

# 行政院國家科學委員會專題研究計畫 成果報告

## 總計畫

計畫類別：整合型計畫

計畫編號：NSC91-2218-E-002-025-

執行期間：91年08月01日至92年07月31日

執行單位：國立臺灣大學機械工程學系暨研究所

計畫主持人：陳希立

計畫參與人員：謝振傑、江沅晉、劉啟熾

報告類型：精簡報告

處理方式：本計畫可公開查詢

中 華 民 國 92 年 10 月 30 日

# 行政院國家科學委員會專題研究計畫成果報告

## 太陽能儲冰式冷氣機之開發-總計畫

計畫編號：NSC 91-2218-E-002-025

執行期限：91年08月01日至92年07月31日

主持人：陳希立 國立台灣大學機械工程學系暨研究所 教授

計畫參與人員：謝振傑、江沅晉、劉啟熾

### 一、中文摘要

儲冰式空調能有效抑低夏季尖峰用電的方法，其利用離峰用電時的便宜電量製冰儲能，在尖峰用電時融冰作為空調冷能，但缺點為儲冰槽所佔體積過大且昂貴，主動式融冰增加所需的動件過多，及儲冰效率低，儲冰與融冰不能同時進行，造成不易推廣。雖近來另有研究開發的太陽能冷氣機，但限於太陽能電板效率有限，需要極大量太陽能光電板來驅動冷氣壓縮機，所佔的面積大，造成經濟效益低且不易推廣。

本計畫為改善這些缺失，而開發超薄型儲冰槽、被動式的融冰、儲冰效率佳及儲冰與融冰能同時進行之太陽能儲冰式冷氣機。太陽能儲冰式冷氣機是於傳統的空調系統中多加一儲冰槽與太陽能電池驅動的風扇，於離峰用電時將多餘的冷能予以儲存；於尖峰時而冷房需要空調降溫時，僅需利用太陽能電池驅動風扇而提供空調，同時當冷房空調負荷太大時，儲冰槽釋冷仍可提供傳統空調系統不足的部分空調加速達到設定溫度。

關鍵詞：太陽能儲冰式冷氣機、儲能系統、智慧型能量管理系統

#### Abstract

Cold-storage air conditioning system can efficiently shift electric usage in the peak hour to the off-peak hour. It takes the advantage of using the cheap electricity to make ice and store thermal energy during the nighttime, and to melt ice as air conditioning in the daytime. However, the disadvantages of cold-storage air conditioning system include that: storage tank is too large and expensive; it needs too many equipments to actively melt ice; it is slow in storing ice; and

the storing ice and melting ice cannot go on simultaneously. Therefore it is hard to promote the cold-storage air conditioning system in package type air conditioner. Although there have been developing solar air conditioners recently, it was limited by the efficiency of solar cells. Huge amount of solar cells is needed to drive the compressor, which make it economical infeasible.

To improve these disadvantages, the present project develops solar cold-storage air conditioner with super thin cold-storage tank, passively melting ice device, highly efficient storing ice apparatus, and simultaneous operation in storing ice and melting ice. Solar cold-storage air conditioner is to add a cold-storage tank and a fan driven by solar cells to a traditional air conditioning system. It stores up cold energy from the peak hour and makes use of the fan driven by solar cells to provide air conditioning when the loads are needed. Cold-storage air conditioner can always speed up the cool down rate of a traditional air conditioning system.

### 二、緣由與目的

隨著經濟不斷成長與生活水準提高，國內對於電能的需求量也日益加重，因此在近年來夏季尖峰用電屢次發生供應不足的情況，這對我國產業升級與經濟成長有相當大的影響。綜觀電能的使用結構中，空调用電為造成夏季尖峰負載的主要原因，而儲冰式空調系統是有效的將空调用電轉移至離峰時段使用，到政府極度的重視，已成為電力負載管理和節約能源的利器。但傳統儲冰式空調系統中儲冰槽佔地空間廣，主動式釋冷增加動力設備且儲冰時冷凍主機效率差及儲能與釋能不能同時進行，一直是其主要之缺點，而無法推廣

達到減輕尖峰用電，故本計畫的主要目的，就是開發新型的太陽能儲冰式冷氣機系統以解決上述的問題。

總計畫『太陽能儲冰式冷氣機之開發』之目的在開發太陽能儲冰式冷氣機，包括了儲冰系統、多迴路式熱管系統、蒸發冷卻式冷凝器、環保冷媒系統與整體太陽能儲冰式空調系統之開發等五項子系統，並達成以下四項關鍵技術之研究開發，包括：超薄型的儲冰槽、能迅速儲能與釋能的多迴路熱管系統、高效率的蒸發冷卻式冷凝器、及相容的環保冷媒系統，等四項關鍵技術之研究開發。

### 三、結果與討論

#### 3-1 子計畫一「太陽能儲冰式冷氣機之整體系統之研發」

實驗系統如圖 1 所示，其包含儲冰槽、多迴路熱管與殼管式熱交換器，分別探討能量儲能槽中熱管內的冷媒液面高度分別為 30cm、40cm、50cm，對下列各參數之影響：R134a 冷媒的熱傳量、儲冰槽累積儲冷量、熱管內工作流體的溫度及儲冰情形。而整個儲冷過程分為儲能時不受冰層熱阻之影響與儲能時已受冰層熱阻之影響來探討。

