

台灣電力公司
104年度空調運用技術研討會

空調系統節能技術

主 講 人：陳 輝 俊

中華民國冷凍空調技師公會全聯會 理事長

新北市綠色能源產業聯盟 理事長

地點：台中市自由路二段86號

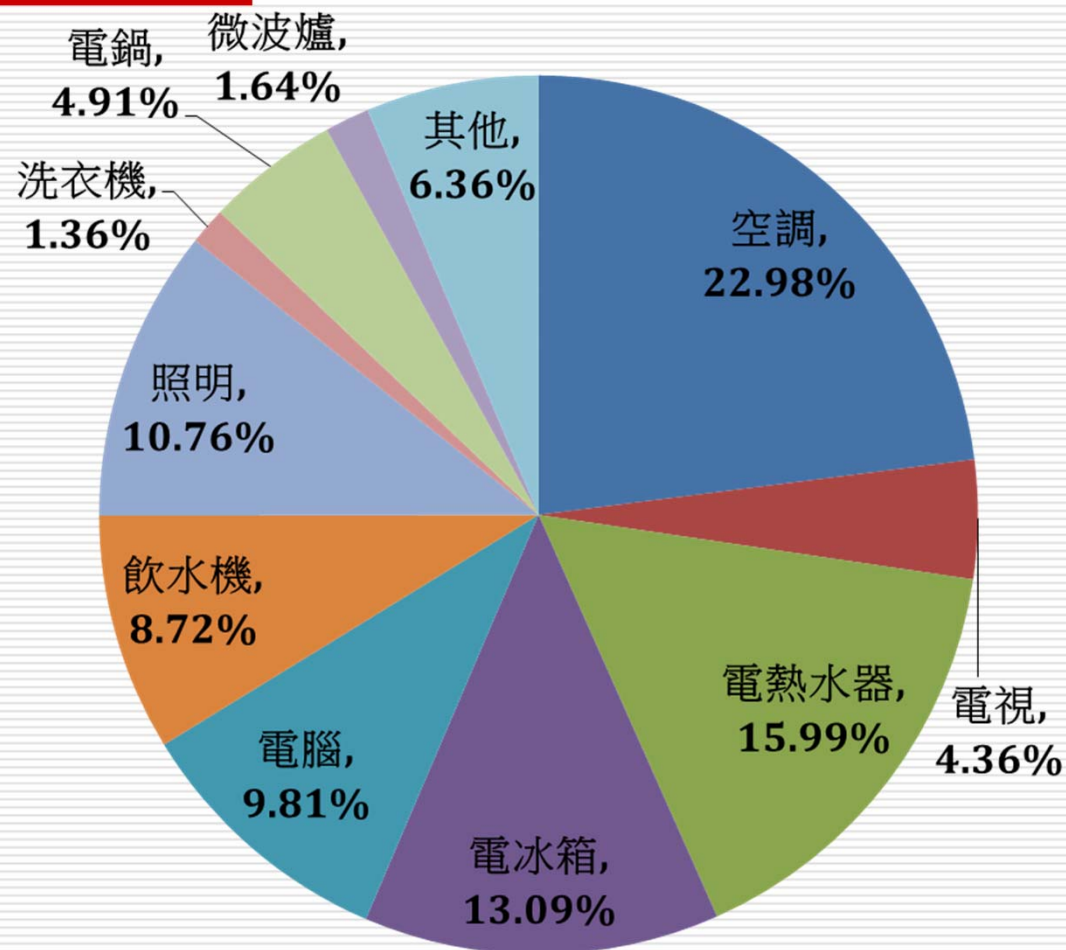
時間：2015年07月23日

空調系統節能技術

- 各建築類型能源使用狀況說明
- 空調系統介紹
- 空調系統節能措施與原理
 - 空氣側
 - 冰水側
 - 冷卻水側
- 冰水管路系統平衡與節能分析
- 儲冰系統介紹

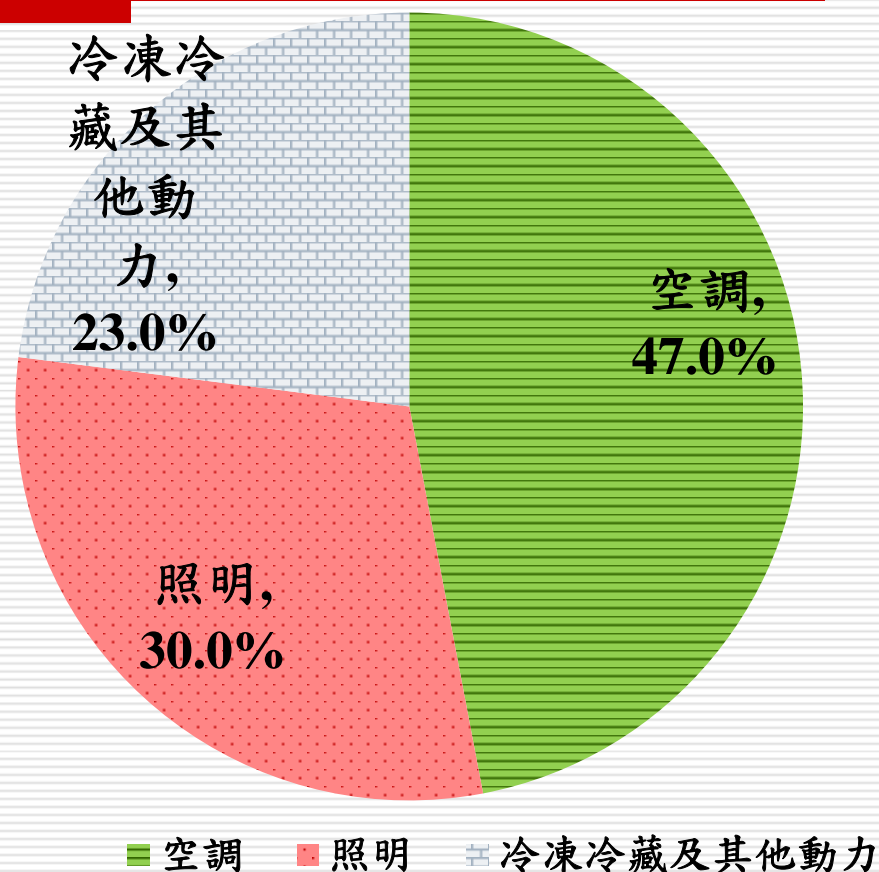
家庭建築能源使用狀況示意圖

- 一般家庭耗電前五名之電器為**空調**、**電熱水器**及**電冰箱**、**照明**及**電腦**。
- 目前已補助汰換之家電產品項目為**空調**、**電冰箱**、**電視機**及**洗衣機**。

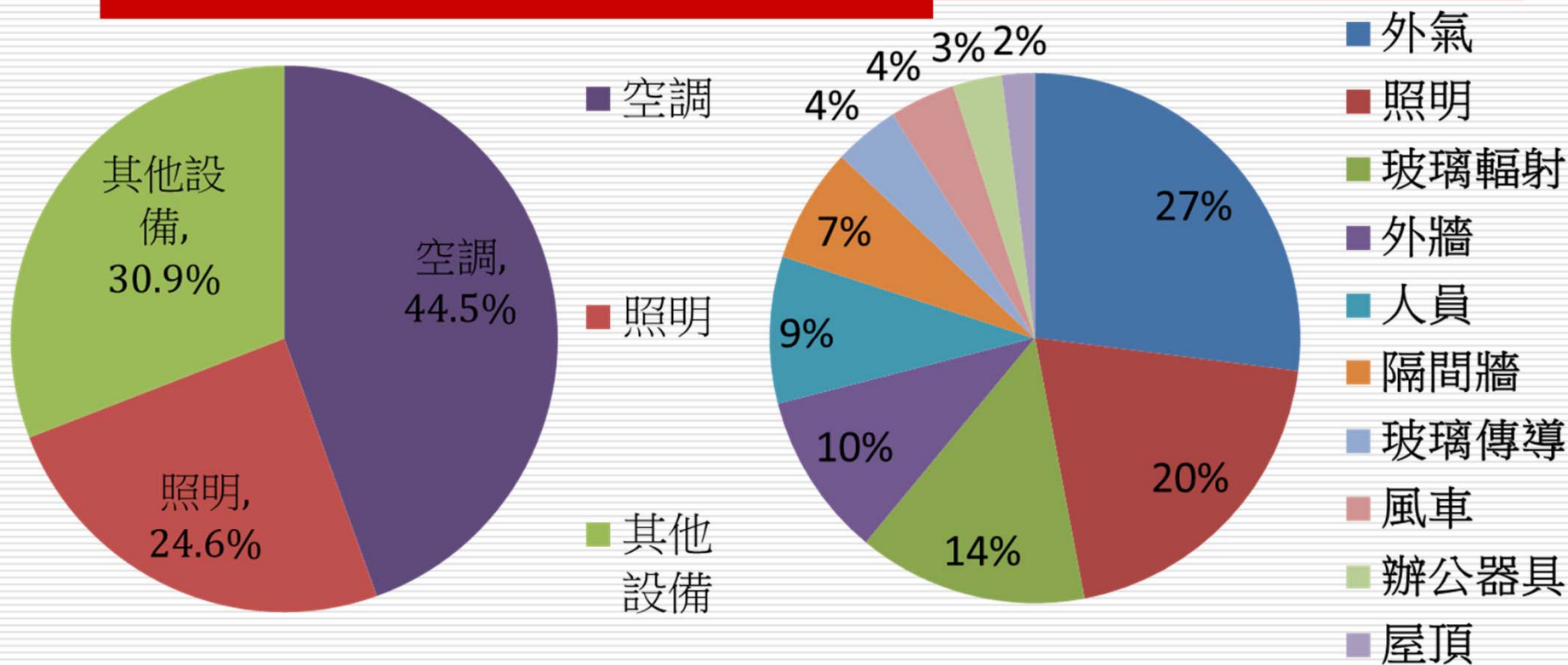


購物中心建築能源使用狀況示意圖

- 訪測調查國內營運中之14家購物中心，經統計結果顯示，空調約佔47%、照明約佔30%、冷凍冷藏與其他動力設備約佔23%，可見空調及照明之耗電為主要耗能。



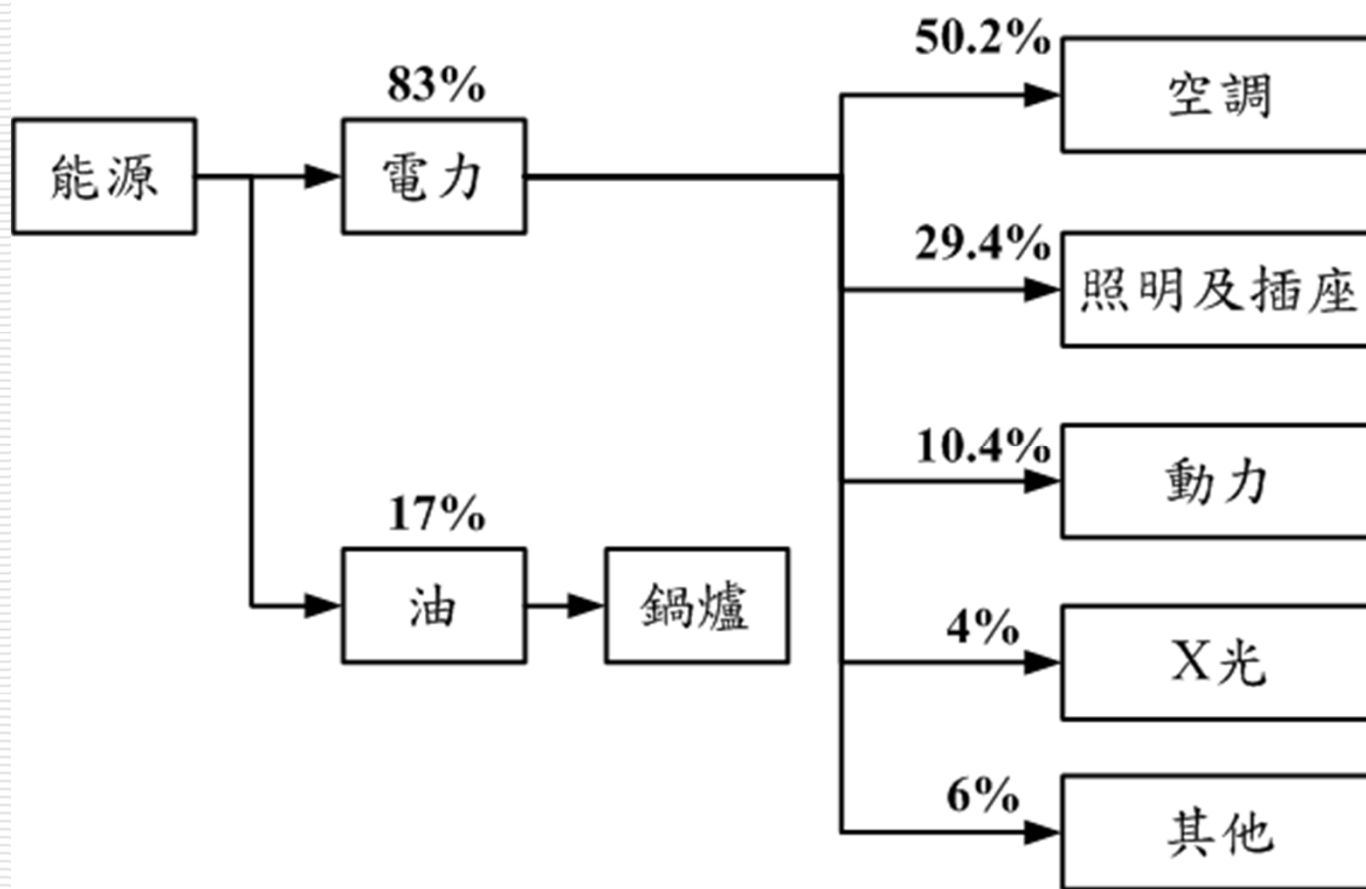
辦公大樓建築能源使用狀況示意圖



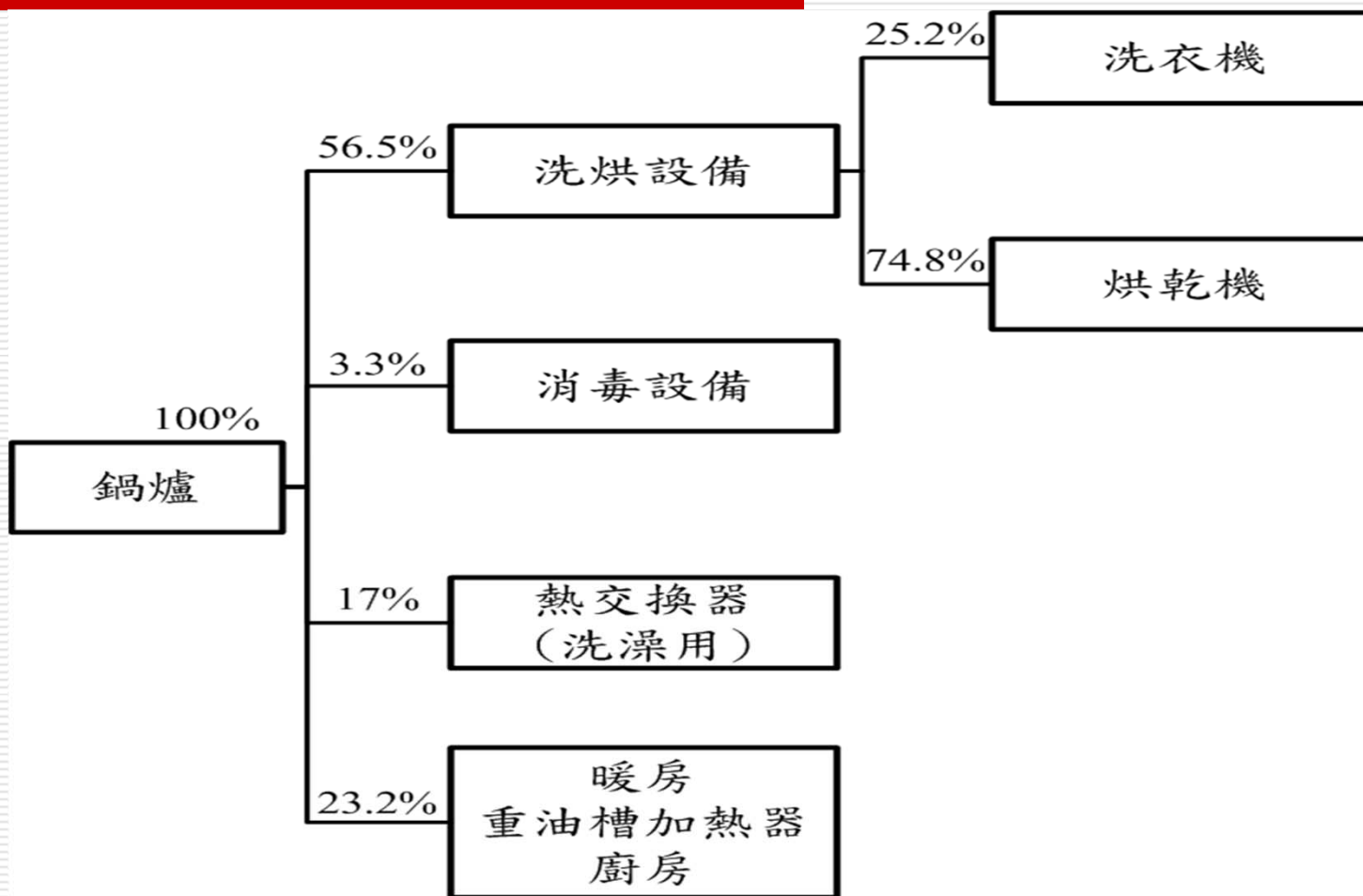
辦公大樓能源使用分類

空調負載來源

醫院建築能源使用狀況示意圖



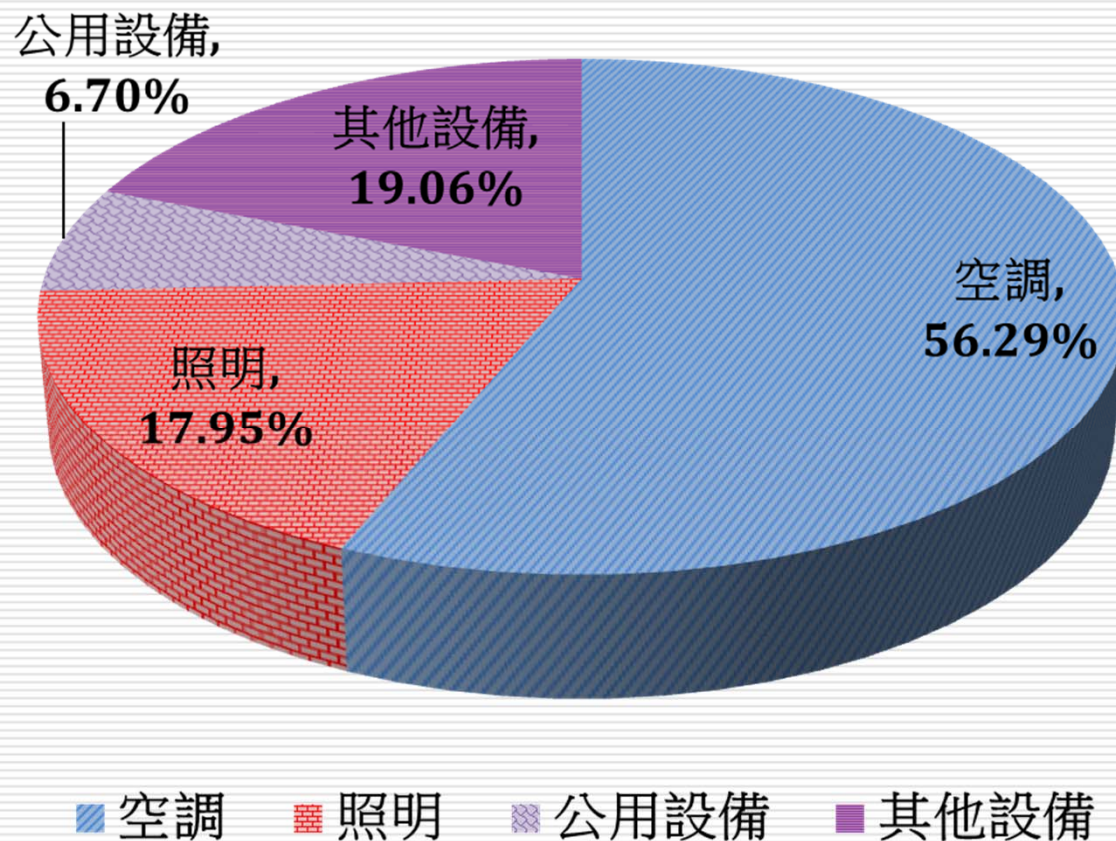
醫院建築能源使用狀況示意圖



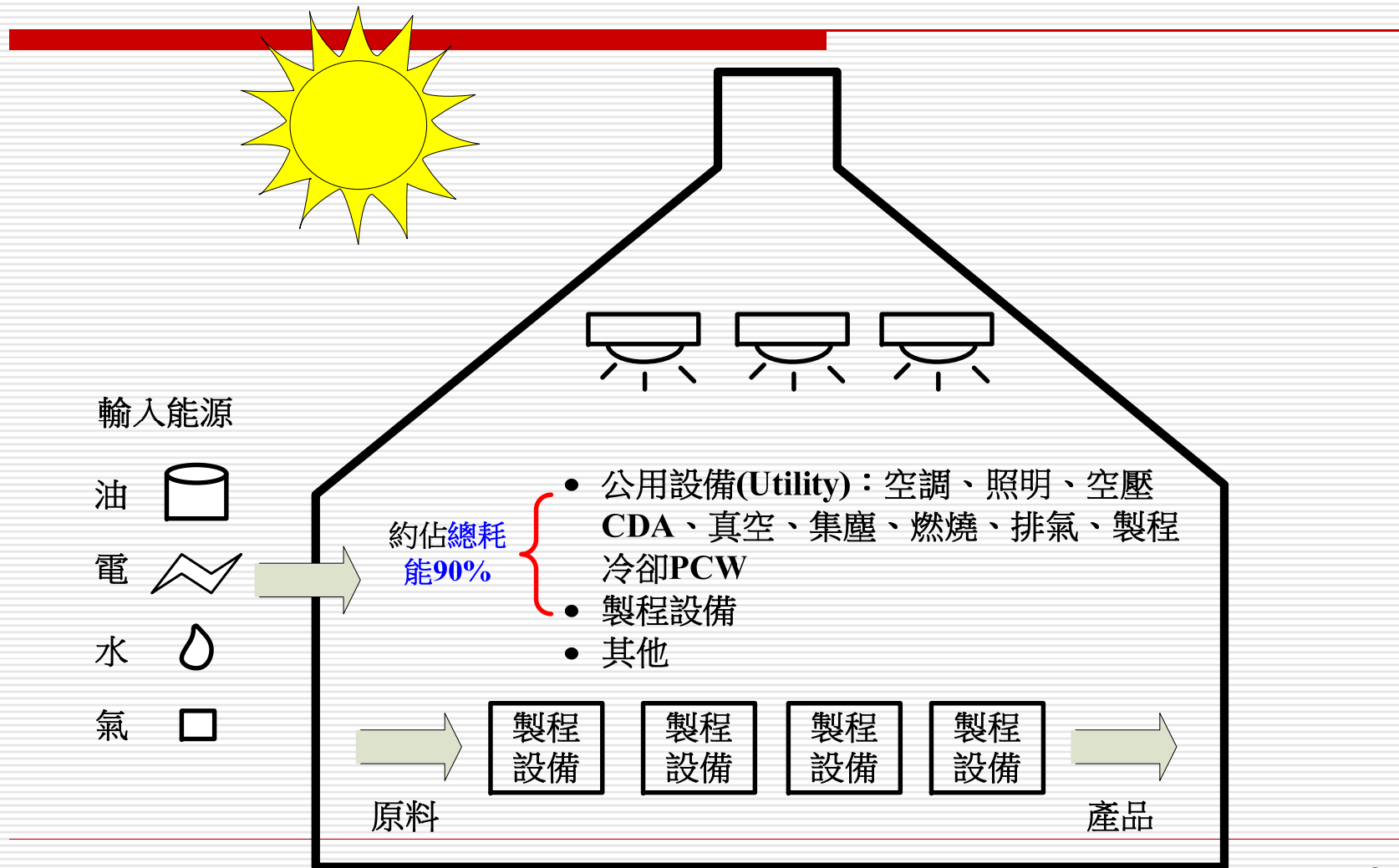
政府機關建築能源使用狀況示意圖

□ 其他設備中，因電腦科技的進步，其終端設備已占其他設備的44.65%，是值得重視的能源消耗。

政府機關能源使用狀況



工業部門建築能源使用狀況示意圖



台灣節能績效保證專案(ESPC)示範成效

- 經濟部能源局95-103年節能績效保證專案示範推廣共補助中央及地方政府行政機關、公立醫院、公立學校、低碳社區、(連鎖)服務業等**113件**。
- 改善項目分別為空調、照明、熱泵、能源管理及其他節能措施等。
- 節能效益為節省油當量約為**2.43萬**公秉油當量/年、減碳量約為**6.06萬**噸CO₂/年，節省金額約為**3.45億**元/年，平均節能率為**54.52%**。

