

# Optimization of chiller system's operating parameters through data analysis

冰水系統最佳化的運轉參數分析

吳孝修

台灣積體電路製造股份有限公司三廠  
sswuc@tsmc.com

# 自我介紹

## ● 學歷

- 台北科技大學 能源與冷凍空調工程系
- 交通大學 機械工程所 熱流組

## ● 經歷

- 台灣積體電路公司 晶圓三廠 工程師 2010~2017

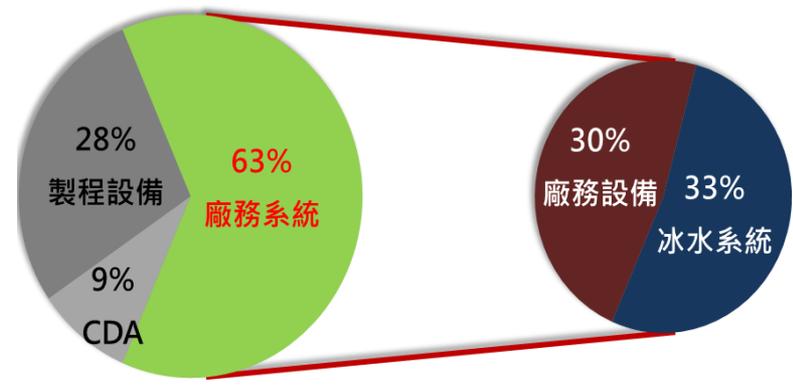
## ● 證照

- 冷凍空調技師
- 國際專案管理師 (PMP)

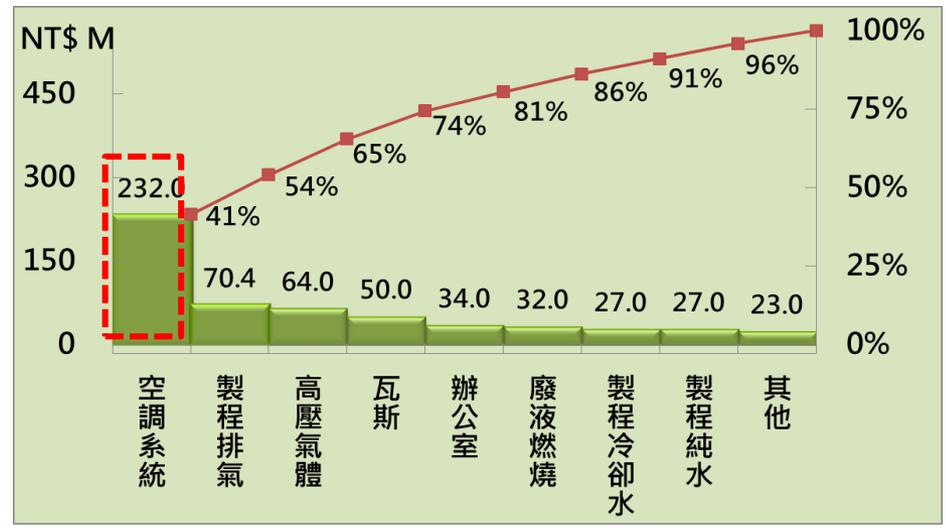
# 冰水系統最佳化的運轉參數分析

廠務所佔耗能比率達 63%, 冰水系統佔全廠耗電 33%

冰水系統佔整廠耗能比率



## 能耗博拉圖分析



# 冰水系統最佳化的運轉參數分析

## 系統組織架構圖

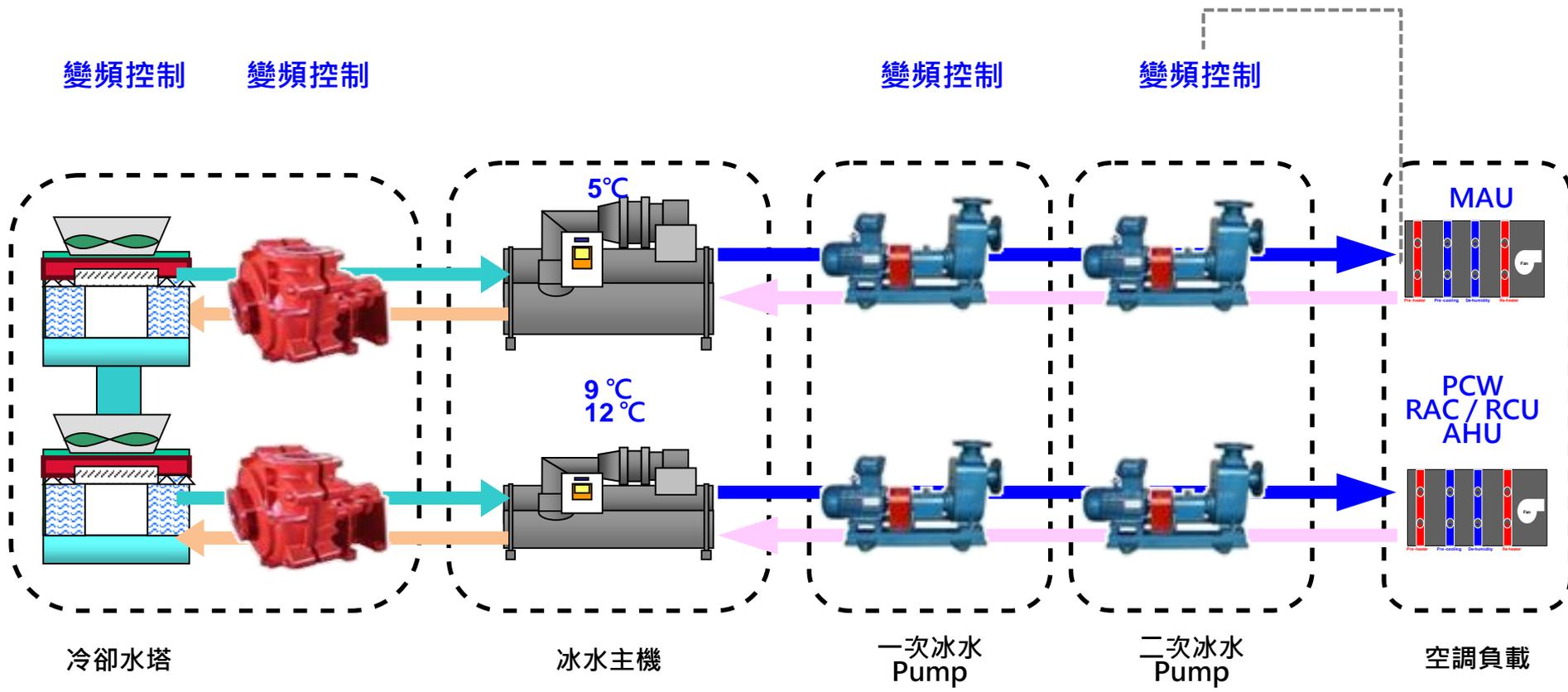
沿設備曲線 變溫差變流量

冰機負載百分比控制

末端壓力控制

變頻控制 變頻控制

變頻控制 變頻控制



冷卻水塔

冰水主機

一次冰水 Pump

二次冰水 Pump

空調負載

# 冰水系統最佳化的運轉參數分析

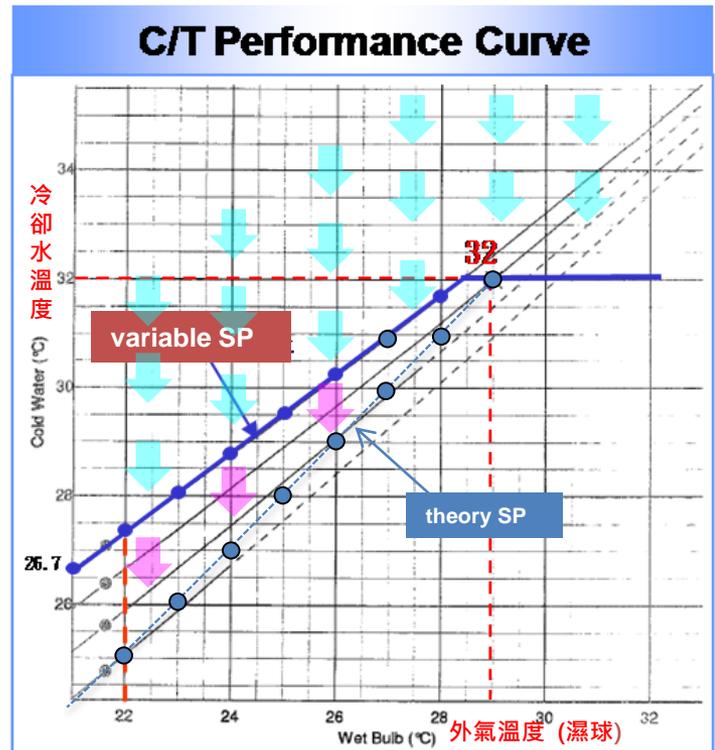
## Cooling tower 運轉比較

- 固定溫度法：夏季因濕球溫度高，導致冷卻水溫達不到需求而多耗功。
- 固定溫差法（濕球溫度+3°C）：冬季時水溫偏低而多耗功。
- 採智慧型變溫法：緊貼C/T運轉特性曲線運轉，即時達到最佳節能控制。（遠優於定溫/定溫差控制）。

WB < 18 °C , Set-point= 25 °C

18 °C < WB < 29 °C , Set-point= 0.691xWB+12.195

WB > 29 °C , Set-point= 32 °C



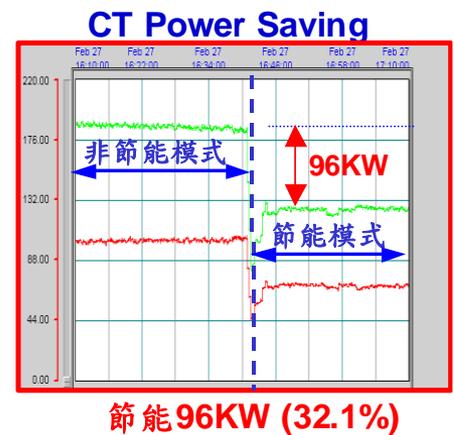
		17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
傳統控制模式	外氣濕球溫度°C	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
	Set-point	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33
	趨近溫度°C	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
FAC3節能控制	外氣濕球溫度°C	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
	Set-point	25	25	25.5	26.1	26.7	27.3	28.0	28.7	29.5	30.3	31.1	31.9	32.0	32.0
	趨近溫度°C	8.0	7.0	6.5	6.1	5.7	5.3	5.0	4.7	4.5	4.3	4.1	3.9	3.0	2.0

