

## 建築節能之空調系統節能技術應用

### 一、前言

全球環境的破壞及對能源的依賴程度已達到威脅人類生存的階段。有鑑於此，自 1992 年「地球高峰會議」掀起全球環保的熱潮後，國內也逐漸顯示出「永續發展」的重要性。不管是國內「綠建築」、國外 LEED 或 ISO 50001 等綠色能源的推廣，在在顯示出全球對能源消耗的執行高度重視，而非是以往的表面宣導工作。

節能是指加強能源管理，採取可行技術、經濟合理及環境和社會可以承受的措施，減少從能源生產到消費各個環節中的損失和浪費，使有效及合理地利用能源。建築節能係指在居住建築和公共建築的規劃、設計、建造和使用過程中，通過執行現行建築節能標準，提高建築使用性能，採用節能型系統和可再生能源利用系統，切實降低建築能源消耗的活動。

節能不能簡單地認為只是少用能。節能的核心理念是提高能源效率。從能源消費的角度，能源效率是指終端使用者提供的能源服務與所消耗能源量的比值。由於建築物的使用壽命至少 50 年以上，所以建築耗能主要就是它在長期使用過程中的能源消耗。而建築節能也就主要是指節約建築物在長期使用過程中的耗能量，在台灣尤其是指空調。

建築物空調系統耗電量約可占住商建築物耗電量 45% 以上，不同的運轉模式對於空調系統亦會有不同的運轉耗電成本。國內能源用戶對於建築物內公共設施的投資通常僅著眼於初始設置成本的多寡，而忽略了在設施的使用生命週期中，往往能源的耗用才是真正成本的大宗，運轉成本可能會是初設成本的 1.2~2 倍，甚至隨使用年限增長而運轉成本越高。因此希望透過合理的規畫設計及運轉操作使空調系統的運轉效率可以達到最佳化，滿足建築物的空調需求，達到節能減碳的目標。

## 二、中央空調系統節能概述

中央空調系統一般主要由空氣側、冰水側、冷媒系統及冷卻水側四大部分連接組合而成，如圖 1 所示。

主要工作原理係：

- 1、空氣側：透過風機循環使風與冰水的熱交換而吸收室內熱量，將冰水泵輸送的冰水送水溫度透過熱交換後而回水溫度上升。室內熱量通常指的是建築物外殼熱量(含傳導、對流及輻射)、室內人員、燈光、用電設備、發熱設備、外氣量補充及室內外溫(焓)差等。
- 2、冰水側：利用冰水泵作循環動力，將冰水回水輸送入冰水主機蒸發器內，讓水與冷媒產生熱交換，使低壓低溫液態冷媒蒸發，而冰水送水溫度降低，送至空氣側。
- 3、冷媒側：主要是冷媒發生在冰水主機的壓縮、冷凝、降壓及蒸發循環。低壓低溫液態冷媒在蒸發器蒸發為汽態而進入壓縮機，壓縮成高壓高溫汽態冷媒進入冷凝器，冷凝器內冷媒與冷卻水熱交換後變成高壓高溫液體，經束流降壓後冷媒變成低壓低溫液體而流回蒸發器內形成一個循環，如圖 2 所示。
- 4、冷卻水側：利用冷卻水泵作循環動力，將與冷凝器熱交換後的高溫冷卻水輸送入冷卻水塔中，經由冷卻水塔冷卻風機吸入外氣與高溫冷卻水作熱交換使冷卻水降低流回冷凝器，而冷卻風機將熱量排放至大氣中。

以上系統說明為一般常用的中央空調系統，對於特殊應用或非機械式冰水機組並不完全適用。

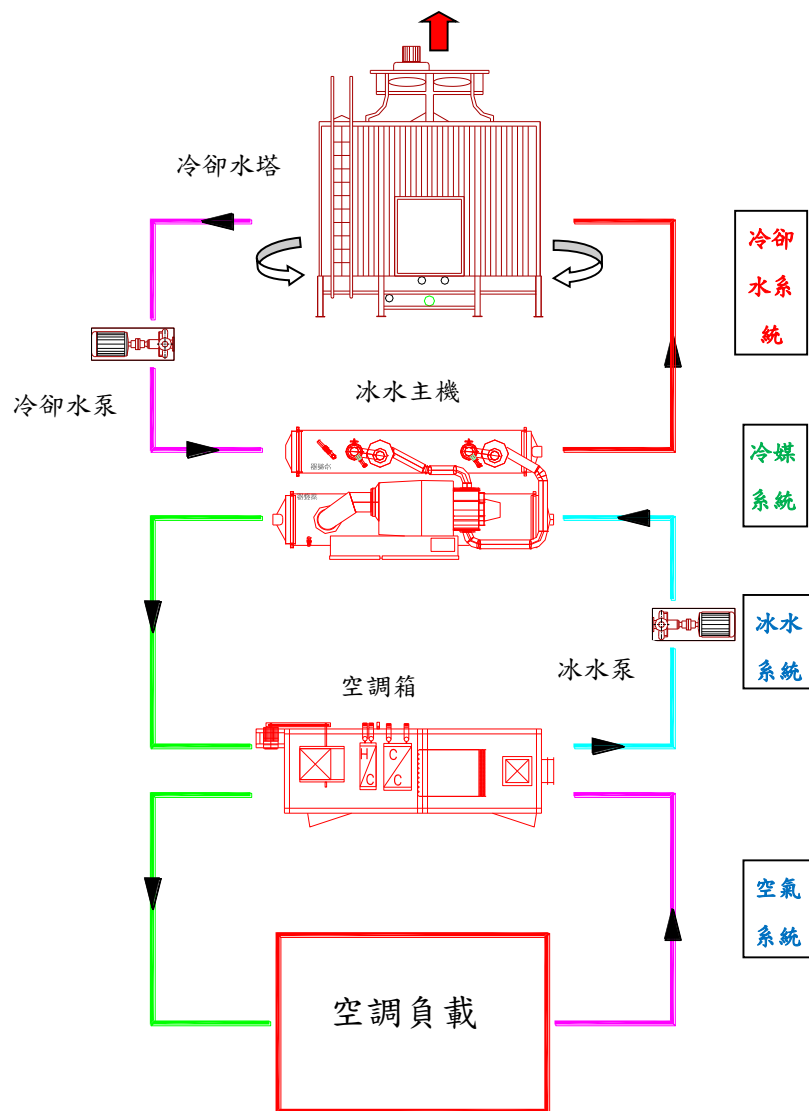


圖 1：中央空調系統流程示意圖

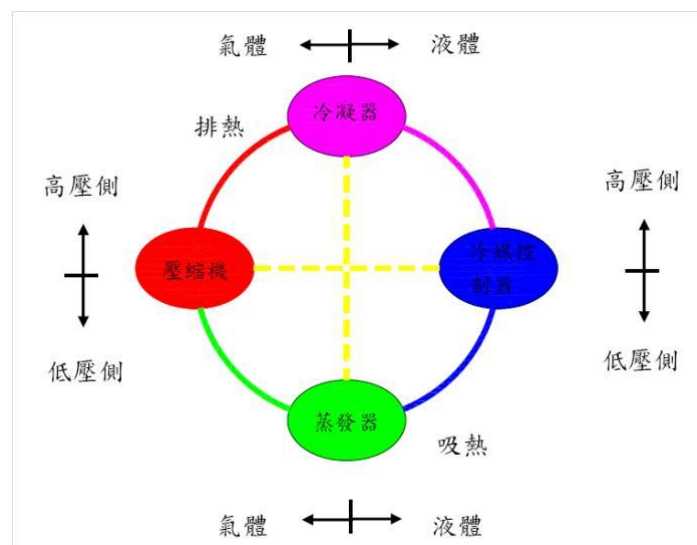


圖 2：冷媒基本循環系統

中央空調系統主要效能在於對建築物熱量能有效地吸收再排放；唯建築物及內部發熱源非空調系統設計師、工程商或設備製造商所能決定，因此需透過調查及諮詢而得到相關規畫設計資料，進而組合成整套中央空調系統。隨科技的進步及建築物實際使用狀況，為確保各項空調設備有效率的結合，滿足業主使用要求，並期許能達到空調系統最佳化的運轉，亦即使用最小能耗滿足到空調舒適或要求的條件。為達此目的，系統節能技術的選擇及運用就相當的重要，因此如何選擇成本較低達到節能效果最顯著的方法？各國亦不斷進行分析及發展中。依歐盟為例，歐盟對於馬達及相關系統列出節能潛力分析（如表 1 所示），供規畫設計、施工及使用者對著手節能有一參考方向。