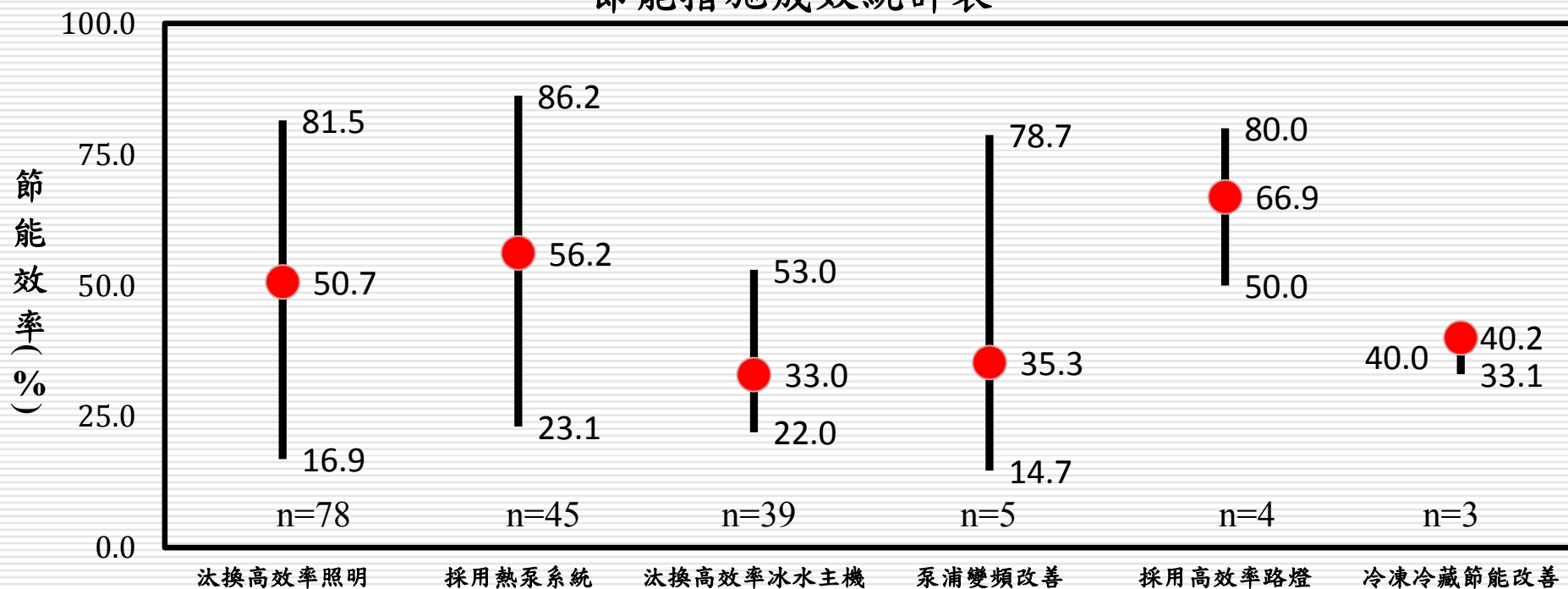
類型	家數	專案總金額 (億元)	補助金額 (億元)	平均節能率 (%)	節省能源量 (kloe/年)	降低CO ₂ /年 (噸)	節省金額 (億元/年)	平均回收 年限(年)
政府機關	18	2.234	0.644	52.87	2720.93	6827.83	0.34	5.16
公立醫院	17	2.386	0.715	55.64	3889.23	9789.61	0.54	3.80
公立學校	31	5.443	1.451	55.58	5201.70	13009.30	0.82	5.18
低碳社區	8	0.088	0.043	62.70	253.72	636.22	0.03	1.85
服務業	39	7.555	2.248	52.26	12319.38	30353.07	1.72	3.79
合計	113	17.705	5.100	54.52	24384.96	60616.03	3.45	4.25

台灣節能績效保證專案(ESPC)示範成效

n：採次用數

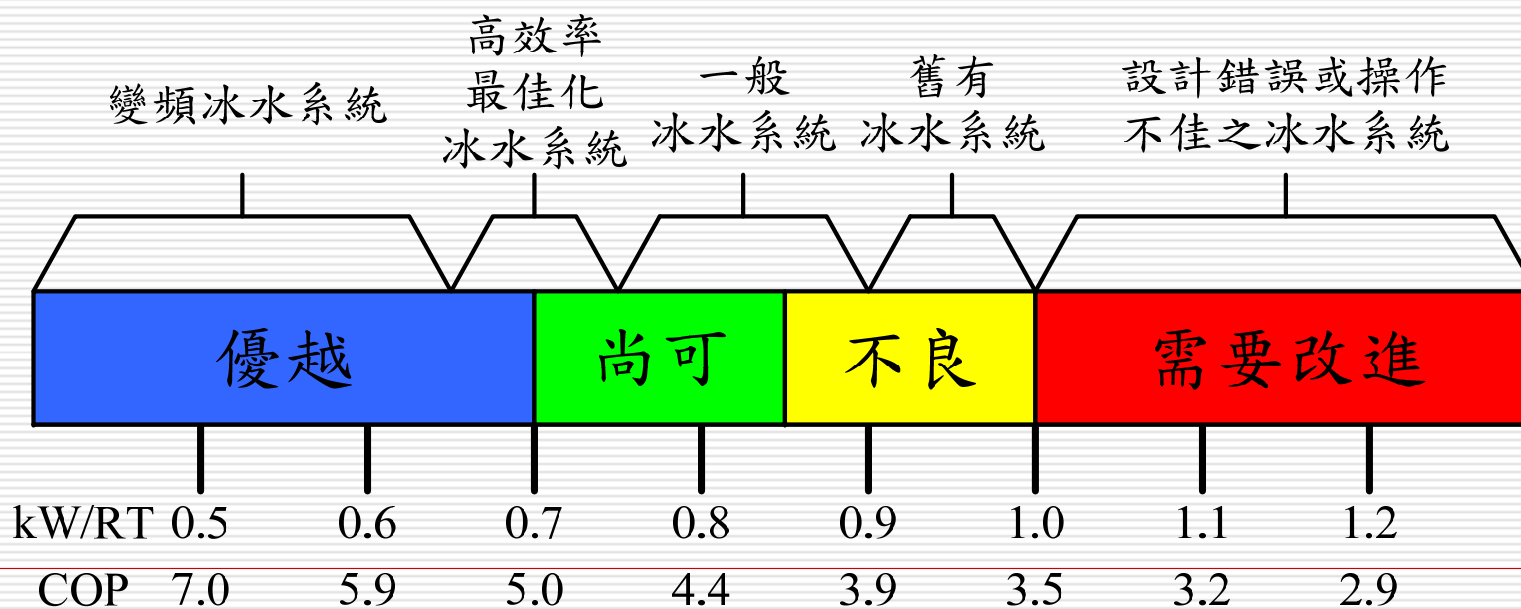
●：中位數

節能措施成效統計表



空調系統性能指標

- 分析系統的節能潛力時，應針對系統效率做整體的調查與檢測，了解系統耗能的分佈狀況外，進而探討系統中可以進行節能之處，並針對各系統與項目提出適合的節能措施。



不同冰水系統之性能指標

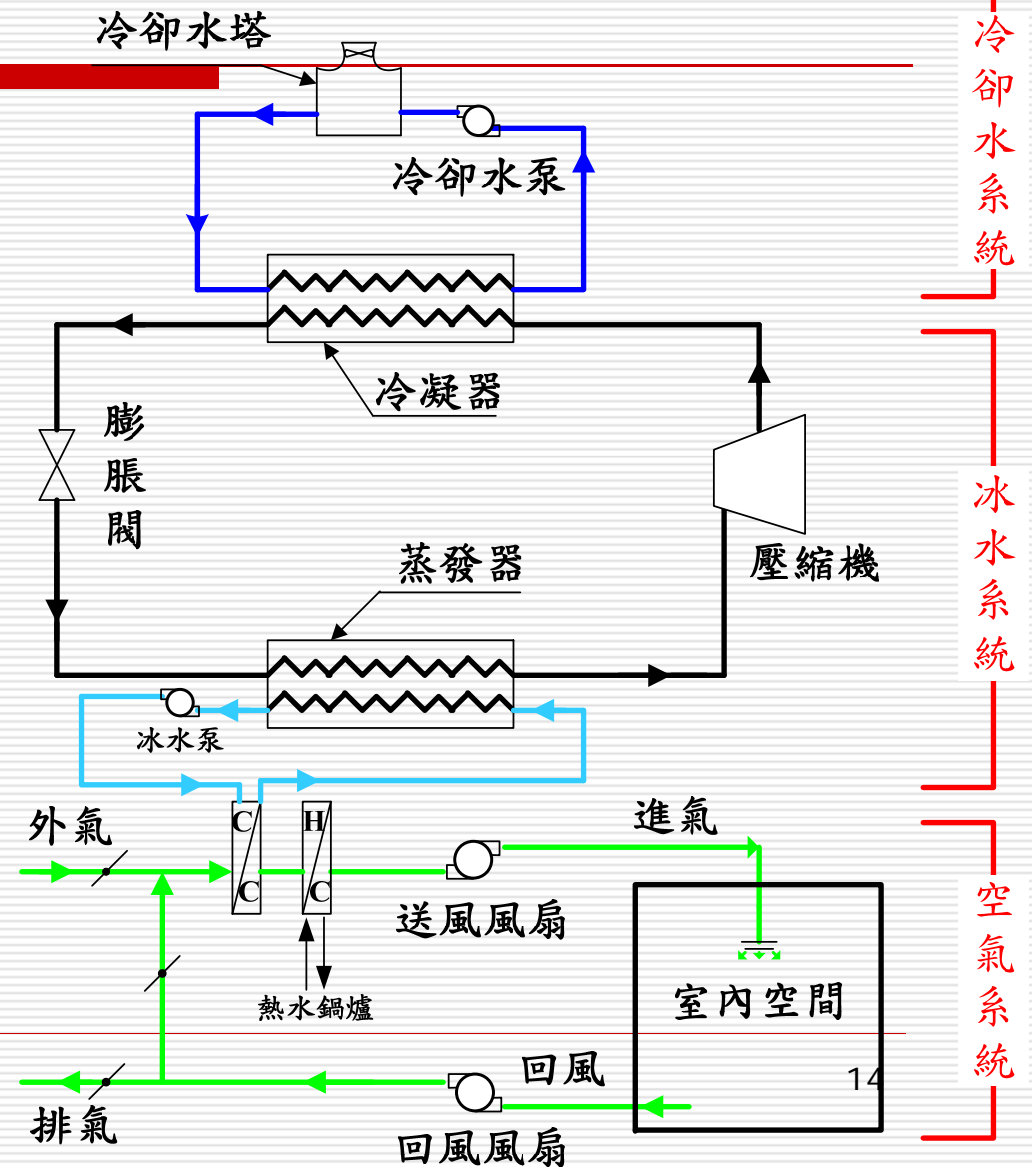
空調冰水主機能效標準

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 (EER)kcal/ h-W	性能係數 (COP)	能源效率比 值 (EER) kcal/ h-W	性能係數 (COP)	
水冷式	容積式 壓縮機	<150RT	3.50	4.07	3.83	4.45
		$\geq 150RT$ $\leq 500RT$	3.60	4.19	4.21	4.90
		>500RT	4.00	4.65	4.73	5.50
	離心式 壓縮機	<150RT	4.30	5.00	4.30	5.00
		$\geq 150RT$ <300RT	4.77	5.55	4.77	5.55
		$\geq 300RT$	4.77	5.55	5.25	6.10
氣冷式	全機種	2.40	2.79	2.40	2.79	

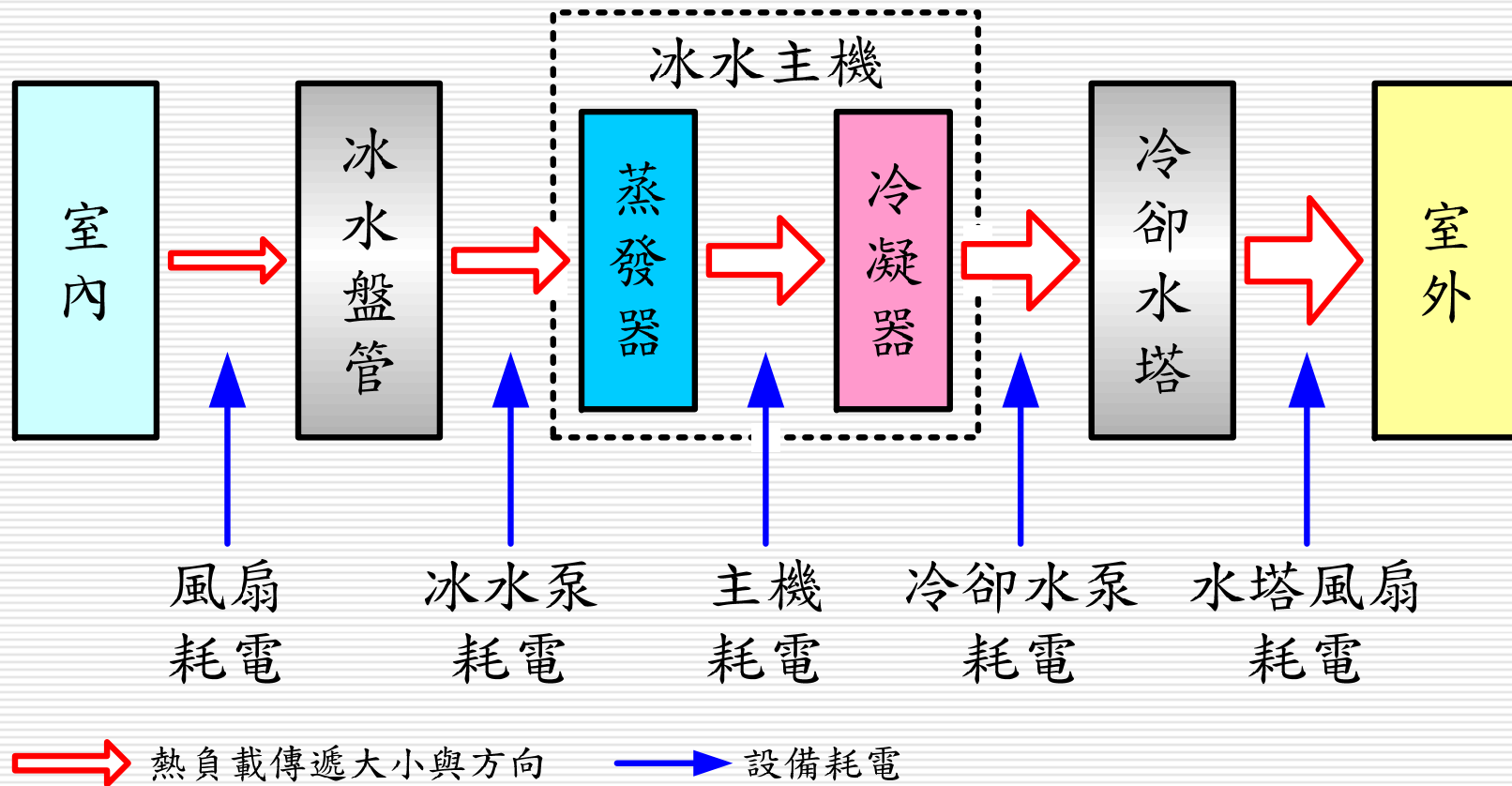
資料來源：經濟部能源局，2013-03-18更新

空調系統介紹

- 空調系統主要是由空氣、冰水、冷卻水三系統所組成。
- 根據空調負荷的變化，調整空氣流量、冰水流量與冷媒流量以滿足空調需求。



空調系統介紹



中央空調系統負載傳遞示意圖

空調系統介紹

- 傳統空調系統均採過大設計的方式來決定系統設備規格，因而導致：
 - 初設成本較高
 - 空調系統長期處於低效率狀態運轉，必須付出較多的運轉成本。

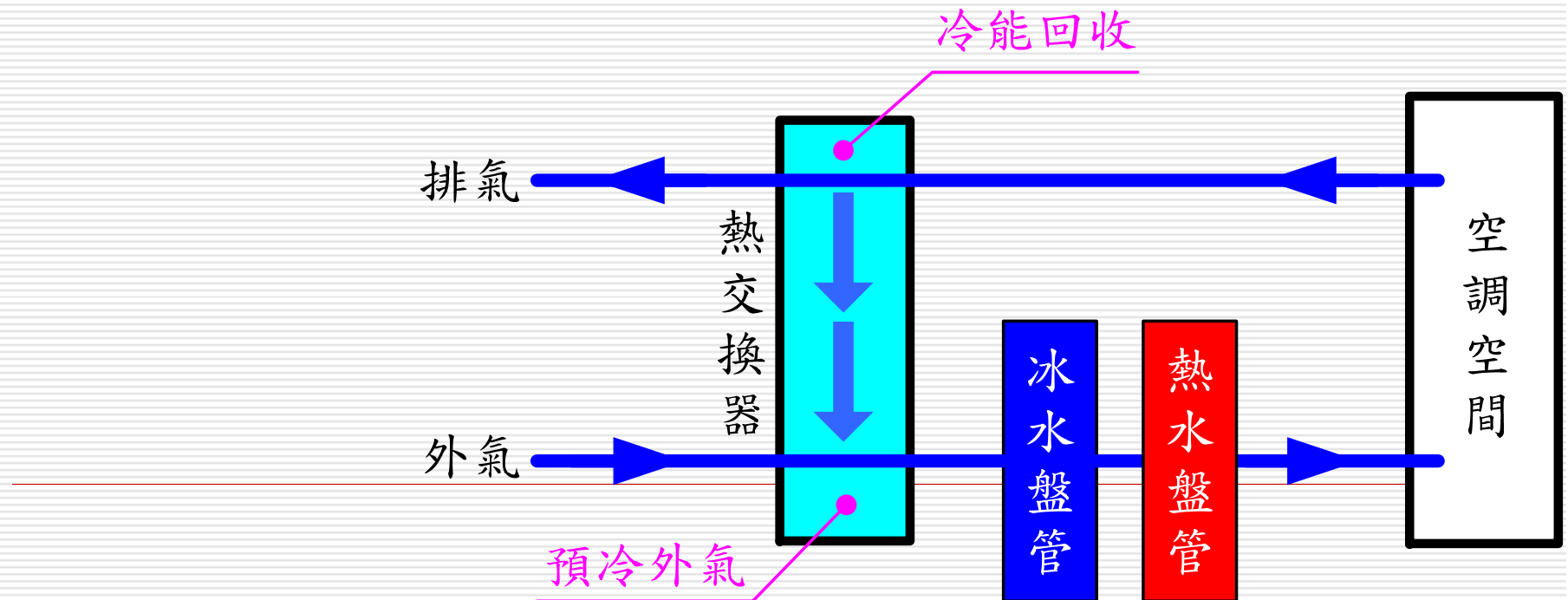
空調系統介紹

- 一般進行空調系統的設計時，並未考慮相關的節能措施，且疏忽整個系統的平衡及控制點的設定與調整，往往導致設備於不當的條件下運轉，使得空調空間的溫度不均、不能滿足空調要求、設備過於耗電。
- 因此透過系統的診斷與節能措施的實行，既有的中央空調系統中具有很大的節能空間。