同時亦將整個系統分為多迴路熱管與管外儲冰兩部分部分建立理論模式，於多迴路熱管部分如圖 2.a 則利用 Manlio and Jai [1] 單迴路熱管的統御方程式推導多迴路熱管於蒸發部的單一垂直熱管與冷凝部的熱管為一單一迴路，故同 Manlio 單迴路熱管模式可得四個能量及動量守衡之統御方程式。另外管外儲冰部分則利用 Bogdan Horbaniuc [2] 模式如圖 2.b 討論蒸發部熱管外部的相變材料固化情形，將上述理論模式透過數值方法則可求得儲能系統理論模式中各參數之解。

#### · 冷媒液面高度對冷媒溫度之影響

首先於圖 3a~c 為充填液面高度對蒸發部下端液態與上端蒸汽溫度的影響，由圖中可以瞭解於所有的操作狀態時，迴路熱管於高充填液面圖 3.a 下，全程儲冷過程的熱傳機制皆為核沸騰，因此蒸汽溫度的實驗數據與模擬結果呈現不錯的一致性。而

充填高度較低時如圖 3b~c 所示，熱傳機制由核沸騰改變為間歇性沸騰，也因此解釋了迴路式熱管之理論模式僅適用於核沸騰成長期。

#### · 冷媒液面高度對累積儲冷率之影響

圖 4 則為充填液面高度對儲冷率的影響，由圖中明顯發現隨著儲冷過程進行，無論儲充填液面高度如何下儲冷率的實驗數據與模擬結果皆一開始迅速下降然後逐漸緩和。但接下來實驗數據與模擬結果的趨勢則不同，隨著冰層厚度達某一厚度後儲冷率開始變動穩定，而此轉折時間 (turning time) 於充填高度為 30, 40 與 50 cm 時分別為 800, 1,300 與 1,700 秒。同時由圖中可以發現充填高度越高儲冷率越緩達平緩，且於低充填液面高度時最後階段之實驗數據會越易降低至近零，但模擬結果卻始終保持穩定，此乃因為迴路式熱管之理論模式僅考量核沸騰熱傳機制的儲冷過程。

#### · 冷媒液面高度對累積儲冷量之影響

圖 5 為充填液面高度對累積儲冷量的影響，由圖中明顯發現無論實驗數據與模擬結果皆呈現具斜率急劇的初期與逐漸平坦的後期，而這轉折點隨充填高度為 30, 40 and 50 cm 時於 800, 1,300 and 1,700 秒，且於實驗終止發現模擬結果皆比實驗數據來的大，且誤差比例隨充填液面高度越低則越大，此乃因為充填液面高度若越低則間歇性沸騰成長期佔儲冷過程的比例越長，且模擬結果所使用的理論為假設於核沸騰機制的操作情況，因此儲冷率數值上會較間歇性沸騰機制的熱傳量來的大，故導致最後模擬的累積儲冷量比實驗數據來得大。

#### 太陽能冷氣機之能量管理系統

本系統是採專家系統的黑板模型建立的以知識庫為基之智慧型能量管理，並以 Matlab 模擬比對實際數據，共有可四個知識庫、一個共用資料庫與一排序者。其架構如圖 6。並分別透過冷房實驗與 Matlab 軟體模擬汽車於夏季豔陽下不同的情境，探討冷房溫度、釋能風扇的正週期變動、電能消耗量及儲冷量的消耗，以確認所設計的知識庫和能量管理決策是否適當，與硬體實現上是否能落實能量管理而達到節

能目的。

### Case1 停機模式的討論

定義此情境為於冷房無啟動空調提供冷氣造成冷房溫度上升，且因溫室效應造成冷房溫度更高於外氣溫度，本模式將驗證在考量能量經濟性下，透過釋放儲冰槽冷能達到冷卻冷房溫度，使人員於設定時間或附近回到冷房不會感受到熱衝擊，即使提早返回也會也減小熱衝擊且啟動傳統空調後較快進入舒適溫度。

由結果顯示無論於何種冷房負載，冷房溫度初期因採外氣冷卻故在上升達高溫後就開始穩定，然而在穩定一段時間後開始逐漸降低而後迅速下降至設定溫度圖 7，這是因為於冷房溫度降低前的時期皆屬溫室效應知識庫掌控而後期為舒適知識庫掌控，而兩知識庫交接處無不連續，乃因已就節約能量的觀點於兩知識庫的切換處加入更嚴苛的判別式，在切換到舒適知識庫後不會因演算出來的冷能反較小，而使溫度升高達到反效果。因此兩知識庫切換準則是相當值得討論，如因用電量不足而儲冷量仍很多，相反地會很快切換知識庫而使高溫穩定期較短。

### Case2 開機模式 B 的討論

定義傳統空調的冷凍能力小於冷房負載的情境，造成冷房溫度無法達設定溫度，而透過太陽能儲冰式冷氣機釋冷的方式輔助傳統空調達到設定的冷房溫度。

由圖 8 顯示於大冷房負載下，只使用傳統空調的冷房溫度無法將冷房溫度將低到設定溫度 23 度，最低只能冷卻到約 27 度，但若採用太陽能儲冰式冷氣機釋冷方式時可見冷房溫度可分成兩階段變化，初期依然仍僅啟動傳統汽車空調，但當冷房溫度穩定於 27 度一陣後，啟動太陽能儲冰式冷氣機再加入冷卻，使冷房溫度更快速達到設定溫度。而這種太陽能儲冰式冷氣機開啟的時機可不必限定一定待感測冷房溫度無法降低時才釋放，因此自動調整方式為根據能量經濟性的觀點，使用者亦可依個人意願一開始就強迫啟動，可更快讓冷房溫度達設定溫度。