以下就中央空調系統節能技術上依冰水主機和水側作一說明。

表 1：馬達及系統改善節能潛力分析(資料：歐盟 Motor Challenge 計畫)

|      | 系統改善        | 節能比例   |
|------|-------------|--------|
| 硬體改善 | 1.使用變速控制    | 10~50% |
|      | 2.換用高效率馬達   | 2~8%   |
| 軟體改善 | 1.傳動效率改善    | 2~10%  |
|      | 2.系統維護調整與潤滑 | 1~5%   |
|      | 3.適當規格匹配    | 1~3%   |
|      | 4.電力品質改善    | 0.5~3% |
|      | 5. 適當維修保養   | 0.5~2% |

## 1. 冰水主機

在中央空調系統耗能最大者當然是冰水主機，以往在台灣最被垢病的是主機超量設計及低效率問題。

依成大建築研究所曾調查 32 棟中央空調系統辦公大樓統計，其中 46% 以上有超量設計的規劃，最大者尚有三倍使用量，其主因有設計者專業不足、建築物資訊提供不全、用途變更或個別因數等等所造成，所以對於負載準確的推算是有其必要性。另冰水主機效率問題，是隨科技日新月異的演進，以往製造技術的機組當然比不過新型機組的省電（如圖 3 及表 2 所示），汰舊換新當然是最好方法，但成本效益卻是使用者最大的糾結。下面就冰水主機節能運用上作一說明。

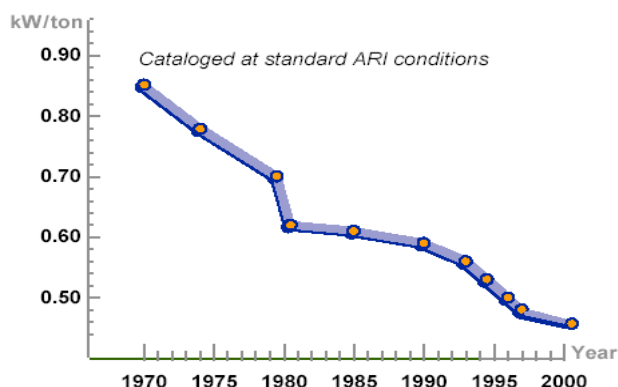


圖 3：冰水主機耗電量的發展圖(資料來源：TRANE)

表 2：國內冰水系統及元件技術發展(資料來源：2010 年能源局能源產業技術白皮書)

| 元件          | 第一代         | 第二代                   | 第三代           | 第四代                 | 第五代              |
|-------------|-------------|-----------------------|---------------|---------------------|------------------|
| 壓縮機         | 往復式         | 渦捲式、螺旋式、<br>離心式       | 無油離心式         |                     |                  |
| 蒸發器         | 直膨式         | 溢流式                   | 滿液式           | 噴淋式                 |                  |
| 冷凝器         | 水冷式、氣<br>冷式 | 蒸發冷卻式                 | 高效率鰭管<br>式    | 板式                  |                  |
| 熱傳管         | 平滑管         | 內五星鋁條銅管               | 內、外螺牙<br>管    | 外針狀管                | 特殊針狀造型<br>高效率熱傳管 |
| 膨脹裝<br>置    | 毛細管、孔<br>口板 | 浮球閥                   | 感溫式膨脹<br>閥    | 響導式膨脹閥              | 電子式膨脹閥           |
| 冷媒          | R-717       | R-11、R-12             | R-22、R123     | R134a、R410A         | R245fa           |
| 加卸載<br>機構   | 熱氣旁通        | 卸載滑塊(螺旋)、<br>進氣導葉(離心) | 變頻式           |                     |                  |
| 控制器         | 順序控制        | PLC 控制                | 微電腦控制<br>(單機) | 微電腦控制(群機<br>網路遠端遙控) |                  |
| 效率<br>(COP) | 3.0         | 3.5                   | 4.2           | 5.5                 | 6.1              |

### (1) 機組效率

冰水主機的運轉性能左右整套空調系統的表現，影響冰水主機耗能的因素甚多，包括天氣條件、室內負載、溫度設定、運轉策略及設備狀況等等，其中最後三個因素是可以由維修保養與日常操作中著手改善。在評估單一冰水主機性能的優劣通常會使用性能指標，亦即 COP 與效率(kW/RT)，其中空調負荷 (RT)的定義為：

$$\text{冷凍能力} = \text{蒸發器流量} \times \text{比熱} \times \text{溫差}$$

蒸發器流體流量可以利用流量計進行量測，溫差則以溫度計或溫度傳訊器量測得到，參考該流體的比熱值即可利用上述公式計算出其冷凍能力，而耗電率可用電力分析儀量測得到，如此既可計算出該主機的 COP (W/W)。

目前美國 ASHRAE Standard 90.1 對空調冰水主機設備性能係數 (Coefficient Of Performance, COP)及綜合部分負荷性能(Integral Part Load Value, IPLV)效能提升有一定的要求及期許，如表 3 所示。而國內經濟部於九十年九月十二日公告「空調系統冰水主機能源效率標準」及其實施日期，效率標準及實施詳見表 4。目前這項冰水機能源效率標準之管制兼顧國內廠商目前之技術能力及促使其進行能力之提昇，在推動初期係採事前認證、充分授權、事後稽核之自願性管理模式之原則，並由工研院依據推動之結果擬定相關之配套措施，以明確定出整個冰水機效率管理之流程、步驟及方法，作為政府未來進行強制性管理的依據。

因此在預算允許下，選擇較高效能的冰水主機對於新建工程或老舊汰換在節約用電是有立即顯著的效果。

表 3：國內空調系統冰水主機能源效率標準及其實施日期

| 執行階段 |            |                    | 第一階段                    |               | 第二階段                    |               |
|------|------------|--------------------|-------------------------|---------------|-------------------------|---------------|
| 實施日期 |            |                    | 民國九十二年一月一日              |               | 民國九十四年一月一日              |               |
| 型    | 式          | 冷卻能力等級             | 能源效率比值<br>(EER)kcal/h-W | 性能係數<br>(COP) | 能源效率比值<br>(EER)kcal/h-W | 性能係數<br>(COP) |
| 水冷式  | 容積式<br>壓縮機 | <150RT             | 3.50                    | 4.07          | 3.83                    | 4.45          |
|      |            | ≥ 150RT<br>≤ 500RT | 3.60                    | 4.19          | 4.21                    | 4.90          |
|      |            | >500RT             | 4.00                    | 4.65          | 4.73                    | 5.50          |
|      | 離心式<br>壓縮機 | <150RT             | 4.30                    | 5.00          | 4.30                    | 5.00          |
|      |            | ≥ 150RT<br><300RT  | 4.77                    | 5.55          | 4.77                    | 5.55          |
|      |            | ≥ 300RT            | 4.77                    | 5.55          | 5.25                    | 6.10          |
| 氣冷式  | 全機種        |                    | 2.40                    | 2.79          | 2.40                    | 2.79          |