空氣側節能措施與原理

1. 排氣冷能回收

- 一般外氣空調系統乃是將室內排氣直接排放於大氣之中，由於室內排氣屬於低溫且乾燥，若能夠將其冷能回收，用以預冷進入空調箱的外氣，將有助於節省冰水主機之耗電。



空氣側節能措施與原理

2. 風機變頻

□ 變頻簡介

■ 轉速與頻率之關係

$$n = \frac{120f}{P}(1 - S)$$

其中 n 為轉速，rpm； f 為電源頻率，Hz； P 為馬達極數； S 為轉差率(slip)。

空氣側節能措施與原理

- 馬達變頻過程中，為避免磁通飽和的情形發生，並且能仍提供負載所需的轉矩，則磁通需保持恆定。
- 其中感應電動勢、頻率與磁通量三者間的關係為

$$E = 4.44 K_w f \phi N$$

$$\phi \propto \frac{E}{f}$$

其中 E 為每相感應電動勢，V； K_w 為繞組因數； N 為定子繞組匝數； ϕ 為每相磁通量，Wb。

空氣側節能措施與原理

- 馬達在正常頻率運轉時，定子阻抗所造成的壓降相較於感應電動勢 E 顯得很小，可以忽略，因此定子相電壓 U 近似於感應電動勢 E

$$\phi \propto \frac{E}{f}$$

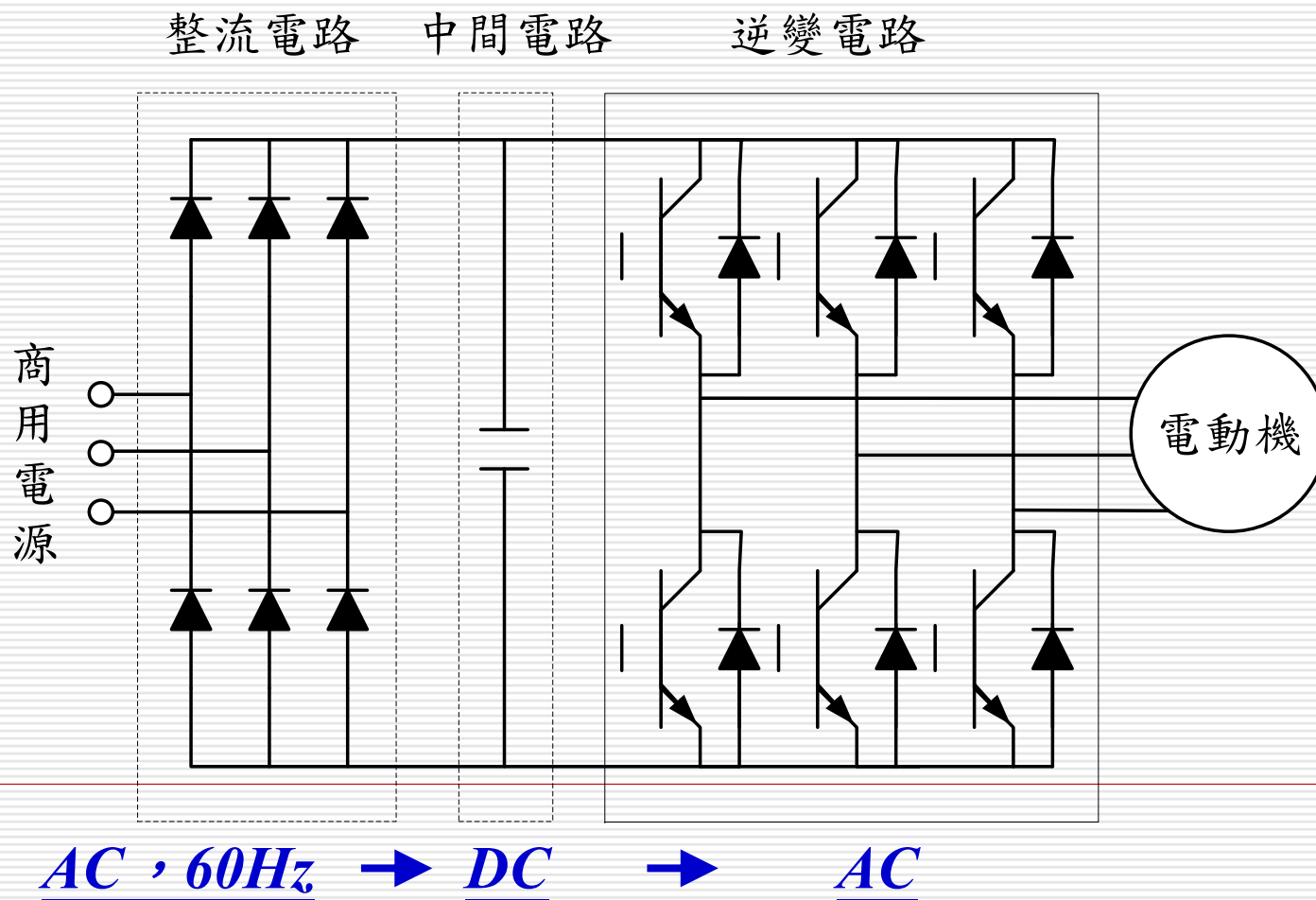
$$\phi \propto \frac{U}{f}$$

- 因此馬達進行變頻調速時，在改變頻率的過程中同時改變電源電壓，將可達到恆定磁通變頻調速之目的，此方式稱為Variable Voltage Variable

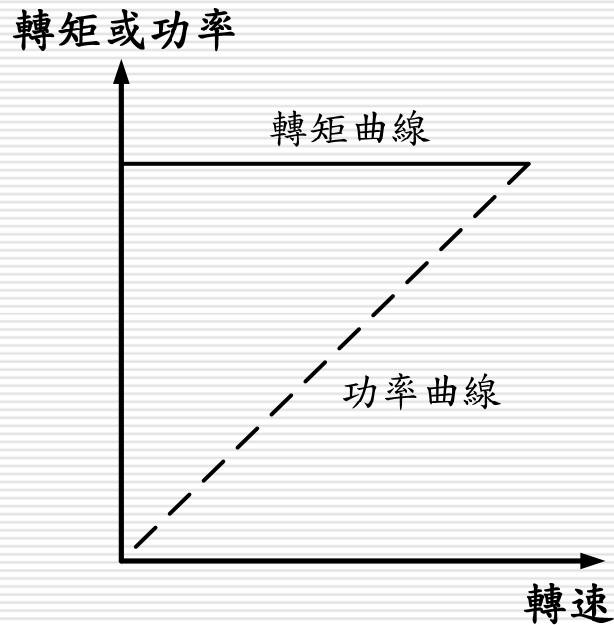
Frequency，簡稱VVVF。

空氣側節能措施與原理

■ 變頻器組成

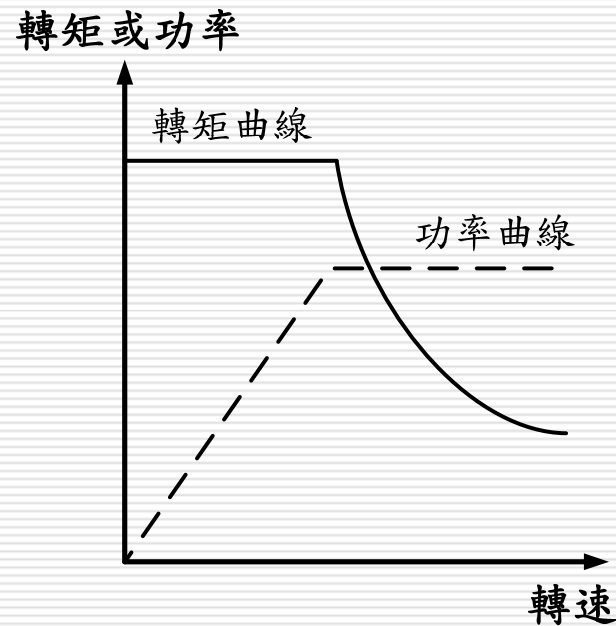


空氣側節能措施與原理



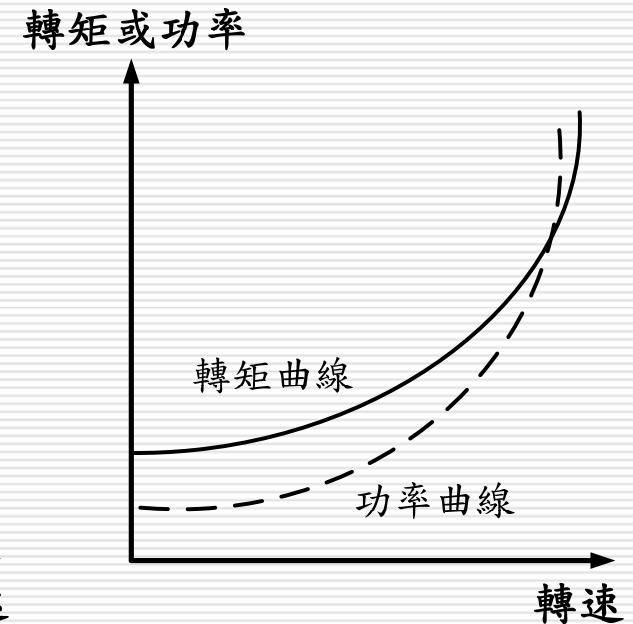
定轉矩負載

功率正比於轉速
無節能空間



定功率負載

功率恆定
無節能空間



二次方降轉矩負載

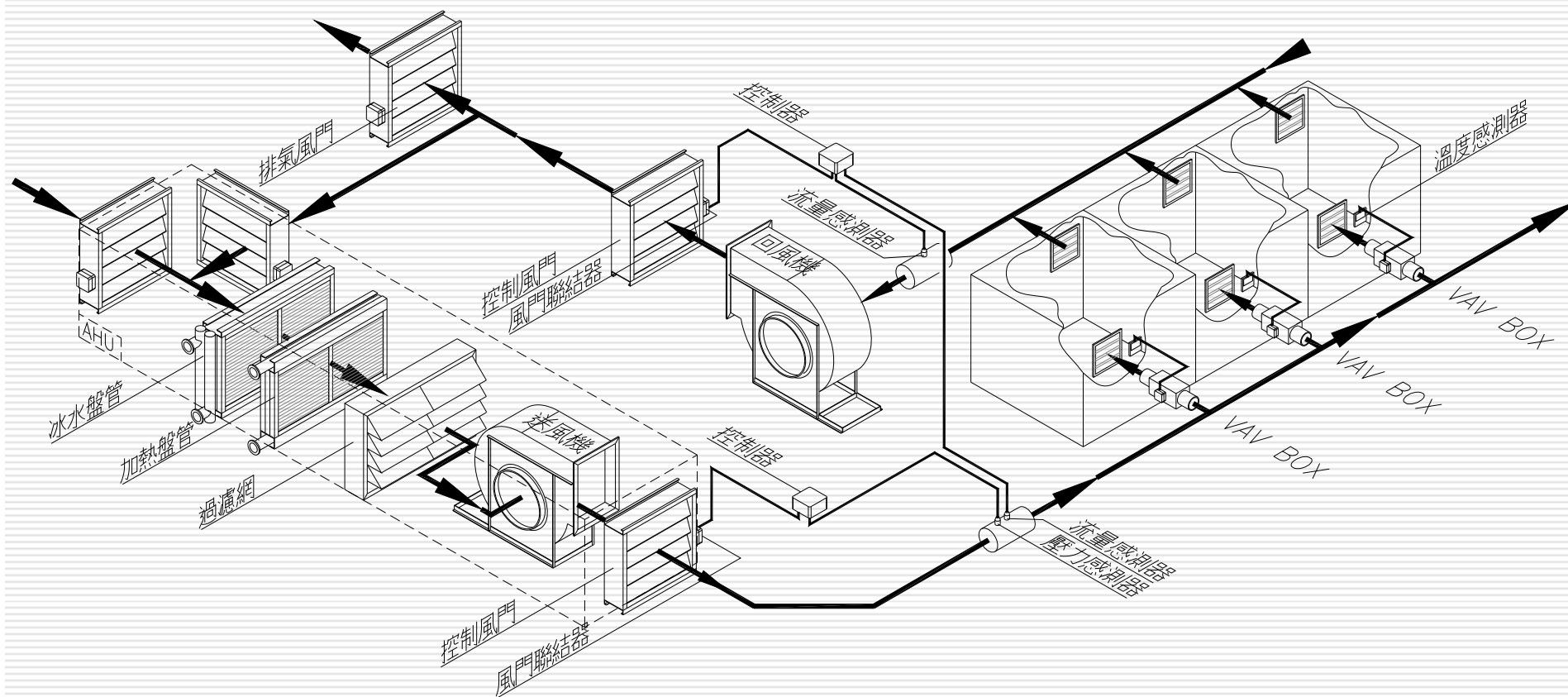
功率正比於轉速三次方
節能空間大₂₃

空氣側節能措施與原理

2. 風機變頻

- 中央空調系統主要是利用風機來驅動空氣的流動，其中空氣風量大小的控制主要可以分為風門控制與變頻控制兩種。
- 風門控制係利用風門的開啟角度以改變風管阻力的方式達到風量的控制功能。當將風門角度關小增加風管系統的流動阻力，雖可使風機的供風量降低，但風機必須提高全壓來驅動空氣流動，因此並無法使風機的耗能降低。

空氣側節能措施與原理

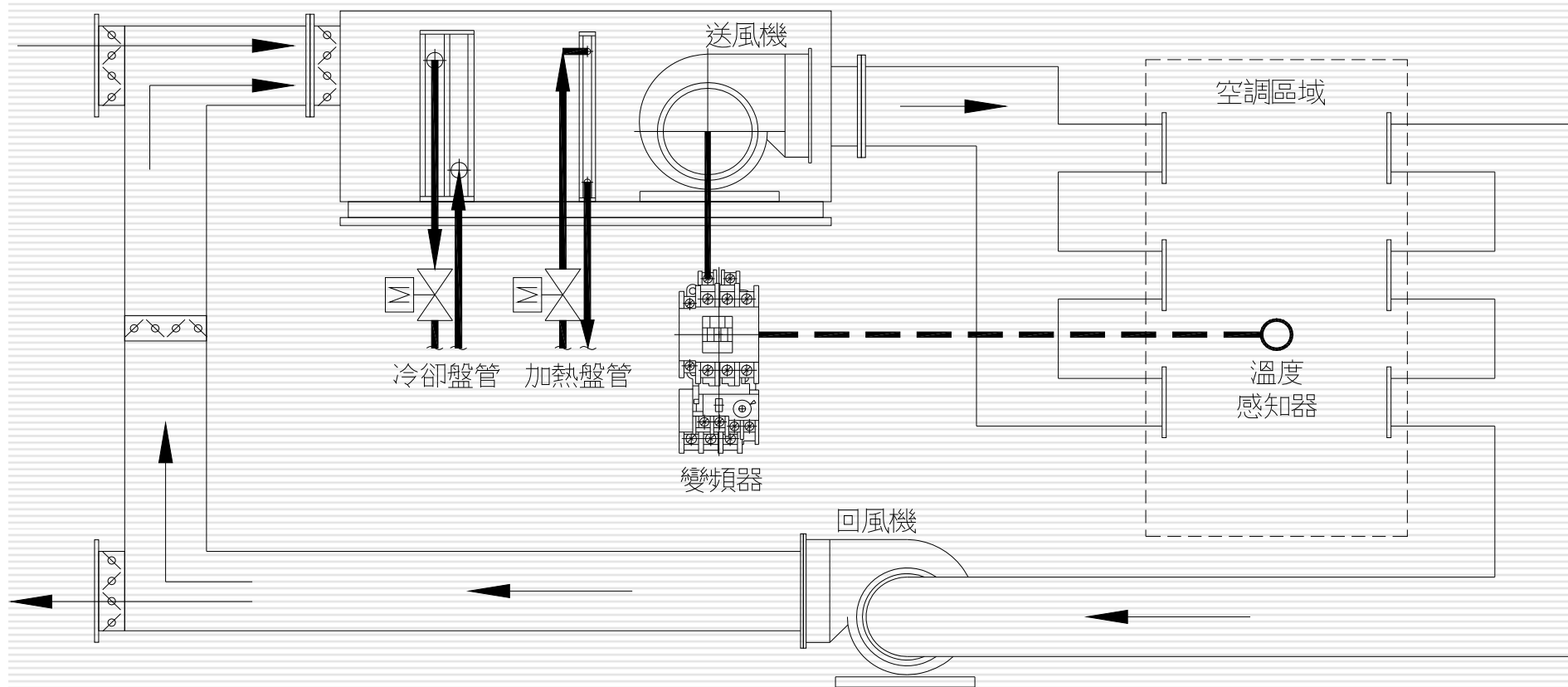


典型風門控制可變風量系統示意圖

空氣側節能措施與原理

- 變頻控制係以空調空間內的溫度點的量測結果作為風機轉速的控制參考。室內溫度過高時即代表室內負載增加，變頻器即以增加風機轉速提高供風量；室內溫度過低時，則以降低供風量。
- 由於風機耗電量則與轉速的三次方成正比，因此採用風機變頻設計，在需求風量愈低時，節能效益愈高。

空氣側節能措施與原理



風機變頻控制可變風量系統示意圖

空氣側節能措施與原理

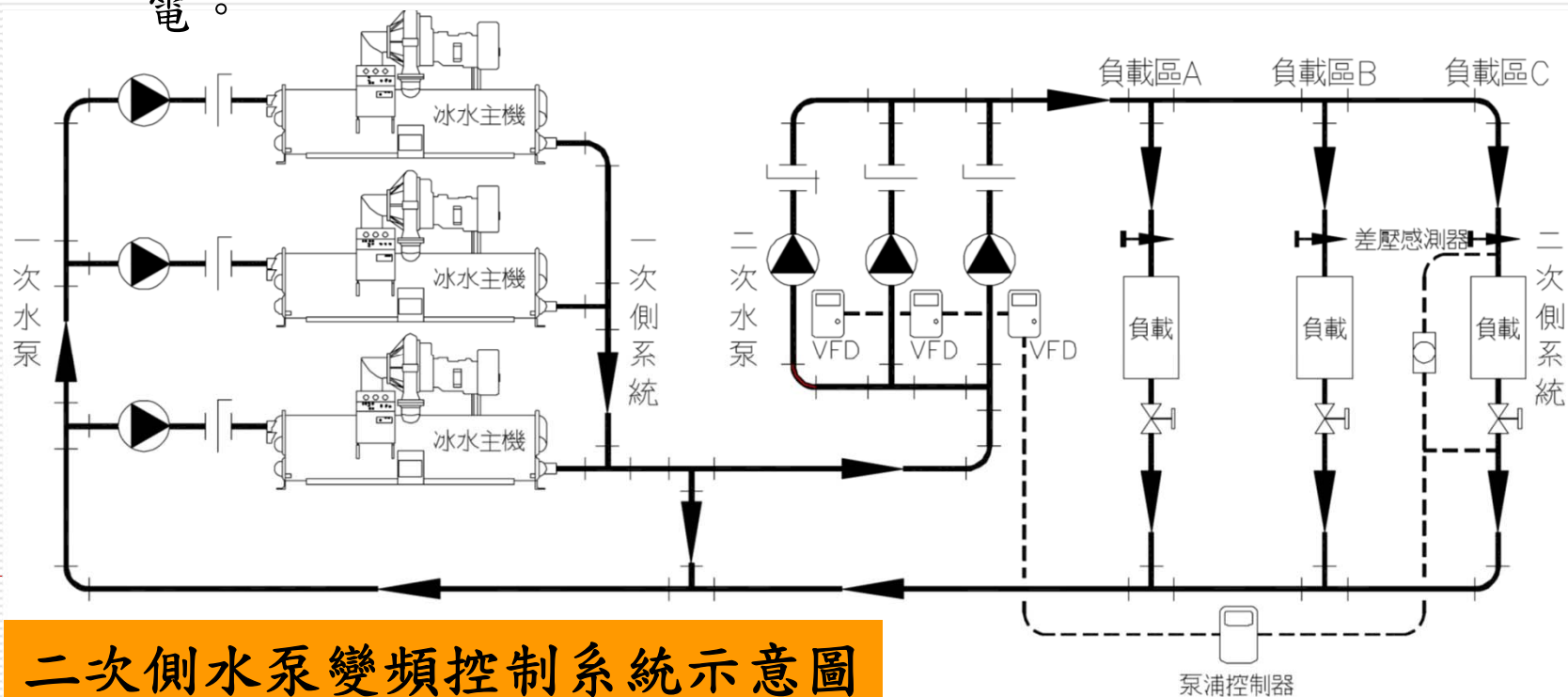
風機在不同風量下之轉速、全壓以及輸入功率之關係

需求風量	風機轉速	風機全壓	輸入功率
100%	100%	100%	100%
90%	90%	81%	73%
80%	80%	64%	51%
70%	70%	49%	34%
60%	60%	36%	22%
50%	50%	25%	13%
40%	40%	16%	6%
30%	30%	9%	3%

冰水側節能措施與原理

1. 冰水泵變頻控制

- ❑ 水泵採用變頻設計，以最末端負載側之壓差訊號作為變頻器控制參考，獲得適合的泵浦轉速與流量，將可以節省系統耗電。



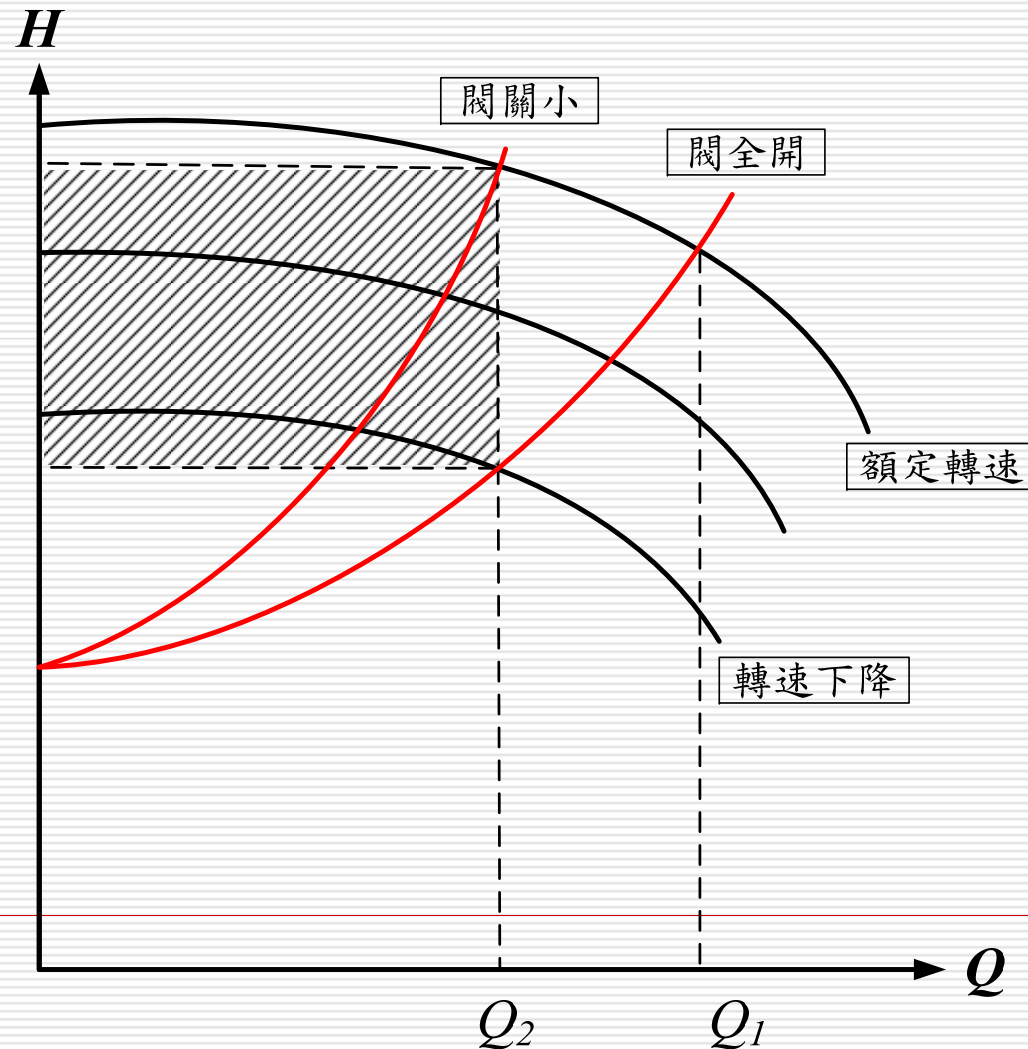
二次側水泵變頻控制系統示意圖

冰水側節能措施與原理

- 當空調系統在部分負載時，透過變頻控制改變風機、水泵的運轉頻率，進而調整其流體流量，將可大幅節省耗電。
- 一般空調系統採用的輪葉式流體機械，在流體密度和葉輪直徑不變的前提下，流體體積流量 Q 、轉速 N 和揚程 H 、消耗功率 P 之間的關係可表示如下