← 依外氣溫度調整設定 →

外氣低溫(冬季) 24度以下, 冰機會低溫喘振

外氣高溫(夏季)

Full capacity design : 37 °C inlet & 32 °C outlet temperature

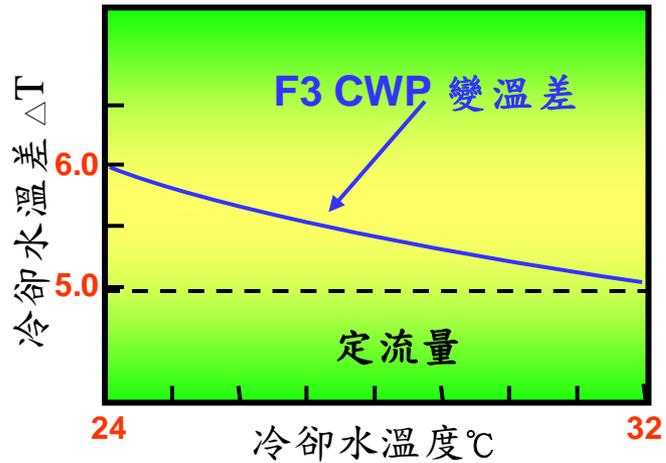


節能96KW (32.1%)

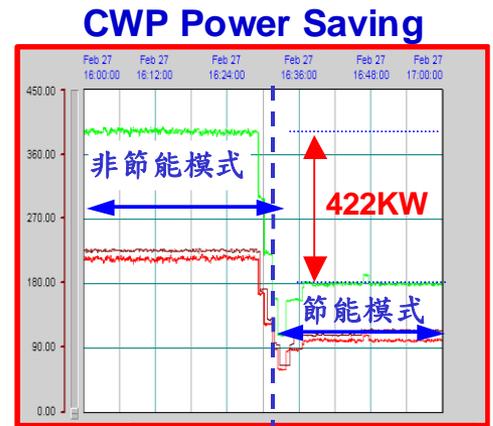
# 冰水系統最佳化的運轉參數分析

## CWP 最佳化運轉

- 傳統控制係以最簡易的定流量做為控制。
- F3 冷卻水泵之最佳化節能控制經由冷卻水溫作變流量控制。
- 進水低溫時→採大溫差→變流量控制(泵浦相似定律)
- 依Pump運轉曲線, 自動控制 CWP 頻率(最佳溫差設定值)。
  - ◆ 冷卻水量太高 → CWP運轉功率高, 浪費能源
  - ◆ 冷卻水出水溫度過高 → 造成冰機效率差, 甚至造成冰機高壓偏高之風險。



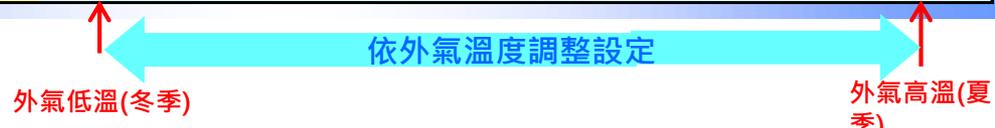
Before	After
CWP 定頻運轉	CWP 降頻變流量
溫度差固定 ( $\Delta T=5C$ )	溫度差隨冷卻水溫變化 ( $\Delta T=5\sim 6C$ )



節能 422KW (65.2%)

### CWP Operation Matrix

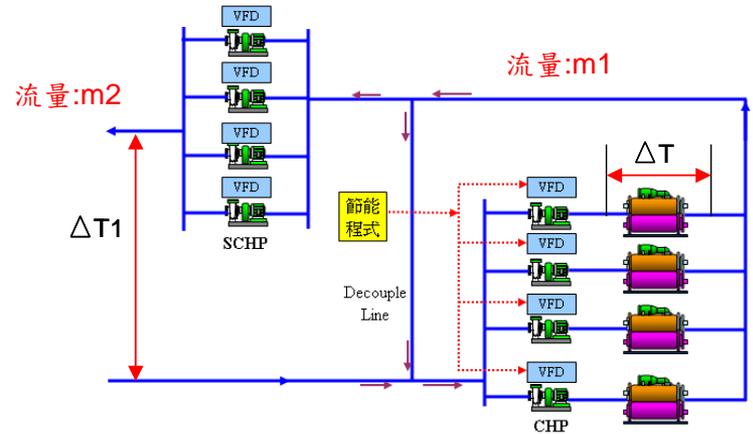
Cooling Tower 出水溫度 (°C)	25	26	27	28	29	30	31	32
設定冷卻水溫差 $\Delta T$ (°C)	5.72	5.64	5.56	5.49	5.41	5.33	5.26	5.18



# 冰水系統最佳化的運轉參數分析

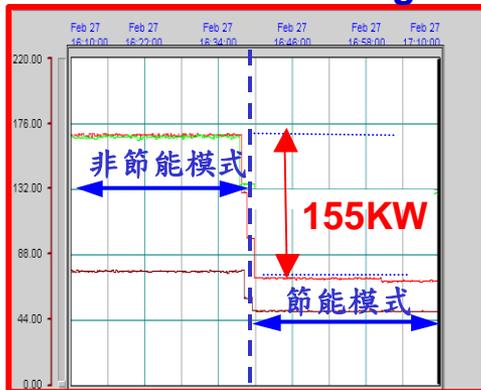
## CHP 最佳化運轉

- 傳統以簡易定流量方式作控制。
- 冰水泵之最佳化節能控制經由Auto feedback作變流量控制。
  - ◆ 依照冰水主機負載進行頻率調變,冰機負載增加則增加CHP運轉百分比,冰機負載降低,則降低CHP運轉百分比
  - ◆ 進回水溫度差越高,則CHP降頻幅度越高
  - ◆ 將共通管流量控制為幾互靜止,故使用端需要多少,就提供多少流量



CHP Operation Matrix											
冰機負載(loading%)	100%	95%	90%	85%	80%	75%	70%	65%	60%	55%	50%
非節能模式CHP(Hz)	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60
節能模式CHP(Hz)	60	60	57	54	50	47	44	41	38	35	32

### CHP Power Saving



節能 155KW (39.9%)

$$CHP\ Hz = 60 \times P\% \times \left( \frac{\Delta T}{\Delta T_1} \right) \times A$$

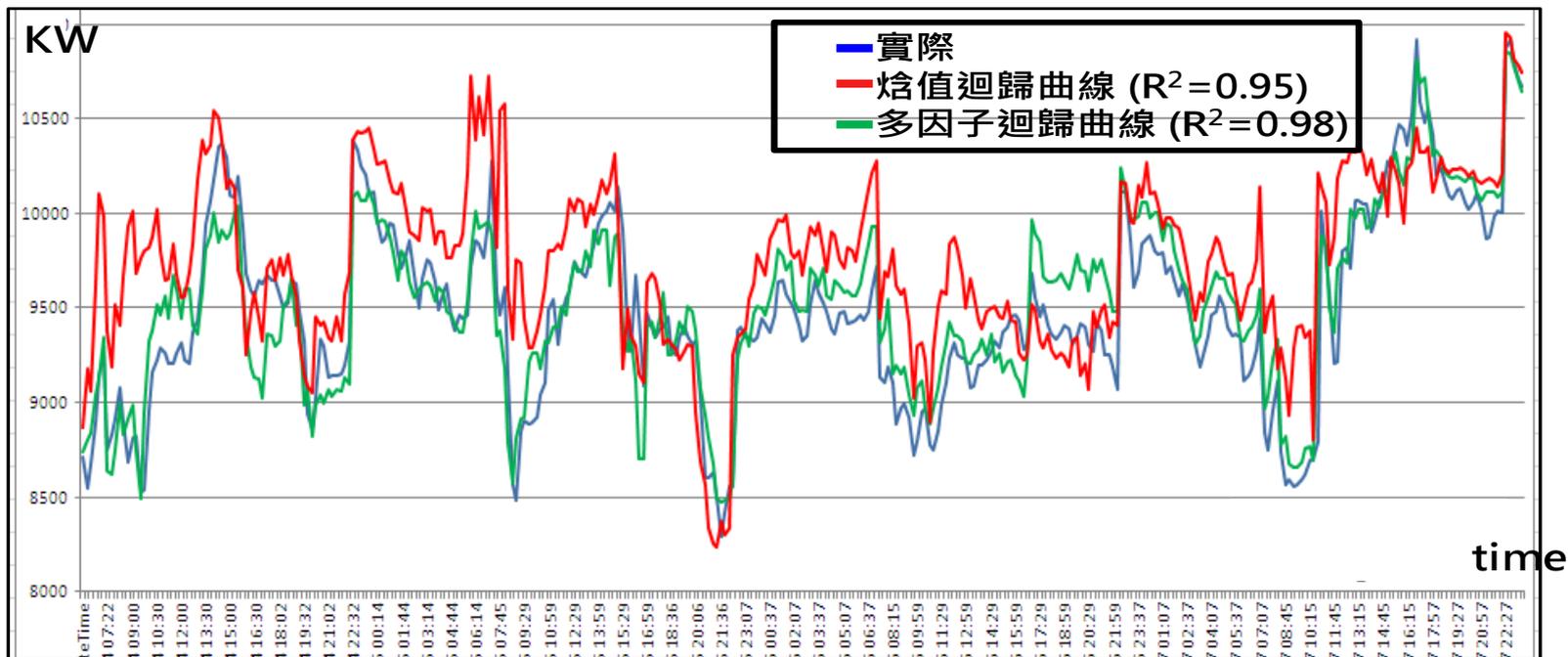
其中P% : (P1+P2+...Pn)/n冰機負載率  
 Δ T : 冰機設計溫差  
 Δ T<sub>1</sub> : 冰水出回水溫差  
 A : 修正係數

