

圍，水牆效率下限（x軸）之計算結果。假設z = 2，且溫室內溫度為33 °C，則水牆效率需超過0.73方能產生降溫之效果。亦可假設水牆效率（x軸）與風量率（z）為已知，則溫室內溫度應在幾度以上該水牆才有降溫效果亦可由圖3直接讀出（或由公式9計算）。當溫室內溫度超過37°C，任何水牆皆有效，事實上不使用水牆（β為0），僅通風亦可有降溫效果；但是當溫室內溫度在34.8°C或以下時，僅使用通風（β為0），就算風量加大至z等於4，亦無法降溫。

(三) 水牆系統之降溫極限

欲求水牆系統之降溫極限，首先假設水牆效率為100%，則Txpad等於外氣之濕球溫度，室內空氣在混合後之最低溫（降溫極限，T_limit）可用下式表示：

$$T_limit = \frac{z}{z+1} * Twb + \frac{1}{z+1} * (To + dT/dt) \tag{10}$$

若z = 1，則上式可簡化如下：

$$T_limit = (Twb + To + dT/dt)/2 \tag{10.1}$$

循上例參數值，求出該水牆系統之降溫極限如下：

$$\begin{aligned}
 T_limit &= (30 + 36 + \frac{0.5 * 25.6475}{1.11 * 4 * 1.0052})/2 \\
 &= 34.435^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

圖4所示為假設大氣溫濕度與日射條件同前

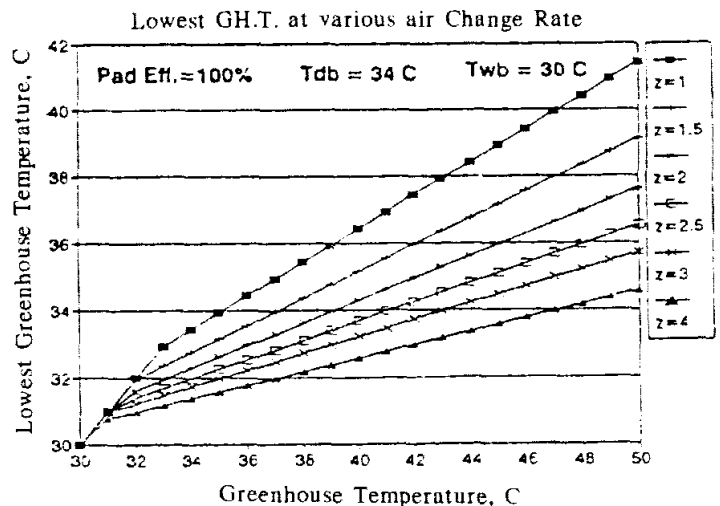


圖4 水牆系統之降溫極限

，水牆效率為100%的情況下，溫室內氣體與通過水牆進入溫室之空氣完全混合後，室內之空氣溫度。由於假設水牆效率為100%，所以此求出之溫度值為水牆系統之降溫極限（該溫室使用任何水牆系統，在指定之天候條件下所可能降至之最低溫）。當室內溫度為40°C，z值分別為1, 2, 3與4時，溫室內之降溫極限分別為36.4, 34.1, 33.2與32.6°C。

(四) 水牆降溫系統之效率

熱力學中有所謂第一定律效率（first law efficiency，又稱 thermal efficiency）與第二定律效率（second law efficiency，又稱 component efficiency）之分類，前者為系統輸出之能量除以輸入系統之能量，後者則定義為實際之性能除以理想狀況下之性能。

水牆效率指的是第二定律的效率，其理想的極限溫度為濕球溫度。水牆系統之效率亦應以合乎第二定律效率之模式來定義，其理想的極限溫度為如前節所推導的 T_{limit} 值。水牆降溫系統之效率 (β_{sys}) 定義如下：

$$\beta_{sys} = \frac{T_o - T_2}{T_o - T_{limit}} \quad (11)$$

其中， T_o 為室內原來溫度， T_2 為氣團混合後之室內溫度。上式之分子為實際之降溫範圍，分母為允許之最大降溫範圍。

欲求 T_2 需先求 T_{xpad} ，循前例參數，代入式3，計算如下：

$$T_{xpad} = 30 + (1 - 0.85) * (34 - 30) = 30.6^\circ\text{C}$$

使用式5可求出混合後之室內空氣溫度，計算如下：

$$T_2 = (30.6 + 36 + \frac{0.5 * 25.6475}{1.11 * 4 * 1.0052}) / 2 = 34.735^\circ\text{C}$$