表 4：ASHRAE 90.1 冰水主機能源效率標準及其實施日期

| 設備型式               | 容量                      | 單位           | 2010.01.01   |             | 2015.01.01   |             | 測試<br>方法            |
|--------------------|-------------------------|--------------|--------------|-------------|--------------|-------------|---------------------|
|                    |                         |              | 定頻(A)        | 變頻(B)       | 定頻(A)        | 變頻(B)       |                     |
| 水冷式容<br>積式冰水<br>主機 | <264KW                  | COP<br>(W/W) | ≥ 4.513FL    | ≥ 4.400FL   | ≥ 4.694FL    | ≥ 4.513FL   | AHRI<br>551<br>/591 |
|                    |                         |              | ≥ 5.588IPLV  | ≥ 5.867IPLV | ≥ 5.867IPLV  | ≥ 7.041IPLV |                     |
|                    | >264KW and<br><528KW    |              | ≥ 4.542FL    | ≥ 4.456FL   | ≥ 4.889FL    | ≥ 4.694FL   |                     |
|                    | >528KW and<br><1055KW   |              | ≥ 5.724IPLV  | ≥ 6.007IPLV | ≥ 6.286IPLV  | ≥ 7.184IPLV |                     |
|                    |                         |              | ≥ 5.177FL    | ≥ 4.903FL   | ≥ 5.334FL    | ≥ 5.177FL   |                     |
|                    | >1055KW and<br><2110KW  |              | ≥ 6.070IPLV  | ≥ 6.519IPLV | ≥ 6.519IPLV  | ≥ 8.001PLV  |                     |
|                    |                         |              | ≥ 5.678FL    | ≥ 5.509FL   | ≥ 5.771FL    | ≥ 5.633FL   |                     |
|                    | >2100KW                 |              | ≥ 6.519IPLV  | ≥ 7.184IPLV | ≥ 6.770IPLV  | ≥ 8.586IPLV |                     |
|                    |                         |              | ≥ 5.678FL    | ≥ 5.509FL   | ≥ 6.286FL    | ≥ 6.018FL   |                     |
|                    | ≥ 6.519IPLV             | ≥ 7.184IPLV  | ≥ 7.041IPLV  | ≥ 9.264IPLV |              |             |                     |
| 水冷式離<br>心式冰水<br>主機 | <528kw                  | COP<br>(W/W) | ≥ 5.553FL    | ≥ 5.509FL   | ≥ 5.771FL    | ≥ 5.065FL   | AHRI<br>551<br>/591 |
|                    |                         |              | ≥ 5.9074IPLV | ≥ 7.823IPLV | ≥ 6.4014IPLV | ≥ 8.001IPLV |                     |
|                    | ≥ 528kw and<br><1055kw  |              | ≥ 5.553FL    | ≥ 5.509FL   | ≥ 5.771FL    | ≥ 5.544FL   |                     |
|                    | ≥ 1055kw and<br><1407kw |              | ≥ 5.907IPLV  | ≥ 7.823IPLV | ≥ 6.401IPLV  | ≥ 8.001IPLV |                     |
|                    |                         |              | ≥ 6.112FL    | ≥ 5.867FL   | ≥ 6.286FL    | ≥ 5.917FL   |                     |
|                    | ≥ 1407kw and<br><2110kw |              | ≥ 6.412IPLV  | ≥ 8.801IPLV | ≥ 6.770IPLV  | ≥ 9.027IPLV |                     |
|                    |                         |              | ≥ 6.112FL    | ≥ 5.867FL   | ≥ 6.286FL    | ≥ 6.018FL   |                     |
|                    | ≥ 2110kw                |              | ≥ 6.412IPLV  | ≥ 8.801IPLV | ≥ 7.041IPLV  | ≥ 9.264IPLV |                     |
|                    |                         |              | ≥ 6.176FL    | ≥ 5.967FL   | ≥ 6.286FL    | ≥ 6.018FL   |                     |
|                    | ≥ 6.531IPLV             | ≥ 8.801IPLV  | ≥ 7.041IPLV  | ≥ 9.264IPLV |              |             |                     |

## (2) 主機負載匹配：

主機運轉策略上可分為兩個階段，首先以最佳排序 (Optimal Chiller Sequencing, OCS) 方法決定那些機組須啟動或停止，然後再以最佳負載分配 (Optimal Chiller Loading, OCL) 方法分配每部主機所應負擔的負載量，使總輸入功率最小，同時滿足負載需求，達到節能目的。

## (A) 最佳排序

對於空調負載具有週期性變化的建築物，可藉由累積一定量的負載狀況作出對負載預測方法預估週期內(如24小時)各階段(如1小時)的空調負載需求，再藉由OCS方法安排主機在週期內何時開機及何時關機，使總輸入功率最少而又能符合負荷需求及機組的運轉限制，達到節能目的。

## (B) 最佳負載分配

系統最佳運轉點係在主機COP值最大時而滿足空調負載的需求。中大型空調系統通常會有二組以上冰水主機併聯運轉，所以最佳負載分配則需再多機中運轉中找尋最小耗電量發揮最大冷卻能力。如圖4所示。

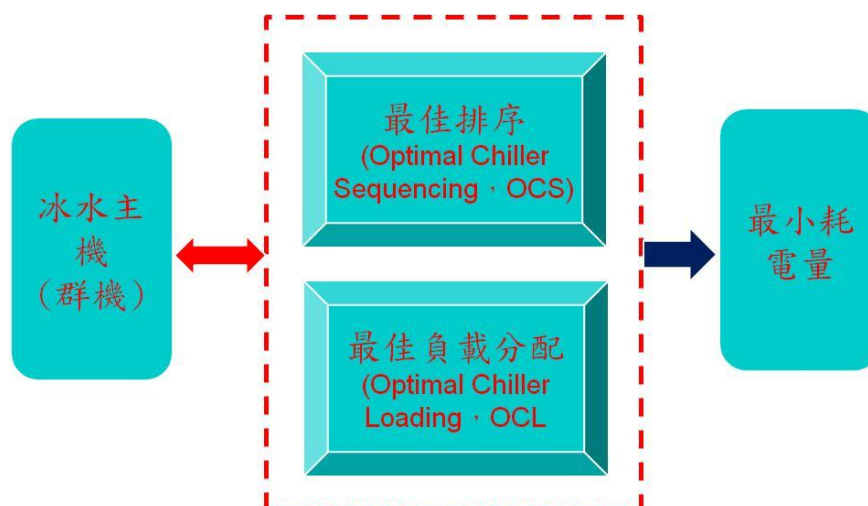


圖4：冰水主機群機最佳排序/負載分配控制示意圖

### (3) 大溫差主機：

若依整體系統耗電考量，高溫差主機系統對於節能上亦具有一定效能，提高冰水及冷卻水進出冰水主機溫差，相對減低冰水及冷卻水流量，進而減低水泵耗電量，也相對減少冷卻水塔排氣耗電量；雖然主機耗電量可能相對提高，但整體機房耗電量可能降低，如圖 5 及表 5 所示。但使用此方法亦需注意其空氣末端設備盤管需經過計算，非用一般標準溫差產品。

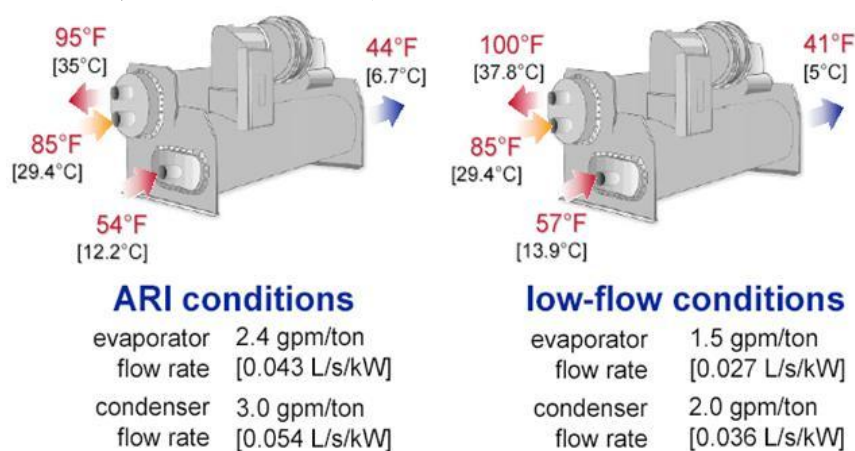


圖 5：冰水主機大溫差選擇示意圖(資料來源：TRANE)

表 5：溫差對空調系統耗電量比較表

| 冰水/冷卻水流量<br>GPM/RT | 2.4/3.0      | 1.5/3.0     | 2.4/2.0     | 1.5/2.0    |
|--------------------|--------------|-------------|-------------|------------|
| 冰水主機               | 197.0        | 214         | 217         | <b>234</b> |
| 冰水泵                | <b>29.6</b>  | 7.4         | <b>29.6</b> | 7.4        |
| 冷卻水泵               | <b>31.1</b>  | <b>31.1</b> | 12.1        | 12.1       |
| 冷卻水塔               | <b>24.1</b>  | <b>24.1</b> | 20.1        | 20.1       |
| 總耗電量               | <b>281.7</b> | 276.5       | 278.8       | 273.5      |