### Case3 開機模式 A 的討論

定義傳統空調的冷凍能力大於冷房負載的情境，當車子行駛於夏季日照較小

時，傳統汽車空調因行車狀況如高速行駛使提供的冷氣足夠負荷小的冷房負荷，但還需以外在控制方式控制釋冷率以使冷房溫度達設定溫度，雖達到冷房溫度控制但浪費不少冷能，而透過汽車自然空調儲冷的方式將傳統汽車空調原製冷能力不以外在控制方式去節制，但控制釋冷率以達設定的冷房溫度，並將所需冷能以外多餘的冷能儲存於儲冰槽，待如上述案例需要時才釋放出來。

結果顯示於小冷房負載下，只使用傳統空調即可很快將冷房溫度將低到設定溫度 23 度，同時傳統汽車空調隨著冷房溫度使得釋放的釋冷率逐漸減少，而假設其製冷能力可一直維持，故多餘的冷能即可儲存於汽車自然空調的儲冰槽中，使得儲冷率隨著釋冷率遞減而漸增，導致儲冰槽中的儲冷量漸增，儲冷量百分比圖 9 由 0 漸增至 0.2。

### 太陽能電池的性能測試

由太陽能電池特性方程式，依據不同條件如日照度和溫度分別於戶外暨人工冷房進行分析太陽能電池的工作電壓、電流及輸出功率與日照強度和溫度的關係，並討論結果與說明如下。

#### 日照量影響

由於本量測系統無輻射照度計可供使用，故以夏季某天(2002 年 8 月 26 日)不同時間下，明顯可感受日照量不同的情況下進行實驗，進以時間點做為日照量的區別，而當日以 13:00 時日照量最大，隨著太陽逐漸西移，14:00, 15:00 時日照量逐漸減少。而圖 10.a 可以看出，當日照量越大，其曲線之開路電壓與短路電流越大，因此於圖 10.b 中可看出日照量越大時最大功率點往右上方移動，結論為當日照量越大則太陽能電池的輸出電壓、電流與功率皆會明顯增大。

#### 溫度影響

因量測系統無輻射照度計情況下，欲於實際太陽光下控制相同日照量而改變溫度影響相當困難，故將太陽能陣列置於人工測試光源下以相同燈泡照度下，溫度量測點設置於太陽能陣列之背面上方處，探討溫度對太陽能電池的影響。由圖 11.a 顯示當太陽能陣列的溫度越高雖短路電流好

像小幅增加，且文獻指出約 + 0.1~0.2%/1，但是開路電壓卻大幅減少，變化約-5% (近 2mV)/1，以致於圖 11.b 中顯示溫度高的最大功率點往左下移動，結論為當溫度越大則太陽能電池的輸出功率皆會減少。

#### · 陣列並聯

為加大太陽能電池的輸出功率，串並聯太陽能陣列是需要的，然而在發電系統中，太陽能電池的輸出電壓往往因系統設計上因素不能任意變動，因此並聯是較常採用的方式。圖 12.a 顯示出當四片太陽能陣列並聯時，其開路電壓並不改變，但短路電流卻明顯增大近四倍，因此於圖 12.b 中可以發覺四片太陽能陣列並聯時，其最大輸出功率增大近四倍。此乃因並列聯陣使輸出電流增加而提升輸出功率。

### 3-2 子計畫二「太陽能儲冰式冷氣機之多迴路熱管系統研發」

毛細結構為迴路式熱管最關鍵之元件，故若能掌握毛細結構之製作及控制其參數至最佳化，則迴路式熱管必能發揮其最大效能。而先前已介紹過毛細結構之製作及控制參數之方法，接下來則直接對本研究所製作之毛細結構之參數作量測，再將毛細結構置入迴路式熱管進行性能測試。以下則就將其量測及測試結果進行討論。

#### · 毛細結構參數之量測

本實驗採用 Inco 公司之 type255 之鎳粉，並使用定孔隙度加壓燒結法以製造孔隙度分別為 65%、70%、75% 及 80% 之毛細結構，由於孔隙度為本實驗控制之參數，因此在找出“有效孔徑與滲透度”之關係式之前，則必須先透過實驗找出“孔隙度與滲透度”及“孔隙度與有效孔徑”之關係，以便往後之毛細結構參數之設計。

經由量測系統進行量測後，可得孔隙度與滲透度之關係與用球粉燒結毛細結構所用的經驗式趨勢相同，毛細結構之滲透度會隨著孔隙度的減少而降低，其關係式如下所示：

$$K_w = 7 \times 10^{-14} \varepsilon^{2.1} \quad (10)$$

而由孔隙度與有效孔徑之關係，可明顯地發現有效孔徑會隨著孔隙度的減少而

縮小，且有效孔徑能縮小到本實驗所需之有效孔徑之範圍(2~8 μm)內。其關係式如下所示：

$$r_c = 2 \times 10^{-6} \varepsilon^{0.78} \quad (11)$$

圖 13 為四種不同孔隙度之試件其有效孔徑與滲透度之關係圖，可得到有效孔徑與滲透度之其關係式：

$$K_w = 14.6 r_c^{2.537} \quad (12)$$

綜整以上結果發現滲透度會隨著孔隙度的減少而降低，在此則增加迴路式熱管工作流體之流動阻力，故迴路式熱管之性能亦跟著減弱。但同時地有效孔徑會隨著孔隙度的減少而縮小，使得毛細結構在迴路式熱管能提供較大之毛細力，使系統發揮較大之功效。因此迴路式熱管在需要高毛細力(有效孔徑小)的同時，滲透度則會降低，亦把迴路式熱管之性能減弱，故在有效孔徑與滲透度的相互影響之下必有一組參數，使得迴路式熱管之性能發揮至最佳化，以下則就這四種不同孔隙度之毛細結構參數加以探討，並放入迴路式熱管中進行熱傳性能測試，包括了迴路式熱管在水平及逆重力操作之下熱傳量與熱阻兩部份。

