

# 106 年度氣候變遷創意實作競賽

## 決賽作品說明書

隊伍編號+名稱	4 能源與奈米科技隊
作品名稱	窗型空調機性能提升裝置

參賽學校：國立臺灣師範大學

指導老師：鄧敦平

團隊成員：李政毅、游正一、蕭廷江

# 目錄

1.	設計構想及運作說明.....	1
1.1	依據風速分配所設計的空氣分配器.....	1
1.2	依據溫度分佈所設計的空氣分配器.....	3
1.3	實驗條件.....	6
2.	作品材料說明.....	7
2.1	作品材料.....	7
2.2	實驗設備.....	7
2.3	性能計算.....	9
3.	創作特點與創意說明.....	11
4.	作品應用範圍及發展潛能.....	11
5.	實驗結果.....	12
5.1	不同外氣溫度下空調機相關性能.....	12
5.2	節能效益評估.....	15
6.	參考文獻.....	17

# 1. 設計構想及運作說明

近年來因為節能減碳意識的提升以及能源需求的成長，節能已是全球的共識。空調系統的耗能佔有總發電量相當大的比例，因此許多研究者與設備廠商均致力於研究與開發高性能與低耗電量的空調系統。現今大多數空調機性能改善的方式著重於馬達變頻控制[1-6]、風速與溫度分配的智慧化控制[7-11]以及高性能熱交換器的開發等。上述的方法皆能有效地提升空調機性能，但較少針對空調機的室內側進行改善。因此本團隊發明一種窗型空調機性能提升裝置—空氣分配器，來改善窗型空調機回風的氣流分佈，藉此提升窗型空調機性能與能源使用效率。

## 1.1 依據風速分配所設計的空氣分配器

首先使用 Testo 445 多功能測量儀(testo 445, testo, Germany)搭配可彎曲大扇葉風速測棒(0635.9440 SP, testo, Germany)量測窗型空調機運轉時回風側共計 182 點的風速，並計算出窗型空調機回風風速的相對標準差(relative standard deviation, RSD)將空氣分佈狀態進行定量，越小的 RSD 代表蒸發器回風的氣流分佈越均勻，反之則為越不均勻。相對標準差為標準差與平均差的比值，其計算公式如 Eq. (1)所示。此外將風速量測數據利用 Surfer 軟體繪製出如圖 1 所示的窗型空調機回風風速分佈圖，即可將空氣的分佈狀態可視化。如圖 2 所示為依據風速分佈所製成的空氣分配器實體照片(風速擋板)。該裝置依據最高與最低的風速範圍將風速等分為高、中、低三個區塊，高、中、低三個區塊分別以小(3 mm)、中(5 mm)、大(8 mm)的沖孔鋁板剪裁成該區域的形狀，然後再拼接成一塊不同孔徑分佈的孔板即為本研究所設計的空氣分配器。此一設計的理由是因為小孔徑會產生較大的氣流阻力，利用小孔徑的沖孔鋁板壓制高風速區域，並利用大孔徑的沖孔鋁板降低低風速區域的阻力，藉由氣流通過阻力調整達到通過蒸發器氣流分佈均勻的目的。如圖 3 所示，將製作好的空氣分配器安裝在窗型空調機濾網與蒸發器之間，此一安裝設計可降低分配器被污染的機率並能降低清潔週期。安裝空氣分配器的窗型空調機再使用風速計量測回風風速，並繪製如圖 4 所示的風速分佈圖以進行有無安裝空氣分配器的風速分佈比較。原始窗型空調機的風速 RSD 為 14.23%；裝設依據風速分佈調整的空氣分配器之窗型空調機的風速 RSD 為 13.42%，顯示本研究所設計的空氣分配器確實能讓蒸發器的回風的氣流分佈更為均勻。