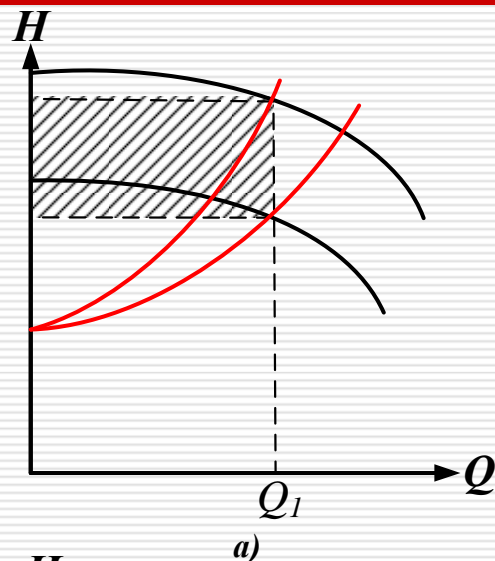
$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^2 \quad \frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^3$$

閘門控制與變頻控制之節能差異

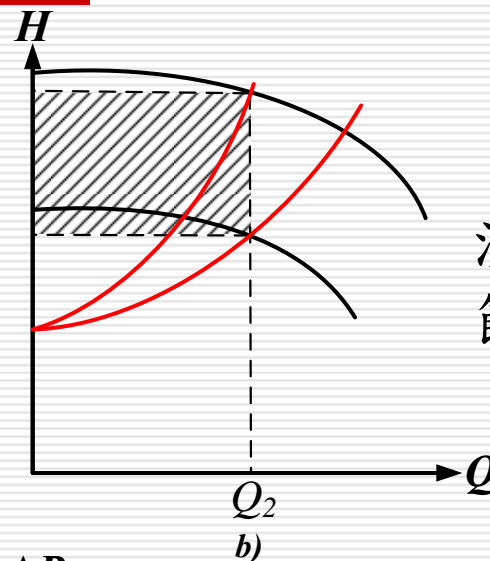


變頻之節能效益與流量關係

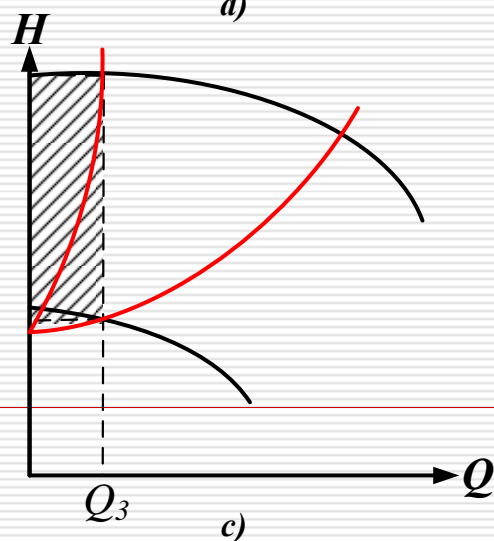
流量開始下降，
出現節能效益。



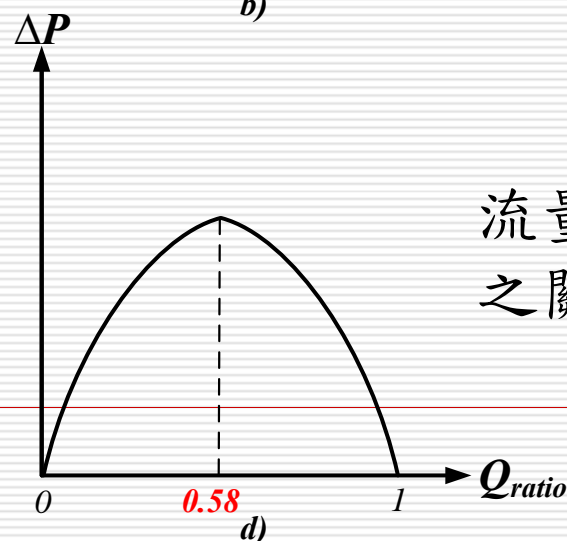
流量下降越多，
節能效益越大。



流量下降過多，
節能效益減少。

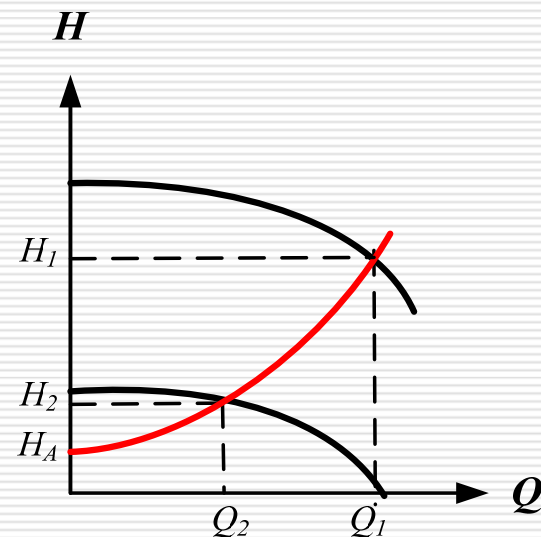
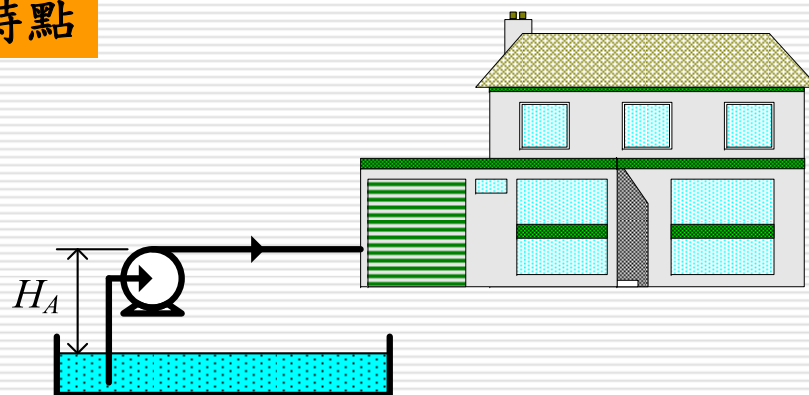


流量與節能效益
之關係。

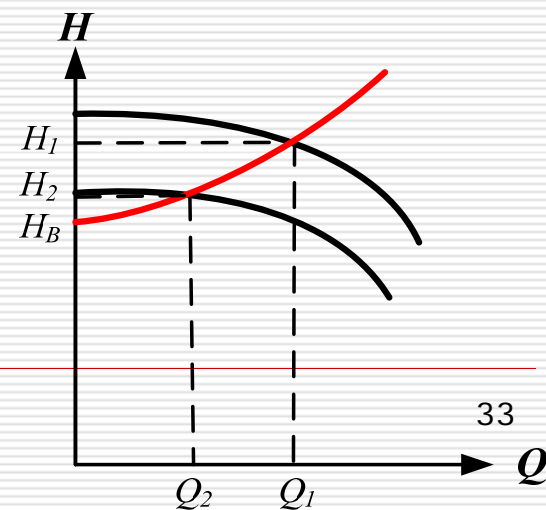
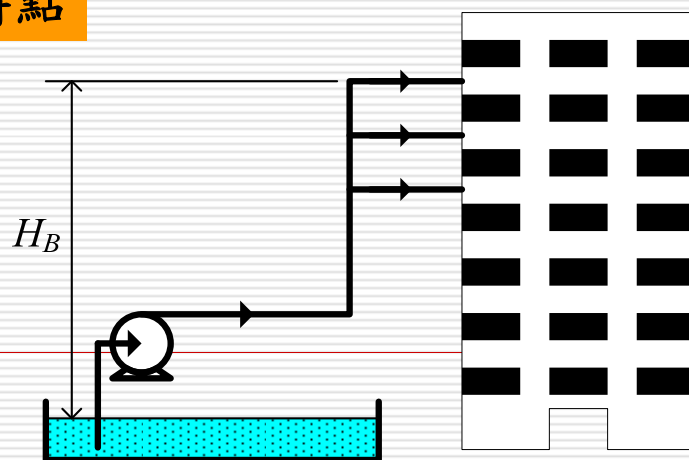


高、低層建築之供水特點

低層建築供水特點



高層建築供水特點

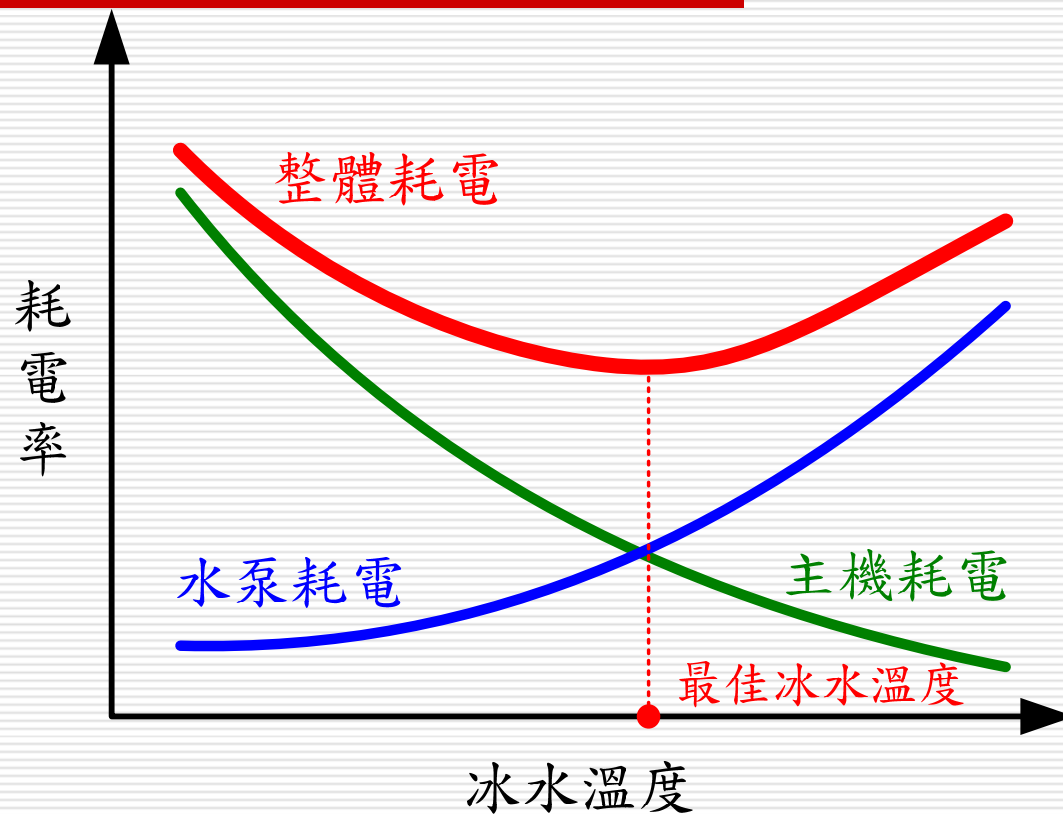


冰水側節能措施與原理

2. 主機與冰水泵運轉最佳化

- 同樣的冷凍能力下，當冰水泵流量降低時耗電量下降，但冰水主機效率則因蒸發溫度下降而降低，因此在某個空調負載率下，系統存在具有最低耗電量的操作點。
- 透過在不同負載率下的分析，可得到最佳化的主機與水泵的操作模式，包括最佳水泵水量與冰水溫度。

冰水側節能措施與原理



冰水系統於不同冰水溫度下的耗電狀況

冰水側節能措施與原理

3.最佳化主機群組開機

- ❑ 工業廠房均會設置多台冰水主機同時運轉以提供廠房所需的負荷。
- ❑ 離心式冰水主機在負載比例為70%至85%時系統的耗電率最低，而螺旋式主機在75%至100%時最佳，超過此區間運作將較不經濟。
- ❑ 在低負荷的情況下，以停用部分主機使其他主機在最佳負荷區間下運作，或是使各主機以不同的負載率運作，在滿足空調負荷的條件下，使系統總耗電量為最低值，將可以使整體系統以最佳化的操作狀態運轉。

冰水側節能措施與原理

4.調高冰水供水溫度

- ❑ 主機的冰水溫度愈高，蒸發壓力也愈高，系統的效率也跟著提升，通常冰水溫度每升高 1°C ，主機效率即上升2%至3%。
- ❑ 在不影響製程設備要求或人員舒適度的情況下，冰水溫度應要愈高愈好。
- ❑ 由於空調負載常隨外氣狀況而改變，因此可利用外氣狀況重新設定適合的冰水溫度，或根據負載變化重新設定冰水溫度。

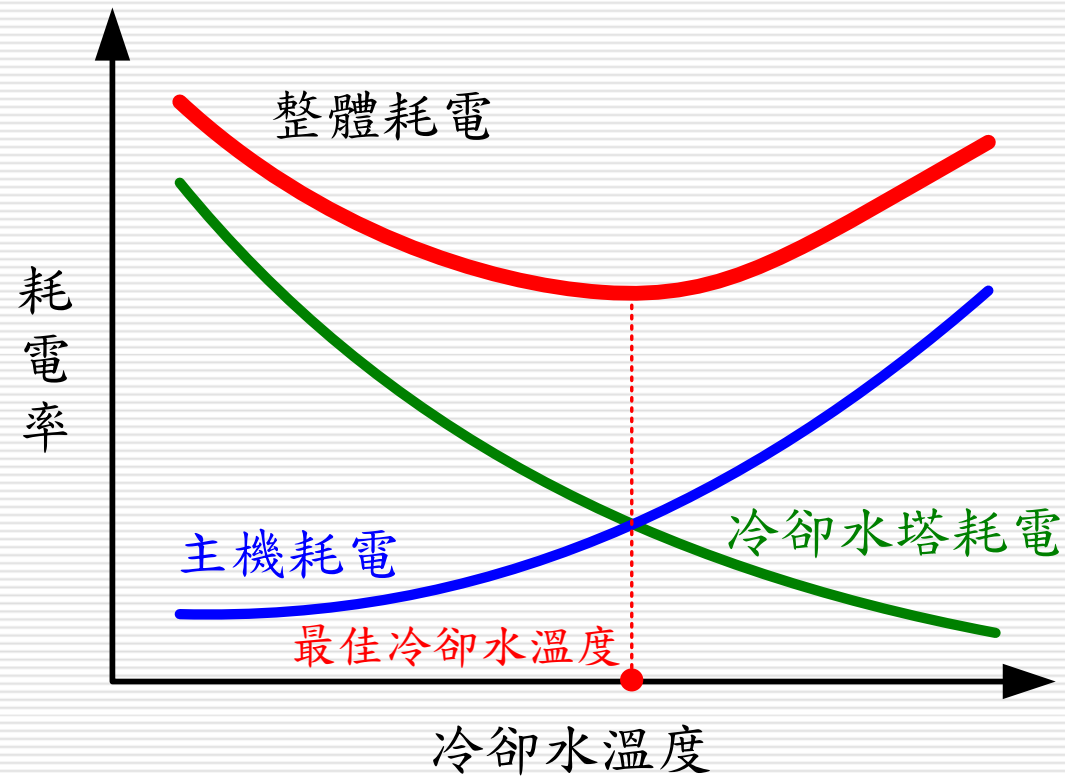
冷卻水側節能措施與原理

1. 主機與冷卻水塔運轉最佳化（冷卻水溫度最佳化）

- 降低冷卻水溫度可降低冰水主機耗電，但水塔風車的耗電將會提高，整體系統的運轉將具有最低耗電量的最佳的操作點。

主機型式 (採用水冷式冷凝器)	性能提升百分率 (% kW/°C 冷凝水溫)
往復式	2.0 ~ 2.5
渦卷式	2.5 ~ 2.7
螺旋式	2.9 ~ 3.2
離心式	1.8 ~ 2.9
變頻離心式	4.3 ~ 4.7
吸收式	2.5 ~ 2.7

冷卻水側節能措施與原理



空調系統於不同冷卻水溫度下的耗電狀況

其他空調系統之節能措施

分類	措施內容
廠房溫濕度與 空調負荷方面	降低相對濕度，減少送風量。
	廠房溫度夏天別設定過低，冬天別設定過高。
	根據相關標準，充分利用回風。
	選用熱傳係數較低的建材，降低建築物空調負荷。
	改善建築物周圍結構之保溫性能，加強門窗管理。
	直接從設備端排熱、排塵。
	冷熱水管外層包覆保溫層。
	從生產機台處進行節能，進而降低空調負荷。
	按產品種類合理排列生產機台，以便分區控制廠內溫濕度。

冰水管路系統平衡與節能分析

- 空調水路系統的冰水主機、水泵是主要耗能設備，常被用來檢討能源管理的一項重要技術。這些裝置要能獲得預期效果，輸入功得以完全轉化為有效冷能，管路系統之一次側(主機側)與二次側(負載側)或三次側間之正確流量設計與良好的水路平衡循環是主要的關鍵技術，也是能源管理中重要的一項指標。

1、定流量系統

- 定流量系統就是系統運轉時流量維持固定不變。如下所示，是早期最常見的一種設計方式

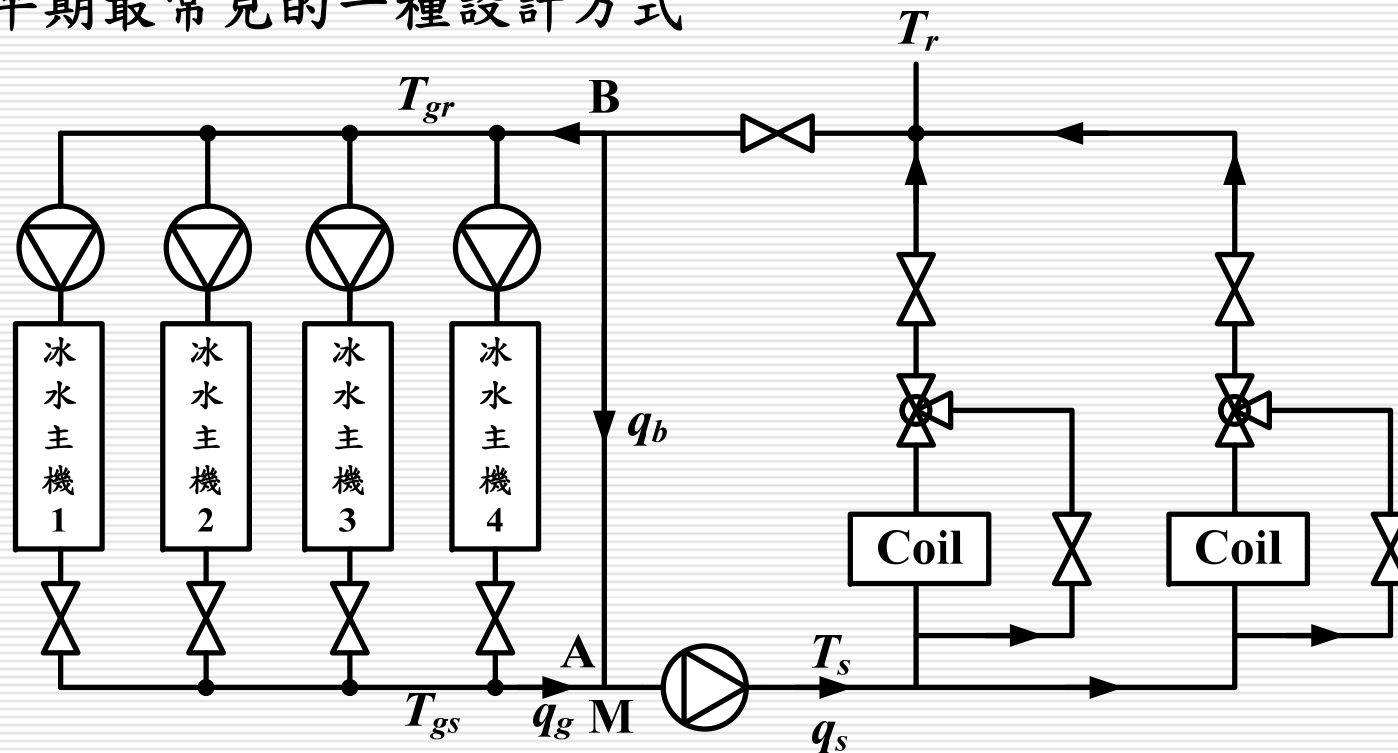


圖1、定流量系統圖

定流量系統說明

- 閉迴路，系統使用三通閥、旁通迴路與冰水主機、水泵、盤管構成密閉循環系統。
- 系統流量基本上維持固定。
- 優點：
 - 負載各自獨立之控制(三通閥)系統，負載在定流量狀況下，彼此間互不干擾。
 - 基本上定流量的系統，溫度精度要求較易獲得控制。
 - 定流量的系統基本上較適用於單台主機運轉系統或兩台主機串聯系統。

定流量系統說明

□ 缺點：

- 系統採用三通閥時，為滿足各負載最大負荷流量，致系統的總流量增加，水泵因此過大設計，運轉費用增大。
- 當系統水路不平衡時，負載側溢流狀況下，四台主機全部啟動運轉，也難獲得冰水出口之設計溫度，如表1及圖2所示。
- 系統採用三通閥時，在部份負載下有較低回水溫度，將導致主機運轉效率的降低。