將上值代入式11可得水牆系統之效率：

$$\beta_{sys} = \frac{T_o - T_2}{T_o - T_{limit}} = \frac{36 - 34.735}{36 - 34.435} = 80.83\%$$

圖5所示為假設大氣溫濕度與日射條件同前，水牆效率為85%，不同溫室內溫度與不同風量條件下之水牆系統效率。當溫室內溫度超過40°C

，不同風量大小對系統效率值之影響有限。當溫室內溫度低於大氣之乾球溫度(34°C)時，低風量率者，其整體之系統效率均偏低(<0.5)。

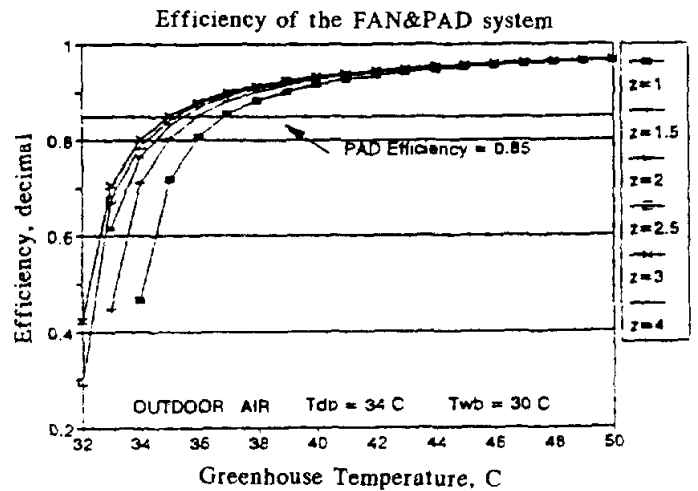


圖5 在不同溫室內溫度與風量率範圍下之水牆系統效率

(五) 水牆降溫系統之「有效性」

習慣上人們仍喜歡以濕球溫度來當作水牆系統的降溫極限，但卻缺乏一量化之指標來定義系統降溫之能力。使用水牆效率(β)為指標根本無法得知出此降溫系統能將溫室內溫度降至甚麼程度；改以水牆系統之效率(β_{sys})為指標則需先求出 T_{limit} 才能得知溫室內溫度降至甚麼程度 (T_2)，也是頗不方便，所以有必要定義一新的指標，以「有效性」(Effectiveness)稱之，以 Ψ 表示，定義如下：

$$\Psi = \frac{T_o - T_2}{T_o - T_{wb}} \quad (12)$$

循前例參數，當 $\beta = 85\%$ ， $\beta_{sys} = 80.83\%$ 時，系統之有效性計算如下：

$$\Psi = \frac{T_o - T_2}{T_o - T_{wb}} = \frac{36 - 34.735}{36 - 30} = 0.211$$

假設水牆系統之降溫效率已達其極限，則該系統之「極限有效性」可以下列公式計算：

$$\Psi_{limit} = \frac{T_o - T_{limit}}{T_o - T_{wb}} = \Psi / \beta_{sys} \quad (13)$$

圖6所示為假設大氣溫濕度與日射條件同前，水牆效率為85%，不同溫室內溫度與不同風量

條件下之水牆系統之有效性。由圖可知水牆系統其實並不是一個理想的降溫系統，若以室外之濕球溫度為降溫極限來看，當風量率達到每分鐘四倍的溫室體積之高風量值，其有效性仍在0.8以下，若風量率值為1.5或以下，其有效性更是低於0.5，換言之，在此風量率下，若室內溫度達46°C，室外濕球溫度為30°C，水牆降溫系統將無法使溫室內溫度低於38°C。