#### · 熱傳量

本實驗中控制參數為孔隙度，因此在測試時則分別以不同逆重力高度之下，測試個別孔隙度(65~80%) 在容許溫度在 80 度下之最大熱傳量( $Q_{max}$ )，並且作一比較。所測得之最大熱傳量與孔隙度關係如圖 14。

由圖 14 可明顯地發現在孔隙度為 70 % 時，不論在任何逆重力高度之下，其對應之最大熱傳量有一極大值，其主要之原因為當孔隙度變小時，雖然會產生較高的毛細力，但相對的滲透度卻隨之變小，即增加流動阻力，使得有效孔徑與滲透度之間存在一組較佳值，並有一極大之熱傳量與之對應。因此本實驗則利用控制孔隙度來縮小有效孔徑達到使熱傳量增大之目的。

再者，由圖 14 中亦可發現在相同的孔隙度情形之下，其所對應之最大熱傳量會隨著逆重力高度的增加而遞減，因此對於迴路式熱管在表現其熱傳能力時，則必須以“熱傳能力因子 ( $Q_{max} \times l_{eff}$ )”來表示之，

也就是說最大熱傳量( $Q_{\max}$ )並不能完全代表迴路式熱管之熱傳性能,它必須再乘上一有效長度( $l_{\text{eff}}$ )為一定值才能顯示出其迴路式熱管之性能。當然,其中由於有效長度會隨著 $\Delta P_v$ 、 $\Delta P_l$ 、 $\Delta P_g$ 之變化有所改變,因此在逆重力高度增加的同時,亦增加了重力壓降,此時則必定會使有效長度有所增加。而當有效長度增加的同時,由於熱傳能力因子為一定值之關係,會使得最大熱傳量會隨著有效長度的增加有所遞減。有關有效長度之計算,在此首先以迴路式熱管中之液體段壓降進行解說,其公式如下:

$$\Delta P_l = \frac{128L_l\mu_l Q_{\max}}{\pi d^4 \rho_l h_{fg}} \quad (13)$$

其計算方式則是以液體段壓降內之液體段長度( $L_l$ )當作為一基準,再分別計算其它壓降 ( $\Delta P_v$ 、 $\Delta P_g$ )之有效長度。個別計算如下:

$$\Delta P_v = \frac{128l_{\text{eff}(v)}\mu_l Q_{\max}}{\pi d^4 \rho_l h_{fg}} \quad (14)$$

$$\Delta P_g = \frac{128l_{\text{eff}(g)}\mu_l Q_{\max}}{\pi d^4 \rho_l h_{fg}} \quad (15)$$

將式中已知參數( $\Delta P_v$ 、 $\Delta P_g$ 、 $\mu_l$ 、 $Q_{\max}$ 、 $d$ 、 $\rho_l$ 、 $h_{fg}$ )代入(14)、(15)式中便可求知汽體段壓降及重力壓降所對應之有效長度( $l_{\text{eff}(v)}$ 、 $l_{\text{eff}(g)}$ )。而後再將液體段、汽體段及重力壓降之有效長度( $l_{\text{eff}(l)}$ 、 $l_{\text{eff}(v)}$ 、 $l_{\text{eff}(g)}$ )相加,便可得知總有效長度為 $l_{\text{eff}}$ ( $l_{\text{eff}} = l_{\text{eff}(v)} + l_{\text{eff}(l)} + l_{\text{eff}(g)}$ ),最後再將總有效長度乘上最大熱傳量即可得”熱傳能力因子”之大小。經個別計算之有效長度與熱傳能力因子後可發現,當孔隙度為70%的情況下,逆重力高度分別為0、0.2、0.3及0.4m下,其對應之熱傳能力因子不會因為逆重力高度的關係變化太大,也就是說在孔隙度為70%的情形下,本研究迴路式熱管之熱傳能力因子約在800 W/m左右,且為一重要之性能指標。孔隙度為65%、75%及80%之熱傳能力因子經計算得知分別約為710、630及550 W/m,。

#### 熱阻

在迴路式熱管中另一個重要的性能指

標為系統熱阻與輸入瓦數的關係,如圖15所示,圖中分別為四種不同逆重力高度操作之下其熱阻與輸入瓦數的關係,隨著輸入瓦數的增加熱阻將呈現下降的趨勢,但在某一瓦數之後熱阻即呈現固定的趨勢。迴路式熱管之所以可區分為可變熱阻區與固定熱阻區,乃是由於其有自動調節之特性,當輸入瓦數不同時,使得蒸氣在經過冷凝器冷凝時,所用到的冷凝長度不盡相同,輸入瓦數越大,所用到的冷凝面積越大,因此系統熱阻越小,反之亦然。當輸入瓦數到達大瓦數,則必須使用到全部的冷凝長度,此時系統進入固定熱阻區,熱阻值即為最小。由圖15可以明顯發現在逆重力高度為0m(水平操作)之下,當瓦數超過200瓦時為固定熱阻區,且其熱阻最小值為0.12 /W,而在200瓦之前為可變熱阻區。