#### (4) 變頻主機：

近年來變頻控制技術的精進，國內變頻式冰水主機製造水準亦大幅提升，透過變頻技術使冰水主機卸載率可以擴大到較低；如離心機在不啟動熱氣旁通下，可由 30%降至 15%，擴大容量調整的廣域。另變頻啟動具有緩啟動特性，可必免啟動電流及啟動轉矩過大的問題，也保護並延長電氣線路及開關的壽命。工研院對國內 550RT(冷媒 R-134a)離心式冰水機進行 AHRI 全載及部份負載性能測試，定頻及變頻時離心機性能量測如表 6 及表 7 所示；兩者測試結果，在馬達功因上變頻器改善了馬達功因，平均由定頻的 0.866 提升到變頻的 0.917，提升達 5.9%；另主機性能效率上，受到變頻器約 2% 功率損耗的影響，變頻在全載時略低於定頻( $6.10 < 6.22$ )，但隨負載下降，變頻整體表現則比定頻優越( $IPLV: 8.569 > 6.090$ )。

所以變頻運用在冰水主機具有節省耗能、調速範圍廣、控制響應快、控制準確性高及提升設備可靠度等優點。但變頻裝置畢竟是外掛設備，因此全載時比定頻耗能且造價偏高，而使用上會受到射頻及諧波等因素干擾，使用場合亦需特別注意。

表 6：定頻離心機全載及部份負載性能

| 項目   | 單位                     | 100%   | 75%    | 50%    | 25%    |
|------|------------------------|--------|--------|--------|--------|
| IGV  | 度                      | 85.2   | 32.7   | 17.3   | 9.2    |
| 熱氣旁通 | %                      | 0.0    | 0.0    | 0.0    | 43.0   |
| 排氣壓力 | Kg/cm <sup>2</sup> , G | 8.38   | 6.49   | 5.24   | 4.78   |
| 吸氣壓力 | Kg/cm <sup>2</sup> , G | 2.60   | 2.49   | 2.45   | 2.53   |
| 功率因數 |                        | 0.903  | 0.894  | 0.856  | 0.809  |
| 輸入功率 | kW                     | 315.62 | 221.97 | 154.83 | 117.50 |
| 容量   | RT                     | 558.4  | 410.7  | 274.6  | 135.3  |
| COP  |                        | 6.22   | 6.51   | 6.24   | 4.05   |
| IPLV |                        | 6.090  |        |        |        |

表 7：變頻離心機全載及部份負載性能

| 項目   | 單位                     | 100%   | 75%    | 50%    | 25%   |
|------|------------------------|--------|--------|--------|-------|
| 頻率   | HZ                     | 60.0   | 52.0   | 43.8   | 40.5  |
| IGV  | 度                      | 85.2   | 99.7   | 83.5   | 21.4  |
| 熱氣旁通 | %                      | 0.0    | 0.0    | 0.0    | 0.0   |
| 排氣壓力 | Kg/cm <sup>2</sup> , G | 8.38   | 6.46   | 5.20   | 4.79  |
| 吸氣壓力 | Kg/cm <sup>2</sup> , G | 2.59   | 2.52   | 2.56   | 2.61  |
| 功率因數 |                        | 0.903  | 0.940  | 0.929  | 0.894 |
| 輸入功率 | kW                     | 320.27 | 181.10 | 101.50 | 59.00 |
| 容量   | RT                     | 556.1  | 380.8  | 281.0  | 142.8 |
| COP  |                        | 6.10   | 7.39   | 9.74   | 8.51  |
| IPLV |                        | 8.569  |        |        |       |

#### (5) 熱泵應用：

熱泵的型式基本上有空氣對空氣(Air to Air)、空氣對水(Air to Water)、水對空氣(Water to Air)、水對水(Water to Water)、土壤對水(Ground to Water)及土壤對空氣(Ground to Air)等六大型式，如圖 6 所示。另有配合太陽能板作雙熱源型。國內常用為空氣對空氣(窗型機或分離式冷/暖氣機等)、空氣對水(熱水器等)及水對水(作主機熱回收用途)。對於運用在中央空調系統中，主要運用在加熱需求或周邊環境有熱水需求時設置，以空氣對水及水對水型式較多，其產熱效能比傳統電熱或燃油高出 3~4 倍以上，所以目前運用已相當成熟且有明顯績效，如圖 7 所示。

但熱泵效能主要來至蒸發及冷凝的熱平衡，所以規劃使用上應注意冷能或熱能的取得及使用，若有一方失衡則得不到應有之效能。以往國內中央空調系統規劃熱回收主機時，即時常發生冬季空調主機卸載運轉或不運轉，冷卻熱量回收不足，以致整體加熱系統效能不佳。所以對於中空調系統在熱泵運轉上，亦需作充分調查，以利冷熱平衡使用。因此系統之規劃應注意：

- (A)設備流程規劃：熱泵或和原系統如何做結合。
- (B)取熱來源：現有之廢熱或周遭環境有廢熱源。
- (C)熱水需求量：以冬季需求量或製程需求為基準，選用適當機型及數量。
- (D)設置場所：取熱及排冷是否容易、是否平衡、保溫桶之噸數、數量是否影響建築結構、地下室或頂樓或一樓地面、壓差如何、施工有否障礙、施工安全性等。
- (E)水質：不同地區會產生不同之水質，必要時加裝水處理裝置。

