



工業技術研究院

Industrial Technology  
Research Institute

經濟部能源科技研究發展計畫

一一一年度第三季知識物件

複合式空調熱泵熱水器系統開發

中華民國111年9月



## 目錄

1. 前言 .....	2
2. 研究目的 .....	2
2.1 系統設計 .....	2
2.2 測試方法 .....	3
2.3 測試系統設置 .....	3
2.4 測試計算模式 .....	4
3. 結果與討論 .....	6
3.1 空調模式 .....	6
3.2 熱泵熱水器模式 .....	7
3.3 空調熱泵熱水器模式 .....	8
4. 結論 .....	9
5. 參考文獻 .....	10

## 1. 前言

在全球節能減碳的趨勢下，能源的回收再利用更受到越來越多的期盼。傳統空調設備運作時，因原始設計使然，經由冷凝器向室外側散熱冷卻室內空間。因此大量的熱能得逸散至大氣中而無法再度回收使用。而熱泵熱水器則是汲取大氣熱能來加熱熱水儲存，熱傳後的冷源也僅是排放至大氣之中。因此為了避免能源之浪費，有亟須開發研究複合式機組之需求，其複合功能可同時供給冷氣空調及熱泵熱水功能，並可回收儲存熱源供後續需求使用之先進設備。Ji et al.[1]等人以大量的關斷閥及毛細管來達成複合式冷熱供給，並提出了數值模擬方法。Gong et al. [2]則提出了以四方閥達成之供給冷熱水空調複合式系統，並且探討各種參數對其效率之影響，Nian et al. [3]則分析各種入口水溫及外氣溫度對於變頻熱泵熱水系統對性能之影響。但是對於可單獨提供冷氣空調、熱泵熱水器功能及複合提供空調熱泵熱水之設備卻乏人研究開發，因此本研究開發一複合式熱泵熱水器，結合冷氣空調、熱泵熱水製作及複合空調熱泵熱水等功能，並藉著雙電子膨脹閥設計滿足一年四季之不同冷熱需求。

## 2. 研究目的

傳統熱泵熱水器運作使用時，藉著壓縮機壓縮氣態冷媒，使其成為高溫高壓之氣態冷媒，因此可使用熱交換器熱交換來加熱低溫流體為高溫流體，並藉著膨脹閥之作用，使得高壓冷媒等焓膨脹成低溫低壓兩相冷媒流體。而鰭管式熱交換器與外氣進行熱交換加熱汽化低壓冷媒並迴流至壓縮機完成循環。但系統運作時，經鰭管式熱交換器熱交換之低溫空氣因其系統特性使然，使得系統運作產生之熱水及低溫冷卻空氣回收使用的困難性增加，倘若系統運作變數再加入暖氣需求、春季及秋季負載不平衡需求，將超出傳統熱泵熱水器的運作範圍。因此本文研究開發一複合式多功能熱泵熱水器離型機來滿足實際使用之各種需求，並探討其性能。

### 2.1 系統設計

本文探討一包含雙電子膨脹閥之複合式變頻熱泵熱水器，其系統組成圖如圖1所示。系統藉由雙電子式膨脹閥來提供熱水熱泵性能、空調性能及複合式空調熱泵熱水等功能。此外，系統開發考量低成本及環保需求，故以傳統變頻空調機及熱泵熱水器廣泛使用之室內機、室外機、膨脹閥、板式熱交換器、四方閥及熱氣旁通閥等閥體設計，並採用 R410A 冷媒作為工作冷媒。

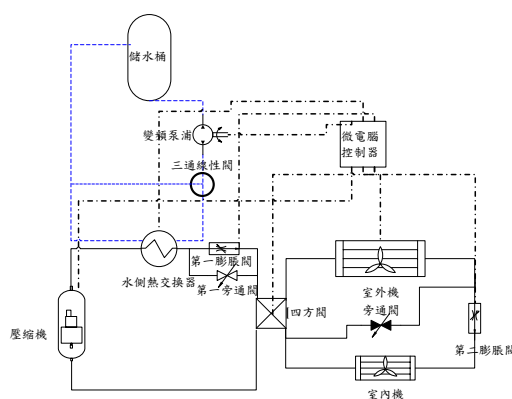


圖 1、複合式多工能熱泵熱水器系統圖

## 2.2 測試方法

離型機複合式系統因具備不同功能，因此進行性能測試必須依造不同功能特性進行性能測試驗證。本文以冷氣功能、熱泵熱水器功能及複合式空調熱泵熱水器功能進行驗證及搭配相關測試標準進行驗證及討論。離型機運作於空調行程時，系統冷媒流路如圖2所示。系統冷氣能力設定為7 kW，同時水側循環迴路泵浦停止運作，並依 CNS 14464:2003 4.1 節冷氣能力標定 T1 條件，於認證實驗室(Taiwan Accreditation Foundation, TAF No.1807)之焓差式環境控制實驗室進行能力試驗。而熱泵性能則依 CNS 15466:2011 5.2.1 節水側熱量計試驗法驗證直接加熱式之額定加熱能力。而複合式空調熱泵熱水器試驗條件則結合 CNS 14464 環境條件及 CNS 15466 直接加熱式試驗方法驗證其加熱能力及冷氣能力。詳細測試試驗環境條件如表1所示。

