

鋼皮圓筒倉多用途之研究(I)——

圓筒倉頂鋁管太陽能收集器之性能分析

A Study of Multiple Purposes of Steel Cylindrical Bins(I)——

Performance Analysis of Aluminum-tube Solar-air-collector

Mounted on the Roof of a Cylindrical Bin

華新麗華電線電纜公司副工程師

國立臺灣大學農機系所教授兼主任

陳 輝 光

蕭 介 宗

Huei-kuang Chen

Jai-tsung Shaw

摘 要

穀物乾燥消耗能源多，急待設法減少其消耗燃油量，降低乾燥作業成本，以增加農民收益。目前鋼皮圓筒倉在本省僅作儲存穀物之用，然而在本省位於低緯度，圓筒倉頂日照多，且其乾燥容量為本地乾燥機之數倍，如將其倉頂改裝成太陽能收集器，收集乾燥能源，不但可降低穀物乾燥成本，且乾燥後穀物，可就地儲存，可達成鋼皮倉做為太陽能收集器，乾燥和儲藏之多用途功能。

為配合倉頂圓形之結構，本試驗裝置以有皺褶的漆黑鋁管在倉頂東西走向排列24支，其上覆蓋 PVC 透明塑膠布組成低成本高效率的太陽能空氣加熱器。

試驗結果顯示，此裝置的太陽能利用效率約為40%，6小時試驗所收集的太陽能相當於 7.3公升的柴油。

已推導出的本試驗裝置熱傳遞模式，可準確的預測集熱管內各點空氣溫度變化情形，並能估算在不同設定乾燥溫度的作業條件下所需的耗油量，可作為日後研究設計之參考。

以76年度之月平均氣象資料代入模擬程式，估算此太陽能收集器節省燃油效果顯示，臺北地區每年可節省2,249公升的柴油，臺中地區每年可節省2,980公升的柴油，臺南地區每年可節省2,747公升的柴油，高雄地區每年可節省2,650公升的柴油。如以每年太陽能收集器使用可達八個月的嘉義縣義竹鄉而言，可於 2.3年後回收此太陽能裝置之成本，在鋼皮圓筒倉壽命長達18年之前題下，值得投資，且未來若能改良設計提高太陽能集熱器之效率，期能縮短成本及回收年限。

ABSTRACT

Because cereal grain drying consumes a lot of energy, it is necessary to reduce the consumption of fuel, reduce the cost of drying operation and to increase the benefit of farmers. In Taiwan located in the lower latitude areas, the round steel bins which roof

can have a lot of sunshine, are only used for storage at the present time. However, the bin capacity is a few times the local commercial dryers. If we remodel the construction of the bin roof to become a solar-air-collector for drying, we may reduce grain drying cost, store grains on site after drying, and don't worry about moving grains away in a hurry, which steel bins can have the multiple purposes for solar collector, drying and storage.

To match with the round shape of bin roof, the experimental apparatus consists of 24 corrugated aluminum tubes painted in black and aligned in the east-west direction. On the top of aluminum tubes, they are covered by a 3mm P. V. C. plastic film. As a result, this solar-air-collector is very economic and very efficient.

After 6 hour's experiment, the results show that the solar-air-collector saves 7.3 liter fuel-oil. Its average hour efficiency is about 40%.

From the derived heat-transfer model, it can accurately predict the air temperature variation along the tube, estimate the fuel consumption under different drying conditions, and can be also used for the future design data.

If input the monthly average temperature data of 1987 into the computer program, we can estimate the annual amount of fuel saving such as 2,249 liters in Taipei, 2,980 liters in Taichung, 2,747 liters in Tainan, and 2,650 liters in Kaohsiung. For example, the town of Yizo has 8 month period of using solar energy for drying, we expect to recover the cost of the solar-air-collector after 2.3 years. Since the steel bin is the main structure and can last for 18 years, it will be worth investing. If further research can promote the efficiency of the solar-air-collector, it can reduce the cost and get a good returns.

1. 前 言

臺灣地處亞熱帶，年平均入射量約 5,191 MJ/m²，以 36,000 km² 的土地面積來計算，年吸收熱能達 1.87×10¹⁴ MJ 為73年臺灣地區總能源消耗的 148倍，對仰賴能源進口的臺灣而言，利用無污染的太陽能研究，實為重要課題之一。

根據張等（1982）的報告，乾燥水稻須消耗38%的生產能源；因此欲降低生產成本，增加農民收益，無污染之太陽能利用，遠景看好。

鋼皮圓筒倉的容量大，為本省一般乾燥機的數倍，如將其構造改裝為太陽能收集器兼作乾燥用途，可望作為將來取代乾燥中心之大型乾燥機，不但

可降低穀物乾燥成本，且乾燥後之穀物亦不必急於搬走，可就地儲存，一舉兩得。

在溫帶國家因緯度高，常將鋼皮圓筒倉向南面改裝成太陽能收集器；或在倉外建造管式收集器，以太陽能預熱空氣，再導入倉內，作為乾燥之輔助能源。

張和蕭（1987），本省緯度低，根據觀察以倉頂照射機會最大，因此將太陽能收集器裝置安裝於倉頂，除收集能源外，並可藉其突出的倉頂邊緣產生部份遮蔽效果，降低倉內溫度，使鋼皮圓筒倉更適於儲存穀物。

由於近年來國內飼料業者對於雜糧之處理均已採用散裝作業，且鋼皮圓筒散裝倉庫國內已能自行

製造，價格低廉，並逐漸廣被採用。因此本研究即針對鋼皮圓筒頂之太陽能集熱器之熱性能和熱效率加以分析；並在設定乾燥溫度下，預測柴油消耗情形，建立電腦程式檔案，提供業者乾燥穀物之參考，本研究之主要目的如下兩點：

- (1) 預測在不同的大氣條件，風速，和日照量下，漆黑鋁質太陽能集熱管管內各點空氣溫度變化情形。
- (2) 在設定不同的乾燥溫度下，太陽能集熱管所收集到之太陽能當作輔助乾燥能源時，估算節省燃油量及分析其經濟效益。

2. 文獻探討

本裝置所收集的太陽能，主要用來加熱空氣，再導引經鋼皮圓筒倉，底部之多孔地板進入穀倉，在此過程中，同時涉及水分和能量的傳遞，其所涉及的因素包括溫度，濕度，風量，燃燒加熱特性等，這些因素均有不同的影響與相互之效應，綜合以前專家學者之研究，分述如下：

2.1 空氣特性計算方程式

Lerew (1972)，導出深層乾燥之模式，並建立電腦福傳程式，其方程式如下：

2.1.1 飽和蒸氣壓力

飽和蒸氣壓力 (P_s)，當乾球溫度介於 459.69 °R 與 491.69 °R 時，可由下式表示之 (ASAE D.271.2, 1987)：

$$L_n(P_s) = 23.3924 - \frac{11286.6489}{T} - 0.46057 L_n T \quad (1a)$$

當乾球溫度介於 491.69 °R 與 959.69 °R 時，可由下式表示之：

$$L_n(P_s/R) = \frac{A + BT + CT^2 + DT^3 + ET^4}{FT - GT^2} \quad (1b)$$

此處

$$R = 3206.18$$

$$A = -27405.5$$

$$B = 54.1896$$

$$C = -0.045137$$

$$D = 0.0000215321$$

$$E = -0.00000000462027$$

$$F = 2.41613$$

$$G = 0.00121547$$

2.1.2 空氣中水汽之潛熱

空氣中水汽之潛熱 ($h_{r,g}$)，在不同乾球溫度 (T) 範圍，可依下列公式分別表示之 (ASAE D 271.2, 1987)：

$$h_{r,g} = 1220.84 - 0.05077(T - 459.69) \quad (2a)$$

$$459.69 < T < 491.69$$

$$h_{r,g} = 1075.8965 - 0.56983(T - 491.69) \quad (2b)$$

$$491.69 < T < 609.69$$

$$h_{r,g} = (1354673.214 - 0.9125275587 T^2)^{\frac{1}{2}} \quad (3)$$

$$609.69 < T < 959.69$$

2.1.3 濕球溫度

濕球溫度 (T_{ω_b})，可用在此濕球溫度的飽和水蒸汽壓 (P_{ν})，汽化潛熱 ($h'_{r,g}$) 表示之

$$P_s \omega_b - P_{\nu} = B * (T_{\omega_b} - T) \quad (4)$$

式中

$$B = \frac{0.2405 * (P_s \omega_b - P) * (1 + 0.15577 P_{\nu} / P)}{0.62194 h'_{r,g}}$$

$$459.69 < T < 959.69$$

此處 $h'_{r,g}$ 為溫度 T_{ω_b} 時之汽化潛熱，單位為 Btu/ 磅。

2.1.4 濕度比

一大氣壓下，濕度比 (W)，可用空氣中水蒸汽壓 P_{ν} 表示之：

$$W = \frac{0.6219 P_{\nu}}{(14.696 - P_{\nu})} \quad (5)$$

$$459.69 < T < 959.69$$

2.1.5 空氣比容

一大氣壓下，空氣比容 (V)，可用乾球溫度 (T) 與水蒸汽壓 P_{ν} ，表示如下。

$$V = \frac{53.35 T}{144 * (14.696 - P_{\nu})} \quad (6)$$

2.1.6 空氣熱焓值

空氣熱焓值 (h)，可用乾球溫度 (T)，濕度比 (W) 及露點溫度 ($T_{d,p}$) 代表之。

$$h = 0.2405 * (T - 459.69) + W(T_{d,p} - 491.69) + h''_{r,g} * W + 0.448 * W(T - T_{d,p}) \quad (7)$$

$$491.69 < T_{d,p} < 671.69$$

式中 $h''_{r,g}$ 為露點溫度 $T_{d,p}$ 時之汽化潛熱；單位皆為 Btu/ 磅。

2.1.7 相對濕度

$$rh = P_{\nu} / P_s \quad (8)$$

從 2.1.1 到 2.1.7 節所有溫度皆為樂金氏 (

Rankine) 溫標，壓力為 Psi，熱焓值為 Btu/磅 (lb)，濕度比為 lb water vapor/lb dry-air，比容為 ft³/lb，相對濕度%。

