



高效率風機應用實務

工研院綠能所

翁凌家 博士



簡報大綱

- 一、前言
- 二、送風機分類與工作原理
- 三、送風機的基本知識
- 四、送風機性能測試方法與性能曲線
- 五、國際送風機能源效率管理現況
- 六、送風機節能途徑
- 七、送風機節能案例
- 八、參考資料

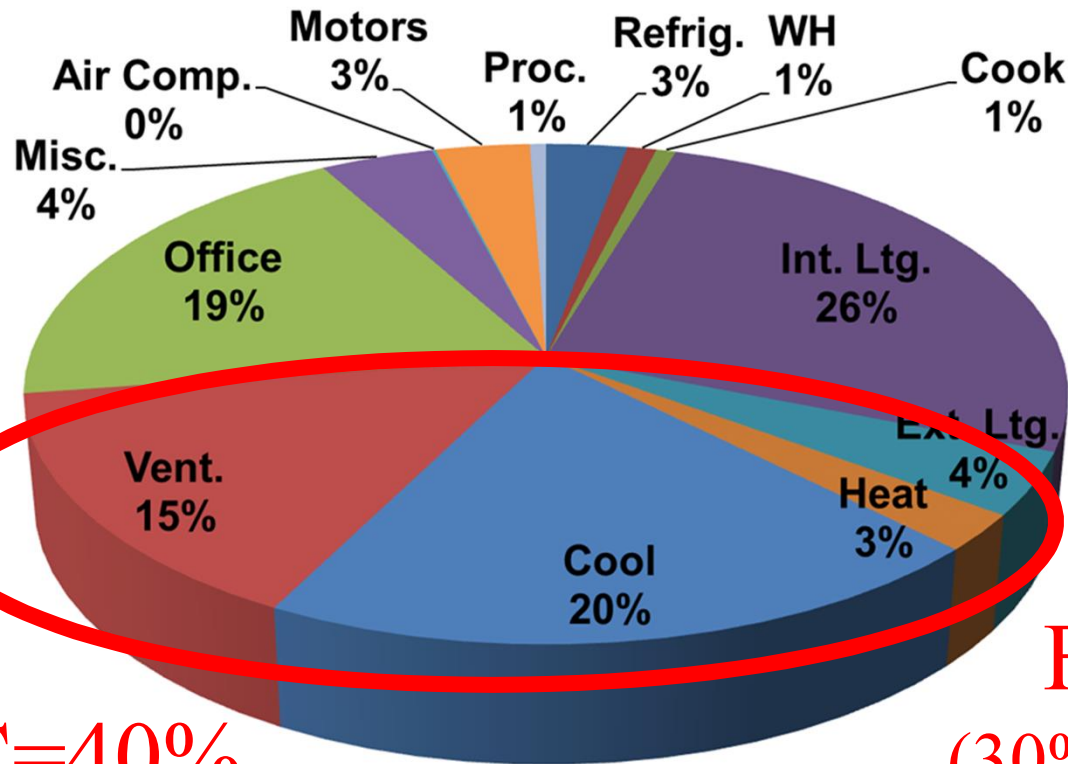
一、前言

- 日常生活中，送風機的應用範圍非常廣泛，舉凡室內空氣調節、排氣與及集塵、散熱與降溫、穀物乾燥與消防排煙...等幾乎所有人類和氣流有關的活動空間，除了極少數依靠自然對流的系統外，都必須用到送風機。不難想像送風機需求很大。

一、前言(續)

美國商業建築能源使用分布

Electric Usage (GWh) for All Offices by End Use



□ 在美國，一年商用建築物於暖通空調系統 (HVAC) 能源使用量大約 2.25 億桶石油

HVAC=40%

Fans=15%
(30%-40%) of HVAC

資料來源:1. California Commercial End-use Survey, prepared for CEC by Intron, Inc., March 2006; CEC-400-2006-005

2. May 2013 HPAC Engineering

一、前言(續)

風機耗電

- 以美國為例，根據美國能源部估計，商用通風機和鼓風機每年耗電量為1,395.33億度電，工業用通風機和鼓風機年耗電量為900.57億度電，合計總耗能的19.75%。

資料來源：

1. AMCA International, Summary 2012.

一、前言(續)－歐盟國家風機耗能

在2002與2003年發佈的研究調查結果，歐盟國家整體年度耗電量達2054TWh，其中有197TWh是用在風機耗能，所佔比例高達**9.6%** ($197/2054=9.6\%$)，換言之，歐盟國家的所有耗電(包含工業、住商、農業等所有範疇)有將近十分之一是使用在送風機這項單一產品上。而未來由於室內空氣品質(Indoor Air Quality, IAQ)與其他問題，將使得送風系統的使用更普遍；**預估到公元2020年，送風系統耗電將比目前的值再提高50%**。

歐盟國家中，德國、瑞典與義大利三國的風機耗能總合統計

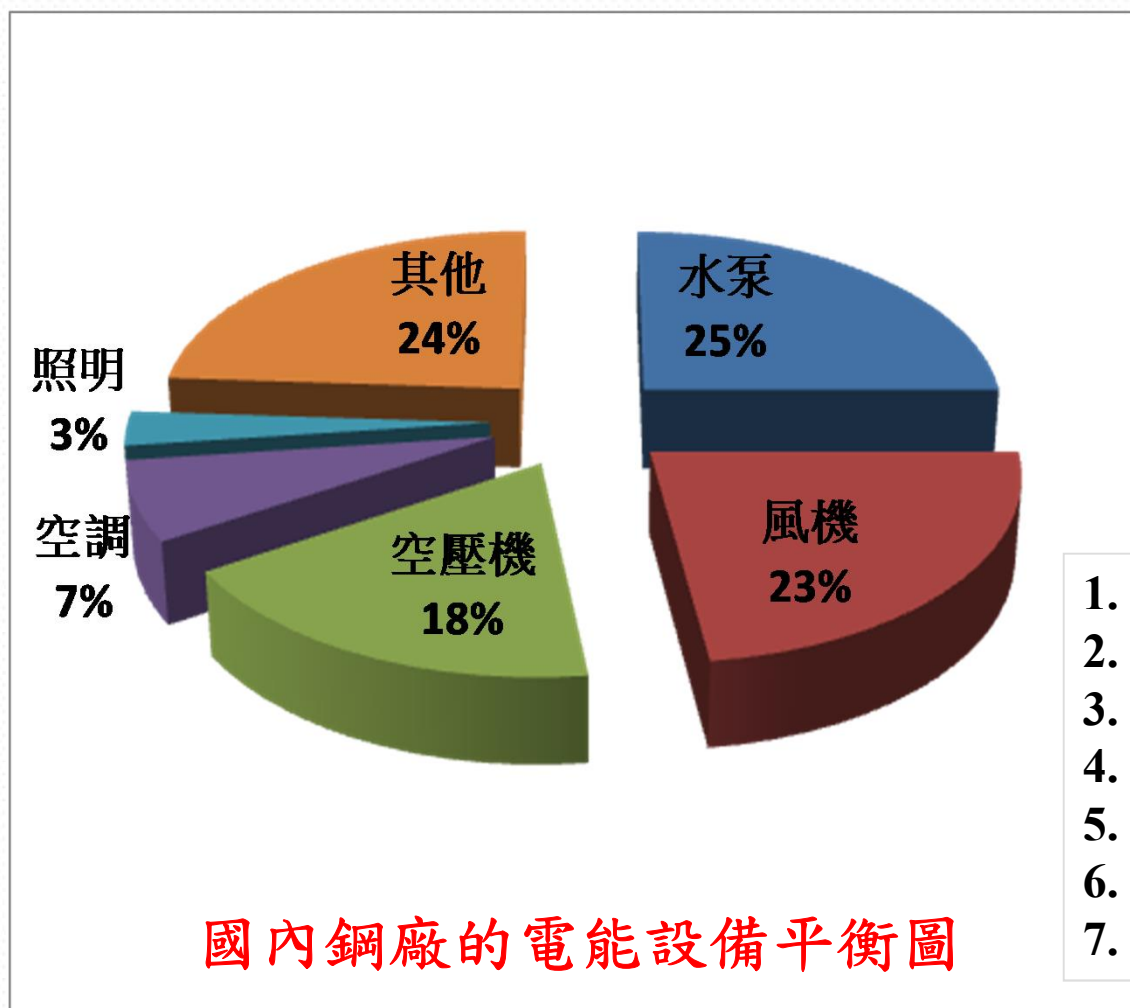
[GWh]	<1kW	1-10 kW	10-50 kW	50-100 kW	100-500 kW	>500kW	Total
Centrifugal	9629	6532	8284	5931	8962	16125	55463
Axial	2864	1873	988	623	143	355	6846
Mixed	167	0	0	0	0	0	167
Others	179	77	53	0	0	0	309
Total [GWh]	12839	8482	9325	6554	9105	16480	62785

資料來源：

1. Peter Radgen, Fan Noise 2003與<http://www.isi.fhg.de/e/publikation/fans/fans.htm>
2. <http://www.isi.fhg.de/e/publikation/fans/fans.htm>

一、前言(續)

□ 國內鋼廠送風機佔耗能16%



1. 電能平衡圖
2. 熱能平衡圖
3. 物流平衡圖
4. 能流平衡圖
5. 水資源平衡圖
6. PA平衡圖
7. ...平衡圖

二、送風機分類與工作原理

二、送風機分類與工作原理

送風機用途：

- 室內空氣調節：室內空調、空氣交換、負壓隔離。
- 排氣與集塵：廚房排氣、工廠排氣及集塵
- 散熱與降溫：電腦、汽車、溫室。
- 穀物乾燥：乾燥與儲藏、冷卻及冷藏。
- 工業：塑膠機械.....



空氣交換



廠房通風



Air Knives for Bottle Drying Air Control Industries



二、送風機分類與工作原理(續)

送風機是一種類繁多產品且應用廣泛的輸送氣體的通用渦輪機械。可從以下觀點來了解

1. 功能
2. 能量觀點
3. 原理分類
4. 按絕對排氣壓力分類
5. 按用途分類



二、送風機分類與工作原理(續)

送風機之功能：

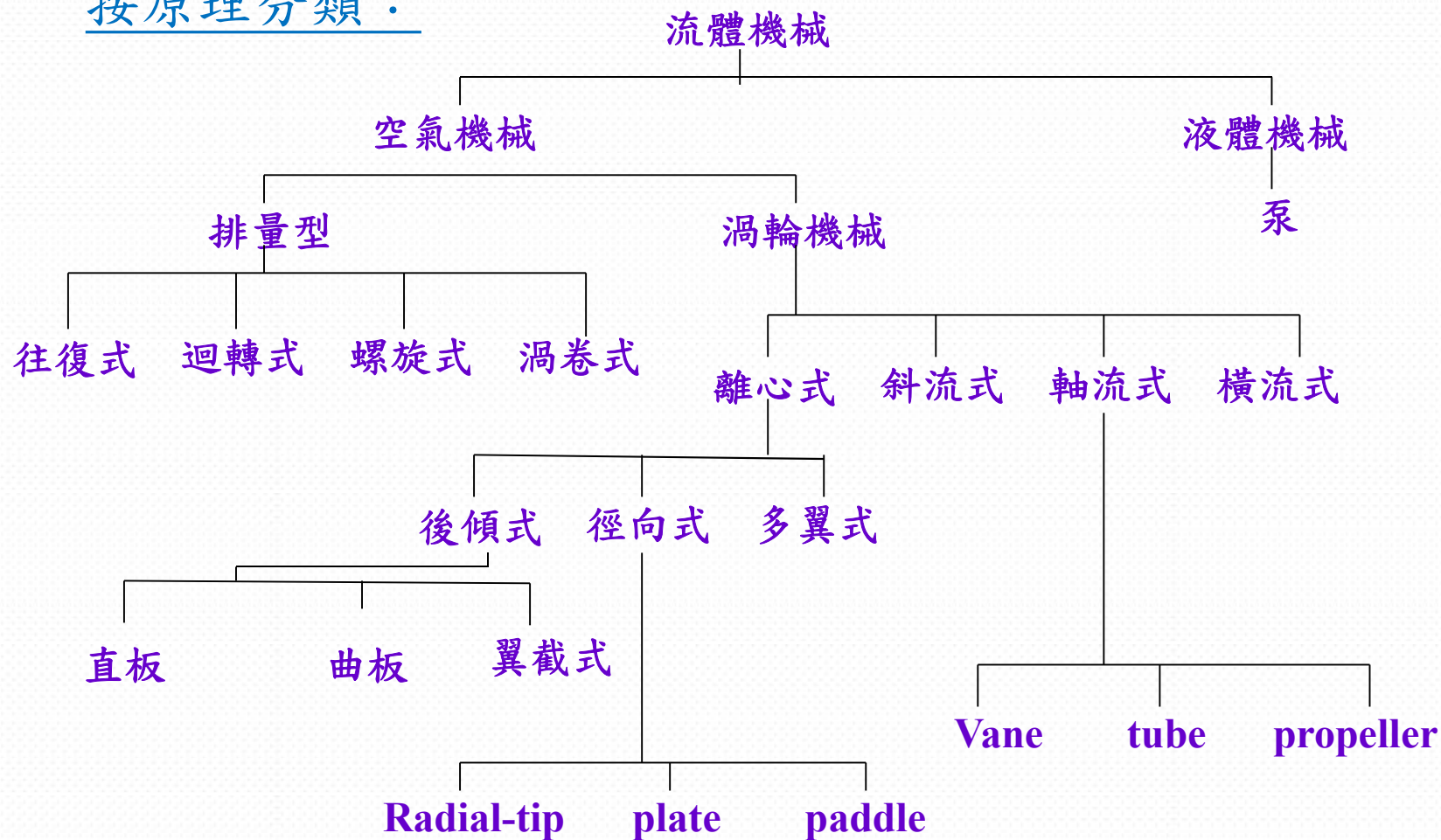
- 產生不同的壓差，利用管路等設備將調節妥當的空氣送入需要的地點。
- 產生換氣的作用，將用完的空氣排至大氣中。
- 產生大量的空氣，以大風量的方式促使空氣流動，以得到某些特定的效應。
- 產生擾亂的功能，使空氣能混合均勻。

從能量觀點來分析：

送風機是一種提高氣體壓力的機械裝置。

二、送風機分類與工作原理(續)

按原理分類：



□ 渦輪機械的共同特點是通過旋轉葉片把機械能轉變成氣體能量，因此又稱為葉片式機械。

二、送風機分類與工作原理(續)

渦輪機械可分為：

- 軸流風機（特點：氣流軸向流入、流出；流量大、壓力低）

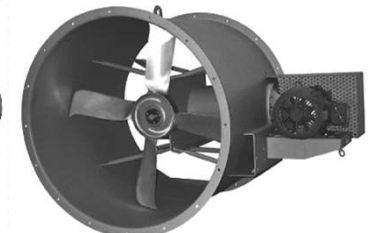
- 槳葉式(propeller)
- 靜葉式(vaneaxial)
- 管軸式(tubeaxial)



槳葉式



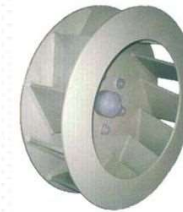
靜葉式



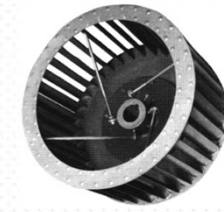
管軸式

- 離心風機（特點：氣流軸向流入，遠離軸心流出；流量小、壓力高）

- 後傾曲線板/翼截式(backward)
- 前傾多翼式(forward, Sirocco)



後傾式



前傾式

- 貫流風機（特點：氣流橫貫軸向流入、流出；氣流平穩、動壓高、噪音低）
- 斜流風機（特點：流量比離心風機大，壓力比軸流風機高）

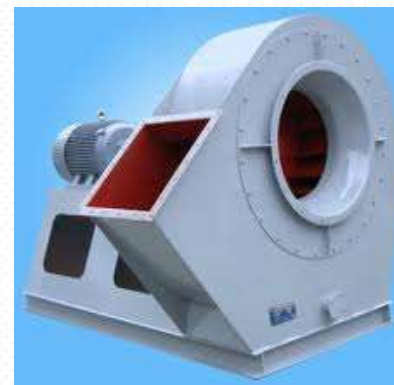
二、送風機分類與工作原理(續)

按絕對排氣壓力分類：(僅供參考)

1. 送風機： $< 11.27 \times 10^4 \text{ Pa}$
2. 鼓風機： $(11.27 - 34.2) \times 10^4 \text{ Pa}$
3. 壓縮機： $> 34.2 \times 10^4 \text{ Pa}$

按用途分類：

1. 工業鍋爐風機
2. 地鐵隧道用風機
3. 一般通風排風用之風機
4. 消防風機
5. 工業風機
6. 礦井風機
7.



應用：工業鍋爐風機



應用：隧道、地鐵、礦山等工程

二、送風機分類與工作原理(續)

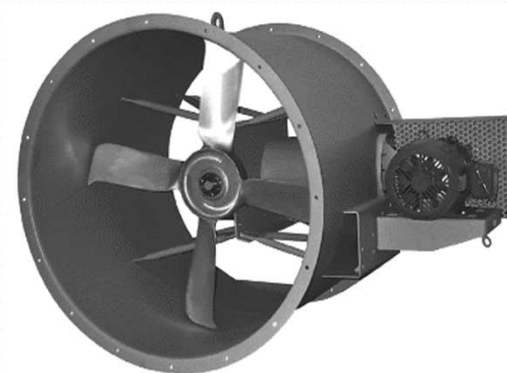
- 軸流風機（特點：氣流軸向流入、流出；流量大、壓力低）
 - 槳葉式(propeller)
 - 靜葉式(vaneaxial)
 - 管軸式(tubeaxial)



槳葉式



靜葉式

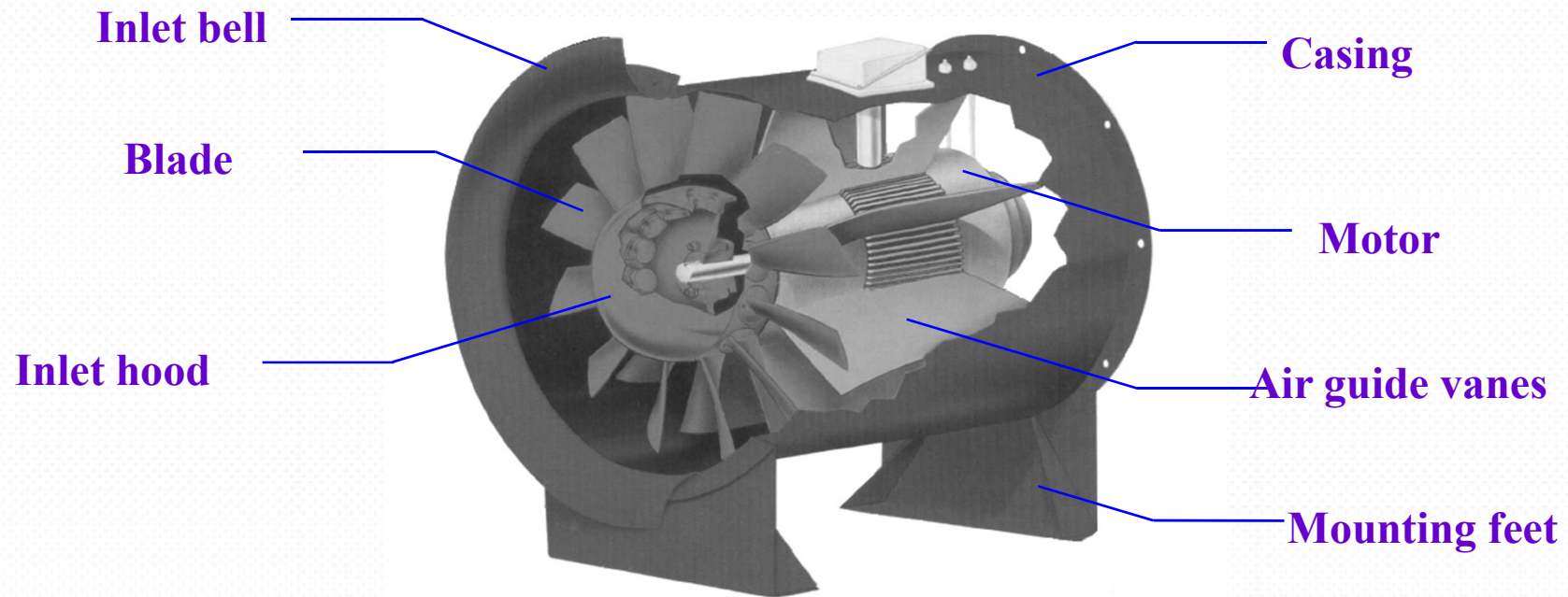


管軸式

二、送風機分類與工作原理(續)

軸流式通風機：

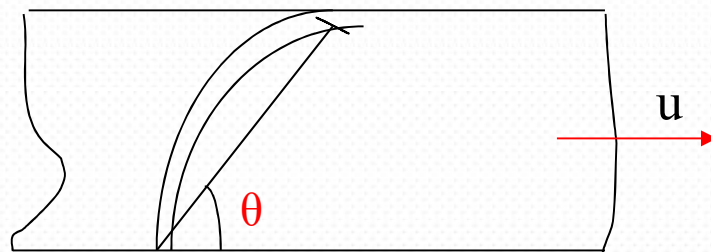
- 構造：輪轂、葉片、軸、外殼集風器、流線體、整流器、擴散器。



二、送風機分類與工作原理(續)