表1、複合式多功能熱泵熱水器性能測試條件，單位:°C

驗證項目	室內側		水側溫度		室外側	
	乾球溫度	濕球溫度	入口水溫	出口水溫	乾球溫度	濕球溫度
冷氣能力	27	19	N/A	N/A	35	24
熱泵額定能力	N/A	N/A	15	55	20	15
複合空調熱泵	27	19	15	55	35	24

## 2.3 測試系統設置

系統測試使用 PT100 三線式白金電阻溫度計量測溫度，測量點包含室內機氣側入口、出口氣流、室外機入口氣流溫度及濕度，水側入口及出



口水溫，溫度計精確度為 $0.05^{\circ}\text{C}$ ，並於水側熱交換器入口側安裝電磁式液體體積流量計 Yokogawa AXF010G 測量水側熱交換器流量，其精確度為 $1\%$ 。系統消耗電量則使用 Yokogawa WT210 數位電力計，壓縮機消耗電功率則使用 Yokogawa WT230 數位電力計，兩台電力計精確度均為 $0.3\%$ 。以上量測儀器均經過校正，並可追溯至國家度量衡標準實驗室，而所有量測系統訊號均傳送至 Yokogawa DR240 紀錄器來滿足取值紀錄需求。

系統使用變頻器來驅動 $3\text{ kW}$ 之直流變頻壓縮機於設定轉速，並設定室外機直流變頻風機運作轉速為 $840\text{ rpm}$ ，室內機風機轉速為 $1000\text{ rpm}$ ，並充填 R410A 冷媒量 $2400\text{g}$ 進行測試驗證。

系統測試時，因壓縮機規格書要求，故設定轉速保護，壓縮機為了迴油順利，最低保護轉速設定於 $1800\text{ rpm}$ ，最高壓縮機轉速為 $5400\text{rpm}$ 。同時為了確保電子膨脹閥針閥位置且避免失控狀況發生，設備開始運作前均進行 $0\sim 500\text{ Pulse}$ 重置行程。同時為了監控設備運作狀態，並開發了電腦圖控介面程式(LabVIEW)來監控系統運作狀態。

開發測試採穩定 $30$ 分鐘後取值之穩態取值測試，穩定判斷限制條件為氣側環境控制溫度介於 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ ，水側溫度控制穩定則為 $\pm 1.0^{\circ}\text{C}$ 。

## 2.4 測試計算模式

離型機測試因包含冷氣能力測試、熱泵熱水器及複合式空調熱泵熱水器行程等模式，故系統冷氣能力、加熱能力計算時需多方考量。

離型機在空調模式運作時，因於焓差實驗室依照 CNS 14464 測試標準驗證空調性能，因此冷氣性能以焓差模式計算其冷氣能力，其公式如下所示：

$$Q_{\text{Cooling}} = \frac{q_{\text{mi}}(h_{\text{in}} - h_{\text{out}})}{V(1 + \omega_n)} \quad (1)$$

其中，

$Q_{\text{Cooling}}$  為室內機所測得之冷氣能力，單位為  $\text{W}$ 。

$q_{\text{mi}}$  為室內機之空氣流率，單位為  $\text{m}^3/\text{s}$ 。

$h_{\text{in}}$  為空氣進入室內機之焓值，單位為  $\text{kJ}/\text{kg}$ 。

$h_{\text{out}}$  為空氣離開室內機之焓值，單位為  $\text{kJ}/\text{kg}$ 。

$V$  為空氣、水蒸氣混合物在室內機之空氣比容，單位為  $\text{m}^3/\text{kg}$ 。

$\omega_n$  為空氣之比濕，單位為  $\text{kJ}/\text{kg}$  乾空氣。

離型機在熱泵模式運作時，計算加熱能力需考量水在不同大氣壓力、溫度之下，熱力性質會有些許不同，因此系統以焓差模式計算其加熱能力。



其公式如下所示：

$$Q_{\text{Heating}} = m(H_{\text{out}} - H_{\text{in}}) \quad (2)$$

其中，

$Q_{\text{Heating}}$  為測量水側熱交換器之加熱能力，單位為 W。

$m$  為質量流率，單位為 kg/s

$H_{\text{out}}$  為水側出口焓值，單位為 kJ/kg

$H_{\text{in}}$  為水側入口焓值，單位為 kJ/kg

但因為 Yokogawa AXF010G 為電磁式體積流率流量計，因此必需考量量側點當時之流體密度，才可計算取得質量流率。因此質量流率  $m$  可由以下公式計算：

