

中央空調系統變頻設計應用 與全尺度實驗驗證

內政部建築研究所委託研究報告

中華民國 102 年 12 月

(本報告內容及建議，純屬研究小組意見，不代表本機關意見)

(計畫編號)

102301070000G0023

中央空調系統變頻設計應用 與全尺度實驗驗證

受委託者：財團法人台灣建築中心

研究主持人：楊冠雄

研究助理：蔣鎮宇

內政部建築研究所委託研究報告

中華民國 102 年 12 月

(本報告內容及建議，純屬研究小組意見，不代表本機關意見)

目次

目次	I
圖次	III
表次	VI
摘要	VII
I	
第一章 緒論	1
第一節 研究緣起與背景	1
第二節 研究方法與過程	4
第二章 VRF 與 VWV 系統節能設計概念與應用特性之比對分析	6
第一節 VWV 變流量系統節能設計概念與應用特性分析	6
第二節 VRF 變冷媒量系統節能設計概念與應用特性分析	9
第三節 VWV 與 VRF 系統之應用特性比較分析	11
第四節 VWV 與 VRF 系統案例分析	13
第三章 商業運轉中之中央空調 VWV 與 VRF 系統節能效益全尺度實驗驗證分析	32
第一節 VWV 與 VRF 系統之理論分析模式建立	32
第四章 VRF 冷媒主機與 VWV 系統冰水變頻泵浦群組之最佳組合方式設計分析	49
第一節 VWV 與 VRF 系統夏季節能策略運轉模式	50
第二節 VWV 與 VRF 系統春、秋季節能策略運轉模式	58
第五章 建立我國 VRF 空調系統節能效率值評估之方式提供綠建築日	

常節能指標評估之修正.....	65
第六章 結論與建議.....	70
第一節 結論.....	70
第二節 建議.....	72
附錄一.....	74
附錄二.....	76
附錄三.....	79
參考書目.....	83

圖次

圖 1-1 各類建築物整體耗電百分比	1
圖 1-2 中央空調系統變頻設計應用與全尺度實驗驗證研究流程圖	5
圖 2-1 VVVF 空調系統圖	7
圖 2-2 VRF 空調系統圖	9
圖 2-3 全球 VRF 市場銷售情況	10
圖 2-4 量測儀器本體與現場儀器架設實況圖	13
圖 2-5 架設流量量測設備示意圖	14
圖 2-6 熱力學第一定律質量守恆數學關係式示意圖	15
圖 2-7 冷卻能力與冷凝能力之負載變化隨時間之負載變化	17
圖 2-8 壓縮機隨時間變化運轉之消耗功率曲線圖	17
圖 2-9 冰水流量與冷卻水流量隨時間運轉之曲線圖	18
圖 2-10 冷卻水與冰水溫度變化曲線圖	18
圖 2-11 冰水主機運轉負載率與 COP 值，隨時間變化曲線圖	19
圖 2-12 SOLKANE 軟體介面	20
圖 2-13 SOLKANE 軟體顯示冷媒性質表	20
圖 2-14 利用 SOLKANE 軟體模擬出各元件性質圖	21
圖 2-15 利用 SOLKANE 軟體計算出壓縮消耗功、COP、冷凝與冷卻能力值	21
圖 2-16 利用 SOLKANE 軟體繪出冷媒特性 p-h 圖	22
圖 2-17 利用 SOLKANE 軟體繪出冷媒特性 T-s 圖	22
圖 2-18 Cycle-D 之使用介面	23
圖 2-19 冷媒設定選項視窗	24

圖 2-20	冷凍循環系統參數設定視窗	25
圖 2-21	利用 Cycle-D 軟體模擬之模擬圖	25
圖 2-22	Cycle-D 軟體模擬出各狀態點下之壓力圖	26
圖 2-23	Cycle-D 軟體模擬出各狀態點下之溫度圖	26
圖 2-24	Cycle-D 軟體模擬獲得各點狀態之熱力性質表	27
圖 2-25	由 Cycle-D 軟體繪製出該系統之 p-h 圖	27
圖 2-26	VRV 空調系統負載率與冷卻能力之關係曲線圖	30
圖 2-27	VRV 空調系統負載率與主機 COP 之關係曲線圖	30
圖 2-28	VRV 空調系統壓縮機消耗功率與冷卻能力之關係曲線圖	31
圖 2-29	VRV 空調系統負載率與壓縮機消耗功率之關係曲線圖	31
圖 3-1	101 年度台灣高雄地區全年平均溫度分佈圖	43
圖 3-2	101 年度台灣高雄地區每月平均溫度分佈圖	44
圖 3-3	101 年度台灣高雄地區冷房度日數據資料	44
圖 3-4	101 年度台灣高雄地區冷房度時數據資料	45
圖 3-5	台灣高雄地區全年運轉部份負載率與運轉時數百分比之關係圖	45
圖 4-1	醫院類建築物，於夏季某當日空調負載率示意圖	51
圖 4-2	辦公類建築物，於夏季整日空調負載率示意圖	52
圖 4-3	學校類建築物，於夏季整日空調負載率示意圖	53
圖 4-4	展覽場類建築物，於夏季整日空調負載率示意圖	54
圖 4-5	百貨大樓類建築物，於夏季整日空調負載率示意圖	55
圖 4-6	醫院類建築物，於春、秋季整日空調負載率示意圖	58
圖 4-7	辦公類建築物，於春、秋季整日空調負載率示意圖	59

圖 4-8	學校類建築物，於春、秋季整日空調負載率示意圖	60
圖 4-9	展覽類建築物，於春、秋季整日空調負載率示意圖	61
圖 4-10	百貨大樓類建築物，於春、秋季整日空調負載率示意圖	62
圖 5-1	大金 VRV III 系列	67
圖 5-2	三菱電機 CITY-MULTI	67
圖 5-3	三星 DVM series	67
圖 5-4	日立 SET-FREE series	67

表次

表 2-1 VWV 與 VRF 空調系統應用特性之彙整分析比較表	12
表 2-2 A 單位 VWV 冰水系統量測數據	16
表 2-3 數據分析方法對照表	28
表 2-4 B 單位 VRV 10HP 室外機運轉數據	29
表 3-1 國際之冰水機 MEPS 管制現況	32
表 3-2 AHRI Standard 550/590 規範之部分負載測試條件	33
表 3-3 ASHRAE 90.1 - 2010 能源效率標準	34
表 3-4 GB19577-2004 中國大陸冰水主機能源效率標準	36
表 3-5 GB-T 18430.1-2007 IPLV 之測試條件	37
表 3-6 中國大陸冰水主機 COP 與 IPLV 測試標準	38
表 3-7 CNS 12575-2007 標準測試條件	39
表 3-8 CNS 12575-2007 我國冰水主機性能測試標準	39
表 3-9 CNS 12575 -2007 與 AHRI 550/590 -2003 之測試溫度條件	40
表 3-10 VWV 系統於不同負載率下之 COP 值	41
表 3-11 VRF 系統於不同負載率下之 COP 值	41
表 3-12 台灣高雄地區中央空調系統運轉負載變動之權重值估算結果	46
表 3-13 VWV 系統重新計算之 IPLV 值	47
表 3-14 VRF 系統重新計算之 IPLV 值	47
表 3-15 多聯式空調(熱泵)機組能效限定值	48
表 4-1 台灣地區一年平均溫度	49

表 4-2 各類建築空調運轉時間	50
表 4-3 夏季醫院類型建築物之節能策略建立	52
表 4-4 夏季辦公類型建築物之節能策略建立	53
表 4-5 夏季學校類型建築物之節能策略建立	54
表 4-6 夏季展覽場類型建築物之節能策略建立	55
表 4-7 夏季百貨類型類型建築物之節能策略建立	56
表 4-8 於夏季條件之冰水主機最佳組合方式設計	57
表 4-9 春、秋季醫院類型建築物之節能策略建立	59
表 4-10 春、秋季辦公類型建築物之節能策略建立	60
表 4-11 春、秋季學校類型建築物之節能策略建立	61
表 4-12 春、秋季展覽場類型建築物之節能策略建立	62
表 4-13 春、秋季百貨類型類型建築物之節能策略建立	63
表 4-14 於春、秋季條件之冰水主機最佳組合方式設計	64
表 5-1 綠建築日常節能指標之空調系統評估表	65
表 5-2 各大廠牌商用變頻空調系統規格	66
表 5-3 本研究擬定之台灣地區 VRF 空調系統之能效等級標準	68
表 5-45 大廠牌能效等級與評比分數之規劃	68
表 5-5 能源效率分級對應建築物設置變冷媒量 VRV 系統配分標準	69

摘 要

關鍵字: 變冰水流量系統、變冷媒流量系統、性能係數、全尺度實驗、整合性部分負載率

一、研究緣起

長久以來，台灣能源短缺無法自己自足，需仰賴國外進口高達 97%。又因溫室效應造成全球暖化之影響，所以非常迫切改善節能減碳之議題。由於整體建築物空調系統用電佔整體耗能之 41% 以上，為影響整體建築營運之重要因素之一。傳統之空調系統大抵皆採用定頻馬達進行設計，於低負載狀態下，常造成效率降低與能源浪費。故本研究針對可變冰水流量系統(VWV)與可變冷媒流量(VRF)系統進行節能分析，以了解在相同需求容量系統下，獲得之整合性部分負載效率值(Integrated Part Load Value, IPLV)，何者空調系統能有較為優越的性能表現，以作為系統建置運轉之優先考量。

再者，回顧過去綠建築九大評估指標系統中，針對日常節能指標之空調系統評估表，提到熱源系統節能技術之評估項目，以建築物設置變冷媒量 VRV 系統，制定估算熱源系統節能效率而取用標準值為單一值，即 0.2。於此，認為應當視採用 VRF 空調系統經出廠測試之 IPLV 數值加以區隔，重新修正評估效率標準值。

基於此因，同時檢視源由 AHRI 550/590-2003 規範，制定的 IPLV 通式中之負載權重值，並以台灣本土氣候條件而獲得的數值，進而建立我國適用之 IPLV 計算式，將對於未來我國實施 VRF 空調系統制定能源效率標準與分級之工作有實質的幫助。以上所述為本研究著手進行之焦點。

二、研究方法及過程

本研究完成 VWV 與 VRF 空調系統之應用特性，進行比對分析。了解 VWV 與 VRF 空調系統，個別在控制運轉模式、節能運轉策略上，各有千秋。但就中小噸數空調系統需求而言，設置何者系統為合適的選擇，則須有賴系統運轉的經驗，經分析獲得其 IPLV 值而決定。

再者，由於各國紛紛提出冰水主機整合性部分負載效率值(IPLV)政策。參考源由 AHRI 550/590-2003 規範而制定出 IPLV 通式，結合台灣高雄地區全年氣溫條件，而統計整理出冷房度時之數據資料。隨著，中央空調變頻系統實際運轉負載下，獲得負載權

重值，以及得到適合於台灣當地氣候形態下之 IPLV 計算公式。本研究利用實地測量 VWV 冰水系統與 VRF 變頻壓縮系統，並將量測數據加以整理，計算其主機系統 COP 與主機系統負載率；其中，由 VWV 系統所測量之數據，利用 SOLKANE、Cycle-D 軟體模擬驗證。

因此，本研究進行 IPLV 數值分析，以獲得整合性部分負載效率值。其中以 VWV 空調系統有較佳的性能表現；然而，兩者系統之 IPLV 值之獲得，係以中國大陸法規制定之 IPLV 方程式，作為計算之依據。乃因為本國之 VRV 空調系統 IPLV 標準尚未制定，因此，本研究遂採行參考源由 AHRI 550/590-2003 規範，訂定的 IPLV 通式。並以台灣高雄地區全年氣候條件，作為中央空調變頻系統實際運轉負載下，而獲得負載權重值之計算基礎背景。以得到適合於台灣當地氣候形態下之 IPLV 計算公式。

此有助於重新修正綠建築九大評估指標系統中，針對日常節能指標之空調系統評估表，以建築物設置變冷媒量 VRV 系統，制定估算熱源系統節能效率所取用標準值為單一值，即 0.2。本研究提出二種方法作為修正 VRV 空調系統效率標準值之配分方式。

方法一：參考中國大陸 2008 年發布實施制定之標準(GB21454-2008)，並將 0.23 分對應 5 個級別之 VRF 空調系統之節能效率標準值。其各級別之評分分數分別為 0.15，0.17，0.19，0.21，0.23，並以此作為重新修正評估效率標準值之參考。

方法二：將目前市面上生產 VRF 或 VRV 空調系統設備之大廠，如：大金、三星、LG、日立、Mitsubishi、Toshiba 等。蒐集並整理各設備型錄提供之性能規格，經整合性部份負載效率值之計算式估算。可得各廠牌系統之 IPLV 數據介於 1.37~2.74 之間(區分為三個級別)，並以訂定作為修正 VRV 空調系統效率標準值之配分範圍。

針對上述二種方法，討論其適用性。此外，進行研析建置 VWV 冰水系統或 VRF 空調系統，於相同冷房負載需求下，因應不同建築物類型之空調使用時間，將全日負載運轉情況區分為四種負載時段。隨著不同空調負載率，而擬定出因應該空調負載率之最佳組合運轉策略模式。

三、重要發現

1.綠建築九大評估指標系統中，日常節能指標之空調系統評估表，對於熱源系統節能技術之評估項目，以建築物設置變冷媒量 VRV 系統，制定估算熱源系統節能效率之標準值，可視採用 VRF 空調系統之能源效率等級評定。但目前我國經濟部能源局尚未針對 VRF 空調系統完成制定能源效率之標準。本研究發現可參考中國大陸制定之標準(GB21454-2008)，於 2008 年發布實施。由分為 5 級之能源效率而對應 VRF 空調系統之

節效率標準值(分別為 0.15, 0.17, 0.19, 0.21, 0.23), 以作為重新修正評估效率標準值之參考。

2. 本研究選取 A 單位之 VWV 空調系統與 B 單位之 VRF 空調系統, 完成運轉系統實地量測工作。將量測結果整理後, 並套入 IPLV 公式。計算出 VWV 系統之 IPLV 為 2.89 與 VRF 系統之 IPLV 為 2.815。經計算結果得知, 此次計算出之 IPLV 數值未達到標準。對此結果討論原因有二: 一者為此次量測並未依照冰水主機 IPLV 所規定之標準測試條件進行, 故量測後計算之結果僅可視為非標準條件部分負載率(NPLV); 二者為目前我國之 IPLV 指標, 皆參考來自美國 ASHRAE 90.1 規範而擬定。故此次 IPLV 計算式子, 乃採與我國地理位置相近之中國大陸, 藉以權重因子進行運算, 獲得不同空調系統之 IPLV 值, 遂為本研究階段之成果。

3. 現階段 VWV 與 VRF 空調系統, 兩者在節能運轉控制上, 皆能應著負載端需求變化而控制。對於採用 VWV 空調系統是以冰水泵浦運轉頻率控制。VRF 空調系統則因應負載需求變化, 而採用室內主機台數增減控制或為室內機冷媒流量控制。

經研究獲知上述二者系統在不同運轉負載下, 其系統運轉性能上之表現有所差異。以 VWV 系統而言, 當主機運轉負載率高於 50% 以上時, 其 COP 值高於 VRF 系統。VRF 系統則在於低負載運轉率 50% 以下, 其 COP 值優於 VWV 系統。對此, 倘若能取兩系統之長, 互補其短, 因應不同建築物類型之空調使用時間, 並且隨著不同季節的外氣溫度。提出供應空調負載需求之最佳組合運轉策略模式。

以醫院類建築之全日空調使用需求, 作為 VWV 與 VRF 系統之節能策略模式說明。如圖 3-1 所示, 當日空調負載率為 50% 時, 空調使用時段分別為上午 08:00~09:00 與晚上 19:00~21:00 時; 此時可選用單一套滿載 120RT 之 VWV 系統, 視負載空間需求進行變冰水量供應, 且可以採用輪替方式運轉, 以減少冰水主機機械零件磨損。

若以 VRF 系統來說, 則由 12 套系統運轉供應。並依據室內負載空間、區域以及人員使用習慣。並搭配獨立控制系統, 適當地供應各區間冷需求。於當日 10:00~11:00 與 15:00~18:00 時, 此時空調負載率約為 75%, 在冰水系統選用上可選: 兩套 75% 負載率之 VWV 系統供應全棟負載, 並且依各區間需求搭配變頻水泵適時調整冰水流量。適當地調整供應各區間之冰水, 以減少各區間太冷、或不足之情況發生。

若以 VRF 系統來說明, 可採用 18 套 VRF 系統供應。於當日 12:00~14:00 時為此建築物最高負載需求, 此時可以兩套滿載之 VWV 系統供應全棟負載。或者是由 24 套 VRF 系統或更大噸數之 VRF 系統供應。從 22:00~07:00 時, 為住院人員所需之最低負載需求。若以 VWV 系統運轉於低負載需求時, 此時效率略顯不彰。建議由分離式冷氣供應需求端, 或者建置一套小噸數之空調系統於此時運轉供應。若以 VRF 系統來說, 此時可選

6 台 VRF 系統，隨著病房需求作為供應。

四、主要建議事項

建議一

進行建築熱泵系統之節能改善效益分析與實驗印證研究，以做為未來大量推廣應用之重要參考依據。：立即可行建議

主辦機關：內政部建築研究所

協辦機關：無

大型醫院、觀光旅館等建築物,由於同時具有冷房與熱水需求，傳統式之作法為個別設置中央空調與鍋爐系統，分別供冷與供熱，常造成龐大之運轉費用支出。以南台灣之大型區域綜合醫院為例，光是鍋爐系統一年之運轉燃料費用，即高達一億兩千萬元之譜；且其燃氣之排放，常造成環境之巨大負荷，若能改以設置熱泵系統，不但具有極大之節能減排空間，且具備極高之經濟效益。

另一方面，由於各類建築物由於對於熱水供應之需求與特性不盡相同，且有些應用場所無法設置冷卻水塔或因兼顧使用之彈性，而必須設置熱效率較差之多台氣冷式熱泵系統；某些旅館於旅行團瞬間進住於指定之時段內，要求所有人員集中而快速之完成洗浴，則中央型熱泵系統之規劃極為重要。此時，若能進一步與既設之中央空調系統耦合 (couple)並相互整合(integrate)，則熱泵系統於供應熱水之際，其所產生之冰水可加以回收，以提供部分之冷房需求，為一雙贏之策略。

此種耦合方式牽涉到複雜之系統整合問題，且新設與既設系統之節能改善工程設計為一項複雜之系統應用技術，建議進一步進行建築熱泵系統之節能改善效益分析與實驗印證研究，以做為未來大量推廣應用之重要參考依據。其成果可帶動熱泵產業(製造業)，空調系統技師(設計業)，空調及熱泵系統施工廠商(工程業)，及系統整合調適(TAB)等能源服務業 (ESCO)之新發展契機，以擴大內需並提升產業技術。

建議二

研議及評估於綠建築手冊中將變冷媒量 VRV 空調系統加入 IPLV 規定之評分機制：中長期建議

主辦機關：內政部建築研究所

協辦機關：財團法人台灣建築中心

目前我國綠建築九大評估指標系統中，日常節能指標之空調系統評估表，有對建築物設置變冷媒量 VRV 空調系統給定評分標準，標準值是以 0.2 分作為評分分數。

但 VRV 或 VRF 空調系統運轉，往往長年處於部分負載運轉狀態下，若是以單一 100% 全載運轉獲得的性能係數，而直接在該項給予得分計分，則對於部分負載運轉性能表現較佳的主機系統，有失公平性。因此，建議以全載及部分負載 COP 並行之 IPLV，作為建築物設置變冷媒量 VRV 空調系統評分規定之修正。

由於我國目前在制定整合性部分負載效率標準，尚未完整建立，無法藉以具體施行上述修正工作；需等待相關能源主管機關正式公告 IPLV 計算方法與標準後，再予納入實施。

ABSTRACT

Keyword: Variable Water Volume System, Flow Variable Refrigerant Flow System,

Coefficient of Performance, Full-scale Experiment, Integrated Part Load Value

Over the years, Taiwan's energy shortage can't be self-sufficient, the need to rely on foreign imports up to 97%. Because of the impact of global warming caused by the greenhouse effect, it is very urgent to improve the issues for energy efficiency and carbon emission reduction. As the total energy consumption of overall building air-conditioning systems were occupied by 41% or more, to influence the operation of the whole building is one of important factor. Usually the traditional air conditioning systems using fixed-frequency motors are designed for an operation of low-load conditions, it often results in reduced system efficiency and wasted energy. Therefore, this study is focused on both of the variable water volume systems (VWV) and the variable refrigerant flow (VRF) systems for energy-saving analysis. Furthermore, to understand the systems for the same cooling capacity demand, obtained their values (Integrated Part Load Value, IPLV), whichever is more advantageous to have the air conditioning system performance, in order to build up a priority of operational system.

Moreover, to review the past nine index for green building evaluation system, energy-saving targets for the air conditioning system routine evaluation form, referring to the heat source system energy saving technology assessment projects in order to set the variable refrigerant volume building VRV system, the development of energy efficiency estimate the heat source system access to the standard value of a single value, namely 0.2. This, that the VRF air conditioning system shall be considered by the factory testing IPLV be separated values, re-evaluate the efficiency of the standard value correction.

For this reason, while viewing source from AHRI 550/590-2003 specification, developed the weighting factors by its general formula of IPLV. We use Taiwanese climatic conditions to obtain those values, thereby establishing our applicable IPLV equation. In the future, the implementation of Taiwanese VRF air-conditioning system to develop energy efficiency

standards and grading work benefits from obtaining applicable IPLV equation by this study.

第一章 緒論

第一節 研究緣起與背景

台灣屬於海島型氣候國家，高溫且潮濕，對空調需求量非常的大。而且台灣能源短缺無法自己自足，需仰賴國外進口高達 97%。又因溫室效益造成全球暖化之引響，所以非常迫切改善節能減碳之議題。針對各大建築形態之系統耗能，指出空調系統占整體系統耗電量高達 45% 以上，相當巨觀。倘若能針對空調系統進行節能改善，其節能之成效非常可觀。

傳統空調系統大抵皆採用定頻馬達進行設計，過大或不良之設計。往往造成系統處於低負載環境下運轉，故常造成效率降低與能源之浪費。就醫院而言其整體建築耗能各佔空調 53%、照明 20%、電梯 5%、其他 22%；展覽館整體建築耗能各佔空調 54%、照明 24%、電梯 8%、其他 14% (如圖 1-1 所示)。其中針對大型中央空調主機系統之耗能，空調主機約佔 60%，冰水泵送水系統佔 20%，空氣側設備佔 20%。由於近年來我國空調系統開始導入變頻設計，且變頻設計日益精進及價格大幅下降，VWV 系統與 VRF 系統已漸漸成為節約能源流行之趨勢。

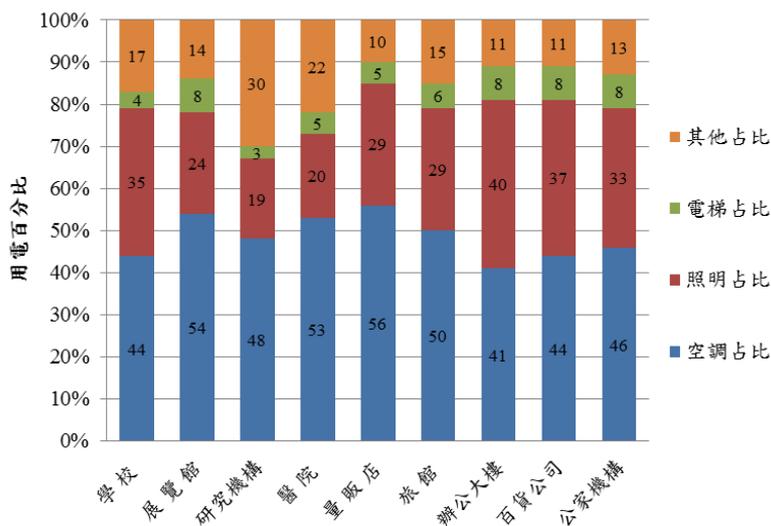


圖 1-1 各類建築物整體耗電百分比

資料來源：空調系統能源查核及節約能源案例手冊

VWV 系統之應用若能搭配良好之 TAB 壓降作調適，則可獲致冰水側 30~40% 之節能效益。一次側定頻泵浦供應冰水主機冰水用，二次側即為將冰水主機輸出之冰水，利用二次變頻泵浦供應負載端。根據負載末端差壓感測器變動而改變供應負載側冰水量。其 VWV 系統通常應用於中大型系統，甚至幾千噸數以上之冰水系統。但設計上所需之設備空間，往往依噸數多寡而有所增加。

VRF 系統則直接由壓縮機冷媒側進行變頻，同時隨著室內空調負荷之變動而調變冷媒流量。由於係針對大耗電量之冷媒壓縮機進行變頻，且減少了冷媒與冰水熱交換過程，形成 DX 系統，因此具有極高之效率。但由於 VRF 系統只適用於中小型空調系統，且減少泵浦之需，故縮小了設備面積。

對於本研究相關之研究文獻如：2003 年 Bettanini 等人提出 VRF 系統簡化空調設備性能之部分負載之模擬 model，它是根據自研究室測試之實驗數值，而發展出的數學式子，用以計算空調系統於部分負載之性能；因此，本研究找到部分負載比(PLR)與部分負載因子(PLF)之關聯性，將有利於後續研究之重要參考。

於 2004 年 Xia, J., Winandy, E. 與 Georges, B. 等人，進行 VRF 系統性能實驗分析，同時藉由實驗來檢驗此環路中之不同位置，其溫度與壓力的測量值。Goetzler 於 2007 年論述 VRF 系統之應用，指出 VRV 在日本已發展二十餘年，如今有將近一半的中型商業建築，以及 1/3 的大型商業建築都是使用 VRF 系統。依 Goetzler 建議具有多冷暖房需求的建築，如多層建築最為適合。使用 VRF 系統的好處在於它可依不同冷房之溫度需求，而具有控制每一蒸發器冷媒量的能力，然而即使這些蒸發器全部共用一個冷凝單元，此將提供人員的舒適度。它也可以透過自冷卻空間至加熱區域之移熱方式，各別提供單一空間的冷卻需求與另一區域的加熱需求。本研究也告訴我們使用 VRF 系統，能夠排除空氣流動的管損為 20%。

Zhou 與 Wu 等人，同年發表 VRF 空調系統之能量模擬研究，其比較兩種傳統的空調單元與 VRF 空調系統。作者發現 VRF 為最有效的系統，它與變風量系統(VAV)相較下，此效益高達 22.2% 以上，而且也比風扇盤管單元系統(Fan Coil Unit)有較高的效益，約為 11.7% 以上。隔年 2008 年，進行之研究為逐時監測 VRF 系統之實驗與模擬，獲得此系統的性能係數高於額定規格。

目前國際上之對於此方面之研究，大抵採用電腦模擬，其準確度約介於 15~20%。但做為我國綠建築評估體系之重要依據，則還有更進一步改善之空間。並於我國濕熱型氣候形態下，VRF 系統與 VWV 系統之實際節能成效。並依綠建築評估體系 EEWB 中，對於以上 VRF 系統與 VWV 系統之運轉性能關鍵因素，於日常節能指標中雖有初步節能係數之擬定，缺乏系統化比較分析。以及，針對 VRF 系統已在市場上大量商業化，但對於 VWV 系統在於 150 RT~200 RT 之間，VRF 系統與 VWV 系統之實際節能成效，尚缺乏實際全尺度印證。