- 葉片安裝角：

在葉片迎風側作一外切線稱為弦線。弦線與動葉輪旋轉方向(u)的夾角稱為葉片安裝角，以 θ 表示。

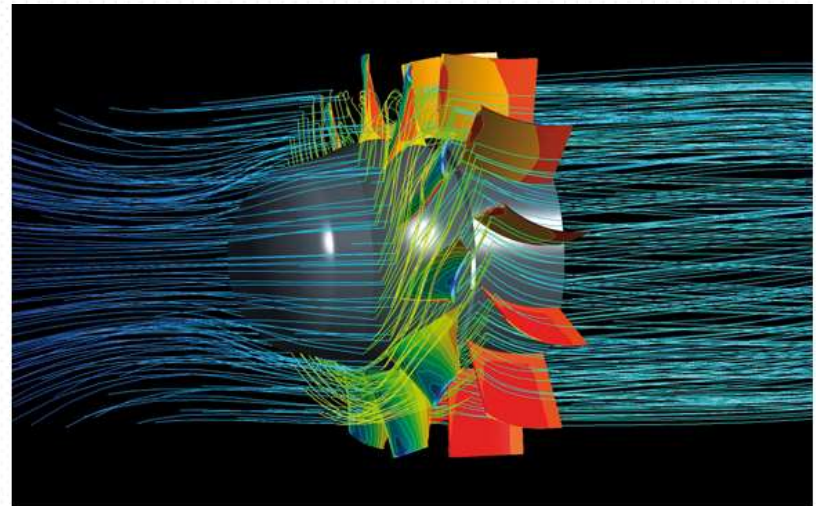
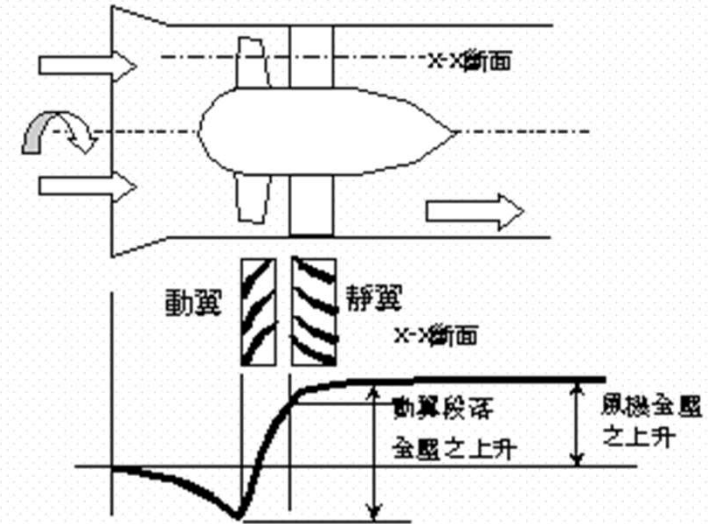


可根據需要在規定範圍內。但每個動輪上上的葉片安裝角 θ 必需保持一致。

二、送風機分類與工作原理(續)

軸流式風機之構造與風壓分佈

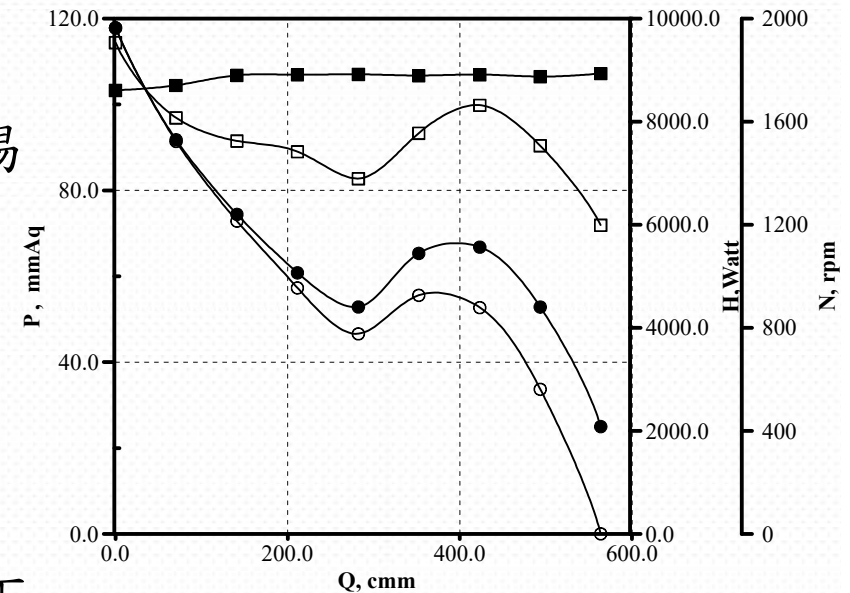
一般軸流式之結構均包含動葉與靜葉兩部份，有些軸流風機則無靜葉構造。而靜葉與動葉之配置亦因需要而不同，有些靜葉在動葉之前，有些則在後面。靜葉設置之目的，一則在導正風向，使其恢復軸向；一則在將動壓部份轉變為靜壓，使風機之送風壓力提高，利於作功。流體經過軸流風機之過程，首先需在進風口造成某一程度之真空，大氣壓因此將外氣壓入風口(參考圖)。因此流體吸入時，先經動葉，由此獲得動力，顯示在壓力圖上即為動壓。在動葉前之靜壓下降，以配合外界流體之進入。在經過動葉期間，因動葉之作用，空氣得到更大的動能，因此全壓(即靜壓與動壓之和)上升。經過靜葉時，因為相對速度低，導致靜壓上升。其全壓之變化可參看圖中之全壓變化圖。



二、送風機分類與工作原理(續)

軸流式送風機特性

- 風機與馬達均置於圓管形機殼中。
- 機殼極易與圓型管路系統銜接，亦易添置圓管加熱器。
- 價格最廉。
- 具有非過荷之特性。
- 噪音極大。
- 無皮帶可供調整，亦不需更換。
- 正常狀況下，在低壓與中壓之範圍下操作(0至6吋水柱)。
- 具有不穩定區域。



性能曲線圖

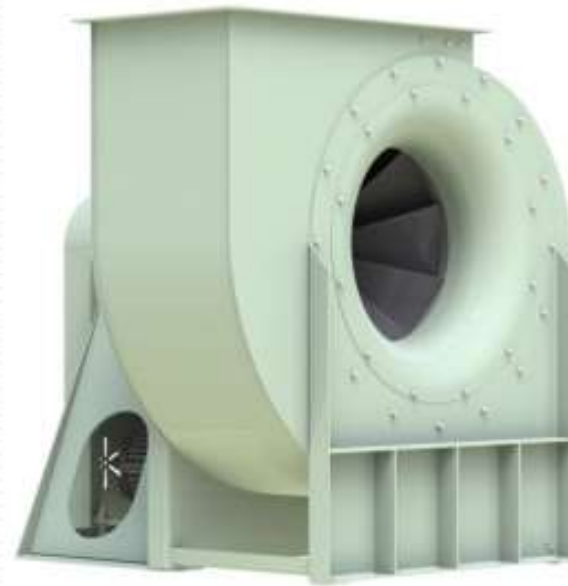
二、送風機分類與工作原理(續)

離心通風機：

- 結構：葉輪、軸、進風口、螺線形渦殼、鐘型入口、錐形擴散器。
- 吸風口有：單吸和雙吸兩種



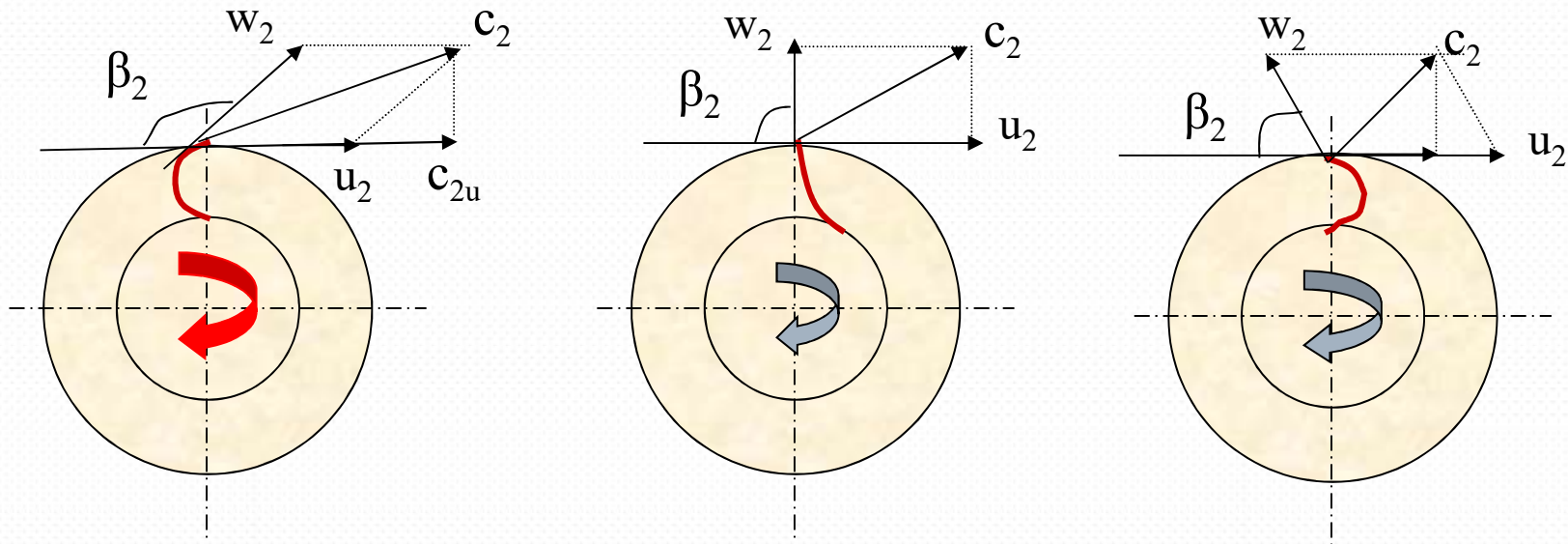
前傾雙吸離心風機



單吸離心風機

二、送風機分類與工作原理(續)

- **葉片出口構造角**：氣流相對速度 W_2 的方向與圓周速度 u_2 的反方向夾角稱為**葉片出口構造**，以 β_2 表示。

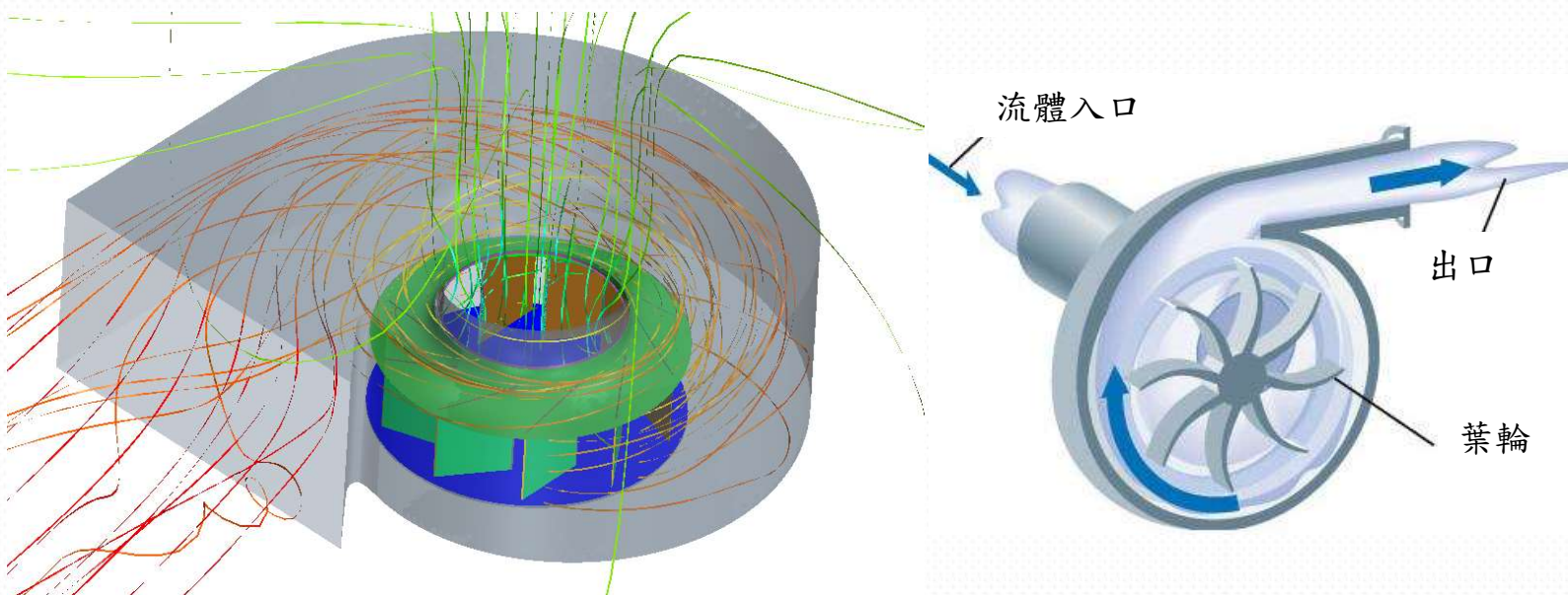


離心式風機可分為：前傾式 ($\beta_2 > 90^\circ$)、徑向式 ($\beta_2 = 90^\circ$) 和後傾式 ($\beta_2 < 90^\circ$) 三種。

二、送風機分類與工作原理(續)

原理：

- 流道內氣體受到葉片作用而獲得能量，最後經螺線形蝸殼及擴散器排出，同時，由於葉輪中氣體不斷外流，在葉輪中心及入口處形成負壓，且外部空氣在大氣壓的作用下經入風口連續進入葉輪，進而產生連續的氣流。



二、送風機分類與工作原理(續)

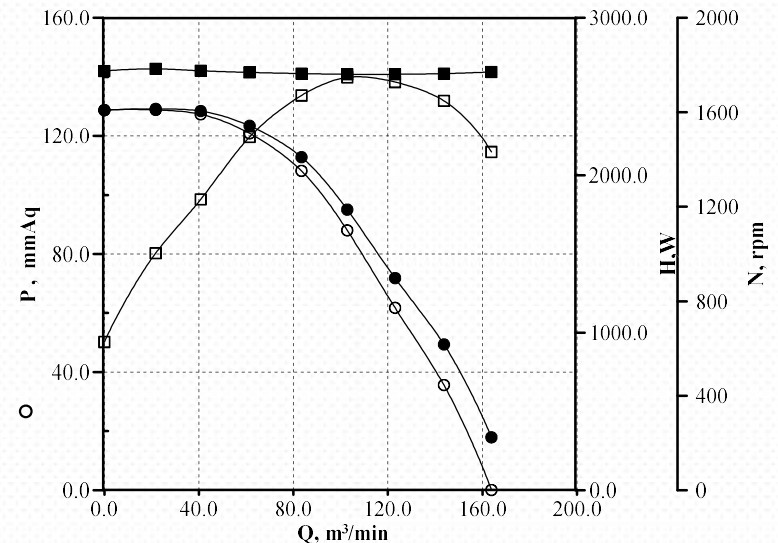
離心式風機按其產生壓力不同，可分為三類

- 低壓離心式風機：風壓小於100mmAq，一般用於送風系統或空氣調節系統。
- 中壓離心式風機：風壓在100~300mmAq，一般用於除塵系統或管網，阻力較大的通風系統。
- 高壓離心式風機：風壓在300mmAq以上，一般用於鍛冶設備的強制通風及某些空氣輸送系統。

二、送風機分類與工作原理(續)

後傾離心式特性

- 不易與圓型管路銜接。
- 價錢高昂。
- 具有非過荷之特性。
- 皮帶時需調整與更換。
- 操作風壓甚高(0至12吋水柱高)。
- 無不穩定狀態之運轉。
- 構造堅固、笨重。

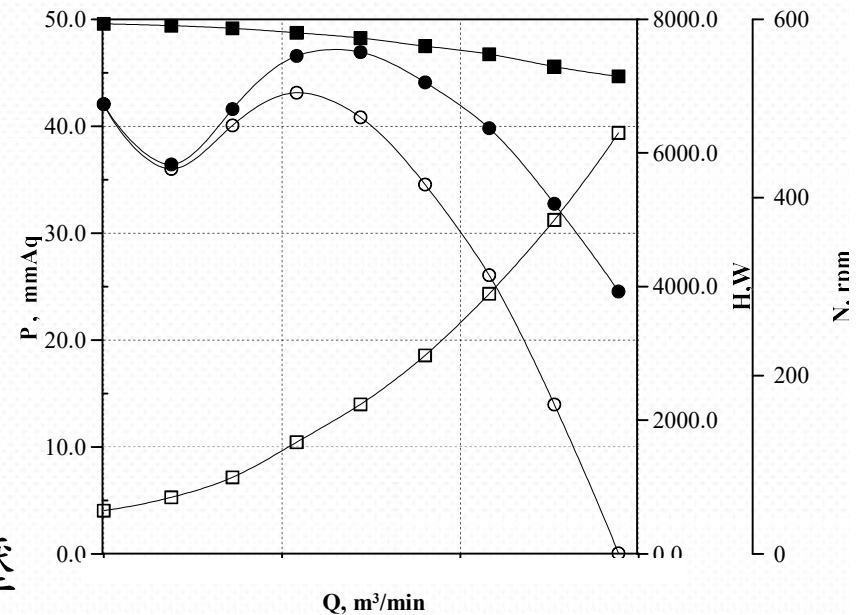


性能曲線圖

二、送風機分類與工作原理(續)

前傾離心式特性

- 不易與圓型管路銜接。
- 具有過荷特性。
- 皮帶常需調整與更換。
- 噪音最低。
- 具有不穩定狀態之運轉特性。
- 結構較輕。
- 正常狀態下，風壓約在中低壓範圍(0至6吋水柱高)。



性能曲線圖

二、送風機分類與工作原理(續)

軸流風機與離心風機之性能比較

軸流風機	離心風機
優點：	
1.適用於低壓、大風量的情況，其比速度較大，運轉速度高，故可不必要經過傳動與馬達驅動軸直接連結，因此結構較輕巧，運轉效率也較高。	1.適用於高壓、小風量之狀況，其比速度相對較小，運轉速度較低，故必須以皮帶進行變速驅動。
2.由於風吹送的方向與軸平行，故可容易與管路相連接，成為管路統之套件。	2.壓力上升有一定的極限，故無需安全閥的設置。
3.可利用葉片改變節距，以調節風量，並防止運轉效率降低	3.適用於風量範圍變動大的場合，操作上較為安全。
4. 可以逆向送風	4.噪音度較低。
5. 價格便宜。	
缺點：	
1.效率特性曲線陡直，略超出設計點之運轉會產生激變的現象，效率迅速降低。	1.體積較為龐大，其進風與送風之方向垂直，在配置上，系統風管需要較妥當的配合。
2.對塵埃及表面腐蝕的現象較為敏感，造成效率降低的現象。	2.無法逆向送風。
3.因為高轉速，其噪音度也增高。	3.價格較貴。

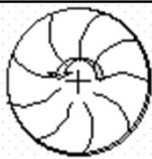
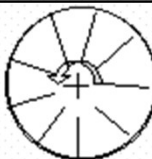
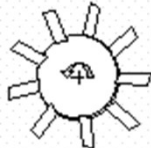
二、送風機分類與工作原理(續)

不同用途下對於風機型式之需求情形

用途及機型	軸流型	多翼型	徑向型	離心型
高爐氣體				●
焦炭爐氣體			●	●
熔鐵爐				●
礦山	●	●		●
隧道	●	●		●
鍋爐	●	●	●	●
空氣輸送			●	●
建築物換氣	●	●		●
冷卻塔	●			
溫室通風	●			
厚層乾燥	●			●
循環式乾燥機	●	●		●
集塵裝置	●		●	●
燃燒器	●			●

二、送風機分類與工作原理(續)

軸流風機與離心風機之特性比較

種類	離心風機				軸流風機
	輪機型	流線型	徑向型	多翼型	
葉輪形狀					
大小	最大	大	小	最小	
軸動力	小	最小	大	最大	
噪音	小	最小	大	最大	
靜壓範圍mmAq	50-1,000	50-300	50-500	30-100	0-100
比速度,Ns	300-800	400-900	250-600	400-900	1,000-3,000
最高效率時之Ns	400-450	500-600	400-450	500-600	1,300-2,300
全壓效率%	60-83	55-72	50-72	40-65	靜翼型60-82 流線型60-85 管狀型55-78 螺槳式40-73
用途	高壓送風	一般送風	特殊送風 (灰塵多)	一般送風	一般送風



二、送風機分類與工作原理(續)

各型風機之性能比較

型別	構造	性能	比較
軸流式換氣扇	結構簡單	風量大	噪音高，風壓低
軸流式風機	構造簡單	風量大、體積小	易安裝，保養容易。
離心多翼式風機	翼型前彎，構造簡單，約60片		效率最低、風量體積最小
離心定載式風機	翼型後彎	具定載作用，馬達不會過載。	效率高。
離心流線型翼風機	翼片後彎、呈流線型	不產生渦流、具定載作用，噪音低	效率高、風壓高，價格貴
離心軸流式風機	離心葉片	軸向送風	噪音度低

三、送風機的基本知識

三、送風機的基本知識

3.1 空氣的標準狀態與基準狀態

在不同的溫度、溼度與壓力下，空氣的物理特性不盡相同，所以必須先對空氣所處的環境有所規範，如此才能正確掌握空氣的各項物理特性。一般而言，常用的空氣狀態有標準狀態(standard condition)與基準狀態(normal condition)兩種

常用的空氣狀態

	溫度 [°C]	大氣壓力 [mmHg]	溼度 [%]	密度 [kg/m ³]
標準狀態	20	760	65	1.20
基準狀態	0	760	0	1.293

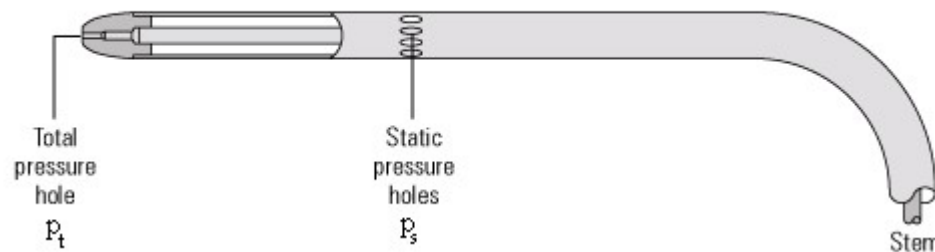
三、送風機的基本知識(續)