### 3-3 子計畫三「太陽能儲冰式冷氣機之蒸發冷卻式冷凝器研發」

#### 蒸發式冷凝器冷卻空氣出口焓值之比較分析

圖16為冷卻空氣出口之實驗量測焓值與本模式預測結果之比較圖,為本研究眾多數據之一典型。圖中實驗機器啟動運轉的前720秒鐘內,冷卻空氣出口焓實驗值( $h_{a2,measure}$ )平均為54.1 kJ/kg<sub>a</sub>,而理論之預測值( $h_{a2,cal}$ )平均為55.6 kJ/kg<sub>a</sub>,而且圖中顯示冷卻空氣出口焓的實驗值( $h_{a2,measure}$ )與預測值( $h_{a2,cal}$ )的變化趨勢非常近似。但在720秒之後實驗值與預測值之間差異漸漸擴大,主要原因是蒸發式冷凝器的吸水性材料之含水量減少變乾,影響蒸發式冷凝器熱質傳的性能,故出口焓的實驗值會下降,另一方面在吸水性材料之含水量減少的情況下,導致理論分析計算的焓預測值反而升高,顯然已不符合實際的變化情形,故圖16中後段時間之預測值已不具理論分析的參考價值。從本研究中發現冷卻空氣出口焓值與冷卻空氣出口濕度比之變化趨勢非常相似,可以看出蒸發式冷凝器的熱交換能力受吸水性材料之含水量影響很大;只要吸水性材料尚有足夠的含水量,則冷卻空氣出口焓之

實驗值與預測值兩者將能保持良好的相符情形。

#### · 吸水性材料含水量之分析

本實驗研究之蒸發式冷凝器是銅管包覆吸水性材料的型式，適時的補充吸水性材料的含水量，可以使空調機的消耗功率維持在較低水平；為了提供蒸發式冷凝器設計灑水裝置的參考，需要瞭解下列兩項參數：

- (1)蒸發式冷凝器銅管包覆之吸水性材料的最大含水量。
- (2)蒸發式冷凝器能夠維持其熱質傳性能的有效可用含水量。

本項實驗在蒸發式冷凝器銅管包覆之吸水性材料吸水達到飽和時開始運轉實驗機器，取冷卻空氣入口的濕度比 $\omega_{a1,measure}$ 、出口的濕度比 $\omega_{a2,measure}$ 及 $\Delta\omega_a$ ，描繪逐時比較圖如圖 17。在圖 17 中 $\omega_{a1,measure}$ 與 $\omega_{a2,measure}$ 兩曲線圍住的面積代表吸水性材料的最大含水量。

參考圖 17 在 1400 秒的運轉期間，可依上式計算蒸發式冷凝器銅管包覆之吸水性材料的最大含水量 $m_{w,max}$ 為 2.363 kg；由圖中可看出在 720 秒左右 $\Delta\omega_a$ 開始快速下降，而研究中發現在 $\Delta\omega_a$ 開始下降時空調機消耗功率 P 開始上升，若在此時補充吸水性材料的水份量，便可使空調機消耗功率 P 維持原來的平穩變化。經計算後蒸發式冷凝器在此時之可用含水量為 1.734 kg，約佔吸水性材料最大含水量的 79.9%。經長期實驗後可歸納出，本實驗空調機在不同之運轉情況下，其可用含水量約佔最大含水量的 75%~80%之間。

將各組實驗分析所得之平均負載及有效可用含水量代入本理論模式計算，可得到蒸發式冷凝器吸水性材料補充含水量的時間間隔之預測值。表 2 即為吸水性材料補充含水量的時間間隔之實驗值與本理論模式預測值之比較，可發現本理論模式在預測蒸發式冷卻冷凝機組補充水分之時間

間距非常準確。

#### 四、計畫成果自評

本研究成果已達計畫第一年的目標，其成果可作為下一年度研究的依據，並與其他子計畫研究成果整合。

#### 五、文獻回顧

- [1] Manlio, B. and Jai, P., "Transport of Thermal Energy by a Simple Two-Phase Loop," *Int. J. of Energy Research*, Vol. 12, PP.679-698, 1988.
- [2] Bogdan, H., Gheorghe, D. and Aristotle, P., "Mathematical Models for the Study of Solidification within a Longitudinally Finned Heat Pipe Latent Heat Thermal Storage System", *Energy Conversion & Management*, Vol.40, PP.1774, 1999.
- [3] Chen, K. S., Shiao, Y. Y. and Wang, P. C., "An Experimental Study on Steady-State Behavior of a Two-Phase Natural Circulation Loop," *Energy Conversion & Management*, Vol.31, No.6, PP. 553-559, 1991.
- [4] Arthur, M. and Ward, J., "Humidity and Predicted-Mean-Vote-Based Comfort Control," *ASHRAE Transactions*, Vol.92, Part 1B, PP.5-17, 1986.
- [5] ASTM E128-61,"Standard test method for maximum pore diameter and permeability of rigid porous filters for laboratory use".
- [6] ASTM E328-73,"Standard test method for density and interconnected porosity of sintered powder metal structural parts and oil-impregnated bearings".
- [7] Faghri, A., "Heat Pipe Science and Technology," Taylor & Francis, Washington, DC. 1995
- [8] Gernert, N. J., Baldassarre, G. J. and Gottschlich, J. M., "Fine Pore Loop Heat Pipe Wick Structure Development," SAE Paper No.961319, 1996.
- [9] Brown, W.K, "Fundamental concepts integrating evaporative techniques in HVAC systems", *ASHRAE Transactions*, Vol. 96, Part 1, PP. 1227-1235, 1990.