(F)設定運轉時間：依對象之需要時段而設定運轉時間，可將系統運轉儘量設定在離峰時段，以節省電費。

(G)排冷利用：可利用於機房、空調設備進風端、冰機回水側或其他需要改善溫度之處作排放吸熱，以達冷熱雙側的能源節約。

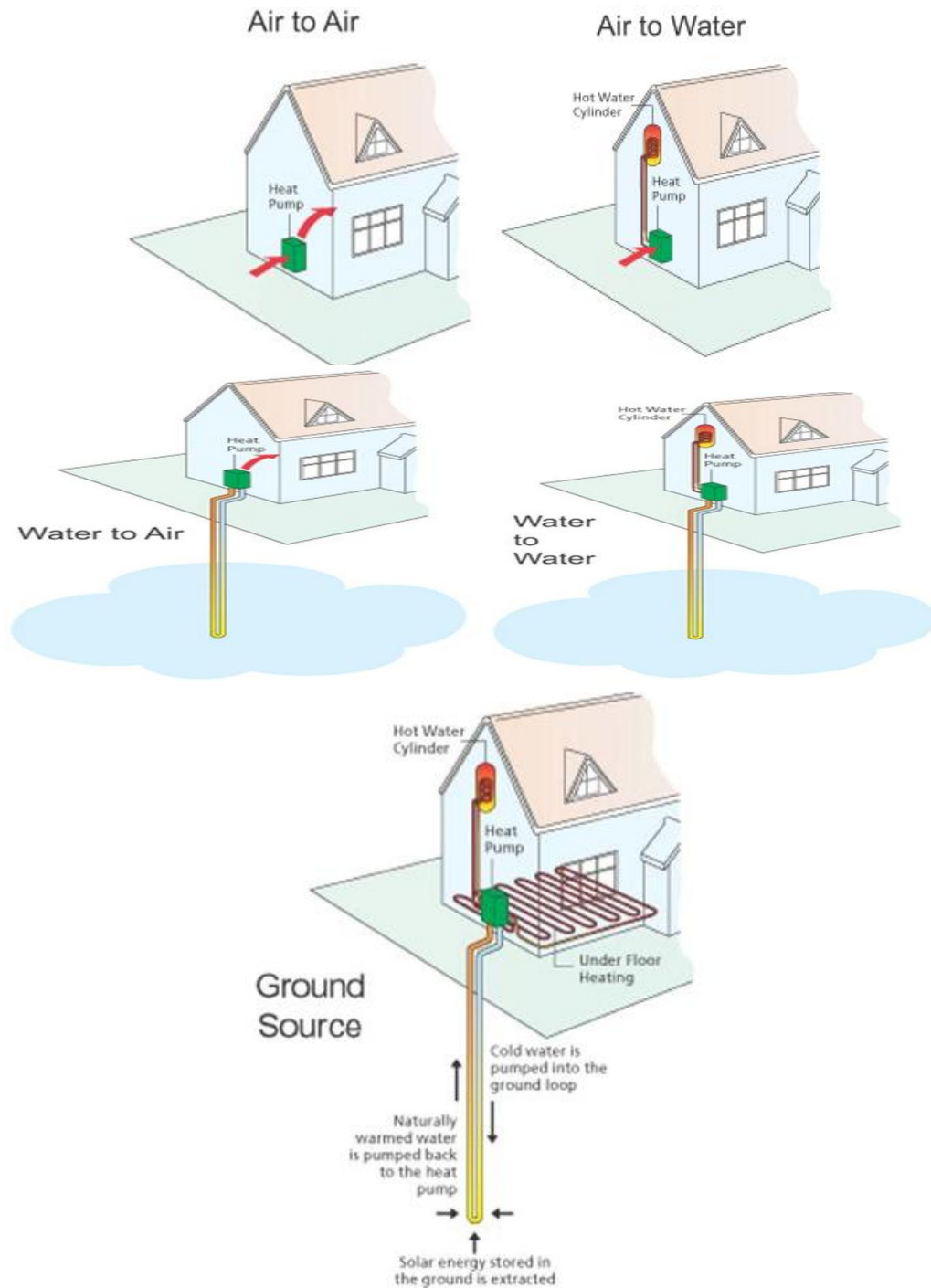


圖 6：熱泵型式示意圖(資料來源：HPA)

| 加熱設備    | 熱值     |       | 平均熱效率COP | 產出熱值  |       |
|---------|--------|-------|----------|-------|-------|
| 電熱水器    | 860    | 仟卡/度  | 90%      | 774   | 仟卡/度  |
| 液化瓦斯熱水器 | 12,000 | 仟卡/公斤 | 75%      | 9,000 | 仟卡/公斤 |
| 柴油鍋爐熱水器 | 8,816  | 仟卡/公升 | 75%      | 6,612 | 仟卡/公升 |
| 天然瓦斯熱水器 | 8,942  | 仟卡/度  | 75%      | 6,707 | 仟卡/度  |
| 小型熱泵熱水器 | 860    | 仟卡/度  | 260%     | 2,236 | 仟卡/度  |
| 大型熱泵熱水器 | 860    | 仟卡/度  | 360%     | 3,096 | 仟卡/度  |

註：熱值依中油公告值。

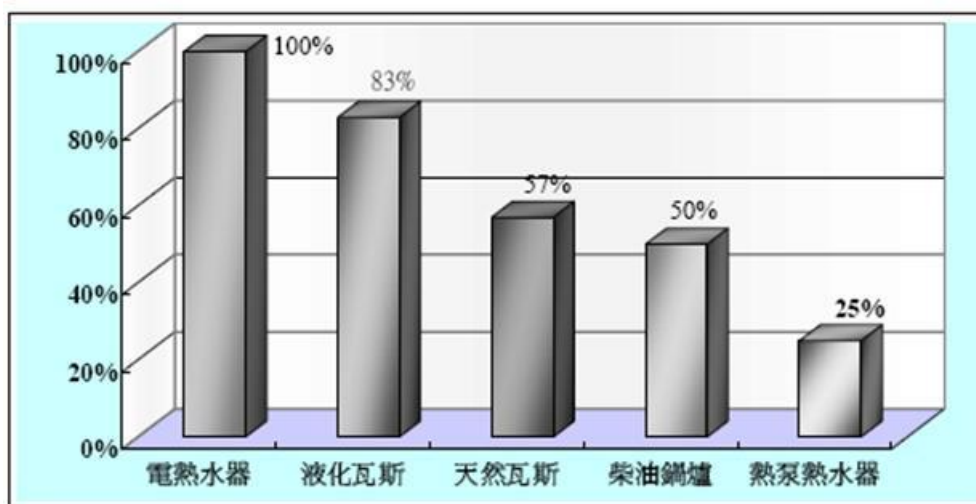


圖 7：不同熱源產生熱水之比較(資料來源：能源局熱泵熱水系統節能技術手冊)

## 2. 水側

早期中央空調系統冰水系統管路的連接大部份是採用定速冰水泵定量通過冰水機組送至現場空氣末端設備(如圖 8 所示)，而末端設備設有溫度控制會控制通過熱交換器冰水量，以往常用三通控制閥(3-WAY Control Valve)使冰水旁通過熱交換器，混水後的回水回到主機，主機依其回水溫度或出水溫度作主機容量調整，完成室內得到適當溫度而主機亦可配合室內負載發揮該有能力，即較低耗能。

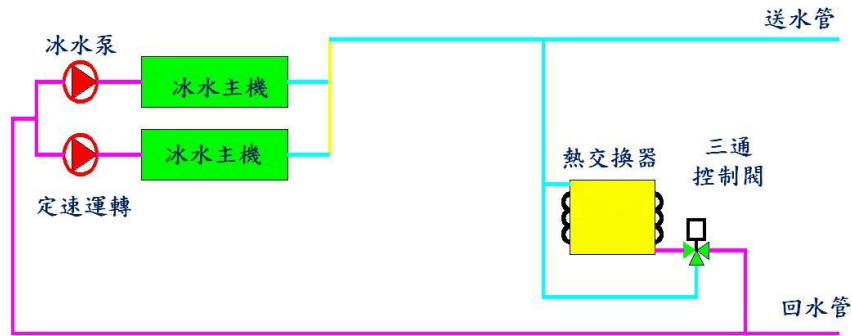


圖 8：傳統式冰水管路系統

隨科技發展設備控制技術進步，冰水管路系統的因應節能觀念也逐漸演進，1988 年開始對於中大型系統，分開成一/二次定頻水泵運轉系統，如圖 9 所示；當空調負載可降低至主機減台運轉時，除主機運轉停止外其相關冰水泵亦可停止，節省冰水泵運轉。而後 1990 年變頻技術的普及，一次定頻/二次變頻冰水管路系統，如圖 10 所示；開始出現，台灣目前中大型空調系統大都是此架構，一次泵對應冰水主機的流量需求，二次泵輸送至空氣末端設備，現場熱交換器的溫度控制之自動控制閥改為二通型(2-WAY Control Valve)，當室內溫度達到需求時控制冰水量的流量，但也因此改變水管管上壓力變化，而利用此變化值作為二次泵變頻依據，進而控制流量，亦是目前最初稱為可變流量管路系統(Variable Water Volume, VVW)。

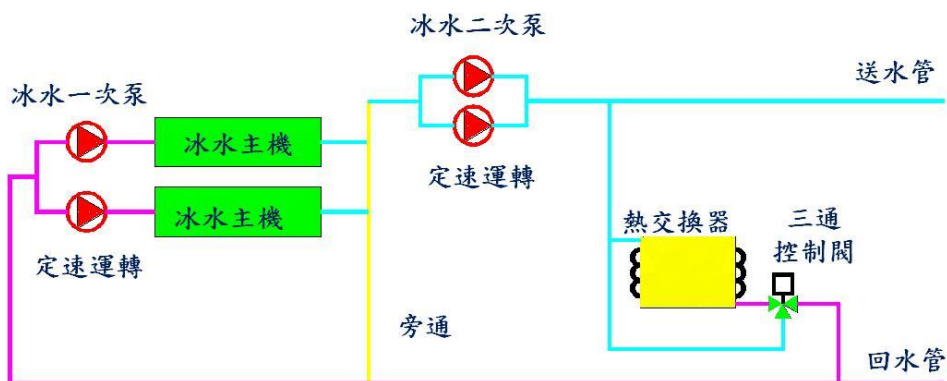


圖 9：一/二次冰水管路系統(1988) (摘錄：ASHRAE 月刊)