2.1.8 露點溫度

從 Chau (1980)，露點溫度 (T_{dp}) 可由飽和蒸汽壓 (P_s) 表示，

$$T_{dp} = A * P_s^b + C * L_n(P_s) + D \quad (9)$$

此處

$$(a) \quad 0.0886 \leq P_s \leq 14.696 \text{ psi} \\ (32^\circ F \leq T_{dp} \leq 212^\circ F)$$

$$A = 0.93016677 * 10^2$$

$$b = 0.22179961$$

$$C = 0.12818107 * 10^2$$

$$D = 0.87034683 * 10$$

$$(b) \quad 14.696 \leq P_s \leq 680.0 \text{ psi} \\ (212^\circ F \leq T_{dp} \leq 500^\circ F)$$

$$A = 0.43816284 * 10^2$$

$$b = 0.29545748$$

$$C = 0.21868439 * 10^2$$

$$D = 0.56272667 * 10^2$$

2.1.9 濕球溫度 (T_{wb}) 之簡易經驗公式

Chau (1980)，將濕氣圖分成七個區域，導出濕球溫度 (T_{wb}) 與乾球溫度 (T_{db}) 和露點溫度 (T_{dp}) 的簡潔經驗公式，表示如下：

$$T_{wb} = T_{dp} + [b_1(Dt)^3 + b_2(Dt)^2 + b_3(Dt)] * e^{b_4 * Dt + b_5} (T_{dp})^{b_6} \quad (10)$$

此處 $Dt = T_{db} - T_{dp}, ^\circ F$

$b_1, b_2, b_3, b_4, b_5, b_6$ 為係數，依所在區域決定其值。

2.2 農產品用途與乾燥溫度之關係

依據 Hall (1980)，依用途的不同，各種農產品，有不同的乾燥溫度，如表 1。例如玉米粒作為種子用途乾燥溫度不宜超過 43°C，一般商用不宜超過 55°C，而飼料用途不宜超過 82°C。

表 1：農產品用途與乾燥溫度之關係

農產品用途	玉米穗	玉米粒	稻米	大豆	花生
種子	43°C	43°C	43°C	43°C	32°C
商用	55°C	55°C	43°C	48°C	32°C
飼料	82°C	82°C	—	—	—

3. 理論模式推導

3.1 輻射能的基本推導

3.1.1 太陽輻射能之計算

在推導集熱器相關數學模式之前，必須知道在傾斜面上所吸收之太陽能，根據 Duffie 與 Beckman (1980)，在北半球任一朝南的傾斜面上，所接收到的太陽輻射能量為：

$$(H_t)_n = R_b * (H - H_d) + \frac{(1 + \cos\theta) * H_d}{2} + H * \frac{(1 - \cos\theta) * \rho}{2} \quad (11)$$

$$R_b = \frac{\cos(\Phi - \theta) * \cos\delta * \cos\omega + \sin(\Phi - \theta) * \sin\delta}{\cos\Phi * \cos\delta * \cos\omega + \sin\Phi * \sin\delta} \quad (12)$$

3.1.2 透明面蓋下集熱管之輻射能

當輻射能穿過透明面蓋抵達集熱管，部份會再反射回透明面蓋，因此集熱管所吸收之輻射能與透明面蓋之穿透率 τ ，及集熱管之吸收率 α 有關，定義該乘積為穿透—吸收率 ($\tau\alpha$)

依據 Duffie 與 Beckman (1980)，吸收率可由下式表示之：

$$(\tau\alpha) = \tau * \alpha * \sum_{n=0}^{\infty} [(1 - \alpha) * \rho_d]^n \\ = \frac{\tau * \alpha}{1 - (1 - \alpha) * \rho_d} \quad (13)$$

而實際上面蓋會吸收些微的輻射能，因此在輻射能計算上，常使用等效穿透—吸收率 $(\tau\alpha)_e$ 。

$$(\tau\alpha)_e = (\tau\alpha) + (1 - \tau\alpha) * \sum_{i=1}^n \alpha_i * \tau^{i-1}$$

根據 Duffie 與 Beckman (1980)，引用其它學者的實驗資料可得

$$(\tau\alpha)_e = 1.01 * \tau * \alpha \quad (14)$$

因此集熱管每 m² 單位時間內所吸收之能量 S 為

$$S = (\tau\alpha)_e * (H_t)_n \quad (15)$$

3.2 太陽能集熱裝置之理論分析

3.2.1 假設

如圖 1，太陽能集熱裝置由透明面蓋（塑膠布），漆黑鉛管和漆黑隔熱木板構成，為簡化此太陽能集熱裝置之熱傳遞分析，有下述之三個假設：

(1) 將透明面蓋 (Cover)，集熱管 (Absorber)

及隔熱板 (Insulator)，所圍成之空間視為一封閉系統，與外界進行熱交換。

(2) 熱交換過程係在一穩定狀態 (Steady State) 下進行。

(3) 透明面蓋，集熱管，及用來固定與支撐之鐵線及隔熱板，其熱容量 (Heat Capacity)，可忽略不計。

3.2.2 能量平衡方程式之建立

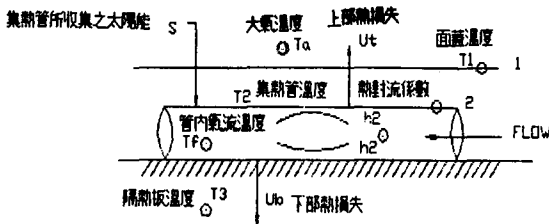


圖 1 集熱管理論分析示意圖

在一般管式太陽能收集器，參照圖 1；其能量平衡方程式如下：

3.2.2.1 透明面蓋之熱傳遞

透明面蓋之熱傳遞情形，可分為集熱管與面蓋之輻射，面蓋與外界之熱對流，面蓋與天空之熱輻射，集熱管與面蓋之間之熱傳導，分別敘述如下：

A：集熱管輻射至面蓋的能量

本試驗裝置，面蓋是透明塑膠片因下垂常與集熱管的部分弧長相接觸，接觸的弧長約等於集熱管半圓周長的 $\frac{1}{3}$ ，所以 $\frac{1}{3}$ 集熱管面輻射至面蓋的能量可由下式表示：

$$\frac{2}{3} A_2 * Q_{21} = \frac{2}{3} A_2 * h_{r,21} [T_2^4 - T_1^4] \quad (16)$$

此處

$h_{r,21}$ 為熱輻射係數，依據 Hollman (1980) 可由下式表示

$$h_{r,21} = \sigma * \left\{ \frac{1 - \epsilon_2}{\epsilon_2} + \frac{1}{F_{21}} + \frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1} * \frac{A_2}{A_1} \right\} \quad (17)$$

依據 Hollman (1980)，平面黑漆之發射率為 $\epsilon_2 = 0.9$ ，吸收率 $\alpha = 0.95$ 。

依據 Whiller (1963)，塑膠類製品其發射率為 $\epsilon_1 = 0.9$ ，長波透射率為 $\tau_2 = 0.35$ 。

根據南亞塑膠研究開發組宣稱，其 PVC 塑膠布之垂直透射率為 $\tau = 0.95$ 。

管表面 A_1 與面蓋 A_2 之輻射形狀係數可由 Siegel & Howell (1963) 和陳 (1988) 之推導，輻射形狀係數 F_{21} 可用下式表示之：

$$F_{21} = (R * \alpha) / (\pi * R) = 2 * \cot^{-1}(d/R) / \pi \quad (18)$$

α 為水平夾角， R 為半徑， d 為夾角 α 的切線和 $\alpha = 0$ 切線交點與 $\alpha = 0$ 切點之垂直距離。

B：面蓋因外界空氣流動造成之熱對流損失其熱對流量 (Q_w) 可由下式代表之：

$$A_1 * Q_w = A_1 * h_w * (T_1 - T_a) \quad (19)$$

根據 Oliphant (1980)，風速 (V_a) 所引起之熱對流係數，可由下式求得：

$$h_w = 2.8 + 3.0 * V_a \quad (20)$$

$$(0 < V_a < 7 \text{ m/s})$$

C：透明面蓋與天空間之熱輻射

其熱輻射值 (Q_{1s}) 可由下式代表之：

$$A_1 * Q_{1s} = A_1 * h_{r,c,s} * (T_1^4 - T_{s,ky}^4) \quad (21)$$

$$h_{r,c,s} = \sigma * \epsilon_1 \quad (22)$$

另依據 Duffie 與 Beckman (1980)，天空的溫度可由下式求得：

$$T_{s,ky} = 0.0552 * T_a^{1.5} \quad (23)$$

上式中的溫度 T_1 ， $T_{s,ky}$ ， T_a 均以凱氏溫標 (Kelvin scale) 表示。

D：集熱管經空氣薄膜傳導至面蓋表面的能量

三分之二集熱管與面蓋之間之空氣視為靜止，則兩者之間之熱傳遞可視為熱傳導現象，可以下式代表之：

$$\frac{2}{3} A_1 * Q_{c1} = \frac{2}{3} A_1 * (L_1 / K_1 + L_1 / K_2)^{-1} * (T_2 - T_1) \quad (24)$$