表1：系統平衡與不平衡(溢流)之冰水出口溫度狀況

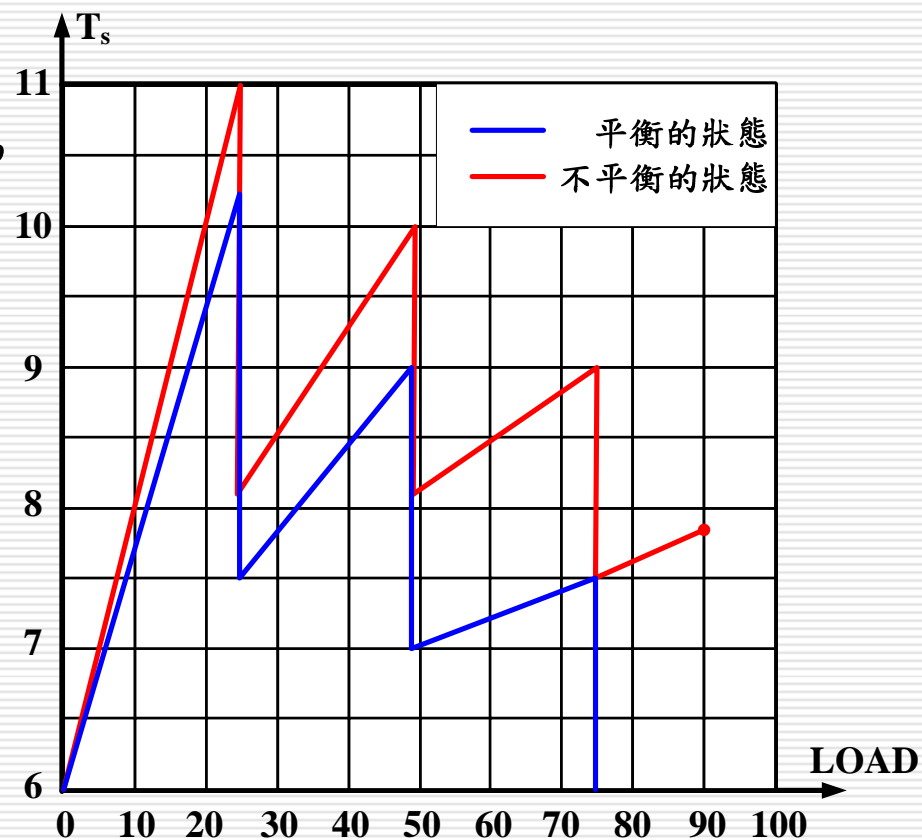
負載百分比%	開機台數	主機啟動負載%	回水溫度(T_{gr})°C	送水量(q_s)=100% , 主機出水溫度(T_{gs})=6°C $S_{qg}=1 ; S_{qs}=1$		送水量(q_s)=150% , 主機出水溫度(T_{gs})=6°C $S_{qg}=1 ; S_{qs}=1.5$	
				送水溫度(T_s)°C	送水量(q_b)%	送水溫度(T_s)°C	送水量(q_b)%
5	1	25	7.2	6.9	75	7.0	125.0
10	1	25	8.4	7.8	75	8.0	125.0
15	1	25	9.6	8.7	75	9.0	125.0
20	1	25	10.8	9.6	75	10.0	125.0
25	1	25	12.0	10.5	75	11.0	125.0
30	2	50	9.6	7.8	50	8.4	100.0
35	2	50	10.2	8.1	50	8.8	100.0
40	2	50	10.8	8.4	50	9.2	100.0
45	2	50	11.4	8.7	50	9.6	100.0
50	2	50	12.0	9.0	50	10.0	100.0
55	3	75	10.4	7.1	25	8.2	75.0
60	3	75	10.8	7.2	25	8.4	75.0
65	3	75	11.2	7.3	25	8.6	75.0
70	3	75	11.6	7.4	25	8.8	75.0

表1：系統平衡與不平衡(溢流)之冰水出口溫度狀況(續)

負載百分比%	開機台數	主機啟動負載%	回水溫度(T_{gr})°C	送水量(q_s)=100% , 主機出水溫度(T_{gs})=6°C $S_{qg}=1 ; S_{qs}=1$		送水量(q_s)=150% , 主機出水溫度(T_{gs})=6°C $S_{qg}=1 ; S_{qs}=1.5$	
				送水溫度(T_s)°C	送水量(q_b)%	送水溫度(T_s)°C	送水量(q_b)%
75	3	75	12.0	7.5	25	9.0	75.0
80	4	100	10.8	6.0	0	7.6	50.0
85	4	100	11.1	6.0	0	7.7	50.0
90	4	100	11.4	6.0	0	7.8	50.0
95	4	100	11.7	6.0	0	-	-
100	4	100	12.0	6.0	0	-	-

圖2：冰水溫度 T_s 變化圖

- 當冰水主機維持穩定的出口溫度 T_{gs} 如圖1所示，系統平衡與不平衡，冰水溫度 T_s 變化的情形。



2、二次負載側變流量系統- A與B間定壓差控制

- 系統採用二通閥。
- 系統在部份負載下運轉。
- 負載端不設水泵，主機水泵的設計應能克服主機與負載端壓損，AB間之恆定壓差控制，當可維持多台主機間之操作運轉互不干擾。
- 為保持AB間恆定壓差，當第二台主機水泵啟動，由於負載控制閥來不及打開導致系統壓力瞬間升高，回水進入主機之流量少，導致主機蒸發器結冰危險，因此主機出口端有裝設電動控制閥的必要，如圖3。

圖3：定壓差控制系統圖

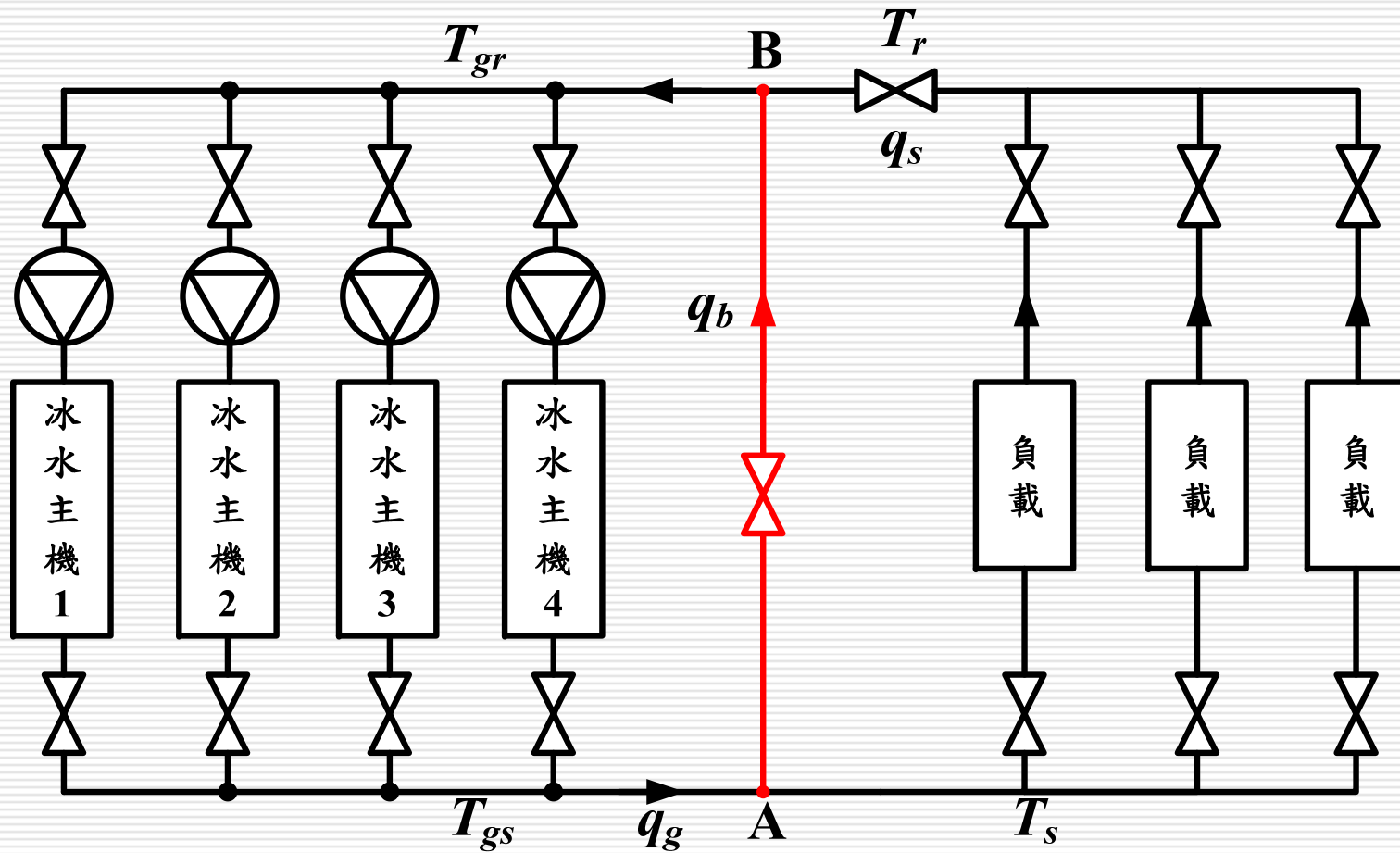


圖4：A與B間零壓差控制系統圖

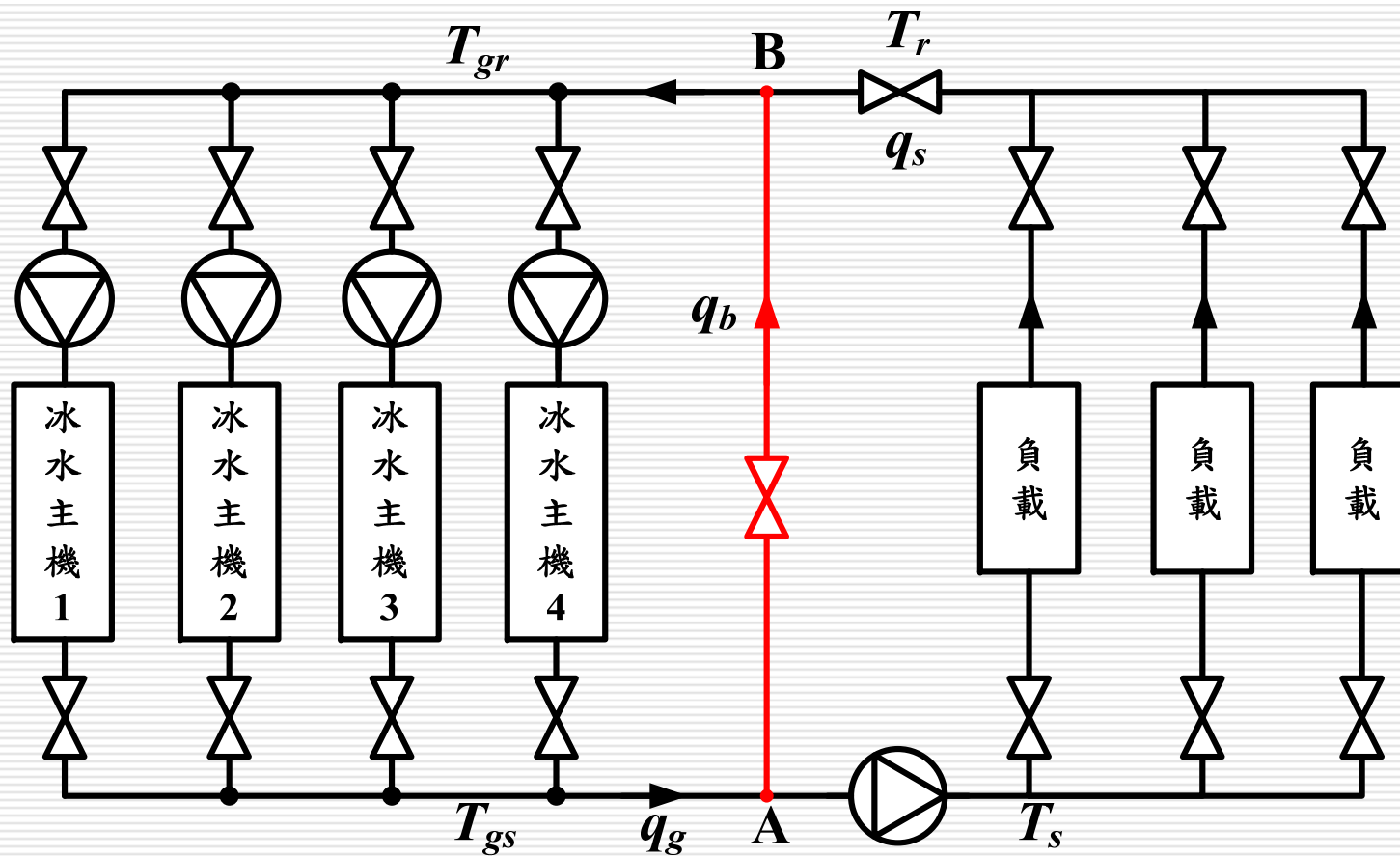
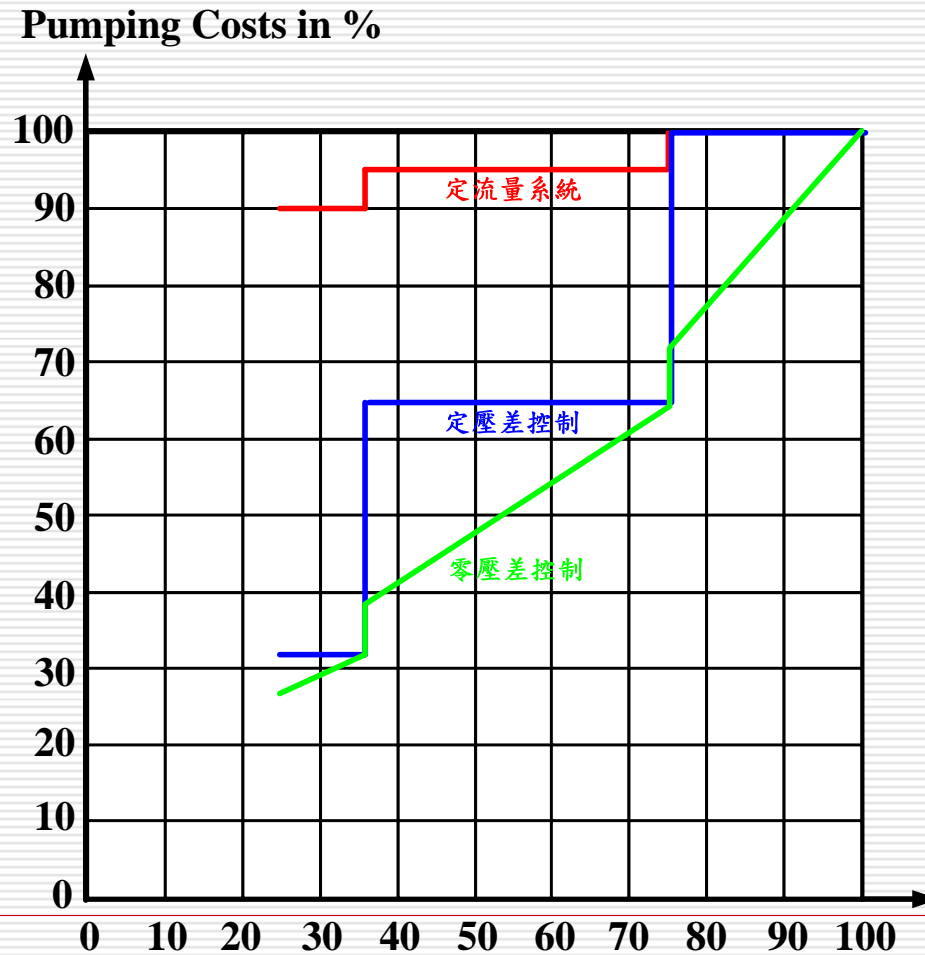
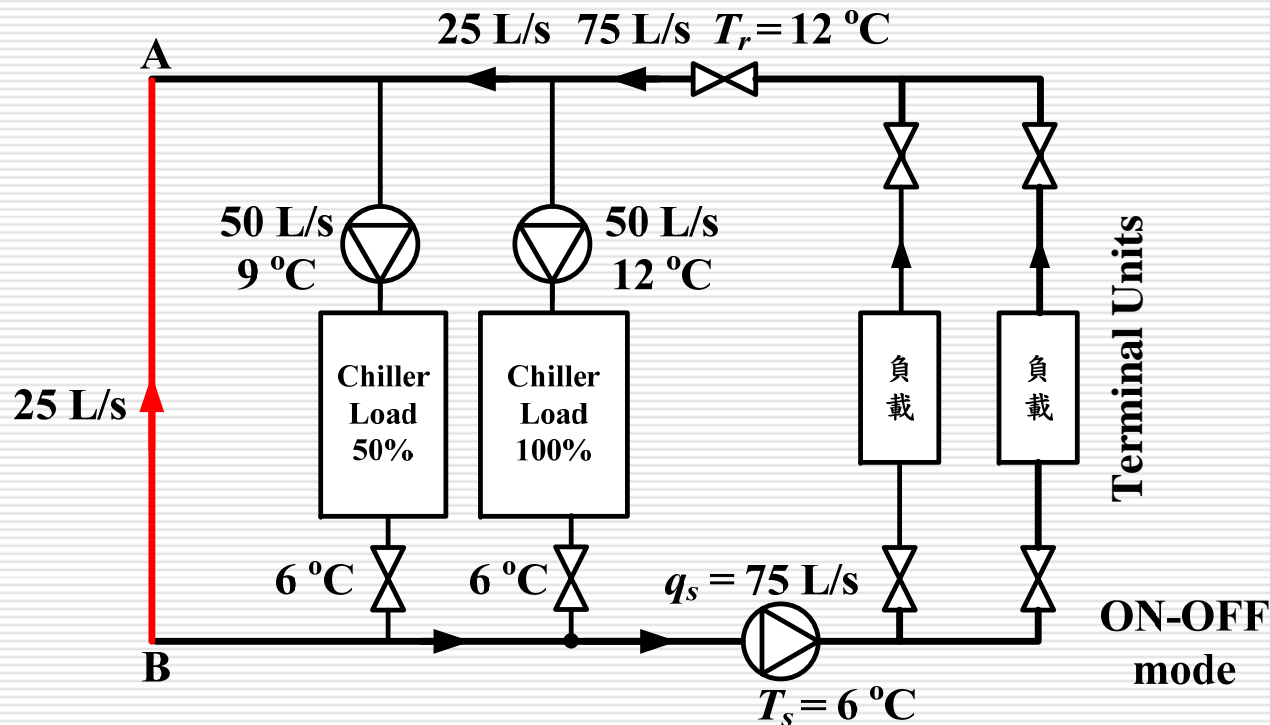