3.2 壓力

- 一般工廠裡面常用到的壓力指的是錶壓力(p),其絕對壓力(P)為錶壓力加上大氣壓(Pa)

$$P = p + P_a$$

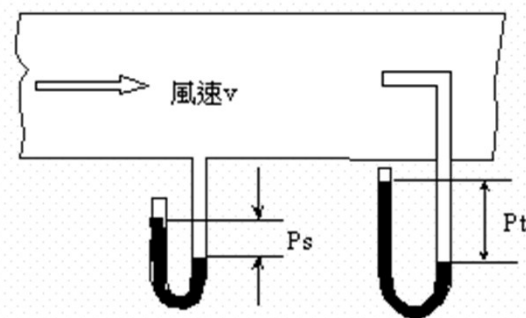
- 由於皮托管(Pitot tube)常被用來測量流體的壓力，因此底下將針對皮托管做一簡單介紹。一般皮托管是由內外兩套管所組成。由皮托管內管頂端小孔所測得的壓力為全壓層



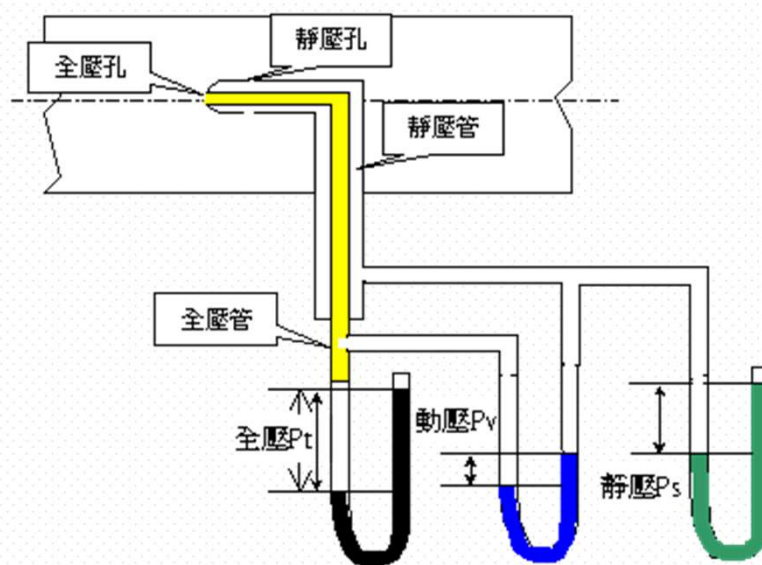
皮托管示意圖

三、送風機的基本知識(續)

一般壓力可以利用裝有水之彎管中顯示其高度，此高度為管內壓力與大氣壓間之差。當空氣在風管中流動時，會在管路中產生不同之壓力。一般壓力可分為三種，即靜壓(P_s)、動壓(P_v)與全壓(P_t)。從垂直於管壁的孔中測出的壓力，若將之導到一個U型管裝置，如圖，則可測出該管路之靜壓。而利用皮氏管面對風向所測得之壓力，導入U型管，即可獲得全壓。動壓則由全壓與靜壓之差求得。



靜壓與全壓之測量



利用皮氏管測定風管之全壓、動壓及靜壓之裝置

三、送風機的基本知識(續)

送風機的全壓、靜壓與壓力比

送風機的全壓(P_t)定義為送風機吐出口(2)與吸入口(1)的全壓差值，亦即

$$\begin{aligned} p_t &= p_{t2} - p_{t1} \\ &= (p_{s2} + p_{d2}) - (p_{s1} + p_{d1}) \\ &= (p_{s2} - p_{s1}) + (p_{d2} - p_{d1}) \end{aligned}$$

送風機的靜壓(P_s)為送風機的全壓減去送風機吐出口的動壓，因此

$$\begin{aligned} p_s &= p_t - p_{d2} \\ &= (p_{t2} - p_{t1}) - p_{d2} \\ &= (p_{s2} - p_{s1}) - p_{d1} \end{aligned}$$

送風機的壓力比(r)則是吐出口絕對壓力(P_2)與吸入口絕對壓力(P_1)之比

$$r = P_2 / P_1$$

三、送風機的基本知識(續)

3.3 比重量與比重

氣體的比重量(g)為氣體單位體積內的重量，可由氣體密度(r)乘以重力加速度求得。此外，比重量與溫度、溼度及壓力有關，其關係如下式所示：

$$\gamma = 0.465 \frac{P - 0.3784\phi P_{sat}}{T}$$

其中， P 為空氣的絕對壓力[mmHg]， ϕ 為相對溼度[%]， P_{sat} 為飽和蒸汽壓[mmHg]， T 則是絕對溫度[K]。

氣體的比重為該氣體與同溫同壓下空氣比重量的比值，亦即

$$\frac{\gamma_g(T, P)}{\gamma_a(T, P)}$$

三、送風機的基本知識(續)

3.4 風量與流量

1. **風量**(volume flow rate)指的是送風機在單位時間內所通過的氣體體積，常用的單位為[cmm]，亦即[m³/min]。
2. **流量**(mass flow rate)則是送風機在單位時間內所通過的氣體質量，可由風量乘以空氣比重量求得。當壓力比大於1.03時，空氣密度會有所變化，此時流量雖然還是守恆的，但風量將不再守恆。

可以利用皮氏管或風速計量測



皮托管



熱線式風速計



旋轉葉片風速計

三、送風機的基本知識(續)

3.5 壓力頭

每單位質量的氣體所做的功，若以氣柱高度表示的話，稱為壓力頭或水頭(H)，其單位為[m]。當壓力比小於1.03時，可忽略空氣比重變化，直接將全壓除以比重即為壓力頭，亦即

$$H = \frac{P_t}{\gamma}$$

假若壓力比大於1.03，則

$$H = \frac{k}{k-1} \times \frac{P_{t1}}{\gamma_1} \left\{ \left(\frac{P_{t2}}{P_{t1}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right\}$$

其中 k 為比熱比，對空氣而言， $k=1.4$ 。

P_{t1} 是入口處的絕對全壓

P_{t2} 是出口處的絕對全壓

γ_1 則是入口處的比重。

三、送風機的基本知識(續)

3.6 理論功率與全壓效率

- 送風機全壓效率：理論功率與風機軸動力比值
- 風機軸動力視為外部馬達加諸風機主軸之馬力，即風機主傳動軸與馬達之出力軸相接，該輸出可視為風機之軸動力(以 L 表示)，馬達經過皮帶輪或齒輪傳動時，部分功率消耗在傳輸過程，大型風機必須考慮此效能損失。

三、送風機的基本知識(續)

- 送風機在單位時間內所能供給的有效能量稱為理論功率或絕熱變化(L)，單位為[kW]。

- 當壓力比小於1.03時，理論功率為

$$L = \frac{Qp_t}{6120}$$

其中

Q：風量[cmm]

P_t：全壓[mmAq]

- 假若壓力比大於1.03，則理論功率變為

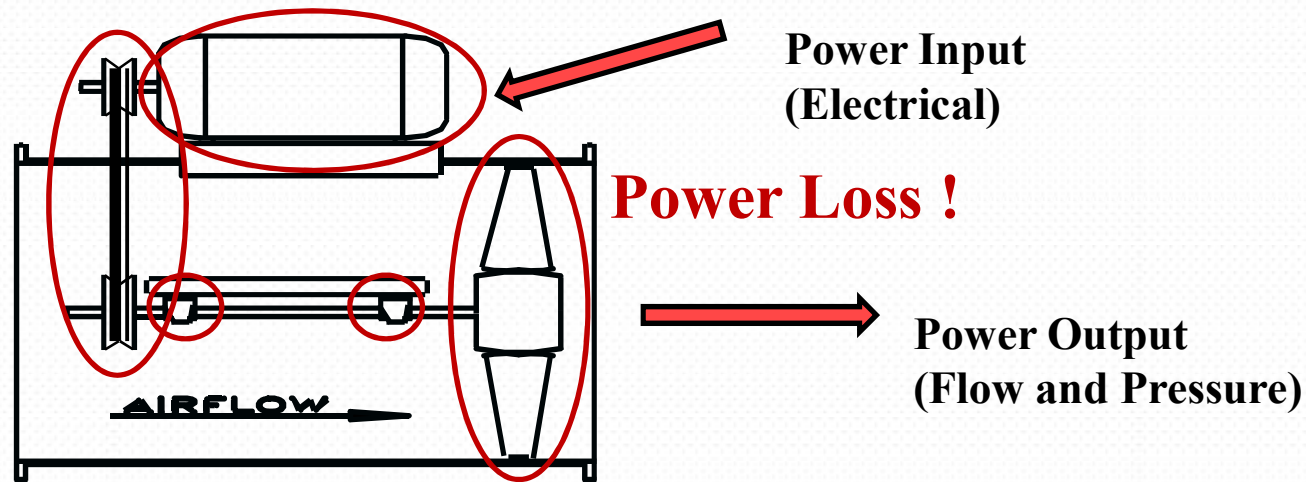
$$L = \frac{k}{k-1} \times \frac{QP_{t1}}{6120} \left\{ \left(\frac{P_{t2}}{P_{t1}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right\}$$

- 送風機全壓效率(η_t)：是理論功率與輸入功率(軸功率)之比值，通常以百分比(%)來表示。

$$\eta_t = \frac{L}{L_s} \times 100\%$$

三、送風機的基本知識(續)

3.7 送風機效率



$$\text{Efficiency} = \frac{\text{Power Output}}{\text{Power Input}}$$

$$\text{Fan Efficiency} = \frac{\text{CFM} \times \text{Pressure}}{\text{BHP}}$$



三、送風機的基本知識(續)

$$\text{靜壓效率} = \frac{\text{CFM} \times P_s}{6343.3 \times \text{BHP}} \times 100\%$$

$$\text{全壓效率} = \frac{\text{CFM} \times P_T}{6343.3 \times \text{BHP}} \times 100\%$$

$$P_T = P_s + P_v$$

三、送風機的基本知識(續)

3.8 轉速與比速度

風機的轉速(N)，通常指的是葉輪每分鐘旋轉的次數，單位為[rpm]，亦即[r/min]。

由於影響風機氣流動力性能相關的物理參數有很多，為了讓分析能更簡化，使用無因次參數是一相當方便的方法。例如：葉輪外徑為 D_2 之送風機在風量 $1 \text{ m}^3/\text{s}$ 與壓力頭 1 m 時，葉輪外緣之旋轉速度，稱為**比速度**(N_s)即為一無因次參數。比速度的表示式如下：

$$N_s = \frac{NQ^{1/2}}{H^{3/4}}$$

N為送風機轉速[rpm]

Q為風量[cmm]

H則是壓力頭[m]

三、送風機的基本知識(續)

比速度對於送風機的特性、型式以及動葉輪的選擇非常重要，是設計或選用送風機時最重要的無因次參數之一。

一般而言，送風機的效率在某一特定的比速度區間具有最高值，其效率與比速度的關係如圖所示。因此，為了避免不必要的損耗，必須謹慎選用適當比速度的送風機。



送風機效率與比速度關係之示意圖

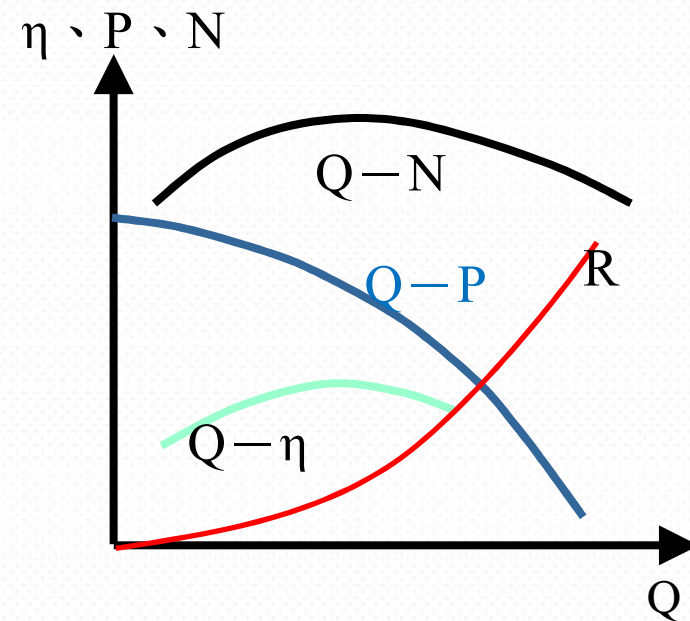
三、送風機的基本知識(續)

- 計算比速度(N_s)值, 選擇最適合的機型, 盡量讓風機操作在高效率點附近。

$$N_s = \frac{n \cdot Q^{1/2}}{H^{3/4}} = \frac{n \cdot Q^{1/2}}{(p_t / \rho)^{3/4}}$$

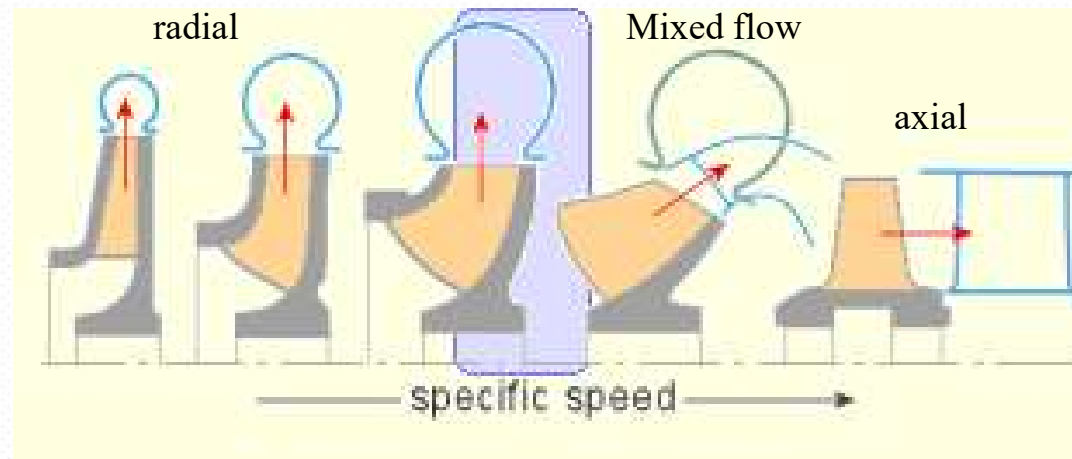
n : rpm, Q : cms, ρ : kg/m³, p_t : mmAq

- 依據風量與壓力需求, 對照型錄上的性能曲線, 挑選適當的轉速與尺寸。
- 選用考量的其他因素: 空間的大小, 噪音, 成本。



三、送風機的基本知識(續)

- 比速度 N_s 與 N 無直接關係，與空氣量(Q)成正比、全壓力頭(H)成反比。
- 送風機械流量小、轉速小、壓力大時，則 N_s 值變小，此時葉輪屬離心式。
- 送風機械流量大、轉速大、壓力小時，則 N_s 值變大，此時葉輪屬軸流式。
- 設計葉輪時，決定風機機種選取最適當 N_s 值，在空氣量方面，可決定為單吸入或雙吸入；在全壓力頭方面，則依旋轉速度選擇單段或多段。



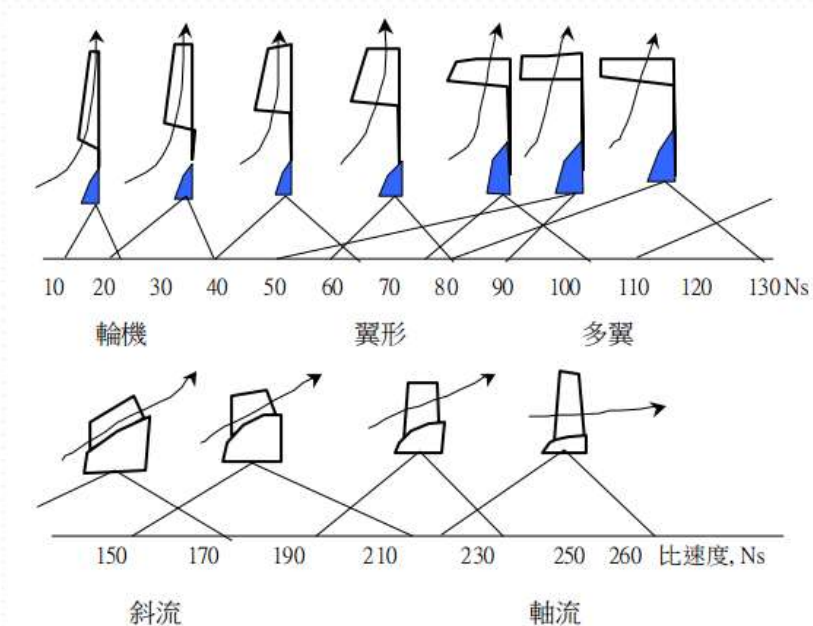
送風機型式與比速度關係之示意圖

三、送風機的基本知識(續)

□ 葉輪形狀與比速度間之關係

■ $Q=300 \text{ CMH}$, $P_t=500 \text{ mmH}_2\text{O} = 4900 \text{ Pa}$, $N=1750 \text{ rpm}$
 $H=(1/0.286) \cdot (101325/11.8) \cdot \left[(101325 + 4900/101325)0.286 - 1 \right] = 409 \text{ m}$

$N_s=1750 \cdot \left[(300/60)^{1/2} / (409)^{3/4} \right] = 43$ 選用 **輪機型葉輪**



各類風機之比速度

三、送風機的基本知識(續)

3.9 管路阻力特性曲線

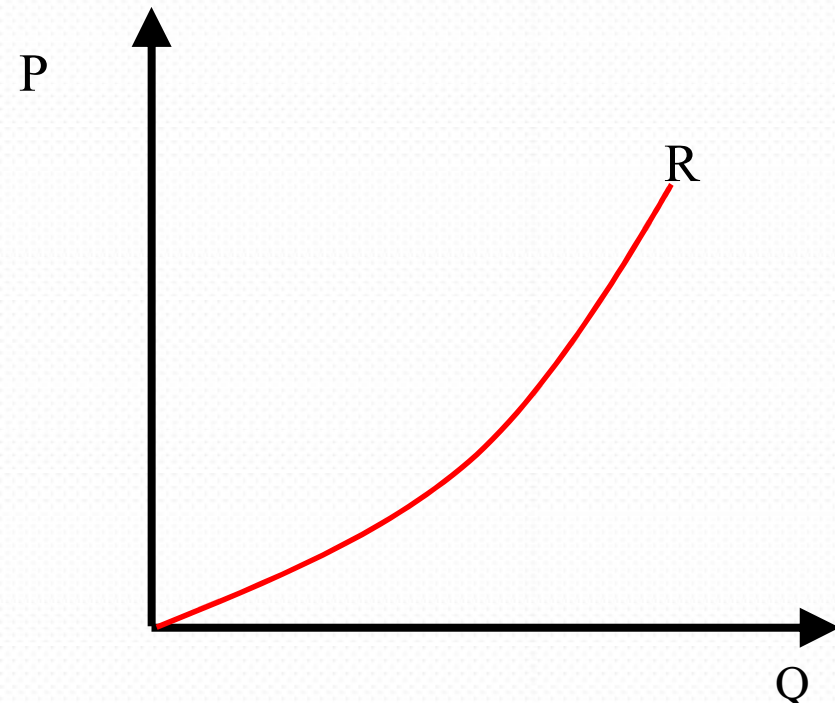
管路係指風機工作的系統，它由通風系統、過濾器、熱交換器以及調節閥等附件組成。當管路確定後，通過的流量 Q 與管路所形成的通風阻力之間有一定比例關係，即管路阻力特性。一般而言，管路阻力與風量的關係式可表示為：

$$R = kQ^2$$

R ：通風阻力

k ：風阻係數

Q ：風量

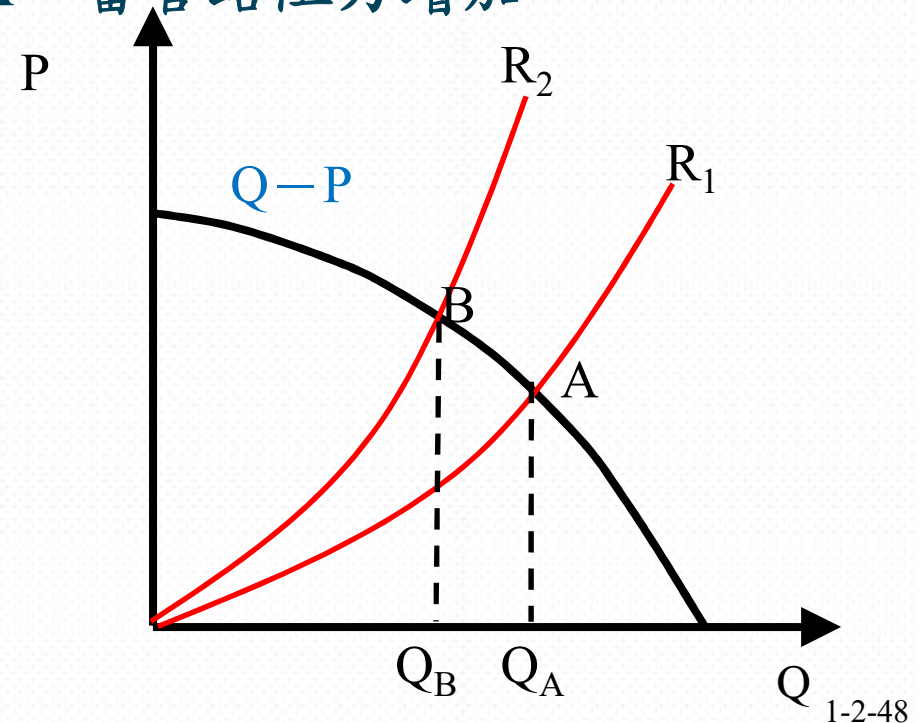


三、送風機的基本知識(續)