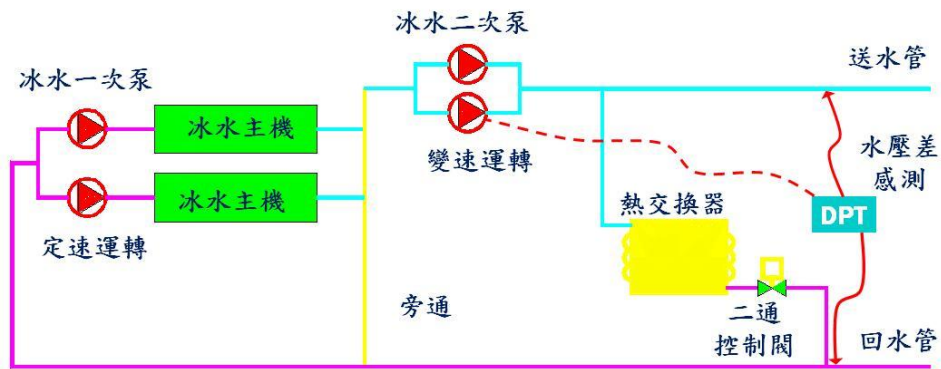


圖 10：一次定頻/二次變頻冰水管路系統(1990) (摘錄：ASHRAE 月刊)

依水泵/風機相似定律(Similarity Law)：

$$Q_1/Q_2 = N_1/N_2$$

$$P_1/P_2 = (N_1/N_2)^2$$

$$HP_1/HP_2 = (N_1/N_2)^3$$

其中，N=轉速、Q=流量、P=壓力、HP=耗電量。

依流量 235CMH、揚程 23m，放入水泵製造商選機程式中，一為單純選機，一採定壓差變頻控制，可得到參考曲線如圖 11 及圖 12 所示；若將單純選機者利用調整閥調整流量到原來 50%，可由表 8 中看出，水泵耗電量由 22.4kW 降至 15.9kW，節能率約 29%；若用變頻，則耗電量由 21.7kW 降至 11kW，節能率達 49%；由此可知使用變頻控制對水泵的節能效率非常顯著。

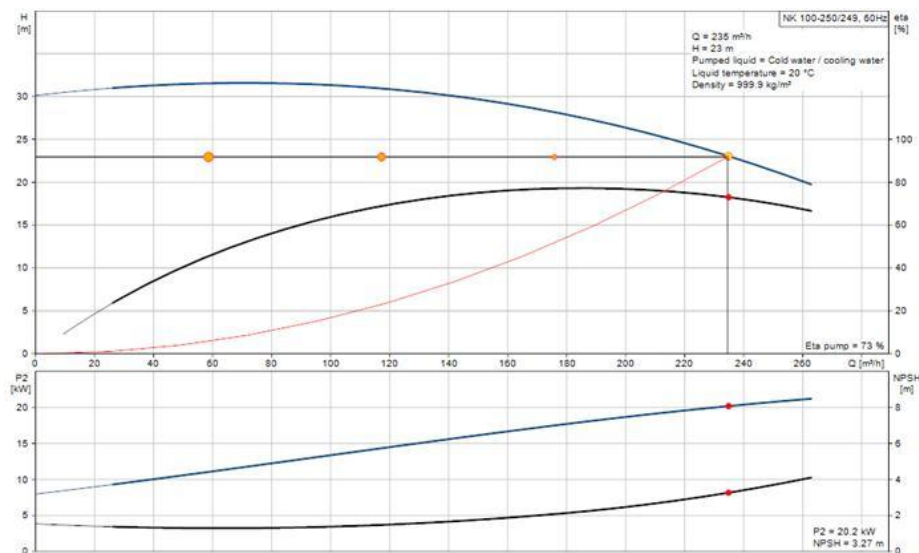


圖 11：水泵選機曲線圖 (曲線：Grundfos Pump)

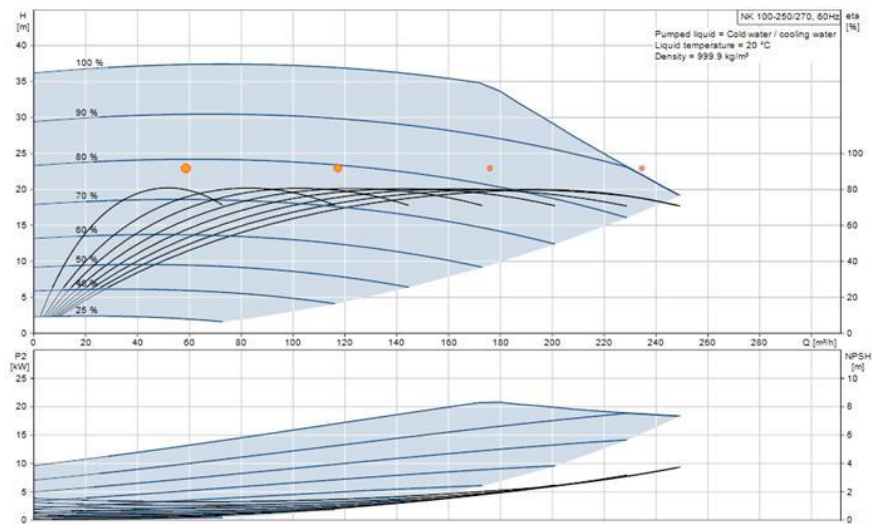


圖 12：水泵變頻控制選機曲線圖（曲線：Grundfos Pump）

表 8：變頻水泵功能選機表

|         | 無變頻功能選機 |      |      |      | 變頻功能選機 |      |      |      |
|---------|---------|------|------|------|--------|------|------|------|
| 流量(%)   | 100     | 75   | 50   | 25   | 100    | 75   | 50   | 25   |
| 揚程(%)   | 101     | 123  | 135  | 137  | 100    | 100  | 100  | 100  |
| 耗電量(kW) | 22.4    | 19.4 | 15.9 | 12.3 | 21.7   | 15.5 | 11   | 8.27 |
| 效率(%)   | 65.8    | 69.4 | 62.0 | 41.0 | 67.7   | 71.2 | 66.5 | 44.3 |

而實務調整上為考量末端供水足夠狀況下，一般採定壓差作水泵控制基準值，水泵耗電曲線可參考圖 13 所示。另隨流量改變，管路及設備壓損也會改變，所以在現場調整時，可改變水壓差基準值來滿足系統，則水泵耗電量可得到更低的耗能量，如圖 14 所示。但一般不可能讓水泵降頻至 30HZ 以下(依馬達製造商建議為準)而影響馬達散熱，造成馬達故障。

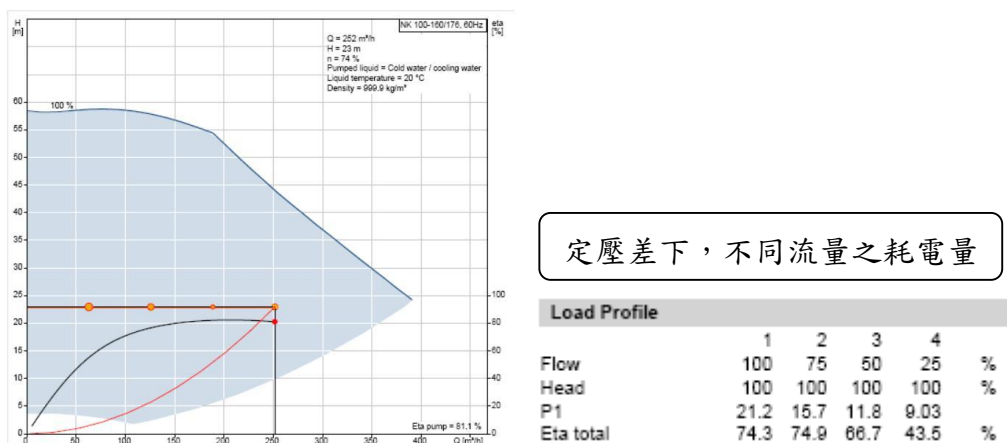


圖 13：定壓差水泵變流量運轉示意(曲線：Grundfos Pump)