回顧過去綠建築九大評估指標系統中，針對日常節能指標之空調系統評估表，提到熱源系統節能技術之評估項目，以建築物設置變冷媒量 VRV 系統，制訂估算熱源系統節能效率而取用標準值為單一值，即 0.2。於此，認為應當視採用 VRF 系統經出廠測試之 IPLV 數值加以區隔，重新修正評估效率標準值。

環視世界各國紛紛提出冰水主機整合性部分負載效率值(IPLV)政策。乃因中央空調系統主機之實際運轉，並非維持全載運轉，往往常時間是處於部份負載。此為運轉操作者必須重視系統性能之時刻，也是空調主機製造商應當肩負生產，運轉在某部份負載區間內有較高性能主機的責任與義務。因此，在節能省碳為世界潮流所趨下，有必要擬定出對於冰機出廠性能量測之條件，以要求達到 IPLV 標準值，才能出廠販售。

基於此因，同時檢視源由 AHRI 550/590-2003 規範，制定的 IPLV 通式中之負載權重值，並以台灣本土氣候條件而獲得的數值，進而建立我國適用之 IPLV 計算式，將對於未來我國實施 VRF 空調系統制定能源效率標準與分級之工作有實質的幫助。以上所述為本研究著手進行之焦點。

第二節 研究方法與過程

本研究則著重於全尺度實驗印證且在我國濕熱型氣候條件下進行，具有良好之工程運用性及未來推廣性。其主要研究工作方法之內容共分為五大項目：

1. VRF 與 VWV 系統節能設計概念與應用特性之比對分析

本項工作首先針對典型之 VRF 與 VWV 系統節能設計概念進行分析，VRF 系統藉由電子式膨脹閥之開度，以調節冷媒流量並因應空調負載之變化而冷媒壓縮機則同步進行變頻以節能；反之，VWV 系統採取固定冷媒壓縮機轉數，而於區域冰水泵處進行變頻，來因應空調負載之變化。二者有基本上之設計理念差異，並將其差異之結果歸納整理。再者利用 SOLKANE 與 Cycle-D 軟體，模擬冰水主機運轉特性以及 COP 值。並將模擬之結果，與實地量測數據，進行比對分析。

2. VRF 冷媒主機 與 VWV 系統冰水變頻幫浦群組之最佳組合方式設計分析

VRF 冷媒主機因應冷房能力之變化，採取模組式之方式進行台數之增減控制，亦即若需 30 RT 冷房能力，則以 15 RT 之機組 2 組支應；若需 60 RT 冷房能力，則以 15 RT 之機組 4 組支應，再藉由建築物之尺寸大小配合冷媒管線之佈置限制加以微調；反之，VWV 系統則藉由冰水泵之台數與轉數控制，配合現場二通閥之開度來反應負載之變化。

本項工作內容，將建立目前正進行商業運轉中之 VRF 與 VWV 系統，最具代表性與節能效益之系統流程，以作為下一階段比對分析之重要基礎。

3. 進行商業運轉中之中央空調 VRF 系統節能效益全尺度實驗驗證分析

本項工作內容將選取目前正進行商業運轉中之中央空調 VRF 系統依其不同之負載率實驗其相對應之系統 COP 或 kW/RT 耗能指標作為比對基準

同時，依據 WF Stoecker 之實驗模式(Experimental Model)方法，建立運轉數據之迴歸分析曲線，以作為進行系統節能效益比對分析之重要基礎。

4. 進行商業運轉中之中央空調 VWV 系統節能效益全尺度實驗驗證分析

同理，本項工作內容將選取目前正進行商業運轉中之中央空調 VWV 系統依其不同之負載率實驗其相對應之系統 COP 或 kW/RT 耗能指標作為比對基準

依據 WF Stoecker 之實驗模式(Experimental Model)方法，建立運轉數據之迴歸分析曲線，以作為進行系統節能效益比對分析之重要基礎。

5. 建立建築能源效率之節能策略最佳化並提供未來推動建築節能改善之修正建議

經由上述第 1、2 項工作內容，建立了 VRF 系統與 VWV 系統之理論分析模式；再經由第 3、4 項工作內容，進行了二者之節能效益全尺度實驗驗證分析。即可對於 EEWB 日常節能指標中 VRF 系統與 VWV 系統節能係數之權重，進行系統化之評估與進一步提出改善建議，以作為下一階段採行之重要參考依據，而完成所有計畫工作內容。

下圖為本研究實驗流程圖：

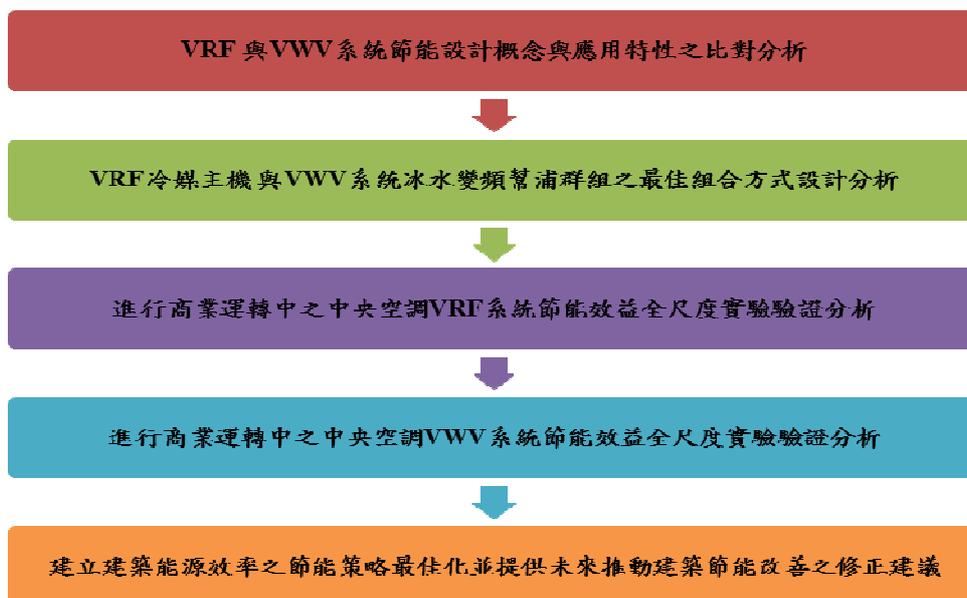


圖 1-2 中央空調系統變頻設計應用與全尺度實驗驗證研究流程圖

第二章 VRF 與 VWV 系統節能設計概念與應用特性之比對分析

第一節 VWV 變流量系統節能設計概念與應用特性分析

本章進行空調系統 VRF 與 VWV 兩項節能策略，提出其設計概念及應用上之特性，進行優缺點上的比較。

一般中央空調系統占整體建築耗能約 40% ~ 60%，由於中央空調系統設計之初，是依照系統滿載情況下設計。故造成多數空調系統長時間運行低於負載 50% 以下，最高也不超過 70%，相當耗費能源。目前中央空調系統係以水來做為室內負載熱量傳遞之媒介，然而，基於上述之情況下，造成定頻水泵無法依照負載變動進行供應水量變化。再加上起初負載計算過大，水管路阻力設計過於保守，導致水泵選配流量過大、揚程過高之情況產生。此種情況會在中央空調系統內部，產生大流量、小溫差情況之問題。

VWV 系統為改變水泵浦運轉頻率，以達到節約能源的耗損。此種改變水泵頻率之節能手法細分為一次側變流量(Variable Primary Flow chilled water, 簡稱 VPF)及二次側流量(Variable Water Volume system, 簡稱 VWV)，此兩種最大差異在於變頻水泵設計位置及系統複雜度。

本文針對 VWV 系統進行研究，其中 VWV 系統工作原理為：係將定頻二次側冰水泵浦更改為變頻控制，更換空調箱既設之三通閥件(旁通元件)為電磁式二通閥(如圖 2-1 所示)。經由室內溫度設定或溫度感測元件調整二通閥開度，用以控制進入冷卻盤管水量。最後利用差壓感測元件感應負載測最末端水管路壓力變化，以達調整二次變頻水泵運轉頻率之關鍵。當負載端空調需求降低，間接影響末端冰水管之進回水之壓差。此時差壓感測元件接收訊號回傳至變頻控制器，告知目前空調供應冷房溫度，已趨近負載端需求設定值，並經由變頻控制系統降低冰水泵運轉頻率，以減少供應之冰水量。

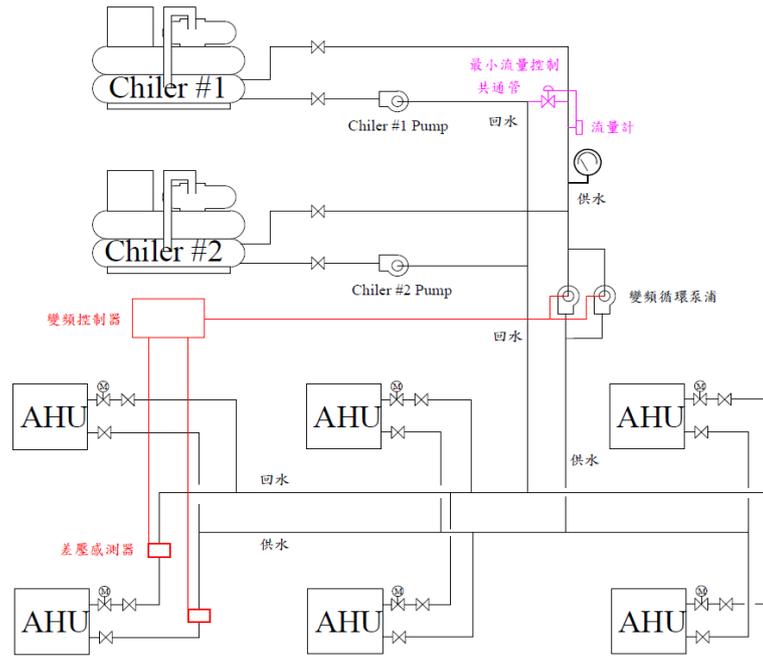


圖 2-1 VVW 空調系統圖

當空調製冷需求為全載時，二次側變頻水泵皆以設備設定之最高轉速運轉，將一次側所供應之 7°C 冰水全部供應於負載側。但是若系統製冷需求降低時，則二次側變頻水泵轉速降低。並指引入部份一次側所提供之冰水，另一部份則利用旁通管，使其導回 12°C 之回水側，並與之混合。此時若冰水主機感測回水端溫度降低，為了確保冰水主機出口端供應 7°C 之冰水。冰水主機會以適度性的進行卸載動作，或是搭配合數控制策略，進行主機降載動作，而達到整體節能效果。

其 VVW 變流量系統之控制方法又分為：(1)回水溫度控制。(2)供回水溫差控制。(3)供回水差壓控制，其中供回水差壓控制又分為定差壓與變差壓控制。

一般中大型以上之空調系統節能策略，皆採用變流量(VVW)系統居多。首先在變頻水泵設計上須考慮：(1)變頻水泵浦揚程較額定揚程大 30%。(2)全年大部分時間，供回水溫壓在 2~3°C 以下。(3)冷熱水泵沒有分設。其次 VVW 系統特性在於共通管上之水流變化：(1)當一次側冰水流量大於二次側冰水流量時，一次側多餘冰水會經由共通管流回冰水主機。(2)當一次/二次側冰水流量相等時，共通管內部則無冰水通過。(3)當一次側冰水量小於二次側時，二次側冰水自回水側流經共通管回負載端。

最後藉由以下敘述 VWV 系統於實際應用上，所具備之優點：(1)將二次側水泵使用變頻系統控制，可降低系統之能源消耗。(2)一次側水泵只需克服一次迴路所造成之壓降，二次側水泵則可獨立與一次迴路運轉，其所需揚程等與負載端設計值之總和，並可依負載變化，調整水泵運轉頻率及流量。(3)設計及控制簡單，具可擴充系統之彈性。

第二節 VRF 變冷媒量系統節能設計概念與應用特性分析

首先進行 VRF 系統節能設計概念進行分析，常用於家用住宅及中小型商業用建物中。由於其能源效率比高，節能效果更為顯著。且安裝方便、靈活佔用空間小，先進的控制方式可達分區、分層或直接導入大樓控制系統。並可同時提供製冷及製熱能力，在整體運作及維修上方便、可靠及不需要專人管理。

其中 VRF 系統又分為單冷型熱泵型及熱回收型其工作原理為：通常 VRF 系統係藉由一台或多台室外及室內機組合而成一整個系統，藉由冷媒傳遞負載熱(或冷)至室外。內部設備有壓縮機、室內外熱交換器、電子式膨脹閥及其他補助元件組成密閉式一對一或一對多及多對多系統(如圖 2-2 所示)。藉由室內溫度感測器，感測室內溫度變化，進而調整電子式膨脹閥之開度，以調節冷媒流量。通過冷媒壓力變化，對應於室外壓縮機進行變頻控制、或壓縮機運行台數控制，以達到變冷媒節能效果。

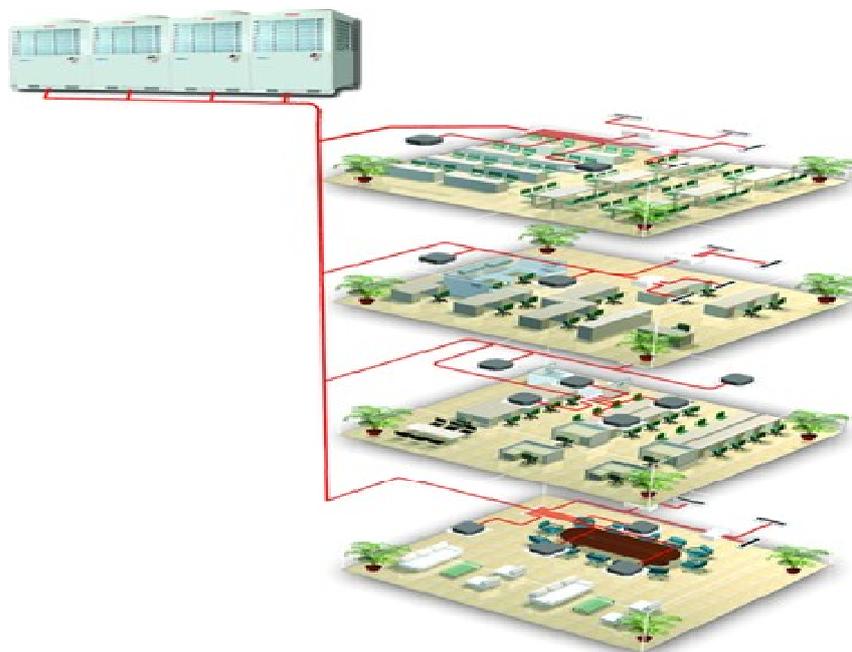


圖 2-2 VRF 空調系統圖

(資料來源：中國科學廣州研究所)

VRF 系統應用非常之廣泛，於世界各地之市場上佔有一席之地。就台灣而言從 2010 年開始 VRF 空調市場，約估計有 9,000 台之需求量。其供應廠商最主要為，大金、日立和三菱電機。其中為日立為在台製造，而其餘則是由國外進口。VRF 系統之優點相當的多，導入了變頻控制，改善了壓縮機起停(ON-OFF)動作所造成之耗能。雖說停止壓縮機運轉相當節省能源，但啟動時造成之巨大啟動電流相當耗能。且壓縮機起停(ON-OFF)動作平凡造成壓縮機壽命縮短，故變頻式壓縮機可運行於低頻運作，提高全年運轉效率，節少能源耗費。降低啟動電流，增加壓縮機整體壽命能延長使用年限。因為良好之系統控制，導致室內溫度變化差異不大，減小了室內溫度波動幅度，提高整體室內舒適度。

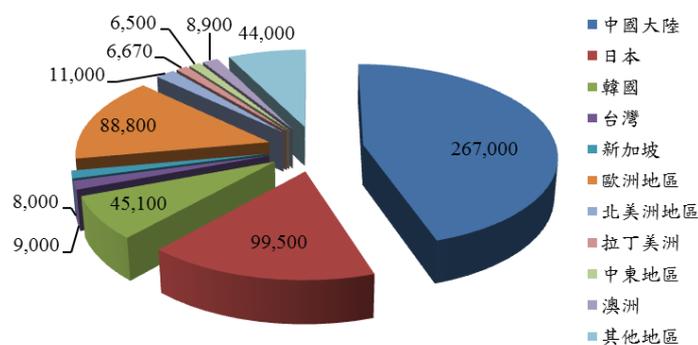


圖 2-3 全球 VRF 市場銷售情況

(資料來源： JARN, May 25, 2010 / 工研院綠能所整理)

最後針對 VRF 系統在空調應用上之特性：(1)由於 VRF 系統整體設計簡單且設備規模不大。因此可節省使用空間，以及增加施工上之便利性。(2)VRF 系統藉由冷媒為搬運負載之媒介，故可減少壓縮機運轉耗能。(3)其優良之區域控制系統，可在與全天候情況下，依照負載需求提供區與製冷能力。(4)簡易的運轉操作，和多樣性的集中控制性能，可達到方便的運轉管理。其控制方式簡易，可藉由無線遙控器操作運轉。(5)VRF 系統具備自動故障診斷功能，且不須人員管理，因此可省下維修人力及費用。(6)在節能方面，相對於一般中央空調系統可節省約 30%之電力。

第三節 VWV 與 VRF 系統之應用特性比較分析

VRF 系統相較於 VWV，雖說無法適用於大噸數之空調系統上。但其系統結構緊湊、體積小以及管徑細，故不需預留太多管路設置之空間，造成建築結構上之浪費。就主機而言，VWV 系統因主機噸數龐大，須預留一間空屋作為主機設置機房。反而 VRF 主機設備小安裝於室外或屋頂即可，節省空間。針對整體耗能部分說明，VWV 系統較 VRF 系統，增設了水泵浦系統。不僅僅多水泵運轉造成之耗能，相對於水泵系統必須對水質上之要求與管理，反增加了一筆不小之開銷。

現今科技發展日益精進，空調節能技術也相對提升。不論是 VWV 系統與 VRF 系統，皆有良好的節能成效。就如先前所敘述 VWV 系統適用於大噸數之空調系統，如科技廠、醫院、大型展示場等等。VRF 系統則適用於中小型辦公大樓，或小空調負載需求之建築類型，而不適合採用之場所(如大禮堂、活動中心、大展覽場等大型空間)。如下針對 VWV 系統與 VRF 系統，進行兩系統之優缺點說明。

首先針對 VWV 系統之優點進行說明：VWV 空調系統較 VRF 空調系統，較適用於大噸數之空調系統。因其設備規格較為龐大，故可快速移除龐大之室內熱負載。由於 VWV 系統乃藉由水源搭配送水泵浦系統運輸(移除)冷、熱源，故可針對將較遠之需求端進行輸送。VWV 系統因將其水泵浦變更為變頻式調控運轉，相較於傳統空調定頻送水泵系統更為節能省電。且若能搭配如 VAV 送風系統、室內熱交換系統、空調預冷系統、以及台數控制運轉等等之節能策略，其節能之效益將更為可觀。

VWV 系統之缺點：因其設備規格龐大，需預留建築空間作為系統設置用。且系統運轉時所產生之噪音非常吵雜，故建築牆面需加強隔音處理。由於 VWV 系統乃藉由水資源作為熱交換傳遞之媒介，故在乾旱與水源缺乏之地區無法使用。再者因為水中雜質會影響熱傳遞之效果，故 VWV 系統在水質要求程度頗高。

最後針對 VRF 系統之優點進行說明：相較於 VWV 系統，雖說無法適用於大噸數之空調系統上。但其系統結構緊湊、體積小，故可將 VRF 主機設備安裝於室外或屋頂即可。以因其設備管徑細小，故不需預留太多管路設置之空間，以節省建築結構上不必要之浪費。針對整體耗能部分說明，VRF 系統較傳統式空調系統，少增設了冰水送

水泵浦系統。不僅僅節省了冰水泵運轉造成之耗能，也減少了因水質髒亂所引發病菌滋生之情況發生。

VRF 系統之缺點：因其設備規格較小，故無法瞬時應付大量之室內熱負荷。且其冷源輸送僅靠變頻式壓縮機驅動，故設備所設置之設計範圍有所設限。

如表 2-1.所示，VWV 與 VRF 空調系統之應用特性分析比較情形。

表2-1. VWV 與 VRF 空調系統應用特性之彙整分析比較表

項目		VWV 系統	VRF 系統
1	室內舒適度	舒適度差，系統溫度變化差異大，反應緩慢。	冷暖恆溫，系統具又精準之溫度控制，且除濕效果佳。
2	節能成效	耗電量高，雖採用二次側變頻。但相較於 VRF 系統，多了冰水側及冷卻水側之耗能。	系統壓縮機採用變頻控制，且減少了水系統之壓降。以冷媒取代，因此節省能耗。
3	噪音污染	吵雜、且不適合長期逗留。因其設備龐大，壓縮機、水泵及風機運轉相當吵雜。	靜音運轉，因內部流線設計，導致整體運轉相當安靜。
4	複雜程度	VWV 系統由冰水主機、冰水側系統、冷卻水側系統及空氣側系統組合而成，在設計上相當複雜。	結構簡單，只需區分為室外機、室內機及冷媒配管即可，且整體設備皆可由單一公司提供。
5	空間使用度	由於系統龐大，在設計時須預留室內或一空間，做為主機安置及水管路配置。	整體設備小，只需安裝於室外屋頂即可。且冷媒管徑小，設計上不需預留空間。
6	操作運轉	由於 VWV 系統由多數個子系統組合而成，在操作上極為複雜，	可藉由人性化操作介面操作即可，簡單省時。
7	系統可靠性	由於需靠水來搬運室內負載，故在水資源缺乏之地區，不適合設置。	VRF 系統只須由空氣進行散熱即可。
8	系統妥善率	當系統故障時，需費時尋找故障點。	VRF 設有自動故障診斷，相當便利
9	管理方式	須由專業人員，進駐管理。	可由監控系統，監控管理。
10	保養方式	保養費時，須暫停該系統運作。	可分區保養維修，系統能可持續運轉。
11	環境污染	由於水質髒亂，容易孳生病菌。	乾淨環保，且無退伍軍人症。

第四節 VWV 與 VRF 系統案例分析

本節藉由現場實地測量數據並搭配軟體模擬應用，進行整合性部分負載效率 IPLV 特性分析與驗證。其中，在實地測量方面，利用 FLEXIM 公司所生產之 FLUXUS® F601 手提式多功能流量計作為量測儀器，如圖 2-4 所示。本儀器可藉由量測冰水側及冷卻水側之流量與溫度，並可自行演算出冷卻能力(Qc)與冷凍能力(Qe)。儀器架設部分，只須選擇好量測地點。並評估量測地點是否適宜、安全，即可架設流量感測器及溫度感測器，如圖 2-5 所示。數據資料顯示方面，可清楚地顯示於儀表板上，而在數據資料回饋方面，可同步輸出列印量測數據，或搭配軟體透過 RS-232 傳輸線傳輸數據至電腦紀錄存檔。



圖 2-4 量測儀器本體與現場儀器架設實況圖

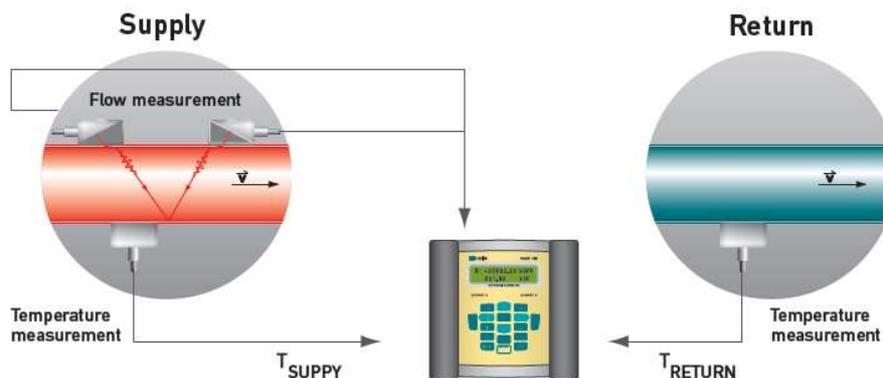


圖 2-5 架設流量量測設備示意圖

本量測兩個單位，此命名為 A 單位與 B 單位，其中 A 單位所裝設之空調冰水系統為 VWV 系統；而另一單位，B 單位所裝設之空調系統為 VRF 系統。藉由量測兩單位之數據，進行 VWV 與 VRF 系統之整合性部分負載效率 IPLV 主機性能特性分析。其中 A 單位所測得之數據，藉以軟體模擬在某一冷房需求負載下，冰水主機性能係數，以進行比對驗證。接續，可依此進一步模擬冷房需求變動負載之冰水主機運轉消耗電力與 COP 值。

經由現場實地量測後，得知 A 單位 VWV 與 B 單位 VRF 系統之量測數據。其中 A 單位 VWV 系統藉由實地量測結果，測得其冷凍能力 Q_e 與冷卻能力 Q_c 值。並由熱力學第一定律能量守恆定律數學關係式計算出，其壓縮機消耗功率 W_{in} 值。如圖 2-6 所示，得知以上數值後，即可套入公式計算 COP 值：

$$COP = \frac{Q_e}{W_{in}} = \frac{Q_e}{Q_c - Q_e} \dots\dots\dots(1)$$

其中：

Q_e =冷凍能力

Q_c =冷卻能力

W_{in} =壓縮機消耗功率

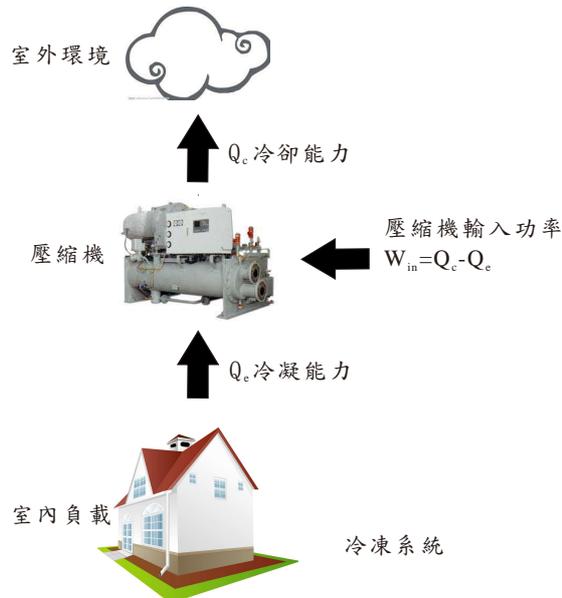


圖 2-6 熱力學第一定律質量守恆數學關係式示意圖

本次測量 A 單位之 VWV 冰水系統，設置位於台南縣某鄉鎮之建築物，並於 102 年 5 月 28 日中午進行冰水系統量測。當日天氣晴時多雲室外氣溫為 31°C、相對濕度為 77% 之氣候條件，屬於燠熱型氣候。目前該單位設有兩套 120 RT 冰水主機並聯交替運作，其冰水主機電源供應為 3φ 式 380 伏特 60Hz 電力。內部冷媒為 R-22 冷媒，冷房能力為 362,880 kcal/hr。其 COP 值為 4.86，當日於現場量測時僅啟動單一套系統運轉。主機啟動穩定後，立即架設手提式多功能流量計，進行冰水側與冷卻水側系統量測。

如表 2-2 所示為 A 單位之量測數據，並利用上述所示之量測儀器，測得 VWV 系統之冷卻水側與冰水側之流量、進出水溫度。其運轉時之壓縮機輸入功，則是依熱力學第一定律計算出數值。主機運轉之 COP 值則依據量測數據計算得知，並計算出主機運轉負載率。