# 冰水系統數據分析

# 冰水系統最佳化的運轉參數分析

## ● Fit Module 多因子迴歸預估曲線

- 原冰機總耗電只參考外氣焓值(熱含量), 回歸得 $R^2=0.95$ ,
- 利用Fit Module多因子分析,  $R^2=0.98$ , 可精準分析冰水主機系統用電基線

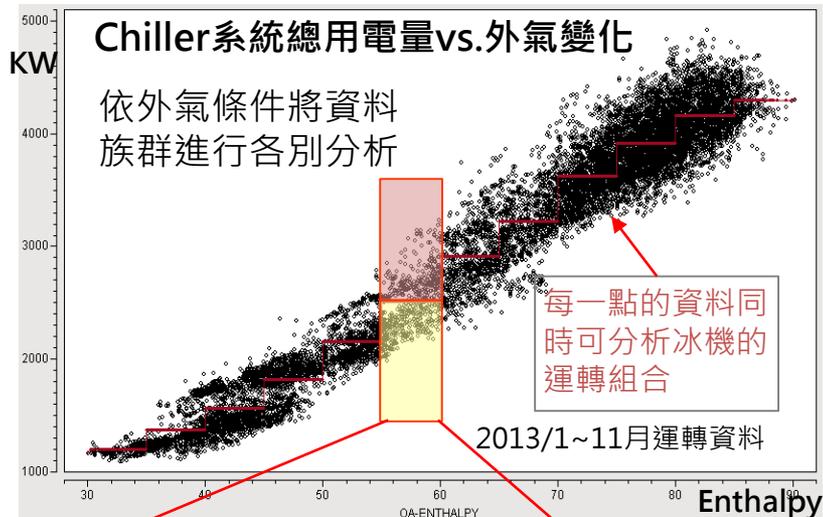


### 多因子迴歸模組程式

$$f(\text{冰水系統總耗量}) = f(\text{外氣變化(焓值,溫度,露點)}) + f(\text{PCW / CDA}) + f(\text{Tools....})$$

# 冰水系統最佳化的運轉參數分析

## ● Distribution 依照次數/電量分佈決定冰機最佳運轉組合



既有操作模式

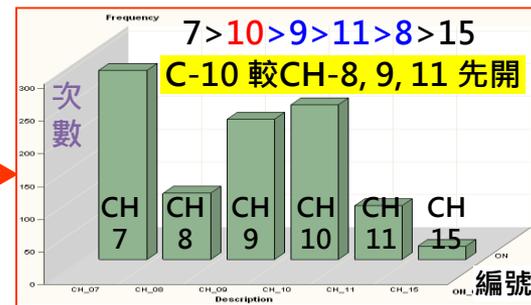
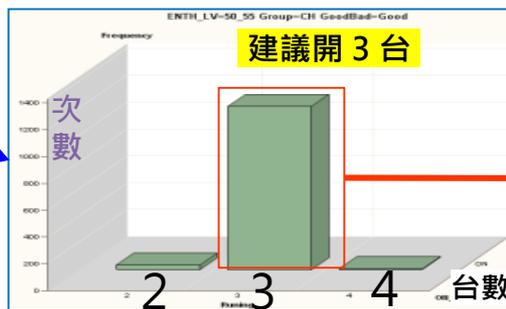
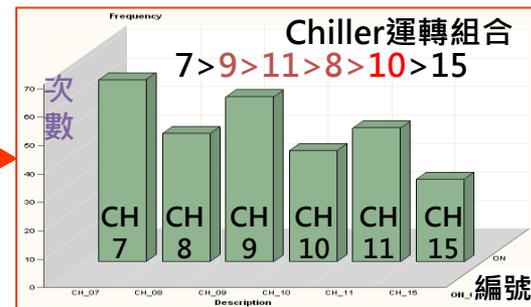
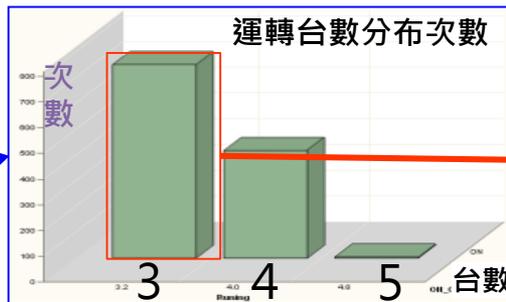
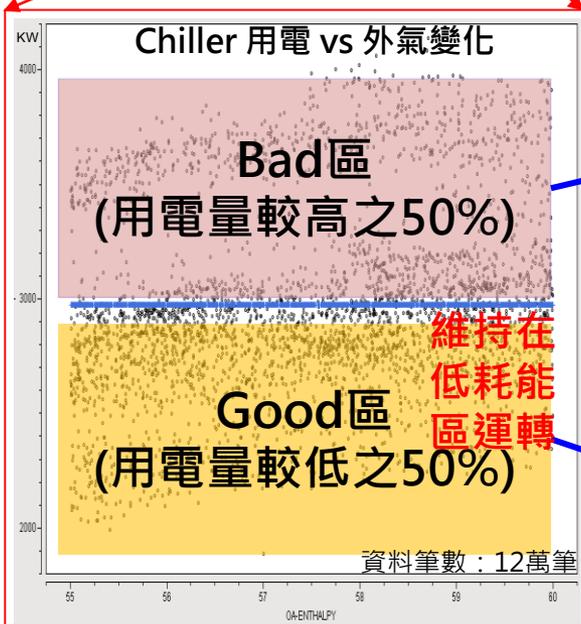
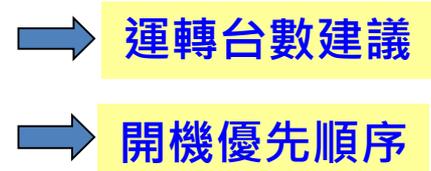
1. 依負載率來決定開啟數量
2. 單機效率來決定運轉順序

缺點

未將系統變數納入考量，如管路、溫度設定...



