

單歧管太陽能集熱板效率實驗研究

曾國哲¹ 張克勤^{2*}

摘要

本文探討兩種不同型式之單歧管單鰭片平板型集熱板，其差異在於歧管分別置於向陽面與背陽面，並搭配五種入口流體流量進行太陽輻射光日照實驗。研究發現歧管置於向陽面的集熱板模組(FPC-1)，歧管因直接被日照光照射，故集熱板內部能量傳導的路徑相對較短，當入口流量小時，在低熱散條件下的效率最高，約0.66；但隨著流量增加，逐漸下降至0.62以下。相對之下，歧管置於背陽面的集熱板模組(FPC-2)，內部能量由吸收板被陽光照射後，經由集熱板內部的熱傳導及水管管壁熱對流來傳遞能量。當入口流量小時，其集熱系統的效率較低，約0.60；隨著流量增加至約一倍標準流量，其最佳效率達至高峰值，約0.63；爾後又隨流量增加而略為下降。兩種模組間的集熱效益差異來自受熱條件以及結構上的差異。FPC-2在大部分的天候、流量條件下，其吸收太陽能的效能較佳；而FPC-1其優勢僅在於入口流量低(約0.180 l/min)且系統均溫(T_m)與環境溫度(T_a)溫差小或是日射量(G)大時(亦即 $(T_m - T_a)/G$ 小於 $0.041^\circ\text{C} \cdot \text{m}^2/\text{W}$)的情況下才會發生。由本研究結果得知，在兩種所測試集熱板模組中，FPC-2是使用條件(日照、環境溫度、流量)範圍較廣泛、聚熱效率相對理想的集熱板模組。

關鍵詞：平板型集熱板、太陽熱能、準動態效能測試

1. 緒 論

1.1 前言

2015年於法國巴黎舉辦的聯合國氣候峰會(COP21、CMP11)，世界各國為正視氣候變遷、氣溫上升等問題後，會中擬定共識且規劃出具有約束力的措施，來阻止變遷情況的惡化。為此，各國因應的措施和計畫內容涵蓋眾多的層面與技術。在許多國家的因應計畫中，能源的使用再規劃以及部分能源的限制使用量，占了首要的地位，如美、日、中等大國皆計畫於未來幾年將再生能源的使用比例提高。

再生能源的發展與推行已是本世紀為因應環境變遷等問題，勢在必行的科技與產業。

臺灣，為一高度缺乏能源自主之島國，根據經濟部能源局統計與財團法人臺灣綠色基金會資料顯示(2012)，超過98%的能源供給仰賴國外進口，其中化石燃料占多數。再生能源的優勢之一在於其供給能源的過程不會有二氧化碳排放，相較於石化燃料而言，為更潔淨且能永續使用的綠色能源，也因此再生能源的使用能迎合全球能源發展中減緩氣溫上升、重視環境保護的趨勢。

臺灣地處亞熱帶，日照充沛，具有足夠的潛力發展太陽能。太陽能的應用主要分為光電

¹成功大學航空太空工程學系 研究生

²成功大學航空太空工程學系 教授

*通訊作者, 電話: 06-2757575分機63679, E-mail: kcchang@mail.ncku.edu.tw

收到日期: 2016年10月24日

修正日期: 2016年12月05日

接受日期: 2016年12月30日

與光熱兩個層面。臺灣在此兩種產業，成果與技術已相當豐碩，產品亦足夠成熟，有助於節省傳統化石能源的消耗。光熱是藉由太陽能集熱系統吸收太陽輻射能，並轉換成熱能後，加以利用。太陽能熱水供應系統，是以水為工作流體，利用集熱器將水加熱後儲存於儲水桶內以供後續使用。系統主要包含集熱、儲熱、管路及控制等部分，工作流體流動方式可分成自然循環與強制循環，其中自然循環為利用熱水之密度比冷水較低，藉由浮力推動，使水能隨著溫升而往上方儲水桶爬升；而強制循環是利用溫差控制器與水泵，當溫差控制器偵測到集熱器內與存水桶間產生一定溫差時，自動啟動水泵使水產生循環，以達到加熱冷水之目的。集熱部分，主要分為平板型、真空管式、無面蓋式等型式，平板型主要是利用金屬(多為銅、鋁)搭配選擇性吸收膜將太陽光吸收並傳導到金屬管中，讓工作流體將熱帶走。真空管式主要利用真空來阻隔內部能量散失。臺灣目前是以平板型集熱器為多數(約80%)。

Rodríguez-Hidalgo等人(2011)進行有關集熱板系統能量交換機構的數值計算，並以一組已使用九年的平板型集熱系統(50 m²)於現實多變的天氣條件下實驗後，相互驗證，研究結果發現，在實際天氣條件下，進入集熱系統的太陽輻射能，64%的能量會因工作流體流經系統後，被流體吸收而轉換成可用熱能，而12%的能量會透過上方的透明遮罩熱散，4%則是藉由集熱系統外箱下方的表面熱散至環境，其餘的20%則是因為光學的因素而損失。其集熱板系統分析的結果說明，對於集熱系統年度平均集熱效率造成影響的項次如下，風速造成的熱損會使年度平均效率下降約15.6%，集熱板老化問題造成年度平均效率下降約15%，太陽輻射光入射角的影響則是使效率下降約7.6%，而集熱系統內部熱容的影響則是下降3.2%，輻射熱散的影響則是下降1.3%。

Farahat等人(2009)進行對於平板型集熱器之設計參數最佳化研究，以集熱板內部結構、

操作的參數對集熱系統可用能量的吸收進行最佳化。研究發現，當集熱板的吸收面積為9.14 m²，而工作流體流量為0.0084 kg/s時，系統擁有最佳的可用能吸收率，為3.898%。此外，對於可用能的吸收率，集熱板入口流體的最佳溫度約315 K；而隨著環境溫度和風速的增加，可用能的吸收率會隨之下降，但會隨太陽輻射量與集熱板光學效率的增加，可用能的吸收率會隨之上升；而集熱板內部管子的直徑則是對於可用能的吸收影響不大。

Badescu (2007)以可用能吸收最大化為目的下，針對一開放迴路之集熱系統進行入口流量最佳化的研究。研究發現，集熱板最佳的入口流體流量會因不同季節、時間、環境因素而有所差異，在寒冷的季節中，最佳的流體流量與環境溫度沒有明顯的關係，但在日出和日落時最大，會隨著入口溫度上升，最佳流體流量亦隨之上升；而在溫暖的季節中，最佳的流體流量會與太陽輻射量有明顯的相關性，但在中午時段，最佳的流體流量會維持在某定值。

1.2 研究目的與動機

在提升平板型太陽能集熱器吸收效率的層面上，部分的研究探討集熱板對於太陽能吸收的結構最佳化，部分研究探討流體於集熱系統內分布、熱交換的情形，另一部分的研究則是從減少集熱系統熱損失著手。本研究以結構相對簡易、直觀的單鰭片單歧管型集熱板為研究主體，並以集熱板擺放的方式及入口工作流體流量作為主要的實驗變因，在實際的天氣條件下進行實驗，對於集熱板吸收太陽輻射光之效能進行分析。研究目的在於提供太陽能建物整合時或太陽能集熱系統設計的過程中，一個較完整且具參考價值的集熱板設計基準(benchmark)。

2. 研究方法

本研究基於ISO 9806：2013之集熱系統準

動態測試法，參考其規範與實驗方式，對於實驗過程中數據的量測與處理進行完整的規劃，實驗目的是比較兩種不同型式之集熱板於相同實驗環境下，其吸收太陽能並轉換至工作流體熱含量之效能。實驗過程中，利用溫度計、流量計等傳感器量測並記錄過程中之各個參數變化，主要量測參數為太陽輻射量、環境風速、環境溫度、集熱器入口水溫及流體流量等進行集熱系統效率分析時之必要參數，針對數據作分析後，評估影響集熱系統效率之決定因素。

ISO 9806 : 2013與EN129975-2-2006明確地說明集熱器穩態(Steady state test, SST)與準動態效率測試(Quasi-dynamic test, QDT)之實驗方法，並規範實驗所需要天氣條件及系統必要的穩定性(表1)，以ISO 9806 : 2013穩態測試的條件，日照量需在 700 W/m^2 以上，此情況必須要在天氣條件良好(漫射率低)，並且於中午(solar noon)時段下，才較有可能滿足。以臺灣氣候為例，如此嚴苛的測試條件，可測試天數十分有限，一般透過太陽追日裝置的架設，能有效地