表2-2. A 單位 VVW 冰水系統量測數據

資料數	冷卻水側			冰水側			壓縮機			冰水主機性能係數 COP	冰水主機負載率(%)
	Qc (kW)	流量 (L/min)	Tin	Tout	Qe (kW)	流量 (L/min)	Tin	Tout	輸入功 Win(kW)		
1	345.1	1,974.8	33.2	30.7	239.0	1,277.9	17.3	14.7	106.0	2.25	46%
2	321.6	2,038.3	32.5	30.3	225.2	1,345.3	17.4	15.0	96.4	2.34	48%
3	350.3	1,992.0	33.4	30.9	245.9	1,340.6	17.3	14.6	104.4	2.36	49%
4	344.2	1,980.1	33.1	30.6	242.0	1,353.2	17.4	14.8	102.2	2.37	49%
5	347.5	1,971.9	33.5	30.9	244.7	1,339.0	17.3	14.6	102.8	2.38	49%
6	343.5	1,950.0	33.4	30.9	242.2	1,323.6	17.3	14.7	101.2	2.39	49%
7	343.8	1,971.7	33.3	30.8	244.0	1,344.2	17.3	14.7	99.9	2.44	50%
8	333.9	1,931.2	33.0	30.5	239.0	1,334.0	17.4	14.8	94.9	2.52	52%
9	350.6	2,035.5	32.9	30.4	252.0	1,289.7	17.5	14.7	98.7	2.55	52%
10	340.7	2,008.2	32.7	30.2	245.5	1,286.8	17.6	14.9	95.2	2.58	53%
11	314.4	2,030.5	32.5	30.3	228.4	1,284.9	17.6	15.0	86.0	2.66	55%
12	348.4	2,013.8	33.0	30.5	253.9	1,302.0	17.4	14.6	94.5	2.69	55%
13	304.6	1,986.7	32.6	30.4	224.1	1,346.9	17.3	15.0	80.5	2.78	57%
14	312.2	2,028.2	33.0	30.8	233.0	1,289.1	17.3	14.7	79.3	2.94	60%
15	334.6	2,081.1	32.5	30.1	258.9	1,315.0	17.8	15.0	75.6	3.42	70%
16	343.9	2,013.7	32.8	30.4	270.6	1,302.9	17.6	14.6	73.3	3.69	76%
17	308.9	2,026.0	32.8	30.6	243.1	1,294.9	17.4	14.7	65.7	3.7	76%
18	269.8	2,067.5	32.7	30.8	214.6	1,304.3	17.3	14.9	55.2	3.89	80%
19	340.3	1,995.1	32.6	30.2	272.1	1,315.1	17.7	14.8	68.2	3.99	82%
平均值	331.5	2,005.1	32.9	30.5	243.1	1,315.2	17.4	14.8	88.4	2.84	58%

承上表所量測之結果，並繪製出下列曲線圖：

自表中得知當日冰水主機運轉之情況，其中發現 Qc 與 Qe 值上下飄盪不定，乃是因為壓縮機隨負載需求，進行加載、降載動作，如圖 2-7 所示。其冷卻能力之均值为 Qc=331.5 kW，冷凍能力之均值为 Qe=243.1 kW，主機約運轉於 58% 負載。

如圖 2-7 所示為，主機運轉之冷凍能力 Qe，與冷卻能力 Qc 之負載變化。其冰水主機額定滿載之冷房負載為 362,880 kcal/hr，換算約為 398.22 kW。

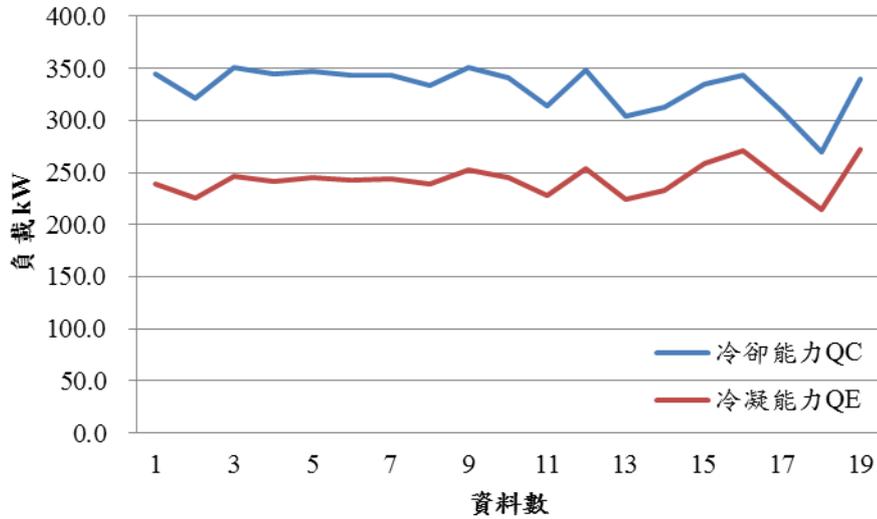


圖 2-7 冷卻能力與冷凝能力之負載變化隨時間之負載變化

圖 2-8 所示為壓縮機運轉情形，經計算得知壓縮機消耗功率均值約為 $Win=104.3$ kW。

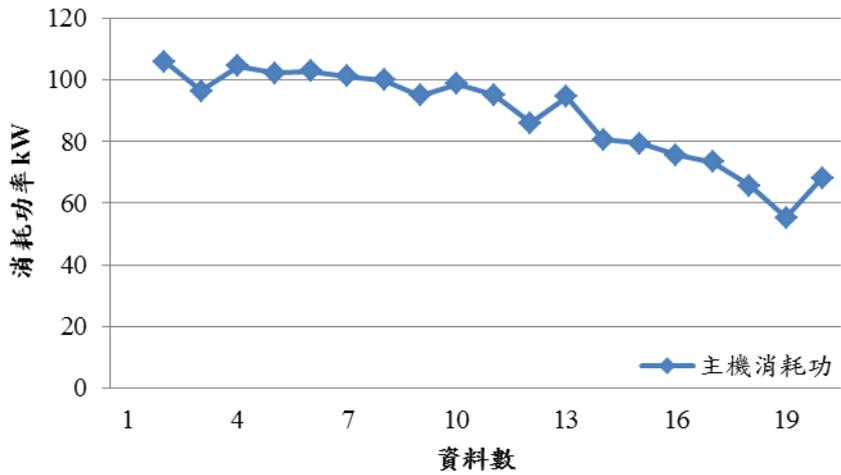


圖 2-8 壓縮機隨時間變化運轉之消耗功率曲線圖

圖 2-9 為主機系統冰水流量，以及冷卻水流量之曲線圖。因一次側水泵與冷卻水泵，皆為定頻系統，故曲線圖接近一平滑之直線。

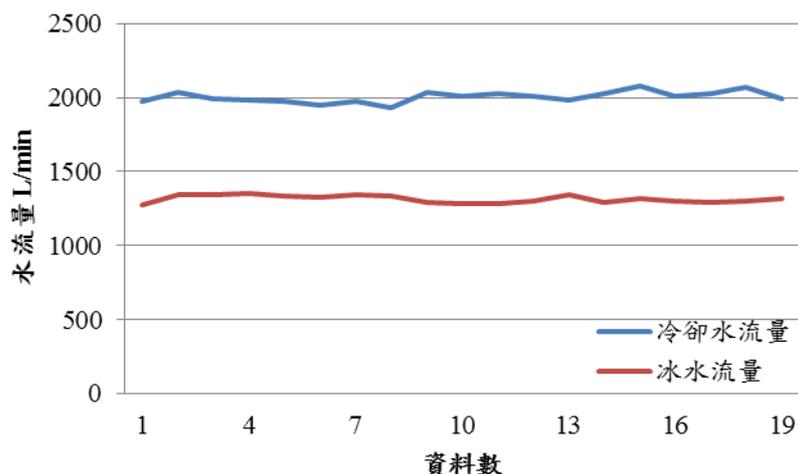


圖 2-9 冰水流量與冷卻水流量隨時間運轉之曲線圖

圖 2-10 表示為冰水側與冷卻水側之進出水溫變化曲線圖。由下圖得知無論是冰水或冷卻水，兩者溫度差之變化幅度不大，此告訴我們當日量測的期間，冷房需求負載極為穩定。

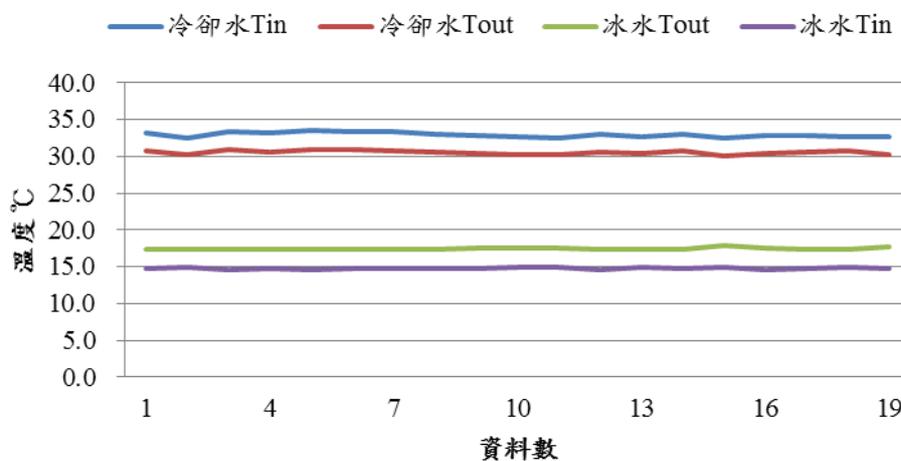


圖 2-10 冷卻水與冰水溫度變化曲線圖

從量測結果發現。冰水主機運轉約介為 36~82%。主機運轉於 50~82% 時間並不常，運轉於 32~50% 卻為常見。由此情況推斷：(1) 當初設計主機設備容量，可能有過大設計之嫌。(2) 或者當天冰水主機運轉於非設計，或低於設計者之設計溫度條件下。

圖 2-11 為冰水主機運轉性能係數(COP)，與冰水主機負載率變化情況。

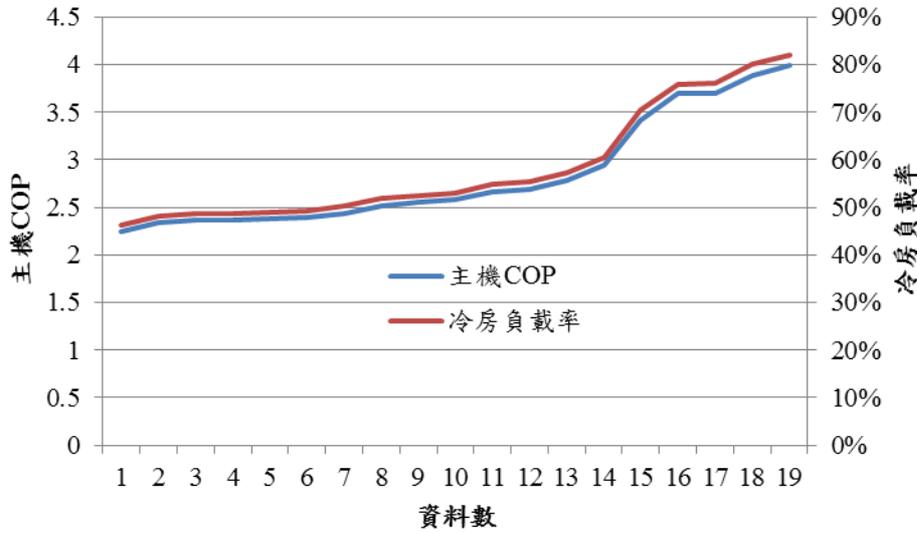


圖 2-11 冰水主機運轉負載率與 COP 值，隨時間變化曲線圖

藉由量測所得之數據，做為軟體設定條件。本研究利用 SOLKANE 與 Cycle-D 軟體，模擬冰水主機運轉於變動負載下之性能係數。

SOLKANE 軟體為德國 SOLVAY 公司所開發，此用作為模擬冰水主機進行冷凍循環之工作。軟體內部可選取多種冷媒，藉以其熱力性質，經冷凍循環發揮冷凍能力之特性，以及可將冰水主機四大元件(包含壓縮機、蒸發器、冷凝器及膨脹閥)，而個別進行的過程。藉由軟體計算出各過程初末狀態點的壓力、溫度、比容、內能、焓值及 Entropy 等之熱力性質，以 p-h 圖、T-s 展現出來。

利用 SOLKANE 軟體模擬在冰水主機負載率 60% 狀態下之冰水主機特性，由量測所得之數值冷卻能力為 $Q_c=312.2 \text{ kW}$ 、冷卻水流量=2,028.2 L/min、進/出水溫度 $T_{out} / T_{in}=33^\circ\text{C} / 30.8^\circ\text{C}$ 、冷凝能力 $Q_e=233 \text{ kW}$ 、冰水流量 1,289.1 L/min、進/出水溫度 $T_{out} / T_{in}=14.7^\circ\text{C} / 17.3^\circ\text{C}$ ，壓縮機消耗功率=79.26 kW、COP=2.94。

壓縮運轉當時高/低壓力為 $P_H=14.1 \text{ bar}$ 、 $P_L=3.48 \text{ bar}$ ，冷媒為 R-22 冷媒。將其冷媒及其高低壓力值輸入軟體。藉由軟體模擬冰水主機運轉特性，模擬情況如下所示。

其 SOLKANE 使用者軟體介面如圖 2-12 所示：



圖 2-12 SOLKANE 軟體介面

首先利用 SOKLANE 軟體查詢冷媒之高低壓力，個別所對應之溫度。可由測量時得知當時壓縮機吐出/吸入端冷煤高低壓力值。依冷媒性質查詢表，輸入起點、終點壓力與壓力刻度。軟體會自動協助查表，並會顯示出溫度、壓力、密度、比容及焓值等之冷煤性質(如圖 2-13 所示)。

p	t	ρ'	ρ''	v'	v''	h'	h''	r	s'	s''
bar	C	kg/l	kg/m ³	l/kg	l/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kgK	kJ/kgK
3.48	-10.54	1.316	15.06	0.760	66.38	187.66	400.87	213.21	0.9545	1.7664
14.10	36.59	1.143	60.48	0.875	16.53	245.19	415.63	170.44	1.1527	1.7029

圖 2-13 SOLKANE 軟體顯示冷煤性質表

得知高低壓力溫度後，接下來將可利用軟體模擬出冷媒循環各元件之性質與特性。由先前軟體所查詢之高低壓力之溫度值輸入，並且輸入冷凝能力值、過熱溫度、過冷溫度及壓力降之值。最後按下計算鍵，軟體即可自行計算出其主機 COP、各元件之性質特性、壓縮機消耗功及 T-s 與 p-h 圖(如圖 2-16~17 所示)。

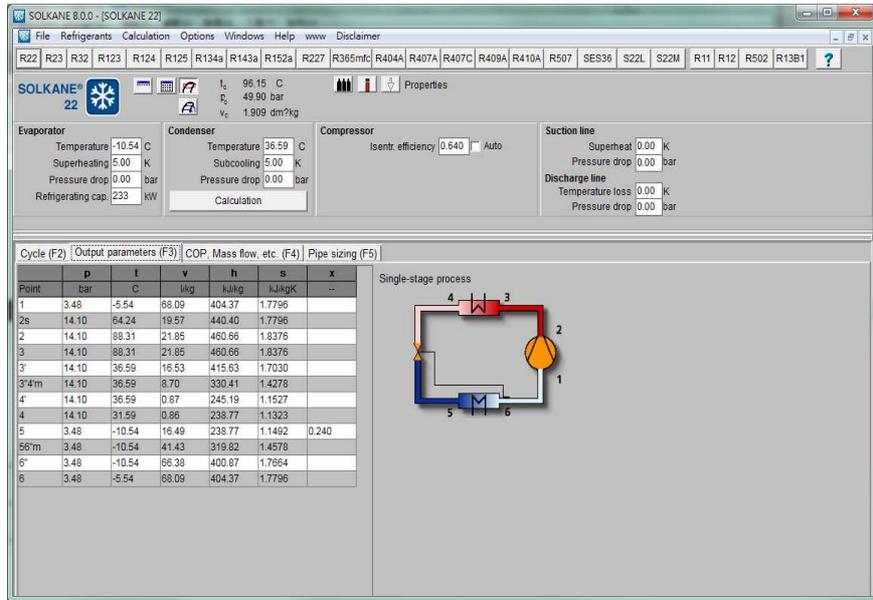


圖 2-14 利用 SOLKANE 軟體模擬出各元件性質圖

由圖 2-15 得知，使用 SOLKANE 軟體模擬之結果。模擬結果如下：其冷凝能力 $Q_c=233$ kW、冷卻能力 $Q_e=312$ kW、壓縮機消耗功率 $W_{in}=79.2$ ，以及 $COP=2.94$ 。

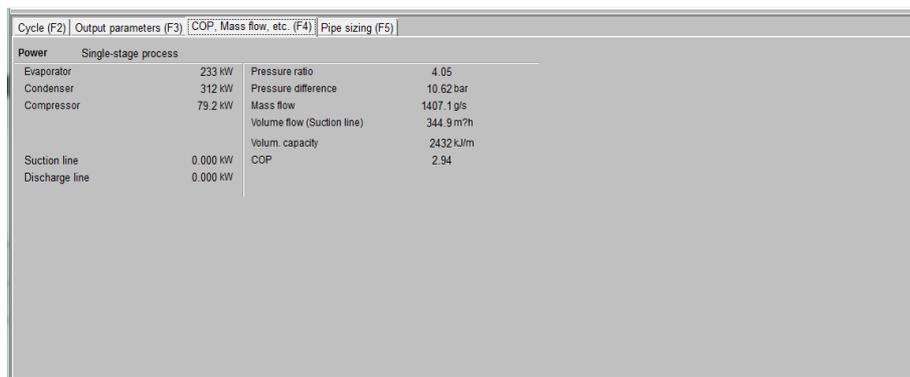


圖 2-15 利用 SOLKANE 軟體計算出壓縮消耗功、COP、冷凝與冷卻能力值

等待計算冷媒及各元件之相關特性後，可使用軟體繪製出。系統於運轉中之特性，並且以 p-h 圖與 T-s 圖呈現之結果。

如圖 2-16 所示，為 SOLKANE 軟體所繪製出之 p-h 圖：

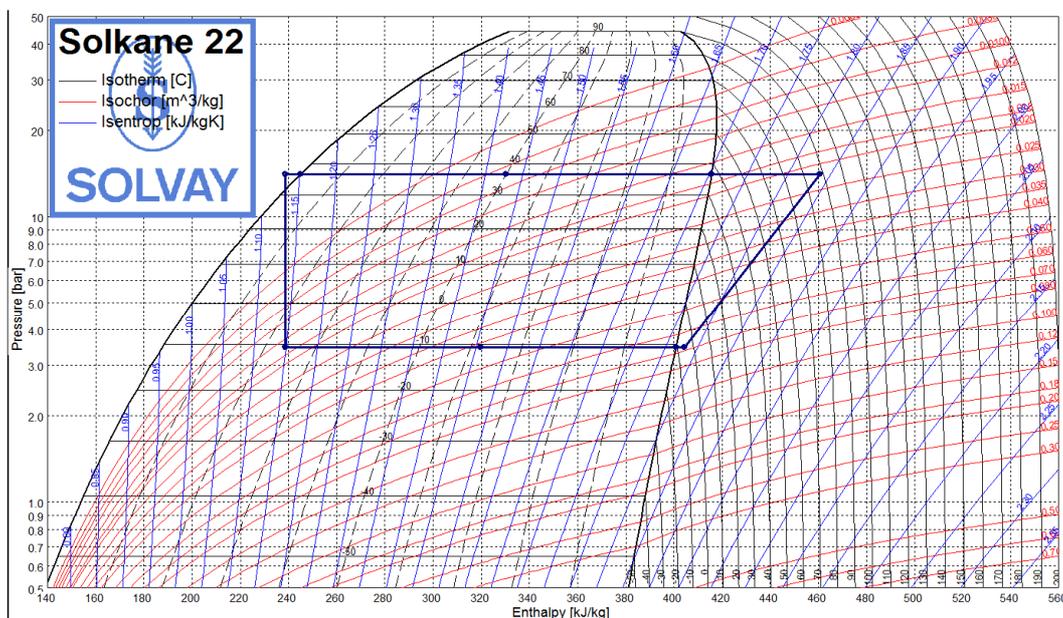


圖 2-16 利用 SOLKANE 軟體繪出冷媒特性 p-h 圖

如圖 2-17 所示，為 SOLKANE 軟體所繪製出之 T-s 圖：

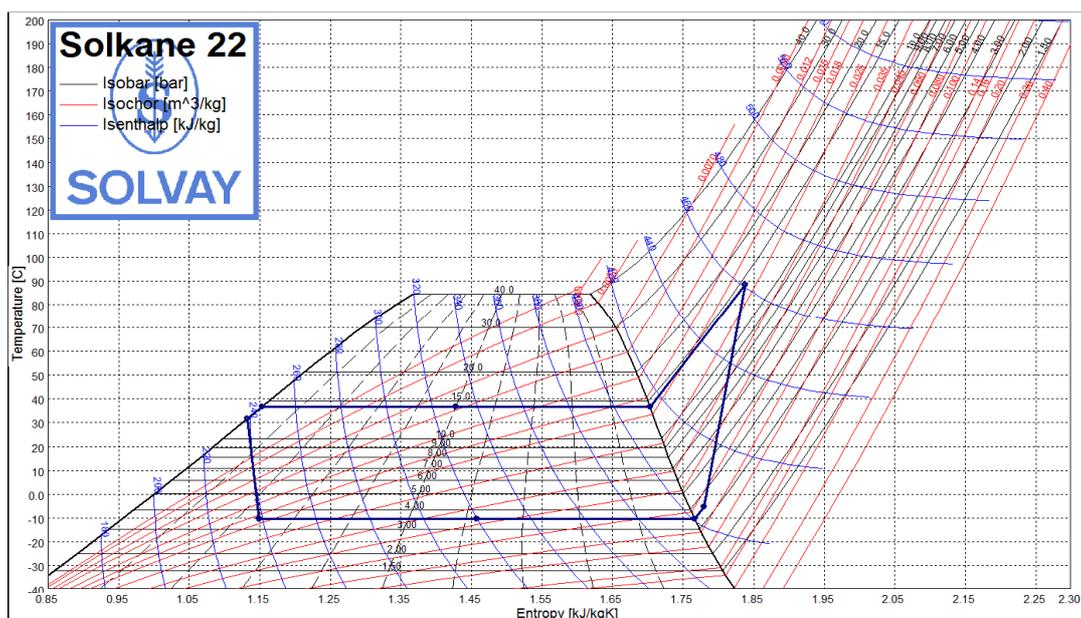


圖 2-17 利用 SOLKANE 軟體繪出冷媒特性 T-s 圖

接續，另一套軟體 Cycle-D 美國國家標準與技術研究所 (NIST)，所研發可模擬蒸汽壓縮式製冷循環使用純製冷劑或製冷劑的混合物的軟體。本節同前述 SOLKANE 軟體，利用此軟體模擬冷媒於冰水機組中之運轉特性與獲得其 COP 值。目的在於了解兩者模擬冰機運轉的準確度及可靠性，以選擇一可靠模擬之工具。

圖 2-18 所示為使用者軟體之介面與使用環境之配置，如下敘述能讓初學者得到初步的認識。

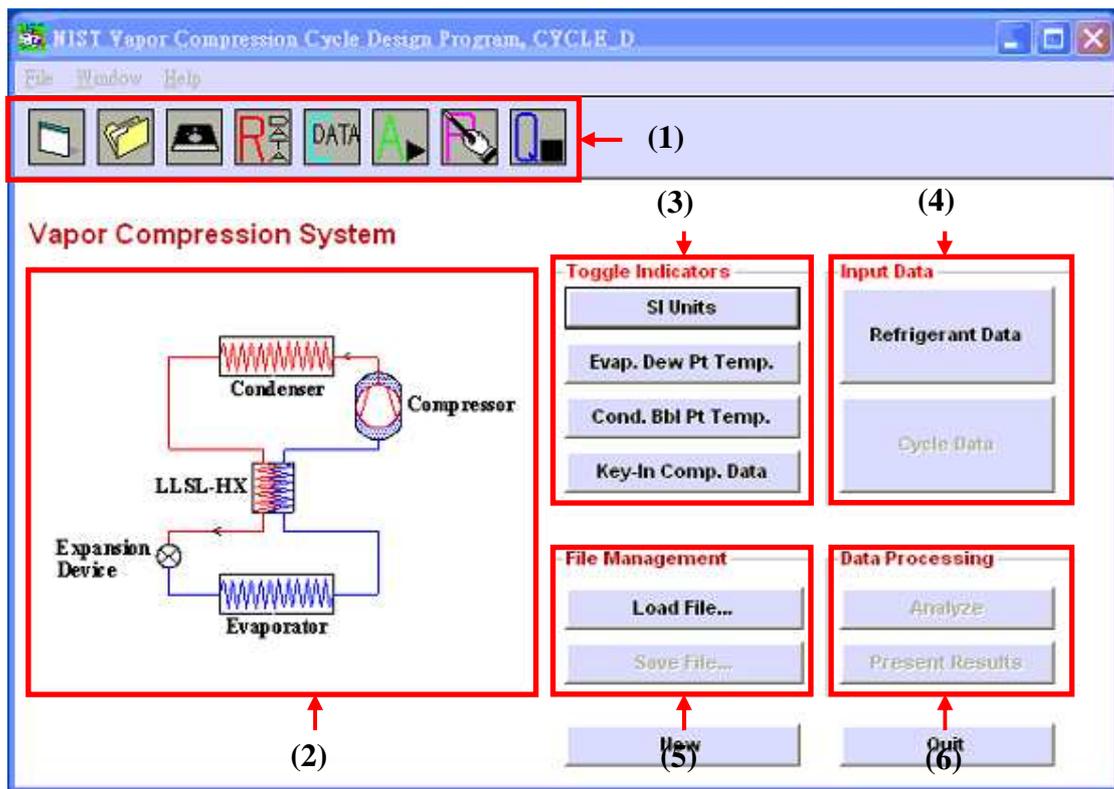


圖 2-18 Cycle-D 之使用介面

- (1) 工具列縮圖，其中包含開啟檔案、儲存檔案、冷媒系統設定、循環系統設定、系統分析及濕空氣線圖選項。
- (2) 系統模擬圖，用以顯示模擬統之系統圖。
- (3) 選擇切換鈕，其中包含單位(公制、英制)選項、蒸發露點溫度(平均)、冷凝露點溫度(平均)、輸入循環系統(內建壓縮機模塊)切換選項等。
- (4) 輸入選項，其包含冷媒系統設定、內建壓縮機模塊設定與循環系統輸入設定。

- (5) 資料管理，其包含模擬資料存取。
- (6) 數據處理，其包含數據分析及數據資料顯示。

圖 2-19 所示為冷媒種類選擇設定視窗。此軟體內建多種冷媒數據資料，可供選擇。由於此軟體可模擬多種冷媒混合系統，故在選擇冷煤時還。還需輸入該冷煤，佔系統冷煤總容量之百分比(其值介於 0~1.0 之間)。