3.10 風機系統的工作點

風機總是要與管路聯合工作，當氣體在風機所獲得能量時，其壓力 P 與和流量 Q 將遵循風機性能曲線變化，而氣體通過管路時，其阻力與流量也需遵循管路性能曲線。兩者交會點即為風機的工作點。如點A，當管路阻力增加

R 即由 R_1 變為 R_2 ，風機工作點將由A變成B，風量也將由 Q_A 變成 Q_B ，代表流量減少。



三、送風機的基本知識(續)

3.11 風機的無因次分析

流體力學問題分析中，所牽涉到的物理量非常多，藉由變數不同的組合產生新的變數，而新變數間關係簡化且具有共通性，為無因次分析。當兩個流場的所有無因次數值相同時表示：

- **型態相似**：模型和原型的幾何尺寸成比例，比值相等，各對應角、葉片數相等。
- **運動相似**：模型和原型各對應點的速度方向相同，大小成同一比值，對應角相等
- **動力相似**：模型和原型各對應點的之重力、慣性力、黏性力等的方向相同，大小成同一比值。動力相似條件很難完全滿足，**但對於風機而言，只要幾何相似、運動相似，就可認為動力相似了**。只有幾何相似才有運動相似，因而幾何相似是前提條件。相似定律就是在兩風機滿足幾何相似，且處於相似工况的前提下導出的。

三、送風機的基本知識(續)

3.12 風機定律(Fan Law)

- 送風機的無因次數: $\Pi_1 = \frac{Q}{nD^3}$ $\Pi_2 = \frac{P}{\rho g n^2 D^2}$ $\Pi_3 = \frac{H}{\rho g n^3 D^5}$
- 當送風機兩個操作點(1,2)的效率與所有無因次數值相同時:
 - 在一定風機尺寸與密度下，轉速變化:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \qquad \frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \qquad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3$$

- 在一定風機尺寸與轉速下，密度變化:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{W_1}{W_2} = \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} \right)$$

- 在一定密度與轉速下，風機尺寸變化:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3 \qquad \frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \qquad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^5$$

三、送風機的基本知識(續)

風機定律應用-風機轉速的變化

- 例 1：某工程項目需要一台後傾離心風機來送風，風量為 25000 m³/h，靜壓為 730 Pa。經選型，可得風機型號為 AAA，轉速為 1220 r/min，軸功率為 7.47 kW（電機功率為 11 kW）。現場要求風量大於原來設計風量，要求風量增加到 30000 m³/h。求風機新的轉速，靜壓及軸功率。

$$\frac{q_{v2}}{q_{v1}} = \frac{n_2}{n_1} \Rightarrow n_2 = \frac{30000}{25000} \times 1220 = 1464 \text{ r/min}$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \Rightarrow p_2 = \left(\frac{1464}{1220}\right)^2 \times 730 = 1051 \text{ Pa}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \Rightarrow P_2 = \left(\frac{1464}{1220}\right)^3 \times 7.47 = 12.91 \text{ kW}$$

AAA 風機的最高轉速為 1700 r/min。當風機轉速提高到 1464 r/min，AAA 的風機能滿足要求。當前風機的軸功率提高到 12.91 kW。原有的 11 kW 馬達已不能滿足要求，需更換馬達。

注意：當現場需要增加風量時，必須注意 (1) 風機新的轉速不能超過風機的最高轉速。(2) 如原有的馬達功率不能滿足新的軸功率時，就需要更換馬達

三、送風機的基本知識(續)

風機定律應用-風機轉速的變化

- 例2：在同樣的情況下，客戶要求增加風量，但不想再投資去更換馬達，求此 11 kW 馬達的條件下，允許增加多少轉速？在這個新的轉速下，風量和靜壓是多少？
- 11 kW 的馬達功率減去 10% 的安全系數得軸功率為 9.9 kW。

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \Rightarrow n_2 = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{3}} \times n_1 = \left(\frac{9.9}{11} \right)^{\frac{1}{3}} \times 1220 = 1340 \text{ r/min}$$

$$\frac{q_{V2}}{q_{V1}} = \frac{n_2}{n_1} \Rightarrow q_{V2} = \frac{1340}{1220} \times 25000 = 27460 \text{ m}^3/\text{h} \quad \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \Rightarrow p_2 = \left(\frac{1340}{1220} \right)^2 \times 730 = 881 \text{ Pa}$$

如果不更換馬達的情況下，風量只能從 **25000 m³/h** 增加到 **27460 m³/h**。

三、送風機的基本知識(續)

□ 風機定律應用-氣體密度的變化

當風機尺寸、管路系統及風機轉速都不變時，可得

$$q_{V2} = q_{V1} \quad \frac{p_2}{p_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1} \quad \frac{P_2}{P_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1}$$

當風機尺寸、管路系統及壓力都不變時，可得

$$p_2 = p_1 \Rightarrow \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 = \left(\frac{\rho_1}{\rho_2}\right) \Rightarrow \left(\frac{n_2}{n_1}\right) = \left(\frac{\rho_1}{\rho_2}\right)^{\frac{1}{2}} \quad \frac{q_{V2}}{q_{V1}} = \frac{n_2}{n_1} = \left(\frac{\rho_1}{\rho_2}\right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \times \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right) = \left(\frac{\rho_1}{\rho_2}\right)^{\frac{3}{2}} \times \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right) = \left(\frac{\rho_1}{\rho_2}\right)^{\frac{1}{2}} \Rightarrow \frac{P_2}{P_1} = \frac{q_{V2}}{q_{V1}}$$

注意：風機樣本中的風機性能曲線都是以標準狀態空氣為基準，這個定理是用於高海拔高度或高溫情形，空氣密度有變化時，選擇風機的基礎。

三、送風機的基本知識(續)

□ 溫度和海拔高度對空氣的影響

在實際選形過程當中，有些風機的應用場合分布在不同的海拔和溫度環境下，此時氣體的密度隨之影響很大。1) 海拔高度對大氣壓力的影響，可用以下公式表示：

$$p_1 = p_0 \times (0.885)^Z \div 1000$$

注： p_1 ——實際空氣狀態下壓力；
 p_0 ——標準狀態下壓力；
 Z ——海拔高度。

2) 而溫度根據工況點的實際情況定，溫度及大氣壓力對大氣密度的影響，可由下列公式表示：

$$\rho_1 = \rho_0 \left(\frac{p_1}{p_0} \times \frac{273 + t_0}{273 + t_1} \right)$$

式中： $\rho_0=1.2 \text{ kg/m}^3$ ——標準大氣狀態下的密度；
 $p_0=101.325 \text{ kPa}$ ——標準大氣狀態的大氣壓力；
 $t_0=20^\circ\text{C}$ ——標準大氣狀態的溫度；
 p_1 、 ρ_1 、 t_1 ——分別為實際空氣狀態下的壓力、密度和溫度。

三、送風機的基本知識(續)

假設

$$e = \frac{p_1}{p_0} \times \frac{273+t_0}{273+t_1}$$

可得

$$e = \frac{\rho_1}{\rho_0}$$

e為大氣修正係數

$$\because p_1 = p_0 \times (0.885)Z \div 1000 \quad \therefore \frac{p_1}{p_0} = (0.885)Z \div 1000$$

可得

$$e = \frac{(0.885)Z}{1000} \times \frac{273+t_0}{273+t_1}$$



三、送風機的基本知識(續)

大气密度的修正系数表
Atmospheric density correction factor table

气温℃ Air Temperature	海拔 Altitude (单位:m)															
	0	400	800	1200	1600	2000	2400	2800	3200	3600	4000	4400	4800	5200	5600	6000
-40	1.26	1.20	1.14	1.09	1.04	0.99	0.94	0.89	0.85	0.81	0.76	0.73	0.69	0.65	0.62	0.59
-20	1.16	1.11	1.05	1.00	0.96	0.91	0.87	0.82	0.78	0.74	0.70	0.67	0.64	0.60	0.57	0.54
0	1.07	1.03	0.98	0.93	0.89	0.84	0.80	0.76	0.73	0.69	0.65	0.62	0.59	0.56	0.53	0.50
20	1.00	0.96	0.91	0.87	0.83	0.78	0.75	0.71	0.68	0.64	0.61	0.58	0.55	0.52	0.49	0.47
40	0.94	0.89	0.85	0.81	0.77	0.73	0.70	0.67	0.63	0.60	0.57	0.54	0.51	0.49	0.46	0.44
60	0.88	0.84	0.80	0.76	0.73	0.69	0.66	0.63	0.59	0.56	0.54	0.51	0.48	0.46	0.43	0.41
80	0.83	0.79	0.76	0.72	0.69	0.65	0.62	0.59	0.56	0.53	0.51	0.48	0.46	0.43	0.41	0.39
100	0.79	0.75	0.71	0.68	0.65	0.62	0.59	0.56	0.53	0.50	0.48	0.45	0.43	0.41	0.39	0.37
140	0.71	0.68	0.65	0.62	0.59	0.56	0.53	0.50	0.48	0.46	0.43	0.41	0.39	0.37	0.35	0.33
180	0.65	0.62	0.59	0.56	0.53	0.51	0.48	0.46	0.44	0.42	0.39	0.37	0.35	0.34	0.32	0.30
220	0.59	0.57	0.54	0.52	0.49	0.47	0.44	0.42	0.40	0.38	0.36	0.34	0.33	0.31	0.29	0.28
260	0.55	0.53	0.50	0.48	0.45	0.43	0.41	0.39	0.37	0.35	0.33	0.32	0.30	0.29	0.27	0.26
300	0.51	0.49	0.47	0.44	0.42	0.40	0.38	0.36	0.35	0.33	0.31	0.30	0.28	0.27	0.25	0.24
350	0.47	0.45	0.43	0.41	0.39	0.37	0.35	0.33	0.32	0.30	0.29	0.27	0.26	0.24	0.23	0.22
400	0.44	0.42	0.40	0.38	0.36	0.34	0.33	0.31	0.29	0.28	0.27	0.25	0.24	0.23	0.21	0.20
450	0.41	0.39	0.37	0.35	0.33	0.32	0.30	0.29	0.27	0.26	0.25	0.23	0.22	0.21	0.20	0.19
500	0.38	0.36	0.35	0.33	0.31	0.30	0.28	0.27	0.26	0.24	0.23	0.22	0.21	0.20	0.19	0.18

注：当实际温度或海拔高度不在表中时，可进行数据的穿插计算

Note: When the actual temperature or altitude is not on the table,
the data can be interspersed calculation

四、送風機性能測試方法

四、送風機性能測試方法(續)

□ 國際送風機性能測試標準：

- 美國送風風機協會AMCA210-16
- CNS 7778 (2014.10公佈)
- ISO 5801:2007
- 中國國家標準GB/T1236-2000

四、送風機性能測試方法(續)

AMCA 210 Chambers 測試系統

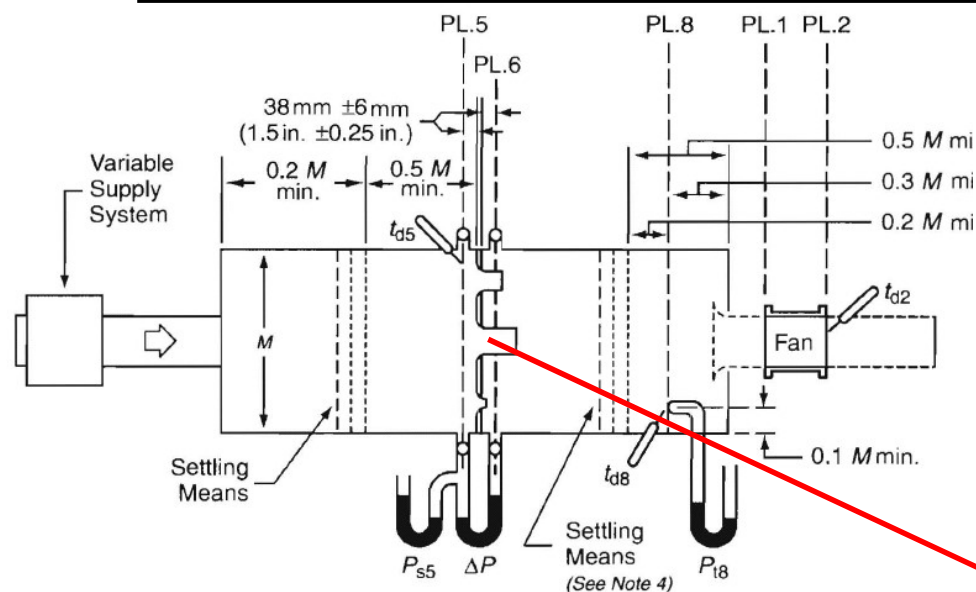


Fig. 15

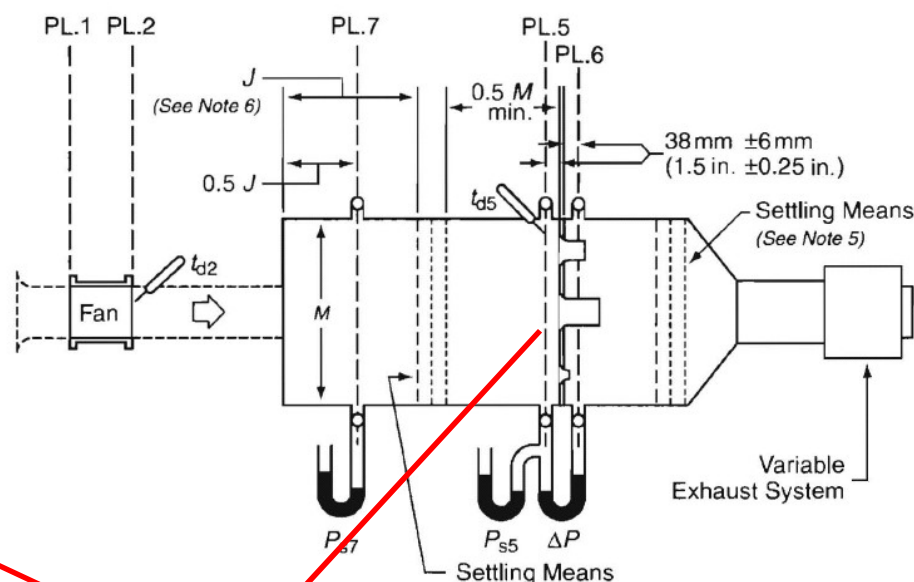


Fig. 12

AMCA 210測試方法

- 多噴嘴測試箱，可分為出口風箱與入口風箱。兩者差異最明顯的是在於待測風機和輔助風機的位置正好相反。

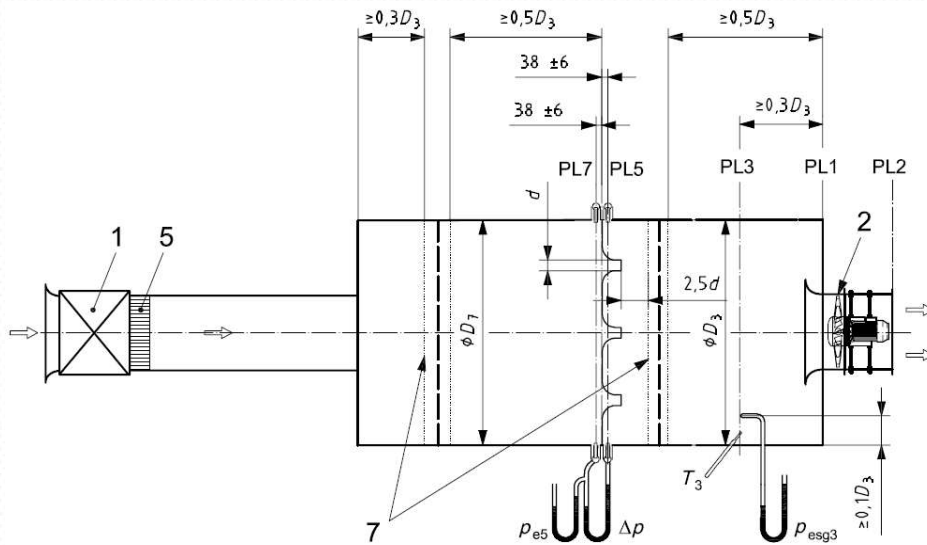
資料來源：AMCA 210-07



四、送風機性能測試方法(續)

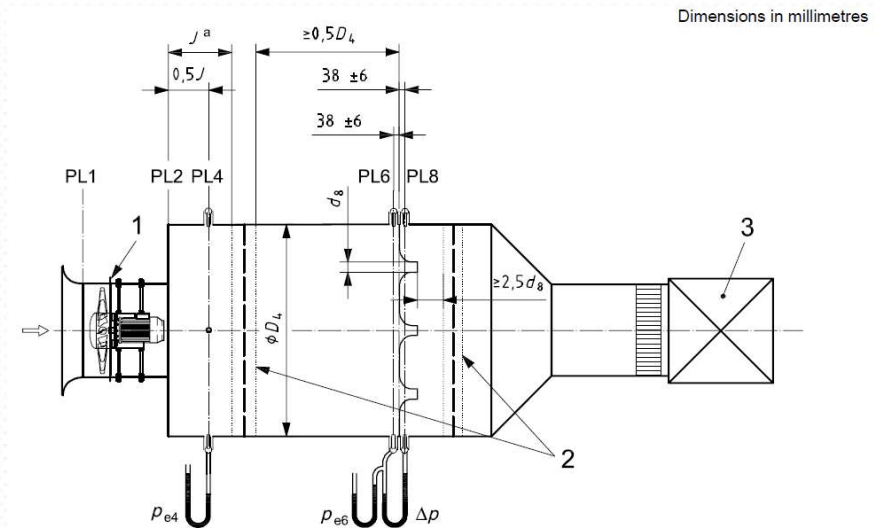
ISO 5801 Chamber 測試系統

Fig.40 (e)



e) Flow rate determination using multi-nozzle chamber

Fig.41



四、送風機性能測試方法(續)

- ISO 5801與AMCA 210設備比較
 - ISO 5801之Fig. 41與AMCA 210之 Fig.12 兩者設備Layout一致。
 - ISO 5801之Fig. 40(e) 與AMCA 210 之Fig. 15兩者設備Layout，除第一層整流網位置外，其餘均相同。

四、送風機性能測試方法(續)

AMCA 210 風管測試系統

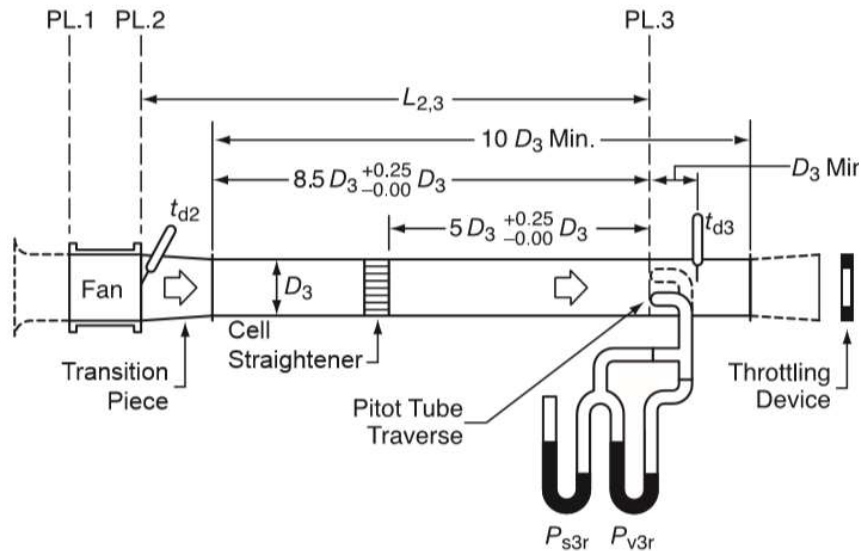


Fig. 7

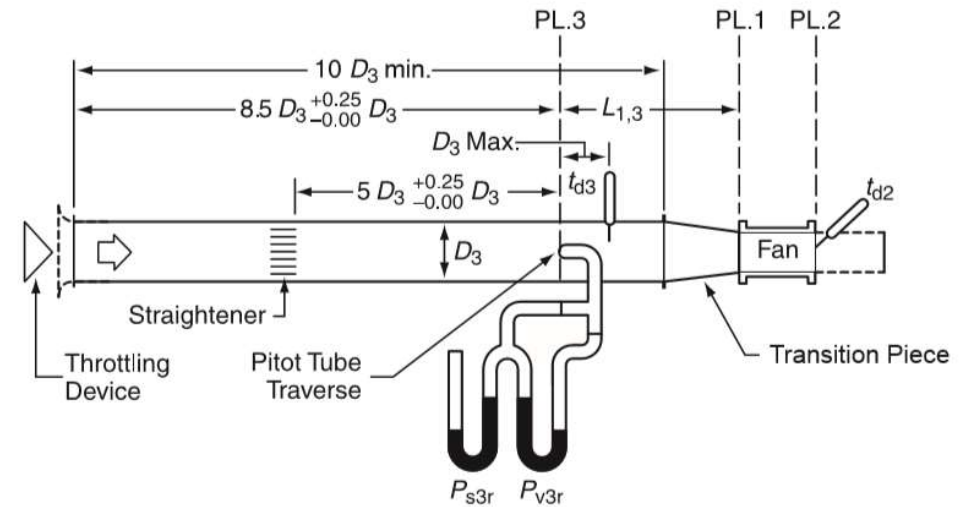


Fig. 16

四、送風機性能測試方法(續)