$$m = v \times \rho \quad (3)$$

其中，

$v$  為流體之體積流率，單位為  $\text{m}^3/\text{s}$

$\rho$  為流體之密度，單位為  $\text{kg}/\text{m}^3$

而離型機若運作於複合式空調熱泵熱水器行程時，因系統結合熱水製作及空調製冷等雙重功用，因此必須藉由  $Q_{\text{Cooling}}$  及  $Q_{\text{Heating}}$  分別來取得冷氣能力及加熱能力。但是系統運作時，有部份冷氣能力為室外機熱交換所取得；因此室外機熱傳量可經由能量守衡以下列以下列方式取得：

$$Q_{\text{OutdoorUnit}} = Q_{\text{Heating}} - Q_{\text{indoorUnit}} - Q_{\text{Compressor}} \quad (4)$$

$$Q_{\text{Cooling}} = Q_{\text{indoorUnit}} \quad (5)$$

其中，

$Q_{\text{indoorUnit}}$  為經由焓差法取得之室內機冷氣能力，單位為 W

$Q_{\text{OutdoorUnit}}$  為室外機冷氣能力，單位為 W

$Q_{\text{Compressor}}$  為經由電力計取得之壓縮機消耗電功率，單位為 W

而評價整機系統性能則性能係數(Coefficient of Performance, COP)來評斷，而性能係數之定義為

$$\text{COP} = Q / W \quad (6)$$

其中，

$Q$  則為評斷之性能能力，比方冷氣能力則以  $Q_{\text{Cooling}}$  進行計算，並以  $\text{COP}_r$  表示之；加熱能力則以  $Q_{\text{Heating}}$  進行計算，並以  $\text{COP}$  表示之。而評斷複合



式空調熱泵熱水系統則需考量冷氣能力性能及加熱能力性能，故整體性能係數  $COP_o$  則以下列公式計算：

$$COP_o = COP_r + COP \quad (7)$$

本文使用之水物理性質以呼叫 NIST REFPROP V.9.0 冷媒性質函式方式取得，空氣性質計算則參考 ASHRAE Handbook 2009。

### 3. 結果與討論

離型機測試時之基本設定如下圖所示，離型機運作時，考量設備為變頻設計且設計能力為 7 kW，因此在不同行程時會有不同之壓縮機轉速運作需求。

表2. 離型機測試運作基本設定表

運作模式	壓縮機轉速 (rpm)	室外風機轉速 (rpm)	室內風機轉速 (rpm)
熱泵模式	2400	840	1000
空調模式	3000	840	1000
空調熱泵模式	3300	840	1000

#### 3.1 空調模式

本節以 CNS 14464 4.1 節冷氣能力標定 T1 條件來驗證離型機之空調模式。因複合式系統存在雙電子式膨脹閥，因此此時需藉由第一旁通閥的開啟來避免通過第一膨脹閥所造成之過度膨脹現象，同時關閉第二旁通閥，來導引冷媒通過第二膨脹閥。系統冷媒流路如圖2所示。系統冷氣能力設計為 7 kW，並設定變頻壓縮機轉速於 3000 rpm 運作，同時調整電子膨脹閥開度，並分析其性能變動。其中電子膨脹閥開度 500 Pulse 為最小開度狀態設定。