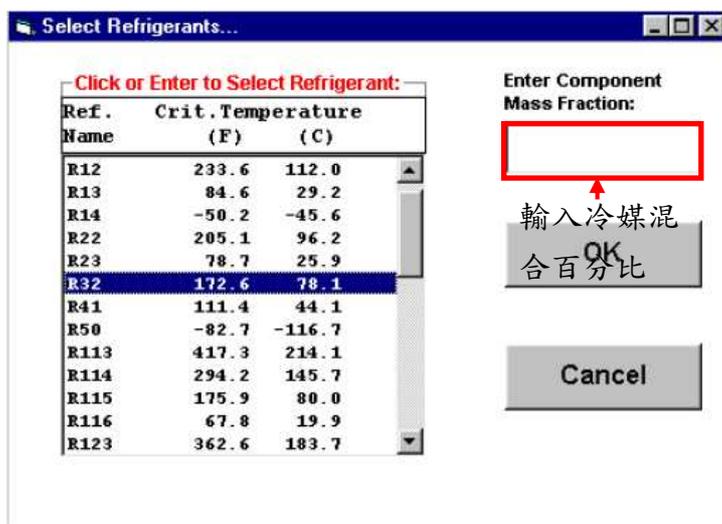


圖 2-19 冷媒設定選項視窗

如圖 2-20 所示為冷凍循環系統設定參數視窗，於此視窗輸入蒸發器與冷凝器溫度選項、壓縮機效率、HX 與室內機風扇功率。待設定完成後，即可按 OK 鍵返回主視窗畫面。

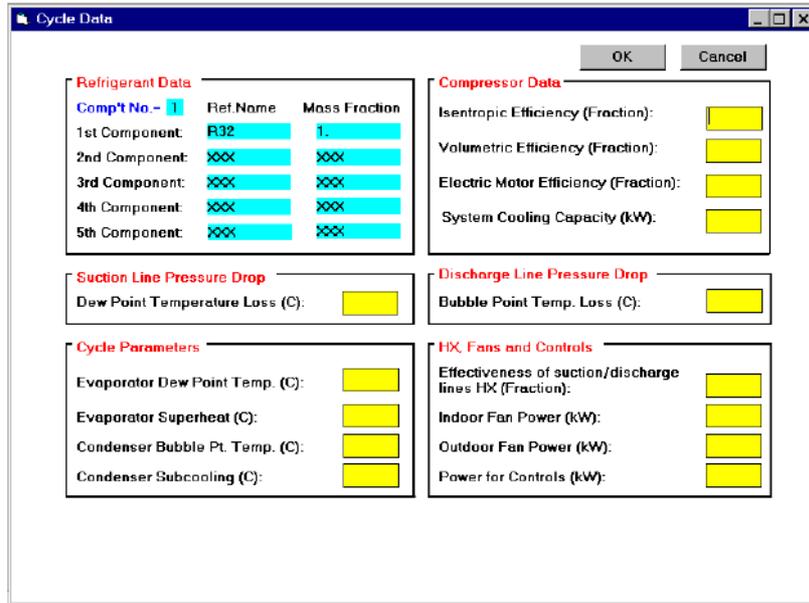


圖 2-20 冷凍循環系統參數設定視窗

將上列資料輸入完畢後，分析結果如圖 2-21 所示：

將量測結果輸入 Cycle-D 軟體模擬所得之模擬數據。其模擬結果為：壓縮機消耗功率為 $W_{in}=82.28 \text{ kW}$ 、冷凍能力 $Q_e=241 \text{ kW}$ 、冷卻能力 $Q_c=323.28 \text{ kW}$ 與 $COP=2.93$ 。

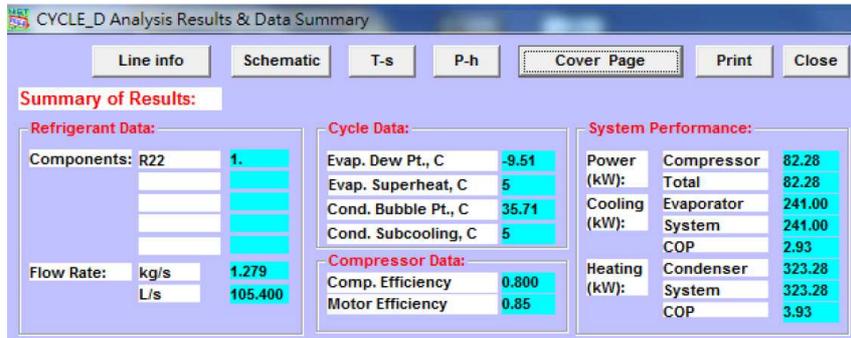


圖 2-21 利用 Cycle-D 軟體模擬之模擬圖

圖 2-22 為使用 Cycle-D 軟體模擬獲得之結果，並顯示各狀態點之壓力。如下圖所示，壓縮機吐出壓力值為 1414.1 kPa ，吸入端壓力值為 348.44 kPa 。

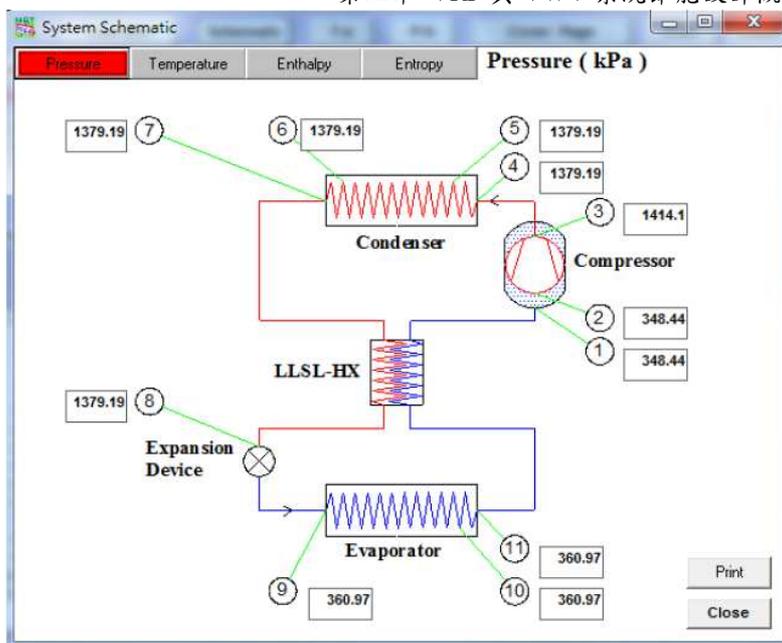


圖 2-22 Cycle-D 軟體模擬出各狀態點下之壓力圖

圖 2-23 為使用 Cycle-D 軟體模擬出結果，並顯示各狀態點之溫度。壓縮機吐出溫度值為 124.45°C，吸入端溫度值為 39.17°C。

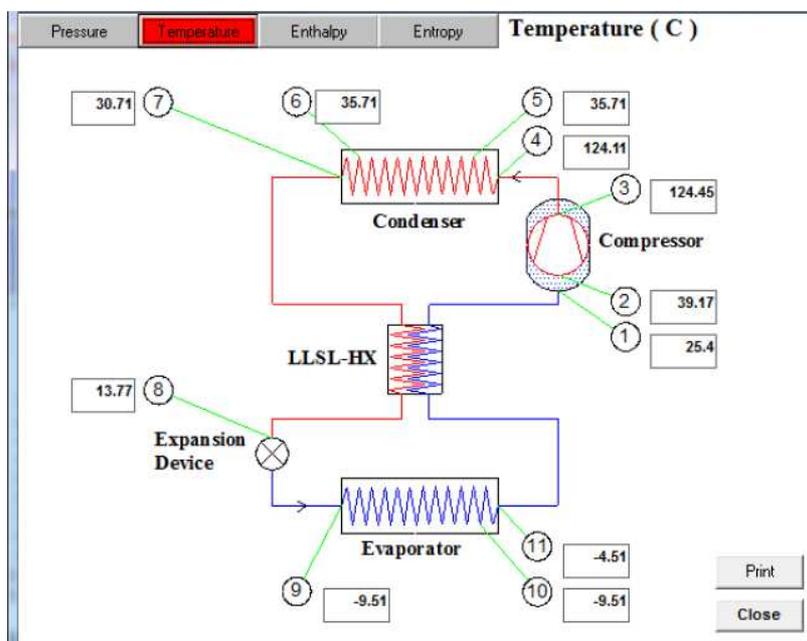


圖 2-23 Cycle-D 軟體模擬出各狀態點下之溫度圖

圖 2-24 表示為使用 Cycle-D 軟體模擬出結果，並顯示各狀態點之特性。其狀態點，可與上圖點 1~11 做對應。

-----THERMODYNAMIC CYCLE RESULTS-----

STATE	T (C)	P (kPa)	H (kJ/kg)	V (m ³ /kg)	S (kJ/kg C)	XQ
1 Compr. shell inlet	25.4	348.4	271.0	7.81E-2	1.03280	1.000
2 Cylinder inlet	39.2	348.4	280.7	8.24E-2	1.06439	1.000
3 Cylinder outlet	124.5	1414.1	335.3	2.49E-2	1.09236	1.000
4 Condenser inlet	124.1	1379.2	335.3	2.55E-2	1.09458	1.000
5 Cond. sat. vapor	35.7	1379.2	260.6	1.69E-2	.88120	1.000
6 Cond. sat. liquid	35.7	1379.2	89.1	8.72E-4	.32599	.000
7 Condenser outlet	30.7	1379.2	82.6	8.55E-4	.30484	.000
8 Exp. device inlet	13.8	1379.2	61.6	8.09E-4	.23368	.000
9 Evaporator inlet	-9.5	361.0	61.6	8.98E-3	.24097	.130
10 Evap. sat. vapor	-9.5	361.0	246.5	6.42E-2	.94229	1.000
11 Evaporator outlet	-4.5	361.0	250.0	6.58E-2	.95543	1.000

圖 2-24 Cycle-D 軟體模擬獲得各點狀態之熱力性質表

圖 2-25 為利用 Cycle-D 軟體，繪製該系統之 p-h 圖。並且將各狀態點標示於圖上，以方便使用者對照。

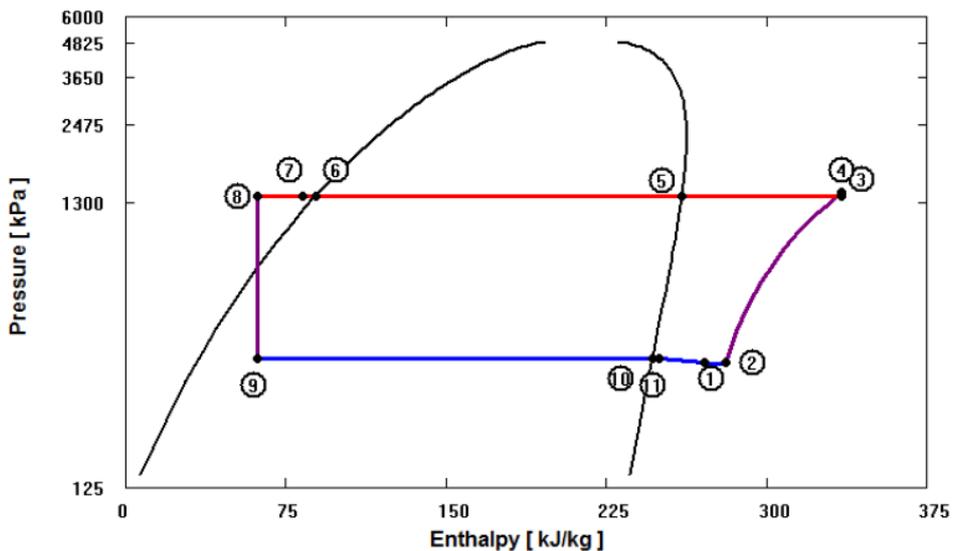


圖 2-25 由 Cycle-D 軟體繪製出該系統之 p-h 圖

最後將量測及模擬結果匯整於表 2-3，如下所示：

表2-3. 數據分析方法對照表

方法	冷凝能力 Q_e	壓縮機消耗功 W_{in}	冰水主機 COP 值
現場量測	233 kW	79.26 kW	2.94
SOLKANE 軟體模擬	233 kW	79.2 kW	2.94
Cycle-D 軟體模擬	241 kW	82.28 kW	2.93

無論是 SOLKANE 軟體，或者是 Cycle-D 模擬軟體。對使用者來說，皆可擇一作為可靠模擬的工具。承上表發現，使用軟體與實地量測之結果作為比對。兩者軟體分析出之結果，差異性並不大。其中又以 SOLKANE 軟體最為接近實地量測數據值，倘若嚴格評比選擇使用何者為優先順序，那麼建議以 SOLKANE 軟體為第一擇選。

另外，藉由接收 B 單位由 BEMS 系統回傳之 VRV 空調系統運轉數據，以作為本次研究 VWV 與 VRF 且或 VRV 空調系統之整合性部分負載效率 IPLV 比對分析。其中，B 單位乃位於高雄市鳳山區某機關單位，此單位裝設空調系統為大金 VRV 系統，供應公務人員之空調負載需求。每組 VRV 變頻式壓縮機空調系統使用 R-410A 為壓縮機冷媒。分別由 10 HP 與 8 HP 室外機組成，冷房能力分為 8RT 與 7.2RT，則單組室外機可提供 15~16RT 冷房能力。

同時，此單位裝設 BEMS 系統，以作為空調系統監控用及存取運轉數據之用。本次利用該單位建立完整之 BEMS 系統，所儲存之運轉數據進行系統運轉性能分析。其運轉數據如下表所示：

表2-4. B 單位 VRV 10HP 室外機運轉數據

負載率	Ton (冷凍噸)	仟卡 kcal	冷凝能力 Qe	HZ	電流 A	KW	KW/TON	COP
6%	0.32	960	1.1	17.3	3.3	0.9	2.8	1.27
12%	0.63	1,920	2.2	34.7	6.7	1.8	2.8	1.25
19%	1.01	3,040	3.5	52.0	9.0	2.4	2.4	1.47
22%	1.16	3,520	4.1	61.7	10.0	2.7	2.3	1.53
29%	1.53	4,640	5.4	81.0	10.4	2.8	1.8	1.94
34%	1.80	5,440	6.3	96.0	11.0	2.9	1.6	2.16
36%	1.90	5,760	6.7	101.7	11.3	3.0	1.6	2.22
44%	2.33	7,040	8.2	122.3	12.7	3.4	1.5	2.42
51%	2.70	8,160	9.5	143.0	14.0	3.7	1.4	2.54
59%	3.12	9,440	11.0	165.3	14.7	3.9	1.3	2.81
63%	3.33	10,080	11.7	177.0	15.0	4.0	1.2	2.93
67%	3.54	10,720	12.5	187.7	15.3	4.1	1.2	3.05
75%	3.97	12,000	14.0	210.0	15.7	4.2	1.1	3.34
100%	5.29	16,000	18.6	280.0	17.0	4.5	0.9	4.10

由表 2-4 所示，依照 VRV 空調系統之壓縮機。運轉於不同負載情況下，空調主機之冷凝能力、壓縮機消耗功率與主機性能 COP 值。由表發現當主機運轉於不同負載，其 COP 值、冷凝能力與壓縮機消耗功，相對應地提高。

下列圖表為 VRV 空調系統量測結果，並進行結果分析：

由圖 2-26 所示為，在壓縮機運轉於不同負載情況下。其 VRV 空調系統，所能提供之冷凝能力。由圖發現，曲線圖趨近於平滑上升直線。但於主機運作於 70% 左右，其上升幅度更為激烈。

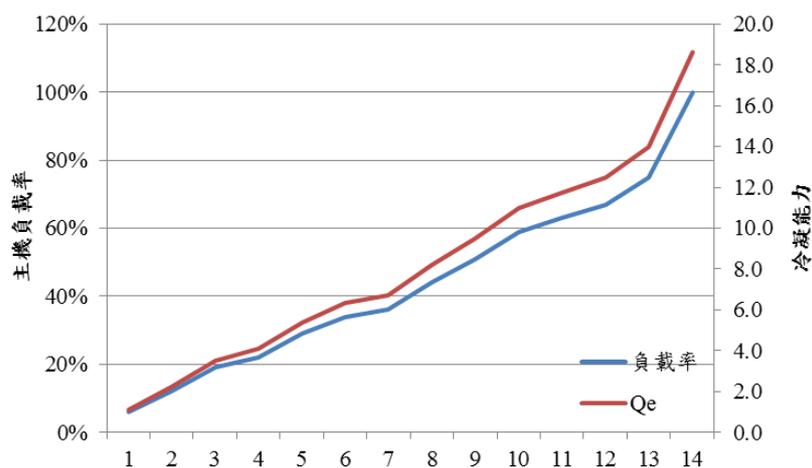


圖 2-26 VRV 空調系統負載率與冷卻能力之關係曲線圖

圖 2-27 所示為 VRV 空調系統之主機負載率，與主機運轉 COP 之曲線圖。當主機運轉約趨近於全載，其 COP 值上升幅度越大。

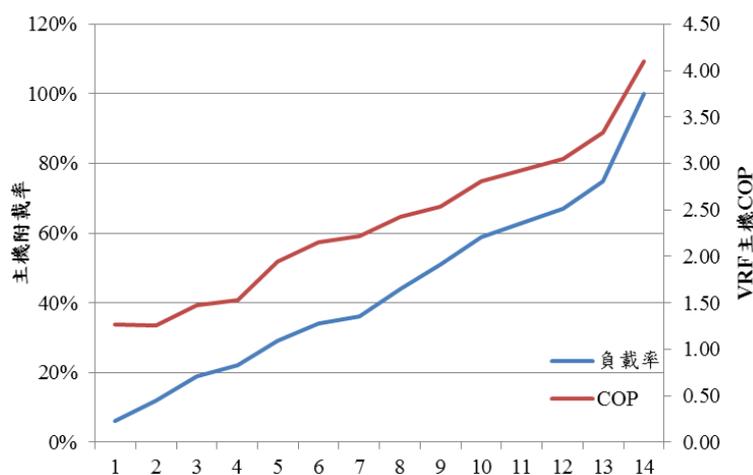


圖 2-27 VRV 空調系統負載率與主機 COP 之關係曲線圖

如圖 2-28 所示為 VRV 空調系統之冷卻能力，與 VRV 主機之消耗功率曲線圖。由圖可發現，當主機運轉於低載時，其所能供應之冷卻能力相對的低。但其壓縮機消耗功率，卻無法與冷卻能力成正比。

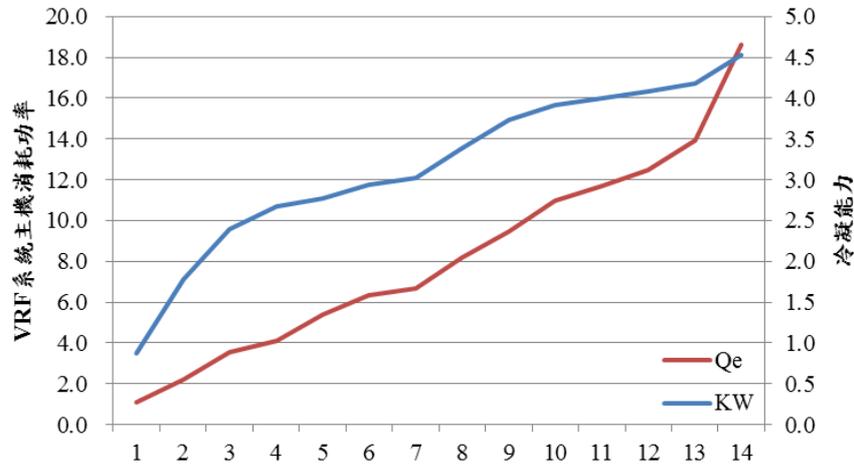


圖 2-28 VRV 空調系統壓縮機消耗功率與冷卻能力之關係曲線圖

如圖 2-29 所示為 VRV 空調系統運轉負載率與主機消耗功率之曲線圖。由圖中可發現，當主機運轉於低載時，其所對應之消耗功率為高。但主機運轉趨近於全載時，其消耗功率緩緩下降。

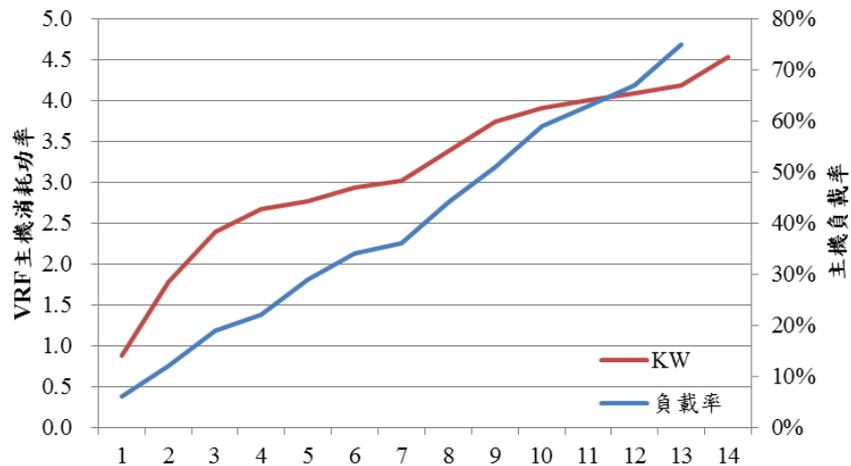


圖 2-29 VRV 空調系統負載率與壓縮機消耗功率之關係曲線圖

第三章 商業運轉中之中央空調 VWV 與 VRF 系統節能效益全尺度實驗 驗證分析

第一節 VWV 與 VRF 系統之理論分析模式建立

現今國際社會上，各國針對冰水主機運轉性能，紛紛建立一套標準與檢驗方法。本研究經資料蒐集了解國際上所推行之冰水主機性能測試標準與整合性 IPLV (Integrated Part Load Value)與非整合性部分負載效率 NPLV (Non-Standard Part Load Value)，NPLV 乃為根據廠商自行選擇的應用試驗條件測得之結果，進行冰水主機性能評估。

端視各國冰水主機性能測試準則，如美國 ASHRAE 90.1-2010、中國大陸 GB 19577-2004 以及中華民國 CNS 12575-2007 等等。乃針對各種冰水主機於不同機型、冷卻方式以及冷凍噸數，評估出該冰水主機之最佳性能係數 COP 值與整合性(非整合性)部分負載效率 IPLV (NPLV)。其中，整合性部分負載效率是依據各國不同氣候條件，統計隨著外氣氣溫的變化，不同運轉負載率下之頻度，以獲得佔全年運轉時數之權重因子 (Weighting Factor)。再將它帶入 IPLV 公式後而計算出之數值，更為符合空調變頻主機實際之運轉效率。

表3-1 國際之冰水機 MEPS 管制現況

	美國	加拿大	澳洲	中國 大陸	日本	新加坡	歐洲	中華 民國
強制性	非強制，但會影響聯邦補助州預算	強制性 2004 年	強制性 2007 年	強制性 2008 年	非強制性	強制性 2006 年	非強制性	將實施強制標示 2012(預)
MEPS	ASHRAE 90.1-2010	CSA- C743-02，同 ASHRAE 90.1-2004	ASHRAE 90.1-2007 ，高效率定義 MEPS×115%	GB19577 -2004 採五級 制	JIS 2009 Annual Perform-ance Factor (APF)	SS 530 -2006	有效率標示分 級代號(A-G)	經濟部能源局 2002 公布之 水主機能源效 率標準
測試 標準	AHRI 550/590 -2003	CAS- C743-02 與美國同	AHRI 550/590 -2003	GB-T 18430- 2007	JIS B 8621 JIS B 8613	AHRI 550/590	EN 14511	CNS 12575 -2007
效率 項目	全載 COP， IPLV	全載 COP， IPLV	全載 COP， IPLV	全載 COP 分 五級標示	APF	全載 COP	EER，ESEER	全載 COP

資料來源：國際上冰水機 IPLV 政策推動現況(工研院_綠能所)

首先了解 AHRI 550 / 590-2003，即為美國 AHRI (Air-conditioning, Heating and Refrigeration Institute，美國冷凍空調協會)所制訂之蒸氣壓縮循環式冰水機性能測試標準 (Performance Rating of Water Chilling Packages Using the Vapor Compression Cycle)。根據不同冷凝能力、與不同冰水主機機型，並依照規範內所奠定之測試條件如表 3-2.所示，進行冰水主機性能測試與評估。其能源效率標準，可參照 ASHRAE 90.1-2010 如表 3-3.所示。

表3-2 AHRI Standard 550/590 規範之部分負載測試條件

Table 3. Part-Load Conditions for Rating		
	IPLV ⁵	NPLV
<i>Evaporator (All Types)</i> All loads LWT, °F ² Flow Rate, gpm/ton _R ³ FFA, h·ft ² ·°F/Btu	44.0 2.4 0.000100	Selected LWT Selected flow rate As Specified
<i>Water-Cooled Condenser^{1,2}</i> 100% load EWT, °F ² 75% load EWT, °F 50% load EWT, °F 25% load EWT, °F Flow rate, gpm/ton _R ³ FFA, h·ft ² ·°F/Btu	85.0 75.0 65.0 65.0 3.0 0.000250	Selected EWT Note ⁴ Note ⁴ Note ⁴ Selected flow rate As Specified
<i>Air-Cooled Condenser¹</i> 100% load EDB, °F 75% load EDB, °F 50% load EDB, °F 25% load EDB, °F FFA, h·ft ² ·°F/Btu	95.0 80.0 65.0 55.0 0.000	No Rating Requirements
<i>Evaporatively-Cooled Condenser¹</i> 100% load EWB, °F 75% load EWB, °F 50% load EWB, °F 25% load EWB, °F FFA, h·ft ² ·°F/Btu	75.00 68.75 62.50 56.25 0.000	No Rating Requirements

<i>Air-Cooled Without Condenser</i>		
100% load SDT, °F	125.00	No Rating Requirements
75% load SDT, °F	107.50	
50% load SDT, °F	90.00	
25% load SDT, °F	72.50	
FFA, h·ft ³ ·°F/Btu	0.000	
<i>Water-Cooled or Evaporatively-Cooled Without Condenser</i>		
100% load SDT, °F	105.0	No Rating Requirements
75% load SDT, °F	95.0	
50% load SDT, °F	85.0	
25% load SDT, °F	75.0	
FFA, h·ft ³ ·°F/Btu	0.000	
Notes:		
<ol style="list-style-type: none"> 1. If the unit manufacturer's recommended minimum temperatures are greater than those specified in Table 3, then those may be used in lieu of the specified temperatures. 2. Corrected for Fouling Factor Allowance by using the calculation method described in C6.3. 3. The flow rates are to be held constant at full-load values for all part-load conditions. 4. For part-load entering condenser water temperatures, the temperature should vary linearly from the selected EWT at 100% load to 65.0 °F at 50% loads, and fixed at 65.0°F for 50% to 0% loads. 5. Reference Equations 10 through 14 for calculation of temperatures at any point that is not listed. <ol style="list-style-type: none"> 5.1- Saturated discharge temperature (SDT). 5.2- Leaving water temperature (LWT). 5.3- Entering water temperature (EWT). 5.4- Entering air dry-bulb temperature (EDB). 5.5- Entering air wet-bulb temperature (EWB). 		