比對各區分析結果



# 冰水系統最佳化的運轉參數分析

## ● 運轉資料進行分析\_冰水主機組合

- 高耗電及低耗電時Chiller開啟的數量分布→最佳運轉台數
- 同運轉數量, 各Chiller落於高耗電及低耗電之次數→最佳運轉次序

外氣焓值	~50	50-65	65-75	75~
最佳運轉台數	2	3	4	5
建議運轉順序	CH-7→10→11→15→9→8			

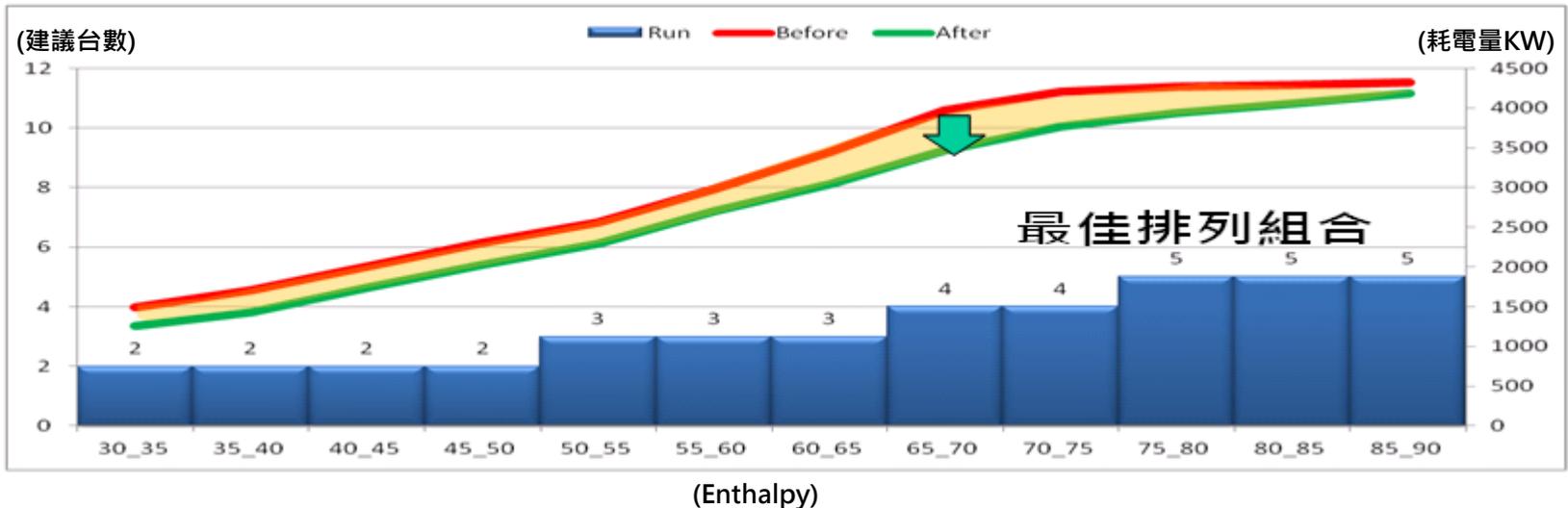
模組  
程式  
化導  
入SI

5°C 冰機運轉黃金組合

109.6 - 5104.0 - 4998.4  
KW GAP = 實際 KW - 預估 KW

焓值	冰機最佳運轉台數
25 - 30	2
30 - 35	2
35 - 40	2

冰機目前運轉台數: 2

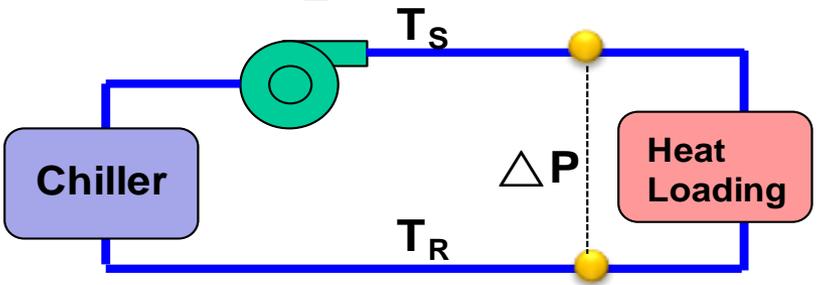


# 冰水系統最佳化的運轉參數分析

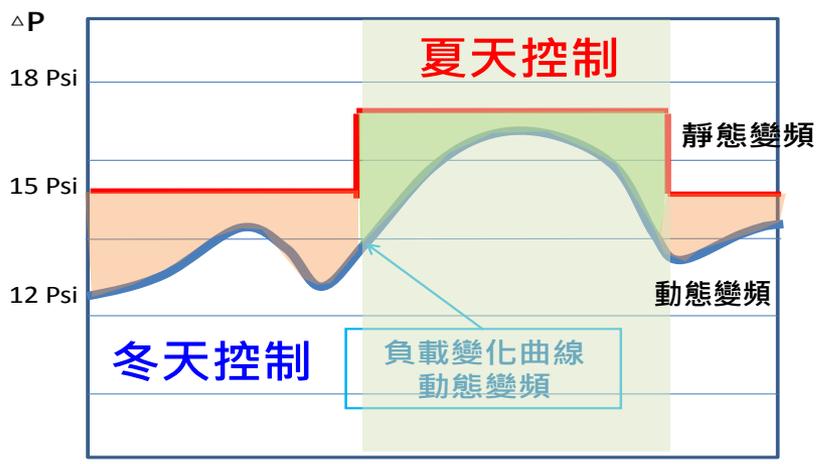
伯努力及連續方程式得知管末等押差控制末等流量控制

$$\frac{1}{2} \rho V^2 + \rho gh + P = Const$$

$$P_2 - P_1 = \frac{1}{2} \rho (V_2^2 - V_1^2)$$

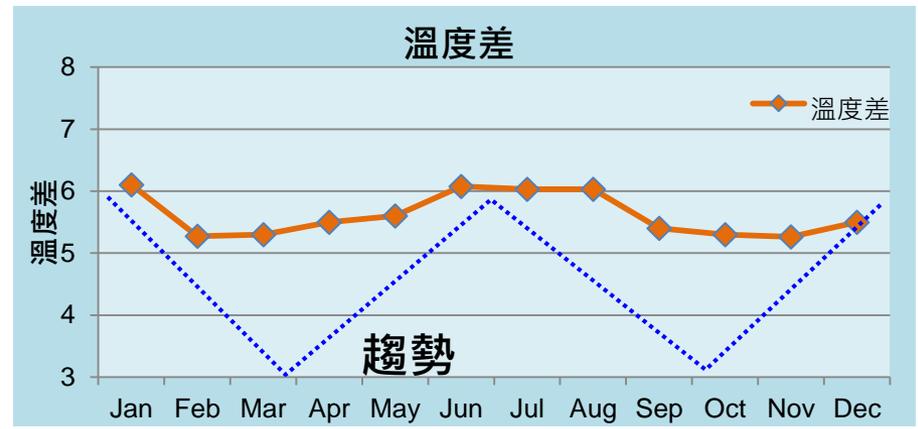
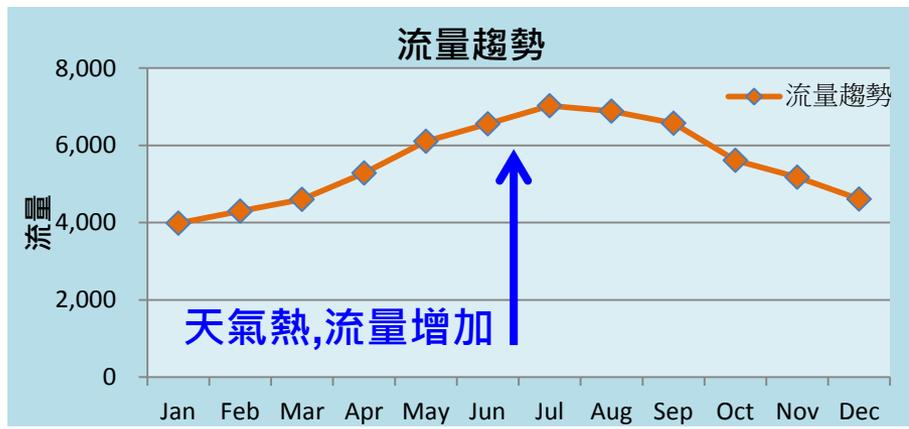


天氣條件多變化,非單一冬夏調整



流量層別：比較一年四季每個月平均流量,確認天氣越熱,冰水流量越高

溫度差層別：比較給個月溫度差分別為W型態轉換,表示現場供應需求有過剩現象



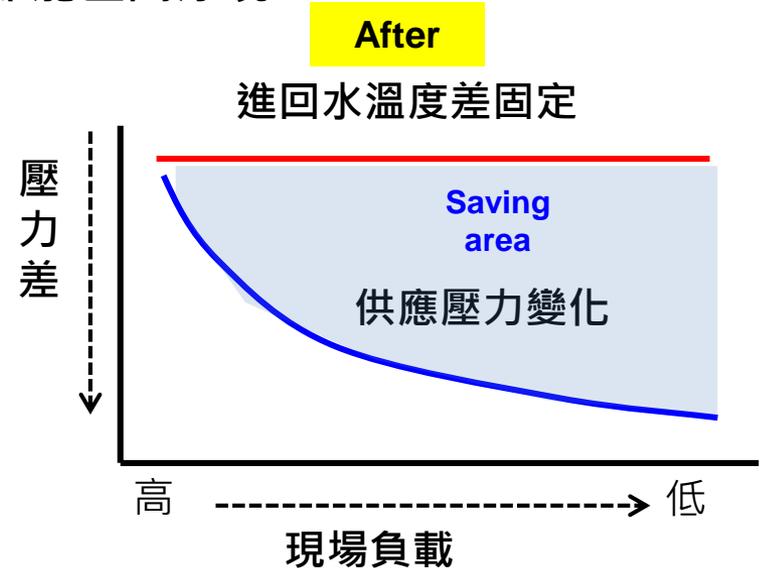
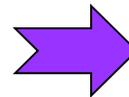
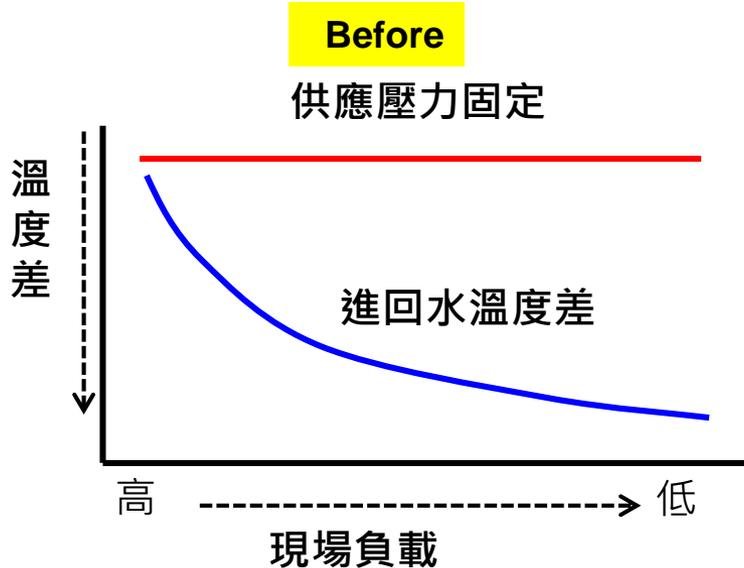
# 冰水系統最佳化的運轉參數分析

供應壓力為主動控制參數,回水溫度差為被動表徵,藉由原理推估,將被動化為主動

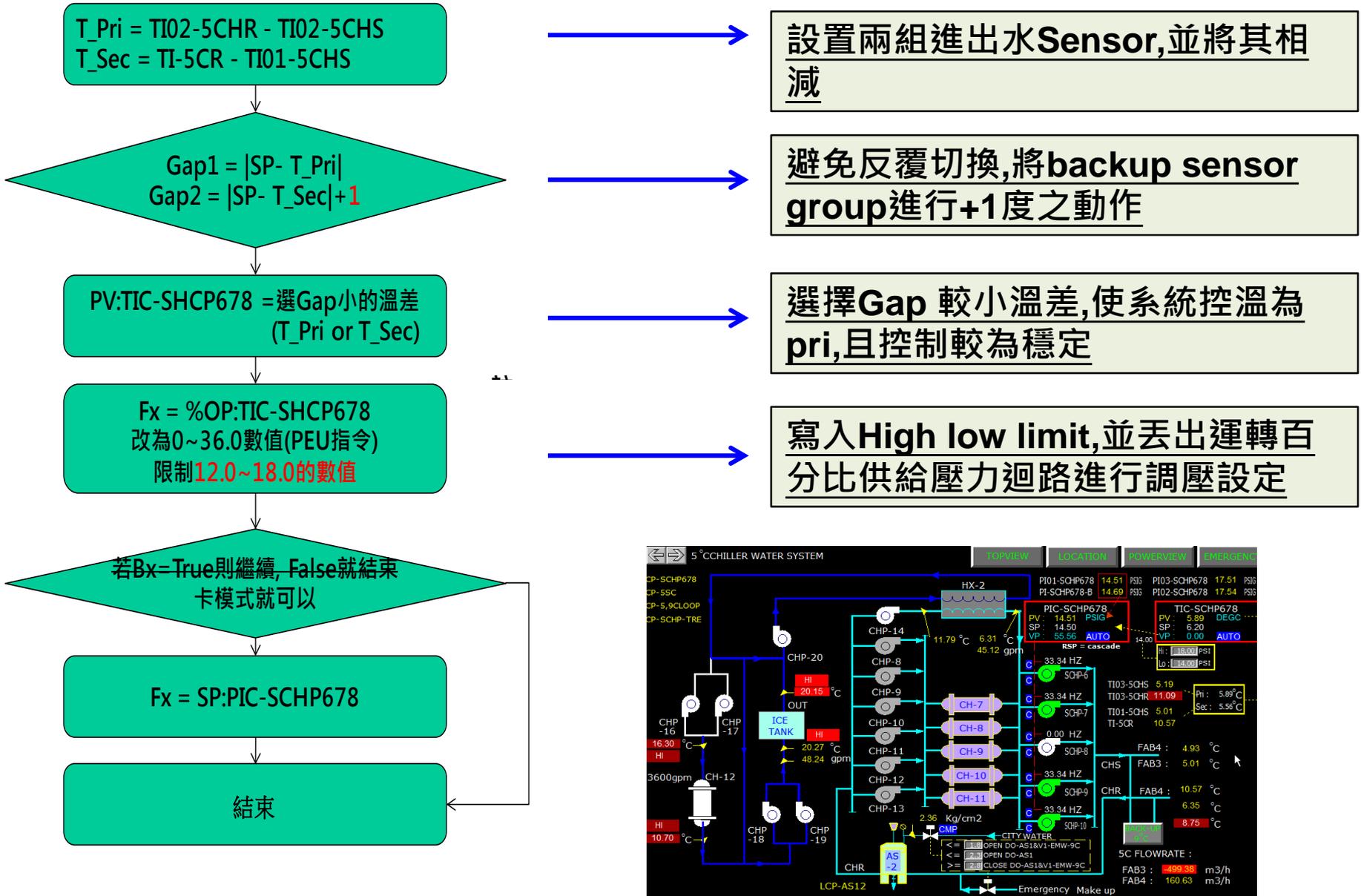
Before	After
$\Delta P$ 控制	$T_R - T_S$ 控制
供應流量過多	依現場用量供應
耗電量高	最省之用電量