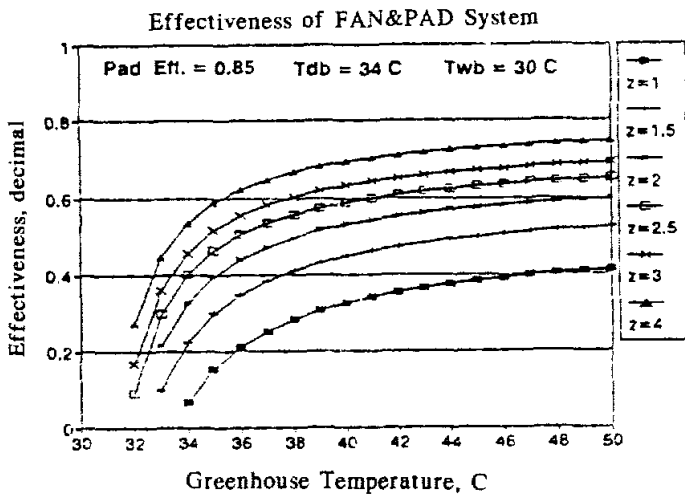


圖6 在不同溫室內溫度與風量率範圍下之水牆系統有效性

五、噴霧降溫系統

(一) 噴霧系統理論降溫度數之計算

效率為100%的風機微霧系統是否能將溫室溫度降至同於外界之濕球溫度？其答案仍是存疑，因為首先要問此效率究竟何指？一般噴霧系統所謂之效率常常僅代表噴嘴之效率，此者尚未涉及系統所提供之水量。系統噴出之水量不足，仍無法達到預期之降溫效果。風機微霧法之效率計算方式與水牆法不同，此為常遭誤解之盲點。噴霧系統若降溫效果不佳，其主要原因可能是因噴出之水珠未能完全蒸發即已落地（噴嘴效率差），但另一個原因也極可能是系統提供之水量就算全部蒸發亦不足以帶走系統所增加之熱累積。

噴霧系統所應提供之水量應如何計算？某已知供水量的噴霧系統，其降溫度數應如何？欲回答此些問題，首先介紹涉及之物理量，包括：(1) 水的蒸發潛熱(H_{fg})為2256.6 kJ/kg (539

cal/g, 970.22 Btu/lbm), (2) 水的密度(ρ_w)以1 g/ml計算，(3) 空氣比熱(C_p)以1.0052 kJ/kg°C計算，(3) 空氣密度(ρ_a)以1.11 kg/m³計算。其它相關之系統參數簡列如下表。

| | | |
|--------------|------|------------------|
| ① 溫室底面積 | A | , m ² |
| ② 溫室平均高度 | h | , m |
| ③ 內外空氣交換率 | z | , 個溫室體積/分 |
| ④ 原溫室內空氣之濕球降 | WBd' | , °C |
| ⑤ 噴嘴數目 | n | , 個 |
| ⑥ 實際噴水量 | W' | , 公升/hr/噴嘴 |
| ⑦ 由環境攝取之熱量 | Q | , kJ/hr |
| ⑧ 計算之降溫度數 | dT' | , °C |
| ⑨ 理論降溫度數 | dT | , °C |
| ⑩ 噴水量理論極限值 | W | , 公升/hr/噴嘴 |

如果由噴嘴噴出之水有 β 比例可完全蒸發，則系統減少之顯熱相當於帶走之潛熱，透過此熱平衡，降溫度數計算公式推導如下：

$$Q = \beta * \rho_w * W' * n * H_{fg}$$

$$= \rho_z * z * V * 60 * C_p * dT' \quad (14)$$

將已知之參數值代入，可導出降溫度數之計算公式(式15)，茲說明如下：

$$Q = \beta * 1 * W' * n * 2256.6$$

$$= 1.11 * (A * h * z * 60) * 1.0052 * dT'$$

$$dT' = 33.7076 * \beta * W' * n / (A * h * z) \quad (15)$$

有一棟佔地1000 m² (約1分地)的溫室，平均高度為4米，接近屋頂處以2米×2米的間距安裝250個每小時噴水量為7公升的噴嘴。如果此些噴出的水有80%可完全蒸發，且由於風機的作用，溫室內外的空氣交換為每分鐘1.5個溫室體積，則有多少熱量可被帶走？此噴霧系統之理論降溫度數為若干？以上問題可透過上述公式求解，茲說明如下：