資料來源：AHRI Standard 550/590 規範

表3-3 ASHRAE 90.1 - 2010 能源效率標準

機型	能力範圍	Path A		Path B	
		全載 COP	IPLV	全載 COP	IPLV
氣冷式	< 150 RT	2.80	3.66	NA	NA
	≥ 150 RT	2.80	3.74	NA	NA
水冷容積式	< 75 RT	4.51	5.58	4.40	5.86
	75 RT ≤ 能力 < 150 RT	4.54	5.72	4.45	6.00
	150 RT ≤ 能力 < 300 RT	5.17	6.06	4.90	6.51
	≥ 300 RT	5.67	6.51	5.50	7.18
水冷離心式	< 150 RT	5.55	5.90	5.50	7.81
	150 RT ≤ 能力 < 300 RT				
	300 RT ≤ 能力 < 600 RT	6.10	6.40	5.86	8.79
	≥ 600 RT	6.17	6.52	5.96	8.79

備註：無論選擇何者 Path，需同時滿足 Path 中之全載 COP 與 IPLV 效率

資料來源：國際上冰水機 IPLV 政策推動現況(工研院_綠能所)

另外，針對 AHRI 550/590-2003 規範內，所提出之為整合性(非整合性)部分負載效率 IPLV(NPLV)指標。其中 IPLV 為根據標準試驗條件所測得冰水主機之性能係數(COP)，套入 AHRI 550/590-2003 規範內所制定之 IPLV 公式。其中 IPLV 公式內負載加權指數之選定，乃根據該冰水主機一整年運轉情況與當地之氣候條件而設定。

如下所示為 AHRI 550 / 590-2003 法規中所制定之，整合性部分負載(IPLV)之計算公式：

(1). 以 COP(或 EER)表示：

$$IPLV = 0.01 \times A + 0.42 \times B + 0.45 \times C + 0.12 \times D \dots\dots\dots(2)$$

公式中的 0.01、0.42、0.45、0.12 為負載加權指數，代表一年中該負載的運轉時間比重。

其中：A=於 100%冷卻能力時之 COP(或 EER)

B=於 75%冷卻能力時之 COP(或 EER)

C=於 50%冷卻能力時之 COP(或 EER)

D=於 25%冷卻能力時之 COP(或 EER)

(2). 以 kW/RT 表示：

$$IPLV = \frac{1}{\frac{0.01}{A} + \frac{0.42}{B} + \frac{0.45}{C} + \frac{0.12}{D}} \dots\dots\dots(3)$$

其中：A=於 100%冷卻能力時之 kW/RT

B=於 75%冷卻能力時之 kW/RT

C=於 50%冷卻能力時之 kW/RT

D=於 25%冷卻能力時之 kW/RT

另一方面，中國大陸 GB19577-2004 冰水主機性能測試標準，如表 3-4 所示，並依照《中華人民共和國實施能源效率標籤的產品目錄（第三批）》所規定，自 2008 年 6 月 1 日起，在中國生產、銷售和進口的冷水機組必須貼示能效標籤，低於能效等級 5 級的產品不得在中國生產、銷售、進口。其測試標準分為 GB-T 18430.1-2007 蒸氣壓縮迴圈冷水(熱泵)機組第 1 部分工業或商業用及類似用途的冷水(熱泵)機組，與 GB-T 18430.2-2008 蒸氣壓縮迴圈冷水(熱泵)機組第 2 部分戶用及類似用途的冷水(熱泵)機組。根據 GB-T 18430.1-2007 所制定之 IPLV 計算公式及測試條件如下所示。

表3-4 GB19577-2004 中國大陸冰水主機能源效率標準

型式	額定製冷量 (CC)/kW 或 RT	能效等級(COP)/(W/W)				
		1 級(最高)	2 級	3 級	4 級	5 級(最低)
氣冷式 或蒸發 冷卻式	$CC \leq 50(14.2 \text{ RT})$	3.2	3	2.8	2.6	2.4
	$CC > 50(14.2 \text{ RT})$	3.4	3.2	3	2.8	2.6
水冷式	$CC \leq 528(150 \text{ RT})$	5	4.7	4.4	4.1	3.8
	$528 < CC \leq 1,163(330 \text{ RT})$	5.5	5.1	4.7	4.3	4
	$CC > 1,163(330 \text{ RT})$	6.1	5.6	5.1	4.6	4.2

如下所示為 GB-T 18430.1-2007 之 IPLV 測試公式：

$$IPLV(\text{或}NPLV) = 0.023 \times A + 0.415 \times B + 0.461 \times C + 0.101 \times D \dots\dots\dots(4)$$

其中：A=於 100% 負荷時之性能係數 COP(kW/kW)

B=於 75% 負荷時之性能係數 COP(kW/kW)

C=於 50% 負荷時之性能係數 COP(kW/kW)

D=於 25% 負荷時之性能係數 COP(kW/kW)

如表 3-5 所示為 GB-T 18430.1-2007 之 IPLV 測試條件：

表3-5 GB-T 18430.1-2007 IPLV 之測試條件

名稱		部分負載規定情況	
		IPLV	NPLV
蒸發器	100% 負荷出水溫度/°C	7	選定的出水溫度
	0% 負荷出水溫度/°C		同 100% 負荷出水溫度/°C
	流量/[m ³ /(h·kW)]	0.172	選定的流量
	污垢係數/(m ³ ·°C/kW)	0.018	指定的污垢數
水冷式 冷凝器	100% 負荷出水溫度/°C	30	選定的進水溫度
	75% 負荷出水溫度/°C	26	#
	50% 負荷出水溫度/°C	23	
	25% 負荷出水溫度/°C	19	19
	流量/[m ³ /(h·kW)]	0.215	選定的流量
	污垢係數/(m ³ ·°C/kW)	0.044	指定的污垢數
氣冷式 冷凝器	100% 負荷乾球溫度/°C	35	-
	75% 負荷乾球溫度/°C	31.5	
	50% 負荷乾球溫度/°C	28	
	25% 負荷乾球溫度/°C	24.5	
	污垢係數/(m ³ ·°C/kW)	0	
# 75%與 50%負荷進水溫度必須在 15.5°C 選定的 100%負荷進水溫度之間按負荷比線性變化，保留一位小數。			

如表 3-6 所示為 GB-T 18430.1-2007 之 IPLV 測試標準，但因現階段中國大陸冰水主機能源效率標準乃採用 5 等級制度。但對於整合性部分負載效率 IPLV 之要求，並未嚴格執行。

表3-6 中國大陸冰水主機 COP 與 IPLV 測試標準

型式	機組製冷量/kW	能效等級 COP	整合性部分負載效率 IPLV
		kW / kW	
氣冷式	> 50(14.2 RT)	以不低於 GB19577-2001 之限定值	2.8
水冷式	≤ 528(150 RT)		4.5
	> 528~1,163(330 RT)		4.8
	> 1,163(330 RT)		5.1
蒸發冷卻式	> 50(14.2 RT)		-

台灣目前在冰水主機性能測試規範乃採用 CNS 12575-20075 規範，其原出處為舊版 CNS 12575「容積式冰水機」與 CNS 12812「離心式冰水機」，整合為 CNS 12575「蒸氣壓縮式冰水機」並於 2007 年 2 月 27 日修訂公布。

並以「滿足我國冰水機產業與使用環境需求」、「與國際接軌」為修訂原則之初衷。並參考了許多 AHRI 550/590 之方法，並針對國內特殊狀況調整水溫條件、資料擷取方法、IPLV 之加權係數等內容。其 CNS 12575-2007 標準測試條件及方法，如表 3-7~3-8 所示。

表3-7 CNS 12575-2007 標準測試條件

型式	水冷式	蒸發冷卻式	氣冷式
冷卻水			
入水溫度	30.0 ±0.5°C	-	-
水流量	12.5 L/min/RT ±5%	-	-
冷凝器容許積垢值			
水側	0.000044 m ² °C/W	-	-
空氣側		0	0
空氣入口條件			
乾球溫度 DB	-	-	35.0 ±0.1°C
濕球溫度 WB	-	24.0 ±0.5°C	-
冰水			
出水溫度	7.0 ±0.5°C		
水流量	10 L/min/RT ±5%		
蒸發器積垢容許值			
水側	0.000018 m ² °C/W		
空氣乾溼球溫度條件以海平面大氣壓力為參考壓力。			
冰水溫度與冷卻水溫度可依第 6.2 節之方法進行模擬積垢容許之水溫修正。			

表3-8 CNS 12575-2007 我國冰水主機性能測試標準

施行日期		2003 年 1 月			2005 年 1 月	
型 式	冷卻能 力等級	能源效率比值	性能係數	能源效率比值	性能係數	
		(EER) kCal/h/W	(COP)	(EER) kCal/h/W	(COP)	
水 冷 式	容積式 壓縮機	< 150RT	3.50	4.07	3.83	4.45
		≥ 150RT	3.60	4.19	4.21	4.90
		< 500RT				
	≥ 500RT	4.00	4.65	4.73	5.50	
	離心式 壓縮機	< 150RT	4.30	5.00	4.30	5.00
		≥ 150R	4.77	5.55	4.77	5.55
< 300RT						
≥ 300RT	5.25	6.10	5.25	6.10		
氣 冷 式	全機種	2.40	2.79	2.40	2.79	

如表 3-9 所示為 CNS 12575 –2007 與 AHRI 550/590 –2003 之測試溫度條件

表3-9 CNS 12575 –2007 與 AHRI 550/590 –2003 之測試溫度條件

標準	CNS 12575 –2007		AHRI 550/590 –2003	
負載率(%)	水冷式冷卻水 入水溫度(°C)	氣冷式空氣入 口乾球溫度 (°C)	水冷式冷卻水 入水溫度(°C)	氣冷式空氣入 口乾球溫度 (°C)
100%	30.0	35.0	29.4	35.0
75%	24.0	27.0	23.9	26.7
50%	19.0	18.0	18.3	18.3
25%	19.0	13.0	18.3	12.8

如下所示為 CNS 12575 -2007 IPLV 測試公式：

(1). 以 COP(或 EER)表示：

$$IPLV = WF_{100\%} \times A + WF_{75\%} \times B + WF_{50\%} \times C + WF_{25\%} \times D \dots\dots\dots(5)$$

其中：A=於 100%冷卻能力時之 COP(或 EER)

B=於 75%冷卻能力時之 COP(或 EER)

C=於 50%冷卻能力時之 COP(或 EER)

D=於 25%冷卻能力時之 COP(或 EER)

WF100%、WF75%、WF50%、WF25%由冰水主機效率管理機關公佈。

其中：WF_{100%}=於 100%負載權重值

WF_{75%}=於 75%負載權重值

WF_{50%}=於 50%負載權重值

WF_{25%}=於 25%負載權重值

本節最後藉以 A 單位之 VWV 系統、與 B 單位之 VRF 系統。作為本研究之整合性部分負載效率 IPLV 比對分析。由上先前所提及到，利用地理位置趨近台灣本國之中國大陸測試標準 GB-T 18430.1-2007，作為實驗之依據。

首先對於 VWV 系統，進行整合性部分負載效率 IPLV 計算。由研究數據所得，在不同之運轉負載下(25%、50%、75%以及 100%)之 COP 值，代入 IPLV 公式(4)計算，其獲得之運算式為(6)式，數值結果請參如表 3-10。

表3-10 VWV 系統於不同負載率下之 COP 值

VWV 系統				
IPLV 公式	A	B	C	D
主機負載率	100%	75%	50%	25%
COP 值	4.86	3.69	2.44	1.22
IPLV 值	2.89			

將上表之數值，代入 IPLV 公式(4)：

$$IPLV = 0.023 \times 4.86 + 0.415 \times 3.69 + 0.461 \times 2.44 + 0.101 \times 1.22 = 2.89 \dots\dots\dots (6)$$

接著對於 VRF 系統，進行整合性部分負載效率 IPLV 計算。由 BEMS 系統所儲存之數據，代入 IPLV 公式中計算，其計算結果如表 3-11 所示：

表3-11 VRF 系統於不同負載率下之 COP 值

VRF 系統				
IPLV 公式	A	B	C	D
主機負載率	100%	75%	50%	25%
COP 值	4.10	3.34	2.52	1.71
IPLV 值	2.82			

將上表所示各負載率下之 COP 數值，代入 IPLV 公式(4)：

$$IPLV = 0.023 \times 4.10 + 0.415 \times 3.34 + 0.461 \times 2.52 + 0.101 \times 1.71 = 2.82 \dots \dots \dots (7)$$

本節經實測運轉數據進行資料演算，各別獲得 VVW 與 VRF 之整合性部分負載效率(IPLV)值。就 VVW 系統而言，其 IPLV 值為 2.89，而 VRF 系統之 IPLV 值為 2.82。依照獲得之 IPLV 值，比對表 3-3 ASHRAE 90.1 發現未達其標準。

其原因為二：

- 一、此二系統運轉條件，並未滿足冰水主機 IPLV 測試條件。因此獲得不同運轉負載下之性能係數，無法套入 IPLV 公式中進行計算。若勉強代入計算，獲得之數據結果，亦僅可視為 NPLV。
- 二、藉以式子(6)、(7)運算獲得之 IPLV 值，尚不足以代表台灣地區。因我國冰水主機 IPLV 測試準則，乃參考美國 ASHRAE 90.1 進行研擬期間；尤其，其中所提到各運轉負載下的權重因子，必須以台灣本土氣候條件量身訂做，因此，目前本節所用之公式，乃依地域性氣候的相似狀態，採以參考由中國大陸 GB-T 18430.1-2007 IPLV 測試條件，而建立的 IPLV 計算公式，主要是取用各運轉負載下的權重因子，作為運算之根據。

本研究參考 AHRI 550 / 590-2003 與 CNS 12575 -2007 IPLV / NPLV 之部份負載效率，以及中國大陸 GB-T 18430.1-2007，以作為 VVW 與 VRF 空調系統理論模式分析之建立準則。但由於本國初擬之 IPLV 計算式子尚未依台灣本土氣候型態量身訂作，從而獲得不同運轉負載下之權重值，故嘗試採用與本國地理位置極為接近之中國大陸 GT-T 18430.1-2007 負載權重值為參考依據。

那麼，另一方面，藉由參考源由 AHRI 550/590-2003 規範，訂定的 IPLV 通式。並以台灣高雄地區全年氣候條件，作為中央空調變頻系統實際運轉負載下，而獲得負載權重值之計算基礎背景。以得到適合於台灣當地氣候形態下之 IPLV 計算公式。

本研究透過 BizEE 網站(<http://www.degreedays.net/>)得到台灣高雄地區 101 年度，全年氣象資料加以分析。由下圖資料顯示 101 年度高雄地區一整年平均溫度 15°C，其氣象資料最高與最低溫度介於 11°C~36°C(如圖 3-1 所示)。

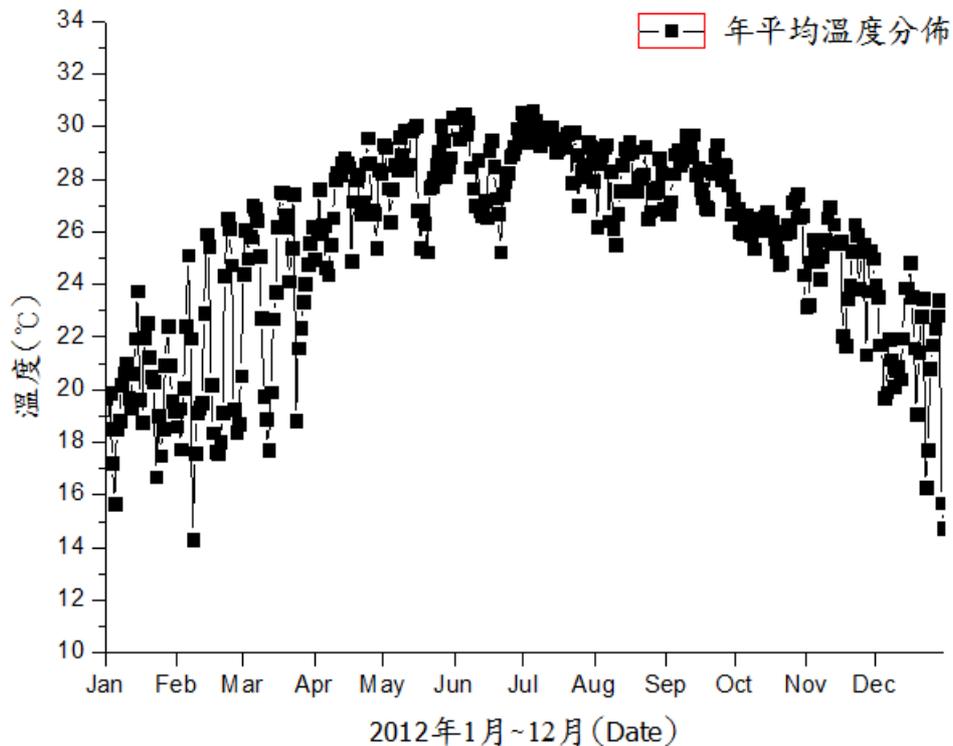


圖3-1 101 年度台灣高雄地區全年平均溫度分佈圖

由圖 3-2 所示，台灣高雄地區溫度最高月份，分佈於 6 月至 7 月之間，也為空調負載需求最高的月份。

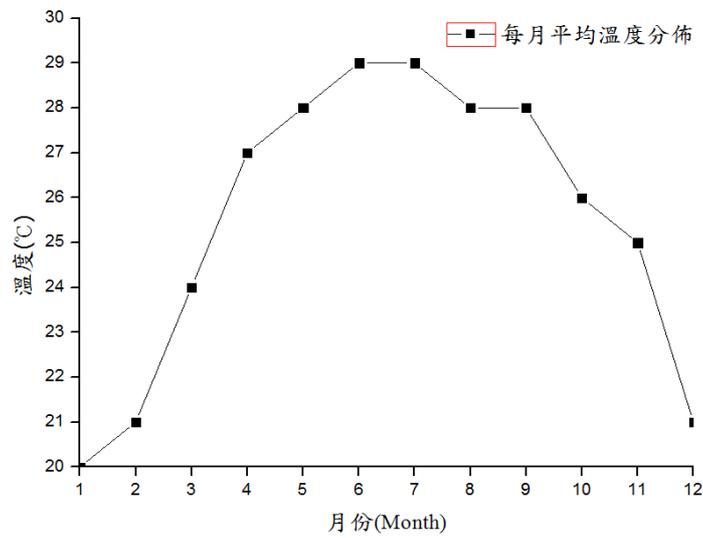


圖3-2 101 年度台灣高雄地區每月平均溫度分佈圖

如圖 3-3 所示為台灣高雄地區，全年冷房度日數據資料圖。

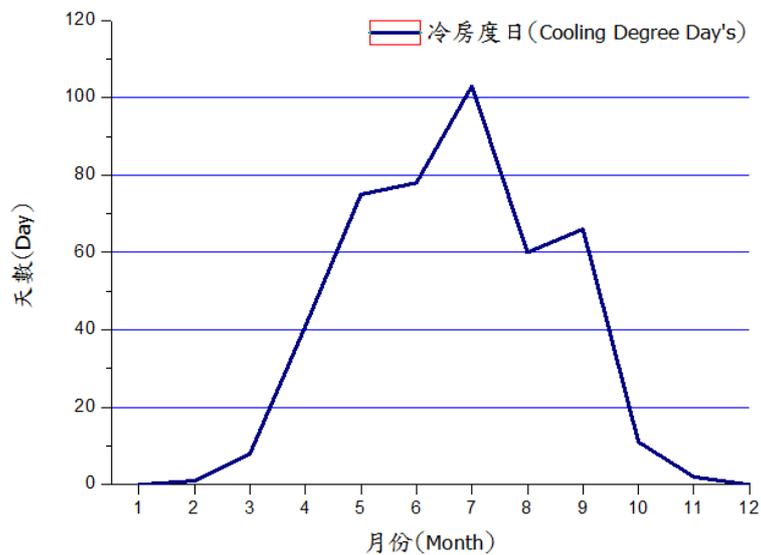


圖3-3 101 年度台灣高雄地區冷房度日數據資料

如圖 3-4 所示為台灣高雄地區，統計 101 年全年冷房度時所繪製之數據資料圖。

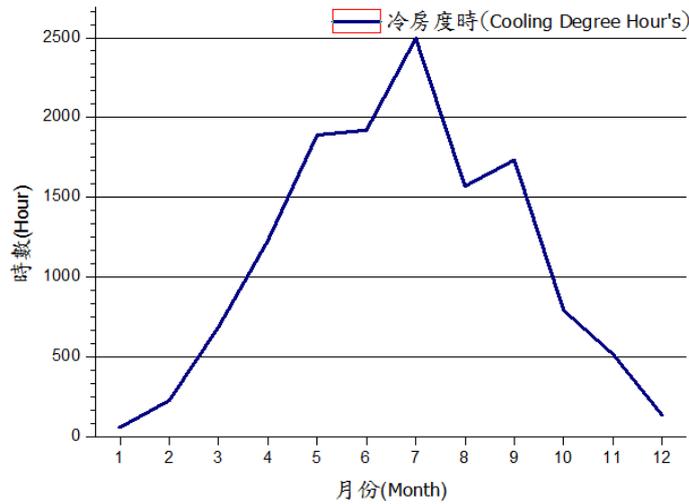


圖3-4 101 年度台灣高雄地區冷房度時數據資料

本研究針對台灣地區氣候條件加以整理，並進行分析藉以獲得合適於台灣區之負載權重值(如圖 3-5 所示)。首先針對氣候條件之範圍選取，則以公家機關單位之空調使用情況為基準。以公家單位空調使用底線 26°C 以上為底(含 26°C)，最高至該年度之最高溫度 35°C。並區分為 4 個負載權重範圍(25%、50%、75%、100%)，以 26°C~27°C 為 25%、28°C~30°C 為 50%、31°C~33°C 為 75% 以及 34°C~35°C 為 100%。

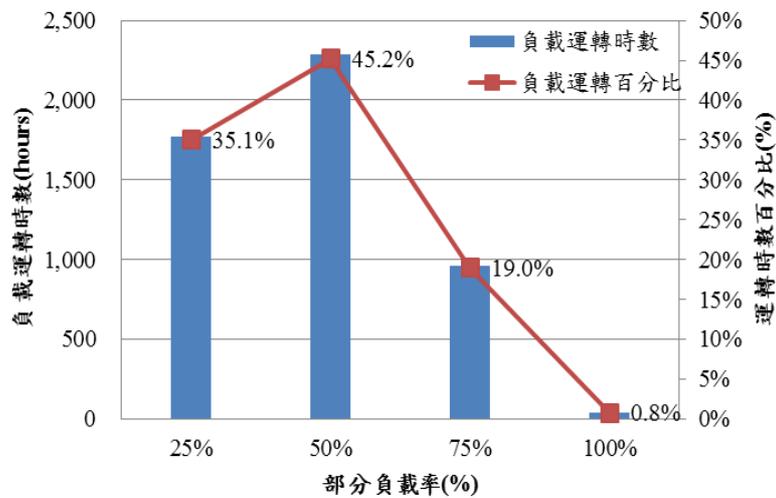


圖3-5 台灣高雄地區全年運轉部份負載率與運轉時數百分比之關係圖

針對高雄地區氣候條件，進行分析整理得到負載加權指數值，如表 3-12 所示。並將分析所得之數據，代入 IPLV 公式中進行計算。

表3-12 台灣高雄地區中央空調系統運轉負載變動之權重值估算結果

負載百分比(%)	25% 負載率	50% 負載率	75%負載率	100%負載率
負載運轉時數(hours)	1,774	2,288	961	38
負載權重值	0.351	0.452	0.19	0.08

如方程式(5)所示為參考源由 AHRI 550/590-2003 規範而制定出 IPLV 通式，結合台灣高雄地區全年氣溫條件，而統計整理出冷房度時之數據資料。隨著，中央空調變頻系統實際運轉負載下，獲得負載權重值，以及得到適合於台灣當地氣候形態下之 IPLV 計算公式，如公式(8)所示。

$$IPLV = 0.08 \times A + 0.19 \times B + 0.452 \times C + 0.351 \times D \dots\dots\dots(8)$$

公式中的 0.08、0.19、0.452、0.351 為負載加權指數，代表一年中該負載的運轉時間比重。

其中：A=於 100%冷卻能力時之 COP(或 EER)

B=於 75%冷卻能力時之 COP(或 EER)

C=於 50%冷卻能力時之 COP(或 EER)

D=於 25%冷卻能力時之 COP(或 EER)

本研究參照台灣高雄地區之氣候條件，擬定出合適於台灣之負載權重值。並針對上述兩單位 A(VWV 系統)、B(VRF)單位，進行整合部分負載率重新計算。

其中，A 單位各負載狀態之 COP 值，代入公式(8)計算，得知其計算結果如公式(9)所示。

$$IPLV = 0.08 \times 4.86 + 0.19 \times 3.69 + 0.452 \times 2.44 + 0.351 \times 1.22 = 2.62 \dots \dots \dots (9)$$

表3-13 VWV 系統重新計算之 IPLV 值

VWV 系統				
IPLV 公式	A	B	C	D
主機負載率	100%	75%	50%	25%
COP 值	4.86	3.69	2.44	1.22
IPLV 值	2.62			

B 單位之各負載狀態之 COP，代入公式(8)，得知其計算結果如公式(10)所示。

$$IPLV = 0.08 \times 4.10 + 0.19 \times 3.34 + 0.452 \times 2.52 + 0.351 \times 1.71 = 2.702 \dots \dots \dots (10)$$

表3-14 VRF 系統重新計算之 IPLV 值

VRF 系統				
IPLV 公式	A	B	C	D
主機負載率	100%	75%	50%	25%
COP 值	4.10	3.34	2.52	1.71
IPLV 值	2.70			

目前我國對於整合性部分負載率 IPLV 測試標準，尚在研擬中。尤其，我國對於 VRF 空調系統，採用 IPLV 值制定能效分級制度尚無研究。對於我國 VRF 空調系統需求日益增多之情況下，卻苦無任何可作為能效分級之標準。故本研究參考中國大陸所制定 GB 21454-2008 多聯式空調(熱泵)機組能效限定值及效率等級，進行 VRF 空調系統能效分級之擬定，以做為我國評判 VRF 空調節能之指標。

由先前採用中國大陸 IPLV 之計算方法發現，B 單位 VRF 空調系統之 IPLV 值，符合 GB 21454-2008 多聯式空調(熱泵)機組能效限定值及能源效率等級為 5 級(IPLV=2.8)。此外，經本研究進一步獲得台灣氣候條件之負載權重值，完成計算 VRF 空調系統之 IPLV 值為 2.7，此值可提供作為我國 VRF 空調系統之能源效率限定值。

表3-15 多聯式空調(熱泵)機組能效限定值

製冷能力 (CC)/W	製冷綜合性能係數(中國大陸) IPLV/(W/W)	製冷綜合性能係數(台灣) IPLV/(W/W)
$CC \leq 28,000$	2.8	2.7
$28,000 < CC \leq 84,000$	2.75	2.75(暫定)
$CC > 84,000$	2.70	2.70(暫定)

資料來源：GB21454-2008 多聯式空調(熱泵)機組能效限定值及效率等級

第四章 VRF 冷媒主機與 VWV 系統冰水變頻泵浦群組之最佳組合方式設計分析

現階段 VWV 系統與 VRF 系統，兩者在節能運轉控制模式之方式，分述如下：VWV 變冰水流量系統為根據負載端需求變化，採用冰水泵浦運轉頻率控制。VRF 系統則因應負載需求變化，而採用主機台數增減控制。

承前章節對於 VWV 系統與 VRF 系統之 IPLV 數值計算得知，在不同運轉負載下，兩者系統在運轉性能表現上有所差異。以 VWV 系統而言，當主機運轉負載率高於 50% 以上時，其 COP 值高於 VRF 系統。不過，VRF 系統則於低負載運轉率 50% 以下，其 COP 值優於 VWV 系統。對此，倘若能取兩系統之長，互補其短，因應不同建築物類型之空調使用時間，並且隨著不同季節的外氣溫度變化，提出任一空調系統運轉最佳組合策略。

如表 4-1 所示，統計調查一年四季逐月於北、中、南、東四個代表性區域之平均氣溫分佈，以作為影響空調運轉供應負載需求之參考資訊，並帶入不同建築類型之空調使用時間，推估空調負載率變化情形。提出於不同時段之空調負載率，裝設兩者系統其一時，得到最佳組合運轉策略模式。其節能運轉策略如下：