ISO 5801與AMCA 210之間對儀器量測誤差之比較

	AMCA 201	ISO 5801
溫度計	$\pm 1^{\circ}\text{C}$	$\pm 0.5^{\circ}\text{C}$
大氣壓力計	$\pm 0.05 \text{ inHG}(\pm 170\text{Pa})$	$\pm 200\text{Pa}$
轉速計	$\pm 0.5\%$	$\pm 0.5\%$
壓差計	$\pm 1\text{Pa}$ 或1%最大讀值取大值	$\pm 1.5\text{Pa}$ 或1%最大讀值
電量計	$\pm 1\%:$	$\pm 2\%:$
扭力計	$\pm 2\%:$	$\pm 2\%$

四、送風機性能測試方法(續)

送風機測試安裝方式介紹：

- ❑ Type A: 出入口不接風管的測試方法
- ❑ Type B: 只有出口接上風管的測試方法
- ❑ Type C: 只有入口接上風管的測試方法
- ❑ Type D: 出入口皆有接風管的測試方法



Type A安裝方式



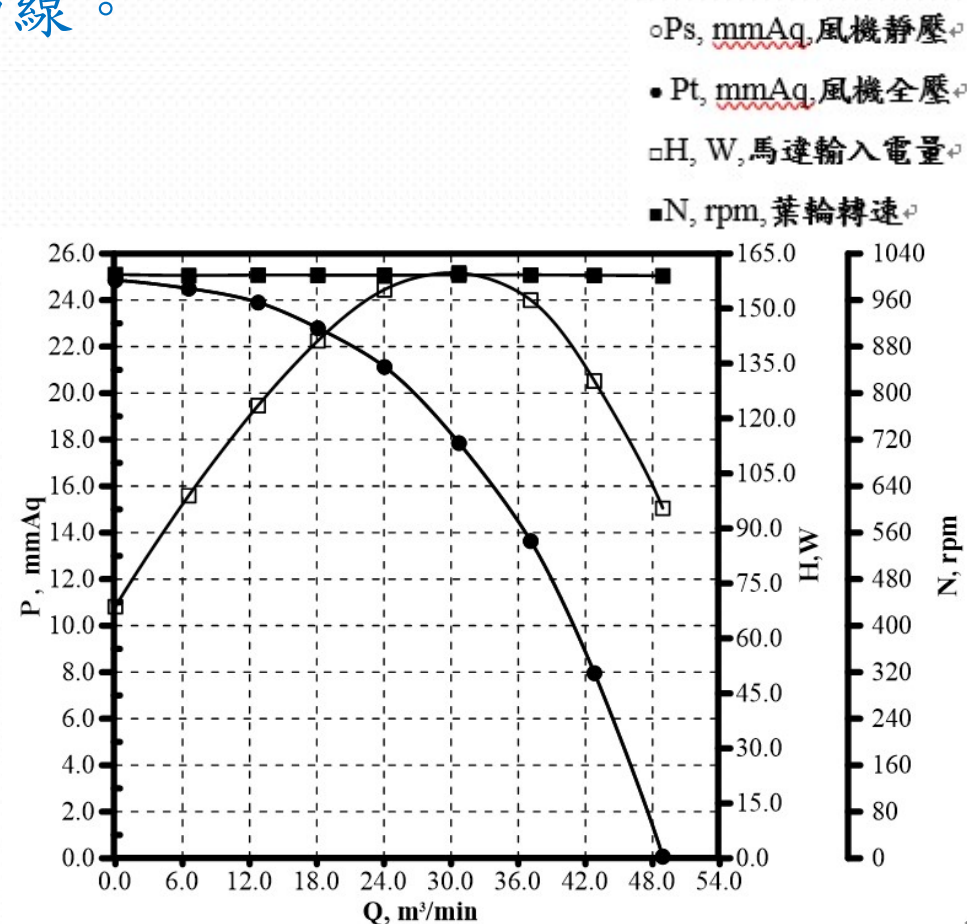
Type B安裝方式

四、送風機性能測試方法(續)

性能曲線通常是指在一定轉速下，以流量為基本變量，其他各參數隨流量改變而改變的曲線。

風機性能測試報告應包含：

- 風機靜壓 P_s
- 風機全壓 P_T
- 風機風量 Q
- 風機耗電 H (耗電量)
- 風機全壓效率 η_t
- 風機靜壓效率 η_s



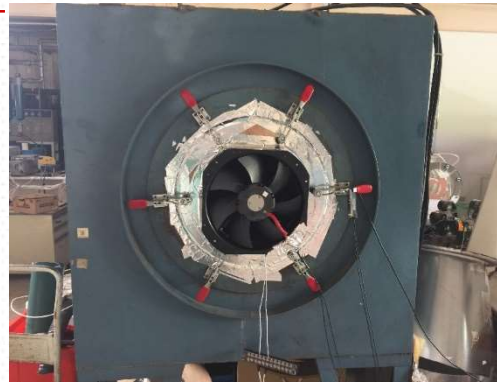
四、送風機性能測試方法(續)

目前國內送風機具TAF認證測試實驗室：

- AMCA Fig. 12/ISO Fig. 41：工研院
- AMCA Fig. 15/ISO Fig. 40(e)：工研院、質昌、和旭、陽鼎、豐緯
- AMCA Fig.7/Fig.16：昱鼎、和旭、高懺、華億

四、送風機性能測試方法(續)

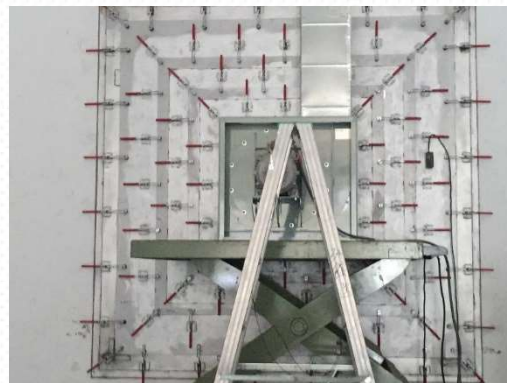
工研院風機測試實驗室能量



AMCA Fig.12/ISO Fig.41
最大風量50cmm
最大測試尺寸f39m



AMCA Fig.15/ISO Fig.40(e)
最大風量1000cmm
最大出口尺寸1.42m×1.42m



AMCA Fig.15/ISO Fig.40(e)
最大風量3000cmm
最大測試尺寸2m



AMCA Fig.12/ISO Fig.41
最大風量3000cmm
最大測試尺寸1.15m



AMCA 300噪音量測系統
(無TAF)

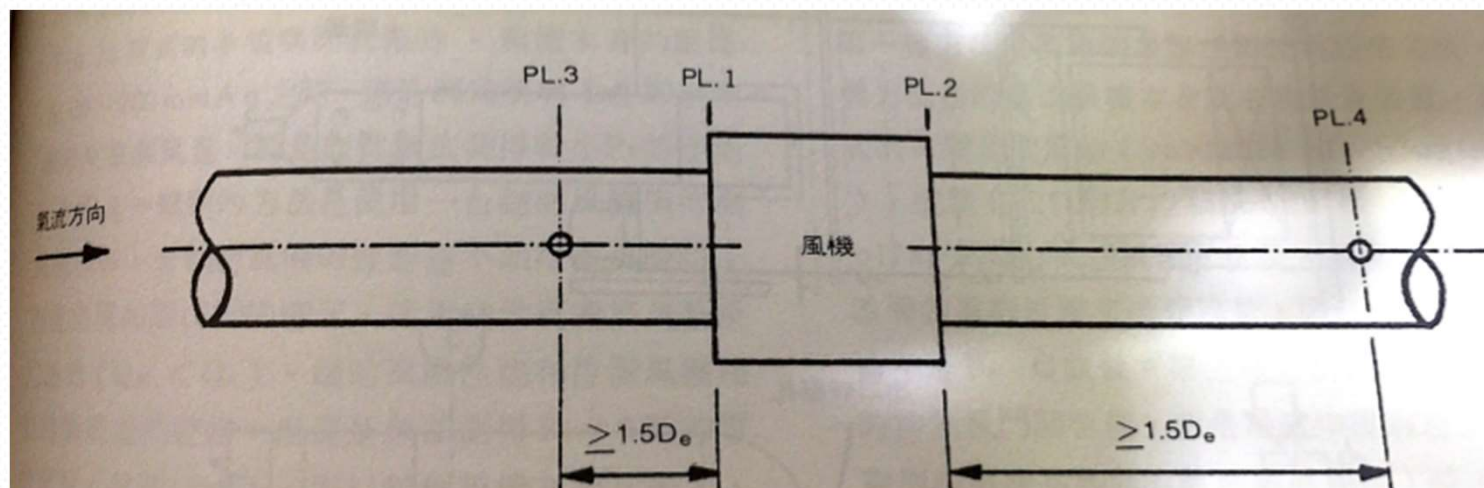
四、送風機性能測試方法(續)

現場測試位置方法及位置

主要量測 (1) 壓力 (2) 流量 (3) 耗電量

壓力

- 測定送風機所用之壓力計，測試時需注意：應先將連接於壓力計與送風機之間內空氣，待壓力值穩定後，在讀計壓計上所指示之數值。



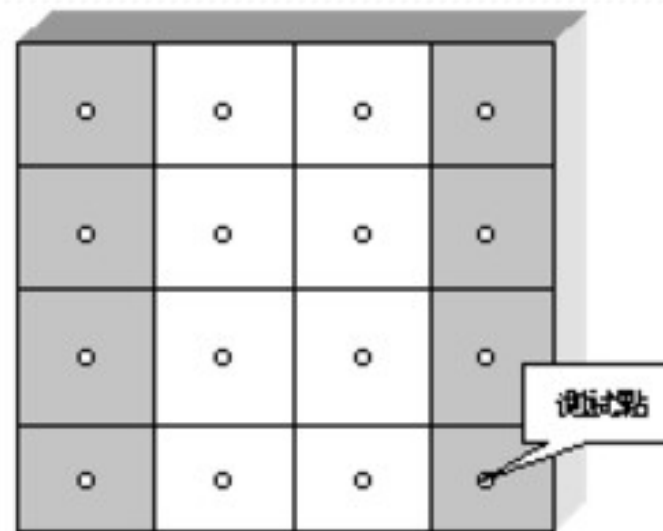
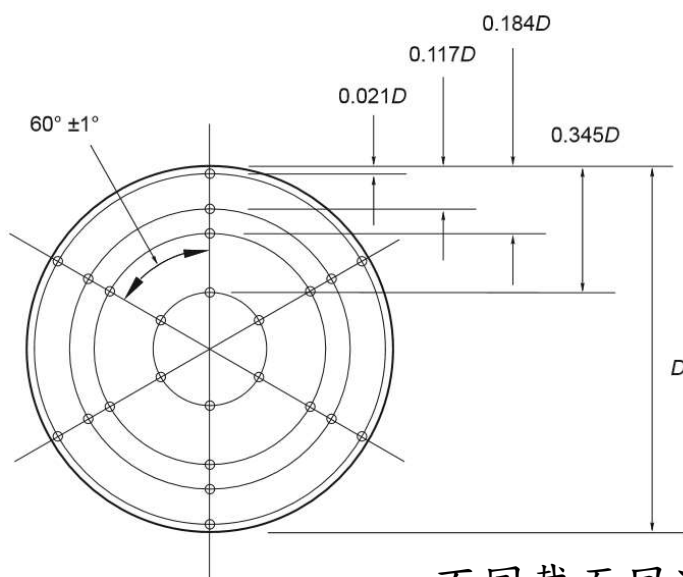
現場測試時送風機出入口壓力的測試截面

四、送風機性能測試方法(續)

風速

利用風速計所量測到的風速(m/sec)乘上該截面積(m²)，而量測風速因量測位置點，風速讀值會有所不同，最好在面取出多個測量點加以平均，測試點由中心成兩條交差線向外量測，最少包含數個點以上。

1. 風速以供測試管路內空氣之平均流速。
2. 截面積為供測試管路之截面積。



不同截面風速取樣原則

四、送風機性能測試方法(續)

電量計

電力之量測雖屬三者中較易但也是最常出錯之地方，電力測試常有相序錯誤或漏測某一線路，所以需注意：

1. 電力系統之回路
2. 確保功因及相序無誤
3. 是否會脫落導致短路
4. 線路是否連接正確

勾表

可用來量測機器運轉時之啟動電流、運轉電流及電壓值，儀器精度應要求在 $\pm 3\%$ F.S (Full Scale)



勾表



電力分析儀

電力分析儀

可直接量測電壓、電流值及功率因素(P.F)並內部計算直接得出耗電量

五、國際送風機能源效率管理現況

五、國際送風機能源效率管理現況

風機型式		EU	China	Taiwan	USA	測試方法	備註
工業排風扇	軸流風機 (Axial fan)	M	M		M draft	ISO5801、GB/T 1236 GB/T 10178 ,AMCA 210/205	直徑大於 125mm ASHRAE 90.1, IGCC
	前傾式與徑向式離心風機 (Centrifugal forward curved fan and centrifugal radial bladed fan)	M	M		M draft	ISO5801、GB/T 1236 GB/T 10178 ,AMCA 210/205	ASHRAE 90.1, IGCC
	後傾式離心風機 (Centrifugal backward curved fan without housing)	M	M		M draft	ISO5801、GB/T 1236 GB/T 10178 ,AMCA 210/205	ASHRAE 90.1, IGCC
	混流扇 (Mixed flow fan)	M			M draft	ISO5801AMCA 210/205	ASHRAE 90.1, IGCC
	橫流扇 (Cross flow fan)	M			M draft	ISO5801AMCA 210/205/220	ASHRAE 90.1, IGCC
家用	浴室用通風電扇					ISO5801，AMCA210	
	壁式通風電扇					ISO5801，AMCA210	
	排油煙機	M	M			ISO5801，AMCA210	

IECC -- International Energy Conservation Code

ASHRAE 90.1 -- Energy Standard for Buildings except Low-Rise Residential Buildings

M – MEPS (Minimum Energy Performance Standard)

M Draft -- Energy Conservation Standards Rulemaking Framework for Commercial and Industrial Fans and Blowers, DOE, USA, Jan-28, 2013

五、國際送風機能源效率管理現況

亞洲區域

國家	能效需求	強制性	標準
台灣	Yes	研擬中	ISO12759
中國大陸	Yes	Yes	GB19761
香港	Yes	No	BEC code /Ashrae 90.1
新加坡	Yes	No	SS553 /Ashrae 90.1
馬來西亞	Yes	No	13S020R0 basically follow ISO12759
韓國	Yes	No	High efficiency Appliance Certification Program (KEMCO)
菲律賓	No		Processing
泰國	No		Follow Ashrae code
印度	No		

註：馬來西亞正在擬MEPS，風機FMEG依照歐盟要求。

五、國際送風機能源效率管理現況

歐盟

Second tier minimum energy efficiency requirements for fans from 1 January 2015

Fan types	Measurement category (A-D)	Efficiency category (static or total)	Power range P in kW	Target energy efficiency	Efficiency grade (N)
Axial fan	A, C	static	$0,125 \leq P \leq 10$	$\eta_{\text{target}} = 2,74 \cdot \ln(P) - 6,33 + N$	40
			$10 < P \leq 500$	$\eta_{\text{target}} = 0,78 \cdot \ln(P) - 1,88 + N$	
	B, D	total	$0,125 \leq P \leq 10$	$\eta_{\text{target}} = 2,74 \cdot \ln(P) - 6,33 + N$	58
			$10 < P \leq 500$	$\eta_{\text{target}} = 0,78 \cdot \ln(P) - 1,88 + N$	
Centrifugal forward curved fan and centrifugal radial bladed fan	A, C	static	$0,125 \leq P \leq 10$	$\eta_{\text{target}} = 2,74 \cdot \ln(P) - 6,33 + N$	44
			$10 < P \leq 500$	$\eta_{\text{target}} = 0,78 \cdot \ln(P) - 1,88 + N$	
	B, D	total	$0,125 \leq P \leq 10$	$\eta_{\text{target}} = 2,74 \cdot \ln(P) - 6,33 + N$	49
			$10 < P \leq 500$	$\eta_{\text{target}} = 0,78 \cdot \ln(P) - 1,88 + N$	
Centrifugal backward curved fan without housing	A, C	static	$0,125 \leq P \leq 10$	$\eta_{\text{target}} = 4,56 \cdot \ln(P) - 10,5 + N$	62
			$10 < P \leq 500$	$\eta_{\text{target}} = 1,1 \cdot \ln(P) - 2,6 + N$	
Centrifugal backward curved fan with housing	A, C	static	$0,125 \leq P \leq 10$	$\eta_{\text{target}} = 4,56 \cdot \ln(P) - 10,5 + N$	61
			$10 < P \leq 500$	$\eta_{\text{target}} = 1,1 \cdot \ln(P) - 2,6 + N$	
	B, D	total	$0,125 \leq P \leq 10$	$\eta_{\text{target}} = 4,56 \cdot \ln(P) - 10,5 + N$	64
			$10 < P \leq 500$	$\eta_{\text{target}} = 1,1 \cdot \ln(P) - 2,6 + N$	
Mixed flow fan	A, C	static	$0,125 \leq P \leq 10$	$\eta_{\text{target}} = 4,56 \cdot \ln(P) - 10,5 + N$	50
			$10 < P \leq 500$	$\eta_{\text{target}} = 1,1 \cdot \ln(P) - 2,6 + N$	
	B, D	total	$0,125 \leq P \leq 10$	$\eta_{\text{target}} = 4,56 \cdot \ln(P) - 10,5 + N$	62
			$10 < P \leq 500$	$\eta_{\text{target}} = 1,1 \cdot \ln(P) - 2,6 + N$	
Cross flow fan	B, D	total	$0,125 \leq P \leq 10$	$\eta_{\text{target}} = 1,14 \cdot \ln(P) - 2,6 + N$	21
			$10 < P \leq 500$	$\eta_{\text{target}} = N$	



五、國際送風機能源效率管理現況

中國大陸

GB 19761—2009

4.3.2.2 各等级轴流通风机在使用区内,最高通风机效率 η ,应不低于表2中的规定。

表2 轴流通风机能效等级

机号 γ	效率 η , %								
	No 2.5 < 机号 < No 5			No 5 < 机号 < No 10			机号 $\geq$ No 10		
	3级	2级	1级	3级	2级	1级	3级	2级	1级
$\gamma < 0.3$	60	66	69	63	69	72	66	73	77
$0.3 \leq \gamma < 0.4$	62	68	71	65	71	74	68	75	79
$0.4 \leq \gamma < 0.55$	65	70	73	68	73	76	71	77	81
$0.55 \leq \gamma < 0.75$	67	72	75	70	75	78	73	79	83

注1: $\gamma = d/D$, γ ——轴流通风机轮毂比; d ——叶轮的轮毂外径; D ——叶轮的叶片外径。
注2: 子午加速轴流通风机轮毂比按轮毂出口直径计算。
注3: 轴流通风机出口面积按圆面积计算。

4.3.2.3 有以下情况时,轴流通风机的能效等级按以下规定确定:

- 当轴流通风机进口有进气箱时,其各等级效率 η ,应下降3个百分点;
- 表2中给出的是 $0.55 \leq \gamma < 0.75$,机号 ≥ 10 时,通风机出口带扩散筒时的各等级效率 η ,当风机出口无扩散筒时,各等级效率 η ,值应提高2个百分点;
- 对动叶可调(在运行中完成动叶片角度同步调节功能)的轴流通风机,在进口无进气箱,出口无扩散筒条件下,出口按环面积计算时,各等级效率 η ,值为:1级 $\eta \geq 89.5\%$ 、2级 $\eta \geq 87\%$ 、3级 $\eta \geq 82\%$ 。

4.3.3 对于采用外转子电动机(单相及三相多速式除外)的空调离心通风机,以使用区内最高机组效率 η ,作为能效等级的考核值,最高机组效率 η ,应不低于表3的规定。

表3 采用外转子电动机的空调离心式通风机能效等级

压力系数 ψ	比转速 n_s	机组效率 η , %											
		机号 $\leq$ No 2			No 2 < 机号 $\leq$ No 2.5			No 2.5 < 机号 $\leq$ No 3.5			No 3.5 < 机号 $\leq$ No 4.5		
		3级	2级	1级	3级	2级	1级	3级	2级	1级	3级	2级	1级
1.0~1.4	$40 < n_s \leq 65$	38	43	46									
1.1~1.3	$40 < n_s \leq 65$				44	49	52						
1.0~1.2	$40 < n_s \leq 65$							46	50	53			
1.3~1.5	$40 < n_s \leq 65$							44	48	51			
1.2~1.4	$40 < n_s \leq 65$										51	55	58

4.4 通风机能效限定值

通风机的能效限定值应不低于表1、表2、表3中3级的数值。

4.5 通风机节能评价

通风机的节能评价应不低于表1、表2、表3中2级的数值。

通風機節能評價值不得低於2級

GB 19761—2009

4.3.2.1 各等级离心通风机在使用区内,其最高效率 η ,应不低于表1中的规定。

当离心通风机进口有进气箱时,其各等级效率 η ,应下降4个百分点。

表1 离心通风机能效等级

压力系数 ψ	比转速 n_s	效率 η , %												
		№2<机号<№5			№5≤机号<№10			机号≥№10						
		3级	2级	1级	3级	2级	1级	3级	2级	1级				
1.4~1.5	$45<n_s\leq 65$	55	61	64	59	65	68							
1.1~1.3	$35<n_s\leq 55$	59	65	68	63	69	72							
1.0	$10\leq n_s<20$	63	69	72	66	72	75	69	75	78				
	$20\leq n_s<30$	65	71	74	68	74	77	71	77	80				
0.9	$5\leq n_s<15$	66	72	75	69	75	78	72	78	81				
	$15\leq n_s<30$	68	74	77	71	77	80	74	80	83				
	$30\leq n_s<45$	70	76	79	73	79	82	76	82	85				
0.8	$5\leq n_s<15$	66	72	75	69	75	78	72	78	81				
	$15\leq n_s<30$	69	75	78	72	78	81	75	81	84				
	$30\leq n_s<45$	71	77	80	74	80	83	76	82	85				
0.7	$10\leq n_s<30$	68	74	77	70	76	79	72	79	83				
	$30\leq n_s<50$	70	76	79	72	78	81	74	81	84				
0.6	$20\leq n_s<45$	翼型	72	77	80	74	79	82	76	82	85			
		板型	69	74	77	71	76	79	73	79	83			
	$45\leq n_s<70$	翼型	73	78	81	75	80	83	77	83	86			
		板型	70	75	78	72	77	80	74	80	83			
0.5	$10\leq n_s<30$	翼型	70	76	79	72	78	81	74	81	84			
		板型	67	73	76	69	75	78	71	78	81			
	$30\leq n_s<50$	翼型	73	79	82	75	81	84	77	83	86			
		板型	70	76	79	72	77	80	74	81	84			
	$50\leq n_s<70$	翼型	75	80	83	77	82	85	79	84	87			
		板型	72	77	80	74	79	82	76	81	84			
0.4	$50\leq n_s<65$	翼型	76	81	84	78	83	86	80	85	88			
		板型	73	78	81	75	80	83	77	82	85			
	$65\leq n_s<80$			机号<№3.5		№3.5≤机号<№5								
		3级	2级	1级	3级	2级	1级							
		翼型	70	75	78	75	80	83	78	84	87	81	86	89
		板型	67	72	75	72	77	80	75	81	84	78	83	86
0.3	$65\leq n_s<85$	翼型							76	81	84	78	83	86
		板型							73	78	81	75	80	83

注: 此表也适用于非外转子电动机的空调离心式风机。



五、國際送風機能源效率管理現況

美國

Model Code/ Standard	Basis	Scope of Coverage	Fan Size ^A	Minimum Fan Efficiency Grade (FEG)	Sizing/ Selection Window ^B	Certified FEG and Energy Label Required	Exemptions
2012 IgCC	AMCA 205-10	For buildings <25,000 sq ft, stand-alone supply, return and exhaust fans	> 1 hp	FEG 71	10 percentage points	No	None
2013 ASHRAE 90.1	ANSI/AMCA 205-12	Buildings other than low-rise residential buildings	> 5 hp	FEG 67	15 percentage points	No	Yes ^C
2014 ASHRAE 189.1 (proposed)	ANSI/AMCA 205-12	Buildings other than low-rise residential buildings	> 5 hp	FEG 67	10 percentage points	No	Yes ^C
2015 IECC	ANSI/AMCA 205-12	Buildings other than low-rise residential buildings	> 5 hp	FEG 67	15 percentage points	Yes	Yes ^C
2015 IgCC (proposed)	ANSI/AMCA 205-12	Buildings <25,000 sq ft	> 5 hp	FEG 67	10 percentage points	Yes	Yes ^C

Table 3 Notes:

A. Applies to fan arrays with aggregated motor nameplate ratings

B. Expressed as fan operating point selected to be within a certain number of percentage points of the fan's maximum total pressure (this is a rated value provided by the manufacturer)

C. The list of exemptions below is in ASHRAE 90.1-2013 and IECC-2015. The list is adopted by reference in proposals for 189.1-2014 and IgCC-2015.