圖5：三種系統之運轉耗能比較



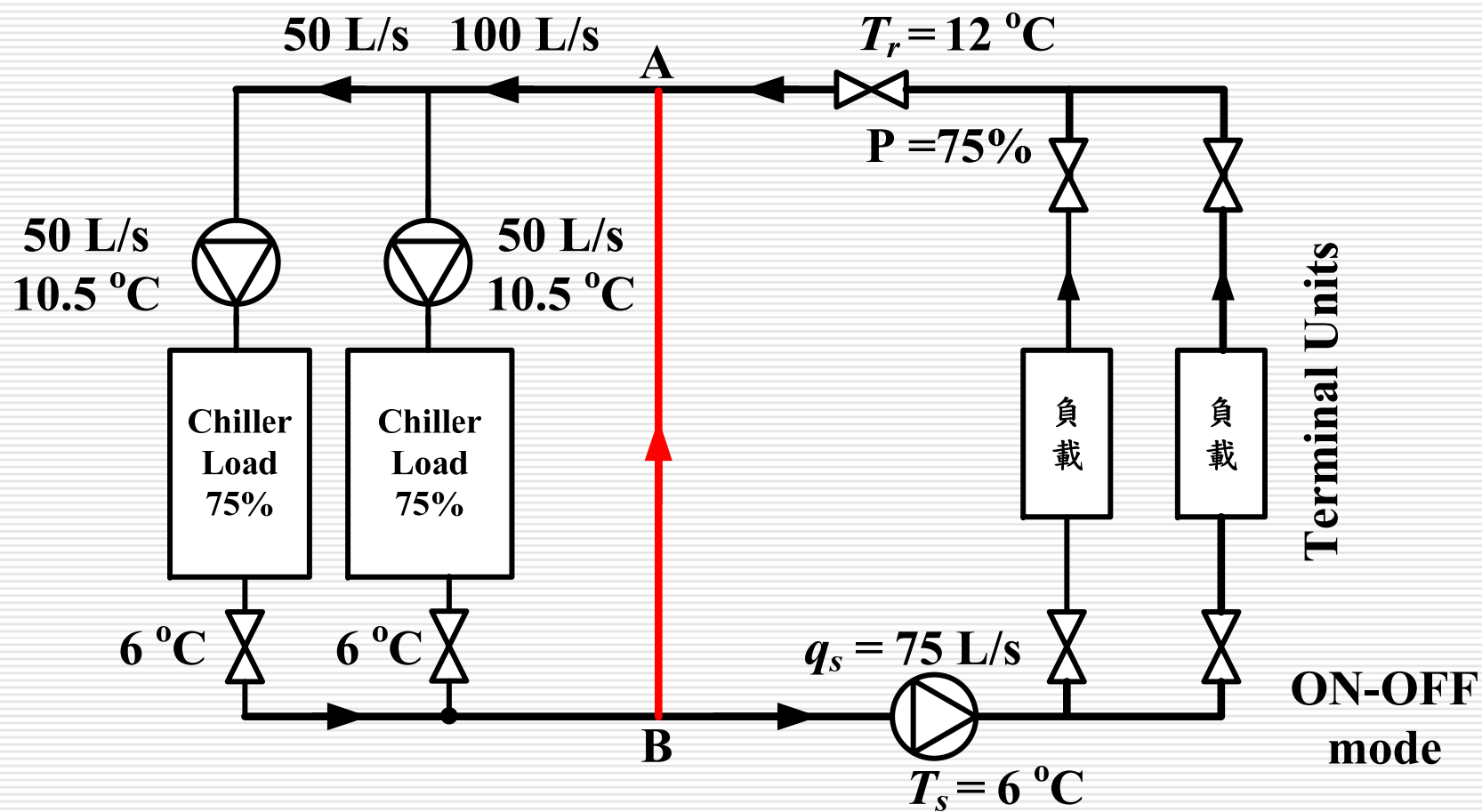
3、旁通管之位置

- 負載(Terminal unit)以ON-OFF mode操作



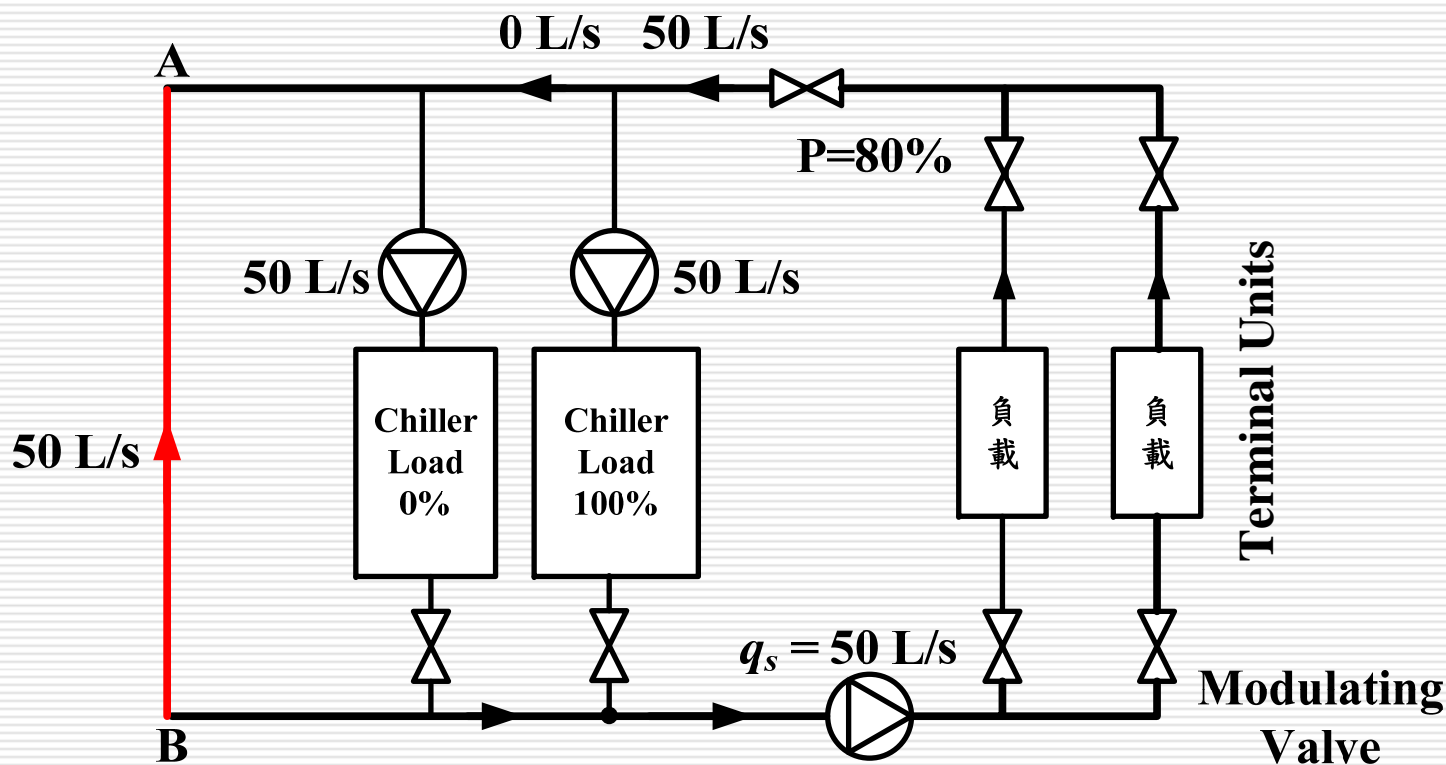
旁通管在主機上游，負載與二次側流量 = 75 %，75 L/s 52

旁通管之位置



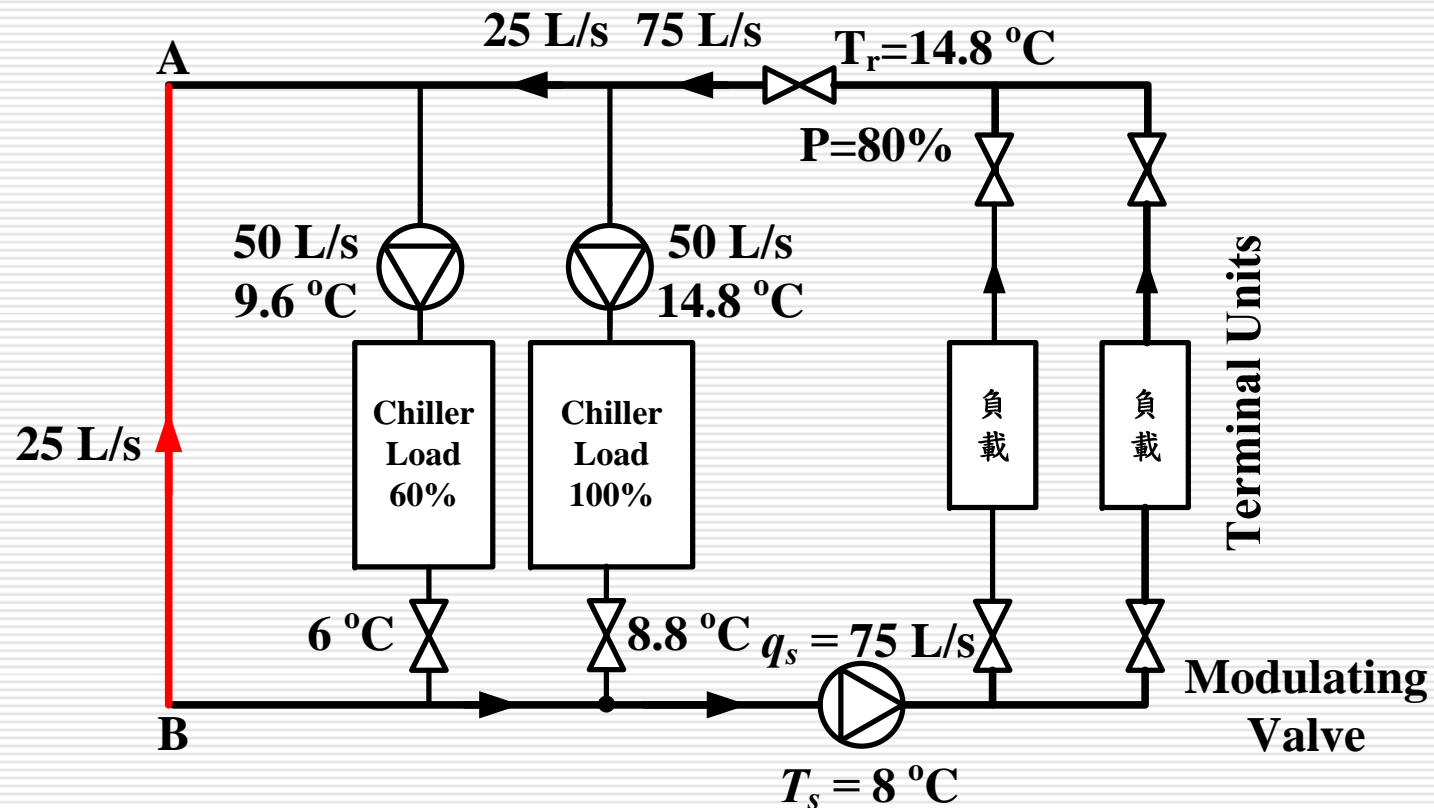
旁通管在中間，負載與二次側流量=75%，75 L/s

負載側均以比例閥(Modulating Valve)操作



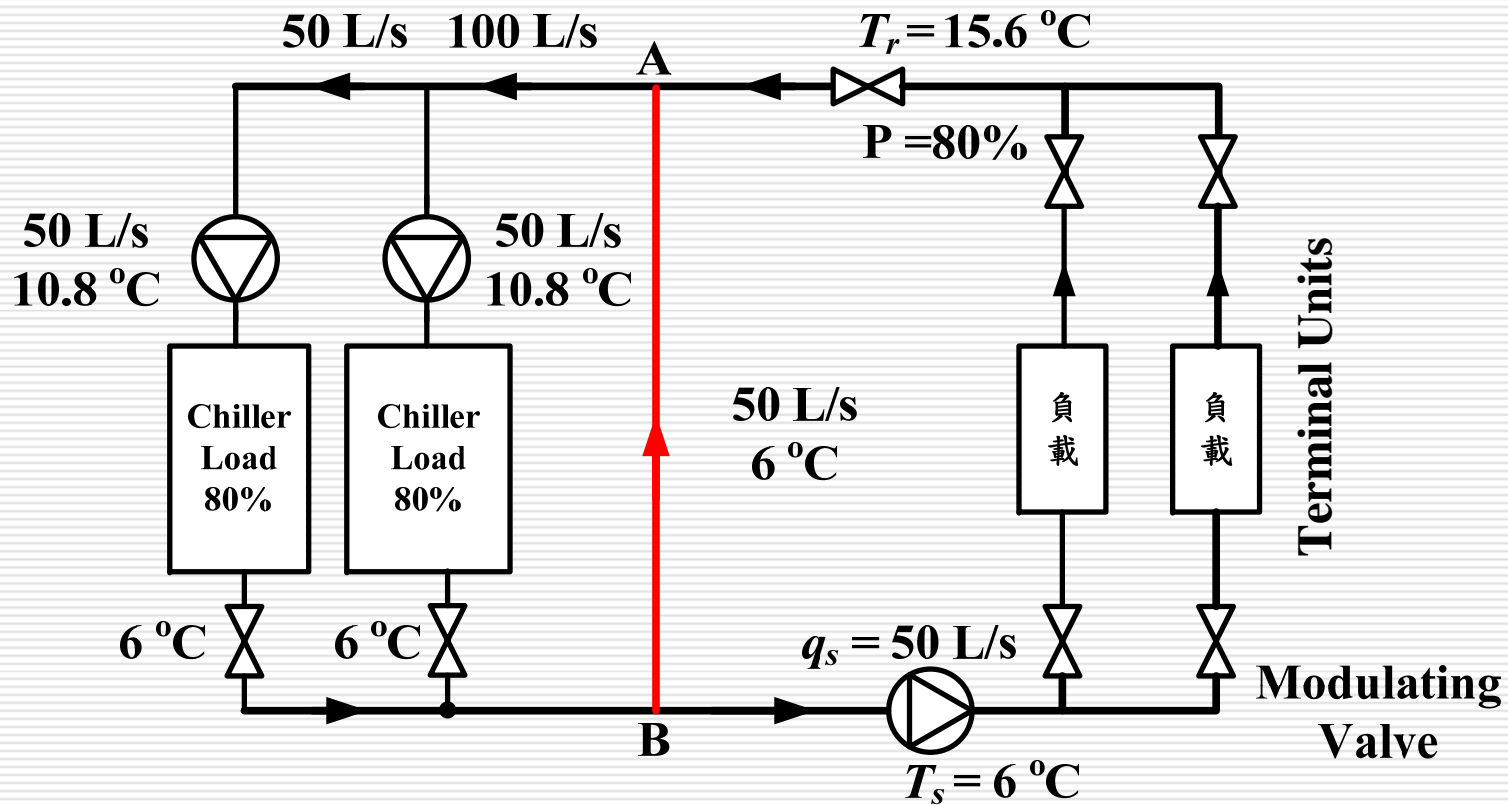
旁通管在主機上游，負載與二次側流量=80%，50 L/s 54

負載側均以比例閥(Modulating Valve)操作



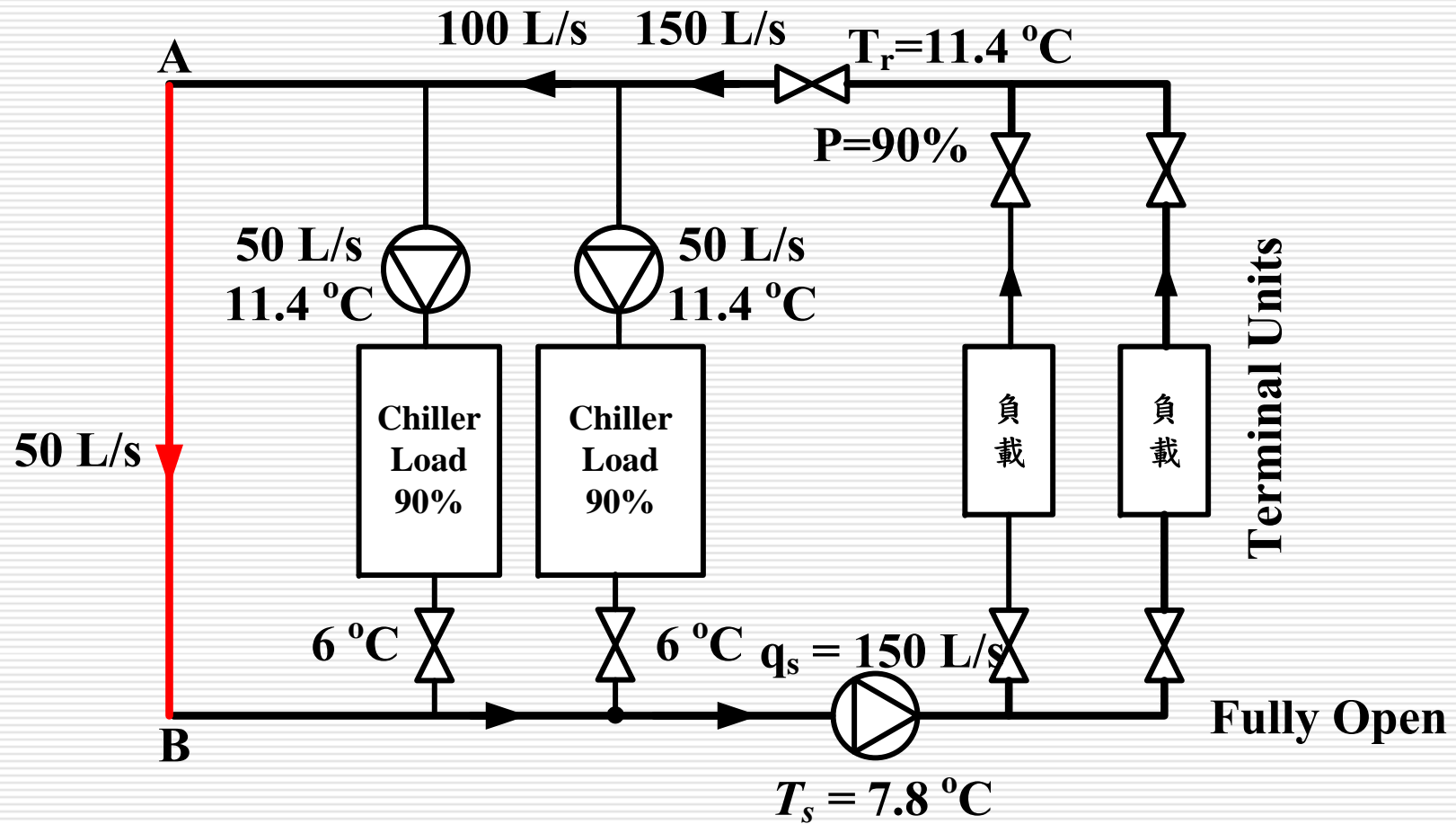
旁通管在主機上游，負載與二次側流量=80%，75 L/s

負載側均以比例閥(Modulating Valve)操作



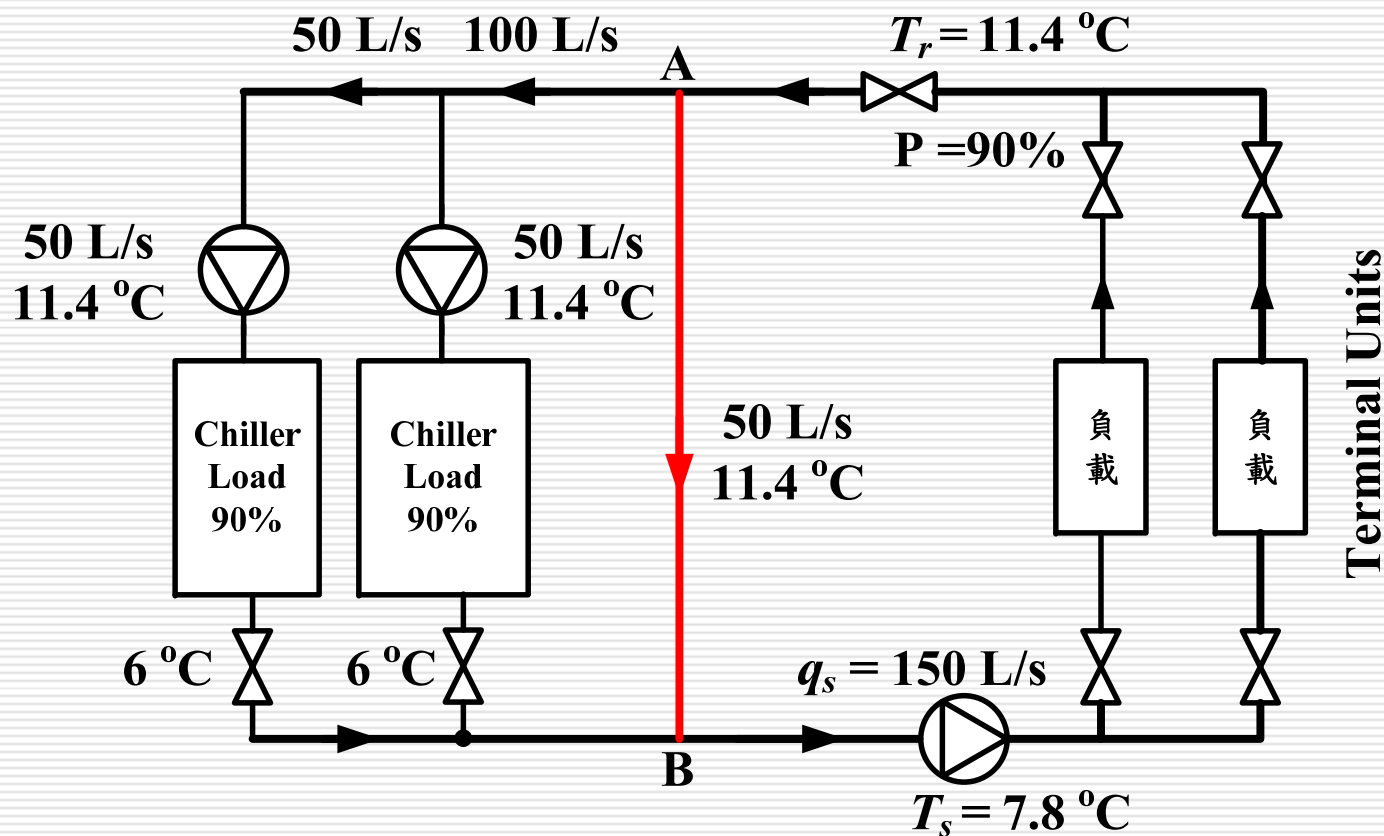
旁通管在中間，負載與二次側流量 = 80 %，50 L/s

4、負載側溢流(Distribution in overflow)



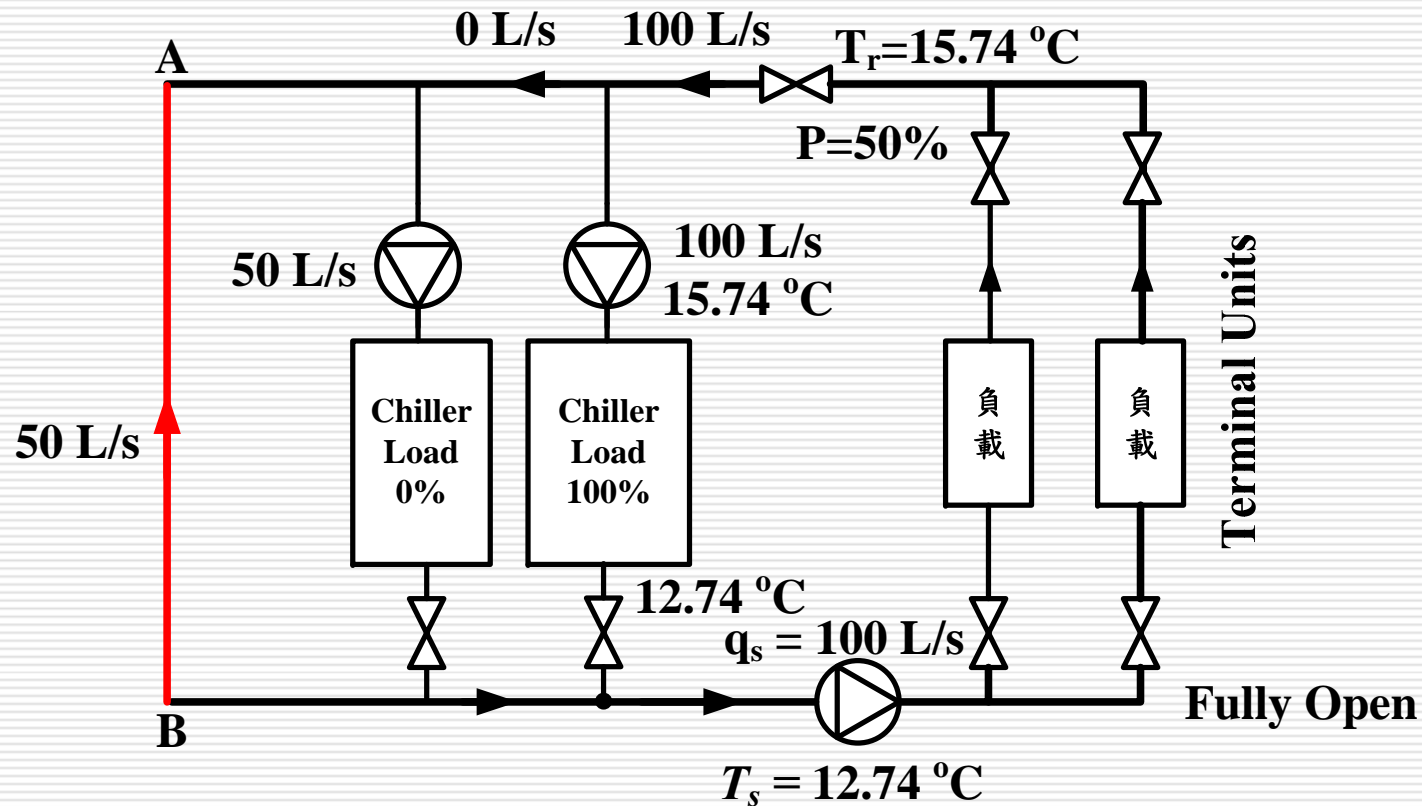
旁通管在主機上游，負載側溢流50%

負載側溢流(Distribution in overflow)