表4-1 台灣地區一年平均溫度

季節	春季			夏季			秋季			冬季			整年平均
	二月	三月	四月	五月	六月	七月	八月	九月	十月	十一月	十二月	一月	
臺北	16.5	18.5	21.9	25.2	27.7	29.6	29.2	27.4	24.5	21.5	17.9	16.1	23
臺中	17.3	19.6	23.1	26	27.6	28.6	28.3	27.4	25.2	21.9	18.1	16.6	23.3
花蓮	18.4	20.2	22.7	25.1	27.1	28.5	28.2	26.8	24.8	22.2	19.3	18	23.4
高雄	20.3	22.6	25.4	27.5	28.5	29.2	28.7	28.1	26.7	24	20.6	19.3	25.1
季節平均	20.54			27.55			27.01			19.625			23.68

資料來源：中央氣象局

http://www.cwb.gov.tw/V7/climate/monthlyMean/Taiwan_tx.htm

第一節 VWV 與 VRF 系統夏季節能策略運轉模式

(1)選定之建築類型：本研究以醫院類、辦公類、學校類、展覽場以及百貨商場等之建築類型，作為本研究之分析對象。基於過去本團隊執行多年之建築能源系統補助改善案例，其建築空調使用時間，大抵區分為 24 小時與 10 小時。經彙整後，列於表 4-2 所示，後續則依據本表提供之資訊，進行空調主機最佳組合運轉之設計分析，以提供作為節能運轉策略之參考。

表4-2 各類建築空調運轉時間

建築類型	醫院	辦公大樓	學校	展覽場	百貨大樓
空調運轉時間	24 hr	am 08:00 ~ pm 17:00	am 08:00 ~ pm 18:00	am 09:00 ~ pm 17:00	am 10:00 ~ pm 22:00
累計運轉時間	24 hr	9 hr	10 hr	8 hr	12 hr

(2)空調負載之主機容量設計：本研究設計每棟建築物之空調負載需求為 240 RT，因此，空調主機容量選定，以 120 RT 為單元設備之 VWV 冰水系統與 10RT 為單元設備之 VRF 空調系統獨立供應。就 240 RT 之空調負載而言，VWV 冰水系統僅需要二套即足夠供應，但 VRF 空調系統，則需要 24 組方滿足供應需求。

(3)依照季節性作為區分：夏季、春秋。季。(由於冬季較為濕冷，負載需求低。對於室內僅啟動送風系統，故本節不納入考量。)

(4)依照主機運轉負載率作為區分：於主機運轉一天當中，可區分為尖峰負載與離峰負載。尖峰負載其主機大抵運轉於 50% 以上，則離峰負載其主機運作於 50% 以下。

就以上所述之條件設定完成後，將建築物空調負載 120 RT 之主機運轉供應，同 IPLV 指標分為四個負載區段，負載率個別為 100%、75%、50%，以及 25%。依照其主機負載率，對應之冷房供應能力為 240 RT、180 RT、120 RT、60 RT。以下則進行 VRF 冷媒主機與 VWV 系統冰水變頻泵浦群組之最佳運轉組合方式設計。

依不同建築類型使用之空調系統，提出空調主機最佳運轉組合方式之設計，敘述如下：

(1). 醫院類

夏季之醫院類型建築物，空調使用時間為 24 hr。從早上 8 點開始掛號看診，病人陸陸續續進入醫院內等待醫生診斷病情。內部負載產生為，醫療設備、消毒設備、照明、病人(人員)、文書設備以及室外負載等等。當日空調運轉情況，從早上 8 點到晚上 21 點為診療時間，其餘為夜間住院病患使用空調。

醫院類建築物於夏季，整日之空調主機負載使用率。如圖 4-1 所示：

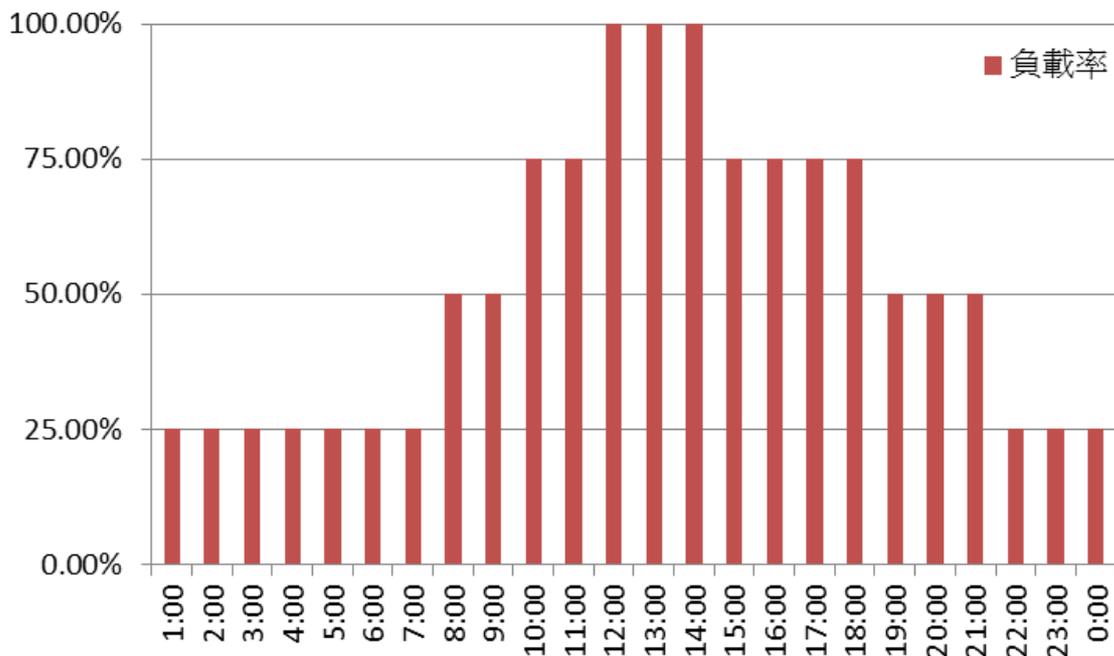


圖4-1 醫院類建築物，於夏季某當日空調負載率示意圖

表4-3 夏季醫院類型建築物之節能策略建立

醫院類型建築物				
空調負載率	100% (240 RT)	75% (180 RT)	50% (120 RT)	25% (60 RT)
時段	12:00~14:00	10:00~11:00 15:00~18:00	08:00~09:00 19:00~21:00	01:00~07:00 22:00~00:00
時數	3 hr	6 hr	5 hr	10 hr
VWV 系統 運轉策略 (120RT 冰水主機)	冰水主機*2 套	冰水主機*2 套	冰水主機*1 套	冰水主機*1 套
	全載運轉供應	兩套系統以 75% 負載運轉供應，並搭配 VWV 系統隨各區域負載變化分區供應	單套全載搭配 VWV 系統分區供應，並可將主機輪替(輪流交替)運轉以減少機械耗損	單套半載運作，並視建築負載分區共應。空調不足之部分，可搭配分離式冷氣機使用
VRF 系統 運轉策略 (10RT 冰水主機)	VRF 空調主機*24 套	VRF 空調主機*18 套	VRF 空調主機*12 套	VRF 空調主機*6 套
	依室內負載需求，分區供應冷媒。			

(2). 辦公類

辦公大樓空調使用時間約為早上 8:00 上班至下午 17:00 下班，共計時數為 10 hr。其建築內部負載產生，為文書設備、照明設備、辦公人員以及室外負載等等。此類建築物於夏季，整日之空調主機負載使用率，如圖 4-2 所示：

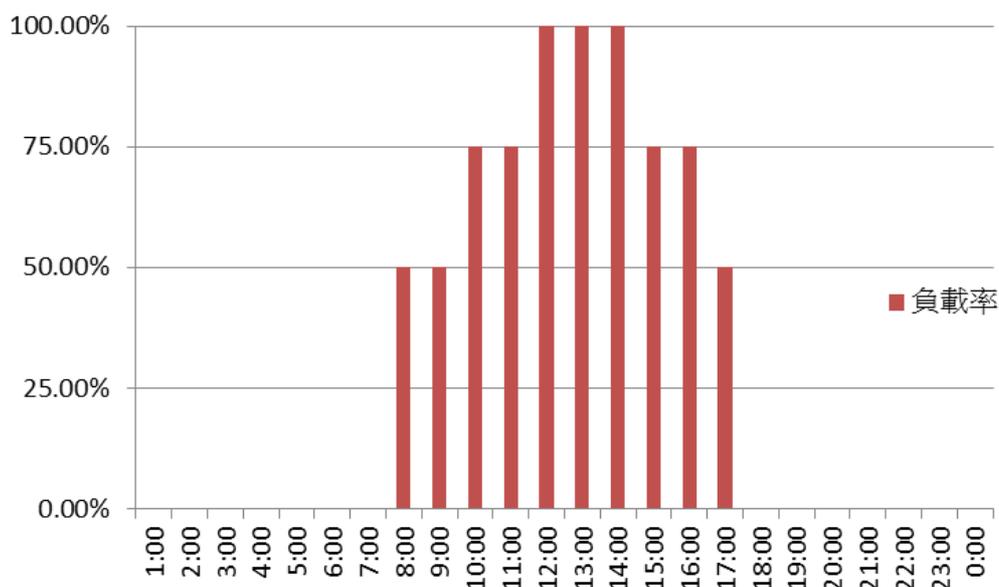


圖4-2 辦公類建築物，於夏季整日空調負載率示意圖

表4-4 夏季辦公類型建築物之節能策略建立

辦公大樓類型建築物				
空調負載率	100% (240 RT)	75% (180 RT)	50% (120 RT)	25% (60 RT)
時段	12:00~14:00	10:00~11:00 15:00~16:00	08:00~09:00 17:00	
時數	3 hr	4 hr	3 hr	
VWV 系統 運轉策略 (120RT 冰水主機)	冰水主機*2 套	冰水主機*2 套	冰水主機*1 套	
	全載運轉供應	兩套系統以 75% 負載運轉供應，並搭配 VWV 系統隨各區域負載變化分區供應	單套全載搭配 VWV 系統分區供應，並可將主機輪替(輪流交替)運轉以減少機械耗損	
VRF 系統 運轉策略 (10RT 冰水主機)	VRF 空調主機 *24 套	VRF 空調主機*18 套	VRF 空調主機*12 套	
	依室內負載需求，分區供應冷媒。			

(3). 學校類

夏季學校類建築物，其空調使用時間 11 hr。內部負載產生為，人員負載、教職員辦公室文書設備、照明設備以及室外負載等等。當日空調運轉情況，從早上 8 點到晚上 18 點為上課時段。為圖書館、教職員辦公室、禮堂以及學生上課用教室等等。此類建築物於夏季，整日之空調主機負載使用率。如圖 4-3 所示：

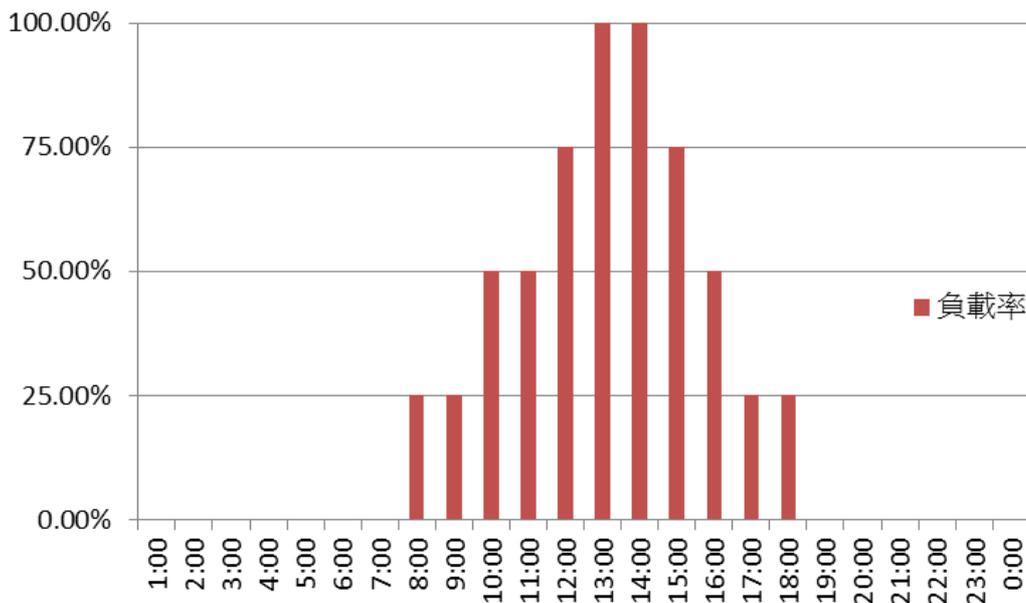


圖4-3 學校類建築物，於夏季整日空調負載率示意圖

表4-5 夏季學校類型建築物之節能策略建立

學校類型建築物				
空調 負載率	100% (240 RT)	75% (180 RT)	50% (120 RT)	25% (60 RT)
時段	13:00~14:00	12:00、15:00	10:00~11:00 16:00	08:00~09:00 17:00~18:00
時數	2 hr	2 hr	3 hr	4 hr
VWV 系統 運轉策略 (120RT 冰水主 機)	冰水主機*2 套	冰水主機*2 套	冰水主機*1 套	冰水主機*1 套
	全載運轉供應	兩套系統以 75% 負載運轉供應，並 搭配 VWV 系統隨 各區域負載變化 分區供應	單套全載搭配 VWV 系統分區供 應，並可將主機輪 替(輪流休替)運轉 以減少機械耗損	單套半載運作，並視 建築負載分區共應。 空調不足之部分，可 搭配分離式冷氣機使 用
VRF 系統 運轉策略 (10RT 冰水主 機)	VRF 空調主機 *24 套	VRF 空調主機*18 套	VRF 空調主機*12 套	VRF 空調主機*6 套
	依室內負載需求，分區供應冷媒。			

(4). 展覽場

夏季展覽類型建築物，其空調使用時間為 9 hr。從早上 9 點開始入場，至晚上 17:00 點關展。並依照展示性質不同，而人數及規模也有所不同。內部負載產生，為照明、人員、文書設備以及室外負載等等。當日空調運轉情況，視展覽物品所需之空調條件、以及館展人數作變動。此類建築物於夏季，整日之空調主機負載使用率。如圖 4-4 所示：

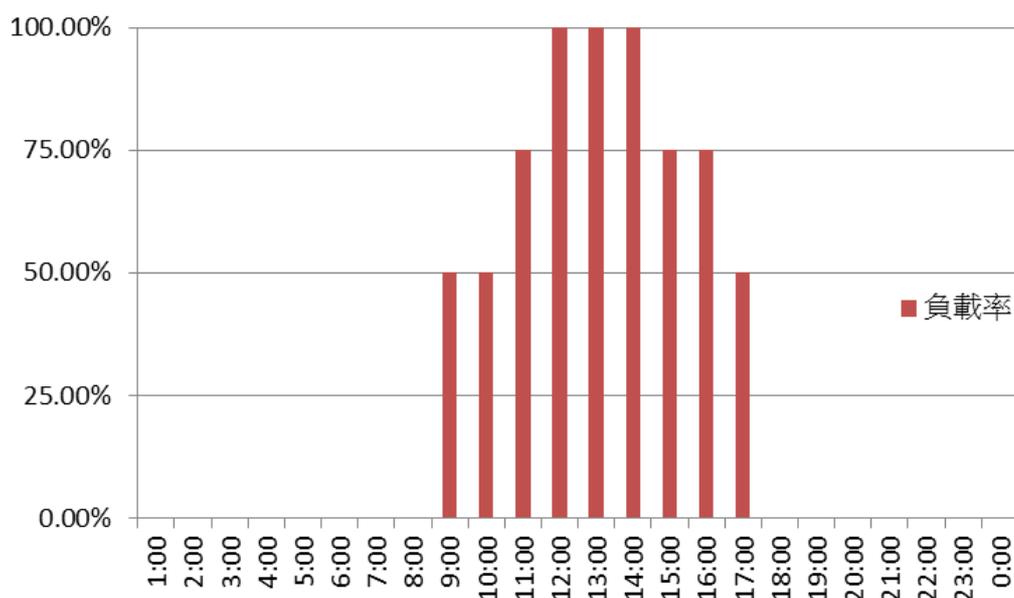


圖4-4 展覽場類建築物，於夏季整日空調負載率示意圖

表4-6 夏季展覽場類型建築物之節能策略建立

展覽場類型建築物				
空調 負載率	100% (240 RT)	75% (180 RT)	50% (120 RT)	25% (60 RT)
時段	12:00~14:00	11:00 15:00~16:00	09:00~10:00 17:00	
時數	3 hr	6 hr	5 hr	
VWV 系統 運轉策略 (120RT 冰水主 機)	冰水主機*2 套	冰水主機*2 套	冰水主機*1 套	
	全載運轉供應	兩套系統以 75% 負載運轉供應，並 搭配 VWV 系統隨 各區域負載變化 分區供應	單套全載搭配 VWV 系統分區供 應，並可將主機輪 替(輪流交替)運轉 以減少機械耗損	
VRF 系統 運轉策略 (10RT 冰水主機)	VRF 空調主機 *24 套	VRF 空調主機*18 套	VRF 空調主機*12 套	
	依室內負載需求，分區供應冷媒。			

(5). 百貨大樓

夏季百貨大樓類型建築物，其空調使用時間為早上 10 點至晚上 10 點，共計 12 hr。其建築內部所產生之負載，為人員、餐廳、照明以及室外負載等等。其百貨公司為假日，或進行促銷活動時人潮最多。其空調使用情況，為迎合消費者而作變動。此類建築物於夏季，整日之空調主機負載使用率，如圖 4-5 所示：

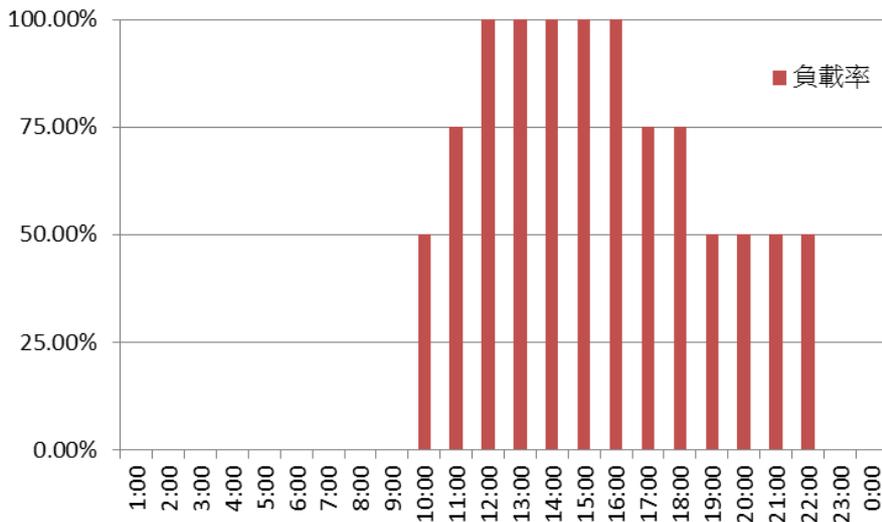


圖4-5 百貨大樓類建築物，於夏季整日空調負載率示意圖

表4-7 夏季百貨類型類型建築物之節能策略建立

百貨大樓類型建築物				
空調 負載率	100% (240 RT)	75% (180 RT)	50% (120 RT)	25% (60 RT)
時段	12:00~16:00	11:00 17:00~18:00	10:00 19:00~22:00	
時數	4 hr	3 hr	5 hr	
VWV 系統 運轉策略 (120RT 冰水主 機)	冰水主機*2 套	冰水主機*2 套	冰水主機*1 套	
	全載運轉供應	兩套系統以 75% 負載運轉供應，並 搭配 VWV 系統隨 各區域負載變化 分區供應	單套全載搭配 VWV 系統分區供 應，並可將主機輪 替(輪流交替)運轉 以減少機械耗損	
VRF 系統 運轉策略 (10RT 冰水主機)	VRF 空調主機 *24 套	VRF 空調主機*18 套	VRF 空調主機*12 套	
	依室內負載需求，分區供應冷媒。			

綜合以上所敘述，對各類型建築物。如醫院、辦公類、學校類、展覽場以及百貨大樓。進行依當日空調負載運轉情況，建立一套節能運轉模式。以醫院類型建築物作說明，其建築物空調系統為 24hr 運作。本節依據 IPLV 指標，將其空調負載率與需求量分為四種情形，分別為 100%→240 RT、75%→180 RT、50%→120 RT 以及 25%→60 RT。並由前章節所研究之結果得知，VWV 與 VRF 系統在不同負載下運轉之優缺。套入各建築類型之空調負載率，並分別建立適用於全日空調運轉下之，VWV 與 VRF 系統節能策略模式。

以醫院類建築之全日空調使用需求，作為 VWV 與 VRF 系統之節能策略模式說明。如圖 4-1 所示，當日空調負載率為 50% 時，空調使用時段分別為上午 08:00~09:00 與晚上 19:00~21:00 時；此時可選用單一套滿載 120RT 之 VWV 系統，視負載空間需求進行變冰水量供應，且可以採用輪替方式運轉，以減少冰水主機機械零件磨損。若以 VRF 系統來說，則由 12 套系統運轉供應。並依據室內負載空間、區域以及人員使用習慣。並搭配獨立控制系統，適當地供應各區間冷需求。於當日 10:00~11:00 與 15:00~18:00 時，此時空調負載率約為 75%，在冰水系統選用上可選：兩套 75% 負載率之 VWV 系統供應全棟負

載，並且依各區間需求搭配變頻水泵適時調整冰水流量。適當地調整供應各區間之冰水，以減少各區間太冷、或不足之情況發生。若以 VRF 系統來說明，可採用 18 套 VRF 系統供應。於當日 12:00~14:00 時為此建築物最高負載需求，此時可以兩套滿載之 VWV 系統供應全棟負載。或者事由 24 套 VRF 系統或更大噸數之 VRF 系統供應。從 22:00~07:00 時，為住院人員所需之最低負載需求。若以 VWV 系統運轉於低負載需求時，此時效率略顯不彰。建議由分離式冷氣空應需求端，或者建置一套小噸數之空調系統於此時運轉供應。若以 VRF 系統來說，此時可選 6 台 VRF 系統，隨著病房需求作為供應。

表4-8 於夏季條件之冰水主機最佳組合方式設計

各建築類型 當日 室內負載率		醫院	學校	辦公類	展覽場	百貨大樓
		室內 負載 240RT	VWV 系統	冰水主機*2 套，全載運轉供應。		
	VRF 系統	VRF 空調主機*24 套，依室內負載需求，分區域性供應冷媒。				
室內 負載 180RT	VWV 系統	冰水主機*2 套，以 75% 負載運轉供應。 並搭配 VWV 系統，隨各區域負載變化分區供應。				
	VRF 系統	VRF 空調主機*18 套，依室內負載需求，分區域性供應冷媒。				
室內 負載 120RT	VWV 系統	冰水主機*1 套全載運轉，依 VWV 系統分區供應， 並且可將主機輪替(輪流交替)運轉，以減少機械耗損。				
	VRF 系統	VRF 空調主機*12 套，依室內負載需求，分區供應冷媒。				
室內 負載 60RT	VWV 系統	冰水主機單套半載運作，並視建築負載分區共應。空調不足之部分，可搭配分離式冷氣機使用				
	VRF 系統	VRF 空調主機*6 套依室內負載需求，分區供應冷媒。				

第二節 VWV 與 VRF 系統春、秋季節能策略運轉模式

本節依據春、秋季之氣候特性，進行 VWV 與 VRF 系統建立節能運轉策略模式。由於春秋季節氣候，與夏季溫度條件不盡相同。其溫度介於 20~27°C 左右，身體感覺舒適良好。故在春、秋季節時期，空調需求比夏季相對的低。往往冰水主機運轉僅需運轉於 25%~75%，不像夏季溫度 27°C 以上需要滿載運轉供應。

如同夏季所選定之建築條件，與空調冰水主機設備容量條件。針對春、秋季節氣候型態，建立合適之節能運轉模式。

(1). 醫院類

醫院類型建築物，不論季節不同空調使用時間仍為 24 hr。並且從早上 8 點開始掛號看診，但此時醫院之空調需求不像夏季來的高。向對於除了特定病房(開刀房、隔離病房等等)，所要求之空調條件外。其空調負載率約運轉於 25%~75%，且長時間運轉低於 50% 之負載需求。此類建築物於春、秋季，整日之空調主機負載使用率，請參如圖 4-6 所示：

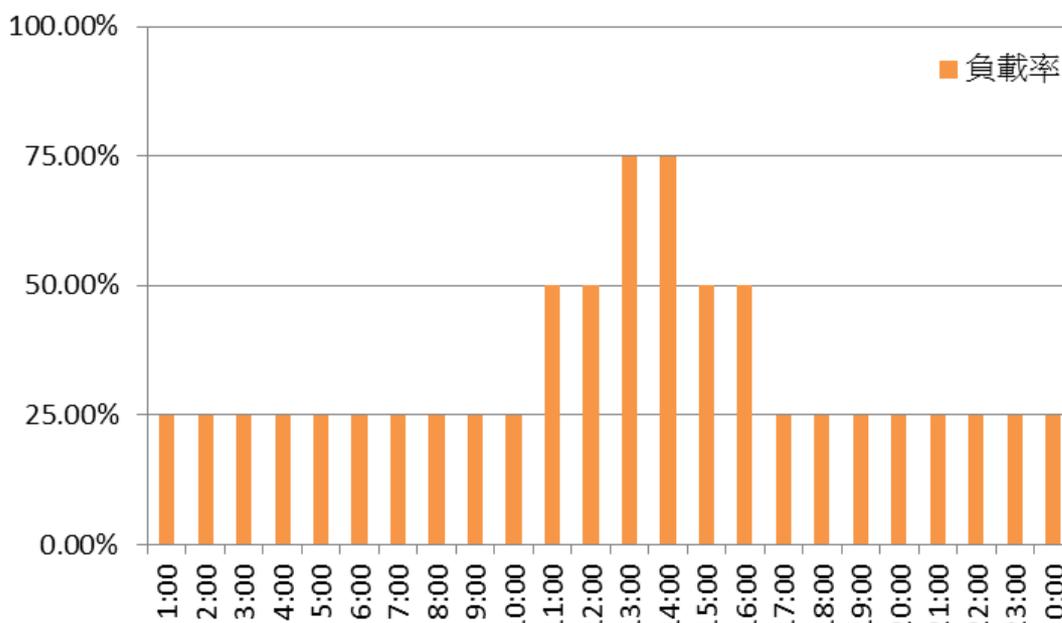


圖4-6 醫院類建築物，於春、秋季整日空調負載率示意圖

表4-9 春、秋季醫院類型建築物之節能策略建立

醫院類型建築物				
空調負載率	100% (240 RT)	75% (180 RT)	50% (120 RT)	25% (60 RT)
時段	/	13:00~14:00	11:00~12:00 15:00~16:00	01:00~10:00 17:00~00:00
時數		2 hr	4 hr	18 hr
VWV 系統 運轉策略 (120RT 冰水主機)		冰水主機*2 套	冰水主機*1 套	冰水主機*1 套
		兩套系統以 75% 負載運轉供應，並搭配 VWV 系統隨各區域負載變化分區供應	單套全載搭配 VWV 系統分區供應，並可將主機輪替(輪流交替)運轉以減少機械耗損	單套半載運作，並視建築負載分區供應。空調不足之部分，可搭配分離式冷氣機使用
VRF 系統 運轉策略 (10RT 冰水主機)		VRF 空調主機*18 套	VRF 空調主機*12 套	VRF 空調主機*6 套
	依室內負載需求，分區供應冷媒。			