$$Q = 0.8 * 1 * 7 * 250 * 2256.6 = 3159240kJ$$

$$dT' = \frac{33.7076 * 0.8 * 1 * 7 * 250}{(1000 * 4 * 1.5)}$$

$$= 7.865^\circ C$$

上述計算所得之 dT' 值為不考慮溫室內外原有空氣狀況的降溫值。應比較此值與室內空氣之濕球降(乾、濕球溫度差, WBd' , 理論降溫極限), 取其較小者才為真正噴霧系統所能達到的降溫度數(噴霧系統理論降溫度數, dT)。

$$dT = \text{MIN}(dT', WBd') \quad (16)$$

(二) 噴霧系統「噴水量理論極限值」之計算

由公式15計算求得之 dT' 值若小於 WBd' 值, 則應補充噴水量或增加噴嘴個數, 反之則應降低噴水量。假設在噴霧系統啟動前溫室內空氣之濕球降為 6.865°C , 其值小於先前計算之降溫值 1°C , 此表示有部份水份將不會被蒸發, 是以可減少噴水量, 新的噴水量 W (噴水量理論極限值)與應減少的噴水量 dW 可分別用下列公式計算:

$$W = (A * h * z * WBd') / (33.7076 * n * \beta) \quad (17)$$

$$dW = (A * h * z * (dT' - WBd')) / (33.7076 * n * \beta) \quad (18)$$

式18僅在 dT' 大於 WBd' 時適用。以下仍以同前例之實際數據計算如下:

$$\begin{aligned} W &= 1000 * 4 * 1.5 * 6.865 / \\ &\quad (33.7076 * 250 * 0.8) \\ &= 6.11 \text{公升/hr/噴嘴} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} dW &= 1000 * 4 * 1.5 * (7.865 - 6.865) / \\ &\quad (33.7076 * 250 * 0.8) \\ &= 0.89 \text{公升/hr/噴嘴} \end{aligned}$$

每小時省下之水量為 dW 值乘上總噴嘴數, 可達 222.5 公升/hr。

(三) 噴霧系統之「有效性」

效率為100%的噴霧系統仍然不能將溫室溫度降至同於外界之濕球溫度的現象讓許多人解, 其關鍵在有關「效率」的定義上。如前所述之效率, 其定義為真正蒸發的水份佔全部噴出水份量之百分比, 此者其實僅能代表噴嘴之效率。由於可能未能提供足夠的水量, 所以儘管其效率已

是100%, 仍可能達不到預期的降溫效果。由於噴嘴效率易被誤認為就是系統效率, 所以有必要建立一個能夠描述噴霧系統降溫效果的指標, 建議以噴霧系統「有效性」(Effectiveness)稱之, 定義如下:

$$\begin{aligned} &\text{噴霧系統「有效性」(Effectiveness)} \\ &= \text{噴嘴「效率」(Efficiency)} \\ &\quad * \text{「可用率」(Availability)} \quad (19) \end{aligned}$$

其中, 「可用率」定義為系統真正提供之噴水量除以「噴水量理論極限值」, 且「可用率」之值為 ≤ 1 , 換言之, 多餘的水將不予考慮。

若噴水量 \geq 噴水量理論極限值, 則可用率為1, 噴霧系統「有效性」等於其噴嘴「效率」。噴霧系統「有效性」同時考慮水份蒸發之情況與水量之充足與否, 是以比光用噴嘴效率來表示系統之降溫效果更具代表性與正確性。噴霧系統之「有效性」值為1, 代表可將溫室降溫至同於原溫室內空氣之濕球溫度。