當供應壓力固定：  
現場負載越低,回水溫度越低,溫差越高

當供溫度差固定：  
現場負載越低,供應壓力越低,溫差固定,節能區間浮現



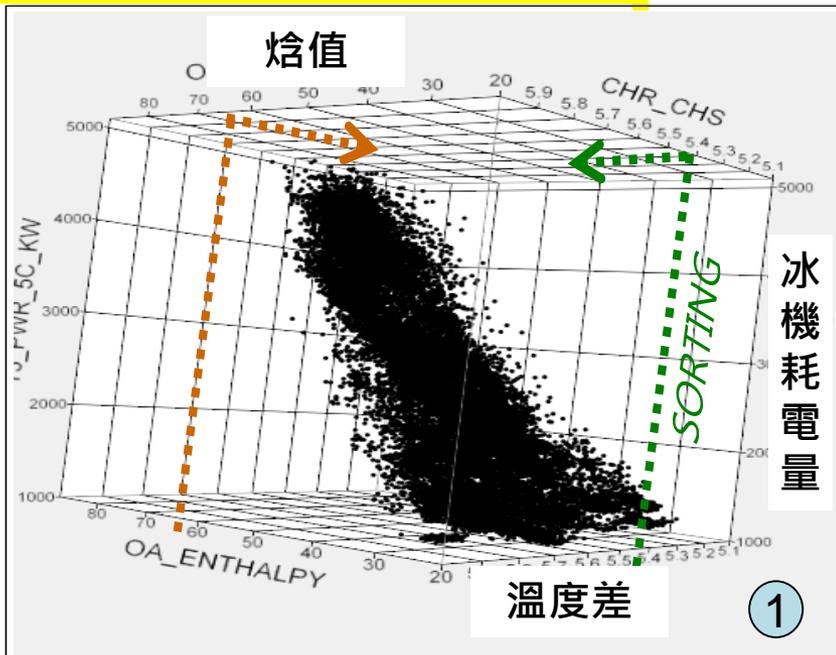
# 冰水系統最佳化的運轉參數分析



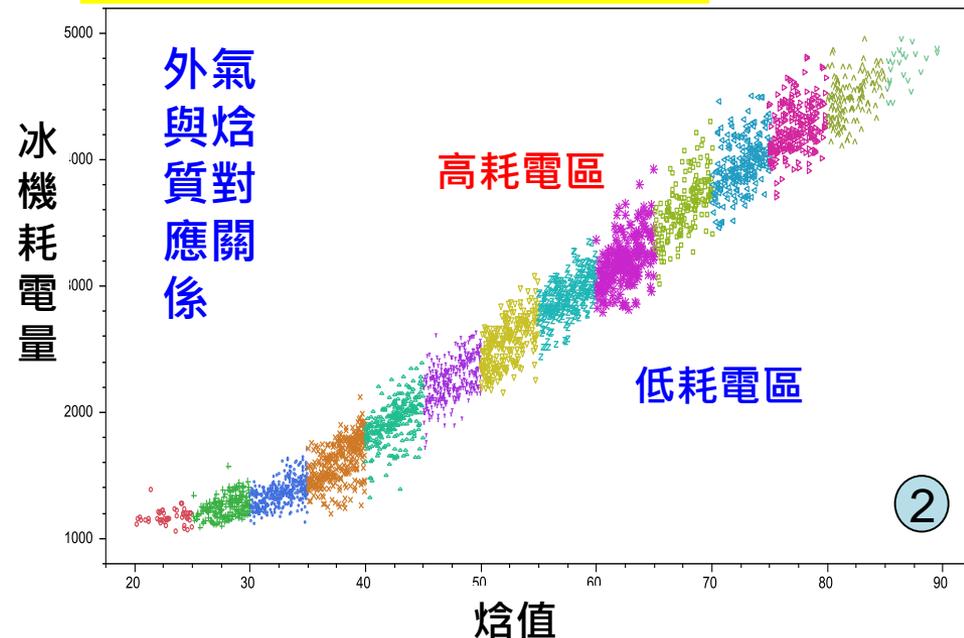
# 冰水系統最佳化的運轉參數分析

- ① 用電量分布：將冰水主機群組用電量,進回水溫度差及外氣焓值採用分布圖3D資料分布,尋找節能契機
- ② 切割焓質耗電：切割外氣焓值及耗電量關係,確認外氣焓值越高,耗電量越高,每區段焓值有高低耗電量分布關係
- ③ 切割溫度分布：切割個焓值區段的溫度分層,將其溫度差切分為5.0~6.0五個區間進行解析
- ④ 解析各溫度分布：檢查個焓值區段溫度分層溫度對應耗電量關係式

## 3D分佈原始資料



## SORTING by Enthalpy



# 冰水系統最佳化的運轉參數分析

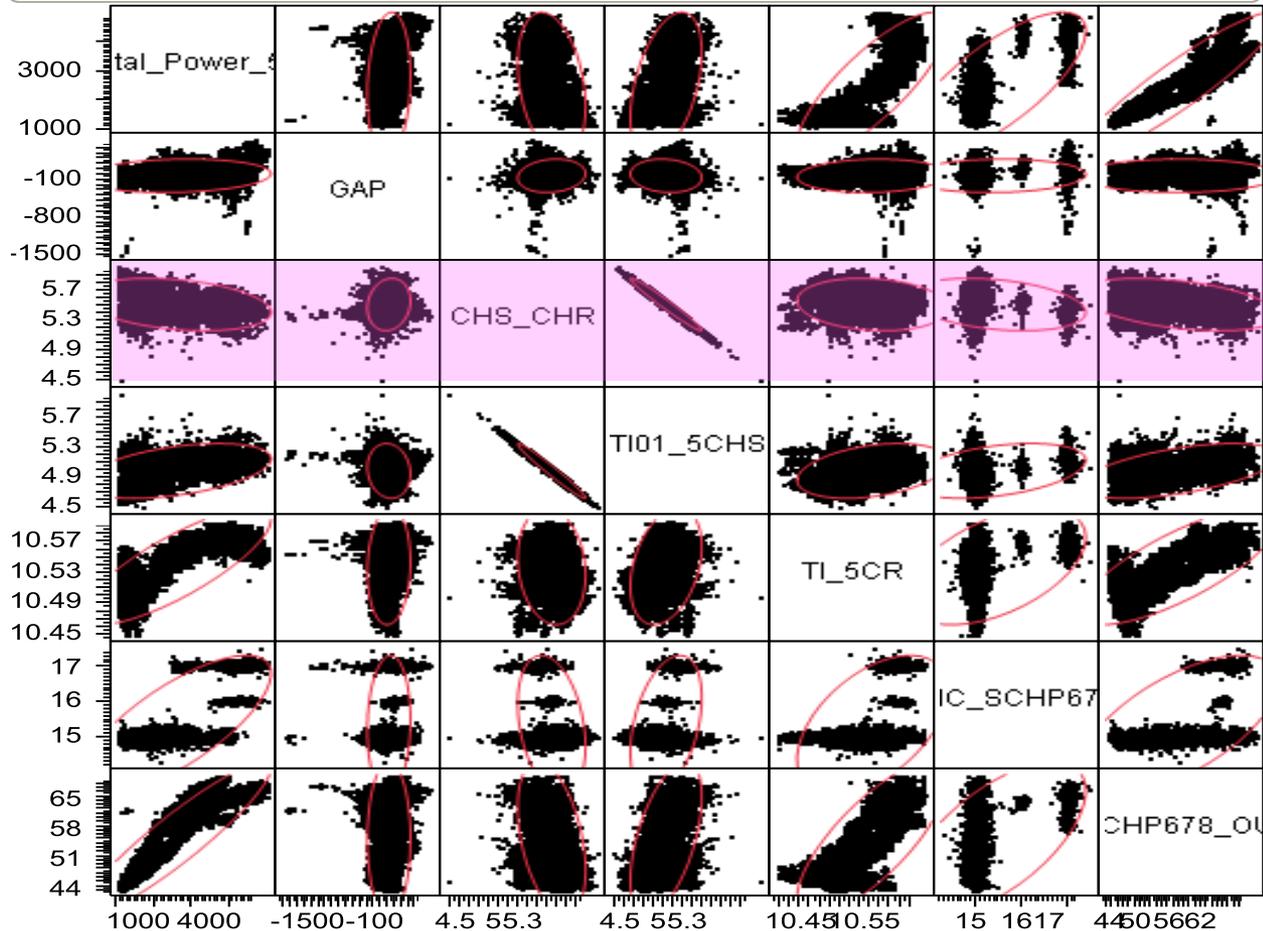
Multivariate charge=Normal

## Correlations

	Total_Power_5C	GAP	CHS_CHR	TI01_5CHS	TI_5CR	PIC_SCHP678	PIC_SCHP678_OUTPUT
Total_Power_5C	1.0000	0.1252	-0.2979	0.4480	0.8085	0.7423	0.9226
GAP	0.1252	1.0000	0.1409	-0.1172	0.0809	0.0767	0.0028
CHS_CHR	-0.2979	0.1409	1.0000	-0.9794	-0.1462	-0.3030	-0.4116
TI01_5CHS	0.4480	-0.1172	-0.9794	1.0000	0.3430	0.3899	0.5479
TI_5CR	0.8085	0.0809	-0.1462	0.3430	1.0000	0.5003	0.7687
PIC_SCHP678	0.7423	0.0767	-0.3030	0.3899	0.5003	1.0000	0.6288
PIC_SCHP678_OUTPUT	0.9226	0.0028	-0.4116	0.5479	0.7687	0.6288	1.0000