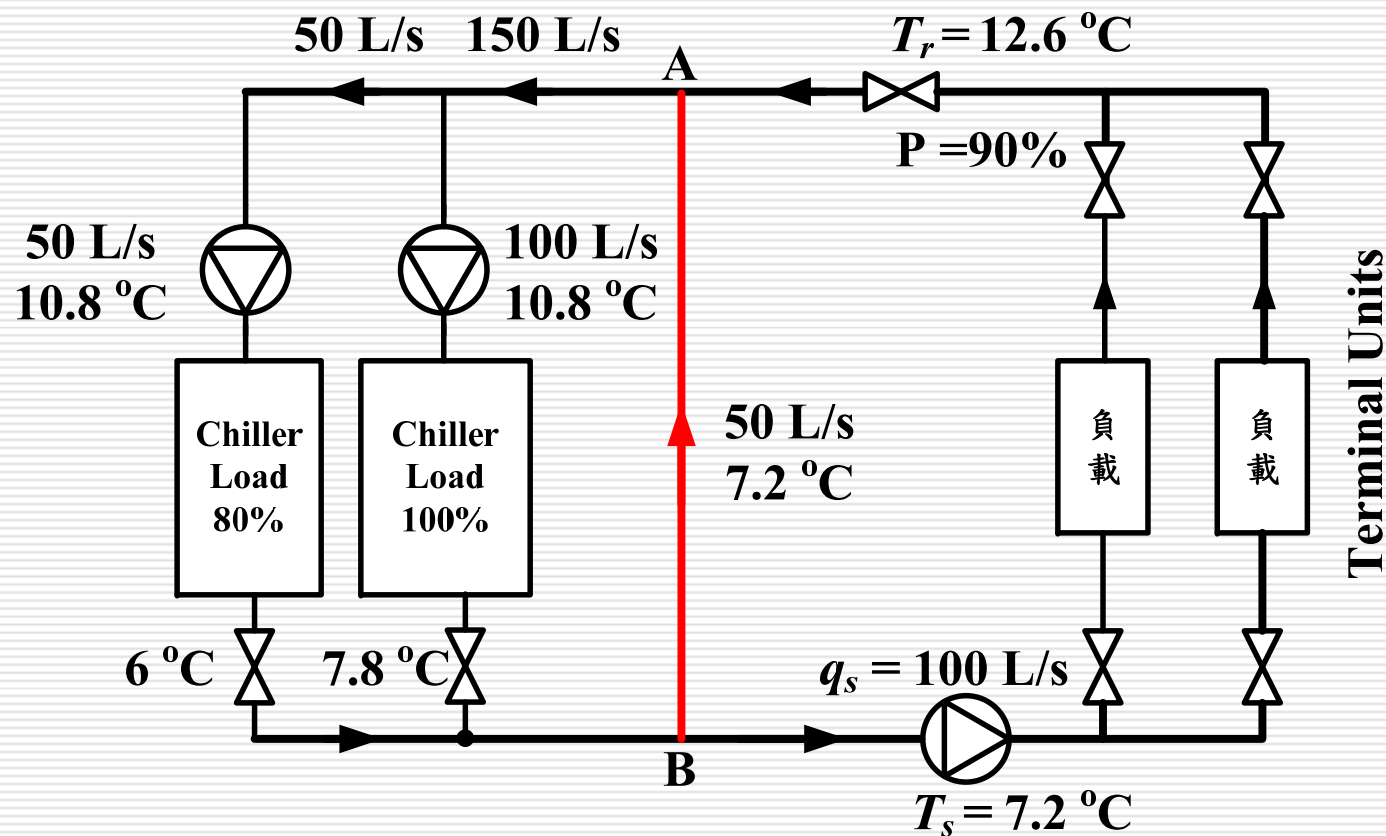
旁通管在中間，負載側溢流50%

5、主機側(一次側)溢流



旁通管在主機上游，主機側溢流100%

主機側(一次側)溢流



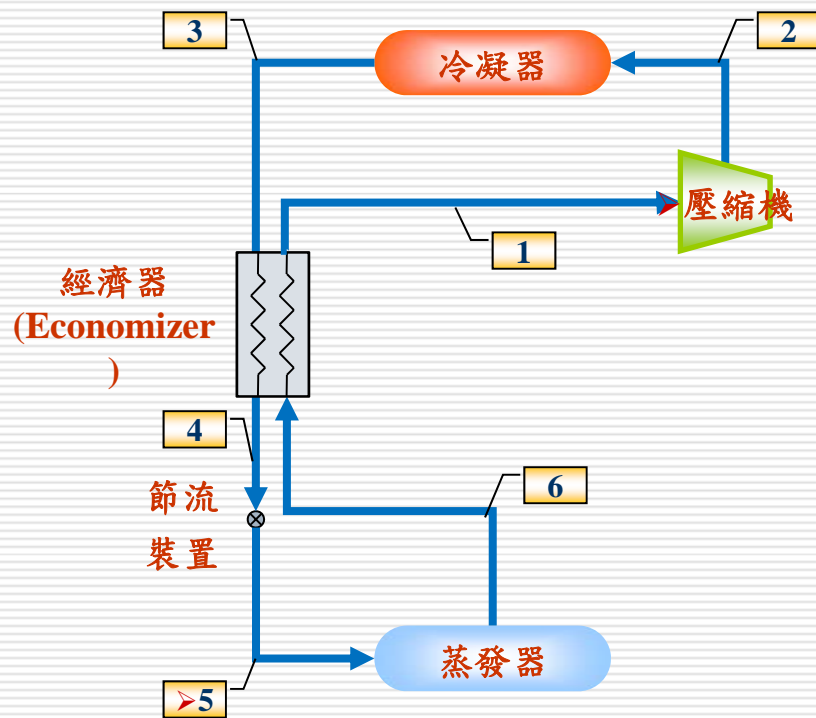
旁通管在中間，主機溢流100%

其他空調系統之節能措施

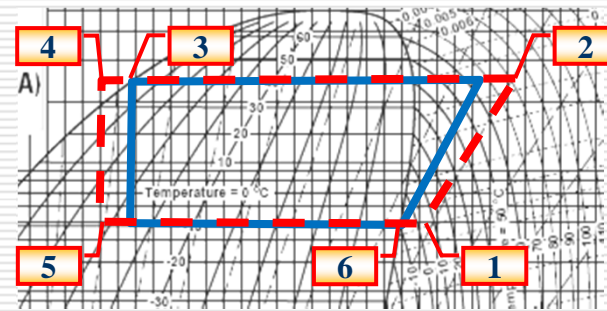
分類	措施內容
送排風系統 部分	各管段選用適當的氣流流速。
	送排風設備盡可能接近設備端，縮短管路長度。
	建議上送下排之均勻排風方式。假撚機若加熱器在下方，則適合下送上排之方式。
	減少系統洩漏損失以及短路氣流。
	減少因管路內外溫差所引起的熱損失。
	合理佈置系統，以便調度、按需求使用設備。
風機與水泵 部分	選用高效率風機，使其效率常高於70%以上運轉。
	選用高效率水泵，使其效率常高於60%以上運轉。
	採用經濟合理的變流量裝置。

冷媒側加裝節能裝置

□ Economizer之優點



1. 減少閃氣的產生而使膨脹閥操作性能變好。
2. 確保乾氣態冷媒進入壓縮機。
3. 冷媒因過冷而增加冷凍效果。
4. 減少壓縮機進氣管的冷凝水發生。

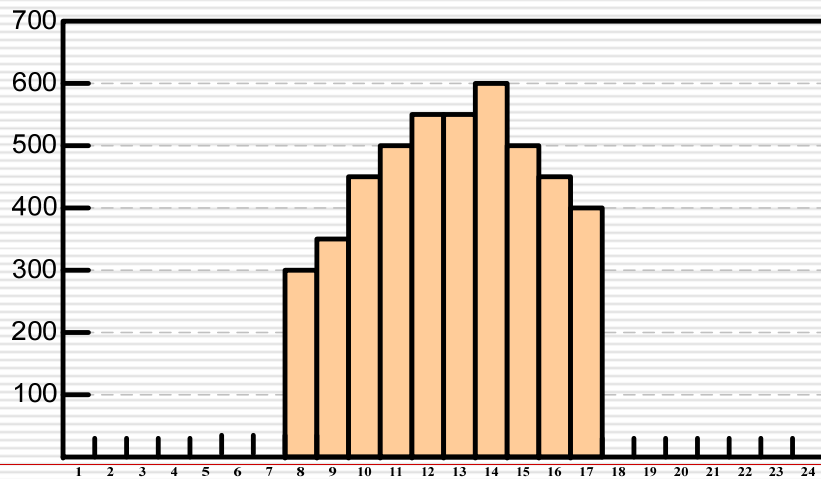


➡ COP值可提高

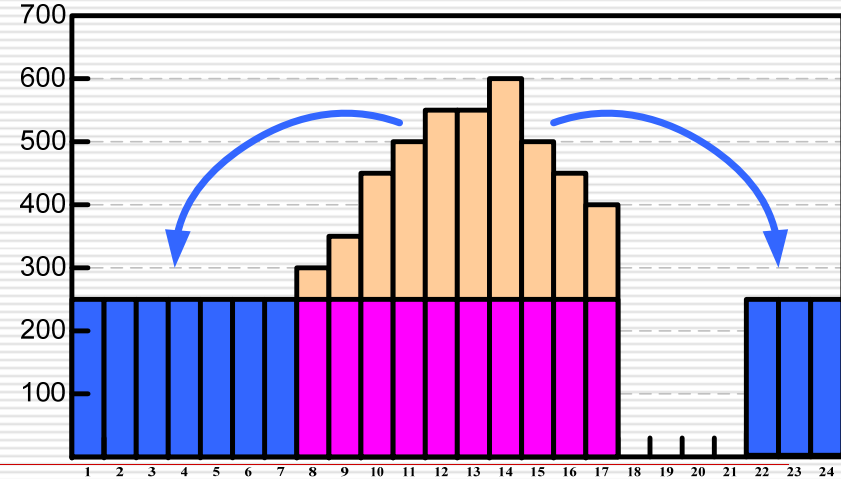
儲冰式空調負荷轉移的概念

- 儲冰（或儲冰水）空調系統於夜間離峰時段以電力製冷儲存，隔日再將儲存的冷能取出供空調負荷使用，具有轉移日間空調尖峰用電的效果 [3,4]。

空調負荷(RT)

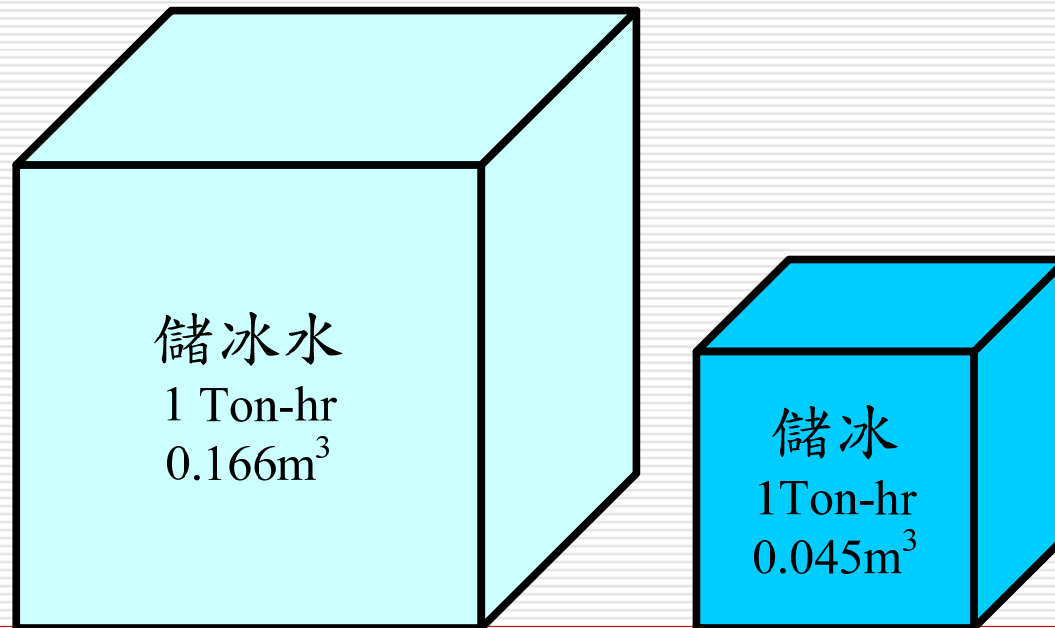


空調負荷(RT)



儲冰或是儲冰水系統？

- 假設需要1 Ton-hr的儲冷量，則
 - 採用儲冰水系統需要 0.166m^3
 - 採用儲冰系統則需要 0.045m^3



儲冰空調系統運轉原理

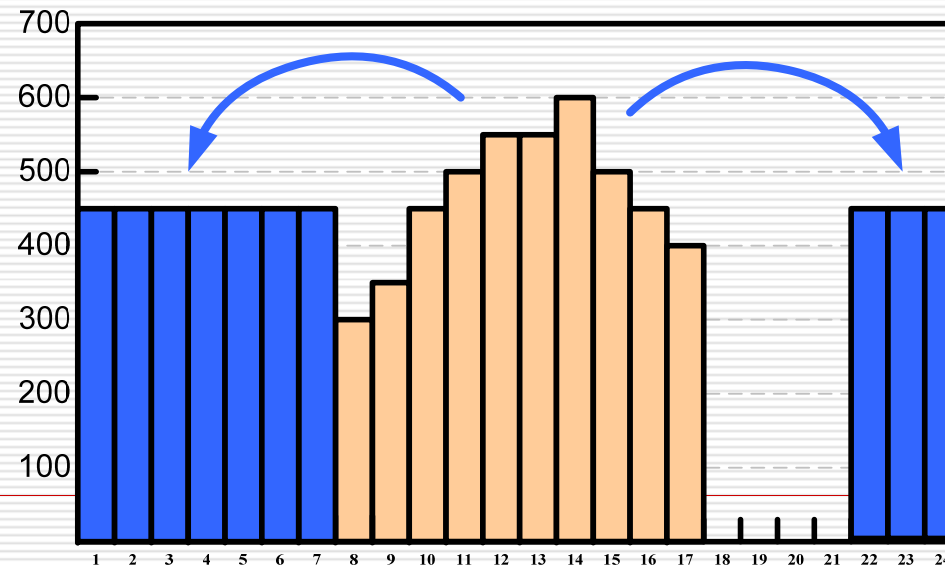
- 儲冰空調系統依照負荷轉移方式的不同，可以分為**全量儲冰**（Full Storage）與**分量儲冰**（Partial Storage）兩種儲冰設計。
- 依照融冰策略的不同儲冰系統可以分為**主機優先**（Chiller Priority）與**融冰優先**（Ice Priority）兩種設計。

儲冰空調系統運轉原理（儲冰）

□ 全量儲冰（Full Storage）

- 全量儲冰系統的設計概念是將日間所有的空調負荷（RT-hr）全數以儲冰空調系統的儲冰量來供應，而冰水主機僅在夜間製冰運轉。

空調負荷(RT)

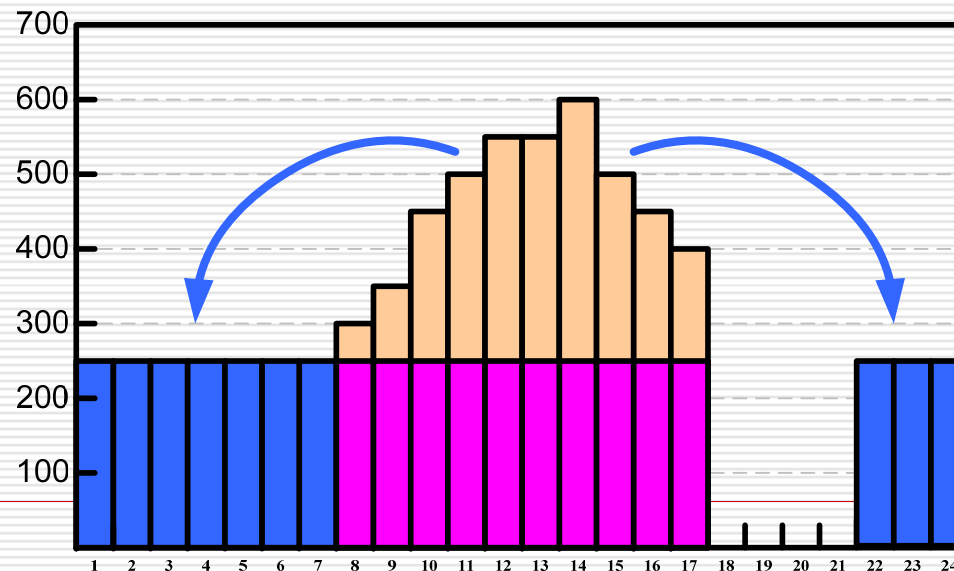


儲冰空調系統運轉原理（儲冰）

□ 分量儲冰（Partial Storage）

- 分量儲冰系統的概念是將日間**部分**的空調負荷以儲冰系統的儲冰供應，而不足部分則以主機提供，**主機夜間製冰而日間製冷提供空調**。

空調負荷(RT)



全量儲冰或分量儲冰？

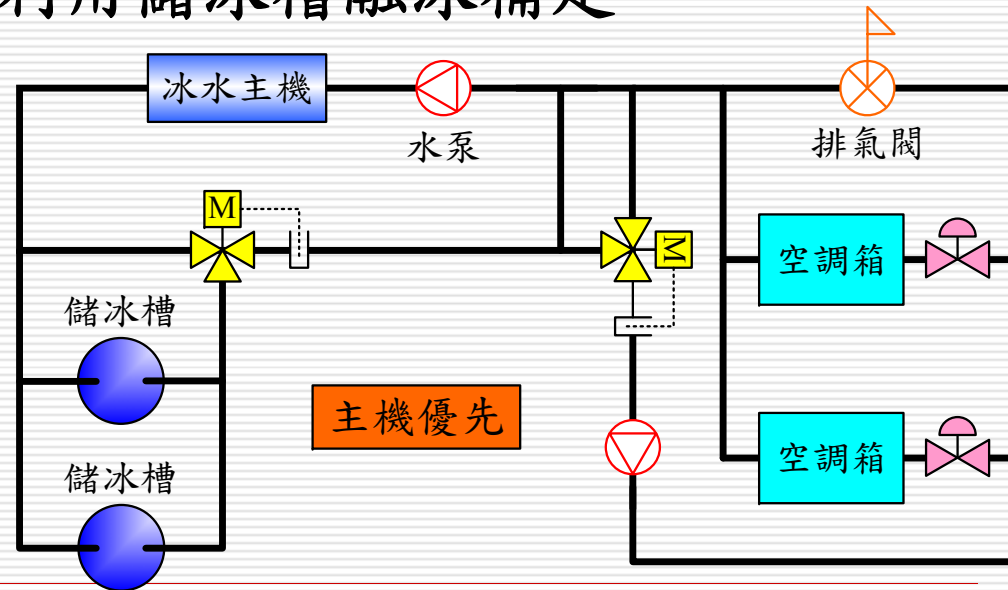
- 全量儲冰系統的耗電僅發生在夜間離峰時段，因此電價方面較為便宜。
- 全量儲冰系統由於儲冰槽的總儲能量必須滿足日間空調負荷所需者，因此儲冰槽的容量以及冰水主機的冷凍容量以及總成本較分量儲冰者為高。
- 目前台灣夜間的離峰優惠電價時段較短（僅九小時），若採用全量儲冰設計較不符合經濟成本。

儲冰空調系統運轉原理（融冰）

□ 主機優先（Chiller Priority）

- 空調系統設計以**冰水主機**為主要的冷源。空調的高溫回水先經過主機降溫，當主機供應的冷凍能力不夠時，則再利用儲冰槽融冰補足。

- 在主機優先模式中，主機在日間幾乎保持**全載**運轉。

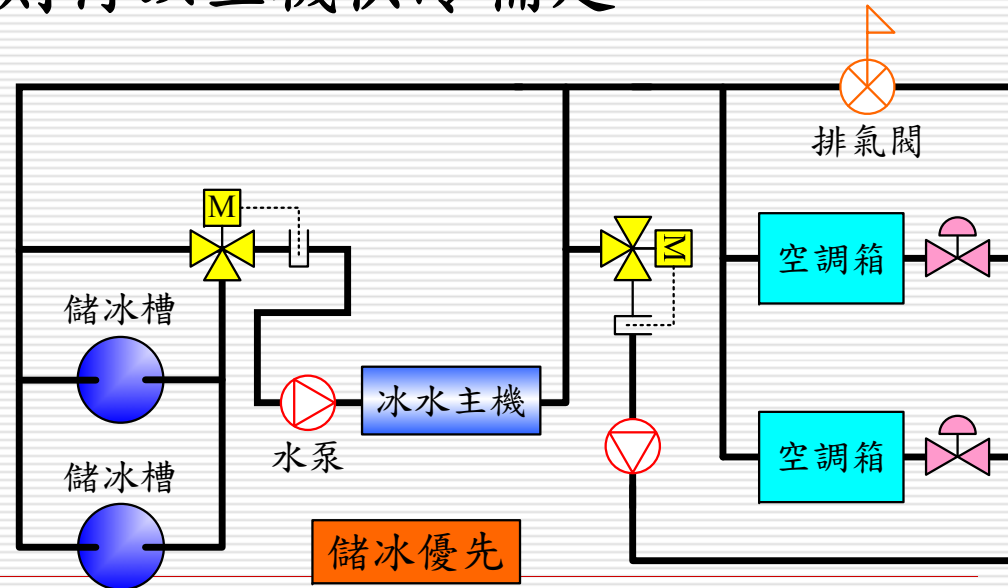


儲冰空調系統運轉原理（融冰）

□ 融冰優先（Ice Priority）

- 空調系統設計以**儲冰槽**為主要的冷源。空調的高溫回水先經過儲冰槽降溫，若空調負荷高於儲冰槽供應冷能時，則再以主機供冷補足。

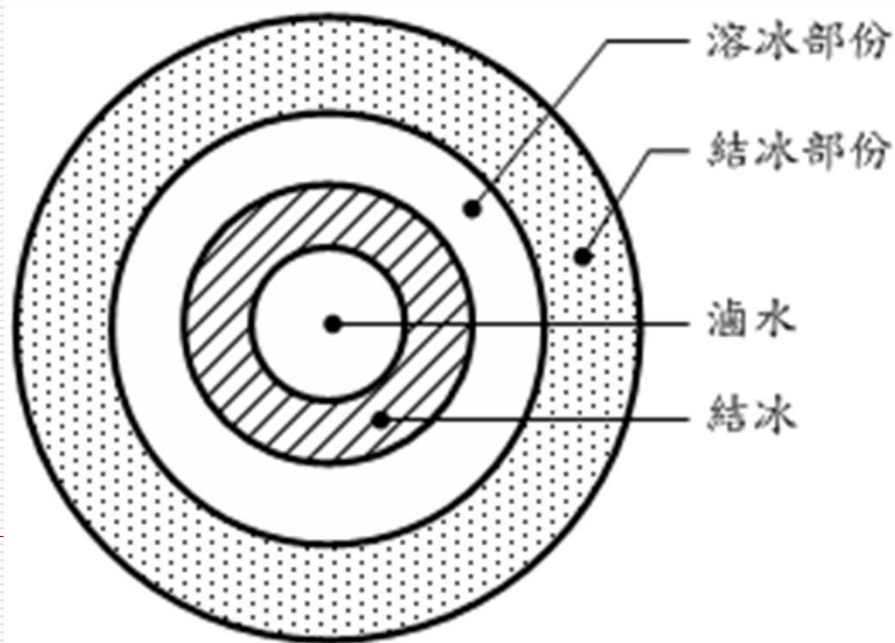
- 在融冰優先模式中，主機在日間大部分時間均為**卸載**運轉。



圖片節錄自【66】

內溶冰式

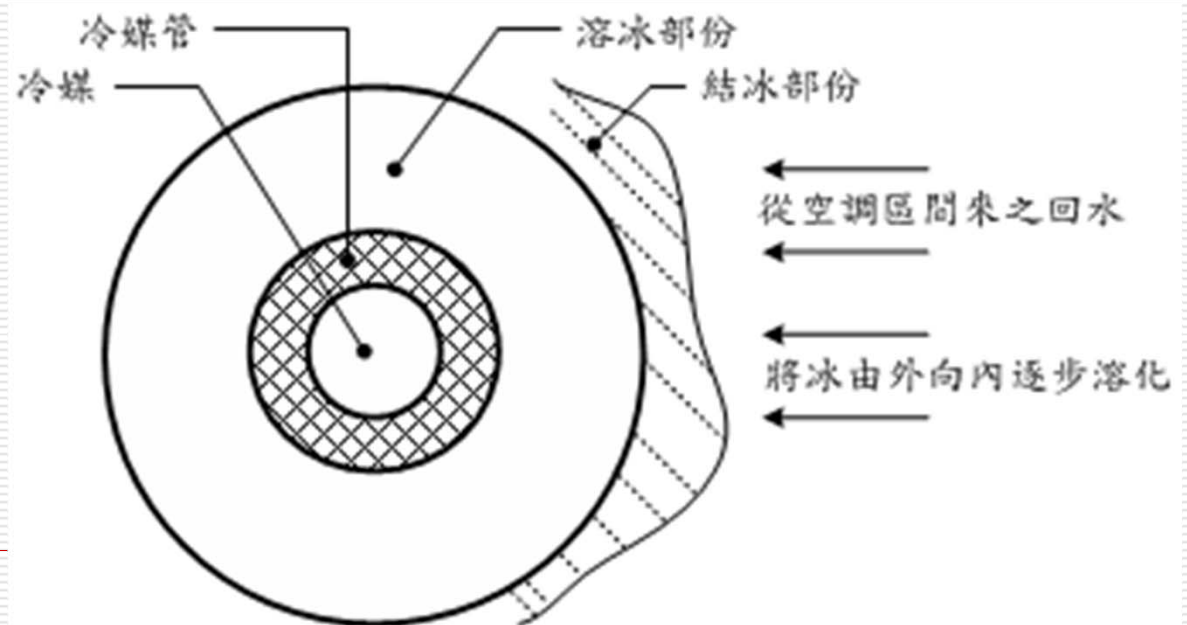
- 內溶冰係指藉空調回水(滷水)通過結冰管路之內部而使結冰層自管壁處逐漸向外溶化之方式。此模式由於熱阻關係，使溶冰釋冷之速率受阻，影響滷水未能充分與冰、水進行熱交換，使溫度上升。