- [10] Goswami, D. Y., Mathur, G. D., and Kulkarni, S. M., "Experimental Investigation of Performance of a Residential Air Conditioning System with an Evaporatively Cooled Condenser", *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 115, PP.206-211, 1993.
- [11] Knebel, D. E., "Evaporative Condensing Minimizes System Power Requirements", *HPAC*, PP. 75-84, 1997.
- [12] Threlkeld, J. L., *Environmental Engineering*. Prentice-Hall, Inc., 1972



圖 1 儲能系統之實驗設備示意圖

表 1 汽車自然空調之操作模式

操作模式	開機模式 A	開機模式 B	停機模式
方式	冷房能力大於冷房內的負載	冷房能力小於冷房內的負載	空調系統無法製冷

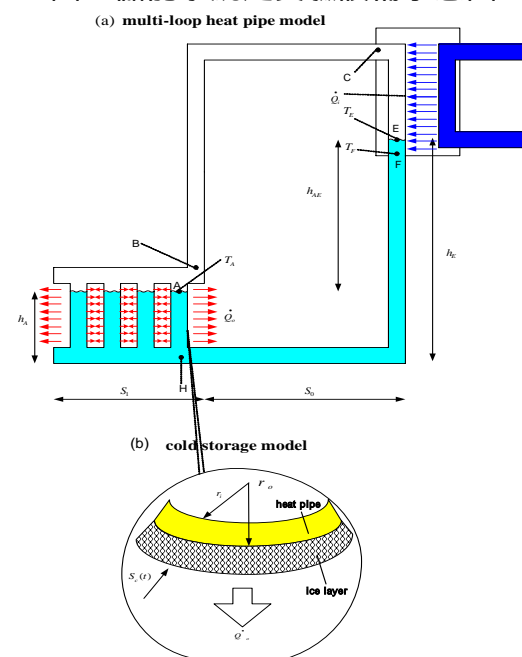


圖 2 儲能系統之理論模式(a)多迴路熱管

表 2 不同負載蒸發式冷凝器吸水性材料補充水量的時間間隔

負載狀況	高速	中速 1	中速 2	低速 1	低速 2
平均負載 kW	5.32	7.10	7.42	7.19	7.21
$\Delta\omega_a$ 開始減少的時間 sec	890	790	770	700	720
啟動後平均 $\Delta\omega_a$ 的穩定時間 sec	105	60	65	55	60
實驗之補充水量的時間間隔 sec	785	730	705	645	660
預測之補充水量的時間間隔 sec	795	659	648	617	640

(b)管外儲冰

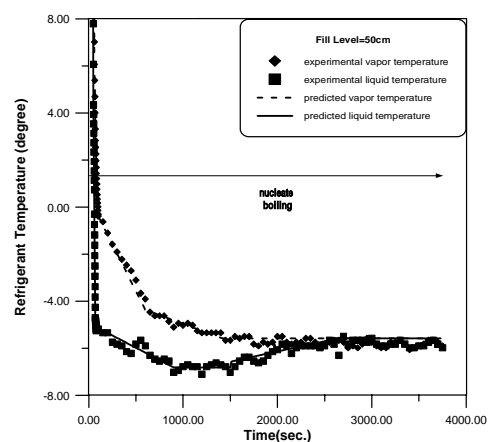


圖 3(a) 蒸發部上端的蒸汽溫度與下端的液態溫度之變動圖(50cm)



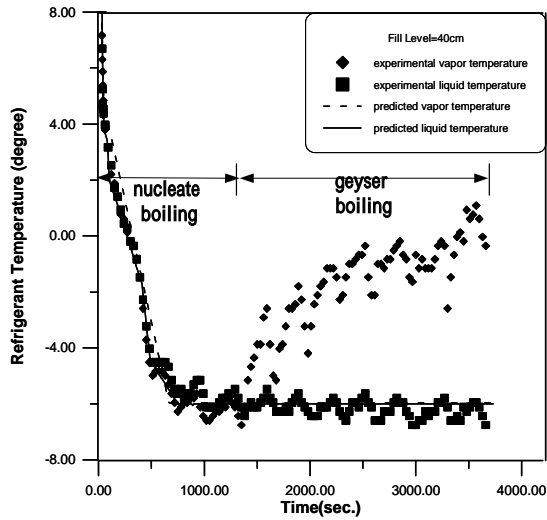


圖 3(b) 蒸發部上端的蒸汽溫度與下端的液態溫度之變動圖(40cm)

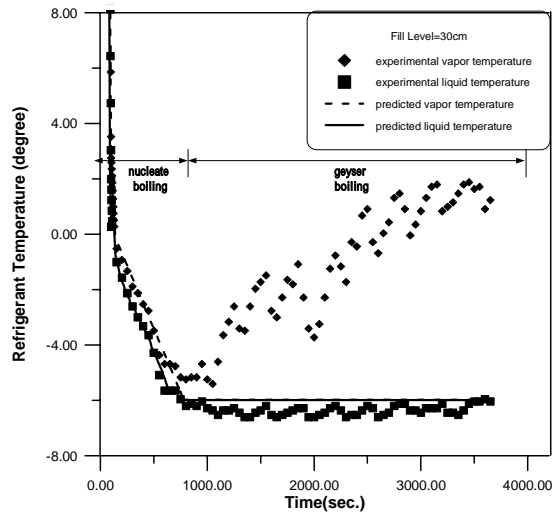


圖 3(c) 蒸發部上端的蒸汽溫度與下端的液態溫度之變動圖(30cm)