E：集熱管直接傳導至面蓋之能量

三分之一集熱管與面蓋直接接觸，其熱傳導現象可用下式代表之：

$$\frac{1}{3} A_1 * Q_{c2} = \frac{1}{3} A_1 * (L_1 / K_2)^{-1} * (T_2 - T_1) \quad (25)$$

因假設 (3)，忽略面蓋的熱容量，因此面蓋所獲得的能量應等於散失之能量，因此，關於透明面蓋的熱平衡方程式為：

$$\frac{2}{3} A_2 * Q_{21} + \frac{2}{3} A_1 * Q_{c1} + \frac{1}{3} A_1 * Q_{c2} = A_1 * (Q_w + Q_{1s}) \quad (26)$$

3.2.2.2 集熱管之熱平衡方程式

A：集熱管與透明面蓋間的熱輻射及熱傳導損失

依據 Hollman (1980)，因為集熱管與透明面蓋間之空氣隔膜間距 L_1 (1mm) 非常小，管溫

高於面蓋溫度，且 $G_r(L_4) \cdot P_r(L_4) < 10^3$ ，可視為純粹之熱傳導作用。因此平衡方程式可用式(16)，(24)和(25)代表之。

B：集熱管透過面蓋之長波輻射損失

集熱管透過面蓋之長波輻射損失 Q_{2s} ，可以下式表之：

$$\begin{aligned} A_2 \cdot Q_{2s} &= A_2 \cdot \epsilon_2 \cdot \sigma \cdot \tau_2 \cdot (T_2^4 - T_{sky}^4) \\ &= A_2 \cdot h_{r2s} \cdot (T_2^4 - T_{sky}^4) \end{aligned} \quad (27)$$

C：傳導至倉內頂部溫度 T_3 之下部損失

設有三分之一集熱管與倉頂隔熱木板接觸，其向下傳入倉內之熱傳導量 Q_b ，可用下式代表之：

$$\begin{aligned} 1/3 \cdot A_2 \cdot Q_b &= 1/3 \cdot A_2 \cdot (L_2/K + 1/h_1)^{-1} \cdot \\ &\quad (T_2 - T_3) \end{aligned} \quad (28)$$

$1/3A_2$ ：為集熱管與隔熱木板接觸之面積。

此空間約為 5cm，視為 Dead Space

依據 ASHARE (1981)，隔熱木板與倉頂間之熱對流係數 h_1 ，可用下式表示之：

$$h_1 = 1.24 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

隔熱三夾板之熱傳導係數，依據王 (1986)，可由下式求得：

$$K = 4.61 \cdot 10^{-4} \cdot T_4 (^\circ\text{C}) + 0.0758 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C} \quad (29)$$

D：管中空氣流動所造成之熱對流

其熱對流損失量 Q_{r2} ，可由下式表示之：

$$A_3 \cdot Q_{r2} = A_3 \cdot h_2 \cdot (T_2 - T_r) \quad (30)$$

Welty etc. (1970)，引用 VON K'AR' MAN (1931)，在擾流時，粗糙管內之 Fanning friction factor，可由下式導出：

$$\frac{1}{\sqrt{f_r}} = 4.06 \cdot \text{LOG}_{10}(D/e) + 2.16 \quad (31)$$

Welty etc. (1970) 引用 Nikuradse (1932) 以實驗推導之經驗公式：

$$\frac{1}{\sqrt{f_r}} = 4.0 \cdot \text{LOG}_{10}(D/e) + 2.28 \quad (32)$$

f 為 Darch friction factor $= 4 \cdot f_r$

VON K'AR' MAN (1931)：根據動量 (momentum) 及熱 (heat) 傳遞原理推導出，圓管在擾流狀態時的公式，Stanton Number (St) 為

$$\begin{aligned} \text{St} &= \frac{h}{\rho \cdot c_p \cdot V_a} = \frac{f}{8} \cdot \\ &\quad \frac{1}{1 + 5\sqrt{f/8} \{ (P_r - 1) + \ln[(5P_r + 1)/6] \}} \end{aligned} \quad (33)$$

h ：為熱對流係數

ρ' ：密度

c_p ：比熱

V_a ：流速

P_r ：Prandtl number

e ：fin 的高度

E ：集熱管所收集之太陽能

在面蓋下，集熱管所收集之太陽能可用下式代

表之：

$$A_1 \cdot S = (H_i)_n \cdot (\tau \alpha)_s \cdot A_1 \quad (34)$$

因此集熱管之熱平衡方程式為：

$$\begin{aligned} A_1 \cdot S &= 2/3 A_2 Q_{21} + 1/3 A_1 Q_{e2} + 2/3 A_1 Q_{e1} \\ &\quad + A_2 Q_{2s} + 1/3 A_2 Q_b + A_3 Q_{r2} \end{aligned} \quad (35)$$

3.2.2.3 集熱管內氣流平衡方程式為

$$\begin{aligned} Q_a &= A_3 Q_{r2} = A_3 h_2 (T_2 - T_r) \\ &= V_a \cdot \rho_a \cdot C_p (\pi D^2/4) (T_r - T_a) \end{aligned} \quad (36)$$

將上述之方程式(28)，(35)，(36)等三式聯立解之，可得管內流體各點的溫度變化情形。

3.2.3 收集器之效率

收集器之效率為所收集之有用能與同一時間的太陽日射量之比。

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{Q_u}{(H_i)_n A_1} = \frac{V_a \rho_a C_p (\pi D^2/4) (T_r - T_a)}{(H_i)_n A_1} \\ &= F_r (\tau \alpha)_s \end{aligned} \quad (37)$$

F_r ：heat removal factor

3.3 空氣熱力學分析

由於太陽能收集器所收集的熱能，主要作為乾燥用之輔助能源，經導槽導引與風機送進之冷空氣或火爐燃燒之熱空氣混合後，經多孔板進入穀倉進行乾燥。

3.3.1 顯性加熱 (Sensible Heating)

集熱管收集太陽能屬間接加熱，濕空氣中濕度比，露點溫度與水蒸汽壓維持不變，而乾濕球溫度，熱焓值，比容將增加，相對濕度則減少。

因此每根集熱管可由下式表示：

$$Q_a = V_a \times \frac{\pi D^2}{4} \times \rho_a \times (h_r - h_i) \quad (38)$$

3.3.2 混合

如圖 2 所示，各根集熱管在集氣口處混合，混合後之 G 點介於 E 點至 F 點之間， h 和 W 分別代表各點的熱焓和濕度比。

各管在混合點 G 之濕度比和熱焓可分別用式(39)和式(40)表示之：

$$W_g = \frac{\sum (m_i \cdot W_i)}{\sum m_i} \quad (39)$$

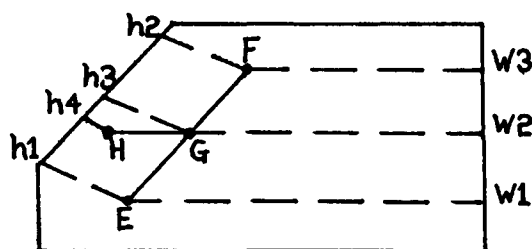


圖 2：濕空氣混合示意圖

$$h_s = \frac{\sum(mi \cdot h_i)}{\sum mi} \quad (40)$$

其中 i 值從 1 至 24，代表集熱管之編號。

3.3.3 顯性冷卻 (Sensible Cooling)

於集氣口至風機，經過夾板之風管送到火爐處，與外界之熱交換損失，如圖 2，G 點至 H 點所示，其能量損失為 Q_1 ：

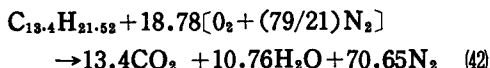
$$Q_1 = A_s \cdot (L/K + 1/h\omega)^{-1} \cdot (T_g - T_a) \quad (41)$$

3.3.4 風機（火爐處）空氣混合

(1) 如火爐未燃燒柴油過程同步驟 3.3.2

(2) 燃燒柴油加熱：

柴油主成份為 $C_{16}H_{34}$ 及 $C_{11}H_{10}$ ；前者佔 48%，後者佔 52%，低熱值為 10,300 kcal/kg。燃熱方程式如下：