$$RSD = \frac{SD}{MD} \quad (1)$$

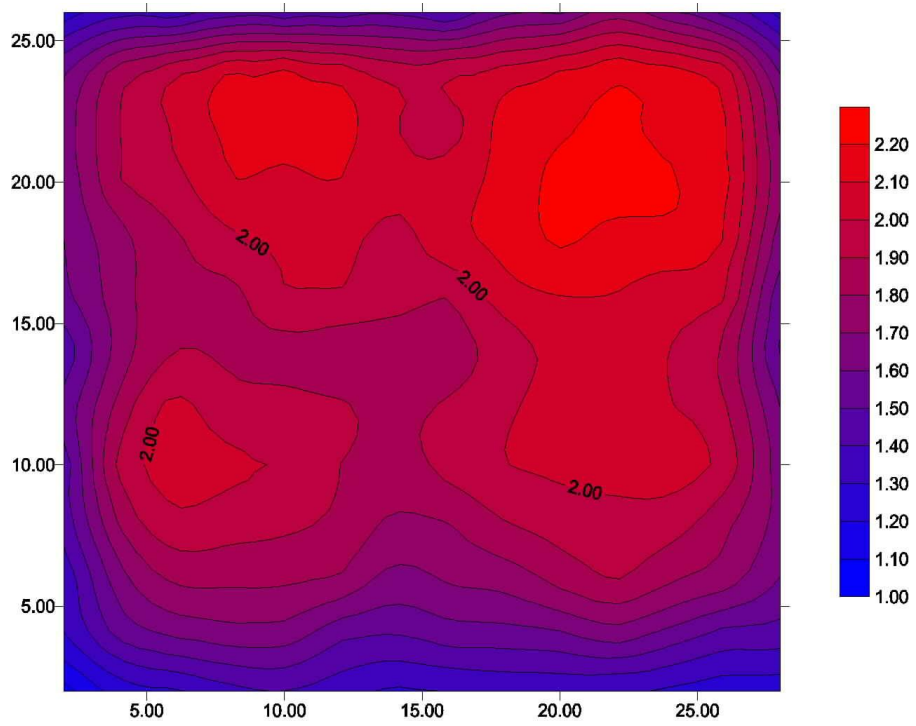


圖 1 窗型空調機風速分佈圖

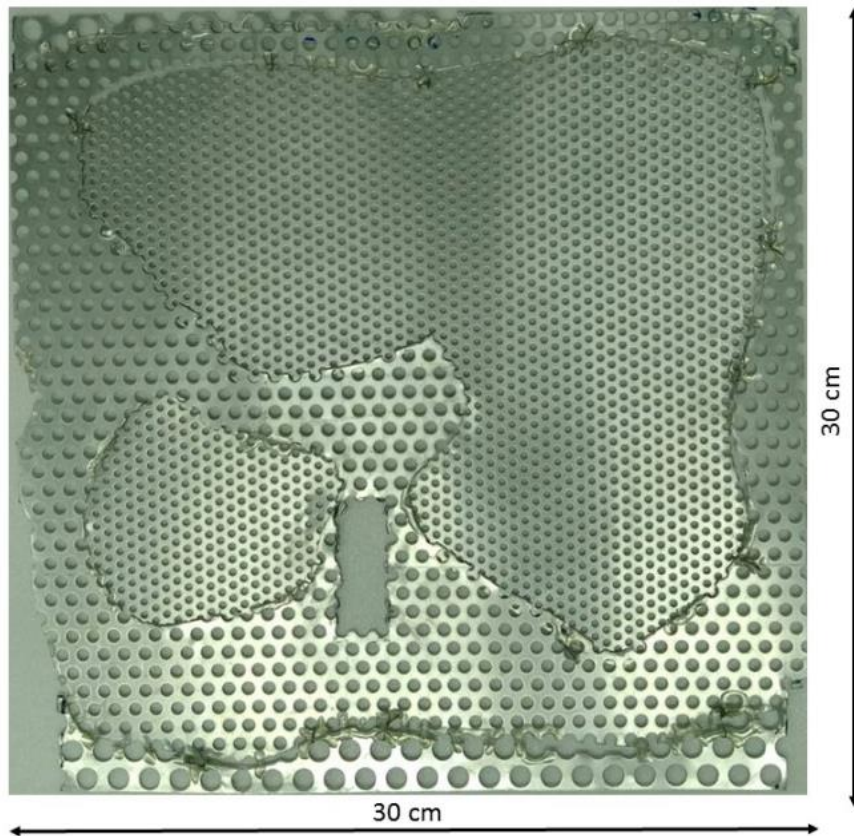


圖 2 依據風速分佈的空氣分配器實體照片

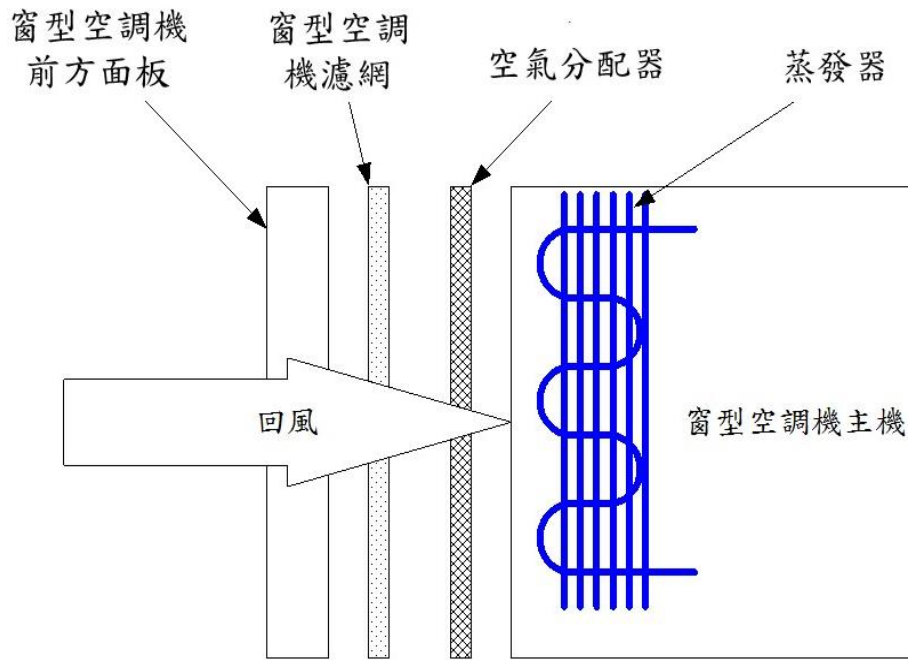


圖 3 空氣分配器之安裝示意圖

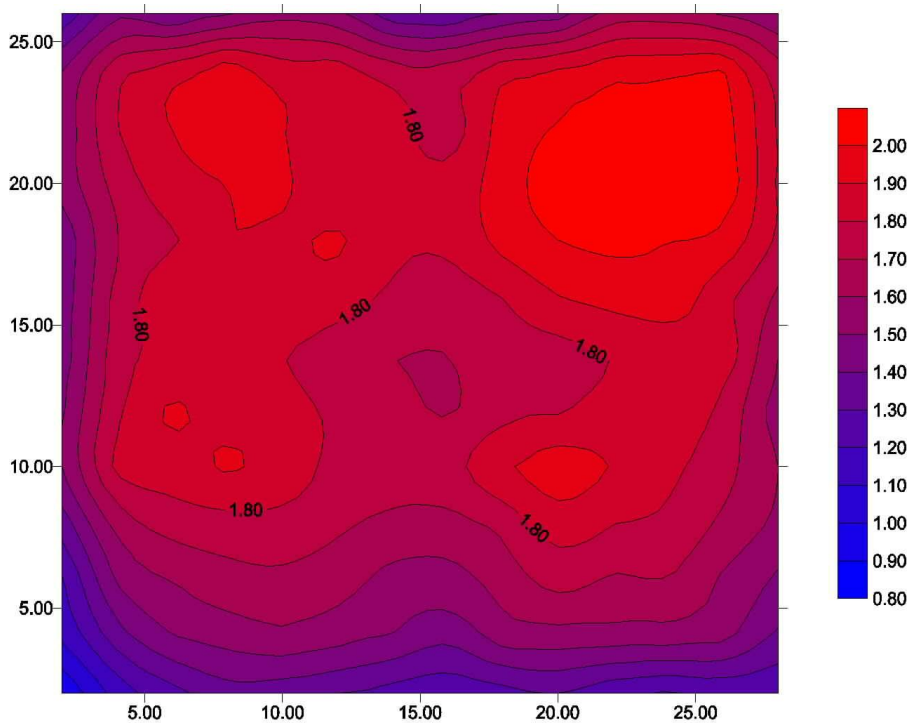


圖 4 裝設空氣分配器之窗型空調機回風風速分佈圖

## 1.2 依據溫度分佈所設計之空氣分配器

首先把窗型空調機前方的面板拆開，並運轉窗型空調機一段時間之後，使用紅外線熱顯像儀量(Testo 881, Testo, Germany)測蒸發器的表面的溫度。如圖 5 所示為窗型空調機之原機的蒸發器表面溫度的紅外線熱顯像照片，並以量測軟體標