R<sup>2</sup> 最高0.4

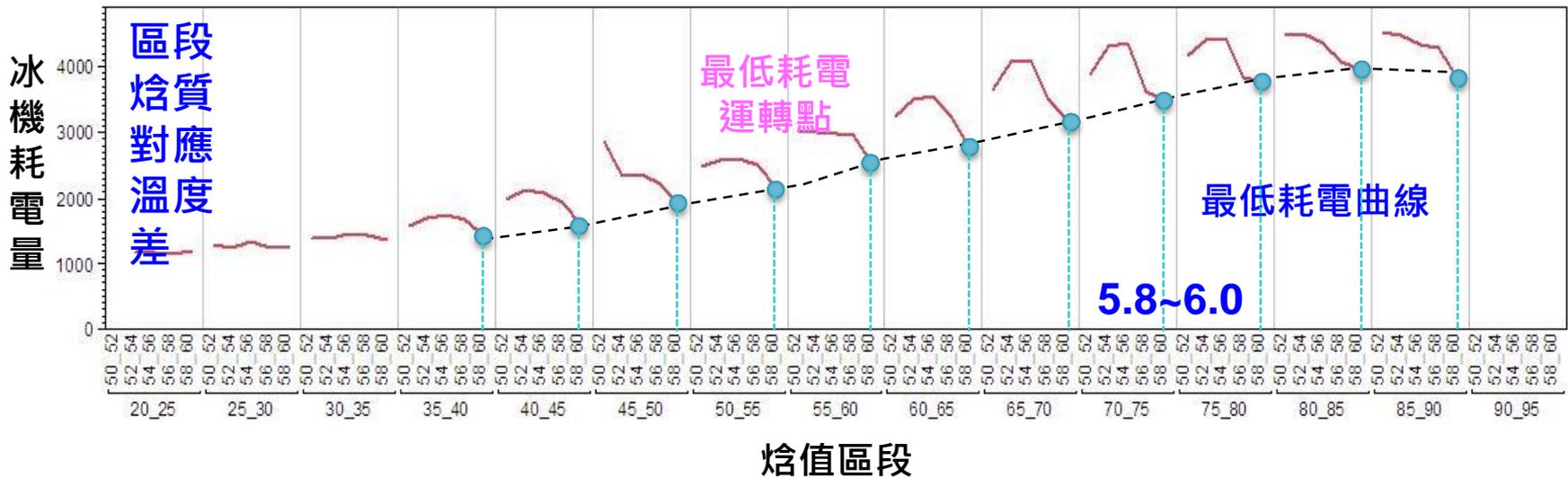
## Scatterplot Matrix



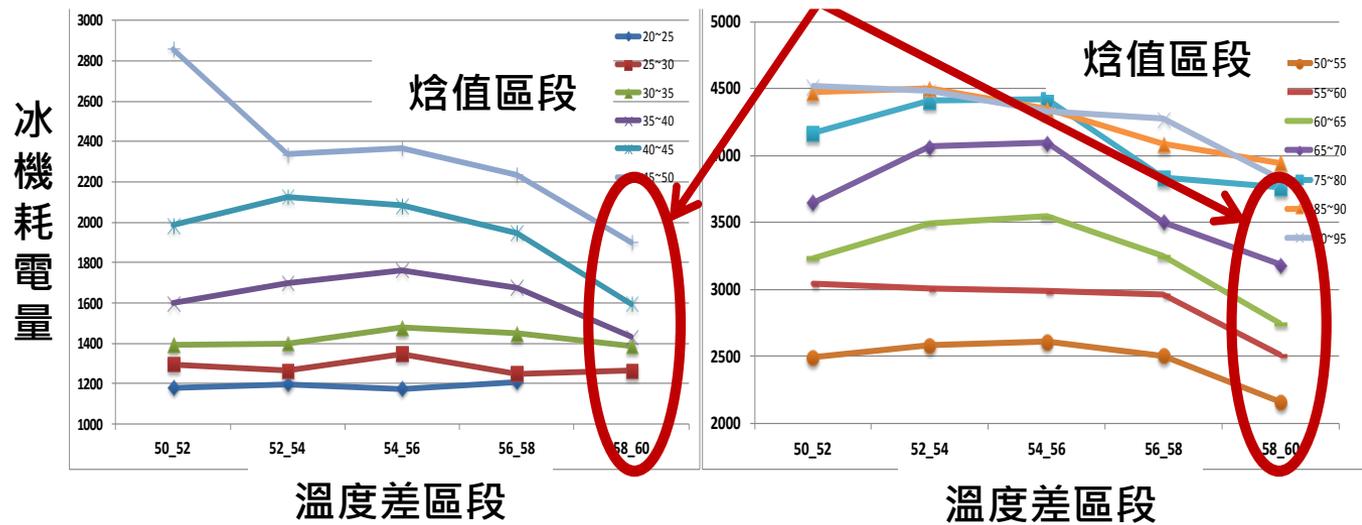
R<sup>2</sup> 最高0.4

# 冰水系統最佳化的運轉參數分析

## 3 SORTING by Diff. Temp $\Delta T$

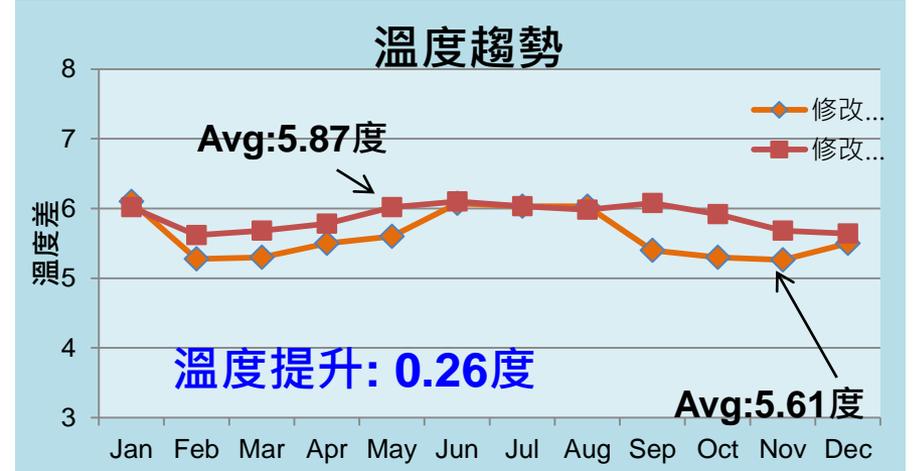
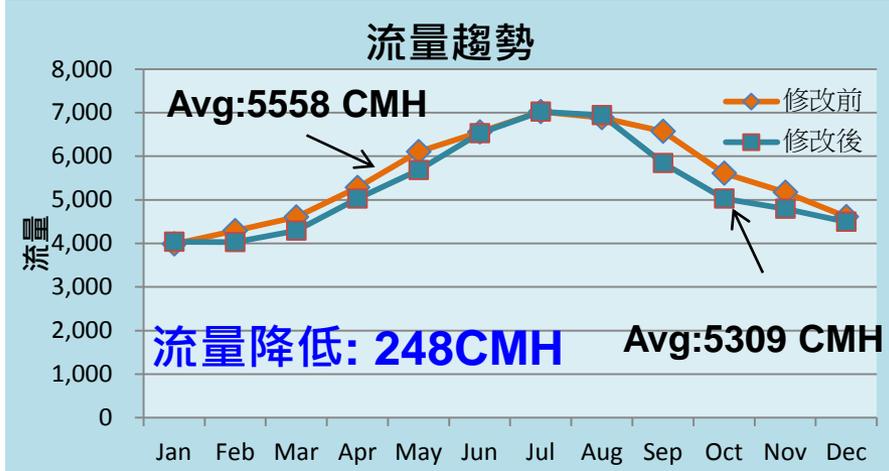