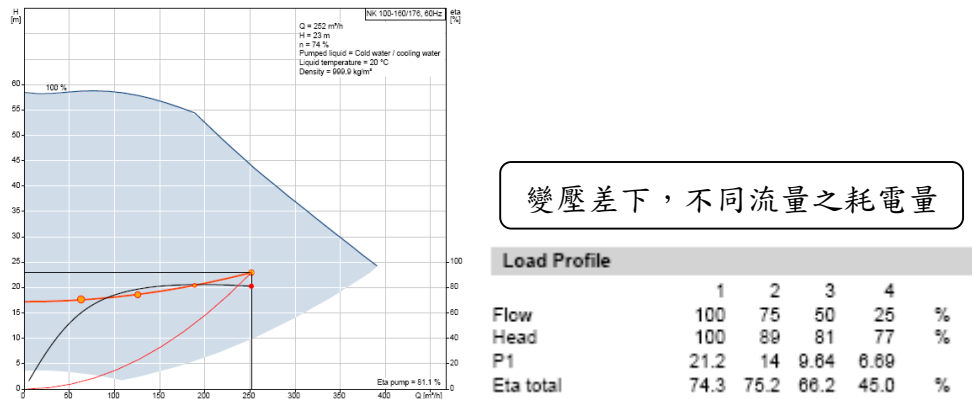


圖 14：變壓差水泵變流量運轉示意(曲線：Grundfos Pump)

1996 年，冰水主機控制技術的提升，管路系統設計上開始使用一次側冰水泵直接變頻控制流量(如圖 15 所示)，減少二次泵的設置並改善一次泵的運轉效率，加上冰水主機開始運用變頻作容量控制，大幅提升冰水側運轉效能。1997 年開始直接對各台冰水主機量測進出兩端水壓差(如圖 16 所示)，減少流量計的誤判，造成流量過低情況。但此控制方法，冰水主機製造廠商提供的最小流量或壓差準確性資料就非常重要。

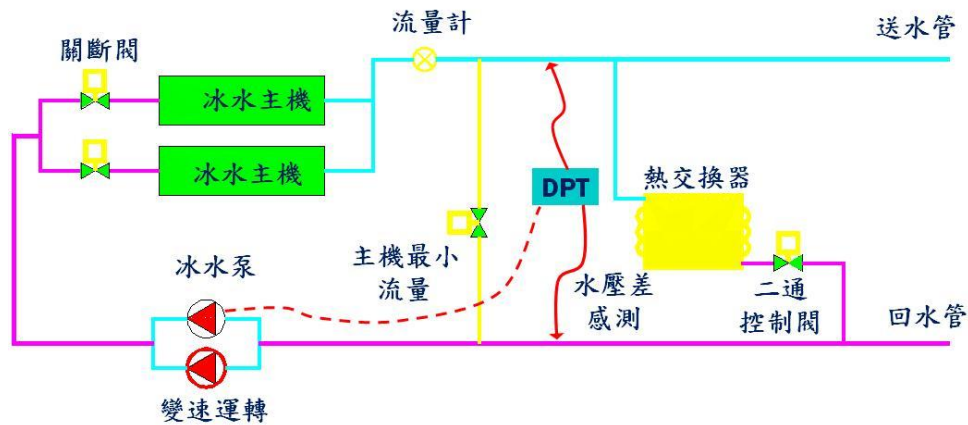


圖 15：變頻冰水管路系統，1 型(1996) (摘錄：ASHRAE 月刊)

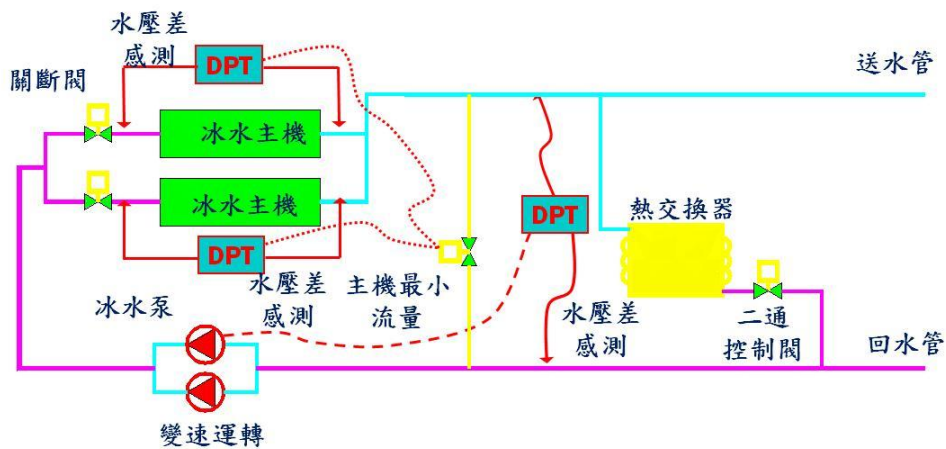


圖 16：變頻冰水管路系統，2 型(1997) (摘錄：ASHRAE 月刊)

國內中央空調系統冷卻水側通常是開放系統，所以對於流量的控制相對簡單，通常直接用出水溫度作為變流量作為基準(參考圖 17 所示)，但同樣需注意上敘的操作限制。

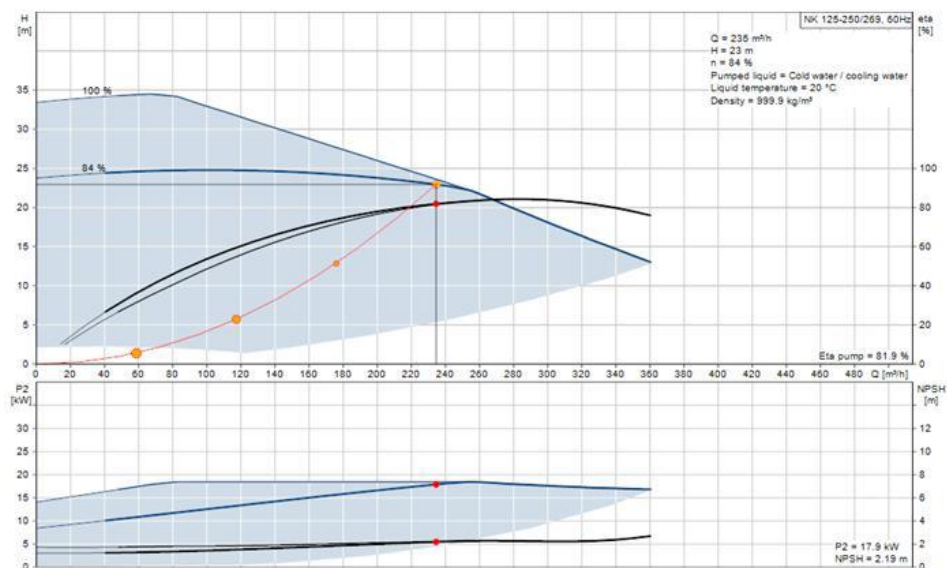


圖 17：溫度控制水泵變流量運轉示意(曲線：Grundfos Pump)

目前水泵製造商在節能上並非只專注在水泵全載效能或外掛變頻運用上，部份國外廠商對於自家產品直接配置智慧變頻無感測器功能，將水泵的性能曲線設計在水泵控制器的記憶體內。水泵控制器並具有保存控制曲線和預置低流量下的最低系統揚程要求。運轉時，無感測器控制器負責監測功率和水泵轉速，建立系統的流量要求，並對水泵進行控制，從而確保運行點沿著控制曲線移動。隨著系統二通閥開啟和關閉，控制器會自動調整水泵速度，來滿足系統需求，同時確保泵在控制曲線上以最低速度運轉，使生命週期的成本降至最低。如圖 18 所示。

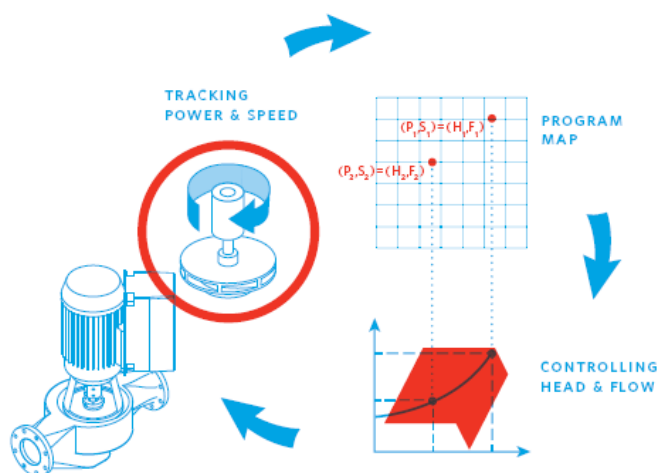


圖 18：無感測器控制器變頻水泵示意圖 (摘錄：Armstrong Pump)