柴油分子量：182.32 kg/mole.kg

柴油比種：0.83 kg/公升

因此燃燒一公升的柴油可釋放出 35769.02 KJ 的熱量。

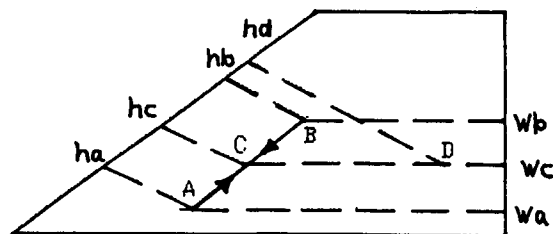


圖 3：空氣濕性加熱及混合示意濕氣圖

3.3.5 燃燒柴油加熱

到達火爐口之太陽能收集熱氣與外界進入風機的空氣先混合後，再經火爐加熱，最後經多孔板進入穀倉。其特性變化如圖 3 所示：

$\overline{AB}$ ：表太陽能加熱空氣與風機抽入的外界空氣混合在 C 點

$\overline{CD}$ ：表混合後之空氣通過火爐加熱
混合熱能平衡方程式如下：

$$\begin{aligned} \dot{M}_a \cdot h_a + \dot{M}_b \cdot h_b &= (\dot{M}_a + \dot{M}_b) \cdot h_c \\ &= \dot{M}_c \cdot h_c \end{aligned} \quad (43)$$

混合後絕對濕度如下：

$$\begin{aligned} \dot{M}_a \cdot W_a + \dot{M}_b \cdot W_b &= (\dot{M}_a + \dot{M}_b) \cdot W_c \\ &= \dot{M}_c \cdot W_c \end{aligned} \quad (44)$$

火爐燃燒加熱能量 Q 後熱能平衡：

$$\dot{M}_c \cdot h_c + Q = \dot{M}_d \cdot h_d \quad (45)$$

若假設柴油燃燒所產生之水汽可忽略不計，火爐加熱後絕對濕度 (W_d)：

$$W_d = W_c$$

求出 h_d 及 W_d 後，查濕氣圖可得知進入穀倉的空氣特性。換言之，如設定好進入穀倉的溫度，可利用式 (42)，(43)，(44)，和 (45)，求出欲消耗之柴油數量。

4. 實驗設備、儀器與方法

4.1 實驗設備

本研究以已裝置在臺大農機系館傍現有直徑 5.486 公尺的鋼皮圓筒倉頂太陽能收集裝置進行測試，其主要設備說明如下：

4.1.1 倉頂構造

頂蓋收集面積 45m²，直徑 7.5m (2m 的懸吊直徑) 如圖 4，一方面增加收集太陽能的面積；另一方面頂蓋突出部可對倉壁側面產生部份遮蔽作用，避免曝曬而降低倉內溫度，保持倉內儲藏穀物品質。

倉頂覆加一層三夾板與原倉頂相距 5cm，板面塗黑漆，作為太陽能之吸熱面，並隔絕熱能往下傳送，同時做為引導排氣經夾板與倉頂鋼板之間，向外流放之管道。

4.1.2 倉頂太陽能收集器

如圖 5，倉頂排列 24 支東西走向鋁薄管 (直徑 15cm，厚度 0.01cm，每支長度約 6.6m，有皺

褶且表面漆黑)，鋁薄管上覆以 0.03cm 厚的 P. V. C. 透明塑膠布。

4.1.3 太陽能熱氣之流徑

如圖 5，空氣由倉頂東西兩端入口開始進入。出氣口各二，面積各為 0.4m^2 ，設計風速為 5m/s 以下。出氣口處以導槽與火爐風扇（每組 1 馬力，靜壓 25mmag ，風量 120CMM ）進氣口相連接如圖 6。

4.1.4 風機與火爐

外界空氣由進氣口流入倉頂之鋁管，經太陽能加熱之後，由出氣口排出，經導槽風機和火爐而流入倉內，當太陽能不足時由火爐之燃燒熱彌補太陽能之不足。

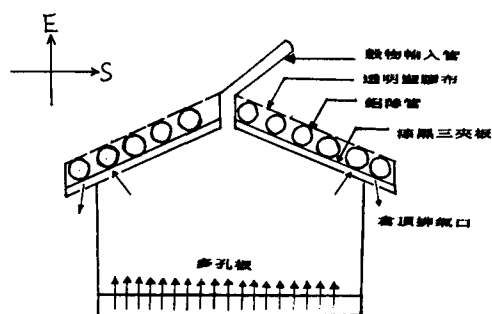


圖 4：鋼皮圓筒倉太陽能收集裝置之側視圖

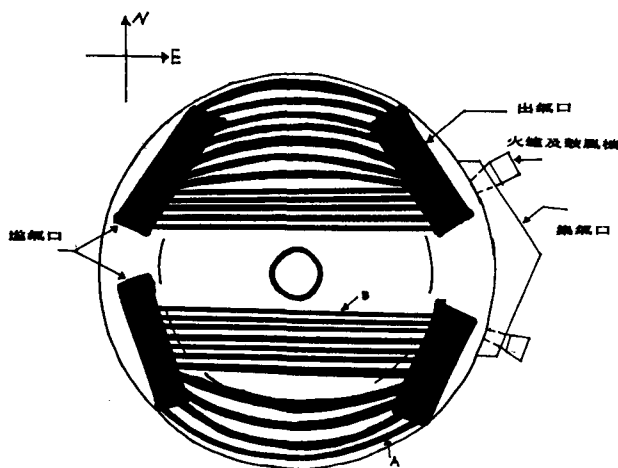


圖 5：太陽能收集裝置進氣口與出氣口頂視圖

4.2 實驗儀器

1 溫度記錄器：Data Logger (Model 3020T, Electronic Control Design. CO., U. S. A.)

準確度： $\pm 0.1^\circ\text{C}$

2 溫度偵測器：T 型熱電偶線

3 水平輻射儀：

Eppley Radiometer Model 8-48 型

4 皮氏管和 Digital Micro Manometer (Okano Works Ltd.):

以皮氏管連結 Digital Micro Manometer 可測量到 0.001mm 水柱壓力，量測 18 點之平均壓力，以求倉內空氣流速或乘以圓筒倉之截面積以求流量。

5 風速計 (Rotating Vane Anemometer, Airflow Developments Ltd.)

用以直接測量鋁管太陽能收集器之進氣口空氣速度，以估算空氣流量。

4.3 實驗方法

4.3.1 空氣溫度之測定

空氣溫度之測定包括大氣，進出氣口溫度，進入多孔板的乾濕球度及靠南邊第一支管管內、管壁、透明面蓋和隔熱底板的溫度，其示意圖如圖 7 和圖 8。溫度測定以 Data Logger，每隔 10 分鐘自動記錄一次。

4.3.2 空氣流量測定

如圖 9，在空氣流過多孔板進入穀倉處，將皮氏管放在高 0.3m 的支架上，並固定之。根據 Anon (1973)，採圓形管截面積測量法，共測 18 點之動壓，求其流速再求其平均流量值，其結果分別為 0.1746 和 0.1923m/s 。