增加可測試天數。準動態測試因考量短時間集熱器集熱瞬時效率的變化，故其限制條件寬鬆許多，以ISO 9806 : 2013為例，針對日照量的部分並無明確的規範，僅針對入口溫度、入口流量等條件作規範。考量本研究之集熱板的規格(單鰭片單歧管型)特殊以及穩態測試條件之嚴苛，故實驗以準動態測試法評估集熱器吸收太陽能之效能。根據規範，標準流量為 $0.02 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{sec}$ ，並且實驗過程中之流量擾動偏差應於1%內，入口溫度要求四個溫度點，偏差量為 $\pm 1^\circ\text{C}$ ，量測時間至少3 hr，不需連續。由於本研究之集熱器尺寸因素與實驗設備容忍性，於此，本文對測試條件進行部分微調，如下列所述。

本實驗之集熱器模組採單鰭片、單歧管平板型，面積約是一般(約10、12組鰭片與歧管組成)集熱器系統的1/10，實際曝光面積約 0.234 m^2 (長寬各為 $1.95 \text{ m} \cdot 0.12 \text{ m}$)，根據ISO 9806 : 2013的規範，集熱器系統之工作流體標準流量為 $0.02 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{sec}$ ，故根據曝光面積，本研究之集熱系統標準流量為 0.281 l/min ，若以一般尺

表1 穩態及準動態測試條件比較

Parameter/Standard	Steady State Test		Quasi-dynamic Test	
	ISO 9806 : 2013	EN 12975-2 : 20	ISO 9806 : 2013	This Research
Solar irradiance (W/m^2)	> 700	> 700	-	-
Deviation of irradiance (W/m^2)	± 50	± 50	-	-
Air speed	2~4 m/s	2~4 m/s	1-4 m/s	1-4 m/s
Flow rate ($\text{kg/s} \cdot \text{m}^2$)	0.02	0.02	0.02	0.02
Deviation of Flow rate	$\pm 1\%$	$\pm 1\%$	$\pm 1\%$	$\pm 2\%$
Deviation of Inlet temperature	$\pm 0.1\text{K}$	$\pm 0.1\text{K}$	$\pm 1\text{K}$	$\pm 1\text{K}$
Diffusion limit	<30%, test >30%, corret	<30%, test >30%, corret	-	-
Number of inlet temperature	4 at least 4 points each	4 at least 4 points each	4 at least no points limited	4 at least no points limited
Measure time	15 min at least	10 min at least	4-5 sequence, 3 hr at least each	4-5 sequence, 3 hr at least each

資料來源：本研究彙整

寸的集熱系統控制流量的方式(以溫控機或水泵輸出, 搭配調流閥控流)去執行, 會因原件輸出功率的震盪, 而出現過大的擾動量, 無法符合表1所提到的, 流量擾動需在 $\pm 1\%$ 的範圍內; 另外, 實驗過程中, 因溫升造成流體密度的變化, 以及流量計與實驗使用之塑膠軟管、轉接頭等流道管件所造成的摩擦損失, 皆會使實驗過程中之流量產生擾動。

本研究採用非循環持續自然溢流方式(Overflow)搭配針閥控制流量, 以達到穩定的入口流量, 不過因集熱器面積對應之標準的流量過小, 僅能達到擾動量於 $\pm 2\%$ 內。此外, 入口溫度控制的部分, 本研究為避免溫度控制器輸出功率之擾動影響溢流系統的穩定性, 故加熱工作流體的方式採預先加熱, 即進行實驗前, 先將流體加熱至設定溫度, 實驗過程中並不再進行控溫。當進行較長時間的實驗時, 入口水溫會緩慢地下降, 故本實驗之入口溫度分布, 並非為特定溫度, 而是一段溫度區間, 在一次實驗中, 溫度可能是從 51°C 緩慢地下降至 45°C 。ISO 9806:2013規範入口溫度必須要四個點以上(四種天氣條件), 此規範的目的在於要求集熱器平均溫度數據分布必須要涵蓋的足夠變異範圍來進行線性迴歸的計算, 數據的涵蓋範圍寬窄將影響迴歸結果的正確性, 故本文以溫度區間方式進行, 足以得到適當的數據分布。實驗中各個流量皆設定三個以上的入口溫度區間, 各區間之間皆有明確的落差以達到合

適的數據分布, 實驗進行之時間須確保能得到足夠數據量。此外, 為了增加實驗的價值與多樣性, 於實驗過程中入口流量設定增加變因, 分別以五種不同的流量大小(表2)進行實驗, 評估流量對於集熱系統效能的影響程度。

2.1 集熱板模組與實驗設備

實驗所使用的集熱板, 材質為具有優異熱傳性質的紅銅, 架構主要可分為太陽能吸收板面、歧管、幹管等, 吸收板面搭配選擇性吸收膜, 以利於吸收太陽輻射能, 其尺寸為 1.88 m 長、 0.1 m 寬、 1 mm 厚, 系統所使用工作流體為水, 藉由與歧管接觸, 將系統內部熱能帶走, 歧管直徑約 10 mm 、長度約為 1.92 m 。詳細的模組參數與尺寸如表3。集熱板安裝置於鋁製外箱內, 其內部以保溫泡棉進行隔熱, 並搭配一層厚度 3 mm 透明玻璃面蓋, 其目的在於使短波長、高能量的日射光能穿透進系統, 使集熱板升溫, 並阻止集熱板與外界空氣之接觸而對流造成熱量向外的逸散。

本實驗之集熱板模組共有兩組, 為同一製造廠商所生產之烤噴漆太陽能集熱器, 一組為歧管置於向陽面(FPC-1), 另一組則將歧管置於背陽面(FPC-2), 兩者製程之差異在於歧管在上之模組, 其歧管上亦噴上相同厚度的選擇性吸收膜, 幫助吸收太陽輻射能, 二者間詳細的差異如表4。此外, 如前文所述, 實驗之流體採自然溢流非循環的方式流經集熱系統, 工作流體

表2 集熱系統實驗流量設定值

	設定體積流量 (ℓ/min)	流速 (m/s)	Reynolds number	標準流量倍數 \dot{m}_{st}^*	流經歧管所需時間 (sec)
m1	0.180	0.0382	381	0.641	49.215
m2	0.220	0.0467	456	0.783	40.257
m3 (\dot{m}_{st})	0.281	0.0596	595	1.001	31.544
m4	0.345	0.0732	730	1.220	25.683
m5	0.414	0.0879	876	1.473	21.388

註1: \dot{m}_{st} 標準流量: $0.02\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}) \cdot 1.95\text{ m} \cdot 0.12\text{ m} = 4.68 \times 10^{-3}\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}) = 0.281\text{ }\ell/\text{min}$ 。

註2: 管徑: 0.01 m ; 集熱器曝光面積: $1.95\text{ m} \cdot 0.12\text{ m}$; 水密度: $998\text{ Kg}/\text{m}^3$; 水黏滯係數: $1\text{ mPa} \cdot \text{s}$; 歧管長: 1.88 m 。

資料來源: 本研究彙整

表3 集熱板系統之相關參數與尺寸

參數	尺寸	參數	尺寸	性質	數值
集熱板(材質為紅銅) (Collector)		吸收板與透明面蓋之 距離(m)	0.025	透明玻璃面蓋(Transparent glazing)	
吸收板(Absorber plate with Sputtering coating)		兩組集熱板之距離(m)	0.3	穿透率(%)	87.033
厚度(m)	0.001	外箱(Box)(鋁)		熱傳導性數(W/m·K)	7.733 ± 1.383
面積(m ²)	1.87×0.1	長(m)	2.01	熱擴散性數(m ² /s)	25.36 ± 5.775
歧管(Tube)		高(m)	0.09	吸收板(Absorbing plate)	
直徑(m)	0.0125	寬(m)	0.17	吸收率(%)	94.5
長(m)	1.89			熱傳導性數(W/m·K)	321.85 ± 7.464
幹管(Pipe)				熱擴散性數(m ² /s)	151.686 ± 20.73
直徑(m)	0.028			隔熱材(Insulation) (發泡PE棉)	
長(m)	0.145			熱傳導性數(W/m·K)	0.012 ± 0.002
透明玻璃面蓋(Transparent glazing)				熱擴散性數(m ² /s)	0.038 ± 0.005
厚度(m)	0.003			外箱及空氣夾層	
面積(m ²)	1.98×0.164			熱傳導性數(W/m·K)	2.111 ± 0.062
隔熱材(Insulation) (發泡PE棉)				熱擴散性數(m ² /s)	4.155 ± 0.188
厚(m)	0.15			工作流體(水)	
焊接條(點焊)				比熱(J/kg·K)	4182
長(m)	1.77			密度(kg·m ³)	998
寬(m)	0.003				