## 4 進回水溫度差 5.8~6.0 之間耗電量最低

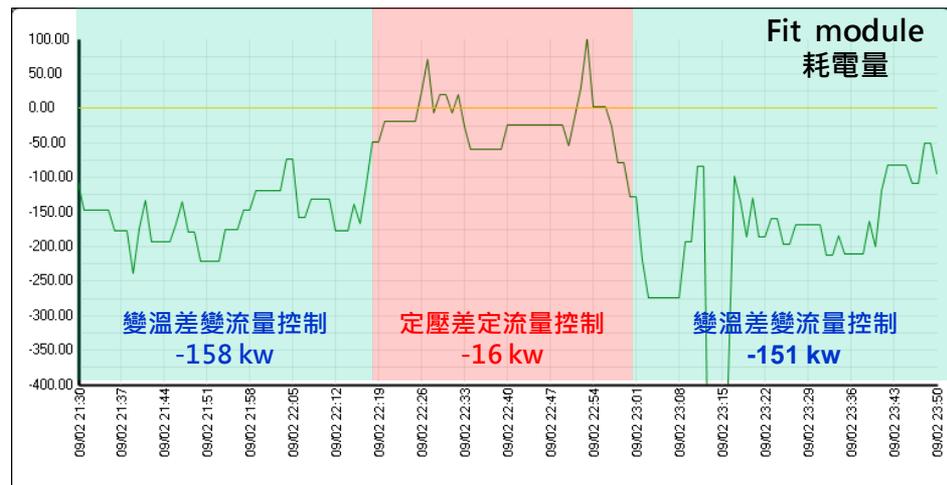
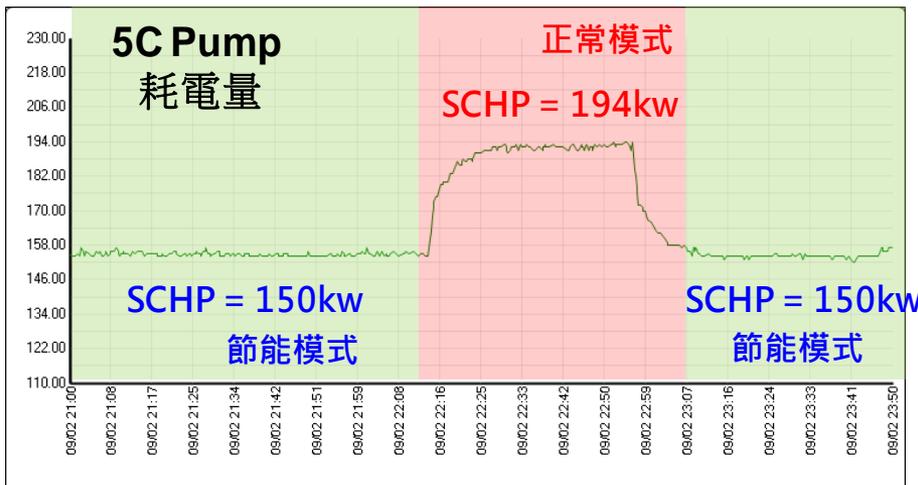


# 冰水系統最佳化的運轉參數分析

流量層別：修改前：5558CMH,修改後：5309CMH, 流量下降248CMH,  
溫度差層別：修改前：5.61度,修改後：5.87度, 溫度差提升：0.26度

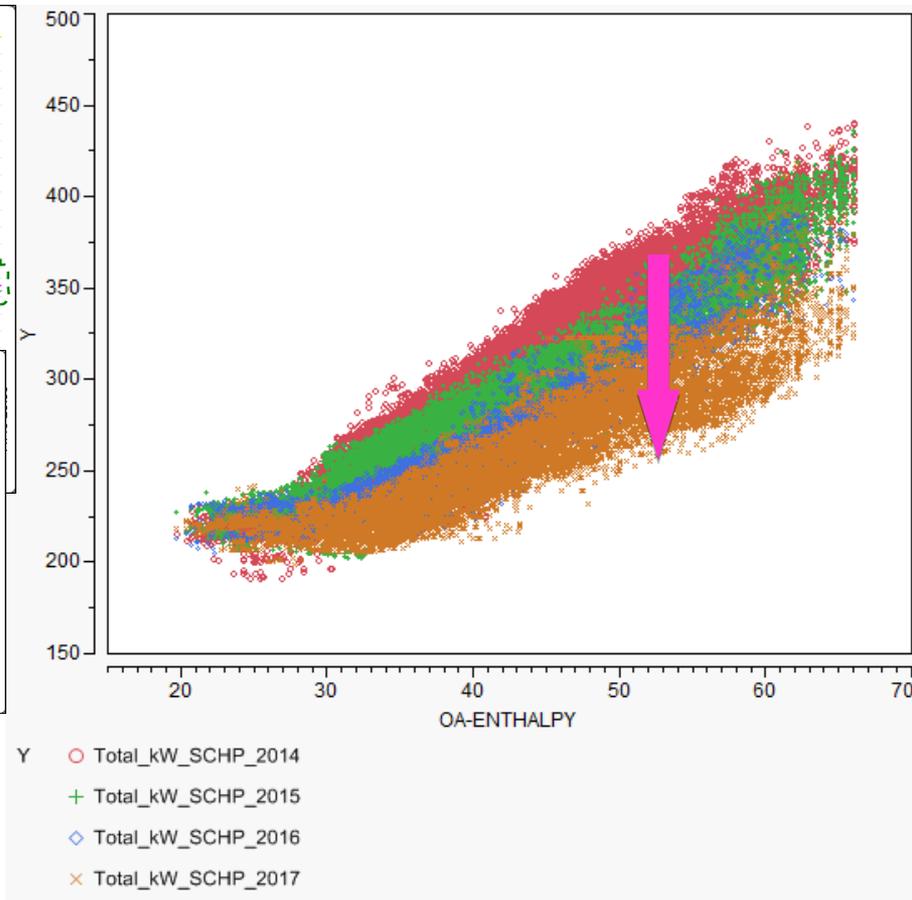


耗電量層別：節能模式：150kw, 正常模式：194kw, 節省pump 做功：44kwh  
Fit module：變壓差變流量：-158kw,定壓差定流量：-16kw,節省系統做功：-130kw