1. Single fans with a motor nameplate horsepower of five or less
2. Multiple fans in series or parallel (e.g., fan arrays) that have a combined motor nameplate horsepower of five or less and are operated as the functional equivalent of a single fan
3. Fans that are part of equipment listed under Section 6.4.1.1 (in IECC, it is under Section C403.2.3)
4. Fans included in equipment bearing a third party-certified seal for air or energy performance of the equipment package
5. Powered wall/roof ventilators (PRV)
6. Fans outside the scope of AMCA Standard 205
7. Fans that are intended to only operate during emergency conditions



五、國際送風機能源效率管理現況

中華民國

□ 依據能技字第10205010191號與第10205010211號。

工業排風扇類別類別	認證型式	節能標章基準
軸流式風機 (Axial fan)	單一產品	FMEG $\geq$ 55
	系列產品	FEG $\geq$ 71及FMEG $\geq$ 55
後傾式離心風機 (Backward Centrifugal fan)	單一產品	FMEG $\geq$ 67
	系列產品	FEG $\geq$ 80及FMEG $\geq$ 67
前傾式離心風機 (Forward Centrifugal fan)	單一產品	FMEG $\geq$ 52
	系列產品	FEG $\geq$ 71及FMEG $\geq$ 52



節能標章

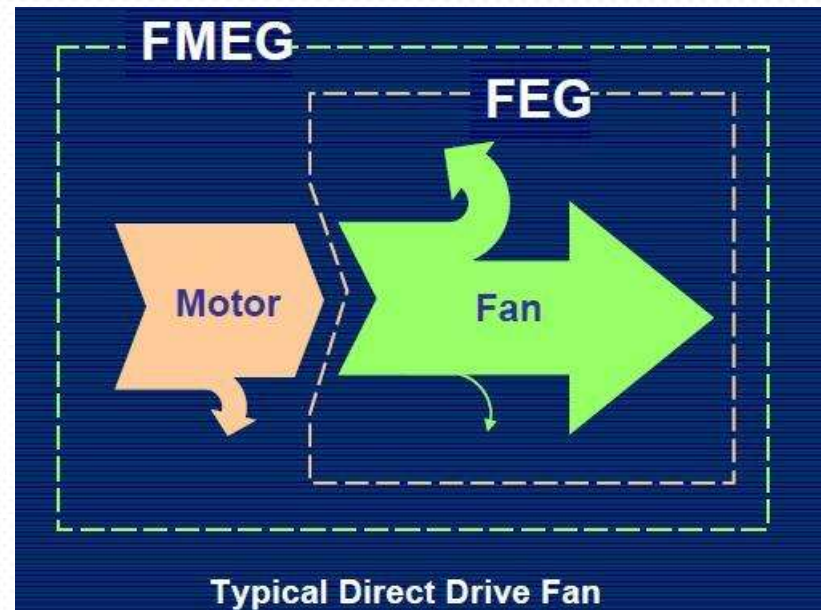
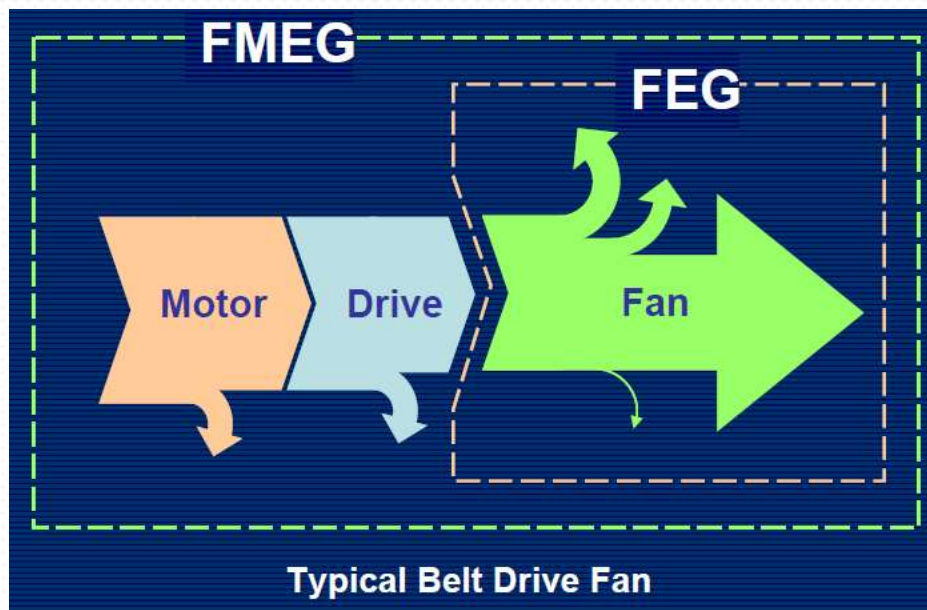
資料來源：能源局節能標章網站, <http://www.energylabel.org.tw/>

iDB 五、國際送風機能源效率管理現況

國際上(ISO與AMCA)建議兩種指標：

➤ **Fan Motor Efficiency Grade (FMEG)**

➤ **Fan Efficiency Grade (FEG)**



五、國際送風機能源效率管理現況

□ Fan Efficiency Grade (FEG)：風機效率等級

- FEG是用於衡量風機之軸功率或葉輪功率轉換為空氣功率的空氣動學能力之指標。
- FEG是**評估風機空氣動力學質量的最有效指標**，而且，在獨立於電機/控制系統評估風機時，該指標是唯一可用的指標，因此它是是不考慮驅動裝置時風機的效率等級。
- FEG評估依據主要給定風機轉速、風機尺寸和應用(測試)類別(測試裝置)條件下之風機最佳全壓效率點。



五、國際送風機能源效率管理現況

□ FMEG (Fan Motor Efficiency Grade)：風機電機效率等級

- FMEG是反應風機與驅動組件(可包括電機/控制系統)的特定組合把電功率轉換為空氣功率之能力。
- FMEG是考慮驅動裝置時風機的效率等級。
- 當風機是與電機組合在一起測試時，應使用測定的輸入電功率和電機效率計算軸功率，其中電機效率是按照IEEE 112-2004或IEEE 114-2001校準確定。
- FMEG主要評估風機具有馬達裝置/控制系統的特定組合的風機單元在不大於風機安全工作極限的風機轉速條件下的最佳全壓電效率、驅動器輸入功率、風機類型和應用(測試)類別(測試裝置)。

五、國際送風機能源效率管理現況

□ 如何由測試資料計算風機之FEG

□ 範例：假設風機葉輪直徑為710mm

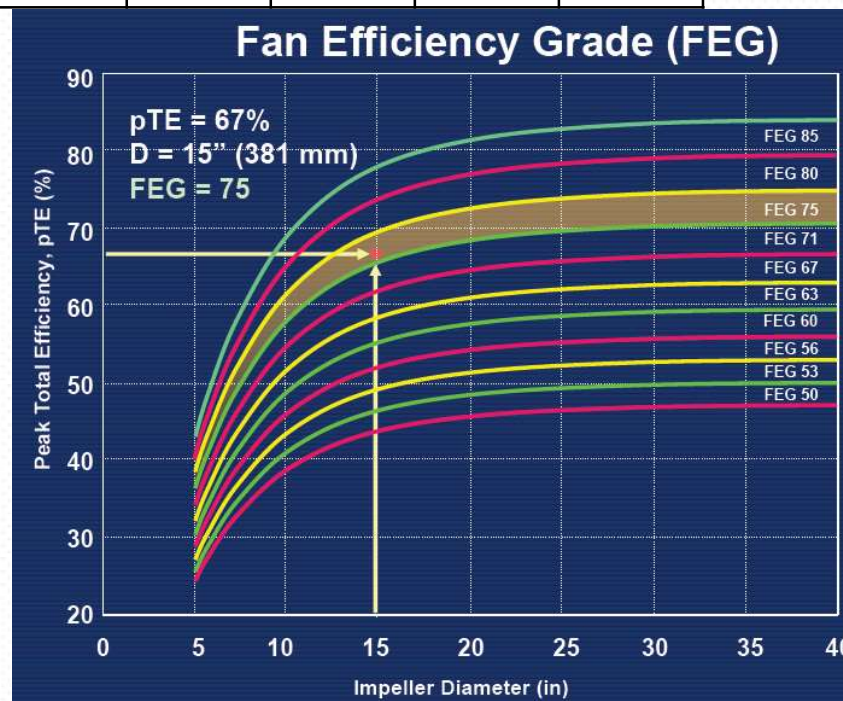
➢ 根據AMCA 205/ISO 12759之計算公式，可得該尺寸之風機效率等級之最高全壓效率值，如下表。

FEG50	FEG53	FEG56	FEG60	FEG63	FEG67	FEG71	FEG75	FEG80	FEG85
49.7	52.7	55.8	59.1	62.6	66.3	70.3	74.4	78.8	83.5

➢ 當風機測試之最高之全壓效率值為73.18%時，可知該風機為FEG75級。

說明

➢ 由上表，當風機效率為74.4%時FEG為75級、效率為70.3%時FEG為71級，**由FEG規定取上限**，因此當風機測試之最高之全壓效率值為73.18%時，可知該風機為FEG75級。



五、國際送風機能源效率管理現況

□ 如何由測試資料計算風機之FMEG

□ 範例：假設軸流風機，測試時輸入之功率為14.98kW

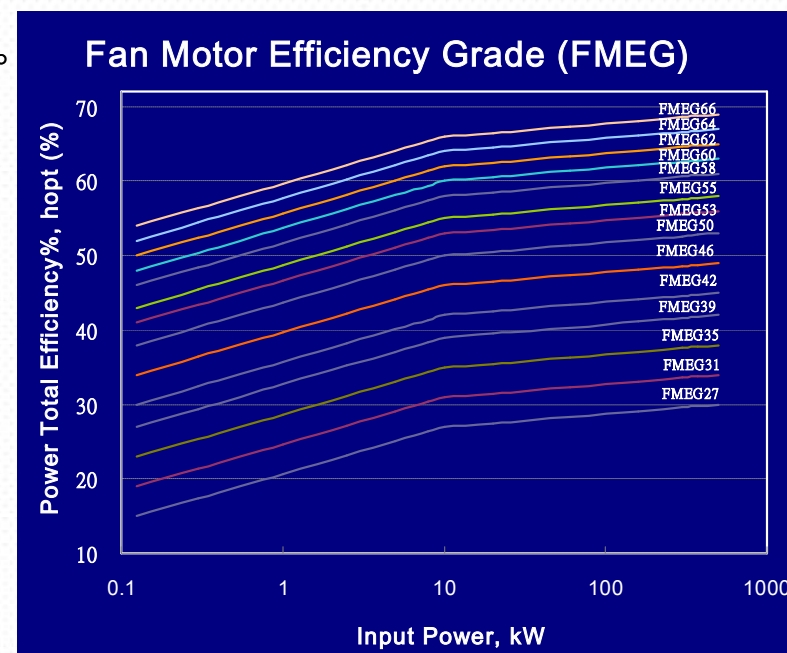
- 根據AMCA 205/ISO 12759計算公式，可得該輸入功率之風機效率等級最高全壓效率值，如下表。

FMEG27	FMEG31	FMEG35	FMEG39	FMEG42	FMEG46	FMEG50	FMEG53
27.2	31.2	35.2	39.2	42.2	46.2	50.2	53.2

- 當風機測試之最高之全壓電效率值為40.14%時，可知該風機為FMEG39級。

說明：

- 由表可知，FMEG39級時對應的風機效率為39.2%、FMEG42級時對應的風機效率為42.2%，**依FMEG之規定取下限**，因此當風機測試之最高之全壓電效率值為40.14%時，可知該風機為FMEG39級。



六、送風機節能途徑

六、送風機節能途徑

送風機節能潛力估計

- 送風機節能潛力包含，風機效率、驅動效率、風機選型、系統設計與系統洩漏。
- 根據美國DOE估計，實施設備效率管理法規，可以使工業與商用送風機可節省20%能源消耗。



六、送風機節能途徑(續)

風機系統的能量損耗

- 風機系統包含風機本身以及與其相連接之管路，因此整個系統的能量損耗包含風機損耗、管路損耗以及匹配損耗。
 - 風機損耗包含機械損耗、容積損耗與流動損耗。
 - 管路損耗主要是因為彎管、長管以及洩漏等所造成。
 - 匹配損耗包含馬達與風機匹配不良以及風機與負載匹配不良。

如何將上述各項損耗降至最低，將是風機節能的重要關鍵。

六、送風機節能途徑(續)

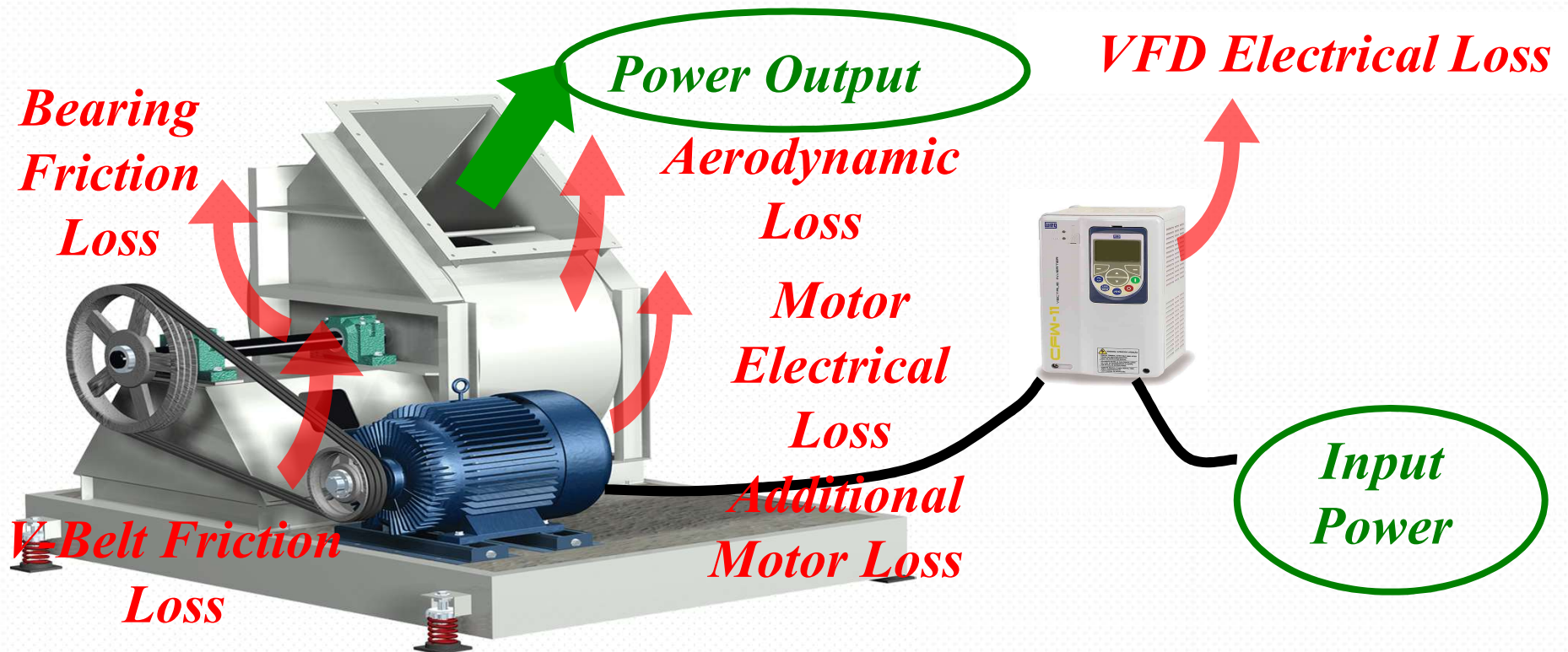
風機損耗

- 機械損耗—風機運轉時，軸與軸封、軸與軸承以及葉輪表面與流體摩擦所消耗的能量。
- 容積損耗—風機運轉時，內部各區間壓力並不相等，但由於結構上的需求，轉動部件與靜止部件間必須留有間隙，如此將造成流體由高壓區回流至低壓區，造成能量損失。
- 流動損耗—流體流經風機所產生的沿途阻力、局部阻力以及撞擊阻力之和。

上述損耗應當在風機設計之初即予以適當考慮，以設計出高效率風機。

六、送風機節能途徑(續)

風機損耗



六、送風機節能途徑(續)

國內風機耗能現況

- 造成風機耗能過大的因素
 - 風機製造廠的因素
 - 風機本身效率過低
 - 風機系列尺寸型號不夠完整
 - 風機裝置效率過低
 - 非風機製造廠的因素
 - 風機實際工作點偏離最高效率點過多
 - 風機配套之電動機選取不當
 - 管路系統設計不良
 - 調節方法不良
 - 管理不善

六、送風機節能途徑(續)

風機耗能過大—風機製造廠的因素

□ 風機製造廠的因素

- 風機本身效率過低。國產風機效率普遍比國外技術領先風機效率低了5%-10%。
- 風機系列尺寸型號不夠完整。用戶選用風機時找不到適宜機型或尺寸，被迫選用代用型號的風機，導致無謂耗能。
- 風機裝置效率過低。風機本身效率即使不低，但仍可能由於傳動機構效率低落，造成風機裝置整體耗能居高不下。

六、送風機節能途徑(續)

風機耗能過大—非風機製造廠的因素

□ 非風機製造廠的因素

- 風機實際工作點偏離最高效率點過多。可能由於管路阻力計算不夠精確或選用風機人員擔心計算之壓力與風量不能滿足實際運轉需要，選用安全裕度過高之風機。由於風機並非運轉在最高效率點，造成風機效率不彰。
- 風機配套之電動機選取不當。由於電動機規格未完全符合風機所需，選用了較高額定功率的電動機，造成電動機負載過低，導致電能浪費。
- 管路系統設計不良。不必要的管路阻抗過多，降低了風機的使用效率。
- 調節方法不良。例如為了將風量降至所需工況，採用擋風門調節風量，增加系統阻抗，造成能量損耗。
- 管理不善。過早的開機或過晚的停機都將造成能量的浪費。

六、送風機節能途徑(續)

總體上可以分為兩大類

1. 從產品設計角度來提高風機在設計點及變工況區的效率，盡量使風機本身就是**節能產品**。
2. 從產品現場實際運行的情況盡可能**提高其實際運行效率**（有的稱之為裝置效率）

六、送風機節能途徑(續)

6.1 從產品設計觀點：

1. 採用三次元葉輪設計，可使在同等流量、壓力條件下的風機效率提高5%~10%。
2. 新風機設計好之後，為驗證設計成果，需要製造風機模型進行試驗，若達不到預期目標，還要做設計修正、試驗，直到滿意為止。
3. 利用CFD進行模擬，評估改進設計是否有效。