資料來源：本研究彙整

表4 所測試之兩種集熱板模組差異

集熱板模組	FPC-1	FPC-2
結構示意圖		
導熱方式	太陽光同時照射於歧管壁與吸收板上，由流體流經歧管將熱帶出	由吸收板面吸收太陽輻射能並將熱傳導至歧管，流體流經歧管將熱帶出
結構說明	1. 吸收板面及歧管噴塗選擇性吸收膜 2. 歧管與吸收板以焊接方式連接	1. 吸收板面噴塗上均勻選擇性吸收膜 2. 歧管與吸收板以焊接方式連接
優點	歧管壁面直接照射再加上經過焊接條傳遞	吸收板面均勻吸收輻射能
缺點	散熱面積較大，因歧管壁面接觸空氣	熱僅需經過板管間之焊條傳遞，其受焊接部分品質影響

資料來源：本研究彙整

依當日實驗需求，由溫度控制器進行加熱至所需要的入口溫度，並儲存於大型儲水桶(保溫處理)內；進行實驗時，以小型水泵(功率約為1/4馬力)，將流體強制打入到設計之溢流桶內。溢流桶設計目的為利用內外桶與檔板的方式，減少流體進入溢流桶內部後過度激烈的擾動，可使內部持續維持在滿水位，利用固定位能差所產生水壓供應集熱器系統穩定的流體流量，並於集熱器出口搭配針閥進行流量的控制，達到實驗所需之設定流量，詳細的系統流道設計如圖1。

2.2 實驗方法

實驗地點為成功大學歸仁校區(120°17'00"E, 22°58'00"N)，集熱板擺放之傾斜角為0°，長軸為南北向，系統無追日，採固定放置的方式，持續進行實驗，量測儀器(溫度傳感器、流量計)架設於集熱器系統上，僅日射計與風速計設置於較遠之空曠地點(距離約25 m與2.5 m)，目的為減少遮蔽物因素所造成的量測偏差，透過架高的方式，得到與實際環境較符合之數值。

考量後續計算的便利性與設備侷限性(無追

日裝置)，本研究採準動態測試法進行實驗，集熱器以傾斜角0°進行日曬，利用溫度控制器將工作流體加熱至預設溫度區間內，停止升溫動作，並使其循環20分鐘以上，待儲水桶內部水混和至均勻溫度的程度，再利用小型水泵將水從大型存水桶打至溢流桶內，使其持續維持滿水位，進而提供集熱系統穩定的流體流量，以安裝於集熱器系統出口的調流針閥，控制管路壓差，使系統入口流量達至目標流量 $\pm 2\%$ 內，實驗進行時間約從早上九點半至下午三點半間，於此期間內，日照的充足使集熱器系統能有明確的吸收輻射熱的表現，實驗過程中持續讓工作流體以目標流量經過集熱系統，再藉由與內部歧管的接觸，帶走部分因太陽光照射而進入系統之熱量。

2.3 準動態模組與效能曲線

進入集熱板系統之太陽輻射能 G 可分為太陽直射光(Solar beam radiation, G_b)與太陽漫射光(Solar diffusion radiation, G_d)，直射光是太陽光從太空中直接穿透空氣的光子，直接進入系統，而漫射光則是光線經由空氣中的懸浮粒子與周遭遮蔽物之反射等因素而進入系統之輻射

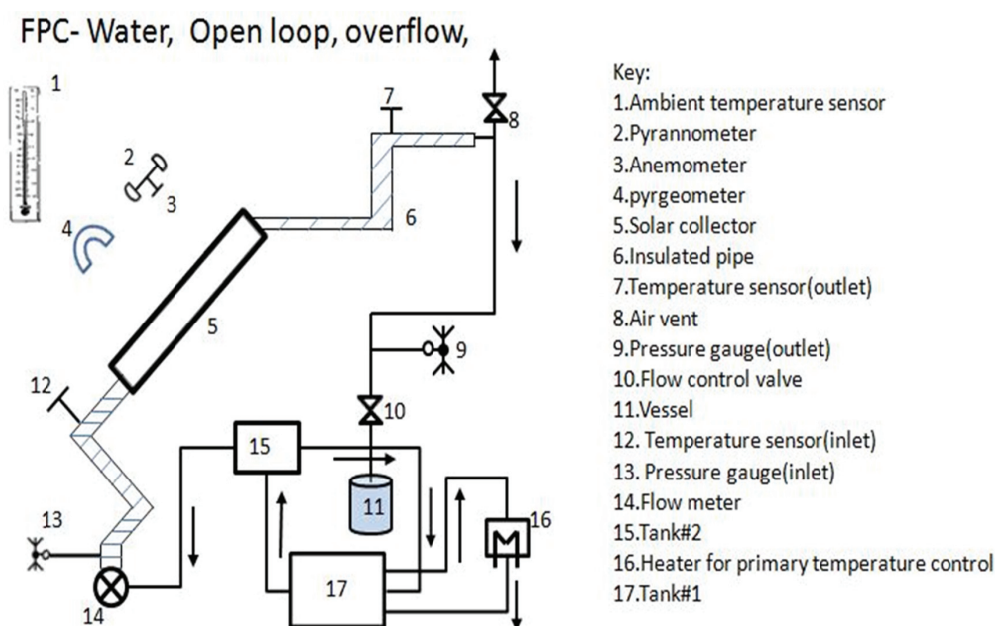


圖1 溢流與集熱系統配置圖
資料來源：本研究繪製

量：

$$G = G_b + G_d \quad (1)$$

集熱過程中，其集熱系統轉換太陽能瞬間效率(η)可表示成

$$\eta = \frac{\dot{Q}}{(G_b + G_d)A} \quad (2)$$

A：曝光面積， \dot{Q} ：吸收能量

鑒於集熱板穩態測試嚴苛的條件及可測試天數之稀少，Perers (1993)提出一種集熱器系統準動態測試方法，將整個集熱板系統視為單一節點，將整個系統內之熱容視為一等效熱容(c_s)，各別考量太陽輻射中的直射量(G_b)與漫射量(G_d)，並採用不同的入射角修正係數(K_b (θ_L , θ_T)與 K_d)。熱散部分採用二階之熱損失模組，另外考慮了風速對於集熱器效率的影響($u \cdot G$)。該模組適用性較為廣泛，可用於平板型、真空管型及聚焦型等集熱器。所使用之集熱板準動態測試數學模組：

$$\begin{aligned} \dot{Q}/A = & \eta_{0,b} \cdot K_b(\theta_L, \theta_T) \cdot G_b + \eta_{0,b} \cdot K_d \cdot G_d - c_6 \cdot u \\ & \cdot G - c_1 \cdot (T_m - T_a) - c_2 \cdot (T_m - T_a)^2 - c_3 \cdot u \\ & \cdot (T_m - T_a) + c_4 \cdot (E_L - \sigma \cdot T_a^4) - c_5 \cdot dT_m/dt \end{aligned} \quad (3)$$

其中 $\eta_{0,b}$ ：集熱系統最佳效率(無熱散條件並接近正向直射下)， K_b (θ_L , θ_T)：太陽直射光入射角修正係數， K_d ：太陽漫射光入射角修正係數， u ：環境風速， G ：日射總量， T_m ：系統平均溫度， T_a ：環境溫度， dT_m/dt ：集熱系統平均溫度時間變化率， E_L ：長波太陽輻射， σ ：Stefan-Boltzmann常數， $c_1 \sim c_6$ 為各項次之係數。

在集熱器有透明遮罩覆蓋下，長波(紅外線)輻射將被阻擋在遮罩外，故無須考慮式3中 $c_4 \cdot (E_L - \sigma \cdot T_a^4)$ 對於有效吸收能的影響。

集熱系統效率測試的目的於短時間實驗週期的集熱測試結果來預測其長期的集熱表現，最終目標是求出集熱板的集熱性能曲線(Efficiency normalization curve, ENC)，由等約溫度(T^* ，定義於式5)與瞬時效率(η)之分布，以