4.3.3 管內速度的測定

以 Rotating Vane Anemometer 在進氣口處測每支管的風速，測量五次，取其平均值。

4.3.4 風速的測定

以 Rotating Vane Anemometer (風速計) 在溫度測量時間之前後 2 分鐘內各測一次之平均值。

4.3.5 日照量之測定

如圖 10，在系館頂層平臺上安裝兩具水平輻射儀，分別測定水平日射量及散佈日射量，並連接 Strip-chart Recorder 連續自動記錄。

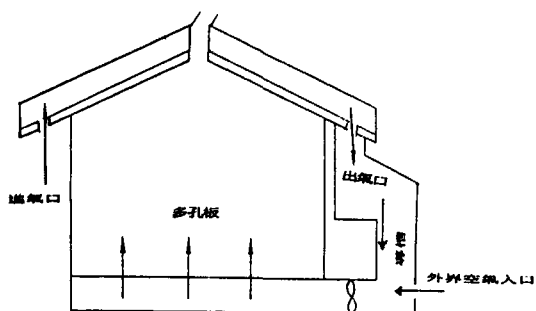


圖 6：外氣進入倉內前之流徑側視圖

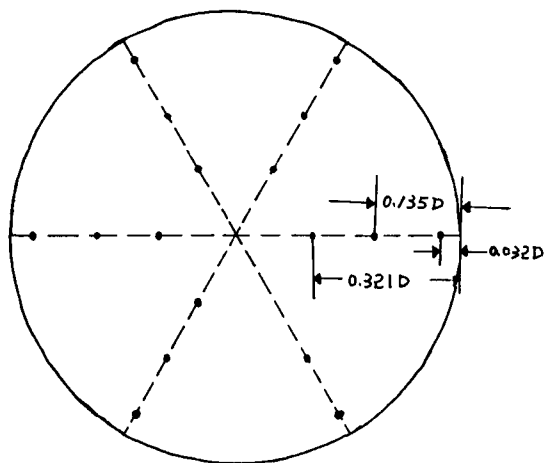


圖 9：圓倉內流量測點分佈圖

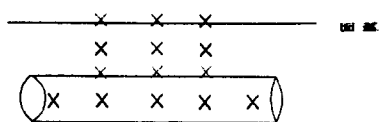


圖 7：集熱管溫度測試熱偶線測點示意圖

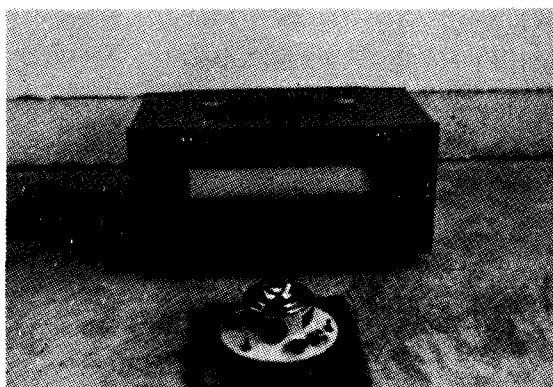


圖10：輻射儀及記錄器

根據 Anon (1973) 各測點的速度 (V) 可由下列之速算公式求得：

$$V = 4.05 * (\text{動壓})^{0.5} \quad (46)$$

已知圓筒倉之直徑為 5.486 m，換算面積為 23.64 m^2 ，流經多孔板的風量為各測點平均速度與面積的乘積。第一次測量的風量為：

$$\text{風量} = V * 23.64 = 4.1181 \text{ CMS}$$

第二次測量的風量為：

$$\text{風量} = V * 23.64 = 4.5354 \text{ CMS}$$

而本實驗所採用的數據為上述兩次測量的平均值 4.33 CMS。

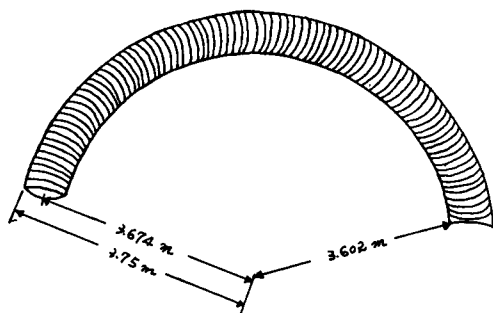


圖 8：集熱管上視圖

5. 電腦模擬分析

本研究需針對方程式 (26)，(35)，(36) 等三非線性方程組作聯立求解，如不靠電腦的協助，

差在 -2.6°C 至 $+0.2^{\circ}\text{C}$ 之間。圖15顯示，多孔板處模擬與實驗濕球溫度相差則在 -1.1°C 至 $+0.6^{\circ}\text{C}$ 之間。

集氣口處溫度之計算值與實測值的偏差，主要原因有下列三點：

一：流經管與管間的空氣流量測上的困難本研究未加以考慮而導致空氣流量可能偏低現象。

二：模式所引用的各種係數係引用前人之實驗式之預測值並假設在穩定狀態下幾乎為一固定值，未能隨時間的變化而改變所引起的誤差。

三：午後二時起圓筒倉傍之斗升機陰影可能遮蔽部份集熱管面積，導致實際收集的太陽能量較記錄值為小，所以預測值有偏高的趨向。

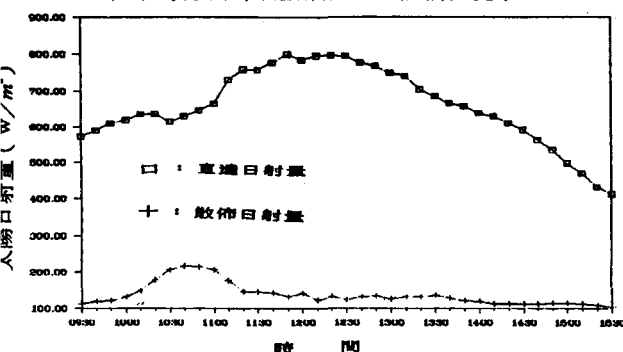


圖12：77年3月14日太陽日射量

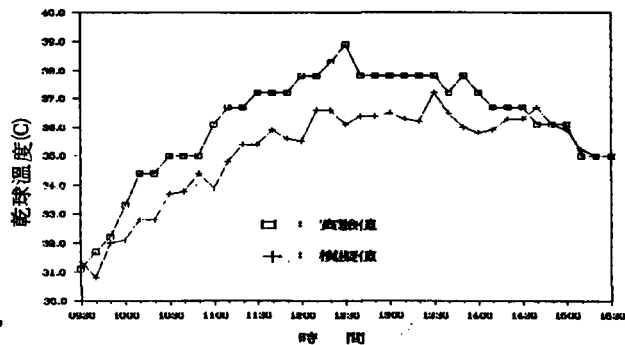


圖14：77年3月14日倉內多孔板處乾球溫度

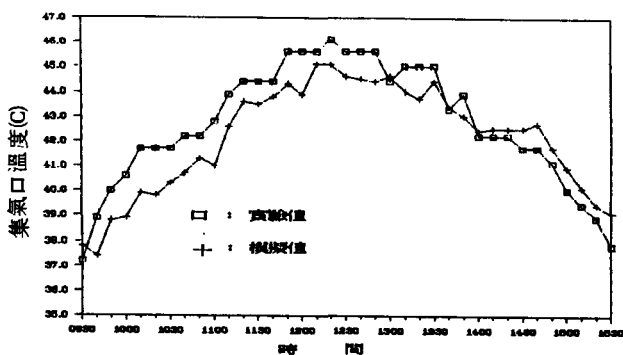


圖13：77年3月14日集氣口處溫度

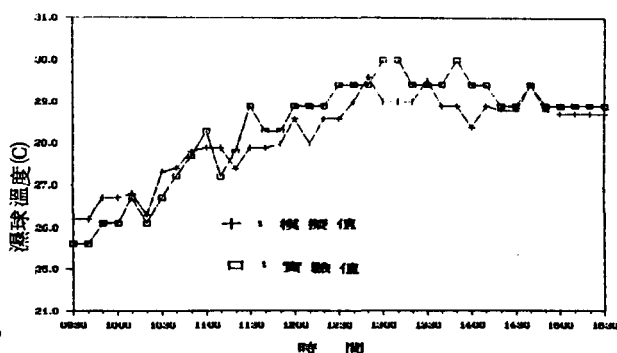


圖15：77年3月14日倉內多孔板處濕球溫度

表2：77年3月14日之收集器效率計算

時間/項目	T_i	T_o	ΔT	W	$\cos\theta$	$\sin\beta$	H	H_o	H_d	R	$(H_i)_n$	Q_u	η_{hour}
0930-1030	29.59	40.26	10.67	31.520	0.737	0.683	610.9	468.4	142.5	1.061	648.02	372.13	57.43%
1030-1130	31.59	43.09	11.50	16.520	0.912	0.847	682.1	492.7	189.4	1.055	719.59	291.71	40.54%
1130-1230	32.37	45.33	11.96	1.520	0.952	0.884	790.4	656.7	133.7	1.064	840.78	328.75	39.10%
1230-1330	33.39	45.17	11.78	13.480	0.925	0.859	748.6	619.1	129.5	1.064	796.27	298.82	37.53%
1330-1430	33.71	42.77	9.06	28.480	0.835	0.775	642.3	522.7	119.6	1.064	683.11	229.82	33.64%
1430-1530	33.71	40.09	6.38	43.480	0.678	0.636	499.2	387.2	112.0	1.062	530.31	161.84	30.52%
$\Sigma(H_i)_n = 4218.08 \text{ (W/m}^2\text{)}$ $\Sigma Q_u = 1683.07 \text{ (W/m}^2\text{)}$ $\eta_{day} = \frac{\Sigma Q_u}{\Sigma(H_i)_n} = 39.90\%$													

表 3：77年 3 月 14 日空倉加熱燃油消耗表

時 間	太陽能熱氣所節省之柴油升數 *	以太陽能為輔助能源燃燒加熱至預定溫度之耗油數 *		
		43 °C	55 °C	82 °C
0930-1030	1.173	4.750	10.054	21.989
1030-1130	1.263	3.773	9.075	21.004
1130-1230	1.446	3.190	8.448	20.409
1230-1330	1.349	2.898	8.207	20.152
1330-1430	1.142	2.974	8.286	20.237
1430-1530	0.889	3.233	8.550	20.516

註：平均風速 = 1.97 m/s；大氣乾球介於 28.3~33.9°C；

*：單位 (l/h)

濕球介於 25.6~28.9°C。

至於多孔板處底部的乾、濕球溫度誤差，一方面受集氣口處溫度誤差影響；另一方面則因量測流經多孔板空氣流量誤差而引起。

總體而言，計算所得的集氣口溫度，平均誤差為 0.95°C；如乘以流經各管的全部流量率及其比容，所得的能量約只等於 0.1 公升的柴油，是以對耗油量的計算影響不大，證實本模擬程式的實用性及準確性。

表 2 顯示此太陽能裝置最大能提升空氣溫度 13°C，熱風溫度最高可達 45°C，平均效率約為 39.9%，表 3 顯示實驗 6 小時所收集的能量約可轉換為 7.3 公升的柴油，亦即為節省的燃油數。而空倉加熱至 43°C，55°C，82°C，分別需消耗燃油 20.8 公升，51.4 公升，124.3 公升。

6.2 集熱管熱傳遞分析

茲以 76 年 12 月 23 日及 77 年 3 月 14 日所測得的數據，包括太陽輻射量、外界風速、大氣溫度等變數，逐一時間代入式 (26)，(35)，(36) 等三聯立方程式，可計算出管內流體各點溫度的變化；然後再與實驗值進行比較分析。

6.2.1 76 年 12 月 23 日條件下之模擬結果說明如下，其他試驗結果參看陳 (1988)：

76 年 12 月 23 日是晴時多雲的天氣，是日自上午九點起迄下午四點共進行七小時的實驗，每隔十分鐘記錄一次，並代入解聯立方程組。太陽能日射量與時間變化的情形如圖 16，管內各點溫度之實驗模擬結果請參看陳 (1988)，僅挑出 1, 3, 5 點說明如下。