記出蒸發器兩側裸銅管的溫度情況，藉以了解管路量測點溫度的分佈情形。圖 6 為窗型空調機之原機的蒸發器管路量測點溫度的分佈。該窗型空調機的蒸發器是採用雙回路並連設計，上下各有一個蒸發器，冷媒是經由各個獨立蒸發器的下方流經毛細管進入蒸發器進行蒸發吸熱。一般而言，冷媒進入蒸發器的前段溫度會比較低，接著隨著吸熱而逐漸升高溫度。由圖六可以看出，上方蒸發器符合溫度由下往上逐漸增加的趨勢，下方蒸發器的溫度在最後一點(M5)則呈現降低的狀態與一般觀念不符，這種現象主要是受到上方蒸發器的下段的低溫區域溫度影響所致。不過蒸發器是用銅管與鋁鰭片組成，熱傳性能良好因此溫差不大（本研究最高在 1.9 °C 以內）。因此本實驗僅使用兩種孔徑（5 mm 與 8 mm）的沖孔鋁板製作空氣分配器以簡化相關製造程序。

如圖 7(a)所示（溫度擋板(A)），如果讓溫度低的區域提供較大的風量（裝設 8 mm 孔徑的沖孔鋁板阻力較小）；而溫度較高的區間則提供較小的風量（裝設 5 mm 孔徑的沖孔鋁板阻力較大）。如此在低溫區域可以因為較大的溫差（環境溫度固定）與風量而獲得較大的熱交換量。不過高溫區域則因為風量的減少而會略微降低，在總風量與原機差異不大的情況之下，這種配置方法應該可以讓整個熱交換器的熱交換能力獲得提升。另外如圖七(b)所示（溫度擋板(B)），如果讓溫度低的區域提供較小的風量（裝設 5 mm 孔徑的沖孔鋁板），而溫度較高的區間則提供較大的風量（裝設 8 mm 孔徑的沖孔鋁板）。此時溫度低的區域因為提供較低的風量而會讓低溫區域的溫度進一步降低進而使原本高溫的區域的溫度也會隨之降低。低溫區域雖然風量會比較低，不過因為蒸發器溫度降低而使得與環境溫差增加進而可能讓該區域的熱交換量獲得提升；高溫區域也因為溫度的下降與風量的增加而使得該區域的熱交換量得以提升。由於蒸發器的溫度高低與分佈會受到風量分佈的影響，此一動態變化關係不一定是線性地變化，因此上述的兩種設計對於窗型空調機性能的優劣還需要進行實驗的驗證。