一階或二階模組去擬合即為集熱系統之性能曲線，該曲線之截距代表集熱器在無熱散情況下之效率表現(The optimal efficiency, η_o)，而其一階熱散模組的斜率則為集熱系統與環境等效的熱散係數(h_{eff})。本研究採用一階模組：

$$\eta = \eta_o - h_{eff} \cdot T^* \quad (4)$$

其中 T^* 定義為：

$$T^* = \frac{T_m - T_a}{G} \quad (5)$$

故實驗後的數據以多元線性迴歸的方式迴歸準動態模組(式3)後，再以迴歸後的模組計算出迴歸的 \dot{Q}/A 後，藉由 T^* 與 \dot{Q}/A 之分布進行線性迴歸，得到足以代表該集熱系統長期的集熱效能表現之效能曲線模組。

2.4 實驗數據的量測與分析

根據集熱準動態測試法所提到的效率評估過程，根據式3，實驗所需要量測的參數有太陽直射輻射、漫射輻射、環境風速、系統出入口溫度、環境溫度與工作流體流量，各種量測儀器皆依其架設規範為基準，妥善擺放於適當的地點，實驗數據截取的頻率為1 Hz。測試規範中，對於實驗環境與集熱器入口穩定度的規定為表1，進行實驗並妥善地記錄實驗數值後，根據表1，對於數據進行篩選，此外，部分不合物理現象的實驗數據亦必須剔除，Osório (2011)提到準動態分析過程中， dT_m/dt 會因集熱系統反應時間的長度，會出現不合理的數值，必須經過一定的篩選。篩選的內容如下：

1. \dot{Q}/A 、 G_b 、 G_d 等量測值出現負值的情形，表示儀器感測或擷取系統之異常，或是日照量不足。
2. 不合理的極大值或極小值，以 dT_m/dt 為例，當入口溫度或流量未穩定(升溫過程或是流量調整過程)時，集熱板內部的儲熱量並非欲量測狀態(特定的入口溫度、流量)下之集熱表現。
3. 量測值及其變動量不在準動態測試規範(表1)

容許範圍內。

以篩選後的數據進行準動態模組(式3)的迴歸，但在迴歸過程中，可能會出現共線性問題，亦即方程式內若有自變數間之線性相關程度過高的情形，例如式3中 $(T_m - T_a)$ 與 $(T_m - T_a)^2$ 為直接相關之關係，若是自變數樣本數不夠或是變異量過小，造成迴歸後，無法判斷兩者之間的主從關係，故出現擬合係數不合理(係數過大或過小、係數正負號不符等問題)之情形。以上述兩個參數為例，其中應該以一階熱散 $(T_m - T_a)$ 為主，二階為輔，並且兩者於模組內對於依變數之影響為減益效果，故其係數皆應符合物理現象(熱散對於有效吸收熱為負影響)。此外，ISO提到準動態迴歸分析後之係數，其t-Ratio必須要大於2，表示該自變數對於依變數具有顯著的影響性，若t-Ratio小於2，則應該刪除該項次後，再進行一次準動態模組迴歸分析。上述t-Ratio定義為

$$t = \frac{(\bar{x} - \mu)}{s_x / \sqrt{n}} \quad (6)$$

\bar{x} ：x樣本之平均數，n：樣本數， s_x ：x樣本之

標準差， μ ：分布標準值

詳細上述實驗數據處理過程整理如圖2所示。

3. 結果與討論

3.1 數據平均時間長度的影響

當天氣出現劇烈變化，日射量激烈低變動下，容易造成載取到錯誤的瞬時效率值，例如，前一時刻集熱板系統受到高強度的日照影響下，吸熱板面及出口溫度都到達較高的程度，當日照突然因雲層因素或其他因素所影響，日射量因此驟降，而前一時段的高日照所造成的熱能，來不及與流體完整地進行熱交換，仍殘留在集熱板及歧管內，而瞬時效率的計算是以瞬時的流體出入口溫差以及即刻的日射量所決定。因上述的原因，若是以每秒或是不夠長的時間為單位去計算瞬時效率，很有可能會出現不合理的效率值(大於1或是其值過小等)；若能有效評估出適當的時間長度及篩選日

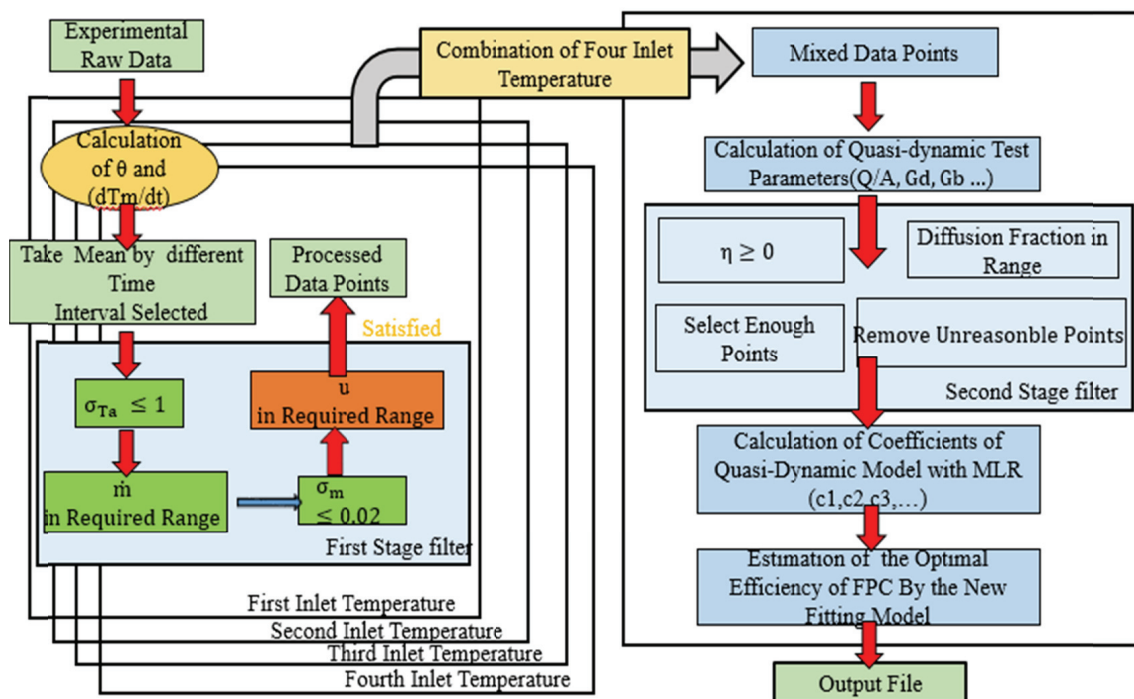


圖2 實驗數據處理過程
資料來源：本研究繪製

照量相對合理的範圍，才能審慎合理地評估出集熱板之集熱表現，本研究不同時間長度(1 s、2 min、4 min…等)對數據作平均處理。

圖3為平均時間長度不同下進行的迴歸，所得之效能曲線中的最佳效率(η_0)與集熱系統等效熱散係數(h_{eff})分布。由圖可知，以每秒數據進行處理後的數據，其 η_0 與 h_{eff} 與經過平均處理的數據之結果具有明顯的偏差，當平均時間長度超過約240秒後，其計算後的 η_0 與 h_{eff} 便落

在相差不多的水平上。若以所有數據點(分別以不同的平均時間長度計算)其平均值為基準值，計算其中的相對誤差，結果如圖4，說明以不同時間長度處理數據，其計算結果對於最佳效率 η_0 的相對偏差約在0~1.1%不等，以每秒數據計算結果的相對偏差最大(FPC-1約1.1%，FPC-2約0.5%)，當數據經平均處理後，其相對偏差皆在1%內，表示不同時間長度平均，對 η_0 的評估影響有限；而針對 h_{eff} ，以每秒數據評估的結