本試驗測試 A 和 B 兩管，A 管位於向南面第一根管彎度最大；B 管位於向南面第十二根彎度較小。實驗該日因上午十點之前 A 管上方遭樹影遮蔽，午後兩點 B 管遭斗升機陰影遮蔽，故分析只截取上午十點至下午兩點。圖 17，集熱 A 管第一點距管

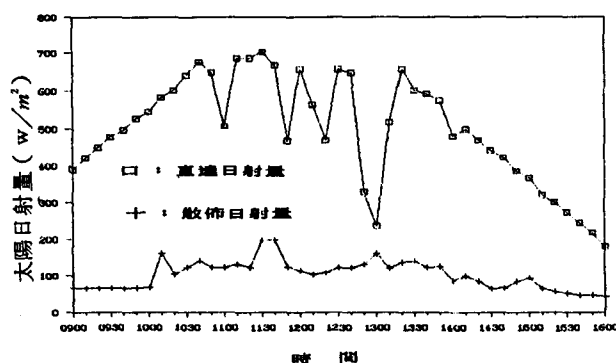


圖 16：76 年 12 月 23 日太陽日射量

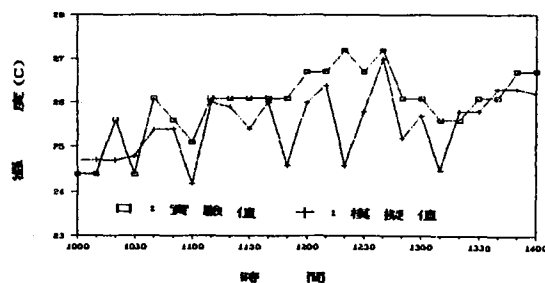


圖 17：76 年 12 月 23 日集熱 A 管第一點溫度的實驗值與預測值

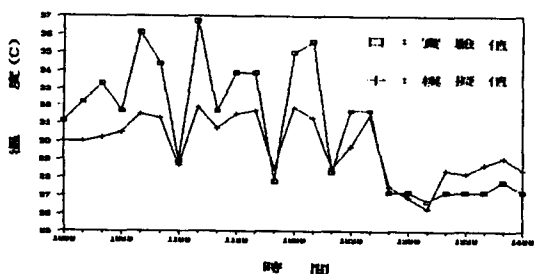


圖18：76年12月23日集熱A管第三點溫度的實驗值與預測值

口0.22m處，實驗值與模擬值的相差除發生一次高達 2.8°C的情況外餘相差均在 1.5°C以內，尚稱良好。

圖18，集熱A管第三點距管口 3.52m 處，位於管路彎度最大之處，相差曾高達 4.8°C，較不準確。究其原因乃是熱對流係數所引起的強烈變化，因為在彎度較大之處，容易產生分離點 (Separation Point) 而造成熱對流係數的快速上升，與本研究所假設的直管熱對流係數出入較大，是以實驗值較模擬值高出較多。

圖19，集熱A管第五點距管口6.42m處，實驗值與模擬值相差最大2.9°C，平均溫度相差在2°C以內。

第五點的誤差變動是因為外界大氣條件的巨大變動而造成管溫的較大差異；再加上程式本身只能作類似線性的上升，且午後一時起被東南角的大樹陰影遮蔽，故相差在午後有上升的趨勢。

B管在空氣入口處較陡直彎曲而上，在此處亦容易造成前述所說的分離點，而產生較大的相差值。圖20，集熱B管第一點最高相差至 3.6°C，平均溫度相差亦在 2.4°C。

圖21，集熱B管第三點溫度最大相差 1.9°C，平均溫度相差在 1°C以內，惟午後一時起亦有偏高趨勢。

圖22顯示集熱B管第五點溫度相差在 1°C之內，雖迭有高低起伏，但頗為準確。

6.2.2 77年3月14日條件下之模擬結果

77年3月14日是晴天無雲，外界大氣狀況穩定變化，且無陰影對集熱管造成遮蔽的情形發生，由圖23，可知各點管溫變化較平滑，且其變動趨勢與引起溫度相差的原因大致與6.2.1 所討論者雷同。

圖23顯示，集熱A管第一點最大溫度相差 2.4°C，平均溫度相差降至 0.9°C，除少數三點相差超過2.0°C外，餘均相當準確。

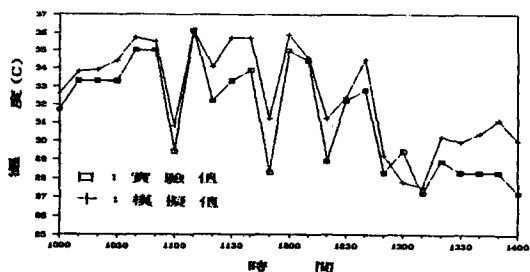


圖19：76年12月23日集熱A管第五點溫度的實驗值與預測值

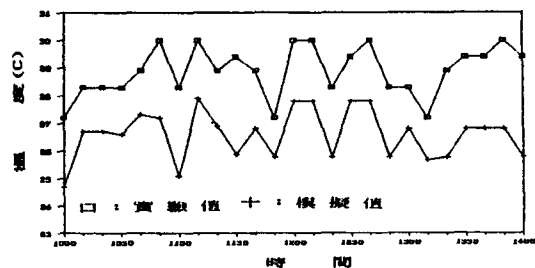


圖20：76年12月23日集熱B管第一點溫度的實驗值與預測值

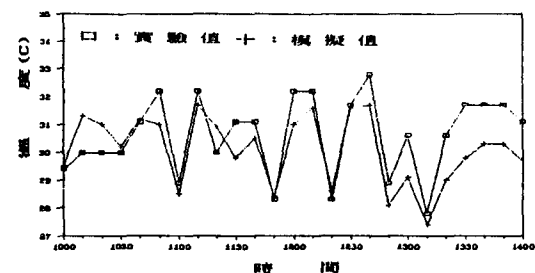


圖21：76年12月23日集熱B管第三點溫度的實驗值與預測值

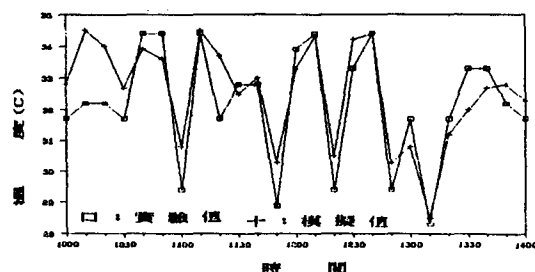


圖22：76年12月23日集熱B管第五點溫度的實驗值與預測值

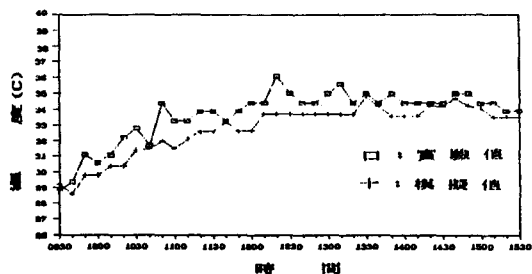


圖23：77年3月14日集熱A管第一點溫度的實驗值與預測值

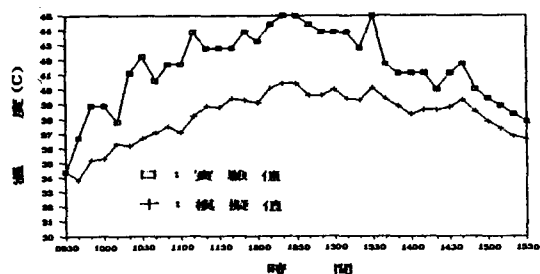


圖24：77年3月14日集熱A管第三點溫度的實驗值與預測值

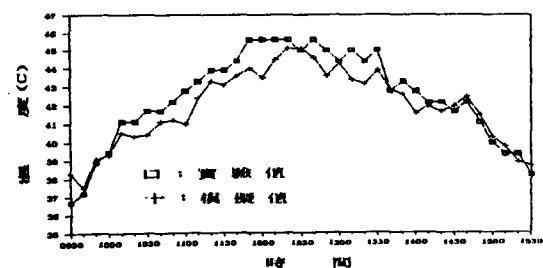


圖25：77年3月14日集熱A管第五點溫度的實驗值與預測值

圖24顯示集熱管A第三點最大溫度相差 5.7°C ，平均溫度相差高達 3.3°C ，主要是假設彎管為直管之故。

圖25顯示集熱管A第五點最大溫度相差 1.8°C ，平均溫度相差 0.9°C 。

6.3 模擬程式之應用與經濟效益分析

表4和表5是依據中央氣象局所提供的76年全年度臺北、臺中、臺南和高雄月平均資料繪製而成。若將表中的月平均乾、濕球溫度，全日射量和風速依陳(1988)的程式操作指示輸入並執行程式，

則可將結果繪製成表6和表7的經濟效益評估表。由表6可知，本實驗裝置在臺北地區全年可節省柴油2249公升；在臺中地區全年節省柴油量更高達2980公升。再由表7知，臺南地區全年節省柴油量達2747公升；高雄地區則可節省2650公升。