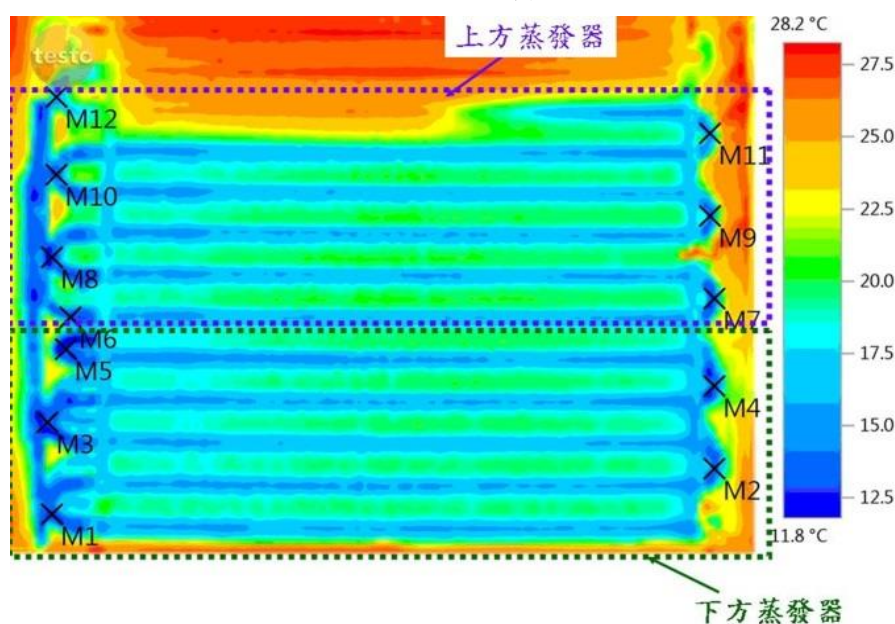


圖 5 窗型空調機之原機的蒸發器表面溫度的紅外線熱顯像照片

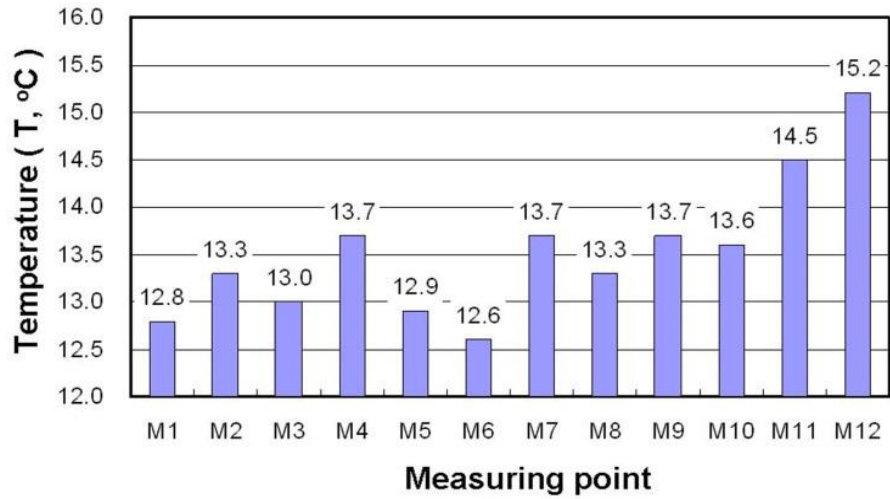


圖 6 窗型空調機之原機的蒸發器管路量測點溫度的分佈

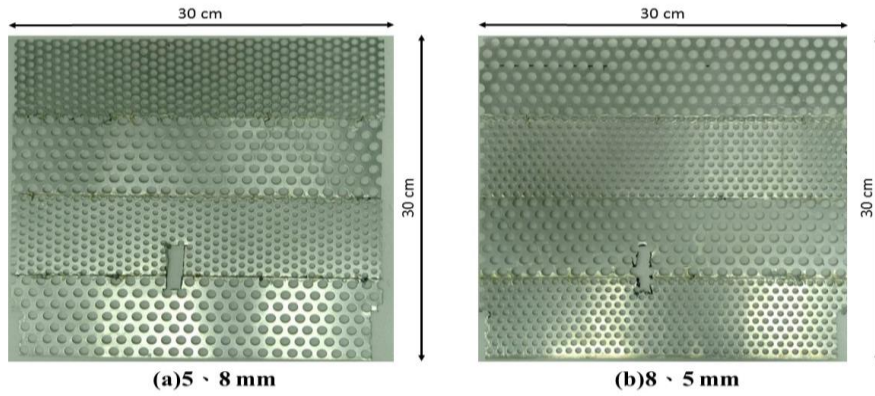


圖 7 依據蒸發器表面溫度分佈配置的空氣分配器實體照片

### 1.3 實驗條件

圖 8 為窗型空調機環境控制與測試系統示意圖。實驗測試條件是實際參考 CNS 14464 (無風管空氣調節機與熱泵之試驗法及性能等級標準規定)的 T1 條件 (室內側進風乾球 27 °C/濕球 19 °C, 室外側進風乾球 35 °C/濕球 24 °C) 進行空調機性能測試[12]。實驗過程使用熱電偶溫度線(T type: accuracy:  $\pm 0.75\%$ )安裝在窗型空調機的入出風口處來記錄各點乾濕球溫度; 高低壓力使用壓力傳送器 (JPT-131S, Jetec, Taiwan; accuracy:  $\pm 0.25\%$ )來記錄系統的壓力變化。消耗功率使用電力計(CW121, YOKOGAWA, Japan)紀錄窗型空調機的消耗功率; 各實驗數據利用資料擷取器(TRM-20, TOHO, Japan)做長時間的擷取紀錄。實驗的測試時間為兩小時, 取後面一小時穩定數據取平均作為實驗結果。每次的實驗參數各做五次, 取三次最接近的測試結果進行平均作為最後的實驗數據。此外為了瞭解環境溫度對於窗型空調機相關性能的影響, 因此增加外氣條件 30 °C 與 40 °C 且相對濕度與 CNS 14464 的 T1 條件相同的室外相對濕度進行測試。

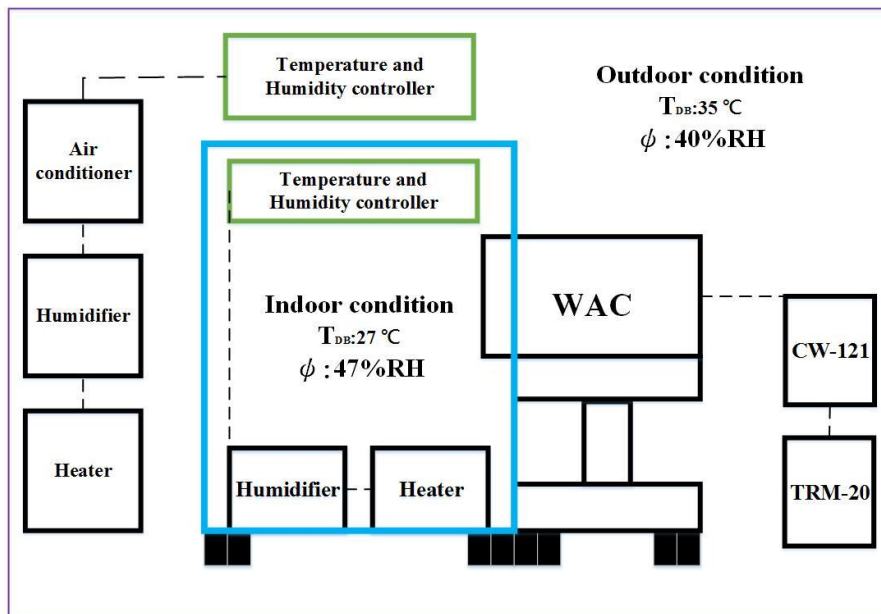


圖 8 窗型空調機環境控制與測試系統示意圖

## 2. 作品材料說明

### 2.1 作品材料

如圖 9 所示為沖孔鋁板實體照片。其孔徑分別為 3、5 與 8 mm。孔隙率分別為 32.52%、34.36%與 40.21%。

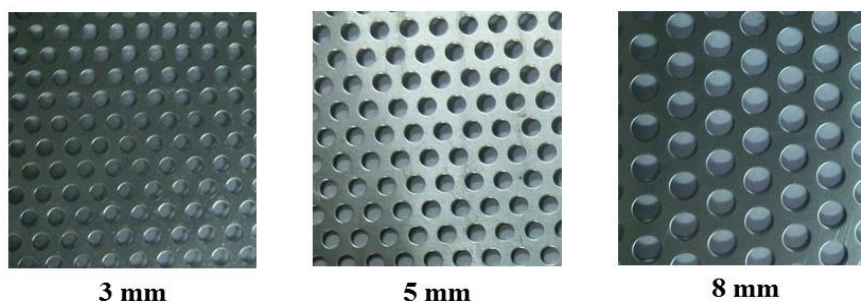


圖 9 沖孔鋁板實體照片

### 2.2 實驗設備

本研究中所使用之窗型空調機(SAR-22B, SANYO Taiwan)的詳細規格表如表一所示，圖 10 與 11 分別為窗型空調機正面實體照片與實驗儀器安裝位置實體照片。