外溶冰式

□ 外溶冰則係藉空調回水(滷水)通之溫水，直接進入結滿冰層的儲冰槽內，融冰方式係將冰自外而內逐漸的溶解。此模式由於空調回水直接與冰直接接觸溶冰的結果而有較佳的熱交換效率，因此大抵可維持相變化溫度 (0°C) 左右，約 (1°C) 左右之離槽溫度。

□ 儲冰槽內結冰的均勻度是一項重要的考慮因素，結冰密度若不均勻，則釋冰階段也必然產生死角，空調回水自然從抵抗最小而最易融化的地方融冰。因此儲冰槽內須設置攪拌器 (Agitator) 或空氣泵 (Air Pump) 以便使槽內水溫均勻，結冰時自然均勻。



案例分析步驟

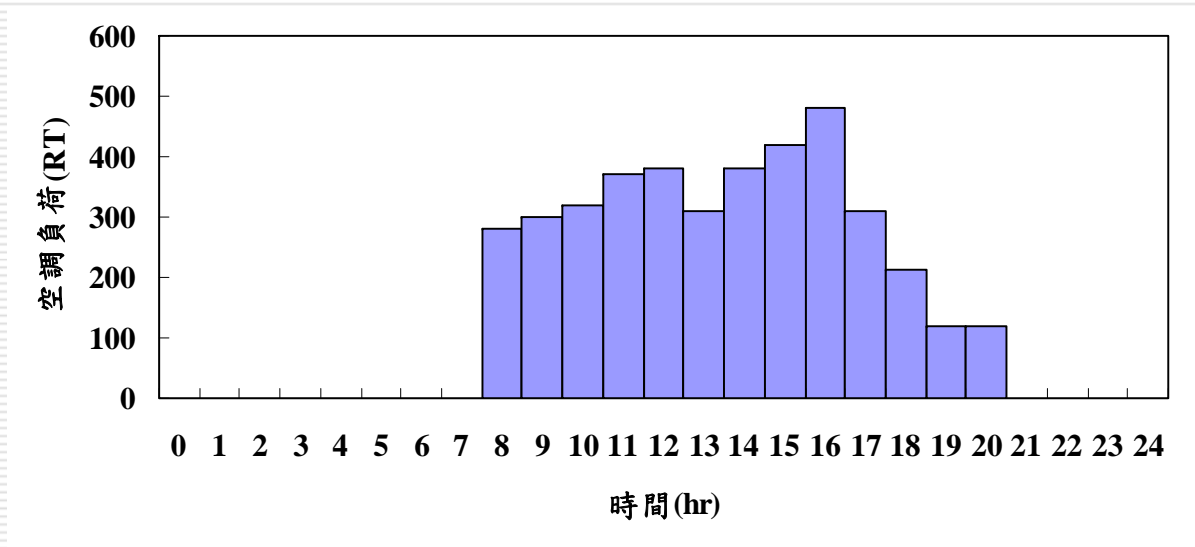
- 儲冰系統的設計過程包括以下主要的步驟
 - 1.取得系統設計已知條件
 - 2.決定冰水主機規格
 - 3.決定儲冰槽規格
 - 4.決定其他設備規格
 - 5.系統成本分析

已知設計條件

- 該大學之行政大樓為地面以上14層之建築，樓板總面積為10,000坪，而空調環境設計參考條件為
 - 室外乾球溫度：33.5°C
 - 室外相對濕度：61.8°C
 - 室內乾球溫度：25°C±2°C
 - 室內相對濕度：55%±5% RH
 - 最小外氣量：0.03至1.3L/m²或2.5L/s人

已知設計條件

□ 某館的空調負荷曲線



- 最高空調負荷發生在16:00，其值為480RT。
- 空調負荷需求共為4000 RT-hr。

已知設計條件

- 本大樓的空調系統的二段式用電儲冰空調系統，儲冰時段為當晚22:30至隔日的7:30，共9個小時。
- 空調系統全年運轉200天，其中夏日運轉122天，非夏日運轉78天。

決定冰水主機規格

- 當儲冰空調系統採分量儲冰設計時，依據能量守恆，主機所提供的冷凍量（包括夜間儲冰量以及日間運轉供冷量之總和）必須滿足日間空調所需，因此主機的標稱冷凍能力（**Nominal Chiller Size**，**NCS**）可以表示為

$$NCS = \frac{\text{空調空間空調負荷需求}}{(\text{主機製冰效率} \times \text{製冰時間}) + (\text{主機空調效率} \times \text{空調時間})}$$

決定冰水主機規格

- 假設主機製冰效率與冷房效率分別為**0.65**與**1.0**，則主機的標稱冷凍容量可計算如下

$$NCS = \frac{\text{空調空間空調負荷需求}}{(\text{主機製冰效率} \times \text{製冰時間}) + (\text{主機空調效率} \times \text{空調時間})}$$

$$NCS = \frac{4000}{(0.65 \times 9) + (1 \times 10)}$$

$$NCS = 252.37$$

- 由上式可知儲冰空調系統的冰水主機標稱冷凍容量為**252.4 RT**，而實務上可以選擇**260 RT**的冰水主機。

決定儲冰槽規格

- 在滿足空調負荷需求以及儲冰槽熱傳限制的情況下，儲冰槽的數目（Tank Number，TN）可以表示為

$$TN = \frac{\text{空調空間空調負荷需求} - (\text{主機空調能力} \times \text{空調時間})}{\text{儲冰槽有效供冷量}}$$

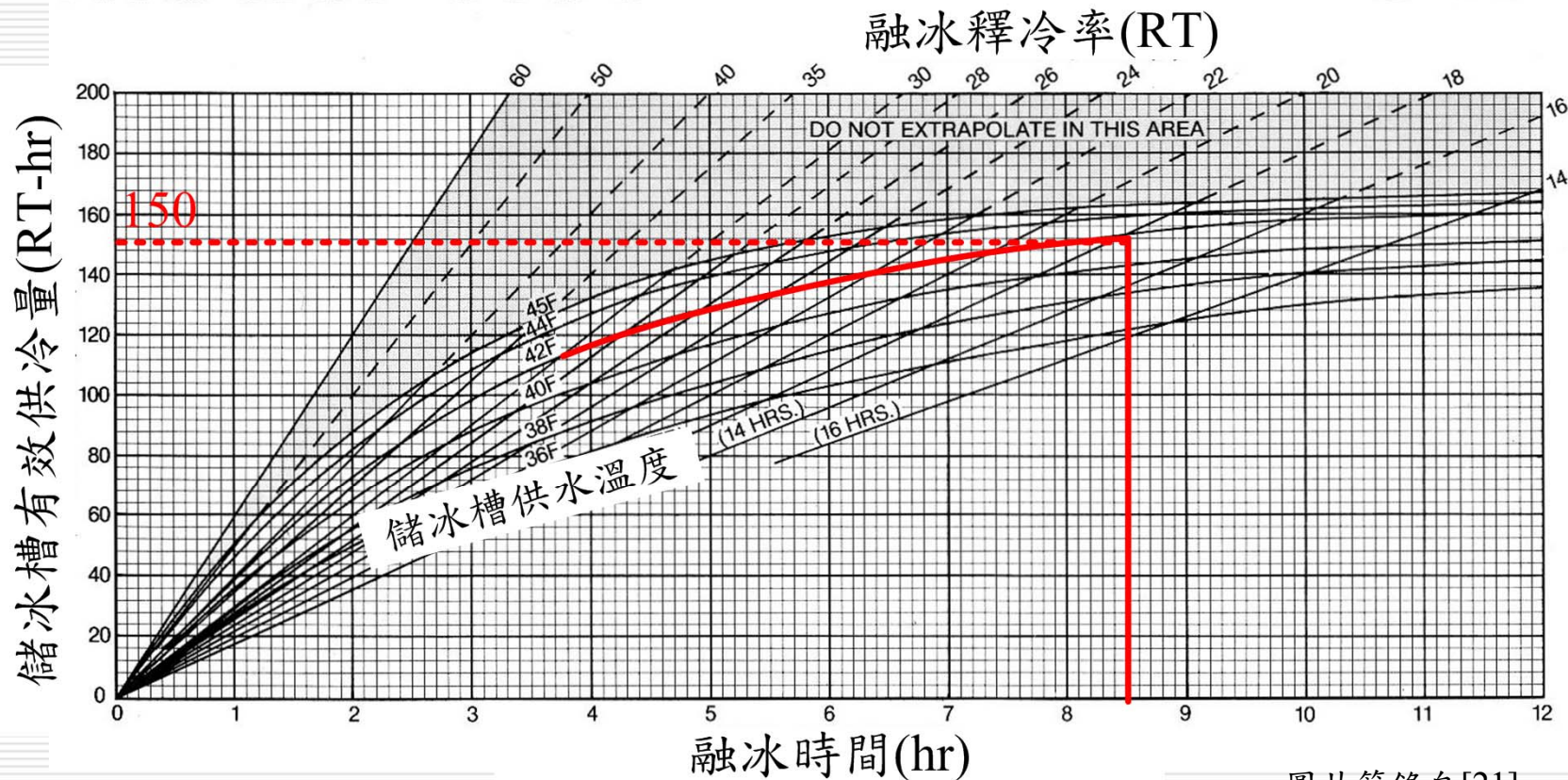
- 上式中的儲冰槽有效供冷量受到儲冰槽型式、回水溫度、供水溫度及融冰時間等參數的影響，其中融冰時間的定義為空調時間與參差因數的乘積。

決定儲冰槽規格

- 假設本系統的儲冰槽選用 CALMAC[®] 所製型號為 1190 者（標稱容量為 190 RT-hr）。
- 參考該儲冰槽的設計型錄_[24]（如下頁所示），在回水 8.3°C（47°F）與供水 5.5°C（42°F）且融冰時間為 8.5 小時的情況下，儲冰槽的有效供冷量為 150 RT-hr。

決定儲冰槽規格

Model 1190 儲冰槽型號 儲冰槽回水溫度 50F



圖片節錄自[21]

決定儲冰槽規格

- 因此儲冰槽數量可以計算為

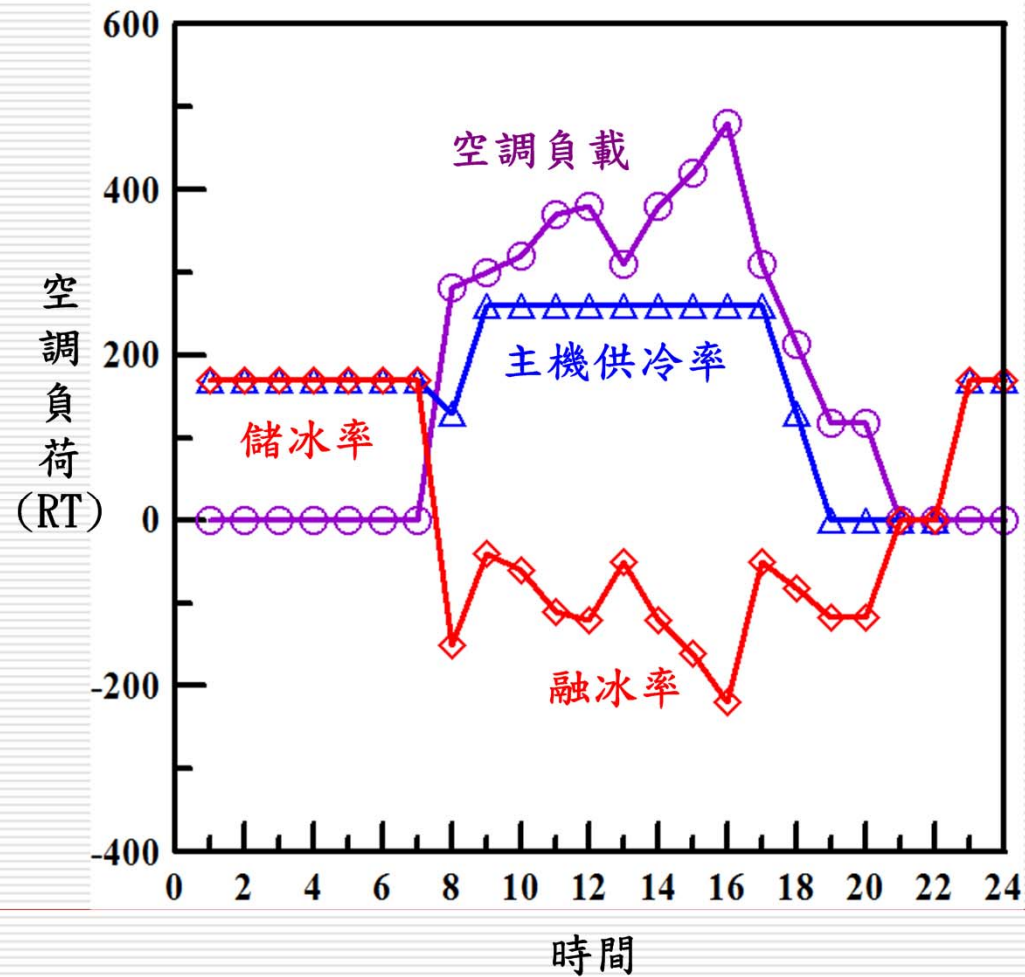
$$TN = \frac{\text{空調空間空調負荷需求} - (\text{主機空調能力} \times \text{空調時間})}{\text{儲冰槽有效供冷量}}$$

$$TN = \frac{4000 - (260 \times 10)}{150}$$

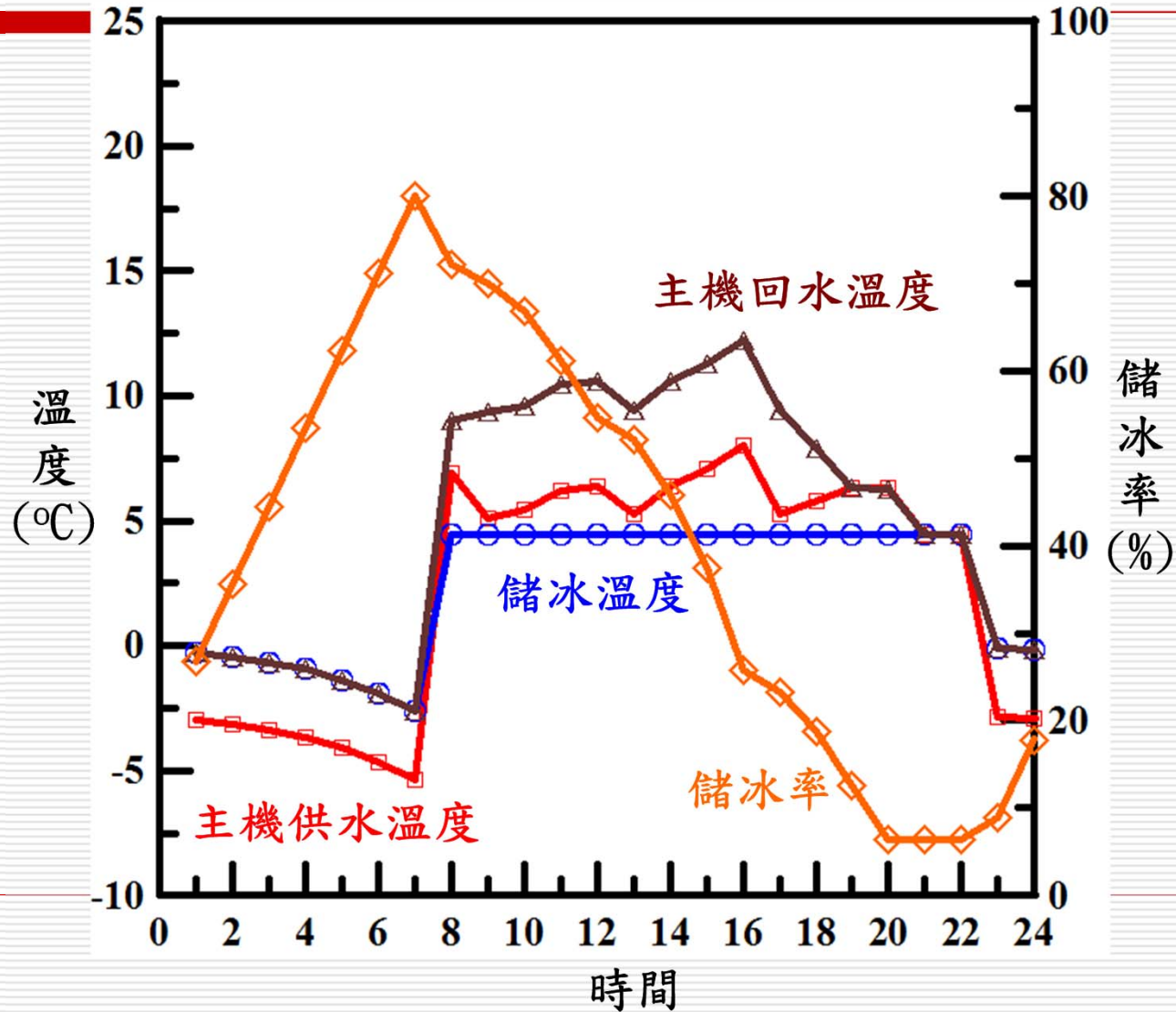
$$TN \approx 10$$

- 由上可知該行政大樓的儲冰空調系統至少需要採用10個儲冰槽。

儲冰空調運轉情形模擬



儲冰空調運轉情形模擬



決定其他設備規格

- 由前述已知主機以及儲冰槽規格，即可得知水泵所需要的水量。

$$\text{水泵流量} = \frac{\text{熱傳率}}{\text{溫差} \times \text{流體比熱}}$$

- 再由大樓各管路配置圖，搭配已知水量即可可以決定各水泵的規格（功率，kW，或馬力，HP）。

$$\text{水泵功率} = \frac{\text{流量} \times \text{揚程}}{\text{效率}}$$

系統成本分析

- 電力申請費用為2000元/kW。
- 104年04月01日起實施之高壓供電二段式時間電價如下

分類				夏月	非夏月
基本電費	經常契約		元/瓩月	223.6	166.9
流動電費	週一至週五	尖峰	元/度	3.62	3.53
		離峰	元/度	1.69	1.60

- 台電公司除了擴大尖離峰電力價差之外，自98年1月1日以後，對於採用儲冰空調系統用戶並給予離峰電價6折的優惠。

系統成本分析

□ 空調系統設備成本^[23]

設備名稱	設備單價	價格單位
冰水主機	10,000	元/RT
冷卻水塔	1,500	元/RT
冷卻水泵	2,000	元/HP
冰水泵	2,000	元/HP
製冰鹵水泵	2,250	元/HP
熱交換鹵水泵	3,000	元/HP
儲冰槽	1,600	元/RT-hr
板式熱交換器	1,200	元/RT
乙烯乙二醇	300,000	元/式

設計結果比較與效益評估

設備名稱	傳統式			分量儲冰		
	設備容量	設備價格	設備耗電	設備容量	設備價格	設備耗電
冰水主機	260RT×2	5,200,000	416kW	130RT×2	2,600,000	208kW
冷卻水塔	300RT×2	900,000	14.6kW	300RT×1	450,000	7.3kW
冷卻水泵	25HP×3	150,000	37kW	20HP×3	120,000	30kW
冰水泵	20HP×3	120,000	30kW	20RT×3	120,000	30kW
製冰水泵	-	-	-	15HP×2	270,000	22kW
熱交換泵	-	-	-	25HP×2	180,000	37kW

設計結果比較與效益評估

設備名稱	傳統式			分量儲冰		
	設備容量	設備價格	設備耗電	設備容量	設備價格	設備耗電
冷風機	-	6,500,000	60kW	-	6,500,000	60kW
儲冰槽	-	-	-	1900RT-hr	3,040,000	-
乙二醇	-	-	-	-	200,000	-
熱交換器	-	-	-	150RTx2	360,000	-
風管工程	-	7,300,000	-	-	7,300,000	-
水管工程	-	9,400,000	-	-	9,200,000	-
配電工程	-	5,200,000	-	-	5,200,000	-

設計結果比較與效益評估

設備名稱	傳統式			分量儲冰		
	設備容量	設備價格	設備耗電	設備容量	設備價格	設備耗電
控制工程	-	2,500,000	-	-	3,000,000	-
安裝工程	-	1,900,000	-	-	2,500,000	-
相關工程	-	1,800,000	-	-	2,500,000	-
管理費	-	2,038,500	-	-	2,184,500	-
契約容量	558 kW	-	-	394 kW	-	-
電力申請	558 kW	1,116,000	-	394 kW	788,000	-
工程費用	-	44,124,500	-	-	46,512,500	-
造價差額	46,512,500 - 44,124,500 = 2,388,000 (增加5.4%)					

設計結果比較與效益評估

設備名稱	傳統式			分量儲冰		
	設備容量	設備價格	設備耗電	設備容量	設備價格	設備耗電
日間耗電	542 kW	-	-	397 kW	-	-
夜間耗電	0	-	-	269.6 kW	-	-
基本電費	-	756,144	-	-	728,226	-
夏月用電	-	2,690,586	-	-	2,254,110	-
非夏月用電	-	2,596,028	-	-	2,068,922	-
全年電費	-	6,042,758	-	-	5,051,258	-
電費差額	6,042,758 - 5,051,258 = 991,500 (減少16.41%)					
回收年限	2,388,000 / 991,500 = 2.4 年					

結語

- 空調設備夏季尖峰佔台灣總用電量35%，藉由空調系統能源使用效率提升及節能技術的開發，有著重要的指標意義。
- 空調系統之節能主要以空氣側、冰水側與冷卻水側著手進行。
- 儲冰系統可轉移尖離峰負載，協助能源用戶達到節費的效益，對於運轉費用的降低有實質的效果。
- 空調系統應以全方位(Total Solution)的規劃設計與運轉節能策略為最終目標。