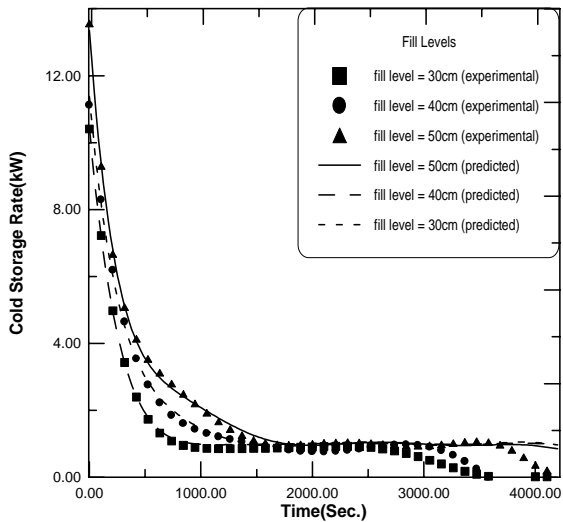


圖 4 冷媒充填高度對儲冷率的影響

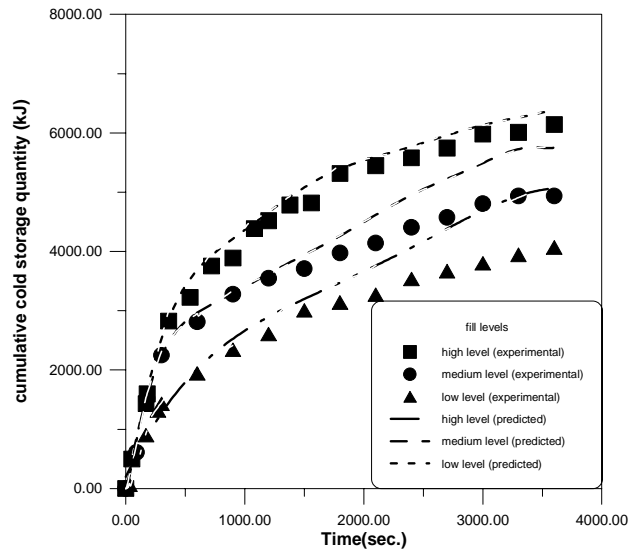


圖 5 冷媒充填高度對累積儲冷量影響

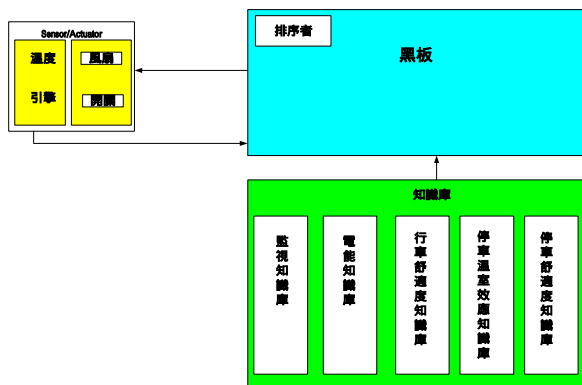


圖 6 智慧型能量管理之架構

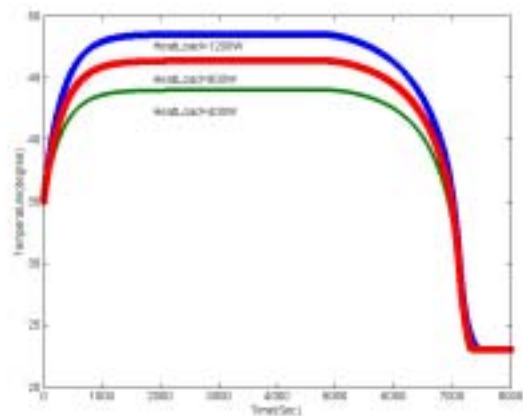


圖 7 停機模式的討論

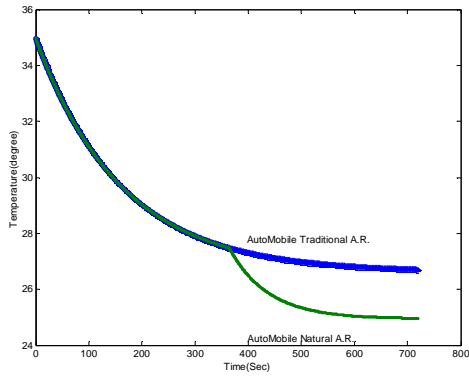


圖 8 開機模式 B 的討論

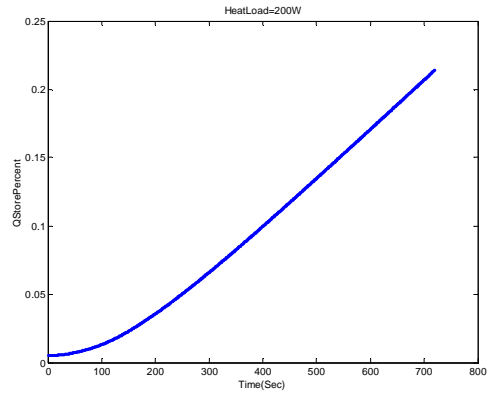


圖 9 開機模式 A 的討論

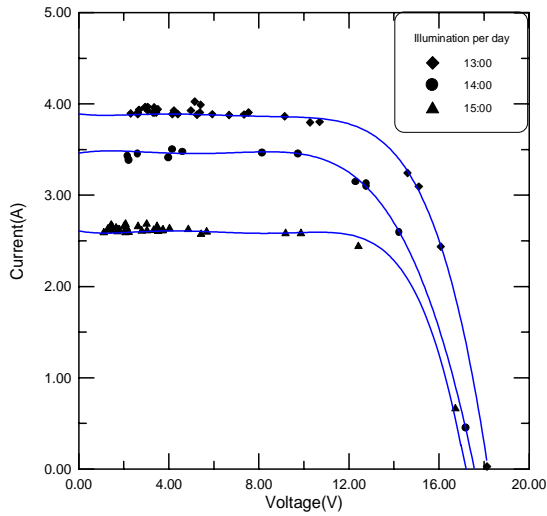


圖 10.a 日照量對太陽能電池的影響

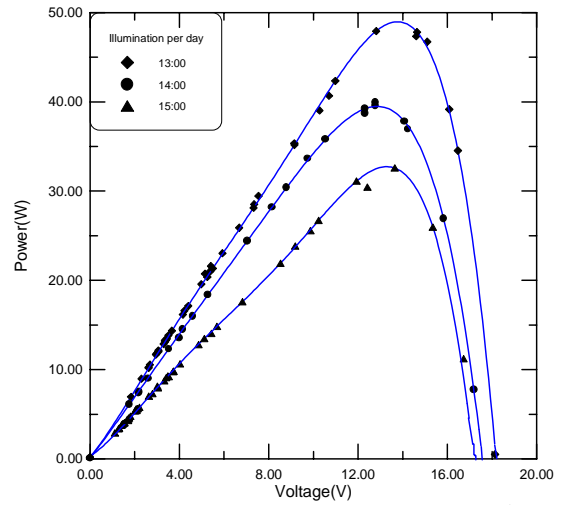