表 1 窗型空調機規格表

能源效率比值	額定消耗功率	額定冷氣能力	冷媒種類	額定電壓 頻率	氣候型態	運轉電流	啟動電流
3.40	647 W	2.2 kW	R410 A	單相 220 V 60 Hz	T1 條件	3.2 A	16 A



圖 10 窗型空調機正面實體照片



圖 11 窗型空調機儀表安裝位置照片

## 2.3 性能計算

### 1. 總風量：

總風量  $G$  為平均風速  $\nu$  (m/sec) 與截面積  $A$  ( $m^2$ ) 相乘，計算公式如 Eq. (2) 所示。

$$G = \nu A \quad (2)$$

### 2. 空氣質量流率：

空氣質量流率  $\dot{m}_{air}$  (kg/s) 為總風量與密度  $\rho_o$  ( $kg/m^3$ ) 相乘，本實驗之窗型冷氣機並無混和的外氣，故  $\dot{m}_{air,i} = \dot{m}_{air,o}$ ，計算公式如 Eq. (3) 所示。

$$\dot{m}_{air,o} = A_o \times V_o \times \rho_o \quad (3)$$

### 3. 空氣側冷氣能力：

空氣側冷氣能力  $\dot{Q}_{e,air}$  (kW) 為質量流率  $\dot{m}_{air,o}$  (kg/s) 與出回風的焓差  $h_{air}$  (kJ/kg) 乘積，計算公式如 Eq. (4) 所示。

$$\dot{Q}_{e,air} = \dot{m}_{air,o} (h_{air,i} - h_{air,o}) \quad (4)$$

### 4. 能源效率比：

能源效率比  $EER$  為空氣側冷氣能力與總消耗功率  $\dot{W}_{total}$  (kW) 之比值，計算公式如 Eq. (5) 所示。

$$EER = \frac{\dot{Q}_{e,air}}{\dot{W}_{total}} \quad (5)$$

### 5. 除濕能力：

除濕能力  $\dot{W}_{wac}$  (kg/hr) 可藉由出風與回風狀態點搭配空氣線圖求得室內送風溼度比  $\dot{w}_{ea,o}$  (g/kg) 以及室內回風溼度比  $\dot{w}_{ea,i}$  (g/kg) 兩者之間的差值，再與出風空氣質量流率相乘，計算公式如 Eq. (6) 所示。

$$\dot{W}_{wac} = \dot{m}_{air,o} (\dot{w}_{ea,i} - \dot{w}_{ea,o}) \quad (6)$$

### 6. 變動率：

變動率  $R\%$  為  $x_2$  (裝空氣分配器性能) 與  $x_1$  (原機性能) 相比較，計算公

式如 Eq. (7)所示。

$$R\% = \frac{x_2 - x_1}{x_1} \times 100\% \quad (7)$$

### 3. 創作特點與創意說明

本團隊所發明的空氣分配器有三大創作特點，詳細敘述如下：

1. 施工製作容易：只需要先量測空調機回風風速或是熱交換器的溫度分佈，再利用軟體繪製分佈圖，依照所繪製的分佈圖按圖配置孔徑大小即可完成空氣分配器。
2. 成本相當低廉：一般市售的沖孔鋁板尺寸為 60×120 cm，其價格一片約 1000 元，每支 UV 光固化黏著劑價格約 100 元左右。平均每製作一片空氣分配器的成本可控制在新臺幣 250 元以內。
3. 不需要變動原有的設備管路配置即可在現有的設備上進行安裝施工：許多文獻提到的改善空調機性能的方法多需進行機組結構上的改裝而會造成現有設備性能改善的難度。然而本團隊發明的空氣分配器不需變更窗型空調機的原設計，不論是新出產或是現有窗型空調機皆可使用，並可依據設計原則延伸到其他類似原理的空調設備。因此無論在實用性與商品化等方面都深具潛力。

### 4. 作品應用範圍及發展潛能

本團隊所發明的空氣分配器除了可應用於窗型空調機之外，亦可延伸應用到其他諸如：窗型空調機、分離式冷氣機、氣冷式箱型空調機以及汽車空調等氣冷式熱交換系統的空調機。本空氣分配器的發展潛能有四項，詳細敘述如下：

1. 空氣分配器未來可以使用 3D 列表機將設計好的風速分佈圖或者是溫度分佈圖直接一體成形的製作完成。如此一來可有效地因應不同形式的空調機進行空氣分配器的製作，以達到個體化設計的目的。
2. 使用沖孔鋁板製作的空氣分配器或者是未來使用 3D 列表機所做出來的空氣分配器可用於一般教學設備上進行教學，讓學生了解氣流分佈對於熱交換系統的影響。
3. 臺灣屬於較潮濕熱的海島型氣候，此空氣分配器對於提升除濕能力有相當大的顯著效果。因此後續可以應用在除濕機上去進行相關性能提升的研究與開發。
4. 本團隊發明的空氣分配器未來可因應使用場合將空氣分配器塗裝光觸媒、負離子以及抗菌材料，達到自我潔淨、消毒、除臭以及提升空氣品質等功效。

## 5. 實驗結果

### 5.1 不同外氣溫度下空調機相關性能

圖 12 為空氣分配器在不同環境下的冷氣能力。由圖中可以看出在相同外氣溫度條件下風速擋板的空氣分配器都呈現冷氣能力皆比原機還要好。可能原因為空氣均勻分佈於熱交換器，使得熱交換效果變好所造成的影響。隨著外氣溫度上升。冷氣能力也隨之下降。