本省中南部地區為主要農業區亦為乾燥倉儲設備的集中地，以表6和表7而言，使用本裝置的確較臺北地區能節省較多的燃油；但是如果以每年需換一次PVC塑膠布，成本及人工費用以7000元計算，則一年需額外支出7000元。如每公升柴油以市價11元計算，則此太陽能裝置在臺中地區年使用率需達2.6個月，方能收支相抵；臺南地區年使用率需達2.8個月，高雄地區則需2.9個月。因此欲談成本回收年限，則需視年使用率超過上述極小值的大小而定。以義竹地區而言，每年11月至3月為玉米收穫期，6月至8月為高粱收穫期，年使用率達8個月；利用表7的臺南地區資料換算，年可節省燃油費用19,391元，扣除每年PVC塑膠布的換裝費，尚節餘約12,391元；而製作倉頂太陽能收集裝置的成本約為25,000元，以年率6%計算，則只需2.3年便能回收成本。換言之，在圓筒倉壽命長達18年的前題下，值得投資。張(1988)，電腦模擬分析鋼皮取代PVC塑膠布面蓋具可行性，更可證明值得投資。

7. 結 論

1. 直徑15公分之漆黑集熱鋁管，在長度6.6公尺之管內各點預測溫度與25組實測溫度（大氣乾球溫度 28.9°C 到 34.4°C ，濕球溫度 25°C 到 28.9°C ，風速 0.1m/s 到 3.7m/s ）比較，除最彎曲點溫差達 5°C 外，其餘4點平均溫差在 2°C 以內。導致彎曲點較大溫差之原因可能由於在彎曲處空氣亂流較為複雜。
2. 在同上之大氣條件範圍內，24支鋁管在集氣口之預測溫度與37個實測值之平均溫差在 1°C 以內，在空氣流量 $1.03\text{m}^3/\text{s}$ 時，估算的耗油量只有每小時0.1公升的差異。因此，本文所推導的電腦程式亦可用於預測其他大氣條件下，本太陽能集熱器節省耗油量之情形。
3. 77年3月14日所示，如上之大氣條件下，從上午9:30至下午3:30，空氣經過本太陽能收集裝置能提升空氣溫度最高為 13°C ，最低為 6.4°C ，收集器之小時平均效率39.9%。在6小時所收集

表 4：76 年全年度臺北、臺中月平均氣象資料

地點 月份	臺					中				
	乾球溫度 (°C)	濕球溫度 (°C)	全輻射量 (W/m ²)	日照時數 (h)	風 速 (m/s)	乾球溫度 (°C)	濕球溫度 (°C)	全輻射量 (W/m ²)	日照時數 (h)	風 速 (m/s)
1	16.4	13.2	557.5	155.5	2.9	16.2	13.2	547.6	204.6	1.5
2	16.8	14.1	736.3	112.4	2.9	17.4	14.3	592.6	204.6	1.6
3	19.5	17.3	1005.0	91.0	2.8	20.7	18.3	756.7	160.4	1.4
4	21.7	19.2	1009.0	97.7	2.7	22.5	19.9	771.4	182.0	1.6
5	23.9	21.6	1228.8	74.3	2.2	25.0	22.8	933.5	147.1	1.2
6	26.7	23.6	1218.7	91.0	2.5	27.2	24.6	992.5	137.5	1.3
7	29.0	25.9	884.9	145.6	2.1	28.2	25.3	827.3	175.1	1.3
8	29.9	25.7	741.1	211.2	2.2	28.9	25.5	689.8	252.9	1.4
9	26.0	22.9	919.8	113.9	2.8	26.1	23.1	731.2	177.4	1.3
10	26.1	23.1	749.7	150.0	3.3	25.3	22.8	627.8	196.6	1.3
11	22.6	20.3	973.2	70.9	3.6	22.8	20.3	584.2	166.7	1.6
12	17.8	15.0	823.2	73.9	2.9	17.4	14.4	613.3	151.5	1.8

表 5：78 年全年度臺南、高雄月平均氣象資料

地點 月份	臺					高				
	乾球溫度 (°C)	濕球溫度 (°C)	全日射量 (W/m ²)	日照時數 (h)	風 速 (m/s)	乾球溫度 (°C)	濕球溫度 (°C)	全日射量 (W/m ²)	日照時數 (h)	風 速 (m/s)
1	17.8	14.7	536.9	196.5	4.9	19.1	15.6	485.4	200.2	2.8
2	18.8	15.8	547.7	197.2	4.7	19.9	16.7	547.8	188.8	2.8
3	22.5	19.8	593.1	222.8	4.0	23.5	20.6	613.2	205.2	2.2
4	24.1	21.1	701.1	207.7	4.2	25.1	22.2	670.1	212.0	2.4
5	27.3	24.1	769.6	213.1	3.7	27.4	24.5	705.4	215.6	2.2
6	28.6	25.2	979.8	141.3	3.5	28.5	26.0	872.3	138.1	2.2
7	29.0	25.7	774.6	206.7	4.6	28.9	26.5	688.6	197.8	2.5
8	29.5	25.5	621.8	268.1	3.4	29.5	26.5	622.8	257.0	2.4
9	26.9	24.0	687.6	182.8	3.4	27.9	25.0	693.1	171.7	2.2
10	26.4	24.3	652.7	184.1	3.6	27.2	24.5	608.9	176.6	2.1
11	23.5	21.5	728.4	125.8	4.2	24.8	22.2	650.9	127.9	2.0
12	18.1	15.8	728.0	114.7	5.0	19.9	16.7	559.4	137.7	2.3

表 6：本實驗裝置對表 4 氣象資料進行模擬分析之經濟效益評估表

地 點 月 份	臺			北			臺			中		
	節省燃油 (l/h)	總計升數 *	總 值 (\$NT)	節省燃油 (l/h)	總計升數 *	總 值 (\$NT)	節省燃油 (l/h)	總計升數 *	總 值 (\$NT)	節省燃油 (l/h)	總計升數 *	總 值 (\$NT)
1	1.112	172.9	1901.9	1.141	233.4	2567.4	1.141	233.4	2567.4	1.141	233.4	2567.4
2	1.406	158.0	1738.0	1.192	243.9	2682.9	1.192	243.9	2682.9	1.192	243.9	2682.9
3	1.940	176.5	1941.5	1.498	240.3	2643.3	1.498	240.3	2643.3	1.498	240.3	2643.3
4	1.867	182.4	2006.4	1.453	264.4	2908.4	1.453	264.4	2908.4	1.453	264.4	2908.4
5	2.254	167.5	1842.5	1.752	257.7	2834.7	1.752	257.7	2834.7	1.752	257.7	2834.7
6	2.176	198.0	2178.0	1.833	252.0	2772.0	1.833	252.0	2772.0	1.833	252.0	2772.0
7	1.589	231.4	2545.4	1.521	266.3	2929.3	1.521	266.3	2929.3	1.521	266.3	2929.3
8	1.343	283.6	3119.6	1.278	323.2	3555.2	1.278	323.2	3555.2	1.278	323.2	3555.2
9	1.725	196.5	2161.5	1.420	251.9	2770.9	1.420	251.9	2770.9	1.420	251.9	2770.9
10	1.435	215.3	2368.3	1.263	248.3	2731.3	1.263	248.3	2731.3	1.263	248.3	2731.3
11	1.963	139.2	1531.2	1.207	201.2	2213.2	1.207	201.2	2213.2	1.207	201.2	2213.2
12	1.728	127.7	1404.7	1.300	197.0	2167.0	1.300	197.0	2167.0	1.300	197.0	2167.0

* 總計升數=節省燃油 (l/h) *該月份總日照時數

表 7：本實驗裝置對表 5 氣象資料進行模擬分析之經濟效益評估表

地 點 月 份	臺			南			高			雄		
	節省燃油 (l/h)	總計升數 *	總 值 (\$NT)	節省燃油 (l/h)	總計升數 *	總 值 (\$NT)	節省燃油 (l/h)	總計升數 *	總 值 (\$NT)	節省燃油 (l/h)	總計升數 *	總 值 (\$NT)
1	1.010	198.5	2183.5	0.950	190.2	2092.2	0.950	190.2	2092.2	0.950	190.2	2092.2
2	0.996	196.4	2160.4	1.047	197.7	2174.7	1.047	197.7	2174.7	1.047	197.7	2174.7
3	1.055	235.1	2586.1	1.154	236.8	2604.8	1.154	236.8	2604.8	1.154	236.8	2604.8
4	1.209	251.1	2762.1	1.212	256.9	2825.9	1.212	256.9	2825.9	1.212	256.9	2825.9
5	1.314	280.0	3080.5	1.250	269.5	2964.5	1.250	269.5	2964.5	1.250	269.5	2964.5
6	1.683	237.8	2615.8	1.552	214.3	2357.3	1.552	214.3	2357.3	1.552	214.3	2357.3
7	1.283	265.2	2917.2	1.200	237.4	2611.4	1.200	237.4	2611.4	1.200	237.4	2611.4
8	1.070	286.9	3155.9	1.106	284.0	3124.0	1.106	284.0	3124.0	1.106	284.0	3124.0
9	1.242	227.0	2497.0	1.300	223.2	2455.2	1.300	223.2	2455.2	1.300	223.2	2455.2
10	1.227	225.9	2484.9	1.188	209.8	2307.8	1.188	209.8	2307.8	1.188	209.8	2307.8
11	1.422	178.9	1967.9	1.342	171.6	1887.6	1.342	171.6	1887.6	1.342	171.6	1887.6
12	1.431	164.0	1804.0	1.152	158.6	1744.6	1.152	158.6	1744.6	1.152	158.6	1744.6