(2).辦公類

春、秋季之辦公類大樓空調使用時間，約為早上 8:00 上班至下午 17:00 下班。一年當中不論時間、季節，其室內所產生之負載變動不大。但最為影響室內負載，仍為室外溫度。由於春、秋季節時室外溫度，相對於夏季低。請高溫日照時間，也比夏季來的短暫。此類建築物於春、秋季，整日之空調主機負載使用率，請參如圖 4-7 所示：

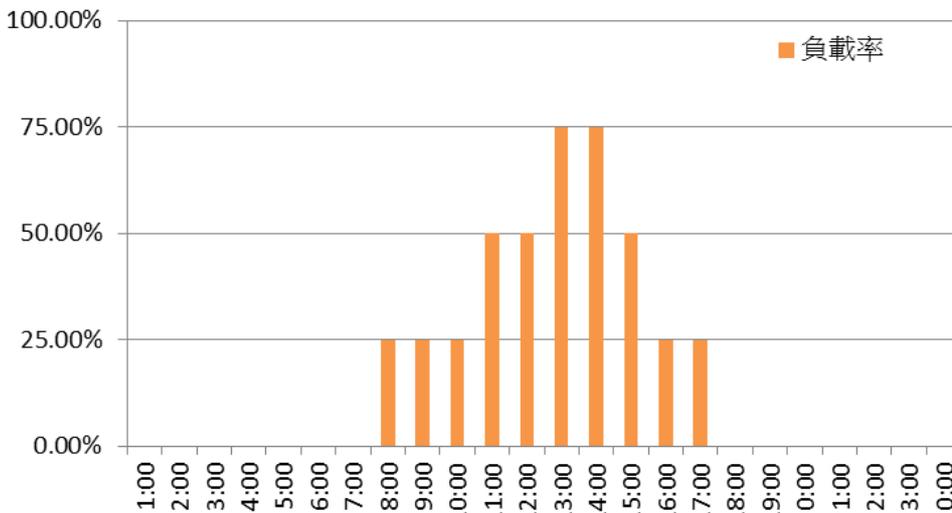


圖4-7 辦公類建築物，於春、秋季整日空調負載率示意圖

表4-10 春、秋季辦公類型建築物之節能策略建立

辦公大樓類型建築物				
空調 負載率	100% (240 RT)	75% (180 RT)	50% (120 RT)	25% (60 RT)
時段	/	13:00~14:00	11:00~12:00 15:00	08:00~10:00 16:00~17:00
時數		2 hr	3 hr	5 hr
VWV 系統 運轉策略 (120RT 冰水主機)		冰水主機*2 套	冰水主機*1 套	冰水主機*1 套
		兩套系統以 75% 負載運轉供應，並 搭配 VWV 系統隨 各區域負載變化 分區供應	單套全載搭配 VWV 系統分區供 應，並可將主機輪 替(輪流交替)運轉 以減少機械耗損	單套半載運作，並 視建築負載分區 共應。空調不足之 部分，可搭配分離 式冷氣機使用
VRF 系統 運轉策略 (10RT 冰水主機)		VRF 空調主機*18 套	VRF 空調主機*12 套	VRF 空調主機*6 套
依室內負載需求，分區供應冷媒。				

(3).學校類

春、秋季學校類建築物，由於教室內自然通風優於其他類型建物。故在春、秋季時可視情況，開啟教室窗戶引進室外空氣。但除了圖書館、禮堂、或特定之空間有空調需求外，其餘空間空調使用情況。可依使用者之需求，斟酌使用空調系統。此類建築物於春、秋季，整日之空調主機負載使用率，如圖 4-7 所示：

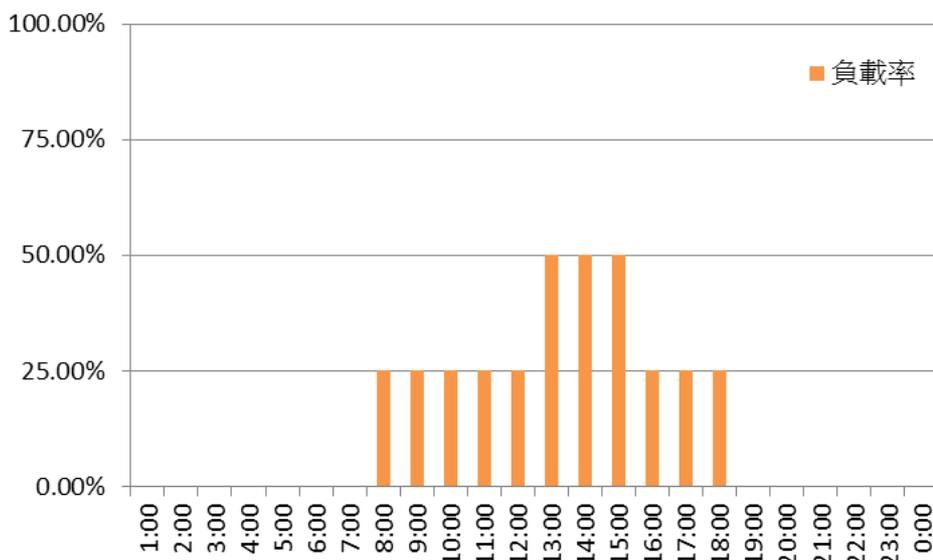


圖4-8 學校類建築物，於春、秋季整日空調負載率示意圖

表4-11 春、秋季學校類型建築物之節能策略建立

醫院類型建築物				
空調負載率	100% (240 RT)	75% (180 RT)	50% (120 RT)	25% (60 RT)
時段	/	/	13:00~15:00	08:00~12:00 16:00~18:00
時數			3 hr	8 hr
VWV 系統 運轉策略 (120RT 冰水主機)			冰水主機*1 套	冰水主機*1 套
			單套全載搭配 VWV 系統分區供應，並可將主機輪替(輪流交替)運轉以減少機械耗損	單套半載運作，並視建築負載分區共應。空調不足之部分，可搭配分離式冷氣機使用
VRF 系統 運轉策略 (10RT 冰水主機)			VRF 空調主機*12 套	
依室內負載需求，分區供應冷媒。				

(4). 展覽場

春、秋季展覽類型建築物，其空調使用時間為 9 hr。從早上 9 點開始入場，至晚上 17:00 點關展。並依照展示性質不同，而人數及規模也有所不同。但因春、秋季節氣候之空調需求，相較夏季時的低。故在室內溫度之設定，可高於夏季室內設定溫度。或以室外空氣溫度，供應室內所需之溫度。一方面降低室內溫度，另一方面減少室內 CO2 濃度，以提高室內空氣品質。此類建築物於春、秋季，整日之空調主機負載使用率，如圖 4-9 所示：

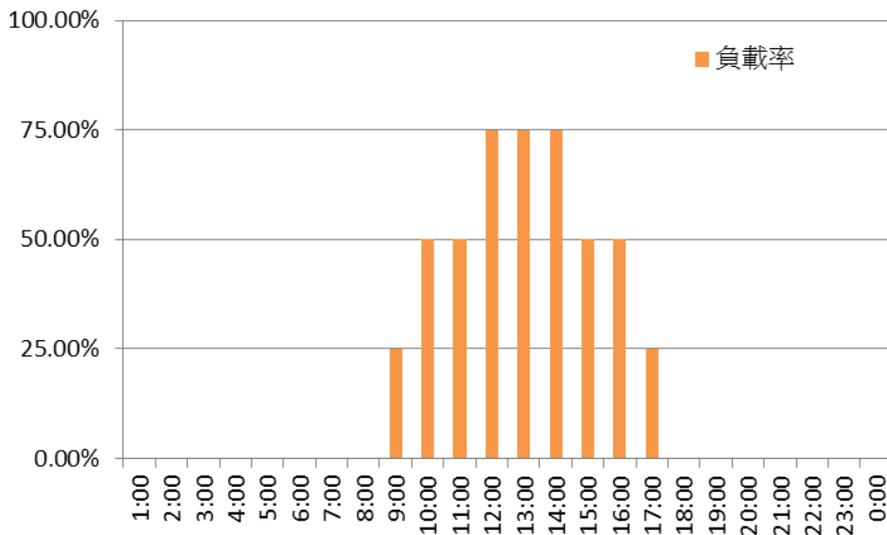


圖4-9 展覽類建築物，於春、秋季整日空調負載率示意圖

表4-12 春、秋季展覽場類型建築物之節能策略建立

展覽場類型建築物				
空調 負載率	100% (240 RT)	75% (180 RT)	50% (120 RT)	25% (60 RT)
時段		12:00~14:00	10:00~11:00 15:00~16:00	09:00 17:00
時數		3 hr	4 hr	2 hr
VWV 系統 運轉策略 (120RT 冰水主機)		冰水主機*2 套	冰水主機*1 套	冰水主機*1 套
		兩套系統以 75% 負載運轉供應，並 搭配 VWV 系統隨 各區域負載變化 分區供應	單套全載搭配 VWV 系統分區供 應，並可將主機輪 替(輪流休替)運轉 以減少機械耗損	單套半載運作，並 視建築負載分區 共應。空調不足之 部分，可搭配分離 式冷氣機使用
VRF 系統 運轉策略 (10RT 冰水主機)		VRF 空調主機*18 套	VRF 空調主機*12 套	VRF 空調主機*6 套
依室內負載需求，分區供應冷媒。				

(5). 百貨大樓

春、秋季百貨大樓類型建築物，其空調使用時間為早上 10 點至晚上 10 點，共計 12 hr。但因舒適之空調環境，可提供消費者一個良好購物空間。故在溫度設定上，比一般之空調類型建物來的低。此類建築物於春、秋季，整日之空調主機負載使用率。如圖 4-10 所示：

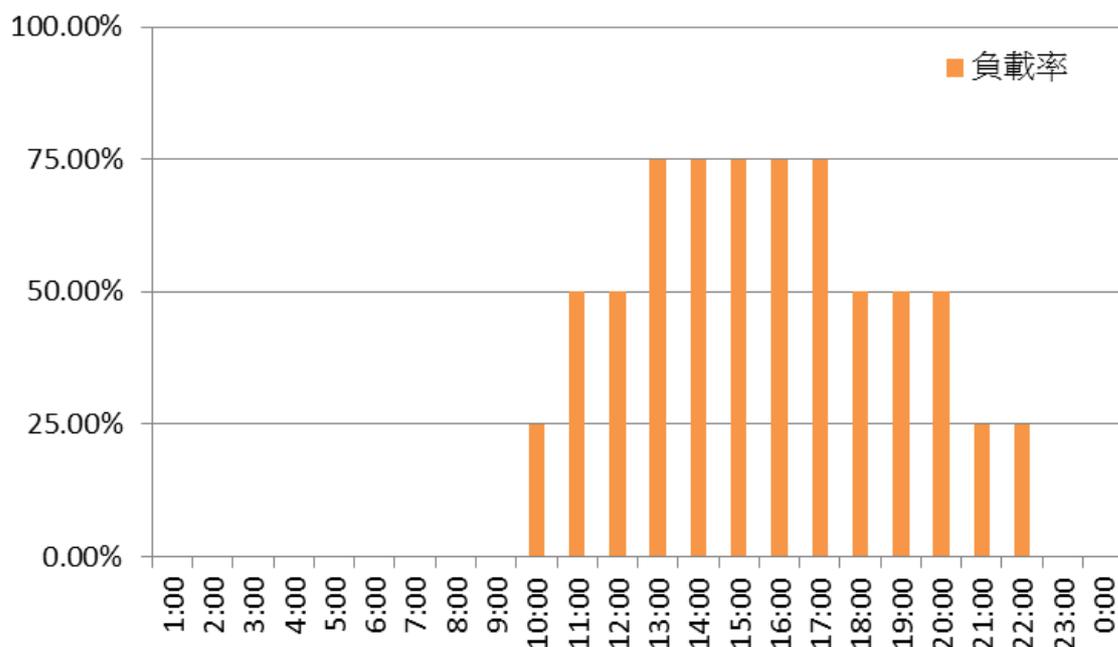


圖4-10 百貨大樓類建築物，於春、秋季整日空調負載率示意圖

表4-13 春、秋季百貨類型類型建築物之節能策略建立

百貨大樓類型建築物				
空調 負載率	100% (240 RT)	75% (180 RT)	50% (120 RT)	25% (60 RT)
時段		13:00~17:00	11:00~12:00 18:00~20:00	10:00 21:00~22:00-
時數		5 hr	5 hr	3 hr
VWV 系統 運轉策略 (120RT 冰水主機)		冰水主機*2 套	冰水主機*1 套	冰水主機*1 套
		兩套系統以 75% 負載運轉供應，並 搭配 VWV 系統隨 各區域負載變化 分區供應	單套全載搭配 VWV 系統分區供 應，並可將主機輪 替(輪流休替)運轉 以減少機械耗損	單套半載運作，並 視建築負載分區 共應。空調不足之 部分，可搭配分離 式冷氣機使用
VRF 系統 運轉策略 (10RT 冰水主機)		VRF 空調主機*18 套	VRF 空調主機*12 套	VRF 空調主機*6 套
依室內負載需求，分區供應冷媒。				

針對春秋季節性負載節能運轉策略，本節以百貨類型建築說明。由於百貨公司在空調設定條件，為營造良好舒適購物空間。提高一般民眾，進入百貨公司購物之慾望。同時提高了消費者，於百貨公司消費之機會。

如圖 4-10 所示，當日空調負載率介於 25%~75%。依照負載變化，進行節能運轉策略建立。首先當空調負載運轉於 75%時，可以雙套 75%運轉負載率之 VWV 冰水系統供應，搭配變頻水泵運轉特性分區供應。

若以 VRF 系統說明，則採用 18 套 VRF 空調系統分區供應。其次當空調負載運作於 50%時，則以單套 VWV 系統運轉供應。若以 VRF 空調系統來說，則可由 12 套 VRF 空調系統供應。最後當空調負載運轉於 25%時，由於 VWV 冰水系統運轉於低負載時效率略顯不足。建議增設一套小噸數之空調系統供應。若以 VRF 空調系統說明，則採用 6 套 VRF 空調系統，供應室內負載需求。

表4-14 於春、秋季條件之冰水主機最佳組合方式設計

各建築類型 當日 室內負載率		醫院	百貨大樓	辦公類	展覽場	學校
室內 負載 240RT	VWV 系統					
	VRF 系統					
室內 負載 120RT	VWV 系統	冰水主機*2套，以75%負載運轉供應。 並搭配VWV系統，隨各區域負載變化分區供應。				
	VRF 系統	VRF空調主機*18套，依室內負載需求，分區域性供應冷媒。				
室內 負載 120RT	VWV 系統	冰水主機*1套全載運轉，依VWV系統分區供應， 並且可將主機輪替(輪流休替)運轉，以減少機械耗損。				
	VRF 系統	VRF空調主機*12套，依室內負載需求，分區供應冷媒。				
室內 負載 60RT	VWV 系統	冰水主機單套半載運作，並視建築負載分區共應。 空調不足之部分，可搭配分離式冷氣機使用				
	VRF 系統	VRF空調主機*6套依室內負載需求，分區供應冷媒。				

第五章 建立我國 VRF 空調系統節能效率值評估之方式提供綠建築日常 節能指標評估之修正

現今國際上對於節約能源之政策以及地球環保之議題，紛紛朝向永續發展為目標。因應我國之能源永續發展藍圖，政府單位推出綠建築 9 大指標性評估標準(生物多樣化指標、綠化指標、基地保水指標、日常節能指標、二氧化碳減量指標、廢棄物減量指標、水資源指標、污水與垃圾改善指標、室內健康與環境指標等)。

其中，根據本國綠建築九大評估指標系統中。針對日常節能指標之空調系統評估表，提到熱源系統節能技術之評估項目。並以「建築物設置變冷媒量 VRV 空調系統」，制訂估算熱源系統節能效率而取用標準值為單一值，即為 0.2 分，如表 5-1 所示。

本研究就日常節能指標之建築物設置變冷媒量 VRV 空調系統，針對其計分標準值之修正方法，提出兩個修正措施敘述如下。

表5-1 綠建築日常節能指標之空調系統評估表

節能對象	空調節能技術 (必須提出相關設計說明)	效率代號	效率標準值	採用率
熱源系統 節能技術	冰水主機台數控制系統	α1	手動 ON-OFF 控制：0.05	r1=1.0
			時程自動控制：0.10	
			邏輯策略自動控制：0.25	
	儲冰空調系統	α2	時程自動控制：0.10	r2 (分量儲冰率) =
			邏輯策略自動控制：0.20	
	吸收式冷凍機	α3	瓦斯直燃：0.15	r3 (熱源容量比) =
			熱回收式：0.30	
	變冷媒量 VRV 熱源	α4	0.2	r4=
	CO2 濃度外氣量控制系統	α5	0.15	r5=
	全熱交換器系統	α6	0.13	r6=
	外氣冷房系統	α7	0.06	r7=
空調風扇並用系統	α8	0.03	r8=	
其他熱源節能系統	α9	(提出計算證明自填)	r9=	
熱源系統節能效率 $r_s = 1.0 - \sum \alpha_j \times r_j =$				

方法一：針對目前國際上 VRF 多聯式變頻空調系統市場需求逐漸擴大，且種類繁多。舉凡大金、三星、LG、日立、Mitsubishi、Toshiba 等等大廠，其各國 VRF 空調系統銷售情況，參如圖 5-2 所示。且台灣目前市售之空調 VRF 空調系統種類眾多，並於節能效率上皆獲得不錯之節能成效。本節針對多款台灣市售之 VRF 空調系統如表 5-2 所示，進行整合性部分負載效率 IPLV 值與能效等級分析。

表5-2 各大廠牌商用變頻空調系統規格

廠牌		大金	日立	三菱	LG	Samsung
型號		RWEYQ101P YLT	RAS-10FSX ND	PUHY-P250Y HM	ARUN096BT E4	RVMH100FA M0
電源		3 相, 380V, 60Hz	4 相, 380V, 60Hz	3 相, 380V, 60Hz	3 相, 220V, 60Hz	3 相, 220V, 60Hz
冷房能力	k W	26.7	28	28	28	28
暖房能力	k W	31.5	31.5	31.5	31.5	31.5
消耗 功率	冷 房	6.03	8.36	7.73	7.8	11kW
	暖 房	6.05	8.27	7.83	-	10.5kW
尺寸 (H*W*D)	m	1,000*780*55	950*750*1,72	920*760*1,71	-	990X1,765X7
	m	0	0	0	-	80
壓縮機輸 出功率	k W	4.2	4.8	6.7	-	5.5
各運轉負載下之主機運轉資料						
COP (100%)		4.42	3.35	3.62	4.82	2.55
COP (75%)		3.34	2.51	2.72	3.62	1.91
COP (50%)		2.54	1.68	1.81	2.41	1.28
COP (25%)		1.71	0.84	0.91	1.21	0.64
中國大陸 IPLV 計算值		2.83	1.98	2.14	2.85	1.51
台灣 IPLV 計算 值		2.74	1.8	1.94	2.56	1.37

如圖 5-1~5-4 所示為各大 VRF 空調系統之運轉特性圖，且由圖發現各大廠牌之運轉特性皆以線性特性運轉，僅有大金空調系統除外。

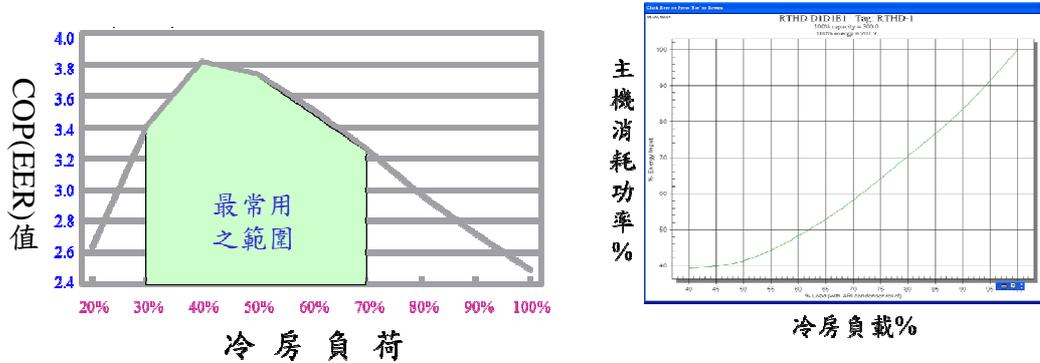


圖5-1 大金 VRV III 系列

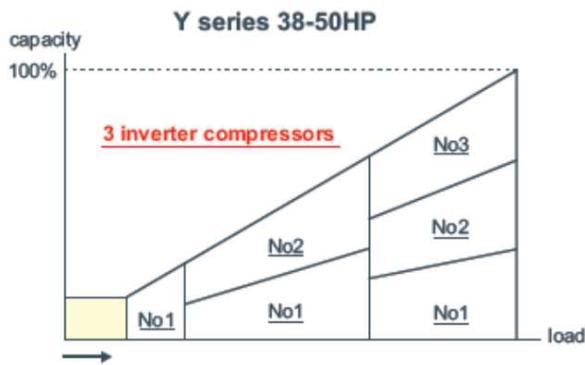


圖5-2 三菱電機 CITY-MULTI

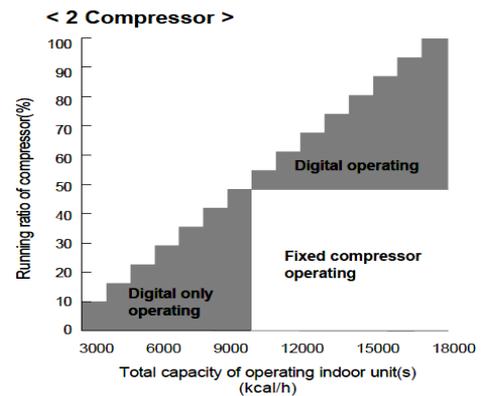


圖5-3 三星 DVM series

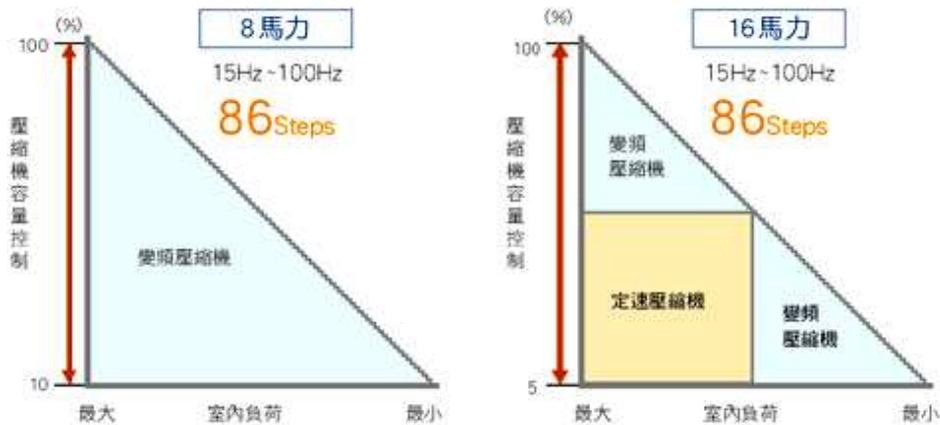


圖5-4 日立 SET-FREE series

本研究蒐集各設備型錄所提供之性能規格，經整合性部份負載效率值之計算式估算，可得各廠牌系統之 IPLV 數據。經計算結果發現各廠牌之 IPLV 值，介於 1.37~2.74 之間。

目前台灣地區尚缺 VRF 空調系統之 IPLV 能效等級規範。本研究以上述 5 大廠家之計算結果，作為訂定作為修正 VRV 空調系統效率標準值之配分範圍。效中國大陸 GB 21454-2008 之制定方法，將製冷能力低於 96,000 BTU/h 之能效等級區分為 3 級，其每個級別之 IPLV 最低限定值如表 5-3 所示。

表5-3 本研究擬定之台灣地區 VRF 空調系統之能效等級標準

製冷能力 BTU/h	VRV 或 VRF 空調系統 IPLV		
	3 級	2 級	1 級
$Q_e \leq 96,000$	$IPLV \leq 1.37$	$1.37 < IPLV < 1.83$	$IPLV \geq 1.83$
「建築物設置變冷媒量 VRV 或 VRF 空調 系統」能效基準評分標準	0.15	0.2	0.25

並且以大金、三星、LG、日立、Mitsubishi 五大廠家為例，針對建築物設置變冷媒量 VRV 空調系統此項評分所得之分數如表 5-4 所示。

表5-4 5 大廠牌能效等級與評比分數之規劃

廠牌	大金	日立	三菱	LG	三星
IPLV 值	2.74	1.8	1.94	2.56	1.37
能效等級	1 級	2 級	1 級	1 級	3 級
建築物設置變冷媒 量 VRV 或 VRF 空 調空調系統得分	0.25	0.2	0.25	0.25	0.15

方法二：本研究藉由空調系統實測之整合性部分負載 IPLV 值，並依據 GB 21454-2008 多聯式空調(熱泵)機組能效限定值及能源效率等級 之能源效率分級制度，並且根據 VRF 系統實測之整合性部分負載 IPLV 值加以分級。其中加入「建築物設置變冷媒量 VRV 系統」此評分項目，針對各能源效率等級並以 0.15、0.17、0.19、0.21 以及 0.23 分平均配分。

如表 5-5 所示為 GB 21454-2008 多聯式空調(熱泵)機組能效限定值及能源效率等級，之整合性部分負載 IPLV 能效分級表。將 VRF 空調系統能效等級區分為 5 個級別，並以 1~5 級作區分(越低節能效率越好)。於此本研究將建築物設置變冷媒量 VRV 系統之評分分數，各別對應整合性部分負載率 IPLV 能效等級平均配分。望藉由本研究之實驗結果嘗試修正綠建築 9 大指標中，設置變冷媒量 VRV 系統單一項目之配分標準。

表5-5 能源效率分級對應綠建築建築物設置變冷媒量 VRV 系統配分標準

製冷能力 (CC)/W	能效等級(W/W)				
	5 級	4 級	3 級	2 級	1 級
$CC \leq 28,000$	2.8	3	3.2	3.4	3.6
$28,000 < CC \leq 84,000$	2.75	2.95	3.15	3.35	3.55
$CC > 84,000$	2.7	2.9	3.1	3.3	3.5
「建築物設置變冷媒量 VRV 或 VRF 空調系統」能效基準 評分標準	0.15	0.17	0.19	0.21	0.23

資料來源：能源效率分級乃參照 GB21454-2008 多聯式空調(熱泵)機組能效限定值及效率等級

第六章 結論與建議

第一節 結論

本研究藉由 VWV 與 VRF 系統之應用特性進行分析。經分析結果得知：VRF 系統相較於 VWV 系統，雖說無法適用於大噸數之空調系統上。但其系統結構緊湊、體積小以及管徑細，故無需預留太多管路設置之空間，以減少非必要之建築結構浪費。VWV 空調系統因主機噸數龐大，故可負荷大量之室內熱負載。且搭配變頻水泵在冷源輸送 離上，較無 VRF 空調系統受 離限制之問題產生。相對地因其空調設備龐大，故須預留一空間作為主機設置用。且其水管路需預留管 ，故在設置上往往 室內建築美觀。就能源消耗方面而言，以 VRF 空調系統較為節能，因節省了冰水側之能源消耗。但 VWV 空調系統因冷凍噸數較為龐大，對於室內大量之熱負荷較能快速移除。且現今 VWV 空調系統在節能策略已有 大之 ，如搭配 VAV 送風系統、台數運轉控制、以及能源監控系統等，皆可節省不必要之能源浪費。