圖 13 為空氣分配器在不同環境下的除濕能力。由圖中可以看出在相同外氣溫度條件下風速擋板或者是溫度擋板(A)與(B)的除濕能力皆比原機還要好。可能原因為空氣經過空氣分配器再到蒸發器盤管時，會因為幾何形狀與路徑的變化，而產生空氣強烈的擾動使得空氣接觸蒸發器的時間變長與接觸地更緊密而使得空氣充分達到露點溫度進而提升水氣凝結效果。隨著外氣溫度上升除濕能力也隨之下降。不論在外氣溫度 30 °C、35 °C 與 40 °C 條件下，皆以風速擋板的效果較為顯著。

圖 14 為空氣分配器在不同環境下的總消耗功率。由圖中可以看出在相同外氣溫度條件下，風速擋板與溫度擋板(A)與(B)的總消耗功率與原機相比差異並不明顯。因此加裝風速擋板或者是溫度擋板(A)與(B)並不會造成消耗功率的增加。隨著外氣溫度的上升，總消耗功率也隨之上升。

圖 15 為空氣分配器在不同環境下的 EER。由圖中可以看出在相同外氣溫度條件下總消耗功率差異不大時，冷氣能力越好，EER 相對也會越好。不論在任何外氣溫度條件下，都呈現風速擋板的空氣分配器的 EER 皆比原機還要好。因此本團隊認為風速擋板的配置參數是最佳的配置方式。

由上述測試結果可以發現，風速擋板設計概念的空氣分配器具有最佳提升窗型空調機性能與效率的效果。因此加裝該空氣分配器在相同環境時間條件下越能快速達到冷房的效果與減少能源的消耗。