### 3. 系統整合應用

中央空調系統的節能改善往往是偏重在單項討論上，但整體的運轉卻是息息相關，所以以往透過規劃設計再逐一整合控制，目前國內外製造商及控制廠商已開始發展整併的空調機房控制模式(Chiller Plate Control)，以達到機房能耗最佳化，如圖 19 所示。就空調機房的邊界範圍通常包括冷卻水塔、冷卻水泵浦、冰水機、冰水泵浦(一次側及二次側)。圖 20 所示為使用不同型態的冰水主機系統之運轉性能比較圖。目前國內舊有或設計不良系統的效率多數約在 1.0 kW/RT 以上，若以改善至「尚可」範圍為目標(效率<0.85kW/RT)，至少可以有 15%的改善潛力，例如執行適當的運轉策略調整、必要的改善措施，定期進行系統檢查執行必要之維護保養、管路(含熱交換器)清潔等方式，都可達到提升系統性能的目的。

對於現場操作者而言，空調負荷與氣候狀況、機台或人員負載等有關變數皆受制於外在因素，因此在負荷變動的條件下，要提高空調機房的性能主要在於操作人員的因應措施。以往操作人員僅能依據前輩或者自己累積的經驗來調整操作方式，如果能將空調機房的運轉資訊及性能參數及時提供給操作人員參考，其運轉對策將有所依循。

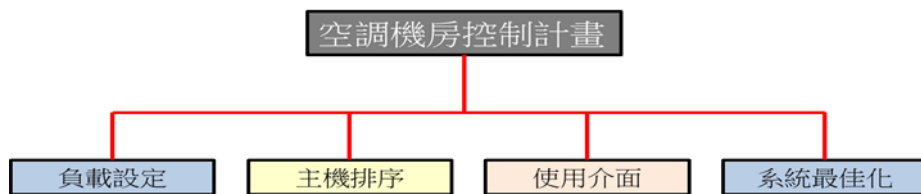


圖 18、空調機房控制模式(Chiller Plate Control)

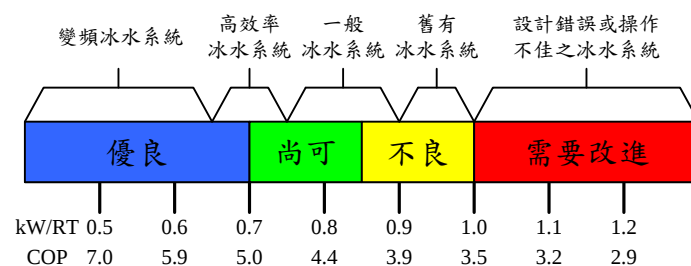


圖 20、不同型態之冰水系統性能指標比較

圖 21 是因應空調機房耗電設備整合而成之群體控制模式。透過控制邏輯的建構及已內建的資料庫，將系統上安裝必需的感測器及保護開關，僅需輸入必要的運轉數據，整體機房運轉即可依原資料庫建置模式進行最佳運轉；運轉後透過量測及驗證，驗證其效能再作必要調整，達到機房整體運轉效能提高。圖 22 提供一簡單流程供查核參考。

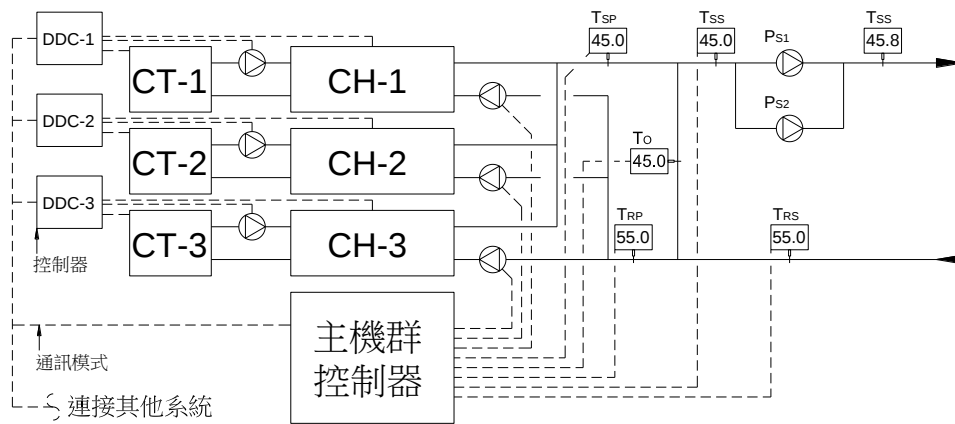


圖 21：空調機房群體控制流程圖

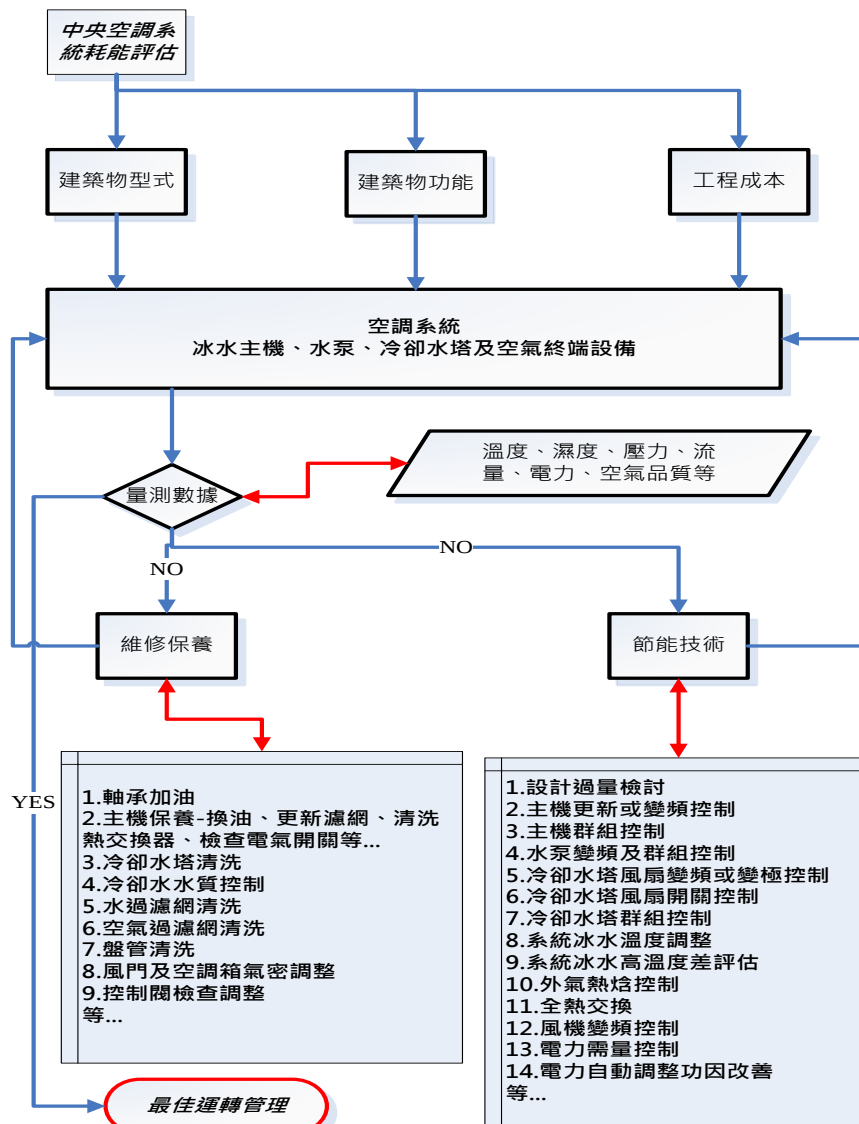


圖 22：空調系統改善建議及管理流程圖