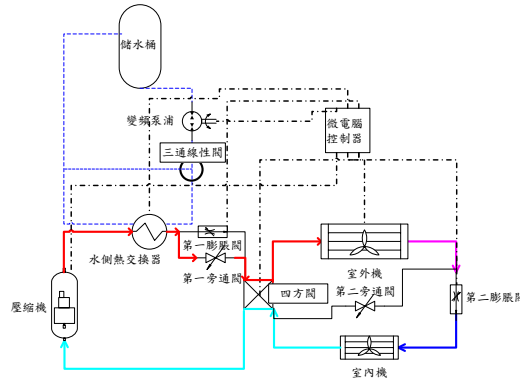


圖2. 離型機於空調行程之冷媒流路圖

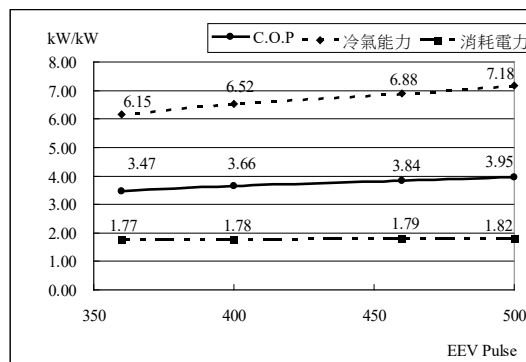


圖3. 離型機於空調行程之性能圖

由圖3可以發現，當第二電子膨脹閥開度減少時，因為系統冷媒壓差的增大導致系統蒸發溫度降低，因此室內機可以取得更多的能量，因此冷氣能力從6.15 kW 增加至 7.18 kW，但是系統消耗電功率卻僅由 1.77kW 增加至 1.82 kW，因此 COPr 可從3.47 增加至 3.95。

### 3.2 熱泵熱水器模式

本節以 CNS 14464 4.5節額定加熱能力條件試驗離型機熱泵熱水器功能。因離型機採一次高溫出水模式運作，故需以5.2.2 節及附錄 A 水側熱量計試驗法驗證能力。系統運作於熱泵熱水器行程時，需閉止第一旁通閥，並藉由第二旁通閥開啟作用將經由第一膨脹閥等焓膨脹之兩相冷媒導引至室外機取熱。其冷媒流路圖如圖4所示。系統加熱能力設計為7 kW，變頻壓縮機轉速設定為2400 rpm，並分析膨脹閥開度對於系統加熱能力之影響。



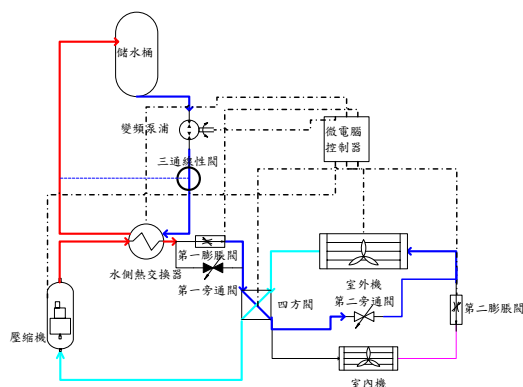


圖4. 離型機於熱泵行程之冷媒流路圖

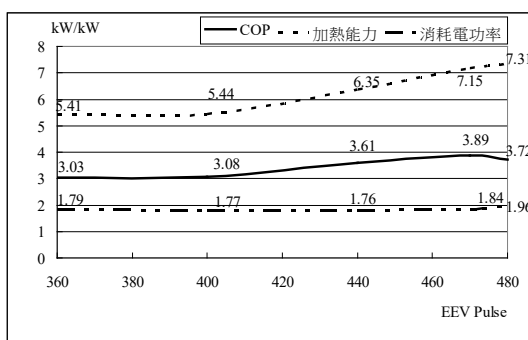


圖5. 離型機於熱泵行程之性能圖

由圖5可以發現，當第一電子膨脹閥開度減少至470 Pulse 時，系統有最大 COP 3.89。雖然當電子膨脹閥運作於最小開度500 Pulse 時，系統有最大的加熱能力 7.31 kW，但是由於冷媒高低壓差的增大，導致壓縮機推送冷媒時，必須消耗更多之壓縮功而導致系統總消耗電功率也隨之增加。因此使得計算總加熱能力及總消耗電功率效率之能源效率 COP 在470 Pulse 狀態時出現峰值 3.89。

### 3.3 空調熱泵熱水器模式

本節結合 CNS 14464 及 CNS 15466 進行複合式空調熱泵熱水器離型機性能驗證。系統複合機因包含雙電子式膨脹閥及增加系統冷凝端之過冷度，因此系統運作時藉由第一旁通閥及四方閥導引冷媒至室外機繼續進行熱交換，同時關閉第二旁通閥導引冷媒通過第二膨脹閥進行等焓膨脹，其冷媒流路如圖6所示。系統以冷氣能力7 kW 設計，壓縮機轉速設定於3300 rpm，並以調整第二電子膨脹閥開度分析其性能變動影響。