圖 10.b 日照量對太陽能電池的影響

圖 11.a 溫度對太陽能電池的影響

圖 11.b 溫度對太陽能電池的影響

圖 12.a 太陽能電池陣列並聯的影響

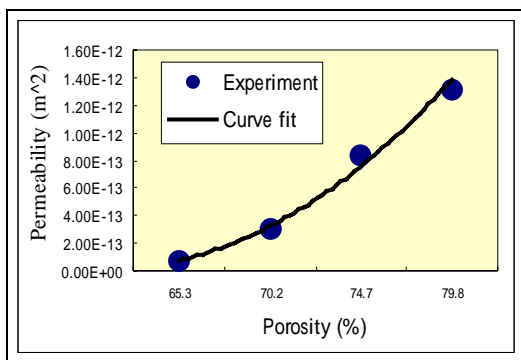


圖 13 孔隙度與滲透度之關係圖

圖 12.b 太陽能電池陣列並聯的影響

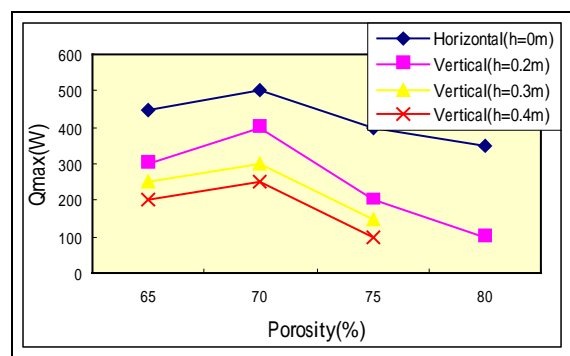


圖 14 孔隙度與最大熱傳量之關係圖

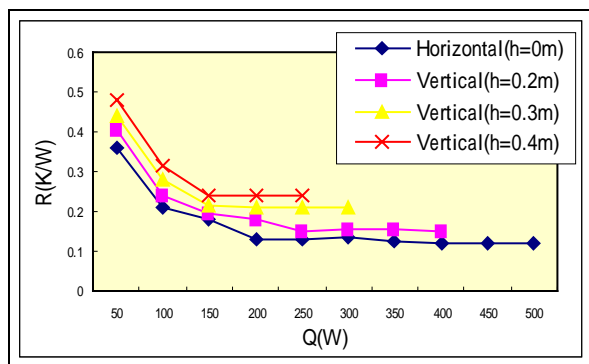


圖 15 熱阻與熱傳量之關係圖

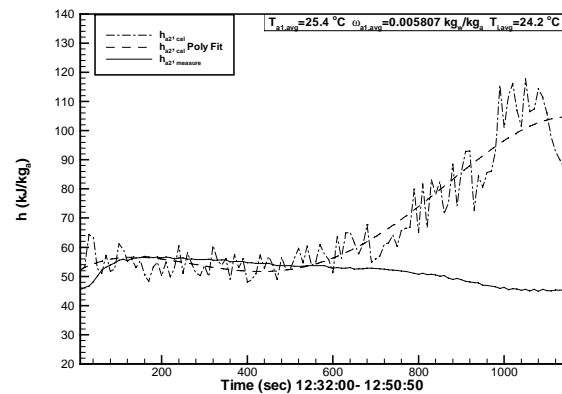


圖 16 冷卻空氣出口焓值之比較

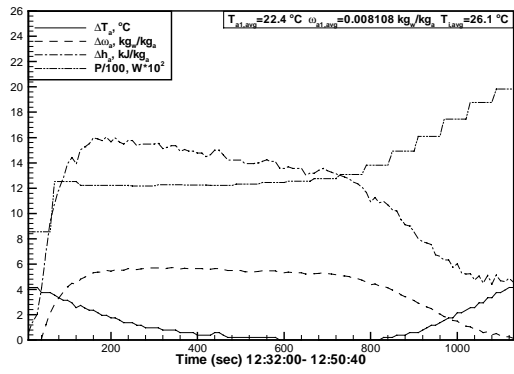


圖 17 冷卻空氣之  $\Delta h_a$ 、 $\Delta \omega_a$ 、 $\Delta T_a$  與空調機的消耗功率逐時變化