六、送風機節能途徑(續)

購買高效率送風機：最根本的節能手段

- 購買風機時，建議選用節能標章產品。
- 國內獲證產品數量：
 - 離心風機：471
 - 軸流風機：7
 - 浴室用通風電扇：39
 - 壁式通風電扇：8



節能標章

備註：詳細資訊請參考能源局節能標章網站
<http://www.energylabel.org.tw/>

六、送風機節能途徑(續)

6.2 實際現場運轉觀點：

- 風機的調速節能原理
- 更換葉輪法
- 改變葉片長度法
- 管路的合理配置

六、送風機節能途徑(續)

6.2.1 風機的調速節能原理

在實際使用中，當風機的容量偏大時，需要對其流量和壓力進行調節。而通常採用的方法是控制閥門開度，即氣流調節。但此方法雖能減少部分輸入功率，但卻有相當一部份能量損失在調節閥門上，其節能經濟性較差。若採用調速控制流量，可達到一定的節能效果。

在效率不變下

$$Q \propto n \quad P \propto n^2 \quad H \propto n^3$$

可見，改變風機的轉速即可改變風機的軸功率，故對風機負載，採用調速控制流量是有一定有效節能措施。

六、送風機節能途徑(續)

調整轉速方法

- 調整可調式皮帶之間隙，改變皮帶輪之直徑，可改變機外靜壓 $\pm 10\%$ 。
- 加裝變頻器
- 將風機馬達極數變化，如4極/6極或6極/6極變化，極數越少轉速越快，反之極數越多，轉速越慢
- 依風機定律，轉速與風量成正比，轉速平方與壓力成正比，轉速立方與馬力成正比
- 進口或出口檔板關小

六、送風機節能途徑(續)

曲線 P_1 為恆速下壓力與流量曲線、阻力曲線 R_1 相交於A點，其對應流量為 Q_A ，其風機軸功率為

$$H_1 = \frac{Q_A P_A}{1000 \eta}$$

如欲減少流量，採用調閥門開度方法，則新的阻力曲線為 R_2 與曲線 P_1 交點為B，其對應流量為 Q_B ，軸功率為 $H_2 = \frac{Q_B P_B}{1000 \eta}$

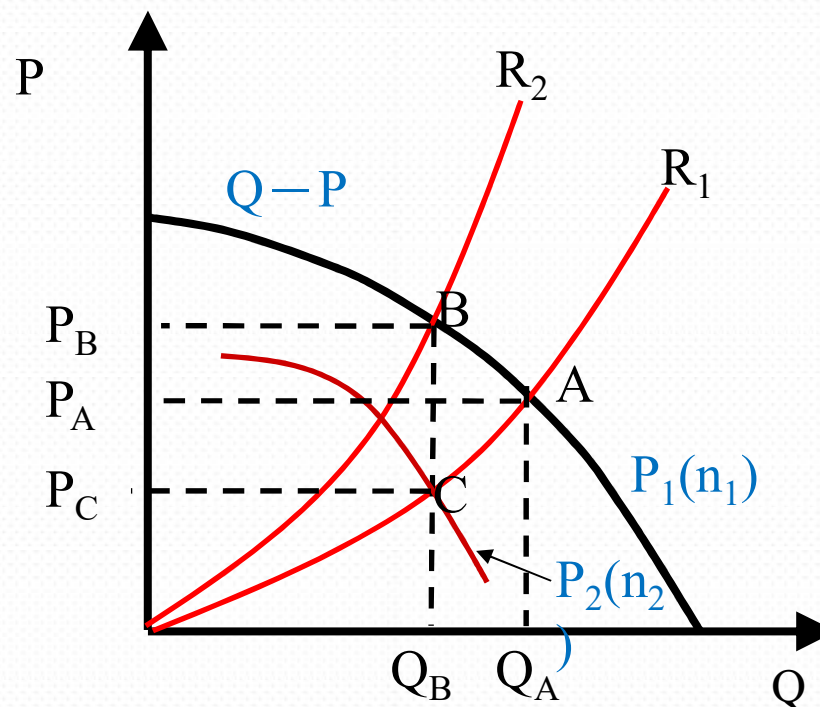
從圖看出， $H_1 \sim H_2$ ，及兩者功率差不多

如採用調轉速方法，即風機轉速從 n_1 降到 n_2 ，其對應曲線 P_2 ，與阻力曲線 R_1 相交於C點，其對應流量為 Q_C ，其風機軸功率為

$$H_3 = \frac{Q_C P_C}{1000 \eta}$$

$$\Delta H = H_2 - H_3 = \frac{Q_C (P_B - P_C)}{1000 \eta}$$

從圖知， $H_3 < H_2 \sim H_1$ ， $\Delta H > 0$ ，說明軸功率下降很多，節能效果顯著。



六、送風機節能途徑(續)

變頻控制減速

- 通過減少轉速來達到節約動力

優點

- 節流省方法，動力節約效果明顯
- 對有負荷變動的風機來說，改變轉速來節能特別有效

問題點

- 降低額定轉速的40%以下時，馬達效率下降非常明顯
- 在全速運轉情況下無法達到節能的作用

六、送風機節能途徑(續)

6.2.2 更換葉輪法

風機的葉輪外徑和流量成三次方成正比，和壓力的二次方根成正比，與功率的五次方根成正比。因此，當風機的安裝容量偏大時，可利用切小葉輪、葉片或換小葉輪的辦法，來降低風機的使用容量，提高運行效率。

$$D' = \sqrt[3]{\frac{Q'}{Q}} D$$

1. **更新葉輪**：葉輪是風機的核心部件，直接影響風機性能的優劣。只要機殼等部件完好，以新型高效率葉輪取代氣動性能差葉輪，會有良好效果。
2. **大輪換小輪**：由於選型不當或其它原因造成風機實際流量比所需流量大得多，而風機又是新型的，若採用調節的辦法又存在設備投資和經濟性等問題，此時，就可考慮採去大輪換小輪方法。

六、送風機節能途徑(續)

6.2.3 改變葉片長度法

截短或加長葉片是對風機的局部改造。嚴格來說，是不能用相似原理來計算改造後的參數，但現場實際證明，**當尺寸變化小於原葉輪直徑的15%時**，葉片的出口和效率變化不大，可視為改造前後仍滿足幾何相似。因此，可利用相似原理來估算風機性能，或者反過來根據需要計算葉片被截短或加長的尺寸。

例子：

某工廠採用機翼型葉片高效率風機，因選型不當，造成風量過大，將葉輪外徑由**1950mm**分別切削為**1850mm**(**截短率5.1%**)，不僅滿足流量需求，且年節電量達到**312萬度電**。

六、送風機節能途徑(續)

6.2.4 管路的合理配置

管路配置和節能息息相關，管路佈置好壞，會直接影響風機性能的發揮。現場中，管路配置不合理現象主要有幾個問題

- 多餘的管件和流場的急變
- 漏風
- 風機進出口管路佈局不合理



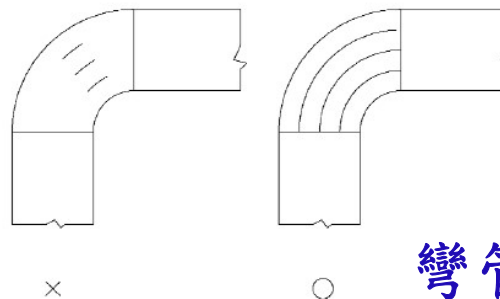
六、送風機節能途徑(續)

多餘的管件和流場的急變：

管路是一個與風機管件直接相接的管路系統，其中往往存在不少的多餘管接頭、彎頭、三通及閥門管件，在氣流流動中也存在不少不合理的流道截面，如突然擴大、突然縮小、突然分流、彎向或急轉彎。

漏風

在現場漏風不僅是毫無意義的浪費，同時也是一個噪音污染源。漏風的原因多種多樣，有的是本身製造缺陷所造成。通常管路中，洩漏多發生在節流閥（檔板），管路連接處以及風機本身。



彎管的順風片

六、送風機節能途徑(續)

風機進出口管路佈局不合理

由於佈局不合理，人為造成流場畸變，影響風機能力的發揮。

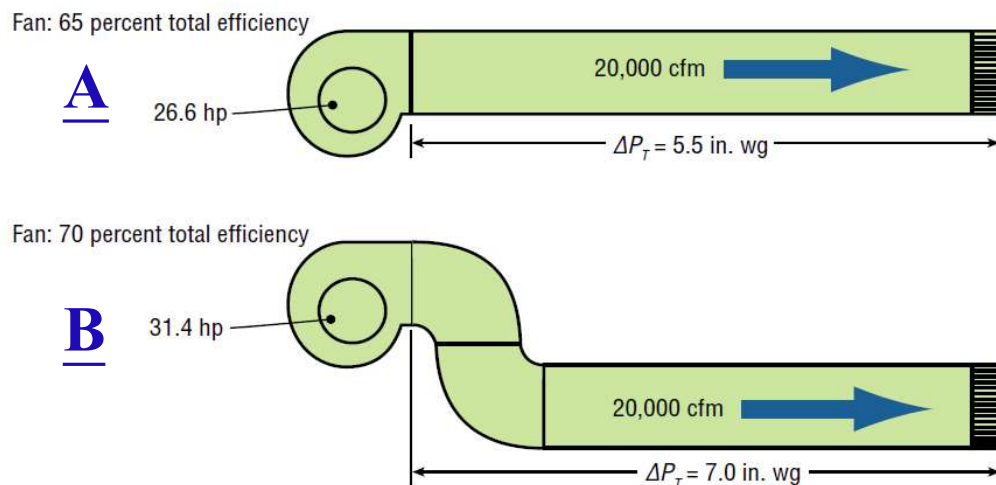
例如：某鍋爐風機因進出口煙風道佈置不合理，導致風機效率效率下降5%，更嚴重可造成效率降低到50%。造成原因可能是由於風機製造廠對風機進出口煙風道佈置沒有提出明確要求，也許設計和安裝人員不瞭解進氣流場質量對風機性能影響較大，還因為佈局的好壞不像“漏風”那樣直觀，不容易引起注意



六、送風機節能途徑(續)

風機進出口管路佈局不合理範例：

雖然選擇高效率風機，但管路設計或安裝錯誤造成風機無法在最低耗能下運轉。



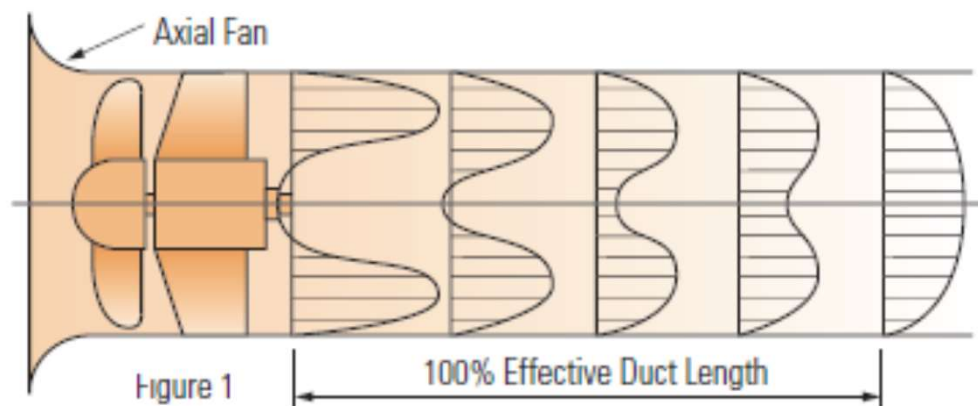
	System A	System B
Required flow rate, cubic feet per minute	20,000	20,000
Total system resistance, inches of water gauge	5.5	7.0
Fan total efficiency, percent	65	70
Shaft power, horsepower	26.6	31.4

六、送風機節能途徑(續)

進出口管路對風機性能影響

何謂系統效應

為了使風機獲得其額定性能，使用風機製造商所提供的性能來選擇風機，在風機入口的氣流必須被**充分的發展形成、對稱且不產生渦流**。連接出口處的風管設計應能使風機產生的不均勻的流場分布曲線經過擴散後成為近似完全成形流，如無法滿足時，對風機性能的影響稱為**系統效應**。



軸流風機:100%有效風管長度

六、送風機節能途徑(續)

風機入口：

1. 建議靠風機入口的彎頭應當位於風機上游至少**3倍**風管直徑距離處，同時認知如果彎頭位於風機上游**5個直徑**範圍內，多少總會造成系統效應。
2. 建議入口處**至少3-5風管直徑距離**。
3. 入口處盡量避免**渦流**。

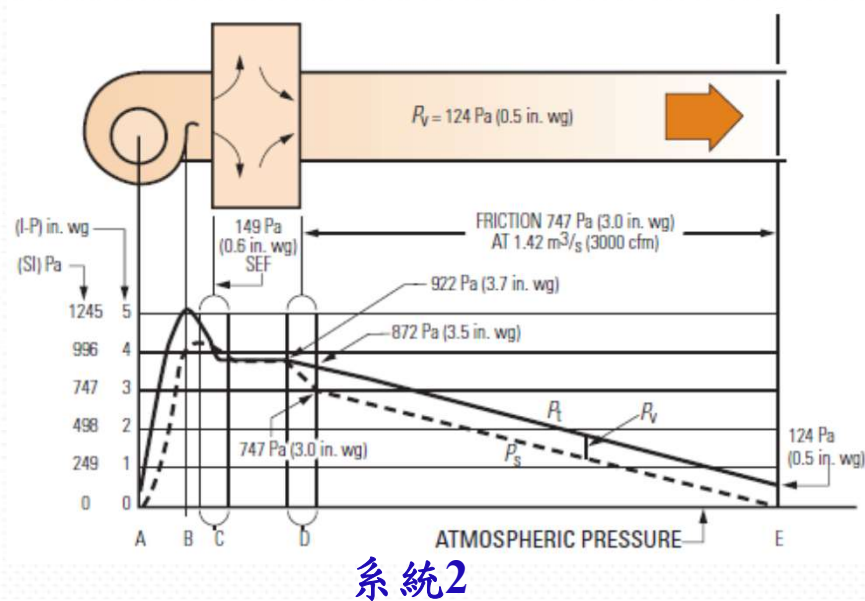
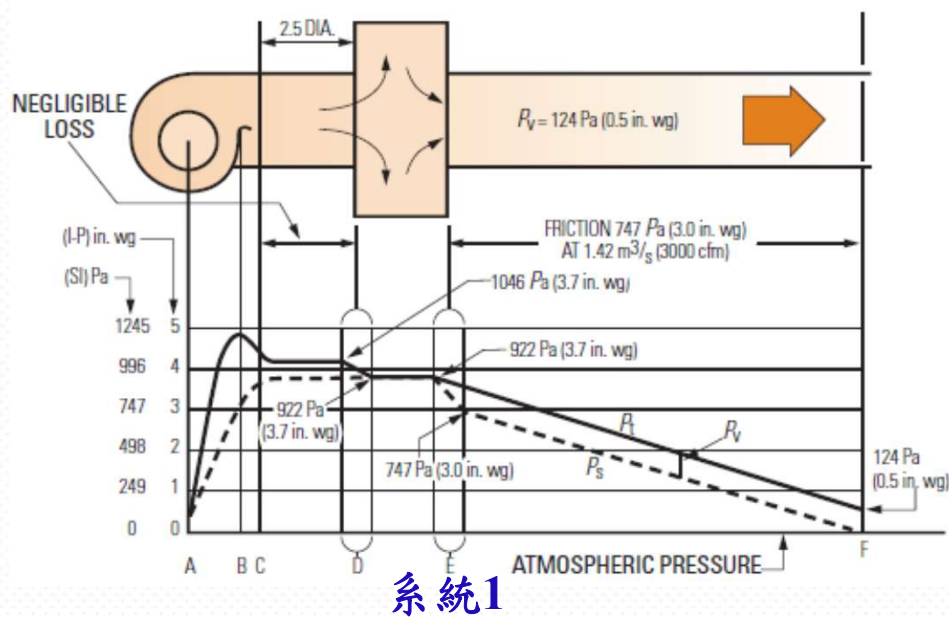


六、送風機節能途徑(續)

當系統無法避免時，以下列兩個系統做比較

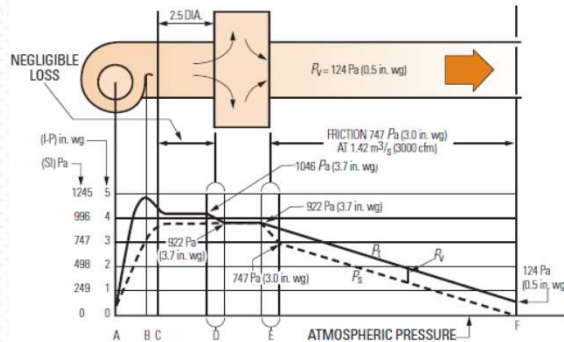
系統1：在離心風機出口連接一長度為2.5倍風管直徑，風管之後接一風箱，風箱的橫截面積比風管的橫截面積大10倍以上。

系統2：與系統1相似，僅風機出口處之風管被省略，該風機將氣流直接排入風箱，形成系統效應。



六、送風機節能途徑(續)

系統1



風管段	說明	壓力損失
C-D	測試風機的出口	0 Pa
D	動壓(全壓亦同)無損失是風速降低所致，自風管至風箱D處靜壓未變	0 Pa
E	突縮段-風箱至風管	49.8 Pa
E	在點E建立速度所需靜壓能量	124.5 Pa
E-F	風量為85.2 cmm的風管摩擦損失	747 Pa
	所需風機靜壓	921.3 Pa

如果我們以氣流的相反方向來考量壓力損失，

1. 風管從E到F的速度是14.4 m/s，等於124.5 Pa的動壓(Pv)，在F點動壓為124.5 Pa，靜壓(Ps)為0.0 Pa，故全壓(Pt)為124.5 Pa。

2. 因風管的摩擦會導致Ps逐漸增加且Pt回至點E。如果風管橫截面積恒定，則此段風管系統的Pv亦是恒定的。

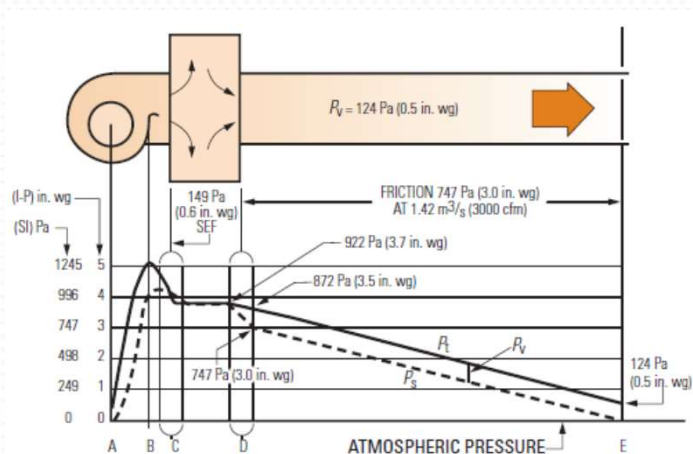
3. 由於從風箱到風管的突縮段導致49.8Pa的能量損失，在風箱中Pt的需求是921.3Pa，即 $P_t = P_s (747 \text{ Pa}) + P_v (124.5 \text{ Pa}) + \text{突縮段} (49.8 \text{ Pa})$ 。

4. 氣流從D到E經過風箱的速度相對偏低，在風箱的Pv近乎0.0 Pa，故風箱內 $P_s = P_t = 921.3 \text{ Pa}$ 。

5. 在點D，氣流自風管進入風箱時，突擴段產生的能量損失相當於Pv。在風機出口和風箱之間有一段2.5倍等效直徑長度的風管，等於在風機額定測試時使用的風管長度，故在風機出口風管的Ps與風機額定測試時量測的Ps是相等。

六、送風機節能途徑(續)

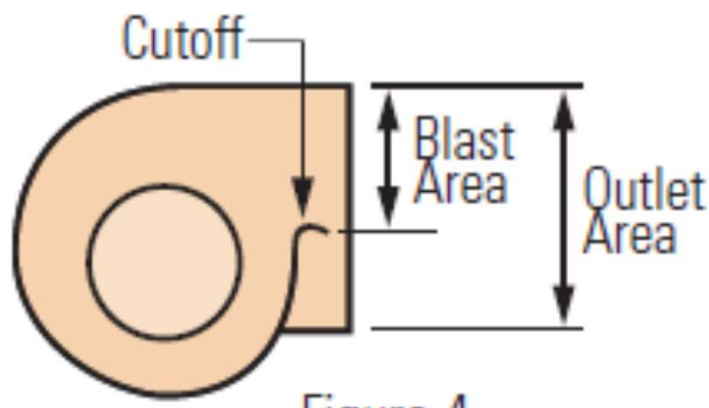
系統2



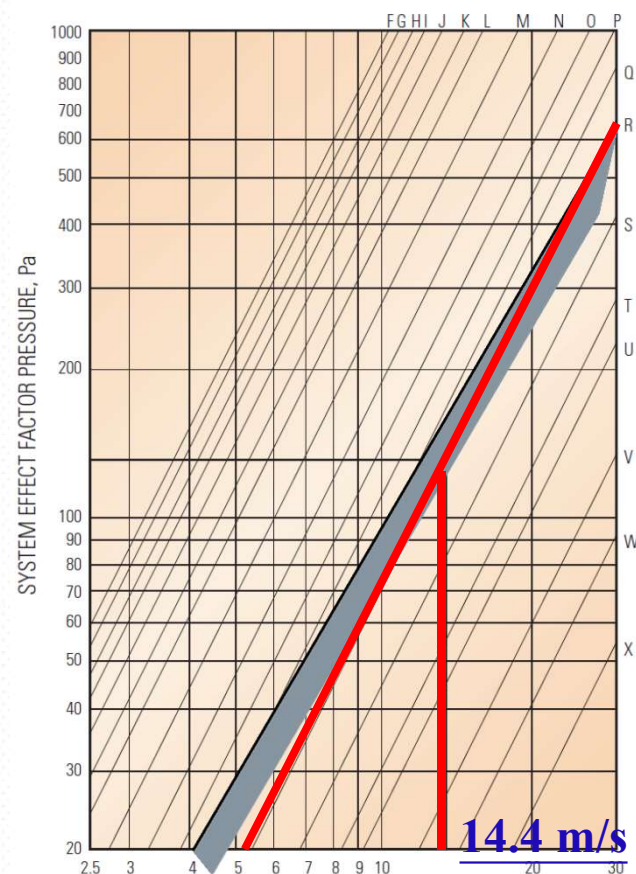
風管段	說明	壓力損失
B-C	系統效應	149.4 Pa
B-C	動壓(全壓亦同)無損失是風速降低所致，自風管至風箱C處靜壓未變	0 Pa
D	突縮段-風箱至風管	49.8 Pa
D	在點E建立速度所需靜壓能量	124.5 Pa
D-E	風量為85.2 cmm的風管摩擦損失	747 Pa
	所需風機靜壓	1070.7 Pa