現行國際上所推行空調系統能源測試標準，如美國 ASHRAE 90.1-2010、中國大陸 GB 19577-2004 以及中華民國 CNS 12575-2007 等等。其中，除了針對各國之整合性部分負載效率 IPLV 進行 細介 外，並且藉以本研究經實地量測獲得 VWV(A 單位)與 VRF(B 單位)空調系統運轉數據。將測得之數據進行分析得知 VWV 冰水系統與 VRF 空調系統，於不同負載情況下之 COP 值代入 IPLV 公式中，獲得兩者系統之 IPLV 數值結果。但由於本國在制定整合性部分負載效率標準之工作上，尚未完整建立，故在此參考採用與本國地理位置極為接近之中國大陸 GT-T 18430.1-2007。作為 VWV 變冰水系統與 VRF 變頻媒壓縮機系統，整合性部分負載效率 IPLV 之測試標準。

其中在本研究進行量測數據分析時，將 A 單位所測得之數據。進行模擬軟體比對驗證，無論是 SOLKANE 軟體或是 Cycle-D 模擬軟體。且使用軟體並與實地量測之結果作為比對，兩者軟體分析出之結果差異性不大。對於使用者來說，皆為一值得應用的模擬分析工具。

此外，藉由 VWV 與 VRF 空調系統量測數據所分析之 COP 值導入 IPLV 公式後，分別獲得 VWV 與 VRF 之整合性部分負載效率 IPLV 值。就 VWV 系統而言，其 IPLV 值為 2.89，而 VRF 系統之 IPLV 值為 2.82。依照獲得之 IPLV 值，比對上表 ASHRAE 90.1 發

現未達其標準。其原因為二：

一、此二系統運轉條件，並未滿足冰水主機 IPLV 測試條件。因此獲得不同運轉負載下之性能係數，無法套入 IPLV 公式中進行計算。若勉強代入計算，獲得之數據結果，亦僅可視為 NPLV。

二、藉以式子(6)、(7)運算獲得之 IPLV 值，尚不足以代表台灣地區。此因乃為我國無論是冰水主機或變冷媒空調主機之 IPLV 測試準則，乃參考美國 ASHRAE 90.1 完成研擬或者是研擬期間。就 VRF 空調主機構成的系統而言，其中所提到各運轉負載下的權重因子，必須以台灣本土氣候條件量身訂做；因此，目前於第三章節所用之公式，乃依地域性氣候的相似狀態，採以參考由中國大陸 GB-T 18430.1-2007 IPLV 測試條件，而建立的 IPLV 計算公式，主要是取用各運轉負載下的權重因子，作為運算之根據。

然而，基於此因，本研究藉由蒐集台灣高雄地區全年氣候條件，且統計整理出冷房度時之數據資料。隨著，中央空調變頻系統實際運轉負載下，獲得負載權重值，以得到適合於台灣當地氣候形態下之 IPLV 計算公式，如公式(8)所示。經由 VWV 與 VRF 空調系統分析結果得知，VWV 系統於運轉於負載 50% 以上時效率較佳、VRF 空調系統則較適合運轉於 50% 以下之負載。本研究利用兩系統之運轉特性，針對不同之建築型態、不同季節性以及不同之空調負載需求。各別研擬出 VWV 與 VRF 空調系統，最佳節能運轉策略。

最後根據本國綠建築九大評估指標系統中，針對日常節能指標之空調系統評估表。所提到熱源系統節能技術之評估項目之「建築物設置變冷媒量 VRV 空調系統」。針對此項評分標準，制定之評分分數 0.2 分標準值進行修正。

本研究針對標準值修正方法為二：(1)由於我國經濟部能源局尚未針對 VRF 空調系統完成制定能源效率之標準。建議暫時參考中國大陸 2008 年發布實施制定之標準 (GB21454-2008)。由分為 5 級之能源效率而對應 VRF 空調系統之節能效率標準值(分別為 0.15, 0.17, 0.19, 0.21, 0.23)，以作為重新修正評估效率標準值之參考。(2)以目前市面上生產 VRF 或 VRV 空調系統設備之大廠，如:大金、三星、LG、日立、Mitsubishi、Toshiba 等。本研究完成蒐集各設備型錄所提供之性能規格，經整合性部份負載效率值之計算式估算，可得各廠牌系統之 IPLV 數據。計算結果發現各廠牌之 IPLV 值，介於 1.37~2.74 之間。對於本國台灣地區尚缺 VRF 空調系統之 IPLV 能效等級規範之情形下，初期暫以

本研究上述 5 大廠家之計算結果，作為訂定修正 VRV 空調系統效率標準值之配分範圍。參考中國大陸 GB 21454-2008 之制定方法，將製冷能力低於 96,000 BTU/h 之能效等級區分為 3 級，請參如表 5-3 所示。VRF 空調系統之節能效率標準值，分別為 0.25(能效等級為 1 級)，0.20，0.15，據此暫定作為重新修正評估效率標準值之參考。

第二節 建議

建議一

進行建築熱泵系統之節能改善效益分析與實驗印證研究，以做為未來大量推廣應用之重要參考依據：立即可行建議

主辦機關：內政部建築研究所

協辦機關：無

大型醫院、觀光旅館等建築物，由於同時具有冷房與熱水需求，傳統式之作法為個別設置中央空調與鍋爐系統，分別供冷與供熱，常造成龐大之運轉費用支出。以南台灣之大型區域綜合醫院為例，光是鍋爐系統一年之運轉燃料費用，即高達一億兩千萬元之譜；且其燃氣之排放，常造成環境之巨大負荷，若能改以設置熱泵系統，不但具有極大之節能減排空間，且具備極高之經濟效益。

另一方面，由於各類建築物由於對於熱水供應之需求與特性不盡相同，且有些應用場所無法設置冷卻水塔或因兼顧使用之彈性，而必須設置熱效率較差之多台氣冷式熱泵系統；某些旅館於旅行團瞬間進住於指定之時段內，要求所有人員集中而快速之完成洗浴，則中央型熱泵系統之規劃極為重要。此時，若能進一步與既設之中央空調系統耦合 (couple) 並相互整合(integrate)，則熱泵系統於供應熱水之際，其所產生之冰水可加以回收，以提供部分之冷房需求，為一雙贏之策略。

此種耦合方式牽涉到複雜之系統整合問題，且新設與既設系統之節能改善工程設計為一項複雜之系統應用技術，建議進一步進行建築熱泵系統之節能改善效益分析與實驗印證研究，以做為未來大量推廣應用之重要參考依據。其成果可帶動熱泵產業(製造業)，空調系統技師(設計業)，空調及熱泵系統施工廠商(工程業)，及系統整合調適 (TAB)等能源服務業 (ESCO)之新發展契機，以擴大內需並提升產業技術。

建議二

研議及評估於綠建築手冊中將變冷媒量 VRV 空調系統加入 IPLV 規定之評分機制：中長期建議

主辦機關：內政部建築研究所

協辦機關：財團法人台灣建築中心

目前我國綠建築九大評估指標系統中，日常節能指標之空調系統評估表，有對建築物設置變冷媒量 VRV 空調系統給定評分標準，標準值是以 0.2 分作為評分分數。

但 VRV 或 VRF 空調系統運轉，往往長年處於部分負載運轉狀態下，若是以單一 100% 全載運轉獲得的性能係數，而直接在該項給予得分計分，則對於部分負載運轉性能表現較佳的主機系統，有失公平性。因此，建議以全載及部分負載 COP 並行之 IPLV，作為建築物設置變冷媒量 VRV 空調系統評分規定之修正。

由於我國目前在制定整合性部分負載效率標準，尚未完整建立，無法藉以具體施行上述修正工作；需等待相關能源主管機關正式公告 IPLV 計算方法與標準後，再予納入實施。

附錄一

「中央空調系統變頻設計應用與全尺度實驗驗證」

委託研究計畫案 查意見及廠商回應一覽表

項次	查委員意見	廠商回應
1	本案主要是比較 VRF 與 VWV 之效能差異，請說明全尺度實驗驗證部分是否會因為空調廠牌或使用之設備性能差異，影響研究成果。	空調廠牌差異確會影響驗證結果，其影響量甚小，另本研究將選取較為常用之廠牌與主機進行驗證，並選取適當之冷房大小。
2	研究背景中提及 VRF 及 VWV 系統在 100RT 200RT 冷房容量規模內，缺乏節能成效之實際驗證，請補充說明本研究所選取之全尺度驗證對象，其冷房容量是否在 100RT 200RT 範圍內。	照辦理，並於後續研究報告中補充說明。
3	請於後續研究中補充說明 VRV 及 VRF 之差異或演進。	VRF 為全世界通用之學名，泛指可變冷媒流量之空調系統，而 VRV 乃因日本大金空調公司已加以註冊，成為專用之商標，故本計畫將統一採用 VRF 之用。
4	服務建議書之八、研究進度部分，敘明在第 2、6、11 個月進行期初、期中、期末報告，原計畫需求規定於 6 月 28 日前提出期中報告、10 月 15 日前提出期末報告，兩者期程不相符，請予以修正。	將依規定修正研究期程，於 6 月 28 日前提出期中報告、10 月 15 日前提出期末報告。
5	計畫書內容完整明確，對於提升本土空調節能效益應有助益。	感 委員 定，後續將具體說明研究成果及效益。
6	本研究進行 100RT 200RT 系統化	照辦理，本案之全尺度實驗對象係選取正進

	全尺度實驗，得出迴歸數據並據以修正節能係數，請說明全尺度實驗之定義，及其與所需供應空調之建築空間是否有關，或只是設備間之實驗比較。	行商業運轉中之中央空調系統，可反實際建築空間特性及人員進駐率（Occupancy）等因子。對於全尺度實驗之定義將再提供更明確的說明。
7	如以現有案例進行量測與分析，應將量測案例數明確化。	照辦理，並於後續研究報告中補充說明。
8	研究背景中提到我國為濕熱型氣候，請加強說明在此氣候條件下，對於空調系統和設備的設計與使用有何具體之建議。	照辦理。在濕熱氣候條件下，冷房需求遠大於暖房，且空調必須同時維持適當之溫度與濕度，VWV 系統除濕效果較佳，但較為耗電，本研究目的即是量測不同負載率下之空調效率。
9	有關研究預期效益部分，請加強說明如何針對我國節能減碳指標進行後續推廣應用，建議本案之未來成果，應要有推廣應用價值，並且適用於公、有建築及既有建築之空調改善。	照辦理。本案之成果未來可推廣應用於辦公、百貨、醫療、旅館及展覽中心等建築類型，具有通用性與應用力。
10	請補充說明團隊人員之學經。	本計畫主持人及團隊，長期從事冷凍空調系統之研發工作，自 2003 年起已執行過約 270 個空調系統量測案例，可任本案之工作。
11	研究產出部分，請明確說明量測項目、量測頻率、是否要與既有資料比較。請補充說明全尺度實驗驗證項目及如何進行全尺度量測，對既有建物量測準確度進行修正。	本研究主要為驗證空調系統之 COP 及 KW/RT 值，並將量測冰水流量、冰水供應溫度與回水溫度，再配合耗電量測，即可獲得完整之數據。

附錄二

「中央空調系統變頻設計應用與全尺度實驗驗證」

委託研究計畫案期中 查意見及廠商回應一覽表

一、時間：102 年 7 月 5 日（星期五）上午 9 時 30 分

二、地點：本所簡報室

三、主持人：何所長明

錄：歐 顯、 、 等

出席人員	查意見	回應說明
中華民國冷凍空調技師公會全國聯合會（楊技師清）	<p>1.VWV 系統之組成包 空調冰水主機、冰水幫浦、冷卻水塔與冷卻水幫浦等，建議將 VWV 之定義及適用條件說明清楚。</p> <p>2.建議補充不適合採用 VRF 空調系統之場所（如大禮堂、活動中心、大展覽場等大型空間），以 者產生 解。</p>	<p>1. 照委員建議修正、提供資料補充說明。</p> <p>2.本研究將加入 VRF 系統適用範圍和相關使用限制之 細說明，以引起不必要之 解。</p>
中華民國電機技師公會（技師）	<p>1.VWV 與 VRF 組合之模式或可達到節能之效益， 其 資金額、佔用空間、維成本、備用品存量等因素，亦應加以考量。</p> <p>2.本研究以 Solkane 及 Cycle-D 軟體模擬取代現場量測，但僅呈現 60 部分負載之 COP 值，建議提供更多不同負載率下之 COP 值，以使研究更有可 度。</p>	<p>1.感 委員提供 資訊，以作為本計畫考量之指引。</p> <p>2.有關軟體操作和相關數據量測流程和驗證部分，將於成果報告中補充說明。</p>
中華民國全國建築師公會	<p>1. 建議本研究可考慮加入熱泵之相關比較分析。</p>	<p>1.感 委員提出建議觀點，這又是一個不錯的議題，可做為未來計畫進行之參考。</p>

<p>教 德</p>	<p>1.變頻空調之名稱是否應由 VRV 改成 VRF 較為適當，建請提出相關建議。 2.未來如能建立台灣本土之 IPLV，對於空調節能之研究與應用必定有 大之助益，且未來綠建築空調耗能之評估，亦可將 IPLV 納為評估項目。</p>	<p>1. 有關本建議，可參 文中敘述緣由。 2.綠建築評估系統中若能同時針對空調 COP 和 IPLV 進行評估，應是妥當且可行之作法。</p>
<p>夏教 冠群</p>	<p>1.建議 列本研究之主要限制與假設條件，並應說明主要考慮 些參數 未考慮的參數有 些 例如屋 、配電系統品質、用電量等。 2.請於報告書中明列相關圖表及公式之編號。 3.建議進行相關量測時，應 載其電壓及終端壓降。</p>	<p>1.感 委員指教， 照辦理。</p>
<p>建築 師</p>	<p>1.P29 有 VRF 系統之負載率與主機 COP 值之曲線圖，建議也繪出 VWV 系統之負載率與主機 COP 值之曲線圖，以利比較。 2.P31.表 10 表 似為筆 ，應為 VRF 系統之不同 COP 之比較。 3.因 VRF 是多聯系統，請說明量測其系統效率時，其負載率係指單機之負載率或所有機組負載率總和 4.報告書建議之最佳運轉模式組合，必須同時裝設 VWV 冰水機組及 VRF 多聯系統，請進一步 討實務上是否可行，是否有超量設計之 慮。</p>	<p>1. 照辦理。 2. 承上作法進行。 3. 本研究再做內文相關性的補充。 4. 委員提到的這一點，本團隊再做 討且加以修正。</p>

<p>技師 克修</p>	<p>1.P9.有關 VWV 與 VRF 系統之比較分析，似對於 VWV 系統較為不利，如此之分析易使 VRF 廠商以斷章取義之方式加以引用，建議相關論述可再妥為研議。</p> <p>2.同一建物不易有 VWV 及 VRF 混和運轉之情況，建議可列出建議之建置方式。</p>	<p>1. 委員建議，我們再加以修正敘述。</p> <p>2. 照辦理。</p>
<p>主席 (何所長明)</p>	<p>1.請針對 VWV 與 VRF 搭配運轉所需之空間、建置成本、維護成本、適用條件等，進行更深入之分析與說明，以利參考應用。</p> <p>2.為使研究成果更具應用性與可行性，相關空調節能策略必須能同時兼顧節能效益與使用者之舒適度。</p> <p>3.由於空調主機之運轉模式包含滿載運轉及部分負載運轉，而兩者之運轉效率不同，因此有必要儘速建立我國冰水主機性能 IPLV 指標，以反應空調主機實際之效率。</p>	<p>1. VWV 及 VRF 系統組合運用之方式有助於提升空調效能，至其適用條件、建置成本、空間等，將進一步討論。</p> <p>2. 照主席指示辦理。</p>

附錄三

「中央空調系統變頻設計應用與全尺度實驗驗證」

委託研究計畫案期末 查意見及廠商回應一覽表

一、時間：102 年 11 月 6 日（星期三）上午 9 時 30 分

二、地點：本所簡報室

三、主持人： 組長 錄： 文 、 、 等

出席人員	查意見	回應說明	備註
<p>中華民國冷凍空調技師公會全國聯合會（楊技師清）</p>	<p>1. P.42 至 P.46 各表格中，VRF 系統中 10RT 冰水主機應修正為 10RT 空調主機。</p> <p>2. P.10 有關「相對於一般中央系統可節省約 35 之電力」之論述部分，請再檢討是否正確。</p> <p>3. P.17 「風冷式冷凝塔」之用 ，建議修正為「氣冷式冷凝塔」。</p>	<p>1. 感 委員指正， 照辦理，完成修正。。</p> <p>2. 照委員建議，完成修正。</p> <p>3. 照辦理。</p>	
<p>中華民國電機技師公會（技師永清）</p>	<p>1. 有關第二章第三節 VWV 與 VRF 系統之應用特性比較分析部分，建議 以表格化之比較說明，以 顯該分析之成果。</p> <p>2. P.37 表 2-10 及表 2-11 未納入表次、表 2-11 VWV 是否為 VRF 之 請予補正；另中、英文摘要部分，亦請檢視是否一致</p> <p>3. 第三章所列最佳組合方式係考量當日室內負載，在面 來 頻繁的極端氣候下，一日之間溫度常有 烈變化，是否有</p>	<p>1. 感 委員建議，已採用表格化比較，作以補充。</p> <p>2. 完成修正，請 行參 。</p> <p>3. 目前商用 VWV 及 VRF 系統已有設置良好之自動控制系統可針對負載變動情況加以改變運轉頻率加以因應基本上搭配主機台數控制策略與壓縮機變頻技術即可達成。</p>	

	<p>即時調整的最佳組合方式，以作為因應策略 請補充說明。</p>		
<p>教 德</p>	<p>1. 研究成果，值得定。 2. 建請研究團隊協調相關技師公會，評估在綠建築手冊中加入 IPLV 規定之可行性。</p>	<p>1. 感 委員 定。 2. 委員建議，不過目前作暫緩，原因在於相關能源主管機關尚未正式公告 IPLV 計算方法與標準，待一切就緒後再考慮予以納入。</p>	
<p>賴教 啟</p>	<p>1. 報告內容符合預期，計畫成果良好。 2. 本計畫利用中國大陸公式及方法計算出 IPLV 值，並將結果與 ASHRAE 標準相互比較，然由於兩者（中國大陸標準、ASHRAE）計算式之權重值不同，此比較是否妥當 請補充說明。 3. P.47 表 3-8 利用不同空調負荷來替代各建築類型，無法顯示不同建築「類型」（不同用途空間）所代表之不同空調需求，亦無法 正發揮 VWV 與 VRF 之最佳組合與實際節能效益，請再予檢討。 4. 本計畫目標為中央空調系統變頻設計（針對二次側冰水與冷媒）之節能效益驗證，未來可研析既有空調系統更換為 VWV 與 VRF 後之個別節能效益，並進行實際全尺度驗證之可行性。 5. 本計畫就不同空調使用條件，分別提出 VWV 與 VRF 之設備規劃方式。而為使兩者的節能效益能夠相 相成，未來可將水系統變流量控制與冷媒變流量控制兩</p>	<p>1. 感 委員 定。 2. 中國大陸公式與 ASHRAE 標準，由於各依其特殊之氣象條件而制定其適用之權重，的確不宜直接進行比較；此亦為本團隊將之以我國之冷房度時加以修正之主因。經修正後，應可符合我國之氣象條件及應用。 3. 表 3-8 CNS 12575-2007 為我國冰水主機性能測試標準主要顯示其主機 COP 全載效率。其不同空調負荷，可經由良好之區劃 (Zoning)，即可達到委員所提之不同建築「類型」（不同用途空間）所代表之不同空調需求之最佳組合與實際節能效益。 4. 感 委員提供未來研析之方向，將持續 力以。 5. 6. 二點意見，可做為未來研究方向之參考，本研究團隊將持續 力以。</p>	

	<p>種技術予以 接，研提最佳組合方式與節 能效益分析。</p> <p>6. 未來可就綠建築評估系統之 VWV 與 VRF 節能係數，研提系統化比較分析， 並進行全尺度驗證。</p>		
<p>建築 師</p>	<p>1. 報告書表 3-3、3-4、3-5、3-6、3-7、3-8 中均將 VRF 為冰水主機，建請修正。</p> <p>2. 請補充說明實務上是否可採用 VWV 與 VRF 搭配組合之運轉模式，如屬可行， 其最佳之組合方式如何訂定，請補充說 明。</p> <p>3. VRF 系統採多機 聯運轉，請補充說明 其數量不同時，其 IPLV 是否會有不同</p>	<p>1. 感 委員指正，已完成 處之修正，請參 。</p> <p>2. 在實務上是可行的，在 此乃藉 Zoning 的觀念去 達成。其原則為較大型而 穩定之空調負載處採取 VWV 系統，而空調負載 小確變化頻度高之處則可 配合搭配 VRF 系統即可 達成。</p> <p>3. 基本上 IPLV 為針對單 機進行評估。若 VRF 系統 採多機 聯運轉則只要同 時採取主機運轉台數控制 策略則其 IPLV 不會不同。</p>	
<p>教 尤</p>	<p>1. 本研究已達到預期成果。</p> <p>2. 有關 IPLV 測試時之冷卻水溫度，建議 參考相關規範，並補充相關說明。</p> <p>3. 報告中所列冰水主機之 COP 與 IPLV， 似較市售主機為低，建議再予確認是否 需加以修正。</p>	<p>1.感 委員 定。</p> <p>2.參考相關規範及補充說 明，如表 3-2、3-5 及 3-7。</p> <p>3.本研究進行實測 B 單位 設置 VWV 系統之冰水主 機之 COP，於部分負載 時，確實測得較低 COP 值，導致套用中國大陸式 子計算出的 IPLV 值也低， 原因在於它的主機已 舊，性能較差。</p>	

<p>教 清 (書面 資料)</p>	<p>1. 報告格式宜加以修正，建議公式部分重新字，另字體大小、圖表編號、字型、單位等均宜依標準格式。</p> <p>2. 有關不同場所之 VWV 及 VRF 運轉模式建議部分，缺乏具體量化數據之證，本研究既已利用軟體模擬，應以數據來說明運轉模式之經濟效益，目前報告看不出相關論述，宜加以補充。</p> <p>3. 報告份量嫌單，建議針對以上意見加以補充修正。</p>	<p>1. 照辦理。</p> <p>2. 目前所運用之軟體模擬乃針對空調主機之 COP 及 IPLV。但針對不同建築類型使用空調之 VWV 及 VRF 最佳運轉模式策略之組合，目前只能以假設之空調負載型態進行。</p> <p>3. 感 委員建議，已修訂報告內容，加強補充。</p>	
<p>組長 (主席)</p>	<p>1. 本研究已初步建立本土之 IPLV，請考量是否可配合近期綠建築解說與評估手冊之改版，一 納入綠建築評定基準。</p> <p>2. 由於滿載運轉之空調效率較部分負載運轉效率高，請補充說明以數台小噸數主機聯，取代一台大噸數主機之方式，是否可達到節能之效果。</p> <p>3. 請針對 VWV 與 VRF 搭配運轉之配置方式與原則，提出較為具體之建議，以利業界參考運用。</p>	<p>1. 將空調 IPLV 納入綠建築評估系統中應是正確之方向，建議 相關能源主管機關正式公告 IPLV 計算方法與標準後再予納入。</p> <p>2. 由於大噸數空調主機之 COP 較高，單位噸數建置成本較低，故實務上以優先採用大型主機之方式配合小噸數機種之方式較為，可達到節能之效果。</p> <p>3. VWV 及 VRF 系統最佳運轉組合在實務上，乃藉 Zoning 的觀念去達成。其原則為較大型而穩定之空調負載處採取 VWV 系統，而空調負載小確變化頻度高之處則可配合搭配 VRF 系統即可達成。</p>	

參考書目

- [1] Stoeker, W.F., and Jones, J.W., *Refrigeration and air conditioning*, 2nd ed., McGraw-Hill, Inc., USA, 1982.
- [2] Strand, R.K., Fisher, D.E., Liesen, R.J., and Pedersen, C.O., “Modular HVAC simulation and the future integration of alternative cooling systems in a new building energy simulation program”, *ASHRAE Transactions*, vol. 108, no. 2, pp.1107-1117, 2002.
- [3] Bettanini, E., Gastaldello, A., and Schibuola, L., “Simplified models to simulate part load performances of air conditioning equipments”, *Proceedings of International IBPSA Conference*, pp. 107-114, Eindhoven, Netherlands, 2003.
- [4] Xia, J., Winandy, E., Georges, B., and Lebrun, J., “Experimental analysis of the performances of variable refrigerant flow systems”, *Building Sevr Eng Res Technol*, vol. 25, no. 1, pp. 17-23, 2004.
- [5] Goetzler, W., “Variable refrigerant flow systems”, *ASHRAE Journal*, April, 2007.
- [6] Zhou, Y.P., Wu, J.Y., Wang, R.Z., and Shiochi, S., “Energy simulation in the variable refrigerant flow air-conditioning system under cooling conditions”, *Energy and Buildings*, vol. 39, pp. 212-220, 2007.
- [7] Zhou, Y.P., Wu, J.Y., Wang, R.Z., Shiochi, S., and Li, Y.M., “Simulation and experimental validation of the variable-refrigerant-volume (VRV) air conditioning system in EnergyPlus”, *Energy and Buildings*, vol. 40, pp. 1041-1047, 2008.

- [8] Yueming Li, Jingyi Wua, Sumio Shiochi, “Modeling and energy simulation of the variable refrigerant flow air conditioning system with water-cooled condenser under cooling conditions”, Energy and Buildings, 2009.
- [9] Xiaobing Liu , Tianzhen Hong, “Comparison of energy efficiency between variable refrigerant flow systems and ground source heat pump systems”, Energy and Buildings, 2010.
- [10]Laeun KWON, Yunho HWANG, Reinhard RADERMACHER, Byungsoon KIM, “Modeling of Variable Refrigerant Flow System for the Cooling Season”, International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, July 16-19, 2012.
- [11]楊永 ， ， VRV空調系統與一般中央空調系統的技術比較，
內 科技與經濟，第18期，民國99年9月。
- [12] ， ，變冷媒流量空調系統能效性研究，制冷與空調，
第23 第1期，民國98年。
- [13]中國國家標準化管理委員會 中華國家人民共和國國家質量監 檢
驗檢 總局，多聯式空調(熱泵)機組能效限定值及能源效率等級，
中華人民共和國國家標準GB 21454-2008，民國97年9月1日發布。
- [14] ，國際上冰水機IPLV政策推動現況，台灣冷凍空調學會先進
冰水機及系統應用技術研討會，民國101年2月。
- [15] 德，綠建築84技術，綠 建築設計指南，民國99年 夏。

- [16] 德，綠建築解說與評估手冊，內政部建築研究所，民國94年更新版。
- [17] 大金空調公司，區控式變頻空調系統，民國102年，
http://www.hotaidev.com.tw/05_03.asp
- [18] 台灣日立 份有限公司，Set- Free系列VRF空調系統，民國102年，
<http://www.taiwan-hitachi.com.tw/products/products-a/products-a-4-1.aspx>
- [19] 日本三菱電機 份有限公司，CITY MULTI VRF空調系統，民國102年，
<http://www.mitsubishipro.com/media/226453/cmcatalog.pdf>
- [20] 美國LG電子 份有限公司，MULTI V III Outdoor Unit Engineering Manual，民國100年，
http://www.lg-vrf.com/Assets/MV_Mini_Eng_Manual_CAC-EM-BB-00-US-11M019_20111221133802.pdf