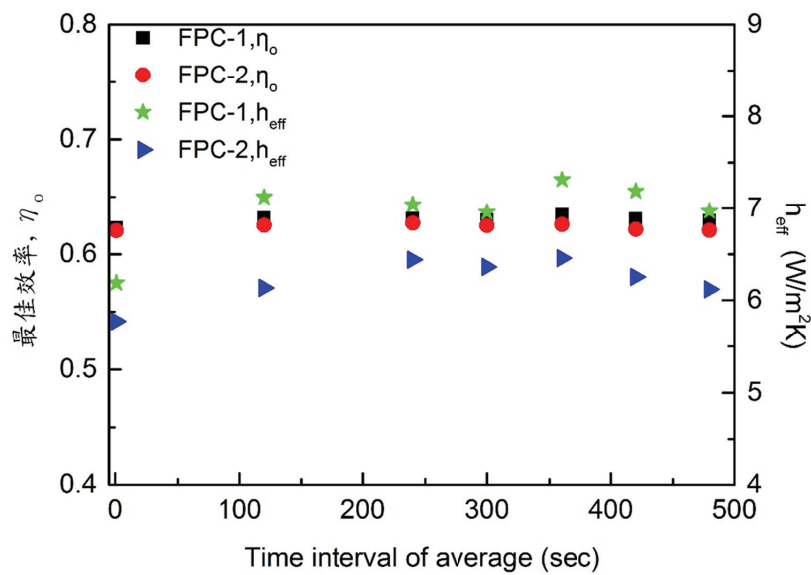


圖3 不同平均時間對最佳效率 η_0 與 h_{eff} 變異情形(1秒~480秒，標準流量)
資料來源：本研究繪製

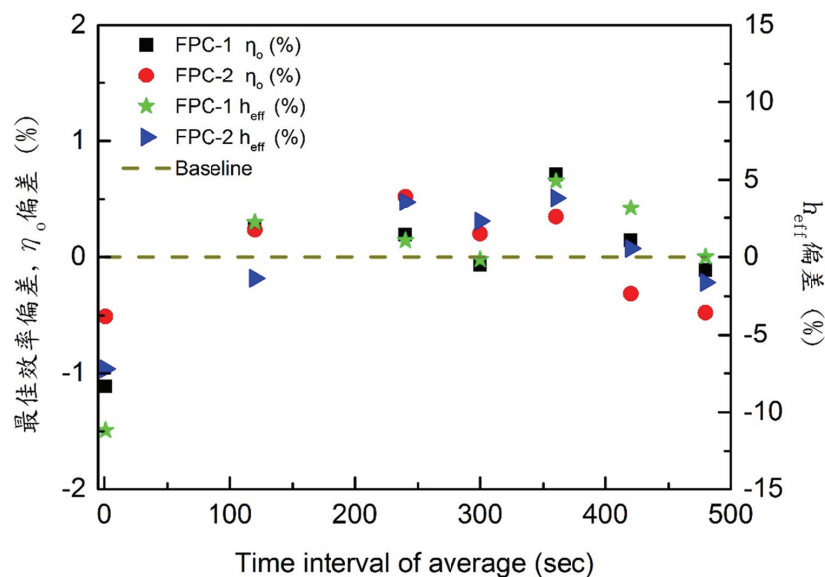


圖4 不同平均時間對最佳效率 η_0 與 h_{eff} 各別偏差情形(1秒~480秒，標準流量)
資料來源：本研究繪製

果，其偏差程度亦最大(FPC-1約14%，FPC-2約7%)。數據經平均處理之計算結果，各點之偏差則趨於相對穩定的程度，相對偏差都在5%之內。故評估判斷本研究較佳的平均時間長度在240秒~480秒間。

3.2 集熱系統效率分析

本研究以集熱系統準動態測試模組與效能曲線為理論基礎，並以集熱器效率測試法為實驗方法，以兩種不同型式的集熱板(表4)進行短時間的日曬實驗，最終評估出集熱板對於太能

輻射光吸收的效率與集熱系統熱散的程度，並比較兩型式集熱板之間的吸收太陽輻射光效能與熱散程度的差異。

按照表2的五種流率進行日曬實驗，實驗數據以300秒做平均處理後，經由迴歸準動態測試模組修正後，再進行效能曲線的迴歸，進而得到集熱系統在無熱散下之最佳效率與等效熱散係數。圖5~圖9分別為5種入口流率進行實驗後，其FPC-1與FPC-2 ENC曲線之迴歸結果。流率為0.181 l/min時(圖5)，FPC-1與FPC-2之間存在較大的差異，FPC-1 ENC曲線的截距會比