# 冰水系統最佳化的運轉參數分析

## 供應SCHP 耗電量明顯下降



# HWP Case

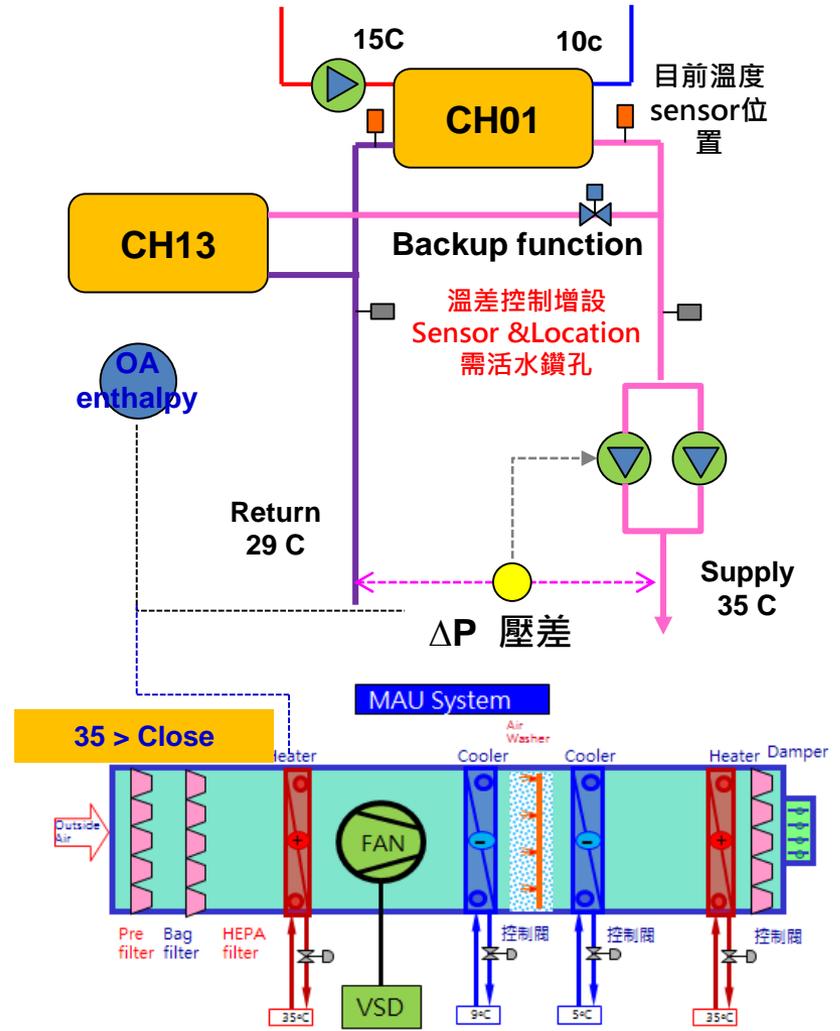
# 冰水系統最佳化的運轉參數分析

## ● Background

- HWP 過往十年來為滿足冬季需求, 單一設定供應壓力3 bar, 導致夏季供應水量過多, 造成能源浪費

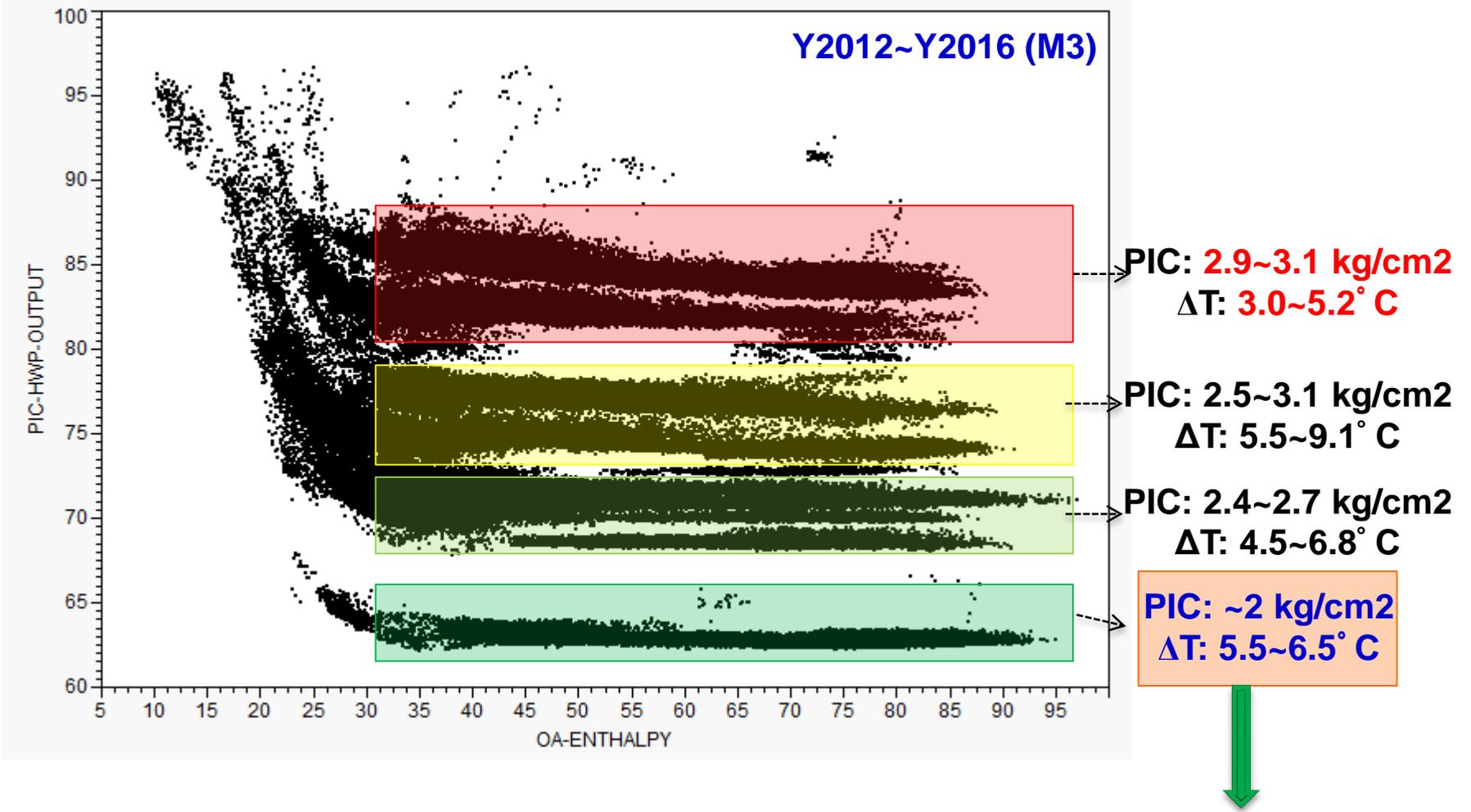
## ● Methodology

- HWP 供應為MAU pre-heater & re-heater 控制閥使用, 由於pre-heater MAU 設定為進風enthalpy 35kj/kg, 故當外氣 > 35kj/kg 既不進行水溫加熱, 故可簡易使用enthalpy 進行壓力調控
- 檢視溫差控制節能效益, 確認溫差反應直接反應現場需求, 故節省效益較enthalpy高出一些



# 冰水系統最佳化的運轉參數分析

## HWP: OA-Enthalpy Control Pressure Variation



For OA Enthalpy  $\geq 40$  kJ/kg and PIC  $\sim 2.0$  kg/cm<sup>2</sup>,  
 $\Delta T \sim$  Optimum

# 冰水系統最佳化的運轉參數分析

## HWP: OA Enthalpy Control Pressure Setting

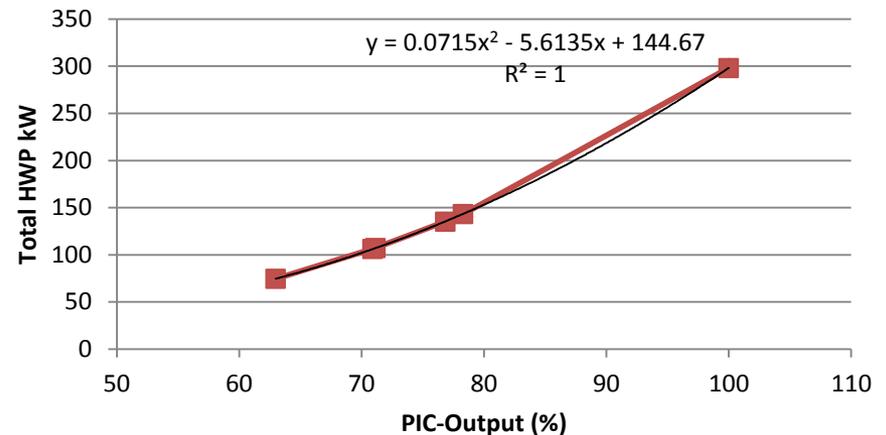
- At least for 78% of a year OA Enthalpy  $\geq 40\text{kJ/kg}$
- Preheater consumption is almost negligible for OA Enthalpy  $\geq 40\text{kJ/kg}$
- So, HWP pressure setting can be brought down to  $2.0\text{ kg/cm}^2$
- Can have an annual cost savings of around **1.20 MNT\$**

For OA-Enthalpy  $\geq 40\text{kJ/kg}$

	As is	To be
PIC	2.95	2.00
HWP KW	133	75
Savings (NT\$)	Base	1,219,558

PIC (mbar)	PIC-OUTPUT (%)	Hz	HP (1 set)	HWP total kW
	100	60	200	298
3.05	78.3	47	96	143
2.98	76.9	46	91	135
2.65	71.1	43	72	107
2.49	70.9	43	71	106
2.00	63.0	38	50	75

HWP kW vs PIC-Output



### System Performance Test over last 4 years: No impact due to PIC setting variation

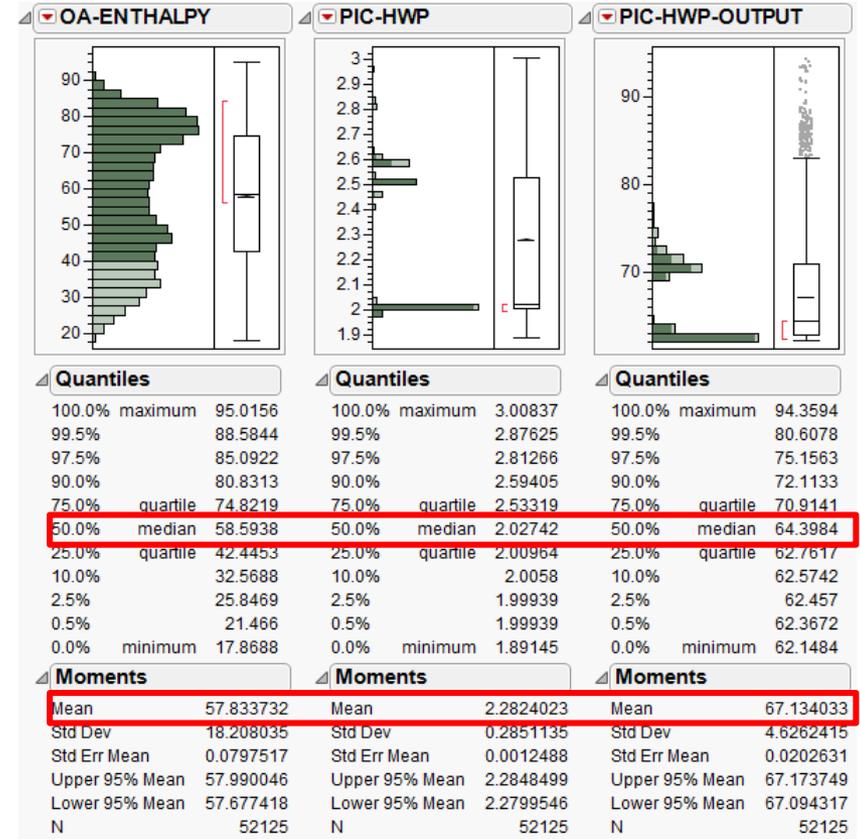
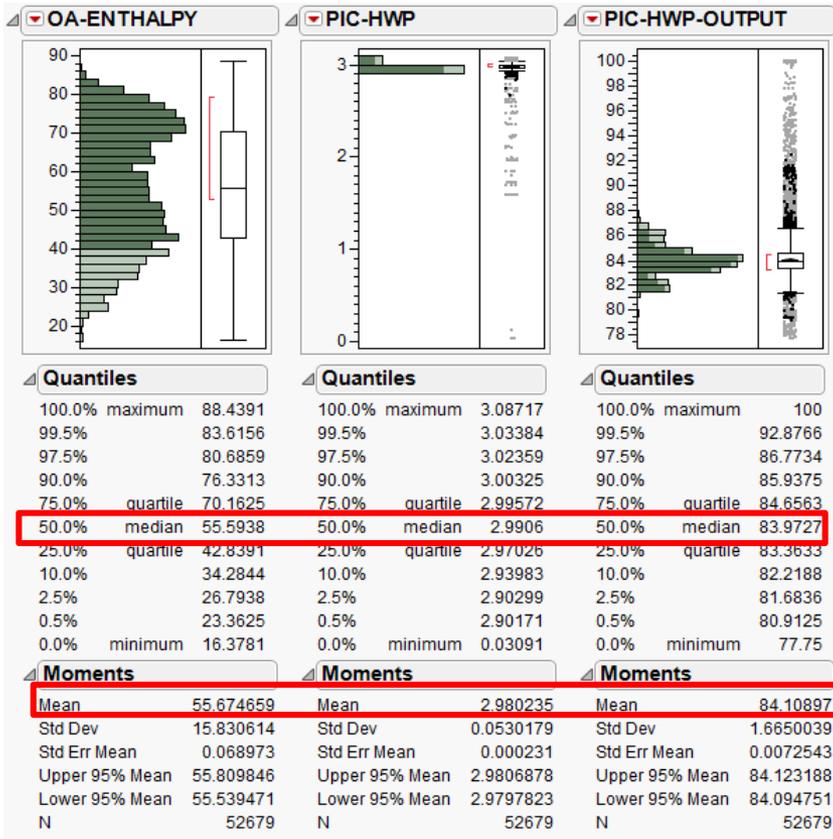
Year	Total Data Points	OA Enthalpy $\geq 40\text{ kJ/kg}$				
		Data points	% Time	Avg. PIC	Avg. PIC-Output	Avg. HWP kW (2 sets)
2016 (M1~M3)	13102	5896	45.0	2.95	76.3	132.8
2015	52202	43307	83.0	2.70	72.5	113.5
2014	52125	40947	78.6	2.21	65.9	85.4
2013	52556	41953	79.8	2.68	76.4	133.0
2012	52679	42226	80.2	2.98	83.9	176.9

# 冰水系統最佳化的運轉參數分析

## HWP Pressure Setting and OA Data Distribution

Before

After



# 冰水系統最佳化的運轉參數分析

供應 HWP 耗電量明顯下降