六、結 論

本研究分別探討水牆與噴霧系統之降溫性能。在水牆方面之研究成果包括:(1)、導出水牆系統「適用性」與「降溫極限」之計算公式, 提供吾人在水牆系統設計與性能評估上兩個快捷有效之工具,(2)、釐清水牆效率與水牆降溫系統效率之差別, 並推導公式來定義後者,(3)、定義水牆系統之「有效性」以與噴霧系統之「有效性」在觀念上一致,(4)、建立水牆效率、水牆系統效率與水牆系統「有效性」之關係式。在噴霧系統方面之研究成果包括:(1)、理論降溫度數與噴水量理論極限值計算公式之導出,(2)、探討噴嘴效率與噴霧系統效率之區別, 並將後者定義為噴霧系統之「有效性」, 其計算公式為噴嘴之「效率」乘上噴水量之「可用率」。

任何噴霧系統的設計都應首先計算系統在最熱時之「噴水量理論極限值」, 此計算公式可納入控制系統之中以避免過量的噴水, 節約水資源。噴霧系統供應的水量可比擬為系統的「先天」

，系統效率視環境溫濕度、安裝高度、角度等而定，為噴霧系統的『後天』。必得『先天足，後天顧』，噴霧降溫系統方能「有效」發揮。

水牆效率與噴嘴效率僅代表降溫系統之部份零組件之效率，本研究建議以「有效性」來代表整個溫室降溫系統之整體效率；「有效性」達100%之降溫系統可使溫室內氣溫降至同於原來空氣之濕球溫度。「有效性」一詞可通用於所有的蒸發冷卻系統，可作為此類降溫系統降溫效果之量化指標。

七、致 謝

本研究承蒙行政院國家科學委員會經費補助，計畫編號NSC83-0409-B-002-094，謹此致謝。

八、參考文獻

1. 方煒。1994。水牆設計與使用。農業機械學刊3(4):57-70。
2. 陳加忠、陳志昇。1994。溫室細霧冷卻系統之開發與性能研究。出自“八十三年度農機論文發表會論文集”。p.108-109。台北：中華農業機械學會。
3. Akhter M.P. G.E. Meyer and J.A. Deshazer. 1988. Dynamic simulation of greenhouse environment and thermal storage. ASAE paper 88-4526. St. Joseph, MI, USA:ASAE.
4. 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. Transactions of the ASAE, 25(06) 1711:1720.
5. Avissar, R. and Y. Mahrer. 1982. Verification study of a numerical greenhouse microclimate model. Transactions of the ASAE, 25(06) 1711:1720.
6. Bottcher, R.W., I.B. Singletary and G.R. Baughman. 1993. Humidity effects on efficiency of misting nozzles. In "Livestock Environment IV", ed. E. Collins and C. Boon, P. 375-383. Fourth International Symposium on Livestock Environment. St. Joseph, MI, USA:ASAE.
7. Chandra, P., L.D. Albright, N.R. Scott. 1981. A time dependent analysis of greenhouse thermal environment. Transactions of the ASAE, 24(02) 442:449.
8. Frankel, H. 1986. Pesticide Application: Technique and Efficiency. In "Advisory work in corp pest and disease management", ed. J. Palti and R. Ausher, P.132-160. New York: Spring-Verlay.
9. Froehlich, D.P., L.D. Albright, N.R. Scott, P. Chandra. 1979. Steady-periodic analysis of glasshouse thermal environment. Transactions of the ASAE, 22(02) 387:398.
10. Huang, B.K. and A. Kato. 1984. Dynamic simulation of greenhouse thermal behavior. ASAE paper 84-4030. St. Joseph, MI, USA:ASAE.
11. Johnstone, H.J. and N. B. Abdallah. 1989. Prediction of potential latent heat recovery in greenhouses. ASAE paper 89-4013. St. Joseph, MI, USA:ASAE.
12. Kindelan M. 1980. Dynamic modeling of greenhouse environment. Transactions of the ASAE, 23(05) 1232:1239.
13. Lüchow, K. and C. von Zabeltitz 1992. Investigation of a spray cooling system in a plastic-film greenhouse. J. Agric. Engng. Res. 52(1):1-10.

收稿日期：1994年8月13日

修改日期：1994年12月14日

接受日期：1995年4月11日