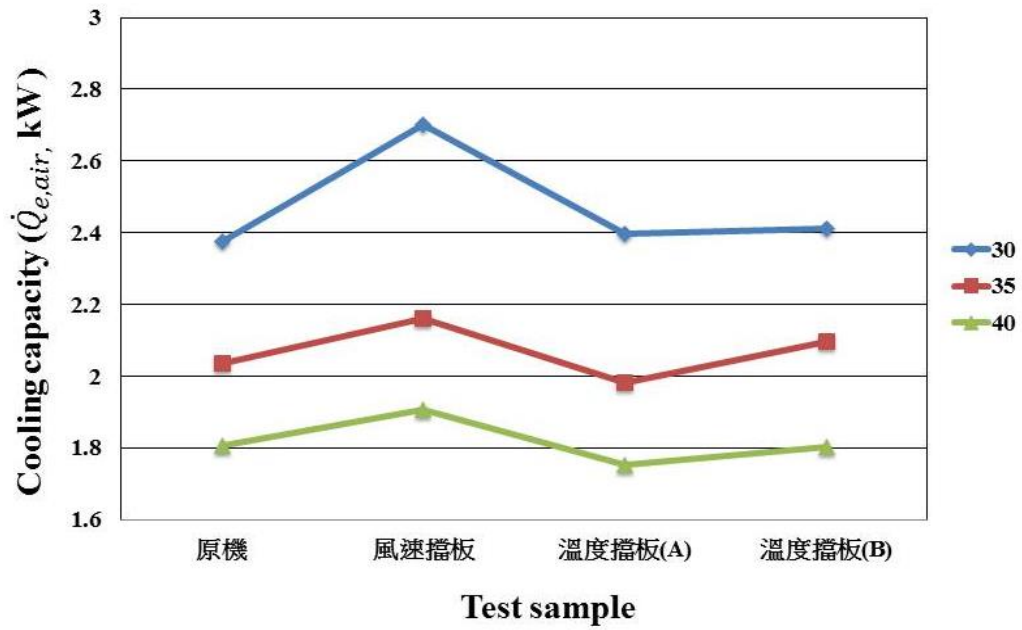


圖 12 空氣分配器在不同環境條件下的冷氣能力

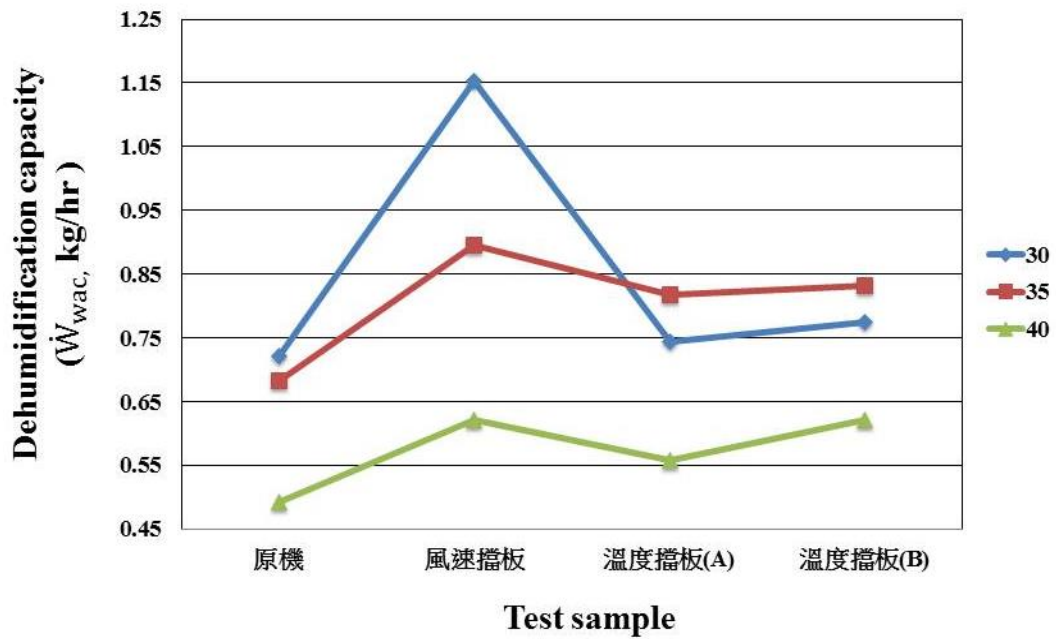


圖 13 空氣分配器在不同環境條件下的除濕能力

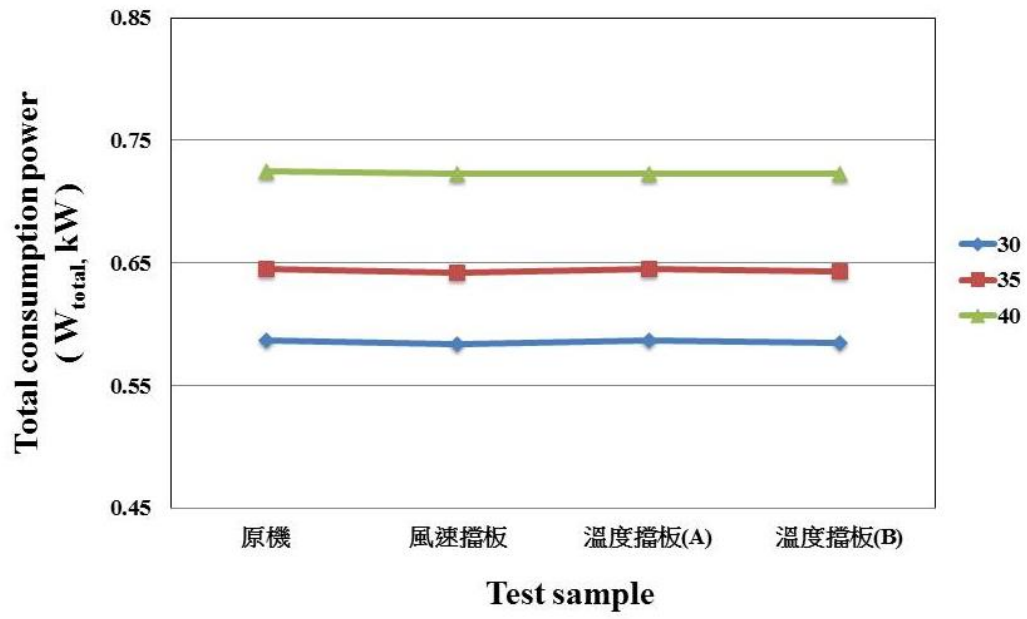


圖 14 空氣分配器在不同環境條件下的總消耗功率

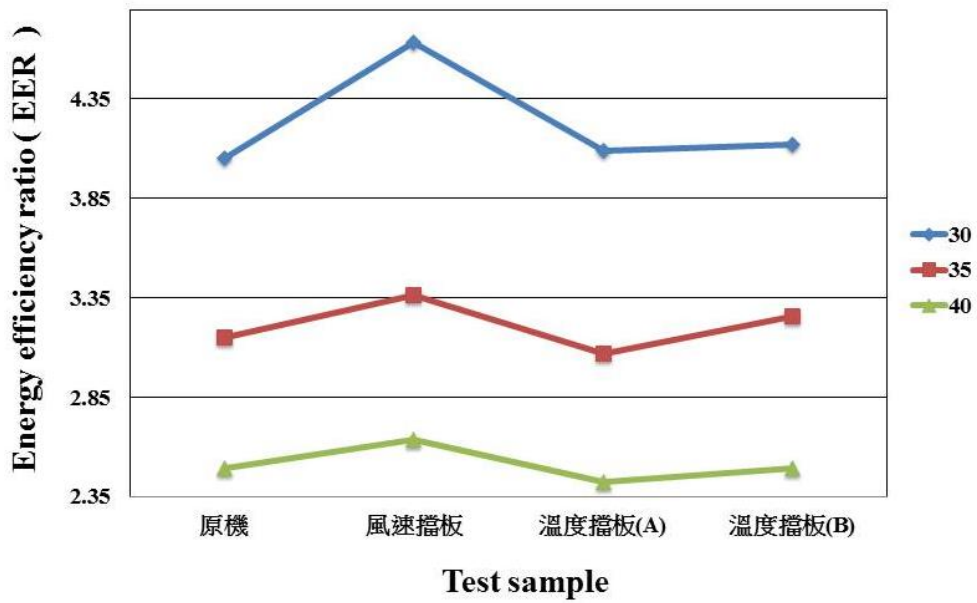


圖 15 空氣分配器在不同環境條件下的 EER

## 5.2 節能效益評估

表 2 為外氣溫度 30 °C 條件下的窗型空調機性能測試結果一覽表。該表呈現省電量、年用電量、年用電量變化率、碳排放量與碳排放量變化率。由表中可以看出風速擋板的省電量高達 23.28%，年用電量為 700.03 kWh，用電量變動率 -0.59%。在二氧化碳排放量方面，風速擋板排放較少，該值為 222.61 kg，其變動率 -0.59%。

表 3 為外氣溫度 35 °C 條件下的窗型空調機性能測試結果一覽表。該表呈現省電量、年用電量、年用電量變化率、碳排放量與碳排放量變化率。由表中可以看出風速擋板的省電量高達 8.80%，年用電量為 770.34 kWh，用電量變動率 -0.53%。在二氧化碳排放量方面，風速擋板排放較少，該值為 244.97 kg，其變動率 -0.53%。

表 4 為外氣溫度 40 °C 條件下的窗型空調機性能測試結果一覽表。該表呈現省電量、年用電量、年用電量變化率、碳排放量與碳排放量變化率。由表中可以看出風速擋板的省電量高達 5.83%，在年用電量方面以溫度擋板(B)較好，該值為 866.99 kWh，用電量變動率 -0.30%。在二氧化碳排放量方面，溫度擋板(B)排放較少，該值為 275.70 kg，其變動率 -0.30%，不過該設計的冷氣能力也較小，在實際應用上的節能效益將不如風速擋板。