* 總計升數=節省燃油 (l/h) *該月份總日照時數

的太陽能約相當於 7.3公升的柴油之燃燒值。

4.以76年之月平均乾濕球溫度，日射量，大氣風速，和日照小時，發現本太陽能收集裝置在臺北地區每年可節省 2,249公升的柴油，在臺中地區每年可節省 2,980公升的柴油，在臺南地區每年可節省 2,747公升的柴油，在高雄地區每年可節省 2,650公升的柴油。

5.在種植玉米與高粱最多之義竹地區每年使用太陽能之時間高達八個月，在目前試驗裝置定作之PVC塑膠布，每年更換一次，每年 7000元；只需 2.3年便能回收成本；在圓筒鋼皮倉壽命長達 18年的前題下，值得投資裝設太陽能收集器做為乾燥用途。

符 號 說 明

A_1 ：面蓋與集熱管之熱交換表面積 = $D \cdot L, m^2$

A_2 ：集熱管與面蓋之熱交換表面積 = $D \cdot \pi \cdot L / 2, m^2$

A_3 ：集熱管與管內空氣熱交換之表面積 = $D \cdot \pi \cdot L, m^2$

A_6 ：集氣口至風機處的所有表面積， m^2

C_p ：比熱， $kg/kg^\circ C$

D ：管徑， m

e ：fin 之高度， (m)

f_r ：Fanning friction factor

f ：Darch friction factor

F_r ：heat removal factor

F_{21} ：輻射形狀係數 (View Factor)

$G_r (L_4)$ ：集熱管與透明面蓋間之 Grashof Number

$(H_1)_a$ ：傾斜面上所接收到的太陽直達日射量， W/m^2

H ：水平面上所接收到的太陽直達日射量， W/m^2

H_b ：光束日射量， W/m^2

H_d ：水平面上所接收到的太陽散佈日射量， W/m^2

h ：空氣熱焓值， KW/kg ；或熱對流係數， W/m^2C 。

h_a ：外界進入風機的濕空氣熱焓值， KW/kg 。

h_b ：太陽能熱氣的熱焓值， KW/kg 。

h_c ：混合後之熱焓值， KW/kg 。

h_d ：燃燒後之空氣熱焓值， KW/kg 。

h_r ：最終熱焓值， KW/kg 。

h_g ：混合點的熱焓值， KW/kg 。

h_i ：初始熱焓值 KW/kg 。

h_{rg} ：乾球和溫度空氣中水汽液、氣相態變化的潛熱， Btu/lb

h'_{rg} ：濕球溫度空氣中水汽液、氣相態度變化的潛熱， Btu/lb

h''_{rg} ：露點溫度空氣中水汽之汽化潛熱， Btu/lb

$h_{r,g}$ ：空氣中水汽固、氣相態變化的潛熱， Btu/lb

h_2 ：集熱管內之熱對流係數， W/m^2C

h_1 ：隔熱木板與倉頂間之熱對流係數， W/m^2C

$h_{r,e}$ ：為透明面蓋與天空間之熱輻射係數， W/m^2C^4

$h_{r,21}$ ：為透明面蓋與集熱管間熱輻射係數， W/m^2C^4

h_u ：風之熱對流係數， W/m^2C

$h_{r,2s}$ ：為熱輻射係數， W/m^2C^4

K ：隔熱木板之傳導率， W/m^2C

K_1 ：空氣隔膜之熱傳導係數， W/m^2C

K_2 ：面蓋之熱傳導係數， W/m^2C

L ：夾板的厚度

L_1 ：面蓋之厚度， m

L_2 ：隔熱木板之厚度， m

L_4 ：集熱管與面蓋間之空氣隔膜厚度， m

$\dot{M}_a$ ：外界進入風機的濕空氣質量， kg/s

$\dot{M}_b$ ：太陽能熱氣質量， kg/s

$\dot{M}_c$ ：混合後之濕空氣質量， kg/s

n ：面蓋之數目

P ：大氣壓力， Pa 或 Psi

$Pr (L_4)$ ：Prandtl Number (集熱管與透明面蓋間)

P_s ：乾球溫度時的飽和蒸汽壓， Pa 或 Psi

$P_{s,w,b}$ ：濕球溫度時的飽和蒸汽壓， Pa 或 Psi

P_v ：空氣中水汽之蒸汽壓， Pa 或 Psi

Q ：燃燒所加入之能量， KJ

Q_1 ：集氣口利風機之熱量損失， W/m^2

Q_{21} ：集熱管面輻射至面蓋的能量， W/m^2

Q_u ：面蓋與外界空氣之熱對流量， W/m^2

Q_{1s} ：透明面蓋與天空之熱輻射， W/m^2

Q_{e1} ：集熱管空氣薄膜到面蓋的熱傳導， W/m^2

Q_{e2} ：集熱管直接到面蓋的熱傳導， W/m^2

Q_{2s} ：集熱管透過面蓋之長波輻射， W/m^2

Q_{r2} ：集熱管中之熱對流量， W/m^2

Q_u ：每條集熱管內空氣所獲得熱量， KW

Q_b ：集熱管下傳到倉內頂部之熱傳導量， W/m^2

R_b ：傾斜面所接收的太陽能量與水平面所接收的

太陽能量之比值

rh: 相對濕度, %

St: Stanton Number

S: 集熱管所吸收之能量, J/s

T: 乾球溫度, °R

T_{wb}: 濕球溫度, °R

T_{dp}: 露點溫度, °R

T_f: 管內空氣溫度, °C

T_a: 大氣溫度, °C

T_g: 混合完成後之空氣乾球溫度, °C

T₁: 透明面蓋溫度, °C

T₂: 集熱鋁管面之溫度, °C

T₃: 排氣口之溫度, °C

T₄: 隔熱木板之溫度 °C

T_{sky}: 天空溫度, °C

V_a: 流體速度, m/s

V: 空氣比容, m³/kg 或 ft³/lb; 風速, m/s

W: 濕度比, kg water vapor/kg dry-air
或 lb water (vapor)/lb dry-air

W_a: 外界進入風機的濕空氣絕對濕度, kg.
water/kg.dry air

W_b: 太陽能熱氣的絕對濕度, kg. water/kg.
dry-air

W_c: 混合後濕空氣絕對濕度, kg. water/kg.
dry-air

W_d: 火爐加熱後之空氣絕對濕度, kg water/
kg.dry air

W_e: 混合點的絕對濕度, kg. water/kg. dry-
air

θ : 實驗裝置與水平面的夾角, °

ρ_a : 空氣密度, kg/m³

ρ : 地表反照率

ρ' : 密度

ρ_d : 透明面蓋對集熱管反射回來之輻射能的反射率

Φ : 地區緯度,

δ : 傾斜角 (Declination Angle), 太陽光入
射線於太陽中午時間與赤道面之夾角

ω : 相對於太陽中午之小時角度 (hour angle)

$\tau\alpha$: 穿透—吸收率

$(\tau\alpha)_e$: 等效穿透—吸收率

σ : Stefan-Boltzmann constant, W/m²°C⁴

ϵ_1 : 面蓋之發射率=0.9

ϵ_2 : 集熱管之發射率=0.9

τ : P.V.C 塑膠布之垂直透射率=0.95

τ_2 : P.V.C 塑膠布之長波透射率=0.35

η : 收集器之集熱效率, %

α : 吸收率

參 考 文 獻

1. 王松永, 1986. 木材物理學。臺北, 國立編譯館。
2. 張漢聖, 王康男, 李庭槐, 1982. 臺灣地區水稻農機消耗能源之研究。研考 I I —1118, 行政院研考會。
3. 張漢聖, 蕭介宗, 1987. 鋼皮圓筒倉頂太陽能收集裝置之設計研究。農業工程學報第33卷, 第2期, 中國農業工程學會。
4. 張漢聖, 1988. 鋼皮圓筒倉頂改成無蓋式太陽能空氣加熱器可行性之研究, 農業工程學報第34卷第4期, 中國農業工程學會。
5. 陳輝光, 1988. 圓筒倉頂鋁管太陽能收集器之性能分析, 國立臺灣大學碩士論文, 臺大農機系。
6. Anon, 1973. Pitot static tube operating instructions 9004474-583. Airflow Development Limited, Lancaster Road, High Wycombe, England.
7. Anon, 1987. ASAE Data D 271.2, Psychrometric data, ASAE Standard. American Society of Agricultural Engineers.
8. ASHRAE, 1981. ASHRAE Handbook and Product Directory, Fundamentals. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc. Atlanta, GA 30329, U.S.A.
9. Brooker, D.B., 1974. Drying Cereal Grains. AVI Publishing Company, INC., Westport, Connecticut, U.S.A.
10. Brooker, D.B., 1967. Mathematical Model of the Psychrometric Chart. TRANS. of the ASAE P. 558-563.
11. Chau, K.V., 1980. Some New Empirical Equations for Properties of Moist Air. TRANS. of the ASAE P. 1266-1271.
12. Duffie J. A. & A. W., Beckman 1980.