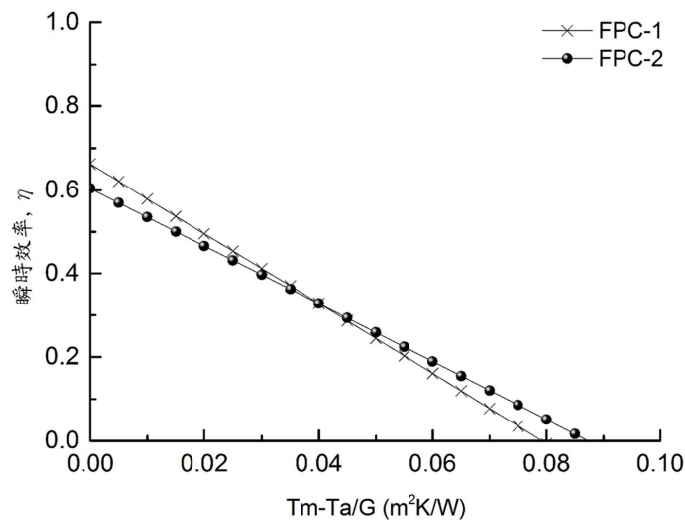


圖5 FPC-1與FPC-2之ENC曲線(流量為0.180 l/min)
資料來源：本研究繪製

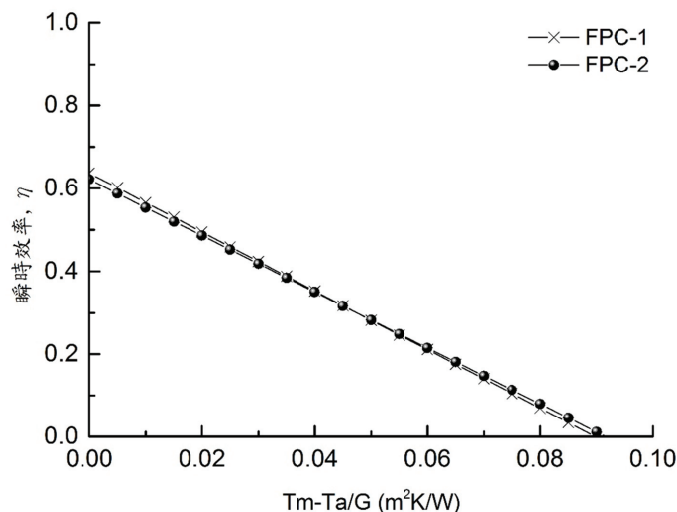


圖6 FPC-1與FPC-2之ENC曲線(流量為0.220 l/min)
資料來源：本研究繪製

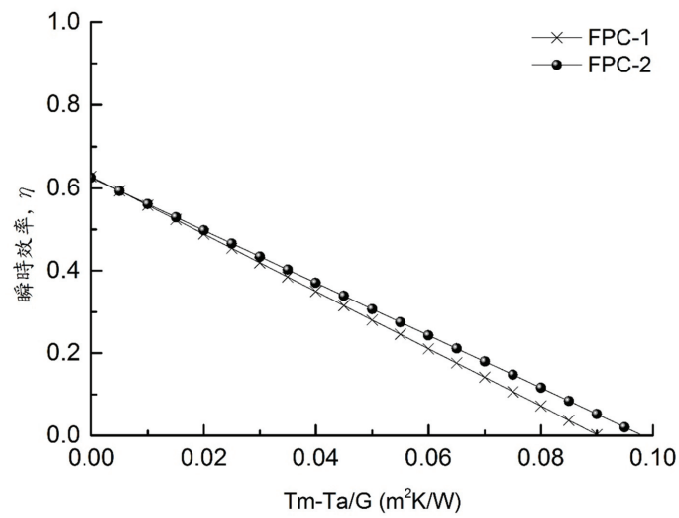


圖7 FPC-1與FPC-2之ENC曲線(流量為0.281 l/min)
資料來源：本研究繪製

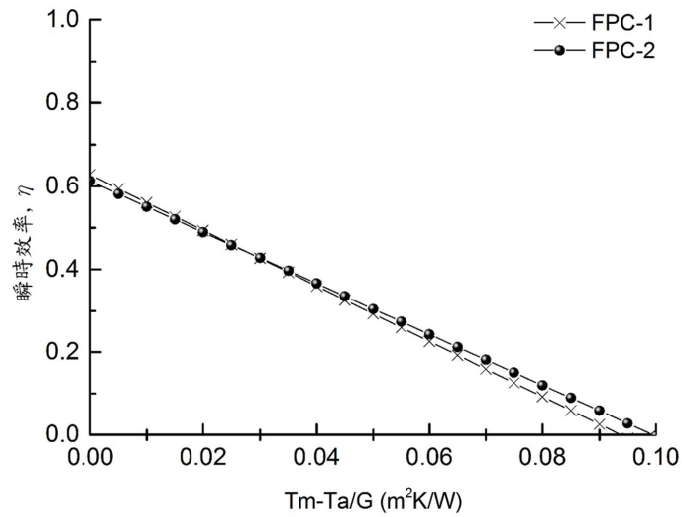


圖8 FPC-1與FPC-2之ENC曲線(流量為0.345 l/min)
資料來源：本研究繪製

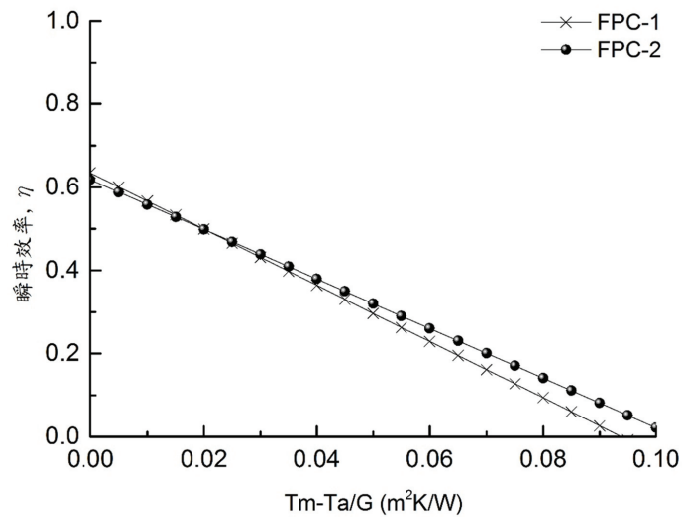


圖9 FPC-1與FPC-2之ENC曲線(流量為0.414 l/min)
資料來源：本研究繪製

FPC-2 ENC曲線的截距大，表示FPC-1在低熱散的條件下，會有較佳的效率；FPC-1 ENC曲線的斜率比FPC-2 ENC曲線的斜率大，則表示FPC-1的熱散程度比較嚴重。流量為0.220 l/min時(圖6)，兩者的ENC曲線的斜率趨於相似，表示其熱散程度相似，其曲線截距則略有差異，當流量為0.280 l/min~0.414 l/min時(圖7-9)，FPC-1與FPC-2之間的ENC曲線趨勢趨於穩定，兩者曲線的截距皆維持在差不多水平上，而FPC-1 ENC曲線的斜率在這些流量中皆比FPC-2 ENC曲線的斜率大，表示兩者的最佳效率雖趨

近於相同，但FPC-1熱散程度在這些流量下皆大於FPC-2。

圖10是FPC-1在五種流量實驗下經迴歸後之ENC模組比較圖，由圖可發現，曲線的截距隨著流量的增加，會有逐漸下降的程度，表示FPC-1的最佳效率隨流量增加而逐漸下降；曲線的斜率隨著流量的增加，會有逐漸趨於減緩的現象，表示在低流量時，FPC-1的熱散程度較為激烈，而當流量增加後，熱散的程度也會隨著慢慢下降。

圖11是FPC-2在五種流量實驗下迴歸後之

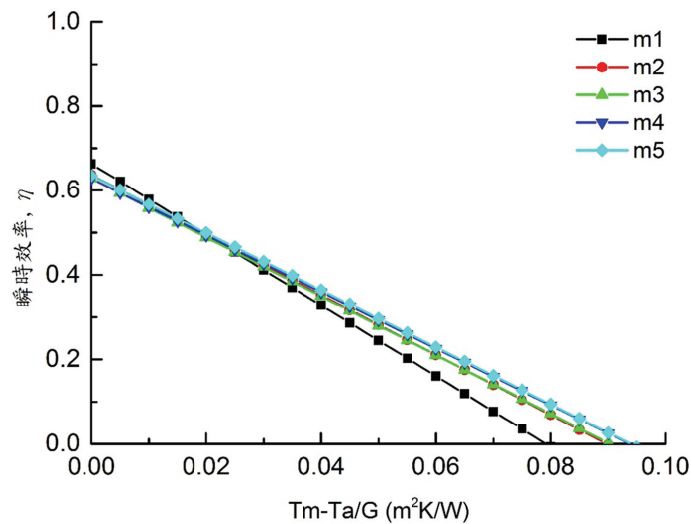


圖10 FPC-1於不同入口流量下，之ENC曲線
資料來源：本研究繪製

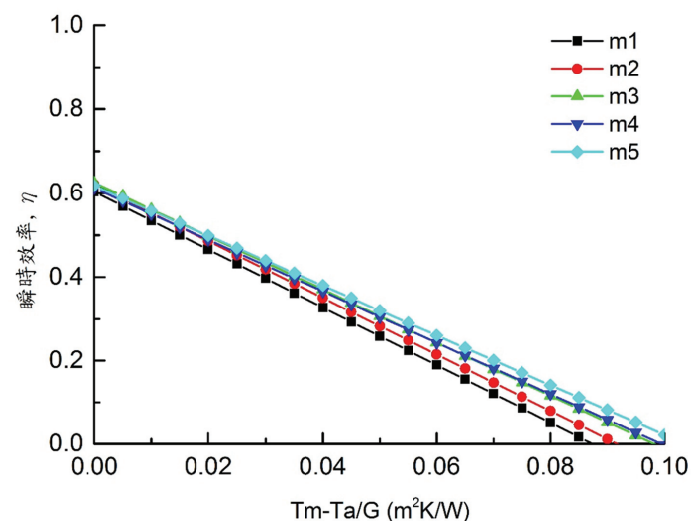


圖11 FPC-2於不同入口流量下之ENC曲線
資料來源：本研究繪製

ENC模組比較圖，由圖可發現，曲線的截距隨著流量的增加，些微上升，表示FPC-2之最佳效率受流量影響的程度不高；而曲線的斜率隨著流量的增加，會有逐漸減緩的現象，表示FPC-2熱散的程度會隨著流量增加而下降。

圖12為FPC-1與FPC-2迴歸後的ENC曲線之最佳效率 η_0 與等效熱散係數 h_{eff} 隨流量變化之趨勢圖。由圖中可知，當FPC-1與FPC-2的 h_{eff} 皆隨流量的增加而逐漸地下降，FPC-1下降的趨勢會比FPC-2明顯；表示其熱散程度較嚴重，而FPC-1在流量低時(0.7倍的標準流量以下)，會有比較大的 η_0 值(約0.66)，隨著流量的增加， η_0 會逐漸下降，當流量增加至1.0~1.2倍的標準流量後， η_0 下降的趨勢會趨近於穩定(約0.63)；而FPC-2在流量低時 (0.7倍的標準流量以下)，會有比較小的 η_0 值(約0.60)，當流量增加至約1.0倍的標準流量時， η_0 會出現一個高峰， η_0 值(約0.625)，而流量若繼續增加， η_0 隨之逐漸下降。

在表2中提到，本實驗分別以5種流量進行實驗，5種流量之 Re_D 值(Reynolds number)分別約為381、456、595、730、876，根據Bejan (2013)中對於紊流型式的管內流進行了詳細的理論分析，當管流在 $Pr \approx 1$ 時， $Re_D \geq 2000$ 時，管流內部流體的紊流剪應力層(turbulent

boundary layers)會逐漸成長，而 $Re_D \geq 2300$ 後，管流內部流體幾乎都在紊流狀態，故本實驗之流體流速，通過系統時，流體狀態會是層流型式，在熱對流中

$$Nu_D = hD/k \quad (7)$$

其中， h ：熱對流係數， D ：歧管直徑， k ：熱傳導係數， Nu_D ：管柱流之Nusselt number， Nu_D 的大小可表示熱對流的程度。一般而言，層流型式的管內流可以兩種不同的邊界條件進行評估，一為管壁為等溫(Uniform wall temperature)的條件下，其 Nu_D 約為3.66，而另一種則是壁面是為固定能量流量的情況下，其 Nu_D 約為4.36，本實驗的模組於實驗過程中，其壁面邊界條件為，其壁面溫度會隨著流體流動的方向而慢慢升溫，故導熱量卻是隨之下降，故會介於上述兩種邊界條件，由此可知，由式7中，對流係數 h 在層流管內流中，其Nusselt number會介於3.66與4.36之間，在本研究中，不同入口流率，造成單位體積流體帶熱能力的差異不明顯。故在熱對流中，流體與其管壁面之間的溫度差，會主導流體流經集熱系統時帶熱量的多寡。