綜合上述的研究結果可以發現隨著外氣溫度的上升，空調機性能呈現下降的趨勢，但用電量以及碳排放量皆呈現上升的趨勢。由此可知當外氣溫度越高對能源的消耗也就越大，因此可發現全球溫度上升對於空調機的耗電量呈現嚴重影響的趨勢。此外值得注意的是「省電量評估」與「年用電量變化率」的差異很大主要是「年用電量變化率」僅針對消耗電功率進行累加評估。事實上如果冷氣能力較佳時，實際的壓縮機運轉所需要的時間會下降而使得用電量應該可以獲得進一步地降低。然而「省電量評估」則是以 EER 的提升量來評估，這個評估方式同時考慮到冷氣能力與消耗電功率，因此可同時反應冷氣能力提升對於省電量的影響。本團隊的發明經過相關的實驗驗證確認具有良好的節能效益，對於節能減碳與降低溫室效應有相當大的貢獻。

表 8 外氣溫度 30 °C 條件下的窗型空調機性能測試結果一覽表

項目	代號	原機	風速擋板	溫度擋板(A)	溫度擋板(B)
省電量評估	S (%)	—	23.28	1.53	2.76
年用電量(度)	W (kWh)	704.17	700.03	704.03	702.19
年用電量變化率	R <sub>w</sub> (%)	—	-0.59	-0.02	-0.28
碳排放量	CO <sub>2</sub> (kg)	223.93	222.61	223.88	223.30
碳排放量變動率	RCO <sub>2</sub> (%)	—	-0.59	-0.02	-0.28

備註：年用電量計算是以實際啟動 10 小時×30 天×4 個月。省電量評估是以 EER 每提高 0.1 可以省電 4% 計算。變化率均以原機測試值為基準。台灣每發一度電需要排放 0.636 kg 的二氧化碳。

表 9 外氣溫度 35 °C 條件下的窗型空調機性能測試結果一覽表

項目	代號	原機	風速擋板	溫度擋板(A)	溫度擋板(B)
省電量評估	S (%)	—	8.80	-3.20	4.40
年用電量(度)	W (kWh)	774.46	770.34	774.65	771.59
年用電量變化率	R <sub>w</sub> (%)	—	-0.53	0.02	-0.37
碳排放量	CO <sub>2</sub> (kg)	246.28	244.97	246.34	245.36
碳排放量變動率	RCO <sub>2</sub> (%)	—	-0.53	0.02	-0.37

備註：年用電量計算是以實際啟動 10 小時×30 天×4 個月。省電量評估是以 EER 每提高 0.1 可以省電 4% 計算。變化率均以原機測試值為基準。台灣每發一度電需要排放 0.636 kg 的二氧化碳。

表 10 外氣溫度 40 °C 條件下的窗型空調機性能測試結果一覽表

項目	代號	原機	風速擋板	溫度擋板(A)	溫度擋板(B)
省電量評估	S (%)	—	5.83	-2.73	0.13
年用電量(度)	W (kWh)	869.63	867.37	867.73	866.99
年用電量變化率	R <sub>w</sub> (%)	—	-0.26	-0.22	-0.30
碳排放量	CO <sub>2</sub> (kg)	276.54	275.82	275.94	275.70
碳排放量變動率	RCO <sub>2</sub> (%)	—	-0.26	-0.22	-0.30

備註：年用電量計算是以實際啟動 10 小時×30 天×4 個月。省電量評估是以 EER 每提高 0.1 可以省電 4% 計算。變化率均以原機測試值為基準。台灣每發一度電需要排放 0.636 kg 的二氧化碳。

## 6. 參考文獻

1. C.S Kang, C.H Hyun, and M. Park, “Fuzzy logic-based advanced on–off control for thermal comfort in residential buildings,” *Appl Energy*, vol. 155, no. 1, pp.270–283.Oct. 2015.
2. J. Liu, H. Zhou, X. Zhou, Y. Cao, H. Zhao, “August. Automotive air conditioning system control—a survey,” *EMEIT*. Harbin, Heilongjiang, China., pp. 08–12. Aug. 2011.
3. Y. Huang, A. Khajepour, F. Bagheri, and M. Bahrami, “Optimal energy-efficient predictive controllers in automotive air-conditioning/refrigeration systems,” *Appl Energy*, vol. 184, no. 15, pp. 605–618.Dec. 2016.
4. Y. Huang, A. Khajepour, T. Zhu, and H. Ding, “A supervisory energy-saving controller for a novel anti-idling system of service vehicles,” *IEEE/ASME Trans. Mechatron.*, vol. 22, no. 2, pp. 1037-1046, Nov. 2016.
5. Y. Huang, A. Khajepour, and H. Wang, “A predictive power management controller for service vehicle anti-idling systems without a priori information,” *Appl Energy*, vol. 182, no. 15, pp. 548-557, Nov. 2016.
6. Y. Huang, H. Wang, A. Khajepour, H. He, and J. Ji, “Model predictive control power management strategies for HEVs: a review,” *Journal of Power Sources.*, vol. 341, pp. 91-106, Feb. 2017.
7. Y. B. Yang, M. D. Wu, and Y. C. Chang, “Temperature control of the four-zone split inverter air conditioners using LMI expression based on LQR for mixed  $H_2/H_1$ ,” *Applied Energy*, vol. 113, pp. 912-823, Jan. 2014.
8. N. Wang, J. Zhang, and X. Xia, “Energy consumption of air conditioners at different temperature set points,” *Energy and Buildings.*, vol. 65, pp.412-418, Oct. 2013.
9. X. Zhao, J. Sun, C. Wang, and Z. Zhang, “Experimental and numerical

study of electronic module-cooling heat sinks used in a variable frequency air-conditioner outdoor unit,” *international journal of refrigeration.*, vol. 38, pp. 10-21, Feb. 2014.

10. J. H. Yang, T. Kim, and C. H. Cheong, “Supply airflow control algorithm of a floor-standing room air-conditioner to achieve thermal comfort for residential housing in summer,” *Building and Environment.*, vol. 59, pp. 227-238, Jan. 2013.
11. N. Liu, X. L. Lai, K. Yan, and H. Zhang, “Investigation of flow and heat transfer characteristics on different heat exchangers of air conditioner,” *Applied Thermal Engineering.*, vol. 103, pp. 428–433, Jun. 2016.
12. 經濟部國家標準檢驗局，CNS14464 無風管空氣調節機與熱泵之試驗法及性能等級，2003。