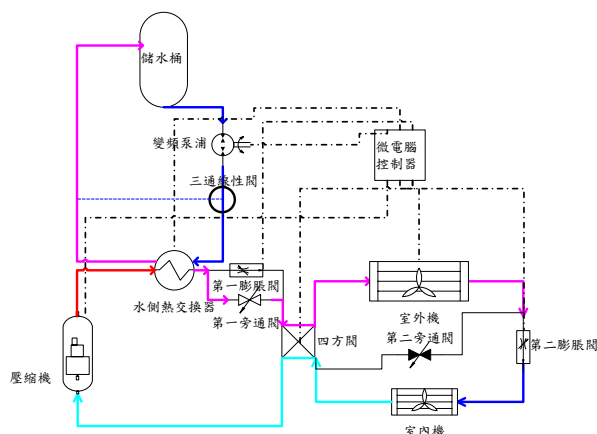


圖6. 離型機於空調熱泵行程之冷媒流路圖

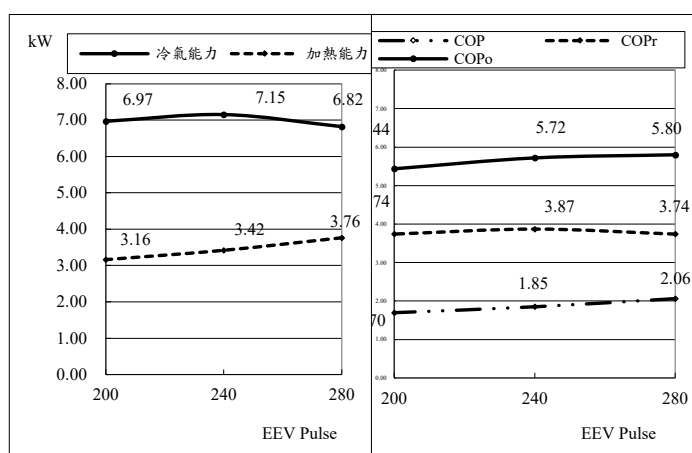


圖7. 離型機於空調熱泵行程之性能圖

由圖7可以發現，當電子膨脹閥開度由200 Pulse 增加到 280 Pulse 時，系統冷卻能力出現峰值，其最大能力出現於240 Pulse 狀態，但是加熱能力卻呈現遞增現象。同時並參考 COP 圖表也發現最大冷氣 COPr 也同樣出現在240 Pulse，而加熱能力 COP 卻也是呈現遞增現象導致整體 COPo 也呈現遞增現象。換句話說，若僅以冷氣性能峰值邏輯設計複合式空調熱泵系統將無法取得最佳之設計結果。

#### 4. 結論

為了解決傳統空調機及熱泵熱水器熱源與冷源無法再回收利用之問題，本研究開發一複合式多功能變頻熱泵熱水器，且結合雙電子膨脹閥運作，可達成冷氣空調運作、熱泵熱水製作及複合模式運作效果，同時並探討其離型設備性能變化。因此在驗證測試中可得到以下之結論：

1. 使用雙電子膨脹閥並結合旁通閥運作可達成冷氣空調供給、熱泵熱水製作及複合空調與熱水同時供給等功能。
2. 系統於冷氣行程運作時，冷氣能力為 7.18 kW 及 COP 3.95。
3. 系統於熱泵熱水器行程運作時，加熱能力為 7.15 kW 及 COP 3.89。



4. 系統運作於空調熱泵行程時可同時提供 7.15 kW 冷氣能力及 3.42 kW 熱水加熱能力，總體性能係數  $COP_{ol}$  可達 5.72。
5. 若考慮最大  $COP_o$ ，系統可同時提供 6.82 kW 冷氣能力及 3.76 kW 熱水加熱能力，系統最大  $COP_o$  為 5.80。

## 5. 參考文獻

1. J. Ji, G. Pei, T. Chow, W. He, A. Zhang, J. Dong and H. Yi “Performance of multi-function domestic heat-pump system,” Applied energy, Vol 80, pp.307-326 2004.
2. G. Gong, W. Zeng, L. Wang and C. Wu “A new heat recovery technique for air-conditioning/heat pump system,” Applied thermal engineering, Vol. 28, pp. 2360-2370, 2008.
3. S. H. Nian, L. Y. Chao, S. Yu. J. Wu and Y. U. Choung, “Experimental assessment of air source HPWH using inverter-fed compressor under different water inlet temperature,” ACRA 2012 Conference.
4. E.W. Lemmon, M. L. Huber and M. O. McLinden, NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database(REFPROP), Ver. 9.0 NIST, Gaithersburg, Maryland, USA. 2010.
5. ASHRAE, “Psychometrics”, Chap 1, ASHRAE Handbook-Fundamentals (SI), 2009.
6. CNS 14464, ”無風管空氣調節機與熱泵之試驗法及性能等級，2003，經濟部標準檢驗局。
7. CNS 15466, ”空氣源式熱泵熱水器之性能試驗法”，經濟部標準檢驗局。