FPC-1集熱系統因歧管直接受熱，相較於FPC-2，其集熱過程中其歧管維持在較高溫的

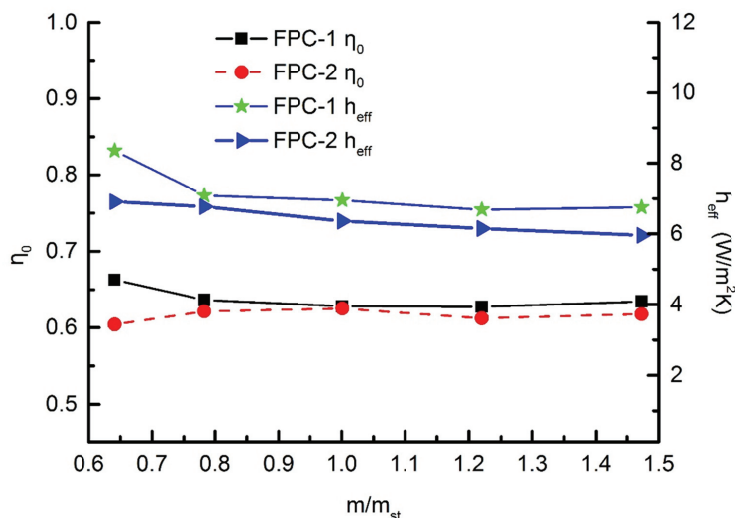


圖12 FPC-1與FPC-2於不同入口流量下之最佳效率 η_0 與 h_{eff} 之分布
資料來源：本研究繪製

狀態，流體主要的能量來源，會是由歧管吸收太陽光後直接傳導至流體，而FPC-1的吸收板僅達到輔助於吸收太陽能的作用，此外，其吸收板與歧管同時維持在較高溫的狀態，並且歧管壁面直接接觸空氣，故造成FPC-1系統整體的熱散顯著，當流量增加後，雖然較低溫流體的補充迅速，不過由於流道的管長有限，故流體於系統內所停留的時間(residential time)亦下降，表2提到，當流體流量從0.180 l/min升到0.414 l/min，流體在系統內所停留的時間會從49.125秒下降至21.388秒，停留時間下降幅度會超過50%，停留時間的下降使流體還未與管壁進行完整的熱交換後，便離開系統，故FPC-1吸收太陽輻射能的效能主要是由流體在系統內部停留的時間、入口流體的補充速率與系統熱散的程度所主導。當流體流量低時，流體在系統內所停留的時間較長，導致流體流經系統能跟壁面進行完整的熱交換，故FPC-1的最佳效率 η_0 較高，流量小，入口低溫流體的補充速率慢，使與壁面接觸的低溫流體亦較少，故導致系統的溫度較高，熱散程度較嚴重。而當流體流量增加後，流體停留於系統內部的時間下降，導致FPC-1的 η_0 逐漸下降，但更多的低溫流體與壁面進行熱交換，當流量約在0.8倍標準流量後，進入系統低溫流體增加所造成的效益會與停留時間下降的影響相互抵消，故FPC-1的最佳效率會維持差不多的水平。

FPC-2是由吸收板吸太陽輻射能後，藉由吸收板與歧管間的焊接條將能量傳至歧管壁，而工作流體流經系統與歧管壁接觸後將能量帶走。故流體從歧管壁帶熱的能力主導了FPC-2的 η_0 ，前文提到，流體與壁面間的溫度差將主導流體帶熱的多寡，故當流體流量低時，入口低溫流體的補充速率緩慢，只有少數低溫的流體能進入系統，與壁面進行熱交換，使 η_0 較低，隨著流量的增加，更多的低溫流體得以進入系統，使得 η_0 跟著提升，當流量增加約至1.0標準流量時， η_0 出現高峰值，表示此流量，FPC-2集熱系統在無熱散條件下，流體流經集

熱系統時，帶走較多的能量，使集熱系統吸收太陽輻射光後轉化熱能的效率最佳，於此流量後，流體流量的增加雖然有更多低溫流體進入系統，不過流體在系統內部停留的時間已不足流體與系統進行完整的熱交換，換言之，流體還來不及與系統進行完整的熱交換，便已通過系統，故導致FPC-2之 η_0 的下降。

表5為兩種型式集熱板在不同入口流量之實驗數據所迴歸分析得到之ENC方程式。由圖5~圖9中可發現，FPC-1僅僅在流量約0.180 l/min，並且 $(T_m - T_a)/G$ 較小(低於 $0.03^\circ\text{C} \cdot \text{m}^2/\text{W}$)時，其集熱瞬時效率會明顯比FPC-2具優勢。以此低入口流量為例，進行FPC-1與FPC-2之集熱瞬時效率比較如表6。由表6中可知，在日射量大時以及 $T_m - T_a$ 較小時， $(T_m - T_a)/G$ 值會因而較小，此時FPC-1的瞬時效率會比FPC-2較佳。表6中亦可知，在此低入口流量下，日射量約在 850 W/m^2 (日照條件良好)的條件時，一套高溫太陽能集熱系統($T_m - T_a$ 約在 35°C)，其 $(T_m - T_a)/G$ 約為 $0.041^\circ\text{C} \cdot \text{m}^2/\text{W}$ ，此時兩種熱板模組的集熱瞬時效率相當。當 $(T_m - T_a)/G$ 低於此值，則FPC-1的轉能效率優勢漸漸明顯。不同入口流量皆可利用表5的方程式來進行與表6相似的探討，不過由圖6~圖9可知兩者差異不明顯，於此不多加贅述。

表5 不同流量之實驗數據下之迴歸集熱性能曲線(ENG)結果

FPC-1 ENC曲線迴歸結果 (5分鐘數據平均)	
0.641 \dot{m}_{st}	$\eta = 0.663 - 8.360 T^*$
0.783 \dot{m}_{st}	$\eta = 0.636 - 7.088 T^*$
1.001 \dot{m}_{st}	$\eta = 0.628 - 6.951 T^*$
1.220 \dot{m}_{st}	$\eta = 0.627 - 6.689 T^*$
1.473 \dot{m}_{st}	$\eta = 0.634 - 6.754 T^*$
FPC-2 ENC曲線迴歸結果 (5分鐘數據平均)	
0.641 \dot{m}_{st}	$\eta = 0.604 - 6.911 T^*$
0.783 \dot{m}_{st}	$\eta = 0.621 - 6.772 T^*$
1.001 \dot{m}_{st}	$\eta = 0.625 - 6.363 T^*$
1.220 \dot{m}_{st}	$\eta = 0.612 - 6.155 T^*$
1.473 \dot{m}_{st}	$\eta = 0.618 - 5.958 T^*$

表6 在流量為0.180 l/min條件下兩種集熱模組之集熱瞬時效率比較

集熱瞬時效率 η		日射量G (W/m ²)		
(FPC-1, FPC-2)		300	500	850
T _m -T _a (°C)	5	(0.524, 0.489)	(0.579, 0.535)	(0.614, 0.563)
	15	(0.245, 0.258)	(0.412, 0.397)	(0.515, 0.482)
	25	(-0.034, 0.028)	(0.245, 0.258)	(0.417, 0.401)
	35	(-0.312, -0.202)	(0.078, 0.120)	(0.319, 0.319)
紅字表示之 η 組，意指FPC-1優於FPC-2				