六、送風機節能途徑(續)

假設此案例噴出面積(Blast area)/出口面積(Outlet area)=0.6



	无风管	12% 有效风管	25% 有效风管	50% 有效风管	100% 有效风管
噴出面积 出口面积	适用系統效应曲線				
0.4	P	R-S	U	W	-
0.5	P	R-S	U	W	-
0.6	R-S	S-T	U-V	W-X	-
0.7	S	U	W-X	-	-
0.8	T-U	V-W	X	-	-
0.9	V-W	W-X	-	-	-
1.0	-	-	-	-	-



空气速度 (m/s)
(空气密度=1.2kg/m³)

六、送風機節能途徑(續)

假設此案例所用風機相同，為克服壓損僅需要改變轉速即可達到。

根據風機定理，壓力改變與轉速改變的平方成比例。為克服系統效應所產生之149.4 Pa壓力損失，需**增加8%轉速**

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2$$

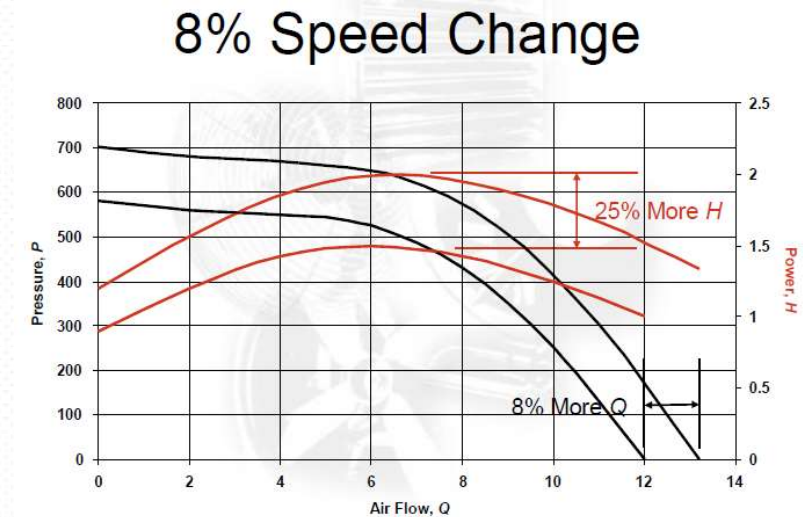
$$\left(\frac{1071}{922} \right)^{1/2} = 1.08$$

風機功率改變與轉速改變的立方成比例。

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3$$

$$(1.08)^3 = 1.25$$

為克服系統效應所增加功率消耗約為原系統功率的**25%**。



七、送風機節能案例

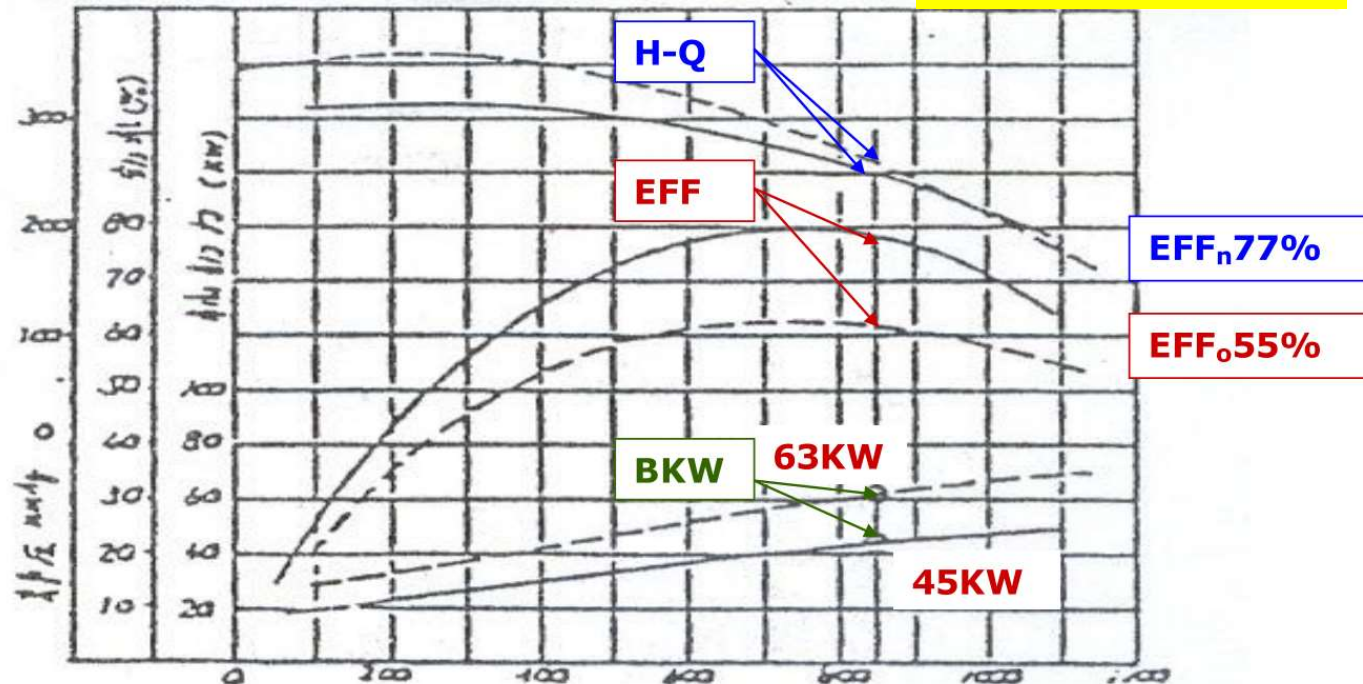
七、送風機節能案例

案例一：使用高效率送風機改善節能達29%

紙廠熱風送風機(Signle suction)效率提升案例

1. 改善前：250 mmAq/850cmm/160C/63 kW/61%/TFA型 (Turbo 直線型)
2. 改善後：250 mmAq/850cmm/160C/45 kW/77%/TF型 (Turbo 曲線型)
3. 改善範圍：葉輪更新+Suction Cone更新+主軸更新+軸封更新
4. 節能29%，節能效益： $(63-45) \text{ kW} \times 24 \text{ hr/天} \times 365 \text{ 天} \times 2 \text{ 元/kWh} = 32 \text{ 萬元/年}$
5. 建構成本：32萬元

同規格提升效率



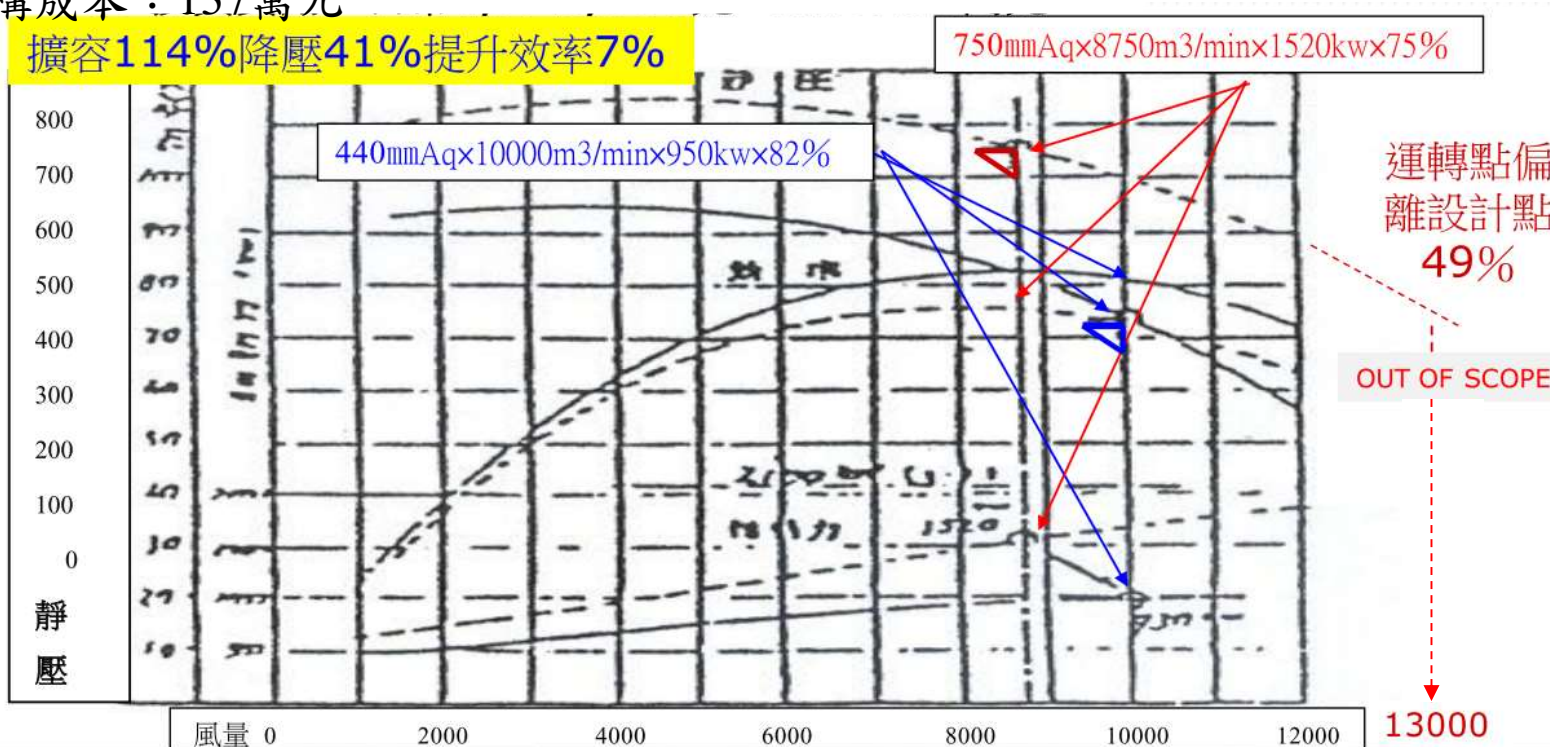
七、送風機節能案例(續)

案例二：送風機假性需求改善節能達37%

水泥廠預熱機排氣風機效率提升

1. 改善前：750 mmAq/8750cmm/260C/1520 kW/75%/TFA型 (Turbo 直線型)(過大需求150%)
2. 改善後：440 mmAq/10000cmm/260C/950 kW/82%/TF型 (Turbo 曲線型)
3. 改善範圍：葉輪更新+機殼更新+主軸更新+聯軸器更新
4. 節能37%，節能效益： $(1520-950) \text{ kW} \times 24 \text{ hr/天} \times 365 \text{ 天} \times 3 \text{ 元/kWh} = 1478 \text{ 萬元/年}$
5. 建構成本：137萬元

擴容114%降壓41%提升效率7%



七、送風機節能案例(續)

案例三：更換高效率送風機節能達21%

同規格提升效率12.8%

鑄造工廠：過濾袋用送風機

假性需求未被檢討！

削減消耗電力

41kW(約21%)

送風機型式不變，
留原有馬達



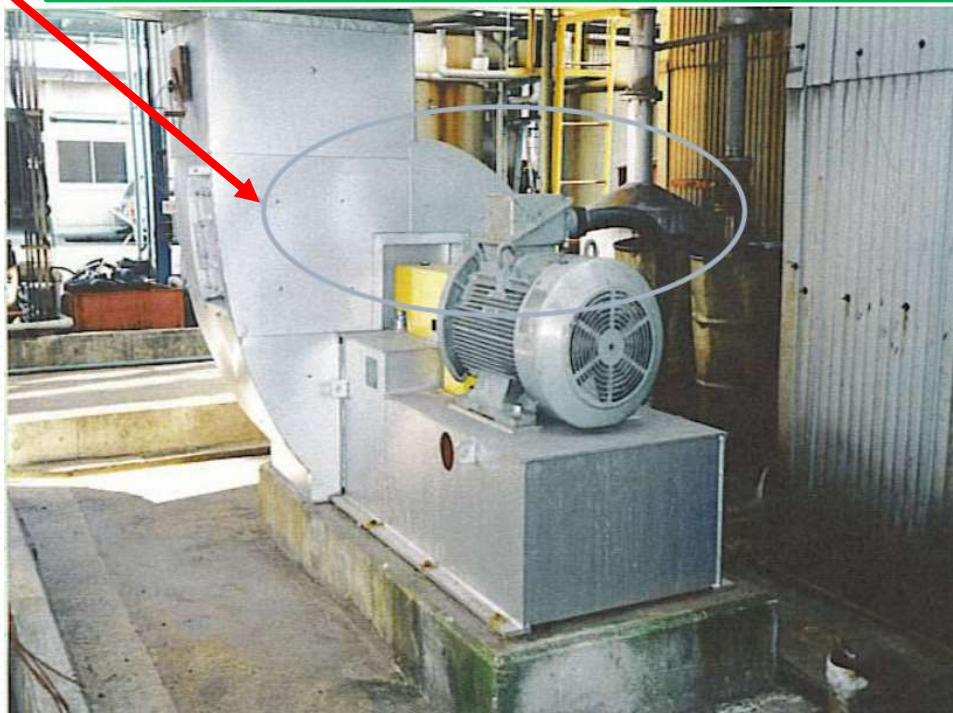
電費單價：13元/kWh

年間稼動時間：6,000 hr

41 kW x 6,000 hr x 13元
/kWh=3,198,000元

電費大幅刪減，回收投資
費用2-3年

- 送風機規格不變效率提高：eff_old=65.4%，
eff_new=78.2%；風量：2500 cmm 風壓：400
mmAq,溫度：20 C 善前：750
- 軸馬力原來250 BKW，改善後209 BKW
出力：250 KW 極數：6P，電壓：3300V, 60Hz



七、送風機節能案例(續)

案例四：更換高效率送風機節能達17%

同規格提升效率12.9%

鍋爐風機

假性需求未被檢討!

■ 送風機規格不變效率提高：

風量：429 cmm 風壓：624 mmAq, 溫度：61 C

■ 軸馬力原來70 BKW，改善後58 BKW

出力：75 KW 極數：2P，電壓：400V, 50Hz



原設計送風機

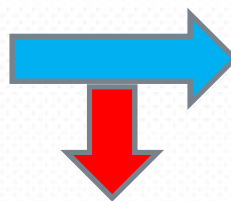
操作點之軸動力：70 SkW
Eff=62.5%，單耗：0.00272
kWh/m³

軸承：液體狀潤滑油，水冷



更換高效率風機

操作點之軸動力：58 SkW
Eff=75.4%，單耗：0.00225 kWh/m³
軸承：固體狀潤滑油，空氣冷卻



保留現有基礎與馬達，節能17%

七、送風機節能案例(續)

案例五：更換高效率送風機節能達17%

同規格提升效率23.7%

紙漿工廠
回收鍋爐IDF
假性需求未被檢討!

■ 送風機實例：

使用前：風量：1,100 cmm 風壓：200 mmAq, 溫度：
150 C, 軸動力：62 BKW

更換後：風量：1,100 cmm 風壓：200 mmAq, 溫度：
150 C, 軸動力：44 BKW

■ 馬達實例：

出力：75 KW 極數：8P, 電壓：3,300V, 60Hz



原設計送風機
操作點之軸動力：
62 SkW
Eff=58%



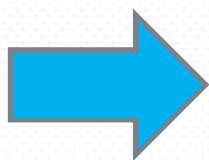
更換高效率送風機
操作點之軸動力：
44 SkW
Eff=81.7%

保留現有基礎與馬達，節能29%

七、送風機節能案例(續)

案例六：送風機風量提高170%，不更換馬達

引風機風量增加



- 風機改善
- 不修改馬達
- 增加風量

- 馬達型式 (使用現有馬達)：90 kW 4P
- 根據基礎及出入口管線進行設計和生產



擴容20%增壓41%提升效率20.6%

	原風機	更換後風機	性能提升
風量 (cmm)	300	360	36%
風壓 (mmAq)	850	1,200	
風機出力 (kW)	70/90	87/90	
溫度 (C)	20	20	
轉速 (rpm)	2,280	2,480	
效率 (%)	59.5	81.1	

七、送風機節能案例(續)

案例七：鋼廠集塵送風機節能23%

鋼廠集塵風機更新葉輪提升效率14%

- 改善前(設計點)：680 mmAq/6000 cmm/130 C/1100 kW/66%/TFA型
(Turbo 直線型-Line Backward Vane)，單耗：0.00306 kWh/m³
- 改善後(操作點)：680 mmAq/6000 cmm/130C/850 kW/80%/TFV型
(TFV-AirFoil Vane 機翼型)，單耗：0.00236 kWh/m³
- 改善範圍：葉輪更新+Suction Cone更新+packing更新
- 節能23%，節能效益：(1100-850) kW x 24 hr/天 x 365 天 x 3 元
/kWh=657萬元/年
- 建構成本：381萬元

七、送風機節能案例(續)

案例八：鋼廠集塵送風機更換葉輪，增加流量，節能7%

鋼廠集塵風機2台改為1台運轉

- 改善前(設計點)1台：680 mmAq/6000 cmm/130 C/1100 kW/66%/TF型 (Turbo 曲線型-Curve Backward Vane)，單耗：0.00306 kWh/m³
- 改善前(設計點)2台：800 mmAq/8000 cmm/130 C/1900 kW/55%/TF型 (Turbo 曲線型-Curve Backward Vane)
- 改善後(操作點=設計點=精準型設計)：810 mmAq/8000 cmm/70C/1360 kW/80%/TFV型 (TFV-AirFoil Vane 機翼型)，單耗：0.00283 kWh/m³
- 改善範圍：葉輪更新+Suction Cone更新+packing更新
- 節能28%，節能效益：(1900-1360) kW x 24 hr/天 x 365 天 x 3 元/kWh=1400萬元/年
- 建構成本：556萬元

單位耗能降7%

七、送風機節能案例(續)

案例九：燒結工廠送風機更換葉輪，降低流量，節能55%

- 改善前(設計點)(過大設計250%)：300 mmAq/10000 cmm/20 C/750 kW/70%/TFA-EK型 (Turbo 直線型-Line Backward Vane)，

單耗：0.00167 kWh/m³

單位耗能降55%

- 大節流操作點：200 mmAq/6000 cmm/20 C/600 kW/33%/TFA-EK型 (Turbo 直線型-Line Backward Vane)

- 改善後(操作點=設計點=精準型設計)：200 mmAq/6000 cmm/20C/270

kW/85%/TFV-DK型 (TFV-AirFoil Vane 機翼型)，單耗：0.00075 kWh/m³

- 改善範圍：葉輪更新+外殼更新+damper更新vane control+主軸、聯軸器更新
- 節能55%，節能效益：(600-270) kW x 24 hr/天 x 360 天 x 3 元/kWh=855萬元/年
- 建構成本：403萬元

七、送風機節能案例(續)

案例十：燒結工廠集塵送風機，節能39%

燒結工廠集塵送風機揚程改小流量加大

- 改善前：770 mmAq/8700 cmm/60 C/1520 kW/75%/TF型 (Turbo 曲線型)

單耗：0.00291 kWh/m³

單位耗能降47%

- 改善後：430 mmAq/10000 cmm/60C/930 kW/85%/TFV型 (TFV-AirFoil Vane 機翼型)，單耗：0.00155 kWh/m³

- 改善範圍：葉輪更新+suction cone更新+主軸、聯軸器更新

- 節能39%，節能效益：(1520-930) kW x 24 hr/天 x 360 天 x 3 元/kWh=1500萬元/年

- 建構成本：639萬元

八、參考資料

- ❑ ISO 5801, Industrial fans – Performance testing using standardized airways
- ❑ AMCA 210-07, Laboratory Methods of Testing Fans for Certified Aerodynamic Performance Rating.
- ❑ ISO 12759, Fans – Efficiency classification for fans
- ❑ AMCA 205, 風機能源效率分級
- ❑ AMCA, Fan Industry: Facing Up to the Energy Challenges
- ❑ 馮丁樹，送風機與通風設備
- ❑ 馮丁樹，流體機械
- ❑ 林瑞泓，風機系統節能管理技術
- ❑ 質昌公司,以CFD方法開發三維高效率風機
- ❑ 張尚武，轉動設備節電規範指引
- ❑ 張尚武，工廠風機系統節電技術與案例改善
- ❑ 林金童，送風系統測試平衡與調整
- ❑ 財團法人台灣綠色生產力基金會，風機節能改善之節能績效量測與驗證方法
- ❑ Goh Swee Lee, Energy Efficiency Regulations in the Asia Region
- ❑ AMCA International InMotion.
- ❑ Mark Stevens, Fan Performance.
- ❑ May 2013 HPAC Engineering
- ❑ Mike Wolf, P.E., Energy Standards/Codes& Impact on Fan Selection,2017