4. 結 論

FPC-1的歧管因直接被太陽輻射光照射，故日曬過程中，歧管壁面維持在較高溫的狀態，流體流經集熱系統所帶走的能量主要是歧管吸收輻射光後傳導至流體，當流量低時，流體在系統內部停留時間較長，而使其最佳效率 η_0 較高，不過其熱散的程度亦最高，而FPC-2是由吸收板吸收太陽輻射能後，經由吸收板與歧管間焊條將熱傳導至歧管內，流體流經系統而將熱帶走。此外，FPC-1的散熱面積比FPC-2多約39.269%。上述原因造成兩種集熱板反應日射的特徵以及日曬實驗過程中，集熱系統吸收太陽能的效能表現有所差異。FPC-1相較於FPC-2，其無熱散條件下的最佳效率較好，但散熱亦較大，在入口流量低時，FPC-1雖然擁有較佳的 η_0 ，不過其熱散程度亦是最嚴重的，當集熱系統均溫上升時，與環境溫度之間的溫差變大，FPC-1因熱散程度較高等因素，故其吸收太陽的效率反而會比FPC-2差(圖5~圖9)。FPC-1的歧管雖然直接被日射光照射，減少了能量傳導的路徑，但因熱散面積增加等因素，導致其熱散程度嚴重，而使整體系統吸收太陽能的效能不如FPC-2。故要將研究的結果應用於集熱系統設計上，由圖5~圖9可知，集熱系統經日射光照射，工作流體流經系統，無論是高或低溫集熱系統，系統與環境間皆有明顯的溫差，造成一定程度的熱散情形。因受熱條件以及集熱板構造上的差異，使FPC-2的瞬時效率值在多數情況下會比FPC-1高，表示其吸

收太陽能的效能較佳。而由圖5與表6可知，FPC-1相較於FPC-2的優勢僅在於入口流量低(約0.180 l/min)且系統均溫與環境溫度溫差小或是日射量大時(亦即 $(T_m - T_a)/G$ 小於 $0.041^\circ\text{C} \cdot \text{m}^2/\text{W}$)的情況下才會發生。故由此可知，FPC-2的構造會是使用範圍較廣泛，集熱效率相對理想的集熱板模組。

致 謝

本研究於實驗設備的架設與規劃過程中，承蒙成大能源研究中心的郭家彰、林峻廷及陳家群等工作人員的幫助；本研究進行中亦蒙經濟部能源局委辦經費(計畫編號104-D0303)的部分支持，在此一併致謝。

參考文獻

- 經濟部能源局 & 財團法人臺灣綠色生產力基金會，2012。建築節能應用技術手冊
- Badescu, V., 2007, Optimal control of flow in solar collectors for maximum exergy extraction, International Journal of Heat and Mass Transfer, 50: 4311-4322.
- Bejan, A., 2013, Convection Heat Transfer, 4th Edition, p369-p379, John Wiley.
- EN 12975-2-2006, A Guide to the Standard in Quality Assurance in Solar Heating and Cooling Technology: thermal performance, <http://www.estif.org/fileadmin/estif/content/>

- projects/QAiST/QAiST_results/QAiST%20D2.3%20Guide%20to%20EN%2012975.pdf, data captured in October 2016.
- Farahat, S., Sarhaddi, F., and Ajam, H., 2009, Energetic optimization of flat plate solar collectors, *Renewable Energy*, 34: 1169-1174.
- ISO 9806:2013, International Standard, solar energy-solar thermal collectors-test methods, http://www.iso.org/iso/catalogue_detail.htm?csnumber=59879, data captured in October 2016.
- Osório, T., 2011, Solar thermal collectors under transient conditions: optical and thermal characterization based on the quasi-dynamic model, <https://fenix.tecnico.ulisboa.pt/downloadFile/395143147845/Extended%20abstract-Tiago%20Os%C3%B3rio-46762.pdf>
- Perers, B., 1993, Dynamic method for solar collector array testing and evaluation with standard base and simulation programmers, <http://www.osti.gov/scitech/biblio/6156009-dynamic-method-solar-collector-array-testing-evaluation-standard-database-simulation-programs>
- Rodríguez-Hidalgo, M. C., Rodríguez-Aumente, P. A., Lecuona, A., Gutiérrez-Urueta, G. L., and Ventas, R., 2011, Flat plate thermal solar collector efficiency: Transient behavior under working conditions. Part I: Model description and experimental validation, *Applied Thermal Engineering*, 31: 2385-p2393.
- Rodríguez-Hidalgo, M. C., Rodríguez-Aumente, P. A., Lecuona, A., Gutiérrez-Urueta, G. L., and Ventas, R., 2011, Flat plate thermal solar collector efficiency: Transient behavior under working conditions part II: Model application and design contributions, *Applied Thermal Engineering*, 31: 2394-2404.

符號說明

- A：曝光面積
- G：太陽輻射能
- G_b ：太陽直射光
- G_d ：太陽漫射光
- η ：集熱系統瞬間效率
- \dot{Q} ：吸收能量
- $\eta_{0,b}$ ：集熱系統最佳效率(無熱散條件並接近正向直射下)
- $K_b(\theta_L, \theta_r)$ ：太陽直射光入射角修正係數
- K_d ：太陽漫射光入射角修正係數
- u：環境風速
- G：日照總量
- T_m ：系統平均溫度
- T_a ：環境溫度
- dT_m/dt ：集熱系統平均溫度時間變化率
- E_L ：長波太陽輻射
- σ ：Stefan-Boltzmann常數
- $c_1 \sim c_6$ ：準動態模組中各係數
- η_0 ：無熱散情況下之集熱系統效率
- h_{eff} ：集熱系統與環境等效的熱散係數
- T^* ：等約溫度
- \bar{x} ：x樣本之平均數
- n：樣本數
- s_x ：x樣本之標準差
- μ ：分布標準值
- h：熱對流係數
- D：歧管直徑
- k：熱傳導係數
- Nu_D ：管柱流之Nusselt number
- $m1 \sim m5$ ：五種不同入口流量(表2)
- \dot{m}_{st} ：ISO規範中集熱系統之標準入口流量

縮寫說明

- FPC-1、FPC-2：兩種不同結構之集熱板(表4)
- ENC：集熱系統效能曲線

Experimental Study on Performance of Single-Fin Solar Collector

Kuo-Che Tseng¹ Keh-Chin Chang^{2*}

ABSTRACT

This study investigates the performances of the flat-plate solar collectors constituted of single tube and single fin. There are two different types of flat-plate collector (FPC) in this study. The first one is that the FPC tube is mounted on the sunny side; while the second one is that the FPC tube is mounted on the back of the sunny side. ISO 9806:2013 records a quasi-dynamic test (QDT) on FPC performance under variable and real weather conditions. Based on the standard of QDT, two types of FPCs were tested with five different inlet flow rates in Tainan, Taiwan for their performance analyses. The tube of the first FPC module was irradiated by the solar radiation directly, so the energy transferring path was comparatively shorter. At a small inlet flow rate, the optimal efficiency without heat loss (η_0) of the FPC was almost 0.66. η_0 decreased gradually as the inlet flow rate was increasing. In the second FPC module, solar radiation irradiates to the absorber plate of the FPC. The heat was transferred to the tube of the FPC via thermal conduction. At a small inlet flow rate, η_0 of the second FPC was at most 0.60. As the flow rate was increasing, η_0 is increased gradually to 0.63 at around the standard inlet flow rate stated in ISO 9806:2013; then, η_0 is decreased as the flow rate increases further. In the first FPC module, the tube of the FPC contacted the air layer inside the FPC system directly, so the mean temperature of the FPC was higher in the process of solar energy absorption. As a result, the degree of heat loss of the first FPC is higher than the second FPC. In the present study, the temperature of work fluid is increased about 5~10°C as passing through the FPC system. Because the average temperature of FPC system is higher than the ambient one, the heat loss of FPC system occurs certainly. It led to that performance of the first FPC module is worse than the second one. The only advantage for the first FRC module is observed under the conditions of the small inlet flow rate (0.180 l/min) together with the small temperature differences between the system and the environment or the high global solar radiation (i.e., $(T_m - T_a) / G < 0.041^\circ\text{C} \cdot \text{m}^2/\text{W}$).

Keywords: Flat-plate collector, solar energy, quasi-dynamic test

¹ Graduate Student, Department of Aeronautics and Astronautics, National Cheng Kung University.

² Professor, Department of Aeronautics and Astronautics, National Cheng Kung University.

*Corresponding Author, Phone: 886-6-2757575 ext. 63679, E-mail: kcchang@mail.ncku.edu.tw

Received Date: October 24, 2016

Revised Date: December 5, 2016

Accepted Date: December 30, 2016